



Kunnskap for en bedre verden

Bacheloroppgave

IP305012 - Bacheloroppgave, Skipsdesign

Prosjektere en mann over bord-båt og studere tiltak som kan forenkle strukturen.

Kandidatnummer: 1024,1004 og 1017

Totalt antall sider inkludert forsiden: 119

Ålesund, 03.06.2016

Obligatorisk egenerklæring/gruppeerklæring

Den enkelte student er selv ansvarlig for å sette seg inn i hva som er lovlige hjelpemidler, retningslinjer for bruk av disse og regler om kildebruk. Erklæringen skal bevisstgjøre studentene på deres ansvar og hvilke konsekvenser fusk kan medføre. Manglende erklæring fritar ikke studentene fra sitt ansvar.

Du/dere fyller ut erklæringen ved å klikke i ruten til høyre for den enkelte del 1-6:		
1.	Jeg/vi erklærer herved at min/vår besvarelse er mitt/vårt eget arbeid, og at jeg/vi ikke har brukt andre kilder eller har mottatt annen hjelp enn det som er nevnt i besvarelsen.	<input checked="" type="checkbox"/>
2.	Jeg/vi erklærer videre at denne besvarelsen: <ul style="list-style-type: none">• ikke har vært brukt til annen eksamen ved annen avdeling/universitet/høgskole innenlands eller utenlands.• ikke refererer til andres arbeid uten at det er oppgitt.• ikke refererer til eget tidligere arbeid uten at det er oppgitt.• har alle referansene oppgitt i litteraturlisten.• ikke er en kopi, duplikat eller avskrift av andres arbeid eller besvarelse.	<input checked="" type="checkbox"/>
3.	Jeg/vi er kjent med at brudd på ovennevnte er å <u>betrakte som fusk</u> og kan medføre annullering av eksamen og utestengelse fra universiteter og høgskoler i Norge, jf. Universitets- og høgskoleloven §§4-7 og 4-8 og Forskrift om eksamen §§14 og 15.	<input checked="" type="checkbox"/>
4.	Jeg/vi er kjent med at alle innleverte oppgaver kan bli plagiatkontrollert i Ephorus, se Retningslinjer for elektronisk innlevering og publisering av studiepoenggivende studentoppgaver	<input checked="" type="checkbox"/>
5.	Jeg/vi er kjent med at høgskolen vil behandle alle saker hvor det forligger mistanke om fusk etter høgskolens studieforskrift §31	<input checked="" type="checkbox"/>
6.	Jeg/vi har satt oss inn i regler og retningslinjer i bruk av kilder og referanser på biblioteket sine nettsider	<input checked="" type="checkbox"/>

Publiseringsavtale

Studiepoeng: 20

Veileder: Henrique Murilo Gaspar

Fullmakt til elektronisk publisering av oppgaven

Forfatter(ne) har opphavsrett til oppgaven. Det betyr blant annet enerett til å gjøre verket tilgjengelig for allmennheten ([Åndsverkloven §2](#)).

Alle oppgaver som fyller kriteriene vil bli registrert og publisert i Brage HiM med forfatter(ne)s godkjenning.

Oppgaver som er unntatt offentlighet eller båndlagt vil ikke bli publisert.

Jeg/vi gir herved NTNU i Ålesund en vederlagsfri rett til å gjøre oppgaven tilgjengelig for elektronisk publisering:

ja nei

Er oppgaven båndlagt (konfidensiell)?

ja nei

(Båndleggingsavtale må fylles ut)

- Hvis ja:

Kan oppgaven publiseres når båndleggingsperioden er over?

ja nei

Er oppgaven unntatt offentlighet?

ja nei

(inneholder taushetsbelagt informasjon. [Jfr. Offl. §13/Fvl. §13](#))

Dato: 03.06.2016

Forord

Denne oppgaven er en avsluttende bacheloroppgave i studiet Skipsdesign, ved NTNU Ålesund. Omfanget tilsvarer 20 studiepoeng per person, og arbeidet har foregått i tidsrommet 6.januar – 3.juni 2016. Kunnskapen som ble tilegnet under studiet utgjør et viktig grunnlag i denne oppgaven, men vi ble også nødt til å etablere ny kunnskap om design av MOB-båter. Regelverket til DNV GL «Craft» har vist seg helt nødvendig i denne oppgaven, og blir anvendt til mange av temaene.

Med dette ønsker vi å rette en takk til vår veileder Henrique Gaspar for hjelp gjennom dette prosjektarbeidet. Vi vil også takke Arne Jan Sollid for hjelpen vi har fått til styrkeberegninger og generell veiledning. For all hjelpen til FE-analysene og utvikling av 3D-modellen i NX vil vi takke Yaël Pericard og Paul Steffen Kleppe. Og til slutt vil vi rette en stor takk til Egil Davik og Tore Fiskerstrand fra Maritime Partner for informasjon om konstruksjon, produksjon, regelverk og veiledning gjennom prosjektarbeidet.

Sammendrag

Hensikten med denne oppgaven er å prosjektere en mann over bord-båt. Det vil bli sett på hvilke endringer som kan forenkle produksjonen. Det er mange komponenter i en slik båt, i denne oppgaven ligger fokus på hvordan produksjonen av strukturen kan forenkles. Oppgaven består av to faser, den første tar for seg en komplett prosjektering av båten. Dette gjøres i henhold til det regelverk som gjelder for en slik båt. Den andre fasen består av ulike forenklinger som sammenlignes med strukturen fra fase 1. Disse forenklingene skal ikke gå utover båtens evne til å stå imot ytre påkjenninger. Forenklingene reduserer materialkostnadene med 5% og sveiselengden med 28%. Strukturen forenkles ved at det fjernes 56 strukturelementer. Dette kan gjøre det lettere å implementere robotproduksjon.

Abstract

The purpose of this task is to design a man overboard boat. We will investigate changes that can simplify the production. There are many components in a man overboard boat. In this thesis, the focus is how to simplify the construction for production. The thesis consists of two phases, the first addresses a complete design of the boat. This design is done in accordance with the regulations that apply to such a boat. The second phase consists of various simplifications, these are compared with the structure from the first phase. The simplification reduces material costs by 5% and weld length by 28%. We have also managed to remove 56 structural elements. The simplifications can make it easier to implement robot production.

Innhold

Notasjoner	ix
Forkortelser	x
1 Innledning	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Hensikt	2
1.3 Spesifikasjoner	2
1.4 Leserveiledning	2
1.5 Planlegging	3
1.6 Verktøy	4
2 Teoretisk grunnlag	5
2.1 Generelt om MOB-båter	5
2.2 Systembasert skipsdesign	6
2.2.1 Skipsdesign prosess	7
2.2.2 Systematisk metode for kreativitet	8
2.3 Hydrodynamikk og stabilitet	9
2.4 Finite Element Analysis	10
2.5 Materiallære	11
2.5.1 Marine Aluminium	11
2.5.2 Sveising av aluminium	12
2.5.3 Kalddeformasjon	13
2.5.4 Friksjonssveising	13
2.6 Forenkling av produksjon med modularisering	14
2.7 Regelverk DNV GL	15
2.8 Andre regelverk	15
3 Data og metode	16
3.1 Generell metode	16
3.1.1 Form og funksjon	16
3.1.2 Skipsdesign prosess	16
3.1.3 Idegenerering	18
3.2 Data	18
3.2.1 Hoveddimensjoner:	19
3.2.2 Designsjøtrykk skrogbunn	19
3.2.3 Sjøtrykk på skrogsiden	21
3.2.4 Designtrykk på dekk og superstrukturer	22
3.2.5 Slipp-test	22
3.2.6 Aluminiumsplater	23

3.2.7	Materialdata	24
3.2.8	Motstandsmoment for bærere og stivere.....	25
3.3	Teknisk Metode.....	26
3.3.1	Design Loads	26
3.3.2	Aluminiumsplater	27
3.3.3	Bærere og stivere	28
3.3.4	3D-Beam.....	28
3.3.5	Siemens NX.....	29
3.3.6	Sammenligning av Siemens NX og 3D-Beam.....	30
3.3.7	Manuelle beregninger	31
3.3.8	Stabilitet.....	33
4	Resultater	34
4.1	Antagelser.....	34
4.2	Utforming.....	35
4.2.1	Linjer og utforming, vedlegg nr. 1.....	35
4.2.2	GA, vedlegg nr. 2.....	35
4.2.3	Klassetegninger vedlegg nr. 3.....	35
4.2.4	Vektberegninger:.....	36
4.3	Stabilitet og Lastkondisjoner.....	37
4.3.1	Stabilitet, intakt kondisjon	37
4.3.2	Oppdrift, Oversvømt tilstand	38
4.3.3	Stabilitet, oversvømt tilstand	38
4.4	DNV GL, Craft krav.....	39
4.4.1	Materiale:	39
4.4.2	Designtrykk.....	39
4.4.3	Platetykkelse	41
4.4.4	Motstandsmoment.....	41
4.5	Profiler.....	41
4.6	NX og 3D-beam	42
4.6.1	Designsjøstrykk.....	42
4.6.2	Slipp-test	44
4.6.3	Fullastet dekk i NX	46
4.7	Manuelle beregninger, bjelketeori.....	46
4.7.1	Platetykkelse	46
4.7.2	Motstandsmoment.....	46
4.8	Sveiselengde.....	47
5	Fase 2	48

5.1	Forenklet struktur	49
5.1.1	Inkludering av sprutlister	49
5.1.2	Knekke flenser under dekk	50
5.1.3	Produksjon	51
5.2	Resultater.....	52
5.2.1	Profilliste fase 2	52
5.2.2	Styrkeberegninger	52
5.2.3	Sveiselengde	56
6	Diskusjon	58
7	Konklusjon.....	62
8	Referanser	64
9	Vedlegg.....	66

Notasjoner

Δ	Deplasement
V	Hastighet i knop
L	Total lengde
L_h	Lengde skrog
L_{wl}	Lengde vannlinje
B_{ex}	Bredde ekstrem
B_h	Bredde skrog
D	Dypgang
FB	Fribord
β	Dødvinkel
α_a	Dødvinkel akter
α_b	Dødvinkel baug
t	Platetykkelse
s	Stiveravstand
l	Spanteavstand /kan også være lastebredde gitt av Craft
f_1	Materialfaktor
R_m	Rettende moment
Gz	Rettende arm
M	Maksimalt langskips bøyemoment
Z	Motstandsmoment
p	Trykk
fb	Flens bredde
A_d	Designareal
A_r	Referenseareal
PF_b	Trykkfaktor for sjøtrykk skrogbunn
K_{lb}	Korreksjonsfaktor for langskipsfordeling
K_β	Korreksjonsfaktor for dødvinkel
k_a	Arealreduksjonsfaktor
PF_s	Trykkfaktor for skjøtrykk skrogside
K_{ls}	Korreksjonsfaktor langskips distribusjon
h	Avstand fra side/bunn overgang til lastepunkt
k_v	Vertikal distribusjonsfaktor

k_d	Gitt faktor for utregning av dekk
f	Fjæringsdybde
P_b	Designsjøtrykk på skrogbunn
P_s	Designsjøtrykk på skrogside
P_d	Designtrykk på dekk

Forkortelser

MOB-båt	Mann over bord båt.
FEA	Finite Element Analysis
SSFSW	Stasjonær Skulder Friksjonsveising
TIG	Tungsten Inert gass
MIG	Metall Inaktiv gass
DNV GL	Det Norske Veritas Germanischer Lloyd

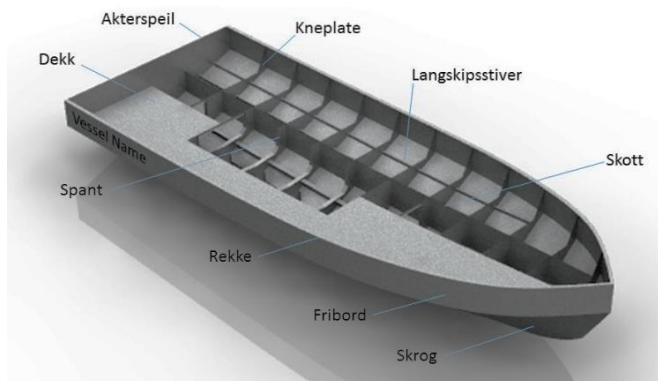
1 Innledning

1.1 Bakgrunn

Mann over bord-båten er et viktig hjelpemiddel på sjøen i tidskriske situasjoner når mannskap har falt i sjøen. Den er lagd i glassfiber eller aluminium og det stilles krav til at disse båtene tåler mye. Etter at vi var på bedriftsbesøk hos Maritime Partner med skipsdesign-klassen fattet vi stor interesse for båtene.

Bakgrunnen for denne oppgaven var derfor et ønske fra oss, der vi sammen med veileder og Maritime Partner kom fram til en problemstilling.

Maritime Partner bygger og selger alt fra militære fartøy til mann over bord-båter i aluminium. Båttypene de lager mest av er MOB-båter som for eksempel Alusafe og Seabear. Disse har en komplisert struktur som krever store mengder sveisearbeid. Eksempler på hva som anses som en del av strukturen finnes i figur 1.1. På figur 1.2 ser man et eksempel på strukturen til dagens MOB-båter. Vi vil med denne oppgaven designe en lignende båt og presentere en ny strukturløsning som er enklere å produsere.



Figur 1.1 Forklaring av konstruksjonselementene



Figur 1.2 Struktur.
Foto: Maritime Partner

Det å designe en liten båt i stedet for et skip virket for oss som en spennende utfordring som vi kunne lære mye av. Sammenlignet med et skip er det store forskjeller i for eksempel linjeutforming og styrkeberegninger, dette krever et godt litteratursøk og at vi må tenke nytt i prosjektarbeidet. Vi vil komme tilbake til hva som kreves av utforming av skroget for å lage en hurtiggående båt.

1.2 Hensikt

Hensikten med denne oppgaven er å designe en mann over bord båt med spesielt fokus på strukturen som er plassert under dekk. Målet vil være å forbedre denne strukturen slik at båten blir enklere å produsere.

Oppgaven er derfor delt i to faser; i den første fasen utføres det en komplett prosjektering av en MOB-båt. I den andre fasen blir det strukturen fra fasen 1 forenklet. Disse tiltakene vil bli vurdert og sammenlignet i forhold til sveiselengder, antall komponenter og pris.

1.3 Spesifikasjoner

Kravene som har blitt stilt til båten er som følger:

- Den skal oppfylle DNV GL «Craft» [1] og IMO Vega[2] sine krav til Fast Rescue Boats.
- Den skal ha kapasitet til 15 personer.
- Den skal kunne holde en fart på 33 knop.
- Den skal ha en rekkevidde på 80 nautiske mil ved 20 knop.

1.4 Leserveiledning

Denne rapporten omhandler følgende deler:

- Kapittel 2: Teoretisk grunnlag
- Kapittel 3: Data og metode
- Kapittel 4: Resultater
- Kapittel 6: Diskusjon
- Kapittel 7: Konklusjon

Kapittel 2 danner grunnlaget for teorien som er brukt i denne oppgaven. Her finnes det informasjon om hydrodynamikk, materiallære og hvordan man designer et hurtiggående fartøy.

Kapittel 3 omhandler først en generell metode for denne oppgaven, deretter blir det fremlagt viktige data som er nødvendig for videre arbeid. Til slutt blir de viktigste formlene presentert som en teknisk metode. Store deler av formlene som blir nevnt i rapporten har fått samme nummerering som i regelverket Craft [1]. Om ønskelig kan man enkelt finne ut hvor disse kommer fra hvis regelverket ligger tilgjengelig (se link i referanselisten).

Kapittel 4. Resultatene for fase 1 blir presentert. Her vil de mest sentrale delene for prosjekteringen av båten presentert.

Kapittel 5. Her vil det bli presentert en ny struktur, og vi kaller denne delen av arbeidet Fase 2. De ulike ideene for å forenkle strukturen blir presentert, deretter utføres styrkeberegninger og ulike estimater.

Kapittel 6. Her diskuteres resultatene i lys av problemstillingen og kapittel 2. Vi vil også vurdere metoden som ble tatt i bruk gjennom oppgaveløsingen.

Kapittel 7. Her blir det fremlagt en konklusjon for oppgaven.

1.5 Planlegging

- Januar skal gruppen finne informasjon angående produksjon, regelverk og få tak spesifikasjoner til fartøyet. Ut fra dette skal vi velge topologi samt utforme skrogets linjer.
- Februar til mars vil gå ut på å ferdigstille prosjektering og styrkeberegninger.
- Mars vil bli brukt til forbedringer av prosjektering og styrkeberegninger. I tillegg starte arbeid med potensielle forenklinger i fase to.
- April og Mai vil i hovedsak gå til rapportskrivning og styrkeberegninger på ny struktur. I tillegg en økonomisk vurdering lønnsomheten.

I slutten av januar ble det satt opp to milepæler, forprosjektet skal leveres og oppstart av hovedoppgaven starter. Det er også satt opp to milepæler senere i prosjektet, disse markerer at fase 1 og 2 er ferdig. Etter milepælene i slutten av mars må vi ha et godt design som oppfyller kravene båten skal oppfylle. Oppfyller ikke designet dette, må rapportskrivningen forskyves nærmere mai. Dermed kan man si at milepælene i mars er viktige beslutningspunkter for prosjektet. Oversikt over fremdriftsplan ligger vedlagt.

1.6 Verktøy

Maxsurf Modeler

Dette programmet brukes til utformingen av linjetegninger i forhold til båtens hoveddimensjoner.

Maxsurf Stability

Maxsurf kan også brukes til stabilitetsberegninger når man har funnet ut hvilke lastkondisjoner båten skal testes i. Her testes skroget i forskjellige scenarioer hvor det skal oppfylle stabilitets- og oppdriftskravene.

Windows Excel

Excel blir brukt til å sette opp et stort regneark som omhandler alle krav til forskjellige designtrykk, platetykkelser og motstandsmoment til stivere, spant og andre elementer. Disse kravene er utarbeidet av formler fra regelverket [1].

I tillegg brukes Excel til å sette opp oversikter i tabeller og andre utregninger.

Autocad

Autocad brukes til å tegne general arrangement og illustrere hvor de viktigste komponentene i båten skal plasseres. Vi har lagd forskjellige plan-, profil- og spanttegninger. Klassetegninger som illustrerer strukturen til båten og plasseringen av forskjellige styrkeelementer, er også lagd i Autocad.

NX

Dette programmet utgjør en stor del av oppgaven vår. Vi har valgt å bruke NX til å analysere hele båten i ett, men her er det utfordrende å utvikle en modell som er 100% realistisk. Derfor har vi tatt i bruk flere andre metoder for å sikre oss at strukturen holder mål.

3D-Beam

Dette er et styrkeberegningsprogram utviklet av DNV som blir brukt til å beregne enkle strukturer fra båten. Her kan vi legge på trykk, velge ulike profiler, og sjekke spenninger.

2 Teoretisk grunnlag

2.1 Generelt om MOB-båter

En MOB-båt er en redningsbåt som plasseres ombord i et større skip, se figur 2.1. Hovedoppgaven til denne typen fartøy er å kunne utføre redningsoperasjoner som krever kort responstid under krevende forhold. Skroget er ofte laget av aluminium og skal være planende. Det er designet med en skarp V-bunn og godt egnet for høy fart i grov sjø.



Figur 2.1 MOB-båt om bord i kystvakta.
Foto: Scanpix

Båten har en kompleks struktur som sørger for at den tåler store. Skroget er inndelt i flere vanntette skott som gir båten ekstra oppdrift i tilfelle den blir skadet og tar inn vann. Om skottene ikke skal gjøres vanntette, kan de fylles med ekspanderende polyuretan skum[3]. Dette er for å gi tilstrekkelig oppdrift ved skadet tilstand, men løsningen er tidkrevende. Skummet blandes frem med to forskjellige komponenter. Etter blandingen starter en ekspansjon i stoffet og det vil mangedoble sitt volum. Disse komponentene er giftige, brannfarlige (forhindrer sveising) og vanskelige å få på plass.

Dekket ombord er selvlensende og utstyrt med anti-skli maling for godt fotfeste. Fenderlisten sørger for beskyttelse mot eventuelle sammenstøt og øker oppdriften og stabiliteten til båten.

For å unngå at personer som har falt på sjøen skal skade seg når de plukkes opp, er det ikke tillatt med åpne propeller på denne typen fartøy. På små MOB-båter er det vanlig med utenbordsmotorer hvor det er plassert en ramme rundt propellen. På større modeller er det foretrukket å bruke vann jet. I så fall plasseres motoren i den fremre delen av styrekonsollen, med en luke over som gir enkel tilgang hvis det skulle være nødvendig. Over innenbordsmotoren er det plassert en ramme med et feste til davitløsningen, se figur 2.2. Selve daviten er en kran som står på skipets dekk og brukes til låring.



Figur 2.2 Feste for davit
Foto: Maritime Partner

Da kan den sjøsettes i løpet av kort tid, som er et av kravene regelverket IMO Vega[2] stiller til denne typen båter. Rammen skal tåle båtens vekt i fullastet tilstand, det vil si når 15 personer er ombord. I tillegg skal festepunktet til daviten plasseres ved båtens tyngdepunkt, fordi den må henge horisontalt under sjøsetting og løfting.

MOB-båter må ha god stabilitet når de skal operere i grov sjø med mye last[1]. Om man skulle være så uheldig at båten går rundt er den utstyrt med et selvrettende system. Øverst på targabøylen er det plassert en oppblåsbar pongtong med en tilhørende trykktank, se figur 2.3. Denne utløses manuelt med et handtak helt akterut som må være lett tilgjengelig når båten ligger opp ned. Det tar noen sekunder for båten å rette seg opp igjen, før mannskapet kan fortsette som vanlig. Mindre MOB-båter har også permanente selvrettende systemer i form av tanker som går over styreposisjonen som en targabøyle. Disse har stort volum og blir bygd i et lett materiale. Om ikke båten har slike selvrettende systemer, stiller IMO Vega[2] krav om at to personer skal kunne rette opp båten selv.



Figur 2.3 Selvopprettingssystem
Foto: Maritime Partner

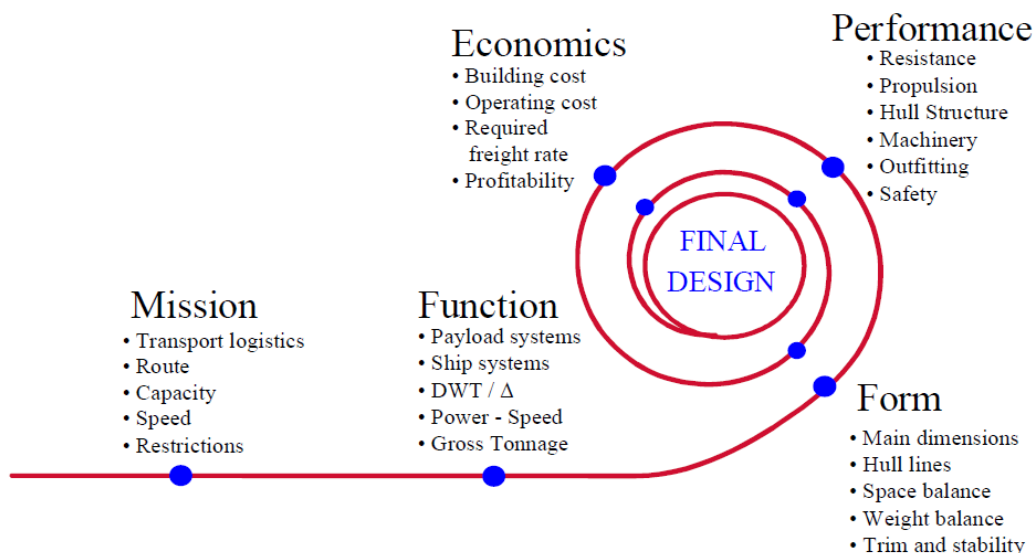
Design av MOB-båter skiller seg fra design av skip på flere områder. Linjene er lagd for at båten skal kunne plane i høye hastigheter og samtidig kunne ta imot støt fra grov sjø. Det er her de største belastningene oppstår i motsetning til store skip, som heller dimensjoneres etter globale laster fra størrelsen og vekten. MOB-båten er dimensjonert etter et teoretisk trykk som hentes fra DNV GL's regelverk[1] og tilsvarer en last som er over 24 ganger båtens egenvekt.

2.2 Systembasert skipsdesign

Ved prosjektering av en båt er det vanlig å beskrive skipsdesignprosessen med den tradisjonelle designspiralen [4]. Strukturen for designmodellen er å designe-evaluere-redesign. I stedet for å generere nye alternativer vil designeren oppdatere og repetere det første designet flere ganger. Prosjektarbeidet starter med å se på oppdragene båten skal utføre. Ut i fra dette kan man definere hvilke funksjoner båten trenger. Funksjonene som skal oppfylles vil stille krav til for eksempel båtens volum, og slik utarbeides hoveddimensjonene. Dette kan også være med på å bestemme skroglinjer og layout.

Et skip har mange ulike funksjoner og disse kan beskrives som sitt eget individuelle system, men i det store bildet utgjør de det totale oppdraget til fartøyet. Ved å definere hvert system og hvilke krav som stilles til dette systemet, får man et rammeverk for skipsdesignarbeidet. Dette kan bli kalt “System Basert Skipsdesign”.

2.2.1 Skipsdesign prosess



Figur 2.4 Kai Levanders designspiral, [1, s32]

Den første delen av designspiralen, se figur 2.4, omhandler båtens oppgaver og funksjoner. Når de er definert kan man sette de ulike behovene sammen til en geometrisk definisjon, altså utformingen til båten. Videre går man inn på hvilke undersystemer som må til for å få ønsket ytelse. Til slutt må man evaluere om dette er godt nok og ikke minst lønnsomt. Hvis ikke alle spesifikasjoner og krav som var utarbeidet ved prosjektstart er tilfredsstillt må man gjenta prosessen.

Det er viktig å bestemme operasjonsområdet for båten som skal designes. Da kan man utarbeide nødvendig kapasitet, fart og restriksjoner. Fremdriftssystemet velges tidlig for denne typen fartøy fordi det stilles krav til vann jet. Samtidig kan motorstørrelsen bestemmes ut i fra empiri og ønsket hastighet.

Skroglinjene er viktig for båtens sjøegenskaper og må utformes sammen med hoveddimensjonene for å tilfredsstillte ønsket atferd og ytelse. Vektbalanse, trim og stabilitet er også faktorer som har betydning for båtens atferd i sjøen. Det er nødvendig med beregninger for

plassering av utstyr og komponenter, slik at form og funksjon til enhver tid utfyller hverandre. I skipsdesignprosessen er alle disse designfaktorene noe som må gjentas flere ganger for å oppnå den ytelsen spesifikasjonene krever.

Båtens struktur er et undersystem som påvirker båtens styrke og sjøegenskaper. Strukturen må ha tilstrekkelig styrke for å tåle belastninger i høy fart og dårlige sjøforhold. Om strukturen ikke tåler belastningene slik den er designet, må man dimensjonere på nytt. Løsninger kan være å forandre topologien eller dimensjonere opp spant og profiler. En økning av profilstørrelser eller reduksjon av stiveravstand vil føre til høyere skrogvekt, og kan gå utover båtens sjøegenskaper.

Prisestimer for en MOB-båt vil hovedsakelig bestå av utrustning, design- og byggekostnader. MOB-båten er som oftest en del av et større prosjekt og er en liten kostnad i det store bildet. Den skal utgjøre en viktig del av sikkerhetssystemet på et større skip, og er et livreddende hjelpemiddel. Den primære inntektskilden for kunden vil derfor være moderskipet, hvor MOB-båten kun vil sørge for ansattes sikkerhet.

2.2.2 Systematisk metode for kreativitet

Når man skal finne nye løsninger er kreativitet og ide-generering kun en liten del av selve løsningen til problemet. Disse kan bli delt opp i syv steg ifølge Kai Levander[4].

- Aerkjennelse av problemer og muligheter. Her starter den kreative prosessen.
- Finne fakta. Utforske relevante fartøy og samle nyttig informasjon.
- Definisjon av oppgave og mål.
- Søking etter ideer. Idegenerering er den viktigste fasen for problemløsning. Her er det nødvendig å se forbi de normale og tradisjonelle løsningene.
- Velge den beste ideen for videre utvikling.
- Godtakelse og gjennomføring.
- Tilbakemeldinger.

2.3 Hydrodynamikk og stabilitet.

Når en båt ligger stille i vannet gjelder Arkimedes prinsipp; oppdriften er lik massen av det fortrenge volumet. Denne kraften holder skroget flyende når fartøyet er i ro og kan kalles statisk oppdrift. Hvis en båt er i bevegelse vil den også bli påvirket av dynamisk oppdrift. Dynamisk oppdrift oppstår når hastigheten, kombinert med vannets motstand og formen til skroget bidrar til å presse båten ut av vannet. "During planing, the weight of the vessel is mainly supported by hydrodynamic pressure loads, with bouyancy having less importance" [5, s.342].

Om den dynamiske oppdriften øker, så minker den statiske oppdriften fordi båten fortrenger mindre vann. Med høy nok hastighet vil båten legge seg opp på vannoverflaten. Da kan vi si at den planer og siden små deler av skroget er i kontakt med vannoverflaten vil det utsettes for mindre motstand.

MOB-båter utsettes også for slammingskrefter som oppstår når skroget treffer bølger i høy fart.

Under sammenstøtene vil strukturen bli utsatt for store krefter. For å unngå dette burde planende båter ha en baug som kan fordele kreftene langs dybden til skroget. Som man ser på figur 2.5 har vinkelen mellom vannets

overflate og skrogets v-bunn stor innvirkning på slammingskreftene. Om vinkelen er lav vil belastningen øke, og om den er høy vil belastningene minke. Båter som skal operere i høye hastigheter og grov sjø, bør derfor ha en baug med stor helningsvinkel.

Et skrog med en skarp v-bunn vil bryte bølger bra, men den vil få problemer med å plane. Dette er fordi den dynamiske oppdriften er avhengig av en skrogbunn som kan ta imot sjøtrykket og løfte fartøyet over vannflaten. Det gjelder derfor å finne en balanse mellom slammingskreftene skroget skal tåle og hvor mye dynamisk oppdrift det skal få ettersom

Helning

Slammingskrefter

Table 8.3. Calculation of slamming parameters by similarity solution during water entry of a wedge with constant vertical velocity V

β	C_{pmax}	$\frac{z_{max}}{Vt}$	$\frac{\Delta S_x}{c}$	$\frac{F_3}{\rho V^3 t}$
4°	503.030	0.5695	0.01499	1503.638
7.5°	140.587	0.5623	0.05129	399.816
10°	77.847	0.5556	0.09088	213.980
15°	33.271	0.5361	0.2136	85.522
20°	17.774	0.5087	0.4418	42.485
25°	10.691	0.4709		23.657
30°	6.927	0.4243		14.139
40°	3.266	0.2866		5.477

β = deadrise angle, C_{pmax} = pressure coefficient at maximum pressure, z_{max} = z-coordinate of maximum pressure (see Figure 8.22), ΔS_x = spatial extent of slamming pressure (see Figure 8.22), $c = 0.5\pi Vt \cot \beta$, F_3 = vertical hydrodynamic force on the wedge, t = time (Zhao and Faltinsen, 1993).

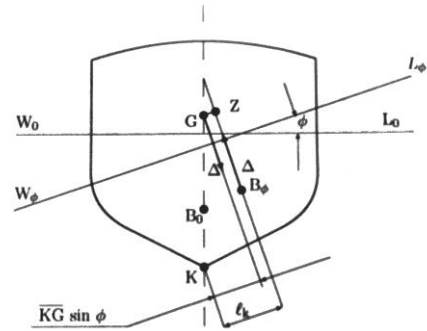
Figur 2.5 Skrogets vinkel og vertikale hydrodynamiske krefter [5, s.303]



Figur 2.6 MOB-båt
Foto: Maritime Partner

hastigheten øker. En typisk dødvinkel for fartøy som operer i høy fart ved offshore-farvann er 25 grader [6]. Som man ser på figur 2.6 er kontakten mellom skroget og vannoverflaten som oftest akterut når båten planer. Av dette kan man derfor nå et slags kompromiss: Siden slammingkreftene er størst i baugen og den dynamiske oppdriften er størst akterut vil det være naturlig å ha en flat vinkel bak og en skarp vinkel foran.

Med positiv stabilitet mener vi at den rettende armen er større enn null. Den rettende armen er den vinkelrette avstanden mellom angrepslinjen til skrogets oppdriftspunkt og angrepslinjen til båtens tyngdepunkt. Når GZ er positiv vil båten rette seg opp til normal posisjon. Hvis GZ er negativ vil båten få et negativt krenagemoment og gå rundt (avstanden mellom punktene G og Z på figur 2.7). Denne verdien blir brukt til å vurdere båtens evne til å motvirke krengeing og unngå kullseiling.



Figur 2.7 GZ , rettende arm [7, s.118]

2.4 Finite Element Analysis

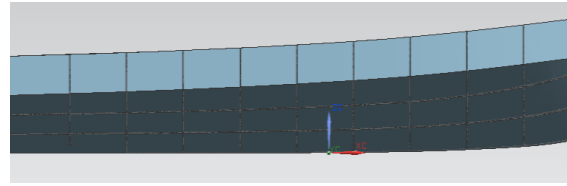
I denne oppgaven har vi valgt å modellere hele strukturen i NX for å utføre en Finite Element Analyse. Denne strukturen er veldig komplisert og det har ført til forskjellige utfordringer.

Modellering av skallmodell er en metode som ofte brukes til å utforme 3D-modeller til FE-analyse. Denne metoden brukes for større konstruksjoner med mange detaljer. Da betrakter man alle komponentene i strukturen som flater uten tykkelse. Man tar med andre ord vekk en dimensjon fra hvert enkelt strukturelement i modellen dette gjør skroget mye enklere å analysere. Når man så tar i bruk Finite Element Method tilfører man de forskjellige elementene en teoretisk tykkelse for å få resultater. Dette er en forenkling som gjør det mulig å teste forskjellige tykkelser uten å måtte endre geometrien. Skallmodeller kan gi resultater som er betydelig mer presise, sammenlignet med modeller som har tykkelse. Løsningstiden vil også ta vesentlig kortere tid[8].

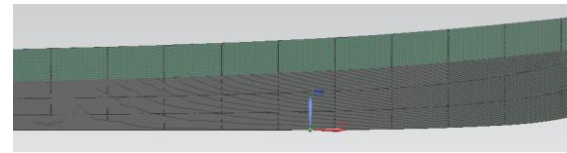
Mesh er en gitterstruktur som gjør at geometrien og analyseverktøyet kommuniserer med hverandre.

Når en modell får mesh må man sjekke at de forskjellige overflatene har kontakt, og se etter sprekker der det kan være dårlig forbindelse. Dette kan forbedres med følgende punkt:

- Reparere lokale ujevnheter i strukturen.
- Slette mesh på overflaten rundt området som er av bekymring, justere overflaten, og sette på igjen mesh.
- Endre størrelsen eller geometrien til meshen.



Figur 2.8 Modell uten mesh fra NX



Figur 2.9 Modell med mesh fra NX

Det er elementformen som definerer om det er en god mesh eller ikke. De mest brukte elementformene er triangulære- og rektangulære. Ideelle triangulære elementer har en likesidet trekant og ideelle rektangulære elementer har en likesidet firkant. Elementer med disse formene gir nøyaktige svar, men avvik i meshen vil kunne gi feilmeldinger til utregningen[8]. Skrogsidene, vist på figur 2.9, er enkle flater å meshe, mens strukturen på innsiden er mer komplisert.

2.5 Materiallære

2.5.1 Marine Aluminium

Vi vil i denne oppgaven benytte oss av marine aluminium. Marine aluminium har betegnelsen NV, fulgt av 4 siffer. Det første sifferet forklarer hva slags hovedlegeringselement aluminiumslegeringen inneholder. Aluminium-magnesium-legering er den mest vanlige legeringen og har betegnelsen 5 etterfulgt av noen siffer. Disse legeringene kan inneholde opptil 5 % magnesium, og enkelte kan også inneholde litt mangan eller krom[9]. Marine aluminiumen har god korrosjonsbestandighet overfor sjøvann og legeringene er sveisbare. Flytegrensen for 5-serien er blant de høyeste av aluminiumslegeringer. De er samtidig enkle å kutte, bøye, kalddeformere og bearbeide med standarverktøy[10].

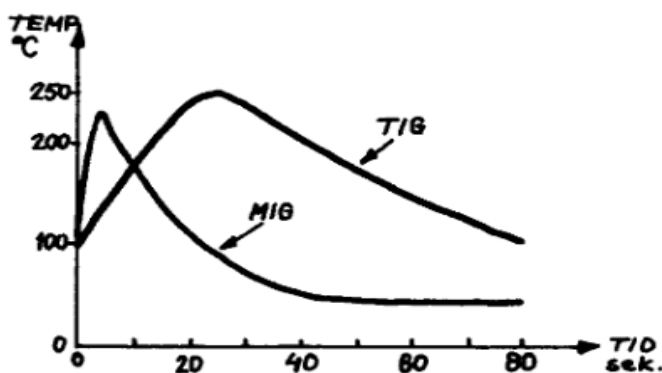
Under 3.2.7 Data presenteres DNV GLs egne spesifikasjoner og krav til AlMg-legeringer.

2.5.2 Sveising av aluminium

Hvis man sammenligner sveising av aluminium med sveising av stål, vil det være en del forhold som skiller dem. De viktigste er [11]:

- Varmesprekktendens hos enkelte aluminiumlegeringer (størknesprekker).
- Svekkelse av deformasjonsherdede og utfellingsherdede material.
- Aluminium har større varmeledningsevne, varmeutvidelseskoeffisient, varmekapasitet og smeltevarme.
- Aluminiumoksid har høyt smeltepunkt (2050°C - smeltepunkt for aluminium er på 660°C).

Ledningsevnen til aluminium er høy. Dette gjør at man må tilføre store mengder varme for å oppnå høy nok temperatur på sveistedet, selv om smeltepunktet er lavt. Dermed får man betydelig oppvarming av grunnmaterialet nærmest smeltesonen. Dette medfører strukturendringer som tilsvarer de temperaturer materialet har vært utsatt for og hvor lenge påvirkningen har pågått [11].



Figur 2.10 Temperatursyklus ved MIG og TIG-sveising [11, s.13]

Figur 2.10 viser temperatursyklusen for MIG- og TIG-sveising av en 6 mm Al-ZnMg1-plate målt 20 mm fra sveisemidten [11]. MIG når temperaturtoppen fortere enn TIG, og kjøles også ned fortere. Temperaturforløpet til MIG gjør at den får en smalere varmepåvirket sone. Siden temperaturpåvirkningen er over kortere tid vil det svekke materialet mindre. Den høye varmeledningsevnen som aluminium har, krever en sterk og konsentrert varmekilde ved sveising.

Deformasjonstørrelsene påvirkes av flere faktorer

- Tverrsnittareal i sveisegodset
- Godstykkelse
- Sveiselengde
- Antall sveisestrenger
- Sveisestilling
- Sveisehastighet
- Innspenningsforhold

2.5.3 Kalddeformasjon

Ved kalddeformasjon vil motstanden i metallet øke når det deformeres. Aluminiumsplatene er bygd opp av krystallstrukturer som igjen består av forskjellige atomplan. Disse atomplanene kan ha svakheter som man kaller en gitterdefekt, eller dislokasjon, som oppstår når krystallen dannes etter for eksempel en størkningsprosess. Ved kalddeformasjon startes glidninger i atomplanene og da blir dislokasjonene flyttet på. Etter hvert vil gitterdefektene bli stoppet opp av hindre i strukturen og man må bruke mer krefter for å presse atomplanet videre. Når materialet deformeres ytterligere, vil flere dislokasjoner fanges opp. Og til slutt når man et punkt hvor det ikke går an å deformere aluminiumet mer, da har det blitt mer motstandsdyktig enn i utgangspunktet. Men enda høyere belastninger kan føre til sprekkdannelser før materialet knekker[12].

2.5.4 Friksjonssveising

Friksjonssveising har en rekke fordeler over konvensjonelle sveiseteknikker. Noen av disse er; ingen forbruksvarer, røyk, porøsitet eller sprut i tillegg til lav forvrengning. Det krever ingen spesiell overflatebehandling og det er ingen krav for dekkgass[13]. Med friksjonssveising kan man sveise nesten alle type aluminiumslegeringer, til og med de som er klassifisert som ikke-sveisbare. Varmesprekker og dårlig størkning i mikrostrukturen er aspekter som gjør at en aluminiumslegering ikke er egnet til sveising.

Hovedfordelen med friksjonssveising er at varmen påføres direkte til sveiseområdet av et roterende verktøy. Under friksjonssveising vil temperaturen nå 500°C på en brøkdel av et sekund[14], før temperaturen raskt synker igjen. Sammenlignes dette med figur 2.10, som viser

at MIG når temperaturtoppen målt 20 mm fra sveisemidten etter 5 sekunder, vil materialet begynne å kjøle seg ned mye tidligere ved friksjonssveising enn MIG. På grunn av den korte tiden materialet er varmpåvirket, og en lavere varmetilførsel vil det være en reduksjon av sveisedeformasjoner.

Friksjonssveising er som oftest brukt til å lage buttsveiser, og er sjeldent vurdert som et verktøy for T-profiler eller hjørnesveiser. Martin, Stanhope og Gascoyne[15] presenterer i sin artikkel utviklingen av teknikker som har demonstrert evnen til å produsere høykvalitets hjørnesveiser ved bruk av en adapter fra stasjonær skulder-friksjonssveising. Adaptasjonen er et roterende, rundt, hode lokalisert på enden av en ikke-roterende skulderkomponent som sklir over overflaten til materialet under sveising. I sin artikkel presenterer de to nye teknikker, som i tillegg klarer å sveise T-profiler, kan legge til en filler radius. Den ene teknikken, kalt *Corner fillet SSFSW* benytter den stasjonære skulderen til å forme det eksisterende sveisematerialet. Ved denne teknikken er det nødvendig med en overdimensjonert vertikal plate. Det ekstra materiale skaper to 45° avfasinger ved å bli rørt under sveiseprosessen for så å bli ekstrudert eller presset inn i filler-formen.

Den andre teknikken presentert i artikkelen, kalt *Corner AdStir Fillet SSFSW* benytter seg i tillegg av et tilføringsmateriale som påføres inn i hjørnesveisen under sveiseprosessen. I tillegg til nevnte fordeler med friksjonssveising gir teknikkene for hjørnesveis med FSW muligheter for å:

- Bruke smidde plater i stedet for skreddersydde profiler
- Struktur hvor størrelse- og tykkelsesforhold forbyr ekstruderingsbruk
- Komponenter med skreddersydde egenskaper ved bruk av ulike materialer
- Tilsetning av et tredje filler materiale under sveising, som potensielt kan gi et forbedret resultat
- AdStir kan øke tillatte toleranser på komponentoppsett.

2.6 Forenkling av produksjon med modularisering

Et produksjonsvennlig tiltak som kan være lønnsomt å gå nærmere inn på er modularisering. Ved å lage en moduloppbygging av strukturen kan man redusere antallet av forskjellige komponenter og forenkle sammenstillingen. En forenklet struktur kan også føre til bedre anvendelse av robotsveising.

