

UTVIKLING AV ET OFFSHORE LØFTEAK SWL 20 TONN

DEVELOPMENT OF AN OFFSHORE SPREADER BEAM SWL 20 TON

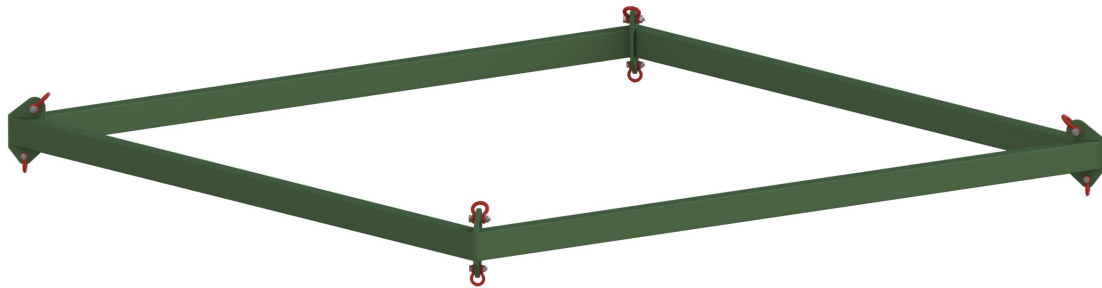
Henrik Kåsin Vangen

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP
Institutt for matematiske realfag og teknologi
Masteroppgave 30 stp. 2012



UTVIKLING AV ET OFFSHORE LØFTEÅK SWL 20 TONN

av Henrik Kåsin Vangen



Mastergradsoppgave
Maskin- prosess og produktutvikling
IMT/UMB, 2012

FORORD

Dette er rapporten fra avsluttende prosjekt i mastergradsprogrammet maskin, prosess og produktutvikling ved Universitetet for miljø- og biovitenskap. Prosjektet ble gjennomført i høstsemesteret 2012 med et omfang på 30 studiepoeng.

Oppgaven omhandler konstruksjon og design av et løfteåk tilegnet gjentatte operasjoner for offshore bruk. Ideen kommer fra samtaler med førsteamanuensis Geir Terjesen der jeg ville arbeide med en bred oppgave som omhandlet store deler av maskinfaget med fokus mot offshore.

Gjennom utdanningen har konstruksjonsteknikk vært en stor del, og noe jeg har syntes vært spesielt interessant. Etter min bacheloroppgave innenfor offshore daviter ble også interessen for offshorekonstruksjoner stigende. Siden den gang har jeg ervervet mer kompetanse innenfor temaet og derfor var det veldig spennende å gjøre en mer omfattende oppgave innenfor offshorekonstruksjoner. Det har vært et utfordrende arbeid å konstruere en slik type løfteinnretning for offshorebruk da det ikke er en gitt standard for dette og når løfteutstyrbransjen viser til flere gråsoner innenfor temaet. Nettopp dette har gitt meg en bedre forståelse av prosjektarbeid og bruken av regelverk og forskrifter.

Til slutt vil jeg rette en stor takk til førsteamanuensis og hovedveileder, Geir Terjesen, for god veiledning og støtte. Jeg vil også takke stipendiat Anders Myhr, Øistein Riber fra DATEK AS og verkstedsjef Bjørn Brenna.

Ås, 13. desember 2012

Henrik Kåsin Vangen

SAMMENDRAG

Denne masteroppgaven presenterer et forslag for dimensjonering og design av et offshore løfteåk for gjentatte operasjoner. Oppgaven ble laget etter interesse fra instituttet IMT ved UMB i å utvikle sin kompetanse innenfor offshore operasjoner, siden de fleste studentene fra IMT kommer til å arbeide i denne bransjen. Det er et økende marked for rivningsjobber på norsk sokkel ettersom konstruksjonene på oljesektoren er på vei til å bli utdaterte. Dette skaper behov for løfteutstyr ved løfteoperasjoner mellom skip og installasjon, hovedsakelig ved rivning eller modifisering av en plattform.

Proessen startet med å finne eksisterende løsninger og kartlegge hvilke standarder og forskrifter som var gjeldende. Det ble tidlig klart at det ikke var vanlig prosedyre å benytte løfteåk ved gjentatte operasjoner offshore, dette førte til at enheten ble liggende mellom flere standarder. Et møte med Øistein Riber fra DATEK AS som har lang erfaring innen løfteutstyr var til stor hjelp for å komme i gang. Etter at formgivingen og designet var bestemt startet jeg med dimensjoneringen der jeg hovedsakelig fulgte dimensjoneringskriteriene i DNV 2.7-3, men tok med krav fra den kommende standarden NORSOK R-002 for å havne på den konservative siden.

Det er utført levetidsanalyse for delene etter DNV-RP-C203 som omfatter utmattingsdesign av offshore strukturer. For alle delene foruten sjakler og ståltau er det også gjort FEM beregninger. Disse beviser at håndberegningene er godkjente og gir et mer nøyaktig spenningsbilde av de komplekse delene. Alternativ i aluminium ble beregnet, men produsenter tilvirker ikke profiler store nok for denne type enheter.

Komponentene som må tilvirkes er tegnet i 3D med nøyaktige fabrikkstegninger og sammensetnings beskrivelse. Standardkomponentene som kjøpes inn er spesifisert med forhandler og type.

Løfteåket består av 4 stykk 8 meter rektangulære hulprofiler som lager en ramme på 8•8 meter med et løfteøre i hvert hjørne. Alle komponentene er tilvirket av konstruksjonsstålet S355J2H. Den maksimale tillatte lasten er som i oppdragsbeskrivelsen 20 tonn.

ABSTRACT

This thesis presents a proposal for the design and calculations of an offshore spreader beam for repetitive operations. The assignment was made by interest from IMT Institute at UMB in developing their expertise in offshore operations, since most students from IMT ports in this industry. There is a growing market for demolition work on the Norwegian continental shelf since the structures of the oil sector is on its way to becoming obsolete. This creates the need for lifting equipment for lifting operations between vessels and installations, mainly by demolition or modification of a platform.

The process began by finding existing solutions and identify the standards and regulations that were applicable. It was at an early stage clear that it was not a normal procedure to use spreader beams for repeated operations offshore, this meant that the device was lying between multiple standards. A meeting with Øistein Riber from Datek AS who has extensive experience in lifting equipment was of great help to get started. After the design was determined I started calculating after the criteria in DNV 2.7-3, but included the requirements of the upcoming NORSOK R-002 to be on the conservative side.

There is performed lifespan analysis for parts by DNV-RP-C203 which include fatigue design of offshore structures. There are made FEM analysis of all parts except shackles and ropes. This proves that the hand calculations are approved and provide a more accurate picture of complex parts. Alternatives in aluminium were calculated, but no manufacturers are making profiles large enough for this type of devices.

The components to be manufactured are drawn in 3D with accurate fabrication drawings and composition description. The standard components that are purchased are specified with the dealer, type and price.

The spreader beam consists of 4 pieces 8 meter rectangular hollow sections that create a framework of 8•8 meters with a pad eye in every corner. All components are made of structural steel S355J2H. The maximum allowable load is like in the task description 20 tons.

INNHALDSFORTEGNELSE

Innhold	Side
FORORD	III
SAMMENDRAG	IV
ABSTRACT	V
INNHALDSFORTEGNELSE	1
1 INNLEDNING	3
1.1 Bakgrunn	3
1.2 Problemstilling	5
1.3 Målsettinger og begrensinger	5
1.4 Kvalitetssikring	6
1.5 Arbeidsmetoder og verktøy	6
1.6 Definisjoner	6
1.7 Symboler og forkortelser	8
2 BESKRIVELSE	10
2.1 Kravspesifikasjoner	10
2.1.1 Standarder og regelverk for offshoreinstallasjoner	10
2.2 Konseptdrøfting	14
2.3 Formgiving og design	16
3 GRUNNLAGSBEREGNINGER	18
3.1 Geometri og betingelser	18
3.1.1 Dimensjoneringskrav	18
3.1.2 Geometri	20
3.2 Sikkerhetsfaktorer og RSF	21
3.3 Dimensjonering	25
3.3.1 Bjelker	25
3.3.2 Løfteører	36
3.3.3 Sveis	47
3.4 Utmatting under dynamiske belastninger	48
3.4.1 Dynamiske belastninger på bjelke	48
3.4.2 Dynamiske belastninger i sveis	50

3.4.3	Dynamiske belastninger i boltehull	52
4	ELEMENTLØSNING	53
4.1	Komponenter	53
4.1.1	Komponenter som må tilvirkes.....	53
4.1.2	Standardkomponenter fra leverandør.....	55
4.2	Hovedelementer	57
5	STRUKTUROPTIMERING (ANSYS)	58
5.1	Strukturspenninger	58
5.1.1	Verifikasjon av bjelkenes dimensjonering	59
5.1.2	Verifikasjon av løfteørets dimensjonering	65
5.1.3	Testing etter DNV 2.7-3	67
5.1.4	Aluminium	74
5.2	Materialvalg	75
5.3	Bearbeiding og utforming	77
5.3.1	Overflatebehandling	77
5.3.2	Merking	79
5.3.3	Inspeksjon	80
5.3.4	Produksjon og sammensetning	81
6	PRESENTASJON AV LØSNING (3D)	82
6.1	Visualisering	82
6.2	Material- (og produksjonskostnader).....	84
6.3	Forbedringer	85
7	KONKLUSJON OG ANBEFALINGER	86
7.1	Anbefalinger og resultater	86
7.2	Videre arbeid.....	87
8	LITTERATURREFERANSER	88
9	VEDLEGG	90

1 INNLEDNING

1.1 Bakgrunn

I 1969 ble Ekofiskfeltet oppdaget av det amerikanske oljeselskapet Phillips Petroleum, noe som satte startskuddet for det norske oljeeventyret. Petroleumsvirksomheten har hatt mye å si for den økonomiske veksten i Norge, og for finansieringen av det norske velferdssamfunnet. Gjennom over 40 års virksomhet har næringen skapt verdier for godt over 8000 milliarder kroner, målt i dagens pengeverdi. [10]

Riggene som først ble laget i 1970 årene hadde opprinnelig en levetid på 20-25 år, men ettersom teknologien ble mer utviklet og derfor utvinningen av reservoarene forbedret seg måtte riggene modifiseres til lengre levetid. Slike modifikasjoner finner fortsatt sted. Men flere er nå så utdaterte at de har eller blir tatt ut av bruk de nærmeste årene.

Tabell 1.1. Antall og vekt av type innretninger som står på norsk sokkel pr. i dag. [11]

Type	Antall	Totalvekt i tonn
Betonginnretninger	12	480 000 overbygg/dekksanlegg
Bunnfaste innretninger	88	1 000 000

Tabell 1.2. Antall og type innretninger som blir tatt ut av bruk i tidsperiode på 5 år. [11]

Type	2010-2015	2015-2020
Plattform med stålunderstell	10	12
Plattform med betongunderstell	1	4

Egne firmaer spesialisere seg på disse demontering og rive oppdragene da dette er store kontrakter i 100 millionersklassen. I slike oppdrag vil løfteoperasjoner selvfølgelig være en vesentlig del. Det er likevel ulike metoder som blir benyttet ved demonteringen:

- "Piece small": Skjære opp strukturen i deler som får plass i kontainer for frakting til land.
- Tungløft (reversert installasjon): Ved å dele opp moduler og konstruksjoner fra hverandre for så å løfte de over i løftefartøy eller medbringende lekter.

- Singelløft: Løfter hele dekket (topside) og/eller understell (jacket) i et stykke til mottaksanlegg (gjøres sjelden).

Det skal gjennomføres 73 hovedklassinger fra 2012-2020, i tillegg kommer mellomklassinger og mindre vedlikeholdsjobber [12]. Klassing er riggmarkedets svar på bilmarkedets EU-kontroll, og denne må utføres hvert 5. år. Ved hovedklassinger blir riggene som har mulighet ført inn til verft for den omfattende operasjonen som tar flere dager. Ved mellomklassinger kan det være mer kostnadsbesparende å gjøre operasjonen offshore enn å måtte flytte riggen til land og avbryte jobb.

For operasjonene beskrevet ovenfor er bruk av løfteutstyr tilstede og det er utviklet en rekke offshore designstandarder. Men for design av løfteåk er det en mangel på informasjon. I kontakt med Knut Dorsey hos W. Giertsen AS, som er ledende leverandør av løfteutstyr til norsk sokkel, blir det fortalt at det er flere gråsoner som han mener burde blitt belyst vedrørende hvordan et løfteåk skal designes for offshore bruk. I kontakt med DNV AS som er ledende innenfor standardene av løfteutstyr blir det rådet å unngå bruk av løfteåk om mulig. Dette er hovedsakelig grunnen til manglende informasjon om offshore løfteåk. Det er større sikkerhetsrisiko ved bruk av løfteåk isteden for offshore containere eller PO enheter. Likevel er det hensiktsmessig i flere av operasjonene beskrevet tidligere å benytte seg av et løfteåk. Det er nettopp derfor det er viktig å belyse dette temaet for å unngå farlige situasjoner.



Figur 1.1. *Bilde av et modulløft med bruk av løfteåk. [13]*

1.2 Problemstilling

- Hvilke påkjenninger inntreffer offshore?
- Hvordan skal løfteåket designes for å tåle disse påkjenningene?
- Hvilke forskrifter og standarder gjelder?
- Er det mulig med en løsning i aluminium?

1.3 Målsettinger og begrensninger

Hovedmål:

Det skal dimensjoneres et kvadratisk løfteåk til bruk offshore. Denne skal kunne utføre løft mellom fast installasjon og verft gjentatte ganger. Den skal tilfredsstille forskrifter og sikkerhetsbestemmelser som gjelder for offshore virksomhet i norsk sektor.

Delmål:

1. Gjøre rede for forskrifter, sikkerhetsbestemmelser og standarder
2. Bestemme funksjon og utforming av ramme og av løfteører
3. Dimensjonere bjelker og løfteører
4. Gjennomføre en utmattingsberegning
5. Velge materialer og komponenter
6. Undersøke alternativ løsning i aluminium
7. Utføre FEM analyser
8. Produsere maskintegninger og 3D tegninger
9. Lage prisliste på alle komponenter i begge alternativer

Begrensninger

- Andre rammeløsninger for at et aluminiumsalternativ kan produseres blir ikke gått inn på.
- Ikke gått inn på prisforskjell mellom stål og aluminium da dette alternativet ikke lot seg gjennomføre.

1.4 Kvalitetssikring

Produkt

Alle beregninger er utført i henhold til standarder utviklet for norsk sokkel. Håndberegninger er satt opp mot resultatene av FEM analysen i ANSYS. Under fremgangen har det vært kontakt med personer innenfor bransjen og veiledere fra skolen for å drøfte designløsninger.

Rapport

Rapporten er gransket nøye for språkfeil, referanser, tabellnummerering, figurnummerering, formelnummerering og sidetall er sjekket. Utrekningene er gått gjennom flere ganger og alle symboler og definisjoner skal stemme.

1.5 Arbeidsmetoder og verktøy

3D-modellering

3D-modeller og tekniske tegninger er laget med CAD-programmet SolidWorks.

Bilde- og tekstbehandling

Bildebehandlingsprogrammet Adobe Photoshop er brukt for å klargjøre bilder til rapporten. Microsoft Word er brukt til tekstbehandling.

Analyse- og simuleringsprogrammer

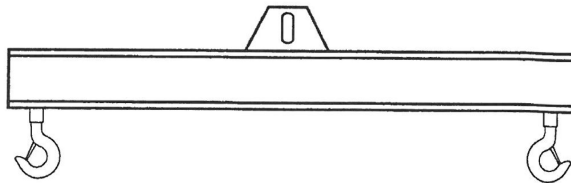
Simuleringsprogrammet ANSYS er brukt til FEM-analyse og verifikasjon av håndberegning. Her er Ansys Mechanical APDL (Classic) brukt ved verifikasjon av grove modeller, mens Ansys Workbench er brukt ved mer detaljerte modeller.

1.6 Definisjoner

Løfteåk

Løfteåk er et redskap som ofte er nødvendig i løfteoperasjoner. Det består av en eller flere bjelker med festepunkter for å legge til rette håndteringen av enheter som krever opplagring i flere punkter. Dette gjør at modulen eller godset som skal løftes kan få et rett

løft ovenfra og oppleve mindre bøyekrefter. Redskapet går under flere navn, de vanligste er løfteåk, løftespreder og løftebjelker, på engelsk blir lifting beam og spreader beam mest benyttet.



Figur 1.2. Eksempel av et løfteåk.

Mellomklassinger og hovedklassinger

Alle rigger som skal operere i Norge må hvert femte år gjennom en hovedklassing, Special Periodic Survey (SPS). Dette er en stor kontroll av struktur, maskineri og utstyr. Mellomklassingene er mindre operasjoner.

Løfteøret

Løfteøret er festepunktet til en gjenstand som skal løftes, se illustrasjon for løfteåk.

Mesh

Mesh er et begrep som benyttes i FEM analyser. FEM bruker et kompleks system av punkter som kalles noder som utgjør et rutenett kalt mesh. Denne meshen er programmert til å inneholde material og struktur egenskaper som definerer hvordan strukturen vill reagere til lastekombinasjonene. Meshen fungerer som et spindellev der hver node tilstøter det hosliggende meshelementet.

FEM

FEM eller FEA består av en datamaskinmodell av et materiale som blir påsatt krefter og analysert for spesifikke resultater. En utvikler er i stand til å verifisere et foreslått design til kundens spesifikasjoner før produksjon eller bygging.

1.7 Symboler og forkortelser

Tabell 1.3. Oversikt over symboler og enheter benyttet i oppgaven.

Symbol	Enhet	Betydning
a	mm	a -målet av kilsveis
σ_t	MPa	Aksialspenning
R_{pad}	mm	Anbefalt radius av løfteøret
I	mm ⁴	Annet arealmoment
A	mm ²	Areal
D_H	mm	Boltehulldiameter
σ_n	MPa	Bruddspenning i grunnmaterialets nettotversnitt
M_b	Nmm	Bøyemoment
σ_b	MPa	Bøyespenning
ρ	kg/mm ³	Densitet
DNV	-	Det Norske Veritas
D_{pin}	mm	Diameter av bolt
E	MPa	Elastisitetsmodul
FEM	-	Finit Element Method
R_e	MPa	Flytegrensen
g	m/s ²	Gravitasjonskonstant
F_H	MPa	Horisontal last
F_{HI}	N	Horisontal påvirkning
F_{HV}	MPa	Horisontal vindkraft
p_h	MPa	Hullkanttrykk
σ_t	MPa	Jevnførende spenning
l_k	mm	Knekk lengde
F	N	Kraft
q	N/mm	Kraft fra egenvekt fordelt
F_x	N	Kraft i x-retning
F_y	N	Kraft i y-retning
F_z	N	Kraft i z-retning
L	mm	Lengde
X	år	Levetid
t_{pl}	mm	Løfteøre tykkelse

$M_{b,maks}$	Nmm	Maks moment
MGW	-	Maxiumim Gross Weight
S_{Hmin}	mm	Min høyde toppløkke
S_{Lmin}	mm	Min taulengde
R_{pl}	mm	Minimum løfteøreradius
M_E	Nmm	Moment fra egenvekt
M_L	Nmm	Moment fra løfteøret
L_M	mm	Momentarm
y	mm	Nedbøyning
y_L	mm	Nedbøyning fra egenvekt
y_L	mm	Nedbøyning fra løfteøret
NORSOK	-	Norsk sokkels konkurranseposisjon
PO	-	Portabel offshore
R_{ch}	mm	Radius av sideplater
F_{res}	N	Resultantkraften
RSF	kg	Resulterende tau kraft
SWL	-	Safe working load, trygg arbeids vekt
COG	-	Senter for gravitasjon
t_{ch}	mm	Sideplate tykkelse
n	-	Sikkerhetsfaktor
m	mm	Sjakkeltens indre mål
λ	-	Slankhetsforhold
τ	MPa	Spenning i grunnmaterialet
σ_e	MPa	Tillatt ekvivalent von-Mises spenning
$F_{k,till}$	N	Tillatt knekkraft
i_y	mm	Treghetsradius om svak akse
W	mm ³	Tverrsnitts modul
t	mm	Tykkelse
z	mm	Tyngdepunkt
Y	mm	Tyngdepunkt
F_V	N	Vertikal last
F_{VI}	N	Vertikal påvikrning
WLL	N	Working Load Limit

2 BESKRIVELSE

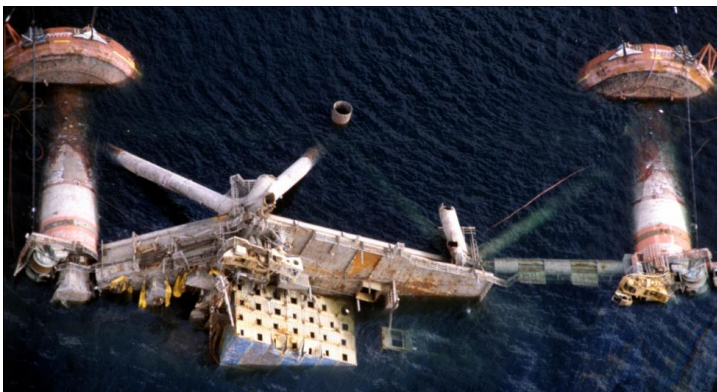
2.1 Kravspesifikasjoner

- 8 m • 8 m
- Løfte 20 tonn
- Gjentatte offshore løft mellom fast installasjon og båt
- Henhold til regelverk til bruk i norsk sokkel
- I stål og aluminium

2.1.1 Standarder og regelverk for offshoreinstallasjoner

Gjennom oljeindustriens periode har et strengt regelverk blitt etablert. Det har blitt erfart hvilke enorme og grusomme konsekvenser ulykker kan ha i et så hardt miljø. I 1977 forekom en ukontrollert utblåsing på Bravo-plattformen på Ekofiskfeltet. Denne fikk en enorm internasjonal oppmerksomhet, og ble grunnlaget for de strenge miljøkravene på norsk sokkel. Sikkerheten ved boreoperasjoner fikk etter dette en veldig stor oppmerksomhet og ble utbedret betraktelig. Men det var ikke før på 80-tallet det skulle komme et regelverk for beregning av konstruksjonene.

27. mars 1980 skjedde den største ulykken i norsk oljehistorie, boligplattformen Alexander L. Kielland tiltet og 123 av de 212 om bord mistet livet. Årsaken til denne ulykken var utmattingsbrudd i det ene staget etter langvarig slitasje. Utmattingsbruddet ble vist å være initiert av en sprekk som sannsynligvis hadde vært der siden produksjon. Noen utmattingsberegning hadde ikke blitt gjennomført for plattformen.



Figur 2.1. Alexander L. Kielland etter kollaps. [14]

Etter denne fatale hendelsen ble det satt ned en kommisjon som kom med en mengde anbefalinger i beredskapstiltak ved ulykker, analyser, kontrolltiltak og regelverk. Tidligere regelverk og beregningsmetoder var for mye basert på skipserfaringer og måtte omgjøres. I ettertid har standardverkene blitt utviklet og flere private selskaper har lansert sine anbefalinger, et felles regelverk på tvers av landegrensene har også blitt etablert. [15]

Standarder som inngår i dimensjoneringen

Et løfteåk vil normalt falle inn under DNV 2.22 "Lifting Appliances", men denne standarden omfatter ikke løft mellom fartøy og installasjoner offshore. Dynamikken under et offshore løft mellom fartøy/installasjon er vesentlig sterkere enn for et løft på land/internt på installasjonen. Dette må det tas høyde for. Alle gjeldende standarder møter kravene i Eurokodene.

Det er ikke utviklet en direkte designstandard for dimensjoneringen av offshore løfteåk ved gjentatt bruk. Dette gjør at det må selekteres ut krav fra standarder for lignende konstruksjoner i bruk offshore. DET NORSKE VERITAS (DNV) har utviklet standardene 2.7-1 (omfatter sertifisering av offshore containere) og 2.7-3 [7] (omfatter sertifisering av portable offshore enheter). 2.7-1 ble først utviklet i 1989 og sist revidert 2006, denne er så godt laget at den har blitt industristandarden. 2.7-3 bygger på 2.7-1 [6] og omfatter portable offshore enheter annet enn containere. Denne standarden er også ment å skulle møte alle relevante krav i DNV Rules for Planning and Execution of Marine Operations, hvilke omfatter krav og anbefalinger for gjennomføring av marine operasjoner, der i blant offshore løfteoperasjoner som ikke er rutineløft.

Tabell 2.1. *Utklipp fra DNV sin standard 2.7-3 med avsnittene 1.3.4 og 7.3.4. Av 1.3.4 fremgår det at portable offshore enheter sertifisert etter denne standarden ikke er definert som løfteutstyr, slik det er definert i ILO (Maskindirektivet). Likevel i 7.3.4 defineres løfteåk som PO enheter hvor det vises til at kalkulering skal bli basert på RSF og kriteriene i 3.4.*

1.3.4 International codes

PO Units certified by DNV according to this standard are not lifting accessories as defined by ILO, by the European Community's Machinery Directive or by DNV's Standard for Certification No. 2.22 Lifting Appliances. Instead they are considered to be cargo units as defined in these codes and directives.

Transportation of dangerous goods (hazardous materials) in marine environment is governed by the SOLAS Convention and the IMDG code. The IMDG code contains definitions on requirements for different types of containers, tanks and packaging for substances to be transported. See 3.10.

7.3.4 Spreader Bars

Spreader bars are normally not considered adequate for offshore lifting under adverse weather conditions. However, for lifts with detailed operational procedures including weather limitations, spreader bars may be applied.

The design loads for spreader bars should be calculated based on RSF, and the accept criteria are defined in 3.4.

Spreader bars shall be included in the PO Unit load test, or (e.g. in case of replacement) they shall be tested separately with the corresponding test load. For purpose built spreader bars for single transports 5.2.5 applies.

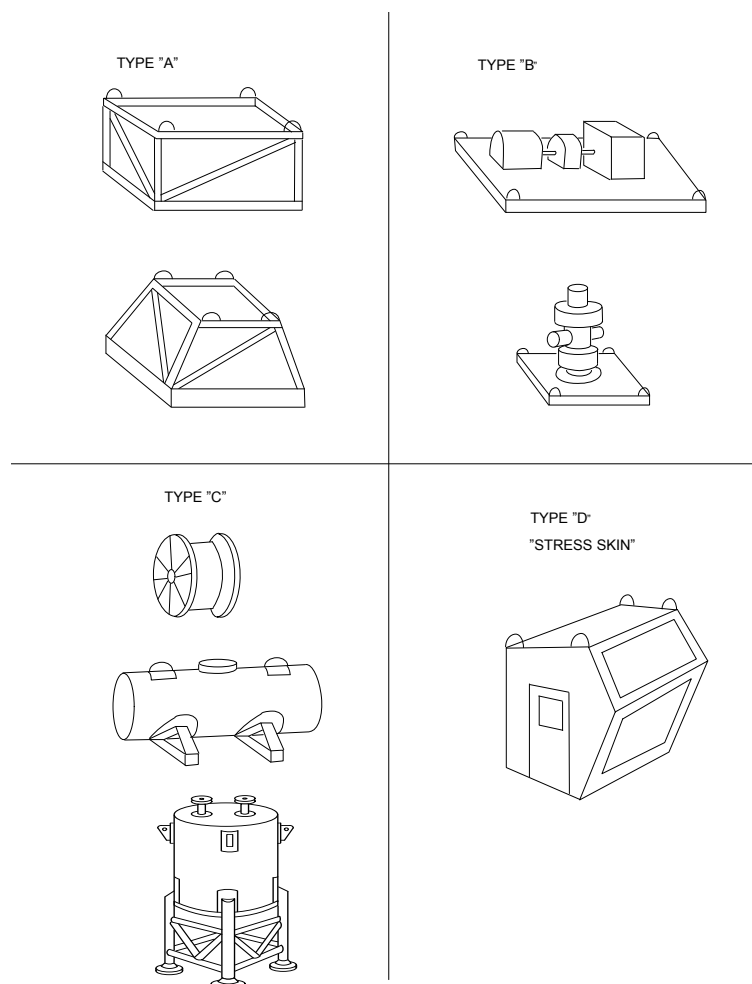
Siden oktober 2007 har en revisjon av NORSOK R-002 Lifting Equipment [8] vært i gang. Deler som omhandler PO enheter bygger på DNVs 2.7-3 og kommer til å erstatte den ved sin utgivelse. Denne vil omhandle løfteutstyr på alle faste og flytende installasjoner, lektere, skip og landbaserte anlegg der petroleumsvirksomhet utføres. Bransjen mener det er behov for et nytt regelverk og standardisering for å lette hverdagen for logistikk kjedene. Grunnen til forsinkelse av utgivelsen er kompleksiteten knyttet til utsettingsarrangement for evakuerings- og redningsmidler. Derfor er det gitt ut en foreløpig tilgjengelig versjon som omhandler de andre temaene standarder tar for seg. Heller ikke i NORSOK R-002 er det ment at løfteåk skal benyttes mellom skip og plattform ved rutineløft, C.12.1.2.1, likevel vises det til at ved design av sånt utstyr skal de møte kravene i ANNEX F og ikke ANNEX C der dette gjelder interne operasjoner.

