



Høgskulen på Vestlandet

Bacheloroppgave Maskin

ING3039

Predefinert informasjon

Startdato:	30-04-2019 16:10	Termin:	2019 VÅR
Sluttdato:	08-05-2019 14:00	Vurderingsform:	Norsk 6-trinns skala (A-F)
Eksamensform:	Bacheloroppgave med muntlig presentasjon/eksaminasjon		
SIS-kode:	203 ING3039 1 PRO-1 2019 VÅR Haugesund		
Intern sensor:	(Anonymisert)		

Deltaker

Kandidatnr.: 118

Informasjon fra deltaker

Tittel *: Design av ROV-vennlig kutteverktøy

Engelsk tittel *: Designing an ROV operated cutting tool

Egenerklæring *: Ja **Inneholder besvarelsen Ja**
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

Gruppenavn: (Anonymisert)

Gruppenummer: 1

Andre medlemmer i 106
gruppen:

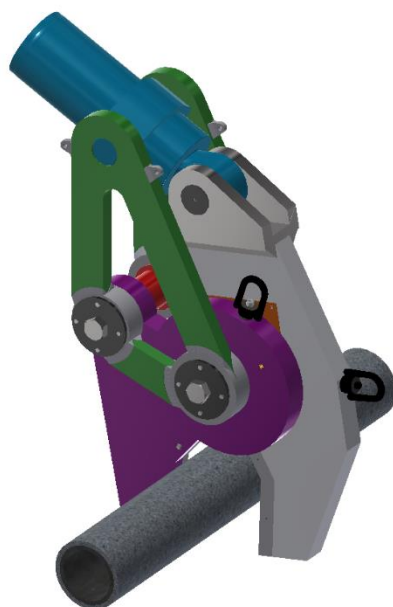
Jeg godkjenner avtalen om publisering av bacheloroppgaven min *

Ja



Høgskulen
på Vestlandet

Design av ROV-vennlig kutteverktøy



Bacheloroppgave utført ved

Høgskulen på Vestlandet – Avdeling Haugesund – Ingeniørfag

Studieretning:

Maskin, Marin Konstruksjonsteknikk

Av:

Audun Skilbrei

Kandidatnr. 118

Johnny Paulsen

Kandidatnr. 106

Haugesund

2019

BACHELORPROSJEKT

Studenten(e)s navn: Audun Skilbrei, Johnny Paulsen

Linje & studieretning Maskiningeniør, Marin Konstruksjonsteknikk

Oppgavens tittel: *Design av ROV-vennlig kutteverktøy.*

Oppgavetekst:

Ved fjerning av rør på havbunn er det behov for subsea kutteverktøy for å dele opp rørlinjer i mindre lengder slik at de kan løftes om bord på skip.

I denne oppgaven skal ulike prinsipper innen kutting av rør kartlegges og evalueres. Utfordringen i denne oppgaven er å kutte 10" stålrør med opptil 17.5 mm veggtykkelse.

I den forbindelse skal det designes et ROV-vennlig kutteverktøy som eliminerer behovet for skipets kran ved flytting av verktøyet subsea.

Det er også ønskelig å minimalisere; tidsbruk ved mobilisering og demobilisering av verktøyet, dekksplass om bord på skipet og tilpasninger av ROV for å benytte verktøyet.

I tillegg skal det etterstrebtes å gjøre verktøyet miljøvennlig og kosteffektivt i bruk.

I designprosessen skal det brukes DAK-verktøy for tegninger både for 2D og 3D, dataverktøy/FEA for styrkeberegning i tillegg til manuelle overslagsberegninger samt et kostnadsoverslag.

Endelig oppgave gitt: 17.1.2019

Innleveringsfrist: Onsdag 8.mai 2019 kl. 12.00

Intern veileder: Jens Christian Lindaas

Anders Vikebø

**Ekstern veileder:
emailadresse ekstern
veileder:**

avikebo@deepoceangroup.com

**Godkjent av
studieansvarlig:
Dato:**

J. C. Lindaas
30/4 - 19

Oppgavens tittel Design av ROV-vennlig kutteverktøy		Rapportnummer
Utført av Audun Skilbrei, Johnny Paulsen		
Linje Maskin	Studieretning Marin Konstruksjonsteknikk	
Gradering Åpen	Innlevert dato 08.05.2019	Veiledere Jens Christian Lindaas, Anders Vikebø

Ekstrakt

I denne oppgaven ble det designet et verktøy for å kutte rør under vann.

Oppgavens hovedfokus var å konstruere verktøyet til å være ROV-vennlig. Det vil si at en ROV skal kunne håndtere og drive kutteverktøyet uten hjelp av ytre systemer. Kutteverktøyet er designet for å være pålitelig, effektiv og miljøvennlig.

Kutteverktøyet hovedkomponenter er dimensjonert etter spenningsanalyser fra håndberegninger og dataverktøy. Utformingen av verktøyet deler er et resultat av spennings- og deformasjonsanalyser samt geometrioptimalisering med hensyn på massebesparelse. Det har også vært fokus på forenkling med hensyn til tilvirkning.

Oppgaven ble gitt av DeepOcean Group sin strukturavdeling i Haugesund.

Forord

Som en avsluttende del av den treårige Maskiningeniørutdanningen ved Høgskulen på Vestlandet, skal det skrives en bacheloroppgave. Oppgaven består av en skriftlig rapport, en plakat, et produkt og en muntlig presentasjon som til sammen utgjør 20 studiepoeng.

Fagene fysikk, statikk og fasthetslære, maskinkonstruksjon samt undervannsteknologi og hydrauliske systemer har vært spesielt nyttige. I tillegg har vi fått mye bruk for flere av dataprogrammene som det har blitt undervist i på skolen.

Vi vil takke DeepOcean for at vi fikk muligheten til å skrive en oppgave for dem, og at den i tillegg var så interessant og relevant for vår fordypning innen Marin konstruksjonsteknikk.

Vi har fått god veiledning og hjelp ved behov underveis i prosjektet, og ønsker derfor å takke følgende personer:

Intern veileder Jens Christian Lindaas for engasjerende og innsiktsfull veiledning
Runald Walter Meyer for hjelp med beregninger og design
Ekstern veileder Anders Vikebø for veiledning og logistikk
Jostein Førland – For hjelp til å lage problemstillingen
DeepOcean sitt personell på Killingøybasen for omvisning og teknisk informasjon
Bjørnar Vihovde sitt innspill ved design av lignende verktøy
Pål Marius Thuestad for ROV teknisk informasjon
Leif Orstad for design av hydraulisk sylinder

Audun Skilbrei

Audun V. Skilbrei

Johnny Paulsen

J. Paulsen

Innholdsfortegnelse

FORORD	I
FIGURLISTE	V
TABELLISTE	VI
SYMBOLER OG FORKORTELSER	VII
DEFINISJONER OG FORKORTELSER	IX
SAMMENDRAG	X
SUMMARY	XI
1 INNLEDNING	1
1.1 BAKGRUNN	1
1.2 MÅLSETTING	1
1.3 BEGRENSNINGER	2
1.4 LØSNINGSPROSESS	2
1.5 UTFORDRINGER	2
1.6 VERKTØY / HJELPEMIDLER	2
2 TEORETISK GRUNNLAG FOR OPPGAVEN	3
2.1 RØR SOM SKAL KUTTET	3
2.2 DESIGNKRITERIER FOR KUTTEVERKTØY	4
2.2.1 Masse og vekt	4
2.2.2 Oppdrift	4
2.2.3 Havdyp	5
2.2.4 Hydraulikksystem, væske og volum	6
2.2.5 Strømningsforhold på havbunn	7
2.2.6 Kutteverktøyets interface mot ROV	8
2.2.7 Kutteverktøyets interface mot røret	9
3 ALTERNATIVE KUTTEMETODER OG EVALUERING	10
3.1 EVALUERINGSPARAMETERE	10
3.2 SKJÆRKUTTING	10
3.2.1 Giljotinkutting	11
3.2.2 Saksekutting	12
3.3 DIAMANTWIREKUTTING	12
3.4 KUTTING MED HØYTRYKK-VANNJET	13
3.4.1 Uten abrasiver	13
3.4.2 Med abrasiver	14
3.5 PLASMASKJÆRING	15
3.6 LASERKUTTING	16
3.7 EVALUERING OG BEGRUNNELSE AV VALG	16
4 LØSNINGSPROSESS	17
4.1 ALTERNATIV 1	17
4.1.1 Variant 1a	17
4.1.2 Variant 1b	18
4.2 ALTERNATIV 2	18
4.3 ALTERNATIV 3	19
4.4 ALTERNATIV 4	19
4.5 EVALUERING AV ALTERNATIVER	20
4.6 AKTUATOR	21
4.6.1 Eksempel på forhold mellom masse og slaglengde	21
4.6.2 Eksempel på materialvalg og massebesparelse	21

4.6.3	Hydraulikkvæske.....	21
4.6.4	Aktuator utforming.....	22
4.6.5	Gjenget aktuator	22
5	DESIGNBASIS	23
5.1	KRAFT FOR Å KLIPPE RØR.....	23
5.2	KLARING.....	24
5.3	METODE FOR Å REDUSERE KRAFT.....	24
5.4	TYKKELSE AV STANSER	25
5.5	SIDEVEISKREFTER.....	26
6	DESIGNPROSESS	27
6.1	UTGANGSPUNKT	27
6.1.1	Variant 1	27
6.1.2	Variant 2	28
6.1.3	Variant 3	28
6.1.4	Variant 4	28
6.1.5	Variant 5	29
6.1.6	Variant 6, endelig	29
6.2	RESULTAT	30
6.2.1	Sideplatene:.....	30
6.2.2	Understans:.....	31
6.2.3	Aktuator:.....	31
6.2.4	Overstans:.....	31
6.2.5	Knivegger:.....	32
6.2.6	Kraftfordeling i slag	32
6.3	MATERIALVALG	32
6.3.1	Saks.....	32
6.3.2	Akslinger	33
6.3.3	Knivblad	33
6.4	AKTUATORVALG.....	33
6.4.1	Kuttehastighet	33
6.5	LAGER.....	33
6.6	HYDRAULIKKSYSTEM	34
6.7	PLASSERING AV OPPDRIFTSELEMENTER OG OPPKOBING TIL ROV.....	34
6.8	KRYBBE FOR SAKS TIL «BASKET»	36
6.9	MASSE OG VEKT.....	36
6.9.1	Hydrodynamiske krefter	36
7	STYRKEBEREGNING	37
7.1	HÅNDBEREGNINGER AV KRITISKE TVERRSNITT.....	37
7.1.1	Overstans.....	38
7.1.2	Understans.....	42
7.1.3	Sideplater.....	44
7.1.4	Akslinger	46
7.2	FEA SPENNINGS- OG DEFORMASJONSANALYSER	50
7.2.1	Overstans.....	51
7.2.2	Understans.....	52
7.2.3	Akslinger	53
7.2.4	Sideplate	55
7.3	SAMMENLIGNING AV RESULTATER FRA HÅNDBEREGNINGER MED RESULTATER FRA BEREGNINGSPROGRAM	55
8	OPERASJONSPROSEDYRE	57
8.1	MOBILISERING.....	57
8.2	BRUK.....	58
8.3	VEDLIKEHOLD	58

9	KOSTNADSOVERSLAG	59
10	AVSLUTTENDE DISKUSJON	60
11	KONKLUSJON	60
12	VIDERE ARBEID	61
	REFERANSER	62
	VEDLEGG A - HYDRAULISK SYLINDER	I
	VEDLEGG B - STRENX [®] 700 STRUKTUR STÅL SOM HOVEDMATERIAL FOR SAKSEN	III
	VEDLEGG C - STÅLTYPEN 18CrNiMo7-6 TIL AKSLINGER	VI
	VEDLEGG D - STÅLTYPEN X153CrMoV12 TIL KNIVBLADENE	VII
	VEDLEGG E - LAGER OG GLIDEPLATER	VIII
	VEDLEGG F - DATABLAD CONSTRUCTOR ROV	XI
	VEDLEGG G - STANDARDDELER SOM SKAL BESTILLES	XIII
	VEDLEGG H - KONSEPTSKISSER	XIII

Figurliste

Figur 2-1 Brae Bravo plattformen med tilhørende rørforbindelser [6]	3
Figur 2-2 Rørseksjoner som skal kuttes	3
Figur 2-3 Tverrsnitt av 10" rør med betongdekke på havbunn	4
Figur 2-4 Data om oppdriftsplater fra Mechman [8]	5
Figur 2-5 Hot stab system for hydraulisk forbindelse [28]	9
Figur 3-1 Prinsippskisse skjærkutting	10
Figur 3-2 Prinsippskisse giljotinkutting	11
Figur 3-3 Bilde av saksekutter [11]	12
Figur 3-4 Diamantwirekutting [12]	12
Figur 3-5 Bilde av vannkutting [13]	13
Figur 3-6 Prinsippskisse vannkutting med abrasiver [27]	14
Figur 3-7 Bilde plasmaskjæring [29]	15
Figur 3-8 Prinsippskisse plasmaskjæring [30]	15
Figur 3-9 Laserkutting [17]	16
Figur 4-1 Variant 1a	17
Figur 4-2 Variant 1b	18
Figur 4-3 Alternativ 2	18
Figur 4-4 Alternativ 3	19
Figur 4-5 Alternativ 4	19
Figur 4-6 Hydraulisk sylinder med ulik slaglengde	21
Figur 4-7 Forhold mellom sylindermasse og materialtype [31]	21
Figur 4-8 Aktuatorfester	22
Figur 4-9 Gjenget aktuator [19]	22
Figur 5-1 Klemming av rør	23
Figur 5-2 Skisse stansedimensjoner	23
Figur 5-3 Skisse skjær	24
Figur 5-4 Skisse kuttevinkel	25
Figur 5-5 Skisse Knivtykkelse	26
Figur 5-6 Skisse sideveiskrefter	26
Figur 6-1 Design utgangspunkt	27
Figur 6-2 Design variant 1	27
Figur 6-3 Design variant 2	28
Figur 6-4 Design variant 3	28
Figur 6-5 Design variant 4	28
Figur 6-6 Design variant 5	29
Figur 6-7 Design variant 6	29
Figur 6-8 Design resultat	30
Figur 6-9 Sideplatene	30
Figur 6-10 Understans	31
Figur 6-11 Aktuator	31
Figur 6-12 Overstans	31
Figur 6-13 Knivegger	32
Figur 6-14 Kraftfordeling over slag	32
Figur 6-15 Skisse aktuator	33
Figur 6-16 Skisse Hydraulikksystem	34
Figur 6-17 Tyngdepunkt	35

Figur 6-18 Hurtigfestemekanisme for ROV-oppheng.....	35
Figur 6-19 ROV-skuff og oppheng til saks på ROV	35
Figur 6-20 Kutteverktøy i krybbe	36
Figur 6-21 Projisert areal saks med flyteelement	37
Figur 7-1 Modell saks.....	37
Figur 7-2 Her vises forskjellen på kreftene som flyter gjennom sideplatene.....	51
Figur 7-3 Her vises hele saksen påkjent kraft.	51
Figur 7-4 Spenninger overstans	51
Figur 7-5 Deformasjon overstans	52
Figur 7-6 Spenninger understans	52
Figur 7-7 Deformasjon understans	52
Figur 7-8 Spenninger hovedaksling.....	53
Figur 7-9 Deformasjon hovedaksling	53
Figur 7-10 Spenning sekundæraksling	54
Figur 7-11 Deformasjon sekundæraksling	54
Figur 7-12 Spenninger sideplate.....	55
Figur 7-13 Sideplate deformasjon	55
Figur 8-1 Mobilisering av interface ROV-saks	58

Tabelliste

Tabell 1 Metoder for kobling av kutteverktøy til ROV.....	8
Tabell 2 Evalueringmatrise	20
Tabell 3 Oversikt masse og vekt til kutteverktøyet	36
Tabell 4 Sammenligning av resultater fra håndberegninger med resultater fra beregningsprogram	57
Tabell 5 Oversikt kostnadsoverslag.....	59

Symboler og forkortelser

Symbol	Definisjon	Enhet
P	Trykk	Bar
ρ	Densitet	$\frac{kg}{m^3}$
g	Gravitasjon	m/s^2
F	Kraft	N
F_{Max}	Maksimalt nødvendig kraft	N
S	Tverrsnitt	mm^2
τ	Skjærspenning	N/mm^2
τ_{shear}	Tillatt skjærspenning	N/mm^2
τ_{sY}	Skjærflytegrense	N/mm^2
$\tau_{tillatt}$	Tillatt skjærspenning	N/mm^2
b	Bredde	mm
h	Høyde	mm
l	Lengde	mm
t	Tykkelse	mm
D	Diameter	mm
T	Tykkelse	mm
R_e	Flytegrense	N/mm^2
K	Prosent penetrasjon	-
l	Skjærhøyde	mm
p_{all}	Tillatt hulltrykk	N/mm^2
A	Areal	
A_{req}	Nødvendig areal	mm^2

W	<i>Motstandsmoment</i>	mm^3
M_b	<i>Bøyemoment</i>	Nmm
σ	<i>Spenning</i>	N/mm^2
σ_b	<i>Bøyespennning</i>	N/mm^2
$\sigma_{b,tillatt}$	<i>Tillatt bøyespennning</i>	N/mm^2
$\sigma_{tillatt}$	<i>Tillatt spenning</i>	N/mm^2
$\sigma_{b,z}$	<i>Bøyespennning om z-aksen</i>	N/mm^2
$\sigma_{b,y}$	<i>Bøyespennning om y-aksen</i>	N/mm^2
σ_j	<i>Jevnførende spenning</i>	N/mm^2
f_u	<i>Strekkefasthet</i>	N/mm^2
β_w	<i>Korrelasjonsfaktor</i>	-
γ_{M2}	<i>Partial factor (Eurocode 3)</i>	-
a	<i>a-mål (dimensjon på sveis)</i>	mm
v	<i>Sikkerhetsfaktor</i>	-

Definisjoner og forkortelser

ROV	Remotely Operated Vehicle (fjernstyrt undervannsfarkost)
DOP	Dirty Oil Pack (eksternt hydraulikksystem)
FEA	Finite Element Analysis (databeregninger med numerisk teknikk)
TMS	Tether management system (undervanns-kabelsystem og «garasjen» til ROV)
Basket	«kurv» som brukes ved frakt av utstyr med kran
Hot stab	Tilkoblingsmetode
Interface	Grensesnitt (samhandling/forbindelse mellom to systemer)
Kompensator	ROV sitt oljereservoar
Manipulator	Fjernstyrte hydrauliske armer
Skid	«Understellet» til ROV
Tool skid	Spesielt «Understell» til ROV med en integrert funksjon. F.eks. et hydraulikksystem.
Thruster	Del av fremdrifts- og styresystemet til ROV (sidepropell)
Receptacle	Mottak for «Hot stab»

Sammendrag

Denne oppgaven handler om å designe et ROV-vennlig kutteverktøy. DeepOcean har et behov for et verktøy som kan kutte 10 tommers rør i forbindelse med avvikling av rørledninger. De har leid inn verktøy som har vært dyre og ikke ideelle for oppgaven, og har et ønske om å ha et eget verktøy som er bedre.

Første del av rapporten begynner med å undersøke typen rør som skal kuttes. Så utarbeides det designkriterier for verktøyet. Forskjellige kuttemetoder som kan brukes under vann blir undersøkt. Metodene skjærkutting, diamantwirekutting, vannjet med abrasiver, plasma- og laserkutting blir evaluert. Saksekutter blir vurdert som mest egnet.

Andre del av rapporten handler om å designe en saksekutter. Først blir forskjellige måter å lage saksekutter vurdert. Deretter blir det utarbeidet en designbasis der det bestemmes blant annet hvor mye kraft som er nødvendig for å kutte.

Så utarbeides det en grov modell som blir utviklet til et endelig design ved hjelp av Inventor og beregninger. Materialtyper for de ulike komponenter blir bestemt og type hydraulisk sylinder blir valgt. Oppdriftselementer monteres på sakskutteren i tillegg til et opphengs- og tilkoblingssystem for at ROV skal kunne håndtere verktøyet

Deretter blir det gjort endelige håndberegninger og stress- og deformasjonsanalyser i Inventor og ANSYS. Og til slutt blir det laget skisser og utarbeidet et kostnadsoverslag.

Ønsket til DeepOcean om å ha et eget rørkutteverktøy som kan brukes av ROV uten hjelp av kran er i stor grad oppfylt av saksen som gruppen har designet. Kranen må riktignok løfte verktøyet ned i en korg, men etter det kan ROV anvende verktøyet selvstendig. Bruk av sjøvann som hydraulikkvæske er miljøvennlig og betyr at det ikke er nødvendig med en DOP eller ekstra kompensatorer.

Det er et ukomplisert verktøy med få komponenter som kan bli ødelagt og hvert kutt vil gå relativt raskt.

Mer arbeid er nødvendig på deler av kutteverktøyet før det kan produseres. Spesielt på oppdriftselementene og tilkobling til ROV.

Summary

This project is about designing a ROV-friendly cutting tool. DeepOcean has a need for a tool that can cut 10-inch pipes in connection with pipeline decommissioning. They have rented tools that have been expensive and not ideal for the task and therefore have a desire for their own tool better suited for their needs.

The first part of the report begins by examining the type of pipe to be cut. Then design criteria for the tool are prepared. Various cutting methods used subsea are investigated. The methods of shear cutting, diamond cutting, water jet with abrasives, plasma- and laser cutting are evaluated. Shear cutting is considered most suitable.

The second part of the report is about designing a shear cutting tool. Different ways of making shear cutters are considered. Then a design basis is formed where it is determined, among other things, how much force is needed for cutting.

A rough model is developed, which is refined into a final design using Inventor and hand calculations. Materials for the various components are determined and the type of hydraulic cylinder is selected. Buoyancy elements are mounted on the tool in addition to a ROV interface.

Then, final hand calculations and stress and deformation analyzes are done in Inventor and ANSYS. And finally, drawings are made, and a cost estimate prepared.

DeepOcean's desire to have an in-house pipe cutting tool that can be used by ROV without the aid of a crane is largely fulfilled by the shear cutter the group has designed. A crane is needed to lower the tool to the seabed, but the ROV can use the tool independently after this. The use of seawater as a hydraulic fluid is environmentally friendly and means that a DOP or an extra compensator is not required.

It is an uncomplicated tool with few components that can fail, and each cut will go relatively quickly.

More work is required on parts of the cutting tool before it can be produced. Especially on the buoyancy elements and the interface to the ROV.

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

I forbindelse med avvikling eller fornying av olje- og gassproduksjonsanlegg vil det være et behov for å fjerne utstyr som ikke lenger skal være i bruk. I Norsk sektor er det et krav etter petroleumsløven kapittel 5 at rettighetshaver, typisk oljeselskapet, skal ha en plan for fjerning av utstyret når det er utrangert [1]. For engelsk sektor gjelder et tilsvarende krav [2]. Kravene bygger på internasjonale avtaler om beskyttelse av marint miljø [3].

Slike avviklingsprosjekter vil det bare bli mer av i fremtiden ettersom flere oljeinstallasjoner i Nordsjøen begynner å dra på årene. Kostnadene til avviklingsprosjekter anslås å være på 60 milliarder de neste 10 årene [4].

En stor del av utstyret som er på havbunn og som må fjernes er rørforbindelser mellom brønner og til installasjoner. For å forenkle arbeidet med å frakte rørledninger til overflaten kappes rørledningene opp i kortere deler.

DeepOcean er et av selskapene som innehar kompetansen til å gjennomføre slike prosjekter. Ved kutting av 10 tomers stålrør på havbunn bruker DeepOcean i dag innleid kutteverktøy fra en underleverandør. Dette medfører store kostnader ettersom det er en kostnad per kutt verktøyet utfører og en daglig leiepris som inkluderer egen operatør uavhengig om verktøyet er i bruk. Kutteverktøyet krever i tillegg skipets kran under hele operasjonen, både ved posisjonering av verktøyet og ved flytting langs havbunn.

DeepOcean ønsker å gjøre noe med og ønsker at det blir sett på muligheten for å utvikle et eget kutteverktøy som kan håndteres av ROV og som ikke binder opp skipets kran.

1.2 Målsetting

Målsettingen for denne oppgaven er å utvikle et ROV-vennlig kutteverktøy. Det skal først utvikles designkriterier for verktøyet i samarbeid med DeepOcean og intern veileder. Så skal det undersøkes hvilke kuttemetoder som finnes og bestemme hvilken som er mest hensiktsmessig.

Deretter skal det designes et verktøy. Inventor brukes til utforming og styrkeberegninger. Det vil også bli gjort håndberegninger. Et grovt prisoverslag utarbeides.

Konseptskisser til alle delene og sammenstillingstegninger lages ved hjelp av Inventor.

1.3 Begrensninger

Begrensningene har blitt utarbeidet i samarbeid med intern og ekstern veileder.

- Skal kutte maksimalt 10 tommers rør med veggtykkelse 17,5 mm
- Hovedfokus skal være på selve verktøyet. Oppheng til ROV og flyteelement trenger ikke designes på detaljnivå eller styrkeberegnes.
- Det skal kun utarbeides konseptskisser.

1.4 Løsningsprosess

Oppgaven startet med å utarbeide rammer i samarbeid med DeepOcean. Deretter ble det undersøkt hvilke kuttemetoder som brukes under vann. Sakse-prinsippet ble valgt og det ble utarbeidet en designbasis. Denne ble brukt for å designe saksen.

Mye tid ble brukt for å finne en egnet utforming av saksen for å tåle de store kreftene samtidig som at den skal være håndterbar av ROV.

Med et ferdig design ble det utarbeidet tegninger og gjort data- og håndberegninger.

1.5 utfordringer

Kreftene som kreves for å klippe et så stort rør er veldig store. Det var vanskelig å finne liknende produkter med tilsvarende kapasitet som ikke var altfor store og tunge for en ROV. Det tok tid å finne litteratur om beregning av krefter som kreves for skjærkutting av denne typen.

Mye tid ble brukt for å finne eksisterende hydrauliske sylindere som var egnet, og til slutt måtte gruppen be firmaet Malm Orstad designe en hydraulisk sylinder som kunne levere 250 kN og tåle 500 bar arbeidstrykk.

Utformingen av saksen tok mye tid fordi mange design måtte forkastes etter at uforutsette utfordringer, f.eks. store sideveiskrefter forbundet med skjærkutting, dukket opp under designprosessen. I tillegg gjorde forskjeller mellom hånd- og databeregninger at det tok lang tid å komme frem til et endelig design på grunn av behov for redesign av saksens deler. Dette forårsaket forsinkelser for resten av oppgaven.

1.6 Verktøy / Hjelpemidler

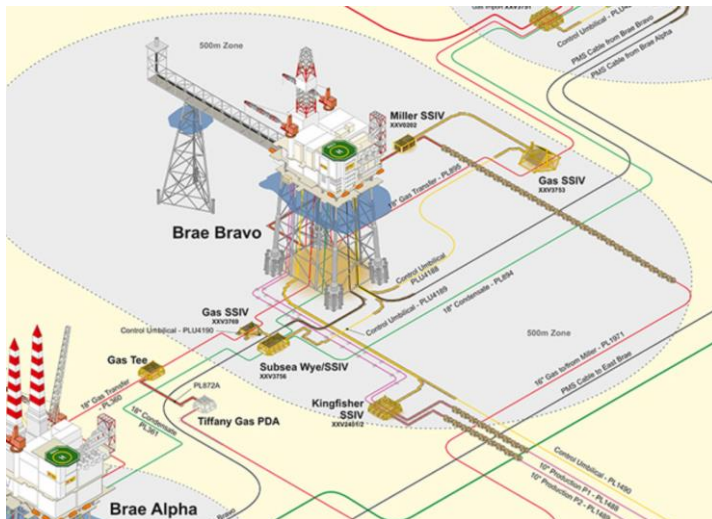
Autodesk Inventor er brukt til 3D-modellering av deler, lage skisser, styrkeberegning og deformasjonsanalyse.

ANSYS Workbench er brukt til styrkeberegning og deformasjonsanalyse av enkelte deler.

2 Teoretisk grunnlag for oppgaven

2.1 Rør som skal kuttes

I figuren under ser vi Brae Bravo plattformen og tilhørende rørforbindelser til nærliggende plattformer og satellittbrønner. Hele dette skotske Brae feltet består av mange installasjoner og det kan ta inntil 20 år å fullføre avviklingen av hele feltet [5].



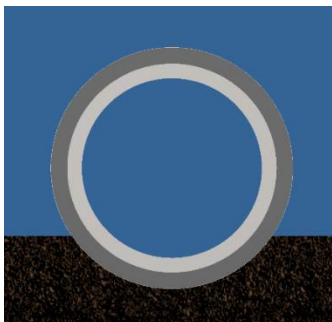
Figur 2-1 Brae Bravo plattformen med tilhørende rørforbindelser [6]

DeepOcean har sendt en oversikt over rørseksjoner som skal fjernes fra dette feltet. Som utgangspunkt for oppgaven ble det avgjort å benytte dimensjonene som ses i Figur 2-2 ved valg av kutteverktøy.

Spool pieces

From	To	OD	WT	Length	Weight (tonnes)
Pipeline P1	SSIV	10"	17.5 mm	57 m	
SSIV	Pipeline P1	10"	17.5 mm	51 m	
Pipeline P2	SSIV	10"	17.5 mm	41 m	
SSIV	Pipeline P2	10"	17.5 mm	36 m	
Manifold	Pipeline P1	10"	17.5 mm	52 m	
Manifold	Pipeline P2	10"	17.5 mm	57 m	
Pipeline P1	P1 riser spool (below)	10"	17.5 mm	110 m	
P1 platform tie-in spool (above)	Brae B	10"	17.5 mm	14 m	
Pipeline P2	P2 riser spool (below)	10"	17.5 mm	115 m	
P2 platform tie-in spool (above)	Brae B	10"	17.5 mm	15 m	
Manifold Pigging Loop		10"x8"	17.5 x 22.2 mm	7.5 m	

Figur 2-2 Rørseksjoner som skal kuttes



Stålrørene som skal kuttes har en ytre diameter på 254 mm og en veggtykkelse på 17,5 mm. I tillegg ble det under møte med DeepOcean enighet om å dimensjonere kutteverktøyet til å også kutte inntil 20 mm betongdekke utenpå røret. Rørene må også forventes å ligge delvis nedsunket i havbunnsedimenter.

Røret skal være av typen X65 stål og ha en flytegrense på 600 MPa og strekkfasthet på opptil 758 MPa.

Figur 2-3 Tverrsnitt av 10'' rør med betongdekke på havbunn

2.2 Designkriterier for kutteverktøy

2.2.1 Masse og vekt

Kutteverktøyet skal brukes av en Constructor 220HP ROV og må dimensjoneres etter kapasiteten og begrensningene denne har. Skal verktøyet beveges og posisjoneres med manipulatorne til ROV blir begrensingen satt til 500N. Dette kom frem under besøk av DeepOcean sin base på Killingøy etter samtale med ROV personell der.

For å unngå bruk av manipulator(e) til å ta opp vekt kan verktøyet henges av/festes til ROV sin ramme. Det blir etter samtale med ROV piloter opplyst at verktøyet ikke bør veie mer enn 500N uavhengig om det blir holdt av manipulator eller er festet til ROV på andre måter. ROV «thrusterene» må kompensere for denne ekstra vekten som gjerne fører til at havbunnsedimenter blir virvlet opp ettersom havbunn som regel består av løsmasse. Dette kan fullstendig ødelegge sikten for ROV pilotene som er helt avhengige av å bruke kameraene på ROV for å posisjonere et verktøy over et rør.

Ideelt sett bør verktøyets vekt i vann være tilnærmet lik null på dybden det skal brukes i.

Når det kommer til verktøyets masse er begrensningene noe romsligere. Hvis verktøyet festes i rammen til ROV og løftes og senkes sammen med ROV, kan verktøyets masse være på opptil 3000kg [7]. Hvis verktøyet senkes ned til havbunn med en av skipets større kraner er begrensingen mindre klar. Det vil gå på forholdet mellom verktøyets massetregghet og manøvrerbarheten til ROV. Det er mulig for ROV å flytte på objekter som har en som har større masse enn egenmassen til ROV selv om dette ikke er fordelaktig.

En tabell med verktøyets masse- og vektbegrensninger finnes i delkapittel 2.2.6

2.2.2 Oppdrift

For at verktøyet skal være ROV-vennlig bør verktøyets vekt i vann være under 500 N og helst tilnærmet lik null. Dette kan gjøres ved å montere oppdriftselementer på verktøyet. En av flere firma som leverer slike oppdriftselementer er leverandøren Mechman.

Et produkt som kan være relevant er Mechman1000 oppdriftsplater for dyp ned til 1000m. Platene har en densitet på 0.39 kg/l og gir en oppdrift i sjø på 5,7 N/l når vanninntrengning og produksjonstoleranser er tatt med [8].

Buoyancy materials selection guide								
Depth rating meter	Product name	Density kg/m ³	Plate dimension (mm)			Nominal Buoyancy kg/ltr**	Buoyancy tolerance *	Water ingress (max)
1000	DG24/1000	390	750	500	150	0,64	± 7,4 %	2,00 %

Figur 2-4 Data om oppdriftsplater fra Mechman [8]

Verktøyets økning i volum og masse med oppdriftselementer

Hvis verktøyet blir laget i stål med en densitet på 7,85 kg/l vil vekten i vann være 66,9 N per liter verktøy. Oppdriftsplatene gir en oppdrift på 5,7 N/l. Tar utgangspunkt i nøytralitet mellom verktøyets vekt i vann og oppdriften. Da kan det forventes en volumøkning på 11,7 liter oppdriftselement per liter med stål. Videre vil volumet av oppdriftselement på 11,7 liter utgjøre en masse på 4,5 kg. Dette utgjør 0.58 kg med oppdriftselement per kg med verktøy.

Denne utredningen viser hvordan montering av oppdriftselementer vesentlig øker verktøyets masse og volum. Dette bør tas hensyn til under designprosessen da det vil ha stor innvirkning på sluttresultatet.

2.2.3 Havgdyp

Rørene som skal kuttet på Brae feltet ligger på ca. 110 m dyp, men DeepOcean ønsker et kutteverktøy som kan fungere ned til 1000 meter. Dette er for at verktøyet skal kunne benyttes for hele Nordsjøen og i store deler av den oljeprodukerende delen av Norskehavet.

Utfordringer på 1000 m havgdyp

- Høyt hydrostatisk trykk P .

$$P = \rho \cdot g \cdot h = 1028 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1000\text{m} \approx 100 \text{ bar}$$

- Det høye trykket øker faren for vanninntrengning i elektriske eller hydrauliske komponenter som ikke har et trykkutligningssystem som f.eks kompensator.
- Spenninger i materialer med innvendige hulrom.
- Oppdriftselementene blir litt komprimert og gir litt dårligere oppdrift. Dette fører til at verktøyets vekt i vann vil variere litt etter hvilke dyp det skal brukes i. Små justeringer med tillegg/fratrekk av oppdriftselementer kan bli nødvendig avhengig av arbeidsdybde.
- Desto større dyp desto lengre tid tar det for ROV og verktøy å nå havbunn. Det medfører større kostnader knyttet til ekstra opphenting og nedsenking av utstyr skulle det oppstå feil eller behov for justeringer. Dette gjør at verktøyets krav til pålitelighet øker.

- Dårlig sikt. Signifikant sollys trenger ned til ca. 100 meter avhengig av vannklarheten på stedet. På 1000 m dyp er det helt mørkt og en er helt avhengig av medbrakte lyskilder eller andre navigasjonsmidler som f.eks. sonar for å utføre arbeid på havbunn [9].

2.2.4 Hydraulikksystem, væske og volum

Hydraulikksystem og kapasitet

For styring av verktøyets bevegelige funksjoner ved hjelp av rotasjon eller lineær bevegelse, er det vanligst å benytte motor eller aktuator som drives av hydraulikk.

Et slikt hydraulisk verktøy kan drives og styres ved hjelp av ROV'en sitt sekundære hydraulikksystem, eller et eksternt system, ofte kalt «dirty oil pack» (DOP), som regel montert på en egen skid.

Installering av et DOP system eller DOP-skid på ROV er ikke en ønsket metode ettersom montering koster tid og penger, og på denne måten gjør kutteverktøyet mindre ROV-vennlig.

Det hydrauliske hjelpesystem til Constructor ROV kan levere et arbeidstrykk på 210 bar med en volumstrøm på 105 l/min. Vedlegg F - Datablad Constructor ROV
Constructor ROV'en er utstyrt med en 16 liters kompensator, hvor ca. 12 liter hydraulikkvæske er tilgjengelig. Ved behov for mer kan det monteres en ekstra 16 l kompensator som øker nyttbart volum til 28 l.

Hydraulikkvæske

Hvilken type hydraulikkvæske som skal brukes er et viktig valg som påvirker pris, vedlikehold, arbeidsmiljø ved håndtering og potensiell skade for ytre miljø ved lekkasjer eller uhell.

Den vanligste hydraulikkvæsken som DeepOcean bruker på sine ROV-systemer heter Shell Tellus 22. Dette er en mineralolje med gode egenskaper, men den er ikke miljøvennlig. Det ble uttrykk ønske fra DeepOcean om å benytte miljøvennlig hydraulikkvæske for bruk til verktøy. Det var flere grunner til dette:

- Forurensningsfare ved lekkasjer. Dette gjelder spesielt verktøy som krever større oljevolum ved at ROV er utstyrt med større eller flere kompensatorer.
- Større sannsynlighet for lekkasje når det overføres hydraulikkolje mellom ROV og verktøy, spesielt for roterende maskiner og ved kobling av hydrauliske slanger under vann. De potensielle skadene en lekkasje kan ha på miljøet kan gjøre verktøyet mindre attraktivt for operatør som vil kontrahere tjenestene til DeepOcean.
- Lekkasje av mineralolje kan føre til store økonomiske kostnader i form av opprydning, bøter og potensielle tap av fremtidige kontrakter i tillegg til å skade selskapets renommé.
- Et verktøy designet for miljøvennlig drift vil bidra til en miljøvennlig profil fra selskapets side og være mer attraktiv for operatør ved kontrahering. I sårbare områder hvor det stilles strengere krav til miljø sikkerhet kan et miljøvennlig verktøy være eneste alternativ.

- DeepOcean sine planer om overgang til miljøvennlig olje på ROV-systemene gjør verktøyet mer kompatibelt og fremtidsrettet.

DeepOcean bruker miljøvennlige hydraulikkvæsker i dag på enkelte prosjekter, blant annet den vannbaserte hydraulikkvæsken Oceanic. I møte med ROV personell på Risøy ble den miljøvennlige og nedbrytbare oljen Panolin nevnt som et alternativ.

Den mest miljøvennlige hydraulikkvæsken som kan brukes er allikevel sjøvann. De aktuelle undervannsfarkostene til DeepOcean som skal håndtere et kutteverktøy er utstyrt med en sjøvannspumpe. Det vil være en stor fordel å slippe å koble seg til det oljebaserte hydraulikksystemet til ROV, og heller bruke denne sjøvannspumpen til å drive funksjonene til et kutteverktøy. Denne pumpen kan levere ett trykk på 500 bar som er langt høyere enn hydraulikksystemet til ROV på 210 bar. I tillegg er det ubegrenset volum med sjøvann tilgjengelig.

Som et alternativ til hydraulikk kan et kutteverktøy drives ved bruk av elektrisk aktuator eller motor. Det er mulig å koble seg til det elektriske systemet til ROV og få levert energi fra skipet via navlestrengen.

2.2.5 Strømningsforhold på havbunn

Som en gren av Golfstrømmen har vi den nordatlantiske havstrømmen, og som en gren av denne igjen har vi den norske atlanterhavsstrømmen. Den går nord for Skottland og opp langs norskekysten. Her kan en forvente en strømningshastighet på 0,3 m/s [10].

2.2.6 Kutteverktøyets interface mot ROV

Tabell 1 tar for seg fire ulike metoder for det fysiske grensesnittet (interface) mellom ROV og et kutteverktøy.

Tabell 1 Metoder for kobling av kutteverktøy til ROV

Nr.	Utsetting og opphenting av verktøyet	Forflytning av verktøyet under vann	Tilkobling for kraftoverføring mellom ROV og verktøy	Verktøyets begrensninger	
				Masse	Vekt i sjø
1	Sammen med ROV, manipulatoren(e) holder verktøyet	Med manipulatoren(e)	Gjøres om bord før utsetting	150 kg	500 N
2	Sammen med ROV, verktøyet er festet til ROV	Festes til ROV om bord, blir som en integrert del av ROV	Gjøres om bord før utsetting	3000 kg	500 N
3	I basket ved hjelp av kran	Med manipulatoren(e)	Gjøres på havbunn	3000 kg	500 N
4	I basket ved hjelp av kran	Festes til ROV under vann og blir som en integrert del av ROV	Gjøres på havbunn	4600 kg	500 N

I alternativ 2 i tabellen tenkes det et verktøy som monteres på/under ROV om bord på skipet, gjerne kalt «tool skid». Å sette ut ROV sammen med et ferdig koblet verktøy har klare fordeler, men også flere ulemper sammenlignet med alternativene 3 og 4:

- ROV blir mindre manøvrerbart ved utførelse av andre oppdrag, i tillegg til at verktøyet kan være fysisk til hinder for andre oppdrag. ROV kan derfor være mer bundet til å bare kutte rør enn ved en annen interface metode.
- Geometri begrensninger. Det er begrenset hvor høyt kransystemet som setter ut ROV og TMS kan løfte. Et «tool skid» er vanligvis mellom 0,5 – 0,8 m. Det er litt forskjell fra skip til skip hvordan ROV hangaren og løftesystemet er utformet, men som en grense bør ikke et kutteverktøy som monteres under ROV være høyere enn 1 m.
- Det kan være tidkrevende og utfordrende å montere et slikt «tool skid». Dette er ikke gunstig om det må gjøres under mobilisering hvor det allerede er tidspress, eller under skipets overfart til arbeidsfeltet hvor bølger kan gjøre arbeidet mer risikofylt.

I alternativ 3 og 4 vil verktøyet plasseres i en egnet «basket» som settes på lastedekket. «Basketen» senkes til havbunn med kran. ROV kan frigjøre kranwire fra «basketen» og på den måten ha tilgang til verktøyet og ikke være avhengig av kranens tilgjengelighet om rørkuttingen skal skje på et senere tidspunkt.



Tilkobling av verktøyet til ROV sitt hydrauliske system kan gjøres med et «hot stab»-system som f.eks. fra produsent Blue Logic vist i Figur 2-5. I figuren ses to koblinger. Den nederste koblingen festes til ROV og kobles til ROV sitt hydrauliske system når ROV er om bord på skipet. Den andre koblingen er festet til verktøyet. Ved tilkobling av verktøyet på havbunn kan ROV sette sammen de to koblingene ved hjelp av ROV manipulatorens. Et annet alternativ er en såkalt «quick-connection» plate der det monteres en plate med koblinger på ROV og en tilsvarende plate med motsatt koblinger på verktøyet, slik at den hydrauliske tilkoblingen skjer samtidig som den mekaniske tilkoblingen mellom ROV og verktøy.

Figur 2-5 Hot stab system for hydraulisk forbindelse [28]

I alternativ 3 tenkes det at verktøyet holdes av en manipulator og alle krefter til forflytning og manøvrering går via manipulator. Det kan fort bli mye krefter på manipulatorens om akselerasjonen blir for høy, enten ved at verktøyet kommer borti noe eller at ROV prøver å skyve verktøyet for fort.

I alternativ 4 tenkes en løsning hvor verktøyet hektes på ROV slik at krefter som kan oppstå som følge av massetregheten i verktøyet tas opp av ROV-rammen fremfor gjennom manipulator. Ved å feste kutteverktøyet til ROV vil det bli som en integrert del av ROV som vil gjøre forflytning og posisjonering enklere. ROV har en skuffe som standard utstyr og det er mulig å modifisere denne skuffen, eller å bytte ut skuffen med en innretning som muliggjør innfesting av verktøyet. Denne innretningen trenger ikke å være stor eller være særlig til hinder for ROV ved utførelse av andre oppgaver.

2.2.7 Kutteverktøyets interface mot røret

Rørene som skal kuttes ligger direkte på havbunn. Det forventes at havbunnsstrømmer har forflyttet sand og andre havbunnsedimenter i den grad at rørene kan være delvis dekket slik som vist i Figur 2-3.

Det er mulig å fjerne/mudre løsmasse rundt røret før kutt. Dette kan gjøres av ROV, men det krever at eget mudreverktøy monteres og tilpasses ROV. Dette er ikke ideelt da det koster penger og tidsbruk ved montering. Det øker også totaltiden for hvert kutt. I tillegg vil havbunnsedimenter som blir vrimlet opp under mudringen ødelegger sikten under mudringsarbeidet og en stund etterpå som kan vanskeliggjøre posisjonering av kutteverktøyet.

Med et ideelt kutteverktøy vil ikke sand og småstein på havbunn hindre funksjonen til verktøyet. Et slikt verktøy vil med en operasjon, eller alternativ med reposisjonering med ROV underveis i kuttet klare å kutte hele røret uten behov for mudring.

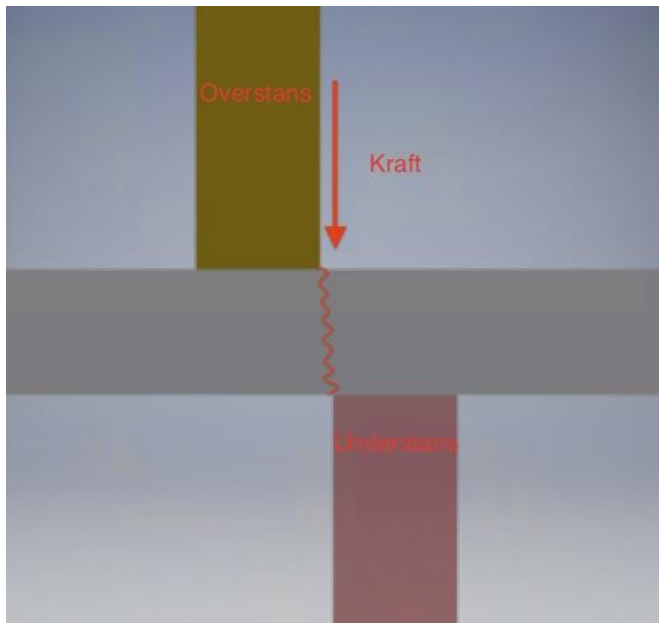
3 Alternative kuttemetoder og evaluering

Verktøyet skal brukes til avvikling av rørledninger. Siden rørene ikke skal brukes i ettertid er det ikke viktig at kuttene blir fine. Det er viktig at kuttene går raskt. Miljøhensyn er også viktig.

3.1 Evalueringsparametere

- HMS
 - Miljøhensyn med tanke på vedlikehold, forbruksmedier (hydraulikkvæske, diamantwire o.l.)
- Driftskostnad
 - Vedlikehold, innkjøp, leie.
- Pålitelighet
 - Mean time between failure
- Anvendelighet
 - Hvor lett er det å håndtere verktøyet for ROV, masse, størrelse. Må røret graves frem? Hvor lang tid tar et kutt?

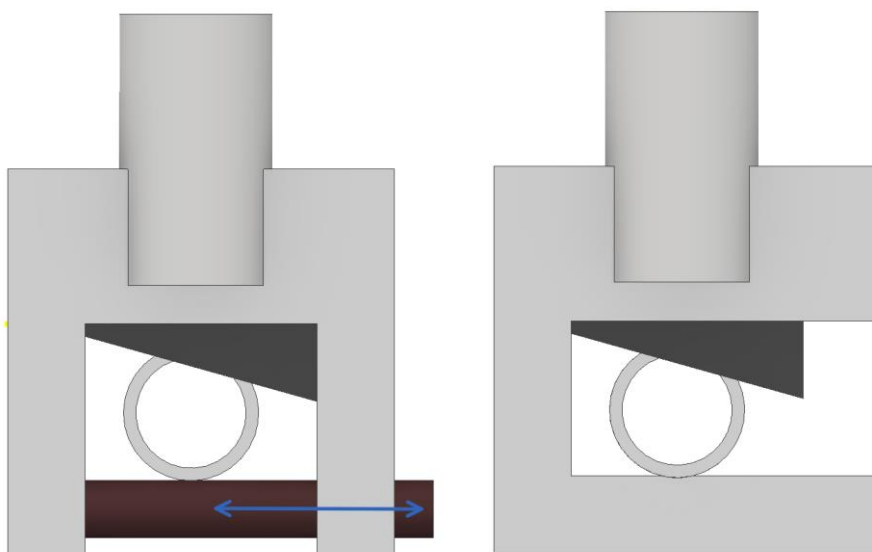
3.2 Skjærkutting



Figur 3-1 Prinsippkisse skjærkutting

Ved skjærkutting plasseres røret mellom en stans og en understans som blir presset mot hverandre med stor kraft. Skjærkraftkapasiteten til røret blir oversteget og det blir kuttet. Skjærkutting er mye brukt når det kreves raske kutt og det ikke er nødvendig med et fint kutt. Eks. demoleringsarbeid.

