



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND

Konstant strekkanordning for styreliner



Hovedprosjekt utført ved

Høgskolen Stord/Haugesund - Avd. Haugesund - ingeniørfag

Studieretning: Maskin

Av:	Karl Magnus Børseth	Kandidatnummer:	19
	Odd Einar Lindøe	Kandidatnummer:	45

HOVEDPROSJEKT

Studenten(e)s navn: Karl Magnus Børseth og Odd Einar Lindøe

Linje & studieretning Ingeniør, Maskin

Oppgavens tittel: Konstant strekkanordning for styreliner.

Oppgavetekst:

Sette seg inn i bruksområde/problemstilling og anvendelse/behov for konstant strekk systemer ved undervannsoperasjoner fra borerigg/skip.

Kartlegge eksisterende systemer på markedet, og prinsippene for disse systemene. Her inngår også innhenting av erfaringer fra bruk av de ulike systemer.

Systematisere informasjonen og vurdere fordeler og ulemper med systemene.

Ut fra en gitt case fra IMENCO A/S, sette opp en spesifikasjon for et optimalt konstant strekksystem for styreliner hvor det tas hensyn til både tekniske og økonomiske kriterier.

Foreslå en systemløsning og presentere denne i form av en beskrivende tekst, flytskjema/koplingsskjema, liste over aktuelle komponenter og en forenklet brukermanual. Dette inkluderer også utarbeidelse av nødvendige skisser/tegninger og beregningsunderlag

Endelig oppgave gitt:

Innleveringsfrist: Fredag 7. mai 2004 kl. 12.00

Intern veileder Jens C. Lindaas

Ekstern veileder Arne Kinn , Imenco A/S

**Godkjent av
studieansvarlig:**

Dato:



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND

Høgskolen Stord/Haugesund
Avdeling Haugesund - ingeniørfag
Bjørnsonsgt. 45
5528 HAUGESUND
Tlf. Nr. 52 70 26 00
Faks nr. 52 70 26 01

Oppgavens tittel Konstant strekk anordning for styreliner		Rapportnummer (Fylles ikke ut)
Utført av Karl Magnus Børseth og Odd Einar Lindøe		
Linje Maskin		Studieretning
Gradering Åpen	Innlevert dato	Veiledere Jens Christian Lindaas Arne Kinn, IMENCO AS

Bakgrunnen for oppgaven var en case fra Imenco AS, der de ønsket å få belyst muligheten for å lage et kompakt konstant strekkanordningsystem, med passiv styring og høy strekkraft. Utstyr som brukes i dag er meget plasskrevende eller har behov for aktiv styring.

Vår studie gikk derfor ut på å designe en utstyrløsning for konstant strekkanordning for styreliner etter de gitte kriterier fra Imenco AS. Vi har spesielt sett på to alternative metoder for å løse oppgaven, der begge er velegnet.

Gjennom ønsker fra Imenco AS og våre egne beregninger har vi til slutt kommet frem til en utstyrløsning vi mener vil fungere meget bra i henhold til de stilte kriterier.

Førord.

Når man avslutter studiet på maskinlinjen, studieretning prosess- og energiteknikk, ved Høgskolen Stord/Haugesund er det obligatorisk å gjennomføre et hovedprosjekt.

Hensikten med oppgaven er å vise at man kan bruke de kunnskapene man har tilegnet seg gjennom studiene. I vår oppgave har vi fått bruk for kunnskaper fra fag som undervannsteknologi, oljehydraulikk og pneumatikk, maskindeler, fasthetslære og statikk, strømningslære, mm. I tillegg har vi gjort bruk av DAK-(dataassistert konstruksjon) programmer som Inventor 6 og Autocad.

Oppgaven ble gitt av subsea firmaet Imenco AS, og tilrettelagt av vår veileder Jens Chr. Lindaas. Imenco AS ønsket å få utredet en mulig løsning på en kompakt konstant strekkanordning for styreliner på store dyp og med høy strekkraft. Dette for å kunne gi kunder et totaltilbud på slike subsea-oppdrag. Oppgaven søkte å finne et lite plasskrevende konsept, med lav hysteresis og høy driftsikkerhet.

Vi vil rette stor takk til:

- Jens Chr. Lindaas, veileder Høgskolen Stord/Haugesund
- Arne Kinn, ekstern veileder Imenco AS
- Trond Bjerkan, salgsrep. Hægglunds Drives AS
- Alf Helgesen og Kurt Svanberg hos Bauer Hydraulics

I tillegg vil vi takke:

- Roger Jensen, prosjektansvarlig Imenco AS
- Nils Blakstad, teknisk sjef ”Transocean Artic”

Sammendrag.

Imenco AS er en bedrift som driver med utvikling av utstyr og verktøy for undervannsbruk, og reparasjon/vedlikehold av undervannsutstyr. De har stor erfaring med utstyr som brukes i forbindelse med undervannsoperasjoner der en bruker styreliner ved nedsenkingen, både ved forankrings- og nedsenkingsutstyr. Utstyr brukt til konstant strekkanordning/hiv-kompensering av styrelinene blir levert av andre firmaer. For å kunne gi kunder et totaltilbud på slike subsea-opdrag, ønsket Imenco AS å få utredet en mulig løsning på en kompakt konstant strekkanordning for styreliner, i første rekke på store dyp og med høy strekkraft.

De konstant strekkanordningssystemene med høy strekkraft som brukes i dag, er relativt kostbart utstyr, med dimensjoner som er meget plasskrevende.

Oppgaven fikk vi presentert av vår veileder ved HSH, Jens Chr. Lindaas etter en forespørsel fra Imenco AS. Det Imenco AS ønsket i oppgaven var å finne en lite plasskrevende utstyrløsning, som overholdt kravene til driftssikkerhet og hysteresis.

I vår søken etter informasjon rundt problemstillingen, benyttet vi i første rekke Internet for å finne utstyr som har vært brukt, og som brukes i dag. Vi fant flere metoder som kunne anvendes innen hiv-kompensering av styreliner, men kun to som ivaretok de kriterier som ble stilt til utstyret ut fra case; sylinderalternativet og hydraulisk motor direkte på winch.

Sylinderalternativet er et velprøvd konsept som har vært brukt til slike oppgaver over lang tid, og som er egnet til passiv drift. Vi fant imidlertid ut i våre studier at denne løsningen ikke svarte helt til de forventninger Imenco AS stilte til konstant strekkanordningsutstyr.

Alternativet med hydraulisk motor direkte på winch er også et velprøvd konsept i forbindelse med hiv-kompensering, men da med en aktiv styring. Vi så her muligheten for å lage en utstyrløsning med passiv styring som kunne være interessant som oppgaveløsning. Gjennom ervervet informasjon tok vi kontakt med aktuelle utstyrsleverandører, foretok feltstudier, utførte egenberegninger og fant fram til et velegnet konsept som blir gitt som løsning til denne oppgaven.

Det konstant strekkanordningssystemet vi har kommet fram til har store fordeler mht montering/demontering. Løsningen har vist seg å være dyrere i innkjøp enn alternativt utstyr, men vi har i våre studier funnet det meget økonomisk driftsmessig, både pga. lavt energibehov og liten slitasje på utstyr.

Innholdsfortegnelse:

Kapittel 1 – Innledning.	1
1.1 Bakgrunn og historikk.	1
1.2 Målsetning for oppgaven.	2
1.3 Generelt om reguleringsystemene for hiv kompensering.	2
1.4 Løsningstilnærming.	2
1.5 Metoder for hiv-kompensering av wire festet til bunn.	3
Kapittel 2 - Metode for løsning av oppgaven.	3
2.1 Generelt.	3
2.2 Fabrikanter og informasjon.	3
2.3 Manualer og skriftlig materiale.	3
2.4 Besøk på boreriggen Transocean Artic.	4
2.5 Autodesk Autocad 2000.	4
2.6 Autodesk Inventor 6.0.	4
2.7 MS Office Excel.	4
Kapittel 3 - Kravspesifikasjonen fra Imenco A/S.	5
3.1 Tidlig kravspesifikasjon fra Imenco A/S:	5
3.2 Endelig kravspesifikasjon fra Imenco A/S:	5
3.3 Ønskelige egenskaper ellers.	5
3.4 Endelig oppgave fra Imenco A/S.	5
Kapittel 4 – Generell diskusjon av de forskjellige systemene.	6
4.1 Generelt.	6
4.2 Hydrauliske / pneumatiske sylindre med trinser.	6
4.3 Hydraulisk winch.	7
4.4 Kranbom.	8
4.5 Dobbel A-ramme.	9
4.6 Lineær winch.	10
4.7 Diskusjon av valgmulighetene.	11
Kapittel 5 - Mer detaljert informasjon om sylinderalternativet.	12
5.1 Generelt om sylindre.	12
5.2 Imenco A/S styreline strammer (konstant strekk anordning).	12
5.3 Shaffer Rucker sylinderkompensator med passiv regulering.	13
5.4 Aktiv regulering av en sylindre.	13
Kapittel 6 - Beregning og dimensjonering av en sylindre kompensator.	14
6.1 Innledende diskusjon og våre valg.	14
6.2 Beregninger og valg av komponenter.	15
6.3 Valg og beregning av trinser.	16
6.4 Diskusjon om sylinderkompensatorens effektivitet og hysteres.	16
6.5 Tegning av 2-sylinderkompensator.	18
6.6 Tegning av 1-sylinderkompensator	19
6.7 Diskusjon og konklusjon om sylinderalternativ.	20
Kapittel 7 - Mer detaljert informasjon om winch alternativet.	21
7.1 Bakgrunn om wincher.	21

7.2 Design av ny winch.....	21
7.3 Materialvalg.....	21
7.4 Spolesystem.....	22
7.5 Valg av drivsystem. Elektrisk, hydraulisk eller pneumatisk?	24
7.6 Kalkulering av motorstørrelse som er nødvendig.....	24
7.7 Valg av bremse og låsesystem.	25
Kapittel 8 - Beregninger og dimensjonering av winch.....	26
8.1 Våre valg.....	26
8.2 Valg av motor	27
8.3 Dimensjonering av trommel og vegger.....	28
8.4 Dimensjonering av akseltapper og lagre for trommel.....	29
8.5 Bøyemoment diagrammer av wirekraft og egenvekters innvirkning på trommel.....	30
8.6 Dimensjonering av akkumulatorer.....	32
8.7 Beregning av nødvendig trykk på akkumulatorer.....	33
8.8 Dimensjonering av pumper.....	34
8.9 Dimensjonering av ventiler og rør.....	35
8.10 Alternative anleggs løsninger.....	36
8.11 P&ID av system.....	37
8.11.1 P&ID 1 – Winch med felles hydraulikk aggregat og akkumulatorer.....	37
8.11.2 P&ID 2 – Winch med lokalt monterte akkumulatorer	38
8.12 Tegning av winch og gjennomgang av mulige løsningsalternativer.....	39
8.12.1 Trommel.....	40
8.12.2 Motor.....	41
8.12.3 Akslinger og lagre	41
8.12.4 Rammer	42
8.13 Valg av wire	46
8.14 Oppstarts og driftsprosedyrer.....	47
8.14 Sikkerhetshensyn under drift.....	47
8.15 Diskusjon om winchens effektivitet og hysteresese	48
8.16 Diskusjon og konklusjon om winch alternativet	49
Kapittel 9 Kostnadsanalyse.....	50
9.1 Kostnadsanalyse for 2 sylinder kompensator alternativet.....	50
9.2 Kostnadsanalyse for 1 sylinder kompensator alternativet.....	51
9.3 Kostnadsanalyse for winch alternativet.....	52
Kapittel 10 – Endelig diskusjon og konklusjon	53
10.1 Generell diskusjon.....	53
10.2 Konklusjon	54
Kapittel 11 – Forkortelser.....	55
Kapittel 12 – Referanser og litteratur.....	55
Kapittel 13 – Vedleggsliste.....	56

Kapittel 1 – Innledning.

1.1 Bakgrunn og historikk.

Samtidig som bruk av enkle eller multi satellittbrønner øker, går utviklingen mot at mer og mer av prosessutstyret plasseres på havbunnen. Dette gjør at den enkelte produksjonsplattform kan dekke mye større områder enn tidligere, eller at plattform kan utelates (Snøhvit, Ormen Lange).

Ved sammenkobling av utstyret på havbunnen er det nødvendig å ha minimal/ingen risiko for skader, da dette kan få store konsekvenser, både tidsmessig og ikke minst økonomisk.

Det systemet som gir best sjanse for sikker installasjon er bruk av styreliner (guide lines), et system som har vært brukt fra begynnelsen ved undervannsboring.

Styreliner kan enten ha tunge lodd i enden eller helst forankres til havbunnen. De strammes så opp og holdes stramme med konstant strekkraft. Dette for at wirene ikke skal tvinne seg inn i hverandre og for å gi sikker nedsenking/heving av subsea-utstyr.

Strekraften på styrelinene økes med økende havdybde og setter derfor strenge krav til utstyret på dybder over 900-1000 meter.

Styreliner er som navnet tilsier kun en styrende enhet, og blir ikke tilført noen belastning fra det utstyret som senkes eller heves. Den belastningen en må ta hensyn til ved bruk av styreliner er bevegelsene i vertikalplanet på det overflatefartøyet som linene er koblet til.

For å ta opp disse bevegelsene brukes en eller annen form av hiv-kompenseringsutstyr som ivaretar den konstante strekkraften på styrelinene.

Det ble ved f. eks. prøveboring eller kranhiv mellom 2 fartøy, tidlig behov for kompensering av bevegelser i vertikalplanet. De første løsningene var enkle anordninger som hadde problemer med større bølgehøyder og hastigheter. Etter hvert har utvikling av hiv-kompenseringsutstyr gitt løsninger med større toleranse og stor følsomhet i forhold til bølgebevegelser. Dette har vært en nødvendig utvikling, pga. økende bruk av flytende installasjoner kontra faste, vanskeligere arbeidsoppgaver og – lokaliteter, økende bruk av produksjonsutstyr på havbunnen, strengere krav til driftssikkerhet, og lignende. For at ikke også været skal være en for stor flaskehals mht. arbeidseffektivitet, har utstyret blitt utviklet deretter.

Alternativet er styrelineløse systemer.

1.2 Målsetning for oppgaven.

Formålet med oppgaven er å finne ut om det var mulig å designe et kompakt konstant strekkanordningssystem for styreliner på større havdyp, med høy strekkraft og lavt energibehov, ut fra en case gitt av Imenco AS i Haugesund.

Opgaven skal også søke å finne en utstyrløsning som, med hensyn til montering/demontering, er enkel og tidsbesparende.

Gjennom internett, leverandørkontakt og feltstudie skal det undersøkes hvilke eksisterende utstyr og løsninger som finnes, og hvilket utstyr som trengs for å lage en ideell løsning.

Resultatet av våre studier skal gi tegninger og beregninger, mht dimensjonering, energibehov og pris, for en optimal løsning.

1.3 Generelt om reguleringsystemene for hiv kompensering.

For å ivareta konstant strekk ved bruk av styreliner er en nødt til å kompensere for de vertikale bevegelsene et fartøy blir utsatt for, enten i form av bølger eller flo og fjære. Utstyret som utfører denne kompenseringen blir justert ved hjelp av et reguleringsystem slik at strekkraften på wiren blir beholdt.

Det er 2 metoder som brukes i forbindelse med de forskjellige systemene:

- **Passiv regulering**

- Fungerer på samme måten som når en lagrer energi ved å presse sammen en fjær. Energien kan utløses senere ved behov.
- Når fartøyet beveger seg oppover i vertikalplanet vil det utøve en kraft på motor eller sylinder. Denne vil da virke som en pumpe som akkumulerer denne kraften i systemet. Ved bevegelse nedover har motoren/sylindere et kraftbehov for å opprettholde strekken i wire, og den opplagrede kraften blir da utløst.
- En akkumulator med nitrogen eller luft mottar det hydrauliske mediet og opprettholder trykket i det hydrauliske systemet.
- Senere ved behov overføres mediet til hydraulikkmotor eller sylindre.
- En viss treghet i systemet må påregnes pga friksjon og lekkasje.
- Meget lave driftskostnader.
- Lav installasjonskostnad

- **Aktiv regulering**

- Kompressor eller hydraulisk pumpe opprettholder ønsket trykk i hydraulikksystemet.
- Ved hjelp av følere som overvåker wirestrekk, bølgehøyde, skipets bevegelse og annet, kompenseres skipets vertikale bevegelser ved bruk av servventiler.
- Meget høye drifts- og installasjonskostnader.
- Kan kombineres med passiv regulering for å minske driftskostnader.

1.4 Løsningstilnærming.

Vi hadde liten kjennskap til problematikken rundt styreliner og hiv-kompensering/konstant strekkanordning. Det var nødvendig i starten å tilegne seg mest mulig kunnskap. Om hiv-kompensering spesielt, men også om utstyr som brukes ved hiv-kompensering generelt. Informasjonen ble i hovedsak hentet fra internett. Etter at vi ble mer kjent med problematikken tok vi også kontakt med forskjellige firma som driver i bransjen.

1.5 Metoder for hiv-kompensering av wire festet til bunn.

Det finnes et stort antall løsninger på markedet:

- Lodd og wire/trinse system (gammelt).
- Pneumatiske sylindre og trinser, X-antall tørn.
- Hydrauliske sylindre og trinser, X-antall tørn.
- Kranbom med hydrauliske eller pneumatiske sylindre.
- Dobbelt A-ramme.
- Lineær sylinder.
- Hydraulisk winch (direkte).

Alle løsningene, foruten lodd og trinsesystemet, har behov for winch og motor i tillegg til kompenseringssystemet. Hydraulisk winch er i så måte den enkleste løsningen, da den ikke har tilleggsutstyr, selv om problematikken ikke er lettere å løse av den grunn.

Flere av alternativene er uegnet til å møte de krav vi stiller til utstyr, og vil i denne oppgaven bli behandlet overfladisk.

De forskjellige metodene vil bli nærmere forklart i kapittel 4.

Kapittel 2 - Metode for løsning av oppgaven.

2.1 Generelt.

I de neste kapitlene kommer vi til å gjennomgå de forskjellige systemene mer i detalj. Fordeler og ulemper presenteres i tabellform og våre valg konkluderes i slutten av hvert delkapittel.

2.2 Fabrikanter og informasjon.

Vi har vært i kontakt med en rekke fabrikanter av de forskjellige utstyrstypene:

Bedrift	Kontaktperson	Område
Hägglunds Drives AS	Trond Bjerkan	Hydraulikk motorer
Bauer Nilsen A/S	Alf Helgesen og Kurt Svanberg	Motorer og sylindre
Karmøy Winch	Magne Hysdahl	Wincher
Åkra Trålbøteri	Tom Lund	Wire
Hydramarine A/S	Øystein Bondevik	Wincher
Hydralift / National Oilwell	David Høy	Wincher og sylindre
Transocean Artic	Nils Blakstad og Kåre Johannesen	Synfaring borerigg
SKF	Kjetil Eliassen	Lagre

2.3 Manualer og skriftlig materiale.

Vi har i stor grad brukt internett til å innhente nødvendige manualer, men har også fått tilsendt brosjyrer og annet av varierende kvalitet. Motorfabrikanten Hägglunds har kjørt analyse av våre data slik at vi hele tiden har hatt en referanse å jobbe mot. Disse er lagt ved som vedlegg nr.4

2.4 Besøk på boreriggen Transocean Artic.

Vi hadde allerede i starten av arbeidet med oppgaven et ønske om å besøke en installasjon der et konstant strekkanordningssystem var montert, både for ved selvsyn å se dimensjonene det er snakk om, men også for å få informasjon om erfaringene ved bruken av utstyret. Via Roger Jensen i Imenco AS fikk vi tillatelse til å besøke boreriggen ”Transocean Artic” som for tiden lå i opplag i Ølensvåg. Vi ble her godt mottatt av Nils Blakstad, teknisk sjef om bord, som viste oss rundt på riggen og formidlet sine erfaringer med bruken av utstyret til oss. Opplysninger om utstyrsløsninger, utstyrsslitasje og lignende er ting vi har tatt ad notam i vårt arbeid.

2.5 Autodesk Autocad 2000.

For å formidle en prinsipløsning på hydraulikksystemet har vi laget P&ID-tegninger av systemet. Tegningene er for skisser å regne og inneholder ikke alle detaljkomponenter, men skulle være egnet for å forstå prinsippet. All tegning av P&ID ble gjort i Autocad med tilleggsprogrammene Cadit og Autodesk Symbols 2000.

2.6 Autodesk Inventor 6.0.

For å gjengi vår designløsning billedlig har vi valgt å benytte oss av DAK-tegninger. Den beste gjengivelsen mente vi at vi fikk ved å bruke tegneprogrammet Autodesk Inventor 6, men da dette var et program vi ikke hadde erfaring i bruken av, fikk vi også en læringsfase i forhold til dette. For å tegne vår første prototype har vi brukt Autodesk Inventor 6.0 for å få en 3D modell å jobbe med og for å gi en oversiktlig fremstilling av resultatet.

2.7 MS Office Excel.

Siden vi hadde store mengder med forskjellige beregninger hvor mange av dem var avhengig av hverandre, så vi det som hensiktsmessig å bruke regneark. Da kunne vi enkelt manipulere de forskjellige parametrene for å få ut de viktige verdiene. Enhver beregning i oppgaven er hentet fra-, og kan kontrolleres i regnearket.

Regneark og hensvisning til de forskjellige formlene er lagt ved som vedlegg nr.1

Kapittel 3 - Kravspesifikasjonen fra Imenco A/S.

3.1 Tidlig kravspesifikasjon fra Imenco A/S:

Etter vårt første møte med Imenco A/S fikk vi noen foreløpige krav vi skulle arbeide mot:

Konstant strekk ved havbunnen	maks. 35 tonn nominell, (45 tonn ved skjæring av skjærpinne)
Hysterese:	± 3-5 %
Kompenseringslengde	± 15 m
Hiv/lårehastighet (maks)	1,5 m/s
Akselerasjon (maks)	2 m/s ²
Wire diameter	1" – 1,5"
Wire lengde	maks. 2000 m
Wire vekt	1"= 2,85 kg/m & 1,5"= 5 kg/m

3.2 Endelig kravspesifikasjon fra Imenco A/S:

Ved senere møter ble kravene modifisert noe. Det er foreslått 2 mulige løsninger for skip eller borerigg:

	SKIP Wire 19mm. (5/8")		BORERIGG Wire 32mm. (1 1/4")	
	<i>NORMAL</i>	<i>DESIGN</i>	<i>NORMAL</i>	<i>DESIGN</i>
Konstant strekk ved havbunnen	5 Tonn	15 Tonn	25 Tonn	45 Tonn
Hysterese:	± 3-5 %	± 3-5 %	± 3-5 %	± 3-5 %
Kompenseringslengde:	± 3-5 m	±7 m	± 2,6 m	±4 m
Totalt arbeidsområde (inkludert flo/fjære)		±12m		±10 m
Hive / lårehastighet	2-3 m/s	5 m/s	1,6 – 1,8 m/s	2 m/s
Akselerasjon	3 m/s ²	7,5 m/s ²	1 m/s ²	1 m/s ²
Wire diameter	5/8" (19mm)	5/8" (19mm)	1 1/4" (32mm)	1 1/4" (32mm)
Wire lengde	1500m	1500m	1500m	1500m

3.3 Ønskelige egenskaper ellers.

Andre viktige faktorer som måtte være i sluttproduktet var:

- Minst mulig hysterese
- Høg grad av driftssikkerhet (skal tåle kontinuerlig drift)
- Liten/ingen risiko for "full stopp"/låsing
- Lavt støynivå
- Lavt energiforbruk
- Lav vekt
- Kompakte dimensjoner
- Skal tilfredsstillende myndighetskrav for installasjon på rigg (Ex-soner).

3.4 Endelig oppgave fra Imenco A/S.

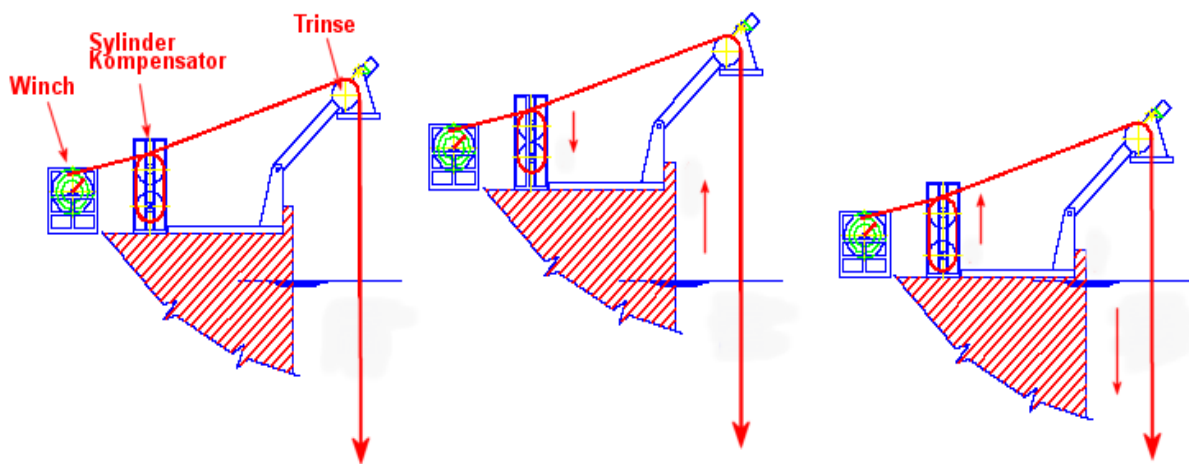
Etter vurderinger fra vår side og i møte med Imenco AS, ble vi enige om å spesifisere oppgaven til å utrede et system for borerigg med gitte kravspesifikasjoner.

Kapittel 4 – Generell diskusjon av de forskjellige systemene.

4.1 Generelt.

Vi vil her presentere en kort oversikt og forklaring over hvordan de forskjellige systemene fungerer, og presentere fordeler og ulemper og til slutt gi vår konklusjon om utstyret er egnet til denne oppgaven.

4.2 Hydrauliske / pneumatiske sylindre med trinser.



Figur 4.2: Virkemåte for sylinder kompensering [1]

Bygd opp på samme måte som det gamle ”blokk og trinse” prinsippet. Wiren går X-antall ganger rundt trinsene etter hvor mange meter kompensering som trengs. Sylindre står i mellom trinsene og mottar / gir kraft etter behov.

Winchen har ingen kompenseringfunksjon og fungerer bare ved hiv/låring.

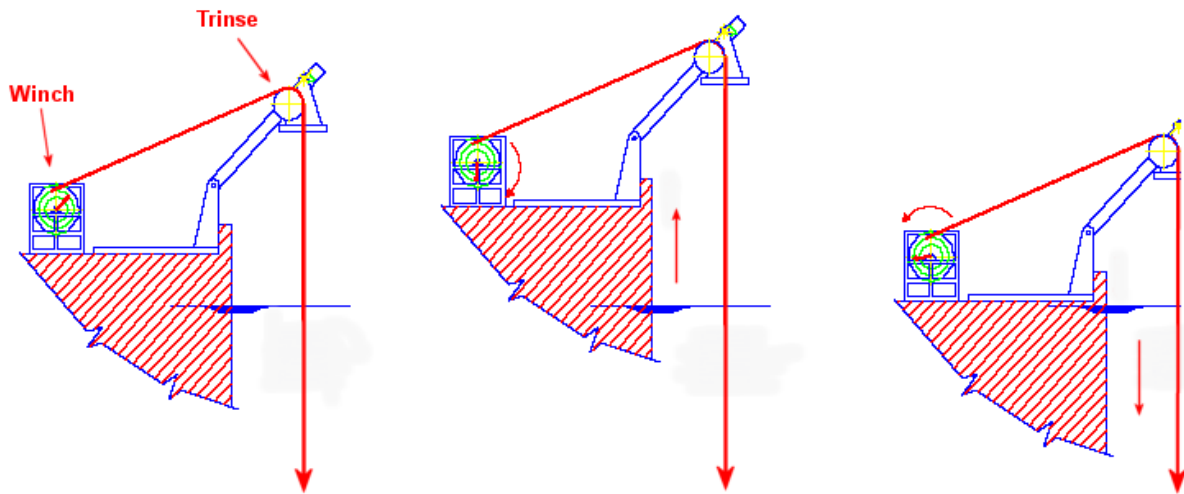
Wiren låses gjerne fast til kompenseringstårnet slik at krav til winchen kan reduseres.

Hydrauliske sylindre med trinser	
Fordeler	Ulemper
Direkte passiv regulering	Trenger ekstra dekksplass
Failsafe siden winch ikke er involvert direkte	Kan bli veldig stor og tung
Lite treghet siden mindre masse involvert	Mye wire knekk over mange trinser > slitasje
Lav hysteres 3-5 %	Begrenset reguleringshøyde
	Trenger winch i tillegg
Typisk system for hiv kompensering.	

Konklusjon:

Dette systemet er egnet for bruk rundt en moonpool. Konseptet er et allerede etablert system med mange varianter og vi kommer til å utrede dette nærmere.

4.3 Hydraulisk winch.



Figur 4.3: Virkemåte for winch kompensering [1]

Winchen er med i alle styrelinesystemene og skulle da mest logisk vært brukt med direkte kompensering. Winchen kan utføres med 3 mulige løsninger:

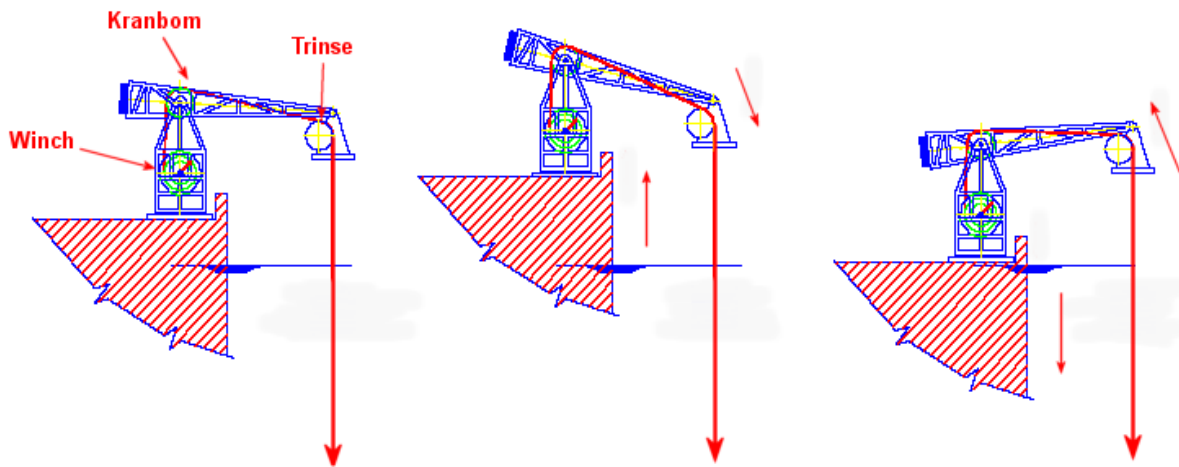
- Trommel direkte på motor
- Trommel via girkasse til motor
- Egen oppsamlingstrommel og separat trommel/motor for kompensering

Hydraulisk Winch Kompensering	
Fordeler	Ulemper
Tar minst dekksplass	Stor treghet siden stor masse skal settes i bevegelse
Gir ubegrenset med wire til kompensering	Kan være vanskelig å implementere passiv regulering pga virkningsgrader.
Lite wireslitasje ved rette betingelser	Dyrt i innkjøp og høyt energibehov
Typisk utstyr som brukes i mange sammenhenger.	

Konklusjon:

Dette systemet er egnet for bruk rundt en moonpool. Det finnes noen forskjellige varianter på markedet allerede. Siden dette systemet er minst plasskrevende og vi har ubegrenset wirelengde til rådighet kommer vi til å fortsette å utrede dette systemet videre.

4.4 Kranbom.



Figur 4.4: Virkemåte for Kranbom kompensering [1]

Kranbom med kompensering er mye brukt. Winchen fungerer bare ved hiv / låring. Hele bommen går opp og ned ved kompenseringen. Bommen kan utstyres med motvekt for å redusere energibehovet og hysteresis ved stabil tilstand.

