



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND

Konstruksjon av kran på lekter



Hovedoppgave utført ved
Høgskolen Stord/Haugesund – Studie for ingeniørfag

Maskin, Marin Konstruksjonsteknikk

Av: Julie Batalden Olsen
Stian Nilsen

Kand.nr. 5
Kand.nr. 35

BACHELORPROSJEKT

Studentenes navn: Stian Nilsen & Julie Batalden Olsen

Linje & studieretning Maskiningeniør, Marin Konstruksjonsteknikk

Oppgavens tittel: *Konstruksjon av kran på lekter*

Oppgavetekst: Konstruksjon av kran for bruk på lekter i indre farvann. Lekteren er fast forankret med minimale bevegelser under bruk. Kranen skal brukes til lasting og lossing.

- Maksimal last: 3tonn
- Løftehøyde: 4m
- Arbeidslengde på bom: 6m

Ut fra oppgitte kriteriene, skal laster som virker på kranen kartlegges. Fra aktuelle standarder skal det ses på nyttelast, egenlast, vind og bølger i tillegg til valg av optimal geometri.

Modellering- og beregningsprogrammer for å betrakte geometrien skal benyttes.

Endelig oppgave gitt: 4. mars 2015

Innleveringsfrist: Fredag 8. mai 2015 kl. 12.00

Intern veileder: Torleiv Ese

Ekstern veileder: Rolf Wiksnes

Adresse ekstern veileder: Grannesgata 25, 5523 Haugesund

Godkjent av

studieansvarlig:

Dato:

Brit Fulle
23/4 -15



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND

Høgskolen Stord/Haugesund

Studie for ingeniørfag

Bjørnsonsgt. 45

5528 HAUGESUND

Tlf. nr. 52 70 26 00

Faks nr. 52 70 26 01

Oppgavens tittel Konstruksjon av kran på lekter		Rapportnummer
Utført av Julie Batalden Olsen & Stian Nilsen		
Linje Maskin, Marin Konstruksjonsteknikk	Studieretning Ingeniør	
Gradering Åpen	Innlevert dato 6. mai 2015	Veiledere Torleiv Ese - HSH Rolf Wiksnes - Westcon Løfteteknikk AS

Ekstrakt

Denne oppgaven tar for seg dimensjonering og konstruksjon av en kran som skal være montert på en fast forankret lekter.

Bruksområdet til kranen er interne løft for lasting/lossing av varer over rekka i indre farvann.

Kranen skal tilvirkes med stål med kvalitet S355 og den skal dimensjoneres etter Eurokode 3.

Vi har beregnet for hånd hvilke krefter som virker på kranen i tillegg til spenninger som oppstår i søylen. Deretter har vi brukt styrkeberegningsprogrammet SAP2000 for å sette inn kreftene som virker på konstruksjonen for å se om spenningene som oppstår er noenlunde like de vi beregnet for hånd.

Vi har dimensjonert kranens søyle og arm med en sikkerhetsfaktor på 2,5.

Forord

Denne oppgaven er en del av vårt avsluttende arbeid ved Høgskolen Stord/Haugesund. Gjennomføringen av oppgaven er gjort i samarbeid med bedriften Westcon Løfteteknikk AS i Haugesund.

Vi vil takke Westcon Løfteteknikk AS med tilrettelegging av oppgaven. Takk til eksterne veileder Rolf Wiksnes.

Høgskolen Stord/Haugesund har også bidratt stort til denne oppgaven. En stor takk til vår interne veileder Torleiv Ese for den gode hjelpen vi har fått. Vi vil også takke Einar Kolstad med hjelp til å skrive ut produktet vårt i 3D og Runald Meyer med å se over fremgangsmåten vi brukte i SAP2000. Til slutt vil takke Inger Postvoll (Skrivesenteret) for gjennomgang av oppgaven.

Julie Batalden Olsen & Stian Nilsen

Haugesund, 6. mai 2015



Innholdsliste

Forord	1
Innholdsliste	i
Bildeliste	iv
Figurliste	iv
Tabelliste	v
Symboler	vi
Sammendrag	1
1. Innledning	2
1.1 Om bedriften	2
1.2 Bakgrunn for oppgaven	2
1.3 Problemstilling	3
1.4 Oppbygging av oppgaven	3
1.5 Avgrensninger	4
2 Metoder	5
2.1 Forskrifter og standarder	5
2.1.1 Forskrift om maskiner.....	5
2.1.2 Forskrift om laste- og losseinnretninger på skip	6
2.1.3 Forskrift om kraner som brukes til lasting og lossing på skip i åpent farvann	7
2.1.4 NS 5514 (1978): Kraner og løfteutstyr, Stålkonstruksjoner, Beregninger	7
2.1.5 Forskrift om dekkskraner mv. på flyttbare innretninger (Kranforskriften)	8
2.2 Last og krefter	8
2.2.1 Egenvekt	8
2.2.2 Nyttelast	9
2.2.3 Vind	9
2.2.4 Bølger.....	11
2.2.5 Levetid	11
2.3 Programvare	12
2.3.1 Autocad.....	12
2.3.2 Inventor	12



2.3.3	SAP2000	12
3	Resultat	13
3.1	Materialvalg.....	13
3.2	Utseende.....	13
3.3	Sikkerhetsfaktor.....	13
3.4	Beregninger	14
3.4.1	Egenvekt	17
3.4.2	Arm på kranen.....	17
3.4.3	Søyle	21
3.4.4	Vind	24
3.4.5	Virkelig høyde på søyle.....	27
3.4.6	Krengning.....	27
3.5	Design	29
3.5.1	Støttebjelke.....	29
3.5.2	Styretapp	30
3.5.3	Lagermekanisme	30
3.5.4	Arbeidsområde.....	31
3.5.5	Teoretisk Løftekapasitet	32
3.5.6	Motorisert løpekatt med talje	33
4	Resultater i SAP2000	35
4.1	Søyle	35
4.2	Arm.....	36
5	Diskusjon.....	38
6	Konklusjon.....	41
	Litteraturliste	43
	Vedlegg	I
	Vedlegg 1 – Sammenligning av krefter og spenninger for rektangulær hulprofil og I-bjelke	II
	Vedlegg 2 – Beregning av sveis og skjærkraft.....	VII
	Vedlegg 3 – Søyle etter Eurokode 3.....	X
	Vedlegg 4 – Vindtilfeller	XII



Vedlegg 5 – Motorisert talje.....	XV
Vedlegg 6 – Krenkning.....	XVI
Vedlegg 7 – Lasttabell	XVIII
Vedlegg 8 - Resultater i SAP 2000.....	XIX
Vedlegg 9 – 2D tegninger i Autodesk Inventor	XXV



Bildeliste

Bilde 1.1: Westcon Løfteteknikk, avd. Bakerøya [14]	2
---	---

Figurliste

Figur 1.1 Plassering av kran på lekter.....	3
Figur 2.1: Forskrift om maskiner, paragraf 1 [3].....	5
Figur 2.2: Forskrift om laste- og losseinnr. på skip, paragraf 7 [4].....	6
Figur 2.3 Kranforskriften, paragraf 10 [7].	8
Figur 2.4 Skisse over bevegelse- og rotasjonsretning.....	9
Figur 2.5 Bølgehøyde, bølgelengde og bølgeperiode [15].....	11
Figur 3.1 Enkel skisse av kreftene som virker på armen til kranen.....	15
Figur 3.2: Fritt legeme diagram.....	16
Figur 3.3 Rektangulær hulprofil med påsveist H-bjelke.....	17
Figur 3.4 Kranens arm som fast innspent bjelke	20
Figur 3.5 Vind bak.....	26
Figur 3.6 Vind fra siden	26
Figur 3.7 Krenkning.....	27
Figur 3.8 Kran på lekter - maksimal krenkning	28
Figur 3.9 Illustrering av knutepunkt	29
Figur 3.10 Illustrasjon av arm med styretapp.....	30
Figur 3.11 Sfærisk rullelager [18]	30
Figur 3.12 Lagerplassering.....	31
Figur 3.13 Stopper	31
Figur 3.14 Løftekapasitet	32
Figur 3.15 Løpekatt på krenget kran.....	33
Figur 3.16 Spor for løpekatt	34



Tabelliste

Tabell 2.1 Vindhastighet og trykk [6].....	10
Tabell 2.2 Verdier for aerodynamisk faktor C [6].....	10
Tabell 3.1 Tabell over sikkerhetsfaktor. Utarbeidet av Einar Kolstad.	14
Tabell 3.2 Taljedata [16].....	18
Tabell 3.3 HE 100 A: Masse, dimensjoner og statiske verdier [12].....	18
Tabell 3.4 Dimensjoner, masse og statiske verdier på 400×200×12,5 [17].....	19
Tabell 3.5 Spenninger pga. vind.....	25
Tabell 4.1 Sammenligning av spenninger (case 1-4, vedlegg 8).....	36
Tabell 4.2 Sammenligning av spenninger (case 5 og 6, vedlegg 8).....	36



Symboler

Symbol	Definisjon	Enhet
ψ	Dynamisk faktor	-
ζ	Ekspérimentelt bestemt faktor	-
V_L	Løftehastighet	m/s
F	Kraft	N
ρ	Tetthet	kg/m ³
A	Areal	m ²
q	Aerodynamisk trykk	N/m ²
C	Aerodynamisk faktor	-
M_{Ed}	Dimensjonerende moment	Nmm
$M_{c,Rd}$	Dimensjonerende kapasitet mot bøyning	Nmm
W_{pl}	Plastisk motstandsmoment	mm ³
f_y	Flytegrense	N/mm ²
γ_{M0}	Tverrsnittskapasitet uansett tverrsnittsklasse. $\gamma_{M0}=1,05$	-
γ	Sikkerhetsfaktor	-
A_y	Aksialkraft	N
B_y	Aksialkraft	N
G	Egenvekt	N
m	masse	kg
M_b	Bøyemoment	Nmm
h	Høyde	mm
g	Tyngdens akselerasjon	m/s ²
l	Lengde	mm
b	Bredde	mm
t	Tykkelse	mm
x	Momentradius (der resultantkraften fra jevnt fordelt last virker)	mm
$M_{pl,Rd}$	Plastisk dimensjonerende kapasitet mot bøyning	Nmm
D	Ytre diameter	mm



σ	Spenning	N/mm^2
d	Indre diameter	mm
W_x	Motstandsmoment om x-aksen	mm^3
W_y	Motstandsmoment om y-aksen	mm^3

Sammendrag

Denne bacheloroppgaven er gitt av Westcon Løfteteknikk AS og tar for seg konstruksjon og dimensjonering av en kran som skal være fastmontert på et flytende forankret oppdrettsanlegg.

Kranen skal brukes for interne løft og for lasting/lossing av varer over rekka i indre farvann. Den skal maksimalt kunne løfte 3 tonn, arbeidslengde på bom er 6 meter, løftehøyde skal være 4 meter og kranen skal konstrueres for å ha lang levetid.

Materialet kranen skal tilvirkes med stål med kvalitet S355.

Vi skal dimensjonere søylen og armen til kranen etter Eurokode 3 (NS-EN 1993-1-1: 2005). Søylen skal være en rund hulprofil og armen består av en rektangulær hulprofil med en påsveist H-bjelke under for at løpekatt med talje skal kunne bevege seg. Vi har benyttet oss av beregningsprogrammet SAP2000 og undersøker om spenningene vi har beregnet for hånd stemmer overens med resultatene i styrkeberegningsprogrammet.

Sikkerhetsfaktoren vi har dimensjonert komponentene etter er 2,5.

1. Innledning

1.1 Om bedriften

Westcon Løfteteknikk AS (WCL) tilbyr salg og utleie av kraner og løfteutstyr, ingeniørtjenester og sertifisert sikkerhetsopplæring [1]. WCL er ledende leverandør av produkter og tjenester i Norge, innenfor sin bransje.

På sin hjemmeside skriver selskapet at de i dag har ca. 130 ansatte og de holder til på Bakerøya i Haugesund. Der har de et moderne verksted med nødvendig kontrollutstyr. I tillegg til hovedkontoret i Haugesund, har selskapet også en avdeling i Stavanger.



Bilde 1.1: Westcon Løfteteknikk, avd. Bakerøya [14]

WCL leverer alle typer kraner på forespørsel [2]. Selskapet importerer elektriske traverskraner og lettbaner, luftopererte kraner og svingkraner fra ulike produsenter i Tyskland.

1.2 Bakgrunn for oppgaven

Denne oppgaven er en del av vårt avsluttende arbeid som ingeniørstudenter.

Vi tok kontakt med Westcon Løfteteknikk AS angående bacheloroppgave, fordi vi synes arbeidsområdet de driver med virker interessant.

Gjennom studiet har vi lært oss å beregne krefter og spenninger i konstruksjoner, tegne og sette sammen deler i Inventor og undersøke om konstruksjoner er tilstrekkelig dimensjonert etter Eurokode 3. Vi skal derfor være i stand til å løse denne oppgaven.