3.2.1 Giljotinkutting



Figur 3-2 Prinsippskisse giljotinkutting

I en giljotinkutter føres overstansen i en rett linje mot understansen med røret imellom. Overstansen kan da være koblet direkte til et hydraulisk stempel noe som gjør verktøyet mindre mekanisk komplisert. Den kan ha åpent eller lukket gap som vist i Figur 3-2.

Et åpent gap gjør verktøyet lettere å plassere over røret ved klargjøring for kutting. Men dette gapet fører til at det blir bøyespenninger i konstruksjonen.

Et lukket gap reduserer belastningen på konstruksjonen i gapet, men det krever at det er god tilgang rundt hele røret for å kunne lukke gapet.

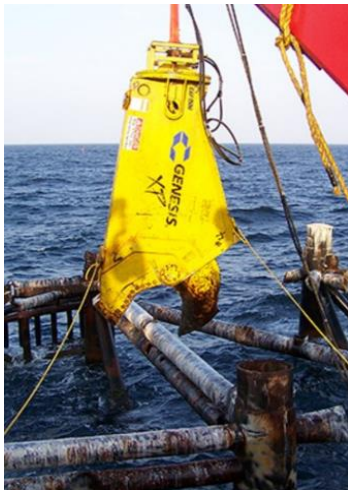
Fordeler:

- Klipper raskt.
- Må ikke tilpasses rørdiameter.
- Forurenses ikke vannet når den kutter.

Ulemper:

- Krav til stor kraft krever stort og tungt verktøy.
- Krever utgraving for full tilkomst rundt røret.

3.2.2 Saksekutting



Figur 3-3 Bilde av saksekutter [11]

Her er overstans og understans hengslet sammen på en side. Overstansen føres ned mot understansen i en bue. Mer fleksibel med tanke på mekanisk design og mer egnet dersom røret er delvis begravet.

Fordeler:

- Klipper raskt.
- Må ikke tilpasses rørdiameter.
- Kan klippe rør som er delvis nedgravd.
- Forurenses ikke vannet når den kutter.

Ulemper:

- Krav til stor kraft krever stort og tungt verktøy.

3.3 Diamantwirekutting



Figur 3-4 Diamantwirekutting [12]

Dette prinsippet kutter ved hjelp av abrasjon. En wire som er impregnert med diamantpartikler blir dratt langs røret ved hjelp av et verktøy og røret blir kuttet av. Det er en forholdsvis rimelig kuttemetode som kan kutte store diametere. Diamantwire er billig, men den slites fort ut og må skiftes ofte. Det tar relativt lang tid å utføre et kutt.

Fordeler:

- Må ikke tilpasses rørdiameter
- Lav masse på verktøy
- Lett å håndtere av ROV

Ulemper:

- Krever utgraving for full tilkomst rundt røret.
- Diamantwiren har lett for å ryke under kutting. Verktøyet må da hentes opp til overflaten for å montere ny wire.
- Relativ lang kuttetid.
- Forurenses vannet med metallspån fra kuttet.

3.4 Kutting med høytrykk-vannjet

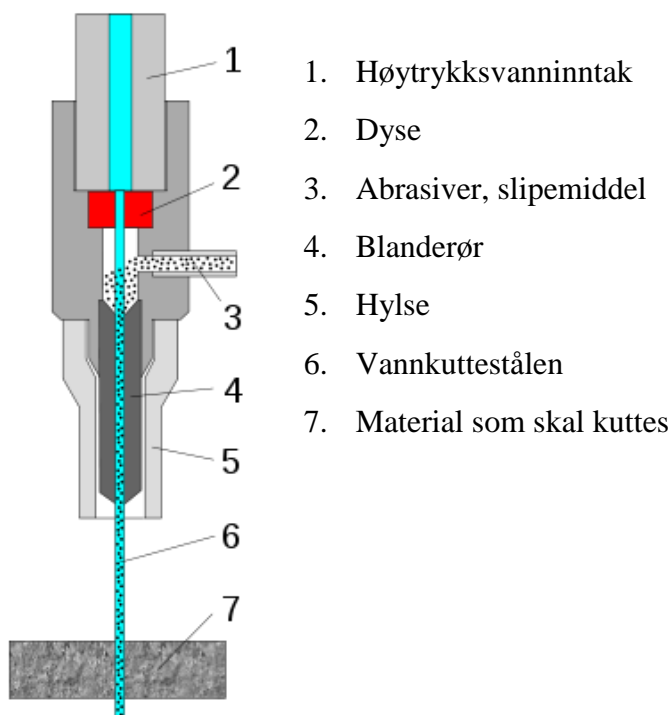


Figur 3-5 Bilde av vannkutting [13]

3.4.1 Uten abrasiver

Vann blir spylt med høyt trykk og høy hastighet igjennom en dyse som fokuserer strålen slik at røret blir kuttet. 4000-6000 bar er vanlig å bruke. Kutter ved erosjon. Er mest egnet til å kutte myke materialer som tre, pakninger, papir o.l. [14].

3.4.2 Med abrasiver



Figur 3-6 Prinsippskisse vannkutting med abrasiver [27]

Finmalte abrasiver, ofte granat, blir tilført vannstrømmen slik at røret blir utsatt for abrasjon i tillegg til erosjon. Dette gjør at kuttehastigheten øker. Men abrasivene øker slitasjen på dysen og krever dyser laget av hardere material som ofte er dyrere [14].

Vannjetkutting krever en container på dekk med en høytrykkspumpe samt et system for å innføre abrasiver i vannstrømmen. Verktøyet må da ha en «umbilical» som går fra skipet og ned til havbunnen. Det må også ha mulighet til å klemme seg fast i røret og en anordning som gjør at munnstykket kan føres in en sirkel rundt hele røret.

Fordeler:

- Kan kutte store dimensjoner uten å bruke store krefter.
- Lav masse på verktøy.
- Lett å håndtere av ROV.

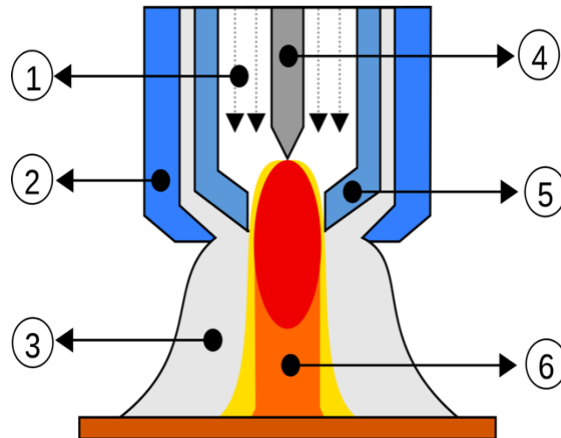
Ulemper:

- Må tilpasses rørdiameter.
- Krever en container på dekk med høytrykkspumpe og reel.
- Krever en ekstra «umbilical» for vann og abrasiver.
- Krever utgraving for full tilkomst rundt røret.
- Forurenses vannet med metallspen fra kuttet.

3.5 Plasmaskjæring



Figur 3-7 Bilde plasmaskjæring [29]



Figur 3-8 Prinsippskisse plasmaskjæring [30]

- | | |
|--------------------|-----------------------|
| 1. Komprimert gass | 4. Elektrode |
| 2. Kappe | 5. Dyse |
| 3. Dekkgass | 6. Lysbue/Plasmastrøm |

Plasma er gass som er blitt overopphetet slik at elektronene flyter fritt mellom atomene i gassen. Plasma oppfører seg litt som gass, men det er også en god leder av strøm. I en plasmaskjærer blir komprimert gass blåst ut av munnstykket igjennom en dyse i veldig høy hastighet mot materialet som skal kuttes. Deretter blir gassen ionisert av en lysbue mellom en elektrode i munnstykket og metallet som skal kuttes. Strømmen som går igjennom den ioniserte gassen tilfører nok varme til å smelte metallet. Den høye hastigheten gjør at smelten blir blåst bort. Plasmaskjæring gir fine kutt og kutter raskt. Krever en kraftig likestrømkilde og komprimert gass som nødvendiggjør en kontainer på dekk. Avfall fra kutteprosessen vil forsøple sjøvannet. Det kreves også en anordning som gjør det mulig å føre munnstykket i en sirkel rundt røret. Røret må derfor graves frem [15].

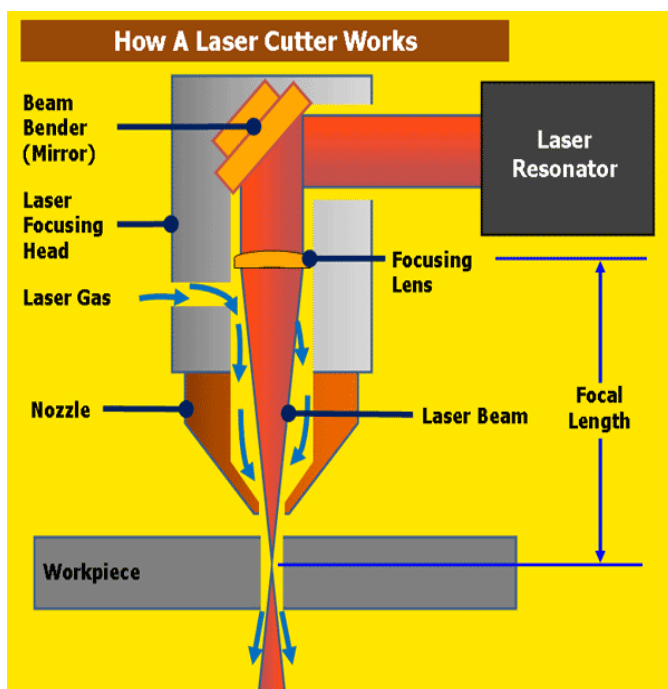
Fordeler:

- Kutter raskt.
- Økonomisk i bruk.

Ulemper:

- Klarer ikke å finne eksempler på at plasmakutting er blitt brukt på 1000 meters dyp. Dagens kommersielle plasmaskjærere klarer bare kutt på ned til 30 m [16].
- Kan ikke brukes på rør med betongdekke grunnet kravet om jording.
- Krever kontainer på dekk.
- Må tilpasses rørdiameter.
- Forurenses vannet med det smeltede metallet som blir til metallspån.

3.6 Laserkutting



Figur 3-9 Laserkutting [17]

Laserkutting fungerer ved å fokusere høyintensivt lys på et lite sted. Den høye varmetettheten som oppstår ved dette fører til rask oppvarming med følgende smelting og delvis eller fullstendig fordampning av materialet. En høytrykksgass strømmer gjennom dysen sammen med laserstrålen. Gassen, f.eks. nitrogen eller oksygen, blåser bort smeltet metall, eller bidrar til forbrenning av materialet, avhengig av type gass og material som skal kuttes [17].

Bruken av laserkutting på objekter som ligger i et «vannbad» er ikke uvanlig, men det har ikke lyktes i å finne eksempler på at laserkutting blir brukt i undervannsoptasjoner.

Det jobbes med utvikling av laserkutteverktøy for bruk til avviklingsprosjekter på opptil 100 m dyp [18].

3.7 Evaluering og begrunnelse av valg

Ønsket om å ikke måtte grave frem røret før kutting gjør at vi står igjen med saksekutter. Giljotinprinsippet måtte være med åpent gap og den ville hatt større problemer med rør som er delvis nedgravd enn saksekutter. Saksekutter skiller seg også positivt ut på miljøaspektet siden den ikke produserer metallspion. De store kreftene som er nødvendig for saksekuttere gjør at verktøyet forventes å få stor masse.

Diamantwire krever at røret graves ut og wiren blir fort nedslitt og har lett for å ryke som krever at verktøyet hentes opp på skip for å skifte.

Vannjet med abrasiver krever at røret graves og kuttehastigheten er relativt lav. Krever mye tilpasning på dekk og for ROV.

Plasma- og laserskjæring er ikke utviklet for bruk på store dyp.

4 Løsningsprosess

Designet av saksekutteren avgjør hvor mye saksen beveger seg i forhold til sylindren og utvekslingen. Det kan også bestemmes, ved design, hvordan kraften fordeles på vandringsen. Det krever mindre kraft å presse røret flatt i starten en det krever å kutte det av. Derfor kan det være en fordel å designe slik at kraften er lav og bevegelsen høy i starten. Og når røret er presset sammen har kraften nådd maksimum.

Følgende designkriterier skal følges:

- Masse skal være så lav som mulig.
- Verktøyet skal være tilnærmet nøytral i vann med tanke på oppdrift.
- Det skal tåle trykket på 1000 meters vanddyp.
- Bruk av DOP bør unngås.
- Kutteprosessen skal ikke ta for lang tid.
- ROV må kunne anvende verktøyet uten hjelp fra kran.

4.1 Alternativ 1

4.1.1 Variant 1a

Dette designet er slik at kraften er lav i starten, men bevegelsen er høy. Ettersom slaget nærmer seg det punktet at kutting begynner har kraften steget til sitt høyeste. Fordelen med dette er at aktuatoren ikke trenger å bruke mye av slaglengden i begynnelsen når kraftbehovet er lavt.

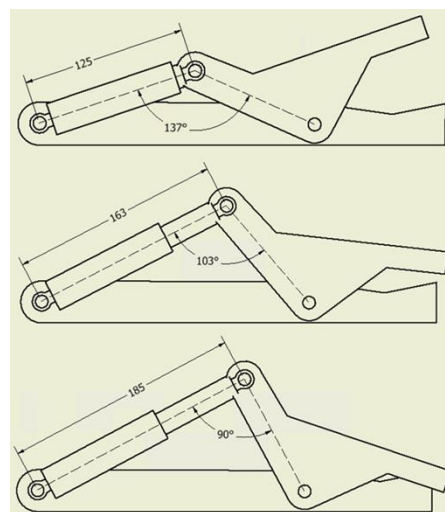
Dette prinsippet krever en kraftig aktuator med liten slaglengde eller en mindre kraftig aktuator med større slaglengde.

Fordeler:

- Ukomplisert både mekanisk og hydraulisk.

Ulemper:

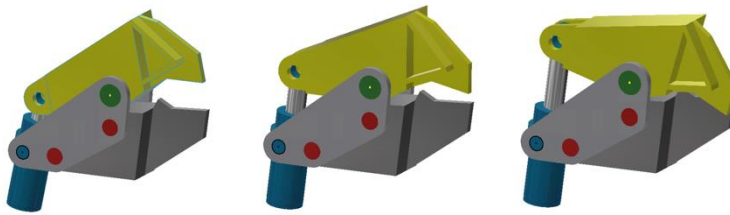
- Lite kompakt.
- Krever aktuator som kan ta hele kuttet i et slag.



Figur 4-1 Variant 1a

4.1.2 Variant 1b

Ved å bruke en aktuator med «tilt-bracket» kan saksen lages mer kompakt.



Figur 4-2 Variant 1b

Fordeler:

- Ukomplisert både mekanisk og hydraulisk.
- Kompakt

Ulemper:

- Krever aktuator som kan ta hele kuttet i et slag.

4.2 Alternativ 2



Figur 4-3 Alternativ 2

Dette prinsippet bygger stegvis kutting ved flytting av den hydrauliske sylinderen. Her kan sylinderen flyttes med den virkning at den alltid har optimal angrepsvinkel slik at kraften holdes maksimal hele kuttet.

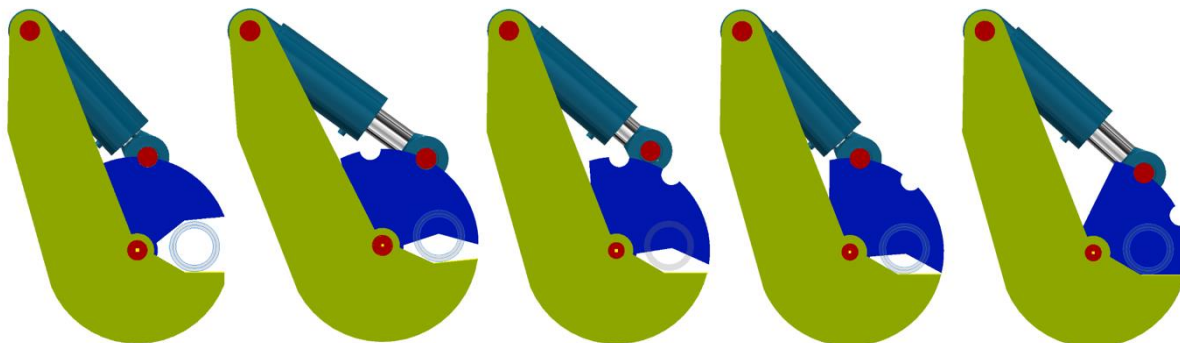
Fordeler:

- Aktuatorene trenger ikke ta hele kuttet i et slag og trenger derfor ikke være like stor.
- Kraften kan holdes lik i hele kuttet.

Ulemper

- Tyngdepunktet vil endre seg mye ved flytting av aktuatoren.
- Krever en ekstra aktuator for å flytte den store aktuatoren. Denne trenger ikke å være stor, men bidrar med masse og mekanisk kompleksitet.
- Mer avansert hydraulisk styring.

4.3 Alternativ 3



Figur 4-4 Alternativ 3

Dette prinsippet bygger på stegvis kutting ved å flytte på hvor den hydrauliske sylinderen påfører kraft og bevegelse på overstansen. I likhet med alternativ 1 vil den være lite kompakt. Den kan imidlertid gjøres mer kompakt på samme måte som variant 1b ved å bruke en aktuator med «tilt bracket».

Fordeler

- En aktuator med mindre slaglengde kan brukes.

Ulemper

- Krever en ekstra aktuator for å flytte hovedaktuatoren. Denne trenger ikke å være stor, men bidrar med masse og mekanisk kompleksitet.
- Mer avansert hydraulisk styring.

4.4 Alternativ 4

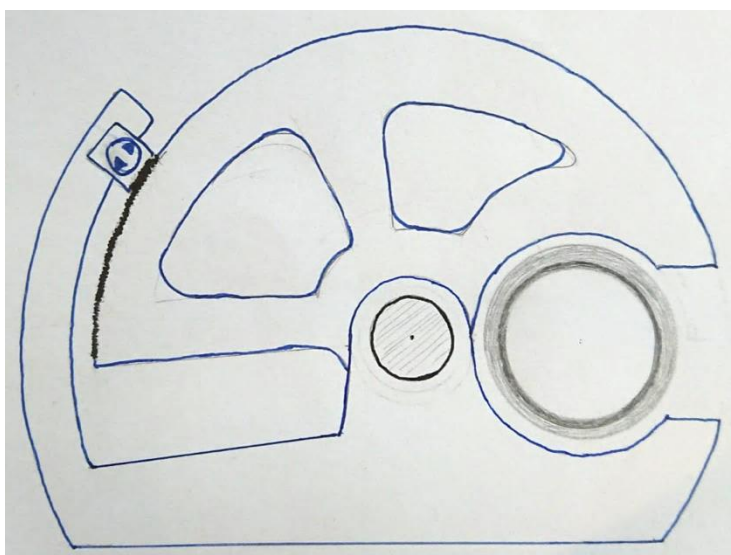
En løsning med bruk av gjenger og hydraulisk motor for bevegelse av overstansen.

Fordeler:

- En hydraulisk motor har ikke behov for et stort oljereservoar.
- Ukomplisert konstruksjon

Ulemper:

- Overføring av kraft ved hjelp av tannhjul tåler ikke store krefter. Det krever en veldig lang momentarm som vil være tungt.
- Tannhjul kan ta skade av partikler som blir virvlet opp og flyter i vannet.



Figur 4-5 Alternativ 4

4.5 Evaluering av alternativer

For evaluering av alternativer følger en sensitivitetsanalyse hvor de ulike alternativene blir vurdert etter tre kriterier som vektlegges forskjellig.

- Enkelhet: Med enkelhet menes mekanisk simplisitet. Et enkelt verktøy er lettere å produsere, vedlikeholde og har typisk høyere pålitelighet når det er mindre som kan gå galt.
 - Vekttall 1,5
- Størrelse: Det er en fordel at verktøyet er så kompakt og har så lav masse som mulig.
 - Vekttall 1
- Anvendelighet: Hvor lett det er for ROV å operere verktøyet.
 - Vekttall 2

Tabell 2 Evalueringsmatrise

Alternativ	Enkelhet	Størrelse	Anvendelighet	Total
1a	5	2	5	19,5
1b	5	4	5	21,5
2	2	3	2	10
3	3	2	3	12,5
4	3	1	4	13,5

4.6 Aktuator

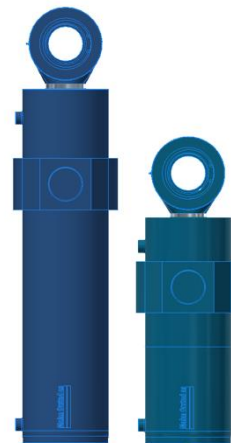
For å kutte et rør med sakseprinsippet vil den vanligste metoden være ved hjelp av en hydraulisk lineær aktuator for overføring av nødvendig kraft. Her ses det på momenter som spiller inn ved vurdering av hydraulisk aktuator.

4.6.1 Eksempel på forhold mellom masse og slaglengde

I figur 4-6 er det bilde av to hydrauliske sylindere fra produsenten Malm Orstad. Eneste forskjellen er at de har ulik slaglengde. Den lengste sylindere har en slaglengde på 100 cm og har masse på 270 kg. Den korte sylindere har en slaglengde på 50 cm og en masse på 200 kg.

En reduksjon på 50% i slaglengde gir bare 26% reduksjon i masse. Dette kan selvsagt variere litt etter produsent og sylindere design.

Det er mulig å kompensere for redusert slaglengde ved å innføre et «ratchet»-system som gjør at kuttet kan utføres ved hjelp av to eller flere slag av sylindere. Men dette vil øke den mekaniske kompleksiteten til saksen og sannsynligvis massen.



Figur 4-6 Hydraulisk sylindere med ulik slaglengde

4.6.2 Eksempel på materialvalg og massebesparelse

Figur 4-7 viser forhold mellom sylindermasse og materiale. Valg av kompositt kunne spart ca. 100kg, men slike sylindere er betydelig større og dyrere.

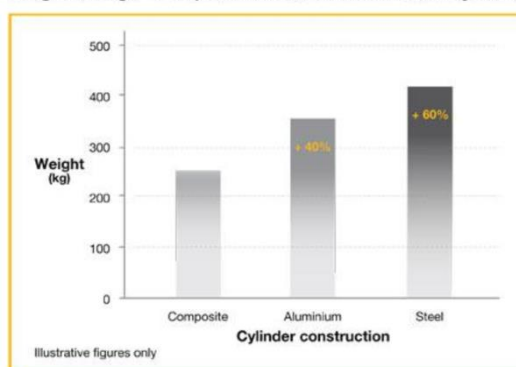
4.6.3 Hydraulikkvæske

Væskemengden som behøves for å drive en hydraulisk aktuator er avhengig av slaglengden og diameteren til stampelet og stempelstangen.

En tynnere stempelstang vil gjøre at differansen i oljemengde som må til for inn- og utkjøring blir mindre. Denne differansen utgjør sylindere netto volumbehov, og må ses i sammenheng med kapasiteten til kompensatorene til ROV, nevnt i kapittel 2.2.4.

For de hydrauliske sylindere nevnt i 4.6.1 med en kapasitet på 67 T ved 210 Bar vil en reduksjon i slaglengde fra 100 cm til 50 cm utgjøre en besparelse på hele 12 liter mindre hydraulikkvæske.

Weight Savings – Composite vs. Aluminium and Steel Cylinders



Figur 4-7 Forhold mellom sylindermasse og materialtype [31]

4.6.4 Aktuator utforming

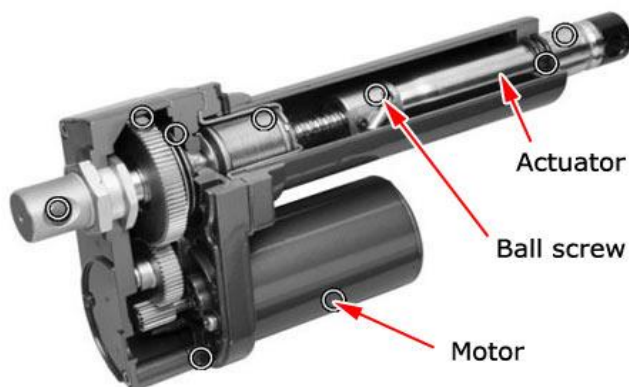
Det finnes mange ulike typer festeanordninger for aktuatorer, men hovedsakelig blir de to typene i Figur 4-8 vurdert. Til venstre en sylinder og stang med sfæriske leddlagre. Til høyre i figuren er en aktuator med sfærisk leddlager på stempelstang og doble akseltapper på sylinder, kalt «trunnion mount». Et kutteverktøy med sakseprinsippet vil vanligvis føre til rotasjon om festene i begge ender av aktuatoren. Denne frihetsgraden er tilstede i begge de variantene i figuren. «Trunnion mount» ble valgt fordi det førte til en mer kompakt saks.



Figur 4-8 Aktuatorfester

4.6.5 Gjenget aktuator

Et alternativ til å bruke hydraulisk aktuator er å benytte en mekanisk aktuator bestående av girutveksling og gjengestav [19]. En hydraulisk motor driver girutvekslingen som igjen setter gjengestangen i bevegelse. Fordelen med et slikt system er at en hydraulisk motor ikke tapper kompensatoren til ROV slik som et hydraulisk stempel gjør. Ulempen er massen til girutvekslingen når kraftbehovet er stort. Et eksempel er en aktuator fra selskapet Enerpac med en kapasitet på 100T og slaglengde på 50cm [20]. Her ble massen ca. to ganger massen til en hydraulisk aktuator med samme kapasitet og slaglengde. I tillegg kommer massen til en hydraulisk motor.

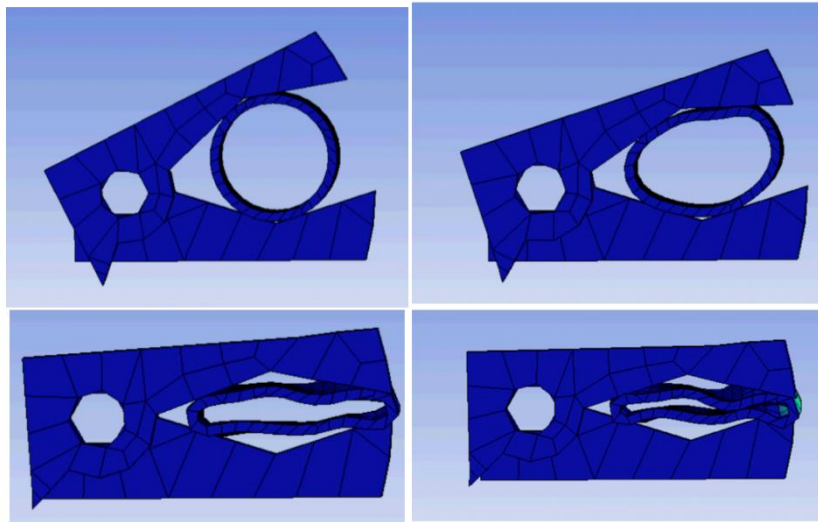


Figur 4-9 Gjenget aktuator [19]

5 Designbasis

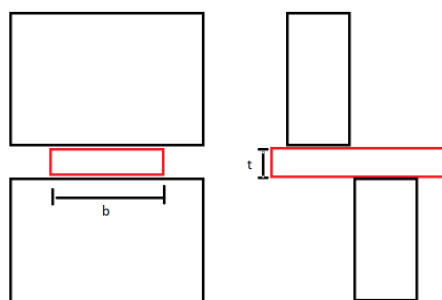
5.1 Kraft for å klippe rør

Kraften som skal til for å klippe rørets betongdekke vurderes som neglisjerbart sammenlignet med kraften for å klippe selve stålrøret. Betongen vil bli knust og vil ikke hindre kutteprosessen nevneverdig. Ser derfor bare på stålrøret som har en diameter på 254 mm og en veggtykkelse på 17,5 mm. Når røret blir klemmt i saksen vil det bli som en plate med tykkelse 35 mm og bredde ca. 400 mm.



Figur 5-1 Klemming av rør

Maks kraft som kreves for å kutte er likt arealet som skal kuttes ganget med skjærstyrken til materialet [21]. Det er gitt ved formelen:



Figur 5-2 Skisse stansedimensjoner

$$F_{Max} = S \cdot \tau_{shear}$$

$$S = \text{Skjærareal (tverrsnitt)} = b \cdot t = 400 \text{ mm} \cdot 35 \text{ mm} = 14\,000 \text{ mm}^2$$

Skjærstyrke for API 5L X65:

Skjærstyrke for stål er typisk 0,6·strekkfasthet [22].

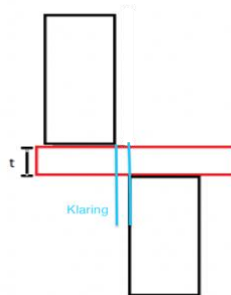
$$\tau_{shear} = R_e \cdot 0,6 = 758 \text{ MPa} \cdot 0,6 = 455 \text{ MPa}$$

$$F_{Max} = S \cdot \tau_{shear} = 6,37 \cdot 10^6 \text{ N}$$

Denne formelen går ut ifra at skjæreflatene ligger parallelt med hverandre og at hele skjærflaten blir kuttet samtidig.

5.2 Klaring

Klaring skal være ca. 7% av tykkelsen for hardt stål [21].

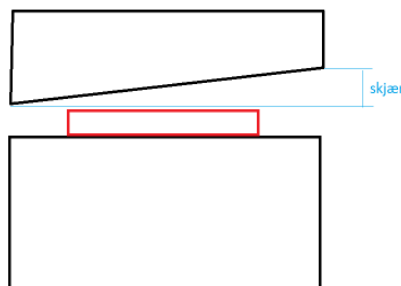


Figur 5.3 Skisse av nødvendig klaring mellom stanser

$$c = 35\text{mm} \cdot 0,07 \approx 3 \text{ mm}$$

5.3 Metode for å redusere kraft

Det er mulig å redusere kraften betydelig ved å introdusere et skjær [21].



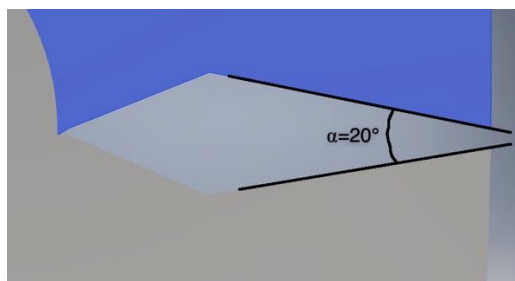
Figur 5-3 Skisse skjær

$$I = \text{Skjær}$$

$$K = \text{Prosent penetrasjon}$$

Prosent penetrasjon er avhengig av material og tykkelse av skjærareal. For tykkelser over 25mm er den gitt som 25%

Skjæret er vanskelig å bestemme nøyaktig siden det endres kontinuerlig i løpet av kuttet. Vinkelen som oppstår mellom overstans og understans i det kuttingen av røret begynner ytterst på saksen, dette vil være det tyngste punktet i kutteprosessen. [21]



Figur 5-4 Skisse kuttevinkel

$$400 \text{ mm} \cdot \sin(20^\circ) = 137 \text{ mm}$$

Vinkelen tilsvarer et skjær på 137 mm.

$$F = \frac{F_{Max} \cdot K \cdot t}{K \cdot t + I} = \frac{6,37 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot 0,25 \cdot 35 \text{ mm}}{0,25 \cdot 35 \text{ mm} + 137 \text{ mm}} = 382 \text{ kN}$$

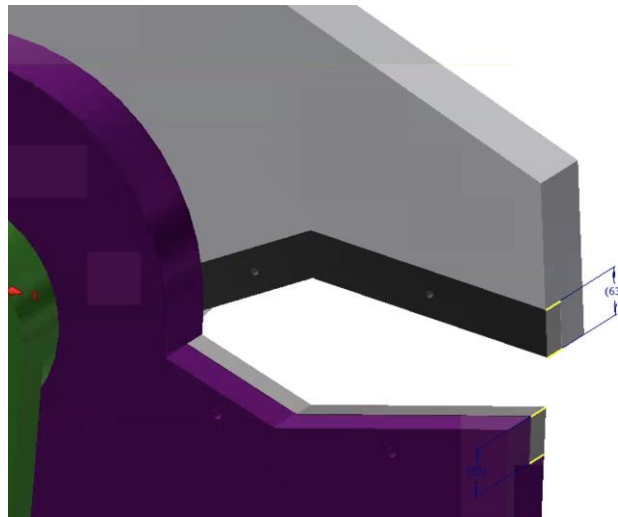
Siden saksen kutter samtidig innerst og ytterst på røret må denne kraften dobles til 765 kN. Det er i tillegg stor grad av usikkerhet knyttet til denne beregningen, dermed multipliseres dette med 3 til 2300 kN, og rundes opp til 2500 kN. Tilsvarende 250 Tonn

5.4 Tykkelse av stanser

Tykkelse av stanser er, som en tommelfingerregel, gitt ved [21]:

$$T(\text{cm}) = \sqrt[3]{F} = \sqrt[3]{250 \text{ Tonn}} = 6,3 \text{ cm} = 63 \text{ mm}$$

Der F i dette særtilfellet er stansekraften gitt i tonn.

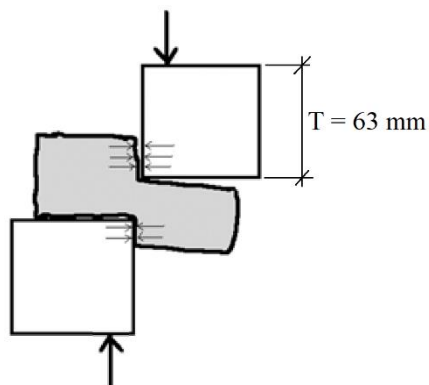


Figur 5-5 Skisse Knivtykkelse

5.5 Sideveiskrefter

Det oppstår betydelige sideveiskrefter mellom overstans og understans.

Det er vanskelig å beregne disse kreftene ved regning. Ifølge forsøk utført i en rapport skrevet for «Journal of Materials Processing Technology», kan disse kreftene være så høye som 8% av stansekraften [23].



Figur 5-6 Skisse sideveiskrefter

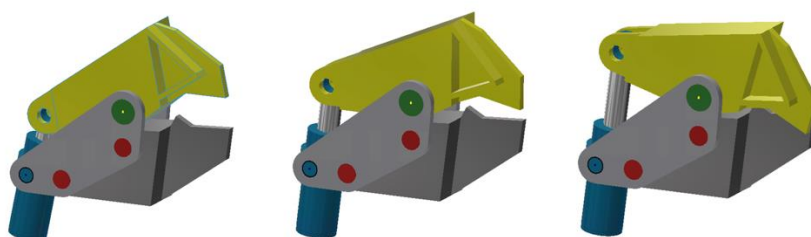
Velger å bruke 10% i beregningene. Det betyr en sideveiskraft på 250 kN.

6 Designprosess

I dette kapitlet blir det valgte alternativet utviklet. Stegene i utviklingsprosessen blir gjennomgått punktvis.

Alternativ 1b ble valgt fordi det er et relativt kompakt design som også er mekanisk ukomplisert. Dette alternativet fikk også høyest poengsum i evalueringsmatrisen i kapittel 4.5. Siden det ikke er noen ekstra ledd blir det hydrauliske systemet så enkelt og ukomplisert som mulig. Bruk av ROV'ens vannpumpe som leverer 500 bar i motsetning til hydraulikksystemet som leverer 200 bar gjør at vi kan bruke en mer kompakt sylinder.

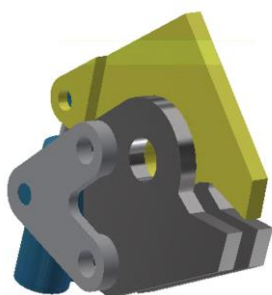
6.1 Utgangspunkt



Figur 6-1 Design utgangspunkt

Tanken her var at det skulle være stor bredde på overstansen for å ta opp momentet som kommer fra sideveiskreftene under kutteprosessen, men det ville krevd mye sveising som ville vært utfordrende å gjøre styrkeberegninger på. Platen som forbinder aktuator og understans er festet med pins for at det skal være mulig å demontere og ta bort aktuator for eventuelt vedlikehold e.l.

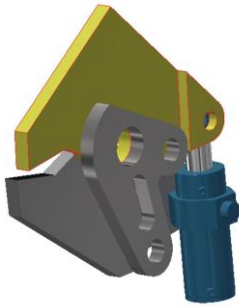
6.1.1 Variant 1



Figur 6-2 Design variant 1

Utgangspunktet for den endelige konstruksjonen. Her er tanken at istedenfor å ha bredde på overstansen for å ta opp momentet fra sideveiskreftene, skal over- og understans være laget slik at de støtter hverandre. Da blir ikke lageret belastet av momentet. Derfor er overstansen en enkelt plate som gjør kraftoverføringen mer direkte og rett frem. Understansene er to like deler som gjør at vi får dobbelskjær som betyr at kutteprosessen krever dobbelt så mye kraft.

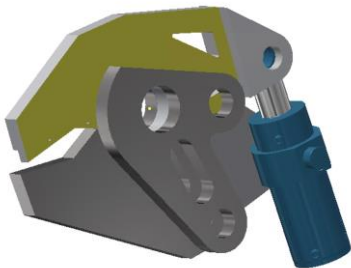
6.1.2 Variant 2



Figur 6-3 Design variant 2

Understans er redusert siden kuttingen kun skal skje på en av sidene. Noe utskjæring for å redusere masse.

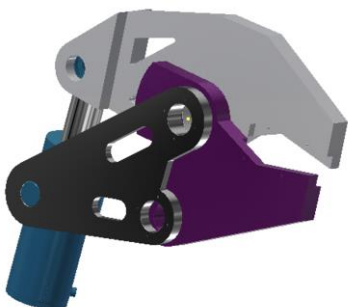
6.1.3 Variant 3



Figur 6-4 Design variant 3

Optimalisering av overstans utifra resultat fra håndberegninger.

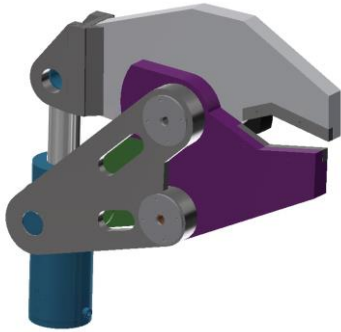
6.1.4 Variant 4



Figur 6-5 Design variant 4

Fjernet overflødig festepunkt mellom understans og platen som forbinder understans og aktuator. Utskjæringer for knivegg i overstans og understans.

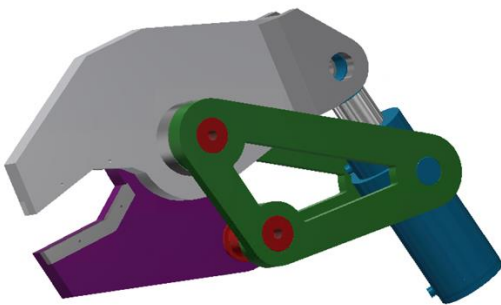
6.1.5 Variant 5



Figur 6-6 Design variant 5

Den endelige konstruksjonen er hovedsakelig bygd opp av plater som kan kuttes av en CNC plasmaskjærer. Dette gjør tilvirkningen relativ enkel.

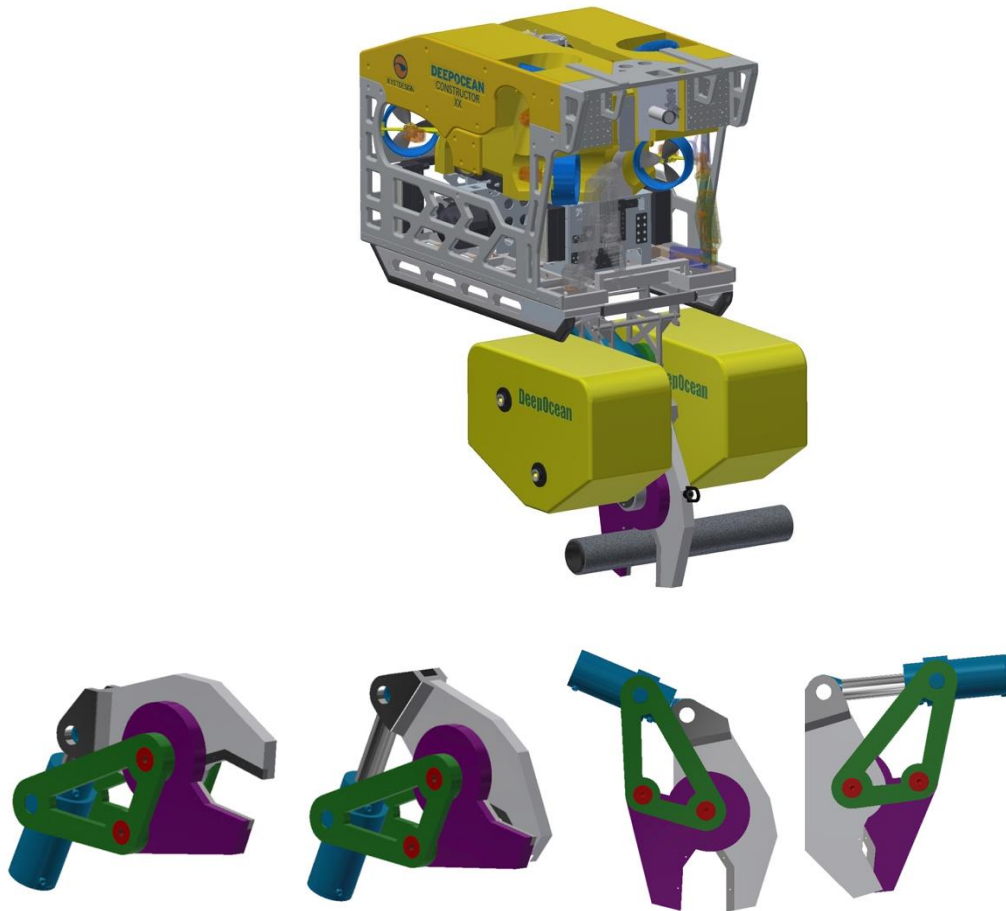
6.1.6 Variant 6, endelig



Figur 6-7 Design variant 6

Sideplatene er endret for å redusere massen.

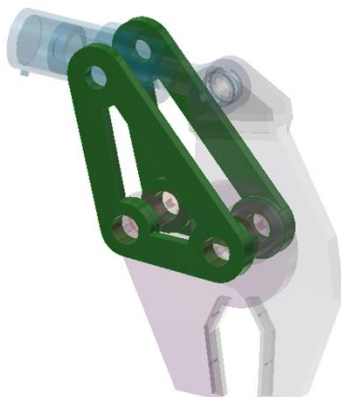
6.2 Resultat



Figur 6-8 Design resultat

6.2.1 Sideplatene:

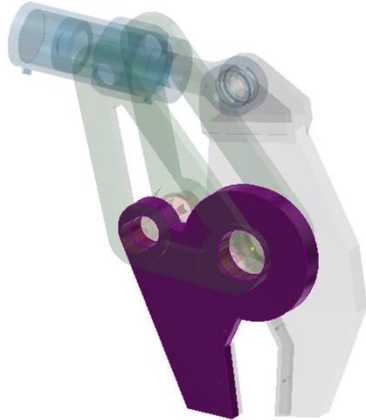
Forbinder aktuator og understans. Gjør det mulig å demontere aktuator.



Figur 6-9 Sideplatene

6.2.2 Understans:

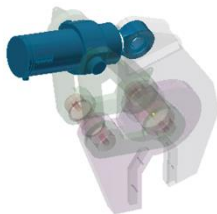
Stykket bak hovedakslingen er for å støtte mot overstans slik at momentet fra sideveiskreftene blir tatt opp. Utskjæring for knivegg.



Figur 6-10 Understans

6.2.3 Aktuator:

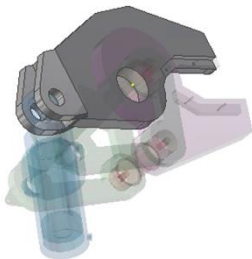
Aktuator fra «Malm Orstad» med sjøvann som arbeidsmedium.
Arbeidstrykk 500 bar. Kraft 2,5 MN



Figur 6-11 Aktuator

6.2.4 Overstans:

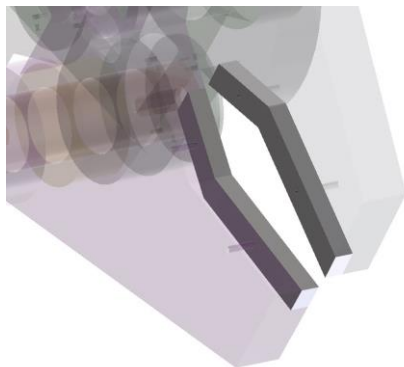
Utskjæring for knivegg. I hullet for hovedaksling vil det ligge et glidelager.



Figur 6-12 Overstans

6.2.5 Knivegger:

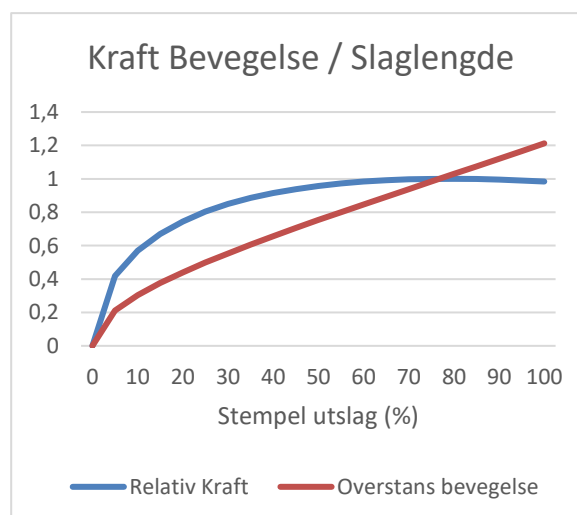
Laget av overflateherdet stål.



Figur 6-13 Knivegger

6.2.6 Kraftfordeling i slag

Designet av saksen fører til en kraft mot røret som følger kurven i Figur 6-14. Dette gjør at stansen beveger seg fort i starten når behovet for kraft er minst. Dermed blir stempelslaglengden utnyttet så godt som mulig.



Figur 6-14 Kraftfordeling over slag

6.3 Materialvalg

6.3.1 Saks

Det skal brukes Strenx[®] 700 struktur stål som hovedmaterial for saksen. Det er en stållegering med høy flytegrense og god sveisbarhet. Stål har også høy elastisitetsmodul som minimerer deformasjon i delene. Den er tilgjengelig i platetykkelser som tilfredsstillende konstruksjonens behov. Slike legeringer er dyrere enn vanlig strukturstål, men den høye flytegrensen muliggjør reduksjon av massen som er gunstig med tanke på ROV-vennlighet.

Andre materialer ble vurdert. Syrefast stål var en mulighet, men slike legeringer har typisk lavere flytegrense, og siden verktøyet bare skal være under vann i kortere perioder ble rustbestandighet vurdert som mindre kritisk.

Aluminium kunne gitt en viss massereduksjon, men lav E-modul ville vært problematisk med tanke på kutteoperasjonen og saksen måtte være veldig overdimensjonert som ville redusert mye av massebesparelsen.

Titan har de samme utfordringene som aluminium med lav E-modul og er i tillegg meget dyrt.

Karbonfiber og andre komposittmaterialer kan være alternativer, men er utfordrende å designe med. Vedlegg B - Strenx \square 700 struktur stål

6.3.2 Akslinger

Akslingene skal lages av ståltypen 18CrNiMo7-6.

Det er en overflateherdet stållegering med høy flytegrense og overflate hardhet egnet til store dimensjoner. Flytegrense $R_e = 785$ MPa.

Vedlegg C - Ståltypen 18CrNiMo7-6 til akslinger

6.3.3 Knivblad

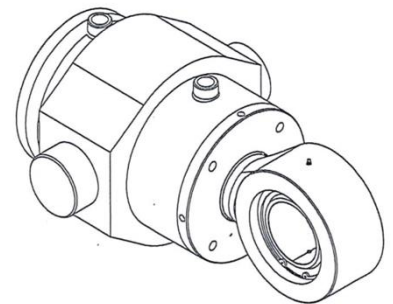
Knivbladene skal lages av ståltypen X153CrMoV med flytegrense $R_e = 850$ MPa

Høylegert stål for gjennomherding med moderat bearbeidbarhet; ekstremt slitesterk, god seighet og gjennom herdbarhet. Vedlegg D - Ståltypen X153CrMoV12 til knivbladene

6.4 Aktuatorvalg

Det ble besluttet å bruke sjøvann som hydraulikkvæske. Dette for å unngå bruk av DOP eller ekstra kompensatorer på ROV'en, men også fordi ROV'ene har en vannpumpe som kan levere 500 bar. Det gjør aktuatoren til et miljøvennlig valg med tanke på faren for lekkasjer og liknende.

