

Utvikling av løftesystem som forhindrer pendelbevegelse av last

Bachelorprosjekt utført ved
Høgskolen Stord/Haugesund – Studie for ingeniørfag

Maskin, Marin Konstruksjonsteknikk

Av: Roman Glushenok
Maria Glushenok

Kand.nr. 42

Kand.nr. 31



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND

DEEPOCEAN

BACHELORPROSJEKT

Studentenes navn: Roman Glushenok
Maria Glushenok

Linje og studieretning Maskin, Marin konstruksjonsteknikk

Oppgavens tittel: Utvikling av løftesystem som forhindrer pendelbevegelse av last

Oppgavetekst:

En løfteoperasjon i åpent farvann er en utfordrende oppgave. Signifikante bølger, vind og andre værforhold kompliserer operasjonsutføringen. Blant andre utfordringer utgjør svingende bevegelse av last stor fare både for dekkspersonell, skipet og lasten selv. Eksisterende kraner og løftesystemer løser ikke helt effektivt dette problemet.

I dette arbeidet skal det forklares om vanskeligheter som oppstår i løfteoperasjoner i åpent farvann, og om fremgangsmåte som benyttes i slike operasjoner. Det skal også lages en metodisk analyse av eksisterende løftesystemer med beskrivelse av fordeler og ulemper. Ved hjelp av konstruksjonsmetodiske midler skal det utvikles og konkretiseres en løsning som tar hensyn til ulemper og fordeler av eksisterende løsninger.

Styrkeberegninger og frekvensanalyse skal definere konseptets brukbarhet og dimensjoner. En modell som representerer favorisert løsningen skal skrives ut ved hjelp av 3D-skriver.

Endelig oppgave gitt: Onsdag 2. mars 2016

Innleveringsfrist: Onsdag 4.mai 2016 kl. 12:00

Intern veileder Runald Meyer – HSH, tlf: 52 70 26 55

Ekstern veileder Roger Jensen – DeepOcean, tlf: 52 70 04 00

**Godkjent av
studieansvarlig:**

J. C. Lindberg

Dato:

15/4 - 16



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND

Høgskolen Stord/Haugesund
Studie for ingeniørfag
Bjørnsonsgt. 45
5528 HAUGESUND
Tlf. nr. 52 70 26 00
Faks nr. 52 70 26 01

Oppgavens tittel		Rapportnummer
Utvikling av løftesystem som forhindrer pendelbevegelse av last		
Utført av		
Roman Glushenok, Maria Glushenok		
Linje		Studieretning
Maskin, Marin Konstruksjonsteknikk		Ingeniør
Gradering	Innlevert dato	Veiledere
Åpen	4. mai 2016	Runald Meyer – HSH Roger Jensen – DeepOcean AS

Ekstrakt

Denne bacheloroppgaven tar for seg konstruering og dimensjonering av et løftesystem som kan forhindre svingende bevegelse av last. Løftesystemet skal kunne installeres på et fartøy for å utføre løfteoperasjoner fra dekk til vann, og vil benyttes i åpent farvann.

Det ble foreslått forskjellige løsninger som kan løse oppgaven. Etter en analyse av alle de foreslåtte løsningene ble det valgt et mest optimalt alternativ.

Styrkeberegningene ble utført i henhold til situasjoner som er aktuelle for marine løfteutstyr, med hensyn til statiske og dynamiske påkjenninger. Det ble vist en modal analyse for å sjekke at egenfrekvenser av konstruksjonen ikke faller sammen med frekvenser av ytre vibrasjonskilder, for å unngå resonans. Deretter ble det gjort modellering og visualisering av finalproduktet.

Prosjektet ble utført i samarbeid med DeepOcean AS.

Forord

Denne rapporten er et avsluttende arbeid ved Høgskolen Stord/Haugesund, og er et obligatorisk emne i ingeniørutdanningen.

Prosjektet ble utført i samarbeid med DeepOcean AS i Haugesund. Det faktum at det valgte temaet er et hett tema i marin bransje, og at problemstillingen ikke er løst enda, ga oss en levende interesse og en profesjonell omtanke.

Arbeidet varierte fra fritenkning til møysommelig studering av standarder, fra konseptutvikling til vurdering av konseptets funksjonalitet, fra friskisseringer til nøyaktige tekniske beregninger og tredimensjonal modellering. Mye nye kunnskaper og opplysninger har gjort dette arbeidet til et lærerikt og interessant prosjekt som har resultert i nyttig erfaring og bred kompetanse. Vi er generelt fornøyd med resultatet og er sikker på at ervervet kunnskap vil være nyttig i fremtiden.

En stor takk rettes til vår internveileder Runald Meyer, for god veiledning, mange nyttige råd, og sist men ikke minst for en hyggelig akademisk atmosfære, godt humør og interessante samtaler. Mange takk rettes også til vår eksternveileder Roger Jensen for en viktig og nyttig introduksjon til praktiske ting knyttet til marin bransje, og for betimelige kommentarer. Vi skulle også takke Einar Kolstad for rask hjelp med 3d-skriving. En spesiell hjertelig takk rettes til Grethe Høyvik Hansen (skrivesenter) for et oppriktig ønske om å hjelpe oss med norsk grammatikk, og for tålmodighet under oppgavekorrigeringen.

Roman & Maria

Glushenok

Haugesund, 27. april 2016

Sammendrag

Kontroll av svingende last er et svært aktuelt tema i marin bransje. Det ble gitt en oppgave av DeepOcean AS å utvikle et løftesystem som kan forhindre svingende bevegelsen av last.

Denne bacheloroppgaven tar for seg en konstruering og dimensjonering av et løftesystem som skal benyttes i åpent farvann og skal tåle 100 tonn nyttelast. Løftesystemet skal dimensjoneres i henhold til gjeldende standarder. Konstruksjonen skal kunne installeres på et fartøy for å utføre løfteoperasjoner fra dekk til vann.

Arbeidet ble startet med en studie av standarder, eksisterende løsninger og relevant fagteori. Deretter ble det foreslått noen mulige løsninger som er i stand til å løse den gitte oppgaven. Etter en grundig analyse av alle de foreslåtte løsningene ble det valgt et mest optimalt alternativ, som ble senere kalt "Fire-wirer Skips Kran" (FSK).

Det er primært brukt NORSOK DNV-OS-H205 Lifting Marine Operations og DNV-Standard for Certification 2.22. Andre standarder ble brukt for å supplere nevnte standardene etter behov.

Når det gjelder konstruksjonens materialer ble valgt til å bruke vanlig konstruksjonsstål med en flytegrense på 355 MPa. Alle nødvendige komponenter ble valgt eller designet i henhold til standarder som er anbefalt med hensyn til et løftesystem som skal benyttes i offshoresektoren.

Styrkeberegningene ble utført med utgangspunkt i situasjoner som er aktuelle for marine løfteutstyr, det vil si med hensyn til både statiske og dynamiske påkjenninger. Styrkeberegningene av hovedbærekonstruksjon ble gjort i SAP 2000.

I tillegg ble det vist en modal analyse i Ansys Workbench for å sjekke at egenfrekvenser av utviklet konstruksjonen ikke faller sammen med frekvenser av ytre svingningskilder, for å unngå resonans.

Modellering, visualisering og animasjon av finalproduktet ble utført i følgende programmer: Autodesk Inventor, Autodesk Fusion 360.

Summary

Controlling of swinging cargoes is a very actual topic in the marine industry. From the company DeepOcean AS was it given a task to develop a lifting system that could prevent a swinging motion of cargoes.

This bachelor project shows the design process of a lifting system which can be used in the offshore sector with an available payload of 100 tons. This lifting system will be designed according to current Norwegian standards. Construction should be installed on a vessel to carry out the lifting operations from the deck to the water.

The work began with a study of standards, existing solutions and relevant theory. Several solutions were suggested during the preliminary phase that could solve the given task. After a thorough analysis of suggested possible variations, the chosen solution was the most optimal. This solution was later called "Four-wires Ship's Crane" (FSC).

It was used NORSOK DNV-OS-H205 Lifting Marine Operations and DNV Standard for Certification 2.22. Other standards were used to supplement the above-mentioned standards.

Regarding the construction materials it has been used a structural steel with yield strength of 355 MPa. All necessary components were selected or designed according to standards that are recommended for lifting systems to be used in the offshore sector.

Stress calculations have been simulated based on situations that are appropriate for marine lifting equipment, i.e. with regard to both static and dynamic stresses. Stress calculations of the main support structure have been simulated in SAP 2000.

There is included a modal analysis in Ansys Workbench to assure that the natural frequency of the developed structure do not match other frequencies from external vibration sources to avoid a resonance phenomenon.

Modeling, visualization and animation of the final product was performed in the following programs: Autodesk Inventor and Autodesk Fusion 360.

Innhold

Forord	- 1 -
Sammendrag	II
Summary	III
Innhold	IV
Figurliste	VII
Tabelliste	VIII
Symboler og forkortelser	IX
1 Innledning	1
1.1 Om DeepOcean Group	1
1.2 Bakgrunn	2
1.3 Målsetting	2
1.4 Avgrensninger	2
1.5 Struktur	3
2 Teori	4
2.1 Historie og utvikling	4
2.2 Generell klassifisering av løfteutstyr	5
2.3 Eksisterende løfteutstyr	6
2.4 Andre teknikker	13
2.5 Pendelbevegelse, egenfrekvens og resonansfenomenet	16
2.6 Faser av en marin løfteoperasjon	18

3	Konstruksjonsmetodikk. Første ideer	19
3.1	Metodisk tilnærming i konstruksjonsprosess	19
3.1.1	Bruk av et rør	22
3.1.2	Stiv wire, “Perle”-prinsipp	23
3.1.3	“Fire wirer”-prinsipp	24
3.1.4	“Vertikalt strekk”-prinsipp	26
3.2	Vurdering	27
3.2.1	Vurdering av “teleskopiskrør”-konsept	27
3.2.2	Vurdering av “stiv wire”-konsept	28
3.2.3	Vurdering av “fire wirer”-konsept	29
3.2.4	Vurdering av “vertikal strekk”-konsept	30
3.2.5	Begrunnelse av valg	31
4	Realisering av “fire wirer”-prinsipp	32
4.1	Integrasjon i en jibb-kran	32
4.2	Integrasjon i A-ramme	33
4.3	Kran i form av en stol	33
4.4	Vurdering og valg	34
5	Utvikling av Fire-wirer Skips Kran (FSK)	36
5.1	Ut til siden, eller på hekken?	36
5.1.1	Forslag 1	36
5.1.2	Forslag 2	37
5.1.3	Forslag 3	38
5.1.4	Forslag 4	39
5.1.5	Forslag 5	40
5.1.6	Forslag 6	41
5.2	Vurdering og valg	42
6	Beregninger	43
6.1	Fritt-legemediagram, opplagerbetingelsesmodell	43
6.2	Matematisk modell for spenninger som oppstår i wirer	45
6.3	Aktuelle beregninger	51

6.3.1	DAF	51
6.3.2	Hydrodynamiske krefter	52
6.3.3	DHL	54
6.3.4	MBL for wire	54
6.3.5	Vindbelastning	56
6.4	4 vinsjer eller 4+1 vinsjer	57
6.5	Komponent og material valg	58
6.6	Styrkeberegninger, statisk analyse	62
6.7	Sideakselerasjoner, dynamisk analyse	64
6.8	Egenfrekvens og resonansfenomenet	68
7	Konstruksjonsprosess	71
8	Avsluttende del	79
8.1	Diskusjon	79
8.2	Konklusjon	80
8.3	Videre arbeid	81
	Referanser	82
	Vedlegg	I
	Vedlegg 1 – Beregninger av DAF	II
	Vedlegg 2 – Beregninger av hydrodynamisk kraft	V
	Vedlegg 3 – Beregninger av vindkraft	VII
	Vedlegg 4 – Dimensjonering av stål wire	IX
	Vedlegg 5 – Dimensjonering av trommel for stålwire og Dyneema-tau	XIII

Figurliste

Figur 1.1	Bilde: Maria Glushenok, 3D visualisering: Roman Glushenok, 2016	1
Figur 2.1	Skjematisk fremstilling av en gresk-romersk kran [3].....	4
Figur 2.2	Kran med manuell kjøring av XIX århundre, Tyskland [5].....	5
Figur 2.3	En gammel havnekran, Norge, 1931 [6]	5
Figur 2.4	Frihetsgrader av et flytende legeme	6
Figur 2.5	Eksempel av en dekkskran, [7]	6
Figur 2.6	Virkemåte av en mast kran.....	7
Figur 2.7	MTC 6000 (Mast type crane), Liebherr.....	7
Figur 2.8	Modell CAL 45000, Liebherr, løftekapasitet 1700 tonn [9]	8
Figur 2.9	“GL cargo crane”, løftekapasitet opp til 90 tonn, MacGregor [10].....	8
Figur 2.10	“Knuckle-jib” kran, MacGregor [11].....	9
Figur 2.11	Løftekapasitet av en jibb kran	9
Figur 2.12	En jibb-kran som ofte benyttes i DeepOcean AS [12].....	10
Figur 2.13	En hybrid kran, Huisman [13]	10
Figur 2.14	Sammenligningsdiagram for HBC og KBC kraner [14]	11
Figur 2.15	Jibb-kran med stiv bom og en “klør”, NDM [15].....	11
Figur 2.16	Jibb-kran på skinner, Palfinger Group [16]	12
Figur 2.17	DeepOceans fartøy “Havila Phoenix” utstyrt med både A-ramme og jibb-kran [17] .	12
Figur 2.18	Virkemåte av aktiv hiv-kompensering systemet	13
Figur 2.19	Aktiv hiv-kompensering system, NMD [18].....	14
Figur 2.20	Virkemåte av en passiv hiv-kompensering.....	14
Figur 2.21	Passiv hiv-kompensator, Safelink Group [19]	14
Figur 2.22	“3-axis motion compensation”, MacGregor [20].....	15
Figur 2.23	Illustrasjon av en løfteoperasjon vha. “tugger” vinsj	16
Figur 2.24	Svingende bevegelse av pendel.....	17
Figur 3.1	Teleskopiskrør-prinsipp	22
Figur 3.2	“Perle”-prinsipp.....	23
Figur 3.3	En mekanisme for å realisere “perle”-prinsipp	23
Figur 3.4	Et stivelement i form av en ring henger i rommet vha. fire tau	24
Figur 3.5	“Fire wirer”-prinsipp på en hypotetisk kryss-kran med fire vinsjer	24
Figur 3.6	Visualisering av test-modell.....	25
Figur 3.7	Løsninger som kunne realisere “fire wirer”-prinsipp.....	25
Figur 3.8	“Vertikal strekk”-prinsipp.....	26
Figur 3.9	Robotisert arm holder lasten nedenfra	26
Figur 4.1	Adapting av “fire wirer”-prinsipp til en jibb-kran.....	32
Figur 4.2	Adapting av “fire wirer”-prinsipp til en A-ramme.....	33
Figur 4.3	Realisering av “fire wirer”-prinsipp ved hjelp av en konstruksjon i form av stol	34
Figur 4.4	Portal kran. Konecranes [23].....	35
Figur 5.1	Et forslag der sjøsetningen utføres på hekken av skipet	36
Figur 5.2	Kinematisk fremstilling av en løfteoperasjon	37
Figur 5.3	Et forslaget med elektrohydraulisk motor og hydrauliske sylindere	37
Figur 5.4	Et system av skiver og elektromotorer som driver trallen	38
Figur 5.5	Et forslag med roterende fundament.....	39
Figur 5.6	Rammen foldes ut til side	40

Figur 5.7	Roterende fundament roteres samme med skinner	41
Figur 5.8	Modifisert hekken av et skip.....	42
Figur 6.1	Opplagerbetingelsesmodell.....	44
Figur 6.2	Fritt-legemediagram.....	45
Figur 6.3	Dekomponering av snorkreftene	46
Figur 6.4	Kritisk vinkel med vertikal akse	47
Figur 6.5	Restriksjonsvinklene fra et synspunkt på skipsdekket	48
Figur 6.6	Et diagram for dekkpersonell.....	49
Figur 6.7	Nedsenket last på diagrammet for dekkpersonell	50
Figur 6.8	Addert masse.....	53
Figur 6.9	To varianter av vinsjordning	57
Figur 6.11	Opplagerbetingelser i SAP 2000.....	62
Figur 6.12	Total lastens kraft.....	63
Figur 6.13	Bjelkens kapasitet i forhold til Eurokode 3-2005	63
Figur 6.14	Deformasjoner i konstruksjonen som skyldes sideakselerasjoner.....	64
Figur 6.16	Simulering med hensyn til sideakselerasjoner.....	66
Figur 6.17	Simulering med et nytt sammensatt tverrsnitt, 800x800x30.....	67
Figur 6.18	3D modell av hovedstruktur i Autodesk Inventor	69
Figur 6.19	Svingningsmønster – moduser.....	69
Figur 7.1	Skip med “pool på hekken og doble skinner.....	71
Figur 7.2	Tralle med koniske støttehjul	72
Figur 7.3	Sammenføyning av bærende bjelker	72
Figur 7.4	Boltforbindelse mellom bærendebjelker og hjørneelement.	73
Figur 7.5	En skive i form av hyperboloide.....	73
Figur 7.6	Hyperboloidiske skive montert på bærekonstruksjonen.....	74
Figur 7.7	Vinsj til stålwirer	74
Figur 7.8	Vinsj til Dyneema-tau	75
Figur 7.9	En bevegelig skive til Dyneema-tau.....	75
Figur 7.10	Teknisk tilgang	76
Figur 7.11	Løftesystemet på skipet bakfra.....	76
Figur 7.12	Utsikt nedenfra	77
Figur 7.13	Utsikt fra skipsdekket.....	77
Figur 7.14	Fire-wirer Skips Kran, (FSK).....	78

Tabelliste

Tabell 1	Anbefalte verdier for “heel” og “trim” ift. Certification No. 2.22.....	47
Tabell 2	Dynamisk faktor (DAF)	51
Tabell 3	Design temperatur	58
Tabell 4	Definisjon av ståltykkelse.....	59
Tabell 5	Akselerasjoner av et visst punkt med koordinater $[x, y, z] = [10, 5, 0]$	64

Symboler og forkortelser

Symboler

Symbol	Definisjon	Enhet
γ	Sikkerhetsfaktor	-
γ_p	Projisert vinkel med y-aksen	Grader
γ_r	Virkelig restriksjonsvinkel med y-aksen	Grader
ε	Gjennomsnittlig belastning	-
ε_{add}	Ekstra belastning	-
ε_0	Total fremstillingstoleransene	-
ε_{add}	Ekstra belastning	-
θ_p	Projisert vinkel med x-aksen	Grader
θ_r	Virkelig restriksjonsvinkel med x-aksen	Grader
π	Pi	-
ψ	Dynamisk faktor	-
ρ	Massetetthet	kg/m ³
ρ_s	Tetthet av legemet laget av stål	kg/m ³
ρ_v	Tetthet av vann	kg/m ³
°	Symbol for grader	Grader
%	Symbol for prosent	Prosent
∠	Symbol for vinkel	-
∑	Symbol for summen	-
∅	Diameter	m
a	Akselerasjon	m/s ²
a_{heave}	Akselerasjon i vertikal retning	m/s ²
A	Areal	m ²
b	Bredde	mm
c_d	Drag-koeffisient	-
C	Aerodynamisk faktor	-
d	Indre diameter	mm
d_t	Diameter av trommel	mm
D	Ytre diameter	mm
$D_{flæs}$	Flensdiameter	mm
D_s	Diameter av skive	mm
D_w	Diameter av wire	mm
E	E-modul	MPa
f_y	Flytegrense	N/mm ²
F	Kraft	N
F_{design}	Design kraft	N
F_{drag}	Hydrodynamisk drag	N
$F_{i\ luft}$	Vekt i luft	N
$F_{i\ vann}$	Vekt under vannet	N
F_{vind}	Vindkraft	N
F_y	Kraft langs y-aksen	N
g	Tyngdeakselerasjon	m/s ²

G	Vekt av legemet	N
$G_{i\text{ luft}}$	Vekt av legemet i luft	N
h	Høyde	m
$H_{l\text{øft}}$	Løftemargin	m
H_m	Høydemargin	m
H_s	Bølgehøyden	m
k	Stivhet koeffisient (“fjærkonstant”)	-
k_1	Forhold mellom lengde og bredde av legeme	-
L	Lengde	m
L_{max}	Maksimalt utslag av last	m
m	Masse	kg
m_{add}	Addert masse	kg
$m_{i\text{ luft}}$	Masse av legeme i luft	kg
$m_{i\text{ vann}}$	Masse av legeme i vann	kg
O	Oppdriftskraft	N
R	Radius	m
S_{snor}	Snorkraft	N
S_y	Vertikalt komponent av snorkraft	N
t	Tykkelse	mm
T	Periode	s
v	Hastighet	m/s
v_{heave}	Hastighet i vertikal retning	m/s
V	Volum	m ³
V_{legemet}	Legemets volum	m ³
V_{in}	Hastighet av skip i “lift off” moment	m/s
V_L	Maksimal jevn løftehastighet for nominell kranens kapasitet	m/s
V_R	Relative hastighet	m/s
V_t	Hastighet av jibb hvis kranen står på skip	m/s
W	Vekt av objekt	N
W_{rig}	Vekt av rigg	N
q	Aerodynamisk trykk	N/m ²
x	Forskyvning	m

Forkortelser

Forkortelse	Betydning
<i>AS</i>	Aksjeselskap
<i>CoG</i>	Center of Gravity
<i>DAF</i>	Dynamic Amplification Factor
<i>DF</i>	Dynamisk koeffisient
<i>DHL</i>	Dynamic Hook Load
<i>DNV</i>	Det Norske Veritas
<i>F(SPL)</i>	Tilleggs kroklast på grunn av SPL
<i>HPU</i>	Hydraulic Power Unit
<i>Hz</i>	Enhet for frekvens. Beskriver hendelse per sekund
<i>ift.</i>	I forhold til
<i>kN</i>	Kilonewton
<i>MBL</i>	Minimum Breaking Load
<i>MBS</i>	Minimum Breaking Strength
<i>MRU</i>	Motion Reference Unit
<i>MPa</i>	Megapascal
<i>osv.</i>	Og så videre
<i>ROV</i>	Remotely Operated Vehicle
<i>RPM</i>	Rotasjon per minutt
<i>SPL</i>	Spesielle belastninger
<i>SWL</i>	Safe Working Load
<i>vha.</i>	Ved hjelp av
<i>WLL</i>	Working Load Limit

Kapittel 1

Innledning

1.1 Om DeepOcean Group

Bedriften ble etablert i 1999, og har vokst til DeepOcean Group som ble dannet i 2011 etter sammenslåing av forskjellige avdelinger. Nå er DeepOcean en effektiv undervannstjenesteleverandør innen vedlikehold, inspeksjon, og reparasjoner for oljevirksomheten i Norge og over hele verden. Selskapet i dag har kontorer i Norge, Nederland, UK, Brasil, Singapore, Mexico og andre land [1]. I Haugesunds kontoret har DeepOcean en utviklingsavdeling som designer forskjellige løsninger for denne delen av marin bransje.



Figur 1.1 Bilde: Maria Glushenok, 3D visualisering: Roman Glushenok, 2016

1.2 Bakgrunn

Det er kjent at mye utstyr som anvendes i marin industri er ofte mer teknisk komplisert enn tilsvarende utstyr på land. Skipskraner er ikke noe unntak. Løfteoperasjoner er en viktig del av marine operasjoner. En typisk løfteoperasjon i sjøen foregår under relativ stor bølgebevegelse, og det krever spesiell tilnærming til å løse problemer knyttet til svingende last.

Det finnes noen metoder for å kontrollere svingende last. Disse eksisterende metodene gir dessverre ikke full kontroll over situasjonen. Samtidig representerer kaotisk pendelbevegelse av last en stor fare både for skipet og personalet som jobber på dekket. Det at et fartøy kan ikke utføre en operasjon ved signifikant bølger gjør at tilgjengelig tid reduseres kraftig, og i sin tur fører til negative økonomiske konsekvenser.

Forhindring og kontroll av svingende last er et hett tema i marin bransje. Det skal utføres en metodisk undersøkelse og utvikling av et nytt løftesystem for offshore anvendelse.

1.3 Målsetting

Etter en grundig analyse av eksisterende løftesystemer skal det foreslås noen konsepter/ideer som potensielt kan redusere fare knyttet til pendelbevegelse av en last eller fiksure lasten helt. Deretter skal det utføres en metodisk vurdering av alle ideer og velges mest lovende løsning. Valgt løsningen skal deretter utvikles videre fra et konsept til et mer detaljert designet løftesystem. Basert på eksisterende standarder og forskrifter skal det utføres forskjellige beregninger for å definere konstruksjonens dimensjoner og brukbarhet. Beregninger skal utføres i dataprogrammer – SAP 2000, ANSYS. Til slutt skall løftesystemet modelleres og visualiseres i Autodesk Inventor og Autodesk Fusion 360. Det skal også lages en demonstrasjons modell som vil forklarer virkemåte av utviklet løftesystemet.

1.4 Avgrensninger

Marine løfteoperasjoner deles opp i forskjellige kategorier: fra skip til vann, fra skip til skip, fra kai til vann, fra kai til skip, og så videre. I dette arbeidet avgrenses oppgaven til å gjelde løfteoperasjoner fra skip til vann, siden de er mest problematiske i forhold til svingende last. Operasjonen skal utføres i åpent farvann.

Det finnes en vid rekke av skipskraner som kan tåle laster fra få tonn opp til noe tusen tonn avhengig av anvendelse. Det ble bestemt at løftesystemet måtte tåle minimum 100 tonn belastningen i vertikalt retning. I DNV¹ standarder står det også at maksimal vinkel av krenkning for fartøyer med skipsprofil måtte være minst på 5° når det gjelder “heel”, og minst 2° når det gjelder “trim”. Dynamiske koeffisient (DF) skal regnes i forhold til DNV

¹DNV – Det Norske Veritas AS

standarder. Formelt er det ikke begrensninger i total høyden til løftesystemet, men under utviklingsprosess skal det følges anbefalingen om ikke å overskride høyden på 15 m.

Siden hovedmålet i dette arbeid er å finne mulige løsninger som kan løse problemet, skal det ikke gås i detalj av konstruksjon. Samtidig tillater disse betingelser å avgrense oppgave, slik at det blir mulig å utvikle en konkret løsning.

Under konseptutvikling skal det prøves å tenke fritt, deretter skal det metodisk vurderes alle foreslått løsninger. Om noe skulle være gjort annerledes enn det står i disse begrensninger, burde dette vises og forklares nærmere.

En mer detaljert beskrivelse av de begrensninger vil anses i kapittel 3 i en kravliste til oppgaven.

1.5 Struktur

Rapporten åpnes med teori av løftemaskiner og generelle prinsipper som beskrevet i kapittel 2. Oppgaven er delt opp i to hoveddeler: konseptutvikling som beskrives i kapittel 3, 4, 5, og design av valgte løsning som vises i kapittel 7.

Kapittel 2 handler om beskrivelse av teori om løfteutstyr og historiske utvikling av løftemaskiner. Her prøves det å analysere eksisterende utstyr, drøftes litt om pendelbevegelse, fasefordeling av en typisk løfteoperasjon i sjøen og om egenfrekvensfenomenet.

Kapittel 3 tar for seg utvikling av mulige løsninger som kunne løse problemet i forhold med svingende pendelbevegelse av last. Kapittelet inneholder en grundig vurdering av alle foreslått ideer og konsepter.

Mest rimelig og optimal løsning blir utviklet i kapittel 4. Det skal vurderes om det finnes en mulighet å adaptere et valgt konsept til en av eksisterende løftesystemer, eller trengs det å utvikle et eget system.

I kapittel 5 vurderes forskjellige måter hvordan utviklede løftesystemet kan installeres på et fartøy.

Kapittel 6 inneholder alle tekniske beregninger som ble utført i dette arbeidet.

Kapittel 7 viser moderering og visualiseringsprosess.

Kapittel 8 er en avsluttende del av rapport. Her diskuteres det om utførte arbeidet med kritiske tanker i forhold til problemstilling. Kapittel inneholder også en konklusjon og en drøfting om muligens videre arbeid.



Figur 2.2 Kran med manuell kjøring av XIX århundre, Tyskland [5]

I attende-nittende århundrer, med utvikling av handel og navigasjon, begynte første versjonene av moderne kraner å dukke opp. De hadde hånddrevet drivhjulene. Bygge kraner først utføres i tre, og krokene med akslinger i stål.

Den første dampkran ble bygget i Storbritannia i 1830. Der ble det også bygget en kran med hydrauliske motor i 1847. En kran som var drevet av forbrenningsmotor ble konstruert i 1895, og med elektrisk motor i 1880-1885, nesten samtidig i USA og Tyskland.

2.2 Generell klassifisering av løfteutstyr

Nå finnes det mange typer av kraner og løfteutstyr som kan deles opp i følgende kategorier: tårnkran, skipskran, flytekran, havnekran, offshorekran, mobilkran, lastebilkran, kabelkraner, hydraulisk kran, traverskran, portalkran, manuell kran og andre.

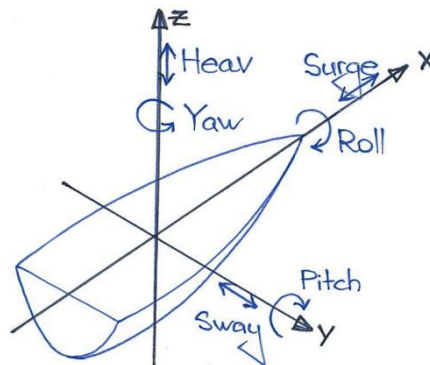
Her bør det bemerkes at klassifiseringen er betinget. Dette er på grunn av at mange løftmekanismer kombinerer forskjellige egenskaper innen kategoriene.



Figur 2.3 En gammel havnekran, Norge, 1931 [6]

I Norge inndeles forskjellige krantyper i ulike klasser, og det kreves sertifiserende sikkerhetsopplæring for å kunne bruke kran. Figur 2.3.

I dette arbeidet skal det fokuseres på å løse problemet knyttet til svingende last. Her bemerkes det at lastens pendelbevegelse skyldes skipsbevegelse på bølger. Slik bevegelse kan beskrives som en kaotisk bevegelse i alle retninger. Figur 2.4. Om det skulle projiseres funksjon av en slik bevegelse på et plan, ville det ikke fås noe pent og fint som for eksempel en sinusfunksjon er, men i stedet en kompleks kurve med forskjellige amplituder av topper og bunner.



Figur 2.4 Frihetsgrader av et flytende legeme

2.3 Eksisterende løfteutstyr

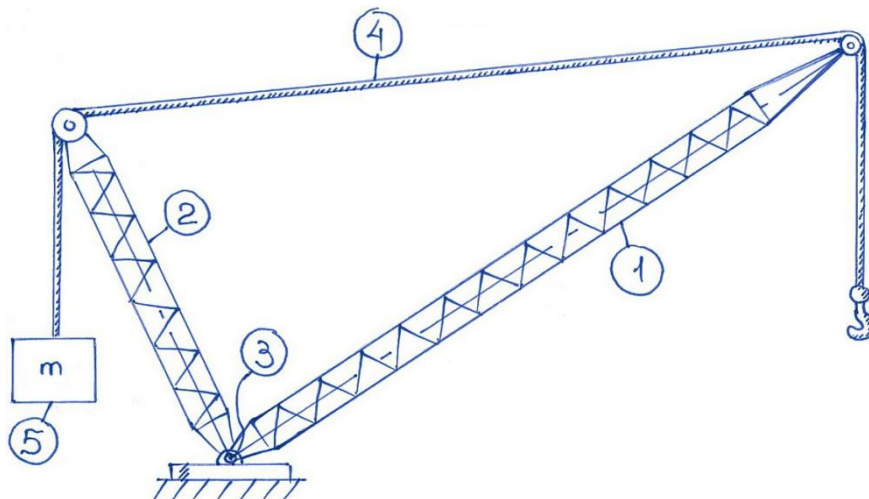
Kraner som installeres på båter og andre type fartøy kalles skips- og offshorekraner. Figur 2.5. Det finnes ikke prinsipiell forskjell mellom en skips- og offshorekran, men en offshorekran må tilfredsstillte spesielle sikkerhetskrav. Generelt sett en skipskran benyttes mest på skipsdekket, i noen tilfeller brukes slike kraner for å utføre løfteoperasjoner utover skipssiden, men bare i lukket farvann. I åpent farvann anvendes såkalte offshorekraner som er vanligvis større, sterkere og mer pålitelig.



Figur 2.5 Eksempel av en dekkskran, [7]

Ofte installeres begge typer av slike kraner på et fartøy. På markedet finnes det en rekke av offshorekraner med forskjellige løftekapasitet. Videre skal det klassifiseres slike kraner, og vises noen eksempler av disse.

Mange av offshore- og dekk-kraner er konstruert som en mastkran. Figur 2.6 viser virkemåte av en mastkran. Slike kraner består av en bom (1) og en mast (2). I noen konstruksjoner kan vinkel til både mast og bom endres. Det skal klassifiseres slike kraner, og vises noen eksempler av disse. Bøymoment der bommen festes til pidestallen ikke overføres (3). Krefte overføres ved hjelp av stålwire (4). Element (5) fungerer her som en motvekt.



Figur 2.6 Virkemåte av en mast kran

På figur 2.7 vises en mastkran. Slike kraner kan installeres på skip, plattform eller andre type fartøy, og har ganske stor løftekapasitet, mer enn tusen tonn. Kranen kan drives elektrohydraulisk eller dieselhydraulisk. Denne modellen fra Liebherr [8] har løftekapasitet på 150 tonn. Maksimal radius er på 72 meter. Kranen kan roteres i 360° .



Figur 2.7 MTC 6000 (Mast type crane), Liebherr

Noen offshorekraner har spesiell tilpasning. På figur 2.8 vises en såkalt CAL³-kran. Slike giganter installeres på oppjekkbar fartøy, og kan løfte svært tunge laster på noen tusen tonn.



Figur 2.8 Modell CAL 45000, Liebherr, løftekapasitet 1700 tonn [9]

Samme prinsipp kan benyttes i relativt små kraner, for eksempel i såkalt “cargo”-kraner som designes for å håndtere containere og andre laster på dekket. Figur 2.9 viser en slik kran fra den internasjonale leverandøren MacGregor.



Figur 2.9 “GL cargo crane”, løftekapasitet opp til 90 tonn, MacGregor [10]

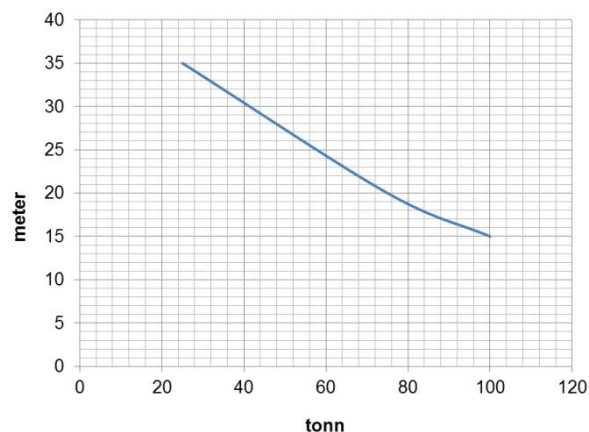
Kanskje den mest populære typen av offshore-kraner er såkalte “knucklebomcranes”, ofte kalles også for “jib cranes”. Disse kranene fikk sitt navn på grunn av at de har en bevegelig del, en jib, som foldes tilbake som en finger. Strengt tatt var disse to typer kraner ikke opprinnelig det samme, men etterpå ble disse konstruksjonene slått sammen. På figur 2.10 vises en typisk “knuckle-jib crane”. Slike kraner drives vanligvis med hydrauliske sylindrer og elektromotorer.

³ CAL – Crane Around the Leg.