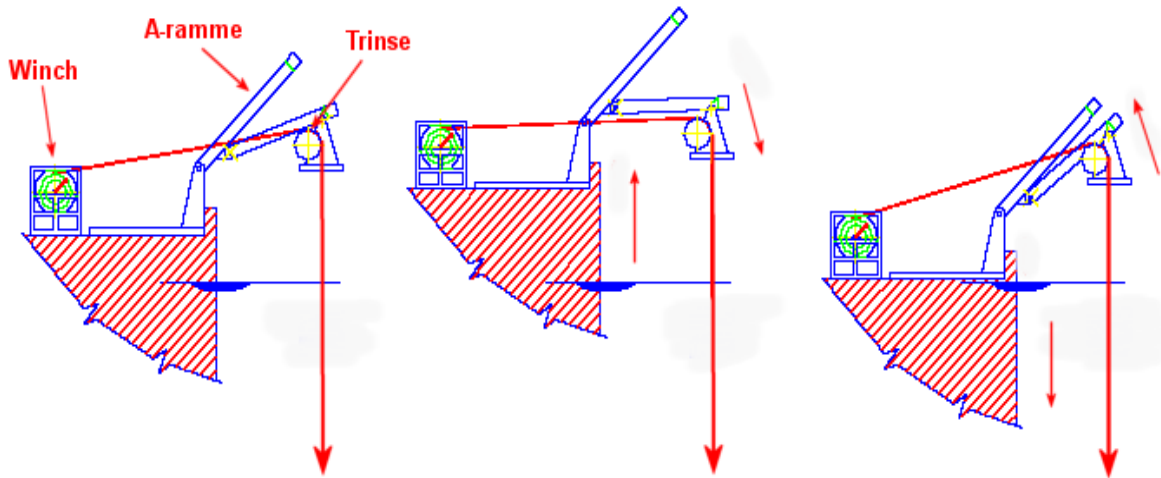
Kranbommen kan også utstyres med en AHC ("Active Heave Compensated") winch.

Kranbom med hydraulisk eller pneumatiske sylindre	
Fordeler	Ulemper
Enkelt å implementere passiv regulering	Meget begrenset reguleringshøyde
Lite knekkbelastning på wire	Behov for winch
	Stor treghet i bommen
	Tar stor plass
Typisk system for utsetting av utstyr fra båt og rigg.	

Konklusjon:

Dette systemet er ikke egnet for bruk rundt en moonpool. Siden dette systemet har begrenset reguleringshøyde og ville tatt mye plass i vårt tilfelle, kommer vi ikke til å utrede dette systemet nærmere.

4.5 Dobbel A-ramme.



Figur 4.5: Virkemåte for dobbel A-ramme kompensering [1]

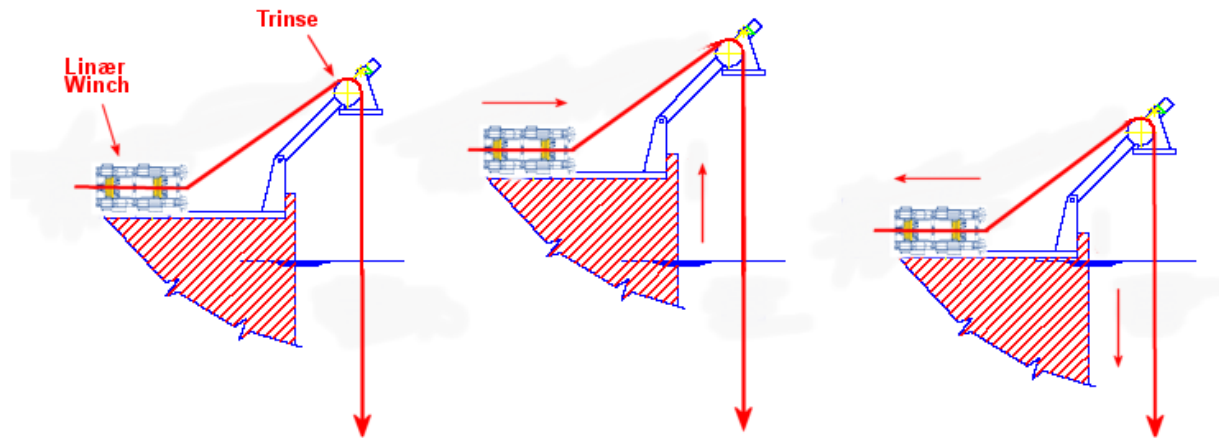
En ekstra A – subramme bygges inn i den eksisterende A-rammen. Ved behov for kompensering frigjøres subrammen og er fri til å bevege seg opp og ned ved hjelp av for eksempel hydrauliske sylindre.

Dobbel A – Ramme med hydrauliske eller pneumatiske sylindre	
Fordeler	Ulemper
Enkelt å implementere passiv regulering	Begrenset reguleringshøyde
Lite knekkbelastning på wire	Behov for winch
Typisk system for utsetting av utstyr fra båt.	

Konklusjon:

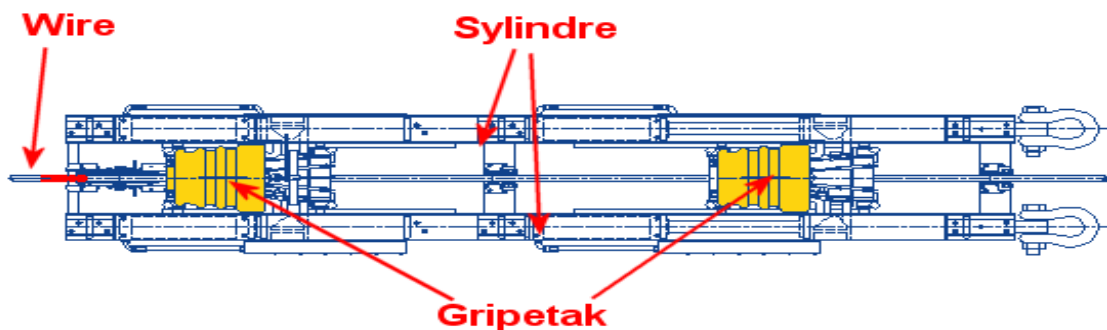
Dette systemet er ikke egnet for bruk rundt en moonpool. Utstyret ville blitt veldig plasskrevende i vårt tilfelle og reguleringshøyden er begrenset. Dette systemet er typisk utviklet for bruk om bord i båt ved utsetting av utstyr og vi kommer ikke til å utrede dette nærmere.

4.6 Lineær winch.



Figur 4.6.1: Virkemåte for lineær winch kompensering [1]

Lineær sylinder winch kan brukes istedenfor winch. Den består av 2 sylindre som har innmontert effektive gripeanordninger. Disse anordningene vil ta tak i wiren og dra den i ønsket retning.



Figur 4.6.2: Mer detaljert tegning over lineær winch [2]

Lineær sylinder winch kompensering	
Fordeler	Ulemper
Tar lite dekksplass	Veldig lav hastighet (5 m/min)
Gir ubegrenset med wire til kompensering	Kompenseringslengde ved passiv drift
Oppnår stor kraft (500tonn)	Slitasje på wire siden konstant bruk
Typisk utstyr for ankerhåndtering og for utstyr som trenger stor kraft.	

Konklusjon:

Dette systemet ville vært egnet for bruk rundt en moonpool. Dessverre er hastigheten veldig lav på de etablerte systemene og det ville vært vanskelig å implementere passiv drift i begge retninger. En mulighet ville vært å ha veldig lange sylindre med fast inngrep, men siden kravene våre ville gitt 20m lange sylindre mener vi at dette er vanskelig gjennomførbart i praksis og vi kommer ikke til å utrede dette systemet nærmere.

4.7 Diskusjon av valgmulighetene.

Etter å ha studert de forskjellige hiv kompenseringssystemer så er det kun 2 alternativer som er egnet for bruk i området rundt en moonpool på borerigg.

- **Alternativ 4.2 Sylinderkompensator**
- **Alternativ 4.3 Winch**

De andre systemene er enten for plasskrevende, eller møter ikke våre krav til fart, akselerasjon eller reguleringshøyde.

I de neste kapitlene kommer vi til å forklare mer inngående forklaring av de forskjellige sylindrer- og winchalternativene. Vi kommer også til å gi en mer oversiktlig forklaring på hva som menes med passiv og aktiv regulering knyttet til de aktuelle systemene.

Kapittel 5 - Mer detaljert informasjon om sylinderalternativet.

5.1 Generelt om sylindre.

Hydrauliske sylindre har et stort bruksområde. De brukes onshore og offshore i f.eks. åpning av luker, kranbommer, skuffen på en hjullaster og innen hiv-kompensering. Sylindrene leveres i flere utførelser som ram, vanlig stempel og teleskop. De leverer veldig stor kraft. Typisk kan en 20" sylinder løfte 900 tonn ved 180 bar trykk. Dessverre tåler ikke sylindrene noe særlig sidekrefter, så konstruksjonen må avpasses nøye.

Hastigheten på en sylinder bestemmes av diameter på stempel og levering av væskestrøm. Dette siden volumet inni sylinder øker med diameteren og mengden olje som må inn/ut øker. Ønsker en seg en rask sylinder bør en velge små diametre og kjøre med økt trykk for å få den nødvendige kraft. Store sylindre er normalt dimensjonert for maks 200 bar mens mindre sylindre klarer opp til 350+ bar.

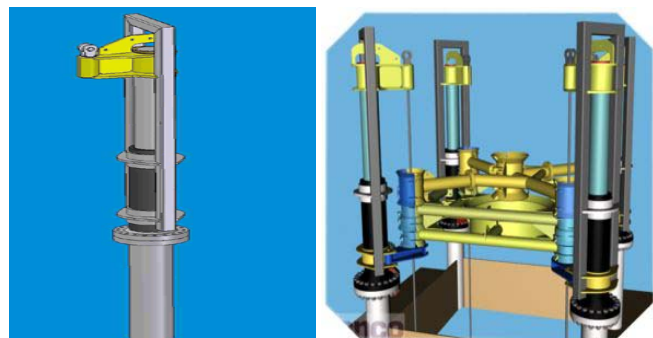
Valg av tetning mellom stempelstang og sylinder er viktig. For sylindre som har kontinuerlig drift må tetningen være av beste kvalitet. Dette fordi den primært skal hindre smuss og partikler å trenge inn i sylinder, og den skal hindre oljen å lekke ut av sylinder. Kommer det smuss inn i sylindren vil en forringe kvaliteten på hydraulikkoljen og enda verre så vil disse forurensningene gi sandpapireffekt på stempelstang og andre komponenter med sterkt redusert levetid som resultat.

Et viktig moment er at slik slitasje vil føre til at luft kan komme inn via pakkboks og med de høye trykk som er kan en oppleve "diesel effekten". Det betyr at det kan forekomme selvantennelse av olje/luft blandingen i området rundt tetning og stempelstang. Dette vil føre til veldig stor belastning og slitasje i området med totalt sammenbrudd som mulig følge.

Som tidligere utredet har sylindre blitt brukt innen hivkompensering i stor grad og det utvikles stadig nye avanserte AHC løsninger for dem. Dessverre vil kravene til stadig økt kompenseringsslengde og kraft gjøre dem store og tunge. Ofte bygges de inn i en ramme slik at de stives bedre av, men dette vil bare øke størrelsen enda mer. I de neste avsnittene skal vi vise forskjellige måter å bruke dem på innen konstant strekk- og hivkompensering.

5.2 Imenco A/S styreline strammer (konstant strekk anordning).

Hydraulisk sylinder med fast slag. Wiren har en fast lengde og kobles opp mellom strammer på plattform og bunnramme. Sylindren er en del av en komplett konseptløsning som Imenco AS leverer for faste installasjoner.



Figur 5.2 Styreline strammer [3]

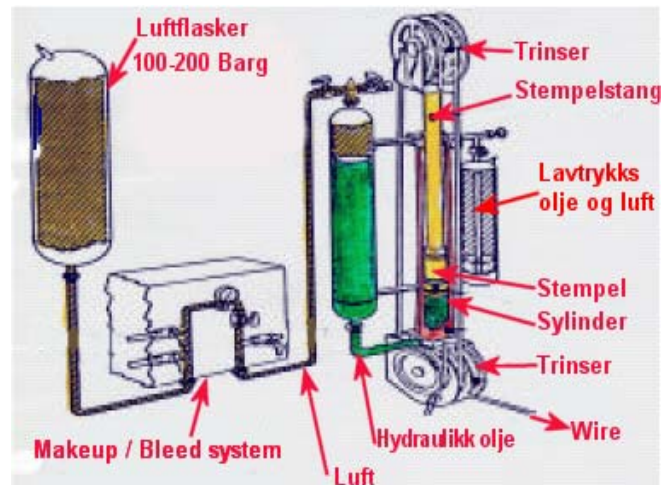
5.3 Shaffer Rucker sylinderkompensator med passiv regulering.

Styrelinen vindes rundt 2 trinsepar slik at slaget til sylinderen gjør at reell kompensert wirelengde blir 4 doblet. 1m slag vil da gi 4m wirekompensering.

I dette eksempelet har vi en *passiv regulering* hvor wirekraft justeres med lufttrykk og wirekraft virker kun mot en luftpute. For å oppnå krav til hastighet på linen vil det ofte være overtrykksventiler som hurtig avlaster luften.

Forskjellige varianter av denne produseres av:

- ABB Vetco
- Rucker (Shaffer)
- Western Gear
- Kværner / Aker Maritime
- Hydralift / National Oilwell

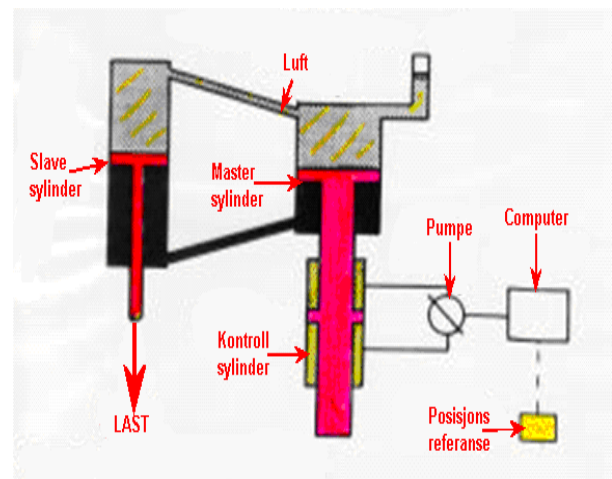


Figur 5.3 Sylinderkompensator [4]

5.4 Aktiv regulering av en sylinder.

Et aktivt system får hele tiden en posisjonsreferanse som mates inn i en ECU (Electronic Control Unit) som aktivt regulerer en pumpe. Systemet reguleres hele tiden via kontrollsylindren og avhengig av mengden sensorer kan systemet ta opp den minste variasjon. Systemet vil i tilfelle strømbrudd være passivt og dermed failsafe.

Andre måter å regulere på gjøres gjerne med en aktivt pumpende gasskompressor eller hydraulikkpumpe som mater direkte til den kompenserte sylindren.



Figur 5.4 Aktiv regulering [4]

Kapittel 6 - Beregning og dimensjonering av en sylinder kompensator.

6.1 Innledende diskusjon og våre valg.

Imenco A/S leverer allerede en konstant strekkanordning for styreliner. Denne har fast slaglengde, og muligheten for å kompensere bevegelse i vertikalplanet er begrenset. Det mest nærliggende ville være å utstyre dette konseptet fra Imenco med et trinsesystem slik at den blir egnet for oppgaven vår. Dessverre ville det gjøre at dette alternativet ville vokse grovt i dimensjon.

For å ta opp kravet til $\pm 4\text{m}$ kompensering ville en sylinder utstyrt med 2 trinser oppe og nede ha en total lengde i ytterposisjon på 4m. Skulle en ta opp kravet til $\pm 10\text{m}$ med flo/fjære:

1. Ha en sylinder med slaglengde lik 5m (10m total lengde) med låst wire og en winch som kun fungerer som oppsamlingswinch av wire.
2. Ha en sylinder med slaglengde lik 2m (4m total lengde) + fulldimensjonert winch til å ta opp tidevannsforskjellene
3. Øke antall trinser og eventuelt bruke 2 sylindre.



Figur 6.1.2 Dynacon kompensator [6]

For punkt 1 ville dette gjøre det praktisk vanskelig å plassere utstyret ved siden av moonpool og derfor må utstyret typisk plasseres andre steder på plattformen med et trinsesystem for å føre wiren til moonpool. Dette er den vanlige måten å gjøre det på og det finnes mange slike systemer på markedet (figur 6.1.1)



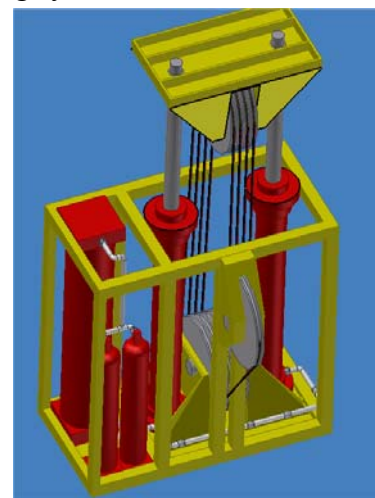
Figur 6.1.1 Shaffer kompensator [5]

For punkt 2 ville det også være mulig å plassere i moonpool området men er ikke en normal måte å gjøre det på da den samlede prisen ville bli veldig høy og systemet måtte

automatiseres for å ta opp tidevannsforskjeller. Det finnes løsninger på markedet med 1

og 2 sylindre (figur 6.1.2) som er beregnet for å sette inn mellom winch og krane, men vi har ikke funnet noen løsninger som spesifikt er rettet inn mot styrelinedrift.

For punkt 3 ville det være mulig å plassere i moonpoolområdet. Utstyret vil ikke nødvendigvis bli så høyt, men det vil kreve en ramme med guider for å sikre utstyret. Det kan også være problemer med noe innbyrdes forskjell i fart og høyde mellom sylindrene. Denne løsningen vil også bli en del dyrere å fabrikere siden de økte innbyrdes kreftene vil bli veldig store. Disse kreftene gir da økt dimensjon på de involverte delene.



Figur 6.1.3 Sylinderkompensator

Konklusjonen vår er at vi ikke ønsker å utrede videre om alternativ 1 og 2. Det finnes et utall av løsninger på markedet allerede, så å designe et slikt konsept ville vært lite hensiktsmessig for oss.

Vi kommer derfor til å utrede alternativ 3 for å se om vi klarer å prosjektere et kompakt og transportabelt alternativ som kan plasseres i moonpoolområdet slik at vi kan se hvordan den løsningen vil stille seg mot winchalternativet som vi utreder i kapittel 7 og 8.

6.2 Beregninger og valg av komponenter.

For å kompensere kravet til $\pm 10\text{m}$ vil vi prøve en løsning med 4 trinser oppe og nede på sylindrene. Vi trenger da: 20m kompensert lengde / 8 trinser = $2,5\text{m}$ sylinderslag.

Vi vil prøve en løsning med 2 sylindre for å oppnå bedre stabilitet i konstruksjonen. Dette fører til en 8-dobling av kraften på sylindrene siden vi har 4 trinsepar.

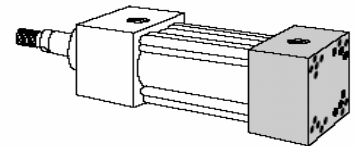
$$\text{Designkraften er da på hvert stempel: } F = \frac{8 \cdot 480\text{kN}}{2} = 1920\text{kN}$$

Vi ønsker å operere med et maks trykk på 190 bar ved designbetingelse.

$$\text{Diameteren på hvert stempel er da: } D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{p \cdot \pi}} = \left(\sqrt{\frac{4 \cdot 1920000}{19 \cdot 10^6 \cdot \pi}} \right) \text{m} = 0,359\text{m}$$

Fra "Miller Hydraulics" sin katalog kan vi plukke en sylinder. Vi valgte en $14''$ sylinder med $8''$ stempelstang. Lengde $2,5\text{m}$. Norske "Bauer Hydraulics" vil også kunne klare å levere en lignende sylinder for dette bruk. De leverer også akkumulatører.

Model 64-B
Bolted Bushing
Square Cap



Sylindrene bør utstyres med felles akkumulatører og minimum størrelse vil da være:

$$V = \frac{2 \cdot L \cdot D^2 \cdot \pi}{4} = \left(\frac{2 \cdot 2,5 \cdot 0,358^2 \cdot \pi}{4} \right) \text{m}^3 = 0,506\text{m}^3$$

Siden den skal monteres inn i samme ramme, kan vi velge samme lengden som sylindrene: $A = 0,506\text{m}^3 / 2,5\text{m} = 0,202\text{ m}^2$ stempelareal som gir:

$$D = 0,506\text{m stempeldiameter eller } 0,506\text{m} / 0,0254 \text{ m/inch} = 20'' \text{ sylinder.}$$

$20''$ er den største diameter som leveres, så skal en legge inn litt margin bør en bruke 2 mindre akkumulatører med for eksempel 50% sikkerhetsmargin. I dette tilfellet lønner det seg også med egne gassflaskebanker da vi får utnyttet alt volumet i akkumulatoren. Vi ville valgt å bruke stempelakkumulatører siden vi har store volum, og da slipper vi at oljen absorberer gass.

Figur 6.2 Hydraulisk sylinder [7]

6.3 Valg og beregning av trinser.

Kraften som virker på lageret i en trinse avgjøres av kontaktvinkelen mellom wire og trinse.

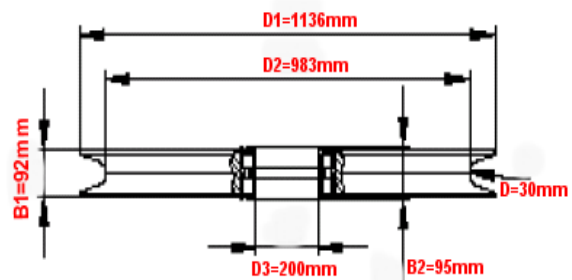
$$\text{Kraft på lager} = 2 \cdot \text{wirekraft} \cdot \sin\left(\frac{\text{vinkel}}{2}\right)$$

I vårt tilfelle vil vi ha 180° vinkel mellom innløp og utløp av wiren og kraften på lageret vil da

$$\text{bli: } F = 2 \cdot 480kN \cdot \sin\frac{180}{2} = 960kN$$

Vi ønsker også å ha størst mulig diameter på trinsen for å redusere utmattingen av wiren. Vi velger en diameter omtrent lik som for winch trommelen i kapittel 8: (D = 1,219m)

Det viser seg at Møllerodden ikke har trinser for 32mm wire, men vi vil velge en trinse de har for 30mm wire som ligger tett opp mot våre valg. Denne tåler en lagerbelastning på 980kN. Denne trinsen er utstyrt med rullelagre som er gunstigere med hensyn til friksjon.



Figur 6.3 Møllerblokk SK-3352 [8]

Denne trinsen må nok uansett designes spesielt siden vi kommer til å ha 4 trinser på en aksling. Akseldiameteren må nok økes en del for å takle nedbøyningen.

6.4 Diskusjon om sylinderkompensatorens effektivitet og hysteres.

Typiske effektivitetsverdier grunnet friksjon i stempelringer og pakkboks ligger på ca 98 % for hydrauliske sylindre.

Typiske effektivitetsverdiene for trinser på grunn av lagerfriksjon og wirebøyekraft over trinsen ligger på rundt 96 %. For bruk av flere trinser finnes det korreksjonstabeller for å hente ut et samlet effektivitetstap.

Parts of Line	Plain Bearing Sheaves	E (Efficiency Factor) Roller Bearing Sheaves
1	.926	.962
2	.880	.943
3	.844	.925
4	.810	.908
5	.778	.890
6	.748	.874
7	.719	.857
8	.692	.842
9	.666	.826
10	.642	.811
11	.619	.796
12	.597	.782

Figur 6.4 Effektivitetsfaktor tabell []

I vårt tilfelle har vi 4 trinsepar og 8 wirer inni kompensatoren. Fra tabellen kan vi lese av for 8 "lines" og for rullelagre får vi en samlet effektivitetsfaktor på 84,2 %.

Den samlede effektivitetsfaktor for 2 sylindre og 8 trinser er: $\eta = 0,98 \cdot 0,842 = 0,825$

Siden dette er en mekanisk friksjonsfaktor kan vi regne ut hysterese til anlegget direkte fra disse effektivitetsverdiene, og hysterese er $\pm 17,5 \%$

For å forklare dette bedre kan vi si at kompensatorårnet vårt ved driftsbetingelsen som er 25 tonn wirekraft ville:

- Sluppet ut wire ved: $25\text{tonn} + 17,5 \% = 29,3 \text{ tonn}$
- Tatt inn wire ved: $25\text{tonn} - 17,5 \% = 20,6 \text{ tonn}$

Kompensatoren vår klarer derfor ikke kravene til hysterese. Wirekraften ville variert mellom 20,6 tonn til 29,3 tonn, og dette er ikke ønskelig.

En annen følge av dette effektivitetstapet er at dimensjoneringen av sylindrene må økes med 17,5 % og hver sylinder må kunne yte en kraft ved designbetingelsen på:

$F = 1920\text{kN} \cdot 1,175 = 2256\text{kN}$ som ville resultert i en 16" sylinder. Deretter måtte akkumulatorvolumet økes tilsvarende.

For kapittel 6.1, alternativ 1+2

For en løsning med 1 sylinder og 2 trinsepar ville vi hatt en effektivitetsfaktor på: $\eta = 0,98 \cdot 0,908 = 0,89$, hysterese lik $\pm 11 \%$

Denne kompensatoren ville ved driftsbetingelsene:

- Sluppet ut wire ved: $25\text{tonn} + 11 \% = 27,75 \text{ tonn}$
- Tatt inn wire ved: $25\text{tonn} - 11 \% = 22,25\text{tonn}$

Wirekraften ville variert mellom 22,25 tonn og 27,75 tonn, og denne løsningen ville heller ikke klart kravene til hysterese.

En kan jo merke seg at løsningen fra kapittel 6.1 alternativ 1+2 allerede er et etablert konsept for bruk mot styreliner og har vært i bruk de siste 30 årene. Produsentene lover i databladene en hysterese på ca 3-5 % for slike passive løsninger. Vi setter selv spørsmålstegn med disse dataene og mener nok de er noe optimistiske...

Vi kan også nevne at for bruk innen hivkompensering ved for eksempel å holde en ROV i posisjon på havbunnen blir disse kompensatorene ofte utstyrt med AHC for å motvirke disse effektivitetstapene. Disse tapene hadde ført til at hele ROV 'en hadde gått opp og ned som en jojo med mulighet for at den ville gått i havbunnen siden kompenseringen hadde vært for treg.

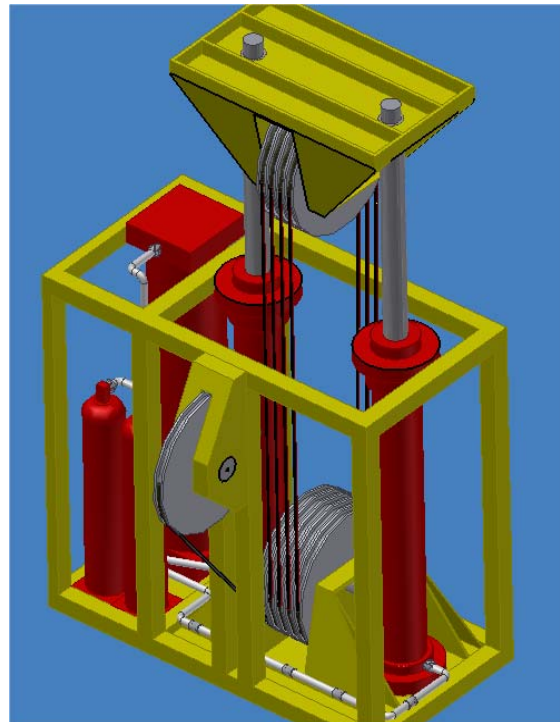
6.5 Tegning av 2-sylinderkompensator.

Denne kompensatoren er tegnet etter de originale mål for sylindre, akkumulator, gassflaskebank og trinser. (14" sylindre)

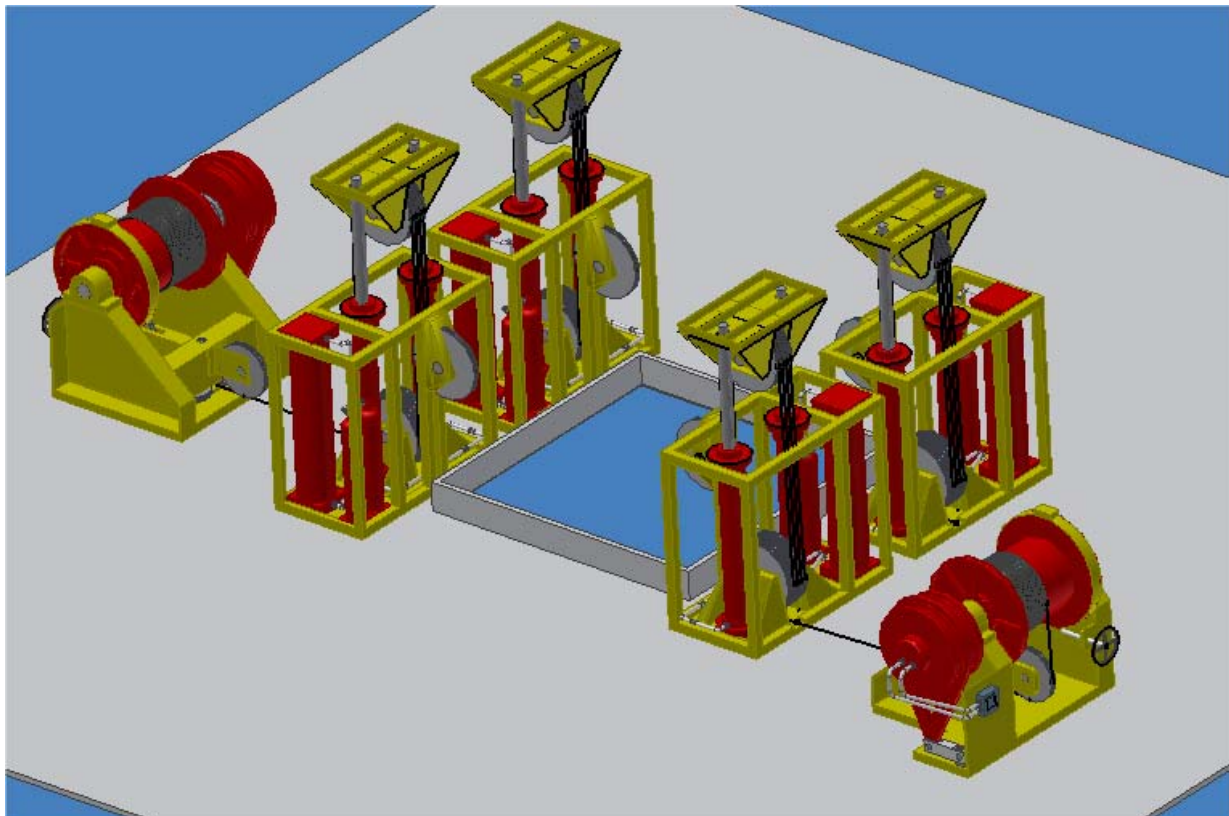
Vi har ikke hatt anledning til å dimensjonere og beregne data for rammeverk og oppheng av trinser så en grovt dimensjonert tegning av dem er tatt med for å få et helhetsinntrykk.

Vi har tegnet kompensatoren for å ha en størrelsesammenligning med winchalternativet i de neste kapitlene, og for å se hvordan denne løsningen vil passe inn i et moonpoolområde.

Hvis vi plasserer 4 stk kompensatorer rundt en 5x5m moonpool etter Imenco sitt konsept (fig.5.2) ser vi at løsningen vår er for stor. De tar så mye plass at det er tvilsomt om BOP 'en ("blow out preventer") ville vært mulig å manøvrere forbi kompensatorene og at generell tilgang er sterkt begrenset.