Malm Orstad var hjelpelige med å designe en aktuator som oppfyller kravene om arbeidstrykk på 500 bar og med sjøvann som arbeidsmedium. Vedlegg A - Hydraulisk sylinder



Figur 6-15 Skisse aktuator

6.4.1 Kutttehastighet

Constructor ROV sin høytrykkspumpe for sjøvann leverer 30 l/min. Aktuatorens sylinderdiameter er $D = 250$ mm og slaglengden er $L = 500$ mm.

$$\text{Volum for et slag: } \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot L \approx 24,5 \text{ l}$$

$$\text{Tid for et slag: } \frac{24 \text{ l}}{30 \text{ l}} \approx 48 \text{ sekund.}$$

6.5 Lager

Mellom hovedakslingen og overstansen skal det brukes glidelager.

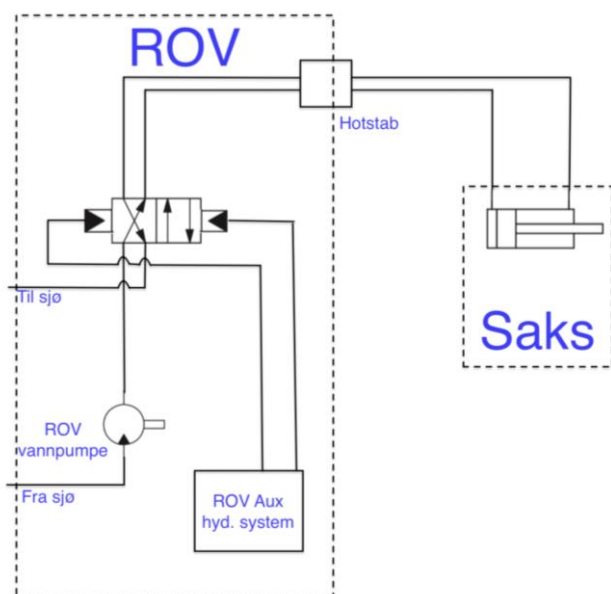
Akslingen er høyt belastet og det er nødvendig med et lager som ståler store trykk.

Det vil også være glidelager i begge sideplatene rundt innfestingen til det hydrauliske sylinderhuset.

I tillegg skal det brukes en glideplate mellom overstansen og understanden hvor sideveis kreftene fører til at delene vil møtes. Denne glideplaten på 3mm tykkelse skrues fast til overstansen og overfører krefter mellom over- og understans i tillegg til å redusere friksjonen. Glideplaten definerer også avstanden mellom de to delene til den nødvendige klaringen på 3 mm som ble nevnt i delkapittel 5.2.

Selskapet «Federal-Mogul» lager selvsmørende komposittlagre og glideplater som tåler opp til 280 MPa trykk. Disse er av typen «deva.bm 302» Vedlegg E - Lager og glideplater

6.6 Hydraulikkssystem



Figur 6-16 Skisse Hydraulikkssystem

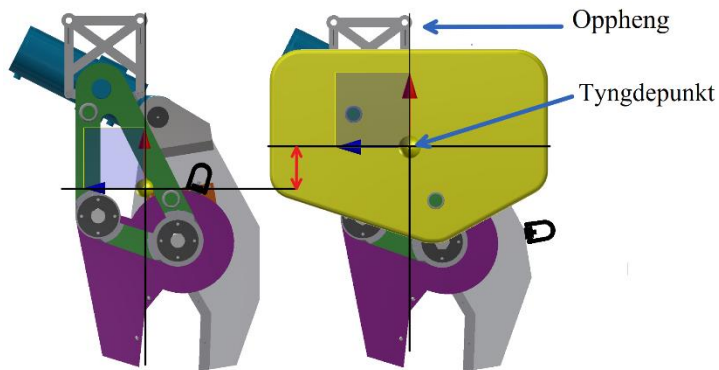
Ved å bruke sjøvann som hydraulikkmedium kan det brukes et veldig enkelt hydraulisk system. En 4/3-ventil styrt av ROV brukes til å velge retning. Ventilen monteres på ROV slik at det ikke er nødvendig å bruke et «hot stab»-system med olje.

6.7 Plassering av oppdriftselementer og oppkobling til ROV

Opphenget er montert høyest mulig på saksen relativt til posisjonen før kutt. Dette er for å minimere massen til opphenget.

Til venstre i Figur 6-17 ses tyngdepunktet til saksen uten oppdriftselementer. Til høyre i figuren er oppdriftselementene montert. Disse har sitt tyngdepunkt høyere på den vertikale y-aksen enn selve saksen. Dette gjør at kutteverktøyet vil være stabilt i sjøen som vil gjøre det lettere for ROV å posisjonere kutteverktøyet på røret som skal kuttes.

Tyngdepunktet for saksen langs den horisontale x-aksen er på samme sted med som uten oppdriftselement. På denne måten unngås det at oppdriftselementene skaper rotasjonskrefter.

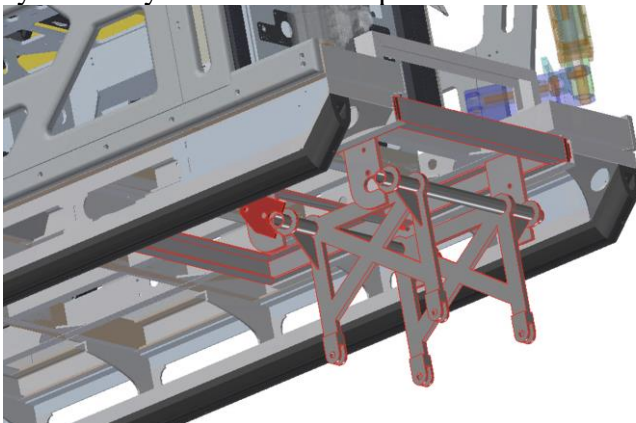


Figur 6-17 Tyngdepunkt



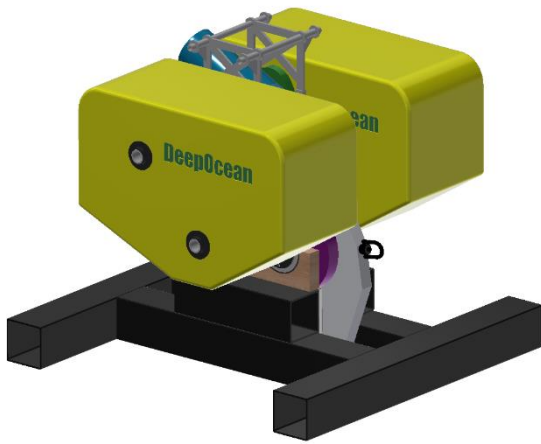
Figur 6-18 Hurtigfestemekanisme for ROV-oppheng

Dette er et forslag til en mekanisme som lar ROV'en koble seg til saksen under vann. Tappene på ROV-opphenet føres inn i spor på ROV-skuffen, og de røde låseplatene lukker seg og blir holdt på plass av en fjærbelastet splint som kan trekkes ut av ROV. Dette designet bør utvikles for å gjøre det lettere for ROV piloten å treffe sporene. F.eks. kan en hydraulisk sylinder skyve skuffen litt ut på samme måte som den vanlige skuffen til ROV opereres.



Figur 6-19 ROV-skuff og oppheng til saks på ROV

6.8 Krybbe for saks til «basket»



I Figur 6-20 er et forslag til en krybbe til kutteverktøyet laget av firkanttrør. Selve «saksdelen» av kutteverktøyet er delvis skjult mellom de store, men nødvendige oppdriftselementene. Krybben med verktøyet plasseres og sikres i en "basket" for å kunne fraktes til havbunn med kran. Krybben trenger å videreutvikles for at saksen skal ligge helt stabilt når krybben står på dekk og det er skipsbevegelser eller ved forflytning med kran. Øverst i figuren ses opphenget som ROV kobler seg til for å anvende saksen.

Figur 6-20 Kutteverktøy i krybbe

6.9 Masse og vekt

Masse er beregnet ut ifra volum gitt av Inventor.

Tetthet sjøvann = 1,025 kg/l

Tabell 3 Oversikt masse og vekt til kutteverktøyet

Del	Material	Tetthet	Volum	Masse	Vekt i sjø
ROV-oppheng	Aluminium	2,7 kg/l	10,2 l	27,5 kg	NA
Saks-oppheng	Aluminium	2,7 kg/l	6,4 l	17 kg	102 N
Saks	Stål	7,85 kg/l	247 l	1939 kg	16,5 kN
Sylinder	Stål	NA	56 l	310 kg	2,5 kN
Flyteelement	NA	0,39 kg/l	3043 l	1187 kg	-19,1 kN
Total (uten ROV-oppheng)	NA	NA	3352 l	3453 kg	≈ 0 N

6.9.1 Hydrodynamiske krefter

Dette blir en grov estimering av drag ved å benytte projisert areal av saksen og regne det som en kube med sidelengde 1,7 m.

Formel for hydrodynamisk drag: $F_{drag} = \frac{1}{2} \rho \cdot C_d \cdot A \cdot v^2$

$\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$

$C_d = 1,05$

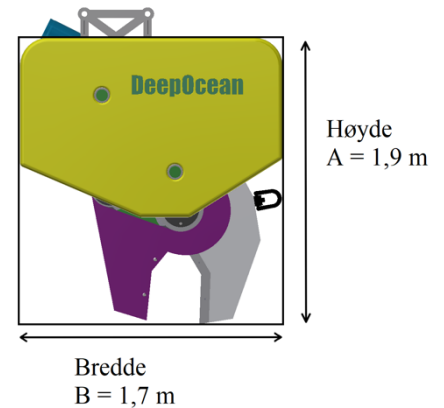
$A = 2,89 \text{ m}^2$

Toppfart ROV $v = 1,6 \text{ m/s}$

$F_{drag} = 4 \text{ kN}$

Disse kreftene vil være relevante i forbindelse med beregninger på opphenget mellom saks og ROV.

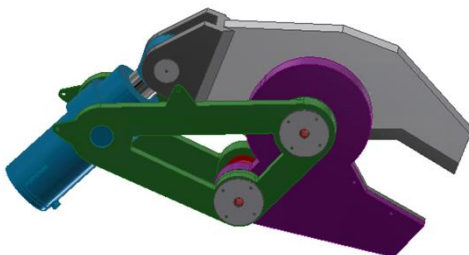
Formel og drag koeffisient er hentet fra DNV [24].



Figur 6-21 Projisert areal saks med flyteelement

7 Styrkeberegning

7.1 Håndberegninger av kritiske tverrsnitt



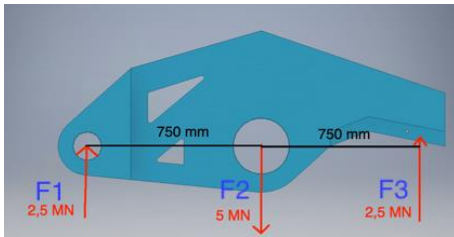
Figur 7-1 Modell saks

For håndberegninger brukes formler fra boka «Mechanical and Metal Trades Handbook» [22, p. 42] og Eurokode 3 [25].

Det er nødvendig å lage idealiseringer og forenklede modeller for å kunne gjøre håndberegninger på en komplisert konstruksjon. Modellene må være enkle nok til å gjøre beregninger og realistiske nok til at resultatene kan brukes. De skal lages slik at de er på den sikre siden med tanke på spenninger som oppstår.

Store deler av saksen er statisk ubestemt. Dette gjør det vanskelig å lage realistiske idealiseringer.

7.1.1 Overstans



Hulltrykk

Spenningene som oppstår i grensesnittet mellom aksling og hull må ikke overstige grenseverdien.

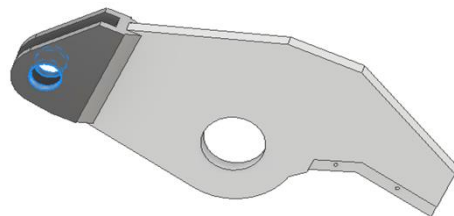
De to bakre hullene

Siden det er to hull fordeles kraften likt imellom dem.

Diameter: 120 mm. Bredde: 60 mm

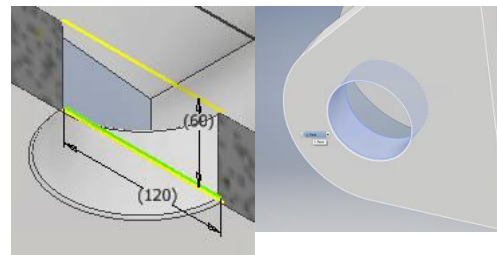
Projisert areal: $A = 7\,200\text{ mm}^2$

Kraft = $F = F1 / 2 = 1,25\text{ MN}$



$$p_{all} = \frac{R_e}{1,2} = \frac{650\text{ N/mm}^2}{1,2} = 542\text{ N/mm}^2$$

$$A_{req} = \frac{F}{p_{all}} = \frac{1,25 \cdot 10^6\text{ N}}{542\text{ N/mm}^2} = 2\,306\text{ mm}^2$$



$$A > A_{req}$$

Hull til hovedaksling

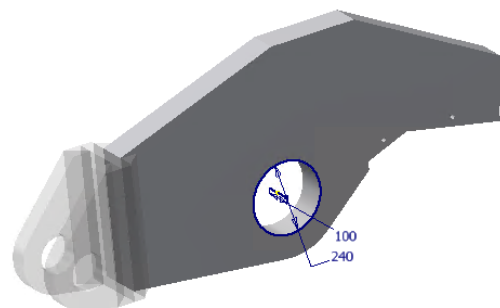
I dette hullet blir glidelageret dimensjonerende. Glidelageret er av typen deva.bm 302 og tåler trykk opp til 280MPa.

Diameter 240 mm Bredde 100 mm

Projisert areal: $A = 24\,000\text{ mm}^2$

Kraft: $F2 = 5\text{ MN}$

$$p_{tillatt} = 280\text{ N/mm}^2$$



$$A_{req} = \frac{F_2}{p_{tillatt}} = \frac{5 \cdot 10^6 \text{ N}}{280 \text{ N/mm}^2} = 17\,857 \text{ mm}^2$$

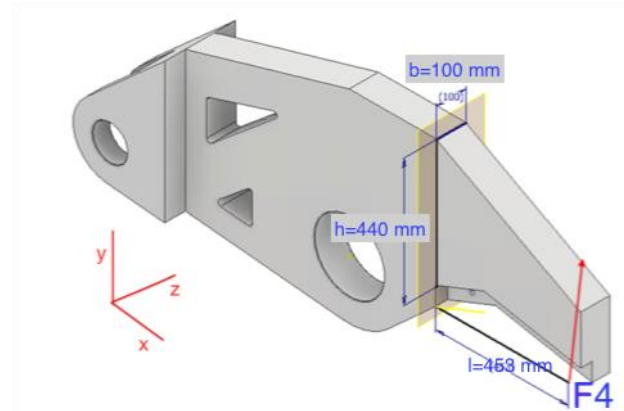
$$A > A_{req}$$

Bøye og skjærspenninger

Kritisk snitt:

Kraften som virker i punktet har to komponenter. Primærkomponenten F_3 , som er normalkraften fra røret og går vertikalt i positiv y-retning, er på 2,5 MN. Sekundærkomponenten, som er et resultat av stanseprosessen og virker horisontalt i z-retning, er på 250 kN.

For y-komponenten av kraften regnes det som en fast innspent bjelke med høyde 440 mm og bredde 100 mm. For z-komponenten av kraften regnes det som en fast innspent bjelke med høyde 100 mm og bredde 440 mm. Kritisk punkt er i hjørnet av tverrsnittet hvor bøyepeninger fra begge komponentene adderer seg.



Y-Komponent:

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = 3,23 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

$$M_b = F_4 \cdot l = 2,5 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot 453 \text{ mm} = 1,13 \cdot 10^9 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{b,y} = \frac{M_b}{W} = 350 \text{ N/mm}^2$$

Z-Komponent:

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = 7,33 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

$$M_b = F_4 \cdot l = 2,5 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot 453 \text{ mm} = 1,13 \cdot 10^8 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{b,z} = \frac{M_b}{W} = 154 \text{ N/mm}^2$$

Tillat bøyepening:

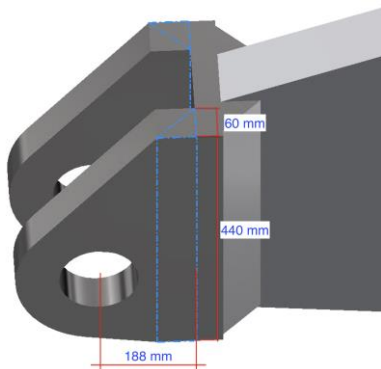
$$v = \text{sikkerhetsfaktor} = 1,5$$

$$\sigma_y = 1,2 \cdot R_e = 650 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,2 = 780 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{b,tillatt} = \frac{\sigma_y}{\nu} = 520 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b,y} + \sigma_{b,z} = 504 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b,tillatt}$$

Sveiser



$$\text{Strekfasthet: } f_u = 780 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Korrelasjonsfaktor: } \beta_w = 1$$

$$\text{Partialfaktor: } \gamma_{M2} = 1,25$$

Buttsveis

$$\text{Høyde } h = 440 \text{ mm} \quad \text{Bredde } b = 60 \text{ mm} \quad \text{Lengde } l = 188 \text{ mm}$$

$$F = \frac{F1}{2} = 1,25 \cdot 10^6 \text{ N}$$

$$M_b = F \cdot l = 2,35 \cdot 10^8 \text{ Nmm}$$

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = 1\,936\,000 \text{ mm}^3$$

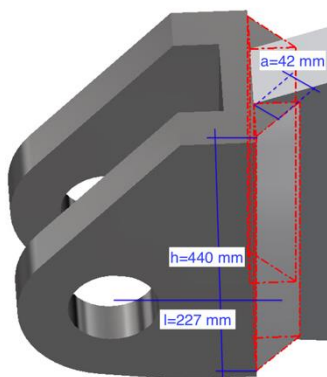
$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = 121 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{A} = 47 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_j = \sqrt{2\sigma_b^2 + 3\tau^2} = 189 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_j < \frac{f_u}{\gamma_{M2} \cdot \beta_w}$$

Kilsveis



Høyde $h = 440 \text{ mm}$ a – mål $a = 42 \text{ mm}$ Lengde $l = 227 \text{ mm}$ $F = 1,25 \cdot 10^6 \text{ N}$

$$M_b = F \cdot l = 2,84 \cdot 10^8 \text{ Nmm}$$

$$W = \frac{a \cdot h^2}{6} = 1\,355\,200 \text{ mm}^3$$

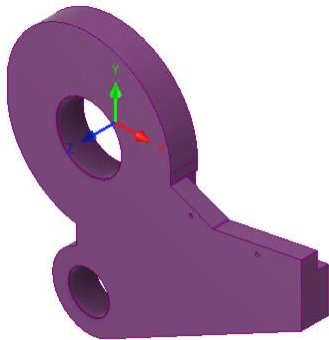
$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = 209 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{h \cdot a} = 67 \text{ N/mm}^2$$

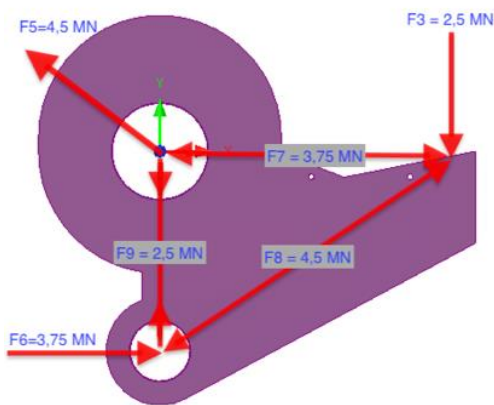
$$\sigma_j = \sqrt{2\sigma_b^2 + 3\tau^2} = 318 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_j < \frac{f_u}{\gamma_{M2} \cdot \beta_w}$$

7.1.2 Understans



Denne delen er statisk ubestemt og det er vanskelig å bestemme kreftene nøyaktig ved hjelp av håndberegninger. Det antas at kreftene i y-retning blir tatt opp av det øverste hullet. I realiteten vil en del av kreftene i y-retning også ligge på det nederste hullet, men det er vanskelig å beregne hvor stor del. Når det beregnes krefter på den nederste akslingen er antagelsen at halvparten av kreftene i y-retning tas opp av i det nederste hullet for å være på den sikre siden.



Hulltrykk

Hull for hovedaksling:

Diameter 240 mm, Bredde 100 mm

Projisert areal: $A = 24\ 000\ \text{mm}^2$

Kraft: $F5 = 4,5\ \text{MN}$

$$p_{all} = \frac{R_e}{1,2} = \frac{650\ \text{N/mm}^2}{1,2} = 542\ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$A_{req} = \frac{F5}{p_{tillatt}} = \frac{4,5 \cdot 10^6\ \text{N}}{542\ \text{N/mm}^2} = 8\ 303\ \text{mm}^2$$

$$A > A_{req}$$

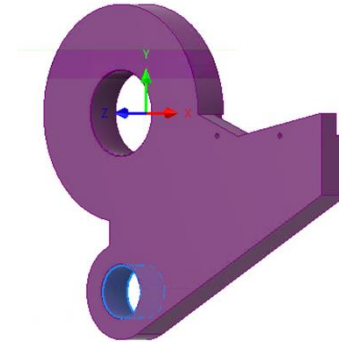


Hull for sekundæraksling

Diameter 150 mm, Bredde 100 mm

Projisert areal: $A = 15\,000\text{ mm}^2$

Kraft: $F_6 = 3,75\text{ MN}$

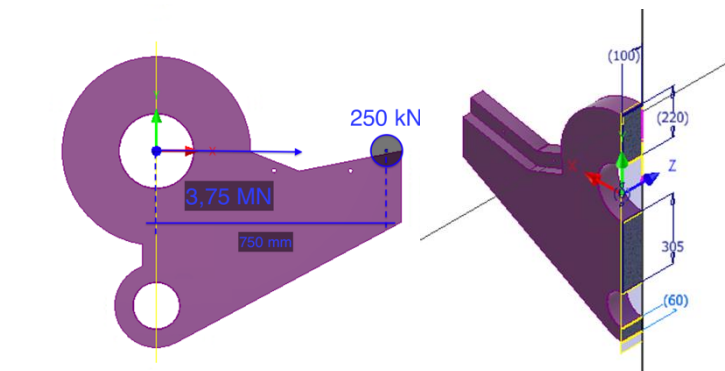


$$p_{all} = \frac{R_e}{1,2} = \frac{650\text{ N/mm}^2}{1,2} = 542\text{ N/mm}^2$$

$$A_{req} = \frac{F_6}{p_{tillatt}} = \frac{3,75 \cdot 10^6\text{ N}}{542\text{ N/mm}^2} = 6\,919\text{ mm}^2$$

$$A > A_{req}$$

Kritisk snitt



Dette snittet blir utsatt for bøyning og strekk. Når vi antar at strekkspenningen er jevnt fordelt over tverrsnittet vil bøyespenning og strekkspenning addere seg på kantene av snittet.

Strekk: $F = 3,75\text{ MN}$

Bøyning: $M_b = 250\,000\text{ N} \cdot 750\text{ mm} = 1,88 \cdot 10^8\text{ Nmm}$

Tverrsnittsmodul om snittets x-akse: $W = \frac{(220+305+60)\text{mm} \cdot (100\text{ mm})^2}{6} = 9,75 \cdot 10^5\text{ mm}^3$

Tverrsnitt: $S = 100\text{ mm} \cdot (220 + 305 + 60)\text{mm} = 58\,500\text{ mm}^2$

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{3,75 \cdot 10^6\text{ N}}{58\,500\text{ mm}^2} = 64\text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{1,88 \cdot 10^8 \text{ Nmm}}{9,75 \cdot 10^5 \text{ mm}^3} = 193 \text{ N/mm}^2$$

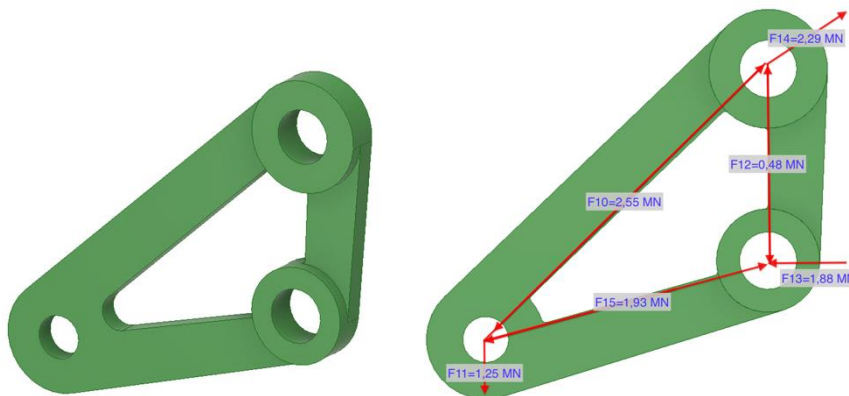
$$\sigma = \sigma_t + \sigma_b = 257 \text{ N/mm}^2$$

Tillat spenning:

$$\sigma_{tillatt} = \frac{R_e}{v} = \frac{650 \text{ N/mm}^2}{2,5} = 260 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma < \sigma_{tillatt}$$

7.1.3 Sideplater



Her er det gjort en antagelse at kreftene fordeles likt mellom de to sideplatene.

Hulltrykk

Hull for hovedaksling

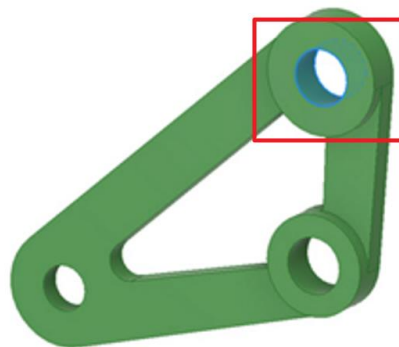
Diameter 150 mm, Bredde 100 mm

Projisert areal: $A = 15\,000 \text{ mm}^2$

Kraft: $F_{10} = 2,55 \text{ MN}$

$$p_{all} = \frac{R_e}{1,2} = \frac{650 \text{ N/mm}^2}{1,2} = 542 \text{ N/mm}^2$$

$$A_{req} = \frac{F_{10}}{p_{tillatt}} = \frac{2,55 \cdot 10^6 \text{ N}}{542 \text{ N/mm}^2} = 4\,705 \text{ mm}^2$$



$$A > A_{req}$$

Hull for aktuatorfeste

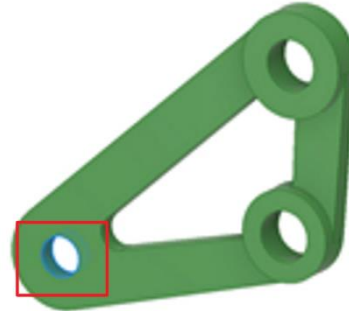
Diameter 120 mm, Bredde 60 mm

Projisert areal: $A = 4\,800\text{ mm}^2$

Kraft: $F_{11} = 1,25\text{ MN}$

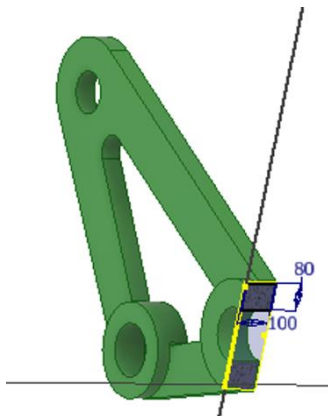
$$p_{all} = \frac{R_e}{1,2} = \frac{650\text{ N/mm}^2}{1,2} = 542\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$A_{req} = \frac{F_{11}}{p_{tillatt}} = \frac{1,25 \cdot 10^6\text{ N}}{542\text{ N/mm}^2} = 2\,306\text{ mm}^2$$



$$A > A_{req}$$

Kritisk Snitt



Dette snittet blir utsatt for strekklast.

$F_{10} = 2,55\text{ MN}$

Areal: $A = 16\,000\text{ mm}^2$

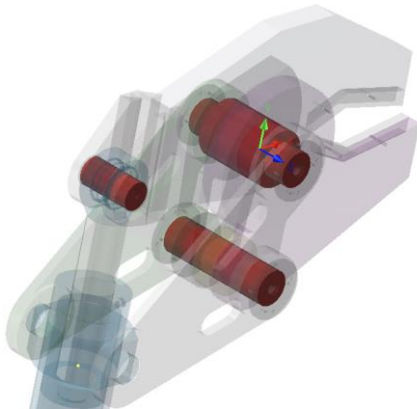
Sikkerhetsfaktor i forbindelse med spenningskonsentrasjoner rundt hull [26]: $v = 2,5$

$$\sigma_{tillatt} = \frac{R_e}{v} = \frac{650\text{ N/mm}^2}{2,5} = 260\text{ N/mm}^2$$

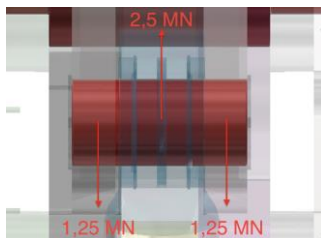
$$A_{req} = \frac{F_{10}}{\sigma_{tillatt}} = \frac{2,55 \cdot 10^6 \text{ N}}{260 \text{ N/mm}^2} = 9\,808 \text{ mm}^2$$

$$A_{req} < A$$

7.1.4 Akslinger



Skjærkrefter i aksling til aktuator – overstans



Flytegrense: $R_e = 785 \text{ MPa}$

Kraft: $F_1 = 2,5 \text{ MN}$

Diameter: $D = 120 \text{ mm}$

Areal: $A = 11\,309 \text{ mm}^2$

Sikkerhetsfaktor: $\nu = 1,5$

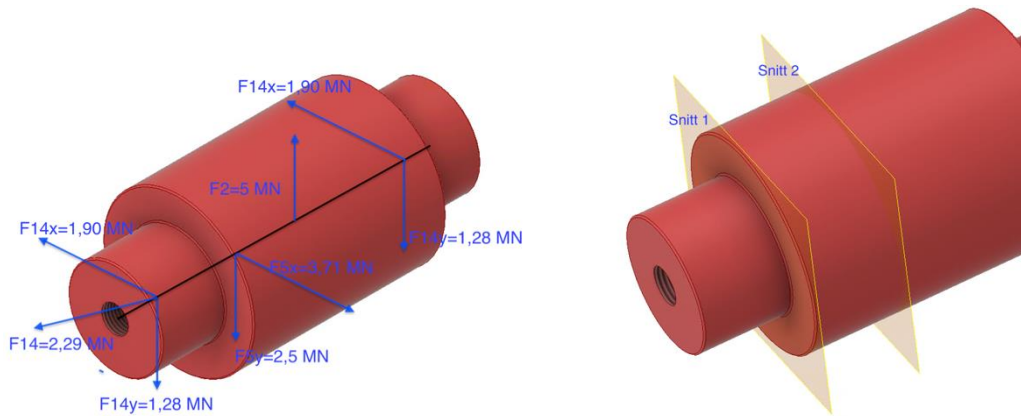
$$\tau_{sY} \approx 0,6 \cdot R_e = 471 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{tillatt} = \frac{\tau_{sY}}{\nu} = 314 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Dobbelt skjær: } A_{req} = \frac{F_1}{2 \cdot \tau_{tillatt}} = 3\,981 \text{ mm}^2$$

$$A > A_{req}$$

Skjærkrefter i hovedaksling



Snitt 1:

Diameter på endetappene er $D = 150 \text{ mm}$

Skruer hull diameter er $D_{skruer} = 56 \text{ mm}$

Kraft i snitt 1 $F_{14} = 2,29 \text{ MN}$

Flytegrense: $R_e = 785 \text{ MPa}$

Areal: $A = 15\,208 \text{ mm}^2$

Sikkerhetsfaktor: $\nu = 1,5$

$$\tau_{sY} \approx 0,6 \cdot R_e = 471 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{tillatt} = \frac{\tau_{sY}}{\nu} = 314 \text{ N/mm}^2$$

$$A_{req} = \frac{F_{14}}{\tau_{tillatt}} = 7\,293 \text{ mm}^2$$

$$A > A_{req}$$

Snitt 2:

Diameter er $D = 240 \text{ mm}$

Kraft i snitt 2:

$$F_x = F_{5x} - F_{14x} = 3,71 \text{ MN} - 1,90 \text{ MN} = 1,81 \text{ MN}$$

$$F_y = F_{14y} + F_{5y} = 1,28 \text{ MN} + 2,5 \text{ MN} = 3,78 \text{ MN}$$

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = 4,19 \text{ MN}$$

Flytegrense: $R_e = 785 \text{ MPa}$

Areal: $A = 45\,238 \text{ mm}^2$

Sikkerhetsfaktor: $v = 1,5$

$$\tau_{sY} \approx 0,6 \cdot R_e = 471 \text{ N/mm}^2$$

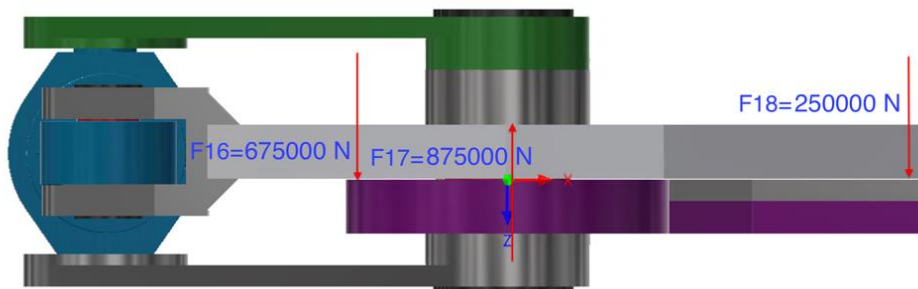
$$\tau_{tillatt} = \frac{\tau_{sY}}{v} = 314 \text{ N/mm}^2$$

$$A_{req} = \frac{F}{\tau_{tillatt}} = 13\,344 \text{ mm}^2$$

$$A > A_{req}$$

Aksialkrefter i hovedaksling

Sideveiskreftene fra kuttingen vil føre til en aksialkraft på akslingen.



Aksialspenningen i tappene blir: $\sigma = \frac{F_{17}}{A} = \frac{875\,000 \text{ N}}{17\,671 \text{ mm}^2} = 49,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Skruer på endeplatene:

Skruene som holder endeplatene på plass er av størrelsen M56.

Formler for skrukapasitet: [22, p. 220]

$$\sigma_{tillatt} = \frac{R_e}{v}$$

Sikkerhetsfaktor $v = 1,5$

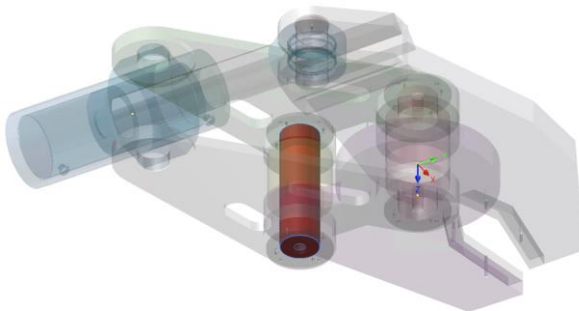
$$R_e = 900 \text{ N/mm}^2$$

"Tensile Stress Area", strekkbelastet tverrsnitt for M56 skrue: $S = 2\,030 \text{ mm}^2$

$$\text{Kapasitet: } F = S \cdot \sigma_{\text{tillatt}} = 1,22 \text{ MN}$$

$$F > F_{17}$$

Skjær og bøyespenning i sekundæraksling

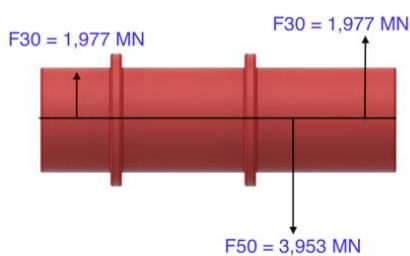


Her er det gått ut ifra at halvparten av y-retningskreftene fra understansen går igjennom sekundærakslingen.

$$F_{50} = \sqrt{F^2 + (1,25 \text{ MN})^2} = 3,953 \text{ MN}$$

$$F_{30} = \frac{F_{50}}{2}$$

Kritisk snitt:



Flytegrense: $R_e = 785 \text{ MPa}$

Diameter: $D = 150 \text{ mm}$

Areal: $A = 17\,671 \text{ mm}^2$

Sikkerhetsfaktor: $\nu = 1,5$

$$\tau_{SY} \approx 0,6 \cdot R_e = 471 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{tillatt} = \frac{\tau_{sY}}{v} = 314 \text{ N/mm}^2$$

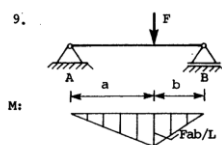
$$\text{Skjær: } A_{req} = \frac{F_{30}}{\tau_{tillatt}} = 6\,296 \text{ mm}^2$$

$$A > A_{req}$$

Bøyespennings:

DEFORMASJON AV ENKLE BJELKER

TAB. 5

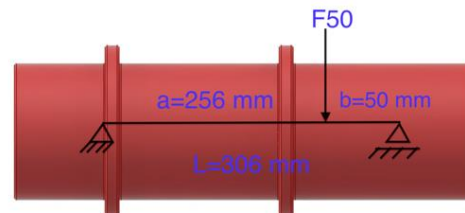


$$\delta = \frac{Fb(3L^2 - 4b^2)}{48EI}, \quad b \leq L/2$$

$$u_{\max} = \frac{Fb(L^2 - b^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}EI}, \quad \bar{x} = \sqrt{\frac{L^2 - b^2}{3}}$$

$$u = \frac{Fa^2b^2}{3LEI} \text{ ved lasten}$$

$$\phi_A = \frac{Fab(a+2b)}{6LEI}, \quad \phi_B = \frac{Fab(b+2a)}{6LEI}$$



$$\text{Motstandsmoment: } W = \frac{\pi \cdot D^3}{32} = 331\,340 \text{ mm}^3$$

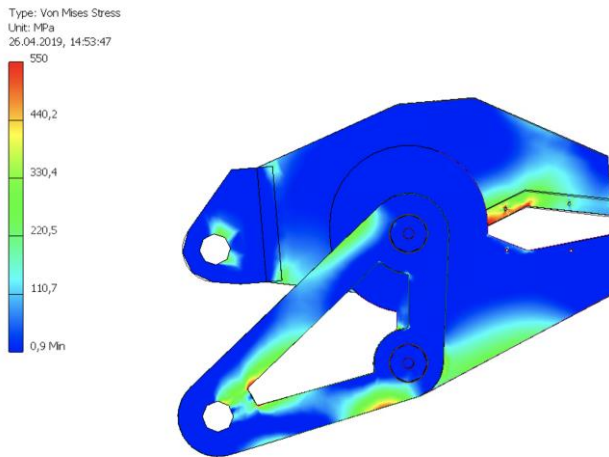
$$\text{Tillatt bøyespennings: } \frac{R_e \cdot 1,2}{v} = 628 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Bøyemoment: } M_b = \frac{F_{50} \cdot a \cdot b}{L} = 1,65 \cdot 10^8 \text{ Nmm}$$

$$\text{Bøyespennings: } \sigma_b = \frac{M_b}{W} = 499 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

7.2 FEA spennings- og deformasjonsanalyser

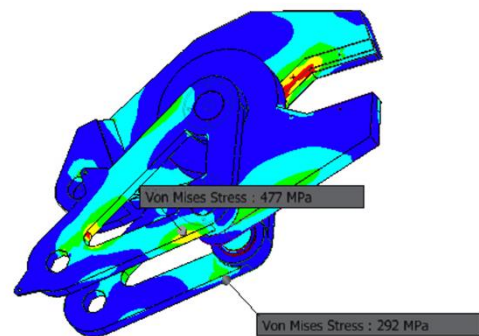
ANSYS og Inventor sitt innebygde «stress analysis» verktøy er brukt for å simulere spenninger som vil oppstå i saksen under påkjenning. Studentlisensen av ANSYS tillater ikke simulering av hele saksen som en konstruksjon, dermed er ANSYS brukt for å undersøke spenninger i enkeltdele. Inventor er brukt for å simulere hele saksen.



Figur 7-3 Her vises hele saksen påkjent kraft.

Simuleringen i Inventor er gjort så realistisk som mulig i forhold til en kutteoperasjon. Spenningene er innenfor tillatte bortsett fra skruehull og i nærheten av rette vinkler. Kjervvirkninger blir sterkt overdrevet fordi utrekningene ikke tar hensyn til flyt i metallet.

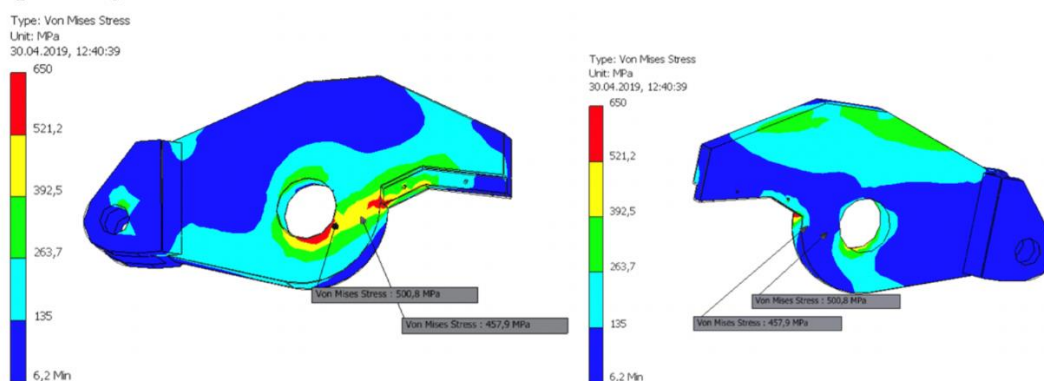
I figur 7-2 vises også forskjellen på kreftene som flyter igjennom sideplatene



Figur 7-2 Her vises forskjellen på kreftene som flyter gjennom sideplatene.

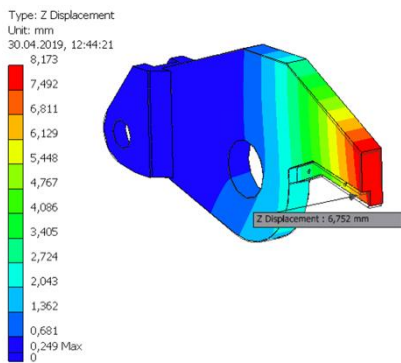
7.2.1 Overstans

Spenninger:



Figur 7-4 Spenninger overstans

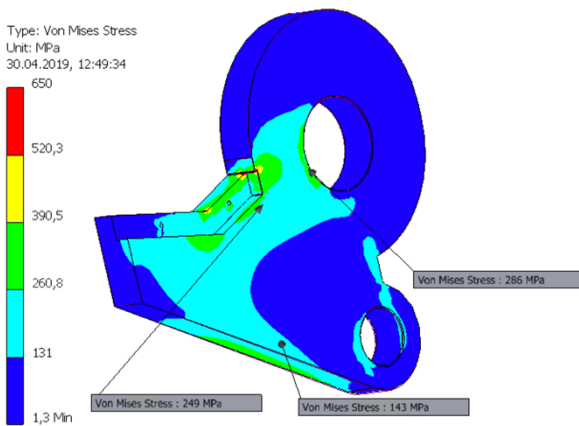
Deformasjon:



Figur 7-5 Deformasjon overstans

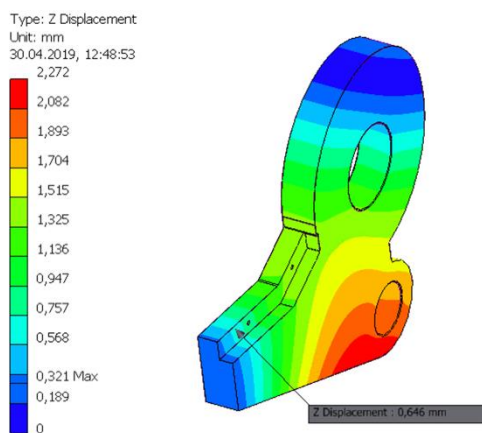
7.2.2 Understans

Spenninger:



Figur 7-6 Spenninger understans

Deformasjon:

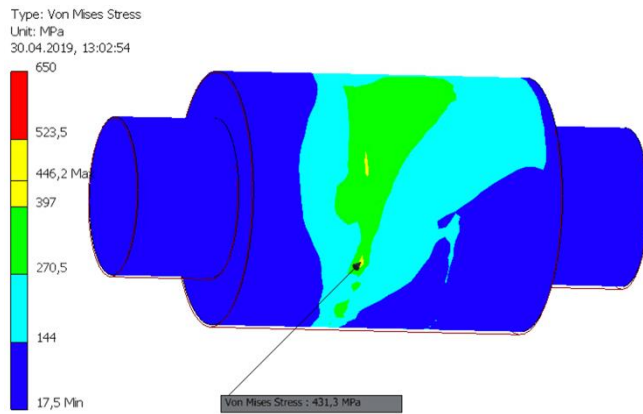


Figur 7-7 Deformasjon understans

7.2.3 Akslinger

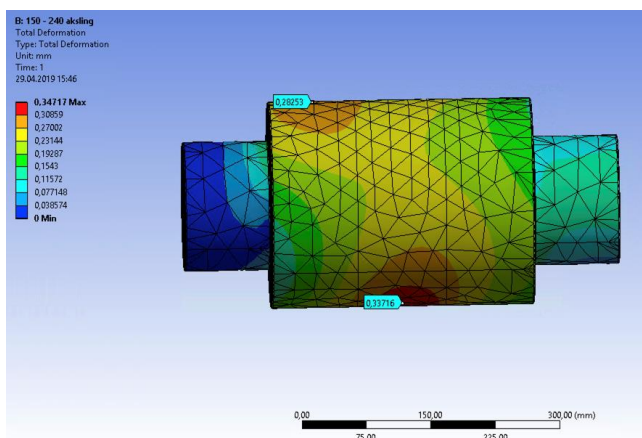
Hovedaksling

Spenning:



Figur 7-8 Spenninger hovedaksling

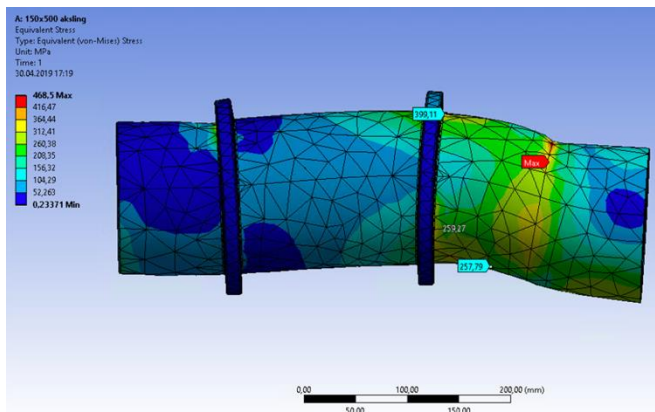
Deformasjon:



Figur 7-9 Deformasjon hovedaksling

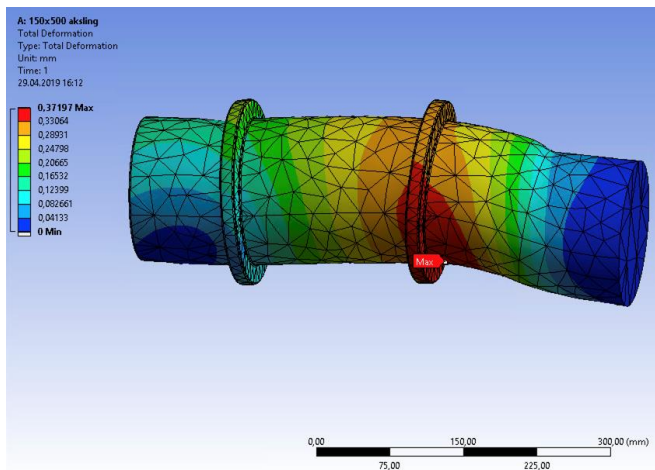
Sekundæraksling

Spenning:



Figur 7-10 Spenning sekundæraksling

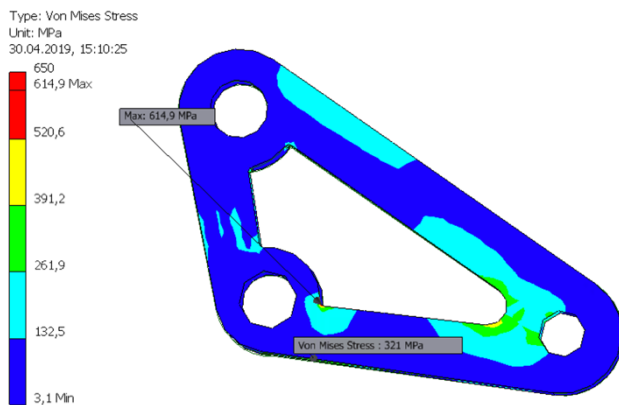
Deformasjon:



Figur 7-11 Deformasjon sekundæraksling

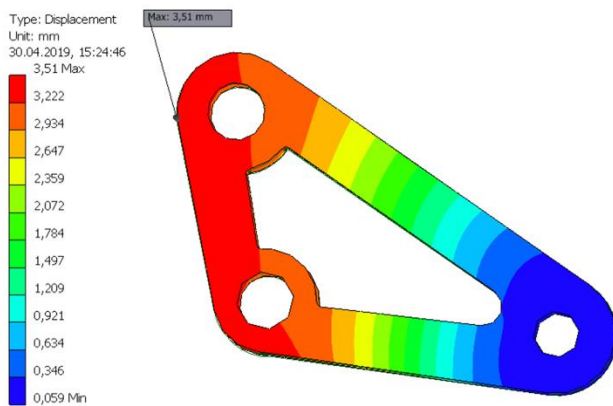
7.2.4 Sideplate

Spenninger:



Figur 7-12 Spenninger sideplate

Deformasjon:



Figur 7-13 Sideplate deformasjon

7.3 Sammenligning av resultater fra håndberegninger med resultater fra beregningsprogram

Her sammenlignes resultater fra noen av håndberegningene i kap. 7.1 med databeregningene.

