



# Høgskulen på Vestlandet

## Bacheloroppgave Maskin (ING3039)

ING3039-BAC-2021-VÅR-FLOWassign

### Predefinert informasjon

<b>Startdato:</b>	28-01-2021 09:00	<b>Termin:</b>	2021 VÅR
<b>Sluttdato:</b>	21-05-2021 12:00	<b>Vurderingsform:</b>	Norsk 6-trinns skala (A-F)
<b>Eksamensform:</b>	Bacheloroppgave		
<b>SIS-kode:</b>	203 ING3039 1 BAC 2021 VÅR		
<b>Intern sensor:</b>	(Anonymisert)		

### Deltaker

<b>Navn:</b>	John Andreas Breistig
<b>Kandidatnr.:</b>	223
<b>HVL-id:</b>	577060@hvl.no

### Informasjon fra deltaker

<b>Tittel *:</b>	Konstruksjon av subsea rør-basket med 100 metriske tonn løftekapasitet
<b>Antall ord *:</b>	11223
<b>Engelsk tittel *:</b>	Construction of subsea pipe-basket with 100 metric ton payload

Sett hake dersom  ja  
besvarelsen kan brukes  
som eksempel i  
undervisning?:

Egenerklæring \*:  ja  
 Nei  
Inneholder besvarelsen  
konfidensielt  
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:** Konstruksjon av subsea rør-basket med 100 metriske tonn løftekapasitet  
**Gruppenummer:** 1  
**Andre medlemmer i gruppen:** Elise Kristin Møllerhaug Schmall

**Jeg godkjenner avtalen om publisering av bacheloroppgaven min \***

Ja

**Er bacheloroppgaven skrevet som del av et større forskningsprosjekt ved HVL? \***

Nei

**Er bacheloroppgaven skrevet ved bedrift/virksomhet i næringsliv eller offentlig sektor? \***

Ja, DeepOcean AS



# BACHELOROPPGAVE

Konstruksjon av subsea rør-basket med  
100 metriske tonn løftekapasitet

Construction of subsea pipe-basket with 100  
metric ton payload

**John Andreas Breistig**

**Elise Kristin Møllerhaug Schmall**

Prosess- og energiteknikk

Maskiningeniør/Høgskolen på Vestlandet

21.mai.2021

Jeg bekrefter at arbeidet er selvstendig utarbeidet, og at referanser/kildehenvisninger til alle

kilder som er brukt i arbeidet er oppgitt, jf. *Forskrift om studium og eksamen ved Høgskolen på Vestlandet, § 12-1.*

# BACHELORPROSJEKT

**Studentenes navn:**

John Andreas Breistig, Elise Kristin Møllerhaug Schmall

---

**Linje & studieretning**

Prosess- og energiteknikk

**Oppgavens tittel:** *Konstruksjon av subsea rør-basket med 100 metriske tonn løftekapasitet*

**Oppgavetekst:**

Det skal konstrueres en subsea rørbasket som skal brukes i forbindelse med opprydding av rivningsmateriell på havbunnen offshore. Løftekapasiteten skal være på 100 metriske tonn, hvor dimensjonene er maks 16,0 meter lang og 3,0 meter bred for å romme lengst mulig rørstykker. Høyden ønskes mellom 2,75 til 3,0 meter, for gunstig lagringsvolum av rørdimensjoner oppi basket. Festepunkter for ekstern løfteramme skal kunne ta opp de loddrette kreftene som virker på basket, og de skal tilrettelegges for vedlikehold og utskiftning. Kobling av løfteramme skal kunne håndteres av både personell og ROV. Basketen skal designes slik at flere av samme type skal kunne stables i høyden på en sikker måte. Gaffeltruck lommer, for flytting av tomme baskets, og en metode for tømning av last skal designes.

Basketen blir konstruert etter kravliste og gjeldende standarder, forskrifter og lover. Dynamikk og tilleggslaster i forbindelse med løft mellom havbunn og dekk, ivaretas av en dynamisk amplifikasjons faktor på 2,0.

Det skal utføres datamodellering og styrkeberegning i egnet programvare, samt håndberegninger av endelig løsning. Det skal utarbeides et enkelt kostnadsestimat av material- og fabrikkasjonskostnader. Endelig produkt skal 3D-printes.

**Endelig oppgave gitt:** *Fredag 26. februar 2021*  
**Innleveringsfrist:** *Fredag 21. mai 2021 kl. 12.00*

**Intern veileder :** Ståle Bright Pettersen

**Ekstern veileder:** Anders Vikebø  
**emailadresse :** Avikebo@Deepeacegroup.com

**Godkjent av  
studieansvarlig  
Dato:**

*Forunn S. Nysted  
28/4-21*

## Ekstrakt

Denne bachelor rapporten omhandler design av en rør-basket av stor dimensjon som skal anvendes til opprydning av havbunnen. Oppgaven er utført i samarbeid med DeepOcean AS.

Det ble designet en løfteanordning på basket som skal sentreres og kobles på en ekstern løfteramme.

Dimensjonering av konstruksjon og løfteanordning ble utført i programvarene SAP2000 og ANSYS, og kritiske verdier ble kontrollert med håndberegninger.

Konstruksjonen er et fagverk med mange forbindelser som skal sammenføres med sveis, og sveisesømmene ble beregnet.

## Forord

I siste semester ved HVL Haugesund har studieretningen maskiningeniør et hovedprosjekt i emnet ING3039 Bacheloroppgave. Denne oppgaven skal behandle en gitt problemstilling som har en tilknytning til et, eller flere av fagfeltene gruppen har deltatt på i løpet av denne utdannelsen, og gir 20 studiepoeng.

Gruppen har hatt prosess- og energiteknikk som studieretning, og ønsket mer kunnskap innen konstruksjonsfaget. Bacheloroppgaven var en gylden mulighet til dette, og derfor har gruppen valgt en konstruksjonsoppgave i samarbeid med DeepOcean Haugesund.

Rapporten er skrevet med den hensikt at leser ikke må ha bakgrunn innen konstruksjonsfaget, men bør ha en generell innsikt innen ingeniøryrket for forståelse av beregninger og begreper.

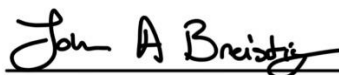
Oppgaven ble en bratt læringskurve innen konstruksjon, med både forståelse av faget og beregninger, samt å sette seg inn i gjeldende standarder og regelverk. Det har vært en spennende og lærerik prosess, og gruppen finner faget svært interessant.

Til slutt vil vi benytte anledningen til å takke Runald Walter Meyer for god konstruktiv tilbakemelding gjennom konstruksjonsdelen av oppgaven, samt godt nytte av hans kompendium i maskinkonstruksjon II. Stor takk rettes også til Ståle Bright Pettersen for gjennomgang av oppgaven og tilbakemelding. Også takk til Anders Vikebø og Jostein Førland for oppgaven, en god start, og råd og tips underveis.



---

**Elise Kristin Møllerhaug Schmall**



---

**John Andreas Breistig**

## Innhold

Ekstrakt.....	ii
Forord .....	iii
Innhold .....	iv
Figurliste.....	vii
Begreper .....	ix
Symboler .....	x
Sammendrag.....	xiii
Summary .....	xiv
Kapittel 1: Innledning.....	1
1.1 Bakgrunn for oppgaven .....	1
1.2 Om DeepOcean.....	1
1.3 Problemstilling.....	1
1.4 Målsetting .....	1
1.5 Avgrensinger .....	2
Kapittel 2: Standarder og forskrifter for design og beregning .....	3
Kapittel 3: Krav og grunnleggende informasjon.....	4
3.1 Kravliste.....	4
3.2 Prosedyre for operasjon med basket.....	5
3.3 Last .....	6
3.4 ROV.....	6
3.5 Overflatefartøy.....	7
Kapittel 4: Material .....	8
4.1 Material valg.....	8
4.2 Profiler .....	9
Kapittel 5: Eksisterende løfteanordninger for rør .....	11
Kapittel 6: Valg av konstruksjon.....	13
6.1 Alternativ 1 - Fagverkskonstruksjon .....	13
6.2 Alternativ 2 - Rørløfter .....	13
6.3 Alternativ 3 - Lukkede vegger.....	14
6.4 Valg av alternativ.....	14
Kapittel 7: Situasjonsbeskrivelse .....	15
7.1 Situasjonsbeskrivelse.....	15
7.2 Dimensjonerende last .....	17
7.2.1 Vertikale krefter .....	17

7.2.2 Horisontale krefter .....	19
Kapittel 8: Utforming av konstruksjon.....	20
8.1 Plassering av løftepunkt.....	20
8.1.1 Lagerbetingelser .....	21
8.2 Endelig utforming.....	21
8.3 Håndberegninger .....	23
8.3.1 Generelle verdier for profiler .....	23
8.3.2 Kritiske verdier for bunnprofil HEB240 .....	24
8.3.3 Kritiske verdier for vertikal HEB300 .....	27
Kapittel 9: Sveiste forbindelser .....	29
9.1 Beregninger av knutepunkt.....	30
9.2 T-forbindelser .....	31
9.3 KT-forbindelser .....	33
9.4 X-forbindelser.....	35
Kapittel 10: Løfteører.....	36
10.1 Løfteanordning .....	36
10.2 Fritt legeme diagram.....	37
10.3 Styrkeberegning.....	37
10.4 Sveisesøm .....	41
10.4.1 Sveisesøm for kinnplater type 2 (J.2.8.4, [22]) .....	41
10.4.2 Sveisesøm løfteøre .....	42
10.5 ANSYS simulering .....	44
10.5.1 Løfteøret:.....	45
10.5.2 Kontaktflate mellom løfteøre og profil: .....	46
10.5.3 Kontaktflate mellom løfteøre og profil med avstivere:.....	47
10.6 Sentrering av ekstern løfteramme under vann.....	48
10.6.1 Sentrering.....	49
Kapittel 11: Testing.....	50
11.1 Løfte-test.....	50
11.2 Inspeksjon av sveis .....	51
Kapittel 12: Ekstra utforming av basket.....	52
12.1 Gaffel lommer for truck.....	52
12.2 Støtter for stabling .....	53
12.2.1 Manuell twistlock .....	53
12.3 Strekkmetall i ender av basket.....	54



12.4	Festepunkter for løftevaier og kjetting .....	54
12.5	Håndtak for ROV.....	55
12.6	Tilkomst til løfteører for personell. ....	55
12.7	Overflatebehandling .....	56
12.8	Form for plassering av rør .....	57
Kapittel 13: Hydrodynamikk.....		58
13.1	Added mass.....	59
Kapittel 14: Nye beregninger .....		61
Kapittel 15: Kostnadsestimat .....		62
Kapittel 16: Videre arbeid .....		63
Kapittel 17: Konklusjon .....		64
Bibliografi .....		65
Vedlegg: .....		I
Vedlegg I: Sekundær materialvalg .....		I
Vedlegg II: Primær materialvalg .....		II
Vedlegg III: HEB dimensjonstoleranser.....		III
Vedlegg IV: Design kriterier .....		IV
Vedlegg V: SAP2000 av valgt basket .....		V
Vedlegg VI: Tverrsnittsklasser .....		VII
Vedlegg VII: Dimensjonerende krefter fra SAP2000 .....		VIII
Vedlegg VIII: Grunnlag for sveiseberegninger .....		IX
Vedlegg IX: DeepOcean sveiseberegninger.....		X
Vedlegg X: Risk evaluering .....		XIII
Vedlegg XI: Operasjonsklasse for basket.....		XIV
Vedlegg XII: Type Portable Offshore Units.....		XV
Vedlegg XIII: Konseptskisser .....		XVI
Vedlegg XIV: Coating system.....		XVIII
Vedlegg XV: Hydrodynamikk demping.....		XIX
Vedlegg XVI: Ny SAP2000 av valgt basket .....		XX
Vedlegg XVII: Kostnadsestimat.....		XXI

## Figurliste

Figur 1: Constructor ROV [7].	6
Figur 2: Normand Jarstein [10].	7
Figur 3: Edda Freya [11].	7
Figur 4: Steppnings- tøyningsdiagram for konstruksjonsstål (Figur 2.10 fra Stålhandbok, Del 3 [13]).	8
Figur 5: Tverrsnitt bilde fra Tekniskformelsamling side 254-256 [15].	9
Figur 6: NOR - Subsea basket (1) 40fot og (2) 20fot.	11
Figur 7: AllInvent - Pipe basket 20Te med små rør.	12
Figur 8: BundleTutor 1500 [19].	12
Figur 9: Inventor - Basket med fagverk.	13
Figur 10: Inventor – Rørløfter.	13
Figur 11: Inventor - Basket med plater i bunn og sider.	14
Figur 12: SAP2000 - Eksempel på design av fagverkkonstruksjon.	15
Figur 13: Ulike lastesituasjoner med store og små rør.	16
Figur 14: Fordeling av krefter i basket y- og x-retning.	16
Figur 15: Utsnitt av løfteprofiler på basket.	17
Figur 16: Illustrasjon fordeling av vertikale krefter.	17
Figur 17 Illustrasjon fordeling av horisontale krefter.	19
Figur 18: Fritt legeme diagram - Bøyemoment rundt løftepunkt.	20
Figur 19: SAP2000 – Bøyemoment på øvre profil, med forskjellige distanser mellom løftepunkt.	20
Figur 20: Lagerdefinisjon av løftepunkt markert i grønt.	21
Figur 21: SAP2000 - Fordeling av krefter.	21
Figur 22: Se Vedlegg V: SAP2000 av valgt basket for større bilde.	22
Figur 23: Trykk-belastning på bunnprofiler.	24
Figur 24: SAP2000 - Bøyemoment om HEB240.	24
Figur 25: Beregningsmodell for andre arealmoment om bjelketverrsnittets z-akse (Side 107, [21]).	25
Figur 26: SAP2000 - Aksialkrefter på konstruksjon, blå = strekk, rød = trykk.	27
Figur 27: Illustrasjon av sveisetverrsnittets beregningsgrunnlag.	29
Figur 28: SAP2000 - Markering av T-forbindelser.	31
Figur 29: Fritt legeme diagram av dimensjonerende krefter i T-forbindelse.	31
Figur 30: SAP2000 - Markering av KT-forbindelser.	33
Figur 31: Fritt legeme diagram av dimensjonerende krefter i KT-forbindelse.	33
Figur 32: SAP2000 - Markering av X-forbindelser.	35
Figur 33: Fritt legeme diagram av dimensjonerende krefter i X-forbindelse.	35
Figur 34: Inventor - Koblingspunkt mellom basket og ekstern løfteramme.	36
Figur 35: Fritt legeme diagram av krefter mellom løfteramme og basket.	37
Figur 36: Tabell J.2 fra R002, [22].	37
Figur 37: Løfteøre med kinnplater (Figur J.6, [22]).	38
Figur 38: SAP2000 - Kraft påført løftepunkt av dimensjonerende last.	38
Figur 39: Inventor - Geometri for a-mål på kilsveis på kinnplater.	41

Figur 40: Effektiv full gjennonsveising for T-buttsveis (Figur 4.6, [4]).	42
Figur 41: ANSYS – Jevnføringsspenning av løfteøret med kinnplater.	45
Figur 42: ANSYS – Jevnføringsspenning av kontaktpunkt mellom løfteøret og HEB300 profil.	46
Figur 43: ANSYS – Jevnføringsspenning av kontaktpunkt mellom løfteøret og HEB300 profil med avstivere.	47
Figur 44: SAP2000 - Bevegelse av HEB300 profil ved løftepunkt med 100Tonn last.	48
Figur 45: Inventor - Illustrasjon av hvor utvidelse av løfteører på løfterammen må utføres.	48
Figur 46: Inventor - Guidehylse for ekstern løfteramme.	49
Figur 47: Inventor - Sentrering av løfteramme med guidepinne.	49
Figur 48: POU type A (Sec 1.1.6, [5]).	50
Figur 49: Testkrav for løft, (Tabell 5.1, [5]).	50
Figur 50: Testkrav for løft, (Tabell 5.2, [5]).	50
Figur 51: Inspeksjons kategorier for sveis, (Sec. 3, kap.3 Tabell 2, [24]).	51
Figur 52: Inventor - Illustrasjon av gaffeltruck hull i basket.	52
Figur 53: Inventor - Illustrasjon av ISO-hjørner på konstruksjon.	53
Figur 54: MacGregor CV-8 Manual Twistlock (Side 54, [25]).	53
Figur 55: Grating i ende av NOR 40ft basket med klemmer for fastsetting.	54
Figur 56: Inventor - Illustrasjon av fester til løftevaier i basket, for fjerning av last i basket.	54
Figur 57: Inventor - Handtak for ROV, farget oransje.	55
Figur 58: Inventor - Stige montert på HEB profil for tilkomst til løfteøre.	55
Figur 59: Inventor - Illustrasjon av gulfarge på basket.	56
Figur 60: Inventor - Eksempel på former og strø for plassering av rør.	57
Figur 61: Illustrasjon av hydrodynamisk masse på et objekt.	59
Figur 62: SAP2000 - Fordeling av krefter.	61
Figur 63: Kostnadsestimat av basket fra A.Olufsen.	62
Figur 64: Valg del 1 av primært material for løfteører, (Tabell 1, 3 og 5, [29]).	II
Figur 65: Valg del 2 av primært material for løfteører, (Tabell 1, [30]).	II
Figur 66: HEB dimensjonstoleranser (Side 256, [15]).	III
Figur 67: Section 3.5.1 og 3.11.2 [5].	IV
Figur 68: SAP2000 - Profiltyper av valgt basket.	V
Figur 69: SAP2000 - Kritiske verdier på valgt basket.	VI
Figur 70: SAP2000 - Bøyemoment om HEB240.	VIII
Figur 71: SAP2000 - Bøyemoment om HEB300.	VIII
Figur 72: SAP2000 - Grunnlag for sveiseberegninger.	IX
Figur 73: Section 3.3.2 [5].	XIII
Figur 74: Operasjonsklasse for basket, (Tabell 3-3, [5]).	XIV
Figur 75: Section 3.3.2 [5].	XV
Figur 76: Coating system no.7, (A.7, [26]).	XVIII
Figur 77: Tabell for demping, Hydrodynamikk, (Tabell 1, [27]).	XIX
Figur 78: SAP2000 - Nye kapasitetsverdier av basket.	XX
Figur 79: Pristilbud fra A.Olufsen på ferdigstilt basket.	XXI

## Begreper

Begrep/forkortelser	Forklaring
Te	Metriske tonn
Offshore	Begrep for aktivitet ute på innretninger ute på havet
Subsea	Under vann
Subsea basket	Undervannsskurv
Elektrokjemisk	Overføring av elektroner fra ett stoff til et annet
DAF	Dynamisk Amplifikasjons Faktor
POU	Portable Offshore Units
MGW	Max gross Weight
DF	Design Faktor
DNVGL	Det Norske Veritas Germanischer Lloyd
ROV	Remotely Operated Vehicle (Fjernstyrt farkost)
IMR	Inspection, Maintenance and Repair
SWL	Safe Working Load
Twistlock	Vri-lås
Plaskesone	Luft til vann overgang ved nedsenkning av et objekt til sjø
Redundans	Reservesystem til bruk ved svikt av hovedsystem
Katode	Elektrode som avgir frie elektroner til for eksempel en elektrolytt
Anode	Elektrode som tar opp frie elektroder fra for eksempel en elektrolytt
Elektrolytt	Stoff som inneholder frie, bevegelige ioner med enten positiv eller negativ ladning.

## Symboler

Symbol	Enhet	Beskrivelse
$\gamma_{M0}$	[-]	1,05 Tverrsnitts kapasitet mot brudd for strekkpåkjenning
$\bar{\lambda}_f$	[-]	Trykkflensens relative slankhet
$\lambda_f$	[-]	Flensens slankhet
$\lambda_w$	[-]	Stegets slankhet
$\lambda_1$	[-]	Slankhetsverdi
$h_w$	mm	Stegets høyde
$A_{sh}$	mm <sup>2</sup>	Areal for utrivningspenning
$A_f$	mm <sup>2</sup>	Trykkflensens areal
$A_v$	mm <sup>2</sup>	Skjærareal
$A_{w,eff}$	mm <sup>2</sup>	Effektivt tverrsnittareal for sveis
$F_{Sub}$	N	Design last for undervanns enheter
$F_{w,Ed}$	N	Dimensjonerende kraft som virker på sveis per lengdeenhet
$F_{w,Rd}$	N	Dimensjonerende kapasitet til sveis per lengdeenhet
$F_x$	N	Kraft i x-retning
$F_y$	N	Kraft i y-retning
$I_{f,z}$	mm <sup>4</sup>	Treghetsradien for den ekvivalente trykkflensen
$L_c$		Avstand mellom sideveis støttepunkter
$L_{eff}$	mm	Effektiv sveiselengde
$L_{weld,flens}$	mm	Lengde sveis, flens
$L_{weld,steg}$	mm	Lengde sveis, steg
$M_{Ed}$	Nm	Eksternt bøyemoment
$M_{c,Rd}$	Nm	Dimensjonerende kapasitet mot bøyning
$M_{cr}$	Nm	Ideelt moment for vipping
$M_p$	Nm	Bøyemoment om et punkt p
$M_{pl,Rd}$	Nm	Dimensjonerende plastisk bøyemoment
$N_{Ed}$	N	Ekstern kraft
$N_{cr,f}$	N	Kritisk last på flens
$P_{cp}$	N	Kraft gjennom kinnplater
$P_{pv}$	N	Dimensjonerende kraft på løftepunkt
$R_b$	mm	Radius kinnplate

$V_{Ed}$	N	Dimensjonerende skjærkraft
$V_{pl,Rd}$	N	Dimensjonerende plastisk skjærkraftkapasitet
$W_{el,w}$	$\text{mm}^3$	Elastisk tverrsnittsmodul for sveis
$W_{pl}$	$\text{mm}^3$	Plastisk tverrsnittsmodul
$W_y$	$\text{mm}^3$	Tverrsnittsmodul for trykkflens
$W_{z,f}$	$\text{mm}^3$	Tverrsnittsmodul for trykkflens
$d_h$	mm	Diameter løftehull
$f_d$	MPa	Design spenning
$f_{rd}$	MPa	Design spenning for utrivning
$f_u$	$\text{N}/\text{mm}^2$	Material strekkfasthet
$f_{vw,d}$	MPa	Sveisens dimensjonerende skjærfasthet
$f_y$	MPa	Materialets flytegrense
$k$	[-]	Demping
$V$	$\text{m}^3$	Volum
$\rho$	$\text{kg}/\text{m}^3$	Tetthet
$l_{sveis}$	mm	Lengde til sveis
$t_f$	mm	Flenstykkelse
$tvk_f$	[-]	Tverrsnittsklasse for flens
$tvk_{w,M}$	[-]	Tverrsnittsklasse for ren bøyning
$tvk_{w,N}$	[-]	Tverrsnittsklasse for sentrisk trykk
$t_w$	mm	Stegtykkelse
$\beta_w$	[-]	Korrelasjonsfaktor for kilsveis
$\gamma_{M2}$	[-]	1,25 Tverrsnittskapasitet uansett tverrsnittsklasse
$\gamma_{Rm}$	[-]	Materialfaktor
$\varepsilon^T$	mm	Temperaturløysning
$\varepsilon$	mm	Tøyning
$\alpha$	[-]	Utvidelseskoeffisient
$\Delta T$	K	Temperaturendring
$\sigma_b$	MPa	Bøyespenning
$\sigma_j$	MPa	Jevnføringsspenning
$\sigma_{\perp}$	MPa	Normalspenning
$\sigma_{till}$	MPa	Tillatt spenning
$\tau_{\parallel}$	MPa	Skjærspenning parallell
$\tau_{\perp}$	MPa	Skjærspenning normal
$\tau_{Ed}$	MPa	Skjærspenning ekstern
$\tau_{eff}$	MPa	Effektiv skjærspenning

$\tau_b$	MPa	Skjærspenning
$A$	m og mm	Areal
$E$	MPa	Elastisitetsmodul
$F$	N	Kraft
$K$	K	Kelvin
$W$	N	Vekt
$G$	MPa	Skjærmodul
$M$	Nm	Bøyemoment
$R$	mm	Radius løfteplate
$a$	mm	a-mål til sveis
$b$	m og mm	Bredde
$h$	m og mm	Høyde
$g$	m/s <sup>2</sup>	9,81 Tyngdeakselerasjon
$l$	m	Lengde
$m$	kg	Masse
$q$	N/m	Jevnt fordelt kraft
$\nu$	[-]	Poisson-tall i elastisk området
$r$	mm	Radius
$n$	[-]	Antall
$\eta$	[-]	Utnyttelsesgrad
$t_p$	mm	Tykkelse løfteplate
$t_w$	mm	Tykkelse steg
$t_c$	mm	Tykkelse kinnplate
$d$	mm	Diameter
$c_f$	mm	Utstikkende flensbredde

## Sammendrag

Denne konstruksjonsoppgave gitt av DeepOcean AS, hvor en subsea rør-basket av stor dimensjon og svært høy løftekapasitet er designet. Basketen skal anvendes til opprydning av rivemateriell fra undervannsutstyr på havbunnen, hovedsakelig lange rørstykker som er oppkuttet av ROV.

Konstruksjonens styrke ble testet i programvaren SAP2000, der det ble testet med ulike profiltyper. Simuleringer ble gjort i ANSYS Workbench for å sjekke spenningene til konstruksjon og løfteanordning ved belastning. Kritiske verdier i programvarene ble kontrollert og sammenlignet med manuelle håndberegninger. Konstruksjonen og tilhørende utstyr ble tegnet i 3D tegneprogrammet, Inventor.

Løfteanordning ble designet for å kunne tilkobles en ekstern løfteramme, noe som ga utfordringer med sentrering og tilkobling av denne på havbunnen. De hydrodynamiske kreftene som virker, er ivarettatt av oppgitt dynamisk applikasjons faktor fra oppdragsgiver.

Konstruksjonen er et fagverk med mange og ulike knutepunkter som det ble utført håndberegninger av sveisekapasiteten på. Med en maksimal totalvekt på 120 tonn, overstiger konstruksjonen gyldighetsgrensen for standard DNVGL-ST-E273 *Portable Offshore Units*, som basketen er konstruert etter. I enighet med DNVGL ble det gjort forenklinger slik at standarden kunne benyttes, og oppgaven lot seg fullføre i tide.

Det er gjort et kostnadsestimat av endelig produkt, da det er tenkt at det skal produseres flere basketer.



## Summary

This construction assignment was given by Deep Ocean, where a subsea pipe basket is to be designed, with a high lifting capacity.

The main objectives for this basket would be to transport pipes from the seabed that are decommissioned, namely long pipes that have been divided up by a ROV.

The strength of the structure was tested by the software program SAP2000, where it was tested with different types of profiles. Simulations were performed in ANSYS Workbench to check for stresses in the structure and padeyes, while under load. Manual calculations were used to check and compare critical values in the software. The construction and associated equipment were drawn up in Inventor, a software program.

The lifting device was designed to be able to be connected to an external lifting frame. This posed challenges with centering and connecting while on the seabed. Deep Ocean provided the parameters to work within, namely the dynamic application factor that takes care of the hydrodynamic forces.

The construction is connected by different types of hubs, where the welding capacity of each type has been manually calculated.

The 120ton carrier basket exceeded the validity limit for the standard DHVGL-ST E273, *Portable Offshore Units*, therefore simplifications were made so that the standard could be used. This was done with DNVGL's approval, in able for the assignment to be completed on time.

A cost estimate for the final product has been calculated as there are plans for several carrier baskets to be produced.

## Kapittel 1: Innledning

### 1.1 Bakgrunn for oppgaven

Det er kjent at mange olje- og gass brønner begynner å bli modne for avvikling da reserver begynner å bli sterkt redusert, og lite lønnsomme etter produksjon på norsk sokkel i over 50 år. Det er boret over 5500 brønner på norsk sokkel fra 1966 og frem til i dag. Noen av disse er letebrønner, som oftest plugges med det samme, men en dag skal alle brønner plugges og overlates til naturen igjen. Denne «eldrebølgen» som er på vei i oljeindustrien byr på en stor opprydningsfase med fjerning av rørledninger, plattformer og tilbakestille havbunnen. Over flere tiår fremover er det over 3000 brønner som skal plugges, og det anslås at det skal plugges 100 brønner i årene fremover. [1]

For mest mulig effektivitet med opprydning av havbunnen, og avvikling av undervannsstrukturer, ønsker oppdragsgiver en subsea rør-basket av stor dimensjon med en svært høy lastekapasitet som egner seg godt til dette formålet. Basketen skal også konstrueres logistisk for minimal bruk av plass, og ha lavest mulig produksjonskostnad.

### 1.2 Om DeepOcean

Subsea selskapet DeepOcean Group ble etablert i 2011 da de to selskapene IMR DeepOcean AS, og havbunnsintervensjonselskapet CTC Marine Projects slo seg sammen. Selskapet er verdensledende leverandør av undervannstjenester innen inspeksjon, vedlikehold, avvikling, reparasjon og konstruksjon i oljeindustrien. De har kontorer i hele verden og hovedkontoret i Europa ligger i Haugesund, der de har flere avdelinger som blant annet design, struktur, animasjon og metode. [2]

### 1.3 Problemstilling

Det skal konstrueres en subsea rørbasket som er svært stor av dimensjon med høy lastekapasitet. Denne blir konstruert i henhold til spesifikasjoner gitt i en kravliste utført i samarbeid med DeepOcean.

Basketen blir hovedsakelig konstruert for å romme lengst mulig rør. Da vil antall rør kutt reduseres under vann, og kostnadseffektiviteten for arbeidsoperasjonene øker. Ved design av løfteanordning på basket, skal det tas hensyn til påkobling av ekstern løfteramme. Det skal arbeides mot en lavest mulig produksjonskostnad av basket, slik at det er rimelig å produsere flere. Basket av samme type skal kunne stables over hverandre, for en mer logistisk bruk.

