



Universitetet
i Stavanger

DET TEKNISK-NATURVITENSKAPELIGE FAKULTET

MASTEROPPGAVE

Studieprogram/spesialisering: Offshore Teknologi, Marin- og undervannsteknologi	Vår semesteret, 2015 Åpen
Forfatter: Maria Sund Solli (signatur forfatter)
Fagansvarlig: Professor Kenneth Alasdair MacDonald, Universitet i Stavanger	
Veileder: Tor Erik Jonstad, Oceaneering Subsea Asset Integrity Norway	
Tittel på masteroppgaven: Inspeksjon av ikke-piggbare rørledninger	
Engelsk tittel: Inspection of unpiggable pipelines	
Studiepoeng: 30	
Emneord: <ul style="list-style-type: none">• Ikke-piggbar rørledning• Integritet• Inspeksjonsutfordring• Trekkraft• Friksjonstest	Sidetall: 54 sider + vedlegg: 8 sider Stavanger, 15.juni 2015

I. Forord

Dette er min avsluttende oppgave i masterstudiet i Offshore teknologi ved Universitetet i Stavanger. Det har vært en lærerik tid med et interessant studie der jeg også har blitt kjent med mange flotte mennesker.

Ved siden av studiet har jeg har jobbet i Oceaneering i Stavanger som prosjekt-ingeniør. Denne oppgaven ble til da jeg kom i kontakt med Oceaneering Subsea Asset Integrity Norway (OSAIN). OSAIN er ei avdeling i Oceaneering som blant annet jobber med inspeksjon av rørledninger, og de hadde en oppgave om inspeksjon av rørledninger. Denne utfordringen tok jeg, og så på dette som en fin mulighet til å fordype meg i et tema jeg ikke hadde så mye forkunnskaper i, og i tillegg bli kjent med nye kolleger. Det har vært et spennende og interessant tema å fordype seg i, og arbeidet har bestått av både teoretiske - og praktiske problemstillinger.

En stor takk til veileder i OSAIN, Tor Erik Jonstad med kollegaer. Takk for all hjelp og opplæring! Retter også en takk til min interne veileder, Kenneth MacDonald, for god støtte og konstruktiv veiledning.

Jeg vil også takke samboeren min, Anders, som har oppmuntret meg gjennom hele studietiden.

II. Sammendrag

Rørledninger er som blodårer i olje- og gassutvinningen, og vi har mange tusen km med rørledninger bare på norsk sokkel. Integriteten av rørledninger er utfordrende for olje- og gassindustrien. For å kunne sikre integriteten må man derfor utføre inspeksjon og overvåkning av rørledningene, noe som må gjøres rutinemessig gjennom hele levetiden. Inspeksjon kan utføres både utvendig og innvendig. Ved innvendig inspeksjon utgjør pigging en vesentlig rolle. I piggbare rørledninger kan piggen betraktes som et stempel som beveger seg fritt gjennom røret ved å bruke differansetrykket over innretningen som drivkraft. Drivkraften vil vanligvis være brønnstrømmen.

En tredjedel av verdens rørledninger er ansett som ikke-piggbare. Et rørsystem som er ikke-piggbart eller vanskelig å pigge, mangler ofte en utskyter og en mottaker for pigging. Det kan også være for lite trykk på brønnstrømmen for å benytte frittflytende pigger.

I denne oppgaven er det fokusert på innvendig inspeksjon av ikke-piggbare rørledninger og utfordringer med inspeksjonsutstyr som Oceaneering Subsea Asset Integrity Norway (OSAIN) har. Ved innvendig inspeksjon benytter OSAIN en fremdriftsenhet som kalles rørtraktor. Rørtraktoren er koblet til et verktøy som undersøker tilstanden til rørene. Rørtraktoren med inspeksjonsutstyr er festet til en kabelvinsj, og kan kjøre opp til ti kilometer inn i rørledningen. Hvis rørtraktoren mister fremdriften må den dras ut igjen ved hjelp av kabelvinsjen. Utstyret brukes regelmessig av OSAIN over hele verden og er dermed viktig med kontroll på tap av trekraft.

Formålet med oppgaven er å identifisere faktorer som virker inn på trekraften når inspeksjonsutstyret er inne i røret.

Det var ønskelig å se nærmere på friksjon av inspeksjonskabelen. Kabelen består av en kjerne med mange lag og komponenter. Det ble gjort friksjonstester der vi festet ulike laster til kabelen som ble kjørt opp og ned gjennom et 90 graders bøyde rør med kabelvinsjen. Målet var å beregne den statiske friksjonskoeffisienten. Resultatene av testene viste varierende friksjonskoeffisient på ulik last, og varierte med hvilken måte lasten ble kjørt.

Det er også gjennomgått og kommentert en beregningsmetode OSAIN hadde, for å beregne tap av trekraft. Forbedringsforslag er blant annet og ikke ta med bøyefaktor. I følge Eytelweins lov er det vinkelen på kurvaturene som er av betydning. Ved en høyere bøyefaktor vil normalkraften være fordelt over en større lengde og friksjonsmotstanden vil den samme.

De viktigste identifiserte faktorene som vil utgjøre tap av trekraft er normalkraften til lasten i enden av kabelen og lastens friksjonskoeffisient mot rørveggen, rørledningens kurvatur, friksjonskoeffisient mellom rørledningen og inspeksjonskabelen og vekt av inspeksjonskabelen. Rørkonfigurasjoner, væskeinnhold, material på rørene og rørenes tilstand vil variere fra operasjon til operasjon. Dermed vil også friksjonskoeffisientene være forskjellig. Det anbefales videre testing for få mer data og bedre forståelse av oppførselen til kabelen.

III. Abstract

Pipelines are like veins in oil and gas production, and we have thousands of kilometres of pipeline at the Norwegian Shelf. The integrity of pipelines is challenging for the oil and gas industry. In order to ensure the integrity inspection and surveillance of pipelines are important, which must be done routinely throughout their lifetime. Inspection can be done out both outside and inside. Pigging constitutes an essential role of internal inspection. In unpiggable pipelines pig is considered as a piston that can move freely through the pipe by using the differential pressure across the device as the driving force. The driving force will usually be well stream.

One third of the world's pipelines are considered unpiggable. A pipeline that is unpiggable or difficult to pig, often lacks a launcher and a receiver for pigging. It may also be insufficient pressure in the well stream to use free-flowing pig's.

This thesis is focused on the internal inspection of unpiggable pipelines and challenges with inspection equipment Oceaneering Subsea Asset Integrity Norway (OSAIN) has. By internal inspection OSAIN use a propulsion unit called tractor. A inspection unit is connected to the tractor and examines the pipes. The inspection equipment is attached to a cable winch, and can drive up to ten kilometres into the pipeline. If the pipe tractor loses the propulsion it needs to be pulled out using the cable winch. The equipment is used regularly by OSAIN worldwide and it is important have control of the loss of pulling force.

The purpose of the study is to identify factors that affect the loss of pulling force when the inspection equipment is inside pipeline.

It was requested to look into friction of inspection cable. The cable consists of a core with many layers and components. Friction tests where were done. We used various loads connected to the cable that was run up and down through a 90 degree bend using the cable winch. The goal was to calculate the static coefficient of friction. The results of the tests showed varying coefficient of friction of varying loads, and how the test was done.

A calculation of the loss of pulling force OSAIN had was reviewed and commented. One comment is to not include the bending factor in the calculations. According Eytelweins law is the angle of the bend are of importance. At a higher bending factor the normal force will be distributed over a greater length, but the force of friction remains.

The identified factors that would constitute a loss of pulling force are the normal force of inspection equipment and the friction coefficients between the pipeline and the equipment, pipeline curvature, coefficient of friction between the pipeline and inspection cable and weight of inspection cable.

Pipe configurations, fluid content, material of pipelines and pipeline condition will be different from operation to operation. This would also mean that the friction coefficients could change. It is further recommended testing for more data for better understanding of the behaviour of the cable.

IV. Innholdsfortegnelse

I. FORORD	II
II. SAMMENDRAG	III
III. ABSTRACT	IV
IV. INNHOLDSFORTEGNELSE	V
V. FIGURLISTE, GRAFER OG TABELLER	VI
VI. FORKORTELSER	VIII
VII. BEGREPSFORKLARING	VIII
1 INNLEDNING	1
1.1 BAKGRUNNEN FOR OPPGAVEN	1
1.2 FORMÅL OG AVGRENSNING AV OPPGAVEN	1
1.3 VERKTØY TIL OPPGAVEN	1
1.4 OCEANEERING INTERNATIONAL INC.....	2
1.5 OCEANEERING SUBSEA ASSET INTEGRITY NORWAY.....	2
2 RØRLEDNINGER	3
2.1 DESIGNUTFORDRINGER MED RØRSYSTEMER.....	3
2.1.1 <i>Korrosjon og erosjon</i>	5
2.2 INSPEKSJON AV RØRLEDNINGER OG KORROSJONS OVERVÅKNING.....	6
2.2.1 <i>Pigging</i>	6
2.2.2 <i>Kabeloperert pigg</i>	8
2.3 IKKE-PIGGBARE RØRLEDNINGER	9
3 INSPEKSJON AV IKKE-PIGGBARE RØRLEDNINGER	10
3.1 HVORDAN FOREGÅR INNVEDIGE INSPEKSJONER I IKKE-PIGGBARE RØRLEDNINGER?	10
3.2 UTSTYR.....	12
3.2.1 <i>Inspeksjonsutstyr</i>	13
3.2.2 <i>Kabelvinsj</i>	14
3.2.3 <i>Inspeksjonskabel</i>	15
4 TEORI	16
4.1 FRIKSJON.....	16
4.1.1 <i>Tørr friksjon</i>	17
4.1.2 <i>Statisk friksjon</i>	17
4.1.3 <i>Kinetisk friksjon</i>	19
4.1.4 <i>Taufriksjon</i>	20
4.2 FRIKSJONSKOEFFISIENTEN	21
4.3 TØYNING	22
4.4 HYSTERESE	22
4.5 VÆSKEMOTSTAND OG REYNOLDS TALL.....	22
5 FRIKSJONSTEST	23
5.1 RUHETSMÅLER.....	25
5.2 TESTUTSTYR.....	26
5.4 KALKULASJON	27
5.5 RESULTATER	34
5.6 DRØFTING.....	37
5.6.1 <i>Begrensninger med testen</i>	39
5.7 FEILKILDER.....	39

6	BEREGNINGSARKET	40
6.1	KOMMENTARER TIL BEREGNINGSARKET.....	42
6.2	FORBEDRINGSFORSLAG TIL BEREGNINGSARKET	43
7	KONKLUSJON OG ANBEFALING FOR VIDERE TESTING	44
7.1.1	<i>Anbefaling for videre testing</i>	44
8	KILDEHENVISNING	45
9	VEDLEGG	47

V. Figurliste, grafer og tabeller

Figurliste

FIGUR 2-1: EKSEMPLER PÅ UNDERVANNSELT (ODLAND, 2012).....	3
FIGUR 2-2: BORG ER ET EKSEMPEL PÅ UNDERVANNSANLEGG PÅ NORSK SOKKEL (STATOIL, 2012).....	4
FIGUR 2-3: SKJEMATIKK AV RØRLEDNING (BAESTRUP ET AL., s.2, 2005).....	5
FIGUR 2-4: DET FINNES MANGE FORSKJELLIGE PIGGER (KING OG PALMER, s. 478, 2008).	7
FIGUR 2-5: DETTE BILDET VISER EN STØRRE TYPE PIGG SOM SKAL SKYTES INN I RØRLEDNINGEN (SYSLA, 2014). 8	
FIGUR 3-1: RØRLEDNINGER FRA A1 TIL VENSTRE OG TIL A2 TIL HØYRE I BILDET (OSAIN, 2014).....	10
FIGUR 3-2: SKISSE OVER LØSNING FOR PIGGING (OSAIN, 2014).	11
FIGUR 3-3: PAKNINGSBOKS (OSAIN).....	12
FIGUR 3-4: TRINSE I BRUK PÅ EN PLATTFORM (OSAIN).	12
FIGUR 3-5: PÅ BILDE SER VI PROBERINGEN TIL PIPESCAN (OSAIN).....	13
FIGUR 3-6: PIPEROVER (OSAIN).....	13
FIGUR 3-7: KABELVINSJ (FOTO: MARIA S. SOLLI).....	14
FIGUR 3-8: SNITT AV KABELEN SOM BENYTTES (DATABLAD)	15
FIGUR 4-2: KLOSS MED MASSE M BLIR DRATT BORTOVER MED EN DRAKRAFT S (AV: MARIA S. SOLLI, HERETTER KALT MSS).....	17
FIGUR 4-1: MIKROSKOPISK BILDE AV EN GLATT OVERFALTE (MOSCA OG TIPLER, s. 119, 2004).....	17
FIGUR 4-3: KREFTENE SOM VIRKER PÅ KLOSSEN (MSS).	18
FIGUR 4-4: FRIKSJONSKRAFTEN SOM EN FUNKSJON AV DRAKRAFTEN (AUNE, s.135, 2006).	18
FIGUR 4-6: TAU OVER EN SYLINDER (AUNE, s.148, 2006).....	20
FIGUR 4-5: TAUELEMENT (AUNE, s.148, 2006).	20
FIGUR 4-7: FRIKSJONSKOEFFISIENT VED ØKT NORMALKRAFT MINKENDE KONTAKTFLATE (FLORES, 2008).....	21
FIGUR 5-2: TESTOPPET (MSS).....	23
FIGUR 5-1: FORSLAG TIL TESTOPPET (MSS).....	23
FIGUR 5-3: SENSOR OVER TRINSE NUMMER 2 (MSS).	24
FIGUR 5-4: 110 KG LAST OG VEKT (MSS).....	24
FIGUR 5-5: RUHETSMÅLER UNDER TESTING (MSS).....	25
FIGUR 5-6: BILDE FRA TESTINGEN (MSS).....	26
FIGUR 5-7: SYSTEMET TIL 10 TOMMERS TESTOPPET (MSS).....	27
FIGUR 5-8: POSISJON 1 TIL VENSTRE OG POSISJON 2 TIL HØYRE (MSS).	27
FIGUR 5-9: TRINSE NUMMER 2 VED TEST AV 10 TOMMERS RØR (MSS).	28
FIGUR 5-10: LAST KJØRT NEDOVER OG FRIKSJONSKRAFTEN F_R VIRKER I MOTSATT RETNING AV FARTSRETNINGEN TIL KABELEN.	29
FIGUR 5-11: TRINSE NUMMER 2 VED TEST AV 12 TOMMERS RØR (MSS).....	32
FIGUR 5-12: SYSTEMET I 12 TOMMERS TESTOPPET (MSS).....	33
FIGUR 6-1: BEREGNINGSARKET (OSAIN).....	40
FIGUR 6-2: BEREGNINGER FOR HVER BØY I RØRLEDNINGEN (OSAIN).....	41
FIGUR 6-3: KREFTENE SOM PÅVIRKER KABELEN (OSAIN).....	41
FIGUR 6-4: KABEL I ET 48 TOMMERS RØR.....	42
FIGUR 6-5: KABEL I ET 8 TOMMERS RØR.....	42
FIGUR 6-6: FORBEDRINGSFORSLAG.	43

Tabeller

TABELL 5-1: RESULTAT AV TEST NUMMER 5 PÅ 110 KG LAST I 10 TOMMERS RØR.....	34
--	----

TABELL 5-2: FRIKSJONSFAKTOR NÅR LAST BLE KJØRT NED OG STOPPET.....	34
TABELL 5-3: BEREGNET FRIKSJONSFAKTOR NÅR LASTEN BLE KJØRT OPP OG STOPPET.....	35
TABELL 5-4: RUHET PÅ RØRENE.....	36
Grafer	
GRAF 5-1: FRIKSJONSFAKTORENE FRA TABELL 5-2, DER LASTEN ER KJØRT NED OG STOPPET.....	35
GRAF 5-2: FRIKSJONSFAKTORENE FRA TABELL 5-3, DER LASTEN ER KJØRT OPP OG STOPPET.....	36
GRAF 5-3: SAMLET TESTDATA.....	37

VI. Forkortelser

HDPE	High density polyethylene, polyeten med høy tetthet
PE	Polyeten
CAD	Computer-aided design, oversatt til dataassistert design på norsk.
ROV	Remote operated vehicle, undervannsrobot
3D	Tredimensjonal

VII. Begrepsforklaring

Hydrater	Is-lignende krystalliske forbindelser mellom naturgass og vann.
Voks	Naturlige bestanddeler av råoljer og de fleste gasskondensater som kan danne store klumper.
Unpigable pipelines	Velger jeg å kalle det engelske uttrykket unpigable pipelines for "ikke-piggbare" rørledninger på norsk.
Probe	Probe er det engelske uttrykket for sensor.
Pig	Vi mangler et godt norsk ord for pig. Jeg velger å bruke begrepet pigg i denne oppgaven.

1 Innledning

1.1 Bakgrunnen for oppgaven

Ei avdeling innen Oceaneering Asset Integrity Norway, heter Oceaneering Subsea Asset Integrity Norway. Videre i oppgaven er Oceaneering Subsea Asset Integrity Norway forenklet til OSAIN.

OSAIN inspiserer undervannsrørledninger både fra utsiden og innsiden. De hadde en spesiell utfordring i forbindelse med innvendige inspeksjoner av ikke-piggbare rørledninger. Dette ønsket de at jeg skulle se nærmere på i denne oppgaven.

Ved innvendig inspeksjon benyttes en fremdriftsenhet som kalles rørtraktor. Denne er festet til en kabelvinsj. Rørtraktoren er koblet til et verktøy som for eksempel har ultralydsensorer for å undersøke tilstanden til rørene. Ved hjelp av denne rørtraktoren kan de kjøre utstyret opp til ti kilometer inn i rørledningen. Hvis rørtraktoren mister fremdriften må den dras ut igjen ved hjelp av kabelvinsjen. Man kan da risikere å ikke ha nok kraft tilgjengelig for å dra den ut. Dette vil være svært uheldig og påføre både operatør og leverandør store kostnader med å få utstyret ut igjen. Dette utstyret brukes regelmessig av OSAIN over hele verden, det betyr at å ha kontroll på tap av trekraft er viktig for OSAIN.

1.2 Formål og avgrensning av oppgaven

Oppgavetittelen er: Inspeksjon av ikke-piggbare rørledninger.

I denne oppgaven er det sett på innvendig inspeksjon av ikke-piggbare rørledninger, samt studert utfordringer OSAIN har med denne typen inspeksjon.

Formålet med oppgaven er å identifisere hvor mye tap av trekraft vi har når inspeksjonspiggen er inne i røret og hvilke faktorer som virker inn på trekraften.

For å kunne identifisere tap av trekraft er målet med oppgaven å:

- Foreta friksjonstester av inspeksjonskabel.
- Se på beregningsmetoden som OSAIN har per i dag.
- Eventuelt forbedre beregningsmetoden i Excel for å få mer nøyaktige beregninger enn det man har per dags dato.
- Evaluere resultatet og eventuelt gjøre anbefalinger for videre studier.

1.3 Verktøy til oppgaven

For å kunne gjøre friksjonstester stilte OSAIN verksted og utstyr til disposisjon, for å kunne samle inn faktiske empiriske data. Tredimensjonale modeller ble utført ved Oceaneering på Forus.

1.4 Oceaneering International Inc.

Oceaneering International Inc. ble startet opp i 1964 i USA, opprinnelig som et dykkerfirma, men har med årene ved oppkjøp og utvikling blitt et verdensomspennende konsern med over 11 000 ansatte. Hovedvirksomheten er i olje - og gassindustrien, men selskapet har også avdelinger som utvikler militært-, underholdnings- og romfartsutstyr. Oceaneering er en av verdens største ROV - operatører og holder til i 23 land (Oceaneering, 2013). Oceaneering AS ble etablert i Norge i 1973. Hovedkontoret i Norge ligger i Stavanger på Forus.