Figur 6.5.1 Sylinder kompensator



Figur 6.5.2 Kompensatorer rundt en 5x5m moonpool

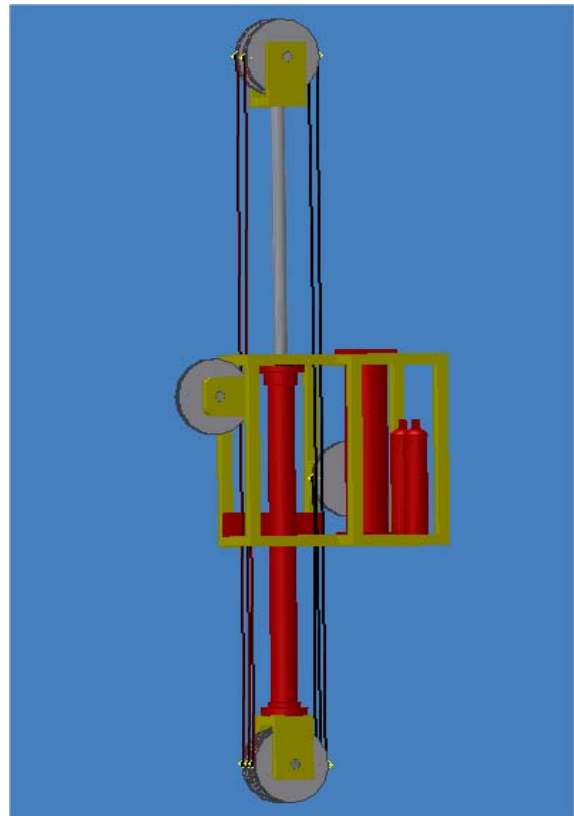
Kompensatorene bør monteres et stykke unna moonpool og wiren må ledes via trinseoppheng til der hvor de skal ledes ned i moonpool.

6.6 Tegning av 1-sylinderkompensator

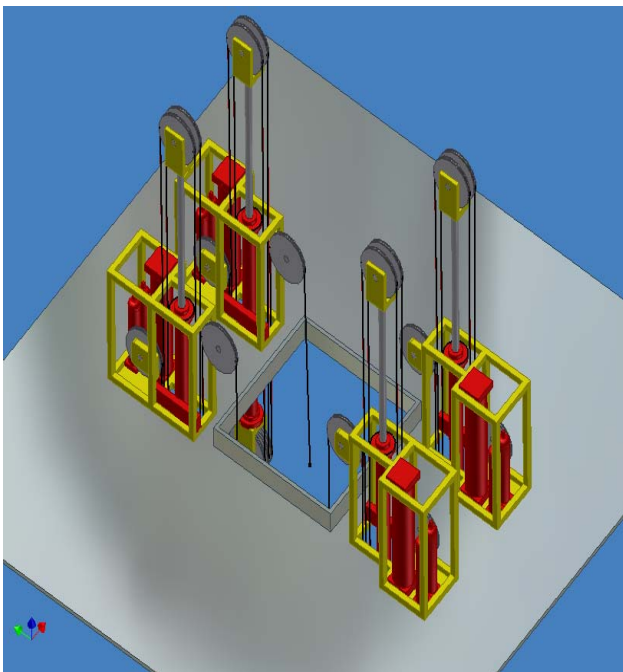
Tegnet etter alternativ 1 i kapittel 6.1. Samme konsept som 2-sylinderløsning, med kun 1 sylinder med 5m slaglengde. (10m total byggelengde). Vi foreslår som løsning å bygge halve lengden gjennom dekket for å minske total byggehøyde.

Kompensatoren må utstyres med 7 trinser for å føre wire fra oppsamlingswinch gjennom kompensator og ned i moonpool. Dette er ikke gunstig for hysterese, men 6-7 trinser for å føre wiren er også normalt for eksisterende løsninger som har kompensatoren montert et stykke unna moonpool.

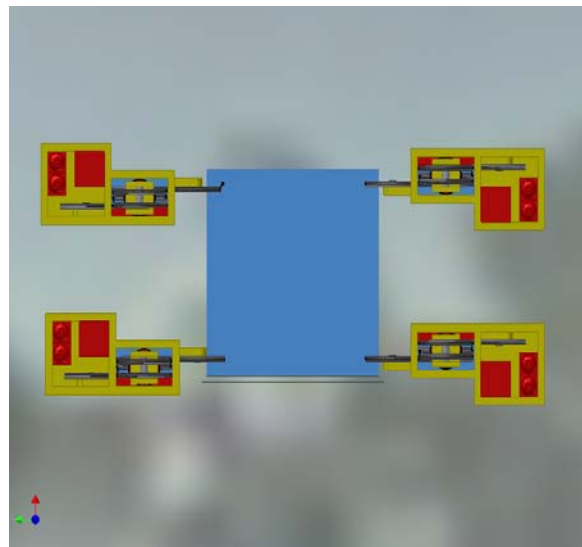
Kompensatoren er utstyrt på samme måte som det andre alternativ, med akkumulatorer og en N2 gassflaskebank.



Figur 6.6.1 Sylinderkompensator



Figur 6.6.2 Kompensator arrangement



Figur 6.6.3 Kompensator rundt 4x4m moonpool

6.7 Diskusjon og konklusjon om sylinderalternativ.

Som vi ser av tegning 6.5.1 og 6.5.2 så får vi en meget kraftig konstruksjon siden vi skal dimensjonere for $\pm 10\text{m}$ kompensering og maksimalt 48tonns wirekraft (med wire i havet).

Fordelene er at en trenger kun en lavdimensjonert oppsamlingswinch, eller for eksempel et oppsamlingsrack med 4 tromler med klokobliger og 1 motor for å dra wiren opp fra havet. Utstyret er fritt til å plasseres rundt på plattformen og wiren ledes med trinser til moonpool. Utstyret er også modulbasert og er egnet til å flyttes fra plattform til plattform.

Ulempene er at de store innbyrdes kreftene mellom trinsene vil kreve kraftige sylindre og en stor akkumulator. Dette vil gjøre den meget tung. Det store antallet trinser gjør at den samlede effektivitetsfaktor blir lav og vi vil ikke komme i mål mht. krav til hysteresese.

Vi har heller ikke beregnet strømmingstapene i kompensatoren og vi kan nok regne med noe trykktap ved designbetingelsene som gir utslag på hysteresen.

En mulig løsning er å redusere trinseantallet og øke slaglengden på sylindrene for å redusere effektivitetstapene. Man kan velge en midtmontert sylinder som vil bygge ned gjennom dekket for å redusere totalhøyden på kompensatoren. Dessverre klarer den ikke hysteresese kravet da heller.

Skal vi komme i mål med kravene til hysteresese må kompensatoren utstyres med AHC og dette var ikke ønskelig fra Imenco AS sin side. Vi kommer derfor til å fortsette med å utrede winchalternativet i de neste kapitlene.

Kapittel 7 - Mer detaljert informasjon om winch alternativet.

7.1 Bakgrunn om wincher.

Wincher er noe av det mest brukte utstyret innen mange områder i dag. De brukes innen fiske, gruvedrift, offshore, lastebåter osv. Dette utstyret, som mange tar for gitt, brukes til å fortøye båter, til boreutstyr, ROV-operasjoner og en lang rekke andre områder.

Hvis en sammenligner en winch i dag og for 50 år siden ser de i prinsippet like ut. Ved en nærmere studie ser vi store forbedringer innen drivsystem, spolesystem, sikkerhetsmessig utforming og ikke minst hvor mye mer pålitelig og driftssikre de er blitt.

De mest avanserte winchene er utstyrt med AHC, wirerensing og -smøring, fjernstyring og et datainterface som overvåker relevante parametere.

Dette er nødvendig siden utstyret som senkes ned kan være svært kostbart, og wiren kan inneholde kommunikasjonsledninger som fordyrer den mye. Den minste feil på winchen kan forårsake store tap og det prøver en å unngå med forbedrede design

7.2 Design av ny winch.

Når en utvikler et nytt winchkonsept ligger det ofte velprøvd teknologi til grunn. Med alle framskrittene innen motor og spolesystem har vi mange mulige forbedringer av winchen tilgjengelig. Når en utvikler det nye konseptet ligger det mange faktorer som må bestemmes:

- Maksimum last på wire
- Maksimum last på winch med wire neddykket i vann.
- Dragkrefters innvirkning
- Wiretype og tykkelse
- Lengde, tykkelse og diameter på trommel
- Nedbøyning og stivhet av trommel, ramme og akseltapper.
- Lagervalg

Mange av disse parametrene påvirkes av hverandre, så en iterativ prosess for å komme frem til konstruksjonen er ofte nødvendig.

7.3 Materialvalg.

Materialvalg og type etterbehandling bestemmes av miljøet winchen står i. For de fleste wincher brukes det vanlig konstruksjonsstål som material. I kombinasjon med et skikkelig malesystem så kan mange års funksjon forventes.

Andre valg kan være aluminium som gir en lettere konstruksjon, men kan være vanskeligere å konstruere pga deformasjon og sveiseteknikk.

Helt til slutt kan en nevne at wincher som står under sjøvann må konstrueres av et mer korrosjonsegnet materiale som f. eks titan, men det er dyrt og mindre tilgjengelig.

7.4 Spolesystem.

Winchens spolesystem er et av de mest kritiske punkt i designet. Uten skikkelig spoling vil wiren legges ujevnt, grave seg ned i andre lag og ødelegge wiren til slutt. Med et skikkelig spolesystem kan wizens slitasje ignoreres og wizens levetid vil bli avgjort av utmatting på grunn av wizens knekk over trommelen.

Denne knekkutmattingen kan da finnes i tabeller og en anbefalt trommeldiameter kan spesifiseres. Skal det spoles lange lengder wire bør en gjenget trommel benyttes eller en kan montere spesielle Lebus spoleskall på trommelen som wiren legger seg i.



Figur 7.4.1 Lebus skall [9]

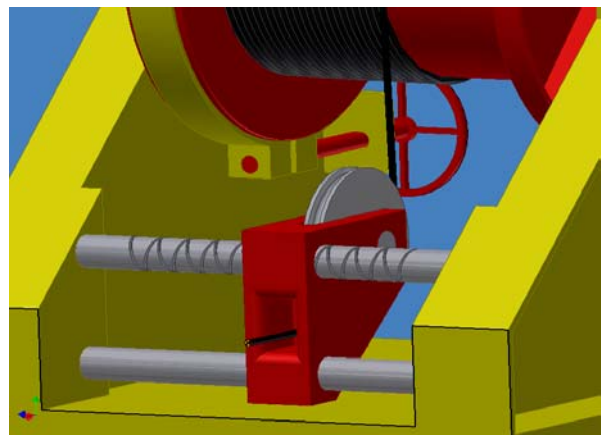


Figur 7.4.2 Dårlig spoling [14]

En bør også merke seg at hvis spoling skal fungere skikkelig bør wiren spoles på med en forspenning fra 5-15 % av nominell wirekraft for de første lagene. Deretter kan kraften reduseres til 5-10 % for resterende lag. Dette gjøres normalt hos fabrikanten, og i normal drift vil egenvekt av wire i havet + eventuell last være nok til å sikre skikkelig spoling.

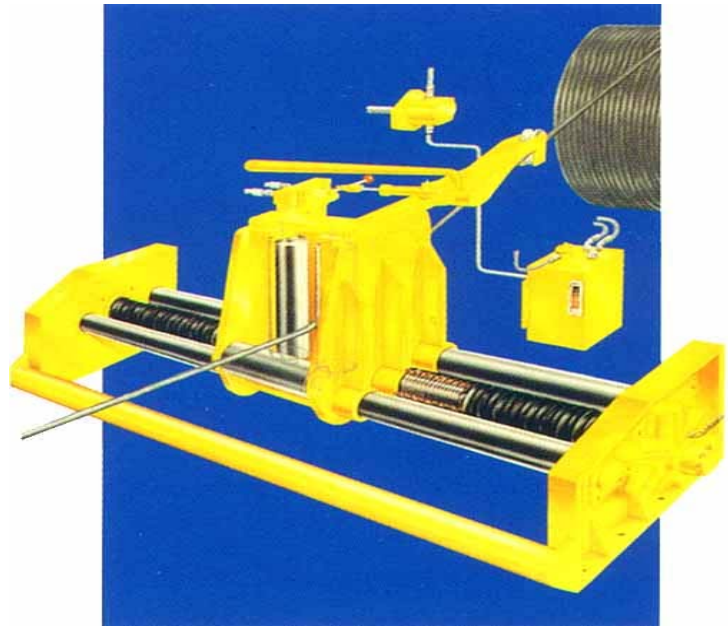
Wirevalg vil også ha stor betydning for spoling. En bør ha en wire med et sirkulært tverrsnitt, og at wiren er av god kvalitet, og ikke for "løs i fisken". Wire med et mer trekantet tverrsnitt må unngås. Kranwire må brukes.

Skal en bruke tvangsstyrt spoling ("Diamond Screw") må denne ha ypperste kvalitet siden selv det minste avvik i spoling vil gi store feil ved bruk av lange wirer. Dette påvirkes også som nevnt av kvaliteten på wiren. Dette kan føre til at wiren spoler over seg selv eller gir en bred spoling som gjør at wiren vil "grave" seg ned i de etterfølgende lag.



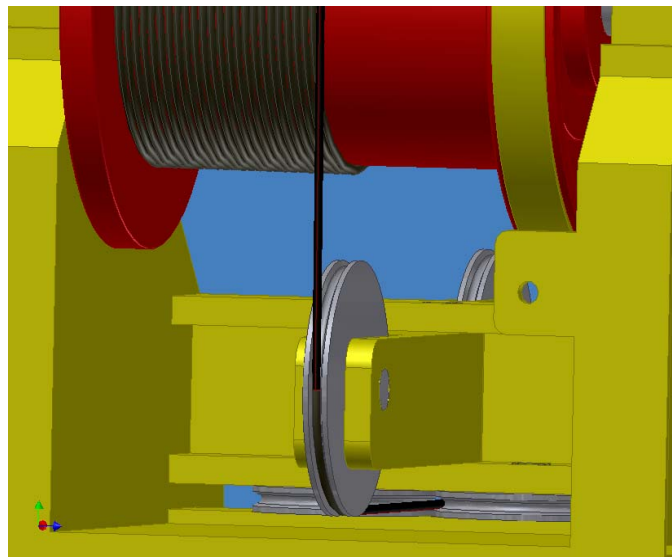
Figur 7.4.3 "Diamond Screw" tvangs spoling

En annen variant av denne er servostyrt spoling. Den kan utføres med hydraulisk motor eller sylindre montert i spolemekanismen. En servoventil føler på wirens vinkel inn på spolemekanismen og korrigerer eventuelt avvik. Denne løsningen bruker det hydrauliske systemtrykket for styringen. Fordelen med denne løsningen er at man slipper ekstra friksjon i mekanismen. Ulempen er at den er dyrere i drift da den forbruker oljetrykk.



Figur 7.4.4 Hydraulisk servostyrt spoling [2]

Bruk av følgespolemekanisme brukes også mye. Denne følger wirens plassering på trommel og har bare som oppgave å sikre at wiren entrer trommelen vinkelrett. Som regel er det også montert inn en utløpstrinse fra winchen slik at wiren kan kjøres ut fra winchen i flere retninger. Dessverre vil denne mekanismen kunne påvirkes av sjøgang så den anbefales ikke brukt ved mye slingring. Armens innfesting i rammen er også et svakt punkt og bør gjerne overdimensjoneres en del.



Figur 7.4.5 Eksempel på følgespoling

7.5 Valg av drivsystem. Elektrisk, hydraulisk eller pneumatisk?

Motorvalget er viktig i et nytt winchdesign. Avhengig av bruksområde er elektrisk drift mer på vei inn. Etter at frekvensstyring av motorene kom, fikk en enkel turtallsregulering av winchen. Tapene er dermed blitt mindre. Winchene blir kompakte og en sparer den plass som powerpack og annet utstyr tar. Dessverre er det umulig å lage en failsafe winch av dette alternativet, da tap av kraft vil føre til at den automatiske bremsen slår inn og winchen er låst. En annen ulempe er at motorene ofte må være EX godkjente (eksplosjonssikre) og det vil gjerne føre til en 2-3 dobling av prisen.

Pneumatisk motordrift har vært i bruk i mange år, men pga. de lave trykk den opererer med vil motoren bli uforholdsmessig stor i forhold til den kraft som kan tas ut. Den kan enkelt lages failsafe ved å la den jobbe mot en gassbank. Brukes mye ved lavere belastninger.

Hydraulisk motordrift har også vært i bruk i mange år. Den største fordelene er at den kjøres med mye større trykk slik at motorer kan gjøres kompakte og kraftfulle. Dessverre har de store innvendige lekkasjer slik at å gjøre den failsafe i tilfelle tap av kraft er vanskelig. Det vil si at å la den jobbe passivt mot en akkumulator vil raskt tappe akkumulatoren for olje, og kraft tapes. Den må da låses med en mekanisk brems. Typisk brukes også flere gir-koblede motorer opp mot winchen slik at friksjonskreftene er store.

7.6 Kalkulering av motorstørrelse som er nødvendig.

I designet ligger det mange faktorer som gir oss nødvendig motorstørrelse. Utgangspunktet er hvor mye effektbehov som wirekraften og hastigheten på wiren utvikler:

Wirens effektbehov = kraft i N · wirens hastighet ($P=F \cdot v$)
For en kraft på 45 000 kg · 9,81 m/s² · 2 m/s = 883 kW effektbehov.

Deretter må alle tap i winch innberegnes. Typiske virkningsgrader for forskjellig utstyr er:

- Motors effektivitet og virkningsgrader (90-98%)
- Girkassens virkningsgrad (95-98 %)
- Spolesystems virkningsgrad (96-98%)
- Wirens knekking over trommel (97-98%)
- Wirens knekking over trinser (95-97%)
- Lagerfriksjon (97-99%)

Disse virkningsgradene vil variere etter hvilket utstyr en velger, og når en kjenner alle virkningsgradene kan de ganges i sammen for å få en totalvirkningsgrad på winchen. De totale tapene vil gjerne ligge mellom 10-40 % etter valgt utstyr, og dermed må motorstørrelsen økes tilsvarende.

Videre kan vi definere størrelsen til powerpacken slik at med de enkelte strømningstap og virkningsgrader, må den også dimensjoneres tilstrekkelig. Typisk kan en regne at en elektrohydraulisk powerpack vil måtte dimensjoneres opp til to ganger wirens effektbehov.

7.7 Valg av brems og låsesystem.

Winchen må også utrustes med en mekanisme som kan låse trommelen fast ved behov. Foruten muligheten til å bruke den hydraulisk motoren som bremseanordning skal man i tillegg montere en ekstra mulighet som:

- Trommelbrems
- Skivebrems
- Elektromagnetisk brems

Ifølge DNV sine krav skal winchen utstyres med en brems som skal holde X antall tonn og den skal også gjerne være utstyrt med lokal og/eller fjernoperert operering av bremsen. Dette blir som regel kombinert med lokal- og fjernopererte nødstopper.

For wincher som bruker bremsen aktivt som en del av reguleringen av winchen, anbefales bruk av elektromagnetisk brems. Trommel og skivebrems er basert på friksjon og vil fort slites ut ved aktivt bruk.

Kapittel 8 - Beregninger og dimensjonering av winch.

8.1 Våre valg.

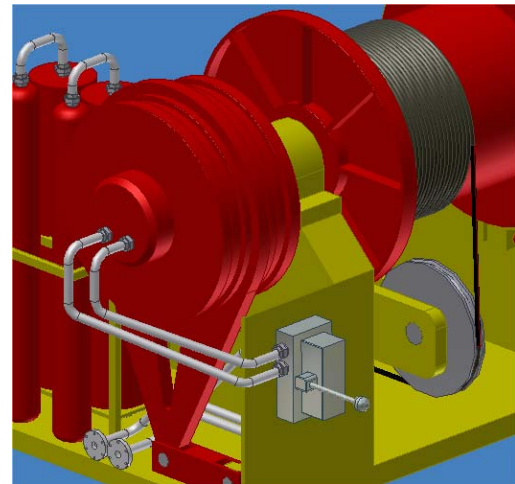
Vi har valgt å designe en winch som brukt i denne konstant strekkanordningen. En winch løsning vil være noe dyrere i innkjøp, og eksisterende winch løsninger har en meget høy driftskostnad. De fleste winchløsninger som leveres i dag rettet mot styrelinemarkedet er avanserte løsninger med AHC. Det finnes også noen enkelte wincher som kun fungerer i konstant strekkmodus, men de er små i dimensjon og er også kraftkrevende og er mer rettet mot aktiv bruk av en powerpack.

Vi har 3 mulige winch løsninger å ta stilling til:

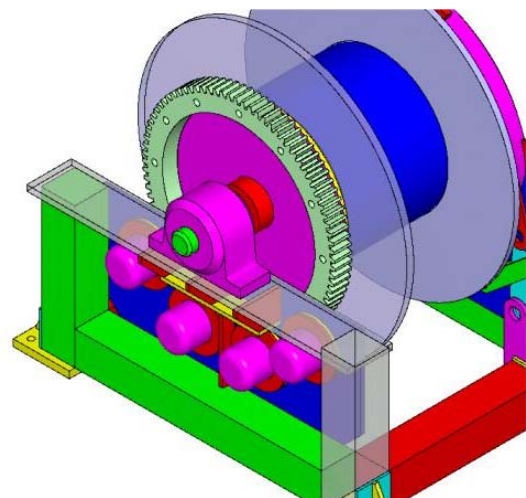
1. **Trommel direkte på motor**
 - Fordeler: driftssikker konstruksjon med lav friksjon og færre komponenter
 - Ulemper: behov for stor og dyr motor med stort fortrenningsvolum og høyt dreiemoment.

2. **Trommel via gir til motorer**
 - Fordeler: kan bruke mindre og billigere hurtiggående motorer
 - Ulemper: høyere friksjon i gir, dårlige virkningsgrader på mindre motorer

3. **Egen oppsamlingstrommel og separat trommel/motor for kompensering**
 - Fordeler: for kompenseringstrommel er det samme fordeler og ulemper som for punkt 1 og 2. Selve konstruksjonen vil være enklere og det er ikke behov for spolemekanisme. Oppsamlingstrommel kan være av enkleste type med enkel spolemekanisme da wirekreftene er lave.
 - Ulemper: totalvirkningsgrader vil være lav da vi har flere motorer og tromler samt at wiren må bøyes inn på 2 tromler.



Figur 8.1.1 Direkte koblet motor



Figur 8.1.2 - 4 motorer mot tannkrans

Opgaven vår sier at vi skal designe en konstant strekk anordning med lavt kraftforbruk, lav hysteres, driftssikker og kompakt. For å oppnå dette må friksjonsfaktorene være lave og driften må skje med færrest mulig ledd mellom motor og trommel.

Vi har da valgt å bruke alternativ 1, direkte koblet motor da denne gir oss best hysteres i anlegget. I vår løsning skal vi kjøre denne motoren passivt likt som i en sylindreløsning og med mulighet til å kjøre motoren manuelt uten å påvirke drift av de andre styreline wincher.

8.2 Valg av motor

Oppgaven vår sier at vi spesifikt skal designe en failsafe passiv løsning. Derfor har vi i samarbeid med Hægglunds valgt å bruke en av deres radialstempelmotorer. Denne motoren har veldig små hydromekaniske tap slik at vi skal kunne komme innenfor krav til hysteres. Vi har også valgt å bruke en motor med høyt dreiemoment slik at vi kan koble denne direkte til trommel og dermed unngå bruk av girkasse.

Denne motoren har en viss innvendig lekkasje, så vi klarer ikke å garantere den 100 % failsafe, men den kan garanteres for en viss tidsperiode i tilfelle tap av kraftforsyning.

Uansett skulle dette ikke være noe problem da et dieseldrevet nødhydraulikkaggregat kan monteres.



Figur 8.2 Hægglunds Marathon motor [10]

Motordata Hægglunds MB1150	størrelse	enhet
Fortrengningsvolum	72241	cm ³ /rev
Spesifikt vrilmoment	1150	Nm/bar
Normal / maks hastighet	38/53	o/min
η_m , Mekanisk virkningsgrad ved normal drift	0,985	
η_v , Volumetrisk virkningsgrad ved normal drift	0,985	
η , Gjennomsnittlig virkningsgrad ved normal drift	0,97	
η_s Startvirkningsgrad, mekanisk	0,97	
Viskositet ved normal drift 50 °C	43	Cst
Omdreining ved 2 m/s wirehastighet ved 1'ste lag på trommel.	32	o/min

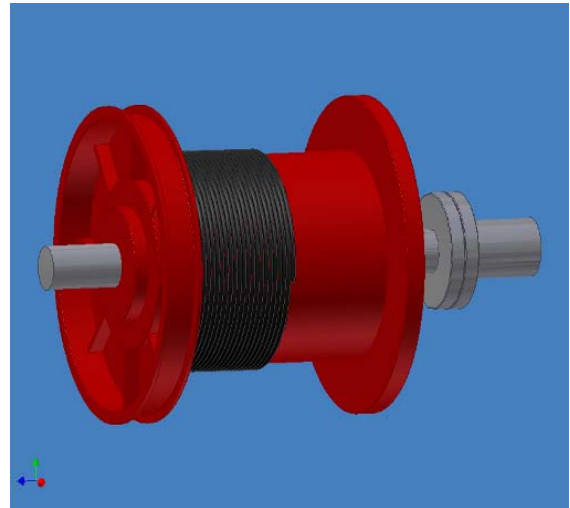
8.3 Dimensjonering av trommel og vegger.

Trommelen bør ha størst mulig diameter siden wireutmattingen reduseres mye da. Etter samtaler med Karmøy Winch foreslo de å bruke standardiserte rør til selve trommelrøret da dette ville bli en del billigere enn å fabrikkere en spesifikk diameter.

I Stavanger Rørhandels katalog finner vi at det største røret de har er: O.D = 48" = 1219mm.

Vi har ikke tatt med i beregningene om trommelen skal gjenges eller om det skal monteres løse lebus skall for å sikre skikkelig spoling av første lag.

Veggetykkelsen på trommel har vi først beregnet etter jamnspenningsformlene for hul aksel og DNV sin formel for winchtrømmer. Dessverre har vi ikke vært i stand til å verifisere disse beregningene mot en produsent. Vi har derfor beregnet veggetykkelsen etter en tredje formel som omhandler kollapstrykket ved et utvendig trykk på et rør. Denne formelen ble vi anbefalt av ingeniører på www.eng-tips.com som er et ingeniørforum i USA. Vi mener at denne formelen gir oss mer konservative verdier enn de 2 første formelene.



Figur 8.3 Winch trommel

Trommelveggdiameteren bestemmes etter DNV sine krav til å være diameteren på ytterste wirelag + 5 ganger wirediameter. Trommelveggene skal dimensjoneres til å ta $\frac{1}{3}$ av radialkraften fra wire på trommelen ved det innerste wirelaget, og at de skal ha akseltapper innfestet med flens. En bør muligens montere en dobling der hvor akseltapper skal innfestes for å sikre god innfesting av aksel. Som tallene fra tabellen under viser får vi en ganske stor tykkelse på veggene, så en annen løsning bør nok velges.

Vi vil foreslå en veggetykkelse på 2,5 cm med dobling i akselinnfesting og avstivere sveiset fast til trommelvegg da dette er en normal måte å konstruere en trommel på. Dette for å redusere veggetykkelsen og oppnå en lettere konstruksjon.

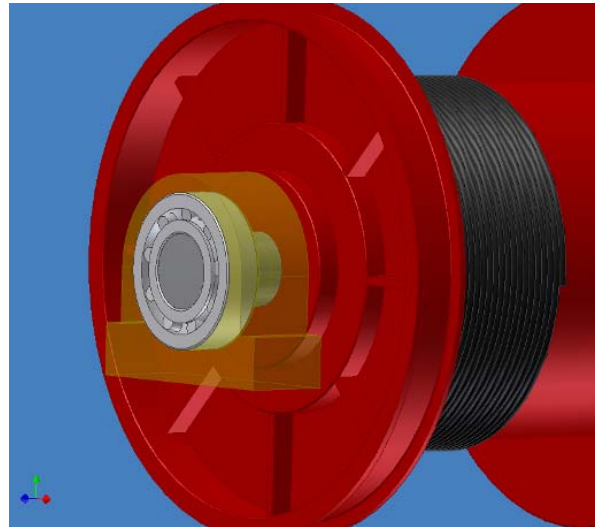
Ved designbetingelse	Beregnet verdi	Regneark referanse, V1
Trommel rør tykkelse	24 mm	44
Trommel rør diameter	1219 mm	27
Trommel vegg tykkelse	78 mm (valgt 25 mm)	46 og 47
Trommel vegg diameter	1830 mm	34
Egenvekt av tom trommel	2100 kg	49 og 50
Egenvekt med 1500m wire	7100 kg	51 og 52 (35 justeres)

Legg merke til at mange av beregningene i regnearket vil variere etter hvor mye wire som er oppspolt på trommel. Motoren er tenkt å operere på et fast hydraulisk trykk slik at wirekraften vil avta etter antall lag wire på trommel. Kraften/trykket må eventuelt etterjusteres når det er kjent hvilken havdybde utstyret skal operere på.

8.4 Dimensjonering av akseltapper og lagre for trommel.

Diameteren på akseltappene beregnes ut av jamnspenningsformlene for sylindrisk massiv aksel. Sikkerhetsfaktor satte vi lik 3 siden dette er saktegående utstyr så utmattingsfaktoren er lav.

Lagrene er funnet ut fra SKF katalogens beregninger. Vi kunne ikke bruke kulelagre siden kreftene ble for store. Vanlige rullelagre kunne brukes, men siden dette er en nokså grov konstruksjon med antageligvis store toleranser valgte vi å bruke sfærisk rullelagre da disse har et større toleranseområde med hensyn til oppretting av lageret. Lagerhuset ble også valgt ut i fra SKF katalog.



Figur 8.4 Akseltapper og lagre

Disse lagrene kan festes til akselen på mange måter. Vi valgte en løsning med klemhylse mellom lager og aksel for å forenkle montering/demontering av lageret. Lageret kan også leveres med en klemtoleranse mot aksel, men vi mener at siden disse lagrene er veldig store i dimensjon vil det forverre montering og demontering.

Beregningene er gjort ved 10 o/min gjennomsnittshastighet

Ved designbetingelse	Beregnet verdi	Regneark referanse, V1
Akseltapp diameter, DTMA	308 mm	60
Akseltapp diameter, TMA	340 mm	61
Lagertype, 340mm aksel	SKF 23172 CACK/W33	75
Lagerhustype, 340mm aksel	SKF SDJC 3172 FTS	76

Innfesting av trommelens drivflenser på akselen må skje med kilekobling eller splines da akselstål og konstruksjonsstål er lite egnet til å sveises sammen.

De forskjellige aksellengdene er som følgende:

- Lengde friside aksel: 580mm.
- Lengde drivaksel med splines kobling og mellomflens mot motor: ca 1600mm.
- Lengde drivaksel med krympehylse og mellomflens mot motor: ca 1600mm.

Lengden på drivakslingene skyldes diameterforskjellen mellom motors akselinnfesting og trommellagerets diameter. For å redusere bøyemomentene og forenkle konstruksjonen anbefaler vi samme diameter som for motorens tilkobling:

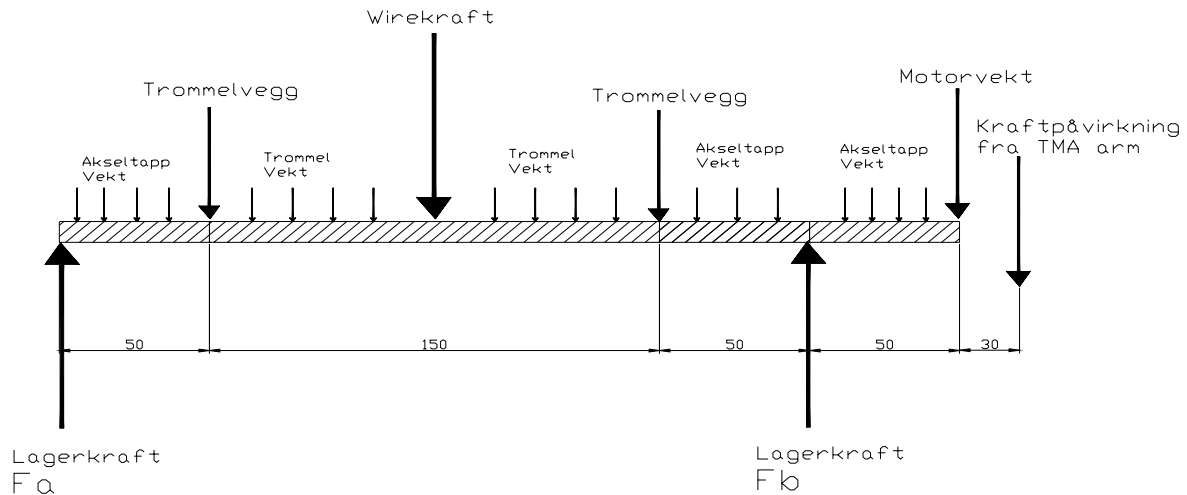
- Splineskobling mot motor: aksellengde:1200mm, diameter:360mm
- Krympehylsekobling mot motor: aksellengde:1200mm, diameter:340mm

Hägglunds anbefaler en krympehylsekobling da dette forenkler montering/demontering.

