



# Høgskulen på Vestlandet

## Bacheloroppgave Maskin

ING3039

### Predefinert informasjon

<b>Startdato:</b>	30-04-2018 20:20	<b>Termin:</b>	2018 VÅR
<b>Sluttdato:</b>	09-05-2018 12:00	<b>Vurderingsform:</b>	Norsk 6-trinns skala (A-F)
<b>Eksamensform:</b>	Bacheloroppgave med muntlig presentasjon/eksaminasjon		
<b>SIS-kode:</b>	203 ING3039 1 PRO-1 2018 VÅR		
<b>Intern sensor:</b>	(Anonymisert)		

### Deltaker

<b>Navn:</b>	Enok Nærland
<b>Kandidatnr.:</b>	14
<b>HVL-id:</b>	137642@hvl.no

### Informasjon fra deltaker

**Tittel \*:** Giret klasse 4-7 momentadapter for bruk i ROV underuansoperasjoner

**Tro- og loverklæring \*:** Ja **Inneholder besvarelsen Nei**  
**konfidensiell materiale?:**

**Jeg bekrefter at jeg har Ja**  
**registrert oppgavetittelen**  
**på norsk og engelsk i**  
**StudentWeb og vet at**  
**denne vil stå på**  
**vitnemålet mitt \*:**

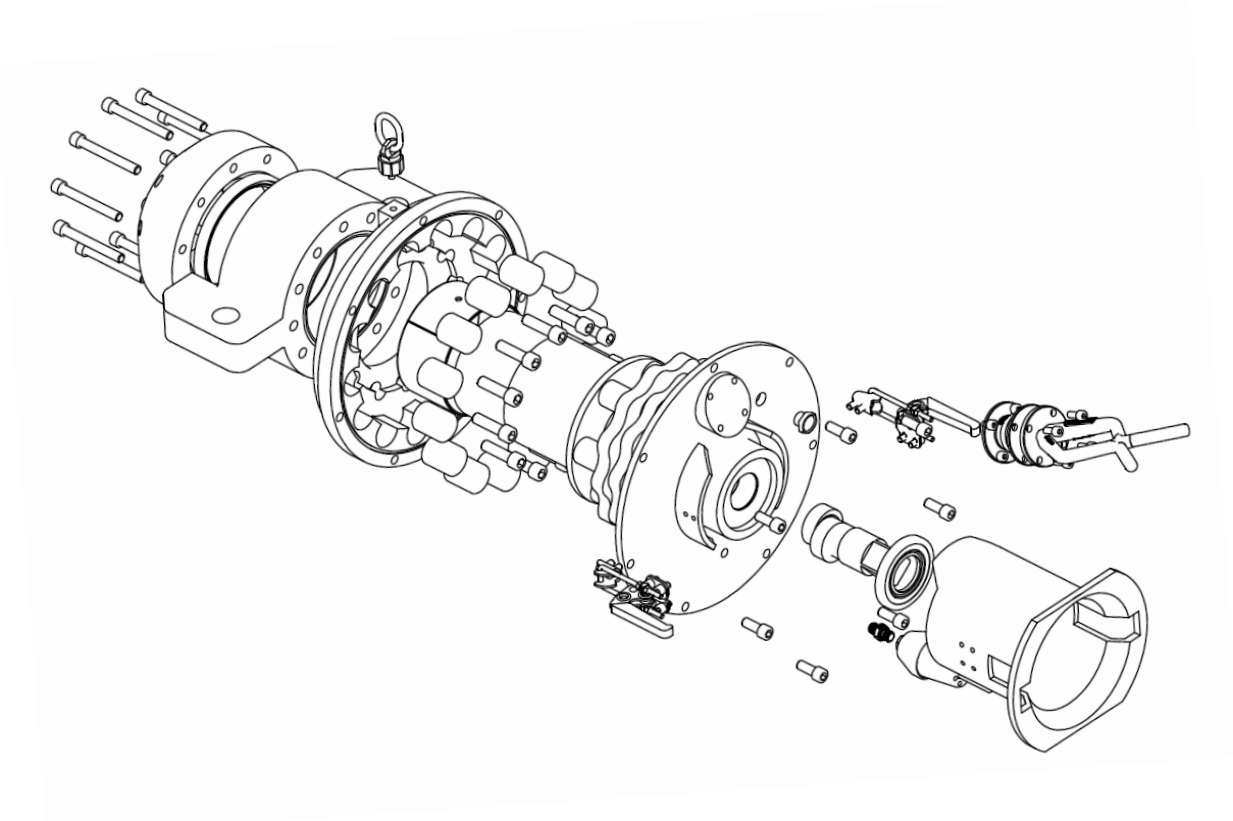
### Gruppe

<b>Gruppenavn:</b>	Team Strong
<b>Gruppenummer:</b>	9
<b>Andre medlemmer i gruppen:</b>	David Tjemsland, Jill Susann Solen Hermansen

Jeg godkjenner avtalen om publisering av bacheloroppgaven min \*

Ja

# Giret klasse 4-7 momentadapter for bruk i ROV undervannsoptasjoner



Bachelorprosjekt utført ved  
Høgskulen på Vestlandet – Studie for ingeniørfag

---

*Marin konstruksjonsteknikk*

Av:	David Tjemsland	<i>Kand.nr. 18</i>
	Enok Nærland	<i>Kand.nr. 14</i>
	Jill S. Hermansen	<i>Kand.nr. 28</i>

# BACHELORPROSJEKT

**Studentenes navn:** David Tjemsland, Enok Nærland og Jill Hermansen

**Linje & studieretning:** Maskin, Marin konstruksjonsteknikk

**Oppgavens tittel:** Giret klasse 4-7 momentadapter for bruk i ROV undervannsoperasjoner

## Oppgavetekst

En ventiloperasjon med ROV er en tidkrevende prosess og disse operasjonene er kostbare. Dersom en klasse 7 ventilinterface skal betjenes av en ROV som bare har med seg et klasse 4 momentverktøy, må det brukes en adapter. Oceaneering sin nåværende løsning er ikke designet som permanent utstyr med tanke på materialvalg og klassifisering, og dette gjør at de må tas opp og ned. Dette tar lang tid og fører til økte kostnader, derfor vil det være gunstig å ha en permanent løsning som kan ligge nede i opp mot 15 år. utfordringer på et slik havdyp vil i hovedsak være trykk, korrosjon, temperatur og begroing.

Oppgaven går ut på å designe en permanent girboks for Oceaneering. Verktøyet skal kunne håndteres og installeres av ROV, tåle en dybde på 3000 meter i 15 år og ha en male interface for klasse 4 på motorsiden og en female linterface for klasse 7 på driftssiden. Det er også ønskelig med momentavlesning og omdreiningsteller på driftssiden, at vekt i vann er maksimalt 500 N og en fail-safe for å kople ROV momentverktøyet fra adapteren ved tap av kontroll. Krav til material, produksjonsmetoder, vedlikehold, levetid, størrelse, vekt, pris og ROV ergonomi må tas hensyn til og dokumenteres. Det skal i oppgaven lages skisser, funksjonstegninger og produksjonstegninger av enheten. Dersom det velges eksisterende komponenter fra markedet skal dette dokumenteres.

**Endelig oppgave gitt:** Fredag 2. mars 2018

**Innleveringsfrist:** Onsdag 9. mai 2018, kl.12:00

**Ekstern veileder:** Kallevåg-Albrektsen, Karl - Oceaneering

**Adresse ekstern veileder:** TLF: 52 91 30 05, Mail: [kalbrektsen@oceaneeering.com](mailto:kalbrektsen@oceaneeering.com)

**Intern veileder:** Meyer, Runald Walter - HVL

**Godkjent av studieansvarlig:**



**Dato:**

7/5 - 18



Oppgavens tittel		Rapportnummer
Giret klasse 4-7 momentadapter for bruk i ROV undervannsoperasjoner		
Utført av		
David Tjemsland		
Enok Nærland		
Jill Hermansen		
Linje	Studieretning	
Maskin, Marin konstruksjonsteknikk	Ingeniør	
Gradering	Innlevert dato	Veiledere
Åpen	08.05.2018	Meyer, Runald Walter – HVL Kallevåg-Albrektsen, Karl - Oceaneering

### Ekstrakt

I denne hovedrapporten er det designet et giret klasse 4-7 momentadapter for bruk i ROV undervannsoperasjoner. Eksisterende løsninger er ikke egnet for å stå permanent på havbunnen. De har også en veldig høy vekt, i forhold til ønsket gitt om maksimalt 500 N i vann. Momentadapteren som er laget i denne oppgaven er derfor egnet til minimum 15 år på et havdyp rundt 3000 m.

Flere forslag til løsninger blir lagt frem, vurdert og karakterset. Sammen med intern og ekstern veileder blir endelig design valgt.

Giret er dimensjonert etter grove håndberegninger og etter spenningsanalyser i styrkeberegningsprogrammet ANSYS.

Oppgaven er gitt av Oceaneering i Stavanger.

## Forord

I siste halvår av maskiningeniørutdanningen ved Høgskulen på Vestlandet gjennomføres en obligatorisk hovedoppgave. Hensikten med dette er å få bredere kompetanse innenfor et valgt fagområde. Oppgaven blir delt inn i tre deler. En skriftlig rapport, et produkt og en muntlig presentasjon av oppgaven.

Rapporten er skrevet på en teknisk måte, og det forventes at leseren av rapporten har en viss kjennskap til faglige ord og uttrykk, men trenger ikke ha god kjennskap til undervannsoperasjoner. I tillegg vil forkunnskaper til dataprogrammene Inventor og ANSYS være nødvendig.

Oppgaven er gitt av Oceaneering som har kontor i Stavanger. Det er designet ett giret momentadapter for bruk i undervannsoperasjoner. Fag som har vært relevante gjennom oppgaven er maskinkonstruksjon, undervannsteknologi og materiallære.

Vi vil gjerne takke følgende personer for god veiledning og oppfølging gjennom prosjektet:

Runald Walter Meyer, intern veileder

Karl Kallevåg-Albrektsen, ekstern veileder

Ole Henrik Dyrkolbotn i Certex for informasjon om løfteøyer

Erling Juvik Halsne i Kystdesign for informasjon om trykkompensatorer

Svend Thorstensen i Hurum Plastindustri for informasjon om oppdriftselementer

David Tjemsland



Enok Nærland



Jill S. Hermansen



Haugesund 08.05.2018

## Innhold

Forord.....	i
Tabelliste .....	iv
Figurliste.....	iv
Symboler og forkortelser.....	vi
Sammendrag .....	viii
Summary .....	ix
1 Innledning.....	1
1.1 Oceaneering .....	1
1.2 Bakgrunn for oppgaven.....	1
1.3 Formål og målsetting for oppgaven.....	1
1.4 Begrensninger.....	2
1.5 Løsningsprosess.....	2
1.5.1 Fremgangsmåte .....	2
1.5.2 Utdfordringer.....	3
1.6 Hjelpemidler.....	3
1.6.1 Autodesk Inventor .....	3
1.6.2 ANSYS.....	3
2 Teoretisk bakgrunn for oppgaven.....	4
2.1 Generelt om ROV.....	4
2.2 Undervannsmiljøet .....	5
2.3 Ventiloperasjon med ROV .....	6
2.4 Manipulatorarmen .....	6
3 Relevante regelverk.....	7
4 Ønskede spesifikasjoner til produktet .....	8
4.1 Eksisterende løsninger.....	8
4.1.1 Seanic Ocean Systems .....	8
4.1.2 Norbar.....	9
4.1.3 Oceaneering.....	9
4.2 Vurdering av alternative løsninger .....	10
4.2.1 Første vurderingsfase.....	10
4.2.2 Andre vurderingsfase.....	10
4.3 Girløsninger.....	11
4.3.1 Tannkrans med innvendig fortanning.....	11
4.3.2 Planetgir.....	12

4.3.3	Sykloid gir .....	13
4.3.4	Snekkegir.....	14
4.4	Valg av løsnning.....	15
4.5	Planetgir vs. sykloid gir.....	16
5	Detaljprosjektering .....	17
5.1	Funksjonsbeskrivelse.....	17
5.2	Konstruksjon .....	19
5.2.1	Kraft analyse.....	22
5.3	Akslinger .....	39
5.4	Lager.....	41
5.5	Tetninger .....	43
5.6	ANSYS.....	43
5.6.1	Spenning- og deformasjonsanalyse for sykloide skiver i ANSYS .....	43
5.6.2	Spenning- og deformasjonsanalyse for utgående aksling i ANSYS .....	45
5.6.3	Spenning- og deformasjonsanalyse for inngående aksling i ANSYS .....	48
5.7	Sammenligning av beregninger .....	51
5.8	Momentavlesning .....	52
5.9	Fail-safe .....	52
5.10	Trykkompensasjon .....	53
5.11	Materialvalg.....	55
5.12	Produksjonsmetode .....	55
5.13	Utvikling av giret og begrunnelser for dimensjoner.....	56
5.13.1	Sykloide skiver .....	56
5.13.2	Utgående aksling .....	56
5.13.3	Inngående aksling.....	56
6	Ergonomi og casing design .....	57
6.1	Casingdesign .....	57
6.2	Masse, vekt og oppdriftselementer.....	61
6.2.1	Vekt i vann .....	61
6.2.2	Alternative vektreduksjoner .....	62
6.2.3	Vekt i vann med oppdriftselement.....	62
6.3	Interface.....	63
6.4	Topside håndtering .....	64
6.5	Vedlikehold .....	64
6.6	Levetid.....	65
7	Diskusjon.....	66

8	Konklusjon og anbefalinger .....	67
8.1	Konklusjon .....	67
8.2	Anbefalinger og resultater .....	68
8.3	Videre arbeid .....	68
	Kontaktliste .....	68
	Referanser.....	69
	Vedlegg .....	73

## Tabelliste

Tabell 1: Definisjon på symboler .....	vi
Tabell 2: Definisjoner på forkortelser .....	vii
Tabell 3: Brukte regelverk.....	7
Tabell 4: Analyse av løsninger .....	15
Tabell 5 Parameter for de sykkloide skivene .....	27
Tabell 6 Fordeler og ulemper ved valg av glidelager.....	41
Tabell 7 Sammenligning av beregninger.....	51

## Figurliste

Figur 1: Oceaneering sitt kontor på Forus i Stavanger [3] .....	1
Figur 2: Arbeids-ROV med to manipulatorer [4].....	4
Figur 3: Typisk eksempel på undervannsoperasjon og begroing [1].....	5
Figur 4: Manipulatorens arbeidsområde [18] .....	6
Figur 5: Klasse 6/7 momentadapter fra Seanic [10], bildebruk med tillatelse fra Seanic .....	8
Figur 6: Norbar Class 4-6 & 4-7 Subsea torque multiplier kit [12] .....	9
Figur 7: Klasse 4 til 7 momentadapter fra Oceaneering [7] .....	9
Figur 8: Tannkrans skisse a .....	11
Figur 9: Tannkrans skisse b.....	11
Figur 10: Planetgir skisse a .....	12
Figur 11: Planetgir skisse b .....	12
Figur 12: sykloid gir skisse a.....	13
Figur 13: sykloid gir skisse b .....	13
Figur 14: Snekkegir Inventor.....	14
Figur 15: Snekkegir skisse .....	14
Figur 16: Skisse av sykloid girsystem .....	17
Figur 17: Oscillerende bevegelse i massesenteret [9] .....	18
Figur 18: Form på sykloid disken [26] .....	19
Figur 19: Dimensjoner på sykloid giret.....	20
Figur 20: Form på sykkloide skiver [27] .....	21
Figur 21: Matriser for alle mulige kombinasjoner.....	23
Figur 22: Skisse av plate med utgående ruller.....	24
Figur 23: Krefter og størrelser gjennom sykloid gir [29] .....	25
Figur 24: Vinkler og dimensjoner til utgående pinner .....	26

Figur 25: Diagram av verdier utregnet i Excel ark.....	28
Figur 26: Krefter gjennom sykloid skivene.....	29
Figur 27: Kraftanalyse inngående aksling.....	31
Figur 28: Kraftanalyse på utgående aksling.....	32
Figur 29: Delenavn på casing.....	32
Figur 30: Kraftanalyse på casingdel C-1.....	33
Figur 31: Kraftanalyse på casingdel C-2.....	33
Figur 32: Kraftanalyse på casingdel C-3.....	34
Figur 33: Skisse casingdel C-4.....	34
Figur 34: Kraftanalyse på casingdel C-4.....	34
Figur 35: Kraftanalyse bolter C-1 og C-2.....	35
Figur 36: Kraftanalyse bolter C-2 og C-3.....	36
Figur 37: Kraftanalyse på bøtte med fail-safe.....	38
Figur 38: Kraftanalyse av bøyemoment på inngående aksling.....	39
Figur 39: PCM 505530 M [6].....	42
Figur 40: PCM 15015580 M [8].....	42
Figur 41: BMP 556020 [5].....	42
Figur 42: Påsatte krefter sykloide skiver.....	43
Figur 43: Spenninger i de sykloide skivene.....	44
Figur 44: Deformasjon i de sykloide skivene.....	44
Figur 45: Påsatte krefter utgående aksling girside.....	45
Figur 46: Påsatte krefter utgående aksling interface side.....	45
Figur 47: Spenninger i utgående aksling.....	46
Figur 48: Deformasjon i utgående aksling.....	47
Figur 49: Påsatte krefter inngående aksling.....	48
Figur 50: Spenninger inngående aksling.....	49
Figur 51: Deformasjon inngående aksling.....	50
Figur 52: Fail-safe.....	52
Figur 53: Trykkompensering med stempel [2].....	53
Figur 54: Trykkompensering med fjærbelastning.....	53
Figur 55: Utvikling av gir.....	56
Figur 56: Første løsning på casingdesign.....	57
Figur 57: Andre løsning på casingdesign.....	58
Figur 58: Fishtail og fleksiledd.....	58
Figur 59: Detaljdesign.....	59
Figur 60: Utvikling av casingdesign.....	60
Figur 61: Female interface.....	63
Figur 62: VWBG-V Load ring, metric thread fra RUD [11].....	64

## Symboler og forkortelser

Tabell 1: Definisjon på symboler

Symbol	Definisjon	Enhet
$A_s$	Stressareal	$\text{mm}^2$
$D_{\text{inn}}$	Diameter inngående aksling	m
$D_{\text{ut}}$	Ytre diameter utgående aksling	m
$F_E$	Lager kraft	N
$F_{Kj}$	Kraft mellom ut rullen $j$ og sykloid disk.	N
$F_{Ni}$	Kraft mellom rullen $i$ og sykloid disk.	N
$F_s$	Skjærkraft på bolter	N
$F_{\text{sbolt}}$	Skjærkraft på enkelt bolt	N
$F_{\text{skjær}}$	Skjærkraft	N
$F_z$	Friksjonskraft	N
$P_{\text{hydrostatisk}}$	Hydrostatisk trykk	Pa
$P_{\text{total}}$	Totalt trykk	bar
$T_{\text{inn}}$	Dreiemoment inngående aksling	Nm
$T_{\text{ut}}$	Dreiemoment utgående aksling	Nm
$T_1$	Input moment	Nm
$V_{\text{adapter}}$	Det totale volumet til momentadapteren	$\text{m}^3$
$W_o$	Massen til adapteren med oppdriftselementer, helt nedsenket i vann	N
$W_p$	Polart motstandsmoment	$\text{m}^3$
$W_{p1}$	Polart motstandsmoment massiv aksling	$\text{m}^3$
$W_{p2}$	Polart motstandsmoment hul aksling	$\text{m}^3$
$d_{\text{ut}}$	Indre diameter utgående aksling	m
$l_i$	Moment-arm av kraften $F_{Ni}$	mm
$m_o$	Massen til 1 oppdriftselement	kg
$r_i$	Radius ut-rullenes pitch-sirkel	mm
$r_1$	Radius pitch sykloide skiver	mm
$r_2$	Radius til rullene	mm
$E_v$	Kompressibilitets modul	Pa
$R_{M12}$	Forspenningskraft M12	N
$R_{M14}$	Forspenningskraft M14	N
$d_B$	Diameter ringgir bolt	mm
$d_L$	Diameter disk hull	mm
$d_S$	Diameter ut-pinne pitch-sirkel	mm
$d_r$	Diameter ut-pinne	mm
$z_1$	Antall tenner	Enhetsfri
$z_2$	Antall bolter	Enhetsfri
$\alpha_i$	Vinkel kraften $F_{Ni}$ utgjør med vertikal akse	Grader
$\beta_j$	Vinkelposisjon til ut rullen - $j$	Grader
$\gamma_i$	Vinkelposisjon av rullene	Grader
$\mu_o$	Friksjonskoeffisient	Enhetsfri



$\rho_o$	Tettheten til oppdriftselement	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{\text{sjøvann}}$	Tettheten til sjøvann	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma_j$	Jevnførende spenning	MPa
$\sigma_{\text{maks}}$	Maksimal tillatt jevnførende spenning	MPa
$\tau_T$	Torsjonsspenning	
$\Delta P$	Trykkforskjell	Bar
$\Delta V$	Endring i volum	Liter
$F$	Kraft	N
$i$	Gir-ratio	Enhetsfri
$m$	Antall bolter	Enhetsfri
$n$	Antall friksjonsflater	Enhetsfri
$e$	Eksentrisitet	mm
$g$	Tyngdens akselerasjon	m/s <sup>2</sup>
$h$	Høyde til havoverflaten	m
$p$	Antall av rullene som tar opp lasten	Enhetsfri
$q$	Antall av ut rullene som tar opp lasten	Enhetsfri
$r$	Radius til rullene pitch radius	mm
$z$	Antall tenner på sykloid disk (gir ratio)	Enhetsfri
$D$	Diameter ringgir pitch-sirkel	mm
$R$	Forspenningskraft	N
$SF$	Sikkerhetsfaktor	Enhetsfri
$W$	Vekt i vann	N
$d$	Diameter disk pitch-sirkel	mm
$\beta$	Vinkel til input aksling I forhold til startposisjon	Grader
$\varepsilon$	Vinkel mellom kraften $F_E$ og den eksentriske retningen	Grader
$\sigma$	Strek- og bøyespenning	MPa
$\sigma_s$	Strekkspenning	MPa
$\delta$	Diameter på rullende sirkel	mm
$\tau$	Skjærspenning	N/m <sup>2</sup>

Tabell 2: Definisjoner på forkortelser

Forkortelse	Definisjon
<b>CAD</b>	Computer Aided Design
<b>DAK</b>	Dataassistert Konstruksjon
<b>DNV</b>	Det Norske Veritas
<b>FEM</b>	Finite Element Method
<b>NBR</b>	Nitrile-Butadiene Rubber
<b>NORSOK</b>	Norsks sokkels konkurranseposisjon
<b>NS</b>	Norsk Standard
<b>POM</b>	Polyoxymethylene
<b>ROV</b>	Remotely Operated Vehicle
<b>TMS</b>	Tether Management System

## Sammendrag

Økonomi er alltid en definerende faktor i alle valg som blir gjort av en bedrift, så ved å investere i bedre utstyr som trenger mindre oppsyn og vedlikehold blir kostnader ofte redusert, spesielt i oljeindustrien. Ved vanskelige forhold som på havbunnen er det fra et økonomisk perspektiv utrolig viktig med utstyr som er pålitelig. Det finnes ingen alternativ på markedet i dag som gir en permanent adapterløsning til ROV på nedgiring fra klasse 4 til 7 interface. Dagens løsninger er avhengige av å bli fraktet opp mellom hvert oppdrag for vedlikehold og beskyttelse mot korrosjon. Oceaneering ønsker en adapter som kan ligge på 3000 meter i 15 år med minimalt vedlikeholdsbehov.

Første del av oppgaven bestod av datainnsamling om eksisterende girbokser, materialer, krav og annen relevant informasjon. Mange girløsninger ble vurdert før det ble bestemt å gå videre med sykloidisk gir. Denne løsningen er mindre kjent og det finnes derfor lite relevant litteratur om designprosessen, men den har en unik virkemåte og noen fordeler sammenlignet med alternativene som gjør den veldig interessant.

Design delen av oppgaven går gjennom virkemåte, dimensjonering og konstruksjon av et sykloid gir. Casingen er av titan grad 5, komponentene i giret er av en nikkell-jern-krom legering, tetningene er av NBR og lagrene er av bronse og POM. 3D modellering ble gjort i AutoDesk Inventor og spenningsanalyser ble gjort i ANSYS.

Adapteren som er presentert her er designet på bakgrunn av krav fra Oceaneering og begrensinger som ble satt underveis i designprosessen.

## Summary

Economy is always a defining factor for the big decisions a business makes and by investing in higher quality equipment that requires less maintenance, the long-term cost is often reduced, especially in the oil and gas industry. In challenging subsea environments, there is from an economical perspective incredibly important to have reliable equipment as there are rarely any room for error. Currently there are no permanent subsea torque adapters from class 4 to class 7 interfaces for ROVs. Existing products often require topside maintenance and corrosion protection between each mission. Oceaneering have requested an adapter that can handle 3000 meters for 15 years with low maintenance requirements.

The first part of the project mainly consisted of gathering information on transmissions, materials, requirements and other relevant data. Several transmission solutions were evaluated before the decision to move forward with cycloidal gears was made. Cycloidal gears are less known, therefore; the information on the design process is very limited. However, the way a cycloidal gear functions is quite unique, and it also offers a few advantages over traditional transmission types.

The design part of the thesis describes the inner workings of a cycloidal gear, and how to design and construct one. The choice of materials is titanium grade 5 for the casing, a nickel-iron-chrome alloy for the gear components, NBR for the seals and POM and bronze for the brushings. The 3D modeling was done in AutoDesk Inventor and the structural analysis was done in ANSYS.

The adapter presented in this thesis was designed with great consideration to the requirements given by Oceaneering and necessary limitations were established during the project.

# 1 Innledning

## 1.1 Oceaneering

Oceaneering er et internasjonalt selskap med hovedkontor i Texas. Hovedkontoret i Norge ligger på Forus i Stavanger. Selskapet leverer tjenester og produkter primært til offshore olje- og gassindustrien. På norsk sokkel ligger fokuset på undervannsteknologi, ROV og utstyr til farkosten samt vedlikehold [1].



Figur 1: Oceaneering sitt kontor på Forus i Stavanger [2]

## 1.2 Bakgrunn for oppgaven

Giret momentadapter blir brukt i flere typer undervannsoperasjoner. Oceaneering bruker ofte verktøyet i operasjoner av ventiler og annet utstyr der klasse 7 interface er benyttet. De løsningene de har hatt til nå er ikke kvalifisert som permanent utstyr med tanke på materialvalg, dimensjonering og dokumentasjon. Det er derfor ønskelig å utvikle en momentadapter som kan bli værende på havbunnen i stedet for at den skal fraktes til arbeidsstedet for hver operasjon.

Eksisterende design gir ikke mulighet for å lese av moment direkte fra utgangsaksling på momentadapteren. Når momentet leses av fra driftssiden på momentverktøyet blir unøyaktigheter tatt med gjennom momentadapteren.

I denne oppgaven er det utført undersøkelse og utvikling av en adapter som kan stå på havbunnen i minimum 15 år og installeres ved hjelp av ROV.

## 1.3 Formål og målsetting for oppgaven

Formålet med denne oppgaven er å designe en klasse 4 til 7 permanent momentadapter. Dette skal gjøres på en slik måte at momentadapteren kan bli stående på havbunnen, i stedet for at det fraktes opp og ned. Det skal være håndterbart av en ROV. Det vil være ROV-en som skal håndtere og eventuelt forflytte momentadapteren. Momentadapteren skal designes og dimensjoneres i henhold til ISO 13628-8 [3].

## 1.4 Begrensninger

Begrensningene i denne oppgaven er utarbeidet i samarbeid med ekstern veileder ved Oceaneering. I tillegg har gruppen kommet frem til noen nødvendige begrensninger for å få en best mulig løsning på oppgaven.

Momentadapteren skal designes med male interface for klasse 4 på motorside og klasse 7 female interface på driftssiden. Momentadapteren skal tåle et dreiemoment på 2 700 Nm inn og gi et dreiemoment på 34 500 Nm ut.

Vekten av momentadapteren er ønsket å være maksimalt 500 N i vann, fordi det skal være håndterbart av en ROV. Det skal være designet for å være på 3 000 m havdyp i 15 år. Om det er mulig er momentavlesning direkte fra momentadapteren ønskelig. Momentadapteren skal kunne rotere begge veier. Det er ønsket å ha en så høy utgangshastighet som mulig, men dette vil avhenge av design.

Friksjonskrefter for dynamiske krefter i lager og kontaktflater blir neglisjert for å forenkle beregningene. Det er ikke håndberegninger for alle kreftene som vil virke på alle delene, det ble sett på de mest kritiske delene og tatt en vurdering. ANSYS analysene vil bli begrenset til akslingene og de sykloide skivene.

## 1.5 Løsningsprosess

### 1.5.1 Fremgangsmåte

Først ble Oceaneering sine krav til produktet lagt frem. Videre arbeidet gruppen med å samle inn informasjon om eksisterende løsninger. Det ble blant annet sett på om eksisterende løsninger var mulig å ta i bruk for å oppfylle Oceaneering sine ønsker. Ingen eksisterende løsninger ble funnet som kunne oppfylle ønskene Oceaneering lå frem, så arbeidet mot en spesielløsning ble startet.

Mulige løsninger er skissert, og vurdert med karakter i en analyse ut fra punkter som er sett på som viktige.

Grove målsettinger og håndberegninger er utført, og tekniske tegninger laget i Inventor. Produktet er overført til ANSYS, hvor det er kjørt analyser på krefter. Analyse i ANSYS er sammenlignet med tidligere håndberegninger.

## 1.5.2 utfordringer

Å innhente informasjon til prosjektet har vært mer tidkrevende enn først ventet. Gruppen bestemte seg derfor for å se mer på eksisterende momentoverføringsløsninger uten å tenke på at de skulle egne seg under vann.

En annen utfordring har vært å komme frem til en måte å lese av momentet på. Med dette har det vært utfordrende å finne en løsning som kan fungere på havbunnen i minimum 15 år.

Å holde ønsket om at produktets helhet ikke skulle veie mer enn 500 N i vann var også en utfordring. Her ble materialvalg, oppdriftselementer og fjerning av unødvendig materiale en viktig faktor.

Ved håndberegning av valgt løsning er det måttet bli gjort noen forenklinger, hvor man blant annet har valgt å neglisjere små forskjeller i krefter for å kunne løse ligningene.

## 1.6 Hjelpemidler

### 1.6.1 Autodesk Inventor

Dette programmet er et 3D parametrisk DAK-program som brukes til mekanisk konstruksjon. Autodesk Inventor er laget av den USA-baserte programvareprodusenten Autodesk [4].

### 1.6.2 ANSYS

ANSYS er et elementmetodeprogram som kombinerer ulike typer analyser. Det kan være strukturelle og mekaniske analyser, som kan brukes for å analysere kapasiteten til den enheten. Det er mulig å designe enheten i Inventor, og så overføre enheten til ANSYS for å utføre analyser [5].

## 2 Teoretisk bakgrunn for oppgaven

I dette kapittelet vil den grunnleggende teorien som er viktig for oppgaven bli beskrevet.

### 2.1 Generelt om ROV



Figur 2: Arbeids-ROV med to manipulatorer [6]

De oppgavene som tidligere ble utført av dykkere blir nå som oftest utført av en ROV, som på norsk heter fjernstyrt farkost. En vanlig arbeids-ROV er vist i figur 2. Et ROV-system består av fire delsystemer [7]:

1. Selve farkosten
2. Kabelsystem med eller uten TMS
3. Håndteringssystem for sjøsetting av farkosten
4. En kontrollkontainer hvor farkosten styres fra

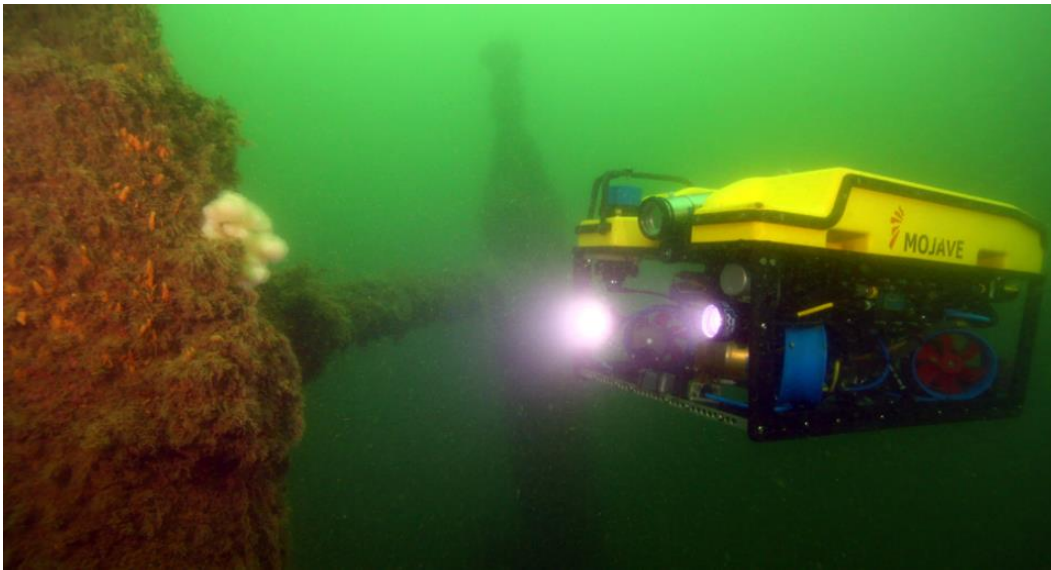
Det finnes ulike typer ROV-er, og de deles som oftest inn i grupper etter hvilke arbeidsoppgaver de utfører. Hovedgruppene er:

- Observasjons-ROV
- Arbeids-ROV
- Survey-ROV
- Inspeksjons-ROV

For mer info om ROV, se vedlegg H.



## 2.2 Undervannsmiljøet



Figur 3: Typisk eksempel på undervannsoperasjon og begroing [8]

Når det skal utføres arbeidsoppgaver under vann er det flere faktorer man må ta hensyn til. Noen av disse kan være [7]:

- Det hydrostatiske trykket øker med vanddyptet. For hver tiende meter vil trykket øke med ca. 1 bar. Dette må tas hensyn til med tanke på blant annet tetninger. I tilfeller hvor utstyr skal operere på store havdyp blir det ofte brukt kompensatorer som utligner dette trykket. I denne oppgaven er aktuelt havdyp på 3 000 m, og trykket vil derfor ligge på omtrent 320 bar. Her vil en trykkompensator som utligner trykket være nødvendig.
- Sjøvann er et meget korrosivt miljø, og dette kan gå utover materialene som brukes. Materialer som skal benyttes må derfor ha lenger enn 15 års levetid under vann, eller så må materialet behandles slik at levetiden forlenges. Dette kan blant annet gjøres ved bruk av maling eller katodisk beskyttelse.
- Fordi sjøvann leder elektrisitet vil det være strengere krav til isolasjon av elektriske komponenter. Dette kan være aktuelt i forbindelse med en eventuell momentavleser.
- Det kan ofte være dårlig sikt, da er det nødvendig med navigasjonssystem i tillegg til kun bruk av kameraer.
- Dagslyset forsvinner ved rundt 100 m havdyp, så det vil være nødvendig med god belysning, i tillegg til å velge en godt synlig farge på enheten som skal opereres.
- Begroing og tilstedeværelse av fisk må tas hensyn til. For å unngå begroing i koblingspunkter og lignende kan det være fornuftig å ha et lokk over slike deler.
- Det er gjerne lang avstand fra overflatefartøy til arbeidssted, så her vil sikkerhet og pålitelighet være svært viktig. En fail-safe legges frem som forslag i tilfelle ROV-en skulle miste styring.

## 2.3 Ventiloperasjon med ROV

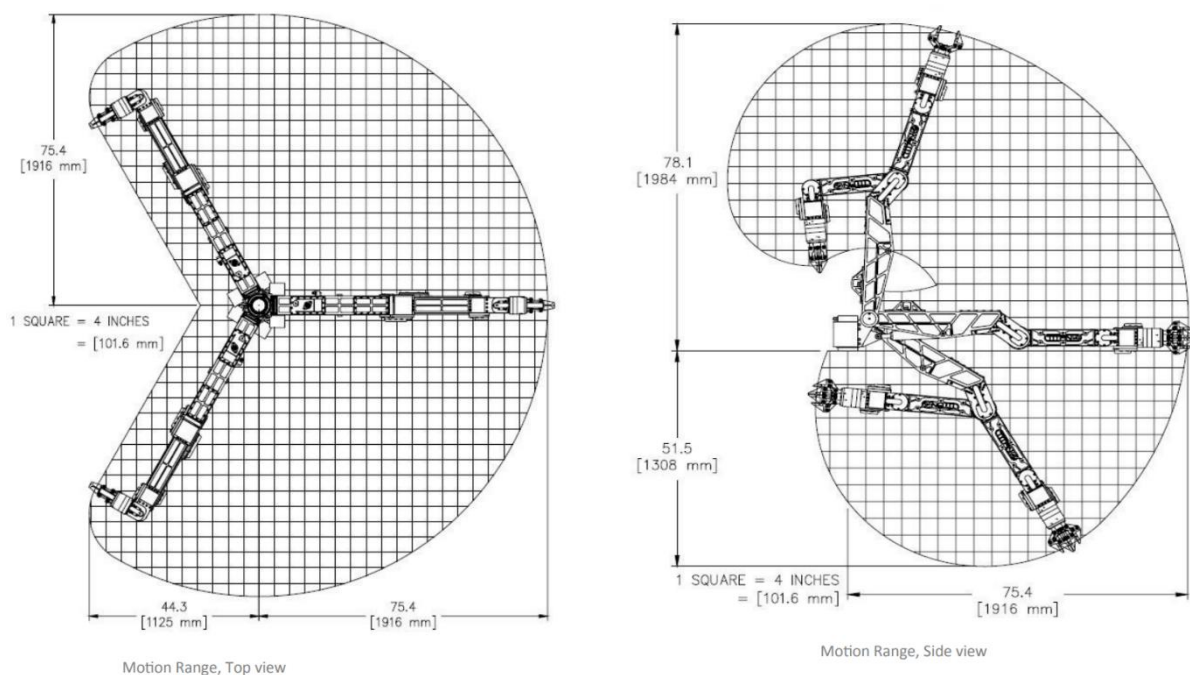
Ved ventiloperasjoner vil en arbeids-ROV være egnet til oppgaven. En arbeids-ROV er utstyrt med en skuffe, ofte kalt en skid, slik at den kan ta med seg verktøy ned til det aktuelle arbeidsdypet. Den er også i de fleste tilfeller utstyrt med en TMS, som frigjøres fra farkosten på omtrent aktuelt arbeidsdyp. Mellom ROV-en og TMS-en vil det gå en kabel som overfører elektrisk energi og styresignaler. En ROV-pilot vil kunne orientere seg ved hjelp av TV-monitorer, sonarskjerm, gyrokompass, dybdemåler og undervanns navigasjonssystem [7].

En arbeids-ROV er som regel utstyrt med to manipulatorer. Den ene manipulatoren brukes til å holde ROV-en fast til strukturen, mens den andre vil være mer avansert, og brukes til å utføre arbeidsoppgaven.

Med en tydelig farge på momentadapteren vil ROV-piloten enkelt kunne styre farkosten til arbeidsstedet, og koble seg til adapteren.

## 2.4 Manipulatorarmen

Oceaneering sin arbeids-ROV bruker Titan 4 manipulatorarmen, denne armen har et gitt arbeidsområde som er en viktig faktor under konstruksjon av utstyr til ROV. Illustrasjonen i figur 4 viser armens arbeidsområde. Dette er en av de mest brukte manipulatorene i offshore industrien og vil være utgangspunkt til design beslutninger for ergonomien til momentadapteren. Arbeidsområdet reduseres ved en tyngre adapter. For mer informasjon om manipulatoren se vedlegg I.



Figur 4: Manipulatorens arbeidsområde [9]

### 3 Relevante regelverk

I dette kapittelet vil relevante lover og forskrifter bli presentert.

NORSOK er et system som har som mål å sikre liv og miljø. Her lages systemer med sikkerhetsfaktorer og andre tiltak for å sikre at installasjoner holder det de lover.

Tabell 3: Brukte regelverk

Dokument	Beskrivelse
<b>NORSOK standard M-001:2014</b>	Materialvalg, generelle prinsipper for materialvalg og korrosjonsbeskyttelse.
<b>NORSOK standard M-501</b>	Overflatebehandling og beskyttende belegg
<b>NORSOK standard M-630</b>	Materialvalg for bruk i sjøvann
<b>NORSOK standard U-102: 2003</b>	Remotely operated vehicle (ROV) services
<b>ISO 13628-8:2002</b>	Petroleum and natural gas industries-Design and operation of subsea production systems-Part 8: Remotely Operated Vehicle (ROV) interfaces on subsea production systems

#### **ISO 13628-8:2002 [3]**

Denne er brukt i sammenheng med dimensjonering av både female og male interface.

#### **NORSOK standard M-001:2014**

Denne standarden gir retningslinjer og krav for valg av materialer og korrosjonsbeskyttelse. I forbindelse med materialvalg og eventuelle korrosjonsbeskyttende stoffer for casingen til momentadapteren er denne tatt i bruk.