Hulltrykk i sideplate

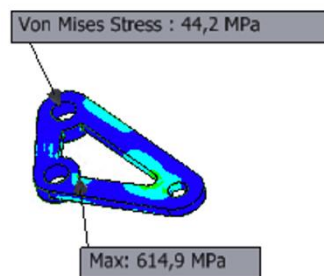
Hull for hovedaksling:

Diameter 150 mm, Bredde 100 mm

Projisert areal: $A = 15\,000\text{ mm}^2$

Kraft: $F_{10} = 2,55\text{ MN}$

$$\sigma = \frac{F_{10}}{A} = 170\text{ MPa}$$



Hovedaksling Snitt 2

Diameter er $D = 240 \text{ mm}$

Kraft i snitt 2:

$$F_x = F5x - F14x = 3,71 \text{ MN} - 1,90 \text{ MN} = 1,81 \text{ MN}$$

$$F_y = F14y + F5y = 1,28 \text{ MN} + 2,5 \text{ MN} = 3,78 \text{ MN}$$

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = 4,19 \text{ MN}$$

$$\text{Areal: } A = 45\,238 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = 92,6 \text{ MPa}$$

Overstans snitt

Y-Komponent:

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = 3,23 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

$$M_b = F4_y \cdot l = 2,5 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot 453 \text{ mm} = 1,13 \cdot 10^9 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{b,y} = \frac{M_b}{W} = 350 \text{ N/mm}^2$$

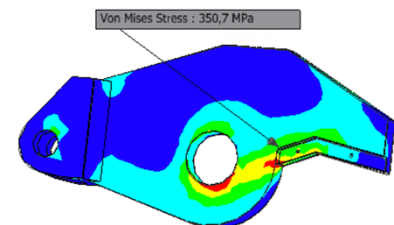
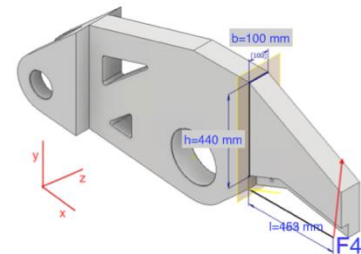
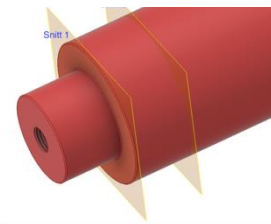
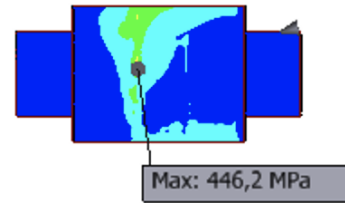
Z-Komponent:

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = 7,33 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

$$M_b = F4_z \cdot l = 2,5 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot 453 \text{ mm} = 1,13 \cdot 10^8 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{b,z} = \frac{M_b}{W} = 154 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{b,y} + \sigma_{b,z} = 504 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



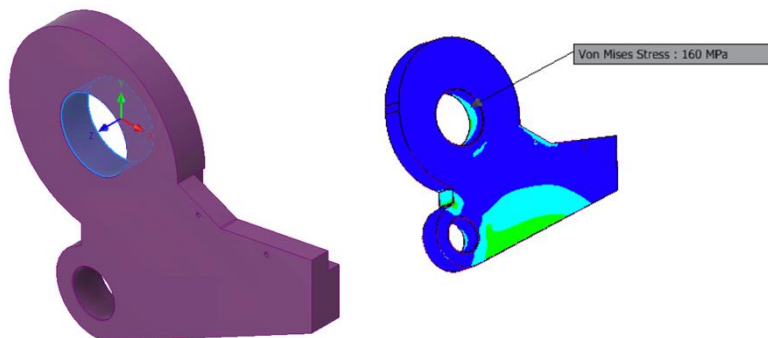
Hull for hovedaksling

Diameter 240 mm, Bredde 100 mm

Projisert areal: $A = 24\,000\text{ mm}^2$

Kraft: $F_5 = 4,5\text{ MN}$

$$\sigma = \frac{F_5}{A} = 187,5\text{ MPa}$$



Tabell 4 Sammenligning av resultater fra håndberegninger med resultater fra beregningsprogram

Snitt	Håndberegning	FEA verdi
Hovedaksling Snitt 2	92,6 MPa	431 MPa
Sekundæraksling Bøyepening	499 MPa	257 MPa
Hulltrykk i sideplate	170 MPa	44,2 MPa
Overstans snitt	504 MPa	350,7 MPa
Hull for hovedaksling, understans	187,5 MPa	160 MPa

Det er store forskjeller mellom håndberegningene og databeregningene. Det kommer sannsynligvis av at saksen i stor grad består av geometrier som er for kompliserte for enkle håndberegninger.

8 Operasjonsprosedyre

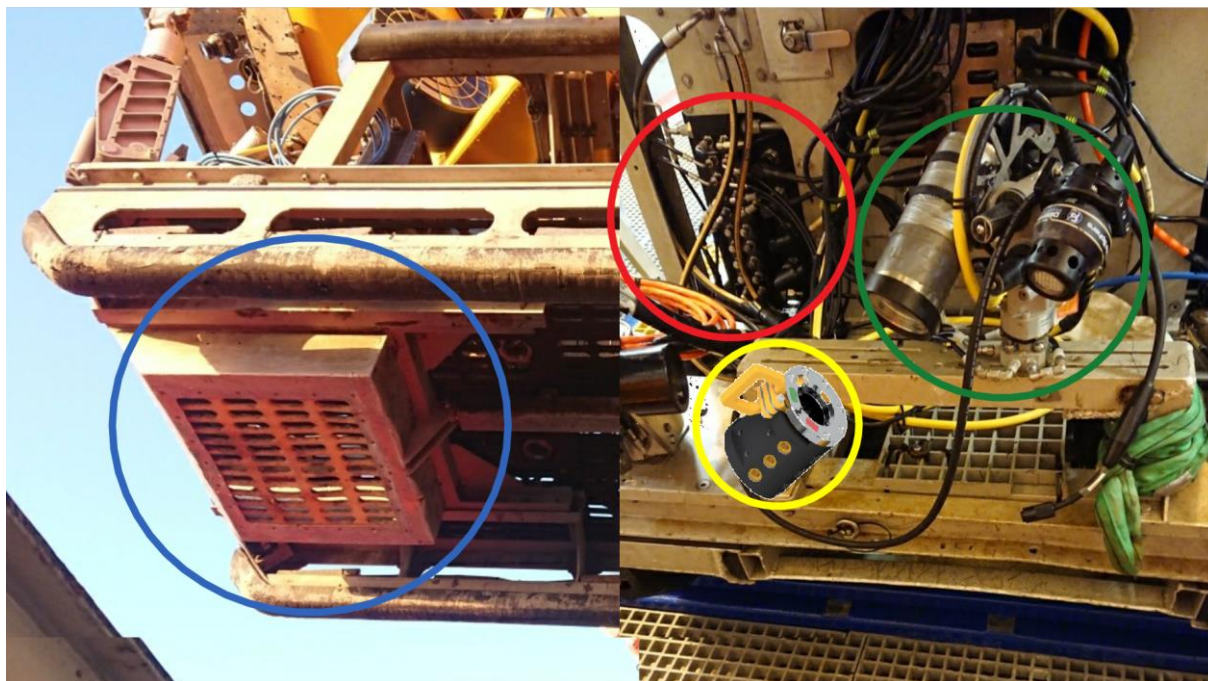
8.1 Mobilisering

Verktøyet har en masse på ca. 3 tonn med flyteelementer. Det krever en krybbe som plasseres i en basket, som vil ta noe dekksplass.

I tillegg må ROV modifiseres litt med følgende punkter.

- Standard ROV-skuff som er markert i blått i Figur 8-1 må byttes ut med ROV -skuffen som tilhører kutteverktøyet vist i Figur 6-19.
- 4/3 ventil monteres på ROV.
- «Receptacle» til «hot stab» systemet, markert i gult figuren monteres fremme på ROV mellom manipulatorene. Hydrauliske slanger kobles mellom «receptacle», 4/3-ventilen og vannpumpen slik som skissert i Figur 6-16 Skisse Hydraulikksystem.

- Evt. monteres et tilleggskamera slik som markert i grønt for å gjøre det lettere for ROV-pilotene å koble «hot stab»
- Et kamera monteres på egnet plass for å få oversikt ved oppkobling til kutteverktøyet.
- Hydrauliske slanger kobles mellom 4/3-ventilen og aux-hydraulikksystemet til ROV.



Figur 8-1 Mobilisering av interface ROV-saks

8.2 Bruk

Verktøyet må senkes ned på havbunnen med kran. Så må ROV kobles på verktøyet. «Hot staben» må plugges i. Når røret skal kuttet velger ROV retning med 4/3-ventilen og vannpumpen brukes til å drive den hydrauliske sylindere.

8.3 Vedlikehold

Saksen er ikke lagd av syrefast stål og det er derfor viktig med godt renhold etter bruk. Sjøvann må spyles bort med ferskvann og den bør oppbevares tørt. Hydraulikken må gjennomspyles med ferskvann for å unngå begroing innvendig.

9 Kostnadsoverslag

Kutteverktøyets antatte produksjonskostnad er et veldig grovt estimat ettersom mange av komponentene og funksjonene til kutteverktøyet ikke er ferdig utviklet.

Tabell 5 Oversikt kostnadsoverslag

Beskrivelse	Pris	Forklaring
Innkjøp av sylinder	310 000	Tilbud fra bedrift. «Malm Orstad»
Innkjøp av Strenx700 stål	114 000	Estimat fra bedrift basert på masse. «SSAB»
Innkjøp av oppdriftselement	900 000 - 1 200 000	Estimat fra bedrift basert på volum. «Mechman mechanical management»
Innkjøp av andre stålmaterialer og deler til selve kutteverktøyet	100 000	Grovt estimat
Videreutvikling av deler og funksjoner	120 000 - 180 000	Estimert kostnad basert på arbeidstimer
Tilvirkning av saksens hovedkomponenter	300 000	Estimat fra bedrift basert på masse «A. Olufsen ship & offshore»
Produksjon av krybbe og oppheng mellom saks og ROV	80 000	Grovt estimat
Totalt	1 900 000- 2 300 000	

10 Avsluttende diskusjon

Gruppen mener at resultatet er et godt utgangspunkt for et ROV-vennlig kutteverktøy som kan være et alternativ til innleide verktøy. Det er en saks som vil kutte raskt og være enkel i bruk. Den kan anvendes av ROV uten hjelp fra kran etter at den er satt på bunnen av kran slik at kranen er fri til å utføre andre oppgaver. Som var et av hovedkriteriene for oppgaven. Den bruker sjøvann som hydraulikkvæske, noe som gjør den veldig miljøvennlig som også var et viktig kriterium.

Sjøvann medfører riktignok noe ekstra vedlikehold som skylling med ferskvann etter bruk.

Saksen ble designet med tanke på enklest mulig tilvirkning ved å bruke plater og runde emner og minst mulig sveising og skruer. På grunn av tidsklemme og manglende erfaring med tilvirkning i gruppen er det forbedringspotensial i flere av delene. Spesielt sideplatene.

Gruppen hadde stort fokus på å holde verktøyet så kompakt og lett som mulig. Det begrenset den effektive slaglengden en hydraulisk sylinder kunne ha, og dette måtte kompenseres for med en aktuator som leverte mer kraft. Det ble valgt å bruke en høytrykks aktuator.

Stål ble valgt som hovedmateriale for saksen. Aluminium og andre lettere metaller ble vurdert, men felles for de er at de har betydelig lavere elastisitetsmodul enn stål som betyr at saksen måtte overdimensjoneres så mye at massebesparelsen ville forsvunnet.

11 Konklusjon

Ønsket til DeepOcean om å ha et eget rørkutteverktøy som kan brukes av ROV uten hjelp av kran er i stor grad oppfylt av saksen som gruppen har designet. Kranen må riktignok løfte verktøyet ned i en korg, men etter det kan ROV anvende verktøyet selvstendig. Bruk av sjøvann som hydraulikkvæske er miljøvennlig og betyr at det ikke er nødvendig med en DOP eller ekstra kompensatorer.

Det er et ukomplisert verktøy med få komponenter som kan bli ødelagt og hvert kutt vil gå relativt raskt.

Det kreves mer arbeid på deler av kutteverktøyet før det kan produseres. Spesielt på oppdriftselementene og tilkobling til ROV.

12 Videre arbeid

For videre arbeid med å gjøre kutteverktøyet fra et konsept til et ferdig produkt.

- Fullføre designet av opphenget mot ROV og flyteelementer.
 - Videreutvikle og gjøre styrkeberegninger på opphenget.
 - En mulighet kan være å designe et oppheng som også muliggjør kutting av vertikale rør.
 - Videreutvikle, evt. Redesigne oppdriftsinnfestingen og foreta styrkeberegning på denne.
 - Designe en beskyttelsesstruktur rundt flyteelementene.
- Det må bestemmes komponenter til det hydrauliske systemet.
 - F.eks. valg av «hot stab», 4/3-ventil, rør og slanger.
- Videre geometrioptimalisering bør også utføres for å redusere massen på kutteverktøyet. Siden flyteelementet er den største utgiftsposten så kan det sannsynligvis spares mye.
- Sideplatene bør redesignes med tanke på tilvirkning. Slik de er nå blir det utfordrende å posisjonere akselhullene riktig.
- Krybben trenger å videreutvikles for at saksen skal ligge stabilt i krybben på dekk ved skipsbevegelser og under forflytning med kran.
- Konseptskisser av ferdig deler må oppgraderes til produksjonstegninger.

Referanser

- [1] Lov om petroleumsvirksomhet [petroleumsloven], Kapittel 5, «Lovdata.no,» 19 06 2009. [Internett]. Available: https://lovdata.no/dokument/NL/lov/1996-11-29-72/KAPITTEL_5#%C2%A75-2. [Funnet 08 04 2019].
- [2] Petroleum Act, «Petroleum Act 1998 Chapter 17, Part IV Section 44 (5)(c),» 1998. [Internett]. Available: <http://www.legislation.gov.uk/ukpga/1998/17/section/44>. [Funnet 08 04 2019].
- [3] Konvensjon om bevaring av det marine miljø i Nordøst-Atlanteren, Vedlegg III Om å forhindre og eliminere forurensing fra offshore-kilder, «Lovdata.no,» 22 09 1992. [Internett]. Available: https://lovdata.no/dokument/TRAKTAT/traktat/1992-09-22-1/KAPITTEL_4#KAPITTEL_4. [Funnet 2019 04 08].
- [4] O. Myrset, «Sysla.no,» 17 09 2018. [Internett]. Available: <https://sysla.no/offshore/opprydding-nordsjoen-kan-koste-60-milliarder-pa-ti-ar/>. [Funnet 08 04 2019].
- [5] Maraton Oil, «www.MarathonOil.com,» [Internett]. Available: https://www.marathonoil.com/content/inline-images/moc/operations/Brae/9000-MIP-99-PL-XE-00001-001_Rev_I06__thumb_.jpg. [Funnet 08 04 2019].
- [6] Maraton Oil Brae area decommissioning programme, «www.marathonoil.com/,» [Internett]. Available: https://www.marathonoil.com/content/documents/Operations/Brae/HG026457_2017_Brae_Brochure.pdf. [Funnet 02 04 2019].
- [7] Constructor work class ROV, «Kystdesign.no,» [Internett]. Available: <https://kystdesign.no/rovs/constructor-work-class-rov/>. [Funnet 08 04 2019].
- [8] «Mechman.no,» [Internett]. Available: <https://www.mechman.no/oppdrift-buoyancy-material-guide/?lang=no>. [Funnet 08 04 2019].
- [9] «oceanservice.noaa.gov,» 25 06 2018. [Internett]. Available: https://oceanservice.noaa.gov/facts/light_travel.html. [Funnet 08 04 2019].
- [10] J. E. Weber, «snl.no,» 7 9 2018. [Internett]. Available: https://snl.no/Den_norske_atlanterhavsstr%C3%B8mmen. [Funnet 08 04 2019].
- [11] «genesis-europe.com,» [Internett]. Available: <https://www.genesis-europe.com/produkte/maritime-anwendung/unterwasserscheren-gss.html>. [Funnet 02 05 2019].
- [12] «commons.wikimedia.org,» 1 7 2015. [Internett]. Available: <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Under-water-saw-bluegrass.jpg>. [Funnet 8 4 2019].

- [13] [Internett]. Available: <https://www.open-electronics.org/finally-a-low-cost-waterjet-but-closed-source/>.
- [14] I. Wright, «engineering.com,» 21 07 2016. [Internett]. Available: https://www.engineering.com/AdvancedManufacturing/ArticleID/12716/An-Engineers-Guide-to-Waterjet-Cutting.aspx?fbclid=IwAR0mtoEV7w8x1--Iip47Wzjxx795t46ppuobNOhfUOl_CwnRtc1RAXM2z0w. [Funnet 8 4 2019].
- [15] The Lincoln Electric Company, «lincolnelectric.com,» [Internett]. Available: <https://www.lincolnelectric.com/en-us/equipment/plasma-cutters/process-and-theory/Pages/how-a-plasma-cutter-works.aspx?>. [Funnet 8 4 2019].
- [16] «<http://www.miles-water.com>,» [Internett]. Available: <http://www.miles-water.com/underwater-plasma-cutting.html>. [Funnet 05 05 2019].
- [17] «esabna.com,» [Internett]. Available: <https://www.esabna.com/us/en/education/blog/how-does-laser-cutting-work.cfm>. [Funnet 08 04 2019].
- [18] Subsea world news, «Subseaworldnews.com,» 13 07 2017. [Internett]. Available: <https://subseaworldnews.com/2017/07/13/twi-to-develop-underwater-laser-cutting-for-decommissioning/>. [Funnet 08 04 2019].
- [19] learneasy.info, «http://www.learneasy.info/MDME/MEMmods/MEM30009A/lifting_systems/lifting_systems.html,» [Internett]. Available: http://www.learneasy.info/MDME/MEMmods/MEM30009A/lifting_systems/ball_screw_actuator.jpg. [Funnet 09 04 2019].
- [20] Enerpac, «Enerpac.com,» [Internett]. Available: <https://www.enerpac.com/en-us/machine-screw-mechanical-actuators/machine-screw/M100>. [Funnet 08 04 2019].
- [21] P. Sharma, A Textbook of Production Engineering, India: S. CHAND, 2009.
- [22] U. H. M. N. F. P. H. R. G. K. R. O. S. & S. A. Fischer, Mechanical and Metal Trades Handbook 3rd edition, Tyskland: Verlag Europa-Lehrmittel, 2012.
- [23] J. S. P. D. P. T. R. G. H. H. W. V. Thomas Kopp, «sciencedirect.com,» 12 2016. [Internett]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0924013616302205?via%3Dihub>. [Funnet 09 04 2019].
- [24] DNV, «<https://www.dnvgl.com/rules-standards/>,» [Internett]. Available: <https://rules.dnvgl.com/docs/pdf/DNVGL/RP/2017-07/DNVGL-RP-N103.pdf>. [Funnet 03 05 2019].
- [25] «standard.no,» 01 10 2009. [Internett]. Available: <https://www.standard.no/no/Nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=396860>. [Funnet 09 04 2019].

- [26] K. D. H. Wellinger, Festigkeitsberechnung, Grundlagen und technische Anwendung, 3. red., Stuttgart: Kröner, 1976.
- [27] Wikipedia, «wikipedia.org,» 2009 1 1. [Internett]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Water_jet_cutter#/media/File:Water_jet_cutter_head.svg. [Funnet 8 4 2019].
- [28] Norwegian offshore rental, «offshorerental.no,» [Internett]. Available: <https://offshorerental.no/product/o60-3-port-hot-stab-system/>. [Funnet 8 4 2019].
- [29] Wikimedia Commons, «commons.wikimedia.org,» 10 07 2008. [Internett]. Available: <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:TorchCuttingCloseup.jpg>. [Funnet 08 04 2019].
- [30] Wikipedia, «wikipedia.org,» 5 1 2011. [Internett]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Plasma_arc_welding#/media/File:Plasma_Welding_Torch.svg. [Funnet 8 4 2019].
- [31] «Parker.com,» [Internett]. Available: <https://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.e5690202650732a5091cdc10237ad1ca/?vgnextoid=fcd0665438a4c310VgnVCM100000200c1dacRCRD&vgnextchannel=03b9ce74fa65e210VgnVCM10000048021dacRCRD&vgnextfmt=EN&vgnextfmt=EN&locfooter=locfooter&cssClass=fcd066543>. [Funnet 02 05 2019].

Vedlegg A - Hydraulisk sylinder

Malm Orstad as

Customer

DeepOcean AS
Karmsundgaten 74,
Postboks 2144
5504 HAUGESUND
NORGE

QUOTATION**Q1910007**

Date: 06.03.2019 **Customer no.:** 11589 **Page:** 1 of 1

Your ref.

Your order no.

Our ref.

Leif Orstad

Delivery times

12-16 weeks

Valid to date

06.04.2019

Project

44285

Terms of delivery

Ex Works VOLL Incoterms 2010

Terms of payment

Netto pr 30 dager

Item no.	Description	Quantity	Unit	Price	Total
216903	Budget price for Cylinder Ø250/125x500 Cylinder to be used with sea water. Max Working pressure 500bar. Test pressure 650 bar Cylinder produced in stainless steel material S-165M	1,00	stk	310 000,00	310 000,00
Total Ex VAT NOK					310 000,00
VAT NOK					0,00
Total Incl VAT NOK					310 000,00

Price and delivery time is based on that all customer drawings are available in electronic 2D (DWG) & 3D (Step/sat) cad files.
This quotation is valid with reservation for transit sale.
Quotation is based on today's material prices, any changes will have cost impact.
Packaging costs are not included and will be invoiced as extra cost.
Quotation is based on undivided order.
Other conditions in accordance with NL09 and Incoterms 2010.
We hope this quotation is in accordance with your expectations and we are looking forward to hearing from You.
We are at your service if you need further information.

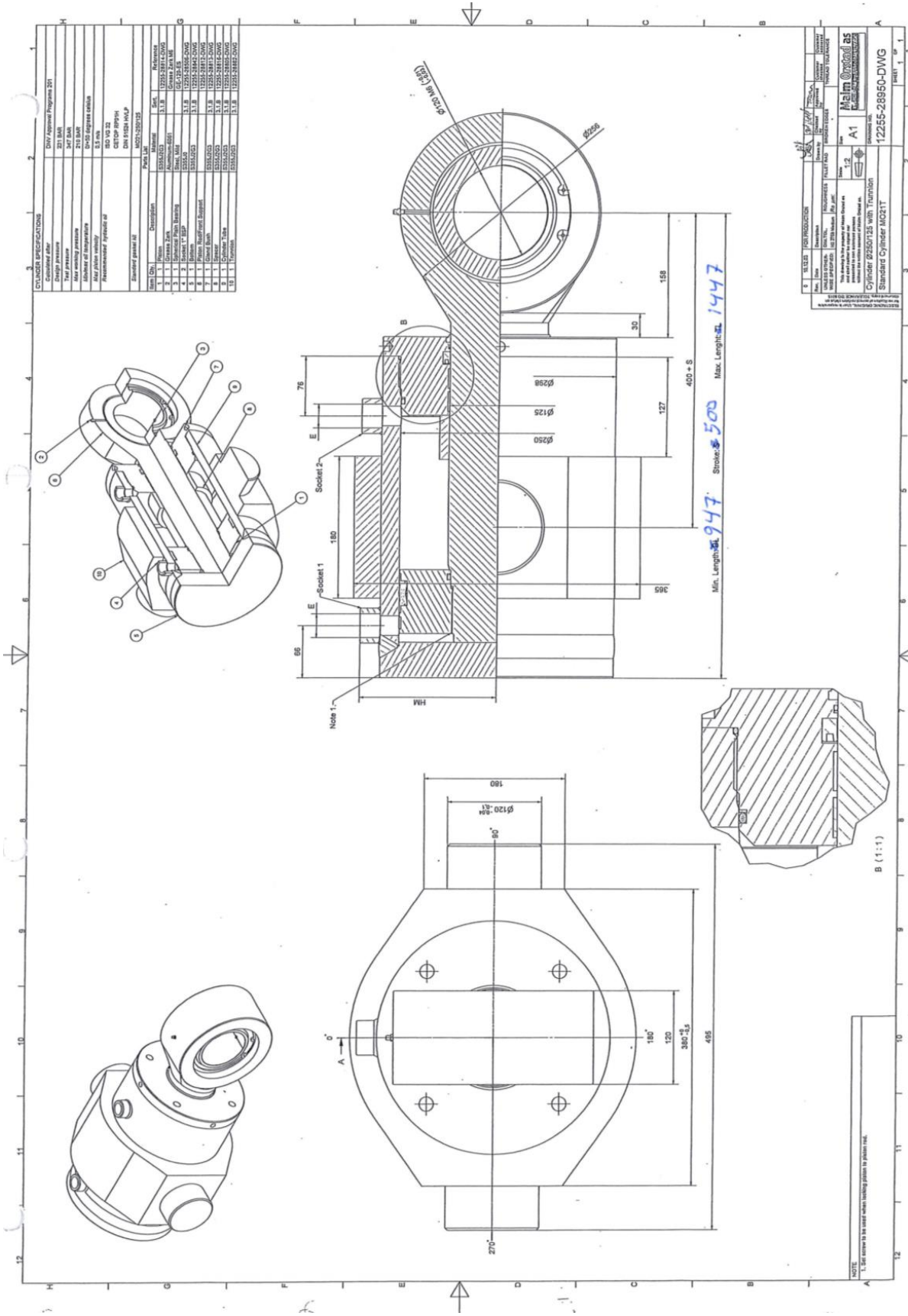
Kindly regards
Malm Orstad AS



Malm Orstad AS
Vollveien 66
4354 VOLL
NORWAY

Telephone 48221000
Email post@malmorstad.no
WWW www.malmorstad.no
VAT number 837804272 MVA

Bank account 15030101011
Iban no. NO24 15030101011
Swift code DNBANOKK



Vedlegg B - Strenx[®] 700 struktur stål
STRENX[™]
PERFORMANCE STEEL
Data sheet 2006 Strenx[®] 700 2017-04-20Strenx[®] 700

General Product Description

Strenx[®] 700 is a structural steel with a minimum yield strength of 650-700 MPa depending on thickness. Strenx[®] 700 meets the requirements of EN 10 025-6 for the S690 grade and thicknesses. Typical applications include demanding load-bearing structures.

Strenx[®] 700 E (complies with S690QL) is available in plate thicknesses of 4 – 160 mm, while Strenx[®] 700 F (complies with S690QL1) is available in plate thicknesses of 4 – 130 mm.

Benefits include:

- Superior bendability and surface quality
- Weldability with excellent HAZ strength and toughness
- Exceptional consistency within a plate guaranteed by close tolerances
- High impact toughness which provides for good resistance to fractures

Dimension Range

Strenx[®] 700 E is available in plate thicknesses of 4 – 160 mm and Strenx[®] 700 F is available in plate thicknesses of 4- 130 mm. Both grades are available in widths up to 3350 mm and lengths up to 14630 mm depending on thickness. More detailed information on dimensions is provided in the dimension program

Mechanical Properties

Thickness (mm)	Yield strength R _{p0.2} (min Mpa)	Tensile strength R _m (Mpa)	Elongation A ₅ (min %)
4.0- 53.0	700	780- 930	14
53.1- 100.0	650	780- 930	14
100.1- 160.0	650	710- 900	14

For transverse test pieces.

Impact Properties

Grade	Min transverse test, impact energy, Charpy V 10x10 mm tests specimens ¹⁾	Meet Requirements For
Strenx [®] 700 E	69 J/-40°C	S690QL
Strenx [®] 700 F	27J/-60°C	S690QL1

¹⁾ Unless otherwise agreed, transverse impact testing according to EN 10025-6 option 30 will apply. For thicknesses between 6- 11.9 mm, sub-size Charpy V-specimens are used. The specified minimum value is then proportional to the cross-sectional area of the specimen compared to a full-size specimen (10 x 10 mm).

Chemical Composition (ladle analysis)

C ^{*)} (max %)	Si ^{*)} (max %)	Mn ^{*)} (max %)	P (max %)	S (max %)	Cr ^{*)} (max %)	Cu ^{*)} (max %)	Ni ^{*)} (max %)	Mo ^{*)} (max %)	B ^{*)} (max %)
0.20	0.60	1.60	0.020	0.010	0.80	0.30	2.0	0.70	0.005

The steel is grain refined. *) Intentional alloying elements.

Maximum Carbon Equivalent CET(CEV)

Thickness (mm)	4.0 - 5.0	5.1 - 30.0	30.1 - 60.0	60.1 - 100.0	100.1 - 130.0	130.1 - 160
700 E CET(CEV)	0.34 (0.48)	0.32 (0.49)	0.36 (0.52)	0.39 (0.58)	0.41 (0.67)	0.43 (0.73)
700 F CET(CEV)	0.38 (0.57)	0.38 (0.57)	0.39 (0.58)	0.39 (0.58)	0.41 (0.67)	-

$$CET = C + \frac{Mn + Mo}{10} + \frac{Cr + Cu}{20} + \frac{Ni}{40}$$

$$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Cu + Ni}{15}$$



Tolerances

More details are given in SSAB's brochures 41-General product information Strenx®, Hardox®, ArmoX and Toolox-UK and Strenx® Guarantees or on www.ssab.com.

Thickness

Tolerances according to Strenx® Thickness Guarantees.

Strenx® Guarantees meet the requirements of EN 10 029 Class A, but offers narrower tolerances.

Length and Width

According to SSAB's dimension program. Tolerances conform with EN 10 029 or to SSAB's standard after agreement.

Shape

SSAB offers tolerances according to EN 10 029

Flatness

Tolerances according to Strenx® Flatness Guarantee Class C, which are more narrow than EN 10 029 Class N.

Surface Properties

According to EN 10 163-2 Class A, Subclass 3.

Bending

Tolerances according to Strenx® Bending Guarantee Class A.

Delivery Conditions

The delivery condition is Q+T (Quenched and Tempered). The plates are delivered with sheared or thermally cut edges. Untrimmed edges after agreement. Delivery requirements can be found in SSAB's brochure 41-General product information Strenx®, Hardox®, ArmoX and Toolox-UK or on www.ssab.com.

Fabrication and Other Recommendations

Welding, bending and machining

Recommendations are found in SSAB's brochures at www.ssab.com or consult Tech Support, techsupport@ssab.com.

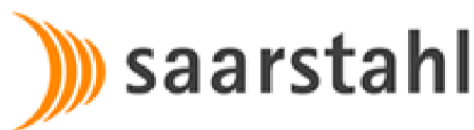
Strenx® 700 has obtained its mechanical properties by quenching and subsequent tempering. The properties of the delivery condition cannot be retained after exposure to temperatures in excess of 580°C.

Appropriate health and safety precautions must be taken when welding, cutting, grinding or otherwise working on this product. Grinding, especially of primer coated plates, may produce dust with a high particle concentration.

Contact Information

www.ssab.com/contact

Vedlegg C - Ståltypen 18CrNiMo7-6 til akslinger



Material specification sheet

Saarstahl - 18CrNiMo7-6 (17CrNiMo6)

Material No.:	Former brand name:	International steel grades:
1.6587	Monix F	BS: AFNOR: 18NCD6 SAE:

Material group: Case hardening steels according to DIN EN 10084

Chemical composition: (Typical analysis in %)	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	other
	0,17	0,25	0,50	1,65	0,30	1,55	(Pb)

Application: Alloyed case hardening steel for heavy and high strained gear parts with high demands on toughness at core tensile strength of 1050 - 1350 N/mm².

Hot forming and heat treatment:	Forging or hot rolling:	1150 - 850°C
	Normalising:	850 - 880°C/air
	Soft annealing:	650 - 700°C/furnace
	Carburising:	880 - 980°C
	Core hardening:	830 - 870°C/water
	Intermediate annealing:	630 - 650°C
	Case hardening:	780 - 820°C/water
	Tempering:	150 - 200°C

Mechanical Properties:	Treated for cold shearability, +S:	max. 255 HB
	Soft annealed, +A:	max. 229 HB
	Treated for strength, +TH:	179 - 229 HB
	Treated for ferrite and pearlite structure and hardness range, +FP:	159 - 207 HB

after hardening and tempering at 200°C:

Diameter d [mm]	d ≤ 16	16 < d ≤ 40	40 < d ≤ 100
Tensile strength R _m [N/mm ²]	min. 1200	min. 1100	min. 900

Vedlegg D - Ståltypen X153CrMoV12 til knivbladene

meusburger

Material No.:	1.2379	TechnicalTip - secondary hardening, makes very good base material for nitriding or coating
Designation	DIN: X 153 CrMoV 12 AFNOR: Z 160 CDV 12 UNI: - AISI: ≈ D2	
Indicatory analysis:	C 1.53 Si 0.30 Mn 0.35 Cr 12.00 Mo 0.80 V 0.80	
Strength:	≈ 850 N/mm ²	
Thermal conductivity at 100 °C:	21 $\frac{W}{m K}$	

Character:	high-alloy steel for through-hardening with moderate machinability; extremely wear resistant and low warpage, good dimensional stability, toughness and through hardenability	
Application:	mould plates and inserts as well as cutting punches, wear plates and cutting dies with high requirements for wear resistance	
Treatment by	Polishing:	possible when hardened
	Nitriding:	very well suited, due to the fact that the hardness of the base material will not fall below 60 HRC
	EDM:	possible, Structure eroding not possible
	Hard chroming:	possible
	Etching:	not possible, coarse carbides are washed out

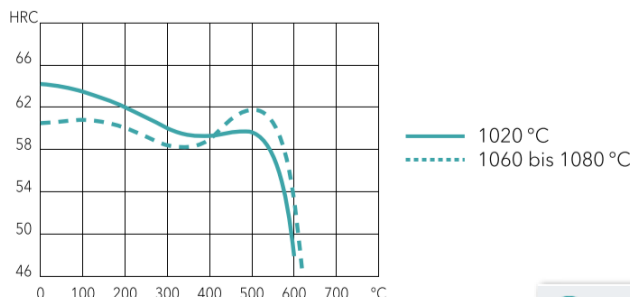
Heat treatment:

Soft annealing:
800 to 850 °C for about 2 to 5 hours
slow controlled cooling of 10 to 20 °C per hour to about 600 °C
further cooling in air, **max. 235 HB**

Hardening:
curing temperature: see **tempering chart**
quenching in oil/air/hot bath
obtainable hardness: 63–65 HRC

Tempering:
slow heating to tempering temperature (to avoid forming of cracks) immediately after hardening;
triple tempering at max. secondary hardening temperature is recommended;
rapid cooling following the tempering improves the dimensional stability;
maximum hardness achievable after tempering: **60–62 HRC**

Tempering chart:



[Overview](#)

Vedlegg E - Lager og glideplater



3

Materials

3.1 Material properties

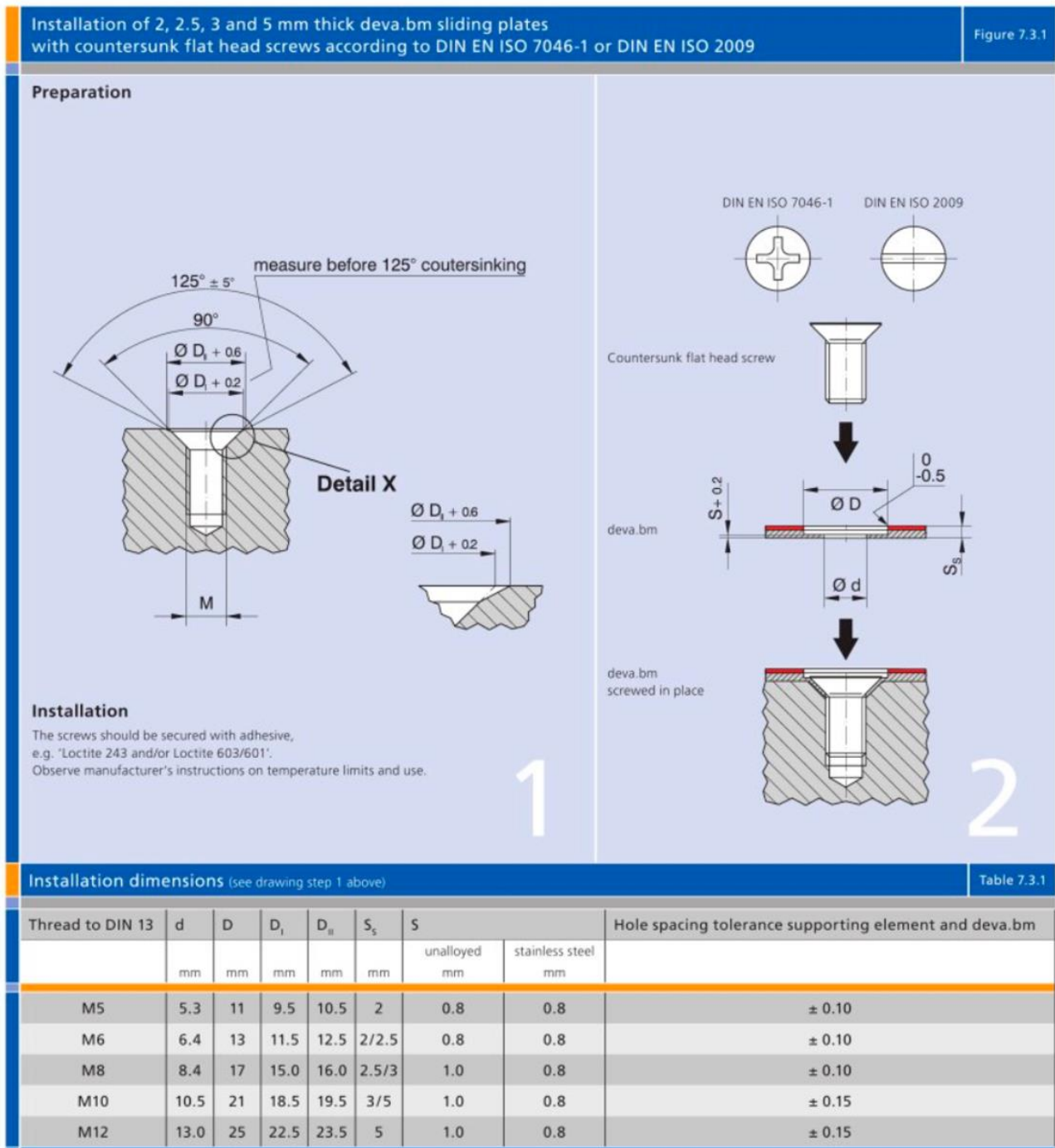
Properties of steel backing and physical properties of deva.bm® ¹⁾									Table 3.1.A
Symbol Unit	Materials	Properties of steel backing				Physical properties		Mechanical properties	
		Alloys ²⁾	0.2 % Yield min.	Tensile strength	Linear coefficient of thermal expansion 20 - 100 °C	Density	Hardness	Compressive strength	
			R _{p0.2} MPa	R _m MPa	α _t 10 ⁻⁶ /K	ρ g/cm ³	HBmin	σ _{0.2} MPa	
Bronze alloys									
	deva.bm 302	stainless ⁴⁾	210	500 - 700	16.0	6.5	40	320	
	deva.bm 372	stainless ⁴⁾	210	500 - 700	16.0	6.3	40	320	
	deva.bm 382	unalloyed ³⁾	140	270 - 350	12.0	6.0	40	300	
	deva.bm 388 ²⁾	unalloyed ³⁾	140	270 - 350	12.0	6.6	40	300	
	deva.bm 392	stainless ⁴⁾	210	500 - 700	16.0	6.0	40	320	
	deva.bm 362/9P	stainless ⁴⁾	210	500 - 700	16.0	6.5	35	320	

¹⁾ Current properties and values are listed in the DEVA® material sheets. These are provided on request.
²⁾ deva.bm 388 has lubrication indentations in the sliding layer.
³⁾ 1.0338
⁴⁾ 1.4301 or 1.4571 (sea water resistant)
⁵⁾ Other backing materials (e.g. sea water resistant steel) on request.

Bearing properties of deva.bm											Table 3.1.B
Symbol Unit	Alloys	Bearing properties									
		Max. permissible load [static] ¹⁾ [dynamic] ¹⁾		Max. sliding velocity [dry]	Max. βU value [dry]	Temperature range [max] [min]		Coef. of friction ^{2) 3)} [dep. on op. cond.]	Min. shaft hardness	Shaft surface finish [optimum]	
		β _{stat/max} MPa	β _{dyn/max} MPa	U _{max} m/s	βU _{max} MPa x m/s	T _{max} °C	T _{min} °C	f	HB/HRC	R _a µm	
Bronze alloys											
	deva.bm 302	280	150 ⁵⁾	0.10	0.4	280	-150	0.13 - 0.22	180HB	0.2 - 0.8	
	deva.bm 372	280	80	0.25	0.8	280	-150	0.11 - 0.18	180HB	0.2 - 0.8	
	deva.bm 382	250	80	0.50	1.0	280	-150	0.10 - 0.16	180HB	0.2 - 0.8	
	deva.bm 388 ⁴⁾	250	120	1.00	1.5	280	-150	0.10 - 0.16	180HB	0.2 - 0.8	
	deva.bm 392	280	100	0.50	1.0	280	-150	0.10 - 0.16	180HB	0.2 - 0.8	
	deva.bm 362/9P	280	120	1.00	2.0	250	-190	0.05 - 0.13	180HB	0.2 - 0.8	

¹⁾ Under optimum operating conditions.
²⁾ The stated sliding friction coefficients are not guaranteed properties. They have been determined on our test rigs using field-proven parameters that do not necessarily reflect the actual application of our products and their service environment. We offer customer-specific friction and wear tests on request.
³⁾ Axial bearings tend to higher friction coefficients than radial bearings.
⁴⁾ βU = 1.5 if dimples and grease lubrication are used
⁵⁾ In case of higher loads (>50MPa) superposed by an (expected) high number of sliding cycles, the use of deva.bm309 (same alloy+lubrication dimples) with an additional lubricant is recommended.

7.3 Fastening of deva.bm sliding plates with countersunk flat head screws





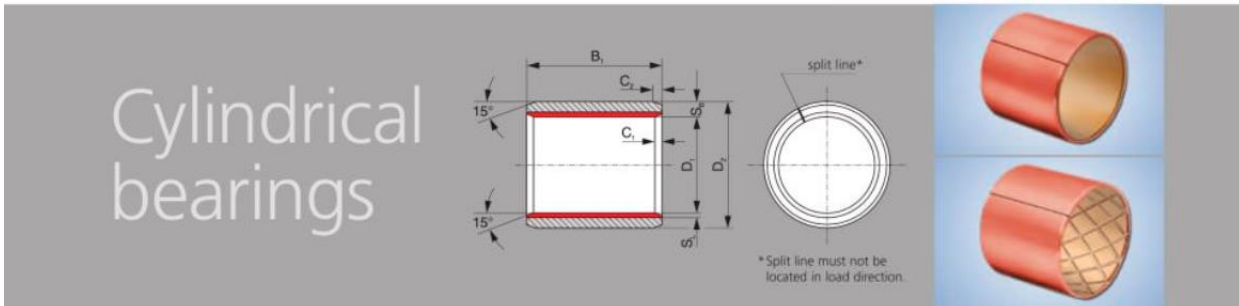
deva.bm®
maintenance-free

Dimensions

8.1 Recommended dimensions deva.bm cylindrical bearings

deva.bm bearings are made to DIN ISO 3547 standard. Other sizes and tolerances for special applications are also possible.

The sizes given in the following table can be manufactured as standard in all the alloys listed in this manual.



Dimensions deva.bm cylindrical bearings Table 8.1.1

	Bore tolerance (after mounting)						Bearing width $B_1 \pm 0.25$ mm																									
	Nominal dimensions																															
	D_1	D_2	S_B	S_1	C_1	C_2	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80	100	120	140	150	160	180	200									
mm						mm																										
H9	10	12	1.0	≥ 0.40	0.7	0.5																										
	12	14																														
	14	16																														
	15	17																														
	16	18																														
	18	20																														
H8	20	23	1.5	≥ 0.50	1.0	0.6																										
	22	25																														
	24	27																														
	25	28																														
	28	32					2.0	≥ 0.75	1.5	0.8																						
	30	34																														
	32	36																														
	35	39																														
	36	40																														
	38	42																														
40	44																															
42	46																															
45	50	2.5	≥ 0.70	1.8	1.0																											
50	55																															
55	60																															
60	65																															
65	70																															
70	75																															
75	81					3.0	≥ 1.00	2.5	1.5																							
80	86																															
85	91																															
90	96																															
95	101																															
100	106																															
105	111																															
110	116																															
115	121																															
120	126																															
125	131																															
130	136																															
135	141																															
140	146																															
145	151																															
150	156																															
160	166																															
180	186																															
200	206																															
220	226																															
240	246																															
250	260																															
all dimensions	S_B	5.0	≥ 1.50	3.0	2.0																											
D_1	S_1																															
800	810																															

■ = recommended dimensions
Further dimensions on request.

deva.bm bearings, $D_1 > 550$ mm, laser-welded, additionally locking recommended.
Very large deva.bm bearings are manufactured in segments.
deva.bm 388 and deva.bm 362/9P are available in diameters from $D_1 > 28$ mm.
deva.bm 362/9P is available in width $B_1 < 190$ mm only.
Cross cleaning grooves are available in diameters from $D_1 > 20$ mm.

CONSTRUCTOR

SPECIFICATION SHEET



- THE NEW CONSTRUCTOR IS A HEAVY DUTY WORKROV DESIGNED FOR CARRYING AND OPERATING LARGE TOOLS AND MODULES.

GENERAL	
DEPTH RATING	3000msw
POWER	150hp
THRUSTERS HORIZONTAL	4 x Sub Atlantic SA-380
THRUSTERS VERTICAL	3 x Sub Atlantic SA-380
WEIGHT	4500kg with Skid and manipulators.
PAY LOAD	600kg
THROUGH FRAME LIFT	3000kg
DIMENSIONS L X W X H	3220mm x 1700mm x 2165mm

PERFORMANCE	
SURFACE PERFORMANCE	
FORWARD	3,1 knots
LATERAL	1,7 knots
BOLLARD PULL	
FORWARD/AFT	800kg
LATERAL	540kg
VERTICAL UP	360kg
VERTICAL DOWN	670kg

STANDARD EQUIPMENT	
1 X LOW LIGHT CAMERA	
1 X NORTH SEEKING GYRO	
2 X COLOUR ZOOM CAMERA	
1 X 5 FUNCTION GRABBER	
1 X 7 FUNCTION MANIPULATOR ARM	
2 X COLOUR MINI CAMERA	
1 X EMERGENCY BEACON	
1 X OBSTACLE AVOIDANCE SONAR	
2 X HYDRAULIC PAN & TILT	
1 X HYDRAULIC TILT UNIT	
10 X 250W LIGHTS, VARIABLE INTENSITY	
TOOL DRAWER: MOUNTED AS STANDARD IN SKID.	

ISOLATED HPU	
PRESSURE	210Bar max, adjustable from pilot chairs
FLOW	105LPM@210Bar available.
LOW FLOW VALVES	20 x proportional flow 8l/min. Pressure and flow controlled from pilot chairs
HIGH FLOW VALVES	4 x proportional 80l/min. Pressure and flow controlled from pilot chairs
FILTERS	Pressure, Return & Water absorbing

Revision Date 01.10.13

DeepOcean accepts no responsibility for and disclaims all liability for any errors and/or omissions in this production.

SPECIFICATION SUBJECT TO CHANGE WITHOUT NOTICE.

ERGONOMIC AND FUNCTIONAL PILOT INTERFACE	
INTERFACE	Touch screen Joystick & Computer controlled from pilot chairs Realtime overview system

TELEMETRY AND SENSORS CAPACITY	
SERIAL CONNECTIONS	36 channels, 115bps
ETHERNET	Gbit
VIDEO	Interface for 8cameras Interface for digital photo camera
HD VIDEO	Optional
GYRO	FOG is standard / INS is optional
ALTIMETER	Standard
DEPTH SENSOR	Standard
OTHER SENSORS	Connectors: 5 x 115VAC and 4 x 24VDC
SPARE OPTICAL FIBERS	3
LIGHTING	10-250W dimmable lamp

CONTROL CONTAINER	
6 x 2,5m A60 Safe area Container, housing power distribution, control consoles and video suites.	

