





# Demonterbar løfteramme for offshoreoperasjoner

Av

Henrik Lundebj Grimstad



Mastergradsoppgave  
Maskin- prosess og produktutvikling  
IMT/NMBU, 2015

## Forord

Denne masteroppgaven er avsluttende prosjekt i masterprogrammet i Maskin-prosess og produktutvikling ved Institutt for matematiske realfag og teknologi (IMT) ved NMBU. Masteroppgaven ble gjennomført vårsemesteret 2015 med et omfang på 30 studiepoeng.

Ved løfteoperasjoner i offshoresektoren av forskjellige objekter som f.eks. motorer og pumper, kan det være behov for at objektet skal stå på en ramme når den er montert på plass. For å gjøre et slikt løft enklere og mer sikkert, er det sett på en demonterbar løfteramme som har muligheten til å sette igjen bunnrammen av løfteredskapet til objektet. IMT ved NMBU ønsker å styrke kunnskapen om slike løfteanordninger og har derfor initiert denne oppgaven.

Rapporten omhandler design og beregninger av en løsning til en demonterbar løfteramme som skal benyttes ved offshore løft av en marin Volvo Penta motor. Løfterammen er dimensjonert i henhold til standardene som kreves av offshoresektoren.

Rapporten starter med å presentere terminologi, forskrifter og rammedesign. Videre blir løfterammen dimensjonert med håndberegninger og elementmetoden(FEM). FEM-analysen er gjennomført med ANSYS Workbench. Løsningene og designet for løfterammen er presentert og diskutert i slutten av oppgaven.

Denne rapporten gir kunnskap om de forskrifter som gjelder for offshore løfteredskap. Oppgaven kan dermed brukes som en veileder for andre som har behov for å dimensjonere offshore løfteredskaper og spesielt delbare løfteredskap. Leseren bør ha dimensjoneringskunnskaper på ingeniørnivå for å få fullt utbytte av oppgaven.

Tilslutt vil jeg takke førsteamanuensis og hovedveileder Geir Terjesen, som kom opp med oppgaven og har gitt god veiledning og støtte gjennom semesteret. Jeg vil også takke senioringeniør Bjørn Brenna for gode tips og råd, Thomas Sebastian Slettjord med photoshop og Ragnhild og Bjørn Syver Grimstad for korrekturlesning.

Ås, 12.mai 2014

---

Henrik Lundeby Grimstad

## Sammendrag

I forbindelse med offshore løfteoperasjoner er det i noen tilfeller ønske om delbare løfteredskaper. IMT ved NMBU ønsker å styrke sin kunnskap om slike løfterammer og har derfor initiert denne oppgaven. Masteroppgaven tar for seg en mulig løsning for en demonterbar løfteramme for motoren Volvo Penta D13-800, som skal transporteres ut i offshore sektoren. Det er også tenkt at bunnrammen kan bli stående igjen som rammen til motoren, det vil forenkle monteringen og kunne redusere antallet farlige arbeidsoperasjoner.

Målet med oppgaven er å designe og dimensjonere en demonterbar løfteramme til en Volvo Penta D13-800 motor som skal benyttes under et offshoreløft. Rammen skal dimensjoneres etter gjeldende standarder.

Det ble startet med litteraturstudie for gjeldende regelverk, videre er det diskutert mulige løsninger med veileder og fagfolk. For dimensjoneringen av løfterammen ble det gjennomført FEM analyse som er sammenlignet med håndberegninger.

Det er primært brukt NORSOK R-002[1] og DNV 2.7-3[2], men også andre standarder er brukt for å supplere når de ikke har strekt til. Fra DNV[2] er det valgt operasjonsklasse R60 som kreves av NORSOK[1] hvis den skal brukes på den norske kontinentalsokkelen. Fra operasjonsklasse R60 blir det gitt en designfaktor på 1.53 som skal legges til den totale vekten med motoren og løfterammen. Det er valgt stål kvalitet S355J2 for løfterammen som har en flytspenning på 355MPa, DNV [2] krever at man ikke skal overgå Von Mises spenninger på over 301,7 MPa for denne stål kvaliteten. De statiske håndberegningene stemmer stort sett godt overens med FEM-analysen som igjen er godt innenfor kravene fra DNV. Også utmattingsberegningene som er gjennomført i henhold med DNV-RP C203[3], er godt innenfor det som er forventet levetid i forhold til klassisk utmattingsberegninger. For å se resultatene til håndberegningen henvises det til kapittel 3 og for FEM-analysen til kapittel 5.

Løftesettet, altså sjakler, ståltau osv. er valgt ut i henhold med gjeldene standarder fra leverandører med riktig sertifisering, henvises til kapittel 4.1.2 for å se valgt utstyr. Det er gjennomført en modal analyse for å finne egenfrekvensen til bunnrammen, egenfrekvensen til bunnrammen er utenfor motorens driftsområde, så det er ingen fare for resonans i bunnrammen. Det er også valgt ut mulige vibrasjonsdempere til motoren som har en isolasjonsgrad på over 90%.

Det har vært krevende å få med seg alle detaljene i standarden, men det har til gjengjeld gitt meg mye erfaring innenfor bruk og forståelse av standardene.

Det er laget produksjonstegninger til løfterammen med tilhørende tekniske henvisninger, og alle hulprofiler er tilgjengelig hos de større stålleverandørene.

## ABSTRACT

In related with offshore lifting operations, there are in some cases desire to have the opportunity to use demountable lifting gear. IMT and NMBU want to increase their knowledge of such lifting frames and have therefore initiated this task. The master thesis discusses a possible solution for a removable lifting frame for engine Volvo Penta D13-800, to be transported into the offshore sector. It is also thought that the base frame can be used as the frame of the motor, and it will simplify assembly and reduce the number of dangerous situations.

The aim of the project is to design and dimension a removable lifting frame to a Volvo Penta D13-800 engine to be used under offshore lifting operations. The frame must be dimensioned according to current standards.

It was started with literature study of current regulations, further it was discussed possible solutions with supervisor and professionals. For the dimensioning of the lifting frame was conducted FEM analysis and compared the result with hand calculations.

It is mainly used NORSOK R-002 [1] and DNV 2.7-3 [2], but also other standards are used to supplement to. From DNV [2] it is selected operating class R60 required by NORSOK [1] if used on the Norwegian continental shelf. From operation class R60 it is given a design factor of 1.53 to be added to the total weight of the engine and lifting frame. The steel grade S355J2H is selected for the lifting frame which has a yield stress of 355MPa, DNV [2] requires that one should not exceed Von Mises stresses over 301.7 MPa for this steel grade. The static hand calculations are mostly in accordance with FEM analysis, which again is well within the requirements of DNV. Also fatigue analysis are in accordance with DNV-RP C203 [3], the fatigue analysis are within the expected service life compared to classical fatigue analysis. To see the results of hand calculation, see chapter 3 and FEM analysis for chapter 5.

Lifting set: shackles, wire rope, etc. Are chosen according to current standards from suppliers with proper certification, the selected equipment is listed in section 4.1.2. It is conducted a modal analysis to determine the natural frequency of the base frame, the natural frequency of the bottom frame is outside the engine operating range, so there is no danger of resonance in the bottom frame. There is also a selection of possible vibration dampers for motor having an isolation ratio of more than 90%.

It has been demanding to require all the details from the standards, but it has given me a lot of experience in use and understanding in the standards.

It is made manufacturing drawings for the lift frame with associated technical references, steel profiles are available at the largest steel manufactures.

# Innhold

Forord.....	ii
Sammendrag .....	iii
ABSTRACT .....	iv
1. Innledning.....	7
1.1 Bakgrunn .....	7
1.2 Problemstilling.....	8
1.3 Målsettinger og begrensinger .....	8
1.3.1 Hovedmål .....	8
1.3.2 Delmål:.....	8
1.3.3 Begrensinger.....	9
1.4 Kvalitetssikring.....	9
1.5 Dataverktøy og programvare .....	9
1.6 Terminologi og begreper .....	10
1.7 Symboler.....	12
2. Beskrivelser .....	17
2.1 Kravspesifikasjoner.....	17
2.2 Forskrifter og standarder .....	17
2.2.1 Klasse og operasjonsbegrensninger .....	18
2.3 Konseptdrøfting.....	19
2.2.1 Formgivning og designvalg .....	20
3. Grunnberegninger .....	26
3.1 Betingelser og geometri .....	26
3.2 Statistiske krefter .....	33
3.2.1 Valg av sjakkell og dimensjonering av løfteøret.....	36
3.2.2 Toppbjelke .....	41
3.2.3 Kort hovedbjelke .....	42
3.2.4 Midtbjelke .....	43
3.2.5 Stolper .....	46
3.2.6 Bolter .....	50
3.2.7 Sveis.....	53
3.2.8 Gaffeltruck .....	55
3.3 Dynamiske belastninger .....	59
3.3.1 Utmatting av midtbjelke.....	60

3.3.2	Dynamiske belastinger i sveis til løfteøre .....	61
3.3.3	Dynamiske belastinger i maskinerte hull .....	62
3.3.4	Dynamiske belastinger i bolter .....	62
3.3.5	Egenfrekvens .....	62
3.3	Knekking .....	64
4.	Element og løsningsvalg .....	65
4.1	Komponenter .....	66
4.1.1	Komponenter som må tilpasses og produseres .....	66
4.1.2	Ferdig innkjøpte elementer .....	71
5.	strukturoptimering .....	74
5.1	Oppsett av modellen .....	74
5.1.1	Redigering av modellen .....	74
5.1.2	Enheter og material egenskaper .....	74
5.1.3	Mesh: .....	75
5.1.4	Punktmasser og boundry condtions: .....	76
5.1.5	Resultater .....	78
5.2	Bearbeiding og utforming .....	82
5.3	Material valg .....	85
5.3.1	Hoved konstruksjonen .....	85
5.3.2	Løftepunkt .....	85
5.3.3	Overflatebehandling .....	86
5.4	Inspeksjon .....	87
5.5	Merking .....	87
6.	Presentasjon av løfterammen .....	89
6.1	Visualisering .....	89
6.2.	Material og produksjonskostnader .....	91
7.	Diskusjon .....	92
8.	Konklusjon og anbefalinger .....	94
8.1	Konklusjon .....	94
8.2	Anbefalinger og resultater .....	95
8.3	Videre arbeid .....	95
9.	Litteraturreferanser .....	96
10.	VEDLEGG .....	98



## 1. Innledning

### 1.1 Bakgrunn

Mot slutten av 1950 årene var det nesten ingen av Norges eksperter som trodde at det fantes olje i Nordsjøen. Men i 1969 startet Norges oljeeventyr ved funnet i Ekofisk og produksjonen ble satt i gang 15. juni 1971. Videre utover 1970 årene ble det funnet nye store felter med olje og gass i Nordsjøen. Dette har hatt enorm betydning for Norge oppgjennom årene og fortsatt er en svært viktig virksomhet i Norge. Gjennom disse 40 årene har næringen skapt godt over 10 000 milliarder kroner i verdier[21].



**Figur 1: Alexander L. Kielland plattformen [22]**

Med denne enorme næringen som foregår ute i Nordsjøen og mange andre steder i verden i dag, er det et stort behov for å frakte utstyr fram og tilbake. De mest tradisjonelle metodene for å transportere ut og inn forskjellige objekter er å bruke en tradisjonell løfteramme eller kontainer. Men i noen tilfeller vill objektet som skal transporteres ut trenge en ramme å stå på når den er montert på plass. For å gjøre et slikt løft og arbeidet enklere, har denne oppgaven valgt å se på en demonterbar løsning av en løfteramme. Dette gir mulighet for å sette igjen rammen objektet skal stå på og gjøre løfteoperasjonen mye enklere og effektivt. Den vil også gjøre løftet og arbeidet tryggere på grunn av at man slipper å demontere objektet fra rammen når den har kommet på plass. Når løfterammen ikke er i bruk, er det mulighet for å pakke den sammen slik at den tar mye mindre plass under lagring og transport.

## 1.2 Problemstilling

I denne masteroppgaven skal det designes og beregnes en demonterbar løfteramme for offshore løfteoperasjoner, slik at bunnrammen kan bli stående igjen som feste for motoren Volvo Penta D13-800. Det vil dukke opp en del utfordringer og problemstillinger i prosessen.

- Bruke de standardene som kreves til løfterammen og at de blir bruket riktig.
- At designet blir mest mulig optimalt for de påkjenningene den vil bli utsatt for.
- Håndberegninger med hensyn til standardene som kreves i Nordsjøen
- Valg av stål kvalitet og profiler
- Valg av elementer til løftesettet
- FEM-analyse av hele modellen

## 1.3 Målsettinger og begrensninger

### 1.3.1 Hovedmål

Design og dimensjonere en demonterbar løfteramme til Volvo Penta D13-800 som kan benyttes under et offshoreløft, bunnrammen skal også ha mulighet til å stå igjen som feste for motoren. Løfterammen skal dimensjonere i henhold til standardene som kreves i offshore sektoren, og det skal utarbeides arbeidstegninger og tekniske henvisninger når oppgaven er ferdig.

### 1.3.2 Delmål:

- Litteraturstudier, standarder og forskrifter til løfterammen
- Utvikle et design i et CAD program
- Velge ut dimensjoner og profiler til løfterammen
- Plassere og dimensjonere løfteører
- Velge ut løfteutstyr fra leverandør med riktig sertifisering
- Beregne spenninger, sveis, utmatting og knekking i henhold til standardene
- Gjennomføre FEM-analyser i ANSYS Workbench og sammenlikne med håndberegninger
- Utarbeide arbeidstegninger og tekniske henvisninger for produksjon

### 1.3.3 Begrensinger

- Se om det er mulig å lage løfterammen i aluminium
- Se mer på de dynamiske kreftene
- Krefter i forhold til sjøtransport DNV[2] 3.7
- Lage prototype

## 1.4 Kvalitetssikring

### Løfterammen

Det har blitt tatt hensyn til de nødvendige standardene som offshoresektoren krever når det gjelder beregninger av løfterammen. Det har også blitt gjennomført FEM-analyse, som er blitt sammenliknet med håndbergeningene. Når det kommer til deler som er innkjøpt er det brukt leverandører som har de lisensene og spesifikasjonene som kreves for Offshoresektoren.

### Rapporten

Rapporten er gjennomlest av flere personer for språkfeil og rettskrivning, alle utregninger er kontrollert og alle symboler har kommet med i symbolisten. Referanser, tabell- og figurnummer er sjekket to ganger.

## 1.5 Dataverktøy og programvare

I denne oppgaven er det brukt noen forskjellige dataverktøy som har gjort det mulig å gjennomføre oppgaven.

### 3D -modellering:

Det er primært brukt Autodesk Inventor Professional 2015 for å bygge opp modellen i et 3D-miljø. Inventor har en egen database med profiler etter ISO standard som har vært til stor hjelp.

### Tekst og bildebehandling:

Opgaven er skrevet i Microsoft Word, mens de fleste figurene er hentet ut fra Autodesk Inventor Professional og blitt redigert i Microsoft Paint. Det er også brukt Adobe Photoshop for å redigere noen av bildene.

### Analyse og simulering:

I simuleringsarbeidet er det brukt ANSYS Workbench, samt ANSYS DesignModeler for å gjøre klar modellen til simulering. Det har blitt laget en helhetlig modell etter DNV [3] og av mer detaljerte detaljer for å få fram et bedre spenningsbilde av delen.

## 1.6 Terminologi og begreper

### Standarder:

Det er mange typer standarder som vi omgir oss med og denne oppgaven er det brukt forskjellige standarder.

- SI-systemet[23]
  - Dette er et system for størrelser for fysiske enheter som blir brukt internasjonalt, f.eks: meter for en hvis lengde og kg for masse.
- DNV og NORSOK[24]
  - Er et system som har til mål å sikre liv og miljø. Dette gjøres ved å lage systemer med sikkerhetsfaktorer og andre tiltak for å sikre at konstruksjonene og andre installasjoner holder det de lover og ikke bryter sammen.

### CAD (Computer Aided Design):

CAD er en fellesbetegnelse på konstruksjon og tekniske tegninger som er utført på en datamaskin ved hjelp av programvare. I denne oppgaven er det brukt programvaren Autodesk Inventor[25].

### FEM/FEA (Finite Element Method/Analysis):

Er også kalt elementmetoden. Metoden bruker numeriske løsningsmetoder for å løse forskjellige problemstillinger med differensiallikninger og integraler, i dette tilfellet strykeberegninger[26].

### Mesh:

Når FEM skal gjennomføre analysen må hver del i konstruksjonen bli delt opp i flere elementer, disse elementene blir igjen delt opp i punkter og linjer. Dette ser litt ut som en mellomting mellom et spindellev og en rubiks kube, og det er det vi kaller et mesh. Her blir hvert element tildelt informasjon om hvordan den skal oppføre deg når det f.eks. blir påført krefter i FEM analysen.[27]



**COG (center of gravity):**

Tyngdepunktet til modellen, ved å vite hvor tyngdepunktet ligger kan man finne ut hvordan kreftene vil fordele seg.

## 1.7 Symboler

Tabell 1: Symbol liste for symbolene i oppgaven med forklaring og enheter

Begreper og symboler	Betydning	Enhet
$DF$	Design faktor	—
$F$	Design kraft	$N$
$F_{Air}$	Design kraft i luft	$N$
$F_F$	Gaffeltruck løft design kraft	$N$
$F_{HI}$	Horisontal design støt kraft	$N$
$F_{HIR}$	Horisontal design støt kraft på langsider	$N$
$F_{VI}$	Vertikal design støt kraft	$N$
$M_{VI}$	Moment, vertikalt støt	$Nmm$
$\sigma_{VI}$	Spenning, vertikalt støt	$MPa$
$M_{VI,r}$	Moment, vertikalt støt, ved gaffeltrucklomme	$Nmm$
$\sigma_{VI,r}$	Spenning, vertikalt støt, ved gaffeltrucklomme	$MPa$
$g$	Standard gravitasjons konstant	$m/s^2$
$L$	Lengden av PO unit [m]	$mm$
$MGW$	Maksimal brutto vekt (mass)	$kg$
$P$	Nyttelast	$kg$
$T$	Vekten til objektet	$kg$
$R_e$	Spesifikt minimum flytgrense i romtemperatur	$MPa$
$R60$	Operasjonsklasse, bølgehøyde 6m	—
$SKL$	Skew kraft faktor (skjevbelasting i slyngene)	—
$\sigma_e$	Von Mises spenning	$MPa$
$RSF$	Slyngkraft på løfteøre	$N$
$t$	Materialtykkelse	$mm$
$\nu$	Vinkel til slyngene vertikal	$^\circ$
$W_{CF}$	Vekt korrigerings faktor	—
$M_{COG,x}$	Moment for å finne COG i x-retning	$Nmm$
$COG_x$	Tyngdepunkt i x-retning	$mm$

$M_{COG,z}$	Moment for å finne COG i z-retning	$Nmm$
$COG_z$	Tyngdepunkt i z-retning	$mm$
$M_{COG,y}$	Moment for å finne COG i y-retning	$Nmm$
$COG_y$	Tyngdepunkt i y-retning	$mm$
$\alpha$	Vinkel ved punkt 1,1 i horisontal planet	$^\circ$ (Grader)
$\beta$	Vinkel ved punkt 1,2 i horisontal planet	$^\circ$ (Grader)
$\theta$	Vinkel ved punkt 2,1 i horisontal planet	$^\circ$ (Grader)
$\mu$	Vinkel ved punkt 2,2 i horisontal planet	$^\circ$ (Grader)
$\alpha_h$	Vinkel ved punkt 1,1 i vertikal planet	$^\circ$ (Grader)
$\beta_h$	Vinkel ved punkt 1,2 i vertikal planet	$^\circ$ (Grader)
$\theta_h$	Vinkel ved punkt 2,1 i vertikal planet	$^\circ$ (Grader)
$\mu_h$	Vinkel ved punkt 2,2 i vertikal planet	$^\circ$ (Grader)
$L$	Lengden fra sentral akse til sentralakse i x-retning	$mm$
$M_1$	Momentet om sentralaksen ved punkt 1	$Nmm$
$F_1$	Kraften som er fordelt foran i løfterammen	$N$
$F_2$	Kraften som er fordelt bak i løfterammen	$N$
$F_{i,j,v}$	Vertikal kraft som virker i punkt $i,j$ der $i$ er nummer i lengden og $j$ er nummer bredden	$N$
$F_{i,j,h}$	Horisontal kraft som virker i punkt $i,j$ der $i$ er nummer i lengden og $j$ er nummer bredden	$N$
$F_{1,1hL}$	Horisontal kraft i lengderetningen i hjørnet i topprammen som virker i punkt $i,j$ der $i$ er nummer i lengden og $j$ er nummer i bredden	$N$
$F_{1,1hB}$	Horisontal kraft i bredderetningen i hjørnet i topprammen som virker i punkt $i,j$ der $i$ er nummer i lengden og $j$ er nummer i bredden	$N$
$\sigma_{t,t}$	Trykkspenninger i toppbjelken	$MPa$
$A_t$	Areal toppbjelke	$mm^2$
$M_{t,b}$	Bøyemoment i toppbjelken	$Nmm$
$\sigma_{t,b}$	Bøyespenninger i toppbjelken	$MPa$

$\sigma_{t,t}$	Totale spenninger i toppbjelken	$MPa$
$F_M$	Kraften som virker på den mest belastede midtbejelken	$N$
$F_{M_{i,j}}$	Kraften som virker i midtbejelke som er nærmest punkt $i,j$ der $i$ er nummer i lengden og $j$ er nummer bredden	$N$
$F_{M_{i,j,h}}$	Horisontalkreftene som virker på midtbejelken fra motorbraketten	$N$
$M_{M1,1}$	Bøyemoment i ved $F_{M1,1}$	$Nmm$
$M_{M2,1}$	Bøyemoment ved $F_{M2,1}$	$Nmm$
$\sigma_{M12,b}$	Bøyepeningene til midtbejelken	$MPa$
$\sigma_{M12,s}$	Strekkspenningene til midtbejelken	$MPa$
$\sigma_{M12,tot}$	Totale spenningene til midtbejelken	$MPa$
$W_M$	Tverrsnitts modul, midtbejelke	$mm^3$
$A_V$	Vinkelstål areal	$mm^2$
$\sigma_{V,S}$	Vinkelstål strekkspenning	$MPa$
$M_{HIR}$	Moment støt	$Nmm$
$H_S$	Høyden til stolpene mellom boltene	
$\sigma_{HIR}$	Spenning Støt	$MPa$
$\sigma_{HIR,t}$	Totallspenninger med støt	$MPa$
$\sigma_{s,s}$	Sveis strekkspenninger	$MPa$
$M_{s,b}$	Bøyemoment i sveis	$Nmm$
$W_s$	Tverrsnitts modul i sveisen til løfteøret	$mm^3$
$\sigma_{s,b}$	Bøyepeninger i sveis	$MPa$
$\sigma_{s,tot}$	Totale spenninger i sveisen	$MPa$
$\gamma_{Rm}$	Materialfaktor full penetrasjonssveis	–
$F_{K_{i,j}}$	Kraften fra midtbejelken på kort hovedbejelken på ved punkt $i,j$ der $i$ er nummer $i$ lengden og $j$ er nummer i bredden	$N$
$M_{K,1,1}$	Bøyemoment ved $F_{K1,1}$	$Nmm$
$\sigma_{K,1,1}$	Bøyepeninger ved $F_{K1,1}$	
$W_{HB}$	Tverrsnitts modul for hovedbejelken	



$W_{HB,ny}$	Redusert tverrsnitt modul iforhovedbjelken	$mm^3$
$F_{Ed}$	Dimensjonerende lastvirkning EC3	$N$
$\gamma_f$	Lastfaktor	—
$\gamma_{M2}$	Materialfaktor	—
$F_{v,Rd}$	Skjærkapasitet	$N$
$f_{ub}$	Strekfasthet, bolt	$MPa$
$f_u$	Strekfasthet, materialet	$MPa$
$f_y$	Flytegrense, materialet	$MPa$
$F_{b,Rd}$	Hullkanttrykkapasitet	$N$
$N_{t,Rd}$	Kapasiteten i grunnmaterialet	$N$
$A_{net}$	Nettoareal	$mm^2$
$\gamma_{M0}$	Materialfaktor	—
$A_{s,b}$	Bruttoareal, stolpe	$mm^2$
$A_{nv}$	Netto areal påkjent av skjær	$mm^2$
$e_1$	Avstand fra hull til ytterkant	—
$e_2$	Avstand fra hull til ytterkant	—
$\alpha_b$	Hullkanttrykk faktor	—
$k_1$	Hullkanttrykk faktor	—
$A_{nt}$	Netto areal påkjent av strekk	$mm^2$
$V_{eff,1,Rd}$	Kapasitet mot utrivning	$N$
$F_F$	Design kraft, gaffeltruck	$N$
$F_{F1}$	Kraft, gaffeltruck ved punkt 1	$N$
$F_{F2}$	Kraft, gaffeltruck ved punkt 2	$N$
$M_{F1,1}$	Bøyemoment, gaffeltruck ved punkt 1	$Nmm$
$\sigma_{F1,1}$	Bøyespenning, gaffeltruck ved punkt 1	$MPa$
$\sigma_{F1,ny}$	Ny bøyespenning, gaffeltruck ved punkt 1	$MPa$
$\tau_P$	Skjærspenning ved gaffeltruckklomme	$MPa$
$A_{f,P}$	Arealet over gaffeltruckklomme	$mm^2$
$i$	Tregghetsradien	—
$\lambda$	Slankhet	—

$E$	E-modul	$MPa$
$n_k$	knekksikkerhet	–
$I_0$	Minste annet arealmoment for bjelken	$mm^4$
$l_k$	knekklengden	$mm$
$\sigma_{flyt}$	Flytspenningen for materialet	$MPa$
$W_z$	Største tverrsnitt modul	$mm^3$
$W_x$	Minste tverrsnitt modul	$mm^3$
$k$	Knekktall	–
$F_{k,till}$	Tillatt knekkraft	$N$
$M_{b,maks}$	Maksimaltillatt bøyemoment	$Nmm$
$\sigma_k$	Knekkfasthet	$MPa$
$WLL$	Arbeidskraft grense	$N$
$d_h$	Hulldiameteren til løfteøret	$mm$
$R_p$	Ytterradien til løfteøret	$mm$
$t_p$	Tykkelsen til løfteøret	$mm$
$h_p$	Høyden opp til senter av hullet i løfteøret	$mm$
$L_p$	Lengden til løfteøret	$mm$
$\sigma_{e,p1}$	Hulltrykkspenninger i løfteøret	$MPa$
$\sigma_{e,p2}$	Utrivningspenninger i løfteøret	$MPa$
$MBL$	Minimum bruddstyrke	$N$
$L_{p,1}$	Avstand fra senterpunkt til løftere plassering ved punkt 1	$mm$
$L_{p,2}$	Avstand fra senterpunkt til løftere plassering	$mm$
$n_i$	Antall belastings vekslinger	–
$N_i$	Antall tillatte sykluser	–
$\Delta\sigma$	Spenningsvidden	$MPa$
$x$	Levetid for utmatting	år
$C$	SN-kurve	–
$\sigma_{lokal}$	Lokal spenning	$MPa$
$f_m$	Driftsfrekvens motor	$Hz$

## 2. Beskrivelser

### 2.1 Kravspesifikasjoner

Motorens vekt: 1450kg

Motorens størrelse: 1944,1053,1062 [mm] (x,y,z)

Tyngdepunkt til motoren: 884,537,531 [mm] (x,y,z)

Maksimal nedbøyning L/300

Skal tilfredsstille kravene fra DNV 2.7-3 og NORSOK R-002

Muligheten for å løfte løfterammen med gaffeltruck

Løfterammen skal bestå av en bunn- og toppramme, samt vinkelstål som monterer rammene sammen med bolter.

### 2.2 Forskrifter og standarder

Hovedgrunnen til at det finnes forskjellige standarder i dag er for å beskytte menneskeliv, miljø og selve konstruksjonen. Offshore sektoren har noen av de strengeste standardene, spesielt etter at 123 mennesker mistet livet da Alexander Kielland plattformen i 1977 kantret etter et utmattingsbrudd, har standardene blitt strammet inn[21]. Grunnen til de strenge standardene i offshore sektoren er at konstruksjonene er konstant utsatt for ekstremvær og saltvann som gir utfordringer innenfor vekslende spenninger og korrosjon. I tillegg er det meste av konstruksjonene i samspill med mennesker og hvis det skulle skje en ulykke kan det ha katastrofale innvirkninger på liv og miljøet i området[1].

For denne oppgaven er det primært brukt DNV [2] og NORSOK [1], begge standardene omhandler løfteutstyr for offshore sektoren. NORSOK [1] handler om alt som har med et løft i offshoresektoren og sikkerhet rundt løftet, mens DNV [2] tar seg av designet og beregninger av løfterammen/åket.

DNV [3] er brukt for å supplere når det ikke er gitt tilfredsstillende svar i DNV [2]. Det er også brukt Eurokode 3 for å beregne sveis i løfteøret og skrueforbindelser. Det er også benyttet DNV [4] for å beregne utmatting til de dynamiske kreftene som vil virke på løfterammen.

De viktigste standardene som er brukt til å designe løfterammen:

- DNV 2.7-3 Portable offshore units
- NORSOK R-002 Lifting equipments
- DNV 2.7-1 Offshore containers
- Eurokode 3: Prosjektering av stålkonstruksjoner[5]
- DNV-RP C203 «Fatigue design of offshore steel structures»

### 2.2.1 Klasse og operasjonsbegrensninger

DNV [2] deler PO (Portable offshore) enheter inn i forskjellige klasser som er vist i figur 2, i dette tilfellet faller løfterammen under type A. Type A har mange felles trekk med Offshore kontainere og dermed gjør det mulig å sammenlikne og supplere med standarden DNV [3].

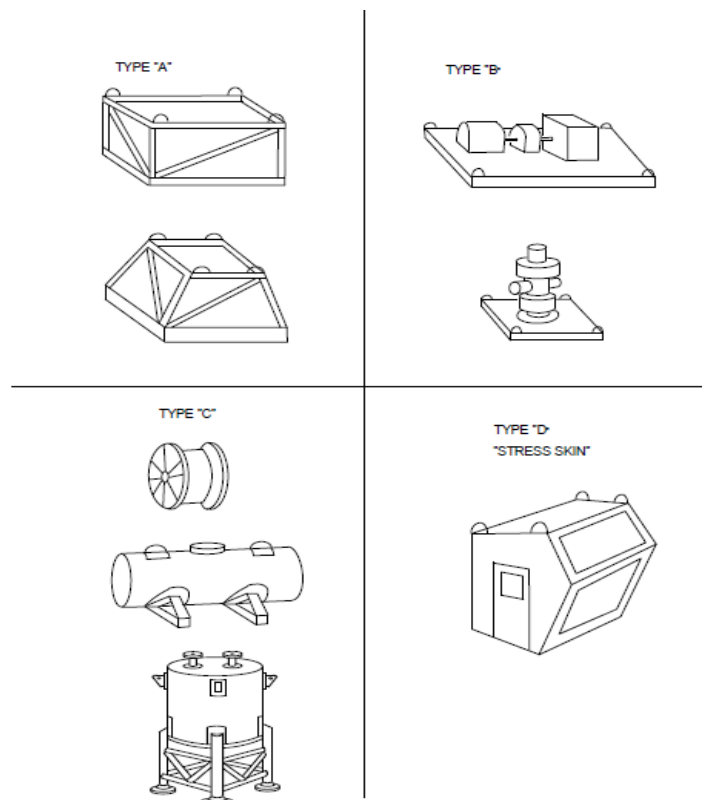


figure 1-1  
examples of PO Unit types

**Figur 2: Utklipp fra DNV 2.7-3, illustrasjoner av de forskjellige typene av PO enheter**

Ut i fra DNV [2] skal det også velges operasjons klasse som tar utgangspunkt i bølge høyden som løftet skal opereres i.