### 1.4 Målsetting

Det skal undersøkes løsninger som allerede finnes av subsea rør-basket på markedet, for deretter å bygge videre på en aktuell løsning, eller utvikle et eget konsept. Etter designutvikling, konstruering og beregninger, skal det resultere i et endelig produkt som er velfungerende og innfrir kravlisten til oppdragsgiver. Den skal også være godkjent og konstruert i henhold til de forskrifter, lover og standarder som er gjeldene for oppgaven. For styrkeberegning og simulering brukes programmene SAP2000 og ANSYS. Inventor brukes for 3D tegning.

### 1.5 Avgrensinger

For at oppgaven skal kunne løses innfor tidsfristen er det gjort noen avgrensninger og forenklinger:

- DAF er satt til 2,0 av oppdragsgiver, for å komme innenfor alle eventuelle overlaster som kan forekomme.
- Det sees kun på krefter som virker på basket, opp til ekstern løfteramme. Basketens løft og transport derfra vurderes ikke.
- Ekstern løfteramme blir ikke konstruert i denne oppgaven, kun illustrert.
- Sikring av last i basket sees bort ifra.
- Sikring av basket på dekk, og ved transport tas ikke hensyn til.
- Lasten skal skrapes, og det tas derfor ikke hensyn til rørenes plassering i basket med tanke på skade av last.

## Kapittel 2: Standarder og forskrifter for design og beregning

Design og beregninger i oppgaven blir utført etter relevante standarder slik at gjeldende krav, lover og regler etterleves. Standardene som benyttes i denne oppgaven er fra den internasjonale aktøren innen kvalitetssikring og risikohåndtering i DNVGL, design av stålkonstruksjoner og sammenføring fra Eurokode 3, design av løfteanordning fra NORSOK, samt lovdata til dimensjonering for lovlig transport på vei.

- **Eurokode 3, Del 1-1: Allmenn Regler og regler for bygning**

Denne standarden er en generell veiledning for prosjektering av stålkonstruksjon og definerer regler innen grunnleggende design, material, varighet, strukturanalyse, aktuelle grenser og krefter som viker på strukturen [3].

- **Eurokode 3, Del 1-8: Knutepunkter og forbindelser**

Denne delen av eurokode 3 gir metode for design av hovedsakelig statisk last for en rekke typer konstruksjonsstål. Den angir hvilke krav som kreves for knutepunkter i en konstruksjon, sveisbare strukturer, typer sveis, metoder og faktorer som må tas hensyn til ved utregninger [4].

- **DNVGL-ST-E273 2.7.3 Portable offshore units**

Standarden ivaretar hovedstrukturen av en POU, med dens utstyr og funksjoner, krav for testing, og definerer en primær rammestruktur. Gyldighetsområde for standarden er opptil 100 tonn, men det er gjort en forenkling etter avtale med DNVGL, slik at den kan benyttes i denne konstruksjonen. [5]

- **Forskrift om bruk av kjøretøy: *Kapittel 5 - Vekt, dimensjoner***

For lovlig transport av basket på vei, benyttes lovdata for dimensjoner og last i henhold til gjeldende lover. Denne forskriften beskriver tillatt vekt og dimensjoner for kjøretøy på norsk vei. [6]

- **DNVGL C101 og B101**

Standardene brukes til begrunnelse av materialvalg for konstruksjonen, og testkrav for sveis.

- **NORSOK R002**

Design av løfteørene blir utført etter standard R002.

- **NORSOK STANDARD M-501 Surface preparation and protective coating**

Denne brukes for overflatebehandling av konstruksjon, og tar for seg forbehandling, påføringsprosedyrer og inspeksjon. Hensikten med standarden er å gi best mulig beskyttelse av konstruksjon med et minimumsbehov for vedlikehold.

## Kapittel 3: Krav og grunnleggende informasjon

### 3.1 Kravliste

Det er utarbeidet en kravliste sammen med oppdragsgiver for å definere og beskrive spesifikke oppgaver, dimensjonskriterier og andre krav og ønsker for endelig produkt, vist i Tabell 1.

Tabell 1: Kravliste.

Momenter	Faktorer	Krav
Geometri	Utforming	Basket
	Lengde utvendig	$\pm 16$ meter
	Bredde utvendig	$\leq 3$ meter
	Høyde utvendig	$2,75 < x < 3$ meter
	Forbindelse metoder	Sveising, skrueforbindelser.
	Antall	Skal produseres flere av samme type.
	Løfteramme	Ønsker forslag til løsning for forbindelsespunkt.
Kinematikk	Bevegelses måte	Vertikale bevegelser.
	Hastighet i vann	$0,5 \text{ m/s}$
Krefter	Størrelse	100 Metriske tonn i løftekapasitet.
		DAF = 2,0
	Last	Rør, utvendig diameter: 67mm – 1038mm
		Rør, vekt: $7,7 \text{ kg/m} - 958 \text{ kg/m}$
Overføring av last	Lasting og lossing av basket utføres med kran.	
Energi	Temperatur	Design temperatur = $0^\circ\text{C}$
Materiale	Ønsket materiale	Hovedsakelig konstruksjonsstål S355. Profiler i tverrsnitts klasse 1-2.
Tilrettelegging	Maskin interaksjon	Grabber bars/Håndtak for ROV klype.
	Menneskelig interaksjon	Integrert stige opp til løftepunkter
	Funksjoner	Ekstern løfteramme skal kunne løses ut av ROV og personell.
		Lommer for gaffeltruck
	Ønsker innretning for feste av løftevaier	

Innkjøp	Ønsket leverandør	PDS Mecan
		Vimek Haukaas
		A.Olufsen Ship & Offshore
Produksjon	Sted	Ikke spesifisert
	Produksjonsmetode	Sveiset
		Skruet forbindelse der det trengs for enkel utskifting.
	Kvalitet	Etter standard DNVGL-ST-E273 og Eurokode 3
Toleranser	Ikke spesifisert	
Kontroll	Standarder	Eurokode 3
		DNVGL-ST-E273
		DNVGL C101
		DNVGL B101
		Lovdata
		NORSOK R002
Bruk	Bruksområder	Mellom havbunn, skipsdekk og kai med kran
		Transport på kai med gaffeltruck
		Transport på vei med tungtransport
Vedlikehold	Tid	Årlig
	Inspeksjon	Visuell inspeksjon
	Måling	NDT testing av bærende konstruksjon ved produksjon.
Kostnader	Investering	Økonomisk

### 3.2 Prosedyre for operasjon med basket

Til orientering er det utarbeidet en forenklet prosedyre sammen med oppdragsgiver, for å visualisere operasjonen med kranløft, og identifisere gjeldene krefter, last og utfordring:

1. Basket senkes til havbunn
2. ROV frakobler ekstern løfteramme
3. Kuttete rørstykker løftes vertikalt oppi basket
4. Ekstern løfteramme påkobles basket av ROV
5. Basket løftes opp på dekk
6. Basket med last løftes over til kai

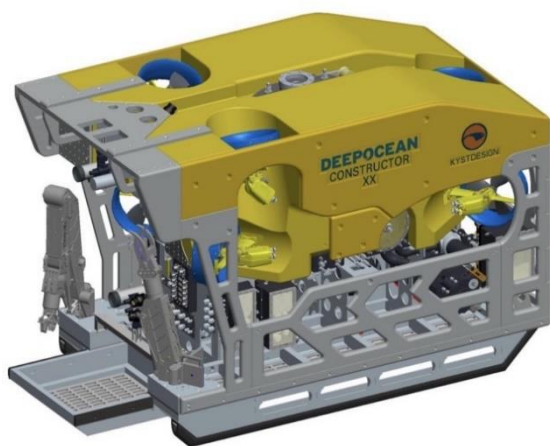
### 3.3 Last

Basketen skal lastet med lange rørstykker hvor rørdimensjonene spenner seg fra 2,5", og opptil 36". Rørenes vekt varierer fra 7,7 kg/m – 958 kg/m, og hører til undervannssystemer på havbunnen som er blitt revet. (Ingen innførsel i referanse, DeepOcean)

Antall rør i basket under et løft vil variere etter diameteren på rørene. Mindre dimensjoner gir plass til mange rør, og større dimensjoner gir plass til færre rør. I tillegg må det tas hensyn til rørenes vekt. Basketen kan ikke fylles helt opp med de minste rørene kun fordi det er plass, men det må beregnes på hvor mange rør basketen har kapasitet til med tanke på vekt.

### 3.4 ROV

ROV er en undervanns farkost som i dag erstatter mange dykkere ved at den kan utføre det meste av behovet for arbeidskraft under vann, og er det utstyret som brukes oftest offshore på undervannsoperasjoner. De mest typiske oppgavene er observasjon, inspeksjon, havbunnskartlegging, og fysiske arbeidsoperasjoner som rengjøring, kutting og skjæring, utskifting av komponenter og diverse assistanse ved installasjon og vedlikehold på undervannssystemer [7].

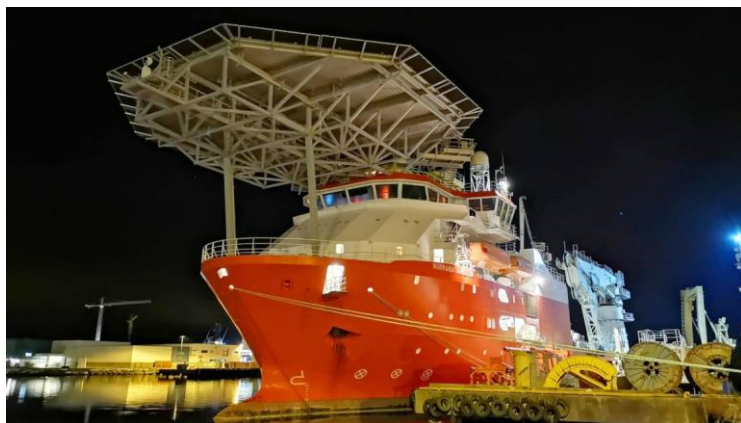


Figur 1: Constructor ROV [7].

### 3.5 Overflatefartøy

Ved undervannsoperasjoner spiller overflatefartøyene en viktig rolle. Ved valg av type fartøy må det sees på type oppdrag som skal utføres, og nødvendig utstyr for å utføre det. Basketen skal lastet med rør, og det er da behov for kran med høy lastekapasitet på dekk, samt ROV for assistanse og observasjon under tilkobling av ekstern løfteramme. Et IMR-fartøy er godt egnet for denne arbeidsoperasjonen [8].

Normand Jarstein er et konstruksjonsfartøy som er designet for å ha svært god stabilitet og dynamisk posisjonering. Fartøyet er godt utstyrt for å utføre undervannsoperasjoner sikkert og effektivt, med en subsea kran med en kapasitet på 250 tonn, og 3000 meter lang wire som kan frakte utstyr og last ned til havbunn. Den har også to installerte arbeids ROVer. [9]



Figur 2: Normand Jarstein [10].

Konstruksjonsfartøyet Edda Freya er et moderne fartøy som er egnet for operasjoner verden rundt. Det er designet med hensyn på IMR-operasjoner og redundans. Dekksarealet er på hele 2 300 m<sup>2</sup>, og en offshore kran som kan løfte opptil 600 tonn. To arbeids ROVer [11].



Figur 3: Edda Freya [11].

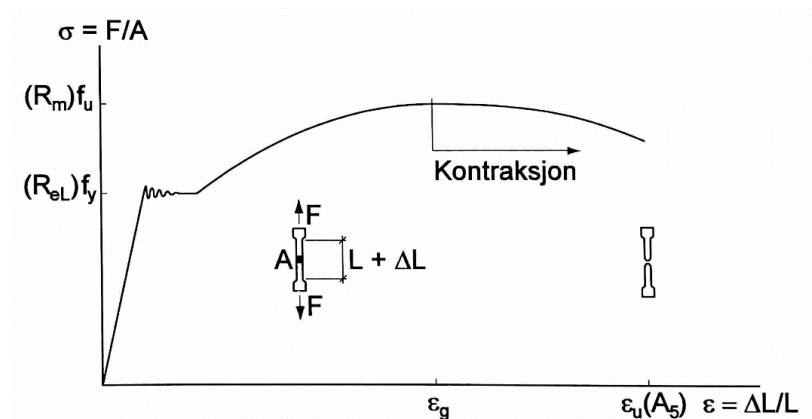


## Kapittel 4: Material

### Konstruksjonsstål

Sveisbare legeringer av jern og karbon utgjør fellesbetegnelsen konstruksjonsstål, som er en ståltype som brukes mye på konstruksjoner offshore. Stål er et sterkt materiale, og gir stor styrke til slanke konstruksjonselementer. Det gir mindre vekt på fundamenter, en rimeligere konstruksjon samt mindre belastning på miljøet [12].

Flytegrensen til en ståltype er et mål på hvor mye elastisk påvirkning materialet tåler før det svekkes. I elastisitetsområde til et material vil det gå tilbake til sin opprinnelige form når belastningen avtar. Flytegrensen er en viktig faktor, da materialet vil få en varig endring i strukturen om denne overstiges. Strekkes materialet ytterligere utover flytegrensen, vil det resultere i et brudd, illustrert i Figur 4. (Side 34, [13]).



Figur 4: Steppnings- tøyingsdiagram for konstruksjonsstål (Figur 2.10 fra Stålhandbok, Del 3 [13]).

### 4.1 Material valg

Sekundære deler av konstruksjonen blir av konstruksjonsstål **S355J2**, valgt ut ifra standard NS-EN-10025-2, se Vedlegg I: Sekundær materialvalg for verdier. S355 er hoved symbolet for konstruksjonsstål med flytegrense 355 MPa, mens J2 er et tilleggs symbol for slagseigheten i materialet. Materialvalg for primære deler som er løfteanordningen, gjøres etter gjeldende standard. Se Vedlegg II: Primær materialvalg.

## Korrosjonsbeskyttelse

Korrosjon er et resultat av kjemiske, eller elektrokjemiske reaksjoner, mellom metaller og stoffer i miljøet rundt. Tørr korrosjon er reaksjoner mellom metaller og oksygenet i lufta, mens våt korrosjon er når reaksjoner foregår i fuktig miljø. Fenomenet er skadelig og uønsket, da det kan føre til store ulykker og økonomiske konsekvenser. (Side 187, [14])

Det er flere metoder for å begrense korrosjon, og noen vanlige er: (Side 195-198, [14])

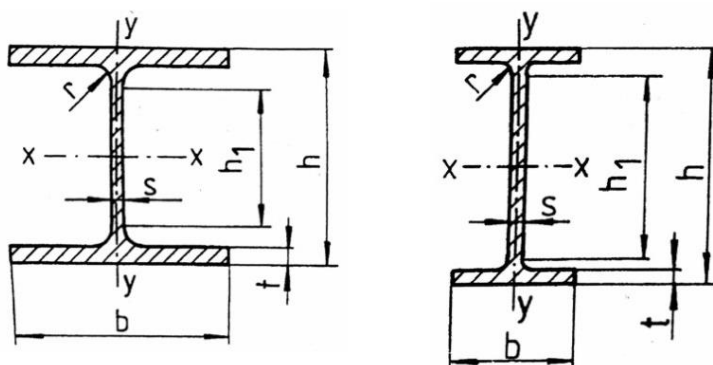
- **Katodisk beskyttelse, immunisering:** En galvanisk celle med et mer uedelt metall i kontakt med metallet som skal beskyttes, som da er katoden og blir immunt mot korrosjon. En mye brukt metode på skip og oljeinstallasjoner til havs.
- **Anodisk beskyttelse, passivering:** Metallene blir anode i galvanisk celle. Det dannes et oksidsjikt på overflaten av metallet som skal beskyttes.
- **Beskyttende belegg:** Påfører et beskyttelsesbelegg på metallet som skal beskyttes. Det skilles mellom uorganiske belegg som er metalliske, emalje, oksidiske, og organiske belegg som er maling, plast, gummi, fett og asfalt.

## 4.2 Profiler

Profilnavnet bestemmes ut fra formen på tverrsnittet. HEA- HEB- HEM- og IPE-profiler, er noen av profiltyper som blir varmvalset for å oppnå endelig dimensjon. HEA er den svakeste av H-profilene, mens HEB er sterkere og HEM er den sterkeste og tyngste av profilene. Vekten av profilene øker i takt med styrken (Kap. 3, [13]).

Hul-profil er hul, noe som gjør den lite egnet for dype havnivåer da den kan kollapse på grunn av høyt trykk, med mindre den har åpninger.

Figur 5 illustrerer H- og I-profiler. Man ser at tverrsnittet definerer de ulike profilene med tykkelse, lengde, bredde, dybde og areal. Se Vedlegg III: HEB dimensjonstoleranser for informasjon om profilene.



Figur 5: Tverrsnitt bilde fra Tekniskformelsamling side 254-256 [15].

HEB-profil er ønskelig i konstruksjonen da denne typen har tykke flenser og steg som gir god styrke. Størrelse på profilene blir en vurderingssak for å finne en gunstig kombinasjon mellom styrke og vekt.

### **Tverrsnittsklasser**

En tverrsnittsklasse forteller om hvor mye lokal knekking av tverrsnittdelene begrenser momentet til tverrsnittene og dets rotasjonskapasitet. Ut ifra kravlisten skal profilene ha enten tverrsnittsklasse 1 eller 2. Det defineres totalt fire tverrsnittsklasser i Eurokode 3 (Sek 5.5.2, [3]).

- **Klasse 1:** Det kan dannes flytledd med rotasjonskapasiteten som er nødvendig for å utføre en plastisk analyse uten at den dimensjonerende momentkapasiteten til tverrsnittet blir redusert.
- **Klasse 2:** Dimensjonerende plastisk momentkapasitet kan utvikles, men den lokale knekkingen av tverrsnittdelene begrenser rotasjonskapasiteten.

## Kapittel 5: Eksisterende løfteanordninger for rør

I oljeindustrien brukes ofte subsea basketer til å løfte utstyr til og fra havbunnen. Disse kommer i mange varianter, alt etter behov. Utvalget av eksisterende løsninger er bredt, men svært innsnevret med den kombinasjonen av dimensjoner og kapasitet i kravlisten. De neste delkapitlene viser noen utvalgte konstruksjonsløsninger.

- **HarperUK - TYPE 100**

Basketen TYPE100 fra HarperUK, [16] er den lengste subsea basketen med dimensjonene lengde, bredde og høyde på 16,8 x 2,8 x 2,04 meter, med MGW på 40 tonn. Dette er en fagverkskonstruksjon med hjørner som hindrer hekting, og lommer i senter for gaffeltruck.

- **NOR AS - Subsea basket**

Norwegian Offshore Rental AS har en 40 fot basket [17] som er konstruert for rør og utstyr med en løftekapasitet på 20 tonn. Lengde, bredde, høyde på denne er 13,0 x 2,4 x 1,5 meter. Denne har strekkmetall montert på gulv og sider som gjør basketen egnet for et større bruksområde. I tillegg har denne en låsmekanisme av aluminiumstag på tvers som hindrer rør i å falle ut.

NOR AS har en kortere 20 fot basket med samme løftekapasitet som 40 fot basketen [17]. Fagverkskonstruksjonen på denne er interessant da den er bygget kraftigere enn den andre.

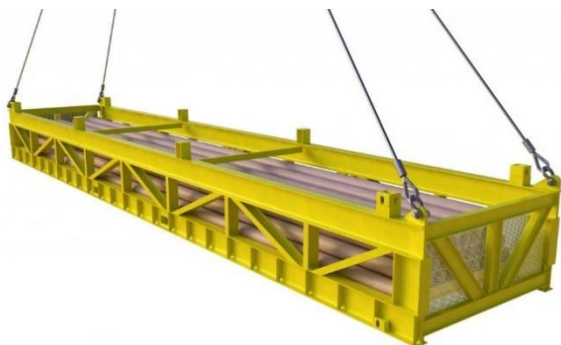
Begge basketene har ISO hjørner for å kunne stable og sikre flere basketer over hverandre.



Figur 6: NOR - Subsea basket (1) 40fot og (2) 20fot.

- **Allinvent AS- Subsea pipe basket**

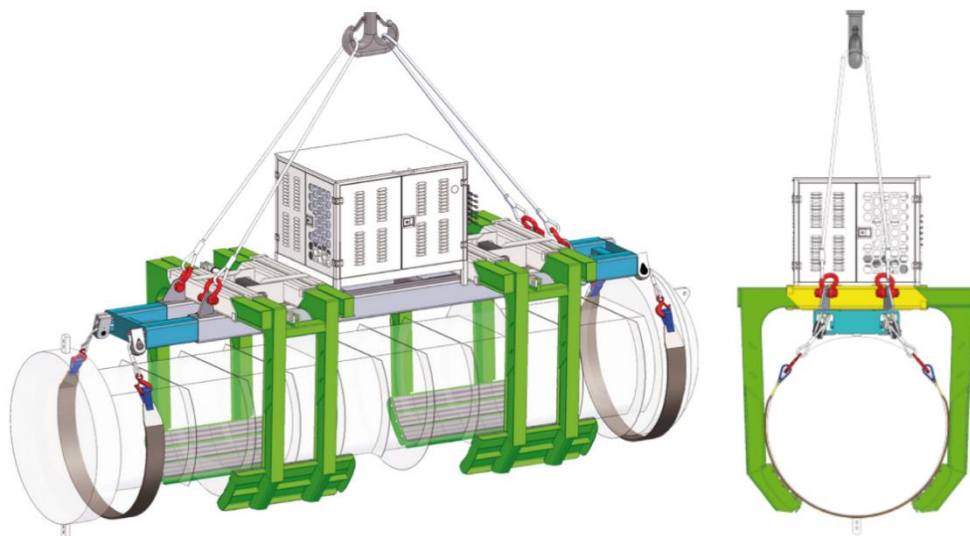
Allinvent AS har en basket som er skreddersydd for rørlast [18]. Dimensjonene på denne er 13,0 x 2,4 x 1,4 meter. Denne har strekkmetall kun på endene slik at rørene ikke kan skli ut. Basketen er også konstruert for å stables over en annen basket av samme type, noe som gir gode lagringsmuligheter. Rørbasketen har også låsmekanisme på tvers for sikring av rør.



Figur 7: AllInvent - Pipe basket 20Te med små rør.

- **BundleTutor 1500**

Figur 8 viser et eksempel på en konstruksjon fra Manus Italia [19], som kan løfte rør opp til en diameter på 1500 mm.



Figur 8: BundleTutor 1500 [19].

### **Konklusjon:**

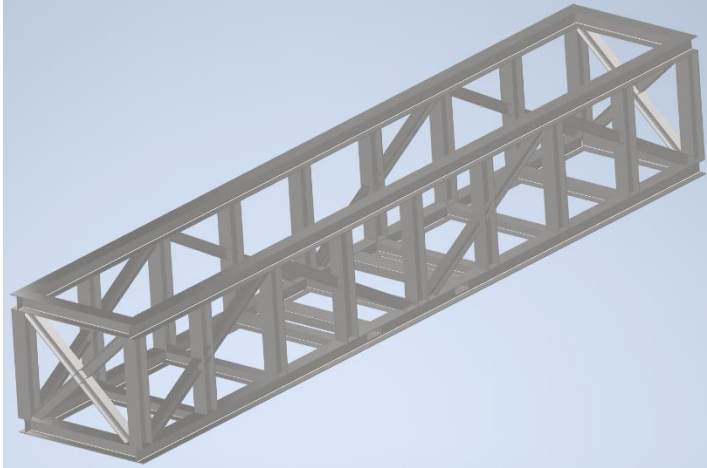
De eksisterende løsningene over tilfredsstillende ikke kravlisten, verken med dimensjon eller løftekapasitet.

## Kapittel 6: Valg av konstruksjon

Det ble tegnet og vurdert ulike løsninger for basket, samt en alternativ løsning.

### 6.1 Alternativ 1 - Fagverkskonstruksjon

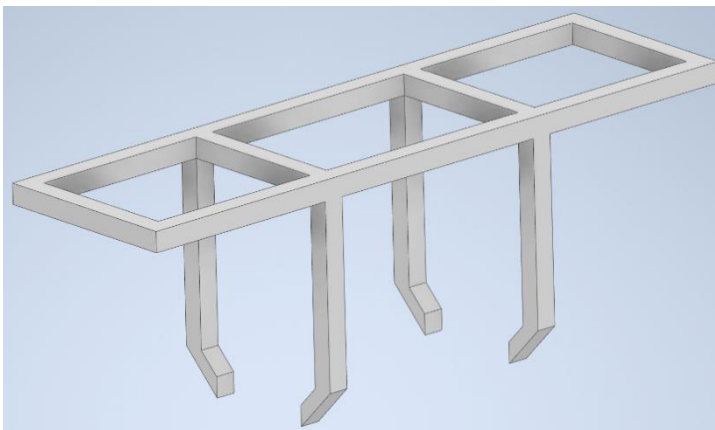
En avlang fagverkskonstruksjon sammensatt av stålprofiler. Strekkmetall monteres i endene for å unngå at rør sklir ut.



Figur 9: Inventor - Basket med fagverk.

### 6.2 Alternativ 2 - Rørløfter

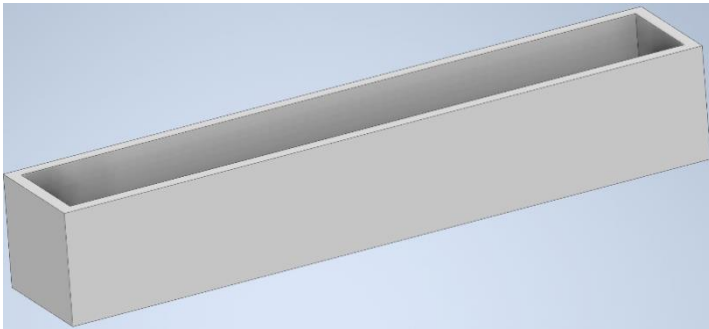
Rammeverk med hydraulisk klypefunksjon for å gripe rundt rør. Ekstra rør-sikring med slings vil være nødvendig.



Figur 10: Inventor – Rørløfter.

### 6.3 Alternativ 3 - Lukkede vegger

Konstruksjon sammensatt av hele plater på bunn, sider og ender. Dreneringshull i bunn for vannfylling og tømning i plaskesonen.



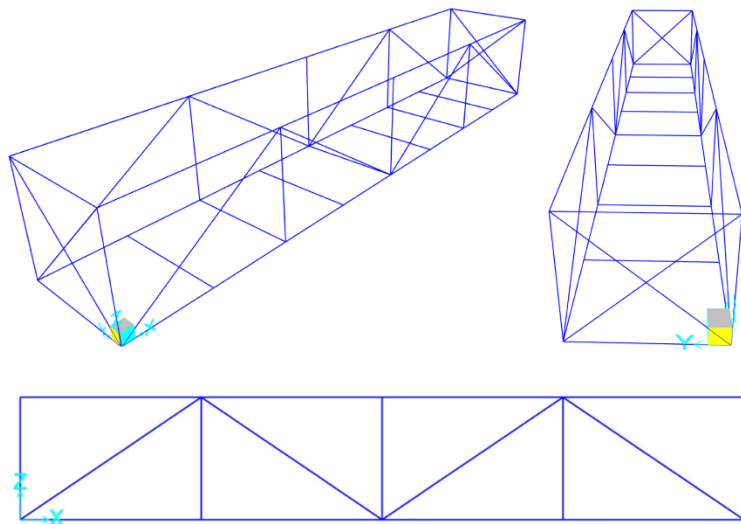
Figur 11: Inventor - Basket med plater i bunn og sider.

### 6.4 Valg av alternativ

Alternativ 2 kan løfte svært lange rør, men gripediameteren er begrenset ved at den ikke kan ta alle aktuelle rør-dimensjoner, samt den kun kan løfte et begrenset antall rør om gangen. Alternativ 3 vil ha et stort areal som gir stor motstand ved nedsenkning. Det velges å arbeide videre med alternativ 1, som vil kunne tilfredslitte kravene fra oppdragsgiver, samt at et fagverk er gunstig i forbindelse med vekt. Denne åpne strukturen gir mindre hydrodynamisk motstand ved senkning i sjø, fremfor å bygge den med hele plater.

## Kapittel 7: Situasjonsbeskrivelse

Konstruksjonsløsningen blir et fagverk bygd opp av aksialstaver av stålprofiler. Dette er en stiv konstruksjon da fagverkstavene forbindes til hverandre i knutepunkt. Et eksempel på en slik konstruksjon, er illustrert på Figur 12. Bredden til basketen settes til 2,9 meter for å være innenfor lover for kjøretøy ved transport av utstyr uten følgebil [6].