Akseldiameter beregningene er gjort med 500mm mellom trommelvegg og lagersenter samt 500mm mellom motor og lagersenter. Det er 200mm innfestning i motor for begge tilkoblingene.

8.5 Bøyemoment diagrammer av wirekraft og egenvekters innvirkning på trommel.

Vi har betraktet trommel og akseltapper som et stivt legeme og har da beregnet kraftbalansen etter $\Sigma M_a=0$ og $\Sigma F=0$. Vi har lagt ved 2 diagrammer hvor det siste viser den enkle torsjonsarmen sin innvirkning på bøyemomentet. Beregningene er med egenvekt av trommel, akseltapper og motor.



Figur 8.5.1 Oppsett av moment og kraft beregning

Beregningsverdier med wirekraft midt på trommel				
Verdier:	Lengde fra a	Lengde	Kraft (masse)	Enhet
Akseltapp	0,25	0,5	5758	N/m
Trommelvegg	0,5		5060	N
Trommel rør	1,25	1,5	11000	N/m
Dimensjonerende wirekraft	1,25		476370	N
Trommelvegg	2		5060	N
Akseltapp	2,25	0,5	5758	N/m
Akseltapp	2,75	0,5	5758	N/m
Motorvekt og arm	3		49690	N
Ekstra TMA arm kraft	3,3		138063	N
$\Sigma M_a=0$ gir F_b	2,5		962485	N
$\Sigma F=0$ gir F_a	0		87707	N

Figur 8.5.2 Beregningsverdier ved TMA torsjonsarm.

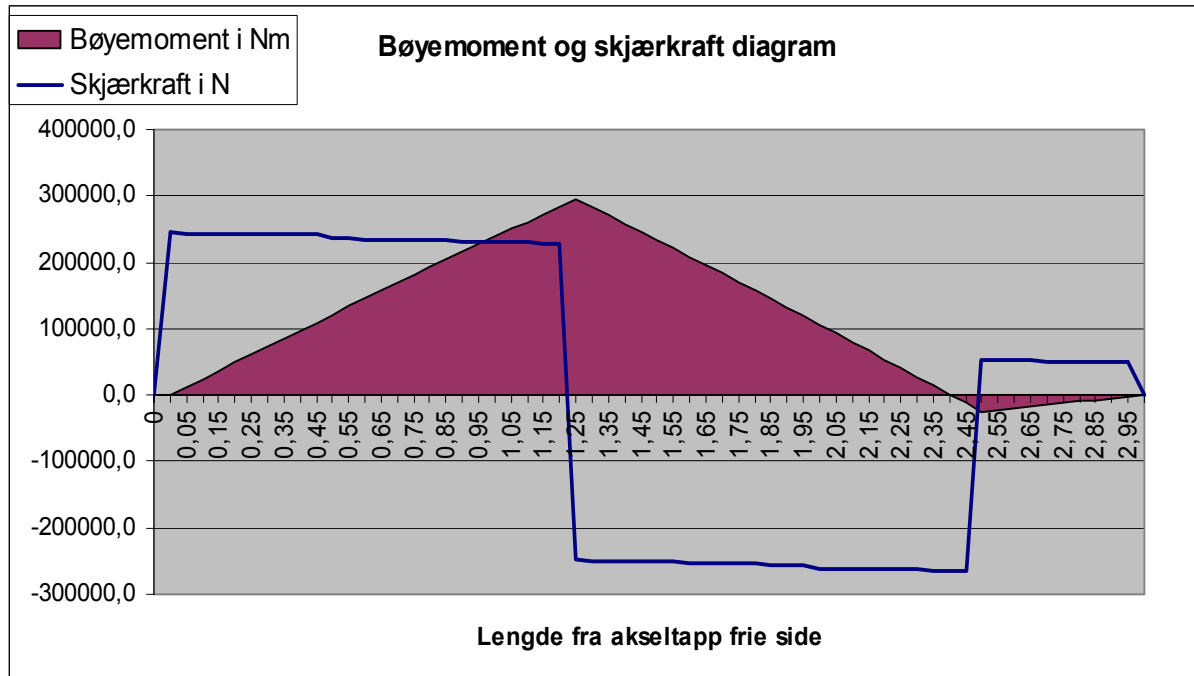
Vi kan også nevne at verdiene som er brukt i regnearket er ubalanserte verdier. Vi har beregnet "worst case" ved å henge wirekraft, motorvekt og kraft fra torsjonsarmen kun på drivaksel siden og resulterende akseldiametre er nok noe i overkant.

Kurvene er forskjøvet ca. 5 cm mot høyre slik at vi ikke fikk vinkelrett visning av skjærkraft, samt visningen av bøyemomentet også er forskjøvet noe. Dette var en begrensning i Excel som vi ikke fant noen god løsning på.

Resterende momentbetraktninger er lagt med i vedlegg 3.

Figur 8.5.3

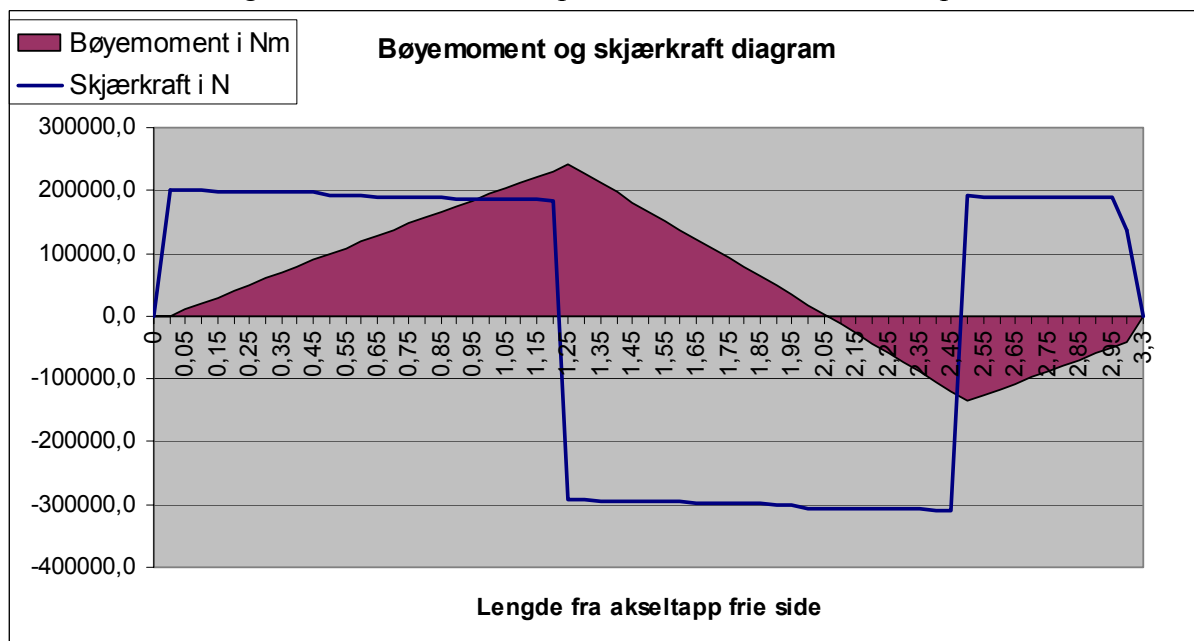
Dette diagrammet viser både kraften og bøyemomentet som virker på hele trommelen. Motoren er utstyrt med en dobbel torsjonsarm (DTMA) som tar opp både vrilmoment og bøyemoment. Figuren under er vist med wirekraft midt på trommelen.



Figur 8.5.3 Med wirekraft midt på trommel (DTMA arm)

Figur 8.5.4

Dette diagrammet viser hvordan den enkle torsjonsarmen (TMA) virker inn. TMA armen tar kun vrilmomentet og utøver maksimal kraft på akselen. Wirekraft er midt på trommel.



Figur 8.5.4 Med wirekraft midt på trommel og med kraft fra TMA arm virkende nedover.

8.6 Dimensjonering av akkumulatører.

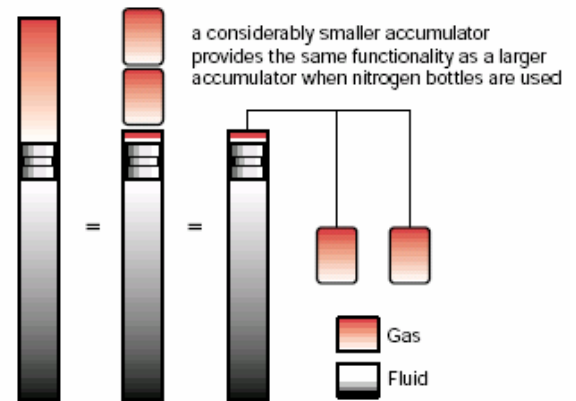
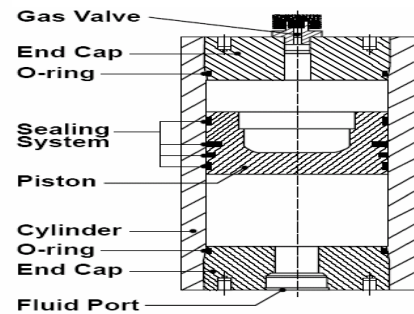
Akkumulatørene er dyre komponenter i anlegget. Siden vi har behov for store volum, har vi valgt å bruke en stempelakkumulator med egne flaskebanker så vi får utnyttet volumet til akkumulatørene bedre. En stempelakkumulator er som regel en modifisert hydraulisk sylinder med kun stempel inni. De bør også utstyres med posisjonsindikatorer slik at eventuell gasslekkasje kan oppdages. Gjerne i kombinasjon med f.eks. endebrytere som kontrollerer en gasskompressor eller reserveflaskebanker som automatisk kompenserer for gasslekkasje.

Volumet til akkumulatørene bestemmes av motorenes fortrengte oljevolum ved designbetingelsene. Lavtrykksakkumulatoren kan dimensjoneres etter krav, mens høytrykksakkumulatoren kan ha en ekstra volumfaktor lik 2 for å gi ekstra failsafe tid.

I vårt tilfelle vil vi da oppnå: $600\text{l} / 40\text{ l/min} = 15\text{min}$ failsafe driftstid for 4 wincher til nød hydraulikk aggregat må startes. (Kap.8.8 for lekkasjetall)

Rørene mellom gassflaskebank og akkumulator bør ha størst mulige dimensjon for å sikre at den nødvendig oljemengden som skal flyttes fram og tilbake til motor skjer uten for mye innvendig trykkfall i akkumulator.

Figur 8.6.1 Stempelakkumulator [11]



Figur 8.6.2 Nitrogenflaskebank mot akkumulator [11]

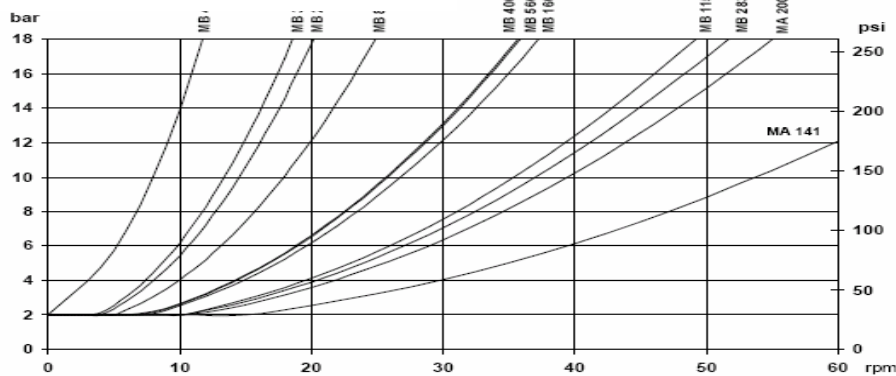
Ved designbetingelse	Beregnet verdi	Regneark referanse, V1
Lavtrykks akkumulatorstørrelse: 1 winch / 4 wincher (faktor 1)	151 l / 604 l	88, (87 justeres)
Høytrykks akkumulatorstørrelse: 1 winch / 4 wincher (faktor 2)	302 l / 1208 l	88, (87 justeres)
Volum av 8x25m 3" og 1" rør	1 m ³	89, (98 justeres)
Lagertankstørrelse (faktor 1,3)	2900 l	

Beregning av lagertankens størrelse gis av halve høytrykksakkumulatorvolumet + lavtrykksakkumulatorvolum + volum av rørføring og ventiler. Det vil da under drift være igjen ca 700 l i tanken.

8.7 Beregning av nødvendig trykk på akkumulatører.

Når anlegget står i konstant strekkmodus må motoren ha et visst mottrykk på lavtrykkssiden. Dette for å sikre retur-oljeføden til motorport. Som vi ser av tabellen under trenger vi ved maks hastighet på 32 o/min 8 bars mottrykk.

Figur 8.7.1 Mottrykk diagram [10]



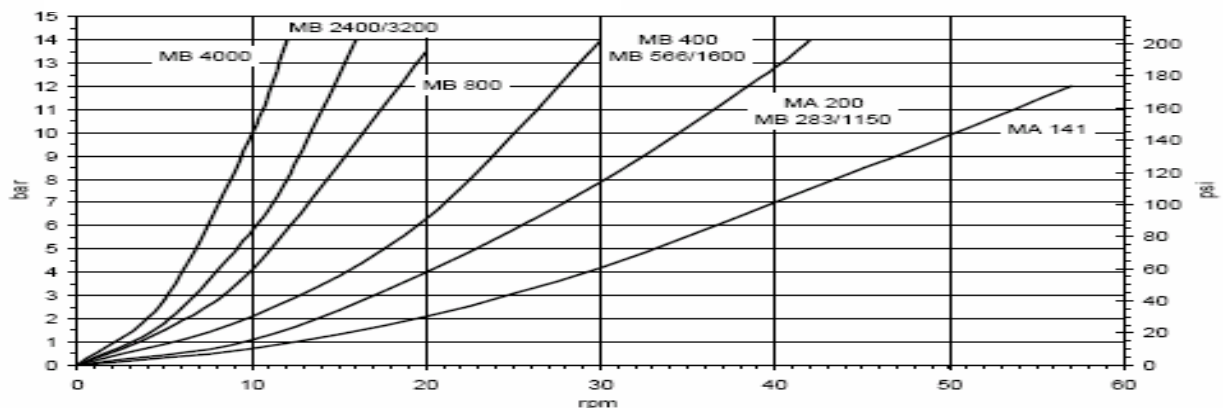
Oil viscosity 40 cSt (187 SSU).

Valid for 1 bar (15 psi) case pressure. With increasing case pressure the charge pressure must be increased accordingly. Max. case pressure is 3 bar (43,5 psi) (for 1% of the operation time evenly divided, pressure peaks of max. 5 seconds up to 8 bar (116 psi) are allowed). Max. permitted case pressure at stand-still is 8 bar (116 psi).

Vi må også regne med trykkfall i røret mellom motor og akkumulator samt trykkfall i ventiler og andre restriksjoner. Vi kjenner ikke alle trykkfallene i anlegget slik at vi bruker en ekstra sikkerhetsfaktor på 1,4 i beregningen.

Høytrykksakkumulatorens trykk beregnes av nødvendig trykk inn på motor + trykkfall i motor + mottrykk + rør trykkfall. Tabellen under viser at ved 32 o/min vil vi ha 9 bars trykkfall i motoren.

Figur 8.7.2 Trykkfallsdiagram for motor [10]



Ved designbetingelse	Beregnet verdi	Regneark referanse, V1
Lavtrykks akkumulator trykk	15 Bar	106
Høytrykks akkumulator trykk normal	184 Bar	107, (29,wirekraft= 25 tonn)
Høytrykks akkumulator trykk maksimalt	294 Bar	107, (29,wirekraft= 45 tonn)

8.8 Dimensjonering av pumper.

Lekkasjeoljepumpen skal korrigerer for den oljen som lekker tilbake til tank fra motorens crossport lekkasje, tetningslekkasje til huset og den ekstra kjøleoljen som må tilføres huset. Denne er også viskositetsavhengig så en variasjon korrigeres med faktoren K.

Diagram 13 Volumetric losses

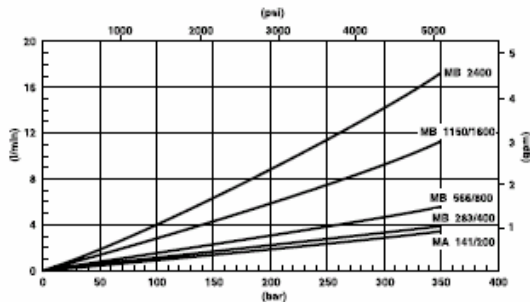
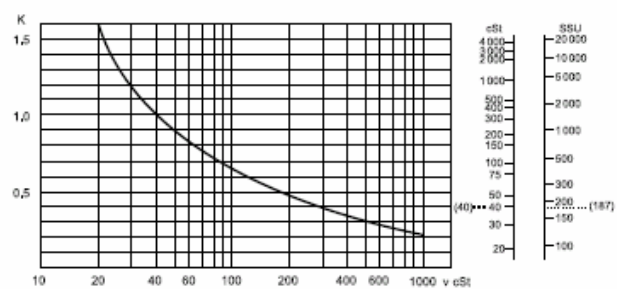


Diagram 14 Factor K - Variation in Volumetric losses



Figur 8.8.1 Volumetriske tap [10]

Kjøleolje ("flushing") er nødvendig når belastningen er stor. Vi har ikke kontinuerlig drift ved full belastning, men mange spissbelastninger, avhengig av hvor boreriggen er i "bølgen". Hægglunds anbefaler i dette tilfellet 4 l/min fast kjøleoljemengde for å være på den sikre siden, og for å øke oljeutskiftningsmengden i systemet. Mengden kan uansett lett justeres hvis belastningen viser seg større enn antatt.

- For continuous duty in applications with an ambient temperature of +20°C (68°F), the motor case must be flushed when the output power exceeds the values shown below.

Max power without flushing		
MA 141 - 283	120 kW	(160 hp)
MB 400 - 800	170 kW	(227 hp)
MB 1150 - 2400	250 kW	(335 hp)
MB 3200 - 4000	250 kW	(335 hp)

Figur 8.8.2 Maks kraft uten flushing [10]

Etter figur 8.8.1 har vi da et volumetrisk tap ved 190 bar på 6 l/min. Legger vi til en fast kjøling på 4 l/min har vi en total mengde på 10 l/min som det må kompenseres for. For 4 stk wincher må følgelig pumpen kunne levere 40 l/min. Antar vi en totalvirkningsgrad på 0,8 for denne pumpen må vi da tilføre:

$$P = \left(\frac{40 \cdot 190 \cdot 10^5}{60 \cdot 0,8} \right) kW = 15,8 kW \text{ for 4 wincher.}$$

Størrelsen på hovedpumpene må bestemmes etter hvilken fart man ønsker å kjøre opp den frakoblede wiren med. Siden de sjelden er i bruk kan de godt være av en billig type, f. eks en vingepumpe. Man kan da kjøre begge pumpene samtidig for å få kjørt wiren opp eller ned med god hastighet. Dessverre må disse pumpene dimensjoneres for fulltrykk så:

$$\text{Oppkjøringshastighet ved 2 m/s gir: } q = \left(\frac{32 \cdot 72241}{1000} \right) l/min = 2310 l/min + 40 l/min lekkasje.$$

→ for 1 pumpe=1175 l/min

Antar vi en totalvirkningsgrad lik 0,8 for hovedpumpene og andre tap må vi tilføre:

$$P = \left(\frac{1175 \cdot 190 \cdot 10^5}{1000 \cdot 60 \cdot 0,8} \right) kW = 465 kW \text{ for 1 pumpe og 930 kW for 2 pumper.}$$

Disse fulldimensjonerte pumpene vil fordyre anlegget mye. Alternativt kunne en billigere lavtrykkpumpe kjøres i et eget parallelt system for å få kostnaden ned.

8.9 Dimensjonering av ventiler og rør.

Diameteren på rør eller slanger som skal koble motor og powerpack/akkumulatorer sammen bestemmes av maksimal strømningshastighet i rørene. Typisk anbefalt maksimumshastighet er 8 m/s.

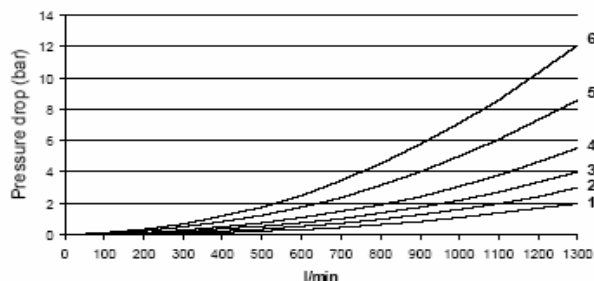
Ved designbetingelse	Beregnet verdi	Regneark referanse, V1
Beregnet rør dimensjon	3", I.D=79,5mm	95 og 97
Strømningshastighet i rør	7,8 m/s	99
Trykkfall i rør	0,1 bar/m	102
Oljemengde 1 winch	37,7 l/s, 2262 l/min	92

På grunn av den store oljemengden som er i bevegelse ved designbetingelsene ville bruk av rett dimensjonert sleideventil være veldig dyrt, og at trykkfallet gjennom ventilen ville vært stort. Vi har bestemt oss for å bruke en mindre og mye rimeligere 1200 l/min sleideventil for manuell kjøring og ha 2 kuleventiler i parallell ved sleideventilen for bruk i konstant strekkmodus. Vi valgte kuleventiler siden trykkfallet er lavt gjennom dem, og etter våre instruksjoner (ref. P&ID 1) vil de aldri kunne åpnes med kun trykk på en side, da dette vil slite dem ut. Kuleventilene kan gjerne utstyres med aktuatorer som er pilotventil styrt.



Figur 8.9.1 Denison sleideventil [12]

PRESSURE DROP CURVES



Figur 8.9.2 Trykkfallsdiagram Denison sleideventil [12]

MODEL	FLOW DIR	CURVE	MODEL	FLOW DIR	CURVE
WM43R63A01 /	P-A	1	WM43R63A07 /	P-A	3
WMH43R63A01	P-B	1	WMH43R63A07	P-B	3
	A-T	6		A-T	6
	B-T	1		B-T	3
	P-T	4		P-T	5
WM43R63A03 /	P-A	3	WM43R63A08 /	P-A	3
WMH43R63A03	P-B	3	WMH43R63A08	P-B	3
	A-T	6		A-T	6
	B-T	3		B-T	2

Nå skal det sies at en sleideventil i vårt tilfelle ville gitt mye mer enn 1200 l/min da den kun skal brukes under opp- eller nedkjøring av frakoblet wire slik at wirekraften kun ville vært egenvekten av wiren. Så oppspolingshastigheten ville nok ikke ha blitt påvirket nevneverdig av dette. Dessverre ville trykkfallet vært høyt med høy turbulens som muligens ville skadet ventilen. Sleideventilen er i vårt tilfelle ikke i kontinuerlig drift, så ventilens levetid ville nok ikke blitt redusert nevneverdig.

For de resterende isolerings- og avstengningsventiler i anlegget bør en bruke ventiler med lite trykkfall gjennom. Generelt bør en unngå å bruke for mange ventiler da trykkfallene som regel er store gjennom en ventil. For filtre kan en bruke 3-veis ventiler slik at filtrene kan vedlikeholdes enkelt.

Hägglunds kan levere motoren utstyrt med egnet ventilblokk påmontert de nødvendige ventiler slik at det kun er behov for å koble til de hydrauliske rør/ slanger.

8.10 Alternative anleggs løsninger.

Som vi ser av tidligere beregninger opererer vi med veldig høye strømningsmengder hvis vi skal ha sentralt monterte akkumulatører. For å holde trykktapene og strømningshastigheten under kontroll må store rørledninger monteres. Vi får også et anlegg som er veldig spesialisert mot kun styrelinedrift og som ikke er egnet for noe annet bruk.

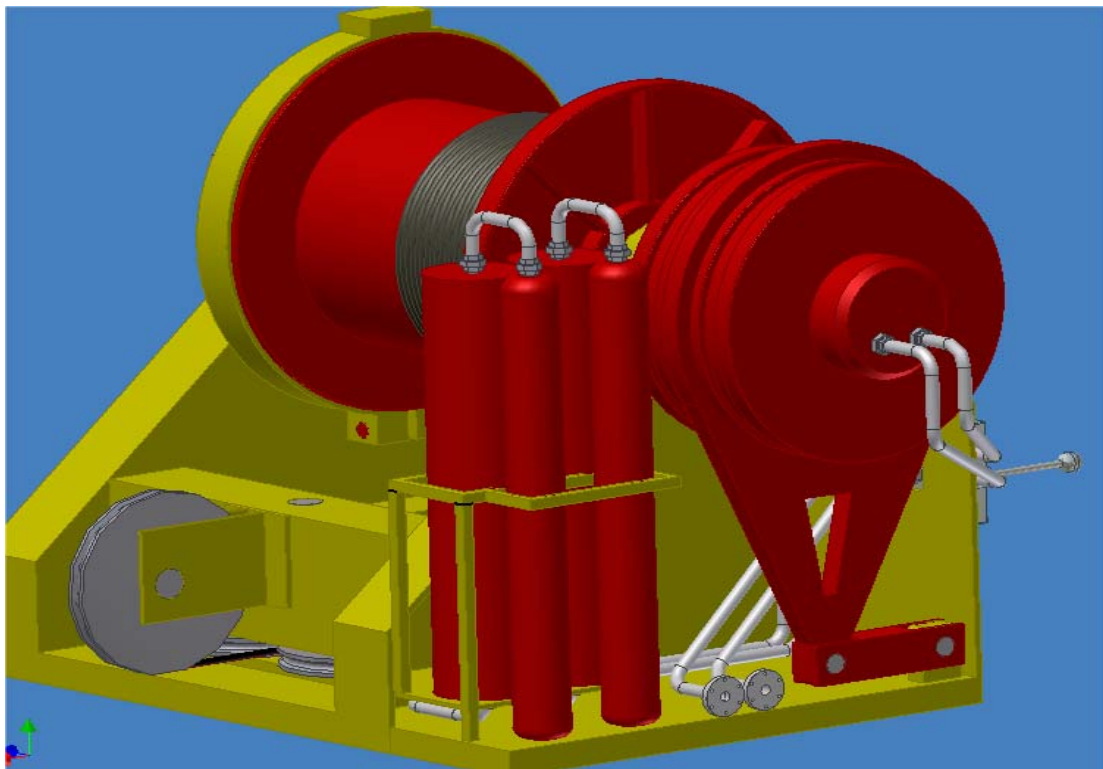
Vi mener derfor at en bedre løsning er å ha lokalt monterte akkumulatører på winchen. Den økte kostnaden med flere akkumulatører oppveies av:

- Lave trykktap
- Lavere rør og slangekostnad siden diameteren kan minskes
- Færre og mindre ventiler
- Kan bruke et standardisert hydraulikkaggregat med økt tankstørrelse
- Kan bruke et allerede eksisterende hydraulikkaggregat med oppgradert tankstørrelse

Som beregningene viser trenger vi 2 stk 150 liters akkumulatører på hver winch for å oppnå den selvakkumulerende drift. Ønskes failsafe tid må tilleggskapasitet monteres. Denne kapasiteten kan monteres hvor det måtte passe på trykkledning til winch.

Hydraulikkaggregatet kan dimensjoneres etter hvilken manuell oppkjøringshastighet som ønskes, og rør og ventiler er fritt til å dimensjoneres etter behov. Behovet for en mindre lekkasje kompenseringpumpe kan avgjøres etter aggregatstørrelse.

Som figur 8.10 viser byr det ikke på noen praktiske vanskeligheter å montere 2 stk Hydac akkumulatører med egen flaskebank på winchen. Winchen er 100 % modulbasert nå.



Figur 8.10 Alternativ løsning. MB1150 motor med TMA arm og akkumulatorbank

8.11 P&ID av system.

Det er 2 måter å løse dette på. P&ID 1 har felles hydraulikkaggregat med akkumulatører og rørstikk til hver winch. P&ID 2 har akkumulatorene montert på winchen og er tenkt til å kobles inn på et eksisterende hydraulikkaggregat eller et standard hydraulikkaggregat.

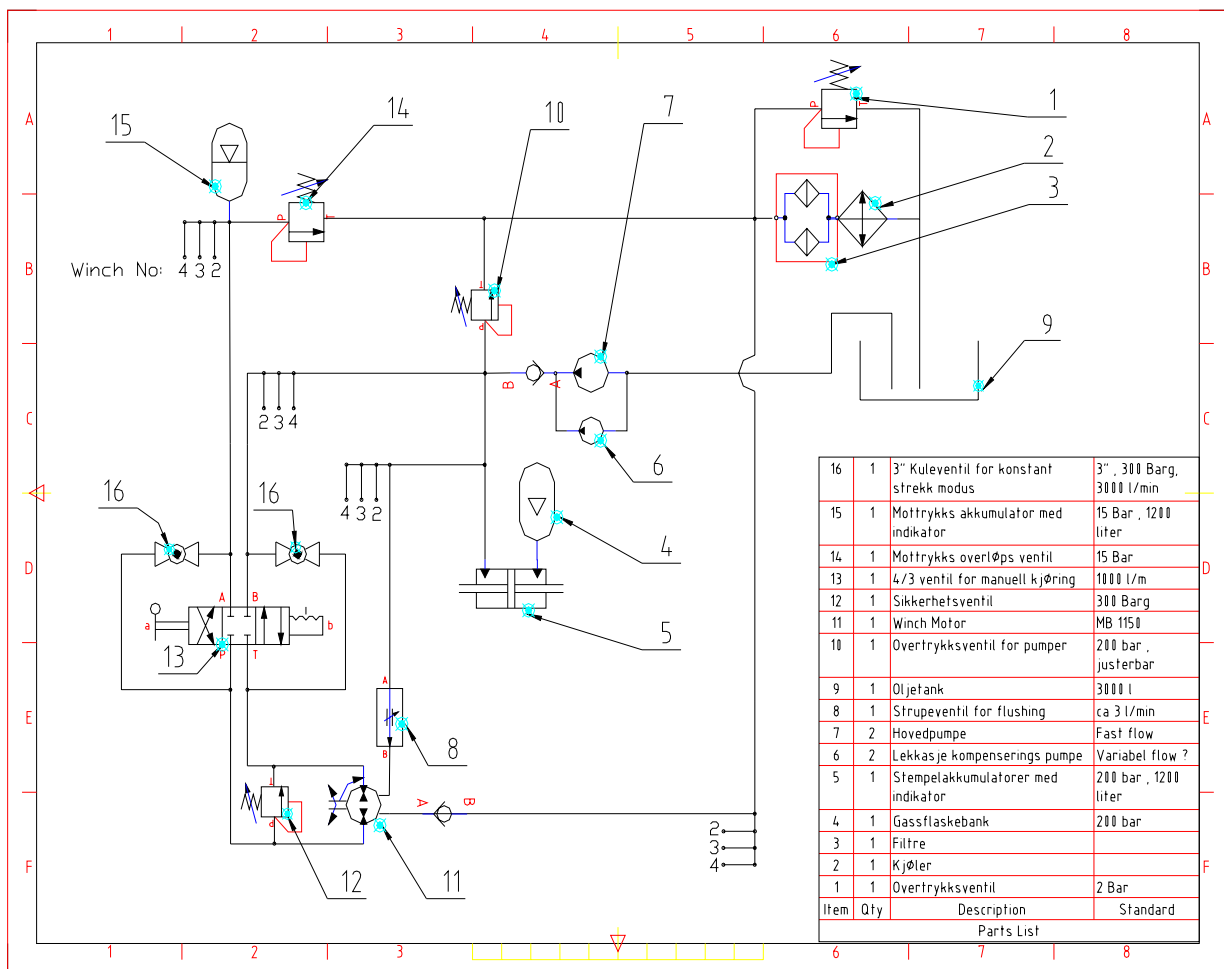
8.11.1 P&ID 1 – Winch med felles hydraulikk aggregat og akkumulatører

Konstant strekksystem hvor motorene deler felles høytrykk, lavtrykk og oljekjølingssystem. Ved normal drift jobber motorene (Pos.11) mot akkumulatorbankene (5)(15) og lekkasje / kjøleoljen pumpes tilbake med lekkasjepumpe (6). Strekkraften justeres med overtrykksventil for pumper(10) som gjerne kan være justerbar både lokalt og fra kontrollrom.

Hovedpumpene (7) og sleideventilen (13) brukes normalt bare under manuell oppkjøring eller nedkjøring av styrelinene. Etter at styrelinen er strammet opp ved hjelp av sleideventilen (13) så åpnes ventilene (16) og sleideventilen (13) kan da settes i nøytralposisjon. Lekkasjepumpen (6) kan startes og hovedpumpe (7) kan stoppes. Systemet vil da være i konstant strekkmodus.