#### **NORSOK standard M-630**

Denne standarden gir retningslinjer for valg av materialer til bruk i sjøvann. Standarden startet for bare rørsystemer, men kan nå dekke det meste. Gruppen har brukt deler av standarden for å få retningslinjer ved valg av materialer.

## 4 Ønskede spesifikasjoner til produktet

I dette kapittelet vil man få kjennskap til den tidlige fasen av produktutviklingen. Eksisterende løsninger blir beskrevet med fordeler og ulemper, samt alternative løsninger med skisser og karaktersetting.

Momentadapteren er designet ut fra begrensninger fra bedriften og begrensninger innad i gruppen. De ønskede spesifikasjonene som er lagt mest vekt på er:

- Momentadapteren skal helst ikke ha en vekt på mer enn 500 N i vann
- Momentadapteren skal kunne ligge på 3 000 m havdyp i minimum 15 år
- Momentadapteren skal kunne håndteres av en ROV
- Momentadapteren skal designes med male interface for klasse 4 på motorside og klasse 7 female interface på driftssiden
- Momentadapteren skal kunne rotere begge veier
- Utgangshastigheten skal helst være så høy som mulig
- Momentavlesning fra momentadapteren er ønskelig, men er ikke krav på dette
- Omdreiningsavlesning på driftssiden er ønskelig
- Det skal være mulig å koble ROV momentverktøyet fra adapteren om elektrisk feil eller feil på det hydrauliske systemet forekommer

### 4.1 Eksisterende løsninger

Det finnes noen eksisterende løsninger på markedet, men disse er ikke laget for å ligge lenge på havbunnen. Her blir eksisterende løsninger vurdert mot kravene lagt frem i oppgaveteksten.

#### 4.1.1 Seanic Ocean Systems

Seanic har designet et momentadapteren for bruk i undervannsoperasjoner. Adapteren er veldig tung og har en vekt på 243 kg i luft og 193 kg i vann, dette vil gjøre den veldig vanskelig å håndtere av for eksempel en Millennium Plus arbeids ROV fra Oceaneering [10]. Det finnes ingen informasjon om girløsningen som er brukt her, men det antas å være flere stadier med planetgir.



Figur 5: Klasse 6/7 momentadapter fra Seanic [10],  
bildebruk med tillatelse fra Seanic

#### 4.1.2 Norbar

Norbar har designet andre løsninger som er mye lettere og er veldig like Oceaneering sin eksisterende løsning. En av disse er Q3310 som veier 78.4/59.7 kg i luft alt etter om det er lang/kort versjon. Den er designet med maksimalt utgående dreiemoment på 33 895 Nm etter ISO 13628-8 [11]. Her antas det også at det blir brukt flere stadier med planetgir.



Figur 6: Norbar Class 4-6 & 4-7 Subsea torque multiplier kit [11]

#### 4.1.3 Oceaneering

Den eksisterende løsningen til Oceaneering har en girutveksling på 1:16 og maksimalt utgående dreiemoment på 34 500 Nm. Vekt i luft/vann er 71/54 kg, diameteren er 40 cm og lengden er 70 cm (kort versjon). Kompensator for oljetrykket er en gummislange som ligger på utsiden av casingen og er koplet til oljereservoaret inne i momentadapteren. Når trykket øker vil gummislangen komprimeres og øke trykket inne i casingen, og motsatt når trykket avtar [12]. Deres nåværende løsning er planetgir [13].



Figur 7: Klasse 4 til 7 momentadapter fra Oceaneering [12]

## 4.2 Vurdering av alternative løsninger

Her vil vurderingspunkter bli lagt frem og sortert etter prioritet.

### 4.2.1 Første vurderingsfase

For å kunne evaluere hver enkelt løsning ut fra de samme kriteriene ble det satt opp en liste med de kriteriene gruppen mente var de viktigste:

- Om momentadapteren kan oppnå ønsket moment
- Om løsningen er håndterbar av en ROV
- Prisklasse
- Pålitelighet
- Produksjonsmetode
- Størrelse, vekt i vann
- Vedlikehold

I tillegg til dette bør produktet stemme overens med ønskede spesifikasjoner ref. punkt 4. Alle oppsatte løsninger er gjennomgått nøye i vurderingsfasen. Her har hver løsning blitt diskutert og fått en karakter mellom 1 og 5.

### 4.2.2 Andre vurderingsfase

Etter å ha vært i kontakt med ekstern veileder ved Oceaneering ble kriteriene satt opp i prioritert rekkefølge:

1. Pålitelighet
2. Om momentadapteren kan oppnå ønsket moment
3. Om løsningen er håndterbar av en ROV
4. Størrelse, vekt i vann
5. Vedlikehold
6. Prisklasse
7. Produksjonsmetode

Pålitelighet og at momentadapteren kan oppnå ønsket moment er det viktigste, fordi uten å oppfylle dette vil det ikke være en teknisk løsning som kan brukes.

At løsningen er håndterbar av en ROV er også høyt på listen fordi det ikke er mulighet for håndtering gjennom andre metoder, ergonomien må tilpasses til bruk av ROV.

Størrelse, vekt og vedlikehold er elementer som spesifiseres i dokumentasjon og blir på den måten brukt som begrensninger. For en typisk prototype vil dette bli elementer en gjerne jobber med i en eventuell fase 2, og ligger derfor nokså langt nede på prioriteringslisten.

Prisklasse vil være en vurderingssak der man ser på kostnad opp mot nytteverdien. Om konseptet er godt og det er en god løsning kan dette gjerne forsvare prisen.

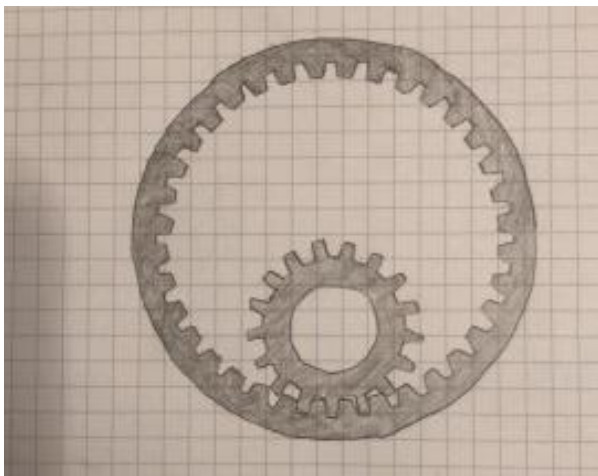


Produksjonsmetode vil i stor grad bli overlatt til maskineringsleverandør. Dersom det vil kreve en spesiell produksjonsmetode vil dette bli diskutert i forkant av produksjonen eller etter behov underveis.

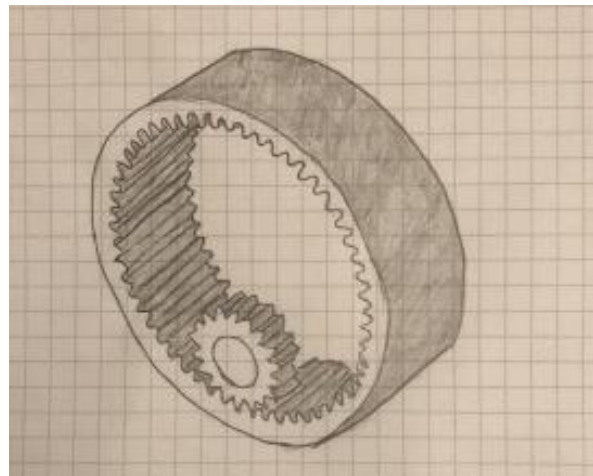
### 4.3 Girløsninger

Her vil løsninger gruppen mener er mest relevant presentert. Løsning nr. 4, 11, 13 og 17 er skissert og beskrevet med virkemåte, fordeler og ulemper. Andre løsninger er listet opp og forklart i vedlegg A.

#### 4.3.1 Tannkrans med innvendig fortanning



Figur 8: Tannkrans skisse a



Figur 9: Tannkrans skisse b

Dette er en ganske enkel løsning med et tannhjul som går i inngrep med en innvendig tannkrans, som vist i figur 8 og 9.

#### **Virkemåte**

Antall tenner på tannhjulet i forhold til antall tenner på tannkransen vil gi den aktuelle nedgiringen. Her trengs en nedgiring på 13, da vil tannhjulet ha 13 ganger færre tenner enn tannkransen. Tannkransen vil gi dreiemoment til den utgående akslingen, og må da være montert i et stort glidelager inne i selve momentadapteren.

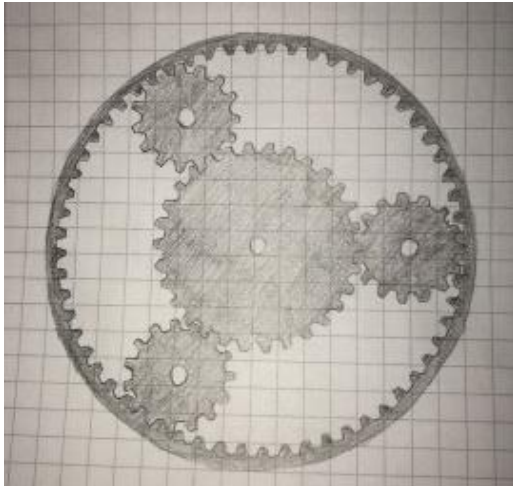
#### **Vurdering**

Denne løsningen har veldig få deler og ved tilstrekkelig dimensjonering vil den være pålitelig. Den vil ha en veldig stor diameter i forhold til momentet som blir overført. Størrelsen vil gjøre den vanskelig å håndteres av en ROV, det vil også være en offset mellom inngående akse og utgående aske. Vedlikeholdet vil avhenge av bl.a. oljen og tetningene som



brukes. Det er vanskelig å si noe om pris uten å gjøre utregninger, men den vil kreve en stor mengde materiale selv om den har få deler. I motsetning er den relativt lett å maskinere i forhold til enkelte av de andre løsningene.

#### 4.3.2 Planetgir



Figur 10: Planetgir skisse a



Figur 11: Planetgir skisse b

Planetgiret har fått navnet sitt fra solsystemet der planetene går i bane rundt solen. Dette er en vanlig girkjøring som blir mye brukt i automatiske girkjøkser, traktorer, klokke osv. Figur 10 og 11 er skisser av hvordan et planetgir kan se ut. Denne løsningen er veldig mye brukt i industrien i dag.

#### Virkemåte

Planetgir systemet har flere planetjul som løper rundt et solhjul som er plassert i midten. Når disse planetjulene virker sammen med solhjulet og en tannkrans som ligger helt ytterst vil dette gi en girutveksling. Her forutsetter vi at tannkransen er fast og ikke kan beveges, samt at inngående aksling er på solhjulet og utgående aksling er på en planetjulholder som er koplet til alle planetjulene [14]. Den beste girutvekslingen for optimal levetid på planetgiret er 4 til 5 i reduksjon [15].

#### Vurdering

Dette er en veldig pålitelig løsning som er mye brukt, spesielt i tungt industrielt utstyr [14]. Denne løsningen kan overføre det aktuelle momentet og fortsatt ha en kompakt størrelse, men den vil kreve minst to stadier for optimal dimensjonering. Den vil være håndterbar av ROV, ha en lav vekt i vann og være oversiktlig. Løsningen har blitt brukt i andre momentadapter som har det samme formålet. Ved minst to stadier har den flere deler enn de andre løsningene, men likevel vil ikke vedlikeholdet være et problem. Oljen og tetningene vil være med å avgjøre vedlikeholdsintervall. Antall deler vil gjøre den dyrere å maskinere, men til gjengjeld har den en kompakt størrelse. Maskineringen vil være enkel ved bruk av CNC-maskiner.

### 4.3.3 Sykloid gir



Figur 12: sykloid gir skisse a



Figur 13: sykloid gir skisse b

Dette er en avansert girløsning som kan gi veldig høye utvekslinger. Den er kompakt, solid, men kan være vanskelig å maskinere uten det riktige utstyret. I figur 12 og 13 er det skissert et sykloid gir.

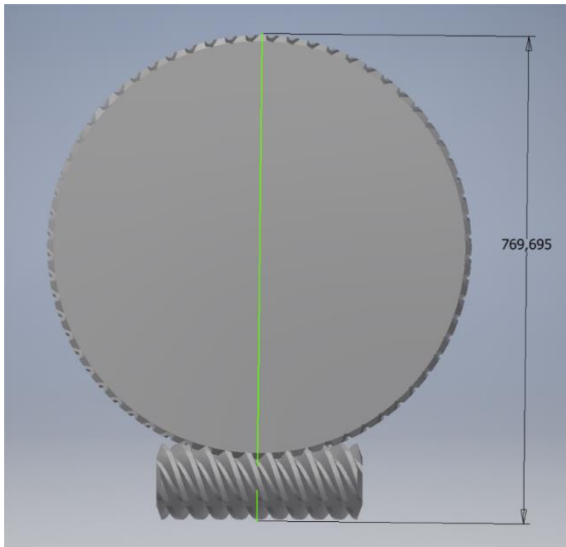
#### Virkemåte

Inngående aksling driver et eksentrisk lager som igjen driver en sykloidskive i en eksentrisk bevegelse. Skiven går i inngrep ved hjelp av flere spor i en ring som ligger helt ytterst og er festet til casingen. Skiven flyttes et hakk for hver rotasjon av den inngående akslingen. Utgående aksling er festet i en annen skive som jobber sammen med sykloidskiven ved hjelp av bolter som beveges i en planetær bevegelse i hullene på sykloidskiven, som vist i figur 12 [16].

#### Vurdering

Sykloid gir er veldig pålitelige siden de ikke har tenner som kan brette av og forårsake store skader i girsystemet [17]. Den kan overføre det aktuelle momentet med et enkelt stadiet og likevel ha en kompakt størrelse. Håndterbarheten for ROV og vekten vil bli sett nærmere på i designdelen, men den har forutsetninger for kompakt og oversiktig størrelse som er lett å håndtere. Vedlikehold vil avhenge av oljer og tetninger som blir brukt. Produksjonsmetode vil og bli diskutert videre i designdelen. Sykloid gir er en lite brukt løsning som har stort potensiale for å brukes mer i subseaindustrien. Den byr på spennende muligheter for nytenkning innenfor momentadapteren som nyttes til ROV.

#### 4.3.4 Snekkegir



Figur 14: Snekkegir Inventor



Figur 15: Snekkegir skisse

Dette er en enkel og solid løsning som ofte blir brukt i situasjoner som krever høy utveksling og høyt dreiemoment. I figur 14 og 15 vises hvordan et snekkegir kan se ut.

#### Virkemåte

Inngående aksling er festet i en gjenget skrue som jobber sammen med et stort tannhjul som står 90 grader på skruen og gir en stor reduksjon.

#### Vurdering

Snekkegir er veldig mye brukt til transportører, skruematere, vinsjer osv. [18]. De er pålitelige og har mulighet for å overføre høye momenter og veldig høye utvekslinger. De kan overføre ønsket moment, men ikke på en kompakt måte. Ved bruk av Inventor sin snekkegir funksjon kan man enkelt designe et snekkegir med 16:1 utveksling og 2 700 Nm dreiemoment på inngående aksling. Utnyttelsesfaktor på ca. 0,8. Materiale som er brukt har 500 MPa i flytegrense. I figur 14 ser man at de vil bli veldig stort, i tillegg vil inngående aksling være orientert 90 grader på utgående aksling. Dette vil føre til at ROV håndtering blir vanskelig. Den er lett å maskinere og har få deler. Vedlikehold og pris er vanskelig å si noe om uten å gjøre flere beregninger og designvalg.

#### 4.4 Valg av løsning

I en analyse blir de ulike løsningene vurdert opp mot hverandre. Hver løsning har ulike egenskaper. For å bestemme hvilken en skal gå for, må det bestemmes ulike akseptkriterier. Egenskapene i de ulike løsningene blir målt opp mot kriteriene, og den som kommer best ut i henhold til kravene som stilles er den løsningen gruppen velger å gå for.

I tabellen er det tatt i utgangspunkt i følgende:

- 1 er dårligste karakter og 5 er beste karakter

Tabell 4: Analyse av løsninger

Kriterier	Vekttall	Tannkrans med innvendig fortanning	Planetgir	Sykloid gir	Snekkegir
Pålitelighet	5	4	5	5	4
Momentoppnåelse	5	3	5	5	3
Størrelse, vekt i vann	3	2	4	4	2
Prisklasse	2	3	3	4	3
Produksjonsmetode	1	4	3	3	5
SUM		16	20	21	17
Snittkarakter		3,2	4,0	4,2	3,4

Snittkarakterene gir allerede en idé om hvilke girløsning som er mest gunstig. Planetgiret har en snittkarakter på 4,0 og sykloid gir har en snittkarakter på 4,2. Det er ikke mye som skiller snittkarakterene. Analysen konkluderer med at sykloid giret er den beste løsningen.

## 4.5 Planetgir vs. sykloid gir

I analysen hvor gruppen valgte løsning var det lite som skilte mellom planetgir og sykloid gir. Begge girene egner seg godt hvor utvekslingsforhold og kompakt design for høyt moment er prioritert høyt. Girene har roterende aksler som gjør at de begge tilhører prinsippet planetgir.

Planetgir roterer rundt innsiden av et ringhjul, mens de sykloide skrivingene beveger seg rundt innsiden av boltene på sitt ringhjul.

Sykloid gir sammenlignet med planetgir høy robusthet når det kommer til impulsive belastninger. Posisjoneringsnøyaktigheten er også betydelig bedre. Dette er på grunn av at sykloid gir har høy torsjonsstivhet og lite klaring mellom de maskinerte delene. Når store momenter skal overføres vil sykloid gir bli mye mer kompakt enn hva et planetgir kan være for å overføre samme momentet. Planetgiret må ved store momenter ha flere stadier, noe som gjør at vekten av giret vil øke. Her vil sykloid gir være mer egnet hvor vekt har en innspillende faktor. Planetgir vil derimot ha høyere effektivitet enn sykloid gir hvor girforholdet er lavt, gjerne mindre enn 20 [19].

Sykloid gir er ikke like mye brukt som det planetgir er, og i denne rapporten blir det jobbet videre med sykloid gir. Valget er også mer interessant da Oceaneering ikke har brukt en slik løsning i noen tidligere prosjekter, som heller ikke er tilfellet i den generelle norske industrien.

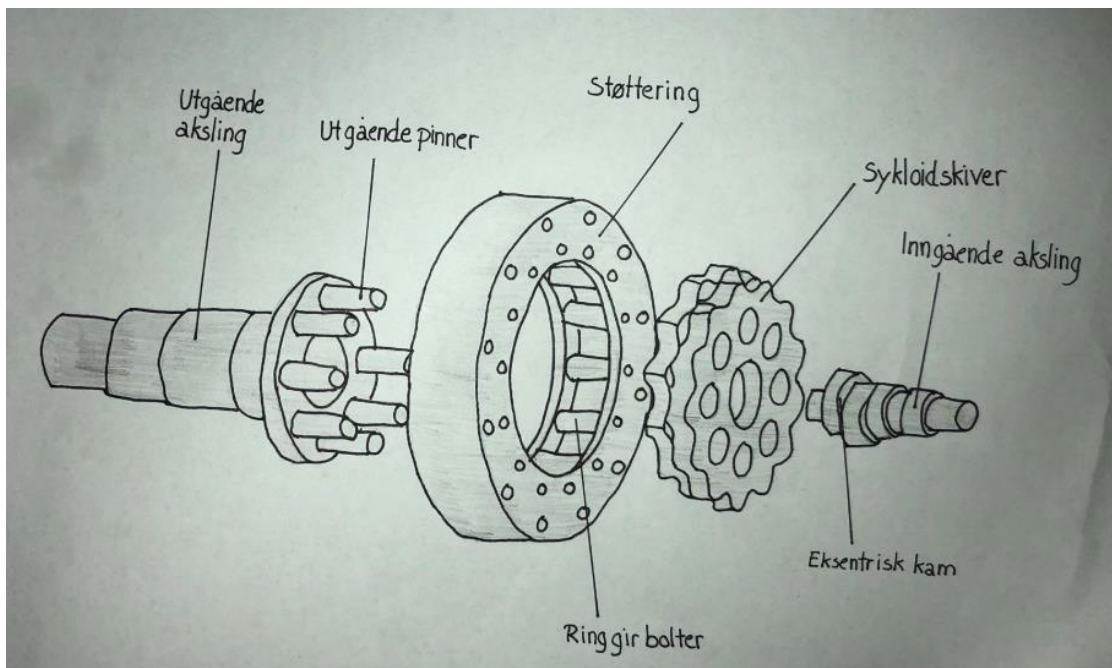
## 5 Detaljprosjektering

I dette kapittelet vil den valgte girløsningen bli presentert. Kapittelet omfatter modellering, beregninger, endelig materialvalg og kort om mulig produksjonsmetode.

### 5.1 Funksjonsbeskrivelse

Dette avsnittet er en videre og dypere forklaring for virkemåte beskrevet i kapittel 4.3.3. Det blir også en beskrivelse av dimensjonsforhold under design. For å dimensjonere er det viktig å forstå hvordan kinematikken og geometrien virker og deres forhold mellom hverandre.

Den eksentriske akslingen driver en roterende sykloidskive, denne skiven er hovedenheten i giret og dens parameter bestemmer gir-ratioen. Sykloidskiven vil bevege seg en ringgir bolt for hver rotasjon av inngående aksling, altså en fullstendig eksentrisk bevegelse fåresaker en rotasjonsfraksjon av utgående aksling tilsvarende gir-ratio. Et viktig punkt å få med seg er at utgående aksling vil bevege seg i motsatt rotasjonsretning sammenlignet med inngående aksling. I figur 16 er en illustrasjon av et sykloid girsystem.



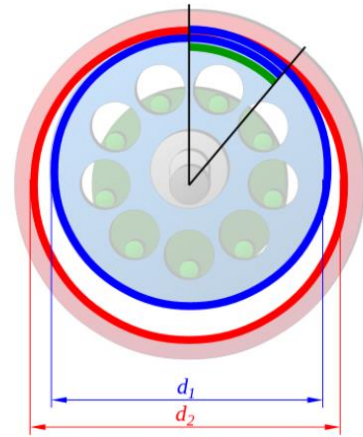
Figur 16: Skisse av sykloid girsystem

Under operasjon vil vibrasjon være uønsket. I et system tilsvarende systemet som vist i figur 12 vil det være en oscillerende bevegelse i massesenteret som vil føre til vibrasjon. For å unngå dette er det vanlig å konstruere systemer som har to sykloidskiver som er  $180^\circ$  forskjøvet i forhold til hverandre, altså når disk 1 er i inngrep på nederste ringgir bolt vil disk 2 være i inngrep på øverste ringgir bolt. Dette sørger for at massesenteret blir sentrert og vibrasjonen blir sterkt redusert. Under design og beregninger vil 2 disker bli tatt i bruk.



Under beregning for girratio spiller to diametere inn, diameter for ringgir pitch-sirkel og diameter for pitch-sirkelen til sykloidskiven. Når skiven har rullet samme distanse som ringgiret sin omkrets har den overrotert om sin egen akse med en distanse tilsvarende forskjellen i omkrets. Denne distansen blir overført til ut-akslingen gjennom ut-pinnene og er grunnlag for girratio.

$$i = \frac{d_1}{d_2 - d_1} \quad (1)$$



Figur 17: Oscillerende bevegelse i massesenteret [20]

For å bestemme parameterne  $d_1$  og  $d_2$  kan det tas i bruk gir-ratio, dette er nødvendigvis ikke en optimal plass å starte designfasen da disse dimensjonene ikke tar del i noe kritisk tverrsnitt. De må dermed være et resultat av dimensjoner som er mer kritisk for at giret skal ha evnen til å ta opp krefter som er påført.

Uten tenner er det ikke mulig å ta opp store krefter da alle kreftene er overført over friksjonskontakt mellom elementene. For å kunne overføre store krefter er det tydelig at det må tas i bruk en form for korresponderende tenner mellom ringgir og sykloidskivene. For å oppnå denne funksjonen er sykloide tannelementer tatt i bruk. Ringgiret tar i bruk bolter som er plassert i regelmessige intervall og antallet vil alltid være en mer enn gir ratioen. I dette tilfelle blir det 14 bolter i ringgiret da girratioen er 13.

Boltenes senter blir plassert i omkretsen til ringgir pitch-sirkelen. Pitch-sirkelen til den sykloide skiven korresponderer til den grunnleggende sirkelen under konstruksjon av den sykloide formen på girtennene. Antall tenner på sykloidskiven og antall bolter er også direkte koblet sammen med girratioen som vist i formelen under.

$$i = \frac{z_1}{z_2 - z_1} \quad z_1 = \text{antall tenner} \quad z_2 = \text{antall bolter} \quad (2)$$

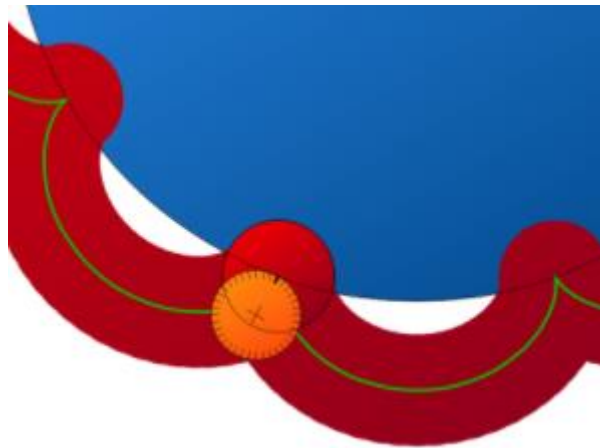
Kildene [20] og [21] er brukt i dette delkapittelet kapittelet.



## 5.2 Konstruksjon

Under konstruksjon er det mange diametere som velges selv, og noen som er direkte knyttet opp til hverandre. For å optimalisere må det kjøres flere iterasjoner da få av dimensjonene har en direkte tilknytting til momentet som er påført. For eksempel er diameteren til sirkelen for ut-pinnene en faktor som spiller inn for å avgjøre hvor tykke de må være for å tåle skjærspenninger som oppstår. Større pitch-sirkel for ut pinnene betyr mindre krefter for å levere det samme momentet, og betyr deretter mindre diameter på pinnene.

For å designe den sykloide formen på tennene tenkes det at man bruker en rullende sirkel som har diameter lik differansen mellom  $d_1$  og  $d_2$ , og har øvre del i senter til ringgir pinnen og nedre del i kontakt med pitch-sirkelen til sykloidskiven. Da denne sirkelen ruller opp på pitch-sirkelen tar den med seg ringgir bolten, og formen ringgir bolten etterlater seg er formen som bestemmer den sykloide formen på disken. Den grønne streken er banen til senter for ringgir bolten. Dette vises i figur 18.

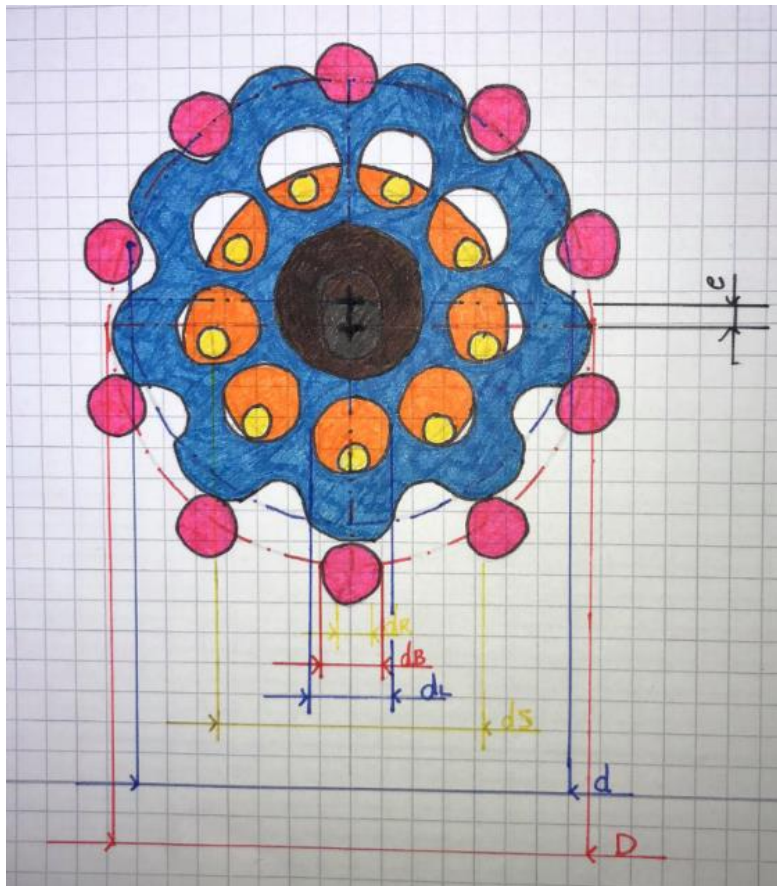


Figur 18: Form på sykloid disken [21]

Med dette er det tydelig at viktige parametere for å designe et sykloid-gir er diameter på ringgir som med hjelp av gir-ratioen gir grunnsirkel. Forskjellen på disse gir dimensjonen på ruller sirkelen, og ut fra dette ender man opp med en form. Parameterne blir brukt når den digitale designfasen begynner. Eksentrisiteten blir også brukt i denne fasen, men i utgangspunktet er dette bare diameter på den rullende sirkelen delt på to.

$$e = \frac{\delta}{2} \quad \delta = \text{diameter på rullende sirkel (oransje)} \quad (3)$$

Denne formelen (3) er bare gyldig under konstruksjon av en normal sykloid form. En normal sykloid form blir forklart under figur 20.



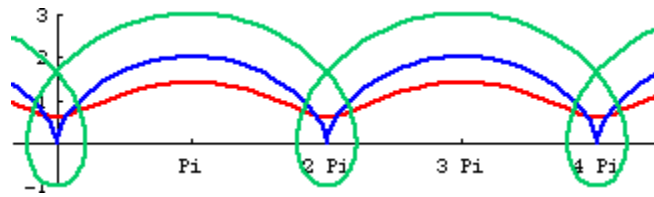
Figur 19: Dimensjoner på sykloid giret

Det er viktig å få med seg at ved en høyere eksentrisitet vil diameteren på utgående pinner bli mindre i takt med størrelsen til eksentrisiteten. Formelen for å finne diameter til ut-pinnene blir som følger:

$$d_r = d_l - 2e \quad (4)$$

Motsatt kan man si at  $d_l$  blir større i takt med eksentrisiteten og diameteren på utgående ruller. Uansett er det ønskelig med en liten eksentrisitet for å maksimere material som tar opp krefter og for å hindre deformasjon under situasjoner hvor mye moment skal overføres. For disse grunnene blir det ofte brukt en lav eksentrisitet under design, dette fører også til at formen til de sykloide skivene blir mer jevn, og kan minne om en sinus-kurve ved overflaten. For å konstruere en slik form flyttes ringgir boltene fra omkretsen til rulle sirkelen til inni den. Boltene blir under sammensetting og konstruksjon fortsatt plassert rundt diameteren for ringgiret.

Kildene [20], [21] og [22] er brukt i dette delkapittelet.



Figur 20: Form på sykloide skiver [22]

Illustrasjonen ovenfor viser en utvidet sykloid (grønn), dette er et fenomen som oppstår når eksentrisiteten er større enn radiusen til rulle-sirkel diameteren, altså:

$$e > \frac{\delta}{2} \quad (5)$$

Dette er et uønsket fenomen da ringgir pinnene vil kollidere med selve giret og systemet vil stoppe. Ønskede former er en plass mellom blå (normal sykloid form) og rød (forkortet sykloid form). For å minimere vibrasjoner er det ønskelig med en forkortet form da radiale krefter minimeres. Det vil i den gitte problemstillingen ikke være fare for store vibrasjoner på grunn av den lave rotasjonshastigheten inn, dermed vil en tilnærmet normal sykloid form være ønskelig.

Se vedlegg R for tekniske tegninger av konstruksjonen og se vedlegg D for deler som blir kjøpt.

### 5.2.1 Kraft analyse

Det vil under dekomponering være gunstig å starte ved utgående aksling da ønsket momentet som blir ført ut er kjent. For å utføre kraftanalysen startes det med å vite moment ut samt ønsket materiale som vil bli brukt. Utgående aksling vil bli laget av Incoloy 945X [23], ved hjelp av disse faktorene brukes utregninger for skjærkapasitet.

$$\sigma_{maks} = \frac{M_b}{I} \cdot \frac{h_{maks}}{2} = \frac{F_{Kj} \cdot l_{pinne}}{\frac{\pi}{4} \cdot r_r^4} \cdot r_r = \frac{F_{Kj} \cdot l_{pinne} \cdot 4}{\pi \cdot r_r^3} = 1043 \text{ MPa} \quad (6)$$

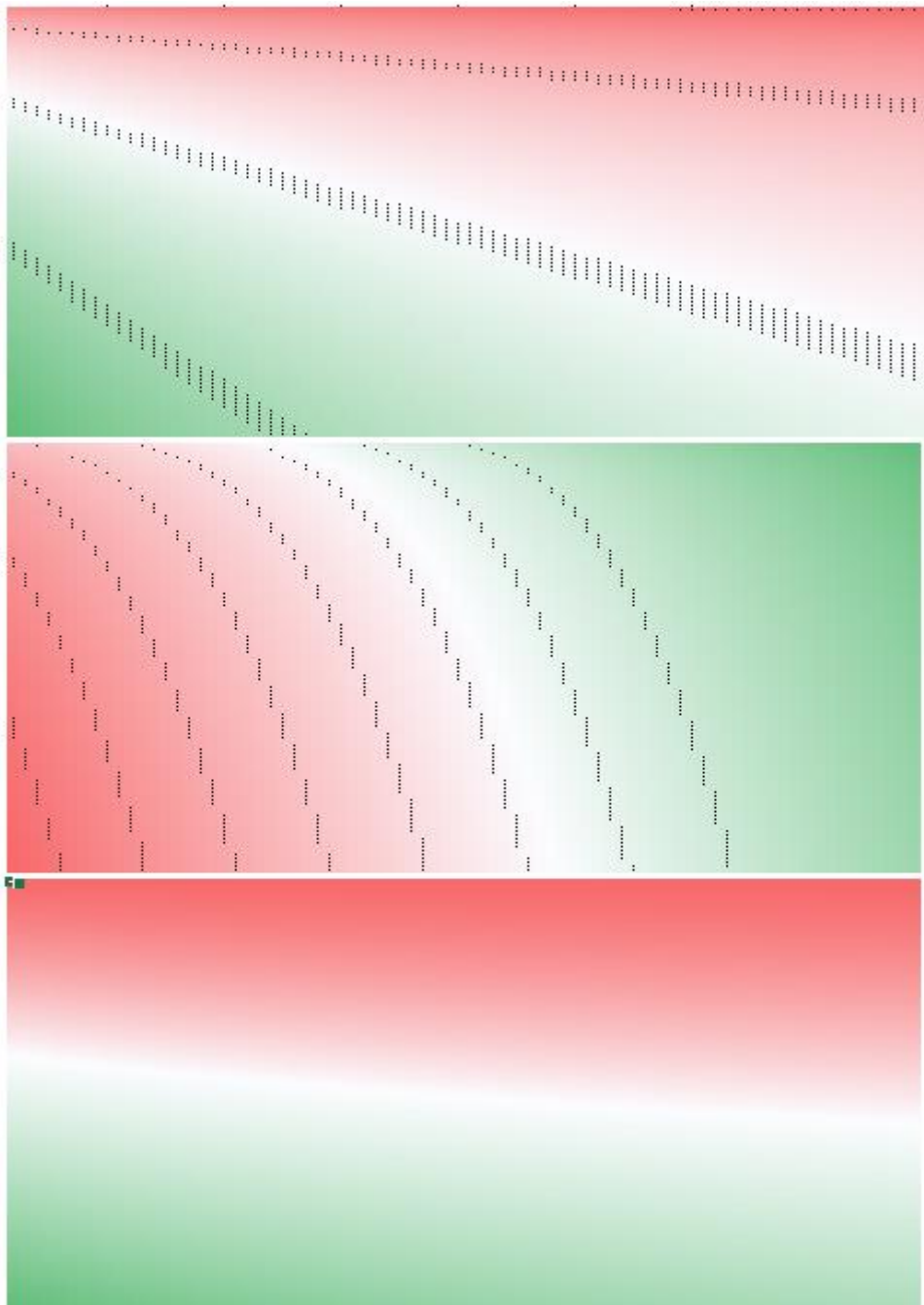
$$F_{Kj} = \frac{\frac{M_{ut}}{2}}{r_i \cdot (\sum_j^q \cos(\beta_j))} \quad (7)$$

Setter ligning (7) inni ligning (6) og regner ut for radius:

$$r_r = \sqrt[3]{\frac{M_{ut} \cdot l_{pinne} \cdot 4}{2 \cdot r_i \cdot (\sum_j^q \cos(\beta_j)) \cdot \pi \cdot \sigma_{maks}}}$$

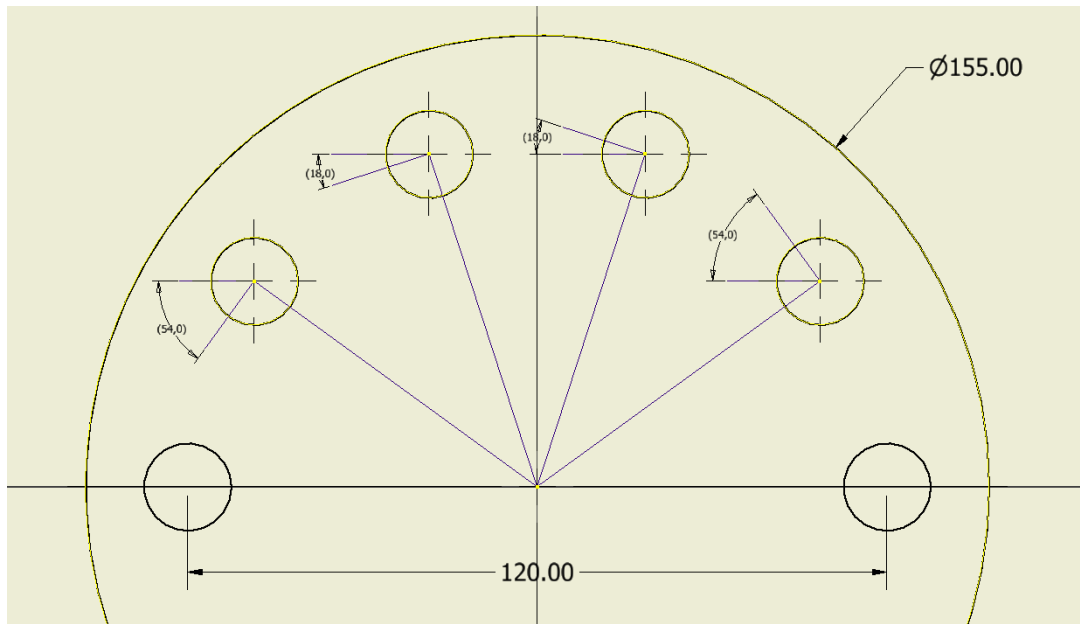
Den påkjente kraften vil være påvirket av pitch-sirkelen til ut pinnene. Det vil være ønskelig med en stor pitch-sirkel og en liten lengde på pinnene. Pitch-sirkel minus radius kan ikke være mindre enn diameter på aksling pluss tykkelse på lager. Derfor vil alle kombinasjoner med pitch-sirkel radius under cirka 35mm ikke være av interesse. Lengden på pinnene vil være to ganger tykkelsen på diskene pluss glidelager lagt i mellom.

Det blir så satt opp tre matriser i Excel, først for å regne ut radius, en for å regne ut mellomrom mellom lager og hull i disk for pinnene da alle kombinasjoner med en negativ verdi i denne matrisen vil ikke vær brukbar, samt en siste som viser volumet til hver kombinasjon da denne ønskes å være lav for optimalisering med hensyn på vekt. Utregningene er mellom pitch-sirkel radius 35 -110 mm og lengde 6,5- 225,5 mm, grønn er høyeste verdi og rød er laveste.