I mine beregninger vil jeg benytte RSF og krav fra 2.7-3 for kalkulering, men jeg vil ta med sikkerhetsfaktorer fra NORSOK R-002. Dette er for å komme ut på den konservative siden og at løfteåket ikke skal kunne bli underkjent ved kommende standarder. Ved design etter DNV

2.7-3 skal enheten trygt kunne brukes offshore hvor som helst i verden. Standarden dekker enhetens hovedstruktur og tilleggsutstyr.

Klasse og operasjonsbegrensninger

I 2.7-3 deles enheter inn i operasjonelle klasser. Dette er en begrensning for hvor stor bølgehøyden kan være ved bruk av enhetene. Her selekteres det ut fra *type*, *risk* og *MGW*. Under *type* er det fem kategorier, A til E, PO enheten kan falle inn under.



Figur 2.2 Utklipp fra DNV 2.7-3 figur 1-1. Illustrer typene A til D som PO enheten kan sertifiseres etter, faller enheten ikke under noen av disse kan den bli sertifisert som type E.

Faller ikke enheten under noen av typene illustrert i figur 2.2 eller etter DNV 2.7-1 offshore kontainer kan den bli kategorisert som type E, DNV 2.7-3 1.1.5. DNV må gi tillatelse i hvert

tilfelle om enheten kan bli sertifisert som type E. For et løfteåket vil type E være eneste mulig type.

Under *risk* vil den bli kategorisert som *High* ettersom den er aktuell for flere av risikokravene, se DNV 2.7-3 3.3.2. MGW for løfteåket er over 15 t, den vil derfor ut fra tabellen under bli klasse R30. Dette gir løfteåket en operasjonsbegrensning på 3 meter bølgehøyde.



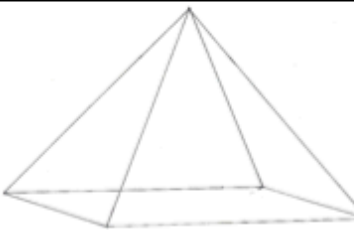
Tabell 2.2. Utklipp fra DNV 2.7-3 table 3-3. Seleksjon av operasjonsklassen utføres ut fra denne tabellen. Enheten kan falle under R30, R45 eller R60 klassene på henholdsvis 3, 4,5 og 6 meter bølgehøyder.

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 ^{a)}	MGW ≤ 15 t	R45
C	High ^{a)}	MGW > 15 t	R30
D	High/Low ^{b)}	MGW ≤ 10 t	R45
D	High/Low ^{b)}	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
^{a)} 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			
^{b)} 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.			

2.2 Konseptdrøfting

I arbeidet med å vurdere konsepter for utformingen av løfteåket kom jeg frem til 3 potensielle forslag. I alle forslagene er kravet om maksimum 45 graders vinkling fra vertikalplanet i hvert hjørne opprettholdt.

Tabell 2.3. Konseptskisser med vurdering.

	Forslag	Vurdering	
		Positivt	Negativt
1		<ul style="list-style-type: none"> -Fordeler kreftene -Lett å konstruere 	<ul style="list-style-type: none"> -Mange løse deler
2		<ul style="list-style-type: none"> -Materialbesparende -Kraftfordelende 	<ul style="list-style-type: none"> -Utsatt knutepunkt der bjelkene krysses -Lukker åpning i løfteåk, lavere høydebegrensning på løfteobjekt
3		<ul style="list-style-type: none"> -Stabilt og sterkt -God åpning i midten -Lett og oppbevare 	<ul style="list-style-type: none"> -Lange bjelker -Dårligere kraftfordeling

Etter drøfting med Øistein Riber kom vi frem til at løfteåk nummer 3 er den mest fornuftige konseptløsningen å gå for. I og med at operasjonen dette åket skal brukes til er flytting av moduler, kan det være nødvendig med den store plassen i midten av åket.

2.3 Formgiving og design

Bjelkene

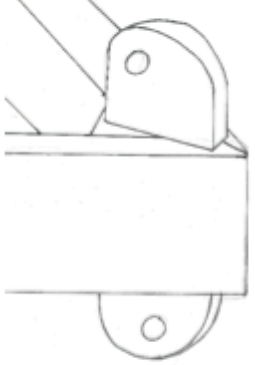
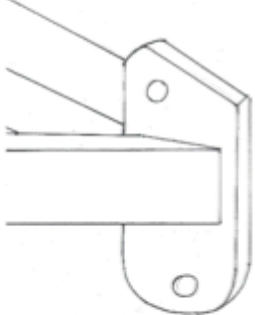
Profiltyper brukt for bjelkene i et løfteåk varierer, dette avhenger av designet og konseptet til åket. For et kvadratisk løfteåk er det fornuftig å velge et HUP profil. I mitt tilfelle vil trykkspenningene hovedsakelig foregå på oversiden av profilet. Jeg går derfor for et rektangulært HUP profil der jeg plasserer det på høykant så den sterke akse tar opp det største momentet.

Løfteører

I standardene DNV 2.7-3 og NORSOK R-002 er det flere designkrav for løfteørene. Ved et 4-punkts løftesett skal løfteørene vinkles i samme retning som ståltauet, dette for å unngå moment sideveis i løfteøret. Jeg undersøkte en rekke eksisterende løsninger for løfteøreoppsett og kom frem til at sveis var den mest brukte metoden framfor bolter ved sammenføyning av løfteåk av stål. I møte med Øistein Riber hos DATEK AS kunne han også bekrefte at dette var en veldig god metode.

Løfteørene over og under er plassert i hjørnene av rammen som er den beste løsningen for kraftoverføringen, da dette skaper relativt lite moment for bjelkene. For å feste og utforme løfteørene kom jeg frem til to mulige løsninger som er skissert på neste side.

Tabell 2.4. Løfteøreløsninger med vurdering.

Forslag	Forklaring	Vurdering	
		Positivt	Negativt
1	 <p>Bjolkene kuttes i vinkel så de passer til hverandre. Sveises sammen med en brakett i hvert hjørnet. Løfteørene blir så sveist på toppen og bunnen av disse hjørnene, buttsveis er anbefalt.</p>	- Brakett stiver av rammen.	<ul style="list-style-type: none"> - Flere sveiseoperasjoner - Konstruere flere deler - Mer komplisert kraftoverføring
2	 <p>Løfteøret for topp og bunn blir designet i samme del, der bjolkene blir sveist til løfteøret. Bjolkene blir skråskjært 45 grader så det blir en V buttsveis.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Kreftene går gjennom løfteøret. - God sveiselengde. - Få deler som gjør produksjon billig 	- Noe dårlig sveisetilkomst ved siden inn mot midten.

Etter samtale med verkstedsjef Bjørn Brenna lot forslag 2 seg gjøre. Dette er da helt klart det beste alternativet.

3 GRUNNLAGSBEREGNINGER

3.1 Geometri og betingelser

3.1.1 Dimensjoneringskrav

Løfteåket sertifiseres opp mot dimensjonerings kravene i DNV 2.7-3 3.4.

Kalkulasjonsmetoder

Kun hovedstrukturen skal bli tatt med i design kalkulasjonene. Styrken til rammebjelkene kan bli kalkulert med håndberegning, 3-dimensjonale bjelkeanalyser eller FEM.

Lastkombinasjoner

Enheten skal bli kalkulert/analysert for alle relevante last kombinasjoner, for R-30 klassen skal det ikke gjøres droptest:

- Horisontale og vertikale påvirkninger = Dette er høy kraft over en kort periode der enheten treffer en annen gjenstand.
- Sjøtransport = Skipsforskyvninger i horisontal og vertikal retning.
- Løftetest = Minste F og $2,5 \cdot \text{MGW} \cdot g$.

Tillatt spenning og sikkerhet mot flyt

Det er maks tillatte med en jamnførende von-Mises spenning på $\sigma_e \leq 0,85 \cdot R_c$:

$$\sigma_e \leq 0,85 \cdot 355 = 301 \text{ MPa}$$

Tillatt nedbøyning

Det gis ingen direkte krav til maks nedbøyning. Jeg definerer et internt krav, basert på teoretiske krav fra andre standarder og erfaringer fra Øistein Riber ved DATEK AS. En maks nedbøyning på $L / 300$ blir satt.

$$y_{maks} = \frac{L}{300} = \frac{8000}{300} = 26 \text{ mm} \quad (1)$$

Tillat knekkfaktor

Verifisering for knekk skal bli gjort i henhold til kjente metoder. For løfteåket benytter jeg meg av forenklet metode 1 [1] som kommer ut på en konservativ side i forhold til eurokode 3.

Sveis

Styrken av sveisen skal bli basert på det nominelle sveiseområdet og spenningsintensiteten forårsaket av designlasten. Den tillatte spenningen for sveisen skal testes med alle lastkombinasjonene og multipliseres med følgende reduksjonsfaktorer:

- A) 0,5 for kilsveis
- B) 0,75 for delvis gjennompenetrert sveis
- C) 1 for fult gjennompenetrert sveis

Minimum materialtykkelse

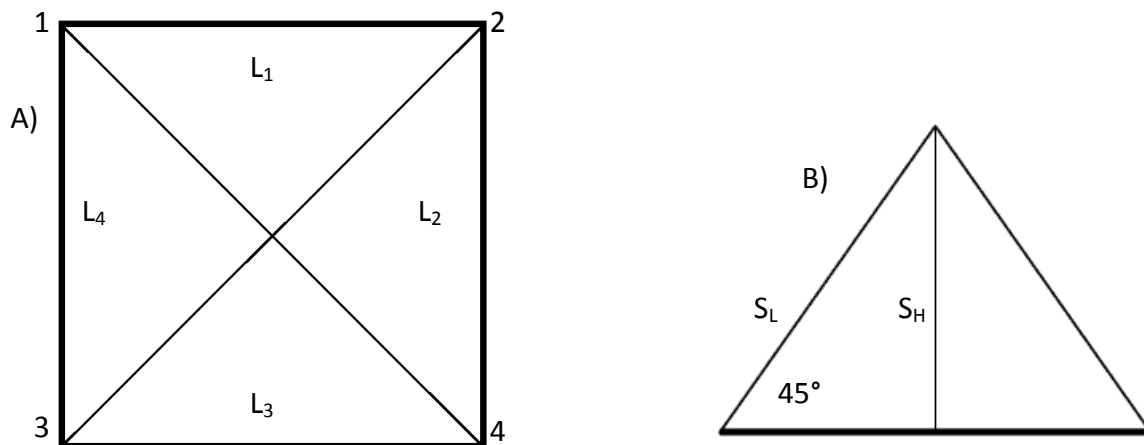
Tabell 3.1. Utklipp fra 2.7-3 3.2.2. Minimum materialtykkelse for enhetens hjørner og annet ved engangsbruk og gjentatt bruk.

Table 3-1 Minimum Thicknesses				
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

Løfteåket skal designes for gjentatt bruk, så 6 mm for hjørner og 4 mm for bjelker gjelder.

3.1.2 Geometri

DNV 2.7-3 7.3.1 er det krav om at tauet fra hjørnene ikke skal ha en vinkel på mer enn 45 grader fra vertikalplanet. Jeg dimensjonerer etter 45 grader siden dette blir mest konservativt og det er godt med rom for utstyr mellom bjelkene i løfteåket. I kravspesifikasjonene skal løfteåket være 8•8 meter, dette gir meg en geometri som skissert nedenfor.



Figur 3.1. Skissene ovenfor illustrer det kvadratiske løfteåket sett ovenfra i figur A) og horisontalt fra et hjørne i figur B). Fra hvert hjørne 1-4 er lasten på 20 tonn jevnt fordelt og hver side, L_1 til L_4 , er 8000 mm lange.

Ut fra regler om geometri er minimum høyde av topppløkken S_{Hmin} :

$$S_{Hmin} = \sqrt{L_1^2 + L_2^2} = \sqrt{4000^2 + 4000^2} = 5657 \text{ mm} \quad (2)$$

der L_1 og L_2 = Lengden av sidene

Dette gir en minimum taulengde S_{Lmin} :

$$S_{Lmin} = \frac{S_{Hmin}}{\cos v} = \frac{5657}{\cos(45)} = 8000 \text{ mm} \quad (3)$$

der v = vinkelen til tauet

3.2 Sikkerhetsfaktorer og RSF

Som beskrevet i kravspesifikasjonene velger jeg å benytte RSF ved dimensjonering av hele løfteåket. RSF er den resulterende taukraften, altså hvor mye kraft som går fra løfteøret i tauets retning. Denne er basert på RSF fra DNV 2.7-3, men tar med sikkerhetsfaktorer fra NORSOK R-002. Dette for å havne på en konservativ side og at ikke enheten kan bli underkjent ved kommende utgivelse.

Tabell 3.2. Sikkerhetsfaktorer ved beregning av løfteåk etter DNV 2.7-3 og NORSOK R-002.

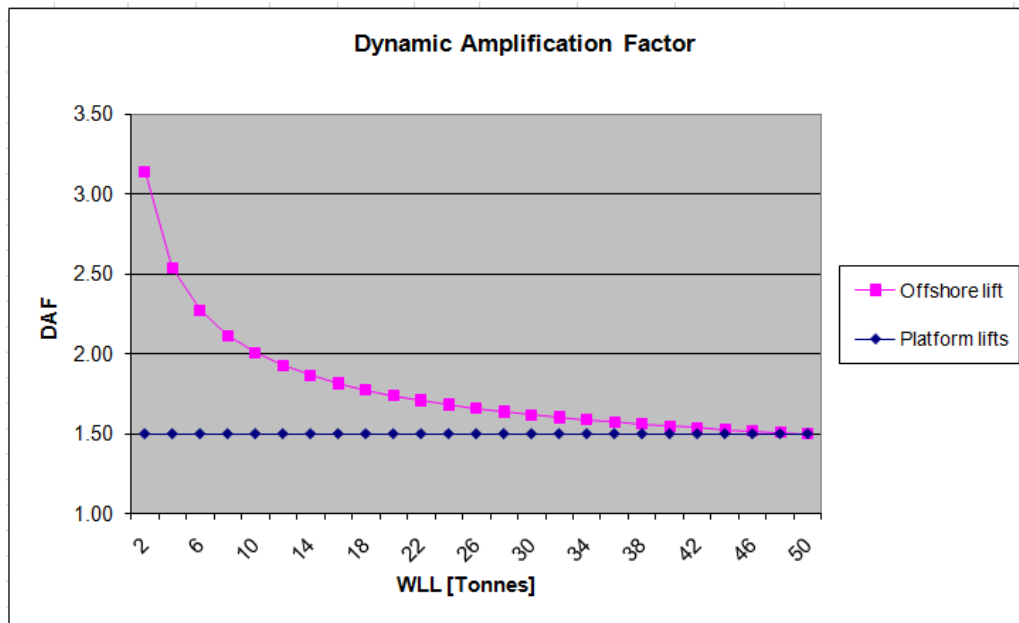
Enhet	For å finne	SKL	DF	DAF	PL	Formel	Samlet sikkerhets-faktor
Standard		2.7-3	R-002	R-002	2.7-3	2.7-3	
Kapasitet av struktur	Design last	1,25	1,7	1,7	0,33	1,2	4,34

SKL ("Skew load factor")

Tilleggs last forårsaket av utstyrs- og fabrikkasjontoleranser og andre usikkerheter med hensyn til kraftfordeling i oppriggingen.

DAF ("Dynamic amplifying factor")

Det er store dynamiske krefter som inntreffer ved operasjoner mellom fartøy og installasjon. Disse er vesentlig sterkere enn internt på installasjonen. Ved lav vekt øker de dynamiske kreftene betraktelig, og derfor høyere DAF, hentet fra NORSOK R-002.



Figur 3.2. Utklipp fra NORSOK R-002 figure F.4. Den rosa linja viser den dynamiske faktoren ved offshore løft og hvordan den øker veldig ved lav vekt. Den blå linjen viser at den dynamiske faktoren holder seg stabil ved løft internt på plattformen.

$$DAF = 1,09 + 0,41 \cdot \sqrt{\frac{50}{WLL}} \quad (4)$$

der WLL = den maksimale lasten som kan brukes

$$DAF = 1,09 + 0,41 \cdot \sqrt{\frac{50}{20}} \approx 1,7$$

DF ("Design factor")

Design faktoren inneholder en risk koeffisient og en delvis lastfaktor. Denne tar jeg fra NORSOK R-002, grunnen er at DF i 2.7-3 inneholder både en DF og DAF, men kommer ut på en mindre konservativ side enn NORSOK. Derfor velger jeg DF og DAF fra NORSOK som jeg mener også er bedre begrunnet. For løfteåk er risk koeffisienten på 1,34 og en delvis lastfaktor på 1,25. Til sammen ender det på en DF på cirka 1,7.

Tabell 3.3. Utklipp fra NORSOK R-002 table F.4. Løfteåk havner under "Lifting equipment" som har en samlet design faktor på 1,68.

ELEMENT CATEGORY	γ_p	γ_c	DF ($\gamma_p \cdot \gamma_c$)
Lifting points including attachments to object	1,34	1,25	1,68
Single critical elements supporting the lifting point	1,34	1,25	1,68
Lifting equipment (spreader bar, shackles, slings etc)	1,34	1,25	1,68
Main elements which are supporting the lift point	1,34	1,10	1,48
Other structural elements of the lifted object	1,34	1,0	1,34

PL ("Per cent loading")

Prosent del av F i det mest belastede løfteøret, ifølge Øistein Riber ved DATEK kan et løfteøre være uvirksomt under løft så derfor må hvert løfteøre kunne ta opp 1/3 av lasten, altså en PL på 0,33. I mitt tilfelle designes løfteåket for at alle hjørnene i utgangspunktet skal ha samme last, men ved skjevt fordelt last vil man få et annet senter for gravitasjon og PL skal stå for dette.

Som beskrevet i tabell 3.2 havner jeg på en sikkerhetsfaktor på 4,33 hvis vi ser bort fra PL, da dette er en naturlig del i et 4 opphengs løfteåk. Skulle jeg benyttet DNVs sikkerhetsfaktorer hadde jeg havnet på 2,9 da denne benytter en mindre konservativ DAF og DF. Etter flere foredrag av kommende NORSOK R-002 angående hvor viktig det er med solid dimensjonering, er 2,9 en altfor lav faktor.

MGW

I tillegg til den tillatte lasten løfteåket skal belastes med må det estimeres den totale vekten av enhet med maks last. Dette er MGW ("Maximum Gross Weight") som benyttes i RSF. Denne består av T+P, der T står for vekten av PO enheten og P står for den maksimale tillatte lasten PO enheten kan løfte. I mitt tilfelle vet jeg ikke hvilke bjelkeprofil jeg skal gå for eller sjakler og velge, derfor beregner jeg først uten egenvekt og verifiserer etterpå.

I min oppdragsbeskrivelse har jeg fått krav om at løfteåket skal kunne løfte 20 tonn, P blir altså 20 tonn. NORSOK R-002 arbeider med en W_{CF} faktor, denne brukes i beregning av WLL for å ta sikkerhet i eventuelle vektforskjeller som kan oppstå ved fabrikasjon. Jeg velger og benytte meg av faktoren 1,1 i og med at lasten som skal løftes, som ofte vil være en modul, kan ha en liten vektforskjell fra tegninger.

Tabell 3.4. Utklipp fra NORSOK R-002 Table F.2, vekten kan variere noe etter konstruksjon og fabrikasjon. Faktoren skal derfor være 1,1.

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 ± 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.

Ut fra beregningene skal MGW uten egenvekt av løfteåket være:

$$MGW = (T + P) \cdot W_{CF} \quad (5)$$

$$MGW = (20000 \text{ kg}) \cdot 1,1 = 22000 \text{ kg}$$

RSF uten egenvekt blir:

$$RSF = \frac{1,2 \cdot SKL \cdot DAF \cdot DF \cdot PL \cdot MGW}{\cos v} \quad (6)$$

der $v = \text{vinkel til tauet}$

$$RSF = \frac{1,2 \cdot 1,25 \cdot 1,7 \cdot 1,7 \cdot 0,33 \cdot 22000}{\cos 45} = 44508 \text{ kg}$$

3.3 Dimensjonering

3.3.1 Bjelker

Som tidligere nevnt benytter jeg RSF for dimensjonering av bjelkene. Her vil jeg finne riktig bjelkeprofil ved å verifisere opp mot spenningskravet, nedbøyning og knekk.

Starter med å lokalisere de statiske kreftene.

RSF er kraften som går med tauet opp til toppløkken, altså resultantkraften F_{res} :

$$F_{res} = RSF \cdot g = 44508 \cdot 9,81 = 436624 \text{ N} \quad (7)$$

For å finne kraften som går vertikalt ned fra hvert løfteøre må denne dekomponeres:

$$F_y = F_{res} \cdot \cos v = 436624 \cdot \cos 45 = 308740 \text{ N} \quad (8)$$

Kraften som virker inn mot senter av rammen i horisontalplanet må være lik den vertikale kraften på grunn av 45° vinkel, det vil si $F_y = F_H$.

$$F_x = F_H \cdot \cos v = 308740 \cdot \cos 45 = 218313 \text{ N} \quad (9)$$

$$F_z = F_H \cdot \sin v = 308740 \cdot \sin 45 = 218313 \text{ N} \quad (10)$$

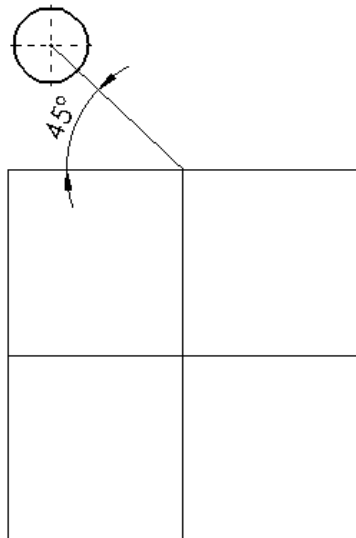
For å kontrollere:

$$F_{res} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \quad (11)$$

$$F_{res} = \sqrt{218313^2 + 308740^2 + 218313^2} = 436625 \text{ N}$$

Optimalt ville vært å designe løfteøret til å treffe senter av bjelken for å unngår ekstra moment, men dette vil ikke være konstruksjonsmessig fornuftig å designe. Likevel vil jeg

sette det som krav at resultantkraften skal treffe på toppsenteret av profilet som illustrert nedenfor. Dette gjør at det er profilets størrelse som avgjør momentarmen.



Figur 3.3. Sirkelen illustrerer der sjakkelen vil være festet og den store rektangelen er profilet med 45° kutt. Resultantkraft vil gå 45° ned mot profilet og treffe topp senter av profilet. Det vil altså være profilets høyde som avgjør momentarmen.



Figur 3.4. Skissen viser hvordan kreftene fungerer på bjelken når jeg ser på konstruksjonen fra et 2D perspektiv. Dette blir en forenklet modell, men likevel ganske realistisk.

Forsøker med et 100•80•5 HUP profil, og momentarmen er 50 mm høy. Momentet M_b fra løfteøret blir:

$$M_b = F_x \cdot L_M \quad (12)$$

der F_x = kraften som trykker på bjelken

L_m = momentarmen fra løfteøret

$$M_b = 218490 \cdot 50 = 1,1 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

Finner nødvendig tverrsnitts modul om sterk akse W_x med en tillatt spenning og sikkerhet mot flyt på 301 MPa:

$$W_x = \frac{M_b}{\sigma_e} = \frac{1,1 \cdot 10^7}{301} = 36294 \text{ mm}^3 \quad (13)$$

der σ_e = den maksimalt tillatte ekvivalente von-Mises spenningen

HUP profilet på 100•80•5 har en W_x på 441000 mm³, så dette profilet eller større er nødvendig i forhold til tverrsnitts modulen.

Regner ut nedbøyning for å se om den er innenfor kravet på L/300 som er 26 mm.

$$y = \frac{M_b \cdot L^2}{8 \cdot EI_x} = \frac{1,1 \cdot 10^7 \cdot 8000^2}{8 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 220,52 \cdot 10^4} = 190 \text{ mm} \quad (14)$$

der L = lenden av bjelken

E = elastisitetsmodulen

I_x = annet arealmoment for x aksen

Dette er en vesentlig høyere nedbøyning enn akseptert, velger derfor å gå opp relativt mye i profil størrelse.

Forsøker med et 250•150•10 HUP profil, og momentarmen blir 125 mm. Momentet fra løfteøret blir:

$$M_b = 218490 \cdot 125 = 2,732 \cdot 10^7 \text{ Nmm} \quad (15)$$

Regner ut nedbøyningen for å se om den er innenfor kravet på L/300 som er 26 mm.

$$y = \frac{M_b \cdot L^2}{8 \cdot EI_x} = \frac{2,732 \cdot 10^7 \cdot 8000^2}{8 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 5825,01 \cdot 10^4} = 18 \text{ mm} \quad (16)$$

Dette er godt innenfor den maksimale nedbøyningen. Vil så sjekke at spenningene er innenfor kravet.

Trykkspenningene i bjelken:

$$\sigma_t = \frac{F_x}{A} = \frac{218490}{72,57 \cdot 10^2} = 30 \text{ MPa} \quad (17)$$

Bøyespenningen i bjelken:

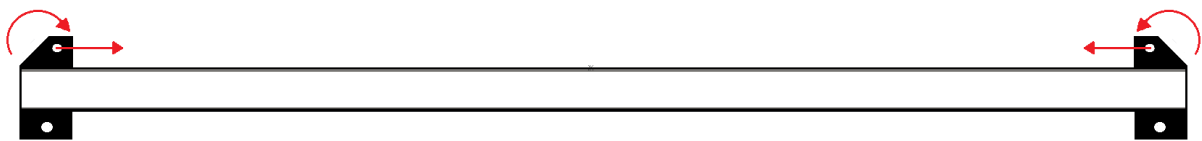
$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot z}{I_x} = \frac{2,732 \cdot 10^7 \cdot 125}{5825,01 \cdot 10^4} = 59 \text{ MPa} \quad (18)$$

$$\Sigma\sigma = \sigma_t + \sigma_b = 30 + 59 = 89 \text{ MPa} \quad (19)$$

Det blir en samlet spenning på 89 MPa, dette er godt innenfor kravet på 301 MPa. Kan gå ned i profilstørrelse, men velger å beholder dette profilet til det er sjekket for knekk.

Knekk

Av DNV 2.7-3 3.4.4 er det krevd at alle bjelker som er utsatt for trykkraft skal bli verifisert for knekking, dette skal bli gjort i henhold til kjente metoder. For løfteåket benytter jeg meg av forenklet metode 1 som kommer ut på en konservativ side i forhold til eurokode 3. I mitt tilfelle vil jeg se bjelkene som leddlagret i begge ender, og mener dette kommer ut på en konservativ side.



Figur 3.5. Illustrasjon av hvordan kreftene inntreer på bjelken med trykkraft og moment. Egenvekten av bjelken kommer også inn.



Figur 3.6. Illustrasjon av hvordan bjelken deformeres med leddlager i hver ende.

Ved leddlagret i begge ender gir det en knekk lengde l_k det samme som den opprinnelige lengden av bjelken:

$$l_k = L = 8000 \text{ mm} \quad (20)$$

Slankhetstallet λ til det 8 meter lange HUP 250•150•10 profilet er:

$$\lambda = \frac{l_k}{i_y} \quad (21)$$

der $i_y =$ bjelkeprofilets treghetsradius om svak akse i mm.

$$\lambda = \frac{8000}{60,2} = 133$$

For høyverdig konstruksjonsstål som er et krav ved slike offshorekonstruksjoner er gyldighetsområde til Euler $\lambda \geq 89$, benytter derfor Eulers formel.

Tillatt knekklast $F_{k,till}$:

$$F_{k,till} = \frac{\pi^2}{n} \cdot \frac{EI_y}{l_k^2} \quad (22)$$

der $I_y =$ annet arealmoment om svak akse for bjelkeprofilen i mm^4 .
 $n =$ knekksikkerhetsfaktor, denne setter jeg til 3.

$$F_{k,till} = \frac{\pi^2}{3} \cdot \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2634 \cdot 10^4}{8000^2} = 284337 \text{ N}$$

Størst moment $M_{b,maks}$ når de ytterste fibrene i profilet er på flytegrensen:

$$M_{b,maks} = R_e \cdot W_x \quad (23)$$

der $R_e =$ flytegrensen for materialet.
 $W_x =$ elastisk tverrsnittsmodul.

$$M_{b,maks} = 355 \cdot 466 \cdot 10^3 = 1,65 \cdot 10^8 \text{ Nmm}$$

Setter funnet informasjon inn i den forenklede interaksjonsformel:

$$\frac{F_x}{F_{k,till}} + 1,5 \cdot \frac{M_b}{M_{b,maks}} \leq 1 \quad (24)$$

der faktoren 1,5 = ivaretar interaksjonen mellom trykkraft og moment.

$$\frac{218490}{284337} + 1,5 \cdot \frac{2,73 \cdot 10^7}{1,65 \cdot 10^8} = 1,1 \leq 1$$

Med en faktor på 1,1 vil det nok mest sannsynlig ikke være fare for at bjelken knekker, men i og med at ikke egenvekten til strukturen er tatt i betraktning vil jeg gå opp en profilstørrelse. Velger derfor 300•200•6,3.