Ventilene (16) kan gjerne være aktuatorstyrt med en pilotventil til å operere dem.

Figur 8.11.1 P&ID



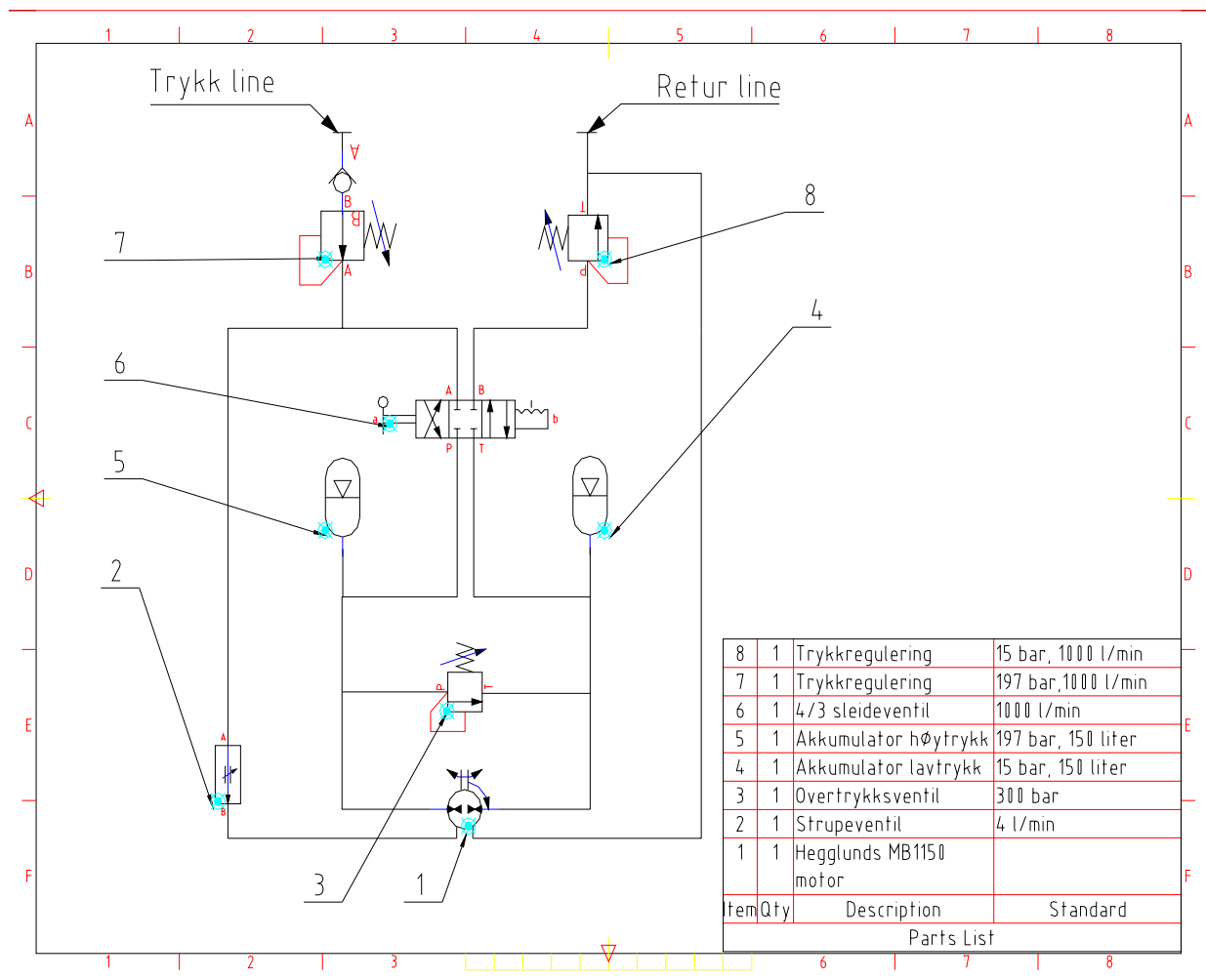
8.11.2 P&ID 2 – Winch med lokalt monterte akkumulatører

Konstant strekksystem hvor hver winch har akkumulatører og nødvendige ventiler montert. Trykk- og returliner fra et kanskje eksisterende hydraulikkaggregat kobles til winchen.

Trykkreduksjonsventil (Pos.7) brukes til å sette wirekraften. Ventil (8) kontrollerer mottrykk. Winchen kontrolleres på vanlig måte med 4/3 ventil (6) og etter at wiren er strammet opp forblir sleideventilen(6) i kjøreposisjonen. Akkumulatorene vil automatisk lades opp og nødvendig wirekraft er satt. Systemet vil da operere passivt med automatisk korrigering av lekkasje og kjøleoelje via ventil (7).

Dette forutsetter at trykklinen som winchen kobles til kan gi det nødvendige trykket. Returlinen må gå til atmosfærisk tank, men maksimalt 3 bars mottrykk kan aksepteres. Hastigheten på manuell opp- eller nedkjøring av wiren avgjøres av kapasiteten til hydraulikkaggregat om bord i borerigg. Ønskes det failsafe tid i tilfelle strømbrydd utstyres hver winch med ekstra kapasitet i høytrykksakkumulator.

Hver akkumulator kan utstyres med pilotstyrte avstengningsventiler for å unngå ”fjærende” drift ved manuell kjøring av winchen.



Figur 8.11.2 P&ID

8.12 Tegning av winch og gjennomgang av mulige løsningsalternativer.

Etter spesifikasjonskravene til Imenco AS, og våre egne ideer om hvordan en winch kunne se ut, ble det tidlig konstruert en prototyp vha tegneprogrammet *Inventor 6*. Prototypen var bygd opp av:

- ramme
- trommel
- hydraulikkmotor
- akslinger
- lagerhus
- oppspolingsarm
- trinser for retningsstyring(←↑↓→).

Konstruksjonen viste en prinsipiell mulighet for å lage en kompakt løsning, men viste også store og små detaljproblemer en må ta hensyn til.

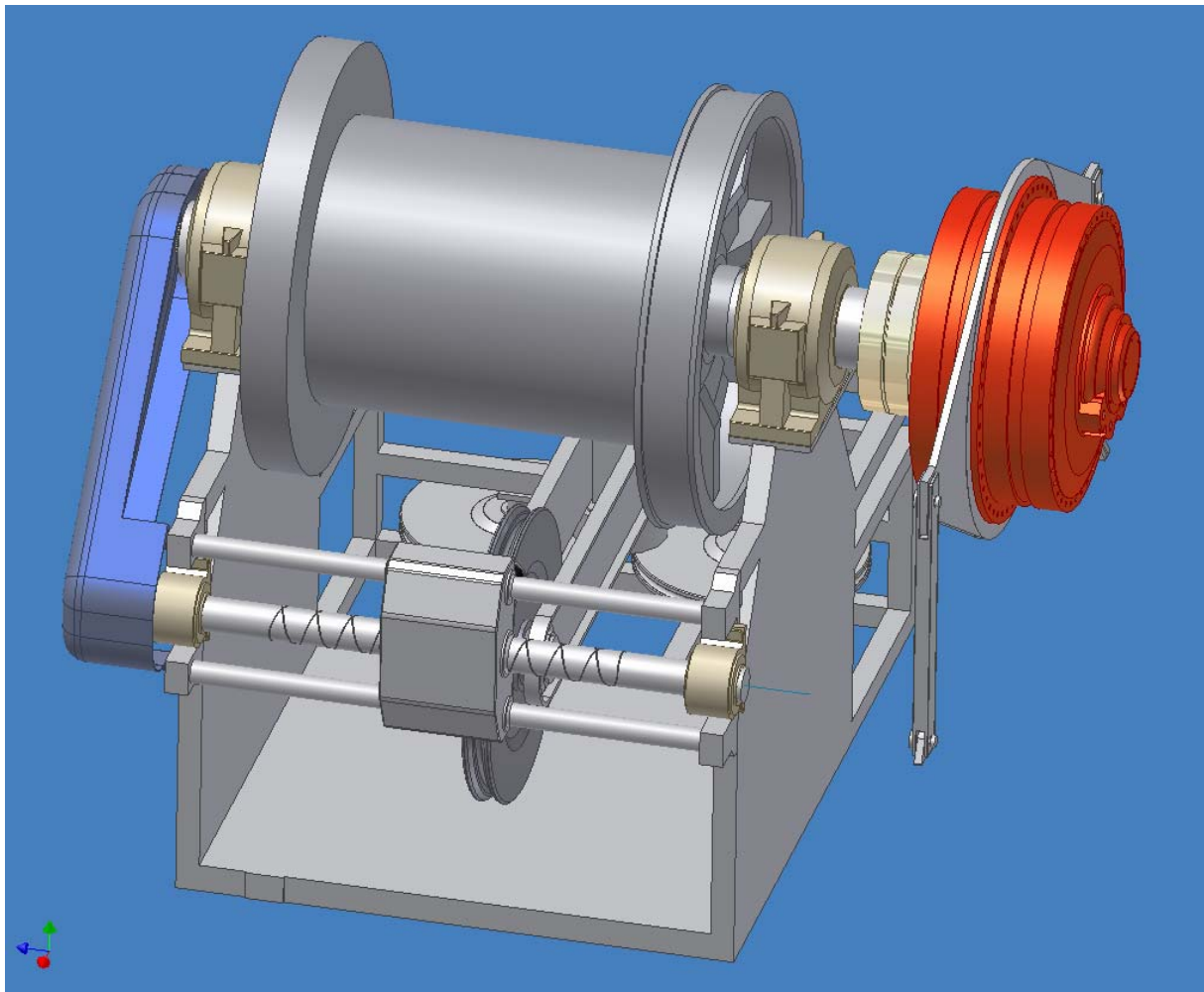


Fig. 8.12.1 Hydraulisk winch med horisontal wireutgang

I første rekke gjelder dette oppspoling av wire på trommelen som det er avgjørende at er så nøyaktig som mulig. Relativ stor bredde på winch trommel vil føre til en stor vinkel på oppspolingsarmen i ytterpunktene, noe som kan føre til at wiren ikke ligger tett nok på trommelen. Det viser seg at for å få en mest mulig nøyaktig oppspoling, vil det være ønskelig med et tvangsstyringssystem ved oppspolingen, som for eksempel bruk av ”Diamond Screw” (se fig. 7.4.3). Større trinsehjul på oppspolingsarm og retningsstyring (opp mot indre diameter på trommel) er også en fordel for minst mulig slitasje på wire.

Det er også mulig å utvikle ulike rammer som bedre passer den lokalitet hvor enheten kan plasseres. Dette kan være om wiren går rett opp, rett ned eller horisontalt med stor avstand til retningsforandring. Dette ville gjøre enheten enda mer kompakt og mindre plasskrevende. Trommel, motor, lagerhus og akslinger kan dermed flyttes til den ramme som er mest hensiktsmessig. Bruk av oppspolingsutstyr er i alle tilfeller nødvendig.

8.12.1 Trommel

Trommelens dimensjoner er satt etter valgte, ønskelige og beregnede verdier. Lengden er satt til 1,5 meter for å unngå for mange lag wire på fullt oppspolt trommel. Ved arbeidsdybde på ca 1100-1200meter, og ved bruk av wire på 1500 meter, vil trommelen jobbe på 2. laget. Har en derimot en på trommel 1,0 lengde vil denne på samme arbeidsdybde jobbe på 3. laget, noe som gir økt dreiemoment og større arbeidsbelastning.

Bredden på trommelen er av stor betydning med hensyn til knekkbelastninger levetid på wire.

Anbefalt er ca 20 ganger wirens diameter (fig. 8.13.1) som gir en diameter på 640mm. Vi har satt diameteren lik 1219mm noe som gir en dobling av wirens levetid.

I våre beregninger vi har ikke tatt hensyn til gjenget trommel eller Lebus spoleskall.

Ved bergning av veggdiameteren har vi tatt hensyn til fullt oppspolt trommel + DNV's krav om 5ganger wirediameter, som gir en minimum diameter på 1827mm.

Det er også tatt hensyn til veggavstivning og spor for trommelbrems.

Ståltykkelser er satt med hensyn til belastningsberegninger.

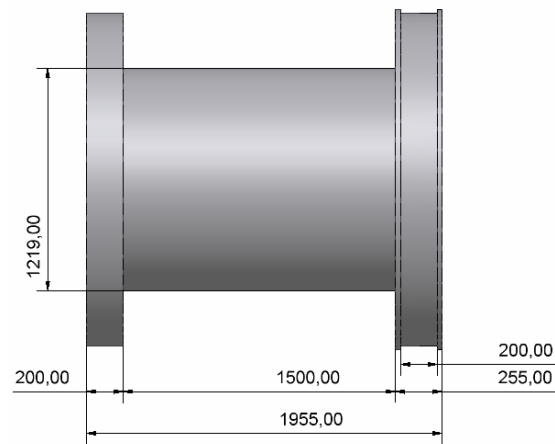


Fig. 8.12.2 Trommel med trommelbremsspor

8.12.2 Motor

Motor av typen Hägglunds Marathon MB 1150 har gitte dimensjoner med ytre diameter lik 1288mm og totalbredde med klemhylse (shrink disc) lik 1095mm. For å ta opp vrimomentet monteres en dobbel torsjonsarm midt på motoren. Denne motvirker også det bøyemomentet motoren genererer. Motoren monteres rett på aksling uten vektavlastning.

Bruk av klemhylse for låsing av aksling gir en relativ stor avstand fra lageroppheng til vektbelastningen fra motoren, noe som gir en stor akseldiameter og som fører til behovet for en dobbel torsjonsarm. Denne avstanden kan reduseres ved å bruke lik akseldiameter fra trommelen som inn på motoren, eller ved bruk av "splines" i stedet for klemhylse på akslingen.

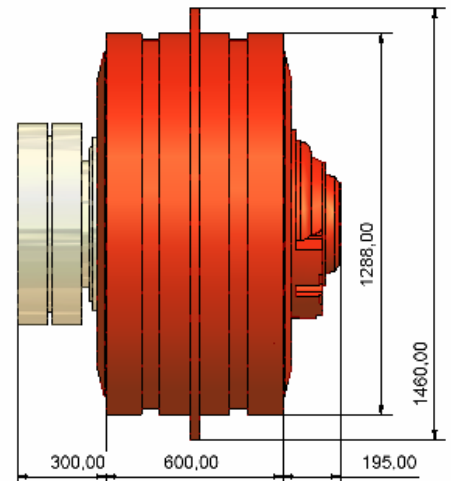


Fig. 8.12.3 Motor med klemhylse

8.12.3 Akslinger og lagre

Akslingenes størrelse er beregnet ut fra de belastninger som påvirker dem, så som torsjonskrefter, trommels egenvekt, wirens strekkrefter og vekt av motor og dennes avstand til opplagringen. Våre beregninger tilsier, av den grunn, en akseltykkelse ut fra winch på 320mm som skal holde for de ekstrembelastninger som anlegget kan bli utsatt for. Akseltykkelse inn til hydraulisk motor har gitt dimensjon på 340mm, og akslingene vil ha behov for en flenseskjøt. Dette behovet fjernes ved bruk av lik akseldiameter på trommel som motor, og gjør motoren mer kompakt.

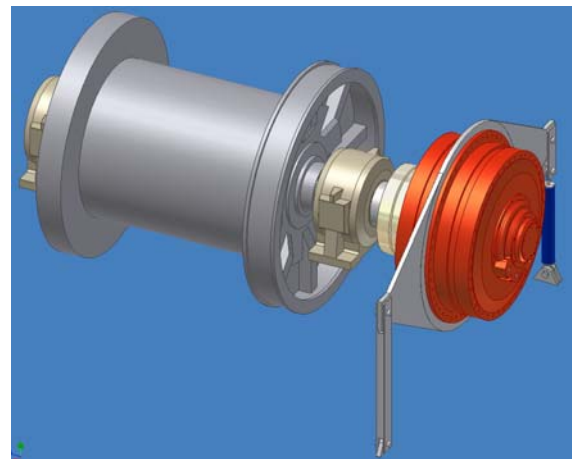


Fig. 8.12.4 Basis winchløsning

Vi har valgt å bruke løsningen, mht. lik akseldiameter, i våre beregninger.

Med hensyn til lager til akslingene benyttes sfæriske rullelagre med klemhylse innsatt i lagerhus, da disse har et stort toleranseområde med hensyn til oppretting av lageret uten å redusere evnen til å oppta belastningskreftene.

Trommel, motor, akslinger og lagre er grunnkomponentene i utstyrløsningen og trenger ingen modifisering i forhold til de forskjellige monteringsløsningene. Utstyrets bruksløsning er avhengig av wirens retning ut fra trommel og kan gis en ideell løsning ved bruk av ulike rammer. Behovet for en spolestyringsenhet vil i et hvert tilfelle være nødvendig.

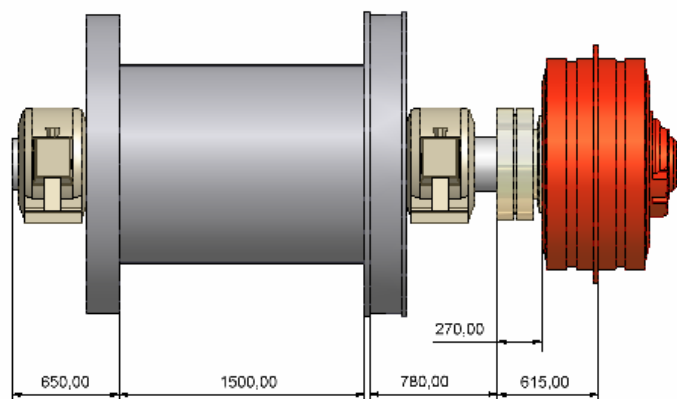


Fig. 8.12.5 Løsning med basismål

8.12.4 Rammer

Vi har i utgangspunktet sett for oss 3 mulige rammealternativer:

- Wire horisontalt ut fra trommel, med eventuell direkte retningsstyring til høyre eller venstre. Denne rammen har montert følgespolingsarm, og trinser med diameter på 1100mm. I tillegg har den montert spolingsstyring ("Diamond Screw").

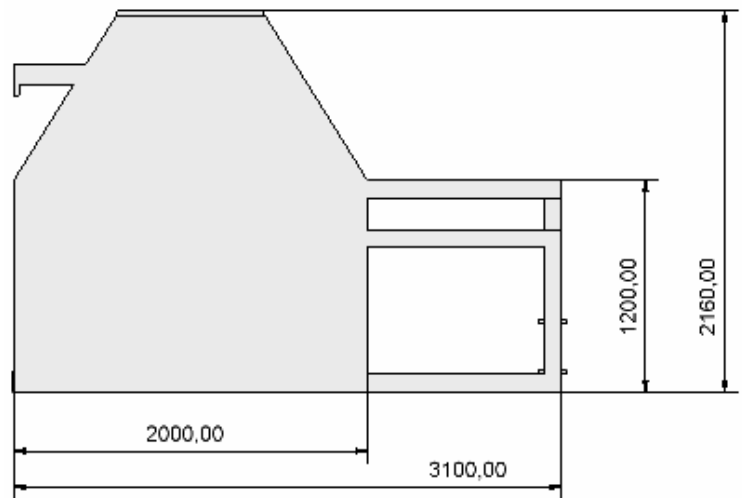


Fig. 8.12.6 Ramme for horisontal wireutgang

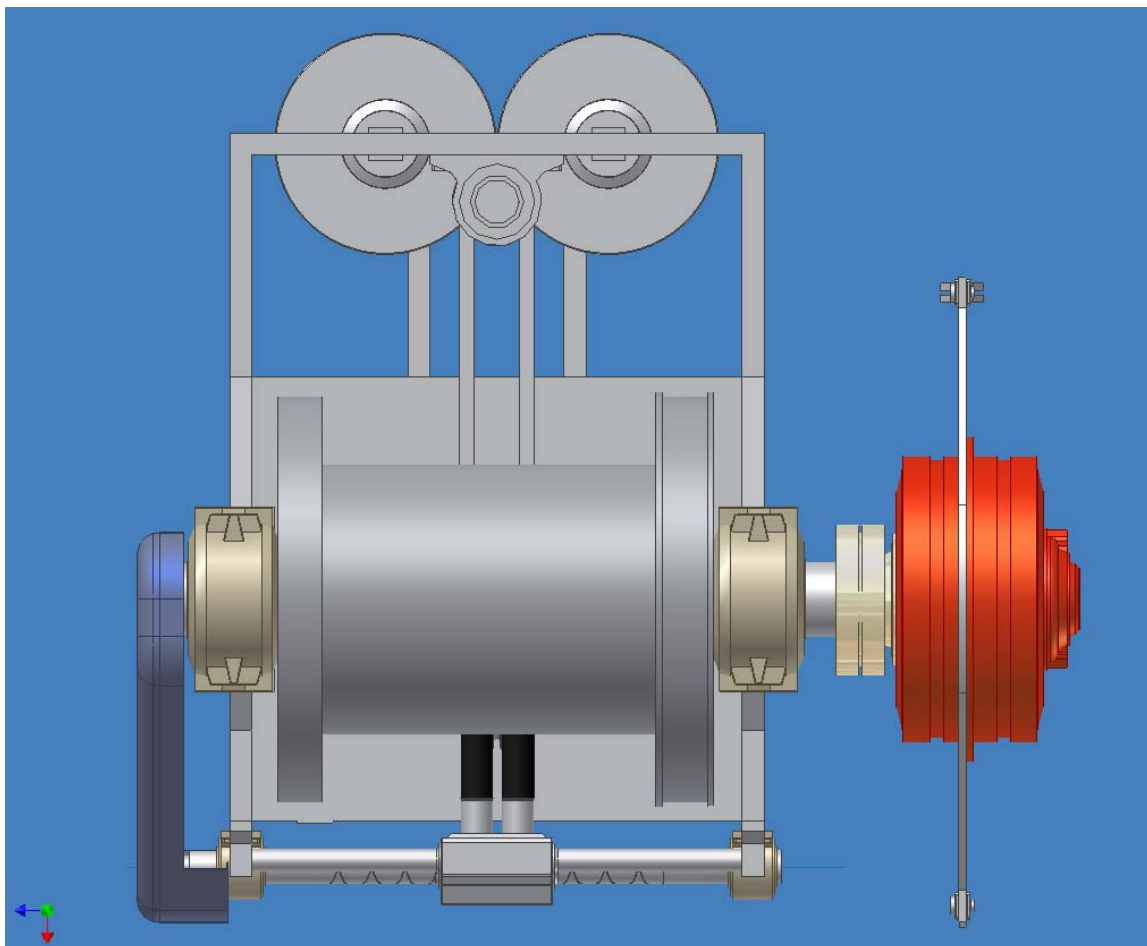


Fig. 8.12.7 Hydraulisk winch med spolestyring for horisontal wireutgang

- Wire rett ned fra trommel. Da denne rammen ikke har behov for følgespolings arm og retningstrinser, kan den gjøres mindre og mer kompakt. Rammen kan også benyttes ved horisontal utgang på wiren, dersom det er stor avstand (over 4-5 meter) til en eventuell retningsforandring. En må i så tilfelle gjøre visse forandringer med spolestyretstyret.

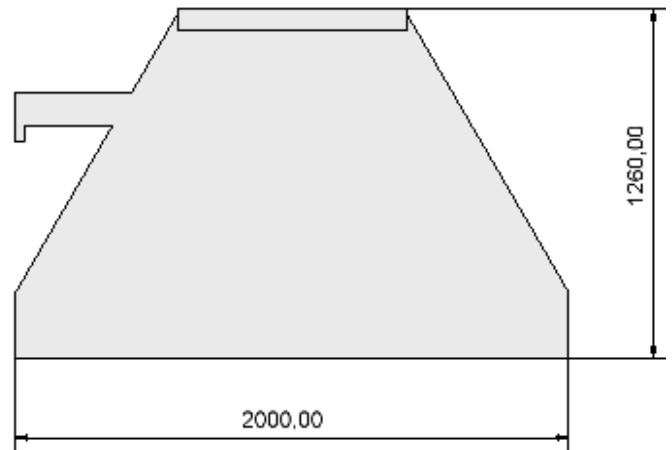


Fig. 8.12.8 Ramme for wirestyring nedover

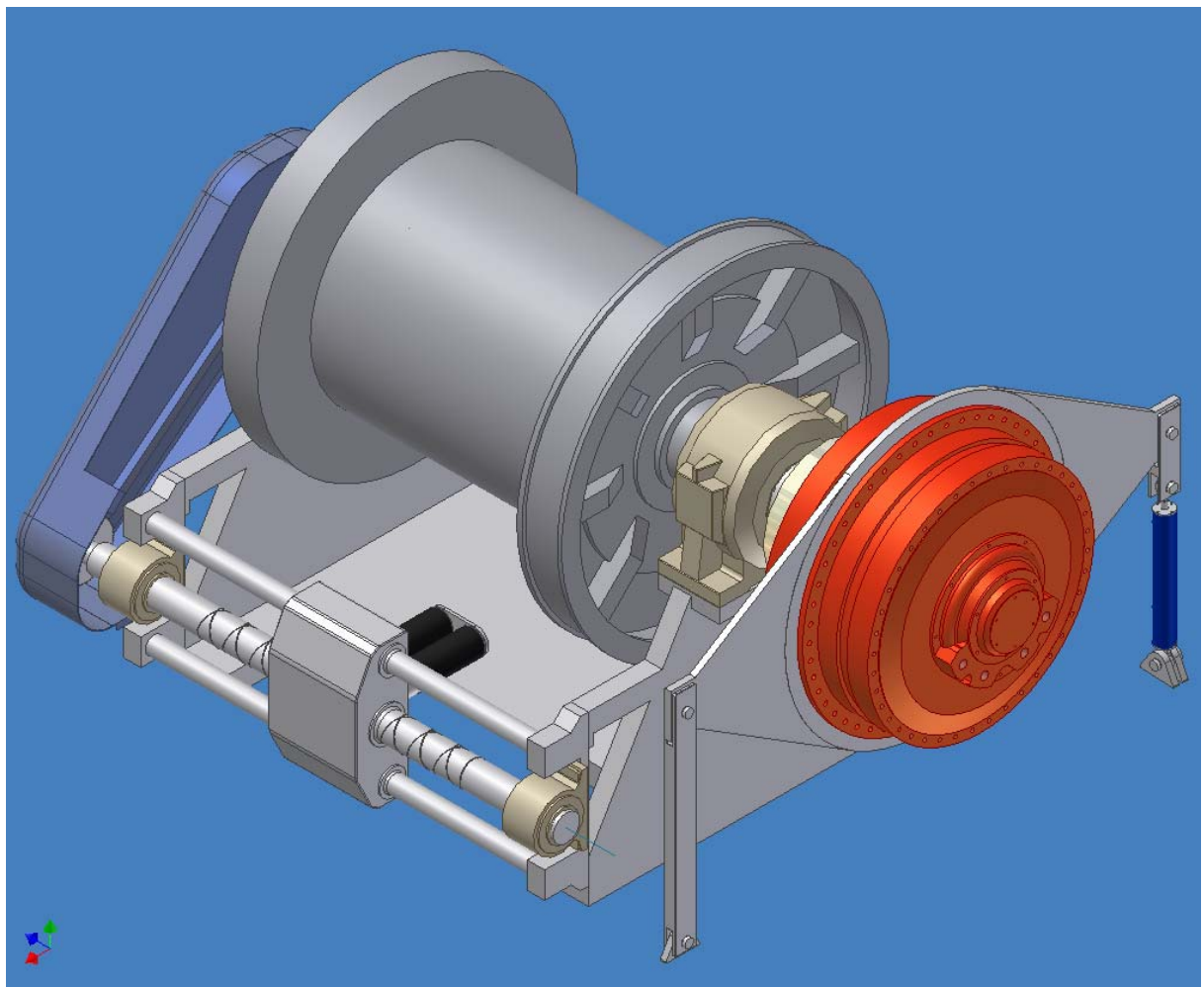


Fig. 8.12.9 Hydraulisk winch med wirestyring nedover

- Wire rett opp fra trommel. Her må spolestyringen monteres i høyde over trommel.

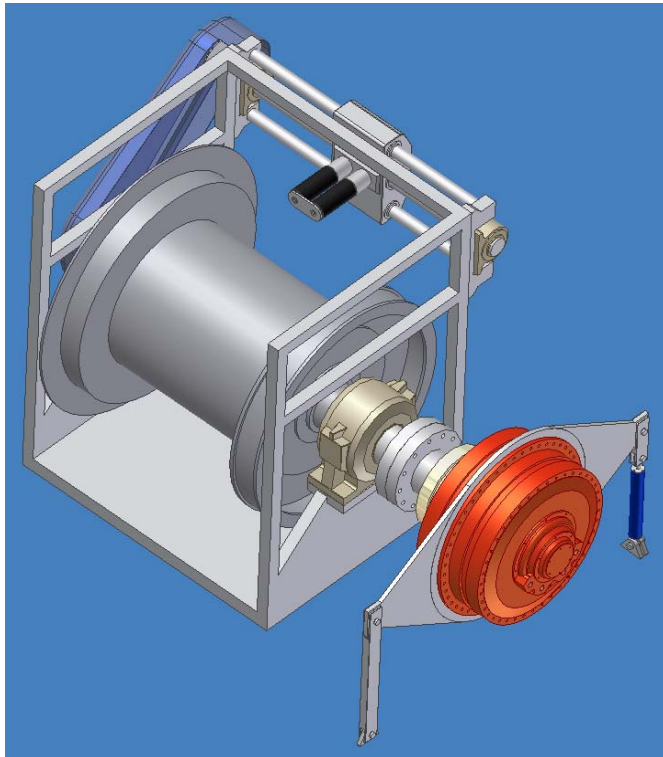


Fig. 8.12.11 Winch med wirestyring oppover

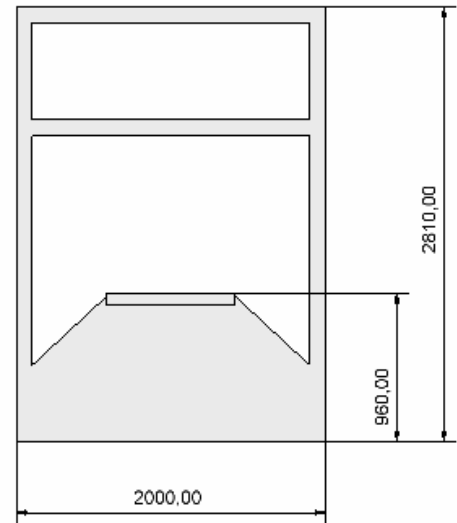


Fig. 8.12.10 Ramme for wirestyring oppover

Alternativene kan gjøre det lettere å variere plasseringen av utstyret, slik at monteringslokaliteten ikke har så stor betydning.

Disse rammealternativene er enkle forslagsløsninger for å vise at en ikke trenger låse seg til en type ramme. Det mest nærliggende i så måte er å lage en "kombiramme" som kan føre wiren i alle ønskelige retninger, ved kun å justere plasseringen av spole- og opphengsutstyret.

8.12.5 Spolestyring

Behovet for spolestyring gjør seg gjeldene i enhver form for sammensetning av winchen. Wiren utsettes for store krefter på grunn av den høye strekkraften, og det er av stor betydning at den ligger korrekt oppspolet på winchtrommelen.

Det er flere muligheter å styre et oppspolings-system på.

Ved bruk av "Diamond Screw" som illustrert i vårt tilfelle bruker man et utvekslingsystem fra winch-akslingen til spoleakslingen. Spoleakslingen har innfelt et kryssende høyre/venstre spiralspor som gjør at spoleutstyret tvangskjøres frem og tilbake på akslingen, og gir en perfekt plassering av wire på trommel.

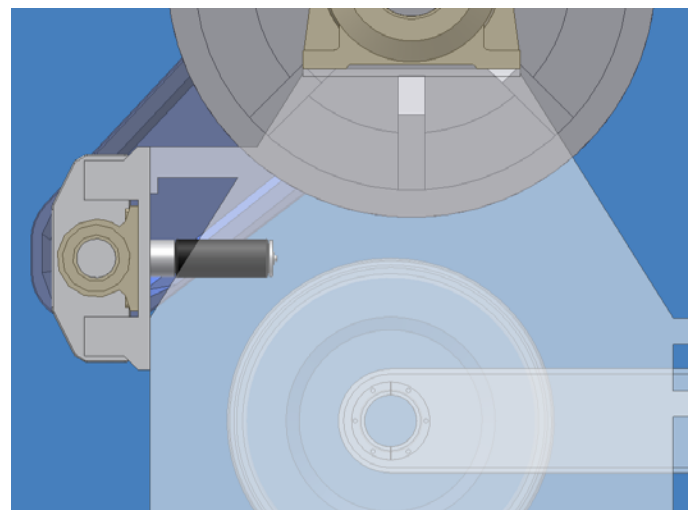


Fig 8.12.12 Spoleutstyrets plassering



Ulempen med dette systemet er at kraften blir tilført fra winch-akslingen som gir ekstra belastning og økt hysteresis på systemet.

