

Ole Bøe Vaagland
William Eik Hagen
Benhur Semere Yohannes

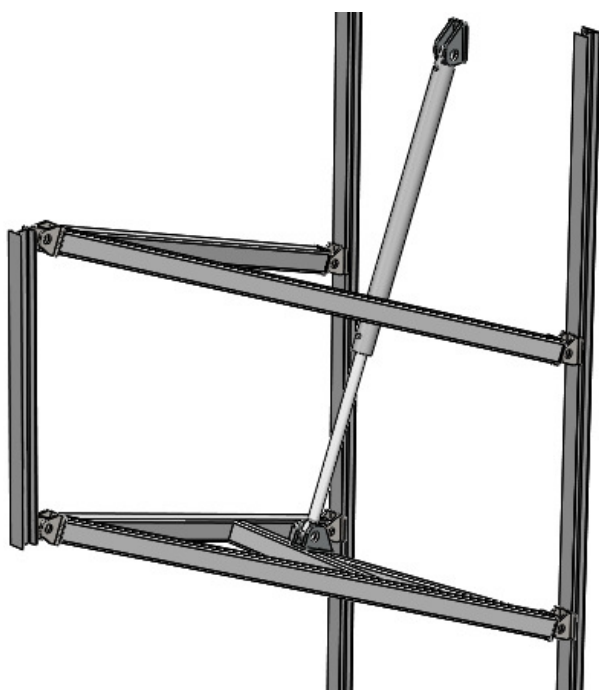
Design av et guidesystem for dokking av båter i tørrdokk

Design of a Guiding System for Docking of Boats in a Dry Dock

Bacheloroppgave i Maskiningeniør

Veileder: Anna Olsen

Mai 2020



Støttesystem

RAPPORT BACHELOROPPGAVEN

Tittel

Design av et guidesystem for dokking av båter i tørrdokk

Design of a Guiding System for Docking of Boats in a Dry Dock

Prosjektnr: **MTP-K-2020-14**

Forfatter(e)

William Eik Hagen, Ole Bøe Vaagland, Benhur Semere Yohannes

Oppdragsgiver(e) eksternt

Vaagland Båtbyggeri AS, Knut Vaagland

Veileder(e) internt

Anna Olsen

Rapporten er ÅPEN

Dato levert 20.05.2020

Kort sammendrag

Gjennom oppgaven har gruppen kommet frem til et design for et guidesystem som kan bli brukt i tørrdokken hos Vaagland Båtbyggeri AS. Det skal bli bygget fire identiske sidestøtter som skal kunne bli flyttet langs dokken. Alle støttene skal dermed også kunne støtte opp ulike båtstørrelser. Det blir til slutt gitt forbedringspotensialer, og hva som kreves av videreutvikling.

Throughout this project the group has come up with a design of a guiding system that can be implemented in the dry dock at Vaagland Båtbyggeri AS. Four identical side supports that can move along the dock, are to be built. All the supports are going to be able to accommodate boats of different sizes. There will also be given potential improvements and work that has not yet been done.

Stikkord: Guidesystem, konstruksjonsteknikk, styrkeberegninger, produksjonsteknikk, tørrdokk

Keywords: Guiding system, construction techniques, production techniques, strength calculations, dry dock

Forord

Denne bacheloroppgaven er skrevet som avsluttende prosjektet for utdanningen som maskiningeniør, ved instituttet for maskinteknikk og produksjon. I samhold med den skriftlige rapporten skal hovedoppgaven også inneholde en muntlig presentasjon, som til sammen utgjør 20 studiepoeng. Målet vil derfor bli å kunne utnytte den kompetansen gruppen har opparbeidet seg under studiet, til å gjennomføre en bacheloroppgave.

Oppgaven blir skrevet for Vaagland Båtbyggeri AS, med mål om å komme frem til et konsept for sidestøtter som kan brukes under dokkeprosessen for ulike båter. Gjennom hele denne prosessen har gruppen fått bruk for kunnskaper innenfor mekanikk, konstruksjonsteknikk og produksjonsteknikk.

Gruppen vil takke for hjelpen og oppfølgingen som har blitt gitt gjennom hele prosessen, og som har ført til at de kom frem til et endelig resultat. Herved går takken til:

Knut Vaagland, ekstern veileder og oppdragsgiver hos Vaagland Båtbyggeri AS

Anna Olsen, intern veileder hos NTNU

Sammendrag

Målet for dette prosjektet var å designe et guidesystem for båter, som vil passe i tørrdokken til Vaagland Båtbyggeri AS. Dette systemet vil bestå av fire identiske sidestøtter som til sammen vil kunne guide, og støtte opp båtene som skal dokkes inn hos Vaagland Båtbyggeri AS.

Fra før av brukes det taljer, en traverskran og trebjelker for å sikre båtene under inndokking og imens de er i dokken. Ved å skape et guidesystem som passer til båter med forskjellige størrelser, vil man eliminere nødvendigheten av både taljene og traverskranen. Dermed vil dokkingen foregå enklere og raskere, uten at det kreves flere personer for å utføre handlingen.

I tillegg til styrkeberegninger og simuleringer i SolidWorks, har det også blitt diskutert hva slags type foringer og overflatebehandling som kan bli brukt for å optimalisere konstruksjonen. Ulike materialer og sammenføyningsteknikker har også blitt vurdert slik at Vaagland Båtbyggeri AS kan ta gode valg for produksjonsmetoder og overflatebehandling.

Gruppen brukte en designprosess som beskriver en sekvensiell modell, med en iterativ arbeidsprosess. Det gjorde at gruppen først måtte definere hvilke egenskaper produktet skulle ha. For deretter å komme opp med ulike konsepter, og å se på kriteriene som har blitt gitt. Deretter ble det laget en modell, som ga mulighet til å gå et steg tilbake for å endre designet. Til slutt lagde gruppen arbeidstegninger, slik at guidesystemet kan bli produsert og tatt i bruk av Vaagland Båtbyggeri AS.

Ut fra idefasen kom gruppen frem til fem ulike konsepter som ble parvis rangert etter ulike kriterier. Alle konseptene ble tegnet opp for hånd. Deretter ble de ulike designene diskutert og evaluert på bakgrunn av kriteriene satt av gruppen. SolidWorks ble deretter brukt som et verktøy for å skissere og visualisere den løsningen som kom best ut av evalueringen. Her kunne gruppen få en tredimensjonal forståelse av konstruksjonen. Det ble gjort mange iterasjoner på dette stadiet før den endelige løsningen var ferdig.

Under prosjektet har gruppen hatt kontakt med en veileder hos Vaagland Båtbyggeri AS, som ga mulighet til å diskutere tekniske elementer rundt oppgaven. Gruppen ble også invitert til å komme på et besøk hos Vaagland Båtbyggeri AS for å få en bedre forståelse på oppgaven som hadde blitt gitt. Det var også faste møter med veilederen hos NTNU, hvor spørsmål og oppdateringer om prosjektet ble gitt.

Abstract

The goal of this project was to design a guiding system for boats that would fit in the dry dock at Vaagland Båtbyggeri AS. This system will consist of four identical side supports that together will be able to guide and support the boats that are being docked at Vaagland Båtbyggeri AS.

The way the docking process is done today involves pulleys, cranes, and wooden beams. A guiding system would eliminate the need for some of these different components, and make the whole docking process easier and more effective.

In addition to strength calculations and simulations using SolidWorks. The group has also discussed what kind of bushings and surface treatment would be most fitting for the product. Different materials and methods of joining the parts together has also been taken into account, so that Vaagland Båtbyggeri AS can make good choices for which methods to use.

The group used a design process which described a sequential model with an iterative work process. This meant that the group first had to define which properties the finished product needs. This information was used to come up with different concepts. Afterwards the group made a model that could be tested, this step could be redone multiple times until the group found a fitting design. Once the final design had been decided, the group made technical drawings so that the guiding system can be produced by Vaagland Båtbyggeri AS.

From the idea phase the group made five different concepts, these were then ranked based on different criteria. All the concepts were first sketched out. Then the different concepts were discussed and evaluated on how they matched the different criteria. SolidWorks was then used to model the concept. This helped the group get a better understanding of their construction. There were many iterations on this stage before the group decided on a final concept.

Throughout the project the group had contact with a supervisor from Vaagland Båtbyggeri AS, where they could discuss different elements surrounding the assignment. The group was also invited to visit Vaagland Båtbyggeri AS so that they could get a better understanding about the conditions there. There were also regular meetings with the supervisor at NTNU where questions and updates around the assignment were discussed.

Innholdsfortegnelse

Innhold

Forord	ii
Sammendrag	iii
Abstract	iv
Innholdsfortegnelse	v
1 Innledning	1
1.1 Vaagland Båtbyggeri AS	1
1.2 Bakgrunn for oppgaven	1
1.3 Problemdefinering	2
1.4 Problemstilling	2
1.5 Resultatmål	2
1.6 Begrensninger	2
1.6.1 Produktspesifikasjoner	3
1.7 Oppgavens oppbygning	3
2 Teori	4
2.1 Beregninger	4
2.1.1 Formler for Hengsel	4
2.1.2 Sveiseberegning	5
2.1.3 Boltberegning	6
2.2 Knekking	7
2.3 Sammenføyningsteknikker	7
2.3.1 Sveising	7
2.3.2 Bolteforbindelsen	8
2.4 Materialer	8
2.4.1 Stål	9
2.4.2 Aluminium	9
2.5 Bjelker	9
2.6 Sylinder	10
2.7 Lager	10
2.8 Korrosjon	11
2.8.1 Allmenn korrosjon	11
2.8.2 Galvanisk korrosjon	11
2.9 Overflatebehandling	11
2.9.1 Maling	11
2.9.2 Varmforsinking	11

3 Metode	12
3.1 Litteratursøk	12
3.2 Produktutvikling	12
3.3 Idemyldring.....	13
3.4 Konsepter	13
3.4.1 Forskjellige konsepter	13
Konsept 2 Saksearm (Figur 9)	14
3.4.2 Sammenligningsmatrise	16
3.4.3 Valg av Konsept	16
3.5 Morfologisk tabell	16
3.5.1 Støtteløsning	19
3.5.2 Støtteformen	19
3.5.3 Bjelketype til støtteformen	20
3.5.4 Bjelketype til endebjelken	20
3.5.5 Hengselforbindelse.....	20
3.5.6 Innfestning mellom støtten og dokken	20
3.5.7 Bjelketype til innfestning.....	20
3.5.8 Lagertype	20
3.5.9 Materiale	21
3.5.10 Styresystem	21
3.5.11 Sylinder innfestning.....	21
3.6 Beregninger	21
3.6.1 Generell geometri	22
3.6.2 Sylinder	26
3.6.3 Bjelkestørrelse	29
3.6.4 Innfestningsbjelke	34
3.6.5 Endebjelke	38
3.6.6 Akseldiameter.....	39
3.6.7 Hengsel	40
3.6.8 Sveis	41
3.6.9 Bolt	44
3.7 Modellering og simulering.....	46
3.7.1 Statisk simulering av trekantstøtte	47
3.7.2 Kneking av trekantstøtte	47
3.7.4 Simulering av endeplate.....	48
3.7.5 Simulering av hengselen til cylinderen.....	49

3.7.6 Simulering av sveis	50
3.7.7 Simulering av symmetrisk hengsel	51
3.7.8 Simulering av sveis til symmetrisk hengsel	52
3.7.9 Simulering av opphenget.....	53
3.7.10 Simulering av løftere	54
3.7.11 Drøfting av håndberegninger og simulering	55
4 Resultat.....	56
4.1 Endelig konsept	56
4.1.1 Trekantarm	57
4.1.2. Innfestning.....	57
4.1.3 Endeplate.....	57
4.1.4 Hengsel og hengsleforbindelse	57
4.1.5 Sveis.....	58
4.1.5 Sylindrefeste og sylinder	58
4.1.6 Flytting av konstruksjonen	59
5 Diskusjon	60
5.1 Forbedringer	60
5.1.1 Forbedringspotensialer ved innfestning	60
5.1.2 Finjustere lengdene etter dokken og båtene	60
5.2 Sikkerhetsfaktor	60
5.3 Materialer.....	61
5.4 Korrosjonstillegg.....	61
5.5 Sammenføyninger	61
5.6 Sveisemetode	62
5.7 Lager	62
5.8 Kile	63
5.9 Sylinderne plassering	63
5.10 Leverandører	64
5.11 Drift og vedlikehold	64
5.12 Låsemekanisme til akslingen	65
6 Konklusjon	66
6.1 Videre arbeid	66
7 Referanseliste.....	67

1 Innledning

1.1 Vaagland Båtbyggeri AS

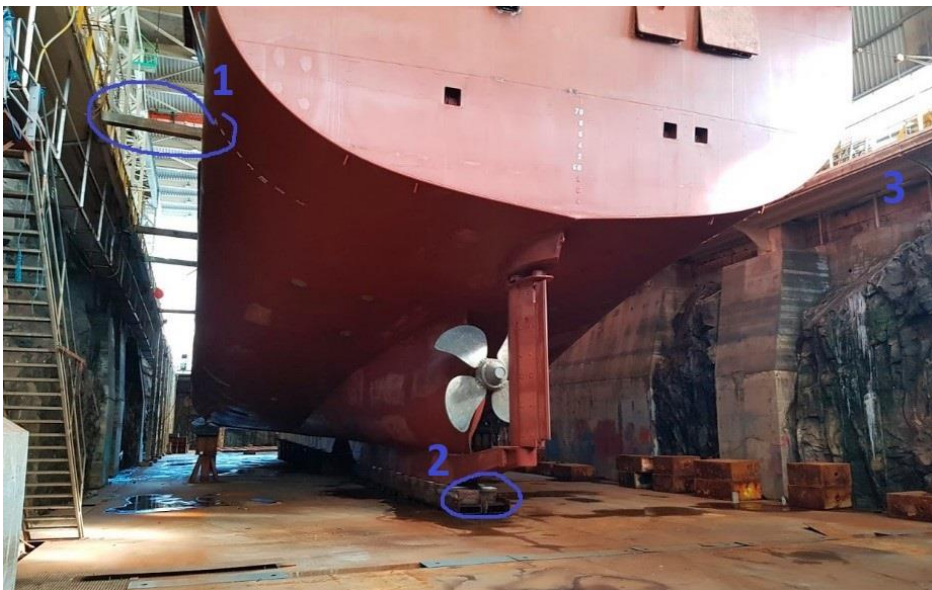
Vaagland Båtbyggeri AS startet opp i 1927 og har nå rundt 40 ansatte. De jobber med utvikling og produksjon av maritime fartøy for fiske, fraktest og andre maritime oppdrag. Vaagland Båtbyggeri AS bygger skip mellom 20m og 90m inne i tørrdokken på Vågland. Konstruksjonen foregår under tak slik at vær og vind ikke påvirker byggekvaliteten.

Under prosjektoppgaven kommer Vaagland Båtbyggeri AS også til å bli referert til som Vaagland.

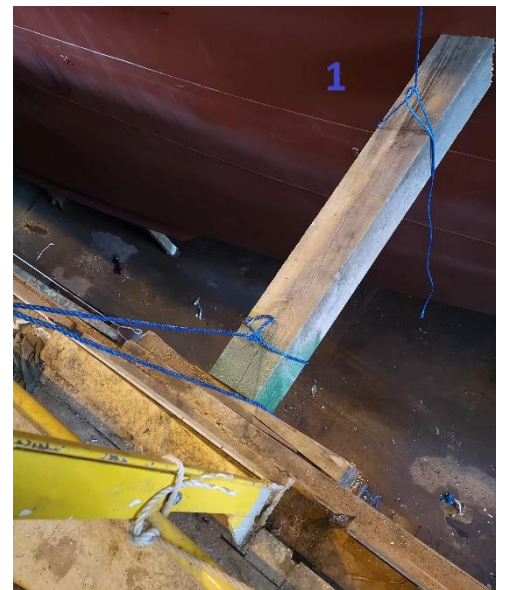
1.2 Bakgrunn for oppgaven

Når Vaagland Båtbyggeri AS skal arbeide på en ny båt inne i tørrdokken, må de først dokksette den. Dette gjøres ved at de fyller dokken med vann, før de fører inn båten. Båtene som tas inn i dokken har blitt rettet opp slik at tyngdepunktet blir liggende rett over kjølen. Dette gjøres for at båten ikke skal krenge under dokkeprosessen. Etter at båten har kommet inn i dokken brukes det taljer til å sentrere båten over støtter som ligger i bunnen av dokken. Deretter pumpes vannet ut. Til slutt setter de opp trebjelker som støtter båten fra sidene.

Denne prosessen er både arbeids- og tidkrevende fordi taljene må justeres kontinuerlig imens vannet pumpes ut, noe som tar flere timer. På grunn av dette er det ønskelig å finne en mer effektiv løsning for indokking av båter, dette vil være det oppgaven tar for seg.



Figur 1 Bildet viser hvordan båtene blir støttet opp.



Figur 2 Bilde som viser trebjelkene

- 1) Dette er en av trebjelkene som støtter båten fra siden (Figur 1 og 2).
- 2) Dette er støttene som ligger i bunnen av dokken. Det er veldig viktig at båten sentreres rett på disse (Figur 1).
- 3) Dette er gelenderet som gruppen vil feste støttesystemet til (Figur 1).

1.3 Problemdefinering

Vaagland Båtbyggeri AS ønsker et system som består av fire selvstendige støttearmer som løser problemene som oppstår under dokkingen av båter. Dette systemet må håndtere flere elementer samtidig. Det må forenkles selve prosessen med inndokking av båter slik at det ikke trengs så mange arbeidere under dokkingen. Dessuten skal det også ta høyde for båter av forskjellig størrelse. På større og tyngre båter skal støttene brukes for å sentrere båten over bunnstøttene imens vannet pumpes ut. Deretter vil det bli brukt trebjelker for å ta opp kreftene som trengs for å balansere båten. Støttene skal dimensjoneres mot en kraft på 30- 50kN. Dette vil gjøre det mulig for sidestøttene å både sentrere og balansere små båter. På større båter vil det fortsatt være nødvendig med trebjelker. På grunn av dokkens lengde er det mulig for Vaagland å jobbe med to små båter samtidig, derfor er det ønskelig å kunne flytte de individuelle støttene. På denne måten kan støttene bli plassert på forskjellige punkter langs dokken. Det er også ønskelig at komponenter som vil ta skade av vann, eller er utsatte for korrosjon holdes over vannlinjen. Dermed minimerer man nødvendig vedlikeholdsarbeid og forlenger levetiden.

1.4 Problemstilling

Gruppen skal utvikle og designe et system som skal effektivisere og forenkles inndokking av båter hos Vaagland Båtbyggeri AS. Dette systemet skal kunne justeres etter båtenes bredde, og være mobilt slik at det kan brukes langs hele dokkens lengde.

1.5 Resultatmål

Målet med oppgaven blir å komme frem til et brukbart konsept for en sidestøtte for dokking av båter. Det vil bli laget flere ulike konsept, der det beste konseptet blir valgt til å jobbe med videre. Dette konseptet vil da bli regnet på, så det passer kravene satt av Vaagland Båtbyggeri AS. Til slutt vil det bli laget ferdige maskintegninger til alle delene, og forslag til videre utvikling. Alle håndberegningene vil bli lagt inn i Excel, mens simulering og modellering vil bli gjort på SolidWorks.

1.6 Begrensninger

Opgaven gir ønske om et universelt design for sidestøtter som vil ha muligheten til å støtte opp ulike dimensjoner av båter. Dokkens bredde er på 16,8m, og det blir forventet at båter med bredde fra 7,5 til 13,5m vil ankomme dokken. Det gjør at støttene må være mer kompakte enn 1,6m når den er trykket inn, og helt utstruktet må støttene gå ut 4,6m fra dokken. Dette skaper en tydelig restriksjon på utformingen og geometrien til støttene.

Hver støtte skal være beregnet til å tåle en kraft på 50kN som virker normalt på endeplaten. Dermed kreves det bærende elementer dimensjonert etter kreftene, som vil ta stor plass. Videre skal alle støttene ha muligheten til å flyttes langs dokken. Da kreves det et system som tillater demontering fra dokkens side. Dette vil igjen skape enda større bredde på konstruksjonen.

Et annet ønske fra Vaagland var at de selv skal kunne produsere så mye av støtten som mulig. Dermed kreves et enkelt design, slik at et verksted har muligheten til å produsere og sammenføre delene. Dette vil imidlertid også begrense prisen. Enkle og smarte design vil redusere produksjonstiden, samt innebære at komplikasjoner i produksjonen blir redusert. Standardiserte deler vil derfor bli brukt på komponenter hvor det vil være ugunstig å lage de selv.

Sluttproduktet består av mange ulike komponenter, slik som den mekaniske strukturen og styringselementet til sylindren. Videre vil den mekaniske strukturen være bygget opp av mange separate deler som utgjør konstruksjonen i sin helhet. Denne oppgaven vil derfor fokusere mest på det mekaniske aspektet av støttene. Dette gjøres for å utnytte tiden best for gruppen. Denne oppgaven vil gi en mulig løsning på et design og komme med forslag til produksjonsmetoder.

1.6.1 Produktspesifikasjoner

Spesifikasjonene til produktet er utviklet ut ifra Vaaglands krav og ønsker (Tabell 1).

Tabell 1 Produktspesifikasjoner

Beskrivelse	Ønsker	Krav	Merknad
Forenkle dokkesetting		x	Enkelt oppsett, tidsbesparende og nøyaktig
Være dimensjonert etter antatt belastning		x	Tåle krefter mellom 30-50kN
Fleksibilitet		x	Støtte båter fra 7,5 til 13,5m bredde
Bevegelighet langs dokken		x	Systemet må kunne brukes hvor som helst langs dokken
Styres av hydraulikksylinder	x		Vaagland Båtbyggeri har en leverandør av hydraulikksylindere
Sylinderen over vannlinje	x		For å hindre korrosjon
Mest mulig skal kunne produseres hos Vaagland	x		Prisbesparende tiltak
Innfestningspunkt	x		Støtten skal ha innfestningspunkter i bunnen av dokken, og på siden av dokken

1.7 Oppgavens oppbygning

Rapporten begynner med en generell bakgrunn for både oppgaven og oppdragsgiveren. Deretter blir relevant teori for oppgaven presentert. Dette vil være grunnlaget for oppgaven. Videre blir metoden som gruppen brukte forklart, og de ulike stegene blir vist frem. Dermed blir produktutviklingsteorien og konseptutviklingen beskrevet. Håndberegninger og simuleringer blir drøftet om hverandre. Resultatet blir samlet opp, slik at det er lett å få et overblikk over hva som har blitt gjort. Deretter blir det diskutert ulike aspekter ved konstruksjonen. Til slutt kommer det en konklusjon, som også beskriver nødvendig arbeid som må utføres.

2 Teori

2.1 Beregninger

Formlene presentert i dette kapittelet vil være utgangspunktet for beregninger senere i oppgaven.

2.1.1 Formler for Hengsel

Formlene ble hentet fra *MECCANICA* (2020) (Figur 3).