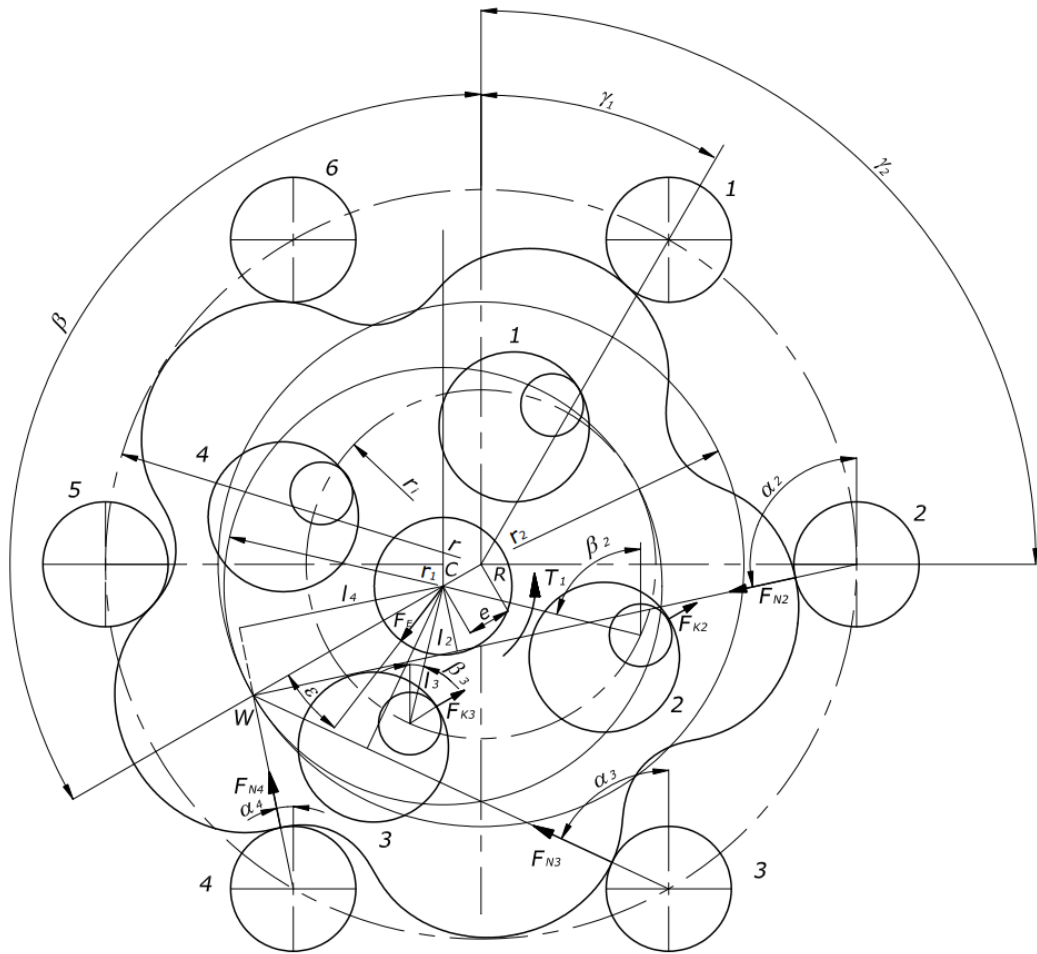
Figur 21: Matriser for alle mulige kombinasjoner

Disse matrisene som vises i figur 21 blir brukt som en veileder for å velge en god kombinasjon. Etter undersøkelse blir kombinasjonen lengde 43,45 mm og pitch radius på 80 mm for å oppnå en viss sikkerhetsfaktor og dimensjonere mot litt eventuell deformering under maks last.



Figur 22: Skisse av plate med utgående ruller

Kreftene som oppstår på utgående ruller vil alltid være parallelt med eksentrisitetens retning. Til hvilken grad disse kreftene bidrar til momentet bestemmes av vinkelen kraften har til tangenten av den utgående rulle-pitch-sirkelen. Formler og beregninger som blir utført videre er utført på grunnlag av arbeid gjort av Blagojević, et al. [24].



Figur 23: Krefter og størrelser gjennom sykloid gir [24]

$$T_1 = F_E e \cos(\beta + \varepsilon) \quad (8)$$

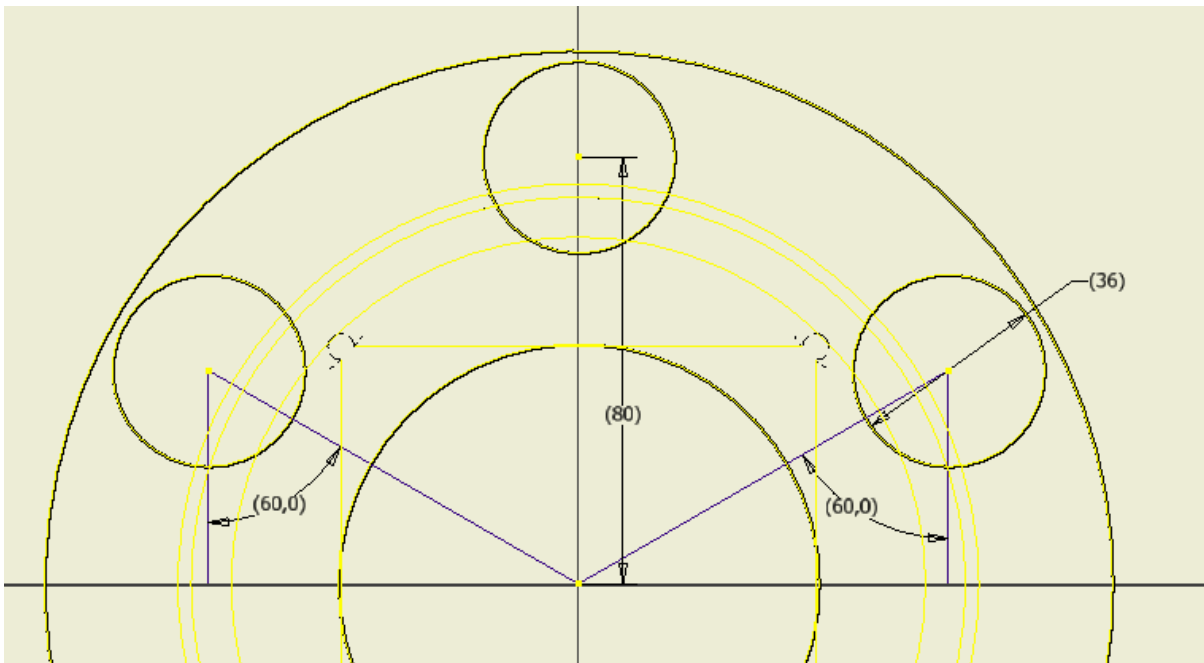
$$T_1 = \frac{r_i}{z} \sum_{j=1}^q F_{Kj} \sin(\beta_j + \beta) \quad (9)$$

$$\sum_{i=1}^p F_{Ni} \cos(\alpha_i) - \sum_{j=1}^q F_{Kj} \cos(\beta) - F_E \sin(\varepsilon) = 0 \quad (10)$$

$$-\sum_{i=1}^p F_{Ni} \sin(\alpha_i) + \sum_{j=1}^q F_{Kj} \cos(\beta) + F_E \cos(\varepsilon) = 0 \quad (11)$$

$$\sum_{i=1}^p F_{Ni} l_i - \sum_{j=1}^q F_{Kj} r_i \sin(\beta_j + \beta) = 0 \quad (12)$$





Figur 24: Vinkler og dimensjoner til utgående pinner

For utregninger anvendes Newtons 1. lov, for moment og krefter i x-retning og y-retning.

$$\sum M = 0 \quad (13)$$

Momentet utregnes ved å multiplisere kraften med armen, ligningen blir da:

Starter med kreftene på utgående pinner:

$$\sum M_a = 0 \rightarrow F_{K2} \cdot \cos(0^\circ) \cdot 0,08m + F_{K1} \cdot \cos(60^\circ) \cdot 0,08m + F_{K3} \cdot \cos(60^\circ) \cdot 0,08m = 0 \quad (14)$$

$F_{K1}$ ,  $F_{K2}$  og  $F_{K3}$  er like store.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{K1} + F_{K2} + F_{K3} - F_{E1} = 0 \quad (15)$$

Regner med to sykloide skiver og derfor blir momentet fordelt på 3 pinner, disse vil stå for halvparten av momentet. Momentet vil derfor videre være:

$$\frac{34\,500 \text{ Nm}}{2} = 17\,250 \text{ Nm}, 34\,500 \text{ Nm er momentet ut fra adapteren.}$$

$$F_{K2} = F_{K3} = F_{K1} = F_{Kj} = \frac{17\,250 \text{ Nm}}{\cos(0^\circ) \cdot 0,08m + \cos(60^\circ) \cdot 0,08m + \cos(60^\circ) \cdot 0,08} = 107\,812,5 \text{ N} \quad (16)$$

Nå er verdien til  $F_{Kj}$  utregnet, og  $F_{E1}$  blir så funnet:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow 107\,812,5\,N \cdot 3 - F_{E1} = 0$$

$$F_{E1} = 323\,437,5\,N$$

### Analyse av krefter på de sykloide skivene

For å kunne hente den informasjonen som trengs for å utføre denne kraftanalysen, må en først konstruere de sykloide skivene. Dette er den eneste måten som er tilgjengelig for å hente parametere som angrepsvinkelen til kreftene mellom bolt og disk samt distanser som er nødvendig for videre arbeid. Fremgangsmåten som er tatt i bruk for å presist definere geometrien er hentet fra «acta mechanica et automatica» og er en artikkel skrevet av Nachimowicz og Rafałowski [25].

Geometrien er bestemt av parametere som tidligere er blitt diskutert i kapittel 5.2. Her er radius på ringgir, eksentrisitet, bolt diameter og antall tenner parametere som går inn. Videre vil man sette inn parametere som definerer hvor mange punkter som skal beregnes og en godkjenningssparameter vil også bli bestemt. Nedenfor er en tabell som viser parametere for de aktuelle sykloide skivene.

Tabell 5 Parameter for de sykloide skivene

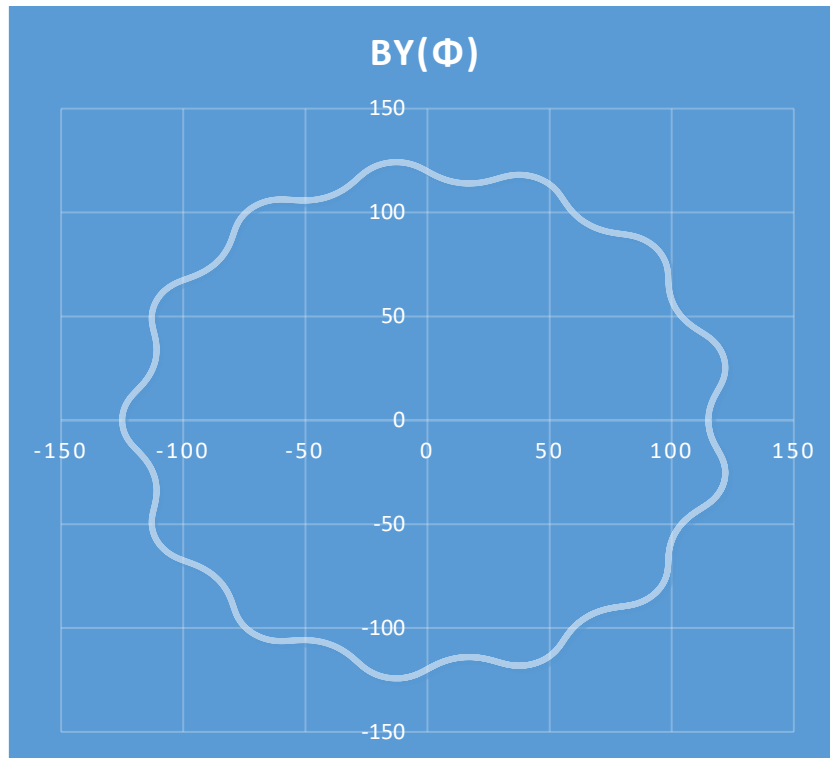
Grunnleggende parametere				Tilleggs parametere			
$\frac{D}{2}$ [mm]	$e$ [mm]	$\frac{d_R}{2}$ [mm]	$z$	K	N	Godkjent > 1 $\frac{r}{e \cdot N} > 1$	$d\varphi$
140	5	20	13	95	14	2	0,29

K: Antatt tall som beskriver hvor mange punkter for hver tann.

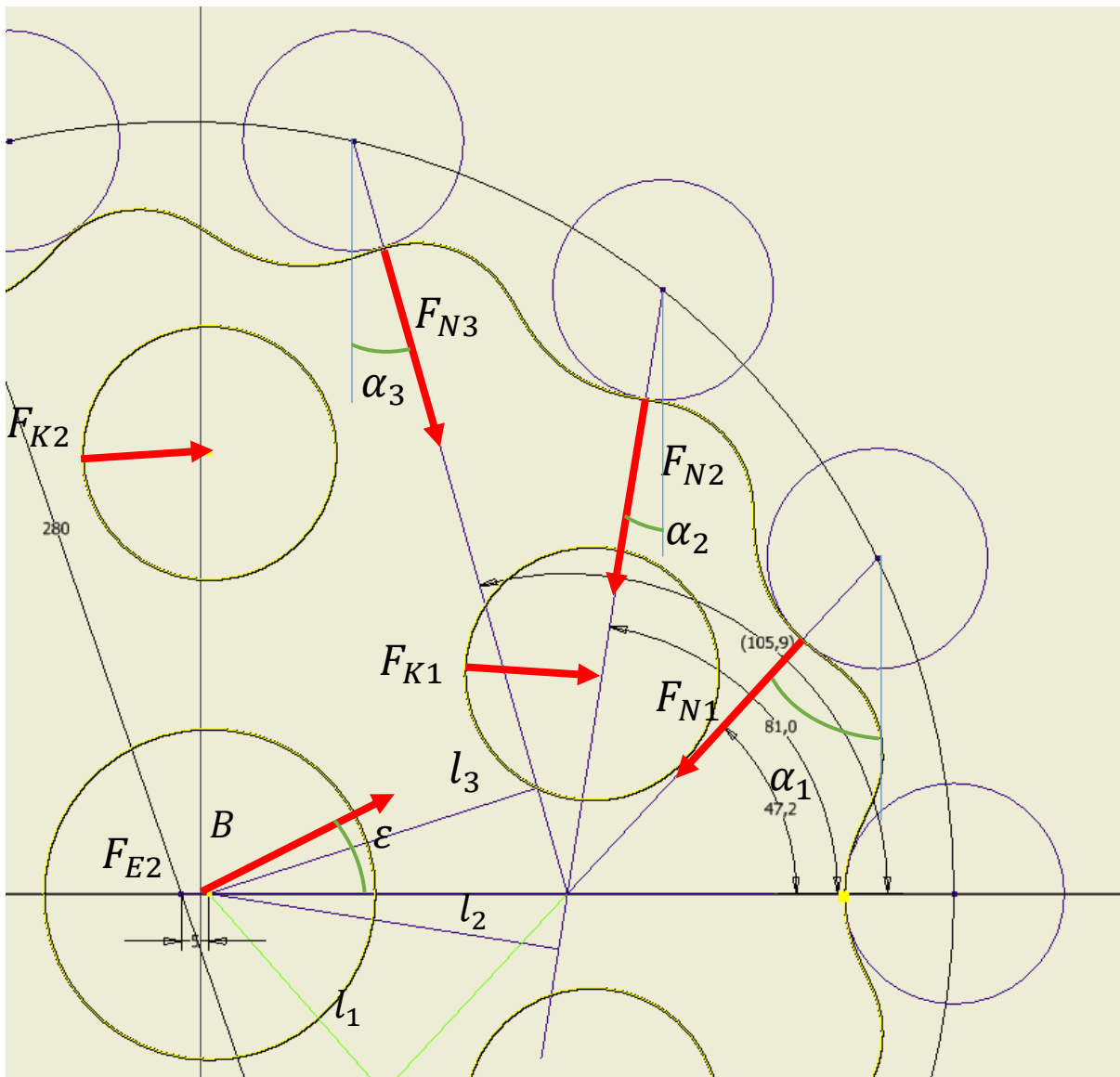
N: Antall ringgir bolter.

$d\varphi$ : Vinkel avstand mellom hvert punkt kalkulert, produkt av  $360/(z \cdot k)$

Videre i artikkelen vises det til utregninger for hvert punkt med basis i gitte parametere. Disse utregningene er det ikke lagt arbeid i å forklare i denne rapporten da forklaring av disse geometriske funksjonene er svært avanserte. Disse punktene kan så importeres til Inventor hvor måleverktøy tas i bruk for å finne de manglende verdiene for videre beregninger av krefter.



*Figur 25: Diagram av verdier utregnet i Excel ark*



Figur 26: Krefter gjennom sykloid skivene

$$l_3 = 62,528 \text{ mm} \quad l_2 = 64,170 \text{ mm} \quad l_1 = 47,963 \text{ mm}$$

$$\sum_{i=1}^p F_{Ni} l_i - \sum_{j=1}^q F_{Kj} r_i \sin(\beta_j + \beta) = 0 \quad (17)$$

Setter inn verdier for å regne ut momentet om punkt B (vist i figur 26)

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -F_{Kj} \cdot 0,08 \cdot (\sin(0^\circ + 90^\circ) + \sin(60^\circ + 90^\circ) + \sin(60^\circ + 90^\circ)) + F_{Ni} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0 \quad (18)$$

$$F_{N3} = F_{N2} = F_{N1} = F_{Ni} \quad (19)$$

Det blir valgt å sette  $F_{N1}$ ,  $F_{N2}$ ,  $F_{N3}$  like store grunnet små forskjeller. Forskjellen blir derfor neglisjert.

$$\sum_{i=1}^p F_{Ni} \cos(\alpha_i) - \sum_{j=1}^q F_{Kj} \cos(\beta) - F_E \sin(\varepsilon) = 0 \quad (20)$$

$$-\sum_{i=1}^p F_{Ni} \sin(\alpha_i) + \sum_{j=1}^q F_{Kj} \cos(\beta) + F_E \cos(\varepsilon) = 0 \quad (21)$$

Setter inn verdier i formel (21):

$$F_{Ni} \cdot (\cos(90^\circ - 47,2^\circ) + \cos(90^\circ - 81^\circ) + \cos(90^\circ - 105,9^\circ)) - F_{Kj} \cdot (\cos(90^\circ) + \cos(90^\circ) + \cos(90^\circ)) - F_{E2} \cdot \sin(\varepsilon) = 0$$

Setter inn verdier i formel (22):

$$-F_{Ni} \cdot (\sin(90^\circ - 47,2^\circ) + \sin(90^\circ - 81^\circ) + \sin(90^\circ - 105,9^\circ)) + F_{Kj} \cdot (\cos(90^\circ) + \cos(90^\circ) + \cos(90^\circ)) + F_{E2} \cdot \cos(\varepsilon) = 0$$

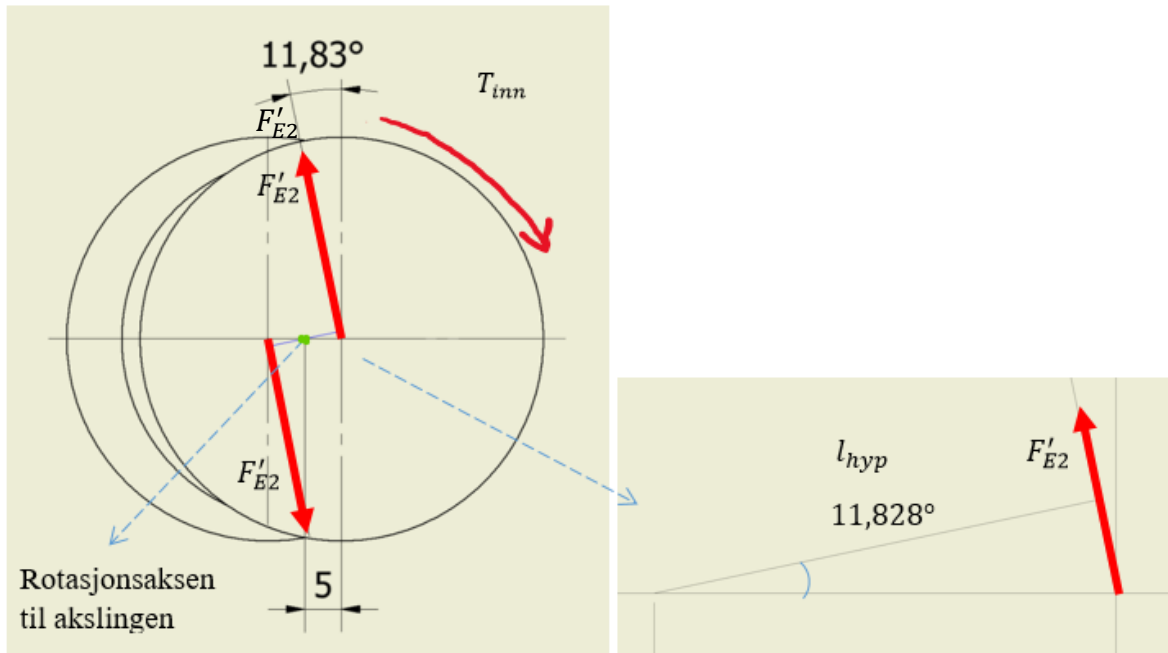
Løser for  $\varepsilon$  og  $F_{E2}$ .

$F_{N1} = F_{N2} = F_{N3} = F_{Ni} = 98\,762,7461\text{ N}$ , dette er kraften som virker på den sykloide skiven fra ringgir boltene.

$\varepsilon = -78,17186^\circ$ , dette er vinkelen mellom eksentrisitetsretningen og lagerkraften.

$F_{E2} = -270\,744,9136\text{ N}$ , dette er kraften fra lager på den sykloide skiven.

## Kraftanalyse på inngående aksling



Figur 27: Kraftanalyse inngående aksling

Dreiemomentet fra momentverktøyet er på 2700 Nm, dette fordeles likt på de to eksentriske kammene som driver de sykloide skivene.

$$T_{inn} = 2700 \text{ Nm}$$

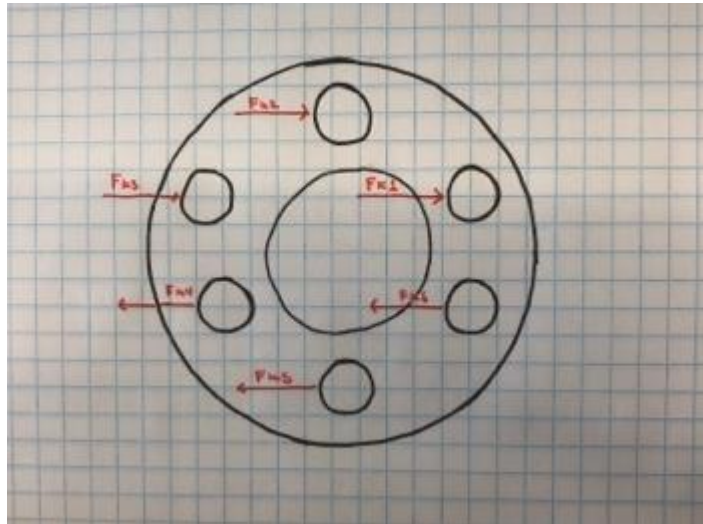
$$l_{hyp} = 5 \text{ mm} \cdot \cos(11,828^\circ) = 4,8938 \text{ mm} \quad (22)$$

$$\sum M_{aksling} = 0 \rightarrow T_{inn} - 2 \cdot F'_{E2} \cdot l_{hyp} = 0 \quad (23)$$

$$F'_{E2} = \frac{T_{inn}}{2 \cdot l_{hyp}} = 270\,595,3097 \text{ N} \quad (24)$$

$F'_{E2}$  er kraften som virker på de eksentriske kammene fra de sykloide skivene. De virker parallelt med hverandre på hver sin side fra rotasjonsaksen til akslingen og overfører derfor et moment i motsatt dreieretning til det inngående momentet fra momentverktøyet. Vinkelen er hentet fra utregningene i kraftanalysen på de sykloide skivene.

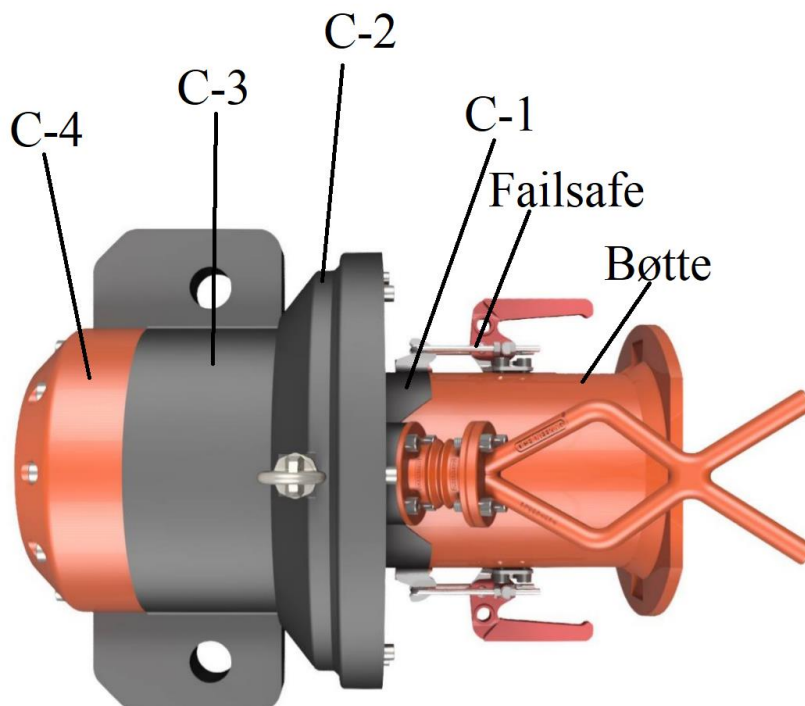
## Kraftanalyse på utgående aksling



Figur 28: Kraftanalyse på utgående aksling

De kreftene ( $F_k$ ) som er vist med rødt i figur 28 er kreftene som virker fra begge de sykloide skivene på rullene.

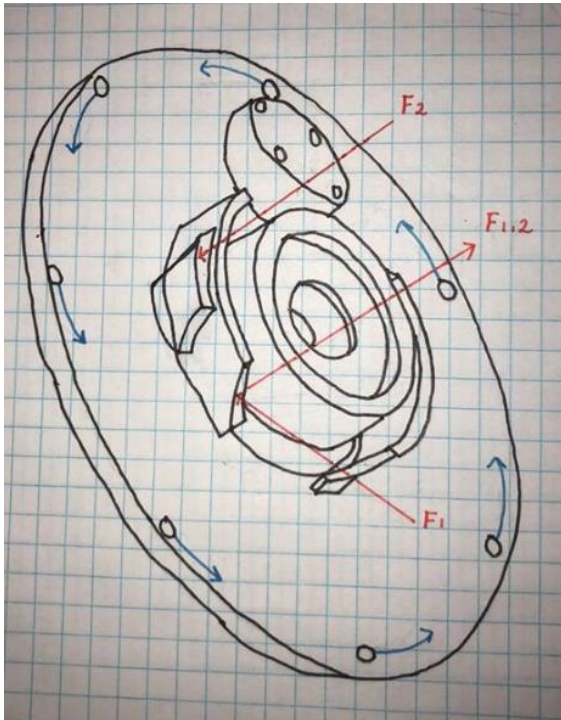
## Kraftanalyse på casing



Figur 29: Delenavn på casing



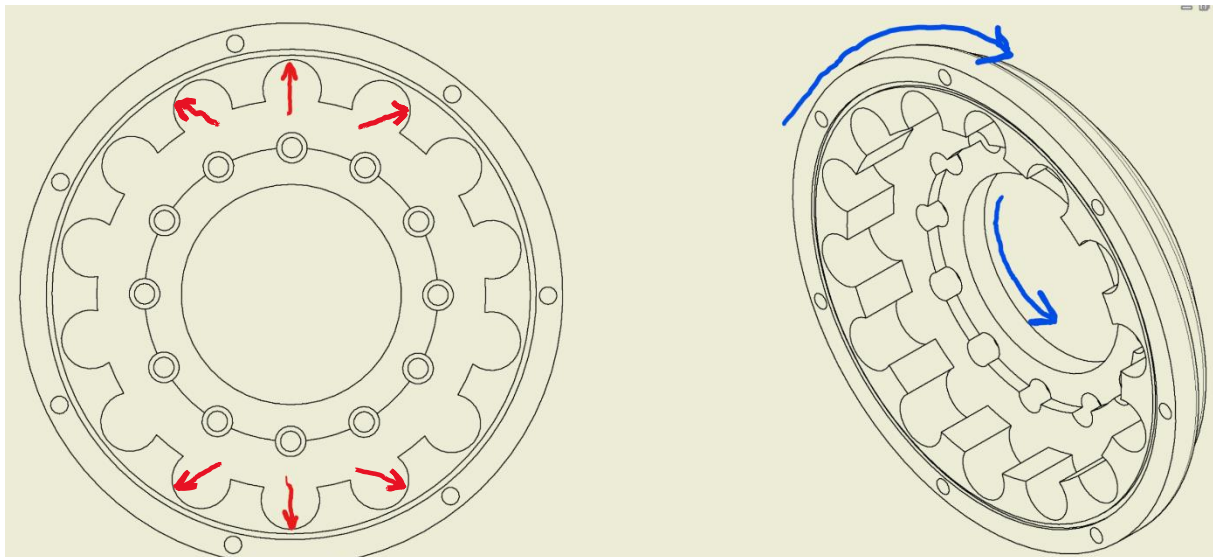
### Kraftanalyse på casingdel C-1



Figur 30: Kraftanalyse på casingdel C-1

I figur 30 er kreftene som virker på denne delen av casingen skissert. Kraften  $F_2$  virker fra klemmen på fail-safen. Hva en fail-safe er blir beskrevet nærmere i kapittel 5.9. Friksjonskreftene som vil oppstå mellom C-1 og C-2 er vist med blå piler.

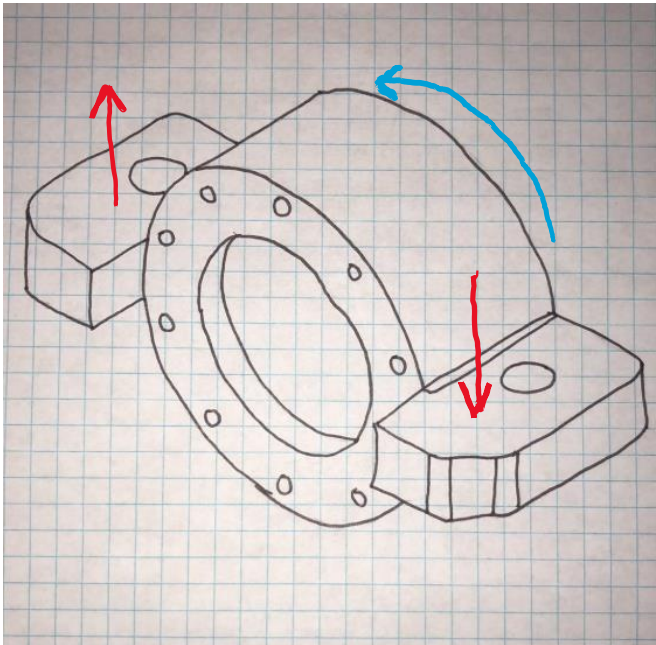
### Kraftanalyse på casingdel C-2



Figur 31: Kraftanalyse på casingdel C-2

De røde pilene er kreftene fra syklويد skivene som blir overført gjennom ringgir boltene, de blå pilene er momentene som virker på C-2 fra C-1 og C-3.

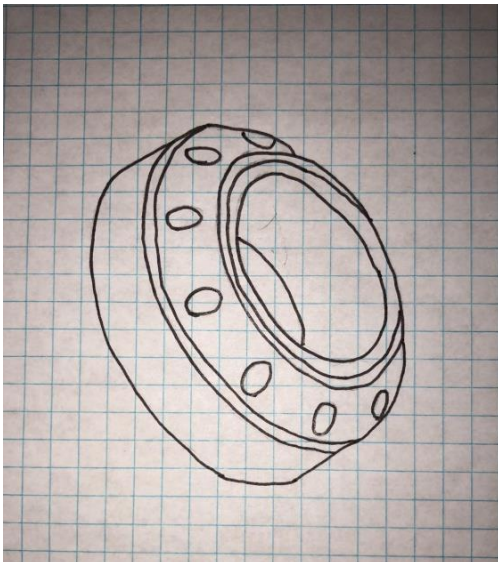
### Kraftanalyse casingdel C-3



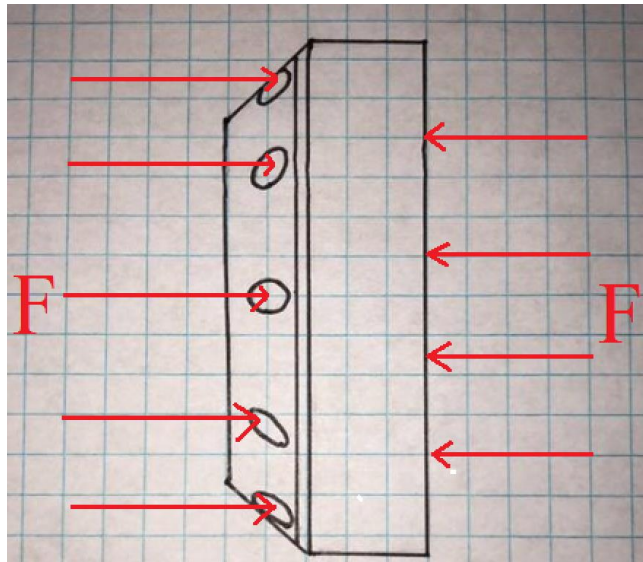
De røde pilene er kreftene som overføres fra undervannskonstruksjonen som momentadapteren går i inngrep med. Den blå pilen er momentet som kommer fra C-2 på grunn av boltene.

Figur 32: Kraftanalyse på casingdel C-3

### Kraftanalyse casingdel C-4



Figur 33: Skisse casingdel C-4

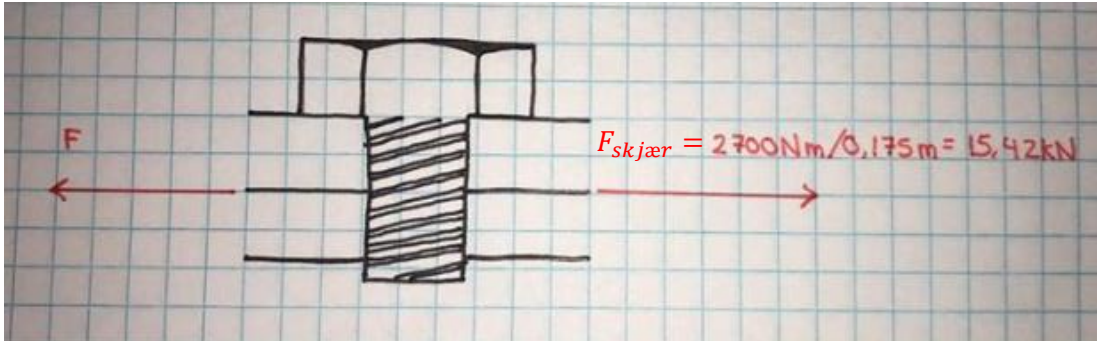


Figur 34: Kraftanalyse på casingdel C-4

C-4 vil være festet med M12 bolter til C-3, disse boltene vil ha en forspenningskraft på 43 000 N. Det er bare trykkrefter som vil virke på C-4.

## Bolter mellom C-1 og C-2

Utregninger av krefter i friksjonsskruer med bolter i klasse 8.8.



Figur 35: Kraftanalyse bolter C-1 og C-2

Utregninger av krefter i friksjonsskruer med M12 bolter og forspenningsverdier fra fasthetsklasse 8.8. Se vedlegg P og Q.

$$R_{M12} = 43\,000\text{ N}$$

$$m = 7$$

$$n = 1$$

$$\mu_0 = 0,36 \text{ for titan grad 5 [26].}$$

$$F_z = m \cdot \mu_0 \cdot R_{M12} \cdot n \quad (25)$$

$$F_z = 7 \cdot 0,36 \cdot 43\,000\text{ N} \cdot 1 = 108\,360\text{ N}$$

Sikkerhetsfaktor mot sklidning mellom C-1 og C-2 som ville ført til skjærspenning på boltene:

$$SF = \frac{F_z}{F_{skjær}} = \frac{108\,360\text{ N}}{15\,420\text{ N}} = 7 \quad (26)$$

Strekkspenning i bolter:

$$A_s = 84,3\text{ mm}^2$$

$$\sigma_s = \frac{R_{M12}}{A_s} = \frac{43\,000\text{ N}}{84,3\text{ mm}^2} = 510,0831\text{ MPa} \quad (27)$$

Skjærspenning i bolter:

$$F_s = 0$$

$$\tau = \frac{F_s}{A_s} = 0 \text{ N/m}^2 \quad (28)$$

Den jevnførende spenningen blir da:

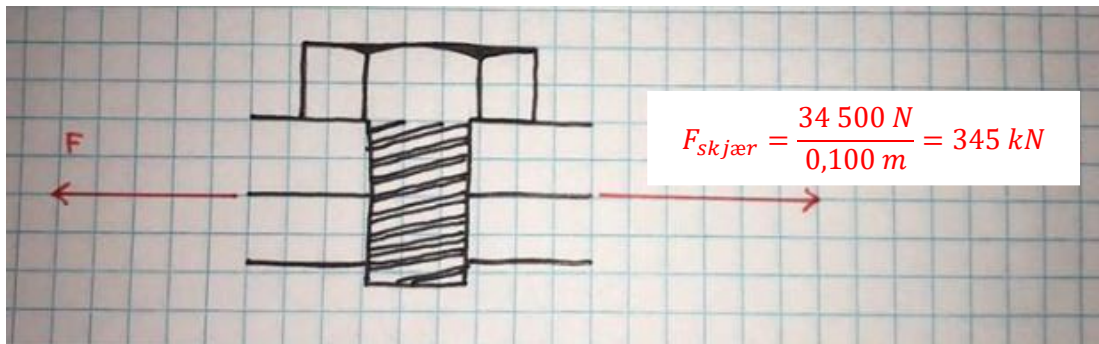
$$\sigma_j = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau_v^2} = \sqrt{(510,0831 \text{ MPa})^2} = 510,0831 \text{ MPa} \quad (29)$$

$$SF = \frac{\sigma_{maks}}{\sigma_j} = \frac{830 \text{ MPa}}{510,0831} = 1,6 \quad (30)$$

Om man bruker titan grad 5 vil man ha en sikkerhetsfaktor på 1,6 på boltene.

### Bolter mellom C-2 og C-3

Utregninger av krefter i friksjonsskruer med bolter i klasse 8.8.



Figur 36: Kraftanalyse bolter C-2 og C-3

Utregninger av krefter i friksjonsskruer med M14 bolter og forspenningsverdier fra fasthetsklasse 8.8. Se vedlegg P og Q.

$$R_{M14} = 59\,000 \text{ N}$$

$$m = 10$$

$$n = 1$$

$$\mu_0 = 0,36 \text{ for titan grad 5 [26].}$$

$$F_z = m \cdot \mu_0 \cdot R_{M14} \cdot n \quad (31)$$



$$F_z = 10 \cdot 0,36 \cdot 59\,000\text{ N} \cdot 1 = 212,4\text{ kN}$$

Sikkerhetsfaktor mot sklidning mellom C-2 og C-3.

$$SF = \frac{212,4\text{ kN}}{345\text{ kN}} = 0,6$$

Boltene vil bli utsatt for skjærspenninger fra skjærkraften  $F_s$ .

Strekkspenning i bolter:

$$A_s = 115\text{ mm}^2$$

$$\sigma_s = \frac{R_{M14}}{A_s} = \frac{59\,000\text{ N}}{115\text{ mm}^2} = 513,0435\text{ MPa} \quad (32)$$

Skjærspenning i bolter:

$$F_{sbolt} = \frac{F_{skjær} - F_z}{m} = \frac{345\text{ kN} - 212,4\text{ kN}}{10} = 13\,260\text{ N}$$

$$\tau = \frac{F_{sbolt}}{A_s} = \frac{13\,260\text{ N}}{115\text{ mm}^2} = 115,3044\text{ N/m}^2 \quad (33)$$

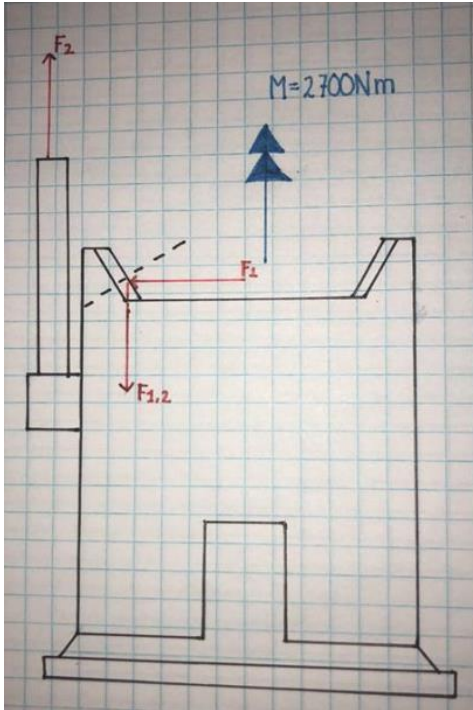
Den jevnførende spenningen blir da:

$$\sigma_j = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau_v^2} = \sqrt{(513,0435\text{ MPa})^2 + 3 \cdot (115,3044\text{ MPa})^2} = 550,5443\text{ MPa} \quad (34)$$

$$SF = \frac{\sigma_{maks}}{\sigma_j} = \frac{830\text{ MPa}}{550,5443} = 1,5 \quad (35)$$

Om man bruker titan grad 5 vil man ha en sikkerhetsfaktor på 1,5 på boltene.