Alternative løsninger er å bruke trykkstyrte, enten hydrauliske eller pneumatiske, systemer (fig 7.4.4). Dette er sylindestyrt systemer, med ekstern krafttilførsel. Disse systemene er imidlertid mer sårbare for synkroniseringsfeil ved trykktap.

8.12.6 Annet utstyr

Bremser er påkrevd for å kunne låse winchen ved behov. I tegningene er det lagt til rette for en trommelbrems, selv om bruk av skivebrems eller elektromagnetisk brems er mulig. Det er her viktig at ikke bremseband eller -klosser er i kontakt med winchen under drift, da dette gir uønsket friksjon og økt hysteresis.

For å beskytte utstyr og personell kan det også være nødvendig med grating og deksler rundt winchen.

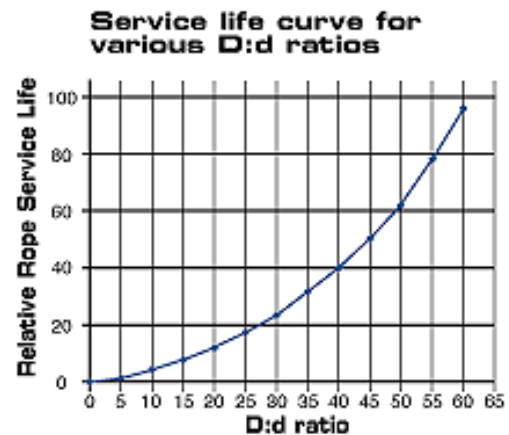
8.13 Valg av wire

For bruk på en winch må en bruke kranwire ("non rotating wire") siden vi ikke kan tolerere at wiren vrir seg under drift. Wiren er også nødt til å være av en viss kvalitet siden spoling vil påvirkes av det.

Som vi ser av tabellen under opererer vi med en dobling av D/d forholdet i forhold til anbefalte verdier og vil da kunne oppnå minst en dobling av wirens levetid.

Typiske anbefalte D/d verdier			
		Drum	Sheave
Mobile Crane	Load hoist	18	18
	Beam hoist	15	15
	Load block		16
Tower Cranes	Hoist	18	18
	Load block		15
Rotary Drilling	Drill line	20	20
Offshore Pedestal Crane	Hoist	18	18
Surface mining	Hoist	24	24
	Drag	22	22

Figur 8.13.1 Anbefalte verdier [13]



Figur 8.13.2 Utmattingsdiagram [13]

Wiren må også dimensjoneres ut over bruddstyrken slik at SWL ("safe working load") gjerne er fra 3-10 ganger nominell styrke. Som vi ser av tabell 8.9.3 øker faktoren mye med en gang persontransport er involvert.

Rope Application	Suggested Working Load Factors
Rope and Strand Guys (Static)	3 to 4
Main Ropes for small Suspension Bridges	3 to 3-1/2
Suspender Ropes for small Suspension Bridges	3-1/2 to 4
*Aerial Tramway Track Cables	3 to 4
*Aerial Tramway Haulage or Traction Ropes	5 to 6
*Ski-Lifts Ropes	5 to 5-1/2
Clamshell Bucket Ropes	4 to 5
Excavator Ropes	5
Horizontal Haulage and continuous Car Puller Ropes	4 to 5
*Vertical and Incline Mine Hoist Ropes	5 (minimum)
Industrial Hoist Ropes	6 (minimum)
Crane Ropes - Bridge, Gantry, Jib, Pillar, Derrick, etc.	6 (minimum)
*Elevator Hoisting Ropes - Passenger	8 to 12
*Elevator Hoisting Ropes - Freight	7 to 10
Hot Metal Crane Ropes	8 (minimum)
Rotation Resistant Ropes - 18x7 class	10 (minimum)

*For general information only.
Consult Provincial or other regulating authorities or applicable codes.

Figur 8.13.3 SWL faktorer [13]

Vi har fått oppgitt av IMENCO A/S at de ønsker å bruke 32mm wire så beregningene er lagt ut i fra de kravene. Vi har ikke hentet inn mer spesifikke wiredata hos eventuelle fabrikanter og vi har ikke tatt stilling til hvilken wiretype som skal brukes.

8.14 Oppstarts og driftsprosedyrer

Oppstartsprosedyre for P&ID 1:

1. Hydraulikkaggregat med pumpe (6) og (7) startes. Anlegget må kjøres i noen minutter først slik at akkumulatorene kan lades og minimum oljenivå på tank må sjekkes.
2. Akkumulatorposisjonen kontrolleres og ved avvik fra den forhåndsbestemte eller merkede posisjon kan nitrogen fylles/tappes.(hvis ikke det er et automatisk system)
3. Hvis kaldt vær kan winchene varmes opp med å justere (8). Etter motorene begynner å føles varme settes (8) tilbake til original driftsposisjon.
4. Wiren kan kjøres ut med sleideventilen (13) og etter at den er festet og strammet opp med (13) kan ventilene (16) åpnes og winchen er i konstant strekk modus
5. Sleideventilen (13) settes tilbake i nøytralposisjon
6. Når alle 4 winchene er i konstant strekk modus kan eventuelt wirekraft finjusteres med (10) slik at avlest trykk til winch stemmer overens med de forhåndsbestemte verdier.
7. Akkumulatorposisjon og hydraulikkanlegg kontrolleres igjen.
8. Hovedpumpen (7) stoppes og det kontrolleres at lekkasjepumpe (6) går.

Stopp prosedyre for P&ID 1:

1. Hovedpumpen (7) startes
2. Sleideventilen (13) settes i driftsposisjon og ventilene (16) stenges
3. Operer sleideventil (13) slik at wire slakkes og kan kobles av.
4. Wiren kan kjøres opp med (13) og sikres.
5. Hydraulikkanlegg kan stoppes.

Oppstartsprosedyre for P&ID 2:

1. Hydraulikkaggregat startes og minimum oljetanknivå kontrolleres.
2. Det forhåndsbestemte gasstrykk på akkumulatorene kontrolleres og eventuelt justeres.
3. Det åpnes for kjøleolje med (2) og eventuell oppvarming av motor justeres med (2)
4. Trykkene som reguleringsventilene (7) og (8) kontrollerer må sjekkes og eventuelt justeres til rett verdi.
5. Wiren kan kjøres ut med sleideventil (6) og etter at wiren er koblet opp strammes den opp med (6) og ventilen forblir i kjøreposisjon.
6. Akkumulatorene kontrolleres at de er i rett posisjon og eventuell gassfylling justeres

Stopp prosedyre for P&ID 2:

1. Wiren slakkes av med sleideventil (6) og etter at wiren er koblet av kjøres den opp.
2. Etter at wiren er sikret og sleideventil (6) er i nøytralposisjon kan ventil (2) stenges.
3. Hydraulikkaggregat kan stoppes.

8.14 Sikkerhetshensyn under drift

Som for alle områder hvor utstyret opereres av mennesker må en del utstyrsfaktorer tilpasses:

- Sikkerhetsfaktor på wire bør være 3-4
- Winch trommel må utstyres med beskyttelse / grating
- Eventuell beskyttelse av wirens utløp fra winch
- Lokal og fjernoperert nødstoppe av winch
- Pga. høytrykkssystem bør slanger osv. muligens dekkes / beskyttes
- Driftsinstrukser og SWL verdier montert på winch
- Se for øvrig andre gjeldende regler fra DNV.

8.15 Diskusjon om winchens effektivitet og hysteresese

Vi har følgende mekaniske friksjonsfaktorer i winchen:

- Hägglunds oppgir den mekaniske startvirkningsgraden til å være 0,97 eller bedre
- Friksjonsfaktor i trommels lagre = 0,995
- Wirens knekkeffektivitet inn på trommel = 0,98
- Spolesystemets effektivitet = 0,97

Total virkningsgrad er da: $\eta=0,97 \cdot 0,995 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 0,917$. Hysteresen for winchen er 8,3 %. Dette betyr at winchen ved driftsbetingelsen på 25 tonn wirekraft vil:

- Slippe ut wire med: 25 tonn + 8,3 % = 27,1 tonn
- Ta inn wire med: 25 tonn – 8,3 % = 22,9 tonn

Vi har antatt en verdi til virkningsgraden for wirens knekkeffektivitet inn på trommel og satt denne til 98 %. Vi finner det tvilsomt om den er bedre enn det.

Når det gjelder spolesystemets effektivitet vil dette variere sterkt etter hvilket system som velges. Vi kan nok anta at "Diamond Screw" spoling vil ha enda dårligere effektivitetsfaktor da det er flere ledd der som genererer friksjon.

Ved å velge en servostyrt spolemekanisme oppnår vi: $\eta=0,97 \cdot 0,995 \cdot 0,98=0,946$
Hysteresen er da 5,4 % og winchen opererer på 25tonn \pm 1,35 tonn.

Videre må vi se hvordan winchen vil oppføre seg ved de maksimale operasjonsverdiene. For å oppnå krav til akslerasjon får vi ved første wirelaget en nødvendig trykkdifferanse over motor på 1,4 bar. Dette betyr at winchen behøver en "ekstra kraft" på ca 1400N for å dra i gang trommelmassen fort nok. Det samme gjelder for det indre trykkfallet i motoren. Ved maksimal fart er det 9 bars trykkfall som gir 8500N tapt kraft. Dette slår direkte ut på hysteresen og ekstra tap er da: 1400N+8500N =9900N \rightarrow 1 tonn tapt wirekraft ved første lag.

Nå har vi ikke studert hiv karakteristikken til en borerigg så disse beregningene forutsetter at riggen akselererer fra 0 \rightarrow 2 m/s på 2 sekund. Om dette er korrekt får være usagt.

Så konklusjonen er at winchens hysteresese karakteristik vil variere mye etter bølgehøyde:

- Minimum 5,4 % hysteresese ved lave bølgehøyder
- Ca 10 % ved maksimale bølgehøyder

Oversikt over de nødvendige ekstratrykk for å oppnå krav til akslerasjon		
Antall lag på trommel	Δp for krav til akslerasjon	Wirelengde oppspolt på trommel
Ved tom trommel	1,2 bar	0 m
Første lag	1,5 bar	180 m
Andre lag	1,8 bar	368 m
Tredje lag	2,2 bar	566 m
Fjerde lag	2,7 bar	775 m
Femte lag	3,3 bar	992 m

Legg merke til at vinkelakslerasjonen avtar med økende diameter på trommel med wire, slik at det nødvendige ekstratrykk for å oppnå krav til akslerasjon ikke er proporsjonalt med den akselererte ekstra wirevekten oppspolt på trommelen.

8.16 Diskusjon og konklusjon om winch alternativet

Det er ikke tvil om at å designe en winch er en kompleks oppgave med mange problemer som må løses. Spolesystemet til winchen er viktig og i dette tilfellet hvor det er i kontinuerlig drift og vi behøver god spoling ville vi nok valgt ”Diamond Screw” spoling. Et alternativ for å redusere hysterese til winchen er å montere en servo-oljestyrt spolemekanisme. Kombinert med en montering i wirens utløpsretning kunne vi oppnådd en hysterese på 5-6 %.

Etter samtaler med flere winch produsenter har de forsikret oss om at ved valg av en god spolemekanisme vil slitasjen på wiren være meget lav og levetiden vil bestemmes av knekkdiameteren over trommelen. Dette vil redusere behovet for hyppig utskiftning av wiren som sylinderkompensatoren har problemer med da denne har mange flere knekkpunkter.

Ved å bruke en direkte koblet motor oppnår vi en hysterese som er bedre eller lik sylinder alternativet. Direkte kobling av motoren er nok å foretrekke i slik drift da vi har maksimalt startmoment og de lave friksjonsfaktorene gir oss en fintfølede motor som er egnet for passiv drift mot et styrelinesystem. Direkte kompensering med winch er plassbesparende da vi kan fjerne sylinderkompensatoren og winchen vil stå alene for driften. Prismessig vil nok winchen bli noe dyrere i innkjøp.

Som vi ser av P&ID-1 og tidligere beregninger så vil hydraulikk aggregatet og rørføring fordyre prosjektet mye. Det er store strømningsrater i anlegget så akkumulatører og rør blir dimensjonert deretter. Så systemet med å ha et felles hydraulikk anlegg for winchene er nok ikke så egnet for denne oppgaven. Kostnaden blir høy.

P&ID-2 viser en mer hensiktsmessig løsning på oppgaven vår. Lokalt monterte akkumulatører gir kort rørføring til winchen og trykkfallene blir små. Den største fordelene er at anlegget kan knyttes til et allerede eksisterende anlegg eller en standardisert hydraulikkaggregat pakke. Tank kapasiteten til aggregatet må oppgraderes slik at det er mulig å lade akkumulatørene.

Bruken av akkumulatører vil redusere driftskostnaden mye da kun lekkasjeoljen behøves pumpet tilbake og en mindre ”topping up” pumpe kan brukes istedenfor hovedhydraulikk-aggregatet for å redusere slitasjen og øke levetiden på dem.

En ulempe er at winchene trenger en stor volumstrøm olje for kjøre opp eller ned wiren med en akseptabel hastighet så man må avgjøre hva som er akseptabelt tid for å spole opp f.eks. 1500 m wire og dimensjonere hydraulikkaggregatet deretter.

Skal man gi ekstra failsafe tid i tilfelle strømbrydd eller feil på hydraulikkaggregatet må en større høytrykks akkumulator monteres. Vi har satt kjøleoljemengden til 4 l/m så med tap må 10 l/min korrigeres for. Skal man gi 15 minutt ekstra failsafe tid må man øke størrelsen med: $15 \text{ min} * 10 \text{ l/min} = 150 \text{ liter}$ akkumulatorkapasitet pr. winch. Denne ekstra akkumulatorkapasiteten behøves ikke montert på winch. Den kan f.eks. monteres på hydraulikkaggregatet eller i trykklinen til winchene på et egnet sted slik at den føder alle 4 winchene.

Kapittel 9 Kostnadsanalyse.

Prisanslaget er korrekt for hovedkomponentene i anleggene. Et grovestimat av oppheng, rammeverk og rørarbeid, er etter samtale med Arne Kinn i Imenco AS anslått til:

- Stålarbeid med bjelker/profiler: 50 Kr/kg
- Stålarbeid med rør: 80 Kr/kg
- Akselstål med maskinering: 200 Kr/kg

Siden kraftbildet er komplekst i rammeverk / fundamenter, så blir de normalt stresskontrollert etter elementmetoden. Vi har ikke gjennomgått denne metoden.

Winchen må klasseres og godkjennes hos for eksempel DNV så en ekstrakostnad må påregnes der. Wire kostnaden er ikke tatt med da den er lik for alle alternativ. (ca 100 kr/m). Alle priser er bruttopriser eks. MVA, og ca 20-30 % avslag kan forventes hos flere fabrikanter.

9.1 Kostnadsanalyse for 2 sylinder kompensator alternativet.

Priskalkylen er korrekt for hovedkomponentene i anleggene. Dimensjonering av rammeverk og oppheng er grovestimert.

Dette er en 2-sylinderløsning med 8 trinser og 1 utløpstrinse til moonpool. Bruker større stempel akkumulator istedenfor flaskebank siden det ville vært behov for mange flasker. Bruker stempelløs akkumulator på lavtrykks side av sylinder. Denne kan godt byttes ut med en lavtrykks tank da kravene ikke er store på lavtrykk siden av sylindrene. Totalpris kan da reduseres med minst 150 000 Kr.

Etter samtaler med Hydramarine anslo de prisen til en enkel oppspolingswinch fabrikkert i Asia et sted til ca 200 000 kr for en 5 tonns unit.

Prisanslag for 25 tonns, 2 sylinder kompensator (48tonns dimensjonert)				
Navn	Antall	a-pris	Pris (kr)	Referanse
Sylinder 16"-2,5m-300Bar	2	150 000 kr	300 000	Bauer Hydraulics
Trinse med lager 1,1m dia	9	30 000 kr	270 000	Møllerodden A/S
Stempelakkumulator 1 m ³	1	300 000 kr	300 000	Bauer Hydraulics
Akkumulator 1 m ³	1	200 000 kr	200 000	Bauer Hydraulics
Delsum komponenter			1 070 000	
Oppspolings winch, 5tonn	1	200 000 kr	200 000	"Made in China"
Hulprofil 140x140x5 for rammeverk	50m x 21,1 kg/m	50 kr/kg	53 000	Vestfold Jernlager
Grovplate 15mm for oppheng trinser oppe/nede	2 x 500 kg	50 kr/kg	50 000	Vestfold Jernlager
Aksel for trinser, d=130mm, L=600mm+700mm	130 kg	200 kr/kg	26 000	
Rørføring 10m 2" sched.40	80 kg	80 kr/kg	6 400	Stavanger Rør
2" avstengningsventiler	4 stk	5000 kr/stk	20 000	Hydac Norge
Lade og teste ventil for akk.	2 stk	3000 kr/stk	6000	Hydac Norge
Rørfittings og koblinger	10 stk	300 kr/stk	3000	
Total sum			1 434 400	

9.2 Kostnadsanalyse for 1 sylinder kompensator alternativet.

Vi har ikke tegnet en egen modulbasert løsning for denne. Materialbehovet er antatt til halvparten av 2-sylinder løsningen. Prisene er ellers korrekt for hovedkomponentene.

Dette er en 1-sylindreløsning med 4 trinser og 1 utløpstrinse til moonpool. Bruker større stempel akkumulator istedenfor flaskebank siden det ville vært behov for mange flasker. Bruker stempelløs akkumulator på lavtrykks side av sylinder. Denne kan godt byttes ut med en lavtrykks tank da kravene ikke er store på lavtrykk side. Totalpris kan da reduseres med minst 150 000 Kr.

Prisanslag for 25 tonns, 1 sylinder kompensator (48tonns dimensjonert)				
Navn	Antall	a-pris	Pris (Kr)	Referanse
Sylinder 16"-5m-300Bar	1	170 000 kr	170 000	Bauer Hydraulics
Trinse med lager 1,1m dia	5	30 000 kr	150 000	Møllerodden A/S
Stempelakkumulator 1m ³	1	300 000 kr	300 000	Bauer Hydraulics
Akkumulator 1 m ³	1	200 000 kr	200 000	Bauer Hydraulics
Delsum komponenter			820 000	
Oppspolings winch, 5 tonn	1	200 000 kr	200 000	"Made in China"
Hulprofil 140x140x5 for rammeverk	25m x 21,1 kg/m	50 kr/kg	26 300	Vestfold Jernlager
Grovplate 15mm for oppheng trinser oppe/nede	2 x 150 kg	50 kr/kg	15 000	Vestfold Jernlager
Aksel for trinser, d=130mm, L=400mm+500mm	90 kg	200 kr/kg	18 000	
Rørføring 5m 2" sched.40	40 kg	80 kr/kg	3 200	Stavanger Rør
2" avstengningsventiler	2 stk	5000 kr/stk	10 000	Hydac Norge
Lade og teste ventil for akk.	2 stk	3000 kr/stk	6000	Hydac Norge
Rørfittings og koblinger	5 stk	300 kr/stk	1500	
Total sum			1 100 000	

9.3 Kostnadsanalyse for winch alternativet.

Omtrentlige mål er hentet ut fra tegninger. Priskalkylen er korrekt for hovedkomponentene i anleggene. Dimensjonering av rammeverk og oppheng er grovestimert. Vi brukt en følgespolemekanisme i dette tilfellet, så rammeverket bygger høyere enn for eksempel ved bruk av en ”diamond screw” spolemekanisme.

Prisanslag for 25 tonns winch med akkumulatorer (48 tonns dimensjonert)				
Navn	Antall	a-pris	Pris (Kr)	Referanse
Motor Hägglunds MB 1150	1	950 000	950 000	Hägglunds Drives
Stempelakkumulator 150l	2	35 000	70 000	Hydac Norge
Nitrogen gassflaske 50l	6	4000	24 000	Hydac Norge
Lade blokk akkumulatorer	2	3000	6000	Hydac Norge
Sleideventil 2”, 1200 l/min	1	60 000	60 000	Hägglunds Drives
Ventilblokk med 2” trykk regulerings ventiler, 1200 l/min	1	50 000	50 000	Hägglunds Drives
Lagerhus – SKF SDJC 3172	2	106 000	212 000	SKF Norge
Lagre - SKF 23172	2	155 850	311 700	SKF Norge
Delsum komponenter			1 683 700	
Hulprofil 140x140x5 for avstivende rammeverk	25mx21,1 kg/m	50 kr/kg	26 300	Vestfold Jernlager
Hulprofil 300x300x8 for bærekonstruksjon trommellagre	15m x 82 kg/m	50 kr/kg	61 500	Vestfold Jernlager
Grovplate 50mm for lagerfeste og fundamentfester	400kg	50 kr/kg	20 000	Vestfold Jernlager
Rørføring 14m 2” sched.40	110 kg	80 kr/kg	8 800	Stavanger Rør
2” avstengningsventiler	4 stk	5000 kr/stk	20 000	Hydac Norge
Rørfittings og koblinger	10 stk	300 kr/stk	1500	
Aksel motor / trommel, d=340mm, L=1200mm+580mm	1212 kg	200 kr/kg	242 400	
Trommelflens med splines mot aksel. d=700mm, t= 120mm	2 x 265kg	100 kr/kg	53 000	
Trommelrør og vegger	2100 kg	80 kr/kg	168 000	
Følgespolemekanisme. 4x1,1m trinser, 4stk x 200mm x130mm aksler, 2m arm med 2 rullelagre + 130mm aksler.			200 000	
Total sum			2 456 400	

Hydraulikk aggregat med vingepumper og 2x350KW EX godkjente motorer og 1m³ tank koster ca 1 000 000 Kr. Dette er komplett med styringsenhet og ramme

Kapittel 10 – Endelig diskusjon og konklusjon

10.1 Generell diskusjon

Skal vi se spesifikt om vi har vært i stand til å oppfylle kravene til Imenco AS så mener vi at vi har kommet i mål med alle kravene unntatt kravet til hysteresese. Det kravet er umulig å oppnå da ethvert maskineri har en friksjon som setter begrensninger. Typisk nok vil wiren måtte gå over en trinse før den går ned i moonpool og vi har allerede da 4 % hysteresese. Selve effektivitetsverdien til en trinse kan nok diskuteres. Vi har funnet henvisninger til både $\eta=0,96$ og $\eta=0,98$ for en trinse med rullelagre.

Det var ønske om lav vekt, lav pris og en kompakt dimensjon. Disse faktorene avgjøres av den dimensjonerende kraft og i vårt tilfelle hvor den var 48tonn med wire i havet ble resultatet en dyr og kraftig konstruksjon med store strømningsrater som resultat. Konstruksjonen vi er kommet opp med er et resultat av de krav som var satt og vi mener vi er i mål med dem.

Vi mener selv at de dimensjonerende kravene var noe høye så med å redusere kravene en del kan en mer hensiktsmessig konstruksjon oppnås. Ved å velge f.eks. 15tonn drift og maks 25 tonn kan en MB800 motor brukes og hele konstruksjonen blir mye rimeligere. Denne motoren er 200 000 kr billigere og ville da operert på 170 bar ved driftsbetingelsen.

Skal vi kun se på pris er det sylinderkompensatorer som kommer best ut. Den må utstyres med AHC for å få hysteresen ned men den vil uansett være failsafe med passiv drift i tilfelle strømbrydd. Man kan da gå for en standardisert løsning med 1 sylinder og 4 trinser og økt slaglengde. Den kan monteres etter samme prinsipp som figur 6.5.1 og ved bruk av kun 1 sylinder kan en smalere og mer egnet konstruksjon oppnås. Dessverre er det veldig stor wireslitasje i en slik kompensator så hyppig utskiftning av wire og trinser må nok påregnes.

Ellers var vi overrasket over hvor vanskelig det var å få noe konkret informasjon ut av de mange winch fabrikantene vi var i kontakt med. Det virker som om markedet er veldig konkurransepreget og alle fabrikantene vokter de få hemmelighetene de har. Erfaringsdata som omhandlet selve winch konstruksjonen fikk vi ingen informasjon om i hele tatt, så vi har ikke hatt noe konkret å jobbe ut i fra. Vi har derfor ikke regnet noe på winch rammen og de andre konstruksjonsdetaljene og har bare tegnet i grove trekk for helhetens skyld.

Dette har også påvirket selve prosessen vi har hatt under løsningen av dette prosjektet. Det er relativt lite konkret informasjon å finne på internett om de forskjellige kompensatorsystemene og som nevnt var det lite hjelp å få hos fabrikantene. Veldig få reagerte på kontakten vi tok med dem og brosjyrer vi mottok hadde ofte den samme informasjonen som lå på internett. Vi konsentrerte oss derfor mye i begynnelsen om å få oversikt over de forskjellige systemer og vi brukte derfor noe tid med å finne de rette alternativene å jobbe med. Dette påvirket nok den endelige oppgaveløsningen og denne oppgaven tror vi kunne vært mye bedre utført hvis forholdene hadde ligget mer til rette.

Kontaktpersonene hos Hägglund Drives og Bauer Hydraulics var imidlertid veldig hjelpsomme med informasjon og hjalp oss å komme inn på rett spor. Vi vil igjen gjerne rette en stor takk til dem.

10.2 Konklusjon

Våre studier har vist at hydraulisk motor direkte på winch har store fordeler i forhold til alternative systemer. Dette systemet viser meget gode verdier mht. hysteresis og slitasje, og er absolutt å anbefale som konstant strekksystem med passiv drift. Med hensyn til hysteresis er det kun AHC-systemer som kan oppnå bedre verdier.

Skal vi anbefale en utstyrløsning etter de kravene vi fikk så er det winch med lokalt monterte akkumulatører som kapittel 8.10 beskriver som vi ser som det beste alternativ. Ved å velge rett utstyr til winchen oppnår man ca 5-6 % i hysteresis og dette er meget bra for et passivt anlegg. Alt nødvendig utstyr er montert på winchen, og hydraulikkaggregatet kan gjerne monteres i en ISO container med hydrauliske slanger mellom dem. Utstyret er modulbasert og er egnet til å flyttes mellom plattformer.

Konseptet er en del dyrere i innkjøp enn en sylinderkompensator men fordelene er flere:

- Lav slitasje på wire som gir lengre utskiftningsintervaller og mindre kostnader.
- Plassbesparende da sylinderkompensatoren kan fjernes.
- Høy kompenseringsslengde og selvjusterende mht. tidevannsforskjellen.
- Kan oppnå god akslerasjon og hastighet uten for stort utslag på hysteresis.
- Lite vedlikeholdsutgifter og lang levetid på motor.
- Meget lavt energiforbruk sammenlignet med andre winchløsninger.

Ulempen er at winchen ikke er 100 % failsafe, men er avhengig av et reservesystem som kan mate hydraulikkolje i tilfelle strømbrytning, ellers så tapes strekket i styrelinene og de blir slakke.

Konseptet er allsidig og billig i drift med et vidt motorspekter å velge i fra, og kan gjerne brukes innen andre konstant strekk områder hvor konvensjonelle flermotor løsninger har dominert til nå.

Kapittel 11 – Forkortelser.

- AHC – Active Heave Compensated – Aktiv hiv kompensering
- ECU – Electronic Control Unit – Elektronisk styringsenhet
- BOP – Blow Out Preventer – Utblåsningssikring
- ROV – Remote Operated Vessel – Fjernstyrt undervannsfarkost
- SWL – Safe Working Load – Sikker løftekapasitet
- I.D – Inner Diameter – Indre diameter
- O.D – Outer Diameter – Ytre diameter
- DNV – Det Norske Veritas
- TMA – Enkelt armet torsjonsarm
- DTMA – Dobbel armet torsjonsarm

Kapittel 12 – Referanser og litteratur.

Referanser Internett.

1. Hjemmeside - Ocean Works International Inc.
www.oceanworks.com
2. Hjemmeside - Bezemer Group Holland.
www.bezemer.com
3. Hjemmeside - Imenco A/S.
www.imenco.no
4. Hjemmeside - Ocean Drilling Program.
<http://www-odp.tamu.edu/>
5. Hjemmeside - Varco Norge A/S.
www.varco.com
6. Hjemmeside - Dynacon Inc.
www.dynacom.com
7. Hjemmeside - Miller Hydraulics Inc.
www.millerfluidpower.com
8. Hjemmeside - Møllerodden A/S.
www.mollerodden.no
9. Hjemmeside - Lebus International Engineers Ltd.
www.lebusintengineers.com
10. Hjemmeside - Hägglunds Drives AB.
www.hagglunds.com
11. Hjemmeside - HYDAC International.
www.hydac.com
12. Hjemmeside - Denison Hydraulics Inc.
www.denisonhydraulics.com
13. Hjemmeside - Bridon American Corporation.
www.bridon.com
14. Hjemmeside - Ingersoll Rand Winches.
www.airwinch.com

Litteratur:

15. Theory and design of pressure vessels av: J.Harvey .1985.
16. Konstruksjonselementer av: Dahlvig og Christesen. 2000.
17. Innføring i oljehydraulikk av: Brautaset. 2002.
18. Teknisk formelsamling med tabeller av Pedersen, Gustavsen, Kaasa og Olsen.
19. DNV: Rules for certification of lifting appliances. 1994.
20. Stavanger Rørhandel: Teknisk katalog. 2000
21. Kompendium i undervannsteknologi av: Jens Chr. Lindaas.

Kapittel 13 – Vedleggsliste.

1. Excel regneark med winch beregninger.
2. Formelreferanse til Excel regneark
3. Bøyemoment diagrammer av winch trommel.
4. Hägglunds MB 1150 motor og winch simulering data.
5. Egenproduserte winch tegninger.
6. Størrelse sammenligning av winch og 2-sylinderalternativet.
7. Eksempel på winch montering rundt en 5x5m moonpool.
8. Arrangementsløsning med 2-sylinderkompensator og oppspolingswincher.
9. Eksempel på 1-sylinder alternativet rundt en 4x4 m moonpool.

Vedlegg 1 – Excel beregnings ark

Beregning for enkeltstående winch (Hegglunds MB1150)								
Faste verdier								
Ref.	Navn	Verdier	Enhet	Type	Enhet	Symbol	Referanse	Kommentarer
Diverse verdier								
1	E-modul jern	210 000 000 000	Pa				Formelsamling	
2	Flytegrense trommel Re	220 000 000	Pa	sst-400		Re	Formelsamling	
3	Flytegrense aksel Re	325 000 000	Pa	st60-2		Re	Maskindeler bok	
4	Skjærflytegrense trommel	126 940 000	Pa				Re / rot3	
5	Skjærflytegrense aksling	187 525 000	Pa				Re / rot3	
6	Skjærmodul Trommel	82 000 000 000	Pa			G	Formelsamling	
7	Skjærmodul Aksel	82 000 000 000	Pa			G	Formelsamling	
8	Egenvekt jern	7 860	Kg/m3			p	Formelsamling	
Wire data								
9	Egenvekt Wire (32mm)	3,50	Kp/m			p	Tabell	
10	Oppdrift Wire (32mm)	0,804	Kp/m				Arkimedes lov	
11	Wirelengde	1500	m			l	Krav	
12	Wire diameter	0,032	m	1-1/4"		D	Krav	
13	Maksimal Wirehastighet	2,0	m/s			v	Krav	
Hydraulikk motor data								
14	Spes.torque hyd.motor	1 150	Nm/bar				teknisk data	Hagglunds manual
15	Normal total virkningsgrad	0,97				η	teknisk data	Hagglunds manual
16	Normal Hyd.virkningsgrad	0,985				η	teknisk data	Hagglunds manual
17	Nødvendig akslerasjon lag r	1,00	m/s2	1,56	rad/s2	a	krav	
18	Gjennomsnittlig RPM	10	RPM			n	Forslag	For å kalkulere lagerlevetid
19	Maksimal RPM ved lag "n"	31,3	RPM			n	ved krav	For å oppnå krav til wirehastighet
20	Displasement	72241	cm3/rev				teknisk data	Hagglunds manual
21	Egenvekt av motor og arm	5065	Kp			m	teknisk data	Hagglunds manual
Kobling og Bolter								
22	Friksjonskoeffisient	0,2				η	Erfaringsverdi	
23	Tillatt spenning i bolt	640,0	N/mm2	type 8.8		σ _{ill}	Maskindeler bok	Fasthetsklasse 8.8
24	Sikkerhet mot glidning	2,0				η _s	Forslag	
25	Antall bolter	16,0				n	Forslag	
26	Diameter på kobling	0,682	m			D	Tekniske data	Hagglunds manual
Beregningsverdier								
	Navn	Verdi	Enhet	Alternativt	Enhet	Symbol	Referanse	
27	Ytre diameter trommel. Fra rørkatalog 48"	1,219	m			D	Forslag	Stavanger rørhandels katalog
28	Sikkerhetsfaktor aksel	3,00				X	Forslag	Typisk verdi for lowspeed utstyr
29	Ønsket wirekraft ved lag 1	45000,00	Kp	276127	Nm	T	Kraft*arm	Dette er dimensjonerende kraft.
30	Lengde på trommel	1,50	m			L	Forslag	
31	Akseltapp lengde fra trommelvegg til senter lager	0,50	m			l	Forslag	Beregnet for drivende side
32	Akseltapp lengde fra motor flens til senter av lager	0,50	m			l	Forslag	Gjelder kun drivende side
33	Wire diameter	0,032	m			d	krav	
34	Trommelvegg diameter	1,83	m			D	manuellt	Beregnet ut i fra DNV krav
*obs. Mange av dataene er beregnet på hvilket wirelag "n" som ligger på trommelen!!								
35	Wire Lag n på trommel	1		n≠0 !!		n	Justerbar verdi	Her legges det inn ønsket lag.