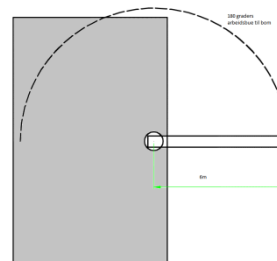
1.3 Problemstilling

Vår oppgave går ut på å konstruere en kran som skal være fastmontert på et flytende forankret oppdrettsanlegg.

Vi har fått oppgitt spesifikasjoner om kranen:

- SWL (Safe Working Load): 3 tonn
- Arbeidslengde på bom: 6 m
- Arbeidsområde: 180° elektrodrift på sving
- Komplet med elektrotalje med elektrodrift på bom
- Løfthøyde: 4 m
- Manøverposisjon 10 m fra kran.
- Utendørs bruk, høy kranklasse for mye bruk/stor belastning og lang levetid.

Kranen skal være montert i ytterkant av dekket, midtskips på fartøyet (figur 1.1). Den skal benyttes for interne løft og for lasting/lossing av varer over rekka i indre farvann.



Figur 1.1 Plassering av kran på lekter

1.4 Oppbygging av oppgaven

I kapittel 2 ser vi på forskrifter og standarder om løftekraner, hvilke modelleringsprogram vi kommer til å benytte oss av og på teori om laster og krefter som virker på en fastmontert kran. I kapittel 3 velger vi materiale, utseende og sikkerhetsfaktor til kranen, vi gjennomfører beregninger for kranens dimensjoner og til slutt design. I kapittel 4 kjører vi en analyse av kreftene i et styrkeberegningsprogram og diskuterer resultatene. I kapittel 5 har vi diskusjon og til slutt konklusjon.



1.5 Avgrensninger

Oppgaven vi skal gjennomføre er omfattende, og den må derfor avgrenses.

Det vi skal konsentrere oss om er dimensjonering av selve krankonstruksjonen. Vi har bestemt at armen på kranen skal bestå av en rektangulær hulprofil med en påsveiset H-bjelke. Armen skal roteres om en søyle som er fast innspent i underlaget. Disse komponentene skal dimensjoneres etter Eurokode 3.

Nedenfor har vi listet opp avgrensningene vi har gjort:

- Vi kommer ikke til å gå inn på sikkerhetsinnretninger på kranen (grensebryter, overlastbryter, momentstopper, nødstoppanordning, osv.)
- Vi ser ikke på pendeleffekt for last
- Vi går ikke i detalj på konstruksjonsdetaljer (tromler, ståltau, krok, lodd, svivel, løftestropper osv.)
- Vi antar at de ulike komponentene er i tverrsnittsklasse 1 eller 2

2 Metoder

Dette kapittelet tar for seg ulike forskrifter og standarder vi må ta hensyn til. Vi vil forklare hvilke krefter som virker på kranen og til slutt beskriver vi hvilke programvarer vi skal benytte oss av gjennom arbeidet med oppgaven.

2.1 Forskrifter og standarder

I de neste delkapitlene skal vi ta for oss ulike forskrifter og standarder vi har lest om når vi skal gjennomføre beregninger på kranen vi skal konstruere.

2.1.1 Forskrift om maskiner

Kranen vår vil være sammensatt av flere mekaniske deler. Vi må derfor ta hensyn til forskrift om maskiner [3]:

§ 1. Virkeområde

1. Denne forskriften gjelder ved konstruksjon, bygging og omsetning av følgende produkter:

- a) maskiner
- b) utskiftbart utstyr
- c) sikkerhetskomponenter
- d) løfteredskap
- e) kjettinger, kjeder, tau og stropper
- f) avtakbare mekaniske kraftoverføringsinnretninger
- g) delvis ferdigstilte maskiner

Figur 2.1: Forskrift om maskiner, paragraf 1 [3].

Forskrift om maskiner tar for seg all lov og godkjenning som er nødvendig dersom man skal ta i bruk en kran i norsk territorium. Her kan man bl.a. lese om krav til vern mot skade, erklæringer, CE-merking, miljøkrav til forbrenningsmotorer og teknisk dokumentasjon.

2.1.2 Forskrift om laste- og losseinnretninger på skip

Når det gjelder beregningsmetoder og konstruksjonskrav for kraner, viser forskrift om laste- og losseinnretninger på skip [4] hvilke standarder som skal følges (figur 2.2).

§ 7. Beregningsmetoder og konstruksjonskrav

(1) Kraner og bomarrangementer skal beregnes i samsvar med norske standarder nevnt i bokstav a til c i dette ledd, eller etter andre anerkjente standarder. Sakkyndig person skal kontrollere laste- og losseinnretningens og/eller laste- og lossereidskapets styrke og at nødvendige beregninger i denne forbindelse er utført. Krefter i løpende rigg kan bestemmes i overensstemmelse med NS-2608 eller annen anerkjent standard. Benyttede krangrupper, konstruksjonskriterier samt operasjonsbetingelser skal spesifiseres i arrangementets «kranhåndbok», jf. § 13, 2. ledd.

a) Kraner og bomarrangementer skal beregnes i samsvar med NS-5514 «Kraner og løfteutstyr. Stålkonstruksjoner. Beregninger».

b) Maskinkonstruksjoner skal beregnes i samsvar med NS-5515 «Kraner og løfteutstyr. Maskineri. Beregninger».

c) Vindkrefter skal beregnes i samsvar med NS-3479 «Prosjektering av bygningskonstruksjoner. Dimensjonerende laster».

(2) For spesielle typer løfteinnretninger kan Sjøfartsdirektoratet kreve eller gi tillatelse til at arrangementet konstrueres i henhold til en spesiell krangruppe (jf. NS-5514) eller at det benyttes høyere eller lavere sikkerhetsfaktorer enn bestemt i 4. og 5. ledd.

(3) Andre typer løfteinnretninger skal beregnes etter retningslinjer angitt i 1. ledd eller i overensstemmelse med 4. ledd.

(4) Andre typer løfteinnretninger samt enkle kraner og bomarrangement med tillatt arbeidsbelastning mindre enn 10 tonn, kan dersom det finnes hensiktsmessig og forsvarlig, dimensjoneres i samsvar med norske standarder nevnt i bokstav a og b i dette ledd. Det skal ved beregninger i slike tilfelle benyttes en sikkerhetsfaktor på minst 4,5 i henhold til det aktuelle materialets bruddgrense.

a) Konstruksjoner i stål skal beregnes i samsvar med NS-3472 «Prosjektering av stålkonstruksjoner. Beregning og dimensjonering».

b) Konstruksjoner i aluminium skal beregnes i samsvar med NS-3471 «Prosjektering av aluminiumskonstruksjoner. Beregning og dimensjonering».

(5) Laste- og lossereidskap som ståltau, kjetting, kroker, sjakler, blokker, svingler, ringer osv. skal beregnes og konstrueres etter Norsk Standard eller annen anerkjent standard. Det skal benyttes følgende sikkerhetsfaktor mot brudd, beregnet ut fra den største teoretiske statiske belastning:

	Sikkerhetsfaktor
Ståltau (wire) som alminnelig regel. (Se også § 8, 6. ledd bokstav b)	5
Kjetting	4,5
Annen redskap som kroker, sjakler, blokker, svingler, ringer osv.	5
Tauverk	7

Figur 2.2: Forskrift om laste- og losseinnr. på skip, paragraf 7 [4].

I våre spesifikasjoner står det at kranen skal løfte 3 tonn. I forskrift om laste- og losseinnretninger på skip, paragraf 7, ledd 4, står det at dersom arbeidsbelastningen er mindre enn 10 tonn skal vi se på NS-3472 (erstattet av NS-EN 1993-1-1:2005) for stålkonstruksjoner eller NS-3471 (erstattet av NS-EN 1999-1-1:2007) for aluminiums konstruksjoner.



2.1.3 Forskrift om kraner som brukes til lasting og lossing på skip i åpent farvann

I forskrift om kraner i åpent farvann [5], paragraf 4, ledd 1 står det forklart at kranen skal beregnes for drift under dynamiske forhold. Her tar man hensyn til bevegelser som kan forekomme, og legger derfor på en faktor på kranens SWL. Denne faktoren kalles dynamisk faktor, og har vanligvis en størrelse på 1,3, men vi regner den ut i neste delkapittel for å undersøke om den er 1,3 i vårt tilfelle.

2.1.4 NS 5514 (1978): Kraner og løfteutstyr, Stålkonstruksjoner, Beregninger

Verdien for den dynamiske faktoren er gitt ved formel fra NS 5514 [6]:

$$\psi = 1 + \xi V_L$$

ψ er den dynamiske faktoren

ξ er en eksperimentelt bestemt faktor (0,6 for traverskraner og bukk-kraner og 0,3 for utliggerkraner)

V_L er løfthastigheten i m/s

I NS 5514 [6] står det at ved denne formelen er maksimal løfthastighet 1 m/s og at den dynamiske faktoren aldri skal være lavere enn 1,15.

I vårt tilfelle har vi en utliggerkran, og den dynamiske faktoren blir da:

$\psi = 1 + \xi V_L = 1 + 0,3 \cdot 1 = \underline{1,3}$, som stemmer overens med forskrift om kraner i åpent farvann.

2.1.5 Forskrift om dekkskraner mv. på flyttbare innretninger (Kranforskriften)

Under er et utdrag av konstruksjonskrav fra kranforskriften [7].

Vi må beregne kranen med drift med maksimal kapasitet med slagside på 5° og vindkapasiteten skal være konstant på 25 m/s, noe som tilsvarer full storm.

§ 10. Beregningsmetoder, konstruksjonskrav og materialer

Konstruksjonskrav:

a) Kraner skal beregnes for drift med maksimal kapasitet med slagside på minst 5° for innretninger av skipstype, 3° for halvt nedsenkbare innretninger og 1° for oppjekkable og nedsenkbare innretninger i de mest ugunstige retninger, og samtidig for en konstant vindhastighet på minst 25 m pr. sekund. Hengende last tilsvarende en 10 fots (3 m) standardkonteiner gjelder ved beregning av vindbelastningen. Annen representativ last skal forutsettes for spesielle kraner.

Figur 2.3 Kranforskriften, paragraf 10 [7].

2.2 Last og krefter

Lasten som kranen skal kunne løfte er 3 tonn. Denne lasten vil påføre kran-systemet betydelig kraft og spenning. For å se om kranen er sikker å bruke, vil vi gjennomføre beregninger for hånd og ved hjelp av beregningsprogrammer.

Vi skal konstruere en slank og smidig kran som tar opp minst mulig areal på dekket. I spesifikasjonene fra Westcon Løfteteknikk AS oppgis det at kranen skal være robust og ha lang levetid.

Med tanke på levetid kan kranen bestå av syrefast eller rustfritt stål, som ikke korroderer ved nordisk kystklima. Vi vil se nærmere på materialvalg i et senere kapittel. Essensielle faktorer er styrke, vekt, pris og holdbarhet.

Vi vil undersøke spenningene som oppstår, om de oppstår som strekk eller trykk. Strekk er oppgitt med positivt fortegn og trykk er oppgitt med negativt fortegn.

2.2.1 Egenvekt

Egenvekt eller egenlast er lasten til selve konstruksjonen uten noen belastning. Det er materialvalget som avgjør hvor høy egenvekten til vår kran blir. For eksempel har aluminium en tetthet på 2700kg/m³ og stål har en tetthet på ca. 7850kg/m³, noe som betyr at aluminium er et mye lettere materiale enn stål.

I NS 5514 (s. 11) [6] står det definert hva egenvekt er: «massen av konstruksjonsdeler som virker på et gitt konstruksjonselement, unntatt nyttelast.».

2.2.2 Nyttelast

I NS 5514 (s. 11) [6] står det at nyttelast er «massen av last som løftes, pluss massen av hjelpeutstyr som f.eks. blokk, krok, løfteåk, grabb.». I våre beregninger bruker vi kun massen av last som løftes (3 tonn) som nyttelast. Massen av hjelpeutstyr er ikke definert.

2.2.3 Vind

Vi har 6 frihetsgrader for bevegelse i kranen vår. Den kan beveges opp, ned, frem og tilbake i 2 retninger, og i tillegg rotere om 3 akser. De fleste av disse bevegelsene er skapt av vind som blåser opp strømmer som igjen gir bølger. Man bør ta forbehold mot at lekteren krenger litt ved løft av 3 tonn over rekka, men det antas at lekteren forankres såpass godt at bevegelse ikke oppstår ved maks last. Dette vil gjøre løfteoperasjonen mye sikrere.

Vi har ingen spesifikasjoner på hvordan lekteren ser ut, så vi har ikke mulighet til å se/beregne nærmere på dette.