Tar nå med egenvekten av løfteåket med estimert vekt av sjakler og løfteører.

Tabell 3.5. Tabellen viser vektberegningen av løfteåket, altså T i MGW beregningen. Her har jeg med 8 sjakler, men er klar over at 4 av sjaklene vil ha liten virkning på løfteåket, dette for å kommet ut på en konservativ side. I 2.7-3 7.3.3 regner man ut WLL for sjakler ved $0,45 \cdot RSF$, dette gjør at sjakler med WLL på 25 tonn sannsynligvis vil bli brukt, disse veier 15 kg. Estimater for løfteørene med cheekplates er gjort ved en konservativ CAD tegning.

Enhet	Antall	Vekt	Samlet vekt
HUP 300•200•6,3	32 m	48,51 kg/m	1553 kg
Løfteører m/cheekplates	4 stk	70 kg	280 kg
Sjakler	8 stk	15 kg	120 kg
Løfteåk m/utstyr			1953 kg

Ut fra beregningene skal MGW med egenvekt av løfteåket være:

$$MGW = (T + P) \cdot W_{CF} \quad (25)$$

der T = egenvekten av konstruksjonen

P = last som løftes

W_{CF} = vekt usikkerhetsfaktor

$$MGW = (1953 \text{ kg} \cdot 20000 \text{ kg}) \cdot 1,1 = 24150 \text{ kg}$$

RSF med egenvekt blir:

$$RSF = \frac{1,2 \cdot 1,25 \cdot 1,7 \cdot 1,7 \cdot 0,33 \cdot 24150}{\cos 45} = 48858 \text{ kg} \quad (26)$$

Resultantkraften F_{res} :

$$F_{res} = RSF \cdot g = 48858 \cdot 9,81 = 479297 \text{ N} \quad (27)$$

For å finne kraften som går vertikalt ned må denne dekomponeres:

$$F_y = F_{res} \cdot \cos v = 479297 \cdot \cos 45 = 338915 \text{ N} \quad (28)$$

Kraften som virker inn mot senter av rammen i horisontalplanet må være lik den vertikale kraften på grunn av 45° vinkel, det vil si $F_y = F_H$. Og kraften som går i bjelken blir derfor:

$$F_x = F_H \cdot \cos v = 338915 \cdot \cos 45 = 239649 \text{ N} \quad (29)$$



Figur 3.7. Aksialkraftdiagram for bjelken der trykket er på 239,6 kN.

Finner moment med en momentarm på 150 mm fra løfteøret og moment på grunn av egenvekt.

Momentet fra løfteøret:

$$M_L = 239649 \cdot 150 = 3,595 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

Kraften fra egenvekt fordelt på bjelken:

$$q = \frac{A \cdot L \cdot \rho \cdot g}{L} \quad (30)$$

der A = tverrsnittsarealet

ρ = densiteten

$$q = 60,05 \cdot 10^2 \cdot 7850 \cdot 10^{-9} \cdot 9,81 = 0,462 \text{ N/mm}$$

Momentet fra egenvekten:

$$M_E = \frac{ql^2}{8} = \frac{0,462 \cdot 8000^2}{8} = 3,696 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (31)$$

$$\Sigma M_b = M_L + M_E = 3,595 \cdot 10^7 + 3,696 \cdot 10^6 = 3,965 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$



M_{Min} : 35,95 kNm

M_{Maks} : 39,65 kNm

Figur 3.8. Momentdiagram for bjelken med moment fra egenvekt og løfteøret.

Regner ut nedbøyningen fra momentet av løfteørene og egenvekten for å se om den er innenfor kravet på $L/300$ som er 26 mm.

$$y_L = \frac{M_E \cdot l^2}{8 \cdot EI} = \frac{3,595 \cdot 10^7 \cdot 8000^2}{8 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 7624,39 \cdot 10^4} = 18 \text{ mm} \quad (32)$$

$$y_E = \frac{ql^4}{384EI} = \frac{0,462 \cdot 8000^4}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 7624,39 \cdot 10^4} = 0,31 \text{ mm} \quad (33)$$

$$\Sigma y = y_L + y_E = 18 + 0,31 = 18,31 \text{ mm} \quad (34)$$

Dette er innenfor den maksimale nedbøyningen. Vil så sjekke at spenningene er innenfor kravet.

$$\sigma_t = \frac{F_x}{A} = \frac{239649}{60,05 \cdot 10^2} = 40 \text{ MPa} \quad (35)$$

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot z}{I_x} = \frac{3,965 \cdot 10^7 \cdot 150}{7624,39 \cdot 10^4} = 78 \text{ MPa} \quad (36)$$

$$\Sigma \sigma = \sigma_t + \sigma_b = 40 + 78 = 118 \text{ MPa} \quad (37)$$

En samlet spenning på 118 MPa er innenfor kravet på 301 MPa.

Slankheten til et HUP 300•200•6,3 profil:

$$\lambda = \frac{l_k}{i_y}$$

der i_y = bjelkeprofillets treghetsradius om svak akse i mm.

$$\lambda = \frac{8000}{82,7} = 97 \quad (38)$$

Gyldighetsområde til Euler $\lambda \geq 89$, benytter derfor Eulers formel.

Tillatt knekklast $F_{k,till}$:

$$F_{k,till} = \frac{\pi^2}{n} \cdot \frac{EI_y}{l_k^2} \quad (39)$$

der $l_y =$ annet arealmoment om svak akse for bjelkeprofilen i mm^4 .
 $n =$ knekksikkerhetsfaktor, denne setter jeg til 3.

$$F_{k,till} = \frac{\pi^2}{3} \cdot \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4103,82 \cdot 10^4}{8000^2} = 443002 \text{ N} \quad (40)$$

Størst moment $M_{b,maks}$ når de ytterste fibre i profilen er på flytegrensen:

$$M_{b,maks} = R_e \cdot W_x$$

der $R_e =$ flytegrensen for materialet.
 $W_x =$ annet arealmoment om x-aksen.

$$M_{b,maks} = 355 \cdot 508,29 \cdot 10^3 = 1,80 \cdot 10^8 \text{ Nmm} \quad (41)$$

Setter funnet informasjon inn i den forenklede interaksjonsformel:

$$\frac{F}{F_{k,till}} + 1,5 \cdot \frac{M_b}{M_{b,maks}} \leq 1$$

der faktoren 1,5 = ivaretar interaksjonen mellom trykkraft og moment.

$$\frac{218490}{443002} + 1,5 \cdot \frac{3,965 \cdot 10^7}{1,80 \cdot 10^8} = 0,8 \leq 1 \quad (42)$$

Profilen holder mot knekk og mitt endelige bjelkevalg blir HUP300•200•6,3.

3.3.2 Løfteører

Ved dimensjonering og beregning av løfteørene benytter jeg også RSF som anbefalt i DNV 2.7-3. DNV har opparbeidet 3 designsjekker for å verifisere løfteøret. Men ved spesielle løfteøre design skal tilleggssjekker legges til. Det skal ikke oppstå en større Von Mises ekvivalent spenning enn flytegrensen til løfteøre materialet.

For å kunne designe løfteørene er det nødvendig å vite dimensjonene av sjaklene, disse velges også ut etter RSF fra følgende krav gitt av 2.7-3 7.3.3:

$$WLL \geq RSF \cdot 0,45 = 48858 \cdot 0,45 = 21986 \text{ kg} \quad (43)$$

Det er i øvre løfteøret behov for en sjakkel med WLL 25 tonn.

For nedre løfteøret:

$$WLL \geq RSF \cdot \cos 45 \cdot 0,45 = 48858 \cdot \cos 45 \cdot 0,45 = 15547 \text{ kg} \quad (44)$$

Det nedre løfteøret har behov for en sjakkel med WLL 17 tonn.

Velger og dimensjonere øvre løfteøret først. Etter anbefalinger fra 2.7-3 og Eurokode 3 har jeg kommet frem til følgende dimensjonskriterier på løfteørene.

Diameteren D_H av bolthullet i løfteøret skal ikke overgå 6% av diameteren til sjakkelbolten 2.7-1 4.4.1:

$$D_H = d1 \cdot 1,06 = 50 \cdot 1,06 = 53 \text{ mm} \quad (45)$$

der $d1 = \text{diameteren til sjakkelbolten}$

Tykkelsen t av løfteøret ved hullet skal ikke være mindre enn 75% av innside målet av sjakkelen, m . Ved 80% vil det ikke være noe reduksjon av sjakkelens kapasitet:

$$t = m \cdot 0,80 = 74 \cdot 0,80 = 60 \text{ mm} \quad (46)$$

Vil benytte meg av sideplater med en tykkelse på til sammen 20 mm, $t_{ch}=10$ mm, og løfteøretykkelse på 40 mm, $t_{pl}=40$ mm.

I utregningen av radiusen til løfteøret benyttes minimum avstand fra senter av hullet til kant av plate, R_{pl} . Av Eurokode 3 kan minste avstand være:

$$R_{pl} = 1,2 \cdot D_H = 1,2 \cdot 53 = 64 \text{ mm} \quad (47)$$

For radiusen til sideplatene bør det være mulig med et a-mål på 6 mm, derfor bør R_{ch} ikke være mer enn 90 mm.

Anbefalt radius av løfteøret blir:

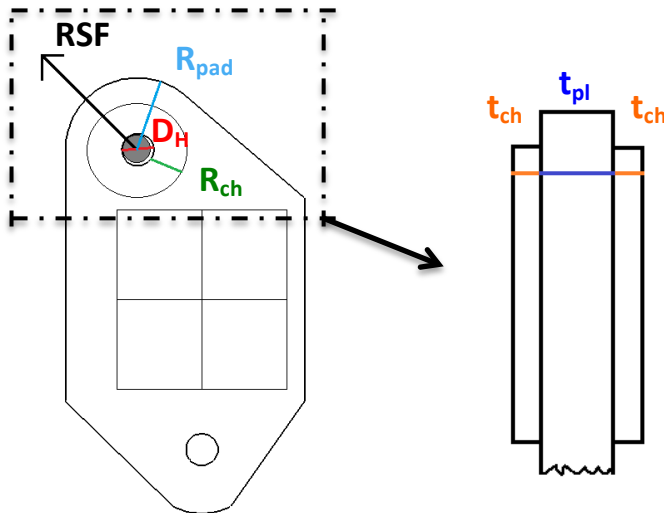
$$R_{pad} = \frac{R_{pl} \cdot t_{pl} + 2 \cdot R_{ch} \cdot t_{ch}}{t} \quad (48)$$

$$R_{pad} = \frac{64 \cdot 40 + 2 \cdot 90 \cdot 20}{60} = 103 \text{ mm}$$

Velger en radius på 110 mm da dette er designmessig mer fornuftig med tanke på sveis.

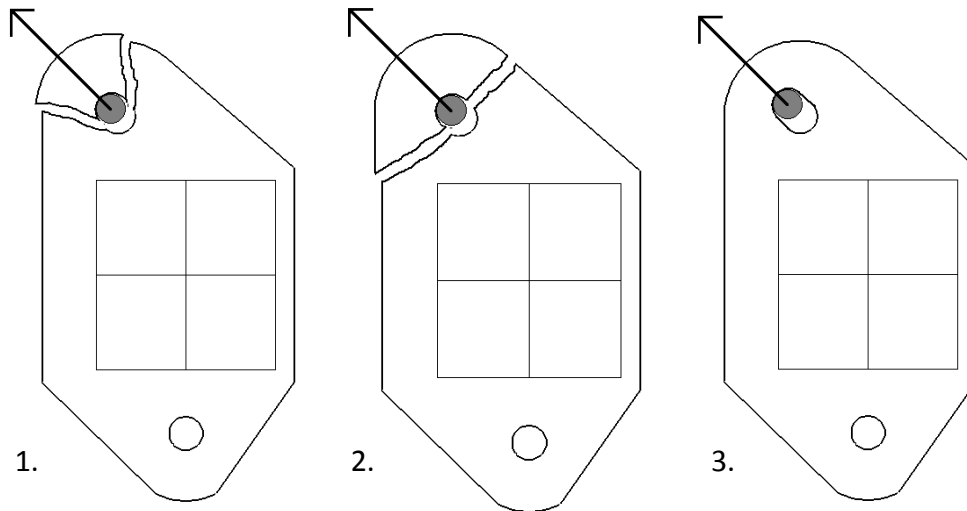
Tabell 3.6. Data for utregning av designsjekk og løfteørekapasitet.

Symbol	D_H	t	R_{ch}	t_{pl}	t_{ch}	R_{pad}	R_{pl}	D_{pin}
Størrelse (mm)	53	60	80	40	10	110	64	50



Figur 3.9. Første illustrasjon viser løfteøret sett fra breidsiden der pil til venstre er RSF, blå strek er radiusen til løfteøret, rød strek er hulldiameter, grønn strek er sideplate radius. Andre illustrasjon viser snitt av øvre del av løfteøret fra kortsiden. Orange strek er tykkelse av sideplater og blå strek er tykkelse av løfteøre.

Ved dimensjonering av laskeskjøt er det viktig å være observant på de forskjellige bruddformene som kan oppstå. Nedenfor er det illustrert tre typer.



Figur 3.10. Ovenfor er det illustrert de bruddformene som kan oppstå, utenom avskjæringen av bolteskaftet, siden dette garanteres av sjakkelfirma. Nummer 1. viser utrivning av grunnmaterialet, 2. viser brudd i grunnmaterialet nettotversnitt og 3. viser hullkanttrykk.

Jeg har valgt og sjekke DNV sine designsjekker fra 2.7-3 opp mot generell dimensjoneringsteknikk.

Hullkanttrykk der utregning (42) er DNV sin designsjekk:

$$p_h = \frac{RSF}{t \cdot D_{pin}} = \frac{479297}{40 \cdot 50} = 240 \text{ MPa} \quad (49)$$

$$\sigma_e \geq 0,045 \cdot \sqrt{\frac{RSF \cdot E}{D_H \cdot t}} = 0,045 \cdot \sqrt{\frac{479297 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{53 \cdot 60}} = 254 \text{ MPa} \quad (50)$$

der E = elastitetsmodulen til materialet.

RSF = resultantkraften som går i 45° vinkel fra løfteøret.

Fra de to utregningene av hullkanttrykket kommer DNV sin formel ut mest konservativ.

Utrivning der utregning (44) der DNV sin formel:

$$\tau = \frac{RSF}{2 \cdot l_{eff} \cdot t} = \frac{479297}{2 \cdot 93 \cdot 40} = 64 \text{ MPa} \quad (51)$$

$$\sigma_e \geq \frac{2 \cdot RSF}{(2 \cdot R_{pad} - D_H) \cdot t} = \frac{2 \cdot 479297}{(2 \cdot 110 - 53) \cdot 40} = 143,5 \text{ MPa} \quad (52)$$

I DNV sin formel blir det sjekket for utrivning i grunnmaterialet for boltehull og for nettotversnitt i samme formel, altså fra hullet og opp. Her også kommer denne ut på en konservativ side i forhold til vanlige dimensjoneringsteknikk.

Brudd i grunnmaterialet nettotversnittet:

$$\sigma_n = \frac{RSF}{t \cdot (l_{net} - D_H)} = \frac{RSF}{40 \cdot (260 - 53)} = 60 \text{ MPa} \quad (53)$$

Sjekk av kilsveis rundt sideplatene:

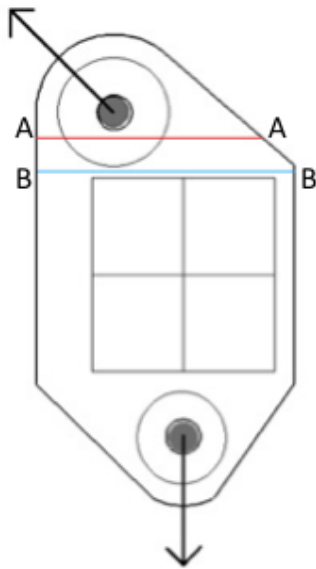
$$\sigma_e \geq \frac{RSF \cdot 2 \cdot t_{ch}}{t \cdot D_{ch} \cdot a} = \frac{479297 \cdot 2 \cdot 10}{60 \cdot 160 \cdot 6} = 166 \text{ MPa} \quad (54)$$

der D_{ch} = diameter til sideplatene, $2 \cdot R_{ch}$.

a = a -målet til kilsveisen

Alle designsjekkene er innenfor kravet på $\sigma_e = 301 \text{ MPa}$.

Kombinert spenning:



Alle relevante deler av løfteøret fra senter av hullet og nedenfor skal bli sjekket for spenning. Von-Mises spenningene skal ikke overgår σ_e .

Figur 3.11. Skissen viser løfteøret inn fra siden der det store rektangelet markerer hvor bjelken er festet. Den kombinerte spenningen blir sjekket for A-A snittet og B-B snittet.

A-A snittet har en bredde på 336 mm og en momentarm vertikalt fra F_x kraften på 50 mm.

B-B snittet har en bredde på 388 mm og en momentarm vertikalt fra F_x kraften på 100 mm.

For aksialspenning A-A snitt fra F_y :

$$\sigma_t = \frac{RSF \cdot \sin\alpha}{t \cdot b} = \frac{479297 \cdot \sin 45}{40 \cdot 336} = 25,2 \text{ MPa} \quad (55)$$

For bøyenspenning i A-A snitt fra F_x :

$$I_x = \frac{1}{12} BH^3 = \frac{1}{12} \cdot 40 \cdot 336^3 = 12,6 \cdot 10^7 \text{ mm}^4 \quad (56)$$

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot Y}{I_x} = \frac{338914 \cdot 50 \cdot 168}{12,6 \cdot 10^7} = 22,6 \text{ MPa} \quad (57)$$

$$\sigma_j = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\sigma_t^2)} = 49,15 \text{ MPa} \quad (58)$$

Alle spenninger er under grensen på σ_e som er 301 MPa.

For aksialspenning i B-B snitt fra F_y :

$$\sigma_t = \frac{RSF \cdot \sin\alpha}{t \cdot b} = \frac{479297 \cdot \sin 45}{40 \cdot 388} = 22 \text{ MPa} \quad (59)$$

For bøyenspenning i B-B snitt fra F_x :

$$I_x = \frac{1}{12} BH^3 = \frac{1}{12} \cdot 40 \cdot 388^3 = 19,5 \cdot 10^7 \text{ mm}^4 \quad (60)$$

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot y}{I_x} = \frac{338914 \cdot 100 \cdot 194}{19,5 \cdot 10^7} = 33,7 \text{ MPa} \quad (61)$$

$$\sigma_j = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\sigma_t^2)} = 50,9 \text{ MPa} \quad (62)$$

Alle spenninger er under grensen på σ_e som er 301 MPa.

Dimensjonering av nedre løfteøret med samme kriterier som for øvre.

Hulldiameter D_H :

$$D_H = d1 \cdot 1,06 = 42 \cdot 1,06 = 44 \text{ mm} \quad (63)$$

Tykkelse av løfteøret og sideplater:

$$t = m \cdot 0,80 = 60 \cdot 0,80 = 48 \text{ mm} \quad (64)$$

Vil benytte meg av sideplater med en tykkelse på til sammen 14 mm, $t_{ch}=7 \text{ mm}$, og løfteøretykkelse på 40 mm, $t_{pl}=40 \text{ mm}$. Ender da på en $t = 54 \text{ mm}$, dette for å gjøre produksjonen av sideplater mulig.

$$R_{pl} = 1,2 \cdot D_H = 1,2 \cdot 44 = 52 \text{ mm} \quad (65)$$

For radiusen til sideplatene bør det være mulig med et a-mål på 5 mm, derfor bør R_{ch} ikke være mer enn 50 mm.

Anbefalt radius av løfteøret blir:

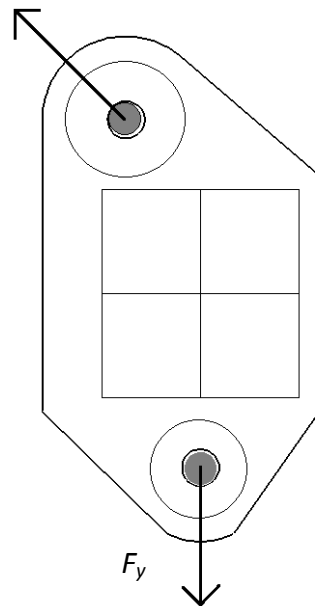
$$R_{pad} = \frac{R_{pl} \cdot t_{pl} + 2 \cdot R_{ch} \cdot t_{ch}}{t} \quad (66)$$

$$R_{pad} = \frac{52 \cdot 40 + 2 \cdot 70 \cdot 14}{54} = 75 \text{ mm} \quad (67)$$

Velger en radius på 95 mm da dette er designmessig mer fornuftig med tanke på sveis.

Tabell 3.7. Data for utregning av designsjekk og løfteørekapasitet.

Symbol	D_H	t	R_{ch}	t_{pl}	t_{ch}	R_{pad}	R_{pl}	D_{pin}
Størrelse (mm)	44	54	70	40	7	95	52	42



Figur 3.12. Illustrasjon av løfteøret med kraften F_y som fungerer vertikalt på nedre løfteøre.

Hullkanttrykk:

$$p_h = \frac{F_y}{t_{pl} \cdot D_{pin}} = \frac{338915}{40 \cdot 42} = 201 \text{ MPa} \quad (68)$$

$$\sigma_e \geq 0,045 \cdot \sqrt{\frac{F_y \cdot E}{D_H \cdot t}} = 0,045 \cdot \sqrt{\frac{338915 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{44 \cdot 60}} = 233,65 \text{ MPa} \quad (69)$$

der E = elastitetsmodulen til materialet.

RSF = resultantkraften som går i 45° vinkel fra løfteøret.

Fra de to utregningene av hullkanttrykket kommer DNV sin formel ut mest konservativ.

Utrivning:

$$\tau = \frac{F_y}{2 \cdot l_{eff} \cdot t_{pl}} = \frac{338915}{2 \cdot 80 \cdot 40} = 53 \text{ MPa} \quad (70)$$

$$\sigma_e \geq \frac{2 \cdot F_y}{(2 \cdot R_{pad} - D_H) \cdot t_{pl}} = \frac{2 \cdot 338915}{(2 \cdot 95 - 44) \cdot 40} = 116 \text{ MPa} \quad (71)$$

Brudd i grunnmaterialets nettotversnittet:

$$\sigma_n = \frac{F_y}{t_{pl} \cdot (l_{net} - D_H)} = \frac{338915}{40 \cdot (270 - 44)} = 38 \text{ MPa} \quad (72)$$

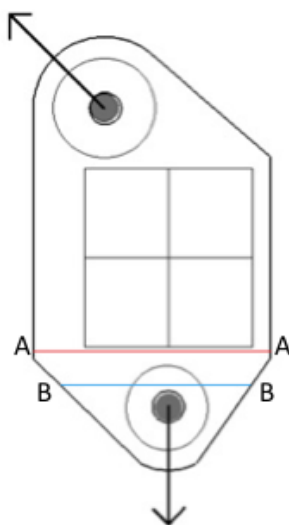
Sjekk av kilsveis rundt sideplatene:

$$\sigma_e \geq \frac{F_y \cdot 2 \cdot t_{ch}}{t \cdot D_{ch} \cdot a} = \frac{338915 \cdot 2 \cdot 7}{54 \cdot 140 \cdot 6} = 105 \text{ MPa} \quad (73)$$

der D_{ch} = diameter til sideplatene, $2 \cdot R_{ch}$
 a = kilsveisens a -mål

Alle designsjekkene er innenfor kravet på $\sigma_e = 301 \text{ MPa}$.

Kombinert spenning:



Figur 3.13. Skissen viser løfteøret inn fra siden der det store rektangelet markerer hvor bjelken er festet. Den kombinerte spenningen blir sjekket for A-A snittet og B-B snittet.

A-A snittet har en bredde på 388 mm.

B-B snittet har en bredde på 290 mm.

For aksialstress i A-A snitt:

$$\sigma_t = \frac{F \cdot \sin\alpha}{t \cdot b} = \frac{338915}{40 \cdot 388} = 22 \text{ MPa} \quad (74)$$

For aksialstress i B-B snitt:

$$\sigma_t = \frac{F \cdot \sin\alpha}{t \cdot b} = \frac{338915}{40 \cdot 290} = 29 \text{ MPa} \quad (75)$$

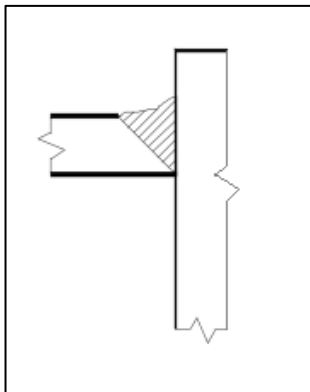
Alle spenninger er under grensen på σ_e som er 301 MPa.

3.3.3 Sveis

Løfteåket er designet slik at bjelkene er kappet med 45° vinkel i hver ende motsatt vei, dette gjør at de kan sveises til løfteørene og skape en kvadratisk ramme. Ved valg av type sveis bør det være lastnivå og lasttype som er den styrende faktoren. Det er tre forskjellige type sveis å velge mellom:

- A) kilsveis
- B) delvis gjennomsveis
- C) full gjennomsveis

Disse er også rangert etter kostnad å utføre. I mitt tilfelle vil knutepunktet være utsatt for dynamiske belastninger, dette gjør det hensiktsmessig å benytte full gjennomsveist butt V sveis.



Figur 3.14. Utsnitt av en full gjennomsveist V sveis fra DNV-RP-C203.

Ved full gjennomsveis er det materialet med lavest flytegrense som avgjør hvor høy spenning det kan være i knutepunktet.[2] I mitt tilfelle vil høyest tillatt spenning i sveisen være $\sigma_e = 301$ MPa.

Fra dimensjoneringen av løfteøret fant jeg at det er en spenning på 55,7 MPa som inntreder der bjelken er sveist fast. Fra dimensjonering av bjelkene fant jeg at den største spenningen i bjelken er på 118 MPa, og denne inntreder midt på bjelken. Jeg velger derfor å godkjenne sveisen på bakgrunn av gitte spenningsberegninger.

3.4 Utmatting under dynamiske belastninger

Utmatting er dannelse og vekst av sprekker under dynamisk belastning, utmattingsbrudd inntreffer vanligvis etter et stort antall belastningsvekslinger og ved spenninger som er langt lavere enn materialets fasthetsverdier. Flere dokumenterte undersøkelser i Europa og USA har vist at mellom 80% og 95% av alle brudd i maskinkomponenter under normal drift er utmattingsbrudd [3]. Som tidligere nevnt var dette årsaken til ulykken på Alexander Kielland plattformen. Jeg velger å benytte DNV-RP-C203 [5] ved utmattingsberegningene, denne er oppdatert i 2010 og har mest beregningsmuligheter. Eurokode 3 har ikke SN-kurver for hulte koblinger i sjøvann, noe jeg har behov for i mine beregninger. Sprekkveksten vil først oppstå i sveiseforbindelsene, men jeg vil også beregne bjelke og løfteøret.

3.4.1 Dynamiske belastninger på bjelke

Bjolkene blir utsatt for dynamiske belastninger hver gang løfteåket brukes. De opplever en trykkraft og et bøyemoment fra løfteørene og egenvekten. Siden løfteåket er ment for ved rivning av plattform vil det for hvert løft også ha et løft tilbake kun med egenvekten.

Finne høyest spenningsvidde ved maksimalt løft og for det største momentet:

Momentet fra løfteøret:

$$M_L = F_x \cdot L_M = 239649 \cdot 150 = 3,595 \cdot 10^7 Nmm \quad (76)$$

Kraften fra egenvekt fordelt på bjelken:

$$q = \frac{A \cdot L \cdot \rho \cdot 9,81}{L} \quad (77)$$

$$q = 60,05 \cdot 10^2 \cdot 7850 \cdot 10^{-9} \cdot 9,81 = 0,462 N/mm \quad (78)$$

Momentet fra egenvekten:

$$M_E = \frac{ql^2}{8} = \frac{0,462 \cdot 8000^2}{8} = 3,696 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (79)$$

$$\Sigma M_b = M_L + M_E = 3,595 \cdot 10^7 + 3,696 \cdot 10^6 = 3,965 \cdot 10^7 \text{ Nmm} \quad (80)$$

$$\sigma_t = \frac{F_x}{A} = \frac{239649}{60,05 \cdot 10^2} = 40 \text{ MPa} \quad (81)$$

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot z}{I_x} = \frac{3,965 \cdot 10^7 \cdot 150}{7624,39 \cdot 10^4} = 78 \text{ MPa} \quad (82)$$

$$\Sigma \sigma = \sigma_t + \sigma_b = 40 + 78 = 118 \text{ MPa} \quad (83)$$

Fra DNV-RP-C203 bruker jeg kurveklasse B1 som gjelder for hulte profiler som gir meg en levetid på sykler N .

$$N = C \Delta \sigma^{-m} \quad (84)$$

der $C = \log^a$

$m = \text{konstant}$

$\Delta \sigma = \text{spenningsvidden}$

$$N = 8,26 \cdot 10^{14} \cdot 118^{-4} = 4\,260\,611 \text{ sykler} \quad (85)$$

Den vil bli belastet 280 ganger med 118 MPa i løpet av et år.