Bruk av modularisering og robotproduksjon kan sees på som en av de beste måtene for å effektivisere produksjonen til industrielle firmaer [16]. Man oppnår bedre effektivitet, reduserte kostnader, økt kvalitet og redusert responstid. Kah, Hiltunen og Martikainen utførte et modulariseringsforsøk av en aluminiumsbåt for Lappeenranta University of Technology der de benyttet seg av flere modulariseringsteknikker: “MFD- Modular Function Deployment” og Design “Structure Matrix”. MFD-metoden fokuserer på prosessering og er dermed best egnet når man skal se på robotproduksjon. MFD består av fem steg [17]

1. Klargjøre produktspesifikasjoner
2. Analysere funksjoner og velge tekniske løsninger
3. Identifisere mulige moduler
4. Evaluere konsepter
5. Forbedre hver enkelt modul

2.7 Regelverk DNV GL

Regelverket “Standard for Certification of Craft, No 2.21” danner grunnlaget for designet av vår båt. Ved hjelp av regelverket skal vi følge designprosessen beskrevet i 2.2. Dette regelverket stiller krav til arrangement, stabilitet, materialeegenskaper, designtrykk, minste platetykkelser og minste motstandsmoment til strukturelementer. Med disse resultatene kan man verifisere resultatene fra styrkeberegningene. Dette gjør man ved å dimensjonere profiler i forhold til kravene og sørge for at spenningene er lavere enn det som er tillatt fra 3.2.7 materialdata. “Standard for Certification of Craft, No 2.21” vil senere i oppgaven omtales som *regelverket* eller *Craft*, hvis ikke er andre regelverk spesifisert.

“ 5.5 Rigid fast rescue boats, Evaluation and test report” er en testrapport fra DNV GL. Denne fikk vi utlevert fra Maritime Partner, og danner grunnlaget for teori bak slipp-test kondisjonen.

2.8 Andre regelverk

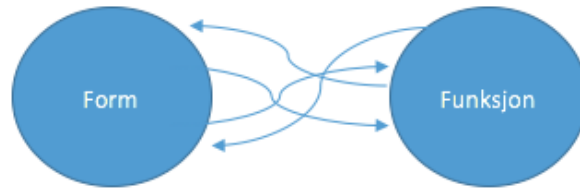
Båten skal også oppfylle kravene som stilles av IMO Vega[2]. Dette regelverket har fokus på mannskapets sikkerhet om bord på skip. Dette må tas hensyn til når vi utformer skroget, beregner vektorer og lager general arrangement. Det finnes flere reglement eller klasseregler som båten kan godkjennes etter. Noen av de vanligste er Norwegian Maritime Directorate (NMD), Canadian Coast Guard (TC) og Maritime and Coastguard Agency (MCA). I oppgaven vil ikke disse bli tatt hensyn til.

3 Data og metode

3.1 Generell metode

3.1.1 Form og funksjon

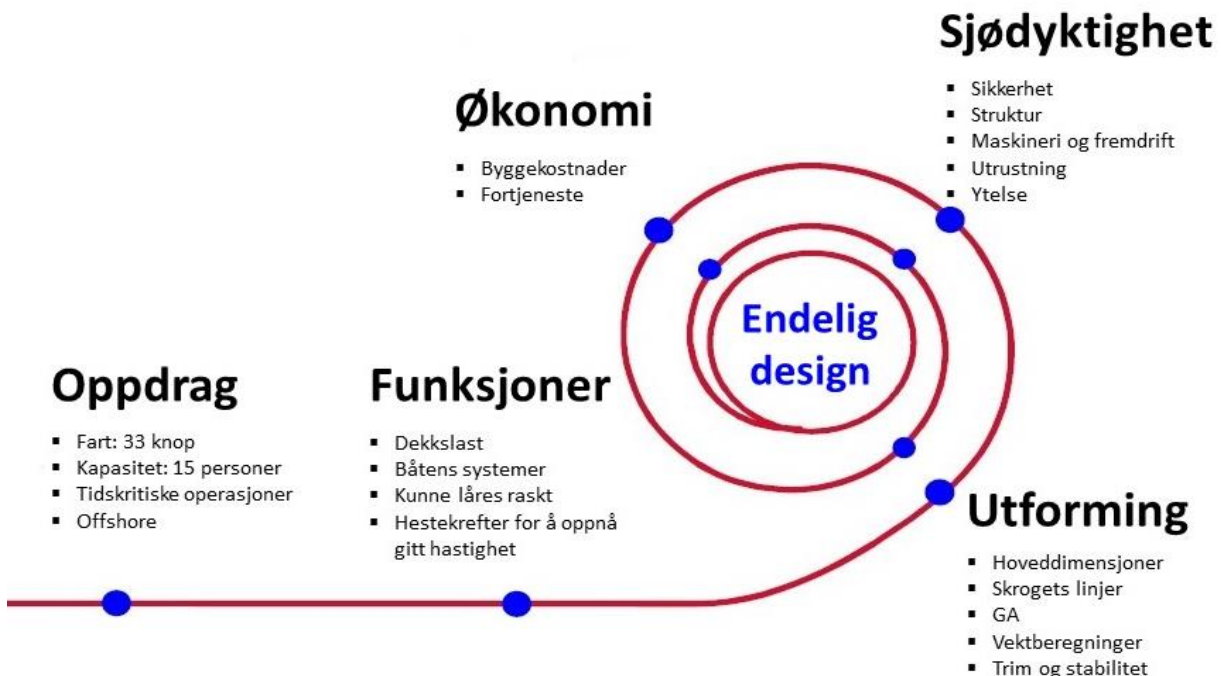
For at skipet skal få ønsket ytelse (funksjon) må man tidlig kartlegge hvilke strukturelle elementer (form) skipet skal ha. Dette vil si at man må identifisere struktur og undersystem skipet må ha for å få den ønskede atferden. Eksempel på undersystem



Figur 3.1 Form og funksjon

kan være motorer, kraner, fremdrift. Det er mange faktorer som påvirker den ønskede atferden til skipet og derfor er det viktig å hele tiden kartlegge mellom form og funksjon.

3.1.2 Skipsdesign prosess



Figur 3.2 Vår vei gjennom designspiralen

Når dette prosjektet startet ble det gjort mye informasjonsinnsamling rundt Craft, eller andre regelverk og hvilke spesifikasjoner en MOB-båt har. Disse brukes ofte i tidskritiske operasjoner, som når personer befinner seg i vannet. Det er derfor viktig at båten klarer å yte gitt hastighet. Maritime Partner sa at båten burde ha kapasitet 15 personer. I IMO Vega[2] er det opplyst at personvekten skal regnes som 82,5 kg. Dette gir grunnlag for hvilke påkjenninger dekket må tåle, dermed ble dette en av lastkondisjonene. Ut i fra litteratursøk om MOB-båter fant vi ut at gjeldene operasjonsområde er offshore, med grove sjøforhold. Dette stiller krav til utforming av skroget, slik at det både vil gå mykt i bølgene og tåle påkjenningene.

MOB-båtene låres fra en davit (kran) hvor en vaier festes i en ramme på båten. Motorsystem ble valgt på et empirisk grunnlag, hvor effekten må være stor nok til å oppfylle hastighetskravet. Siden det stilles krav til at båten skal være selvopprettende, har den fått en oppblåsbar pongtong på toppen av targabøylen. Denne utløses manuelt dersom båten skulle kullseile. Etter kullseiling kan det være mye vann ombord i båten, og dette må kunne lenses ut relativt fort. Det kreves derfor at dekket er plassert høyere enn vannlinjen med en liten helling akterover. Det må også installeres to lensepumper ombord, en manuell og en elektrisk som skal sørge for lensing av vann som kan samle seg under dekk. Alt utstyret som plasseres ombord tas med i vektberegningene.

Maritime Partner leverte noen spesifikasjoner som nevnt i avsnitt 1.3. Hoveddimensjonene blir generert ut fra disse og empiri. MOB-båten er planende, og skroglinjene skal bli tegnet deretter. For å sikre god stabilitet i grov sjø får båten et dypt v-skrog. Etter å ha funnet mer ut om båtens funksjoner kan man utvikle GA-tegninger. Det må være tilstrekkelig plass til 15 personer, hvorav én liggende person på dekk. Styrekonsoll og motorrom kan ikke plasseres for langt fram i båten, da det skal være plass til å oppfylle kravet om at én person skal kunne ligge utstruktet på dekk[2].

Etter utforming av skroget blir det utført stabilitets- og trimberegninger. Om disse ikke tilfredsstiller kravet, må linjene og eventuelt plassering av komponenter gjøres om. Strukturen blir dimensjonert etter regelverket, og etter å ha valgt platetykkelser og profilstørrelser blir det utført styrkeberegninger i NX og 3D-Beam. Om beregningene gir for høye spenninger krever det endring av enten dimensjonene eller avstanden mellom lang- eller tverrskipsstiverne.

Etter at designet er fullført blir det utført en sammenligning av byggekostnader for de ulike strukturene, med enkle beregninger basert på pris per kilogram. Det blir også utført estimer på

sveiselengder for de ulike strukturene. Dette er en båt som skal stå på dekket til et større skip for mesteparten av tiden og bruker lite drivstoff. Driftskostnader vil derfor være knyttet til vedlikehold og redningsøvelser. Unntaket er kystvakten, som bruker sine MOB-båter aktivt, for sjekk av fiskeutstyr, fiskebåter og øvelser.

3.1.3 Idegenerering

Skal man komme i gang med kreativ tenkning må man anerkjenne problemer og muligheter. Dette kan være et problem i denne oppgaven, på grunn av strenge krav fra DNV GL som setter en stopper for kreativ tenking. Det er like viktig å finne all informasjon rundt lignende båter, for å finne ut hvilke muligheter og begrensinger man kan møte på. Søking etter ideer er den viktigste fasen for problemløsning og her er det nødvendig å se forbi dominerende og tradisjonelle løsninger[4]. Når mange alternativer er generert blir de beste ideene tatt videre i prosjektet.

3.2 Data

For utregninger av designlaster, krav til platetykkelser og motstandsmoment har vi komponert et Excelark og brukt formler fra DNV GL's Standard for Certification No. 2.21 Craft-regler, kapittel 4. Dette regelverket designer og verifiserer Maritime Partner båtene sine etter i dag. Kapittel 4 i Craft-regelverket omhandler struktur, designtrykk og strukturdesign for aluminium. Det er dette som danner grunnlaget for styrkeberegningene i NX og 3D-Beam, og alle tallene vi har brukt i analysene kommer herfra. Med hoveddimensjonene til båten og forskjellige parametere fra regelverket kan man beregne hvor store laster skroget skal tåle. Disse lastene brukes deretter til å beregne hvor store platetykkelser og motstandsmoment strukturelementene må ha. Av den grunn er kapittel 3 delt i to; først 3.2 Data som gir en forklaring for hvordan de forskjellige dataene ble hentet ut fra regelverket. Deretter 3.3 Metode hvor disse dataene blir anvendt i formler, som også er hentet fra regelverket. I tillegg inneholder Kapittel 3.2 andre prosesser og metoder som har blitt anvendt i oppgaven.

3.2.1 Hoveddimensjoner:

Tabell 3.1 Hoveddimensjoner

Deplasement	Δ	1800	kg
Maks hastighet	V	33	Knop
Lengde, total	L	7	m
Lengde, skrog	L_h	6	m
Lengde, vannlinje	L_{wl}	5,76	m
Bredde, ekstrem	B_{ex}	2,6	m
Bredde skrog	B_h	2,2	m
Dyppgang	D	0,42	m
Fribord	FB	0,4	m
Vinkel, akter	α_a	22	°
Vinkel, baug	α_b	>40	°

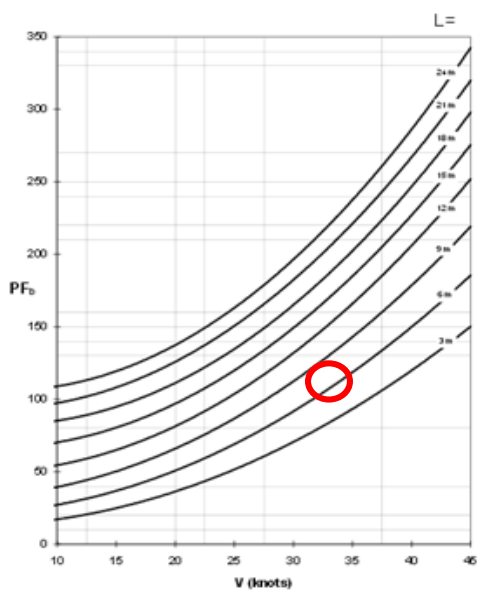
3.2.2 Designsjøtrykk skrogbunn

Trykkfaktoren PF_b er hentet fra figur 3.3 og baserer seg på båtens lengde og fart. Sjøtrykket som brukes for dimensjonering er en kondisjon hvor båten har maks hastighet, og vi vil senere teste denne kondisjonen i NX og 3D-beam.

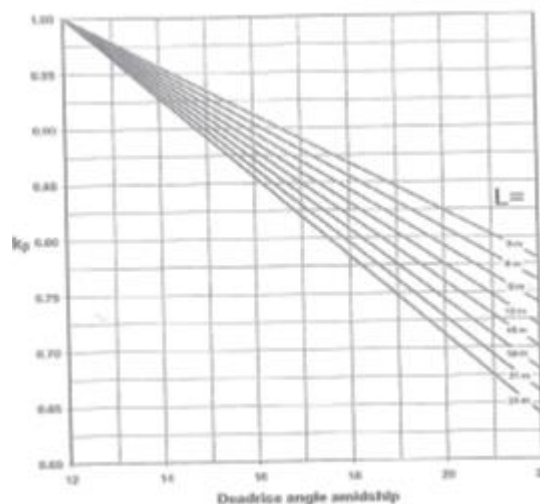
Vi har $V/\sqrt{Lh} > 6$ og dermed er langskips distribusjonsfaktor for sjøtrykket lik en.

I Craft-reglene er det oppgitt at korreksjon for dødvinkel kun gjelder båter med

$V > 3\sqrt{l}$ og lengde $L > 9$ m. Korreksjonsfaktoren kan hentes fra figur 3.4, men siden vår båt er under 9 meter og dermed ikke oppfyller kriteriene er $K_\beta=1$.



Figur 3.3 Trykkfaktor for sjøtrykk skrog [1]



Figur 3.4 Distribusjonsfaktor for sjøtrykket ved dødvinkel [1]

Den viktigste faktoren for beregning av sjøtrykket for skrogbunnen er arealreduksjonsfaktoren. Denne fremkommer av forholdet mellom designarealet og referansearealet. Dette forholdet forandrer seg avhengig av om man regner sjøtrykk for plate og paneler, eller stivere.

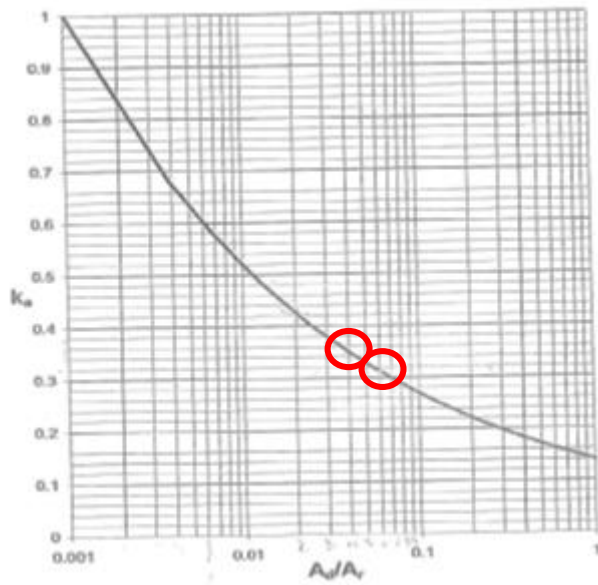
For plate og paneler har vi

$$A_d = s^2 \text{ (m}^2\text{)} = 0,28^2 = 0,0784 \text{ m}^2$$

Mens for stivere er

$$A_d = s \times l \text{ (m}^2\text{)} = 0,28 \times 0,5 = 0,14 \text{ m}^2$$

Dette gir henholdsvis $A_d/A_r = 0,031$ og $A_d/A_r = 0,055$, disse punktene er markert i rødt på figur 3.5.



Figur 3.5 Arealreduksjonsfaktor [1]

Den vertikale fordelingen av designsjøtrykket som gjelder for oss skal etter B202 gå opp til knekkspantet. Dette gjelder når $V > 3\sqrt{L}$.

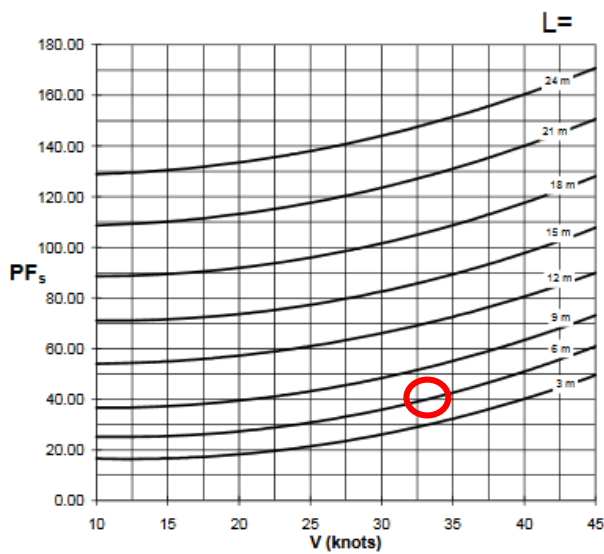
Tabell 3.2 Oppsummert data for designsjøtrykk skrogbunn 4) og (5 B201

	Plater og paneler	Ramme og stiver
PF _b	107	107
K _{lb}	1	1
K _β	1	1
k _a	0,37	0,32

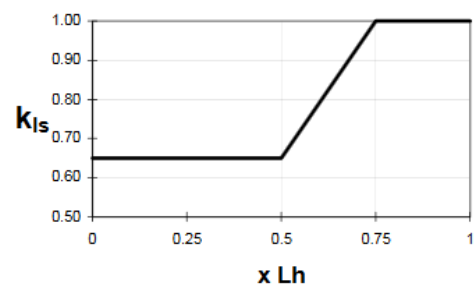
3.2.3 Sjøtrykk på skrogsiden

Sjøtrykket på skrogsiden har også en langskips distribusjonsfaktor, denne avtar fra 0,75 FP til AP (figur 3.7). Vi har valgt å forenkle dette og gjøre beregninger med en langskips distribusjonsfaktor, $K_{ls}=1$. I tillegg til en langskips distribusjonsfaktor, er det også en vertikal distribusjonsfaktor. Denne varierer med en høyde h , som er en vertikal avstand fra side/bunn overgang til posisjon av lastepunkt (figur 3.8). h varierer fra 0 til 0,3 m for vår båt og er vist i tabell 3.4.

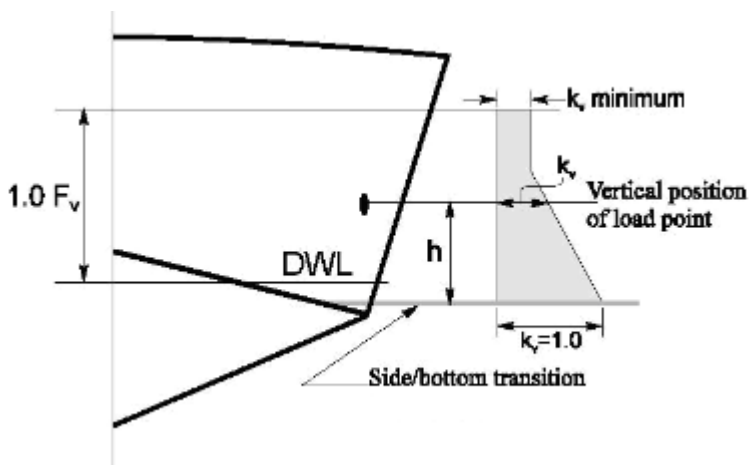
Trykkfaktor, PF_s , er en ny trykkfaktor og er hentet fra figur 3.6.



Figur 3.6 Trykkfaktor skuteside [1]



Figur 3.7 Langskips distribusjonsfaktor [1]



Figur 3.8 Posisjon av lastepunkt og sjøtrykkfordeling [1]

Tabell 3.3 Oppsummert data for designtrykk skuteside 6) B301

PFs	40
Kls	1
ka	0,37
Δ (kg)	1800
L (m)	6
B (m)	2,2
Fv	0,61

Tabell 3.4 Variasjoner av h og kv

h (m)	kv
0	1
0,1	0,84
0,2	0,67
0,3	0,51

3.2.4 Designtrykk på dekk og superstrukturer

For beregninger av designsjøtrykk som virker på dekk 7) B401 trenger vi:

$$k_d = 0,2$$

$$L = 6 \text{ m}$$

k_d er en faktor som er gitt til 0,2 om man ser på eksponert værdekk og superstrukturer foran 0,25 L fra FP. Faktoren er gitt som 0,1 til alle andre områder.

For beregninger av designlasten på dekk, trenger vi kun å vite at

$$H = 0,35 \text{ t/m}^2 \text{ For mannskapsdekk. For lastedekk bruker man dekkslast i t/m}^2.$$

3.2.5 Slipp-test

For utregning av slipp-test trenger vi følgende data:

Tabell 3.5 Oppsummert data for bruk i slipp-test 9) og 10)

Masse, m (kg)	3000
Gravitasjon, g (m/s^2)	9,81
Høyde, h (m)	3
Fjæringsdybde, f (m)	0,6
Areal	11

3.2.6 Aluminiumsplater

t_0 og k er verdier fra tabell C1 fra regelverket og er gjengitt i tabell 3.6. t_c gjelder kun for stålkonstruksjoner og er gitt som null for aluminiums konstruksjoner.

Tabell 3.6 t_0 og k -verdier

Tabell C1 s.48 for platetykkelse, Aluminium L<15 m		
Hvor	t_0	k
Hull bottom	1,5	0,30
Hull side	1	0,23
Transom, not supporting engine	1	0,23
Exposed deck, cargo deck	0,8	0,284
Accommodation deck	0,8	0,21
Superstructures and deckhouses	0,4	0,21
Structural/watertight bulkheads	0,4	0,21

Tabell 3.7 Data for platetykkelseformler.

f_1	0,53
f_p	1,37
f_2	1
f_3	0,99
s (mm)	0,28

3.2.7 Materialdata

DNV Designation	Temper	Filler	f_1
NV-5052	0, H111, H32, H34	5356	0.27
NV-5154A	0, H111	5356-5183	0.35
NV 5754	0, H111, H24	5356-5183	0.33
NV 5454	0, H111, H32, H34	5356-5183	0.35
NV-5086	0, H111, H116, H32, H34	5356-5183	0.42
NV-5083	H116, H321	5356	0.53 ¹⁾
	H116, H321	5183	0.60 ¹⁾
NV-5383	H116, H34	5183	0.64 ²⁾

Figur 3.8 Materialdata i sveist tilstand [1]

Figur 3.8 viser de aluminiumslegeringene som er aktuelle for vår oppgave, markert med rødt firkant. NV-5083 har høyere styrke etter sveising i forhold til NV 5754 på grunn av materialfaktoren.

Alloy	Tensile strength (N/mm ²)	Yield strength ^{*)} (N/mm ²)
5052	170	65
5154A	215	85
5754	190	80
5454	215	85
5086	240	95
5083	275	125
5383	290	145

^{*)} Applies to welded condition.

Figur 3.9 Materialegenskaper [1]

DNV Designation	Temper	f_1
NV-5052	H32	0.61
	H34	0.69
NV-5154A	0, H111	0.35
NV-5754	H24	0.69
NV-5454	H32	0.73
	H34	0.79
V-5086	H116, H32	0.80
	H34	0.88
NV-5083	H116, H321	0.89
NV-5383	H116, H34	0.89

Note: For tempers 0 and H111, the factor f_1 is to be taken from Table A4.

Figur 3.10 Materialfaktor for smidde aluminiumsplater [1]

Figur 3.10 viser NV 5083 markert i rødt. Her gjelder materialfaktoren for smidde plater og ikke-sveist tilstand. Siden materialfaktoren her er høyere enn i figur 3.8, vil også de tillatte spenningene i ikke-sveist tilstand være høyere.

3.2.8 Motstandsmoment for bærere og stivere

For utregning av motstandsmoment har man en verdi m , som er gitt av DNV GL for de vanligste konstruksjonselementene.

Tabell 3.8 m -verdier

Element	m
Kontinuerlige langskip	85
Tverrskip	100
Bunn langskip	85
Side langskips	85
Vanntett skott, fast innspente ender	65

Trykket P , som anvendes i formelen for motstandsmoment avhenger av om man ser på langskips- eller tverrskipselementer. For langskipselementer brukes $P=39,59 \text{ kN/m}^2$ og for tverrskipselementer brukes $P=34,24 \text{ kN/m}^2$. Videre brukes det for utregning av dekkstiver $P_d=5,1 \text{ kN/m}^2$.

b , lastebredden og l , stiverspennet varierer også ved utregning for de ulike elementene og er gitt for utvalgte steder i tabellen under.

Tabell 3.9 Ulike laste- og stiveravstand

Hvor	b - lastebredde	l -stiverspenn
Tverrskips	0,5	1,2
Kontinuerlig langskip	0,28	0,5
Side langskip	0,23	0,5
Bunn langskips	0,23	0,5
Vanntette skott, fast opplagrede ender	0,28	0,5

Materialfaktoren, hentet fra figur 3.8, er gitt som $f_1=0,53$ for aluminiumet NV-5083 med filler 5356.

3.3 Teknisk Metode

3.3.1 Design Loads

Maksimalt langskips bøyemoment for en båt som kun operer i deplasement kondisjoner fremkommer av formel 1) (B101) vist nedenfor. Når fartøyet operer i flere kondisjoner enn deplasement modus, skal langskips bøyemoment være det største av de to følgende formlene:

$$M = 0,016 \times L_{wl}^3 \times B_{wl} \text{ (kNm)} \quad 1) \text{ (Ch.4 Sec.2 B101)}$$

$$M = 0,0025 \times \Delta \times L_{wl} \text{ (kNm)} \quad 2) \text{ (Ch.4 Sec.2 B101)}$$

Ut i fra formlene får vi et bøyemoment på nesten 25 kNm, men B101 sier også at det ikke skal regnes med mindre enn 100 kNm. Derfor er det dette bøyemomentet som brukes for utregning av global styrke.

$$Z = 6250 \times \frac{M}{f_1} \text{ (mm}^3\text{)} \quad 3) \text{ (Ch.4 Sec.3 B201)}$$

Designsjøtrykk på skrogbunn

Sjøtrykket varierer om man ser på plater og paneler, eller ramme og stiver. Dette er fordi designarealet er ulikt og dermed blir også designarealet delt på referansearealet ulikt. Da blir arealkorreksjonsfaktoren det som skaper en forskjell for sjøtrykket. Denne forskjellen gjør at en senere må dimensjonere ulike platetykkelser og krav til motstandsmoment til riktig sjøtrykk.

$$P_b = PF_b \times k_{lb} \times k_\beta \times k_a \text{ (kN/m}^2\text{)} \text{ For plater} \quad 4) \text{ (Ch.4 Sec.2 B201)}$$

$$P_b = PF_b \times k_{lb} \times k_\beta \times k_a \text{ (kN/m}^2\text{)} \text{ For spant} \quad 5) \text{ (Ch.4 Sec.2 B201)}$$

Sjøtrykk for skrogsiden

Tabell 3.4 viser hvordan de ulike parameterne h og k_v varierer avhengig av hvor man velger at lastepunktet skal være. Trykket blir størst når avstanden fra lastepunktet til overgangen mellom side og bunn er null. Når avstanden blir større blir k_v , den vertikale distribusjons faktoren, mindre og sjøtrykket på skrogsiden blir dermed avtagende. Distribusjonsfaktoren kan ikke være mindre 0,5.

$$P_s = PF_s \times k_{ls} \times k_v \times k_a \text{ (kN/m}^2\text{)} \quad 6) \text{ (Ch.4 Sec.2 B301)}$$

Der $k_v = \frac{F_v - h}{F_v}$ som er en vertikal distribusjonsfaktor, h er spesifisert i 3.1 Data.

$$F_v \text{ er gitt som } F_v = \frac{4,5\Delta}{1000LB}$$

Designtrykk på dekk og superstrukturer

$$P_d = k_d \times L + 4,5 \text{ (kN/m}^2\text{)} \quad 7) \text{ (Ch.4 Sec.2 B401)}$$

Der k_d er en gitt faktor avhengig av om man ser på områder foran 0,25L fra FP, eller eksponerte superstrukturer for andre områder av båten.

Det er oppgitt at designtrykket på dekk ikke kan være mindre enn:

$$P_d = 0,3 \times L + 6 \quad 8) \text{ (Ch.4 Sec.2 B403)}$$

Slipp-test - kontakt kraft

$$\frac{M \times g \times h}{f \times 1000} = \text{kraft} \quad 9)$$

$$\frac{\text{Areal i vann}}{\text{Kraft}} = \text{trykk} \quad 10)$$

Massen her er lettskipet + dødvekten til båten. Høyden, h er satt etter kravet for testprosedyren "5.5 Rigid fast rescue boats, Evaluation and test report". f er fjæringsdybden, som vi har antatt.

3.3.2 Aluminiumsplater

Platetykkelsene skal ikke være mindre enn den største verdien av de to formlene:

$$t_{min} = t_0 + kL \frac{1}{\sqrt{f_1}} + t_c \text{ (mm)} \quad 11) \text{ (Ch.4 Sec.3 C201)}$$

$$t_p = 1,7 \times f_p \times s\sqrt{P} + t_c \text{ (mm)} \quad 12) \text{ (Ch.4 Sec.3 C201)}$$

t_0 og k er verdier som er gitt i tabellen under data, og varierer for beregning av platetykkelser ulike steder.

f_2 er en korreksjonsfaktor for størrelsesforhold og er gitt som

$$f_2 = \frac{f_2 f_3}{f_1} \text{ der } f_2 = (1,1 - 0,25 s/l)^2 \quad 13) \text{ (Ch.4 Sec.3 C203)}$$

og har rammebetingelsene $[0,72 \leq f_2 \leq 1,0]$

$$f_3 = 1 - h/s \text{ og skal være minimum } 0,8 \quad 14) \text{ (Ch.4 Sec.3 C203)}$$

Trykket P varierer også for hvilken platetykkelse man gjør beregninger for, der de viktigste trykkene for oss er sjøtrykket på skrogbunn og skrogsiden.

3.3.3 Bærere og stivere

$$W = 6,25 \frac{mPbl^2}{f_1} 10^{-3} (cm^3) \quad 15) \text{ (Ch.4 Sec.3 D201)}$$

Inputs i denne formelen er gitt under 3.1 data. Lastebredden, b er lik tverrskip spanteavstand ved utregning av motstandsmoment for tverrskipselementer. Mens for langskipsstivere er lastbredden lik langskipsstiveravstand. Dermed blir også stiverspennet for langskipsstiverne avgrenset av tverrskip-spantene og l settes til 0,5. Tverrskip-spantene tar opp sjøtrykket som er beregnet for stiverne, mens langskips stivere er dimensjonert etter design sjøtrykk for plater og paneler. M-verdiene for hvert enkelt konstruksjonselement er også gitt under 3.1 Data.

3.3.4 3D-Beam

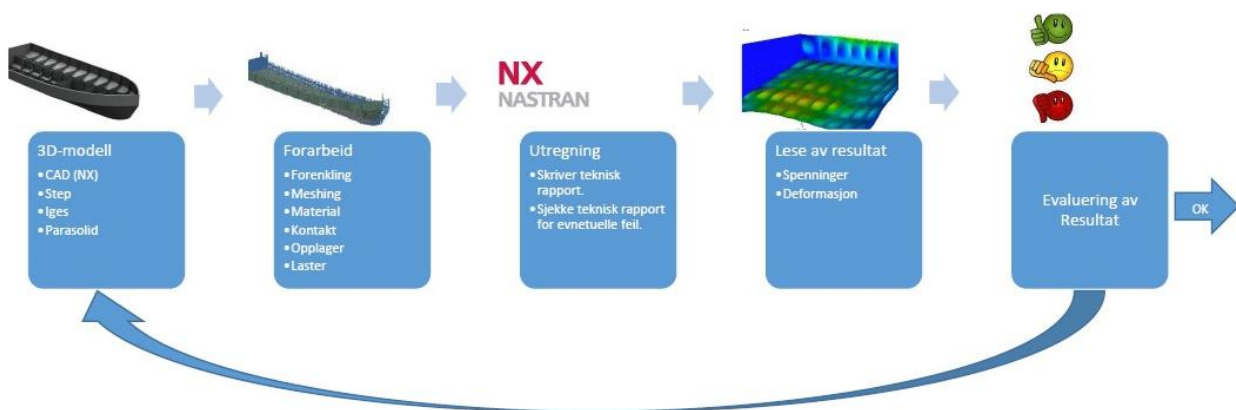
I 3D-beam er kun motorrommet, fra spant nr. 6-10, tatt hensyn til fordi det er for omfattende å modellere hele båten. Dette kan anses som et kritisk utsnitt fordi det ikke er dekkplater over motoren, noe som fører til en diskontinuitet i strukturen. Dette utsnittet er plassert akterut og her endrer vinkelen til skroget seg lite i forhold til baugen. Hvis utkappet hadde vært lengre frem i båten ville det derfor vært vanskelig å tegne på grunn av de store formendringene.

Modellen ble testet for det dimensjonerende sjøtrykket og en slipptest. Her ble den fast opplagret i y -translasjon langs bunnstokken og z -translasjon øverst på skutetidene. I hver ende ble den fast opplagret i alle translasjon- og rotasjonsveier. I disse analysene har båten blitt utsatt for dimensjonerende sjøtrykk og tverrskips sjøtrykk utregnet med Craft-reglene fra DNV GL. I tillegg er motorlasten påført ved frame 8 og 9.

I 3D-beam er det ikke mulig å tegne plater på modellen fordi programmet kun tar hensyn til bjelker, men for å simulere dette kan man gjøre om T-profilene i strukturen til I-profiler med store bunnflenser. Her betraktes bunnflensen som en del av huden til skroget og når man setter på designtrykket vil bjelken ha det samme motstandsmomentet som i virkeligheten.

3.3.5 Siemens NX

Generell fremgang måte:



Figur 3.12 Arbeidsflyt i Siemens NX

Skoget ble først tegnet i 3D-programmet Maxsurf Modeller, og så importert til Siemens NX. Her ble hele båten struktur modellert opp inne i skoget for å kunne utføre Finite Element Analyser. Det er en komplisert prosess å sette opp en analyse som er pålitelig nok, og skallmetoden (kap 2.6) ble tatt i bruk for å forenkle arbeidet. Den viktigste fordelen med denne metoden er at dimensjoner kan endres i ettertid, uten at enkelte komponenter må lages på nytt. Før man kan utføre FE-analyser må modellen ha en mesh og denne påvirker kvaliteten på analysen. Meshen må plasseres på hvert enkelt strukturelement før delene “sys sammen”. Ved å gjøre det på denne måten oppnår man god kontakt mellom de ulike komponentene. God kontakt er når velformede elementer møtes node mot node, det ideelle er en likesidet trekant eller firkant[8]. Ved en modell som ikke har tykkelse anvendes 2D shell mash med 4 noder “cquad4”. Elementstørrelsen er 15mm, dette gir et resultat som er bra, uten å ha lang utregningstid. Det ble gjort noen forenklinger med modellen for å få en mash som var god nok. Forenklinger som ble gjort:

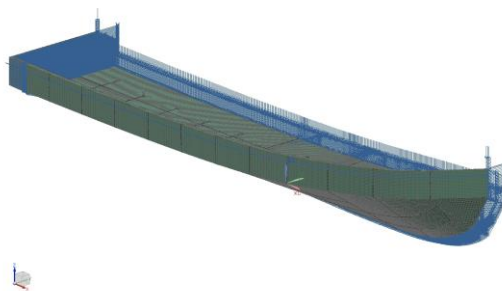
1. Forenkelt struktur for tverrskipsstivere i motorrom og under tank.
2. Forenklet linjene til Maxsurf modellen
3. Modellerte opp en side av båten siden den er symmetrisk

Alle komponenter ble gitt dimensjoner som ble beregnet fra regelverket “Craft”. Også kreftene som virker på båten ble beregnet fra regelverket Craft. De ulike analysene vi har satt opp simulerer designsjøtrykket, en slippetest og fullastet dekk. Mashen er av typen 2D shell med 4 node elementer “cquad4” og størrelse 15mm. For de analysene som ble gjort opplagret vi modellen slik:

- Ved senterlinje: Denne er opplagret med tanke på symmetri.

Tabell 3.10 Opplagring ved senterlinje

Dof 1 (x)	Fri
Dof 2 (y)	Fast
Dof 3 (Z)	Fri
Dof 4 (rot X)	Fast
Dof 5 (rot Y)	Fri
Dof 6 (rot Z)	Fast



Figur 3.13 Mesh med opplager

- Akterenden er fast i X-retning,
- Ved fribordet er den fast i Z-retning. Ved Dekklast kondisjonen opplagret vi skrogplatene fast i Z-retning.

3.3.6 Sammenligning av Siemens NX og 3D-Beam

3D-Beam er mye brukt til strukturdesign for skip. Å tegne en modell her er enkelt sammenlignet med Simens NX og man kan komme fort i gang med analysene. I tillegg kan man bytte profiler på en bjelke, uten at det går påvirker andre. Ulempene med dette programmet er at man må forenkle modellen mye i forhold til virkeligheten og for en MOB-båt kan man bare tegne et utsnitt av skroget. Siden det bare er mulig å lage bjelker når man tegner er det ikke mulig å skrogplater som egne elementer.

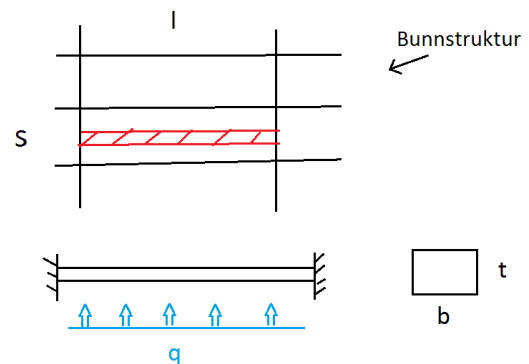
Med Simens NX kan man lage detaljerte modeller som gir mer realistiske resultater. Her kan man tegne hele skroget med struktur med noen få forenklinger. Dette programmet gir også et godt visuelt bilde av hele strukturen, som kan brukes til sammenligning av forskjellige strukturer. Har man en god modell kan man også gjøre målinger av sveiselengde, vekt, dekkareal og lignende. Noen ulemper er at det tar lang tid å modellere opp hele strukturen i tillegg til at det kan være utfordrende å lage en modell som er detaljert nok til styrkeberegninger. En detaljert struktur vil også være utsatt for flere feilkilder som hindrer analysering.

Siden styrkeberegningene i NX tar hensyn til hele strukturen i ett vil resultatene herfra bli betraktet som mest realistiske. Analysene i 3D-Beam har flere forenklinger og vil derfor bli brukt til sammenligning og underbygging for NX.

3.3.7 Manuelle beregninger

Platetykkelse

For å bekrefte resultatene fra NX og 3D-Beam har vi også anvendt enkel bjelketeori. Vi ser først på platetykkelsen til skrogbunnen ved å lage et teoretisk utkapp som vist i figur 3.14.



Figur 3.14 Utsnitt plate

1. Fordelt last

$$q = P * b$$

2. Feltmoment

$$M = \frac{q * l^2}{24}$$

3. Motstandsmoment

$$Z = \frac{b * t^2}{6}$$

4. Spenning

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

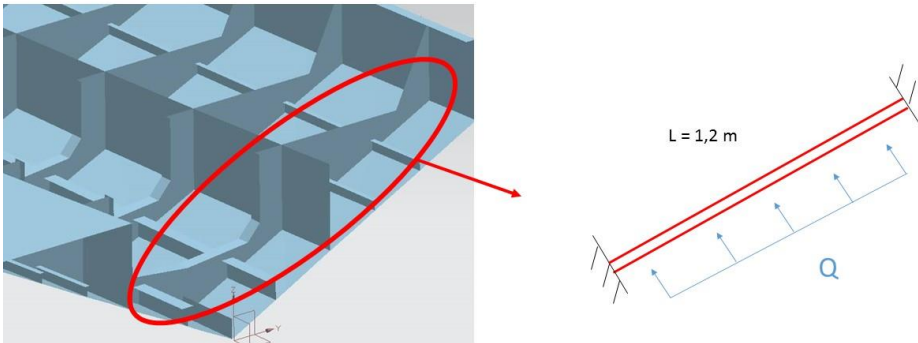
Hvis man kombinerer disse formlene kan man utlede en løsning for nødvendig platetykkelse:

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{q * l^2}{24} * \frac{6}{b * t^2} = \frac{P * b * l^2}{4 * b * t^2} \quad \Rightarrow \quad t = \sqrt{\frac{P * l^2}{4 * \sigma}} = \left(\frac{l}{2}\right) \sqrt{\frac{P}{\sigma}} \quad 16)$$

Motstandsmoment til spant

Når det gjelder motstandsmomentet til spantene som går tverrskips, vil manuelle beregninger kun være en tilnærming. Dette er fordi profilene varierer som i figur 3.15. Mest interessant er det å se på profilene som ligger under motoren, nederst ved kjølen. Disse vil bli få påkjenninger fra både sjøtrykk og motorkraft. Vi har derfor satt opp forenklete beregninger av nødvendig motstandsmoment som figur 3.15 illustrerer. Utkappet går langs hele skrogbunnen og er basert på utregninger som Maritime Partner utfører på sine MOB-båter. Siden profilene varierer i

størrelse vil det ikke være mulig å følge et motstandsmoment, som formelen gir. Disse resultatene vil derfor være veiledende.



Figur 3.15 Utsnitt av spant

1. Fordelt last

$$q = P * L$$

2. Maksimalt moment

$$M_{max} = \frac{q * L^2}{12}$$

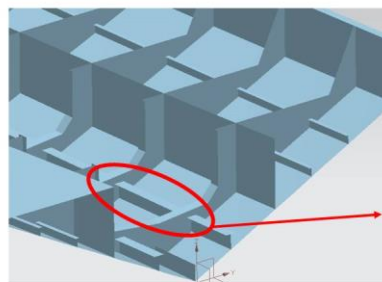
3. Motstandsmoment

$$Z = \frac{M_{max}}{\sigma_{ill}} \tag{17)}$$

Motstandsmoment til stivere

1. Fordelt last

$$q = P * l$$



Figur 3.16 Utsnitt av stiver

2. Maksimalt moment

$$M_{max} = \frac{q * l^2}{12}$$

3. Nødvendig motstandsmoment

$$Z = \frac{M_{max}}{\sigma_{ill}} \tag{18)}$$

3.3.8 Stabilitet

Craft stiller forskjellige krav til skrogets stabilitet og oppdrift. Programmet Maxsurf Stability blir brukt til å teste om skroget oppfyller tre forskjellige lastkondisjoner. I alle disse kondisjonene blir båten utsatt for teoretiske laster som fører til krenging og økt deplasement. Lastene refereres til som P og blir regnet ut med formler fra regelverket:

1. $P = 20 * n$ 19)

2. $P = 25 * n$ 20)

3. $P = 10 + 5 * n$ 21)

Båten skal være godkjent for opptil 15 personer og antallet mennesker ombord påvirker den teoretiske lasten vi utsetter skroget for. Dette er spesifisert som “n”.

Kondisjon 2 og 3 ser på “flooded condition”, eller oversvømt tilstand. Det vil si at alle hulrom er fylt opp med vann. Her testes båten i maksimum lastkondisjon, i tillegg til en ekstravekt P. Da må de vanntette skottene sørge for tilstrekkelig oppdrift slik at båten ikke synker. Disse skottene er beskrevet i general arrangementet i vedlegg. Båten skal ha en solid fenderlist som går rundt hele rekka bortsett fra akterspeilet. Denne skal ha et totalt volum på omtrent én kubikkmeter og bidrar til økt stabilitet og oppdrift.