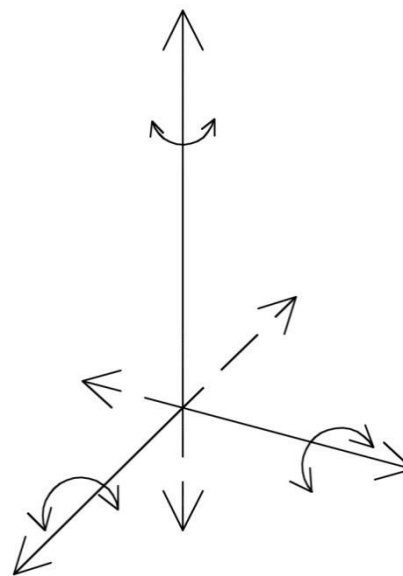
Vi vil undersøke hvordan vinden vil skape spenning, ved å belaste kranen i ulike retninger.

Vinden kan blåse horisontalt i alle retninger og vindlasten avhenger av formen på kranen [6].

Når det gjelder å finne størrelsen til vindkraften (F), avhenger den av arealet (A) som vinden virker på, hvilke form konstruksjonsdelen har og det aerodynamiske trykket (q).

Formelen blir da:

$$F = A \cdot q \cdot C$$



Figur 2.4 Skisse over bevegelse- og rotasjonsretning

I NS 5514 (s. 17) [6] er det aerodynamiske trykket og verdiene for den aerodynamiske faktoren oppgitt (tabell 2.1). Verdien for den aerodynamiske faktoren, C , bestemmes etter tabell 2.2.

Tabell 2.1 Vindhastighet og trykk [6]

Konstruksjonshøyden over bakken m	Kran i arbeid		Kran i hvile	
	Hastighet	Aerodynamisk	Hastighet	Aerodynamisk
	V_w	trykk: q	$V_{w \text{ maks.}}$	trykk: q
	m/s	N/m^2	m/s	N/m^2
under 20			36	785
20-100	20	245	42	1079
Over 100			46	1275

Tabell 2.2 Verdier for aerodynamisk faktor C [6]

Tabell T-1.2412 Verdier for aerodynamisk faktor C

Konstruksjonsdel			C
Fagverk av valsede profiler	h		1,6
Bjelke med helt steg, eller boksdrager	h		$\frac{l}{h} = \begin{cases} 20 & 1,6 \\ 10 & 1,4 \\ 5 & 1,3 \\ 2 & 1,2 \end{cases}$
	h		
Rør med sirkulært tverrsnitt	$d(m)$		$d\sqrt{q} < l$ 1,2
Rørfagverk	q i N/m^2		$d\sqrt{q} > l$ 0,7

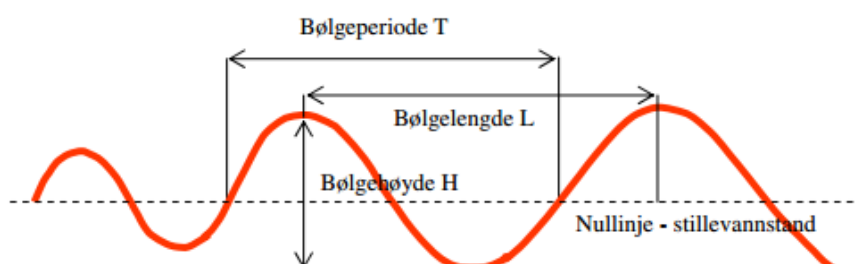
I tillegg til vindkraften på kranen, får man også vindkraft på nyttelast. Når man skal bestemme arealet vinden virker på, skal man regne med det største arealet. Etter NS 5514 skal den aerodynamiske faktoren skal settes lik 1 [6]. Nyttelasten i vårt tilfelle er 3 tonn, og i standarden står det at man kan sette arealet lik 1 m^2 pr. tonn for laster opp til 5 tonn. Siden vår maksimale last er 3 tonn, får vi da et projisert areal på 3 m^2 .

Vi beregner vindkraften for det aktuelle arealet til kranen og nyttelasten i kapittel 3.4.4.

2.2.4 Bølger

Bølgene vil påføre båten bevegelse i flere retninger. Disse bevegelsene vil medføre moment om ulike akser og stiller ekstra krav til kranens oppbygning. Noen kraner er kun ment til bruk ved lav sjø (lite/ingen bølger), og noen kraner har mer robust konstruksjon og bruker hiv-kompensering for å kontrollere løft ved høy sjø.

I R-003, s. 8 [8] står det om signifikant bølgehøyde (SWH). Dette er «gjennomsnittlig høyde på den høyeste tredjedelen av opptredende bølger, typisk målt over en periode på tre timer.». Forenklet kan man bruke halvparten av maksimal bølgehøyde (se figur 2.5) som SWH [8].



Figur 2.5 Bølgehøyde, bølgelengde og bølgeperiode [15].

Vår kran er forankret slik at den holdes mest mulig i samme posisjon og med minst mulig krenning (kapittel 3.4.6). Dette medfører at vi bruker 1 m SWH og vil ikke bruke ekstra sikkerhetsfaktorer i beregningene våre siden vi allerede bruker den dynamiske faktoren på 1,3. Grunnet mangel av produktspesifikasjoner som akselerasjon og SWH, ser vi det som akseptabelt å ikke legge på ekstra sikkerhetsfaktor.

Å bruke 1 m SWH gjør at beregningene våre er forsvarlige for kran plassert i indre farvann eller ved kai. Ved bruk i ytre farvann eller ved 2 m SWH vil det være nødvendig å gjøre beregninger på kranen, evt. ved å redusere løftekapasitet for konstruksjonen. Ved en reell produktbestilling vil disse spesifikasjonene være essensielle og avgjørende for ferdigstilling av kran.

2.2.5 Levetid

I våre spesifikasjoner står det at kranen skal ha lang levetid. I R-002 [9] står det at offshore kraner skal designes for minimum 20 år. Statoil [10] skriver også at levetiden på de fleste kraner er 20 år, men at dette gjelder for selve strukturen. Levetiden er lavere for de fleste av komponentene. Kranen kan godkjennes for



videre bruk, men det må gjennomføres en risikovurdering og påfølgende generaloverhaling [10].

For å øke levetid på kranen kan materialet behandles. Sandblåsing og maling er vanlig for konstruksjoner som er fastmontert på båtdekk.

Saltvann kan føre til korrosjon på kranen og man bør derfor rengjøre kranen med jevne mellomrom. Ellers bør man jevnlig undersøke etter sprekker. Hvor ofte man bør vedlikeholde kranen avhenger av hvor mye den brukes.

2.3 Programvare

Vi kan benytte oss av flere programvarer – både når det gjelder tegning og styrkeberegning. Nedenfor har vi forklart kort om hvilke programmer vi skal benytte oss av.

2.3.1 Autocad

Autodesk Autocad brukes for å modellere 2D-tegninger. Vi har brukt Autocad til enkle skisser for å vise hvilke krefter som virker hvor på kranen.

2.3.2 Inventor

I oppgaven bruker vi Autodesk Inventor til å modellere de ulike delene til kranen og for å visualisere i 3D hvordan kranen vil se ut i sin helhet. Flere deler er bestillingsvarer, men er tatt med i modellen for å se kranen sin helhet – det gir et bedre innblikk i hvordan kranen kommer til å se ut.

2.3.3 SAP2000

Vi kommer til å benytte oss av SAP2000 som er et styrkeberegningsprogram for styrkeberegning av fagverk. Vi har valgt å se på spenningene som virker på søylen, i tillegg til et tilfelle for armen som inkluderer krengeing. Her legger vi inn hvilket materiale søylen består av, dimensjonene på materialet og kreftene som virker på delene.

3 Resultat

I dette kapittelet bestemmer vi materiale, utseende, sikkerhetsfaktor, gjennomfører beregninger for hånd for å få en sterk nok konstruksjon og til slutt designet på krankonstruksjonen.

3.1 Materialvalg

Rolf Wiksnes (ekstern veileder, Westcon Løfteteknikk AS) fortalte oss at de fleste mekaniske konstruksjoner blir laget med S355 stål.

Dette materialet har en flytegrense (f_y) på 355 N/mm^2 når tykkelsen på emnet er mindre enn 40 mm [11].

Med tanke på pris er S355 et rimelig materiale og det er i tillegg enkelt å sveise og behandle. Vi velger derfor å konstruere kranen med stål med kvalitet S355.

3.2 Utseende

Kraner som benyttes til oppdrettsanlegg kan ha mange forskjellige design og funksjoner.

Vi skal konstruere en enkel løftekran. I starten av arbeidet med oppgaven bestemte vi at armen på kranen skulle bestå av en IPE-bjelke, men etter møte med begge veiledere endret vi profilen til en rektangulær hulprofil. Grunnen til dette var at denne profilen er mer stabil med tanke på vindbelastninger og at kranen vi konstruerer ikke står på fast grunn, som kan medføre at kranen krenger. Dette har vi undersøkt og beregningene er vist i vedlegg 1.

For at en løpekatt skal kunne styres frem og tilbake på armen, må det sveises fast en H-bjelke under firkantprofilen.

Armen skal kunne rotere 180° rundt en søyle som er fast innspent i fundamentet.

3.3 Sikkerhetsfaktor

Om man ser raden «Beregningsmodell» i tabell 3.1 på neste side, ser vi at sikkerhetsfaktoren varierer mellom 1,3 og 5+. Vår modell er «svært lik delen», så vi kunne har benyttet oss av en sikkerhetsfaktor på 2. Etter nærmere konsultasjon

med eksternt veileder velger vi en sikkerhetsfaktor på 2,5. For å være ekstra sikre på at modellen tåler de belastningene som er tiltenkt, er dette noe vi anser som nødvendig.

Tabell 3.1 Tabell over sikkerhetsfaktor. Utarbeidet av Einar Kolstad.

Informasjon	Kvalitet	Sikkerhetsfaktor
Materialdata fra tester	Materialtesten er foretatt på materialet som brukes	1,3
	Testdata fra tilsvarende materialer foreligger	2
	Testdata foreligger, men de er mindre representative	3
	Testdata er tvilsomme	5+
Miljødata, omgivelsene produktet skal brukes under.	Tester utført i samme miljø som delen skal brukes i	1,3
	De viktigste miljøparametrene er like	2
	Litt forskjellig miljø	3
	Helt forskjellig miljø	5+
Beregningsmodell	Delen er testet med forsøk	1,3
	Modellen er svært lik delen	2
	Modellen representerer delen tilfredstillende	3
	Modellen er en grov tilnærming	5+
Konsekvens: Person	Små person skader (Krever ikke tilsyn av helsepersonell)	1,3
	Personskader (ikke fraværsskader)	2
	Større personskader, (fraværsskader)	3
	Store personskader, (uførhet, død)	5+
Konsekvens: Miljø/økonomi	Mindre miljøskader, små økonomiske tap	1,3
	Miljøskader, moderate og økonomisk tap av betydning	2
	Store miljøskader og betydelige økonomiske tap	3
	Miljøkatastrofe, og store økonomiske tap	5+

3.4 Beregninger

I dette delkapitlet skal vi bestemme dimensjonene til den rektangulære hulprofilen, H-bjelken og søylen som kranen består av. Vi har prøvet og feilet for å finne den minste tillatte firkantprofilen etter Eurokode 3 [11].

Etter Eurokode 3 [11] skal dimensjonerende moment, M_{Ed} , i hvert tverrsnitt oppfylle følgende krav:

$$\frac{M_{Ed}}{M_{c,Rd}} \leq 1,0$$

$M_{c,Rd}$ er dimensjonerende kapasitet mot bøyning om én hovedakse.