1.5 Oceaneering Subsea Asset Integrity Norway

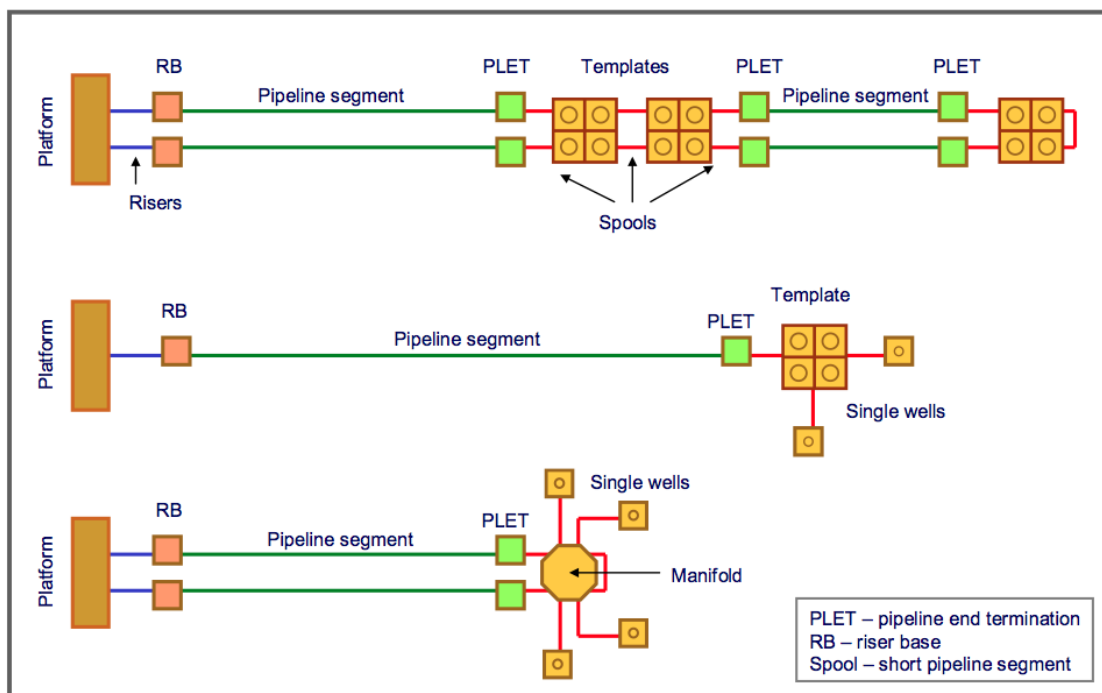
Asset Integrity het tidligere AGR Field Operation og ble kjøpt opp av Oceaneering i 2011. Dette er et offshore vedlikeholdsselskap som utfører oppdrag på vegne av operatører. De har sitt hovedkontor i Bergen, men har avdelinger både i Stavanger, Trondheim og Florø. Asset Integrity jobber med vedlikehold gjennom risikostyring og inspeksjon, og er igjen delt opp i ulike forretningsområder der Oceaneering Subsea Asset Integrity Norway (OSAIN) er en av disse. OSAIN har ulike forretningsområder basert på inspeksjon, herunder innvendig inspeksjon av rørledninger. De siste 15 årene har selskapet spesialisert seg i innvendig inspeksjon av ikke-piggbare rørledninger ved å bruke den nyeste ultralydteknologien og spesialiserte rørtraktorer (Oceaneering, 2013).

2 Rørledninger

Med rørledninger i denne sammenhengen menes det rørledninger som frakter olje og gass offshore. Rørledninger er som blodårer i olje- og gassutvinningen og vi har mange tusen km med rørledninger bare på norsk sokkel. Den første rørledningen som ble lagt på norsk sokkel heter Nordpipe. Den er 443 km lang og strekker seg fra Ekofisk til Emden i Tyskland. Nordpipe ble lagt under byggingen av Ekofisk og hadde driftsoppstart i 1977 (Oljedirektoratet, 2010).

Rørledningene offshore kan deles inn i ulike typer. Undervannsrørledninger er rørledninger som er under vann og frakter olje- og gassprodukter fra brønnhode til en stigerørsbase. Eksportørledninger transporterer produserte hydrokarboner.

Stigerør kan i noen tilfeller anses som en videreføring av undervannsrørledninger og går fra stigerørsbaser på havbunnen til fasiliteter over havnivå. Hvis det er en flytende produksjonsenhet må stigerørene være fleksible nok til å håndtere de bevegelser som forårsakes av bølger, vind og strøm. Stigerør er derfor skreddersydd for produksjonsenheten (Odland, 2012).



Figur 2-1: Eksempler på undervannsfelt (Odland, 2012).

2.1 Designutfordringer med rørsystemer

Som Figur 2-1 viser er hvert av disse undervannsfeltene ulike og rørsystemet er svært forskjellig på de tre plattformene. Disse tre plattformene er bare et eksempel på hvor forskjellig rørsdesign kan være, og det finnes mange flere varianter enn disse. Hvert felt er nemlig unikt i forhold til hvordan rørene er konfigurert. Dette fordi det varierer fra felt til felt hvilken olje- eller gasstype som blir produsert, varierende vandedybder, reservoartrykk og temperatur, vannproduksjon, kjemikaliebruk o.l. Under selve produksjonstiden til hvert felt kan også mengde kjemikalier,

vannproduksjon og brønnstrømmen forandre seg over tid. Nye funn ved eksisterende felt kan forekomme og da vil nye rørledninger blir skjøtet på, eller det kan også være reparasjoner som må gjøres under levetiden til feltet. Dermed er rørsystemet ikke bare forskjellige fra felt til felt, men det kan også forandre seg over tid på de ulike feltene. Hovedfokuset er å holde en jevn produksjon og kvalitetssikre flyten av olje og gass.

Primærfunksjonen for en rørledning er å transportere mediet sikkert og pålitelig i løpet av designtiden. Designkravene er mange, de må tåle trykk og temperatursvingninger i tillegg til funksjonelle krav som inspeksjonstilgjengelighet. Rørledningene må legges med hensyn til en rekke ytre faktorer som for eksempel landegrenser, politikk, grunnforhold, fiske, skipsvrak, krysning av eksisterende rørledninger, samt å unngå områder der det er fare for fallende objekter, sterk strøm og lignende (Braestrup et al., s.12, 2005).

Noen av utfordringene med å kunne holde en jevn produksjon er å unngå dannelser av hydratplugg og formasjoner i rørledningene. Hydratplugg og voksformasjoner kan forårsake uønsket væskeegenskaper og til og med blokkere for brønnstrømmen. Hvis dette skjer må brønnen stenges for å reparere dette og slike reparasjoner vil påføre operatøren store kostnader, med å forhindre at brønnstrømmen blir nedkjølt vil dette da kunne forhindre at disse formasjonene av gashydrater og voks oppstår (Odland, 2012).

I og med at offshoreproduksjonen forflytter seg til dypere vann øker risikoen for hydratplugg og voksformasjoner i rørledninger.



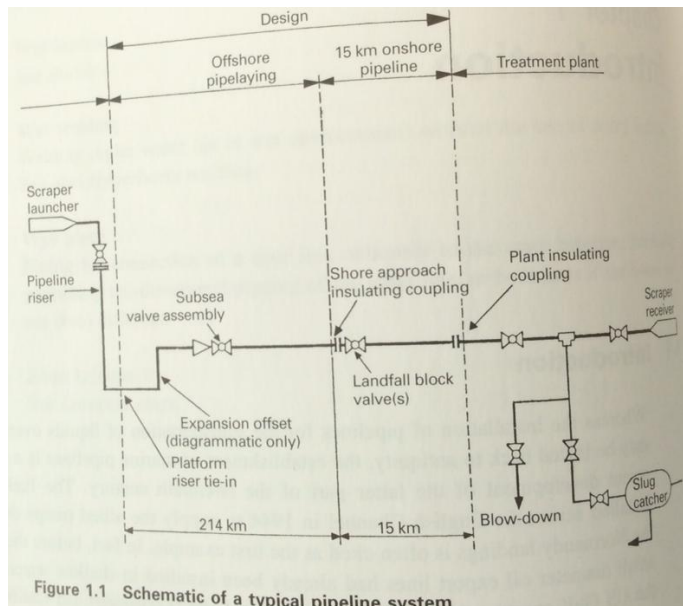
Figur 2-2: Borg er et eksempel på undervannsanlegg på norsk sokkel (Statoil, 2012).

Rørledninger og stigerør er utsatt både fra ytre påkjenninger som skader fra objekter som faller ned, fisketrålere og ankere, men også fra indre påkjenninger som trykk, korrosjon og erosjon (Odland, 2012).

Det finnes mange løsninger for å forhindre formasjon av hydrater og voks under produksjon. I Nordsjøen er den mest vanlige metoden en kombinasjon av termisk isolasjon og kjemisk injeksjon. Ulempen med kjemisk injeksjon er at disse kjemikaliene må fjernes når oljen har kommet opp til prosessanlegget på plattformen. Denne prosessen kostnadskrevende og kan også være en risiko for miljøet.

Rørledninger er sammensatt med en rekke deler som albuer 90, 60 og 45 grader, T-

og Y-koblinger, en rekke ventiler og bøyde rør med lang bøyeradius, kort bøyeradius, reduserende eller sveiste rør. På tegninger av rørsystemer kan det for eksempel stå 90 grader 1,5 D. Det betyr at en 90 grader albue har en lengde lik den nominelle rørstørrelsen pluss 1,5 ganger den nominelle størrelsen. For eksempel et 8 tommer rør med 1,5 D 90 grader har en lengde på 12 tommer $8'' \cdot \frac{3}{2} = 12''$ (Parisher og Rhea, s.14, 2012).



Figur 2-3: Skjematisering av rørledning (Baestrup et al., s.2, 2005).

2.1.1 Korrosjon og erosjon

Risikoen for korrosjon og erosjon av rørledninger er relatert til gjennomstrømningen av olje og gass. Korrosjonsrisikoen er relatert til om vann er til stede. Vanligvis er det nødvendig å holde en fuktighet på under 60-80 % for å unngå korrosjon. Korrosjonskomponent som CO_2 (søt korrosjon) og Hydrogensulfid (H_2S) er en svært giftig og korrosjonsfremmende gass. Det vil oppstå sur korrosjon når H_2S er til stede. Erosjon av rørledninger oppstår på grunn av sand og høy hastighet av væsken. Risikoen for erosjonsskader er mest akutt der rørledningen svinger og i kontrollkomponenter som ventiler (Odland, 2012).

2.2 Inspeksjon av rørledninger og korrosjons overvåkning

Integriteten av rørledninger i aldrende infrastruktur, gamle felt sammenkoblende med nye felt, rørledninger både i dypt vann og i grenselagte strøk, er utfordrende for olje- og gassindustrien. For å kunne sikre integriteten må man derfor utføre inspeksjon og overvåkning av rørledningene. Det er viktig for å forhindre uønsket driftsstans. I nyere tid har fokuset på inspeksjonstilgjengelighet økt og flere og flere rørsystemer blir laget slik at man kan skyte inn pigger for rensing og innvendig inspeksjon av rørledningene, og en plass hvor disse piggene kan tas i mot og fanges.

For å oppnå kontroll over den tekniske tilstanden til rørledningene er det nødvendig å forstå helheten. Indikatorer som monitorering og inspeksjonsresultater kan fortelle hvordan installasjonen er påvirket av innvendig- og utvendig korrosjon, statiske og dynamiske spenninger, trykk og utmattingsbelastninger. Ved å ta hensyn til dette kan man drifte installasjonene sikkert og med et akseptabelt risikonivå. Risikostyring og pålitelighet vil være en utfordring og det brukes store ressurser for å sikre integriteten til rørledninger. Det utarbeides derfor omfattende vedlikeholdsstrategier for å kunne operere under trygge forhold. Det stilles krav til at både preventive og proaktive vedlikeholdsstrategier benyttes.

Inspeksjon av rørledninger kan gjøres både utvendig og innvendig. Inspeksjonen kan være ved hjelp av ikke destruktive eller destruktive metoder, men destruktive inspeksjon kalles helst testing enn inspeksjon siden man må ødelegge en del av rørledningen for å få testet den (King og Palmer, s.477, 2008). Dette gjøres rutinemessig gjennom hele levetiden til rørledningene. Inspeksjon er nødvendig for å finne ut om rørledningene er designet hensiktsmessig og fungerer slik det er ment. Korrosjonsovervåkning skjer oftere enn vanlig inspeksjon for å velge en strategi for å kontrollere korrosjon og om rørledningen er intakt. Det er mulig å ha god overvåkning av utviklingen av generell korrosjon i vanlig stål. CO₂, H₂S og hydrogenindusert spenningskorrosjon er andre typer korrosjon og kan ha en raskere og mer uforutsigbar utvikling. I hovedsak er det tre forhold som nedsetter funksjonen til en rørledning:

1. Fremmedlegemer som forhindrer brønnstrømmen som for eksempel sand og metallpartikler.
2. Vann som kan føre til korrosjon av rørledningen.
3. Avleiringer som hydrater og voks.

Det har på norsk sokkel vært en økt skadefrekvens på feltskjøter der rørledningen ligger på havbunnen. Denne type skader kan føre til økt katodisk beskyttelse og økt fare for utvendig korrosjonsangrep. En årsak til dette kan være fiskefartøy som har kommet i kontakt med rørledningen. Fiskefartøyene blir større og større og går stadig hurtigere (Petroleumstilsynet, 2013).

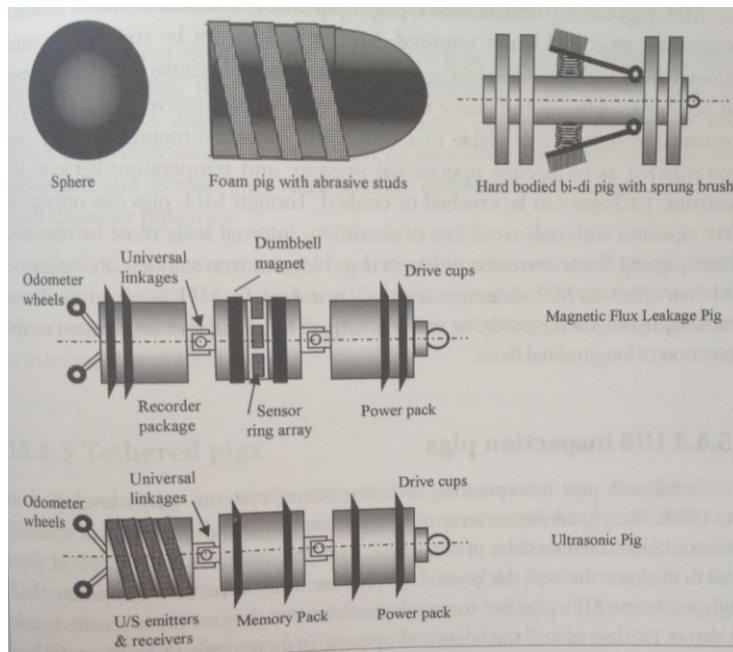
2.2.1 Piggging

For å kunne inspisere rørledningene innvendig blir pigger benyttet. Pigger er brukt til rensing, innvendig kontroll av rørledninger eller separasjon av forskjellige media som transporteres. Dette gjøres for å sikre at rørledningene til enhver tid tåler det de er dimensjonert for å opprettholde eller forbedre effektiviteten av transportsystemet.

Pig som direkte oversatt betyr gris kommer sannsynligvis av det hylet som oppstod under en piggoperasjon. I dag oppstår det ikke noe hyl, men det oppstod før i tiden fordi de tidligste pigger var baller laget av knyttede stråballer med tøyfiller eller lærreimer, gjerne surret med piggråd for å gjøre rengjøringen mer effektiv. Nå er pigging en etablert sofistikert teknologi (King og Palmer, s.486, 2008).

I piggbare rørledninger kan piggen betraktes som et stempel som kan bevege seg fritt gjennom røret ved å bruke differansetrykket over innretningen som drivkraft. Ofte er det brønnstrømmen i røret som gir det drivende trykket. Pigger kan være enveis eller toveis. Enveis pigger kan kun flyte en vei, mens toveispigger er laget slik at de kan brukes i begge retninger.

Vi har mange ulike typer pigger som støpte pigger, skumpigger, mandrelpigger, kulepigger samt intelligente pigger som vist i Figur 2-4. Intelligente pigger er pigger som har en rekke funksjoner som i hovedsak benyttes til å dokumentere teknisk tilstand.



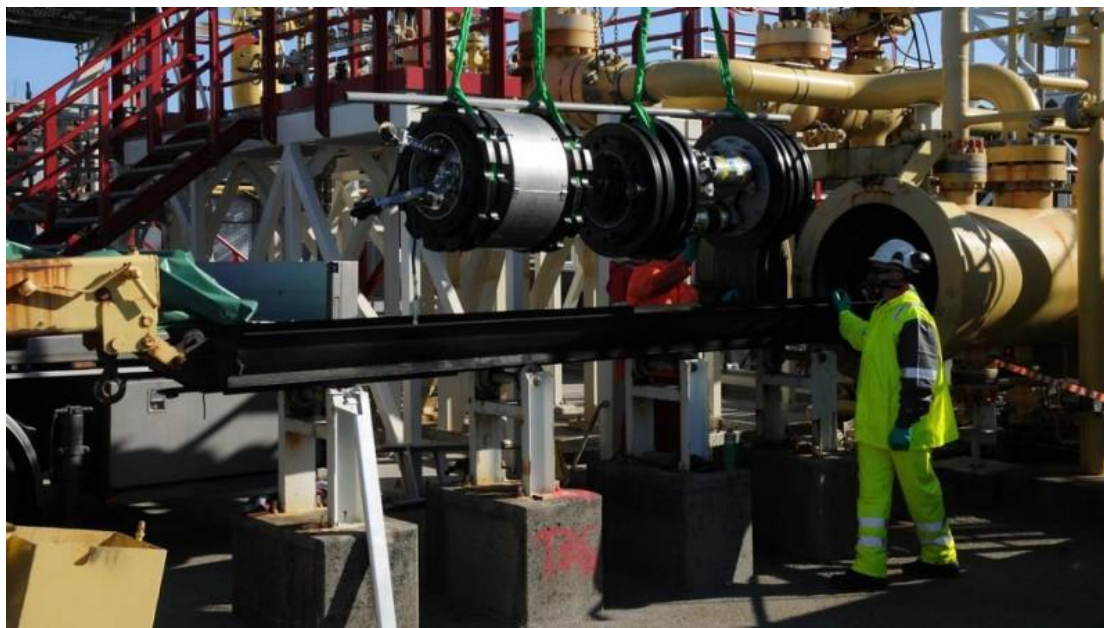
Figur 2-4: Det finnes mange forskjellige pigger (King og Palmer, s. 478, 2008).

En ting å legge merke til med pigger er at pakningselementene må ha stor nok innbyrdes avstand slik at de kan beveges over for eksempel T- og Y-kryss, og gjennom større ventiler uten å miste fremdriften eller å få nedsatt funksjon. For å løse denne utfordringen er piggene utformet med et sett av pakningselementer slik at hvis ett av pakningselementene mister forseglingen slik at væske eller gass kan strømme forbi, så vil ett annet sørge for fremdriften.

Rørledningene bør ha en kontinuerlig produksjon for å kunne holde kostnadene ved transport av olje/gass på et akseptabelt nivå. I dag er pigging en sentral metode for å kunne sikre kontinuerlig produksjon. Disse forutsetningene må opprettholdes gjennom rørledningens levetid. Pigging utgjør en vesentlig rolle i forhold til dette.