## Kraftanalyse på bøtte med fail-safe



Figur 37: Kraftanalyse på bøtte med fail-safe

Kapasiteten til de valgte klemmene er 4000 N [27], setter denne til  $F_2$ :

$$F_2 = 4000 \text{ N}$$

Dekomponerer så kreftene for å finne kraften i vinkelen:

$$F_{1,2} = F_1 \cdot \sin(30^\circ) \quad (36)$$

$$F_1 = \frac{2700 \text{ Nm}}{0,0826 \text{ m}} = 16343,8256 \text{ N} \quad (37)$$

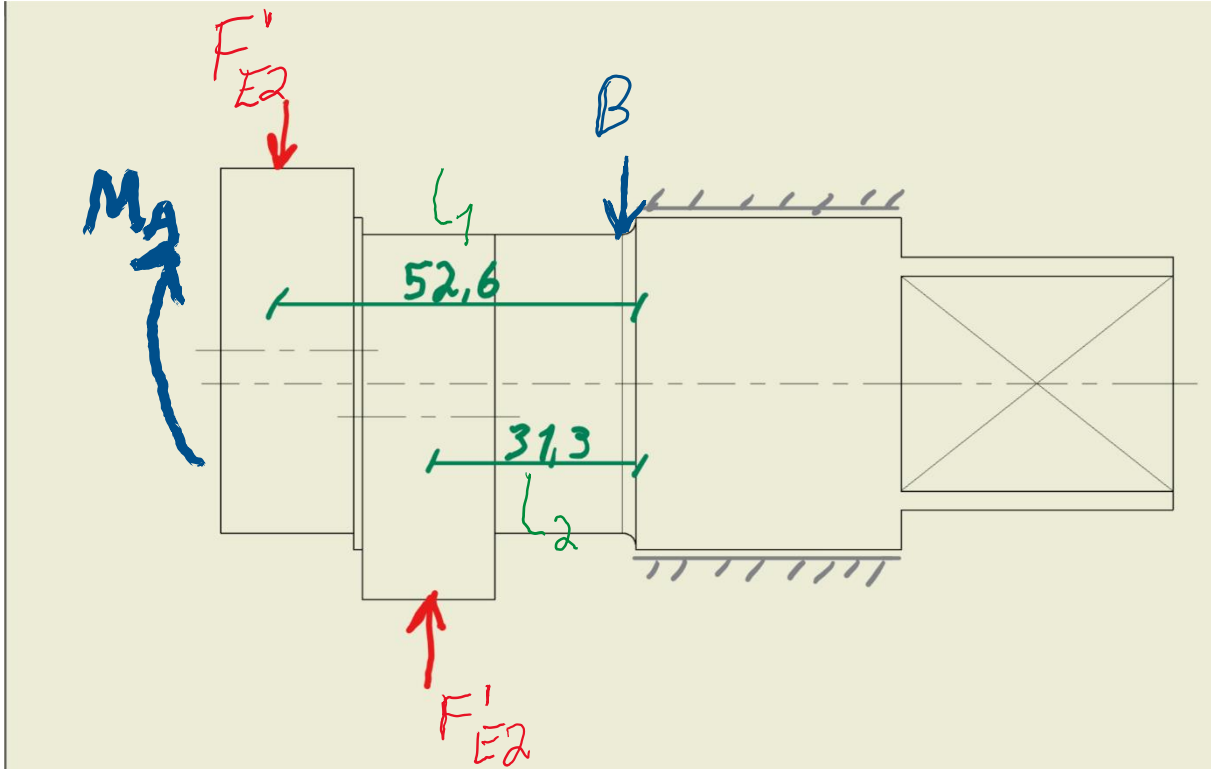
$$F_{1,2} = \frac{1350 \text{ Nm}}{0,0826} \cdot \sin(30^\circ) = 8171,9128 \text{ N} \quad (38)$$

Kraften overgår kapasiteten til klemmene som er blitt brukt, det blir dermed nødvendig med kraftigere klemmer for å bruke det samme prinsippet. Det finnes i dag flere klemmer med større kapasitet, men form og størrelse er ikke optimalisert for det gitte bruksområdet.

### 5.3 Akslinger

Akslingene vil bli maskinert i Incoloy 945X med flytegrense på 1043 MPa.

#### Inngående aksling



Figur 38: Kraftanalyse av bøyemoment på inngående aksling

Den største bøyepeningen vil være i tverrsnittet B, se figur 38, trykkspenninger og strekkspenninger neglisjeres. Minste diameter settes til 45 mm.

$$\sigma_{maks} = 1043 \text{ MPa}$$

$$D_{inn} = 0,045 \text{ m}$$

$$\sum M = 0 \rightarrow F'_{E2} \cdot l_2 - F'_{E2} \cdot l_1 + M_A = 0 \rightarrow M_A = F'_{E2} \cdot l_1 - F'_{E2} \cdot l_2 \quad (39)$$

$$M_A = 270\,744,9136 \text{ N} \cdot 0,0526 \text{ m} - 270\,744,9136 \text{ N} \cdot 0,0313 \text{ m} = 5\,766,8667 \text{ Nm}$$

Jevnføringsspenningen blir:

$$\sigma_j = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau_T^2} \quad (40)$$



Bøyesspenningen blir:

$$\sigma = \frac{M_A}{W_x} \quad (41)$$

$$W_x = \frac{\pi \cdot D_{inn}^3}{32} \quad (42)$$

Setter formel 43 inn i formel 42 og løser:

$$\sigma = \frac{32 \cdot 5\,766,8667 \text{ Nm}}{\pi \cdot (0,045 \text{ m})^3} = 644\,618\,072,5 \text{ Pa} = 644,6181 \text{ MPa}$$

Torsjonsspenningen blir:

$$\tau_T = \frac{T_{inn}}{W_{p1}} \quad (43)$$

$$W_{p1} = \frac{\pi \cdot D_{inn}^3}{16} \quad (44)$$

Setter formel 44 inn i formel 43 og løser:

$$T_{inn} = 2\,700 \text{ Nm}$$

$$\tau_T = \frac{T_{inn}}{W_{p1}} = \frac{16 \cdot 2\,700 \text{ Nm}}{\pi \cdot (0,045 \text{ m})^3} = 150\,902\,464,6 \text{ Pa} = 150,9025 \text{ MPa}$$

Jevnføringsspenningen blir:

$$\sigma_j = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau_T^2} \quad (45)$$

$$\sigma_j = \sqrt{(644,6181 \text{ MPa})^2 + 3 \cdot (150,9025 \text{ MPa})^2} = 695,5913 \text{ MPa}$$

$$SF = \frac{\sigma_{maks}}{\sigma_j} = \frac{1043 \text{ MPa}}{695,5913 \text{ MPa}} = 1,4994$$

### Utgående aksling

Tillatt torsjonsspenning fra formel 46:

$$\sigma = 0$$

$$\tau_T = \sqrt{\frac{\sigma_{maks}^2 - \sigma^2}{3}} = \sqrt{\frac{(1043 \text{ MPa})^2}{3}} = 602,1763 \text{ MPa}$$

Maksimal indre diameter utgående aksling:

$$T_{ut} = 34\,500 \text{ Nm}$$

$$\tau_T = \frac{T_{ut}}{W_{p2}} \quad (46)$$

$$W_{p2} = \frac{\pi}{16} \left( \frac{D_{ut}^4 - d_{ut}^4}{D_{ut}} \right) \quad (47)$$

$D_{ut} = 0,145 \text{ m}$ , fastsatt av designbehov.

Setter formel 47 inn i formel 46 og løser for  $d_{ut}$ :

$$d_{ut} = \sqrt[4]{D_{ut}^4 - \frac{16 \cdot T_{ut} \cdot D_{ut}}{\pi \cdot \tau_T}} = \sqrt[4]{(0,145 \text{ m})^4 - \frac{16 \cdot 34\,500 \text{ Nm} \cdot 0,145 \text{ m}}{\pi \cdot 602,1763 \cdot 10^6 \text{ Pa}}} = 0,1410 \text{ m}$$

## 5.4 Lager

Den viktigste oppgaven til alle lager er å understøtte en aksel. Som regel er det nødvendig med et lager som er fast, og et som er løst. Det skilles mellom to hovedtyper. Glidelager som ofte blir brukt for en aktuell konstruksjon, og roterende lager som blir valgt ut fra standarder [28]. Det er blitt brukt tre forskjellige typer glidelager i giret som støtete.

Tabell 6 Fordeler og ulemper ved valg av glidelager

Fordeler	Ulemper
Liten friksjon og varmeutveksling	Ømfintlig for skitt
Lite forbruk av smurning	Større innbyggingsmål
Lett å skifte ut	Problemer med riving i overflaten ved oppstart
Stor kontaktflate mellom bevegelige deler	Stort startmoment er nødvendig
Tåler store belastninger	Nødvendig med vedlikehold
Lang levetid ved riktig vedlikehold	
Billig og enkel utførelse	

### Dimensjoner glidelager PCM 505530 M [29]

$$D_{y1} = 55 \text{ mm}$$

$$d_{i1} = 50 \text{ mm}$$

$$B_1 = 30 \text{ mm}$$



Figur 39: PCM 505530 M [29]

### Dimensjoner glidelager PCM 15015580 M [30]

$$D_{y2} = 155 \text{ mm}$$

$$d_{i2} = 150 \text{ mm}$$

$$B_2 = 80 \text{ mm}$$



Figur 40: PCM 15015580 M [30]

### Dimensjoner glidelager BMP 556020 [31]

$$D_{y3} = 60 \text{ mm}$$

$$d_{i3} = 55 \text{ mm}$$

$$B_3 = 20 \text{ mm}$$



Figur 41: BMP 556020 [31]

Dette lageret er for å ta opp kreftene fra de sykleide skivene. Andre spesifikasjoner for lageret er lagt ved i vedlegg N.

## 5.5 Tetninger

Tetninger hindrer kontakt mellom medier, her vil det være nødvendig med o-ringer rundt akslingene for å hindre at sjøvann kommer inn i momentadapteren eller at olje kommer ut i havet. O-ringer vil også bli brukt på plasser der casingen er splittet [32].

O-ring som er brukt i denne oppgaven er av materialet nitrilgummi (NBR). Dette materialet er det mest brukte og rimeligste. Nitrilgummi har god bestandighet mot de fleste typer oljer og fett, og har en lang levetid.

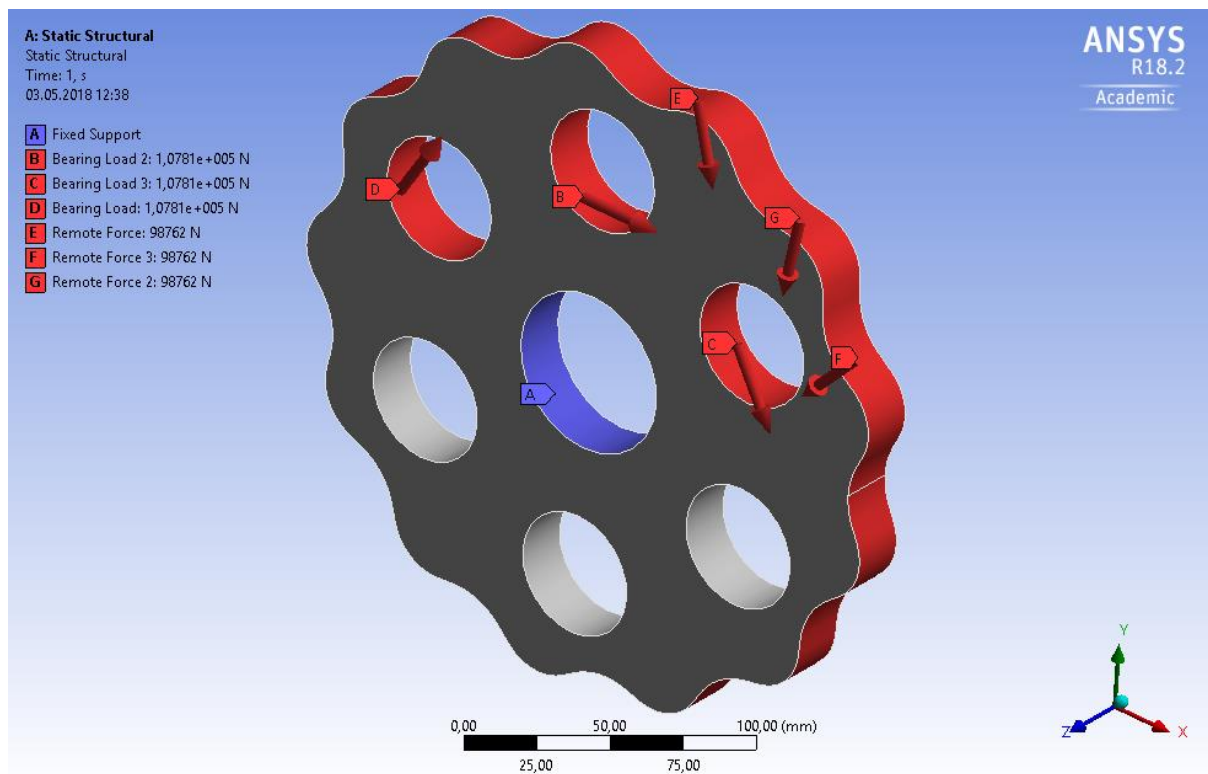
O-ringene som er blitt brukt vises i vedlegg L.

## 5.6 ANSYS

### 5.6.1 Spenning- og deformasjonsanalyse for sykloide skiver i ANSYS

#### Static Structural

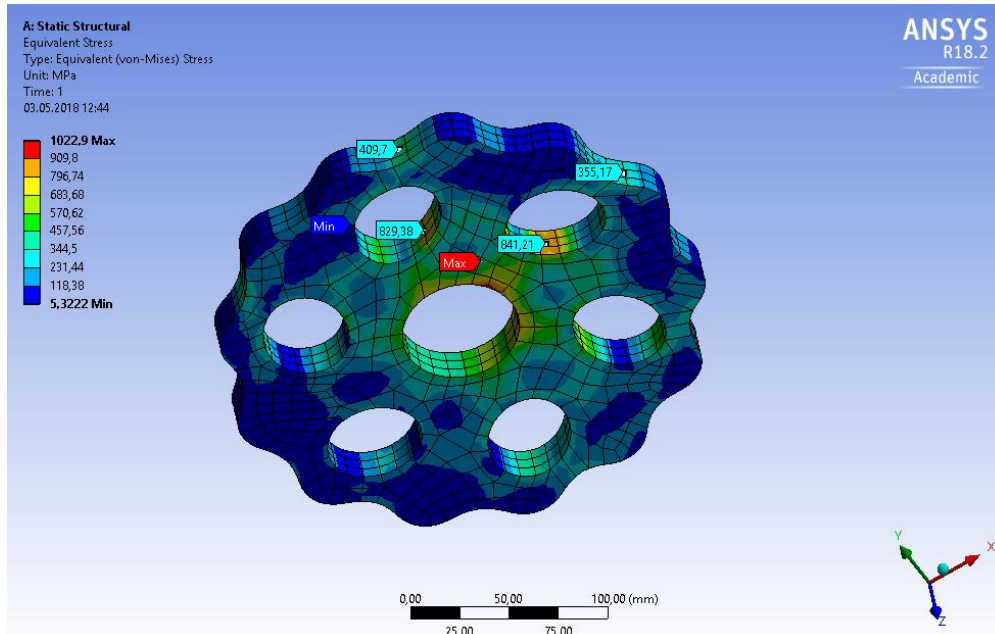
I «static structural» er det lagt inn seks krefter ved hjelp av koordinater, også vist i figur 42, kapittel 5.2.1. Det er også lagt inn et fast feste i opplager A, som vist i blått. Kraftene B, C og D er fra ut pinnene på ut akslingen og kreftene E, F og G er krefter fra ringgir rullene. Det er lagt inn bearing load i punktene B, C og D for å forenkle prosessen.



Figur 42: Påsatte krefter sykloide skiver

### Ekvivalent spenning i sykkloide skiver etter von Mises kriteriet

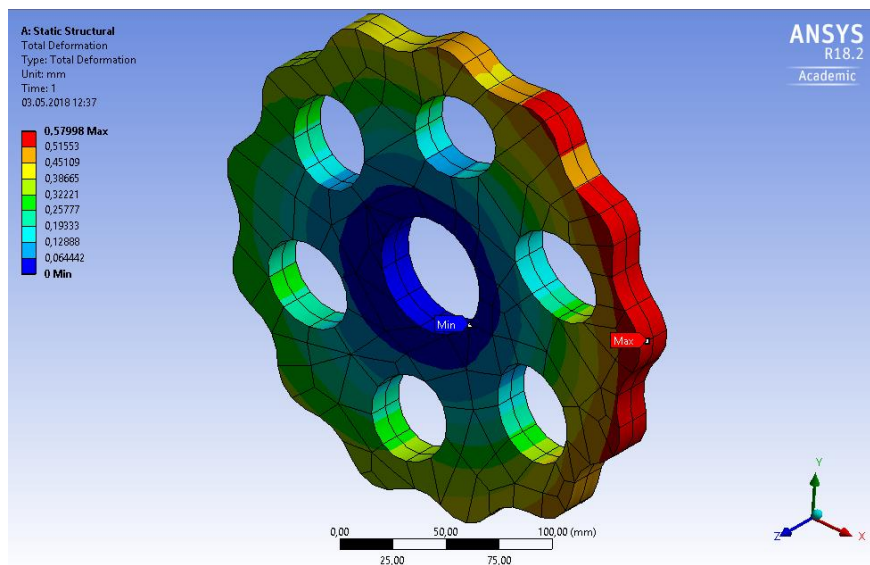
Den største ekvivalente spenningen som opptrer på disken er i det kritiske tverrsnittet. Dette vil være i hullene til rullene. Den ekvivalente spenningen er på  $1022,9 \text{ N/mm}^2$ .



Figur 43: Spenninger i de sykkloide skivene

### Total deformasjon på sykkloide skiver

Den totale deformasjonen på disken vil være på maksimalt 0,57 mm, se figur 44.

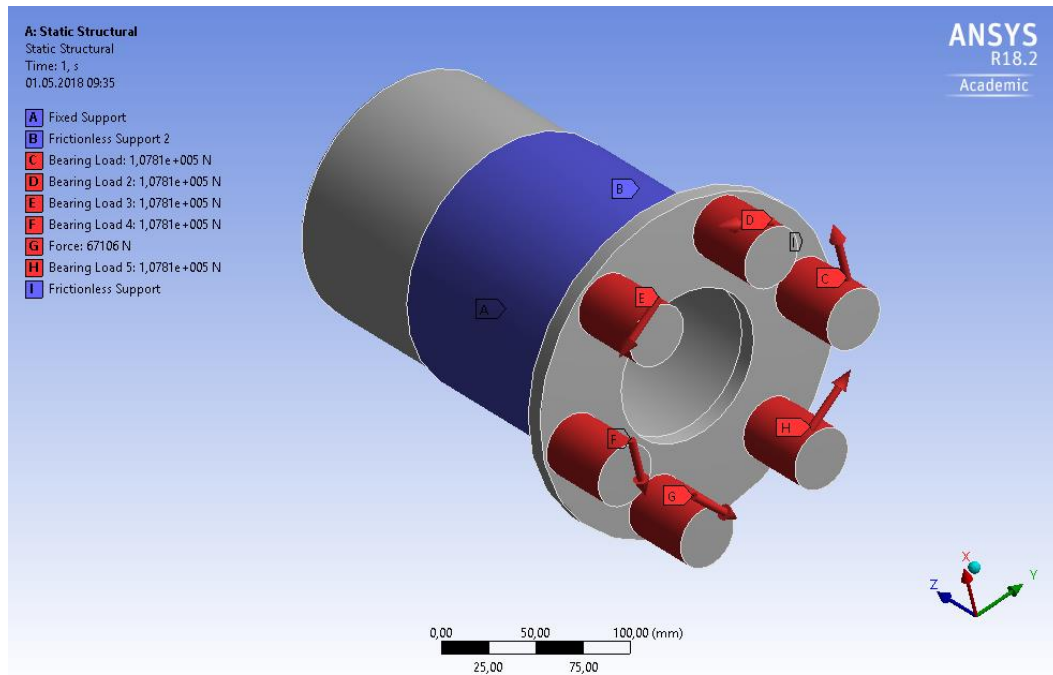


Figur 44: Deformasjon i de sykkloide skivene

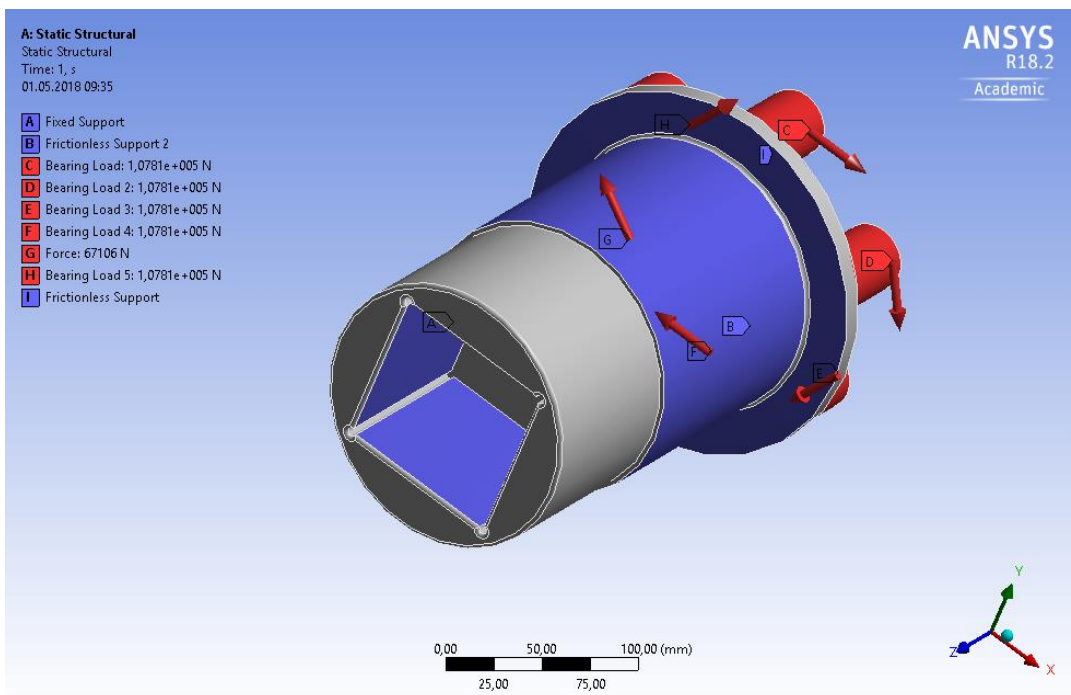
5.6.2 Spenning- og deformasjonsanalyse for utgående aksling i ANSYS

Static Structural

I «static structural» er det lagt et fast innspent opplager A som vises med blå farge, se figur 45. Det er lagt inn 6 krefter som er vist i rødt og er lagerkrefter fra diskene på ut pinnene. Det blir og plassert friksjonsløst opplager i B og C for å simulere kontaktflater mot casingen.



Figur 45: Påsatte krefter utgående aksling girside

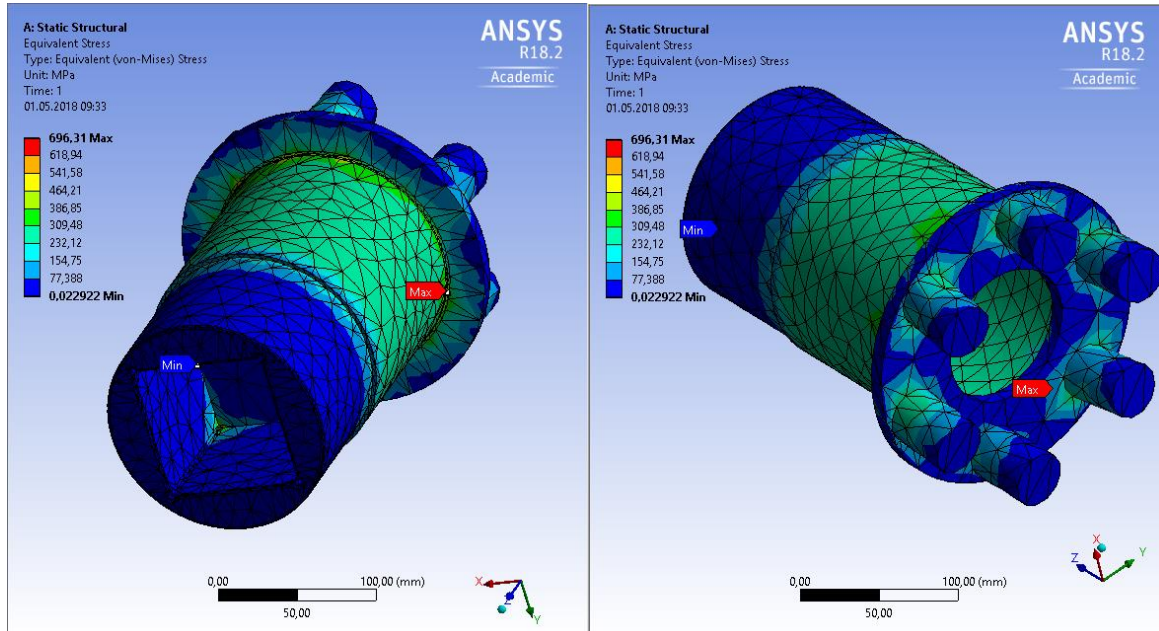


Figur 46: Påsatte krefter utgående aksling interface side



## Ekvivalent spenning i utgående aksling etter von Mises kriteriet

Den største ekvivalente spenningen befinner seg i avrundingen mellom akslingen og ut pinnene. Denne spenningen er  $696,31 \text{ N/mm}^2$ , se figur 47. Spenningen er innenfor den materielle kapasiteten for valgt material (Incoloy 945X), og sikkerhetsfaktoren mot flyting vil være 1,5.

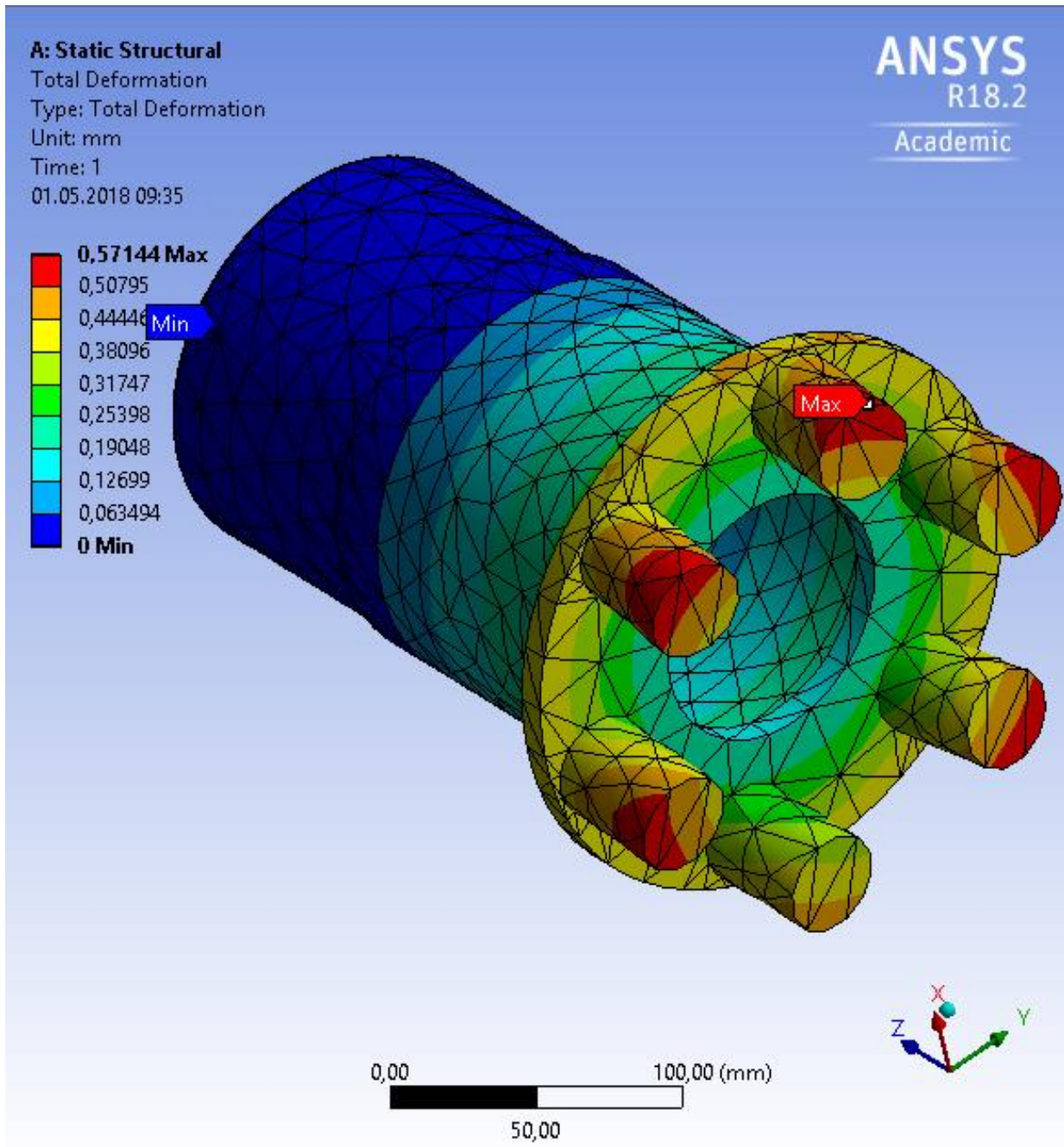


Figur 47: Spenninger i utgående aksling



### Total deformasjon på utgående aksling

Den totale deformasjonen av utgående aksling vil være på maksimalt 0,57 mm, se figur 48.

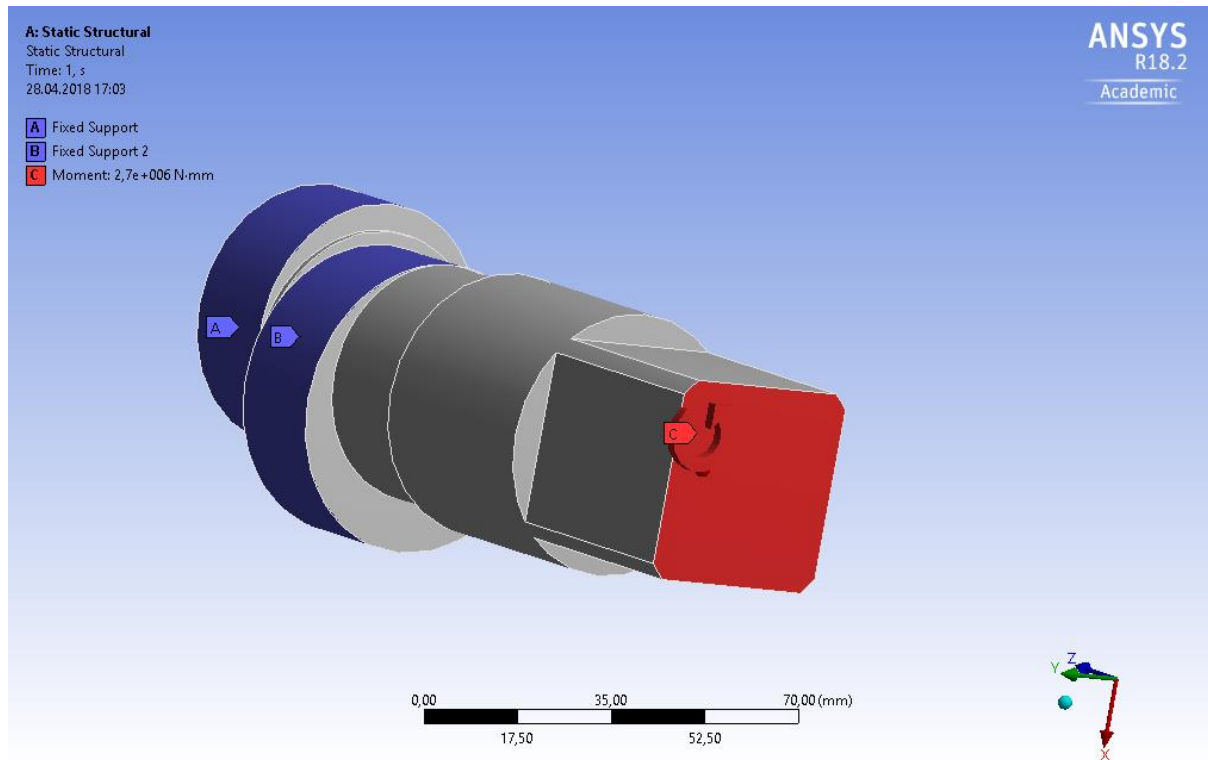


Figur 48: Deformasjon i utgående aksling

### 5.6.3 Spenning- og deformasjonsanalyse for inngående aksling i ANSYS

#### Static Structural

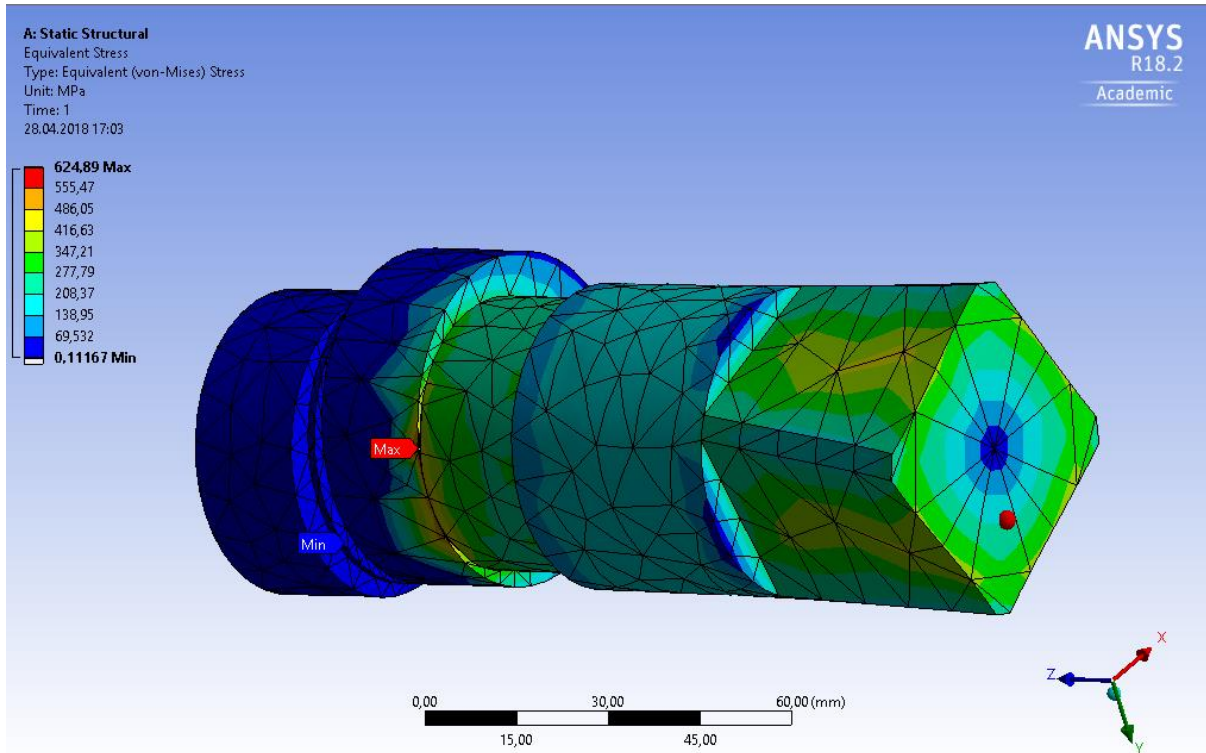
I «static structural» er det lagt inn to faste innspennte opplager i A og B. Det er satt på et moment på flaten i C, som gir akslingen krefter i form av vridning, se figur 49.



Figur 49: Påsatte krefter inngående aksling

## Ekvivalent spenning i inngående aksling etter von Mises kriteriet

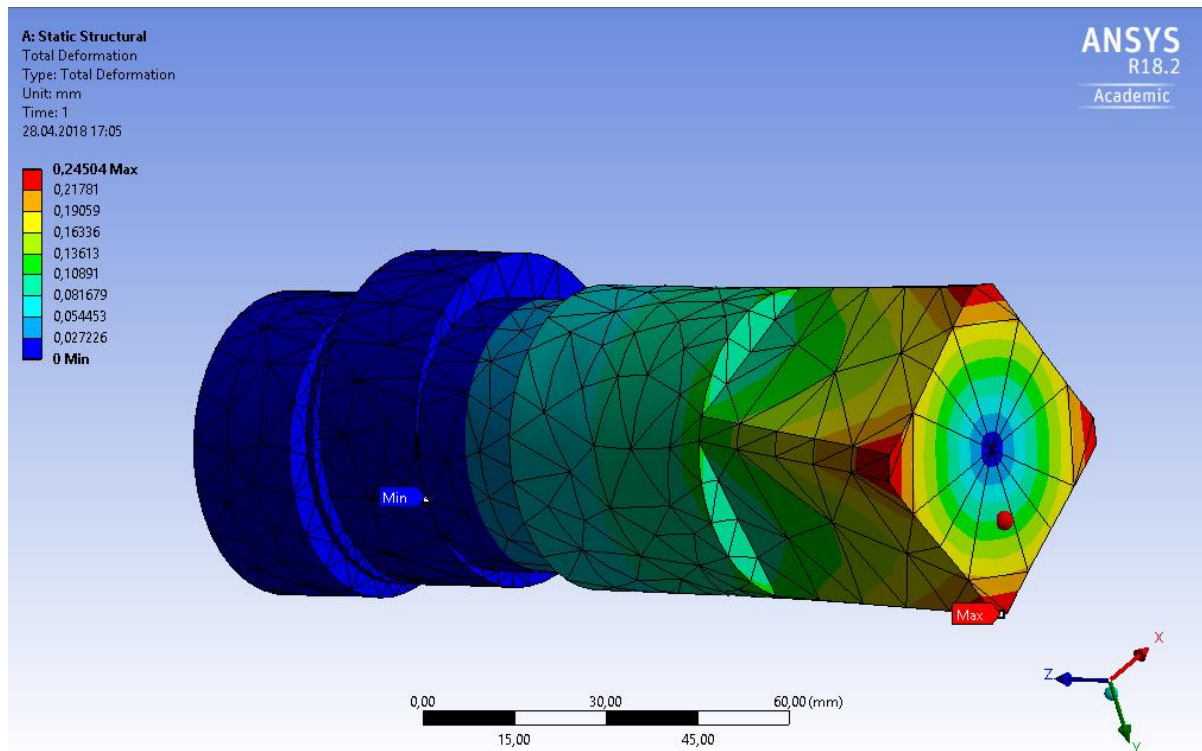
Den største ekvivalente spenningen befinner seg i det kritiske tverrsnittet, som antatt. Det er her liten avrunding mellom de to leddene i akslingen, så det vil være et kritisk punkt for bruddanvisning. Denne ekvivalente spenningen er på maksimalt  $624,89 \text{ N/mm}^2$ , se figur 50, og sikkerhet mot flyting vil være ca. 1,66.



Figur 50: Spenninger inngående aksling

## Total deformasjon på inngående aksling

Den totale deformasjonen av inngående aksling vil være maksimalt 0,24 mm, se figur 51.



Figur 51: Deformasjon inngående aksling

## 5.7 Sammenligning av beregninger

Fra håndberegningene til analyse i ANSYS er det noen synlige forskjeller. Det finnes flere grunner til at enkelte verdier ikke blir like. Først og fremst er det som nevnt tidligere noen krefter ved håndberegning er satt til samme verdi grunnet små variasjoner, dette neglisjeres ikke i ANSYS.

For å sammenligne håndberegningene med ANSYS er det regnet ut et avvik etter følgende formel:

$$\text{Avvik} = \left(1 - \frac{\text{Resultat håndberegninger}}{\text{Resultat ANSYS}}\right) \cdot 100 \% \quad (48)$$

Tabell 7 Sammenligning av beregninger

Girdel	Ekvivalent spenning fra ANSYS [N/mm <sup>2</sup> ]	Ekvivalent spenning fra håndberegninger [N/mm <sup>2</sup> ]	Avvik [%]
Sykloide skiver	1022,9 N/mm <sup>2</sup>	-	-
Utgående aksling	696,31 N/mm <sup>2</sup>	700,00 N/mm <sup>2</sup>	0,53%
Inngående aksling	624,89 N/mm <sup>2</sup>	695,59 N/mm <sup>2</sup>	11,31%

Det er ikke gjort spenningsanalyser på alle deler i giret, kun for de deler som anses som mest kritisk. I tabell 7 er det vist en oversikt over hvilke deler som er gjort analyse av, samt sammenligning av resultater med utregnet avvik i prosent.

Når håndberegninger er utført er det gjort forenklinger når det kommer til kreftene som virker, dette kan være en faktor som utgjør en liten forskjell mellom håndberegningene og ANSYS. I forbindelse med utgående aksling er dimensjoneringen utført som et resultat av hvilken maksimal påkjenning som er ønsket. Det blir så dimensjonert med en liten sikkerhetsfaktor videre. Ved å undersøke figur 47 er den maksimale påkjenningen lokalisert mellom skive til utgående pinner og aksling. De utgående pinnene vil oppleve en mindre kraft enn oppført i tabell 7.