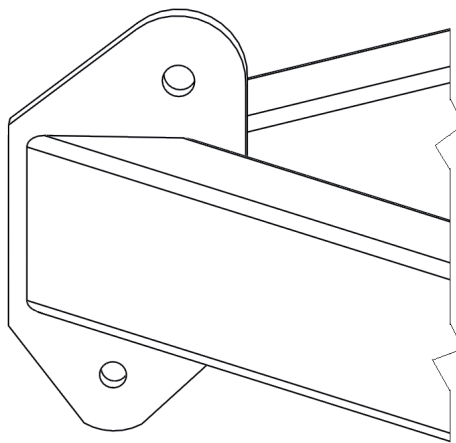
Levetiden X:

$$X = \frac{N}{n} = \frac{4260611}{280} = 15216 \text{ år}$$

Dette tilsvarer 15216 år. Det er altså ikke fare for utmattingsbrudd i bjelken.

3.4.2 Dynamiske belastninger i sveis

Bjolkene er sveist med gjennomgående enkeltside V-sveis til løfteøret. Dette gjør at kreftene sveisen vil oppleve er spenningene i løfteøret, trykket og tyngden fra bjelken. Disse kreftene vil være absolutt størst på toppen av bjelken. Fra dimensjoneringen av løfteøret sjekket jeg spenningene som ville opptre i snittet der bjelken er festet. I ettertid har jeg laget en modell og kjørt FEM analyse i ANSYS Workbench, her kom jeg ut med mer eksakte verdier. Velger i denne utmattingsberegningen og benytte meg av data fra ANSYS.



Figur 3.15. Skisse av et hjørne med løfteøret og bjelkeforbindelsene.

Ved bruk av FEM metoden for å anskaffe seg spenningskonsentrasjonene er det anbefalt å bruke *Hot Spot* metoden for å finne utmattingslevetiden. Det er viktig å evaluere meshen godt da spenningskonsentrasjonen er veldig høy i hjørner. En konservativ S-N kurve ivaretar mye av usikkerheten for sveisen og derfor implementerer spenningskonsentrasjonsfaktoren.

I DNV RP-C203 under kapittel 4 anbefales det å benytte D-kurven. Men for å ligge på den konservative siden velger jeg å bruke W1 kurven som er spesifisert for rektangulære profiler med buttsveis til plate som det står i tabell A9 rute 16 i denne standarden.

Antall sykler er gitt etter:

$$N = C\Delta\sigma^{-m} \quad (86)$$

$$\text{der } C = 10^{10,861}$$

$$m = 3$$

Det er vanskelig å si hvor mange dager i året løfteåket skal være i bruk i løpet av et år. Men jeg anslår at den blir benyttet ved 2 operasjoner i året der hver operasjon varer i 14 dager. Per operasjon anslår jeg om lag 10 løft om dagen.

Tabell 3.8. Oversikt over lasttilfelle, belastning i tonn, spenning i MPa, repetisjoner og sykkluser. Spenningene er hentet fra ANSYS Workbench, se vedlegg B.

Type	Belastning	Spenning	Antall repetisjoner	Sykluser
Lasttilfelle	t	$\Delta\sigma$	n_1	N
1	20	150	84	21514
2	10	70	56	211693
3	15	100	140	72610

Levetiden X:

$$X \left(\frac{84}{21514} + \frac{56}{211693} + \frac{140}{72610} \right) = 1 \rightarrow 164 \text{ år}$$

Selv om levetiden ble anslått til 164 år er det viktig med inspisering. Siden denne er fult gjennomsvet er det nødvendig å inspisere denne med røntgen for å kunne avdekke eventuelle sveisefeil. Dette bør utføres årlig.

3.4.3 Dynamiske belastninger i boltehull

Ved beregning av boltehull bruker jeg DNV RP-C203 avsnitt 2.9.3 der følgende formel er oppgitt for bolt som ikke har gjenger i skjærplanet:

$$\log N = 16,301 - 5,0 \log \Delta \sigma \quad (87)$$

der $\Delta \sigma =$ skjærspenning basert på boltareal.

Tabell 3.9. Oversikt over lasttilfelle, belastning, spenning, repetisjoner og syklyser.

Spenningene er tatt fra hullkanttrykket i avsnitt 3.3.2.

Type	Belastning	Spenning	Antall repetisjoner	Syklyser
Last tilfelle	t	$\Delta \sigma$	n_1	N
1	20	240	84	25118
2	10	120	56	803700
3	15	180	140	105837

Levetiden X:

$$X \left(\frac{84}{25118} + \frac{56}{803700} + \frac{140}{105837} \right) = 1 \rightarrow 211 \text{ år}$$

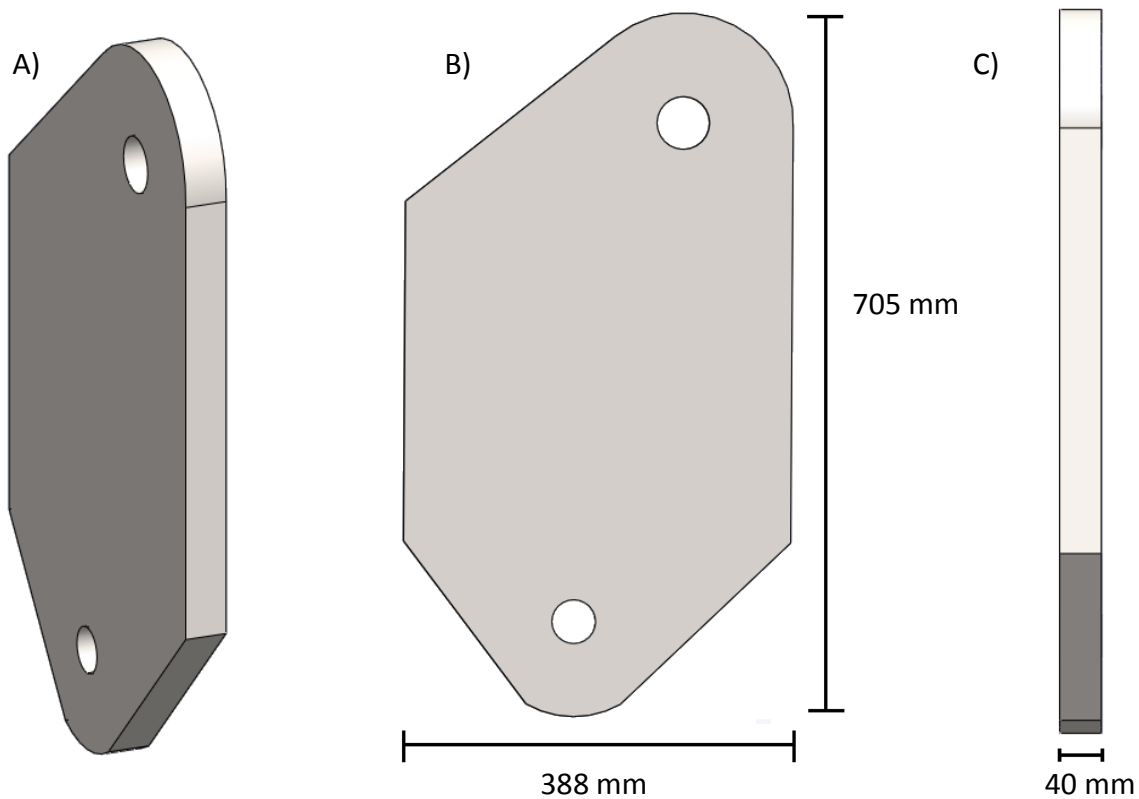
Etter dynamiske belastninger vil boltehullene ha en mye lenger holdbarhet enn det nødvendige. Det er likevel nødvendig å utføre sjekk etter sprekkvekst årlig.

4 ELEMENTLØSNING

4.1 Komponenter

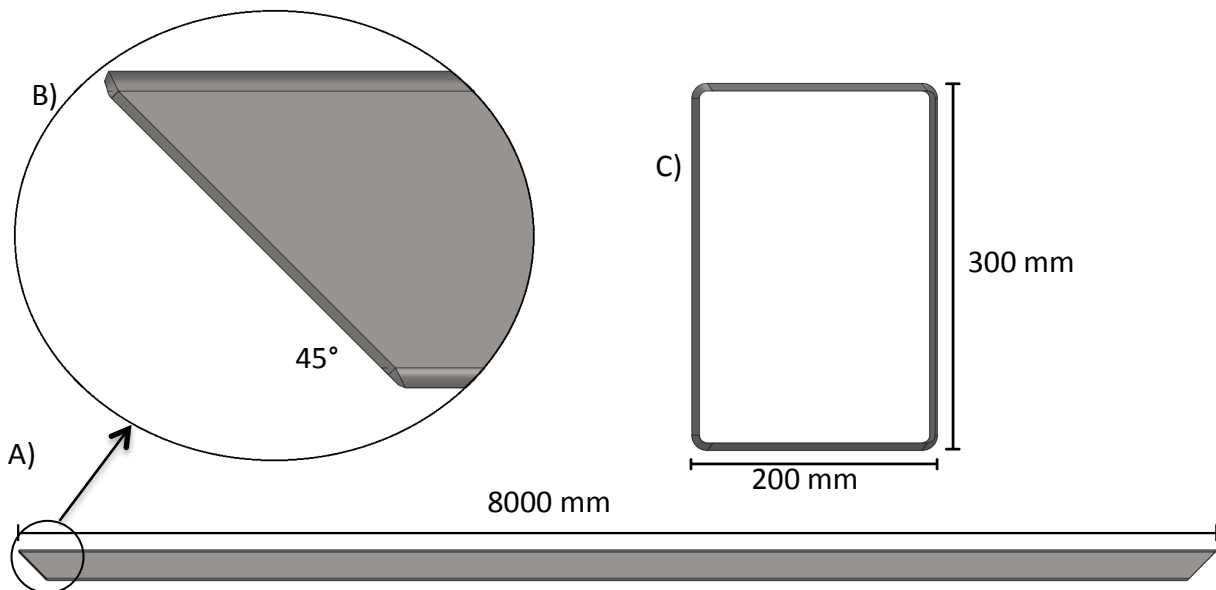
4.1.1 Komponenter som må tilvirkes

Løfteøret



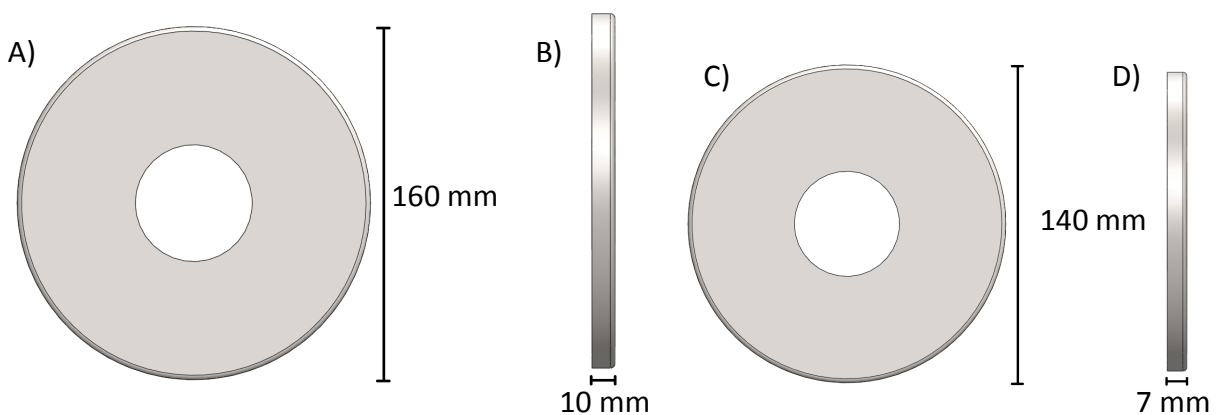
Figur 4.1. Illustrasjon av løfteøret. Figur A viser løfteøret skrått ovenfra. Figur B viser fra siden med høyde og bredde, mens figur C viser tykkelsen. Skåret ut av en plate av stålqualiteten S355J2H.

Bjelke



Figur 4.2. Illustrasjon av én av de 4 kvadratiske hulprofilene. Figur A viser bjelken ovenfra, altså den korte siden av profilet. Figur B viser utsnitt av hjørnet der det 45° snittet er, kanten på profilet er filt ned for buttsveis. Figur C viser profilet. Bjelken består av en 8 meter standard KF HUP 300 • 200 • 6,3 bjelke av stålqualiteten S355J2H.

Sideskiver

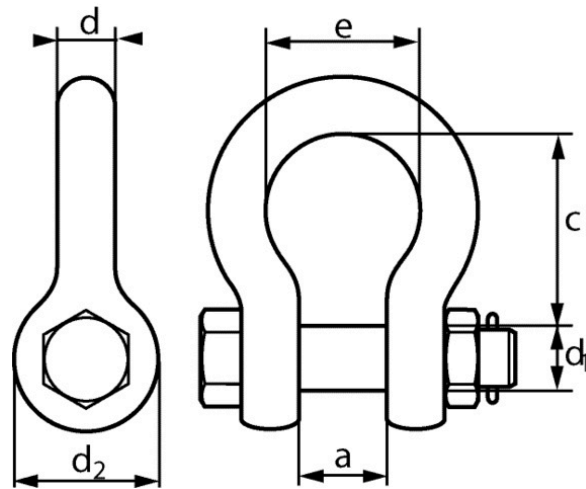


Figur 4.3. Illustrasjon av sideskivene. Figur A) er for øvre løfteøret og figur C for nedre. Sideskivene sveises til hver side av løfteørene for å øke styrken mot utrivning og kapasiteten til sjakkelbolten. Figur B og D viser henholdsvis tykkelsen til Figur A og C.

4.1.2 Standardkomponenter fra leverandør

Sjakkell

For sjakkell benytter jeg H-sjakkell med mutterbolt av høylegert stål. Denne er godkjent av DNV 2.7-1. Som jeg kommer frem til ved beregning av løfteøret i avsnitt 3.3.2 er det behov for en sjakkell med WLL på 25 tonn for øvre og 17 tonn for nedre.



Figur 4.4. Illustrasjon av sjakkell med anvisning til mål [18].

Tabell 4.1. Oversikt over sjakkeldimensjoner fra Certex. Sikkerhetsfaktoren s er 6 for begge sjaklene.

WLL (tonn)	d (mm)	s	d1 (mm)	a (mm)	c (mm)	d2 (mm)	e (mm)	Vekt (kg)
25	45	6	50	74	178	105	127	15
17	38	6	42	60	146	84	98	9

Stålwire

Velger å benytte meg av DNV 2.7-1 ved utvalgelse av stålwire, da dette ikke er gjort rede for like godt i DNV 2.7-3. Bruker min MGW på 24150 kg finner WLL fra tabell 8-1 som blir 27,15 tonn. Ut fra dette går jeg i tabell E-2 der jeg finner at en stålwire med strekkfasthet på 1770 N/mm² og vinkel på 45° må ha en diameter på 36 mm. Velger da 6•36 IWRC ståltau med en MBL på 92 tonn og en diameter på 36 mm. Disse blir gjort til en ståltaustrapp fra leverandør med riktig topplokke innmontert og riktig lengde som skal minimum være 8000 mm. Se vedlegg D.

Løftehode

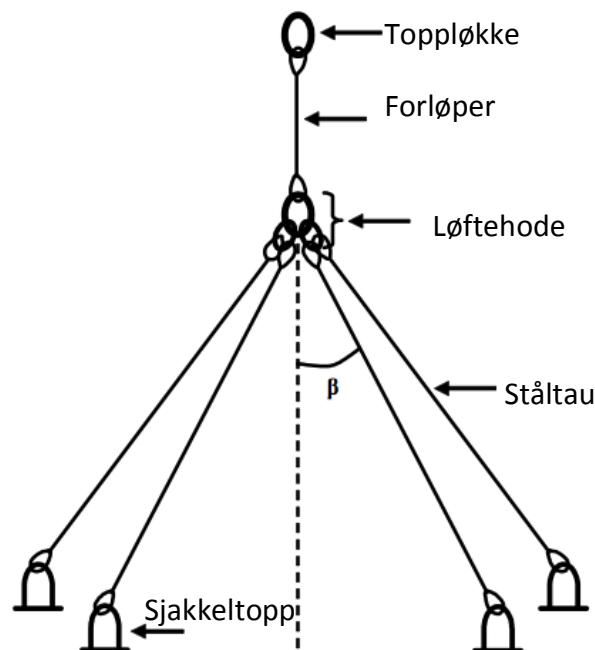
Løftehode skal ha en WLL på 27,15 tonn, velger et løftehode type 38MM som ha en WLL på 28,1 tonn og er av legert stålklasse 8. Se vedlegg D.

Toppløkke

Toppløkke skal også ha en WLL på minst 27,15 tonn og velger her en 38MM toppløkke. Se toptring i vedlegg D.

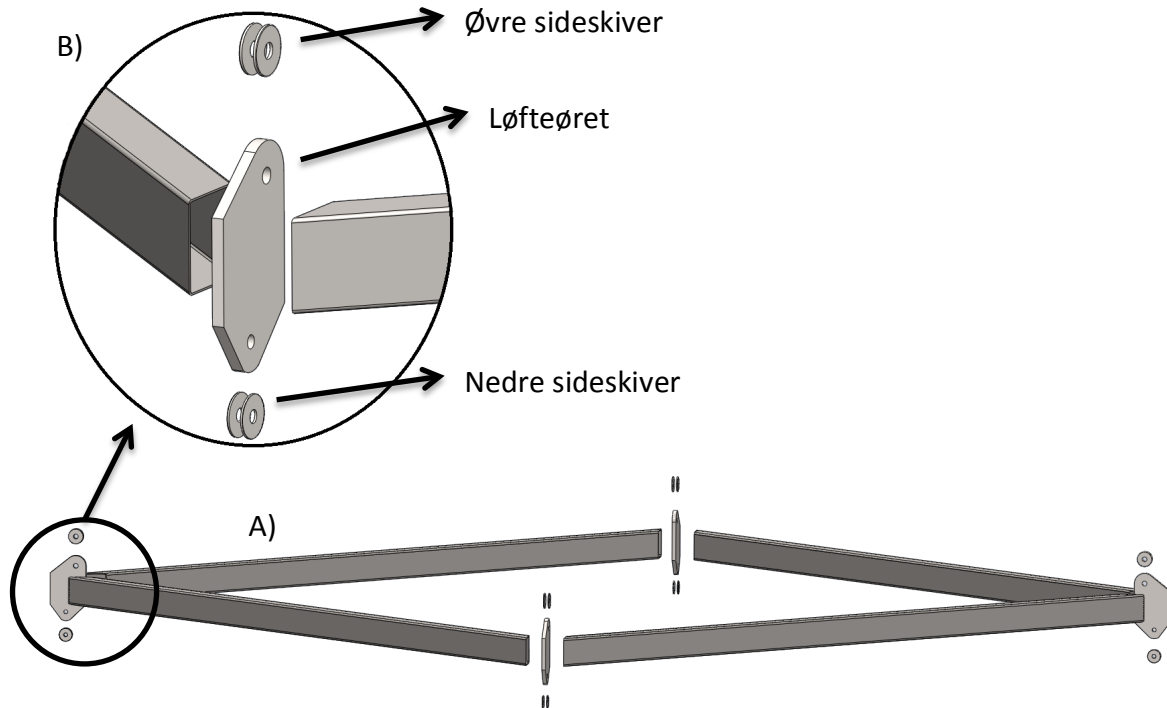
Forløper

Wirediameteren på forløperen finner jeg i tabell E-2 i 2.7-1 for single løftetau og ender på en diameter på 52 mm. Velger her også 6•36 IWRC ståltau med en MBL på 192 tonn og en diameter på 52 mm. Denne må være 3100 mm fordi lengden mellom låsene må være minst 20 ganger diameteren. Se vedlegg D.



Figur 4.5. Illustrasjon av hele løftesettet som leveres fra leverandør, sjakkelen kommer ikke med her.

4.2 Hovedelementer



Figur 4.6. A) viser eksplosjonstegning av løfteåket, uten standardkomponentene. B) viser eksplosjonstegning av en av hjørnemodulene. Sideskivene sveises til hver side av løfteøret så hullene har full åpning. Bjelkeendene sveises med full penetrert V sveis til løfteøret.

5 STRUKTUROPTIMERING (ANSYS)

5.1 Strukturspenninger

Jeg har valgt å bruke ANSYS Classic og Workbench for å gjennomføre FEM analyse. For bjelkene benytter jeg meg av Classic, løfteørene er noe mer kompliserte så benytter derfor Workbench da man får en bedre visualisering.

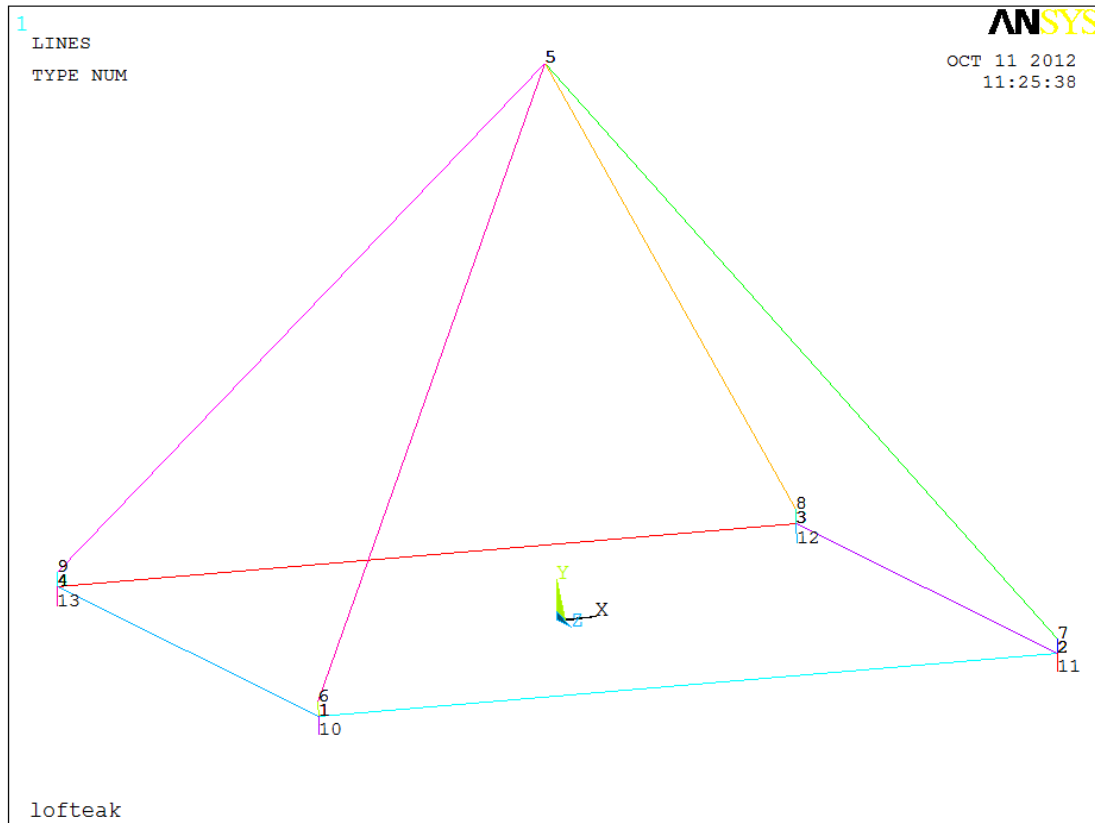
I Workbench hentes CAD-geometrien inn og FEM analysen kan kjøres etter laster og opplagringer er plassert. Utfordringen med å bruke denne type analyseringsmetode for modeller er tolkningen av resultatene. Ofte oppstår det lokale områder med spenningskonsentrasjoner som er veldig høye. Dette kan komme av reelle fysiske effekter eller matematiske effekter som beror på modellens geometri og hvordan den er meshet.

Ved reelle fysiske effekter går spenningene over flytegrensen, dette kan komme av overbelastning av konstruksjonen eller lokale områder med kjerver, hull og spisse hjørner. Er det lokale området som går over flytegrensen veldig lite er det ikke fare for at resten av konstruksjonen vil kollapse kan det godkjennes.

Ved matematiske effekter snakker vi om singularitet. Dette oppstår når man tar inn en CAD-modell som har helt spisse hjørner, altså radius på 0° . Dette er ikke mulig i virkeligheten, det vil alltid være en liten radius. Disse singularitetene må man se bort i fra.

5.1.1 Verifikasjon av bjelkenes dimensjonering

Modellen



Figur 5.1. Modellen er fra ANSYS Classic og illustrerer linjene til modellen med knutepunktene.

Tabell 5.1. Oversikt over modellens knutepunkter og opplagring.

Knutepunkt (KP)	x-koordinat (mm)	y-koordinat (mm)	z-koordinat (mm)	Opplagring
1	-4000	0	4000	-
2	4000	0	4000	-
3	4000	0	-4000	-
4	-4000	0	-4000	-
5	0	5781	0	UX,UY,UZ,ROTX
6	-4000	150	4000	-
7	4000	150	4000	-
8	4000	150	-4000	-
9	-4000	150	-4000	-

Tabell 5.1. Fortsetter.

10	-4000	-200	4000	-
11	4000	-200	4000	-
12	4000	-200	-4000	-
13	-4000	-200	-4000	-

(Det er også plassert et lokaliseringknutepunkt høyt over origo, dette er for at bjelkenes lokale akser skal gå riktig vei.)

Tabell 5.2. Oversikt over modellens deler og elementtype.

Del	KP – KP	Elementtype
Bjelkene	1-2, 2-3, 3-4,4	BEAM189
Løfteørene	1, 6-10, 7-11, 8-12, 9-13, 1-6, 2-7, 3-8, 4-9	BEAM189
Stålwire	6-5, 7-5, 8-5, 9-5	LINK180

Bjelkeelement

Elementtypen valgt for bjelkene er av BEAM189, dette er et 3-node bjelkeelement med 6 frihetsgrader i hver node. Disse inkluderer forskyvninger i x, y og z retning og rotasjoner om x, y og z retning. Denne benytter SECTYPE funksjonen som gjør det veldig greit å velge profiler, der jeg i mitt tilfelle bruker HREC som er hult rektangulært profil. Elementstørrelsen er satt til 250 mm.

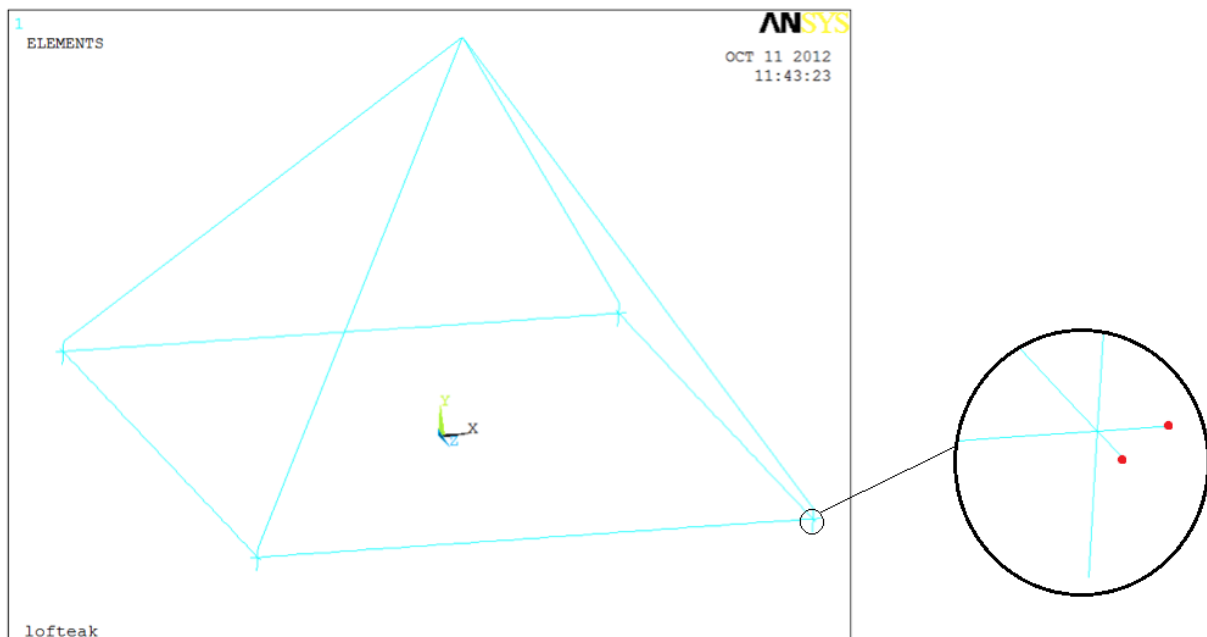
Løfteøreelement

Elementtypen jeg har valgt for løfteøret er også av typen BEAM189, men her bruker jeg RECT som modellerer en rektangulær plate. Denne er plassert 150 mm over senter av bjelkehjørnet for å simulere momentet løfteørene påføre bjelkene.