Piggoperasjoner sikrer kontinuerlige drift av rørledninger gjennom:

- Å fjerne fremmedlegemer eller uønskede avleiringer i rørledningen.
- Forhindre korrosjon.
- Overvåking av tilstanden til rørledningen med tanke på korrosjon og skader.
- Testing av operasjonell tilstand parallelt med kontinuerlig drift (gir indirekte samme informasjon som periodisk trykktesting og man trenger ikke da stanse driften).



Figur 2-5: Dette bildet viser en større type pigg som skal skytes inn i rørledningen (Sysla, 2014).

2.2.2 Kabeloperert pigg

Kabelopererte pigger er et alternativ til de frittflytende piggene som blir drevet av væsken. Disse kabelopererte piggene brukes til inspeksjon med utstyr som inkluderer kameraer, ultralydskannere og detektorer. Utstyret er festet til en kabel som forsyner piggen med strøm og signaloverføring. Piggen blir plassert i rørledningen og "kryper" langs rørledningen ved hjelp av en hydraulisk motor. Målinger blir gjort når piggen kryper langs rørledningen. I alle tilfeller må rørledningen være trykkavlastet og avgasset. For å kunne filme innvendig må rørledningen være tom, bortsett fra vanninjeksjonsrørledninger som kan undersøkes når de er væskefylt hvis vannet er tilnærmet rent. For ultralydinspeksjoner, må rørledningen fylles med væske eller så må piggen føres inn i en væskeplugg (King og Palmer, s.489, 2008).

En kabeloperert pigg vil bevege seg mye saktere og vil derfor ha bedre tid til å samle inn data enn en frittflytende pigg. En frittflytende pigg kan heller ikke samle inn informasjon om ovaliteter og bulker fordi probene er presset mot rørveggen. En kabelpigg kan ha en fast probering med en kjent diameter og måler avstanden mellom probene og rørveggen og kan derfor finne ovaliteter og bulker. Kabel gir også mulighet til å endre oppsettet under selve inspeksjonen, mens man for en frittflytende pigg må ta mange antagelser før piggen settes i røret. Med kabel kan

man også stoppe opp og gå frem og tilbake i tillegg til mulighet for høyere aksial oppløsning dersom dette er påkrevd.

Innvendig inspeksjon er ofte bedre egnet enn utvendig inspeksjon. Det er sannsynlig at mer og mer av monitorering og inspeksjon foretatt innvendig i tiden som kommer. (King og Palmer, s.486, 2008).

2.3 Ikke-piggbare rørledninger

Hva gjør et rørsystem ikke-piggbart? Et rørsystem som er ikke-piggbart eller vanskelig å pigge, mangler ofte en utskyter og en mottaker for pigging. Det kan også være for lite trykk på brønnstrømmen for å benytte frittflytende pigger. Uten tilstrekkelig gjennomstrømning kan pigger sette seg fast. Hvis ikke rørledningene er rene innvendig, kan dette skape problemer for pigging. Rørsystemet kan som nevnt være bygget opp med mange ulike diametere, det kan være for stor variasjon på diameterne, for små diametere eller for store for bruk frittflytende pigger. Andre utfordringer er koblinger som Y- og T-koblinger, ventilrestriksjoner (over eller underdimensjonerte), reparasjonsseksjoner og svinger på rørledningen som ligger for nær hverandre. Disse utfordringen kan føre til at piggene setter seg fast.

I tillegg er gamle rørledninger konstruert uten å ta hensyn til fremtidig inspeksjon eller andre konfigurasjonsproblemer. Bratte vertikale seksjoner vil også være problematiske for frittflytende pigger. Ellers så kan tilgangen til rørledningen som offshore og undervannsrørledninger gjøre rørsystemet ikke-piggbart.

I følge Tracerco er en tredjedel av verdens rørledninger er ansett som ikke-piggbare (Tracerco).

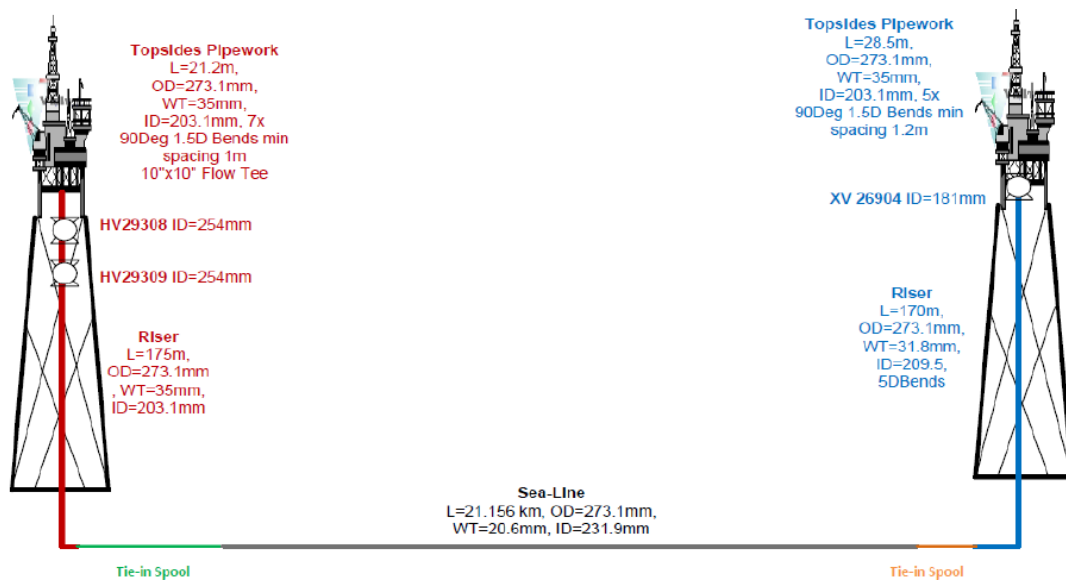
Selv om rørledningen er piggbart og man kan bruke tradisjonelle frittflytende pigger, er ofte det eneste alternativet for å oppnå en tilfredsstillende integritetsinspeksjon å modifisere rørledninger for å bruke kabeloperert pig. Selv om det er en signifikant kostnadsdriver.

3 Inspeksjon av ikke-piggbare rørledninger

3.1 Hvordan foregår innvendige inspeksjoner i ikke-piggbare rørledninger?

Alle ikke-piggbare rørledninger har utfordringer. For å se nærmere noen utfordringer er det valgt å se på rapporter fra en jobb som ble utført i 2014. Jobben gikk ut på å utføre rengjøring, inspeksjon og bekrefte integriteten i forskjellige 10 tommer rørledninger på en plattform i Nordsjøen. For å anonymisere kunden kalles plattformen for A1 og A2.

A1 mottar råolje via stigerør og rørledninger fra plattform kalt A2. A1 sender det videre til naboplattformen A3 som prosesserer råoljen og gassen for så å sende det videre til eksportørledningene.



Figur 3-1: Rørledninger fra A1 til venstre og til A2 til høyre i bildet (OSAIN, 2014).

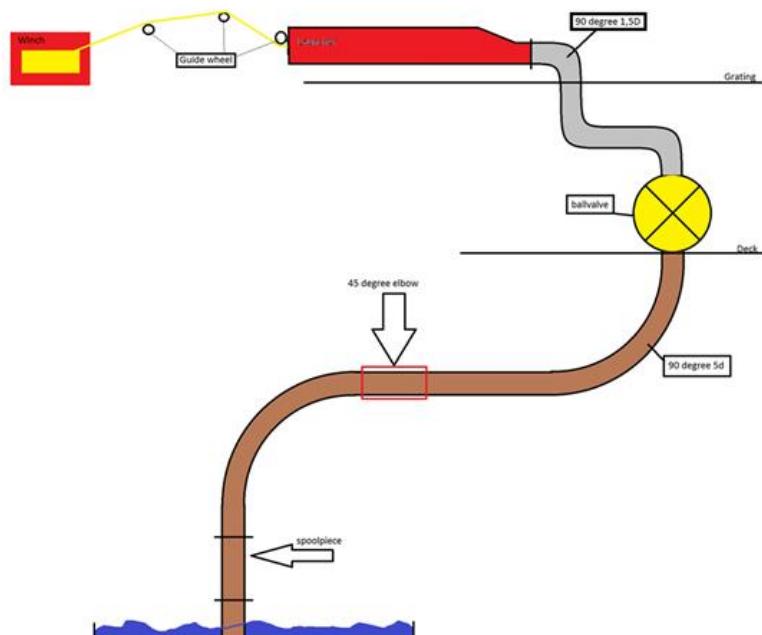
Det var flere vanninjeksjonsrørledninger som skulle inspiseres. En av disse var et stigerør i A1 plattformen. Det skulle inspiseres i stigerøret, tilkoblingsrøret (tie-in spool) og første de første 500 meterne i undervannsrørledningen.

I forkant av selve inspeksjonsjobben reiste en person fra OSAIN offshore for å gjøre en befaring. Befaring brukes for å samle inn informasjon om selve jobben (scope of work) og området (site). Ofte sitter de på mye mer detaljtegninger på installasjonen enn de gjør hos prosjektledere på hovedkontorene. Så mye som mulig av rørlinjen sjekkes for å forsikre at tegningene stemmer overens med virkeligheten.

Målet med befaringen var å studere ulike metoder for å få jobben gjort og med hvilket utstyr. Under befaringen ble det sett på hvor man kan plassere vinsjen og hvor man kan entre rørledningen med inspeksjonsutstyret. Tilgang på løftemuligheter, vann, trykkluft, strøm og plassering av operasjonskonteiner. Tilstedeværelse av giftige eller eksplosive gasser/væsker. Samt om det var nødvendige tiltak som måtte gjøres av operatør eller av OSAIN på forhånd og/eller under inspeksjonen.

Etter fullført befaring ble det laget en befarringsrapport. Forslag på hvor utstyret burde bli plassert, og hvor det egner seg best å entre røret, ble lagt frem. I denne

rapporten ble flere forslag ble fremlagt derav ett av disse ble anbefalt med argumenter for at det var den mest effektive måten å gjøre jobben på og den beste.



Figur 3-2: Skisse over løsning for pigging (OSAIN, 2014).

Det kan være utfordrende å finne en egnet plass å entre rørledningen da dette må skje oppe på plattformen. Generelt kommer svingene på rørene hyppigere over stigerøret (stigerøret i brun farge på skissen over) og de er ofte knappere enn på undervannsrørene. Derfor må man ofte for å kunne komme inn med inspeksjonsutstyret, modifisere rørledningen, det kan innebære å demontere eller kappe røret for å få tilgang.

I denne jobben var det også utfordring å koble seg rett inn på røret. Modifikasjoner måtte til og røret ble kuttet 300 mm over kjellerdekket hvor en 1,5D 90 graders bøy ble sveist på. Ventil HV29309 måtte erstattes med et rørstykke med ID 203,1 mm. Før selve inspeksjonen kunne begynne måtte man fjerne en blanding av korrosjon og erosjonsavsetning på innsiden av røret. Løsningen var å bruke vann med høytrykkspylingsteknologi for å fjerne avsetninger og for så å inspisere rørledningen. Vinsjen tar relativt stor plass og det er ikke alltid mulig å sette denne rett ved inngangen av røret. Derfor måtte tre trinser måtte bli oppspent, som **Error! Reference source not found.** viser.

På grunn av indre diameter og veggtykkelsen av røret måtte man bruke en 8 tomers Pipe Scan som har 64 prober.

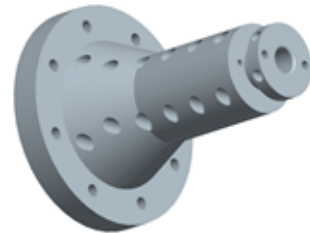
PipeScan ble montert på en toveis pigg som var festet til en kabel og wirevinsj. Vann fra brannslange ble brukt for til å skyve toveispiggen. Den ble festet på en wirevinsj for å bli trukket opp igjen.

3.2 Utstyr

Integriteten av rørledninger i et aldrende infrastruktur sammenkoblet med nye felt både i dypt vann og i grenselagte strøk er utfordrende for olje og gassindustrien.

OSAIN benytter avansert teknologi og de har spesialisert seg i innvendig inspeksjon av ikke-piggbare rørledninger ved å bruke den nyeste ultralyd teknologien og rørtraktorer. Denne teknologien har høy oppløsning og kan med denne metoden finne blant annet:

- Produksjonsfeil
- Geometriske avvik
- Sveiser som ikke er plassert rett
- Sveisedefekter
- Kjerver
- Feil i materialet
- Ovalitet i røret



Figur 3-3: Pakningsboks (OSAIN).

Utstyr som må være med: Kontrollromkonteiner med data og inspeksjonspersonell, kabelvinsj (må ha tilgang på strømuttak), pigginnskyter (pig launcher), trinser og inspeksjonsutstyr med traktor, pakkingsboks (stuffing box).

Pakkingsboksen brukes for å forhindre at væsken som er inni røret renner ut, men gjør det mulig for kabelen å gli inn og ut av røret.

Ved de fleste inspeksjoner benyttes en pigginnskyter. Dette er et rør med en større diameter enn det røret som skal inspiseres og hvor inspeksjonsverktøyet kan trekkes inn med tilgang på begge sider. Pigginnskyteren blir koblet til rørsystemet. Den har en reduksjon i diameteren slik at fremste fremdrifts disk på piggen kan komprimeres i og trykkes etter med (pigginnskyter er i farget rødt på **Error! Reference source not found.**).

Figur 3-4 viser behovet for å bruke trinser under inspeksjonsoperasjoner. Trinsene er viktigst når utstyret skal ut av røret igjen og sørger for at kabelen strammes slik at man enklere kan trekke ut utstyret.



Figur 3-4: Trinser i bruk på en plattform (OSAIN).

3.2.1 Inspeksjonsutstyr

Siden det er et mål å indentifisere tap av trekraft er det valgt å se nærmere på utstyret som OSAIN bruker ved innvendige inspeksjoner.

Noen av verktøyene som brukes i ikke-piggbar rørledninger er:

- PipeScan
- WeldScan
- PipeIntruder
- PipeRover
- BiDi pig (toveispigg)

PipeIntruder er en av to traktorer, denne kan benyttes fra 8 til 30 tommers rør. Fleksibiliteten til denne traktoren er minimum 1,5 ganger diameteren ved en 90 grader bøy. PipeRover er den andre traktoren. Den benyttes på rør fra 32 til 48 tommer og har begrensning på minimum 1,5 ganger diameteren ved en 90 grader bøy. PipeScan og WeldScan er to inspeksjonsmoduler, eksempelvis benyttes WeldScan for å utføre fullstendige sveisinspeksjoner. Disse inspeksjonsmodulene blir så montert på en fremdriftsenhet. Fremdriftsenhetene er da PipeIntruder, PipeTractor/PipeRover eller BiDi pig. Gravitasjonsdropp kan også benyttes hvis det lar seg gjøre. PipeRover består av flere motorunit hvor hver unit på PipeRover (se **Error! Reference source not found.**) opererer uavhengig av hverandre. Dette gjør at T-koblinger og andre geometrier kan krysses på en sikker måte. Alle kombinasjoner av verktøyene kan benyttes med vinsjer med lengder fra 1 til 10 km.



Figur 3-5: På bilde ser vi prøberingen til PipeScan (OSAIN).

PipeScan i Figur 3-5 over veier 60 kg i luft og kan opereres på maksimum 350 meter (35 bar) dybde. Operasjonsmediet er vann (eventuelt et annet medium ved forespørsel) og operer fra 1 til 40 grader Celsius. Bøyeradius er minimum 1,5 ganger diameter. PipeScan i Figur 3-5 har en inspeksjonsdekning på 360 grader fordelt på 64 prober gjør at den kan finne ventiler, t-koblinger, rørbøyninger, hylser, veggtykkelsesendringer og geometriske avvik.



Figur 3-6: PipeRover (OSAIN).

3.2.2 Kabelvinsj

OSAIN har syv kabelvinsjer. Den minste kabelvinsjen er 2,2 m lang, 1,6 m bred og 1,8 m høy og veier maksimalt 1 710 kg (med kabel). Den har en trekraft på 1000 kg. Den kan ikke brukes på rør som er mindre enn en innvendig diameter på 6 tommer og minimum bøy på rør er 1,5 ganger diameter. (se vedlegg 8-2). Det var denne vinsjen som ble brukt under testingen. Noen av vinsjene har innebygd lastcelle, men har ikke bra nok presisjon/stabilitet til at vi kan sammenligne med beregninger og testoppsett.

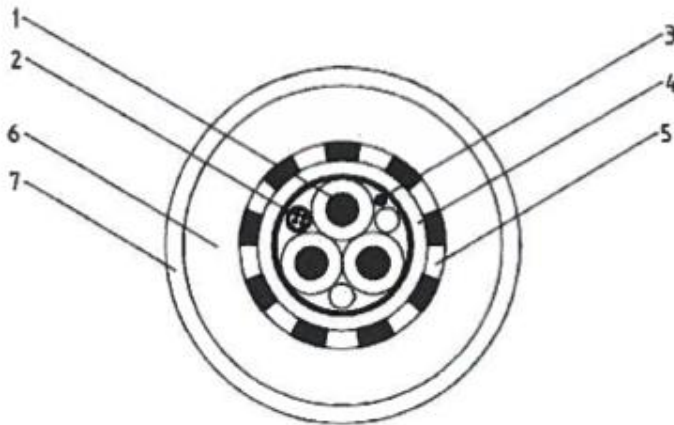


Figur 3-7: Kabelvinsj (foto: Maria S. Solli).

3.2.3 Inspeksjonskabel

Inspeksjonskabelen som blir benyttet på den minste vinsjen kjøres med utstyr beregnet fra 6 tommer til 48 tommer. Utstyret som blir koblet i enden av kabelen varierer mye i forhold til hvor stor rørledning er og hva som skal inspiseres. Den største traktoren brukes i 48 tommers rør og veier 700 kg (OSAIN). Total kabellengde på denne inspeksjonskabelen er 2200 meter, men OSAIN har andre kabelvinsjer som er opp til 10 000 meter lange.

Kabelen består av en kjerne med mange lag som vist i Figur 3-8. Inspeksjonskabelen består av mange komponenter, strømledninger, optiske fibre og forskjellige kapper. Den ytterste kappen omentrent 1 mm tykk (se vedlegg 8-6) og er av HDPE. Kabelen har en diameter 20 mm, vekt i luft er 320 kg/km og 0 kg/km i sjøvann. Minimum bruddgrense er 35 kN som tilsvarer 3,5 tonn. Minimum bøyeradius 400 mm. MacArtney ble kontaktet for å få tak på mer informasjon på kablene, men de kunne kun legge til at det ikke var anbefalt høyere arbeidslast enn 5-6 kN.



Figur 3-8: Snitt av kabelen som benyttes (datablad).

Kabelen består av følgende komponenter:

1. Strøm ledere, kobber med PE isolasjon. De tre strømlederne er tvinnet sammen.
2. Et stålrør med fiberoptikk.
3. En wire laminert med en folie.
4. Cirka 1 mm tykt lag med PE.
5. Et forsterkende lag med aramid (kevlarlignende materiale).
6. Ringrommet er skumfylt med PE.
7. Ytterkappen er av polyetylen med høy tetthet (HDPE).

4 Teori

For å bestemme tap av trekkraft må man se nærmere på hva som skjer i rørledningen. Det vil være interaksjon mellom rørledningen og inspeksjonskabelen, og eventuelt tilstedeværelse av væsker. Inspeksjonskabelen blir betraktet som en stiv del som ikke vil rotere, og det antas at den er i kontakt med rørveggen langs hele rørledningen. Det antas også at rørledningen alltid er væskefylt.