4 Resultater

Fase 1

4.1 Antagelser

Vi har valgt å ikke forholde oss til båtens davitløsning på grunn av tiden vi har disponibelt. Det er lagt inn en forenklet festeramme i general arrangementet for ordens skyld, men i klassetegningene og styrkeberegningene har vi ikke tatt hensyn til dette problemet. Det kan oppstå mange potensielle feilkilder om vi prøver å designe vårt eget feste. Rammen plasseres nøyaktig over båtens tyngdepunkt for at den skal henge horisontalt og det er kritisk for styrken at kreftene fra innfestingen føres helt ned til skrogbunnen.

Siden det er komplisert å utforme 3D-modeller til styrke- og stabilitetsberegninger er noen detaljer er sett vekk fra. Vanninntaket til jeten påvirker skrogets form akterut og skroget mister litt volum. Dette endrer båtens langskips helning. Konsekvensene av denne antakelsen kunne vært løst ved å flytte båtens tyngdepunkt fremover i båten. I skutesidene til MOB-båtene til Maritime Partner er det en ganske komplisert struktur som vi også har valgt å se vekk ifra I overgangen mellom bunnplater og skutesider går det en kant fra akterspeilet til baugen. Omtrent 100 mm over denne kanten er dekket plassert, men dette var vanskelig å simulere i NX og 3D-Beam. Siden fokuset i denne oppgaven ligger i strukturen under dekk ser vi vekk ifra denne løsningen

3D-modellen i NX tar ikke hensyn til alle detaljer og det kan oppstå urealistiske spenninger på steder med for eksempel skarpe overganger. Craft stiller krav til at alle overganger skal være så jevne som mulig. Man skal unngå skarpe kanter som kan gi skjærspenninger og bestrebe runde og jevne overganger i konstruksjonen. I vår modell er det ikke mulig å legge inn alle overgangene fordi det vil bli for komplisert til å meshe modellen før analyse. Og det kan oppstå høye spenninger i styrkeberegningene i overganger og opplagring. Dette problemet kan løses under sammenstillingen.

4.2 Utforming

4.2.1 Linjer og utforming, vedlegg nr. 1

En MOB-båt skal gå fort i planende tilstand og samtidig tåle store belastninger fra sjøen. Derfor er v-skroget flatere bak i båten og skarpere foran. Akterspeilet har fått en vinkel på omtrent 22 grader for at den skal kunne legge seg opp på sjøen og plane. I baugen har den en vinkel på over 40 grader for å kunne fordele slammingskrefter i høy fart. Vi har gitt fribordet en høyde på 400 mm. Det skal ikke være for høyt fordi man må kunne dra om bord personer som har falt på sjøen. Samtidig må det være tilstrekkelig fribord ved fullastet kondisjon slik at båten ikke tar inn vann, eller at det er fare for å falle ut[1].

4.2.2 GA, vedlegg nr. 2

General arrangementet viser plasseringen til de viktigste komponentene i båten uten å vise for mye av strukturen. Vanntette skott er merket med kryss. Tegninger av vannjet og motor er ikke realistiske og kun med for å illustrere plasseringen. Sprutlistene er heller ikke tatt med i disse tegningene på grunn av den kompliserte formen.

4.2.3 Klassetegninger vedlegg nr. 3

Klassetegningene er vedlagt og består av to sider, side en viser tre plantegninger av strukturen i bunn, under dekk og over dekk. I tillegg er det en profiltegning som viser strukturen i midtskipet. Side 2 viser alle båtens spant og akterspeilet, denne siden har 12 tegninger. Spant nr. 3 og 7 skal skille de vanntette skottene og har derfor ikke utkapp rundt stiver. Sprutlistene har vi valgt å ikke ta med i styrkeberegningene på grunn av komplisert form, men størrelsene er definert i kapittel 4.5.

Tegningene viser til hva slags profiler vi har brukt i styrkeberegningene og dimensjoneringen til strukturen. Spanteavstanden er 0,5 m gjennom hele konstruksjonen, mens stiveravstanden varierer. Hoveddimensjonene er som nevnt tidligere for både fase 1 og 2. Alle profilene har fått benevning i forhold til profiloversikten i kapittel 4.5.

4.2.4 Vektberegninger:

Tabell 4.1 Tankberegninger

Marsjfart (knop)	20
Varighet (timer)	4
Omdreining (rpm)	2500
Forbruk (l/t)	35
Nødvendig kapasitet (l)	140

Etter IMO Vega [2] må båten ha kapasitet til å kjøre i 20 knop i 4 timer for å kunne kalles en *fast rescue boat*. Tabell 4.1 viser beregninger og data for nødvendig kapasitet.

Tabell 4.2 Vektestimater motor

Vektestimater motor	Kg
Tørrvekt motor	440
Kjølevann	20
Olje	8,8
Girboks	60
Olje girboks	2
Vannjet	110
Vann i omløp, skrog	15
Aksling system, medium	21
Total motorvekt	650

Tabell 4.3 Vektestimater utstyr

Vektestimater utstyr	Kg
Styre konsoll	100
Targabøyle	25
Sprayhood	25
Snusystem	5
Diverse	0
Manuell lensepumpe	1,2
Automatisk lensepumpe	3,6
Padleåre, 2 stk	2,6
Brannslukkingsapparat	2
Batteri 95 Ah, 2 stk	48
Bruce anker	10
Totalvekt utstyr	222,4

Tabell 4.4 Totale vektberegninger

Vektberegninger	Antall	Info	Vekt (kg)	Posisjon
Utrustning	10	Diverse	222,4	Jevnt fordelt
Skrog	1		690	Jevnt fordelt
Passasjerer	15	Vekt per pers: 82,5 kg	1238	Jevnt fordelt
Motor	1		650	-1,35 fra nullpunkt
Dieseltank	1	Tetthet: 0,845 kg/m ³	118,3	0,7 fra nullpunkt
Sum Total			2916,7	

4.3 Stabilitet og Lastkondisjoner

4.3.1 Stabilitet, intakt kondisjon

Når båten, i lettvekt, belastes med en kregende vekt på

$P = 20 \cdot n$ etter formel 19), eller

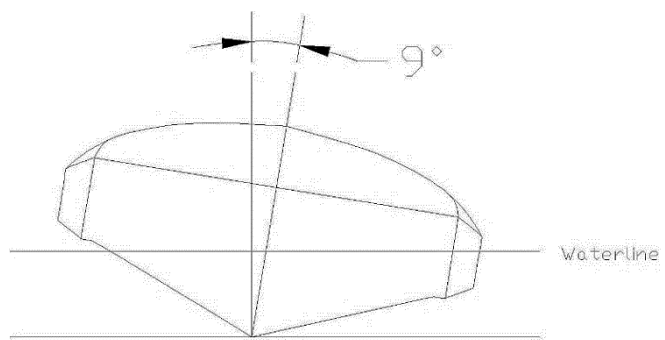
$P_{\min} = 40 \text{ kg}$

Skal den ikke krenge mer enn 10 grader eller ta inn vann. Krengevekten (P) skal plasseres på rekka i det punktet hvor vi har maksimum bredde. Den kan altså ikke plasseres mindre enn 1,1 meter fra senterlinjen.

Ved maksimum lastkondisjon, skal båten være lastet med 15 personer:

$P = 82,5 \cdot 15 = 1237,5 \text{ kg}$ formel 19)

Dette ga en krenkning på 9 grader og er innenfor kravene.



Figur 4.1 Krengetest

4.3.2 Oppdrift, Oversvømt tilstand

I fullastet kondisjon skal båten, i oversvømt tilstand, tilføres en last på:

$$P = 25 * n \text{ kg,} \quad \text{men må være større enn}$$

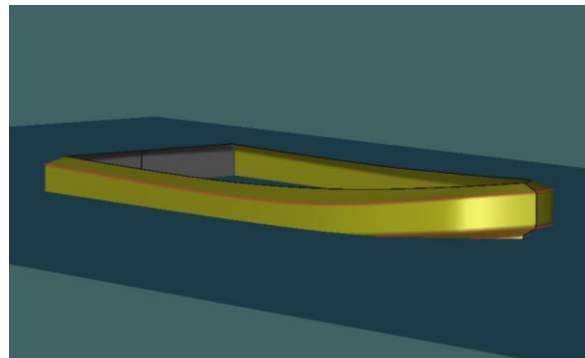
$$P = 50 + 50(L-2.5) \text{ kg,} \quad \text{eller}$$

$$P_{\min} = 75 \text{ kg}$$

I dette tilfelle skal den etter flyte akkurat horisontalt og fortsatt ha tilstrekkelig oppdrift til å holde seg flytende.

I fullastet kondisjon har vi 15 personer ombord:

$$P_{\min} = 25 * 15 \text{ kg} = 375 \text{ kg} \quad \text{formel 19).}$$



Figur 4.2 Skadet stabilitet

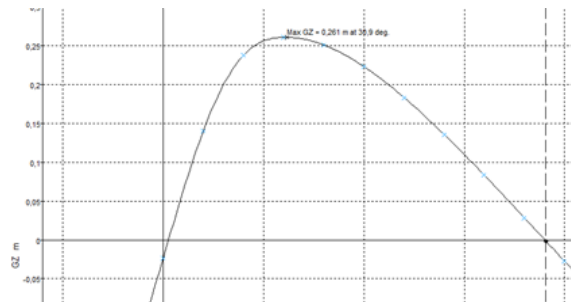
Båten krenger ikke og har et resterende fribord på over 200 millimeter.

4.3.3 Stabilitet, oversvømt tilstand

I fullastet kondisjon skal båten, i oversvømt tilstand, belastes med en vekt på:

$$P = 10 + 5 * n \text{ kg,} \quad \text{eller}$$

$$P_{\min} = 25 \text{ kg}$$



Figur 4.3 GZ-Kurve

Da skal skroget ha positiv stabilitet når den krenger over 50 grader.

Med 15 personer ombord får vi en kregende vekt på:

$$P = 10 + 5 * 15 \text{ kg} = 85 \text{ kg} \quad \text{etter formel 20).}$$

Krengvekten skal plasseres på rekka, minst 1,1 meter fra senterlinjen.

Skroget har positiv stabilitet opptil 90 graders helning og vil gå rundt om det krenger mer enn dette.

4.4 DNV GL, Craft krav

Tidligere har vi brukt Nauticus hull for dimensjonering av blant annet: stivere, spant og platetykkelse. Dette programmet er bygget opp av regelverket «Hull Structural design – Ship with length 100 metres and above» fra DNV GL og gjelder ikke for vår båt. Dette medfører at vi måtte lage vårt eget excel ark med beregninger fra DNV sine regler i craft [1]. Vi valgte så å bruke Simens NX som et verktøy for å sjekke deformasjon og spenninger i ulike kondisjoner. For dimensjonering av bærere valgte vi å bruke 3D Beam. Dette er fordi dette programmet enkelt å prøve ut forskjellige bjelketverrsnitt.

4.4.1 Materiale:

Vi har valgt å bruke aluminium NV-5083 H116 med en 5356 filler. Ved å bruke denne filleren under sveising må man legge til en materialfaktor på 0,53.

Tillatt spenning

For aluminium 5083 H321 5356, Flytegrense = 125 MPa, Materialfaktor (f_1) = 0,53.

Den tillatte spenningen blir da: $125 \text{ MPa} \times 0,53 = 66,3 \text{ MPa}$

4.4.2 Designtrykk

Maks langskips bøyemoment er utregnet som:

- 1) $M=6,73 \text{ kNm}$
- 2) $M=25,85 \text{ kNm}$

Dette er langt under kravet, som sier at det ikke skal regnes med mindre enn 100 kNm for å regne ut den globale styrken. Med dette blir den globale styrken etter formel 3)

$$Z=1179,25 \text{ cm}^3$$

Etter formel 4) og 5) har vi designsjøtrykk på skrogbunn for plate og stiver vist i tabell 4.5.

Tabell 4.5 Resultat designsjøtrykk for skrogbunn

Gjeldende for	Plate	Stiver
$P_b = (\text{kN/m}^2)$	39,59	34,24

Etter formel 6) er designsjøtrykk på skrogsiden vist i tabell 4.6.

Tabell 4.6 Designsjøtrykk for skutesiden

h = (m)	0	0,1	0,2	0,3
P _s = (kN/m ²)	14,80	12,38	9,96	7,54

Designsjøtrykk på dekk og superstrukturer er etter formel 7) vist i tabell 4.7.

Tabell 4.7 Designsjøtrykk for dekk og superstrukturer

Hvor	Foran 0,25L fra FP	Eksponert dekk andre steder
P _d = (kN/m ²)	5,7	5,1

Etter B403 fra Craft skal designsjøtrykket som virker på superstrukturer og dekkhus, se tabell 4.7, ikke være mindre enn resultatet vist i tabell 4.8 fra formel 8).

Tabell 4.8 Designsjøtrykk for dekk

Posisjon	Fremste skott	Sider og skott bak
P _d = (kN/m ²)	7,8	3,9

Da trykket i tabell 4.8 er større, skal det dimensjonerende designsjøtrykket som brukes være 7,8 kN/m².

Slipp-test - trykk

Tabell 4.9 Trykk ved slipp-test

Trykk (kN/m ²)	13,4
----------------------------	------

Massen her er lettskipet + dødvekten til båten. Høyden er satt til 3m, dette er fordi “5.5 Rigid fast rescue boats, Evaluation and test report” [18] krever at båten skal ligge med kjølen 3m over vannet før testen utføres. Vi har antatt at fjæringsdybden er på 0,6m, det er litt mer en dypgangen til båten.

Kontakttrykket er vesentlig lavere en designtrykket fra “Craft”.

4.4.3 Platetykkelse

Kravene for platetykkelse, gitt av formel 11) og 12), er vist i tabell 4.10.

Tabell 4.10 Minstekrav til platetykkelser

	Skrogbunn	Skrogside	Akterende	Dekk	Vanntette skott
$t_{min} =$ (mm)	4,0	2,9	2,9	3,1	2,1
$t_p =$ (mm)	4,1	2,5	4,1	2,3	1,5

Ut i fra tabell 4.10 ser vi at de to formlene gir noe ulikt svar. Platetykkelsen skal alltid velges større enn den største verdien.

4.4.4 Motstandsmoment

Formel 13) gir krav til motstandsmoment for de ulike konstruksjonselementene og er oppgitt i tabell 4.11.

Tabell 4.11 Krav til motstandsmoment

	Tverrskip spant	Kontinuerlige langskip	Side langskip	Vanntette skott, fast innspente ender	Bunnstokk langskip
$W =$ (cm ³)	29,07	2,78	2,28	0,8	2,21

4.5 Profiler

Som følge av kravene til dimensjoner fra regelverket og våre resultater i styrkeberegningene har vi valgt følgende

platetykkelser:

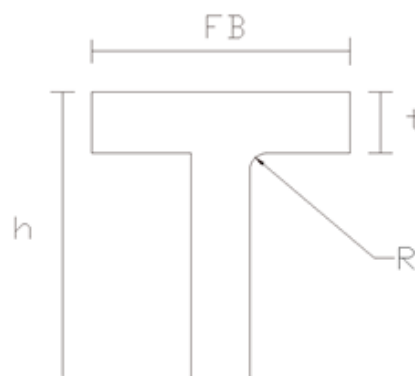
Skrogbunn: 5 mm

Skrogside: 4 mm

Akterspeil: 5 mm

Dekk: 4 mm

Vanntette skott: 3 mm



Figur 4.4 Dimensjonsvariabler

Profilstørrelsene som er valgt for fase 1 er presentert i tabell 4.12 og illustreres med figur 4.4.

Tabell 4.12 Profilliste fase 1

		h (mm)	fb (mm)	t (mm)	r (grader)	Z (cm ³)
1	Stiver 1 (20 HPBulb-profil)	60	12,5	5	3,5	2,8
2	Stiver 2 (20 HPBulb-profil)	60	12,5	5	3,5	2,8
3	Stiver 3 (20 HPBulb-profil)	60	12,5	5	3,5	2,8
4	Under motor og drivstofftank	100	50	7	12	54
5	Over drivstofftank	40	20	5	5	2,22
6	Over vannjet	40	20	5	5	2,22
7	Bunnstokk	70	50	10	10	14,7
8	Rekka	20	50	-	-	3,33

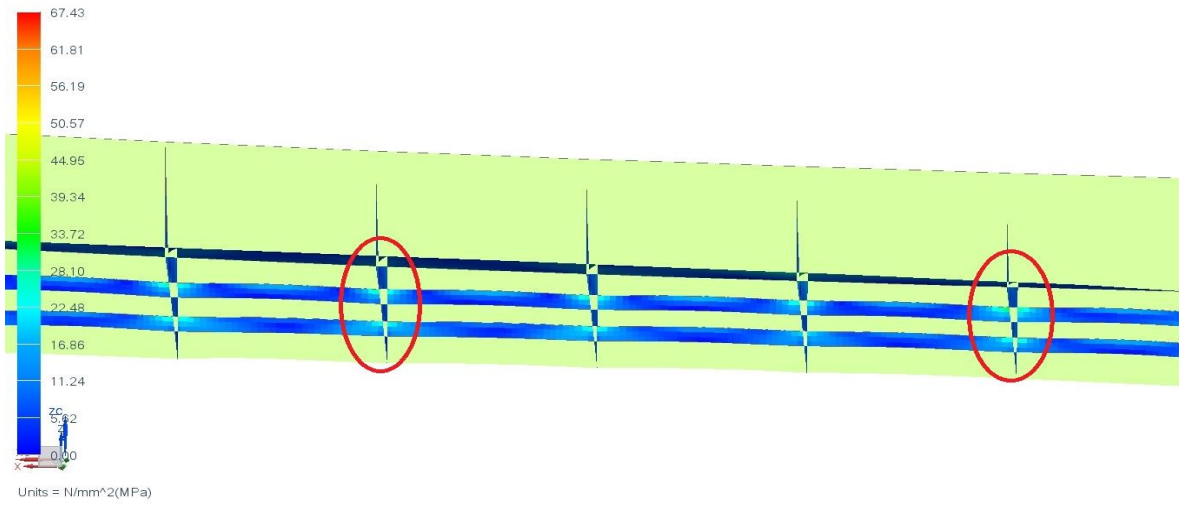
4.6 NX og 3D-beam

4.6.1 Designsjøstrykk

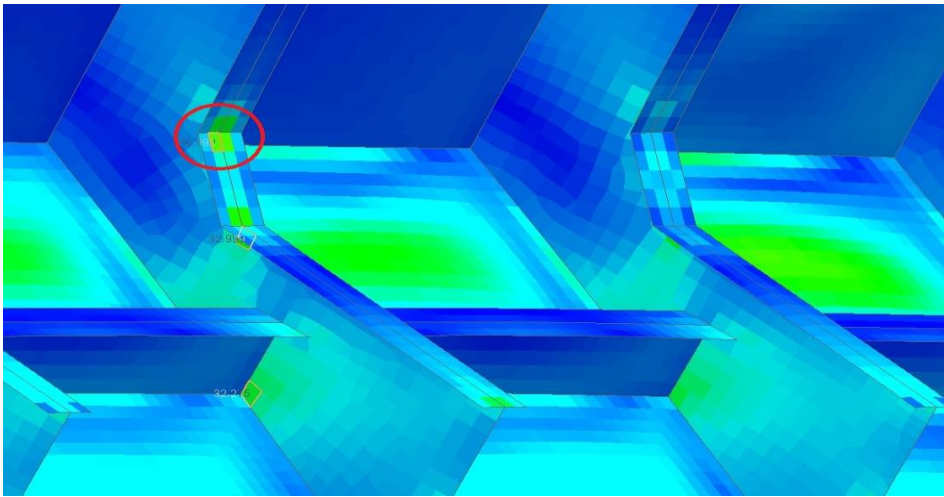
Etter utregning av designlaster kunne vi påføre disse trykkene på strukturene vi konstruerte i NX og 3D-Beam. Vi vil presentere de høyeste spenningene i tabell 4.13. Og de følgende bildene viser hvor disse spenningene finnes på modellene.

Tabell 4.13 Sammenligning av spenninger

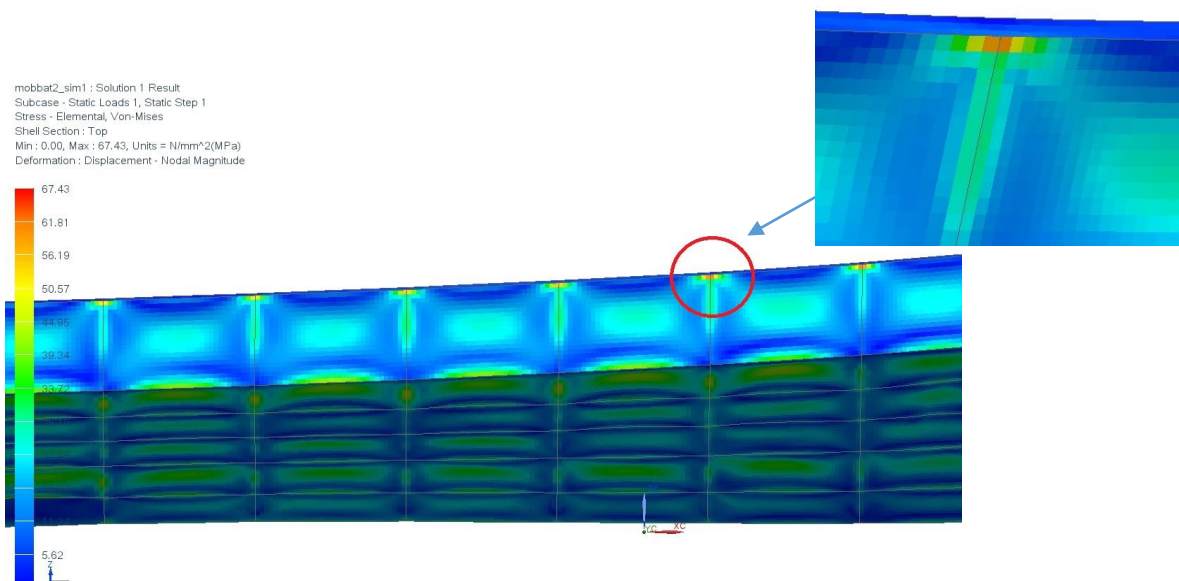
	NX	3D-Beam
Maks spenning, stiver (N/mm ²)	28	37
Maks spenning, spant (N/mm ²)	37	58
Maks deformasjon, stiver (mm)	1,5	1,7
Maks deformasjon, spant (mm)	1,5	1,8
Maks spenninger i plate (N/mm ²)	53	-
Maks deformasjon i plate (mm)	2,0	-



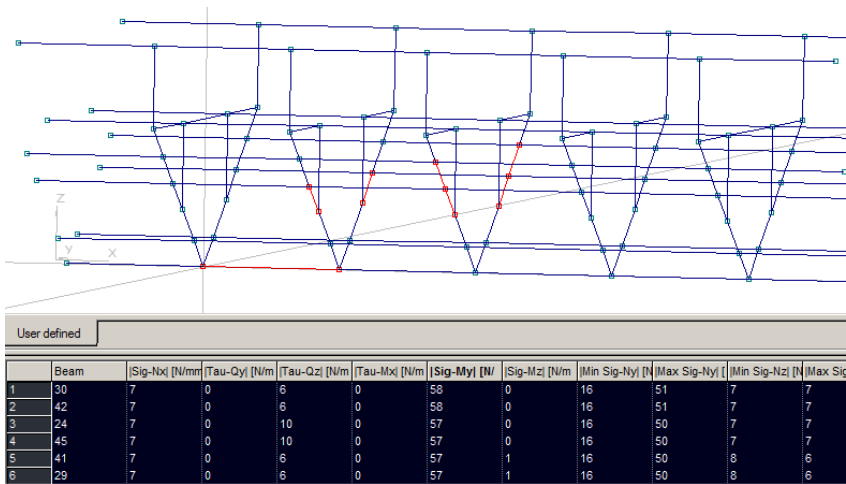
Figur 4.5 Høyest spenning i stivere



Figur 4.6 Høyeste spenning i spant



Figur 4.7 Høyest spenning i plate ved rekken

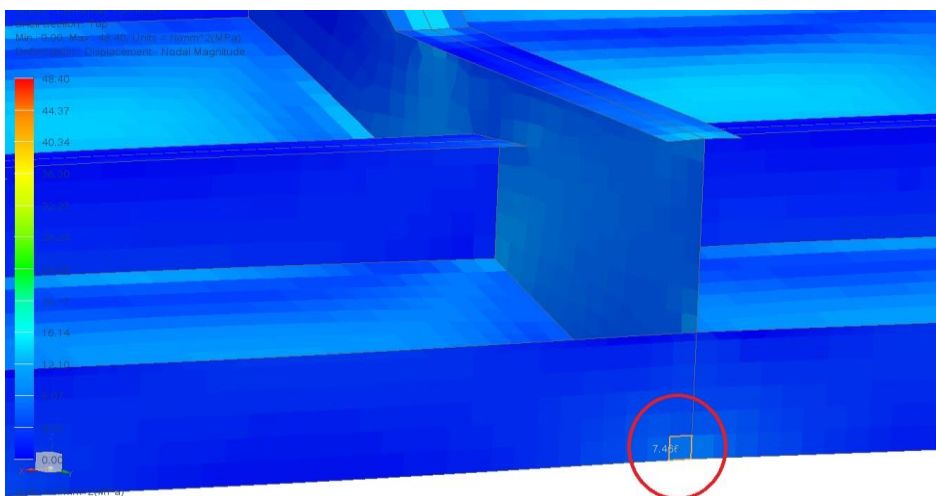


Figur 4.8 Høyest spenninger for spant og stiver markert i rødt

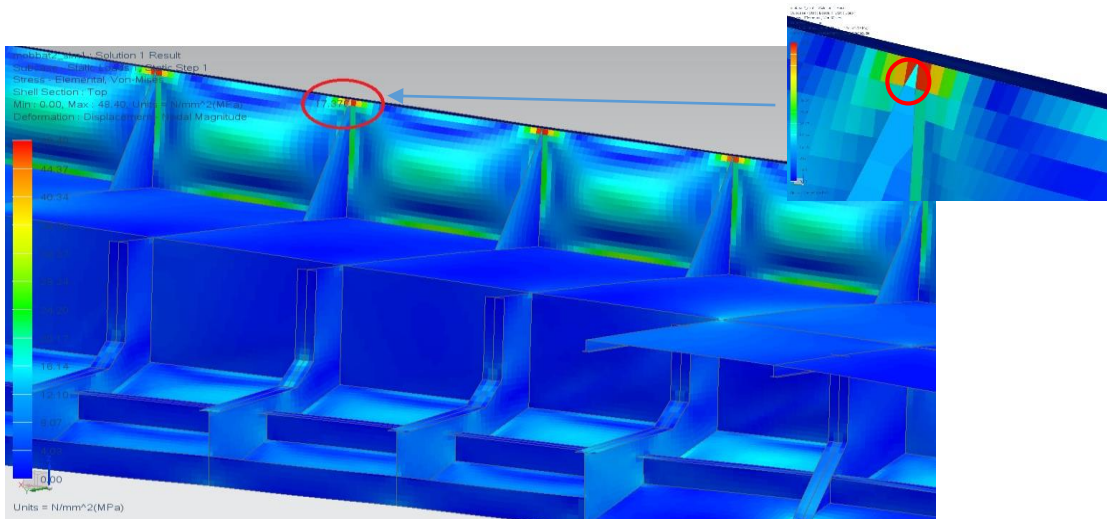
4.6.2 Slipp-test

Tabell 4.14 Spenninger ved slipp-test

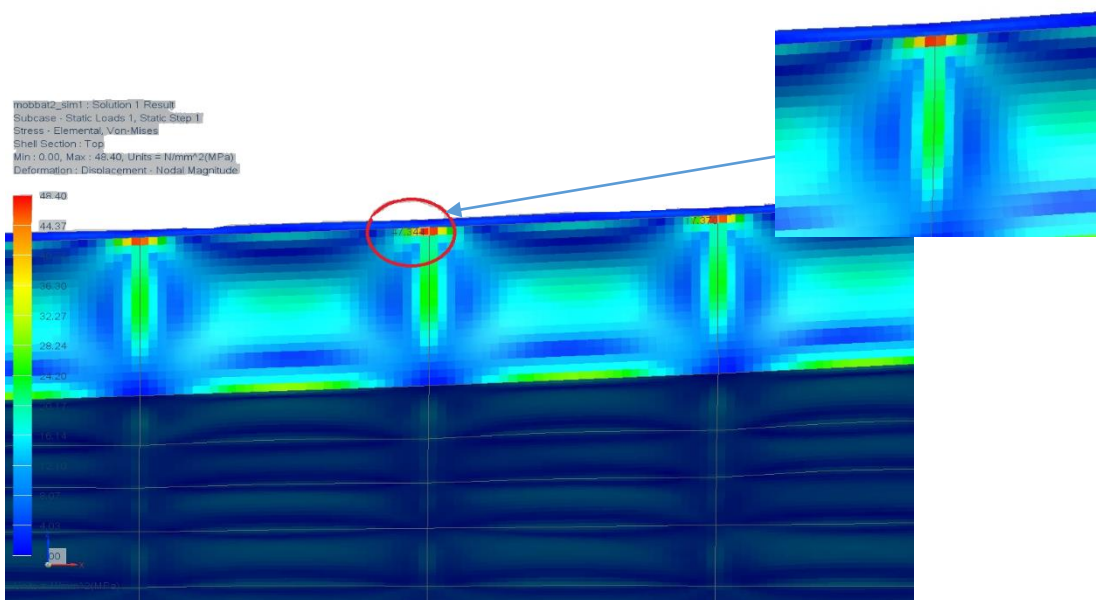
	NX	3D-Beam
Maks spenning, stiver (N/mm ²)	7,5	7
Maks spenning, spant (N/mm ²)	16	34
Maks deformasjon, stiver (mm)	0,5	0,4
Maks deformasjon, spant (mm)	0,45	0,68
Maks spenninger i plate (N/mm ²)	47	-
Maks deformasjon i plate (mm)	0,7	-



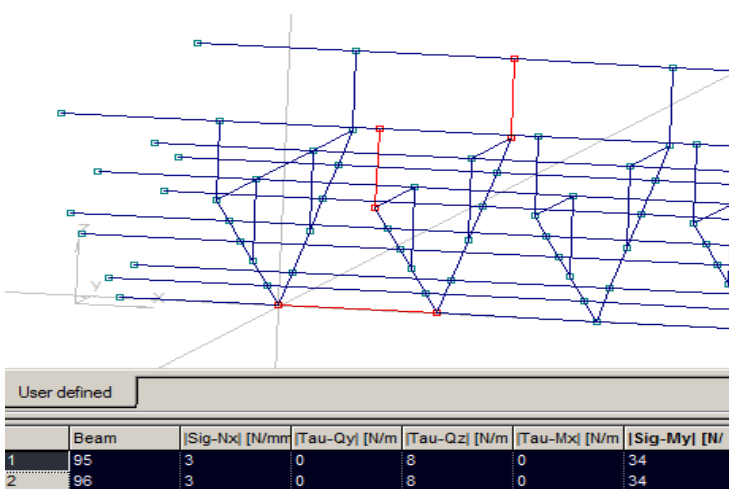
Figur 4.9 Høyest spenning i bunnstokk



Figur 4.10 Høyest spenning i kneplate



Figur 4.11 Høyest spenning i plate ved rekken

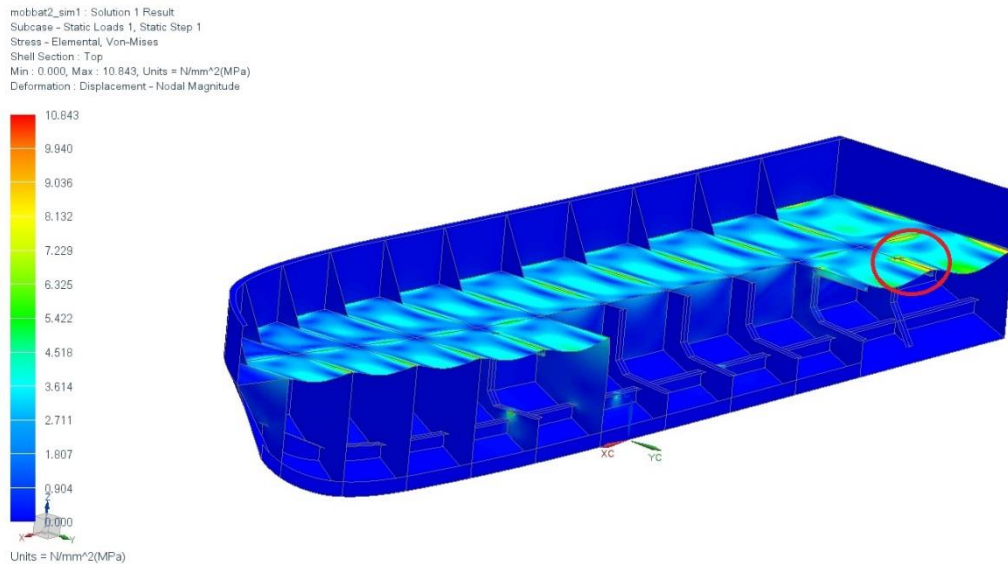


Figur 4.12 Høyest spenninger for spant og stiver markert i rødt

4.6.3 Fullastet dekk i NX

Tabell 4.15 Maks spenninger for dekk

Maks spenninger (N/mm ²)	10
--------------------------------------	----



Figur 4.13 Spenningsbilde for trykk på dekk.

4.7 Manuelle beregninger, bjelketeori

Ved hjelp av metoden presentert under 3.3.7 har vi kommet frem til minstekrav for platetykkelse og motstandsmoment. Disse resultatene har som mål å gi en ekstra sikkerhet til at dimensjonene vi har valgt over har tilstrekkelig styrke.

4.7.1 Platetykkelse

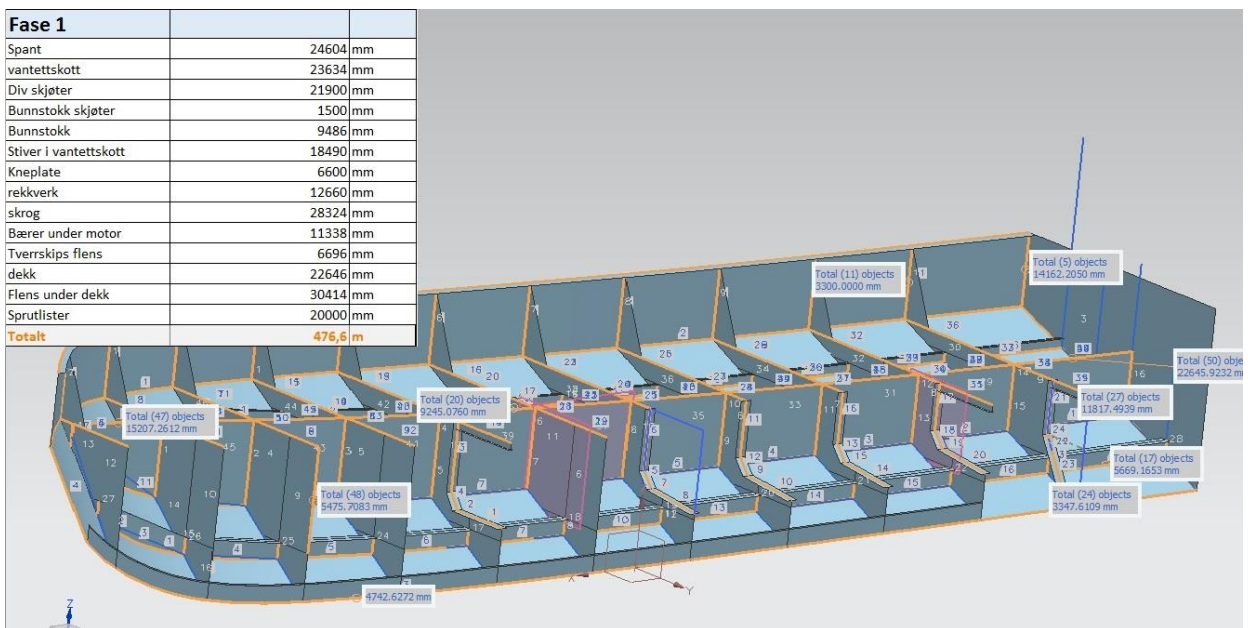
Avstanden mellom stiverne i strukturen varierer, og vi har valgt å se på den største ($l = 260 \text{ mm}$)
Minste nødvendige platetykkelse blir da $t = 3,2 \text{ mm}$ etter formel 16)

4.7.2 Motstandsmoment

Minste nødvendige motstandsmoment til spant (formel 17) ligger på 36 cm^3 og minste nødvendige motstandsmoment til stivere (formel 18) er på $3,25 \text{ cm}^3$.

4.8 Sveiselengde

Utregning av sveiselengde fra NX



Figur 4.146 Utregning av sveiselengde

5 Fase 2

I fase 2 skal vi forenkle strukturen til båten vår slik at produksjonen blir mer effektiv. Vi vil se om det går an å ta vekk enkelte komponenter i konstruksjonen uten at det går utover båten styrke. Dette vil lønne seg produksjonsmessig fordi strukturen blir mindre komplisert, men slike

endringer kan fortsatt ha innvirkning på strukturens egenskaper. Designet fra fase 1 har seks langskipsstivere der alle oppfyller DNV's krav til motstandsmoment med god margin. Fjerner man noen av disse vil det gi utslag i bunnplatene, her får man mer buling i platene fordi arealene mellom spant og stivere øker, se

figur 5.2. Buling i skrogplatene og spenninger ved innfestingene til platene kan bli et problem, men det finnes forskjellige måter å løse dette på [19]:

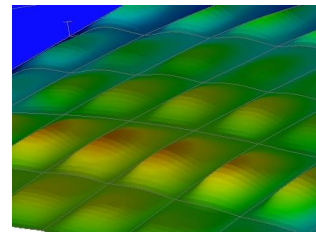
- Øke platetykkelsen: Ved å øke platetykkelsen kan man forbedre skrogets evne til å motstå deformasjon fra sjøtrykket, dette vil bidra til at bulespenningene blir lavere. Problemet er at båten vekt øker sammen med materialkostnadene.
- Øke antall stivere. Hvis strukturen skal forenkles er dette i utgangspunktet ikke et alternativ. På innsiden blir sammenstillingen komplisert på grunn av alle de andre strukturelementene, men om avstivningen festes på utsiden kan man nå et kompromiss. MOB-båter er planende fartøy som bruker sprutlister til å få dynamisk oppdrift og forhindrer at vann kommer inn over dekk. I følge Tore Fiskerstrand hos Maritime Partner kan disse ha en avstivende effekt om de plasseres riktig.

Det vil også bli presentert andre tiltak som kan forenkle produksjonen. Dette kan være å knekke flens, i stedet for å sveise L-profiler. Eller om det er bedre å benytte friksjonssveis for disse flensene.

Det er ikke laget nye linjetegninger, GA, stabilitet- og vektberegninger for denne fasen. Dette er fordi båten utforming endrer seg lite. Styrkeberegningene derimot må gjøres på nytt og det har blitt utført nye tester nedenfor som viser endringer i deformasjon og spenninger. Det er også lagt ved nye klassetegninger og oversikt over forskjellige profiler.



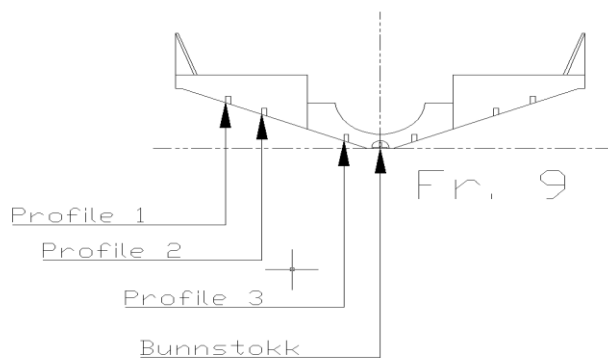
Figur 5.1 Illustrasjon av struktur fase 2



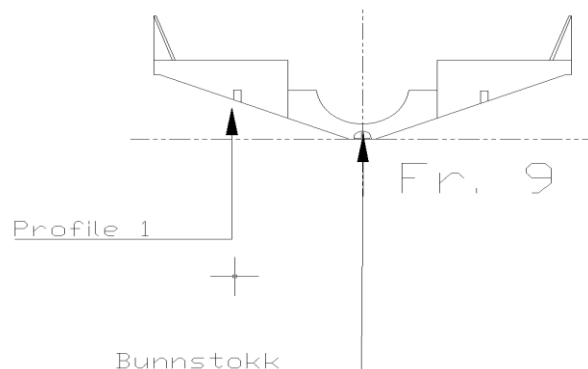
Figur 5.2 Platebuling

5.1 Forenklet struktur

Strukturen som illustreres med figur 5.3 har fire langskipsstivere mindre enn strukturen fra fase 1. Hvis man betrakter figur 5.3 og 5.4 så har profil nr. 1, 2 og 3 blitt fjernet og byttet ut med en ny stiver. Denne stiveren har fått en ny plassering for å ta opp de største langskipsspenningene.



Figur 5.3 Spant fra fase 1

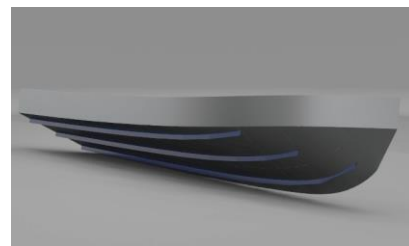


Figur 5.4 Spant fra fase 2

5.1.1 Inkludering av sprutlister

Styrkeberegninger som utføres på MOB-båter idag tar ikke hensyn til sprutlistene, ifølge Egil Davik hos Maritime Partner. Disse har en avstivende effekt på bunnplatene og kan motvirke deformasjon i skrogbunnen [19].

Siden sprutlistene anses som stivere som skal festes på utsiden av skroget, må man ta hensyn til sammenstillingen. Her blir de utsatt for store belastninger fra sjøen og de skal derfor festes til skroget med solide sveiser.



Figur 5.5 Illustrasjon sprutlister

Sprutlister er vanligvis uthulede bjelker og ikke betraktet som et styrkeelement, men i denne delen skal vi se om de kan kompensere for stiverne som ble fjernet i forige avsnitt. De har derfor blitt gjort om til fullgodsede profiler med høyere motstandsmoment enn før. I kapittel 5.2 kan man se hva slags effekt det har i våre styrkeberegninger. Vi har valgt å ikke ta med sprutlistene i klassetegningene da de har en komplisert form som er vanskelig å tegne i Autocad.



Figur 5.6 Sprutlister på MOB-båt
Foto: Maritime Partner

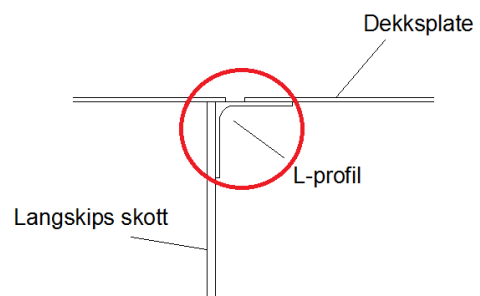
5.1.2 Knekke flenser under dekk

Denne ideen ble presentert for oss på et møte hos Maritime Partner uten at det ble diskutert videre, men etter å ha sett nærmere på mulighetene bestemte vi oss for å prøve å inkludere det i designet.

Under dekkplatene er det langskips skott og tverrskips spant som skal støtte opp dekkslasten. I dag er det vanlig å sveise fast L-profiler øverst på skott og spant som holder dekket oppe (illustrert på figur 5.7 og 5.8). Dette er en jobb som tilfører produksjonen mye sveisearbeid, men en forenkling av denne metoden kan være å “knekke flenser” på enden av platene i stedet for å sveise fast profiler. Dette forslaget går ut på å forhøye alle spant og langskipsskott med noen centimeter for så å knekke en 90 graders vinkel med det ekstra tillegget. Dette kan gjøres samtidig med utkapping av de forskjellige platene.