I våre beregninger bruker vi en sikkerhetsfaktor på 2,5, og denne vil påvirke M_{Ed} slik at det dimensjonerende momentet blir 2,5 ganger større. Man kan da se på formelen over som:

$$\frac{2,5 \cdot M_{Ed}}{M_{c,Rd}} \leq 1,0$$

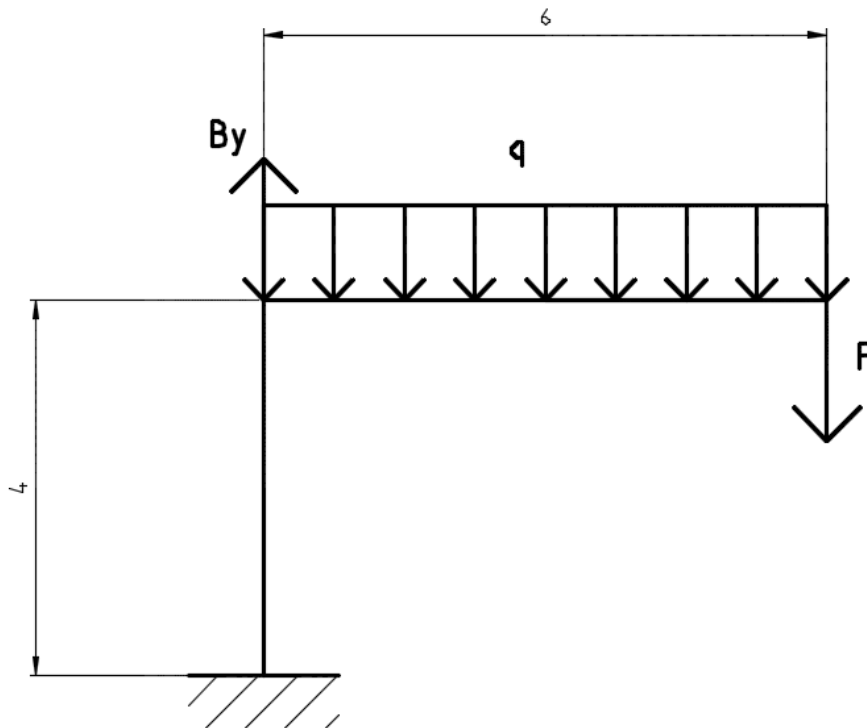
Grunnet vi antar at firkantprofilen befinner seg i tverrsnittsklasse 1 eller 2, bestemmes $M_{c,Rd}$ etter følgende formel [11]:

$$M_{c,Rd} = M_{pl,Rd} = \frac{W_{pl} \cdot f_y}{\gamma_{M0}}$$

$$f_y = 355 \text{ N/mm}^2$$

$$\gamma_{M0} = 1,05$$

Det som endrer størrelsen på $M_{c,Rd}$ er W_{pl} . Da vi gjennomførte beregninger på ulike størrelser på rektangulære hulprofiler, var det kun denne komponenten vi skiftet ut. For å beregne M_{Ed} ser vi på hvordan kraften fra lasten (3000 kg) og resultantkraften fra egenvekten til armen påvirker momentet (figur 3.1).

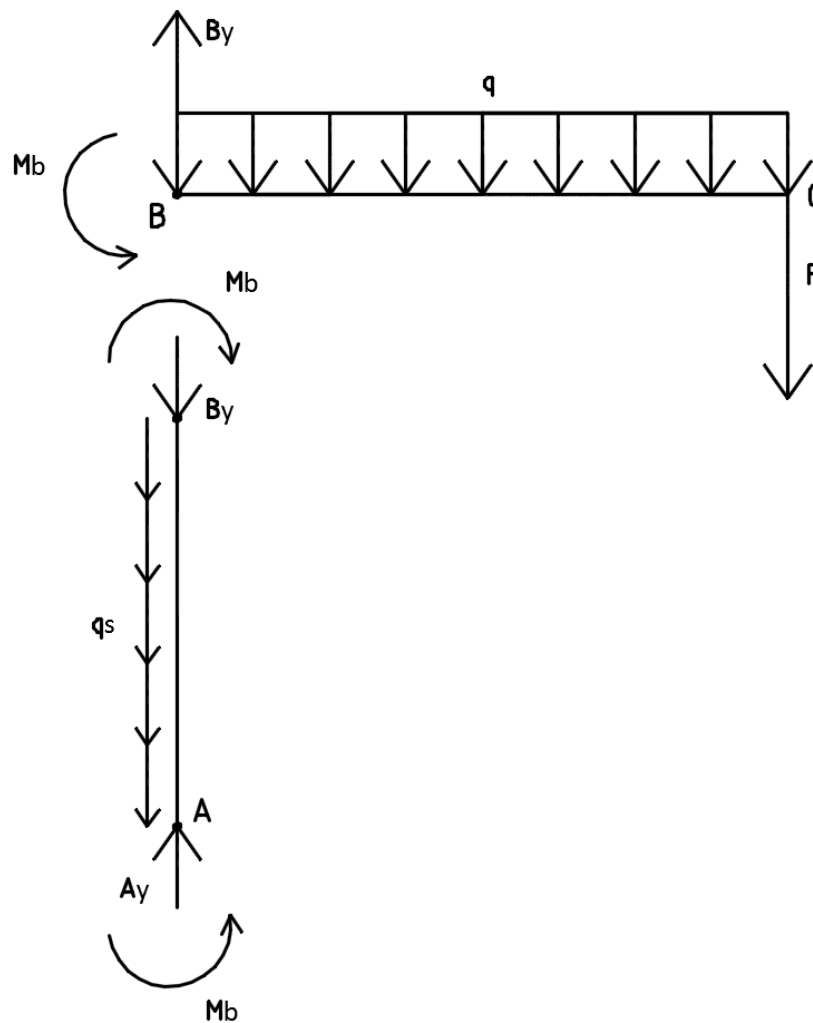


Figur 3.1 Enkel skisse av kreftene som virker på armen til kranen

I figur 3.2 har vi skissert et fritt legeme diagram som viser hvilke krefter som virker hvor på kranen. Momentet fra armen overføres til søylen som er fast innspent i underlaget.

I figuren er aksialkraften B_y summen av kraften fra det som skal løftes og resultantkraften forårsaket av egenvekten til armen som virker som en jevnt fordelt last. Den samme kraften B_y som virker i armen – overføres til søylen.

A_y består av B_y og den jevnt fordelte kraften forårsaket av egenvekten til søylen.



Figur 3.2: Fritt legeme diagram

3.4.1 Egenvekt

Vi har valgt å konstruere kranen med S355 stål. Dette har en tetthet på ca. 7850kg/m^3 .

Egenvekten til armen finner vi ved formelen:

$$G_{arm} = (m_{\text{firkantprofil}} + m_{\text{H-bjelke}}) \cdot l \cdot g$$

$m_{\text{firkantprofil}}$ og $m_{\text{H-bjelke}}$ finner vi i tabeller og dette er oppgitt i kg/m

l er lengden på armen

g er tyngdeakselerasjonen

Egenvekten til søylen finner vi med formelen:

$$G_{søyle} = A \cdot \rho_{S355} \cdot h \cdot g$$

A er tverrsnittsarealet til søylen

ρ_{S355} er tettheten til stål

h er høyden til søylen

g er tyngdeakselerasjonen

3.4.2 Arm på kranen

Armen på kranen består av H-bjelke som er sveist fast til en rektangulær hulprofil. H-bjelken skal virke som en skinne for en motorisert løpekatt med talje. I de neste delkapitlene skal vi bestemme dimensjoner for forbindelsene.



Figur 3.3 Rektangulær hulprofil med påsveist H-bjelke

3.4.2.1 H-bjelke

Vi valgte først en standard talje som kan løfte 3 tonn og deretter bestemte vi hvilke dimensjon H-bjelken måtte ha. I tabell 3.2 ser vi at minste bredde for bunnflens er 54 mm og største bredde er 310 mm.

Tabell 3.2 Taljedata [16].

Technical Data

JDN Air Hoist PROFI		025 TI	05 TI	1 TI	1.5 TI	2 TI	3 TI/2	3 TI	6 TI	10 TI	16 TI	20 TI
Max. bottom flange thickness t	inch	1.2		1.0		1.1		1.6		2.6 ⁵		-
Manual Trolley	mm	30		25		28		40		65 ⁵		-
Max. bottom flange thickness t	inch					1.6					2.6 ⁵	
Reel Chain and Motor Trolley	mm					40					65 ⁵	
Max. bottom flange width b	inch	8.7				12	12.2					-
Manual Trolley	mm	220				305	310					-
Max. bottom flange width b	inch	11				12.2						
Reel Chain and Motor Trolley	mm	280				310						
Min. bottom flange width b	inch	2	2.3	2.6		2.3	2.1		5			-
Manual Trolley	mm	50	58	66		58	54		128			-
Min. bottom flange width b	inch	2.2				2.3	2.1		5			5.8
Reel Chain and Motor Trolley	mm	56				58	54		128			148

Vi bestemte oss for å benytte oss av HE 100 A som har en flensbredde på 100 mm som ligger mellom tillatt flensbredde. Andre dimensjoner for bjelken er vist i tabell 3.3.

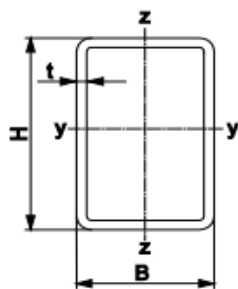
Tabell 3.3 HE 100 A: Masse, dimensjoner og statiske verdier [12].

Betegnelse	Masse kg/m	Høyde mm	Bredde mm	Tykkelse flens mm	Tykkelse steg mm
HE 100 A	16,7	96	100	8	5

3.4.2.2 Rektangulær hulprofil

Etter å ha gjennomført beregninger på flere rektangulære hulprofiler, fant vi ut at dimensjonene $l \times b \times t = 400 \times 200 \times 12.5$ er sterke nok. Denne profilen blir levert av Norsk Stål og data om profilen er vist i tabell 3.4.

Tabell 3.4 Dimensjoner, masse og statiske verdier på $400 \times 200 \times 12,5$ [17].



Mål					Masse kg/m ¹	Tverrsnitt mm ²	Overflate		Nominell lengde per tonn m	Profilfaktor i (m ⁻¹) A _m /V og A _p /V	
H	x	B	x	t			m ² /m	m ² /t			
400	x	200	x	12,5	112,00	14200	1,17	10,4	8,97	82	70

I _y mm ⁴ x10 ³	I _z mm ⁴ x10 ³	i _y mm	i _z mm
290630	97380	143	82,8

W _{el,y} mm ³ x10 ³	W _{el,z} mm ³ x10 ³	W _{pl,y} mm ³ x10 ³	W _{pl,z} mm ³ x10 ³	I _t mm ⁴ x10 ³	C _t mm ³ x10 ³	Klasser i.h.h.t NS-EN 1993-1-1			
						Bare bøyning y- y aksen		Bare trykk	
						S355	S420	S355	S420
1453	974	1813	1111	234380	1656	1	1	2	3

Vi bruker formlene vi beskrev i starten på dette kapitlet:

$$\frac{2,5 \cdot M_{Ed}}{M_{c,Rd}} \leq 1,0$$

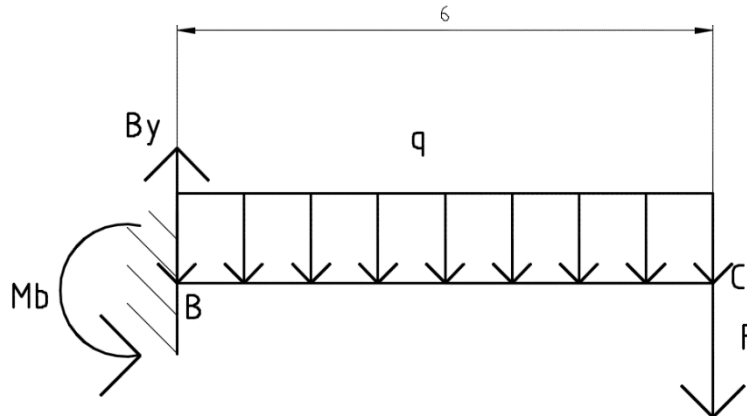
$$M_{Ed} = M_b + M_{egenvekt}$$

$$M_b = F \cdot l$$

Legger til den dynamiske faktoren på 1,3:

$$M_b = 1,3 \cdot F \cdot l = 1,3 \cdot m \cdot g \cdot l = 1,3 \cdot 3000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 6 \text{ m} = 229554 \text{ Nm} \approx \underline{\underline{229,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}}$$

Når det gjelder momentet forårsaket av egenvekten, virker massen av den rektangulære hulprofilen og H-bjelken som en jevnt fordelt last (q) på armen (figur 3.4).



Figur 3.4 Kranens arm som fast innspent bjelke

$$\begin{aligned}
 M_{egenvekt} &= M_{egenvekt, firkantprf\ddot{u}l} + M_{egenvekt, HE100A} \\
 &= q_{firkantprf\ddot{u}l} \cdot l_{firkantprf\ddot{u}l} \cdot x_{firkantprf\ddot{u}l} + q_{HE100A} \cdot l_{HE100A} \cdot x_{HE100A} \\
 &= m_{firkantprf\ddot{u}l} \cdot g \cdot l_{firkantprf\ddot{u}l} \cdot x_{firkantprf\ddot{u}l} + m_{HE100A} \cdot g \cdot l_{HE100A} \cdot x_{HE100A} \\
 &= 112 \text{ kg/m} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 6 \text{ m} \cdot 3 \text{ m} + 16,7 \text{ kg/m} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 6 \text{ m} \cdot 3 \text{ m} \\
 &= 19776,96 \text{ Nm} + 2948,886 \text{ Nm} \\
 &= 22725,846 \text{ Nm} \\
 &\approx \underline{22,73 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}
 \end{aligned}$$

$$M_{Ed} = 229,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm} + 22,73 \cdot 10^6 \text{ Nmm} = \underline{252,33 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}$$

Når vi skal beregne $M_{c,Rd}$ velger vi motstandsmoment ut fra hvilke tverrsnittklasse vi befinner oss i. I tabell 3.4 ser vi at profilen har tverrsnittklasse 1, noe som betyr at vi må bruke W_{pl} .