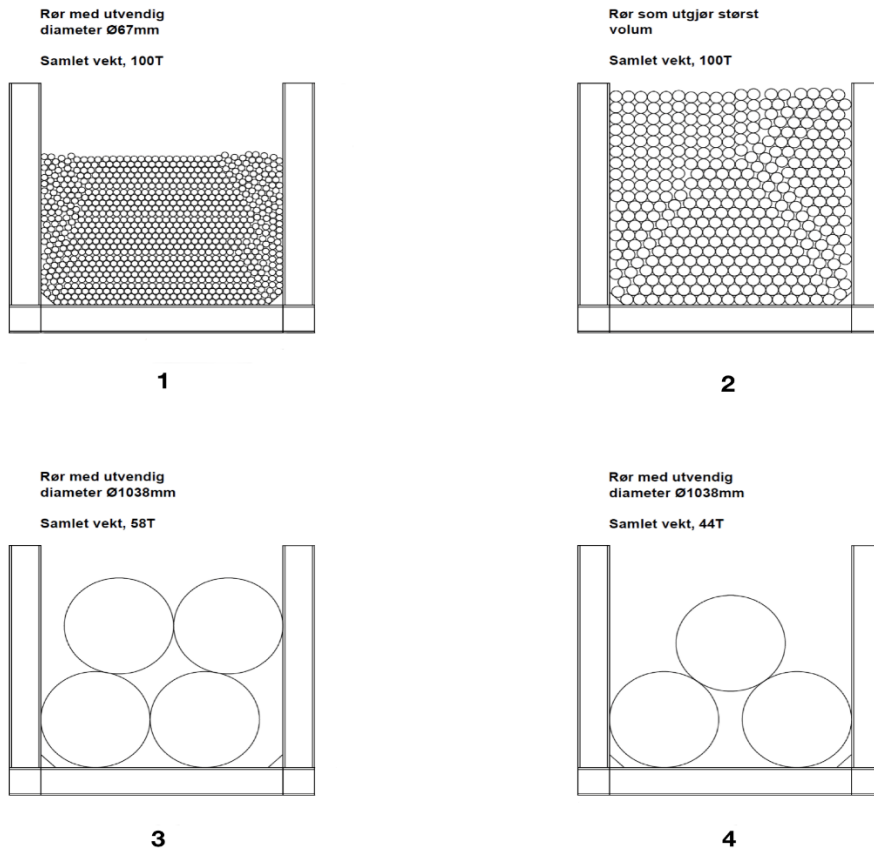
Figur 12: SAP2000 - Eksempel på design av fagverkkonstruksjon.

### 7.1 Situasjonsbeskrivelse

Det skal beregnes på de kreftene som virker på basket, og ut ifra disse beregne bøyemoment og skjærkraft. Beregninger og deformasjon analyseres, og dimensjonerende kapasitet påvises.

Kraftfordeling er en viktig faktor i konstruksjon da det må tas hensyn til den verst tenkelige situasjonen som kan oppstå, slik at konstruksjonen blir riktig dimensjonert. I Figur 13 er det illustrert ulike lastesituasjonen for å få et visuelt bilde av hvordan kreftene virker på basket, og for lettere å kartlegge de. Når alle krefter er definert, kan videre beregninger av strukturen utføres. Rørenes dimensjoner varierer i stor grad, og det er derfor tatt utgangspunkt i ulike lastesituasjoner, hvor de aller minste, mellom og de største er tatt i betraktning.



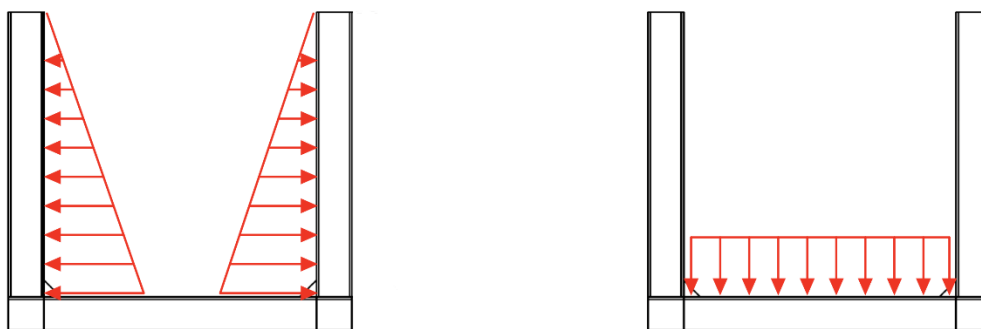


Figur 13: Ulike lastesituasjoner med store og små rør.

Situasjon 1 med de minste rørene på Figur 13, er mindre aktuell da denne dimensjonen av rør også har mulighet for spoling med båt og trommel, og er dermed ikke nødvendig med kutting.

Situasjon 3 og 4 viser lastesituasjon med de største rørdimensjonene.

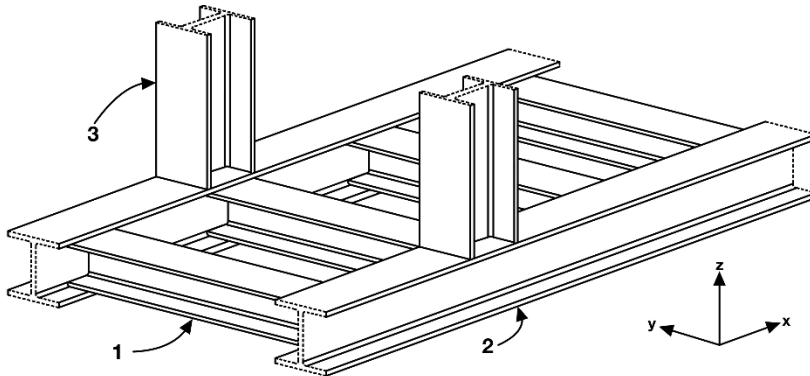
Situasjon 2 utgjør størst volum og fyller opp hele høyden på basketen. Her vil også kreftene påvirke basketen i størst grad, da den er lastet med maks vekt på 100 tonn. Kraftene er modellert slik at de oppfører seg som en hydrostatisk væske og vil ha en lineær kraftfordeling. Figur 14 viser hvordan kreftene da fordeles utover basketen i y og x-retning.



Figur 14: Fordeling av krefter i basket y- og x-retning.

## 7.2 Dimensjonerende last

Det antas at basketen får en egenvekt på  $m_{vekt\ av\ basket} = 15\ tonn$ , som også blir brukt i beregningene. Lastekreftene som virker på basket, både vertikalt og horisontalt beregnes.

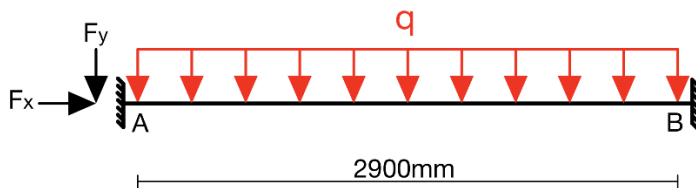


Figur 15: Utsnitt av løfteprofiler på basket.

### 7.2.1 Vertikale krefter

Finner krefter som virker på bunnprofilene, markert med nummer 1 på Figur 15.

I beregningene antas det at kreftene fordeler seg jevnt utover hele bredden til basketen, som illustrert i Figur 16.



Figur 16: Illustrasjon fordeling av vertikale krefter.

Sum av krefter (Formel 4.12, [20])

$$\sum F_x = 0, \sum F_y = 0, \sum M_p = 0$$

Hvor:

$$- \sum F_x = A_x - B_x = 0$$

$$- \sum F_y = A_y - q_{AB} \cdot l_{profil} + B_y = 0$$

$$A_y = q_{AB} \cdot 2,9\ m - B_y$$

$$- \sum M_A^O = B_y \cdot 2,9m - q_{AB} \cdot 2,9\ m \cdot 1,45m$$

$$B_y = \frac{q_{AB} \cdot 2,9\ m \cdot 1,45m}{2,9m} = q_{AB} \cdot 1,45\ m$$

Verdiene til vertikale krefter blir:

$$MGW = m_{\text{lastekapasitet}} + m_{\text{vekt av basket}}$$

$DF = 2,5$ , se Vedlegg IV: Design kriterier.

$$q_{AB} = \frac{MGW \cdot g \cdot DF}{l_{\text{profil}} \cdot n[\text{antall profiler}]} = \frac{(100 + 15) \cdot 10^3 \text{kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 2,5}{2,9\text{m} \cdot n}$$

$$q_{AB} = \frac{972544 \text{ N/m}}{n}$$

$$A_y = B_y = q_{AB} \cdot 1,45\text{m}$$

Kraftfordeling på bunnprofiler:

$$n = 7 \text{ profiler} - q_{AB} = 138935 \text{ N/m} \approx 139 \text{ N/mm}$$

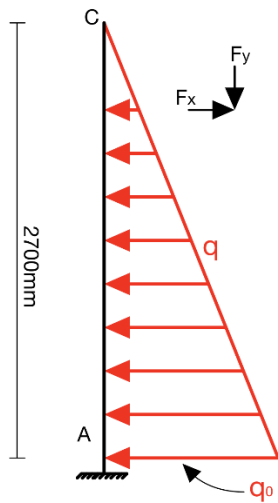
$$n = 15 \text{ profiler} - q_{AB} = 64837 \text{ N/m} \approx 65 \text{ N/mm}$$

Konklusjon vertikale krefter:

Det arbeides videre med **7 bunnprofiler** for lastfordeling. Krefter som oppstår, kan opprettholdes av moderate profilstørrelser.

### 7.2.2 Horisontale krefter

Finner krefter som virker på de vertikale profilene på siden av basketen, markert med nummer 3 på Figur 15. Kraftene som påvirker går i begge retninger, vist på Figur 14.



Figur 17 Illustrasjon fordeling av horisontale krefter.

Den største kraften,  $q_0$ , virker i punkt A på Figur 17.

$q_0 = q_{AB}$  som vist i Figur 16.

$n$  = antall vertikale profiler på hver side av basket.

Geometrien gjør det naturlig med tre eller syv vertikale profiler på hver side. Dette gir en jevn fordeling og symmetri av kreftene.

$$n = 3 \text{ profiler} - q_0 = 324181 \text{ N/m} \approx 325 \text{ N/mm}$$

$$n = 7 \text{ profiler} - q_0 = 138935 \text{ N/m} \approx 139 \text{ N/mm}$$

#### Konklusjon horisontale krefter:

Det benyttes **syv støtteprofiler** på hver side av konstruksjonen, for god lastfordeling. Støtteprofiler har samme posisjon som bunnprofilene, og gir en god kraftoverføring.

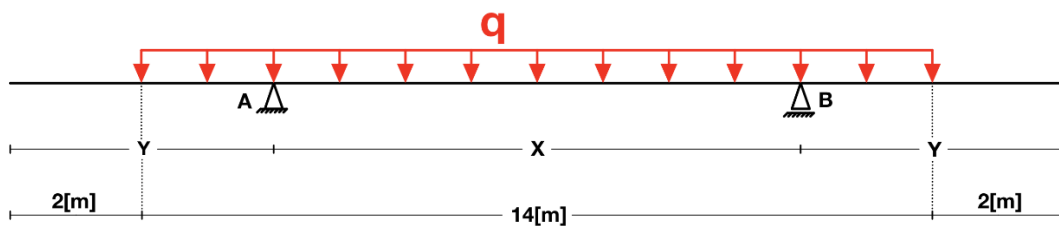
## Kapittel 8: Utforming av konstruksjon

Basket utformes i konstruksjonsverktøyet SAP2000, som tar hensyn til den norske Eurokode 3. Konstruksjon blir et fagverk av stålprofiler.

### 8.1 Plassering av løftepunkt

Lagrene blir kraftoverføringspunktene gjennom konstruksjonen opp til ekstern løfteramme. For gunstig plassering av disse testes ulike avstander mellom løftepunktene i SAP2000. Løfteanordningen monteres på øverste lengdeprofil, lik profilen markert med nummer 2 på Figur 15.

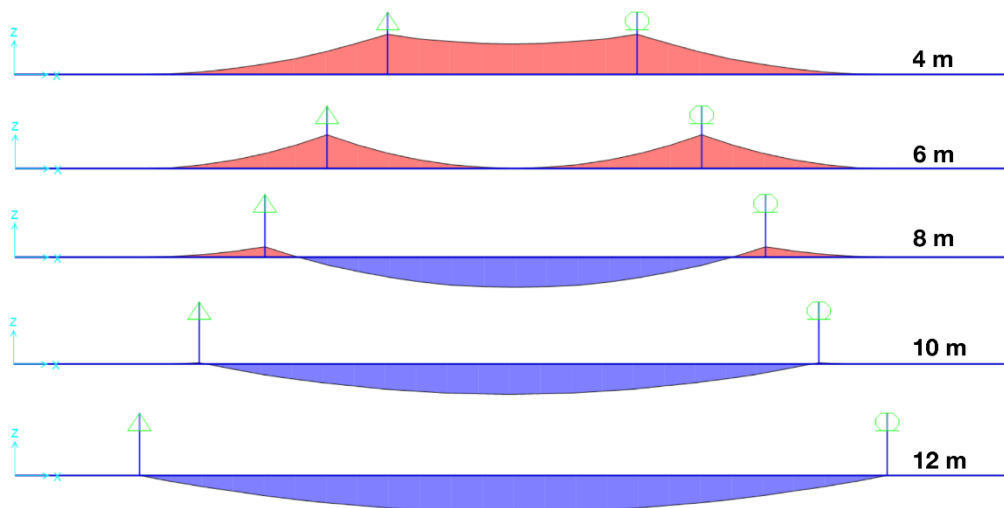
Kreftene fra lasten på bunnprofilene fordeles på to profiler over en lengde på 14 meter, illustrert i Figur 18.



Figur 18: Fritt legeme diagram - Bøyemoment rundt løftepunkt.

Ut ifra geometrien må avstanden mellom løftepunktene være fire, seks, åtte, ti eller tolv meter, for at de kan plasseres over de vertikale profilene.

Belaster profilen i SAP2000 med  $q = \frac{MGW \cdot g}{2 \cdot 14000 \text{ mm}} = 40,3 \text{ N/mm}$ .



Figur 19: SAP2000 – Bøyemoment på øvre profil, med forskjellige distanser mellom løftepunkt.

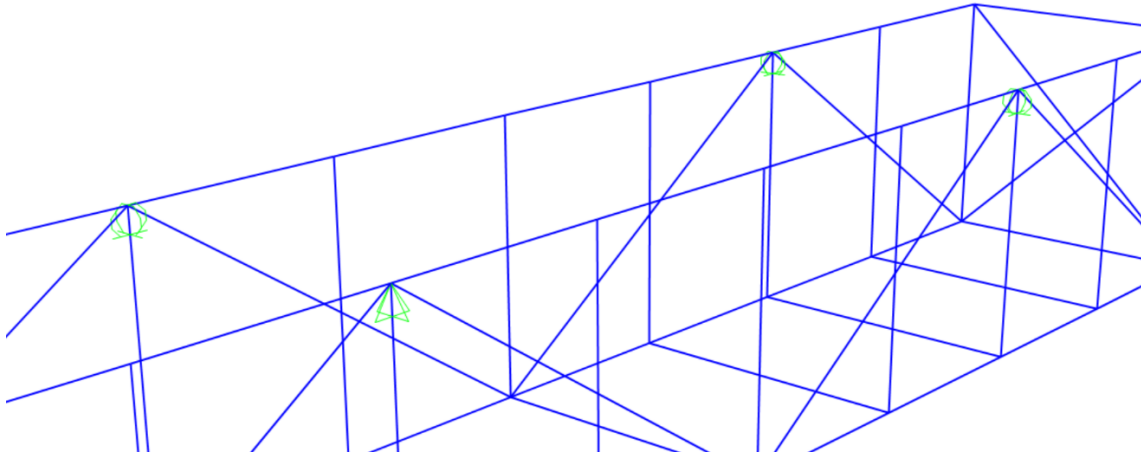
Situasjonene med fire og tolv meters avstand gir stor strekk på øvre og nedre siden av profilen. En avstand på åtte meter gir minst bøyemoment og blir brukt videre.

### 8.1.1 Lagerbetingelser

Lagrene defineres av:

- Plassering av løftepunkt
- Krefter som flyter gjennom lagrene
- Kraftene som flyter gjennom ekstern løfteramme
- Kraftretningene x, y og z

Konstruksjonen defineres med fire lagerelementer. Disse består av et fast lager, tre bevegelige lager i x og y retning, og alle kan rotere rundt sine punkt. Lagerbetingelsene gjør det mulig å vurdere situasjonene, både med og uten den påmonterte løfterammen.



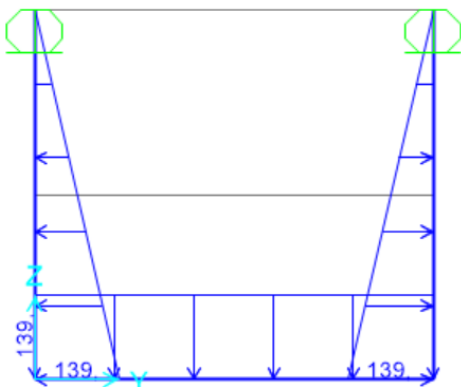
Figur 20: Lagerdefinisjon av løftepunkt markert i grønt.

### 8.2 Endelig utforming

Kritisk tverrsnitt finnes i SAP2000 med definerte løftepunkt på fagverk, og belastes med de jevnt fordelt dimensjonerende last.

$$q_{AB} = q_0 = 139 \text{ N/mm} \quad (\text{Se kap. 7.2.1 og 7.2.2})$$

$$F_{Sub} = 2.5 \cdot MGW \cdot g = 2,83 \cdot 10^6 \text{ N} \quad (\text{Se Vedlegg IV: Design kriterier})$$

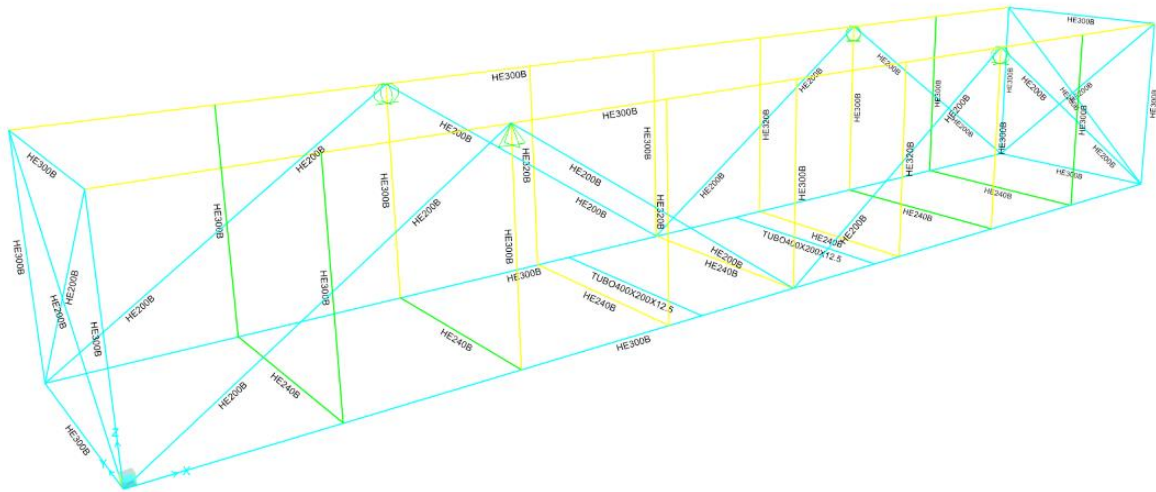


Figur 21: SAP2000 - Fordeling av krefter.

Det ble forsøkt med ulike størrelser av H- og I-profiler, og optimalisert for kapasitet av kritisk tverrsnitt, antall deler og vekt. Kritisk tverrsnitt ble kontrollert med kodesjekk i henhold til

eurokode 3, som viser hvor stor del av profilenes kapasitet som belastes. Utnyttelsesgraden er fra 0-1, der for eksempel 0,82 vil si at det utnyttes 82% av profilens potensial. Resultat med profiltyper og verdier for kritisk tverrsnitt over 0,4, er vist i Vedlegg V: SAP2000 av valgt basket.

Profiltypene benyttet på konstruksjonen, er HEB200, 240, 300 og 320. Alle profilene er klassifiseres som tverrsnittsklasse 1. Se Vedlegg VI: Tverrsnittsklasser.



Figur 22: Se Vedlegg V: SAP2000 av valgt basket for større bilde.

## 8.3 Håndberegninger

### 8.3.1 Generelle verdier for profiler

Verdier for profilene hentes fra Vedlegg III: HEB dimensjonstoleranser.

#### Dimensjonerende skjærkraftkapasitet:

Dimensjonerende plastisk skjærkraftkapasitet (Formel 6.18, [3])

$$V_{pl,Rd} = \frac{A_v \cdot f_y}{\gamma_{M0} \cdot \sqrt{3}}$$

$$f_y = 355 \text{ MPa}$$

$$V_{pl,Rd} = A_v \cdot 195,2 \text{ MPa}$$

Skjærareal for valsede I- og H-profiler (Sec 6.2.6, [3])

$$A_v = A - 2bt_f + (t_w + 2r) \cdot t_f \quad \& \quad A_v \geq h_w t_w$$

#### Dimensjonerende momentkapasitet:

Dimensjonerende kapasitet mot bøyning, tversnittklasse 1 & 2 (Formel 6.13, [3])

$$M_{c,Rd} = M_{pl,Rd} = \frac{W_{pl} \cdot f_y}{\gamma_{M0}}$$

$$M_{pl,Rd} = W_{pl} \cdot 338,1 \text{ MPa}$$

#### Verdier:

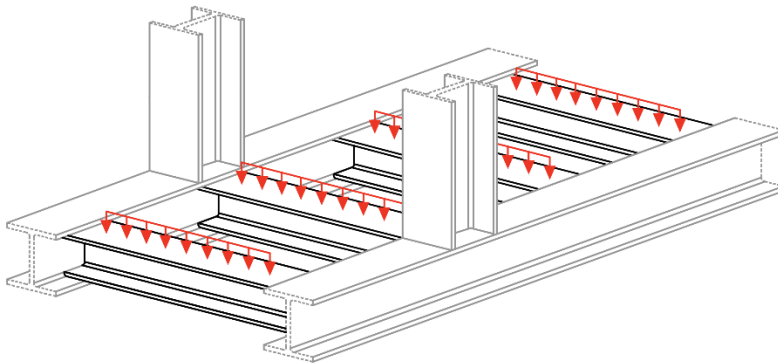
Tabell 2: Grunnleggende verdier for valgte profiler

Profiltype	$A_v$ [mm <sup>2</sup> ]	$W_{pl}$	$V_{pl,Rd}$ [N]	$M_{pl,Rd}$ [Nmm]
HEB200	2485	$642 \cdot 10^3$	485072	$217,060 \cdot 10^6$
HEB240	3324	$1054 \cdot 10^3$	648843	$356,353 \cdot 10^6$
HEB300	4735	$1868 \cdot 10^3$	924272	$631,571 \cdot 10^6$
HEB320	5143	$2140 \cdot 10^3$	1003865	$723,524 \cdot 10^6$



### 8.3.2 Kritiske verdier for bunnprofil HEB240

Lasten trykk-belaster bunnprofilene om sin sterke akse. Dette kan føre til vipping, og må kontrolleres. Bunnprofilene hviler på de langsgående profilene som vist på Figur 23.



Figur 23: Trykk-belastning på bunnprofiler.

Kraft som påføres bunnprofilene er kun egenvekt av rør-last:

$$q_{AB} = \frac{m_{rør} \cdot g \cdot DF}{l_{profil} \cdot n[\text{antall profiler}]} = \frac{100 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 2,5}{2,9 \text{ m} \cdot 7} = \mathbf{120\ 813\ N/m}$$

Bøyemomentet er maksimalt i senter av bjelken, og defineres som:

$$M_{Ed,(1,45\text{m})} = \frac{q_{AB} \cdot l_{profil}^2}{8} = 120\ 813\ \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot 1,05125 \text{ m}^2 = \mathbf{127\ 005\ Nm}$$

Fra SAP2000 er det største bøyemomentet ved  $M_{Ed,(0\text{m})} = \mathbf{84\ 670\ Nm}$ .



Figur 24: SAP2000 - Bøyemoment om HEB240.

Differansen på bøyemomentet skyldes at SAP2000 har faste lagre, som ikke kan rotere, og dette tar ikke håndberegningene hensyn til.

### Forenklet beregning av fri vipping:

Kritisk last for HEB240 antas å være nær: (Side 154, [13])

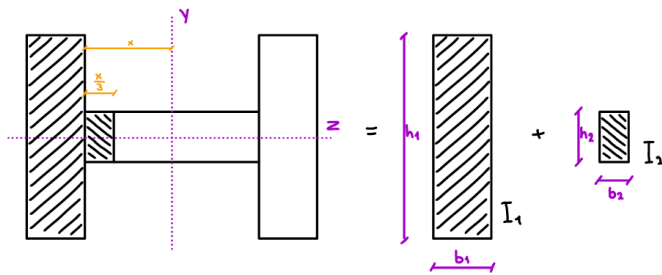
$$N_{cr,f} \approx \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{f,z}}{L_c^2}$$

Hvor:

$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$  for S355, elastisitetsmodul

$L_c = 2900 \text{ mm}$ , vippelengde

$$I_{f,z} = I_1 + I_2 = \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} + \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} = \mathbf{1,96 \cdot 10^7 \text{ mm}^4}$$
 (Side 107, [21])



Figur 25: Beregningsmodell for andre arealmoment om bjelkeverrsnittets z-akse (Side 107, [21]).

$$N_{cr,f} \approx \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{f,z}}{L_c^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,96 \cdot 10^7 \text{ mm}^4}{(2900 \text{ mm})^2} = \mathbf{4\ 830\ 356 \text{ N}}$$

Kritisk moment blir da lik: (Side 155, [13])

$$M_{cr} \approx N_{cr,f} \cdot h_1$$

Hvor:

$h_1 = 223 \text{ mm}$ , avstand mellom flensenes tyngdepunkter

$$M_{cr} \approx 4\ 830\ 356 \text{ N} \cdot 223 \text{ mm} = \mathbf{1,078 \cdot 10^9 \text{ Nmm}}$$

Trykkflensens relative slankhet:

(Side 155, [13])

$$\bar{\lambda}_f = \sqrt{\frac{f_y \cdot W_{z,f}}{M_{cr}}}$$

Hvor:

$$f_y = 355 \text{ MPa}$$

$b$  = trykkflensens bredde

$A_f$  = trykkflensens areal

$$W_{z,f} \approx \frac{1}{6} \cdot b \cdot A_f = \frac{240 \text{ mm} \cdot 4423,3 \text{ mm}^2}{6} = 176\,932 \text{ mm}^3$$

$$\bar{\lambda}_f = \sqrt{\frac{355 \text{ N/mm}^2 \cdot 176\,932 \text{ mm}^3}{1,078 \cdot 10^9 \text{ Nmm}}} = 0,241$$

Forenklet påvisning mot vipping uttrykkes som: (Side 155, [13])

$$\bar{\lambda}_f \leq \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{c,Rd}}{M_{y,Ed}}$$

Hvor:

$$M_{y,Ed} = 8,467 \cdot 10^7 \text{ Nmm}, \text{ se Vedlegg VII: Dimensjonerende krefter fra SAP2000.}$$

$W_y = 938 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$ , tilhørende tverrsnittsmodul for trykkflensen.

$$M_{c,Rd} = \frac{W_y \cdot f_y}{\gamma_{M1}} = \frac{938 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \cdot 355 \text{ N/mm}^2}{1,05} = 3,18 \cdot 10^8 \text{ Nmm}$$

$$\bar{\lambda}_f \leq \frac{1}{2} \cdot \frac{3,18 \cdot 10^8 \text{ Nmm}}{8,467 \cdot 10^7 \text{ Nmm}}$$

↓

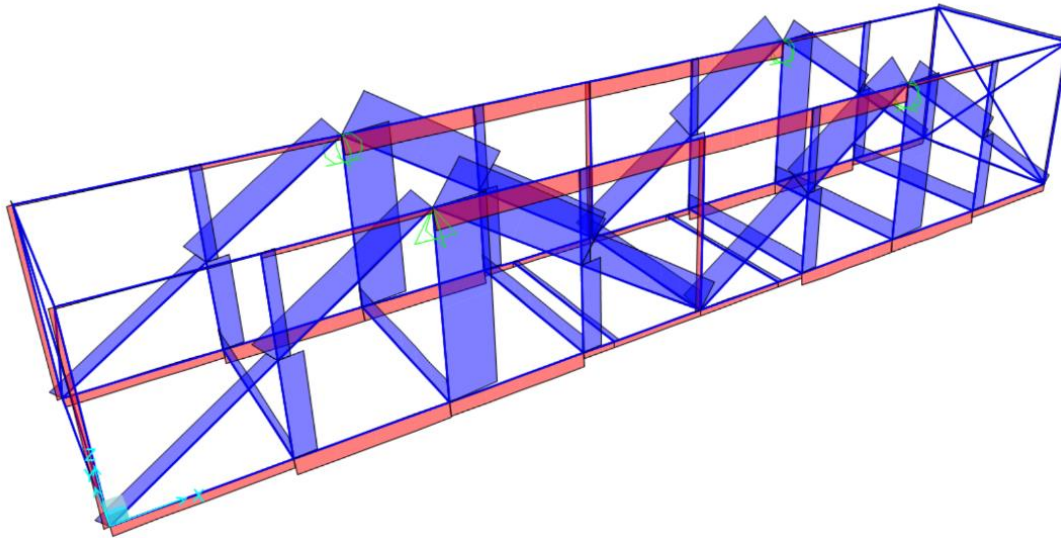
$$\mathbf{0,241 \leq 1,878}$$

### Konklusjon:

Bunnprofilene HEB240 er ikke utsatt for vipping.

### 8.3.3 Kritiske verdier for vertikal HEB300

De to langsgående profilene øverst på konstruksjonen, er punktvis utsatt for aksialtrykk mellom vertikalprofilene.



Figur 26: SAP2000 - Aksialkrefter på konstruksjon, blå = strekk, rød = trykk.