**Tabell 2: Utklipp fra DNV [2] tabell 3.3, Operasjonsklasser for PO enheten der klasse R30, R45 og R60 skal den maksimale tillatte høyden på bølgene være 3,0, 4,5 og 6,0m**

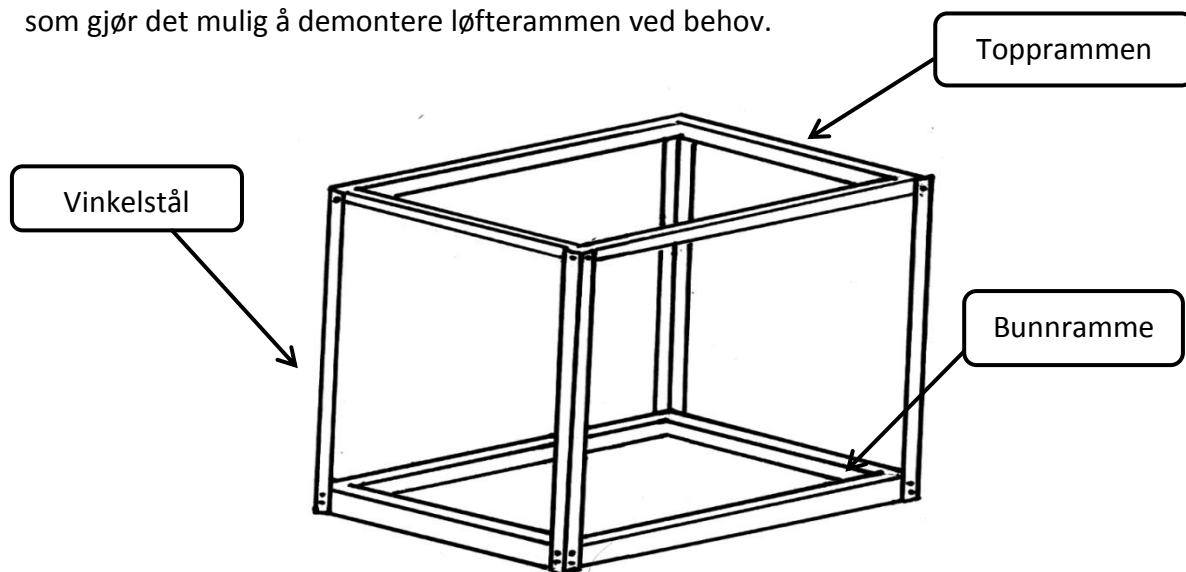
Table 3-3 Selection of Operational Classes			
Type	Risk	MGW	Class
A	Low	MGW ≤ 25 t	R60
A	Low	MGW > 25 t	R45
A	High	MGW ≤ 25 t	R45
A	High	MGW > 25 t	R30
B	Low	MGW ≤ 15 t	R60
B	Low	MGW > 15 t	R45
B	High	MGW ≤ 15 t	R45
B	High	MGW > 15 t	R30
C	High <sup>a)</sup>	MGW ≤ 15 t	R45
C	High <sup>a)</sup>	MGW > 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

<sup>a)</sup> Type C have normally no requirements to impact load calculations, see notes in 3.6.2 and 3.6.3, and should be considered as “High” risk PO Units

<sup>b)</sup> R60 (R45 for MGW > 10 t) could be applicable if it is documented that the evaluated risk is “Low” and the PO Unit global structural integrity is not sensitive to substantial local skin damage.

### 2.3 Konseptdrøfting

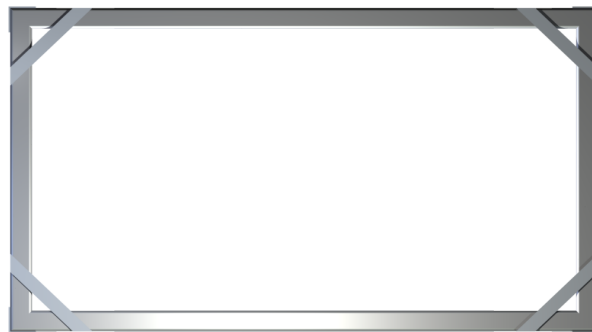
Det er gitt i oppgaven at løfterammen skal bestå av en bunn- og toppramme som skal monteres sammen med et vinkelstål i hvert hjørne, vinkelstålet skal monteres med bolter som gjør det mulig å demontere løfterammen ved behov.



**Figur 3: Skisse av utgangspunkt for løfterammen**

### 2.2.1 Formgivning og designvalg

Når det har kommet til arbeidet med utvikling av utformingen til løfterammen, har det vært fokus på å redusere så mye spenninger som mulig. Det har blitt gjort ved å plassere de forskjellige elementene i løfterammen slik at kreftene går gjennom senteraksene, som vil minimere bøye og torsjonsspenninger. Løfterammen vil bestå av primært tre deler, bunnramme, stolper og toppramme. Bunn- og topprammen vil det ikke være noe annet konsept enn en rektangulær form som er vist i figur 3. Hvis de skulle oppstå høye spenninger kan rammen forsterkes i hjørnene og med tverrgående profiler.



Figur 4: Forsterket rammen i hjørnene

Stolpene vil bestå av fire vinkelstål stolper i hvert hjørne, men hvis løfterammen skulle framstå som vinglete eller at det oppstår høye spenninger kan rammen forsterkes med tverrgående profiler. Men det må ta hensyn til at ingen av profilene som skal forsterkes mellom stolpene, bunn- og topprammen kan sveises sammen.


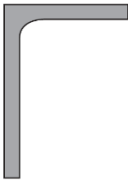




Figur 5: Forsterket løfterammen med tverrgående bjelker

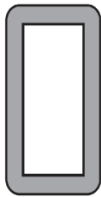
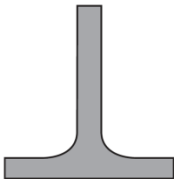
## Topprammen

Ved valg av bjelkeprofil til topprammen har det stått mellom noen forskjellige profiler som kan brukes.

**Tabell 3: De forskjellige profil alternativene til løfterammen. Bildene er hentet fra Smithstål produktkatalog. [28]**

Profiler	Positivt	Negativt
HUP/IPE: 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sterk mot nedbøyning</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Må sveise på tilleggsmateriale for kunne feste de vertikale bjelkene</li> </ul>
Vinkel stål: 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mindre materiale</li> <li>• Enkelt å montere de vertikale bjelkene</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Større muligheter for bøye og torsjonsspenning pga at den ikke er symmetrisk.</li> <li>• Ikke så sterk mot knekking og nedbøyning</li> </ul>
UNP: 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sterk mot nedbøyning</li> <li>• Mindre materiale</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Større muligheter for bøye og torsjonsspenning pga at den ikke er symmetrisk.</li> </ul>
Kvadratisk: 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sterk mot nedbøyning</li> <li>• Enkelt å montere de vertikale bjelkene</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bruker mye materiale</li> </ul>

Tabell 3. fort.



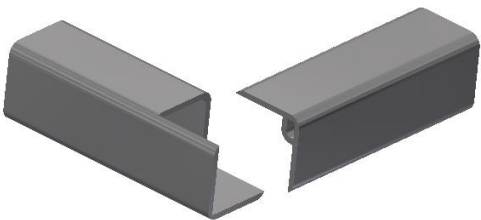
<p>Rektangulært:</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sterk mot nedbøyning</li> <li>• Enkelt å montere de vertikale bjelkene</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bruker mye materiale</li> </ul>
<p>T-stål :</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mindre materiale</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ikke så sterk mot knekking og nedbøyning</li> <li>• Må sveise på tilleggs materiale for å kunne feste de vertikale bjelkene</li> </ul>



### Sammenføringer til bjelkene i rammene

Det har kommet fram til tre forskjellige løsninger på hvordan bjelkene skal føyes sammen i konstruksjonen som er listet opp i tabell 4 med positive og negative sider til hver løsning.

**Tabell 4: De forskjellige kontaktløsningene til bjelkene til løfterammen. (Egne bilder fra Inventor)**

Kontakt løsning	Positivt	Negativt
<p>A</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Enkelt i produksjon</li> <li>• Enkel sveis</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Må fylle igjen hullet for å kunne montere på de vertikale bjelkene</li> </ul>
<p>B</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Enkel i produksjon</li> <li>• Enkel sveis</li> <li>• Hel ramme uten hull</li> </ul>	
<p>C</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sterk forbindelse</li> <li>• Hel ramme uten hull</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Noe mer komplisert utkapp og sveis</li> </ul>

## Utvelgelse av løsninger

Når løsning skal velges er det satt opp en utvelgelsesmatrise med forskjellige kriterier.

Kriteriene vektet fra -2 til +2 der 0 er nøytral. Kriteriene som er valgt for valg av bjelker er:

1. Motstandsdyktig mot knekking
2. Må tilpasses for å få montert til stolpene
3. Plassering av plate til løfteøre med forhold til motstandsdyktighet til spenninger.
4. Robust utseende
5. Symmetri for å unngå unødvendig torsjon og bøyespennning

**Tabell 5: Seleksjonsmatrise for bjelkene i topprammen**

Kriterier	HUP	Vinkel stål	UNP	Kvadratisk	Rektangulær	T-stål
<b>1</b>	2	0	1	2	2	1
<b>2</b>	-2	2	2	2	2	-2
<b>3</b>	-1	-1	-1	2	1	0
<b>4</b>	2	0	1	2	2	1
<b>5</b>	2	-2	-2	2	2	2
<b>Sum</b>	3	-1	1	10	9	2

Fra utvelgelsesmatrisen kom kvadratisk hulprofil ut som seirende bjelke, så da blir kvadratisk hulprofil valgt for bjelken i topprammen.

For utvelgelse av sammenføyning av bjelkene i topp- og bunnrammen er det satt på følgende kriterier:

1. Sterk forbindelse
2. Komplisert sveis
3. Må legge til materiale for å få montert stolpene

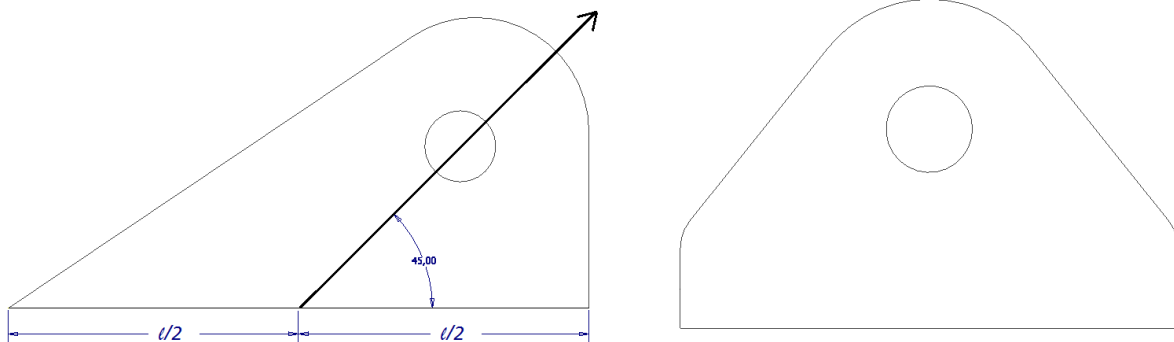
**Tabell 6: Seleksjonsmatrise for sveiseforbindelsene**

Kriterier	A	B	C
1	1	0	2
2	2	2	1
3	2	-2	2
Sum	5	0	5

Fra utvelgelsesmatrisen kom både sveis løsning A og C likt ut med 5 poeng. Siden hvert hjørne må avrundes til 10mm i radius for at vinkeljernet skal komme helt inntil, kan alternativ A legge til mer sveis hvis det skulle være behov for det i samme operasjon når bjelkene skal sammenføres. Så da velges alternativ A

**Løfteøre**

Det er valgt å bruke til løsningen til NORSOK [1]. Det er mulig å eliminere bøyespenningene i sveisen til løfteøret, men det er ikke plass til å gjennomføre designet som er vist til venstre i figur 6.



**Figur 6: Løfteøre alternativer, til venstre eliminerer bøyespenninger, til høyre er standard fra NORSOK R-002**

### 3. Grunnberegninger

#### 3.1 Betingelser og geometri

Ifølge NORSOK[1] Annex F5 må man bruke «Operational Class» R60 fra DNV [2] hvis den skal bli lovlig å bruke i Nordsjøen, så da blir «Operational Class» R60 valgt for løfterammen.

#### Tillatt spenning

DNV [2] krever at man ikke skal overskride  $0,85 \times R_e$  av jamførende Von Mises i løfterammen. Det er valgt å bruke stål med en flytegrense på  $355 \text{ MPa}$

$$\sigma_e \leq 0.85R_e = 0,85 \times 355 = 301,75 \text{ MPa} \quad (1)$$

#### Vekten til objektet og kontraksjonene

DNV [2] bruker MGW, maksimum brutto vekt.

$$MGW = T + P \quad (2)$$

- T er vekten til løfterammen i kg
- P er vekten til objektet som skal fraktes ut i kg

#### Design kraft

DNV [2] krever også at man legger til en design faktor når man skal gjennomføre beregninger på konstruksjonene under et løft. Denne faktoren vil variere med de forskjellige operasjonens klassene, men for denne konstruksjonen er klasse R60 valgt.

$$F_{air} = F = DF \times MGW \times g \quad (3)$$

Man finner DF ved å bruke tabellen 3-4 i DNV [2] som er vist i tabell 7.

**Tabell 7: Tabell 3.4 fra DNV [2], for å regne ut DF**

<b>Table 3-4 Design Factors – DF</b>		
<i>Operational Class</i>	<i>MGW &lt; 50 tonnes</i>	<i>MGW ≥ 50 tonnes</i>
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

$$DF = 1.4 + 0.8 \times \sqrt{50/MGW} \quad (4)$$

### Material tykkelser:

DNV 2.7-3 krever at hjørnene på kontraksjonen skal være minimum 6 mm og resten av elementene som skal ta opp krefter skal ha minimum 4 mm tykkelse, dette gjelder ved flere løft hvis *MGW* er mellom 1-25 tonn. Det er valgt å sette alle bjelkene som går til et hjørne til 6mm i tykkelse og 4 til de resterende bjelkene.

**Tabell 8: Tabell 3.2.2 fra DNV [2], minimum materialtykkelser for belastede bjelker**

<b>Table 3-1 Minimum Thicknesses</b>				
MGW	Single events		Multiple events	
	Corners	Other	Corners	Other
0-1t	3 mm	3 mm	4 mm	4 mm
1-25t	5 mm	4 mm	6 mm	4 mm
> 25t	6 mm	5 mm	8 mm	6 mm

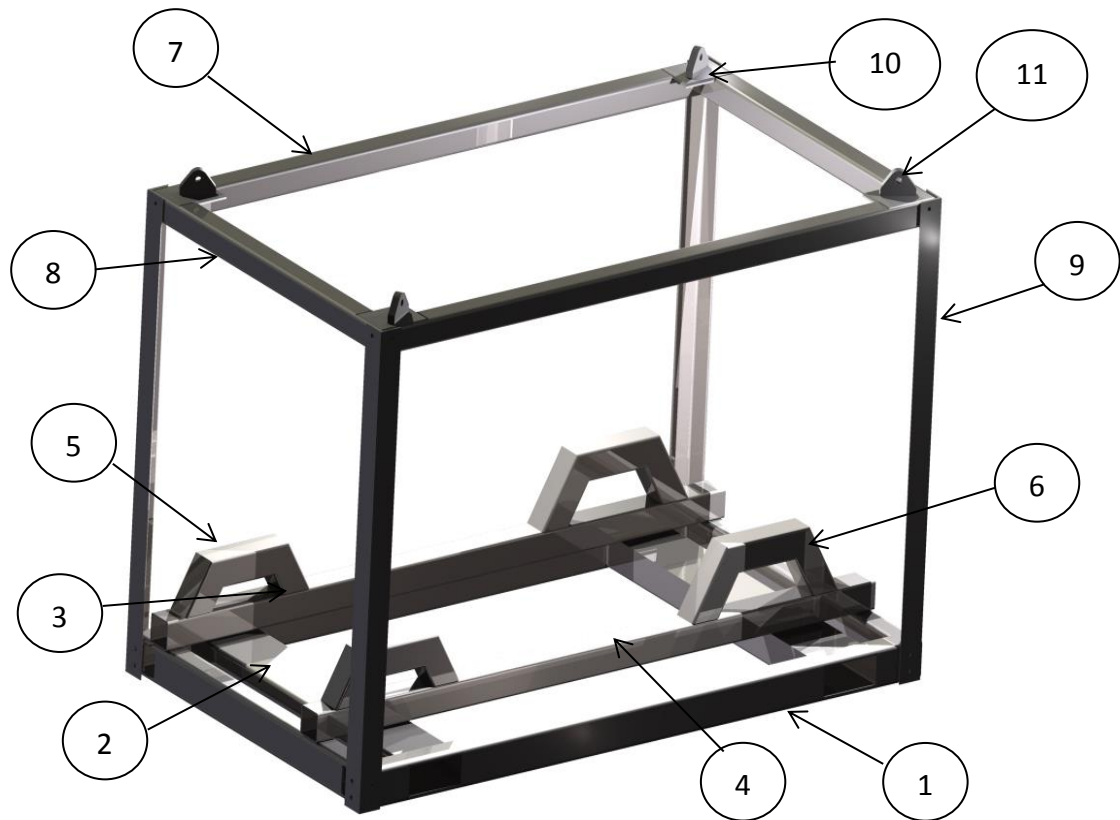
### Ved gaffeltruck løft:

Ved løft med gaffeltruck byttets DF fra vanlig løft ut med 1.65.

$$F_F = 1.65 \times MGW \times g \quad (5)$$

### Totale vekten til løfterammen

Med de kravene som DNV [2] setter for tykkelser, der de krever at hjørnene skal ha 6mm tykkelse ved flere løft. Er det tatt en avgjørelse på at alle bjelker som går til et av hjørnene til løfterammen skal ha 6mm tykkelse. Ved hjelp av Ruukki sin produktkatalog[30] er det tatt ut profiler som tilfredsstillt kravene. Ved hjelp av Inventor er det gjort et estimat på hvor tung løfterammen er, det er satt opp for hvert enkelt element i løfterammen i tabell 9.



Figur 7: Sammensatt løfterammen

Tabell 9: Oversikt over de forskjellige elementene i løfterammen med vekt, antall og total vekt, verdiene er hentet fra Inventor.

Profil	Vekt (kg)	Antall (stk)	Total vekt (kg)	Nummer
Hovedbjelke lang 120x80x6-2150	31,0	2	62,0	1
Hovedbjelke kort 120x60x6-1250	19,9	2	39,8	2
Gaffeltruck lomme 212x102x6-1250	34,9	2	69,8	3
Midtbjelke 90x90x4-2150	22,5	2	45,0	4
Motorbrakket liten 90x90x4	5,3	2	10,6	5

Tabell 9. fors.

<b>Motorbrakket stor 90x90x4</b>	6,8	2	13,6	6
<b>Toppbjelke lang 80x80x6-2150</b>	26,3	2	52,6	7
<b>Toppbjelke kort 80x80x6-1250</b>	14,7	2	29,4	8
<b>Stolpe 80x80x6-1470</b>	10,7	4	42,8	9
<b>Plate</b>	0,3	4	1,2	10
<b>Løfteøre</b>	0,1	4	0,4	11
<b>Sammensatt</b>			<b>367,2</b>	

Tabell 10: Statiske verdier for bjelkeprofilene i løfterammen, verdiene er hentet ut fra Inventor sitt content center.

<b>Profil</b>	<b>Areal <math>A[mm]</math></b>	<b>Tversnittmodul <math>W_x[mm^3]</math></b>	<b>Tversnittmodul <math>W_z[mm^3]</math></b>	<b>Annet arealmoment <math>I_x[mm^4]</math></b>
<b>Hovedbjelke lang 120x80x6</b>	2160	67700	53800	4060000
<b>Midtbjelke 90x90x4</b>	1300	36000	36000	1620000
<b>Motor brakket 90x90x4</b>	1300	36000	36000	1620000
<b>Toppbjelke lang 80x80x6</b>	1680	37300	37300	149000
<b>Stolpe 80x80x6</b>	935	9570	9570	558000

For å være på sikker side blir det brukt en faktor fra NORSOK R-002 tabell F.2 for å korrigere vekten etter at den er estimert fra Inventor.

Table F.2 - Determination of weight contingency factor

METHOD TO DETERMINE THE WEIGHT	$W_{CF}$	COMMENT
Weighing	1,03	Incl. weighing by platform crane with calibrated loadcell within $\pm 3\%$ accuracy.
Detailed calculation, based on up-to-date drawings	1,1	NOTE Possibility of significant weight development during construction and fabrication.
Detailed calculation, based on less updated drawings/info	$\geq 1,2$	$W_{CF}$ to be assessed specifically. A factor of 1,5 or more should be considered for demolition lift.

Figur 8: Tabell F.2 fra NORSOK[1], faktor for å legge på vekten basert på tegningen.

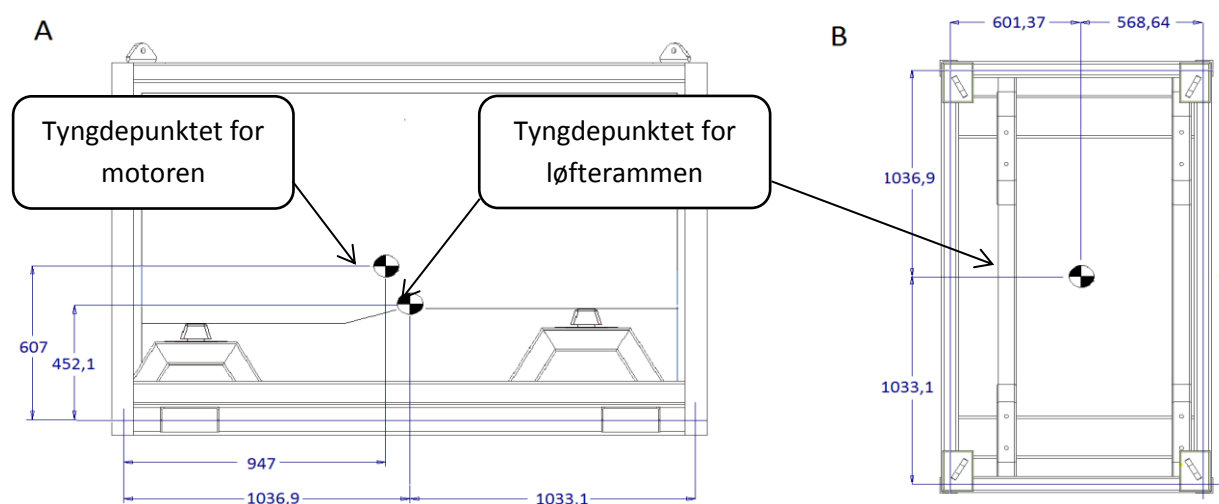
$$T = T \times W_{CF} = 367,2 \times 1,1 = 403,92 \text{ kg} \quad (6)$$

$$P = 1450 \text{ kg}$$

$$MGW = 403,92 + 1450 = 1853,9 \text{ kg} \quad (2)$$

### COG plassering

Bestemme hvor COG ligger i den sammensatte modellen når vi kombinerer motoren og løfterammen som er vist i figur 9. Tyngdepunktet for rammen er hentet ut fra Autodesk Inventor.



Figur 9: Tyngdepunktet til motoren og løfterammen, i 9B er bare tyngdepunktet for rammen vist.



I bredden er tyngdepunktet til motoren i senteret, men for løfterammen er den litt utenfor senter. I lengderetningen er det er både motoren og løfterammen utenfor senteret, det vil si at den kombinerte tyngdepunktet vil ligge utenfor senteret. Det er satt opp et moment til venstre i figur 9A for å finne posisjonen til det sammensatte tyngdepunktet.

$$M_{COG,x} = T \times 1036,9 + P \times 947 = 403,92 \times 1036,91 + 1450 \times 947$$

$$= 1791978,69 \text{ kgmm}$$

$$COG_x = \frac{M_{COG,x}}{P + T} = \frac{1791978,69}{1450 + 403,92} = 966,59 \text{ mm} \quad (7)$$

Avstanden til det sammensatte tyngdepunktet i lengden ligger 966,59 mm fra senteraksen av bunnbjelken på venstre side.

For å finne tyngdpunktet i bredden er det satt opp et moment til venstre i figur 9B.

$$M_{COG,z} = T \times 601,37 + P \times 585 = 403,921 \times 601,37 + 1450 \times 585$$

$$= 1091155,37 \text{ kgmm}$$

$$COG_z = \frac{M_{COG,z}}{P + T} = \frac{1091155,37}{1450 + 403,92} = 588,56 \text{ mm} \quad (8)$$

Avstanden til det sammensatte tyngdepunktet i bredden ligger 588,56 mm fra senteraksen av bunnbjelken på venstre side.

Det er også satt opp et moment om senter aksen i bunnbjelken for å finne tyngdepunktet i høyden.

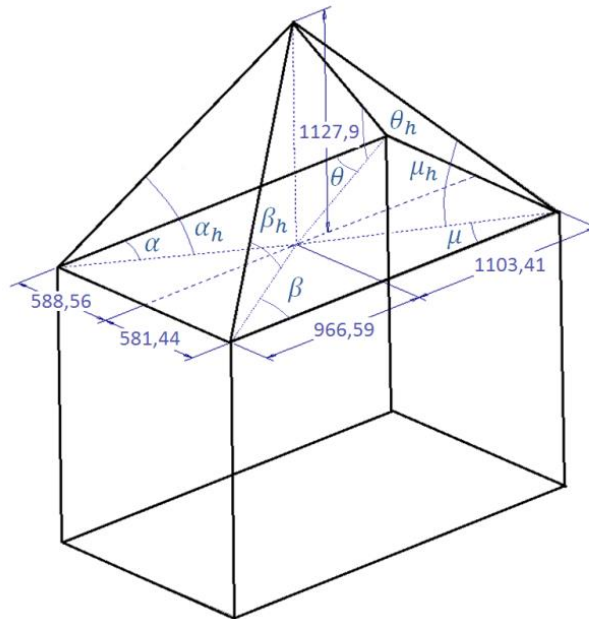
$$M_{COG,y} = T \times 1035 + P \times 947 = 403,90 \times 1035 + 1450 \times 947 = 1718840,0 \text{ kgmm}$$

$$COG_y = \frac{M_{COG,y}}{P + T} = \frac{1718840,0}{1450 + 403,92} = 963,47 \text{ mm} \quad (9)$$

Avstanden til det sammensatte tyngdepunktet ligger 963,47 mm fra senteraksen av bunnbjelken.

### Geometrien til løfteslyngene

For å få et mest mulig stabilt løft er det valgt å ha toppløkka rett over COG som også er et krav fra DNV[2]. Siden COG ikke ligger i midten av konstruksjonen vil vinkelen variere for de forskjellige løfteslyngene. Fra DNV [2] skal det brukes en vinkel mellom 45 til 30 grader. Det er valgt å bruke 45 grader i løftepunktet som er nærmest COG for å redusere spenningene i konstruksjonen mest mulig, som man kan se i figur 10 der vinkelen  $\beta_h$  er 45 grader.



**Figur 10: Geometrisk figur av løfte arrangementet med tilhørende vinkler og mål, målene går fra senteraksene til topprammen til tyngdepunktet**

For å finne de resterende vinkelene til geometrien er det brukt Pytagoras setning og trigonometri. Det ble startet med horisontalplanet, der hosliggende og motstående katetene er kjent.

**Tabell 11: Geometrien til det horisontale planet**

Trekant	Hosliggende katet (Hos)	Motstående katet (Mot)	Hypotenus (Hyp) $Hos^2 + Mot^2 = Hyp^2$	Vinkel $\alpha = \cos^{-1} \left( \frac{Hos}{Hyp} \right)$
$\alpha$	966,17	588,56	1131,68	$\alpha = 31,3^\circ$
$\beta$	1103,83	581,44	1127,99	$\beta = 31,0^\circ$
$\theta$	966,17	588,56	1250,57	$\theta = 28,1^\circ$
$\mu$	1103,83	581,44	1274,23	$\mu = 27,8^\circ$

Det er bestemt at  $\beta_h$  skal være 45 grader for å unngå med mulig unødvendige krefter i løfterammen. Da blir det mulig å finne plasseringen til toppløkken ved å bruke hypotenusen som hosliggende katet til trekanten i det horisontale planet.

$$\tan(45) \times 1127,9 = 1127,99 \quad (10)$$

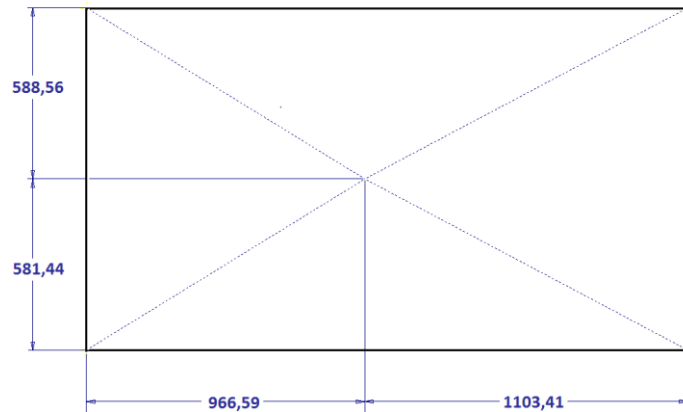
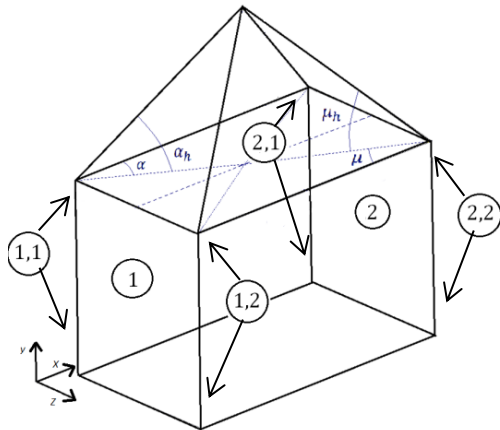
**Tabell 12: Geometrien til løfteslyngene opp til toppløkka.**

Trekant	Hosliggende katet (Hos)	Motstående katet (Mot)	Hypotenus (Hyp) $Hos^2 + Mot^2 = Hyp^2$	Vinkel $\alpha_h = \cos^{-1}\left(\frac{Hos}{Hyp}\right)$
$\alpha_h$	1131,68	1127,99	1597,83	$\alpha_h = 44,9^\circ$
$\beta_h$	1127,99	1127,99	1595,22	$\beta_h = 45,0^\circ$
$\theta_h$	1250,57	1127,99	1684,13	$\theta_h = 42,0^\circ$
$\mu_h$	1274,23	1127,99	1681,64	$\mu_h = 42,1^\circ$

### 3.2 Statistiske krefter

For å finne de statiske kreftene i topprammen under et løft, blir det tatt utgangspunkt i den totale vekten  $MGW$  og design faktoren  $DF$  til DNV[2]. Bruker  $DF$  for operasjonsklasse R60 fra tabell 7.

$$F = DF \times MGW \times g = \left(1,4 + 0,8 \times \sqrt{\frac{50}{MGW}}\right) \times MGW \times g = 27851,1 N \quad (3)$$



**Figur 11:Referanse punkter til modellen**    **Figur 12: Avstander til COG fra senteraksen til toppbjelkene sett ovenfra.**

For å finne de vertikale kreftene som virker i hver ende av punkt 1 og 2 som er vist i figur 11, er det satt opp et moment i den korte toppbjelken ved punkt 1.

$$M_1 = -F \times 966,59 + F_2 \times 2070 = 0$$

$$F_2 = \frac{F \times 966,59}{2070} = 13005,12 \text{ N} \quad (11)$$

$$F_1 = F - F_2 = 14846,02 \text{ N} \quad (12)$$

Det blir satt opp et moment i punkt 1.1 og 2.1 for å finne de vertikale kreftene i hvert punkt

$$F_{1,2,v} = \frac{F_1 \times 588,56}{1170,0} = 7468,26 \text{ N} \quad (13)$$

$$F_{1,1,v} = F_1 - F_{1,2,v} = 7377,75 \text{ N}$$

$$F_{2,2,v} = \frac{F_2 \times 588,56}{1170,0} = 6462,91 \text{ N}$$

$$F_{2,1,v} = F_2 - F_{2,2,v} = 6542,21 \text{ N}$$

For å finne de horisontale kreftene som virker langs løfteslyngene kan man bruke de vinklene som er beskrevet i tabell 11 og 12.