WORKSHOP CONTAINER	
6 x 2,5m, A60 Safe area Container, housing extensive spares, consumables, tools, manuals and test equipment.	

TECHNICAL MOBIC TMS	
ENVELOP DIMENSIONS	
LENGTH / WIDTH	Ø2.200mm (Lower frame)
HEIGHT	2.419mm incl. latching unit
DEPTH RATING	3.000msw
WEIGHT IN AIR	3.500kg
THROUGH FRAME LIFT (LATCH LOAD)	10.000kg
LIFTING POINT CAPACITY	12.800kg
TETHER DRUM CAPACITY	Ø35mm x 400meter
POWER SUPPLY	3kV/3ph/60Hz
TOTAL POWER HPU MOTOR	15kW



www.deepeacegroup.com

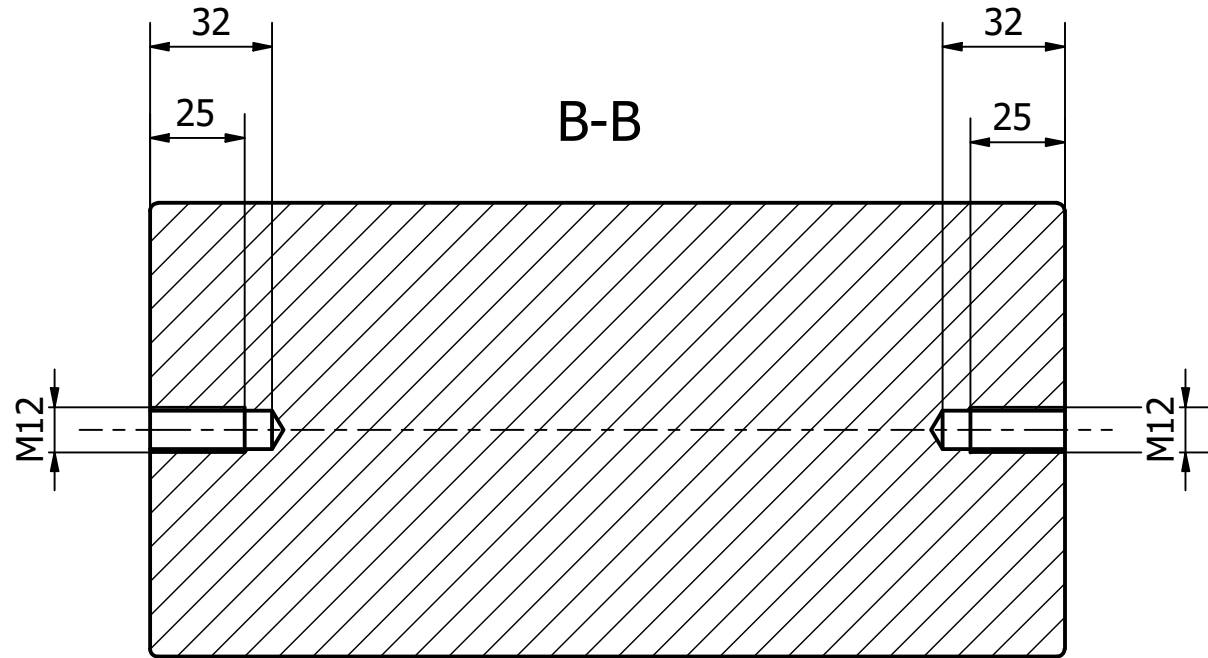
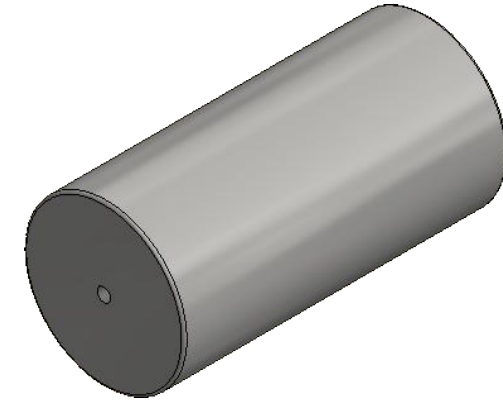
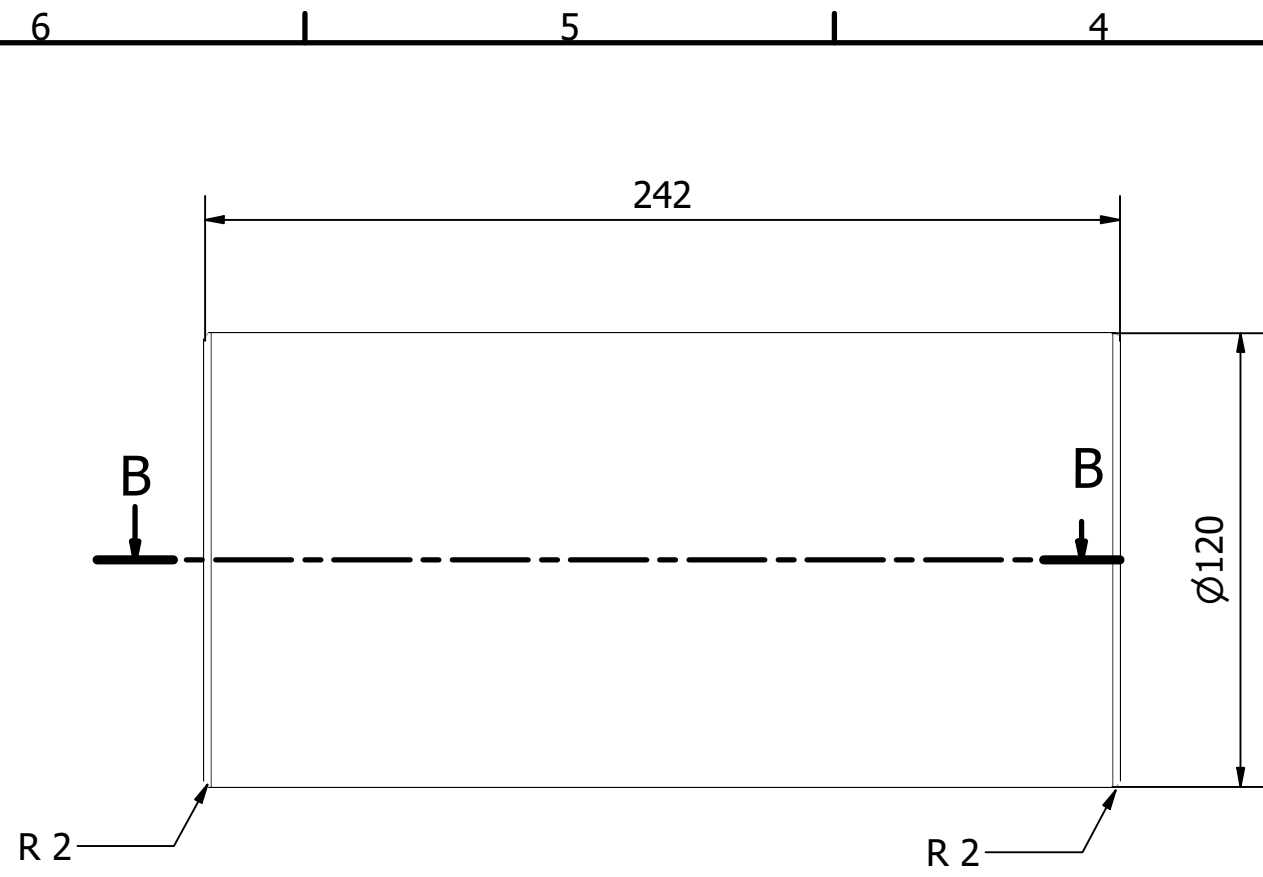
Vedlegg G - Standarddeler som skal bestilles

Del	Varenavn	Antall	Beskrivelse
Skrue	ISO 2009 - M8 x 16 - A4-70	8	Forsenket skrue til glideplate
Skrue	ISO 4017 - M56 x 120 - 10.9	4	Sekskantskrue til akslinger
Skrue	ISO 4017 - M12 x 30 - A4-70	18	Sekskantskrue til festeplater
Skrue	ISO 8765 - M12 x 1.5 x 100 - A4-70	4	Sekskantskrue til knivblader
Skrue	ISO 4017 - M20 x 1.5 x 60 - A4-70	4	Sekskantskrue til opphengsfeste
Mutter	ISO 4032 - M20 - A4-70	4	Muttere til opphengsfeste

Vedlegg H - Konseptskisser

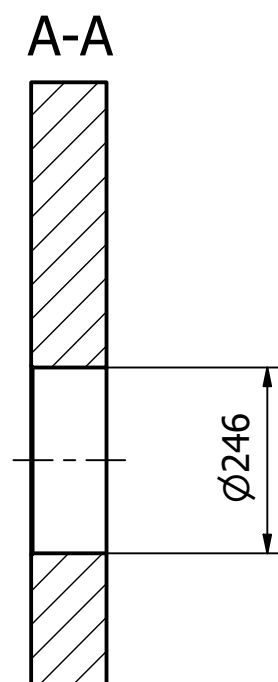
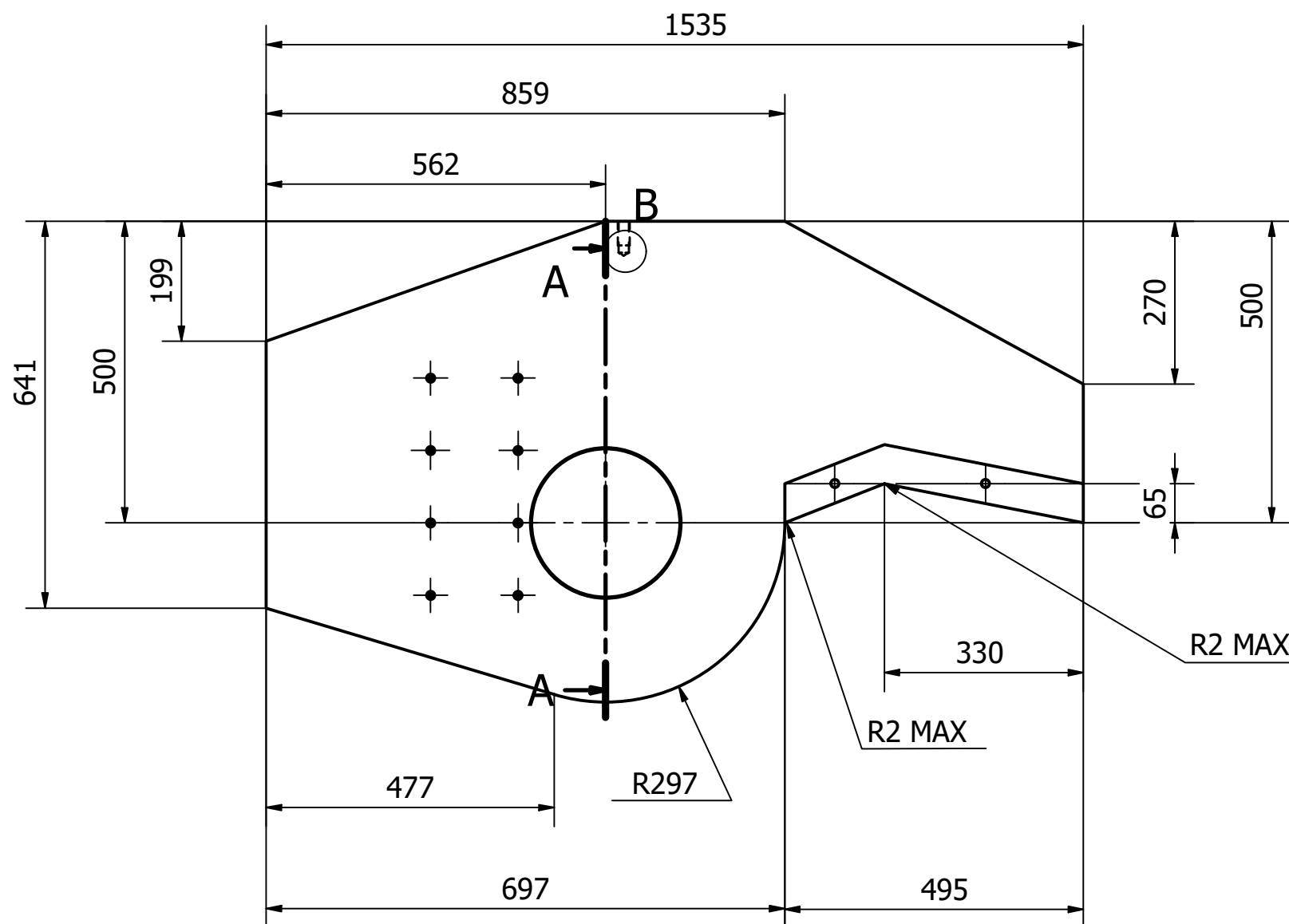
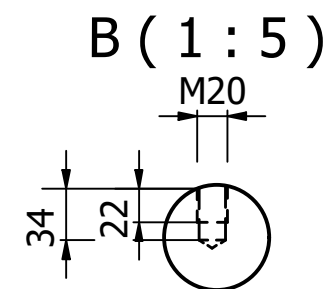
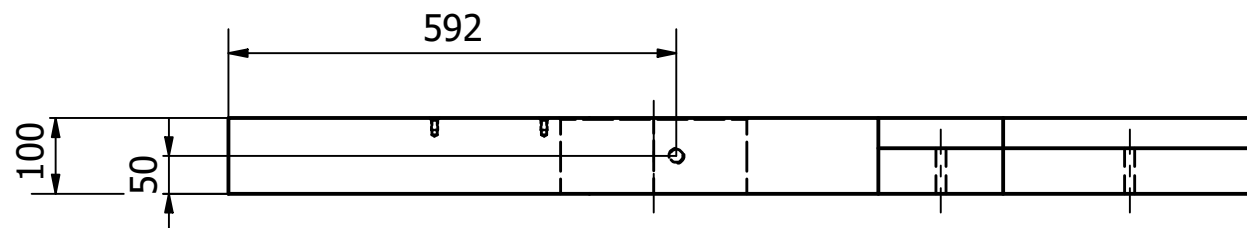
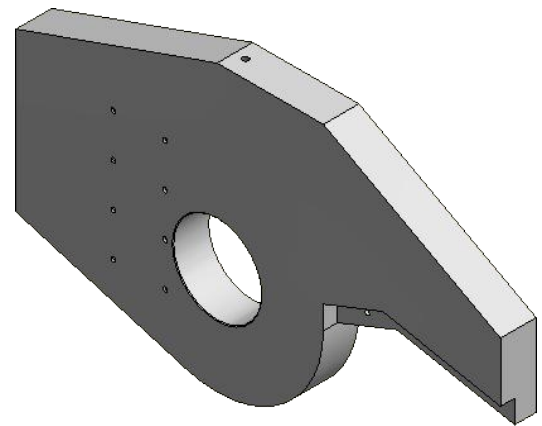
Tegningsnavn	Tegningstype	Tegningsnr.
Aksling til stempelstang øye	Deletegning	1
Overstans hoveddel (2 tegninger)	Deletegning	2
Høyre bakplate til overstans	Deletegning	3
Venstre bakplate til overstans	Deletegning	4
Midtre bakplate til overstans	Deletegning	5
Hovedaksling	Deletegning	6
Aksling til understans og sideplater	Deletegning	7
Aksselfeste til hovedaksling	Deletegning	8
Aksselfeste til understans aksling	Deletegning	9
Rør til sideplate	Deletegning	10
Understans hoveddel (2 tegninger)	Deletegning	11
Knivblad til overstans	Deletegning	12
Knivblad til understans	Deletegning	13

Glidelager til hovedaksling	Bestillingsdel	14
Glidelager til sideplater	Bestillingsdel	15
Glideplate til overstans	Bestillingsdel	16
Festeplate 1	Deletegning	17
Festeplate 2	Deletegning	18
Understans	Sammenstillingstegning	19
Overstans	Sveis- og sammenstillingstegning	20
Løfteøye	Bestillingsdel	21
Løfteøre til sideplater	Deletegning	22
Sylinderfeste	Deletegning	23
Mellomdel til aksselfester	Deletegning	24
Sideplate 1 med oppdriftsinnfesting	Sveis- og sammenstillingstegning	25
Sideplate 2 med oppdriftsinnfesting	Sveis- og sammenstillingstegning	26
Saks sammensatt uten oppdrift eller oppheng	Sammenstillingstegning	27
Avstandshylse	Deletegning	28
Oppheng til saks	Oversiktstegning	29
Oppheng til ROV	Oversiktstegning	30
Oppdriftselement	Oversiktstegning	31
Krybbe for saks	Oversiktstegning	32
Saks sammensatt komplett	Sammenstillingstegning	33



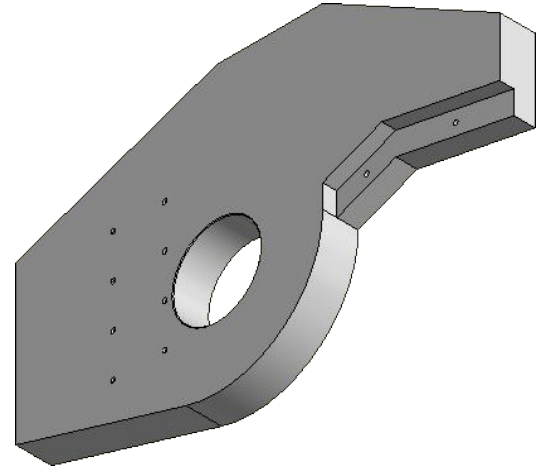
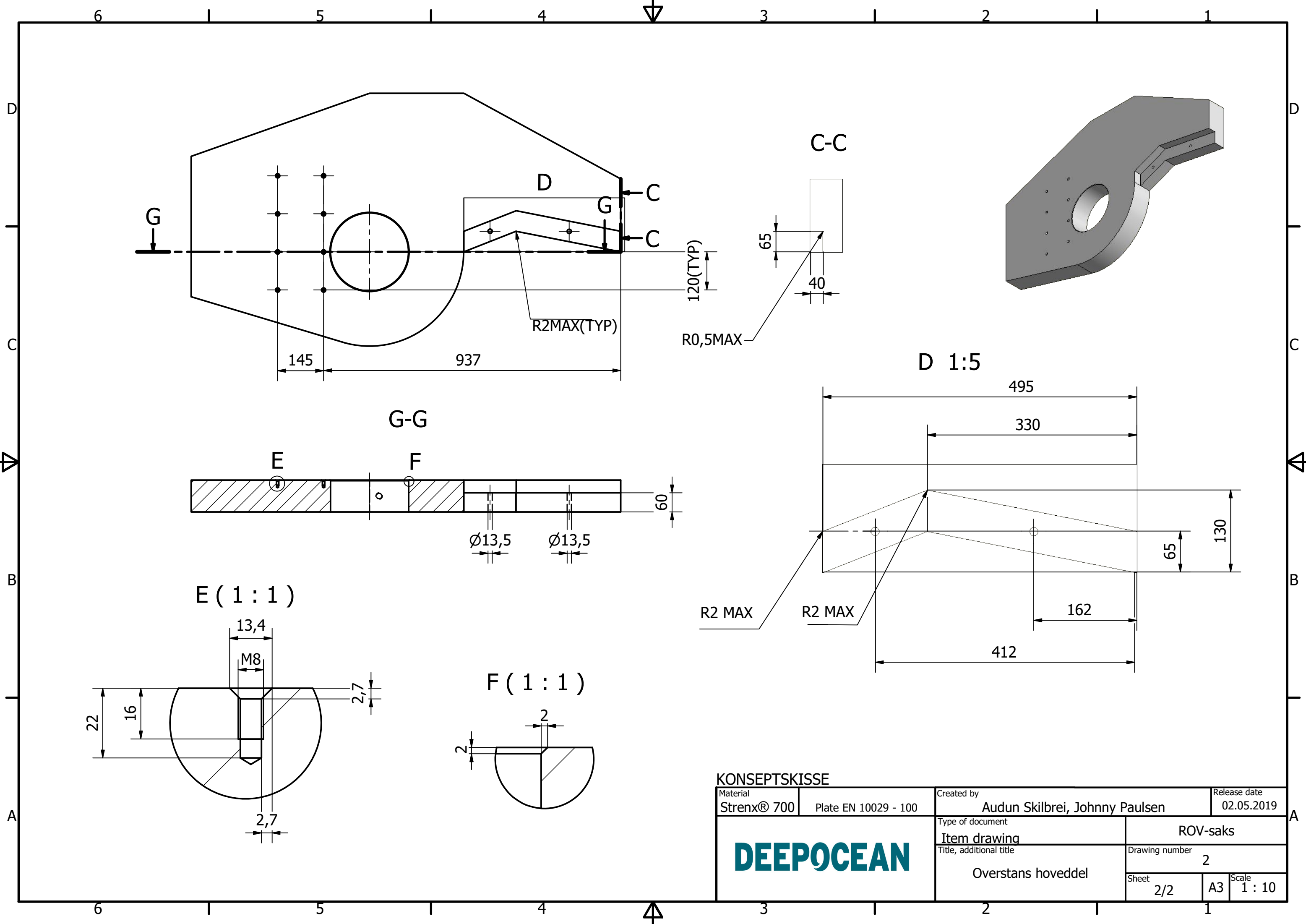
KONSEPTSKISSE

Material 18CrNiMo7-6	Round bar EN 10084 - 130	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
		Type of document Item drawing	ROV-saks
		Title, additional title Aksling til stempelstang øye	Drawing number 1
		Sheet 1	A3 Scale 1 : 2




KONSEPTSKISSE

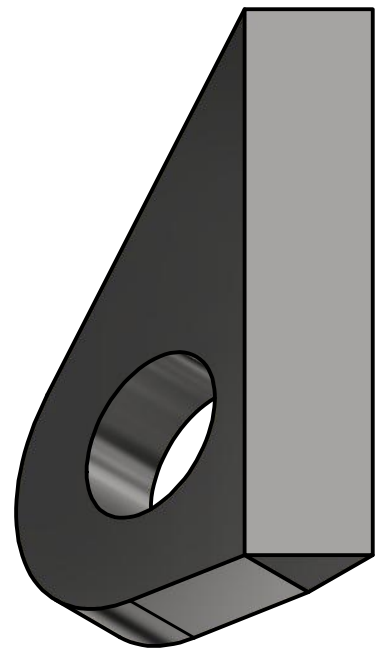
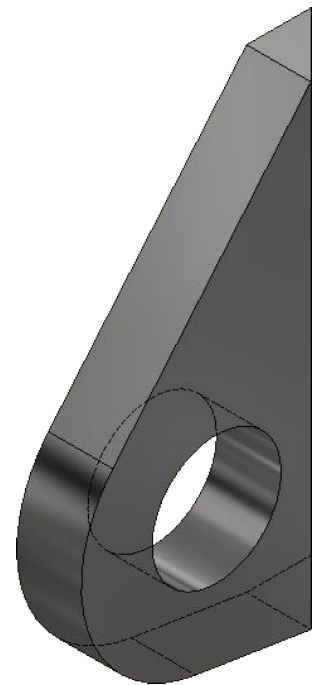
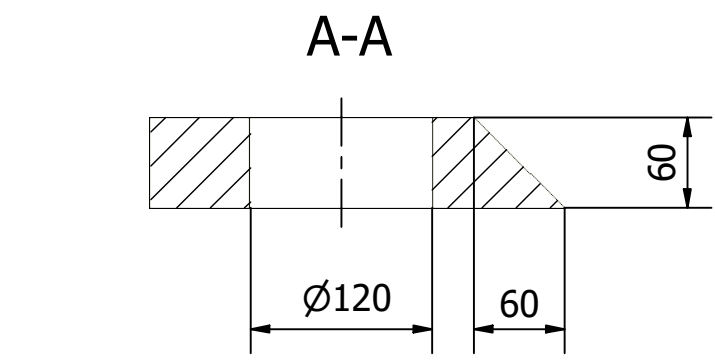
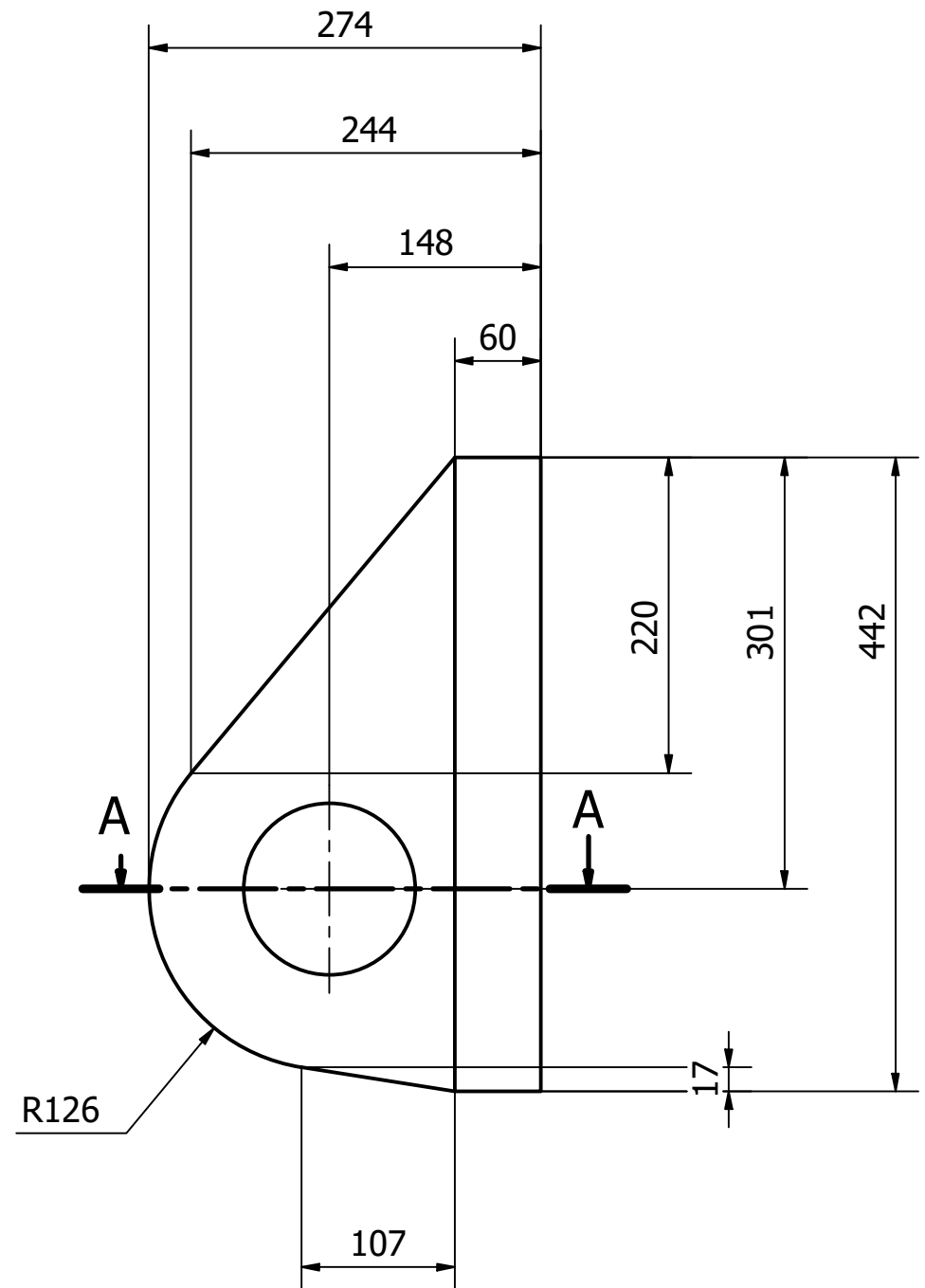
Material Strenx® 700	Plate EN 10029 - 100	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN		Type of document Item drawing	ROV-saks
		Title, additional title Overstans hoveddel	Drawing number 2
		Sheet 1/2	A3




D 1:5

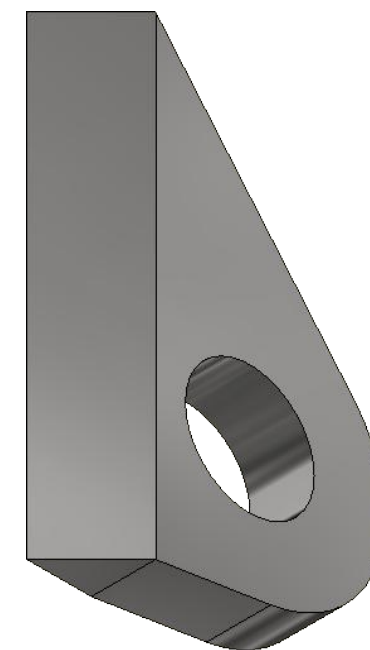
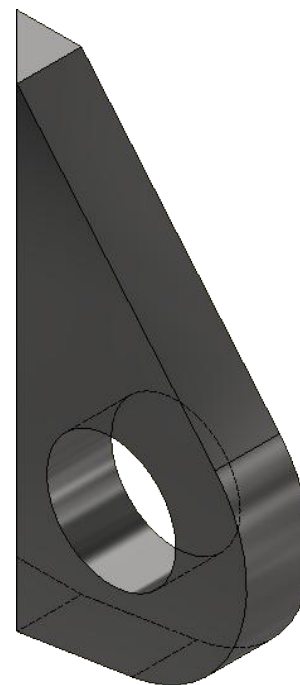
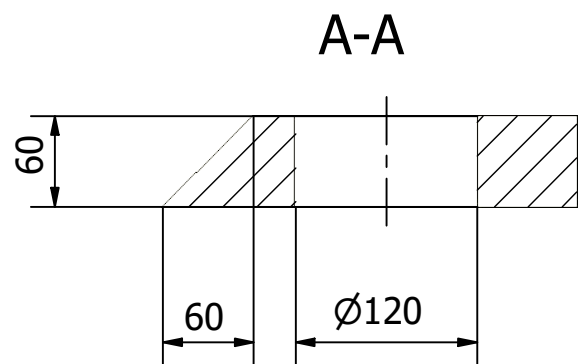
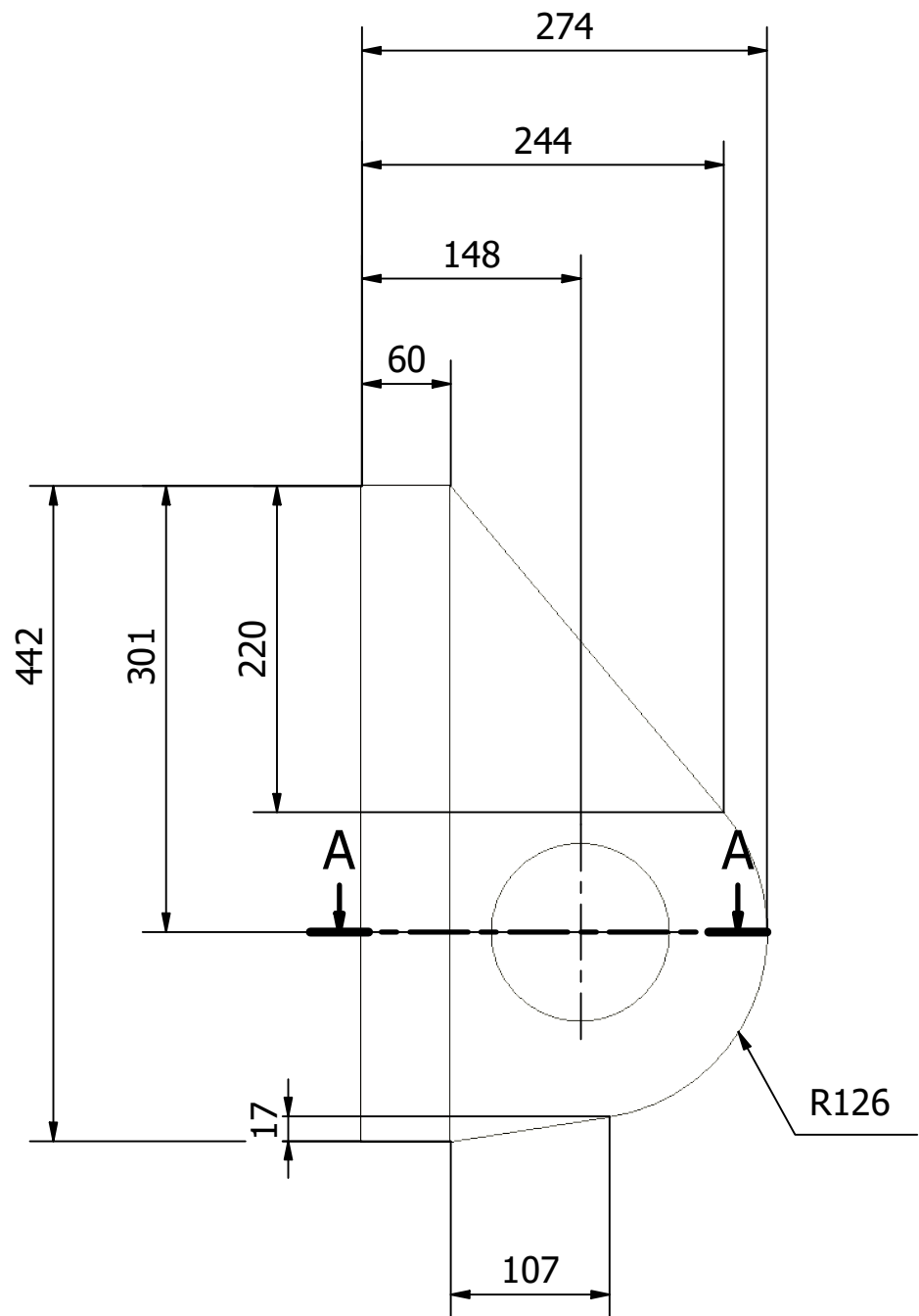
KONSEPTSKISSE

Material Strenx® 700	Plate EN 10029 - 100	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
		Type of document Item drawing	ROV-saks
		Title, additional title Overstans hoveddel	Drawing number 2
		Sheet 2/2	A3 Scale 1 : 10



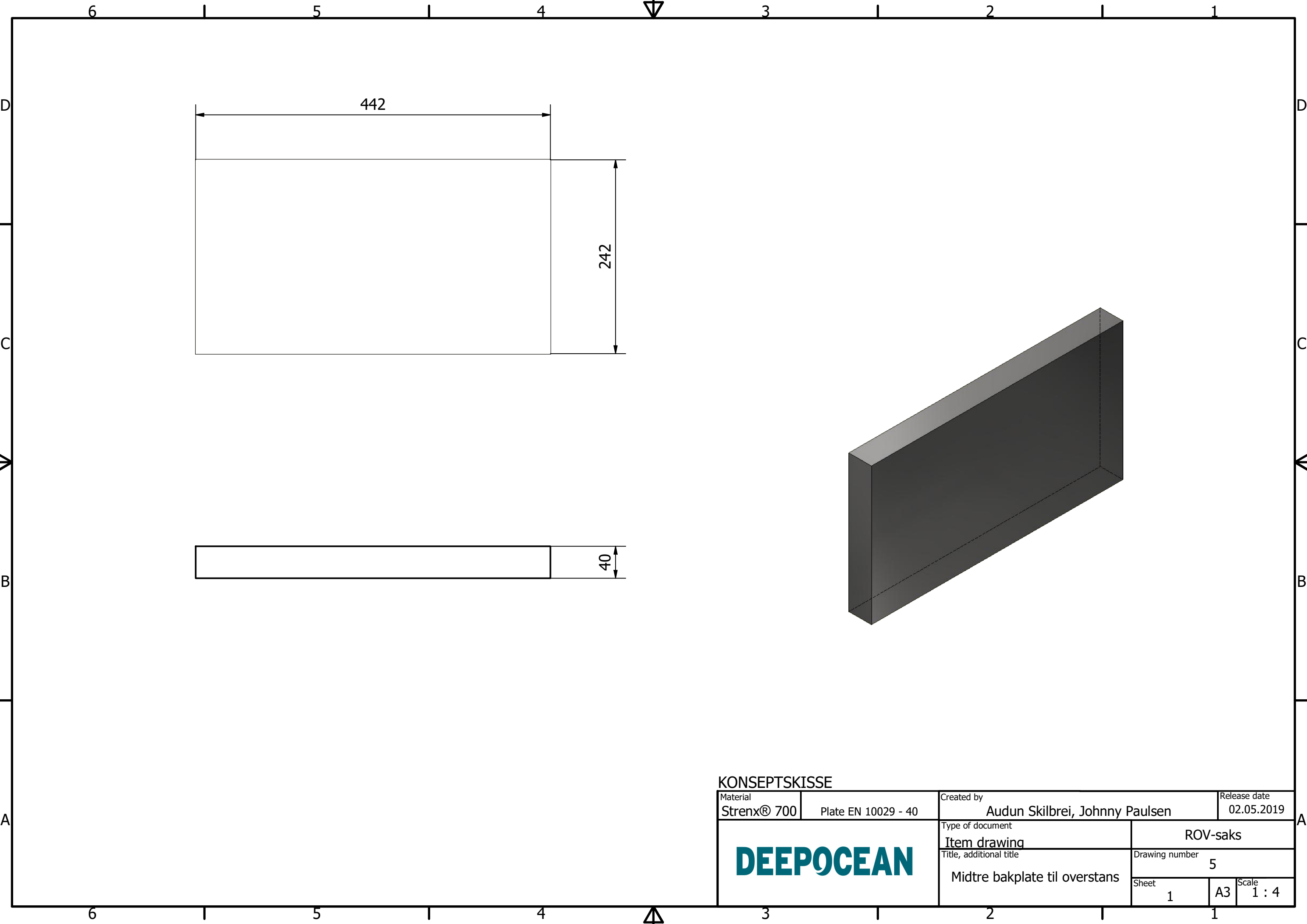
KONSEPTSKISSE

Material Strenx® 700	Plate EN 10029 - 60	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
		Type of document Item drawing	ROV-saks
		Title, additional title Høyre bakplate til overstans	Drawing number 3
		Sheet 1	A3 Scale 1 : 5



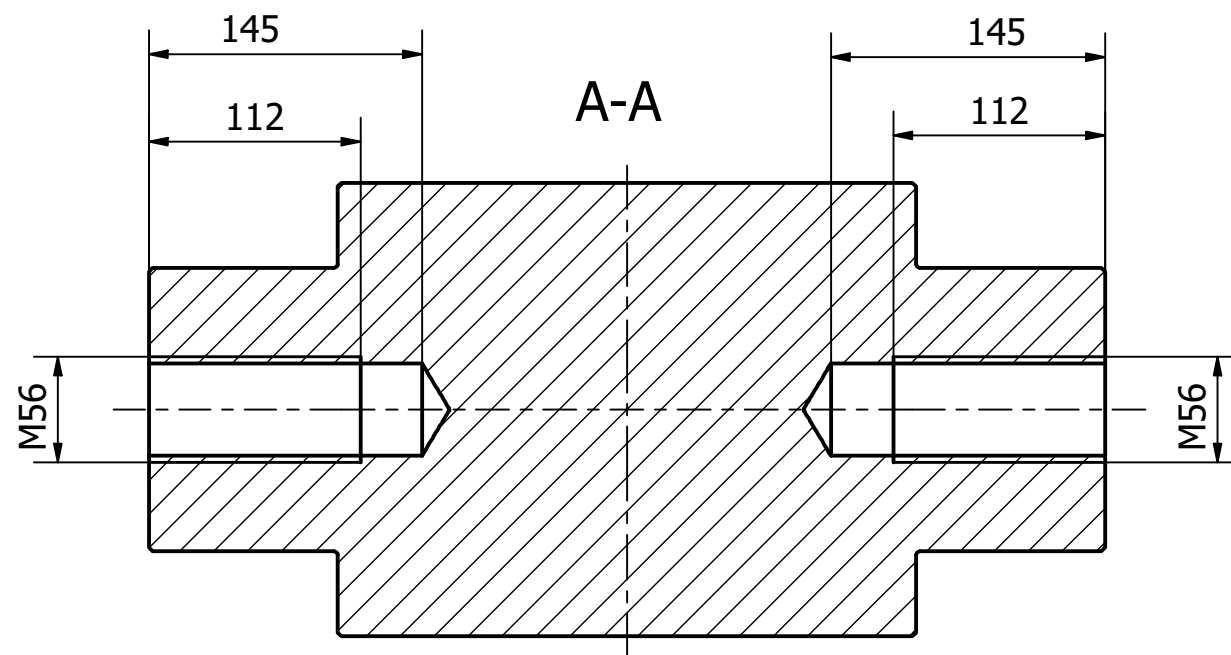
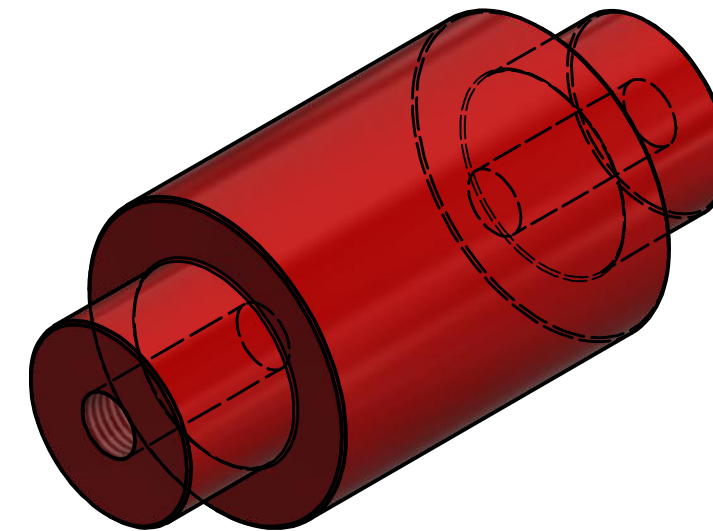
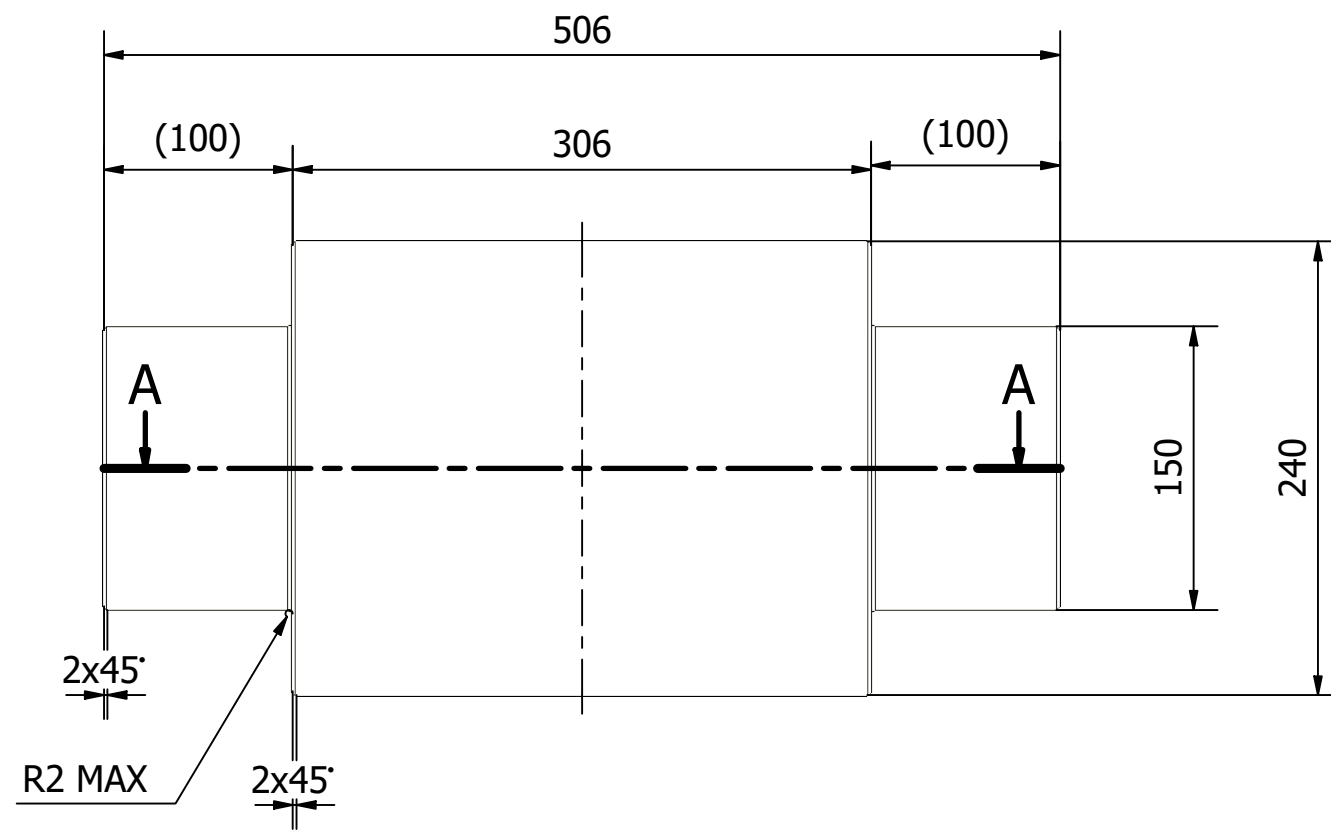
KONSEPTSKISSE

Material Strenx® 700	Plate EN 10029 - 60	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN		Type of document Item drawing	ROV-saks
		Title, additional title Venstre bakplate til overstans	Drawing number 4
		Sheet 1	A3 Scale 1 : 5