Beregnete verdier							
	Navn	Verdi	Enhet	Alternativt	Enhet	Symbol	Referanse
Wire							
36	Wirevekt oppspolt på trommel ved lag "n"	628,3	Kp			m	
37	Wirelengde oppspolt på trommel ved lag "n"	179,5	m			l	
38	Wirelengde i havet ved "n"	1320,5	m			l	
39	Vekt av wire i havet ved "n"	3559,7	Kp				
40	Ytre trommel+wire diameter ved lag "n"	1,283	m			D	
41	Wirekraft trommel ved lag n, (med vekt av wire i havet)	48560	Kp	297970	Nm	T	Kraft beregnet ut fra senter av wire. (r + d/2)
42	Sikkerhetsfaktor d/D, lag "n"	38,1				X	d/D "knekk diameter"
Trommel							
43	Utvendig wiretrykk på trommelrør ved lag "n"	23 799 497	Pa	238,0	Bar	p	17 Jevntfordelt trykk fra wire over hele trommellengde
44	Veggtykkelse trommelrør	0,0239	m	2,39	cm	t	19 Fra kollapstrykk formel
45	Indre diameter trommelrør	1,171	m			d	D-2t
46	Trommelvegg tykkelse DNV	0,078	m			t	21 Etter DNV sin beregningsmodell,85% av Re
47	Trommelvegg tykkelse	0,025	m			t	forslag Foreslått tykkelse med avstivere.
48	Vridningsdeformasjon	0,0002	Rad	0,0098	grad	y	7
49	Vekt trommelrør	1056,5	Kp			m	V*p
50	Vekt 2 vegger	1033,7	Kp			m	V*p
51	Vekt trommelrør+wire,lag"n"	1684,8	Kp			m	V*p
52	Vekt totalt med wire,lag"n"	2718,5	Kp			m	V*p
53	Nedbøyning med wire,lag"n"	0,0000017	m	0,0017	m.m	y	9 Jevnt fordelt vekt av trommel og wire
54	Nedbøyning med wire+kraft	0,00001	m	0,0117	m.m	y	9 Kraft i midten av trommel + jevntfordelt vekt
55	Bøyemoment ved "n"	183639,3	Nm				23 Kraft i midten av trommel + jevntfordelt vekt
Trommel alternative verdier							
56	Sikkerhetsfaktor trommel	4,00				X	Forslag Justerbar for jamnspenningsformel
57	Indre Diameter på trommel	1,212	m			d	5 Jamnspenningsformel
58	Veggtykkelse trommel	0,004	m			t	(D-d)/2
59	Trommelrør tykkelse DNV	0,004	m			t	20 Etter DNV sin beregningsmodell,85% av Re
Akseltapper							
60	Akseldiameter (DTMA arm)	0,308	m			D	4 Fra jamnspenningsformel solid aksel
61	Akseldiameter (TMA arm)	0,340	m			D	4 Fra jamnspenningsformel solid aksel
62	Vridningsdeformasjon	0,00205	Rad	0,1177	grad	α	6
63	Vekt 2 akseltapper	585,9	Kp			m	V*p
64	Nedbøyning trommelvekt	0,000006	m	0,006	m.m	y	8 Beregnet kun med vekt av trommel og wire.
65	Nedbøyning av tapp pga vekt og wirekraft	0,000220	m	0,220	m.m	y	8 Beregnet med kraft + vekt vertikallrettet. Wirekraft ved trommelvegg + halv egenvekt
66	Nedbøyningsvinkel trommel + akseltapps nedbøyning	0,0254	grad				Lovlig nedbøyning for vanlig rullelager er 2 vinkelminutt eller 2/60 = 0,05 grader
67	Bøyemoment drivside tapp ved lag "n" med DTMA arm	269696,2	Nm			Mb	22 Vertikalrettet kraft.Wirekraft ved trommelvegg + halv egenvekt trommel + motorvekt
68	Bøyemoment drivside tapp ved lag "n" med TMA arm	388884,2	Nm			Mb	22 Vertikalrettet kraft.Wirekraft ved trommelvegg + halv egenvekt trommel + motorvekt + bøyemoment fra momentarm ved motorsenter

Akslerasjon av trommel								
69	Massetregningsmoment ved lag "n"	1060,6	kp m2			I	12+13	Kalkulert verdi av den totale masse ved lag "n" (Trommel, skinker, tapper, wire)
70	Trykkdifferanse over motor for å oppnå nødvendig akslerasjon ved lag "n"	1,5	Bar			dP	15+16	
70	Nødvendig wirekraft differan	1757,1	Nm	1404,6	N			Omregnet til differanse i wirekraft
Lagervalg (DTMA arm)								
71	Kraft på hvert lager ved "n"	489704,8	N			F (P)	Beregnet	Beregnet med kraft + vekt vertikallrettet. Wirekraft beregnet ved trommelvegg
72	Omdreiningar ved 50000h	3000000,0	O			O	Beregnet	Totalt antall omdreiningar ved gjennomsnitt
73	"p" faktor rullelager SKF	3 1/3				p	SKF	Oppgitt i SKF katalog
74	"C" faktor SKF katalog	1358534,7	N			C	26	Etter SKF sin formel
75	Lagertype er da:	SKF 23172 CACK/W33 som har "C" faktor = 374000N						For 340mm aksel
	"C" faktor ved bruk av "TMA" torsjonsarm	1771847	N					
Lagerhusvalg								
76	Valgt lagerhus er: SKF SDJC 3172 FTS							For 340mm aksel
Kobling motor / trommel								
77	Friksjonskoeffisient	0,2				η		Erfaringsverdi
78	Tillatt spenning i bolt	640,0	N/mm2	type 8.8		σtill	Tabell	Fasthetsklasse 8.8
79	Sikkerhet mot glidning	2,0				ηs		Erfaringsverdi
80	Antall bolter	16,0				n	Forslag	
81	Hullsirkeldiameter på kobling	0,630	m			d	Tekniske data	Hegglund MB1150 er utstyrt med denne
82								
83	Forspeningskraft bolt Fi	576087,2	N			Fi	24	
84	Spenningsareal pr. bolt	900,1	mm2			As	25	
85	Velger 1 1/2" Bolt som har har As=907mm2 , As for M39=976 mm2							
Dimensjonering av akkumulator								
86	Kompenseringslengde drift	8	m			L	Krav	Maksimal kompenseringlengde av wire
87	Sikkerhetsfaktor	2				X	Forslag	For å beregne ekstra volum i akkumulatorer
88	Nødvendig volum	0,302	m3	302		V		Nødvendig volum i stempelakkumulator
89	Volum av 3" rør + 1" rør	1,08	m3	1077		V		Beregnet ved punkt 25. Rørlengde
Strømningsberegninger (Trykktapsberegning)								
Felles Verdier								
90	Densitet hydraulikk olje	850,0	kg/m3			ρ	Tabell	Typisk egenvekt
91	Viscositet hydraulikk olje	40,0	cST	0,00004	m2/s	v	Anbefalt	Kinematisk viscositet (1 cSt=10exp-6 m2/s)
92	Volumstrøm gjennom motor ved maksimal RPM	0,0377	m3/s	37,7	l/s	qv		For å oppnå krav til wirehastighet
93	Maksimalt trykk i rørlørdning	30 000 000	Pa	300	Bar	P	Valgt	Nødvendig for å beregne veggykkelse
94	Hydraulikk rør max stress	239 000 000	Pa	API 5L - X52		σ	Tabell	Karbon stål rør - sømløst
Dimensjonering av grenlinjer til 1 stk winch (Ved maksimal hastighet) (2"=60,3 , 3"=88,9)								
95	Ytre rørdiameter	0,0889	m			D	Valgt	Velger 3" rørlørdning
96	Veggykkelse	0,0053	m			t	27	Beregnet ut fra TBK5 formler
97	Indre rørdiameter	0,078	m			d		Nærmeste er 3" schedule60 rør
98	antall m rør	25	m			n	Forslag	
99	Strømningshastighet i rør	7,8	m/s			v		
100	Reynoldstall	15 318				Re	28	Turbulent Strøm
101	Friksjonskoeffisient rør	0,0284				λ	29	Bruker den forenklete Blasius formel
102	Trykktap dP rør	235 114	Pa	2,4	Bar	dp	30	
Beregning av nødvendige akkumulatortrykk								
103	Maks trykktap i motor	900 000	Pa	9,0	Bar	dp	Tekniske data	Hagglunds manual
104	Sikkerhetsfaktor ladetrykk	1,4				X		For å legge til ekstra volum
105	Ladetrykk	800 000	Pa	8	Bar	p	Tekniske data	Avleses av tabell
106	Korrigert ladetrykk	1 449 159	Pa	14,5	Bar	p	(99+102)*101	Samme som lavtrykks akkumulator trykket
107	Nødvendig trykk til motor	29 296 051	Pa	293,0	Bar	p		Samme som høytrykks akkumulator trykket

Vedlegg 2 - Formelreferanse

Symbol	Merknad	enhet	Symbol	Merknad	enhet
D	Ytre diameter	m	E	Elastitetsmodul	
d	Indre diameter	m	G	Skjærmodul	
L	Lengde	m	F	Wirekraft eller jevnt fordelt last	N
M_b	Bøyemoment	Nm	Re	Flytegrense	Pa
T, M_v	Vrimoment	Nm	α	Vinkel i radianer	Rad
J	Treghetsmoment		m	masse	Kg
I_p	Polart treghetsmoment		r	radius	m
Δp	Trykkdifferanse	Pa	a	vinkelakslerasjon	
p	Trykk	Pa	t	Tykkelse eller veggtykkelse	m

Jamspenningsformler med hensyn på bøye og torsjonsmomenter.

Vi setter $\alpha=0,6$ siden dette er saktegående maskineri. (utmattingskorrigering)

1. Grunnformel for sylindrisk aksel. (akseltapp):
$$\sigma_{jf} = \frac{\sqrt{(M_b)^2 + 0,75 \cdot (\alpha \cdot M_v)^2}}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}}$$

2. Grunnformel for hul aksel. (trommel):
$$\sigma_{jf} = \frac{\sqrt{(M_b)^2 + 0,75 \cdot (\alpha \cdot M_v)^2}}{\frac{\pi \cdot D^4 - d^4}{32 \cdot D}}$$

3. Ved beregning settes $\sigma_{jf} = \sigma_{tillatt}$:
$$\sigma_{till} = \frac{Re}{X} \quad , X = \text{sikkerhetsfaktoren}$$

4. Formel 1+3 løst med hensyn på dia.:
$$D_{tapp} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot X \cdot \sqrt{(M_b)^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot M_v)^2}}{Re \cdot \pi}}$$

5. Formel 2+3 løst med hensyn på diameter:
$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{32 \cdot D \cdot X \cdot \sqrt{(M_b)^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot M_v)^2}}{Re \cdot \pi}}$$

Formler for å beregne vridningsdeformasjonen av aksler og trommel.

6. For å finne vridning av akseltapper:
$$\alpha = \frac{T \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{T \cdot l_{tapp} \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot D_{tapp}^4}$$

7. For å finne vridning av trommel:
$$\alpha = \frac{T \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{T \cdot l \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}$$

Formler for å finne nedbøyning av akseltapper og trommel. Ved beregning på akseltapper betraktes den mellomliggende trommel som et stivt legeme og da kan egenvekt av trommel og wirekrafts innvirkning på nedbøyning av akseltapp finnes direkte.

8. Nedbøyning av akseltapper: $y = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J} = \frac{F \cdot l^3 \cdot 64}{3 \cdot E \cdot \pi \cdot D^4}$, ($J = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$)

9. Nedbøyning av trommel: $y = \frac{5 \cdot F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J} = \frac{5 \cdot F \cdot l^3 \cdot 64}{48 \cdot E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}$, ($J = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64}$)

Formler for å bestemme wirelengder og diametre oppspolt på trommel ved lag n. (n≠0)

10. For å finne wirelengde på trommel ved lag n: $L_{wire} = \frac{n \cdot D_{trommel} + n \cdot (n-1) \cdot L_{trommel}}{d_{wire} \cdot \pi}$

11. For å finne ytre wirelag diameter ved lag n: $D_{wirelag} = D_{trommel} + (n-1) \cdot 2 \cdot d_{wire}$

Formler for å bestemme massetregghetsmomenter og nødvendig hydraulisk motortrykk

12. Massetregghetsmoment for hul sylinder (trommel & wirelag): $I = m \cdot r^2$

13. Massetregghetsmoment for massiv sylinder (vegger & tapper): $I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2$

14. Moment av roterende masse: $\Sigma M = I \cdot \alpha$

15. For å finne momentbehov til winch trommelen ved spesifisert akslerasjon kombineres ligning 13+14+15: $\Sigma M = ((m_{wire} \cdot r_{wire}^2) + (m_{rør} \cdot r_{rør}^2) + (\frac{1}{2} \cdot m_{vegger} \cdot r_{vegger}^2) + (\frac{1}{2} \cdot m_{tapper} \cdot r_{tapper}^2)) \cdot \alpha$

16. For å finne nødvendig Δp over motor deles formel 15 på oppgitt spesifikk torque

Formler for å finne utvendig trykk på trommel rør og for å finne trommelens veggtykkelse

17. Wirens radialkraft på trommel rør uttrykt i trykk: $p = \frac{2 \cdot F}{d_{wire} \cdot D}$

18. Kritisk kollapstrykk av et rør: $p = \frac{2,6 \cdot E \cdot (\frac{t}{D})^{2,5}}{L \cdot D}$

19: Ligning 17 og 18 løst på tykkelsen: $t = D \cdot (\frac{2 \cdot F \cdot L}{2,6 \cdot d_{wire} \cdot D^2 \cdot E})^{\frac{1}{2,5}}$

Det Norske Veritas sine formler for å beregne veggtykkelser i en trommel.

20. DNV's formel for trommel rør tykkelse: $t_{av} = \frac{C \cdot S}{0,85 \cdot P \cdot Re}$

$C = 1,75$ for mer enn 1 lag, S = wirekraft i N, P = senter avstand mellom wirer over trommel.

21. DNV's formel for trommelvegg tykkelse: $t_{av} = \frac{3 \cdot D \cdot p_f}{2 \cdot \sigma_h}$

D = trommel vegg ytre diameter, $p_f = \frac{1}{3}$ av p i [17], $\sigma_h = 0,85 \cdot Re$

Formler for å finne bøyemoment på akseltapper og trommel

22. Bøyemoment på akseltapp: $M_b = F_{wire} \cdot L_{tapp} + \frac{m_{trommel} \cdot 9,81}{2} \cdot L_{tapp}$

Nedbøyningen som sum av wirekraft ved trommelveggen og halve trommelens egenvekt med wire, på akseltapp.

23. Bøyemoment på trommel: $M_b = \frac{F_{wire} \cdot L_{trommel}}{4} + \frac{m_{trommel} \cdot L_{trommel}}{8}$

Nedbøyningen som sum av wirekraft midt på trommel og jevnt fordelt vekt av trommel med wire på.

Formler for å finne krefter og diametre for boltene til koblingen mellom motor og trommel

24. Forspenningskraft til bolt: $Fi = \frac{F_1 \cdot n_s}{\eta \cdot N}$, $F_1 = \frac{F_{wire} \cdot r_{trommel}}{r_{kobling}}$

Fi= forspenningskraft, n_s = sikkerhet mot glidning, η = friksjonskoeffisient, N= antall bolter

25. Spenningsareal til bolt: $As = \frac{Fi}{\sigma_{till}}$, deretter brukes tabell for å finne dimensjon på bolt.

Formler for å finne C faktor til SKF lagre

26. C-faktor: $C = P \cdot L_{10}^{\frac{1}{p}}$, P= wirekraft siden ingen aksielle krefter.

L_{10} avgjøres av hvilken gjennomsnittets omdreining som settes for winchen.

Formel for å finne veggtykkelse hydraulikk rør

27. Etter TBK5: $t = \frac{D \cdot p_{max}}{(2 \cdot \sigma_{stress}) + p_{max}}$

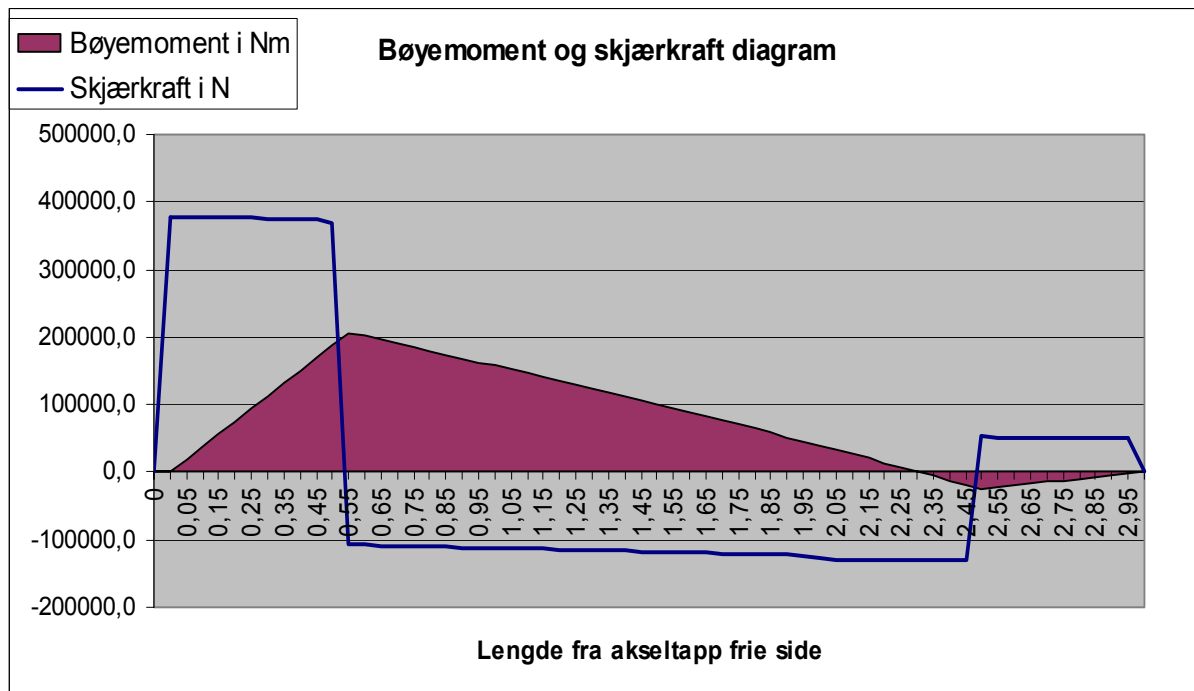
Formel for å finne trykktap i rør lengde.

28. Reynoldstall finnes av: $Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{\text{Strømningshastighet} \cdot \text{Indre diameter}}{\text{Kinematisk viskositet}}$

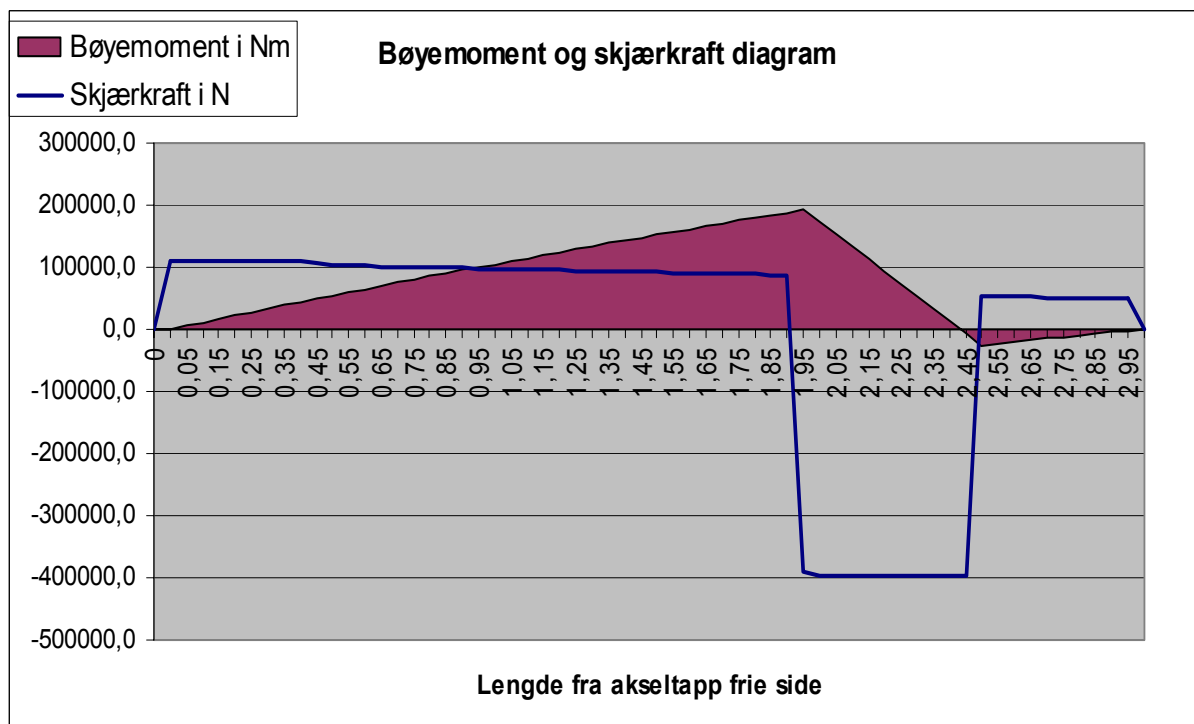
29. Friksjonsfaktor etter den forenklete Blasius faktor: $\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$

30 Trykktap finnes av: $\Delta p = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho \cdot v_m^2}{2 \cdot d}$, l = rør lengde, v_m = middelhastighet i røret

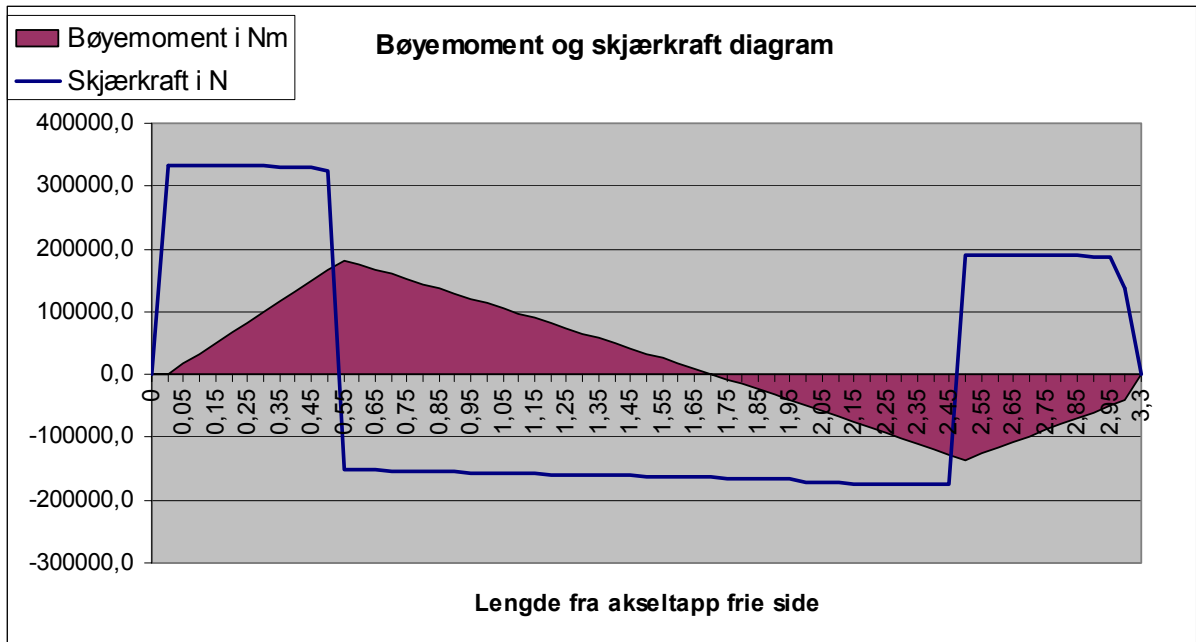
Vedlegg 3 – Bøyemomentdiagrammer



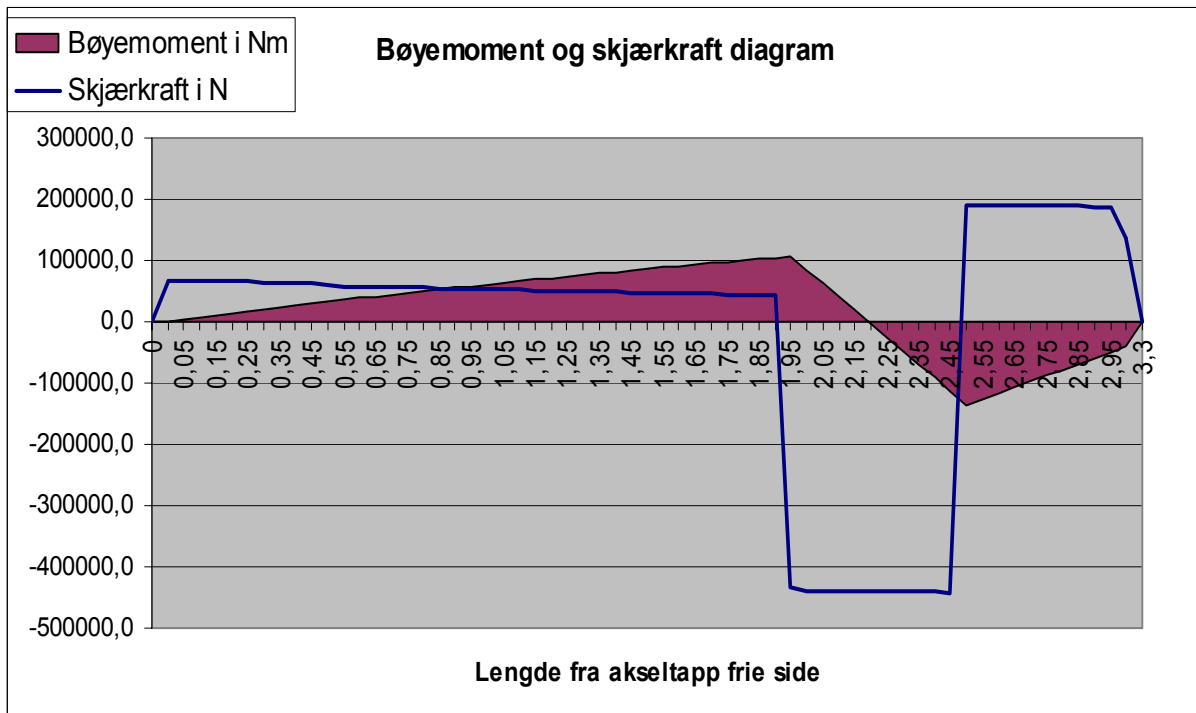
Figur V3.1 Wirekraft virkende ved trommelvegg fri side (DTMA arm)



Figur V3.2 Wirekraft virkende ved trommelvegg driv side (DTMA arm)



Figur V3.3 Wirekraft virkende ved trommelvegg fri side (TMA arm)



Figur V3.4 Wirekraft virkende ved trommelvegg driv side (TMA arm)

Vedlegg 4 – MB 1150 motor og winch simulerings data

DATA HYDRAULIC MOTOR 1,5 meter lengde trommel, 1st. lag (design)

Motortype:	Marathon MB 1150				
Number of motors:	1				
Connection:	2-port				
Displacement:	72,241 l/rev				
Specific torque:	1149,7 Nm/bar				
Oil, loop:	ISO VG 68 at 40 °C = 68 cSt				
Oil, case:	ISO VG 68 at 40 °C = 68 cSt				
Output torque	[Nm]	276200	276200	276200	276200
Speed	[rpm]	0,1	5	15	30,5
Relative time	[-]	1	1	1	1
Output power	[kW]	2,9	144,6	433,9	882,2
High pressure	[bar]	263,9	258,1	261,2	271,8
Charge pressure	[bar]	15	15	15	15
Flow rate	[lpm]	10,9	367,1	1094,2	2220,8
Case drain flow	[lpm]	3,84	3,7	3,75	3,93
Volumetric eff.	[-]	0,643	0,977	0,984	0,985
Hydromech. eff.	[-]	0,965	0,988	0,976	0,936
Overall eff.	[-]	0,62	0,965	0,96	0,922
Motor life L10	[h]	420000	42000	42000	31000
Tot. overall eff.	[-]	0,936			
Tot. motor life L10	[h]	49000			

DATA HYDRAULIC MOTOR 1,5 meter lengde trommel, 1st lag (normal)

Motortype:	Marathon MB 1150				
Number of motors:	1				
Connection:	2-port				
Displacement:	72,241 l/rev				
Specific torque:	1149,7 Nm/bar				
Oil, loop:	ISO VG 68 at 40 °C = 68 cSt				
Oil, case:	ISO VG 68 at 40 °C = 68 cSt				
Output torque	[Nm]	153500	153500	153500	153500
Speed	[rpm]	0,1	5	13	27,5
Relative time	[-]	1	1	1	1
Output power	[kW]	1,6	80,4	209	442
High pressure	[bar]	153,8	150,4	152,7	161,5
Charge pressure	[bar]	15	15	15	15
Flow rate	[lpm]	8,9	364,1	944,1	1995
Case drain flow	[lpm]	1,79	1,74	1,77	1,87
Volumetric eff.	[-]	0,792	0,988	0,991	0,992
Hydromech. eff.	[-]	0,962	0,986	0,97	0,911
Overall eff.	[-]	0,762	0,974	0,961	0,904
Motor life L10	[h]	990000	410000	670000	560000
Tot. overall eff.	[-]	0,927			
Tot. motor life L10	[h]	660000			

BASICS

CALCULATION OF WINCH DRUM:

Project: Drum length 1,5 meter load iht design

Use this work sheet in the following way:

- 1 Input in yellow cells:
- 2 Calculated values in blue cells
- 3 Use (,) as decimal points

Add min. 10% on drum length when growed drums

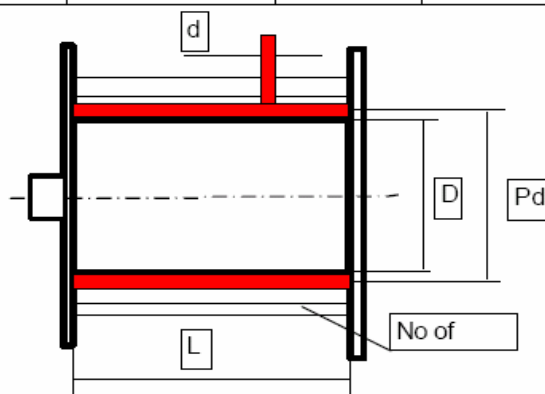
Calculate sheave efficiency as 98 % when roller bearings is used.

Calculate sheave efficiency as 92 % when plain bearings is used.