Stålwireelement

For stålwirene bruker jeg LINK180 som er spesielt for å simulere tau og lignende. Disse er satt til å kunne strekke seg, men ikke ta opp noe trykk.

Hjørnefjærene



Figur 5.2. Utklippsbilde fra ANSYS som illustrer alle elementene i modellen, sirkelen til høyre viser en forstørrelse av hjørnet der de to røde sirklene er nodene der fjærelementet er opplagret til.

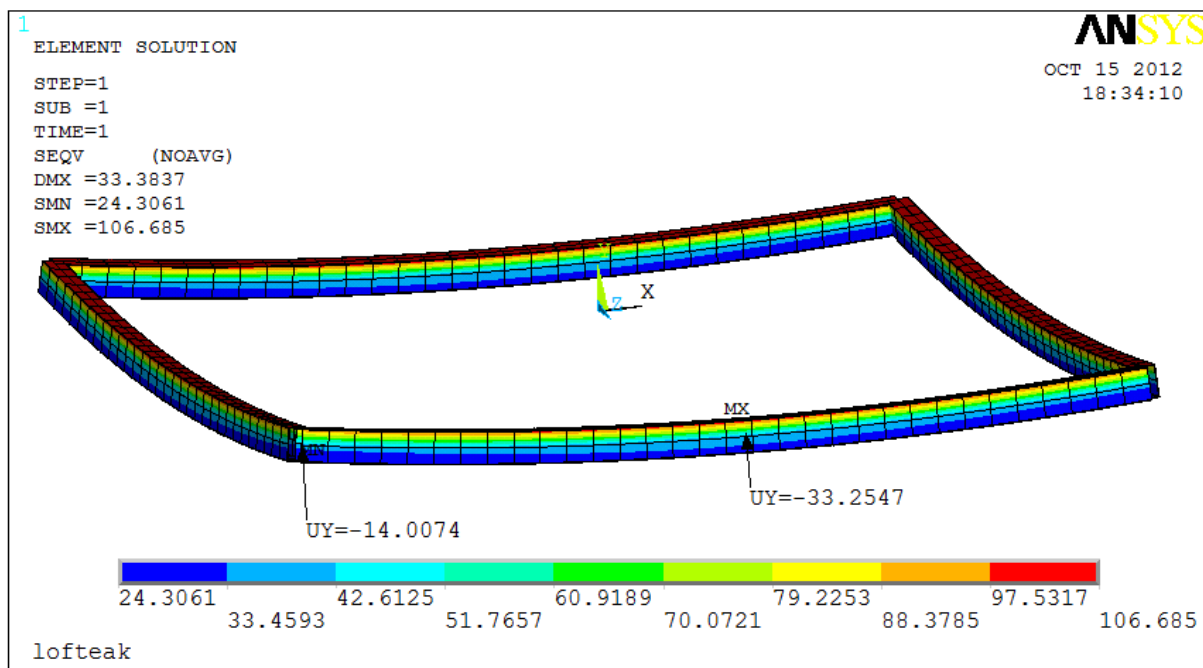
For å kunne låse modellen og få den så realistisk som mulig er det valgt å bruke to elementer av typen COMBINE14 i hvert hjørne. Disse er en liten forlengelse av bjelkene der siste delen er en fjær med fjærstivheten satt til 10 N/m. Dette gjøres ved å plassere en node 10 mm ut fra hver ende i x og y planet. Det lages så et element mellom hjørnenoden og fjærnoden av typen COMBINE14.

Last

For å verifisere dimensjoneringen der jeg brukte RSF legger jeg også på denne kraften i ANSYS modellen. Utregningen av RSF uten egenvekt som er brukt i ANSYS kan finnes i avsnitt 3.3.1.

Tabell 5.3. Oversikt over kreftene satt på i knutepunktene med retning og verdi.

Knutepunkt	Retning	Verdi (N)
10	-y	308741
11	-y	308741
12	-y	308741
13	-y	308741



Figur 5.3. Skjermbilde fra ANSYS Classic som viser von-Mises spenningene og nedbøyning for bjelkene. -14.007 verdien viser hvor mye hjørnet er beveget, denne verdien er man nødt til å trekke fra maks nedbøyning for å få den lokale nedbøyningen i bjelken.

Tabell 5.4. Sammenlikning av verdier fått ved håndberegninger mot FEM verdiene fra ANSYS Classic.

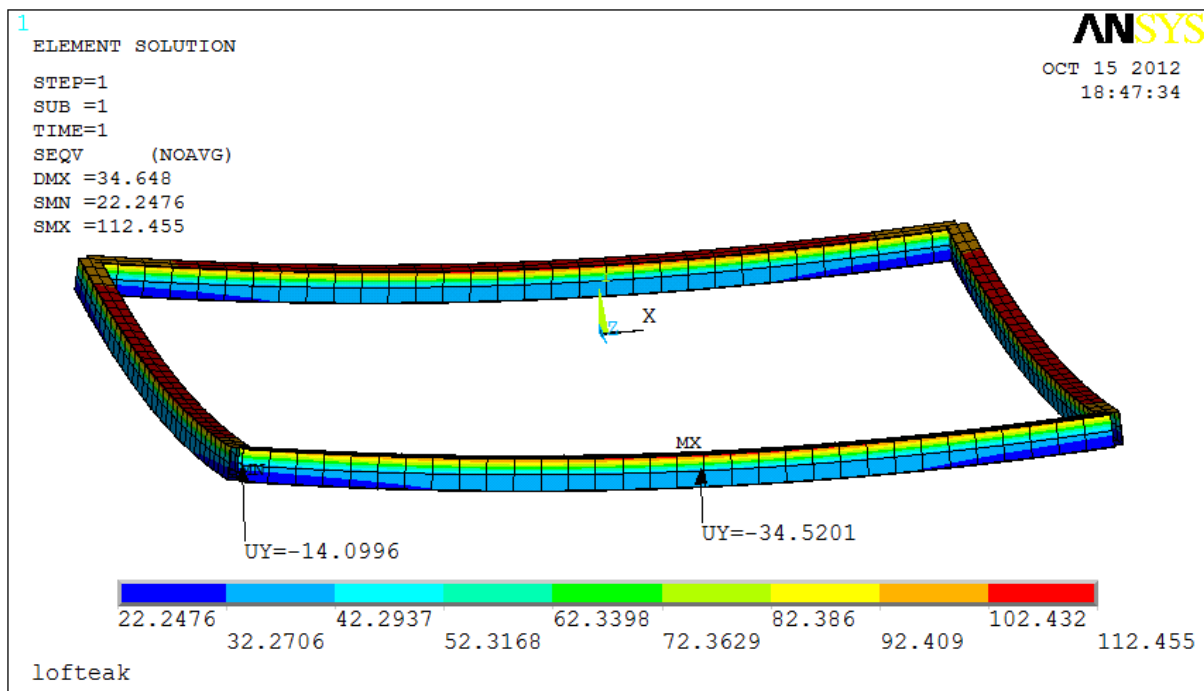
Resultattype	Verdi håndberegning	Verdi FEM-analyse	Avvik
von-Mises	118 MPa	107 MPa	11 MPa
Nedbøyning	18,31 mm	19,25 mm	0,94 mm

Avviket i nedbøyningen kan skyldes avlesning, da det ikke er enkelt å finne eksakt hvor mye hjørnet er forskyvet etter tauet har strekt seg. Fjærelementene kan også ha en innvirkning som gjør strukturen sterkere enn den er. En annen grunn til at jeg får en høyere spenning kan skyldes at tverrsnittet i ANSYS er høyere, det samme er derfor også arealmomentet. Hvordan løfteøret overfører kraften kan også ha noe og si på resultatet, hvis denne ikke oppfører seg som et helt stivt element vil det bli mindre spenning. Siden jeg har dimensjonert etter håndberegningene er jeg i alle fall på den konservative siden.

Store deformasjoner

I ANSYS er det mulig å kjøre FEM analyse som tar hensyn til store deformasjoner, denne funksjonen heter *nlgeom*. Med denne funksjonen aktivert tar analysen hensyn til 2. ordens forskyvninger. Uten denne regner man bare statisk, det vil si uten noen form for iterasjonsprosess for å komme frem til svaret. Dette fungerer hvis systemet er enkelt og består av for eksempel staver som kun tar aksial last. Det fungerer også greit for bjelker under ren bøyning, men for en bjelke med både aksiallast og bøyning nærmer man seg tilfeller hvor 2. ordens krefter har noe å si. For dynamiske analyser må vi alltid kjøre med *nlgeom* da forskyvningene fra forrige laststeg benyttes som grunnlag for det neste. Ved håndberegning vil man få det samme som om *nlgeom* ikke er med, men med denne aktivert gir det et mer nøyaktig svar da denne fordeler belastningen på en deformert struktur.

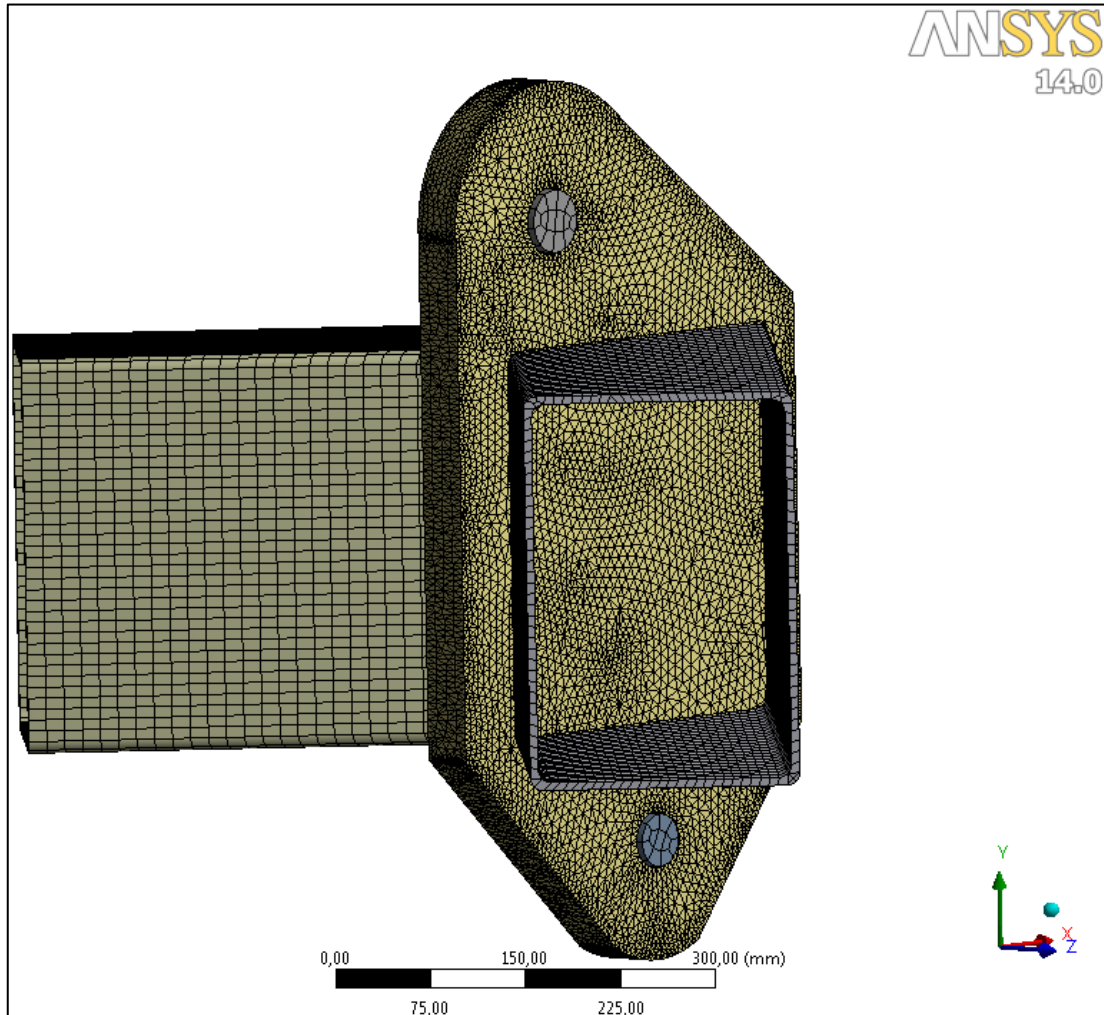
For resten av mine beregninger velger jeg å ha denne funksjonen aktivert.



Figur 5.4. Skjerm bilde fra ANSYS Classic som viser von-Mises spenningene og nedbøyning for bjelkene med nlgeom på. Deformasjonen i negativ y-retning blir da ca 21 mm. Kan se at også spenningene blir noe høyere, deformasjonen er altså ikke lineær.

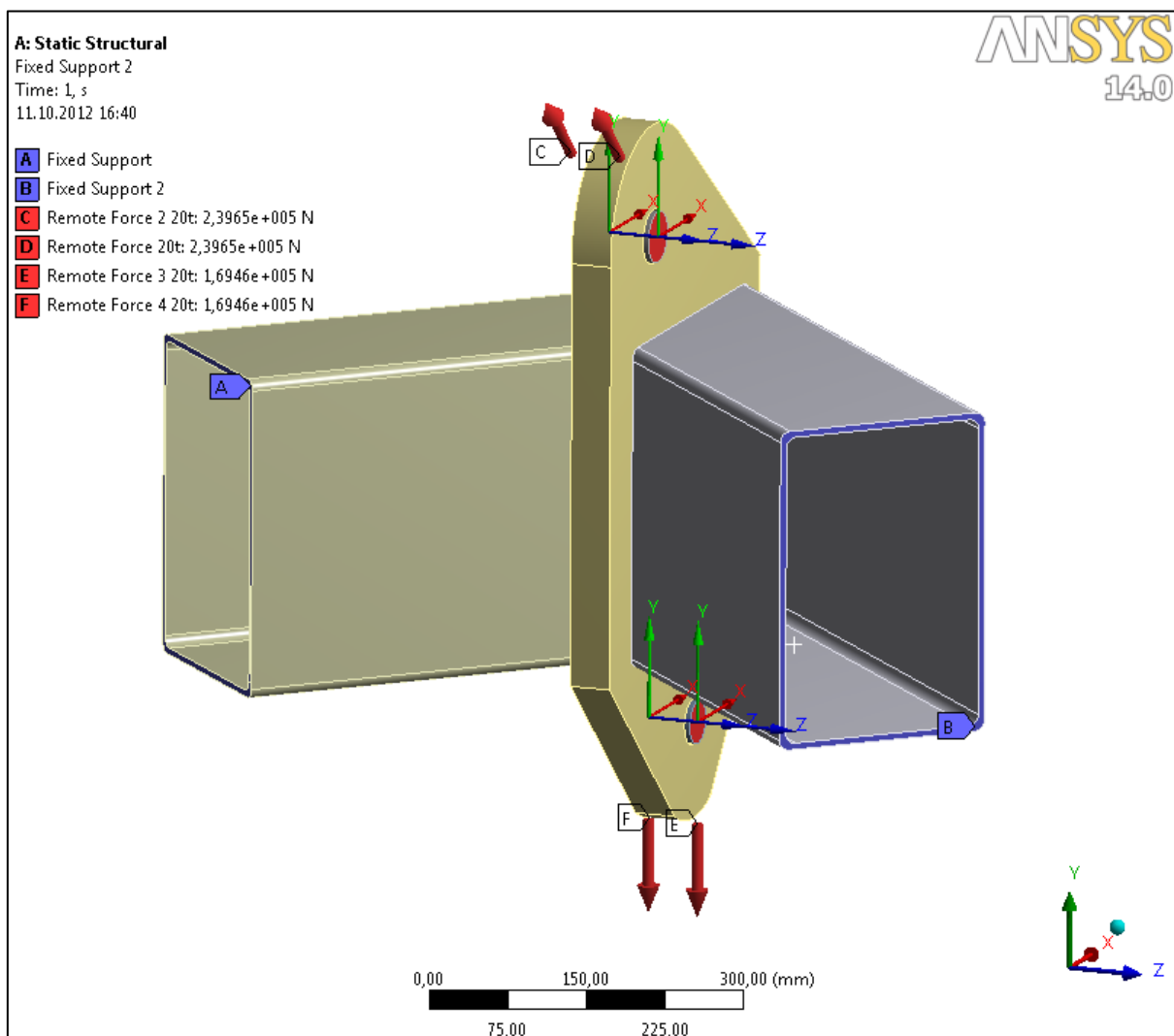
5.1.2 Verifikasjon av løfteørets dimensjonering

Modellen

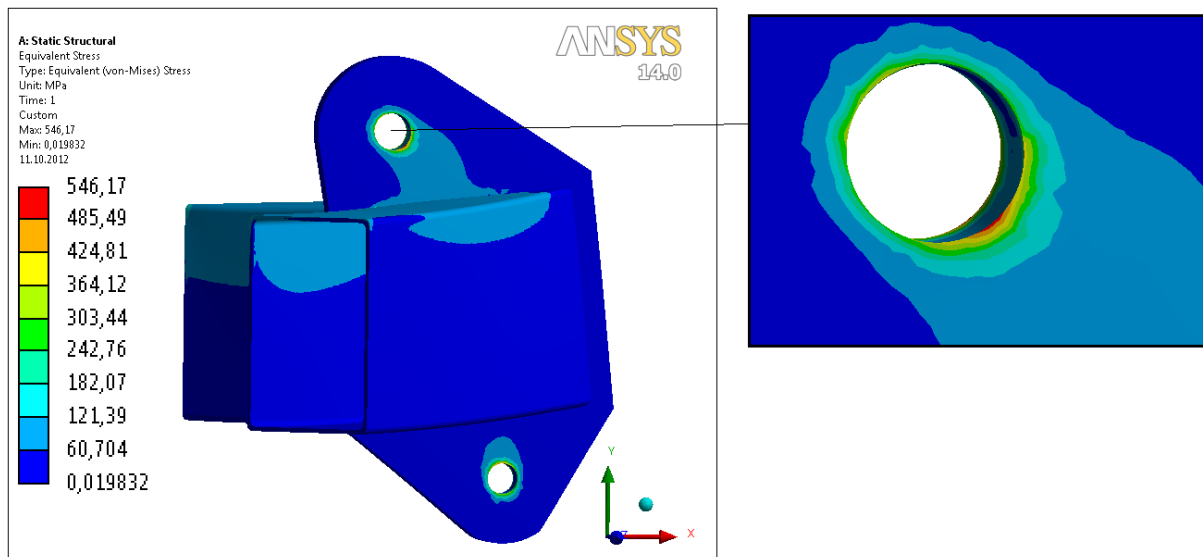


Figur 5.5. Skjermbilde fra ANSYS Workbench. Viser modellen og meshen brukt i FEM analysen.

Modellen er først modellert i SolidWorks, så importert til Workbench. Jeg kunne importert hele modellen inn, men ettersom den er symmetrisk og jeg kun er interessert i data fra selve løfteøret var ikke dette nødvendig. Derfor har jeg kun tatt ut et hjørne fra hele modellen. Sideplatene er ikke med i analysen, da denne modellen kommer ut på en mer konservativ side.



Figur 5.6. Utklipp fra ANSYS Workbench. De øverste røde pilene er RSF kreftene som trekker på hver side av bolten i boltehullet, RSF er altså delt i to krefter fra hver side av bolten. Det samme skjer i den nedre bolten, men her er RSF dekomponert til å trekke i negativ y retning. Bjelkestubbene er fast opplagret i enden, dette er for å kunne simulere hva som skjer i løfteøret.



Figur 5.7. Utklipp fra ANSYS Workbench. Fargespekteret viser hvor von-Mises spenningene er høyest med varmest farge og lavest med kaldest farge. Som forventet oppstår det en spenningkonsentrasjon i øyet, jo mer jeg forfiner meshen jo høyere blir spenningen, denne er for et veldig lite område og kan ses på som en singularitet, altså ikke eksisterende. Den gjennomførende spenningen rundt hullet ligger på 250 MPa som samsvarer greit med håndberegningene.

Tabell 5.5. Sammenlikning av verdier fått ved håndberegninger mot FEM verdiene fra ANSYS Workbench.

Resultattype	Verdi håndberegning	Verdi FEM-analyse	Avvik
Hullkanttrykk	240 MPa	250 MPa	10 MPa

5.1.3 Testing etter DNV 2.7-3

Enheten skal etter DNV 2.7-3 gjennom noen tester før den kan godkjennes. Jeg velger igjen å se på bjelkene i Ansys Classic, har ikke kjørt egen test for løfteørene.

Horisontal påvirkning

Denne testen skal simulere at enheten støter inn en skarp gjenstand. Av DNV 2.7-3 3.6.2 skal alle de primære delene av strukturen tåle lokale horisontale påvirkninger. Denne

påvirkningen skal hvor det er relevant bli beregnet kombinert med løftespenningen etter MGW. Spenningene skal ikke overgå den maksimalt tillatte spenningen σ_e på 301 MPa eller den maksimalt tillatte deformasjonen på 26 mm. Kraftene fra påvirkningen kan oppstå horisontalt vinkelrett hvor som helst på flatene.

For klasse R30 skal følgende verdier brukes:

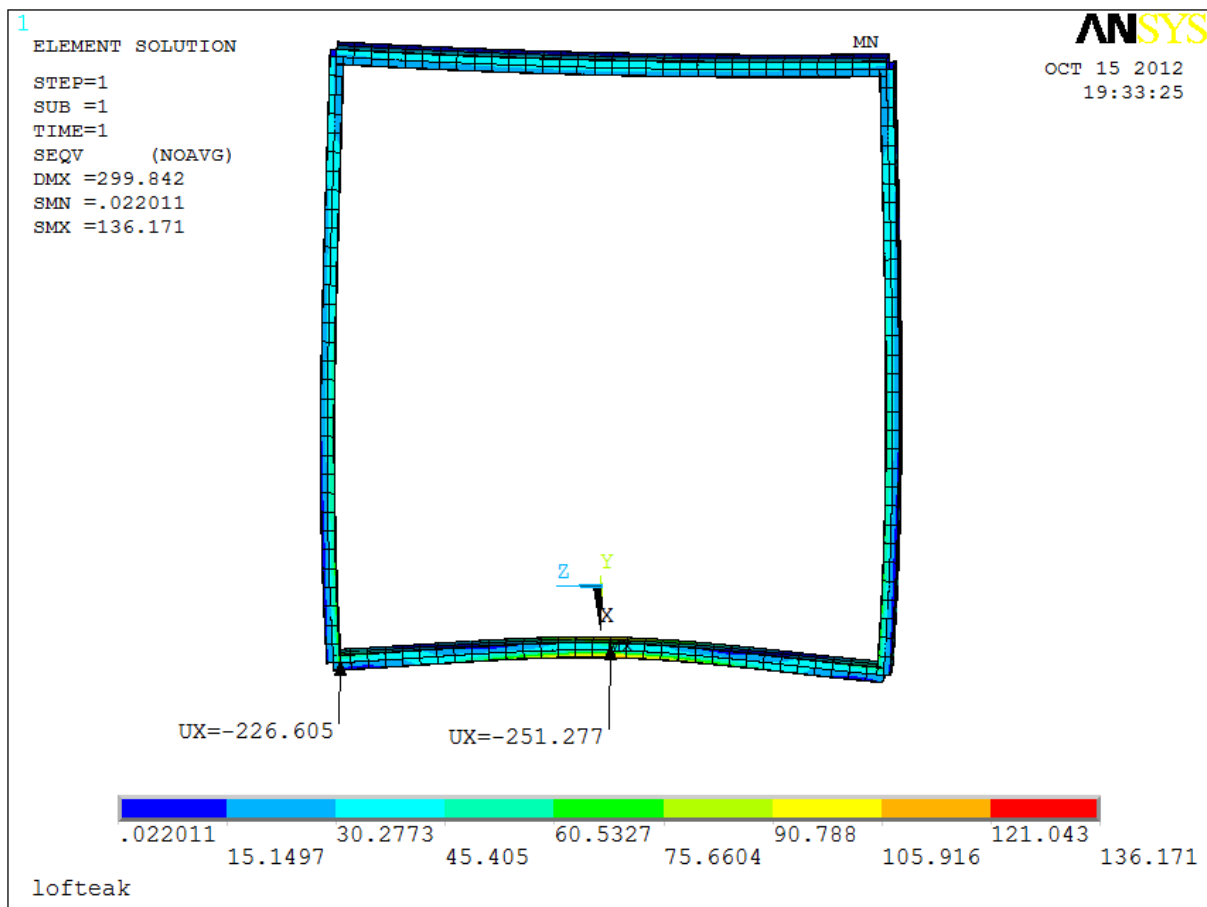
$$F_{HI} = 0,05 \cdot \text{test load} \quad (88)$$

der $\text{test load} = 2,5 \cdot \text{MGW} \cdot g$

$$F_{HI} = 0,05 \cdot 2,5 \cdot 24150 \cdot 9,81 = 29614 \text{ N} \quad (89)$$

Siden den skal kombineres med en last basert på MGW blir følgende last fordelt i løftepunktene:

$$F_V = \frac{\text{MGW} \cdot g}{3} = \frac{24150 \cdot 9,8}{3} = 78971 \text{ N} \quad (90)$$



Figur 5.8. Utklipp fra ANSYS Classic. Den horisontale kraften F_{HI} inntreffer midt på bjelken, dette er den verst tenkelige posisjonen enheten kan bli truffet. Løfteåket blir flyttet 299 mm, men vi kan se fra de utplukkede verdiene at deformasjonen i negativ x retning er ca 25 mm. Høyest von-Mises spenning inntreffer ikke overraskende i feltet der kraften treffer og får en spenning på 136 MPa, noe som er innenfor den tillatte spenningen.

Vertikal påvirkning

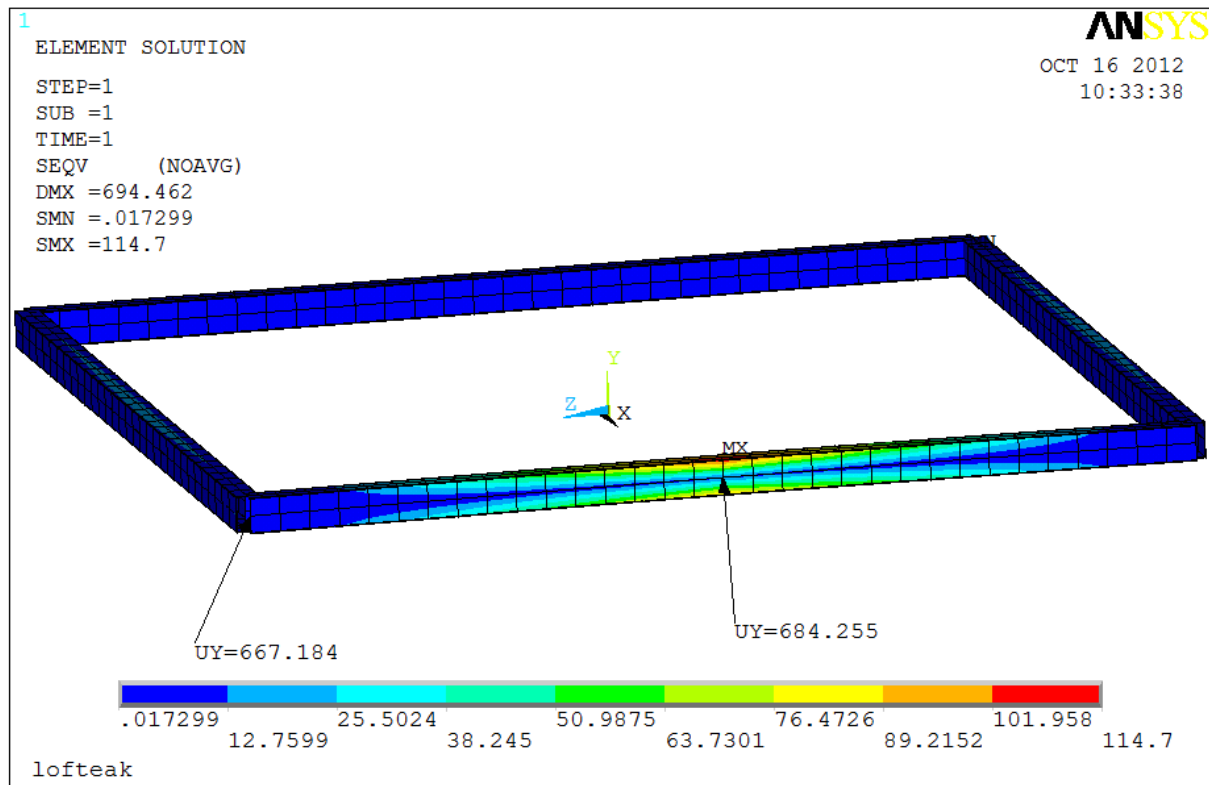
Denne testen skal simulere at enheten blir satt ned på et ujevnt underlag der ett punkt får tyngden av enheten. Spenningene skal ikke overgå den maksimalt tillatte spenningen σ_e på 301 MPa eller den maksimalt tillatte deformasjonen på 26 mm.