Vi beregner ikke med plastisk motstandsmoment til H-bjelke siden vi vil at hulprofilen skal være den lastbærende konstruksjonen. H-bjelken har primær oppgave i å være arbeidsområde for løpekatt.

$$\begin{aligned}M_{c,Rd} &= M_{pl,Rd, \text{firkantprofil}} \\ &= \frac{W_{pl, \text{firkantprofil}} \cdot f_y}{\gamma_{M0}} \\ &= 1813 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \cdot \frac{355 \text{ N/mm}^2}{1,05} \approx \underline{613 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}\end{aligned}$$

$$\frac{2,5 \cdot M_{Ed}}{M_{c,Rd}} = \frac{2,5 \cdot 252,33 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{613 \cdot 10^6 \text{ Nmm}} \approx \underline{1,03}$$

Beregningene over viser at sikkerhetsfaktoren er ivaretatt. Selv om vi oppnår en verdi større enn 1, er dette resultatet tilfredsstillende ettersom vi har sitt bort fra plastisk motstandsmoment til H-bjelken som er fastsveist til hulprofilen. I realiteten vil både sveisen og H-bjelke bidra med motstandsmoment som tilsvarer det vi trenger for å få en sikkerhetsfaktor på 2,5.

I vedlegg 2 er det gjort beregninger på sveis og skjærkraft. Sveisen og H-bjelken er sterke nok til å bære vekten av maksimal last.

Sveisen er dimensjonert slik at den skal klare å ta opp all spenning som overføres fra løpekatten. Vi overdimensjonerer litt ved å anta denne spenningsfordelingen. Reel spenningsfordeling vil spre seg mer utover sveisen og H-bjelken. Dette medfører at vi er på sikre siden og sveisen kan operere flere timer med maks belastning.

Skjærspenningen som kan oppstå i H-bjelken er også beregnet etter samme antagelse som sveis. Vi viser i beregningene at det er stort nok tverrsnitt i forhold til spenninger som kan oppstå.

3.4.3 Søyle

Etter prøving og feiling med håndberegning på ulike dimensjoner, velger vi å bruke hulprofilet søyle med dimensjonene $D \times t \times l = 400 \times 17 \times 4000 \text{ mm}$.

Disse dimensjonene vil ivareta sikkerhetsfaktoren vi må bruke. Tykkelsen er også her mindre enn 40mm, som betyr at flytegrensen fortsatt er 355 N/mm^2 .



Når vi nå skal gjøre beregninger på søylen, må vi se på tillatt spenning:

$$\sigma_{tillatt} = \frac{f_y}{\gamma}$$

$$\sigma_{tillatt} = \frac{f_y}{\gamma} = \frac{355 \text{ N/mm}^2}{2,5} = 142 \text{ N/mm}^2$$

Vi ønsker en konstruksjon som aldri får en spenning som overskrider 142 N/mm^2 .

Søylen blir påført moment fra firkantprofilen og H-bjelken i tillegg til en aksialkraft. Aksialkraften A_y (figur 3.2) består av kraften fra lasten, egenvekten til armen og egenvekten av søylen:

$$A_y = (m_{firkantprofil} + m_{HE100A} + m_{last} + A_{søyle} \cdot \rho_{S355} \cdot h_{søyle}) \cdot g$$

$m_{firkantprofil}$ er massen til den rektangulære hulprofilen

m_{HE100A} er massen til H-bjelken

m_{last} er massen til lasten: 3 tonn

$A_{søyle}$ er tverrsnittsarealet til søylen

ρ_{S355} er tettheten til S355: 7850 kg/m^3

$h_{søyle}$ er høyden til søylen: 4 m

$$A_{søyle} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

D er ytre diameter

d er indre diameter: $d = D - 2t = 400 \text{ mm} - 2 \cdot 17 \text{ mm} = 366 \text{ mm}$

$$A_{søyle} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} ((400 \text{ mm})^2 - (366 \text{ mm})^2) = 6511 \pi \text{ mm}^2 = \underline{6511 \pi \cdot 10^{-6} \text{ m}^2}$$

$$\begin{aligned} A_y &= (m_{\text{firkantprofil}} + m_{\text{HE100A}} + m_{\text{last}} \cdot 1,3 + A_{\text{søyle}} \cdot \rho_{\text{S355}} \cdot h_{\text{søyle}}) \cdot g \\ &= (112 \text{ kg/m} \cdot 6 \text{ m} + 16,7 \text{ kg/m} \cdot 6 \text{ m} + 3000 \text{ kg} \cdot 1,3 + 6511\pi \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 4 \text{ m}) \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &\approx \underline{52135,1 \text{ N}} \end{aligned}$$

Spenningen søylen blir utsatt for er:

$$\sigma = \frac{A_y}{A_{\text{søyle}}} + \frac{M_{\text{Ed}}}{W}$$

A_y er aksialspenningen søylen blir utsatt for

$A_{\text{søyle}}$ er tverrsnittsarealet til søylen

M_{Ed} er dimensjonerende moment (samme som i kapittel 3.3.2)

W er motstandsmomentet til søylen

Formel for motstandsmoment til en rund hulprofil [12]:

$$W_x = W_y = \frac{\pi}{32} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right) = \frac{\pi}{32} \left(\frac{(400 \text{ mm})^4 - (366 \text{ mm})^4}{400 \text{ mm}} \right) \approx \underline{1,88 \cdot 10^6 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma = \frac{A_y}{A_{\text{søyle}}} + \frac{M_{\text{Ed}}}{W} = \frac{52135,1 \text{ N}}{6511\pi \text{ mm}^2} + \frac{252,33 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{1,88 \cdot 10^6 \text{ mm}^3} \approx \underline{136,77 \text{ N/mm}^2}$$

$$\sigma = 136,77 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{tillatt}} = 142 \text{ N/mm}^2$$

Etter å ha gjennomført beregninger på søylen, ser vi at spenningen som oppstår er mindre enn tillatt spenning. Søylen er altså tilstrekkelig dimensjonert.

Vi undersøker hvilke sikkerhetsfaktor dette tilsvarer:

$$\gamma = \frac{f_y}{\sigma_{\text{maks}}} = \frac{355 \text{ N/mm}^2}{136,77 \text{ N/mm}^2} = \underline{2,6}$$

I vedlegg 3 har vi undersøkt om søylen er tilstrekkelig dimensjonert etter Eurokode 3, på samme måte som vi undersøkte kranens arm. Vi har gjort dette for å forsikre oss om at beregningene våre er forsvarlige ved å benytte flere metoder.

3.4.4 Vind

Når det gjelder verdien for den aerodynamiske faktoren (kapittel 2.2.3), må vi se på både arm og søyle til vår kran. Armen består av en firkantprofil med en påsveiset H-bjelke og søylen ser ut som et rør med sirkulært tverrsnitt.

Vi bestemmer den dynamiske faktoren etter formlene i tabell 2.2. Vi ser på den rektangulære hulprofilen og H-bjelken som én rektangulær profil, og forholdet mellom lengde og høyde blir:

$$\frac{l}{h} = \frac{l}{h_{\text{firkantprofil}} + h_{\text{H-bjelke}}} = \frac{6000\text{mm}}{400\text{mm} + 96\text{mm}} = \frac{6000\text{mm}}{496\text{mm}} \approx 12,1.$$

Vi runder opp til 20 for å være på den sikre siden. Vi må da bruke en faktor C på 1,6.

Vi må se på det dynamiske trykket for å bestemme den dynamiske faktoren til søylen. I tabell 2.1 ser vi at man har to tilfeller med kraftpåvirkning forårsaket av vind: kran i hvile og kran i arbeid. Vår kran er under 20 m, og når kranen er i arbeid er det aerodynamiske trykket (q) på 245 N/m^2 og når kranen er i hvile er q på 785 N/m^2 .

Kran i arbeid: $d\sqrt{q} = 0,4 \cdot \sqrt{245} \approx 6,261 > l$

Kran i hvile: $d\sqrt{q} = 0,4 \cdot \sqrt{785} \approx 11,21 > l$

I tabell 2.2 ser man at man må bruke en faktor C for søylen på 0,7.

I vedlegg 4 har vi gjennomført håndberegninger på begge vindtilfellene med kran i hvile og kran i arbeid. Vinden virker også på nyttelasten og som nevnt tidligere settes den aerodynamiske faktoren lik 1. Det projiserte arealet til nyttelasten settes lik 3 m^2 .

I vedlegg 4 beregnet vi kraften som oppstår med maksimal tillatt vind. Vindkraft på nyttelasten er 735 N. Dette vil medføre et bøyemoment som vil overføres via armen og videre til søylen. Vi beregner ikke med oppdrift, og ser bare på sideforskyving. I vedlegget beregnet vi bøyepeningen som oppstår i søylen når vinden virker bak:



$$\sigma_b = \frac{M_{Ed}}{W} + \frac{F \cdot \frac{h_{søyle}}{2}}{W} = \frac{M_{Ed} + F \cdot \frac{h_{søyle}}{2}}{W} = \frac{M_{Ed} + F \cdot \frac{h_{søyle}}{2}}{\frac{\pi (D^4 - d^4)}{32}} = \frac{252,33 \cdot 10^6 \text{ Nmm} + 322,42 \text{ N} \cdot \frac{4700 \text{ mm}}{2}}{\frac{\pi ((400 \text{ mm})^4 - (366 \text{ mm})^4)}{32}}$$

$$\sigma_b \approx \underline{134,69 \text{ N/mm}^2}$$

I utregningen over har vi ikke tatt med spenning som oppstår på grunn av vindkraften på nyttelasten. Dersom vi legger den til blir bøyespenningen:

$$\sigma_b = \frac{M_{Ed}}{W} + \frac{F \cdot \frac{h_{søyle}}{2}}{W} + \frac{F_{nyttelast} \cdot h_{nyttelast}}{W} = \frac{M_{Ed} + F \cdot \frac{h_{søyle}}{2} + F_{nyttelast} \cdot h_{nyttelast}}{W}$$

$$= \frac{M_{Ed} + F \cdot \frac{h_{søyle}}{2} + F_{nyttelast} \cdot h_{nyttelast}}{\frac{\pi (D^4 - d^4)}{32}} = \frac{252,33 \cdot 10^6 \text{ Nmm} + 322,42 \text{ N} \cdot \frac{4700 \text{ mm}}{2} + 735 \text{ N} \cdot 4000 \text{ mm}}{\frac{\pi ((400 \text{ mm})^4 - (366 \text{ mm})^4)}{32}}$$

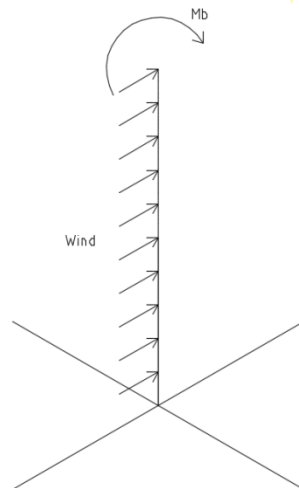
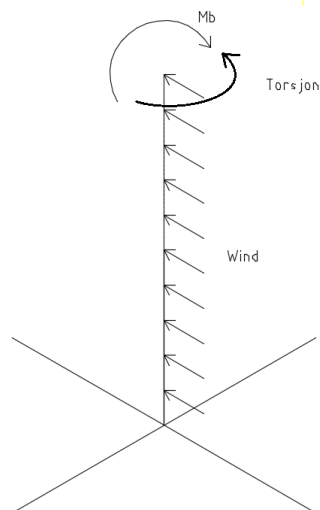
$$\sigma_b \approx \underline{136,26 \text{ N/mm}^2}$$

Dersom vindkraften tas med blir bøyespenningen $1,57 \text{ N/mm}^2$ større enn dersom vi ser bort fra denne kraften. Vi ser derfor bort fra spenningen forårsaket av nyttelasten når vinden treffer kranen bak. I tilfelle 2, der kranen er i arbeid (vedlegg 4), tar vi med vindkraften på nyttelasten. Her har den større innvirkning på bøyespenningen.

Spenningene som virker i søylen grunnet vinden, presenteres i tabell 3.5 og de ulike vindretningene er vist i figur 3.5 og 3.6. Vinden kan treffe søylen bak (figur 3.5) eller fra siden (figur 3.6). I det andre tilfellet virker vinden også på kranens arm, og her blir momentet påvirket slik at det oppstår torsjon i søylen.

Tabell 3.5 Spenninger pga. vind

Vindretning	Kran i arbeid	Kran i hvile
Vind bak (σ_b)	134,69 N/mm ²	13,39 N/mm ²
Vind fra siden (σ_{jt})	134,43 N/mm ²	15,95 N/mm ²

**Figur 3.5 Vind bak****Figur 3.6 Vind fra siden**

Når vi sammenligner spenningen i de to vindsituasjonene, ser vi at spenningen er størst når kranen er i arbeid og vinden treffer søylen bak (tabell 3.5). Dette tilfellet blir da «worst case».