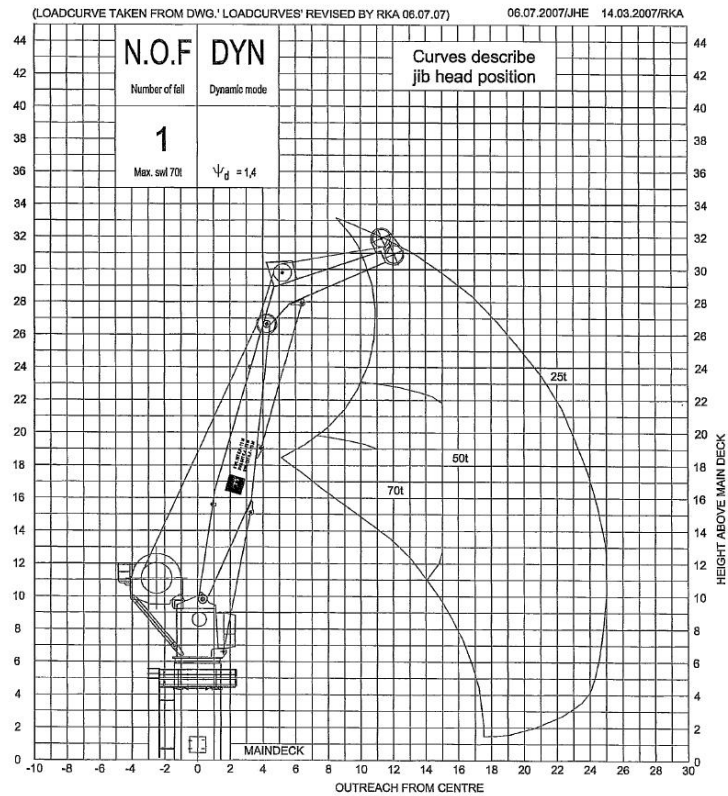
Figur 2.10 "Knuckle-jib" kran, MacGregor [11]

En fordel med slike kraner er at de er kompakte og ikke tar mye plass på dekket. Dette kan være veldig aktuelt siden det snakkes om en skipskran. Samtidig tåler disse kranene ganske store belastninger, noen hundre tonn. Løftekapasitet til mange typer kraner må forstås som en funksjon av rekkevidde ("outreach length"), og disse kranene er ikke noe unntak. På figur 2.11 vises avhengighet for maksimale belastningen som en funksjon av rekkevidden. Kranen produseres av den norske produsenten Hydramarine AS. Modellen har navnet HMC 3568.



Figur 2.11 Løftekapasitet av en jibb kran

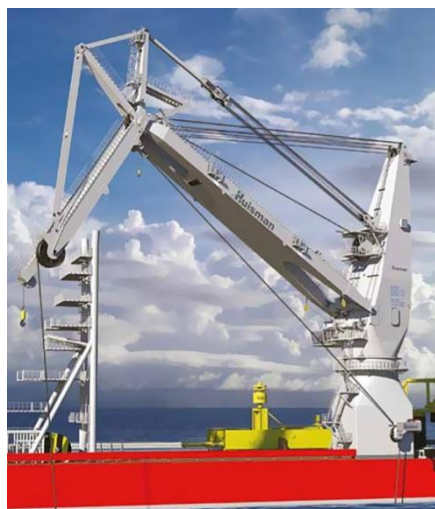
Det må også tas hensyn til at under såkalt "offshore condition" med en viss dynamisk koefisient ψ , fremstilles løftekapasitet ofte som en kurve på grafen. På figur 2.12 vises en kran som er ofte brukt i DeepOceans flåte.



Figur 2.12 En jibb-kran som ofte benyttes i DeepOcean AS [12]

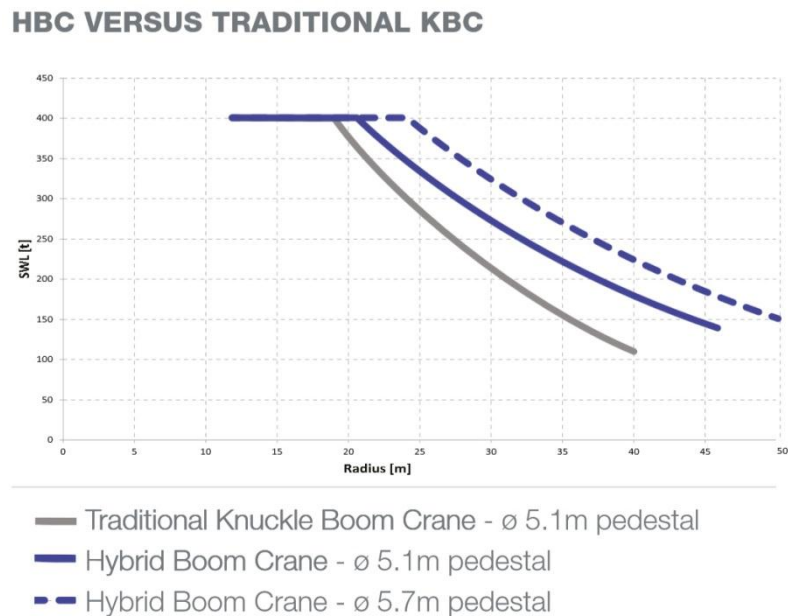
En ulempe av slike konstruksjoner er at disse tåler relativt lav moment i sideretningen. En annen ulempe er at konstruktivt har slike kraner mange bevegelige deler som kompliserer vedlikehold, og gjør hele konstruksjonen mer sårbar og mindre pålitelig. Likevel utfører slike kraner en stor del av alle marine operasjoner i nåtid.

Det gjøres oppmerksom på en ny kran som kombinerer både mastkran og jibb-kran prinsipper. Kranen produseres av et nederlandsk selskap, Huisman [13]. Denne kranen er faktisk en hybrid av mastkran og jibb-kran. Figur 2.13.



Figur 2.13 En hybrid kran, Huisman [13]

En slik ordning tillater å øke kranens løftekapasitet ved store rekkevidder. På figur 2.14 sammenlignes løftekapasitet til en ny hybrid kran mot en klassisk jibb-kran ved hjelp av en funksjonell avhengighet av Safe Working Load (SWL) med kranens rekkeviddes (radius). Det ses at den nye "hybrid boom crane" (HBC) tåler omtrent 70 % større belastning ved samme rekkevidde i forhold til vanlig jibb-kran, og nesten dobbelt så store belastninger i tilfellet med 5,7 meter diameter til kranens pidestall.



Figur 2.14 Sammenligningsdiagram for HBC og KBC kraner [14]

Det er også interessant å ta en titt på en variasjon av jibb-kran fra den norske leverandøren NDM (Norwegian Deck Machinery). Her kombineres en klassisk jibb-kran med en manipulator. Manipulatoren utstyrt med en "klør" på enden. En slik kran fikserer last godt, men kranens kapasitet er ganske liten. Figur 2.15.



Figur 2.15 Jibb-kran med stiv bom og en "klør", NDM [15]

Jibb-kraner kan installeres på skinner for å øke kranens rekkevidde. På figur 2.16 vises et eksempel av en slik ordning.



Figur 2.16 Jibb-kran på skinner, Palfinger Group [16]

Det finnes en annen type kran som ofte anvendes i løfteoperasjoner – såkalt A-ramme. Kranen fikk sitt navn på grunn av at opprinnelig så disse kraner ut som bokstaven “A”, men etterpå har slike kraner utviklet seg til en marin variant som fikk navn “A-ramme”. A-rammer installeres ofte på båter og utfører forskjellige marine operasjoner. Vanligvis står de omtrent på midten av skipet og løfter last ut på skutesiden. De kan også stå helt bak på båten og brukes for å løfte store ploger eller liknende utstyr for å lage en grøft (“trench”) på havbunnen. I dette tilfellet følger nedsenket utstyret etter skipet. Elektrisk strøm tilføres til utstyret gjennom en umbilical som går over A-rammen ut til sjøen. I DeepOceans flåte finnes flere fartøy utstyrt med A-rammer som utfører slike subsea-operasjoner. Figur 2.17.



Figur 2.17 DeepOceans fartøy “Havila Phoenix” utstyrt med både A-ramme og jibb-kran [17]

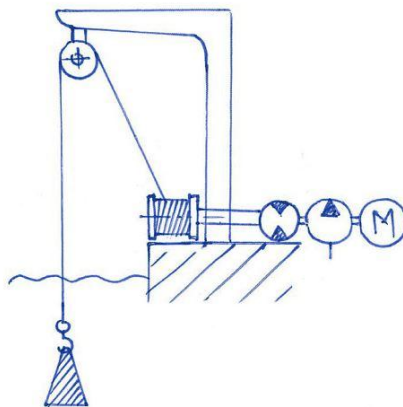
2.4 Andre teknikker

Det skal også ses på noen teknikker og metoder som benyttes for å dampe eller kontrollere svingende bevegelse av last.

Blant våre kollegaer og andre studenter var det mange som reagerte at såkalt “heave compensation” kunne være aktuelt i dette arbeidet. Det skal ses litt nærmere på denne type kompenseringen.

Det finnes to typer av hiv-kompenseringer: aktiv og passiv.

Med en aktiv hiv-kompenseringen menes det et system som benyttes når det er nødvendig å få en nøyaktig nedsenkning av last, som ikke avhenger av skipsbevegelse langs vertikal akse. Et slikt system er aktuelt når det gjelder landing på havbunnen. Hiv bevegelse er en svingende bevegelse, men her snakkes det om en translatorisk bevegelse langs vertikal akse. Aktiv kompenseringen oppnås ved at et spesielt utstyr (MRU⁴) måler fartøyets bevegelse i vertikal retning, deretter behandles målt data ved hjelp av en datamaskin som sender signal til en vinsjmotor (vanligvis hydraulisk motor, HPU⁵). I sin tur roterer motoren seg i motfasen i forhold til vertikal bevegelse av båt, slik at lasten beholder sin posisjon eller konstant fart i forhold til havbunnen. På figur 2.18 vises skjematisk virkemåte av en aktiv hiv-kompensering systemet.



Figur 2.18 Virkemåte av aktiv hiv-kompensering systemet

På figur 2.19 vises det et eksempel av en vinsj med aktiv hiv-kompensering fra den norske produsenten NDM (Norwegian Deck Machinery).

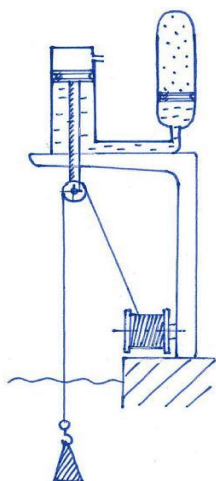
⁴ MRU – “Motion Reference Unit”.

⁵ HPU – “Hydraulic Power Unit”.



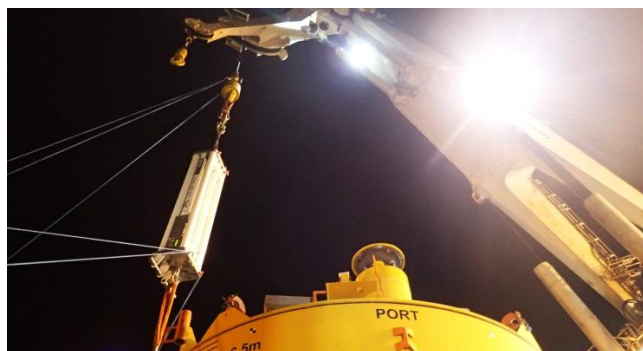
Figur 2.19 Aktiv hiv-kompensering system, NMD [18]

Passiv hiv-kompensator kan beskrives som en fjær uten eksternt styringssystem og energitilførsel. En slik kompensator består av en hydraulisk sylinder og en gassakkumulator. Figur 2.20. Det skal sies at slike systemer fungerer ganske effektivt og kan absorbere opp til 80 % av kinetisk energi skyldes bølgebevegelsen.



Figur 2.20 Virkemåte av en passiv hiv-kompensering

På figur 2.21 vises det et eksempel av passiv hiv-kompensator.



Figur 2.21 Passiv hiv-kompensator, Safelink Group [19]

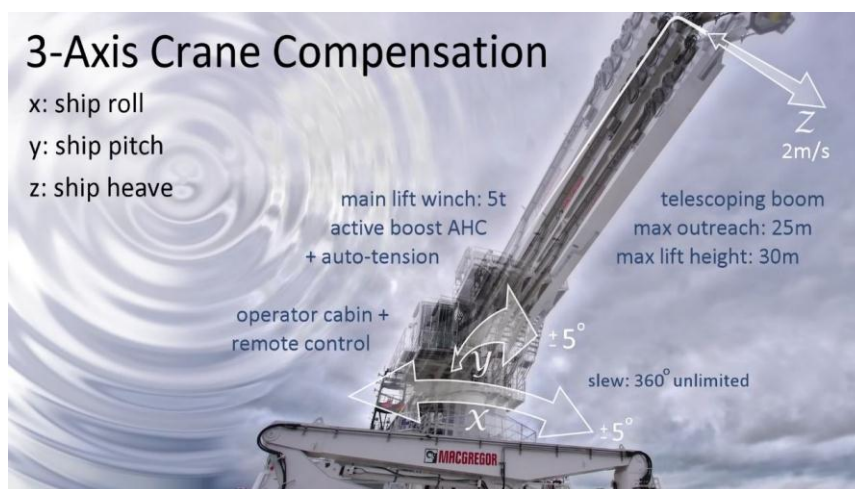
Fordeler og ulemper med aktiv hiv-kompensering kontra passiv hiv-kompensering.

Aktiv kompensering: energikrevende, gir nøyaktig kompensering, mindre avhengig av lastens geometri, krever et avansert styringssystem.

Passiv kompensering: enkelt, pålitelig og robust, nøyaktighet avhengig av lastens geometri, “black out”⁶ er ikke aktuelt.

I dette arbeidet skal det legges vekt på å løse problemet knyttet til pendelbevegelse av last, derfor er hiv-kompensering lite aktuelt, men imidlertid kan bli anvendt under utvikling.

Verdt å merke seg en ny teknologi som ble utviklet av bedriften MacGregor, såkalt “3-axis motion compensation” [13]. Systemet er konstruert for å redusere svingende bevegelse av last hvis det trengs å utføre løfteoperasjoner med stor nøyaktighet. I dette systemet svaier hele pidestallen av kran i mot takt til skipets “pithing” og “rolling” (se figur 2.4). Hiv-kompenseringen beskrevet ovenfor er også integrert i dette “3-axis motion compensation” systemet. Pidestallen drives med hydrauliske sylindrer som styres ved hjelp av et elektronisk utstyr (MRU). Dette gjør at svingendebevegelse kompenseres med bevegelse av hele kran, og lasten kan beholde sin posisjon. Det er dessverre ikke mulig å trekke konklusjoner hvor effektivt systemet fungerer bare med opplysninger som finnes i internett på MacGregors webside. Eneste det kan sies foreløpig at systemet er konstruert for å slukke pendelsvingninger. Figur 2.22.

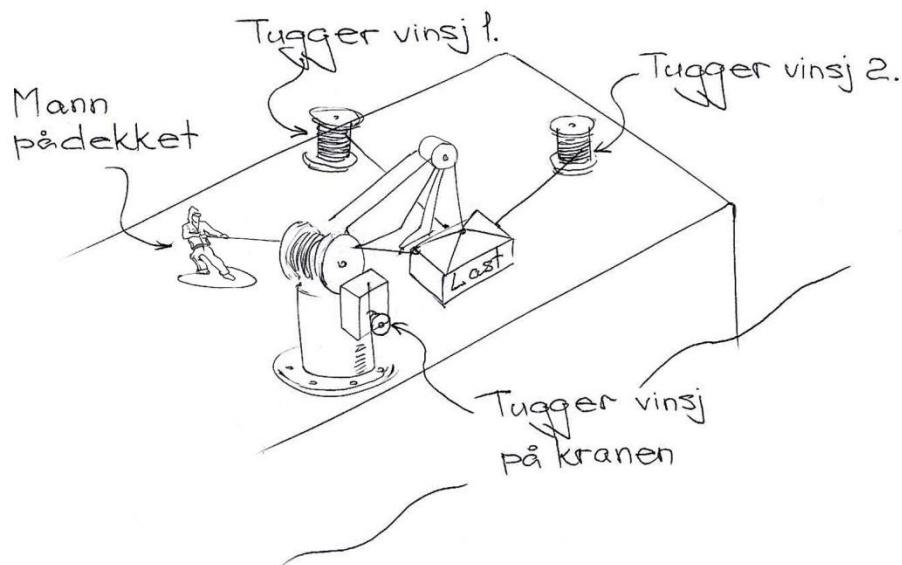


Figur 2.22 “3-axis motion compensation”, MacGregor [20]

Det skal også ses litt nærmere på en teknikk der dekkspersonell kontrollerer last ved hjelp av såkalt “tugger winch”. På figur 2.23 vises det en illustrasjon som avklarer teknikken. Det kan stå flere “tugger” vinsjer på skipsdekket. Noen av “tugger” vinsjer kan stå rett på kranen. Ofte står det en mann som prøver å forhindre svingninger av last med et tau. “Tugger” vinsj avløses gradvis mens lasten beveger seg mot vannet. Slike vinsjer kan utstyres med en konstant trekkmekanisme, slik at wiren strammes hele tiden. Likevel løser denne

⁶ “Black out” – en feil på normal drift av hele eller en vesentlig del av energisystemet skyldes et brudd i strømforsyningen.

metoden ikke helt problemer knyttet til svingende bevegelse av last. Det er sannsynlig at en slik teknikk skaper fare både for personell og lasten selv.



Figur 2.23 Illustrasjon av en løfteoperasjon vha. "tugger" vinsj.

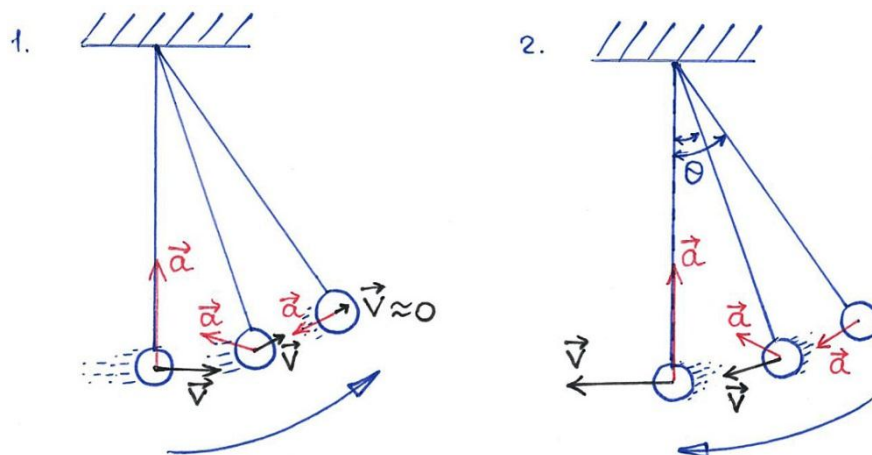
2.5 Pendelbevegelse, egenfrekvens og resonansfenomenet

Med en pendel menes det et legeme som utfører svingninger omkring sin likevektsstilling i gravitasjonsfeltet. Under disse svingninger skjer det en konstant omdanning av kinetisk energi til potensiell energi og tilbake. Pendelens tyngdepunkt beskriver en sirkel bane ved antagelse at tråden til pendelen ikke endrer sin lengde. Det største utslaget pendelen kan gjøre kalles en amplitude.

Her bemerkes det at perioden (T) i slike systemer bare avhenger av tyngdeakselerasjon (g) og avstanden (L) mellom trådens festepunkt og massesentrum til pendelen, og beskrives med følgende formel: $T \approx 2\pi \sqrt{\frac{L}{g}}$. Omtrentligkhetstegn forklares med at formelen viser resultat med god tilnærmingen for relativt små avvik fra likevektsstilling. Ved overskridelse av vinkel θ (figur 2.11) med mer enn 23° vil perioden være større for 1 % av regnet resultat, og går mot uendelig når vinkelen θ nærmer seg 180° , såkalt ustabil likevektspunkt. En mer nøyaktig formel er ganske komplisert, inneholder elliptisk integral⁷ og skal ikke vises i dette arbeidet. Formelen forklarer at ved en typisk løfteoperasjon blir det sannsynligvis feil å løfte lasten opp for å redusere svingende bevegelse. Siden lengde (L) av wiren er direkte proporsjonalt med perioden (T) vil dette føre til reduksjonen av tiden til en sving, det vil si at lasten vil bevege seg raskere. På figur 2.24 vises en sekvens (1,2) av svingende

⁷ Elliptisk integral var først beskrevet av Giulio Fagnano and Leonhard Euler i attenhundreår. [21]

bevegelse til en matematisk pendel⁸, fra passering av likevektsstilling til den ytterste posisjonen og tilbake.



Figur 2.24 Svingende bevegelse av pendel

Et annet viktig begrep i prosjektering og bruk av løfteutstyr er frekvens. Her skiller det mellom to forskjellige typer frekvens. Den første type er såkalt egenfrekvens av et legeme, og knyttes til resonansfenomenet. Den andre type frekvens beskriver hvor ofte en kran blir brukt ved belastninger nær kranens maksimalkapasitet i forhold til standarder og forskrifter.

Egenfrekvens er et fysisk begrep som beskriver et sett av såkalte harmoniske⁹ svingninger av et oscillerende system. Hver sving av hvilket som helst fysisk system, for eksempel svingninger av atomer i molekyler, karakteriseres med sin egen frekvens. En slik frekvens kalles normalfrekvens eller egenfrekvens (tilsvarende i lineær algebra: egenverdi, egenvektor). Hvis egenfrekvensen av et system faller sammen med frekvens av en ytre svingningskilde kan disse systemene begynne å resonere.

Resonansfenomenet ble først beskrevet av Galileo Galilei i 1602 i et arbeid som var viet til studiet av pendler og musikalske strenger [22]. Med resonans (fra latinsk “resono” – å svare, å respondere) menes det et fysisk fenomen som ytre seg med en kraftig amplitudens økning av påtrykte svingninger som oppstår når frekvensen av egensvingninger faller med frekvensen av en ytre svingningskilde. Resonansfenomenet er mye brukt innen forskjellige ingeniørensområder, for eksempel i elektronikk, radioteknikk, mekanikk, optikk og andre. Likevel kan resonansen føre til varige skader av en konstruksjon. Dette vil brukes senere for å vise ugunstige egenfrekvenser av løftesystemet i delkapittel 6.8.

⁸ Matematisk pendel er en idealisert pendel der all masse konsentreres i et punkt, og henger på en vektløs tråd.

⁹ Harmoniske svingninger – svingninger som endres med tid i henhold til harmoniske (sinus, cosinus) lov.

2.6 Faser av en marin løfteoperasjon

Et typisk subsea-løfteoperasjon kan betinget deles opp på følgende faser:

1. Løft fra dekk og forflytning av last bort fra fartøyet.
2. Passering gjennom bølgesonen, såkalt plaskesonen.
3. Videre senking ned til havbunnen.
4. Landing på havbunnen.

Tatt i betraktning eiendommelighet av denne oppgaven ville det være hensiktsmessig å fordele den første fasen på to delfaser:

- a) Løfting av last fra dekk og forflytning lasten over dekket.
- b) Flytting av last opp til havoverflaten.

Når lasten har passert vannoverflaten ikke utgjør pendelbevegelse betydelig fare, dersom det ikke skal tas hensyn til de siste fasene 3 og 4. Altså, aktuelle faser i dette arbeidet blir:

1. Løfting av last fra dekk å flytte lasten over dekket.
2. Flytting av last opp til havoverflaten.
3. Passering gjennom plaskesonen.

Videre skal det tas hensyn til disse fasene under vurdering av alle foreslått konsepter, og utvikling av løftesystemet.

Kapittel 3

Konstruksjonsmetodikk. Første ideer

Dette kapittelet beskrives metoder som benyttes i prosjekterings- og konstruksjonsprosess. Det skal også presenteres alle funnet ideer og konsepter. Deretter blir det vist en grundig og detaljert analyse av hvert konsept, sammen med begrunnelse av valgt løsning.

3.1 Metodisk tilnærming i konstruksjonsprosess

Utvikling av komplekse tekniske løsninger krever bruk av en systematisk og metodisk tilnærming. Det finnes spesielle metoder konstruktøren bruker i designprosess. En av slike metoder antyder at en konstruksjon kan betinget deles opp på følgende parameter: geometri, fysikk, kinematikk¹⁰. Geometrien beskriver formen, noen geometriske forhold, sammen med proporsjoner og størrelser av konstruksjonen. Fysikk handler om fysiske parametere av materialet konstruksjonen laget av. Materialvalget kan påvirke både på formen og styrke av en konstruksjon. Kinematikk beskriver funksjon av en komponent uten å ta hensyn til fysiske krefter komponenten utsettes for. I mekanikk beskriver kinematikken også antall av såkalte frihetsgrader.

Den metodiske tilnærmingen i en konstruksjonsprosess krever også utarbeidelse av såkalte kravliste. Kravliste eller kravspesifikasjon er en metodisk beskrivelse av en oppgave som inneholder alle mulige krav i forhold til prosjektering og design. Kravliste er en viktig del av produktutvikling som tillater en konstruktør å få en forståelse over hele oppgave, å beskrive kundebehov, definere formål og resultater som skal oppnås. Under utarbeidelse av kravliste bør det tas hensyn til alle standarder og forskrifter som skal benyttes i arbeidet. Når alle kravene er identifisert er konstruktøren i stand til å tilby optimalt løsning i henhold til de beskrevne behov.

I dette arbeid ble det benyttet følgende kravliste:

Geometri:

Høyde – anbefales ikke å overstige 15 meter

¹⁰ Kinematikk – del av fysikk som beskriver bevegelse uten å ta hensyn til bevegelsens årsak. I mekanikken menes det ofte beskrivelse av opplagerbetingelser av en konstruksjon.

Bredde – anbefales ikke å overstige bredden av skip

Kinematikk:

Hastighet til kranenstupp i horisontal retning – $0,5 \text{ m/s}$

Akselerasjon – $1,5 - 2 \text{ m/s}^2$ (i tilfellet med bruk av aktiv hiv-kompensering)

Krefter:

Last – 100 tonn

Resonansfenomenet skal undersøkes

Retning – lastens kraft peker nedover

Pendelbevegelse av last er kaotisk og oppstår i alle retninger

Energi:

Elektrisk og hydraulisk energi anbefales

Material:

Ønsket material – konstruksjonsstål med parametere beskrevet i standarder

Noe viktig elementer kan smies

Material transport, bevegelser – store elementer må transporteres

Signal (avtalt tegn som sendes ved hjelp av lys, lyd, flagg, bevegelse osv.):

Elektriskstrøm, radiobølge, optikk

Sikkerhet:

Vern systemer - for løftesystem

Arbeidssikkerhet – alarm

Ergonomi:

Må ikke skape mer styringsorganer til kranfører

Innkjøp (“make or buy” strategy):

Standardiserte elementer foretrekkes

Kontroll:

Standarder - EN kran standarder 13852-1:2004

Montering:

Spesiale betingelser – løftesystem må monteres på skipsdekk

Monteringssted – kan brukes pidestall ved behov

Bruk:

Bruksområde – marin bransje, offshore

Vedlikehold:

Inspeksjon – i henhold til Lovdata og regler

Bytte – i henhold til Lovdata og regler

Måling

Sustainability (bærekraft):

Rust metall

Kostnader:

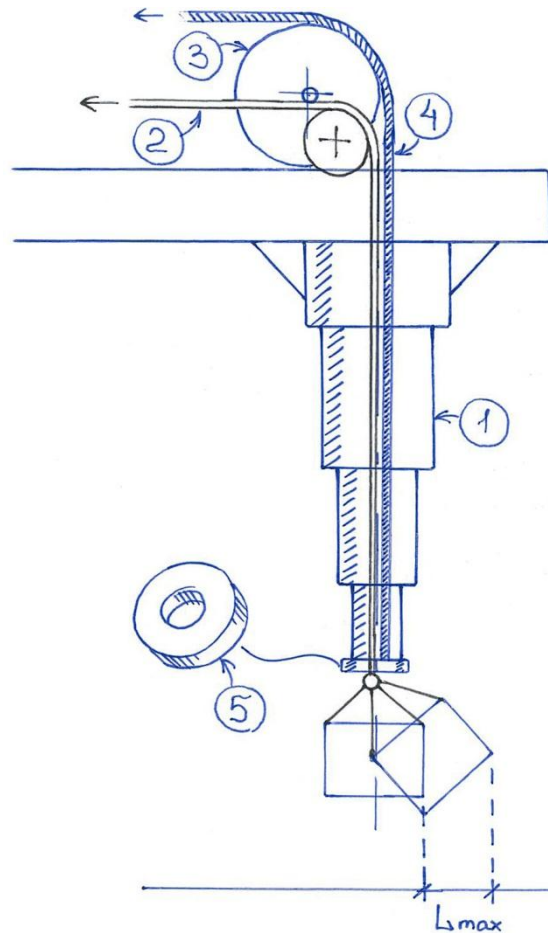
Store konstruksjoner kan estimeres grov med følgende forhold – 50 kr/kg

Termin:

Leveringstid – 20.05.16

3.1.1 Bruk av et rør

Den første tanken som ble funnet er basert på bruk av et rør (1) som kan bevege seg opp og ned separat med wiren som går gjennom røret og holder en last (2), ved hjelp av en ekstra vinsj (3), wire (4), og et blokkerende element på enden av røret (5). Figur 3.1.

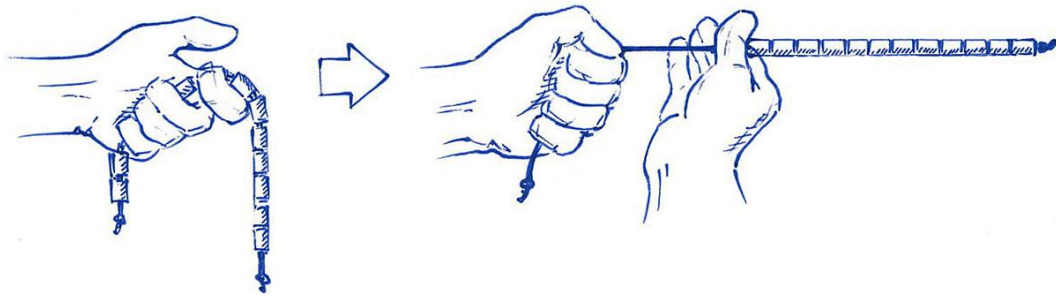


Figur 3.1 Teleskopiskrør-prinsipp

Røret kan for eksempel bli teleskopisk, som vist på figur 3.1. Denne løsningen tillater å redusere betydelig svingeamplitude av last. På skisse vises maksimalt utslag av last (L_{max}), for eksempel ved signifikante bølger.

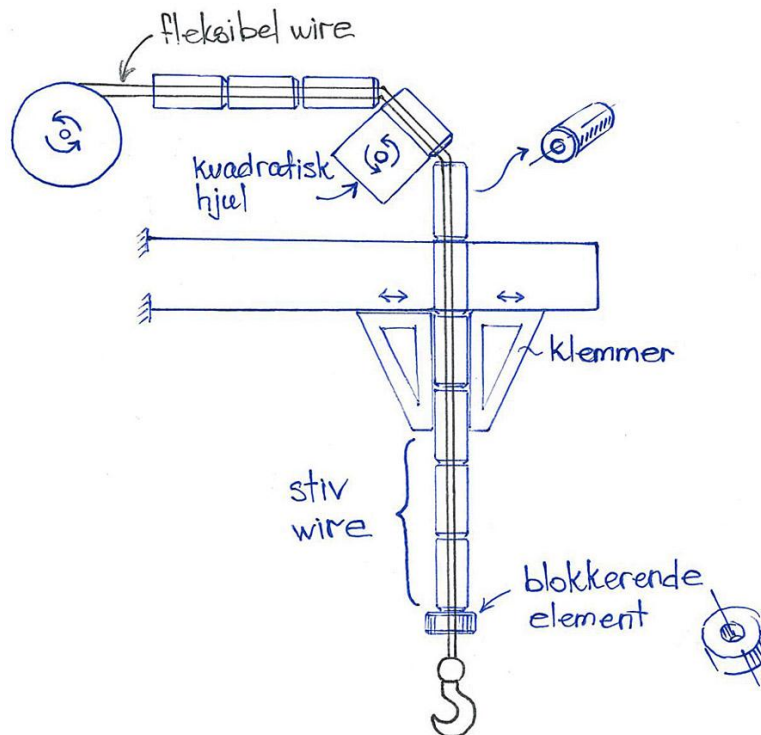
3.1.2 Stiv wire, “Perle”-prinsipp

Dette konseptet ble funnet med følgende tanker: “Hva om det skal lages en wire som kan oppføre seg som en stiv stav, eller som et fleksibelt tau etter ønske?”. Dette høres kanskje litt urealistisk ut, men endelig ble det funnet en relativ enkel konstruksjon som fikk navn “perle”-prinsipp. Figur 3.2 viser en illustrasjon som forklarer hvordan prinsippet fungerer.



Figur 3.2 “Perle”-prinsipp

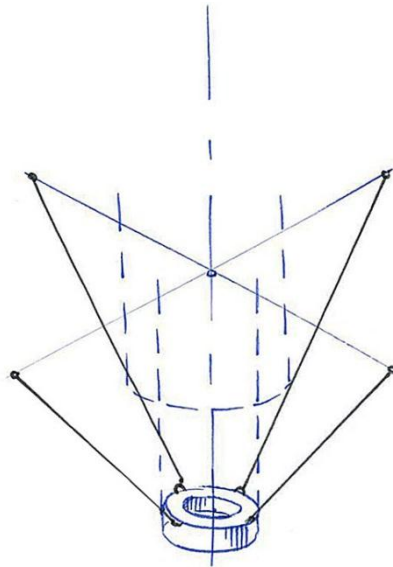
Ut fra det ble det foreslått en mekanisme som kan realisere dette prinsippet i forhold til oppgave. Når de øverste sylindriske elementer som er tredd på wiren klemmes ved hjelp av mekaniske klemmer strammes wiren tett. Dette fører til at wiren oppfører seg som en stiv stav. Figur 3.3



Figur 3.3 En mekanisme for å realisere “perle”-prinsipp

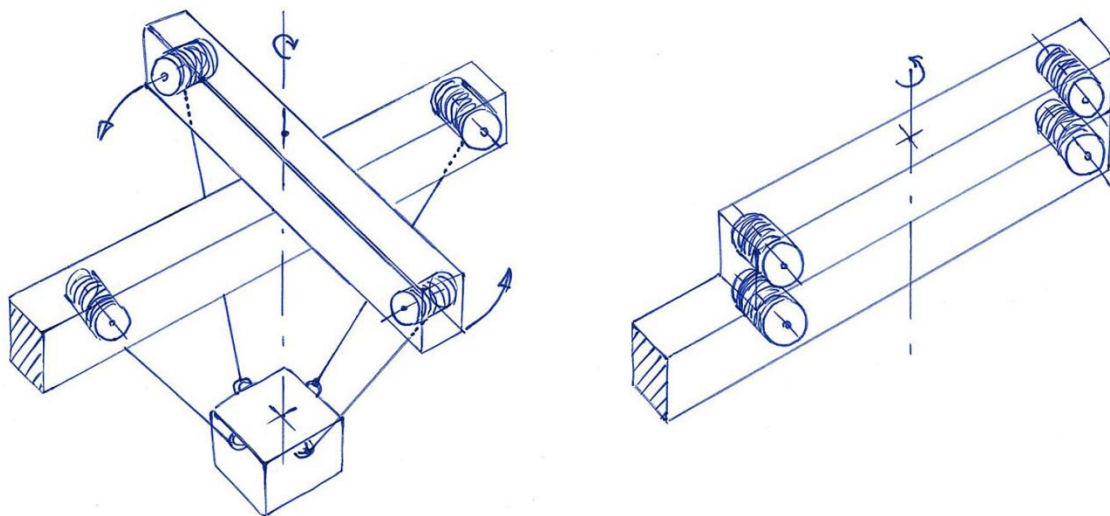
3.1.3 “Fire wirer”-prinsipp

Ideen som skal presenteres nedenfor har vokst fra den første ide med bruk av et rør. Under drøfting om hvordan et slikt rør skulle fungere, var det klart at det ikke trengs å ha hele røret. Om det skulle være mulig å ha et element, for eksempel en ring, i det stedet røret avsluttes, ville et slikt system utføre sin funksjon, altså å forhindre pendel bevegelse av wiren. Men hvordan vil dette elementet selv henge i rommet? For å løse dette problemet ble det benyttet fire tau. Figur 3.4.