Etter DNV 2.7-3 3.6.3 gjelder følgende verdier for klasse R30:

$$F_{VI} = 0,08 \cdot F \quad (91)$$

der $F = DF \cdot MGW \cdot g$

$$F_{VI} = 0,08 \cdot 1,7 \cdot 24150 \cdot 9,81 = 32220 \text{ N} \quad (92)$$



Figur 5.9. Utklipp fra ANSYS Classic. Den vertikale kraften F_{VI} inntreffer midt på undersiden bjelken, dette er den verst tenkelige posisjonen enheten kan bli truffet. Løfteåket blir flyttet 694 mm, men vi kan se fra de utplukkede verdiene at deformasjonen i y-retning er 17 mm. Høyest von-Mises spenning inntreffer ikke overraskende i feltet der kraften treffer og får en spenning på 115 MPa, noe som er innenfor den tillatte spenningen.

Sjøtransport

Denne testen er ment for å sjekke om enheten tåler laster på grunn av akselerasjoner og vindkraft som kan oppstå under transport. Spenningene skal ikke overgå den maksimale tillatte spenningen σ_e på 301 MPa.

Etter DNV 2.7-3 3.7.2 skal følgende verdier for horisontal design last på grunn av skips bevegelse være:

$$F_{HI} = MGW \cdot g \quad (93)$$

$$F_{HI} = 24150 \cdot 9,81 = 236912 \text{ N} \quad (94)$$

$$F_{HI} = \frac{236912}{8000 \cdot 300} = 0,0987 \text{ N} \quad (95)$$

I tillegg skal en horisontal vindkraft på 1 kN/m^2 også bli vurdert.

$$F_{HV} = 0,001 \text{ MPa} \quad (96)$$

$$F_H = 0,0997 \text{ MPa} \quad (97)$$

Denne skal bli vurdert i hvilke som helt retning og i kombinasjon med både maksimum og minimum vertikale laster definert nedenfor:

$$F_{Vmax} = 1,3 \cdot MGW \cdot g \quad (98)$$

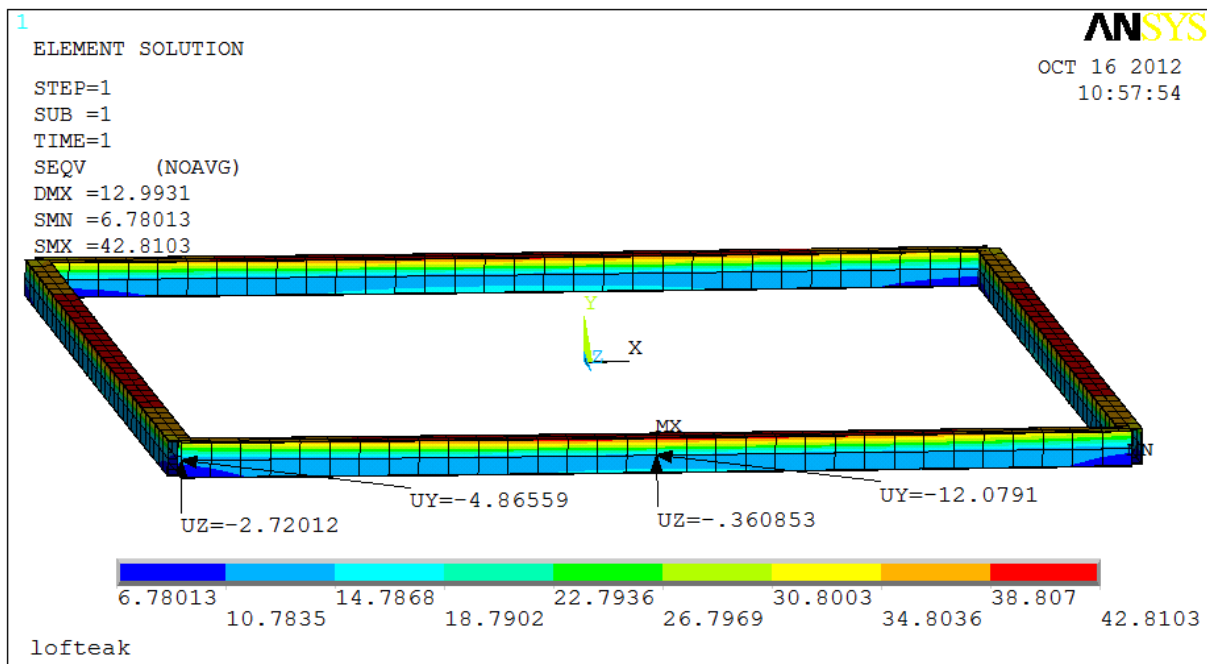
$$F_{Vmax} = 1,3 \cdot 24150 \cdot 9,81 = 307985 \quad (99)$$

$$F_{Vmax} = \frac{307985}{3} = 102661 \text{ N} \quad (100)$$

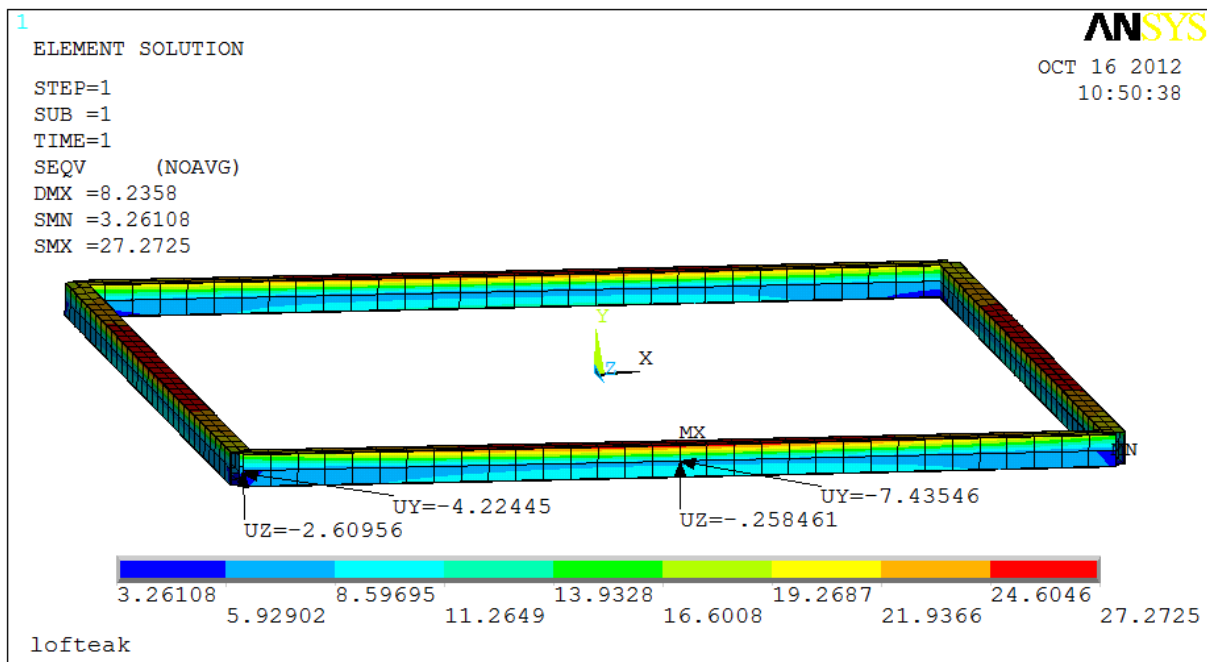
$$F_{Vmin} = 0,7 \cdot MGW \cdot g \quad (101)$$

$$F_{Vmin} = 0,7 \cdot 24150 \cdot 9,81 = 165839 \text{ N} \quad (102)$$

$$F_{Vmin} = \frac{165839}{3} = 55280 \text{ N} \quad (103)$$



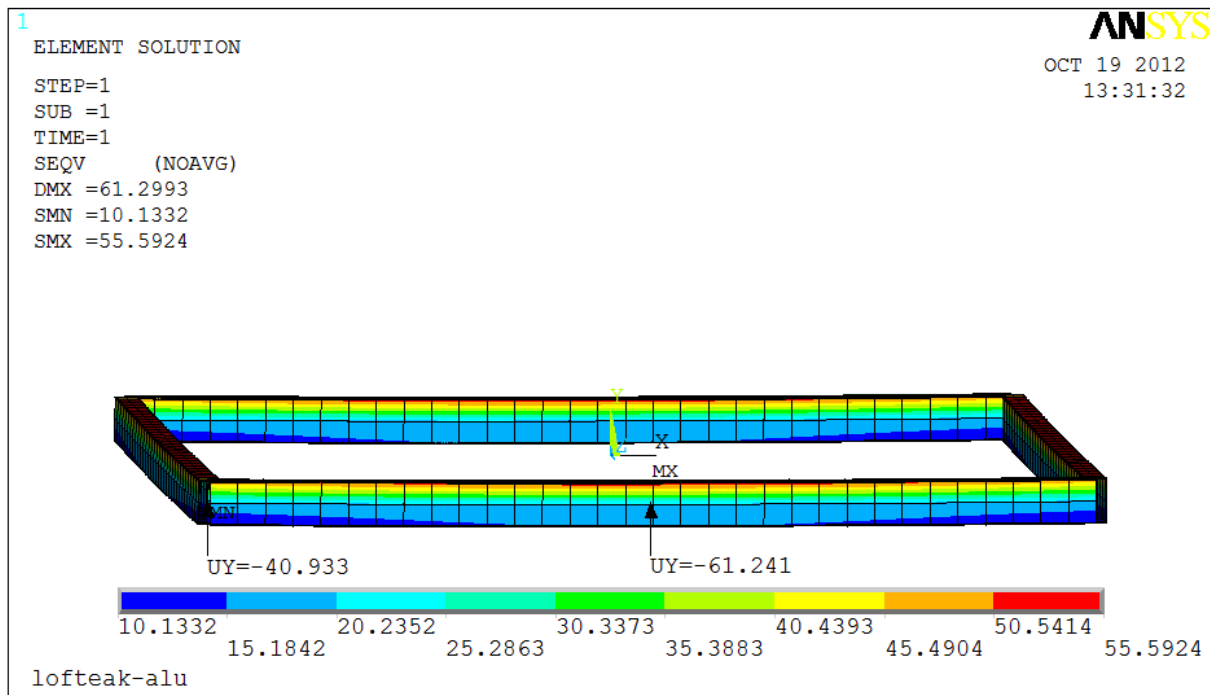
Figur 5.10. Utklipp fra ANSYS Classic. Den vertikale kraften F_{Vmax} inntreffer i negativ y retning i hvert hjørne. Vind- og akselerasjonskraften inntreffer begge vinkelrett inn på samme bjelke i negativ z-retning, dette for å simulere verste scenariet. Løfteåket blir flyttet 13 mm, men vi kan se fra de utplukkede verdiene at deformasjonen i z-retning er ca 3 mm og y-retning er ca 8 mm. Høyest von-Mises spenning inntreffer ikke overraskende midt på bjelken der kraften treffer og får en spenning på 42,8 MPa, noe som er innenfor den tillatte spenningen.



Figur 5.11. Utklipp fra ANSYS Classic. Den vertikale kraften F_{Vmin} inntreffer i hvert hjørne. Vind- og akselerasjonskraften inntreffer begge vinkelrett inn på samme bjelke i negativ z-retning, dette for å simulere verste scenariet. Løfteåket blir flyttet 30 mm, men vi kan se fra de utplukkede verdiene at deformasjonen i y-retning er ca 1 mm og z-retning er ca 5 mm. Høyest von-Mises spenning inntreffer ikke overraskende i feltet der kraften treffer og får en spenning på 27,4 MPa, noe som er innenfor den tillatte spenningen.

5.1.4 Aluminium

Det er gjort en analyse av hvilke profilstørrelse som er nødvendig i aluminium. Densiteten er satt ned til $2,7 \text{ kg/dm}^3$ og e-modulen til 70000 MPa .

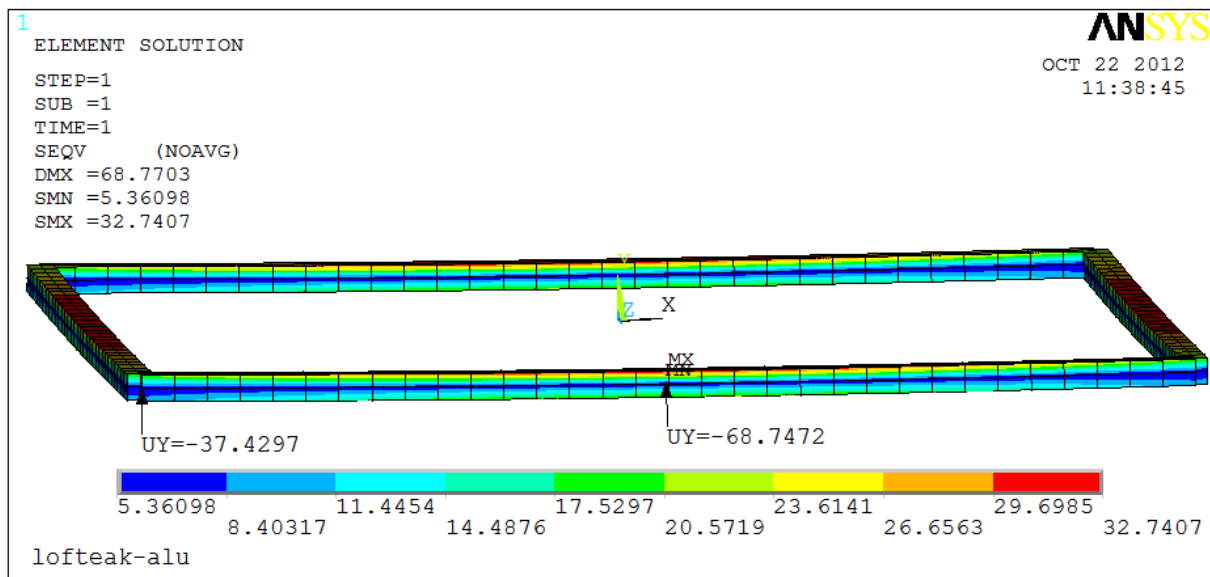


Figur 5.12. Utklipp fra ANSYS Classic. For at nedbøyningen skulle komme under 26 mm måtte profilstørrelsen økes til $400 \cdot 200 \cdot 10$. Nedbøyningen ble da ca 21 mm og von-Mises spenningene 55,6 MPa. Nedbøyningen er den dimensjonerende faktoren.

Tillatt ekvivalent von-Mises spenning for aluminium:

$$\sigma_e \leq 0,85 \cdot 270 = 229 \text{ MPa}$$

Ved samtale med Øistein Nordhagen ved Hydro Aluminium Profiler AS var det ikke mulig å produsere større profilstørrelse $200 \cdot 200 \text{ mm}$.



Figur 5.13. Utklipp fra ANSYS Classic. Fra norsk Hydro var det ikke mulig å ekstrudere større profiler enn 200•200 mm. Selv med et 200•200 mm kompakt profil ble deformasjonen for høy med 31 mm. Dette begrenser bruk av aluminium.

5.2 Materialvalg

Ved valg av materialer er det en rekke faktorer som bør overveies. NORSOK M-001 er en standard for utvelgelse av materialer for offshorekonstruksjoner og vektlegger disse kriteriene ved valg:

- Bearbeidingssegenskaper
- Sveiseegenskaper
- Kompatibilitet med andre materialer
- Korrosjonsegenskaper
- Utmattingssegenskaper
- Investeringskostnad
- Vedlikeholdskostnad

DNV 2.7-3 3.2 har også satt noen krav til valg av materialet.

- Skal være godkjent for -20°C .
- Minimum materialtykkelse 6 mm hjørner og 4 mm ellers.
- Stålet skal være i samsvar med materialkravene i en anerkjent standard.
- Løftepunkter skal være konstruert av spesial eller primær stål etter DNV-OS-C101 tabell C1. Der spesial stål brukes for deler som vil få fatale konsekvenser hvis det skulle bli brudd.
- Alle sveiser som overfører strekkspenning skal være av typen full gjennomveis, mens deler som overfører skjærkrefter anbefales full gjennomveis.
- For aluminium skal den kjemiske sammensetningen, mekaniske egenskapene, varmebehandling og sveisbarheten være tilfredsstillt for bruken og produksjonsprosessen. Bare valset eller ekstruderte profiler er tillatt. Støpte aluminiums deler er ikke tillatt.

Ut fra alle kravene og anbefalingene kommer konstruksjonsstål ut veldig sterkt med den gode styrken, sveisbarheten, formbarheten og prisen. I de 10-15 siste årene har konstruksjonsstål med flytegrense 420-500 MPa vært dominerende for offshorekonstruksjoner. Det har vist seg å være den optimale fastheten. Denne typen er noe dyrere enn 350 MPa stålene. [4] I min oppgave er det ikke flyt som er den dimensjonerende faktoren, men knekk og deformasjon. Derfor velger jeg med tanke på kriteriene gitt å bruke stålet S355J2H.

Tabell 5.6. Mekaniske verdier for stålet S355J2H[9].

Stålkvalitet	S355J2G
Standard	EN 10219-1:2006
Flytegrense	355 MPa
Strekkfasthet	510-680 MPa
Forlengelse	20
Skårslagsprøve	-40°C

Aluminium og stål

Aluminium er det mest brukte metallet etter stål i industrien og benyttelsen er økende også i offshorevirksomheten. De vanligste bruksområdene på offshoreplattformer i dag er for helikopterdekk, boligmoduler og bruer. Formbarhet er en av de viktigste egenskapene aluminium og mange av dets legeringer har. Visse aluminiumlegeringer har nesten samme styrkenivå som konstruksjonsstål. Mens aluminium har en lignende spesifikk elastisitetmodul som stål, er den absolutte elastisitetmodulen omtrent en tredjedel av den til stål. Innen byggeteknikk betyr det større formendringer, men dette kan rettes opp ved optimalisert avansert konstruksjon av tverrsnittet. Da slik optimalisering som regel innebærer en vektreduksjon i forhold til stål, kan det optimaliserte tverrsnittet være større enn for stål. I motsetning til stål kan mange aluminiumlegeringer ekstruderes, noe som gir planleggerne et bredere spekter av mulige tverrsnitt. [16]

De fleste aluminiumlegeringer har ypperlig maskinell bearbeidbarhet. Aluminium kan føyes sammen på en rekke ulike måter, inkludert sammensmelting og sveising, slagloddning, lodding, liming, og mekaniske metoder som nagling og bolting. [16]

Etter kontakt med Hydro som er ledende leverandør av aluminium fikk jeg vite at de ikke kan lage større profiler enn 200•200 mm. Etter mine beregninger er ikke dette tilstrekkelig stort for å tåle påkjenningene som oppstår. Dette gjør at alternativ for aluminium ikke lar seg produsere.

5.3 Bearbeiding og utforming

5.3.1 Overflatebehandling

Korrosjon er en elektrokjemisk prosess som finner sted når stålet er omgitt av elektrisk ledende elektrolytter som vann. Det som da skjer er at stålet nedbrytes ved frigivelse av elektrisk energi. Etter DNV 2.7.3 4.6 skal alle PO enheter være tilpasset miljøet som er offshore. Miljøet offshore er veldig skadelig med tanke på korrosjon, i og med at

konstruksjonene opplever mye fuktighet fra det salte bølgesprøytet. Det er derfor ekstremt viktig å forsikre seg mot denne prosessen. Overflatebehandling mot korrosjon utgjør kun en liten del av offshorekonstruksjoners total kostnad, men over tid er det en av de viktigste tiltak som kan spare mye i vedlikehold.



Figur 5.14. Ekstremt tilfelle der korrosjonsprosessen har fått holdt på. [19]

NORSOK M-501 er blitt en anerkjent standard for forberedelser og beskyttelse av overflater. Denne setter krav til at skarpe kanter, sveiser og hjørner skal bli avrundet og glattes ned ved sliping til graden P3 som er definert i ISO 8501-3 til en minimum diameter på 2 mm. Deretter skal den sandblåses før den kan males.

Jotungruppen er en av verdens ledende aktører innen maling og pulverlaker. En av spesialitetene er korrosjonsbehandling av stål til bruk offshore. Jotun har flere beleggssystemer som er godkjent etter NORSOK M-501, der system 1 går på beskyttelse av konstruksjonsstål under 120°C som vil være tilstrekkelig for løfteåket. [18]

Tabell 5.7. Utklipp fra NOROK M-501. Oversikt over hvilke farger som kan brukes i "topcoat", som er det siste overflatelaget.

Colour	RAL-1K designation
White	RAL 9002 (Grauweiss)
Blue	RAL 5015 (Himmelblau)
Grey	RAL 7038 (Achalgrau)
Green	RAL 6002 (Laubgrün)
Red	RAL 3000 (Feuerrot)
Yellow	RAL 1004 (Goldgelb)
Orange	RAL 2004 (Reinorange)
Black	RAL 9017 (Verkehrsschwarz)

For løfteåket går jeg for en grønn topcoat.

5.3.2 Merking

Det er viktig med god merking av enheten, dette for at ikke enheten skal bli brukt til aktivitet den ikke er beregnet for og kan forårsake ulykker.

Følgende informasjon skal etter DNV 2.7-3 kapittel 6 opptre minst to steder i bokstaver med minimum høyde 50 mm i kontrast farge:

Tabell 5.8. Oversikt over informasjon som er påkrevd fra DNV og fylt inn informasjon for løfteåket.

Type	Informasjon
Type PO enhet og operasjonsklasse	Type E, R30
Navn på produsenten	UMB
Måned/år den er produsert	12/2012
Produsentens serienummer	-
MGW	24150 kg

Tabell 5.8. Fortsetter.

Enhetens vekt	1953 kg
Belastningslast	20000 kg
Designet tau vinkel	45°
Designet temperatur	Ikke lavere enn -20°C
Operasjons restriksjoner og prosedyre	COG må være i senter av enheten.
DNVs inspektør stempel	-

Det skal også settes på en inspeksjonsplate, denne skal inneholde:

- Sertifiseringsnummer
- MGW
- Eiers navn og internasjonalt telefonnummer
- Dato for siste inspeksjon

Det skal ifølge DNV 2.7-3 7.2 følge med sertifikat av løftesettet som krever godkjenning av DNV før bruk. Dette omhandler sjaklene, ståltauene og forløperen. Disse sertifikatene skal inneholde informasjon av typen spesifisert i DNV 2.7-3 7.5.

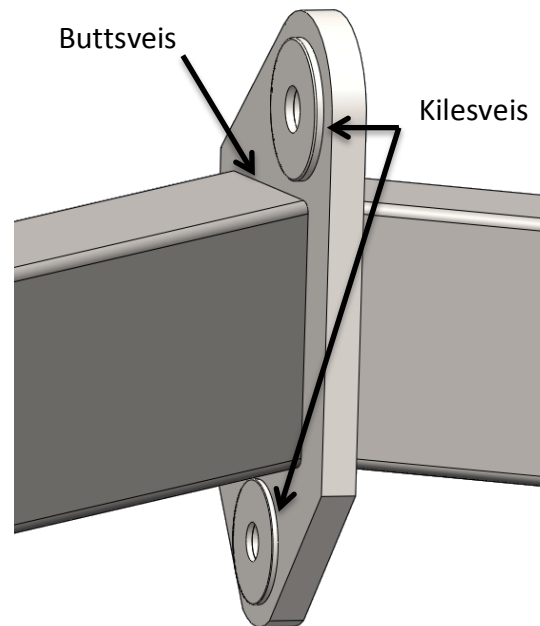
5.3.3 Inspeksjon

Under produksjon av enheten skal alle sveiser inspiseres med visuell inspeksjon og en ikke destruktiv test (NDT). Ifølge tabell 4-1 i DNV 2.7-3 skal det for butt sveis gjennomføres 100% visuell test, 20% magnetisk test, 100% ultrasonic test og 10% røntgen test.

Selv om levetidsberegningene av sveisen angir en veldig lang levetid er det nødvendig å undersøke sveisen kontinuerlig. Etter løftetesten er utført skal det utføres ikke destruktiv inspeksjon. Enheten skal ifølge DNV 2.7-3 bli periodisk inspisert og testet i intervaller som ikke overgår 12 måneder, og etter eventuell reparasjon eller hendelse som kan ha betydning.

5.3.4 Produksjon og sammensetning

- De 8 meter rektangulære hulprofilene kappes til med riktig snitt i hver ende. De slipes i endene for å kunne buttsveise.
- Løfteørene og sideplatene skjæres ut og bores hull i.
- Sideplatene sveises til løfteørene.
- Hulprofilene sveises til løfteørene.
- Sveisen må slipes for å fjerne små overflate defekter, gjør at utmattingsegenskapene forbedres.
- Skarpe kanter må slipes da dette er farlig for personell.



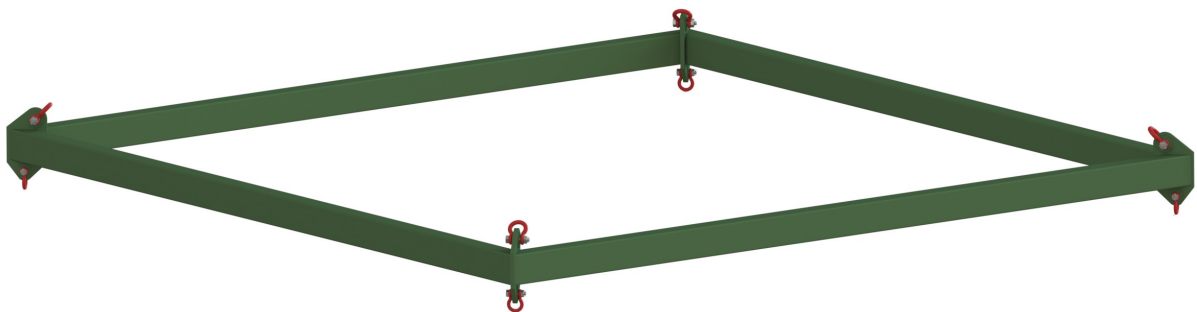
Figur 5.15. Illustrasjon av sammensetningen i en av sidene på løfteøret, det samme utføres på alle sidene.

6 PRESENTASJON AV LØSNING (3D)

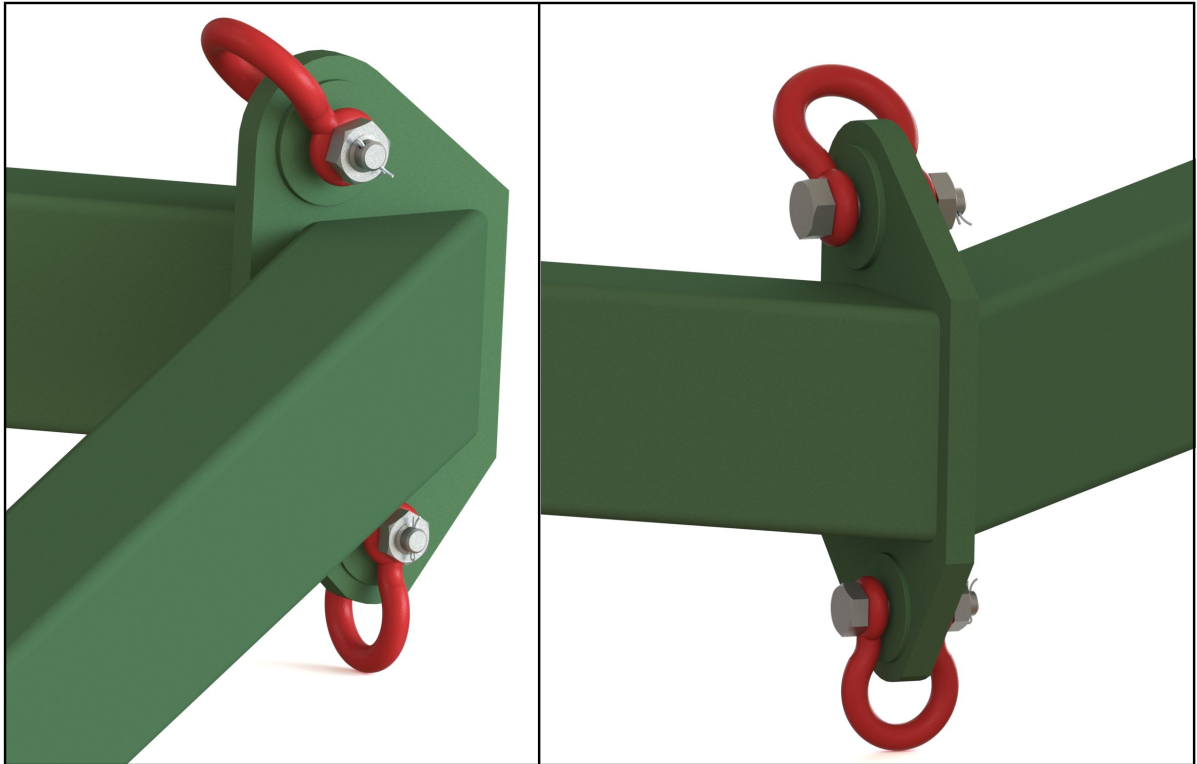
6.1 Visualisering



Figur 6.1. Visualisering av løfteåk i offshoreomgivelser under løft av en modul.