I ANSYS vil strukturen bli delt om i små elementer, noe som ikke kommer frem i håndberegningene. Her vil noen ganger spenningskonsentrasjoner på enkelte steder være høyere enn forventet, men disse vil synke ved en høyere generert «mesh».

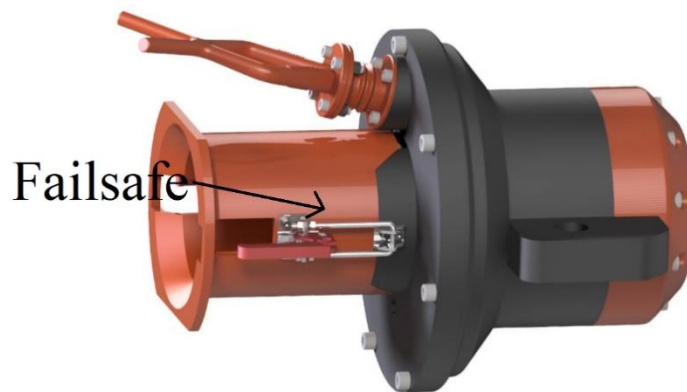


## 5.8 Momentavlesning

På nåværende momentadapter har ikke Oceaneering en god nok løsning på momentavlesning. Det er for store unøyaktigheter, fordi momentavlesningen skjer på momentverktøyet som fører til at unøyaktigheten blir tatt med gjennom momentadapteren. Ønsket nøyaktighet er 1 % av avlest moment.

Det er blitt gjort undersøkelser på om det er mulig å ha en momentavleser på selve momentadapteren for å få høyere nøyaktighet. De fleste momentavlesere som er mulig å finne på markedet er elektroniske, noe som vil passe dårlig i et undervannsmiljø. Det er lagt vekt på syv ulike metoder for momentavlesninger som er lagt ved i vedlegg B. Ved eventuell optimalisering av momentadapteren er det mulighet for å jobbe videre med en av metodene i vedlegget, men i denne rapporten er det ikke gjort videre arbeid innenfor dette temaet.

## 5.9 Fail-safe



Figur 52: Fail-safe

En fail-safe er et element som gjør at det er mulig å løse av momentet på adapteren ved eventuelle feil. Hvis det skulle forekomme elektriske feil eller feil på det hydrauliske systemet må det være mulig å koble ROV momentverktøyet fra adapteren. Det gjøres for at det ikke skal påføres unødvendig skade på fastsatt-ROV som eksempelvis kutting av hydrauliske slanger og lignende. Det er mange måter å lage til en fail-safe løsning på, men gruppen har kommet frem til et prinsipp som burde bli sett nærmere på.

Løsningen bytter ut festing mellom interface og momentadapteren fra vanlig skrueforbindelse til en form for klemme som holder de to flense sammen. Flensene er designet på en slik måte at de sammen lager en kant som holdes på plass med en klemme. Kantene gis en vinkel slik at under frakopling vil aktuell interface ønske å flytte seg ut, og vekk fra momentadapteren. Denne klemmen kan lett løsnes, som resulterer i at interface klasse 4 kobles fra resten av adapteren og momentet som ville holdt ROV-en på plass frigjøres. ROV-en kan dermed løsnes fra momentadapteren.

## 5.10 Trykkompensasjon

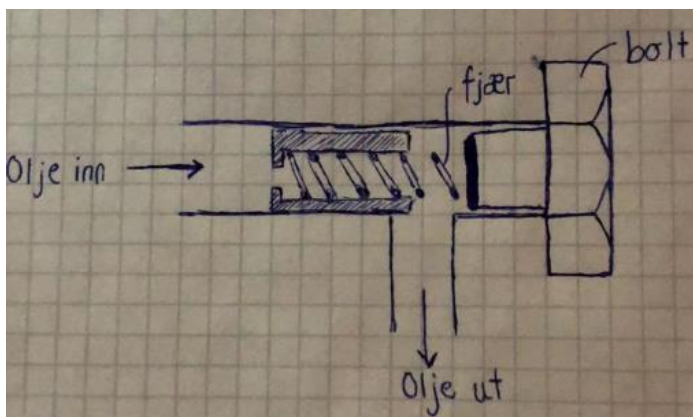
Som nevnt i kapittel 2.2 vil det hydrostatiske trykket øke med vanddyppet. For å utligne dette trykket blir det tatt i bruk en kompensator. Element som har blitt vurdert er ventiler, sylindere og rør. Oceaneering sin nåværende løsning for trykkompensering er en slange som ligger på utsiden av adapteren og komprimerer oljen etter hvert som trykket og dybden øker. På grunn av at enheten skal være på havbunnen over lenger tid har gruppen vurdert flere løsninger.



Figur 53: Trykkompensering med stempel [33]

Figur 53 viser trykkompensering med stempel. Vann vil strømme inn gjennom slissene, og dette skaper en trykkforskjell på stempelet. Stempelet vil ønske å øke trykket på motsatt side.

Ulempen her vil være rust på fjæren og groer på innsiden av stempelet som fører til slitasje og tæring.



Figur 54: Trykkompensering med fjærbelastning

I figur 54 er det vist et forslag til hvordan man kan utligne det hydrostatiske trykket. Et rør vil stikke ut fra selve momentadapteren. På røret kan det sittes inn en fjærbelastet trykkompenserings ventil, som åpnes på et bestemt trykk.

Etter diskusjon innad i gruppen samt med veiledning fra eksternt veileder er det kommet frem til at nåværende løsning med slange må byttes ut med noe mer permanent.



Kystdesign lager trykkkompensatorer med volum fra 0,04 liter til 16 liter [33] [34], og gruppen konkluderer med å bruke deres 0,04 liter trykkkompensator. De svake punktene på kompensatoren vil være belgen, tetninger og fjæren i rustfritt stål. Det vil være mulig å få fjæren i titan, men det vil være kostbart. Begroing vil være et problem som kan føre til slitasje på kompensatoren når den beveger seg. Det er usikkert hvor lang levetid en slik kompensator vil ha, men når momentadapteren skal vedlikeholdes vil det være mulig å sjekke hvor mye slitasje det er på kompensatoren og om noe må repareres eller byttes. Under vises beregninger for å sjekke om valgt størrelse er tilstrekkelig i gitte omgivelser. Se vedlegg J for tetthet til sjøvann og vedlegg M for informasjon om trykkkompensatorer fra Kystdesign.

Formel for å finne hydrostatisk trykk:

$$P_{hydrostatisk} = \rho_{sjøvann} \cdot g \cdot h \quad (49)$$

$$P_{hydrostatisk} = 1,025 \cdot 10^3 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 3000 m = 301,6575 \cdot 10^5 Pa \quad (50)$$

For å få trykket i bar:

$$P_{hydrostatisk} = 301,6575 \cdot 10^5 Pa \cdot \frac{10^{-5} bar}{1 Pa} = 301,6575 bar \quad (51)$$

For å finne trykket totalt må man ligge på det atmosfæriske trykket som er ved havoverflaten, og trykket totalt vil da bli:

$$P_{atmosfærisk} = 1,01325 bar$$

$$P_{total} = P_{hydrostatisk} + P_{atmosfærisk} = 302,6708 bar \quad (52)$$

Ut ifra volumetriske beregninger utført ved hjelp av Inventor, er det kommet frem til at det vil være plass til ca. 1,2 liter med olje. For å finne nødvendig kompenserings egenskaper til kompensatoren tilknyttet dimensjonering må volumendring finnes ved gitt trykk. Under vises beregninger for å finne volumendring for gitte omgivelser.

$$\Delta P = -E_v \cdot \frac{\Delta V}{V_1} \quad (53)$$

$$\Delta V = \frac{\Delta P \cdot V_1}{-E_v} \quad (54)$$

$\Delta P = 301,6575 bar$ , det hydrostatiske trykket er lik trykkforskjellen.

$V_1 = 1,2 l + 0,04 l = 1,24 l$ , oljefyllt volum i giret og volumet av kompensatoren.

$$\frac{301,6575 \cdot 10^5 Pa \cdot 1,24 l}{-1,5 \cdot 10^9 Pa} = -0,0249 l$$

Utrekninger er gjort med verdier for SAE 30 olje [35].

## 5.11 Materialvalg

I fasen hvor materialvalg bestemmes er det flere faktorer som spiller inn. Materialene blir presentert med fokus på korrosjonsbestandighet. Det er selvsagt andre materialegenskaper som også tas hensyn til, blant annet levetid, styrke, vekt og pris. Siden momentadapteren skal være på havbunnen i 15 år har korrosjonsbestandighet vært den viktigste faktoren i denne oppgaven. Korrosjonsbestandige materialer er ofte mer kostbare enn andre materialer, dermed har prisen blitt lagt mindre vekt på. Med hensyn til at giret skal kunne opereres av en ROV har vekt også vært høyt prioritert. Vekten skal helst ikke være mer enn 500 N i vann, og av den grunn ble det tidlig konkludert med å bruke et materiale med høy styrke i forhold til tetthet. Dersom dette ikke er nok kan det bli nødvendig med oppdriftselementer, henviser til kapittel 6.2.

Det ble først bestemt å bruke titan grad 5 på hele casingen. Dette er på grunn av den gode motstanden mot korrosjon, den lave tettheten og den høye flytegrensen. Titan er et materiale som ofte blir brukt i offshore utstyr, og vil klare å være på havbunnen i 15 år uten at korrosjon blir et problem. Titan grad 5 har en flytegrense på 830 MPa, og har en tetthet på 4430 kg/m<sup>3</sup> [36].

For akslingene og de to er det valgt å bruke Incoloy 945X. Dette er en nikkell-krom-jern legering som brukes mye i olje og gassindustrien, den har ypperlig korrosjonsbestandighet i sjøvann og høy flytegrense. Flytegrensen er 1043 MPa og tettheten er 8265 kg/m<sup>3</sup> [23].

Titan grad 5 og Incoloy 945X vil fungere godt sammen uten å skape et anode-katode forhold som vil føre til korrosjon med tanke på spenningsforskjeller [37].

Fra DNV 4.6 kreves det at materialet må være egnet for undervannsmiljøet, og det kreves bruk av korrosjons beskyttelse [38]. Maling som benyttes må være uorganisk og basert på sink, etyl eller silikat. Før sandblåsing må alle skarpe kanter avrundes til minimum radius på 2 mm ifølge NORSOK M- 501 [39]. Se vedlegg M for ytterlig informasjon om andre materialer.

## 5.12 Produksjonsmetode

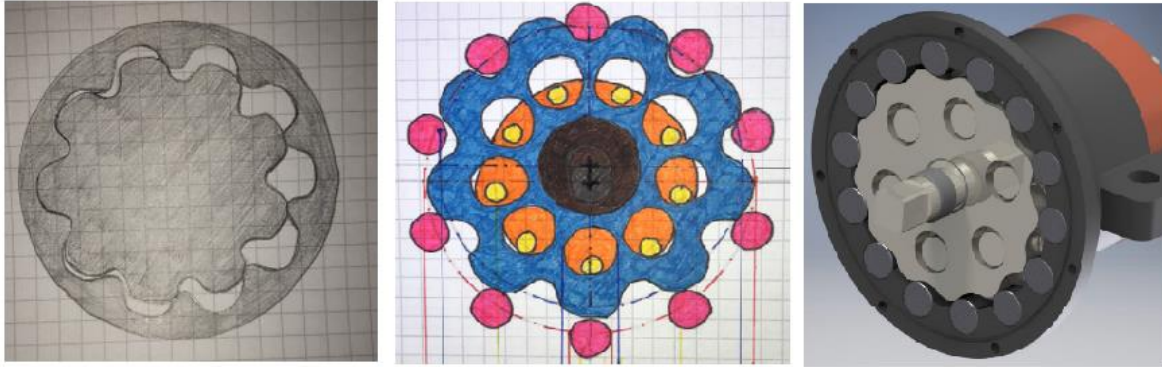
Både konstruksjon, materialvalg og valg av produksjonsmetode henger sammen. På grunn av dette er produksjonsmetoden tatt i betraktning gjennom konstruksjonsfasen.

Som nevnt tidligere vil produksjonsmetoden bli overlatt til maskineringsleverandør. Ved eventuelle spesielle produksjonsmetoder vil dette bli diskutert etter behov. Det er mulig å maskinere alle deler av momentadapteren uten å måtte sveise, men dette vil føre til mye større svinn av materiale. Med tanke på styrken i momentadapteren vil det likevel være mest gunstig å maskinere ut alle deler i stedet for å anvende sveisemetoder.

For å gjøre det lettere å produsere den utgående akslingen kan det være en fordel å maskinere ringgirboltene og selve akslingen hver for seg. Det er mulig å borre hull i ringgirboltene og feste de til utgående aksling på denne måten. Dette vil svekke konstruksjonen, men skal være mulig å gjennomføre ved større dimensjoner.

## 5.13 Utvikling av giret og begrunnelser for dimensjoner

### Girutvikling fra første skisse til ferdig produkt



Figur 55: Utvikling av gir

I figur 55 er det illustrert hvordan utviklingen av giret har foregått. Skissen til venstre viser første tanke om hvordan giret ville se ut. Det er gjort noen endringer fra denne skissen til skissen som vises i midten. Her har gruppen bestemt at det skal benyttes et forenklet sykloid gir, for å unngå flere iterasjoner for å finne den perfekte formen. Dette er noe som eventuelt kan bli utført i en typisk andre fase.

#### 5.13.1 Sykloide skiver

Under designfasen er ikke skivene regnet som et kritisk element i systemet og størrelser er dimensjonert for å være kompatibel med ut- og inngående akslinger.

#### 5.13.2 Utgående aksling

Den utgående akslingen er dimensjonert med tanke på montering/demontering av giret. Man vil se at akslingen er nokså massiv og har en nokså stor ytterdiameter, men dette er for at resterende deler skal være mulig å montere i giret. Den er derimot hulet ut for å redusere masse.

#### 5.13.3 Inngående aksling

Ved utførelse av design til inngående aksling er det tatt hensyn til montering av de sykloide diskene, samt geometri for mottakelse av klasse fire momentverktøy. Her er dimensjonene hentet fra ISO 13628-8 [3]. Kammene på akslingen er dimensjonert med hensyn på eksentrisiteten på skivene og diametere er dimensjonert for mottakelse av valgte glidelager.

## 6 Ergonomi og casing design

I dette kapittelet forklares valg under design for casing med tanke på håndtering, vedlikehold og ergonomi. Valgene er basert på krav fra ISO 13628-8 [3] og krav fra Oceaneering samt krav som stilles ved håndtering topside. Forklaring av valg som blir foretatt blir også forklart og begrunnet.

### 6.1 Casingdesign

Her vil design av casing bli framstilt. Hvert steg i designprosessen blir beskrevet og det blir gitt forklaring på eventuelle endringer som blir gjort.

#### Første løsning på casingdesign

Løsningen som vises i figur 56 ligner mye på det nåværende casingdesignet til Oceaneering. Men denne løsningen er ikke perfekt, og må videreutvikles for at den skal bli en fungerende løsning. Det mangler blant annet en måte å utligne trykket på.

Oppdriftselementer er heller ikke tatt med i skissen.



Figur 56: Første løsning på casingdesign

### Andre løsning på casingdesign

Som vist i figur 57 er det gjort små endringer fra forrige skisse, men det er satt på en kompensator. I kompensatoren blir det brukt stempel for å utligne trykket. Casingen mangler enda deler som gjør at den kan sies å være en fungerende løsning.

Det mangler blant annet et hull for påfyll av olje, lufting i forbindelse med oljefyll og et sted hvor man kan sitte inn et løfteøye ved topside håndtering.

Videre kom det frem forslag om fail-safe som endrer fremlagt design på montering av klasse 4 female interface. Funksjonen til fail-safen er beskrevet i kapittel 5.9.



Figur 57: Andre løsning på casingdesign

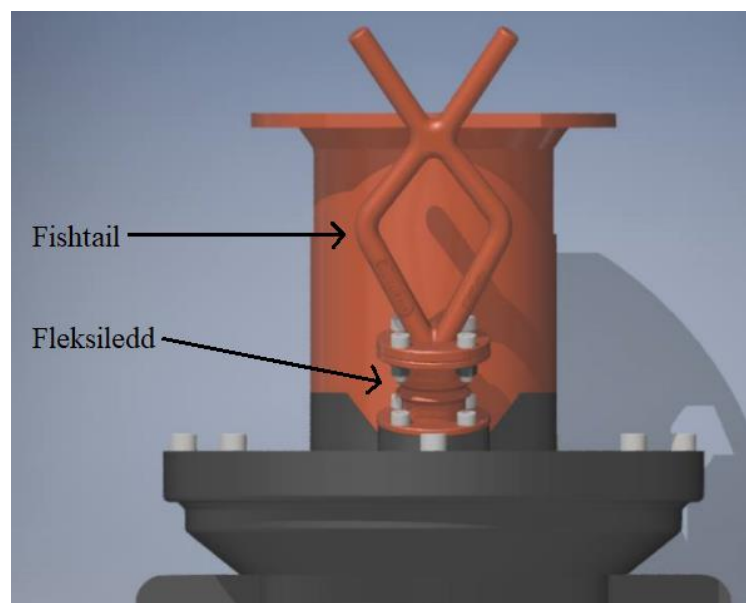
### Design for topside håndtering

For topside håndtering er det laget en liten brakett med et M8 gjengen hull i hvor et løfteøye kan plasseres. Når adapteren står på havbunnen vil det være en bolt i det gjengede hullet for å ikke ødelegge gjengene. Løfteøyet benyttes kun topside, og er beskrevet nærmere i kapittel 6.4.

Når det kommer til oljepåfyll og lufting i forbindelse med oljepåfyll er dette noe som vil skje topside. Det er designet et M18 hull på toppen av adapteren. Her vil det settes i en plugg som kan åpnes for påfyll av olje. Pluggen er satt helt i toppen på adapteren for at det skal være mulig å fylle hele giret opp med olje samtidig som luften vil gå ut.

### Design for håndtering av ROV

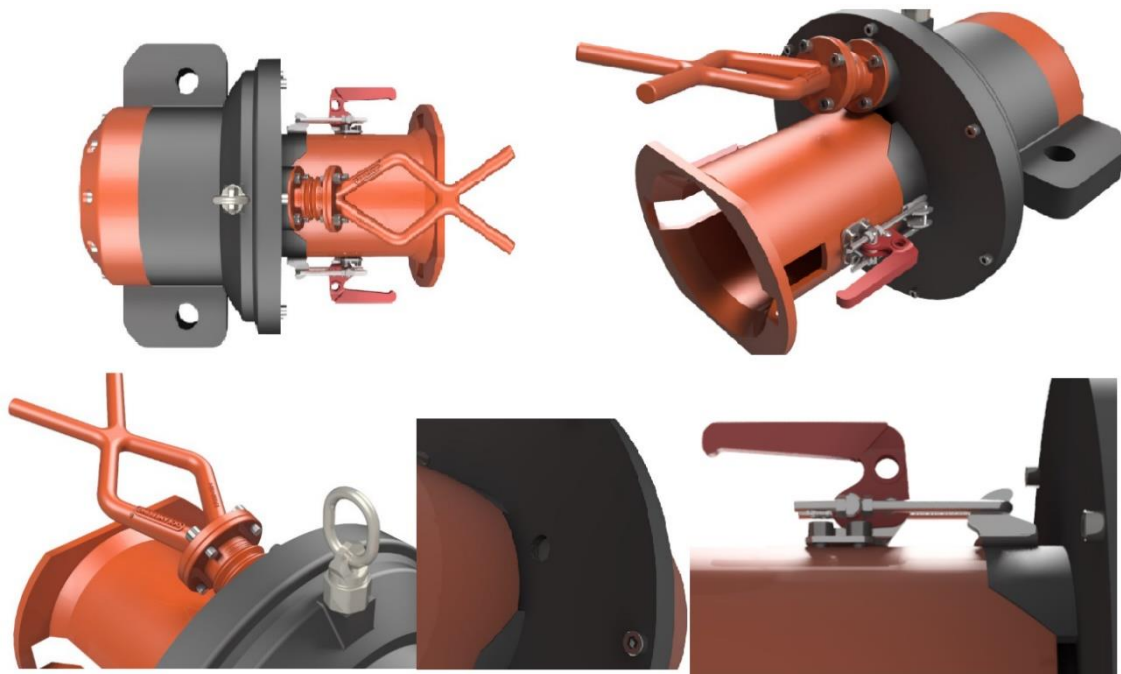
For at en ROV skal kunne håndtere adapteren blir det påmontert en såkalt fishtail. Dette er et håndtak ROV-en kan holde i mens den opererer giret. Mellom håndtaket og selve adapteren vil det være et fleksiledd som tar opp krefter, se figur 58. Dette utstyret har Oceaneering tatt i bruk på tidligere verktøy, det blir derfor konkludert med at denne brukes videre på den nye casingen som blir lagt frem.



Figur 58: Fishtail og fleksiledd

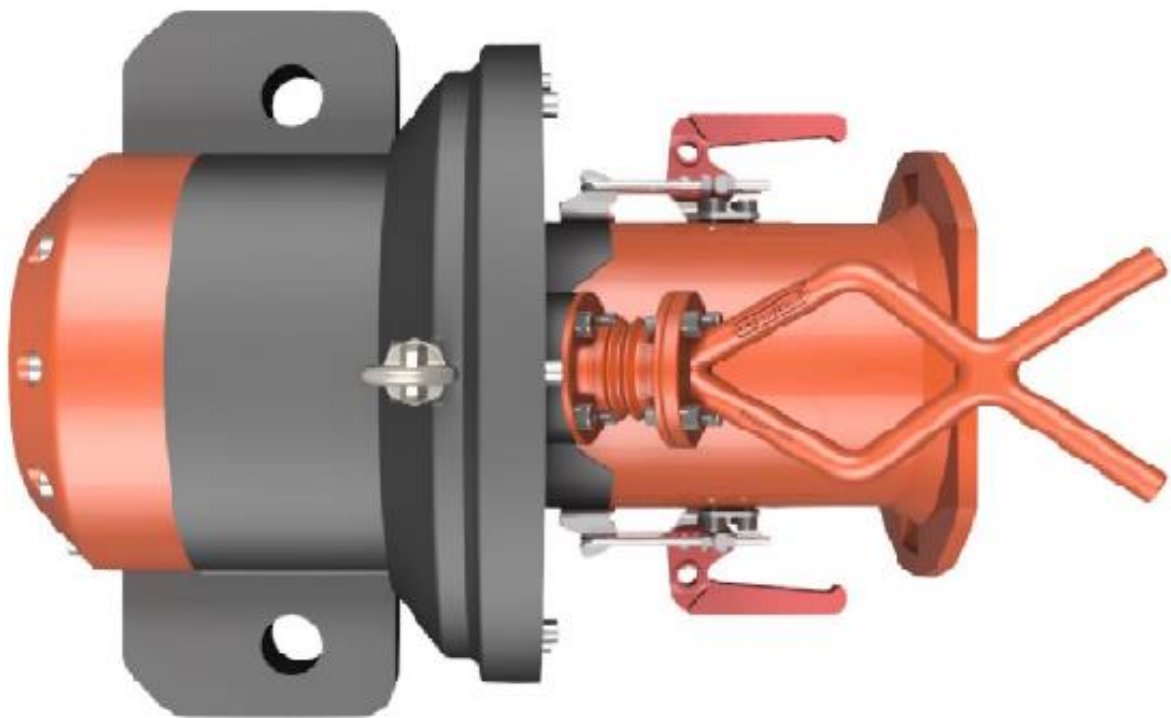
## Utvikling av casingdesign

Nedenfor vises utviklingen av casingdesign fra første skisse til sluttproduktet.



Figur 59: Detaljdesign





*Figur 60: Utvikling av casingdesign*



## 6.2 Masse, vekt og oppdriftselementer

Vekten til momentadapteren er viktig fordi den skal håndteres av en ROV. En standard arbeids-ROV kan løfte en vekt på opptil 500 N med manipulatoren. Dette fører til at adapteren ikke bør veie mer enn 500 N når den er helt nedsenket i vann. Når hele enheten er nedsenket i vann vil den veie mindre enn den gjør over havoverflaten. Fra vann virker det en kraft mot tyngdekraften, og denne kraften kalles oppdriftskraft.

Momentadapterens masse finnes ved å multiplisere materialenes tetthet med volumet til adapteren. Delene i adapteren er av ulike materialer, og volumet til hver enkelt del må derfor multipliseres med tettheten til det materialet delen er laget av. Etter dette er gjort blir alle delenes masse addert sammen til en total masse. Flere av delene har kompliserte geometrier, og volum til hver del er derfor hentet ut fra Autodesk Inventor.

Tabell med masser og volumer finner man i vedlegg F.

### 6.2.1 Vekt i vann

Tettheten til sjøvann [40]:

$$\rho_{sjøvann} = 1025 \text{ kg/m}^3 \quad (55)$$

Volumet av fortrenget vann hentes ut fra vedlegg F.

$$V_{adapter} = 0,0145 \text{ m}^3$$

Setter så inn verdier for massen, tettheten til sjøvannet og volumet av det fortrenget vannet inn i formelen for vekt i vann [7]:

$$W = m_{adapter} \cdot g - \rho_{sjøvann} \cdot V_{adapter} \cdot g \quad (56)$$

$$W = 90,43 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 - 1025 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0145 \text{ m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$W = 741,3171 \text{ N} = 75,56 \text{ kg}$$

Den totale vekten av momentadapteren nedsenket i sjøvann er over det en ROV kan håndtere. For å få hele momentadapteren ned til en vekt på under 500 N, som er kravet, er det lagt frem mulige måter å minske vekten på i kapittel 6.2.2.

### 6.2.2 Alternative vektreduksjoner

Som nevnt tidligere er ønsket vekt i vann 500 N. Dette viste seg tidlig å være en utfordring. Nedenfor er det nevnt tre måter som gjør det mulig å minske vekten på enheten.

1. Redusere volumet til momentadapteren ved å fjerne overflødig materiale. På grunn av at unødvendig materiale blir fjernet etter analyser i ANSYS vil det være svært begrenset hvor mye man kan minske volumet. Dette alternativet blir derfor sett bort fra.
2. Endre material til et med lavere massetetthet. Her er det mange muligheter for materialvalg, men med tanke på nødvendig styrke og korrosjonsbestandighet er det valgt å gå vekk fra dette alternativet.
3. Montere oppdriftselementer på enheten. Oppdriftselementer er av et material som har mindre tetthet enn vann. Siden tettheten er lavere vil oppdriftselementet flyte oppover i stedet for å synke. Mengden av oppdriftselementer avgjør hvor tung adapteren kommer til å være i vann. Med nok oppdriftsmateriale vil det være mulig å gjøre adapteren nøytral i vann, noe som vil gjøre det lettere å manøvrere adapteren av en ROV.

### 6.2.3 Vekt i vann med oppdriftselement

For dette prosjektet er det valgt å bruke oppdriftselementer av typen SF4500 som leveres av Hurum Plastindustri [41]. Ved bruk av dette oppdriftselementet kan momentadapteren operere på en havdybde ned til 4500 meter.

#### Valg av oppdriftselement:

SF 4500- Pure Syntactic Foam, deep water buoyancy material

Dybde: 4500 m

$$\rho_o = 545 \text{ kg/m}^3 \text{ (+/- 40)}$$

Volumet av fortrengt vann av oppdriftselementene, se vedlegg O.

$$V_o = 0,0552 \text{ m}^3$$

For å finne massen til oppdriftselementene vil volum av fortrengt vann av oppdriftselement og tettheten til oppdriftselementene satt inn i formel for masse [7]:

$$m_o = V_o \cdot \rho_o = 0,0552 \text{ m}^3 \cdot 545 \text{ kg/m}^3 = 30,084 \text{ kg} \quad (57)$$

$m_o$  er nå beregnet for en blokk. Helt netto kan man klare seg med to blokker, men gruppen har valgt å se vekk fra svinn under maskinering.

For å regne ut vekten til momentadapteren settes massen for adapteren, massen til oppdriftselementene, tettheten til sjøvann, volumet til momentadapteren og volum til oppdriftselementene inn i følgende formel:

$$W_o = (m_{adapter} + m_o) \cdot g - \rho_{sjøvann} \cdot (V_{adapter} + V_o) \cdot g \quad (58)$$

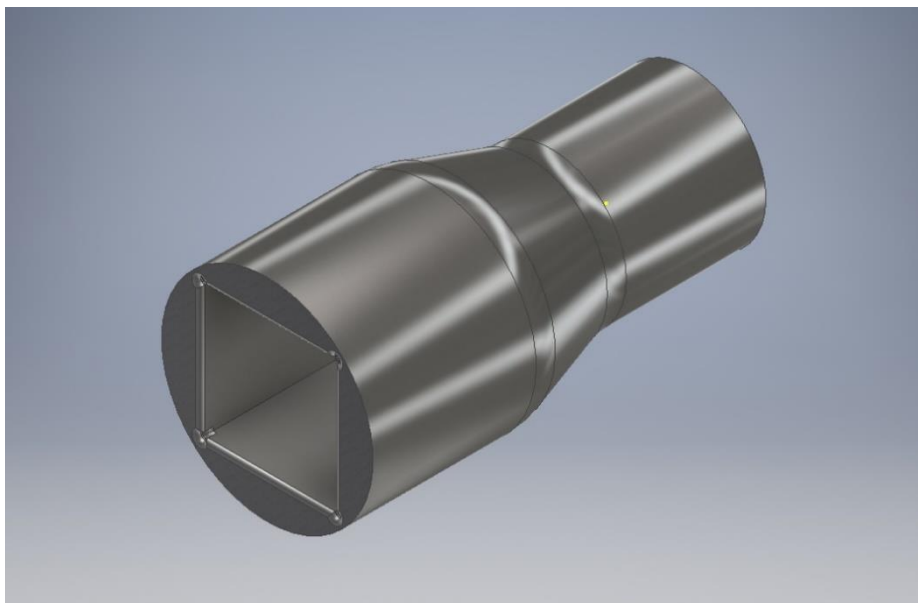
$$W_o = (75,56 \text{ kg} + 30,084 \text{ kg}) \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 - 1025 \text{ kg/m}^3 \cdot (0,0145 \text{ m}^3 + 0,0552 \text{ m}^3) \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$W_o = 335,5167 \text{ N} = 34,20 \text{ kg}$$

Vekten av momentadapteren med oppdriftselementer vil være 335,5 N når det er fullstendig nedsunket i vann. Denne vekten er gjeldene om man ser bort fra maskinering av oppdriftsblokkene, vekten vil derfor ikke være like lav med mindre man velger akkurat dette volumet av oppdriftselementene. I dette prosjektet er det ikke lagt vekt på å designe oppdriftsblokkene slik at de passer rundt momentadapteren, fordi som begrunnet i kapittel 4.2.2 vil dette gjerne tilhøre en eventuell andre fase.

### 6.3 Interface

Verktøyet skal ha en male interface for klasse 4 på motorsiden og en female interface for klasse 7 på driftssiden. I figur 61 vises en female interface, tegnet i Inventor. Interfacene er dimensjonert etter ISO 13628-8 [3].



Figur 61: Female interface

## 6.4 Topside håndtering

Adapteren skal være mulig å håndtere topside, på f.eks. et skip. Det vil være krav til dimensjonering av minst et løfteøye for håndtering med kran på skipet, ved flytting og installasjon på havbunnen. Dette løfteøye må være dimensjonert med en viss sikkerhetsfaktor for å ivareta sikkerheten til mannskapet om bord på skipet og forhindre skader på materiell.

Etter å ha vært i kontakt med Certex er et forslag om å bruke svivlet løftepunkt VWBG lagt frem. Dersom adapteren skal løftes på flere måter og retninger med samme løftepunkt passer dette bra. Den har innebygd kulelager, som vist i figur 62 slik at den kan svivle i alle retninger og justere seg etter retningen. Dette blir levert av RUD [42]. Dette løfteøret egner seg ikke til bruk på havbunnen, fordi lageret vil ruste fast, det er derfor ment at løfteøret skal ligge på overflateskipet og kun brukes topside. Det er heller ikke mulig for en ROV å montere/demontere løfteøret. Når verktøyet ligger på havbunnen må det være montert en bolt i hullet for løfteøye slik at begroing og skader på gjenger unngås.



Figur 62: VWBG-V Load ring, metric thread fra RUD [42]

For å bruke dette løftepunktet må det bores et hull i størrelse M8 i casingen. Løfteøret vil da kunne løfte 300 kg og man vil dermed ha en sikkerhetsfaktor på 3,3 om momentadapteren veier 90,43 kg i luft.

Se vedlegg K for verdier.

## 6.5 Vedlikehold

Med tanke på at påliteligheten til giret er det viktigste, vil også vedlikehold spille en rolle. Både påliteligheten og selve girets funksjon må opprettholdes, og dette vil kreve noe vedlikehold. For å oppnå dette er det laget en sjekklister som kan følges når ROV-en er på arbeidsstedet. Først og fremst vil dette være en visuell inspeksjon. Andre ting kan være funksjonstesting av at giret går i begge retninger. Sjekk av pakninger og lager vil være krevende, men kan bli gjort når giret blir tatt opp til overflaten, dette er det også laget en sjekklister for. Kontroll av moment på bolter, og visuell inspeksjon av oppdriftselementer med mer er tatt med i sjekklister for ROV-en.

Begroing vil være en utfordring med utstyr som står i lengre perioder på havbunnen. Det kan etter hvert forekomme så mye begroing at det vil bli vanskelig å finne frem til adapteren. Et forslag til vedlikehold her vil derfor være å spyle enheten med høytrykk før hver arbeidsoperasjon.

Se vedlegg E for sjekklister.

## 6.6 Levetid

Med levetid menes det levetiden til selve momentadapteren. Kjøring på maksimalt moment vil være sjeldent, gruppen setter at levetid til momentadapteren under fulle belastninger er et par timer.

Det er ikke funnet noe data på driftstimer vs. Belastning for momentadapteren som er designet. Det vil være stor variasjon mellom antall timer ubelastet og antall timer belastet momentadapter. Siden det ikke er funnet noe data på dette er det antatt at adapteren vil være i aktiv drift 10 timer i løpet av en periode på 5 år.

Fordi friksjonen og klaringene mellom komponentene er veldig liten, og siden rotasjonshastigheten ikke når veldig høy hastighet vil giret vanligvis ha svært lang levetid.

For å beregne en levetid vil det kreves at giret blir testet. Det er ikke funnet noen tidligere beregninger for dette på et sykloidalt girsystem, og det vil derfor være vanskelig å si noe på levetiden uten at det kan forekomme store avvik. De deler som blir sett på som kritiske vil være akslingene og ut-pinnene på utgående aksling. Levetid for materialer og for lager er data som er mulig å beregne.

## 7 Diskusjon

Momentadapteren som er lagt fram tilfredsstillende mange av kravene som den ble designet på grunnlag av, likevel gjenstår det mye arbeid for å komme fram til et ferdig produkt som garantert vil fungere. Denne rapporten har vært de første iterasjonene i designfasen av en momentadapter som tilfredsstillende alle krav som ble lagt frem. Ved å legge så stor vekt på design av girkjøringen har dette ført til begrensninger på tid som har blitt brukt på andre områder. Kompromiss og forenklinger har blitt gjort underveis for å komme fram til produktet som har blitt presentert her.

Sykloide gir er en spennende og mindre kjent girkjøring som gir muligheter for nytenkning. Adapteren har en girkjøring som kan rotere begge veier og en fail-safe som skal gjøre separasjon av adapteren og momentverktøyet enklere ved tap av kontroll.

Giret er designet med to sykloide skiver, noe som vil gi mindre vibrasjoner. Ved å bruke forkortet sykloidform, se kapittel 5.2, minimeres også radielle krefter og ytterlige vibrasjoner.

Beregningene er gjort med 2 700 Nm inn og 34 500 Nm ut, dette er en forenkling som er gjort. Momentet ut vil ikke være 34 500 Nm, dette er på grunn av friksjon inne i giret som vil redusere virkningsgraden. Fartsreduksjonen i giret vil være på 13, men den mekaniske reduksjonen som øker momentet vil være lavere enn 13 og avhenge av virkningsgraden.

I motsetning til eksisterende løsninger er momentadapteren permanent utstyr som skal tåle 15 år på havbunnen uten å måtte tas opp mellom operasjoner, dette vil spare mye tid og penger.

Det er ikke brukt tid på å lage en momentavleser eller posisjonsindikator til adapteren. Å designe en nøyaktig momentavleser ble en for stor oppgave i seg selv og ville tatt for mye tid og fokus vekk fra girkjøringen.

Det er laget et løftepunkt for topside håndtering som gjør at det enkelt kan forflyttes rundt på dekket til overflatefartøyet.

Det er lagt ved forslag til bruk av oppdriftselementer, ved bruk av fremlagte oppdriftselementer vil momentadapteren potensielt få en mye lavere vekt.

Det er ikke lagt vekt på å beregne kostnader. Som nevnt tidligere vil prisklasse være en vurderingssak der man ser på kostnad opp mot nytteverdien. Om konseptet er godt og det er en god løsning kan dette gjerne forsvare prisen.

## 8 Konklusjon og anbefalinger

### 8.1 Konklusjon

I denne oppgaven er det utviklet giret klasse 4-7 momentadapter for bruk i ROV undervannsoperasjoner. Oceaneering sin nåværende momentadapter egner seg ikke permanent på havbunnen med tanke på materialvalg og klassifikasjoner. Momentadapteren skal ligge på havbunnen i 15 år, og kun transporteres opp for vedlikehold. Design og beregninger skal være i henhold til det offshore sektoren krever.

Ved å se på eksisterende løsninger samt skissere alternative løsninger ble problemstillingen løst etter beste evne. De forskjellige løsningene ble vurdert etter spesifikke ønsker, hvor blant annet pålitelighet og om løsningen kunne oppnå ønsket moment var høyest prioritert. Videre ble momentadapteren dimensjonert ut fra hvilke moment det skulle overføre. Det ble så gjort styrkeberegninger i de kritiske delene av giret, disse beregningene er kontrollert opp mot resultater fra styrkeberegningsprogram. Alle spenningene ligger lavere enn tillatt spenning for delene, noe som tilsier at giret skal tåle påkjenningene ved maksimal last. Det ble ordnet opp i praktiske problemer som forekom underveis i designfasen.

Det er laget et forslag med utregninger for momentadapterens vekt i vann med oppdriftselementer for å holde vekten lavere enn kravet gitt fra Oceaneering. Materialvalgene er gjort ut fra korrosjonsbestandighet og styrke, og det vil holde i minimum 15 år på havbunnen.

Gruppen mener at momentadapteren er mulig å produsere, men det vil være en fordel å utføre flere beregninger, undersøkelser og tester. Dette prosjektet har gjort at gruppen har fått god erfaring innenfor metodisk arbeid, dimensjonering og materialvalg ut fra standarder, styrkeberegninger og mer kunnskap om undervannsmiljøet. Fag som har vært relevant gjennom prosjektet er undervannsteknologi, maskinkonstruksjon og materiallære.



## 8.2 Anbefalinger og resultater

- Momentadapteren er beregnet for å kunne brukes flere ganger etter standardene for offshoresektoren
- Momentadapteren er beregnet for å kunne stå på havbunnen i 15 år
- Det er laget arbeidstegninger for momentadapteren, samt gjort analyser
- Størrelse:  $0,03 \text{ m}^3$
- Estimert vekt: 90,43 kg i luft

## 8.3 Videre arbeid

- Redusere vekt ved fjerning av materiale
- Lage prototype og teste denne etter krav
- Utarbeide og teste muligheten for å lage løsningen i et billigere materiale
- Utarbeide løsning for momentavlesning
- Utarbeide prinsippet som er lagt frem for fail-safe
- Utarbeide løsning for posisjonsavlesning

## Kontaktliste

Navn	Firma	Telefon	Mail	Nettside
<b>Runald Walter Meyer</b>	HVL	+47 52 70 26 55	Runald.meyer@hvl.no	www.hvl.no
<b>Karl Kallevåg-Albrektsen</b>	Oceaneering	+47 95 22 93 32	Kalbrektsen@oceaneering.com	www.oceaneering.com

## Referanser

- [1] Oceaneering. 2018. *About oceaneering* [Online]. Hentet fra: <https://www.oceaneering.com/about/#OurStory>. Lastet ned: 27.02.2018.
- [2] Oceaneering. u.d. *Stavanger* [Online]. Hentet fra: <https://cl.oceaneering.no/location/lokasjoner/stavanger/>. Lastet ned: 27.02.2018.
- [3] *Petroleum and natural gas industries - design and operation of subsea production systems - part: 8 remotely operated vehicle (rov) interfaces on subsea production systems*, ISO 13628-8:2002.
- [4] Autodesk. 2018. *Inventor* [Online]. Hentet fra: <https://www.autodesk.com/products/inventor/overview>. Lastet ned: 26.02.2018.
- [5] Ansys. 2018. *About ansys* [Online]. Hentet fra: <https://www.ansys.com/about-ansys>. Lastet ned: 26.02.2018.
- [6] S. Mala. 2017. *Oceaneering sikrer seg ny kontrakt med statoil* [Online]. Hentet fra: <https://petro.no/oceaneering-sikrer-kontrakt-statoil/45329>. Lastet ned: 26.02.2018.
- [7] J. C. Lindaas, "Undervannsteknologi," kompendium, Høgskolen Stord/Haugesund, Haugesund, 2013.
- [8] Rovco. 2018. *Services* [Online]. Hentet fra: [www.rovco.com/our-services](http://www.rovco.com/our-services). Lastet ned: 28.02.2018.
- [9] FMC Technologies. 2013. *Schilling robotics titan 4 manipulator* [Online]. Hentet fra: [http://www.f-e-t.com/images/uploads/Schilling Titan 4 with Spares Kit.pdf](http://www.f-e-t.com/images/uploads/Schilling_Titan_4_with_Spares_Kit.pdf). Lastet ned: 03.04.2018.
- [10] Seanic Ocean Systems. 2017. *Class 6/7 torque tool adapter* [Online]. Hentet fra: <https://www.seanicusa.com/rov-tooling-catalog/class-6-7-torque-tool-adapter>. Lastet ned: 08.02.2018.
- [11] Norbar Torque Tools. 2015. *Class 4-6 & 4-7 subsea torque multiplier kit* [Online]. Hentet fra: [https://www.norbar.com/Portals/0/ETO\\_Spec\\_sheets/HT%20Q3310%20Issue%2003.pdf?ver=2015-12-23-133404-177](https://www.norbar.com/Portals/0/ETO_Spec_sheets/HT%20Q3310%20Issue%2003.pdf?ver=2015-12-23-133404-177). Lastet ned: 08.02.2018.
- [12] Oceaneering. 2017. *Torque tool gear adapters* [Online]. Hentet fra: <https://www.oceaneering.com/datasheets/ST&R-Torque-Tool-Gear-Adapter.pdf>. Lastet ned: 08.02.2018.
- [13] K. Kallevåg-Albrektsen, "Personlig kommunikasjon," 5. februar, 2018.