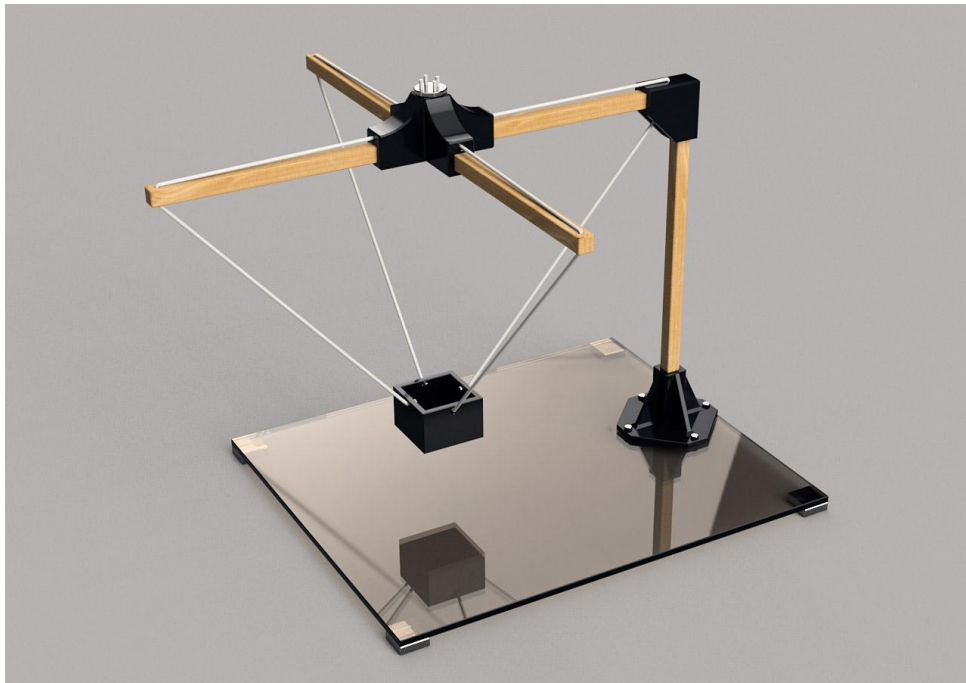
Figur 3.4 Et stivelement i form av en ring henger i rommet vha. fire tau

Senere ble ringen erstattet med den nyttelasten selv. Figur 3.5. I begynnelse av konseptutvikling var det tenkt at det kan adapteres en jibb-kran for å realisere dette “fire wirer”-prinsipp. På figuren vises en variant av hvordan en slik “kryss”-konstruksjon kunne foldes.



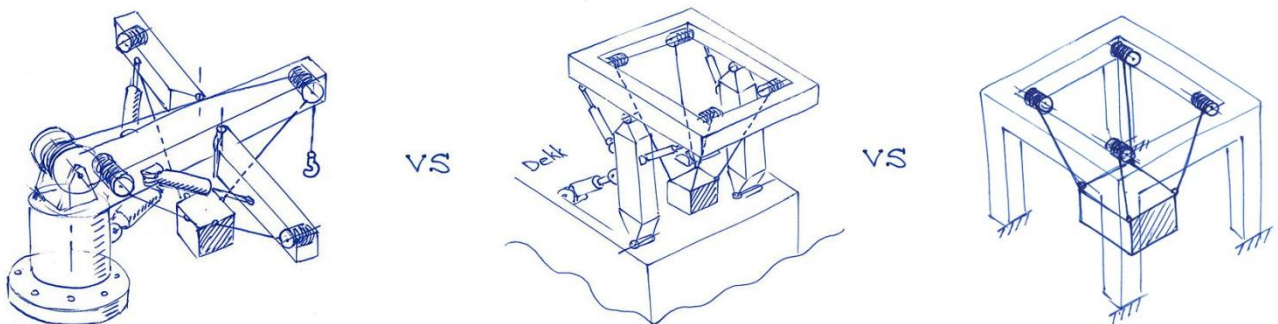
Figur 3.5 “Fire wirer”-prinsipp på en hypotetisk kryss-kran med fire vinsjer

Det at hengende element står fiksert i dette hengesystem er kanskje ikke så intuitivt tydelig, men første forsøk viste at prinsippet fungerer, og at et slikt system tillater å fiksere last helt (bortsett fra vertikal bevegelse) i forhold til horisontalplanet. På figur 3.6 vises en visualisering av en modell som ble brukt i de første forsøkene for å sjekke om systemet fungerer i henhold til tanke.



Figur 3.6 Visualisering av test-modell

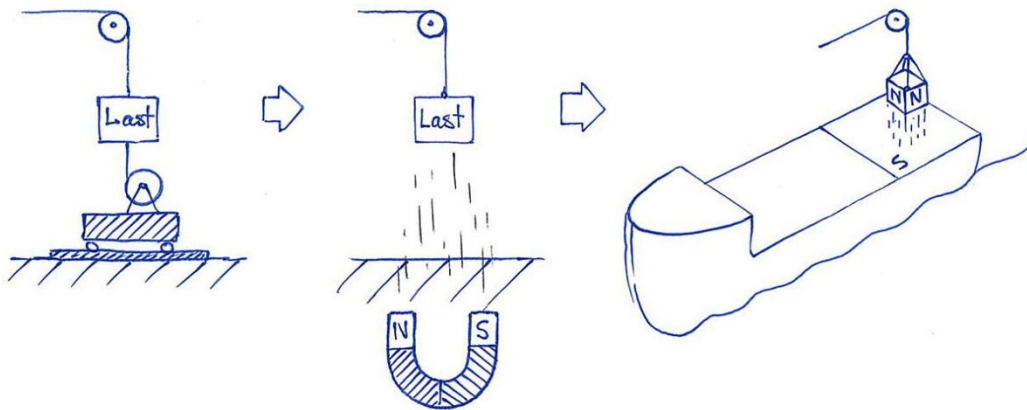
Dette såkalte “fire wirer”-prinsippet kan realiseres på forskjellige måter: for eksempel ved hjelp av integrasjon i en jibb-kran, ved å installere en rektangulær ramme på toppen av en A-ramme, eller ved hjelp av en konstruksjon som består av to traverskraner. Nærmere omtale av bruken av en dobbel traverskran førte til en konstruksjon i form av en stol med fire vinsjer i hjørnene. På figur 3.7 vises en skisse med alle varianter. Variantene vil betraktes i neste delkapittel.



Figur 3.7 Løsninger som kunne realisere “fire wirer”-prinsipp

3.1.4 “Vertikalt strekk”-prinsipp

Den første tanken om hvordan kunne lastens pendelbevegelse forhindres var å holde lasten nedenfra. Dette kan realiseres på forskjellige måter. Figur 3.8 viser utviklingen av et slikt hold, fra bruk av en tralle som står på skinner til benyttelsen av elektromagnetisme.

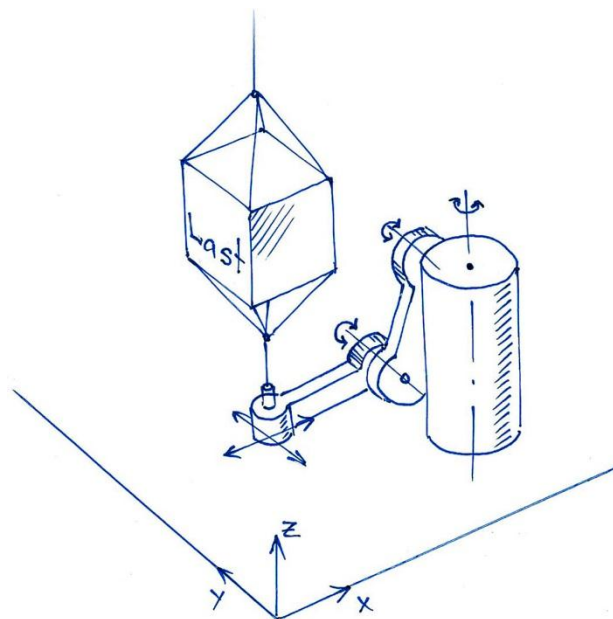


Figur 3.8 “Vertikal strekk”-prinsipp

Sterke elektromagneter kunne eventuelt plasseres under skipsdekket for å skape et sterkt elektromagnetisk felt som vil holde lasten på plass, ved antagelse om at lasten var laget av ferromagnetiske materialer.

Sannsynligvis oppstår det masse spørsmål i forhold til benyttelse av elektromagnetisme på denne måten. Dette skal vurderes i neste delkapittel.

Likevel kan dette prinsippet bli realisert på forskjellige måter. Figur 3.9 viser en alternativ løsning med bruk av en robotisert arm som holder lasten nedenfra.



Figur 3.9 Robotisert arm holder lasten nedenfra

3.2 Vurdering

Det skal utføres en metodisk analyse av alle foreslått ideer. Antall av vurderingsparameter bestemmes basert på aktualitet av disse parameterne i forhold til oppgaven.

Første skal det gås gjennom alle varianter. Deretter skal det prøves å finne ut hvilken av disse oppfyller angitte krav og passer best i forhold til problemstillingen. Vurderingen utføres ved å sette en karakter fra 1 til 5 i følgende kriterier:

1. Kostnad og kompleksitet – kriteriet beskriver kompleksitet av konstruksjon, material valg, og som en konsekvens hvordan kompleksiteten påvirker på kostnader.
2. Ergonomi – hvor behagelig er det å bruke systemet for kranfører og dekkspersonell.
3. Sårbarhet – kriteriet beskriver hvor robust og pålitelig konstruksjonen er.
4. Adaptivitet – kriteriet beskriver potensiell mulighet å integrere konseptet i eksisterende løftesystemer.
5. Vedlikehold – kriteriet beskriver hvor enkelt vil det være å vedlikeholde konstruksjonen i fremtiden.
6. Effektivitet – kriteriet beskriver hvor effektivt konseptet er i forhold til problemstilling.

Hver karakter vil begrunnes, total summen til hver variant skal telles og sammenlignes med andre. Løsningen som vil få høyest karakter skal utvikles videre. Hvis det blir vanskelig å vurdere et konsept etter et kriterium skal konseptet få en lav karakter, ved antagelse at det snakkes om en tidskrevende oppgave.

3.2.1 Vurdering av “teleskopiskrør”-konsept

Bruk av et rør	Begrunnelse	Karakter
Kompleksitet/ kostnad	I tilfellet med en teleskopisk variant vurderes produksjonen av et slikt rør som moderat vanskelig. Røret måtte bestå av 3-4 del rør, og kan lages av vanlig konstruksjonsstål. Krever en ekstra vinsj med wire.	4
Ergonomi	Styres relativt enkelt. Kranfører får en ekstra knapp eller en spak for å løfte røret opp eller ned samme med last eller separat. Jobb til dekkspersonell forenkles.	5

Sårbarhet	Robust. Ikke veldig sårbar i seg selv, men gjør hele kranen tungere på enden, som kan negativt påvirke på felespenning i kranen.	3
Adaptivitet	Vanskelig å adaptere til eksisterende løftesystemer. Minst halv av en jibb-kraner skulle være rekonstruert. Trenger spesielle støtte strukturer for å tåle stor bøyemoment som skyldes lastens svingninger.	2
Vedlikehold	Konstruksjonen trenger ikke spesiell tiltak, men ved en eventuell feil kan det være vanskelig å reparere et slikt rør.	3
Effektivitet ift. problemstilling	Løser problemet effektivt, men ikke på 100 %. Det står igjen en liten svingningsamplitude til lasten. Systemet tillater å kontrollere svingende bevegelse av last helt til vannoverflate.	4
Total summen		21

3.2.2 Vurdering av “stiv wire”-konsept

Stiv wire	Begrunnelse	Karakter
Kompleksitet/ kostnad	<p>Wiren selv er relativt enkelt. Mekanismen trenger et ekstra hjul med en utypisk form. Trenger en klemmekanisme med elektrisk eller elektrohydraulisk drift. Wiren utsettes for ekstra belastninger når systemet strammes.</p> <p>Det er litt uklart hvilket material har tilfredsstillende egenskaper for å tåle stor bøyespenning til “perlene”. Mest sannsynlig at vanlig konstruksjon stål skulle benyttes.</p>	4
Ergonomi	Kompliserer jobb av kranfører. Dekkspersonell avlastes.	2

Sårbarhet	Robust, men gjør hele kranen tungere.	4
Adaptivitet	Moderat adaptivt. Det er potensiell mulig å tilpasse systemet til noe av eksisterende kraner med moderate rekonstrueringer.	3
Vedlikehold	Enkelt å vedlikeholde. Sylindriske elementer (“perlene”) skiftes lett. Trenger ikke å foreta noe spesielle tiltak.	4
Effektivitet ift. problemstilling	Løser problemet delvis. En slik “stiv wire” kan oppføre seg fleksibelt ved store lengder. Dette er en faktisk delvisfleksibel wire, som kan likevel dempe stor del av svingeamplitude. Trenger en nærmere analyse. Systemet tillater å dempe svingendebevegelse av last helt til vannoverflate.	3
Total summen		20

3.2.3 Vurdering av “fire wirer”-konsept

Fire wirer	Begrunnelse	Karakter
Kompleksitet/ kostnad	Løsningen trenger i hvert fall fire vinsjer, men det tas oppmerksom på at de fleste marine operasjoner utføres ved hjelp av flere vinsjer. En slik løsning gir et valg av eksisterende løfteutstyr som kan muligens realisere dette prinsippet. Lages av vanlig konstruksjon stål.	4
Ergonomi	Avlaster kranfører. Siden fikseres lasten pleier med flere kroker, det ikke kreves noe ekstra manipuleringer av dekkspersonell.	5

Sårbarhet	Ved en riktig design kan være ganske robust.	4
Adaptivitet	Lite adaptivt. Ingen av foreslåtte varianter er lett i realiseringen. Mest sannsynlig at realisering av prinsippet vil kreve å konstruere et nytt løftesystem.	2
Vedlikehold	Avhengig av design. F. eks. variant med dobbel travers kran trenger ikke å foreta noe spesielle tiltak, og kan vedlikeholdes som en vanlig kran.	4
Effektivitet ift. problemstilling	Systemet har høy effektivitet. Lasten står helt fiksert i forhold til skipsdekket. Tillater å kontrollere lasten helt til vannoverflate.	5
Total summen		24

3.2.4 Vurdering av “vertikal strekk”-konsept

Vertikal strekk	Begrunnelse	Karakter
Kompleksitet/ kostnad	<p>a) Variant med elektromagneter. Moderat komplisert. Krever installering av sterke elektromagneter for eksempel under skipsdekket, som kan føre til vesentlig kostnader. Redundans system kan være nødvendig.</p> <p>b) Variant med robotisert arm. Vanskelig å vurdere. Sideakselerasjoner som skyldes skipets bølgebevegelse kan føre til store krefter i armleddets festepunkter. Trengs en nærmere undersøkelse.</p>	2
Ergonomi	Avlaster både kranfører og dekkspersonell. Dekkspersonell måtte opplæres om forebygging av ulykker som skyldes ugunstige elektromagnetiske påvirkninger.	4
Sårbarhet	Moderat robust uten forutsatt redundans systemet.	3

Adaptivitet	Avhengig av skip. Mangler informasjon.	2
Vedlikehold	Vedlikeholdes som andre elektromekaniske utstyr.	4
Effektivitet ift. problemstilling	<p>a) Et diskutabelt system med mange restriksjoner. Lasten fikseres i et elektromagnetisk felt, men kan elektroniske utstyr være ødelagt av sterk et elektromagnetisk felt. Systemet vil fungere kun med objekter som er laget av materialer med ferromagnetiske egenskaper. Systemet tillater å kontrollere lasten bare over skipsdekket.</p> <p>b) Robotisert armen løser problemet effektivt.</p>	2
Total summen		17

3.2.5 Begrunnelse av valg

Løsningen med bruk av fire wirer fikk den største antall poeng. Det skal ses nærmere på konseptet en gang til, deretter skal det prøves å trekke ut en generell konklusjon om hvorfor valget falt på dette konseptet.

Først av alt gjøres det oppmerksom på at prinsippet gir høyre utviklings fleksibilitet. Det kan velges mellom minst tre mulige løsninger som kan muligens realisere dette prinsippet med varierende grad av effektivitet. Det ble vist med forsøk at løsningen fikserer last i alle retninger i horisontal planet. Det forventes at slikt systemet skal kunne ha kontroll av lasten helt til vannoverflate. Systemet kan avlaste både kranføreren og dekkspersonell. Disse argumentene gjør utviklingen av dette konseptet berettiget.

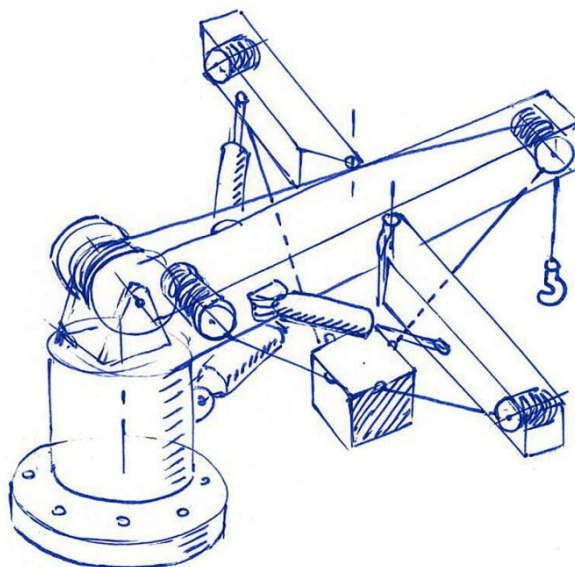
Kapittel 4

Realisering av “fire wirer”-prinsipp

I dette kapitlet skal det vises løsninger som kan realisere valgt konseptet. Videre skal det vurderes alle alternativer og velges en mest rimelig og optimale løsning.

4.1 Integrasjon i en jibb-kran

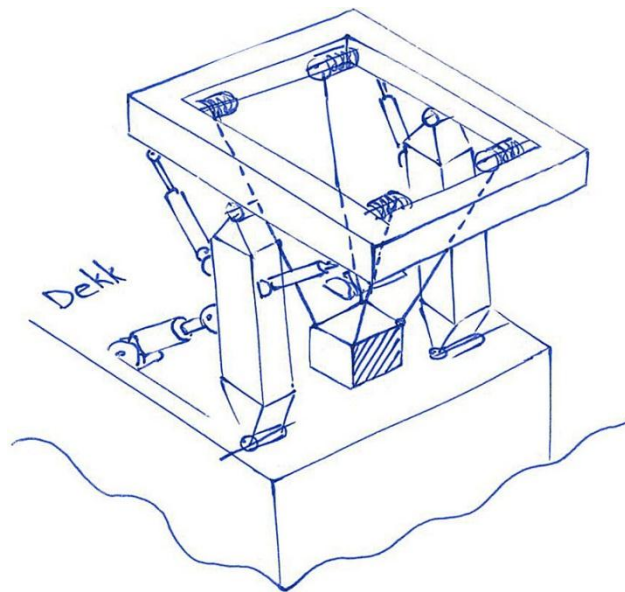
På figur 4.1 vises det en skisse som illustrerer en mulig integrasjon av valgt prinsipp i en jibb-kran. Sannsynligvis blir det ikke lett å integrere dette “fire wirer”-prinsipp i en eksisterende jibb-kran, uten å utføre stor forandringer i konstruksjonen. Samtidig forventes det at i en slik ordning kan det oppstå store vrimomenter i kranens bom. Med SWL på 100 tonn er det mest sannsynlig at konstruksjonen vil trenge noe spesielle avstivninger eller ekstra støtte struktur. Disse betingelser vanskeliggjør gjennomføring av en slik konstruksjon betraktelig.



Figur 4.1 Adaptering av “fire wirer”-prinsipp til en jibb-kran

4.2 Integrasjon i A-ramme

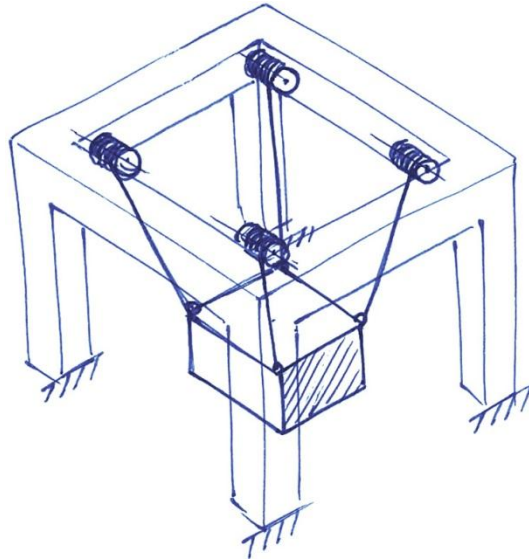
Det ble også vurdert en variant med en mulig tilpasning til såkalt A-ramme. Ved å installere en kvadratisk ramme på toppen av en eksisterende A-ramme er det også mulig å realisere “fire wirer”-prinsipp. Figur 4.2. Det bør bemerkes at alle hydrauliske sylindere må drives synkront, som kan kreve et elektronisk eller mekanisk styresystem. Generelt sett ser en slik ordning meget stabil og robust ut. Konstruksjonen ville ikke ta mye plass på skipsdekket og kan installeres på et nesten hvilket som helst skip. Ulempe med en slik konstruksjon kan være at løftesystemet tillater å hente last kun i nærheten på grunn av sin kort rekkevidde. Dermed krever den variant noe ekstra trekkeutstyr som å trekke last til en løftesone.



Figur 4.2 Adaptering av “fire wirer”-prinsipp til en A-ramme

4.3 Kran i form av en stol

Figur 4.3 viser et løftesystem som realiserer “fire wirer”-prinsipp ved å bruke fire vinsjer som stor i hjørnene av en konstruksjon i form av en stol. Tilsynelatende er en slik konstruksjon svært stiv, stabil, og kan tåle store belastninger. Konstruksjonen består av en ramme som står på fire føtter, dermed er konstruksjonen enkelt og robust. I tillegg kan denne konstruksjonen settes på skinner. Dette skulle utvide rekkevidden av et slikt løftesystem betydelig.



Figur 4.3 Realisering av "fire wiser"-prinsipp ved hjelp av en konstruksjon i form av stol

4.4 Vurdering og valg

Realisering av alle tre varianter er i prinsippet gjennomførbart. Variantene har sine fordeler og ulemper. Noe av utfordringer kan løses, noe blir det vanskelig å unngå.

Den første variant med en jibb-kran ser ikke veldig pålitelig ut, på grunn av forventede store vrिमomenter skyldes kranens bom som står på tvers i forhold til hoved-bommen, og i denne forbindelse trenger spesiell arrangement. Fordelen med denne varianten kan være at en slik kran er i stand til å hente last også på kai eller fra et annet skip.

Varianten med A-ramme burde ha et styresystem for å synkronisere alle hydrauliske sylindrer. Det kan nevnes en annen ulempe av en slik ordning – løftesystemet vil ha liten rekkevidde.

Den siste varianten med en konstruksjon i form av stol kan lages enkel og pålitelig. Hvis det blir mulig å installere systemet på skinner skulle systemet få stor rekkevidden over nesten hele skipsdekket. Dette er en vesentlig fordel. Det kan trekkes parallell til en portalkran som var bare nevnt, men ikke vurdert nærmere i kapitel 2 på grunn av at slike kraner ikke har anvendelse som skips- eller offshore kraner, og benyttes bare på land. Figur 4.4 viser en portal kran fra den tyske leverandøren Konecranes. Det faktum at formen av slike kraner er kjent gir ekstra tillit til en vellykket gjennomføring av en slik konstruksjon i forhold til marin anvendelse. På dette stadiet av utviklingen var det klart at en slik ordning har mange fordeler og kan tas til videreutvikling. Senere fikk løftesystemet et navn – "Fire-wirer Skips Kran" (FSK).



Figur 4.4 Portal kran. Konecranes [23]

Kapittel 5

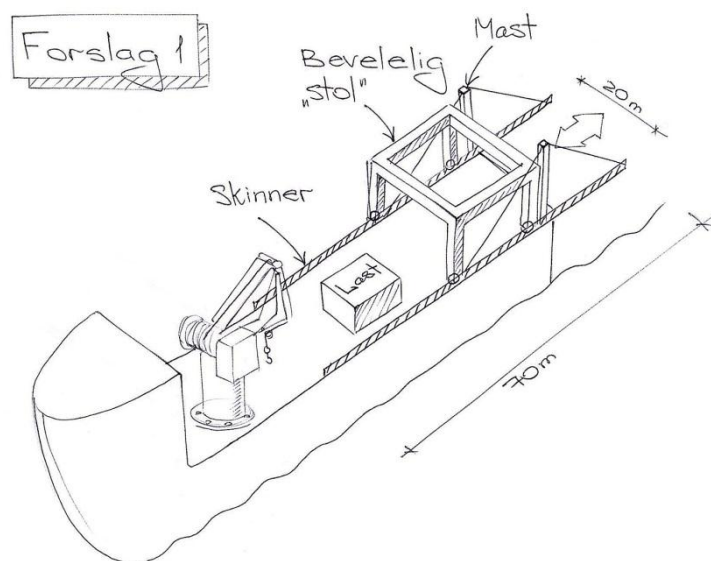
Utvikling av Fire-wirer Skips Kran (FSK)

5.1 Ut til siden, eller på hekken?

Under utvikling av valgte konstruksjon for marin benyttelse var det tatt hensyn til at det vanligvis foretrekkes å sjøsette last ut til side av skipet. Dette gjøres på grunn av at amplituden som skyldes skipets bølgebevegelse er mindre i nærheten til midtpunktet av skipets kropp. Det var foreslått å vurdere alternative varianter der det blir mulig å utføre løfteoperasjonen både på hekken og ut til side av skipet.

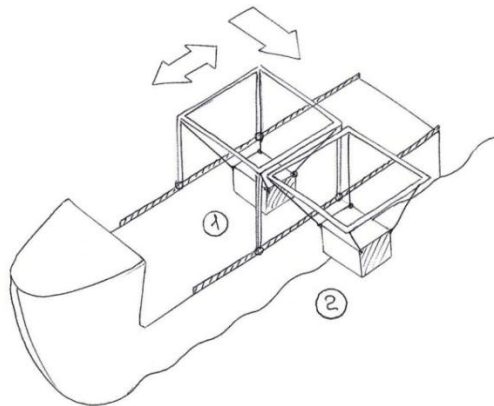
5.1.1 Forslag 1

En slik konstruksjon innebærer sjøsetningen på hekken av skipet. Figur 5.1. Skinner som stikker ut på hekken tillater trallen (bevegelig "stol") å ta posisjonen over vannoverflate og sjøsette last i vannet i følge opprinnelige tanke. Mastene med wirer reduserer moment som vil oppstå i støttekonstruksjoner skinnene står på.



Figur 5.1 Et forslag der sjøsetningen utføres på hekken av skipet

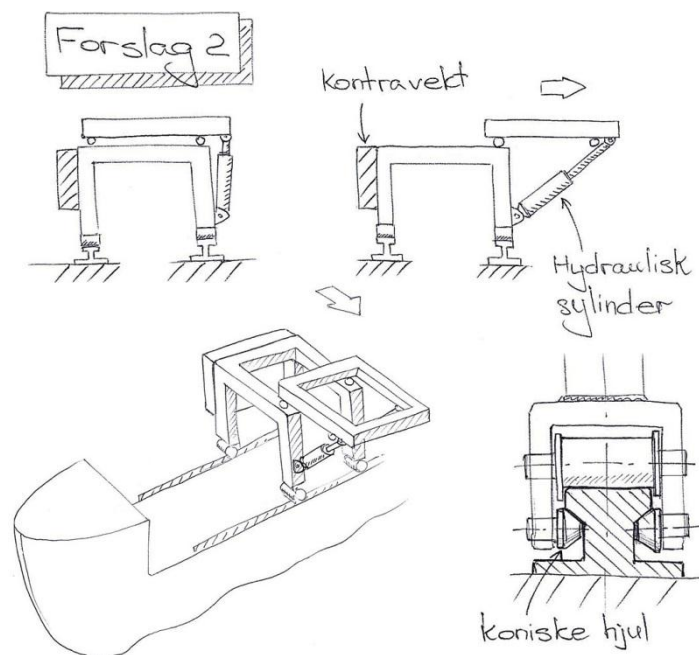
I forhold til marine løfteoperasjoner foretrekkes det ofte å sjøsette lasten ut til side av skipet. Den foreslåtte deloppgave kan fremstilles kinematisk som det vises på figur 5.2. Løsninger som skal vises videre antyder sjøsettingen ut til side av skipet.



Figur 5.2 Kinematisk fremstilling av en løfteoperasjon

5.1.2 Forslag 2

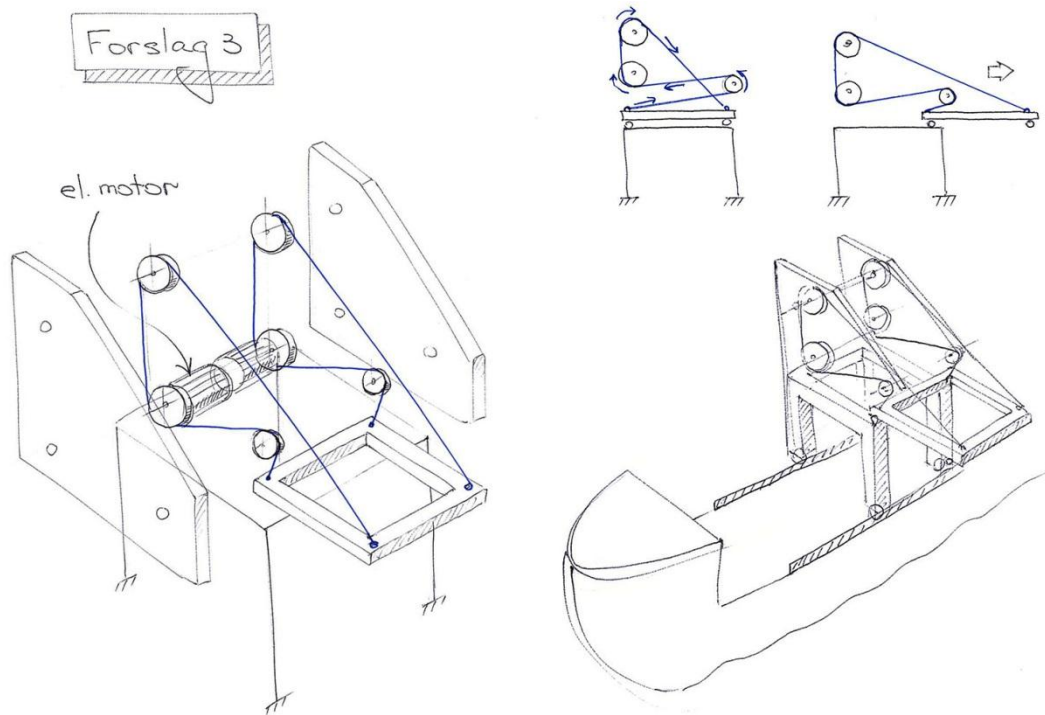
Dette forslaget tillater å utføre løfteoperasjon ut til side av skipet fra hvilken som helst posisjon innen rekkevidden av skinnene. På figur 5.3 vises en mulig ordning av et trallesystem som kan stå på skinner. For å forhindre side- og vertikalbevegelse brukes det koniske hjul som forårsaker reaksjonskrefter både i vertikal og horisontal retning. En elektrohydraulisk motor driver den øverste trallen ut til siden mens hydrauliske sylindere støtter trallen nedenfra. Kontravekt reduserer veltemoment.



Figur 5.3 Et forslaget med elektrohydraulisk motor og hydrauliske sylindere

5.1.3 Forslag 3

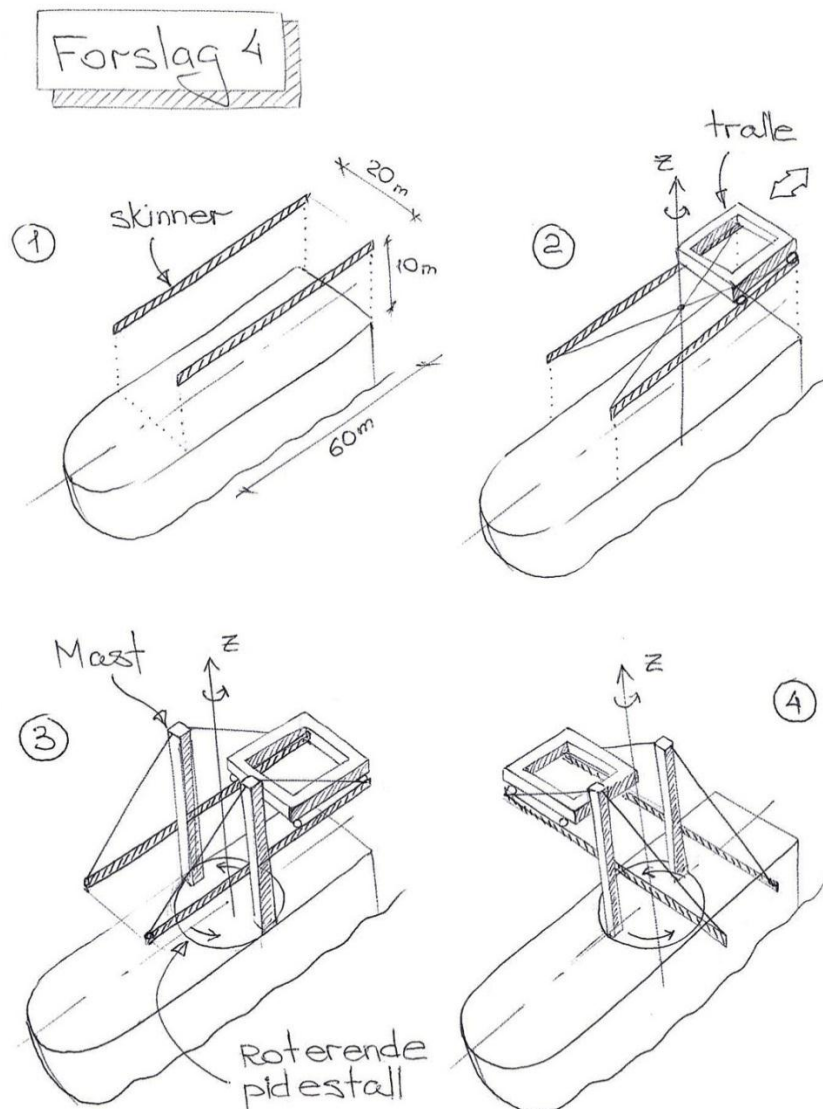
Her vurderes det en mulighed der flyttes den øverste trallen ved hjel av et system som består av skiver og elektromotorer. Figur 5.4.



Figur 5.4 Et system av skiver og elektromotorer som driver trallen

5.1.4 Forslag 4

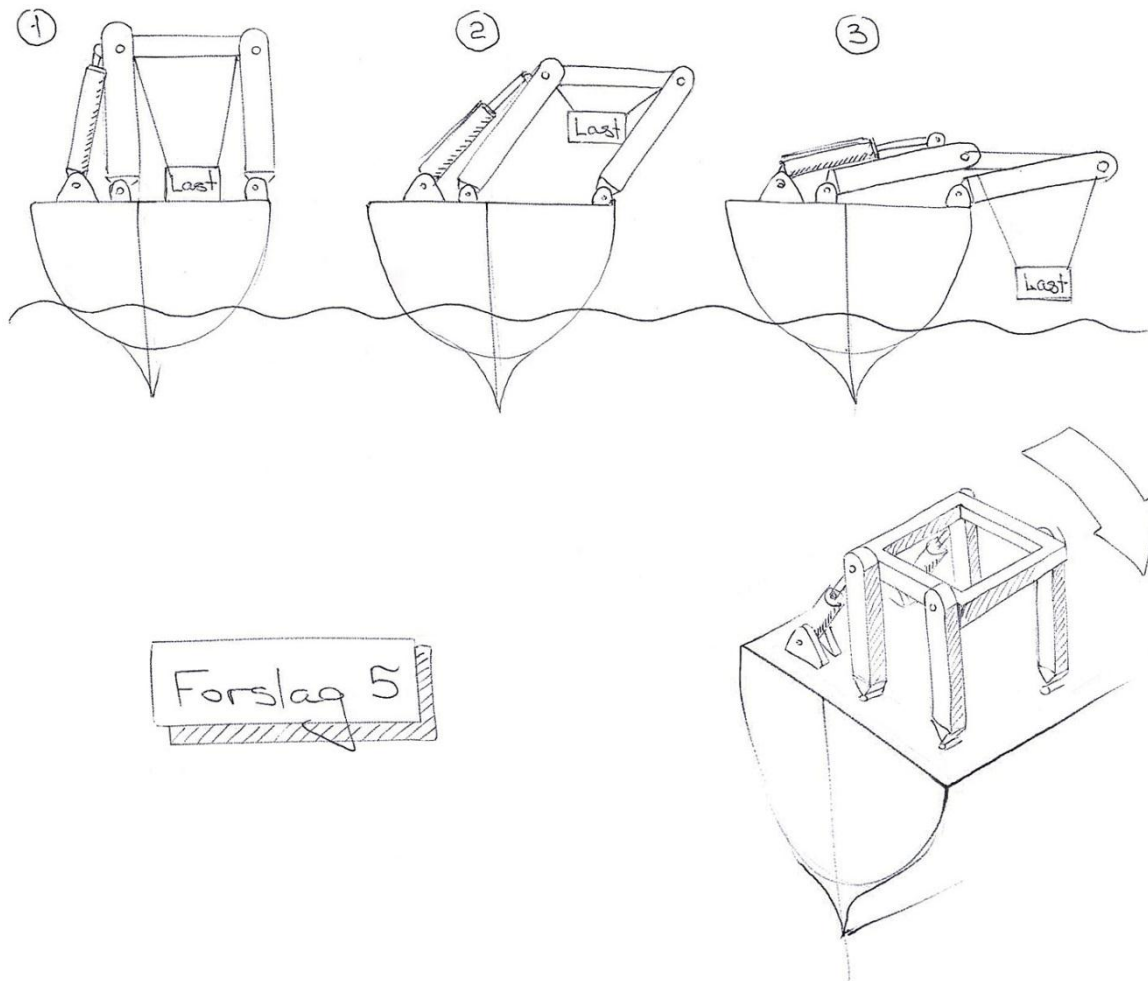
I dette forslaget foreslås det å konstruere et system med roterende fundament som kan flytte trallen til nødvendig posisjonen ved hjelp av rotasjonsbevegelse. På figur 5.5 vises det steg for steg hvilke komponenter konstruksjonen består av. Ved å plassere trallen med skinner på en bestemt høyde kan det spares plass på dekket. Samtidig krever systemet å reservere plass under dekket for å plassere rotasjonsmekanisme.