De horisontale kreftene i hvert hjørne:

$$\begin{aligned}
 F_{1,1,h} &= \frac{F_{1,1,v}}{\tan(\alpha_h)} = \frac{7468,26}{\tan(44,9)} = 7401,9 \text{ N} \\
 F_{2,1,h} &= \frac{F_{2,1,v}}{\tan(\beta_h)} = \frac{7377,75}{\tan(45,0)} = 7468,26 \text{ N} \\
 F_{1,1,h} &= \frac{F_{1,1,v}}{\tan(\theta_h)} = \frac{6462,91}{\tan(42,0)} = 7165,26 \text{ N} \\
 F_{2,1,h} &= \frac{F_{2,1,v}}{\tan(\mu_h)} = \frac{6542,21}{\tan(42,1)} = 7233,78 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

Dekomponerer de horisontale kreftene slik at de går i senteraksen i bjelkene.

$$\begin{aligned}
 F_{1,1hL} &= \cos(\alpha) \times F_{1,1h} = \cos(31,3) \times 7401,9 = 63322,09 \text{ N} \\
 F_{1,2hL} &= \cos(\beta) \times F_{2,1h} = \cos(31,0) \times 7468,26 = 6399,65 \text{ N} \\
 F_{1,1hB} &= \sin(\alpha) \times F_{1,1h} = \sin(31,3) \times 7401,9 = 3849,59 \text{ N} \\
 F_{1,2hB} &= \sin(\beta) \times F_{2,1h} = \sin(31,0) \times 7468,26 = 3849,59 \text{ N} \\
 F_{2,1hL} &= \cos(\theta) \times F_{1,1h} = \cos(28,1) \times 7165,26 = 6322,09 \text{ N} \\
 F_{2,2hL} &= \cos(\mu) \times F_{2,1h} = \cos(27,8) \times 7233,78 = 6399,65 \text{ N} \\
 F_{2,1hB} &= \sin(\theta) \times F_{1,1h} = \sin(28,1) \times 7165,26 = 3372,24 \text{ N} \\
 F_{2,2hB} &= \sin(\mu) \times F_{2,1h} = \sin(27,8) \times 7233,78 = 3372,24 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{15}$$

### 3.2.1 Valg av sjakkell og dimensjonering av løfteøret

For et løfteåk med fire løfteører sier DNV [1]7.3.1 at man skal bruke en vinkel fra underlaget (vertikalt) fra 30° til 45°. Det er valgt å bruke 45° for å redusere faren for knekking og andre spenninger mest mulig.

DNV[2] krever at man bruker RSF, det er en egen formel for å kalkulere kreftene i hvert løfteøre.

$$RSF = \frac{1,2 \times SKL \times PL \times F}{\cos(v)} = \frac{1,2 \times 1,25 \times \left(\frac{F_{1,2}}{F}\right) \times F}{\cos(45)} = 15842,6 \text{ N} \quad (16)$$

Der:

$v$  = vinkelen opp mot topppløkken

$SKL$  = Skew load factor, faktor for sling lengde avvik, settes til 1.25

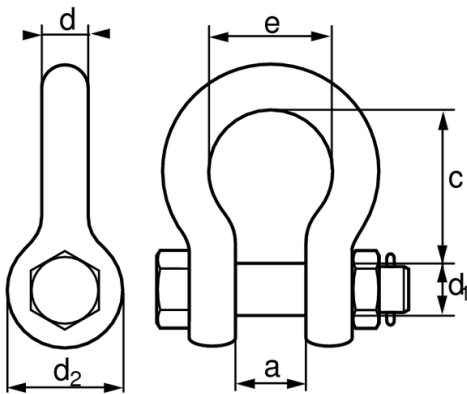
$PL$  = Prosentvis kraft av  $F$  for løfteøret med størst kraft

For valg av sjakkell må følgende krav fra DNV 2.7-3 7.3.3 være tilfredsstillt.

$$WLL \geq 0,45 \times RSF = 0,45 \times 15842,58 = 7129,16 \text{ N} \quad (17)$$

Fra Certex sin katalog er det valgt ut en Crosby sjakkell G-2130[28] som er godkjent av standarden NS-EN-13889 som kreves av NORSOK [1], med WLL på 3,25 tonn. Det er valgt å gå en del opp på dimensjonene på sjakkellen for at den skal få et mer robust utseende og dette er den nærmeste diameteren vi kommer til løftevaieren.

**Tabell 13: Crosby G2130 WLL 3,25 tonn[29]**



Crosby G-2130	Størrelser
WLL	3,25 tonn
$d_1$	19,1 mm
a	26,9 mm
d	16,0 mm
c	60,5 mm
e	52,9 mm

**Figur 13: Sjakkel dimensjoner fra Certx.no[29]**

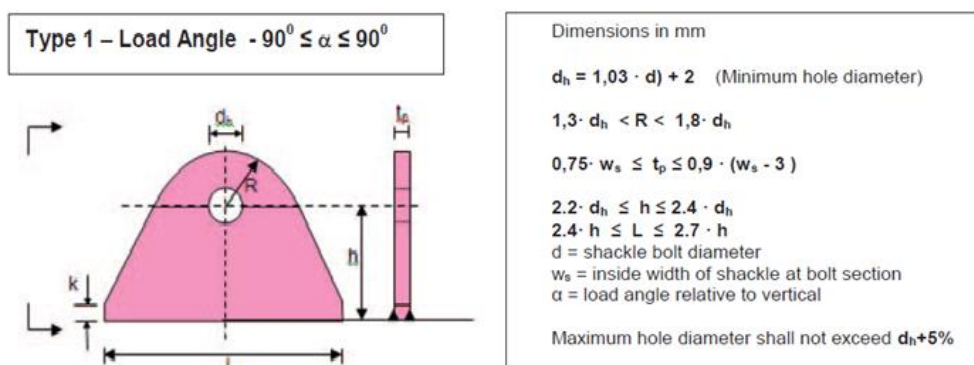
### Løfteøre

Det er gitt visse krav fra DNV[2] som må tilfredsstilles når man skal designe løfteøre:

DNV [2] 4.4.1

- Løfteøret skal peke mot COG med et avvik på +/- 2,5 grader
- Diameter i hullet skal ikke overstige 6 %,
- Tykkelsen av løfteøret skal ikke være mindre en 75% av sjakkel bredden.

NORSOK-R002 sin metode er valgt for å beregne løfteøre,  $WILL \leq 8,5 \text{ tonn}$  brukes TYPE 1 som er uten «cheek plates»



**Figur 14: Dimensjoner og beskrivelse på løfteøre fra NORSOK [1] Annex J**

$$d_h = 1,03 \times 19,1 = 19,67 \text{ mm}$$

$$R_p = 1,5 \times 19,67 = 29,51 \text{ mm}$$

$$t_p = 0,8 \times 29,6 = 23,68 \text{ mm}$$

$$h_p = 2,4 \times 19,67 = 47,21 \text{ mm}$$

$$L_p = 2,4 \times 47,21 = 113,31 \text{ mm}$$

Bruker DNV [2] Appendix A til å teste om løfteøret som er designet tilfredsstillende de kravene som kreves.

Hvis  $d_1 \geq 0,94 \times d_h$  gjelder formel 18 for hulltrykk i løfteøret,  $d_1 \geq 0,94 \times 19,67 = 18,49$

$$\sigma_{e,p1} \geq 0,045 \times \sqrt{\frac{RSF \times E}{d_h \times t_p}} = 0,045 \times \sqrt{\frac{15842,58 \times E}{19,67 \times 23,68}} = 120,3 \text{ N/mm}^2 \quad (18)$$

Formelen tester om det er nok materiale så den ikke blir revet ut på grunn av manglende materiale i løfteøret.

$$\sigma_{e,p2} \geq \frac{2 \times RSF}{(2 \times R_p - d_h) \times t_p}$$

$$\sigma_{e,p2} \geq \frac{2 \times 15842,58}{(2 \times 29,51 - 19,67) \times 23,68} = 22,67 \text{ N/mm}^2 \quad (19)$$

Både hulltrykk og om det er nok materiale i løfteøret var godt innenfor det som kreves i standarden.



## Valg av ståltau

DNV [2] 7.3.2 krever følgende for valg av ståltau:

$$MBL \geq 2.0 \times RSF = 31685,16N \quad (20)$$

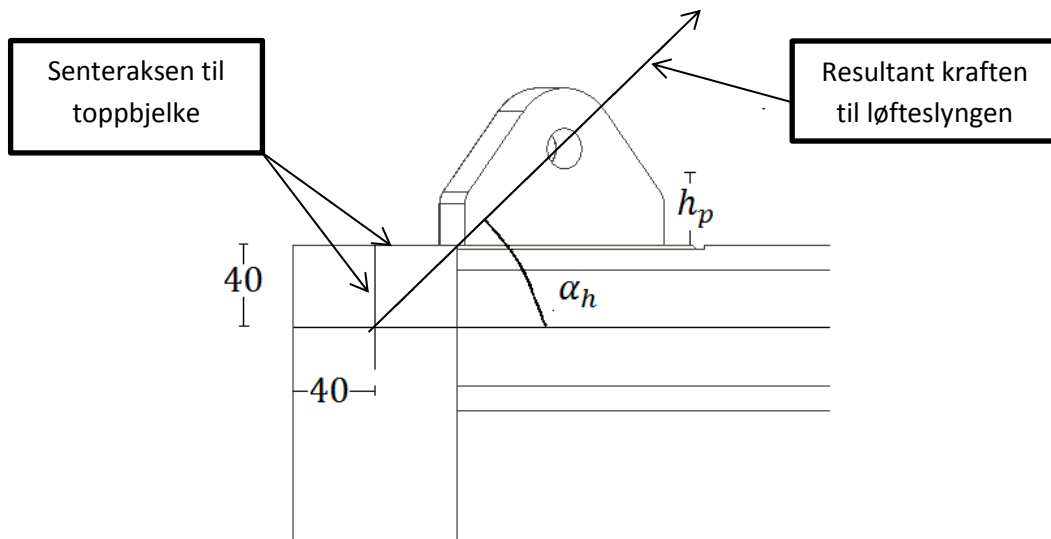
**Tabell 14: Tabell 7-1 fra DNV [1]. Ved klasse R60 og hvis den skal brukes flere ganger må diameteren på vaieren være minimum 18mm**

<b>Table 7-1 Minimum Sling Diameter (D)</b>		
<i>Class</i>	<i>Wire rope slings</i>	
	Single event	Multiple use
R30	$D \geq 10 \text{ mm}$	$D \geq 12 \text{ mm}$
R45	$D \geq 12 \text{ mm}$	$D \geq 15 \text{ mm}$
R60	$D \geq 14 \text{ mm}$	$D \geq 18 \text{ mm}$

Fra Certex sitt utvalg er det valgt å bruke ståltau 6x19S FC[30] som er godkjent av standarden NS-EN12385 som kreves av NORSOK [1]. Ståltauet som har diameter på 18mm, har MBL på 189kN noe som er godt innenfor kravet fra DNV. Alle ståltauene vil bli levert med kauser for å jevne ut belastningen og slitasje.[6]

### Plassering av løfteørene

For å redusere bøyespenninger mest mulig i toppbjelkene må løfteøret plasseres slik at kraften fra løfteslyngene går ned til der senteraksen til toppbjelkene krysses som er vist i figur 16.



**Figur 15: Modell for å plassere løfteøret for at resultantkraften skal treffe senteraksene til toppbjelkene**

$$L_{p,1,1} = \frac{(h_p + 40)}{\tan(\alpha_h)} = \frac{(47,21 + 40)}{\tan(45)} = 87,5 \text{ mm} \quad (21)$$

$$L_{p,1,2} = \frac{(h_p + 40)}{\tan(\beta_h)} = \frac{(47,21 + 40)}{\tan(42,11)} = 87,2 \text{ mm}$$

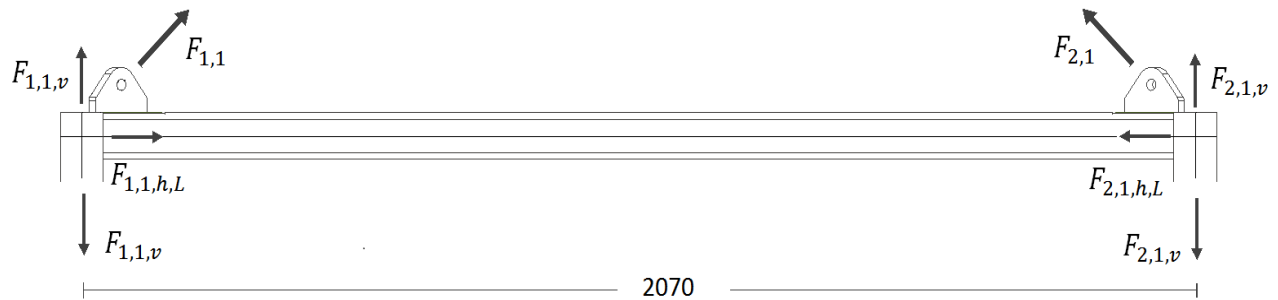
$$L_{p,2,1} = \frac{(h_p + 40)}{\tan(\theta_h)} = \frac{(47,21 + 40)}{\tan(45)} = 96,7 \text{ mm}$$

$$L_{p,2,2} = \frac{(h_p + 40)}{\tan(\mu_h)} = \frac{(47,21 + 40)}{\tan(45)} = 96,4 \text{ mm}$$

Senteret av løfteøret flyttes fra der senteraksene til toppbjelkene møtes mot tyngdepunktet, med lengden fra formlene 21 kommer fra til.

### 3.2.2 Toppbjelke

Siden løfteøret er plassert slik at kraften treffer sentralaksen til toppbjelkene, vil de eliminere bøyemomentet i bjelkene som er vist i figur 16. Det blir bare tatt håndberegninger på de lengste toppbjelkene siden de tar opp mer krefter og at de er mest utsatt for knekking.



Figur 16: Hvor kreftene virker på toppbjelken.

De vertikale kreftene vil gå rett ned i stolpene så da ender man opp med trykkrefter i toppbjelkene og bøyemomentet bjelken selv lager av sin egen vekt.

$$\sigma_{t,t} = \frac{F_{1,2,h,L}}{A_t} = \frac{6399,66}{1680} = 3,8 \text{ MPa} \quad (22)$$

$$M_{t,b} = q \times \frac{L^2}{8} = 0,129 \times \frac{2070^2}{8} = 69094,01 \text{ Nmm} \quad (23)$$

Der  $q = 0,129 \text{ N/mm}$ , egenvekten til bjelken per mm, hentet fra Inventor

$$\sigma_{t,b} = \frac{M_{t,b}}{W_t} = \frac{69094,01}{37,3 \times 10^3} = 1,86 \text{ MPa} \quad (24)$$

$$\sigma_{t,t} = 3,78 + 1,85 = 5,66 \text{ MPa} \quad (25)$$

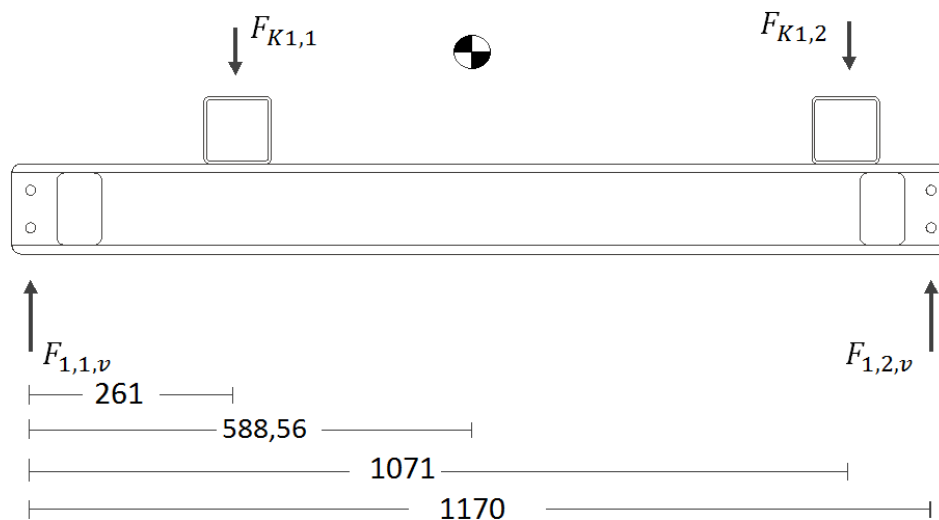
Dette er svært lave spenninger, og er godt innenfor det DNV[2] krever.

### 3.2.3 Kort hovedbjelke

Fra tidligere utregninger er tyngdepunktets plassering kjent og hvor mye av kreftene som blir belastet på de korte hovedbjelkene i bunnrammen. Siden tyngdepunktet ligger litt foran senter i konstruksjonen vil bjelken foran ta opp mer en halvpart av kreftene og det er denne det er blitt sett på når det er utført beregninger mot standarden. Momentet som egenvekten vil skape er neglisjert på grunn av den vi ha svært liten påvirkning på resultatet.

Foran:

$$F_1 = F_{1,1,v} + F_{1,2,v} = 14846,02 \text{ N} \quad (26)$$



Figur 17: Kort hovedbjelke med tilhørende krefter

$$F_{K1,1} = F_1 \times \frac{1071 - 588,65}{1071 - 261} = 8840,70 \text{ N} \quad (27)$$

$$F_{K1,2} = F_1 \times \frac{588,65 - 261}{1071 - 261} = 6004,39 \text{ N} \quad (28)$$

For å finne det største momentet i bjelken blir det bare sett på venstre for  $F_{K1,1}$ .

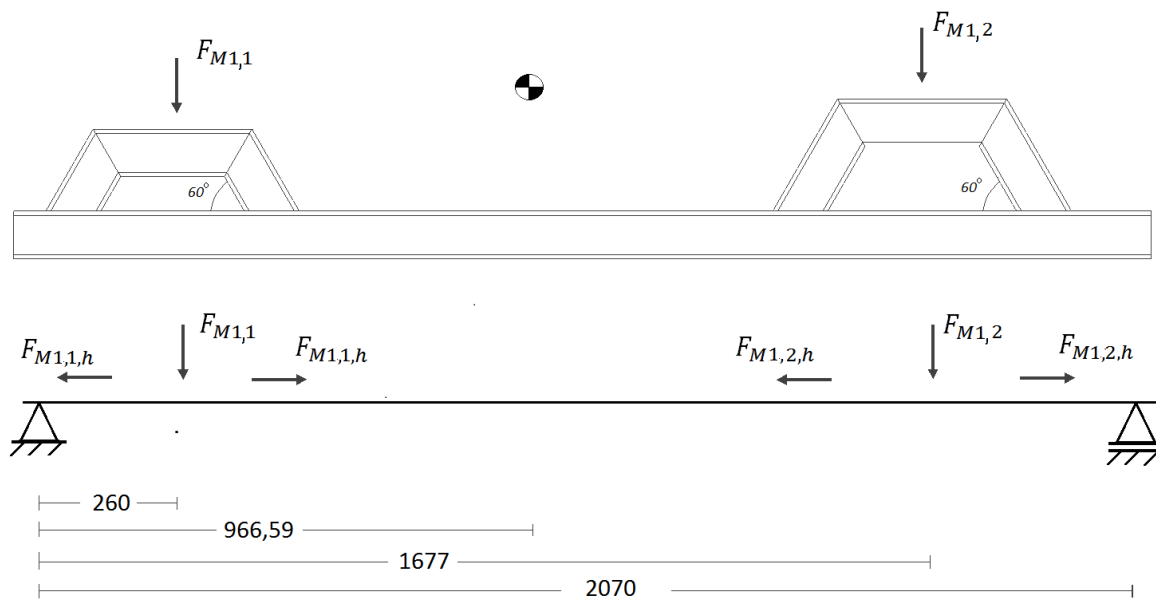
$$M_{K,1,1} = F_{1,1,v} \times 261 = 1925593,63 \text{ MPa} \quad (29)$$

$$\sigma_{K,1,1} = \frac{M_{K,1,1}}{W_{HB}} = \frac{1925593,63}{53800} = 35,79 \text{ MPa} \quad (30)$$

Spenningene som oppstår i den korte hovedbjelken er godt innenfor kravene fra DNV[2]

### 3.2.4 Midtbjelke

Siden ikke festebrakettene ligger like langt fra tyngdepunktet i lengderetningen vil den ene bjelken ta opp mer av kreftene, som er vist i utregningen til de korte hovedbjelkene. Det er gjort en forenkling av modellen for å effektivisere og forenkle beregningene, som er vist i figur 18. De vertikale kreftene som går ned i benene er samlet til en kraft i midten som er vist i figur 18. Momentet som egenvekten vil skape er neglisjert på grunn av den vi ha svært liten påvirkning på resultatet.



Figur 18: Midtbjelke og forenklet modell med tilhørende krefter og tyngdepunkt

$$F_M = F_{K1,1} + F_{K2,1} = 16585,18 \text{ N} \quad (31)$$

$$F_{M1,1} = F_M \times \frac{1677 - 966,59}{1677 - 260} = 8314,94 \text{ N} \quad (32)$$

$$F_{M2,1} = F_M - F_{M1,1} = 16585,18 - 8314,94 = 8270,23 \text{ N} \quad (33)$$

De horisontale kreftene:

$$F_{M1,1h} = \frac{F_{M1,1}}{\tan(60)} = 4800,63 \text{ N} \quad (34)$$

$$F_{M2,1h} = \frac{F_{M2,1}}{\tan(60)} = 4774,82 \text{ N} \quad (35)$$

Finner det største bøyemomentet:

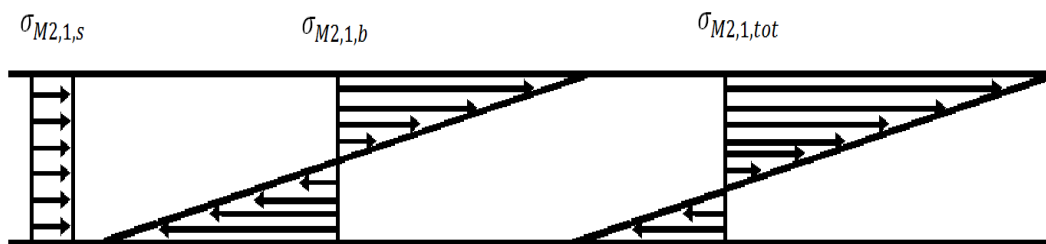
$$M_{M1,1} = 260 * F_{K,1,1} = 2298584,96 \text{ Nmm} \quad (36)$$

$$M_{M2,1} = (2070 - 1677) * F_{K2,1} = 3043577,09 \text{ Nmm} \quad (37)$$

Det vil opptre både bøyespennning og strekkspennning i områdene det har blitt sett på.

$$\sigma_{M2,1,b} = \frac{M_{M2,1}}{W_M} = \frac{3043577,091}{36000} = 84,54 \text{ N/mm}^2 \quad (38)$$

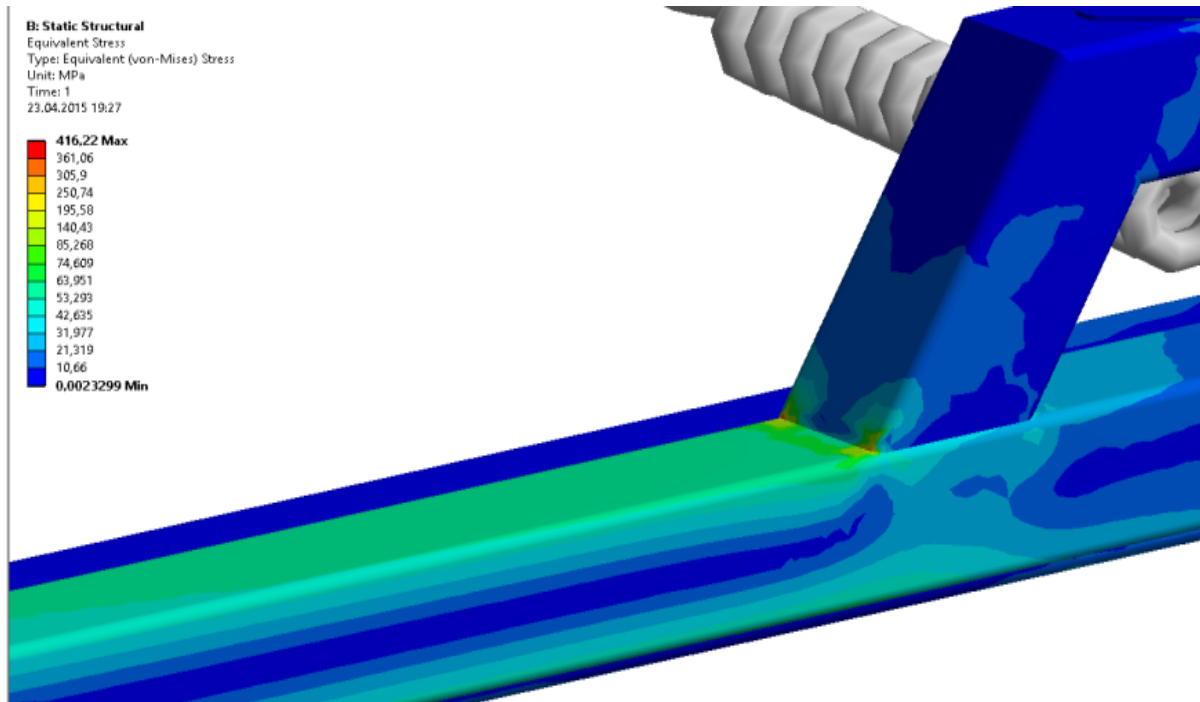
$$\sigma_{M2,1,s} = \frac{F_{M11h}}{A_M} = \frac{4774,82}{1330} = 3,59 \text{ N/mm}^2 \quad (39)$$



Figur 19: Illustrasjons av trykk og bøyespennning som legges sammen

$$\sigma_{M2,1,tot} = \sigma_{M2,1,b} + \sigma_{M2,1,s} = 88,13 \text{ N/mm}^2 \quad (40)$$

Den totale spenningen i midtbjelken er godt innenfor det som er tillatt i henhold til DNV.

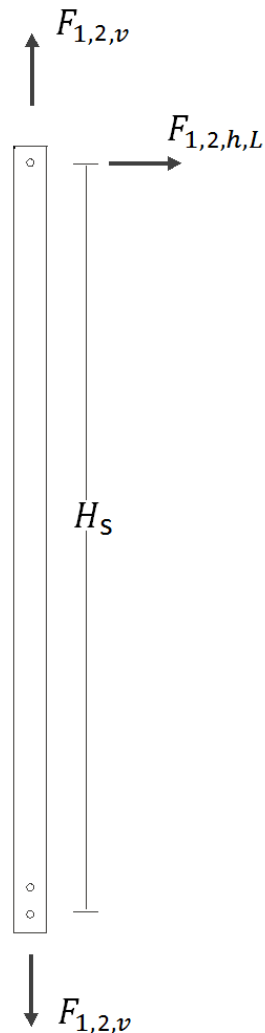


**Figur20: FEM-analyse av hovedmodellen, fokusert på spenningskonsentrasjonene til midtbejelken**

Vi kan se fra figur 20 at vi har spenninger på rundt 80 MPa, ved kanten til motorbrekningen. Vi kan også se noen spenningstopper i figuren, dette kommer av at det er singulariteter i modellen.

### 3.2.5 Stolper

Stolpene vil bli primært utsatt for strekkspenninger, men stolpen kan også bli utsatt for et horisontalt støt. Det vil kunne skape høye bøyespenninger siden den kan treffe vinkelrett midt på stolpen som er vist i figur 23. De horisontale kreftene blir tatt opp i toppbjelkene.