Spenningen som skapes av at akslingen prøver å rive av hengseløret:

$$\sigma_{Avrivning} = \frac{F}{L_{min} \cdot 2 \cdot t}$$

F = Kraftene som virker på hengselet

L_{min} = Minste lengde

t = Platetykkelsen

Spenningen som oppstår av skjærkraften fra akslingen i hengseløret:

$$\tau_{Avskjæring} = \frac{F}{h \cdot 2 \cdot t}$$

F = Kraftene som virker på hengselet

h = Høyden fra toppen av hullet til toppen av løfteøret

t = Platetykkelsen

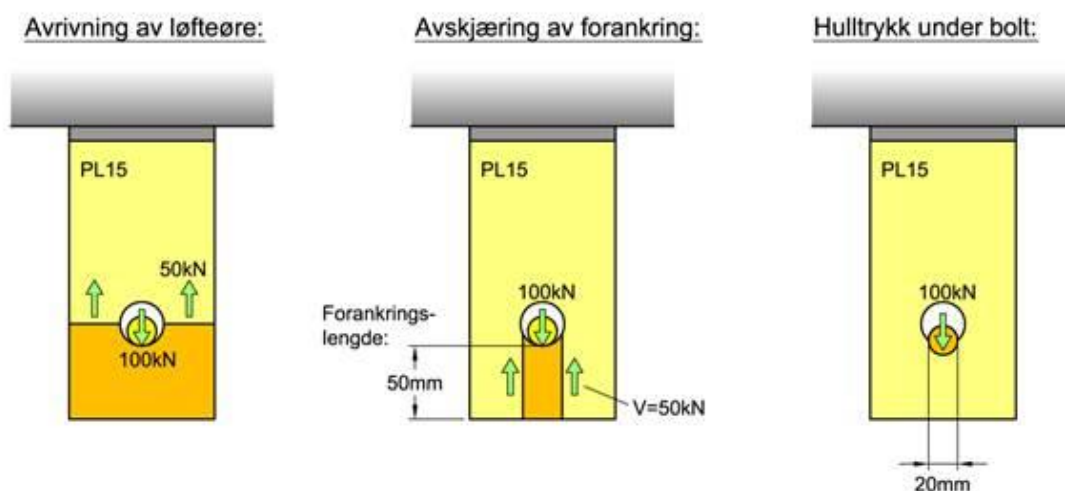
Spenningen som oppstår av hulltrykket til akslingen i hengseløret:

$$\sigma_{Hulltrykk} = \frac{F}{t \cdot D_A}$$

F = Kraftene som virker på hengselet

t = Platetykkelsen

D_A = Diameter til akslingen



Figur 3 *MECCANICA*, 2020

2.1.2 Sveiseberegning

formelen er hentet fra *Eurokode 3, 1-8 (1993)*

Disse formlene forutsetter en godt befestet rotsveis. Begge kravene må være oppfylt for at sveisen skal være tilstrekkelig dimensjonert. Formlene gjelder kun for kilsveiser.

$$[\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)]^{0,5} \leq f_u / \beta_w \gamma_{M2} \quad \text{og} \quad \sigma_{\perp} \leq \frac{0,9 f_u}{\gamma_{M2}}$$

f_u = Bruddgrense til materialet

β_w = Reduksjonsfaktor

γ_{M2} = Materialfaktoren

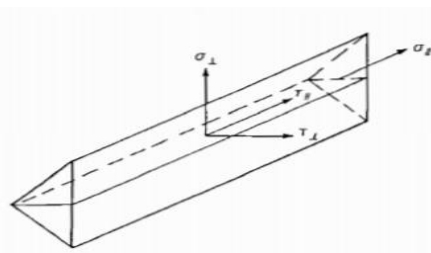
σ_{\parallel} = Normalspenning parallell med sveissnittet og lengderetning

σ_{\perp} = Normalspenning rettvinklet på sveisesnittet og lengderetningen

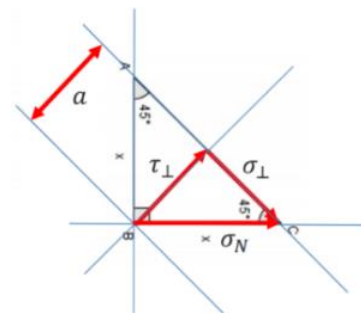
τ_{\perp} = Skjærspenning rettvinklet på lengderetningen og parallell med sveisesnittet

τ_{\parallel} = Skjærspenning parallell med lengderetningen og sveisesnittet

(Figur 4)



Figur 5 Eurokode 3 part 1-8. på kap. 4.5.3.2 (Directional method)



Figur 4 Sveisens a-mål, Blankenburg (2018)

For å definere τ_{\perp} og σ_{\perp} , Ble det brukt en formel fra *Blankenburg (2018)*

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{\sigma_N}{\sqrt{2}} \quad (\text{Figur 5})$$

2.1.3 Boltberegning

T_t er momentet som skal til for å overvinne friksjonen inn i gjengen på en bolt:

$$T_t = F_a \cdot \tan(\alpha \cdot \varepsilon_1) \frac{d_2}{2}$$

T_t : Torsjon gjenger

F_a : Tiltreknings kraft

d_2 : Midt diameter

T_{underlag} er momentet som skal til for å overvinne friksjonen mellom bolthode og overflaten:

$$T_{\text{underlag}} = \mu \cdot F_a \cdot \frac{N + d_h}{4}$$

T_{underlag} : torsjon skruehodeunderlag

μ : Friksjonskoeff. hode/underlag

N : Nøkkeltall

d_h : Null diameter

α er stigningsvinkelen til bolten:

$$\tan \alpha = \frac{P}{\pi \cdot d_2}$$

α : Stigningsvinkel

P : Stigningstall

ε_1 er korrigert friksjonsvinkel:

$$\tan \varepsilon_1 = \frac{\mu}{\cos \frac{\varphi}{2}}$$

ε_1 : Friksjonsvinkel

φ : Gjenevinkel

(Dørum, 2001)

2.2 Knekking

Knekking forekommer som et momentant, ustabil brudd på staver utsatt med aksialkrefter. I tillegg til å skape trykkspenninger i en stav, kan staven miste stabiliteten og deretter knekke sammen (Dørum, 2006). Knekkapasiteten vil variere fra ulike staver og dermed er geometrien og materialegenskapene viktige for å avgjøre den minste påførte kraften som fører til knekk. Kraften som trengs for å knekke vil ofte være under flytegrensen, og vil derfor være viktig å dimensjonere mot. Knekking av bærende staver kan skape farlige situasjoner og skal derfor unngås.

2.3 Sammenføyningsteknikker

2.3.1 Sveising

Sveising er en av de vanligste sammenføyingsmetodene. Dette fungerer ved at man øker temperaturen til to metalliske deler over deres smeltepunkt, slik at delene smeltes sammen. Denne varmen kan tilføres på flere forskjellige metoder, de to vanligste er ved lysbue eller en gassflamme. Fordelene med sveiseforbindelser er at de er veldig sterke og enkle å konstruere. Ulempene er at de er veldig arbeidsomme å demontere, og det er fare for sprekkdannelse på grunn av varmepåvirkning av materialet.

2.3.1.1 Elektrodesveising

I denne sveisemetoden brukes det elektroder som er belagte med ett flussmiddel. Idet man sender høye strømstyrker gjennom elektroden og inn i arbeidsmaterialet vil det oppstå en høy temperatur, som smelter både arbeidsmaterialet og selve elektroden sammen. Dette skaper den sterke sveiseforbindelsen. Samtidig som elektroden smelter blir flussmiddelet gjort om til et slaggedekke som trekker vekk urenheter fra smeltebadet. Til slutt legger det seg på toppen av sveisen og beskytter den imot atmosfæren. Elektrodesveising kan brukes på både stål og aluminium, selv om det er ikke veldig vanlig å bruke elektroder for å sveise aluminium (Almar-Næss et al, 2017).

2.3.1.2 TIG sveising

I motsetning til elektrodesveising blir ikke elektroden brent opp i TIG sveising. Ved TIG-sveising bruker man en wolframelektrode som har et høyt smeltepunkt. Dette gjør at man får en lysbue som er enklere å kontrollere, og man kan få mer presise sveiser. For å beskytte sveisen fra atmosfæren må man bruke en dekkgass under sveiseprosessen, dette er vanligvis argon. Samtidig som det sveises, kan man tilføre et tilsatsmateriale manuelt. TIG sveising kan brukes på både stål og aluminium (Almar-Næss et al, 2017).

2.3.1.3 MIG/MAG sveising

MIG/MAG sveising er på mange måter en blanding av TIG og elektrodesveising. Det blir matet en strømførende metalltråd som smelter idet den kommer nærme arbeidsstykket og lysbuen tennes. Samtidig blir det tilført en dekkgass. Dette gjør at man kan sveise sammenhengende veldig lenge. Den eneste forskjellen på MIG og MAG sveising er gassen som brukes. MIG sveising bruker en edelgass, dette gjør at MIG kan brukes til å sveise både aluminium og stål. MAG sveising bruker en aktiv gass, dette betyr at den kun kan brukes på stål (Almar-Næss et al, 2017).

2.3.1.4 Sveiseprosedyre

For å sikre at sveiseforbindelsene får høy kvalitet tas det ofte i bruk sveiseprosedyrer. En sveiseprosedyre er et dokument som inneholder all informasjonen en sveiser trenger for å gjennomføre en sveisejobb.

For å fremstille en sveiseprosedyre trengs det en pWPS «preliminary welding procedure specification». En pWPS er et dokument som inneholder det som må kvalifiseres før en sveiseprosedyre kan lages. Ting som: sveiseparametere, materialvalg, sveisemetode, type sveiseforbindelse og hvilke dimensjoner som skal sammenføres kan være med i en pWPS. Etter at en pWPS har blitt laget, blir de nødvendige sveisetestene utført. Produksjonen av disse testene må bevitnes av en tredjepart. Deretter utføres det forskjellige tester av sveisen. Dersom disse testene tyder på at sveiseforbindelsen ikke har de egenskapene som trengs må pWPS'en revideres, og testene må utføres på nytt. Etter at det har blitt verifisert at sveiseforbindelsens egenskaper er gode nok utvikles det en sveiseprosedyre (WPS) (Pedersen, 2019).

2.3.2 Bolteforbindelsen

En bolt er en maskindel som brukes til å binde to eller flere deler sammen. Dette skjer ved at bolten tres gjennom et ferdig maskinert hull. En mutter blir deretter skrudd på den gjengede delen av bolten. Deretter vil det oppstå en klemkraft mellom mutteren og hodet på bolten. Klemkraften holder delene på plass (Rosvold, 2019). Mutteren blir påført et moment, og ved hjelp av friksjon mellom delene vil mutteren bli holdt på plass. Dette skaper en strekkspenning i bolten, som klemmer forbindelsen sammen (Heney, 2019).

2.4 Materialer

Materialer blir klassifisert med ulike materialegenskaper. De viktigste mekaniske egenskapene er flyte- og bruddgrensen og elastisitetsmodulen. Flytegrensen er et mål for spenningen som skal til for å skape en plastisk deformasjon i materialet. Plastisk deformasjon er en permanent deformasjon i materialet. Alle statiske spenninger under flytegrensen vil føre til elastisk deformasjon, og materialet vil beholde sin opprinnelige form. Bruddgrensen er spenningen som skal til for å skape et brudd i materialet. En stor forskjell mellom flytegrensen og bruddgrensen blir betegnet som et duktilt materiale, mens liten forskjell mellom flyte- og bruddgrensen blir betegnet som et sprøtt materiale. Sprø materialer er ofte ikke ønskelig, da de ikke gir et forvarsel før konstruksjonen ryker. På den andre siden vil et duktilt materiale gi tidlig varsel for brudd, men den vil ikke tåle høye spenninger før det oppstår plastisk deformasjon. Elastisitetsmodulen er forholdet mellom spenning og tøyning i materialet. Det sier derfor om hvor stivt et materiale er, og hvor stor utbøyning det vil få (Johansen, 2010b).

2.4.1 Stål

Stål er en blanding av jern og karbon. De vanligste ståltypene ment for konstruksjoner har opptil 2,1% karbon. Stål er et av de mest brukte metallene til konstruksjoner, på grunn av egenskapene. Stål har en massetetthet på rundt 7 g/dm^3 . Rent stål vil oksidere raskt i et fuktig miljø, derfor finnes det mange legeringer av stål for å forbedre korrosjonsbestandigheten. Krom er en av de viktigste legeringselementene til stål. Er det mer enn 12% krom i en stållegering kan denne kalles for rustfritt stål. Nikkel er også et vanlig legeringselement. Stål vil naturlig ikke bare være helt rene jern- karbon legeringer, men inneholder små mengder av mangan, silisium, svovel og fosfor (Johansen, 2010a).

Med tilføring av molybden til stålet er det mulig å gjøre en allerede rustfri legering om til en syrefast legering. Molybdenet bidrar dermed til å øke korrosjonsmotstanden, samtidig som det beskytter metallet mot syrlige miljøer. En av de meste brukte syrefaste stålene er 316 og 316L (Nordic steel, 2020).

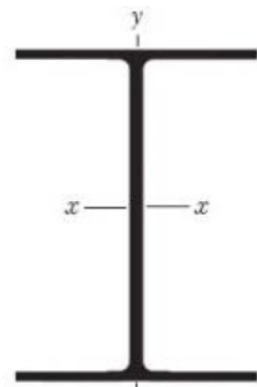
Duplexstål vil i motsetning til konstruksjonsstål, bestå av en tofasert mikrostruktur. Dette vil gi duplexstålet en rekke fordeler ovenfor et enfaset stål. Duplexstålene vil kunne bli ekstremt harde, men fortsatt beholde duktiliteten. I tillegg vil de være ekstremt egnet mot korrosjon og syreangrep. Duplexstålene blir derfor brukt i spesialtilfeller hvor det kreves høy motstand og god korrosjonskapasitet (IMO, 2020).

2.4.2 Aluminium

Aluminium er et metall som blir mye brukt i flyindustrien og offshore. Massetettheten og elastisitetsmodulen er begge en tredjedel av stål. Det fører til en tre ganger så stor utbøyning ved en like stor kraft. Aluminium har også et naturlig oksidbelegg som vil beskytte metallet mot uønsket oksidasjon. Skulle oksidbelegget bli skadet, vil det raskt dannes et nytt. Dette belegget vil motstå korrosjon i normale og lett sure miljøer. Aluminium blir heller ikke sprøtt i lave temperaturer, slik som noen ståltypene kan bli. Ren aluminium blir sjeldent brukt i konstruksjoner på grunn av den lave styrken derfor blir det tatt i bruk legeringer av aluminiumet. Legeringselementene kan være med på å øke styrken til fordel for korrosjonsbestandigheten. De viktigste legeringselementene er magnesium, silisium, mangan, kobber og sink (Johansen, 2009).

2.5 Bjelker

I- bjelker er en av de meste brukte bjelketypene til konstruksjoner. Den har mulighet til å motstå de fleste typer krefter den blir utsatt for. Negativt for bjelketypen er at den har en svak side. I- bjelker er mer utsatt for krefter som virker på y-y akse, mens de er sterke om x-x akse (Figur 6). Derfor burde disse unngås i tilfeller hvor kraften kommer fra ulike retninger. I- bjelker blir ofte brukt for å ta opp krefter som kommer normalt på lengderetningen til bjelken. Her er det derfor viktig at kraften ikke virker på den svake siden (Skyciv, 2019).



Figur 6 Tubecon (2020)

Firkant- og runderør har et lukket tverrsnitt. Derfor vil de ha høyere torsjons- og trykkmotstand i forhold til I- bjelker. En annen fordel er at disse bjelkene ikke har en svak side, slik at det er mulig å bruke de hvor det forventes at bjelkene blir utsatt for krefter i ulike retninger. Negativ for hulerør er at de er svakere enn I- bjelker når det kommer til krefter som virker normalt på lengderetningen. På grunn av det hule tverrsnittet er de derfor mer utsatt for knekking. Hulerør brukes derfor ofte som bjelker som tar imot trykkrefter som virker i lengderetningen (Skyciv, 2019).

2.6 Sylinder

En sylinder er en mekanisk komponent som bruker trykk for å utføre en lineær bevegelse. Dette gjøres ved at stempellet inne i sylinderen presses frem eller tilbake av trykkdifferansen i sylindrens pluss- og minuskammer. En sylinder kan alltid dytte med større kraft enn den kan trekke. Dette kommer av at arealet som trykket fordeler seg på er større i +kammeret enn i -kammeret (Figur 7).

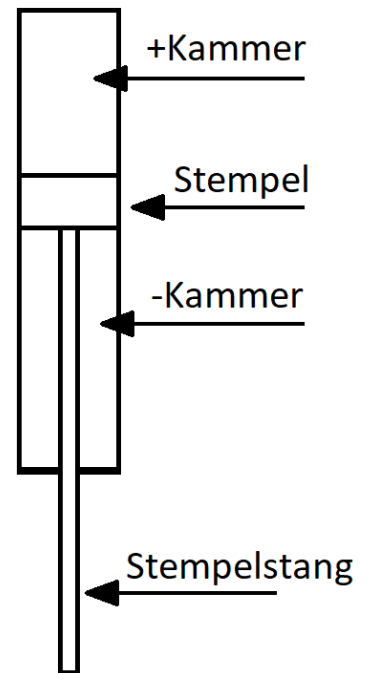
Sylindrens innbygningsmål er hvor lang den er når stempelstangen er helt inntrykt. Slaglengden til en sylinder er hvor langt stempelstangen kan bevege seg.

Det finnes forskjellige typer sylindere. De to vanligste er hydrauliske og pneumatiske. Disse sylindrene bruker det samme prinsippet for å kunne bevege stempelstangen, men bruker forskjellige fluider til å overføre trykket. Hydrauliske sylindere bruker en væske for å overføre trykket til stempellet, ofte er denne væsken spesialdesignet for hydrauliske komponenter. Pneumatiske sylindere bruker trykkluft for å skape en trykkdifferanse inne i sylinderen.

Hydrauliske sylindre bruker olje for å drive stempelstangen. Fordelene med å bruke olje, er at oljen ikke kan komprimeres. Dette gjør at sylinderen ikke vil trekke seg tilbake om den blir utsatt for en last. Hydrauliske sylindere kan også kjøres på et mye høyere trykk enn pneumatiske sylindere, og dermed påføre en større kraft. Fordelene med pneumatiske sylindere er at de er hurtigvirkende og at man slipper oljesøl (NDLA, 2018).

2.7 Lager

Utformingen av lagre varierer etter bruksområde. Noen lagre brukes for mekanismer med høy rotasjonshastighet, mens andre blir laget for å kunne ta opp store krefter. Derfor vil det være nødvendig å velge riktig lager til riktig bruk. Det finnes to ulike lagertyper. Rullingslager vil bestå av en inner- og en yttering med ruller eller kuler mellom seg. Lageret vil dermed få et tilnærmet friksjonsfritt miljø, gitt at lagrene blir smurt med et smøremiddel. Rullingslagrene vil bli kjøpt som et ferdig produkt. Glidelager kan i motsetning til rullelagrene bare bestå av en del. Her vil akslingen kunne rotere fritt i den glatte flaten som er inne i lageret (Dørum, 2001). Glidelager er oftest laget av et metall med en glatt film, eller bare av plast. metallagrene vil ofte kreves at det blir smurt med fett, for at de ikke skal overopphete under bruk. Dette vil minske friksjonen. Plastlagrene kalles ofte for selvsmørende lagre. Plasttypen som blir brukt vil kunne avgi et smørende middel som blir fordelt på lageret og akslingen. Slik blir det sikret at lagrene alltid opererer i et friksjonsfritt miljø (Johnson-metall, 2020).



Figur 7 Sylinder

2.8 Korrosjon

Korrosjon er en elektrokjemisk prosess. For at et metall skal korrodere, må en elektrisk ledende væske eller masse, og oksygen være til stede. Det finnes flere korrosjon typer, de vanligste er allmenn og galvanisk korrosjon (Haarberg,2019; Bardal, 2001).

2.8.1 Allmenn korrosjon

Når et metall er i kontakt med vann eller oksygen, vil en spontan reaksjon oppstå. Dermed dannes det en binding mellom oksygenet og metallet. Avhengig av typen metall kan dette være en fordel eller en ulempe. For aluminium vil det bli dannet et beskyttende oksidlag som er med på å beskytte aluminiumet mot videre angrep. For stål vil hele overflaten som er i kontakt med vann eller oksygen bli oppløst. Dette vil være med på å bryte ned overflaten og dermed svekke materialet (Haarberg, 2019).

2.8.2 Galvanisk korrosjon

Galvanisk korrosjon er en reaksjon som skjer mellom to metalltyper med forskjellige edelhet. Forskjellen i edelheten gjør at det mest edle metallet oppfører seg som katode, og det mindre edle metallet som en anode. Kontakt mellom en ledende væske gjør at anoden gir fra seg elektroner, og katoden tar imot elektronene. Dermed blir anoden brukt opp. Dette kan svekke styrken til materialene som blir korrodert. Hastigheten av denne prosessen avhenger av forskjellen i spenningsrekken mellom de to metallene (Haarberg, 2019; Bardal, 2001).

2.9 Overflatebehandling

2.9.1 Maling

Maling blir brukt som dekorering og som et beskyttende lag. Lav kostnad og enkelheten ved å påføre maling, gjør at det er en mye brukt metode som beskytter mot miljøet. Moderne malingstyper kan også motstå høye temperaturer, slitasje og har gode egenskaper mot kjemiske angrep (Kalpakjian, 2014). Går det hull på malingsflaten, kan materialet under begynne å korrodere. Da må hele den korroderte biten bli reparert før den kan males over igjen (Blankenburg, 2019).

2.9.2 Varmforsinking

Varmforsinking er en overflatebehandling som foregår ved at stål blir senket ned i et bad med smeltet sink. Sinket vil da binde seg til overflaten på stålet, og gi en langvarig beskyttelse mot korrosjon. Utsiden vil her bli en jern- sink legering som vil styrke overflaten (Galvanizing ,2020). Skulle det gå hull på overflaten vil ikke stålet under begynner å korrodere, fordi sinkbelegget vil fungere som offeranode (Blankenburg, 2019). For å få varmforsinket deler, må de oftest bli sendt bort til en bedrift som driver med dette. Varmforsinking kan derfor bli kostbart hvis det kreves mye transport og demontering for å få det fullført. Delene må også bli designet på en måte som gjør at sink ikke fanges inne i rør eller hulrom, og at luftlommer ikke forhindrer et fullstendig sinkbelegg.

Sveising av varmforsinkete deler vil skape farlige gasser. Derfor anbefales det å sveise før det forsinkes. For store og kompliserte komponenter kan dette være uaktuelt. Derfor må det tas gode risikotiltak for å sikre at de farlige gassene blir drevet vekk under sveiseprosessen. Da vil man stå igjen med en galvanisert del som har en ubeskyttet sveis (Metalsupermarkets, 2017).

3 Metode

3.1 Litteratursøk

Da oppgaven ble gitt var hovedfokuset til gruppen på idemyldringen til mekanismen. Deretter ville gruppen få et oversiktlig bilde av hva slags informasjon som trengtes for å komme frem til en god løsning. Siden campus ble stengt tidlig i semesteret var det vanskeligere å finne nyttig informasjon om ulike emner, da gruppen ikke hadde tilgang til biblioteket. På grunn av dette ble det tatt i bruk mange kilder fra nettet, men også fagbøker og forelesningsnotater som gruppen hadde tilgang til. Veilederen hos NTNU hjalp også til med å finne litteratur som kunne brukes til oppgaven.

Gruppen valgte å ta i bruk ulike kilder. Dermed kreves det at alle kildene blir kvalitetssikret. Dette ble gjort ved å sammenligne innholdet i de ulike tekstene. Da kunne informasjon som var misvisende bli oppdaget. For å finne frem til ulike kilder, var mesteparten av søkene stikkord på engelsk om de ulike temaene.

3.2 Produktutvikling

For et hvert nytt produkt som skal utvikles, kreves det en god produktutviklingsplan. Derfor har gruppen benyttet seg av produktutviklingsprosessen gitt i *Kalpakjian et al (2014)*. Dette har vært til nytte for gruppen for å få til en strukturert og organisert plan. Produktutvikling er en kompleks og tidskrevende prosess, dermed er en nedbryting av arbeidsoppgavene essensielt for å håndtere de ulike stegene. For produktet vil det kreves gode analytiske- og kreative egenskaper for å danne et ferdig produkt. Boken deler prosessen i en rekke ulike deler.

- 1) Det første steget som ble gjort av gruppen var å definere produktets nødvendigheter. Dette steget ble jobbet med under forprosjektet, og senere samlet i kapittel. 1.6.1. Dette er kravene gitt til gruppen av Vaagland, og danner grunnlaget for prosjektet.
- 2) Det andre steget skulle gruppen bruke informasjonen hentet fra steg en, til å komme opp med ulike konsepter. Her måtte det gjøres en evalueringsprosess for å kunne velge det riktige konseptet. Her ble det nødvendig å se at konseptet vil være brukbart for oppgaven.
- 3) I det tredje steget skulle en fysisk og analytisk modell bli beskrevet. Konseptet som ble funnet i steg to ble dermed visualisert. Modellen ble deretter ført over til SolidWorks. På denne måten kunne gruppen få en god oversikt over prosjektet.
- 4) Ut ifra alle de tidligere stegene skulle en modell bli dannet. Da var det naturlig å sjekke at alle kriteriene ble oppfylt for produktet. Derfor skulle modellen bli testet og evaluert. Fantes det grunn til å gå tilbake til steg tre, skulle det bli gjort her. Dette ville bidra til å skape flere iterasjoner av modellen. Da den endelige modellen hadde blitt laget og alle parameterne var etter kravene, var det mulig å gå til neste steg i prosessen.
- 5) Da den ferdige modellen hadde blitt laget, skulle det bli produsert arbeidstegninger for produktet. Dette ville derfor gi en instruksjon om hvordan produktet skal være, og hvordan det vil bli satt sammen.
- 6) Det siste steget som gruppen gjennomførte var å definere de ulike parameterne for prosessene, materialer og utstyr som trengs for å lage produktet. Deretter ble det gjort en sikkerhetsvurdering for produktet. Fantes det grunn for å gå tilbake, var det mulig å gå helt til steg tre igjen for å endre på produktet.

3.3 Idemyldring

I det første stadiet ble en individuell brainstorming gjennomført. For å finne frem til aktuelle løsninger ble det tatt i bruk en rekke teknikker. Bilder fra eksisterende tørrdokker, og lignende mekanismer ble kikket på i *Myszka* (1999). Til slutt gikk gruppen sammen og viste frem sine ideer for hverandre. Dermed ble ideene slått sammen, og det ble utarbeidet fem ulike mekanismer som hadde samme hovedfunksjon. Alle konseptene hadde svakheter og styrker, og det skulle senere bli sett på hvilke som presterte best i ulike kategorier.

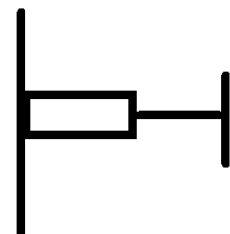
3.4 Konsepter

Fem modeller ble tegnet opp som følge av ideutviklingen. To av konseptene hadde en lineær bevegelse utover, mens de resterende tre mekanismene beveget seg med en radius for å strekke seg ut. En av hovedutfordringene til mekanismene er å kunne bevege seg 3m utover. Det skal nå bli presentert de fem forskjellige konseptene gruppen skal vurdere opp mot hverandre.

3.4.1 Forskjellige konsepter

Konsept 1 Lineærarm (Figur 8)

Dette konseptet er en sylinder festet til veggen med en endeplate på den andre siden. Dette vil derfor være det enkleste og det minst kostbare alternativet. Sylinderen er designet for krefter som går parallelt med sylinderarmen. På grunn av dette vil ikke sylinderkapasiteten bli svekket, da kraften virker langs sylinderen og ikke på en vinkel. Siden det ikke er noe annen konstruksjon rundt som kan bidra til stor forflyttelse, må det velges en svært stor sylinder for å kunne bevege seg langt nok ut. Her vil plassmangel være et stort problem fordi forhold mellom minste og maksimum lengde på en sylinder blir redusert ettersom den må kunne ta opp høye krefter. Det er også mulig at det kan forekomme et høyt moment på en sylinder som strekker seg langt ut. Da må det settes opp støtter under for å motvirke dette. For å unngå en lang slaglengde, kan det være mulig å sette på lange endestykker i forskjellige lengder. Dermed vil sylinderen ha plass i dokken, men det kreves at det blir produsert ulike endestykkelengder for ulike båter.