Figur 5.5 Et forslag med roterende fundament

5.1.5 Forslag 5

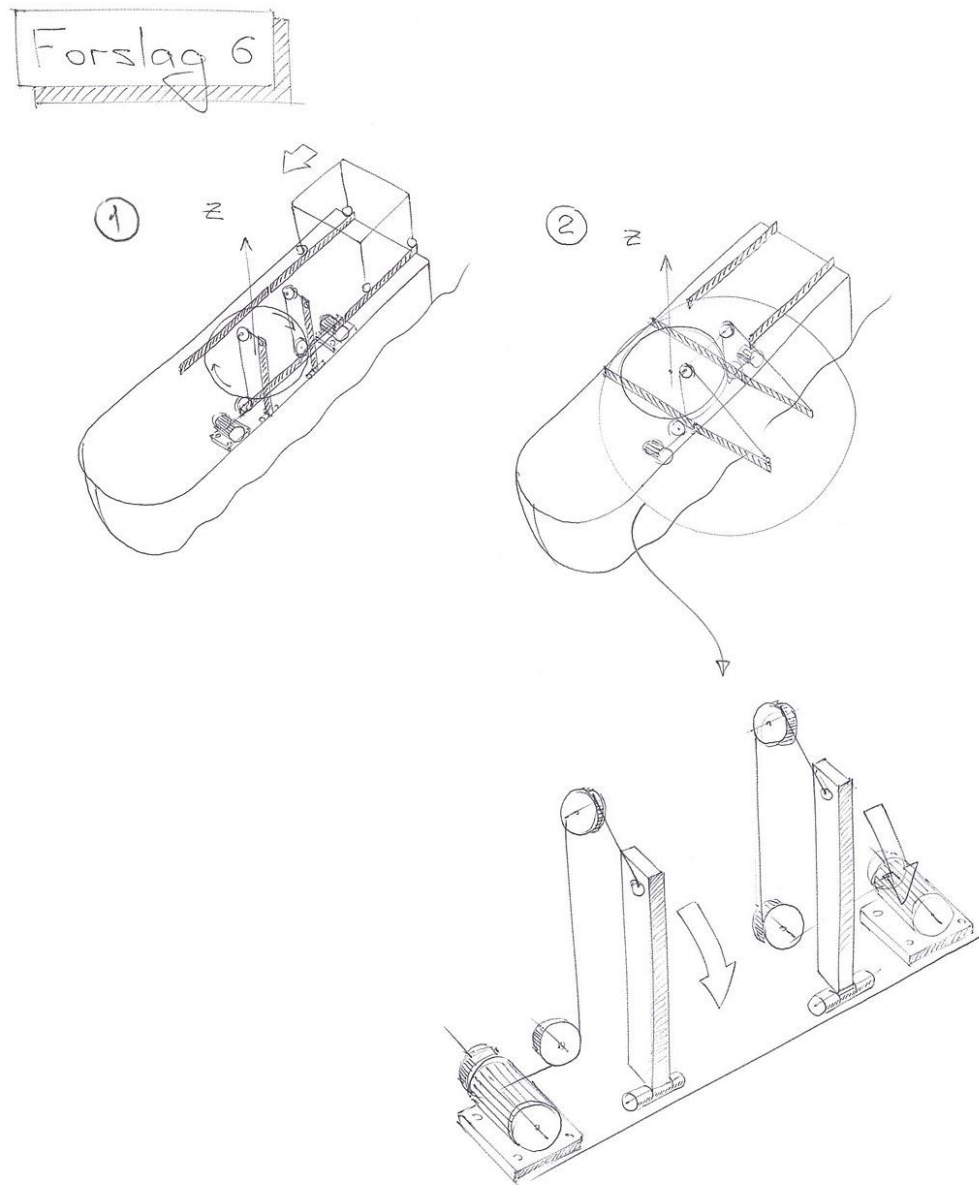
Sjøsettingen kan realiseres ved å folde hele rammen ut til side ved hjelp av to hydrauliske sylindrer. Figur 5.6. Blant andre ulemper kan det nevnes at ved en slik ordning blir det problematisk å plassere hele systemet på skinner. I dette tilfellet må det benyttes “tugger”-vinsjer eller noen andre mekanismer som kan trekke lasten til en løftesone.



Figur 5.6 Rammen foldes ut til side

5.1.6 Forslag 6

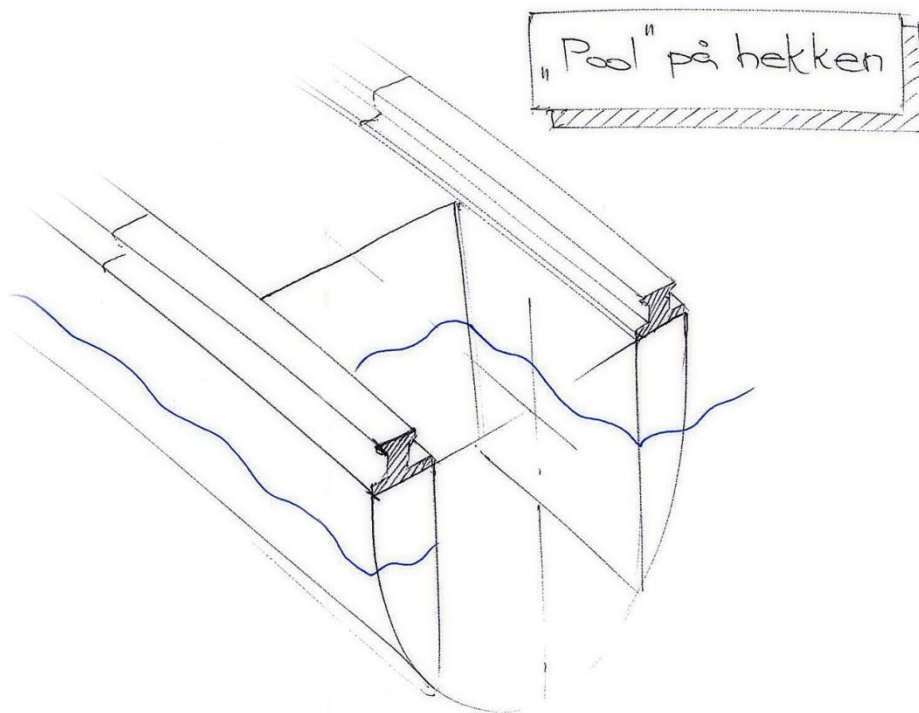
Denne varianten viser et roterende fundament som skal roteres samme med skinner, og på den måde kan skifte kjøreretning til den “bevegelig stolen”. Deretter forlenges jernbane ved hjelp av et system som består av skiver og elektromotorer. Figur 5.7.



Figur 5.7 Roterende fundament roteres samme med skinner

5.2 Vurdering og valg

Etter gjennomgang av alle foreslått alternativer ble det klart at implementering av alle disse alternativene i prinsippet er mulig, men variantene med sidesjøsettingen virker komplisert i forhold til den første varianten med sjøsettingen på hekken. I dette arbeidet er det dessverre ikke mulig å forstå alle utfordringer og vanskeligheter knyttet til hver av disse løsningene uten å gå i detalj. Samtidig er det klart at det første forslaget ser relativt enkelt og pålitelig ut, har mindre antall komponenter og er derfor ikke så komplisert i utførelse. Litt større amplitudeutslag på hekken av fartøyet vil forhåpentligvis kompenseres med en fullstendig lastfiksering som realiseres i dette løftesystemet. Basert på gitte argumenter ble det konkludert med at det blir mer hensiktsmessig å fortsette utviklingen med det første forslaget. Som en variant ble det også foreslått å modifisere et skip slik at det blir mulig å arrangere en "pool" på hekken for å tilpasse skipet på den måte til bruk av utviklede løftesystemet. Figur 5.8 viser den modifiserte hekken av et skip.



Figur 5.8 Modifisert hekken av et skip

Kapittel 6

Beregninger

I dette kapitlet skal det utføres styrkeberegninger og grov dimensjonering av det valgte løsningskonseptet. For å gjøre det trengs det først å velge alle komponenter som vil tilfredsstillende bestemte betingelser. Det er nødvendig å bestemme såkalte SWL, DHL, DAF og andre verdier for en korrekt beregning av løftesystemets styrke.

For design og produksjon av et løfteutstyr som anvendes i åpent farvann bør det bruke følgende standarder:

- DNV-OS-H205 Lifting Marine Operations [24]
- Standard for Certification 2.22 Lifting Appliances [25]
- Norsok Standard R-002 Lifting Equipment [26]
- Norsok Standard R-003 Lifting Equipment [27]
- Norsk Standard NS 5514 Stålkonstruksjon Beregninger (Kraner og løfteutstyr) [28]

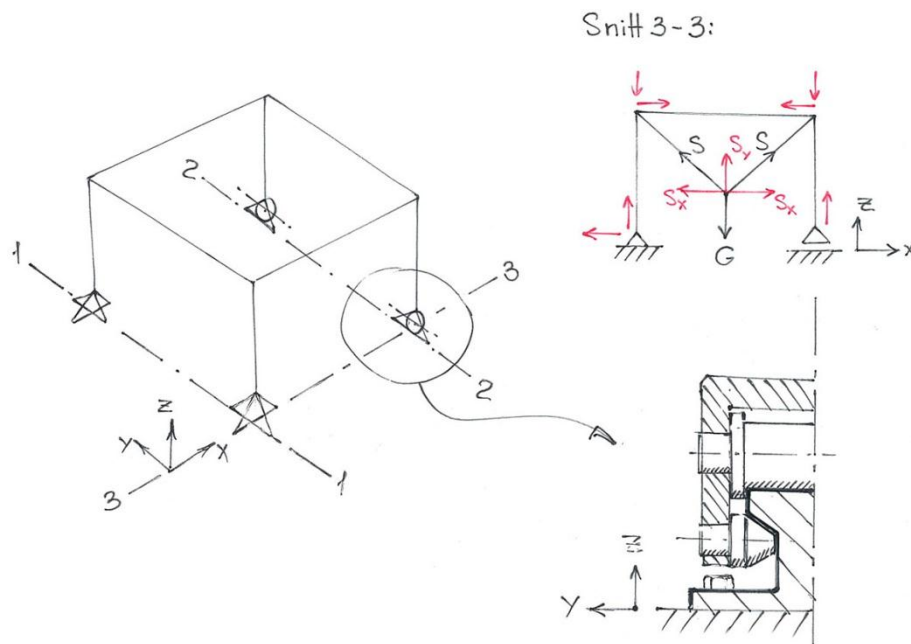
DNV-OS-H205 gir spesifikk veiledning og anbefalinger for “Engineered offshore” løfteoperasjoner gjennomført både i luft og under vann. Standard-2.22 gir kriterier og retningslinjer for sertifisering og verifisering av design, materialer, fabrikasjon, installasjon, testing og igangkjøring av løfteinnretninger. NORSOK R-002/003 gir et høyt teknisk sikkerhetsnivå på løfteutstyr til bruk i åpent farvann (offshoresektoren). Norsk Standard NS 5514 beskriver beregningsregler for stålkonstruksjoner og maskinerier for kraner og løfteutstyr.

6.1 Fritt-legemediagram, opplagerbetingelsesmodell

Et metodisk arbeid med styrkeberegninger antyder å lage et såkalt fritt-legemediagram som kan vise aller krefter konstruksjonen utsettes for. Et slikt diagram er en kinematisk fremstilling av konstruksjonen der alle kreftene erstattes med reaksjonskrefter som i utgangspunktet har ukjente størrelser. Opplagerbetingelser har en stor betydning i forhold til styrkeberegninger. I motsetning til teoretisk mekanikk har praktiske oppgaver ikke entydig tolkning

når det gjelder opplagerbetingelser. Ofte lager ingeniøren en modell med forskjellige antagelser som i varierende grad tilsvarer virkeligheten.

I dette arbeidet ble det antatt at en mest ugunstig situasjon vil oppstå når kranen beveger seg på skinner med en last. Betydelig spenninger kan også oppstå ved en kraftig oppbremsing, men i dette arbeidet ble det antatt at bremsesystemet er utstyrt med en elektronisk styreenhet som er i stand til å kontrollere bremseprosessen, slik at bråstopping unngås. Basert på dette ble det først laget en opplagerbetingelsesmodell. Figur 6.1.

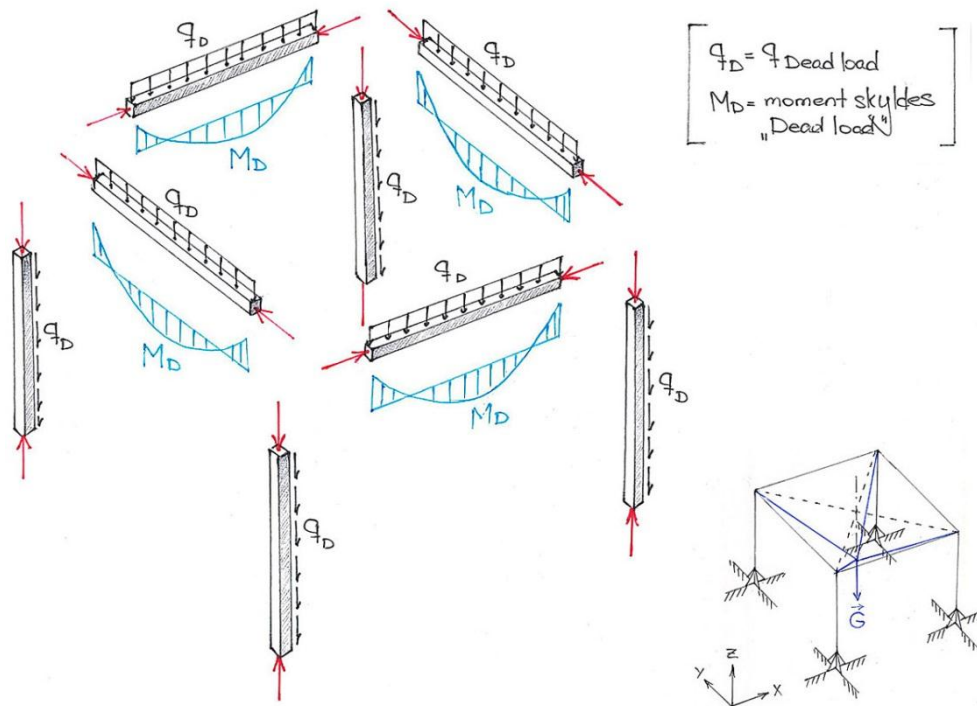


Figur 6.1 Opplagerbetingelsesmodell

Ved antagelse at i hvert fall to av fire føtter vil være utstyrt med drivmotorer sammen med et hydraulisk bremsesystem antas det at frihetsgraden lang x-akse blir stengt på disse to føttene (snitt 1-1). På snitt 2-2 vises det at frihetsgraden langs x-akse er åpen mens langs y-akse er den stengt. Snitt 3-3 viser konstruksjonen fra siden med alle kreftene som virker på konstruksjonen. En skisse nederst på høyre side av illustrasjonen forklarer hvordan det er mulig å begrense antall frihetsgrader ved hjelp av koniske hjul som gir to reaksjonskrefter i x- og z-retninger. Denne modellen blir benyttet senere når det skal utføres styrkeberegninger i et "finitte element"¹¹ program SAP 2000 i delkapittel 6.6.

For ikke å komplisere fritt-legemediagrammet antas det at alle opplager er stengt i alle retninger, mens rotasjoner rundt alle aksene er åpne, det vil si opplager overfører ikke moment. Figur 6.2.

¹¹ Finitte Element Method (FEM) - en numerisk metode for å løse differensiallikninger med partielle deriverte og integrallikninger som oppstår ved løsning av problemer i anvendt fysikk.



Figur 6.2 Fritt-legemediagram

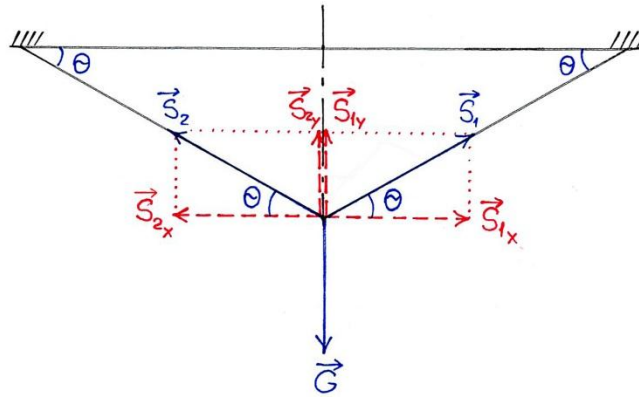
Diagrammet viser at alle staver i en slik konstruksjon er trykkpåkjent, hvis konstruksjonen er under belastning.

6.2 Matematisk modell for spenninger som oppstår i wirer

For å forstå hvordan spenninger i wirer forandrer seg under løfting ble det laget en matematisk modell som beskriver kreftenes endring i wirene. Det skal sies at i denne modellen går alle kreftene mot et punkt som ligger på symmetriaksen. Dette ble gjort for å gjøre systemet statisk bestemt. Beregninger skal presenteres i fire steg:

1. Bevis at kreftene går mot uendelig når vinkel som wirene danner med horisontalplanet nærmer seg til 0° .
2. Bestemmelse av en kritisk vinkel som ikke anbefales å overskride.
3. Utvikling av et diagram for dekkpersonell.

1. Bevis for at kreftene kan gå mot uendelig med en skarp vinkel som wirene danner med horisontalplanet. Figur 6.3.



Figur 6.3 Dekomponering av snorkreftene

$$\sum \vec{F}_y = 0 \quad \rightarrow \quad 2\vec{S}_y = \vec{G} \quad \rightarrow \quad \vec{S}_y = \frac{1}{2}\vec{G}$$

$$\sin\theta = \frac{\vec{S}_y}{\vec{S}} = \frac{\frac{1}{2}\vec{G}}{\vec{S}} \quad \rightarrow \quad \vec{S} = \frac{\vec{G}}{2\sin\theta}$$

$$\vec{S}(60^\circ) = \frac{\vec{G}}{2\sin 60^\circ} = 0,577\vec{G} \approx 57,7\% \text{ av } \vec{G}$$

$$\vec{S}(45^\circ) = \frac{\vec{G}}{2\sin 45^\circ} = 0,707\vec{G} \approx 70,7\% \text{ av } \vec{G}$$

$$\vec{S}(30^\circ) = \frac{\vec{G}}{2\sin 30^\circ} = 1\vec{G} = 100\% \text{ av } \vec{G}$$

$$\vec{S}(5^\circ) = \frac{\vec{G}}{2\sin 5^\circ} = 5,73\vec{G}$$

Det er klart nå at kreftene i hver av de to wirene går mot uendelig når sinus av vinkel θ nærmer seg til 0° .

2. For å vise kraftfordelingen i fire wirer ble det brukt et symmetrisk system, som er statisk bestemt i motsetning til et usymmetrisk system, som er statisk ubestemt.

$$\sin\theta = \frac{\vec{S}_y}{\vec{S}} = \frac{\frac{1}{4}\vec{G}}{\vec{S}} \quad \rightarrow \quad \vec{S} = \frac{1}{4\sin\theta}\vec{G}$$

$$\vec{S}(60^\circ) = \frac{1}{4\sin 60^\circ}\vec{G} = \frac{\sqrt{3}}{6}\vec{G} = 0,289\vec{G} \approx 28,9\% \text{ av } \vec{G}$$

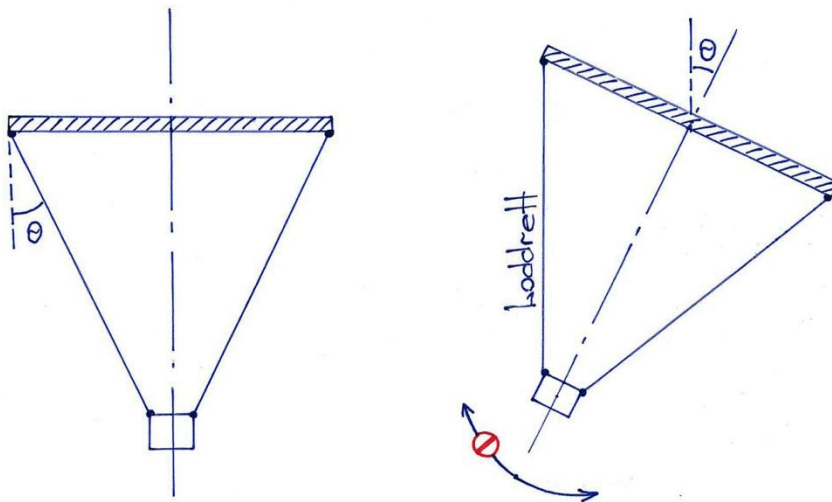
$$\vec{S}(45^\circ) = \frac{1}{4\sin 45^\circ} \vec{G} = \frac{\sqrt{2}}{4} \vec{G} = 0,353\vec{G} \approx 35,3 \% \text{ av } \vec{G}$$

$$\vec{S}(30^\circ) = \frac{1}{4\sin 30^\circ} \vec{G} = \frac{1}{2} \vec{G} = 0,5\vec{G} \approx 50 \% \text{ av } \vec{G}$$

$$\vec{S}(\approx 14,4^\circ) \approx \frac{1}{4\sin 14,4^\circ} \vec{G} \approx 1\vec{G} \approx 100 \% \text{ av } \vec{G}$$

Det var bestemt at kreftene i wirene ikke skal overstige 50 % av den totale belastningen i vertikal retning. Dermed skal den kritiske vinkelen som wirene danner med horisontal planet være 30°.

Det måtte huskes at ved en nedgang av vinkelen som wirene danner med vertikal akse kan lasten gjenoppta pendelbevegelse i hvert fall i en retning, figur 6.4.



Figur 6.4 Kritisk vinkel med vertikal akse

Med andre ord er det den maksimale vinkelen skipet kan ha til lasten igjen vil få pendelbevegelse. Samtidig må det huskes at ved store vinkler som wirene danner med horisontalplanet kan stabiliteten bli mistet på grunn av skipets bølgebevegelse. Basert på Standard for Certification No. 2.22, Ch.2 Sec.2 Structural Design and Strength (side 40) som anbefaler å bruke minimalt 5° for “heel”, og 2° for “trim” for stille vann ble det bestemt å bruke vinkel i 15° med vertikal akse (tabell 1).

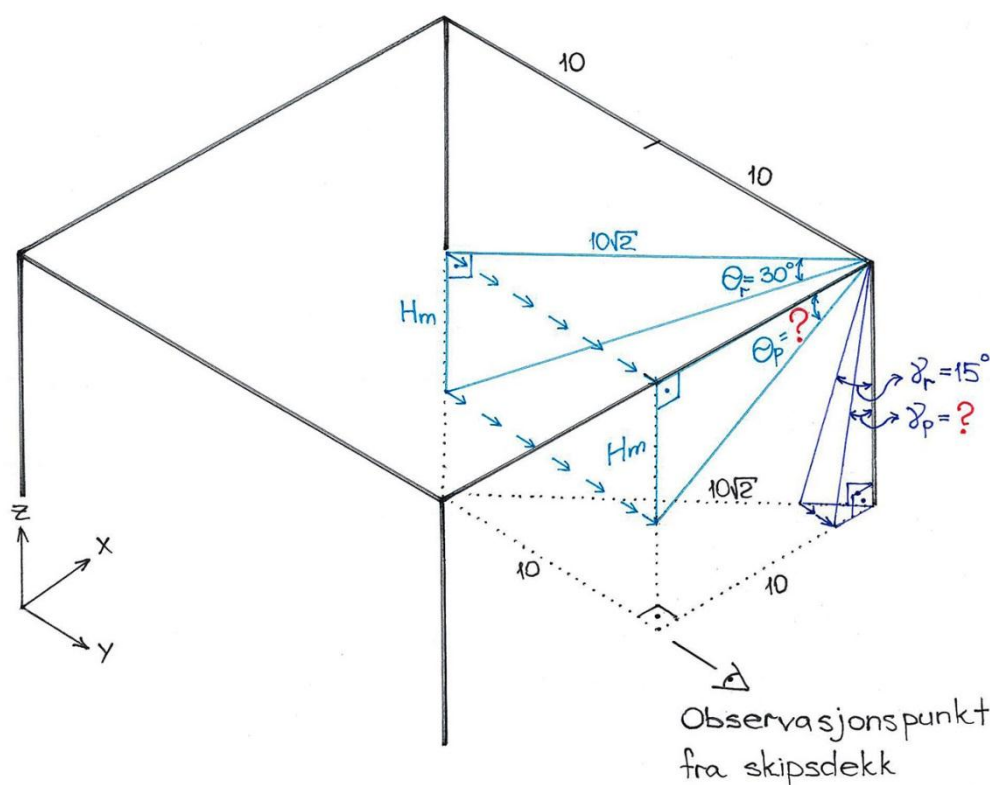
Tabell 1 Anbefalte verdier for “heel” og “trim” ift. Certification No. 2.22

Table 2-1 Minimum heel and trim angles, still water		
Type of vessel	Heel	Trim
Ships and vessels having ship-shape hull properties	Min. 5°	Min 2°
Barges of length less than 4 times breadth, and catamarans	Min. 3°	Min. 2°
Semi-submersibles	Min. 3°	Min. 3°
Submersibles and jack-ups	Min. 1°	Min. 1°

3. For å hjelpe dekkspersonell å operere et slikt løftesystem kan det utføres en enkelt regel som beskriver forhold mellom lastens stabilitet og spenning i wirer. Det kan sies at lastens stabilitet er direkte proporsjonalt til spenning i wirer, og anvend proporsjonalt til stumpet av vinkel som wirene daner med horisontal planet. Altså, jo skarpere denne vinkelen blir, jo mer stabilitetsmargin vil systemet ha.

Tommel regel:
$$\text{Stabilitet av last} = \frac{\text{Spenning i wire}}{\text{Stumpet av vinkel } \theta \text{ med horisontal planet}}$$

Det skulle være hensiktsmessig å utarbeide en enkelt metode som kan hjelpe dekkspersonell å regne ut den maksimalt høyden (margin) lasten kan løftes opp avhengig av lastens størrelse, ved antagelse at vinkel θ ikke må være skarpere enn 30° med horisontalplanet. Det kan være for eksempel et diagram der vinklene lett kan bli lest. Det skal bemerkes at vinklene som wirene danner med horisontalplanet er ikke like med observerte vinkler fra et synspunkt på skipsdekket. På figur 6.5 vises de virkelige restriksjonsvinklene ($\angle\theta_r, \angle\gamma_r$), og hvordan disse vinklene projiseres for dekkspersonell ($\angle\theta_p, \angle\gamma_p$).



Figur 6.5 Restriksjonsvinklene fra et synspunkt på skipsdekket

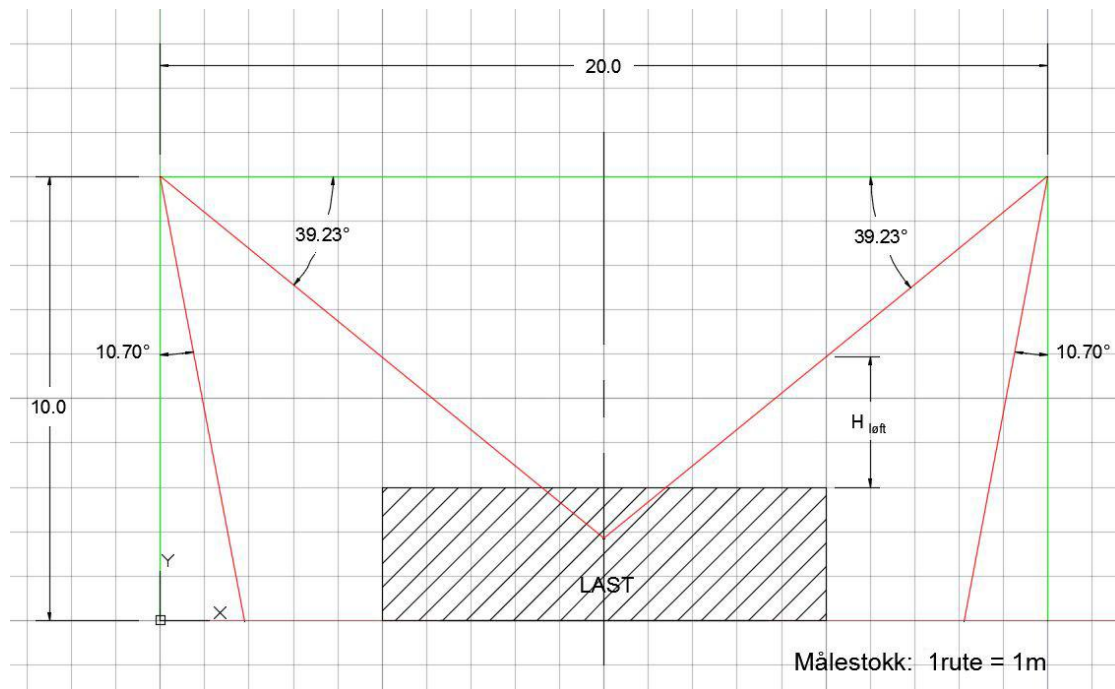
De projiserte vinklene defineres ved hjelp av trigonometrien.

$$H_m = ? \quad \rightarrow \quad \tan 30^\circ = \frac{H_m}{10\sqrt{2}} \quad \rightarrow \quad H_m = \frac{10\sqrt{6}}{3} = 8,1649m$$

$$\angle\theta_p = ? \quad \rightarrow \quad \tan\theta_p = \frac{10\sqrt{6}}{3} \quad \rightarrow \quad \angle\theta_p = 39,23^\circ$$

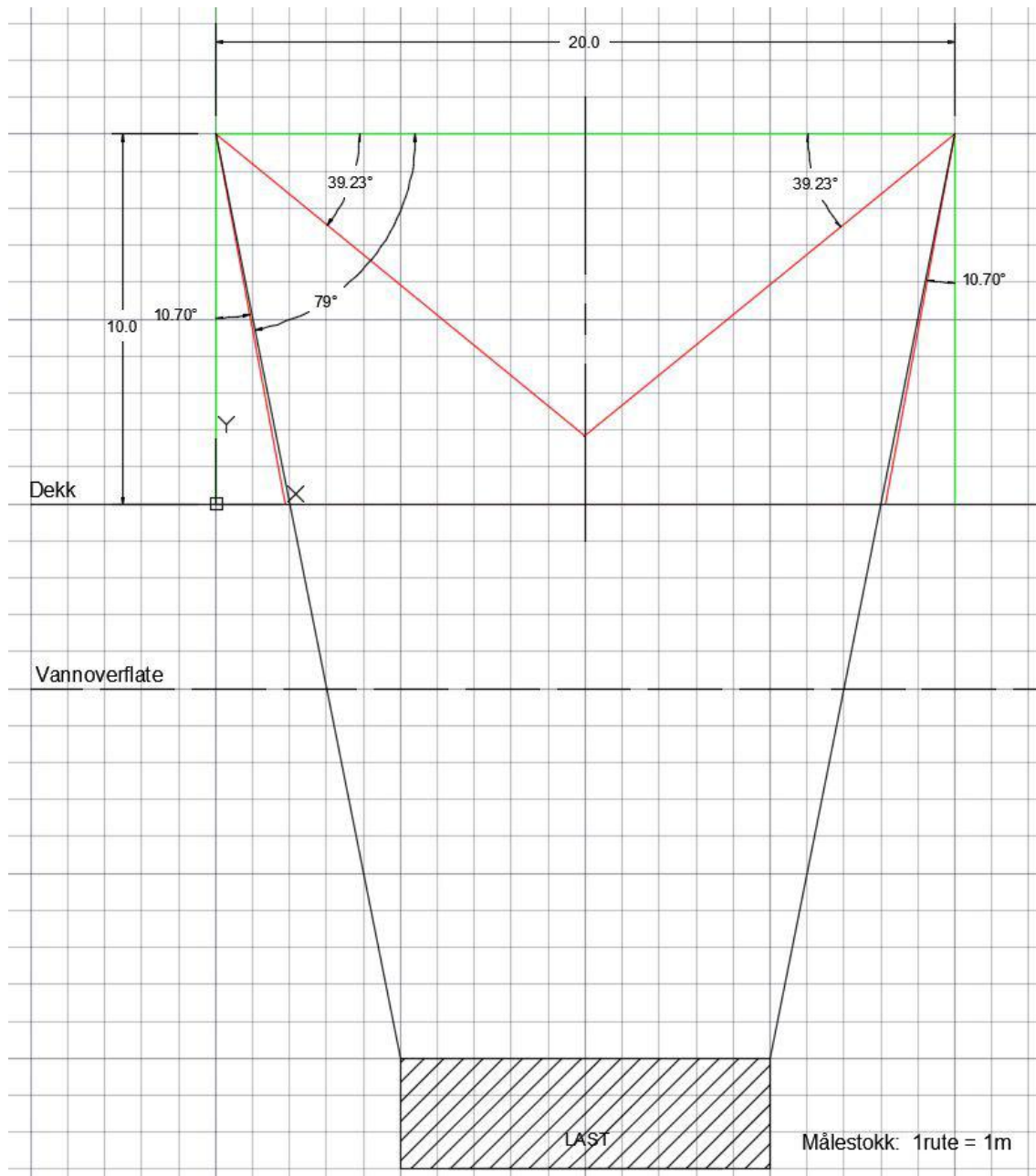
På samme måte det er mulig å definere projeksjon av restriksjonsvinkel $\angle\gamma_r = 15^\circ$ med vertikal akse. Projisert vinkel vil være på $\angle\gamma_p = 10,7^\circ$

Ut fra det ble det utarbeidet et diagram som lett tillater å vise hvor stor margin i høyden en last kan ha, hvis man ser fra et synspunkt på skipsdekket. Figur 6.6 viser et slikt diagram som ligger på et rutenett med målestokk 1 rute = 1 meter. Lasten som vises på figuren har følgende størrelse: 10x10x3 m. Det vil si at lasten vil ha løftemarginen i ca. 2,9 m ($H_{\text{løft}}$ på diagrammet) til at restriksjonsvinkelen θ vil oppnå sin kritiske verdi i 30° .



Figur 6.6 Et diagram for dekkpersonell

På figur 6.7 vises en situasjon der wirene nærmer seg til restriksjonsvinkel med vertikal akse. Her måtte det bemerkes at vinkel i 79° er en vinkel som dekkspersonell observerer fra skipsdekket.



Figur 6.7 Nedsenket last på diagrammet for dekkspersonell

For å finne en virkelig vinkel i forhold til restriksjonsvinkelen med vertikal akse ($\angle \gamma_r = 15^\circ$) må den prosjesertevinkelen konverteres tilbake:

$$\tan \theta_r = \frac{H_m = 25m \text{ (fra diagrammet ovenfor)}}{10\sqrt{2} \text{ (fra figur 6.5)}} \rightarrow \angle \theta_r = \tan^{-1} \frac{25m}{10\sqrt{2}m} = 60,5^\circ \rightarrow$$

$$90^\circ - 60,5^\circ = 29,5^\circ$$

6.3 Aktuelle beregninger

For å få klart definerte driftsparametere som sikrer at kran er egnet til en viss type operasjon, må det bestemmes de operative tilstander som vanligvis uttrykkes ved kombinasjoner av følgende parametere [29]:

“Dynamic Amplification Factor”, vindhastighet, løfte linjen vinkel toleranser i forhold til kranen, statisk “heel” og “trim” av kranfartøy, kranenes tips bevegelser og akselerasjoner som skyldes bølger, bevegelser og akselerasjoner av fartøyet lasten løftes fra, bølgeforhold, relativ bølge- eller fartøyretning osv. Det bør også tas i betraktning det faktum at det utviklede løfte-systemet har fire wirer med en viss vinkel i forhold til horisontalplanet. I samsvar med standard må den mest ugunstige lastfordelingen mellom wirer beregnes.