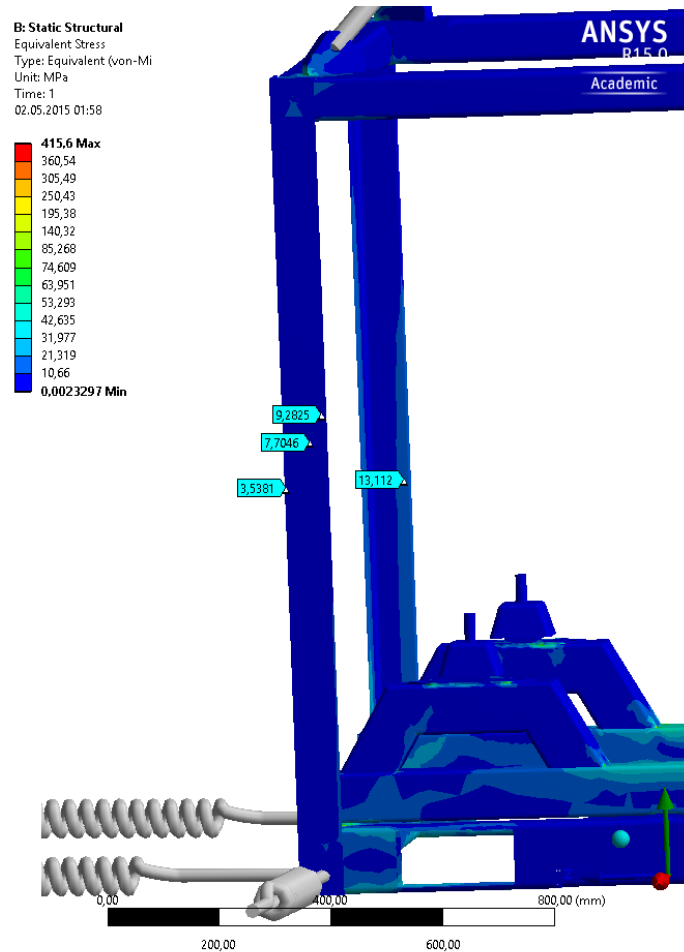


**Figur 21: Stolpene i modellen med kreftene som virker på de.**

De horisontale kreftene påvirker stolpene minimalt på grunn av at de utlikner hverandre i toppbjelkene.

$$\sigma_{V,S} = \frac{F_{1,2,v}}{A_V} = \frac{7468,26}{935} = 7,89 \text{ MPa} \quad (41)$$





Figur22: FEM-analyse av hovedmodellen, fokusert på spenningskonsentrasjonene til stolpene

### Støt

Den mest utsatte elementet i konstruksjonen for støt er stolpene, det er fare for at støtet treffer horisontalt midt på en av stolpene og lager et stort bøyemoment der kraften inntreffer.

For operasjonsklasse R60 gir DNV [2] 3.6 for horisontale støt:

$$F_{HI} = 0.08 \times \text{the test load in Table 5 – 2.}$$

Tabell 15: Tabell 5.2.3 fra DNV DNV[2], test laster som benyttes i horisontale støt krefter

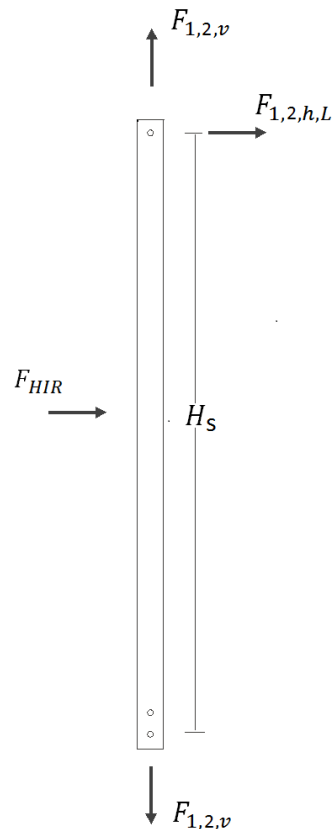
Table 5-2 Total test load for all point lifting test:	
MGW	Test Load
Less or equal to 25 tonnes	Minimum of F and $2.5 \times \text{MGW} \times g$
25 tonnes to 50 tonnes	$[1 - 0.01 \times (\text{MGW}^1) - 25]] \times F$
Above 50 tonnes	$0.75 \times F$

1) Numerical value of MGW in tonnes to be used.

$$F_{HI} = 0.08 \times 2.5 \times MGW \times g = 3637,39 \text{ N} \quad (42)$$

For ender og sidestrukturer skal  $F_{HI} \times 0.6 = F_{HIR}$  ifølge DNV [2] 3.6.

$$F_{HIR} = F_{HI} \times 0.6 = 2182,43 \text{ N}$$



Figur 23: Kraftene som virker på stolpen og lagt in støtkraften  $F_{HIR}$  midt på bjelken.

$$M_{HIR} = \frac{F_{HIR} \times H_s}{4} = \frac{2182,43 \times 1370}{4} = 686631,33 \text{ Nmm} \quad (43)$$

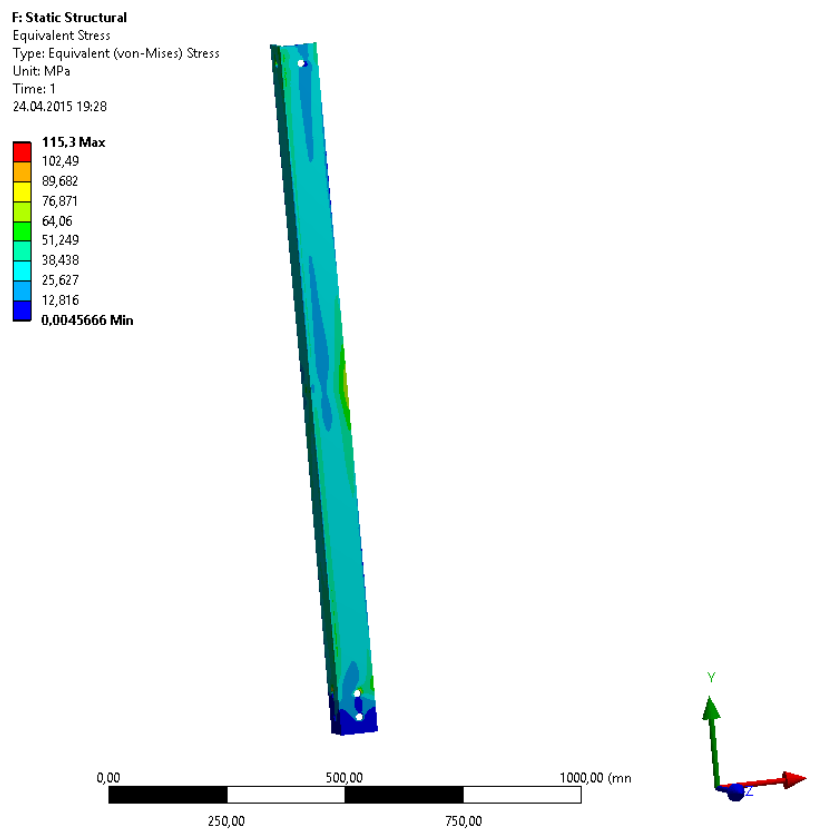
Der  $H_s = 1370 \text{ mm}$

$$\sigma_{HIR} = \frac{M_{HIR}}{W_s} = \frac{747483,85}{9570} = 78,10 \text{ MPa} \quad (44)$$

$$\sigma_{HIR,t} = \sigma_{HIR} + \sigma_{s,s} = 86,0 \text{ MPa} \quad (45)$$

Ved verst tenkelig lastsituasjon er fortsatt spenningene godt innenfor det DNV krever.

Det er gjennomført en egen FEM analyse ved bruk av ANSYS Workbench for å simulere hvordan spenningen opptrer i stolpene når støtet blir påført stolpen.



Figur 24: FEM analyser av stolpene med støt ved bruk av ANSYS Workbench, strekkraften er påført i de øvrige bolthullene mens støtkraften er påført normalt midt på bjelken for å skape mest mulig bøyepenninger.

Tabell 16: Boundary condition for stolpene

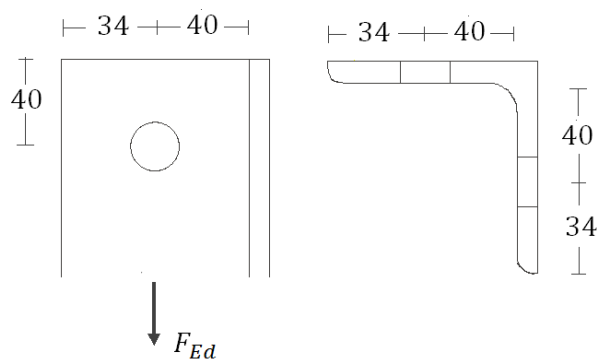
	<b>x- trans.</b>	<b>y- trans.</b>	<b>z- trans.</b>	<b>x-rot.</b>	<b>y-rot.</b>	<b>z-rot.</b>
<b>Øvrige bolthull</b>	fixed	free	fixed	fixed	fixed	fixed
<b>Nedre bolthull</b>	fixed	fixed	fixed	fixed	fixed	fixed

### 3.2.6 Bolter

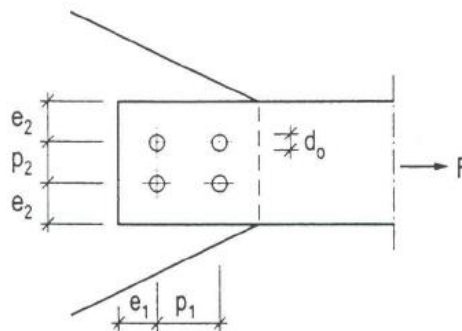
For å se om boltene og vinkelstålet holder mot hullkanttrykk, avskjær, grunnmaterialet og utrivningskapasitet blir det bruk Eurokode 3[7]. Siden vinkelstålet blir festet på utsiden av rammene blir det sett på som to flattstål på hver sin side av hjørnet.

Bolter opp til fasthetsklasse 10.9 er vanlig praksis for bolter i et luftmiljø i følge DNV[3]. Så for dette tilfellet blir det brukt fasthetsklasse 8.8, der flytegrensen er  $f_{yb} = 480 N/mm^2$  og strekkfastheten er  $f_{ub} = 800 N/mm^2$  [7]

Det blir brukt M16 bolter for å få plass til bolthode i topprammen.



Figur 25: Hullbilde av øvrige del av stolpene



Figur 26: Utklipp av figur 3A fra heftet SkrueEC3 [7]

$$F_{Ed} = \frac{F_{1,2,v}}{2} \times \gamma_f = \frac{7468,26}{2} \times 1,5 = 5601,19 N \quad (46)$$

Sjekker om hullavstandene tilfredsstiller kravene til EC3

$$e_1 = 40 > 1,2d_0 = 19,2 \text{ mm} \quad (47)$$

$$e_2 = 34 > 1,2d_0 = 19,2 \text{ mm} \quad (48)$$

Hullavstandene er innenfor kravene til standard.

### Avskjæringskapasitet:

Har med en materialfaktor på  $\gamma_{M2} = 1,25$ :

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 \times f_{ub} \times A}{\gamma_{M2}} = \frac{0,6 \times 800 \times 201}{1,25} = 77184 \text{ N} \quad (49)$$

$$F_{v,Rd} > F_{Ed} \quad (50)$$

### Hullkantrykk:

Finner den minste  $\alpha_b$  og  $k_1$  ved å teste den mot forskjellige formler

$$\alpha_b = \frac{e_2}{3d_0} = \frac{34}{3 \times 16} = 0,71 \quad (51)$$

$$\alpha_b = \frac{f_{ub}}{f_u} = \frac{800}{510} = 1,568 \quad (52)$$

$$\alpha_b = 1$$

$$k_1 = \frac{2,8 \times e_2}{d_0} - 1,7 = \frac{2,8 \times 34}{16} - 1,7 = 4,25 \quad (53)$$

$$k_1 = 2,5$$

Velger  $\alpha_b = 0,77$  og  $k_1 = 2,5$

$$F_{b,Rd} = \frac{k_1 \times \alpha_b \times f_u \times d \times t}{\gamma_{M2}} = \frac{2,5 \times 0,71 \times 510 \times 16 \times 6}{1,25} = 69523,2 \text{ N} \quad (54)$$

$$F_{b,Rd} > F_{Ed}$$

### Grunnmaterialet.

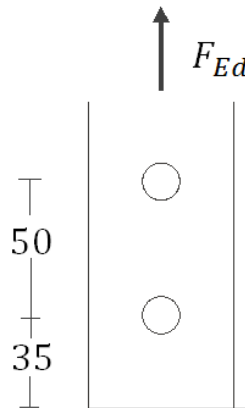
Finner den minste verdien for  $N_{t,Rd}$  ved å teste den mot forskjellige formler.

$$N_{t,Rd} = \frac{f_y A_{s,b}}{\gamma_{M0}} = \frac{6 \times (80 - 6) \times 355}{1,05} = 150,11 \text{ kN} \quad (55)$$

$$N_{t,Rd} = \frac{0,9 \times A_{net} f_u}{\gamma_{M2}} = \frac{0,9 \times 6 \times (80 - 6 - 16) \times 510}{1,25} = 127,78 \text{ kN} \quad (56)$$

$$N_{t,Rd} > F_{Ed}$$

Tester mot utrivning i nedre gruppe som er vist i figur 28.



Figur 27: Nedre hullbilde i stolpene

$$V_{eff,1,Rd} = \frac{f_u A_{nt}}{\gamma_{M2}} + \frac{f_y A_{nv}}{\gamma_{M0} \times \sqrt{3}} \quad (57)$$

$$0 + \frac{355 \times 2 \times (50 + 35 - 1,5 \times 15) \times 6}{1,05 \times \sqrt{3}} = 17489,86 \text{ N}$$

$$V_{eff,1,Rd} > F_{Ed}$$

Vinkelstålet og boltene holder mot hullkanttrykk, avskjær, grunnmaterialet og utrivning i følge Eurokode 3.

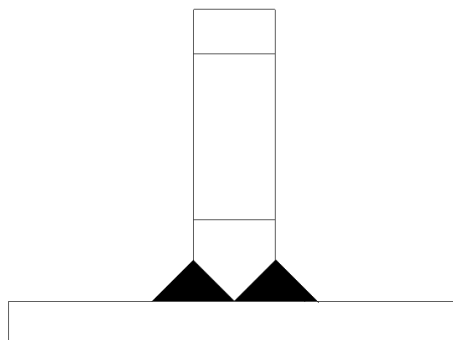
### 3.2.7 Sveis

Ifølge NORSOK [1] kan man bruke Eurokode 3, med full penetrasjonssveis krever NORSOK [1] at man bruker en faktor på 1.15 i motsetning til DNV[2] som ikke krever noen faktor i samme tilfelle. For å være på konstruktiv side blir NORSOK sin faktor brukt til håndberegningene for full penetrasjonssveis. Fra Eurokode 3 kan man betrakte en fullpenetrerende sveis som en del som er støpt sammen, det vil forenkle og effektivisere håndberegningene til sveisen[8].

Bjelkene i rammen skal bli føyet sammen med fullpenetrerende butt-sveis. Det vil bli gjennomført strykeberegninger for sveisen til løfteøret, men resten av sveisen vil bli undersøkt i FEM-analysen. Siden gaffeltrucklommene går gjennom hovedbjelken i bunnrammen er det tillatt med kilsveis i følge DNV [3] 4.3.2, som også blir benyttet.

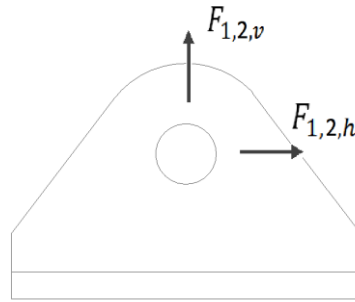
### Løfteøre

Både DNV [2] og NORSOK [1] sier at man skal bruke full penetrasjonssveis i løftepunktene. Det vil si at man må bruke full penetrasjonssveis i løfteøret til platen og platen til topprammen.



**Figur 28: Illustrasjon av løfteøre med K-sveis.**

Det er en kraft som virker fra senteret av hullet i løfteøret og den blir delt opp i vertikal og horisontal kraft for å beregne strekke og bøyepening som er vist i figur 30.



**Figur 29: Sling kraften dekomponert i en vertikal og horisontal kraft, løfteøret er vinkel slik at den horisontale kraften virker i lengde retningen til løfteøret.**

Materialfaktoren fra NORSOK[1]:

$$\gamma_{Rm} = 1,15$$

Strekkspenninger i sveisen:

$$\sigma_{s,s} = \frac{F_{1,2,v} \times \gamma_{Rm}}{A_{p,s}} = \frac{7468,26 \times 1,15}{23,68 \times 113,31} = 3,2 \text{ N/mm}^2 \quad (58)$$

Bøyespenning i sveisen:

$$M_{s,b} = F_{1,2,h} \times \gamma_{Rm} \times h_p = 7468,26 \times 1,15 \times 47,21 = 405507,9 \text{ Nmm} \quad (59)$$

$$W_s = \frac{t_p h_p^2}{6} = \frac{23,68 \times 47,21^2}{6} = 8798,2 \text{ mm}^3 \quad (60)$$

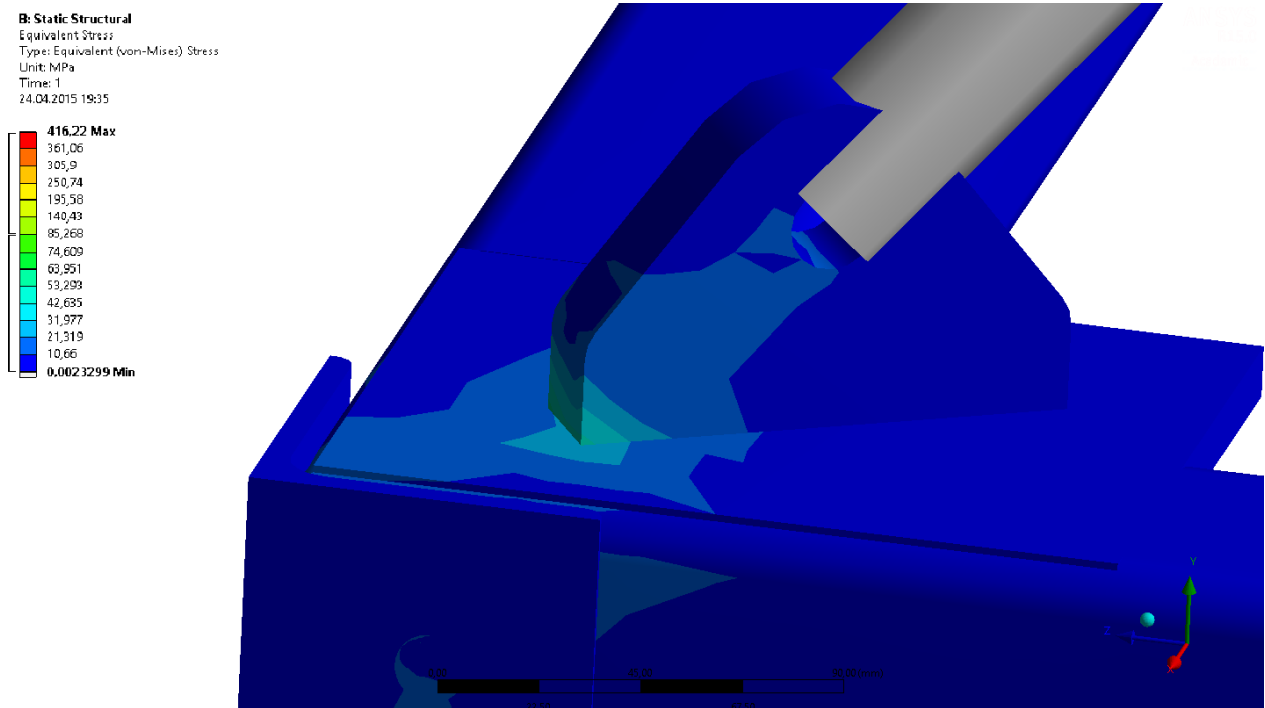
$$\sigma_{s,b} = \frac{M_{s,b}}{W_s} = 46,1 \text{ N/mm}^2 \quad (61)$$

Legger sammen strekk og bøyespenningene for å finne de totale spenningene i sveisen.

$$\sigma_{s,t} = \sigma_{s,s} + \sigma_{s,b} = 49,3 \text{ N/mm}^2 \quad (62)$$

De totale spenningene i sveisen er godt innenfor det som kreves fra standarden.





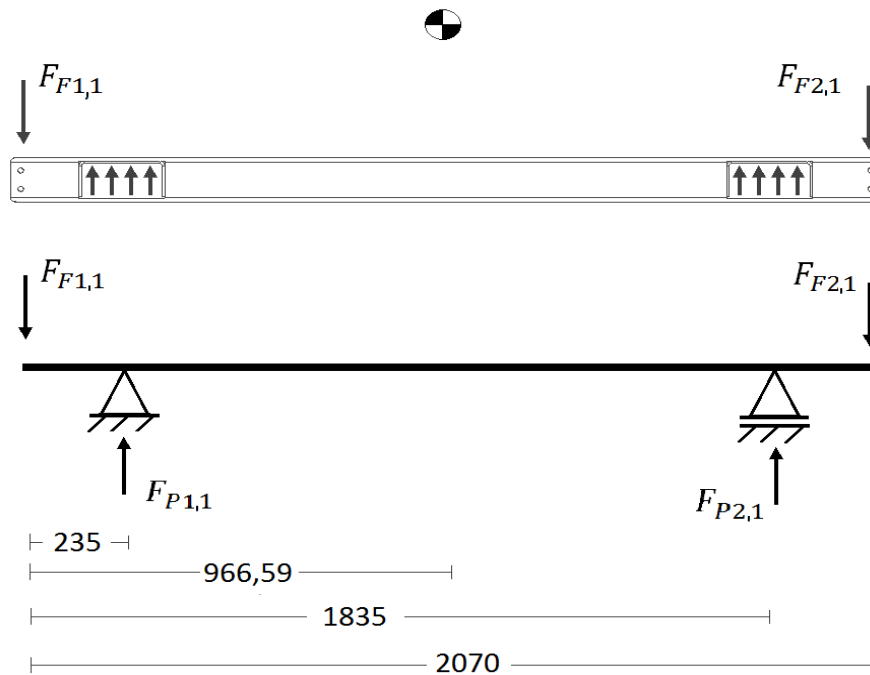
Figur 30: FEM-analyse av hovedmodellen, fokusert på spenningskonsentrasjonene til løfteøret, spenningen i analysen i løfteøret er litt over 50 MPa.

### 3.2.8 Gaffeltruck

Når man skal transportere løfterammen med gaffeltruck får man en egen design faktor som er beregnet for løft med gaffeltruck som er beskrevet i kapittel 3.1. Det er kun bunrammen i konstruksjonen som vil bli utsatt for spenninger av betydning. Spesielt i selve åpningen til gaffellommene vil det oppstå bøyespenninger og i tillegg er det et redusert tverrsnitt man må ta hensyn til.

$$F_F = 1.65 \times MGW \times g = 1,65 \times 1853,92 \times g = 30008,48 N \quad (63)$$

Gaffellommene er blitt gjort om til opplagringspunkter som er vist i figur 31 for at det skal bli enklere å beregne.



**Figur 31: Forenklet modell av hovedbjelke i bunnrammen for løft med gaffeltruck.**

For å finne de forskjellige kreftene som virker på hovedbjelken er det brukt avstandene til tyngdepunktet.

$$F_{F1} = F_F \times \frac{588,56}{1170} = 15095,54 \text{ N}$$

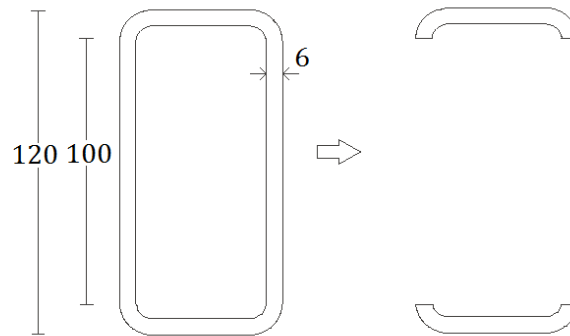
$$F_{F1,1} = F_{F1} \times \left( \frac{2070 - 966,59}{2070} \right) = 8046,66 \text{ N} \quad (64)$$

$$F_{F2,1} = F_{F1} - F_{F1,1} = 7048,88 \text{ N} \quad (65)$$

$$M_{F1,1} = F_{F1,1} \times 235 = 1890965,1 \text{ Nmm} \quad (66)$$

$$\sigma_{F1,1} = \frac{M_{F1,1}}{W_{HB}} = \frac{1890965,1}{67680,0} = 27,94 \text{ MPa} \quad (67)$$

For redusert tverrsnitt er vist i figur 32:



**Figur 32: Modell av redusert tverrsnitt ved gaffellommene.**

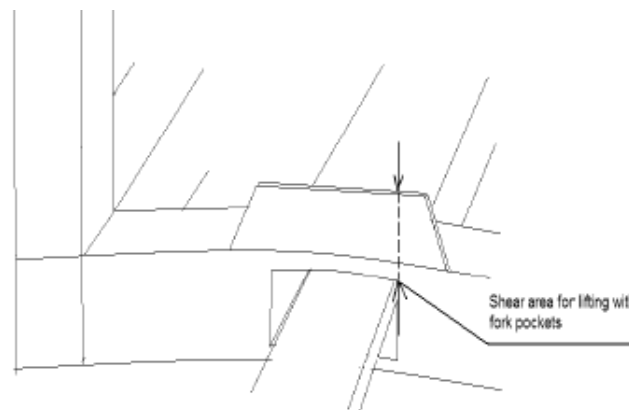
$$W_{BH,ny} = W_{BH} - \frac{2}{6} \times 6.0 \times 100.0^2 = 47680,0 \text{ mm}^3 \quad (68)$$

$$\sigma_{F1,ny} = \frac{M_{F1}}{W_{HB,ny}} = \frac{1890965,1}{47680,0} = 39,7 \text{ MPa} \quad (69)$$

Vi er godt innenfor det som kreves av DNV.

### Skjærspenninger i gaffeltruck lommene.

Fra DNV [3] C2. skal man se på skjærkreftene til gaffeltruck lommene som er vist i figur 34.



**Figur 33: Utklipp fra DNV [3] C2. Viser hvordan arealet man skal regne med ved skjærkrefter**

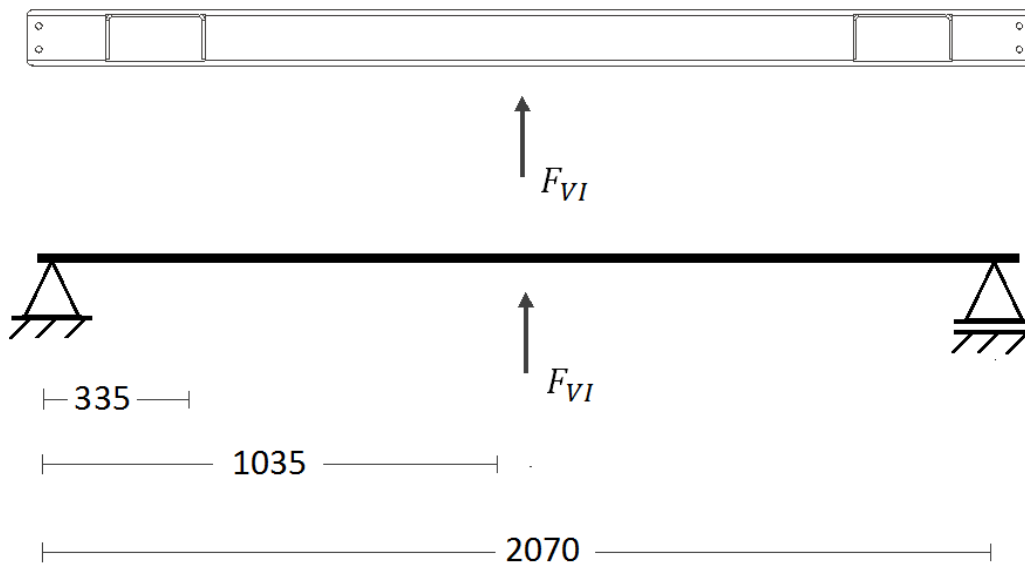
$$\tau_P = \frac{F_{F1,1}}{A_{f,P}} = \frac{8046,66}{80 \times 6} = 16,76 \text{ MPa} \quad (70)$$

Skjærspenningene i gaffeltrucklommene er godt innenfor det DNV krever så det er ikke behov for å forsterke gaffeltrucklommene ytterligere.

### Vertikal støt

Løfterammen skal bli testet mot et vertikalt støt som kan treffe bjelkene i bunnrammen. Dette støtets skal simulere at løfterammen blir senket ned på en ujevn overflate. Formelen for støtet er gitt i DNV [2] 3.6.3.

$$F_{VI} = 0.08 \times F = 27851,14 \times 0,08 = 2228,1 \text{ N} \quad (71)$$



Figur 34: Hovedbjelken i bunnrammen utsatt for et vertikalt støt.

$$M_{VI} = \frac{F_{VI} \times 2070}{4} = 1152041,75 \text{ Nmm} \quad (72)$$

$$\sigma_{VI} = \frac{M_{VI}}{W_{HB}} = \frac{1152041,75}{67700} = 17,03 \text{ MPa} \quad (73)$$

For redusert tverrsnitt ved gaffeltrucklommene:

$$M_{VI,r} = \frac{F_{VI}}{2} \times 335 = 373206,75 \text{ Nmm} \quad (74)$$

$$\sigma_{VI,r} = \frac{M_{VI}}{W_{HB,ny}} = \frac{373206,75}{47680,0} = 7,82 \text{ MPa} \quad (75)$$

### 3.3 Dynamiske belastninger

Utmattingsbrudd oppstår når det danner seg en sprekke som vokser ved dynamisk belastning. Et utmattingsbrudd kan oppstå selv om belastningene er langt under flytegrensen til materialet, dette er på grunn av at det oppstår en sprekke ved spenningskonsentrasjoner som får sprekken til å vokse videre til det er så lite materiale igjen til restbruddet er et faktum. Sprekker oppstår ofte der det er noen uregelmessigheter i materialet som for eksempel skader i komponenten eller ved kanter, så det er svært viktig at komponentene ikke blir skadet og at skarpe kanter blir avrundet. For de fleste bruddene som oppstår er som regel utmattingsbrudd og det vil ikke gi noen forvarsel før bruddet oppstår[9].

Siden denne løfterammen skal brukes i offshore sektoren blir standarden DNV [4] brukt for å beregne mot utmatting, siden løfterammen kun skal brukes i luft blir S-N kurven for luft brukt. Det vil bli gjennomført utmatting beregninger i bjelker, sveis, hullet til boltene og boltene, de komponentene med høyest spenning blir valgt ut til beregningene.

To til tre ganger i året blir det antatt at motoren blir transportert til land for vedlikehold, for hver tur til land blir det antatt at den blir løftet fire til fem ganger. Bunnrammen vil også bli utsatt for krefter under drift, spesielt under start og stopp. Det antas at motoren stoppes og startes åtte ganger i løpet av døgnet og at kreftene tilsvarer 25 % av design kreftene. Disse påvirkninger vil ikke bare virke en gang og så forsvinne, de vil somregel veksle som en dempet sinus kurve, dette kompenseres ved å legge til en utmattingsfaktor på 3 som er vist i Miner Palmgren forme 76[10].

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = x \times \left( \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} \right) \leq \frac{1}{3} \quad (76)$$

Antall løft per år:

$$n_1 = 3 \times 5 = 15$$

Antall start og topp per døgn:

$$n_2 = 8 \times 365 = 2920$$

### 3.3.1 Utmatting av midtbjelke

Den bjelken som holder motoren oppe i midten av konstruksjonen er den bjelken får høyest spenninger under et løft. Med totale spenninger på opptil 93,87 MPa, som det er kommet fram til i kapitel 3.2.4. Dette er spenninger som også vil påvirke sveisen mellom midtbjelken og motrorbrakettene, som blir tatt hensyn til ved valg av SN-kurve.