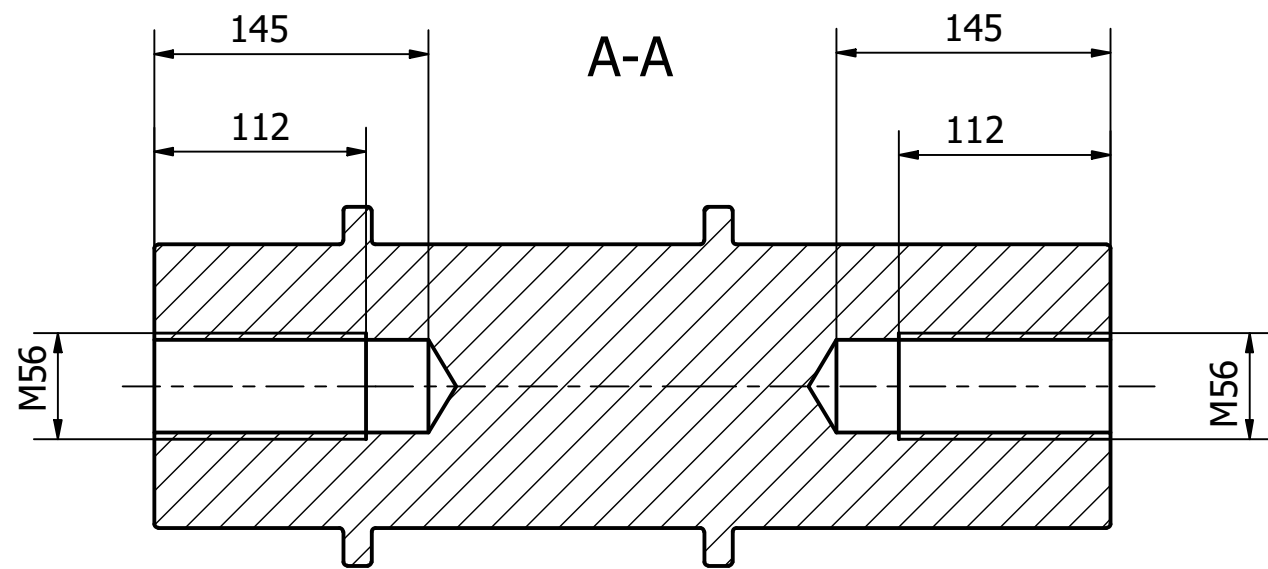
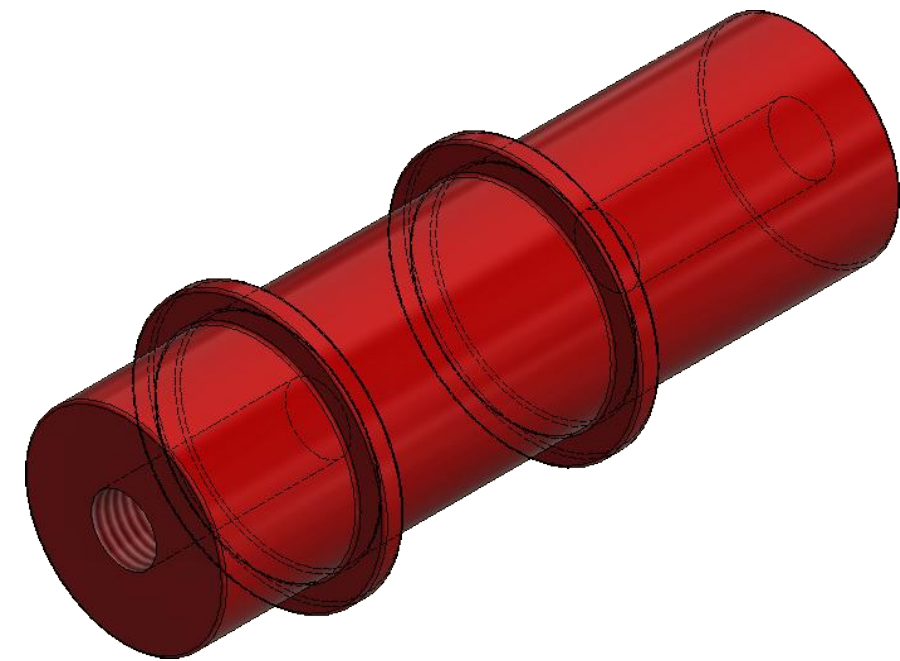
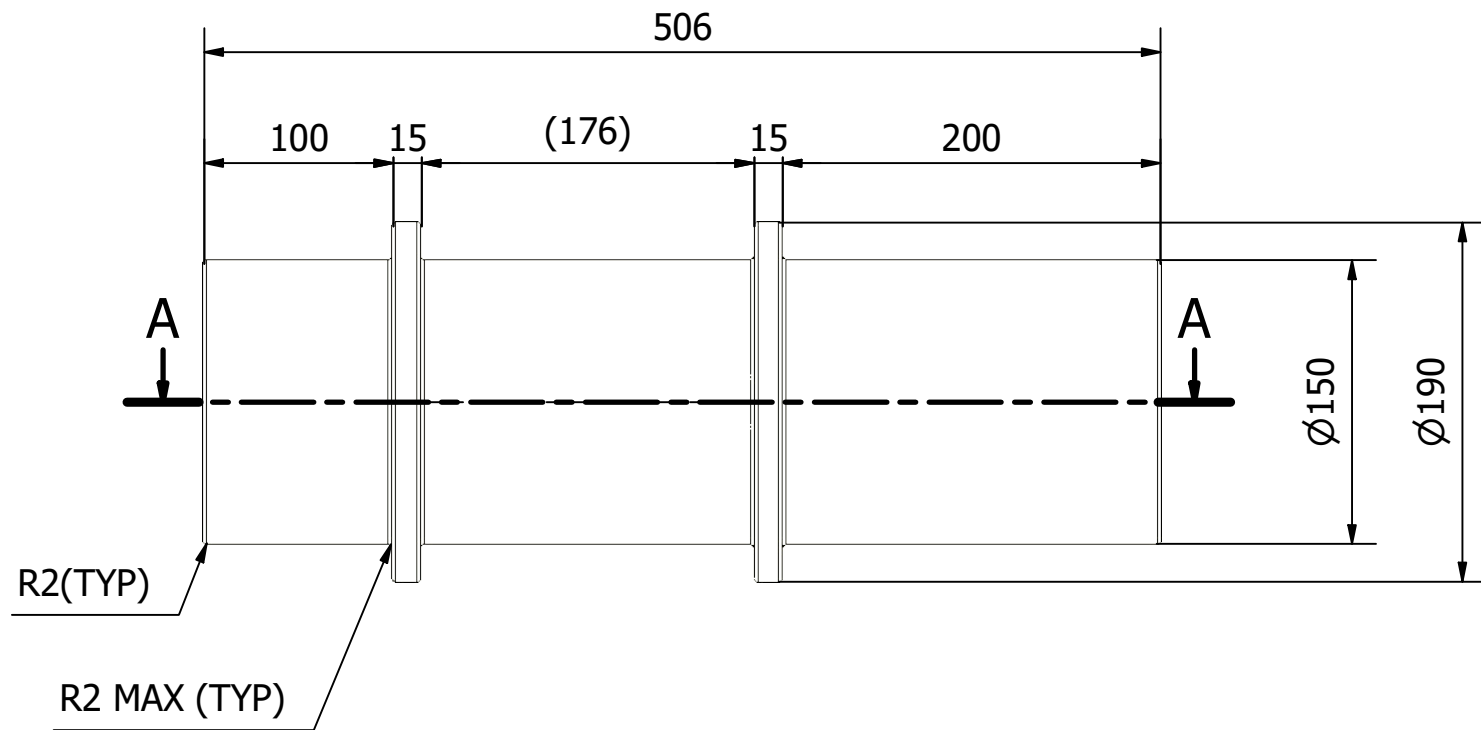
KONSEPTSKISSE

Material Strenx® 700	Plate EN 10029 - 40	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Item drawing	ROV-saks	
	Title, additional title Midtre bakplate til overstans	Drawing number 5	
		Sheet 1	A3



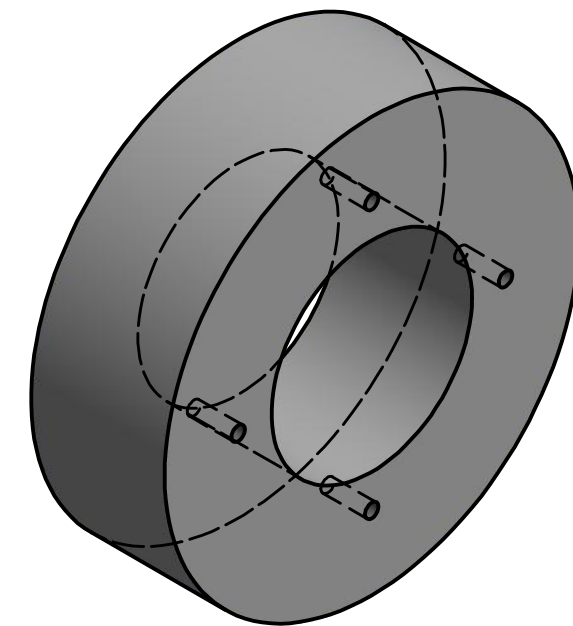
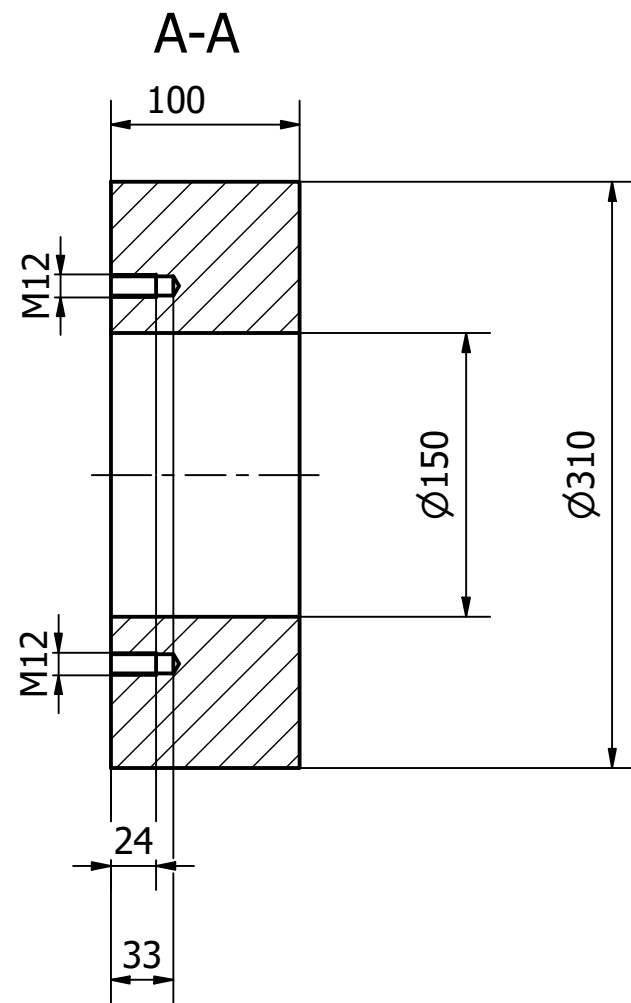
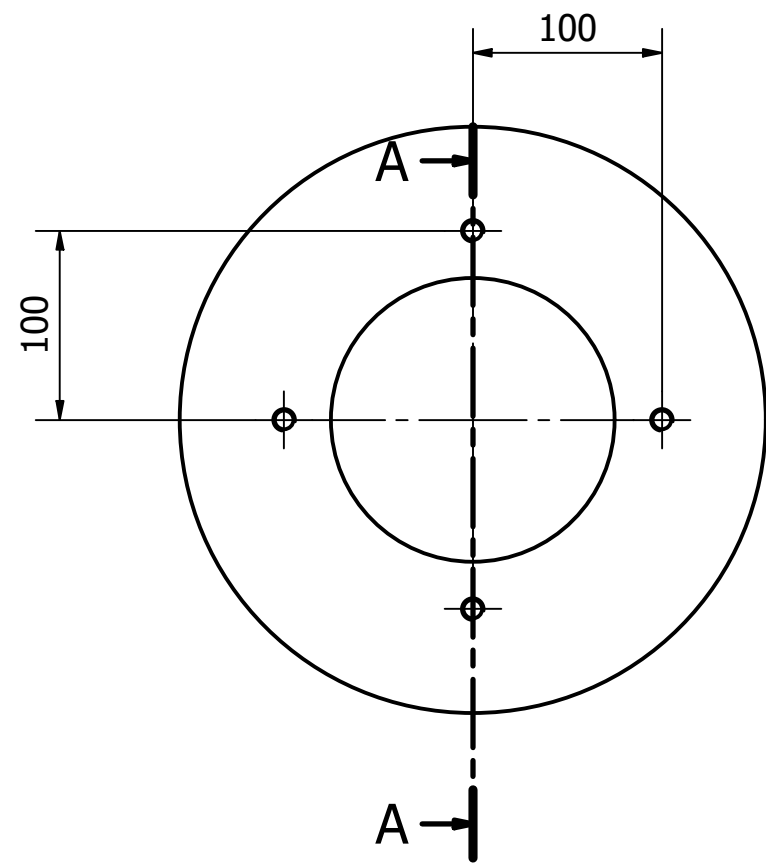
KONSEPTSKISSE

Material 18CrNiMo7-6	Round bar EN 10084 - 250	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
		Type of document Item drawing	ROV-saks
		Title, additional title Hovedaksling	Drawing number 6
		Sheet 1	A3 Scale 1 : 4



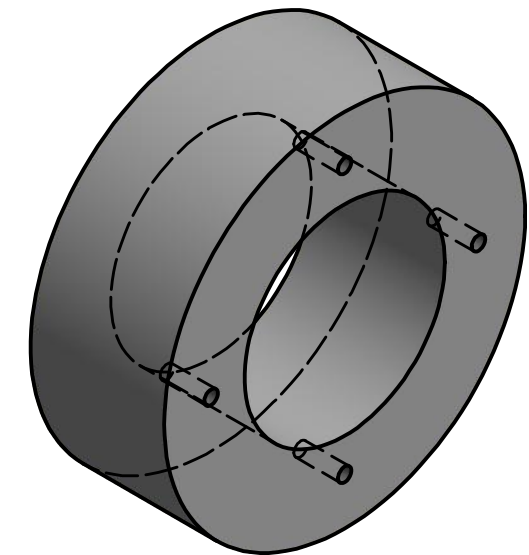
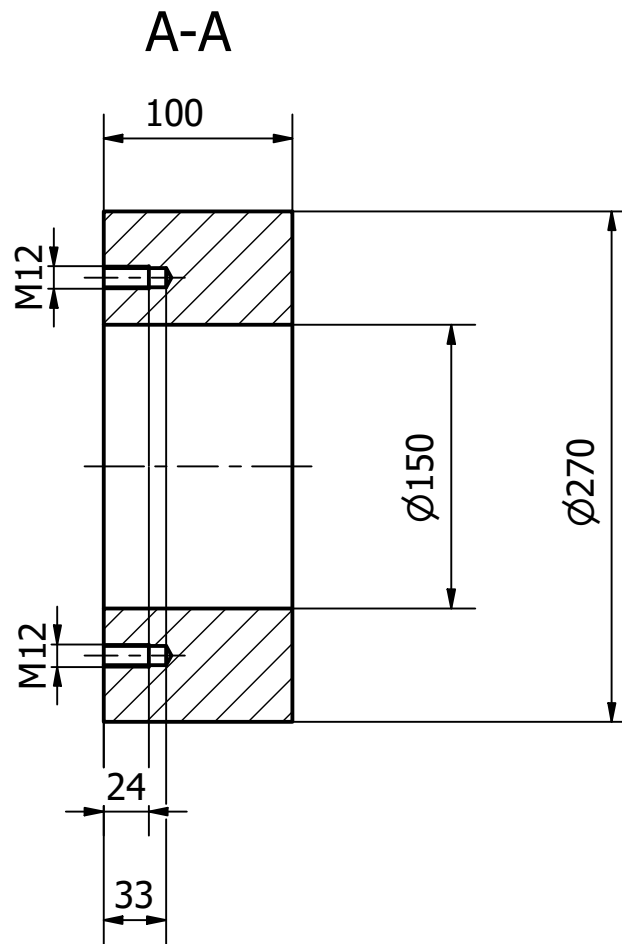
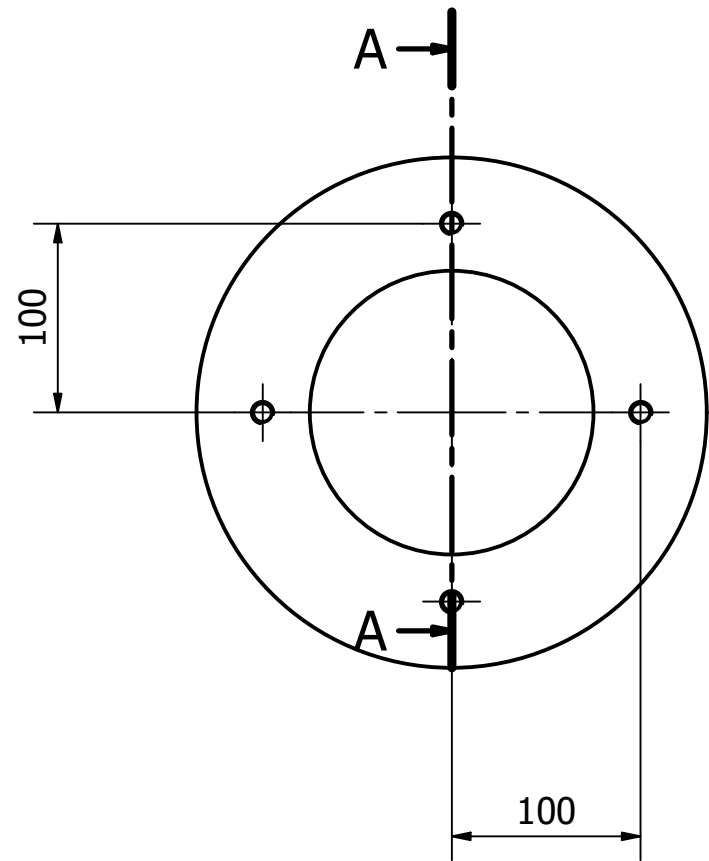
KONSEPTSKISSE

Material 18CrNiMo7-6	Round bar EN 10084 - 190	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
		Type of document Item drawing	ROV-saks
		Title, additional title Aksling til understans og sideplater	Drawing number 7
		Sheet 1	A3 Scale 1 : 4



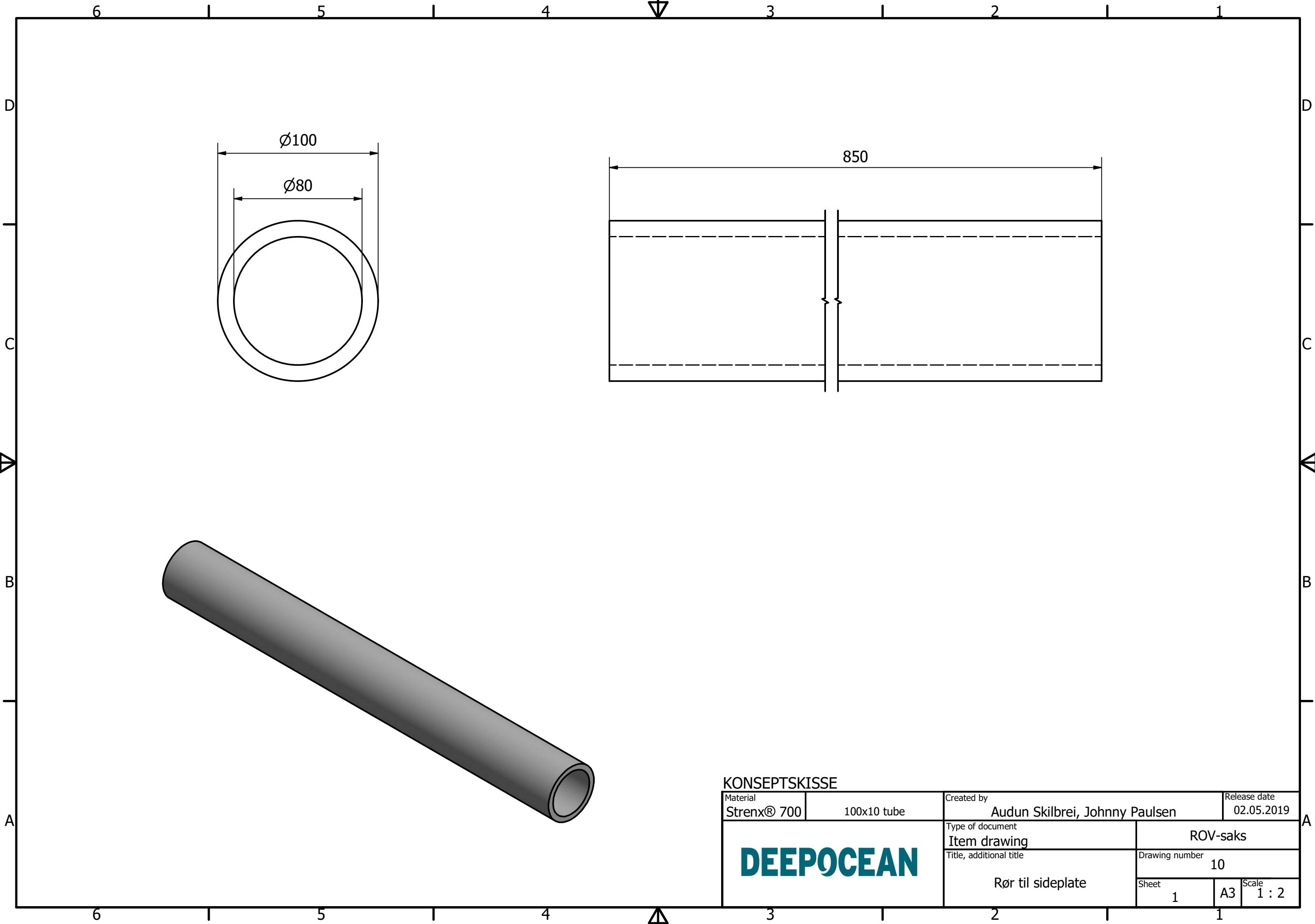
KONSEPTSKISSE

Material Strenx® 700	Round bar 320	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Item drawing	ROV-saks	
	Title, additional title Aksselfeste til hovedaksling	Drawing number 8	
		Sheet 1	A3 Scale 1:4



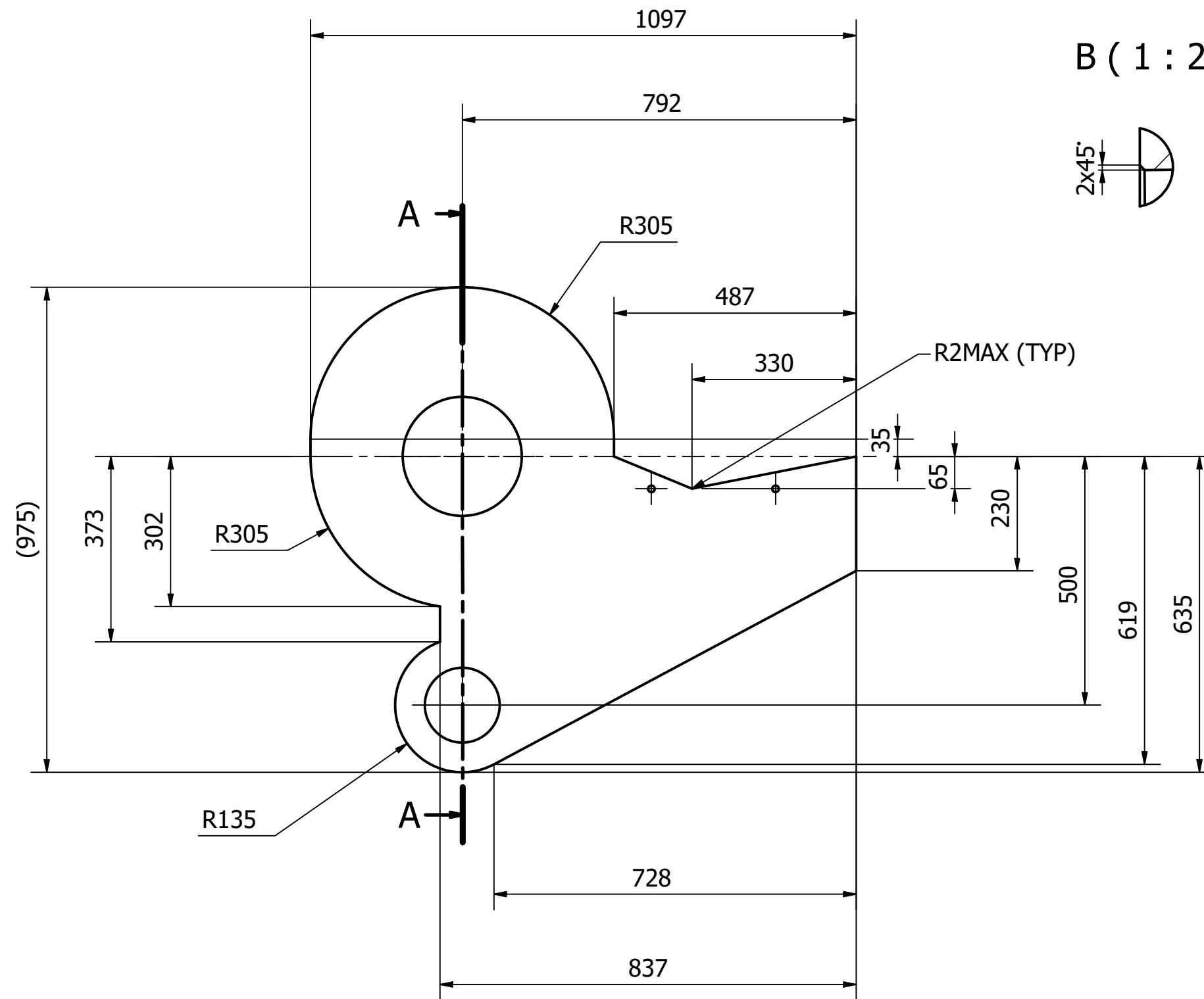
KONSEPTSKISSE

Material Strenx® 700	Round bar 270	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Item drawing	ROV-saks	
	Title, additional title Aksselfeste til understans aksling	Drawing number 9	
		Sheet 1	A3 Scale 1 : 4

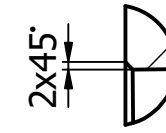


KONSEPTSKISSE

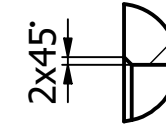
Material Strenx® 700	100x10 tube	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN		Type of document Item drawing	ROV-saks
		Title, additional title Rør til sideplate	Drawing number 10
		Sheet 1	A3 Scale 1 : 2



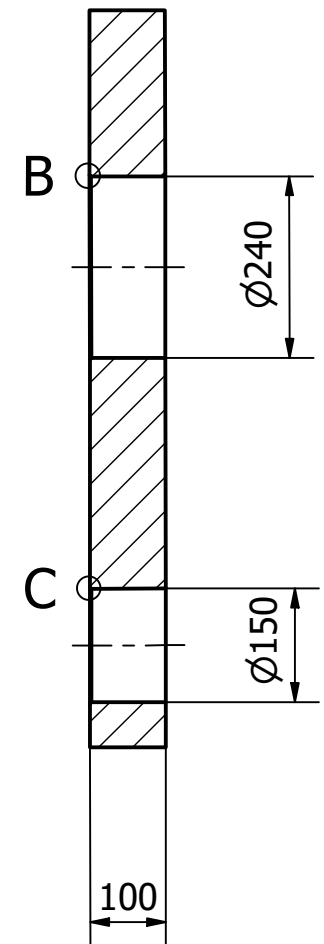
B (1:2)



C (1:2)

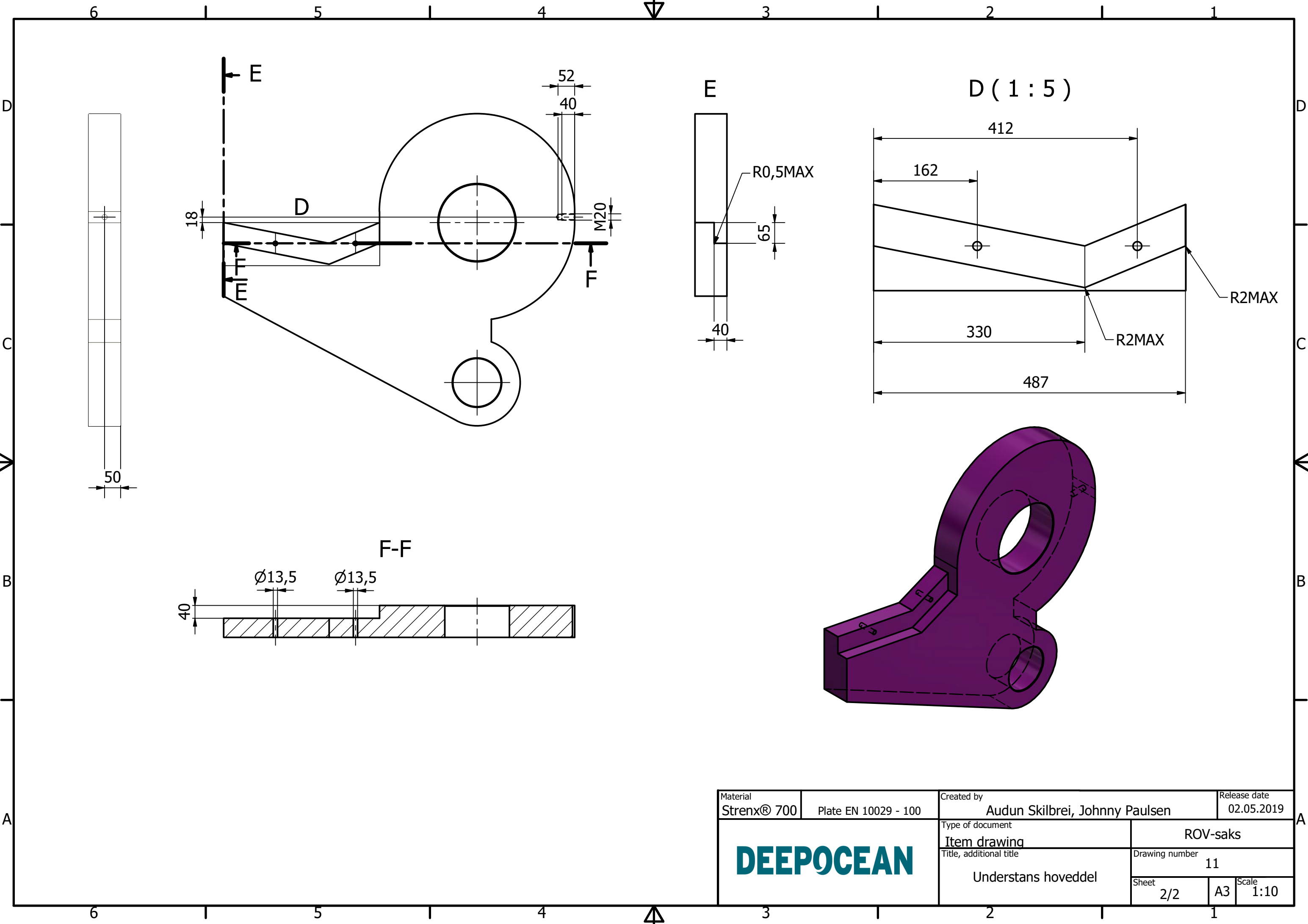


A-A

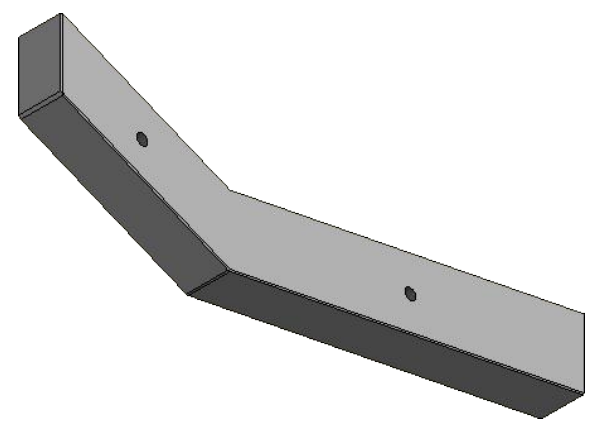
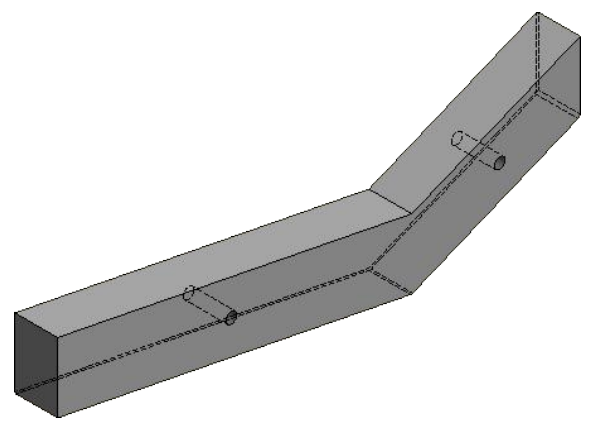
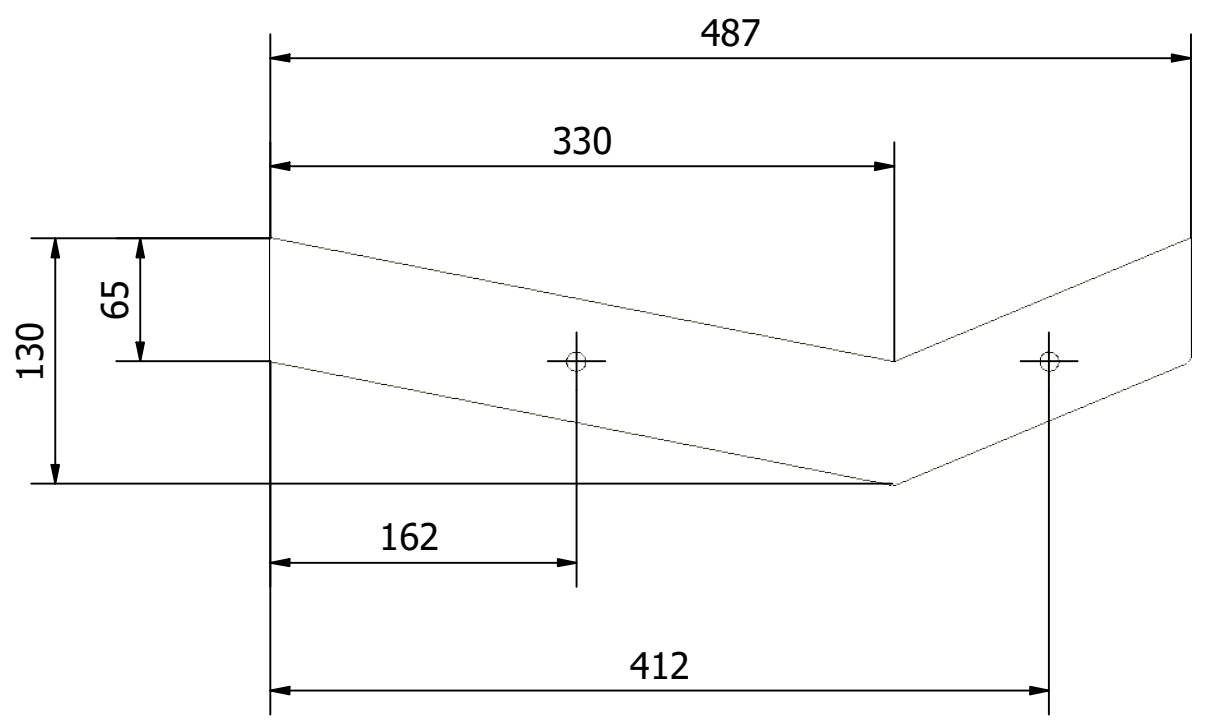


KONSEPTSKISSE

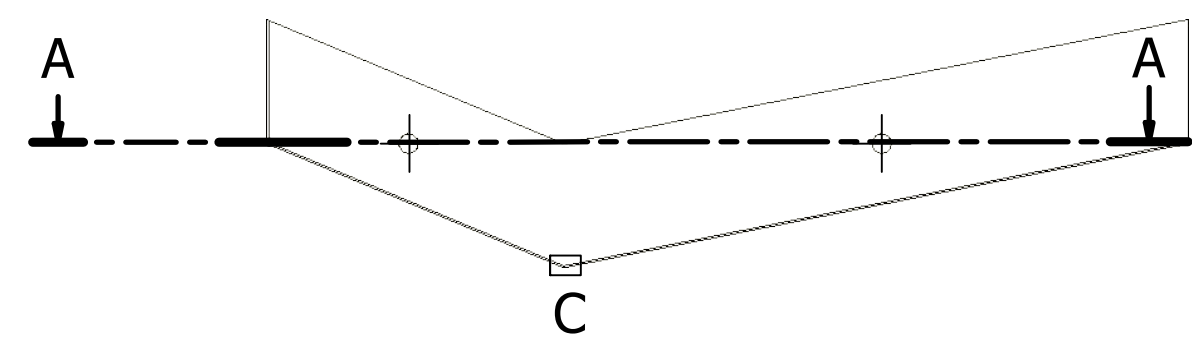
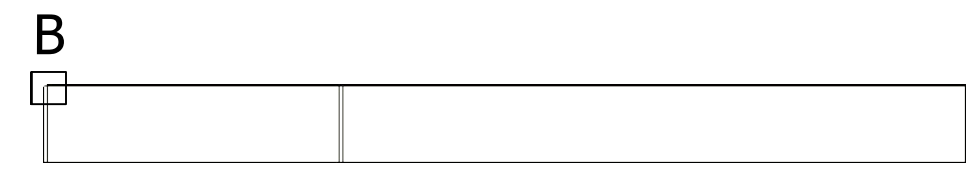
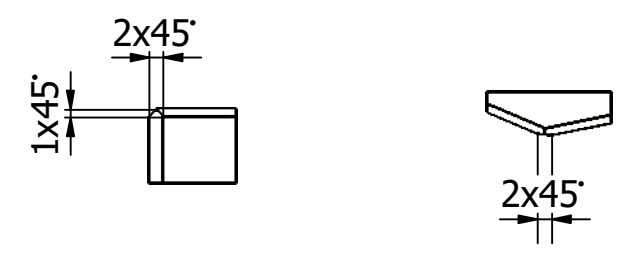
Material Strenx® 700	Plate EN 10029 - 100	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
		Type of document Item drawing	ROV-saks
		Title, additional title Understans	Drawing number 11
		Sheet 1/2	A3



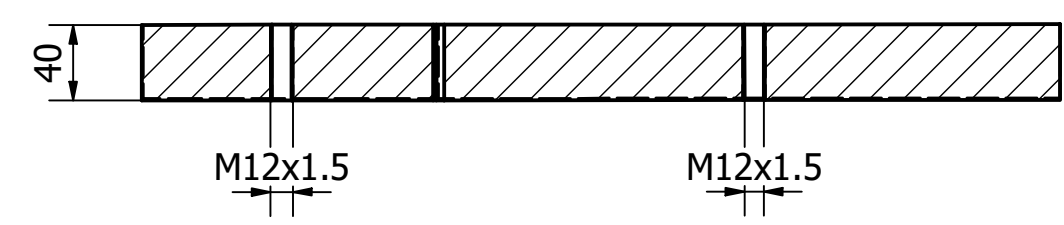
Material Strenx® 700	Plate EN 10029 - 100	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
		Type of document Item drawing	ROV-saks
		Title, additional title Understans hoveddel	Drawing number 11
		Sheet 2/2	A3



B (1:1) C (1:1)

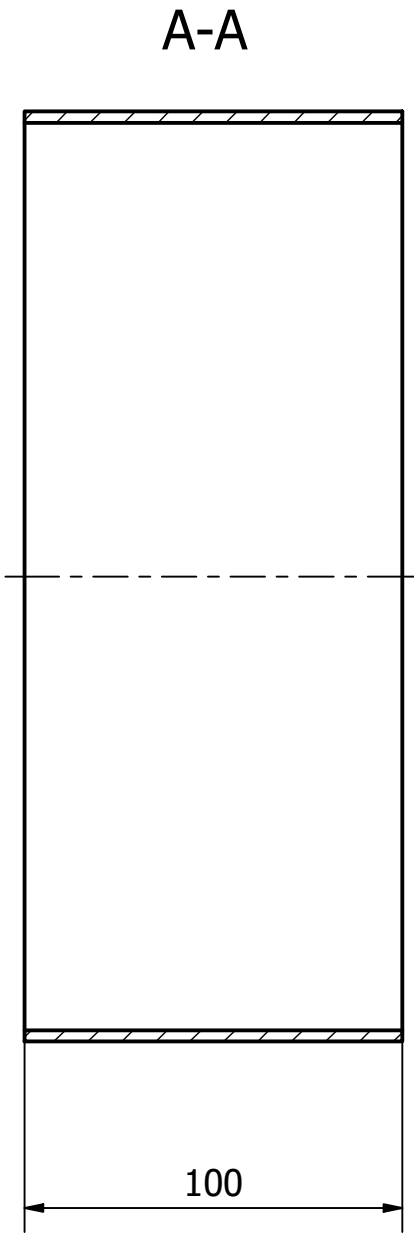
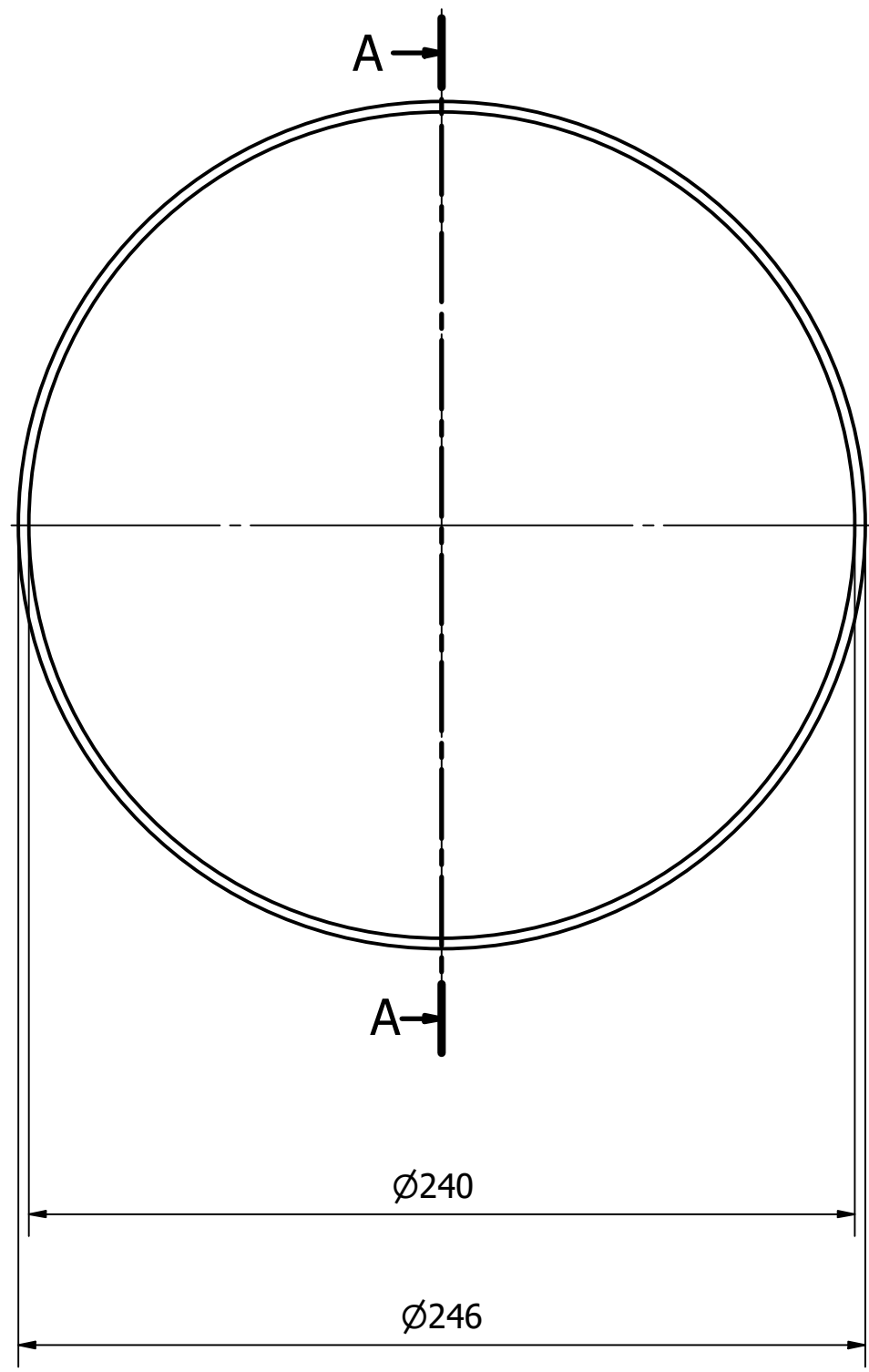


A-A



KONSEPTSKISSE

Material X153CrMoV12	Flat bar 130 x 40	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
		Type of document Item drawing	ROV-saks
		Title, additional title Knivblad til understans	Drawing number 13
		Sheet 1	A3 Scale 1 : 4



Federal-Mogul Deva GmbH

Adresse:
Schulstr. 20, 35260 Stadtallendorf, Germany

Telefon: +49 (0) 6428 701 0

Nettside: www.deva.de/en/

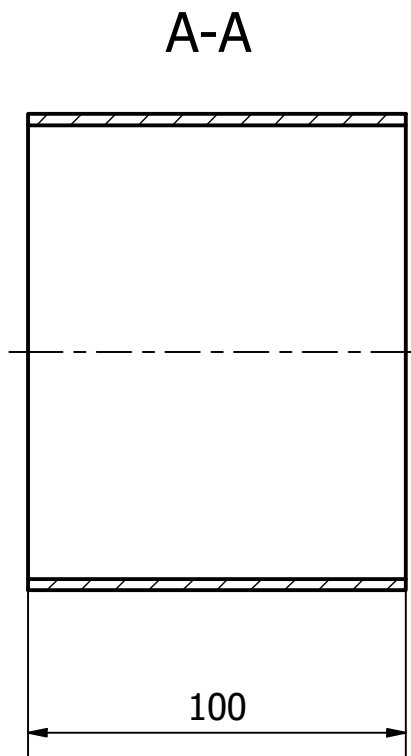
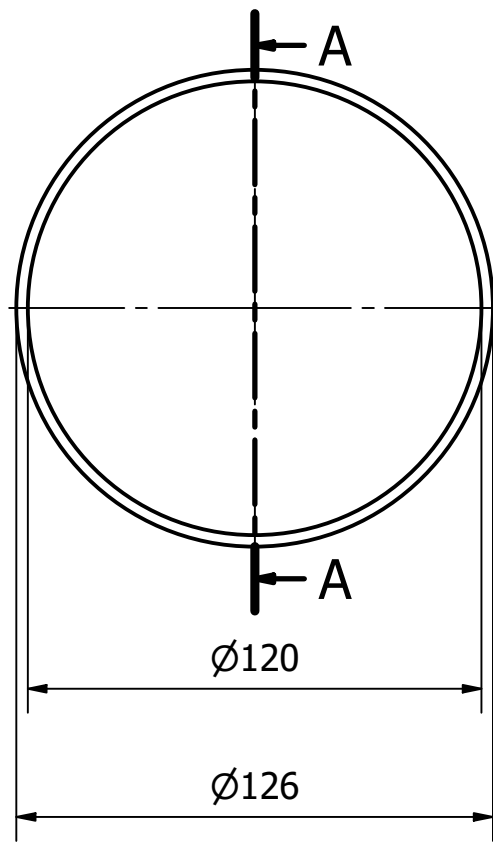
E-mail: info@deva.de

Produkt: Deva bm 302 Cylindrical bush



KONSEPTSKISSE

Material dewa.bm 302	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Item order	ROV-saks
	Title, additional title Glidelager til hovedaksling	Drawing number 14
	Sheet 1	A3 Scale 1 : 2



Federal-Mogul Deva GmbH

Adresse:
Schulstr. 20, 35260 Stadallendorf, Germany

Telefon: +49 (0) 6428 701 0

Nettside: www.deva.de/en/

E-mail: info@deva.de

Produkt: Deva bm 302 Cylindrical bush



KONSEPTSKISSE

Material dewa.bm 302	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Item order	ROV-saks
	Title, additional title Glidelager til sideplater	Drawing number 15
	Sheet 1	Scale 1 : 2

Federal-Mogul Deva GmbH

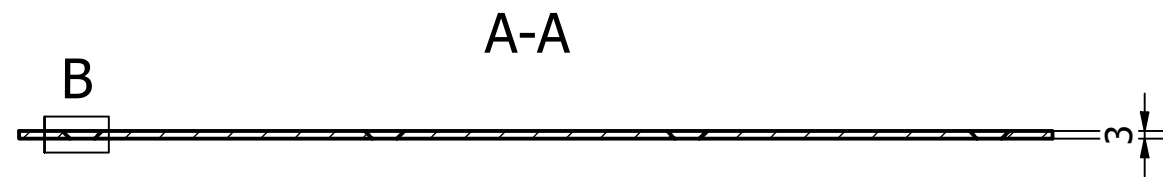
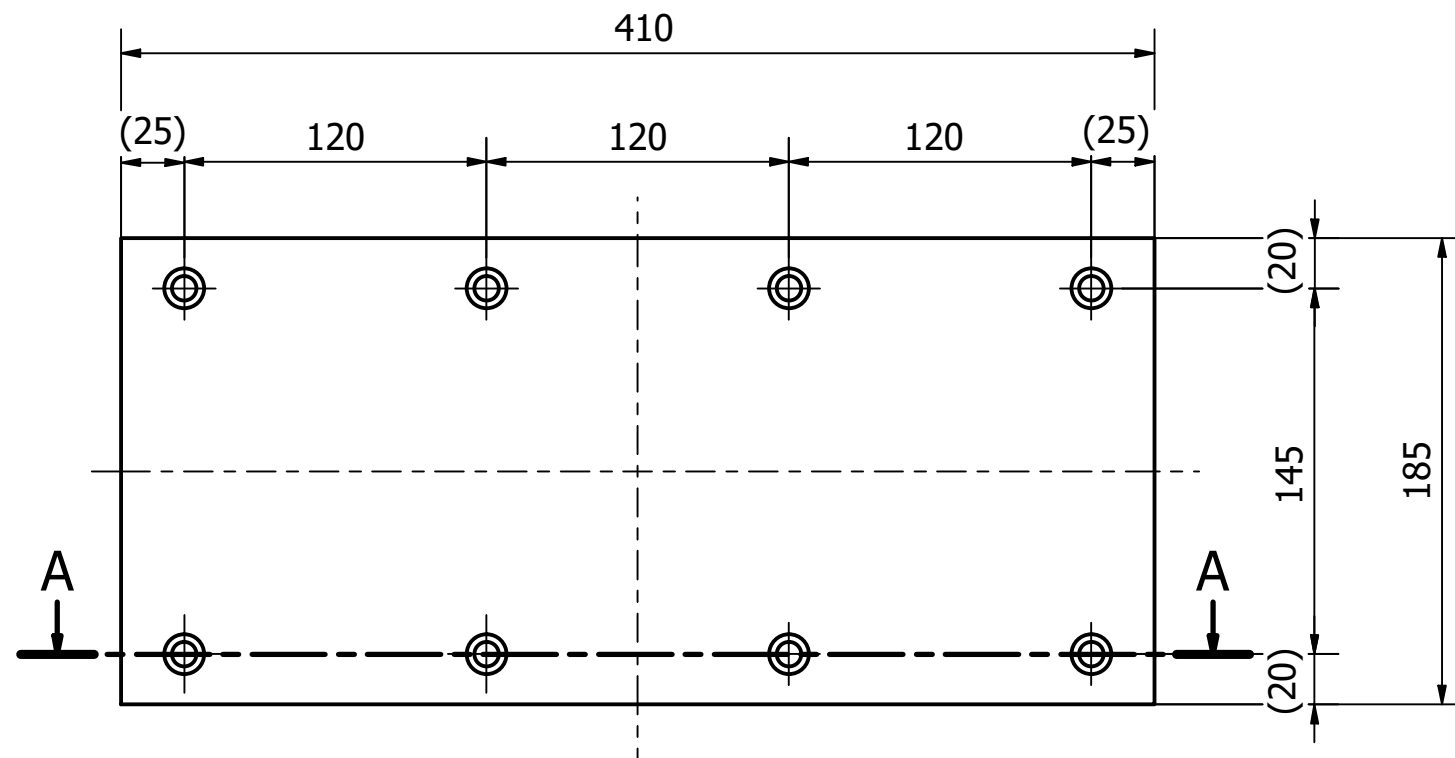
Adresse:
Schulstr. 20, 35260 Stadtallendorf, Germany