6.3.1 DAF

I marin anvendelse benyttes det ofte såkalt “Dynamic Hook Load” (DHL) som ikke må være større enn produktet av “Dynamic Amplification Factor” (DAF) og “Safe Working Load” (SWL):

$$DHL < DAF * SWL$$

For å oppfylle denne betingelsen bør det vurderes og regnes forskjellige komponenter som er involvert i beregningene.

Alle løfte utstyr til marin anvendelse er utsatt for dynamiske krefter. Disse kreftene skyldes forskjellige parametere, f.eks. værforhold, type av kran, stivhet av kranens bom og løftesystemets komponenter, type av fartøy, vekten av last osv. Hensyn til disse dynamiske krefter tas i en dynamisk faktor (DAF).

I DNV-OS-H205 Lifting Marine Operations: Lifting Operations (side 18) er det oppgitt verdiene for DAF (tabell 2). Disse verdiene anses som minimale anbefalte faktorer for løfteoperasjoner i luft. Det forutsattes at løfteoperasjonen ikke utføres under ugunstige forhold.

Tabell 2 Dynamisk faktor (DAF)

Table 3-1 Dynamic Amplification Factors¹⁾

SHL (Static Hook Load)	DAF Onshore	DAF Inshore	DAF Offshore
3 ²⁾ – 100 t	1.10	$1.07 + 0.05\sqrt{100/SHL}$	$1 + 0.25\sqrt{100/SHL}$
100 - 300 t	1.05	1.12	1.25
300 - 1000 t	1.05	1.10	1.20
1000 - 2500 t	1.03	1.08	1.15
> 2500 t	1.03	1.05	1.10

For å utføre en mer nøyaktig beregning av DAF ble det anvendt en formel som står i DNV-Standard for Certification 2.22 (side 40), ofte merket med greske bokstaven Psi:

$\psi = 1 + V_R * \sqrt{\frac{k}{W * g}}$, der V_R er relative hastighet mellom lastkroken og tidspunktet for “pick-up”, k er stivhet koeffisient, også kalt “fjærkonstant”, W er arbeidsbelastning og g er tyngdeakselerasjon.

I dette arbeidet ble det benyttet data til et eksisterende skip, “Havila Phoenix”, som tilhører DeepOceans flåte. Beregninger av DAF vises i vedlegg 1.

Det var regnet ut at $\psi = 2,64$ ved gitte parametere.

DAF er en stigende koeffisient som benyttes i en generell formel for å definere dynamiske belastninger på kroken DHL. DHL beskrives i DNV-OS-H205 Lifting Marine Operations (side 22) med følgende formel:

$DHL = DAF(W + W_{rig}) + F(SPL)$, der SPL er “Special Load”.

Som det står i DNV-OS-H205 Lifting Marine Operations (side 16) kan SPL inkludere ulike belastninger, blant annet hydrodynamiske krefter, dynamiske belastninger som skyldes vind og andre type utypiske påvirkninger.

6.3.2 Hydrodynamiske krefter

Hydrodynamiske krefter er en viktig del av dynamiske belastninger. Disse kreftene kan overstige lastens vekt flere ganger. Den generelle likning som tar hensyn til alle krefter beskrives ved hjelp av såkalt “Morison equation”, eller “MOJS equation”¹²,

$$F = \underbrace{\rho V \dot{u}}_a + \underbrace{\rho C_d V (\dot{u} - \dot{v})}_b + \underbrace{\frac{1}{2} \rho C_d A v^2}_c, \text{ der } \dot{u} = \frac{du}{dt} \text{ og } \dot{v} = \frac{dv}{dt}$$

Ledd a) er Fruode-Krylov kraft [31]. Det første leddet skal ikke anses i dette arbeidet, fordi det beskriver et spesielt tilfelle der en diffraksjons kraft oppstår på grunn av at et flytende legeme forårsaker bølgeforvrengning.

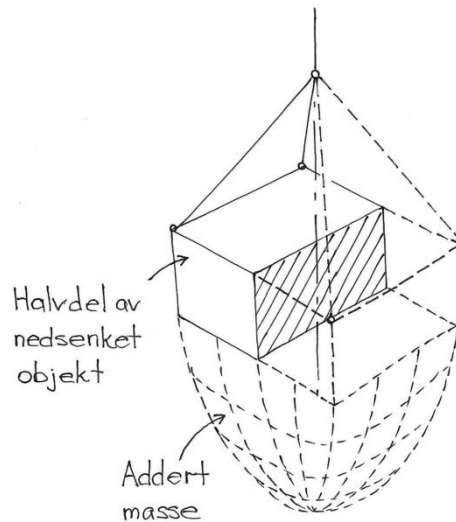
Ledd b) er en hydrodynamisk kraft, og c) er strømningsmotstand, eller hydrodynamisk drag [32], mest sannsynlig først beskrevet av den engelske fysikeren John William Strutt.

Den totale dynamiske massen av et bevegelig legeme som henger på ei snor under vann kan beskrives ved hjelp av følgende formel:

$$\vec{S}_{snor} = (m_{i\ vann} + m_{add}) * \vec{a} + \vec{F}_{drag} + \vec{F}_{i\ vann}$$

¹² MOJS equation – etter fire forsker Morison, O'Brien, Johnson and Schaaf som innførte likningen i 1950 [30]

Der S_{snor} er totale kreftene som oppstår i snora lasten henger på. Formelen består av tre ledd, der de to første leddene beskriver hydrodynamiske belastninger. Det første leddet beskriver hydrodynamisk kraft, og inkluderer såkalt addert masse. Addert massen er faktisk en masse av vann som vil forflyttes med et legeme under vannet, hvis dette legemet akselererer seg. Figur 6.8.



Figur 6.8 Addert masse

Addert masse avhengig av legemetsgeometri og størrelse. For eksempel addert masse til ei kule blir $m_{add} = \frac{1}{2} \rho * \frac{4}{3} \pi R^3$. Ut fra definisjonen at masse tetthet er en mengde av masse i en volum enhet ($\rho = \frac{m}{V}$) er det klart at $\frac{4}{3} \pi R^3$ er kulens volum. Masse som skyldes akselerasjon under vannet er altså består av addert massen og masse til legemet i vann. Massen til legemet i vannet defineres ved hjelp av Arkimedes lov, $G = F - O$, der O er oppdriftskraft i vann, og er $O = \rho V g$.

Det annet ledd av likningen er strømningsmotstand, eller såkalt hydrodynamisk drag, der C er en dimensjonsløs størrelse som brukes til å kvantifisere drag eller motstand av et legeme i et fluid miljø, for eksempel luft eller vann. Det siste leddet er en statisk kraft legemet har under vannet.

I vedlegg 2 vises det en detaljert utregning av total dynamiske masse for et tilfeldig rektangulært legeme med dimensjoner 10x10 m. Nederst vises det at til og med en relativt lav akselerasjon på $1,09 \text{ m/s}^2$, den totale dynamiske masse er:

$$S_{snor} = (604 \text{ kN} + 277,4 \text{ kN}) + 852,1 \text{ kN} = 1733,5 \text{ kN}$$

Det må bemerkes at ved bruk av moderate verdier for akselerasjon og hastighet viser beregninger at de hydrodynamiske krefter er litt større enn legemets vekt i vann. Ved en litt større verdi for akselerasjonen kan addert masse bli på flere ganger større enn masse til lasten selv. Rent matematisk trengs det å benytte et stort tall til DAF, men praktisk er det ikke

hensiktsmessig. Ved utføring av virkelige løfteoperasjoner skal det ikke fås en slakk wire. Wiren holdes bestandig strammet for å unngå ugunstig øking av akselerasjon. Siden de hydrodynamiske kreftene kan virke både oppover og nedover antas det at de totale hydrodynamiske kreftene ikke skal overstige vekten til nedsenket legeme i vann, det vil si $DHL < 2.0 * SWL$. Hvis denne betingelse ikke tilfredsstilles i de fleste situasjoner vil det bety at lavere sjøtilstand skal forventes.

6.3.3 DHL

I eksempelet vist ovenfor ble det tatt maksimal vekt til en gjenstand sammen med et relativt stort projiserende areal. For å unngå store hydrodynamiske belastninger antas det at nedsenking av slike store objekter skal utføres i mer eller mindre god værtilstand.

Ovenfor ble det også vist at $\psi = 2,64$. Til tross for at denne verdien er større enn det som vanligvis brukes under virkelig løfteoperasjoner skal denne verdien likevel brukes for dimensjonering av løftesystemetskomponenter.

I dette tilfellet er det tydelig at hiv-kompenserings systemer kan være svært aktuelle.

Det var vist ovenfor at DHL defineres ved hjelp av følgende formel:

$$DHL = DAF(W + W_{rig}) + F(SPL) = 2,64 * (100 \text{ tonn} + 4 \text{ krør med kulekrok} * 5 \text{ tonn}) + 173,3 \text{ tonn} = 490,1 \text{ tonn}$$

Dette eksemplet ble bruk bare for å vise at DHL kan ha ganske store verdier, og avhenger av størrelsen til et bestemt objekt, objektens gjennomsnittlig massetetthet, akselerasjon og objektets fart. Samtidig var det forklart at i de fleste praktiske oppgaver gjelder det følgende antagelse:

$$DHL = DAF * SWL = 2,0 * SWL$$

I dette arbeidet har DAF en verdi litt større enn 2,0, og derfor antas det at DHL vil ha en verdi på:

$$DHL = DAF * SWL = 2,64 * (100 \text{ tonn} + 20 \text{ tonn}) = 316,8 \text{ tonn} = 3168 \text{ kN}$$

Denne verdien skal brukes i videre arbeid.

6.3.4 MBL for wire

I delkapittel 6.2 var det bestemt at når wirer oppnår en kritisk vinkel i 30 grader med horisontal planet vil det oppstå en kraft som er lik 50 % av total lastevekt i hver av disse fire wirene. SWL i forhold til oppgave antas på 100 tonn.

$$SWL_{wire} = 0.5 * 100 \text{ tonn} = 50 \text{ tonn} = 500 \text{ kN}$$

SWL trengs for å definere “Safety Faktor” (SF) som i sin tur er nødvendig for å regne ut “Minimum Breaking Load” (MBL). I DNV-Standard for Certification 2.22 (side 54) står det at sikkerhetsfaktor (SF) for ståltau skal være større enn 3, men behøver ikke å overstige 5. Det finns to formler for å definere SF. I dette arbeidet skal begge formlene brukes for å velge den løsningen som best tilfredsstillende betingelsene:

$$1) SF = \frac{10^4}{0.885 * SWL_{wire} + 1910} = 4,1$$

$$2) SF = 2,3 * \psi = 2,3 * 2,64 = 6,07$$

Standarder anbefaler ikke å overskride SF mer enn 5. Denne verdien ble valgt for videre utregning. I DNV-Standard for Certification 2.22 (side 54) står det at MBL til et ståltau ikke skal være mindre enn:

$$MBL = SF * SWL_{wire}$$

$$MBL = 5 * 500 \text{ kN} = 2500 \text{ kN} = 250 \text{ tonn}$$

Skrå laster er ekstra laster forårsaket av utstyrets fabrikasjonstoleranser og andre usikkerhetsmomenter med hensyn til asymmetri og tilhørende kraftfordeling i riggens ordning.

Disse belastningene kan oppstå på grunn av unøyaktigheter av slyngenes lengde, fabrikkasjonstoleranser av festningspunkter for kroker, nedbøyninger av løftet objekt, geometrien av krankrok, “multi”-løftekrok, dobbelt stropper.

For skråwirer benyttes vanligvis en koeffisient “Skew Load Factor” (SKL) som oppgis i DNV-OS-H205 Lifting Marine Operations (side 19). En last med fire festningspunkter danner et statisk ubestemt system, der det ikke er mulig å definere hvor mye av total belastningen hver av fire wirer tåler. Derfor foreslår standarden å beregne såkalt SKL-koeffisient, som beskriver faktisk usikkerhet i belastningsfordelingen i dette statiske ubestemte systemet. For eksempel SKL til 4-punkts symmetrisk løftrigging kan defineres med følgende formel (DNV-OS-H205 Lifting Marine Operations Appendix A side 41):

$$SKL_{sl} = 1 + \varepsilon / (\varepsilon + \varepsilon_{add}), \text{ der}$$

ε - Gjennomsnittlig belastning i slyngene på kroklast 1,3 DHL (ingen skrå belastning antatt)

$$\varepsilon = \frac{1,3 * DHL}{A * E * \sin \theta}$$

DHL - Dynamic hook load [kN]

A - Areal [mm]

$$A = 3,14 * d^2$$

d - Diameter av sling [mm]

E - Young modul til sling. For ståltau er $E = 70\,000$ MPa normalt akseptabelt

ε_{add} - Tilsvarende ekstra belastning som inkluderer effekten av objektet nedbøyning. For de fleste tilfeller er:

$$\varepsilon_{add} = 0,0035 * \sin \theta$$

θ - Gjennomsnitt slynges vinkel fra horisontalplanet

ε_0 - Total fremstillingstoleransene av slynge og festeøye (eller mulig lengde avvik) som en funksjon av slyngen lengde

$$\varepsilon_0 = \frac{\text{total tolerance}}{\text{sling lengde}}$$

Deretter substitueres SKL med DHL til en sling for å definere total kraft:

$$F_{design} = \frac{DHL}{4 * \sin \theta} * SKL, \text{ der } \sin \theta \text{ er en vinkel som wirer danner med horisontal planet.}$$

For å utføre en grov beregning kan det benyttes for eksempel en maksimal verdi for SKL som finnes i standard i DNV-OS-H205 Lifting Marine Operations (side 19), der $SKL = 1,6$. Samtidig ble det vist ovenfor at $DHL = 316,8$ tonn. Altså, kan total dimensjonerende kraft ha en verdi på:

$$F_{design} = \frac{316,8 \text{ tonn}}{4 * \sin 30} * 1,6 = 253,44 \text{ tonn}$$

Denne verdien er ganske likt med verdien som ble funnet for MBL ovenfor.

Siden utviklet konstruksjon har utypisk ordning er det litt vanskelig å definere hvilken verdi for MBL vil gi en tilstrekkelig sikkerhet. Det ble derfor bestemt å dimensjonere stålwire i henhold til DHL, det vil si $MBL = DHL = 316,8$ tonn.

6.3.5 Vindbelastning

For den første fase av en løfteoperasjon kan det være hensiktsmessig å beregne vindkraft som virker på konstruksjonen. I dette tilfellet benyttes den samme formel som det står i "Morison equation" for hydrodynamisk drag. Eneste forskjellen er at her snakkes det om en annen type av fluidstrøm, altså om luften. $\sin \alpha$ beskriver her en angrepsvinkel.

$$\vec{F} = \frac{1}{2} \rho v^2 AC \sin \alpha$$

Beregninger av vindkraft vises i vedlegg 3.

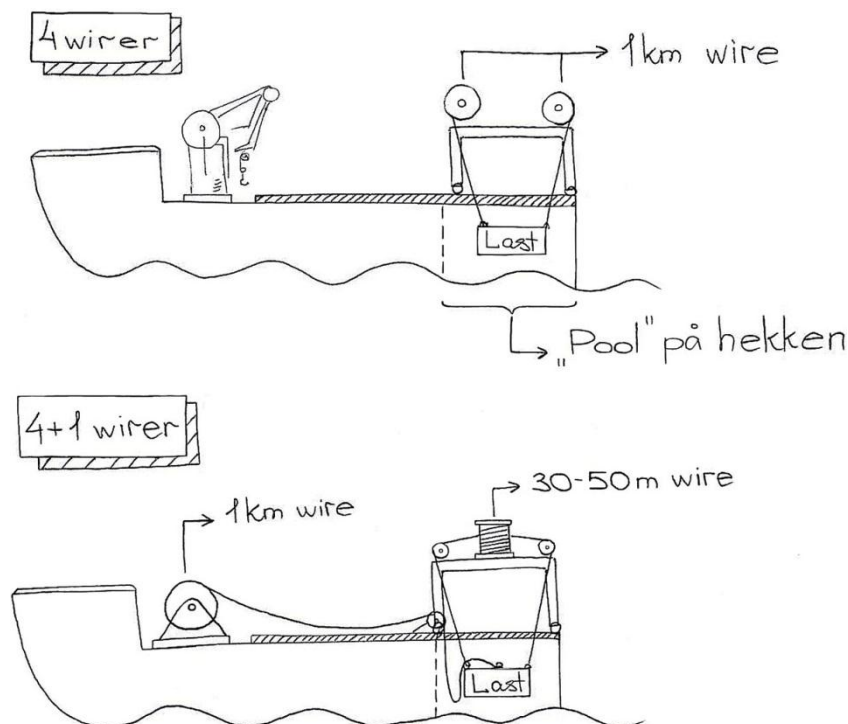
$$\vec{F}_{\text{arbeidstilstand}} = 45,8 \text{ kN}$$

$$\vec{F}_{\text{ute av drift}} = 35,6 \text{ kN}$$

Siden dynamiske krefter som skyldes vind er små i forhold til hydrodynamiske krefter skal konstruksjonen dimensjoneres med hensyn til hydrodynamiske krefter.

6.4 4 vinsjer eller 4+1 vinsjer

Opprinnelig var det tenkt å bruke alle fire vinsjer med en forhåndsbestemt lengde som vil være lik den beregnete dybden lasten skal sjøsettes. Senere ble det foreslått en annen ordning der de fire wirer som fikserer last i rommet ville ha relativt kort lengde for å passere såkalt plaskesonen, for eksempel på 30-50 meter lengde. Deretter fortsettes sjøsettingen ved bruk av et langt tau med lengde opp til flere kilometer. Figur 6.9.



Figur 6.9 To varianter av vinsjordning

Med den andre konfigurasjonen vil det være nødvendig å løsne disse fire stabiliserende wirene fra lasten. Dette kan bli gjort ved hjelp av en ROV. Strengt tatt trengs det ikke å mobilisere ROV-en for å løsne wirene, istedenfor kan det utvikles en mekanisme for å løsne disse wirene på en mekanisk måte fra skipsdekket. Likevel er ikke bruk av ROV-er sjeldent

ved utføringen av slike operasjoner. Det ble utført en del foreløpige utregninger for å definere total vekt av alle wirer med trommel. Deretter ble det bestemt at varianten med “4+1” antall vinsjer burde foretrekkes. Ordningen med fire vinsjer på kranen og en stor vinsj med trommel på skipsdekket avlastet konstruksjonen på ca. 20 tonn. Det ble også foreslått å vurdere en mulighet for å benytte en spesiell type av tau fra leverandøren Dyneema [33]. Et slikt tau lages av en syntetisk fiber og er derfor flere ganger lettere enn stålwire med samme diameter uten å få tap i styrken.

6.5 Komponent og material valg

a) Valg av bjelke for bærekonstruksjon.

Ved valg av bjelker bør en konstruktør vurdere følgende parametere:

- material
- helst en type profil for hele konstruksjonen
- tilgjengelighet av ønsket størrelse
- egenvekt
- torsjonsstivhet og stivhet i andre retninger
- sveisbarhet
- toleranser
- korrosjon på grunn av samling av vann
- kostnad
- bedriftsstandard
- sekundærfunksjoner
- overflate størrelse i forbindelse med beskyttelse på overflaten ved farging
- inspeksjonsvennlighet

DNV-Standard for Certification 2.22 (side 16) beskriver type av material i designet konstruksjon. For å velge en riktig type av stål bør det benytte såkalt design temperatur (T_D). Den utviklede konstruksjonen skal anvendes i marin sektor og kan defineres som en “Offshore Crane” (tabell 3). I henhold til denne tabell, er $T_D = -20^\circ$.

Tabell 3 Design temperatur

Table 1-1 Design temperature for Lifting Appliances.		
Type of Lifting Appliance	Design temperature	Corresponding Extreme Low Temperature
Shipboard/Industrial Cranes	-10°C	(-30°C)
Offshore Cranes	-20°C	(-40°C)
Engine rooms and other similar spaces with controlled temp.	+10°C	(0°C)

Vanligvis utføres slike konstruksjoner av konstruksjonsstål med en flytegrense på 355 MPa. Det skal benyttes en tabell fra DNV-Standard for Certification 2.22 (side 29) for å definere tykkelse av en bjelke som skal brukes til løftesystem (tabell 4).

Tabell 4 Definisjon av ståltykkelse

Table 1-1 Impact test temperatures for welded structural steel				
Material thickness t in mm	Impact test temperature in °C ¹⁾			
	Structural steel for primary members ²⁾		Structural steel for secondary members ²⁾	
	Offshore cranes	Shipboard cranes/ Industrial cranes	Offshore cranes	Shipboard cranes/ Industrial cranes
$6 \leq t \leq 12$ ³⁾	$T_D + 10$	$T_D + 20$	Test not required	Test not required
$12 < t \leq 25$	T_D	$T_D + 10$	Test not required	Test not required
$25 < t \leq 50$	$T_D - 20$	$T_D - 10$	T_D	$T_D + 10$
$t > 50$	$T_D - 40$	$T_D - 30$	$T_D - 10$	T_D

¹⁾ For steel with yield stress below 500 MPa, the test temperature need not be taken lower than -40° C. For steel with yield stress above 500 MPa, the test temperature shall not be taken higher than 0° C and not lower than -60° C.
²⁾ See [1.2.1] for definitions.
³⁾ For plate thickness less than 6 mm, Charpy V testing will not be required.

I henhold til tabellen skal bjelkens tykkelse være større enn 25 mm men ikke større enn 50 mm. Den største tykkelsen har blitt fastslått eksperimentelt, og det ble bevist at en ytterligere økning av tykkelsen ikke er hensiktsmessig.

Når det gjelder profilvalg ble det ansett at i bjelker med åpne tverrsnitt, for eksempel H- og I-bjelker, som utsettes for belastninger om sin sterke akse, kan det oppstå såkalt vippingfenomen. Vipping er et stabilitetsfenomen som karakteriseres med bjelkens deformasjon på grunn av bøyning om bjelkens svake akse som foregår sammen med rotasjon av bjelketverrsnitt. Dette fenomenet er uaktuelt for lukkede tverrsnitt. I delkapittel 6.1 ble det vist et fritt-legemediagram som viser at alle bjelker i konstruksjonen utsattes for trykk. Det forventes også store momenter i en slik konstruksjon. Gitt disse betingelser ble det valgt en sammensatt bjelke – TUBO 800x800x30.

b) Stålwirer og Dyneema-tau.

Før et passende ståltau ble valgt, ble det vurdert noen leverandører. Den norske leverandøren Erling Haug AS ble valgt [34]. I vedlegg 4 vises to typer av wirer som kan benyttes i løftesystemet.

Det ble bestemt å velge stålwirer med diameter på 63,5 mm. Vekt av total wirers lengde skal være på: $W_{wire} = 50 m * 4 * 17,8 kg/m = 3560 kg = 3,560 tonn$

For wiren som skal utføre nedsenkningen helt til havbunnen skal Dyneema-tau benyttes. Det kan bemerkes noen viktige fordeler den type av tau har i henhold til en vanlig stålwire: høy spesifikk styrke i forhold til en stålwire med samme diameter, gir nesten ingen vrिमoment ved eventuelt vridning, lav vekt (valgt tau er på ca. 7,7 ganger lettere ved samme

lengde), positiv oppdrift, og andre. I vedlegg 4 vises valgte Dyneema-tau som skal brukes i løftesystemet. Vekt av valgte tau med diameter på 64 mm og lengde i 1 km skal være på:

$$W_{wire} = 1000 \text{ m} * 230 \text{ kg}/100 \text{ m} = 2300 \text{ kg} = 2,3 \text{ tonn}$$

c) Trommel.

I DNV-Standard for Certification 2.22 (side 51) står det at diameter til trommel skal fastsettes med hensyn til type innskjæring (spor for wire på trommelen), bruksfrekvens, type av last, og egnethet til valgte type av stålwire (anviser av wirens produsent). Egnethet kan bestå av mange parameter: type av material, type av veving, fiberantall, høyre-/venstrehendte, og andre.

Standard forskriver at forholdet mellom diameter av trommel (D_t) og diameter av wire (d_w) normalt ikke skal være mindre enn 18 ganger. Det finnes en annen regel som forskriver at det burde foretrekkes tre lag på en trommel så lang dette er praktisk. Standarder tillater mer enn tre lag på en trommel, men da må det oppfylles en rekke spesielle betingelser. I dette arbeidet ble det valgt at trommelen skal ha maksimalt tre lag av tau. Det forskrives også at avstanden fra midten av det øverste laget av tauet til den ytre kant av trommelens flens skal være minst på 2,5 ganger av tauets diameter.

Det ble funnet en online-kalkulator (russisk) [35] som utfører en rask dimensjonering av trommelen. Kalkulatoren bruker 5 parameter, der en av disse kan være ukjent. I forhold til DNV-Standard ble det funnet fire parameterer trommelen må ha. Etter det ble det benyttet den online-kalkulatoren for å finne den siste parameter. I vedlegg 5 vises dimensjonering av trommelen både for stålwirene og Dyneema-tauet (alle parameterer på skjermbilder av kalkulatoren ble oversatt til norsk).

d) Skiver.

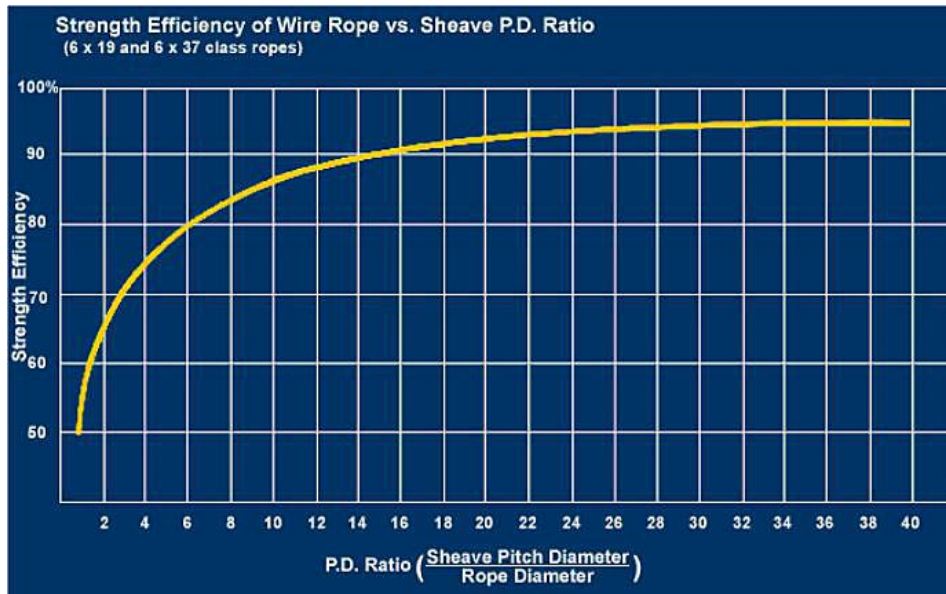
Dimensjonering av en skive skal være i samsvar med tilsvarende standard. I DNV-Standard for Certification 2.22 (side 55) står det at normalt skivediameter for ståltau svarer til et forhold $D_s/d_w = 18$, der D_s er diameteren av skive, og d_w er diameter av wire.

Samtidig i DNV-OS-H205 Lifting Marine Operations (side 27) står det at for å opprettholde ståltau i god stand skal wiren ikke bøyes rundt en diameter som er 4 ganger mindre enn den nominelle diameter av tauet.

Standarder og forskrifter utvikles av forskjellige forskningsinstitusjoner som stadig utfører forskning og oppdaterer standardene. Blant andre institusjoner finnes det ANSI¹³ og

¹³ ANSI – American National Standards Institute

CMAA¹⁴. På figur 6.10 vises det en graf som var utviklet av en bedrift som kalles Gunnebo Johnson Corporation basert på data fra ANSI og CMAA [36] “Specification No. 70 Multiple Girder Cranes”. På grafen vises det et forhold mellom tauets styrke effektivitet (angis i prosent av tauets nominelle styrke for et rett tau) og skivediameter. Data gjelder stålwirer klasser¹⁵ 6x19 og 6x37.



Figur 6.10 Forhold mellom tauets styrke, effektivitet og skivediameter

Siden stålwire ble dimensjonert med en god kapasitet antas det at wrens styrkeeffektivitet i forhold til skivediameter ikke må være mindre enn 80 % av den nominelle kapasiteten. Altså, forhold mellom skivediameter og wrens diameter må ikke være mindre enn 6 (se figur 6.10). Fra det er det mulig å finne skivediameteren:

$$D_s = d_w * 6 = 64 \text{ mm} * 6 = 384 \text{ mm}$$

e) Stål.

Det ble valg konstruksjonsstål med flytegrense S355. Et slikt stål har en rekke fordeler, blant annet god sveisbarhet på grunn av at konstruksjonsstålet ikke inneholder karbon mer enn 0,18 %. Det kan bemerkes at flytegrensen ikke vil overstige verdien rund 250 MPa hvis karbonet er eneste legeringselement. Større verdier til materialfastheten oppnås med tilsetning av andre legeringselementer, for eksempel mangan, molybden, wolfram, nikel, og andre.

¹⁴ CMAA – Crane Manufacturers Association of America

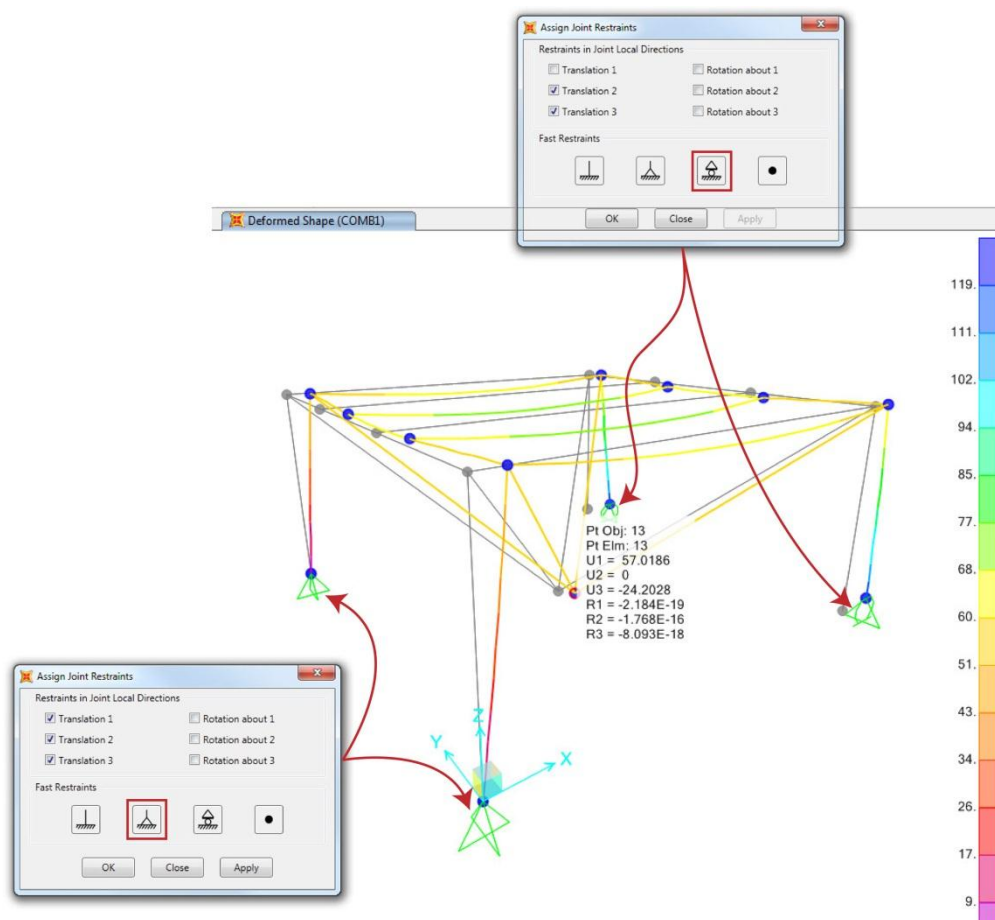
¹⁵ Stålwirer klasser avhengig av oppbygningen av tau (se vedlegg 4)

På grunn av et svært korrosivt miljø utføres farging av marine konstruksjoner i flere lag. I noen tilfeller er det totale laget så tykk at det kan fungere som en slags av dempingsbeskyttelse.

6.6 Styrkeberegninger, statisk analyse

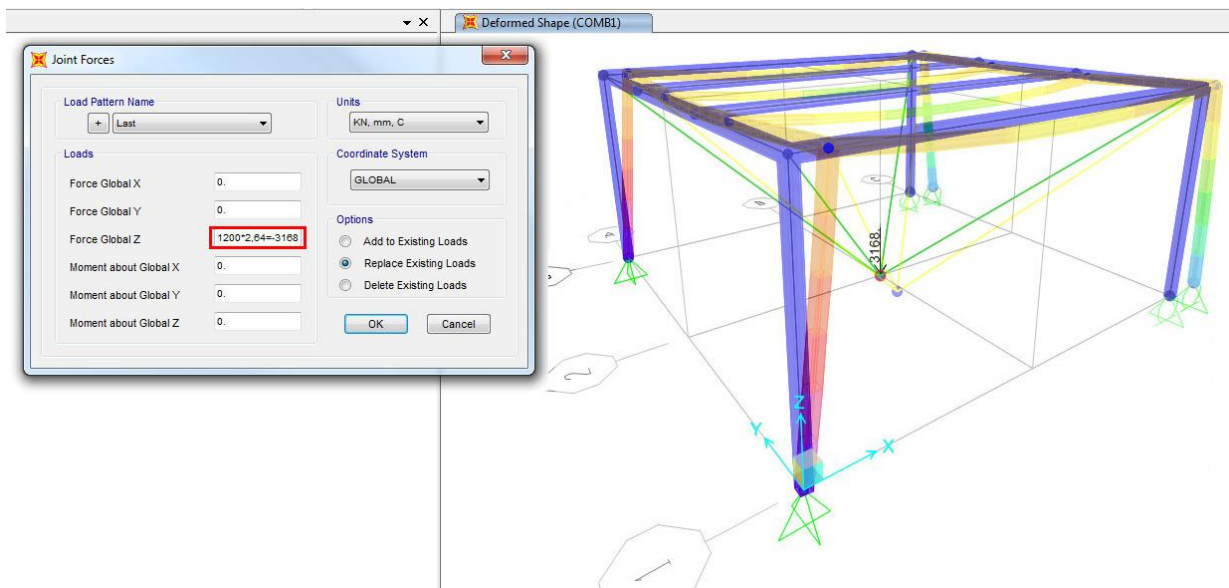
Med ankomsten av styrkeberegningsprogrammer som benytter numeriske finitte element metoder har styrkeberegningsprosess blitt vesentlig forenklet. Tiden som trengs for å utføre en simulering av kompliserte kombinerende belastninger ble redusert betydelig. I dette delkapittel blir det visst styrke beregninger med dimensjonering til hovedbærekonstruksjon av det utviklede løftesystemet i program SAP 2000.

Som det var beskrevet i forrige delkapittel ble det valgt en bjelke med kvadratisk standardisert hulprofil – TUBO400x400x35. Det var også bestemt å lage to støttebjelker inni den øverste ramme for å ha bærekonstruksjoner for videre installering av vinsj samme med organisering av teknisk tilgang til personell. Det ble brukt en standardisert bjelke HE 320B for denne funksjonen. På figur 6.11 vises opplagerbetingelser som ble bestemt i henhold til opplagerbetingelsesmodell som ble beskrevet i delkapittel 6.1 (se figur 6.1).