Den maksimale trekkraften under operasjonen kan bli styrt av følgende faktorer:

- Friksjonskraft fra utstyr koblet til enden av kabelen (inspeksjonspigg, rørtraktor og lignende), det vil si friksjonen som oppstår mellom utstyret og rørvegg.
- Rørledningens kurvatur.
- Dragkraft fra piggen og væsken i røret.
- Friksjonskoeffisient mellom rørledningen og inspeksjonskabelen.
- Vekt av inspeksjonskabelen per lengdeenhet.

Den analytiske tilnærmingen vil ta hensyn til alle ovennevnte faktorer ved hjelp av mekaniske og geometriske formuleringer.

4.1 Friksjon

Uten friksjon kunne ikke vårt grunnleggende transportsystem som å gå eller kjøre bil fungere, for eksempel så er det friksjon som gjør det mulig å akselerere eller endre retning når man går. Friksjon er likevel ikke alltid ønskelig, for å redusere friksjonen kan smøring benyttes (Mosca og Tipler, s. 117, 2004).

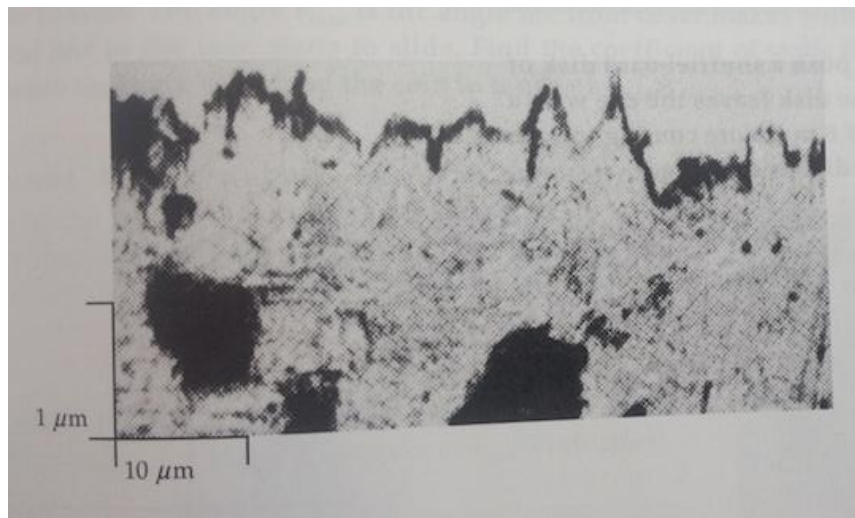
Friksjon oppstår mellom to flater som er i nær kontakt. Kontaktkrefter som oppstår på de to flatene vil være tangentielt rettet på flatene. Det er disse tangentielle kontaktkreftene som kalles friksjonskrefter. Friksjonskreftene vil alltid være rettet mot bevegelsen når to flater glir mot hverandre (Aune, s. 134, 2006).

Vi har tre forskjellige typer friksjon :

1. Tørr friksjon: friksjon på tørre flater, også kalt Coulomb friksjon.
2. Væskefriksjon: oppstår i væsker og gasser når væskepartiklene glir forbi hverandre i sjikt med forskjellig hastighet. Hvis det ikke er en relativ hastighet mellom sjiktene, er det heller ingen friksjon. Friksjonen vil øke med væskens viskositet og hastighet.
3. Indre friksjon: opptrer i faste materialer. Ved plastisk deformasjon har lite elastiske materialer stor indre friksjon.

4.1.1 Tørr friksjon

Error! Reference source not found. viser et forstørret bilde av overflaten. Selv om verflaten føles glatt er overflaten ru. Ved å se nærmere på overflaten gjennom et mikroskop ser overflaten ut som små fjell og daler. Det er i disse ujevnhetene som berøres når det oppstår kontakt mellom to flater. Normalkraften er summen av kontaktkreftenes normalkomponent, og friksjonskraften er av summen av de totale kontaktkreftenes tangentialkomponent (Aune, s.135, 2006). Når normalkraften øker,

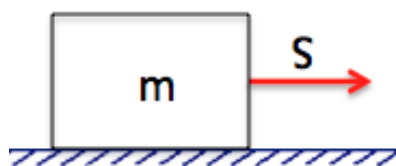


Figur 4-1: Mikroskopisk bilde av en glatt overflate (Mosca og Tipler, s. 119, 2004).

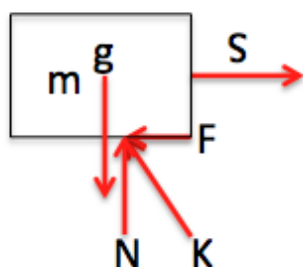
øker trykket slik at toppene og dalene planeres på grunn av knusing, flytning og avrivning av partikler, noe som igjen resulterer i et større kontaktområde. Friksjonskraften er proporsjonal med det mikroskopiske kontaktområdet og normalkraften (Mosca og Tipler, s. 119, 2004).

4.1.2 Statisk friksjon

Figur 4-2 viser en kloss med masse m som står på en flate. Klossen blir påført en drakraft S . Figur 4-3 viser kreftene som virker på klossen.

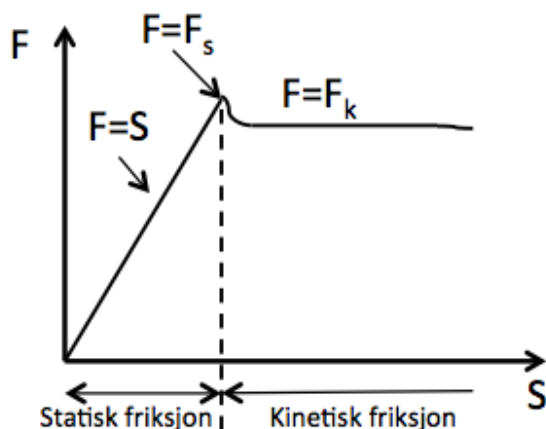


Figur 4-2: Kloss med masse m blir dratt bortover med en drakraft S (av: Maria S. Solli, heretter kalt MSS).



Figur 4-3: Kraftene som virker på klossen (MSS).

Forsøk har vist at friksjonskraften F er gitt ved følgende formel: $F \leq \mu \cdot N$. Hvor N er normalkraften fra underlaget mot klossen, og μ er en proporsjonalitetsfaktor som kalles for friksjonskoeffisient. Ved relativ bevegelse mellom flatene blir det mest kontakt mellom toppene, og tangentialkomponenten K avtar. Siden ujevnheterne er mest i inngrep i starten, trengs det en mindre drakraft S for å holde hastigheten konstant enn den kraften som er nødvendig for å starte bevegelsen. Dette er grafisk fremstilt i figuren under:



Figur 4-4: Friksjonskraften som en funksjon av drakraften (Aune, s.135, 2006).

Venstre del av kurven er rettlinjert og har en helningsvinkel på 45 grader. Siden klossen er i ro og i likevekt har vi følgende sammenheng: $F=S$. I dette området har vi statisk friksjon, og friksjonskraften bestemmes ved hjelp av likevektsligningene. Når $F=F_s$, det vil si at friksjonskraften er høyest. Dette er den statiske friksjonskraften, når $F=F_s$ er det like før bevegelse av klossen inntreer.

Vi får da formelen:

$f_s \leq \mu_s F_n$, der F_n er normalkraften til kontaktpunktet og μ_s er den statiske friksjonskoeffisienten.

Formelen angir altså maksimalverdien av den statiske friksjonskraften som opptrer like før bevegelsen skjer. Siden friksjonsflatene ikke kan ta opp en større statisk friksjonskraft enn F_s , vil klossen settes i bevegelse når drakraften overstiger F_s .

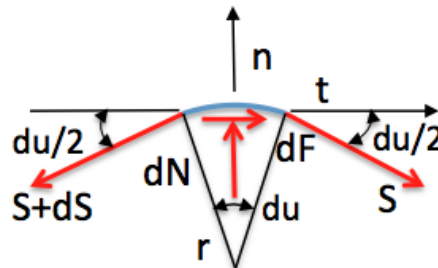
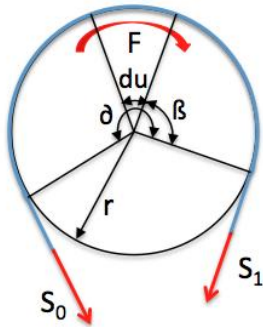
4.1.3 Kinetisk friksjon

Ved bevegelse av klossen avtar friksjonen litt, og vi får kinetisk friksjon. Den kinetiske friksjonskraften er gitt ved formelen $f_k \leq \mu_k F_n$, der μ_k er den kinetiske friksjonskoeffisienten. F_k er også proporsjonal med normalkraften N . μ_k vil alltid være mindre enn den statiske friksjonskoeffisienten.

Formlene for statisk- og kinetisk friksjon som vist over, kalles Coulombs friksjonslover. Verdien av friksjonskoeffisienten avhenger meget sterkt av materiale og ruhet på begge kontaktflatene. Derfor er det stor spredning på verdiene i tekniske tabeller. Skal man gjennomføre en nøyaktig friksjonsberegning, bør man utføre forsøk der μ måles på prøver av de aktuelle kontaktflatene (Aune, s.136, 2006).

4.1.4 Taufriksjon

Sett at et tau er lagt rundt en del av en sylinder med radius r . Kontaktvinkelen δ vil være den vinkel hvor det er kontakt mellom tauet og sylindere. S_1 er den minste strammekraften som er til stede før glidning inntreffer. Langs tauet over kontaktvinkelen vil en normalkraft N og friksjonskraft F virke fra sylindere mot tauet. Kraftene vil være jevnt fordelt.



Figur 4-5: Taugelement (Aune, s.148, 2006).

Figur 4-6: Tau over en sylinder (Aune, s.148, 2006).

Nyttekraften S_0 vil være større enn strammekraften S_1 , da friksjonskraften virker i samme retning som S_1 , som vist i figuren. I Figur 4-5 ser vi nærmer på likevekten av et lite taugelement med infinitesimal lengde $ds = r \cdot du$. Vinkelen u er en hjelpevariabel som ligger i området $0 \leq u \leq \delta$. Taukraften øker fra S ved vinkelen u til $S + dS$ ved vinkelen $u + du$. I tillegg virker normalkraften dN og friksjonskraften dF på elementet. dF vil motvirke glidning og er i henhold til Coulombs friksjonslov gitt ved $dF = \mu \cdot dN$, der μ er den statiske friksjonskoeffisienten. Taugelementet er i statisk likevekt, og summen av kreftene i tangentiell og normal retning er "0":

$$\sum F_t = 0 \Rightarrow S \cdot \cos \frac{du}{2} + dF - (S + dS) \cos \frac{du}{2} = 0$$

$$\Rightarrow \mu \cdot dN = dS \cdot \cos \frac{du}{2} = dS$$

$$\lim_{du \rightarrow 0} \cos \frac{du}{2} = 1$$

$$\sum F_n = 0 \Rightarrow dN - (S \cdot \sin \frac{du}{2}) - (S + dS) \cdot \sin \frac{du}{2} = 0$$

$$\Rightarrow dN = 2S \cdot \sin \frac{du}{2} + dS \cdot \sin \frac{du}{2} = 2S \cdot \frac{du}{2} + dS \cdot \frac{du}{2}$$

Siden sinus til små vinkler vil ha til en vinkel tilnærmet lik vinkelen selv målt i radianer får vi:

$$dN = S \cdot du$$

$$dS = \mu \cdot dN = \mu \cdot S du$$

$$\int_{S_1}^{S_0} \frac{dS}{S} = \mu \int_0^\partial du \quad \Rightarrow \quad \ln \frac{S_0}{S_1} = \mu \cdot \partial \quad \Rightarrow \quad \frac{S_0}{S_1} = e^{\mu\partial}$$

$$\Rightarrow S_0 = S_1 \cdot e^{\mu\partial}$$

Eytelweins formel for taufriksjon hvor kontaktvinkelen ∂ måles i radianer. Siden faktoren $e^{\mu\partial}$ alltid er større enn 1, vil S_0 alltid være større enn S_1 . Utledningen viser at taukraften S_0 øker eksponentielt som funksjon av kontaktvinkelen ∂ , og er uavhengig av diameteren på sylindere. Det er vinkelen som er avgjørende.

4.2 Friksjonskoeffisienten

Fra elementær fysikk er det kjent at friksjonskraft adlyder Coulomb, som sier at friksjonskoeffisienten ikke er avhengig av kontaktarealet og reaksjonskraften. Men i praksis, kan en stor reaksjonskraft på et lite kontaktområde føre til riper, noe som vil øke friksjonskoeffisienten. Målte verdier av friksjonskoeffisienten vil være sterkt avhengig av systemet og hvordan målingene blir gjort under forsøket.

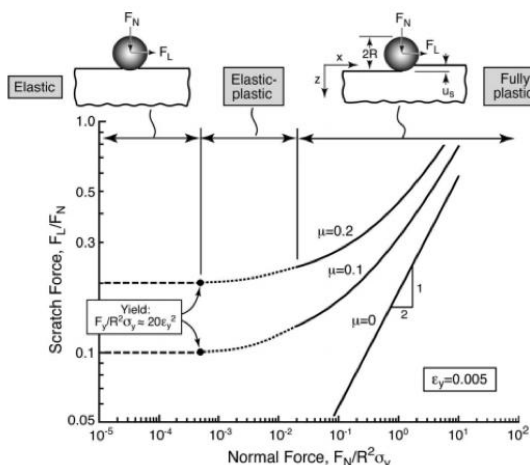
Når to røe overflater kommer i kontakt, er laget for å bevege seg tangentialt til kontaktplanet for friksjon er et resultat av interaksjon mellom ujevnheter på overflatene. Friksjonskraften er den kraften som kreves for å overvinne de klebende bindingene og for å gi den ønskede uelastisk deformasjon i de kontaktujevnheter. Derfor er de to komponenter av friksjonskraften er:

- Adhesjonskraften
- Deformasjonskraft

Friksjon er et komplekst fenomen som oppstår av molekylær tiltrekningen mellom to flater som er i nær kontakt. Denne tiltrekning er elektromagnetisk på samme måte som de molekylære bindingene holder et objekt sammen. Denne tiltrekningen oppstår på et svært lite område, distansen av område kan neglisjeres da den bare er noen få atomdiametere (Mosca og Tipler, s. 119, 2004). Friksjonsfaktoren avhengig av en vanlig friksjonskoeffisient når deformasjon ikke skjer, og fra reaksjonskraften som induseres (Flores, 2008). I Figur 4-7 er det vist hvordan friksjonskoeffisient øker med økende normalkraft og ved å redusere kontaktarealet. Denne gravingen som skjer vil føre til erosjon. Ujevnheter i overflaten blir plastisk deformert og til slutt

kaldsveiset sammen av det høye lokaltrykket.

Egenskapene og mikrostrukturen i materialet har betydning for grad av deformasjon og erosjon.



Figur 4-7: Friksjonskoeffisient ved økt normalkraft minkende kontaktflate (Flores, 2008).

4.3 Tøyning

Materialer som utsettes for eksterne krefter vil enten komprimeres eller strekkes. Et materiale som strekkes, forlenges med lengden ΔL . Tøyningen, en dimensjonsløs størrelse, er den relative forlengelse, og er definert som følger:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L}$$

Elastisk tøyningen kan enten være elastisk, som betyr at materialet går tilbake til sin opprinnelige form når vi tar bort kraften, eller være plastisk.

Hookes lov gir oss sammenhengen mellom spenning og tøyning for lineærelastiske materialer (Aune, s.222, 2006).

$$\text{Hooks lov: } \sigma = E\varepsilon$$

E er en materialkonstant som kalles elastisitetsmodul.

4.4 Hysterese

En kabel kan sees på som en fjær fordi den strekker seg når den er lastet. Endringen i lengden avhenger av stivheten, også kalt elastisiteten til kabelen.

Elastisitetsteorien går ut på at et legemet som blir påført ytre krefter deformeres og kommer tilbake til dens opprinnelig tilstand når de ytre kreftene opphøres. I tilfeller der deformasjonen ikke går helt tilbake når kreftene opphøres, får legemet en plastisk deformasjon. I andre tilfeller går deformasjonen tilbake, men på grunn av indre friksjon i materialet skjer dette langsomt og som etterslep (Boresi og Schmidt, s.580, 2003).

4.5 Væskemotstand og Reynolds tall

I og med at de fleste piggoperasjoner skjer i vann eller olje vil man få en motstand fra væsken. Man kan beregne motstanden av legemer som blir dratt under en væske i fullt neddykket tilstand. Hvis motstandstallet er kjent kan motstanden R for et legeme beregnes av følgende ligning:

$$R = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A \cdot C_d$$

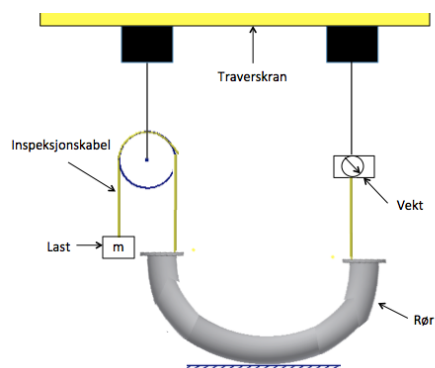
Her er A det projiserte arealet i strømrørningen, ρ er væskens tetthet, v er den relative hastigheten mellom væsken og legemet og C_d er et motstandstall, også kalt dragkoeffisient. Dette motstandstallet er ubenevnt og avhenger geometrien av legemet samt om strømrørningen er laminær eller turbulent. For en rund plater er motstandstallet C_d lik 1,17 (Lundby, 2014). Om strømrørningen er laminær eller turbulent bestemmes av Reynolds tall, Re som er dimensjonsløst.

$$Re = \frac{v \cdot D}{\mu}$$

Væskens tetthet er som nevnt ρ , D er ytre diameteren til legemet, v er den relative hastigheten mellom væsken og legemet og μ er den kinetiske viskositeten til væsken (Gudmestad, s. 92, 2014).

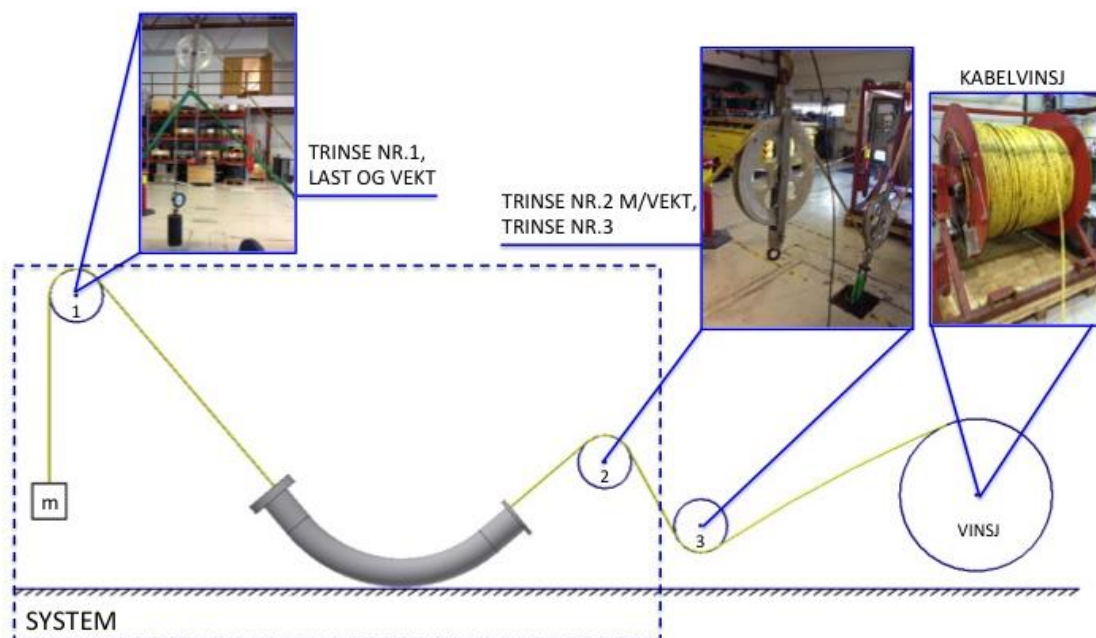
5 Friksjonstest

Etter å ha diskutert litt rundt hvordan friksjonstesten kunne gjennomføres ble det bestemt å kjøre testene i Bergen til OSAIN. Første forslag for testoppsett er vist i Figur 5-1 under.