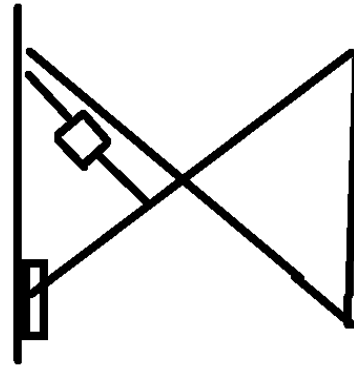
Figur 8 Konsept 1

Tabell 2 Konsept 1

Positivt	Negativt
<ul style="list-style-type: none">• Enkelt å produsere• Billig i forhold til de andre løsningene• Sterk fordi kraften er parallell med lengderetningen• Krever få deler	<ul style="list-style-type: none">• Tar plass• Kan kreve avtagbare endestykker

Konsept 2 Saksearm (Figur 9)

For at dette konseptet skal kunne være bevegelig må det ene benet gli. Den vil bevege seg i en lineær bevegelse som gjør at kontaktpunktet er på den samme høyden når den går ut og inn på båten. Endeplaten vil også alltid være parallell med båtens side. Det er mulig å legge på et endestykke i forskjellige lengder slik at selve saksearmen bare har behov for å bevege seg en kort distanse. Slik sikrer man at konstruksjonen ikke blir for stor og tung. En annen mulighet er å legge på flere sakseledd slik at den kan nå båtene. Dermed kreves det ofte en ekstra sylinder for å drive armen.



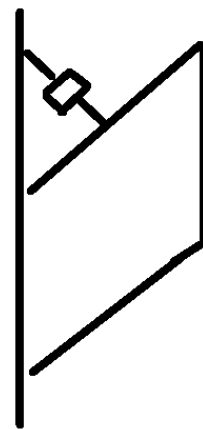
Tabell 3 Konsept 2

Positivt	Negativt
<ul style="list-style-type: none"> • Kompakt • Sterk 	<ul style="list-style-type: none"> • Komplisert • Kostbar • Kan kreve avtagbare endestykker

Konsept 3 Parallelogram (Figur 10)

Parallelogrammet har to og to armer med lik lengde, slik at endeplaten er parallell med båtens side. Den vil bevege seg ut med en rotasjonsbevegelse, som vil være bestemt av lengden til armen fra rotasjonspunktet. Parallelogrammet vil ha en teoretisk mulighet for å kollapse seg helt sammen om leddene er designet for det. Dette gir mulighet for et svært kompakt design. Siden den vil rotere, er det mulighet for å velge om den skal rotere oppover eller nedover i forhold til båten.

På grunn av designet vil dette være en relativt billig, og enkel konstruksjon. I likhet med konsept 1 kreves det bare en sylinder. Motsetning til konsept 1 trenger denne løsningen bjelker og hengsler for å kunne rotere, og for å kunne ta opp krefter.



Figur 10 Konsept 3

Tabell 4 Konsept 3

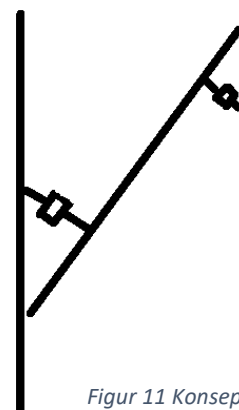
Positivt	Negativt
<ul style="list-style-type: none"> • Billig • Kompakt • Få deler • Enkel konstruksjon 	<ul style="list-style-type: none"> • Høyden til endeplaten varierer etter utstrekningen

Konsept 4 Fallende arm (Figur 11)

Her kreves det to hydraulikksylindere. Den ene vil styre armen som går ut, mens den andre sylindere styrer vinkelen på endeplaten. Dette kan være gunstig for at endeplaten skal få størst kontaktflate, selv om båten har en krumning på seg. Her vil man også ha mulighet for å lage en kompakt sammenstilling, slik at båtene har god klarering på begge sider. På grunn av den lange armen som kreves, kan strukturen være utsatt for høye bøyespenninger.

Tabell 5 Konsept 4

Positivt	Negativt
<ul style="list-style-type: none">• Endeplate kan rotere	<ul style="list-style-type: none">• Kostbar• Kreves flere sylindere• Utsatt for bøyespenninger



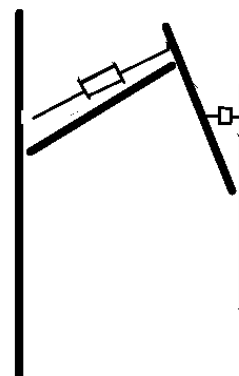
Figur 11 Konsept 4

Konsept 5 Gravemaskinarm (Figur 12)

Gravemaskinarmen har en arm som ikke har mulighet til å rotere. Plassmangel vil dermed være et problem for denne løsningen. I likhet med konsept 4, har denne løsningen også en endeplate med fri bevegelse. Derfor kreves det også to sylindere til for at denne skal bevege seg riktig. I likhet med konsept 4, kan denne strukturen være utsatt for store bøyespenninger.

Tabell 6 Konsept 5

Positivt	Negativt
<ul style="list-style-type: none">• Endeplate kan rotere	<ul style="list-style-type: none">• Kostbar• Lite kompakt



3.4.2 Sammenligningsmatrise

Det skal nå bli presentert en tabell som viser rangeringen av de ulike konseptene som har blitt diskutert i det forrige kapitlet. Det blir benyttet en parvis rangering fra *Johansen, et al (2014)* for å bestemme hvilke konsepter som er best i de ulike kriteriene (Tabell 7).

5 representerer den beste poengsummen

1 representerer den dårligste poengsummen

Det ikke sagt noe om graden av forbedring mellom to ulike poengsummer, fordi de bare blir satt opp mot hverandre, og ikke en uavhengig skala. Skulle to eller flere konsepter bli rangert på samme nivå, blir den minste verdien gitt til begge.

Tabell 7 Sammenligningsmatrise

Konsept Kriterier	Pris	Plass	Enkel produksjon	Styrke	Brukervennlighet	Sum
Konsept 1	5	1	5	5	1	17
Konsept 2	1	4	1	3	1	10
Konsept 3	4	5	4	3	3	19
Konsept 4	2	3	2	1	3	11
Konsept 5	2	2	2	1	3	10

3.4.3 Valg av Konsept

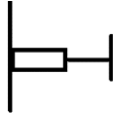
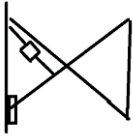
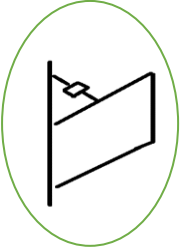

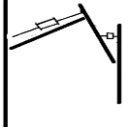
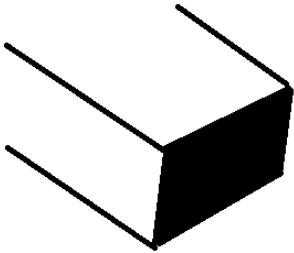

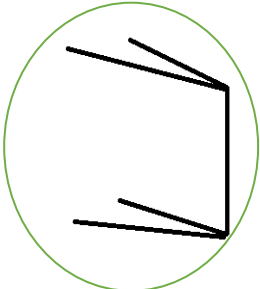
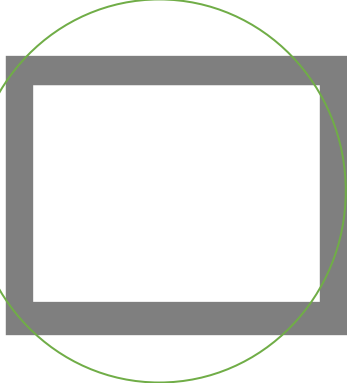
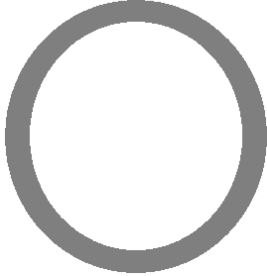
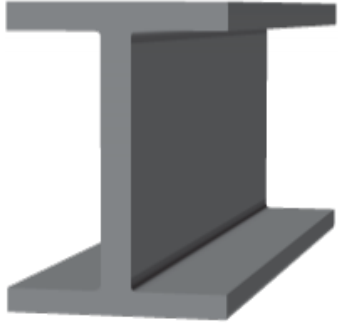
Fra tabell 7 får konsept 3 den høyeste poengsummen som ble på 19 poeng. Gruppen valgte derfor konsept 3.


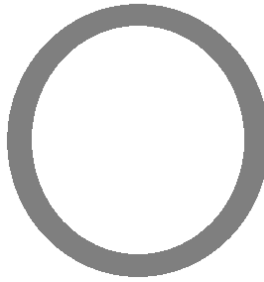
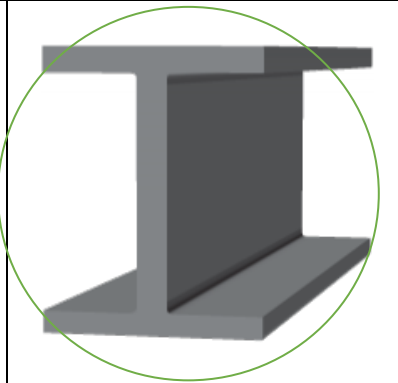



Dette konseptet vil bare være avhengig av en sylinder og en rammestruktur rundt denne. Rammestrukturen vil bestå av bjelker, hengsler, akslinger og bolter. På grunn av enkelheten til konseptet, vil både produksjonen og vedlikeholdsarbeidet være lett å utføre av Vaagland. I tillegg er støtteformen komprimerbar som er nødvendig for å kunne håndtere ulike båtstørrelser.


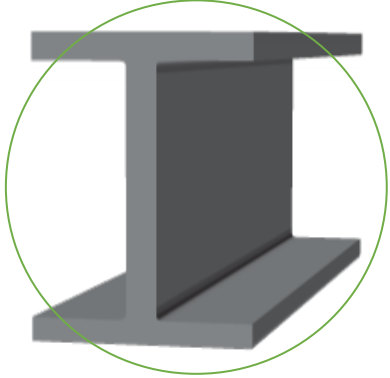


På bakgrunn av dette skal gruppen fortsette med utviklingen av konsept 3. Dermed er det nødvendig å finne relevante løsninger for de forskjellige delene. Når dette har blitt gjort må de dimensjoneres etter kravene satt av Vaagland.

3.5 Morfologisk tabell

Den morfologiske tabellen gir oversikt over de forskjellige stegene, og løsningsalternativene gruppen har vært innom. Avgjørelsen under hvert steg ble tatt, ved å koble sammen produktspesifikasjonene og teorien gruppen har vært innom. Tabell 8 viser de ulike valgmulighetene gruppen hadde for hvert steg. Deretter vil det komme en utdyping om valgene som ble gjort, og bakgrunnen for disse.

Navn	Løsningsforslag				
<p>Støtteløsning:</p> <p>Dette vil være de forskjellige konseptene gruppen kom frem til under konseptutviklingen.</p>	 <p><i>Støtteløsning 1</i></p>	 <p><i>Støtteløsning 2</i></p>	 <p><i>Støtteløsning 3</i></p>	 <p><i>Støtteløsning 4</i></p>	 <p><i>Støtteløsning 5</i></p>
<p>Støtteform:</p> <p>Dette vil være formen på den delen av støtten som vil bevege seg ut og inn, for å tilpasse seg båtens størrelse.</p>	 <p><i>Støtteform 1</i></p>	 <p><i>Støtteform 2</i></p>	 <p><i>Støtteform 3</i></p>		
<p>Bjelketype til støtteformen:</p> <p>Dette vil være de forskjellige bjelkeprofilene gruppen valgte mellom for å bruke i de de fire armene som støpformen har.</p>	 <p><i>støttebjelke 1 firkantrør</i></p>	 <p><i>støttebjelke 2 runderør</i></p>	 <p><i>støttebjelke 3 I-bjelke</i> <i>Stenslie as (2016)</i></p>		

<p>Bjelke type til endebjelken:</p> <p>Dette vil være de forskjellige bjelkeprofilene gruppen valgte mellom, for å bruke i enden av støttearmen. Disse vil være i kontakt med båtene som er i dokken.</p>	 <p><i>endebjelke 1 firkantrør</i></p>	 <p><i>endebjelke 2 runderør</i></p>	 <p><i>endebjelke 3 I-bjelke</i></p>
<p>Hengselforbindelse:</p> <p>For at hengslene i konstruksjonen skal kunne rotere, trengs det en aksling i hengslene. Denne akslingen må også sikres, slik at den ikke faller ut under bruk. Her er de forskjellige løsningene gruppen valgte mellom.</p>	 <p><i>Hengsel forbindelse 1 Bolteforbindelse</i> <i>GlobalTools</i></p>	 <p><i>Hengsel forbindelse 2 Pinne forbindelse</i> <i>Haucon (2020)</i></p>	
<p>Innfestning mellom støtten og dokken:</p> <p>Dette er de forskjellige alternativene gruppen så på for å feste hele konstruksjonen til gelenderet og gulvet i dokken.</p>	 <p><i>Innfestning forbindelse1: Bolt</i></p>	 <p><i>Innfestning forbindelse2: sveis</i> <i>Miller(2016)</i></p>	

<p>Bjelketype til innfestning:</p> <p>For at konstruksjonen skal kunne festes i gelenderet og i bunnen av dokken kreves det en innfestningsbjelke. Dette er de forskjellige bjelkeprofilene gruppen vurderte for innfestningen.</p>	 <p><i>innfestning bjelke1 firkant</i></p>	 <p><i>Innfestning bjelke 2 I-bjelke</i></p>	
<p>Lagertype:</p> <p>Inne i hengslene kan det være aktuelt å bruke lager for å minske friksjonen. Gruppen har sett på disse alternativene.</p>	 <p><i>Lagertype 1 rullelager</i></p> <p><i>SNL (2019)</i></p>	 <p><i>Lagertype 2</i></p> <p><i>Storm Halvorsen</i></p>	<p>Metall mot metall</p>

Tabell 8 Morfologisk tabell

3.5.1 Støtteløsning

Etter en grundig analyse i kap. 3.4.3, der alle konseptene ble vurdert, kom konsept 3 best ut av analysen. Dermed valgte gruppen å jobbe videre med konsept 3.

3.5.2 Støtteformen

For å velge riktig støtteform var dokkens utforming og fleksibiliteten til konstruksjonen de viktigste aspektene å ta hensyn til. Positivt for støtteform 1 er at den har en stor endeplate, dette gir et stort areal som båten kan bli støttet til. På en annen side vil det store endestykket være utsatt for bøyespenninger, og kan kreves at den blir laget med en relativt tykk plate. Selv om det ikke forventes at støttene blir påført krefter som virker i dokkens lengderetning, vil en rektangulær støtteform være mindre stabilt enn en trekantformet støtteform. For de to andre forslagene var det bare retningen på bevegelsen som skilte dem. Gruppen valgte derfor å se på sylindersens posisjonsmuligheter og tyngdepunktet til mekanismen. For støtteform 2 vil tyngdepunktet til mekanismen både bevege seg utover og i lengderetning i dokken. Derimot vil en rotasjon utover i dokken føre til at tyngdepunktet bare beveger seg utover i dokken. Støtteform 3 gir også muligheten for å montere sylindren helt øverst i gelenderet, slik at mesteparten av sylindren kan være over vannlinjen. Dermed velger gruppen å gå videre med støtteform 3.

3.5.3 Bjelketype til støtteformen

Etter at støtteform 3 ble valgt måtte gruppen velge hvilken bjelketype som skulle bli brukt. Valget falt på kvadratiske firkantrør for de fire bjelkene som går ut fra gelenderet. Dette ble gjort på bakgrunn av at firkantrørene har bedre motstand mot kompresjon enn I- bjelker, på grunn av det hule tverrsnittet. Firkantrør gir også god mulighet til å feste elementer til siden av bjelken, som er vanskeligere på I- bjelker fordi sidene ikke har rette flater. Hengslene blir sveist utenpå endene på røret slik at det kan oppstå full rotasjon i leddene. Overflaten blir også mindre enn en I- bjelke, slik at det kreves mindre overflatebehandling. Rørene har også det samme tverrsnittsmodulet om både x- og y- aksen. Dette er gunstig når det forventes at bjelkene vil bli belastet fra disse sidene.

3.5.4 Bjelketype til endebjelken

For endebjelken ble det valgt en I- bjelke. Dette er på grunn av at I- bjelker er gode i å ta opp krefter som virker normalt på lengderetningen til bjelken, slik som endeplaten er antatt å bli utsatt for. I tillegg er en I-bjelke gunstig da den veier mindre enn et firkantrør i samme dimensjon.

3.5.5 Hengselforbindelse

For å få til rotasjon i de ulike leddene, skal det brukes hengsler slik at en aksling kan gli inne i den. Gruppen vil designe hengsler for konstruksjonen, slik at både bevegelse og krefter kan bli tatt opp. Hengslene vil bestå av to ører og en grunnplate som blir sveist sammen. For å feste de ulike leddene vil det bli plassert en aksling i hengslene. Det ble bestemt av gruppen å dimensjonere en pinneforbindelse. Pinnen kan lett bli laget på en dreiebenk. Pinneforbindelsen vil kreve å bli festet slik at den ikke faller ut under bruk, men også at det vil være mulig å demontere den. Derfor må det lages en låsemekanisme for akslingene. Skulle det ha blitt brukt en bolteforbindelse, vil det kreves å bruke en låsevæske eller en låsemutter for at mutteren ikke skal løsne under bruk. Denne væsken må da kunne tåle vann.

3.5.6 Innfestning mellom støtten og dokken

Etter at det hadde blitt valgt I-bjelker som bjelketyper til innfestningen, måtte gruppen vurdere sammenføyningsmetoden mellom innfestningsbjelken og resten av dokken. Gruppen valgte å bruke bolteforbindelser, slik at det skulle være mulig å demontere konstruksjonen for flytting. Dette ville ikke vært mulig dersom konstruksjonen hadde blitt sveist fast. Totalt vil det være åtte bolter som holder bjelkene til gelenderet, og åtte bolter som blir skrudd fast til gulvet.

3.5.7 Bjelketype til innfestning

For å feste støtteformen til gelenderet og gulvet i dokken, kreves det et ekstra ledd slik at det blir enkelt å flytte på hele konstruksjonen. For å gjøre dette vil gruppen bruke bjelker som støtteformene festes til. Gruppen valgte å bruke I-bjelker til dette fordi de er gode til å ta opp krefter som fungerer normalt på lengderetningen.

3.5.8 Lagertype

Gruppen syntes det var ønskelig å plassere et lager inne i hengselen. Dette vil bidra til minsket friksjon i rotasjonsleddene, og det kan øke levetiden til hengselet. For konstruksjonen blir det antatt at det vil kun vil oppstå situasjoner med lav rotasjonshastighet og høye krefter. Dermed vil rullingslager ikke være ideelle for denne konstruksjonen, siden de er designet for å operere med høy rotasjonshastighet. I tillegg vil de fleste rullingslagrene kreve smøring, som kan bli vasket bort av vannet i dokken. Dermed anbefaler gruppen at det blir brukt et glidelager av plast, fordi de kan fungere som et selvsmørende lager. Gruppen tok kontakt med en leverandør som produserer plastlager som er designet for å brukes i maritime situasjoner. Dette vil bli diskutert videre i kapittel 5.7.

3.5.9 Materiale

Konstruksjonsstål ble valgt som materiale for alle de bærende elementene. Ut ifra katalogen til Smithstål valgte gruppen stålet S355. Valg av metaller som aluminium eller duplexstål ville gjort konstruksjonen mer kostbar, dessuten er det også vanskeligere å finne bjelker og plater i de disse materialene. Sammenføyningsteknikker som sveising ville også blitt vanskeligere. Konstruksjonsstål har også mange gode mekaniske egenskaper. Ulempen med konstruksjonsstål er korrosjonsresistansen. Dette vil bli tatt hånd om ved å male utsiden slik at den blir beskyttet mot sjøvannet inne i dokken.

Det var også ønskelig at endeplaten har så lite friksjon som mulig. Dette sikrer at båtene ikke blir skadet, eller at den drar med seg armen mens vannet tømmes. Her er det mulig å velge en båtmaling som er slitesterk, men også har lav friksjon. Et annet alternativ er å legge på en slitesterk og glatt plastfilm utenpå malingen slik at man sikrer seg en glatt endeplate.

3.5.10 Styresystem

Vaagland hadde et ønske om at gruppen skulle bruke hydraulisksylindere som styresystem. Etter en vurdering mellom pneumatiske og hydrauliske sylindere, bestemte gruppen seg for å gå med på forslaget fra Vaagland. Dermed ble det valgt en hydraulikksylinder. Dette er på bakgrunn av at hydraulikksylindere oftest blir brukt offshore, og vil kunne ta opp større krefter uten å komprimeres.

3.5.11 Sylinder innfestning

For å feste sylinderen til støtten bestemte gruppen å spenne en firkantbjelke på tvers av trekantarmen. I begynnelsen vurderte gruppen å feste bjelken på den øverste trekantarmen, men valgte å feste den nederst for å få en mer kompakt sammenstilling.

3.6 Beregninger

Underveis i oppgaven måtte gruppen ta i bruk flere typer beregninger for å komme frem til en god løsning. Støtten måtte dimensjoneres ut fra ulike aspekter. Geometrien ble bestemt først. Deretter kunne bjelkene dimensjoneres. Sylinderen ble dimensjonert slik at den nødvendige bevegelsen kunne bli utført, samtidig som at den skulle tåle kreftene som oppstår. For å finne riktig hengsel dimensjon var det nødvendig å finne riktig akseldiameter. Dermed kunne hengslene som sylinderen var festet til bli dimensjonert mot kraften som sylinderen skaper. Utformingen av hengslene og kreftene de blir utsatt for, ble brukt for å beregne det nødvendige a-målet til sveisen. For å ha muligheten til å flytte hele konstruksjonen var det nødvendig å bruke bolteforbindelser for å montere støtten i dokken. Størrelsen på disse boltene måtte derfor beregnes.

Konstruksjonen forventes kun å bli belastet med en statisk kraft som kommer fra båtene. Dermed vil det ikke bli gjort noen beregninger for dynamiske laster. Alle beregningene tar også forbehold om at alle delene har blitt inspisert før bruk, derfor blir ikke korrosjonsskadede deler regnet på. Fokuset lå også på å sjekke ulike parametere i de verste scenarioene under forutsetningene. Dette fører til at gruppen får konservative beregninger.

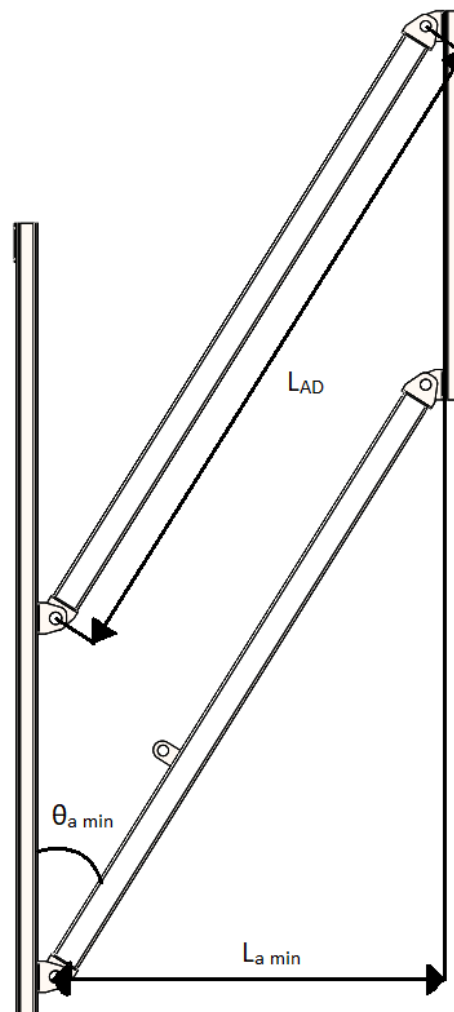
For de ulike beregningene ble det benyttet håndberegninger som ble flyttet over til et Excelark slik at variablene raskt kunne endres på uten å gjøre beregningene på nytt. Håndberegningene ble brukt som en grov skisse av hvilke dimensjoner konstruksjonene trengte. Dette ble brukt som et grunnlag for å tegne modellen på SolidWorks.

Alle beregningene og benevningene vil bli lagt til som vedlegg.

3.6.1 Generell geometri

Her skal det bli regnet på vinkelen mellom gelender og trekantarmen, samt sylindergeometriene.

Som beskrevet i kapittel 1.6 har dokken en bredde på 16,8m. Båtene som skal være inne i dokken vil variere mellom 7,5m til 13,5m i bredde. Dette betyr at armene må kunne bevege seg 3m ut, men også være mer kompakt enn 1,65m når de er sammenklemt. For at det skal være klaring mellom støtten og båtene i dokken ble det bestemt at støtten må kunne trekkes inn til en lengde på 1,3m. Dette gir en total klaring på 0,6m til de største båtene. Når armen blir strukket ut vil den ha en lengde på 5m, slik at det er sikkert at den treffer båter i alle størrelser. Dermed vil det være viktig å finne de kritiske vinklene og lengdene som vil bli brukt til senere utregninger. Tallene som blir brukt tar hensyn til at endeplater og bjelker har tykkelse.



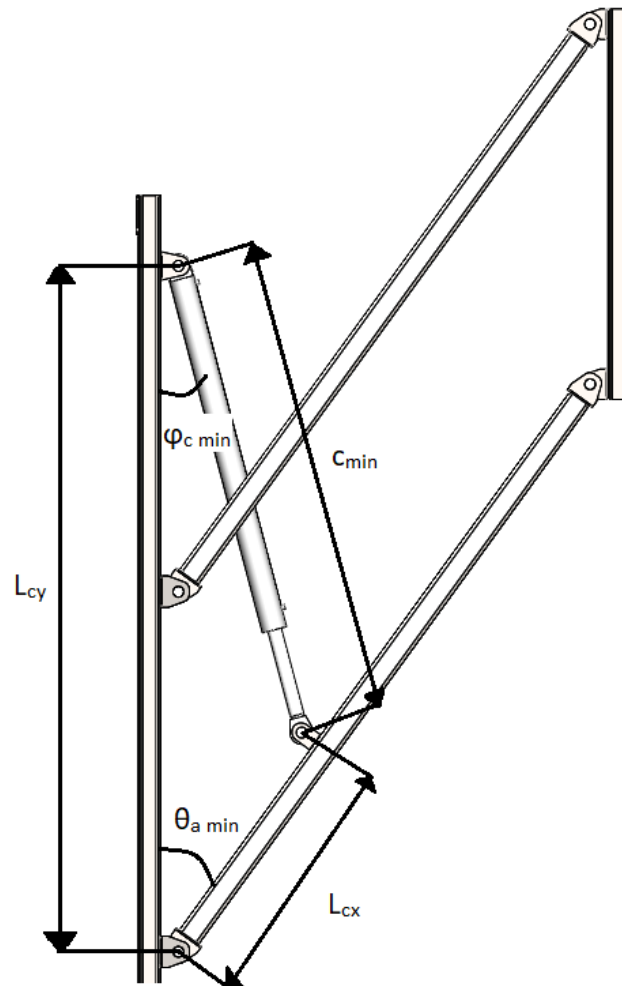
Figur 13 Vinkelgeometri

Vinkelen som skal til for at konstruksjonen vil være 1,3m når den er sammen klemt blir (Figur 13):

$$\sin^{-1}\left(\frac{L_{a \text{ min}}}{L_{AD}}\right) = \theta_{a \text{ min}}$$

$$\theta_{a \text{ min}} = 10,13^\circ$$

Etterpå skulle plasseringen av sylindren velges. Det ble bestemt at sylindren skulle festes til den nederste armen. Det ble gjort flere iterasjoner for å komme frem til den endelige verdien. Dette er på bakgrunn av at lengdene måtte samsvare med målene gitt for sylindren til Hydratech. Dette blir diskutert i kapittel 3.6.2.