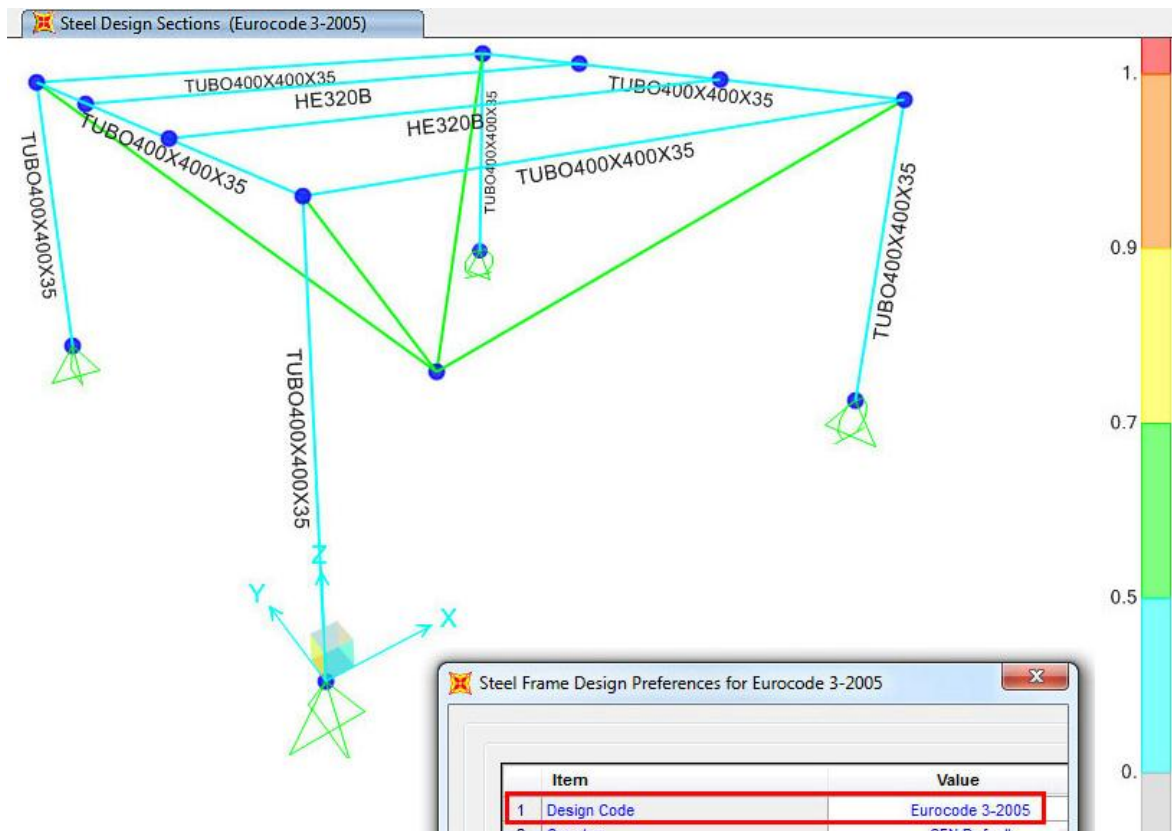
Figur 6.11 Opplagerbetingelser i SAP 2000

På figur 6.12 markeres det med rød den totale lastens kraft i henhold til beregningene som ble vist i delkapittel 6.3.3.



Figur 6.12 Total lastens kraft

Figur 6.13 viser bjelkens kapasitet i form av en fargekode. Lysblå betyr at det ble brukt opp til 50 % av bjelkens kapasitet i forhold til Eurokode 3-2005.



Figur 6.13 Bjelkens kapasitet i forhold til Eurokode 3-2005

6.7 Sideakselerasjoner, dynamisk analyse

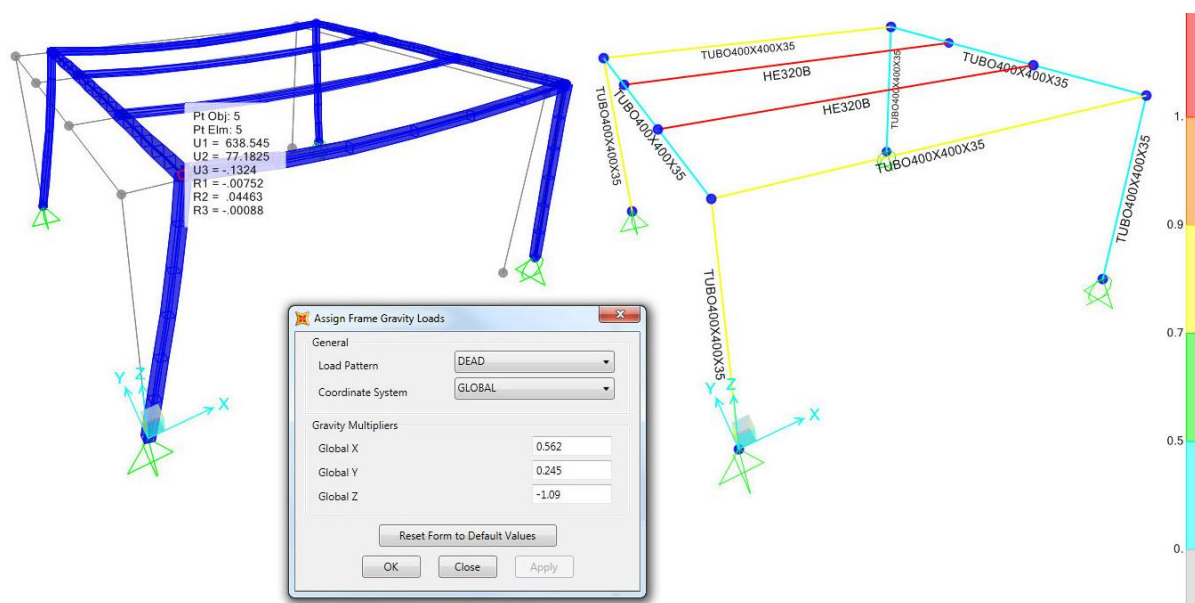
I begynnelsen av dette arbeidet ble det sagt at utstyr som anvendes i marin industri ofte er mer teknisk komplisert og sterkere enn tilsvarende utstyr på land. I forhold til styrkeberegninger må konstruksjoner for marin anvendelse være sterkere blant annet på grunn av sideakselerasjoner som skyldes skipets bølgebevegelse. Det skal brukes data for “Havila Phoenix” for å vise hvordan disse akselerasjonene påvirker konstruksjonens styrke (tabell 5).

Tabell 5 Akselerasjoner av et visst punkt med koordinater $[x, y, z] = [10, 5, 0]$

Acceleration of point (10,5,0) (m)							
	Surge	Sway	Heave	Roll	Pitch	Yaw	Z above wave
	(m/s ²)	(m/s ²)	(m/s ²)	(deg/s ²)	(deg/s ²)	(deg/s ²)	(m/s ²)
Significant Amplitude	0,301	0,130	0,577	0,280	0,735	0,133	N/A
3 hr Max Amplitude	0,562	0,245	1,090	0,526	1,387	0,251	N/A
Average Period (s)	9,945	8,798	8,584	9,210	8,704	8,878	N/A

Det ble antatt at mest ugunstig belastninger vil oppstå når løftesystemet kjører med last. Til tross for at de største akselerasjoner oppstår sjelden, bare når en stor bølge kommer i hver tredje time, skal i dette arbeidet disse uansett benyttes i styrkeberegninger som den mest ugunstige situasjon skipet kan få.

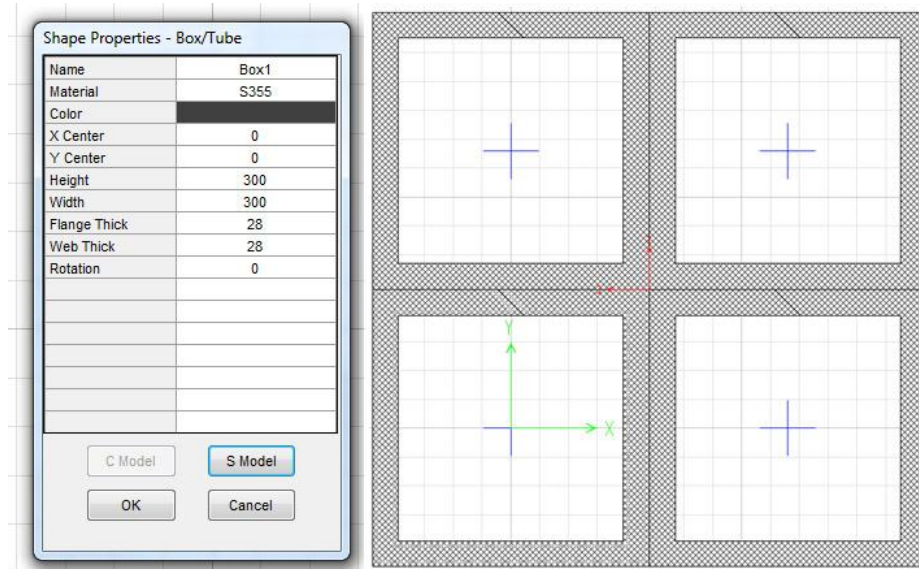
Figur 6.14 viser at sideakselerasjoner langs alle tre aksene forårsaker store deformasjoner i konstruksjon. Konstruksjonen fikk en forskyvning langs x-aksen i nesten 64 cm. Dette førte til at i to de bakerste føttene var bjelkens kapasitet brukt fra 70 til 90 %. Med fast innspent opplager oppfører konstruksjonen seg mer stabilt, men det blir ikke helt korrekt å bruke slike opplagerbetingelser når løftesystemet beveger seg på skinner.



Figur 6.14 Deformasjoner i konstruksjonen som skyldes sideakselerasjoner

Det er klart at konstruksjonen ikke tåler sin egen vekt ved gitte akselerasjoner ved antagelse at 50 % av bjelkens kapasitet ikke må overskrides.

I neste forsøk ble det benyttet en sammensatt bjelke som består av fire standardiserte bjelker TUBO300x300x28. Figur 6.15.



Figur 6.15 Tverrsnitt av en sammensatt bjelke som er laget av fire standardiserte bjelker

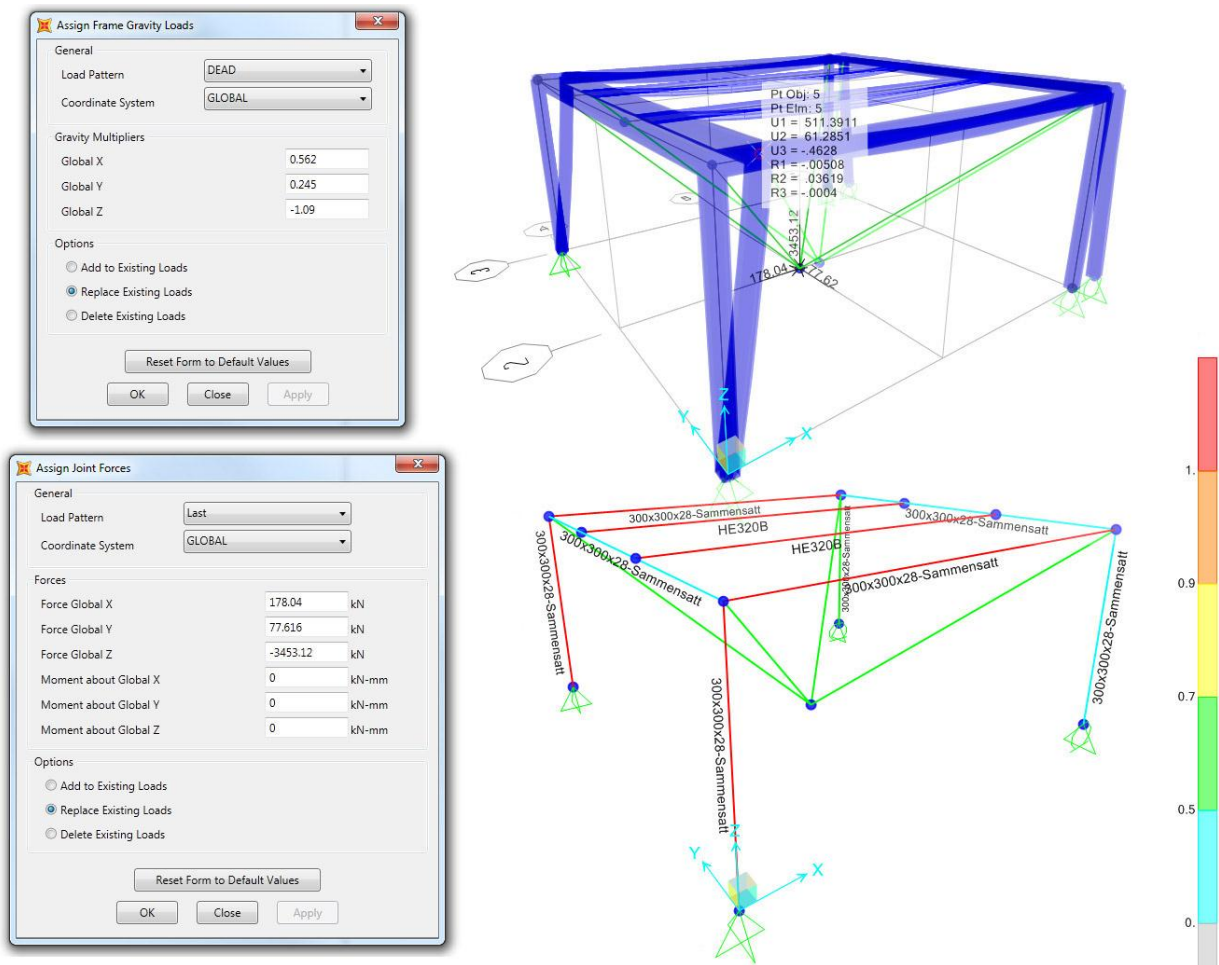
Strengt tatt vil den mest ugunstige situasjonen oppstå når disse sideakselerasjonene påvirker både på egenvekt av strukturen og last i hengende tilstand. I tillegg vil akselerasjonen langs vertikal akse summeres med tyngdeakselerasjon. I neste forsøk skal det benyttes akselerasjoner som virker både på last og egenvekt.

Først skal det regnes krefter som virker på lasten i alle retninger. Til tross for at DAF dekker belastningene knyttet til løftehastighet og lignende, skal disse kreftene som oppstår i alle retninger multipliseres med DAF (DAF=2,64), slik at det blir simulert en farligst mulig situasjon. På figur 6.16 vises både akselerasjonene som påvirker konstruksjonen selv og de resulterte kreftene som skyldes lastens akselerasjon.

$$\text{x-akse: } (SWL + W_{rig}) * \vec{a}_x * DAF = (1000 + 200) \text{ kN} * 0,562 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 2,64 = 178,04 \text{ kN}$$

$$\text{y-akse: } (SWL + W_{rig}) * \vec{a}_y * DAF = (1000 + 200) \text{ kN} * 0,245 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 2,64 = 77,616 \text{ kN}$$

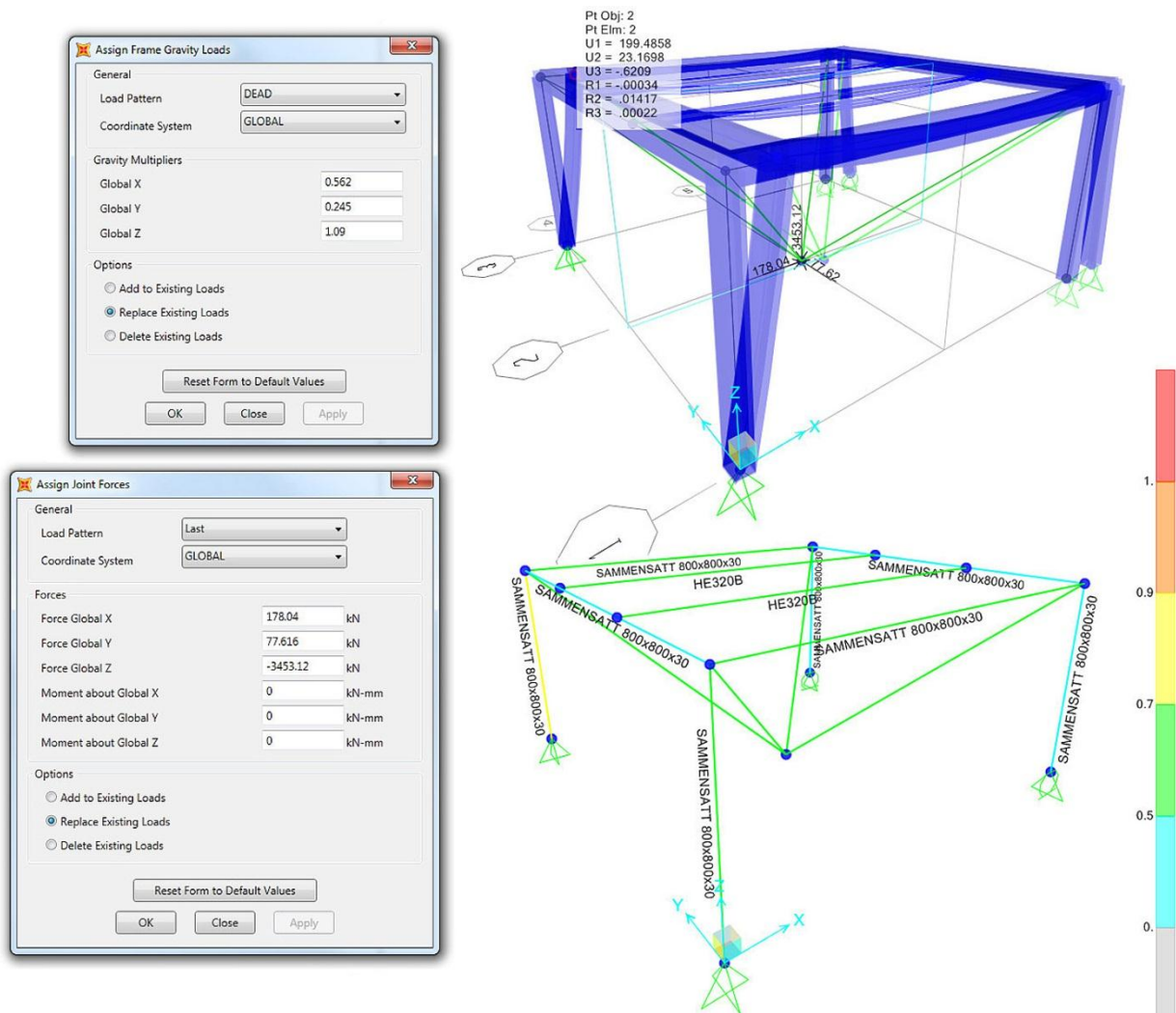
$$\begin{aligned} \text{z-akse: } (SWL + W_{rig}) * \vec{a}_z * DAF &= (1000 + 200) \text{ kN} * (9,81 + 1,09) \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 2,64 = \\ &= 3453,12 \text{ kN} \end{aligned}$$



Figur 6.16 Simulering med hensyn til sideakselerasjoner

Forskyvning langs x-akse er fortsatt ganske stor, ca. 51cm. Etter Eurokode 3-2005 tåler konstruksjonen ikke foreslått belastning.

Det ble bestemt å prøve med en ny sammensatt bjelke med følgende dimensjoner: 800x800x30. Figur 6.17.



Figur 6.17 Simulering med et nytt sammensatt tverrsnitt, 800x800x30

I denne simulerte situasjonen ble det brukt de største verdier til sideakselerasjoner som oppstår ganske sjelden. I tillegg ble styrkeberegninger utført i tilstanden der løftesystemet beveger seg med en last. Samtidig burde det tas hensyn til at ved en eventuell storm kan sideakselerasjoner øke vesentlig. Til tross for at løfteoperasjoner ikke utføres i et slikt vær kan egenvekt av konstruksjonen skape betydelig spenninger i feste punkter ved høye verdier til sideakselerasjoner.

Ved moderate sideakselerasjoner i situasjonen når løftesystemet kjører med last forblir strukturen i det lyseblå området i forhold til fargekode, altså opp til 50 % av bjelkens kapasitet blir brukt.

Størrelsen på 800x800x30 til bjelkens tverrsnitt skal brukes i videre arbeid.

6.8 Egenfrekvens og resonansfenomenet

I delkapittel 2.5 ble det fortalt om at egenfrekvens er et fysisk begrep som beskriver harmoniske svingninger av et oscillerende system. En konstruksjon kan oscillere med forskjellige unike mønstre på forskjellige frekvenser, som avhenger av konstruksjonens geometri og materialet konstruksjonen er laget av. Disse mønstrene kalles moduser (eng. “modes”). En viktig del av designprosessen er såkalt modal analyse, der det vises alle slike moduser med tilsvarende frekvenser. Dette gjøres for å sjekke at egenfrekvensen av en konstruksjon ikke faller sammen med frekvens av en ytre svingningskilde, for å unngå resonans.

I forhold til marin anvendelse av løfte- og andre type konstruksjoner kan det skyldes følgende ytre svingningskilder: motor med propell av et skip, periode av skipets bølgebevegelse, virvel avløsning fra vind, svingninger av hengendelast, og andre utypiske kilder av vibrasjoner.

Moderne programmer tillater å utføre en slik analyse. I dette arbeidet blir det vist en modal analyse i Ansys Workbench. De første to parametrene nevnte ovenfor måtte sjekkes grundig. Dette er på grunn av både turtall av propellen ved marsjfart og skipets bevegelse på bølger som kan skje i ganske lang tid, medfører til at amplitudens utslag av en resonerende konstruksjon blir så stor at konstruksjonen kan bli ødelagt.

Følgende data til et eksisterende skip “Havila Phoenix” ble brukt: normal rotasjonshastighet til propell (i marsj fart) – antas 200-300 RPM.

Dette gir frekvensen av den ytterste vibrasjon kilde på: $\frac{200-300 \text{ RPM}}{60 \text{ sekund}} = 3,33 - 5 \text{ Hz}$.

Gjennomsnitt periode av et punkt på skipsdekket med koordinater $[x, y, z] = [10, 5, 0]$ meter fra senterlinjen:

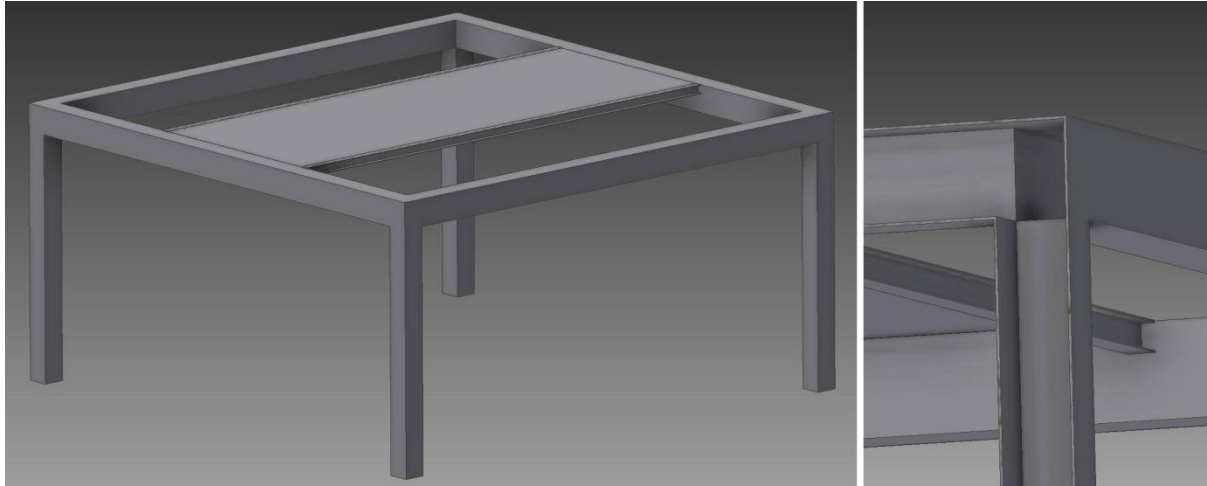
For “pitching” – 10,103 sek.

For “rolling” – 13,571 sek.

I følge definisjonen frekvens er omvendt proporsjonalt til periode, $f = \frac{1}{T}$

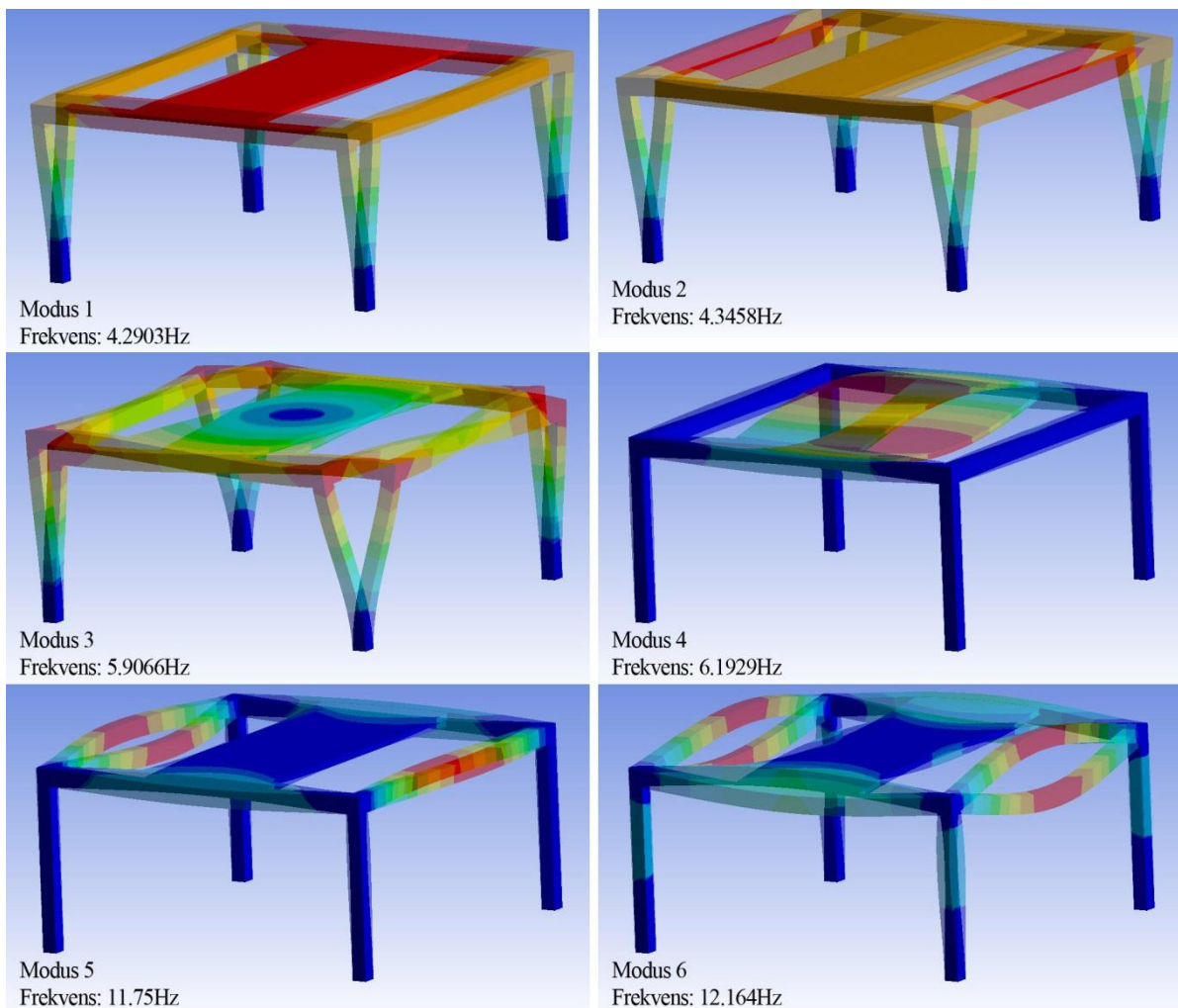
Dette gir at frekvensen til “pitching” er $\frac{1}{10,103 \text{ sek}} = 0,0989 \text{ Hz}$, og frekvensen til “rolling” er $\frac{1}{13,571 \text{ sek}} = 0,0737 \text{ Hz}$

For å utføre modal analyse var det først laget en 3D modell i Autodesk Inventor med tilsvarende dimensjoner og det valgte tverrsnittet. Figur 6.18. Den øverste platen ble spesielt lagt fordi den kan endre strukturens svingningsmønster – såkalt moduser.



Figur 6.18 3D modell av hovedstruktur i Autodesk Inventor

Modellen ble eksportert i Ansys, og det ble brukt følgende betingelser: fast støtte (eng. “fixed support”), 15°C, stål S355, 10 moduser til utregningen. På figur 6.19 vises de første 6 moduser med tilsvarende frekvenser. Fargekode viser totaldeformasjon i millimeter.



Figur 6.19 Svingningsmønster – moduser

Konstruksjonens laveste egenfrekvens er på 4.29 Hz. Skipets bølgebevegelse forårsaker frekvens på ca. 0,1 Hz. En uskreven regel sier at den laveste konstruksjonens frekvens bør være større enn frekvensen av en ytre kilde. Når det gjelder frekvensene til propellen viser analyse at frekvensene av to første moduser ligger i samme området mellom 3,333 Hz og 5 Hz. Det vil trolig være tilstrekkelig demping i hele systemet som vil forhindre amplitudens øking. Dessuten kan det bemerkes at det var en grov analyse. Konstruksjonen i virkeligheten ville ha mange forskjellige komponenter, som vinsjer, trommel, elektromotorer, bremsesystem og så videre, som skulle endre konstruksjonens egenfrekvens. Likevel, er stivhet av en konstruksjon som skal installeres på skipsdekket et viktig kriterie i modal analyse i forhold til marin anvendelse.

Det bør også bemerkes at vibrasjoner knyttet til egenfrekvens av et legeme bør betraktes ganske kritisk. Svingninger som oppstår en viss modus kan forårsake svingninger på andre moduser, særlig hvis modusens frekvenser multipler til hverandre. En god illustrasjon av et slikt fenomen kan være en musikalsk teknikk som kalles flageolett, der strengen ikke presses sterkt, men bare berøres litt til at strengens grunnfrekvenser dempes, og såkalte overtoner¹⁶ fremheves. Hvis overtonens frekvenser faller sammen med eller multipler med frekvenser av andre strenger kan disse strengene begynne å resonere sammen, og produsere en tydelig lyd.

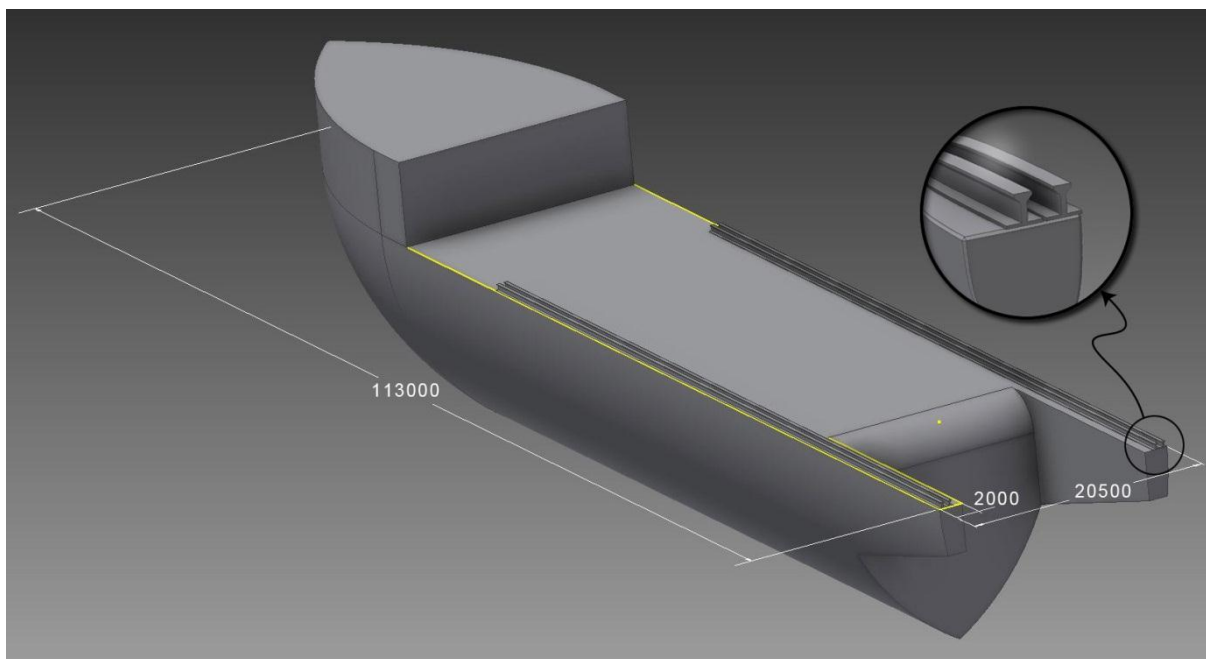
¹⁶ En overtone er en hvilken som helst frekvens som er større enn grunnfrekvensen av et oscillerende legeme. Både fundamentale toner og overtoner kalles deltoner i en matematisk analyse som fikk navn – fourieranalyse.

Kapittel 7

Konstruksjonsprosess

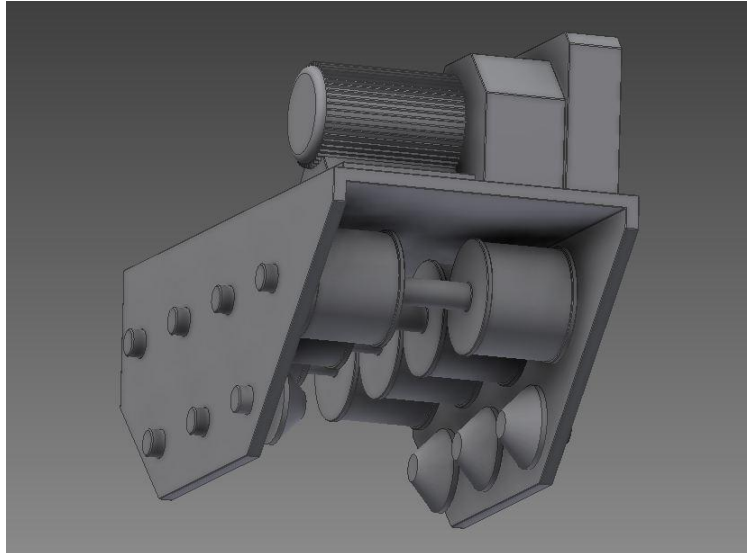
I dette kapitlet skal det vises et forslag til hvordan et slikt løftesystem kan bli konstruert. Dette forslaget er en anbefaling av en mulig ordning av viktige komponenter.

Det ble bruk et skip med følgende størrelser: lengde = 113m, bredde = 20,5m. Skipet utstyres med “pool på hekken” og doble skinner på hver side med på 70m. Figur 7.1.



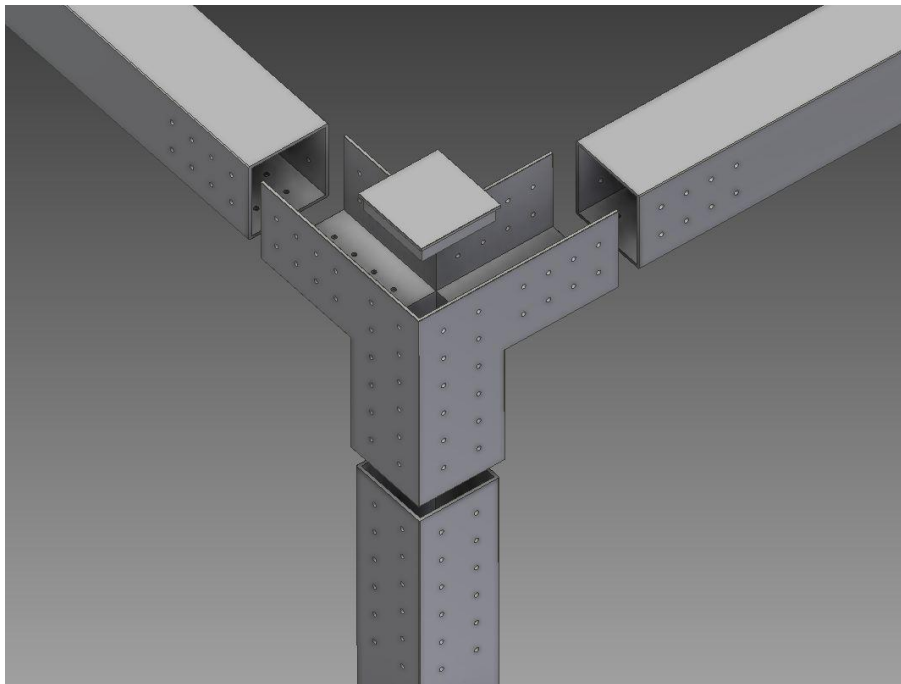
Figur 7.1 Skip med “pool på hekken og doble skinner

For å oppnå bedre stabilitet ble det foreslått å benytte en tralle med koniske støttehjul. Figur 7.2. Som drivekilder kan det bli brukt en elektrohydraulisk motor med girkasse og integrert bremsesystem.