Kritisk last for HEB300 antas å være: (Side 154, [13])

$$L_c = 2000 \text{ mm, vippelengde}$$

$$I_{f,z} = 4,28 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

$$N_{cr,f} \approx \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{f,z}}{L_c^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 \cdot 4,28 \cdot 10^7 \text{ mm}^4}{(2000 \text{ mm})^2} = 22\,177\,001 \text{ N}$$

Kritisk moment blir da lik: (Side 155, [13])

$$h_1 = 281 \text{ mm}$$

$$M_{cr} \approx 22\,177\,001 \text{ N} \cdot 281 \text{ mm} = 6,23 \cdot 10^9 \text{ Nmm}$$

Trykkflensens relative slankhet: (Side 155, [13])

$$W_{z,f} \approx \frac{300\text{mm} \cdot 5743,7 \text{ mm}^2}{6} = 287\,185 \text{ mm}^3$$

$$\bar{\lambda}_f = \sqrt{\frac{355 \text{ N/mm}^2 \cdot 287\,185 \text{ mm}^3}{6,23 \cdot 10^9 \text{ Nmm}}} = 0,128$$

Forenklet påvisning mot vipping uttrykkes som: (Side 155, [13])

$$\bar{\lambda}_f \leq \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{c,Rd}}{M_{y,Ed}}$$

Hvor:

$M_{y,Ed} = 6,53 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$ , se Vedlegg VII: Dimensjonerende krefter fra SAP2000.

$$W_y = 1680 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$M_{c,Rd} = \frac{W_y \cdot f_y}{\gamma_{M1}} = \frac{1680 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \cdot 355 \text{ N/mm}^2}{1,05} = 5,68 \cdot 10^8 \text{ Nmm}$$

$$\bar{\lambda}_f \leq \frac{1}{2} \cdot \frac{5,68 \cdot 10^8 \text{ Nmm}}{6,53 \cdot 10^7 \text{ Nmm}}$$

↓

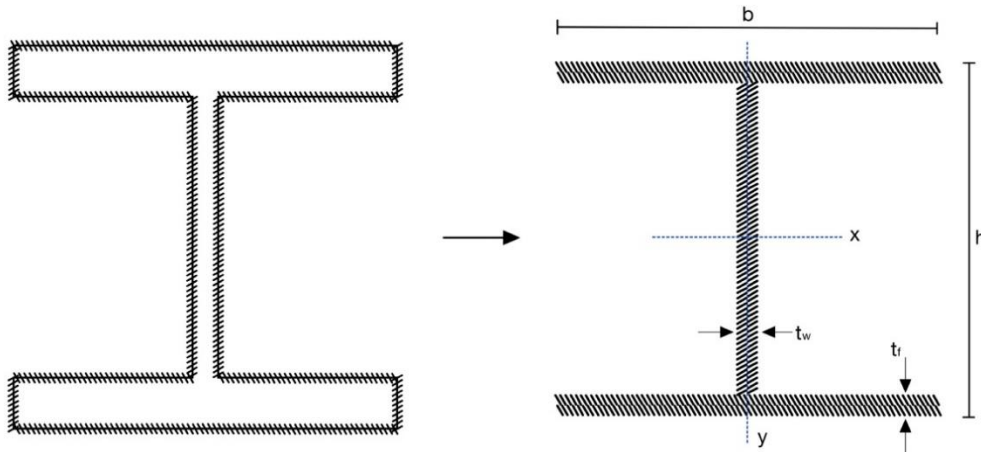
$$\mathbf{0,128 \leq 4,349}$$

### Konklusjon:

De langsgående profilene HEB300 er ikke utsatt for vipping.

## Kapittel 9: Sveiste forbindelser

SAP2000 definerer dimensjonerende krefter som oppstår i de ulike knutepunktene på konstruksjonen, og er utgangspunktet for manuelle sveiseberegninger. Sveiser på ytterkant av flensene må fuges for å få plass.



Figur 27: Illustrasjon av sveisetverrsnittets beregningsgrunnlag.

Høyden på sveisens tverrsnitt beregnes fra senter til senter på flens, pluss 2 ganger a-mål. Dette er en forenkling for å regne ut tverrsnittsverdiene:

$$h = \text{høyde}_{HEB} - t_f + 2 \cdot a_{\text{sveis}}$$

Verdiene for sveisens tverrsnitt vises i Vedlegg VIII: Grunnlag for sveiseberegninger.

Tabell 3: Beregningsinfo for sveis.

	Sveis rundt HEB200	Sveis rundt HEB300	
a-mål	6 mm	8 mm	10 mm
$h$	197 mm	297 mm	301 mm
$b$	200 mm	300 mm	300 mm
$t_w$	12 mm	16 mm	20 mm
$t_f$	12 mm	16 mm	20 mm
$A_{w,eff}$	6312 mm <sup>2</sup>	12 988 mm <sup>2</sup>	17 500 mm <sup>2</sup>
$W_{el,w,x}$	0,427 · 10 <sup>6</sup> mm <sup>3</sup>	1,343 · 10 <sup>6</sup> mm <sup>3</sup>	1,805 · 10 <sup>6</sup> mm <sup>3</sup>
$W_{el,w,y}$	0,140 · 10 <sup>6</sup> mm <sup>3</sup>	0,436 · 10 <sup>6</sup> mm <sup>3</sup>	0,616 · 10 <sup>6</sup> mm <sup>3</sup>
$L_{w,steg}$	170 mm	262 mm	
$L_{w,flens}$	200 mm	300 mm	
$f_u$	490 MPa		
$\beta_w$	0,9		
$\gamma_{M2}$	1,25		

## 9.1 Beregninger av knutepunkt

Metoden for sveiseberegninger er hentet fra oppdragsgiver, se Vedlegg IX: DeepOcean sveiseberegninger.

Bøyesspenninger som oppstår:

$$\sigma_b = \frac{M_{Ed,x}}{\sqrt{2} \cdot W_{el,x}} + \frac{M_{Ed,y}}{\sqrt{2} \cdot W_{el,y}}$$

Skjærspenninger som oppstår på grunn av a-målets vinkel:

$$\tau_b = \sigma_b$$

Skjærspenninger i x-retning, fra sveis mot steg:

$$\tau_{\parallel, \text{steg}} = \frac{V_{Ed,x}}{2 \cdot a \cdot L_{w, \text{steg}}}$$

$2 \cdot a$  kommer av sveisesømmene på hver side av steget.

Skjærspenninger i y-retning, fra sveis mot flens:

$$\tau_{\parallel, \text{flens}} = \frac{V_{Ed,y}}{4 \cdot a \cdot L_{w, \text{flens}}}$$

$4 \cdot a$ , kommer av de to sveisesømmene på hver flens på profilen.

Normalspenninger som oppstår fra aksiallast:

$$\sigma_{\perp} = \frac{N_{Ed}}{\sqrt{2} \cdot A_{w, \text{eff}}}$$

Skjørspenninger som oppstår på grunn av a-målets vinkel:

$$\tau_{\perp} = \sigma_{\perp}$$

Jevnføringspenning uttrykkes som:

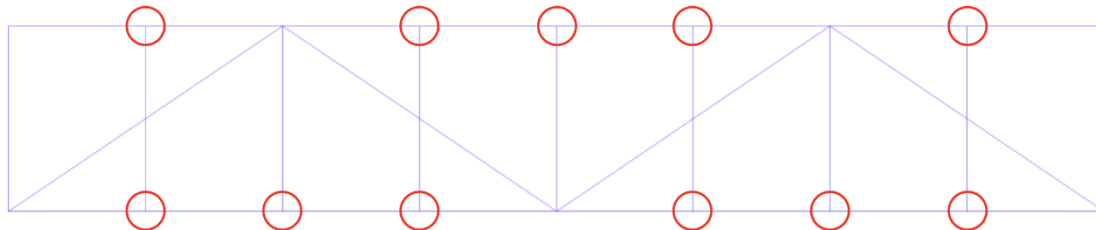
$$\sigma_j = \sqrt{(\sigma_{\perp} + \sigma_b)^2 + 3 \cdot ((\tau_{\perp} + \tau_b)^2 + (\tau_{\parallel, \text{flens}})^2)}, \quad \sigma_j \leq 301 \text{ MPa}$$

Kriteriet for at sveisen tilfredsstillende gjeldende krav, (Formel 4.1, [4]):

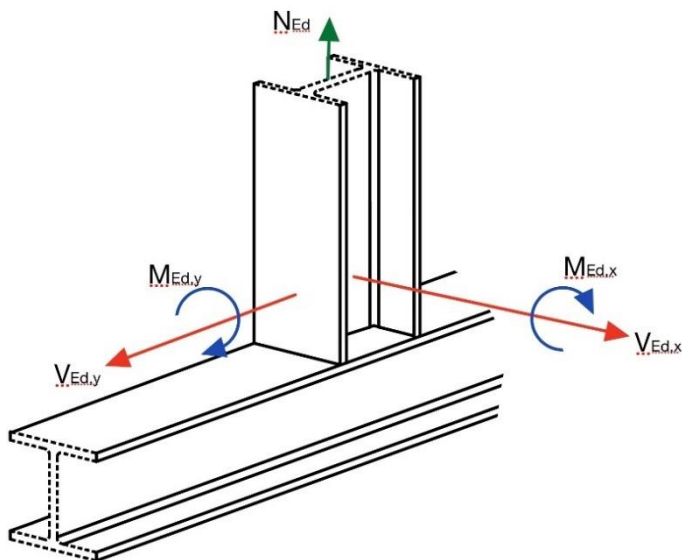
$$\eta = \frac{\sigma_j \cdot \beta_w \cdot \gamma_{M2}}{f_u}, \quad \eta \leq 1 \quad \text{Utnyttelse av sveis}$$

## 9.2 T-forbindelser

Figur 28 viser knutepunktene som er av T-forbindelse. Profilene i forbindelsene er av type HEB300, med unntak av to som er HEB320. Beregningene tar utgangspunkt i HEB300, som er den svakere profilen av de to typene. Figur 29 illustrerer fordeling av krefter i knutepunktet.



Figur 28: SAP2000 - Markering av T-forbindelser.



Figur 29: Fritt legeme diagram av dimensjonerende krefter i T-forbindelse.

### **HEB300:**

$M_{Ed,x} = 163 \text{ kNm}$	Moment om sterk akse
$M_{Ed,y} = 52 \text{ kNm}$	Moment om svak akse
$V_{Ed,x} = 186 \text{ kN}$	Skjærkraft x-retning
$V_{Ed,y} = 70 \text{ kN}$	Skjærkraft y-retning
$N_{Ed} = 326 \text{ kN}$	Aksial-last (Strekk)



a-mål = 8 mm

$$\sigma_j = 376,6 \text{ MPa} > \sigma_{till}$$

a-mål = 10 mm

$$\sigma_j = 273,6 \text{ MPa} < \sigma_{till}$$

$$\eta = 0,628 \rightarrow 62,8\%$$

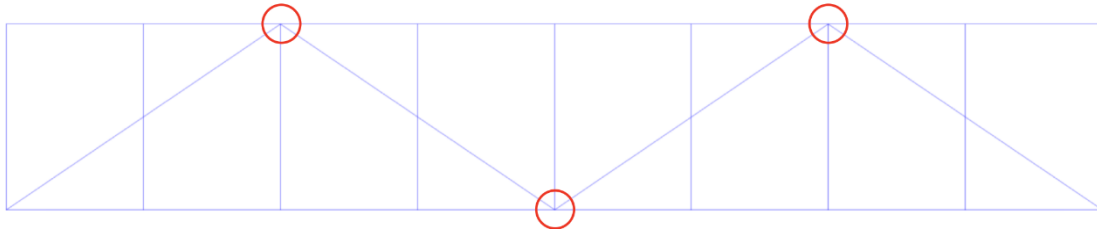
**Konklusjon T-forbindelse:**

Von-Mises kriteriet er oppfylt med et a-mål på 10 mm på kilsveis. Dette gjelder for alle T-forbindelser på fagverket.

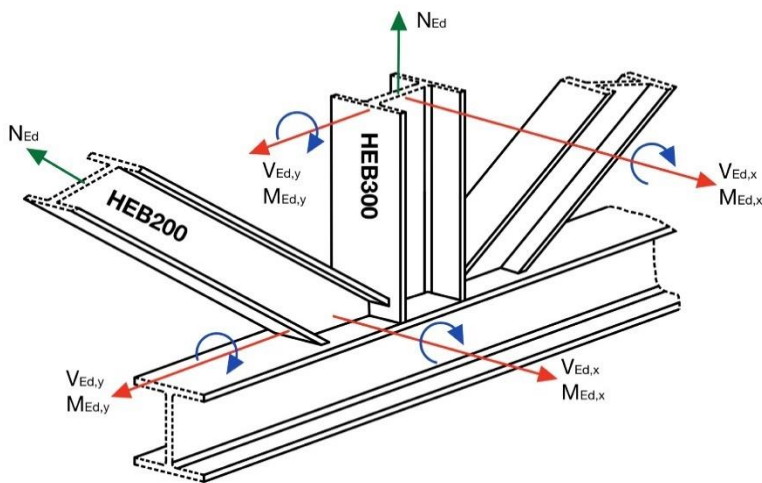
### 9.3 KT-forbindelser

Figur 30 viser knutepunktene som er av KT-forbindelser. Av disse viser Figur 31 hvor kreftene fungerer.

De vertikale og horisontale bjelkene i knutepunktene er av type HEB300, og skråbjelkene er av type HEB200.



Figur 30: SAP2000 - Markering av KT-forbindelser.



Figur 31: Fritt legeme diagram av dimensjonerende krefter i KT-forbindelse.

#### **HEB300:**

HEB300 profil i denne forbindelsen kan sees på som en T-forbindelse. Da denne har verdier lik, eller mindre enn beregningene i T-forbindelse, kan det antas at kilsveis av samme a-mål er tilstrekkelig.

#### **HEB200:**

$M_{Ed,x} = 11 \text{ kNm}$                       Moment om sterk akse

$M_{Ed,y} = 17 \text{ kNm}$                       Moment om svak akse

$V_{Ed,x} = 7 \text{ kN}$                           Skjærkraft x-retning

$V_{Ed,y} = 15 \text{ kN}$                         Skjærkraft y-retning

$N_{Ed} = 343 \text{ kN}$                         Aksial-last (Strekk)

For forenkling av beregninger, antas de skrå profilene å ha en T-forbindelse. Dette gir et primitivt resultat som er tilstrekkelig.

a-mål = 6 mm

$$\sigma_j = 285 \text{ MPa} < \sigma_{till}$$

$$\eta = 0,654 \rightarrow 65,4\%$$

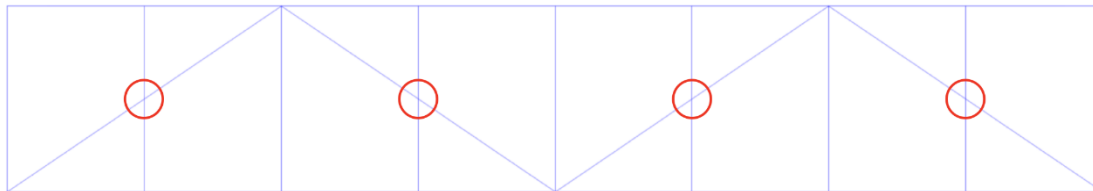
**Konklusjon KT-forbindelse:**

Von-Mises kriteriet er oppfylt med et a-mål på 6 mm for HEB200, samt 10 mm for HEB300 på kilsveis. Dette gjelder for alle KT-forbindelser på fagverket.

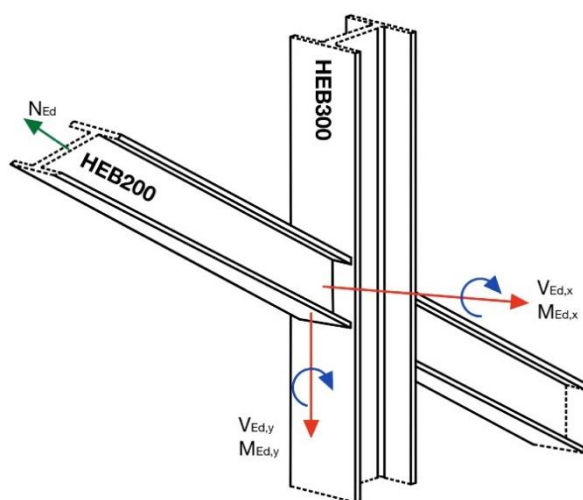
## 9.4 X-forbindelser

Figur 32 viser alle knutepunkter som er av X-forbindelse. Av disse viser Figur 33 hvor kreftene fungerer.

De vertikale profilene er av type HEB300 og 320, mens de som er skrå er HEB200.



Figur 32: SAP2000 - Markering av X-forbindelser.



Figur 33: Fritt legeme diagram av dimensjonerende krefter i X-forbindelse.

For beregning gjelder samme forenkling som på KT-forbindelse. I og med at verdiene for beregningene på X-forbindelse er lik som på KT-forbindelse, kan det konkluderes med at sveisene er tilstrekkelige med samme a-mål.

### **Konklusjon X-forbindelse:**

Von-Mises kriteriet er oppfylt med et a-mål på 6 mm for HEB200. Dette gjelder for alle X-forbindelser på fagverket.

## Kapittel 10: Løfteører

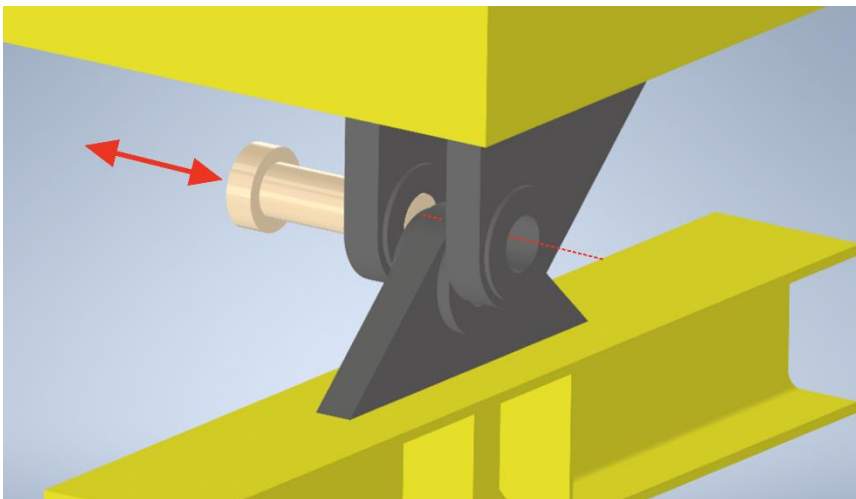
Løfteører er en mye brukt løfteanordning på denne type konstruksjon, og det er en enkel løsning uten noen mekaniske deler.

Materialvalg for løfteørene er gjort i henhold til standard DNVGL-OS-C101, og er av type **NVD-32**, se Vedlegg II: Primær materialvalg. Løfteørene designes etter NORSOK Standard R-002, Annex J [22] , og dimensjoneres for å tåle basketens MGW på 115 tonn.

### 10.1 Løfteanordning

Det blir et løfteøre på hvert av de fire løftepunktene, og på ekstern løfteramme plasseres to løfteører i hvert løftepunkt. Disse skal overføre kraften fra basket. Koblingsmetode mellom løfteørene blir en boltepinne som kan skyves inn ved hjelp av hydrauliske sylindere. Dette er kraftoverføringspunktene mellom basket og ekstern løfteramme.

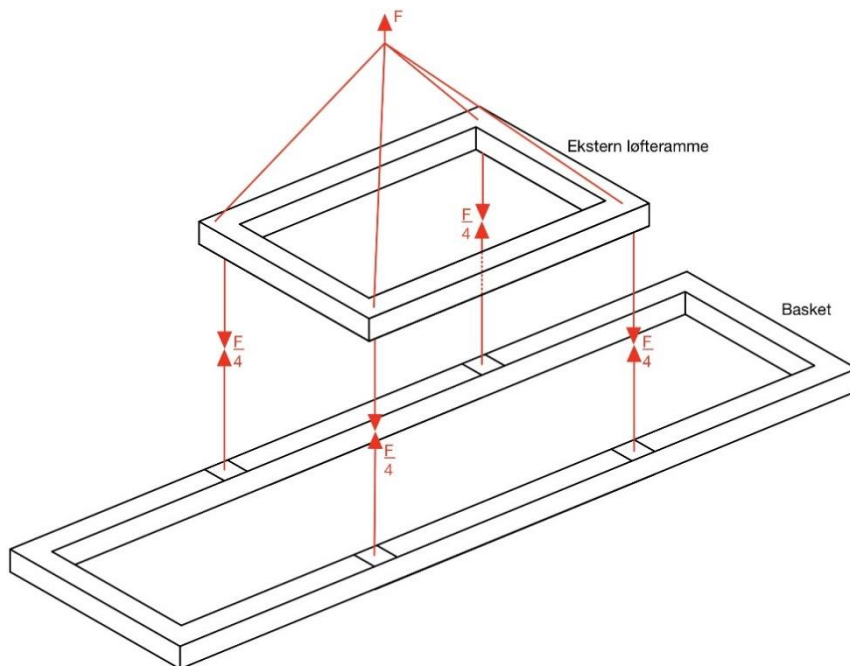
Figur 34 illustrerer løsningen før hydraulisk sylindere er montert. Hydraulikktrykket for aktivering av sylindere forsynes av ROV.



Figur 34: Inventor - Koblingspunkt mellom basket og ekstern løfteramme.

## 10.2 Fritt legeme diagram

Figur 35 illustrerer lastoverføringen. Kraftene virker vertikalt, hvilket betyr at knekklast i områdene unngås.



Figur 35: Fritt legeme diagram av krefter mellom løfteramme og basket.

## 10.3 Styrkeberegning

Ut ifra standarden velges løfteøre type 2 som løfteanordning til konstruksjon [J.2.1, [22]].

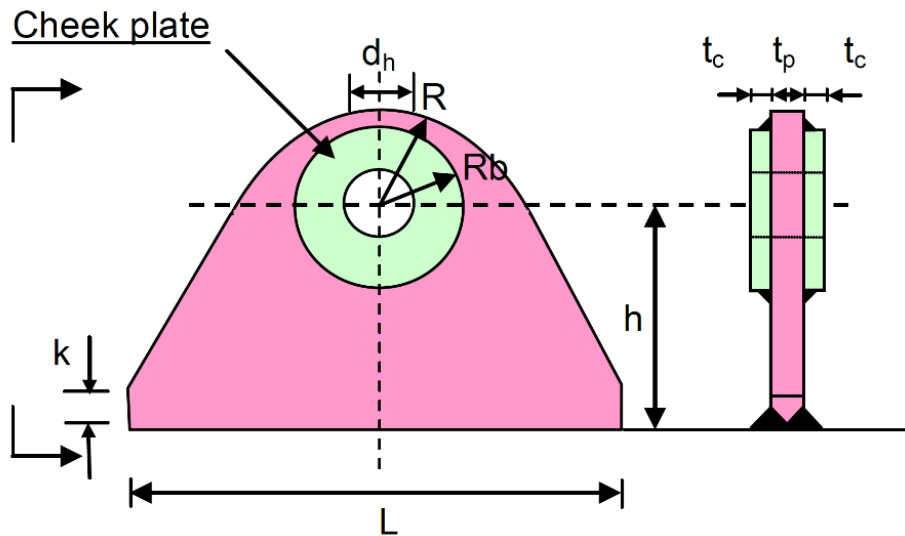
Kraft pr. løfteøre:  $F_{L\text{øfteøre}} = \frac{MGW}{4} = 282100 \text{ N}$

Tilstrekkelig kapasitet på løfteørene oppnås ved å sette  $SWL \cdot g \leq F_{L\text{øfteøre}}$ . Ut ifra tabell J.2 i standarden, blir SWL 35 tonn.

Table J.2 - Type 2 – Cheek plates

SWL tonnes	$t_p$ mm	$d_h$ mm	R mm	h mm	L mm	k mm	$R_b$ mm	$t_c$ mm
8,5	20	32	50	70	175	20	42	8
9,5	25	36	55	80	200	20	48	8
12	25	40	60	88	220	25	52	8
13,5	25	43	66	95	236	25	56	10
17	30	47	71	103	258	30	61	10
25	35	55	84	121	302	35	72	12
35	40	62	96	136	341	40	81	15
42	50	70	106	154	385	50	91	15
55	50	75	118	165	410	50	98	20

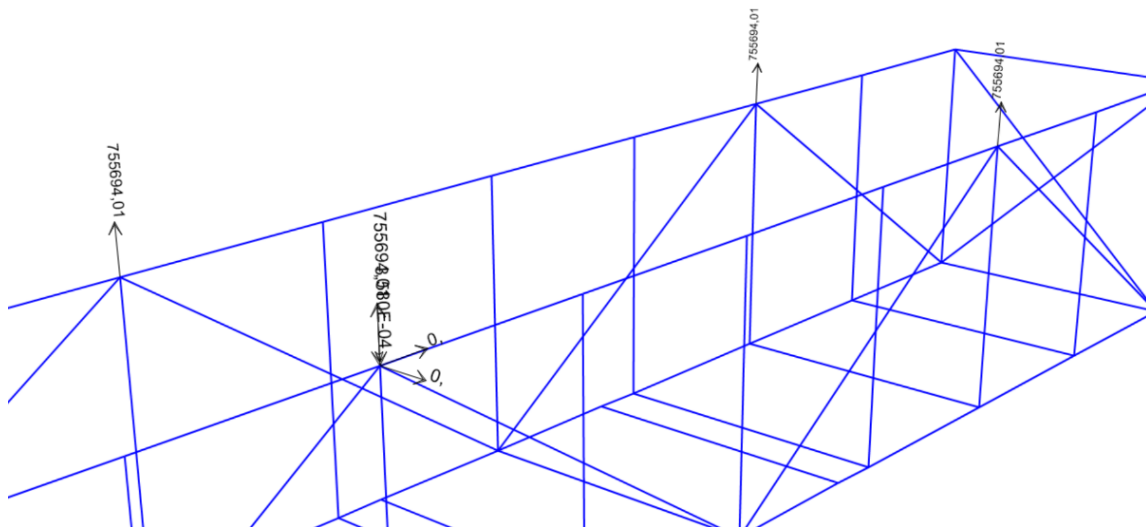
Figur 36: Tabell J.2 fra R002, [22].



Figur 37: Løfteøre med kinnplater (Figur J.6, [22]).

Kreftene er hentet fra SAP2000 når basketen er belastet med dimensjonerende last, vist på Figur 38:

$$P_{pv} = 756\,000\text{ N}$$



Figur 38: SAP2000 - Kraft påført løftepunkt av dimensjonerende last.

Maks spenning med hensyn på utrivning av løfteøret (J.2.8.3, [22]):

$$f_{rd} = \frac{f_y}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{Rm}} \geq \tau_{Ed}, \text{ hvor } \tau_{Ed} \text{ er utrivnings spenning.}$$

Hvor:

Material faktor for delvis penetrerende sveis:  $\gamma_{Rm} = 1,3$ , (J.2.8.2, [22])

$$A_{sh} = \left(R - \frac{d_h}{2}\right) \cdot t_p + 2 \cdot \left(R_b - \frac{d_h}{2}\right) \cdot t_c = \left(96 - \frac{62}{2}\right) \cdot 40 + 2 \cdot \left(81 - \frac{62}{2}\right) \cdot 15 = 4100 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{Ed} = \frac{P_{pv}}{2 \cdot A_{sh}} = \frac{756\,000 \text{ N}}{2 \cdot 4100 \text{ mm}^2} = \mathbf{92,2 \text{ MPa}}$$

$$f_{rd} = \frac{315 \text{ MPa}}{\sqrt{3} \cdot 1,3} = \mathbf{139,9 \text{ MPa}}$$

$$f_{rd} \geq \tau_{Ed} \rightarrow \mathbf{139,9 \text{ MPa} \geq 92,2 \text{ MPa}}$$

### Konklusjon:

Spenningene oppfyller kapasitetskriteriet til materialet.



Maks spenning ved løftehullets sider (J.2.8.4, [22]):

$$f_d = 1,5 \cdot \frac{f_y}{\gamma_{Rm}} \geq \sigma_b, \text{ hvor } \sigma_b \text{ er lagerspenning i løftehull.}$$

Størrelse på boltepinne velges ut ifra samme diameter som sjakkelpinne på en standard 35 tonn sjakkel:

$$d = 57 \text{ mm}$$

$$\sigma_b = \frac{P_{pv}}{t_{eff} \cdot d} = \frac{P_{pv}}{(t_p + 2 \cdot t_c) \cdot d} = \frac{756\,000}{(40 + 2 \cdot 15) \cdot 57} = \mathbf{189,5 \text{ MPa}}$$

$$f_d = 1,5 \cdot \frac{315}{1,3} = \mathbf{363,5 \text{ MPa}}$$

$$f_d \geq \sigma_b \rightarrow \mathbf{363,5 \text{ MPa} \geq 189,5 \text{ MPa}}$$

### Konklusjon:

Spenningene oppfyller kapasitetskriteriet til materialet.