Figur 5.7 Illustrasjon knekket flens

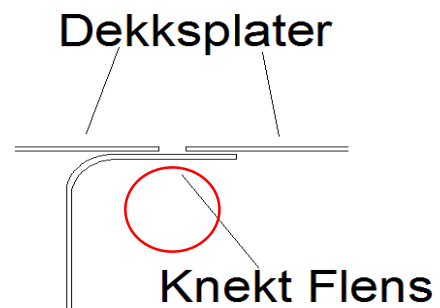


Figur 5.8 Tidligere løsning med profiler

Knekking av aluminium svekker materialet mindre enn sveising og dette illustreres i kapittel 2.5.3.

Aluminiumslegeringen som blir brukt i dag (NV-5083) er ikke egnet til knekking fordi det vil være fare for sprekkdannelse. Derfor må man bytte materialet på alle komponenter som skal støtte opp dekket. Dette blir en ny legering (NV-5754) som har høyere duktilitet [12].

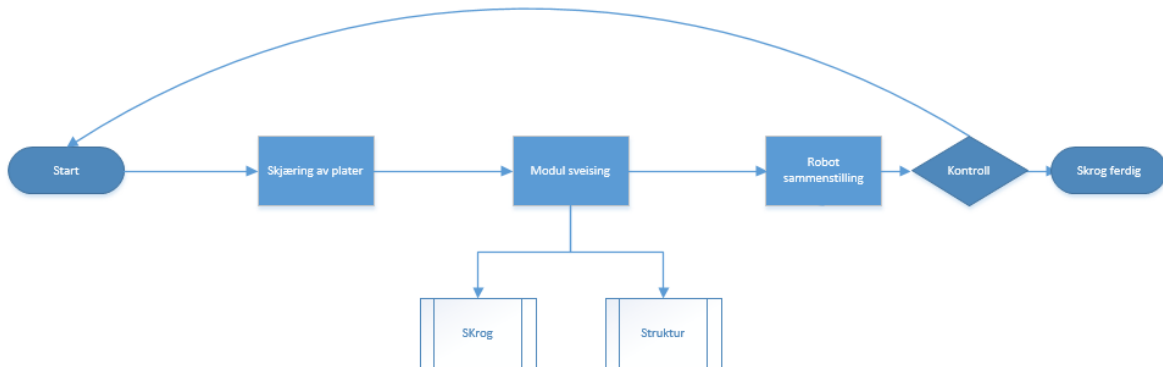
Knekking betraktes som kalddeformasjon, da vil motstanden i metallet øke når det deformeres (kapittel 2.5.3). Dette gjør at for høye belastninger fører til et kløvningsbrudd og ikke plastisk deformasjon. Problemet med å endre legeringen er at flytegrensen og maks tillatt spenning vil bli lavere for store deler av strukturen. Dette krever større dimensjoner, gir høyere skrogvekt og øker materialprisene. Når dekket skal sveises på den knekkede flensen, må sveiseskjøten plasseres midt på flensen slik som figur 5.9 viser. Gjør man det slik vil den varmpåvirkede sonen ikke forplante seg til selve knekken. Dette gjør at denne ikke svekkes ytterligere. Hvis skjøten kommer for langt ut, derimot, vil momentene som virker på knekken bli større.



Figur 5.9 Sveise midt på knekket flens

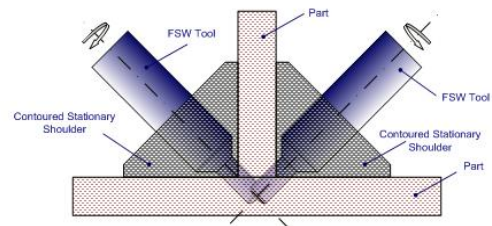
5.1.3 Produksjon

For produksjon av vårt skrog, ser vi for oss at produksjonslinjen må bestå av en utskjæringsstasjon der delene blir sendt på et samlebånd for transport. Etter utskjæring vil komponentene bli modulsveist. Her vil to moduler sveises sammen før det sendes til en sammenstillingsstasjon. Etter dette kan skroget kategoriseres som ferdig. Kontroll av skroget er også en viktig del av produksjonen.



Figur 5.10 Produksjonslinje

Det er også mulig å implementere robotsveising i de ulike modulene. Denne produksjonslinjen sveiser skroget og strukturen i en understasjon før de blir sendt til sammenstilling. Ved robotproduksjon er det en fordel at produktvolumet er høyt, og lite forskjeller i moduloppbygging for ulike skrog. Modularisering benytter seg av fordeler som standardisering, spesialtilpasning og fleksibilitet [17]. Implementerer man friksjonssveising i stedet for MIG-sveising, gir det en rekke fordeler. Noen av fordelene er lav forvrenging, porøsitet og mindre varmpåvirket sone. I tillegg til å anvende friksjonssveising for båtens buttsveiser, kan vi i tillegg anvende metoden som er forklart under 2.6.4 friksjonssveising. Dermed kan en løsning være å bruke *Corner AdStir Fillet SSFSW* for å sveise i hjørner. Med denne metoden vil strukturen få nytte av fordelene som friksjonssveising gir.



Figur 5.11 Friksjonssveising [15]

Det vil kunne lønne seg å få en utskjæringsstasjon til å skjære ut flere komponenter implementert i en plate. En slik løsning kan være å kutte ut spantet sammen med kneplaten, se figur 5.12. Dette vil kunne redusere mange små komponenter, og kan sees på som en del av modularisering. Dette vil føre til en reduksjon av 22 komponenter.



Figur 5.12 Sammenføring av spant og kneplate.

5.2 Resultater

Klassetegninger for fase 2 ligger under vedlegg nr. 3.

5.2.1 Profilliste fase 2

Tabell 5.1 Profilliste for fase 2

		h (mm)	fb (mm)	t (mm)	r (grader)	Z (cm ³)
1	Stiver 1 (20 HPBulb-profil)	60	12,5	5	3,5	2,8
2	Under motor og drivstofftank	100	50	7	12	54
3	Over drivstofftank	40	20	5	5	2,22
4	Over vannjet	40	20	5	5	2,22
5	Bunnstokk	70	50	10	10	14,7
6	Rekka	20	50	-	-	3,33
7	Sprutlister	25	25	-	-	2,66

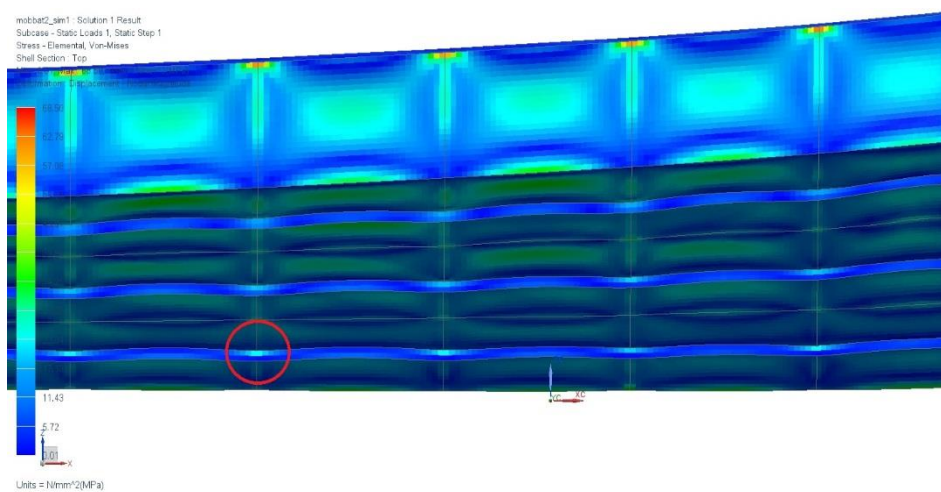
5.2.2 Styrkeberegninger

For alle komponenter som skal knekkes i fase 2, har vi brukt aluminium NV-5754, H24. Dette materialet har en tillatt spenning på 55,2 MPa ved knekking, og 26,4 MPa ved sveising. Resten av strukturen i disse styrkeberegningene har samme materiale som i fase 1, aluminium NV-5083 H116.

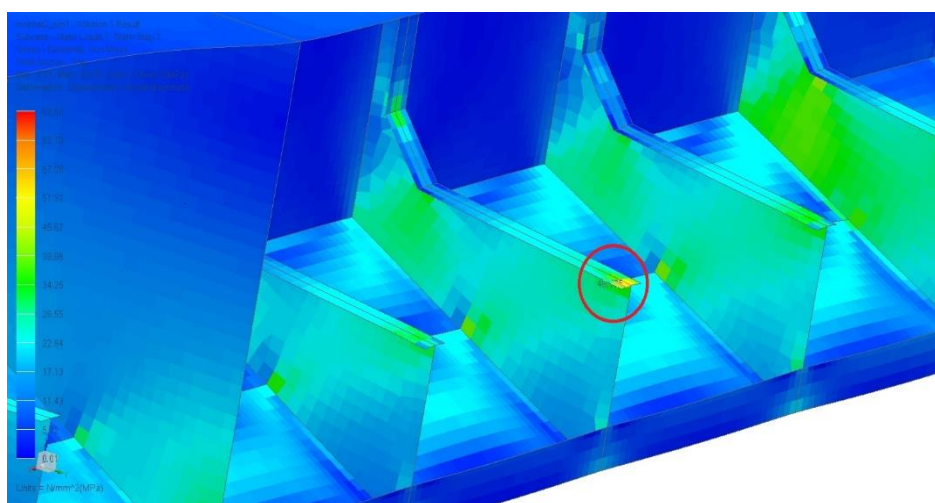
Designsjøtrykk

Tabell 5.2 Spenninger ved desingsjøtrykk

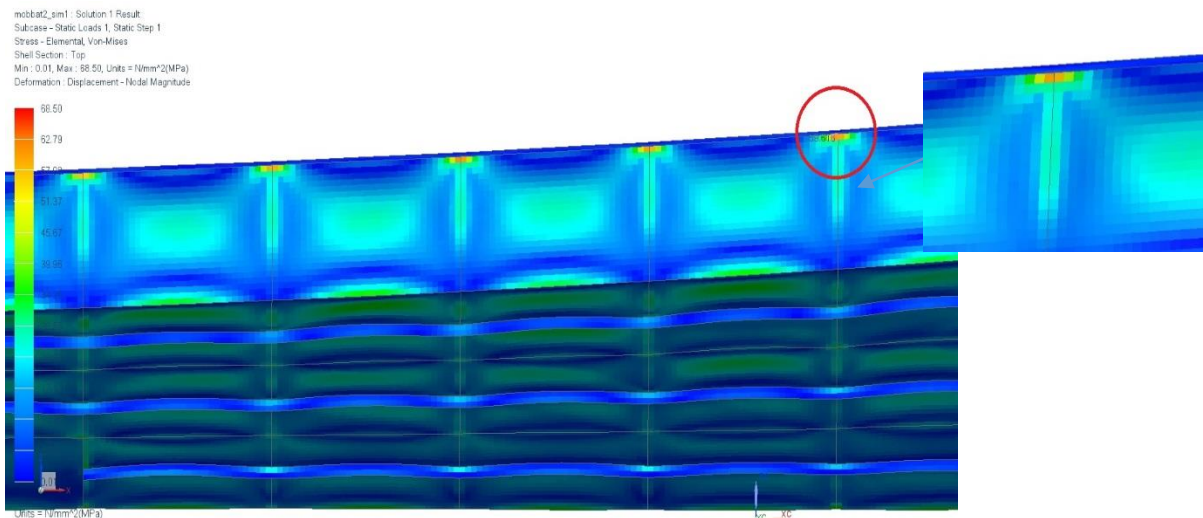
	NX	3D-Beam
Maks spenning, stiver (N/mm ²)	25	30
Maks spenning, spant (N/mm ²)	49	59
Maks deformasjon, stiver (mm)	1,4	1,7
Maks deformasjon, spant (mm)	1,3	1,8
Maks spenninger i plate (N/mm ²)	60	-
Maks deformasjon i plate (mm)	1,5	-



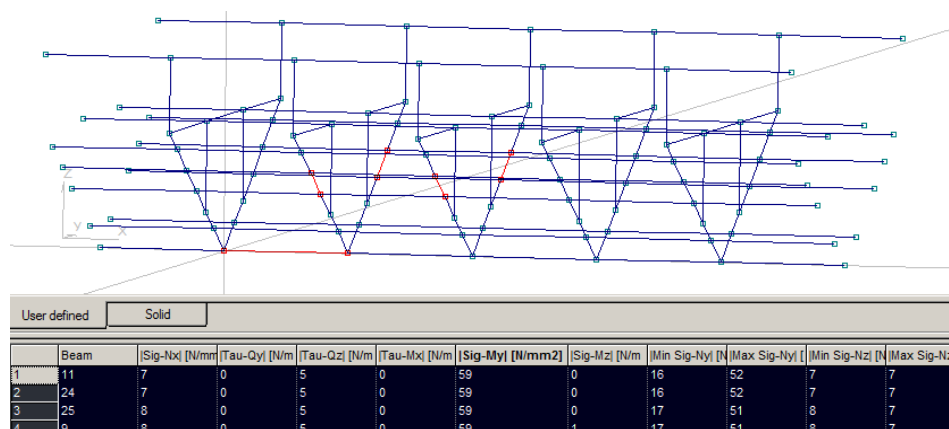
Figur 5.13 Høyest spenning i stiver



Figur 5.14 Høyest spenning i spant



Figur 5.15 Høyest spenning i plate ved rekken

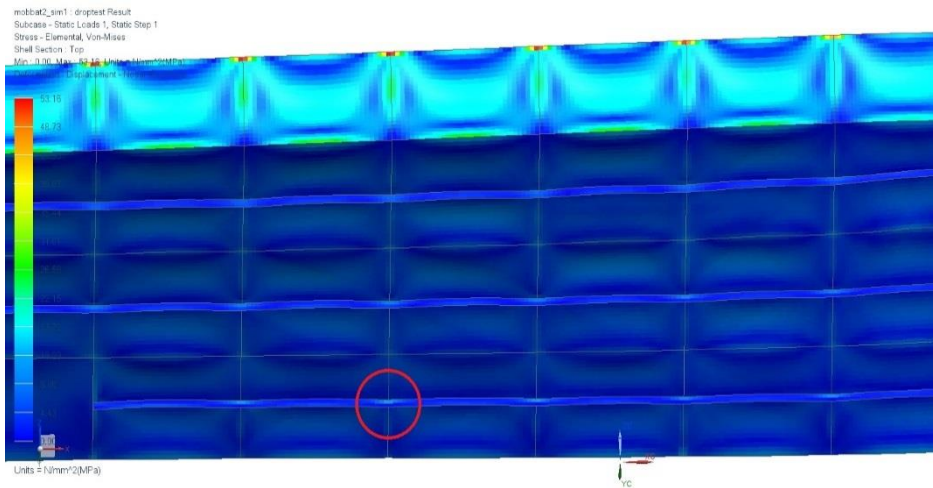


Figur 5.16 Høyest spenninger for spant og stiver markert i rødt

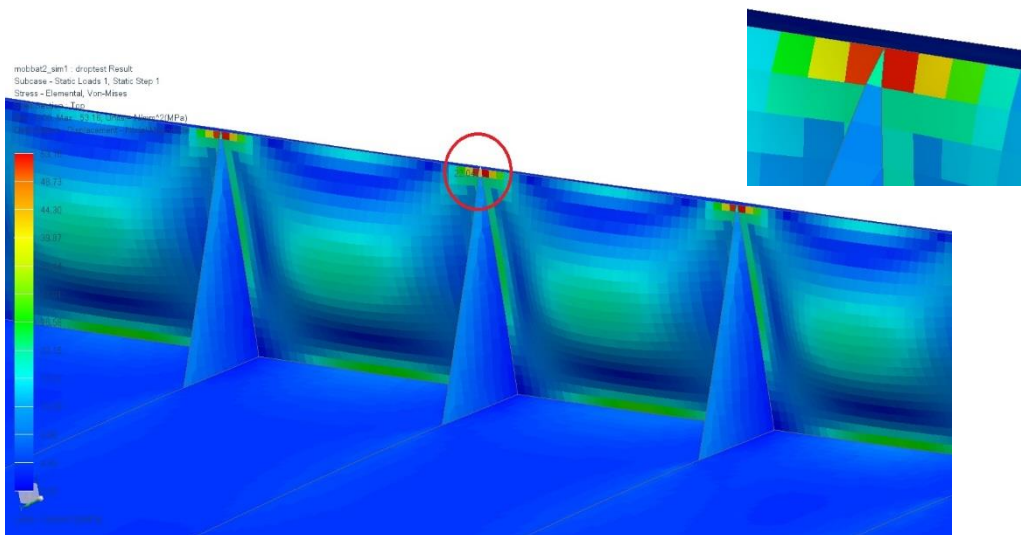
Slipp-test

Tabell 5.1 Spenninger ved slipp-test

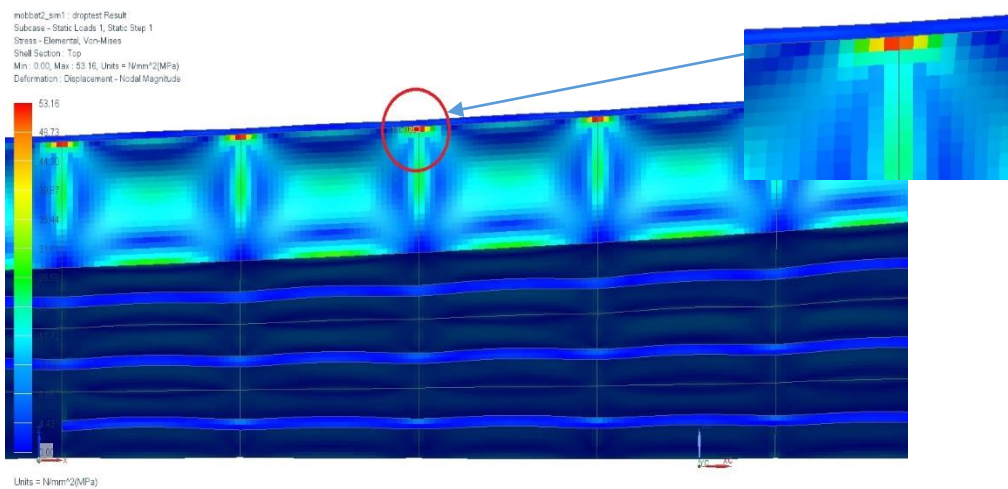
	NX	3D-Beam
Maks spenning, stiver (N/mm ²)	8	16
Maks spenning, spant (N/mm ²)	22	35
Maks deformasjon, stiver (mm)	0,4	0,4
Maks deformasjon, spant (mm)	0,4	0,5
Maks spenninger i plate (N/mm ²)	53	-
Maks deformasjon i plate (mm)	0,7	-



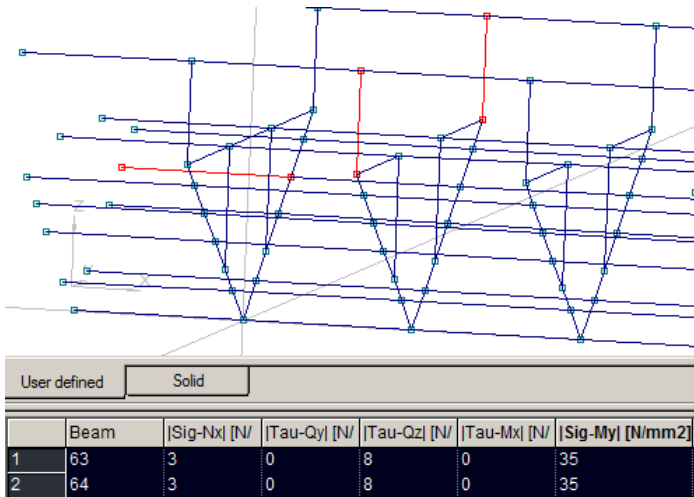
Figur 5.17 Høyest spenning i stiver



Figur 5.18 Høyest spenning kneplate

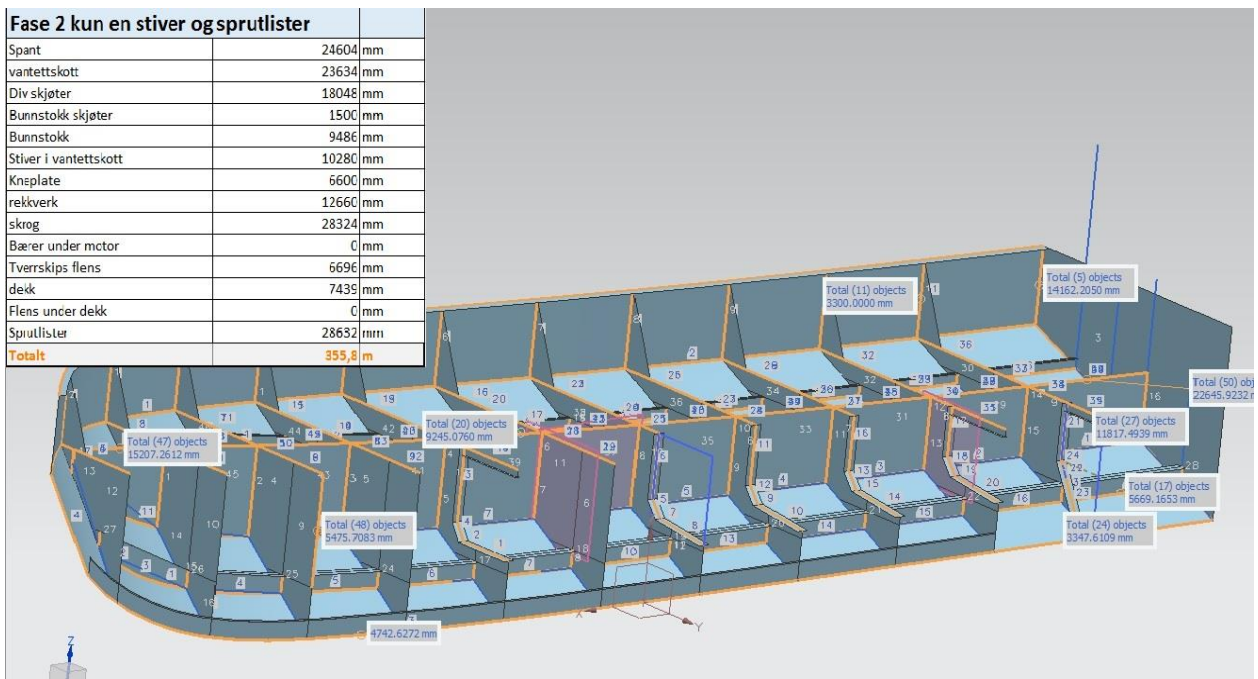


Figur 5.19 Høyest spenning for skrogsiden



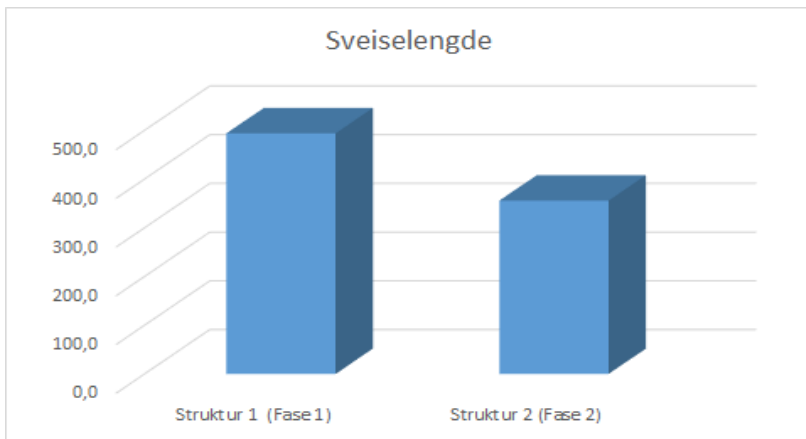
Figur 5.20 Høyest spenninger for spant og stiver markert i rødt

5.2.3 Sveiselengde



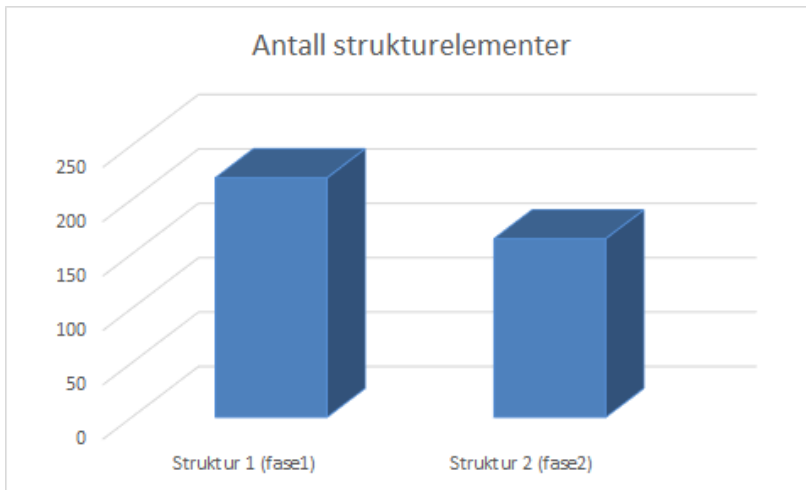
Figur 5.21 Utrekning av sveiselengde

Sammenligning av sveiselengde for struktur 1 og struktur 2 er vist i figur 5.22.



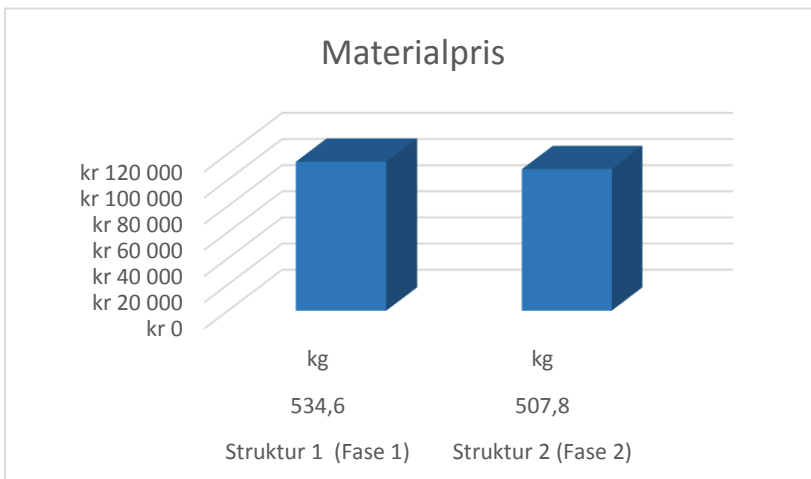
Figur 5.22 Sveiselengde

Oversikt over hvor mange elementer som er fjernet fra struktur 1 til struktur 2 er vist i figur 5.23.



Figur 5.23 Antall strukturelementer

Materialpris er estimert med en pris på 213 kr per kg. Figur 5.24 viser forskjellen i materialpris mellom de ulike strukturene.



Figur 5.24 Materialpris

6 Diskusjon

Under designprosessen i fase 1 ble det tatt utgangspunkt i designspiralen [4]. Undertemaene er valgt med utgangspunkt i tidligere oppgaver og handler om blant annet utforming, stabilitet og styrken til båten. Det å jobbe i en designspiral er utfordrende fordi en endring et sted kan føre til at man må gjøre endringer andre steder også. Dette var noe vi var klar over, og dermed ble det lagt inn ekstra tid for å kunne gjøre endringer igjen. Det ble ikke valgt konkrete tiltak for å holde tidsplanen slik den først var satt opp. Vi valgte heller å oppsøke veiledning for å finne løsninger på problemene, og fokusere på oppgaven til den var ferdig. Denne løsningen var ikke alltid utslagsgivende for videre punkt, men hadde størst konsekvens for rapportskrivningen.

Regelverket påvirket flere punkter i vår designspiral. I tidligere oppgaver har Nauticus Hull blitt brukt til dimensjonering, men det er ikke mulig for MOB-båter fordi programmet er tilpasset regelverk for større skip. DNV GLs *Craft*-regelverk ble i bruk i stedet. Det var tidkrevende, men nødvendig å sette seg inn i reglene. Spesielt designtrykk og strukturberegninger inneholdt mange korreksjonsfaktorer, tall og avstander som var ukjente for oss. Vi var derfor litt kritiske til om utregningene var riktige i starten, men vi fikk god hjelp av Maritime Partner som kunne kvalitetssikre dataene. Da et komplett Excel ark med alle krav var på plass kunne vi utforme båten på samme måte som Maritime Partner og andre firmaer i bransjen gjør det i dag. I tillegg hadde vi krav til alle dimensjoner og belastninger som vi kunne ta med videre til styrkeberegningene. Alle profilers motstandsmoment og platetykkelser har fått større dimensjoner enn det kravene tilsier i både fase 1 og 2.

Styrkeberegningene i NX var det som forskjøvet gant-diagrammet vårt mest. Det var spesielt krevende å få til en god mesh på modellen, noe som er nødvendig for å kjøre FE-analyse (kapittel 2.5). Skallmetoden ble brukt til å tegne båten og har vært viktig for vår oppgave. Dette er fordi vi kunne endre dimensjonene uten at det påvirket omgivelsene rundt, da var det mulig å sammenligne mange forskjellige strukturer. I resultatene er de viktigste analysene tatt med, men båten har blitt testet i noen andre situasjoner (disse ligger i vedlegg nr.4). For å unngå feilkilder i analysen og stopp i arbeidsprosessen ble noen detaljer av designet forenklet. Dette var helt nødvendig for at modellen skulle bli ferdigstilt, men det kan føre til at enkelte lokale belastninger ikke er helt realistiske. Spenningene øverst på rekka er også noe urealistisk, dette skyldes opplagringen til modellen, se figur 5.15.

Resultatene fra NX ligger som oftest litt lavere enn de fra 3D-Beam og manuelle beregninger. Dette er å forvente med tanke på forenklingene i de to sistnevnte metodene, og vi valgte å bruke NX som dimensjonerende faktor. Disse analysene har blitt gjennomført med veiledning fra Yaël Pericard og Arne Jan Sollied ved NTNU i Ålesund. Denne hjelpen, kombinert med linjetegningene fra Maxsurf Modeler og bruken av skallmetoden har bidratt til å gjøre analysene så realistiske som mulig.

I 3D-Beam går det bare an å tegne bjelker på modellen, derfor har vi inn skrogplatene som effektiv flens på profilene til spantene (kapitel 3.3.6). Dette var en nødvendig forenkling som førte til at vi ikke kunne lese spenninger direkte av skrogplatene, men resultatene stemte ganske godt overens med NX.

De manuelle beregningene brukte vi til å vurdere om dimensjonene til modellen var store nok. Vi så visse likheter i formlene her og de som ble brukt i *Craft*, men formlene fra regelverket inneholder faktorer som er basert på empiri. Resultatene fra de manuelle beregningene gir spenninger som er litt høyere enn 66,3 MPa (det maks tillatte), men de er alltid under materialets flytegrense. Og siden formlene i regelverket er mer utfyllende enn de manuelle, har vi valgt å ikke betrakte dem som dimensjonerende.

Under stabilitetsberegningene innså vi at det kan bli litt trangt med 15 personer om bord fordi dekkarealet bare var på 10 m². Det ble likevell valgt å fortsette dimensjoneringen for 15 personer, analysene i Maxsurf Stability oppfylte alle krav som ble stilt til oppdrift og stabilitet. Den ene lastkondisjonen simulerte at 15 personer sto inntil rekken på styrbord side, og her skulle ikke båten krenge mer enn 10 grader. Resultatet var på 9 grader, og det er helt på grensen av hva som er akseptabelt. I en annen lastkondisjon ble det simulert at båten har tatt inn vann med en designlast og 15 personer ombord. Her ble de vanntette skottene til båten testet og resultatene sa at det var 200 mm fribord igjen. Det kan diskuteres om man burde økt størrelsen til båten eller satt ned maks antall personer, men slik skroget er utformet i dag tilsier resultatene at det har tilstrekkelig oppdrift og stabilitet.

Når langskipsstiverne ble fjernet fra konstruksjonen økte arealene mellom strukturelementene, spant og stiver. Resultatet av dette var høyere deformasjon (buling i platene). Dette ble håndtert ved å plassere, og dimensjonere sprutlistene slik at de kompenserer for stiverne. Øking av platetykkelse ville også hjulpet, men da øker også skrogvekten og materialprisene. I fase en ble

ikke sprutlistene ansett som styrkeelementer fordi de sørger for dynamisk oppdrift, retningsstabilitet, manøvrering og leder sjøsprut vekk fra båten[5]. Det finnes heller ingen utregninger for sprutlister som styrkeelement i Craft. I utgangspunktet er sprutlistene hule profiler og ikke egnet til å ta opp belastninger, så i fase 2 har vi erstattet de med fullgodset profiler som gir større motstandsmoment og en avstivende effekt på hele skroget. I tillegg vil de kunne motvirke deformasjonen i bunnplatene, se kapittel 5.1.1. Dette forhørte vi oss om med Tore Fiskerstrand fra Maritime Partner, som sa at det ikke fantes regler som sa at sprutlistene ikke kunne regnes som strukturelementer. Hvis de blir flyttet på eller forstørret kan de derimot påvirke sjøegenskapene til båten. I fase 2 oppstod det litt høyere spenninger i skrogbunnen enn i fase 1, dette er på grunn av stiverne som ble fjernet. Deformasjonen i platene derimot var 25 % mindre på grunn av sprutlistene. Det ble vurdert å fjerne alle langskipsstiverne innvendig i strukturen, og kun ha sprutlister som langskipselement. I regelverket finnes det ingen krav til avstander mellom stiverne, men på grunn av langskipsstyrken er det fornuftig å inkludere en stiver med bulb-profil på innsiden av skroget.

For å kunne knekke flenser som presentert i fase 2 måtte vi endre materialet for spant og skott til en aluminiumslegering som har lavere flytegrense. Det kommer to nye materialfaktorer med det nye materialet, en for knekking og en for sveising. Der hvor vi knekker det nye materialet blir tillatt spenning 55,2 MPa og denne endringen tåler strukturen (kapittel 5.2.1). Om materialet sveises går den tillatte spenningen helt ned til 26,4 MPa. Dette gjelder for de sveiseskjøtene som ligger mellom skrogplater, spant og skott. Her vil strukturen få spenninger som er høyere enn det som er tillatt og dette må kompenseres for. Det burde vært utført mer lokale styrkeberegninger og utregninger av krav til motstandsmoment for disse. Får å få ned spenningene må dimensjonene økes, og dette vil ha konsekvenser for skrogets vekt og materialkostnadene. En annen måte å løse dette på kunne vært å fremstille en aluminiumslegering som er bedre egnet, eller ta i bruk friksjonssveising.

I dag tilfører L-profilene omtrent 30 meter med ekstra sveis ifølge beregningene, se figur 5.21. I tillegg er dette skjøter som er vanskelig å komme til og derfor ønskelig å bli kvitt. I kapittel 5.1.3 viser figur 5.10 hvordan produksjonsprosessen kan foregå. Knekking av plater burde gjøres samtidig med utkappingen. Produksjonskostnadene for knekkingen er usikre, Egil Davik fra Maritime Partner mener det er betydelig billigere og enklere enn å sveise. Hvis man knekker flenser vil man derfor få færre komponenter, kortere sveiselengde og enklere produksjon.

En av ulempene ved bruk av aluminium som konstruksjonsmateriale er svekkelse under sveising. Dette er tatt hensyn til ved dimensjonering av båten da DNV GL oppgir en materialfaktor som korrigerer den tillatte spenningen. Ved bruk av friksjonssveising er det ikke opplyst noen materialfaktor i regelverket. Denne metoden fører til mindre sveisedeformasjoner enn ved bruk av tradisjonelle sveisemetoder som MIG og TIG. Noe som gjør at materialfaktoren ikke trenger å korrigere for like mye svekkelse, og tillatt spenning øker. Problemet er at DNV GLs regelverk ikke tar hensyn til friksjonssveising, og da har ikke vi noen konkrete tall å forholde oss til. Dette hadde kommet til god nytte da det ble sett på knekking av flens, fordi den tillatte spenningen ble mye lavere når man sveiset i det nye materialet. Hvis det hadde vært utført tester som ga empirisk grunnlag for en ny materialfaktor kunne dimensjonene i strukturen som skal knekkes vært mindre uten at det bryter med materialets egenskaper. Båter som friksjonsveises vil ikke kunne sertifiseres etter DNV GLs klasseregler fordi de bare har krav til MIG- og TIG-metoden.

Strukturen i fase 2 har som nevnt færre komponenter. Dette gir mer rom mellom konstruksjonselementene og vil gjøre det enklere å robotsveise. Samtidig som det er bedre plass innvendig i strukturen, er det flere utvendige sveiser som er lettere tilgjengelig. Sveisene utvendig er lange og rette, og er godt egnet for robotsveising. Vi har ikke sett så mye på hva slags roboter som er egnet å bruke, eller hvordan produksjonscellen bør være. Men strukturen gir god plass til å implementere robotsveising.

7 Konklusjon

Tabell 7.1 viser kravene vi har utarbeidet fra regelverket, samt dimensjonene og spenningene vi har for fase 1. I fase 1 er maks tillatt spenning på 66,3 MPa, med valgte aluminiumslegering. Ingen av disse tallene overskrider kravene for tillatt spenning. Styrkeberegningsmodellene er nøye satt opp og resultatene kan brukes til å vurdere at strukturen har tilstrekkelig styrke. Styrken til skroget er dimensjonert etter designsjøtrykket. Her vil båten utsettes for et trykk som er over 24 ganger sin egen vekt. Disse kreftene vil båten bare oppleve ved svært høye hastigheter, og for meste av tiden virker det belastninger som er mye lavere enn dette.

Tabell 7.1 Oversikt over viktige krav, valgte størrelser og spenninger

	Krav	Vi har	Høyeste Spenning
Spant	29,07 cm ³	40 cm ³	57 N/mm ²
Stiver	2,78 cm ³	2,81 cm ³	35 N/mm ²
Plater skrogbunn	4,1 mm	5 mm	53 N/mm ²

Forslagene presentert i fase 2, som å inkludere sprutlister i strukturen og fjerne langskipsstivere, knekke flens og integrere kneplater i spantet vil gi følgende produksjonsforbedringer:

1. Sveiselengden
 - Sveiselengden har blitt redusert med 138 meter, eller 28 %, se figur 5.22.
2. Antall komponenter
 - Antall komponenter har blitt redusert med 56 stk, eller 25 %. Dette vil gi betydelig bedre arbeidsflyt under sveisearbeidet. Færre komponenter gir færre sveiseskjøter og mindre sammenstillingsarbeid, se figur 5.23. Siden flere sveiseskjøter er kontinuerlige, som for eksempel sprutlistene, vil det også være bedre egnet til robotproduksjon. Det er viktig å huske på at flensene som støtter opp dekket må knekkes, og dette krever en omstilling av dagens produksjon.
3. Vekt
 - Skrogets vekt har minket med 27 kg, eller 5 %, som tilsvarer en forskjell på 5708 kr fra fase 1 til 2. Her vil vi poengtere at det ikke er kompensert for lavere tillatt spenning i fase 2. Dette ville krevd større dimensjoner for mange deler av strukturen, og høyere skrogvekt og materialpriser vil være en konsekvens, se figur 5.24.

Det er fortsatt noen hindringer som står i veien før man kan ta endringene presentert i fase 2 i bruk. De hydrodynamiske egenskapene til skroget er ikke hovedfokus i denne oppgaven og vi har ikke benyttet verktøy for å sjekke om de nye sprutlistene endrer sjøegenskapene til båten. Dette bør undersøkes da større sprutlister for eksempel kan trekke med seg luft inn i vanninntaket til jetmotoren, dette er ikke ønskelig.

Forslaget om knekking ser vi på som et veldig effektivt tiltak, men det er flere usikkerheter knyttet til denne endringen. Hvis det skal kunne tas i bruk kan man se på følgende tiltak:

1. Gi strukturen større dimensjoner for å oppfylle tillatt spenning.
2. Undersøke om det finnes aluminiumslegeringer som er bedre egnet til både knekking og sveising.
3. Forsøke å implementere friksjonssveising under sammenstilling. Dette vil svekke materialet mindre, og øke tillatt spenning.

Det oppstår nye kostnader for produksjonen i fase 2. Det krever en omstilling av produksjonen i tillegg til nye material- og maskineringskostnader.

Denne oppgaven har gitt et godt innblikk i prosjektering og strukturforenklinger av mindre fartøy. Det finnes nok mange andre løsninger som ikke er sett på, men løsningene som er presentert har potensiale til å forenkle produksjonen uten at styrken til båten svekkes.

8 Referanser

- [1] Det Norske Veritas Germanischer Lloyd. Standard for certification No. 2.21, Craft. DNV GL; 2010. <https://rules.dnvgl.com/docs/pdf/DNV/stdcert/2010-04/Standard2-21.pdf>
- [2] IMO Vega, International life-saving Appliance code. Chapter V rescue boats. 3. Utg; 2008.
- [3] US composites. Urethane Pour Foam Overview. <http://www.uscomposites.com/foam.html> USA: US composites; [01.06.2016].
- [4] Levander K, System Based Ship Design Trondheim: SeaKey Naval Architecture; 2012.
- [5] Faltinsen O.M, Hydrodynamics of High-Speed Marine Vehicles, New York: Cambridge university press; 2005.
- [6] Payne P.R, Design of High-Speed Boats, Volume 1, Planing: USA: Fishergate, Inc; 1988.
- [7] Biran A. og Pulido R.L, Ship Hydrostatics and Stability. USA: Elsevier; 2003.
- [8] Adams V. og Askenazi A, Building Better Products with Finite Element Analysis. Santa Fe: OnWord Press; 1999.
- [9] Ytter H.F, Materialteknologi. Del 2, Konstruksjonsmaterialer. 5. utg. Norge: 07 Gruppen AS; 2008.
- [10] Alcoa, Global rolled products. Nautic-AL. Dusseldorf, Tyskland: Mars 2015.
- [11] Olsen P.T. Sveising av aluminium. Teknologisk institutt, avdeling for material-, sveise- og støperiteknikk: Hustrykkeriet, TI.
- [12] Ytter H.F, Materialteknologi. Del 1, Grunnlag. 7. utg. Norge: Zmedia AS; 2009.
- [13] Jadhav G.C og Dalu R.S. Friction Stir Welding – Process Parameters and its Variables: A Review, IJECS, Volume 3, Issue 6. India: 06.06.2014.
- [14] Sapa Profiler Magnor AS, Friction Stir Welding, (<http://www.sapagroup.com/no/sapa-profiler-as/vart-tilbud/mekanisk-bearbeiding/friction-stir-welding/>) 01.06.2016.
- [15] Martin J.P, Stanhope C og Gascoyne S. Novel techniques for corner joints using friction stir welding. San Diego, USA; 03.03.2011.
- [16] Kah P, Hiltunen E og Martikainen J. Improving the use of robotic welding of aluminium boats through modularization. Finland; Juli 2013.
- [17] Erixon G. Modular Function Deployment (MFD), Support for Good Product Structure Creation. Centre for Industrial Engineering at Dalarna University: Stockholm; 1998.
- [18] Det Norske Veritas Germanischer Lloyd. Standard for certification No. 2.20, Lifeboats and Rescue boats. DNV GL; 2007.
- [19] Sollid A.J, Strukturdesign for skip. NTNU Ålesund: 03.08.2009.