- [14] Store norske leksikon. 2015. *Planetgir* [Online]. Hentet fra: <https://snl.no/planetgir>. Lastet ned: 16.02.2018.
- [15] M. Savage, K. L. Rubadeux og H. H. Coe, "Effects of planetary gear ratio on mean service life," NASA Lewis Research Center, Vehicle Propulsion Directorate U.S. Army Research Laboratory, San Diego, 6-9 oktober 1996, [Tech. memo. E-10343].
- [16] Darali Group. 2012. *What is a cycloidal speed reducer?* Hentet fra: <http://www.darali.com/page17.html>. Lastet ned: 18.02.2018.
- [17] Darali Group. 2012. *Darali drives design features* [Online]. Hentet fra: <http://www.darali.com/page19.html>. Lastet ned: 18.02.2018.
- [18] Drivetek. 2018. *Aluminium snekkegearbokser og snekkemotorer 20-620nm* [Online]. Hentet fra: [http://www.dtc.no/geabokser\\_alusnekke\\_327.html](http://www.dtc.no/geabokser_alusnekke_327.html). Lastet ned: 19.04.2018.
- [19] Maschinenbau Physik. u.d. *Zykloidgetriebe vs. Planetengetriebe* [Online]. Hentet fra: <https://www.ahofler.de/maschinenbau/getriebetechnik/getriebearten/zykloidgetriebe/206-anwendung.html>. Lastet ned: 20.04.2018.
- [20] Maschinenbau Physik. u.d. *Funktionsweise* [Online]. Hentet fra: <https://www.ahofler.de/maschinenbau/getriebetechnik/getriebearten/zykloidgetriebe/204-funktionsweise.html>. Lastet ned: 20.04.2018.
- [21] Maschinenbau Physik. u.d. *Konstruktion* [Online]. Hentet fra: <https://www.ahofler.de/maschinenbau/getriebetechnik/getriebearten/zykloidgetriebe/203-zykloidgetriebe-konstruieren.html>. Lastet ned: 20.04.2018.
- [22] Xah Lee. u.d. *Trochoid* [Online]. Hentet fra: [http://xahlee.info/SpecialPlaneCurves\\_dir/Trochoid\\_dir/trochoid.html](http://xahlee.info/SpecialPlaneCurves_dir/Trochoid_dir/trochoid.html). Lastet ned: 20.04.2018.
- [23] Special Metals. 2015. *Incoloy alloy 945x: High strength and corrosion resistance for your most challenging applications* [Online]. Hentet fra: <http://www.specialmetals.com/assets/smc/documents/pcc-945x-tech-bulletin.pdf>. Lastet ned: 01.05.2018.
- [24] M. Blagojević, N. Marjanović, Z. Đorđević og B. Stojanović, "Stress and strain state of single - stage cycloidal speed reducer," presentert ved The 7th International Conference Research and Development of Mechanical Elements and Systems, Zlatibor, Serbia, 2011. [Online]. Hentet fra: [https://www.researchgate.net/publication/317339362\\_STRESS\\_AND\\_STRAIN\\_STATE\\_OF\\_SINGLE\\_-\\_STAGE\\_CYCLOIDAL\\_SPEED\\_REDUCER](https://www.researchgate.net/publication/317339362_STRESS_AND_STRAIN_STATE_OF_SINGLE_-_STAGE_CYCLOIDAL_SPEED_REDUCER).

- [25] J. Nachimowicz og S. Rafałowski, "Modelling the meshing of cycloidal gears," *Acta Mechanica et Automatica*, vol. 10, nr. 2, s. 137-140, 08.06.2016. Lastet ned: 20.04.2018. [Online]. Hentet fra doi: 10.1515/ama-2016-0022.
- [26] Berkeley Lab. u.d. *Coefficient of friction* [Online]. Hentet fra: [http://www-eng.lbl.gov/~ajdemell/coefficients\\_of\\_friction.html](http://www-eng.lbl.gov/~ajdemell/coefficients_of_friction.html). Lastet ned: 02.05.2018.
- [27] Boutet. 2018. *Latch clamp* [Online]. Hentet fra: <https://www.boutet.co.uk/toggle-clamps/latch-clamp.html>. Lastet ned: 01.05.2018.
- [28] Ø. Husø, *9.1 lagerets oppgaver*, 1. utg. Oslo: Gyldendal Undervisning, 2010.
- [29] SKF. u.d. *Pcm 505530 m* [Online]. Hentet fra: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/table-bushings/index.html?designation=PCM%20505530%20M>. Lastet ned: 01.05.2018.
- [30] SKF. u.d. *Pcm 15015580 m* [Online]. Hentet fra: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/table-bushings/index.html?designation=PCM%2015015580%20M>. Lastet ned: 01.05.2018.
- [31] Bowman. 2017. *Bowmet heavy duty bearings in toughmet spinodal bronze* [Online]. Hentet fra: <https://materion.com/-/media/files/alloy/toughmet/bowmet-catalogue-featuring-toughmet-bushing.pdf>. Lastet ned: 03.05.2018.
- [32] NDLA. 2010. *Tetninger* [Online]. Hentet fra: <https://ndla.no/nb/node/45450?fag=35>. Lastet ned: 13.04.2018.
- [33] Kystdesign. 2015. *Hydraulic compensators* [Online]. Hentet fra: <https://kystdesign.no/hydraulics/compensators/>. Lastet ned: 25.04.2018.
- [34] E. Juvik Halsne, "Personlig kommunikasjon," 25. april, 2018.
- [35] Engineering ToolBox. 2004. *Bulk modulus and fluid elasticity* [Online]. Hentet fra: [https://www.engineeringtoolbox.com/bulk-modulus-elasticity-d\\_585.html](https://www.engineeringtoolbox.com/bulk-modulus-elasticity-d_585.html). Lastet ned: 26.04.2018.
- [36] Metalcor. u.d. *Ti-grade 5 (6al-4v)* [Online]. Hentet fra: <http://www.metalcor.de/en/datenblatt/125/>. Lastet ned: 03.05.18.
- [37] National Physical Laboratory. 2000. *Bimetallic corrosion* [kompendium]. Hentet fra: [www.npl.co.uk/upload/pdf/bimetallic\\_20071105114556.pdf](http://www.npl.co.uk/upload/pdf/bimetallic_20071105114556.pdf). Lastet ned: 26.04.2018.
- [38] *Portable offshore units*, DNVGL-ST-E273, 2016.
- [39] *Surface preparation and protective coating*, NORSOK M-501, 2012.

- [40] Høgskolen i Østfold. u.d. *Massetetthet og termiske egenskaper for noen stoffer* [Online]. Hentet fra: <http://www.it.hiof.no/tressfysikk/scan/tabell1.pdf>. Lastet ned: 01.05.2018.
- [41] BMTI. u.d. *Sf4500* [Online]. Hentet fra: <https://www.bmti-alseamar.com/buoyancy/syntactic-foam-blocks/standard-grade/sf4500>. Lastet ned: 01.05.2018.
- [42] RUD. 2018. *Vwbg-v load ring, metric thread* [Online]. Hentet fra: <http://www.rud.com/en/products/sling-lashing-systems/sling-systems/lifting-points/detail/vwbg-v-load-ring-metric-thread.html>. Lastet ned: 16.04.2018.
- [43] Oceaneering. 2016. *Magnum plus* [Online]. Hentet fra: <https://www.oceaneering.com/datasheets/ROV-Magnum-Plus.pdf>. Lastet ned: 08.02.2018.
- [44] Seals Shop. u.d. *O-ring* [Online]. Hentet fra: [https://www.seals-shop.com/content/medias/technical\\_datasheets/O-Ring\\_01.pdf](https://www.seals-shop.com/content/medias/technical_datasheets/O-Ring_01.pdf). Lastet ned: 20.04.2018.
- [45] S. Thorstensen, "Personlig kommunikasjon," 27. april, 2018.
- [46] Tingstad. u.d. *Tiltrekkingsmomenter* [Online]. Hentet fra: [http://www.tingstad.no/upload\\_images/47982071955A42268608DCF2AD263AD4.pdf](http://www.tingstad.no/upload_images/47982071955A42268608DCF2AD263AD4.pdf). Lastet ned: 02.05.2018.
- [47] Hobson. 2007. *Hex bolts* [Online]. Hentet fra: <https://www.hobson.com.au/files/technical/htd-hxb-met-properties.pdf>. Lastet ned: 29.04.2018.

## Vedlegg

<b>Vedlegg</b>	<b>Beskrivelse</b>	<b>Side</b>
<b>A</b>	Løsningsmuligheter for gir	i
<b>B</b>	Løsningsmuligheter for torsjonsmåling	iii
<b>C</b>	Alternative materialvalg	iv
<b>D</b>	Deler som må bestilles	vi
<b>E</b>	Sjekkliste for vedlikehold	vii
<b>F</b>	Masse og volum	viii
<b>G</b>	Dataark for materialer	ix
<b>H</b>	ROV data	xii
<b>I</b>	ROV manipulator	xiv
<b>J</b>	Termiske egenskaper	xvi
<b>K</b>	Løftepunkt	xvii
<b>L</b>	Tetninger	xviii
<b>M</b>	Trykkompensator	xxi
<b>N</b>	Lager	xxii
<b>O</b>	Dataark for oppdriftselementer	xxvi
<b>P</b>	Tiltrekkingsmoment og forspenningskrefter	xxvii
<b>Q</b>	Stressareal for bolter	xxviii
<b>R</b>	Tekniske tegninger	xxix

## Vedlegg A: Løsningsmuligheter for gir

Nr.	Girtype	Orientering	Fordeler	Ulemper
1	Herringbone gir	X-X	Sidebelastningen balanseres ved at den andre halvparten av giret også tar opp belastning. Krever ikke et betydelig trustlager.	Tynge gir kan være vanskeligere å stoppe eller reversere. Nøyaktigheten på tennene kan føre til kostbarhet.
2	Hypoid gir	X-Y	Generelt sterkere og roligere enn vanlig spiral bevel gear. Kan håndtere et høyere reduksjonsforhold.	Kan kreve spesielle oljer for smøring (spesielt ved høyt trykk).
3	Bevel gir	X-Y	Kan designes for å jobbe i forskjellige vinkler, lite støy, høyt dreiemoment.	Vanskelig å få stor nok reduksjon uten flere stadier.
4	Snekkegir	X-Y	Lett vedlikehold, lite lyd, stor reduksjon opptil 300:1, håndterer sjokk påkjenninger.	Moderat effektivitet, dyr å produsere.
5	Tannstenger	X-Y	Billig, kompakt, få deler.	Begrenset rotasjon én vei.
6	Kjededrift	X-X	Virkningsgrad opp mot 98% ved god smøring, relativt billig, driftssikker, lav vekt.	Begrenset dreiemoment i forhold til størrelse, kan kreve etterstramming (evt. bruke spennhjul).
7	Flatreim	X-X	Opp mot 98% virkningsgrad, enkel konstruksjon, billig.	Store lagerbelastninger i aksiell retning på aksellagrene, begrenset effektoverføring, sluring vil forekomme.
8	Kilereim	X-X	Vanskelig for å spore av.	Større diameterer på skivene enn på flatreim, lavere virkningsgrad enn flatreim.
9	Tannreim	X-X	Billig, lite støy, krever ikke smøring, slurer ikke.	Kan ryke, for kort levetid, lavt dreiemoment.
10	Strain wave gir (Harmonic drive)	X-X	Ingen slark, kompakt, lett, høy utveksling.	Har en tendens til å "trekkes opp" (torsional spring rate), begrenset dreiemoment overføres.



<b>11</b>	<b>Syklويد gir</b>	X-X	Høy utveksling, tåler høyt dreiemoment.	Dyrt å produsere, mange deler, tungt.
<b>12</b>	<b>Helical gir</b>	X-X	Billig å produsere, god kapasitet med tanke på dreiemoment, lite støy.	Krever mange gir for stor reduksjon, høyere vedlikeholdskostnader enn spur gir, krever smøring i større grad enn spur gir.
<b>13</b>	<b>Planetgir</b>	X-X	Høyt dreiemoment, god fordeling av krefter, stor reduksjon, kompakt, høy effektivitet, lett vedlikehold.	Kompleks med mange deler, stor påkjenning i output lageret, dyrt å produsere.
<b>14</b>	<b>Magnetisk gir</b>	X-X	Høy effektivitet, høy pålitelighet, lite vedlikehold, ingen girolje nødvendig, ingen kontakt mellom ringene, lite lyd og vibrasjon, kløtsjer ved for stort dreiemoment.	Begrenset dreiemoment, dyrt, mange deler.
<b>15</b>	<b>Spur Gears</b>	X-X	Relativt billig, få deler.	Mye støy, vanskelig å få høy nok reduksjon uten flere stadier.
<b>16</b>	<b>Friksjonsgir</b>	X-X	Billig, lite deler.	Begrenset dreiemoment, kan slure.
<b>17</b>	<b>Tannkrans med innvendig fortanning</b>	X-X	Kompakt, høy utveksling.	Akslingen inn har ulikt senter i forhold til akslingen ut (offset).
<b>18</b>	<b>Hydraulisk pumpe/motor</b>	X-X	Høy utveksling, regulerbar.	Mange deler, tung, kostbar.
<b>19</b>	<b>Momentomformer</b>	X-X	Helt hydraulisk oppgiring, høyere rpm. ved lav torsjon.	Dyr, stort, begrenset dreiemoment, vanskelig å beregne omdreininger ved ventiloperasjoner.

## Vedlegg B: Løsningsmuligheter for torsjonsmåling

Løsnings nr.	Type	Fordeler	Ulemper
1	<b>Flens moment sensor</b>	Tåler høye belastninger, billig, samme akse, finnes i korrosjonsbestandige materialer, flens kan lages i alle former.	Tung, stor, ingen mulighet for rotasjon uten slipping.
2	<b>Magnetoelastisk sensor</b>	Vedlikeholdsfri, høy resolusjon (0,1-0,5Nm), høy nøyaktighet, kan takle stor forandring i temperatur uten avvik på avlesning, strømgjerrig, leser også av vinkelposisjon.	Kostbar, nødvendig med god isolasjon.
3	<b>Strain gauge</b>	Billig, enkel, måler deformasjon på kritiske punkter.	Sensitiv for forandring av temperatur, linearitetsfeil, sliter med nullstilling, trenger en form for kommunikasjon fra akselen.
4	<b>Surface acoustic wave (SAW)</b>	Trenger ingen kontakt med aksling.	Fungerer best til høy hastighet og temperatur bruksområder.
5	<b>Phase shift torque measurement</b>	Høy kapasitet, lite plasskrevende, passivt system.	Fungerer best til høy hastighet og temperatur bruksområder.
6	<b>Load cells</b>	Billig, lite plasskrevende, simpelt design, mange ulike design og leverandører.	Måler ikke torsjon, men krefter i et punkt eller kobling.
7	<b>Hydraulikk</b>	Kan bruke sylindere til å måle et trykk som resultat av rotasjon fra casing.	Fare for lekkasjer som fører til feilavlesning, krevende å implementere.

## Vedlegg C: Alternative materialvalg

	Materialer	Egenskaper	Fordeler	Ulemper
1	<b>Aluminiumbrønse</b>  ( <i>kan tilsettes nikkel (Ni-Al-brønse)</i> )	Legering av kobber og aluminium. Brukes i bl.a. varmevekslere og rør i industrien.  Inneholder kobber og 1-10% aluminium.	Korrosjonsmotstanden, fastheten og slitestyrken er svært god, og disse egenskapene blir bedre når aluminiuminnholdet øker.	Dårlige egenskaper ved sponskjærende bearbeiding.
2	<b>Aluminium</b>	Sterkt i forhold til vekten. Blir ikke sprøtt ved lave temperaturer, men seigere og styrken økes. Aluminium danner et tynt oksidlag i kontakt med luft. Laget er tett, og gir god beskyttelse mot korrosjon.	Høy styrke, lav vekt, fritt for sprøbruddproblemer, korrosjonsbestandig.	Lav elastisitetsmodul, temperaturfølsomt, relativt høy kilopris, lav utmattingsfasthet.
3	<b>Duplex stål</b>	Er kjennetegnet med høyt krom- og molybdeninnhold. Mest kjente varianter er 22Cr eller EN 1.4462.	Høy styrke, korrosjonsbestandig.	Krevende å bearbeide, dyrere enn tradisjonelt rustfritt stål.
4	<b>Epoxy Coating</b>	Brukes som et lag på betong og stål for å gi motstand mot bl.a. vann. Når det er riktig katalysert og påført, produserer epoxyer en hard, kjemisk og løsningsmiddelbestandig overflate.	Korrosjonsbestandig.	
5	<b>Inconel alloy 600 / Inconel 625 (15% krom)</b>	Austenittisk-nikkel-krom superlegering. Det høye nikkelinholdet gir materialet god motstand mot korrosjon, mens krominnholdet gir motstand mot blant annet svovelforbindelser.	Bruk i ekstreme miljø, god motstand mot korrosjon og varme, høy styrke og god bearbeidbarhet.	Kostbart, vanskelig å bearbeide ved både sveising og skjæreverktøy.

6	<b>Sinkholdig tinnbronse</b>	Kalles kanonmetall, blir brukt i bl.a. maskindeler og støpte pumpehus.	Billig, støpbart, sterkt, korrosjonsbestandig.	
7	<b>Titan</b>	Ofte brukes kvaliteten ASTM Grade 2 med flytegrense på 300N/mm <sup>2</sup> i oljevirkosomheten til havs.	Lav massetetthet, gode styrkeegenskaper, svært motstandsdyktig mot korrosjon.	Kostbart, bør bearbeides i egne lokaler.

## Vedlegg D: Deler som må bestilles

Del	Navn	Antall	Dimensjon
<b>Løftepunkt for topside håndtering</b>	VWBG-V Load ring, metric thread	1	M8x1,5x13
<b>Bolt til hull for løftepunkt</b>		1	M8x1,5x13
<b>Plugg for oljepåfyll</b>		1	M18x1,5
<b>Bolter til housing</b>		14	M8x1,5x30
<b>Bolter til housing</b>		10	M12x1,5x100
<b>Bolter til housing</b>		10	M12x1,5x30
<b>Bolter til housing</b>		12	M14x1,5x40
<b>Trykkompensator</b>	Kystdesign 40 ml	1	
<b>Glidelager, diskene</b>	BMP 506020	2	Se vedlegg O
<b>Glidelager, utgående aksling</b>	PCM 15015580 M	1	Se vedlegg O
<b>Glidelager inngående aksling</b>	PCM 505530 M	1	Se vedlegg O
<b>O-ring</b>	OR5032500-N7	1	
<b>O-ring</b>	OR3015600-N7	1	
<b>O-ring</b>	OR4018500-N7	1	
<b>Simmerring</b>		1	50x100x10
<b>Simmerring</b>		1	145x175x15
<b>Fishtail</b>	Oceaneering	1	
<b>Flexiledd</b>	Oceaneering	1	
<b>Oppdriftselementer</b>	SF 4500	Valgfritt	

## Vedlegg E: Sjekkliste for vedlikehold

Sjekkpunkt på havbunn	Utført	Ikke utført	Signatur	Kommentar
Funksjonstest av gir, begge retninger				
Visuell ytre inspeksjon				
Høytrykksspyling av enhet				


Sjekkpunkt topside	Utført	Ikke utført	Signatur	Kommentar
Rengjøring				
Visuell ytre og indre inspeksjon				
Kontroll av fail-safe				
Sjekk av lager				
Smøring av bolter				
Skift/sjekk av tetninger				
Oljeskift/-fyll				
Kontroll av moment på bolter				

## Vedlegg F: Masse og volum



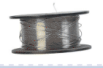






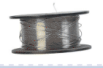






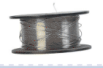




Del	Volum [mm <sup>3</sup> ]	Material	Tetthet [kg/m <sup>3</sup> ]	Masse [kg]	Antall	Total masse [kg]
<b>Casing</b>	10 700 497,05	Titan 5	4430	47,41	1	47,41
<b>Interface</b>	840 254,254	Titan 5	4430	3,72	1	3,72
<b>Disk</b>	648 432,597	Incoloy 945X	8265	5,36	2	10,72
<b>Inngående aksling</b>	260 636,322	Incoloy 945X	8265	2,15	1	2,15
<b>Utgående aksling</b>	2 028 107,538	Incoloy 945X	8265	16,76	1	16,76
<b>Ringgir- bolter</b>	55 709,427	Incoloy 945X	8265	0,46	14	6,45
<b>BMP 506020</b>				0,063	1	0,063
<b>PCM 505530 M</b>				0,086	1	0,086
<b>PCM 15015580 M</b>				0,67	1	0,67
<b>Sum</b>	14 533 637,18					90,43



## Vedlegg G: Dataark for materialer



3.7164/65
Ti-Grade 5 (6Al-4V)

Trade name	Ti 6Al-4V																				
Standards	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th style="font-size: small;">Material No.</th> <th style="font-size: small;">EN Designation</th> <th style="font-size: small;">ASTM</th> <th style="font-size: small;">UNS</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>3.7164/65</td> <td>Titan Grade 5 (6Al-4V)</td> <td>Ti-Grade 5 (6 Al 4V)</td> <td>R56400</td> </tr> </tbody> </table>	Material No.	EN Designation	ASTM	UNS	3.7164/65	Titan Grade 5 (6Al-4V)	Ti-Grade 5 (6 Al 4V)	R56400												
Material No.	EN Designation	ASTM	UNS																		
3.7164/65	Titan Grade 5 (6Al-4V)	Ti-Grade 5 (6 Al 4V)	R56400																		
Description	Ti-Grade 5; Titanium - 6%Al - 4%V																				
Special properties	More than 50 % of titanium products worldwide are made from this alloy, either by casting or using a powder metallurgical or a hot forming process. The properties of the diverse product forms depend on the chemical composition and the thermo-mechanical process used. The alloy is generally used in its mill-annealed (= soft annealed) condition, which yields the best combination of strength, toughness and ductility. The alloy is age-hardenable, but only in (wall) thicknesses of up to 25 mm.																				
Chemical Composition	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th style="font-size: x-small;">C %</th> <th style="font-size: x-small;">V %</th> <th style="font-size: x-small;">N %</th> <th style="font-size: x-small;">Ti ≤ %</th> <th style="font-size: x-small;">Al %</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>≤ 0.08</td> <td>3.50-4.50</td> <td>≤ 0.05</td> <td>Rest</td> <td>5.50-6.75</td> </tr> <tr> <th style="font-size: x-small;">Fe %</th> <th style="font-size: x-small;">O %</th> <th style="font-size: x-small;">H %</th> <td colspan="2"></td> </tr> <tr> <td>≤ 0.40</td> <td>≤ 0.20</td> <td>≤ 0.015</td> <td colspan="2"></td> </tr> </tbody> </table>	C %	V %	N %	Ti ≤ %	Al %	≤ 0.08	3.50-4.50	≤ 0.05	Rest	5.50-6.75	Fe %	O %	H %			≤ 0.40	≤ 0.20	≤ 0.015		
C %	V %	N %	Ti ≤ %	Al %																	
≤ 0.08	3.50-4.50	≤ 0.05	Rest	5.50-6.75																	
Fe %	O %	H %																			
≤ 0.40	≤ 0.20	≤ 0.015																			
Mechanical Properties 20°C	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th style="font-size: x-small;">Hardness HB 30 ≤ HB</th> <th style="font-size: x-small;">0.2% Yield strength R<sub>0.2</sub> ≥ N/mm<sup>2</sup></th> <th style="font-size: x-small;">Tensile strength R<sub>m</sub> N/mm<sup>2</sup></th> <th style="font-size: x-small;">Elongation A<sub>5</sub> ≥ %</th> <th style="font-size: x-small;">Modulus of elasticity kN/mm<sup>2</sup></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>310</td> <td>830</td> <td>≥ 895</td> <td>10</td> <td>114</td> </tr> </tbody> </table>	Hardness HB 30 ≤ HB	0.2% Yield strength R <sub>0.2</sub> ≥ N/mm <sup>2</sup>	Tensile strength R <sub>m</sub> N/mm <sup>2</sup>	Elongation A <sub>5</sub> ≥ %	Modulus of elasticity kN/mm <sup>2</sup>	310	830	≥ 895	10	114										
Hardness HB 30 ≤ HB	0.2% Yield strength R <sub>0.2</sub> ≥ N/mm <sup>2</sup>	Tensile strength R <sub>m</sub> N/mm <sup>2</sup>	Elongation A <sub>5</sub> ≥ %	Modulus of elasticity kN/mm <sup>2</sup>																	
310	830	≥ 895	10	114																	
Physical Properties 20°C	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th style="font-size: x-small;">Density g/cm<sup>3</sup></th> <th style="font-size: x-small;">Specific heat capacity J/kg K</th> <th style="font-size: x-small;">Thermal conductivity W/m K</th> <th style="font-size: x-small;">Electrical resistivity Ω mm<sup>2</sup>/m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>4.43</td> <td>560</td> <td>7.1</td> <td>1.71</td> </tr> </tbody> </table>	Density g/cm <sup>3</sup>	Specific heat capacity J/kg K	Thermal conductivity W/m K	Electrical resistivity Ω mm <sup>2</sup> /m	4.43	560	7.1	1.71												
Density g/cm <sup>3</sup>	Specific heat capacity J/kg K	Thermal conductivity W/m K	Electrical resistivity Ω mm <sup>2</sup> /m																		
4.43	560	7.1	1.71																		
Application	Aerospace industry, chemical industry																				
Available forms for 3.7164/65 / Ti-Grade 5 (6Al-4V)	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th style="font-size: x-small;">Sheets/Plates</th> <th style="font-size: x-small;">Bars</th> <th style="font-size: x-small;">Wire</th> <th style="font-size: x-small;">Tubes/Pipes</th> <th style="font-size: x-small;">Fittings</th> <th style="font-size: x-small;">Forged / cast parts</th> <th style="font-size: x-small;">Finished part (drawing)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>	Sheets/Plates	Bars	Wire	Tubes/Pipes	Fittings	Forged / cast parts	Finished part (drawing)													
Sheets/Plates	Bars	Wire	Tubes/Pipes	Fittings	Forged / cast parts	Finished part (drawing)															
																					

© Metalcor GmbH | Heidhauser Str. 89a | D-45239 Essen | Germany  
 Tel. +49 (201) 310 77 52 | Fax +49 (201) 310 77 47 | info@metalcor.de | www.metalcor.de  
 All data is without guarantee for correctness/completeness and serves only for consultation. The data sheets do not constitute a legal contract.  
 A liability for any data as well as the result in processing and application is excluded.

[36]

## INCOLOY® ALLOY 945X®

INCOLOY® alloy 945X® [UNS N09945] is an age hardenable nickel-iron-chromium alloy with additions of molybdenum, copper, niobium, titanium, and aluminum. The alloy chemical composition, listed in Table 1, is designed to provide a combination of high strength and excellent corrosion resistance. The nickel content is sufficient to provide protection against chloride-ion stress corrosion cracking. The nickel, in conjunction with the molybdenum and copper, also gives outstanding general corrosion resistance to reducing chemicals. The molybdenum aids resistance to pitting and crevice corrosion. The alloy's high chromium content provides resistance to oxidizing environments. The niobium, titanium and aluminum are added to provide high volume fraction of sub-micron size uniformly distributed Ni<sub>3</sub>(NbTiAl)-type gamma prime and Ni<sub>3</sub>(TiNbAl)-type gamma double prime precipitates. Their precipitates are responsible for high strength of the alloy by virtue of a dispersion strengthening mechanism. A special precipitation hardening [age hardening] heat treatment is developed to provide required strength.

INCOLOY® alloy 945X® is suitable for various applications requiring a combination of high strength and corrosion resistance. Because of the alloy's resistance to sulfide stress corrosion cracking and stress corrosion cracking in H<sub>2</sub>S containing environments, the alloy has been used in oil and natural gas components for down-hole and surface gas-well including SSSV, MWE/LWD tools, liner hangers, packers, components for BOPs and more. One of the primary uses of alloy 945X® is OCTG and coupling stock. Further, the alloy is suitable to use in landing nipples, tool joints, gas lift, fasteners, pump shafting and high strength piping systems.

Based on extensive corrosion testing, INCOLOY® alloy 945X® has been incorporated in NACE MR0175 / ISO-15156-3 for up to NACE level VII at max hardness level of 42Rc.

**Table 1: Limiting chemical composition [UNS N09945] of INCOLOY® alloy 945X®, wt%.**

Nickel	45.0 - 55.0
Chromium	19.5 - 23.0
Iron	Balance
Molybdenum	3.0 - 4.0
Niobium	2.5 - 4.5
Copper	1.5 - 3.0
Titanium	0.5 - 2.5
Aluminum	0.01 - 0.7
Manganese	1.0 max
Silicon	0.5 max
Sulfur	0.03 max
Phosphorous	0.03 max
Carbon	0.005 to 0.04

### PHYSICAL PROPERTIES

Some physical properties of INCOLOY® alloy 945X® can be seen in Table 2. The values shown in this table are based on room temperatures except for the melting range value. Tables 3 and 4 provide co-efficient of expansion and specific heat data over a range of temperatures. Thermal conductivity and modulus of elasticity over range of temperatures can be seen in Tables 5 and 6.

**Table 2: Physical Properties of INCOLOY® alloy 945X®**

Density,	lbs/in <sup>3</sup> g/cm <sup>3</sup>	0.298 8.265
Melting Range,	°F °C	2323 - 2424 1273 - 1329
Electrical Resistivity,	ohm.cmil/ft M <sup>-1</sup> .m	682 1.10
Permeability at 200 oersteds [15.9 kA/m]		= 1.002
Young's Modulus,	10 <sup>3</sup> psi GPa	29.4 202.7

**Table 3: Coefficient of thermal expansion. The values show mean coefficient of liner expansion between 77°F [25°C] and the listed temperature.**

Temperature		Coefficient of Thermal Expansion	
°F	°C	in/in/°F x 10 <sup>-6</sup>	cm/cm/°C x 10 <sup>-6</sup>
200	93	7.46	13.43
300	149	7.62	13.72
400	204	7.69	13.84
500	260	7.82	14.08
600	316	7.90	14.22
700	371	8.00	14.40
800	427	8.09	14.56
900	482	8.18	14.72
1000	538	8.28	14.90
1100	593	8.44	15.19
1200	649	8.60	15.48
1300	704	8.80	15.84
1400	760	9.04	16.27
1500	816	9.29	16.72
1600	871	9.48	17.06

**Table 10:** De-rating factor for tubing of 3.5-inch [89 mm] outer diameter and 0.449-inch [11.4 mm] wall. The values are for longitudinal tensile yield strength.

Heat number	RT, ksi	350°F [177°C], ksi	450°F [232°C], ksi	550°F [288°C], ksi
XX5167RY	171.4	158.6 [0.93]	152.0 [0.89]	150.6 [0.88]
XX5115Y	166.6	155.9 [0.94]	151.1 [0.91]	150.9 [0.91]
XX5158RY	161.5	159.9 [0.99]	149.0 [0.92]	144.5 [0.90]
XX5117RY	165.2	158.4 [0.96]	154.7 [0.94]	151.2 [0.92]
XX5168RY	164.3	152.6 [0.93]	149.8 [0.91]	147.9 [0.90]
XX5154RY	160.8	151.5 [0.94]	148.7 [0.93]	148.1 [0.92]
Average	-	0.95	0.92	0.91

**Table 11:** Tensile and compressive longitudinal yield strength of alloy 945X® tubing of 3.5-inch [89 mm] outer diameter and 0.449-inch [11.4 mm] wall from room temperature to 550°F [288°C]. YS, UTS, El and RA stand for yield strength, tensile strength, elongation, and reduction-of-area respectively.

S. No	Heat # / piece #	Temperature	Compressive YS, ksi	Tensile YS, ksi	Compressive / tensile
1	5167-2H	RT	1775	171.4	1.04
		350°F [177°C]	171.7	158.6	1.08
		450°F [232°C]	168.4	152.0	1.11
		550°F [288°C]	164.6	150.6	1.10
2	5115-3T	RT	176.9	166.6	1.06
		350°F [177°C]	166.5	155.9	1.08
		450°F [232°C]	163.5	151.1	1.08
		550°F [288°C]	161.9	150.9	1.07
3	5158-2T	RT	173.4	161.5	1.08
		350°F [177°C]	164.9	159.9	1.03
		450°F [232°C]	160.1	149.0	1.08
		550°F [288°C]	159.1	144.5	1.10
4	5117-2H	RT	178.6	165.2	1.10
		350°F [177°C]	174.1	158.4	1.08
		450°F [232°C]	164.3	154.7	1.10
		550°F [288°C]	161.1	151.2	1.06
5	5168-2T	RT	175.6	164.3	1.07
		350°F [177°C]	165.4	152.6	1.08
		450°F [232°C]	163.2	149.8	1.09
		550°F [288°C]	161.7	147.9	1.09
6	5154-2H	RT	172.3	160.8	1.07
		350°F [177°C]	163.4	151.5	1.08
		450°F [232°C]	161.0	148.7	1.08
		550°F [288°C]	160.5	148.1	1.08

**Fracture Mechanics Properties**

Table 12 shows yield strength of alloy 945X® at various temperatures. This heat was used to evaluate fracture mechanics properties. De-rating factor at a temperature is determined by dividing yield strength at temperature by yield strength at room temperature. Table 13 shows fracture toughness, KJIC in C-R orientation. Tests were done using compact tension samples in lab air at various temperatures. Strain controlled low cycle fatigue (LCF) test were done at 450°F [232°C] as per ASTM E606-4. A sinusoidal waveform at a frequency of 10 CPM was used. R-ratio for all was -1.

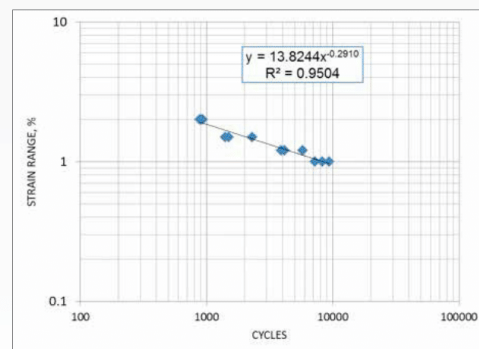
**Table 12:** Yield strength of alloy 945X® at various temperatures. Listed values represent averages of 3 tests.

S. No	Test Temperature	Yield strength, ksi (MPa)	De-rating Factor
1	Room Temp	151.3 [1043]	-
2	200°F [93°C]	145.0 [1000]	0.96
3	300°F [149°C]	145.0 [1000]	0.96
4	400°F [204°C]	138.8 [952]	0.92
5	450°F [232°C]	138.8 [952]	0.92

**Table 13** shows fracture toughness, KJIC in C-R orientation. Tests were done using compact tension samples in lab air.

S. No	Test Temperature	Fracture Toughness values, ksi · in	Average Fracture Toughness values, ksi · in
1	Room Temp	221 / 209	215
2	200°F [93°C]	228 / 237 / 238	234
3	300°F [149°C]	224 / 233 / 240	232
4	400°F [204°C]	222 / 227 / 235	228
5	450°F [232°C]	201 / 207 / 210	206

**Figure 4:** Strain controlled low cycle fatigue (LCF) tested at 450°F [232°C] as per ASTM E606-4. Tests were done using sinusoidal waveform at a frequency of 10 CPM. R-ratio for all was -1.



**Vedlegg H: ROV data**

**OCEANEERING**<sup>®</sup> [oceaneering.com](http://oceaneering.com)

# Magnum<sup>®</sup> Plus

170 hp heavy work class ROV

The Magnum<sup>®</sup> ROV is a side entry cage deployed, dual manipulator ROV. The cage or Tether Management System (TMS) supplies an additional 85 hp, powers skids, has thruster control and auto heading. The Magnum<sup>®</sup> delivers performance in water depths up to 10,000 fsw and in severe weather conditions.



**FEATURES**

- Fly-by-wire station keeping system
- Depth rating: 10,000 fsw (13,000 fsw optional)
- HD and 3D HD cameras

Connecting What's Needed with What's Next™

[43]

Vehicle Weights/Dimensions/Depth	
Weight in air	6,750 lb / 3050 kg
Dimensions LxWxH	8.5 x 5.1 x 6.1 ft / 2.6 x 1.6 x 1.9 m
Depth rating	10,000 ft / 3000 m standard 13,000 ft / 4000 m optional

Vehicle Power/Performance	
Hydraulic power units	2 x 85 hp[E]
Propulsion	4 x Vectored horizontal 2 X Vertical
Thrust	
Fwd/rev:	1,600 lb / 725 kg
Lateral:	1,750 lb / 800 kg
Vertical:	1,200 lb / 550 kg

Vehicle Manipulators/Tooling	
Manipulators (2)	5 or 7 Function; rate, SC or Hybrid Control
Hydraulic tool control	Multiple directional control valves with proportional pressure and flow control Maximum 25 gpm

Vehicle Cameras/Lighting	
Cameras	Standard Definition (SD) High Definition (HD) 3D HD (optional)
Lighting	up to 8 x 250 W (Quartz Halogen or high intensity LED)

Vehicle Control/Navigation	
Automatic control	Fly-by-wire station keeping system Auto heading/depth/altitude Cruise control
Heading and altitude sensors	Survey-grade gyro Backup flux gate compass
Depth sensor	High-resolution digiquartz Backup analog depth sensor
Navigation sensor	Doppler velocity log
Obstacle avoidance sonar	Kongsberg 1071 or 1171 Tritech Sea King


Vehicle Optional Power/Data Interfaces	
Data links	Multiple RS232 and RS485 Ethernet optical fiber
Power	24 V DC and 110 V AC

Tether Management System (TMS)	
Type	Side entry cage or top-hat
Propulsion	2 x Horizontal (cage entry)
Hydraulic power unit	1 x 85 hp[E]
Electro-optical tether	1,800 ft / 550 m (cage) 4,000 ft / 1200 m (cage) optional 1,300 ft / 400 m (top-hat)
Cameras	2 x CCD
Lighting	2 x 250 W (Quartz Halogen, or high intensity LED)

Launch and Recovery Systems (LARS) (choice of)	
Overboarding	
A-frame w/ or w/o docking head	
Heavy-weather overboarding system	
Cursor	
Winch	
Heavy lift winch with conventional or DHRA level wind	

© 2018 Oceaneering International, Inc. All rights reserved.

oceanengineering.com

**OCEANEERING**<sup>®</sup>

[43]



## Vedlegg I: ROV manipulator

PRODUCT DATASHEET

SUBSEA SYSTEMS

**FMC** Technologies

We put you first.  
And keep you ahead.

### Schilling Robotics TITAN 4 Manipulator

Thousands of FMC Schilling manipulator systems are in use worldwide every day. TITAN manipulators are the highest quality system on the market for the dexterity and strength needed to withstand the industry's harsh and repetitive needs day after day.

- » Acute Precision Control
- » Durable Through the Harshes Conditions
- » Reliability Through the Harshes Conditions
- » Large Operating Envelope
- » High Lift-to-Weight Ratio
- » Depth Rating up to 7,000msw
- » Titanium Construction

The TITAN 4 is widely regarded as the world's premier servo-hydraulic remote manipulator system. Since 1987, these systems have been the industry standard for dexterous manipulator systems used in subsea applications, and are extensively used on ultra-heavy work class ROVs.