3.4.5 Virkelig høyde på søyle

Tidligere i oppgaven beregnet vi på en forenklet kran med søylehøyde på 4 m. I spesifikasjonene står at det at løftehøyden er 4 m, og vi må derfor undersøke hvor høy løpekatt med taljen er for å finne høyden fra krok til fundamentet.

I tabellen i vedlegg 5, rad «J», ser vi at høyden fra krok til flens er 635 mm.

Virkelig søylehøyde=

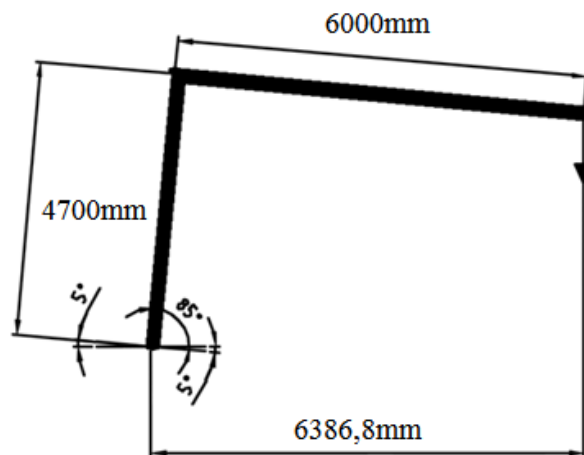
$$h_{søyle} + h_{H-bjelke} + h_{krok \rightarrow flens} = 4000mm + 96mm + 635mm = 4731mm$$

Vi har gjennomført spenningsberegninger for hånd med ny høyde på søylen, og avviket er minimalt.

Når vi i neste delkapittel skal se på kregning bruker vi virkelig høyde på søylen, men runder den av til 4,7 m.

3.4.6 Kregning

I vedlegg 6 har vi undersøkt hvordan en kregning på 5° påvirker kranen. Kranens arm vil strekke seg lengre fra opplagingspunktet enn om den hadde vært i ro (0° kregning). Figur 3.7 viser at en kregning på 5° gjør armen 386,8 mm lengre, noe som medfører en økning i momentet.



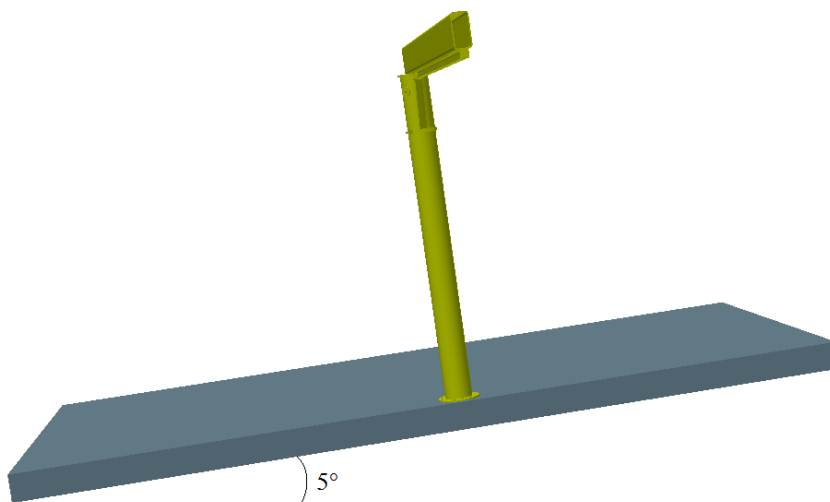
Figur 3.7 Kregning

I vedlegg 6 fant vi ut at bøyepeningen overskrider tillatt spenning ved en kregning på 5°: $\sigma_1 \approx 147,07N / mm^2$. Aksialkraften i vedlegget er litt større enn

aksialkraften vi beregnet i kapittel 3.4.3, på grunn av at vi der beregnet med teoretisk høyde på søyle (4 m). Vi hadde ikke funnet virkelig søylehøyde. Vi har ikke tatt med spenning forårsaket vindkraft, for denne har nesten ingen påvirkning på spenningen nederst i søylen.

Etter konsultasjon med intern veileder vil han at vi skulle se på et ekstra krengetilfelle. Dette tilfelle er da når kranen har fått maksimal krenkning på 5° og det oppstår bøyespenning i søylen pga. denne. I tillegg skal det løftes maksimal last helt ute på armen. Figur 3.8 illustrerer situasjonen. Her vil vi som sagt få en bøyespenning i søylen pga. krengingen. Det vil oppstå bøyespenning i en annen retning pga. nyttelast. Søylen blir også utsatt for torsjonsspenning fra opplagringen som i vårt tilfelle vil være motorisert. Denne holder igjen slik at armen ikke siger til krengeretning. Denne situasjonen krever at vi utfører dekomponering av kreftene for å finne maksimal spenning som oppstår i søylen.

I dette tilfellet vil bøyespenningen som nevnt tidligere oppstå ulike steder. Dette eksempelet gir oss derfor ikke et «worst case» scenario. Det som kan bli mer kritisk er spenningen som oppstår i armen. Beregningseksempelet for armen (vedlegg 1) viser at i en IPE-profil ville det blitt høyere spenning enn for hulprofilen.



Figur 3.8 Kran på lekter - maksimal krenkning

Når kranen krenger maksimalt, vil søylen bli utsatt for høyest spenning. I dette tilfellet blir sikkerhetsfaktoren 2,4. I kapittel 3.3 nevnte vi at en sikkerhetsfaktor på 2 er høy nok, men vi valgte 2,5 for ekstra sikkerhet. Vi velger derfor å beholde dimensjonene våre.

For å få en bøyepening som er lavere enn tillatt spenning er det disse faktorene som er mest kritiske:

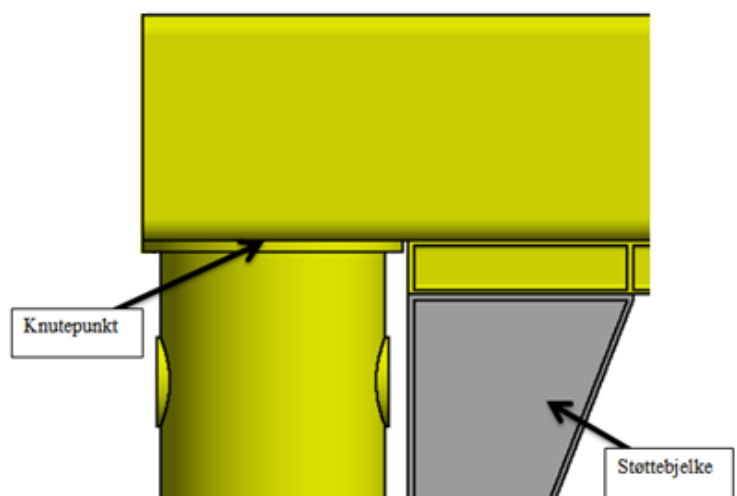
- Kranen bør benyttes med mindre krenkning
- Dimensjonere opp søylen (større motstandsmoment)
- Løftekapasiteten bør senkes

3.5 Design

I dette delkapittelet velger vi designet av kranen. Tidligere har vi gjennomført beregninger på en forenklet modell, men her bestemmer vi virkelige størrelser på de ulike komponentene.

3.5.1 Støttebjelke

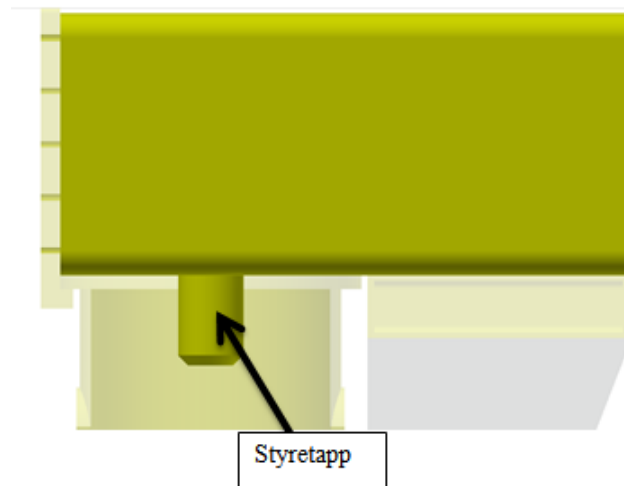
Vi designer kranen i Inventor, og setter på en støttebjelke mellom arm og søyle. Formålet ved å bruke denne er å balansere forbindelsen og overføringen av moment og spenninger til søylen. Vi har beregnet konstruksjonen til å tåle belastninger uten denne støttebjelken. Ved å ta den i bruk øker vi toleransen til lagerforbindelser og minker slitasjen på styretapp. Kritiske deler som ikke er dimensjonert i denne oppgaven vil være enklere å tilpasse og vi oppnår mindre spenningsoverføring direkte i knutepunkt vist på figur 3.9.



Figur 3.9 Illustrering av knutepunkt

3.5.2 Styretapp

Styretappens egenskaper ligger i navnet. Den er konstruert for å holde armen i samme posisjon i søylen ved manøvrering rundt sin arbeidsradius på 180° (figur 3.10). Den er ikke designet til å oppta noe store spenninger. Uten støttebjelken ville dette være en svært utsatt komponent i vår konstruksjon. Styretappen kan under montering av kran settes fast i posisjon ved hjelp av et lager.

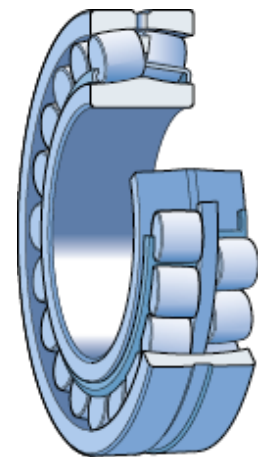


Figur 3.10 Illustrasjon av arm med styretapp

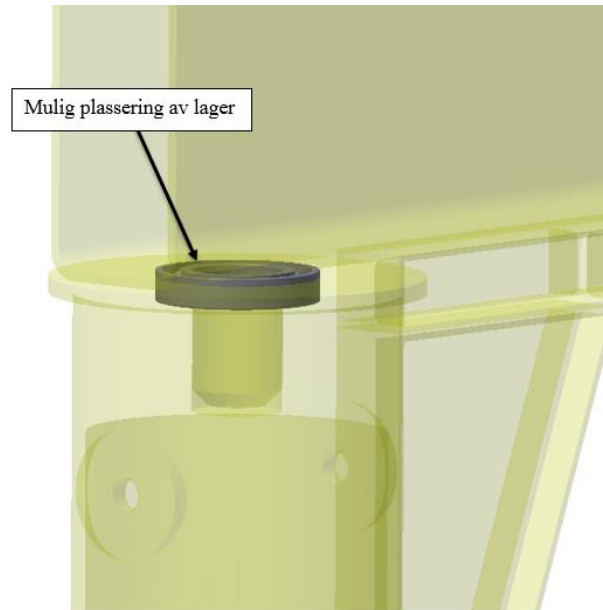
3.5.3 Lagermekanisme

For å låse fast styretappen til søylen vurderer vi det optimalt å bruke et rullelager. Et sfærisk rullelager (figur 3.11), er i stand til å oppta store spenninger både i både aksiell og radiell retning. Disse lagrene kan lukkes helt, og vil derfor sikre tilnærmet evig smøring og mindre vedlikehold. Figur 3.12 illustrerer hvor lageret kunne blitt plassert. Her vil lageret ligge stabilt og være mindre påvirket av klima.

Vi har etter oppgavens begrensninger bestemt oss for ikke å undersøke lageret nærmere.



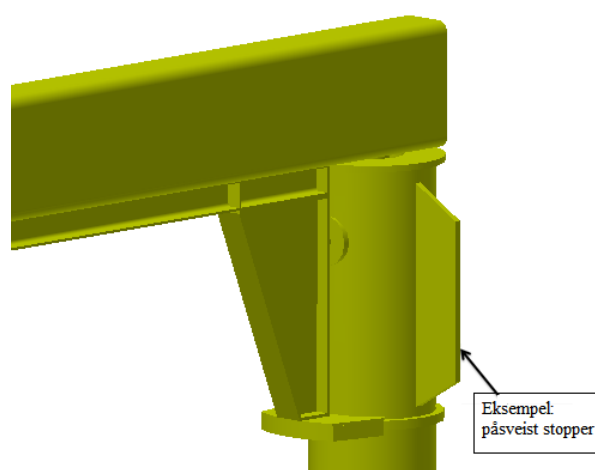
Figur 3.11 Sfærisk rullelager [18]



Figur 3.12 Lagerplassering

3.5.4 Arbeidsområde

Etter spesifikasjon fra WCL skal kranarmen ha elektrodrift på sving på 180°. For å stoppe kranarmen i å rotere mer enn 180° er det enkleste å sveise på en form for hindring illustrert i figur 3.13.