Figur 6.2. Løfteåket sett skrått ovenfra. Dekket med grønn "topcoat" og røde sjakler.



Figur 6.3. Hjørnet av løfteåket sett fra to vinkler. Sjakler står i arbeidsvinkelen.

6.2 Material- (og produksjonskostnader)

Tabell 6.1. Det er gjort et estimat av hvor mye løfteåket vil koste å produsere, denne prisen er uten utviklingskostnader og andre utgifter som påberoper seg. Tidsaspektet for prosessene og kostnadene på materialene er kommet frem til etter hjelp fra verkstedsjef Bjørn Brenna og Ruukki sitt lagerprogram fra 2011[9]. Standardkomponentene som utgjør løftesettet er reell pris fra Certex, denne hadde blitt noe rabattert ved faktisk ordre, se vedlegg D.

MATERIAL- OG TILVIRKNINGSKOSTNADER						
Komponent	Kostnad	Mengde	Tilvirkningskostnad (kr/t)	Tid	Antall	Sum (kr)
Bjelke	17	2215	700	0,5	4	39 166
Løfteøre	16	1000	700	0,5	4	17 620
Sideplate topp	18	250	700	0,1	8	5 123
Sideplate bunn	18	200	700	0,1	8	4 210
Stålwire						37 940
Løftehode						4 020
Toppløkke						1 540
Sjakkell 25t	2 730	4				10 920
Sjakkell 17t	1 676	4				6 704
Delsum komponenter						127 243
SAMMENSTILLING						
Prosess	Kostnad	Tid	Antall			
Rigging	700	0,5	1			350
Sveis av en side	700	1,7	8			9 520
OVERFLATEBEHANDLING						
Sliping	700	2				1 400
Topcoat	500	15				7 500
SAMLET SUM FOR LØFTEÅK						146 013

Pris uten utviklingskostnader og prototypekostnader ble 146 013 kr, denne summen ville blitt noe rabattert ved en reell produksjon. Det er vanskelig å sammenligne denne prisen med andre produsenter da løfteåket av denne størrelsen kun blir spesialprodusert.

6.3 Forbedringer

Det ble mot slutten oppdaget steder som kunne vært forbedret, men tidsrammen gjorde det ikke mulig å gjennomføre disse forbedringene.

- Nedre hull i løfteøret burde blitt dimensjonert til samme størrelse som øvre, dette for å spare penger ved produksjon. Det er billigere med en større sjakkel enn å borre ut forskjellige hull og lage forskjellige sideplater.
- Selve løfteøret burde hatt en litt annen form for at tilgang for buttsveis kunne vært lettere ved innsiden, en innsnevring av platen hadde hjulpet. Uten at dette hadde hatt store konsekvenser for spenningene.

7 KONKLUSJON OG ANBEFALINGER

I denne masteroppgaven er det utviklet et kvadratisk løfteåk til bruk for gjentatte operasjoner offshore. Løfteåket er designet for en maksimal nyttelast på 20 tonn og skal tåle de påkjenningene som oppstår mellom skip og plattform. Utformingen og dimensjoneringen er gjort i henhold til DNV 2.7-3 og NORSOK R-002 og møter alle sikkerhetsbestemmelser. Ettersom de dynamiske påkjenningene er veldig store mellom skip og plattform har det vært hensiktsmessig å legge seg på en konservativ side, spesielt når løfteåket er ment å skulle kunne benyttes til gjentatt bruk. Det er lagt vekt på enkel konstruksjon med færrest mulig deler og fornuftig kraftoverføring for å spare utgifter.

For alternativet i aluminium måtte profilstørrelsen økes, men den ble dessverre for stor til at produsent kunne produsere denne størrelsen. For at alternativ i aluminium skal kunne produseres vil designet av løfteåket få en annen utforming, og sannsynligvis miste den åpne løsningen som er en fordel.

Det er utført FEM analyser for hele strukturen som verifiserer håndberegningene og utmattingsanalyser etter DNV-RP-C203. Enheten har blitt testet og godkjent opp mot kravene i DNV 2.7-3. Material- og produksjonskostnader er funnet, men hadde blitt noe rabatterte ved en reel bestilling.

7.1 Anbefalinger og resultater

Løfteåket har flere sider ved seg som gjør at det er et egnet produkt på markedet. Nedenfor er det listet opp noen egenskaper som gjør at løfteåket har gode fordeler.

- Kan benyttes gjentatte ganger i offshore miljø mellom verft og installasjon.
- Løfteåket er utviklet i samråd med veileder og møter kravene i oppgaveteksten.
- Design og sammenstilling er beskrevet med detaljerte konstruksjonstegninger.
- Standardkomponenter som utgjør løftesettet er valgt ut og prislagt.
- Materialet for stål utgaven er av typen S355J2H.
- Pris uten utviklingskostnader og prototypekostnader ble 146 013 kr.
- Størrelsene ble 8000 mm • 8000 mm • 705 mm uten løftesettet og veier 1840 kg.

7.2 Videre arbeid

- Designe andre løsninger der aluminiums profilene er store nok og sjekke prisforskjellen.
- Studere nøyere påkjenningene for løfteåk mellom skip og plattform.
- Kjøre analyse av flere løsninger.
- Gjøre FEM analysene av løfteøret mer realistisk og kjøre den for DNV 2.7-3 testene.
- Lage prototype og teste denne.

8 LITTERATURREFERANSER

Skriftlige kilder:

1. **Terjesen, Geir (2011)**: Globale knekkberegninger uten standard, 24 sider, Undervisningsforedrag i emnet TMP301, Universitet for Miljø og Biovitenskap.
2. **Terjesen, Geir (2011)**: Sveiste forbindelser Eurokode 3 (stålkonstruksjoner), 34 sider, Undervisningsforedrag i emnet TMP301, Universitet for Miljø og Biovitenskap.
3. **Terjesen, Geir (2011)**: Grunnleggende om utmatting i metaller, 59 sider, Undervisningsforedrag i emnet TMP301, Universitet for Miljø og Biovitenskap.
4. **Gunleiksrud, Åsmund (2001)**: Materialteknikk offshore Del1: Konstruksjonsstål offshore; design fabrikasjon, 75 sider.
5. **DNV (2011)**: DNV-RP-C203 Fatigue Design of Offshore Steel Structures, 176 sider.
6. **DNV (2006)**: DNV 2.7-1 Standard for certification offshore containers, 60 sider.
7. **DNV (2011)**: DNV 2.7-3 Standard for certification portable offshore units, 45 sider.
8. **NORSOK (2011)**: NORSOK R-002 Draft edition 2, Lifting equipment, 173 sider.
9. **Rukkii Lagerkatalog (2011)**

Internettkilder:

10. **Oljehistorie**: http://www.regjeringen.no/nb/dep/oed/tema/olje_og_gass/norsk-oljehistorie-pa-5-minutter.html?id=440538 (lest 3.12.12)
11. **Riving av plattformer**: <http://www.npd.no/Global/Norsk/3%20-%20Publikasjoner/Rapporter/PDF/Avvikling%20av%20Outrangerte%20offshoreinstallasjoner.pdf> (lest 3.12.12)
12. **Klassing**: http://www.offshore.no/sak/35120_kjemper_om_minst_75_milliarder
13. **Bilde løfteåk**: <http://www.eurorigging.nl/en/referentie11.html> (lest 3.12.12)
14. **Bilde Alexander Kielland**: <http://www.abcnyheter.no/norge/100327/ble-med-plattformen-rundt> (lest 3.12.12)

15. **Norske standarder:** <http://www.youtube.com/watch?v=gJLJKA898Vk> (lest 10.9.12)
16. **Aluminium:** <http://www.hydro.com/no/Produkter/Om-aluminium/> (lest 3.12.12)
17. **Overflatebehandling:** <http://www.jotun.no/www/com/20020113.nsf?OpenDatabase&db=/www/com/20020116.nsf&v=10F6&e=uk&m=932&c=58388A22D28A8E6DC125707600318C68> (Areas of activity-Offshore-NORSOK M-501) (lest 3.12.12)
18. **Bilde sjakkell:** http://www.certex.no/no/sjakler/sjakler-type-h-dnv-27-1_13056 (lest 3.12.12)
19. **Bilde korrosjon:** <http://www.axiomndt.co.uk/wp-content/uploads/2011/03/Offshore-corrosion-on-the-Tartan-Alpha.jpg> (lest 3.12.12)

9 VEDLEGG

Skriftlige vedlegg

	Side:
VEDLEGG A: Refleksjonsnotat	1
VEDLEGG B: Spenning konsentrasjons løfteøret	2
VEDLEGG C: Bjelkeprofil med statiske verdier	4
VEDLEGG D: Standardkomponenter med pristilbud	5
VEDLEGG E: Oppgavetekst	9
VEDLEGG F: Fremdriftsplan	10
VEDLEGG G: Konstruksjonstegninger	
T-1 Eksplosjonsbilde	T-1
T-2 Løfteøret, sideskive bunn, sideskive topp	T-2
T-3 KF HUP 300•200•6,3	T-3
T-4 Sammenstilling med sveis	T-4

Elektroniske vedlegg

SolidWorks:	Part filer og assembly fil
ANSYS:	Classic input fil Workbench input fil

Vedlegg A

Refleksjonsnotat

Denne oppgaven har vært veldig lærerik. Både med å få innblikk i offshore prosjekter, men også å få testet seg selv med individuell jobbing i mot å jobbe i gruppe som har vært gjennomgående gjennom hele utdanningen. Jeg har forsøkt å være selvstendig gjennom prosjektet, der jeg har undersøkt utfordringer grundig og innhentet kunnskap fra forskjellige områder før jeg har spurt om veiledning. Jeg synes oppgaven har belyst mange av emnene utdanningen har omhandlet, og oppgaven har gitt meg en enda mer realistisk tilnærming av temaene.

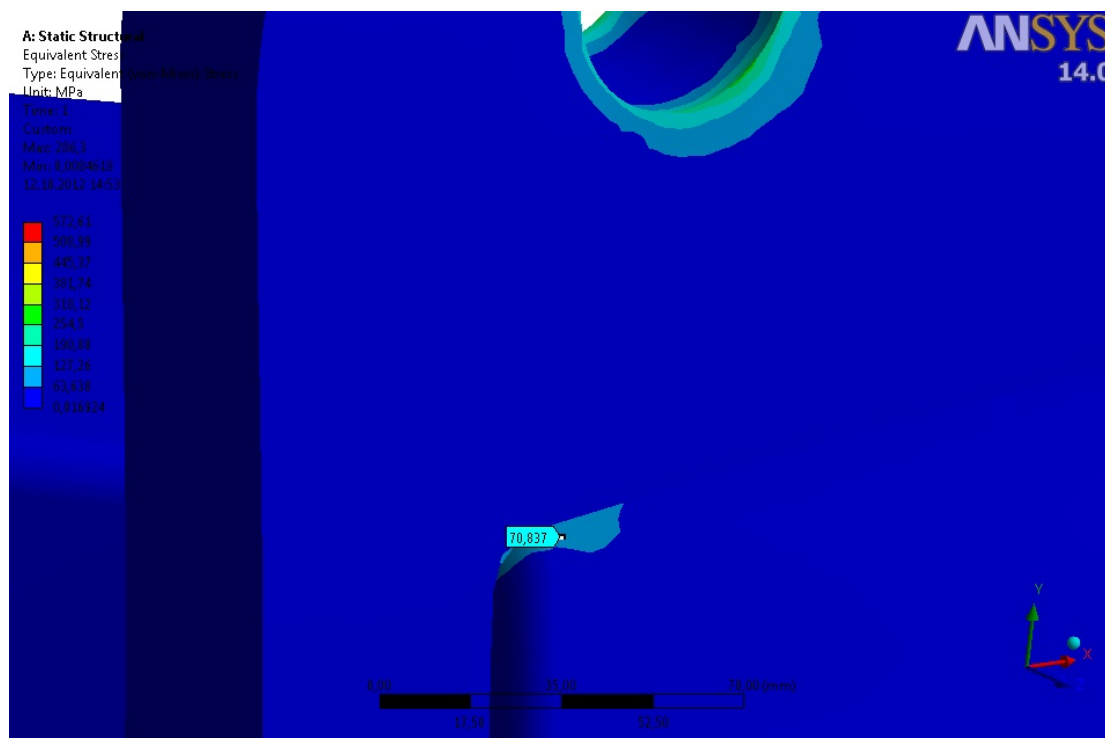
Selv om oppgaven virket veldig satt i starten, dukket det opp momenter underveis som gjorde mine valg mer betydelig og selve oppgaven mer interessant. Da tenker jeg spesielt på arbeidet med å utarbeide design og sikkerhetsfaktorer for at løfteåket skulle tåle de påkjenningene for gjentatte operasjoner offshore og kunne bli godkjent etter forskriftene. Det er nok ikke kun de store påkjenningene som gjør at sikkerhetsfaktorene er så høye som de er, men konsekvensene som forekommer hvis noe skulle gå galt offshore. Prisen for å legge på noe ekstra stål er liten i forhold til ulykker offshore.

I et prosjekt som dette er det nødvendig å ta visse tilnærminger for å holde seg innenfor tidsrammen. I ettertid er det derfor områder som kunne vært forbedret, som for løfteørene er det videre arbeid i å gjøre en grundigere analyse og se på andre designmuligheter som kanskje hadde vært bedre. Likevel mener jeg tilnærmingene er gjort rede for og at løfteåket er hensiktsmessige designet.

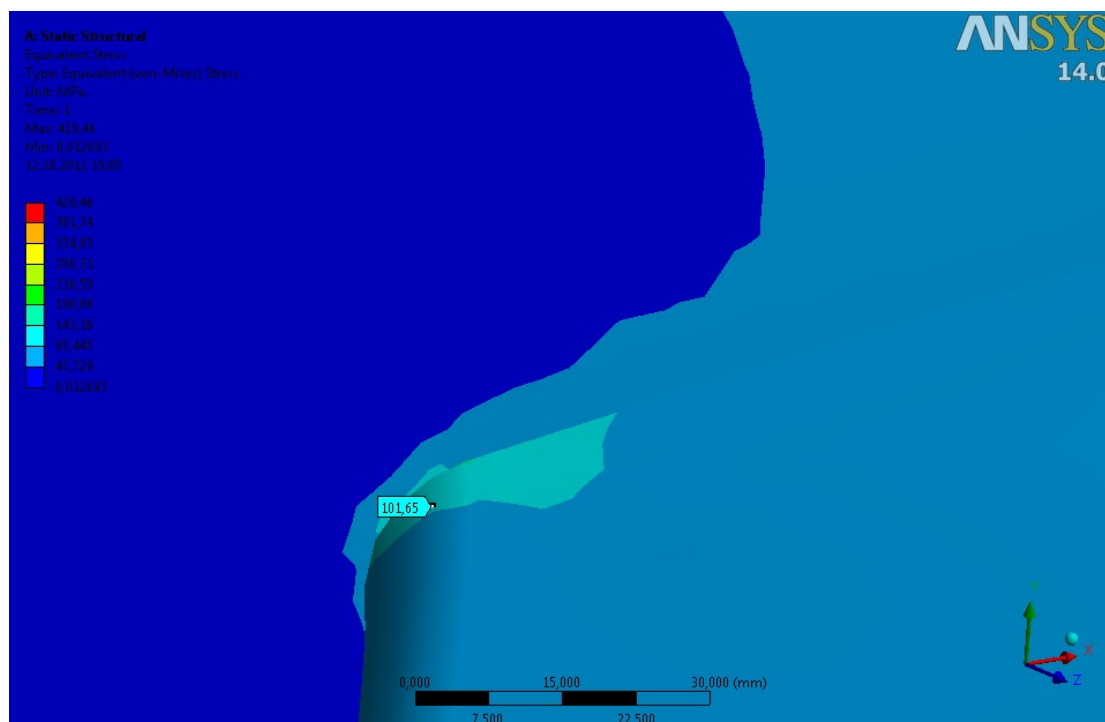
Prosessen med å sette seg inn i diverse offshore standarder har vært en veldig lærerik erfaring som jeg garantert vil dra nytte av i arbeidslivet.

Vedlegg B

Spenning konsentrasjon løfteøret



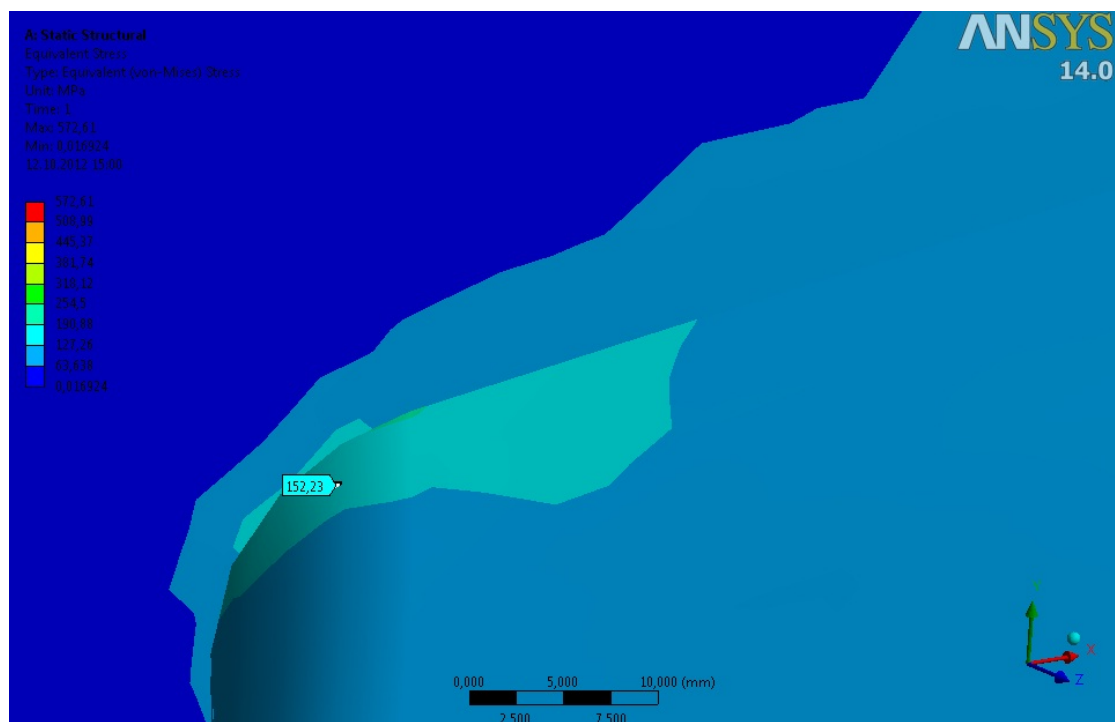
10 tonn



15 tonn

Vedlegg B

Spenning konsentrasjon løfteøret




20 tonn

Vedlegg C

Bjelkeprofil med statiske verdier

RUUKKI more with metals Lagerprogram 2011

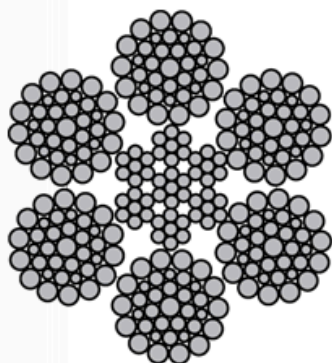
Hulprofiler - rektangulære 

Dimensjon mm			Vekt	Areale			Statiske verdier				
				Tverrsnitt	Utvendig		x-akse		y-akse		
h	b	t	kg/m		cm ²	m ² /m	m ² /t	I _x	W _x	I _y	W _y
					cm ²	m ² /m	m ² /t	cm ⁴	cm ³	cm ⁴	cm ³
100	80	5,0	13,08	16,14	0,339	25,92	220,52	44,10	156,15	39,04	
250	150	10,0	58,71	72,57	0,757	12,89	5825,01	466,00	2634,20	351,23	
300	200	6,3	48,51	60,05	0,973	20,06	7624,39	508,29	4103,82	410,38	

Vedlegg D

Standardkomponenter med pristilbud

Ståltau 6X36- IWRC



Eksempel på bruksområde: Kraner, stropper, vinsjer og stag.
 Trådentall: 265.
 Konstruksjon: 6x36- IWRC.
 Utførelse: Krysslått.
 Ytterbehandling: Galvanisert / blankoljet.
 Fyllfaktor: 0,59.
 Standard: NS-EN 12385.

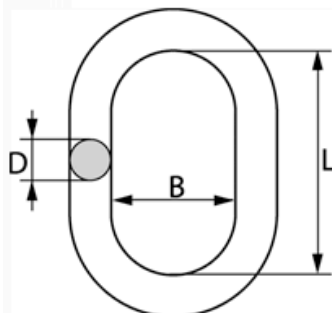


Art.nr	Diameter Ø mm	Stål area mm ²	Min bruddlast		Vekt kg/ 100m
			1960 N/mm ² kN	200 kp/mm ² kp	
01.G1026508000	8	29,1	44,7	4556	26
01.G1026510000	10	46	69,8	7115	41
01.G1026511000	11	55,7	84,4	8609	50
01.G1026512000	12	66,2	100	10246	59
01.G1026513000	13	77,7	118	12024	69
01.G1026514000	14	90,2	137	13946	80
01.G1026516000	16	118	179	18215	105
01.G1026518000	18	149	226	23053	133
01.G1026519000	19	166	252	25685	148
01.G1026520000	20	184	279	28460	164
01.G1026522000	22	223	338	34437	198
01.G1026524000	24	265	402	40983	236
01.G1026526000	26	311	472	48098	276
01.G1026528000	28	361	547	55782	321
01.G1026532000	32	471	715	72858	419
01.G1026534000	34	526	824	80700	483
01.G1026536000	36	596	904	92211	530
01.G1026538000	38	664	1008	102741	591
01.G1026540000	40	736	1116	113841	654
01.G1026544000	44	891	1351	137748	792
01.G1026548000	48	1060	1608	163931	942
01.G1026552000	52	1244	1887	192391	1106

Vedlegg D

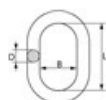
Standardkomponenter med pristilbud

Topping klasse 8, Dnv 2.7-1



Materiale: Legert stål klasse 8.
Merking: Type og klasse.
Prøvelast: I henhold til DnV 2.7-1.
Sikkerhetsfaktor: Design faktor 4:1, I henhold tilkravene i 2.7-1.
Overflate: Lakkert.
Standard: NS-EN 1677-4.

ADVARSEL: Må ikke varmebehandles.

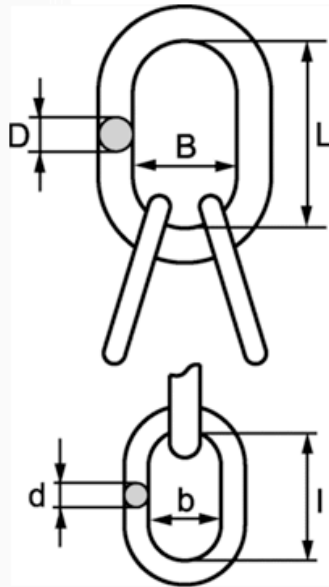


Art. nr	Type	WLL tonn	B	D	L	Vekt kg
07.0120OF	20 MM	6,7	82	20	150	1,1
07.0122OF	22 MM	8,2	90	22	170	1,6
07.0125OF	25 MM	10,7	103	25	190	2,3
07.0128OF	28 MM	12,9	113	28	209	3,2
07.01287OF	28 MM	11,8	140	28	270	4,0
07.0132OF	32 MM	17,1	140	32	270	5,3
07.0138OF	38 MM	28,1	140	38	270	7,5

Vedlegg D

Standardkomponenter med pristilbud

Løftehode klasse 8, DnV 2.7-1



Materiale: Legert stål klasse 8.
Merking: Type og klasse.
Prøvelast: I henhold til DnV 2.7-1.
Sikkerhetsfaktor: Design faktor 4:1, i henhold til kravene i DnV 2.7-1.
Overflate: Lakker.
Standard: NS-EN 1677.

ADVARSEL: Må ikke varmebehandles.



Art. nr	Type	WLL tonn	B	D	L	b	d	l	Vekt kg
07.01MA22OF	22 MM	8,2	90	22	170	80	20	134	3,8
07.01MA25OF	25 MM	10,7	100	25	190	80	20	134	4,5
07.01MA28OF	28 MM	12,9	110	28	210	90	22	170	6,4
07.01MA32OF	32 MM	17,1	140	32	270	100	25	190	9,9
07.01MA38OF	38 MM	28,1	140	38	270	140	32	270	18,2

Vedlegg D

Standardkomponenter med pristilbud



Ståltau og løfteredskap

Lagersted
04 FORUS

TILBUD

Dato	Gyldig t.o.m	Side
27-11-12	27-12-12	1(2)
Kundenummer	Tilbudsnummer	
01	455013-0	

Kunde CERTEX NORGE AS GAMLE FORUSVEI 25 4033 STAVANGER	Leveringsadresse CERTEX NORGE AS GAMLE FORUSVEI 25 4033 STAVANGER
Telefon leveringsadresse	Telefon kunde

Vår referanse Svein Roar Buås	Selger 09	Deres referanse HENRIK VANGEN	Deres forespørsel MASTERGRADOPPGAVE
Godsmerking		Betalingsbetingelser 30 dager netto	Anmerkning
Transportmåte Bring Forus, k.nr.673075		Leveringsbetingelser EX WORKS	

Pos	Artikkelnr/Beskrivelse	Antall	Enhet	Pris	Rab %	Beløp
010	02.81P14 WIRESLING WLL 14T SF 5 CE L: 10MTR ØYE - ØYE 01.G1026536000 36 MM 6X36 IWRC GALV RHO 1960 N/MM2 MBL 92.8 T 09.0836 TALURITLÅSING 36 MM 09.08PT38 RETT LÅS NR. 38 72.9970 SERTIFIKAT/BRUKSANVISNING	4	STK.	4.602,00		18.408,00
		40,00	MTR.			
		8	STK.			
		8	STK.			
		4	STK.			
020	02.81P30 WIRESLING WLL 30T SF 5 CE L: 3,10MTR ØYE - ØYE 01.G1026552000 52 MM 6X36 IWRC GALV RHO 1960 N/MM2 MBL 192 T 09.0852 TALURITLÅSING 52 MM 09.08PU58 LÅS UM.58 72.9970 SERTIFIKAT/BRUKSANVISNING	2	STK.	9.766,00		19.532,00
		14,00	MTR.			
		4	STK.			
		4	STK.			
		2	STK.			
030	07.01MA38OF LØFTEHODE 38 MM OFFSHORE	1	STK.	4.020,00		4.020,00
040	07.0138OF RING 38 MM OFFSHORE	1	STK.	1.540,00		1.540,00
050	08.506825 SJAKKEL G-2130 25,0 T CROSBY	4	STK.	2.730,00		10.920,00
060	08.506817 SJAKKEL G-2130A 17,0 T CROSBY	4	STK.	1.676,00		6.704,00
SUM				NOK		61.124,00
I tillegg kommer MVA				25,00 %		15.281,00
TOTAL				NOK		76.405,00

Vedlegg E

Oppgavetekst

Prosjekt: 20 tonn kvadratisk løfteåk til offshore operasjoner

Bakgrunn

I forbindelse med offshore operasjoner er det behov for et 8x8 meter kvadratisk løfteåk. Løfteåk med tilbehør (se figuren) skal dimensjoneres og dokumenteres i henhold til gjeldene lover og forskrifter.