## 10.4 Sveisesøm

### 10.4.1 Sveisesøm for kinnplater type 2 (J.2.8.4, [22])

Kriteria:

$$f_{rd} \geq \tau_{Ed}, \text{ hvor } \tau_{Ed} \text{ er sveisens skjærspenning.}$$

Hvor:

$$f_{rd} = 139,9 \text{ MPa}$$

$\tau_{Ed} = \frac{P_{cp}}{L_{eff} \cdot a}$ , hvor  $a$  er tykkelsen på  $a$ -mål i sveisen, og den effektive lengden på sveisen er:

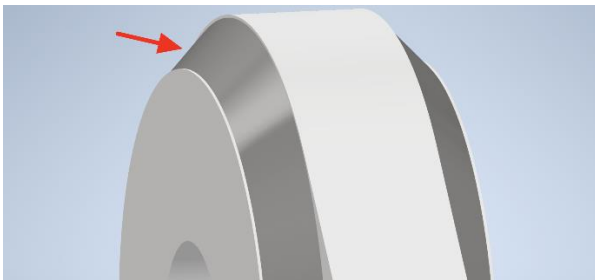
$$L_{eff} = \frac{2}{3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_b = \frac{4\pi}{3} \cdot 81 = 339,3 \text{ mm}$$

Kraft gjennom kinnplater:

$$P_{cp} = \frac{P_{pv} \cdot t_c}{t_p + 2 \cdot t_c} = \frac{756\,000 \cdot 15}{40 + 2 \cdot 15} = 162\,000 \text{ N}$$

$a$ -mål settes til sin maksimale størrelse på kinnplatene ut ifra geometrien:

$$a = \frac{t_c}{\sqrt{2}} = 10,6 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}$$



Figur 39: Inventor - Geometri for  $a$ -mål på kilsveis på kinnplater.

$$\tau_{Ed} = \frac{162\,000}{339,3 \cdot 10} = 47,8 \text{ MPa}$$

$$f_{rd} \geq \tau_{Ed} \rightarrow 139,9 \text{ MPa} \geq 47,8 \text{ MPa}$$

### Konklusjon:

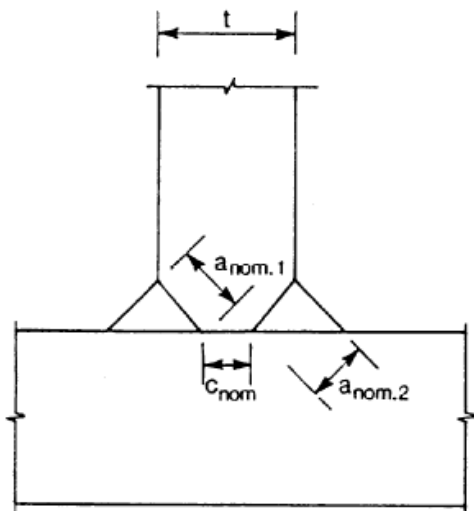
Kriteriet for skjærspenningen er oppfylt, og kapasiteten til sveisen er tilstrekkelig.

### 10.4.2 Sveisesøm løfteøre

Sveisesøm mellom løfteøret og løftepunkt skal motstå dimensjonerende last. Sveises dimensjonerende kapasitet per lengdeenhet,  $F_{w,Rd}$ , må være større enn dimensjonerende last  $F_{w,Ed}$ :

$$F_{w,Rd} \geq F_{w,Ed} = P_{pv} \quad (\text{Formel 4.2, [4]})$$

Sveisesømmen blir delvis penetrerende buttsveis, med kilsveis (Figur 40). Kilsveisen beregnes for å motstå  $F_{w,Ed}$ , mens buttsveisen antas som en ekstra sikkerhet og får samme a-mål som kilsveis.



Figur 40: Effektiv full gjennomsveising for T-buttsveis (Figur 4.6, [4]).

Ut ifra Figur 40 beregnes største a-mål som er mulig med denne typen sveis.

Med minsteverdien for  $c_{nom} = 3 \text{ mm}$ , vil  $a_{nom,1}$  og  $a_{nom,2}$  ha sin største størrelse på 26 mm. Dette gir et maksimalt a-mål for kilsveisen på 13 mm (a-målene er beregnet ut ifra geometrien).

For a-mål over 10 mm anbefales buttsveis som sveisemetode (Sec. 4 [4]). Det tas utgangspunkt i at det kun er kilsveisen som overfører kreftene, og setter derfor a-mål lik 10 mm som grunnlag for beregningene.

#### Forenklet metode for sveis:

$$l_{sveis} = L \cdot 2 = 628 \text{ mm} \quad (\text{Lengde av sveis})$$

$$\beta_w = 0,9 \quad (\text{Korrelasjonsfaktor (Tabell 4.1, [4])})$$

$$\gamma_{M2} = 1,25 \quad (\text{Tabell 2.1, [4]})$$

$$f_u = 490 \text{ MPa} \quad (\text{Strekfasthet})$$

$$a = 10 \text{ mm} \quad (\text{a-mål kilsveis})$$

Dimensjonerende kapasitet: (formel 4.3 og 4.4, [4])

$$F_{w,Rd} = f_{vw,d} \cdot a \cdot l_{sveis} = \frac{\frac{f_u}{\sqrt{3}}}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}} \cdot a \cdot l_{sveis} = \frac{\frac{510 \text{ N/mm}^2}{\sqrt{3}}}{0,9 \cdot 1,25} \cdot 10 \text{ mm} \cdot 628 \text{ mm}$$

$$F_{w,Rd} \approx 1\,643\,000 \text{ N}$$

$$F_{w,Rd} \geq F_{w,Ed} \rightarrow 1\,643\,000 \text{ N} \geq 756\,000 \text{ N}$$

### **Konklusjon:**

Med a-mål på 10 mm er kapasiteten til kilsveisen tilstrekkelig, og oppfyller kravet til forenklet metode.

Sveisesøm rundt løfteørene blir T-buttskjøter, hvor:

$$a_{nom,1} = a_{nom,2} = 20 \text{ mm}$$

$$c_{nom} = 11.6 \text{ mm}$$

Se Vedlegg XIII: Konseptskisser for konseptskisse av løfteøret.

## 10.5 ANSYS simulering

Følgende verdier og antagelser brukes ved simulering av løfteørene:

Flytegrensen  $f_y = 315 \text{ MPa}$  brukes for alle simuleringer. Profilene har en større flytegrense på  $355 \text{ MPa}$ . Differansen mellom dem er antatt som en ekstra sikkerhetsfaktor.

Maks spenning:

$$f_d = \frac{f_y}{\gamma_{Rm}} = \frac{315 \text{ MPa}}{1,3} = 242 \text{ MPa} \quad (\text{J.2.8.2, [22]})$$

Material faktor for delvis penetrerende sveis:  $\gamma_{Rm} = 1,3$

$$P_{pv} = 756\,000 \text{ N} \quad (\text{Dimensjonerende kraft pr. løfteøre})$$

$$F_{L\text{øfte\text{ø}re}} = \frac{MGW \cdot g}{4} \approx 282\,100 \text{ N} \quad (\text{Kraft pr. løfteøre})$$

Ved å sette opp dimensjonerende last mot MGW, finner man beregnet sikkerhetsfaktor for løfteørene:

$$n = \frac{P_{pv}}{F_{L\text{øfte\text{ø}re}}} = \frac{756\,000 \text{ N}}{\frac{115\,000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{4}} = 2,7 \quad (\text{Beregnet sikkerhetsfaktor})$$

Når kreftene i ANSYS simuleringene er satt lik  $F_{L\text{øfte\text{ø}re}}$ , kan  $\sigma_{till}$  antas å være:

$$\sigma_{till} = \frac{f_d}{n} = \frac{242 \text{ MPa}}{2,7} = 89,6 \text{ MPa} \quad (\text{Tillatt spenning})$$

Jevnføringsspenning  $\sigma_j$  og normalspenninger i ANSYS, skal være mindre en  $\sigma_{till}$ .

$$\sigma_j \leq \sigma_{till}$$

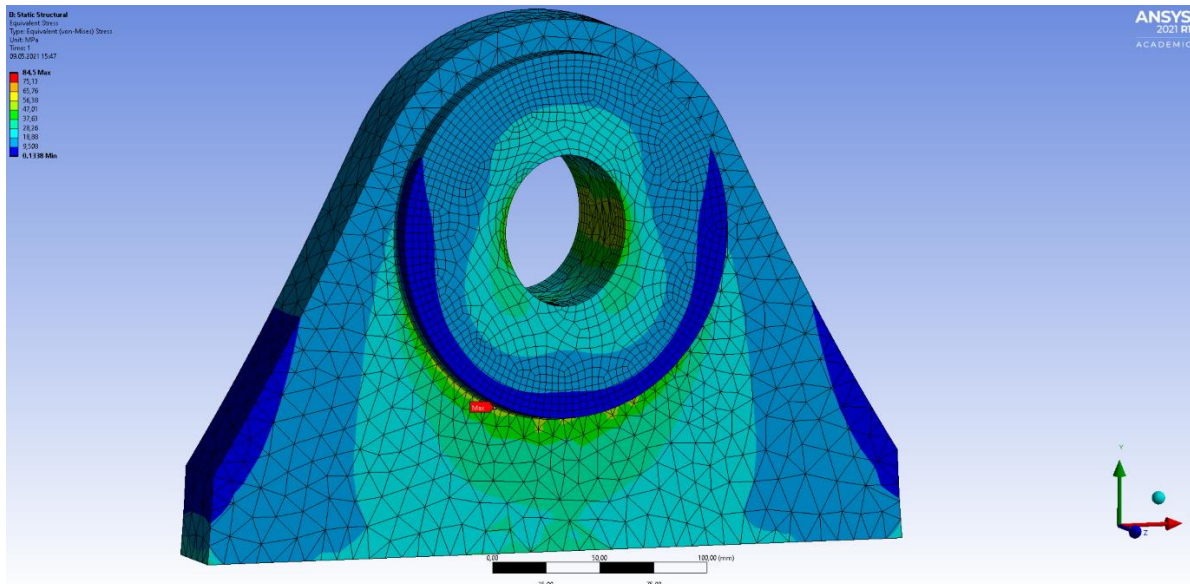
Ved simuleringer sees det bort ifra toppspenninger, forutsatt at tilstøtende konstruksjonsdeler har en kapasitet for omfordelte påkjenninger, (Sec 3.4.3, [5]).

Vist i delkapittel 10.4.1 har sveisesømmen rundt kinnplatene kapasitet for å motstå krefter som oppstår i området. I ANSYS er geometrien på kinnplatene og løfteplaten antatt å være en og samme del, for å simulere løfteøret i sin helhet. Sveisesøm i kinnplatene gir en jevnere spenningsoverføring, sammenlignet med de samme spenningene i simuleringen. Dette vil ikke være overens med realiteten, men vil gi et tilnærmet resultat.

### 10.5.1 Løfteøret:

Simulering av løfteøret er utført med kraften  $F_{Løfteøret}$  i vertikal retning fra hullet, samt fast lager på undersiden av løfteøret.

Jevnføringsspenningen i Figur 41 har sin største verdi på  $\sigma_j = 84,5 \text{ MPa}$  i lokale toppspenninger. Denne verdien kan antas å være mindre da geometrien ikke er lik realiteten. Toppsspenningsene i figuren jevnes ut med sveisesømmen.



Figur 41: ANSYS – Jevnføringsspenning av løfteøret med kinnplater.

### Konklusjon:

Løfteørene oppfyller kriteriet:

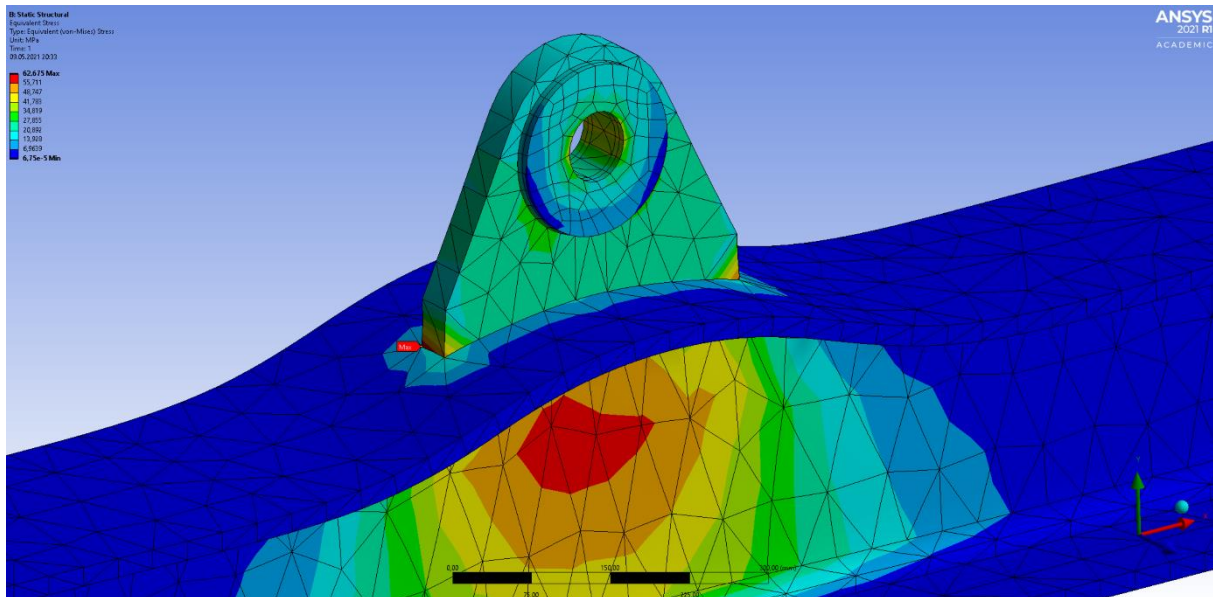
$$\sigma_j \leq \sigma_{till}$$

$$84,5 \text{ MPa} \leq 89,6 \text{ MPa}$$

### 10.5.2 Kontaktflate mellom løfteøre og profil:

Simulering er utført med kraften  $F_{Løfteøre}$  i vertikal retning fra hullet, samt faste lager på undersiden av HEB300 profil. Det faste lager i simuleringen tilsvarer et knutepunkt på et fagverk i realiteten, som gir tilnærmet stivhet.

Jevnføringsspenningen i Figur 42 har sin største verdi på  $\sigma_j = 62,7MPa$  i lokale toppspenninger.



Figur 42: ANSYS – Jevnføringsspenning av kontaktpunkt mellom løfteøret og HEB300 profil.

### Konklusjon:

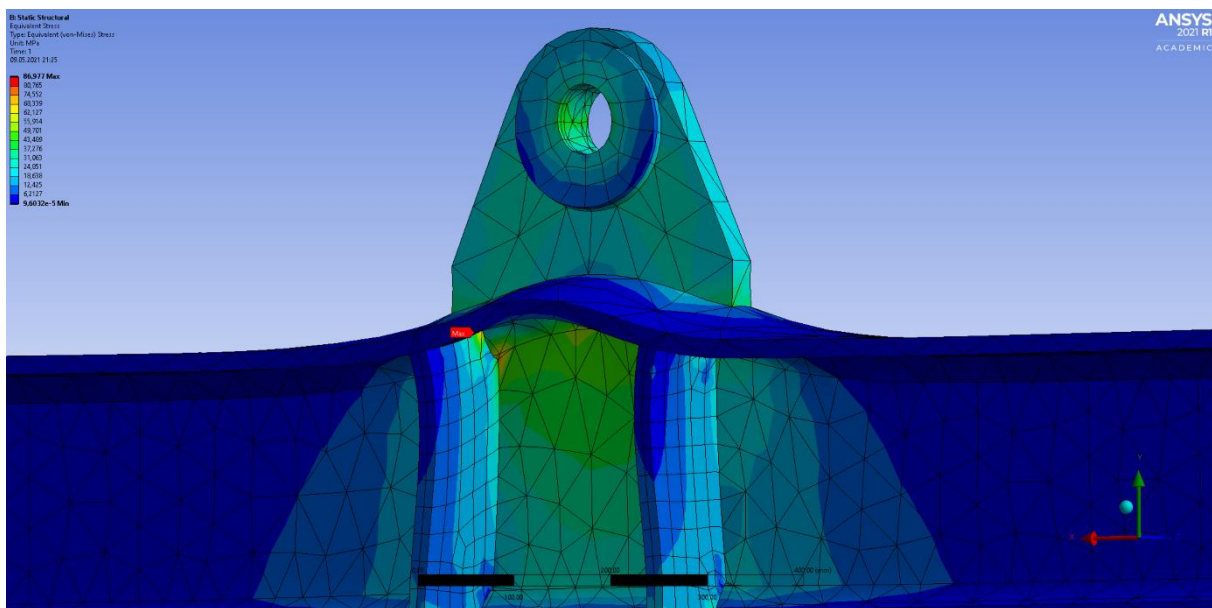
Selv om kriteriet  $\sigma_j \leq \sigma_{till}$  er oppfylt, oppstår toppspenningene svært raskt forhold til sine gitte omgivelser. Dette er en dårlig fordeling av spenninger, og bør utbedres.

### 10.5.3 Kontaktflate mellom løfteøre og profil med avstivere:

For å utbedre fordelingen av spenningene simulert i delkapittel 10.5.2 settes det avstivere på profilen under løfteøret. Avstiverne er en fortsettelse av en HEB300 profil i knutepunkt under løfteøret. Avstiverne har en tykkelse på 19 mm i likhet med tykkelsen på flensen til HEB300.

Simulering er utført med kraften  $F_{Løfteøre}$  i vertikal retning fra hullet, samt fast lager på undersiden av HEB300 profil

Jevnføringsspenningen i Figur 43 har sin største verdi på  $\sigma_j = 87 \text{ MPa}$  i lokale toppspenninger. Disse toppspenningene vil være mindre, da sveisesøm i området jevner ut spenningene.



Figur 43: ANSYS – Jevnføringsspenning av kontaktpunkt mellom løfteøret og HEB300 profil med avstivere.

### Konklusjon:

Kontaktflate mellom løfteøret og HEB300 profil med avstivere gir en jevnere fordeling av spenninger, og oppfyller kriteriet:

$$\sigma_j \leq \sigma_{till}$$

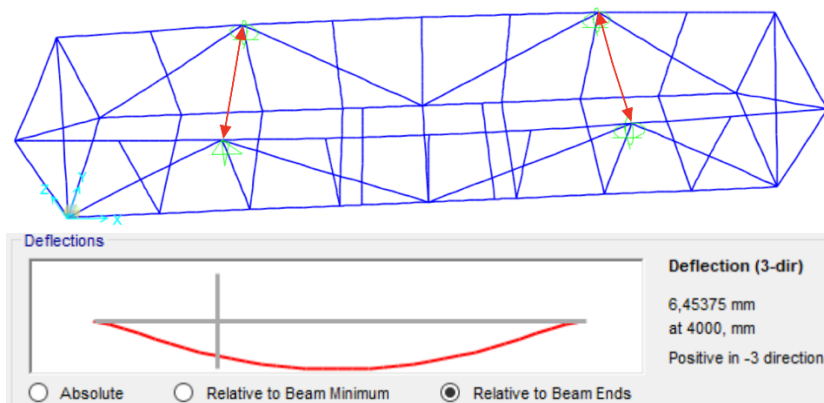
$$87 \text{ MPa} \leq 89,6 \text{ MPa}$$



## 10.6 Sentrering av ekstern løfteramme under vann

For posisjonering av den eksterne løfterammen, må løfterammen styres både i lengde og bredde retning før fastsetting, samt at det må tas hensyn til avbøying på profilene hvor løfteørene er tilkoblet.

Løftepunktene på basketen får en utbøying på 6,5 mm i y-retning (utover) når basketen er fullastet med 100 tonn. Løfteørene kan da oppnå en differanse opptil 13 mm i bredden i forhold til hverandre, ved fullastet basket. Utbøyingen illustreres på Figur 44.



Figur 44: SAP2000 - Bevegelse av HEB300 profil ved løftepunkt med 100Tonn last.

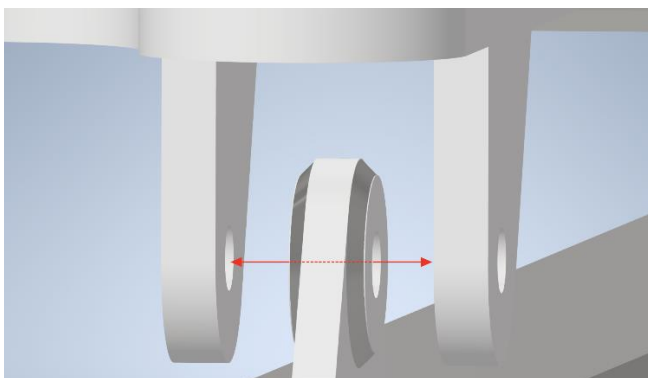
Differansen i lengderetning forblir uendret av krefter som påføres, men påvirkes av temperaturendring. Med en temperaturforskjell på 20 grader vil temperaturtøyning  $\varepsilon^T$  bli:

$$\varepsilon^T = \alpha \cdot \Delta T \cdot L_0, \quad (\text{Formel 11.19, [23]}),$$

Hvor  $L_0$  er distansen mellom løftepunktene.

$$\varepsilon^T = 12 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K} \cdot 20 \text{ K} \cdot 8000 \text{ mm} = \mathbf{1.92 \text{ mm}}$$

Løfterammen må kunne tilkobles til basket, uansett endring i avstand mellom løfteørene. Dette lar seg gjøre ved å legge inn en større avstand mellom løfteørene på løfterammen, som tar hensyn til endring i avstanden. Dette illustreres med en overdrivelse på Figur 45.

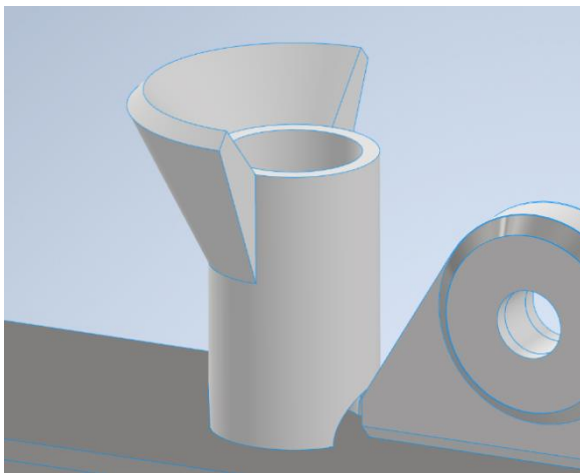


Figur 45: Inventor - Illustrasjon av hvor utvidelse av løfteører på løfterammen må utføres.

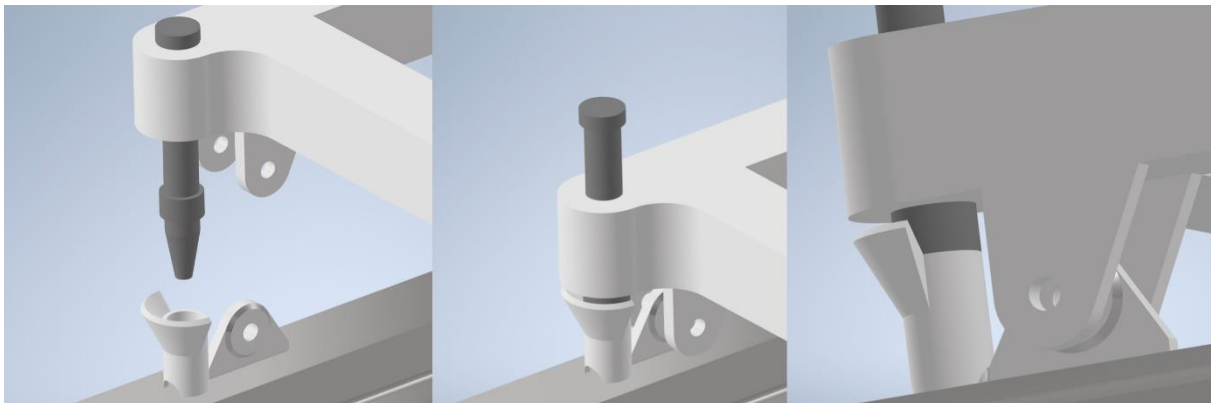
### 10.6.1 Sentrering

Utstyret for selve sentreringen av den eksterne løfterammen skal ikke være på verken innsiden eller utsiden av profilen. Utstyret må kunne monteres på HEB300 profilen på toppen av basketen. Løsning for sentrering er en guidehylse på hvert hjørne av basketen ved siden av løfteørene, vist på Figur 46.

For styring av løfterammen brukes guidepinner som ligger i en slide på løfterammen, vist på Figur 47. Guidepinnene har fri vandring i loddrett retning, og blir forskjøvet oppover gjennom løfterammen ved posisjonering. Distansestykket stopper løfterammen i riktig avstand, slik at hullene på løfteørene er overens med hverandre, og i riktig posisjon.



Figur 46: Inventor - Guidehylse for ekstern løfteramme.

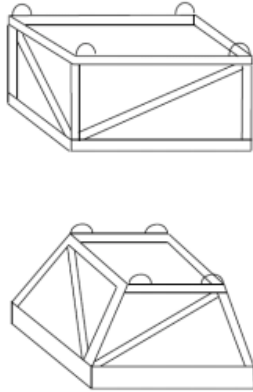


Figur 47: Inventor - Sentrering av løfteramme med guidepinne.

## Kapittel 11: Testing

Basket er av type A, vist på Figur 48. Den klassifiseres som «High Risk» da den er stor i størrelse, samt at den skal brukes flere ganger. Vedlegg X: Risk evaluering viser listen for krav.

### Type A



Figur 48: POU type A (Sec 1.1.6, [5]).

Operasjonsklasse for basketen er **R30**, ut ifra tabell 3-3, [5]. Se Vedlegg XI: Operasjonsklasse for basket, og Vedlegg XII: Type Portable Offshore Units for utvidende info fra standard.

### 11.1 Løfte-test

Ut ifra tabell 5.1 i standard, skal basketen utføre en løfte-test, se Figur 49.

Table 5-1 Extent of testing

Class	Lift testing?	2-point?	Drop test?
R60&R45	Yes	Yes	See [3.6.3]
<b>R30</b>	<b>Yes</b>	<b>No</b>	<b>No</b>
R00	Yes	No	No
R60-SE	Yes <sup>1)</sup>	Yes <sup>1)</sup>	See [3.6.3]
R45-SE	Yes <sup>1)</sup>	No	No
R30-SE	Yes <sup>1)</sup>	No	No
R00-SE	Yes <sup>1)</sup>	No	No

<sup>1)</sup> This test may be substituted by an additional design factor, see [5.2.5].

Figur 49: Testkrav for løft, (Tabell 5.1, [5]).

Test lasten bestemmes ut fra tabell 5.2 i standard, og skal være minimum  $0,75 \cdot F_{SUB}$ , se Figur 50. Etter utførte tester skal det ikke forekomme varige deformasjoner på struktur.

Table 5-2 Total test load for all point lifting test:

MGW <sup>2)</sup>	Test Load
Less or equal to 25 tonnes	Minimum of F and $2.5 \times \text{MGW} \times g$
25 tonnes to 50 tonnes	$[1 - 0.01 \times (\text{MGW}^1 - 25)] \times F$
<b>50 tonnes to 100 tonnes</b>	<b><math>0.75 \times F</math></b>
Above 100 tonnes	To be agreed with DNV GL

<sup>1)</sup> Numerical value of MGW in tonnes to be used.  
<sup>2)</sup> MGW to be replaced by  $F_{DYN}$  when applicable.

Figur 50: Testkrav for løft, (Tabell 5.2, [5]).

## 11.2 Inspeksjon av sveis

Standard C101 kategoriserer strukturer i tre ulike grupper, og er inspeksjonsgrunnlaget for sveisesømmer, se Figur 51.

Løfteører som er primær del, går under kategori 2, mens resten av strukturen som er sekundær, går under kategori 3. Inspeksjonsomfanget er gitt i egen standard.

**Table 2 Inspection categories**

<i>Inspection category</i>	<i>Structural category</i>
I	Special
II	Primary
III	Secondary

*Figur 51: Inspeksjons kategorier for sveis, (Sec. 3, kap.3 Tabell 2, [24]).*

## Kapittel 12: Ekstra utforming av basket

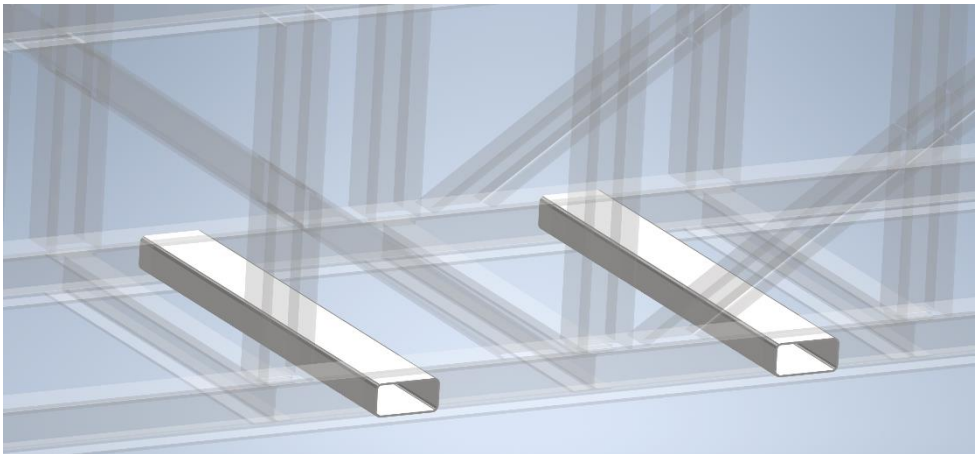
Ekstra utstyr på basket har liten betydning for den strukturelle styrken. De neste delkapitlene omhandler kort om utstyret som skal monteres.

### 12.1 Gaffel lommer for truck

For gaffeltruck lommer på en 16 meter lang POU, gjelder følgende i standard E273, *Tabell 3-6*, [5]:

- Minimum åpningen for gaffeltruck lommer er 200 mm x 90 mm.
- Minimum avstand mellom senter er 2050 mm.
- Kun godkjent for bruk uten last.
- Topp og sidene på lommene skal være lukket.

Profiltype blir RHS 400x200x8, for bedre plass for større gaffler. Bredde mellom senter på profilene settes til 2,5 meter. Se Figur 52 for illustrasjon.

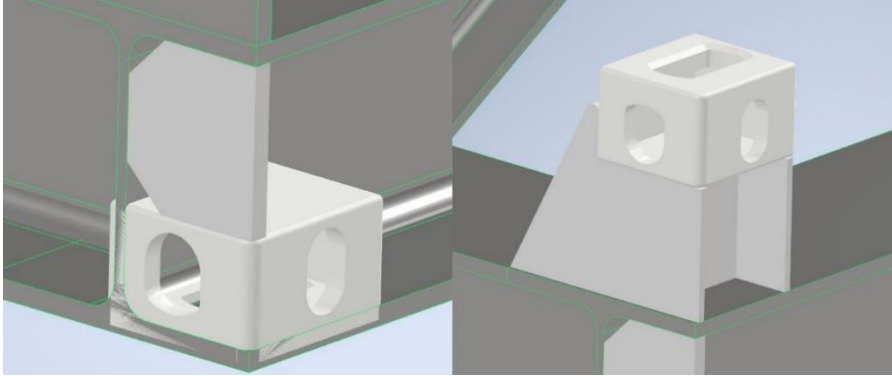


Figur 52: Inventor - Illustrasjon av gaffeltruck hull i basket.