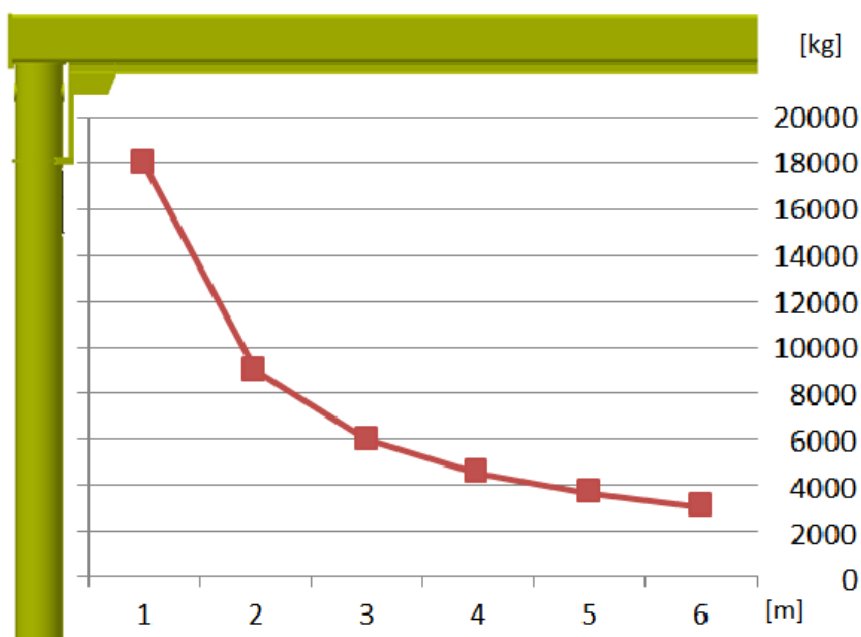


Figur 3.13 Stopper

Et annet forslag er å legge inn en intern hindring i motorens arbeidsbane. Dette hinderet er ikke undersøkt nærmere ettersom det ville blitt tilpasset lekteren på den aktuelle lokasjonen.

3.5.5 Teoretisk Løftekapasitet

Det er ment at kranen skal brukes til lasting og lossing av lekteren. Kranen skal være godkjent dimensjonert til å løfte 3 tonn ytterst på armen. En antagelse vi gjør er å se for oss at kranen vil bli brukt mye til lasting av fisk som er hentet opp fra oppdrettet. Ved slik bruk kan det ved noen tilfeller være usikkerheter hvor mye man løfter. I disse situasjonene kan det være greit med en lasttabell for armen. Dette vil medføre økt løftekapasitet for armen desto nærmere søyle man løfter på. Beregningene for denne tabellen finner du i vedlegg 7. De mest aktuelle verdiene i denne tabellen vil være ved 3-6 meter, ettersom å løfte noe så nærme søylen som 1 meter vil være ugunstig for større kasser og lignende.

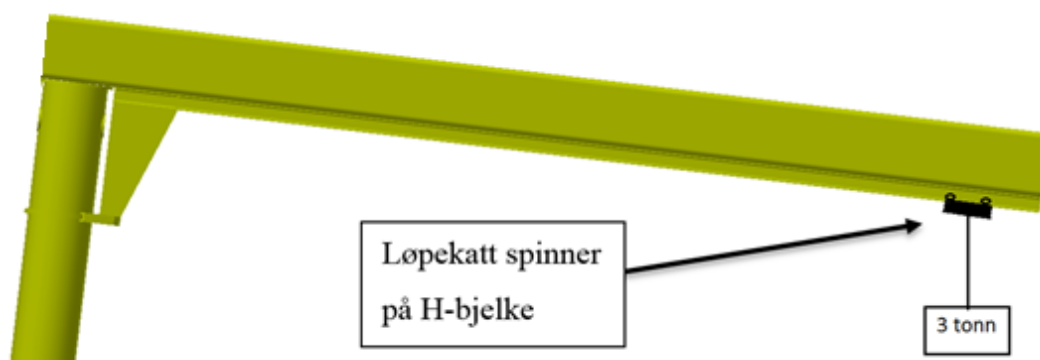


Figur 3.14 Løftekapasitet

Kranen vår er dimensjonert til å løfte 3 tonn. Ved bruk av motorisert løpekatt med talje, vil dette være med på å forsikre oss om at kranen aldri vil kunne løfte mer enn 3 tonn. Ved alt over 3 tonn vil taljemotoren slure på giret og lasten vil ikke løftes.

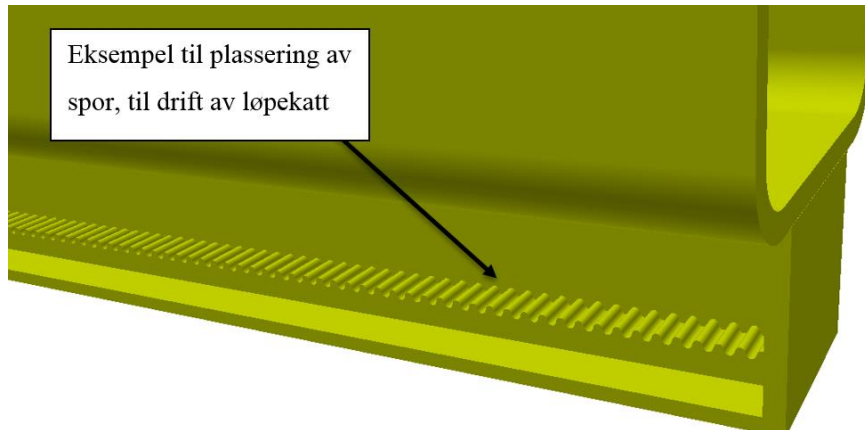
3.5.6 Motorisert løpekatt med talje

På kranarmen har vi som nevnt sveist på en H-bjelke, nærmere bestemt HE100A. Denne skal brukes som arbeidsbane for løpekatt med talje. Løpekatten har motorisert drivkraft som er fordelt på 4 hjul som overfører all last til H-bjelken. Ved krenkning (figur 3.15) av armen kan det oppstå friksjonsproblemer mellom hjulene og underlaget. Denne kontaktflaten er stål mot stål, noe som er svært ugunstig ved krenkning. Verste tilfelle er at løpekatten blir sittende fast og bare spinner på H-bjelken. Vi har sett på en løsning for dette.



Figur 3.15 Løpekatt på krenget kran

Driften kan settes opp slik at den går på tannhjul, da vil det alltid være friksjon nok til å drive løpekatten. Vekten av lasten vil fortsatt kunne overføres via flaten på vanlige stål hjul, og det vil også forenkle driften via tannhjul. Figur 3.16 viser en skisse av denne løsningen.



Figur 3.16 Spor for løpekatt

4 Resultater i SAP2000

I analysen av kranen i SAP2000 har vi undersøkt de ulike kraft- og momentsituasjonene vi beregnet i kapittel 3.4, oversikt over spenningene med skisser er vist i vedlegg 8.

4.1 Søyle

Vi har undersøkt søylen og hvordan spenninger fordeler seg i de ulike tilfellene. Kraften av egenvekt til arm og nyttelast er lagt inn som moment øverst i søylen om y-aksen. Aksialkraften ligger inne som «Dead Load» og vind er lagt inn som jevnt fordelt kraft («Distributed Load») over hele søylen i projisert x-retning (se aksesystem i vedlegg 8). Vi har kalt de ulike situasjonene for case 1, 2, 3 og 4. I case 1 blir søylen utsatt for dimensjonerende moment (M_{Ed}) og aksialkraft, i case 2 har vi sitt på M_{Ed} , aksialkraft og vind bak. I case 3 har vi tatt med krengeing, $M_{b,søyle}$ og aksialkraft og i case 4 er søylen utsatt for samme moment og krefter som i case 3, men her har vi i tillegg med vind bak.

Når vi skal sammenligne spenningene beregnet for hånd og i SAP2000, må vi addere spenningen forårsaket aksialkraften med de spenningene vi har håndberegnet.

Vi bruker formelen i kapittel 3.4.3 for å finne aksialkraften, men vi bruker nå virkelig søylehøyde (4,7 m) for å få mest mulig nøyaktige tall:

$$\begin{aligned} A_y &= (m_{\text{firkantprofil}} + m_{HE100A} + m_{\text{last}} \cdot 1,3 + A_{\text{søyle}} \cdot \rho_{S355} \cdot h_{\text{søyle}}) \cdot g \\ &= (112 \text{ kg/m} \cdot 6 \text{ m} + 16,7 \text{ kg/m} \cdot 6 \text{ m} + 3000 \text{ kg} \cdot 1,3 + 6511\pi \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 4,7 \text{ m}) \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &\approx \underline{\underline{53237,73 \text{ N}}} \end{aligned}$$

$$\sigma = \frac{A_y}{A_{\text{søyle}}} = \frac{53537,73 \text{ N}}{6511\pi \text{ mm}^2} \approx \underline{\underline{2,60 \text{ N/mm}^2}}$$

Differansen mellom spenningene vi beregnet for hånd og spenningene vi fikk ut fra SAP2000 er vist i tabell 4.1.

Tabell 4.1 Sammenligning av spenninger (case 1-4, vedlegg 8).

Case	Håndberegninger σ [N/mm ²]	SAP2000 SVM [N/mm ²]	Differanse $\left(\frac{SVM - \sigma}{SVM}\right) \cdot 100$ [%]
1	136,77+0,05 ¹ =136,82	135,01	-1,34
2	134,76+2,60=137,36	135,78	-1,16
3	145,47+2,60=148,07	146,88	-0,81
4	146,02+2,60=148,62	148,45	-0,11

4.2 Arm

Vi ønsker også å undersøke forskjellen i spenninger i armen på en IPE450 og valgte arm. I SAP2000 kan vi kun velge én profil, så for enkelthets skyld har vi derfor kun valgt den rektangulære hulprofilen.

I vedlegg 1 har vi gjennomført håndberegninger på begge profilene, og vi har kjørt analyse på delene i SAP2000 (vedlegg 8), som vi har kalt case 5 (hulprofil) og case 6 (IPE450).

I begge casene er delene utsatt for maksimal krenkning og vind fra siden, men vi har ikke tatt med nyttelast.

Resultatene er vist i tabell 4.2:

Tabell 4.2 Sammenligning av spenninger (case 5 og 6, vedlegg 8)

Case	Håndberegninger σ [N/mm ²]	SAP2000 SVM [N/mm ²]	Differanse $\left(\frac{SVM - \sigma}{SVM}\right) \cdot 100$ [%]
5	21,02	44,267	52,52
6	33,67	53,390	36,94

Som vist i tabellen over er spenningen den rektangulære hulprofilen blir utsatt for i SAP2000 dobbelt så stor som spenningen vi har funnet ved håndberegning. I begge tilfellene er det avvik på ca. 20 N/mm². Vi antar at SAP2000 ser situasjonen noe

¹ Vi har lagt til differansen til aksialspenningen fra teoretisk høyde til virkelig høyde



annerledes enn oss, som er svært sannsynlig ettersom casene er lagt inn i programmet med krefter vi har dekomponert for hånd (vedlegg 1) med en vinkel på 5° . Vi har undersøkt litt om hva dette avviket kommer av men ikke kommet til noen konklusjon.

Disse beregningene er utført for å vise klart at en IPE450 bjelke oppnår mye større spenning ved krenkning sideveis enn en hulprofil av ca. samme dimensjoner.

Simuleringen i SAP2000 bekrefter denne antagelsen.

5 Diskusjon

Valg av materiale ble bestemt tidlig av arbeidet med oppgaven. I samarbeid med ekstern veileder som fortalte litt om kraner og generelt om materialvalg kom vi frem til en løsning. Kranen skal produseres med S355. Vi kunne ha valgt stål av sterkere kvalitet, men med tanke på at S355 fordelaktig enklere maskineres enn f.eks. stål med høyere flytegrense, ble dette alternativet valgt.

Vi startet med å dimensjonere kranens arm etter Eurokode 3, der vi undersøkte dimensjonerende kritisk moment ($M_{C,Rd}$).

Når det gjelder søylen, dimensjonerte vi den etter tillatt spenning. Vi undersøkte i tillegg om den var dimensjonert etter Eurokode 3. Dette gjorde vi for å forsikre oss om at beregningene våre er forsvarlige ved å benytte ulike metoder. Det kan nevnes at søylen også kunne vært dimensjonert etter Eurokode 3 på grunn av at bøyemomentet er dimensjonsavgjørende for søylen.

I starten av arbeidet med oppgaven, bestemte vi at armen på kranen skulle bestå av en I-bjelke. Senere bestemte vi oss for å benytte en rektangulær hulprofil med påsveist H-bjelke under for at løpekatt med talje skal kunne beveges frem og tilbake.