Telefon: +49 (0) 6428 701 0

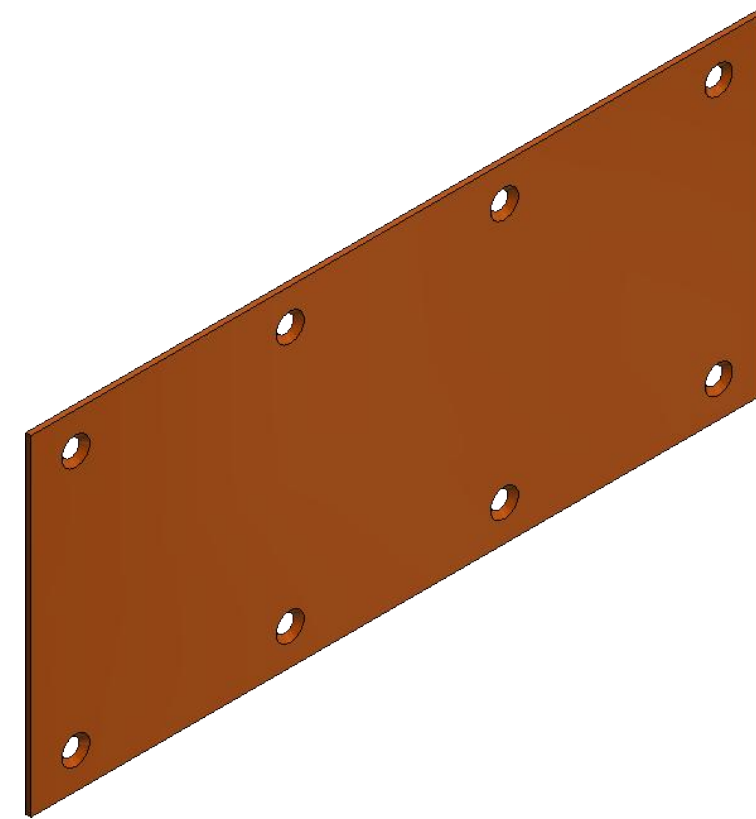
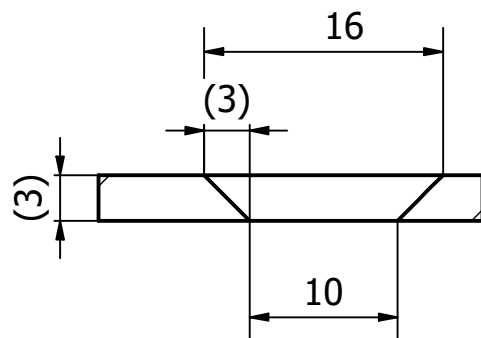
Nettside: www.deva.de/en/

E-mail: info@deva.de

Produkt: Deva bm 302 Slide plate

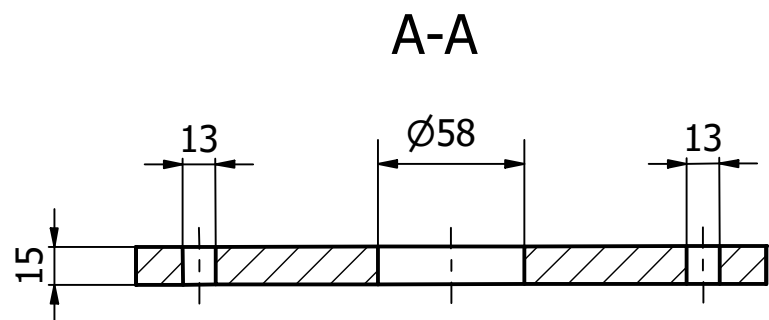
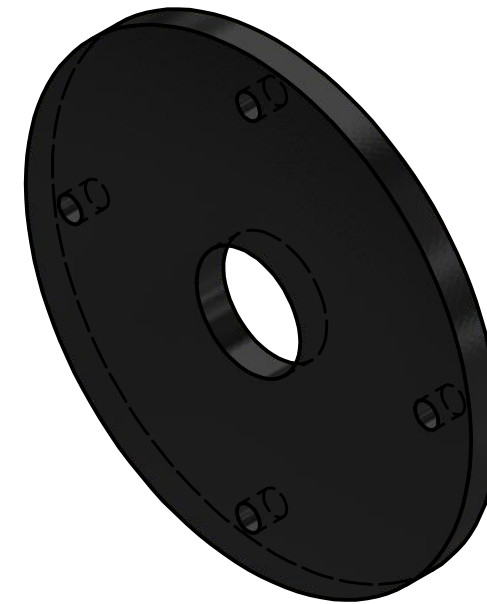
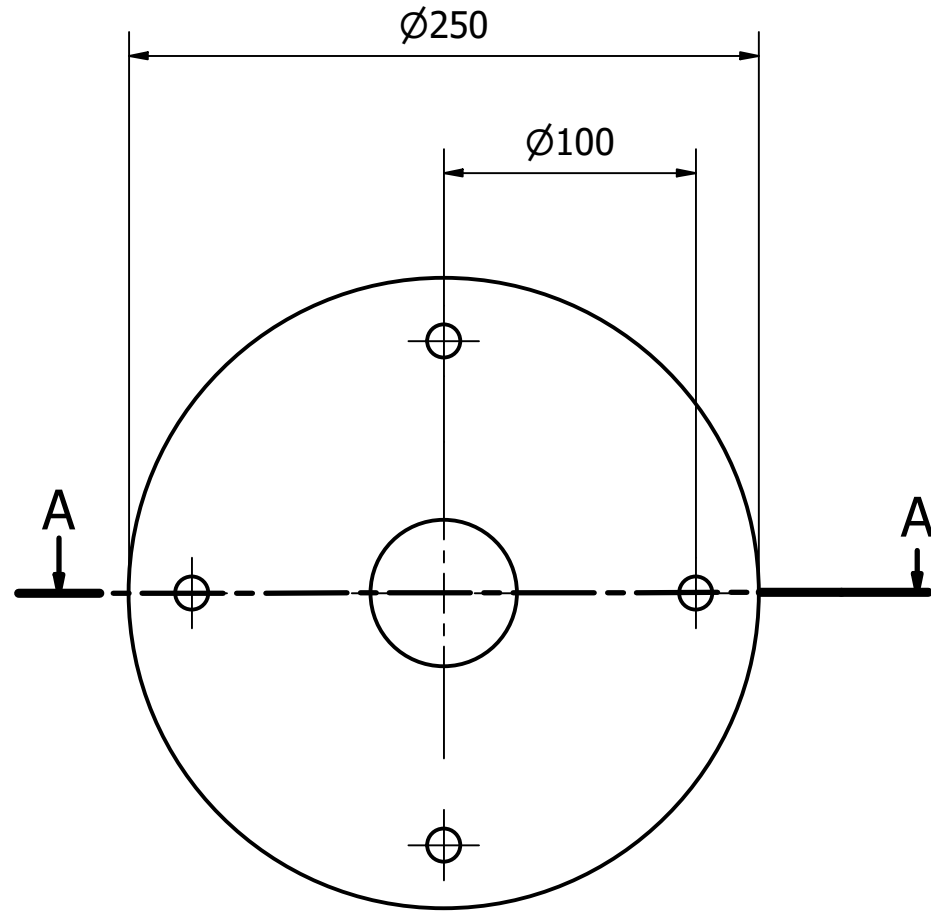


B (2 : 1)



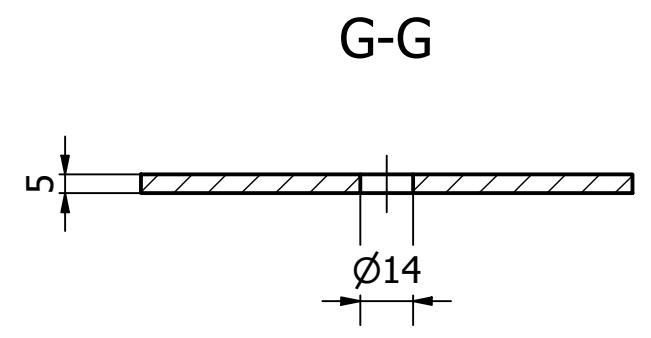
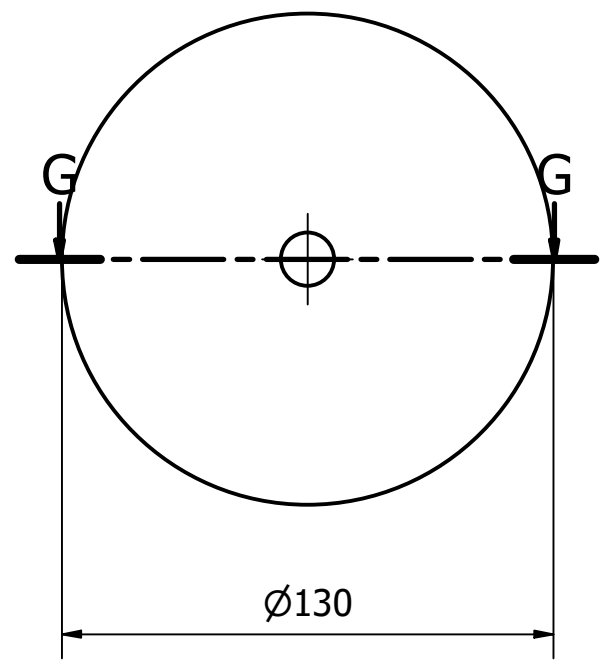
KONSEPTSKISSE

Material dewa.bm 302	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Item order	ROV-saks
	Title, additional title Glideplate til overstans	Drawing number 16
	Sheet 1	A3 Scale 1 : 3



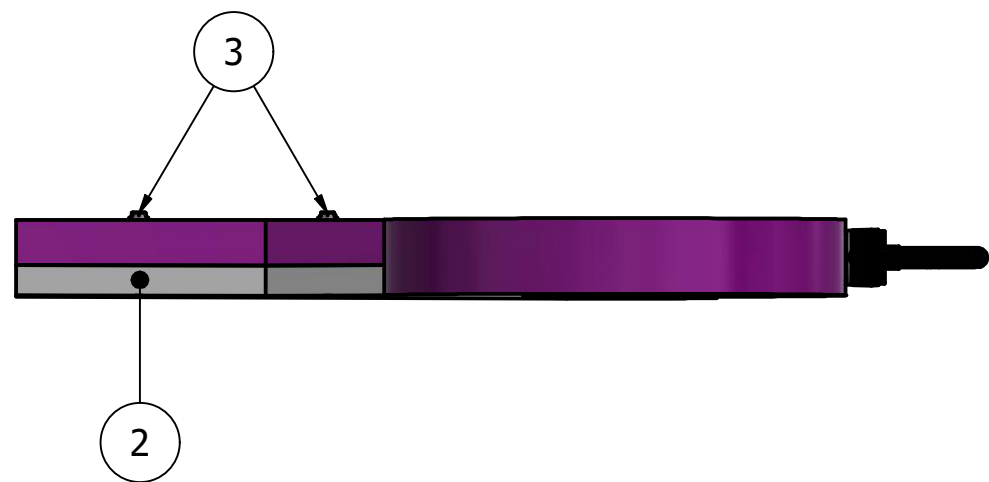
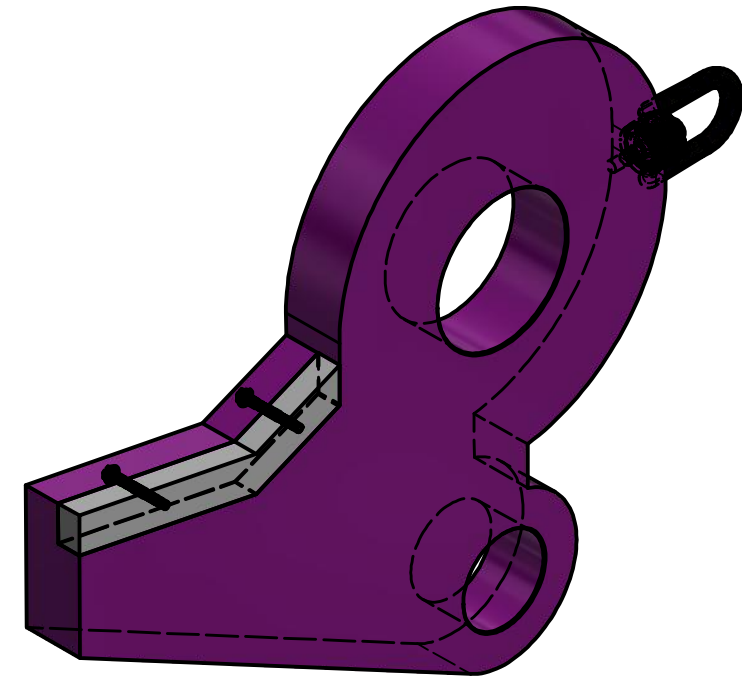
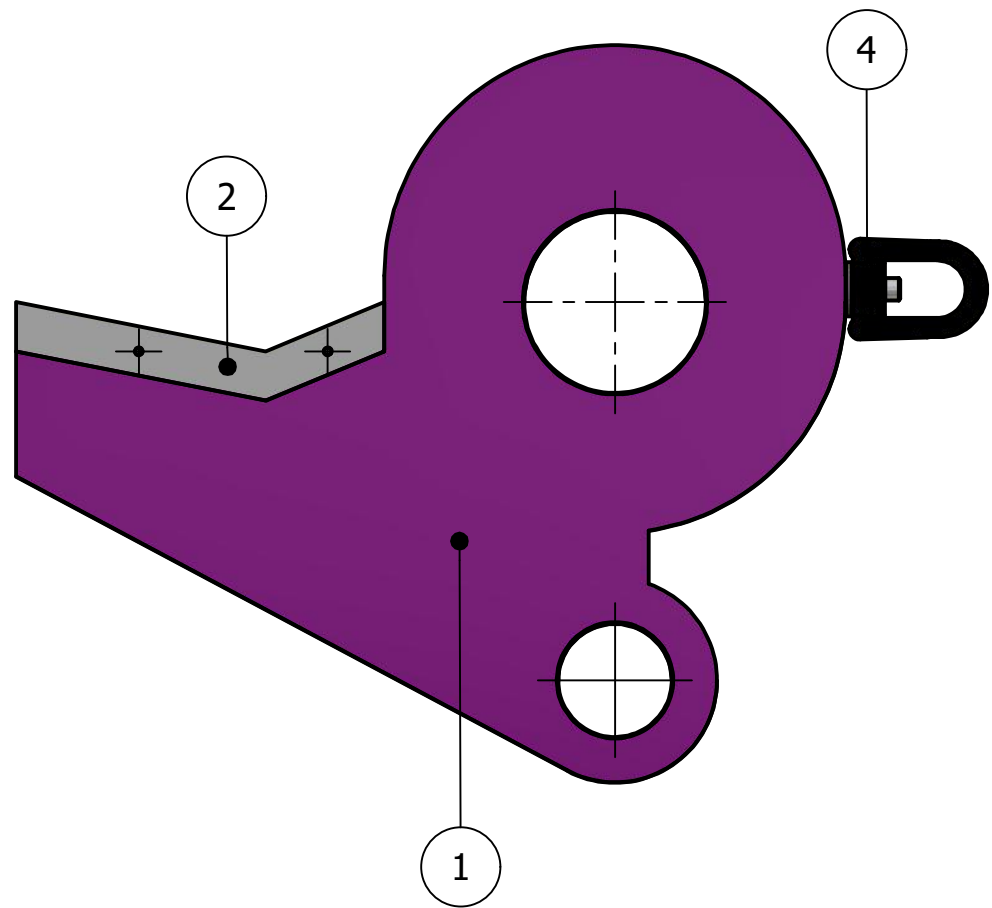
KONSEPTSKISSE

Material Strenx® 700	Round bar / Plate	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Item drawing	ROV-saks	
	Title, additional title Festeplate 1	Drawing number 17	
		Sheet 1	A3 Scale 1 : 3



KONSEPTSKISSE

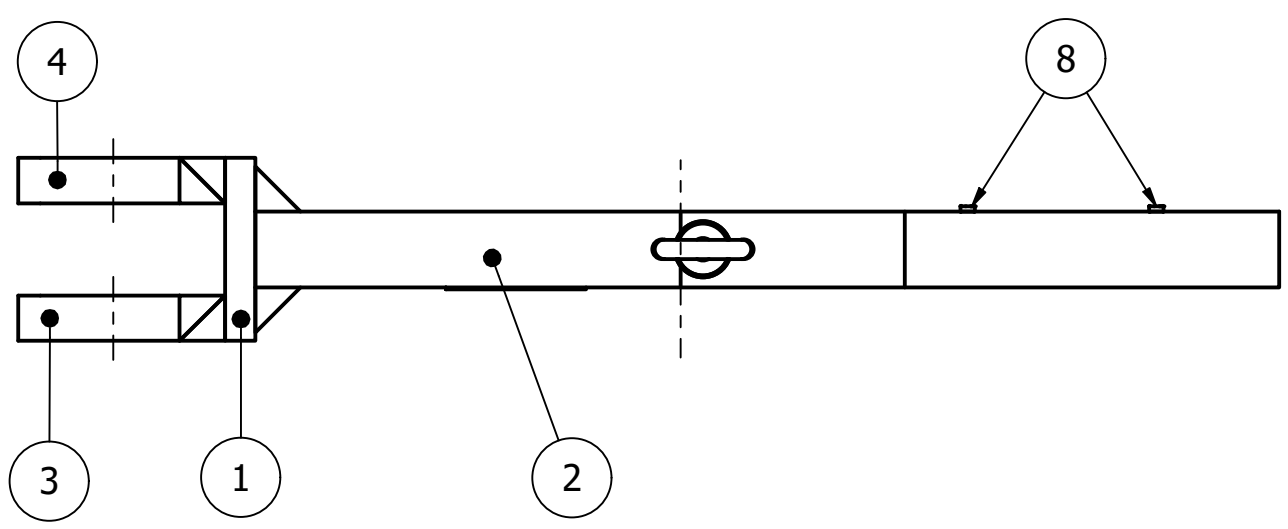
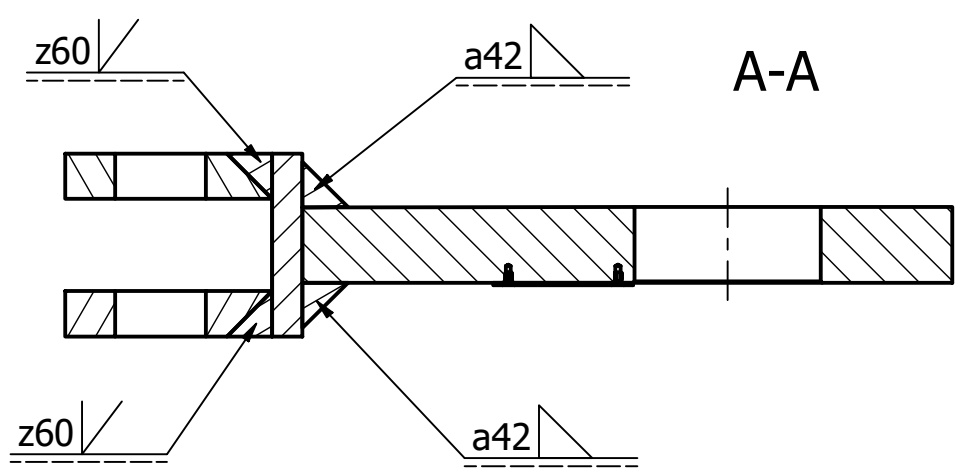
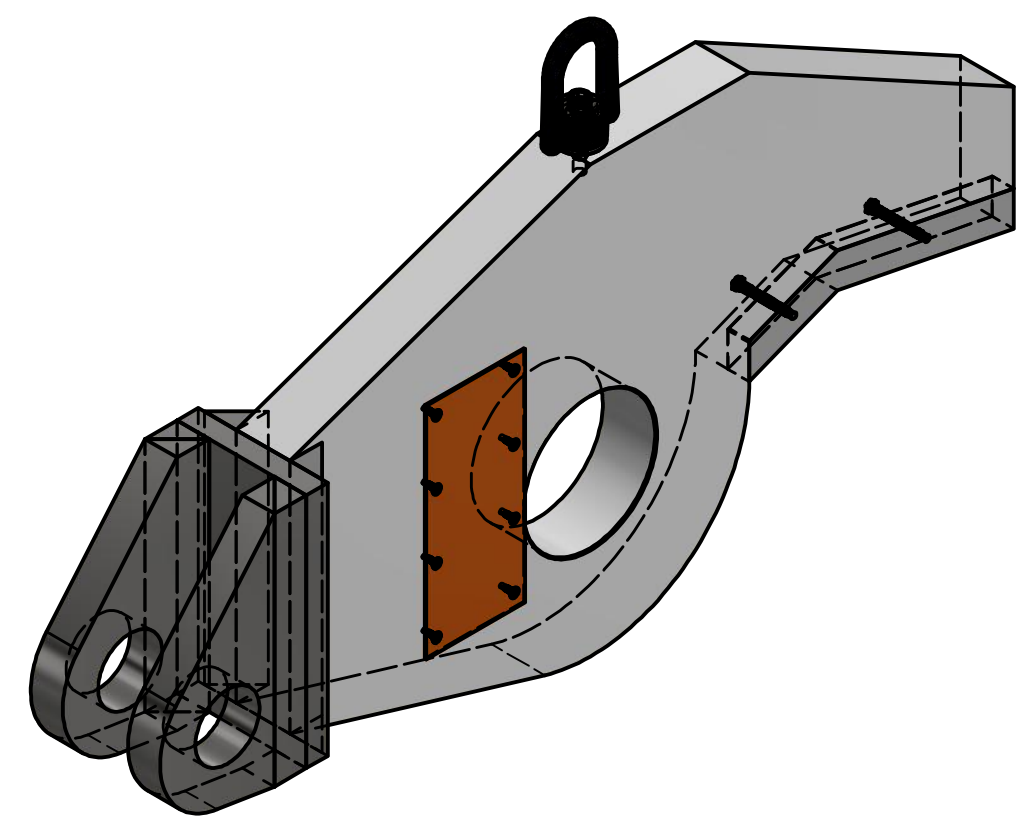
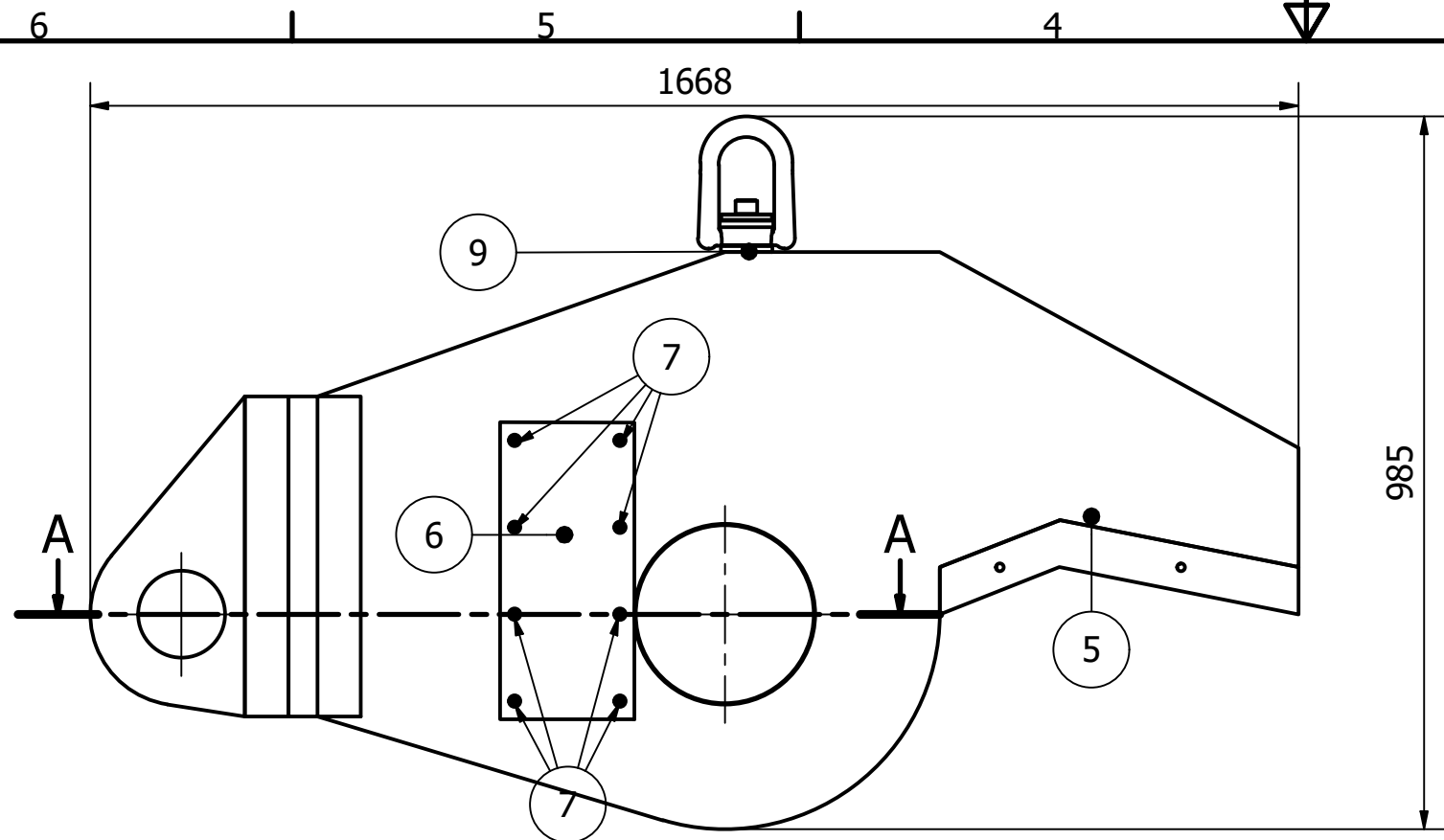
Material Strenx® 700	Round bar 130	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Item drawing		ROV-saks
	Title, additional title Festeplate 2		Drawing number 18
	Sheet 1	A3	Scale 1 : 2



KONSEPTSKISSE

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	11	Understans hoveddel
2	1	13	Knivblad til understans
3	2		ISO 8765- M12 x 1.5 x 100 - A4-70
4	1	21	ADB Hoist Ring 34101

Material Strenx® 700	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Assembly	ROV-saks
	Title, additional title Understans	Drawing number 19
	Sheet 1	A3 Scale 1 : 10



KONSEPTSKISSE

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	5	Midtre bakplate
2	1	2	Overstans hoveddel
3	1	3	Høyre bakplate
4	1	4	Venstre bakplate
5	1	12	Knivblad til overstans
6	1	16	Glideplate
7	8		ISO 2009 - M8 x 16 - A4-70
8	2		ISO 8765- M12 x 1.5 x 90 - A4-70
9	1	21	ADB Hoist ring 34101

Material Strenx® 700	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Weldment and parts assembly	ROV-saks
	Title, additional title Overstans	Drawing number 20
	Sheet 1	A3 Scale 1 : 10

Part No.	Rated Load (kg)	A	B	C	D	E +/- 3.0	F	G	K	L	M	TL (Nm)	Weight (kg)
34101	3000	35.6	129.5	52.1	25.4	28	187.2	M20x2.5	71.4	4.6	89.7	135.0	3.14

American Drill Bush Company

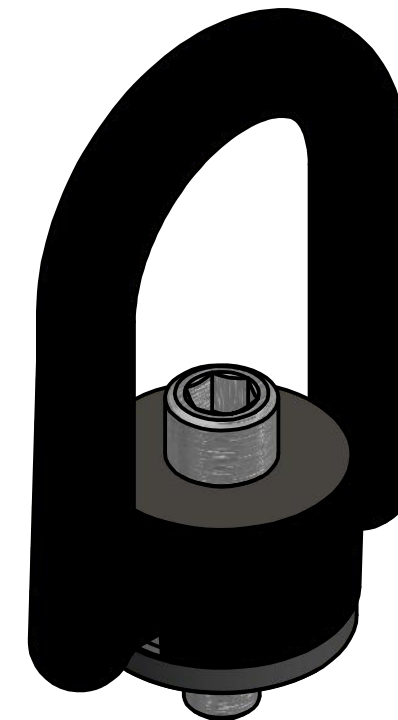
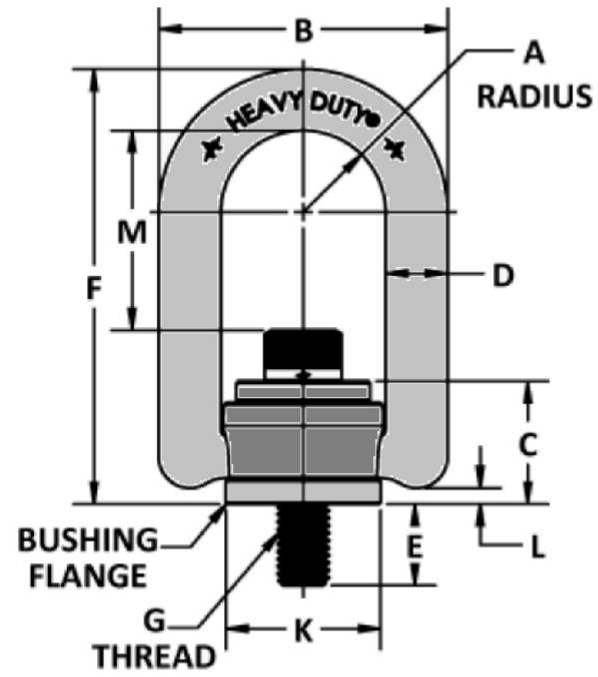
Adresse:
5740 Hunt Road, Valdosta, GA 31606

Telefon: 800 423 4425

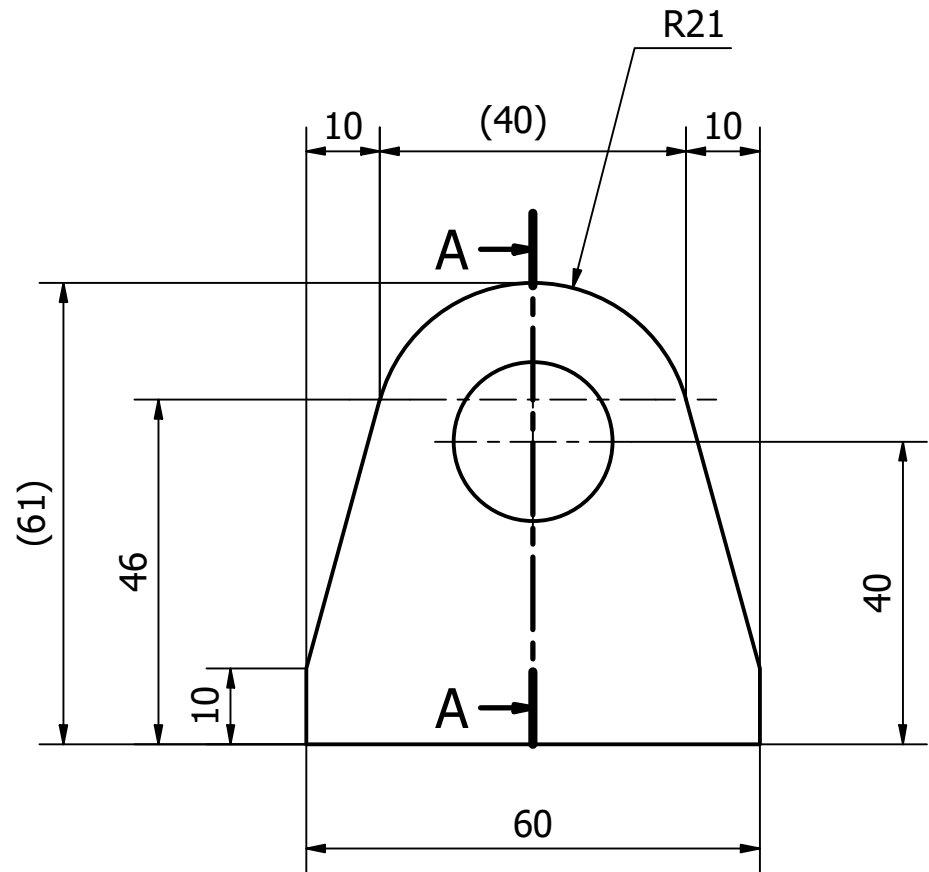
Nettside: www.americandrillbushing.com

E-mail: info@adbhoistings.com

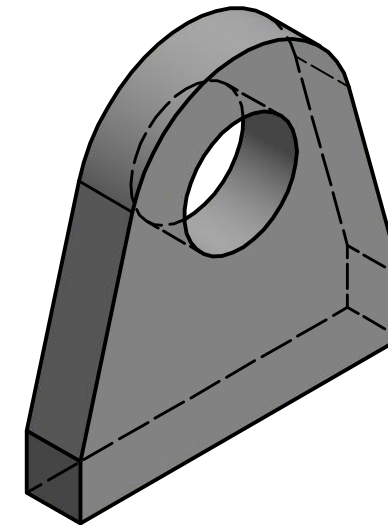
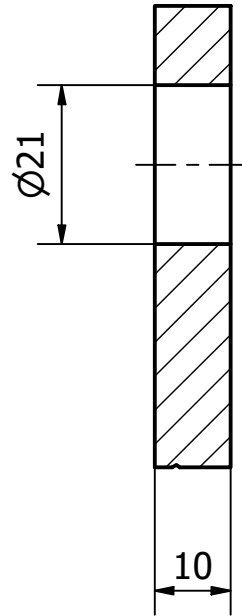
Bestillingsnummer: HrHDM34101



Material		Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Item order	ROV-saks	
	Title, additional title Løfteøye	Drawing number 21	
		Sheet 1	Scale A3 1 : 2

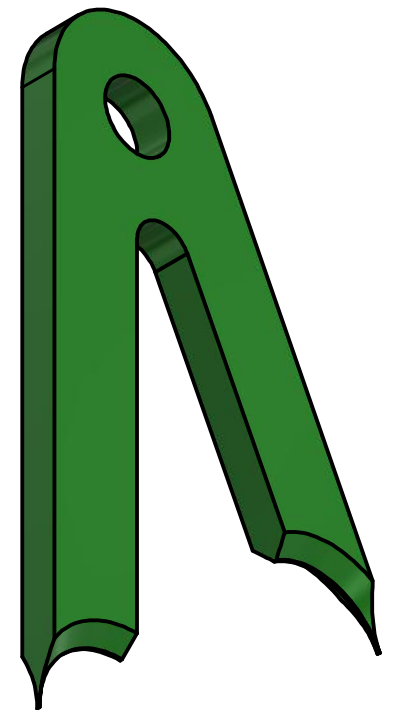
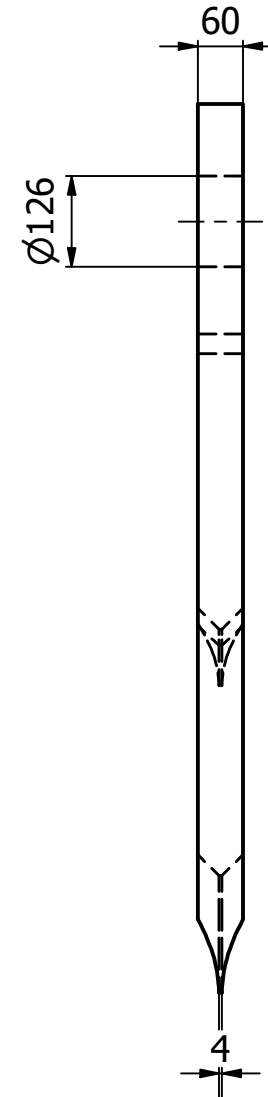
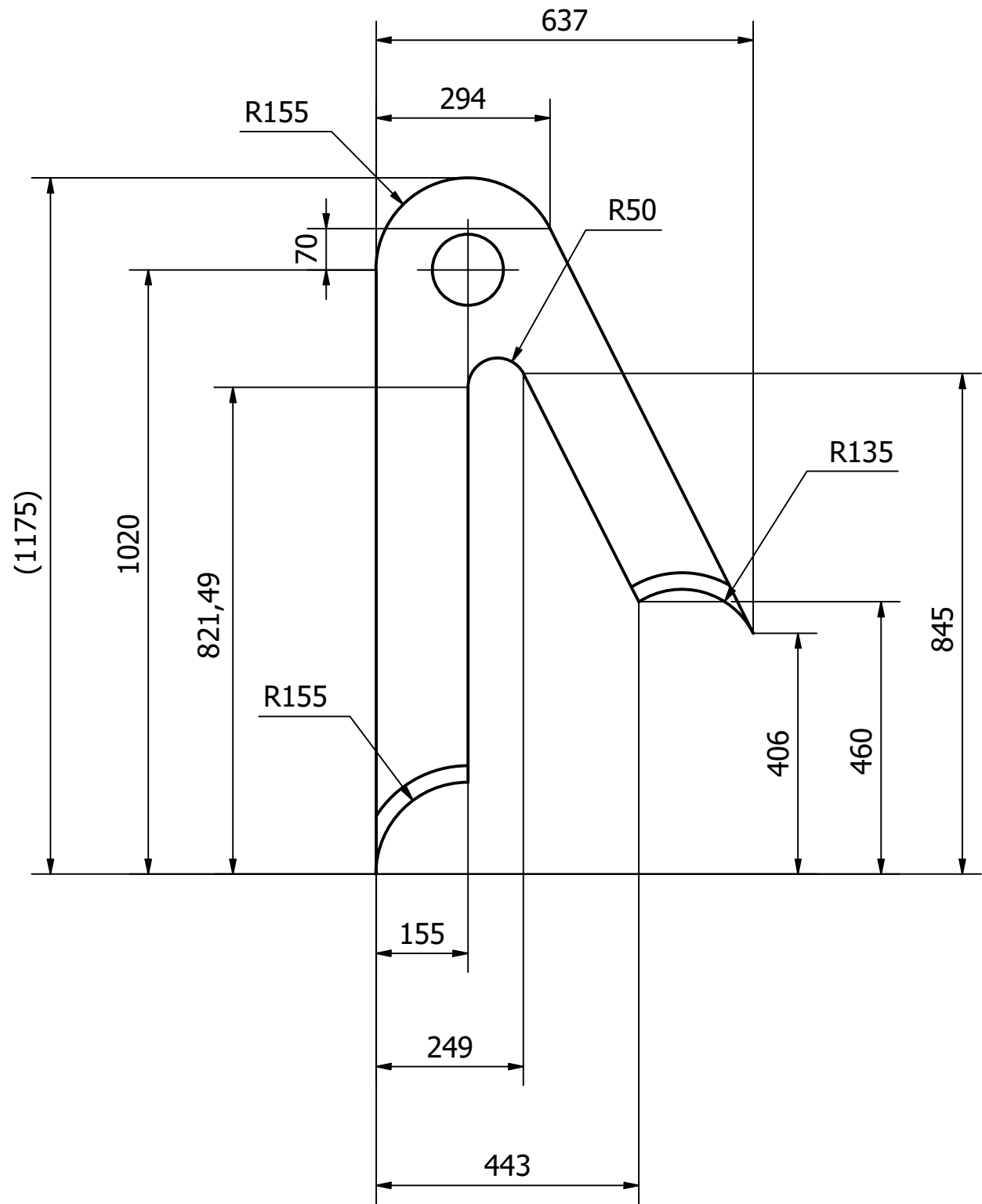
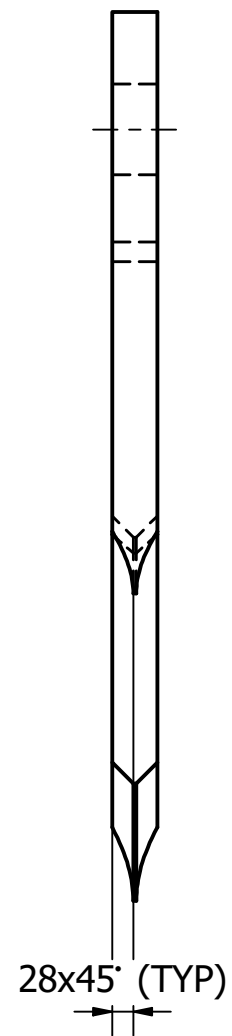


A-A (1 : 1)



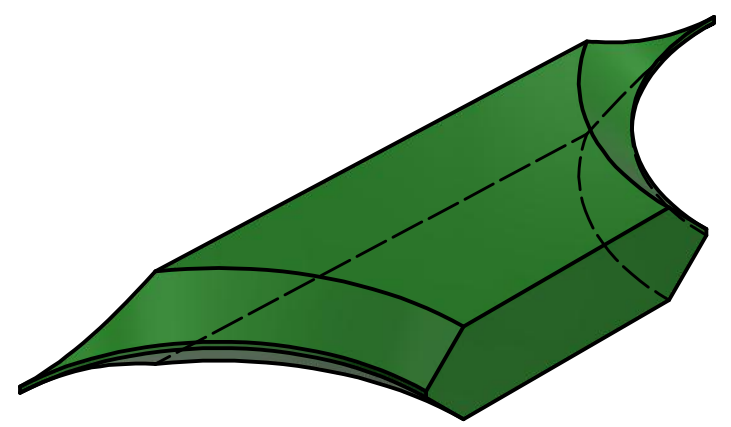
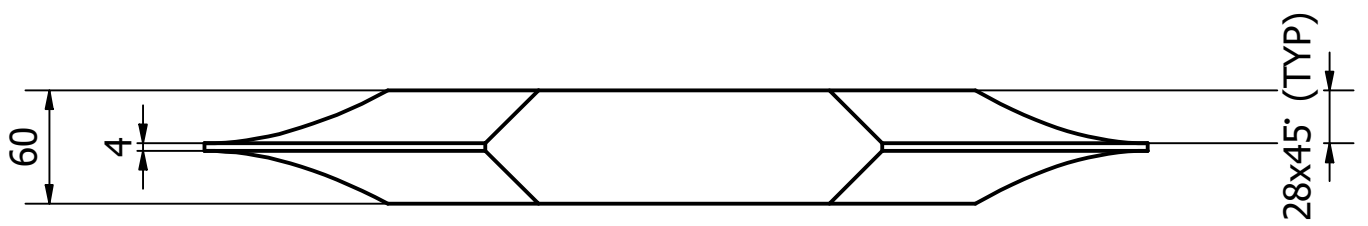
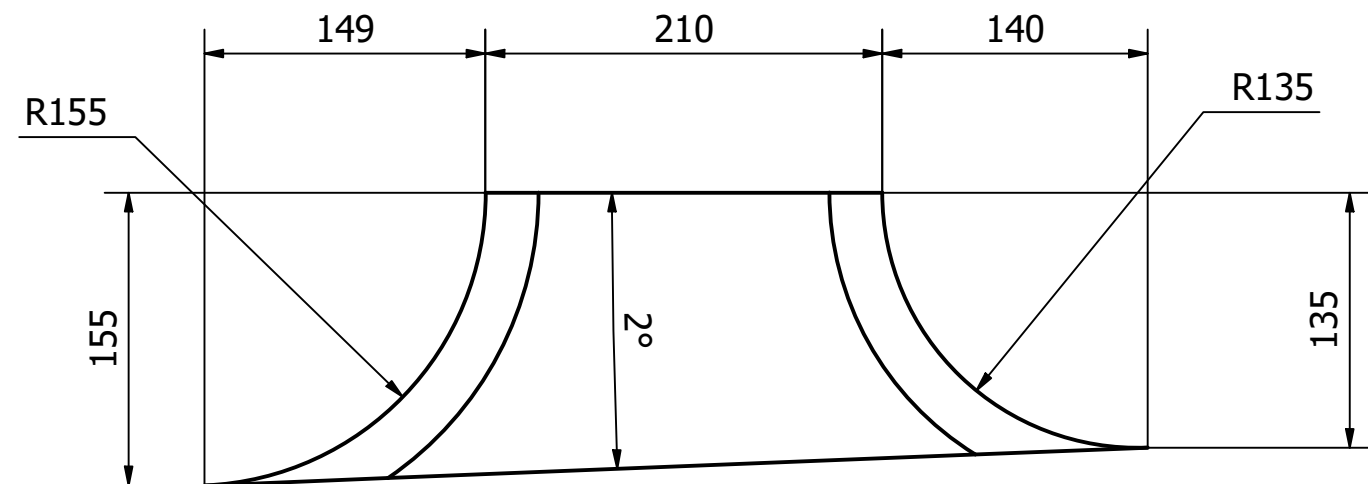
KONSEPTSKISSE

Material Strenx® 700	Plate EN 10029 - 10	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Item drawing	ROV-saks	
	Title, additional title Løfteøre til sideplater	Drawing number 22	
		Sheet 1	A3



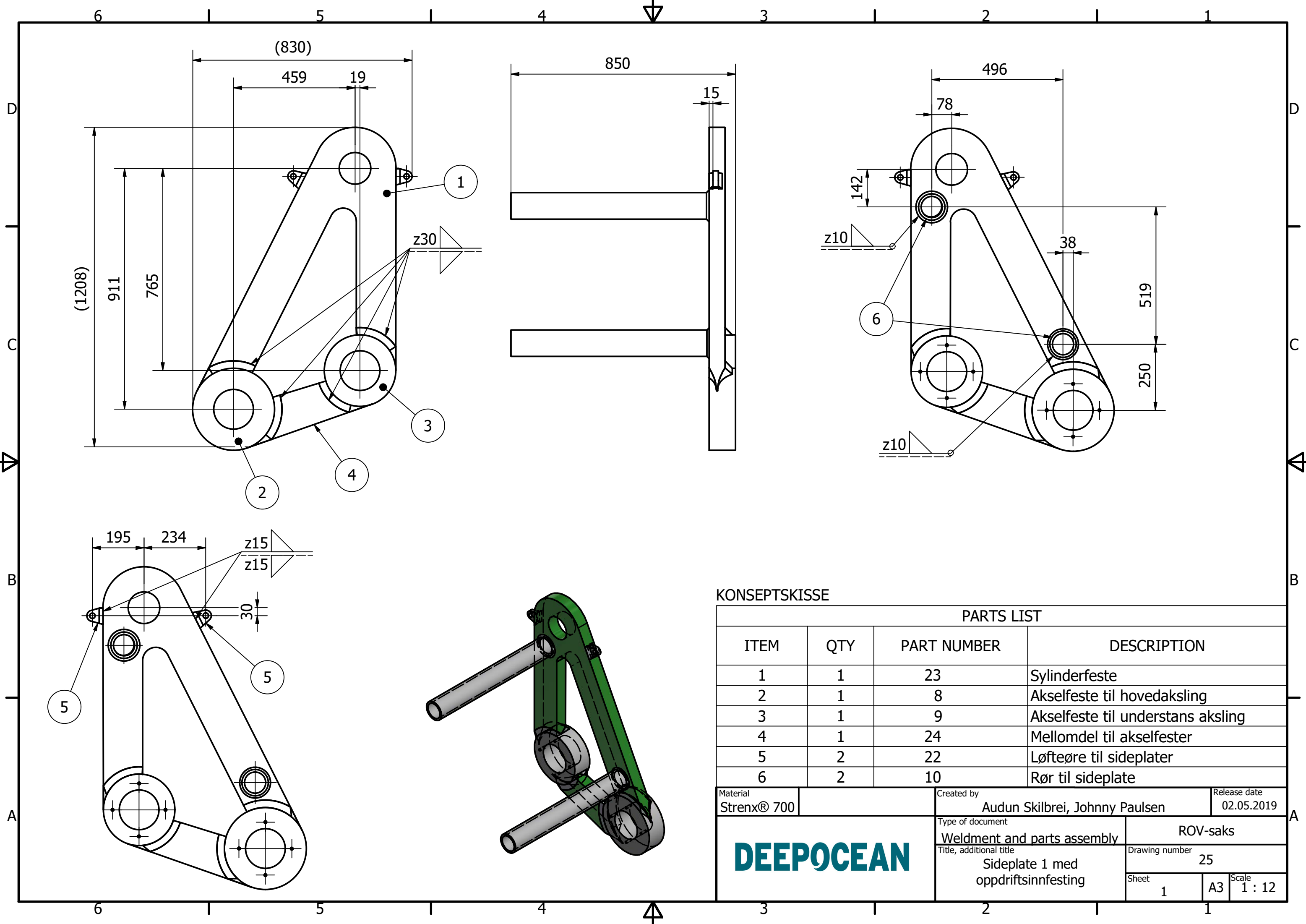
KONSEPTSKISSE

Material Strenx® 700	Plate EN 10029 - 60	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
		Type of document Item drawing	ROV-saks
		Title, additional title Sylinderfeste	Drawing number 23
		Sheet 1	A3 Scale 1 : 10