Figur 5-1: Forslag til testoppsett (MSS).

Forslaget innebar å koble to 90 graders rør sammen, noe som krevde to like rør og stor plass. OSAIN hadde en del rør liggende på basen, og ønsket å bruke disse. Det var utfordrende å finne to like 90 grader rør i samme størrelse, og i tillegg til plassbegrensning var det ikke ønskelig å kappe kablen. Dermed ble testoppsettet endret slik Figur 5-2 viser. Undertegnende dro til Bergen og gjennomførte en rekke tester. Testene ble utført ved hjelp av en OSAIN mekaniker. Under testen ble kabletrommelen som er beskrevet i kapittel 3.2.2 benyttet med kablen som er beskrevet i kapittel 3.2.3.



Figur 5-2: Testoppsettet (MSS).

I testoppsettet ser vi kabelvinsjen helt til høyre og fra vinsjen ble kabelen trukket gjennom trinser som ble spent opp, i tillegg til røret. Grunnen til at tre trinser ble brukt var for å få kabelen til å legge seg langs med hele røret, samt for en belastning mest mulig i y-retning på kranen. To forskjellige rør ble testet, det ene var et 10 tommer 90 grader bøyd rør og det andre røret var et 12 tommer 90 grader bøyd rør. Rørene ble stroppet fast med bøyen ned som vist på Figur 5-2 og fylt opp med vann. Grunnen til at den ble fylt opp med vann er fordi rørledningene som inspiseres er ofte væskefylt med vann eller olje. Vann fra springen ble valgt på grunn av tilgjengelighet og hvis man skulle komme til grise vann kunne det enkelt vaskes opp. Trinse nummer 3 var stroppet fast på to punkter; i gulvet og på vinsjen. Trinse nummer 2 hang kun i kran og trinse nummer 1 var oppspent på tre punkter; truck, rør og kran (dette for å få kranen til å ta opp kreftene i y-retning).

Det som var ønskelig å se på var først å fremst det som er kalt systemet. Systemet under denne testen var den stiplede rektanglet som Figur 5-2 viser. Tre ulike laster ble festet på enden av kabelen på henholdsvis 110 kg, 250 kg og 350 kg. Over lasten hadde vi en vektcelle for å kunne lese av lasten. Trinse nummer 2 var festet til en sensor og i kranen slik at kraften kunne leses av på denne. For hver gang det ble byttet last og rør, ble vinsjen kjørt frem og tilbake for å sikre at det ikke var noen slakke i kabelen under testingen. Det ble utført fem testrunder på hver last og for hver testrunde ble vekt nummer 2 avlest. For hver runde ble kabelen kjørt på tre forskjellige måter. Første avlesning ble foretatt etter at lasten var kjørt ned og stoppet, deretter ble lasten kjørt opp og stoppet. Til slutt ble lasten kjørt opp mens avlesning underveis ble gjort under kjøring. Resultatene ble loggført (se vedlegg 8-4).



Figur 5-4: 110 kg last og vekt (MSS).



Figur 5-3: Sensor over trinse nummer 2 (MSS).

Trinse nummer 2 var koblet til en sensor som vist i Figur 5-3. Sensoren var koblet mellom trinse og krankroken. En kabel var festet til sensoren i den ene enden og en vektcelle i den andre. Vektcellen lå på et bord utenfor avsperringen slik avlesningen ble gjennomført av en person i trygge omgivelser, mens den andre personen kjørte vinsjen frem og tilbake. Personen som leste av vektcellen hadde da full kontroll over hvilken avstand lasten hadde til trinse nummer 1 og gulvet.

5.1 Ruhetsmåler

For å sjekke om det var noen forskjell på overflaten på rørene ble overflaten på fire forskjellige plasser testet. Testene ble foretatt i lengderetning på utsiden på begge rørene som ble brukt i testen, se Figur 5-5.



Figur 5-5: Ruhetsmåler under testing (MSS).

5.2 Testutstyr

Testen ble som nevnt utført med hjelp av en mekaniker fra OSAIN. Dette utstyret ble brukt i testen:

- Traverskran med to heisespill med hver sin krokinnetning.
- Kabeltrommel med vinsj (vedlegg for datablad).
- Tre like trinser som veier 18 kg (vedlegg for tegning).
- Truck.
- Lastestopper.
- Vektcelle med kapasitet på 1 200 kg.
- Vektcelle med kapasitet på 2 000 kg.
- Målebånd.
- Vann fra springen.
- Ett 10 tommer 90 graders rør (se vedlegg 8-1 for tegning).
- Ett 12 tommer 90 graders rør (se vedlegg 8-1 for tegning).
- Ruhetsmåler.
- To betongblokker for å holde røret i rett posisjon.
- Løftestopper.
- Avsperringsutstyr.

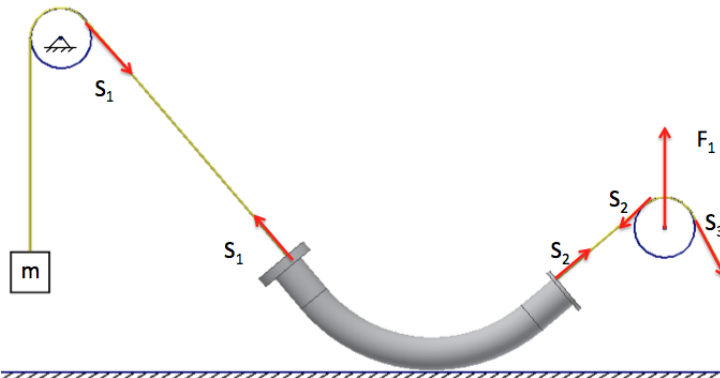
Det ble foretatt en gjennomgang av jobben på forhånd. Her ble også risikoområder kartlagt og det ble foretatt en sikker jobbanalyse før testinga startet (se vedlegg 8-3). Området ble sperret av under testingen.



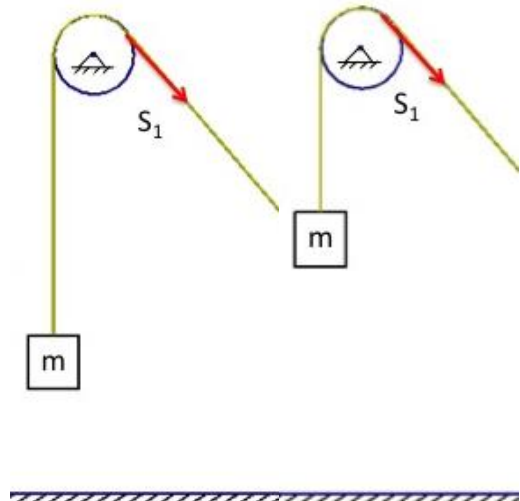
Figur 5-6: Bilde fra testingen (MSS).

5.4 Kalkulasjon

Lasten blir kjørt opp og ned av kabelvinsjen. Av Figur 5-8 ser vi posisjon 1 og posisjon 2 til lasten m . Høydeforskjellen mellom posisjon 1 og posisjon 2 er cirka en meter. Lasten kjøres i en jevn hastighet under testingen.

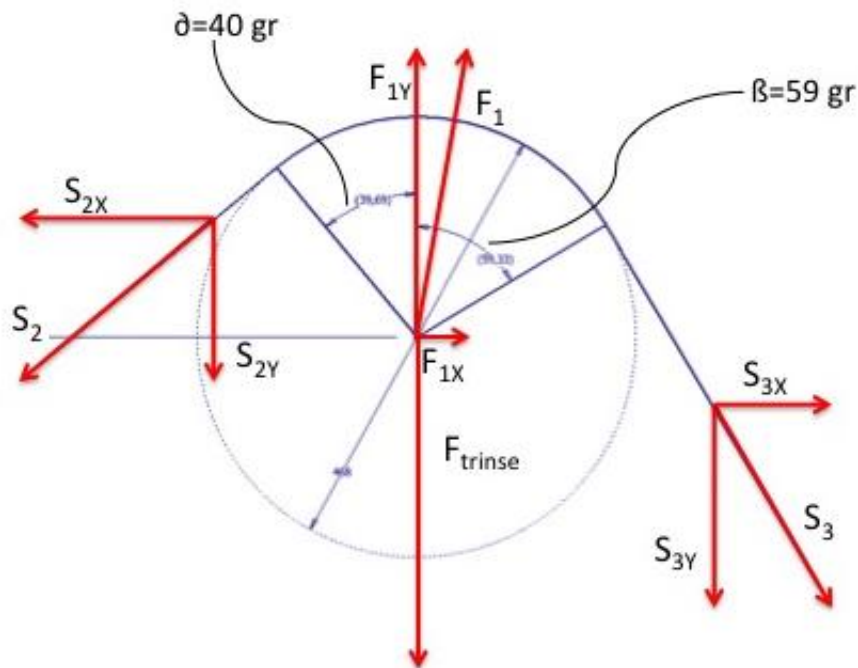


Figur 5-7: Systemet til 10 tommer testoppsettet (MSS).



Figur 5-8: Posisjon 1 til venstre og posisjon 2 til høyre (MSS).

Når alt av utstyr var kommet i posisjon, tok vi mål på avstandene i testoppsettet. Avstandene mellom trinsene, rør og vinsjen og ble skrevet ned, og deretter tegnet opp av undertegnede i CAD. Alle trinsene er like, og kabelen vil ligge inni sporet til trinsene. Diameteren på kurvaturen i senter av kabelen på trinsene vil være 468 mm (kabelen er 20 mm i diameter). Kabelen er tegnet opp slik at den går lags med røret og trinsene. Kabelen er tegnet tangentielt fra trinsene til trinse, fra trinse til rør, fra rør til trinse. Dermed kunne vinklene på trinse nummer 2 leses av etter systemet var tegnet opp, se Figur 5-9.



Figur 5-9: Trinse nummer 2 ved test av 10 tommers rør (MSS).
 Ved å forutsette at systemet er i friksjonsløst kan vi beregne F_{1y} . F_1 har en komponent i x-retning og en i y-retning, da vinkelen mellom kabelen og den vertikale linjen gjennom trinsens midtpunkt er ulike på hver sin side. Trinsen veier 18 kg, dette tilsvarer 176,58 N, og kaller denne kraften for F_{trinse} . F_{trinse} virker kun i y-retningen. Snorkraften S_1 vil være lik mg i det friksjonsløse systemet — S_2 og S_3 vil være lik S_1 . F_{1y} er lik summen av S_{2y} , S_{3y} og F_{trinse} .

$$S_1 = mg$$

$$\text{Betingelse – friksjonsløs system: } S_1 = S_2 = S_3$$

$$\text{Krefter i y – retning: } \sum F_y = 0 \Rightarrow F_{1y} = S_{2y} + S_{3y} + F_{trinse}$$

Første last vi testet, var 110 kg. Beregner da oss til F_{1y} med de gitte forutsetningene:

$$S_2 = S_3 = mg$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow S_2 \cdot \sin \delta + S_3 \cdot \sin \beta + F_{trinse} = F_{1y}$$

$$mg \cdot \sin 40^\circ + mg \cdot \sin 59^\circ + F_{trinse} = F_{1y}$$

$$F_{1y} = 110 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} (\sin 59^\circ + \sin 40^\circ) + 18 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}}$$

$$F_{1y} = \underline{1795 \text{ N}}$$

Ønsker å finne F_1 for å deretter å finne vinkelen mellom F_1 og F_{1y} . Forutsetningene er de samme.

$$\text{Krefter i } x\text{-retning: } \sum F_x = 0 \Rightarrow F_{1x} = S_{2x} + S_{3x}$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow S_2 \cdot \cos \delta - S_3 \cdot \cos \beta = F_{1x}$$

$$m \cdot g \cdot \cos 40^\circ - m \cdot g \cdot \cos 59^\circ = F_{1x}$$

$$F_{1x} = 110 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} (\cos 40^\circ - \cos 59^\circ)$$

$$F_1 = \underline{271 \text{ N}}$$

Bruker pytagoras for å finne mellom F_1 .

$$F_1 = \sqrt{F_{1y}^2 + F_{1x}^2} = \sqrt{1795 \text{ N}^2 + 271 \text{ N}^2}$$

$$F_1 = \underline{1815 \text{ N}}$$

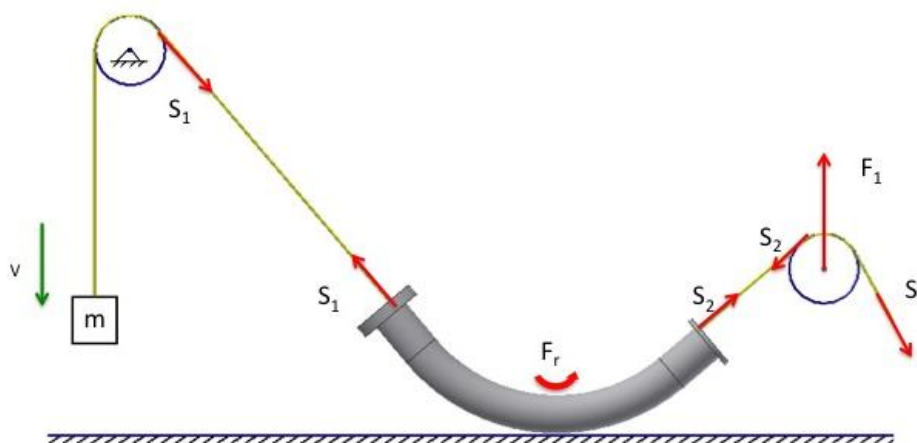
Beregner vinkelen mellom F_1 og F_{1y} .

$$\tan \theta = \frac{271 \text{ N}}{1795 \text{ N}} = 0,151$$

$$\tan^{-1} 0,151 = \underline{8,6^\circ}$$

Beregningene viser at F_1 er 1815 N med de gitte forutsetningene. Det tilsvarer 185 kg .

Det antas at vektsensoren påvirkes av F_1 . I første test kjøres lasten ned mot bakken, og stoppes før den treffer bakken. Det forutsettes at vinklene er de samme og beregner da snorkraften S_2 . Vi ser bort fra friksjonskraften i trinsene. S_2 vil være lik S_3 . F_1 er kraften som beregnes ut fra avlest vekt ved trinse nummer 2.



Figur 5-10: Last kjørt nedover og friksjonskraften F_r virker i motsatt retning av fartsretningen til kabelen.

Avlest vekt er 133 kg, og kreftene beregnes som følger:

$$F_1 = 133 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} = \underline{1304,73 \text{ N}}$$

$$F_{1y} = 1304,73 \text{ N} \cdot \cos 8,6^\circ = \underline{1290 \text{ N}}$$

$$F_{1y} = S_2 \cdot (\sin 59^\circ + \sin 40^\circ) + F_{\text{trinse}}$$

$$S_2 = \frac{1304,73 \text{ N}}{(\sin 59^\circ + \sin 40^\circ)} - 176,58 \text{ N}$$

$$S_2 = \underline{693,26 \text{ N}}$$

Snorkraften S_2 er mindre enn lasten, og vi har da situasjonen at $mg = S_2 + F_r$:

$$\frac{mg}{S_2} = e^{\mu\alpha} \Rightarrow S_2 = \frac{mg}{e^{\mu\alpha}}$$

$$\ln e^{\mu\alpha} = \ln \frac{mg}{S_2}$$

$$\mu = \frac{\ln \frac{mg}{S_2}}{\alpha}$$

Videre kan vi finne den statiske friksjonskoeffisienten. Røret er 90 grader noe som tilsvarer $\frac{\pi}{2}$ i radianer. α er lik $\frac{\pi}{2}$.

$$\mu = \frac{\ln \frac{1079,1 \text{ N}}{693,26 \text{ N}}}{\frac{\pi}{2}} = \underline{0,281}$$

Av beregningen får vi friksjonskoeffisienten på tilnærmet 0,28.

I test 2 ble lasten kjørt opp, og stoppet før den kunne treffe trinse nummer 1. Vekten stoppet på 255 kg, og med de samme forutsetningene som i test 1, kan S_2 beregnes på samme måte:

$$F_1 = 255 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} = \underline{2501,55 \text{ N}}$$

$$F_{1y} = 2501,55 \text{ N} \cdot \cos 8,6^\circ = \underline{2473,42 \text{ N}}$$

$$F_{1y} = S_2 \cdot (\sin 59^\circ + \sin 40^\circ) + F_{\text{trinse}}$$

$$S_2 = \frac{2473,42 \text{ N}}{(\sin 59^\circ + \sin 40^\circ)} - 176,58 \text{ N}$$

$$S_2 = \underline{1472,4 \text{ N}}$$

I test 2 ser vi at snorkraften S_2 er større enn lasten. Snorkraften S_2 vil da variere om lasten blir kjørt opp eller ned. Vi får i dette tilfelle $mg = S_2 - F_T$:

$$\frac{S_2}{mg} = e^{\mu\alpha} \Rightarrow S_2 = e^{\mu\alpha} \cdot mg$$

$$e^{\mu\alpha} = \frac{S_2}{mg}$$

$$\ln e^{\mu\alpha} = \ln \frac{S_2}{mg}$$

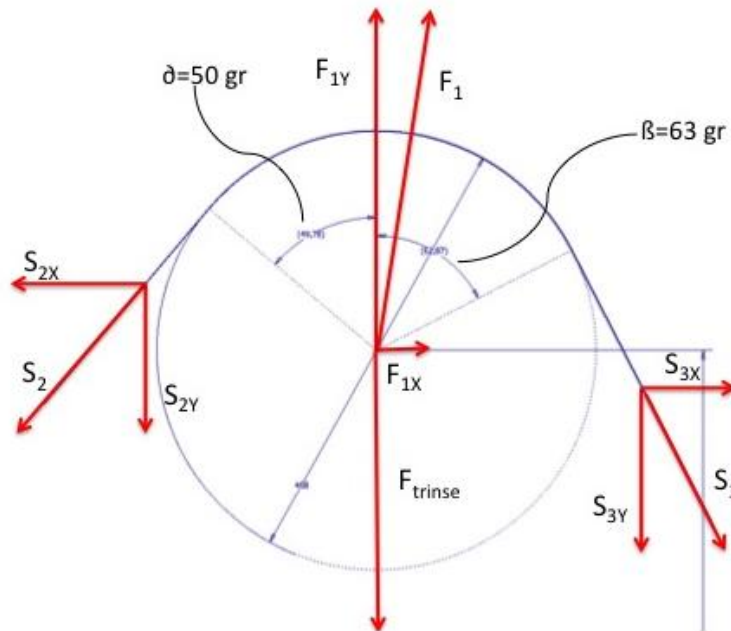
$$\mu = \frac{\ln \frac{S_2}{m}}{\alpha}$$

$$\mu = \frac{\ln \frac{1472,4 \text{ N}}{1079,1 \text{ N}}}{\frac{\pi}{2}} = \underline{0,198}$$

Når lasten blir kjørt opp og stoppet får vi en statisk friksjonskoeffisienten som er tilnærmet 0,20.

Differansen mellom friksjonskoeffisientene som er beregnet er 0,08 (0,29-0,20).