## 12.2 Støtter for stabling

Det er fire støtter på hver side av basket, som gir god stabilitet ved stabling av flere basketer. Hver av hjørne-støttene er utstyrt med ISO-hjørner, for fastsikring av basket i riktig posisjon, se Figur 53.

Støttene på basketen er 320 mm høye, for at stablede basket plasseres over montert utstyr. Høyden på støttene påvirker ikke ekstern løfteramme når den tilkobles.

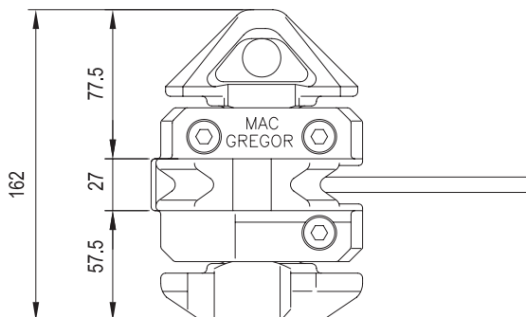


Figur 53: Inventor - Illustrasjon av ISO-hjørner på konstruksjon.

ISO-hjørner er standardiserte hjørner som brukes hovedsakelig på containere og konstruksjoner med lignende geometri.

### 12.2.1 Manuell twistlock

For å låse basketene over hverandre ved stabling, brukes twistlock på ISO-hjørnene. Figur 54 viser type CV-8 twistlock fra MacGregor, som er en av mange variasjoner. Utstyret utgjør en differanse i høyden mellom isohjørnene på toppen og bunnen av basketene, vist som 27 mm på Figur 54. Denne differansen varierer fra 27 til 30 mm på andre varianter av twistlock på markedet. Basketen blir konstruert slik at alle varianter kan benyttes.



Figur 54: MacGregor CV-8 Manual Twistlock (Side 54, [25]).

### 12.3 Strekkmetall i ender av basket

Det skal monteres strekkmetall i begge endene av basket, for å hindre at last kan skli ut.

Strekkmetall blir montert med samme metode som NOR AS sin 40ft basket, vist på Figur 55.



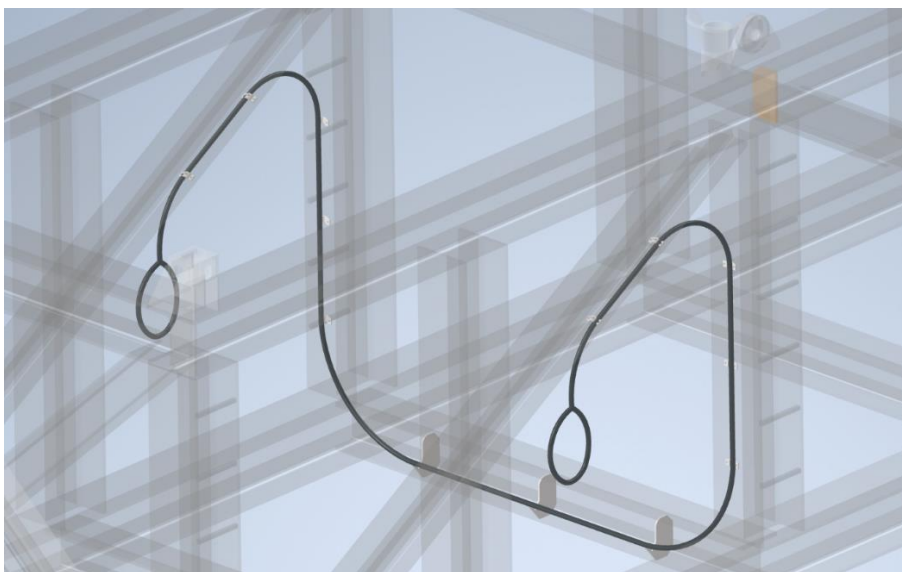
Figur 55: Grating i ende av NOR 40ft basket med klemmer for fastsetting.

### 12.4 Festepunkter for løftevaier og kjetting

For lossing av basket, er det lagt opp for å kunne bruke kjetting- eller vaierslings. Det er designet festepunkter for forhåndsinstallering av disse. Slingsene festes med fem klammer på hver side av basket, samt at de ligger på tre kroker på bunnprofilen.

Det er tiltenkt at disse slingsene festes med nedbrytbar strips, eller tau på krokene, slik at de løsner ved strekk. Er det fare for at slingsene kan komme i klem, bør det brukes former eller strø, slik at dette unngås.

Figur 56 illustrerer hvordan en vaier kan forhåndsinnstilles.

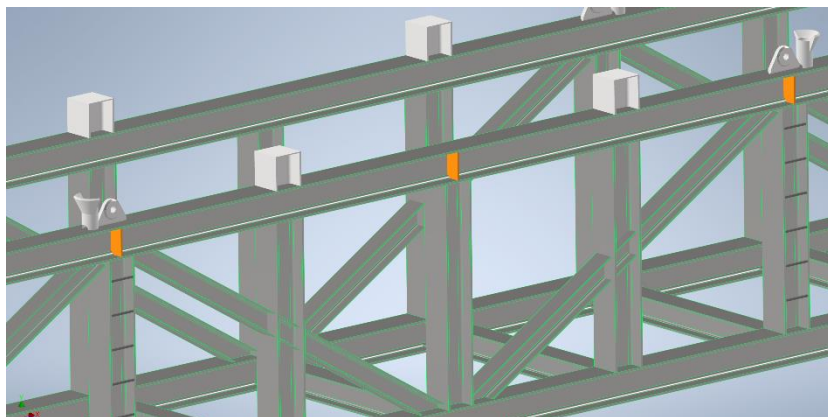


Figur 56: Inventor - Illustrasjon av fester til løftevaier i basket, for fjerning av last i basket.

## 12.5 Håndtak for ROV

ROV trenger håndtak hvor den kan holde seg fast ved operasjoner. Disse handtakene blir blant annet brukt ved sentrering og fastsetting av ekstern løfterammen.

Håndtakene blir konstruert som innskuddsplater i øverste profil. Det blir totalt seks håndtak på basketen, tre på hver side som vist på Figur 57. Disse males oransje da de er til ROV bruk.

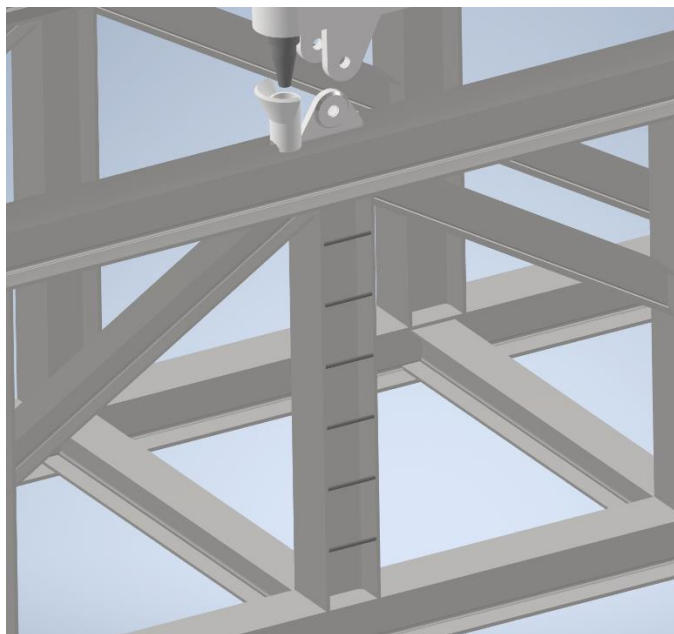


Figur 57: Inventor - Håndtak for ROV, farget oransje.

## 12.6 Tilkomst til løfteører for personell.

Basketens høyde krever en enkel tilkomst til løfteører og ISO-hjørner for personell.

Løsningen er sveiste metallstenger mellom flensene på profilene hvor dette er aktuelt. En slik stige illustreres på Figur 58.

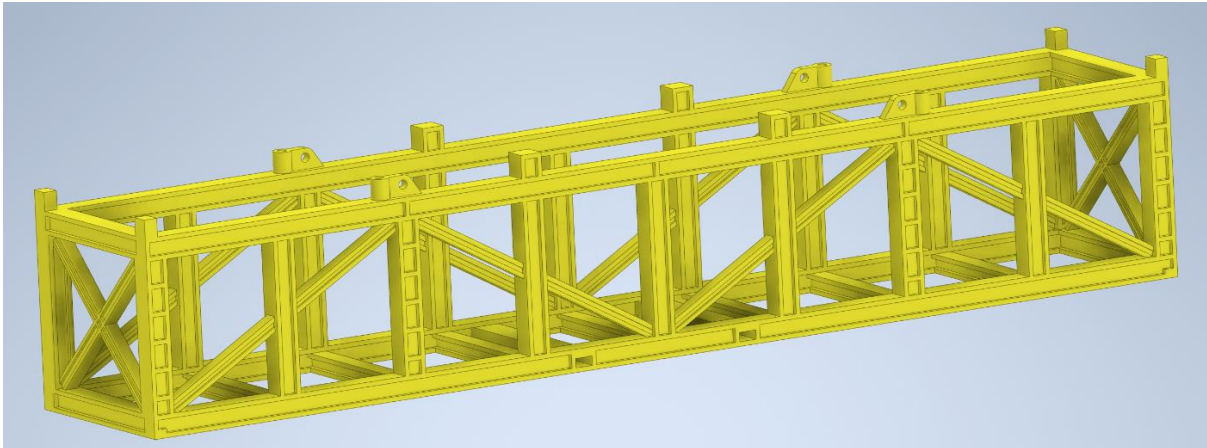


Figur 58: Inventor - Stige montert på HEB profil for tilkomst til løfteøre.



## 12.7 Overflatebehandling

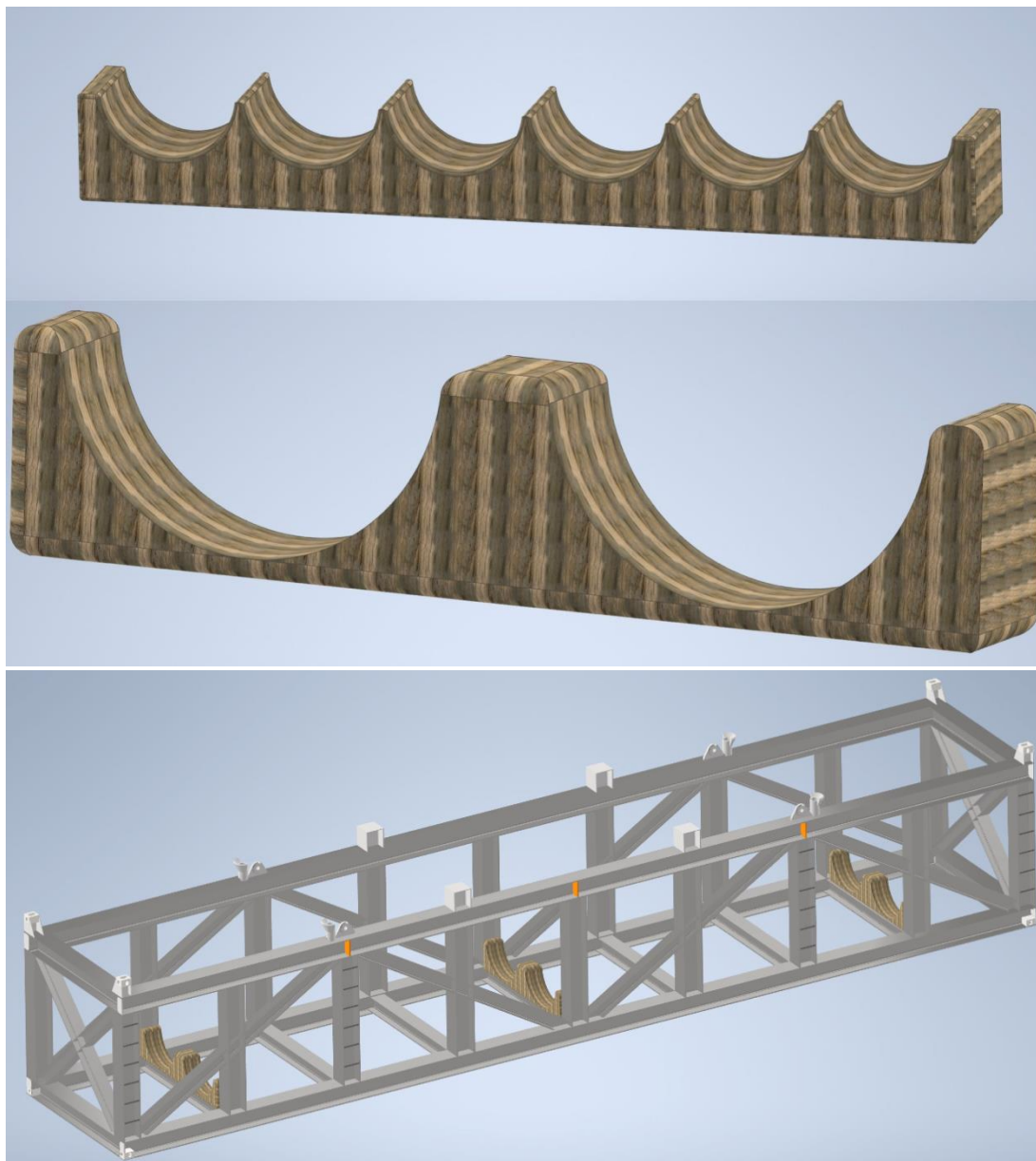
Basket skal brukes i marint miljø, og skal kunne lagres på skipsdekk og havbunn, i opptil tre uker. Konstruksjonsstål typen på basket er ikke korrosjonsbestandig, og for å unngå korrosjon må basket overflatebehandles. Denne behandlingen utføres etter *NORSOK M-501*, se Vedlegg XIV: Coating system [26]. Malingen blir gul farget, som er svært vanlig innen offshore utstyr for mer synlighet. For våtlagring på havbunn bør det vurderes ekstra beskyttelse, som katodisk beskyttelse med sink som offeranode.



Figur 59: Inventor - Illustrasjon av gul farge på basket.

## 12.8 Form for plassering av rør

Det kan være aktuelt med en form, eller strø i basket, slik at rørene ligger stødigere under transport. Utfordringer her er alle de ulike dimensjonene, med tanke på antall former som er nødvendig. Slike former er gjerne mer gunstig for de større dimensjonene, og kan enkelt produseres i trevirke for hvert oppdrag etter behov.



Figur 60: Inventor - Eksempel på former og strø for plassering av rør.

## Kapittel 13: Hydrodynamikk

Et lasteobjekt vil ha ulik tyngde under vann enn i luft. Oppdriften tilsvarer vekten av væskevolumet som lastobjektet fortrenger, og objektets vekt under vann blir differansen mellom dets vekt i luft og dets oppdrift [27].

Vekten av basket er estimert ut ifra konstruksjonens stålvolum fra Inventor:

$$m_{basket} = V_{strukturmasse} \cdot \rho_{stål} = 2,33 \text{ m}^3 \cdot 7850 \text{ kg/m}^3 = 18\,290,5 \text{ kg}$$

$$\text{Hvor: } \rho_{stål} = 7850 \text{ kg/m}^3 \quad ([28])$$

Volumet av konstruksjonen inkluderer ikke vekten av strekkmetall, løfteslings og strø. Vekten av disse estimeres til 500 kg. Massen settes derfor til  $m_{basket} = \mathbf{18\,800 \text{ kg}}$ .

Basketen vil få oppdrift ved nedsenkning i sjø, og dens vekt i sjøvann blir:

Vekt av basket i vann:

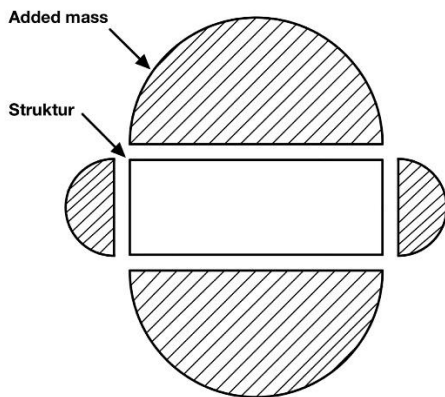
$$W = m_{basket} \cdot g - \rho_{sjøvann} \cdot g \cdot V_{strukturmasse}$$

$$W = 18\,800 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 - 1025 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 2,33 \text{ m}^3 = 161\,000 \text{ N}$$

Basketens vekt i vann: **16,4 tonn**

### 13.1 Added mass

Motstand til et objekt i vann, er forårsaket av tykkoppbygging foran objektet, trykkreduksjon på baksiden og virvling. Dette utgjør en hydrodynamisk masse, også kalt added mass, se Figur 61. For å overvinne disse kreftene, slik at objektet kan beveges i vann med en hastighet, kreves det en drag-kraft for å få akselerasjon på objektet [27].



Figur 61: Illustrasjon av hydrodynamisk masse på et objekt.

#### **Beregninger:**

Basketen kan ses på som en kvadratisk platekonstruksjon:

Bredde:  $A = 2.9 \text{ m}$

Lengde:  $B = 16 \text{ m}$

Masse tørr:  $m_{basket,tørr} = 18\,800 \text{ kg}$

Masse last:  $m_{last} = 100\,000 \text{ kg}$

Volum:  $V_{strukturmasse} = 2,33 \text{ kg}$

Demping:  $k = 0.9$  (Se Vedlegg XV: Hydrodynamikk demping)

Tetthet vann:  $\rho_{sjøvann} = 1025 \text{ kg/m}^3$

Hydrodynamisk masse:

$$m_d = \rho_{sjøvann} \cdot k \cdot \pi \cdot \frac{A^2}{4} \cdot B = 97\,493 \text{ kg}$$

Total dynamisk masse:

$$M_{Dynamisk} = m_{basket,tørr} + m_{last} + m_d = 18,8 \text{ tonn} + 100 \text{ tonn} + 97,5 \text{ tonn}$$

$$\mathbf{M_{Dynamisk} = 216,3 \text{ tonn}}$$

Kriteria:

$$MGW \cdot DF \geq M_{Dynamisk}$$

$$296,25 \text{ tonn} \geq 216,3 \text{ tonn}$$

**Konklusjon:**

En DF på 2,5, som inkluderer en DAF på 2,0 (Vedlegg IV: Design kriterier), er tilstrekkelig for å opprettholde sikkerheten ved subsea operasjoner.

## Kapittel 14: Nye beregninger

Avviket mellom antatt vekt og reell vekt er 3,8 tonn. Ny simulering i SAP2000 ble utført for å kontrollere om konstruksjonen fortsatt er innenfor kapasitetsgrensen.

Avvik:

$$Avvik = m_{reell} - m_{antatt} = 18\,800\text{ kg} - 15\,000\text{ kg} = 3\,800\text{ kg}$$

Ny MGW:

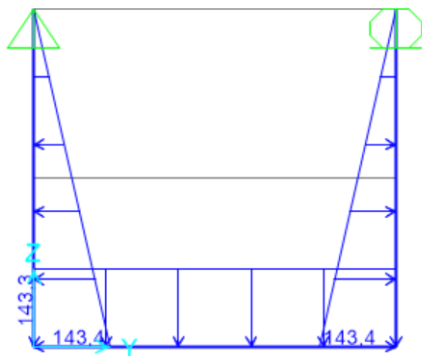
$$MGW = MGW_{antatt} + Avvik = 115\,000\text{ kg} + 3\,800\text{ kg}$$

$$MGW = 118\,800\text{ kg}$$

Beregninger fra kapittel 7.2 med ny MGW:

$$q_{AB} = q_0 = 143380\text{ N/m} \approx 143,4\text{ N/mm}$$

Kreftene fordeles på samme måte, se Figur 62.



Figur 62: SAP2000 - Fordeling av krefter.

Nye verdier i SAP2000:

Basketen er godkjent i Eurokode 3, og har høyeste kapasitetsverdi på 0,853. Se Vedlegg XVI: Ny SAP2000 av valgt basket for kapasitet av basket.

## Kapittel 15: Kostnadsestimat

Konseptskisse av basket ble sendt til A.Olufsen Ship & Offshore for et prisoverslag på produksjon. Firmaet designer og produserer skreddersydde konstruksjoner for subsea- og offshoremarkedene.

Mottatt pristilbud inkluderer fabrikasjon, test, sertifisering og overflatebehandling, Vedlegg XVII: Kostnadsestimat.

LINJE	STK.	BESKRIVELSE	STYKKPRIS	Sum
	1	<b>Fabrikasjon av rørbasket iht skisse; L=16m, H=2,7m, B=2,9m</b> Leveringstid ved produksjon med kun ordinær arbeidstid		1 500 000,00
	1	<b>Løftetest og sertifisering</b> Testet og sertifisert iht Norsok 2.7-1		59 000,00
	1	<b>Overflatebehandling iht Norsok system 7B</b>		430 000,00
<b>SUM NOK:</b>				<b>1 989 000,00</b>
<i>EX.MVA</i>				

Leveringstid gjelder fra mottak av skriftlig bestilling og godkjente produksjonstegninger / dwg for kutting.  
Iht. mottatt underlag. Med forbehold om mellomsalg.

Figur 63: Kostnadsestimat av basket fra A.Olufsen.

Denne basket har altfor høy produksjonskostnad med tanke på produksjon av flere. Det må derfor gjøres tiltak for å redusere vekten av den.

## Kapittel 16: Videre arbeid

For videre arbeid er det noen punkter på basketen som kan forbedres:

- Det kan oppstå korrosjon på flatene hvor bunnprofilene hviler på de langsgående profilene, og dette vil ikke tiltenkt overflatebehandlingen beskytte mot. Dette kan utarbeides ved å tilpasse spor i profilene, for å unngå slike flater.
- For ekstra avstiving mellom sidene på basket, bør det vurderes om det er behov for diagonale profiler i bunn. Det kan også vurderes støtteplater i knutepunkter for forsterkning og bedre fordeling av spenninger. Behovet for dette kan sjekkes i simuleringsprogram.
- Plassering og fastsikring av ekstern løfteramme er tidkrevende. Her kan det utbedres en raskere tilkoblingsmetode.
- Grunnet basketens høye vekt ble produksjonskostnaden mye høyere enn antatt. I og med det skal produseres flere basketer bør det gjøres tiltak for kostnadsreduksjon. Tiltak kan være å redusere størrelsene på profiler med lav utnyttelsesgrad.



## Kapittel 17: **Konklusjon**

Gruppen har utarbeidet en konstruksjon som innfrir kravlisten og er godkjent etter gjeldende forskrifter og standarder.

SAP2000 ga et tilfredsstillende resultat, hvor den tåler all last som den skal bli utsatt for. Løftetestene er godkjente ved bruk av ANSYS simulering.

De ble utført håndberegninger på vipping på utsatte områder, samt beregning av sveisesømmer i knutepunkter og løfteører, med godkjente resultater.

Løsningen av tilkoblingsmetode mellom løfteanordningen på basket og løfteramme ble litt tungvint, noe som gruppen ble oppmerksom på mot slutten av prosjektet. Det var ikke nok tid til å utforme et annet design.

Basketen tilfredsstiller kravene med at samme type kan stables over hverandre og fastsikres med twistlock. Den kan flyttes med både gaffeltruck, og fraktes med tungtransport uten behov for følgebil.

Produksjonskostnaden av en sertifisert og overflatebehandlet basket ble altfor høy. Dette skyldes basketens høye vekt og mye sveisearbeid, noe som kan endres ved en ytterligere materialoptimalisering.

## Bibliografi

- [1] H. Garlid, «Aktuelt Innovasjonspark Stavanger,» 8 Februar 2021. [Internett]. Available: <https://innovasjonspark.no/aktuelt/trygger-pluggede-br%C3%B8nner-p%C3%A5-norsk-sokkel>.
- [2] DeepOcean, «DeepOcean,» 2021. [Internett]. Available: <https://deepoceangroup.com/about/company-history/>.
- [3] «NS-EN 1993-1-1,» The European Union, 2005.
- [4] «NS-EN-1993-1-8,» The European Union, 2005.
- [5] DNV GL, «DNVGL-ST-E273,» April 2016. [Internett]. Available: [https://www.atcno.com/wp-content/uploads/2018/05/Trans-\\_Innk.\\_DNVGL-ST-E273-replac.pdf#page=39&zoom=100,78,577](https://www.atcno.com/wp-content/uploads/2018/05/Trans-_Innk._DNVGL-ST-E273-replac.pdf#page=39&zoom=100,78,577).
- [6] Lovdata, «Lovdata.no,» 20 Januar 2021. [Internett]. Available: [https://lovdata.no/dokument/SF/forskrift/1990-01-25-92/KAPITTEL\\_6#%C2%A75-3](https://lovdata.no/dokument/SF/forskrift/1990-01-25-92/KAPITTEL_6#%C2%A75-3).
- [7] J. C. Lindaas, «Undervannsteknologi DEL 3: ROV,» Høgskolen på vestlandet, 2013.
- [8] J. C. Lindaas, «Undervannsteknologi DEL 5: Overflatefartøy for undervannsoperasjoner,» Høgskolen på vestlandet, 2013.
- [9] DeepOceangroup, «Normand Jarstein,» 2019. [Internett]. Available: <https://deepoceangroup.com/wp-content/uploads/2019/06/Normand-Jarstein.pdf>. [Funnet 2021].
- [10] DeepOcean AS, «Vessels,» [Internett]. Available: <https://deepoceangroup.com/asset/edda-freya/>. [Funnet Mai 2021].
- [11] DeepOcean AS, «Edda Freya,» [Internett]. Available: <https://deepoceangroup.com/asset/edda-freya/>. [Funnet Mai 2021].
- [12] Norsk Stålforbund, «Stålsorter,» [Internett]. Available: <https://www.stalforbund.no/stalsorter/>. [Funnet Mai 2021].
- [13] Norsk Stålforbund, «Stål Handbok Del 3 :2020,» Norsk Stålforbund, 2020.
- [14] Ø. Grøndalen, Materiallære, Fagbokforlaget, 2017.
- [15] S. . E. Pedersen, J. Gustavsen, S. Kaasa og O. Olsen, «Teknisk formelsamling,» i *Teknisk formelsamling*, Gylendal, pp. 254-256.
- [16] «Equipment HarperUK,» 2021. [Internett]. Available: <http://www.harperuk.com/equipment/equipment-hire/subsea-baskets/>.

- [17] NOR, «Subsea basket: Norwegian Offshore Rental,» 2021. [Internett]. Available: <https://offshorerental.no/products/subsea-basket/>.
- [18] Allinvent, «Subsea Basket 20Te,» 2021. [Internett]. Available: <https://www.allinvent.no/subseabasket-pipe-basket-20te>.
- [19] Maus Italia, «BundleTutor1500,» [Internett]. Available: <https://www.mausitalia.it/eng/products/tube-bundle-pulling/bundletutor>. [Funnet Februar 2021].
- [20] F. Irgens, Statikk 7.utgave, Fagbokforlaget.
- [21] R. Meyer, «Maskinkonstruksjon 2 Kompendiet,» 2020.
- [22] NORSOK Norway, «R-002 Draft Edition 2,» Standard Norway, Lysaker, 2011.
- [23] F. Irgens, Fasthetslære 7.utgave, Fagbokforlaget.
- [24] Offshore standard, «C101 - Design og offshore steel structures, general - LRFD method,» 2015.
- [25] MACGREGOR, «Container securing systems - Product catalouge,» [Internett]. Available: <https://www.macgregor.com/globalassets/picturepark/imported-assets/65120.pdf>. [Funnet April 2021].
- [26] NORSOK Standard, «M-501 Surface preparation and protective coating,» Standards Norway, Lysaker, 2004.
- [27] J. C. Lindaas, «Undervansteknologi DEL 5C: Hydrodynamikk,» Høyskolen på vestlandet, 2013.
- [28] KV Steel Services LTD, «A guide to the weight of common engineering metals,» [Internett]. Available: <https://kvsteel.co.uk/steel/weights2.html>. [Funnet 2021].
- [29] DNV GL AS, «Design og offshore stell structures, general -LRFD method,» Offshore Standards, 2015.
- [30] Offshore Standards, «DNVGL-OS-B101 Metallic materials,» 2019.
- [31] DNV GL, «Vår historie: DNVGL,» 2021. [Internett]. Available: <https://www.dnvgl.no/om/oversikt/vaar-historie.html>.
- [32] Standard Norge, «StandardNorge,» 2021. [Internett]. Available: <https://www.standard.no/standardisering/norsk-standard/>.
- [33] «Materialer,» 26 august 2020. [Internett]. Available: <https://gjoerdetselv.com/materialer/sterke-stalbjelker>.
- [34] Ø. Husø, «Maskin konstruksjon og teknisk design,» Gylendal Norsk Forlag AS, 2010, pp. 138-143.

- [35] Malm Ostrad as, «ROV Shackle,» [Internett]. Available:  
<https://malmostad.com/products/rov-shackle>. [Funnet Mars 2021].
- [36] Mennens, «Pad Eyes Type S,» [Internett]. Available:  
<https://www.mennens.nl/en/products/chains-components/lifting-eyes/pad-eyes-type-s-p100314>. [Funnet 2021].
- [37] DNV GL, «B101 Metallic materials,» 2019.
- [38] «InventorFiles.com,» [Internett]. Available:  
<http://www.inventorfiles.com/index.php?article=52101>. [Funnet April 2021].
- [39] G. M. Haarberg, «Korrosjon,» 10 September 2019. [Internett]. Available:  
<https://snl.no/korrosjon>. [Funnet Mai 2021].
- [40] DeepOcean AS, «Normand Jarstein,» [Internett]. Available:  
<https://deepoceangroup.com/asset/vessels-normand-jarstein/>. [Funnet Mai 2021].