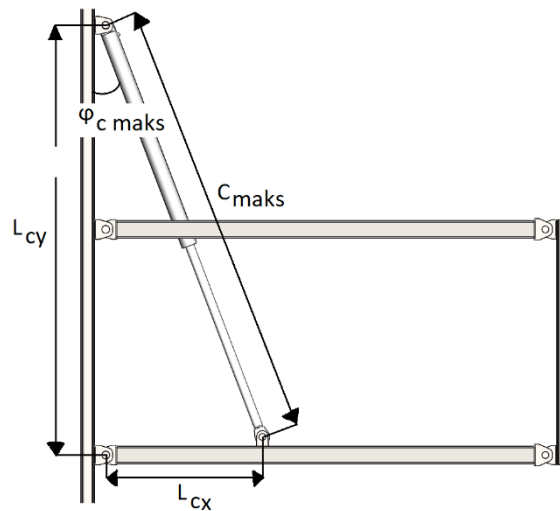
Figur 14 Minste sylindelengde

Dette er den minste lengden sylindren har når konstruksjonen er sammenklemt (Figur 14):

$$c_{min} = \sqrt{L_{Cx}^2 + L_{Cy}^2 - (2 \cdot L_{Cx} \cdot L_{Cy} \cdot \cos \theta_{a min})}$$

$$c_{min} = 2,64m$$

Deretter blir den maksimale sylindrelengden regnet ut (Figur 15):



Figur 15 Maksimal sylindrelengde

$$c_{maks} = \sqrt{L_{Cx}^2 + L_{Cy}^2}$$

$$c_{maks} = 4,49m$$

Det var også nødvendig å finne slaglengden, som vil være forskjellen mellom den minste og største lengden til sylindringen.

$$c_{maks} - c_{min} = c$$

$$c = 1,85m$$

Dermed kunne vinkelen mellom sylindringen og gelenderet regnes ut. Først ble den minste vinkelen funnet:

$$\varphi_{c min} = \sin^{-1} \left(\frac{L_{Cx} \cdot \sin \theta_a}{c_{min}} \right)$$

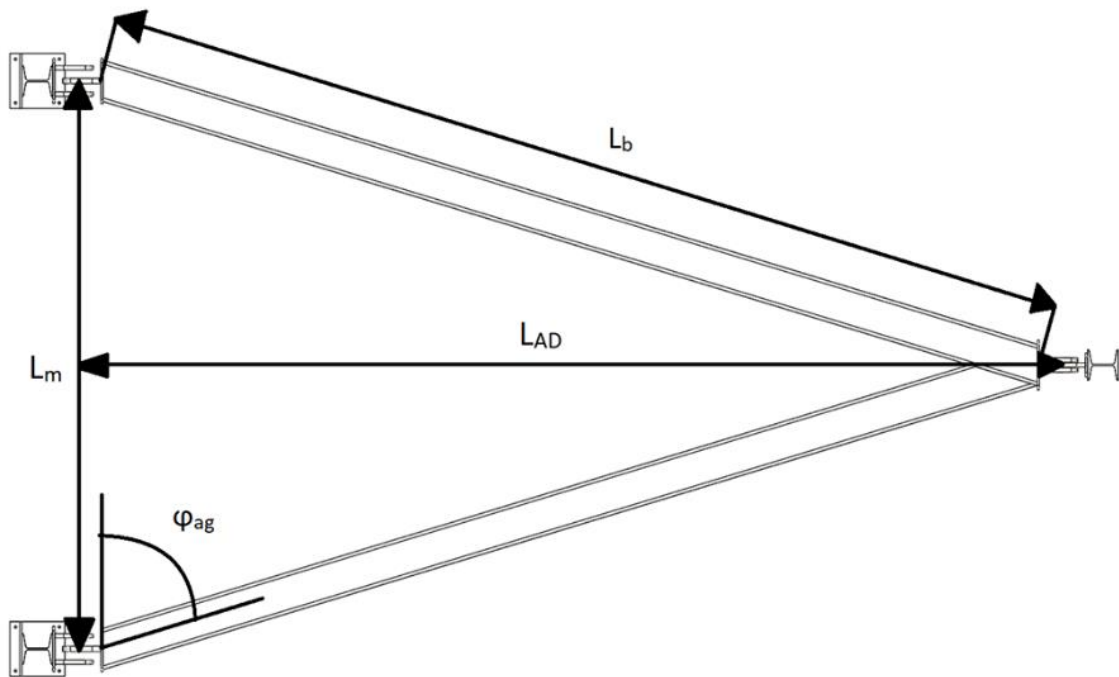
$$\varphi_{c min} = 6,12^\circ \text{ (Figur 14)}$$

Deretter ble den største vinkelen mellom sylindringen og gelenderet funnet:

$$\varphi_{c maks} = \sin^{-1} \left(\frac{L_{Cx} \cdot \sin \theta_a}{c_{maks}} \right)$$

$$\varphi_{c maks} = 20,85^\circ \text{ (Figur 15)}$$

Til slutt ble det sett på vinkelen som trekantarmen ville ha, sett ovenfra. 80 grader ble bestemt av gruppen slik at det bare vil være aktuelt å finne avstanden mellom bjelkene ved gelenderet.



Bredden mellom støttebeina blir derfor (Figur 16):

$$L_m = 2 \cdot \left(\frac{L_{AD}}{\tan(\varphi_{ag})} \right)$$

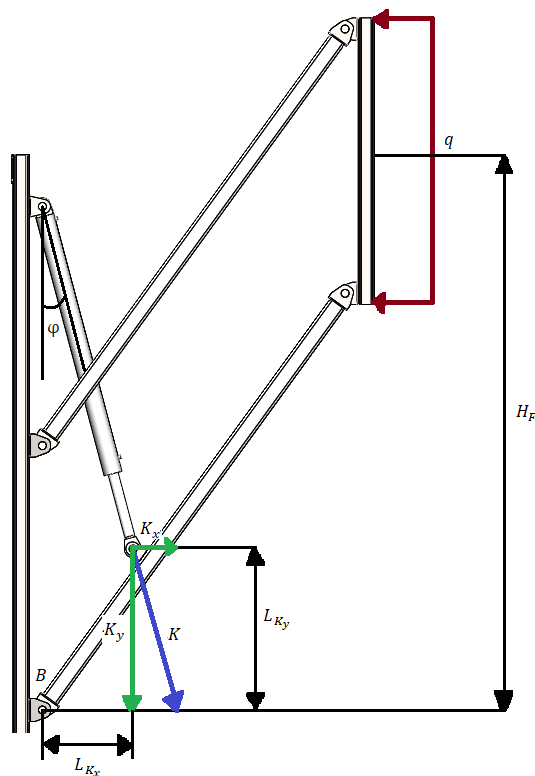
$$L_m = 1,6m$$

3.6.2 Sylinder

Her skal det bli valgt riktig sylinder etter beregningene gjort i forrige kapittel. Dermed må det nødvendige trykket bli funnet.

For å kunne velge riktig sylinder trengte gruppen å vite hvilke krefter sylinderen blir utsatt for, og hvor langt den må strekke seg. Sylinderens største og minste lengde er allerede beregnet i kapittel 3.6.1. For at støtten skal kunne justeres til de forskjellige lengdene, valgte gruppen en sylinder som har et innbygningsmål som er mindre enn den korteste lengden sylinderen trenger å være. Samtidig som det ble valgt en slaglengde som gir sylinderen mulighet til å strekke seg ut litt lengre enn nødvendig.

For å beregne den nødvendige trykkraften ble det brukt momentregning. Det ble antatt at sylinderen blir utsatt for størst moment når støtten er helt inntrukket, og blir belastet av den maksimale kraften på 50kN (Figur 17).



Figur 17 Momentberegning for nødvendig trykk i + kammeret

For å finne trykket som sylinderen opplever, må det først bli funnet den maksimale kraften som den blir utsatt for. Dette vil være når konstruksjonen er helt sammenklemt. Trykkraften blir dermed:

$$F = q \cdot L_E$$

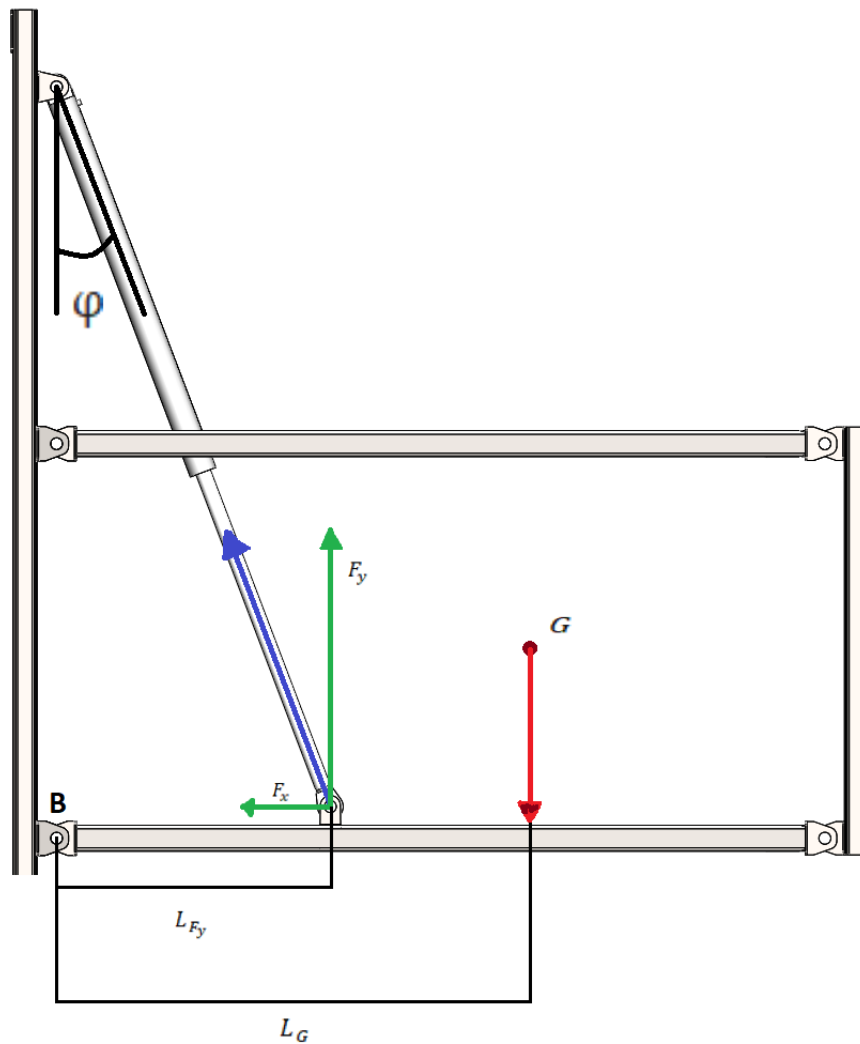
$$M_B = K_y \cdot L_{K_x} + K_x \cdot L_{K_y} - F \cdot H_F$$

$$K_+ = \frac{F \cdot H_F}{\sin(\varphi_{c \min}) \cdot H_{K_x} \cdot \cos(\varphi_{c \min}) \cdot L_{K_y}}$$

$$K_+ = 485 \text{ kN}$$

Denne kraften vil bli brukt for å velge det nødvendige arealet på stempelet i sylinderen.

Sylinderen skal bare bevege seg når støtten skal justeres, ikke når støtten står belastet av en båt. Dette betyr at arbeidstrykket i sylindersens -kammer kun trengte å bli dimensjonert mot egenvekten av støtten. For å beregne den nødvendige trekraften ble det brukt momentregning. Gruppen valgte å beregne momentet i en situasjon der støtten er helt ustrakt. Denne posisjonen vil føre til størst mulig dreiemoment fra egenvekten og dermed gi den maksimale trekraften sylindern må kunne yte (Figur 18).



Figur 18 Momentberegning for nødvendig trykk i -kammeret

Dermed ble kraften som blir utført av gravitasjonen, funnet på sylindern. Dette ble gjort ved å betrakte konstruksjonen når den er helt utstruktet. Dermed blir trekraften:

$$M_B = K \cdot \cos(\varphi_{c maks}) \cdot L_{Ky} + K \cdot \sin(\varphi_{c maks}) \cdot L_{Kx} - G \cdot L_G$$

$$K_- = \frac{L_G \cdot G}{L_{Ky} \cdot \cos(\varphi_{c maks}) + L_{Kx} \cdot \sin(\varphi_{c maks})} \cdot \gamma_s$$

$$K_- = 22,3 \text{ kN}$$

Dette er kraften som sylindern må kunne trekkes inn med.

Gruppen brukte Hydratechs nettside for å velge en passende sylinder. Her ble det nødvendige innbygningsmålet og slaglengden valgt. Hydratechs nettside beregner knekkapasiteten til sylindere ut ifra slaglengden, kreftene sylindere skal yte og diameteren på stempelstangen. På grunn av at gruppen hadde en bestemt slaglengde og en bestemt kraft, måtte diameteren på stempelstangen justeres for å få en akseptabel knekkapasitet. Deretter kunne diameteren til stempelet justeres slik at trykket inne i +kammeret ikke ble for stort. Gruppen prøvde ut de forskjellige standarddimensjonene Hydratech tilbyr, til de fant en sylinderkonfigurasjon som passet.

Etter at sylindere diameter og stempelstang diameter var bestemt kunne arbeidstrykket beregnes. Først ble trykket i +kammeret beregnet slik:

$$P_+ = \frac{K}{\pi \cdot \frac{d_{stempel}^2}{4}}$$

$$P_+ = 15,5 \text{ N/mm}^2$$

Deretter ble det funnet trykket som oppstår i -kammeret:

$$P_- = \frac{K}{\pi \cdot \left(\frac{d_{stempel}^2}{4} - \frac{d_{stempelstang}^2}{4} \right)}$$

$$P_- = 1,2 \text{ N/mm}^2$$

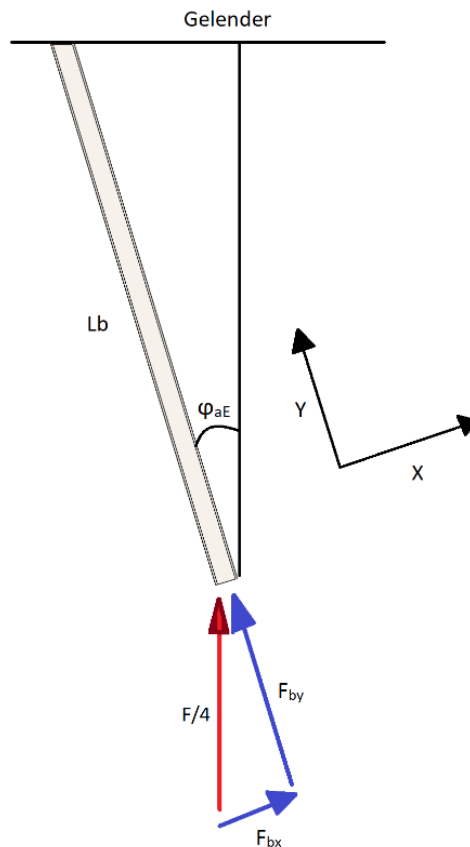
Til slutt valgte gruppen en sylinder med innbygningsmål på 2600mm, slaglengde på 2000mm, stempeldiameter på 200mm og en stempelstang diameter på 125mm. Denne sylindere vil kunne trekke seg inn slik at støtten får en bredde på under 1,3m, samtidig som den vil kunne skyves ut slik at støtten får en bredde på 5m. Stempelstang diameteren er også stor nok til at den ikke blir utsatt for knekking.

3.6.3 Bjelkestørrelse

Det skal nå bli regnet ut bjelkedimensjonene til trekantrammen.

Her ble det gjort en grov utregning på den minste mulige dimensjonen for en firkantbjelke på trekantrammen. Det er fire bjelker som tar opp belastningen, og det ble antatt at kreftene blir fordelt likt mellom dem. På bakgrunn av dette kunne gruppen forenkle beregningene, og kun dimensjonere en bjelke. Fordi utregningene ble gjort i Excel, valgte gruppen å se på spenningene som bjelken blir utsatt for istedenfor å finne minste tverrsnittsmodul, W_x til bjelken. Gruppen satte opp et Excelark som beregnet spenningene i bjelkene ut ifra hvor stort tverrsnittsareal og tverrsnittsmodul bjelkene hadde. På denne måten kunne man raskt putte inn forskjellige bjelkedimensjoner og sjekke om spenningene ble akseptable. Denne metoden gjorde det også mulig for gruppen å raskt forandre på parameterne, uten å måtte gjøre hele beregningen på nytt.

De største spenningene vil oppstå når støtten er helt inntrukket, men først blir kreftene som påvirker bjelkene når støtten er helt utstrakt beregnet (Figur 19).



Figur 19 Enkel bjelke sett ovenfra når støtten er helt utstrukt

Finner først kreftene som virker i y -retning i forhold til bjelken:

$$F_{by} = \frac{F}{4} \cdot \cos \varphi_{aE}$$

$$F_{by} = 12,31kN$$

Deretter ble kreftene som vil bøye bjelken sideveis beregnet, på grunn av at bjelken har en vinkel på 20 grader i spissen:

$$F_{bx} = \frac{F}{4} \cdot \sin \varphi_{aE}$$

$$F_{bx} = 2,17 \text{ kN}$$

Momentet blir bare skapt av F_{bx} , siden dette er kraften som bøyer bjelken:

$$M_b = L_b \cdot F_{bx}$$

$$M_b = 9,90 \text{ kNm}$$

For å finne bøyespenningene i bjelken, ble bjelkedimensjonen for en 100x100x5 firkantbjelke valgt. Denne har et tverrsnittsmodul på $53,1 \text{ cm}^3$ og et tverrsnittsareal på 1810 mm^2 . Bøyespenningene i bjelken blir derfor:

$$\sigma_{bb} = \frac{M_b}{W_x}$$

$$\sigma_{bb} = 188 \text{ N/mm}^2$$

Trykkspenningene blir skapt av F_{by} . Dermed vil dette fordeles på tverrsnittsarealet:

$$\sigma_{bt} = \frac{F_{by}}{A_b}$$

$$\sigma_{bt} = 6,8 \text{ N/mm}^2$$

Jevnfører bøyespenningene og trykkspenningene ved bruk av forenklet Von- Mises spenninger:

$$\sigma_{jb} = \sqrt{(\sigma_{bb}^2 + \sigma_{bt}^2)}$$

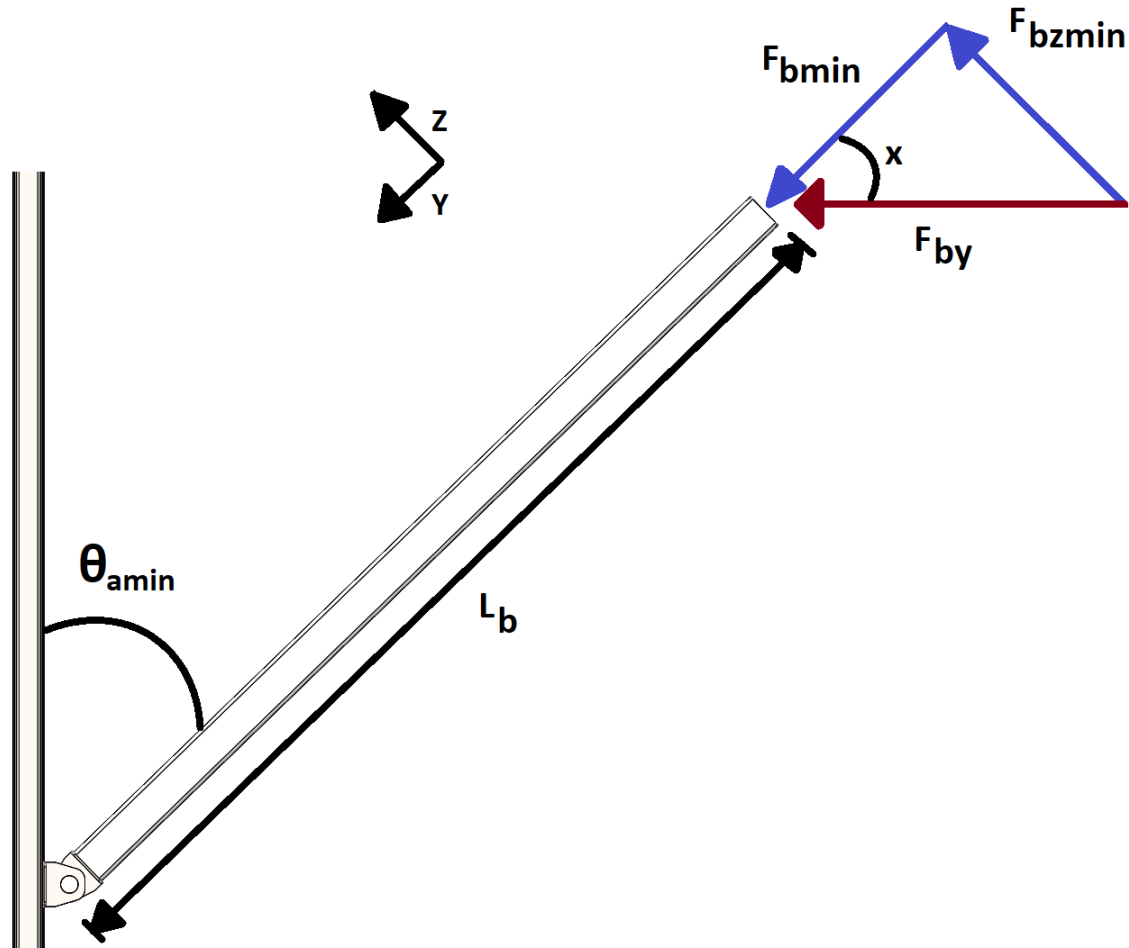
$$\sigma_{jb} = 188 \text{ N/mm}^2$$

Den tillatte spenningen er:

$$\sigma_{till} = 200 \text{ N/mm}^2$$

Dermed er $\sigma_{jb} < \sigma_{till}$.

Deretter ble bjelkene dimensjonert etter kreftene som oppstår når konstruksjonen er helt inntrukket. Denne beregningen vil være konservativ fordi at støtten ikke trenger å trekke seg inn lengre en 1,6m, men i beregningene blir den beregnet for 1,3m (Figur 20).



Figur 20 dekomponerte krefter ved maks inntrekning

Her skal det bli sett på spenningene som oppstår i bjelken når den er helt inntrukket. På grunn at koordinataksen går etter bjelken, vil x-komponenten forbli den samme. Dermed blir kraften i x-retning også lik:

$$F_{bx \min} = F_{bx}$$

$$F_{bx \min} = 2,17 \text{ kN}$$

Når armen blir inntrukket vil bjelken få en tredje-akse som virker i z- retningen. Kraften som tidligere var i y- retningen, F_{by} vil derfor bli fordelt mellom $F_{by \min}$ og $F_{bz \min}$. Dermed er det aktuelt å finne vinkelen mellom de nye dekomponerte kreftene. Vinkelen blir derfor:

$$x = (90^\circ - \theta_{a \min})$$

$$x = 79,87^\circ$$

Da kan man finne kraften som virker i z- retningen på bjelken:

$$F_{bz \min} = F_{by} \cdot \sin(x)$$

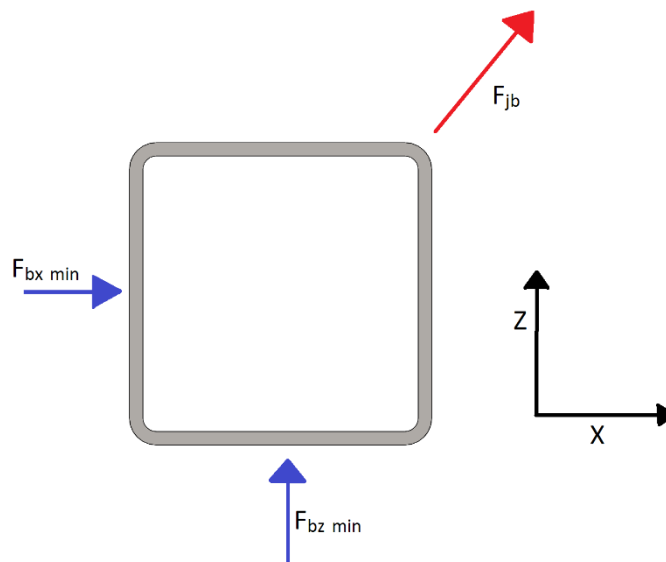
$$F_{bz \min} = 1212 \text{ kN}$$

Til slutt blir det funnet den nye kraften i y- retningen:

$$F_{by \min} = F_{by} \cdot \cos(x)$$

$$F_{by \min} = 2,17 \text{ kN}$$

Dermed blir kreftene som bidrar til momentet i bjelken jevnført. Dette vil danne en kraftvektor som går på diagonalen til firkanttrøret, men dette ble sett i bort fra på grunn av at dette var et grovt estimat som senere skulle bli sammenlignet med simulering gjort i SolidWorks. Dette ville i virkeligheten påvirke tverrsnittsmodulem (Figur 21).