Disse to utledningene viser hvordan friksjonskoeffisienten er beregnet når man henholdsvis kjørte lasten ned og opp. Beregningene er foretatt i Xcel ark på alle testrundene (se vedlegg 8-4), inkludert på 12 tomers røret. Før testene på 12 tomers røret ble foretatt, flyttet vi på trinse 1 og trinse 2, i tillegg til å sette inn det nye røret. Trinsene ble flyttet slik at kabelen skulle gå langs med røret (se Figur 5-12). Avstandene mellom alle komponentene ble målt, og i etterkant ble også dette testoppsettet tegnet opp i CAD. Vinklene på trinse nummer 2 ble da som vist i Figur 5-11. I og med at vinklene er endret ønsker vi igjen å finne vinkelen mellom F_1 og F_{1y} og benytter de samme antagelsene som for 10 tomersrøret.



Figur 5-11: Trinse nummer 2 ved test av 12 tomers rør (MSS).

Første lasten var som nevnt 110 kg. Beregner F_{1y} med de samme gitte forutsetningene som for 10 tomers røret:

$$S_2 = S_3 = mg$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow S_2 \cdot \sin \delta + S_3 \cdot \sin \beta + F_{trinse} = F_{1y}$$

$$mg \cdot \sin 50^\circ + mg \cdot \sin 63^\circ + F_{trinse} = F_{1y}$$

$$F_{1y} = 110kg \cdot 9,81 \frac{N}{kg} (\sin 50^\circ + \sin 63^\circ) + 18kg \cdot 9,81 \frac{N}{kg}$$

$$F_{1y} = \underline{1964,7N}$$

$$\text{Krefter i x - rentning: } \sum F_x = 0 \Rightarrow F_{1x} = S_{2x} + S_{3x}$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow S_2 \cdot \cos \delta - S_3 \cdot \cos \beta = F_{1x}$$

$$mg \cdot \cos 50^\circ - mg \cdot \cos 64^\circ = F_{1x}$$

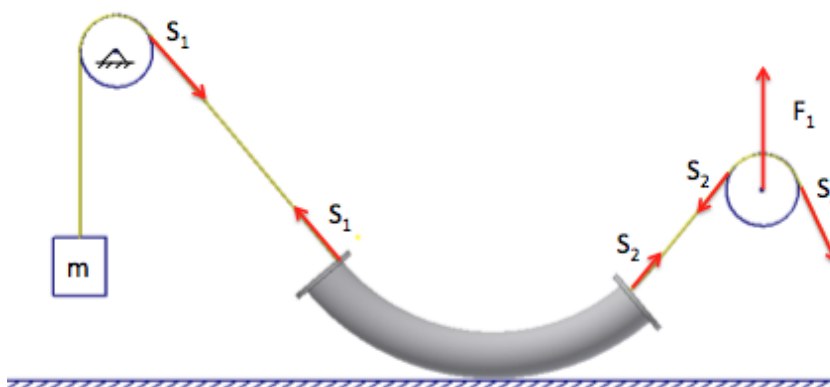
$$F_{1x} = 110kg \cdot 9,81 \frac{N}{kg} (\cos 50^\circ - \cos 64^\circ)$$

$$F_1 = \underline{220,6N}$$

Beregner vinkelen mellom F_1 og F_{1y} .

$$\tan \theta = \frac{220,6N}{1964,7N} = 0,112$$

$$\tan^{-1} 0,151 = \underline{6,4^\circ}$$



Figur 5-12: Systemet i 12 tomers testoppsett (MSS).

5.5 Resultater

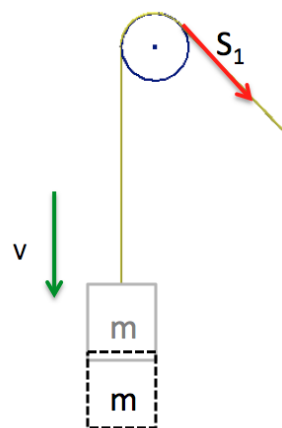
Resultatene av testene (se Tabell 5-1) viser en forskjell i friksjonsfaktor når vinsjen sveiver ut eller inn, og en større friksjonsfaktor når man ikke stopper lasten når lasten kjøres opp.

10 tommers rør	Last (kg)	mg (N)	Avlest vekt (kg)	F ₁ (N)	S ₂ (N)	Friksjonsfaktor
Last kjørt ned og stoppet	110	1079,1	132,5	1299,8	739,1	0,241
Last opp og stoppet	110	1079,1	255,0	2501,6	1531,3	0,223
Last opp uten stopp	110	1079,1	257,5	2526,1	1547,4	0,230

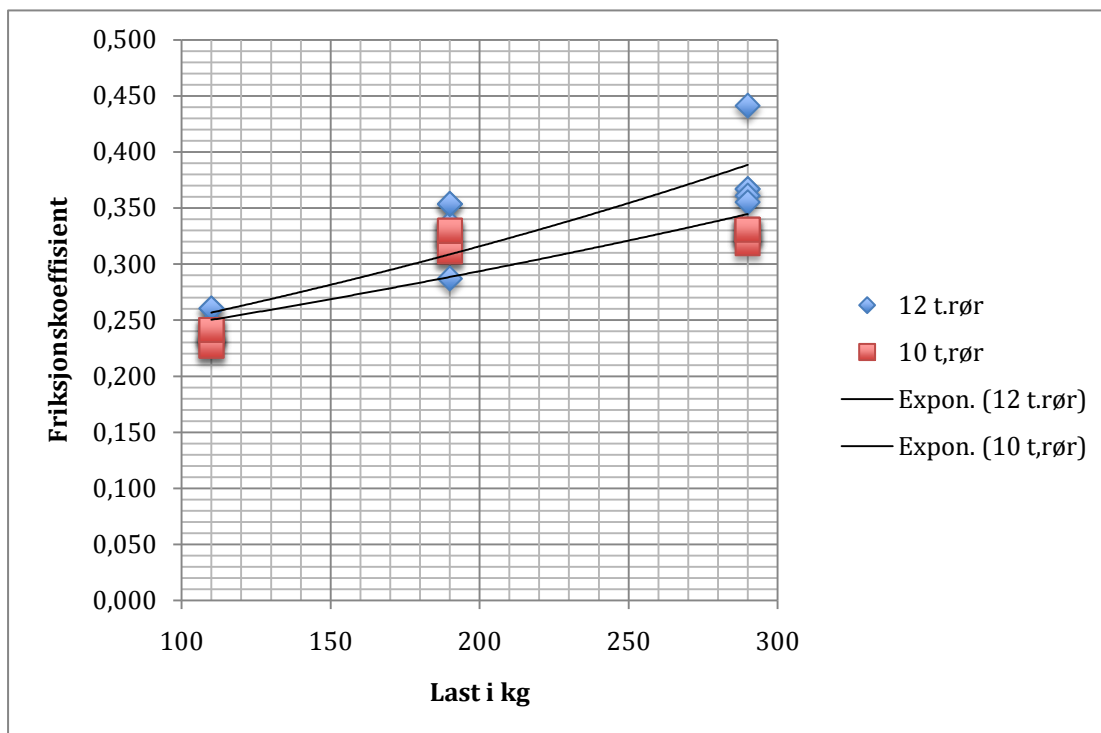
Tabell 5-1: Resultat av test nummer 5 på 110 kg last i 10 tommers rør.

Tabell 5-1 viser en serie med tester med samme last. Testene er kjørt på de tre forskjellige som forklart i tabellen. Vi ser av resultatet av beregningene at friksjonsfaktoren varierer fra 0,223 til 0,241. Når lastene blir kjørt opp eller ned for så å stoppes før avlesning skjer er systemet i ro. Vi har da beregnet den statiske friksjonskoeffisient. Resultatene fra *last kjørt ned og uten stopp* er ikke tatt med i resultatene (se vedlegg 8-4) for 190 og 290 kg da kabelen gikk for nøkkete og vektcellen kunne ikke lese av. Dette gjelder både for 10 og 12 tommers rør. I Tabell 5-2 er alle beregningene av friksjonskoeffisienten samlet i testen *Last kjørt ned og stoppet*.

Last kjørt ned og stoppet	Friksjonsfaktor med last:		
	110 kg	190 kg	290 kg
Type rør			
10 tommer	0,241	0,311	0,331
	0,241	0,311	0,331
	0,227	0,330	0,331
	0,227	0,330	0,319
	0,241	0,330	0,331
12 tommer	0,235	0,328	0,367
	0,235	0,336	0,367
	0,247	0,353	0,361
	0,260	0,353	0,355
	0,260	0,287	0,441



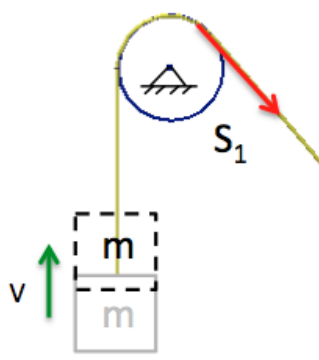
Tabell 5-2: Friksjonsfaktor når last ble kjørt ned og stoppet.



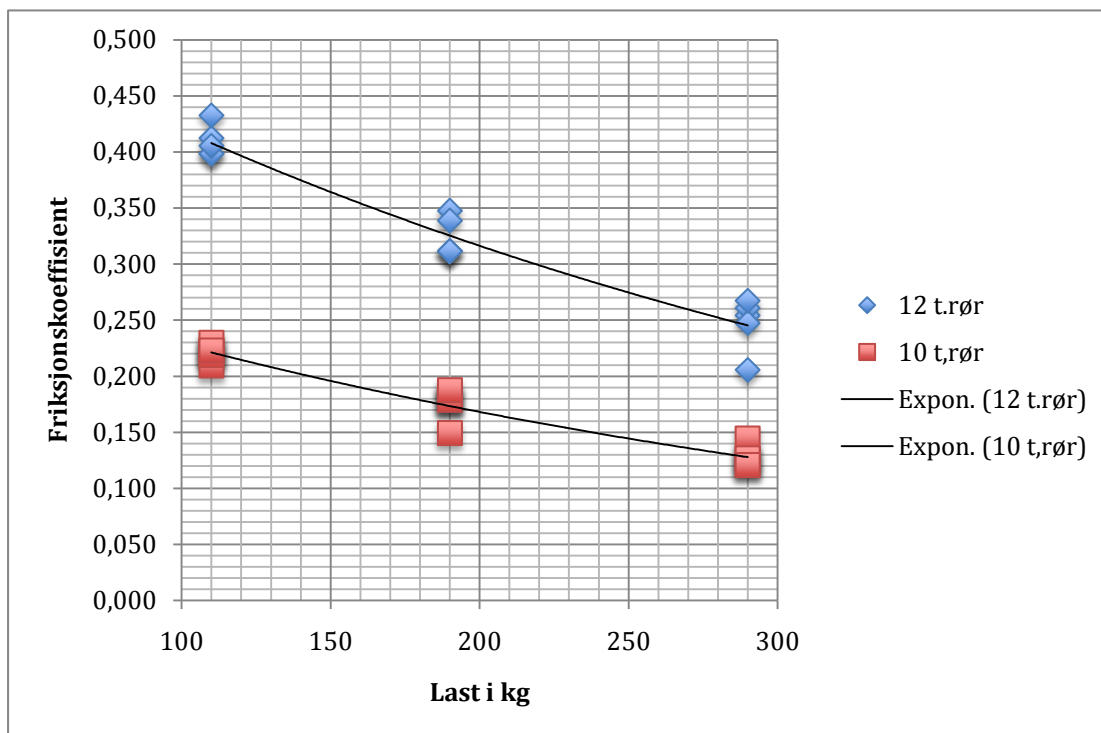
Graf 5-1: Friksjonsfaktorene fra Tabell 5-2, der lasten er kjørt ned og stoppet.

Videre er beregninger av friksjonskoeffisienten fra testen *Last kjørt opp og stoppet* samlet i Tabell 5-3.

Last kjørt opp og stoppet		Friksjonsfaktor med last:		
Type rør		110 kg	190 kg	290 kg
10 tommer		0,209	0,149	0,127
		0,223	0,179	0,144
		0,219	0,179	0,127
		0,230	0,179	0,121
		0,223	0,187	0,121
12 tommer		0,412	0,311	0,254
		0,432	0,348	0,261
		0,398	0,339	0,205
		0,398	0,311	0,247
		0,405	0,311	0,267



Tabell 5-3: Beregnet friksjonsfaktor når lasten ble kjørt opp og stoppet.



Graf 5-2: Friksjonsfaktorene fra Tabell 5-3, der lasten er kjørt opp og stoppet.

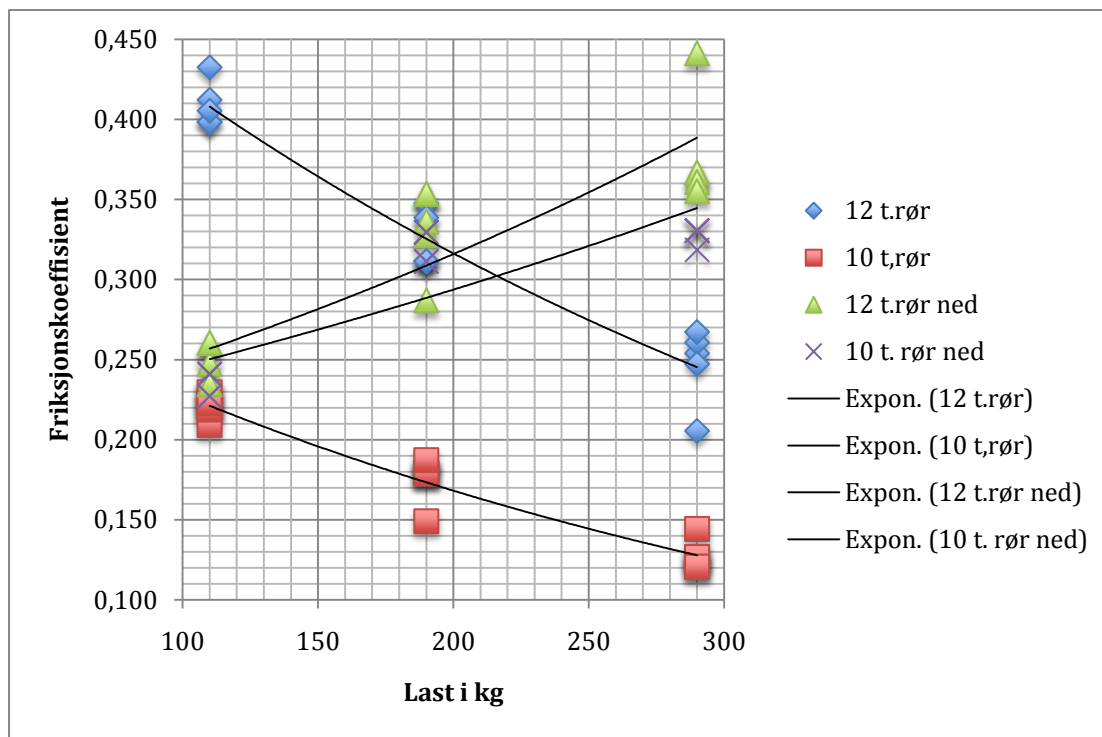
Ruheten varierte veldig fra Ra 6,3 til 12,8 på ett og samme rør. Begge rørene hadde synlig overflatekorrosjon.

	Ra rør 10 tommer	Ra rør 12 tommer
Overfalte test 1	10,991	9,106
Overfalte test 2	6,322	7,044
Overfalte test 3	10,903	12,058
Overfalte test 4	12,848	11,558
Gjennomsnitt	10,266	9,9415

Tabell 5-4: Ruhet på rørene.

5.6 Drøfting

I resultatet ser vi at friksjonskoeffisienten øker med økt last når lasten blir kjørt nedover og motsatt effekt når lasten kjøres oppover. Dette er sammenlignet i Graf 5-1 som er beregnet friksjonskoeffisienter med eksponentielle trendlinjer.



Graf 5-3: Samlet testdata.

Vi får et avvik mellom beregningene i friksjonskoeffisientene. Ved å anta at friksjonskoeffisienten er den samme om man har last på 110 kg eller 290 kg, kan man gjøre en beregning på dette avviket. Last på 110 kg som kjøres ned og stoppes, er friksjonskoeffisienten beregnet til 0,241 (se Tabell 5-1). Antar at friksjonskoeffisienten er lik for 290 kg som kjøres på samme måte. Beregner da F_1 for denne lasten:

$$S_2 = e^{0,241 \cdot \frac{\pi}{2}} \cdot 290 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} = \underline{4154 \text{ N}}$$

$$F_{1y} = S_2 \cdot (\sin 59^\circ + \sin 40^\circ) + F_{trinse}$$

$$F_{1y} = 4154 \text{ N} \cdot (\sin 59^\circ + \sin 40^\circ) + 176,58 \text{ N} = \underline{6407,5 \text{ N}}$$

$$F_1 = \frac{6407,5 \text{ N}}{\cos 8,6^\circ} = \underline{6480,3 \text{ N}}$$

$$6480,3 \text{ N} \Rightarrow \underline{661 \text{ kg}}$$

Det som faktisk blir målt i testen er 280 kg. Så med samme friksjonskoeffisient har vi beregnet oss frem til 661 kg. Avviket er cirka 380 kg. Friksjonskoeffisienten er beregnet til 0,331 når vektcellen viser 280 kg. Kan det være riktig at friksjonskoeffisienten øker så mye eller er det noe annet som påvirker målingene? Gitt at det er friksjonskoeffisienten som øker, er dette på grunn at man får en større

kontaktflate (kabelen flates ut), graver den seg mer inn i røret eller forandres overflaten til kabelen seg med økt trykk- og strekkbelastning?

Det fremkommer også av resultatene motsatt effekt på friksjonskoeffisienten når lasten kjøres opp og stoppes. Med last på 110 kg som kjøres opp og stoppet er friksjonskoeffisienten beregnet i første test til 0,149 (se Tabell 5-3). Antar at friksjonskoeffisientene er lik ved 290 kg last som kjøres på samme måte. Beregn F_1 for 290 kg med friksjonskoeffisienten som ble beregnet for 110 kg:

$$S_2 = e^{0,149 \cdot \frac{\pi}{2}} \cdot 290 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} = \underline{3595,1 \text{ N}}$$

$$F_{1y} = S_2 \cdot (\sin 59^\circ + \sin 40^\circ) + F_{trirse}$$

$$F_{1y} = 3595,1 \text{ N} \cdot (\sin 59^\circ + \sin 40^\circ) + 176,58 \text{ N} = \underline{5569,1 \text{ N}}$$

$$F_1 = \frac{5569,1 \text{ N}}{\cos 8,6^\circ} = \underline{5632,4 \text{ N}}$$

$$5632,4 \text{ N} \Rightarrow \underline{574 \text{ kg}}$$

Den første test på 290 kg viser 555 kg, altså en differanse på 19 kg. Ved å kjøre på denne måten får vi også avvik, men et mye mindre. Hva er grunnen til disse avvikene?

For å se nærmere på dette ser vi nærmere friksjonskoeffisienten på formlene som er valgt i beregningen av friksjonskoeffisienten.

Formel for friksjonskoeffisient når last kjøres ned er som følger:

$$\mu = \frac{\ln \frac{mg}{S_2}}{\alpha}$$

Mens formelen for friksjonskoeffisient når last kjøres opp er:

$$\mu = \frac{\ln \frac{S_2}{mg}}{\alpha}$$

Ser nærmere på denne formelen. Hva skjer hvis beregningen av S_2 er litt for stor? Da vil denne usikkerheten slå mest ut for lave vekter fordi forholdet mellom mg og S_2 størst i brøken til ln. La oss si:

$$S_2 = S_{\text{egentlig}} + \text{feilmargin}$$

Denne feilmarginen vil gi størst utslag for liten mg . Vi får da en for lav friksjonskoeffisient for testen *Last kjørt ned og stoppet*, mens den blir for stor for stor for testen for testen *Last kjørt ned og stoppet*. Når vekten øker, blir bidraget fra feilmarginen mindre. Dette forklarer også hvorfor grafene har motsatt "stigning".