The TITAN 4 has the dexterity and accuracy necessary to perform the fine movements needed for complex tasks. When this ability is combined with the manipulator's reach (1,922mm), payload capacity (122kg at full extension), and large operating envelope, the TITAN 4 offers unequalled performance in a wide range of subsea applications.



[9]



In-arm electronics are located in the forearm, increasing system reliability and minimizing electrical connections.

### Acute Precision Control

The TITAN 4 manipulator's accuracy is limited only by the pilot's eye. The master controller includes a six-degree-of-freedom replica master arm that ensures comfortable, intuitive manipulator operation. Its movements are just as sharp whether it's moving a 5lb. object or moving a 250lb object.

The controller also contains function keys for selecting menu options and a display for viewing diagnostic and status information. The controller's advanced operational features are individual joint freeze, position scaling (altering the ratio of master arm movement to manipulator arm movement), password security, programmable stow/deploy routines, individual joint movement limits, incremental gripper movement, individual joint diagnostics, and automatic error checking.



The replica master arm ensures comfortable, intuitive operation.

[www.fmctechnologies.com](http://www.fmctechnologies.com)

© 2013 FMC Technologies Schilling Robotics. All rights reserved.

### SPECIFICATIONS

Reach:	1.92 meter
Type:	Position Controlled
Functions:	7
Material:	Primarily Titanium

- » Arm Specifications
  - Standard Depth: 4,000 msw
  - Extended Depth: 7,000 msw
  - Weight in air: 100kg
  - Weight in water: 78kg
  - Lift at full extension: 122kg
  - Maximum lift, nominal: 454kg
  - Standard Gripper Opening: 99mm
  - Grip Force, nominal: 4,092N
  - Wrist torque, nominal: 170Nm
  - Wrist rotate, cont.: 6-35rpm
- » Master Controller Specifications
  - Length: 470mm
  - Width: 177mm
  - Height: 67mm
  - Weight: 3.7kg
- » Electrical and Telemetry
  - Input Power, Controller: 90-260VAC
  - Input Power, Arm: 24 VDC
  - Power, Controller: 6W start, 3W run
  - Power, Arm: 6W start, 45W run
  - Telemetry: RS-232 or RS-422/485
- » Hydraulic Requirements
  - Fluid: Mineral, Glycol, or Synthetic
  - Viscosity: 10-200 cSt
  - Available Flow: 5.7 - 19 lpm
  - Max. Pressure: 3,000 psi
  - Max. Fluid Temperature: 54°C
  - Fluid Cleanliness: ISO 4406 14/11



## Vedlegg J: Termiske egenskaper

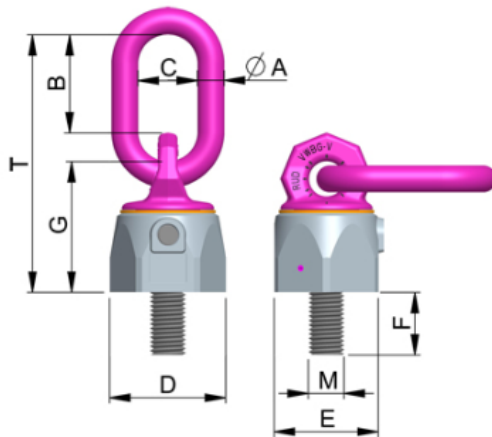
Navn	Masse- tetthet $10^3 \text{ kg/m}^3$	Smelte- punkt $^\circ\text{C}$	Spesifikk smelte- varme $\text{kJ/kg}$	Kokepunkt (ved 1 atm) $^\circ\text{C}$	Spesifikk fordamp- ningsvarme $\text{MJ/kg}$	Spesifikk var- mekapasitet (ved $25 \text{ }^\circ\text{C}$ ) $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
Vann	0,998	0	334	100	2,26	4,18
Sjøvann, 3,5 % salt	1,025	-1,91		100,6		4,00
Tungtvann $\text{D}_2\text{O}$	1,11	3,8	317	101,4	2,07	4,21
Etanol $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	0,79	-117,0	109	78,6	0,84	2,45
Glyserol $\text{C}_3\text{H}_5(\text{OH})_3$	1,26	20,09	200	290,0		2,43
Benzen $\text{C}_6\text{H}_6$	0,88	5,5	126	80,1	0,39	1,74
Bensin	0,73			50–153	0,21	2,24
Dietyleter $(\text{C}_2\text{H}_5)_2\text{O}$	0,72	-116,3	97	34,5	0,38	2,32
Propanon (aceton) $\text{CH}_3\text{COCH}_3$	0,79	-95	96	56	0,52	2,22
Karbontetraklorid $\text{CCl}_4$	1,60	-23	20,9	77	0,19	0,84

[40]

## Vedlegg K: Løftepunkt

### Lifting Point-Vario VWBG-V 0,3t-M8

Artikel-Nr: 7103720



<b>weight</b>	0.18 kg	0.40 lbs
<b>Nominal WLL</b>	300 kg	660 lbs
<b>T</b>	76 mm	3"
<b>A</b>	8 mm	5/16"
<b>B</b>	31 mm	1-7/32"
<b>C</b>	29 mm	1-5/32"
<b>D</b>	30 mm	1-3/16"
<b>E</b>	28 mm	1-1/8"
<b>F</b>	13 mm	1/2"
<b>G</b>	36 mm	1-27/64"
<b>M</b>	M8 mm	M8

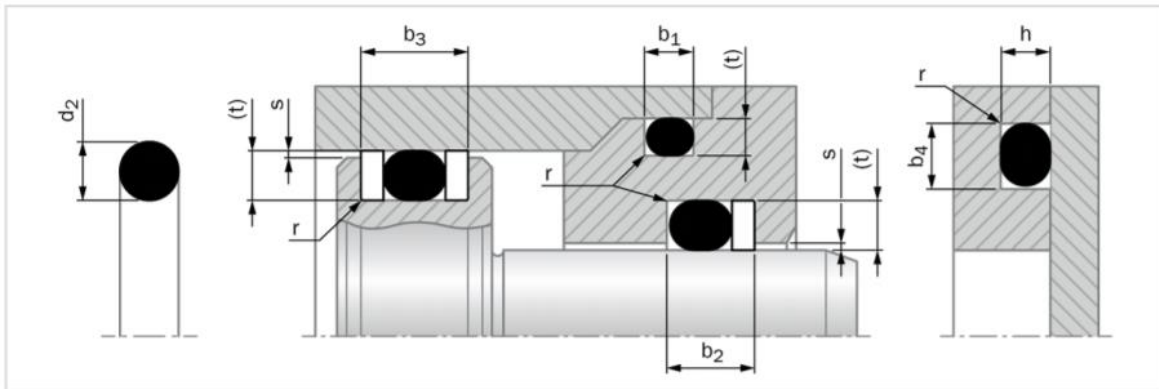
[42]

## Vedlegg L: Tetninger



### TECHNICAL INFORMATION

## O-Ring



[44]

O-Ring Cross section $d_2$	Radial installation			Axial installation		Radius <sup>1)</sup> $r \pm 0.2$
	Housing depth <sup>2)</sup>		Groove width $b_1 + 0.25$	Groove depth $h + 0.1$	Groove width $b_4 + 0.2$	
	Dynamic (t)	Static (t)				
2.34	1.95	1.75	3.10	1.75	3.10	0.30
2.40	2.05	1.80	3.20	1.80	3.30	0.30
2.46	2.10	1.85	3.30	1.85	3.40	0.30
2.50	2.15	1.90	3.30	1.90	3.40	0.30
2.62*	2.25	2.00	3.60	2.00	3.80	0.30
2.65	2.25	2.00	3.60	2.00	3.80	0.30
2.70	2.30	2.05	3.60	2.05	3.80	0.30
2.80	2.40	2.10	3.70	2.10	3.90	0.60
2.92	2.50	2.20	3.90	2.20	4.00	0.60
2.95	2.50	2.20	3.90	2.20	4.00	0.60
3.00	2.60	2.30	4.00	2.30	4.00	0.60
3.10	2.70	2.40	4.10	2.40	4.10	0.60
3.50	3.05	2.65	4.60	2.65	4.70	0.60
3.53*	3.10	2.70	4.80	2.70	5.00	0.60
3.55	3.10	2.70	4.80	2.70	5.00	0.60
3.60	3.15	2.80	4.80	2.80	5.10	0.60
4.00	3.50	3.10	5.20	3.10	5.30	0.60
4.50	4.00	3.50	5.80	3.50	5.90	0.60
5.00	4.40	4.00	6.60	4.00	6.70	0.60
5.30	4.70	4.30	7.10	4.30	7.30	0.60
5.33*	4.70	4.30	7.10	4.30	7.30	0.60
5.50	4.80	4.50	7.10	4.50	7.30	0.60
5.70	5.00	4.60	7.20	4.60	7.40	0.60
6.00	5.30	4.90	7.40	4.90	7.60	0.60
6.50	5.70	5.40	8.00	5.40	8.20	1.00
6.99*	6.10	5.80	9.50	5.80	9.70	1.00
7.00	6.10	5.80	9.50	5.80	9.70	1.00
7.50	6.60	6.30	9.70	6.30	9.90	1.00
8.00	7.10	6.70	9.80	6.70	10.00	1.00
8.40	7.50	7.10	10.00	7.10	10.30	1.00
9.00	8.10	7.70	10.60	7.70	10.90	1.50
9.50	8.60	8.20	11.00	8.20	11.40	1.50
10.00	9.10	8.60	11.60	8.60	12.00	2.00
12.00	11.00	10.60	13.50	10.60	14.00	2.00

[44]



## TECHNICAL INFORMATION

### O-Ring

#### Radial clearance S

O-Ring cross section $d_2$	up to 2	2 - 3	3 - 5	5 - 7	Above 7
-------------------------------	---------	-------	-------	-------	---------

#### O-Rings with hardness of 70 Shore A

Pressure MPa	Radial clearance S mm				
≤ 3.50	0.08	0.09	0.10	0.13	0.15
≤ 7.00	0.05	0.07	0.08	0.09	0.10
≤ 10.50	0.03	0.04	0.05	0.07	0.08

#### O-Rings with hardness of 90 Shore A

Pressure MPa	Radial clearance S mm				
≤ 3.50	0.13	0.15	0.20	0.23	0.25
≤ 7.00	0.10	0.13	0.15	0.18	0.20
≤ 10.50	0.07	0.09	0.10	0.13	0.15
≤ 14.00	0.05	0.07	0.08	0.09	0.10
≤ 17.50	0.04	0.05	0.07	0.08	0.09
≤ 21.00	0.03	0.04	0.05	0.07	0.08
≤ 35.00	0.02	0.03	0.03	0.04	0.04

#### N7

Colour: black

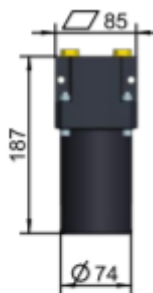
Basic Material: NBR

Commercial Description: A 70 durometer, NBR elastomer. The properties of the nitrile rubber depend mainly on the ACN content which ranges between 18 % and 50 %. In general it has good mechanical properties with an operating temperature range of between -30 °C and +100 °C. NBR is mostly used with mineral based oils and greases and is a good choice for standard applications. Used also as an energizer in T46N, M12N, Z20N, and Z52N.

[44]

## Vedlegg M: Trykkompensator

GENERAL	0,25 L	0,58 L	1,2 L	2,5 L	2,5 LH.P.	6,0 L	10 L	16 L
Kystdesign product ID	AB53 - DR02	AC18 - 1000M01	AB89 - 1037M01	AD86 - 1000M01	AC53 - 1000M01	AD85 - 1000M01	AB89 - 1036M01	AB25 - DR010
Length without volume sensor [mm]	187	264	351	368	415	385	506	472
Length, with volum sensor [mm]	N.A	N.A	563	N.A	N.A	588	582	588
Width / diameter [mm]	85	105	125	Ø174	Ø182	Ø246	298	Ø366
Weight empty [Kg]	1,0 Kg	1,6 Kg	3,4 Kg	4,0 Kg	9,1 Kg	11,3 Kg	20,5 Kg	25 Kg
PERFORMANCE	0,25 L	0,58 L	1,2 L	2,5 L	2,5 LH.P.	6,0 L	10 L	16 L
Material	POM	POM	POM	POM	anodized Al.	POM	anodized Al.	anodized Al.
Active Volume	0,25 L	0,58 L	1,2 L	2,5 L	2,5 L	6,0 L	9,43 L	15,8 L
Pressure Empty	0,25 BAR	0,20 BAR	0,15 BAR	0,25 BAR	0,35 BAR	0,30 BAR	0,25 BAR	0,15 BAR
Pressure Full	0,55 BAR	0,55 BAR	0,55 BAR	0,60 BAR	0,75 BAR	0,55 BAR	0,35 BAR	0,25 BAR
Hydraulic Connection	1/4"BSP	1/4"BSP	3/8" BSP	3/8" BSP	3/8" BSP	1/2" BSP	Manifold	3/4" BSP
No Off Hyd. Connection ports	2	5	5	7	2	4		4
Optional Volume Sensor	-	-	Yes	-	-	Yes	Yes	Yes
Max. Operational Pressure [bar]	1,5	1,5	1,5	1,5	10	1,5	1,5	1,5



0,25L COMPENSATOR



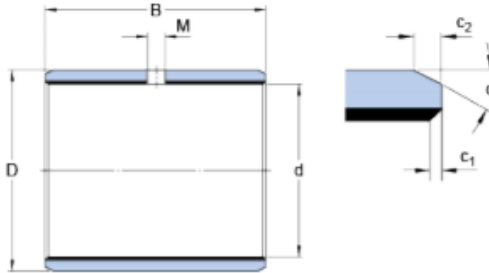
[33]

**Vedlegg N: Lager**

**SKF**

**PCM 15015580 M**

**Dimensions**



d	150	mm
D	155	mm
B	80	mm
M	8	mm
c <sub>1</sub>	min. 0.2	mm
c <sub>1</sub>	max. 1	mm
c <sub>2</sub>	min. 1.2	mm
c <sub>2</sub>	max. 2.4	mm
	±8	20 °

**Recommended fits**

Tolerance shaft	h8
Tolerance housing	H7

**Calculation data**

Basic dynamic load rating - radial direction	C	1430	kN
Basic static load rating - radial direction	C <sub>0</sub>	3000	kN
Specific dynamic load factor	K	120	N/mm <sup>2</sup>
Specific static load factor	K <sub>0</sub>	250	N/mm <sup>2</sup>
Factor depending on material and bearing type	K <sub>M</sub>	1900	
Permissible sliding velocity	v	min. 0	m/s
Permissible sliding velocity	v	max. 2.5	m/s
Coefficient of friction	μ	min. 0.02	
Coefficient of friction	μ	max. 0.2	

**Mass**

Mass bushing	0.67	kg
--------------	------	----

[30]





**Metric Plain Heavy Duty Bearings  
in Spinodal Bronze**

Bore of Bush When in Housing H9	Housing Diameter H7	Shaft Diameter f8	Standard Lengths																			
			5	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80									
			ID < 80 Length +/- 0.25						ID > 80 Length +/- 0.50													
5	+0.030 -0.000	7	+0.015 -0.000	5	-0.010 -0.028	BMP 050705	BMP 050710															
6	+0.030 -0.000	8	+0.015 -0.000	6	-0.010 -0.028	BMP 060805	BMP 060810															
7	+0.036 -0.000	9	+0.015 -0.000	6	-0.010 -0.028	BMP 070905	BMP 070910															
8	+0.036 -0.000	10	+0.015 -0.000	8	-0.013 -0.035	BMP 081005	BMP 081010															
10	+0.036 -0.000	12	+0.018 -0.000	10	-0.013 -0.035		BMP 101210	BMP 101215	BMP 101220													
12	+0.043 -0.000	14	+0.018 -0.000	12	-0.016 -0.043		BMP 121410	BMP 121415	BMP 121420													
14	+0.043 -0.000	16	+0.018 -0.000	14	-0.016 -0.043		BMP 141610	BMP 141615	BMP 141620	BMP 141625												
15	+0.043 -0.000	17	+0.018 -0.000	15	-0.016 -0.043		BMP 151710	BMP 151715	BMP 151720	BMP 151725												
16	+0.043 -0.000	18	+0.018 -0.000	16	-0.016 -0.043		BMP 161810	BMP 161815	BMP 161820	BMP 161825												
20	+0.052 -0.000	23	+0.021 -0.000	20	-0.020 -0.053		BMP 202310	BMP 202315	BMP 202320	BMP 202325												
22	+0.052 -0.000	25	+0.021 -0.000	22	-0.020 -0.053		BMP 222510	BMP 222515	BMP 222520	BMP 222525	BMP 222530											
24	+0.052 -0.000	27	+0.021 -0.000	24	-0.020 -0.053			BMP 242715	BMP 242720	BMP 242725	BMP 242730											
25	+0.052 -0.000	28	+0.021 -0.000	25	-0.020 -0.053			BMP 252815	BMP 252820	BMP 252825	BMP 252830											
26	+0.052 -0.000	30	+0.021 -0.000	26	-0.020 -0.053			BMP 263015	BMP 263020	BMP 263025	BMP 263030											
28	+0.052 -0.000	32	+0.025 -0.000	28	-0.020 -0.053			BMP 283215	BMP 283220	BMP 283225	BMP 283230											
30	+0.052 -0.000	34	+0.025 -0.000	30	-0.020 -0.053			BMP 303414	BMP 303420	BMP 303425	BMP 303430	BMP 303440										
32	+0.062 -0.000	36	+0.025 -0.000	32	-0.025 -0.064			BMP 323615	BMP 323620	BMP 323625	BMP 323630	BMP 323640	BMP 323650									
34	+0.062 -0.000	38	+0.025 -0.000	34	-0.025 -0.064			BMP 343815	BMP 343820	BMP 343825	BMP 343830	BMP 343840	BMP 343850									
35	+0.062 -0.000	39	+0.025 -0.000	35	-0.025 -0.064			BMP 353915	BMP 353920	BMP 353925	BMP 353930	BMP 353940	BMP 353950									
36	+0.062 -0.000	40	+0.025 -0.000	36	-0.025 -0.064			BMP 364015	BMP 364020	BMP 364025	BMP 364030	BMP 364040	BMP 364050									
38	+0.062 -0.000	42	+0.025 -0.000	38	-0.025 -0.064			BMP 384215	BMP 384220	BMP 384225	BMP 384230	BMP 384240	BMP 384250									
40	+0.062 -0.000	44	+0.025 -0.000	40	-0.025 -0.064				BMP 404420	BMP 404425	BMP 404430	BMP 404440	BMP 404450									
45	+0.062 -0.000	50	+0.025 -0.000	45	-0.025 -0.064				BMP 455020	BMP 455025	BMP 455030	BMP 455040	BMP 455050									
50	+0.062 -0.000	55	+0.030 -0.000	50	-0.025 -0.064				BMP 505520	BMP 505525	BMP 505530	BMP 505540	BMP 505550	BMP 505560								
55	+0.074 -0.000	60	+0.030 -0.000	55	-0.030 -0.076				BMP 556020	BMP 556025	BMP 556030	BMP 556040	BMP 556050	BMP 556060								
60	+0.074 -0.000	65	+0.030 -0.000	60	-0.030 -0.076					BMP 606525	BMP 606530	BMP 606540	BMP 606550	BMP 606560	BMP 606570							
65	+0.074 -0.000	70	+0.030 -0.000	65	-0.030 -0.076						BMP 657030	BMP 657040	BMP 657050	BMP 657060	BMP 657070	BMP 657080						
70	+0.074 -0.000	75	+0.030 -0.000	70	-0.040 -0.076						BMP 707530	BMP 707540	BMP 707550	BMP 707560	BMP 707570	BMP 707580						
75	+0.074 -0.000	80	+0.030 -0.000	75	-0.030 -0.076						BMP 758030	BMP 758040	BMP 758050	BMP 758060	BMP 758070	BMP 758080						
80	+0.074 -0.000	85	+0.035 -0.000	80	-0.030 -0.076						BMP 808530	BMP 808540	BMP 808550	BMP 808560	BMP 808570	BMP 808580						
85	+0.087 -0.000	90	+0.035 -0.000	85	-0.036 -0.090						BMP 859030	BMP 859040	BMP 859050	BMP 859060	BMP 859070	BMP 859080						
90	+0.087 -0.000	95	+0.035 -0.000	90	-0.036 -0.090						BMP 909530	BMP 909540	BMP 909550	BMP 909560	BMP 909570	BMP 909580						

Part numbers shown in table are for plain bores.

If pocketed bores are required add D after part number.

If grooved bores are required add G after part number.

If thru holes are required add H after part number.

If grooves and lube holes are required add GH after part number.

Bowman International Limited reserve the right to change specifications without prior notice. E & OE

Different sizes and lengths can be made to order.

Different material thicknesses can be made to order.

**BOWMAN INTERNATIONAL LIMITED**

10 Isis Court, Wyndyke Furlong, Abingdon Business Park, Abingdon, Oxfordshire, OX14 1DZ England

Tel +44 (0) 1235 462500 Fax +44 (0) 1235 462519 E-mail sales@bowman.co.uk Website www.bowman.co.uk




Metric Heavy Duty Thrust Bearings  
in **TOUGHMET®** Spinodal Bronze

Inside Diameter	Outside Diameter	Thickness	Dowell Hole Dia	Dowell Hole PCD	Part Number		
10	+0.250 -0.000	20	-0.250 -0.000	1.50 1.45	No hole	BMT 1020015	
12	+0.250 -0.000	24	-0.250 0.000	1.50 1.45	1.625 1.875	18.12 17.88	BMT 1224015
14	+0.250 -0.000	26	-0.250 -0.000	1.50 1.45	2.375 2.125	22.12 21.88	BMT 1426015
16	+0.250 -0.000	30	-0.250 -0.000	1.50 1.45	2.375 2.125	25.12 24.88	BMT 1630015
18	+0.250 -0.000	32	-0.250 -0.000	1.50 1.45	2.375 2.125	25.12 24.88	BMT 1832015
20	+0.250 -0.000	36	-0.250 -0.000	1.50 1.45	3.375 3.125	30.12 29.88	BMT 2036015
22	+0.250 -0.000	42	-0.250 -0.000	1.50 1.45	3.375 3.125	30.12 29.88	BMT 2238015
24	+0.250 -0.000	42	-0.250 -0.000	1.50 1.45	3.375 3.125	33.12 32.88	BMT 2442015
26	+0.250 -0.000	48	-0.250 -0.000	1.50 1.45	3.375 3.125	35.12 34.88	BMT 2644015
28	+0.250 -0.000	54	-0.250 -0.000	1.50 1.45	4.375 4.125	38.12 37.88	BMT 2848015
32	+0.250 -0.000	54	-0.250 -0.000	1.50 1.45	4.375 4.125	43.12 42.88	BMT 3254015
38	+0.250 -0.000	62	-0.250 -0.000	1.50 1.45	4.375 4.125	50.12 49.88	BMT 3862015
42	+0.250 -0.000	66	-0.250 -0.000	1.50 1.45	4.375 4.125	54.12 49.88	BMT 4266015
48	+0.250 -0.000	74	-0.250 -0.000	2.00 1.95	4.375 4.125	61.12 60.88	BMT 4874020
52	+0.250 -0.000	78	-0.250 -0.000	2.00 1.95	4.375 4.125	65.12 64.88	BMT 5278020
62	+0.250 -0.000	90	-0.250 -0.000	2.00 1.95	4.375 4.125	76.12 75.88	BMT 6290020
95	+0.250 -0.000	115	-0.250 -0.000	2.00 1.95	4.375 4.125	106.12 105.87	BMT 95115020

If dowel hole required add H after the part number

Thrust bearings can be provided in any of the following thicknesses. 1mm, 1.5mm, 2mm, 2.5mm and 3mm. Thrust bearings can also be produced in various shapes to customers specification.

Bowman International Limited reserve the right to change specifications without prior notice. E & OE

### BowMet® Technical Information

Description	Metric Bearing Data	Imperial Bearing Data
Static load	820 N/mm <sup>2</sup>	120,000 Lbs/inch <sup>2</sup>
Dynamic load	340 N/mm <sup>2</sup>	50,000 Lbs/inch <sup>2</sup>
*Max sliding speed	3m/s dry 10m/s oiled	10 ft/s dry 33 ft/s oiled
Operating temp	-250°C to + 300°C	-450°F to +570°F
Thermal conductivity	38 W/MK	22 BTU/Ft HR°
Coefficient of friction	0.25 dry 0.04 oiled	0.25 dry 0.04 oiled
Recommended shaft finish	Ra ≤ 0.4um (N5)	16 μinch
Recommended shaft hardness	HRC60	HRC60
Pv value	9.6 MPa-m/s	275,000 Psi-ft/min
Hardness	HRC30	HRC30

\*Higher speeds can be achieved with hydro dynamic lubrication.

The figures above are for guidance only. Please refer to our technical sales department for specific applications

### Corrosion resistance (NACE level V included)

ToughMet® resists saltwater corrosion, hydrogen embrittlement, and chloride stress corrosion cracking better than most copper-based alloys. In sulphide environments like sour gas wells, ToughMet® resists stress-corrosion cracking very well, and has an extremely low corrosion rate compared to other copper-based alloys. In some sulphide environments, the corrosion rate is similar to stainless steels and nickel alloys.

Galvanically, ToughMet® is similar to other copper-nickel alloys and is lead free.

### Fitting Guidelines

Always use a fitting pin and fitting collar. See the Bowman fitting data sheet. Chamfer lead in on housing to assist with assembly. Lubricate O/D of bearing prior to assembly.

Bowman International Limited reserve the right to change specifications without prior notice. E & OE.

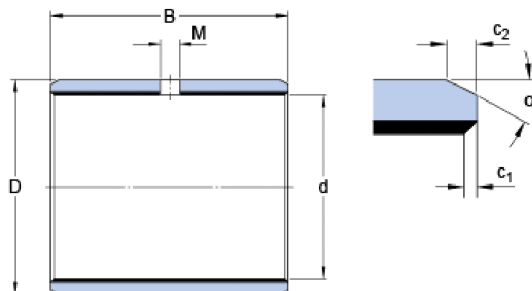
### BOWMAN INTERNATIONAL LIMITED

10 Isis Court, Wyndyke Furlong, Abingdon Business Park, Abingdon, Oxfordshire, OX14 1DZ England  
Tel +44 (0)1235 462500 Fax +44 (0)1235 462519 E-mail sales@bowman.co.uk Website www.bowman.co.uk

7

## PCM 505530 M

### Dimensions



d	50	mm
D	55	mm
B	30	mm
M	5	mm
c <sub>1</sub>	min. 0.2	mm
c <sub>1</sub>	max. 1	mm
c <sub>2</sub>	min. 1.2	mm
c <sub>2</sub>	max. 2.4	mm
±8	20	°

### Recommended fits

Tolerance shaft	h8
Tolerance housing	H7

### Calculation data

Basic dynamic load rating - radial direction	C	176	kN
Basic static load rating - radial direction	C <sub>0</sub>	365	kN
Specific dynamic load factor	K	120	N/mm <sup>2</sup>
Specific static load factor	K <sub>0</sub>	250	N/mm <sup>2</sup>
Factor depending on material and bearing type	K <sub>M</sub>	1900	
Permissible sliding velocity	v	min. 0	m/s
Permissible sliding velocity	v	max. 2.5	m/s
Coefficient of friction	μ	min. 0.02	
Coefficient of friction	μ	max. 0.2	

### Mass

Mass bushing	0.086	kg
--------------	-------	----

[29]

## Vedlegg O: Oppdriftselement

**BMTI**  
— ALSEAMAR

innovation & services @ sea

### SF4500

Pure Syntactic Foam  
Deep water buoyancy material

Standard grade low cost for ROV/AUV buoyancy, in water depths up to 4 500 m.

Composition: Epoxy matrix and glass microspheres.

#### Benefits:

- Cost effective Standard Density buoyancy material
- SF4500 can be easily machined and drilled
- Epoxy bonding allows building of finished buoyancy modules
- Reliable adhesion with sprayed PUR coating and both epoxy PUR painting
- Low water absorption



### Technical Data

Average density on a 1m <sup>3</sup> batch	545 kg/m <sup>3</sup> (+/- 40)	34 lb/ft <sup>3</sup> (+/-2.48)
Maximum Depth rating (At 2°C)	4500 msw	
Hydrostatic crush pressure (Instantaneous, 2°C) (typical)	630 bars	
Standard Block dimensions (L (+/-5) x W (+/-2) x H (+/-1))	920 x 400 x 150 mm	
Uniaxial Compressive strength (Standard : NF EN ISO 844 - NF 55-101)	55.6 MPa	
Uniaxial Compressive modulus (Standard : NF EN ISO 844 - NF 55-101)	2.44 GPa	
Flexural strength (Standard : NF EN ISO 178)	25.4 MPa	
Flexural modulus (Standard : NF EN ISO 178)	2.11 GPa	
Tensile strength (Standard : NF EN ISO 1926)	23.3 MPa	
Tensile modulus (Standard : NF EN ISO 1926)	2.16 Gpa	
Glass transition (DSC) (T <sub>g</sub> standard : NF EN ISO 11 357)	90-100 °C	

Typical mechanical properties done at 20°C

This document is presented in good faith, corresponding to average results and is not to be considered as specification.

Depths shown are only for guidance.

Every subsea application is unique, with different size, shape, operating conditions and demands. Calculations and material selection should be performed on individual conditions.

ALSEAMAR – Site de Six-Fours  
34 rue de l'Avenir  
83140 Six-Fours – France  
alseamar83@alseamar-alcen.com  
Tel. : +33(0)4 94 87 07 77  
www.alseamar-alcen.com

**ALSEAMAR**  
ALCEN

TDS-SF4500-indJ

[41]

Standard Grade	Syntactic Foam SF ( Standard references )						liter / blokk	Liter	Liter	kg
1100	SF 1100	1	445	920	400	150	55,20	55,20	32,0	24,6
3000	SF 3000	2	495	920	400	140	51,52	103,04	54,6	51,0
3600	SF 3600	1	515	920	400	150	55,20	55,20	28,2	28,4
4500	SF 4500	2	545	920	400	150	55,20	110,40	53,0	60,2
6000	SF6000	1	585	920	400	150	55,20	55,20	24,3	32,3

[45]



## Vedlegg P: Tiltrekkingsmoment og forspenningskrefter

Tiltrekningsmomenter og forspenningskrefter															
Nom dia.	F.kl. ISO	Oppnådd middelforpenning $F_m$ i N for $\mu_g =$						Tiltrekningsmoment $M_a$ i Nm for $\mu_k =$							
		0.08	0.10	0.12	0.15	0.16	0.20	0.25	0.08	0.10	0.12	0.15	0.16	0.20	0.25
M1.4	0.08	0.10	0.12	0.15	0.16	0.20	0.25	0.08	0.10	0.12	0.15	0.16	0.20	0.25	
	8.8	530	510	490	460	450	420	380	0.10	0.11	0.12	0.14	0.15	0.16	0.18
	10.9	750	720	690	650	640	590	530	0.14	0.16	0.18	0.20	0.21	0.23	0.25
	12.9	870	840	800	750	740	680	610	0.16	0.18	0.20	0.23	0.24	0.27	0.29
M1.6	8.8	610	590	570	530	520	480	430	0.13	0.15	0.17	0.19	0.19	0.22	0.24
	10.9	860	830	790	750	730	670	600	0.19	0.21	0.23	0.26	0.27	0.30	0.33
	12.9	1000	960	920	860	840	770	700	0.22	0.24	0.27	0.31	32	0.35	0.39
	8.8	1020	980	940	880	860	790	710	0.27	0.31	0.35	0.39	0.41	0.46	0.50
M2	10.9	1430	1370	1320	1240	1210	1110	1000	0.38	0.44	0.49	0.55	0.57	0.64	0.70
	12.9	1650	1590	1520	1430	1400	1280	1160	0.44	0.51	0.57	0.64	0.66	0.74	0.81
	8.8	1690	1630	1560	1470	1440	1320	1190	0.54	0.63	0.70	0.80	0.82	0.92	1.02
	10.9	2380	2290	2200	2060	2020	1860	1670	0.77	0.88	0.98	1.12	1.16	1.30	1.43
M2.5	12.9	2750	2640	2540	2390	2340	2150	1930	0.89	1.02	1.14	1.29	1.34	1.50	1.65
	8.8	2530	2440	2350	2210	2160	1980	1790	0.97	1.12	1.25	1.43	1.48	1.66	1.83
	10.9	3560	3430	3300	3100	3040	2790	2510	1.36	1.57	1.76	2.00	2.08	2.33	2.57
	12.9	4110	3960	3810	3580	3510	3220	2910	1.57	1.81	2.03	2.32	2.40	2.69	2.98
M3	8.8	4.400	4.250	4.000	3.900	3.750	3.450	3.100	2.4	2.6	2.9	3.1	3.3	3.8	4.4
	10.9	6.200	5.900	5.700	5.500	5.300	4.850	4.350	3.4	3.7	4.1	4.4	4.6	5.3	6.2
	12.9	7.400	7.100	6.800	6.600	6.300	5.800	5.200	4.1	4.4	4.9	5.2	5.6	6.4	7.4
	8.8	7.200	6.900	6.600	6.400	6.100	5.800	5.100	4.8	5.3	5.9	6.2	6.7	7.6	8.7
M4	10.9	10.100	9.700	9.300	9.000	8.600	7.900	7.100	6.7	7.5	8.3	8.7	9.4	10.7	12.2
	12.9	12.100	11.700	11.100	10.800	10.300	9.500	8.600	8.1	8.9	10.0	10.5	11.3	13.0	14.5
	8.8	10.100	9.700	9.300	9.000	8.600	7.900	7.100	8.1	8.9	9.9	10.5	11.2	13.0	14.5
	10.9	14.200	13.700	13.000	12.700	12.100	11.200	10.000	11.4	12.5	14.0	15.0	16.0	18.0	20.5
M5	12.9	17.000	16.400	15.700	15.200	14.600	13.400	12.100	13.5	15.0	16.5	17.5	19.0	21.5	25.0
	8.8	18.600	17.900	17.000	16.500	15.900	14.600	13.100	19	21	24	25	27	31	36
	10.9	26.000	25.000	24.000	23.200	22.300	20.500	18.500	28	30	34	36	38	44	50
	12.9	31.500	30.000	29.000	28.000	27.00	24.600	22.200	33	36	40	43	46	52	60
M6	8.8	29.500	28.500	27.000	26.500	25.500	23.200	20.900	39	42	47	50	53	61	70
	10.9	41.500	40.000	38.000	37.000	35.500	32.500	29.500	55	60	66	70	75	85	98
	12.9	50.000	48.000	46.000	44.500	42.500	39.000	35.500	65	72	79	84	90	103	118
	8.8	43.000	41.500	39.500	38.500	37.000	34.000	30.500	67	74	82	86	93	105	121
M7	10.9	61.000	58.000	56.000	54.000	52.000	47.500	43.000	95	104	115	121	130	150	170
	12.9	73.000	70.000	67.000	65.000	62.000	57.000	52.000	114	124	140	145	155	180	205
	8.8	59.000	57.000	54.000	53.000	50.000	46.500	42.000	107	117	130	135	145	165	190
	10.9	83.000	80.000	76.000	74.000	71.000	65.000	59.000	150	165	180	195	205	235	270
M8	12.9	99.000	96.000	91.000	89.000	85.000	78.000	71.000	180	195	220	230	250	280	320

[46]

## Vedlegg Q: Stressareal for bolter

### Hex Bolts

Minimum Stress Under Proof Load



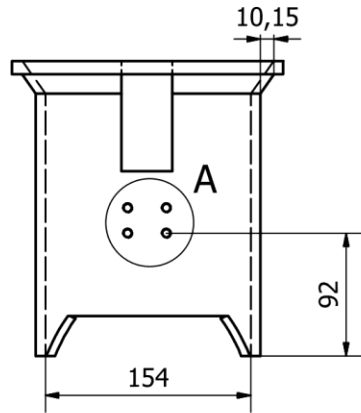
HEX BOLTS - MINIMUM STRESS UNDER PROOF LOAD (MPa or N/mm <sup>2</sup> )						
Nominal Size	Pitch mm	Stress Area mm <sup>2</sup>	Class 4.6	Class 8.8	AS1252	Class 10.9
M3	0.50	5.03	225	580	-	830
M4	0.70	8.78	225	580	-	830
M5	0.80	14.20	225	580	-	830
M6	1.00	20.10	225	580	-	830
M8	1.25	36.60	225	580	-	830
M10	1.50	58.00	225	580	-	830
M12	1.75	84.30	225	580	580	830
M14	2.00	115.00	225	580	580	830
M16	2.00	157.00	225	580	580	830
M18	2.50	192.00	225	600	600	830
M20	2.50	245.00	225	600	600	830
M22	2.50	303.00	225	600	600	830
M24	3.00	353.00	225	600	600	830
M27	3.00	459.00	225	600	600	830
M30	3.50	561.00	225	600	600	830
M33	3.50	694.00	225	600	600	830
M36	4.00	817.00	225	600	600	830
M39	4.00	976.00	225	600	-	830
M42	4.50	1121.00	225	600	-	830
M48	5.00	1473.00	225	600	-	830
M52	5.00	1758.00	225	600	-	830
M64	6.00	2676.00	225	600	-	830

[47]

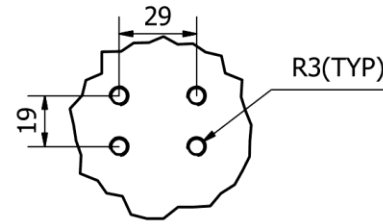
## Vedlegg R: Tekniske tegninger

<b>Tegningsnavn</b>	<b>Tegnings nr.</b>
<b>Bøtte</b>	1
<b>C-1</b>	2
<b>C-2</b>	3
<b>C-3</b>	4
<b>C-4</b>	5
<b>Inngående aksling</b>	6
<b>Sykloid skive</b>	7
<b>Ringgir bolt</b>	8
<b>Utgående aksling</b>	9
<b>Adapter</b>	10

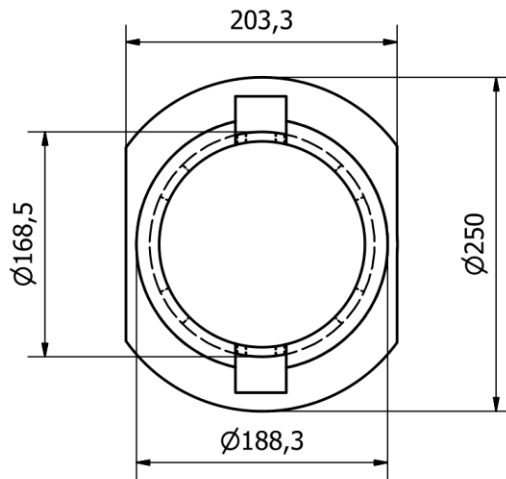
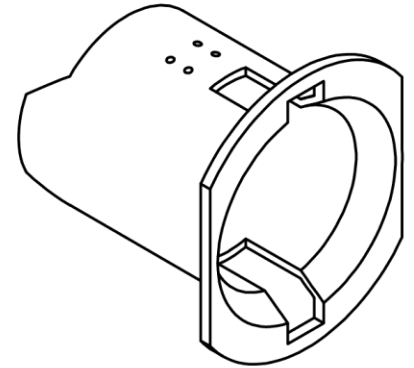




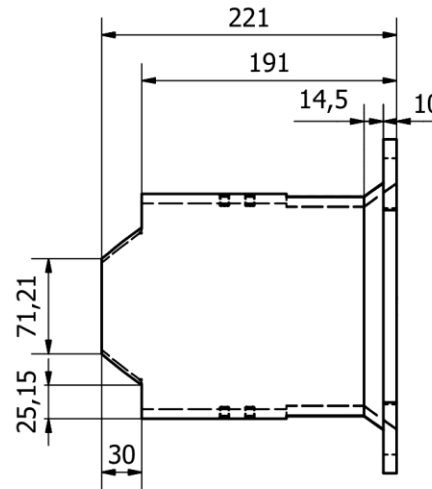
Sett fra undersiden



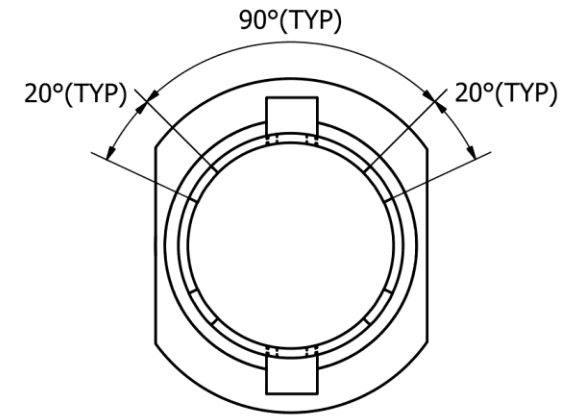
A (1:2)