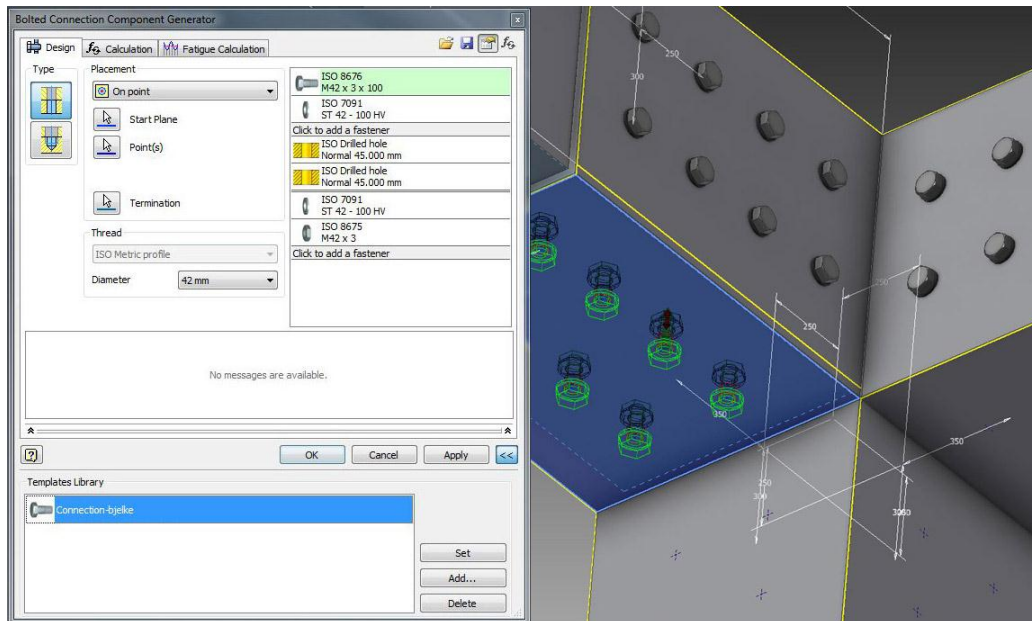
Figur 7.2 Tralle med koniske støttehjul

Bjelker med kvadratisk eller rektangulært tverrsnitt kan sammenføres på forskjellige måter. På figur 7.3 foreslås det en variant av en mulig sammenføyning der det benyttes et hjørne element.



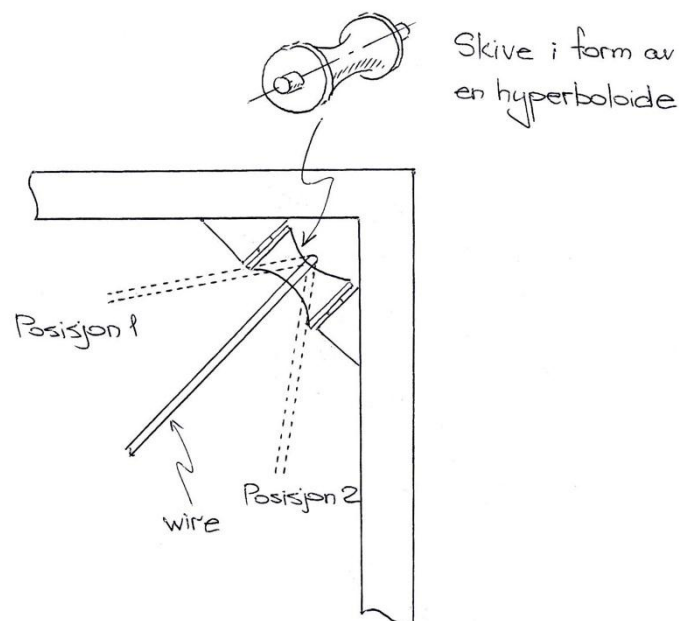
Figur 7.3 Sammenføyning av bærende bjelker

Bærende bjelker festes med dette hjørneelementet ved hjelp av boltforbindelse. Bolter, skiver og mutter velges i forhold til ISO standard. På figur 7.4 vises et eksempel på hvordan en slik boltforbindelse kan bli organisert.



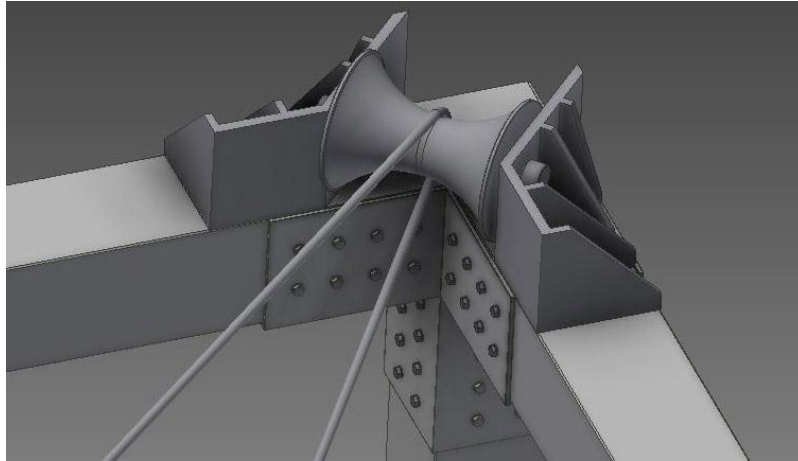
Figur 7.4 Boltforbindelse mellom bærendebjelker og hjørneelement.

For å gjøre det mulig å håndtere laster med forskjellige størrelser ble det foreslått å lage en skive i form av hyperboloide. En slik skive ville tillate å forandre vinkel til wiren etter den har passert skiven. Figur 7.5. Med posisjon 1 og 2 som vises på skisse markeres de to ytterste posisjonene wiren kan ha.



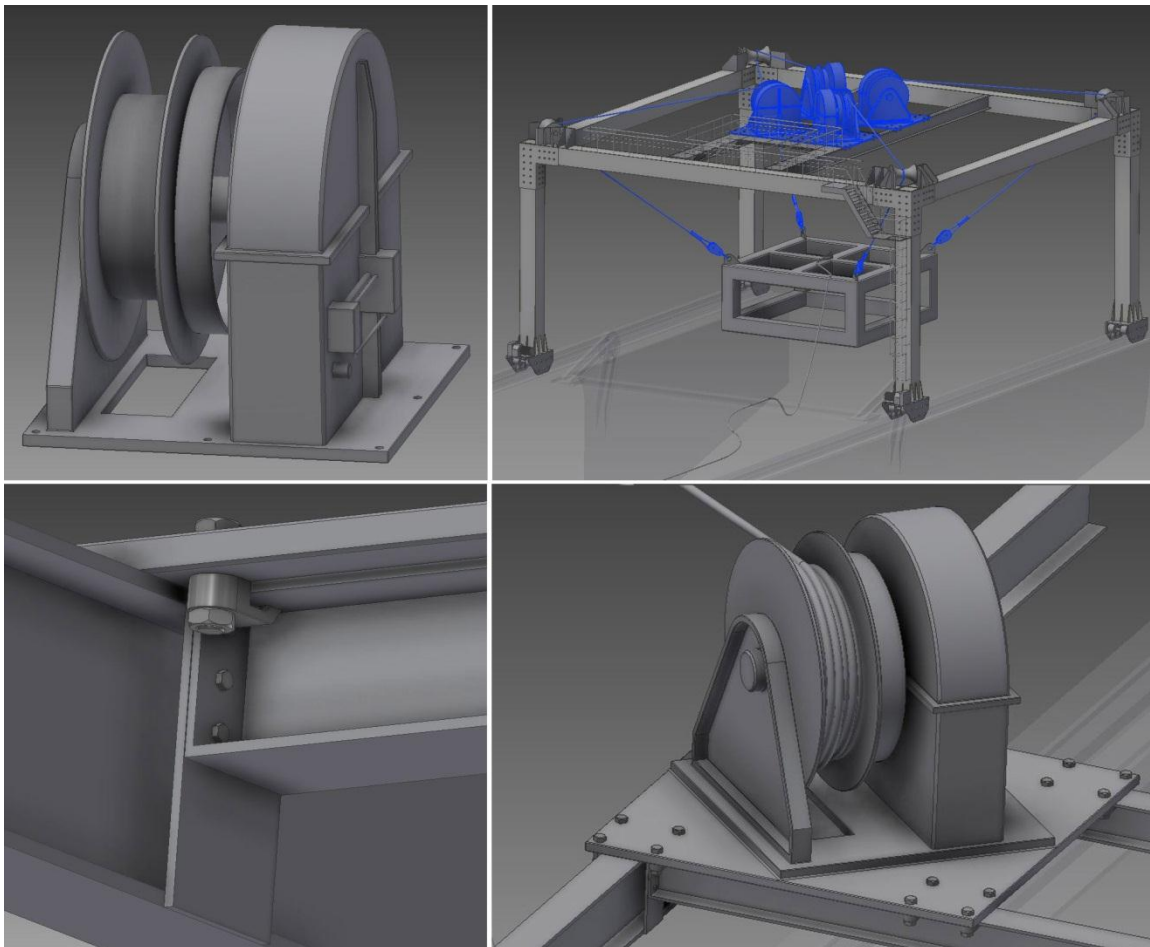
Figur 7.5 En skive i form av hyperboloide

Den minste diameter skiven har i sitt midtpunkt ble bestemt på 384 mm i forhold til generell dimensjonering til skiver som ble vist i delkapittel 6.5, punkt d). Figur 7.6 viser en variant av hvordan skiven kan monteres på bærekonstruksjonen.



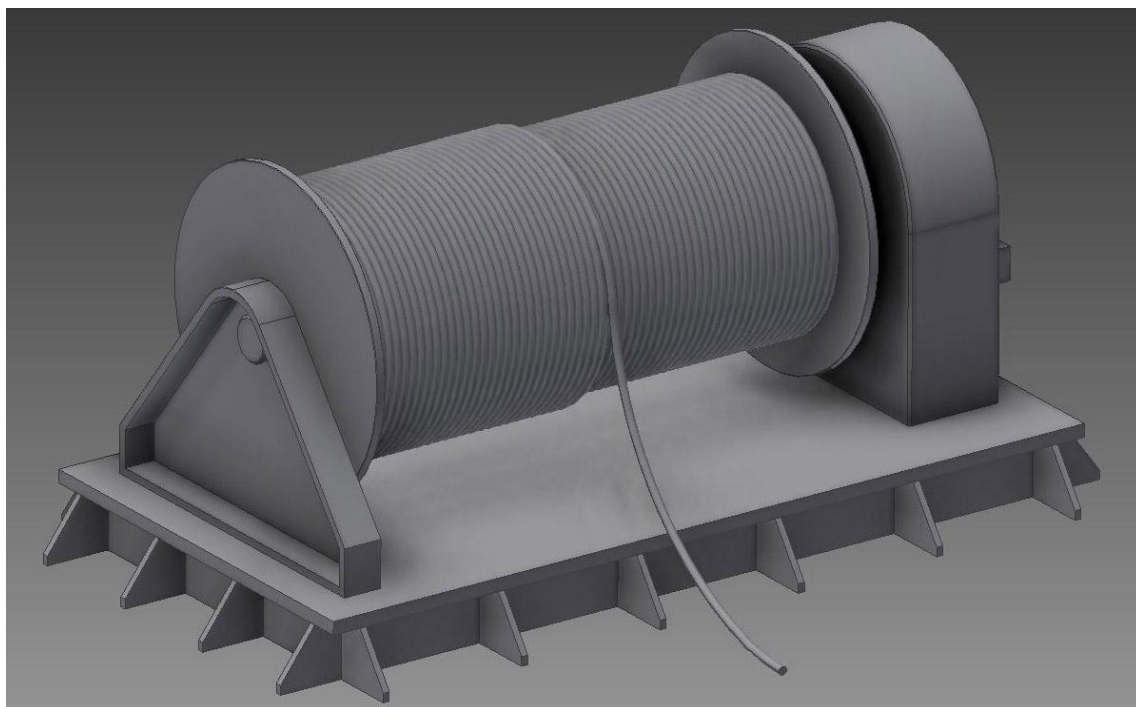
Figur 7.6 Hyperboloidiske skive montert på bærekonstruksjonen

Første ble det tenkt at de fire fikserende wirene vil ha en felles vinsjmekanisme. Denne løsningen ville ha sine fordeler og ulemper. For ikke å komplisere konstruksjonen ble det bestemt å installere fire separate vinsjer som skal drives synkront. Basert på trommeldimensjonering (vedlegg 5) ble det modellert et forslag til vinsjen. På figur 7.7 vises vinsjen selv og et forslag til hvordan disse fire vinsjene kan plasseres og monteres på løftesystemet.



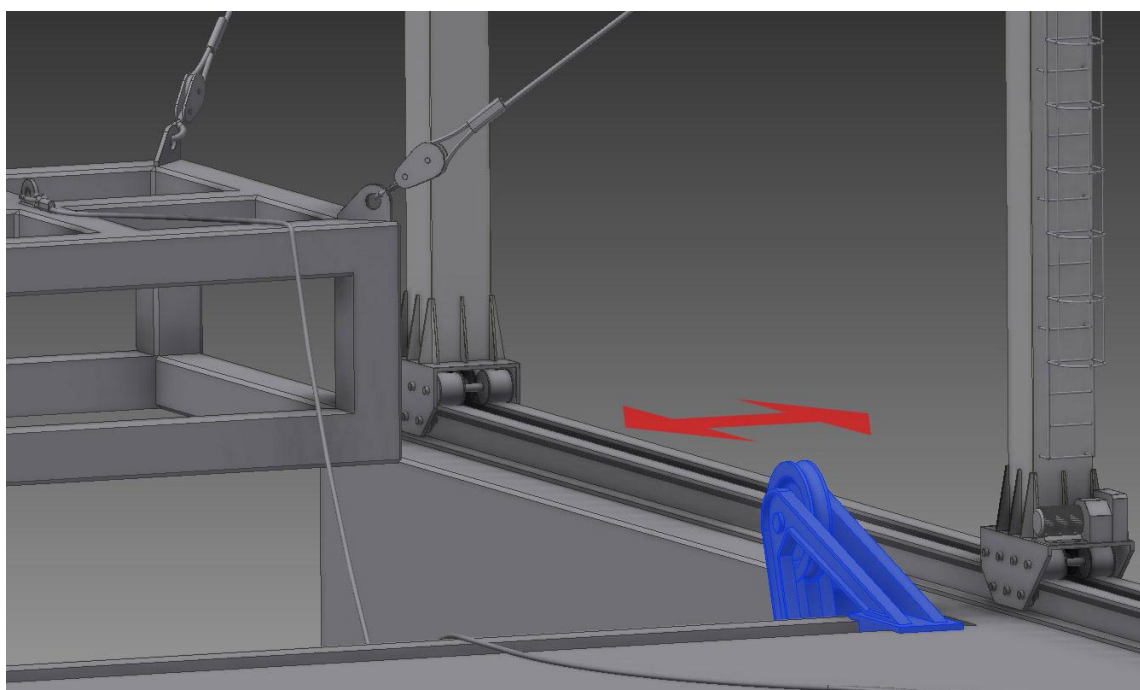
Figur 7.7 Vinsj til stålwirer

På samme måte ble det dimensjonert og modellert en vinsj med 1 kilometer av Dyneema-tau som skal plasseres på skipsdekk. Figur 7.8.



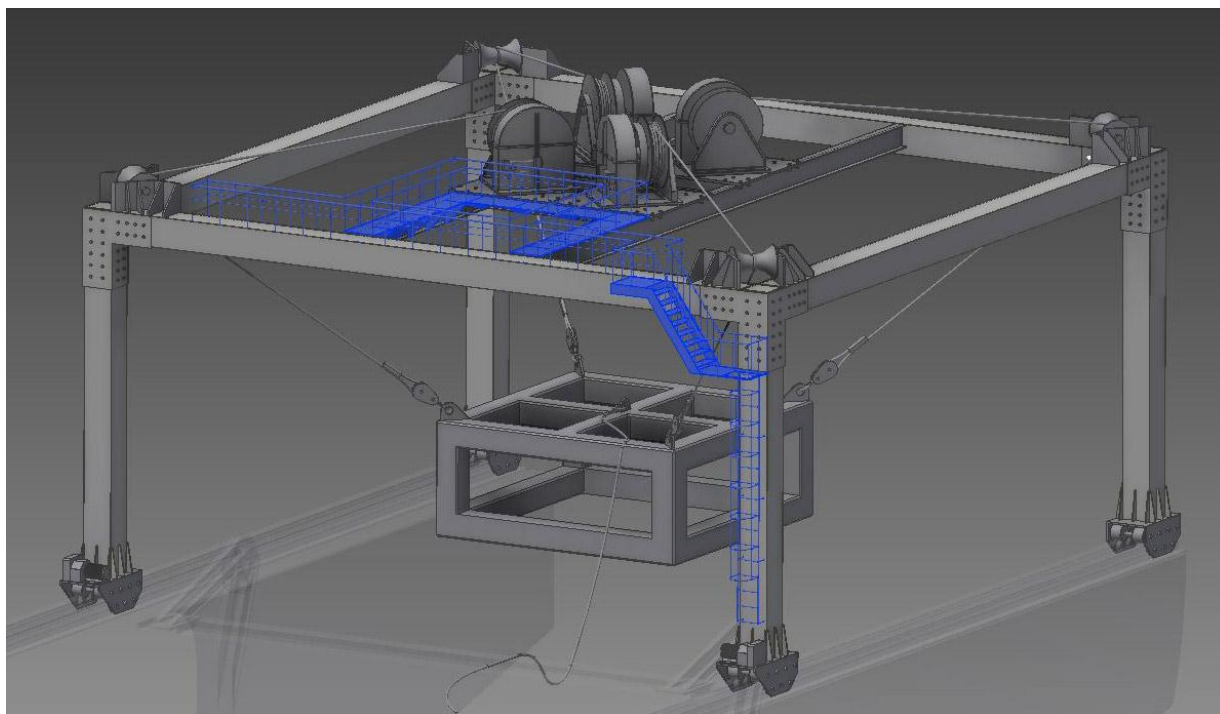
Figur 7.8 Vinsj til Dyneema-tau

Det kreves også en skive til Dyneema-tauet som kan lages bevegelig i retningen vist på figur 7.9. På den måte kan det spares plass på hekken, slik at skiven ikke vil være i veien eller hindrer å utføre andre manøvreringer.

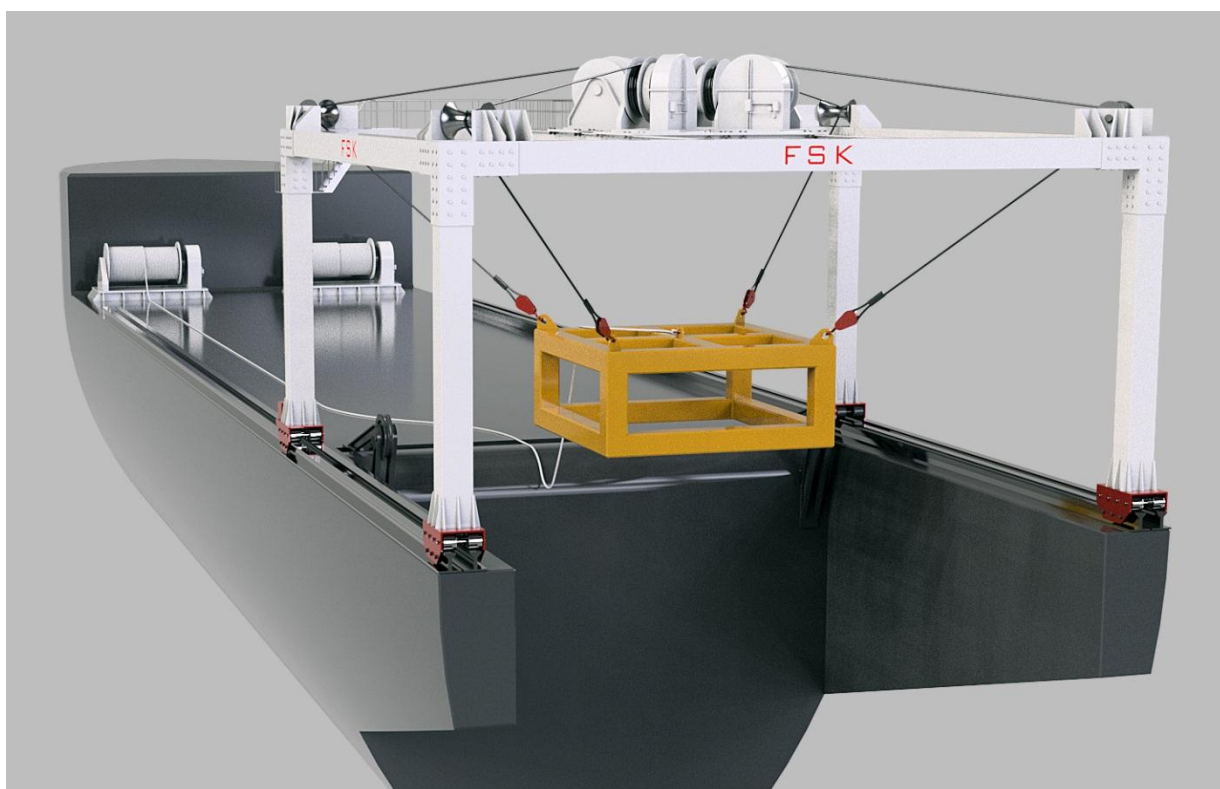


Figur 7.9 En bevegelig skive til Dyneema-tau

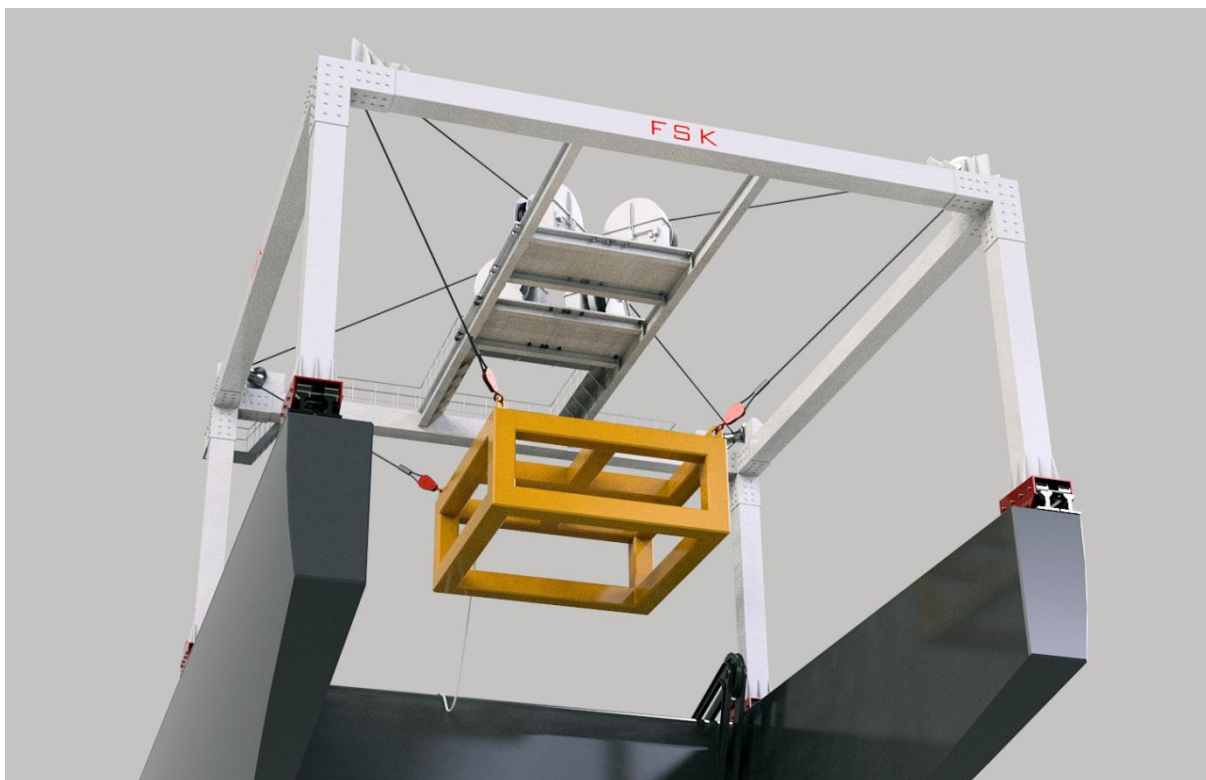
Sannsynligvis trengs det å organisere en teknisk tilgang til de øverste systemets komponenter. Figur 7.10, markert med blått.



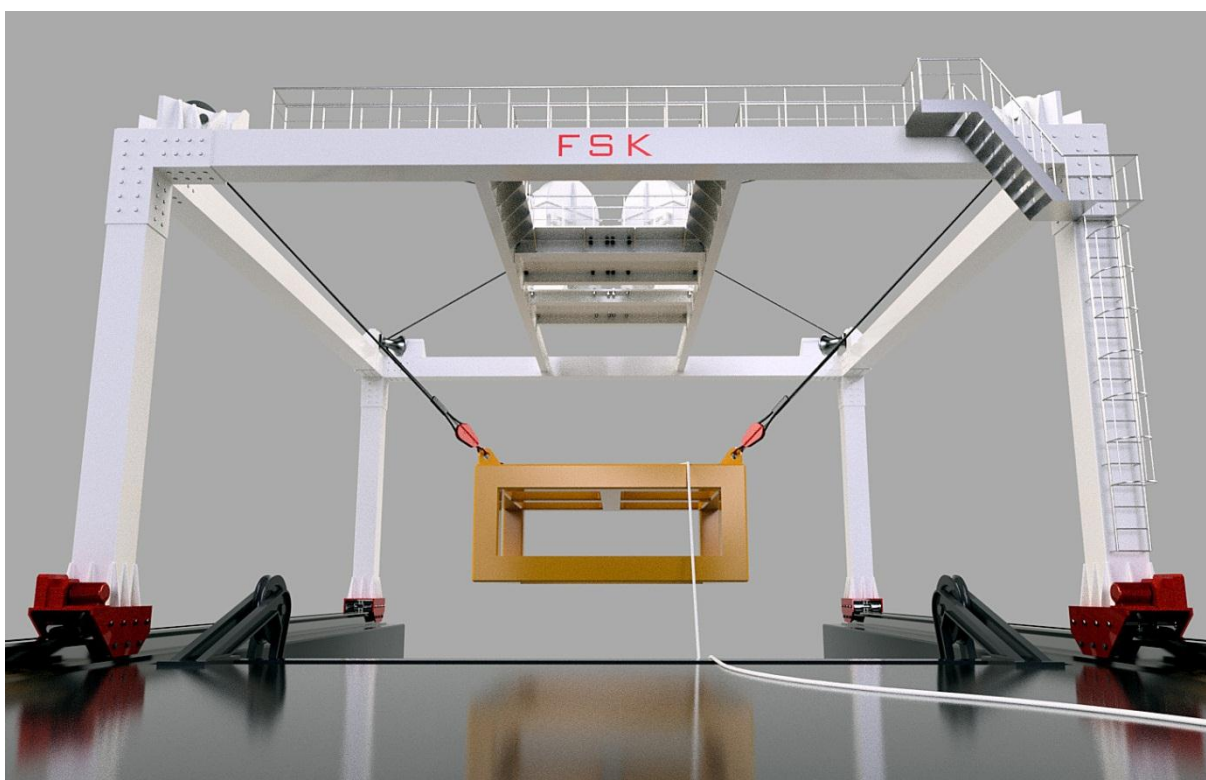
Figur 7.10 Teknisk tilgang



Figur 7.11 Løftesystemet på skipet bakfra



Figur 7.12 Utsikt nedefra



Figur 7.13 Utsikt fra skipsdekket



Figur 7.14 Fire-wirer Skips Kran, (FSK)



Kapittel 8

Avsluttende del

8.1 Diskusjon

Den utviklede konstruksjonen kan lages robust og pålitelig. Løftesystemet løser tilordnet oppgave meget effektivt. Det kan understrekes at problemstillingen ble løst mekanisk, uten å benytte avanserte elektroniske komponenter. Designet system garanterer at lasten skal fikseres helt i forhold til skipsdekket, ved antagelse at kritiske vinkler ikke skal overstiges.

Det må bemerkes at en kombinasjon av det utviklet løftesystemet og en vanlig jibb-kran på et skip kan være aktuelt. Dette er på grunn av at løftesystemet ikke gir mulighet til å utføre skipets lasting eller avlastning fra kaien eller et annet fartøy. Samtidig har systemet den fordel at det ikke tar plass på dekket, og tillater å flytte forskjellige laster over nesten hele dekket uten å bruke ytterligere utstyr. En annen fordel er at konstruksjonen i form av “en stol” er ganske stiv i seg selv. Dette gir et felt for videre diskusjoner om øking løftekapasitet til slike løftesystemer.

Det er også verdt å merke at utviklet konstruksjon gir en mulighet for kontrollere last før sjøsikring blir fjernet opp til når lasten har passert gjennom plaskesonen. Siden løftesystemet ikke selv skal utføre sjøsettingen rett til havbunnen, og at det istedenfor skal benyttes en ekstravinsj, må en ROV mobiliseres for å løsne de fire kontrollerende wirene. Likevel er det et felt for diskusjon hvordan dette problemet kan bli løst også mekanisk.

På grunn av strukturens særegenhet kan ikke alle typer av laster håndteres av et slikt løftesystem.

Vanligvis foretrekkes det å utføre en løfteoperasjon nærmere midtpunktet av fartøyet, på grunn av lavere skipets svingningsamplitude i dette punktet. I dette arbeidet ble det gjort et forsøk på å finne en optimal løsning for å tilfredsstille denne betingelsen. Etter å ha vurdert ulike alternativer ble det konkludert at disse alternativene er forbundet med betydelige vanskeligheter i gjennomføringen. Imidlertid kan denne betingelse muligens være tilfredsstillt, men dette krever en dypere analyse.

Istedenfor å forlenge skinner ut fra skipskroppen blir det kanskje hensiktsmessig å produsere et adaptert skip med en “pool” på hekken. Likevel kan løsningen med forlengede skinner også benyttes. Kompleksiteten av en slik struktur bør evalueres nærmere.

Det måtte tas hensyn til at på grunn av stor belastning og stor egenvekt av løftesystemet kan det oppstå ubalanse/krengning mot hekken av skipet. Likevel løses slike problemer ved hjelp av spesielle systemer som pumper balast vann fra ene tanken til tanken på motsatt side.

Siden systemet ikke har atypiske skjøter eller uvanlige komponenter bør det vedlikeholdes som en vanlig offshorekran som det er foreskrevet i standarder for offshore skipsløfteutstyr.

8.2 Konklusjon

Ved å studere eksisterende løftesystemer ble det funnet at i dag finnes det forskjellige løsninger som tillater å kontrollere svingende bevegelse av last med varierende grad av effektivitet. Ingen av disse løsningene løser dette problemet helt.

Reflektere over gitt problemstilling var det foretatt et forsøk på å foreslå forskjellige ideer hvordan oppgaven kan bli løst. Blant annet ble det utarbeidet en metode som fikk navn "fire wirer"-prinsipp. De første forsøk viste at ved hjelp av dette prinsippet kan lasten bli helt fiksert i forhold til skipsdekket. Realisering av dette prinsippet har ført til en konstruksjon som ble senere kalt for "Fire-wirer Skips Kran", FSK. Ved hjelp av utviklet løftesystemet ble gitt problemstillingen løst.

Deretter ble det vurdert forskjellige ordninger løftesystemet kan ha som tillater å utføre en løfteoperasjon ut fra side eller på hekken av fartøyet. En løsning der løfteoperasjonen utføres på hekken av skipet var mer robust og pålitelig i forhold til andre løsninger, og ble derfor tatt til videreutvikling.

Videre var arbeidet fokusert på forskjellige typer av beregninger. Det ble utført styrkeberegninger i henhold til Eurokode 3-2005, modal analyse, beregninger av eventuelle dynamiske krefter, beregninger knyttet til DAF, DHL, SKL og andre parameter i henhold til standarder, og beregninger i forhold til komponents valg. Det var også beskrevet matematisk hvordan spenninger i wirer vil fordele seg i en slik konstruksjon. Ut fra det ble det bestemt kritiske vinkler til fire fikserende wirer, sammen med utarbeidelse av et diagram som kunne tillate dekkspersonell raskt å vurdere hvor stor margin en last vil ha i forhold til dens størrelse.

Utførte styrkeberegninger har illustrert at konstruksjoner i marin bransje må være virkelig sterke og pålitelige. Dette er på grunn av forskjellige ugunstige påvirkninger som oppstår kun i forhold til marin benyttelse.

Videre utvikling viste at problemet er ikke så trivielt som det kan virke ved første øyekast. Likevel, det ble foretatt et forsøk på å gå i detalj så dyp som mulig. Sluttresultat ble modellert og visualisert for å presentere produktet.

Gjennom utføring av dette arbeidet fikk vi stor erfaring i henhold til jobb med standarder og forskrifter. Det var nyttig å bruke en metodisk tilnærming i dette arbeidet med en nokså kompleks konstruksjonsoppgave. Oppnådd kunnskap i løpet av skolens undervannsteknologifag, også når det gjelder alt som knyttes til dimensjonering og styrkeberegning, var meget passende og svært aktuelt.

8.3 Videre arbeid

Utviklet løftesystem er et felt for videre arbeid. Aktuelle problemstillinger kan være: på hvilke måte trallen løftesystemet står på skal designes og dimensjoneres, og hva slags bremsesystem skal benyttes? Hva slags energikilder kan benyttes, og hvordan skal elektrisk strøm tilføres til systemet?

Det ville være aktuelt å utvikle et enkelt program for en rask beregning av kritiske vinkler i forhold til lastestørrelse. Det kan drøftes om det vil være aktuelt å tilpasse et eksisterende skip for et slikt løftesystem, eller om det blir mer hensiktsmessig å produsere et skip med en "pool" på hekken.

Løftesystemet kan absolutt videreutvikles i virkeligheten. Naturligvis krever utviklingen en mer detaljert utarbeidelse av alle systemets komponenter. Det ville være ønskelig å tro at dette løftesystemet vil finne sin anvendelse i marin bransje i fremtiden.