Etter disse testene ble gjort ble resultatene analysert, var det var ønskelig å kjøre en ny test uten rør for å kunne se hva trinsene utgjorde av friksjon. Det ble av praktiske årsaker ikke mulig å gjennomføre en ny test, da alt av utstyret var sendt offshore. Utstyret skal etter planen være offshore ut året. Dermed ble det ikke mulig å utføre flere tester. Ser også i ettertid at man kunne ha testet flere laster for å få mer data.

5.6.1 Begrensninger med testen

I starten av prosjektet ble det gjort en vurdering på hvor testingen kunne tas. Det ble fort bestemt at Bergen var det beste alternativet da utstyret var tilgjengelig der, selv om undertegnede er bosatt i Stavanger.

I og med at utstyret er såpass stort, var det en plassbegrensning som gjorde det vanskelig for å få testet en rørkonfigurasjonen med to rør eller flere montert etter hverandre. Det var også plassbegrensning på størrelsen av rørene. Traverskranen kunne heller ikke trekke særlig skjevt. Hvis kranen fikk for skeiv belastning gikk kranen automatisk nedover. Derfor ble trucken brukt for å unngå for skeiv belastning på trinsen nummer 1. I tillegg var det to lastpunkter i gulvet som ble benyttet. Det ene ble brukt for å feste røret og det andre punktet i gulvet ble trinse nummer 3 festet. Dermed ble posisjonen til vinsjen gitt slik at denne kunne flyttes.

5.7 Feilkilder

Siden det ikke var ønskelig å kutte av en lengde kabel fra trommelen, ble første forslaget til testoppsett uaktuelt. For å unngå å modifisere kabelen ble det i stede valgt et oppsett hvor hele kabeltrommelen ble en del av testoppsettet. Valgt oppsett inneholder flere komponenter, og det må gjøres flere beregninger for å kalkulere friksjonen mellom røret og kabelen, for eksempel medfører de to ekstra trinsene ekstra friksjon, og vinkelen mellom kabelen og trinsen må måles for å kunne kalkulere strekkraften S_2 og S_3 .

Målene som foretatt ble gjort med målebånd, noe som gjør det vanskelig å måle rett. Det fantes ikke originaltegninger på rørene så også disse ble målt opp og tegnet i etterkant.

Vektcellene var ikke digitale og den ene (som kunne måle opptil 2 tonn) var nokså grov med oppmerking på hver tiende kilo. Den andre som var festet til trinse nummer 2, hadde oppmerking for hver femte kilo. Denne vekten kunne måle opptil 1 200 kg. Hadde vært gunstig å bruke vekter opptil 500 kg da målenøyaktigheten ville vært mer presis. Andre feilkilder er avlesningsfeil ved oppmålinger og feil avlesning av vekt.

Det rykket også veldig i kabelen da vi brukte de tyngste vektene. På testen der vektcellen skulle leses mens lasten ble kjørt opp, var ikke dette mulig for de to tyngste vektene. Det var ikke mulig å lese av fordi nålen på vektcellen hoppet frem og tilbake.

6 Beregningsarket

OSAIN hadde et beregningsark på friksjonstap i kabelen, men siden opprinnelsen til tallene ikke var gjort rede for, var tilliten til dette beregningsarket svekket. Det er bakgrunnen for at beregningsarket er gjennomgått og formlene plukket fra hverandre.

På beregningsarket i Figur 6-1 ser vi at det er tatt hensyn til indre diameter, friksjonskoeffisienten, kabelens vekt i vann, høydeforskjell og den totale lengden. I tillegg er det tatt hensyn til motstanden fra pakningsboksen og krefter som virker i enden av kabelen, samt bøyeradiusen og bøyefaktoren som vi ser i Figur 6-2.

I beregningsarket er det tatt et eksempel på en rørledning med 8 tommer indre diameter. Friksjonskoeffisienten er satt til 0,161 og på alle hvite felt tall tastet inn med tall ut fra en faktisk jobb. De resterende grønne og det blå feltet blir kalkulert ut ifra de tallene som blir satt i det hvite feltet. Utleder da disse kalkulasjonene. I beregningsarket er hvert bidrag til tap av trekraft nummerert.

1. Tap av trekraft på grunn av høydedifferanse:

$$\text{Tap fra høydeforskjell} = 0,50 \frac{N}{m} \cdot 170m = \underline{85N}$$

2. Friksjonstap i rette strekk er produktet av vekt i vann, lengde og friksjonskoeffisienten:

$$\text{Friksjonstap i rette strekk} = 0,50 \frac{N}{m} \cdot 700m \cdot 0,161 = \underline{56,35N}$$

Pipe/ umbilical characteristics	Variables	Unit
OD Pipe (inch)	10,75	inch
Wall Thicknes	35,00	mm
ID Pipe (inch)	7,99	inch
Friction coefficient	0,161	
Weigth in wather	0,50	N/m
Pipe inner diameter	0,203	m
Total length	700,0	m
Hight difference	170,0	m
1 Force induced by hight diff.	85,00	N
2 Friction loss straight section	56,35	N
3 Friction loss bend	2494,50	N
4 Total friction loss	2635,85	N
Total friction loss	263,59	kg
Force acting at umbilical end	100,0	N
+ 20 kg resistance stuffing box	20,0	kg
Total friction to overcome	283,585	kg

Figur 6-1: Beregningsarket (OSAIN).

Kraften som virker på enden av kabelen er satt til 100 N. Første sving er 90 grader med bøyefaktor på 1,5.

$$\text{Bøyeradius} = 8 \text{ tommer} \cdot 25,4 \frac{\text{mm}}{\text{tomme}} \cdot 1,5 \approx \underline{305 \text{ mm}}$$

Friksjonskraft etter denne 90 grader bøyen vil være:

$$F_B = \left[100N + \left(0,5 \frac{N}{m} \cdot 305mm \cdot 0,203m \right) \right] \cdot e^{\frac{0,161 \cdot 90^\circ \cdot \pi}{180^\circ}} - 0,5 \frac{N}{m} (305mm \cdot 0,203m)$$

$$F_B = \underline{137,67N}$$

Vi ser av beregningen at det brukes Eytelweins formel for taufriksjon

$S_0 = S_1 \cdot e^{\mu\alpha}$, der S_0 i dette tilfellet er kreftene etter kurvaturen altså F_B . 90 grader blir gjort om til radianer ($\frac{\pi}{2}$), mens S_1 er produktet av vekten på kabelen i vann, rørbøyeradius og indre diameter pluss 100 N. Så er det trukket fra produktet av vekten på kabelen i vann, rørbøyeradius og indre diameter. Friksjonskraften er da økt med 37,67 N etter denne bøyen. Slik fortsetter det helt til den siste bøyen som er nummer 14 og da er vi oppe i en friksjonskraft på 2594,5 N. Se Figur 6-2 under.

Bend no	Angle	Force within bend	Force after bend	Bend radius [mm]	Length from datum	Bend faktor
1	90,0	100,00	137,67	304,575		1,5
2	45,0	137,67	160,40	304,575		1,5
3	45,0	160,40	186,19	304,575		1,5
4	90,0	186,19	248,66	304,575		1,5
5	90,0	248,66	349,87	1015,25		5
6	65,0	349,87	440,64	1015,25		5
7	90,0	440,64	597,09	1015,25		5
8	90,0	597,09	798,57	1015,25		5
9	90,0	798,57	1058,02	1015,25		5
10	90,0	1058,02	1392,12	1015,25		5
11	45,0	1392,12	1593,66	1015,25		5
12	45,0	1593,66	1822,37	1015,25		5
13	60,0	1822,37	2175,97	1015,25		5
14	60,0	2175,97	2594,50	1015,25		5

Figur 6-2: Beregninger for hver bøy i rørledningen (OSAIN).

3. Videre i figur finner vi igjen friksjonstap på kurvaturene, men nå er det trukket i fra 100 N slik at summen er 2494,5 N. Det totale friksjonstapet er summen av friksjonstap i de rette strekkene, friksjonstap i kurvaturene og tilleggs kraften på grunn av høydeforskjellen fra vinsjen og verktøyet i rørledningen.

$$F_{tot} = 85N + 56,35N + 2494,5N = \underline{2635,85N}$$

4. Det er lagt til motstanden fra pakningsboksen på 20 kg. Da er de totale friksjonskreftene lik 284 kg ("Total friction to overcome") som vi ser av Figur 6-3.

Force induced by hight diff.	85,00	N
Friction loss straight section	56,35	N
Friction loss bend	2494,50	N
Total friction loss	2635,85	N
Total friction loss	263,59	kg
Force acting at umbilical end	100,0	N
+ 20 kg resistance stuffing box	20,0	kg
Total friction to overcome	283,585	kg

Figur 6-3: Kraftene som påvirker kabelen (OSAIN).

Siden vinsjen har en trekraft på 1000 kg har kan man i følge beregningsarket med god margin trekke ut utstyret.

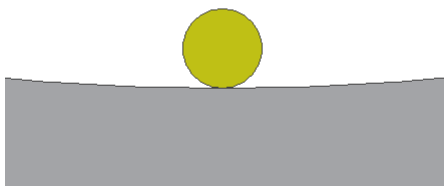
6.1 Kommentarer til beregningsarket

Ved å gjøre dimensjonsanalyse ser vi at man får $F_B = N$:

$$F_B = \left[N + \left(\frac{N}{m} \cdot mm \cdot m \right) \right] \cdot konst. - \frac{N}{m} \cdot mm \cdot m = \underline{N + Nmm - Nmm} = N$$

Beregningsarket tar hensyn til lengden, indre diameteren, bøyeradiusen og bøøyefaktoren på røret. Bøyeradiusen og bøøyefaktoren som vist i Eytelweins formel ikke har noen betydning. Hvis kabelen legger seg langs med en 90 grader bøy med bøøyefaktor på 1,5 vil normalkraften være den samme som om det er en bøøyefaktor på 5. Ved bøøyefaktor på 5 blir normalkraften være fordelt over en større lengde, men den er likevel lik, og dermed er også friksjonsmotstanden den samme. Hvis kabelen ikke er nøytral vil uansett vekten av kabelen være i hensynstatt fordi antall meter er med i bidraget fra kabelen i rette strekk. Er kabelen nøytral vil vi ikke få noen normalkraft fra kabelen. Ved korte lengder er vil bidraget fra rette strekk vil være så lite i forhold til kurvaturene at dette kan sees bort i fra, men hvis kabelen er 10 km inne i et rør kan dette bidraget være avgjørende.

Bruk av indre diameter i beregningsarket gir ikke mening. Da normalkraften vil være lik i uansett om det er et 6-8 tommers rør eller 48 tommers rør. Som resultatet i testingen viste er friksjonskoeffisienten tilnærmet lik i 10 tommers rør og i 12 tommers rør. Vi vil også få en tilnærmet lik kontaktflate som vist i Figur 6-4 og Figur 6-5, som viser en 20 mm kabelen tegnet opp et 8 tommers og 48 tommers rør.



Figur 6-4: Kabel i et 48 tommers rør.



Figur 6-5: Kabel i et 8 tommers rør.

Det beregningsarket ikke tar hensyn til er hvilken vinkel som der verktøyet er. Gitt at det har ikke har blitt beregnet i forkant før 100 N ble satt inn i beregningsarket. Vinkelen i røret til verktøyet vil har stor betydning for friksjonskraften som virker mellom rør og verktøy. Spesielt siden det er fra denne kraften at friksjonstapet på rørkurvaturen blir beregnet ut i fra, vil dette ha mye å si for den totale friksjonstapet.

Gitt at kabelen ikke er vektløs vil også vinkelen der kabelen ligger i røret ha betydning for friksjonstapet.

Det vil også være en motstand fra væsken i røret når man begynner å dra opp inspeksjonspiggen og piggen. Når man får en relativ hastighet i forhold til væsken får vi også en væskemotstand som bidrar til tap av trekraft. I en reell situasjon vil material, overflateruhet og væskeinnhold variere fra operasjon til operasjon slik at friksjonskoeffisienten vil variere både for inspeksjonskabelen, men også friksjonskoeffisienten for inspeksjonsutstyret.

I tillegg må man ta hensyn til at forskjellige kabler vil ha forskjellig friksjonskoeffisient og tyngden på kabelen kan variere mye. Slitt gammel kabel vil også være forskjellig fra en helt ny kabel.

6.2 Forbedringsforslag til beregningsarket

Foreslår å fjerne leddet med indre diameter og bøyeradiusen i beregningen av friksjonstap fra kurvaturen. Ny F_B vil da være:

$$F_B = 100N \cdot e^{\frac{0,161 \cdot 90^\circ \cdot \pi}{180^\circ}} = \underline{128,8N}$$

Fortsetter det helt til den siste bøyen som er nummer 14 og da er vi oppe i en friksjonskraft på 1638 N. Trekker ikke i fra 100 N, slik at F_B er den samme. Summerer opp de andre kreftene og legger til motstanden fra pakningsboksen på 20 kg. Da er de totale friksjonskreftene lik 198 kg ("Total friction to overcome") som vi ser av Figur 6-6. Mot 284 kg som de originale beregningene. Her er det viktig å ha kontroll over "force acting at umbilical end" da disse legger til grunn for kurvaturberegningene.

Vil også anbefale å sjekke dragkraften for de ulike verktøyene man benytter for de hastighetene og væskene man opererer i. Denne kraften vil kun være gjeldene når det er en relative hastighet mellom væsken og inpeksjonspiggen og er dermed ikke relevant for dette beregningsarket.

Pipe/ umbilical characteristics	Variables	Unit
Friction coefficient	0,161	
Weight in wather	0,50	N/m
Total length	700,0	m
Hight difference	170,0	m
Force induced by hight diff.	85,00	N
Friction loss straight section	56,35	N
Friction loss bend	1637,79	N
Total friction loss	1779,14	N
Total friction loss	177,91	kg
Force acting at umbilical end	100,0	N
+ 20 kg resistance stuffing box	20,0	kg
Total friction to overcome	197,914	kg

Bend no	Angle	Force within bend	Force after bend
1	90,0	100,00	128,78
2	45,0	128,78	146,13
3	45,0	146,13	165,83
4	90,0	165,83	213,55
5	90,0	213,55	275,00
6	65,0	275,00	330,11
7	90,0	330,11	425,09
8	90,0	425,09	547,42
9	90,0	547,42	704,94
10	90,0	704,94	907,78
11	45,0	907,78	1030,14
12	45,0	1030,14	1169,00
13	60,0	1169,00	1383,68
14	60,0	1383,68	1637,79

Figur 6-6: Forbedringsforslag.

7 Konklusjon og anbefaling for videre testing

Utgangspunktet for oppgaven var å identifisere faktorer som bidrar til tap av trekraft under innvendige inspeksjoner. Det ble fokusert på friksjonstap fra kabelen. Derfor ble det gjennomført en rekke tester. Oppsettet og testing ble ikke som planlagt, men fikk mulighet til å bryne meg på mange andre utforinger med tanke på hvordan testoppsettet ble. Disse utfordringene er relevante for tap av trekraft. For eksempel så er bruk av trinser relevant innvendige inspeksjoner, men det ble også flere feilkilder på grunn av endringen i testoppsettet.

Friksjon er en ting, men den faktiske kraften man må dra med for å få opp inspeksjonspiggen vil avhenge av:

- Normalkraften til lasten som er i enden av kabelen og lastens friksjonskoeffisient mot rørveggen.
- Kurvaturen til rørledningen.
- Friksjonskoeffisienten mellom kabel og rørvegg.
- Vekt av inspeksjonskabelen per lengdeenhet.

7.1.1 Anbefaling for videre testing

Anbefaling for videre testing er å få bedre forståelse av oppførselen til kabelen. I og med at kabelen gikk veldig rykkete på de tyngste lastene vil jeg anta at det ville vært bedre å benytte en annen vinsj (siden vi testet med den minste vinsjen OSAIN hadde). Anbefaler å kjøre noen tester med det første testoppsettet og investere i bedre sensorer og datalogging. Da har man mulighet til påføre krefter gradvis samtidig som dette loggføres ved hjelp av data og sensorer. Da vil man kunne se en diskontinuitet i målingene og kan finne både den statiske friksjonskoeffisienten og den kinetiske.

I og med at kabelen består av mange ulike materialer vil jeg anbefale å gå til leverandør for å få gjort test av blant annet elastisitetsmodulen.

Hvis det vil oppstå en mulighet for å kunne teste offshore eller onshore trekraften, så vil man få faktiske data og kan da teste disse opp mot beregningsarket.

8 Kildehenvisning

- Askeland, D. R. og Phulé P. P. (2006) *The Science and Engineering of Materials*. 1.utgave. London: Thomson Learning.
- Aune, G. (2006) *Mekanikk, statikk og fasthetslære*. 2.utgave. Trondheim: Tapir Akademisk forlag.
- Bardal, E. (2001) *Korrosjon og korrosjonsvern*. 2.utgave. Trondheim: Tapir Akademisk forlag.
- Boresi, A. P. og Schmidt R. J. (2003) *Advanced mechanics of materials*. 6.utgave. USA: John Wiley & Sons, Inc.
- Braestrup, M. W., Andersen, J. B., Andersen, L. W., Bryndum, M, Christensen, C. J. , Nielsen, N. J. R. (2005) *Design and Insallation of Marine Pipelines*. UK: Blackwell Science Ltd.
- Flores S. E., Pontin M. G. og Zok F. W. (2008). [Online]. Scratching of Elastic/Plastic Materials With Hard Spherical Indenters. *Journal of Applied Mechanics*, Volume 75. <http://www.materials.ucsb.edu/~zok/PDF/ScratchingFlores.pdf> (Hentet: 24.mai 2015)
- Gudmestad, O.T. (2014) *Marine Technology and Operations*. 1.utgave. Stavanger: Univerisity of Stavanger.
- King, R. A. og Palmer A. C. (2008) *Subsea Pipeline Engineering*. 2.utgave. Oklahoma, USA: PennWell Corporation.
- Lundby, L, et al. (2014) *Havromsteknologi. Et hav av muligheter*. Tilgjengelig fra: <http://www.marin.ntnu.no/havromsteknologi/Bok/Bok.pdf> (Hentet: 25.mai 2015).
- Mosca, G og Tripler, P. A. (2003) *Physics for scientists and engineers*. 5.utgave. USA: W. H. Freeman and Company.
- Oceaneering*. (2013) *About*. Tilgjengelig fra: <http://www.oceaneering.com/about/> (Hentet: 15.februar 2015).
- Oceaneering*. (2013) *Asset Integrity*. Tilgjengelig fra: <http://www.oceaneering.com/wp-content/uploads/2009/08/2013-Oceaneering-Asset-Integrity-A4-2.pdf> (Hentet: 24.februar 2015).
- Oceaneering*. (2013) *Asset Integrity Subsea Services*. Tilgjengelig fra: <http://www.oceaneering.com/asset-integrity/asset-integrity-subsea-services/> (Hentet: 19.februar 2015).
- Oceaneering*. (2013) *Pipeline and structural inspection*. Tilgjengelig fra: <http://www.oceaneering.com/asset-integrity/asset-integrity-subsea-services/pipeline-and-structural-inspection/> (Hentet: 18.februar 2015).
- Oljedirektoratet. (2010) *Rørledninger*. Tilgjengelig fra: <http://www.npd.no/Publikasjoner/Rapporter/Helhetlig-forvaltningsplan-for-Nordsjoen-og-Skagerrak/11-Rorledninger/> (Hentet: 23.februar).