Fra DNV-RP C203 A8 er det mulighet for å bruke SN-kurve F, men for å være på sikker side blir det brukt SN-kurve W3

$$N = C \Delta\sigma^{-m} \quad (77)$$

Der:

$$C = 10^{10,570} \quad (78)$$

$$m = 3$$

$\Delta\sigma$  = spenningsvidden

**Tabell 17: Oversikt over spenninger, antall repetisjoner og antall tillatte sykluser for utmatting**

Driftstilstand	$\Delta\sigma$	n	N
	Spenning	Antall repetisjoner per år	Antall tillatte sykluser
1	88,13	15	54278,6
2	0,25 × 88,13	2920	3473830,8

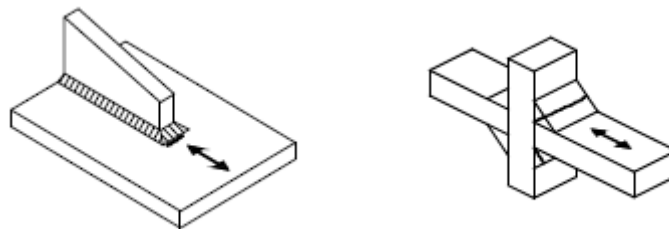
Bruker formel 76 for å finne levetiden der x er oppgitt i år:

$$x = \frac{\frac{1}{3}}{\left(\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2}\right)} = \frac{\frac{1}{3}}{\left(\frac{15}{54278,6} + \frac{2920}{3473830,8}\right)} = 298,4 \text{ år} \quad (79)$$

Selv om det blir brukt konservative SN-kurve har bjelken med sveis en levetid på nesten 300 år, i forhold til klassisk utmatting.

### 3.3.2 Dynamiske belastinger i sveis til løfteøre

Når det kommer til sveis vil ofte sprekken komme fra sveisetåen eller fra roten i en kilsveis som er vist i figur 36. Så det er veldig viktig at sveisen blir nøye kontrollert etter produksjon så man kan avdekke eventuelle feil og ujevnheter. Det er valgt å bruke sveisen om fester løfteøret til platen siden den har de største spenningene  $\sigma_{s,tot} = 49,52 N/mm^2$ . Fra DNV [4] A8 modell 1 der  $l = 94,8 mm$  som gir som SN-kurve F.



Figur 35: Utklipp fra DNV-RP-C203, illustrerer sprekkdannelse fra sveisetåen og fra roten i en kilsveis

$$N = C \Delta\sigma^{-m} \quad (77)$$

Der:

$$C = 10^{11,855} \quad (80)$$

$$m = 3$$

$\Delta\sigma$  = spenningsvidden

$$N = 10^{11,855} \times 49,52^{-3} = 5\,980\,307 \text{ sykler} \quad (81)$$

$$x = \frac{1}{3 \times \left(\frac{n}{N}\right)} = \frac{1}{3 \times \left(\frac{15}{5\,980\,307}\right)} = 132\,896 \text{ år} \quad (82)$$

Løfteøret har en levetid på over 130 000 år, i forhold til klassisk utmatting.

### 3.3.3 Dynamiske belastinger i maskinerte hull

For å gjennomføre utmattingsberegninger for det øvrige hullet i stolpene blir det tatt utgangspunkt i strekkspenningene i stolpene. Fra grafen Spenningskonsentrasjoner strekk er det hentet ut en faktor på 2.5 for å simulere lokalspenningene ved hullet. [11]

$$\sigma_{\text{lokal}} = 2,5 \times \sigma_{S,S} = 2,5 \times 7,89 = 19,72 \text{ MPa} \quad (83)$$

Det er valgt å bruke SN-kurve B1 for flattstål, ved så små spenninger er det ingen fare for utmattingsbrudd i nær fremtid.

### 3.3.4 Dynamiske belastinger i bolter

Boltene vil primært oppleve skjærspenninger ved et løft. Fra DNV[4] 2.9.3 har de lagt til en egen formel for skjærkrefter som er vist under.

$$\log N = 16,301 - 5,0 \log \Delta \sigma \quad (84)$$

$\Delta \sigma = \text{spenningsvidden}$ : skjærspenninger basert på arealet av bolten.

$$\Delta \sigma = \frac{F_{1,2,v}}{A} = \frac{7468,26}{201} = 37,15 \text{ N/mm}^2 \quad (85)$$

$$N = 10^{16,301 - 5,0 \log(36,94)} = 282\,621\,963,6 \text{ sykler} \quad (86)$$

$$x = \frac{1}{3 \times \left(\frac{n}{N}\right)} = \frac{1}{3 \times \left(\frac{15}{290\,747\,202}\right)} = 6\,280\,488 \text{ år} \quad (87)$$

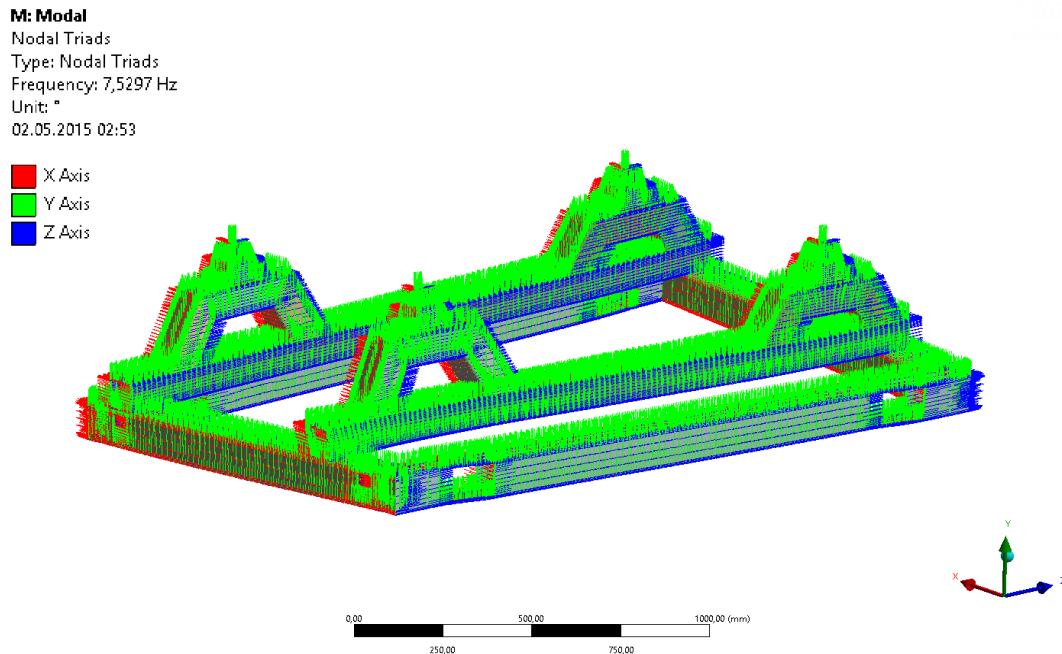
Løfteøret har en levetid på over 6 millioner år, i forhold til klassisk utmatting.

### 3.3.5 Egenfrekvens

Når motoren er i drift vil den gå med et turtall på 2300 omdreininger per minutt, dette vil resultere i en del vibrasjoner. Og da er det viktig at rammen motoren står på ikke har samme egenfrekvens som motorens turtall slik at det blir resonans og rammen vi tilslutt riste i stykker.



For å finne egenfrekvensen til bunnrammen blir det brukt ANSYS workbench sin modal analyse. Modellen er gjennomført av bunnrammen med punktmassene som skal forestiller motoren, bunnrammen er låst i alle retninger og om rotasjonsaksene i bolthullene i hjørnene der festebrakettene blir montert.



**Figur 36: Modal analyse av bunnrammen, egenfrekvensen til bunnrammen er estimert til 7,53Hz**

Fra modal analysen får vi en egenfrekvens på 7.53 Hz

Frekvens er oppgitt i hertz som forteller hvor mange perioder som svinger per sekund, dette kan overføres til hvor mange omdreininger motoren har per sekund som er vist i formelen 88.

$$f_m = \frac{2300}{60} = 38,33 \text{ Hz} \quad (88)$$

Driftsfrekvensen skal ikke ligge mellom fra  $0,8 \times n_{kr}$  til  $1,25 \times n_{kr}$  for at det ikke skal være noen fare for resonans i bunnrammen[12].

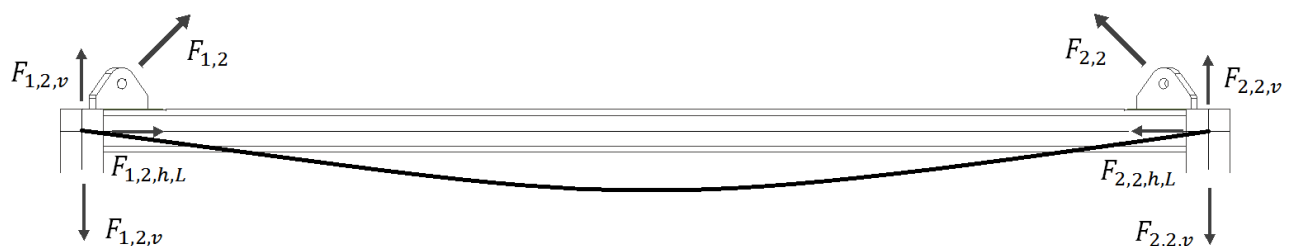
$$1,25 \times 7,53 = 9,41 < 38,33$$

Det er ingen fare for at det skal oppstå resonans ved motorens driftsområde.

### 3.4 Knekking.

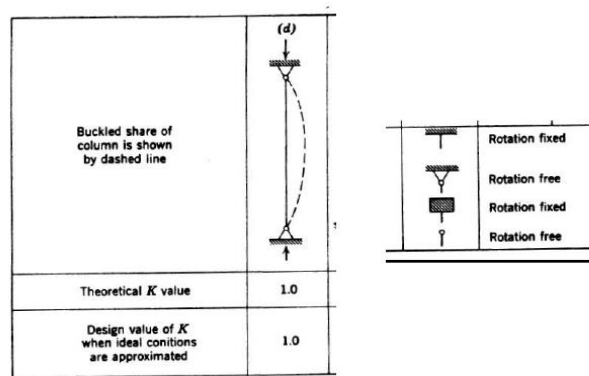
Knekking kan oppstå plutselig når en bjelke eller stav blir satt under trykkspenninger, dette et stabiliseringsproblem som kan oppstå selv om spenningene er langt under bruddgrensen til materialet[13].

Den mest utsatte bjelke for knekking er den lange bjelken i topprammen på grunn av at den er utsatt for trykkspenninger. Bjelken er en kvadratisk hulprofil som er meget sterk mot knekking og i tillegg er det ikke noe store spenninger, men for å være helt sikker blir det gjennomført beregninger mot knekking. DNV[2] sier at man må basere beregningene mot knekking fra en anerkjent standart. I denne oppgaven er det valgt å bruke «Forenklet interaksjonsregel», den er på konservativ side i forhold til standarden EuroCode3[13]. DNV[2] sier også at man ikke kan bruke en høyere utnyttelsesgrad enn 0,85.



Figur 37: Toppbjelke med illustrasjon av knekklinje og krefter

Det er valgt å se på bjelken som er fritt opplagret i begge ender for å være sikker på å være på konservativ side.



Figur 38: Utklippet og redigert[13], knekkfaktor for bjelken.

Formler til «Forenklet interaksjonsregel»

$$i = \sqrt{\frac{I_0}{A_t}} = \sqrt{\frac{129 \times 10^4}{1680}} = 27,71 \quad (89)$$

$$\lambda = \frac{l_k}{i} = \frac{2070 \times 1}{27,71} = 74,70 \quad (90)$$

Gyldighetsområdet til Eulers formel for S355J0 altså høyverdig konstruksjonsstål gjelder når  $\lambda \geq 89$ . Siden vi kommer under gyldighetsområdet til Eulers, blir det benyttet Tetmajer's formel for stål S355.

$$\sigma_k = 355 - 0,62 \times \lambda = 308,68 \text{ MPa} \quad (91)$$

$$F_{k,till} = A_t \times \sigma_k = 1680 \times 308,68 = 518582,4 \text{ N} \quad (92)$$

$$M_{b,maks} = \sigma_{flyt} \times W_n = 355 \times 37,3 \times 10^3 = 13241500,0 \text{ Nmm} \quad (93)$$

$$\frac{F_{1,2,h,L}}{F_{k,till}} + \frac{1,6M_{t,b}}{M_{b,maks}} = \frac{6399,65}{518590,77} + \frac{1,6 \times 69094,01}{13241500,0} = 0,02 \quad (94)$$

Det er ingen fare for at bjelken vil knekke under vanlige forhold.

## 4. Element og løsningsvalg

### 4.1 Komponenter

Løfterammen består av forskjellige komponenter, hovedsakelig er det hulprofiler og vinkelstål som leveres av Ruukki, disse profilene blir så tilpasset slik at de kan settes sammen. Løfterammen består også av løfteørene og tilhørende plate som må produseres, i tillegg vil det være laget braketter til bunnrammen, slik at den kan bli festet til underlaget. Løfteutstyret utgjør sjakler, løftevaiere, løkker og forløper som må være i henhold til DNV [2].

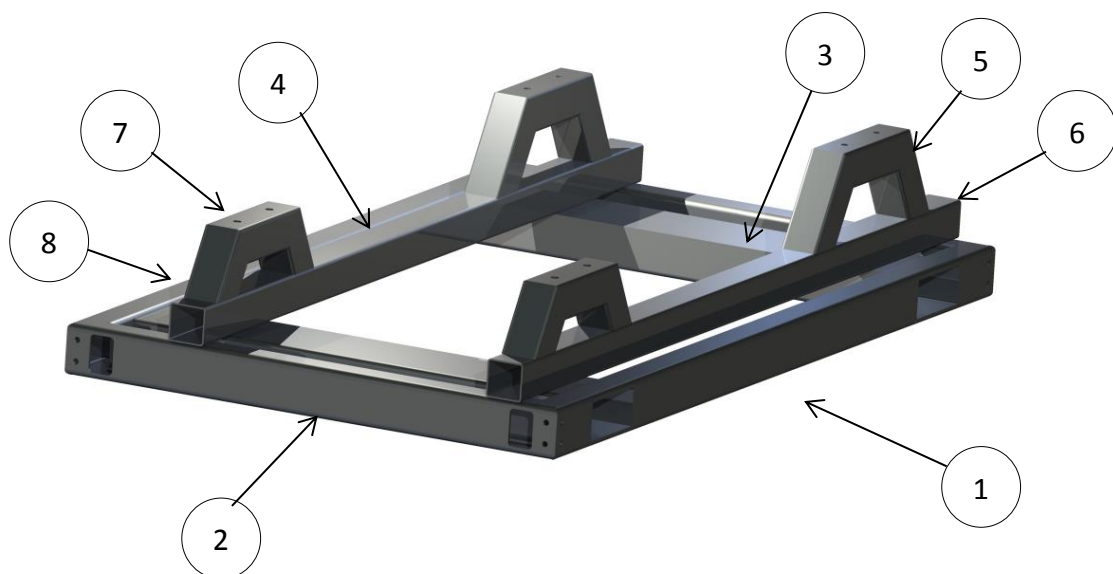
#### 4.1.1 Komponenter som må tilpasses og produseres

Løfterammen kan deles inn i tre forskjellige deler:

- Bunnramme
- Stolper
- Toppramme med løfteøre

#### Bunnramme:

Bunnrammen består av forskjellige hulprofiler som kan leveres av Ruukki av stålqualität S355J2H[30] unntatt gaffeltrucklommene som må eventuelt spesialbestilles eller knekkes ut fra en plate.



Figur 39: Bunnramme med nummerering av elementene

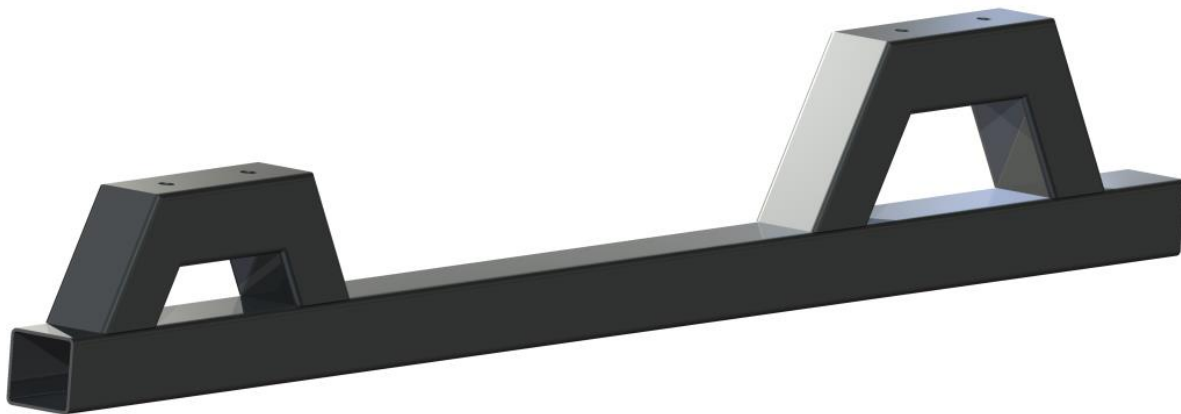
**Tabell 18: Oversikt over de forskjellige elementene i bunnrammen**

Element	Mål	Antall (stk)	Vekt per enhet (kg)	Nummer
Kvadratisk hulprofil	120x80x6-2150	2	31,0	1
Kvadratisk hulprofil	120x80x6-1250	2	19,9	2
Gaffeltruck lomme	212x102x6-1250	2	34,9	3
Rektangulær hulprofil	90x90x4-2150	2	22,5	4
Rektangulær hulprofil	90x90x4-320	2	2,8	5
Rektangulær hulprofil	90x90x-245	4	2,1	6
Rektangulær hulprofil	90x90x4-300	2	2,6	7
Rektangulær hulprofil	90x90x4 -179	4	1,3	8

Hovedbjelkene 120x80x6 som kappes med en vinkel på 45° i hver ende før de settes sammen med fullpenetrerende Butt-sveis. Det lages også en åpning for gaffeltrucklommene, luke for inspeksjon, montering og hull for boltene til stolpene.



**Figur 40: Hjørnet til bunnrammen med tilhørende maskineringer**



**Figur 41: Midtbejelke med tilhørende motorbraketter**

Midtbejelken 90x90x4-2150 skal ha et lite utkapp på hver side, hulprofilene til motorbrakettene skal kappes med en vinkel på 60° og maskinere ut hull til boltene som fester motoren.

**Stolper:**

Stolpene består av fire vinkelstål profiler som kan leveres av Ruukki med stålqualität S355J2H[35]

**Tabell 19: Stolpene til løfterammen**

Element	Vinkelstål
Mål	80x80x6-1470
Antall (stk)	4
Vekt per enhet (kg)	10,7

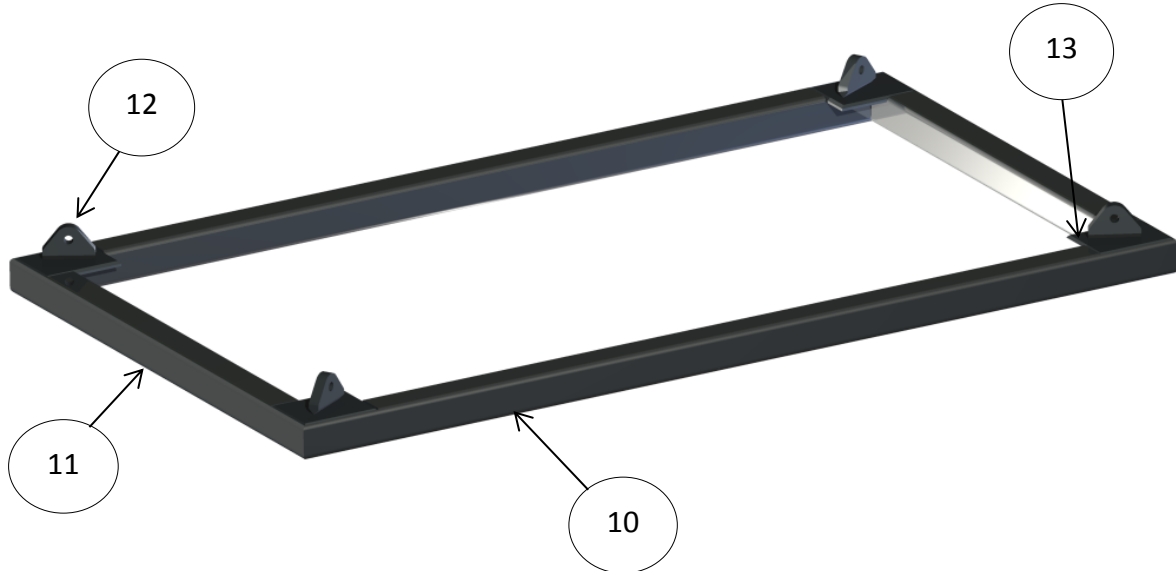


**Figur 42: Vinkelstål med hullbilde til delen som skal festes til bunnrammen.**

Det skal bare maskinere ut hull for å kunne feste stolpene til topp- og bunnrammen.

**Toppramme:**

Topprammen består av hulprofilene 80x80x6 som kan leveres av Ruukki med stålqualität S355J2H[35]. Topprammen består også av fire løfteører og tilhørende plater.



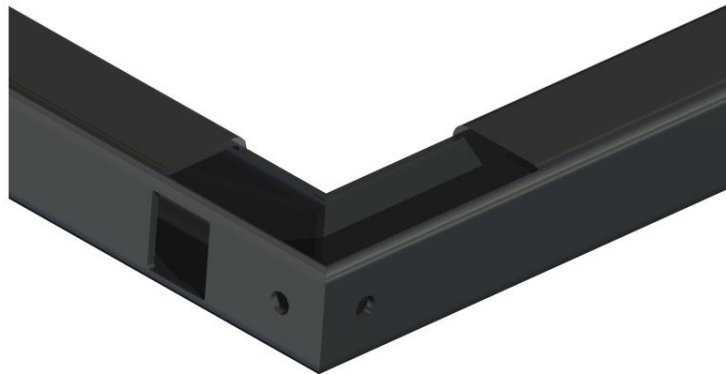
**Figur 43: Toppramme med nummerering**

**Tabell 20: Oversikt over de forskjellige elementene i topprammen**

Element	Mål	Antall (stk)	Vekt per enhet (kg)	Nummer
Rektangulær hulprofil	80x80x6-2150	2	52,6	10
Rektangulær hulprofil	80x80x6-1250	2	29,4	11
Plate	182x146x12	4	1,2	12
Løfteøre	113x77x23,6	4	0,4	13

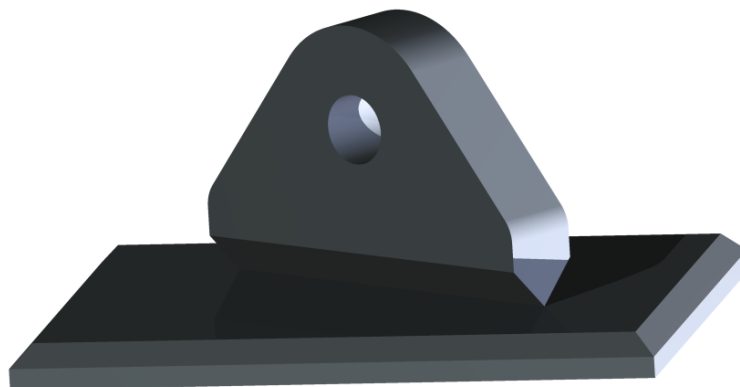
Toppbjelkene 80x80x6 som kappes med en vinkel på 45° i hver ende for de settes sammen med fullpenetrerende butt-sveis. Det blir også maskinert ut hull til stolpene, luke for

inspeksjon og montering og en trekant i hvert hjørne for å få plass til platen løfteøret er sveiset fast i, som er vist i figur 44.



**Figur 44: Hjørne til topprammen, med tilhørende ut kapp og hull**

Løfteøret sveiset fullpenetrerende K-sveis til platen, platen sveises med fullpenetrerende butt-sveis til topprammen. Begge elementene skal være i stål kvalitet S355J2H som resten av løfterammen.



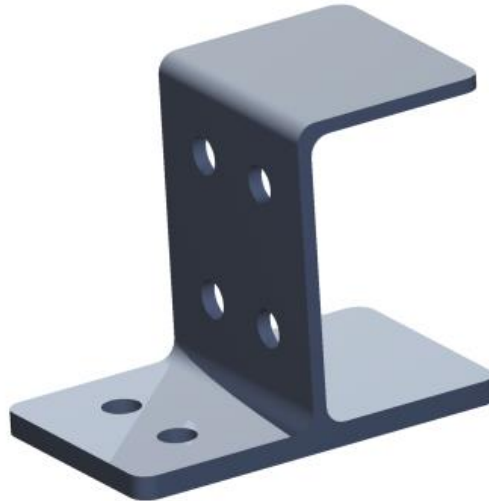
**Figur 45: Løfteøre med tilhørende plate**

Løfteøreplaten 0,7xminste platetykkelse for kilesveiser NS3472-2001



**Rammebraketten:**

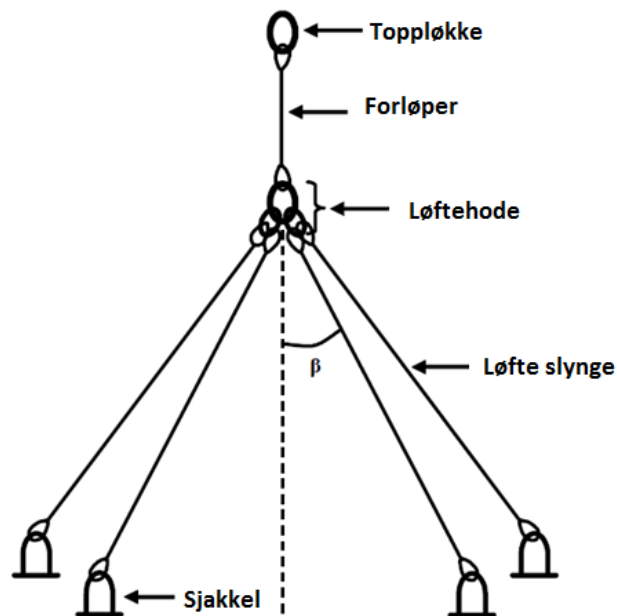
Består av to plater der den ene er knekt, det vil være en fullpenetrerende K-sveis som binder de sammen og stålqualiteten skal være i S355J2.



Figur 46: Rammebraketten

**4.1.2 Ferdig innkjøpte elementer**

De ferdige elementene som blir kjøpt inn er



Figur 47: utklipp fra DNV [3], løftesett med tilhørende elementer

**Sjakkell og ståltau:**

Fra kapittel 3.2.1 er det valgt sjakkell Grosby G2130 WLL 3,25 tonn og vaier 6x19S FC MBL 189kN fra Certex sitt utvalg.

**Løftehode:**

Bruker DNV[3] for å beregne riktig løftehode for løfterammen, henter ut  $WLL_{min}$  fra tabell 8-1 som tar utgangspunkt i MGW.

$$W_{min} = 7 \text{ tonn}$$

Fra Certex sitt utvalg er det valgt å bruke løftehode Crosby Platinum A-1346 WLL 8,9 tonn, som er i henhold med standarden EN 1667-4 [32].

**Toppløkke:**

Bruker DNV2.7-1 for å beregne riktig løftehode for løfterammen, henter ut  $WLL_{min}$  fra tabell 8-1 som tar utgangspunkt i MGW.

$$W_{min} = 7 \text{ tonn}$$

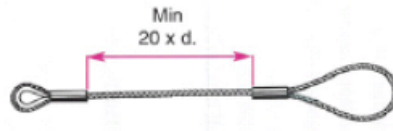
Fra Certex sitt utvalg er det valgt å bruke Toppring Crosby Platinum A-1343 WLL 8,5 tonn, som er i henhold med standarden EN 1667-4 [33].

**Forløper:**

Bruker DNV[3] for å beregne vaier til forløperen for løfterammen, henter ut  $WLL_{min}$  fra tabell 8-1 som tar utgangspunkt i MGW.

$$W_{min} = 7 \text{ tonn}$$

Fra tabell E.3 i DNV[3] velges ut vaierdimensjon på 26mm i diameter. Fra Certex sitt utvalg av vaier er det valgt å bruke 6x19 FC med MBL på 395 kN og som er i henhold med NS-EN 12385 som er godkjent av NORSOK [1][30]. Forløperen vil bli levert med kauser for å jevne ut belastningen og slitasje.



Figur 48: Utklipp fra CarlStahl hefte, minimumslengder for en løftevaier[6]

$$L_{forl.} = 20 \times 26 = 520 \text{ mm}$$

Minimumslengden mellom låsene for forløperen er 520mm.

#### Krok:

Bruker DNV[3] for å beregne riktig krok for løfterammen, henter ut  $WLL_{min}$  fra tabell 8-1 som tar utgangspunkt i MGW.

$$W_{min} = 7 \text{ tonn}$$

Fra Certex sitt utvalg er det valgt å bruke Crosby N320 WLL 8 tonn, som er i henhold med standarden EN 1667-2 som er godkjent av NORSOK [1] [34].

#### Vibrasjonsdemper:

Det er valgt å se på muligheten til å dempe vibrasjonene fra motoren. For å finne vekten til som går ned i den best belastede motorbrakketen er det brukt avstandene i vedlegg D.

$$Masse_{1,1} = 437,69 \text{ kg}$$

Motorens driftsturtall ligger på 2300 omdreininger per min, ved bruk av Schwingmetall katalog er det valgt ut vibrasjonsdemper Schwingmetall Topfelement 65 Shore A 58540 med trykkbelastning på 500kg. Da får vi en isolasjonsgrad på over 90% [14]



Figur 49: Utklipp fra Schwingmetall katalog[14], bilde av vibrasjonsdemperen Topfelement

## 5. strukturoptimering

Det er valgt å bruke ANSYS Workbench for å gjennomføre FEM analyse for modellen. Modellene som er brukt i ANSYS Workbench er hentet fra Inventor Autodesk der den er bygget opp. Det er gjennomført en analyse for hele løfterammen og detaljerte detaljer i modellen.

### 5.1 Oppsett av modellen

#### 5.1.1 Redigering av modellen

For å redigere modellene etter at den er importert fra Inventor Autodesk er det brukt ANSYS-Design Modeler. De komponentene som er sveiset sammen med full penetrasjon kan bli sett på som støp som er forklart i kapittel 3.2.7. Dermed er det valgt å sette sammen de komponentene i ANSYS-Design Modeler som en del.

Komponentene som er satt sammen til en del:

- Bunnrammen
- Topprammen med løfteørene og tilhørende plater

Det er også satt inn 16 mm i diameter bolter for å simulere M16 boltene.