KONSEPTSKISSE

Material Strenx® 700	Flat bar 160x60	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Item drawing	ROV-saks	
	Title, additional title Mellomdel til aksselfester	Drawing number 24	
		Sheet 1	A3 Scale 1 : 4

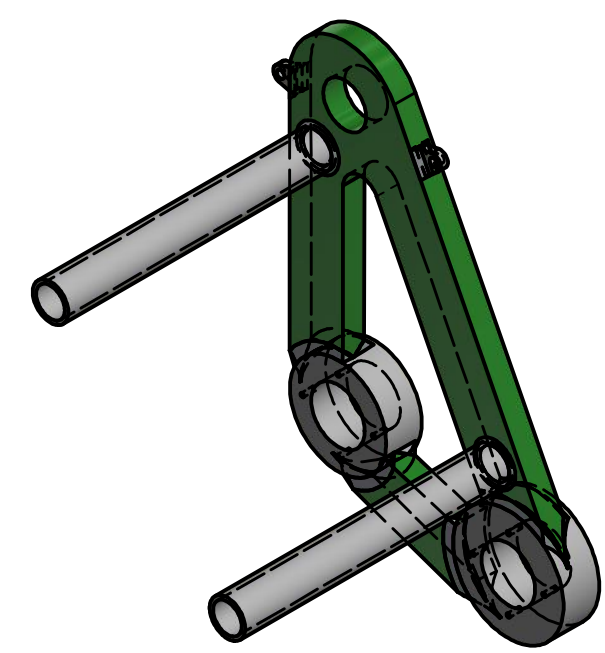


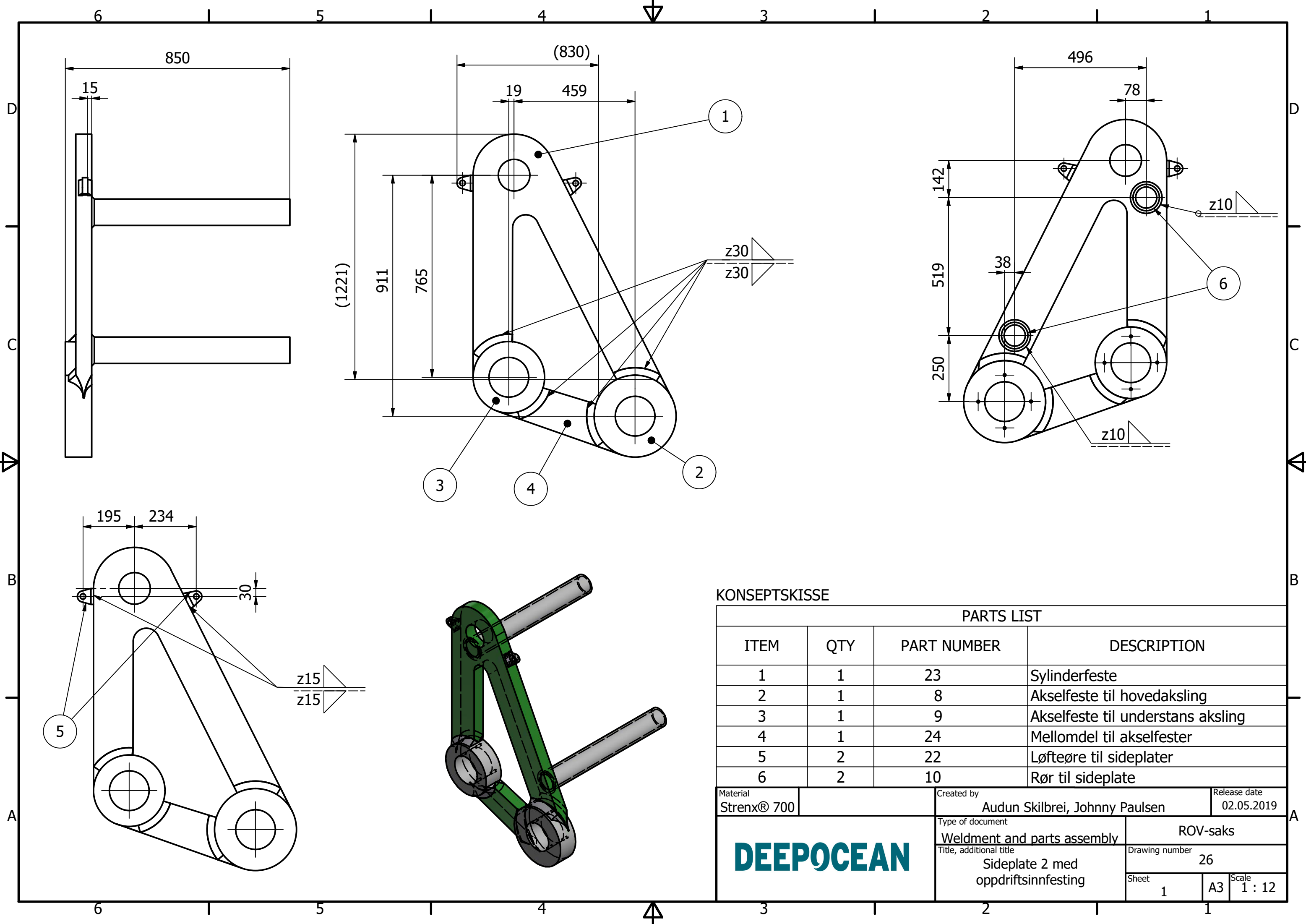
KONSEPTSKISSE

PARTS LIST

ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	23	Sylinderfeste
2	1	8	Aksselfeste til hovedaksling
3	1	9	Aksselfeste til understans aksling
4	1	24	Mellomdel til aksselfester
5	2	22	Løfteøre til sideplater
6	2	10	Rør til sideplate

Material Strenx® 700	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Weldment and parts assembly	ROV-saks
	Title, additional title Sideplate 1 med oppdriftsinnfesting	Drawing number 25
	Sheet 1	A3 Scale 1 : 12

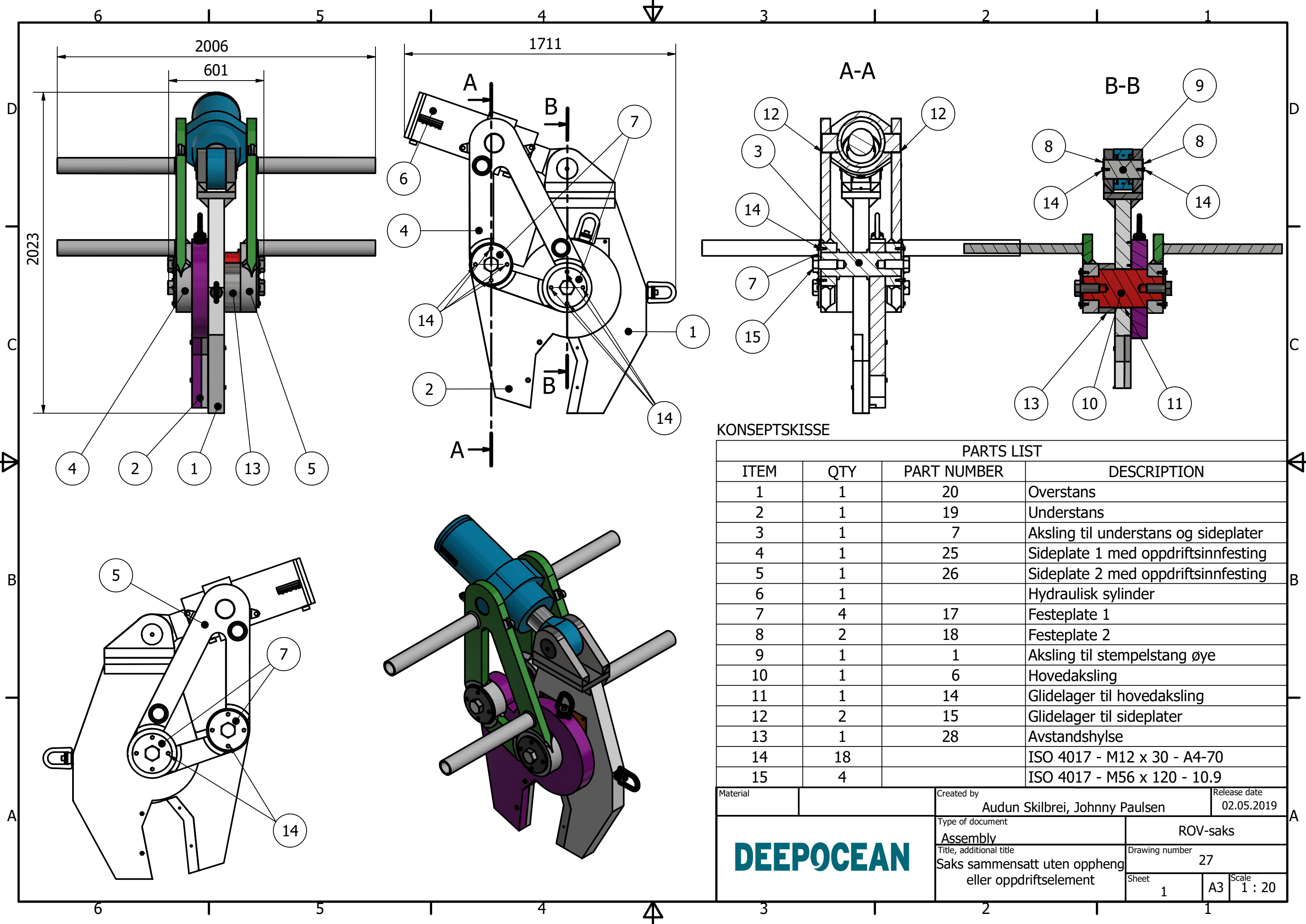




KONSEPTSKISSE

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	23	Sylinderfeste
2	1	8	Aksselfeste til hovedaksling
3	1	9	Aksselfeste til understans aksling
4	1	24	Mellomdel til aksselfester
5	2	22	Løfteøre til sideplater
6	2	10	Rør til sideplate

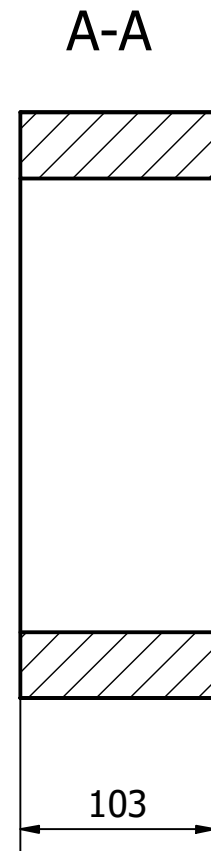
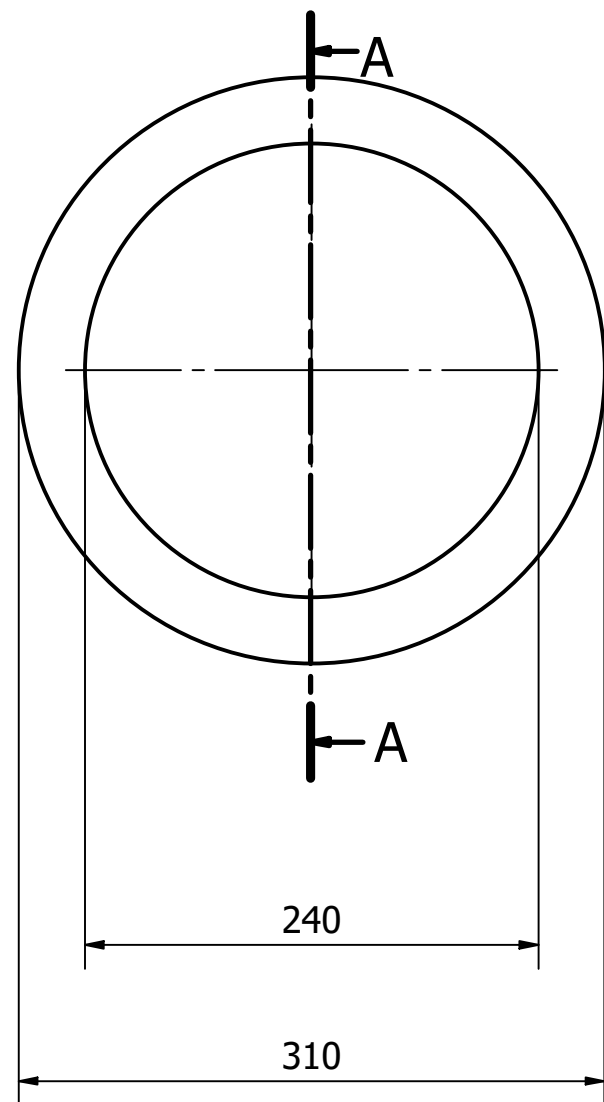
Material Strenx® 700	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Weldment and parts assembly	ROV-saks
	Title, additional title Sideplate 2 med oppdriftsinnfesting	Drawing number 26
	Sheet 1	A3 Scale 1 : 12



KONSEPTSKISSE

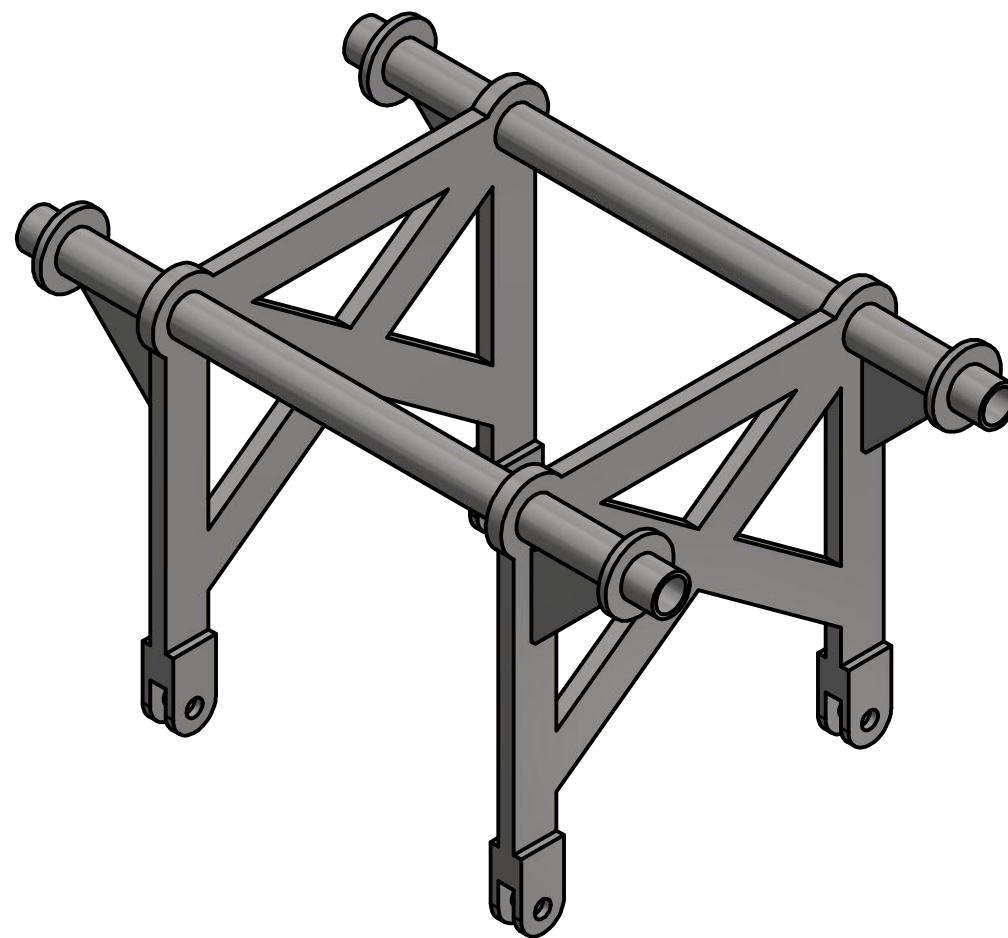
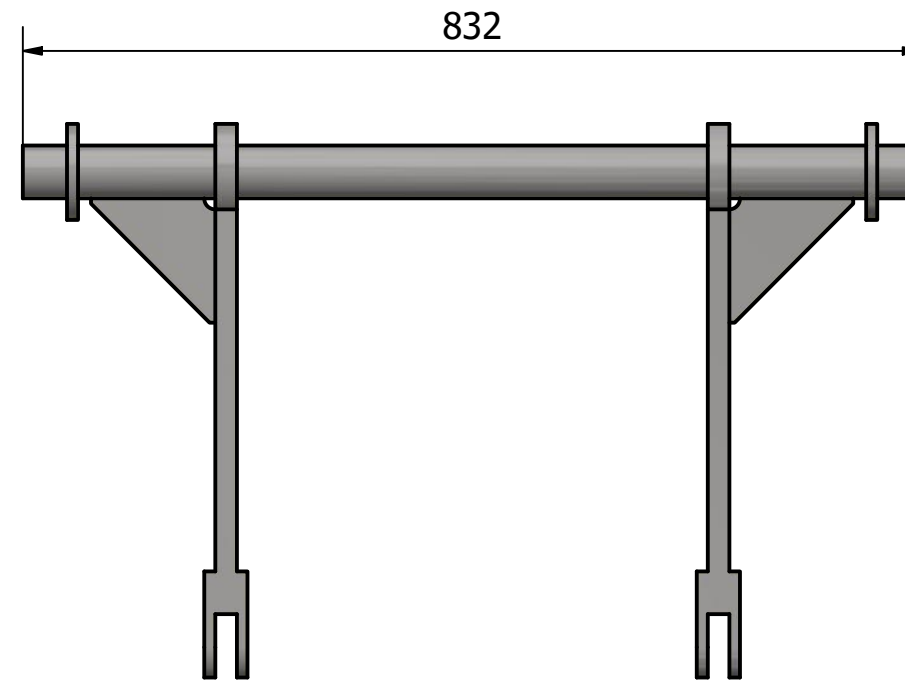
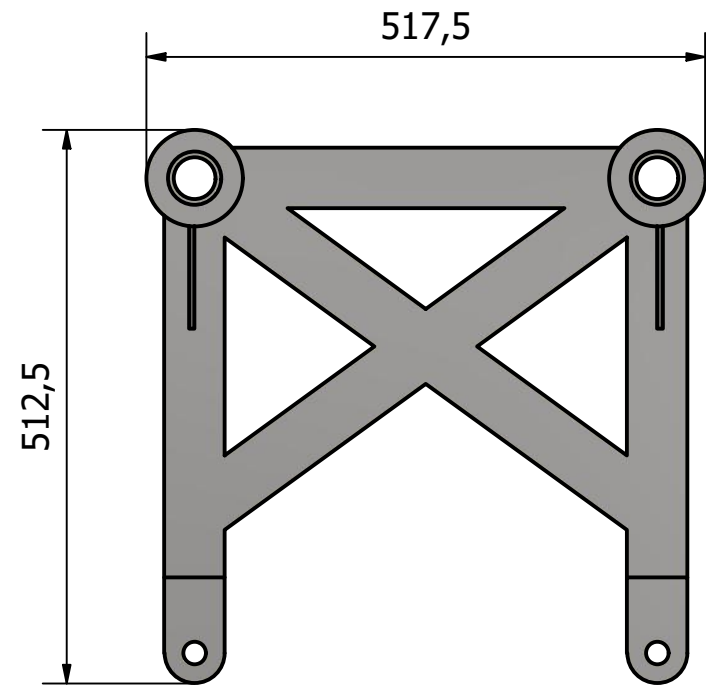
PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	20	Overstans
2	1	19	Understans
3	1	7	Aksling til understans og sideplater
4	1	25	Sideplate 1 med oppdriftsinnfesting
5	1	26	Sideplate 2 med oppdriftsinnfesting
6	1		Hydraulisk sylinder
7	4	17	Festeplate 1
8	2	18	Festeplate 2
9	1	1	Aksling til stempelstang øye
10	1	6	Hovedaksling
11	1	14	Glidelager til hovedaksling
12	2	15	Glidelager til sideplater
13	1	28	Avstandshylse
14	18		ISO 4017 - M12 x 30 - A4-70
15	4		ISO 4017 - M56 x 120 - 10.9

Material	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
	Type of document Assembly	ROV-saks
	Title, additional title Saks sammensatt uten oppheng eller oppdriftselement	Drawing number 27
	Sheet 1	A3 Scale 1 : 20



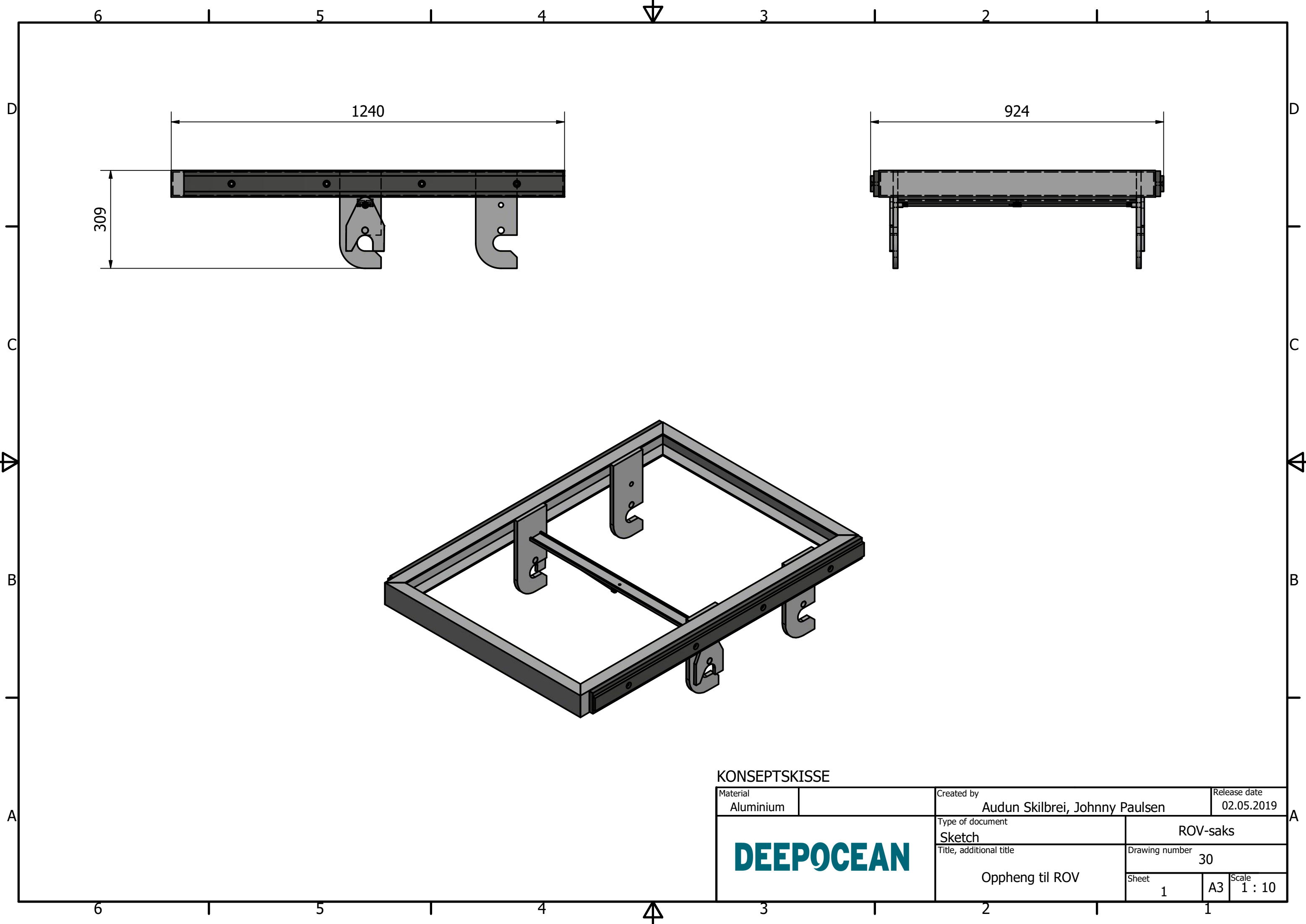
KONSEPTSKISSE

Material Strenx® 700	Round bar	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Item drawing	ROV-saks	
	Title, additional title Avstandshylse	Drawing number 28	
		Sheet 1	A3



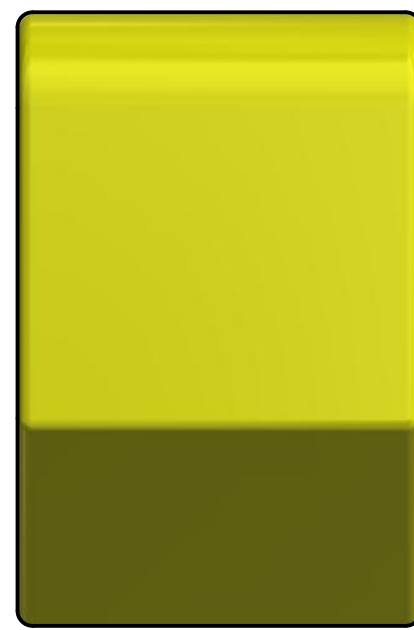
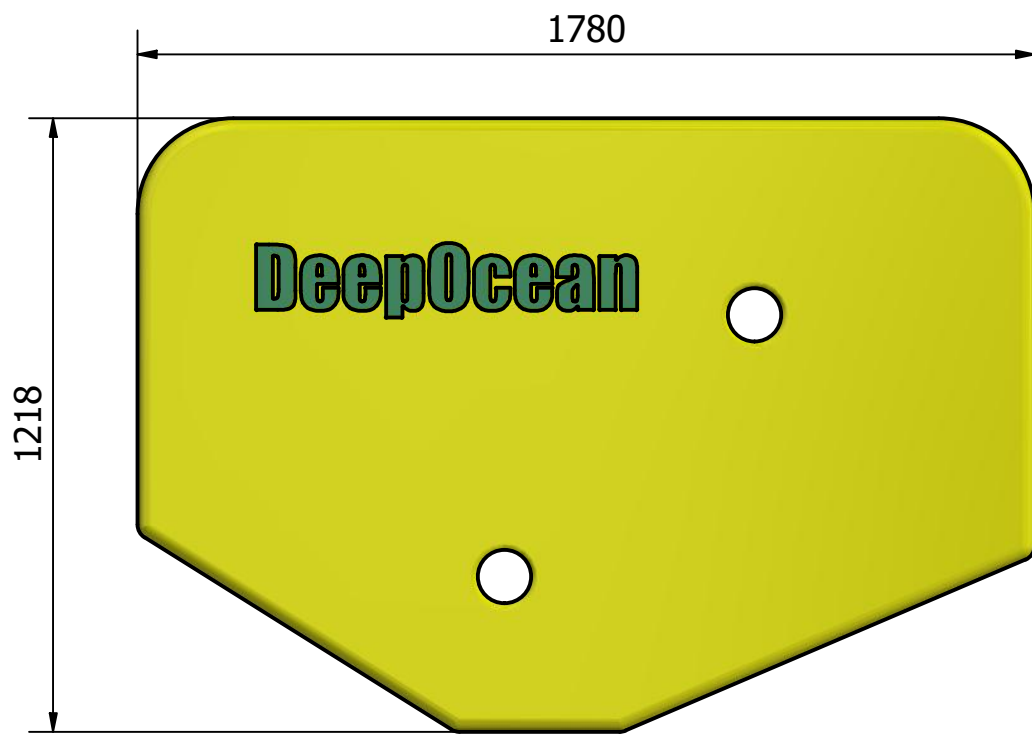
KONSEPTSKISSE

Material Aluminium	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Sketch	ROV-saks
	Title, additional title Oppheng til saks	Drawing number 29
	Sheet 1	A3 Scale 1 : 7



KONSEPTSKISSE

Material Aluminium	Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Sketch	ROV-saks
	Title, additional title Oppheng til ROV	Drawing number 30
	Sheet 1	A3 Scale 1 : 10



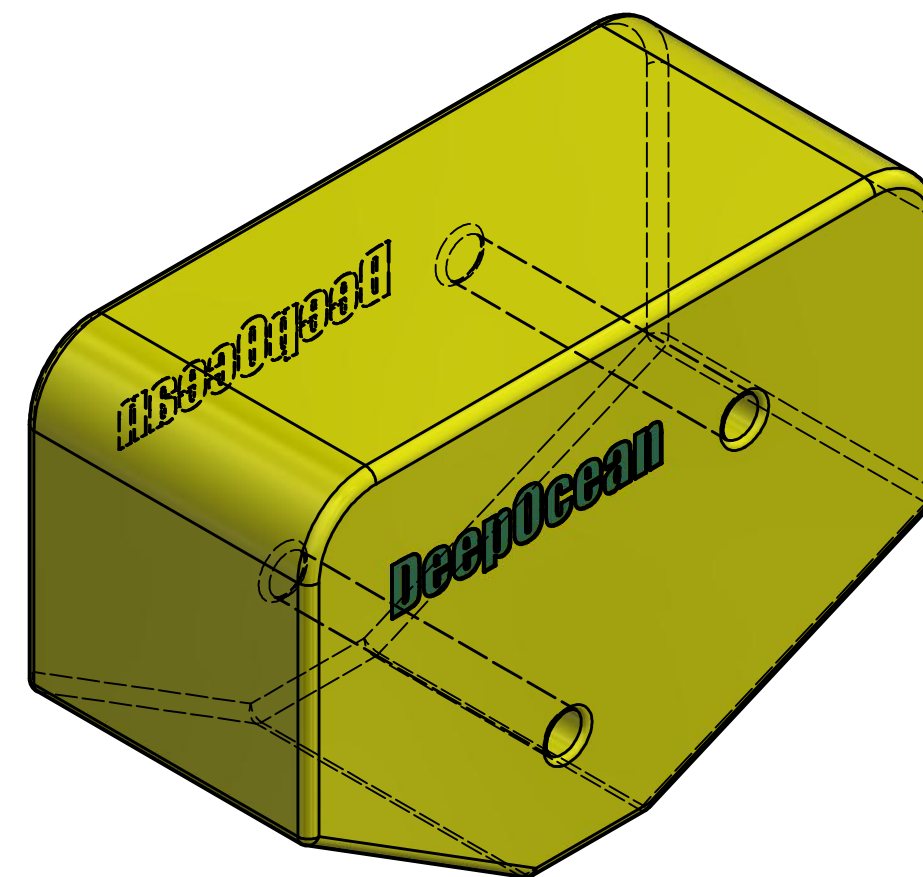
Mechman mechanical management

Adresse:
Stålverksvegen 51, 4100 Jørpeland

Telefon: +47 413 53 509
Nettside: www.deva.de/en/

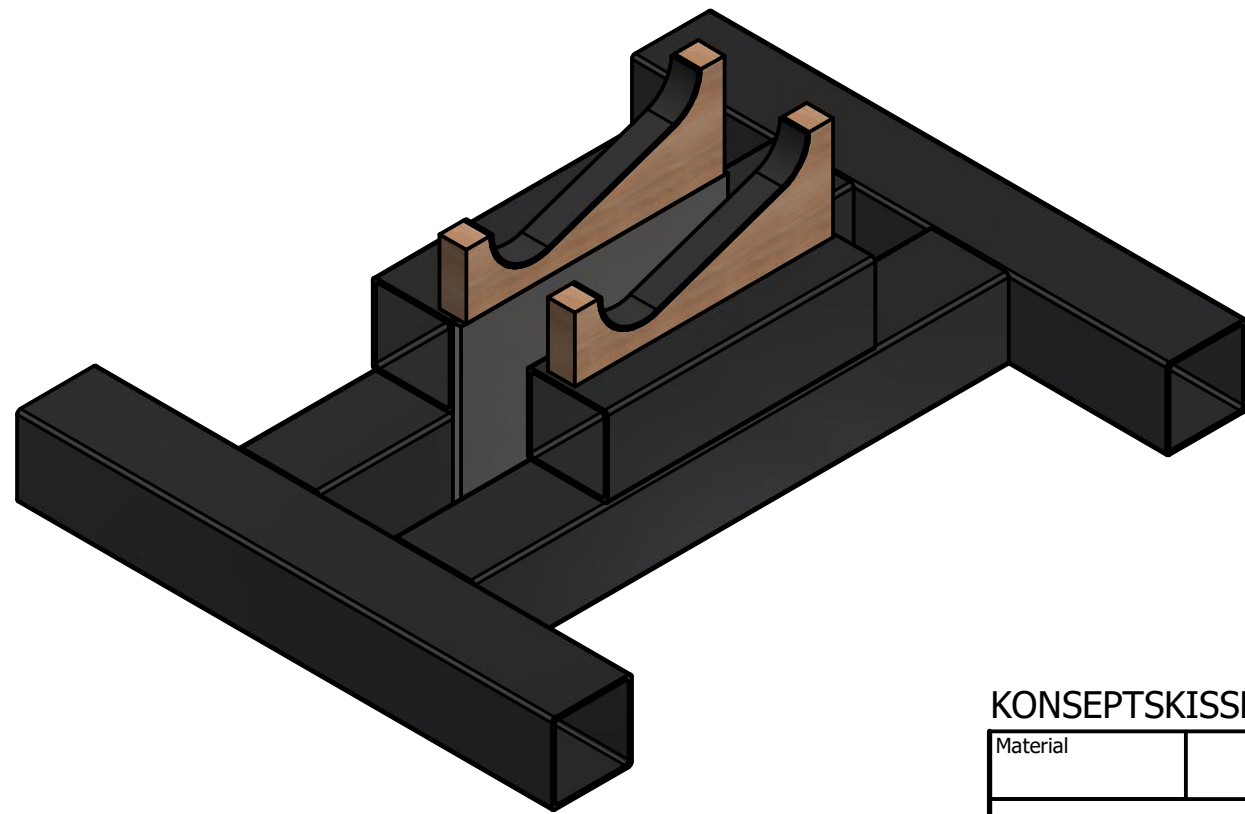
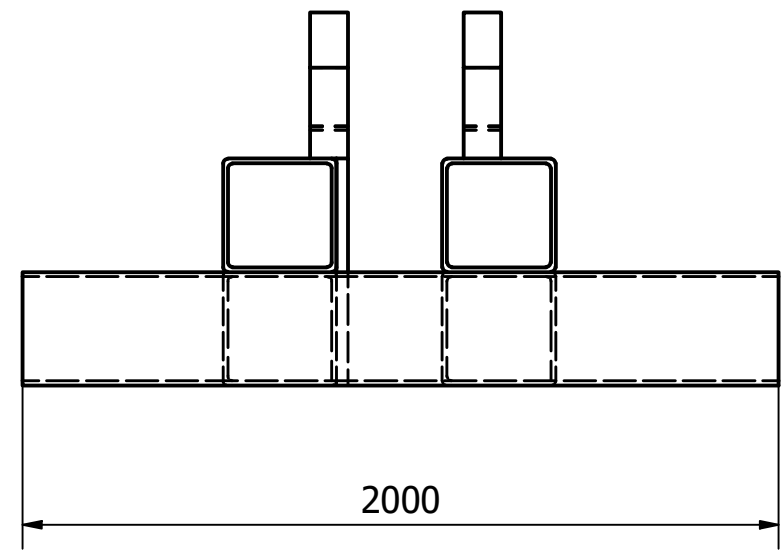
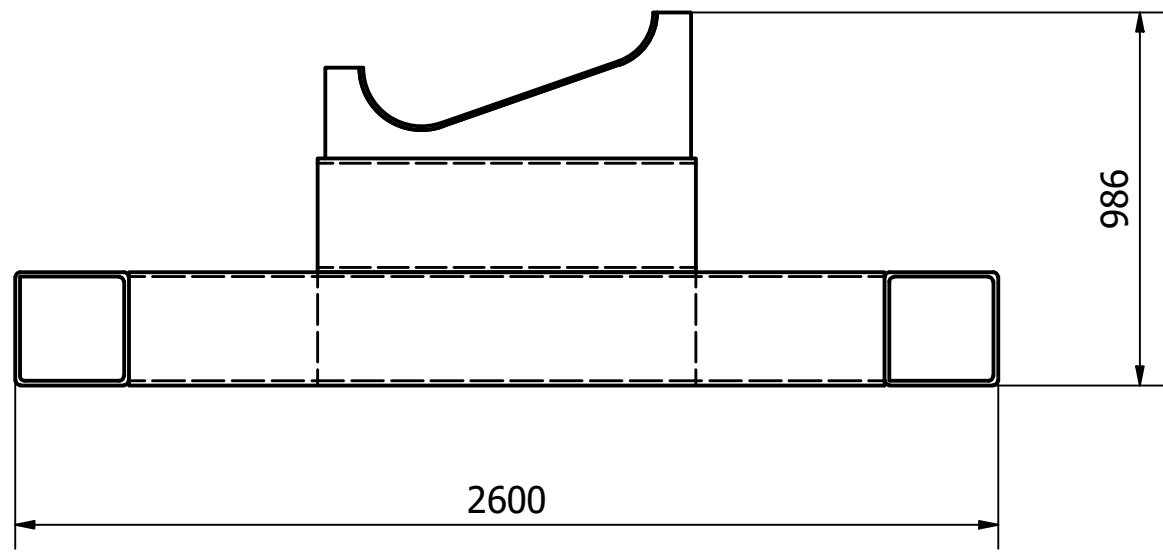
E-mail: post@mechman.no

Produkt: Mechman DG24/1000



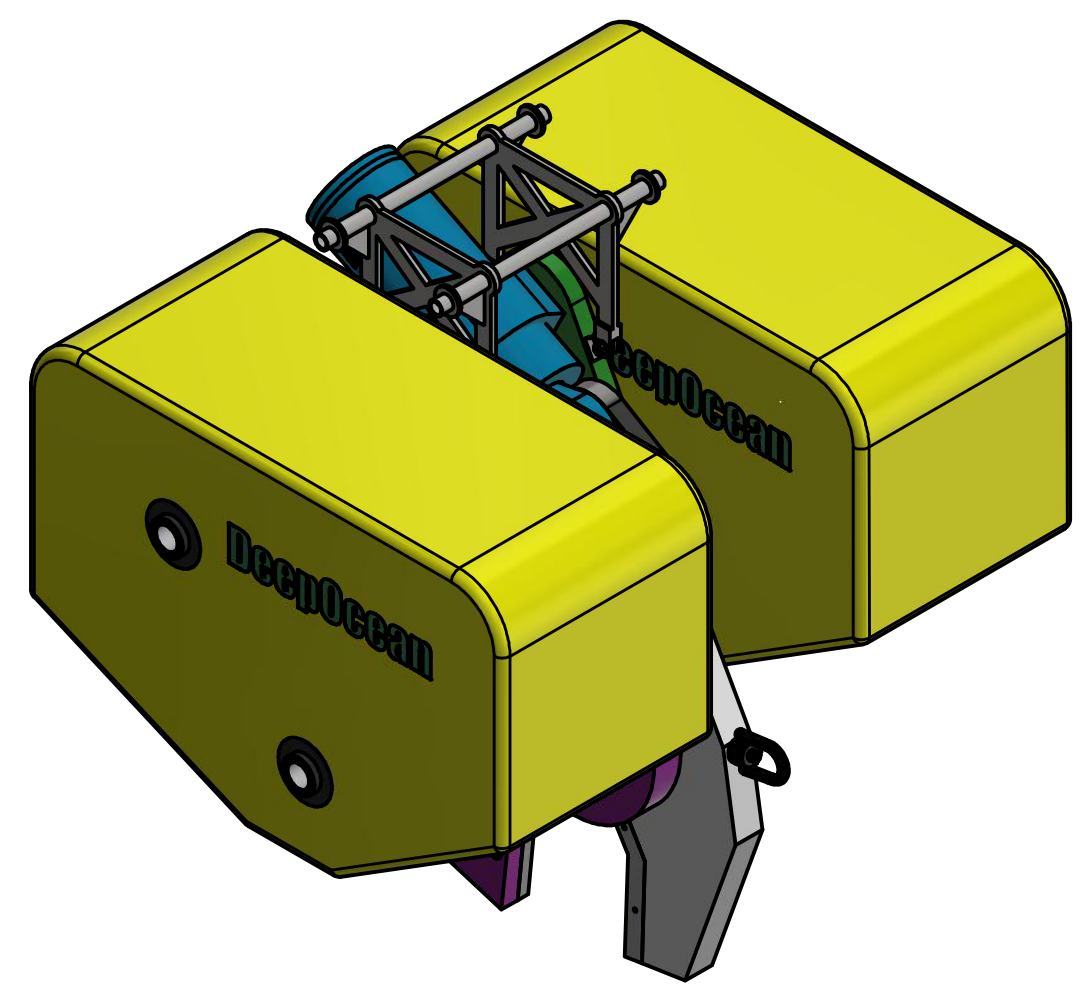
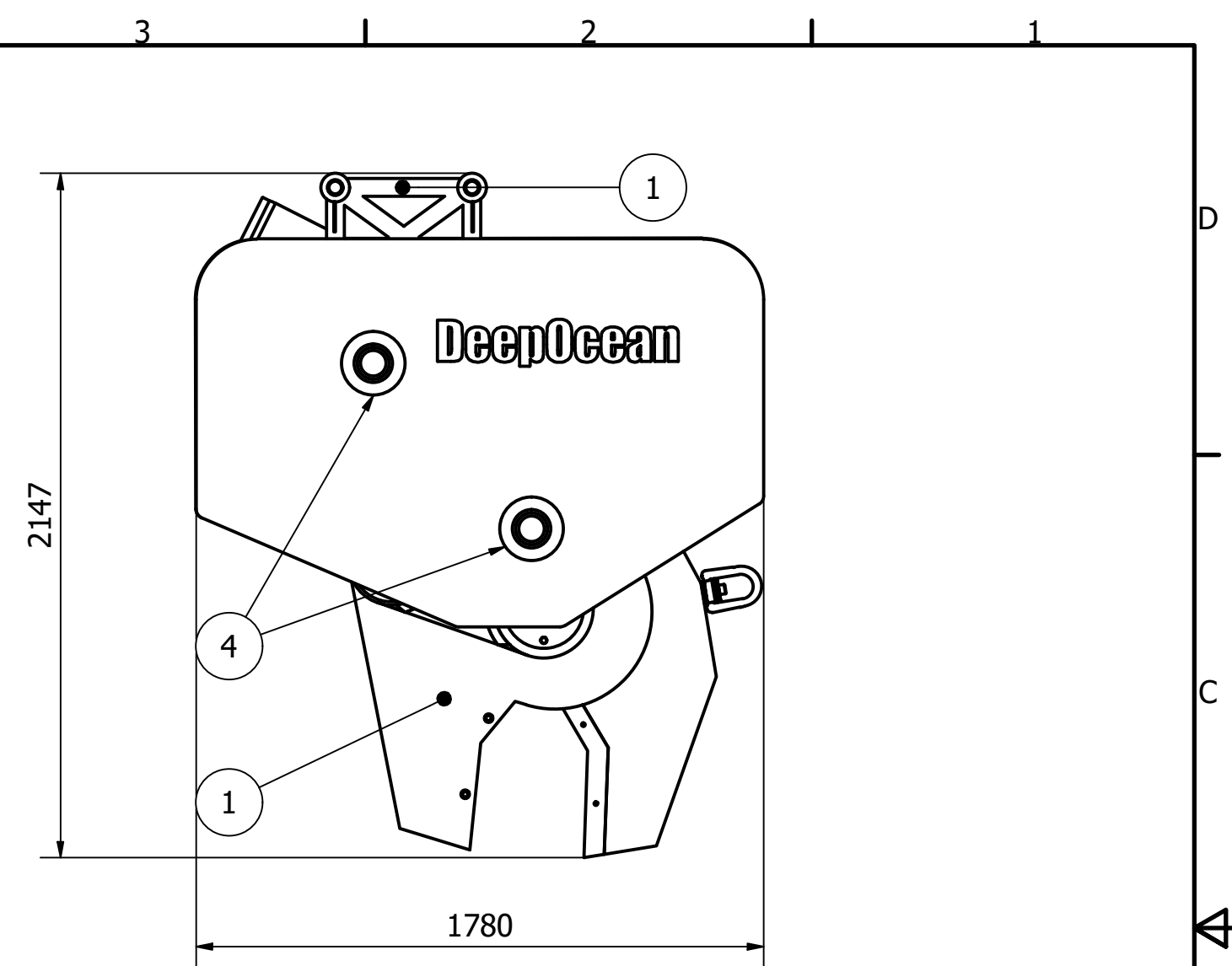
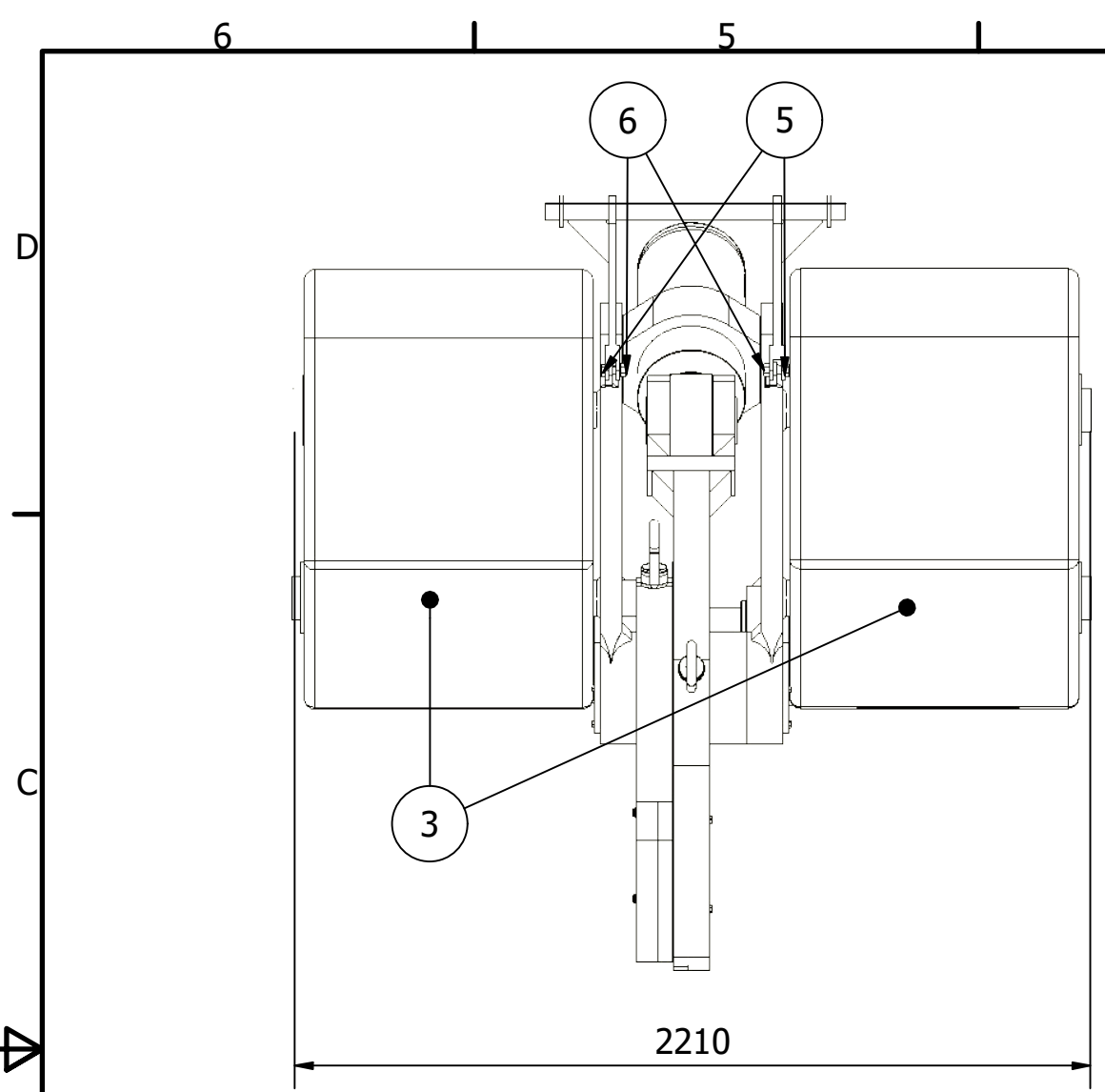
KONSEPTSKISSE

Material		Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN	Type of document Sketch	ROV-saks	
	Title, additional title Oppdriftselement	Drawing number 31	
		Sheet 1	A3



KONSEPTSKISSE

Material		Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
DEEPOCEAN		Type of document Sketch	ROV-saks
		Title, additional title Krybbe	Drawing number 32
		Sheet 1	A3 Scale 1 : 20



KONSEPTSKISSE

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	27	Saks sammensatt uten oppheng eller oppdriftselement
2	1	29	Oppheng til saks
3	2	31	Oppdriftselement
4	4		Låseflens til oppdriftselement
5	4		ISO 4017 - M20 x 1.5 x 60 - A4-70
6	4		ISO 4032 - M20 - A4-70

Material		Created by Audun Skilbrei, Johnny Paulsen	Release date 02.05.2019
		Type of document Assembly	ROV-saks
		Title, additional title ROV-saks	Drawing number 33
		Sheet 1	A3 Scale 1 : 20