Figur 21 Bjelketversnitt

På grunn av at kraften i y- retningen er parallell med bjelkelengden blir ikke denne kraften tatt med i jevnføringsen:

$$F_{jb} = \sqrt{(F_{bx \min}^2 + F_{bz \min}^2)}$$

$$F_{jb} = 12,31 \text{ kN}$$

Momentet til den jevnførte kraften kan bli funnet ved å multiplisere med bjelkelengden:

$$M_{jb} = F_{jb} \cdot L_b$$

$$M_{jb} = 55,3 \text{ kNm}$$

For å finne bøyespenningene i bjelken ble det valgt firkantør med dimensjonene 180x180x8. Dette ville gi en tilstrekkelig spenningsreduksjon, i forhold til den tidligere dimensjonen som ble bestemt:

$$\sigma_{bb} = \frac{M_{jb}}{W_x}$$

$$\sigma_{bb} = 195,32 \text{ N/mm}^2$$

Trykkspenningene som oppstår i bjelken, vil være avhengig av kraften i y- retningen:

$$\sigma_{bt} = \frac{F_{by}}{A_b}$$

$$\sigma_{bt} = 0,41 \text{ N/mm}^2$$

Jevnfører spenningene mellom trykkspenningene og bøyespenningene:

$$\sigma_{jb} = \sqrt{(\sigma_{bb}^2 + \sigma_{bt}^2)}$$

$$\sigma_{jb} = 195,32 \text{ N/mm}^2$$

Den tillatte spenningen er fortsatt den samme som tidligere:

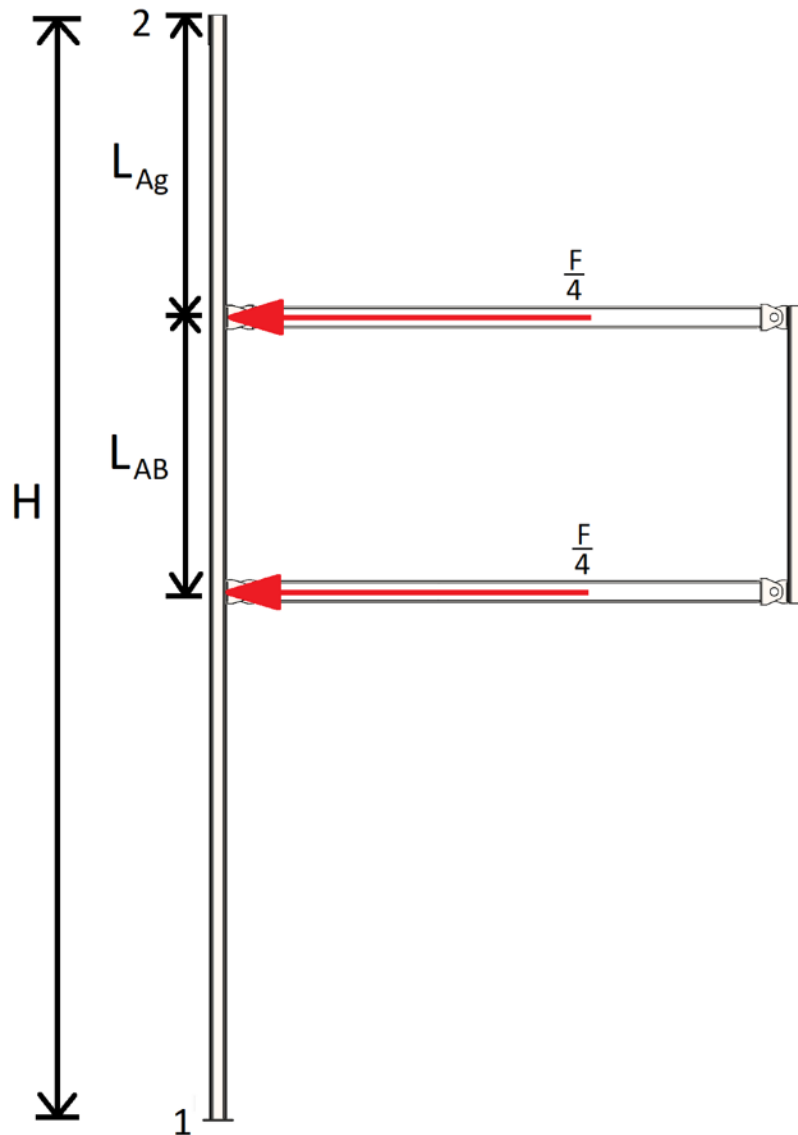
$$\sigma_{till} = 200 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{jb} < \sigma_{till}$, dermed vil konstruksjonen tåle lasten som blir påført konstruksjonen. En firkantbjelke med dimensjonen 180x180x8 vil bli brukt til de resterende beregningene hvor det er nødvendig.

3.6.4 Innfestningsbjelke

På grunn av at det vil være en rammestruktur som blir festet til dokkens side, må bjelke­dimensjonene her bli bestemt. Denne bjelken vil ikke være av samme dimensjoner som det ble beregnet på i kapittel 3.7.3. Dette skyldes av at kreftene som blir påført reagerer annerledes på innfestningsbjelkene. Her skal det bli brukt I- bjelker på grunn av at kreftene bare angriper fra en side. Opplagringene må derfor bli funnet for å finne den riktige bjelke­dimensjonen.

For å forenkle beregningene blir det kun sett på en innfestningsbjelke. Kraften båten påfører støttearmen fordeles på fire bjelker. På hver innfestningsbjelke er det to slike bjelker. Disse kreftene fører til bøyespenninger (Figur 22).



Figur 22 Innfestningsbjelke

Momentet ved (1) og (2) blir derfor funnet til å bestemme opplagringskreftene. Først blir det regnet ut momentet fra (2) som vil gi opplagringen F_1 :

$$M_2 = 0 = \left(\frac{F}{4} \cdot L_{Ag}\right) + \left(\frac{F}{4} \cdot (L_{Ag} + L_{AB})\right) - (F_1 \cdot H)$$

$$F_1 = \frac{\left(\frac{F}{4} \cdot L_{Ag}\right) + \left(\frac{F}{4} \cdot (L_{Ag} + L_{AB})\right)}{H}$$

$$F_1 = 8,3kN$$

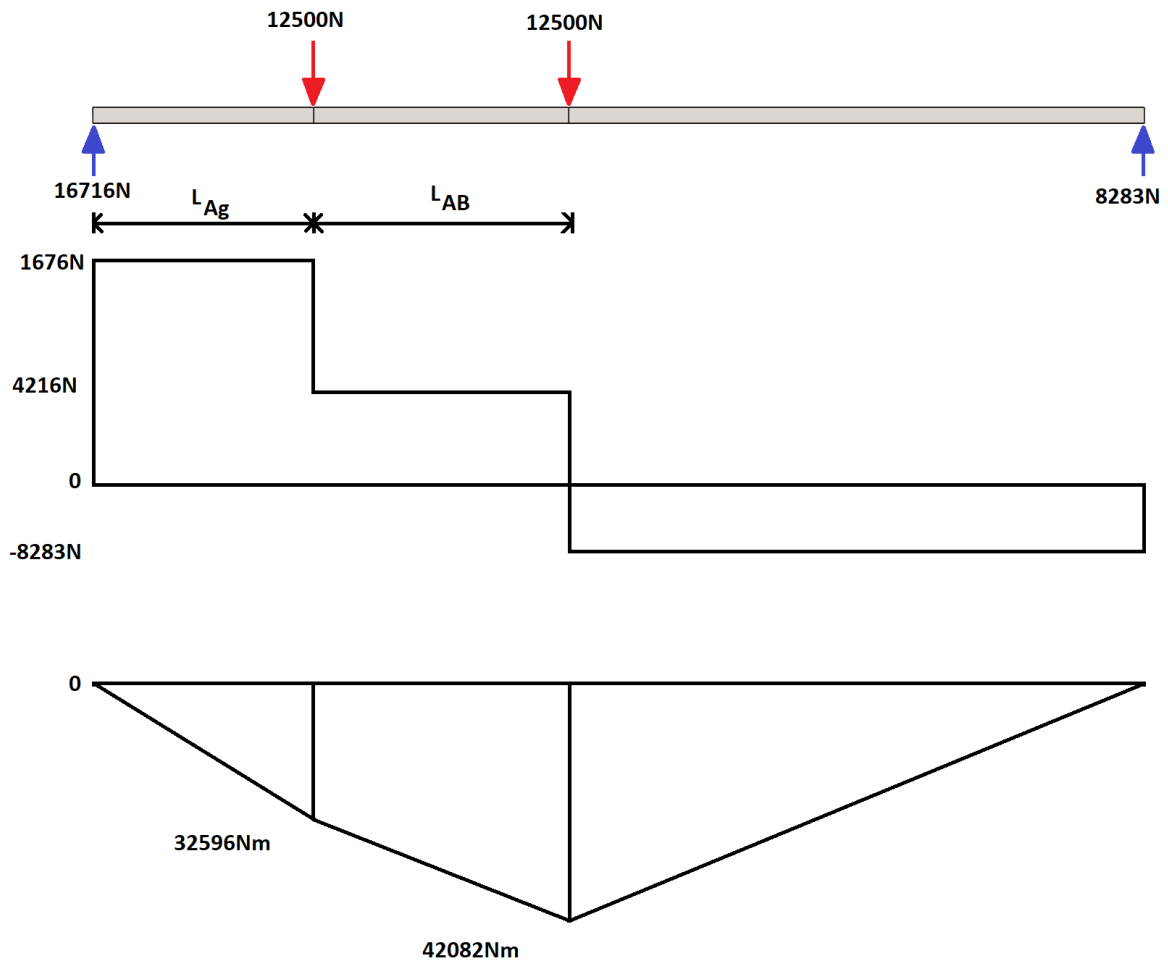
Deretter blir det funnet F_2 ved å beregne momentet i (1):

$$M_1 = 0 = \left(\frac{F}{4} \cdot (H - (L_{Ag} + L_{AB}))\right) + \left(\frac{F}{4} \cdot (H - L_{Ag})\right) - (F_2 \cdot H)$$

$$F_2 = \frac{\left(\frac{F}{4} \cdot (H - (L_{Ag} + L_{AB}))\right) + \left(\frac{F}{4} \cdot (H - L_{Ag})\right)}{H}$$

$$F_2 = 16,7kN$$

For å visualisere beregningene benyttet gruppen seg av et skjær og momentdiagram, på denne måten kunne de også raskt finne ut hvor de største spenningene oppstår (Figur23).



Figur 23 Skjær og momentdiagram

Maks moment for gelenderbjelken blir funnet ut av momentdiagrammet (Figur 23). Ligningen for det maksimale momentet for denne bjelken blir derfor:

$$M_{g \text{ maks}} = (F_2 \cdot L_{Ag}) + \left(L_{AB} \cdot \left(F_2 - \frac{F}{4} \right) \right)$$

$$M_{g \text{ maks}} = 42,08 \text{ kNm}$$

Deretter blir det funnet bøyespenningene som blir skapt i bjelken. Det blir brukt en iterativ metode for å finne frem til I- bjelkedimensjonen HEB140 med $W_{x\ HEB140} = 216\text{cm}^3$.

$$\sigma_{bb} = \frac{M_{g\ maks}}{W_{x\ HEB140}}$$

$$\sigma_{bb} = 194\ \text{N/mm}^2$$

Tillatte spenninger vil fortsatt være:

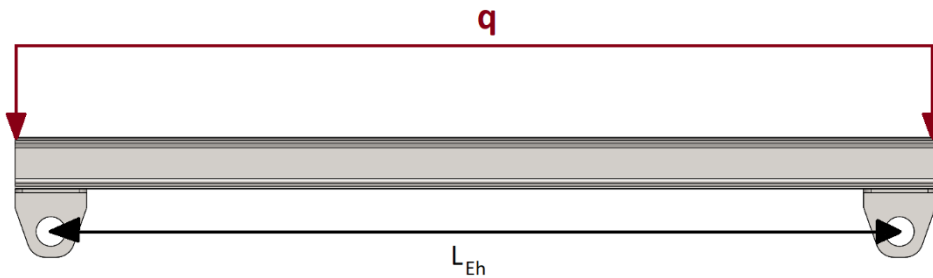
$$\sigma_{till} = 200\ \text{N/mm}^2$$

$\sigma_{bb} < \sigma_{till}$, dermed er bjelkene dimensjonert etter kreftene.

Det skal derfor bli brukt en HEB140 bjelke.

3.6.5 Endebjelke

Endebjelken antas å ha en jevn last som fungerer over hele arealet til bjelken. Det skal her bli regnet på en I- bjelke. Det ble derfor valgt å sjekke opp mot samme størrelse som innfestningsbjelken fra kapittel 3.6.4. Dette ble gjort for å unngå å bruke mange forskjellige dimensjoner på bjelkene. På grunn av dette sjekket gruppen om en *HEB140* I- bjelke ville tåle kreftene den blir utsatt for på enden av støtten (Figur 24).



Figur 24 Endebjelke

På grunn av at det blir antatt at 50kN blir jevnt fordelt, vil det være nødvendig å finne den jevnt fordelte belastningen per meter.

$$q = \frac{F}{L_{Eh}}$$

Finner maks bøyemoment til en jevnt belastet bjelke, som vil virke på midten av bjelken i *Johannessen (2002)*:

$$M_{E maks} = \frac{q \cdot L_{Eh}^2}{8}$$

$$M_{E maks} = 14,40kNm$$

Den minste nødvendige W_x for bjelken blir derfor:

$$W_{x n\ddot{o}d} = \frac{M_{E maks}}{\sigma_{till}}$$

$$W_{x n\ddot{o}d} = 72cm^3$$

For å kvalitetsikre opp mot bjelken som skal brukes må tverrsnittsmodulen være over $72cm^3$.

$$W_{x HEB140} = 216cm^3$$

Dette gir derfor mye lavere spenninger enn den tillatte spenningen på 200 N/mm^2 .

$$\sigma_{HEB140} = \frac{M_{E \text{ maks}}}{W_{x \text{ HEB140}}}$$

$$\sigma_{HEB140} = 66,7 \text{ N/mm}^2$$

Endebjelken trenger et tverrsnittsmodul på 72 cm^3 . Fordi at HEB140 har et tverrsnittsmodul som er større enn dette, konkluderte gruppen med at den ville tåle belastningen.

3.6.6 Akseldiameter

Dimensjoneringen av akslingene ble gjort med utgangspunkt i forbindelsen som holder sylindren. Det eneste som trenger å dimensjoneres for er avskjæringspenninger. Disse spenningene oppstår på grunn av kreftene som fungerer langs sylindren. Gruppen valgte å se bort fra bøyespenningene som oppstår i akslingen. Dette ble gjort fordi at akslingen er så kort at bøyespenningene blir minimale.

Skjærkraften akslingen vil oppleve blir derfor:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Dermed kan diameteren på akslingen bli funnet:

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot F \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot \sigma_{tillat}}} = 73,2 \text{ mm}$$

På bakgrunn av beregningene ble det valgt en akseldiameter på 74mm.

3.6.7 Hengsel

For å gjøre produksjonen av støtten så enkel og effektiv som mulig, er det ønskelig å bruke samme type hengsler for hele konstruksjonen. De forskjellige forbindelsene på støtten vil utsettes for forskjellige krefter, men det er ikke hensiktsmessig å dimensjonere hver enkelt forbindelse. Gruppen antar at forbindelsen som holder sylindere blir utsatt for størst krefter, og dermed ble denne brukt for å dimensjonere alle hengslene. Hengselen må dimensjoneres opp mot tre forskjellige spenninger: avrivningsspenninger, avskjæringsspenninger og hulltrykksspenninger. Formlene er hentet fra kapittel 2.1.1.

Spenningen som skapes av at akslingen prøver å rive av hengseløret blir:

$$\sigma_{Avrivning} = \frac{K}{L_{min} \cdot 2 \cdot t}$$
$$\sigma_{Avrivning} = 88,27 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{till}$$

Spenningen som oppstår av skjærkraften fra akslingen i hengseløret blir:

$$\tau_{Hengseløre} = \frac{K}{L_{min} \cdot 2 \cdot t}$$
$$\tau_{Hengseløre} = 107,89 \text{ N/mm}^2 < \tau_{till}$$

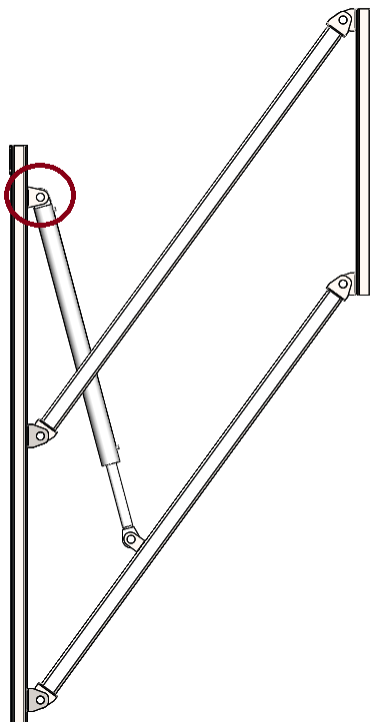
Spenningen som oppstår av hulltrykket til akslingen i hengseløret blir:

$$\sigma_{Hulltrykk} \frac{K}{d_a \cdot 2 \cdot t} = 138,71 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{till}$$

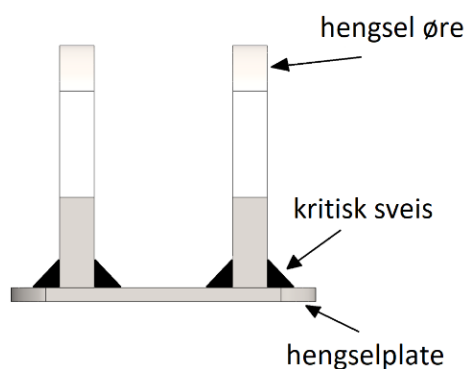
For å finne en passende platetykkelse brukte gruppen standardiserte dimensjoner, og disse tykkelsene ble satt inn i formlene ovenfor. Deretter ble det brukt en iterativ metode for å finne en nødvendig L_{min} , hvor gruppen brukte forskjellige lengder til de fant en passende størrelse. SolidWorks modellene ble laget på bakgrunn av disse beregningene.

3.6.8 Sveis

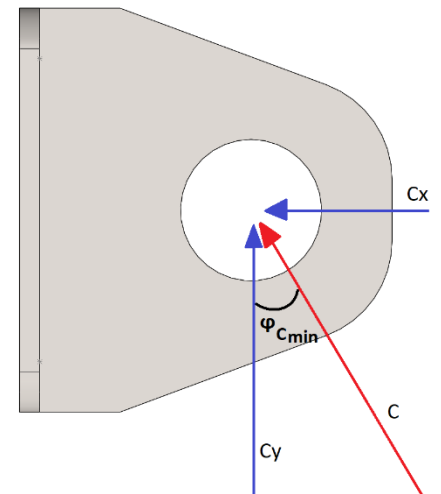
Sylinderstangen er festet med hengsler øverst i gelenderet og nederst i støttestarmen. For å beregne det nødvendige a-målet bestemte gruppen at de skulle se på det hengselet som er festet øverst på



Figur 27 Kritisk sveis



Figur 26 Hengsel



Figur 25 Dekomponert sylinderkraft

innfestningen. Her vil det oppstå høye skjærspenninger fordi mye av sylinderkraften angriper langs sveiselengden. For å forenkle beregningen ble det kun sett på ett av ørene. A-målet blir derfor dimensjonert på bakgrunn av dette (Figur 27).

Sylindervinkelen avgjør hvor store skjærspenningene blir. Derfor blir a-målet dimensjonert når denne vinkelen er på sitt minste. Dette skjer når støtten er helt intrukket på 1,3m. Da antas det at sylinderkraften blir jevnfordelt mellom de to ørene (Figur 25).

$$C = \frac{k}{2}$$

Deretter dekomponeres kraften C i sveisens lengde. Kraftkomponenten som fungerer langs sveiseretningen vil gi skjærspenninger, mens komponenten som fungerer vinkelrett på sveiseretningen vil gi både rettvisklet trykk- og skjærspenninger (Figur 26).

C_x vil bidra til å skape en rettviskletspenning på sveisen:

$$C_x = \sin \varphi_{c \min} \cdot C$$

C_y vil bidra til å skape skjærspenninger som virker parallelt med sveiselengden

$$C_y = \cos \varphi_{c \min} \cdot C$$

Dermed vil følgende ligninger stemme:

$$\tau_{\parallel} = \frac{C_y}{A_s}$$

$$\sigma_N = \frac{C_x}{A_s}$$

Hengseløret er sveist på begge sider. Dermed fordeles spenningen mellom to identiske sveiser.

$$A_s = a_e \cdot 2l_e$$

Bruker formlene fra kapittel 2.1.2. Sveisen skal her bli sjekket opp mot to krav. Dermed vil det bli funnet to nødvendige a-mål. På grunn av dette, blir den høyeste verdien valgt som minimums a-mål for kilsveisene.

Krav 1

I denne delen brukes det første kravet fra kapittel 2.1.2 for å beregne nødvendig a-mål.

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma_N}{\sqrt{2}}\right)^2 + 3\left(\left(\frac{\sigma_N}{\sqrt{2}}\right)^2 + \tau_{\parallel}^2\right)} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}}$$

Setter opp ligningen slik at a-målet til det første kravet kan bli funnet.

$$a_{e1} \geq \frac{\beta_w \gamma_{M2}}{f_u} \cdot \sqrt{\left(\frac{C_x^2}{(2l_e)^2} + \frac{3 \cdot C_y^2}{(2l_e)^2}\right)}$$

$$a_{e1} \geq 1,9 \text{ mm}$$

Krav 2

I denne delen brukes det andre kravet kapittel 2.1.2 for å beregne det nødvendige a-målet. Deretter vil det være nødvendig å sammenligne begge a- målene.

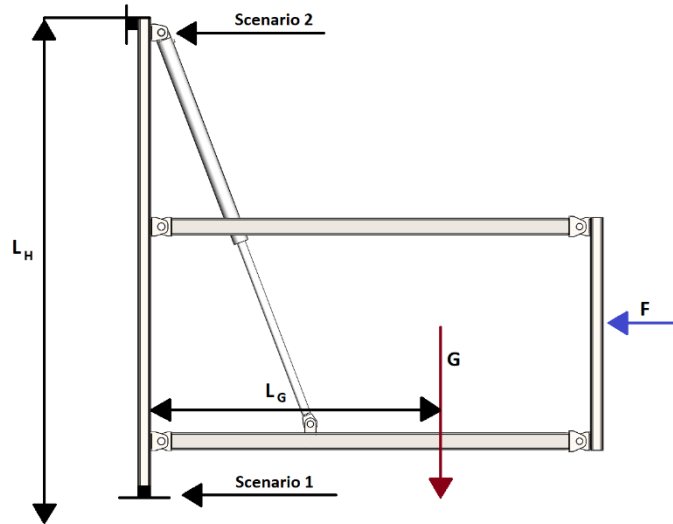
$$\sigma_{\perp max} \leq \frac{0,9f_u}{\gamma_{M2}}$$
$$a_{e2} \geq \frac{C_x \cdot \gamma_{M2}}{0,9f_u \cdot \sqrt{2} \cdot 2l_e}$$
$$a_{e2} \geq 1,34\text{mm}$$

Ut ifra beregningene ga a_{e1} det største a-målet. Dermed vil dette være a-målet som gruppen vil bruke på alle sveisene.

Ifølge kravene fra Eurokode 3 må a-målet være større enn 1,9mm. Beregningene ser bort ifra momentet som oppstår i sveisen. Momentet i sveisen oppstår fordi kreftene som påføres ikke fungerer direkte på sveisen, men har en arm i forhold til sveiselengden.

3.6.9 Bolt

Støttearmen er boltet fast nede i gulvet, og oppe ved gelenderet. Grunnen til det ble brukt bolter her er at støtten må kunne skrus løs og flyttes. Det er derfor aktuelt å beregne den nødvendige bolt diameteren og tiltrekningsmomentet til disse boltene. Gruppen valgte å bruke bolter med kvalitet 8.8. Det vil bli brukt åtte bolter ved gelenderet, og åtte bolter i gulvet. På grunn av dette vil det bare bli regnet på den nødvendige diameteren og tiltrekningsmomentet til en bolt (Figur 28).



Figur 28 kraft og scenario betraktninger

Scenario 1

I dette scenarioet bestemmes bolt diameteren. Her dimensjoneres boltene nederst i gulvet mot skjærspenningene som oppstår når støtten påføres med last F fra båten (Figur 28).

Finner tillat maksimal spenning i boltene:

$$\sigma_{till} = \frac{R_{el}}{\gamma_{M2}} = 426,67 \text{ N/mm}^2$$

Nødvendig spenningsareal på boltene som belastes med skjærkraft er:

$$A_{sb} = \frac{F \cdot \sqrt{3}}{S_n \cdot \sigma_{till}} = 25,4 \text{ mm}^2$$

Nødvendig midtdiameter til bolten ut fra minste spenningsareal blir derfor:

$$d_2 = \sqrt{\frac{A_{sb} \cdot 4}{\pi}} = 5,68 \text{ mm}$$

På bakgrunn av beregningene hadde M6 skruer vært sterke nok til å ta opp kreftene de blir utsatt for (Johannessen, 2002). Gruppen anbefaler derimot M8 skruer for å stå til samsvar med resten av konstruksjonens dimensjoner. Dette fører også til en høyere sikkerhetsfaktor.

Scenario 2

I dette scenarioet brukte gruppen momentberegninger til å se på hvilke strekkrefter som oppstår i boltene som holder støtten til gelenderet, som nevnt i kapittel 2.1.3. Disse kreftene ble deretter brukt for å beregne nødvendig tiltrekningsmoment (Figur 28).