Muntlige referanser:

Tore Fiskerstrand, Design manager, Maritime Partner, +47 70 17 15 68,

tore@maritime-partner.com

Egil Davik, Design Engineer, Maritime Partner, +47 70 17 15 72,

egil@maritime-partner.com

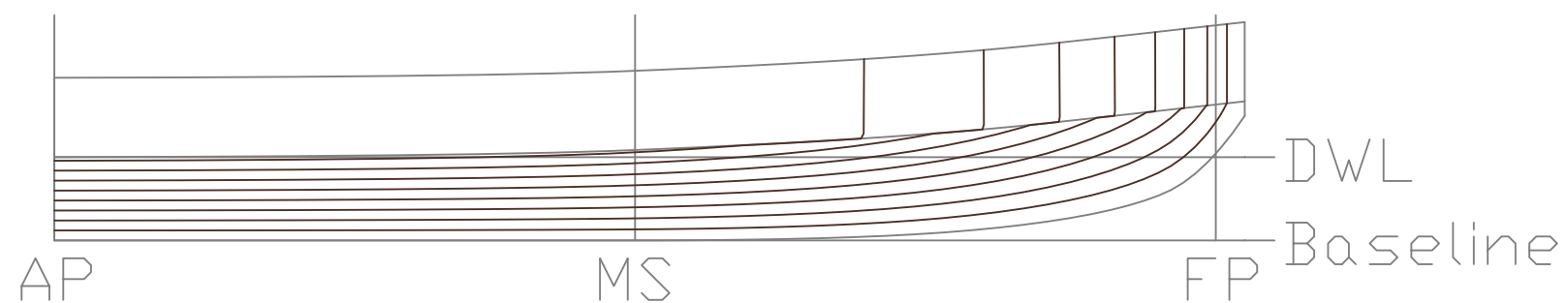
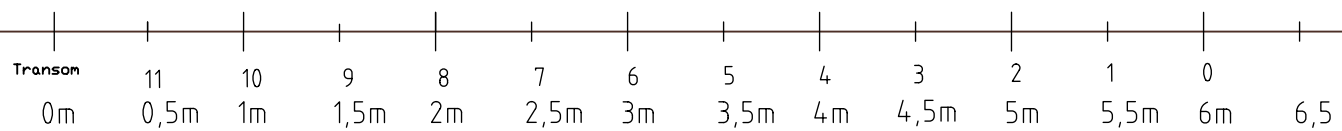
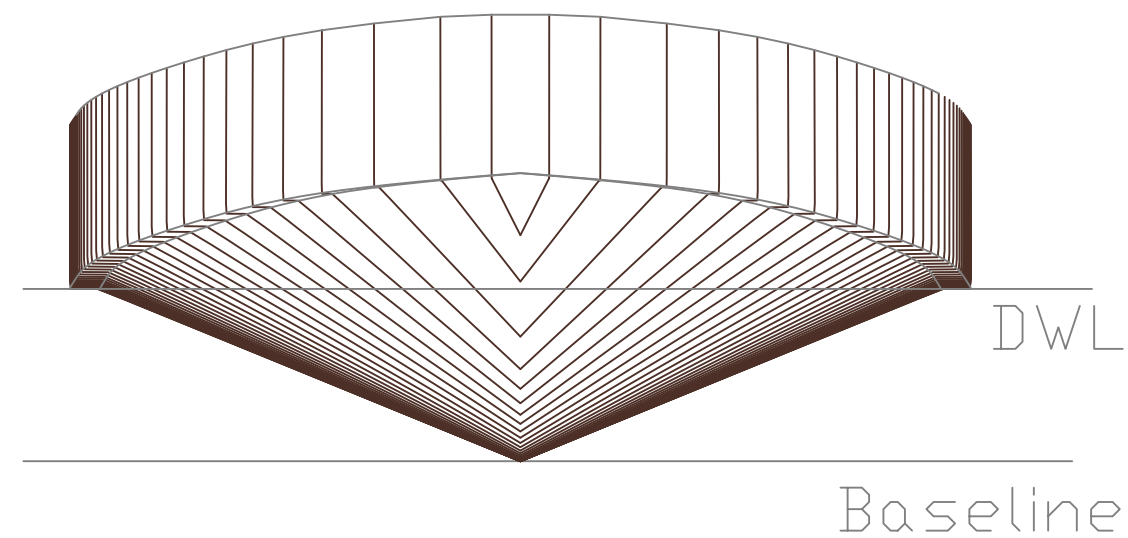
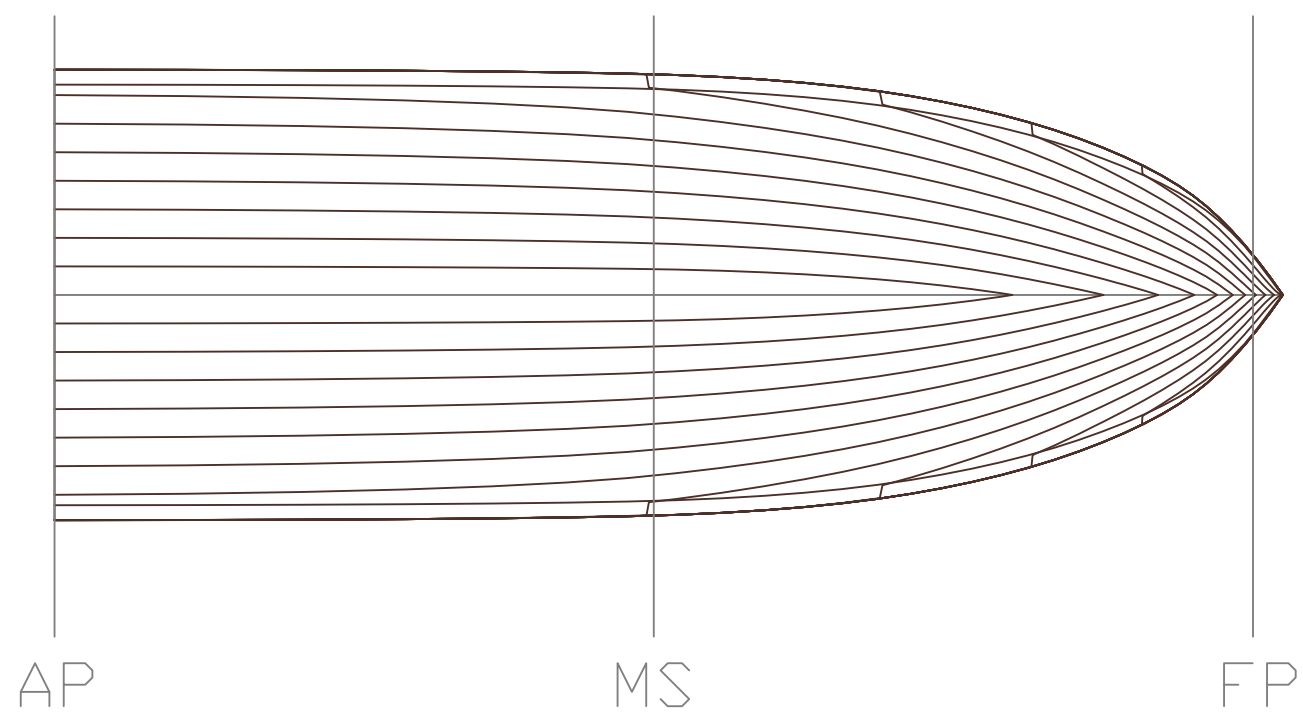
Link til DNV GL's regelverk[1]

<https://rules.dnvgl.com/docs/pdf/DNV/stdcert/2010-04/Standard2-21.pdf>

9 Vedlegg

Vedleggsliste:

Vedlegg 1: Linjetegninger	67
Vedlegg 2: General Arrangement	68
Vedlegg 3: Klassetegninger	70
Vedlegg 4: Styrkeberegninger NX	74
Vedlegg 5: Styrkeberegninger 3D Beam	91
Vedlegg 6: Hydrodynamiske egenskaper, Vektberegninger NX, Sveiselengde	99
Vedlegg 7: Gant-diagram	102
Vedlegg 8: Bildegalleri av MOB-båt	103
Vedlegg 9: Spesifikasjoner motor	106

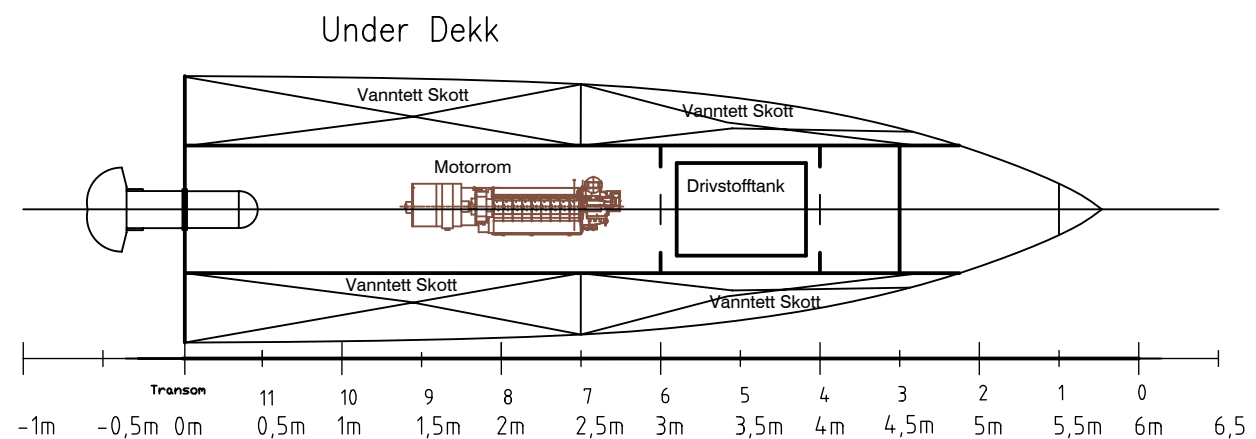
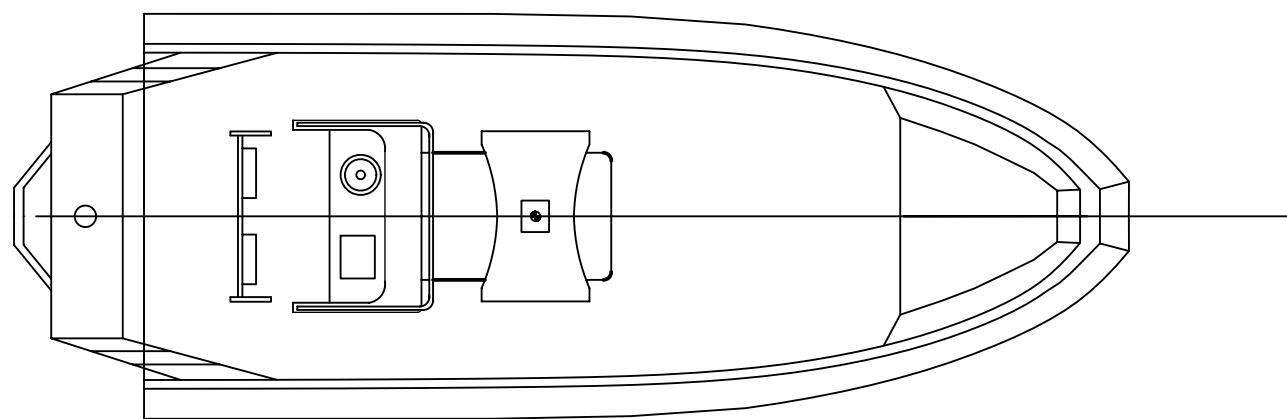
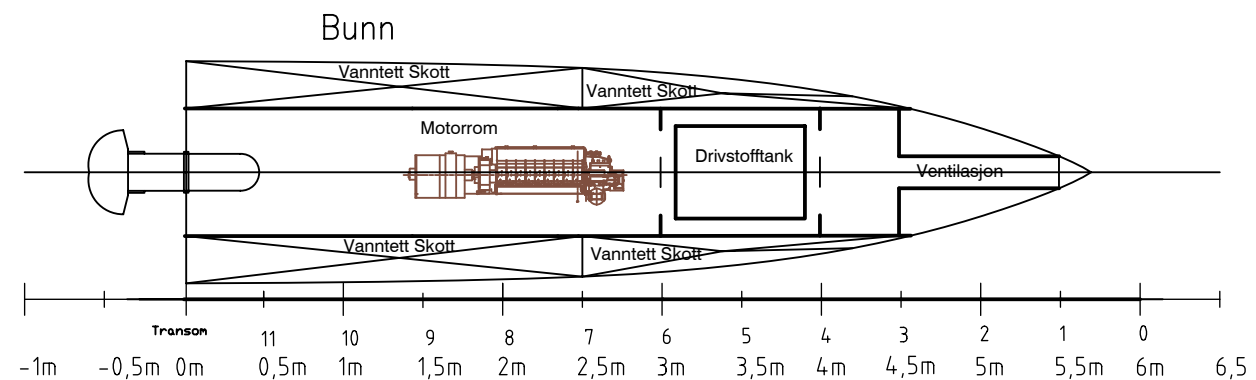
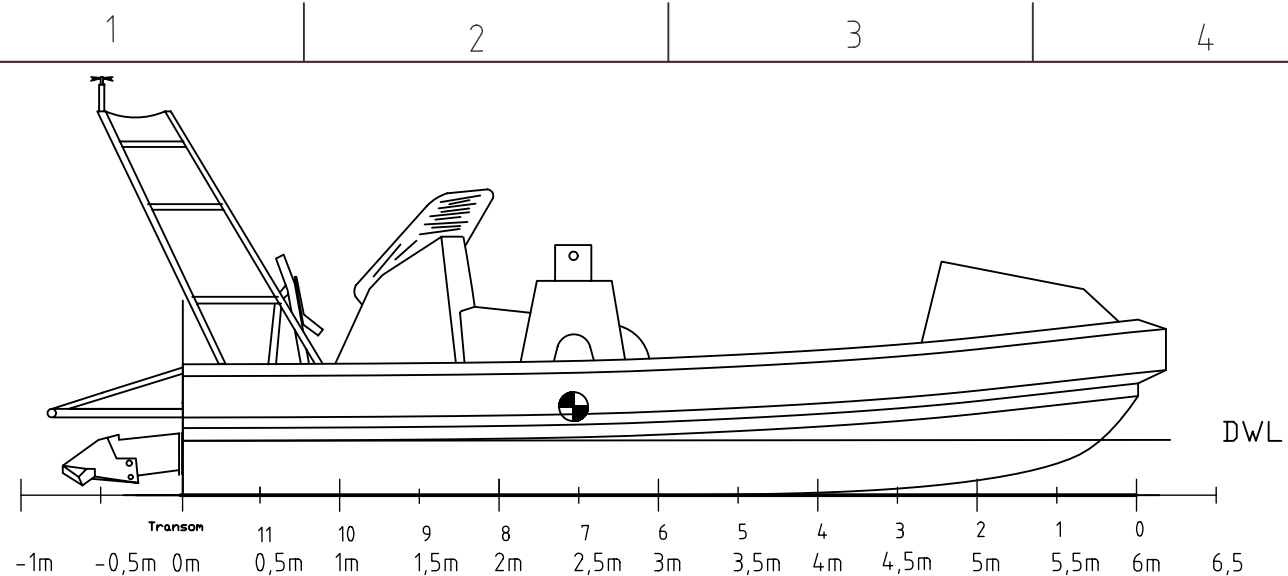


Dimensjoner:

Total lengde.	7 m.
Lengde, skrog	6 m.
Maks bredde	2,6 m.
Bredde, skrog	2,2 m.
Dypgang, lettskip	0.42 m.

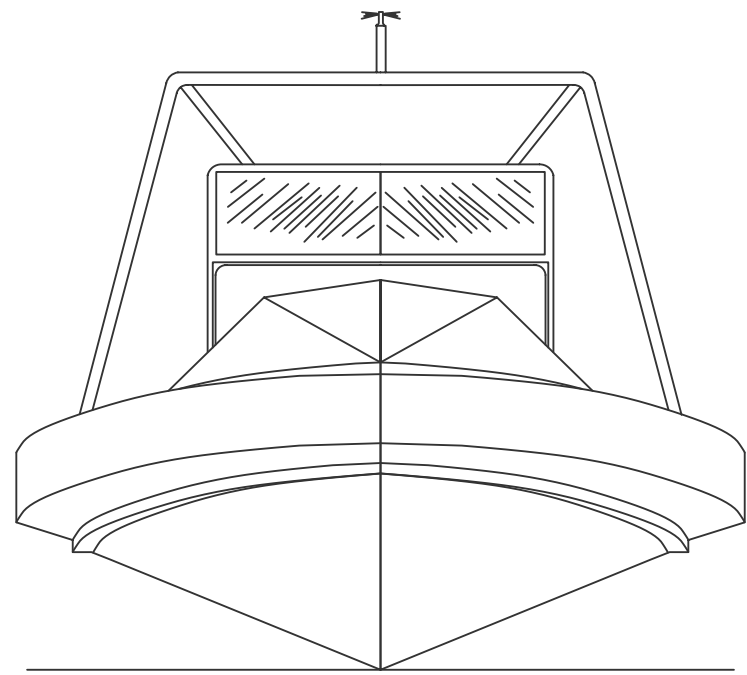
13.05.2016	MOB-b&t	A.B. K.B H.H
------------	---------	--------------

Linjetegninger Profil, spant og plan	NTNU avd. Ålesund
---	-------------------------

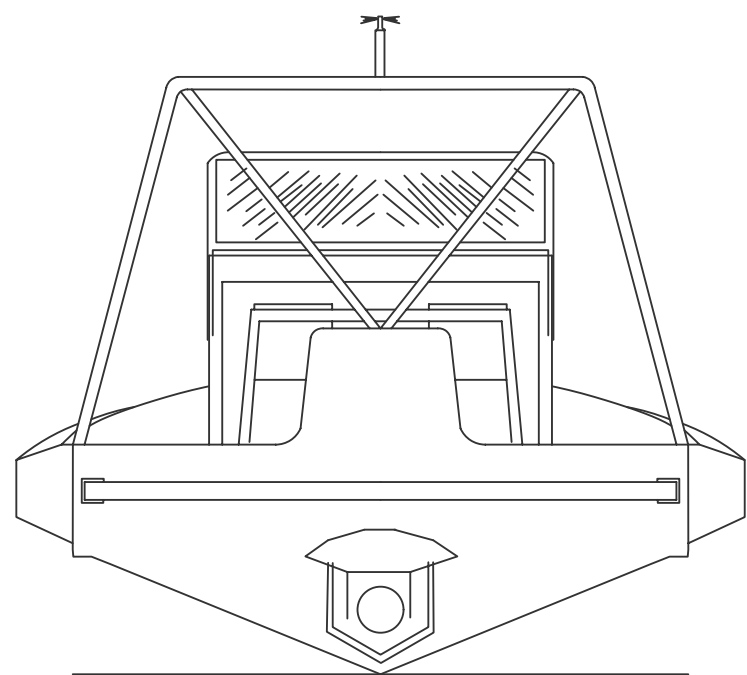


Total lengde 7 m.
 Lengde, skrog 6 m.
 Total bredde 2,6 m.
 Bredde, skrog 2,2 m.
 Dypgang 0.42 m.
 Tyngdepunkt: 

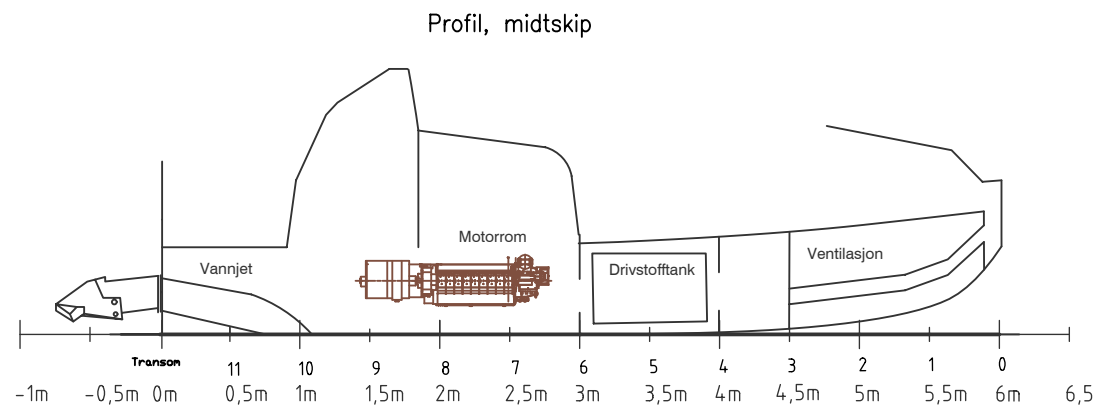
13.05.2016	MØB-k&t	A.B. K.B H.H
General Arrangement Side 1		NTNU avd. Ålesund



Baseline



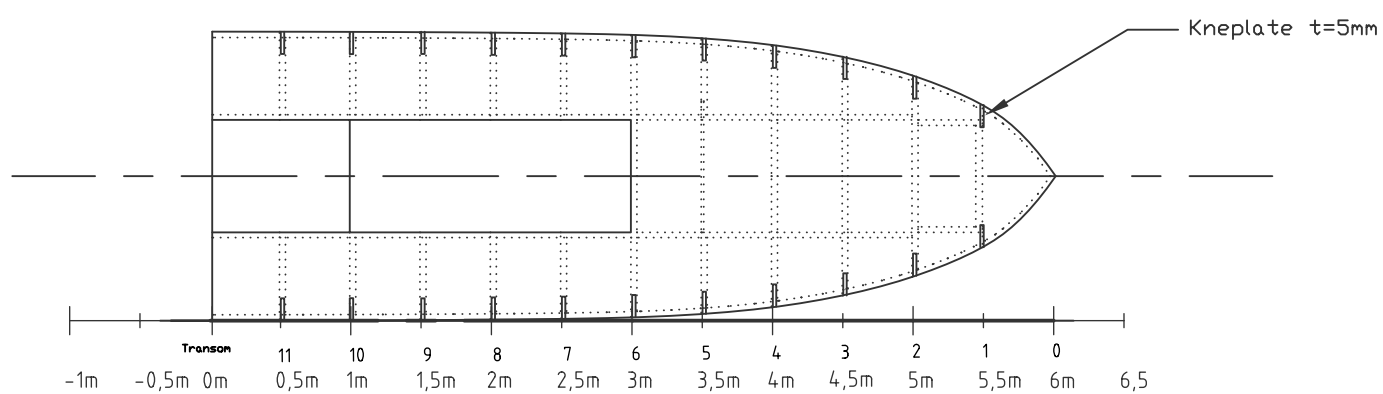
— DWL
Baseline



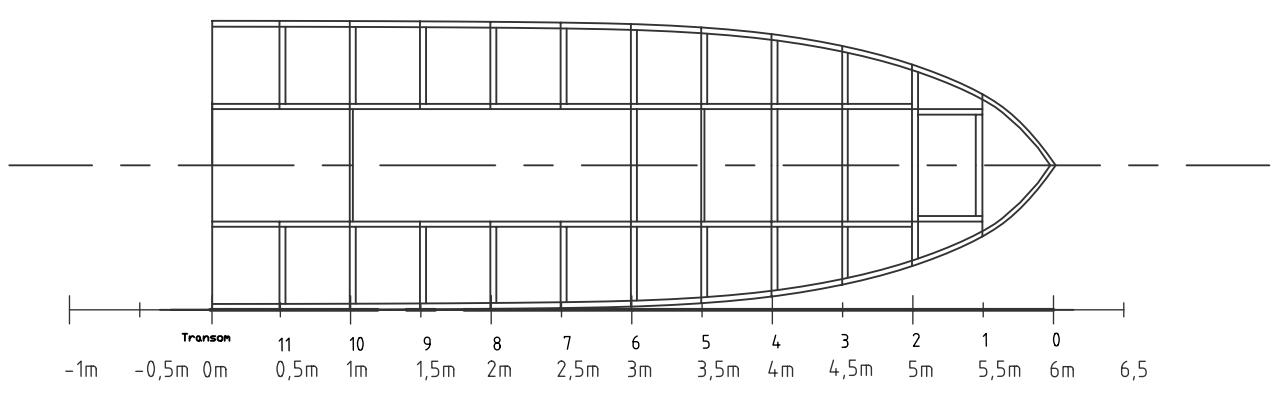
Total lengde	7 m.
Lengde, skrog	6 m.
Total bredde	2,6 m.
Bredde, skrog	2,2 m.
Dypgang	0.42 m.

13.05.2016	MOB-k&t	A.B. K.B H.H
General Arrangement Side 2		NTNU avd. Ålesund

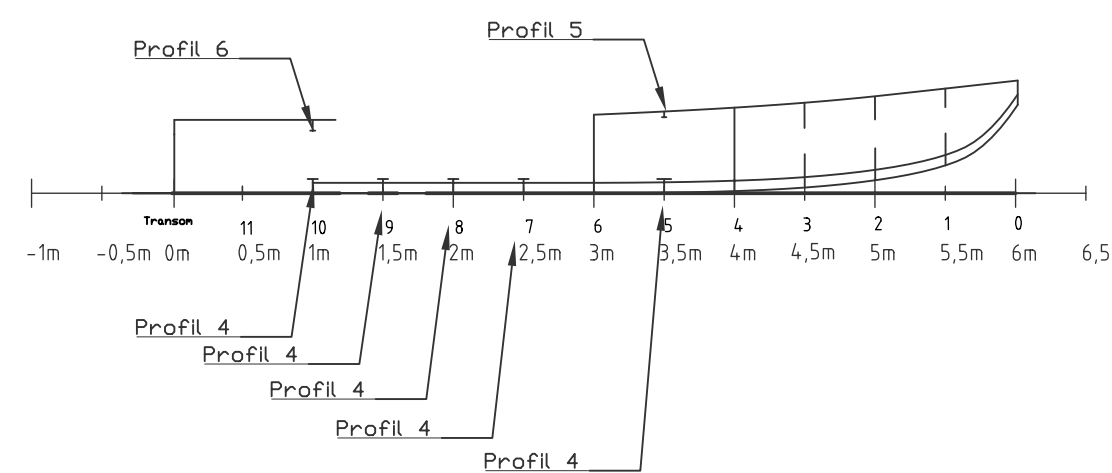
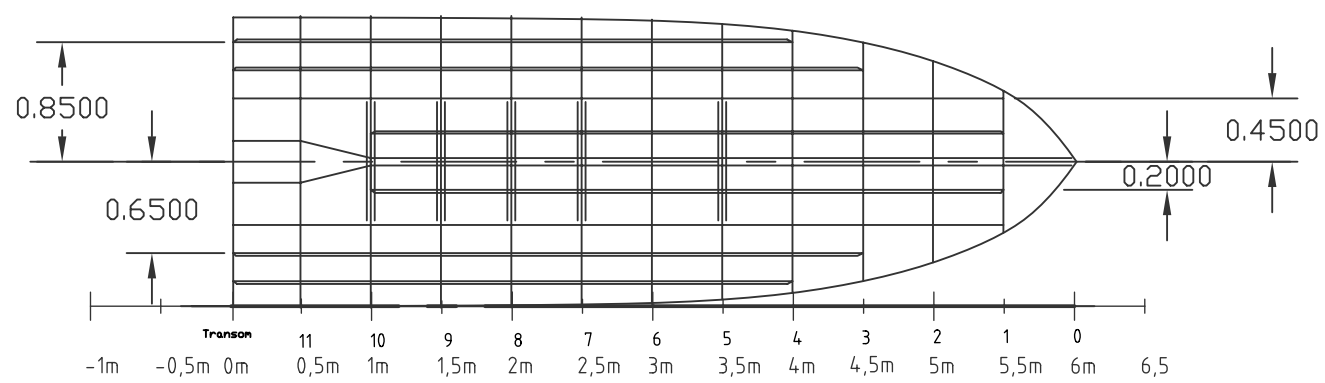
Struktur over dekk



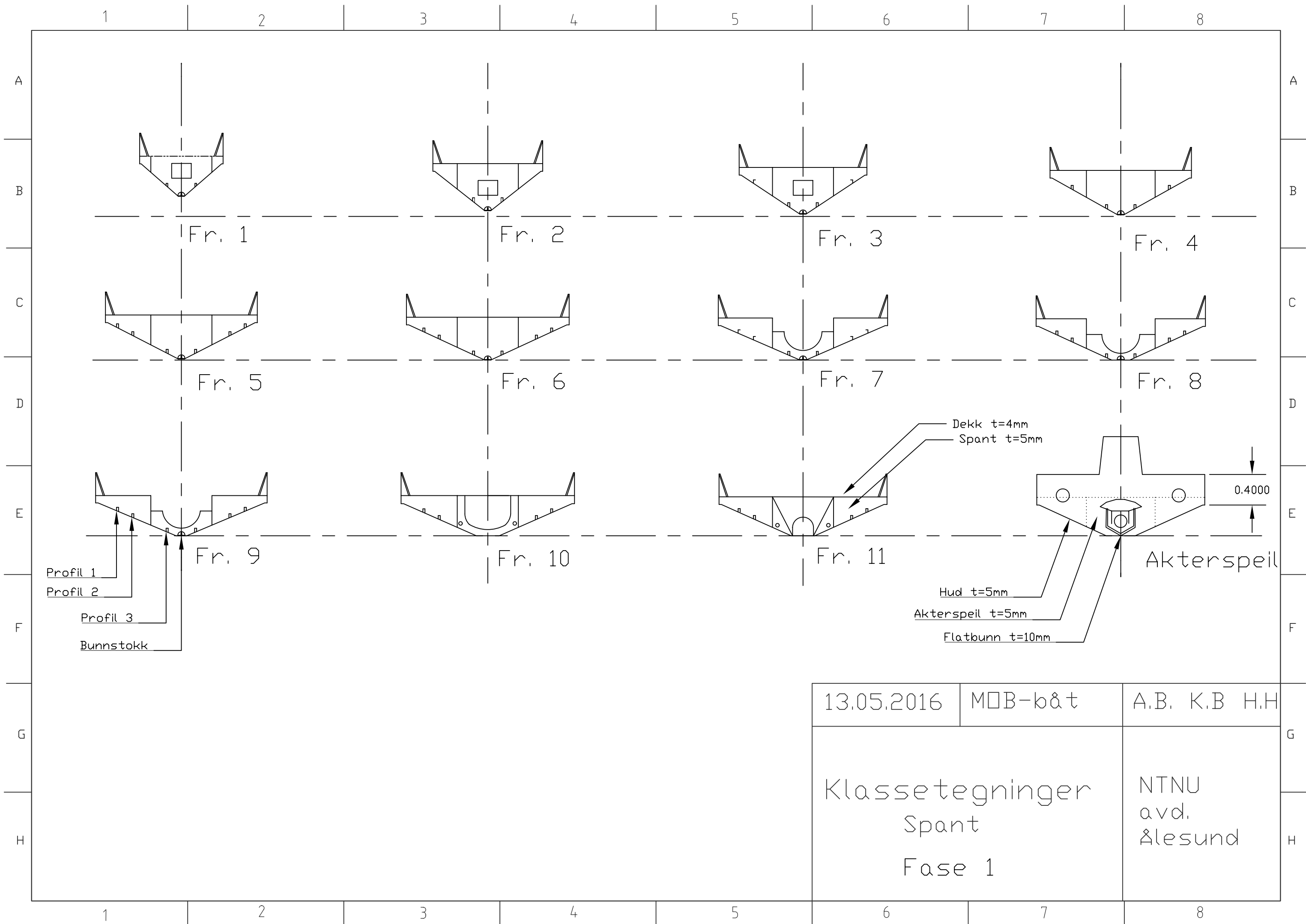
Struktur under dekk



Struktur i bunn



13.05.2016	MOB-k&t	A.B. K.B H.H
Klassetegninger Profil og Plan Fase 1		NTNU avd. Ålesund



Fr. 1

Fr. 2

Fr. 3

Fr. 4

Fr. 5

Fr. 6

Fr. 7

Fr. 8

Fr. 9

Fr. 10

Fr. 11

Akterspeil

Profil 1
Profil 2
Profil 3
Bunnstokk

Dekk t=4mm
Spant t=5mm

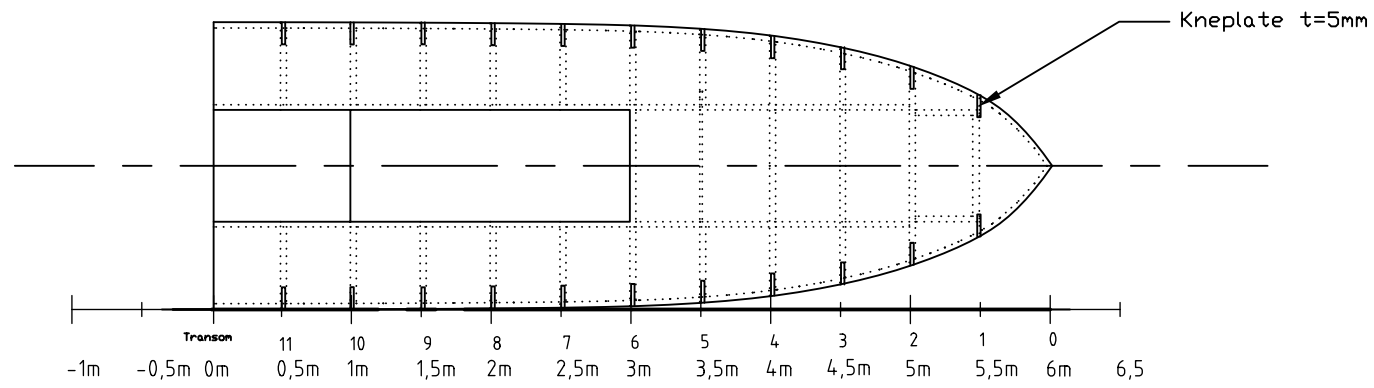
Hud t=5mm
Akterspeil t=5mm
Flatbunn t=10mm

0.4000

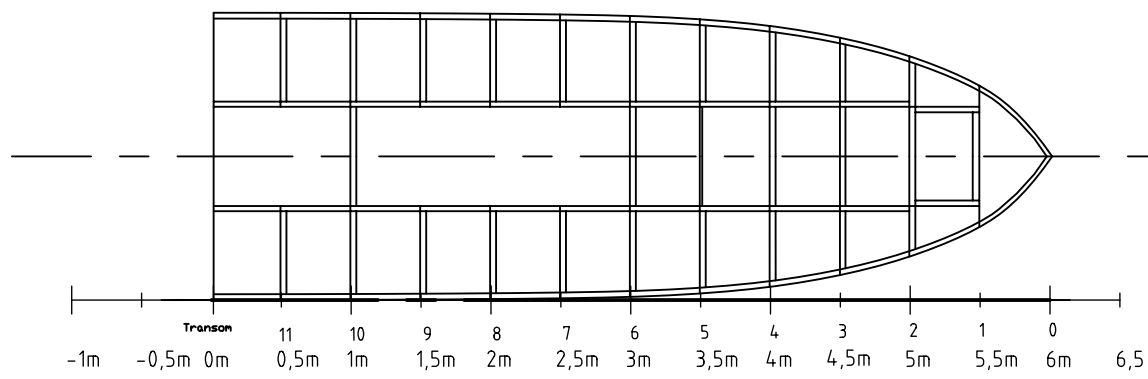
13.05.2016	MOB-b&t	A.B. K.B H.H
------------	---------	--------------

Klassetegninger Spant Fase 1	NTNU avd. Ålesund
------------------------------------	-------------------------

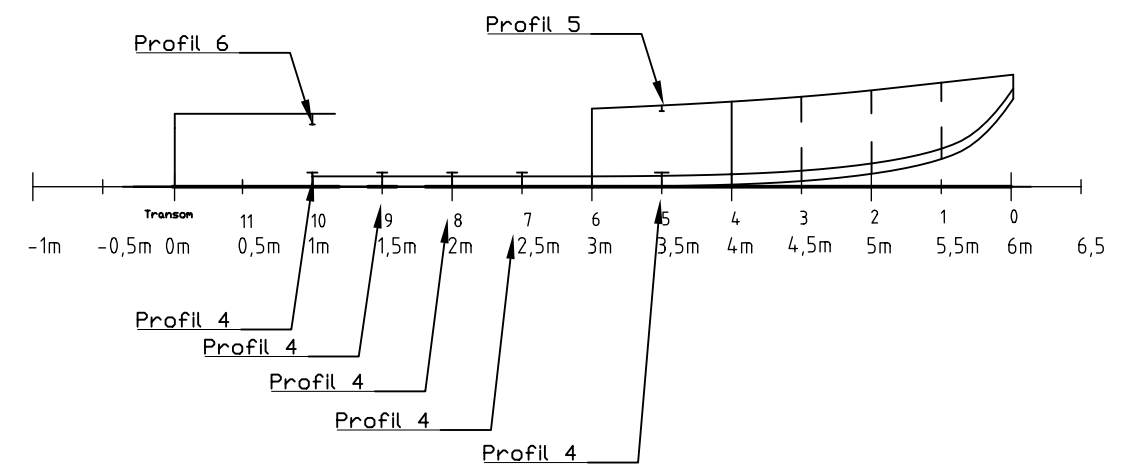
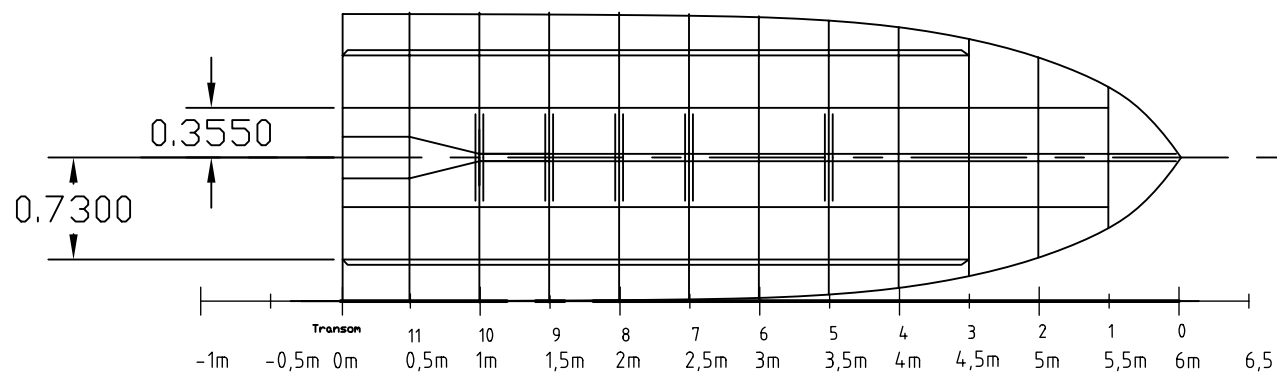
Struktur over dekk



Struktur under dekk



Struktur i bunn



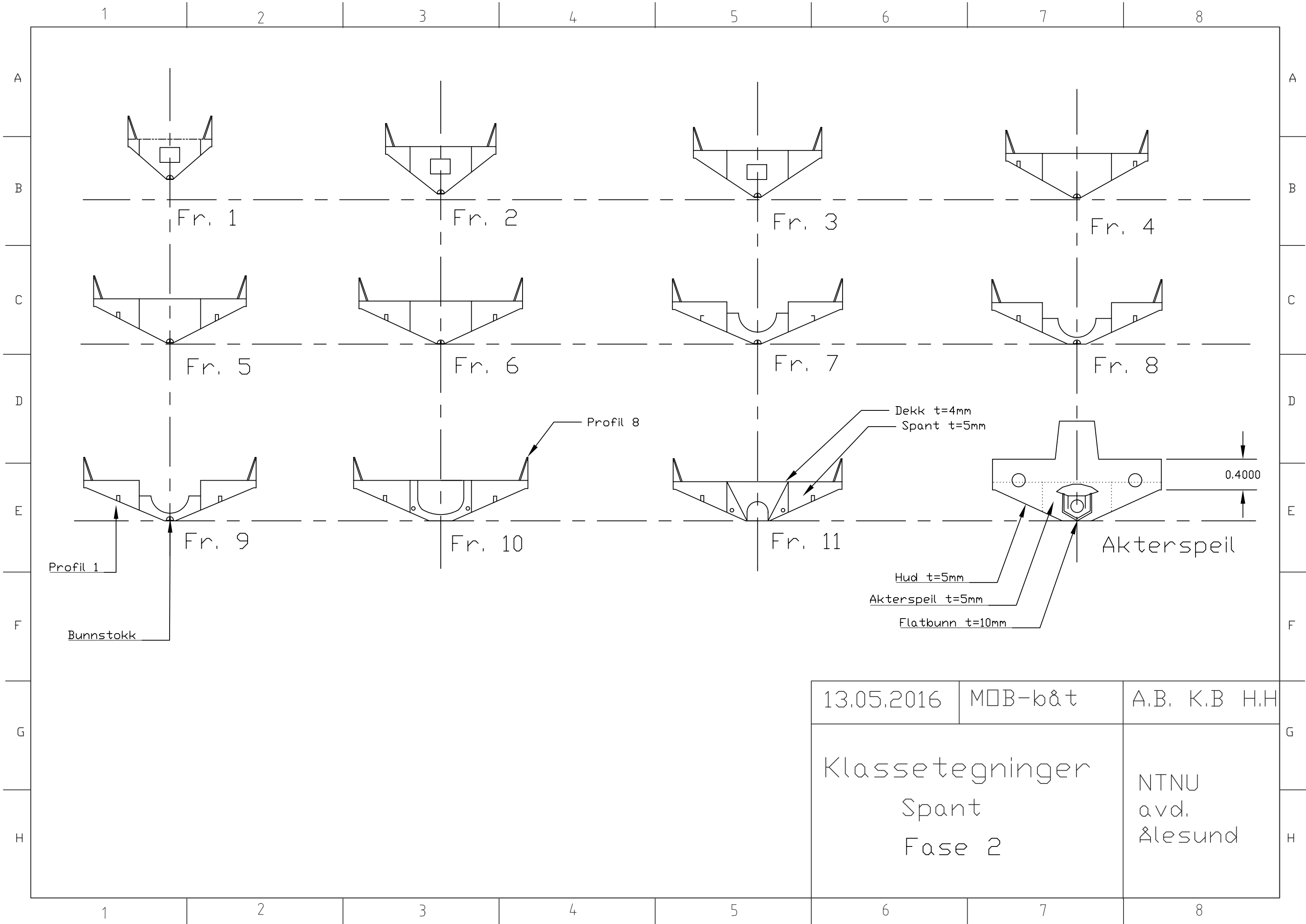
13.05.2016

MOB-k&t

A.B. K.B H.H

Klassetegninger
 Profil og Plan
 Fase 2

NTNU
 avd.
 Ålesund



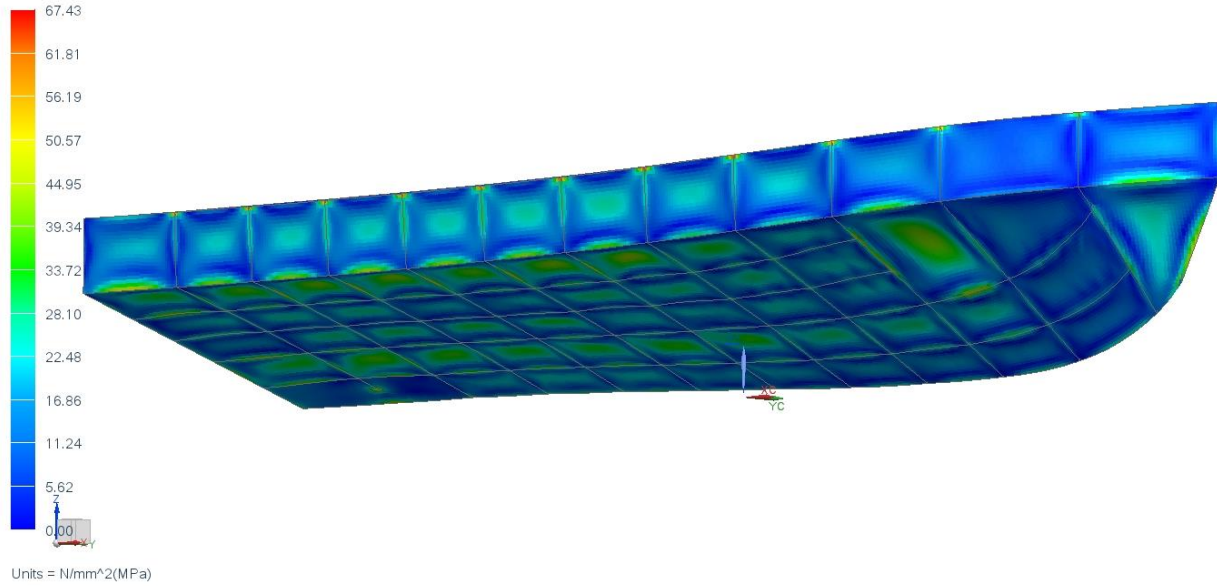
13.05.2016	MØB-b&t	A.B. K.B H.H
Klassetegninger Spant Fase 2		NTNU avd. Ålesund