Momenter ved dimensjoneringer og valg av komponenter

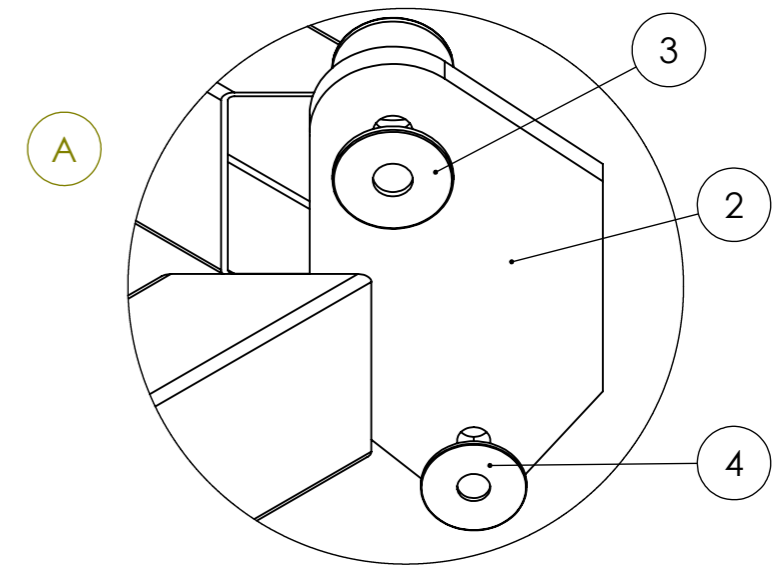
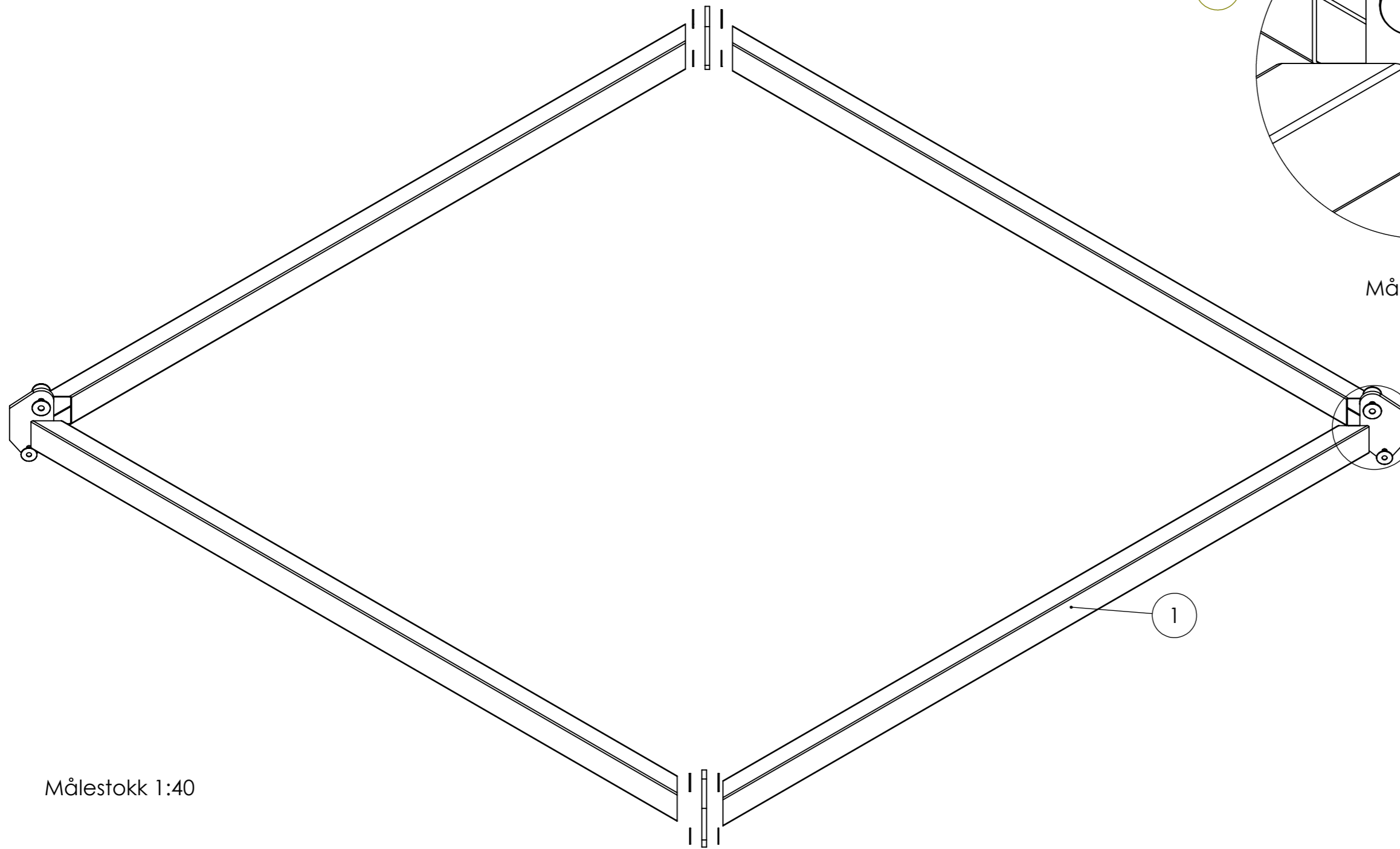
- Valg av materiale og profiltyper
- Styrkeberegning
- Utmattingsberegning
- Dimensjonering av profiler, løfteører
- Valg/dimensjonering av løfteører og tilbehør
- Sveise/skrueforbindelser
- Hvilke standarder gjelder?
- Hvilke sikkerhets hensyn/forskrifter gjelder?
- Korrosjonsbehandling
- Alternativ løsning i aluminium
- Lag prisliste på alle komponenter til begge alternativer

Vedlegg F

Fremdriftsplan

Fremdriftsplan	AUG			SEP				OKT					NOV				DES	
	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
Aktivitet/Uke																		
Planlegge fremgang og milepæler	x	x	x	x														
Finne standarder som gjelder og eksisterende løsninger		x	x	x														
Designe alternativer og finne statiske krefter og momenter				x	x	x	x											
MILEPÆL – Dimensjonering av bjelker og profilvalg					x	x	x											
Dimensjonering av løfteører og valg av standardkomponenter							x	x										
Utmatningsberegninger								x	x	x								
MILEPÆL - FEM-Analyser									x	x	x	x	x					
Materialvalg												x	x					
Aluminiums løsning									x	x	x	x	x					
MILEPÆL - Utvikle rendererte bilder og maskintegninger											x	x	x	x	x			
Kostnadsanalyse														x	x	x		
Redigering og skrivearbeid								x	x	x	x	x	x	x	x	x		
Slutføring og redigering av oppgaven															x	x	x	
Trykking																		x
MILEPÆL - Innlevering																		x

Planen ble satt opp tidlig i prosjektet, men endret noe underveis. Noen deler tok lenger tid enn anslått og noen tok mindre. Stort sett har det gått veldig greit.



Målestokk 1:10

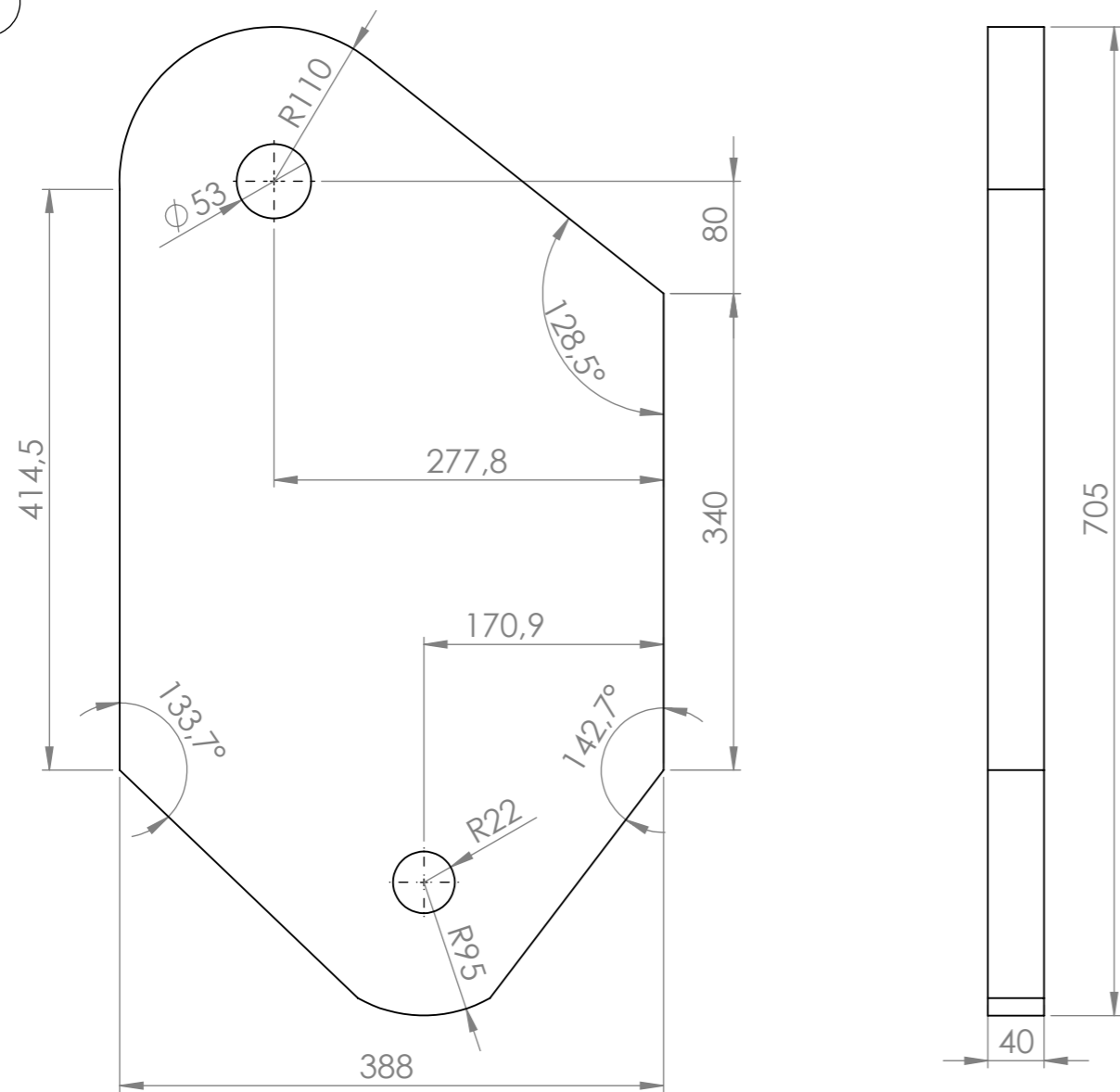
Målestokk 1:40

Dato:	Godkjent:	Konstruktør:	TITLE:	UMB/IMT
30.11.12		Henrik Kåsin Vangen	Offshore løfteåkk	
Kommentar:			DWG NO.	
Eksplasjonstegning av hele løfteåkket uten løfteutstyr. Vekt i kg.			Eksplasjonsbilde	
			Vedlegg T-1	SHEET 1 OF 4

Del nr	Del	Materiale	Vekt	Antall	Samlet vekt
1	KFHUP300x200x6,3	S355J2H	388,25	4	1533
2	Løfteøret	S355J2H	67,491	4	269,964
3	Cheekplate topp	S355J2H	1,392	8	11,136
4	Cheekplate bunn	S355J2H	0,756	8	6,048
					1840,15

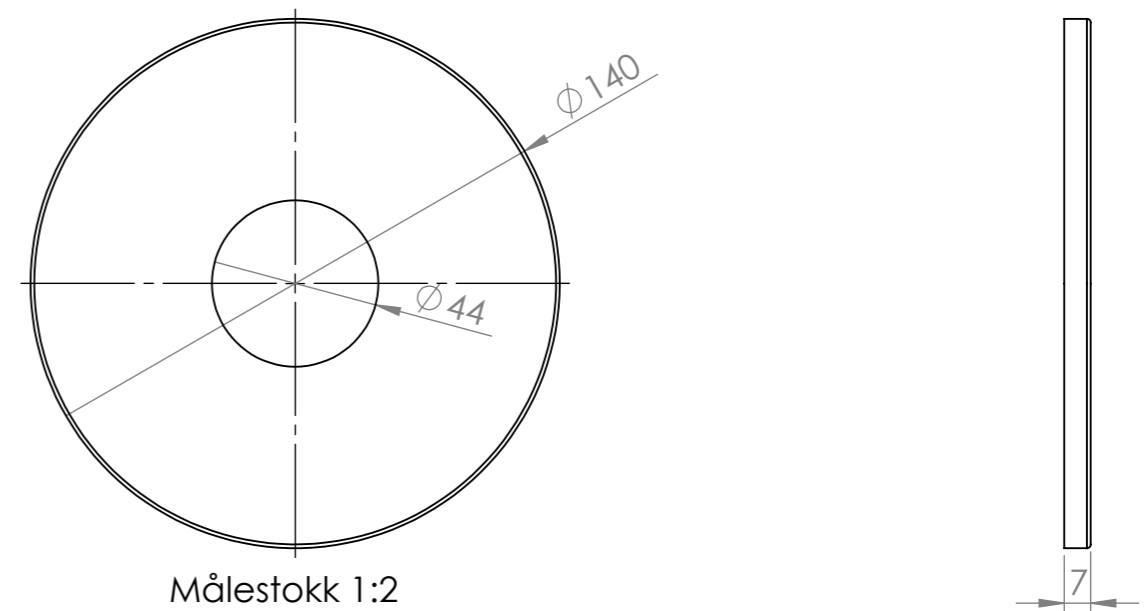
A3

2



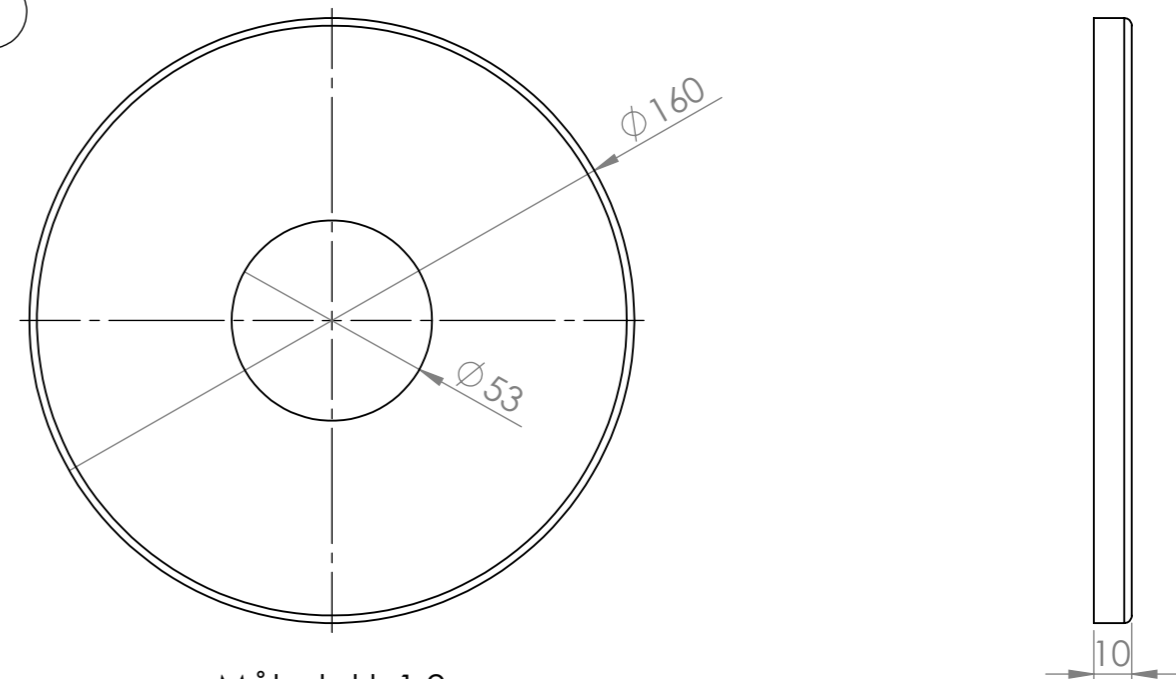
Målestokk 1:5

4



Målestokk 1:2

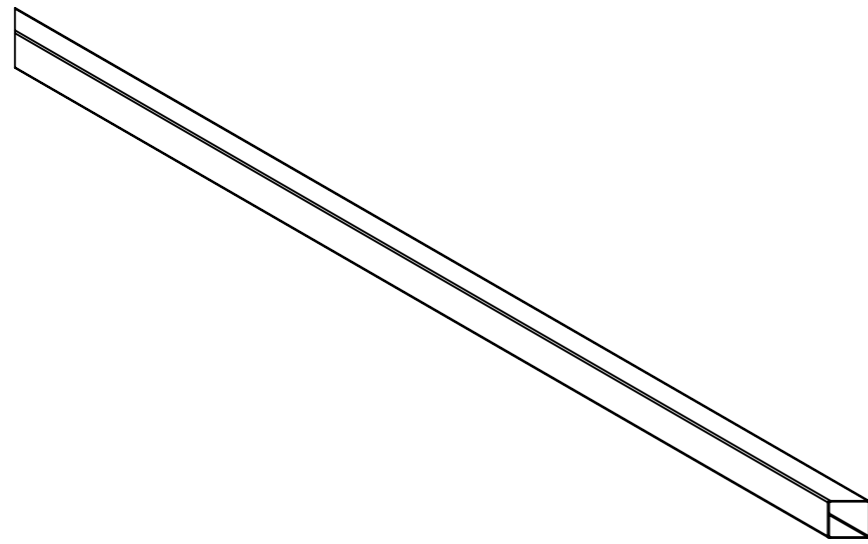
3



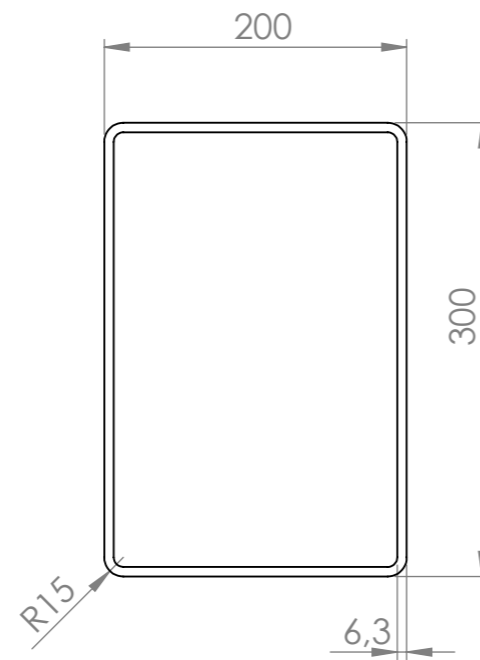
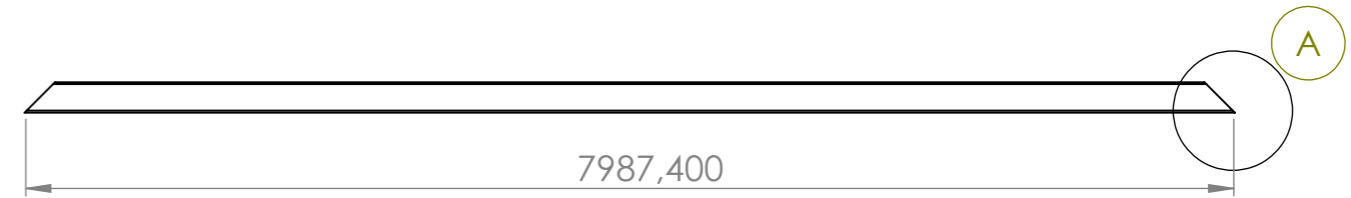
Målestokk 1:2

Del nr	Del	Antall
2	Løfteøret	4
4	Sideskive bunn	8
3	Sideskive topp	8

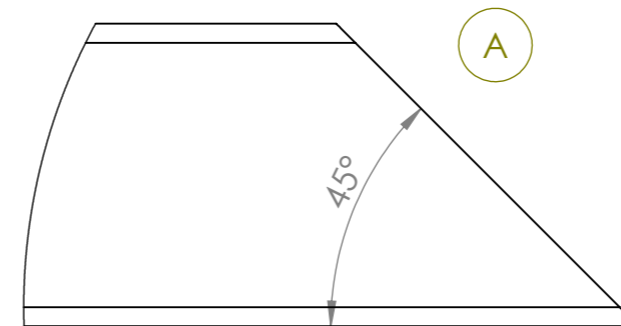
Dato:	Godkjent:	Konstruktør:	TITLE:	UMB/IMT
30.11.12		Henrik Kåsin Vangen	Offshore løfteåk	
Kommentar:			DWG NO.	
Mål av løfteøret, sideskive bunn og sideskive topp. Skarpe kanter skal slipes ned. Alle mål er i mm.			Løfteøret, sideskive bunn, sideskive topp.	
			A3	
			Vedlegg T-2	SHEET 2 OF 4



Målestokk 1:50

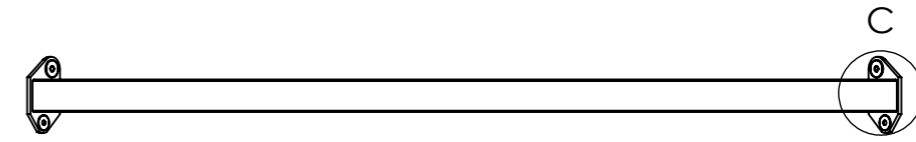
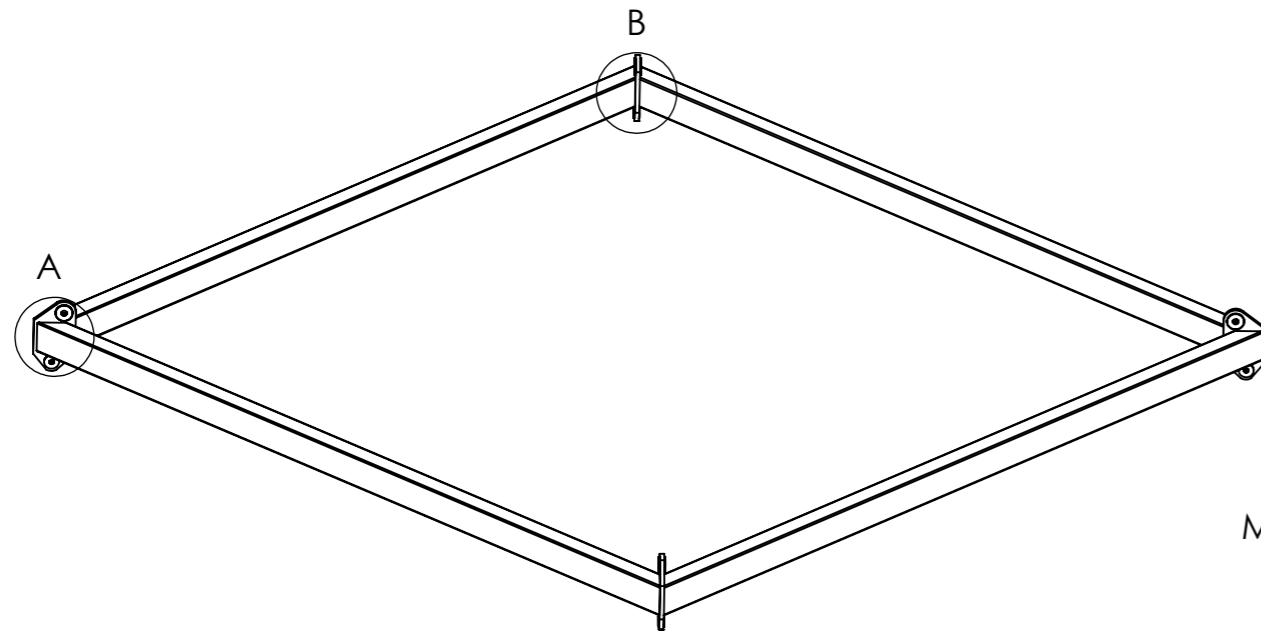


Målestokk 1:5

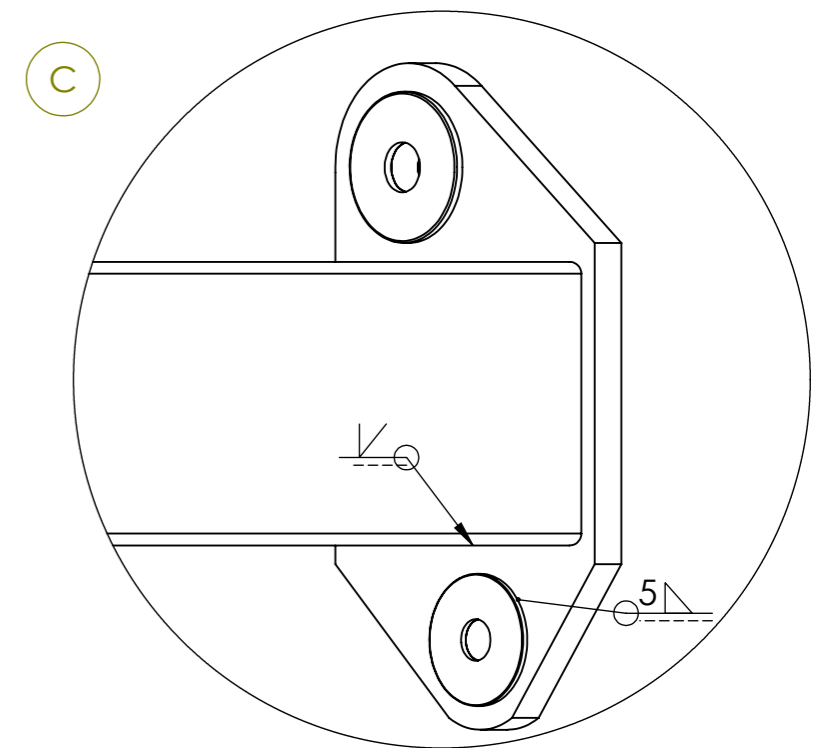
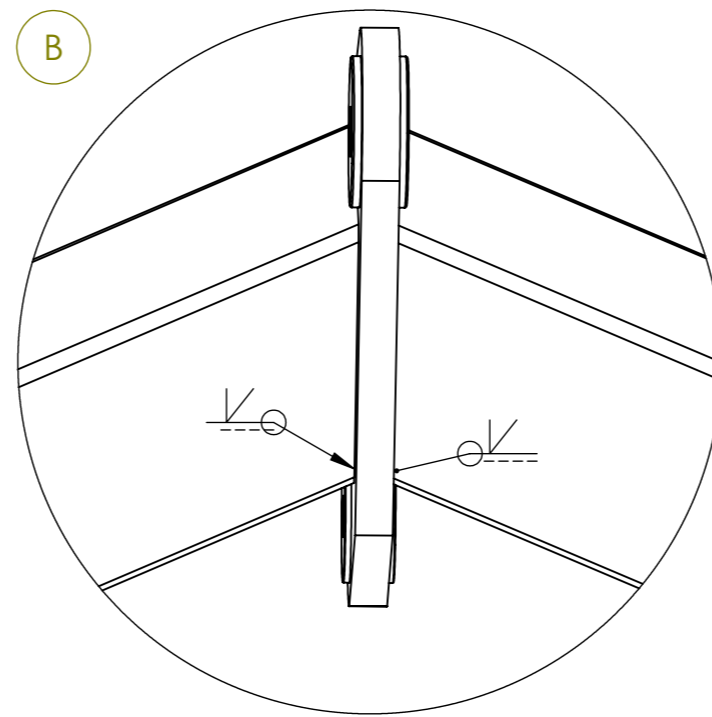
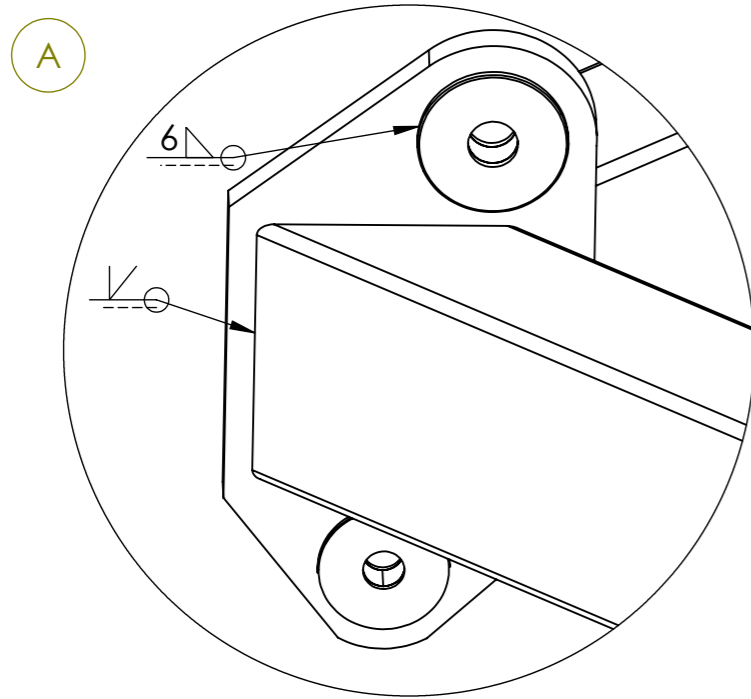


Del nr	Del	Antall
1	KFHUP 300x200x6,3	4

Dato:	Godkjent:	Konstruktør:	TITLE:	
30.11.12		Henrik Kåsin Vangen	Offshore løfteåk	UMB/IMT
Kommentar:			DWG NO.	
Mål av bjelke med snitt. Antall som skal tilvirkes finnes i materialliste. Endene skal slipes 45 grader til V-sveis. Mål i mm.			KFHUP 300x200x6,3	
			A3	
			Vedlegg T-3	
			SHEET 3 OF 4	



Målestokk 1:7



Målestokk 1:8

Dato:	Godkjent:	Konstruktør:	TITLE:	UMB/IMT
30.11.12		Henrik Kåsin Vangen	Offshore løfteåk	
Kommentar: Sideskive topp sveises med 6 mm kilesveis, mens bunnskive sveises med 5 mm kilesveis. Bjelkene sveises med singel V buttsveis rundt hele.			DWG NO. Sammenstilling med sveis	A3
			Vedlegg T-4	SHEET 4 OF 4