Referanser

- [1] DeepOcean AS. [Internett, funnet 21. januar 2016]
Available: <https://deepoceangroup.com/contact/>
- [2] J. J. Coulton. (1974). Lifting in Early Greek Architecture. *The Journal of Hellenic Studies*, Vol. 94, pp. 1-19, [Internett, funnet 27. januar 2016]
Available:
http://www.jstor.org/stable/630416?origin=crossref&seq=1#page_scan_tab_contents
- [3] Dienel, Hans-Liudger & Meighörner, Wolfgang: *Der Tretradkran*. (1997). München: Publication of the Deutsches Museum (*Technikgeschichte Series*), 2nd ed., P.12f. [Internett, funnet 27. januar 2016]
Available: https://en.wikipedia.org/wiki/File:Pentaspastos_scheme.svg
- [4] I.Ushakov. (2007). *Historie of scientific insights*. Lulu Press. 384 sider.
- [5] Fotografer: K. Jähne, (28. august, 2005). *Eldgamle kran fra 1830 år ved siden av Wilhelms kanalen i Heilbronn, Tyskland*. [Internett, funnet 27. januar 2016]
Available:
<https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/2/2a/HeilbronnKran3.jpg>
- [6] Fotografer: Anders Beer. (1. juli, 1931). *En havnekran i Svelviksand*, Norsk Folkemuseum. [Internett, funnet 27. januar 2016]
Available:
<http://www.nb.no/nbsok/nb/0a4dce28739e7c321c208daebc21a9f2?index=3#drop>
- [7] Palfinger Group. [Internett, funnet 27. januar 2016]
Available:
<https://www.palfinger.com/en/marine/products/marine-cranes/telescopic-boom-crane>
- [8] Liebherr Group. [Internett, funnet 28. januar 2016]
Available:
<http://www.liebherr.com/en/deu/products/maritime-cranes/offshore-cranes/mast-type-cranes/details/mtc6000.html>
- [9] Liebherr Group. [Internett, funnet 1. februar 2016]
Available:
<http://www.liebherr.com/en/deu/products/maritime-cranes/offshore-cranes/crane-around-the-leg/crane-around-the-leg.html#lightbox>

- [10] MacGregor. [Internett, funnet 1. februar 2016]
Available:
<http://www.macgregor.com/en-global/macgregor/products/cargo-cranes/GL-cargo-crane/Pages/default.aspx#>
- [11] Cargotec. [Internett, funnet 2. februar 2016]
Available: <http://www.ship.gr/news6/cargotec4.htm>
- [12] TTS Group ASA. Brochures. [Internett, funnet 7. februar 2016]
Available: <http://www.ttsgroup.com/About-TTS/Brochures1/>
- [13] Huisman. [Internett, funnet 10. februar 2016]
Available:
http://www.huismanequipment.com/documenten/2015_brochures/hyrbrid_boom_crane_april_2015_mail.pdf
- [14] “Hybrid Boom Crane”. Huisman. [Internett, funnet 10. februar 2016]
Available:
http://www.huismanequipment.com/documenten/2015_brochures/hyrbrid_boom_crane_april_2015_mail.pdf
- [15] Palfinger Group. [Internett, funnet 12. februar 2016]
Available:
<https://www.palfinger.com/en/marine/products/Offshore-Cranes/knuckle-boom-crane>
- [16] Palfinger Group. [Internett, funnet 12. februar 2016]
Available:
<https://www.palfinger.com/en/marine/products/Offshore-Cranes/Travelling-Cranes>
- [17] DeepOcean AS. (29. oktober 2014). [Internett, videoklipp, funnet 17. februar 2016]
Available: <https://www.youtube.com/watch?v=-0zEwJ2SY-o>
- [18] Palfinger Group. [Internett, funnet 20. februar 2016]
Available:
<https://www.palfinger.com/en/marine/products/Winches/Lifting-and-Handling-Winches/AHC-Winch>
- [19] Foto: Safelink Group. (11. februar 2016). *Teknisk Ukeblad*. [Internett, funnet 27. februar 2016]
Available:
<http://www.tu.no/artikler/safelinks-teknologi-gjor-tunge-loft-enklere-na-sikter-demot-asia/276855>
- [20] MacGregor. (24. februar 2015) [Internett, videoklipp, funnet 3. mars 2016]
Available: <https://www.youtube.com/watch?v=oVs4GhjZrbk>

- [21] Store norske leksikon. (14. februar 2009). *Elliptisk integral*. [Internett, funnet 7. februar 2016] Available: https://snl.no/elliptisk_integral
- [22] Stillman Drake, Noel M. Swerdlow, Trevor Harvey Levere. (1999). *Essays on Galileo and the history and philosophy of science*, University of Toronto Press. S. 41–42.
- [23] Konecranes. [Internett, funnet 8. mars 2016] Available: <http://www.konecranes.com/equipment/container-handling-equipment/automated-rtg-artg-system>
- [24] DNV-OS-H205 Lifting Marine Operations: Lifting Operations (VMO Standard - Part 2-5) (April 2014), 45 sider.
- [25] DNV-Standard for Certification 2.22: Lifting Appliances (June 2013), 115 sider.
- [26] Norsok Standard R-002: Lifting Equipment Draft Edition 2 (December 2008), 40 sider.
- [27] Norsok Standard R-003: Lifting Equipment Operation (October 1997), 37 sider.
- [28] Norsk Standard NS 5514: Kraner og løfteutstyr. Stålkonstruksjon. Beregninger. (September 1978), 117 sider.
- [29] DNV-OS-H205 Lifting Marine Operations: Lifting Operations, side 11.
- [30] J. R. Morison, J.W. Johnson, M.P. O'Brien. (1953). Experimental Studies of Forces on Piles. *Coastal Engineering Proceedings*, Department of Engineering, University of California Berkeley, Calif. [Internett, funnet 03. mars 2016] Available: <https://icce-ojs-tamu.tdl.org/icce/index.php/icce/article/viewFile/1808/1083>
- [31] O.M Faltinsen. (23. September, 1993). *Sea Loads on Ships and Offshore structures*. 340 sider. Cambridge University Press.
- [32] Agroskin, I. I., G. T. Dmitriev, F. I. Pikalov. (1964). *Gidravlika, 4th ed.* Moscow-Leningrad Press. 352 sider.
- [33] Dyneema. [Internett, funnet 03. februar 2016], Available: http://www.dsm.com/products/dyneema/en_GB/home.html
- [34] Erling Haug AS. [Internett, funnet 03. februar 2016] Available: http://www.haug.no/no/produkter/staltau__18424

- [35] Kalkulator for dimensjonering av trommel. [Internett, funnet 17. mars 2016]
Available:
<http://promkabel.su/calc/baraban?l=4000&dh=2084&dsh=1700&d=64&go=1>
- [36] Gunnebo Johnson Corporation, [Internett, funnet 19. mars 2016]
Available:
<http://www.gunnebojohnson.com/wp-content/uploads/Rigging-Combined1.pdf>
- [37] Jens Chr. Lindaas. (august 2013). *Kompendium i Undervannsteknologi*. Vedlegg C, Hydrodynamikk. Side 6
- [38] Sullivan Wire Rope & Rigging. [Internett, funnet 10. april 2016]
Available:
<http://www.sullivanwirerope.com/wp-content/themes/sullivanwirerope/pdf/wire-rope-inspection-procedure.pdf>
- [39] Erling Haug AS. [Internett, funnet 10. april 2016]
Available: http://www.haug.no/no/offshore-riser-tensioner-line__18444
- [40] Erling Haug AS. [Internett, funnet 10. april 2016]
Available: http://www.haug.no/no/offshore-riser-tensioner-line__18445
- [41] Dyneema. [Internett, funnet 10. april 2016]
Available:
<http://dynamica-ropes.com/wp-content/uploads/2015/09/Dynamica-SK78.pdf>

Vedlegg

Vedlegg 1 – Beregninger av DAF

I dette vedlegget skal det undersøkes såkalt dynamisk faktor (DAF). For å definere vertikale belastninger som skyldes operasjonelle bevegelser skal en arbeidsbelastning (SWL) multipliseres ved den dynamiske faktoren, ψ . Den dynamiske faktoren dekker treghetskrefter og krefter som oppstår ved et eventuelt sjokk. I DNV-Standard for Certification 2.22 (side 40) står at dynamiske faktor kan vurderes ved hjelp av følgende formelen:

$$\psi = 1 + V_R * \sqrt{\frac{k}{W * \vec{g}}}$$

Der,

ψ - dynamisk faktor (DAF)

k - stivhetskoeffisient, også kalt “fjærkonstant” [kN/m]

\vec{g} - tyngdeakselerasjon [$9.81m/s^2$]

W - arbeidsbelastning (Working Load) [kN]

V_R - relativhastighet [m/s] mellom lastkroken og lasten ved “pick-up” moment

V_R kan defineres fra formelen som er oppgitt i DNV-Standard for Certification 2.22 (side 64):

$$V_R = 0.5 * V_L + \sqrt{V_{in}^2 + V_t^2}, \text{ der,}$$

V_L - maksimal jevn løftehastighet for nominell kranens kapasitet [m/s]

V_{in} - hastighet av skip (downward) i “lift off” moment [m/s]

V_t - hastighet av jibb hvis kranen står på skip [m/s]

V_{in} skal bestemmes som en funksjon av sjøtilstand og bevegelsesparameter (roll, pitch og hiv-respons) av fartøyet, eller hydrodynamisk reaksjon av en nedsenket gjenstand som skal håndteres.

Hvis $0.5 * V_L < V_H$, når $V_H = 0,1 * (H_s + 1) = 0,4$, der,

H_s - bølgehøyden [$3 m$]

Da må det tas V_H i istedenfor $0.5 * V_L$

$V_L \approx 0,5 - 0,8 m/s$ fra kravliste i delkapittel 3.1.

$$0,5 * 0,5 \text{ m/s} = 0,4 \text{ m/s} \quad \rightarrow \quad 0,25 < 0,4$$

$$0,5 * 0,8 \text{ m/s} = 0,4 \text{ m/s} \quad \rightarrow \quad 0,4 = 0,4$$

Således skal det tas $V_H = 0,4 \text{ m/s}$

Fra tabell som inneholder data til et eksisterende skip "Havila Phoenix" (tabell 1) er det kjent at

$$V_{in} = 0,878 \text{ m/s (Heave speed)}$$

Data til et eksisterende skip "Havila Phoenix"

spectral response for 'Havila Phoenix (InitialZ=RAOOriginZ)', derived from Vessel Type 'vt_Havila Phoenix', Draught 'CableLay_AllEquipment_LC15'
 OrcaFlex 10.0b: Cable splice 01.dat (modified 15:34 on 16.03.2016 by OrcaFlex 10.0b)
 Wave train Wave1, heading = 165°
 amplitudes are reported as single amplitudes, i.e. the motion is +/- the value reported.

Position of point (10,5,0) (m)							
	Surge	Sway	Heave	Roll	Pitch	Yaw	Z above wave
	(m)	(m)	(m)	(deg)	(deg)	(deg)	(m)
Significant Amplitude	0,928	0,338	1,443	1,154	1,787	0,337	2,153
3 hr Max Amplitude	1,719	0,629	2,690	2,108	3,336	0,628	4,063
Average Period (s)	11,345	10,621	10,329	13,571	10,103	10,287	8,719

Velocity of point (10,5,0) (m)							
	Surge	Sway	Heave	Roll	Pitch	Yaw	Z above wave
	(m/s)	(m/s)	(m/s)	(deg/s)	(deg/s)	(deg/s)	(m/s)
Significant Amplitude	0,514	0,200	0,878	0,534	1,111	0,206	1,557
3 hr Max Amplitude	0,956	0,375	1,645	0,985	2,084	0,385	N/A
Average Period (s)	10,746	9,682	9,554	11,994	9,500	9,691	N/A

Acceleration of point (10,5,0) (m)							
	Surge	Sway	Heave	Roll	Pitch	Yaw	Z above wave
	(m/s^2)	(m/s^2)	(m/s^2)	(deg/s^2)	(deg/s^2)	(deg/s^2)	(m/s^2)
Significant Amplitude	0,301	0,130	0,577	0,280	0,735	0,133	N/A
3 hr Max Amplitude	0,562	0,245	1,090	0,526	1,387	0,251	N/A
Average Period (s)	9,945	8,798	8,584	9,210	8,704	8,878	N/A

Konstruksjonen er ikke en jibb kran og dermed har ikke tipp. Altså, $V_i = 0 \text{ m/s}$

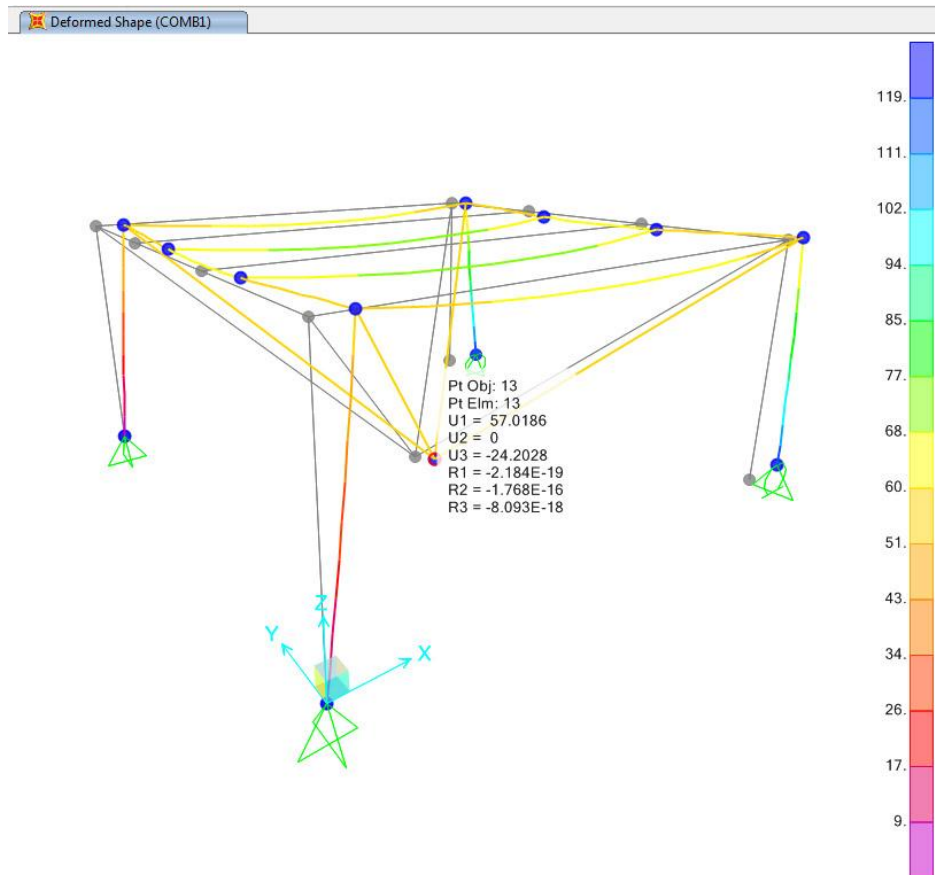
Fra dette følger det at,

$$V_R = 0,4 + \sqrt{(0,878 \text{ m/s})^2 + 0} = 1,278 \text{ m/s}$$

Fra formel $\vec{F} = kx$ er det mulig å finne fjærkonstant, k .

$$k = \frac{\vec{F}}{x}$$

Forskyvning x kan bestemmes ut fra beregninger i SAP 2000. Figur nederst viser at angrepspunktet har forskyvning om x-aksen 57 mm og om z-aksen 24,2 mm.



Fra Pythagoras teorem kan det finnes den totale forskyvningen:

$$x = \sqrt{(57 \text{ mm})^2 + (24,2 \text{ mm})^2} = 61,9 \text{ mm} = 0,0619 \text{ m}$$

Det ble besluttet at ekstra løfteinnretninger vil veie ca. 20 tonn, og skal monteres på hovedkonstruksjonen.

$$k = \frac{\vec{F}}{x} = \frac{1000 \text{ kN} + 200 \text{ kN}}{0,0619 \text{ m}} = 1,939 * 10^4 \text{ kN/m}$$

Basert på ovenstående beregninger kan det finne verdien til dynamisk faktor:

$$\psi = 1 + 1,278 \text{ m/s} * \sqrt{\frac{1,939 * 10^4 \text{ kN/m}}{1200 \text{ kN} * 9,81 \text{ m/s}^2}} = 2,64$$

Vedlegg 2 – Beregninger av hydrodynamisk kraft

Hydrodynamisk kraft som virker på wirer (S_{snor}) består av mange komponenter og kan beregnes på følgende måte:

$$\vec{S}_{snor} = (m_{i\ vann} + m_{add}) * \vec{a}_{heave} + \vec{F}_{drag} + \vec{F}_{i\ vann}$$

Siden er størrelse til nedsenket objekt ikke kjent, ble det valgt et rektangulært legeme med følgende parameter:

Bredde av legemet $A = 10\ m$

Lengde av legemet $B = 10\ m$

$m_{i\ luft} = 100\ \text{tonn}$

Der,

$m_{i\ luft}$ - Masse til legeme i luft

Det første leddet av ligningen består av:

$m_{i\ vann}$ - Masse til legeme i vann

m_{add} - Addert masse

\vec{a}_{heave} - Skipets akselerasjon i vertikal retning

Fra tabell 1 vedlegg 1 er det kjent at:

$$\vec{a}_{heave} = 1,09\ m/s^2$$

Tabell 1, fra kompendium Undervannsteknologi fag [37], inneholder formler og verdier for hydrodynamisk masse. For et rektangulært lastens tverrsnitt ble det valgt følgende formel:

$$m_{add} = \rho_v k_1 \pi \frac{A^2}{4} B$$

Der,

ρ_v - Tetthet av sjøvann

$$\rho_v = 1025\ kg/m^3$$

k_1 - Forhold mellom lengde og bredde av legemet

$$k = 0,58\ [37]$$

$$m_{add} = 1025 \frac{kg}{m^3} * 0,58 * \pi * \frac{(10m)^2}{4} * 10m = 466919,2 kg \approx 467 \text{ tonn}$$

$$m_{i \text{ vann}} = \frac{\vec{F}_{i \text{ vann}}}{\vec{g}}$$

For å regne ut $m_{i \text{ vann}}$ først blir det definert $\vec{F}_{i \text{ vann}}$ som er siste leden i den generelle formelen.

$\vec{F}_{i \text{ vann}} = \vec{G}_{i \text{ luft}} - \vec{O}$ der, $\vec{F}_{i \text{ vann}}$ er vekt av legemet i vann, $\vec{G}_{i \text{ luft}}$ er vekt av legemet i luft, \vec{O} er oppdriftskraft.

$\vec{O} = \rho_v * V_{legemet} * \vec{g}$ der, $V_{legemet}$ er legemets volum.

$$V_{legemet} = \frac{m_{i \text{ luft}}}{\rho_{legemet/stål}} = \frac{100000 kg}{7,8 * 10^3 kg/m^3} = 12,82 m^3$$

$$\vec{G}_{i \text{ luft}} = m_{i \text{ luft}} * \vec{g} = 100000 kg * 9,81 \frac{m}{s^2} = 981000 N$$

$$\vec{F}_{i \text{ vann}} = 981000 N - 1025 \frac{kg}{m^3} * 12,82 m^3 * 9,81 \frac{m}{s^2} = 852091,7 N \approx 852,1 kN \rightarrow$$

$$m_{i \text{ vann}} = \frac{\vec{F}_{i \text{ vann}}}{\vec{g}} = \frac{852091,7 N}{9,81 m/s^2} = 86859,5 kg \approx 87 \text{ tonn} \rightarrow$$

$$(m_{i \text{ vann}} + m_{add}) * \vec{a}_{heave} = (87 + 467) * 10^3 kg * 1,09 m/s^2 = 603860 N \approx 604 kN$$

Det annet leddet i ligningen er hydrodynamisk drag og beskrives med følgende formel:

$$\vec{F}_{drag} = \frac{1}{2} \rho_v \vec{v}^2 A c_d$$

Der,

$$\rho_v = 1025 kg/m^3$$

$$\vec{v}_{heave} = 1,645 m/s \text{ (fra tabell i vedlegg 1)}$$

A - projiserte areal

c_d - drag-koeffisient

$$\vec{F}_{drag} = \frac{1}{2} * 1025 \frac{kg}{m^3} * (1,645 m/s)^2 * 10 m * 10 m * 2 = 277367,6 N = 277,4 kN$$

$$\vec{S}_{snor} = 604 kN + 277,4 kN + 852,1 kN = 1733,5 kN$$

Vedlegg 3 – Beregninger av vindkraft

For å regne ut vindkraft som virker på konstruksjon skal det brukes følgende formelen:

$$\vec{F}_{vind} = \frac{1}{2} \rho_l \vec{v}^2 AC \sin \alpha, \text{ hvor:}$$

\vec{F}_{vind} - vindkraft [N]

ρ_l - massetetthet av luft [kg/m^3]

\vec{v} - vindhastighet [m/s]

A - projiserte areal [m^2]

C - aerodynamisk faktor [-]

α - angrepsvinkel

Fra DNV-Standard for Certification 2.22 (Appendix A, side 87) ble det hentet to tabeller med verdier til \vec{v} (tabell A-2) og verdier til C (tabell A-1).

Location	Crane condition	v_{10}	q_{10}
Inland and sheltered conditions	“Working”	≈ 20	250
Ship in harbour	“Out of service”	≈ 36	800
Offshore and open areas	“Working”	≈ 24	360
Ship at sea	“Out of service”	≈ 44	1200

Type of member	Coefficient C		
	Pressure	Suction	Total
Flat-sided section			2.0
<i>Tubular member:</i>			
diameter < 0.3 m			1.2
diameter ≥ 0.3 m			0.7
Trusses of flat-sided sections			1.8
Trusses of tubular members			1.1
For leeward truss in case of two trusses behind each other			2/3 of above values
Machinery houses, cabins, counterweights and the like	Max:1.0 Average:0.7	Max:1.0 Average:0.7	1.2
<i>Working load:</i>			
Containers and similar shapes	(0.7)	(0.5)	1.2
Other shapes			1.0

Prosjekterte areal til konstruksjonen som ble lagt av en sammensatt bjelke 800x800x30 kan beregnes på følgende måte:

$$A = 2(0.8m * 10m) + 0.8m * 18,4m = 30.72m^2 \approx 31m^2$$

Fra tabell A-2 kan det hentes følgende verdier til vindhastighet:

$$\vec{v} = 24 \frac{m}{s} \quad \text{kranen i arbeidstilstand}$$

$$\vec{v} = 44 \frac{m}{s} \quad \text{kranen i hviletilstand}$$

Fra tabell A-1 kan det hentes verdier til aerodynamisk faktor for flat objekter, $C = 2$.

Når det gjelder å finne den totale vindbelastning som virker på hele konstruksjonen bør det adderes en vindkraft som virker også på nyttelast. For å definere dette trengs det å regne ut lastens areal som utsattes for vindbelastningen. Standard NS-5514 (side 19) forskriver at med en ukjent lastens geometri kan lastens areal antas som $1 m^2$ per tonn for laster med vekt opp til 5 tonn, og $0,5 m^2$ for laster med vekt fra 5 til 25 tonn. Det kan ses følgende tendens – jo tyngre lasten er, jo mindre arealet skal det tas. Siden geometrien til last i dette arbeidet er ukjent skal det antas at $A_{last} = 100 * 0,5 m^2 = 50 m^2$

I tabell A-1 står det verdier til aerodynamisk faktor C for nyttelast:

$$C = 1,2 \text{ eller } C = 1,6$$

Det ble bestemt å ta $C = 1,2$.

Altså, vindkraften som virker på konstruksjonen er:

- i arbeidstilstand:

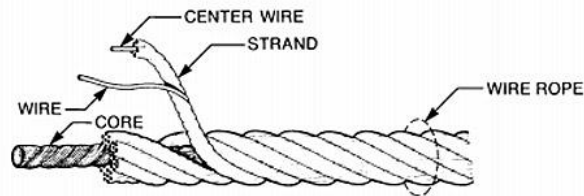
$$\begin{aligned} \vec{F}_{vind} &= \frac{1}{2} * 1,225 \frac{kg}{m^3} * (24m/s)^2 * (31m^2 * 2 + 50 m^2 * 1,2) * \sin 90^0 = 43041,6 N \\ &= 43 kN \end{aligned}$$

- ute av drift:

$$\vec{F}_{vind} = \frac{1}{2} * 1,225 \frac{kg}{m^3} * (44m/s)^2 * 31 m^2 * 2 * \sin 90^0 = 73519,6 N = 73,5 kN$$

Vedlegg 4 – Dimensjonering av stål wire

Det finnes mange typer av stålwirer. En av viktige wirens egenskaper er wirens oppbygning. På figur nedenfor vises generell informasjon om et ståltau fra den amerikanske leverandøren Sullivan Wire Rope & Rigging [38].



The three basic components of a typical wire rope. (Fiber core is shown.)

COMPONENTS: Wire rope consists of three basic components.

1. Wires.
2. Strands, formed by wires, laid helically around a core.
3. Core, or center.

MATERIAL: Steel grades in wide use today are IPS (improved plow steel) or EIPS (extra improved plow steel), sometimes also referred to as XIPS, XIP, EIP. Stainless steel grades 302/304 and 316 are most common.

CORE: Its function is to provide proper support for the strands under normal conditions. Three types of core (or center) are commonly used.

1. Fiber Core (F.C.), usually polypropylene, sometimes hemp (H.C.) and sisal.
2. Independent Wire Rope Core (IWRC)
3. Wire Strand Core (WSC)

IWRC and WSC are sometimes referred to as steel wire core or steel center.

CONSTRUCTION: Expressed in numbers of strands x number of wires. 6 x 25 indicates that the wire rope consists of 6 strands, which in turn have 25 individual wires. Constructions are grouped into classes:

- 6 x 7 Class: Containing 6 strands that are made up of 3 through 14 wires, of which no more than 9 are outside wires.
 - 6 x 19 Class: Containing 6 strands that are made up of 15 through 26 wires, of which no more than 12 are outside wires.
 - 6 x 37 Class: Containing 6 strands that are made up of 27 through 49 wires, of which no more than 18 are outside wires.
 - 8 x 19 Class: Containing 8 strands that are made up of 15 through 26 wires, of which no more than 12 are outside wires.
 - 19 x 7 Class: Containing 19 strands, each of which is made up of 7 wires.
- 8 x 19 and 19 x 7 class wire ropes have rotation-resistant properties, excluding elevator ropes.

The constructions listed above are just some of the more popular constructions.

Other common constructions: 7 x 7, 7 x 19: Galvanized cable. Sometimes referred to as "aircraft cable" but not intended for aircraft use.
 1 x 7, 1 x 19: Strand
 7 x 7 x 7, 7 x 7 x 19: Cable Laid

I offshore sektoren benyttes det ståltau med oppbygningsklasse 6x19 og 6x37. For å velge diameter til ståltau ble det vurdert noen leverandører. Blant annet ble det valgt den norske leverandøren Erling Haug AS [34].

I delkapittel 6.3.4 ble det bestemt å dimensjonere stålwire i forhold til $MBL = 316,8 \text{ tonn}$.

Spesifikasjonen til stålwirer som kan bli benyttet i marin bransje vises på to nederste figurer [39], [40].

Offshore riser tensioner line



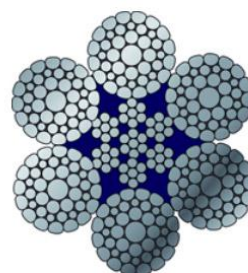
Generelt: Riser tensioner wire utsettes for store belastninger. Repeterende bevegelser med høy belastning bøyd over skiver, krever et fleksibelt ståltau med gode utmatningsegenskaper og høy motstandsdyktighet mot slitasje og korrosjon.

Eksempel på bruksområder: Risersystemer.

Konstruksjon: 6x37 (6x41/6x49).

Utførelse: Langslått

Ytterbehandling: Blankoljet.



[Mer informasjon](#)

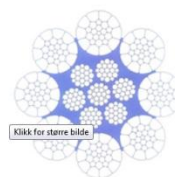
[Teknisk support](#)

Diameter		Vekt kg/m	Minimum bruddlast					
mm	tommer		EIPS		EEIPS		ALPHA	
			kN	tonn	kN	tonn	kN	tonn
44,5	1 3/4	8,7	1360	138,7	1500	153,0	1695	173
50,8	2	11,3	1760	179,5	1930	196,9	2216	226
54,0	2 1/8	12,8	1970	200,9	2160	220,3	2363	241
57,2	2 1/4	14,3	2200	224,4	2420	246,8	2697	275
63,5	2 1/2	17,8	2682	273,5	2950	300,9	3295	336
66,7	2 5/8	19,6	2945	300,4	3240	330,5	3629	370
69,9	2 3/4	21,5	3209	327,3	3530	360,0	4011	409
73,0	2 7/8	23,5	3491	356,1	3840	391,7	4384	493
76,2	3	25,4	3782	385,7	4160	424,3	4815	541

Offshore Riser Tensioner line

Generelt: Riser tensioner wire utsettes for store belastninger. Repeterende bevegelser med høy belastning bøyd over skiver, krever et fleksibelt ståltau med gode utmatningsegenskaper og høy motstandsdyktighet mot slitasje og korrosjon.
DIEPA PZ: Benyttes ved ekstra store krav til bruddstyrke og levetid.
Utførelse: Langslått/kompaktet.
Ytterbehandling: Blankoljet.

[Mer informasjon](#)



Klikk for større bilde



[Teknisk support](#)

Diameter Ø mm	Metallic tverr- snitt mm ²	Vekt kg/100m	Minimum bruddlast			
			1960 N/mm ²		2160 N/mm ²	
			kp	kN	kp	kN
44	1034,0	920	175700	1723	191050	1876
46	1130,1	1006	192100	1883	208800	2050
48	1230,5	1095	209150	2050	227350	2233
50	1335,2	1188	226950	2224	246700	2423
52	1444,1	1285	245450	2406	266850	2620
54	1557,4	1386	264700	2594	287750	2826
56	1674,8	1491	284700	2791	309450	3039
58	1796,6	1599	305400	2993	332000	3260
60	1922,7	1711	326800	3203	355250	3489
62	2053,0	1827	348950	3420	379350	3725
64	2187,6	1947	371850	3645	404250	3969
66	2326,4	2071	395450	3876	429900	4221
68	2469,5	2198	419800	4114	456350	4481
70	2617,0	2329	444800	4360	483550	4749
72	2748,3	2446	467200	4579	507850	4986
74	2903,1	2584	493500	4837	536450	5268
75	2982,1	2654	506900	4986	551050	5410

I dette arbeidet ble det benyttet den første varianten av stålwiren med diameter 63,5 mm.

Når det gjelder Dyneema-tau ble følgende parameter antatt [41]:

MBL: 325 tonn

Lengde: 1 km

Diameter: 64 mm



DYNAMICA SK78

FACTS

Material	Dyneema® SK78
Buoyancy	0,98
UV stability	Very good
Chemical resistance	Very good
Abrasion resistance	Very good ¹⁾
Melting point	145° C
Max work temperature	60-65° C

1) Dynamica SK78 has excellent abrasion resistance when special care is taken. In order to ensure that, the Dynamica SK78 should only be moved over nonrust surfaces and avoid sharp edges.

© 2015 Dynamica Ropes. All rights reserved.

WORTH KNOWING

- Low weight, easy to handle
- Hand friendly
- Torque free
- Safe to use
- 10 times stronger than steel wire



Diameter mm	Breaking strength (t)	kg/100 m
2	0.6	0.2
3	1.0	0.5
4	1.5	0.7
5	3.0	1.4
6	4.0	2.1
7	6.1	2.7
8	7.7	3.5
9	9.0	4.2
10	10.0	4.6
11	13.9	6.2
12	17.8	8.5
14	22.0	12.0
16	26.1	13.0
18	36.0	19.0
20	41.0	21.0
22	50.5	26.0
24	55.0	31.5
26	65.0	36.0
28	70.0	40.0
30	78.0	43.0
32	84.5	47.0

Diameter mm	Breaking strength (t)	kg/100 m
34	94.0	53.0
36	110.0	61.0
38	133.0	72.0
40	145.0	76.5
42	155.0	84.5
44	170.0	100.0
48	180.0	120.0
52	220.0	143.0
56	250.0	180.0
60	280.0	200.0
64	325.0	230.0
72	400.0	300.0
80	450.0	350.0
88	525.0	430.0
96	625.0	500.0
104	690.0	600.0
112	790.0	700.0
120	900.0	800.0

Diameter, weight, breaking strength and other properties are determined according to ISO 2307:2010. Tolerance of +/- 5% on weight and breaking strength.

Dynamica Ropes ApS
Borupvej 80
DK- 7000 Fredericia
Denmark

CVR nr. DK28118406
Phone: +45 76 22 50 15
Fax: +45 76 22 50 01
Mail: dynamica@dynamica-ropes.dk
Web: www.dynamica-ropes.com



Vedlegg 5 – Dimensjonering av trommel for stålwire og Dyneema-tau

For å unngå skader av stålwire skal trommel dimensjoneres etter DNV-Standard for Certification 2.22. På side 51 står det at forholdet mellom diameter av trommel (d_t) og diameter av wire (D_w) ikke skal være mindre enn 18. Avstand fra midten av det øverste laget av wiren til den ytre kanten av trommelens flens skal være minst 2,5 ganger av wirediameter.

Trommel for stålwire:

$$d_t = D_w * 18 = 64 \text{ mm} * 18 = 1152 \text{ mm} \text{ (minimal trommelens diameter etter standard)}$$

$$D_v = d_t + (D_w * 3) * 2 = 1152 \text{ mm} + (64 \text{ mm} * 3) * 2 = 1536 \text{ mm}$$

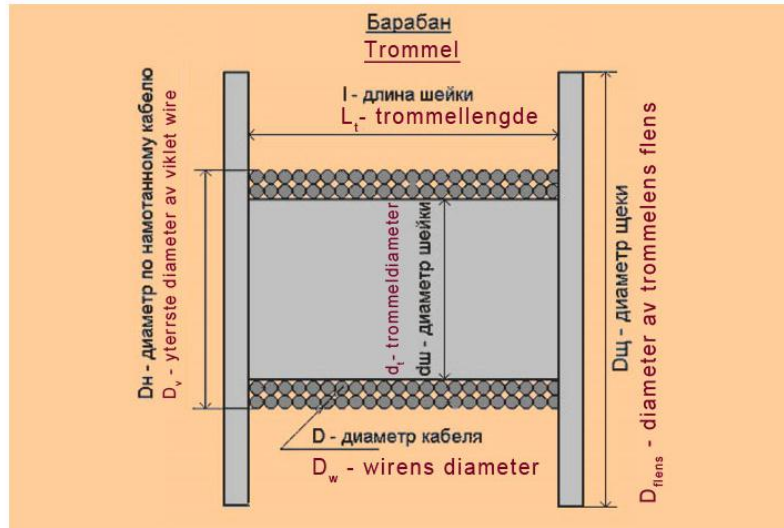
$$D_{flens} = D_v + (D_w * 2,5) * 2 = 1536 \text{ mm} + (64 \text{ mm} * 2,5) * 2 = 1856 \text{ mm}$$

Lengde av trommelen antas som $L_t = 400 \text{ mm}$

Maksimal lengde av wire er $L_{wire} = 79,13 \text{ m}$ (fra online-kalkulatoren)

Длина кабеля или провода на вашем барабане: **79,13 м**
 Lengde av wire eller kabel på trommelen: **79,13 м**

Расчет длины кабеля на барабане (расчёт приблизительный)
Utrekning av wirelengde som er viklet på en trommel (grov utregning)



I, мм, Длина шейки барабана I: мм.

L_t, мм, trommellengde: мм

D_n, мм, Диаметр по намотанному кабелю на барабане D_n: мм.

D_v, мм, ytterste diameter av viklet wire på trommelen: мм

d_ш, мм, Диаметр шейки барабана D_ш: мм.

D_{flens}, мм, diameter av trommelens flens: мм

D, мм, Диаметр кабеля D мм.

D_w, мм, wirens diameter: мм

Trommel for Dyneema-tauet:

$$d_t = D_w * 18 = 64 \text{ mm} * 18 = 1152 \text{ mm} \text{ (minimal trommelens diameter etter standard)}$$

Med den minimale trommelens diameter vil trommelens lengde ha en uakseptabel stor verdi. Derfor ble trommelens lengde begrenset til 4 m, og trommelens diameter ble tatt på 1700 mm.

$$D_v = d_t + (D_w * 3) * 2 = 1700 \text{ mm} + (64 \text{ mm} * 3) * 2 = 2084 \text{ mm}$$

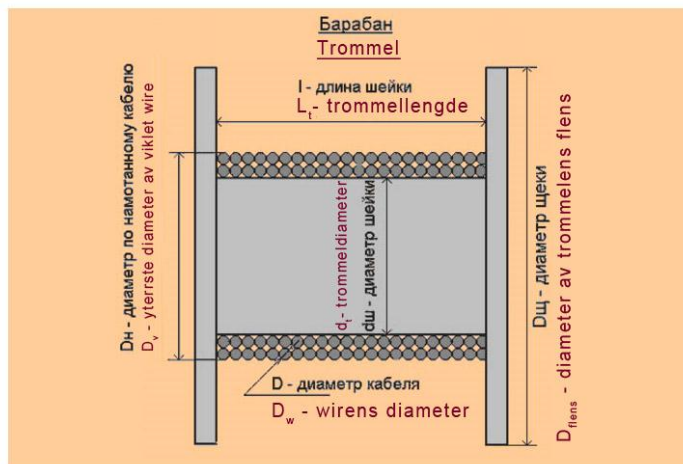
$$D_{flens} = D_v + (D_w * 2,5) * 2 = 1536 \text{ mm} + (64 \text{ mm} * 2,5) * 2 = 2404 \text{ mm}$$

$$L_t = 4000 \text{ mm}$$

$$L_{wire} = 1113,92 \text{ m fra online-kalkulatoren.}$$

Длина кабеля или провода на вашем барабане: **1113,92 м**
 Lengde av wire eller kabel på trommelen: **1113,92 м**

Расчет длины кабеля на барабане (расчёт приблизительный)
Utregning av wirelengde som er viklet på en trommel (grov utregning)



l, мм, Длина шейки барабана l: мм.
 Lt, мм, trommellengde: мм.

Dh, мм, Диаметр по намотанному кабелю на барабане Dh: мм.
 Dv, мм, ytterste diameter av viklet wire på trommelen: мм.

dsh, мм, Диаметр шейки барабана Dsh: мм.
 Dflens, мм, diameter av trommelens flens: мм.

D, мм, Диаметр кабеля D: мм.
 Dw, мм, wirens diameter: мм.