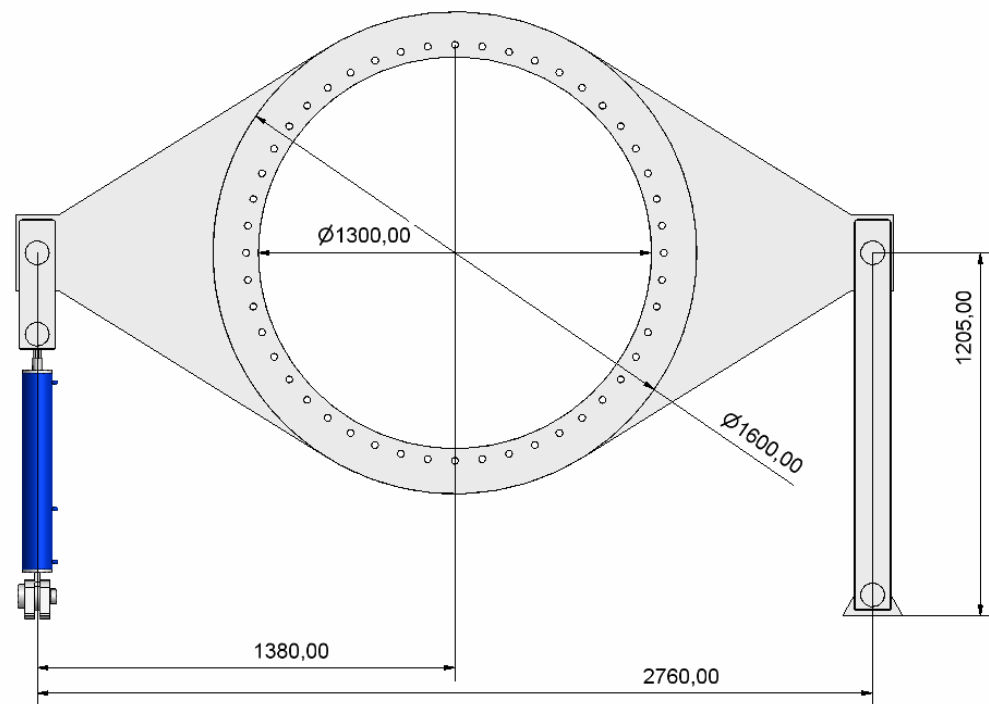
$D/d < 18 =$ short wire life

$D/d > 22 =$ long wire life

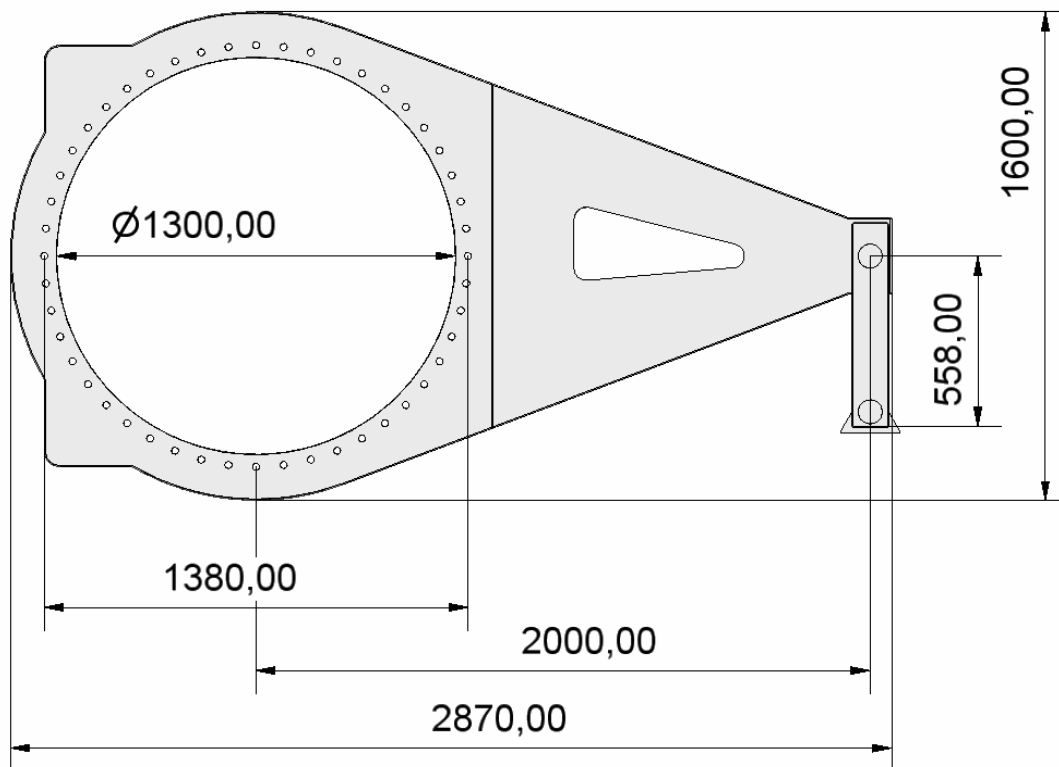
	<u>Inputs</u>	<u>Results:</u>
Max. line pull in metric ton:	45	
Linepul in Newton		441450
Max. wire speed in m / min.	120	
Max wire length in m:	1500	
Wire diameter d in mm:	32	
Min. drum diameter D in mm:	1219	
Drum length L in mm:	1500	
D/d - value.		38,09375
Max. no of layers:		7,41
Pitch diameter at layer:	1	1251
Input torque needed in Nm at layer according to E28:		276126,98
Drum speed in rpm at layer according to E28:		30,53
Drum revs needed for upwinding of max wire length		330,99
Max. input power in kW		882,83



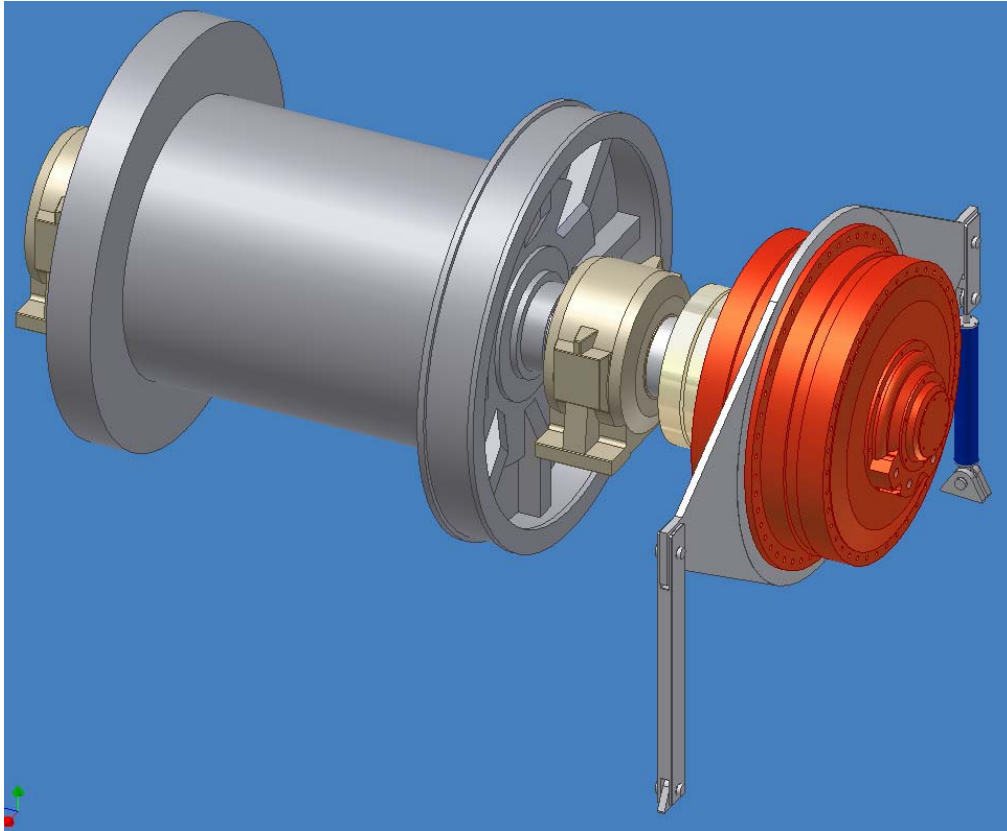
Vedlegg 5 - Egenproduserte winch tegninger



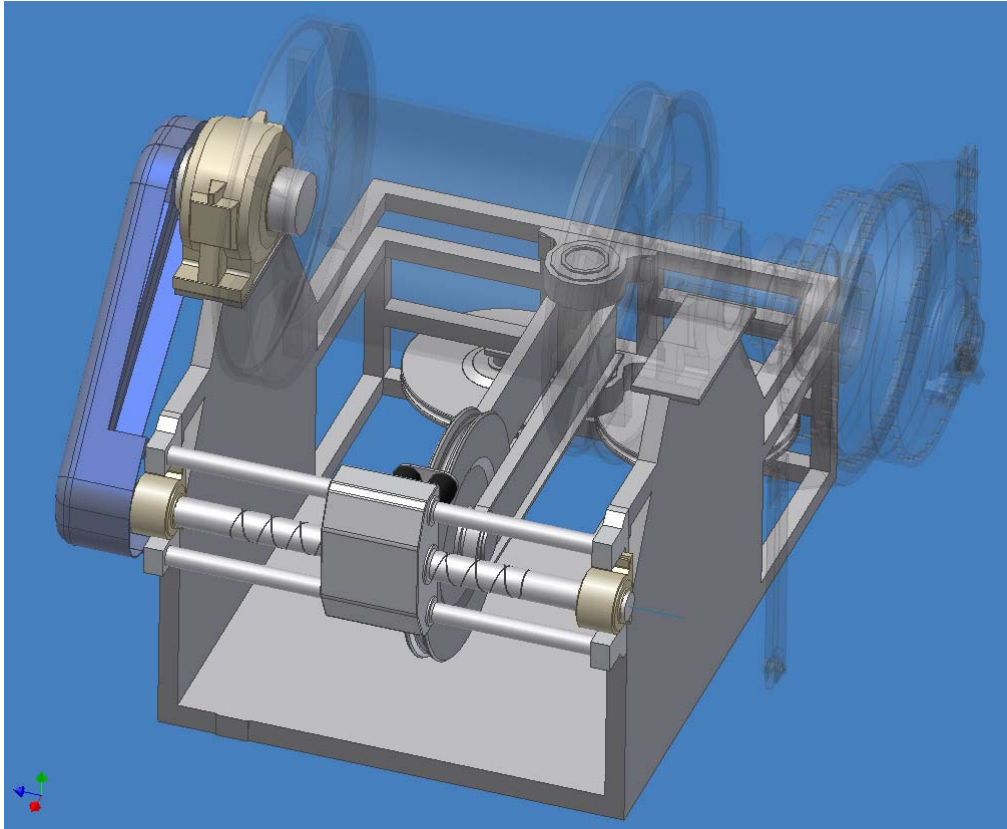
Figur V5.1 Torsjonsarm DTMA 1150 med hydraulisk kompensering.



Figur V5.2 Enkel torsjonsarm TMA 80 for bruk til Marathon MB 1150.



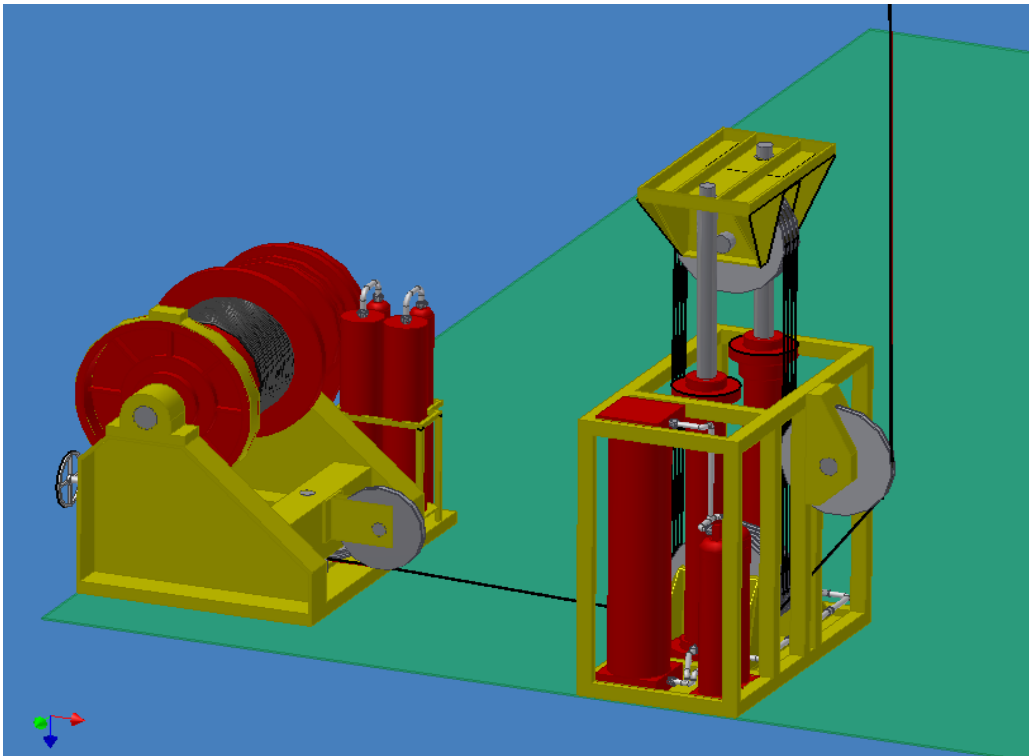
Figur V5.3 Basisløsning for hydraulisk winch



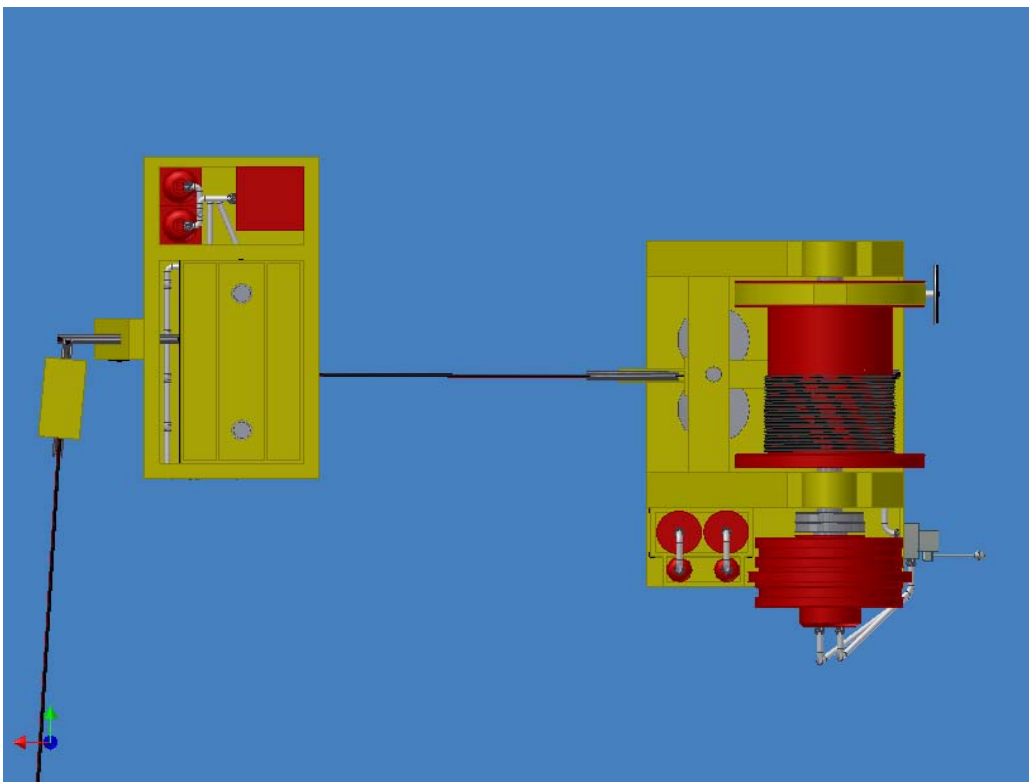
Figur V5.4 Trinseløsning, detalj.

Vedlegg 6 – Størrelse sammenligning av winch og sylinderalternativet

Bildene under viser en sammenligning av størrelsen på de 2 alternativene som vi har gjennomgått. Med alle komponentene plassert ser vi at ved å bruke direkte drift med winch sparer vi en del plass.



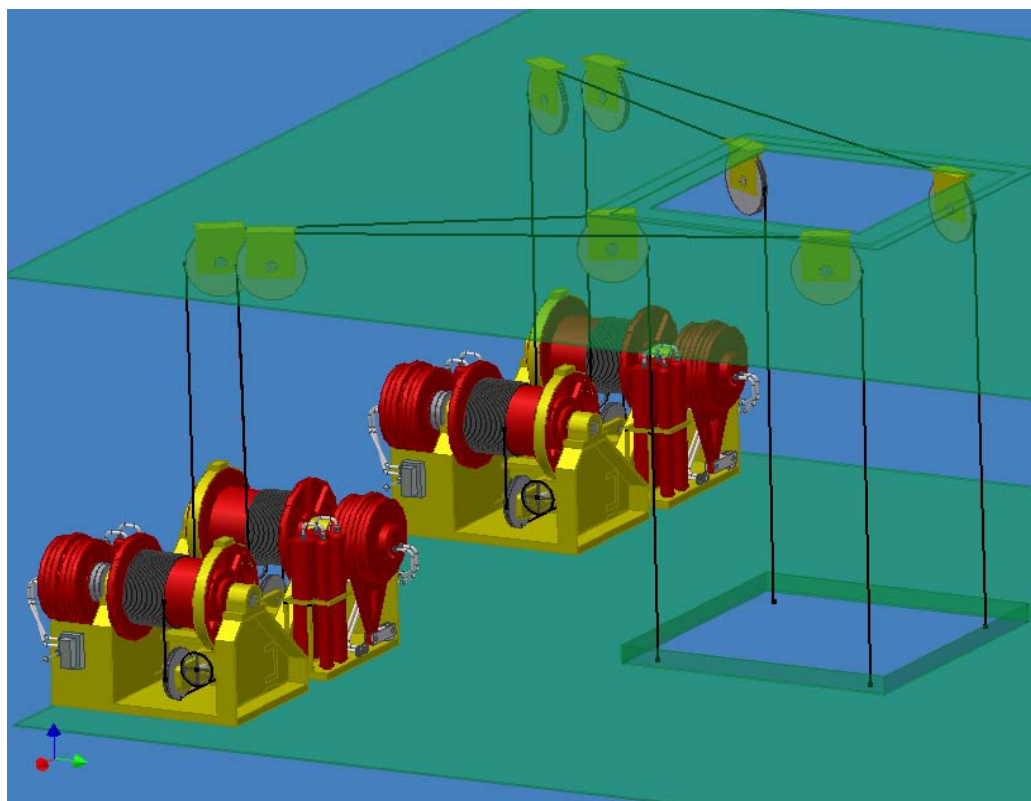
Figur V 6.1 Størrelsessammenligning



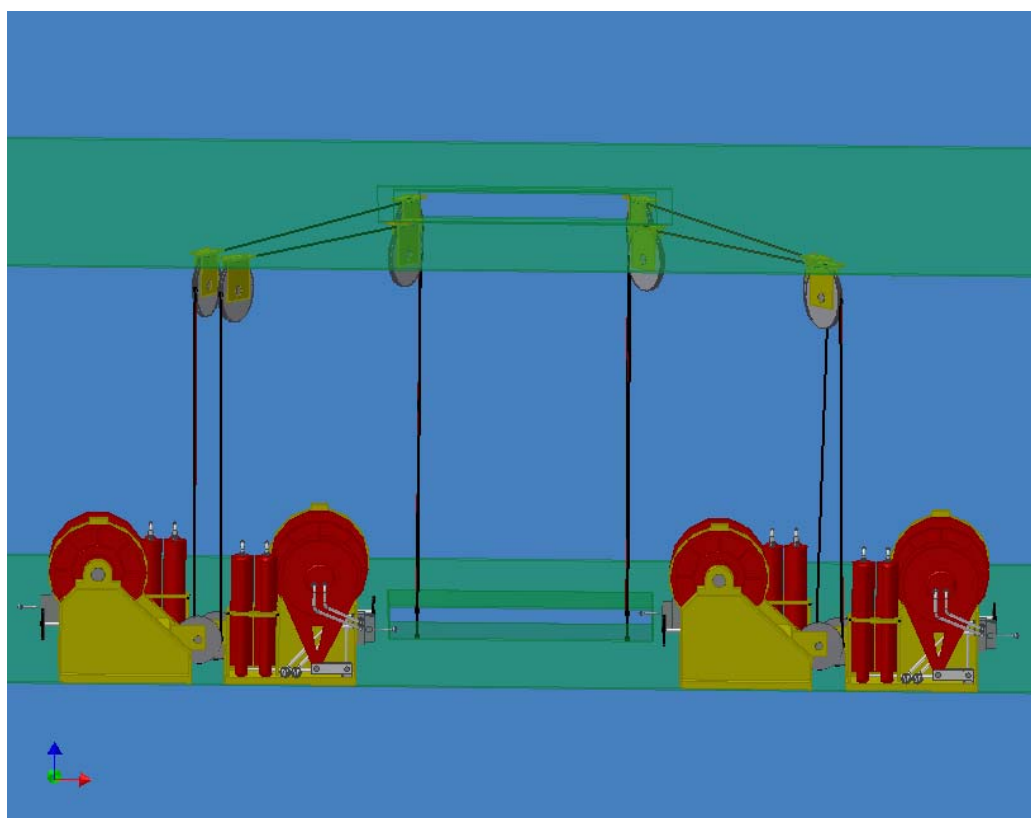
Figur V 6.2 Størrelsessammenligning

Vedlegg 7 – Eksempel på winch montering rundt en 5x5m moonpool

Bildene under viser hvordan winchene kan arrangeres samt hvordan styrelinene kan ledes til moonpool.



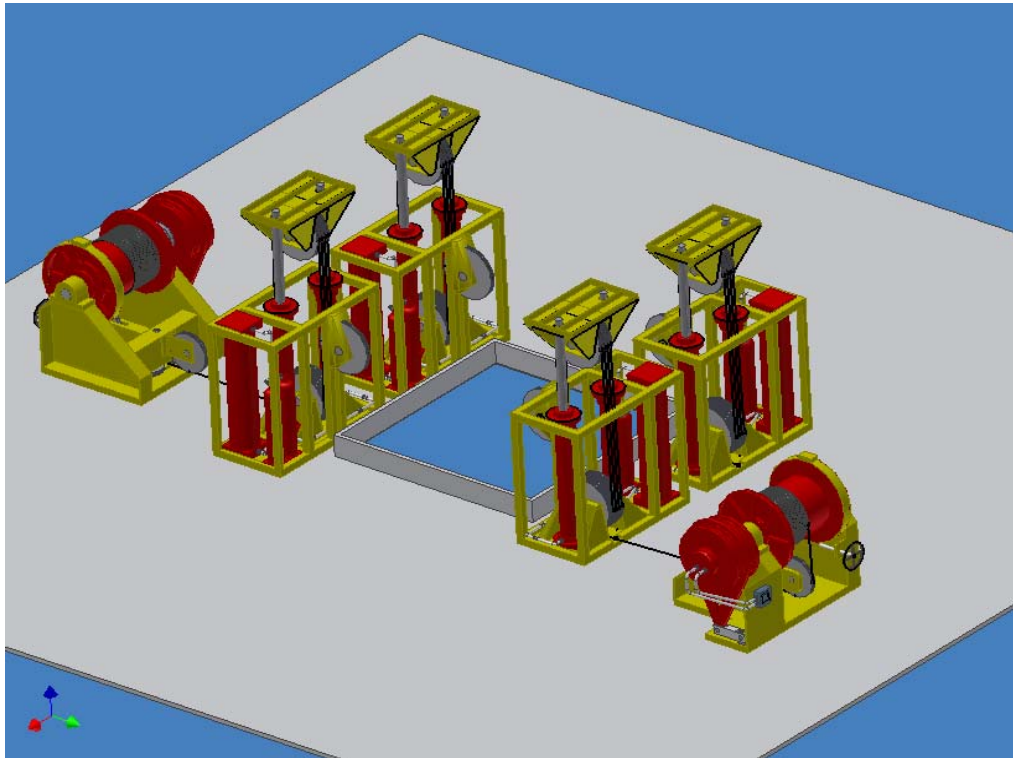
Figur V 7.1 Monteringsdetaljer



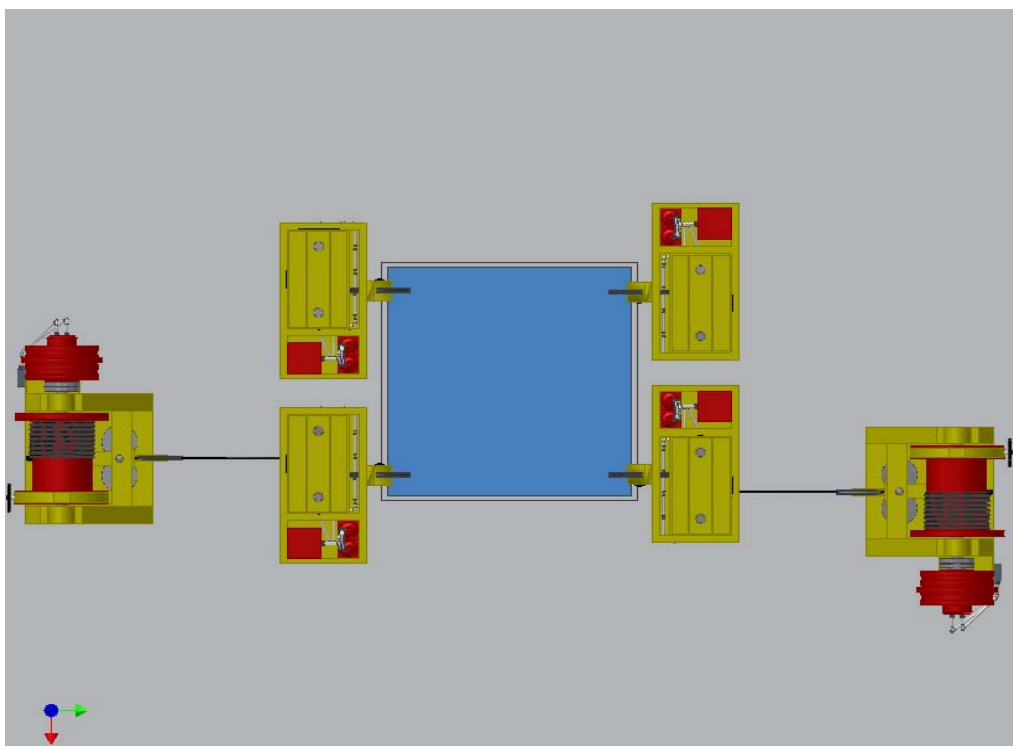
Figur V 7.2 Monteringsdetaljer

Vedlegg 8 – Arrangementsløsning med 2-sylinderkompensator og oppspolingswincher.

Flere bilder som viser hvordan sylinderkompensatorer og oppspolingswinch kan plasseres etter Imenco AS sitt konsept. Vi ser hvor mye plass som løsningene bruker rundt en 5x5 m moonpool.



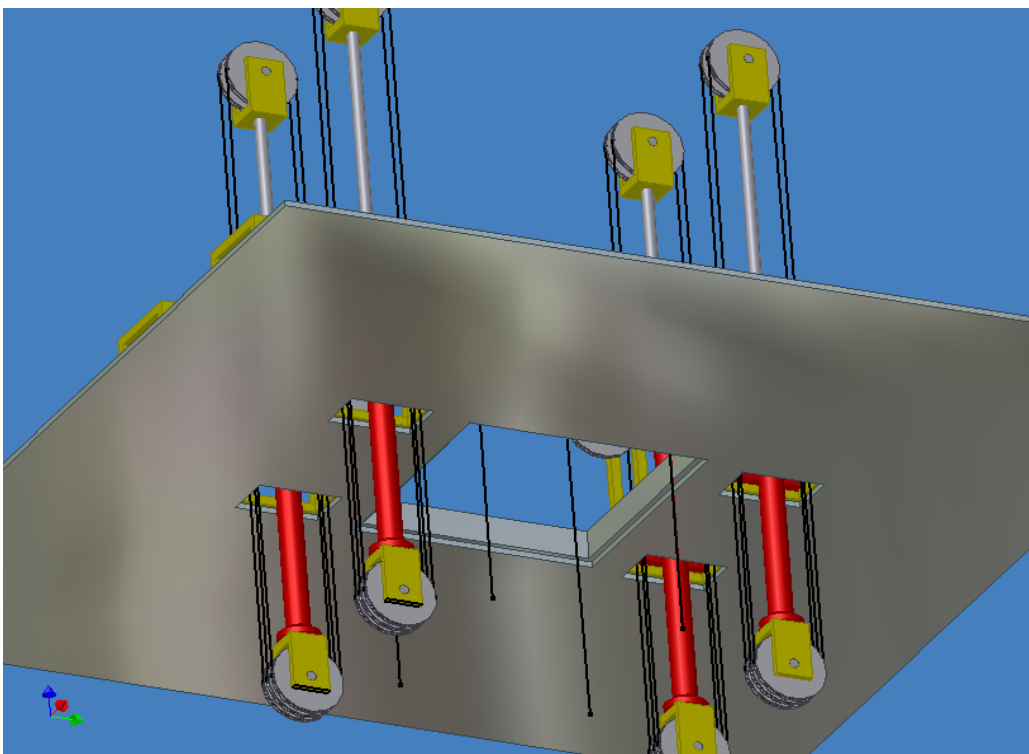
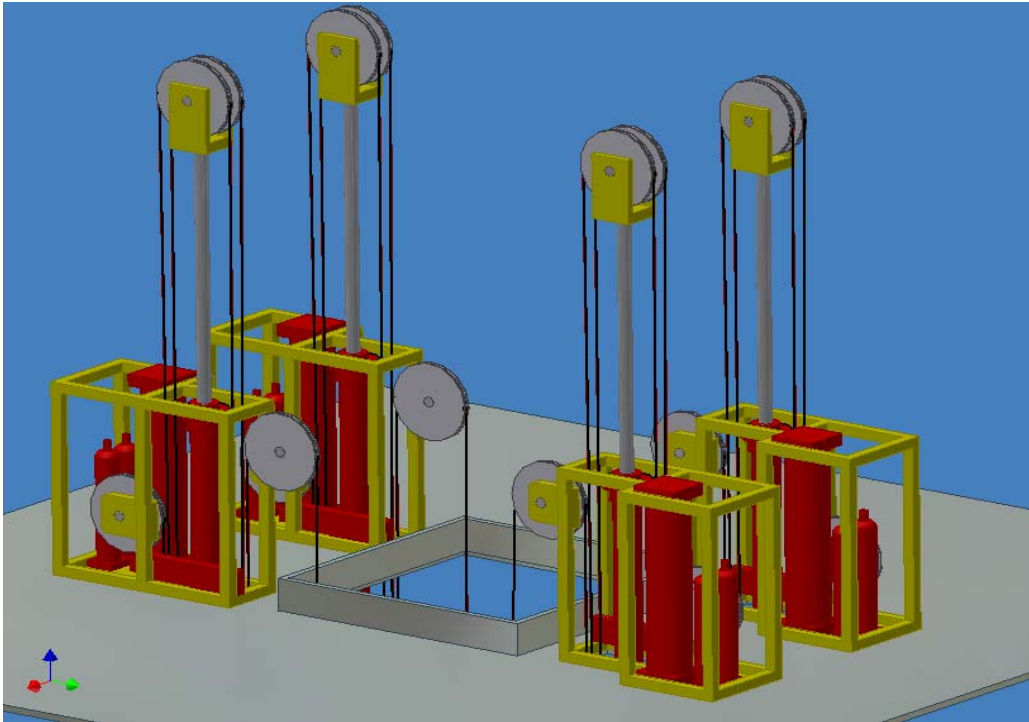
Figur V 8.1 Monterningsdetaljer



Figur V 8.2 Monterningsdetaljer

Vedlegg 9 – Eksempel på 1-sylinder alternativet rundt en 4x4 m moonpool

Figurene viser 4 sylinderkompensatorer montert rundt moonpool etter Imenco AS prinsipp. Sylinderne har 5 m slaglengde og må monteres gjennom dekket for å få dem til å passe inn. De kan gjerne monteres andre egnede plasser også. Hver kompensator er utstyrt med 7 trinser for at wiren skal gå enkleste rute fra oppspolingswinch gjennom kompensator til moonpool.



Figur V 9.2 Monteringsdetaljer