## Vedlegg:

### Vedlegg I: Sekundær materialvalg

Tabell 4: Sekundær materialegenskaper.

Betegnelse	Verdi	Enhet	Forklaring	Kilde
$f_y$	355	N/mm <sup>2</sup>	Flytegrense	Eurokode 3 Del 1-1, Tabell 3.1 [3]
$f_u$	490	N/mm <sup>2</sup>	Strekfasthet for platetykkelse: $t \leq 40\text{mm}$	
E	$2,1 \times 10^5$	N/mm <sup>2</sup>	Elastisitetsmodul	Eurokode 3 Del 1-1, 3.2.6 [3]
G	81 000	N/mm <sup>2</sup>	Skjærmodul	
$\nu$	0,3	[-]	Possion-tall i elastisk området	
$\alpha$	$12 \times 10^{-6}$	perK	Temperatur utvidelseskoeffisient	
$\epsilon$	0,814	[-]	Tøyning	Eurokode 3 Del 1-1, Tabell 5.2 [3]
$\lambda_1$	76,41	[-]	Slankhetsverdi for å bestemme den relative slankheten	Eurokode 3 Del 1-1, Sec 6.3.2.4 [3]

## Vedlegg II: Primær materialvalg

**Table 1 Structural categories for selection of materials <sup>1)</sup>**

Structural category	Principles for determination of structural category
Special	Structural parts where failure will have substantial consequences and are subject to a stress condition that may increase the probability of a brittle fracture. <sup>2)</sup>
Primary	Structural parts where failure will have substantial consequences.
Secondary	Structural parts where failure will be without significant consequence.

1) Examples of determination of structural categories are given in the various object standards.  
2) In complex joints a triaxial or biaxial stress pattern will be present. This may give conditions for brittle fracture where tensile stresses are present in addition to presence of defects and material with low fracture toughness.

**Table 3 Material designations**

Designation	Strength group	Specified minimum yield stress $f_y$ (N/mm <sup>2</sup> ) <sup>1)</sup>
NV	Normal strength steel (NS)	235
NV-27		265
NV-32		315
NV-36		355
NV-40	High strength steel (HS)	390
NV-420		420
NV-460		460
NV-500		500
NV-550		550
NV-620		620
NV-690		690
		Extra high strength steel (EHS)

1) For steels of improved weldability the required specified minimum yield stress is reduced for increasing material thickness, see DNVGL-OS-B101.

**Table 5 Thickness limitations (mm) of structural steels for different structural categories and service temperatures (°C)**

Structural Category	Grade	≥ 10	0	-10	-20	-25	-30
Secondary	A	35	30	25	20	15	10
	B/BW	70	60	50	40	30	20
	D/DW	150	150	100	80	70	60
	E/EW	150	150	150	150	120	100
	AH/AHW	60	50	40	30	20	15
	DH/DHW	120	100	80	60	50	40
	EH/EHW	150	150	150	150	120	100
	FH	150	150	150	150	*)	*)
	AEH	70	60	50	40	30	20
	DEH/DEHW	150	150	100	80	70	60
	EEH/EEHW	150	150	150	150	120	100
FEH	150	150	150	150	*)	*)	
Primary	A	30	20	10	N.A.	N.A.	N.A.
	B/BW	40	30	25	20	15	10
	D/DW	70	60	50	40	35	30
	E/EW	150	150	100	80	70	60
	AH/AHW	30	25	20	15	12.5	10
	DH/DHW	60	50	40	30	25	20
	EH/EHW	120	100	80	60	50	40
	FH	150	150	150	150	*)	*)
	AEH	35	30	25	20	17.5	15
	DEH/DEHW	70	60	50	40	35	30
	EEH/EEHW	150	150	100	80	70	60
FEH	150	150	150	150	*)	*)	
Special	D/DW	35	30	25	20	17.5	15
	E/EW	70	60	50	40	35	30
	AH/AHW	15	10	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
	DH/DHW	30	25	20	15	12.5	10
	EH/EHW	60	50	40	30	25	20
	FH	120	100	80	60	50	40
	AEH	20	15	10	N.A.	N.A.	N.A.
	DEH/DEHW	35	30	25	20	17.5	15
	EEH/EEHW	70	60	50	40	35	30
	FEH	150	150	100	80	70	60

\*) For service temperature below -20°C the upper limit for use of this grade must be specially considered.  
N.A. = no application

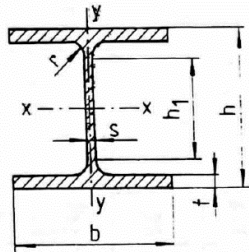
Figur 64: Valg del 1 av primært material for løfteøvrer, (Tabell 1, 3 og 5, [29]).

**Table 1 Definitions of steel grades**

Strength group	Impact testing			Tensile properties		
	Symbol x			Test temperature °C	Symbol y	Minimum yield stress <sup>1)2)</sup> MPa
	Normal weldability	Improved weldability	Offshore grades			
NS	A B <sup>3)</sup> D E	- BW DW EW	-	- 0 -20 -40	Omitted	235
HS	A D E F	AW DW EW -	-	0 -20 -40 -60	27 32 36 40	265 315 355 390

Figur 65: Valg del 2 av primært material for løfteøvrer, (Tabell 1, [30]).

### Vedlegg III: HEB dimensjonstoleranser



I- og H-profiler av konstruksjonsstål.  
**Form- og dimensjonstoleranser**  
 NS-EN 10034  
 Gjengitt med tillatelse fra Norges Standardiseringsforbund

Tabell NB.1: Masse, dimensjoner og statiske verdier  
 Table NB.1: Mass, dimensions and sectional properties

Betegnelse Designation	Masse Mass (7,85 kg/dm <sup>3</sup> ) kg/m	h mm	b mm	s mm	t mm	r mm	h <sub>1</sub> mm	Tverrsnitt Cross section A mm <sup>2</sup> x10 <sup>3</sup>	Overflate Surface		For bøyningakse For axis											
									m <sup>2</sup> /m	m <sup>2</sup> /t	x-x						y-y					
									I <sub>x</sub> mm <sup>4</sup> x10 <sup>8</sup>	W <sub>x</sub> mm <sup>3</sup> x10 <sup>3</sup>	i <sub>x</sub> mm	W <sub>pl,x</sub> mm <sup>3</sup> x10 <sup>3</sup>	I <sub>y</sub> mm <sup>4</sup> x10 <sup>8</sup>	W <sub>y</sub> mm <sup>3</sup> x10 <sup>3</sup>	i <sub>y</sub> mm	W <sub>pl,y</sub> mm <sup>3</sup> x10 <sup>3</sup>	I <sub>tw</sub> mm <sup>4</sup> x10 <sup>8</sup>	S <sub>x</sub> mm <sup>3</sup> x10 <sup>3</sup>	S <sub>y</sub> mm <sup>3</sup> x10 <sup>3</sup>	C mm <sup>6</sup> x10 <sup>9</sup>		
HE 100 B	20,4	100	100	6	10	12	56	2,60	0,567	27,8	4,50	88,9	41,6	104	1,67	33,5	25,3	50,0	92,9	52,1	86,3	3,375
HE 120 B	26,7	120	120	6,5	11	12	74	3,40	0,686	25,7	8,64	144	50,4	165	3,18	52,9	30,8	79,2	139	62,5	105	9,410
HE 140 B	33,7	140	140	7	12	12	92	4,30	0,805	23,9	15,1	216	59,3	246	5,50	78,5	35,8	118	201	123	123	22,48
HE 160 B	42,6	160	160	8	13	15	104	5,43	0,918	21,5	24,9	311	67,8	354	8,89	111	40,5	166	314	177	141	47,94
HE 180 B	51,2	180	180	8,5	14	15	122	6,53	1,04	20,3	36,3	426	76,6	482	13,8	151	45,7	227	423	241	159	93,75
HE 200 B	61,3	200	200	9	15	18	134	7,81	1,15	18,8	57,0	570	85,4	642	20,0	200	50,7	300	595	321	177	171,1
HE 220 B	71,5	220	220	9,5	16	18	152	9,10	1,27	17,8	80,9	736	94,3	828	28,4	258	55,9	387	768	414	196	295,4
HE 240 B	83,2	240	240	10	17	21	164	10,6	1,38	16,6	112,6	938	103	1054	39,2	327	60,8	490	1030	527	214	486,9
HE 260 B	93,0	260	260	10	17,5	24	177	11,8	1,50	16,1	149,2	1150	112	1282	51,3	395	65,8	592	1240	641	233	753,7
HE 280 B	103	280	280	10,5	18	24	196	13,1	1,62	15,7	192,7	1380	121	1534	65,9	471	70,9	706	1440	767	251	1130
HE 300 B	117	300	300	11	19	27	208	14,9	1,73	14,8	251,7	1680	130	1868	85,6	571	75,8	855	1850	934	269	1698
HE 320 B	127	320	300	11,5	20,5	27	225	16,1	1,77	13,9	306,2	1930	138	2140	92,4	618	75,7	923	2250	1070	267	2069
HE 340 B	134	340	300	12	21,5	27	243	17,1	1,81	13,4	366,6	2160	146	2400	96,9	646	75,3	968	2580	1200	304	2454
HE 360 B	142	360	300	12,5	22,5	27	261	18,1	1,85	13,0	431,9	2400	155	2680	101,4	676	74,9	1013	2930	1340	322	2883
HE 400 B	155	400	300	13,5	24	27	298	19,8	1,93	12,4	576,8	2880	171	3240	108,2	721	74,0	1080	3570	1620	357	3817
HE 450 B	171	450	300	14	26	27	344	21,8	2,03	11,8	798,9	3550	191	3980	117,2	781	73,3	1170	4420	1990	401	5258
HE 500 B	187	500	300	14,5	28	27	390	23,9	2,12	11,4	1072	4290	212	4820	126,2	842	72,7	1250	5400	2410	445	7018
HE 550 B	225	550	300	15	29	27	438	25,4	2,22	11,2	1367	4970	232	5600	130,8	872	71,7	1305	6020	2800	489	8956
HE 600 B	212	600	300	15,5	30	27	486	27,0	2,32	11,0	1710	5700	252	6420	135,3	902	70,8	1350	6690	3210	532	10965
HE 650 B	225	650	300	16	31	27	534	28,6	2,42	10,8	2106	6480	271	7320	139,8	932	69,9	1395	7410	3650	575	13363
HE 700 B	241	700	300	17	32	27	582	30,6	2,52	10,5	2569	7340	290	8320	144,4	963	68,7	1440	8330	4160	617	16064
HE 800 B	282	800	300	17,5	33	30	674	33,4	2,71	10,3	3591	8980	328	10220	149,0	994	68,8	1485	9490	5110	702	21840
HE 900 B	291	900	300	18,5	35	30	770	37,1	2,91	10,0	4941	10980	365	12580	158,2	1050	65,3	1575	11400	6290	785	29461
HE 1000 B	314	1000	300	19	36	30	868	40,0	3,11	9,9	6447	12890	401	14860	162,8	1090	63,8	1620	12600	7430	868	37637

- I = annet arealmoment
- W = tverrsnittsmodul
- i = treghetsradius
- S<sub>x</sub> = statisk moment for det halve tverrsnitt
- s<sub>x</sub> = I<sub>x</sub> / S<sub>x</sub> = avstand mellom surekk- og trykkresultansangreppspunkter
- W<sub>p</sub> = plastisk tverrsnittsmodul
- I<sub>t</sub> = annet arealmoment for torsjon
- C = hvelvingsmotstand
- I = second moment of area
- W = section modulus
- i = radius of gyration
- S<sub>x</sub> = moment of area of the half cross section
- s<sub>x</sub> = I<sub>x</sub> / S<sub>x</sub> = distance between the point of action of tension and compression
- W<sub>p</sub> = plastic section modulus
- I<sub>t</sub> = second moment of area for torsion
- C = buckling resistance

Figur 66: HEB dimensjonstoleranser (Side 256, [15]).

## Vedlegg IV: Design kriterier

### 3.5.1 Design load basis

The design loading shall be calculated based on  $F$  (in kN), where  $F$  is the greater of  $F_{Air}$ ,  $F_{Sub}$  and  $F_D$  (as applicable). The following definitions apply:

For all POUs:  $F_{Air} = DF \times MGW \times g$

Where the design factor,  $DF$ , is defined according to the operational class and  $MGW$  (in tonnes) in [Table 3-5](#):

**Table 3-5 Design Factors – DF**

Operational Class	$MGW < 50$ tonnes	$MGW \geq 50$ tonnes
R60	$1.4 + 0.8 \times \sqrt{50/MGW}$	2.2
R45	$1.4 + 0.6 \times \sqrt{50/MGW}$	2.0
R30	$1.4 + 0.4 \times \sqrt{50/MGW}$	1.8
R00	$1.4 + 0.1 \times \sqrt{50/MGW}$	1.5

For subsea POU:  $F_{Sub} = 2.5 \times MGW \times g$  is normally adequate, but see also [\[3.11\]](#).

For calculation of  $F_D$ , see [\[3.5.2\]](#).

### 3.11.2 Design condition

The effective weight of a POU and the dynamic amplification factor will vary during a subsea lift. The calculation of maximum effective weight shall include possible trapped water (when lifted out of water) and possible suction when lifted from the sea bottom.

The worst realistic combination of effective weight and dynamic amplification shall be considered. Normally it is considered adequate to base the design condition on the following factors that give the total design factor, 2.5, indicated in [\[3.5.1\]](#):

- A) DAF = 2.0.
- B) (Partly) submerged weight is  $0.9 \times MGW$ .
- C) General design factor = 1.4.

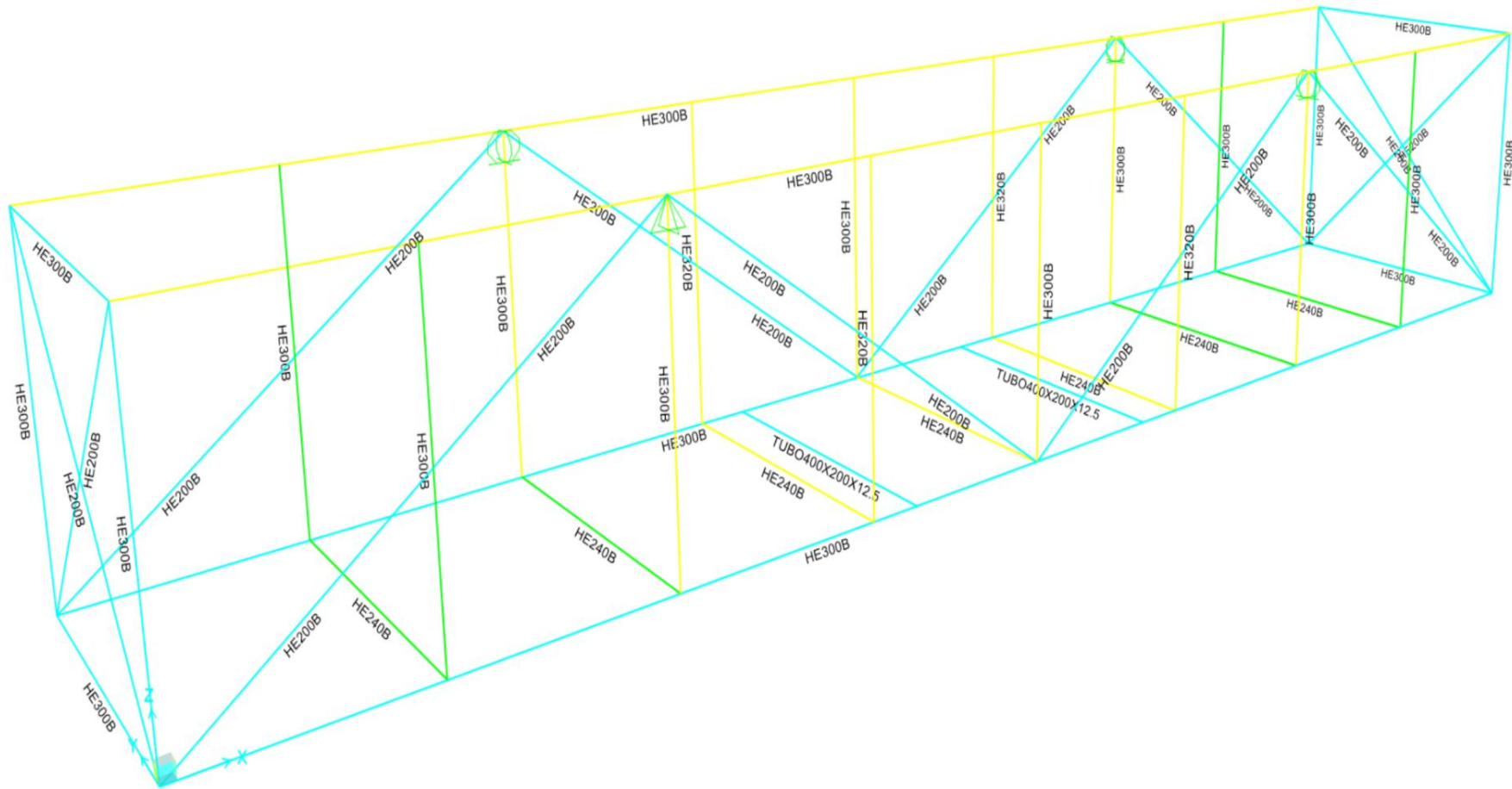
Alternatively, it may be found applicable to define the design condition based on the calculated dynamic load, see [\[3.5.2\]](#).

The applied design condition always needs to be verified against the actual installation condition, see [\[3.11.6\]](#). However, see also [\[3.11.4\]](#).

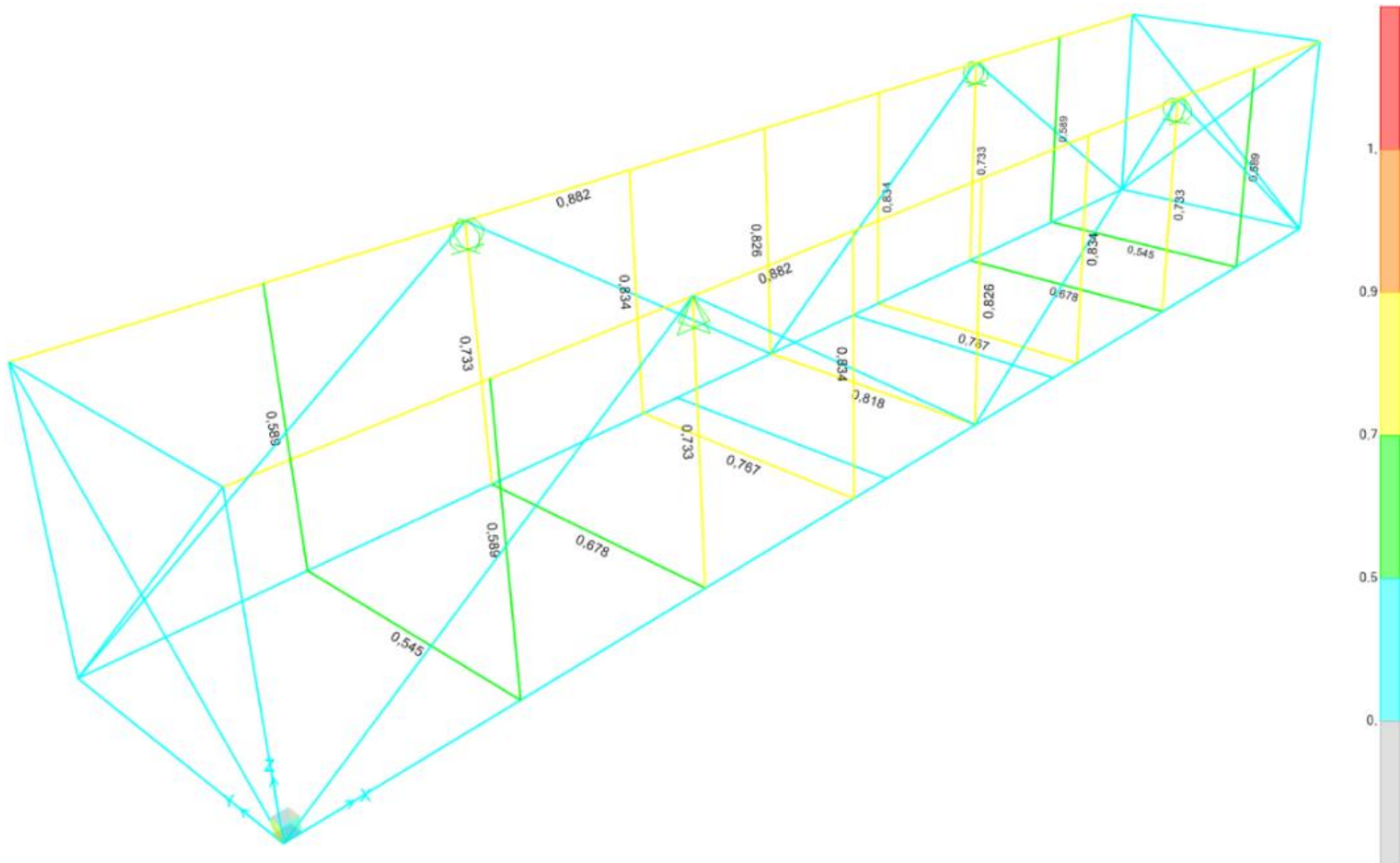
*Figur 67: Section 3.5.1 og 3.11.2 [5].*



### Vedlegg V: SAP2000 av valgt basket



Figur 68: SAP2000 - Profiltyper av valgt basket.



Figur 69: SAP2000 - Kritiske verdier på valgt basket.

## Vedlegg VI: Tverrsnittsklasser

Alle profilene i konstruksjonen klassifiseres som tverrsnittsklasse 1.

Under vises beregninger av HEB240 (s. 117, [13]).

*Utstikkende flensbredde.*

$$c_f = \frac{b - (t_w + 2 \cdot r)}{2} = \frac{240 \text{ mm} - (10 \text{ mm} + 2 \cdot 21 \text{ mm})}{2} = 94 \text{ mm}$$

*Flensens slankhet.*

$$\lambda_f = \frac{c_f}{t_f \cdot \varepsilon} = \frac{94 \text{ mm}}{17 \text{ mm} \cdot 0,814} = 6,8$$

$$t\mathbf{v}k_f = \mathbf{1}, \text{ fordi } \lambda_f \leq 9$$

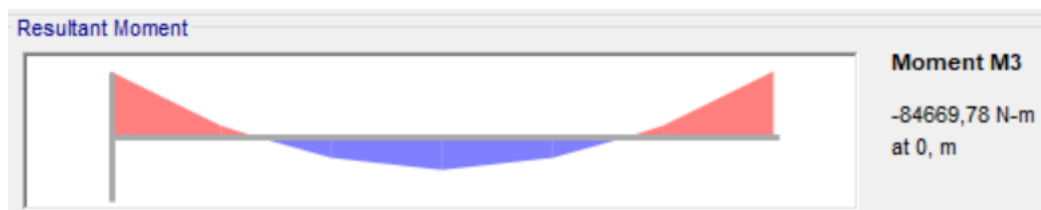
*Stegets slankhet.*

$$\lambda_w = \frac{h_w}{t_w \cdot \varepsilon} = \frac{164 \text{ mm}}{10 \text{ mm} \cdot 0,814} = 20,15$$

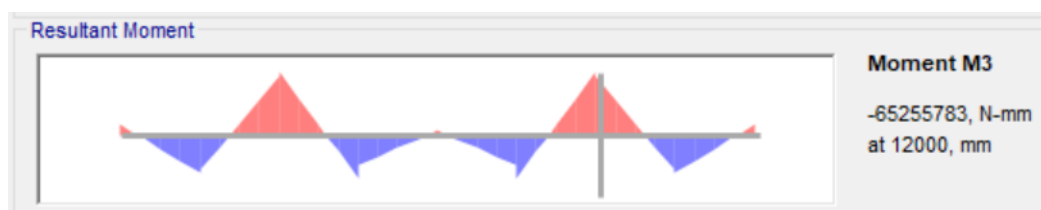
$$t\mathbf{v}k_{w,N} = \mathbf{1}, \text{ fordi } \lambda_w \leq 33$$

$$t\mathbf{v}k_{w,M} = \mathbf{1}, \text{ fordi } \lambda_w \leq 72$$

## Vedlegg VII: Dimensjonerende krefter fra SAP2000



Figur 70: SAP2000 - Bøyemoment om HEB240.



Figur 71: SAP2000 - Bøyemoment om HEB300.

## Vedlegg VIII: Grunnlag for sveiseberegninger

**Property Data**

Section Name: a=8 HEB300

**Properties**

Cross-section (axial) area	12988,	Section modulus about 3 axis	1342734,9
Moment of Inertia about 3 axis	1,994E+08	Section modulus about 2 axis	435609,8
Moment of Inertia about 2 axis	65341477,	Plastic modulus about 3 axis	1516171,
Product of Inertia about 2-3	0,	Plastic modulus about 2 axis	669652,
Shear area in 2 direction	4705,5564	Radius of Gyration about 3 axis	123,9045
Shear area in 3 direction	8027,0883	Radius of Gyration about 2 axis	70,9289
Torsional constant	995546,	Shear Center Eccentricity (x3)	0,

OK

**Property Data**

Section Name: a=10 HEB300

**Properties**

Cross-section (axial) area	17500,	Section modulus about 3 axis	1805088,8
Moment of Inertia about 3 axis	2,717E+08	Section modulus about 2 axis	616155,6
Moment of Inertia about 2 axis	92423333,	Plastic modulus about 3 axis	2063075,
Product of Inertia about 2-3	0,	Plastic modulus about 2 axis	948500,
Shear area in 2 direction	5966,5394	Radius of Gyration about 3 axis	124,5944
Shear area in 3 direction	11579,37	Radius of Gyration about 2 axis	72,6728
Torsional constant	2455345,9	Shear Center Eccentricity (x3)	0,

OK

**Property Data**

Section Name: a=6 HEB200

**Properties**

Cross-section (axial) area	6312,	Section modulus about 3 axis	426515,
Moment of Inertia about 3 axis	42011726,	Section modulus about 2 axis	140253,44
Moment of Inertia about 2 axis	14025344,	Plastic modulus about 3 axis	484578,
Product of Inertia about 2-3	0,	Plastic modulus about 2 axis	216336,
Shear area in 2 direction	2338,2134	Radius of Gyration about 3 axis	81,5834
Shear area in 3 direction	3921,6452	Radius of Gyration about 2 axis	47,1382
Torsional constant	261811,21	Shear Center Eccentricity (x3)	0,

OK

Figur 72: SAP2000 - Grunnlag for sveiseberegninger.

## Vedlegg IX: DeepOcean sveiseberegninger

Produsert av Jostein Førland - DeepOcean.

### Sveiseberegninger, eksempel.

Beregningene er et enkelt eksempel på utførelse med konstruksjon og snittkrefter fra studentoppgaven. Beregninger iht. NS-EN 1996-1-8 [1].

Fra studentoppgave:

Kilsveis

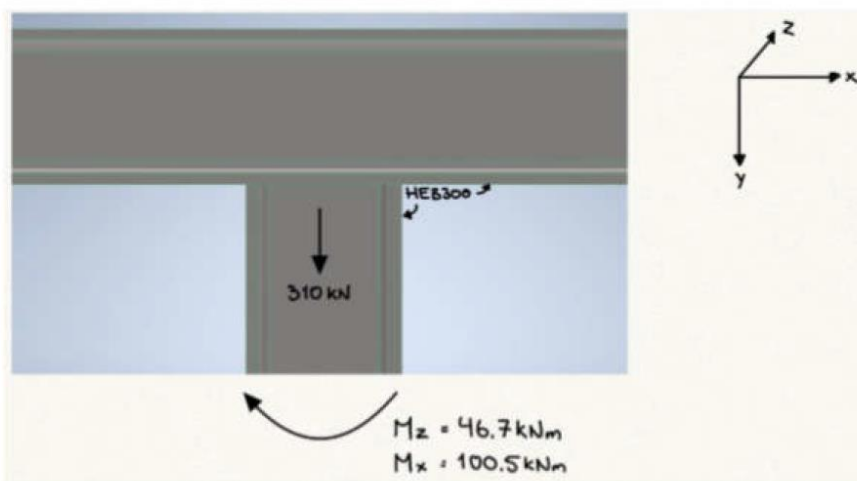
$$f_y = 355 \text{ MPa}$$

$$F_u = 510 \text{ MPa}$$

$M_z$  = Moment om z-akse

$M_x$  = Moment om x-akse

T-forbindelse:



Snittkrefter (indeks endret til logikk fra tverrsnittsberegning nedenfor):

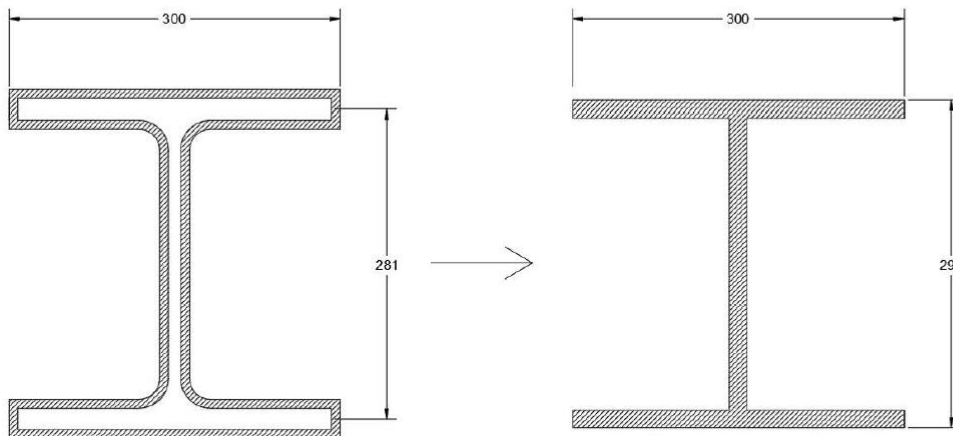
$$M_{Ed,y} := 46.7 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad \text{Moment om sterk akse}$$

$$M_{Ed,z} := 100.5 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad \text{Moment om svak akse}$$

$$N_{Ed} := 310 \text{ kN} \quad \text{Aksiallast (streck)}$$

Kommentarer til konstruksjonsdetaljen: Her vil snittkreftene overføres via bunnflensen i overgurten på fagverket. Denne er ikke avstivet slik at spenningene vil konsentrere seg mot det stiveste området i nærheten av steget i H-profilet. Vanligvis benyttes innskuddsplater her for bedre fordeling og unngå lokalknekking. Se ellers [1] p. 6 som angir en mer detaljert tilnærming til dette, og der det vises metodikk for dimensjonering uten innskuddsplater. Her oppstår også gjerne en effekt som kalles 'Shear Lag' og som gjør at konstruksjonsdetaljen ikke utnyttes optimalt, i dette tilfellet ved at flensene ikke utnyttes.