#### 5.1.2 Enheter og material egenskaper

Enheter og materialegenskaper som er brukt i FEM analysen

**Tabell 21: Enheter for FEM analysen**

Betydning	Enheter
Tid	<i>s</i>
Distanse	<i>mm</i>
Masse	<i>kg</i>
Velocity	<i>mm/s</i>
Akselerasjon	<i>mm/s<sup>2</sup></i>
Kraft	<i>N</i>
Moment	<i>Nmm</i>
Trykk	<i>MPa</i>

Tabell 22: Material egenskaper for FEM analysen

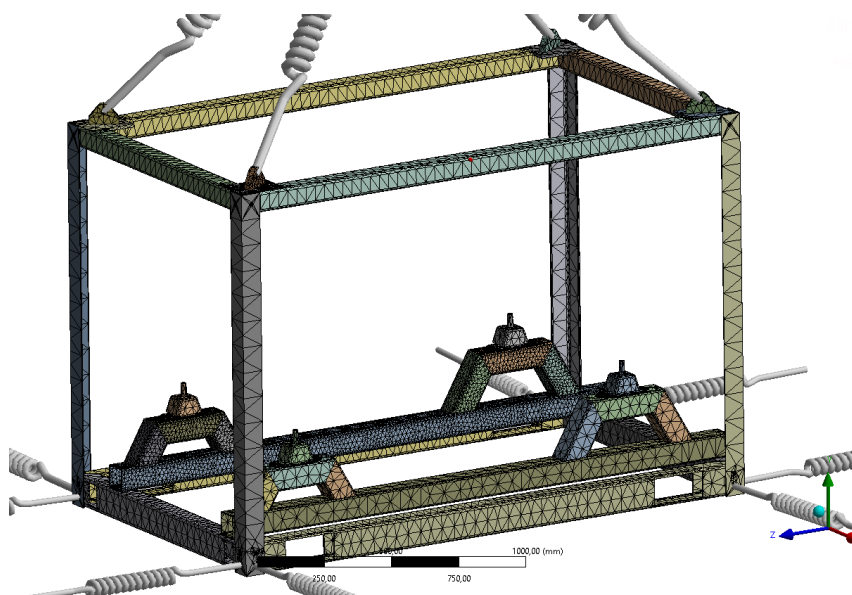
Betydning	Enheter	Konstruksjons stål
Youngs modul	$MPa$	$2,1 \times 10^5$
Poisson's ratio	-	0,3
Tetthet	$kg/m^3$	7850

### 5.1.3 Mesh:

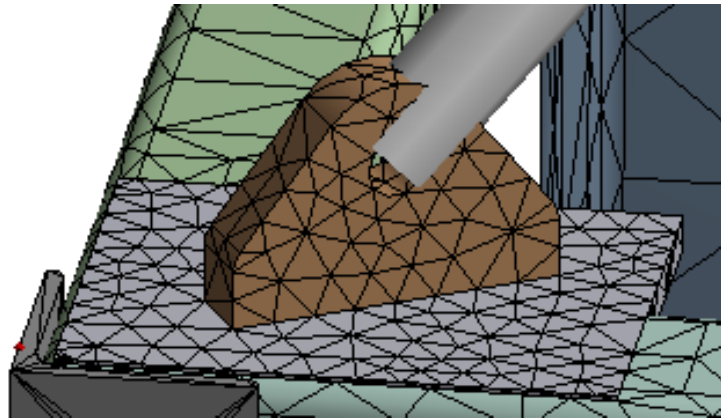
Når man automatisk generer mesh i ANSYS Workbench er det stor sannsynlighet for at man ender opp med store og lite optimale elementer. Ved store modeller kan man også ende opp med et ekstremt høyt antall elementer hvis man prøver å optimere meshet, i tillegg vil det ta svært lang tid å gjennomføre analysen. Antall noder som analysen tillater å kjøre er også styrt av lisensen, derfor kan det være helt nødvendig å gjennomføre forskjellige analyser av detaljerte detaljer i modellen.

#### Hovedmodellen:

Spenningsstoppene i modellen er i den mest belastede midtbejken med braketter, så det er valgt å prøve å forbedre elementene i denne bejken. Ved bruk av «Face Sizing» er elementene forbedret uten av det går over det antallet av elementer lisensen tillater. Også løftepunktet er det brukt «Face Sizing» for å få et bedre spenningsbilde.



Figur 50: Mesh av hovedmodellen, med et forbedret mesh av den ene midtbejken



Figur 51: Mech av løftepunktet

Tabell 23: Antall noder og elementer i hovedmodellen

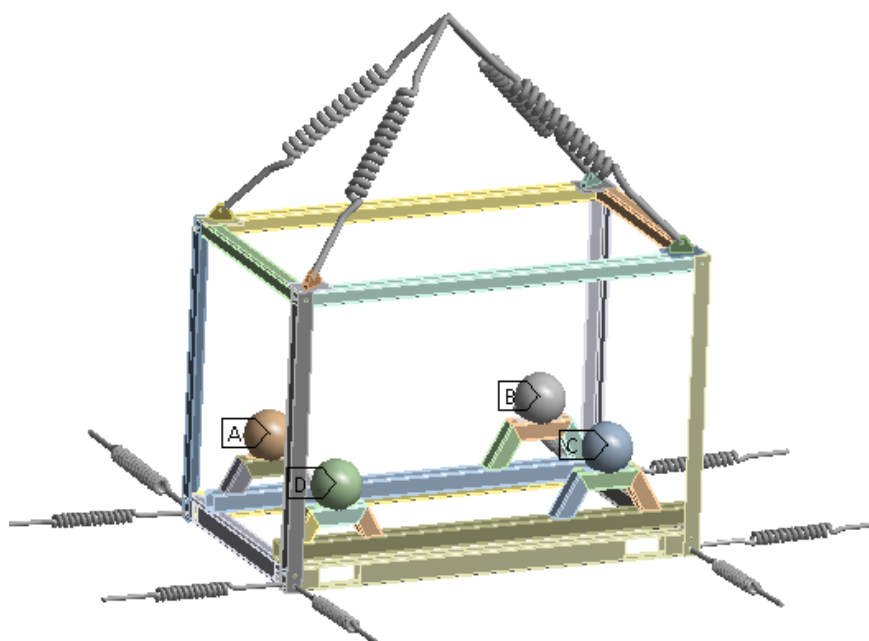
Type	Antall
Noder	225760
Elementer	107165

#### 5.1.4 Punktmasser og boundry condtions:

Det er lagt på punktmasser er hentet ut fra tidligere beregninger som tilsvarer design kraften på motorens ben som er i henhold med COG, det er i tillegg lagt inn gravitasjon for at kreftene skal virke i riktig retning. Det er lagt inn et nytt koordinatsystem som ligger i det punktet som løfteslyngene møtes, fra det nye koordinatsystemet til løfteørene er det lagt inn fjærer som skal simulere løfteslyngene. Videre er det lagt inn stabiliseringsfjærer i bunnrammen som kreves av DNV [3] Appendix C som er vist tabell 24. Det er også fjernet alle bindende kontaktflatene mellom stolpene og rammene, slik at det bare er boltene som holder løfterammen sammen.

Tabell 24: Utklipp fra DNV [3], Boundary conditions for modellen

Table C-1 Boundary conditions 4-point lifting						
	<i>x-trans.</i>	<i>y-trans.</i>	<i>z-trans.</i>	<i>x-rot.</i>	<i>y-rot.</i>	<i>z-rot.</i>
Lifting point	fixed	fixed	Fixed	free	Free	Free
Bottom corners	k=10N/mm	k=10N/mm	Free	free	Free	Free



Figur 52: Hovedmodellen i FEM analysen, med punktmasser og fjærer

Tabell 25: Boundary condition for hovedmodellen

	x-trans.	y-trans.	z-trans.	x-rot.	y-rot.	z-rot.
<b>Løftepunkt</b>	fixed	fixed	free	free	free	free
<b>Nedre Hjørner</b>	Fjær konstant	free	Fjær konstant	free	free	free

Tabell 26: Stivheten til fjærene som er lagt inn i modellen

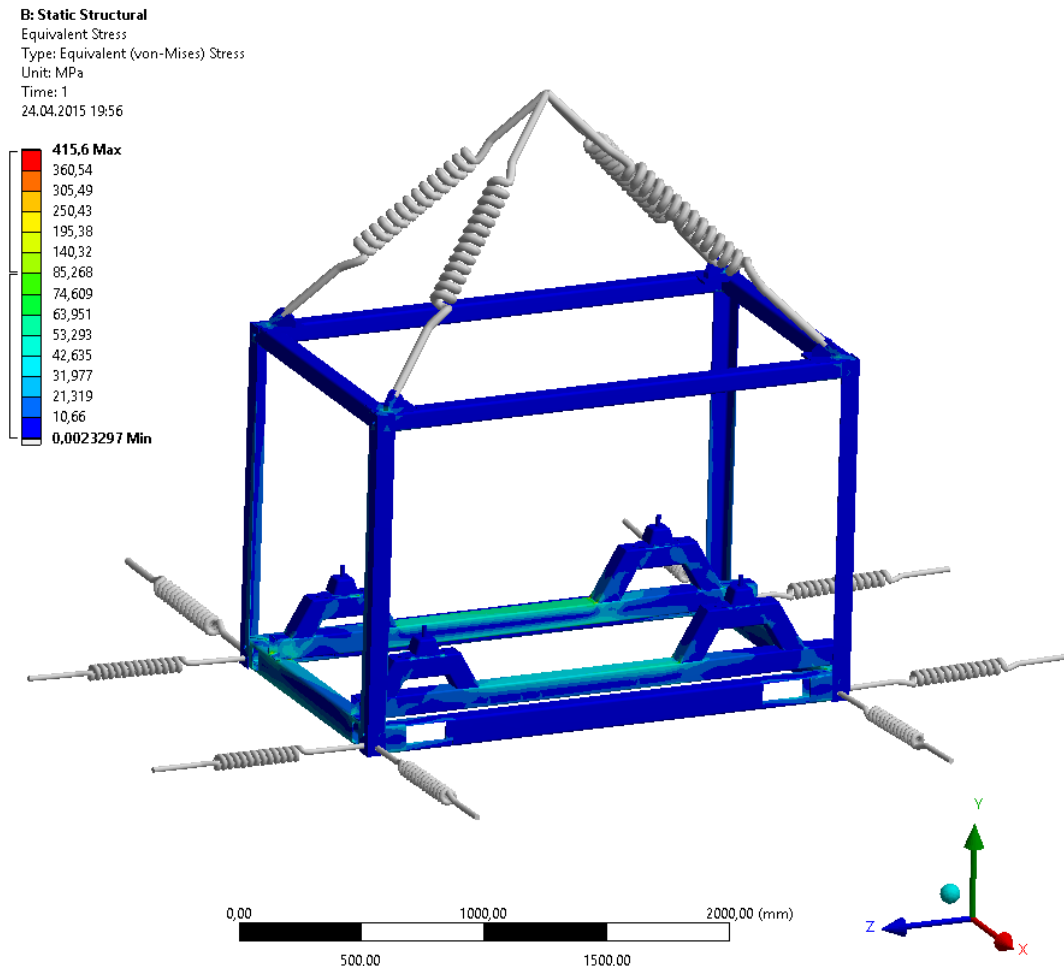
Fjærer	Longitudinal stiffness [N/mm]
Løfteslynger	50000
Stabiliserings fjærer	10

Tabell 27: Punktmassene som skal simulere design kraften F

Plassering	Punktmasse [kg]
A	856,99
B	846,44
C	564,29
D	571,33

### 5.1.5 Resultater

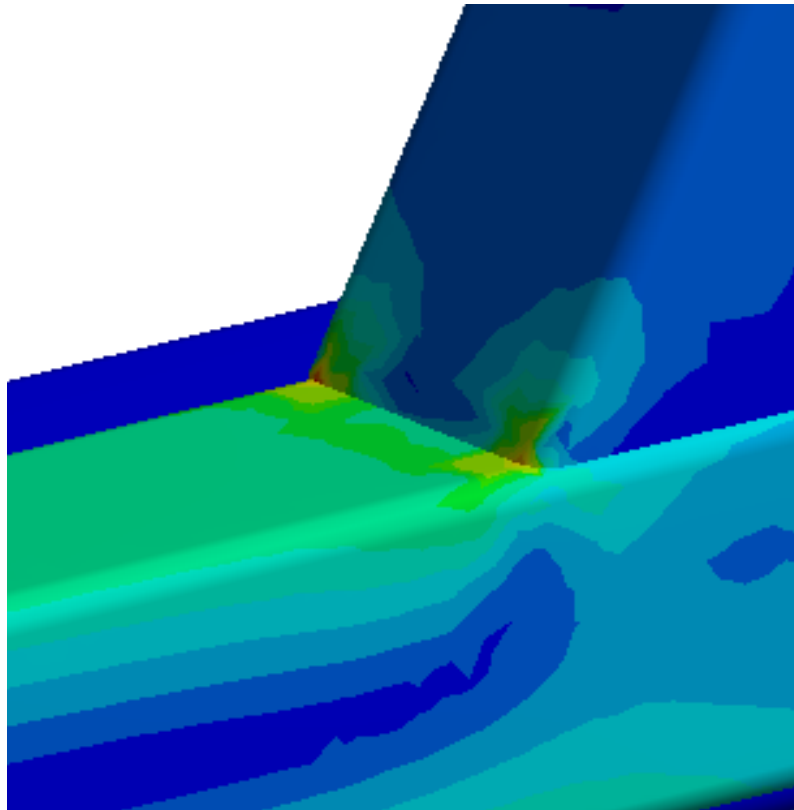
Siden FEM modellen er belastet med design kraften der vekten på løfterammen allerede er innregnet, vil modellen i FEM analysen bli mer belastet enn det som er gjort gjennom håndberegningene. Men Von Mises spenningene i FEM analysen stemmer fortsatt stort sett godt overrens med håndberegningene.



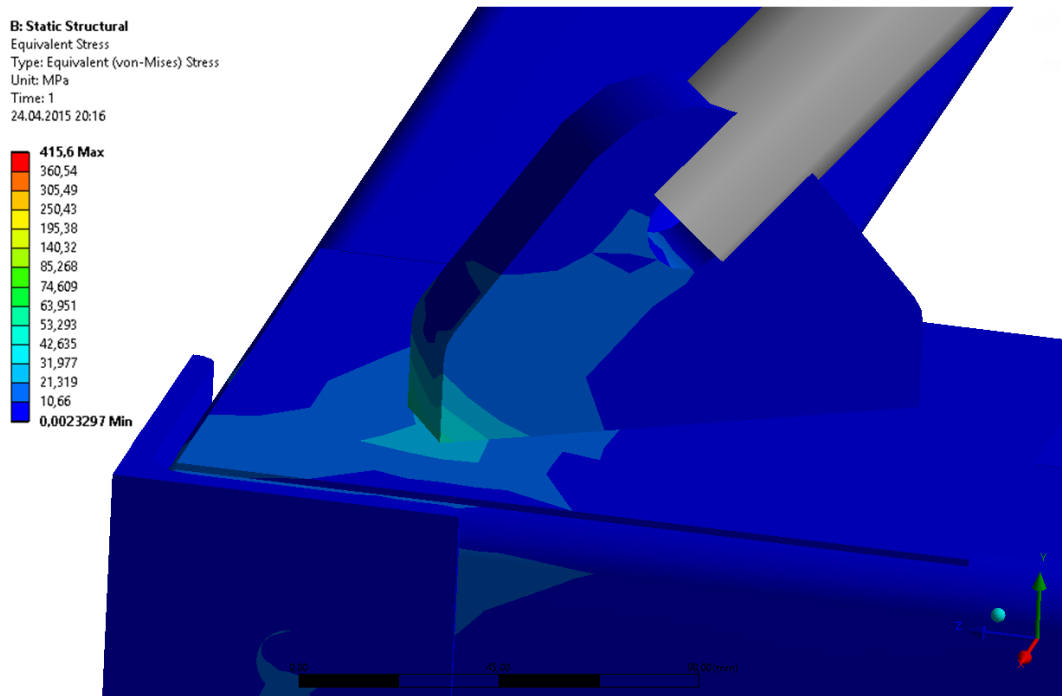
**Figur 53: FEM analysen som viser Von Mises spenninger til hovedmodellen**

I hovedmodellen er det spenningstopper over 400MPa som skyldes singularitet i modellen. Singularitet forekommer når krefter blir fordelt utover på et areal som går mot null. I denne modellen oppstår dette problemet mellom motorbrakettene og midtbejelken som er vist i figur 54.

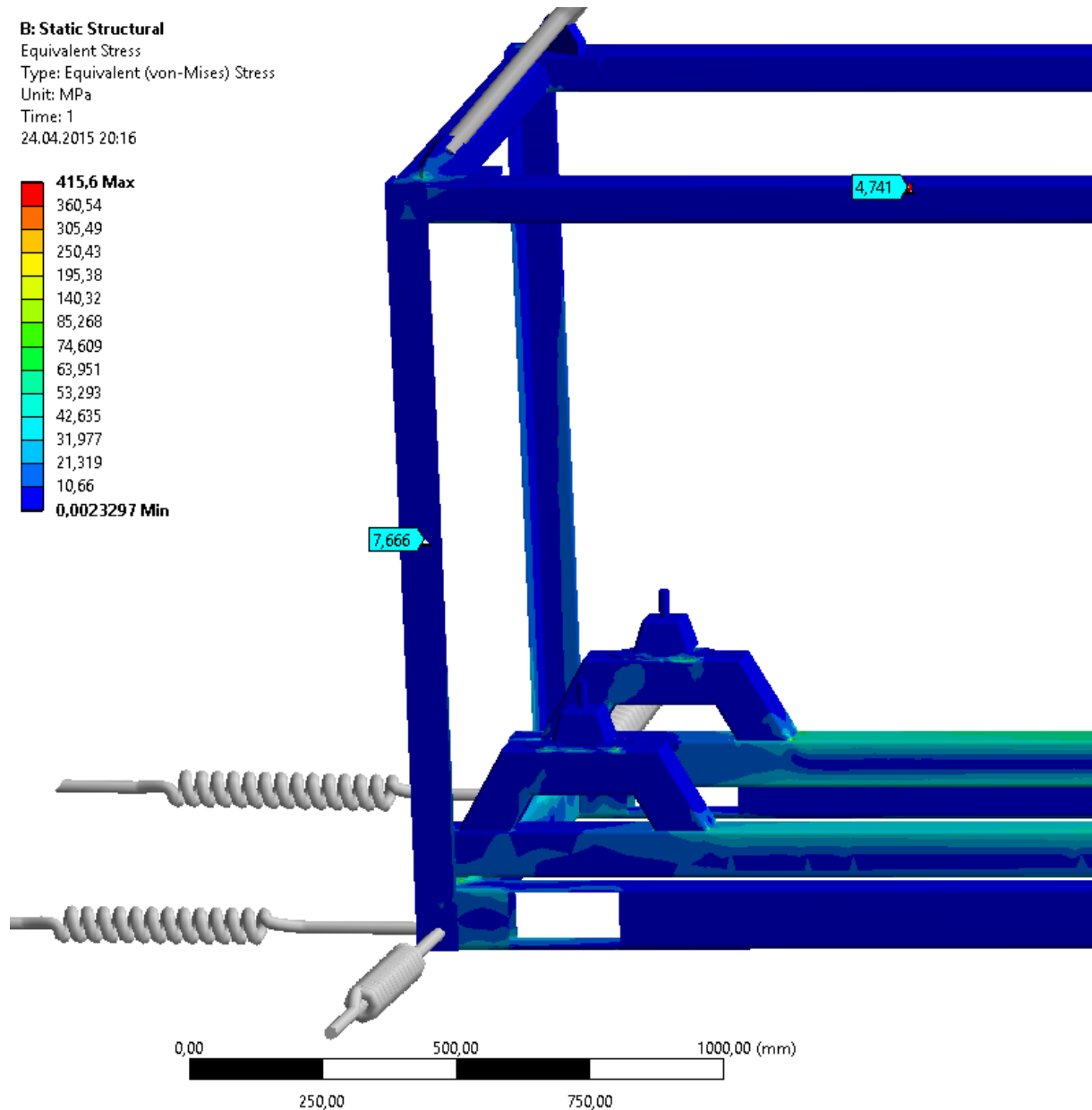




Figur 54: Singularitet i modellen som får spenningsene til å stige.

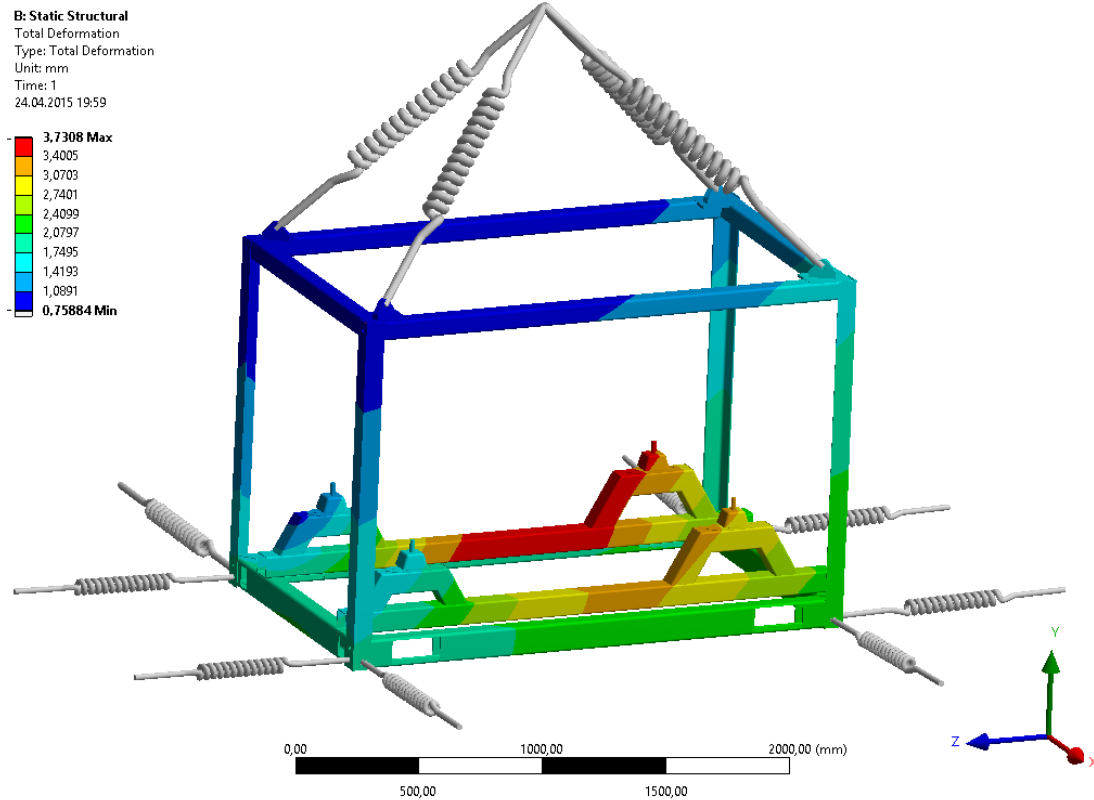


Figur 55: Spenningsbilde av løfteøret



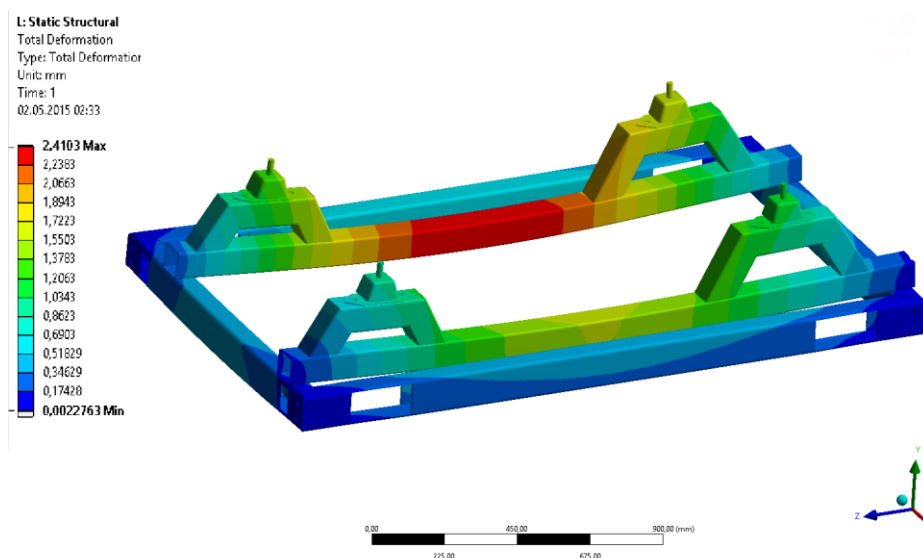
**Figur 56: Spenningsbilde av løfterammen med punkt spenninger på 7,66MPa i stolpen og 4,71MPa midt på toppbjelken**

Deformasjonen til hovedmodellen i figur 57 er på sitt maksimale 3,7mm, dette er ikke bare deformasjon. Dette er også hele løfterammen som har forskyvet seg, på grunn av at COG har forflyttet seg litt på grunn av at det ikke er tatt hensyn til den nye egenvekten til modellen etter at punktmassene er plassert.



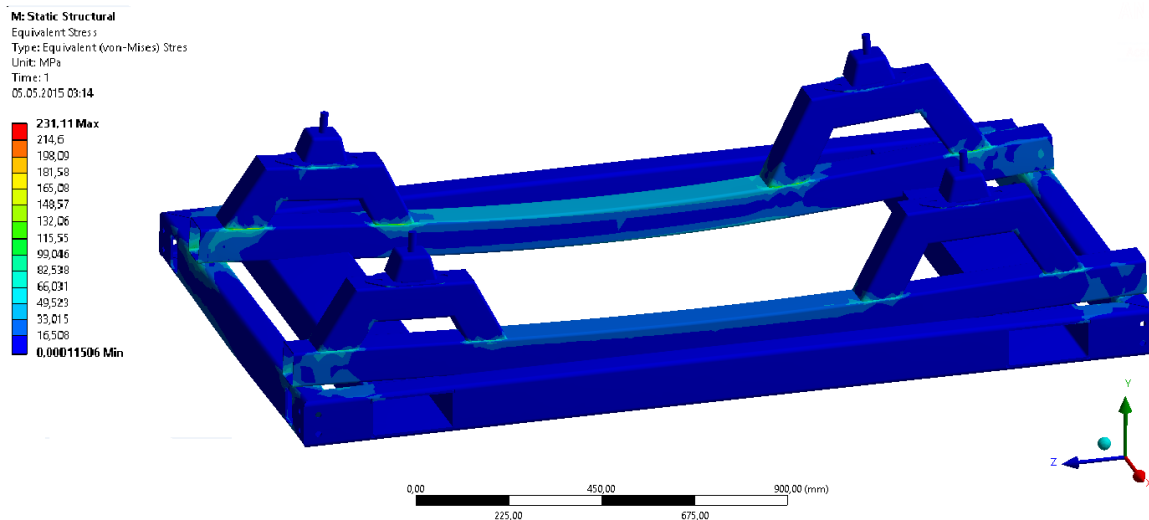
**Figur 57: Helhetlig forskyvning og nedbøyning i hovedmodellen, 3.7mm**

For å finne nedbøyningen til midtbjelkene er det gjennomført en FEM-analyse av bunnrammen. Punktmassene er de samme som på hovedmodellen, men alle bolthullene er satt fast i alle retninger og rotasjoner. Og da ender man opp med en nedbøyning på 2.4mm på den mest belastede midtbjelken, og dette er godt innenfor kravene som stilles.



**Figur 58: Maksimal nedbøyning i midtbjelken, tiltatt nedbøyning:  $2070/300 = 6,9\text{mm}$**

Det er også satt opp en FEM-analyse for når gaffeltruckken løfter løfterammen med motoren, det er lagt på de samme punktmassene som de tidligere FEM-analysene. Siden designkraften og gaffeltruckkraften er ganske like og i tillegg vil ikke spenningene være faretruende høye, aksepteres det å bruke den ordinære design kraften. Flaten der gafflene treffer gaffellommene settes fast i alle retninger og rotasjonsakser.


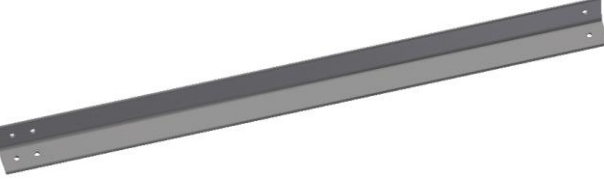

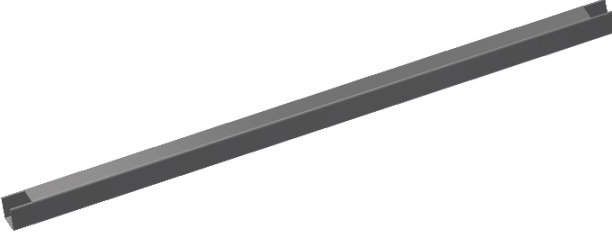


Figur 59: Von Mises spenninger når løfterammen løftes med gaffeltruck

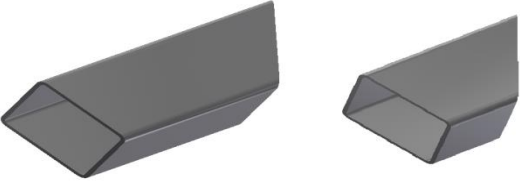
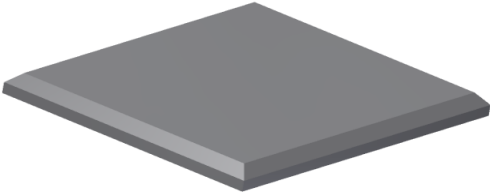
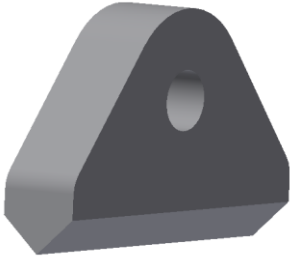
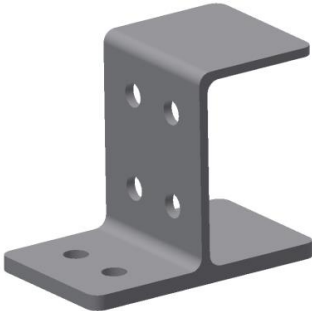
## 5.2 Bearbeiding og utforming

Produksjonen av løfterammen må foregå på et verksted som har de riktige kvalifikasjonene og muligheten til å følge opp alle kriteriene DNV [2] setter for produksjonen av løfterammen. De fleste elementene i løfterammen må bearbeides på en eller annen måte. Hulprofilene og vinkelstålene kan leveres av Ruukki, men også andre leverandører har disse profilene i sine kataloger. Resten av elementene bearbeides ut fra plater eller flattstål.

Tabell 28: Elementoversikt med produksjonsmetoder

Komponenter	Produksjonsmetode
<p>Hovedbjelker</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kappes 45° hver ende</li> <li>• Borres hull til stolpene</li> <li>• Alle endene må slipes eller kappes ned og gjøres klart til buttsveisen</li> </ul> <p>Bunramme:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Skjærer ut hullene med plasma til Gaffeltruckklommene</li> </ul> <p>Topprammen:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Skjærer ut en ny firkant i hvert hjørne med plasma for å få plass til platen til løfteøret</li> </ul>
<p>Stolper</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Borres hull til å festes til rammene</li> </ul>
<p>Gaffeltruckklommer</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Knekkes ut fra en plate</li> </ul>
<p>Midtbejelker</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kan kappes, eventuelt bruke plasma.</li> </ul>

Tabell 28: forts.