Finner strekkraften som fungerer på boltene i scenario 2. Dette blir gjort ved å finne opplagringskreftene oppe ved gelenderet:

$$F_a = \frac{g \cdot m \cdot L_G}{L_H} = 378,34 \text{ N}$$

Finner stigningsvinkelen til M8 (Johannessen, 2002):

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{P}{\pi \times d_2} \right) = 0,044^\circ$$

Finner friksjonsvinkelen til M8 med friksjonstall fra Dørum (2001):

$$\varepsilon_1 = \tan^{-1} \left(\frac{\mu}{\cos \frac{\varphi}{2}} \right) = 0,38^\circ$$

Beregner dermed nødvendig moment for å overvinne friksjonen i gjengene og stigningsmotstanden:

$$T_t = F_a \cdot \tan(\alpha + \varepsilon_1) \frac{d_2}{2} = 622,70 \text{ Nmm}$$

Beregner så nødvendig moment for å overvinne friksjonen mellom mutteren og underlaget:

$$T_U = \mu \cdot F_a \cdot \frac{N + d_h}{4} = 695,20 \text{ Nmm}$$

Beregner dermed totalt tiltrekningsmoment:

$$T_{tot} = T_U + T_t = 1,32 \text{ Nm}$$

Det nødvendige tiltrekningsmomentet som skal tilføres boltene er 1,32Nm.

Ut fra disse to scenarioene, kan gruppen konkludere med at alle boltene som skal brukes på konstruksjonen skal være M8 bolter, og de skal tilføres et minste tiltrekningsmoment på 1,32Nm

3.7 Modellering og simulering

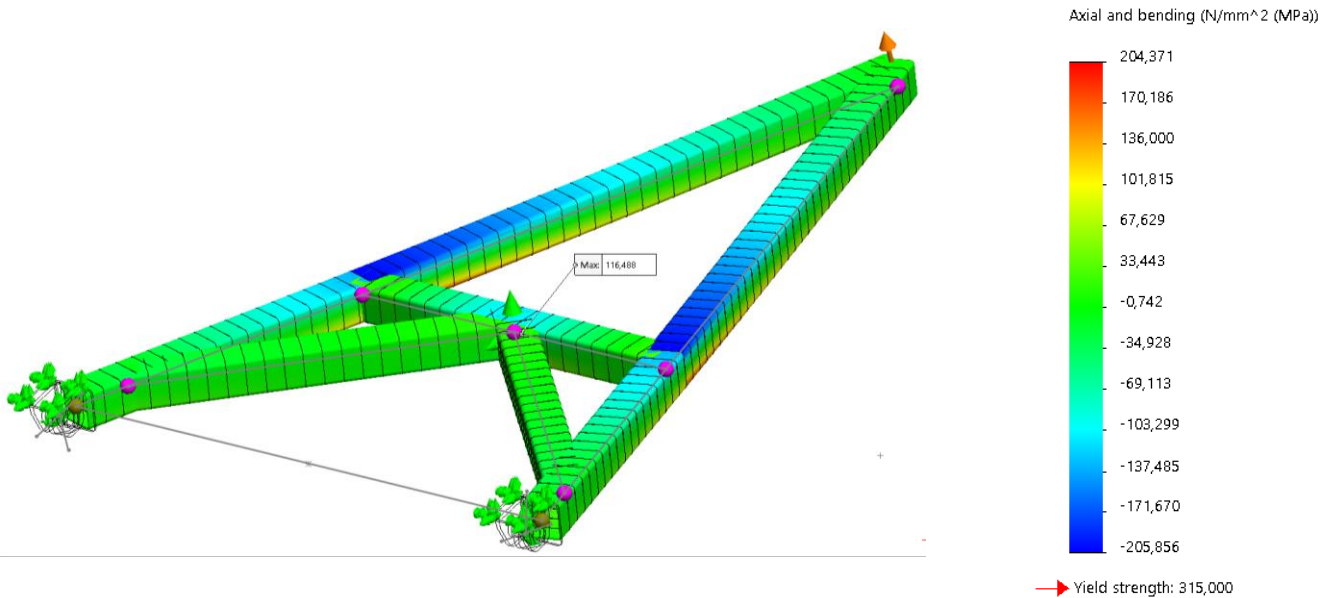
Gruppen brukte SolidWorks for å modellere konseptet de kom frem til, etter idemyldringen og beregningene i kapittel 3.3 og 3.6. Dette ga gruppen mulighet til å få en bedre forståelse av hvordan det ferdige produktet ville se ut, og hvordan mekanismen ville bevege seg. Det ble gjort flere forandringer på utformingen til støtten, slik at gruppen kunne forsikre seg om at den ville få en ønskelig bevegelse.

For å kvalitetssikre håndberegningene i kapittel 3.6, ble det utført flere simuleringer. Simuleringene ble i utgangspunktet gjort med de verdiene som ble funnet i beregningene. Deretter ble geometrien forandret på, om det var nødvendig for å redusere spenningene. Dermed måtte gruppen importere bjelkeprofiler med de samme dimensjonene som ble brukt under håndberegningene, og forandre på noen av materialegenskapene i SolidWorks. Dette ble gjort for å kunne få sammenlignbare beregninger.

Simuleringene som ble gjennomført med SolidWorks tar ikke hensyn til sprekkdannelser eller utmatting. Disse faktorene vil ikke være kritiske i og med at det antas at konstruksjonen ikke utsettes for varierende krefter. Dermed vil det ikke oppstå amplitudespenninger.

3.7.1 Statisk simulering av trekantstøtte

For å sjekke at støttene ville tåle belastningen de blir utsatt for, ble det gjennomført en simulering. For å forenkle denne simuleringen ble det kun sett på det nederste bjelkeparet. Disse bjelkene ble satt i den vinkelen de er i, når støtten er helt inntrukket (Figur 14). Deretter ble det påført «Fixed hinge fixture» i hengslene, og en vanlig fastholdning der sylindere kobles sammen med støtten (Figur 29). Geometrien er litt forskjellig fra den som ble gjort i kapittel 3.6.3, dette vil bli diskutert videre i kapittel 4.1.5. For å få spenningene ned til et akseptabelt nivå, ble bjelke­dimensjonen forandret til 180x180x10. Denne dimensjonen vil bli brukt videre for simuleringene.

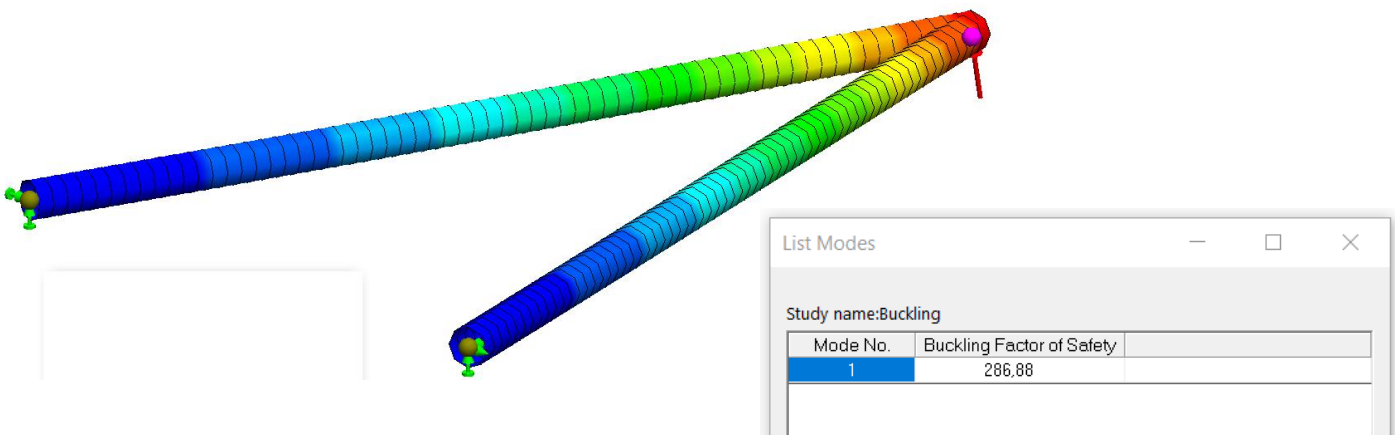


Figur 29 Statisk simulering av trekantstøtte

Simuleringen gir maksimale spenninger på $203,62 \text{ N/mm}^2$ (Figur 29).

3.7.2 Knekking av trekantstøtte

På grunn av den komplekse geometrien var det ikke hensiktsmessig å utføre knekkberegning for hånd. På grunn av dette ble det bestemt at disse beregninger skulle gjøres i SolidWorks. For å forenkle denne simuleringen ble det sett på kun ett av bjelkeparene. Dermed blir bjelkene påført en kraft på 25kN.

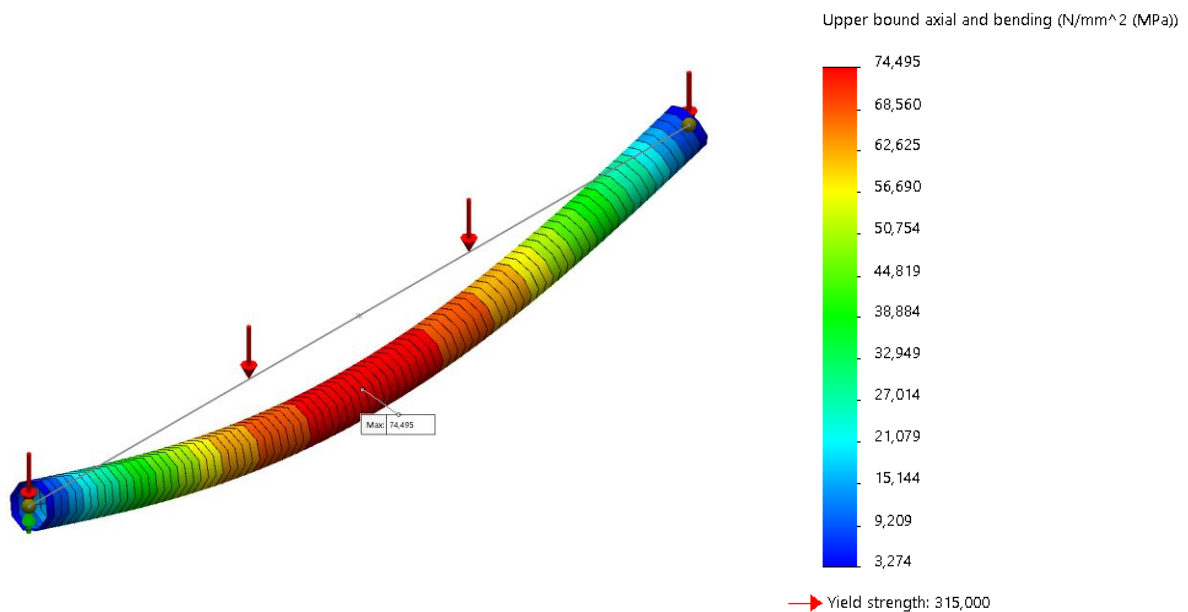


Figur 30 Knekking av trekantstøtte

Resultatet av simuleringen gir en «Buckling factor of Safety» på 286,88. Dette betyr at bjelkene ikke er i fare for å knekke under den belastningen de blir utsatt for (Figur 30).

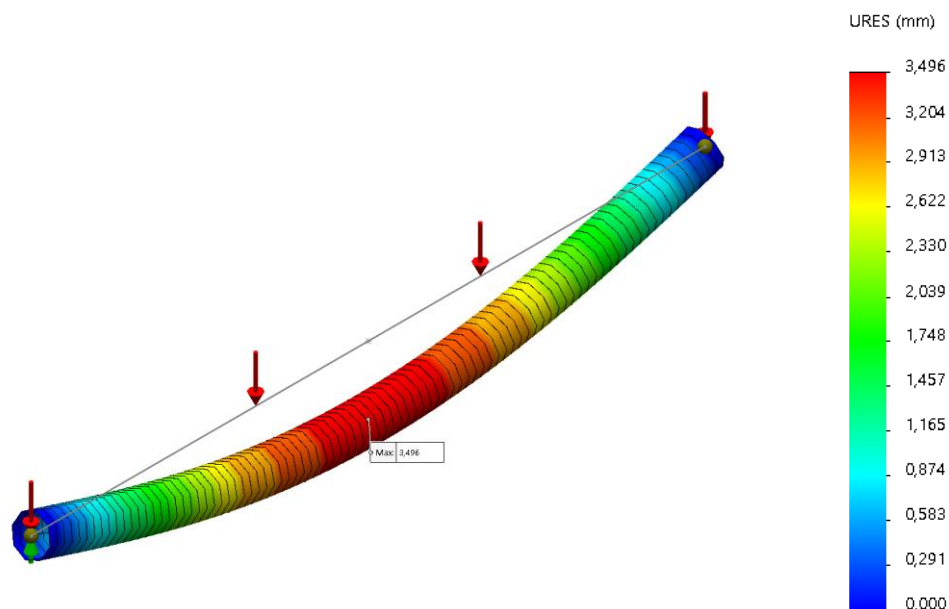
3.7.4 Simulering av endeplate

For å forsikre seg om at spenningsberegningene på endebjelken stemte, ble det gjort en statistisk analyse av endebjelken.



Figur 31 Spenninger i endeplate

Bjelken ble utsatt for en jevnt fordelt kraft på 50kN (røde piler) og opplagret på hver ende (grønne piler). Simuleringen viser at de største spenningsene vil oppstå på midten av bjelken. Disse spenningsene er på $74,5 \frac{N}{mm^2}$, som er godt under den tillate spenningsen (Figur 31).

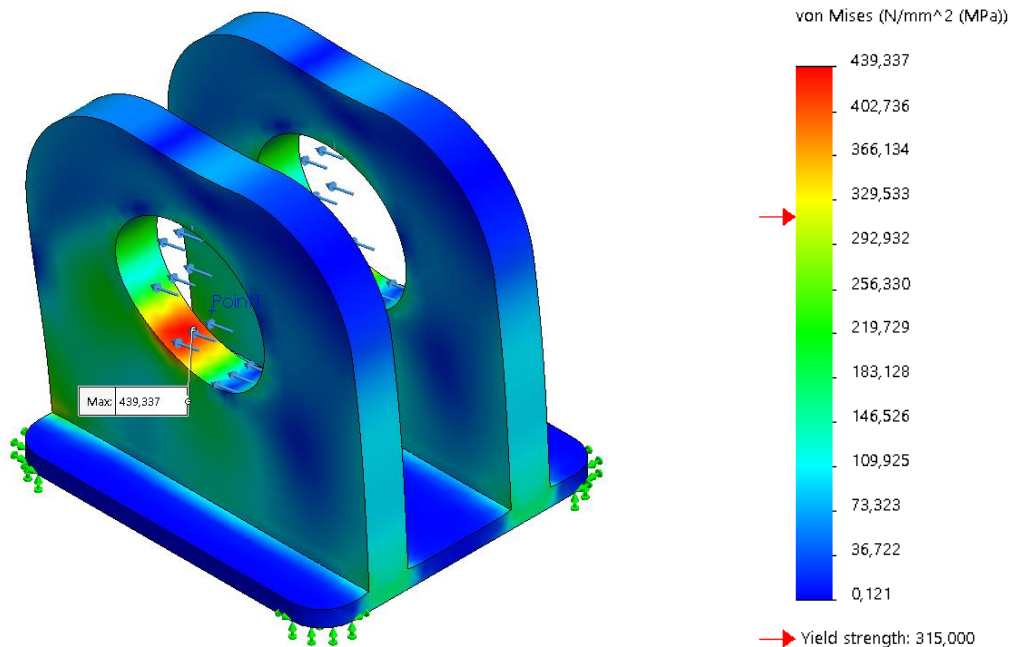


Figur 32 Utbøyning av endeplate

Det ble også utført en utbøyingssimulering som viser at den maksimale utbøyningen av endebjelken vil oppstå på midten, og være på 3,5mm. Dette er svært lite og vil sørge for at båtene som blir støttet opp av støtten vil ha en jevn kontaktflate. Siden utbøyningen skjer under flytegrensen, vil det ikke oppstå noen plastisk deformasjon. Dermed konkluderte gruppen med at dimensjonene som ble funnet i håndberegningene var akseptable (Figur 32).

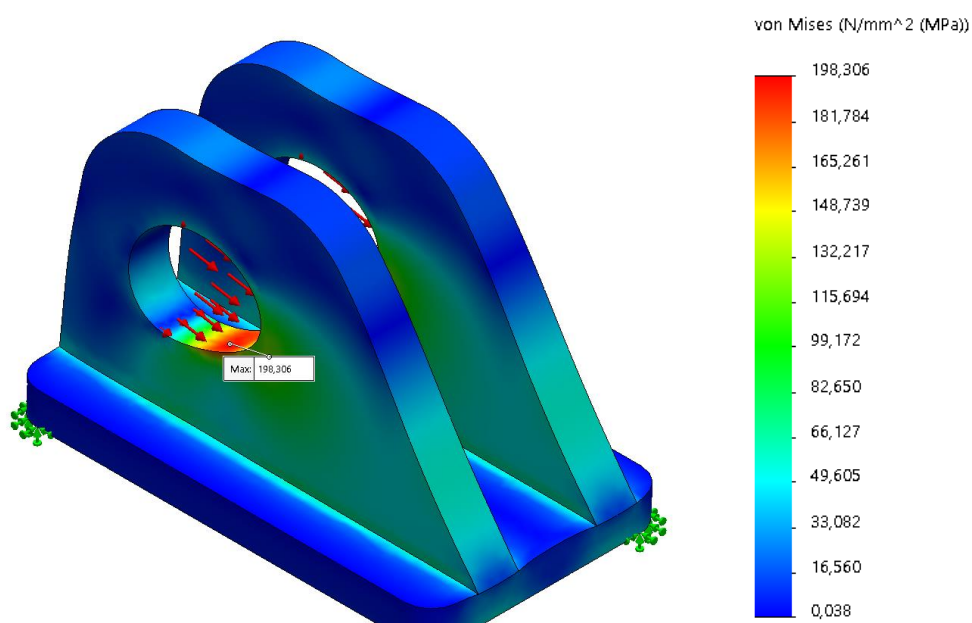
3.7.5 Simulering av hengselen til sylindren

For å sjekke hulltrykksspenningene, avskjæringspenningene og avrivningspenningene i hengslene ble det gjennomført en simulering. Hengslene ble påført de samme kreftene som i kapittel 3.6.7. For at disse kreftene skulle tas opp så realistisk som mulig, ble funksjonen «bearing load» brukt. Denne funksjonen fordeler kreftene over den valgte flaten på en måte som gir et mer virkelighetsnært resultat.



Figur 33 Simulering av sylinder

Denne simuleringen ga en maksimal spenning på $439,34 \text{ N/mm}^2$ (Figur 33). Dette er langt over flytegrensen og det ble derfor modellert en ny hengsel med en annen utforming og større platetykkelse. Dette gjorde den bedre egnet til å ta opp kreftene.

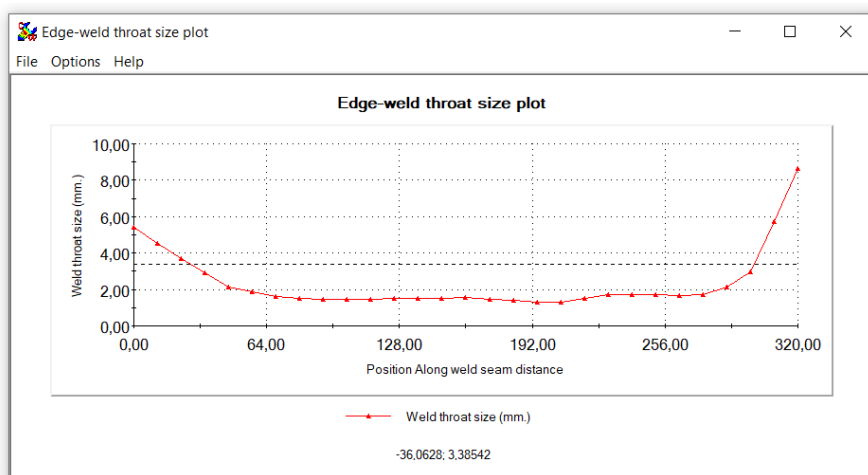
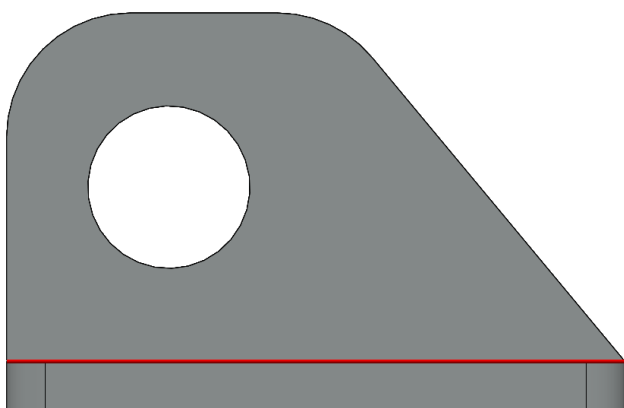


Figur 34 Simulering av asymmetrisk sylinder

Den nye utformingen ble utsatt for like store krefter. Dette resulterte i en spenning på 198,31Mpa (Figur 34). Dette er under den tillate spenningen. Denne utformingen ble brukt videre for å beregne det nødvendige a-målet til kilsveisene.

3.7.6 Simulering av sveis

For å dobbeltsjikke sveiseberegningene brukte gruppen en funksjon som heter «Weld check Plot». Denne funksjonen lot gruppen finne det nødvendige a-målet på sveisen. For å bruke denne funksjonen ble modellen først gjort om til «shell elementer». Deretter ble fastholdingene og kreftene påført, samt hvor det skal sveises.



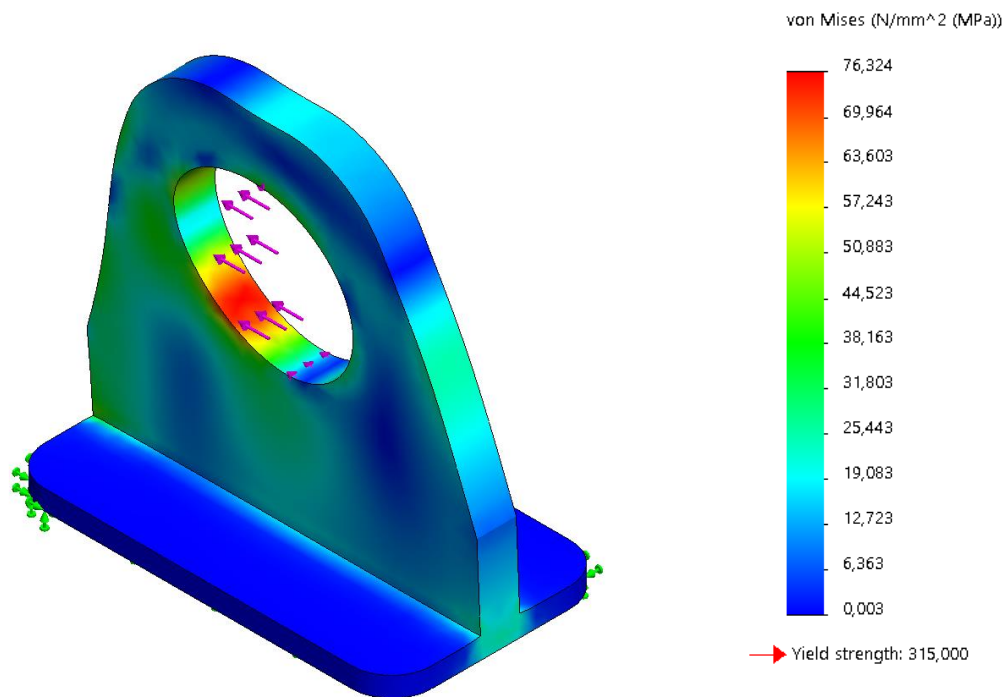
Figur 35 Simulering av sveis til asymmetrisk sylinder

SolidWorks plottes det nødvendige a-målet langs sveiselengden som vist på grafen. Det maksimale nødvendige a-målet ble på 8,66mm. Grafen viser at dette a-målet kun er nødvendig helt på enden av sveiselengden. Medianverdien til a-målet er på 2,39mm (Figur 35).

3.7.7 Simulering av symmetrisk hengsel

På grunn av at utformingen til hengslet som fester sylindren til støtten måtte forandres, ble det bestemt at det skulle brukes to forskjellige typer design på hengslene. Et design for hengslene til sylindren, og et design til de andre leddene. For å dimensjonere hengslene til de andre leddene, ble det utført en simulering av et symmetrisk hengselledd.

Det ble antatt at de hengslene som kobler endeplaten til trekantbjelkene, er de som må ta opp de største kreftene av de symmetriske hengslene. Her blir kraften fra båtene fordelt på to hengsler. På grunn av dette, ble et enkelt hengselledd utsatt for en kraft på 25kN. Kraften ble påført som en «bearing load» slik at fordelingen av krefter skulle bli så virkelighetsnær som mulig. Denne kraften ble påført for å etterligne det mest kritiske scenarioet, som er når støtten er helt inntrukket (Figur 36).