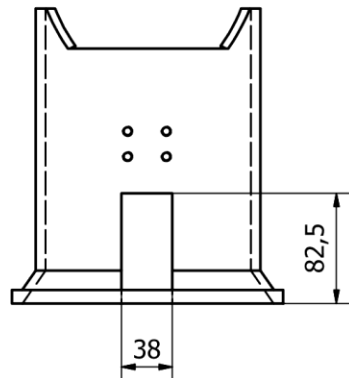
Sett forfra



Sett fra siden



Sett bakfra



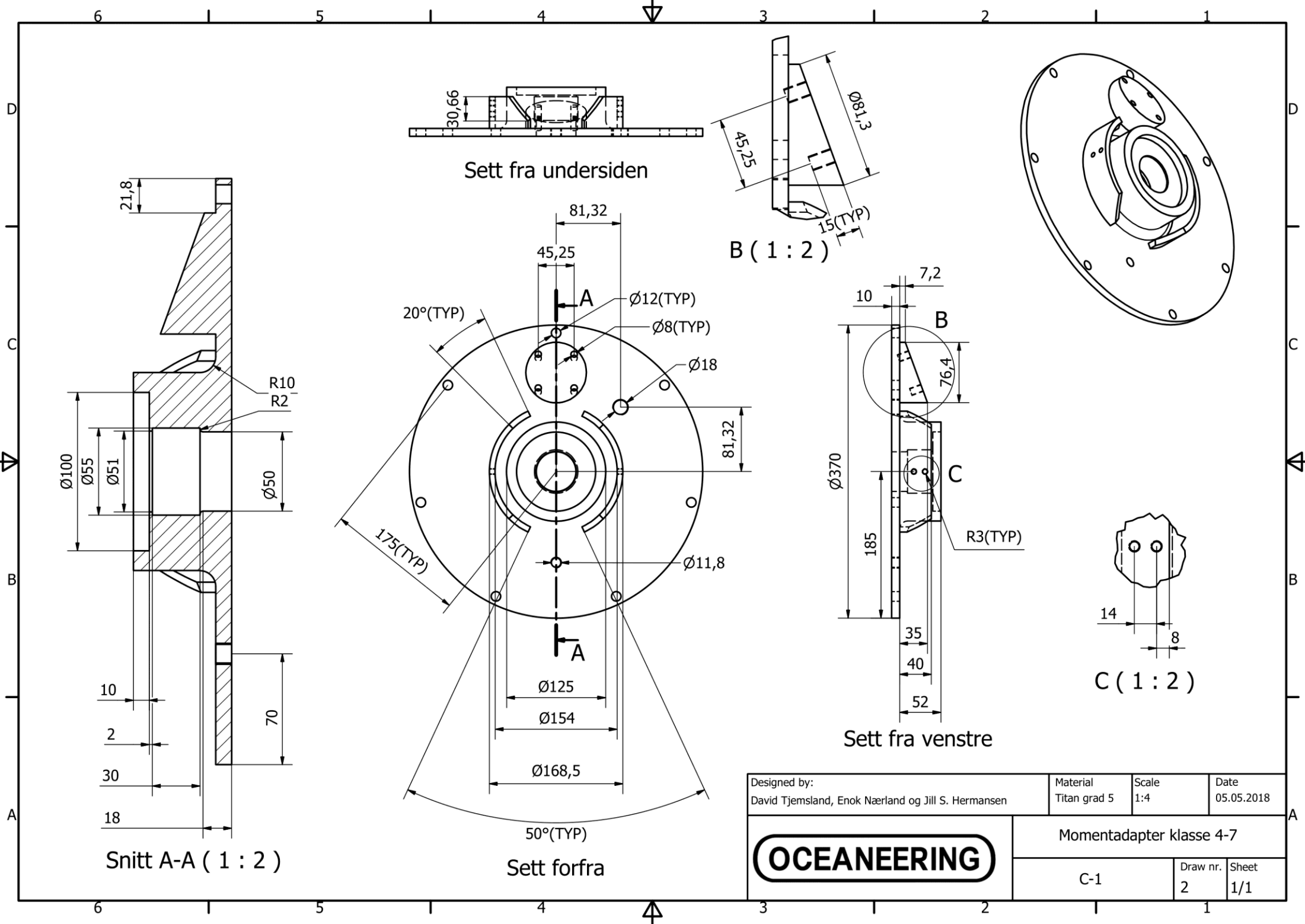
Sett ovenfra

Designed by: David Tjemsland, Enok Nærland og Jill S. Hermansen	Material Titan grad 5	Scale 1:4	Date 05.05.2018
--	--------------------------	--------------	--------------------

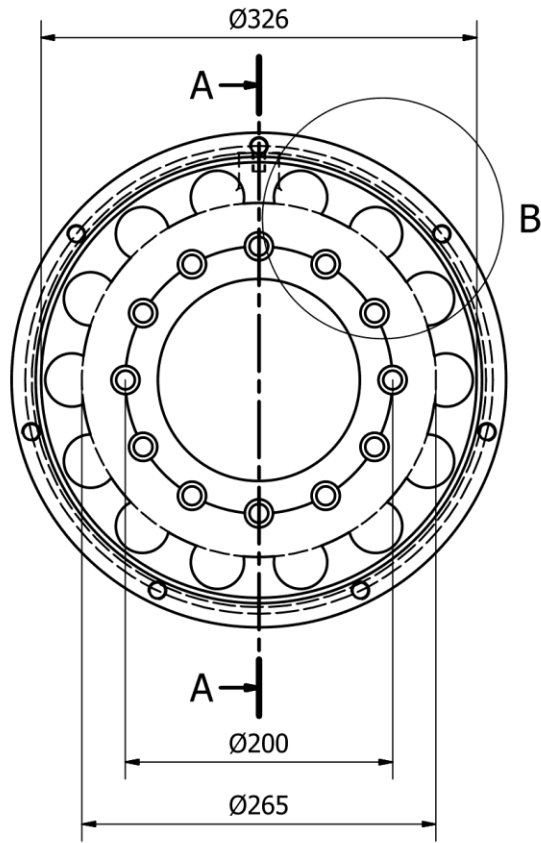
**OCEANEERING**

Momentadapter klasse 4-7

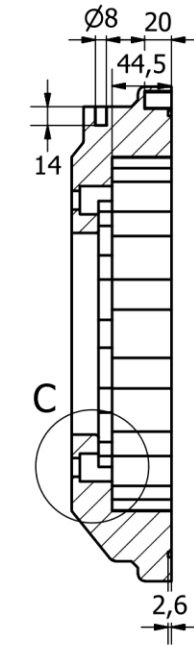
Bøtte	Draw nr. 1	Sheet 1/1
-------	---------------	--------------



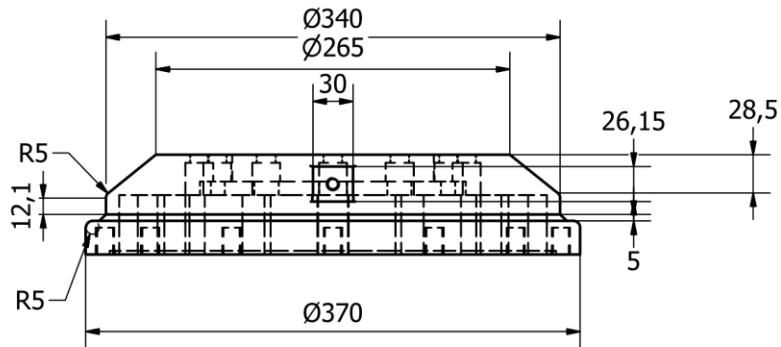
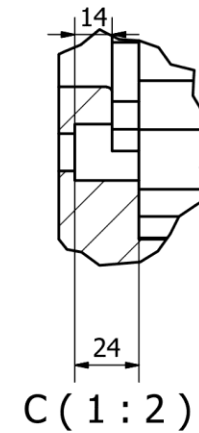
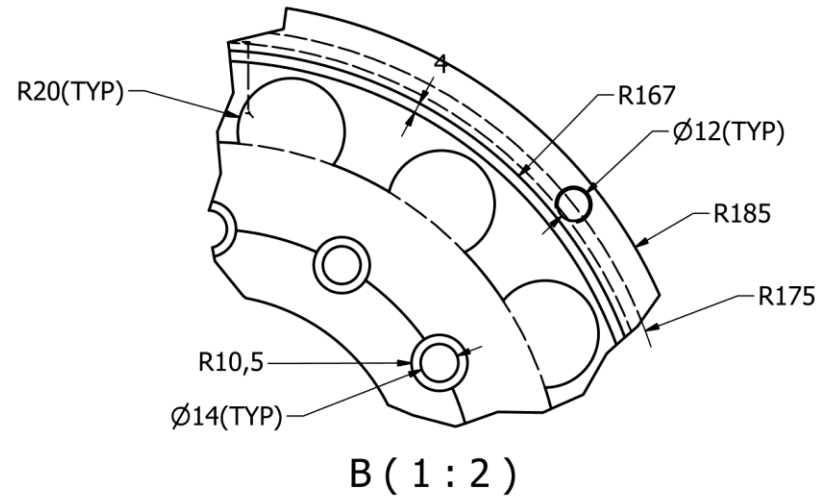
Designed by: David Tjemslund, Enok Nærland og Jill S. Hermansen	Material Titan grad 5	Scale 1:4	Date 05.05.2018
<b>OCEANEERING</b>			
Momentadapter klasse 4-7			
C-1	Draw nr. 2	Sheet 1/1	



Sett forfra

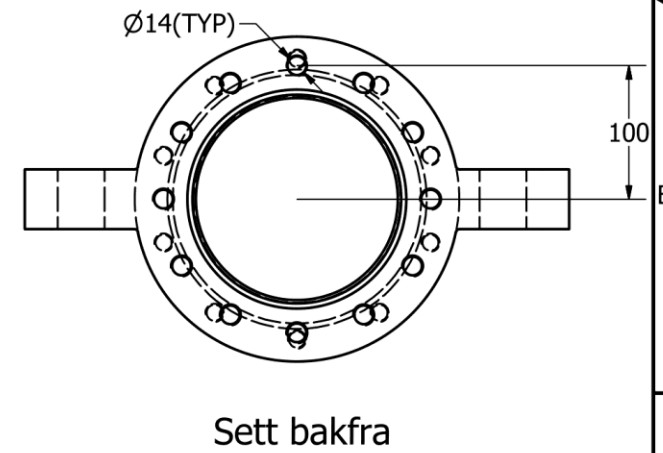
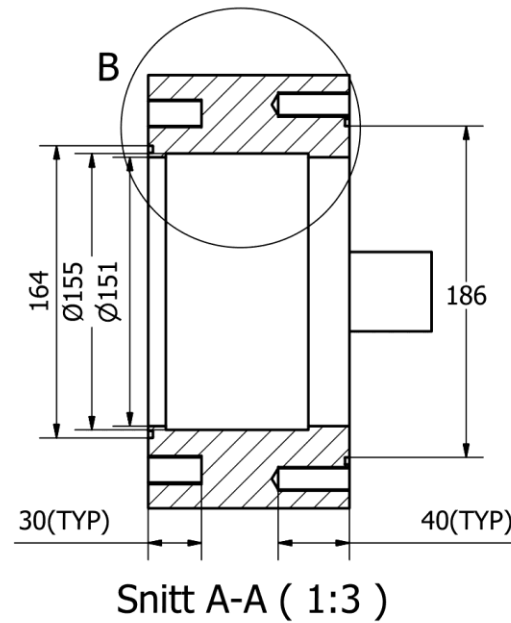
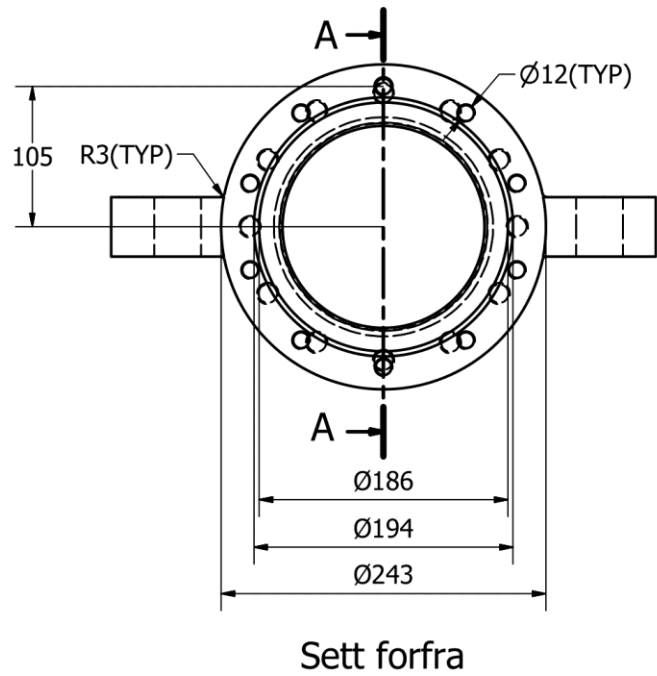
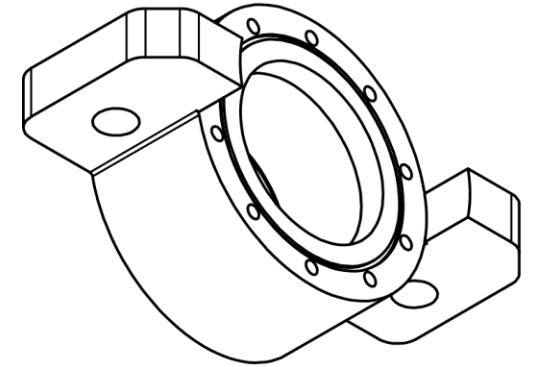
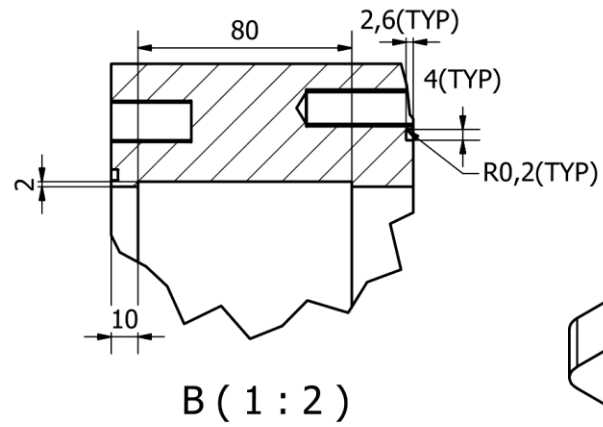
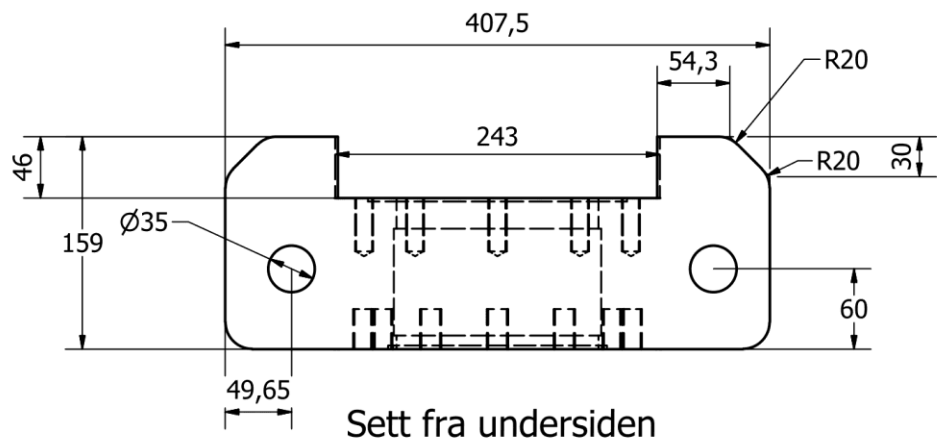


Snitt A-A ( 1 : 4 )



Sett ovenfra

Designed by: David Tjemslund, Enok Nærland og Jill S. Hermansen	Material Titan grad 5	Scale 1:4	Date 05.05.2018
<b>OCEANEERING</b>	Momentadapter klasse 4-7		
	C-2	Draw nr. 3	Sheet 1/1

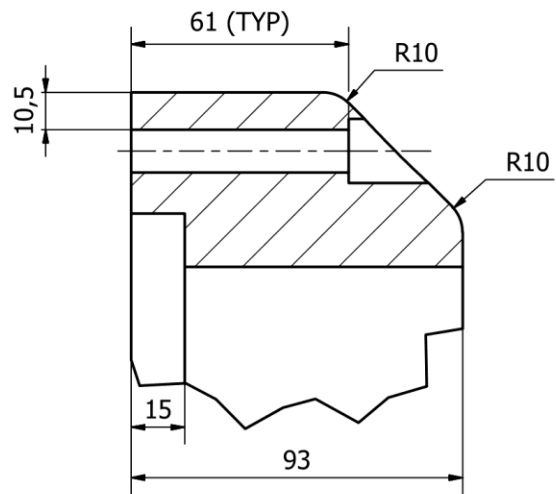


Designed by: David Tjemslund, Enok Nærland og Jill S. Hermansen	Material Titan grad 5	Scale 1:3	Date 05.05.2018
--	--------------------------	--------------	--------------------

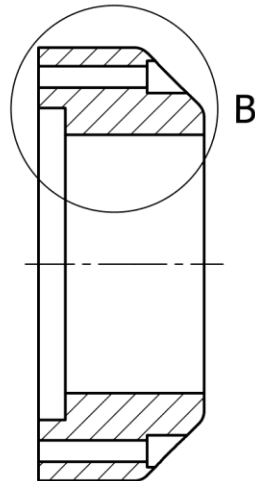
**OCEANEERING**

Momentadapter klasse 4-7

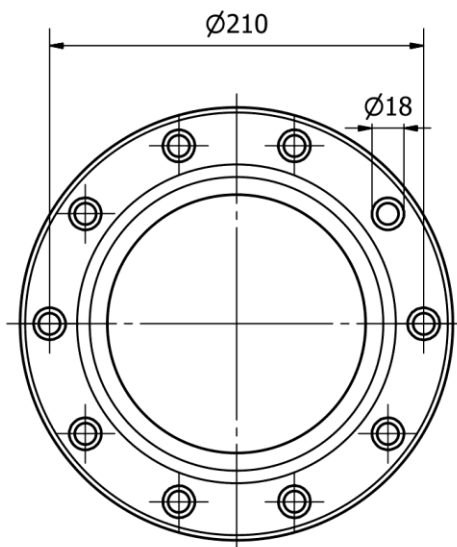
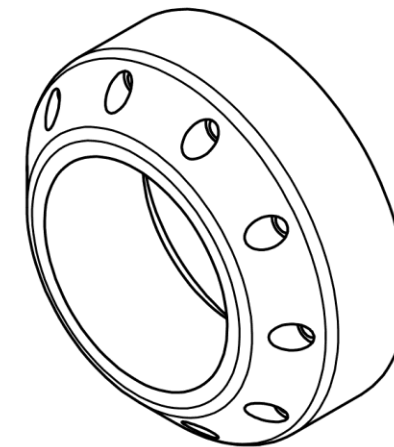
C-3	Draw nr. 4	Sheet 1/1
-----	---------------	--------------



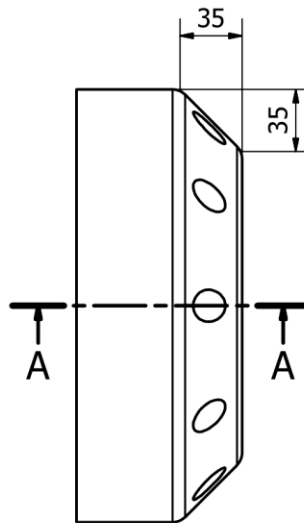
B ( 2 : 3 )



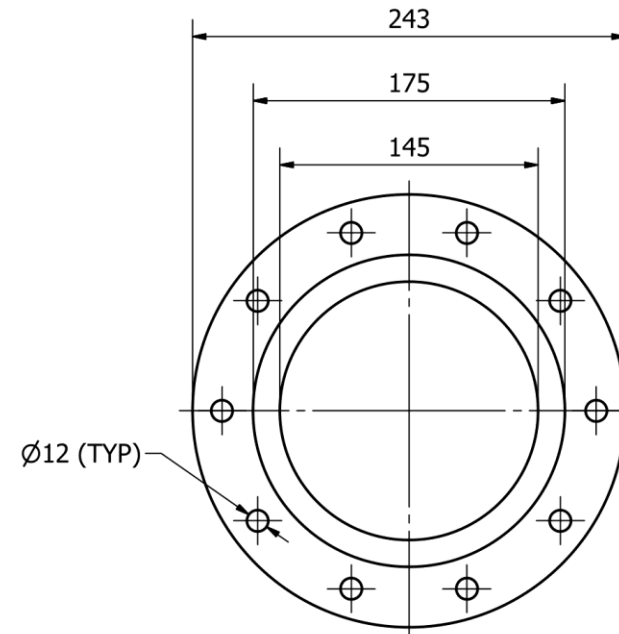
Snitt A-A ( 1 : 3 )



Sett forfra

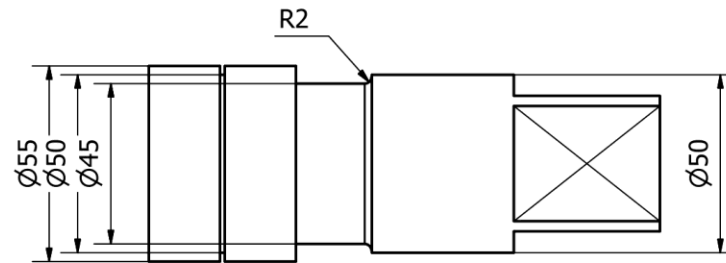


Sett fra siden

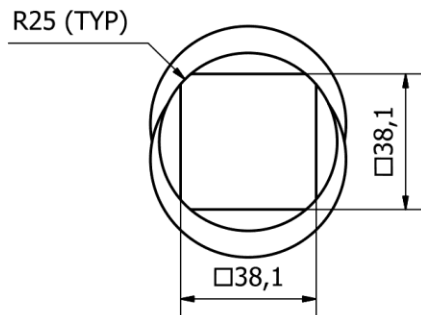
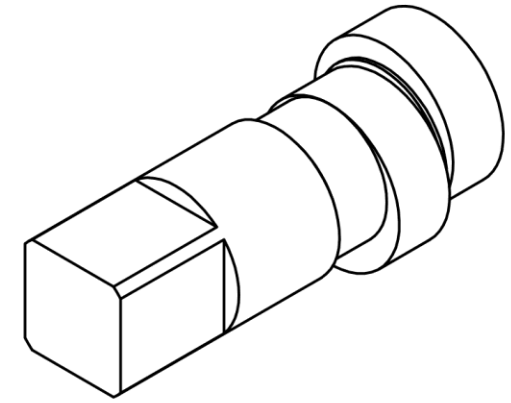


Sett bakfra

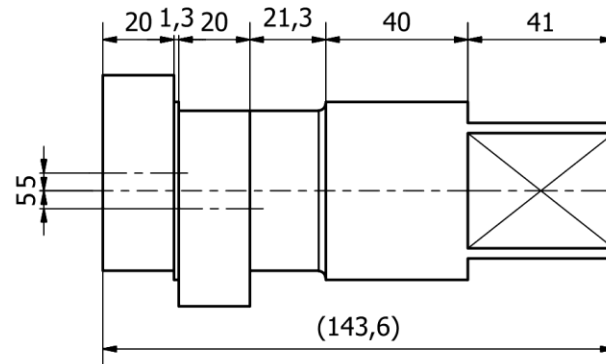
Designed by: David Tjemslund, Enok Nærland og Jill S. Hermansen	Material Titan grad 5	Scale 1:3	Date 05.05.2018
<b>OCEANEERING</b>	Momentadapter klasse 4-7		
	C-4	Draw nr. 5	Sheet 1/1



Sett ovenfra

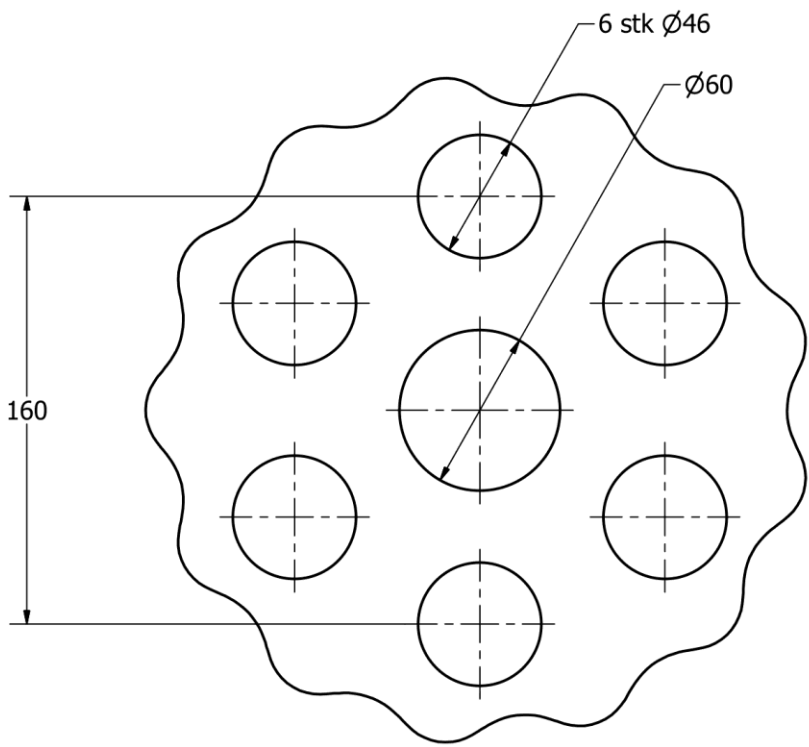


Sett forfra

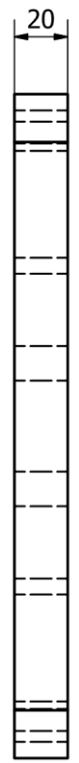


Sett fra siden

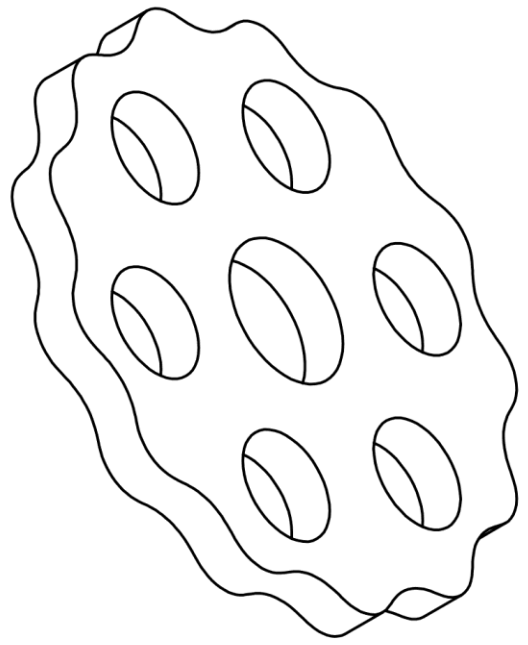
Designed by: David Tjemsland, Enok Nærland og Jill S. Hermansen	Material Incoloy 945 X	Scale 1:1.5	Date 05.05.2018
<b>OCEANEERING</b>	Momentadapter klasse 4-7		
	Inngående aksling	Draw nr. 6	Sheet 1/1



Sett forfra

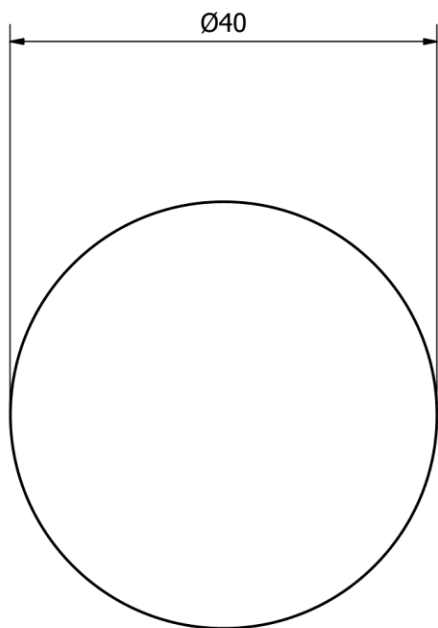


Sett fra venstre

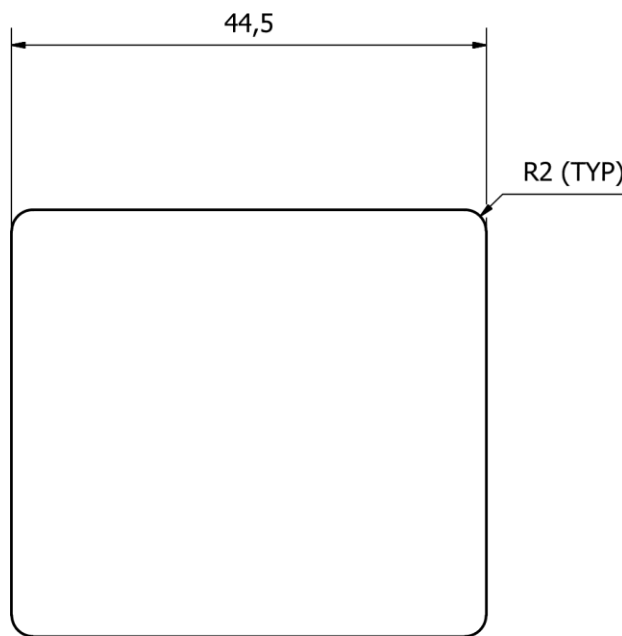


Designed by: David Tjemslund, Enok Nærland og Jill S. Hermansen	Material Incoloy 945X	Scale 1:2	Date 05.05.2018
<b>OCEANEERING</b>	Momentadapter klasse 4-7		
	Sykloid skive	Draw nr. 7	Sheet 1/1

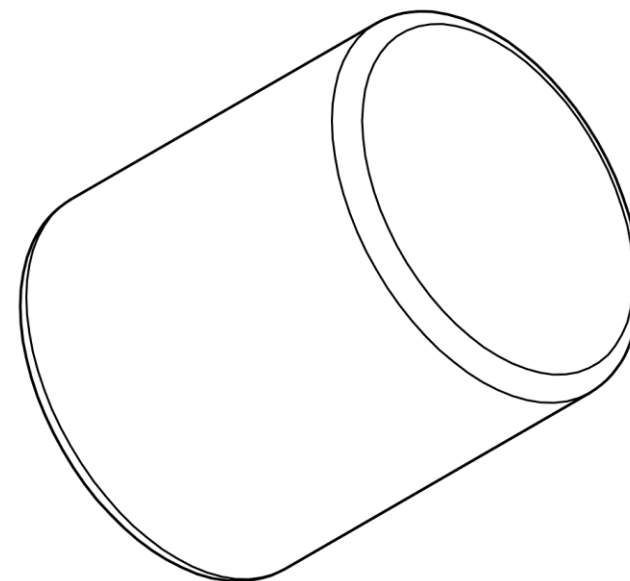




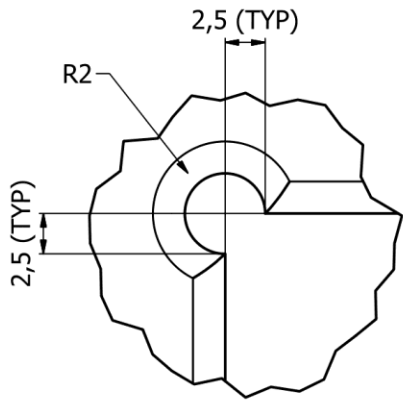
Sett forfra



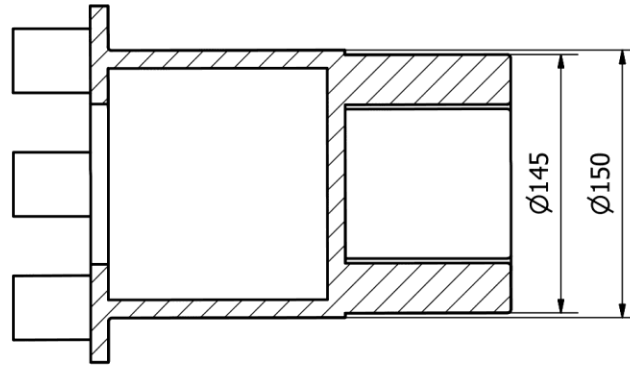
Sett fra siden



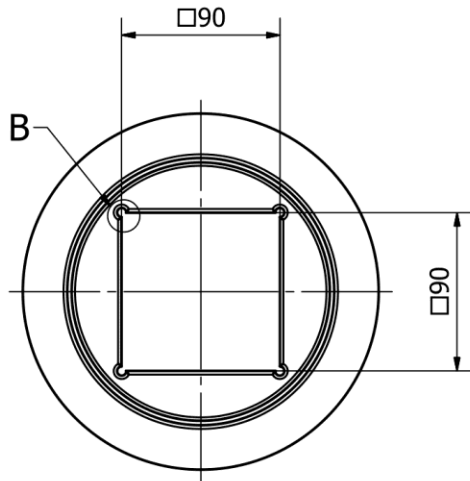
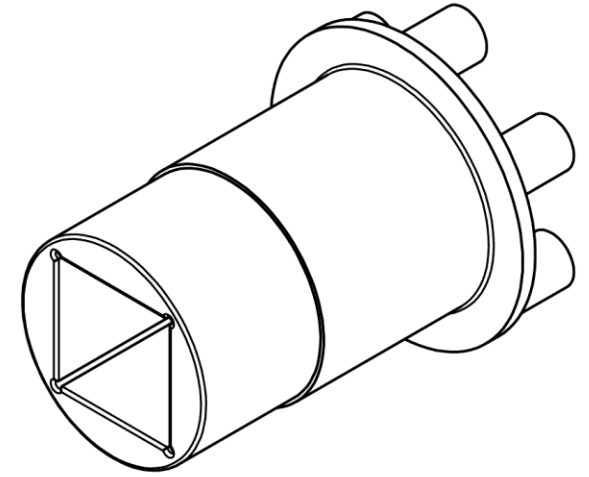
Designed by: David Tjemsland, Enok Nærland og Jill S. Hermansen	Material Incoloy 945X	Scale 2:1	Date 05.05.2018
<b>OCEANEERING</b>	Momentadapter klasse 4-7		
	Ringgir bolt	Draw nr. 8	Sheet 1/1



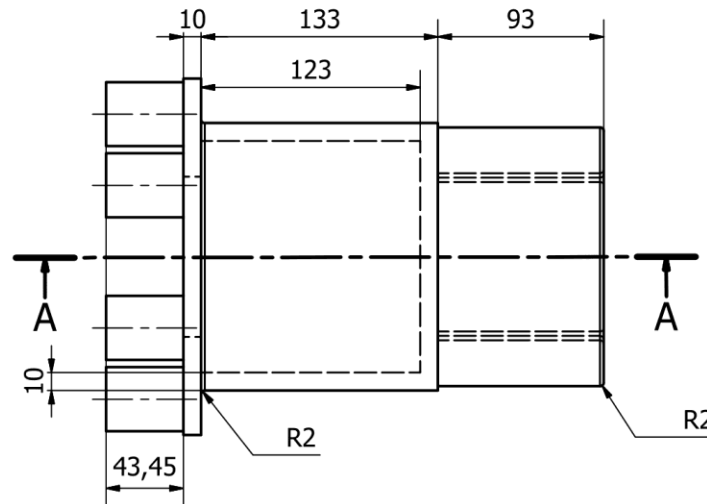
B (3 : 1)



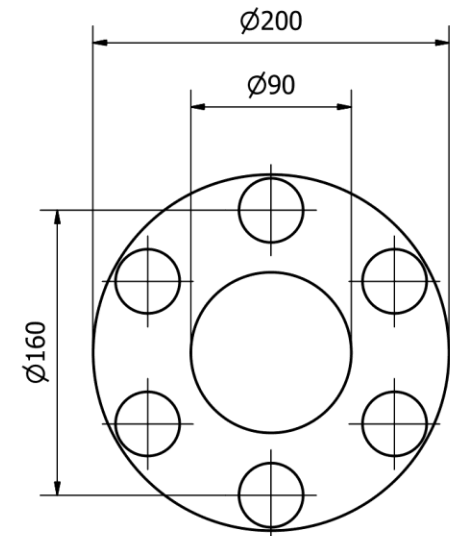
Snitt A-A (1 : 3)



Sett forfra



Sett fra siden



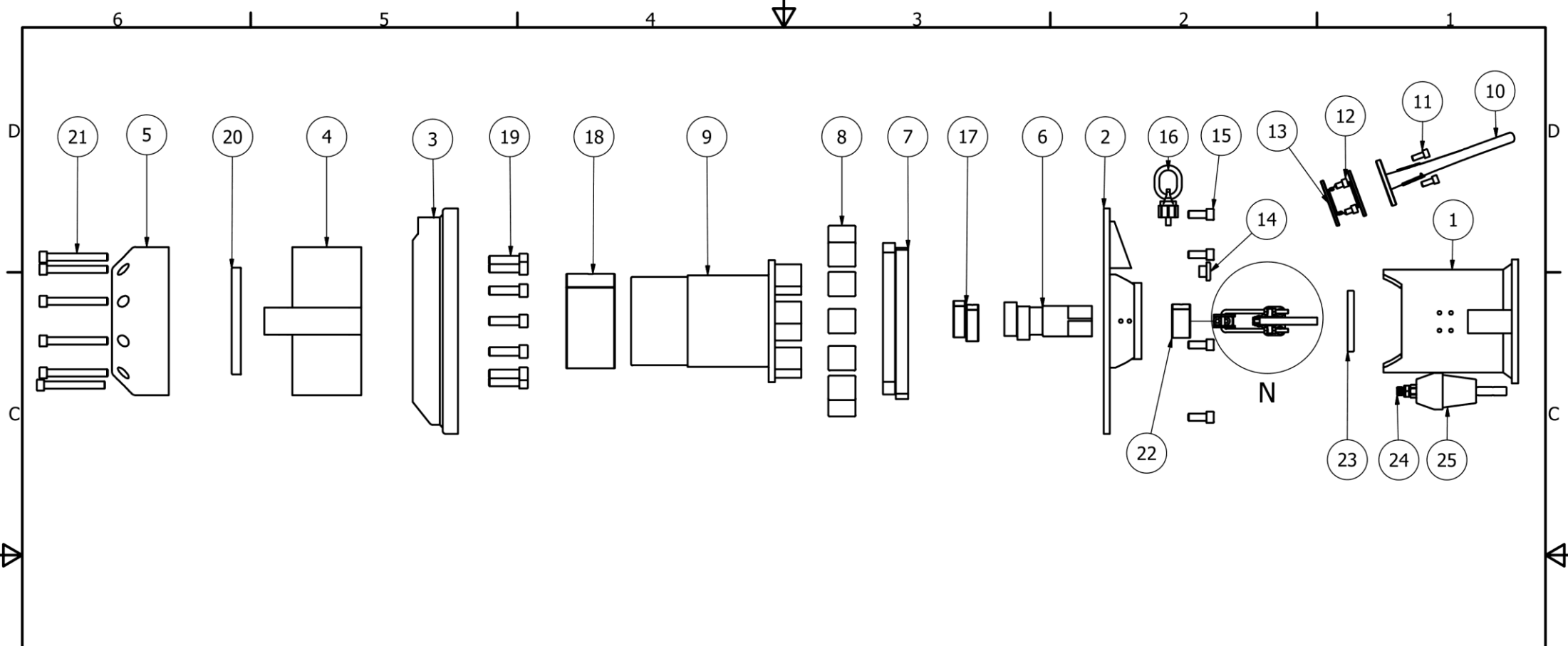
Sett bakfra

Designed by: David Tjemsland, Enok Nærland og Jill S. Hermansen	Material Incoloy 945X	Scale 1:3	Date 05.05.2018
--	--------------------------	--------------	--------------------

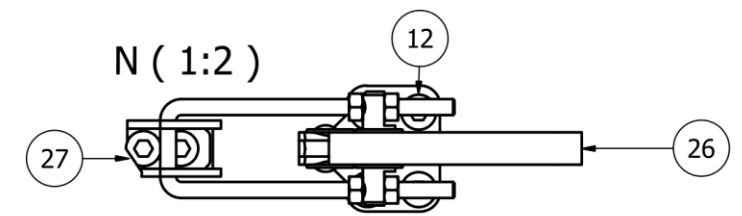
**OCEANEERING**

Momentadapter klasse 4-7

Utgående aksling	Draw nr. 9	Sheet 1/1
------------------	---------------	--------------



PARTS LIST			PARTS LIST		
ITEM	QTY	PART NUMBER	ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	Bøtte	14	1	Plugg M18
2	1	C-1	15	7	Bolt M12 x 30
3	1	C-2	16	1	VWBG-V Load ring
4	1	C-3	17	2	BMP 556020
5	1	C-4	18	1	PCM 15015580 M
6	1	Inngående aksling	19	12	Bolt M14 x 50
7	2	Sykloid skive	20	1	Simmering 145x175x15
8	14	Ringgir bolt	21	10	Bolt M12 x 100
9	1	Utgående aksling	22	1	PCM 505530 M
10	1	Fishtail	23	1	Simmering 50x100x10
11	4	Bolt M8 x 20	24	1	Adapter
12	12	Bolt M8 x 12	25	1	Trykkompensator
13	1	Flexledd	26	2	Latch Clamp
			27	4	Bolt M8 x 16



Designed by: David Tjemslund, Enok Nærland og Jill S. Hermansen	Material	Scale 1:6.25	Date 08.05.2018
<b>OCEANEERING</b>	Momentadapter klasse 4-7		
	Adapter	Draw nr. 10	Sheet 1/1