<p>Motorbraketter</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kappes 60° i hver ende</li> <li>• Borres</li> <li>• Alle endene må slipes eller kappes ned og gjøres klart til buttsveisen</li> </ul>
<p>Løfteøre plate</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kappes til riktig størrelse fra plate</li> <li>• Fuge freses ut chamfer på 45°</li> </ul>
<p>Løfteøre</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Freses ut fra 25mm tykk plate</li> </ul>
<p>Rammebraketter</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Øvrige del knekkes fra plate</li> <li>• Nedre del sveis på øvrige del med fullpenetrerende sveis</li> </ul>

Alle skarpe kanter skal graderes ned til minimum en radius på 2mm. Siden vinkelstålet har en radius på 10mm på innsiden, må hjørnene til topprammen og bunnrammen graderes ned til en radius på minimum 10 mm. Dette må tas hensyn til under sveising slik at det blir nok sveis i forbindelsen.

## 5.3 Material valg

### 5.3.1 Hoved konstruksjonen

DNV[2] krever at man skal bruke en enerskjent kode for materialets egenskaper, DNV [2] henviser til DNV-OS-B101[15] som sertifiseres etter EN 10204 og at stålet skal være godkjent for  $-20^{\circ}\text{C}$ . Ruukki leverer stålprofiler med kvalitet S355J2H som er i overenstemmelse med standarden EN 10219 som er akseptert av DNV [3] 3.1.2 og leveres med EN 10204-3.1 inspeksjons sertifikat. Ruukki har også de profilene som er brukt i modellen i sin produkt katalog.

**Tabell 29: Mekaniske egenskaper for stålqualität S355J2H[34]**

<b>Stålqualität</b>	<b>S355J2H</b>
<b>Flytegrense</b>	355 MPa
<b>Strekkfasthet</b>	510 – 680 MPa
<b>Forlengelse <math>A_5</math> % (min)</b>	50
<b>Skårslagsprøve temp. <math>^{\circ}\text{C}</math></b>	-20

**Tabell 30: Kjemisk sammensetting for stålqualität S355J2H[34]**

		<b>C</b>	<b>Si</b>	<b>Mn</b>	<b>p</b>	<b>S</b>	<b>CEV</b>
<b>S355J2H</b>	<b>Maksimum</b>	0,22	0,55	1,60	0,035	0,035	0,45
<b>EN 10219</b>	<b>%</b>						

### 5.3.2 Løftepunkt

DNV [2] krever at løftepunktet skal være i spesial eller primær stål, og ber om å se på DNV-OS-C101[16] tabell C1 for veiledning. DNV[16] tabell C1 forteller at ved et brudd vil det ha fatale konsekvenser. Siden ingen av spenningene rundt løftepunktet er i nærheten av den tillatte spenningen blir det valgt stålqualität S355J2 som er i samme stålqualität som primær konstruksjonen.

### 5.3.3 Overflatebehandling

Korrosjon er oksidasjon av metaller, og det kan oppstå når metallet kommer i kontakt med vann. Det er store utfordringer med korrosjonen ute i offshore sektoren på grunn av all fuktigheten og saltvannet som stadig blir påført. Og dette koster oljebransjen enorme mengder hvert år for å inspisere og utbedre skader i følge av korrosjon. Så dette gjør det ekstrem viktig at man beskytter så godt man kan mot korrosjon i et slikt miljø.

Fra DNV [2] 4.6 krever den at løfterammen skal være egnet for miljøet der den skal brukes, og bruk av korrosjons beskyttelse. DNV [2] krever også at elementene skal sandblåses til SA2.5 i henhold til ISO 8501-1, malingen skal være uorganisk sink/etyl/silikat basert eller tilsvarende og at den skal være robust. I følge standarden NORSOK M -501[17] skal alle skarpe kanter rundes av til en radius på minimum 2 mm før sandblåsing.

Hempel har diverse produkter for å forebygge korrosjon, en mulig malingstype som er beregnet for offshore bruk, kan være sinkepoksy HEMUDUR ZINC 18560 som er i henhold til ISO 12944-5 som er godkjent av M-501[17],[18]

Senioringeniør Bjørn Brenna anbefalte å varmgalvanisere løfterammen på grunn av at dette gir en meget god bestandighet mot rust og at det er mye letter å få dekket innvendig i profiler enn det maling kan være. DNV[15] krever at løfterammen skal sandblåses til SA2.5 og at galvaniseringen skal være i henhold med ISO1461. I tillegg kan det dekkes til med en epoksy blanding hvis det er behov for det [19].

Hvis ikke hele løfterammen varmgalvaniseres, så kan det være en mulighet for å varmgalvanisere bunnrammen siden den skal stå ute sammen med motoren.



Figur 60: Galvaniserte rørprofiler [35]



## 5.4 Inspeksjon

Det er svært viktig at løfterammen blir inspisert under produksjon, etter produksjon og periodiske inspeksjoner når løfterammen er i virksomhet. Grunnen til at det skal inspiseres under og etter produksjon er at det kan oppstå eventuelle skader på elementene som vil svekke konstruksjonen, det kan også forekomme porer og hull i sveisen som ikke er akseptert. Selv om løfterammen skal tåle svært mange belastinger er det fortsatt viktig med periodiske inspeksjoner, dette kommer av at løfterammen kan bli utsatt for vibrasjoner og andre uheldige belastinger som kan svekke konstruksjonen.

Fra DNV [2] tabell 4-1 skal butt-sveis, altså den sveisen som binder alle bjelkene sammen skal inspiseres visuelt 100 %, magnetisk test 20 % ultrasonisk 100 % og røntgen 10 %. For T-joints fullpenetrasjons sveis inspiseres visuelt 100 %, magnetisk test 100 % og ultrasonisk 100 %. Det skal ikke være lenger enn et år mellom inspeksjonene og konstruksjonen skal alltid inspiseres etter reparasjon eller en forandring i følge DNV [2] tabell 8-1. Inspeksjon må også bli gjennomført av DNV eller av inspektører som har riktig autorisering.

## 5.5 Merking

Det er viktig at løfterammen merkes godt slik at den ikke blir brukt på feil måte og at det er lett å lese for en person som står ved siden av løfterammen. DNV [2] 6 krever også at informasjonen skal være plassert på minst to steder, ha farger som skiller seg ut og at teksten ikke skal være mindre enn 50mm høy. Det skal lages en informasjonsplate og en inspeksjonsplate, platene må være av korrosjons bestandig materiale som skal festes i en synlig posisjon. Og informasjonen på platene skal være på engelsk.

**Tabell 31: Informasjonsplaten til løfterammen**

PORTABLE OFFSHORE UNIT	
Type of PO Unit and Operational call:	A, R60
Manufacture:	-
Production year:	-
Manufacture's serial number:	-
MGW, maximum gross weight:	1853,9 kg
Tare mass:	403,9 kg
Payload:	1450,0kg
Design sling angles:	Front: 45°, Back: 42°
Design temperature:	Minimum –20°C
DNV's inspectors stamp	-

**Tabell 32: Inspeksjonsplaten til løfterammen**

INSPECTION DATA - PORTABLE OFFSHORE UNIT	
Certificate number.	
MGW, maximum gross weight:	1853,9 kg
Owner, telephone number:	-
Date of last inspection	-

Inspeksjonsplate skal ha muligheten til å registrere ni inspeksjoner før den blir full. I tillegg skal det bli markert hvem side som er foran slik at ikke løfteslyngene settes på feil.

## 6. Presentasjon av løfterammen

### 6.1 Visualisering



Figur 14: Løfterammen med tilhørende løftesett, sjakler, løftehode og toppløkke er hentet fra [tracepartsonline.net](https://tracepartsonline.net) [39]



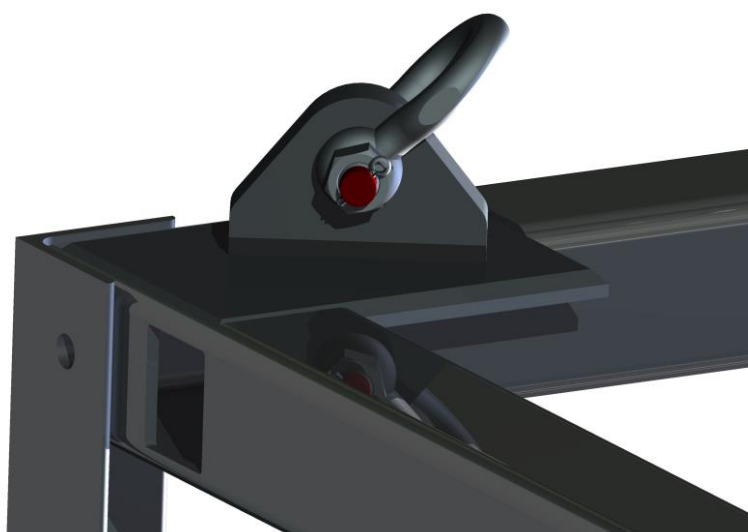
Figur 15: Løfterammen med motoren Volvo Penta BM13-800



Figur 16: Topprammen med sjakler[39]



Figur 17: Bunnrammen med festebrakettene



Figur 18: Utsnitt av løftepunktet i løfterammen[39]

## 6.2. Material og produksjonskostnader

For å beregne material og komponentkostnadene til løfterammen er det tatt utgangspunkt i Ruukki sine listepreiser for profiler og plater[38]. For løftesettet er det tang utgangspunkt i pristilbudet som Henrik Vangen fikk til sin masteroppgave i 2012[20]. Det er lagt inn en faktor for å justere prisene, for materialprisene fra Ruukki er det tenkt at det vil oppstå svinn og at man ikke får kjøpt foretrukne lengder. For de komponentene som er listet opp med pris er dem god del større enn de som er brukt i denne oppgaven så det er valgt å bruke en faktor på 0,75.

**Tabell 33: Material og komponentkostnad kalkyle**

komponenter	Material og komponent kostnader			
	Kostnad	Kg/antall	Faktor	Sum
120x80x6	31,0 kr/kg	101,8 kg	1,5	4734
90x90x4	31,0 kr/kg	96,2 kg	1,5	4474
80x80x6	31,0 kr/kg	82 kg	1,5	3813
80x80x6 (Vinkel)	33,5 kr/kg	42,8 kg	1,5	2150
416x1250x6 (plate)	21,0 kr/kg	69,8 kg	2	2932
183x143x12(plate)	16,5 kr/kg	1,2 kg	4	80
133x76,7x23,8 (plate)	16,0 kr/kg	0,4 kg	4	26
Sjakkell	1676 kr/stk.	4 stk.	0,75	5028
Ståltau	9485 kr/stk.	4 stk.	0,75	28 455
Løftehode	4020 kr/stk.	1 stk.	0,75	3015
Toppløkke	1540 kr/stk.	1 stk.	0,75	1155
<b>Sum komponenter</b>				<b>55 862</b>

Det er laget en grov kalkyle for produksjonskostnadene for løfterammen, det gjort antagelser for timesprisen og hvor lang tid det tar å gjennomføre de forskjellige operasjonene.

**Tabell 34: Grov kalkyle for produksjonskostnader**

Prosess	Pris per time	Timer	Sum
Rigging	800	2	1600
Kappe/skjære	800	10	8000
Borre/fres	800	5	4000
Sveising	800	10	8000
Sliping	800	3	2400
Overflatebehandling	600	25	15000
<b>Sum kostnader</b>			<b>43000</b>

## 7. Diskusjon

Gjennomgående i oppgaven er de beregnede spenningene og levetiden i forhold til utmatting til de forskjellige komponentene på svært trygg side med henhold til hva offshoresektoren krever fra standardene. Grunnen til at løfterammen er overdimensjonert er først og fremst kravene som DNV[2] setter for materialtykkelse av bærende elementer. Det er også tatt utgangspunkt i hva som leveres av profiler fra de mest profilerte stålleverandørene. Siden det er så lave spenninger i modellen er det mulig å velge andre profiler som tilfredsstillende de samme kravene til materialtykkelse, men siden det er et ønske om å ha et robust utseende som kvadratiske hulprofiler vil ha og i tillegg er det ikke så mye å spare på å forandre tverrsnittet.

Det er gjennomført statiske håndberegninger av de forskjellige dimensjonerende bjelkene i løfterammen. For å gjennomføre de statiske beregningene er det gjort noen forenklinger for å effektivisere og forenkle utregningene. Kreftene som brukes i beregningene er dekomponert fra tyngdepunkter til den sammensatte modellen. Men det virker slik at resultatene fra de statiske beregningene stemmer stort sett godt overens med de resultatene som har kommet fra under FEM-analysen som er gjennomført i ANSYS Workbench. I Midtbejken kan det se ut som at resultatene fra håndberegningene varierer litt fra FEM-analysen, men siden det er gjort en forenkling av situasjonen og at spenningene ikke er regnet ut på samme plass, er det forventet at de ikke stemmer helt overens med hverandre.

For toppbjelkene er det valgt en kvadratisk hulprofil, bjelken er verken utsatt for bøyespenninger eller noen store trykkspenninger, så det er som forventet at resultatene for knekking er svært lave. Også resultatene fra skrueforbindelsene er på trygg side med god margin, det er et ønske om å ha et robust utseende og det er lite eller ingenting å tjene på å gå ned på boltstørrelsene.

Resultatene fra utmattingsbrudd viser også at det er ingen fare for brudd i rammens levetid. Utmattingsberegningene som er gjennomført for midtbejken i sveisesonen er det valgt en konservativ SN-kurv for å være på sikker side.



For oppbygningen av hovedmodellen i FEM-analysen er det brukt «boundary condition» og fjærkonstantene som kreves av DNV [3]. Det er prøvd å bruke forskjellige metoder for å lage et godt mesh, siden det er en av de mest kritiske delene i FEM-analysen. Men når lisensen setter en grense for hvor mange noder det er tillatt å ha i meshet vil dette gå utover nøyaktigheten i modellen. Derfor er det bare prøvd å forbedre meshet i de mest utsatte områdene i modellen, dermed er det noen områder i modellen som har et fint mesh mens andre områder har et grovt og mindre optimalt mesh. Det er en viss fare for at spenningene og kreftene i det grove meshet ikke fordeler seg utover slik det skal og vil gjøre resultatene unøyaktige[36].

Singulariteter er forklart i kapittel 5.1.5 og er et kjent problem i FEM analyser, siden singularitetene i denne modellen er lokalisert og forklart blir det ikke tatt noen nevneverdige hensyn til de høye spenningskonsentrasjonene.

Egenfrekvensen til bunnrammen er beregnet i ANSYS Workbench med modal analyse, det er valgt å sette på punktmasser for å simulere motoren. Det er satt opp opplagringspunkter som er låst i hvert hjørne i bunnrammen.

## 8. Konklusjon og anbefalinger

### 8.1 Konklusjon

I denne oppgaven er det utviklet en demonterbar løfteramme som har i oppgave å transportere motoren Volvo Penta DM13-800 ut i offshore sektoren og tilbake igjen når det er behov for det. Det er også gjort mulig å sette igjen bunnrammen slik at motoren har en ramme å stå på når den er montert på plass. Alle elementvalg, design og beregninger skal møte kravene som offshore sektoren krever, dette gjelder primært standardene DNV[2] og NORSOK [2].

Det er gjennomført statiske beregninger av alle dimensjonerende bjelker i løfterammen, og samtlige av bjelkene er godt innenfor Von Mises grensen DNV krever.

Ved utmattingsberegningen er det brukt DNV[4] og er det ingen fare for et utmattingsbrudd i løfterammens levetid, det er også valgt en mer konservativ SN-kurve der det er noe usikkerhet i hvordan situasjonen er. Det er gjennomført FEM analyser som er i henhold med DNV [3], resultatene fra FEM analysen stemmer godt overens med håndberegningene som er gjennomført for løfterammen. Nedbøyningen fra FEM-analysen er også godt innenfor aksepterte grenser for løfterammen.

Det er valgt stål kvalitet S355J2 som kan leveres av Ruukki med de profilene det er behov for. Løfte setter altså sjakler, ståltau osv. er valgt ut i henhold med gjeldene standarder fra leverandører med riktig sertifiseringer.

Det er også gjennomført modal analyse i ANSYS Workbench for å finne egenfrekvensen til bunnrammen når den boltet fast i hvert hjørne, bunnrammen har en egenfrekvens på 7,53Hz mens motorens turtall har en frekvens på 38,33Hz som er godt utenfor resonansområdet. Det er også valgt ut en vibrasjonsdemper fra Schwingmetall sitt sortiment som passer motorens vekt og vil ha en isolasjonsfaktor på over 90%



## 8.2 Anbefalinger og resultater

Anbefalinger og resultater for løfterammen er listet opp nedenfor

- Løfterammen er designet og beregnet for å kunne brukes flere ganger etter standardene for offshoresektoren
- Det er mulighet for å kunne bruke bunnrammen for motoren nå den er montert på plass
- Alle delene til løftesettet er godkjent av standardene
- Egenfrekvensen til bunnrammen er utenfor resonansområdet til motoren driftsområde
- Det er utarbeidet arbeidstegninger og tekniske henvisninger til løfterammen
- Løfterammen er laget i stål kvalitet S355J2H
- Størrelse:  $2162\text{mm} \times 1262\text{mm} \times 1546,7\text{mm}$
- Estimert vekt: 367,2 kg

## 8.3 Videre arbeid

Videre arbeid for løfterammen er det listet opp under

- Gjennomføre beregninger for sjøtransport
- Redusere riskfaktorene som er beskrevet i DNV[2] 3.3.2
- Lage festepunkt for vibrasjonsdemperen
- Lage prototype og teste denne etter krav fra DNV [2]
- Utarbeide og teste muligheten for å lage en aluminiums løsning

## 9. Litteraturreferanser

### Skriftlige kilder:

1. NORSOK (2012): NORSOK R-002, Lifting equipment Edition 2, , 186 sider
2. DNV (2011): DNV 2.7-3, Portable offshore units, 45 sider
3. DNV (2006): DNV 2.7-1, Offshore containers, 60 sider
4. DNV (2010): DNV-RP-C203, Fatigue design of offshore steel structures, 142 sider
5. Eurokode 3: Projektering av Stålkonstruksjoner
6. CarlStahl, original bruksanvisning, Revisjon no. 7, Sigmund Andreassen, 28 sider
7. Terjesen, Geir (2014): SkrueEC3, UTDRAG FRA Prosjektering av stålkonstruksjoner, sider 14
8. Eurokode 3(2009): Prosjektering av stålkonstruksjoner, NS-EN 1993-1-8:2005+NA:2009
9. Terjesen, Geir (2014): Grunnleggende om utmatting i metaller, IMT/NMBU, 66 sider
10. Terjesen, Geir (2014): TMP301: Utmatting 2, IMT/NMBU, 53 sider
11. Tore Dahlberg (1990): Teknsik hållfasthetslara, ISBN 91-44-31451-5
12. Dahlvig G, Christiansen S, Strømnes G(1991): Konstruksjonselementer, ISBN 8258507001
13. Terjesen, Geir (2014): Global knekkebergeninger uten standard, IMT/NMBU, 26 sider
14. Ottoolsen SCHWINGMETALL Vibrasjonsdempere
15. DNV (2009): DNV-OS-B101 Metallic materials, 49 sider
16. DNV (2008): DNV-OS-C101 Design of offshore steel structures, 49 sider
17. NORSOK (2012): NORSOK N-501, Surface preparation and protective coating, 32sider
18. Hempel: Slik velger du riktig malingsystem, ISO\_BROCHURE\_NO.pdf, 21 sider
19. DNV(2007): DNV-RP-B101 Corrosion protection of floating production and storage units, 30 sider
20. Vangen, H(2012): Utvikling av et offshore løfteåk SWL 20 tonn, vedlegg D, Certex pristilbud, 109 sider

**Internettkilder:**

21. Regjeringen: <https://www.regjeringen.no/nb/tema/energi/olje-og-gass/norsk-oljehistorie-pa-5-minutter/id440538/> (sist lest: 11.05.15)
22. Wikipedia: [http://no.wikipedia.org/wiki/Alexander\\_L.\\_Kielland\\_\(plattform\)#/media/File:Alexander\\_L\\_Kielland\\_and\\_Edda\\_2-7C\\_NOMF-02663-1-650.jpg](http://no.wikipedia.org/wiki/Alexander_L._Kielland_(plattform)#/media/File:Alexander_L_Kielland_and_Edda_2-7C_NOMF-02663-1-650.jpg) (sist lest: 11.05.15)
23. Wikipedia: <http://no.wikipedia.org/wiki/Standard> (sist lest: 11.05.15)
24. DNV: [http://dnv.no/mer\\_om\\_dnv/profile/om\\_oss/index.asp](http://dnv.no/mer_om_dnv/profile/om_oss/index.asp) (sist lest: 11.05.15)
25. Wikipedia: [http://no.wikipedia.org/wiki/Dataassistert\\_konstruksjon](http://no.wikipedia.org/wiki/Dataassistert_konstruksjon) (sist lest: 11.05.15)
26. Store norske leksikon: <https://snl.no/elementmetoden> (sist lest: 11.05.15)
27. Wikipedia: [http://en.wikipedia.org/wiki/Types\\_of\\_mesh](http://en.wikipedia.org/wiki/Types_of_mesh) (sist lest: 11.05.15)
28. Smithstal: <http://www.smithstal.no/SmithStaal/Produkter/lagerkatalog-smithstal.no.pdf> (sist lest: 11.05.15)
29. Certex: [http://www.certex.no/no/sjaker/crosby-sjakk-g-2130-h-mmutterbolt\\_13051](http://www.certex.no/no/sjaker/crosby-sjakk-g-2130-h-mmutterbolt_13051) (sist lest: 11.05.15)
30. Certex: [http://www.certex.no/no/generell-wire/staltau-6x19-fc\\_12674](http://www.certex.no/no/generell-wire/staltau-6x19-fc_12674) (sist lest: 11.05.15)
31. Ruukki: <http://www.ruukki.no> (sist lest: 11.05.15)
32. Certex: [http://www.certex.no/no/ringer-og-lkker-/lftehode-crosby-a-1346\\_13232](http://www.certex.no/no/ringer-og-lkker-/lftehode-crosby-a-1346_13232) (sist lest: 11.05.15)
33. Certex: [http://www.certex.no/no/ringer-og-lkker-/toppring-crosby-a-1343\\_13231](http://www.certex.no/no/ringer-og-lkker-/toppring-crosby-a-1343_13231) (sist lest: 11.05.15)
34. Certex: [http://www.certex.no/no/kroker/crosby-n320-ye\\_13039](http://www.certex.no/no/kroker/crosby-n320-ye_13039) (sist lest: 11.05.15)
35. Ruukki: <http://www.ruukki.no/Stal/Hulprofiler/Rektangulære-hulprofiler/Ruukki-double-grade-S420MHS355J2H-rektangulær> (sist lest: 11.05.15)
36. Galvaniserte rørprofiler: [http://www.tfsport.no/ballfangernett\\_203.html](http://www.tfsport.no/ballfangernett_203.html) (sist lest: 11.05.15)
37. Ansys: <http://www.ansys.com/Products/Workflow+Technology/ANSYS+Workbench+Platform/ANSYS+Meshing> (sist lest: 11.05.15)
38. Ruukki: <http://www.ruukki.no/Stal/Lagerkatalog---prisliste> (sist lest: 11.05.15)
39. Tracepartonline: [http://www.tracepartonline.net/\(S\(02ssqbz114unzcgwhugoleyt\)\)/content.aspx](http://www.tracepartonline.net/(S(02ssqbz114unzcgwhugoleyt))/content.aspx) (sist lest: 11.05.15)

## 10. VEDLEGG

### **Skriftlige vedlegg**

Vedlegg A – Refleksjonsnotater

Vedlegg B – Arbeidstegninger av løfterammen

Vedlegg C – Innkjøpte ferdige elementer

Vedlegg D – Datablad Volvo Penta DM 13-800

### **Elektroniske vedlegg**

Vedlegg E – Autodesk Inventor, sammenstilling av løfterammen

Vedlegg F – Autodesk Inventor, sammenstilling av løfterammen med skruer, bolter og skiver

Vedlegg G – ANSYS Workbench inputfil

## Vedlegg A - Refleksjonsnotater

Design og beregne løfterammen har vært en lærerik prosess, spesielt det å bruke forskjellige standarder var lærerikt. Men har vært svært krevende å få med seg alle detaljene standardene krever og ikke hoppe over noe som skal være med. Faget TMP301 har vært viktig i forkanten av en slik oppgave, siden faget tar for seg så å si alle aspektene som man må ta hensyn til, så heftene til faget har vært flittig brukt gjennom arbeidet med oppgaven.

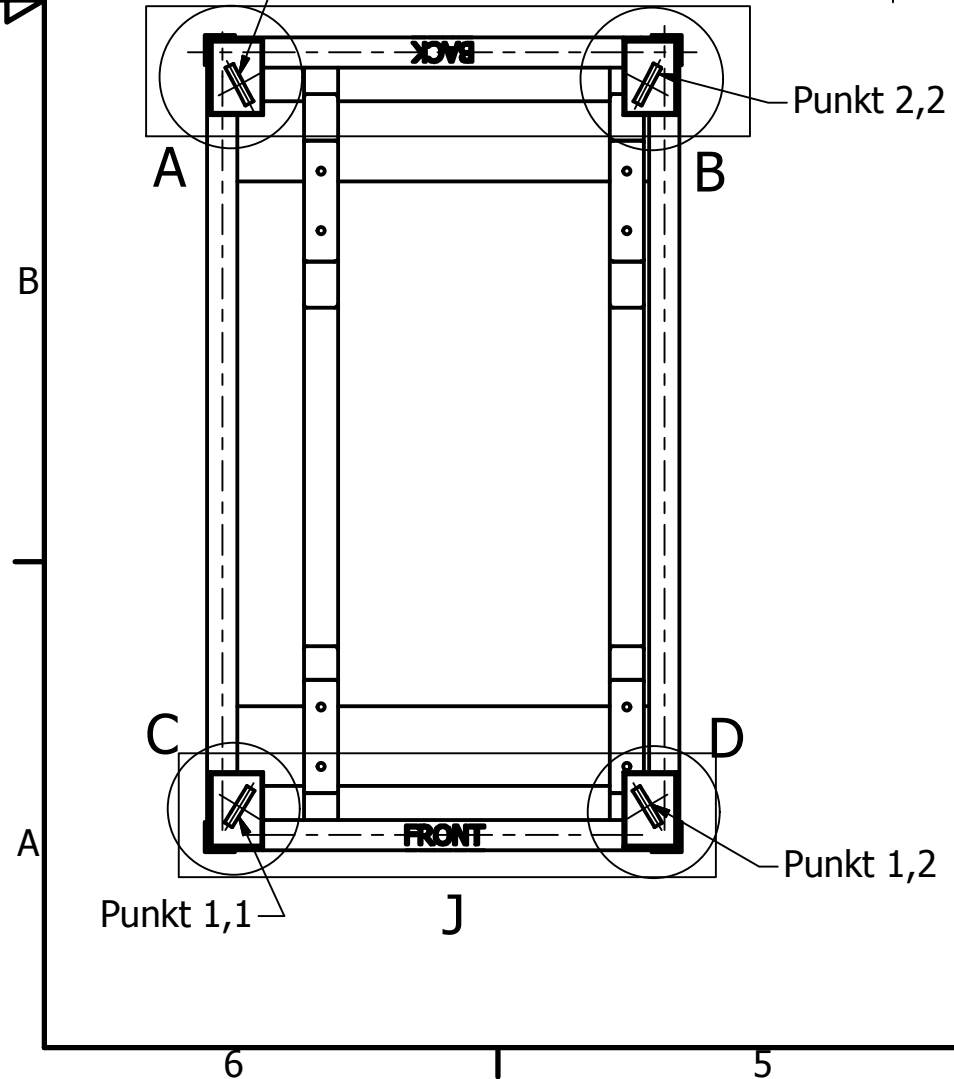
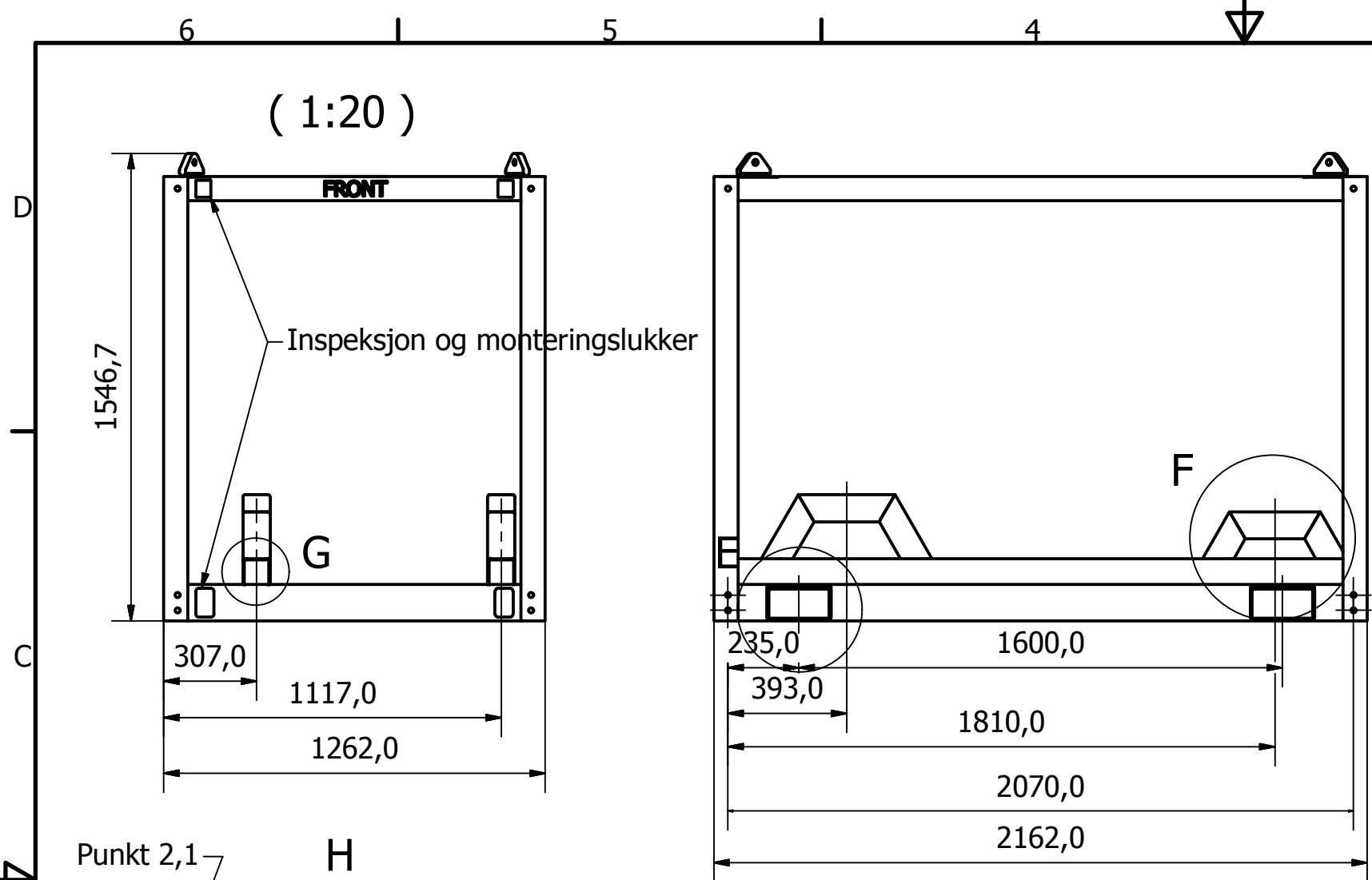
Jeg har opplev at det er svært vanskelig å få teknisk informasjon ut fra bedrifter om deres produkter, nå snakker jeg om alternative objekter kunne vært inne i løfterammen (pumper, motorer osv.). Men det har til gjengjeld vært konstruktivt og nyttig å snakke med veileder og medstudenter om problemstillinger til oppgaven og rapporten.