Vedlegg 4, Styrkeberegninger NX - Fase 1

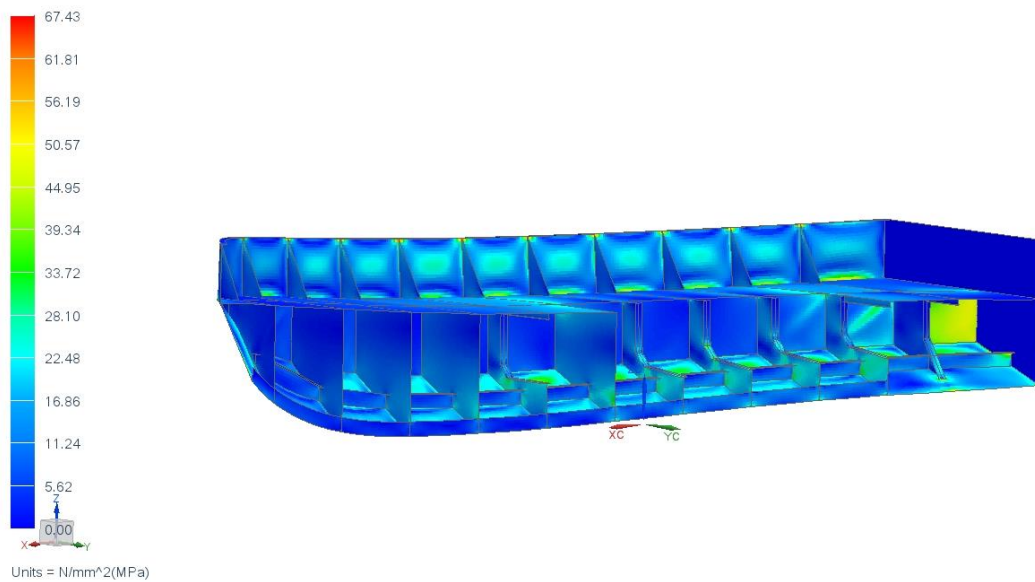
Designtrykk:

Spenninger:

mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.00, Max : 67.43, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

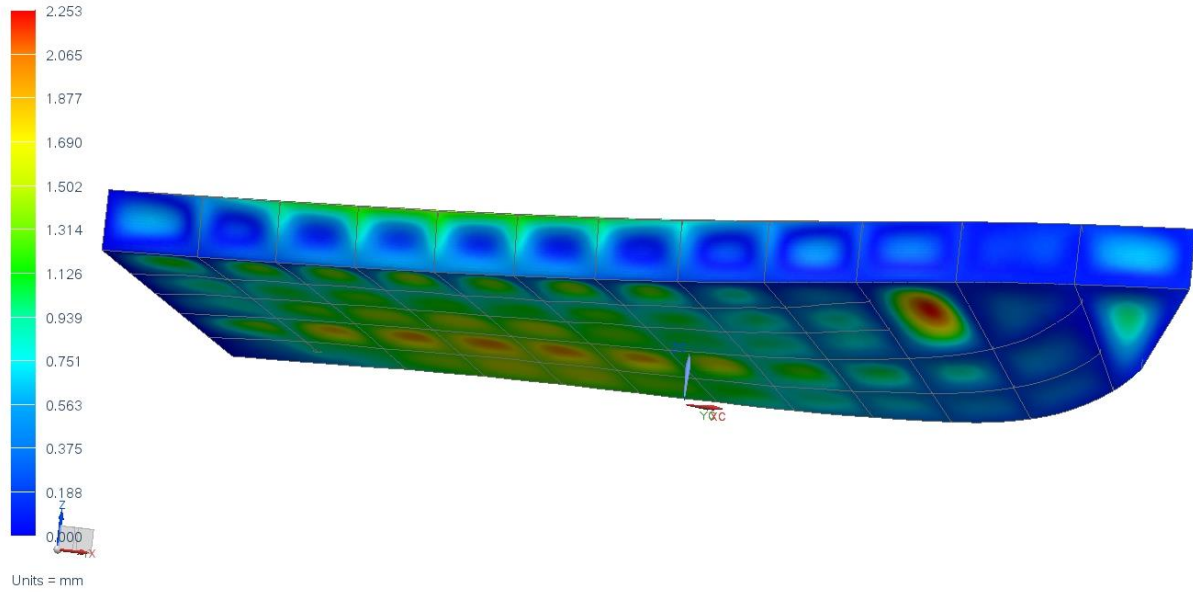


mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.00, Max : 67.43, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

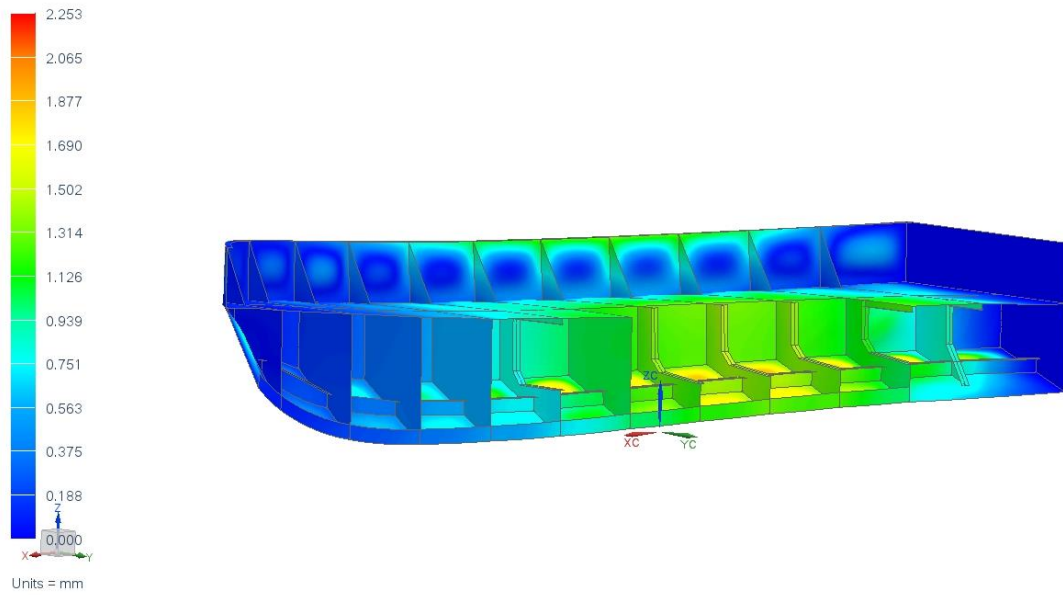


Deformasjon:

mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 2.253, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



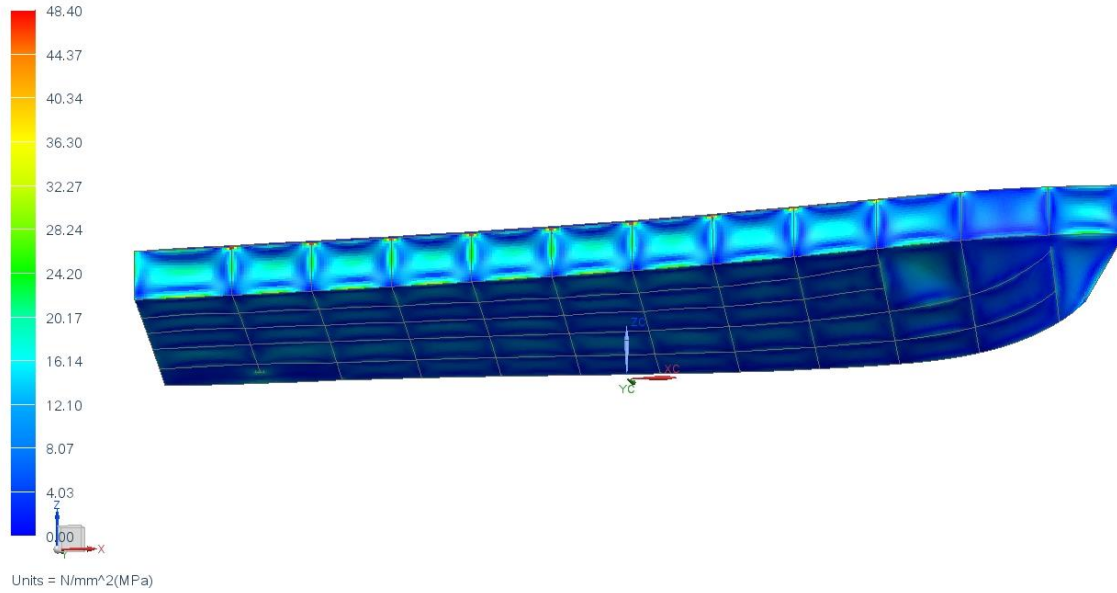
mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 2.253, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



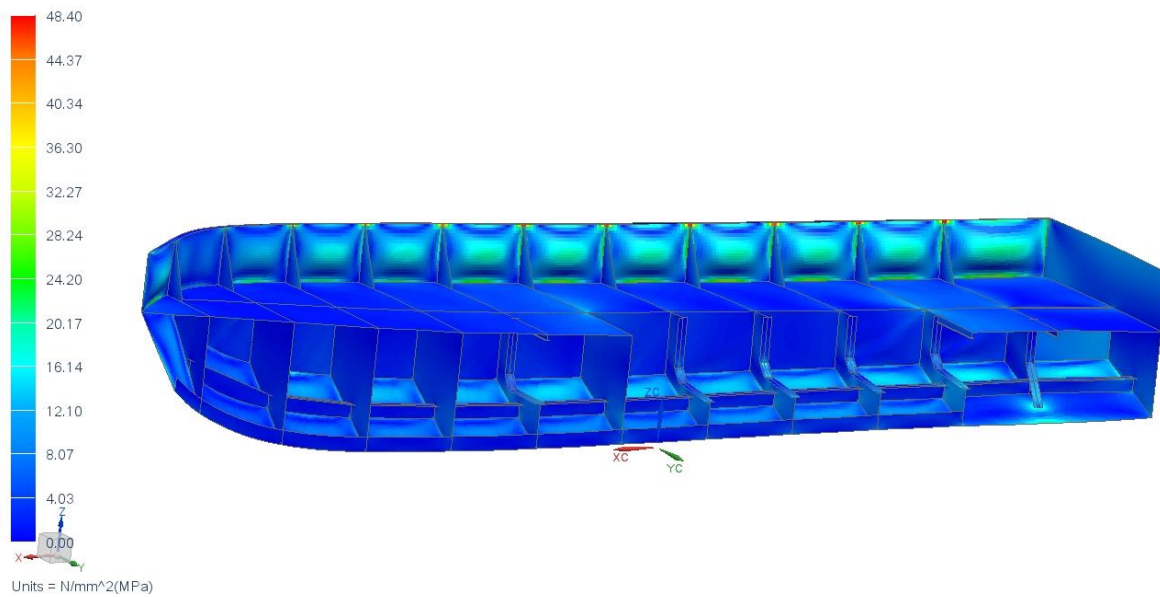
Slipp test

Spenninger:

mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.00, Max : 48.40, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

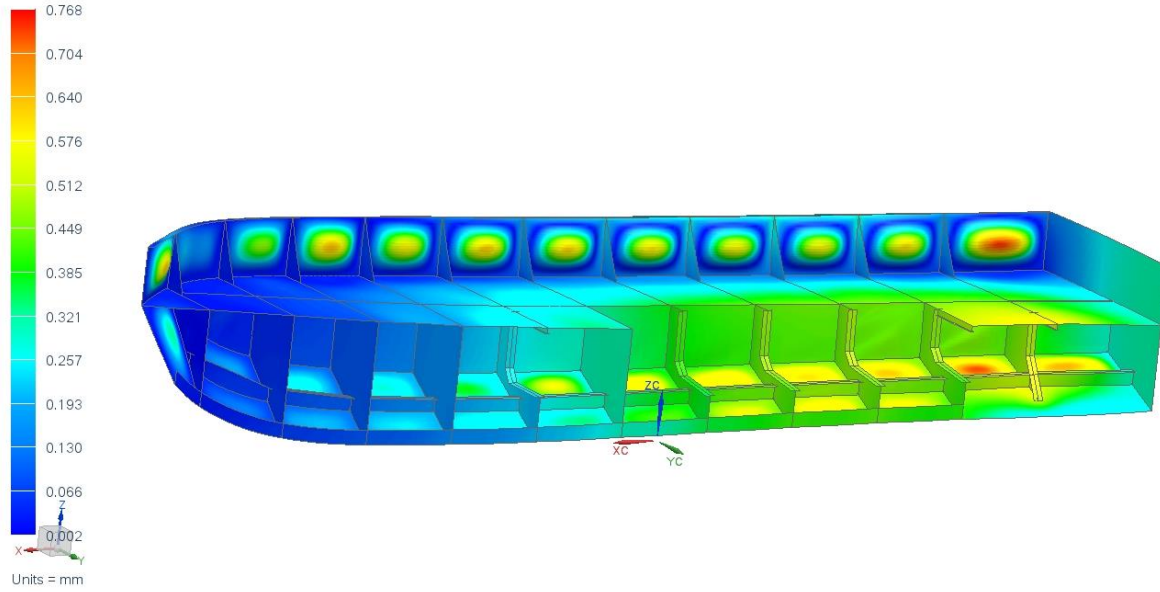


mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.00, Max : 48.40, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

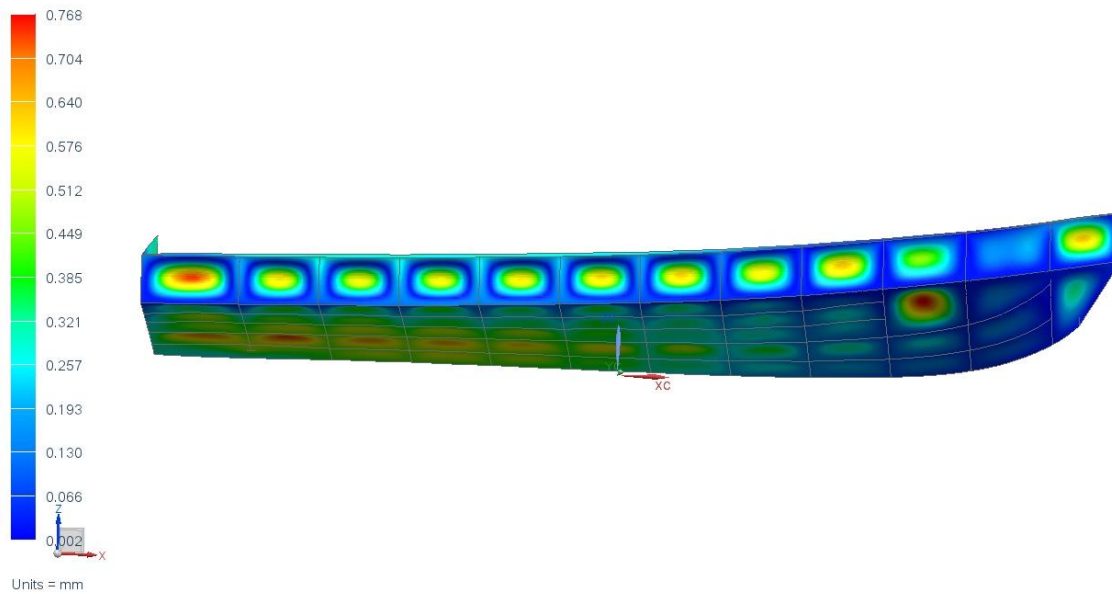


Deformasjon:

mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.002, Max : 0.768, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



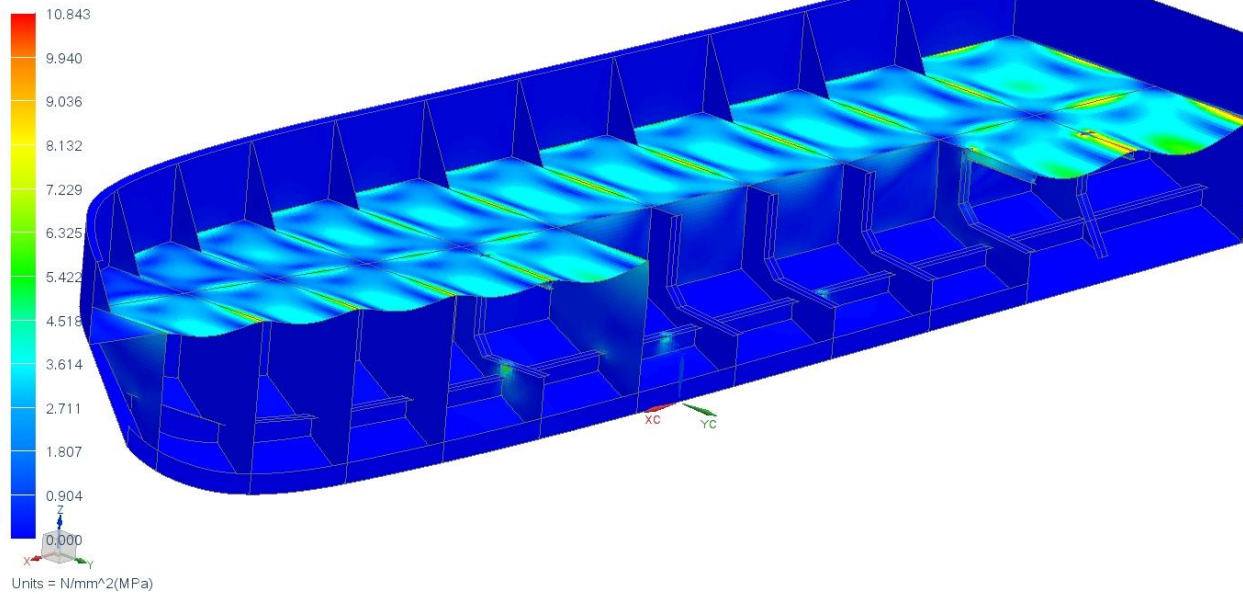
mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.002, Max : 0.768, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Dekk belastning

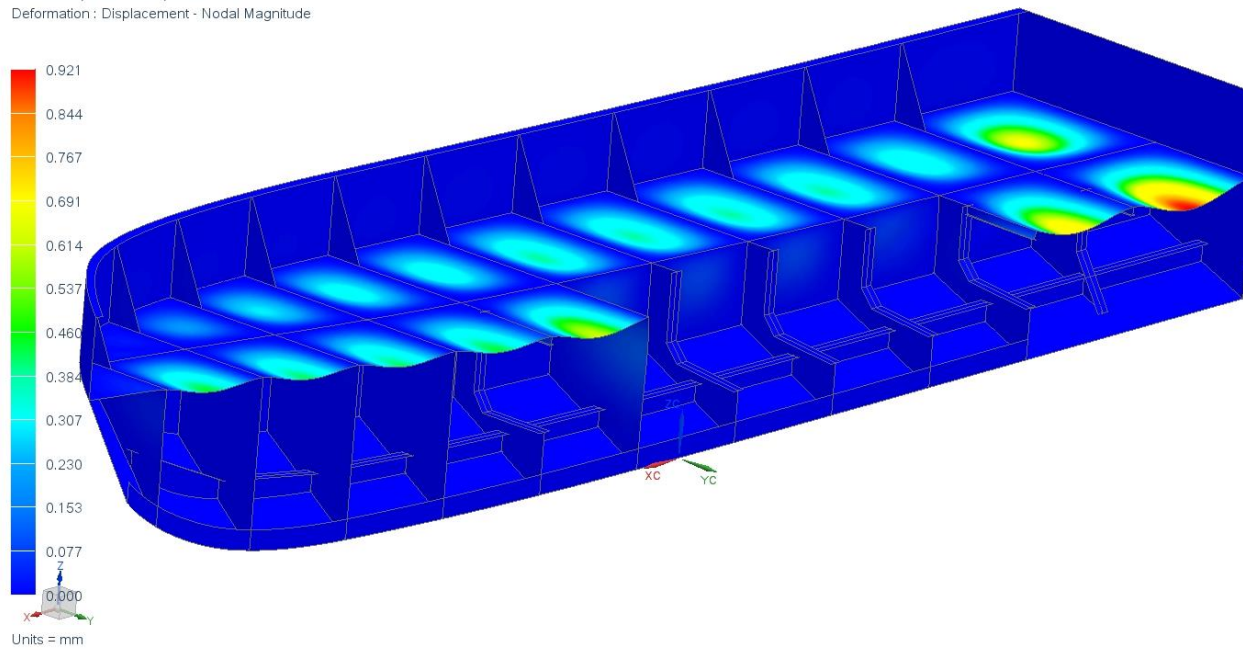
Spenninger:

mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0,000, Max : 10,843, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Deformasjon:

mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0,000, Max : 0,921, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

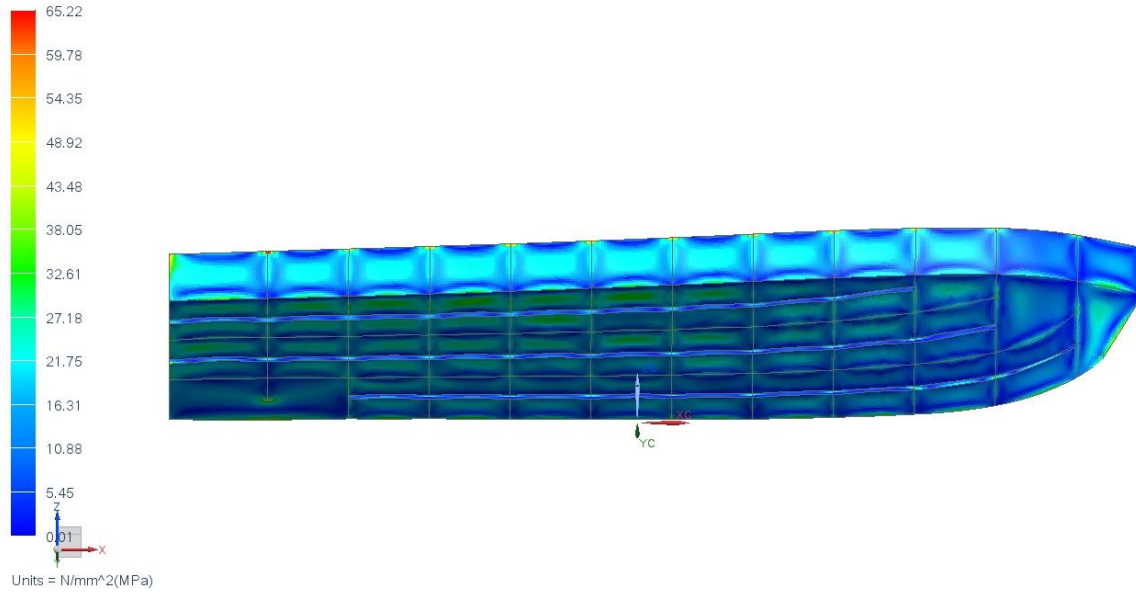


Styrkeberegninger NX - Fase 2

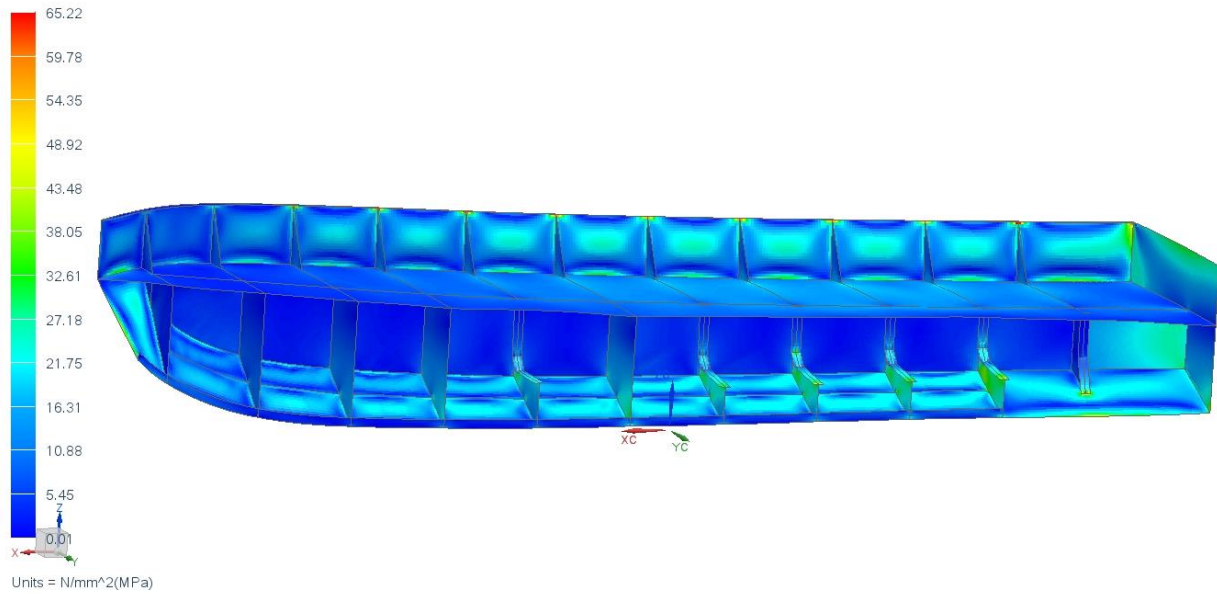
Designtrykk:

Spenninger:

mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.01, Max : 65.22, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

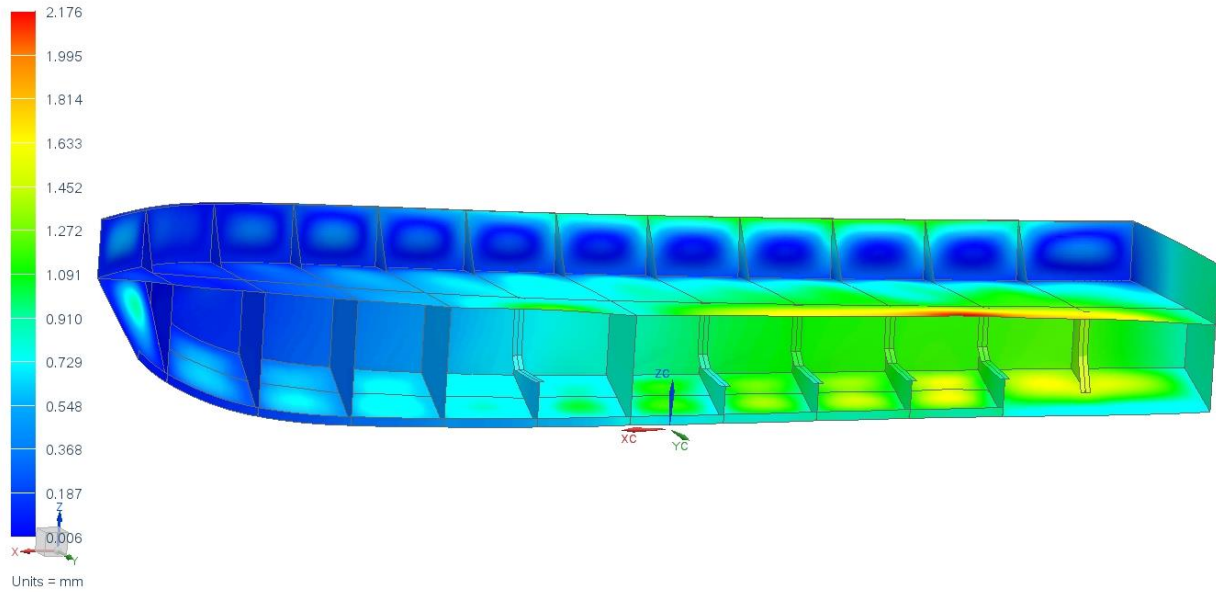


mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.01, Max : 65.22, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



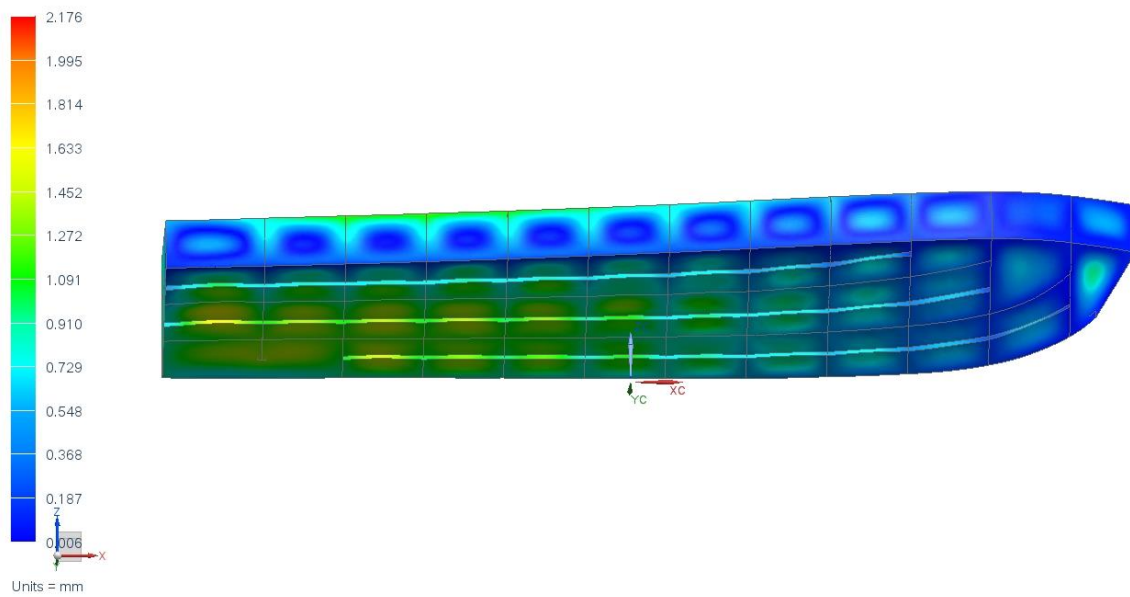
Deformasjon:

mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.006, Max : 2.176, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Denne modellen har ikke utkapp I dekket til motorrommet.

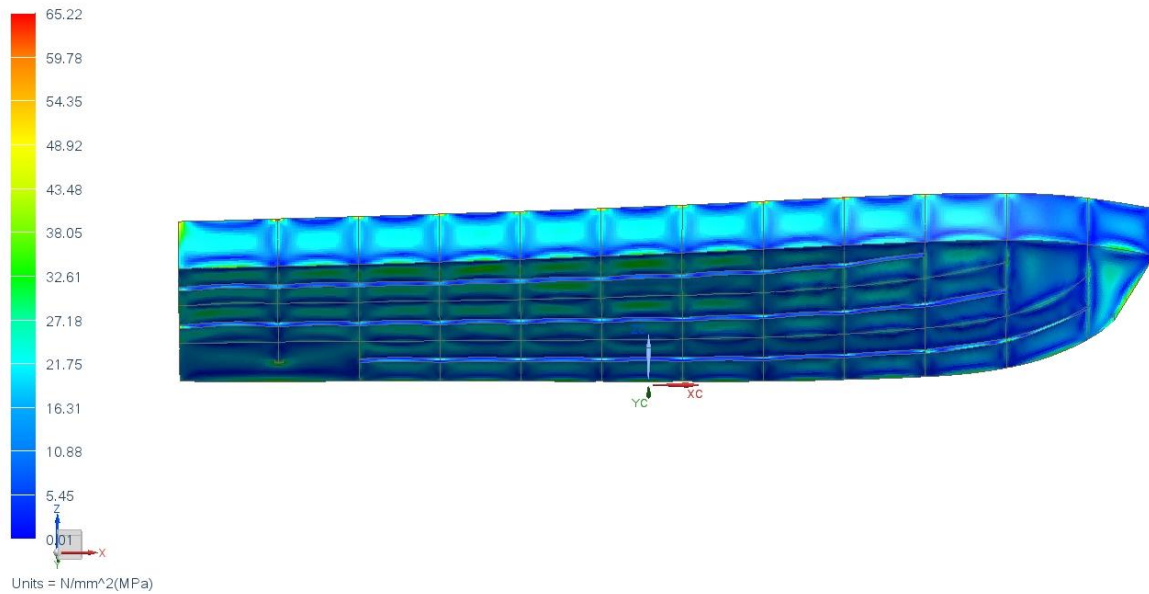
mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.006, Max : 2.176, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



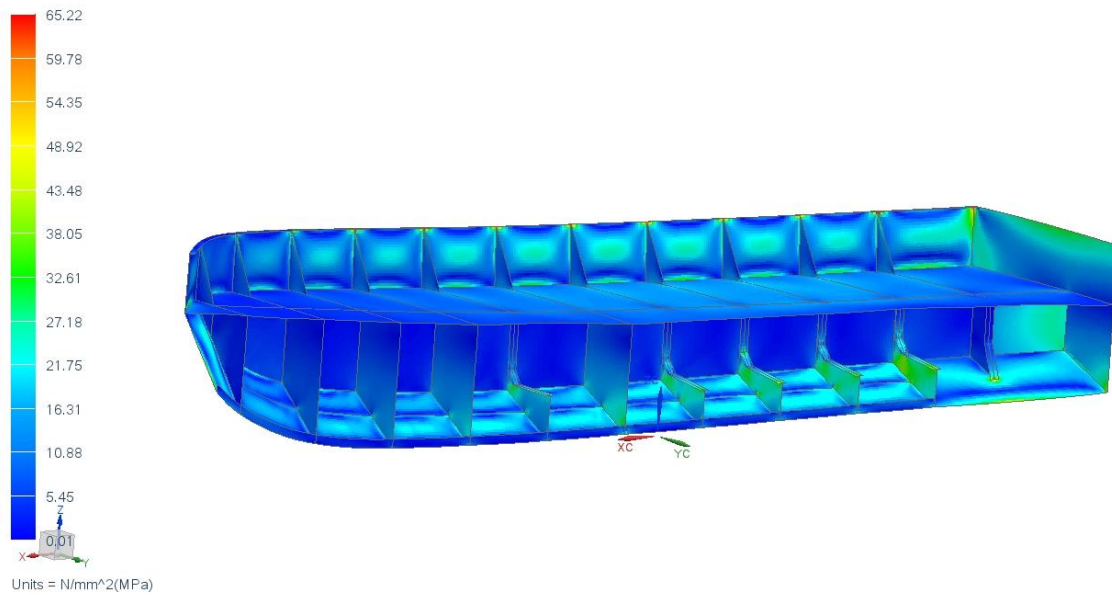
Slipp test

Spenninger:

mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.01, Max : 65.22, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

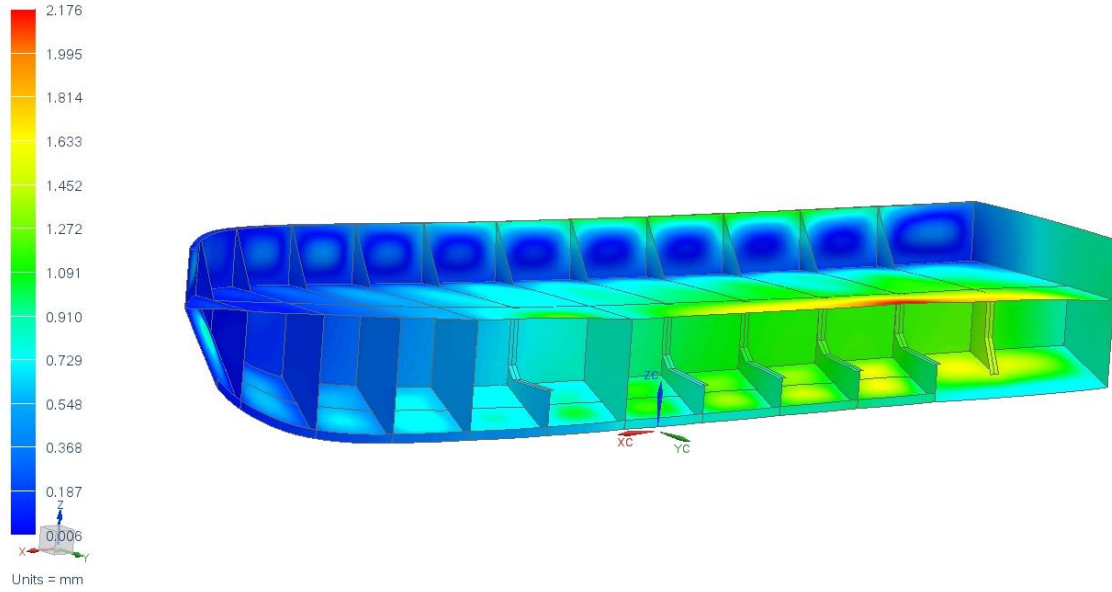


mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.01, Max : 65.22, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



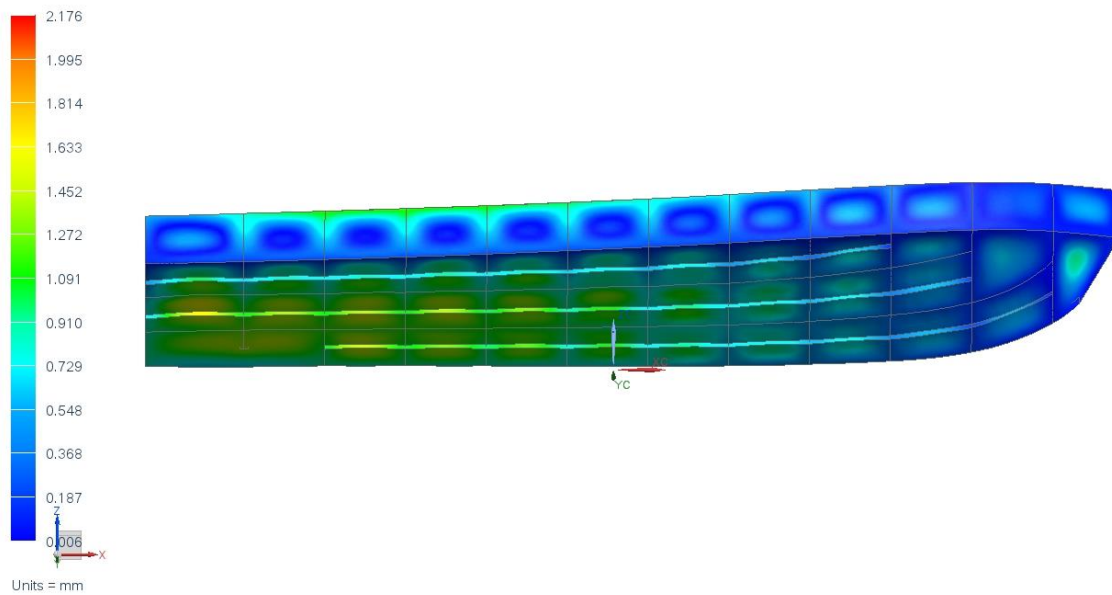
Deformasjon:

mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.006, Max : 2.176, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Denne modellen har ikke utkapp i dekket til motorrommet.

mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.006, Max : 2.176, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



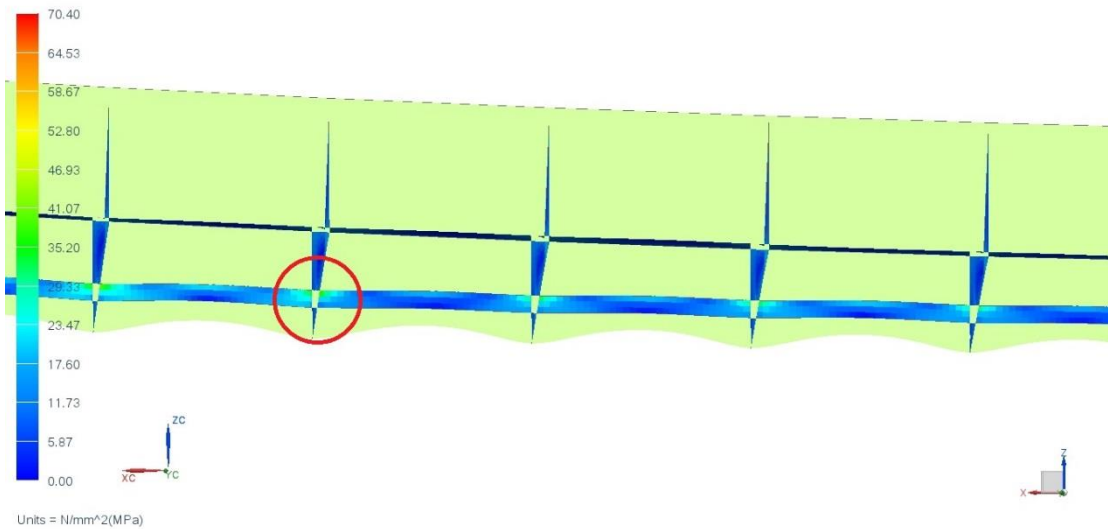
Styrkeberegninger fase 2 uten sprutlister.