Sveisen vil da se noenlunde slik ut. Som ved et a-mål på f.eks. 8 mm kan forenkles for enklere å regne tverrsnittsverdiene (sveisene på kanten av flensene må fuges for å få plass, derfor  $b=300$  og  $297$  mm kommer av  $281$  mm + 8 mm + 8 mm). Ellers kan tverrsnittsverdiene fra reelt sveisetverrsnitt gjerne regnes direkte, f.eks. via Inventor el.a.:



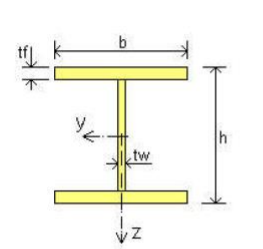


Figure not to scale

**Dimension & Weight**

h = 297 mm

b = 300 mm

tw = 16,0 mm

tf = 16,0 mm

OK

---

g = 108,6 kg/m

S = 1,762 m<sup>2</sup>/m

**Section property**

A = 13840 mm <sup>2</sup>	A <sub>eff</sub> = 13840 mm <sup>2</sup>
I <sub>y</sub> = 2,145E+8 mm <sup>4</sup>	I <sub>z</sub> = 7,209E+7 mm <sup>4</sup>
I <sub>x</sub> = 1,181E+6 mm <sup>4</sup>	I <sub>w</sub> = 1,421E+12 mm <sup>6</sup>
W <sub>el,y</sub> = 1,445E+6 mm <sup>3</sup>	W <sub>el,z</sub> = 4,806E+5 mm <sup>3</sup>
W <sub>pl,y</sub> = 1,630E+6 mm <sup>3</sup>	W <sub>pl,z</sub> = 7,370E+5 mm <sup>3</sup>
W <sub>eff,y</sub> = 1,445E+6 mm <sup>3</sup>	W <sub>eff,z</sub> = 4,806E+5 mm <sup>3</sup>

**Capacity**

Cross Section		3/3/3 (N/My/Mz)
N <sub>t,Rd</sub> =	4913,2 kN	My,Rd = 512,8 kNm
N <sub>c,Rd</sub> =	4913,2 kN	Mz,Rd = 170,6 kNm
V <sub>c,z,Rd</sub> =	1042,8 kN	
V <sub>c,y,Rd</sub> =	1311,7 kN	

Input:	$f_u := 510 \text{ MPa}$	Minimum bruddspenning
	$\beta_w := 0.9$	Korrelasjonsfaktor for kilsveis (S355)
	$\gamma_{M2} := 1.25$	Material factor
	$W_{el,y} := 1.445 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$	Elastisk motstandsmoment sterk akse
	$W_{el,z} := 0.4806 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$	Elastisk motstandsmoment svak akse
	$A := 13840 \text{ mm}^2$	Tverrsnittsareal
	$L_{weld,x} := 262 \text{ mm}$	Skjærlengde sveis, steg
	$L_{weld,z} := 300 \text{ mm}$	Skjærlengde sveis, flens
	$a := 8 \text{ mm}$	a-mål
	...	
	$M_{Ed,y} := 46.7 \text{ kN} \cdot \text{m}$	Moment om sterk akse
	$M_{Ed,z} := 100.5 \text{ kN} \cdot \text{m}$	Moment om svak akse
	$N_{Ed} := 310 \text{ kN}$	Aksiallast (strek)
	$V_{Ed,x} := 0 \text{ kN}$	Skjærkraft ikke oppgitt
	$V_{Ed,z} := 0 \text{ kN}$	Skjærkraft ikke oppgitt
Beregninger:	$\sigma_{bend} := \frac{M_{Ed,y}}{\sqrt{2} \cdot W_{el,y}} + \frac{M_{Ed,z}}{\sqrt{2} \cdot W_{el,z}} = 170.7 \text{ MPa}$	Bøyepenninger pga. samtidig moment om begge akser:
	$\tau_{bend} := \sigma_{bend} = 170.7 \text{ MPa}$	Skjærspenning pga. vinkel for a-mål.
	$\tau_{par.web} := \frac{V_{Ed,x}}{2 \cdot a \cdot L_{weld,z}} = 0 \text{ MPa}$	Skjærspenning i x-retning (fra sveis mot steget):
	$\tau_{par.flange} := \frac{V_{Ed,z}}{4 \cdot a \cdot L_{weld,x}} = 0 \text{ MPa}$	Skjærspenning i z-retning (fra sveis mot flensene):
	$\sigma_{norm} := \frac{N_{Ed}}{\sqrt{2} \cdot A} = 15.8 \text{ MPa}$	Normalspenninger fra aksiallast
	$\tau_{norm} := \sigma_{norm} = 15.8 \text{ MPa}$	Skjærspenning pga. vinkel for a-mål.
	$\sigma_{eq} := \sqrt{(\sigma_{norm} + \sigma_{bend})^2 + 3 \cdot ((\tau_{norm} + \tau_{bend})^2 + \tau_{par.flange}^2)}$	Jevnførspenning (Von Mises)
	$\sigma_{eq} = 373.1 \text{ MPa}$	
	$\eta := \frac{\sigma_{eq} \cdot \beta_w \cdot \gamma_{M2}}{f_u} = 0.823$	Utnyttelse 82.3%



## Vedlegg X: Risk evaluering

### 3.3.2 Risk evaluation

The operational risk involved in offshore lifting of POUs is in this document defined as 'Low' or 'High'. Both possible consequences and probability of an incident will define the risk. The following elements are considered to increase the risk and should at least be included in the risk evaluation:

- A) Installed/transported equipment especially sensitive to impact loads.
- B) Protruding parts where the crane hook and/or lifting set could catch during tensioning.
- C) Protruding parts that may damage and/or get stuck on other (transported) items or on the transport vessel. Possible relative angles, see [3.4.8] and [3.5.6] item C, between vessel deck and POU shall be considered.
- D) Lack of roof protection so it is considered possible for the crane hook to accidentally hook onto items inside the POU.
- E) Lift points in positions where they could be damaged by impacts.
- F) Lack of proper crash framing and there is installed/transported equipment that could be damaged due to impacts.
- G) POUs of exceptional geometry or awkward (big) size.
- H) Lifting sets including (loose) spreader bar(s).

If one of the elements above is clearly applicable or at least two elements are partly present the risk level should normally be defined as "High".



In addition the following will influence the possible consequences and probability of an incident and should be considered as found applicable:

- value of the POU including equipment
- single or (number of) reoccurring transport event(s).

An operational procedure, see [1.2.2], could be used to reduce the risk level.

**Guidance note:**

For example if the operational procedure requires ample safety distances to other transported items and vessel rails the risk increase related to elements C), E) and F) are clearly reduced. Also ample deck space for lifting set connection combined with an extra single top leg on the lifting set could eliminate the risk involved with element D).

---e-n-d---of---g-u-i-d-a-n-c-e---n-o-t-e---

Figur 73: Section 3.3.2 [5].

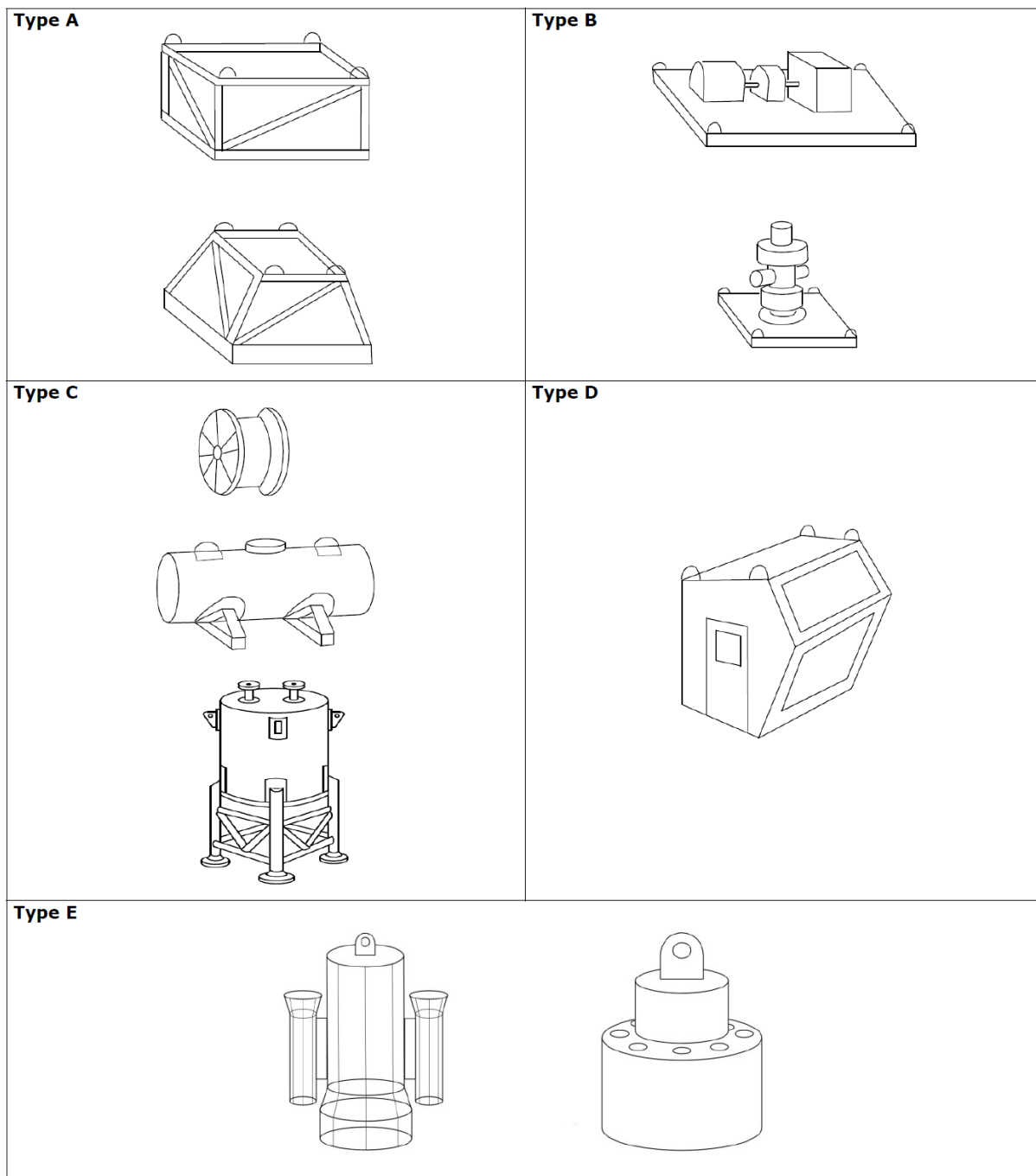
## Vedlegg XI: Operasjonsklasse for basket

Table 3-3 Maximum operational class

Type	Risk	MGW	Class <sup>c)</sup>
A	Low	MGW ≤ 25 t	R60
A	Low	MGW > 25 t	R45
A	High	MGW ≤ 25 t	R45
A	High	MGW > 25 t	R30
B	Low	MGW ≤ 15 t	R60
B	Low	MGW > 15 t	R45
B	High	MGW ≤ 15 t	R45
B	High	MGW > 15 t	R30
C	High <sup>a)</sup>	MGW ≤ 15 t	R45
C	High <sup>a)</sup>	MGW > 15 t	R30
D	High/Low <sup>b)</sup>	MGW ≤ 10 t	R45
D	High/Low <sup>b)</sup>	MGW > 10 t	R30
E	Low	MGW ≤ 15 t	R60
E	Low	MGW > 15 t	R45
E	High	MGW ≤ 15 t	R45
E	High	MGW > 15 t	R30

Figur 74: Operasjonsklasse for basket, (Tabell 3-3, [5]).

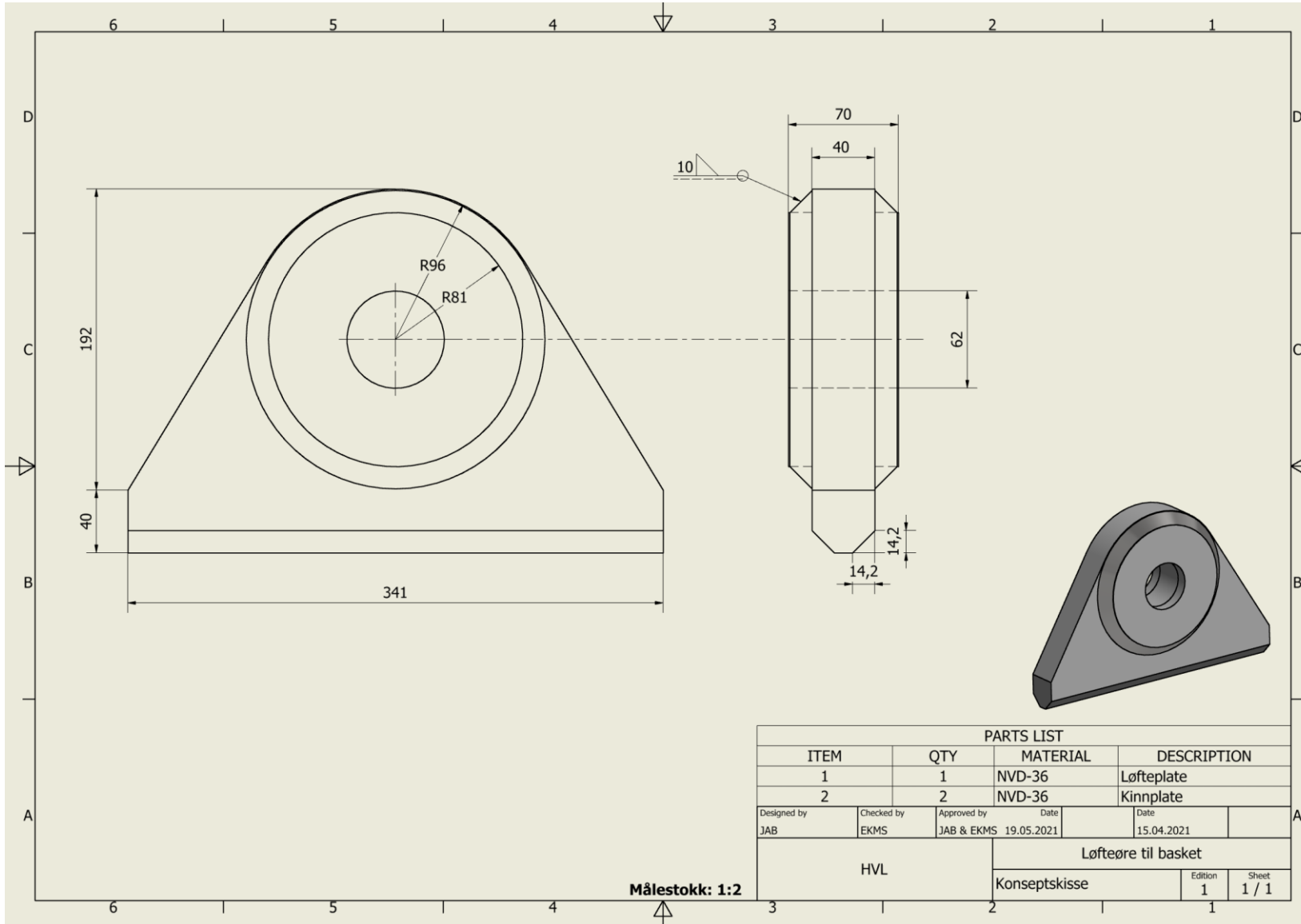
## Vedlegg XII: Type Portable Offshore Units



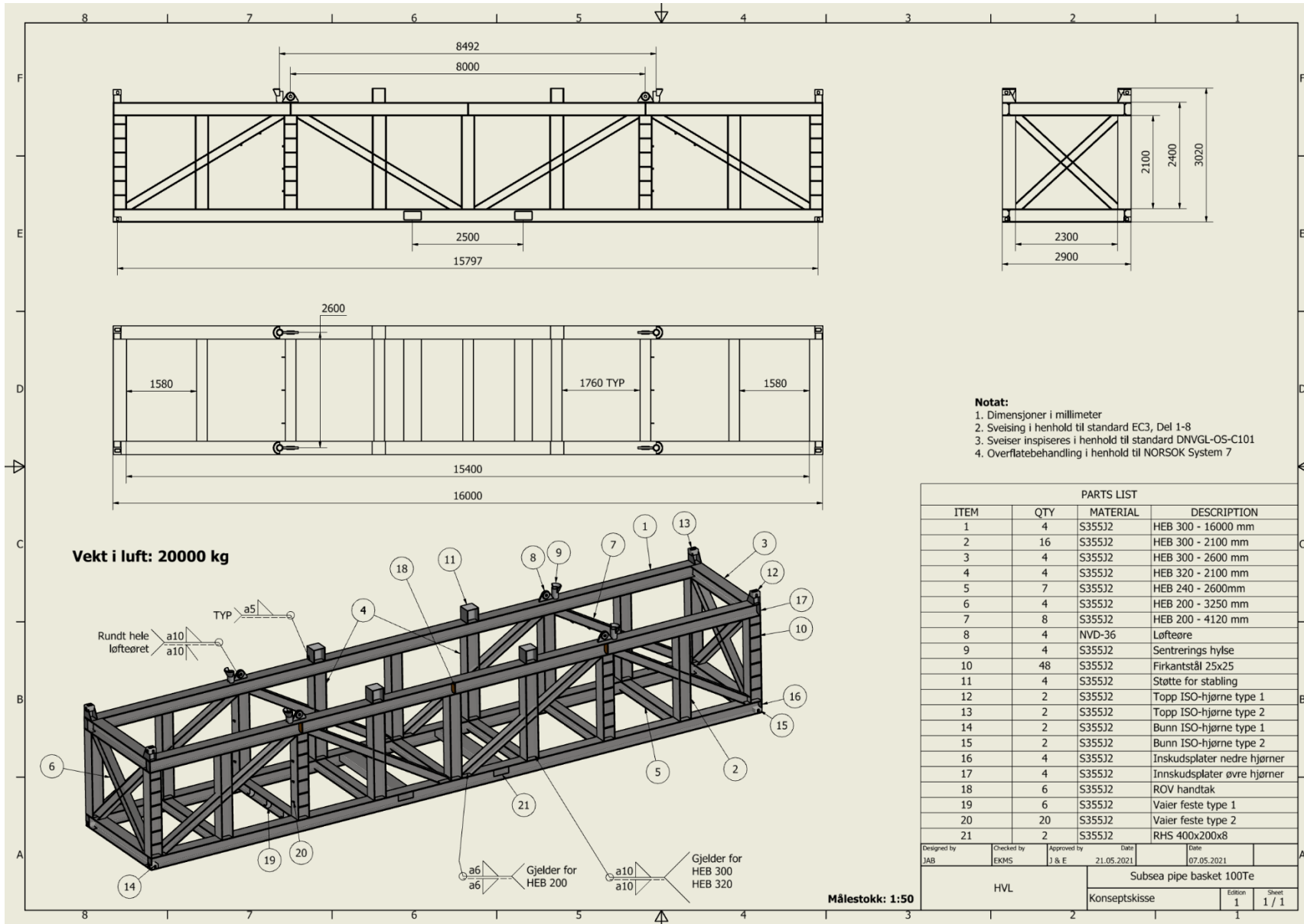
**Figure 1-1 Examples of POU types**

*Figur 75: Section 3.3.2 [5].*

Vedlegg XIII: Konseptskisser



XVI



## Vedlegg XIV: Coating system

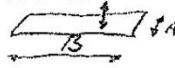
### A.7 Coating system no. 7 (shall be pre-qualified)

Application (if not specified under others)	Surface preparation	Coating system (example)	MDFT µm
Submerged carbon steel and carbon steel in the splash zone.	Cleanliness: ISO 8501-1 Sa 2½ Roughness: ISO 8503 Grade Medium G (50 µm to 85 µm, R <sub>v5</sub> )	Two component epoxy  Minimum number of coats: 2	350
Submerged stainless steel and stainless steel in the splash zone.	Sweep blasting with non-metallic and chloride free grit to obtain anchor profile of approximately 25 µm to 45 µm.	MDFT of complete coating system:	
General notes: 1. The coating system shall always be used in combination with cathodic protection. 2. The coating system is aimed at ambient operating temperatures and maximum 50 °C. For higher operating temperatures, a specific evaluation and performance documentation is needed. For temperatures between 50 °C and 100 °C, coating system no. 6 or 9, i.e. 2 coats immersion grade epoxy phenolic, may be considered as adequate. 3. For the splash zone, corrosion allowance in accordance with applicable regulatory requirements shall always be used in addition to the coating system, see NORSOK M-001. 4. Anti-fouling may be required. 5. Piping embedded in concrete shall be corrosion coated at least 300 mm into concrete. 6. Application using an additional number of coats with lower film thicknesses is acceptable provided each coat is applied and cured in accordance with the coating manufacturer's recommendation and provided all other requirements in this NORSOK standard are fulfilled. 7. For the splash zone area, the coating system shall also fulfill the pre-qualification requirements for coating system no. 1. 8. Specialized coating systems with at least two coats, may be selected for particularly exposed areas on installations provided the coating system is pre-qualified in accordance with 10.1, the coating thickness is ≥ 1000 µm NDFT and provided relevant successful field experience is documented.			

Figur 76: Coating system no.7, (A.7, [26]).

### Vedlegg XV: Hydrodynamikk demping

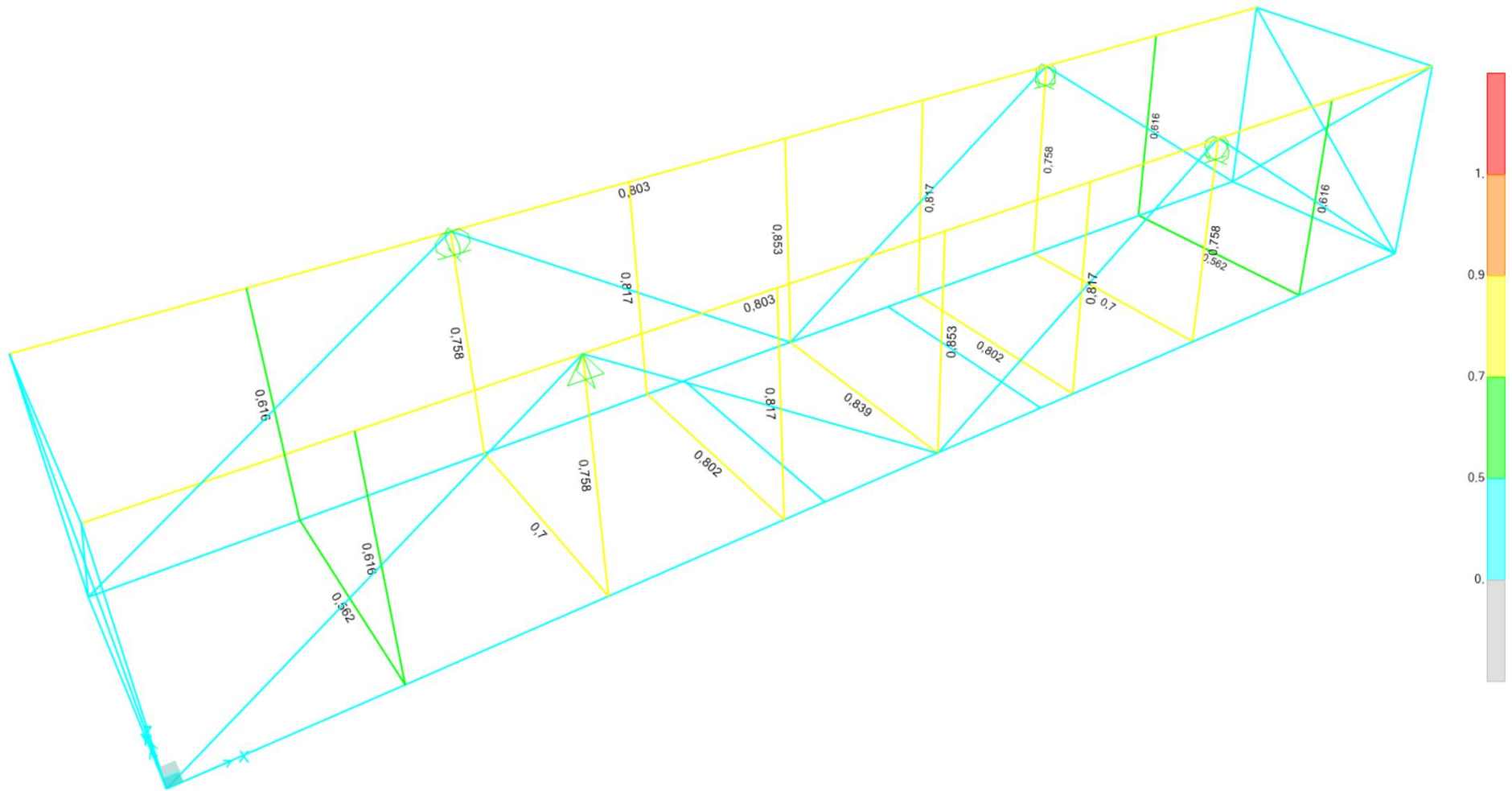
Tabell 1 Formler og verdier for hydrodynamisk masse og demping, for noen enkle geometrier.

Geometri	Formel: <i>Hydrodynamisk masse</i>	Verdier <i>Demping</i>
Kule radius = R	$m_a = \frac{1}{2} \rho \cdot \frac{4}{3} \pi R^3$	$c_a = 0.5 c_d = 0.5$
Sirkulær plate <sup>(1)</sup> radius = R	$m_a = 0.64 \rho \frac{4}{3} \pi R^3$	$c_d = 1.8 - 2$
Sylinder <sup>(2)</sup> (L >> D) diameter = D lengde = L	$m_a = \rho \pi \frac{D^2}{4} L$	$c_a = 1$ $c_d = 1 - 1.2$
Rektangel <sup>(1)</sup> Mål: A*B B > A 	$m_a = \rho \cdot k \pi \frac{A^2}{4} B$	B/A    1    1.5    2    2.5    5
		k    .58    .70    .76    .80    .90
Kubus Sidekanter A	$m_a = 0.7 \rho A^3$	$c_a = 0.7 c_d = 1$

- (1): Bevegelse normalt på platen  
(2): Bevegelse normalt på sylinderaksen

Figur 77: Tabell for demping, Hydrodynamikk, (Tabell 1, [27]).

Vedlegg XVI: Ny SAP2000 av valgt basket



Figur 78: SAP2000 - Nye kapasitetsverdier av basket.



## Vedlegg XVII: Kostnadsestimat



# PRISTILBUD

A.OLUFSEN SHIP & OFFSHORE AS  
 POSTBOKS 2123  
 5504 HAUGESUND  
 TELEFON: 52 70 62 30  
 E-MAIL: post@aoso.no  
 BANKGIRO: 8530.12.04359  
 ORG.NR. NO 978 655 165 MVA

TIL: DeepOcean  
 ATT: Elisen Kristin Møllehaug Schmall  
 DATO: 14.05.2021  
 REF: Subsea rørbasket

PRISTILBUD nr: TB723

Vi takker for forespørselen og har gledet av å tilby følgende:

LINJE	STK.	BESKRIVELSE	STYKKPRIS	Sum
	1	Fabrikasjon av rørbasket iht skisse; L=16m, H=2,7m, B=2,9m Leveringstid ved produksjon med kun ordinær arbeidstid		1 500 000,00
	1	Løftetest og sertifisering Testet og sertifisert iht Norsok 2.7-1		59 000,00
	1	Overflatebehandling iht Norsok system 7B		430 000,00
<b>SUM NOK:</b>				<b>1 989 000,00</b>
<i>EX.MVA</i>				

Leveringstid gjelder fra mottak av skriftlig bestilling og godkjente produksjonstegninger / dwg for kutting.  
 Iht. mottatt underlag. Med forbehold om mellomalg.

**LEVERINGSTID:** 6-7 uker  
**LEVERINGSTED:** Killingøy  
**LEVERINGSBETINGELSER:** Ex. works  
**BETALINGSBETINGELSER:** Per 30 dager  
**TILBUDETS VARIGHET:** 30 dager

Alle priser med forbehold om mellomalg  
 Skulle noe være uklart, vennligst ta kontakt med undertegnede.  
 Håper dette er av interesse og imøteser Deres ordre.

Med vennlig hilsen  
 A.Olufsen Ship & Offshore AS  
 Kjetil Kvamme  
 Mobil 97981274  
[kk@aoso.no](mailto:kk@aoso.no)

Figur 79: Pristilbud fra A.Olufsen på ferdigstilt basket.