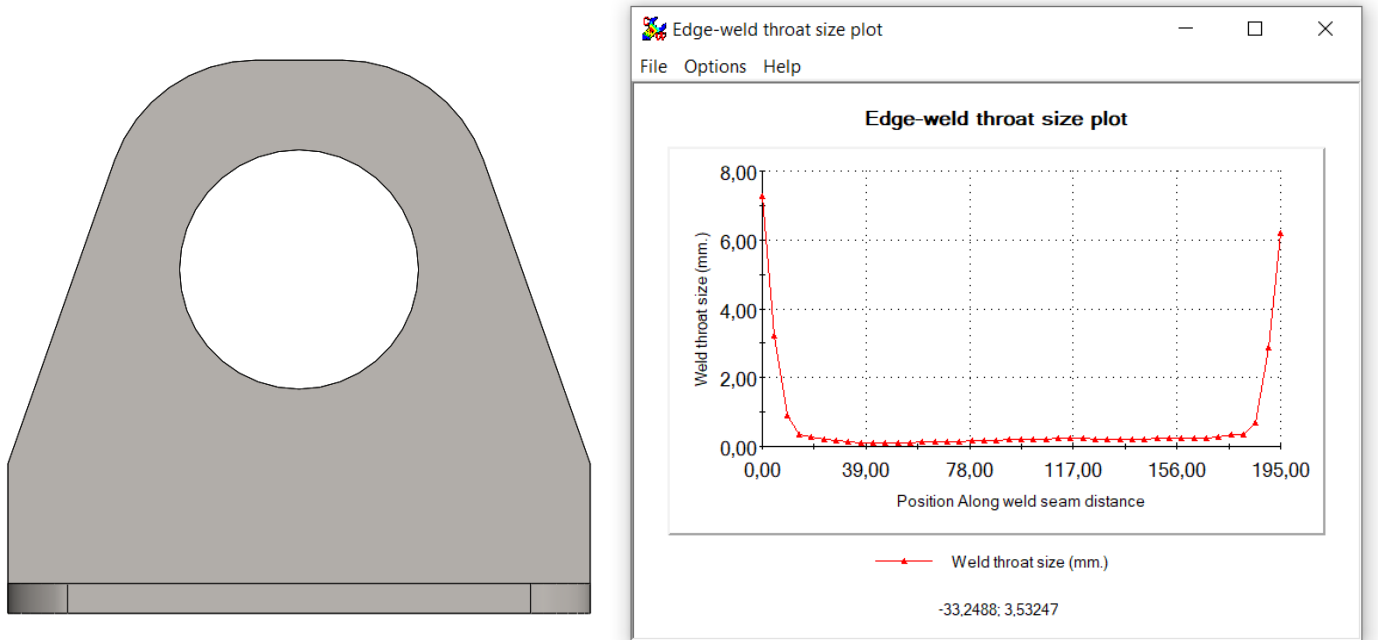


Figur 36 Simulering av symmetrisk hengsel

Simuleringen viser at de maksimale spenningene er på $76,32 \text{ N/mm}^2$, dette er godt under den tillatte spenningen. I det andre leddet til hengselen vil kreftene bli fordelt på to «ører», dette vil senke spenningene enda mer.

3.7.8 Simulering av sveis til symmetrisk hengsel

Det ble også gjennomført en sveisesimulering på dette hengseldesignet. Her ble det bruk samme simuleringsmetode som i kapittel 3.7.6.

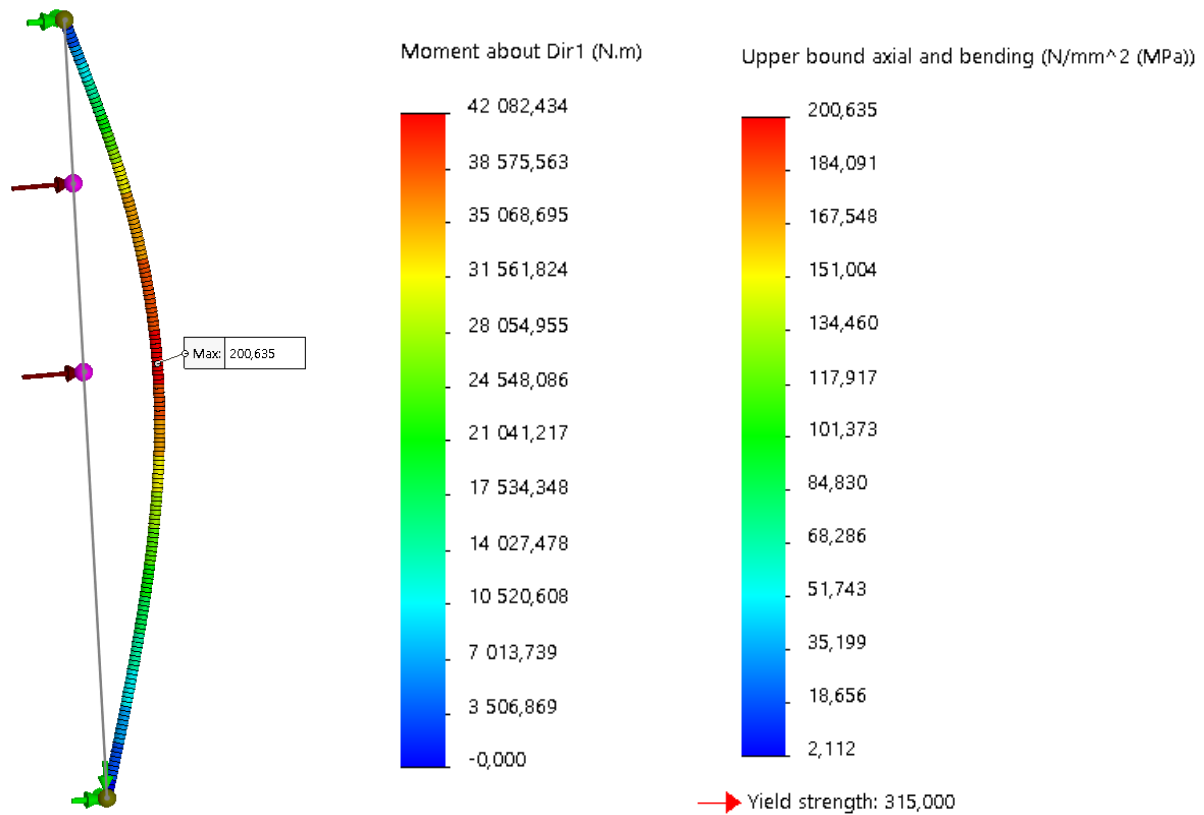


Figur 37 Sveisesimulering av symmetrisk hengsel

Simuleringen viser at det nødvendige a-målet er på 7,26mm. Derimot er medianverdien et a-mål på 0,67mm (Figur 37).

3.7.9 Simulering av opphenget

For simuleringen av opphenget ble det tatt utgangspunkt i håndberegningene fra kapittel 3.6.4. En bjelke med tilsvarende dimensjoner som HEB140 blir utsatt for krefter på 12,5kN, og opplagret i begge endene.

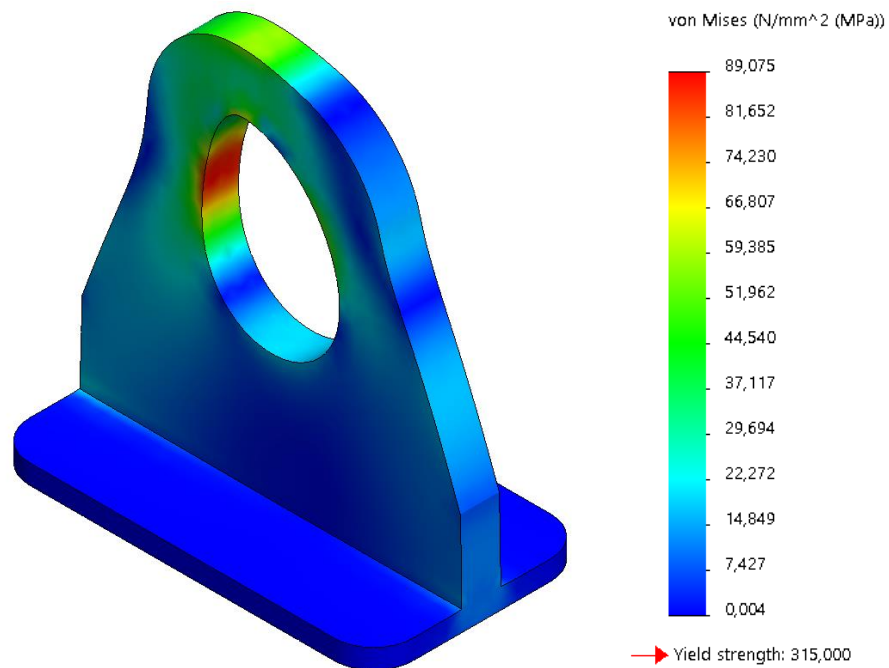


Figur 38 Simulering av opphenget

Simuleringen ga et maksimalt bøyemoment på 42,08kNm som igjen fører til en spenning på $200,64 \frac{N}{mm^2}$ (Figur 38).

3.7.10 Simulering av løftere

På grunn av at Vaagland hadde et ønske om å kunne flytte på konstruksjonen, måtte et løfteøre dimensjoneres. For enkelhets skyld har løfteøret samme utforming som et av hengsleleddene. Dette løfteøret må kunne ta opp kreftene som egenvekten av sidestøtten skaper. SolidWorks har en funksjon som beregner den totale vekten til en sammenstilling. Denne ble brukt for å få et anslag på egenvekten. Dette tar ikke hensyn til de forskjellige hydrauliske komponentene som kommer til å være en del av den totale sammenstillingen. Dette løfteøret må plasseres over sidestøttens tyngdepunkt, slik at konstruksjonen blir balansert under flytting.



Figur 39 Simulering av løfteøre

Simuleringen viser spenningene som oppstår når løfteøret utsettes for en vekt på 800kg. Dette gir spenninger på $89,08 \text{ N/mm}^2$ (Figur 39).

3.7.11 Drøfting av håndberegninger og simulering

Simuleringene i SolidWorks har blitt utført med så like parametere som håndberegningene som mulig. Dette ble gjort slik at gruppen kunne ha et grunnlag for å sammenligne resultatene, og konkludere ut ifra dette. Det finnes likevel forskjellige feilkilder som kan gi noe varierende resultater. SolidWorks beregner spenningene ved å dele opp modellen i mindre elementer. Størrelsen på disse elementene vil påvirke nøyaktigheten til simuleringen, spesielt i kjerver eller steder der det er spenningskonsentrasjoner. Måten de forskjellige studiene blir satt opp kan også påvirke hvordan sluttresultatet blir. Som nevnt tidligere i kapittel 3.6 og 3.7, tar hverken SolidWorks eller håndberegningene hensyn til utmatting og slitasje.

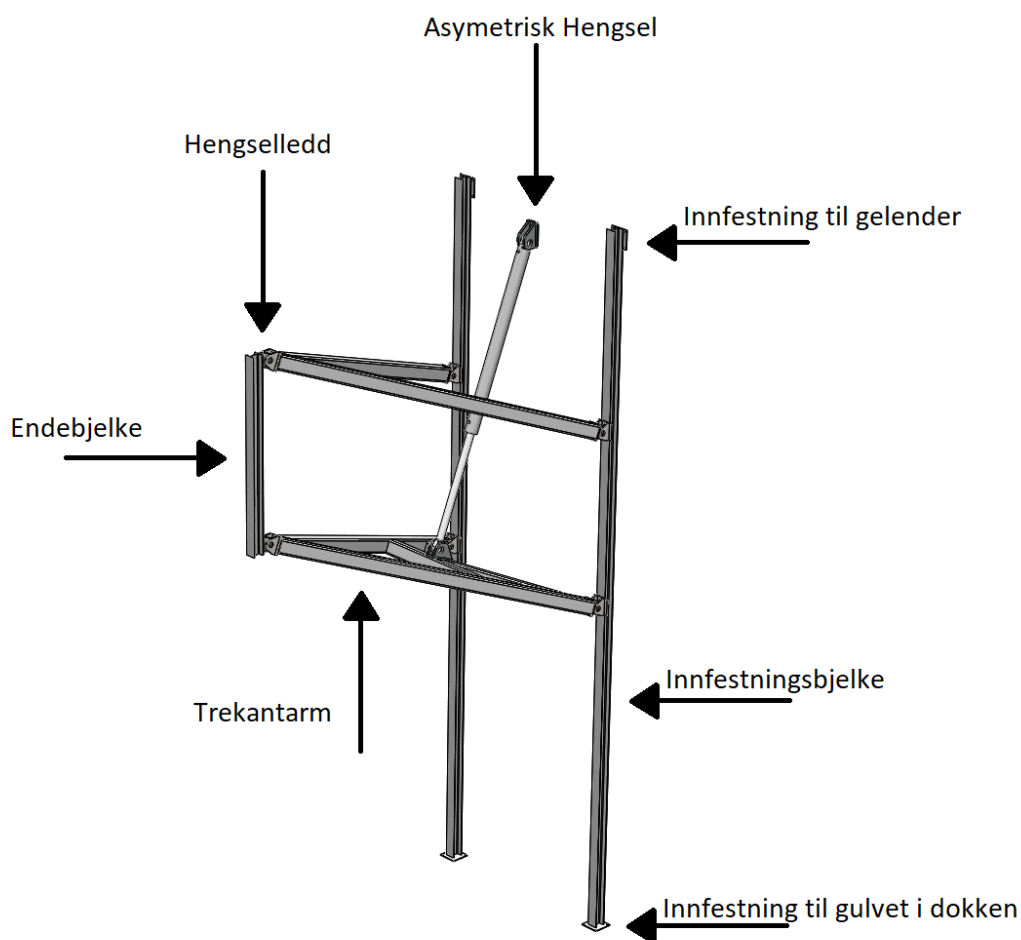
Komponentene er dimensjonert opp mot de situasjonene hvor det oppstår desidert høyest spenninger. I tillegg ble det brukt en sikkerhetsfaktor på 1,5. Dette gir også noe sikkerhet mot slitasje og lett korrosjon i delene.

I de tilfellene hvor gruppen har fått forskjellige resultater mellom håndberegningene og simuleringene, ble den største dimensjonen prioritert. Dette ble gjort for å forsikre seg mot eventuelle feilkilder.

4 Resultat

4.1 Endelig konsept

Gruppen brukte både håndberegningene og simuleringsresultatene for å komme frem til en endelig løsning. Håndberegningene og simuleringsresultatene ble sammenlignet, og gruppen konkluderte ut ifra dette. Det har blitt regnet på flere forskjellige deler. Disse delene har blitt dimensjonert hver for seg, men det har også blitt tatt hensyn til at de skal fungere sammen. Beregningene ble utført med spesifikasjonene og kravene som ble gitt av Vaagland Båtbyggeri AS. Oppgaven spesifiserte at støtten skulle tåle en kraft mellom 30kN og 50kN (Tabell 1.6.1). Gruppen valgte derfor å dimensjonere mot en kraft på 50kN og med en sikkerhetsfaktor på 1,5.



Forklaring av modellen

Dette er slik konstruksjonen vil se ut etter at beregningene og simuleringene har blitt gjennomført (Forklaring av modellen).

4.1.1 Trekantarm

På bakgrunn av håndberegningene fra kapittel 3.6.3 kom gruppen frem til en bjelkedimensjon på 180x180x8 for trekantarmen. Dette ga en tilfredsstillende bjelkedimensjon for å ta opp alle kreftene som konstruksjonen blir utsatt for.

For simuleringene var det nødvendig å benytte seg av 180x180x10 for at konstruksjonen skulle få spenningene under den tillatte spenningen. Grunnen til dette var at simuleringen ble brukt for å dimensjonere sylinderrinnfestningen, i tillegg til resten av bjelkestørrelsene.

Bjolkene blir sammenføyd med buttsveiser. Det er viktig at disse sveisene blir kvalitetssjekket, og at de får høy kvalitet. På denne måten kan man betrakte sveisens styrke som like stor som grunnmaterialet. Dette vil bli diskutert videre i kapittel 5.6.

4.1.2. Innfestning

Etter beregningene gjort i 3.6.4 ble en I- bjelke med standarden HEB140 valgt. Dette ga tilstrekkelig motstand mot kreftene som ville oppstå. Etter simuleringen ble det også påvist at HEB140 ville tåle de samme kreftene som i håndberegningene. Dermed bestemte gruppen å bruke to HEB140 bjelker for å feste konstruksjonen til gelenderet og bakken.

Hver bjelke blir festet med fire M8 bolter øverst og fire M8 bolter nederst. Boltene ble dimensjonert i kapittel 3.6.9. Det nødvendige tiltrekningsmomentet som skal påføres hver bolt ble beregnet til å bli 1,32Nm. Dette er lavt, og vil oppnås ved standart montering.

Hengslene som kobler innfestningsbjelkene sammen med trekantbjelkene skal sveises fast i innfestningsbjelkene. Sveisens a-mål vil bli diskutert kapittel 4.1.4.

4.1.3 Endeplate

For innfestningsbjelkene og endeplaten var det et ønske fra gruppen om å bruke samme bjelkedimensjon. På grunn av dette ville gruppen bruke samme størrelse på endeplaten og innfestningsbjelken. Både håndberegningene og simuleringene bekreftet at dette var mulig.

4.1.4 Hengsel og hengsleforbindelse

I begynnelsen av oppgaven ville gruppen designe en type hengsel som kunne brukes på hele støtten. Dette ville gjort produksjonen av hengslene enklere. I realiteten var ikke dette gjennomførbart fordi at kreftene som må tas opp av sylindrehengslene er store. På grunn av dette ble det designet to forskjellige hengsler. Det ene designet var asymmetrisk, og dermed dimensjonert for å ta opp kreftene fra sylinderen. Asymmetrien gjør at hengslet har en sterk retning. Dette kommer av at det er et større areal som kraften fordeles på, som dermed minker spenningene.

De andre hengslene vil være mer fokusert på å gi best mulig rotasjonsevne, da de ikke vil være utsatt for like store krefter som sylindrehengslene. Begge hengslene er designet for å bruke samme akslingsstørrelse, som ble regnet ut til 74mm i kapittel 3.6.6.

På grunn av at det ble designet to forskjellige hengseltyper, måtte diameteren til akslingene i de symmetriske hengslene redimensjoneres. Dermed forble akslingen til de asymmetriske hengslene på 74mm som tidligere beregnet. Mens de symmetriske hengslene kun trenger en aksling med diameter på 20mm.

4.1.5 Sveis

Under sveiseberegningen ble hengselen som holder sylindren sett på i både håndberegning og simulering. Dette ble brukt for å finne et standard a-mål for alle kilsveisene. Håndberegningene tok utgangspunkt i det originale hengseldesignet (symmetrisk hengsel). Det ga et nødvendig a-mål på 1,9mm. For håndberegningene ble det ikke tatt hensyn til momentet som skapes på grunn av at kreftene fungerer med en momentarm til sveiselengden.

På bakgrunn av simuleringsresultatene var det nødvendig å skape to forskjellige hengseldesign. Sylindrehengslene ble designet med en asymmetrisk geometri, slik at de skulle bli bedre til å ta opp kreftene de utsettes for. De resterende hengslene vil bruke geometrien som beskrives under håndberegninger i kapittel 3.6.7. Dette vil sørge for god rotasjonsevne i støtteamen.

For de symmetriske hengslene fikk gruppen et maksimalt nødvendig a-mål på 7,39mm. Derimot blir medianverdien til det nødvendige a-målet på kun 0,73mm. I og med at de største nødvendige a-målet kun er på ytterkantene av sveiselengden, og at om lag 80% av sveiselengdens nødvendige a-mål er betraktelig lavere enn det maksimale. Konkluderte gruppen med at simuleringsparameterne ikke har blitt påført på riktig måte.

De asymmetriske hengslene fikk lignende resultater som de symmetriske hengslene. Her ble det også stor variasjon mellom minste og største verdi for det nødvendige a-målet. Den maksimale verdien ble på 8,66mm. Denne størrelsen ble kun nødvendig på endene til sveiselengden. Medianverdien til a-målet ble på 2,39mm.

For å være på den sikre siden bør det sveises med et a-mål som er større enn den maksimale verdien. På en annen side kan det diskuteres om sveisen vil være sterk nok dersom a-målet blir større enn medianverdien som kommer frem av simuleringen. På bakgrunn av dette bør sveiseberegningene og simuleringene bli jobbet videre med.

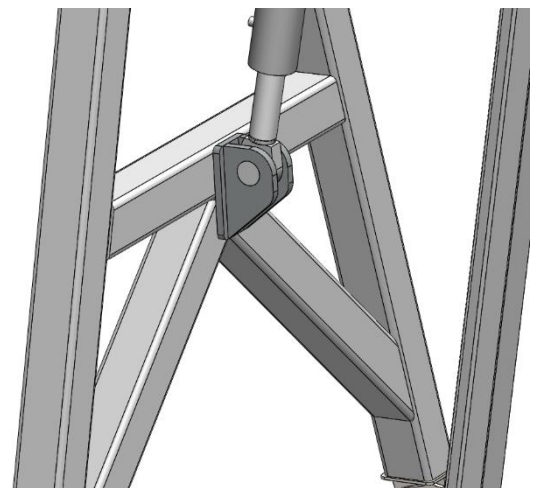
Gruppen har ikke vurdert sveiseforbindelsen mellom hengselplaten og bjelkene. På grunn av dette vil det være nødvendig å beregne disse sveisene før konstruksjonene blir produsert.

4.1.5 Sylindrefeste og sylinder

Sylindren skal festes med hengsler slik som beskrevet i kapittel 3.5.11. Et firkantrør vil bli sveist på tvers av trekantrammen. Denne vil igjen bli støttet opp av to andre frikantbjelker. Oppå firkantrøret vil hengslet bli sveist på (Sylinder innfestning).

Innfestningsbjelken vil være den andre bjelken som et hengsel bli sveist til. Dermed vil sylindren være festet til innfestningsbjelken og trekantrammen.

Sylindren ble beregnet etter standarden funnet på Hydratechs nettsider. Dermed skal det brukes en sylinder med et innbygningsmål på 2600mm og en slaglengde på 2000mm. Dette gjør at støtten vil kunne trekke seg kortere enn 1,3m og strekke seg ut til 5m.



Sylinder innfestning

Stempelets diameter vil være 200mm med en stempelstang på 125mm. Denne sylindren trenger et arbeidstrykk på minst 11,65 bar i -kammeret. +Kammeret er dimensjonert for å tåle et trykk på 154,54 bar, dette trykket oppstår når støtteamen står helt inntrukket og er belastet av maksimal kraft.

4.1.6 Flytting av konstruksjonen

For at konstruksjonen skal kunne flyttes langs dokken skal det monteres løfteører på dem. Løfteørene må plasseres rett over tyngdepunktet til konstruksjonen når støttearmene er helt sammentrukket. Dette gjøres for at de skal være i balanse under flyttingen. For å flytte støttene brukes traverskranen som er festet i taket til tørrdokken hos Vaagland. Deretter skrues innfestningsbjelkene løs fra gulvet og gelenderet. Etter at dette har blitt gjort kan støtten flyttes dit den trengs, og bli skrudd fast.

5 Diskusjon

5.1 Forbedringer

5.1.1 Forbedringspotensialer ved innfestning

Gruppen bestemte seg for å bruke bjelker som blir skrudd fast til gelenderet og gulvet. Dette ble gjort for å kunne samle alle leddene sammen til en stødig struktur. Slik situasjonen er i dag finnes det ikke festningspunkter lags gulv og gelender hos Vaagland. Høyden varierer også mellom gulvet og gelenderet. På grunn av dette må Vaagland videreutvikle innfestningsløsningen for at sidestøttene skal kunne tas i bruk.

En annen utfordring var at guidesystemet skulle være mobilt og kunne brukes langs hele dokken. Dokkens høyde varierer langs lengden, og det er derfor nødvendig å finne en innfestningsmetode som adresserer dette. En av løsningene som kan bli tatt i bruk er å maskinere avlange hull til boltene. Dermed vil det være mulig å variere på boltehøyden. En annen løsning vil være å legge til plater i bunnen av opphenget, slik at man får justert høyden på denne måten. Den endelige løsningen på denne problemstillingen vil være opp til Vaagland.

5.1.2 Finjustere lengdene etter dokken og båtene

Utgangspunktet for beregningen gikk ut på å overdimensjonere de viktigste geometriske verdiene, slik at det ble sikret at støtten ville ha kontakt med alle båtene. Dette ble gjort ved at det ble sikret en klaring på 0,6m når støtten er helt inntrukket, samtidig som støtten vil strekke seg ut 0,4m lengre enn nødvendig. På grunn av dette vil det være mulig å korte ned på både bjelkelengdene og sylindrelengden. Dermed blir det spart penger og unødvendig sløsing av plass. Gruppen valgte å overdimensjonere støttens geometriske verdier. På grunn av at de vurderte det mer kritisk at støtten skulle få god kontakt med alle båtene, enn de minimale kost- og plassbesparelsene de kunne oppnådd ved å velge mindre dimensjoner.

I tillegg kan plassutnyttelse forbedres ved et endret design til innfestningen, som diskutert i kapittel 5.1.1. Ved å endre på innfestningen og bjelkene som blir brukt, vil det være mulig å spesialtilpasse konstruksjonen til dokken.

5.2 Sikkerhetsfaktor

Alle beregningene ble designet etter flytegrensen, unntatt sveiseberegningene. Dette ble gjort fordi kilsveiser vil få brudd i sveisegodset. Standard sikkerhetsgrense ble satt til 1,5, hvis ikke Eurokoden foreslo en annen faktor. Stålet som ble valgt har en teoretisk flytegrense på 355MPa, men gruppen valgte å sette flytegrensen til 300MPa. Dette ble gjort for å legge inn en liten sikkerhetsfaktor mot variasjoner i materialet. Etter alle beregningene ble det også avrundet til næreste standard størrelse, som også vil være med på å øke sikkerhetsfaktoren. Dermed blir den antatte aktuelle sikkerhetsfaktoren mot flyt på rundt 2.

Noen av komponentene i konstruksjonen ble overdimensjonert, fordi gruppen ville bruke så få forskjellige bjelkedimensjoner som mulig. Dette vil gjøre det enklere å handle in materialer, samtidig som man slipper svinn. Dette vil også bidra til økt sikkerhetsgrad. Det vil derfor være fullt mulig å gå ned i dimensjon på noen av bjelkene brukt i sluttproduktet.

5.3 Materialer

Som materiale ble det valgt standard konstruksjonsstål S355. Med et malingsbelegg utenpå vil konstruksjonen også bli beskyttet mot miljøet. Siden støtten vil ha friksjon mellom endeplaten og båten, kan dette belegget bli skadet. Det kan derfor være nødvendig å ta rutinemessige inspeksjoner av overflaten for å sikre seg at det ikke har oppstått slitasje. Siden firkantrørene ikke blir belagt innvendig er det essensielt at sveisen også holder systemet tett. Korrosjon inne i røret kan ha katastrofale konsekvenser, og bør unngås. Veggtykkelsen i korrosjonsområdet vil bli mindre, og faren for brudd og sprekkdannelse øker.