Designsjøtrykk

	NX	3D-Beam
Maks spenning, stiver (N/mm ²)	32	29
Maks spenning, spant (N/mm ²)	45	58
Maks deformasjon, stiver (mm)	1,2	1,6
Maks deformasjon, spant (mm)	1	1,8
Maks spenninger i plate (N/mm ²)	64	-
Maks deformasjon i plate (mm)	2,5	-

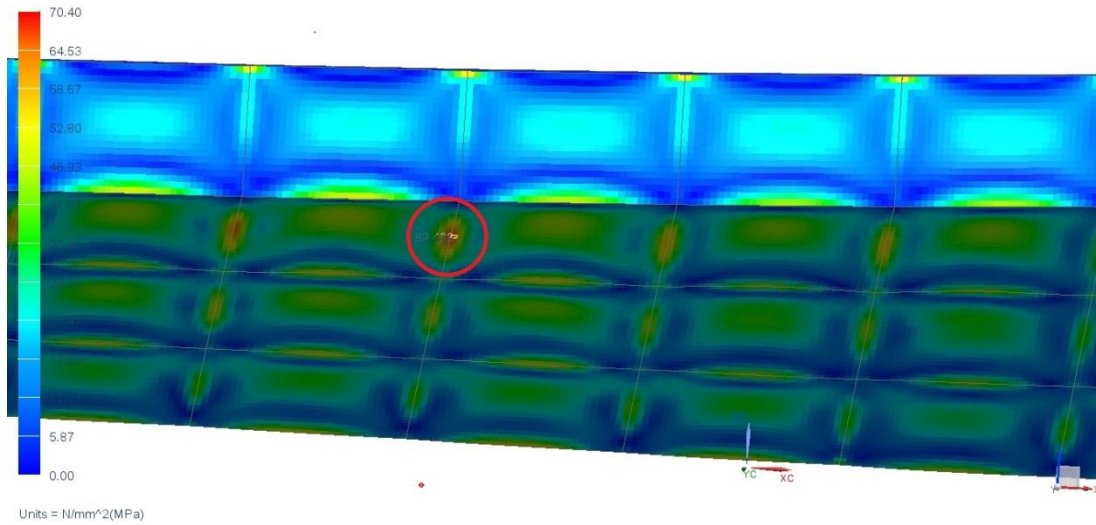
Spenning i stiver:

mobbat2_fem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.00, Max : 98.40, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Spenninger i platen.

mobbat2_fem1_sim1 : Solution 1 Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Stress - Elemental, Von-Mises
 Shell Section : Top
 Min : 0.00, Max : 98.40, Units = N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

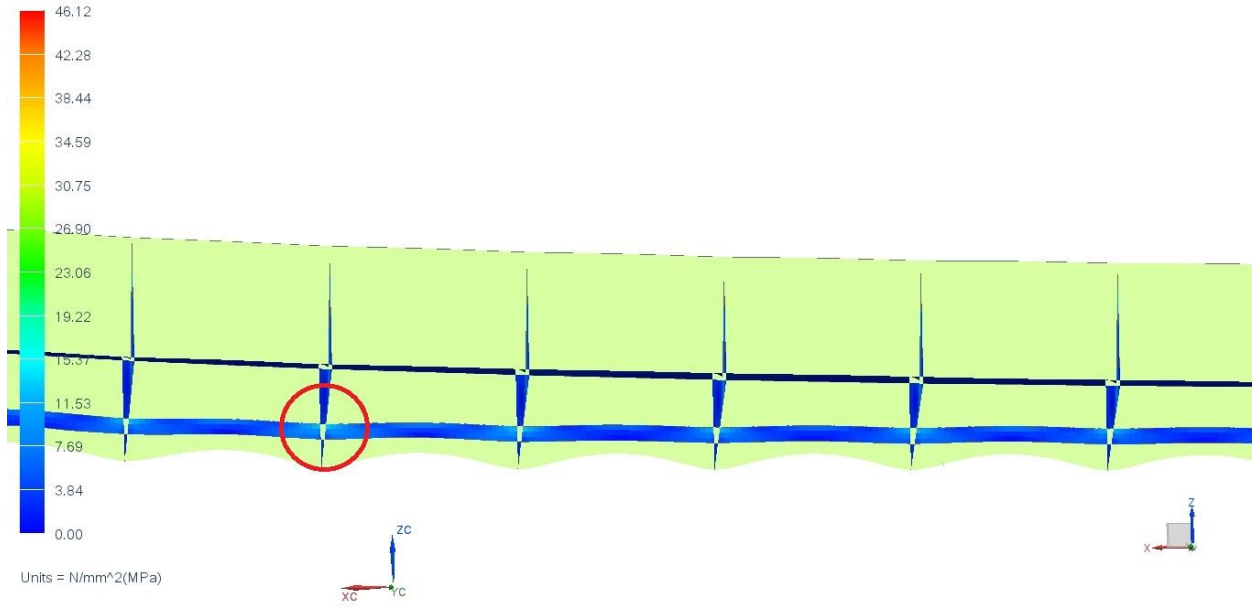


Slipp test

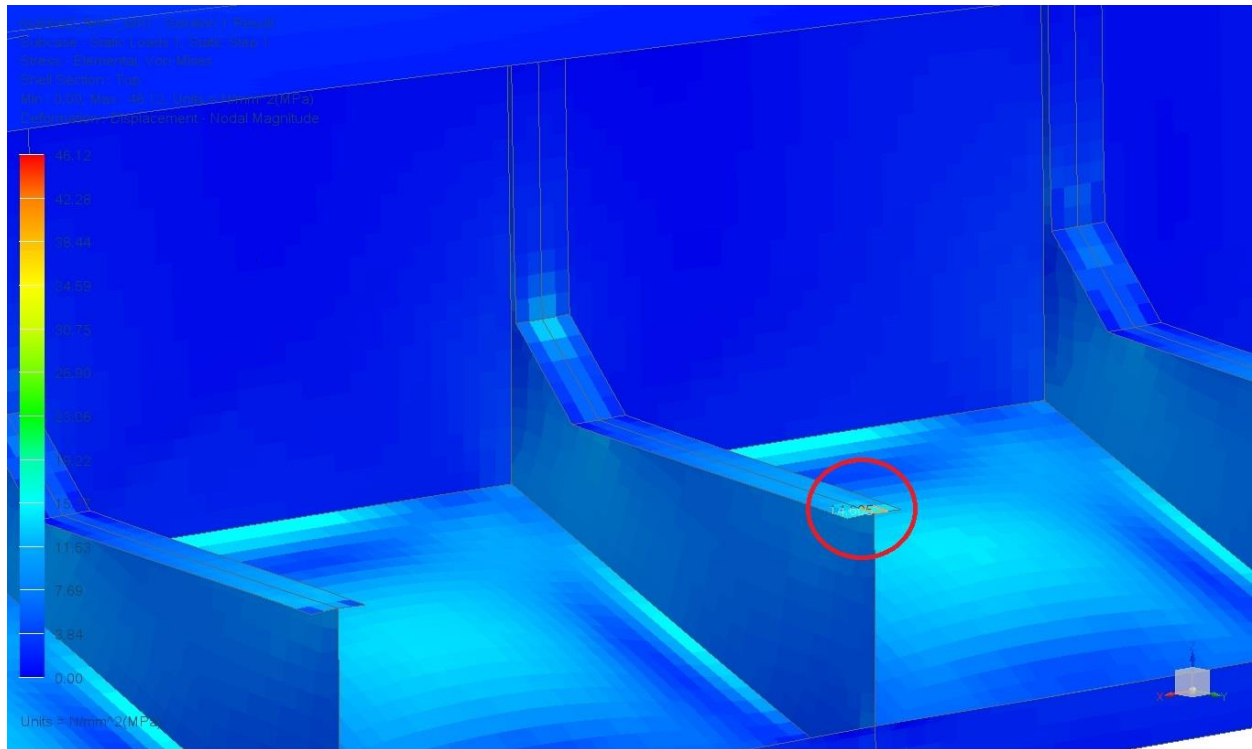
	NX	3D-Beam
Maks spenning, stiver (N/mm ²)	8	9
Maks spenning, spant (N/mm ²)	22	38
Maks deformasjon, stiver (mm)	0,4	0,4
Maks deformasjon, spant (mm)	0,4	0,5
Maks spenninger i plate (N/mm ²)	53	-
Maks deformasjon i plate (mm)	0,7	-

Spenninger i stiver:

mobbat2_fem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.00, Max : 46.12, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

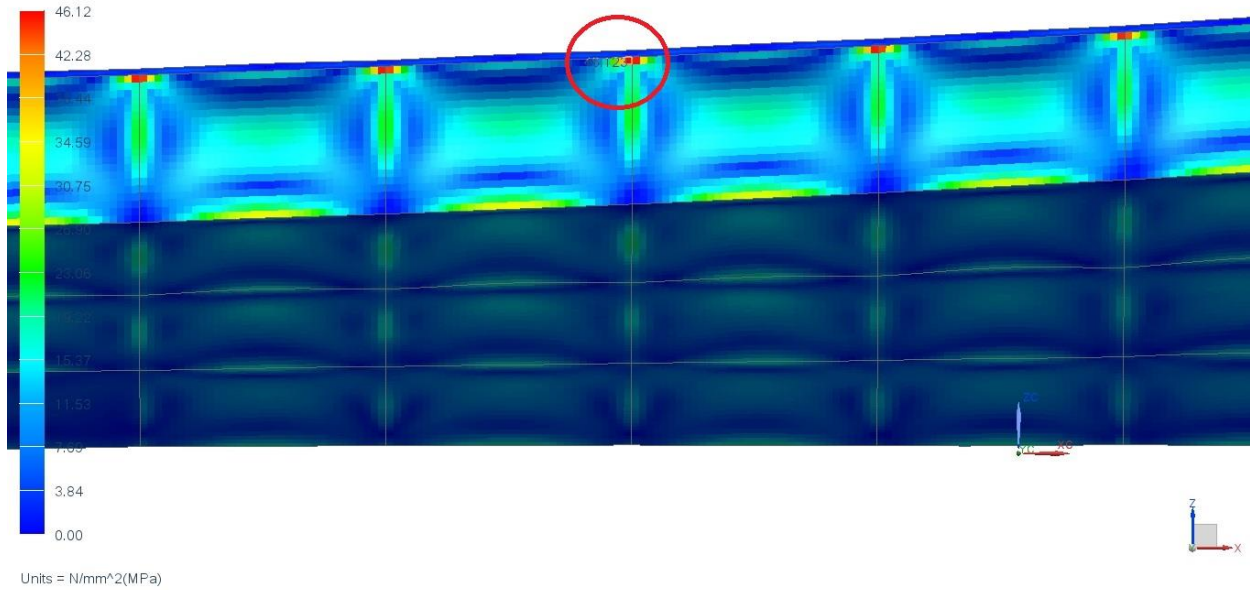


Spenninger i spant:

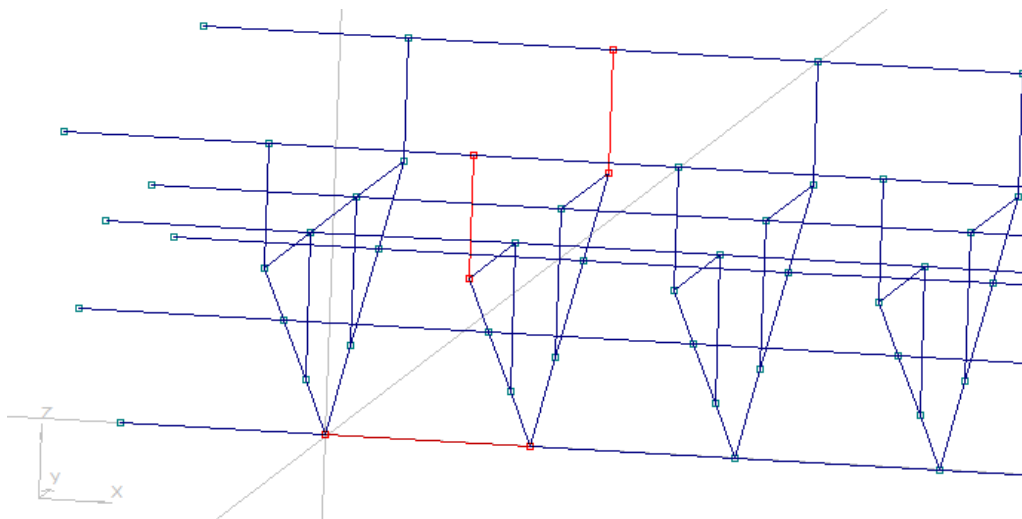


Spenninger i plate ved rekken:

mobbat2_fem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.00, Max : 46.12, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Spenningsbilde fra 3D-Beam:

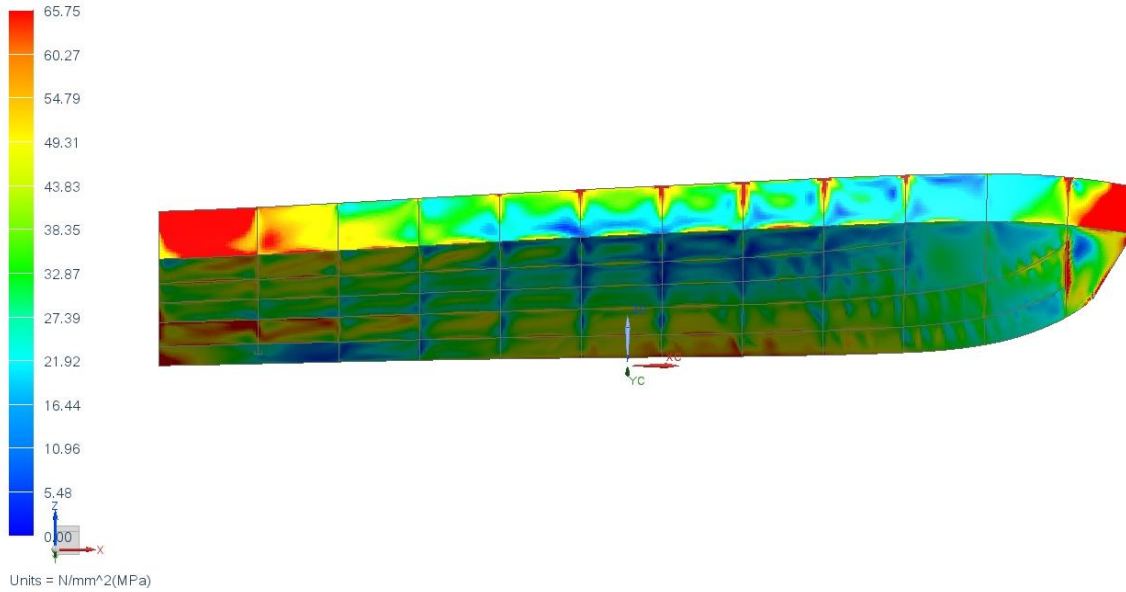


Bøyespenninger i langskipsstivere for fase 1

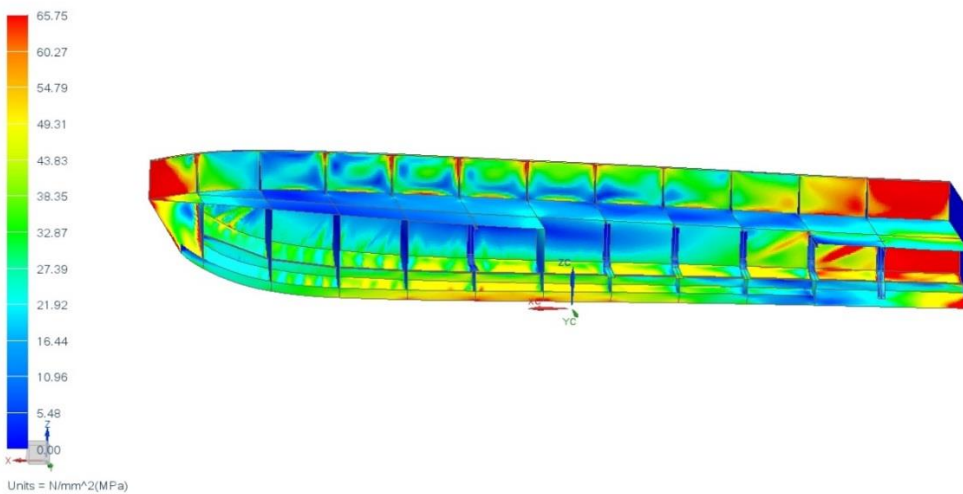
Her blir det sett på hvordan båten vil oppføre seg på en bølgetopp. Her er båten fast opplagret fremme og i akterspeilet. Den har også her opplagringar som tar hensyn til symmetri.

Spenninger:

mobbat2_sim1 : Opplagret framme Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.00, Max : 249.75, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



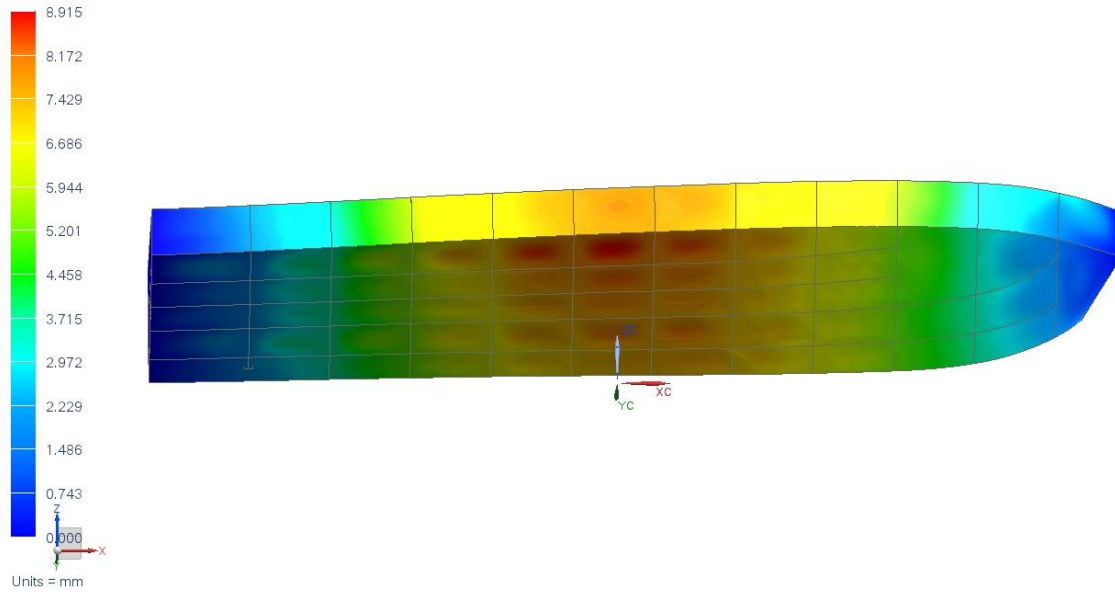
mobbat2_sim1 : Opplagret framme Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.00, Max : 249.75, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



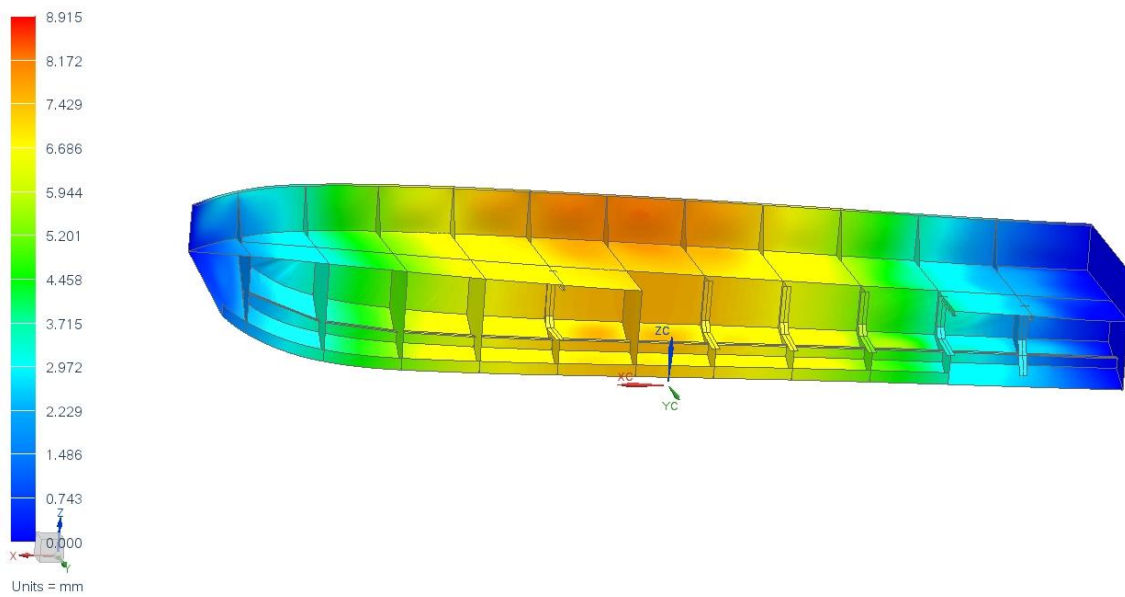
Spenningene ligger rett under tillattspenning om man ser vekk lokale spenninger rundt opplagringar.

Deformasjon:

mobbat2_sim1 : Opplagret framme Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 8.915, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

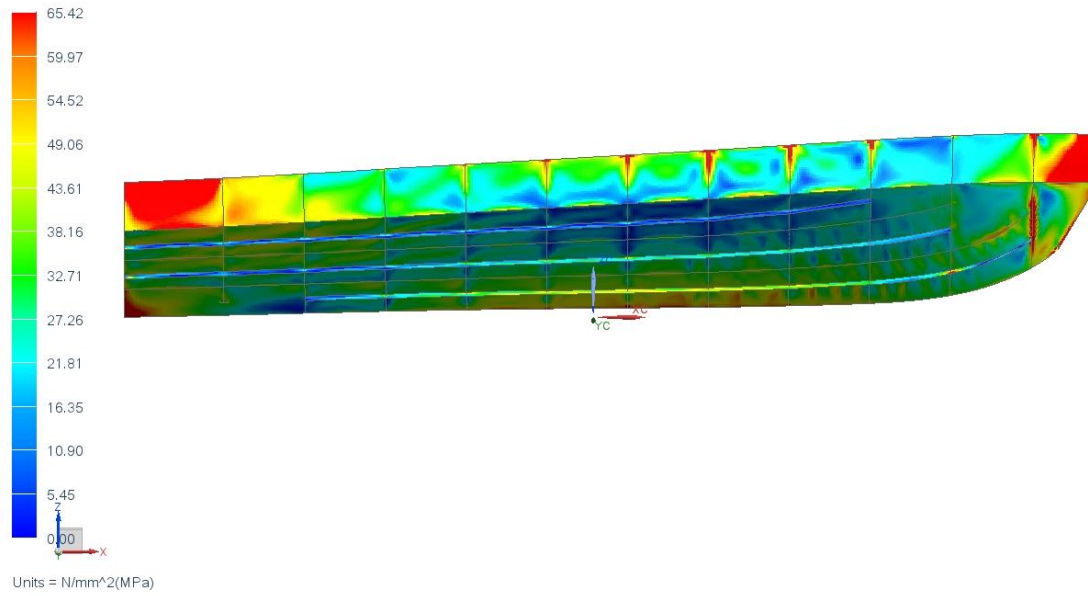


mobbat2_sim1 : Opplagret framme Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 8.915, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

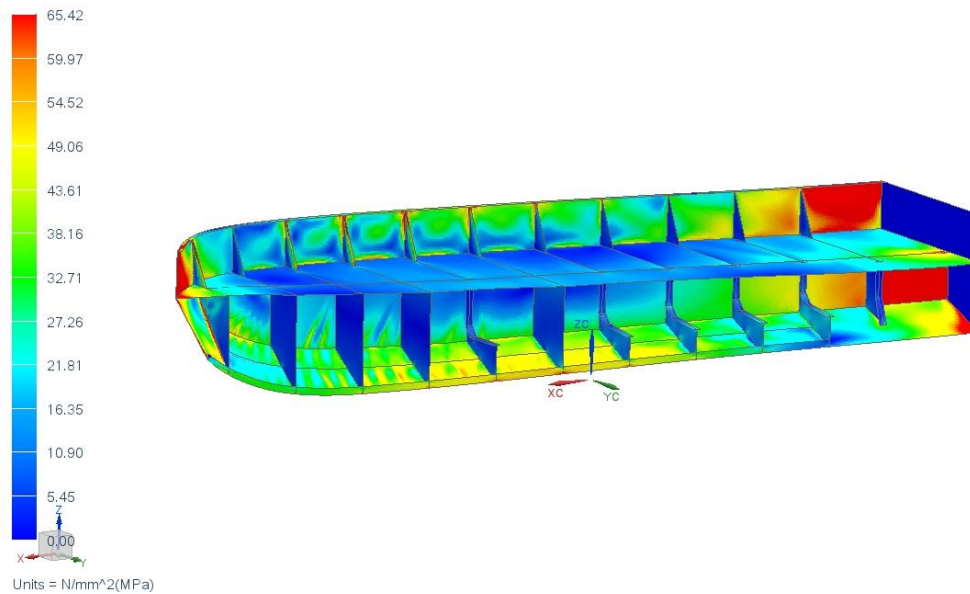


Bøyespenninger i langskipsstivere for fase 2:

mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0,00, Max : 247,42, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

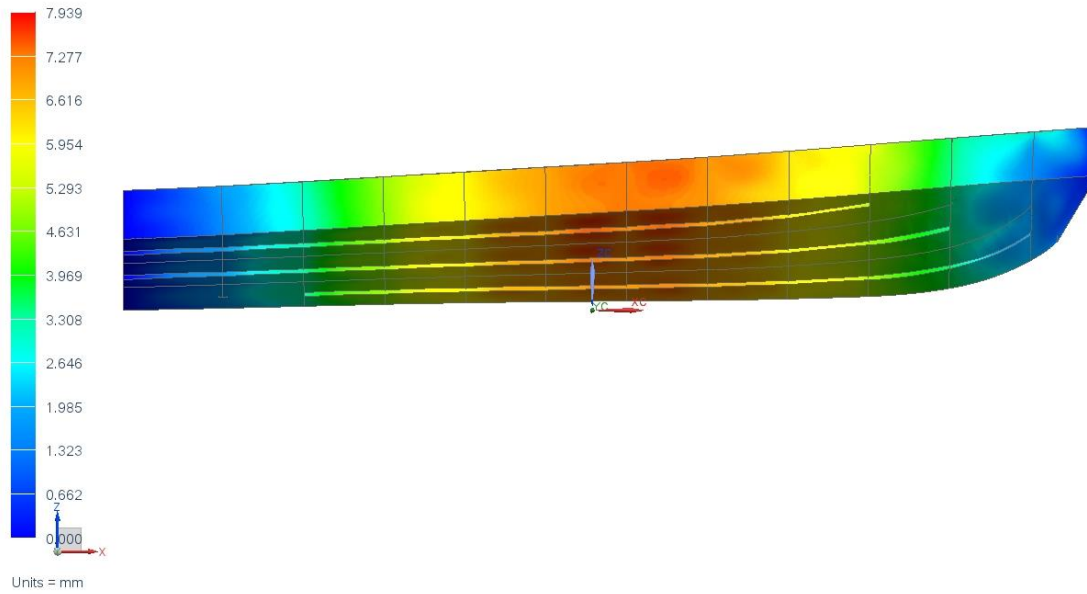


mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0,00, Max : 247,42, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

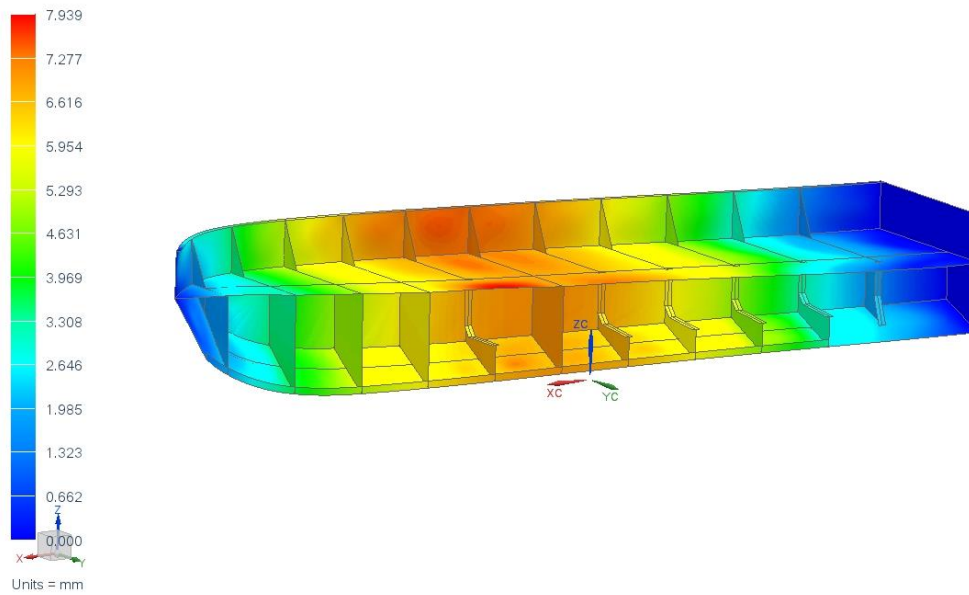


Deformasjon:

mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 7.939, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



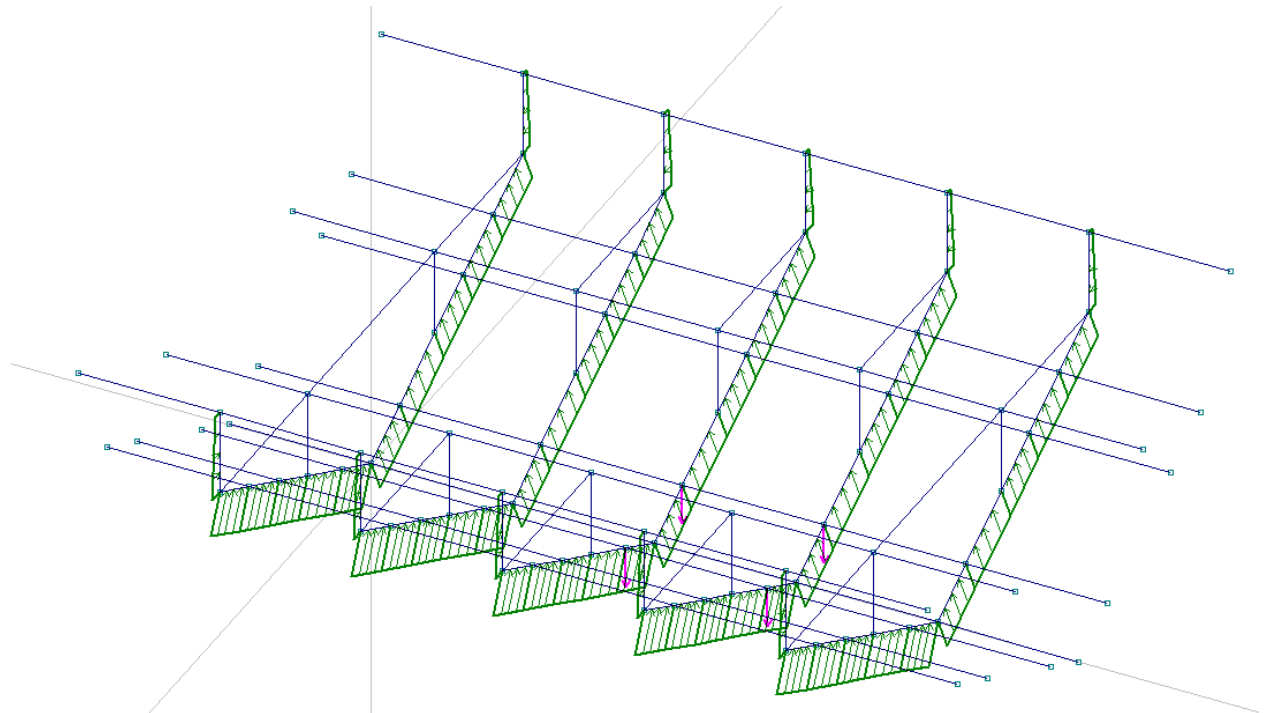
mobbat2_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 7.939, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



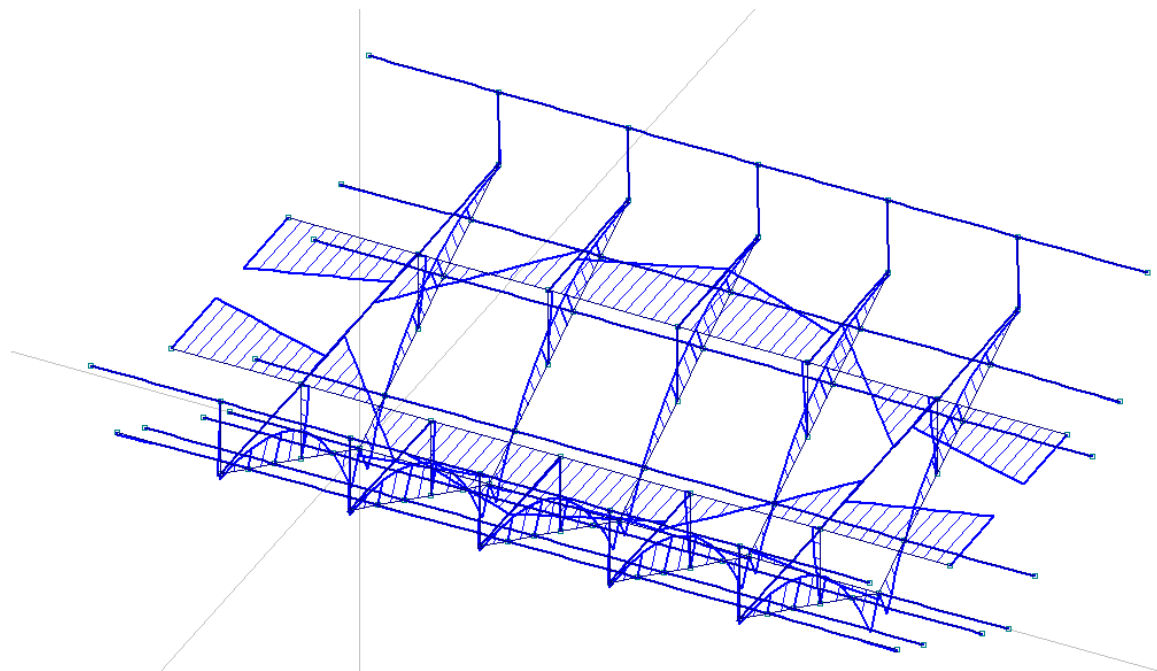
Vedlegg 5, Styrkeberegninger 3D-Beam - fase 1.

Designtrykk

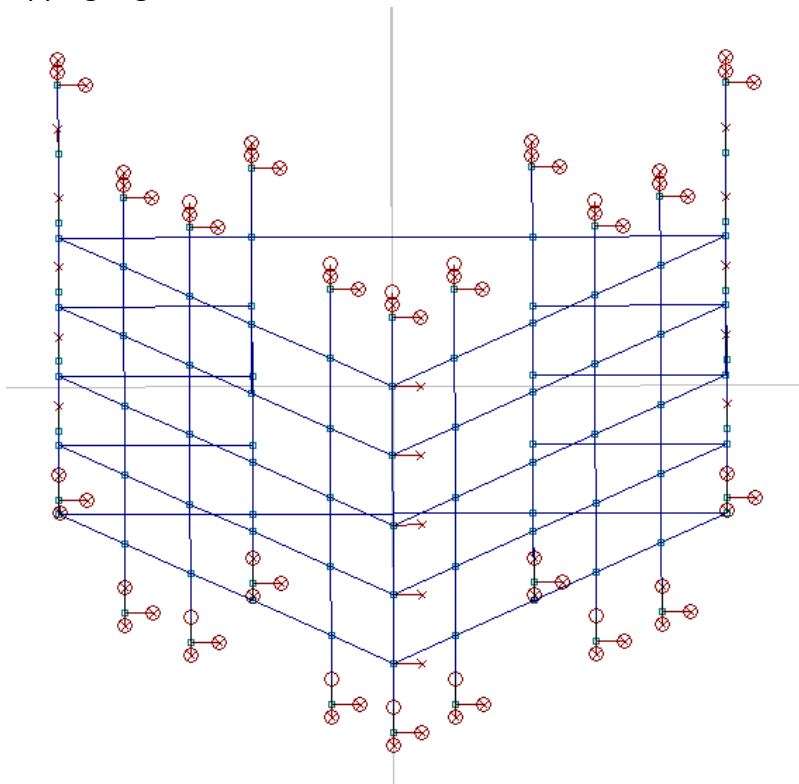
Trykk fordeling:



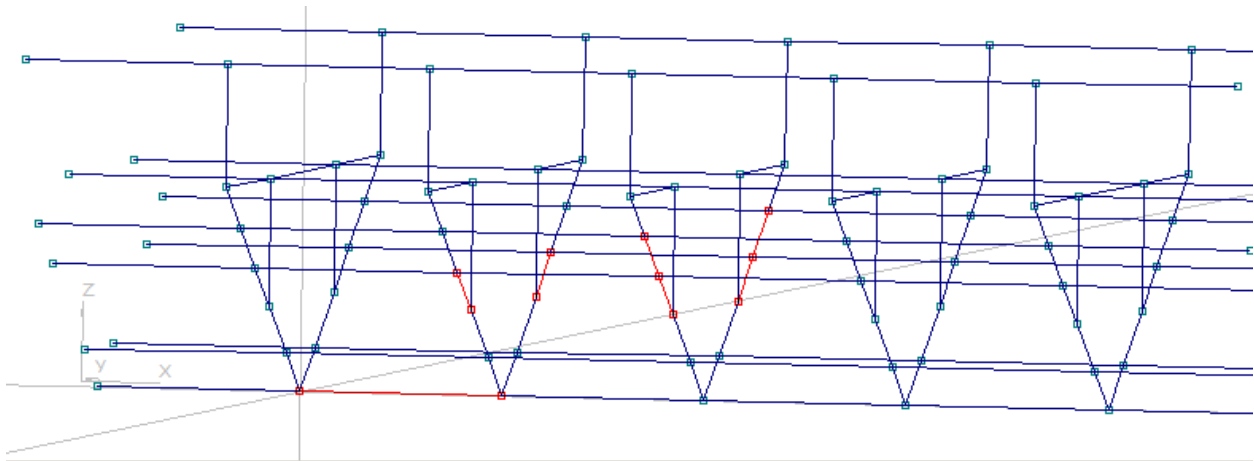
Bøyemomenter om y-akse:



Opplagring:

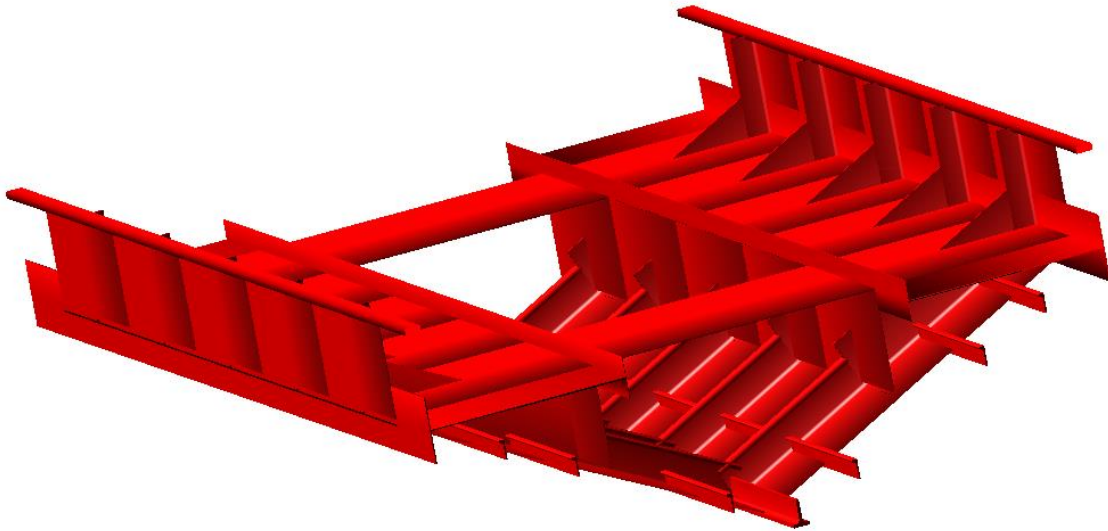


Resultater:



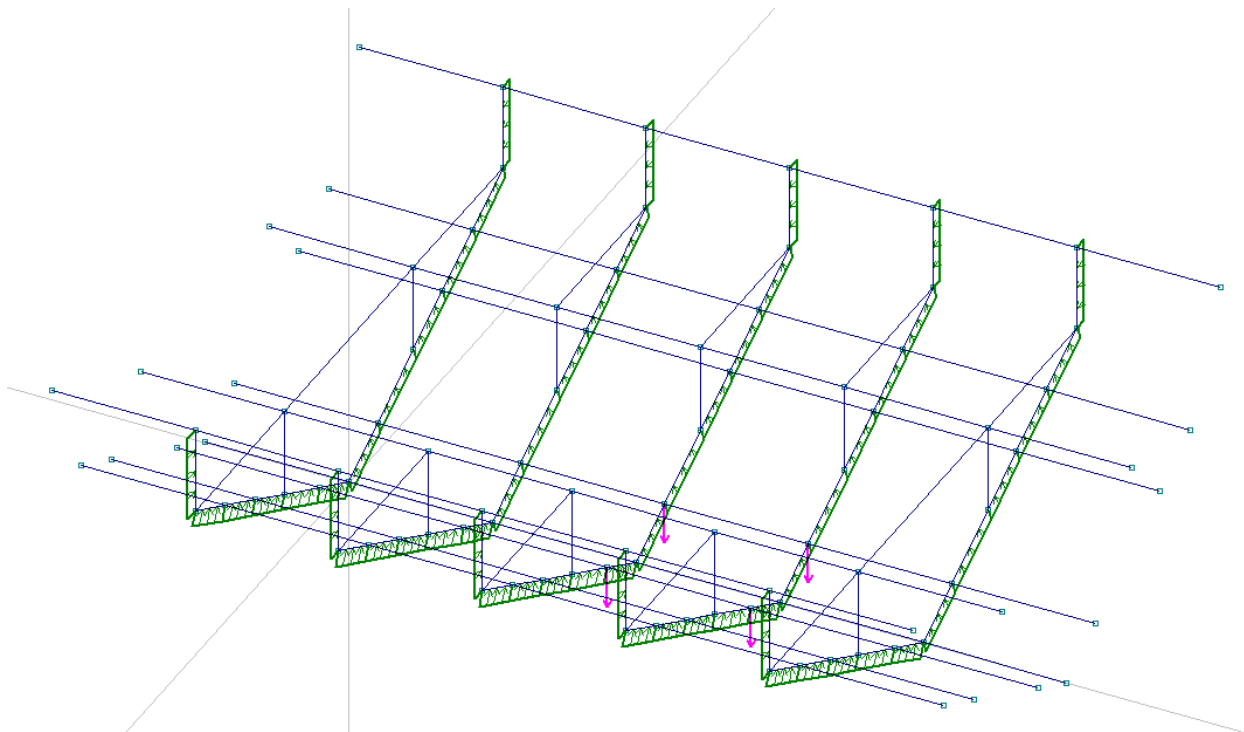
User defined											
	Beam	Sig-Nx [N/mm]	Tau-Qy [N/m]	Tau-Qz [N/m]	Tau-Mx [N/m]	Sig-My [N]	Sig-Mz [N/m]	Min Sig-Ny [N]	Max Sig-Ny [N]	Min Sig-Nz [N]	Max Sig-Nz [N]
1	30	7	0	6	0	58	0	16	51	7	7
2	42	7	0	6	0	58	0	16	51	7	7
3	24	7	0	10	0	57	0	16	50	7	7
4	45	7	0	10	0	57	0	16	50	7	7
5	41	7	0	6	0	57	1	16	50	8	6
6	29	7	0	6	0	57	1	16	50	8	6

Vist med dimensjoner:

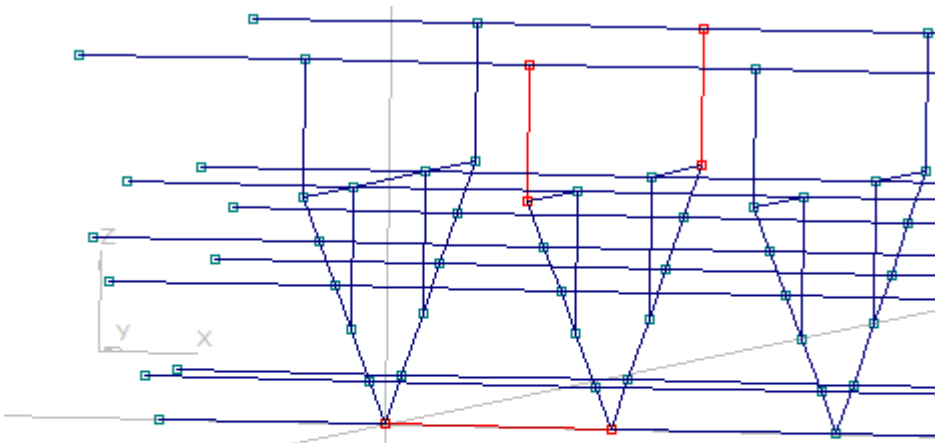
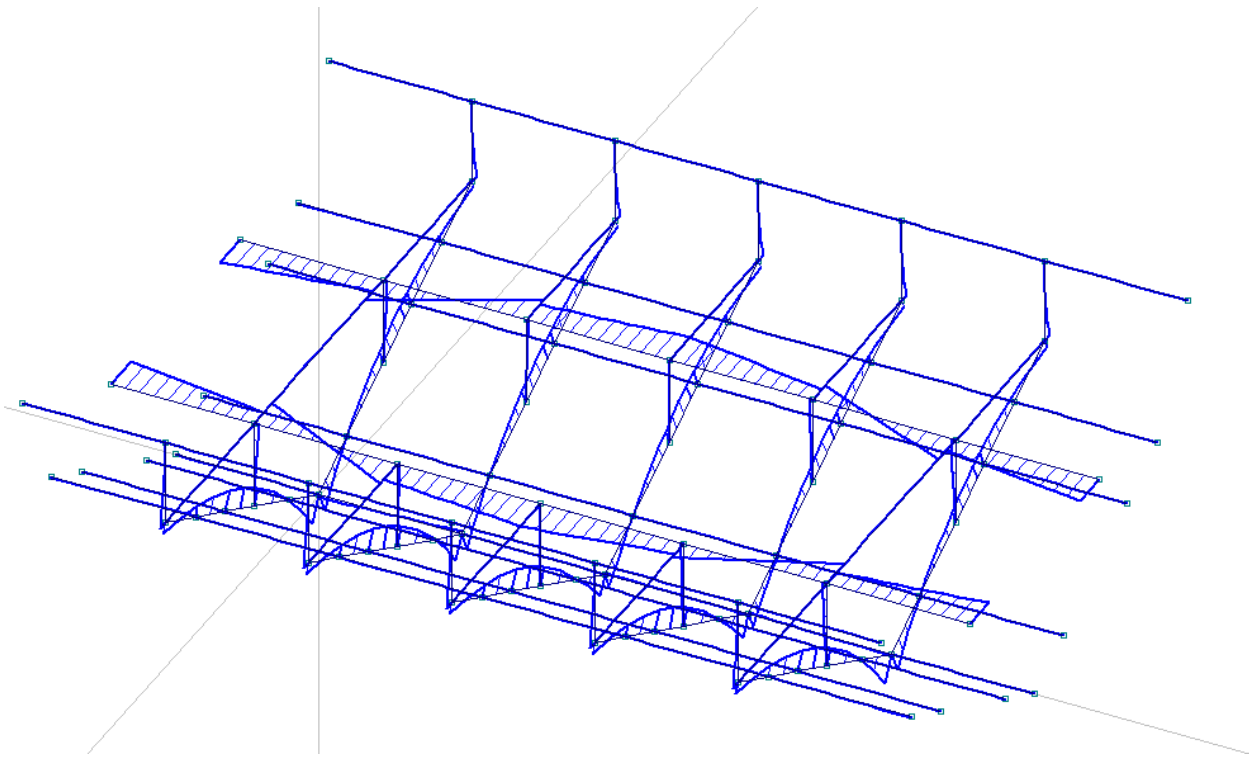


Slipp test

Trykkfordeling:



Bøyemomenter om y-akse:

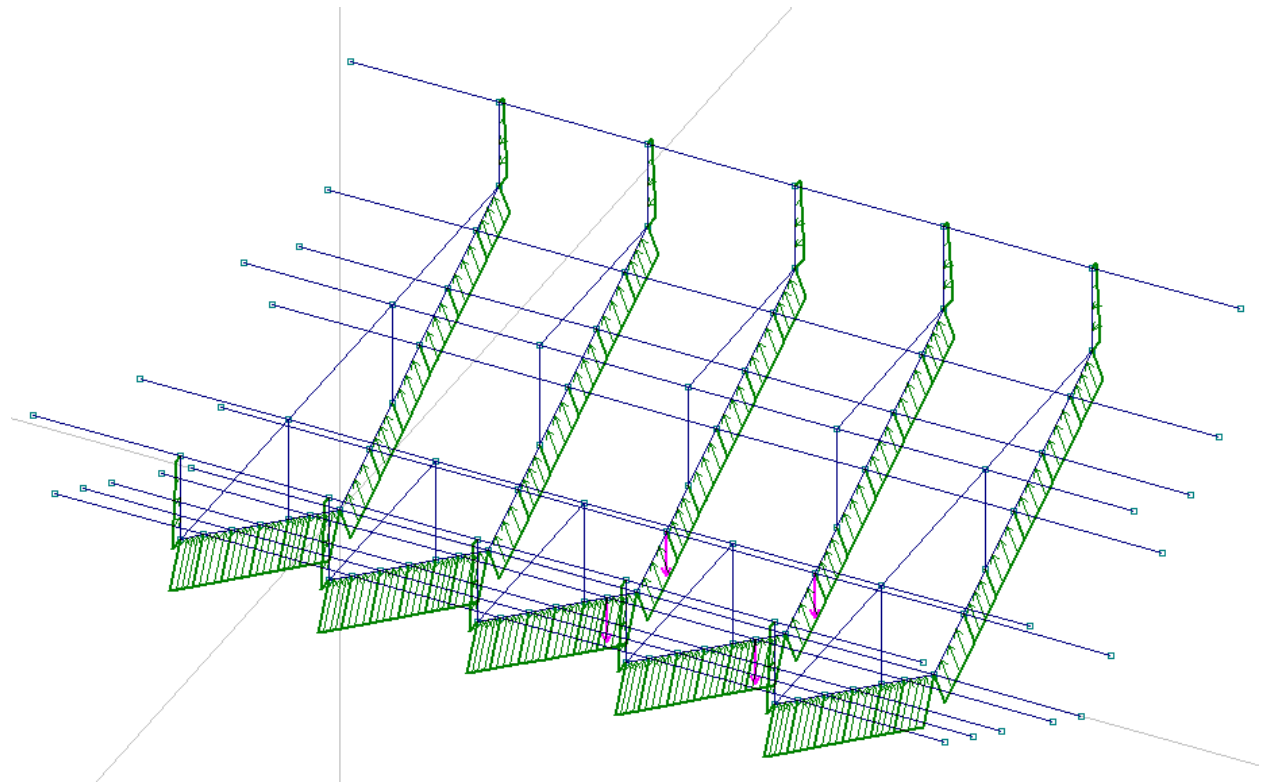


User defined						
	Beam	Sig-Nx [N/	Tau-Qy [N/	Tau-Qz [N/	Tau-Mx [N/	Sig-My [N/
1	95	3	0	8	0	34
2	96	3	0	8	0	34

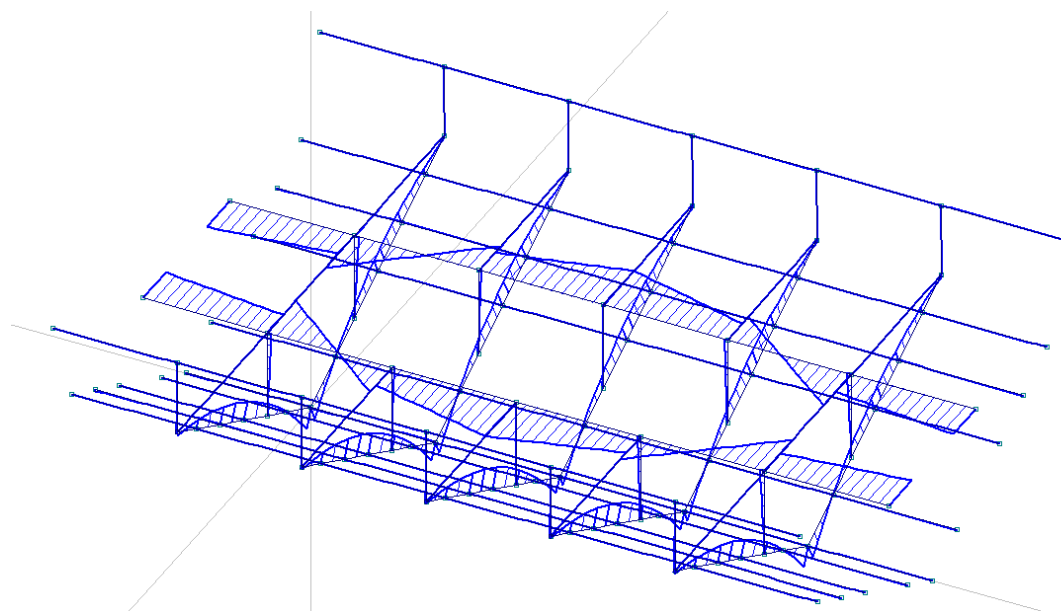
Styrkeberegninger 3D-beam - Fase 2

Designtrykk

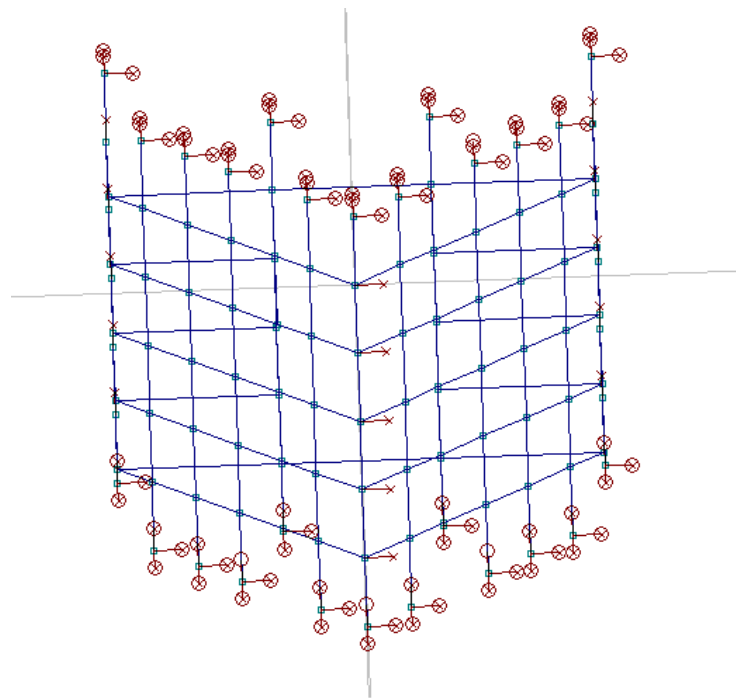
Trykkfordeling:



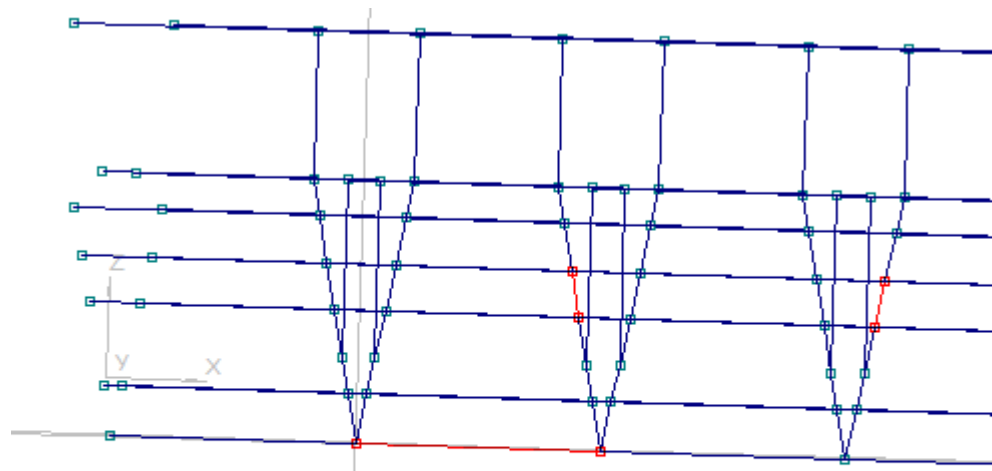
Bøyemomenter om y-akse:



Opplagring:



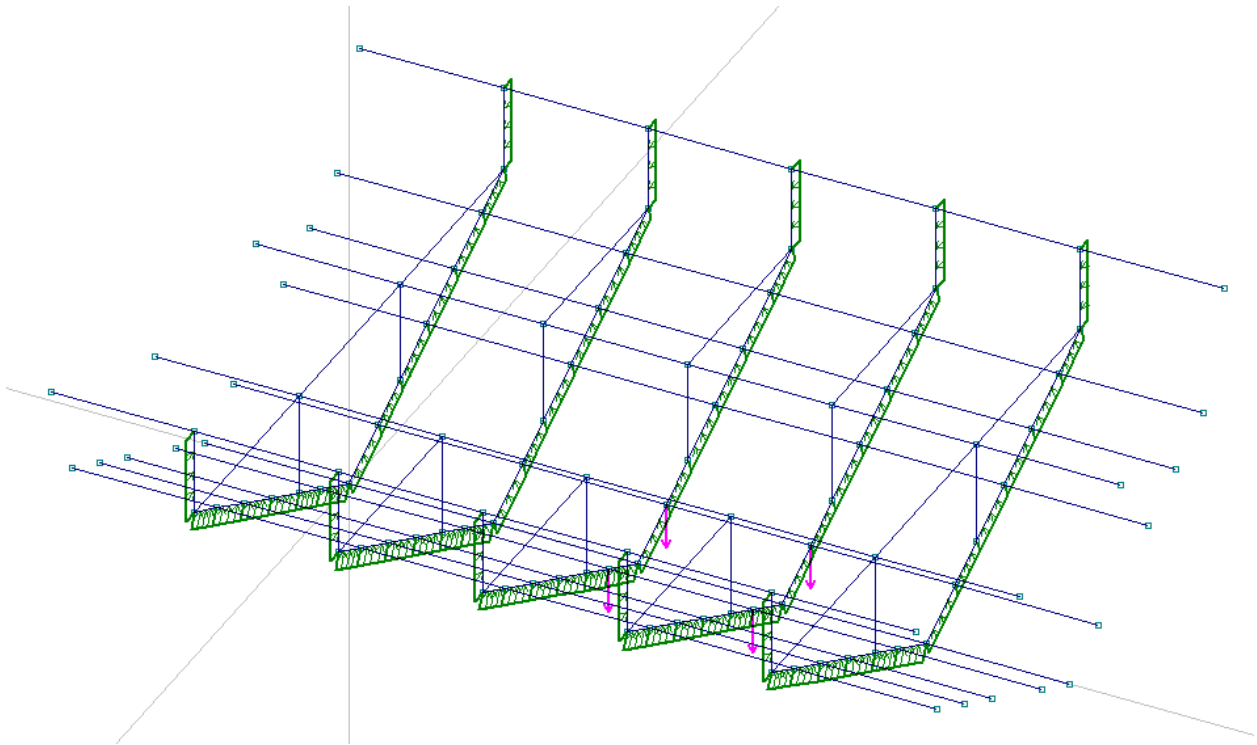
Resultater:



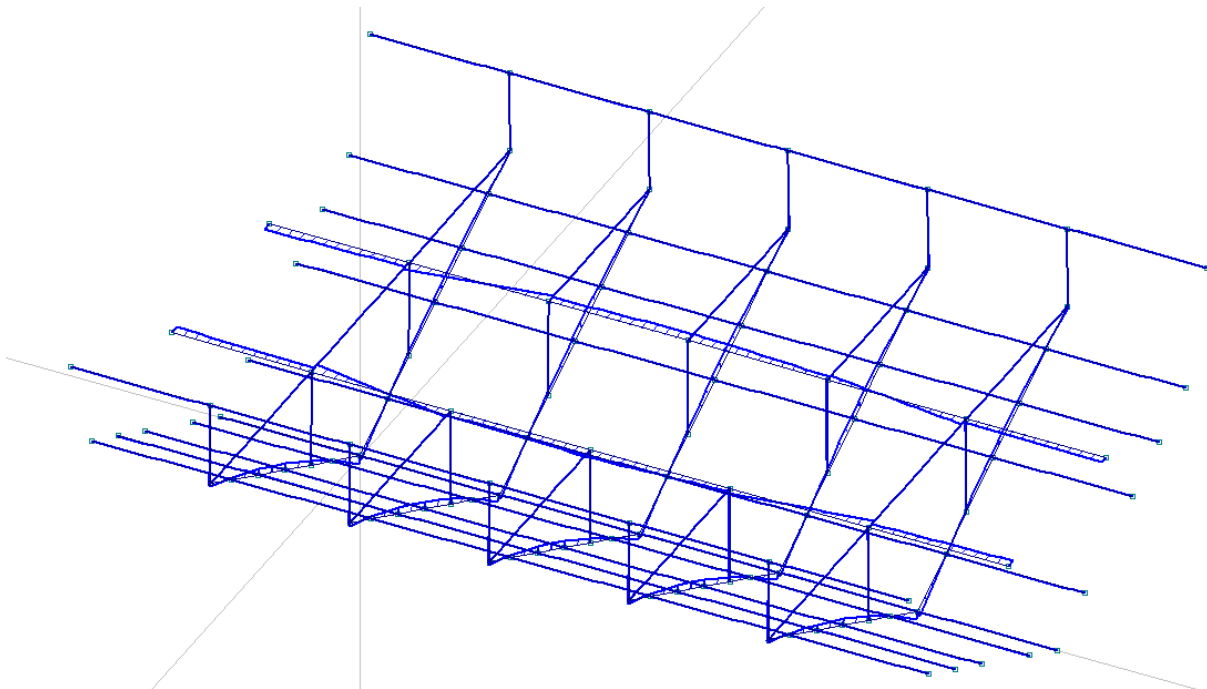
	User defined	Solid					
	Beam	Sig-Nx [N/	Tau-Qy [N/	Tau-Qz [N/	Tau-Mx [N/	Sig-My [N/mm2]	
1	25	8	0	5	0	59	
2	11	7	0	5	0	59	

Slipp test

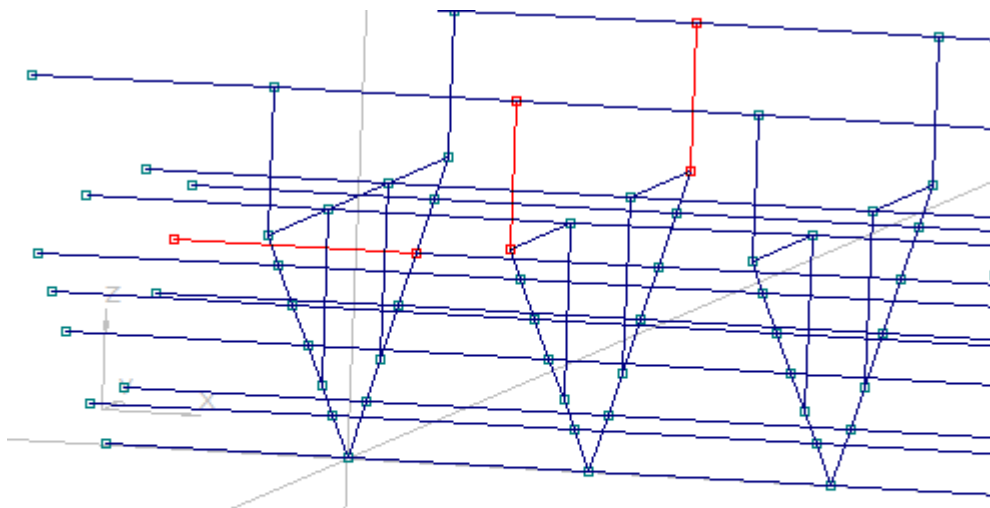
Trykkfordeling:



Bøyemomenter om y-akse:



Resultater:



User defined		Solid				
	Beam	Sig-Nx [N/	Tau-Qy [N/	Tau-Qz [N/	Tau-Mx [N/	Sig-My [N/mm ²]
1	63	3	0	8	0	35
2	64	3	0	8	0	35

Vedlegg 6, Hydrodynamiske egenskaper, Vektberegning NX, Sveiselengde.

Hydrodynamiske egenskaper

Lettskip	
Displacement (t)	1,846
Heel (deg)	0
Trim (m)	0,094
Wetted Area (m ²)	10,368
Block coeff. (Cb)	0,295

Fullastet	
Displacement (t)	3,083
Heel (deg)	0
Trim (m)	-0,062
Wetted Area (m ²)	14,157
Block coeff. (Cb)	0,373

Tallene er hentet fra Maxsurf Stability.

Vekberegninger Siemens NX

Vekt ulike komponenter fase 1		
Bunnstokk	5,88	Kg
Vannjetplate	6,36	Kg
Skrog	92,5	Kg
Fribord	20	Kg
Rekkverk	12,7	Kg
Dekk	51,1	Kg
Kneplater	3,2	Kg
Vantettskott	13,6	Kg
Spant/tver stiv	30	Kg
bærerere vanntettskott	12,3	Kg
Tverrskips flens	2,4	Kg
Bærer under motor flens	7,26	Kg
Sprutlister	10	kg
Totalt	534,6	kg

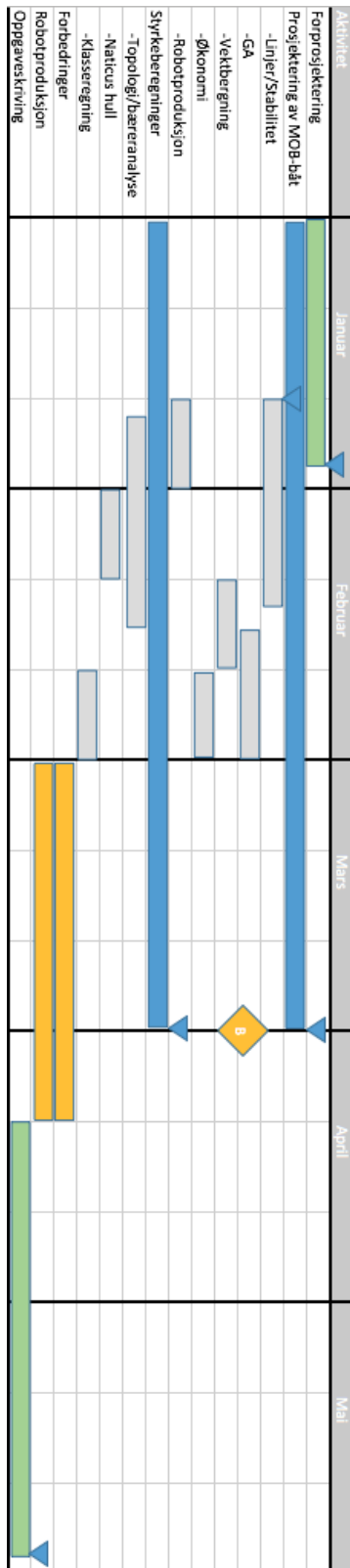
Vekt ulike komponenter fase 2:		
Bunnstokk	3,08	Kg
Vannjetplate	6,36	Kg
Skrog	92,5	Kg
Fribord	20	Kg
Rekkverk	12,7	Kg
Dekk	51,1	Kg
Kneplater	3,2	Kg
vantettskott	13,6	Kg
Spant/tver stiv	30	Kg
Bærer vanntettskott	4,16	Kg
Tverrskips flens	2,2	Kg
Bærer under motor	0	Kg
Sprutlister	15	kg
Totalt	507,8	kg

Sveiselengde Hentet fra Siemens NX

Fase 1		
Spant	24604	mm
vantettskott	23634	mm
Div skjøter	21900	mm
Bunnstokk skjøter	1500	mm
Bunnstokk	9486	mm
Stiver i vantettskott	18490	mm
Kneplate	6600	mm
Rekkverk	12660	mm
Skrog	28324	mm
Bærer under motor	11338	mm
Tverrskip flens	6696	mm
Dekk	22646	mm
Flens under dekk	30414	mm
Sprutlister	20000	mm
Totalt	476,6	m

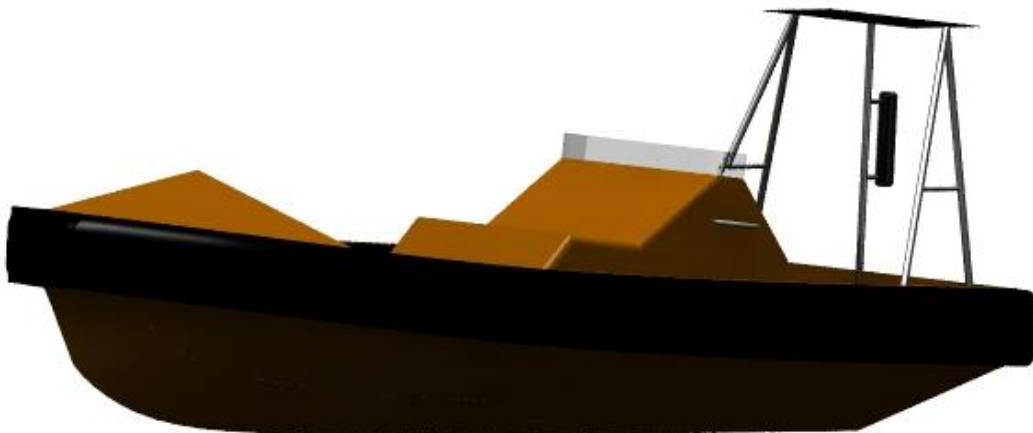
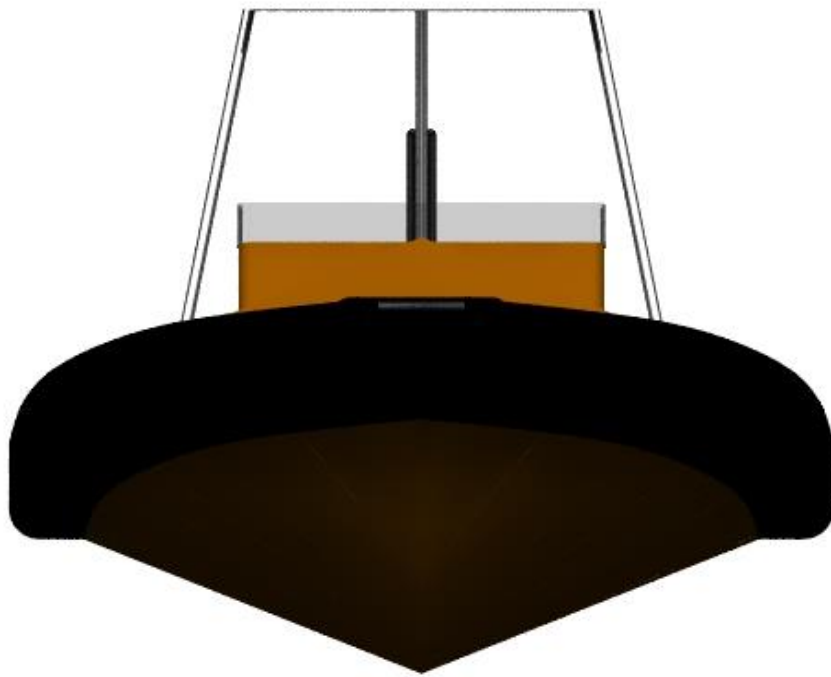
Fase 2		
Spant	24604	mm
vantettskott	23634	mm
Div skjøter	18048	mm
Bunnstokk skjøter	1500	mm
Bunnstokk	9486	mm
Stiver i vantettskott	10280	mm
Kneplate	6600	mm
Rekkverk	12660	mm
skrog	28324	mm
Bærer under motor	0	mm
Tverrskip flens	6696	mm
Dekk	7439	mm
Flens under dekk	0	mm
Sprutlister	28632	mm
Totalt	355,8	m

Vedlegg 7, Gant-diagram



Vedlegg 8, Bildegalleri av MOB-båt







VOLVO PENTA ADVANCED PROPULSION SYSTEM

TAMD42WJ/K22

Complete optimized waterjet propulsion system based on 6-cylinder, 4-stroke, direct-injected, turbocharged, aftercooled marine diesel engine with Kamewa mixed flow waterjet – crankshaft power* 169 kW (230 hp)

* Power rating – see Technical Data

True Waterjet Performance

Volvo Penta, in co-operation with Kamewa, has further developed the use of waterjets as an integrated part of a complete propulsion system. This comprises the Volvo Penta waterjet adapted diesel engine, matched marine gearbox, flexible but torsion stiff coupling and shafting, the high efficiency Kamewa mixed flow waterjet and a waterjet/engine control system.

Marine gearbox as standard

To obtain good overall performance, good fuel economy and good thrust over the whole speed range, the Volvo Penta diesel engine and the Kamewa waterjet are correctly matched to each other at optimum impeller speed. Each combination of engine and jet has an optimized gear ratio as part of the standard Volvo Penta advanced propulsion system. Other important benefits with the marine gearbox are the possibility to disengage the jet unit when starting or idling and to backflush if necessary to rinse the jet unit.

Excellent maneuverability

The system gives excellent maneuverability in all kinds of sea and weather conditions. Superior control of the boat is achieved across the complete speed range, with small turning radius and quick stops. With the integrated maneuvering system the boat can rotate within its own length, and with two waterjets the boat can move sideways.

Easy installation

A very compact and easy installation can be achieved thanks to the drop center marine gearbox and a drive shaft which is parallel to the baseline of the boat. A complete and carefully matched propulsion system from a single source gives a number of additional benefits:

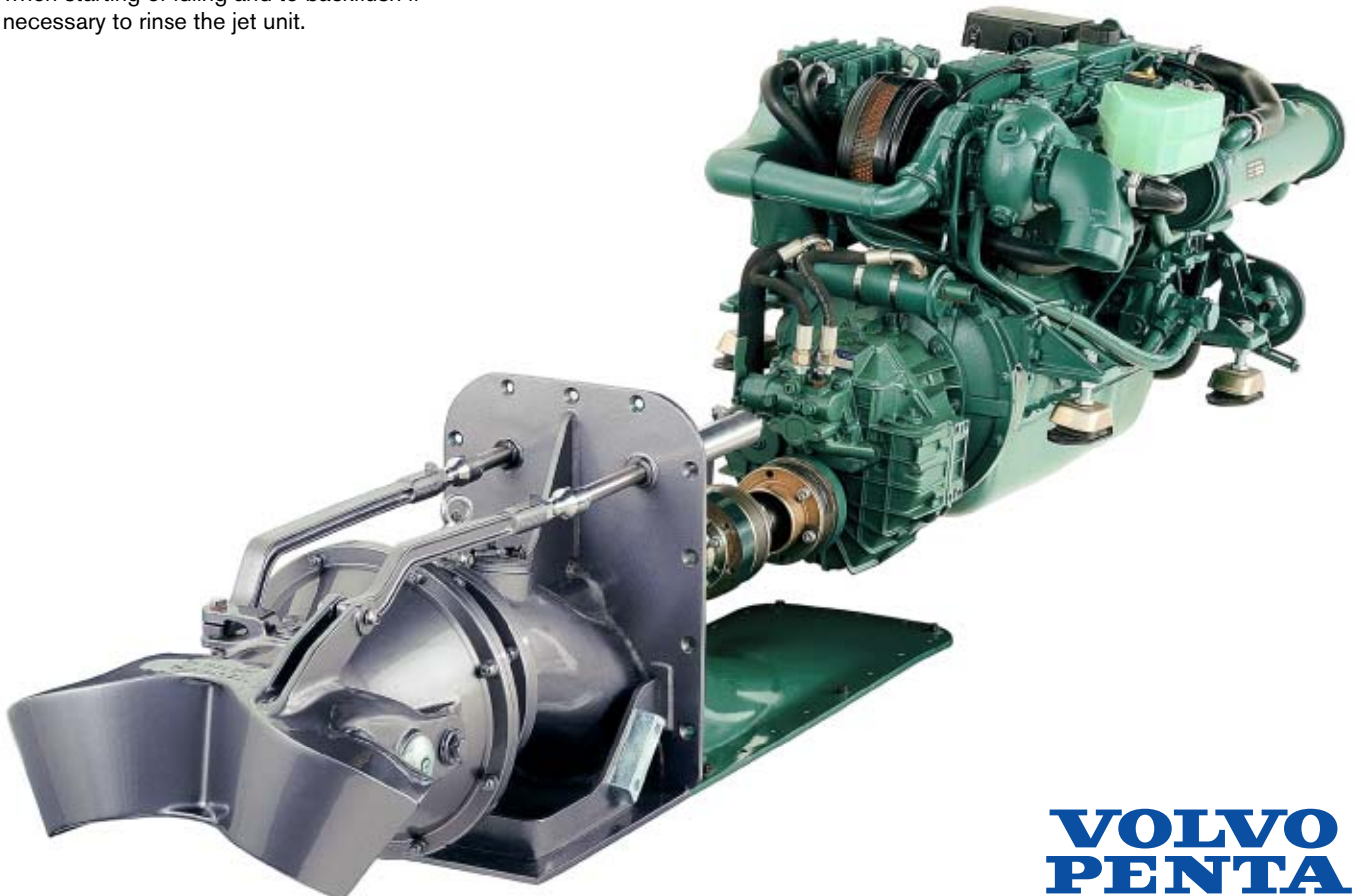
- All parts matched to each other
- Reduced installation time
- Easy commissioning of the boat

Long service life

The correctly sized and matched waterjet gives very small torque variations and eliminates engine overload, regardless of the boat's loading conditions and speed. The waterjet shaft is always rotating in one direction; the reversing of the boat is done by changing the jet stream direction with a split reverse bucket, without giving any significant load variations on the engine.

Safe and efficient operation

The Volvo Penta advanced propulsion system offers many benefits, including minimizing the draught. No underwater appendages reduce the drag of the hull and the risk of personal injury during rescue or diving operations. In addition, the inboard noise and vibration and the hydroacoustic noise are kept on a low level with the Kamewa mixed flow waterjet.



**VOLVO
PENTA**

TAMD42WJ/K22

Technical Description Complete System

The Volvo Penta Advanced Propulsion System TAMD42WJ/K22 is an optimized complete waterjet propulsion system based on the Volvo Penta TAMD42WJ diesel engine and Kamewa K22 mixed flow waterjet. The system comprises a marine gearbox HSW630HE and a CV shaft type CV30 as standard.

The TAMD42WJ/K22 system is designed for speed up to 50 knots and is suitable for single, twin or multi installations. For each application Volvo Penta produces accurate thrust curves for the complete system based on the nominal service speed of the vessel. The engine and the waterjet are matched to each other in the standard system with an optimum gear ratio.

Kamewa mixed flow waterjet with a flush intake parallel to shaft line and with a transom plate mounted 90° to bottom plate. The shaft line is designed to be parallel with the base line of the boat with the drive shaft placed approx. 50 mm (2 in.) below design water line to ensure safe priming. The waterjet is coupled to the engine with a flexible but torsion stiff shaft coupling and a marine gearbox with drop center.

Technical Data Complete System

Engine.....	TAMD42WJ
Marine gearbox.....	HSW630HE
Flex shaft.....	CV30
Control system.....	Mech/Hydraulic
Type designation.....	TAMD42WJ/K22
System dry weight:	
Single installation,	
kg (lb).....	638-648 (1407-1429)
Double installation,	
kg (lb).....	1285-1305 (2833-2877)
System weight depending on shaft length	

Waterjet

Type designation.....	K22
Dry weight with intake, kg (lb).....	110 (243)
Entrained water inside hull, approx. l (US qts).....	15 (16)
Material:	
Pump housing and intake:	Seawater resistant aluminum.
Impeller:	Stainless duplex steel.
Reverse bucket/nozzle:	Seawater resistant aluminum.
Pin shafts and links:	Stainless steel.
Drive shaft:	Stainless steel.

Engine

Engine designation.....	TAMD42WJ
No. of cylinders and config.....	in-line 6
Method of operation.....	4-stroke, direct-injected, turbocharged diesel engine with aftercooler
Bore, mm (in.).....	92 (3.62)
Stroke, mm (in.).....	90 (3.54)
Displacement, l ((in ³).....	3.6 (219)
Compression ratio.....	17.8:1
Dry weight, kg (lb).....	440 (970)
Freshwater system capacity incl. heat exchanger, l (US qts).....	20 (21)
Oil capacity, no engine inclination, l (US qts).....	11 (11.6)
Crankshaft power, kW (hp) 3900 rpm.....	169 (230)
Torque, Nm (lb.ft) 3900 rpm.....	427 (315)
Recommended fuel to conform to.....	ASTM-D975 1-D & 2-D, EN 590 or JIS KK 2204

Specific fuel consumption, g/kWh (lb/hph) 3900 rpm.....260 (0.421)
 The engine is approved for life and rescue boats according to MED (SOLAS).

Rating: 5-4.
 Fuel temperature 40°C (104°F)
 Technical data according to ISO 3046 Fuel Stop Power and ISO 8665. Fuel with a lower calorific value of 42,700 kJ/kg and density of 840 g/liter at 15°C (60°F). Merchant fuel may differ from this specification which will influence engine power output and fuel consumption.
 The engine is certified according to IMO and IMO US/EPA.

Gearbox

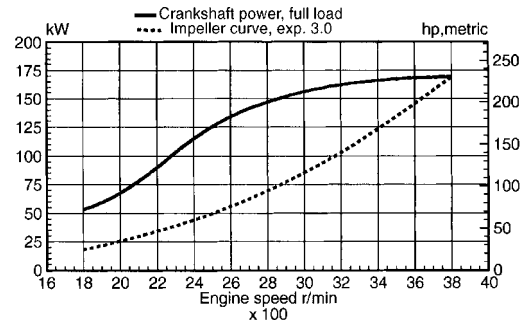
Type designation.....	HSW630HE
Vertical offset, mm (in.).....	127 (5.0)
Oil capacity, l (US qts).....	3.0 (3.2)
Dry weight, kg (lb).....	60 (132)
The marine gearbox is fixed mounted to the engine with a connection plate and a flexible coupling.	

Shaft System

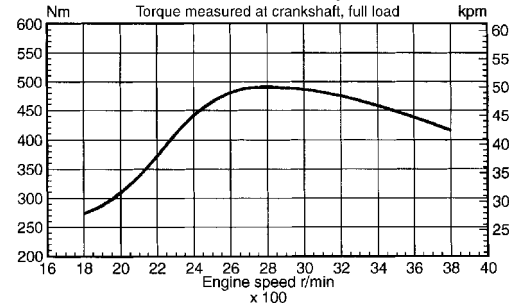
Type designation.....	CV30
Lengths:	
Short shaft, mm (in.).....	245 (10)
Medium shaft, mm (in.).....	660 (26)
Long shaft, mm (in.).....	1200 (47.24)
Weights:	
Short, kg (lb).....	19 (42)
Medium, kg (lb).....	21 (46)
Long, kg (lb).....	25 (55)

Weights include connection parts

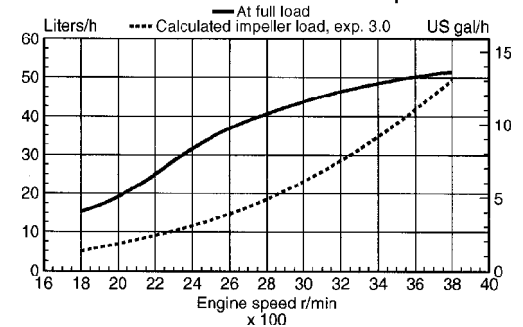
TAMD42WJ-K22 Power



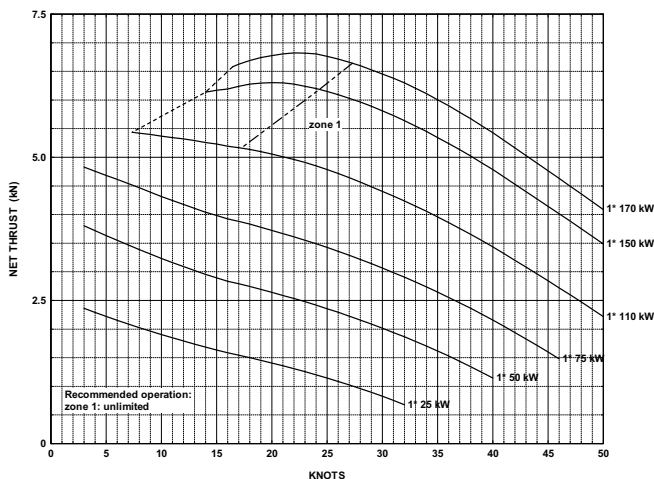
TAMD42WJ-K22 Torque



TAMD42WJ-K22 Fuel consumption



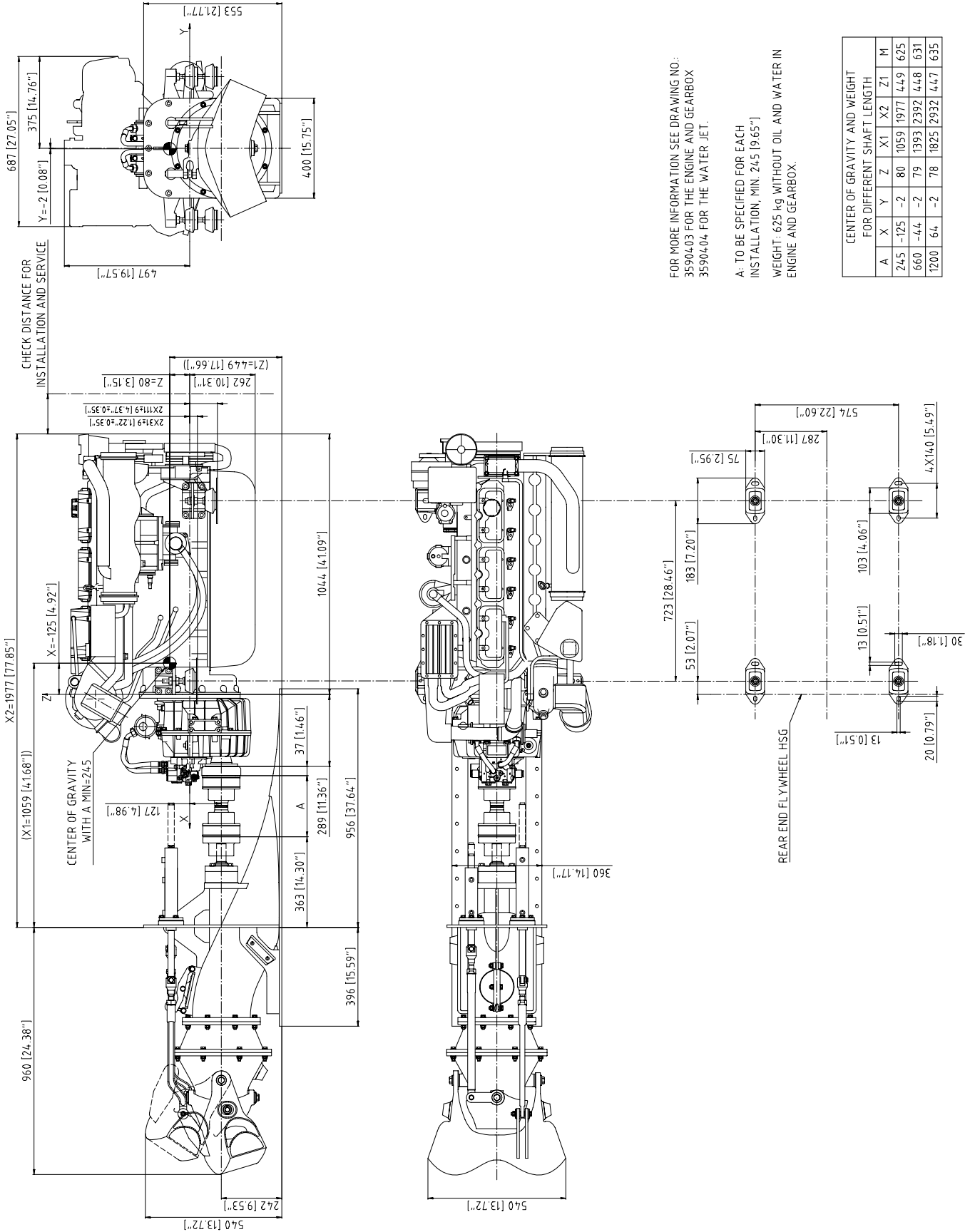
KAMEWA WATERJET PROPULSION SINGLE K22



TAMD42WJ/K22

3590405-02

Not for installation



TAMD42WJ/K22

Contact your local Volvo Penta dealer for further information.

Volvo Penta reserves the right, without prior notice, to revise prices, materials, standard equipment, specifications, technical data, models and to discontinue models. Not all models, standard equipment, and accessories are available in all countries. The performance and power data presented in this leaflet is for boats, engines and conditions as tested and may vary within manufacturing tolerances.

**VOLVO
PENTA**

AB Volvo Penta
SE-405 08 Göteborg, Sweden
www.volvopenta.com