Arbeidet i Ansys Workbench har vært spennende og til noen tider svært frustrerende, jeg syntes det har vært for lite arbeid med FEM-analyse i studietiden. Så det har vært nyttig å kunne prøve seg i Workbench og jobbe med en litt større oppgave og bruke litt tid på det.

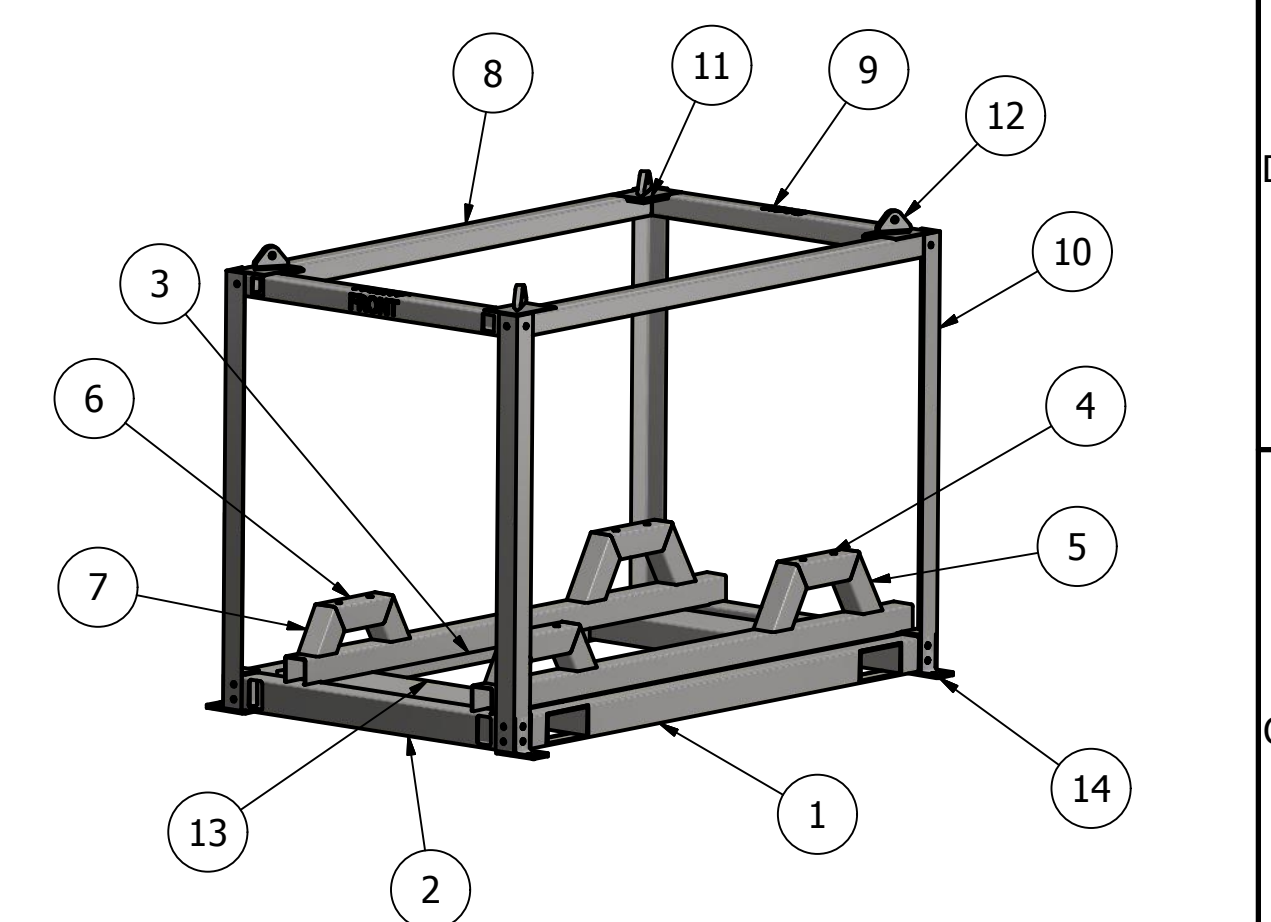
Hvis jeg skulle gjort oppgaven på nytt ville jeg brukt mer til på startfasen i oppgaven, sette meg grundigere inn i oppgaven og finne ut hva som kreves og drøftingen av konseptet til løfterammen.



## VEDLEGG B, C og D

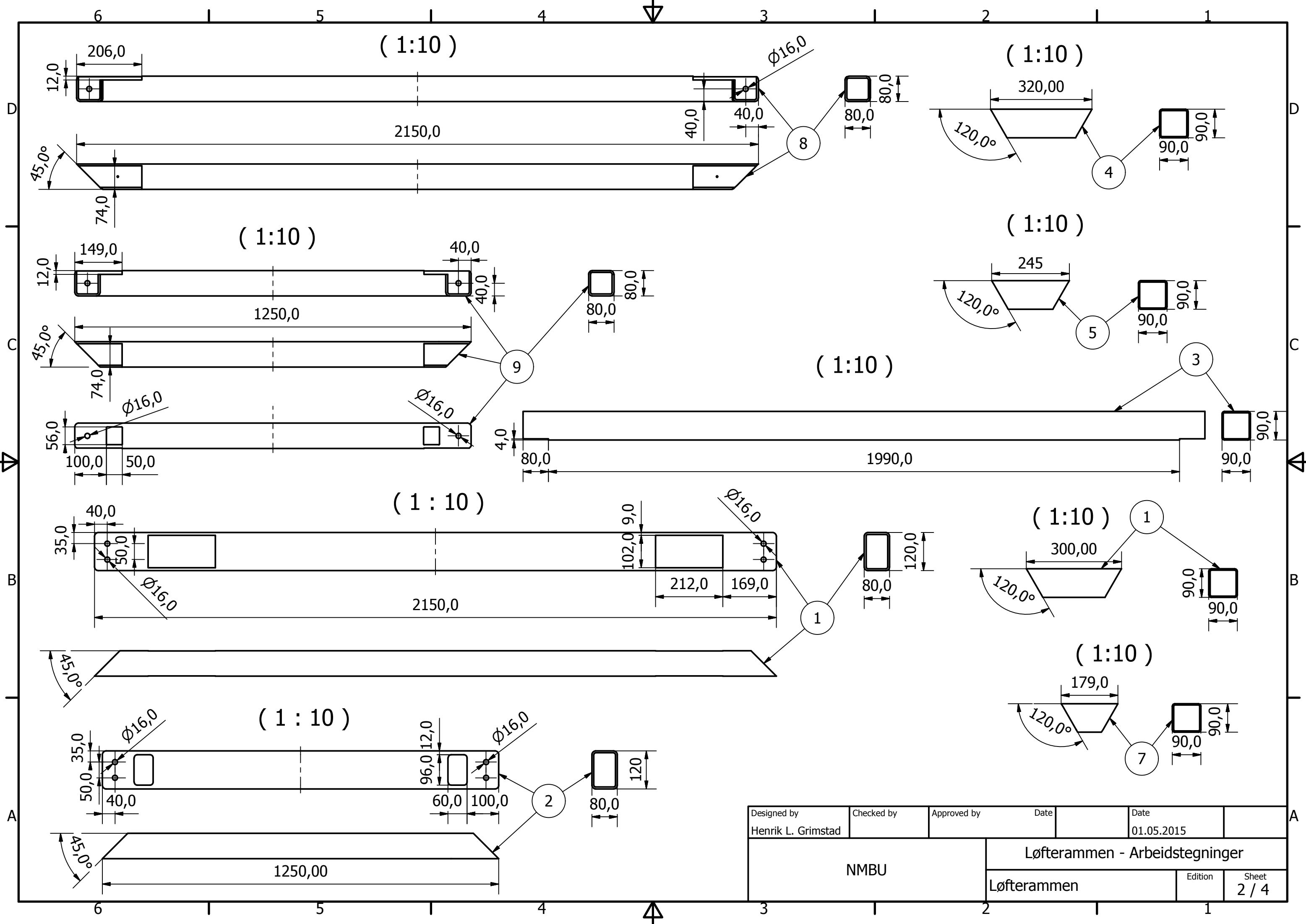


-Alle skarpe kanter skal graderes til 2mm  
 -Sveisesprut skal slipes vekk før overflatebehandling  
 -Hvis det oppstår noen skader på løfterammen skal det rapporteres til ingeniør avdelingen.  
 -Hullene til motorbrakketten borres opp etter montering  
 -Symetriske utsnitt er kunn målsatt på en side



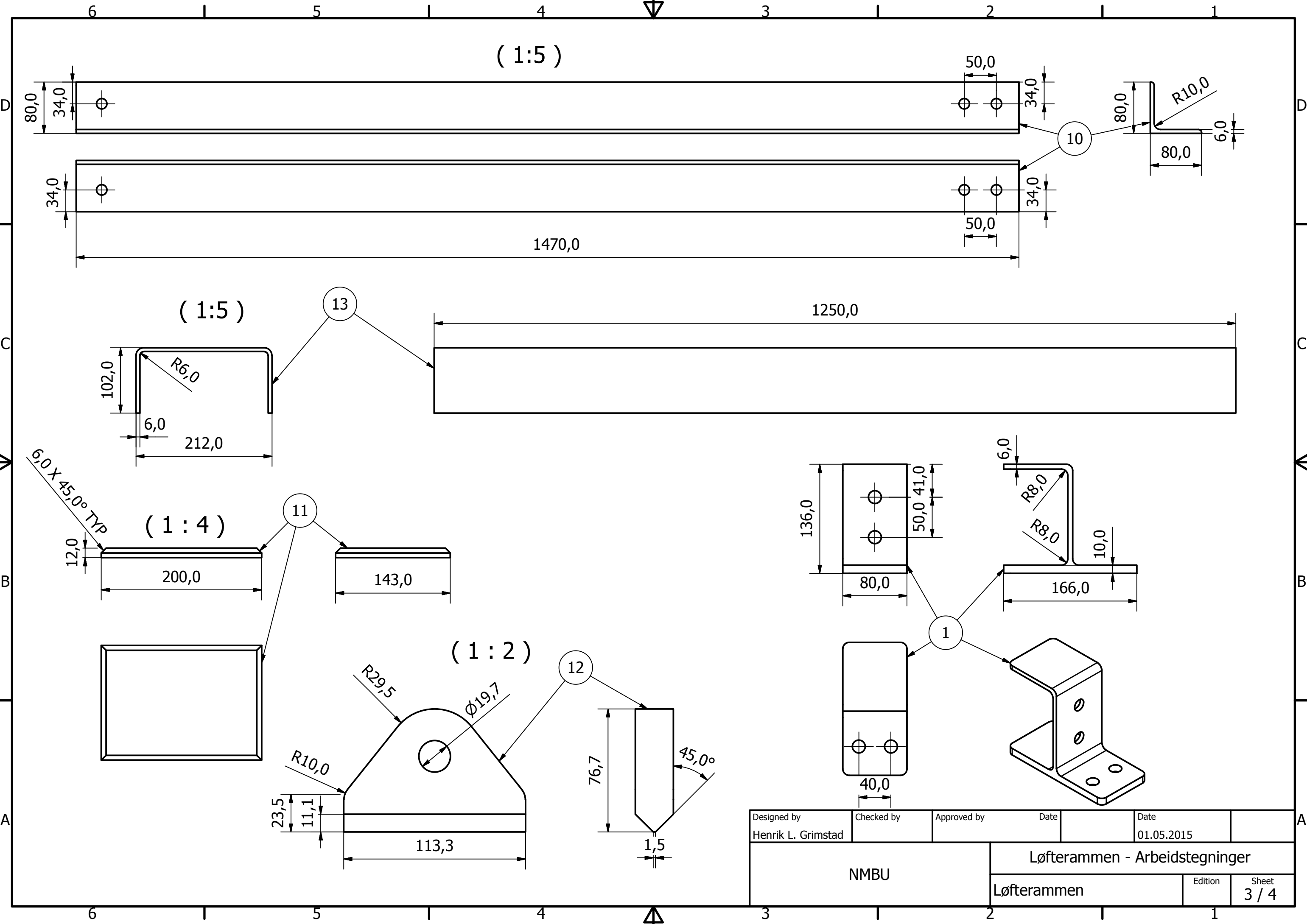
Estimert vekt: 367,2 kg

PARTS LIST				
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	MATERIAL
1	2	120x80x6-2150	Hovedbjelke	S355H2J
2	2	120x80x6-1250	Hovedbjelke	S355H2J
3	2	90x90x4-2150	Midtbejelke	S355H2J
4	1	90x90x4-320	Motorbrakket	S355H2J
5	2	90x90x4-245	Motorbrakket	S355H2J
6	1	90x90x4-300	Motorbrakket	S355H2J
7	2	90x90x4-179	Motorbrakket	S355H2J
8	2	80x80x2150	Toppbejelke	S355H2J
9	2	80x80x1250	Toppbejelke	S355H2J
10	4	80x80x6-1470	Vinkelstål	S355H2
11	4	183x143x12	Løfteøreplate	S355H2
12	4	113x76,7x23,8	Løfteøre	S355H2
13	2	212x102x6-1250	Gaffeltrucklomme	S355H2
14	4	1014315	Rammebraketter	S355H2
Designed by		Checked by	Approved by	Date
Henrik L. Grimstad				01.05.2015
NMBU			Løfterammen - Arbeidstegninger	
			Løfterammen	Edition Sheet 1 / 4

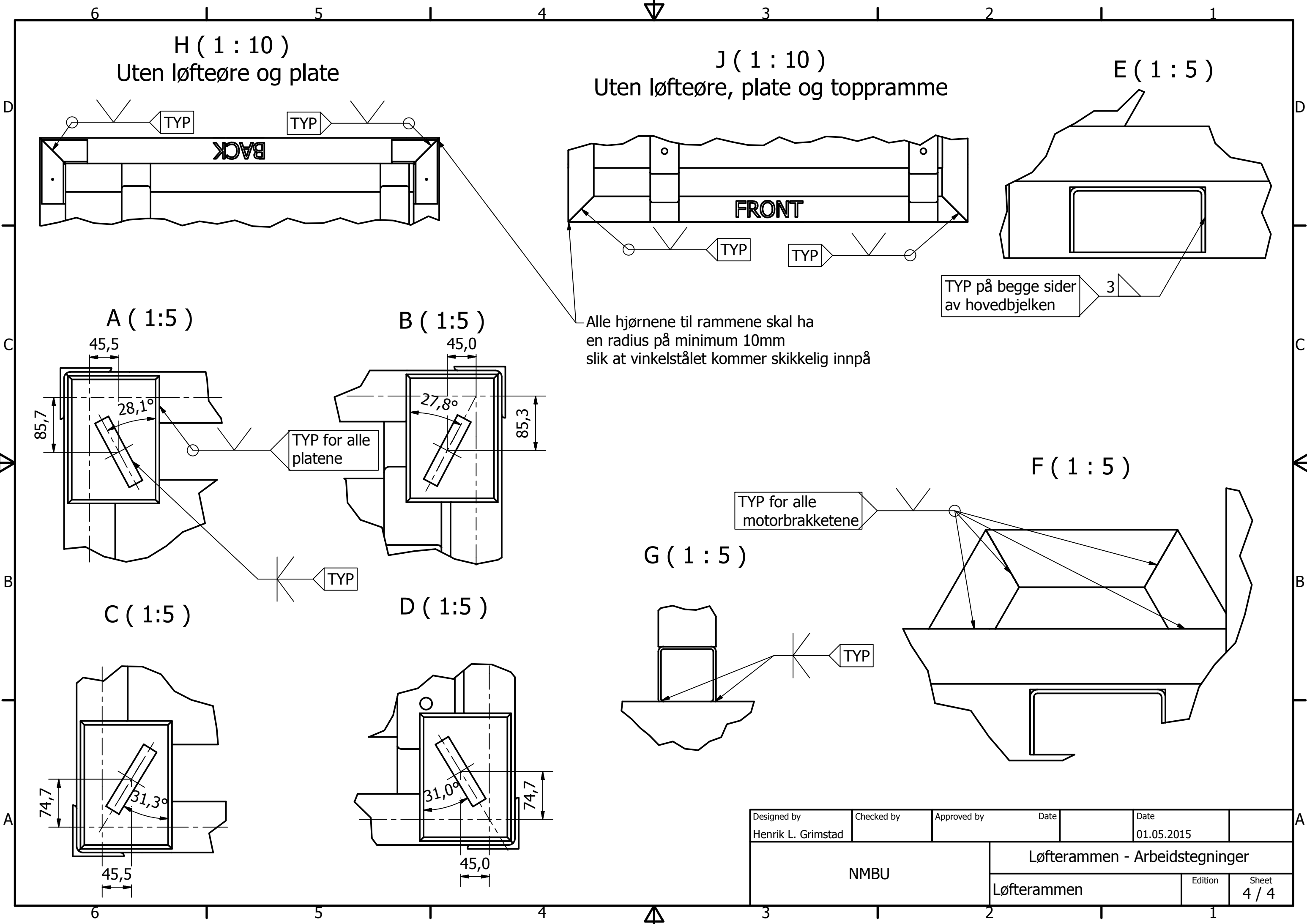


Designed by Henrik L. Grimstad	Checked by	Approved by	Date	Date 01.05.2015
NMBU			Løfterammen - Arbeidstegninger	
			Løfterammen	Sheet 2 / 4

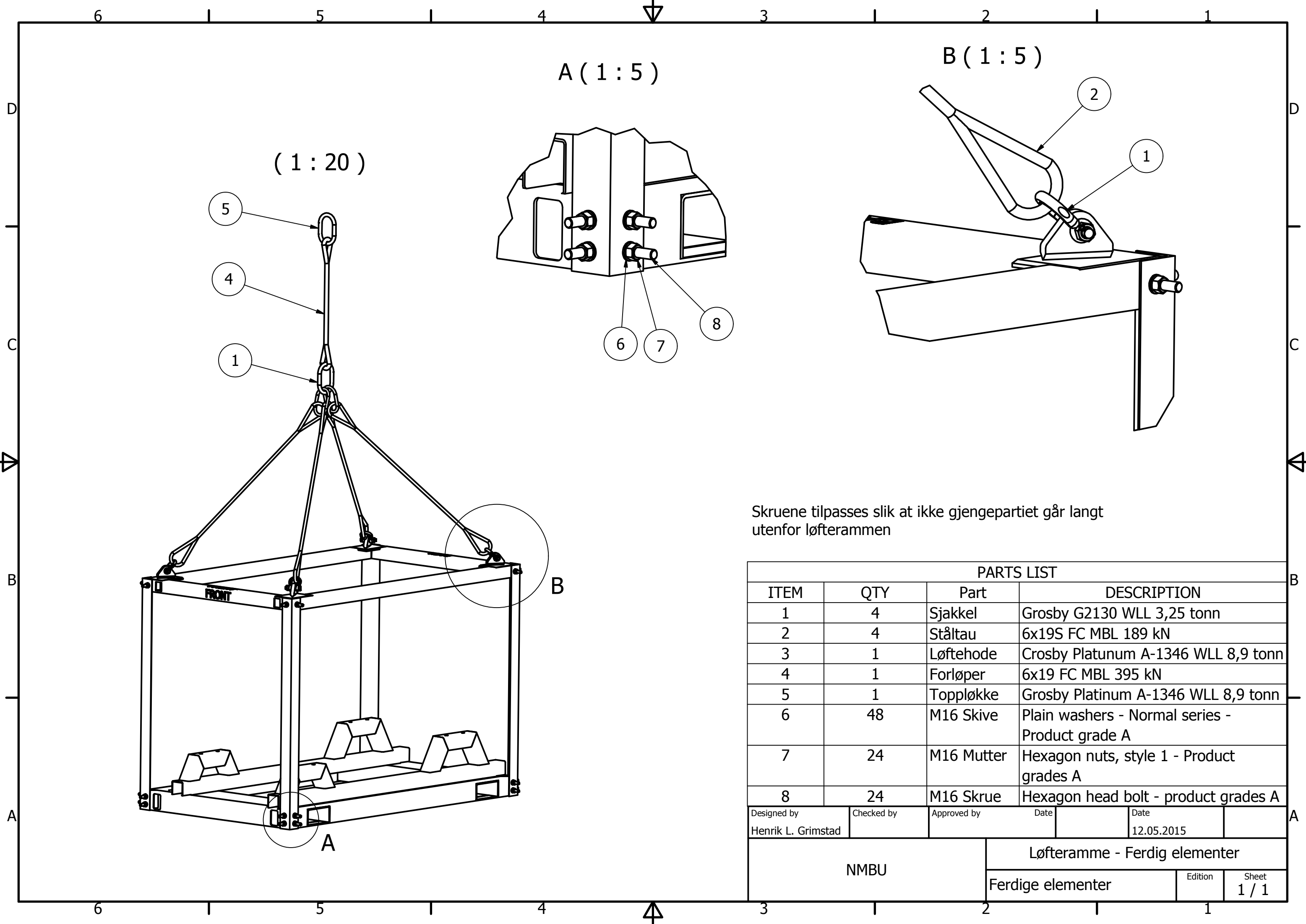




Designed by Henrik L. Grimstad	Checked by	Approved by	Date	Date 01.05.2015
NMBU			Løfterammen - Arbeidstegninger	
Løfterammen			Edition	Sheet 3 / 4



Designed by Henrik L. Grimstad	Checked by	Approved by	Date	Date 01.05.2015
NMBU			Løfterammen - Arbeidstegninger	
			Løfterammen	Edition Sheet 4 / 4



( 1 : 20 )

A ( 1 : 5 )

B ( 1 : 5 )

Skrueene tilpasses slik at ikke gjengepartiet går langt utenfor løfterammen

PARTS LIST			
ITEM	QTY	Part	DESCRIPTION
1	4	Sjakkell	Grosby G2130 WLL 3,25 tonn
2	4	Ståltau	6x19S FC MBL 189 kN
3	1	Løftehode	Crosby Platunum A-1346 WLL 8,9 tonn
4	1	Forløper	6x19 FC MBL 395 kN
5	1	Toppløkke	Grosby Platinum A-1346 WLL 8,9 tonn
6	48	M16 Skive	Plain washers - Normal series - Product grade A
7	24	M16 Mutter	Hexagon nuts, style 1 - Product grades A
8	24	M16 Skrue	Hexagon head bolt - product grades A
Designed by Henrik L. Grimstad		Checked by	Approved by
		Date	Date 12.05.2015
NMBU		Løfteramme - Ferdig elementer	
		Ferdige elementer	Edition 1 / 1

# D13-800



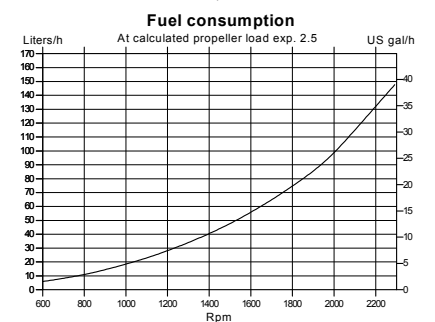
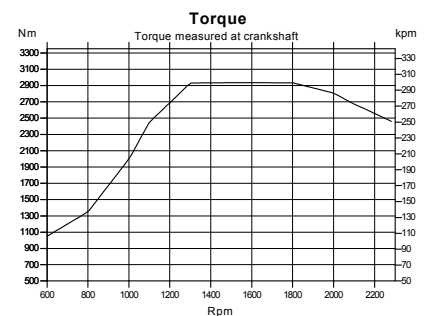
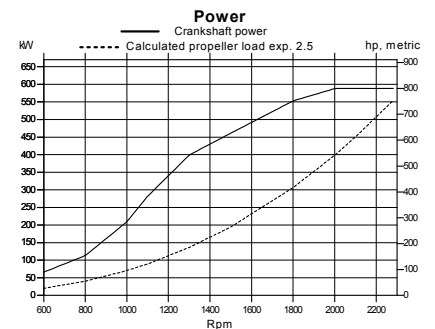
## Technical Data

Engine designation	D13-800
No. of cylinders and configuration	in-line 6
Method of operation	4-stroke, direct-injected, turbocharged diesel engine with charge air cooler
Bore/stroke, mm (in.)	131/158 (5.16/6.22)
Displacement, l (in <sup>3</sup> )	12.78 (779.7)
Compression ratio	16.5:1
Dry weight bobtail, kg (lb)	1450 (3197)
Crankshaft power, kW (hp) @ 2300 rpm	588 (800)
Max. torque, Nm (lbf.ft) @ 1200 rpm	2930 (2162)
Emission compliance	IMO NO <sub>x</sub> , EU RCD, US EPA Tier 3
Rating	R5*
Recommended fuel to conform to	ASTM-D975 1-D & 2-D, EN 590 or JIS KK 2204
Specific fuel consumption, g/kWh (lb/hph) @ 2300 rpm	212 (0.343)
Flywheel housing/SAE size	14"/SAE1

Technical data according to ISO 8665. With fuel having an LHV of 42700 kJ/kg and density of 840 g/liter at 15°C (60°F).

Merchant fuel may differ from this specification which will influence engine power output and fuel consumption.

\*RATING 5. For pleasure craft applications, and can be used for high speed planing crafts in commercial applications



**VOLVO  
PENTA**

# D13-800

## Technical description:

### Engine and block

- Cylinder block made of cast iron
- One-piece cast-iron cylinder head
- Ladder frame fitted to engine block
- Replaceable wet cylinder liners and valve seats/guides
- Drop forged crankshaft with induction hardened bearing surfaces and fillets with seven main bearings
- Four-valve-per-cylinder layout with overhead camshaft and center position of unit injectors
- Each cylinder features cross-flow inlet and exhaust ducts
- Gallery oil-cooled cast aluminum alloy pistons with three piston rings
- Rear-end transmission

### Engine mounting

- Flexible engine mounting

### Lubrication system

- Integrated oil cooler in cylinder block
- Rear positioned twin full flow oil filter of spin-on type and by-pass filter

### Fuel system

- Electronic high pressure unit injectors
- Gear-driven fuel pump and injection timing
- Electronically controlled central processing system (EMS – Engine Management System)
- Single fine fuel filter of spin-on type, with water separator and water alarm

### Air inlet and exhaust system

- Twin entry turbo technology with freshwater-cooled charge air cooler
- Air filter with replaceable inserts
- Wet exhaust elbow/riser (option)
- Loss of sea water alarm

### Cooling system

- Seawater-cooled plate heat exchanger

- Coolant system prepared for hot water outlet
- Easily accessible seawater pump in rear end of flywheel housing

### Electrical system

- 24V/110A plus an optional extra 24V/110A alternator

### Instruments/controls

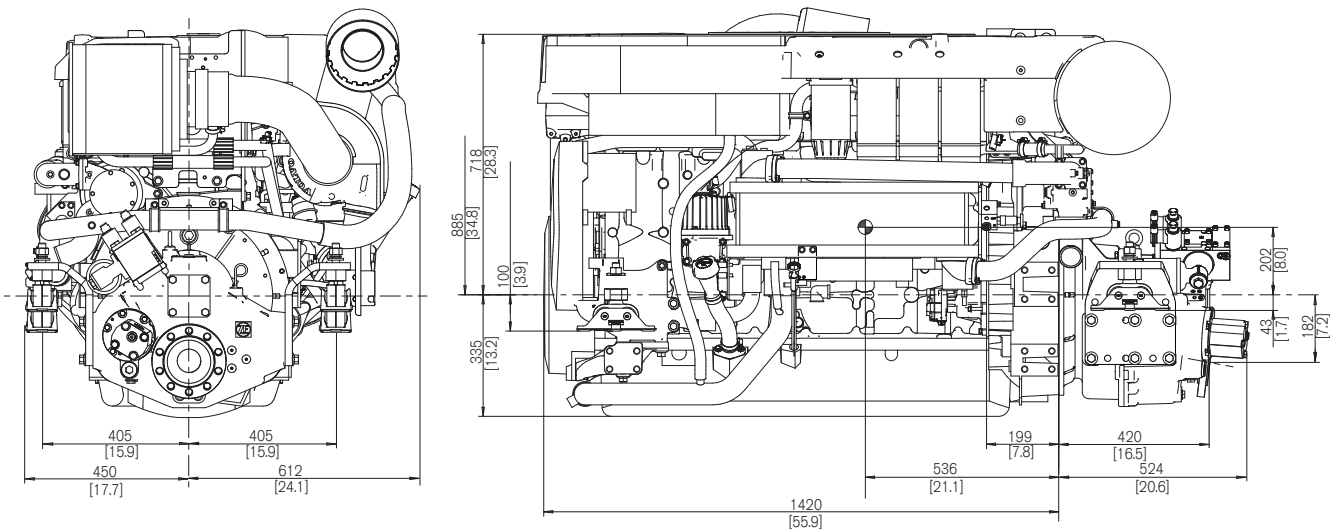
- Complete instrumentation/display packages, including e-key, the electronic key from Volvo Penta.
- Electronic shift and throttle
- Plug-in connectors

### Reverse gear

- ZF325-1AE and ZF325IV, with low speed as option, electronically shifted
- MGX-5096A and MGX-5114IV, with Quick-Shift® and low speed as standard, electronically shifted

## Dimensions D13-800 with ZF325-1AE

Not for installation



## More information

Contact your nearest Volvo Penta dealer for more information about Volvo Penta engines and optional equipment/accessories or go to [www.volvopenta.com](http://www.volvopenta.com)



IOS



Android

Download the Volvo Penta dealer locator App for your iPhone or Android

# VOLVO PENTA

AB Volvo Penta

SE-405 08 Göteborg, Sweden  
[www.volvopenta.com](http://www.volvopenta.com)

Not all models, standard equipment and accessories are available in all countries. All specifications are subject to change without notice. The engine illustrated may not be entirely identical to production standard engines.





Norges miljø- og  
biovitenskapelige  
universitet

Postboks 5003  
NO-1432 Ås  
67 23 00 00  
[www.nmbu.no](http://www.nmbu.no)