Stålvalget ble også bestemt ut ifra sveiseevnen. Konstruksjonsstålet S355 er den høyeste graden av sveisbare konstruksjonsstål. Det vil være mulig å sveise rustfrie stål og aluminium, men da kan det kreves en spesifikk sveisemetode og parametere. Konstruksjonsstål vil her kunne bli sveist med alle de vanligste sveisemetodene. Rustfrie ståltyper eller aluminium ville økt prisen på konstruksjonen, samtidig er tilgjengeligheten på disse materialene lavere enn for vanlig konstruksjonsstål.

Maling ble valgt som rustbeskyttelse av stålet. Som nevnt i kapittel. 2.9.1 har maling gode evner til å beskytte mot rust. Samtidig som det er billigere alternativ til enten forsinking, eller å bytte til et syrefast stål. Malingslaget kan enkelt bli påført etter at alt arbeidet har blitt utført på konstruksjonen, i motsetning til hva som måtte ha blitt gjort hvis alle delene skulle forsinkes. Her ville det vært nødvendig å forsinke delene først, for deretter å sveise de sammen. Sveising på forsinkete deler kan også være ekstremt farlig da det oppstår gasser som er helseskadelige.

På endeplaten er det ønskelig å ha så lite friksjonsmotstand mot båten som mulig. Dette kan løses ved enten å velge en maling som har god motstand mot slitasje og lav friksjonskoeffisient, eller legge på en film av konstruksjonsplast som sikrer en glatt og slitesterk overflate.

5.4 Korrosjonstillegg

For konstruksjoner som opererer i nærheten av et maritimt klima, vil et korrosjonstillegg være nødvendig. Det vil være et ekstra lag med tykkelse på kritiske deler som kan korrodere, slik at om det skulle oppstå korrosjon vil delene fortsatt være sterke nok. Det har ikke blitt lagt til noe korrosjonstillegg av gruppen, derfor må dette vurderes av Vaagland.

5.5 Sammenføyninger

For hele konstruksjonen ble det brukt tre typer sammenføyninger. Sveiseforbindelse, bolteforbindelse og pinneforbindelse. Pinneforbindelsene og bolteforbindelsene ble brukt for å gjøre det enklere å montere og demontere de forskjellige komponentene, samtidig ville dette gjøre eventuelt vedlikeholdsarbeid enklere.

Ved alle forbindelsene på firkantrørene ble det brukt sveising. Dette er på bakgrunn av at bolteforbindelser i hulerør kan skape problemer. Skal bolten gå helt gjennom og festes med mutter på andre siden, vil det være nødvendig å stive av tverrsnittet hvor bolten skal gå gjennom. Hvis dette skal skje i midten av et langt firkantrør vil det være vanskelig å stive av dette tverrsnittet.

Gruppen har ikke gjennomført beregninger av buttsveisene mellom bjelkene som inngår i konstruksjonen. Dette ble gjort på bakgrunn av at om det skulle oppstå brudd vil dette skje i grunnmaterialet (Dørum, 2001). På bakgrunn av at bjelkene har blitt dimensjonert mot flyt, antar gruppen at et a-mål med lik størrelse som bjelketykkelsen vil være sterkt nok. Dette kan oppnås ved å lage fuger slik at det blir enklere å legge en god sveis. Utformingen på fugene vil bli nevnt i en eventuell sveiseprosedyre.

Det vil også være mulig å benytte seg av en bolteforbindelse istedenfor en pinneforbindelse i hengselen. Dermed er det ikke lenger nødvendig å produsere en låsemekanisme for akslingen gjennom hengselet. Det kan også være nødvendig å bruke en låsemutter, eller en låsevæske som tåler vann slik at mutteren ikke går ut.

5.6 Sveisemetode

Sveisingen av sidestøtten kan bli gjennomført med flere forskjellige metoder. TIG sveising vil ikke være en gunstig metode fordi det er veldig tidkrevende i forhold til elektrode eller MIG/MAG sveising. Den ekstra nøyaktigheten som oppnås ved TIG sveising er heller ikke noe som er nødvendig i disse sveiseforbindelsene. MIG/MAG sveising vil være raskere en elektrosveising. Elektrosveisingen vil også etterlate seg et slaggbelegg som må fjernes før konstruksjonen blir malt. Dette unngår man med MIG/MAG sveising. På bakgrunn av dette anbefaler gruppen å bruke MIG/MAG sveising.

Komponentene som skal sveises skal ta opp store krefter, og det er derfor viktig at sveisene er sterke. For å sikre at sveisene får høy kvalitet kan det tas i bruk en sveiseprosedyre. Det vil være både kostbart og tidkrevende å lage en sveiseprosedyre. Dermed må Vaagland selv ta stilling til om de vil gjennomføre en sveiseprosedyre.

5.7 Lager

Gruppen foretok ikke noen beregninger på lagerdimensjonene. Dette ble gjort på bakgrunn av at det var usikkerheter rundt hvilket lager som skulle bli brukt. Det ble sett på forskjellige lagerløsninger, og gruppen fant til slutt CIP Composites. CIP spesialiserer seg på lagre som skal brukes i maritime klima, under høy last og med lave omdreiningstall (Cip Composites, 2020). I tillegg er disse selvsmørende. Dette er de samme egenskaper som lagrene i konstruksjonen trenger. Gruppen kontaktet CIP angående lagerdimensjonene, og fikk en anbefaling fra dem. Dermed anbefalte de en lagertykkelse på 5mm. Dette har dermed blitt tatt høyde for i hengseldesignet.

For konstruksjonen er det muligheter for å velge mellom forskjellige lagertyper. Gruppen hadde mest fokus på glidelager, rullingslager og mulighet for ikke å bruke et lager.

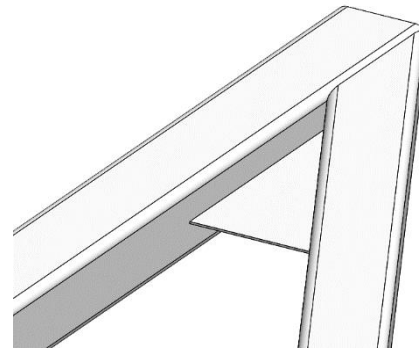
Rullingslager brukes ofte i situasjoner hvor det oppstår høye temperaturer og rask omdreining. Dette er situasjoner som ikke vil oppstå i konstruksjonen. De fleste rullingslagre må også manuelt få tilført smøreolje eller fett for at friksjonen skal bli så lav som mulig. Derfor er det kritisk at lageret blir isolert mot vann slik at smøremidlet ikke blir vasket bort. Dette unngår man ved å velge et selvsmørende plastlager.

Gruppen vurderte også å bruke bronselager, men bestemte at dette ikke ville være gunstig. Dette er på grunn av faren for galvanisk korrosjon mellom bronselageret og stålet i resten av konstruksjonen.

Et annet alternativ var ikke å sette inn et lager i hengslene i det hele tatt. Dette ville ført til høy friksjon, noe som er uønsket da det vil gjøre bevegelsen til støttearmen vanskeligere å utføre.

5.8 Kile

For å styrke forbindelsene hvor det er skarpe vinkler som i trekantarmen, kan det brukes kiler for å fordele stresspunktene mellom de sammenføyde bjelkene. Kilene kan lett bli sveist på før konstruksjonen blir overflatebehandlet. Konstruksjonen er designet med hensyn til at det ikke finnes noen kiler, men om det skulle bli satt på vil det bare styrke sammensetningen (Designingbuildings, 2018) (Kile).



Kile

5.9 Sylindernes plassering

Sylindernes plassering vil være med på å avgjøre hvor store krefter sylindrene må ta opp. Desto

lengre ut langs L_{K_x} aksen den blir festet, jo lavere krefter trenger den å ta opp. Dette kommer av at den vil få en lengre moment arm, som vil gjøre det lettere å motvirke momentet som skapes når armen er helt inntrukket (Kapittel 3.6.2) (Figur 41).

Samtidig som gruppen prøvde å plassere sylindren så langt ut langs L_{K_x} aksen som mulig, måtte de også velge en plassering som lot støttearmen bevege seg fra en bredde på 1,3m til 5m. Å balansere disse faktorene var krevende og førte til at gruppen måtte finne kompromisser for å komme frem til en endelig løsning.

Valget av innfestningsmetode mellom sylindren og resten av støtten ble gjort med tanke på å få montert og demontert støttene så enkel som mulig. Hengseløsningen oppnår dette, samtidig som den tillater fri rotasjon slik at støttearmen kan bevege seg.

Når det kommer til valg av metode for å feste sylindren til selve støtten var det flere muligheter. Det hadde vært mulig å feste sylindren til trekantarmen ved å tre en aksling gjennom sylindren, for deretter å sveise denne akslingen fast i trekantarmen. På denne måten vil det ikke oppstå noe bøyemoment på grunn av høyden til hengsler. Denne metoden vil derimot ikke tillate enkel demontering.

Gruppen så på muligheter for å feste sylindren til det øverste bjelkeparet. Dette ville ført til at sylindren er over vannlinjen. Denne løsningen krevde enten at sylindren blir festet over gelenderet, eller at hele konstruksjonen flyttes nedover på innfestningsbjelkene. Det er ikke ønskelig at sylindren festes over gelenderet fordi at da må det lages nye innfestningspunkter, dette må også gjennomføres langs hele dokken. Dette unngås om man fester innfestningsbjelkene i gelenderet. Det er heller ikke aktuelt å plassere sylindren for langt ned på innfestningen da det vil kunne bli vanskelig å få god kontakt mellom endeplaten og båtene.

5.10 Leverandører

Hoveddelen av produksjonen skal skje hos Vaagland, men noen av komponentene som brukes i støtten må kjøpes fra andre leverandører. Dette er deler som ikke er hensiktsmessige å produsere selv, på grunn av arbeidsmengden og kostnaden. Gruppen har prøvd å finne komponenter som vil passe i det maritime klimaet hos Vaagland, og som er tilpasset de situasjonene de blir brukt i på støtten.

Bjelkestandardene og platedimensjoner ble funnet i lagerkatalogen til Smithstål. Grunnen til at gruppen valgte Smithstål er at de er en av landets ledende leverandører av stål og metall. Gruppen er også kjent med Smithstål fra tidligere forelesninger.

Sylinderen ble valgt fra Hydratech. Vaagland Båtbyggeri AS har brukt Hydratech tidligere, og anbefalte derfor at gruppen skulle bruke denne leverandøren for å løse oppgaven. De har også en service og reparasjonsavdeling i Norge som gjør eventuelt vedlikehold av sylinderen enklere.

For alle hengselkoblingene, har gruppen vurdert et glidelager fra den amerikanske produsenten CIP Composites. Dette ble gjort på bakgrunn av at de spesialisere seg på lagre som er ment for et maritimt klima. I tillegg er lagrene ment for å ta opp store belastninger, ved lav rotasjonshastighet.

Valget av maling for å beskytte konstruksjonen mot rust blir overlatt til Vaagland. Gruppen valgte derfor ikke å bruke tid på å sette seg inn i dette. Det samme gjelder for eventuelt plastbelegg på endeplaten.

5.11 Drift og vedlikehold

På grunn av at konstruksjonen blir belastet av en statisk kraft, vil ikke levetiden bli redusert på grunn av utmatting. Derimot vil slitasje og skader redusere levetiden. Korrosjon, ujevn last og dårlig vedlikehold er noen av årsakene som øker slitasjen på produktet.

Konstruksjonen vil bli stående i et maritimt klima, ved jevne mellomrom vil den også bli helt dekket av sjøvann. På grunn av dette anbefaler gruppen at Vaagland tar en rutinemessig inspeksjon av komponentene slik at de kan følge med på korrosjonsdannelse. Om det oppdages korrosjon bør de utsatte delene repareres umiddelbart. Korrosjon svekker styrken på konstruksjonen, og dette kan få katastrofale følger. Et forebyggende tiltak kan være å spyle støttearmene med rent vann etter at de har vært i kontakt med sjøvann. På denne måten blir saltet vasket vekk. Dette er spesielt viktig på stempelstangen til sylinderen på grunn av toleransen den har.

Fordi sylinderen plasseres under vannlinjen er det mulig at det kan komme vann inn i oljen. På grunn av dette bør oljen sjekkes regelmessig. Om det oppdages vann i oljen, bør pakningene i sylinderen sjekkes og eventuelt byttes. Oljen må også byttes om dette skjer.

5.12 Låsemekanisme til akslingen

For å forsikre seg om at akslingen som brukes i hengsleledene ikke skal falle ut, har gruppen vurdert flere løsninger. Til slutt kom gruppen frem til at det enkleste ville være å bruke en låsepinne. Denne pinnen tres gjennom et hull som har blitt maskinert radially på enden av akslingen, og forhindrer at akslingen kan bevege seg. Gruppen antok at det ikke vil være noen krefter som fungerer aksialt langs denne akslingen, og det vil derfor ikke være nødvendig med en mer avansert løsning.

Gruppen vurderte også å bruke en akselkrage på den ene enden av akslingen. Dette ville ført til at fastholdningen ble sterkere, men gruppen har ikke vurdert dette som nødvendig. Denne løsningen ville også krevd mer maskinering enn en låsepinne.

Muligheten for å bruke ett gjenget parti på den ene enden av akslingen ble også vurdert. Dette ville gjort demontering av sammenstillingen enkel og effektiv. På en annen side hadde det vært mulig at mutteren som holder komponentene sammen, ville løsnet over tid etter som støtten beveger seg. En låsevæske kunne løst dette problemet, men gruppen vurderte det som tryggere å bruke en mekanisk løsning.

6 Konklusjon

Oppgavens resultatmål besto av flere deler, som til sammen utgjorde en helhetlig plan for en sidestøtte. Ulike konsepter ble tegnet opp, for deretter å bli sammenlignet. Etter at konsept 3 ble kåret til det beste designet å jobbe videre med, ble de ulike delene for dette konseptet dimensjonert. Dette ble både gjort for hånd, men ble også verifisert med SolidWorks. Gruppen kom deretter med forslag til elementer som må tas hensyn til for at støtten skal fungere i dokken. Her ble lager- og malingsspesifikasjoner gitt, slik at alt vil samspille med hverandre. Ulike parametere ble diskutert, og forbedringspotensialer ble gitt som videre utvikling av sidestøtten. Til slutt ble arbeidstegninger for de ulike delene laget, slik at Vaagland har muligheten til å produsere støttene.

Sluttproduktet er et forslag til en løsning Vaagland Båtbyggeri AS kan ta i bruk. Som vist i kapittel 3.4 så finnes det flere forskjellige metoder som vil løse problemet med å holde båtene i ro mens de dokkes. Løsningen som gruppen kom med kan dermed brukes som den er, eller brukes som en byggestein for videre utvikling. I denne oppgaven ble det bare sett på det mekaniske aspektet, med fokus på mekanikken og beregningene. Som et ferdig produkt kreves det fortsatt videre arbeid fra forskjellige stedspunkter. Spesifikk overflatebehandling som maling og plastfilm ble ikke fokusert på, da gruppen mente at dette var utenom fagfeltet. Derfor ble det kun kommentert hva slags spesifikasjoner som trengtes, for at det skulle være i samsvar med konstruksjonen.

Konstruksjonen ble designet slik at det vil være godt over 0.6m klaring når de største båtene ankommer dokken. Videre skal hver og en av støttene tåle en kraft på mellom 30kN og 50kN, som var spesifisert fra Vaagland Båtbyggeri AS. Mekanismen vil rotere nedover og utover i dokken, slik at båter i ulike størrelser vil kunne bli støttet opp. Konstruksjonen ble designet med fokus på enkelheten til mekanismen. Dette ble gjort for at produksjonen av komponentene skulle bli så enkel som mulig.

6.1 Videre arbeid

Selv om mye av støtten har blitt designet, diskutert og dimensjonert gjenstår det fortsatt en del ting som må tas hånd om. Dette er ting som gruppen ikke har hatt tid eller kompetanse nok til.

På grunn av at gruppen fokuserte på det mekaniske aspektet ved oppgaven ble det ikke lagt vekt på det hydrauliske systemet. For at det hydrauliske systemet skal fungere må det tilrettelegges en del komponenter, og tegnes et hydraulisk skjema. Her kan det være aktuelt å bruke en trykkventil som blir utløst etter ønsket trykk mot båten, dette vil hindre at støttearmen kan skade båtene under dokking.

Plassering av de nødvendige hydrauliske komponentene har heller ikke blitt tatt i betraktning av gruppen. Dette kan være hydraulikkanker, pumper, motorer, ventiler og slanger. Det er viktig at disse komponentene plasseres på en måte som gjør at de ikke kommer i veien for støttearmens bevegelse. Noen av komponentene bør heller ikke plasseres i vann. Når disse komponentene kommer inn i konstruksjonen vil også massesenteret forskyves slik at noen av beregningene må tas på nytt.

I løpet av bachelorprosjektet har gruppen innarbeidet seg god kompetanse innen mekanikk, konstruksjonsteknikk og produksjonsteknikk. Denne kompetansen har blitt bruk til å skape et godt design som gruppen mener er et gjennomtenkt utgangspunkt, som Vaagland kan bruke for å produsere et velfungerende dokkesystem.

7 Referanseliste

Almar-Næss, A., Halmøy, E., Rødsås, T.J. (2017) Sveising. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/sveising> (hentet sist 20.05.2020)

Bardal, Einar(2001) Korrosjon og korrosjonsvern tilgjengelig fra: https://www.nb.no/items/URN:NBN:no-nb_digibok_2008010300047?page=5

Blankenburg, D. (2019) Spørsmålskatalogen 2019, Produksjonsteknikk, NTNU.

Blankenburg, D. (2019) Sveis. tilgjengelig fra: https://learn-eu-central-1-prod-fleet01-xythos.s3-eu-central-1.amazonaws.com/5def77a38a2f7/1812684?response-content-disposition=inline%3B%20filename%2A%3DUTF-8%27%2719%2520Maskindeler%25201%252022102018_1.pdf&response-content-type=application%2Fpdf&X-Amz-Algorithm=AWS4-HMAC-SHA256&X-Amz-Date=20200516T153211Z&X-Amz-SignedHeaders=host&X-Amz-Expires=21600&X-Amz-Credential=AKIAZH6WM4PLYI3L4QWN%2F20200516%2Feu-central-1%2Fs3%2Faws4_request&X-Amz-Signature=aea2fb05240b6eaeaf9f9698f6d8038805ef3db4d7eaf8c4ae9ac91ab700135e (hentet sist 17.05.20).

Blankenburg, Detlef sveis (2019). tilgjengelig fra: https://learn-eu-central-1-prod-fleet01-xythos.s3-eu-central-1.amazonaws.com/5def77a38a2f7/1812684?response-content-disposition=inline%3B%20filename%2A%3DUTF-8%27%2719%2520Maskindeler%25201%252022102018_1.pdf&response-content-type=application%2Fpdf&X-Amz-Algorithm=AWS4-HMAC-SHA256&X-Amz-Date=20200516T153211Z&X-Amz-SignedHeaders=host&X-Amz-Expires=21600&X-Amz-Credential=AKIAZH6WM4PLYI3L4QWN%2F20200516%2Feu-central-1%2Fs3%2Faws4_request&X-Amz-Signature=aea2fb05240b6eaeaf9f9698f6d8038805ef3db4d7eaf8c4ae9ac91ab700135e (hentet sist 17.05.20).

CIP Composites. (2020) Bearings & Bushings. Tilgjengelig fra: <http://www.cipcomposites.com/product-category/bearings-bushings/> (hentet sist 5.05.2020)

Designingbuildings. (2018) Gusset plate. Tilgjengelig fra: https://www.designingbuildings.co.uk/wiki/Gusset_plate (hentet sist. 03.05.20).

Digerud, A og Fagerhaug, A, N. (2009) bacheloroppgave: Design av et automatisk dokkingsystem for en liten autonompassasjerferge, NTNU.

Dørum, A. (2001) Maskindeler 1. 2018 utgave. Akademika, s. 8.1- 8.15 og s. 10.1- 10.8.

Dørum, A. (2006) Maskindeler 2. 2019 utgave. Akademika, s. 6.1- 7.13.

Ensingerplastics. (2020) Plastics good for friction, wear and bearings. Tilgjengelig fra: <https://www.ensingerplastics.com/en/shapes/plastic-material-selection/friction-wear> (hentet sist. 19. Mars 2020).

Eurocode 3 EN-1993-1-8. (2005). tilgjengelig fra: <https://www.phd.eng.br/wp-content/uploads/2015/12/en.1993.1.8.2005-1.pdf> (hentet 25. Mars 2020).

Galvanizing. (2020) Hot dip galvanizing. Tilgjengelig fra: <https://www.galvanizing.org.uk/hot-dip-galvanizing/> (hentet sist 07.05.20).

GlobalTools. Tilgjengelig fra: <https://www.globaltools.no/tekniske-artikler/festene/bolt-og-mutter/sekskantskrue/sekskantskrue-m8x20> (hentet sist 17.05.20).

Haarberg, Geir Martin (2019) Korrosjon. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/korrosjon> (hentet sist 16.05.2020).

Haucon (2020). Tilgjengelig fra:

<https://www.haucon.no/product/produkter/forskaling/veggforskaling/geopanel/forskaling-geopanel-splint> (hentet sist 08.05.2020).

IMOA. (2020) Duplex. tilgjengelig fra: <https://www.imoa.info/molybdenum-uses/molybdenum-grade-stainless-steels/duplex-stainless-steel.php> (hentet sist 06.05.20).

Johannessen, J. (2002) Tekniske tabeller. Cappelen forlag.

Johansen, A., Langlo, J. A., Olsson, N., Rolstadås, A. (2014) praktisk prosjektledelse, fra idé til gevinst. Fagboklaget, s. 107-117.

Johansen, Henning (2009) Aluminium. Tilgjengelig fra:

<http://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi/materialteknologi/Materiallare/arbeidsplan/lettmetaller/Al-Al-legeringer/Materiallaere-aluminium-kompendium.pdf> (hentet sist. 12.05.20).

Johansen, Henning (2010a) JERN - KARBON LEGERINGER, LIKEVEKTSTRUKTURER. Tilgjengelig fra:

<http://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi/materialteknologi/Materiallare/arbeidsplan/10.%20Fe-C%20legeringer-likevektstrukturer/Materiallaere-IM-10-Fe-C-10.pdf> (hentet sist. 12.05.20).

Johansen, Henning (2010b) MEKANISKE EGENSKAPER OG TESTING AV DEM. Tilgjengelig fra:

[http://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi/materialteknologi/Materiallare/arbeidsplan/9.%20mekaniske%20egenskaper%20og%20testing/Materiallaere-IM-9-Mekaniske%20egenskaper%20og%20testing%20\(IM+TDL\)-10.pdf](http://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi/materialteknologi/Materiallare/arbeidsplan/9.%20mekaniske%20egenskaper%20og%20testing/Materiallaere-IM-9-Mekaniske%20egenskaper%20og%20testing%20(IM+TDL)-10.pdf) (hentet sist. 12.05.20).

Johnson- metall, (2020) glidelager. Tilgjengelig fra: <https://www.johnson-metall.com/no/produkter-og-tjenester/glidelager> (hentet sist 03.05.20).

Kalpakjian, S. og Schmid, S. R. (2014) Manufacturing Engineering and technology, 7. utg, SI enhet. Pearson Education South Asia Pte Ltd, s. 183-186, 949-955, 985-1002.

Materialteknikk. (1987) tilgjengelig fra: https://www.nb.no/items/URN:NBN:no-nb_digibok_2007080100113?page=221 (hentet sist 17.05.20).

MECCANICA. (2020) Skjærspenning. Tilgjengelig fra: http://meccanica.uit.no/fasthet/skjaerspenning_e.htm (hentet sist 20.05.2020.)

Metalsupermarkets. (2017) Welding galvanized steel. tilgjengelig fra:

<https://www.metalsupermarkets.com/welding-galvanized-steel/> (hentet sist. 26. april. 2020).

Miller. (2016) tilgjengelig fra: <https://www.millerwelds.com/resources/article-library/troubleshooting-weld-defects> (hentet sist 17.05.2020).

Myszka, D. H. (1999) Machines and mechanisms: Applied Kinematic Analysis. 4. utg. Prentice Hall, s. 8, 25-28, 44-48.

NDLA (2018) Sylinder. Tilgjengelig fra:

<https://ndla.no/nn/subjects/subject:28/topic:1:58059/resource:1:58084> (hentet sist 16.05.2020).

Nordic steel, (2020) Forskjellen på 304,304I, 316, 316I. Tilgjengelig fra:

<https://nordicsteel.no/ressurser/forskjellen-pa-304-304I-316-og-316I/> hentet sist (06.05.20).

Pedersen, V, G, B. (2019) Forelesning i sveiseteknikk, sveiseprosedyrer. NTNU.

Rørvik, S, B., Stokkan, A, T., Tan, A. (2019) Bacheloroppgave: Konseptutvikling avstyringskomponent til småfly, NTNU.

Skyciv. (2019) Benefits of Different Steel Sections. tilgjengelig fra: <https://skyciv.com/technical/benefits-of-different-steel-sections/> (hentet sist 24.04.2020).

SNL. (2019) Rullelager. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/rullelager> (hentet sist 17.05.20).

Stensli, A, S. (2016) Tilgjengelig fra: <https://www.stensli.no/stalbjelker-og-kanalstal-hea-heb-ipe-unp> (hentet sist 17.05.2020).

Storm Halvorsen. Tilgjengelig fra <https://www.stormhalvorsen.no/> (hentet sist 17.05.2020).

Swanenberg, (2020) Steel beams. Tilgjengelig fra: <https://swanenberg.com/beams/?lang=en> (hentet sist 10.05.20).

Tubecon. (2020) Parallel Flange I-Beams. I- bjelke bilde. Tilgjengelig fra: <http://www.tubecon.co.za/en/technical-info/tubecon-wiki/i-sections-parallel-flange-universal-beams.html> (hentet sist 13.05.20).