Odland, J. 2012. *Offshore field development*. Forelesning i OFF500, Stavanger, 2012, Universitetet i Stavanger.

Parisher, R.A. og Rhea, R.A. (2012) *Pipe drafting and design*. 3.utgave. USA: Elsevier Inc.

Petroleumstilsynet. (2013) *Utfordringer for faste/flyttbare innretninger og rørledninger*. Tilgjengelig fra: <http://www.ptil.no/utfordringer-for-innretninger-og-roerledninger/category1019.html> (Hentet: 3.april 2015).

Statoil. (2012) [Bilde]. Tilgjengelig fra: <http://www.statoil.com/no/OurOperations/ExplorationProd/ncs/tordis/Pages/Borg.aspx> (Hentet: 20.mai 2015).

Sysla. (2014) [Bilde]. Tilgjengelig fra: http://www.sysla.no/2014/05/22/oljeenergi/gassco-kontrakt-kan-bli-gjennombrudd-for-ny-teknologi_14887/ (Hentet: 2.mai 2015).

Thorley, A.R.D. (2004) *Fluid Transients in Pipeline Systems*. 2.utgave. Somerset, UK: Data Standards Ltd.

Tracerco. (ikke oppgitt) *Discover the Cost Savings*. Tilgjengelig fra: <http://www.tracerco.com/subsea/discovery/cost-saving> (Hentet: 12.mars)

9 Vedlegg

Vedlegg 8-1: Rørene som ble brukt i friksjonstesten (OSAIN, 2015).

Vedlegg 8-2: Datablad på vinsjen (OSAIN, 2014).

Vedlegg 8-3: Sikker jobbanalyse (OSAIN, 2015).

Vedlegg 8-4: Resultat fra friksjonstest (MSS).

Vedlegg 8-5: Tegning på trinse som ble brukt under test (fått fra OSAIN).

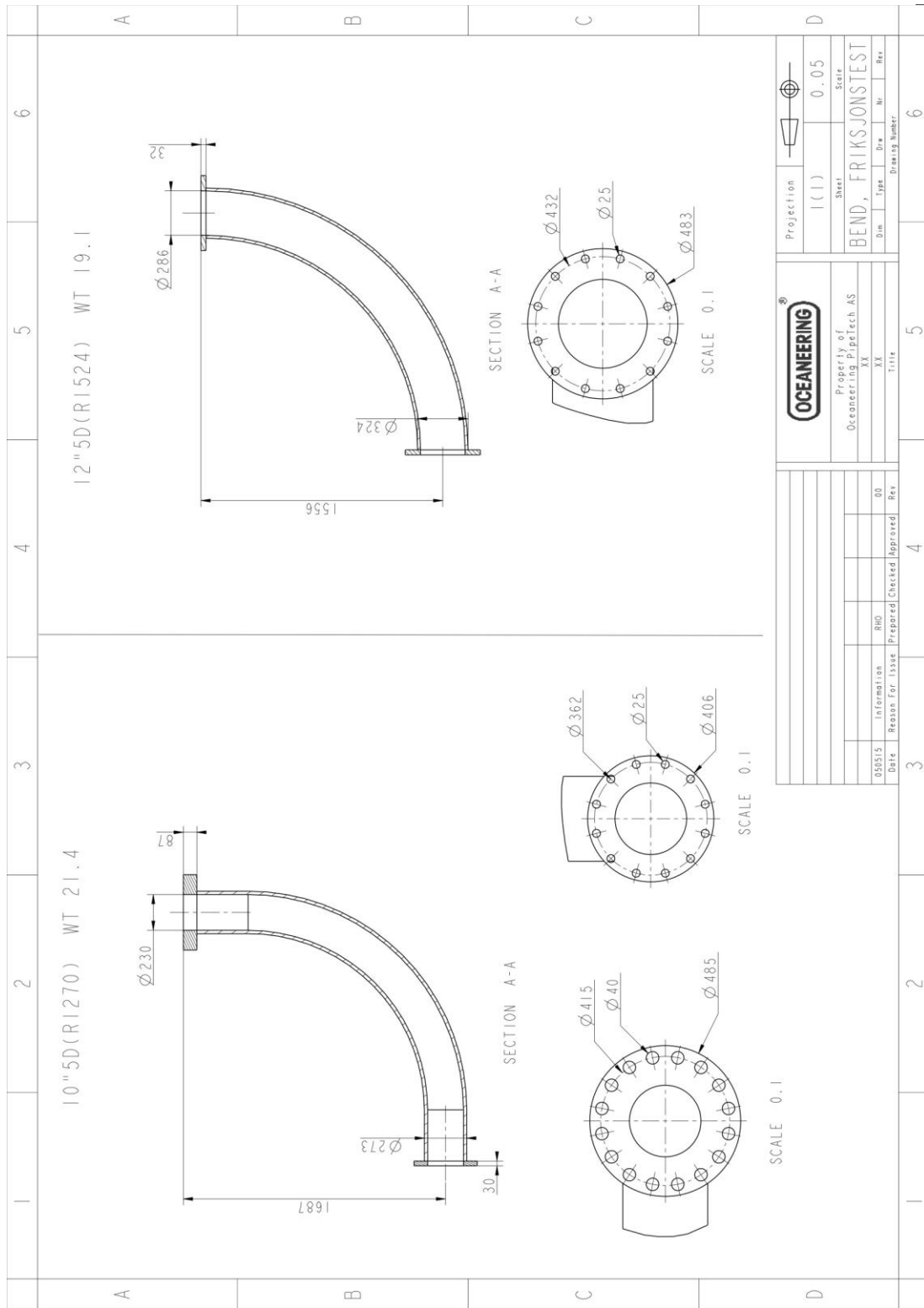
Vedlegg 8-6: Inspeksjonskabel (datablad fått av OSAIN).

Vedlegg 8-7: Nærbilde av testoppsett for 12 tommers rør (MSS).

Vedlegg 8-8: Testoppsett for 12 tommers rør (MSS).

Vedlegg 8-9: Testoppsett for 10 tommers rør (MSS).

Vedlegg 8- 1: Rørene som ble brukt i friksjonstesten (OSAIN, 2015).



Vedlegg 8- 2: Datablad på vinsjen (OSAIN, 2014).



DATASHEET: UW-04

UMBILICAL WINCH

Dimensions	
Length	2 200 mm
Width	1 600 mm
Height	1 800 mm
Max Weight	1 710 Kg
Weight no umbilical	


Capacity	
Pull Force	1 000 Kg
Speed	6 m/Min
Min. pipe bore	6"
Min. bend radius	1.5 X D 6"

Umbilical	
Datasheet	119687
Breaking Strength	35 KN
Safe working load	9 KN
Rec. bending rad	450 mm
Diameter	20 mm
Weight in air	320 Kg/Km
Weight in water	0 Kg/Km
Leads	3X0,75mm ² Cu
Optic fibres	3 X SM
Outer jacket	HDPE
Umbilical length	1160



Certification	
Standard Lifting Operation	
Best. Nr. 522	Yes
DNV 2.7.1.	No
Electrical Installation	
Norsok Z-015	Yes
Ex Zone 1	No
Atex 94/9	NA

Power	
Hydraulic Power Unit	
EL Motor	12KW
Voltage	380-440VAC
Frequency	50/60Hz
Fuse size	35A

Revision	Description	Date	Produced	Checked	Approved
04	Issued for use	2014-10-23	R Skaga	S Golten	J M Hansen
Confidential Property The information contained in this document is the sole property of Oceaneering PipeTech AS. The Document shall not be copied or communicated without consent from Oceaneering PipeTech AS					
Oceaneering PipeTech AS – P.O. Box 163, Smålonane 12-14, N-5342 STRAUME, NORWAY Tel: +47 56 31 60 00, Fax: +47 56 31 60 01					

Vedlegg 8- 3: Sikker jobbanalyse (OSAIN, 2015).

OCEANEERING

LØFTEOPERASJONER

PROSEDYRE FOR LØFTEOPERASJONER

LØFTEOPERASJONER SKAL IKKE IGANGSETTES FØR FØLGENDE SJEKKLISTE ER GJENNOMGÅTT

PKL	Sjekkpunkter	Sign.	BESKRIVELSE AV LØFTEOPERASJON
1	Løfteutrustning og løftefremretninger er kontrollert og sertifisert for bruk i løpet av de siste 12 måneder	AH	<p>frikjønn best i 9 bend (mengde 2 guidehyvel med load celler.</p>
2	Løfteutrustning og løftefremretninger har blitt visuelt kontrollert for skader og mangler	AH	
3	Personell som håndterer travertank/ truck skal ha dokumentert opplæring	AH	
4	En eller flere i arbeidslaget har dokumentert stroppeopplæring	AH	
5	All personell som er involvert i løfteoperasjonen skal ha nødvendig verneutstyr	AH	
6	Tiltak er gjennomført for å forhindre personell i å utføre områder hvor de kan bli skadet av fallende last eller last i bevegelse. Under ingen omstendigheter er det tillatt å gå under hengende last.	AH	
7	Hvis det pågår samtidig arbeidsoperasjoner som kan komme i konflikt med løfteoperasjonen, skal JSEA utføres	AH	
8	Skal trucken brukes som kran skal kranen K 3000-1 brukes.		
9	Travertankene skal parkeres med krokene over lasterammen		
	FORHOLD	JA	NEI
1	Er dette en kjent operasjon for arbeidslaget ?	AH	Hvis nei: utfør JSEA

ANSVARTILTALE

Ansvarlig for løfteoperasjon: *Adnan Harb*

Dato: *27.04.2015*

SIGNATUR FRA DELTAGERE

Sign: *Maria Solli* Sign: _____ Sign: _____ Sign: _____

Vedlegg 8- 4: Resultat fra friksjonstest (MSS).

Test 27.april															
	Last (kg)	mg (N)	Avlest vekt last kjørt ned og stopp (kg)	Guidehjul (N)	F1 (N)	S2 (N)	Friksjonsfaktor	Avlest vekt last opp og stopp (kg)	F1 (N)	S2 (N)	Friksjonsfaktor	Avlest vekt last opp uten stopp	F1 (N)	S2 (N)	Friksjonsfaktor
Test 1	110	1079,1	132,5	176,58	1299,825	739,109	0,241	250	2452,5	1498,942	0,209	260	2550,6	1563,608	0,236
10" rør	110	1079,1	132,5	176,58	1299,825	739,109	0,241	255	2501,6	1531,275	0,223	255	2501,6	1531,275	0,223
	110	1079,1	135	176,58	1324,35	755,276	0,227	253,5	2486,8	1521,575	0,219	260	2550,6	1563,608	0,236
	110	1079,1	135	176,58	1324,35	755,276	0,227	257,5	2526,1	1547,442	0,230	260	2550,6	1563,608	0,236
	110	1079,1	132,5	176,58	1299,825	739,109	0,241	255	2501,6	1531,275	0,223	257,5	2526,1	1547,442	0,230
Test 2	190	1863,9	195	176,58	1912,95	1143,275	0,311	382,5	3752,3	2355,774	0,149	415	4071,2	2565,941	0,204
10" rør	190	1863,9	195	176,58	1912,95	1143,275	0,311	400	3924,0	2468,941	0,179	417,5	4095,7	2582,107	0,208
	190	1863,9	190	176,58	1863,9	1110,942	0,330	400	3924,0	2468,941	0,179	415	4071,2	2565,941	0,204
	190	1863,9	190	176,58	1863,9	1110,942	0,330	400	3924,0	2468,941	0,179	420	4120,2	2598,274	0,212
	190	1863,9	190	176,58	1863,9	1110,942	0,330	405	3973,1	2501,274	0,187	420	4120,2	2598,274	0,212
Test 3	290	2844,9	280	176,58	2746,8	1692,942	0,331	555	5444,6	3471,273	0,127	625	6131,3	3923,940	0,205
10" rør	290	2844,9	280	176,58	2746,8	1692,942	0,331	570	5591,7	3568,273	0,144	625	6131,3	3923,940	0,205
	290	2844,9	280	176,58	2746,8	1692,942	0,331	555	5444,6	3471,273	0,127	625	6131,3	3923,940	0,205
	290	2844,9	285	176,58	2795,85	1725,275	0,319	550	5395,5	3438,940	0,121	620	6082,2	3891,606	0,200
	290	2844,9	280	176,58	2746,8	1692,942	0,331	550	5395,5	3438,940	0,121	615	6033,2	3859,273	0,194
Test 1	110	1079,1	145	176,58	1422,45	746,510	0,235	250	2452,5	2061,161	0,412	250	2452,5	1364,252	0,149
12" rør	110	1079,1	145	176,58	1422,45	746,510	0,235	257,5	2526,1	2127,825	0,432	255	2501,6	1393,669	0,163
	110	1079,1	142,5	176,58	1397,925	731,802	0,247	245	2403,5	2016,717	0,398	255	2501,6	1393,669	0,163
	110	1079,1	140	176,58	1373,4	717,094	0,260	245	2403,5	2016,717	0,398	275,5	2702,7	1514,276	0,216
	110	1079,1	140	176,58	1373,4	717,094	0,260	247,5	2428,0	2038,939	0,405	255	2501,6	1393,669	0,163
Test 2	190	1863,9	207,5	176,58	2035,575	1114,214	0,328	360	3531,6	3038,911	0,311	450	4414,5	2540,905	0,197
12" rør	190	1863,9	205	176,58	2011,05	1099,506	0,336	380	3727,8	3216,684	0,348	425	4169,3	2393,823	0,159
	190	1863,9	200	176,58	1962	1070,089	0,353	375	3678,8	3172,240	0,339	425	4169,3	2393,823	0,159
	190	1863,9	200	176,58	1962	1070,089	0,353	360	3531,6	3038,911	0,311	425	4169,3	2393,823	0,159
	190	1863,9	220	176,58	2158,2	1187,755	0,287	360	3531,6	3038,911	0,311	425	4169,3	2393,823	0,159
Test 3	290	2844,9	290	176,58	2844,9	1599,583	0,367	495	4856,0	4238,877	0,254	650	6376,5	3717,557	0,170
12" rør	290	2844,9	290	176,58	2844,9	1599,583	0,367	500	4905,0	4283,320	0,261	645	6327,5	3688,141	0,165
	290	2844,9	292,5	176,58	2869,425	1614,291	0,361	460	4512,6	3927,775	0,205	650	6376,5	3717,557	0,170
	290	2844,9	295	176,58	2893,95	1628,999	0,355	490	4806,9	4194,434	0,247	645	6327,5	3688,141	0,165
	290	2844,9	260	176,58	2550,6	1423,085	0,441	505	4954,1	4327,763	0,267	650	6376,5	3717,557	0,170

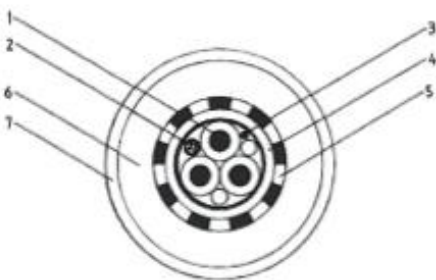
De røde tallene er cirkattall fordi kabelen begynte å gå nøkkete.

Vedlegg 8- 6: Inspeksjonskabel (databled fått av OSAIN).



Inspection Cable

Type 141190



Document no. 2011977C
 Revision A
 Date 18.01.2011
 Prepared by LLS
 Approved by KL

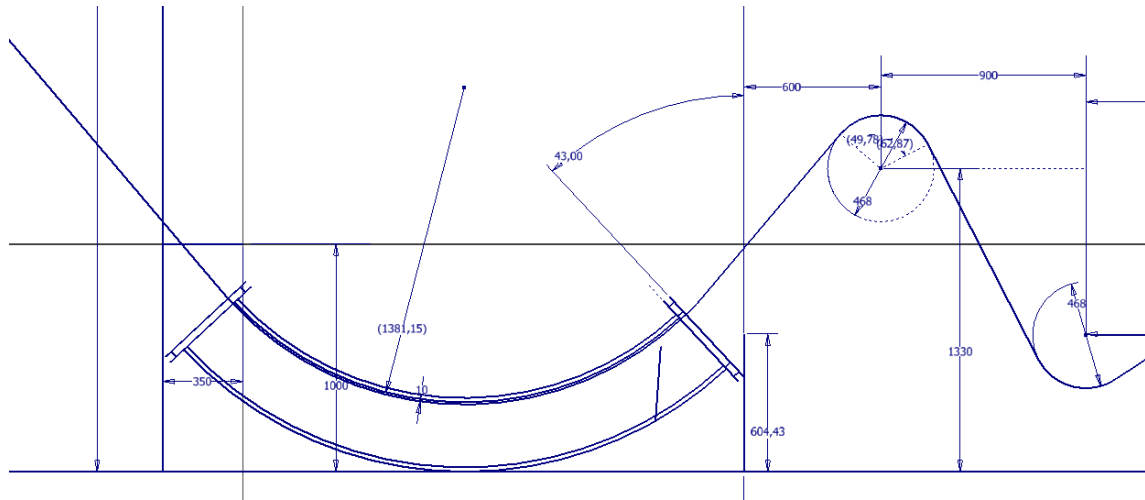
Construction Characteristics

Power conductors (1)	1,53 mm ² copper cores with PE insulation, w approx. 0,9 mm (3 ea)
Single mode fibre (2)	Fibre optic element (steel tube) with 4 SMF (1 ea)
Screen (3)	Drain wire and laminated foil
Inner jacket (4)	PE inner jacket, w approx. 1 mm
Strength member (5)	Aramid reinforcement
Inner jacket (6)	Foamed PE jacket, w approx. 3 mm
Outer jacket (7)	HDPE outer jacket (red), w approx. 1 mm

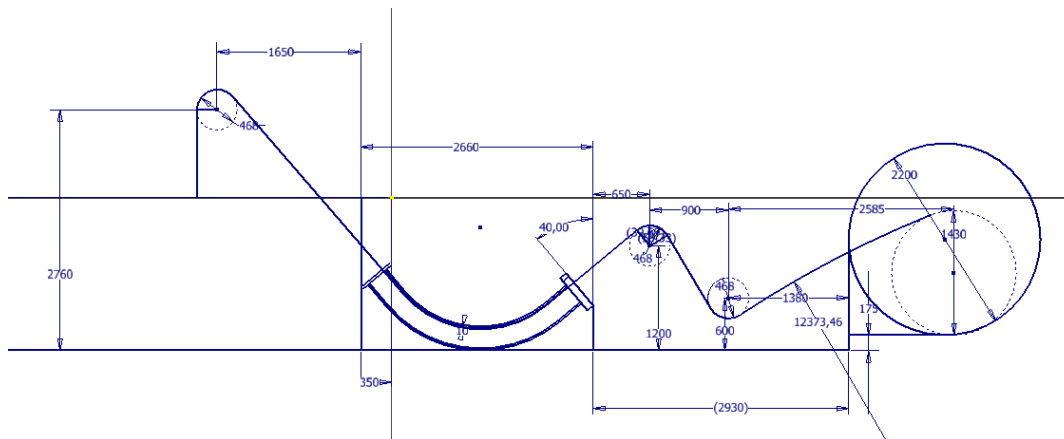
Mechanical Characteristics

Diameter	approx. 20 mm
Weight in air	approx. 320 kg/km nom.
Weight in seawater	approx. 0 kg/km
Min. breaking strength	approx. 35 kN
Min. bending radius	approx. 400 mm

Vedlegg 8- 7: Nærbilde av testoppsett for 12 tommers rør (MSS).



Vedlegg 8- 9: Testoppsett for 10 tommers rør (MSS).



Vedlegg 8- 8: Testoppsett for 12 tommers rør (MSS).