Vi undersøkte spenningene som oppstår i de ulike profilene ved håndberegninger og ved hjelp av SAP2000. For enkelthets skyld gjorde vi kun beregninger på den rektangulære hulprofilen, der vi så bort fra H-bjelken. Vi fant ut at det oppstår størst spenning i I-bjelken, noe som betyr at hulprofilen er sterkere.

Differansen mellom spenningen ved håndberegning og de ved hjelp av SAP2000 ble på ca. 20 N/mm^2 for begge profilene, og vi antar derfor at styrkeberegningsprogrammet ser situasjonen annerledes enn hva vi gjør. Kreftene vi satt inn i programmet er de vi utregnet for hånd.

I tabellen over sikkerhetsfaktorer tidligere i oppgaven, ser vi at vi kunne ha benyttet oss av en sikkerhetsfaktor på 2, men vi valgte å bruke en faktor på 2,5 på dimensjonerende beregninger. På den ene siden vil kranen bli litt tyngre og mer kostbar enn hva den egentlig behøver å være, men kranen er relativt lett i



utgangspunktet. På den andre siden tåler den å bli utsatt for litt større belastninger og delene vil ha flere «makslast timer».

I starten av oppgaven vurderte vi to muligheter for vindpåvirkning på kranen som kan anses som «worst case». Som nevnt tidligere i oppgaven kan vinden treffe søylen bak eller treffe søylen og armen fra siden. I siste tilfelle påvirkes momentet i søylen slik at det oppstår torsjon. Differansen mellom spenningene i de to tilfellene er relativt liten, men den ble størst når vinden treffer søylen bak.

Vi har gjort konservative beregninger på vindkraften som virker på kranen. Vi har antatt at vindkraften virker som en jevnt fordelt last på hele tverrsnittet. I «worst case», der vinden treffer søylen bak, har vi ikke beregnet med vind på nyttelast. Vindkraften på nyttelasten gir en spenning på ca. $1,57 \text{ N/mm}^2$ som ikke har noen avgjørende effekt på konstruksjonen.

Reelt sett er vindkraften størst øverst på kranen, men konstruksjonen vår er relativt lav, og vi har derfor ikke tatt hensyn til dette.

Som nevnt tidligere har vi en forankret lekter. Dette vil ved optimale forhold medføre at lekteren beveger seg minimalt. Derfor antar vi minimal bølgepåvirkning i vår konstruksjon, vi ser kun på den dynamiske faktoren på 1,3. Ved mye vind og store bølger vil ikke kranen bli benyttet. Selv om konstruksjonen kan tåle store bevegelser, skal det være forsvarlig å utføre arbeid på lekteren. Det er krav til at en slik konstruksjon skal tåle mye vindbelastning i opplagret posisjon. Vi har etter bestemmelser fra eksterne veileder ikke undersøkt disse opplagringsmulighetene. I en reel ordre vil dette være nøyaktig spesifisert hvordan det skal utføres opplagring av kran og beregningseksempler fra vår side vil kun være antagelser uten disse spesifikasjonene.

Vi har gjennomført håndberegninger for spenninger i søylen når kranen blir utsatt for maksimal krenkning (5°). Senere brukte vi SAP2000 for å se om resultatene fra våre beregninger stemte overens med styrkeberegningsprogrammet. Vi kjørte spenningsanalyse for fire ulike case. To tilfeller der kranen står i utgangsposisjon og to tilfeller der kranen står med maksimal krenkning. I begge tilfellene kjørte vi spenningsanalyse med og uten maksimal vindlast bak søylen.



Både spenningene beregnet for hånd og spenningene i SAP2000 viser at «worst case» for søylen er når den blir utsatt for krenkning, bøyemoment, aksialkraft og vind bak. Om vi antar at SAP2000 har høyere nøyaktighet enn våre håndberegninger, får vi her en sikkerhetsfaktor på 2,39. Denne faktoren er noe lavere enn sikkerhetsfaktoren på 2,4 fra kapittel 3.4.6.

Vi har tidligere forklart at vi kunne ha benyttet oss av en sikkerhetsfaktor på 2, men for ekstra sikkerhet har vi gjennomført beregninger med en faktor på 2,5. Vi antar derfor at dimensjonene vi har valgt er sterke nok.

6 Konklusjon

Det er flere kraner vi kunne ha valgt mellom for å velge designet til kranen vi skulle konstruere. Alt fra enkle svingkraner til mer kompliserte sammenleggbare kraner. I denne oppgaven har vi konstruert en enkel svingkran med 180° arbeidsområde. Kranen skal benyttes for interne løft og for lasting/lossing av varer over rekka i indre farvann.

De fleste svingkraner består av en I-bjelke som roterer rundt en søyle. Vi valgte derfor i starten av oppgaven at kranens arm skulle bestå av IPE450, men etter møte med veilederne våre valgte vi i stedet å bruke en rektangulær hulprofil til kranens arm. Grunnen til dette er at I-bjelken blir utsatt for høyere spenninger enn firkantprofilen.

For at løpekatt med talje skal kunne beveges frem og tilbake, har vi valgt å sveise fast en H-bjelke under den rektangulære hulprofilen.

Vi har dimensjonert den rektangulære hulprofilen og H-bjelken etter Eurokode 3. Søylene er dimensjonert etter tillatt spenning, der vi undersøker om spenningene som overføres fra armen til søylen overskrider tillatt spenning. Senere i oppgaven undersøkte vi om søylen også var tilstrekkelig dimensjonert etter Eurokode 3. Da vi benyttet oss av denne metoden å dimensjonere etter fant vi ut at søylen kunne vært litt mindre, men det er på grunn av at Eurokode 3 ser bort fra aksialspenning som kan oppstå. Vi har derfor antatt at de første beregningene er mest reelle og nøyaktige.

Vi har undersøkt hvordan krefter og spenninger fordeler seg når kranen blir utsatt for krenkning. I tilfellene der kranen krenger maksimalt, blir søylen utsatt for en spenning som er større enn tillatt spenning. Om vinden i tillegg treffer søylen bak, vil spenningen nederst i søylen bli litt større. Dette er de største spenningene søylen vil bli utsatt for, og disse overskrider tillatt spenning med $6,45 \text{ N/mm}^2$.

Sikkerhetsfaktoren i dette tilfellet er 2,39. Som nevnt i forrige kapittel antar vi at de valgte dimensjonene til søylen og armen er sterke nok.



Når det gjelder SAP2000 har vi kun et todagers kurs, derfor brukte vi litt tid på å sette oss ordentlig inn i programmet. SAP2000 har en innebygd «vindfunksjon», men vi valgte å sette inn vindkraften som en jevnt fordelt last. Dette er på grunn av at standarden vi beregnet etter (NS 5514) antar at kraften virker jevnt over hele det projiserte arealet. Dersom vi hadde benyttet oss av vindfunksjonen, måtte vi ha gjennomført nye håndberegninger etter en annen standard.

Vi undersøkte forskjellen i spenningene til I-bjelken vi først valgte som kranens arm og spenningene til den rektangulære hulprofilen. Dette undersøkte vi ved håndberegning og ved SAP2000. Begge metodene viste at I-bjelken blir utsatt for størst spenning, men det var store avvik mellom håndberegningene og resultatet i styrkeberegningsprogrammet. Vi tror den største årsaken til differansen er forårsaket av at vi ser situasjonen ulikt. Det er umulig å sette inn profilene med krenkning i SAP2000, og vi måtte derfor dekomponere kreftene ved håndberegning og sette de på profilen med x- og z-komponenter.

Å bestemme styrke/størrelse på de ulike delene kranen består av hadde vært svært tidkrevende. Derfor har vi valgt å avgrense oppgaven.

Om vi skulle tatt oppgaven videre, kunne vi bestemt dimensjoner på laste- og lossereklapp som ståtau, wire, kjetting o.l. Vi kunne også gått inn på konstruksjonsdetaljer som krok, lodd, svivel, løftestropper osv.

I tillegg kunne vi sett nærmere på opplagringsmuligheter.

Tidligere i studiet har vi sett på hvordan man beregner dimensjonerende kapasiteter etter Eurokode 3. Gjennom arbeidet med bacheloroppgaven har vi lært mye mer om hvordan vi skal benytte oss av standarder og forskrifter. Vi har også blitt flinkere til å bruke styrkeberegningsprogrammet SAP2000, modelleringsprogrammet Autodesk Inventor og vi har fått opplæring i hvordan skolens 3D-printer virker.

Litteraturliste

- [1] Westcon Løfteteknikk AS, «Hovedkontor Haugesund,» [Internett]. Available: <http://www.wcl.no/om-oss/eac8edf8-5a62-4934-84cf-0a11e86afa71/3>. [Funnet 7. januar 2015].
- [2] Westcon Løfteteknikk AS, «Kraner,» [Internett]. Available: <http://www.wcl.no/produkter/kraner/5d91a16f-625f-444d-a8ec-fa0d6e9df9f7/3>. [Funnet 7. januar 2014].
- [3] Lovdata, «Forskrift om maskiner,» 20. mai 2009. [Internett]. Available: <https://lovdata.no/dokument/SF/forskrift/2009-05-20-544>. [Funnet 14. januar 2015].
- [4] Lovdata, «Forskrift om laste- og losseinnretninger på skip,» 17. januar 1978. [Internett]. Available: <https://lovdata.no/dokument/SF/forskrift/1978-01-17-4>. [Funnet 14. januar 2015].
- [5] Lovdata, «Forskrift om kraner som brukes til lasting og lossing på skip i åpent farvann,» 13. januar 1986. [Internett]. Available: <https://lovdata.no/dokument/SF/forskrift/1986-01-13-31>. [Funnet 12. februar 2015].
- [6] Standard Norge, *Kraner og løfteutstyr, Stålkonstruksjoner, Beregninger - NS 5514*, Oslo: Standard Norge, 1978.
- [7] Lovdata, «Forskrift om dekkskraner mv. på flyttbare innretninger,» 4. juli 2007. [Internett]. Available: <https://lovdata.no/dokument/SF/forskrift/2007-07-04-854>. [Funnet 16. mars 2015].
- [8] Standard.no, «R-003 - Sikker bruk av løfteutstyr,» 2. juli 2004. [Internett]. Available: <http://www.standard.no/en/PDF/FileDownload/?redir=true&filetype=Pdf&item=132383&category=4>. [Funnet 8. april 2015].
- [9] Standard.no, «R-002 - Lifting equipment,» 2012. [Internett]. Available: <https://www.standard.no/fagomrader/energi-og->

- klima/petroleum/norsok-standard-categories/r-lifting-equipment/r-0023/. [Funnet 19. mars 2015].
- [10] Statoil, «KTF Kurs Innkjøp Løfte innretninger - Regelverk/Maskinklasser/Evaluering,» 14. juni 2012. [Internett]. Available:
<http://www.ktf.no/fileadmin/Dokumenter/Kursdokumenter/2013/anska-ffelse-av-lofteinnretninger/7-tekniske-krav-til-loefteinnretninger-lygren.pdf>. [Funnet 17. mars 2015].
- [11] Standard Norge, *Eurokode 3: Prosjektering av stålkonstruksjoner. Del 1-1: Allmenne regler for bygninger (NS-EN 1993-1-1: 2005 + NA: 2008)*, Oslo: Standard Norge, 1993.
- [12] J. Grustavsen, O. Olsen, S. E. Pedersen og S. Kaasa, *Teknisk formelsamling med tabeller*, Oslo: Universitetsforlaget, 2013.
- [13] Norsk Stålforbund, *Stål Håndbok Del 3*, Oslo: Norsk Stålforbund, 2010.
- [14] F. K. Kongshavn, «Fikk kontrakt til 37 millioner,» 30. desember 2014. [Internett]. Available: <http://haugesundnytt.no/2014/12/30/fikk-kontrakt-til-37-millioner/>. [Funnet 7. januar 2015].
- [15] NVE, «Retningslinje for laster og dimensjonering,» 15. desember 2003. [Internett]. Available:
<http://www.nve.no/Global/Sikkerhet%20og%20tilsyn/Damsikkerhet/Retningslinjer/Retningslinjer%20for%20laster%20og%20dimensjonering%20-%20utgave%201.pdf?epslanguage=no>. [Funnet 8. april 2015].
- [16] J. D. Neuhaus, «JDN Trolleys,» [Internett]. Available:
http://www.jdngroup.com/fileadmin/prospekte/GB/JDN_Trolleys.pdf. [Funnet 5. mars 2015].
- [17] Norsk Stål, [Internett]. Available:
https://www.google.com/search?q=norsk+st%C3%A5l+produktkatalog&oq=norsk+st%C3%A5l+produktkatalog&aqs=chrome..69i57.6849j0j4&sourceid=chrome&es_sm=0&ie=UTF-8#q=hulprofil+produktkatalog. [Funnet 5. mars 2015].
- [18] SKF, «Spherical roller bearings,» SKF, [Internett]. Available:



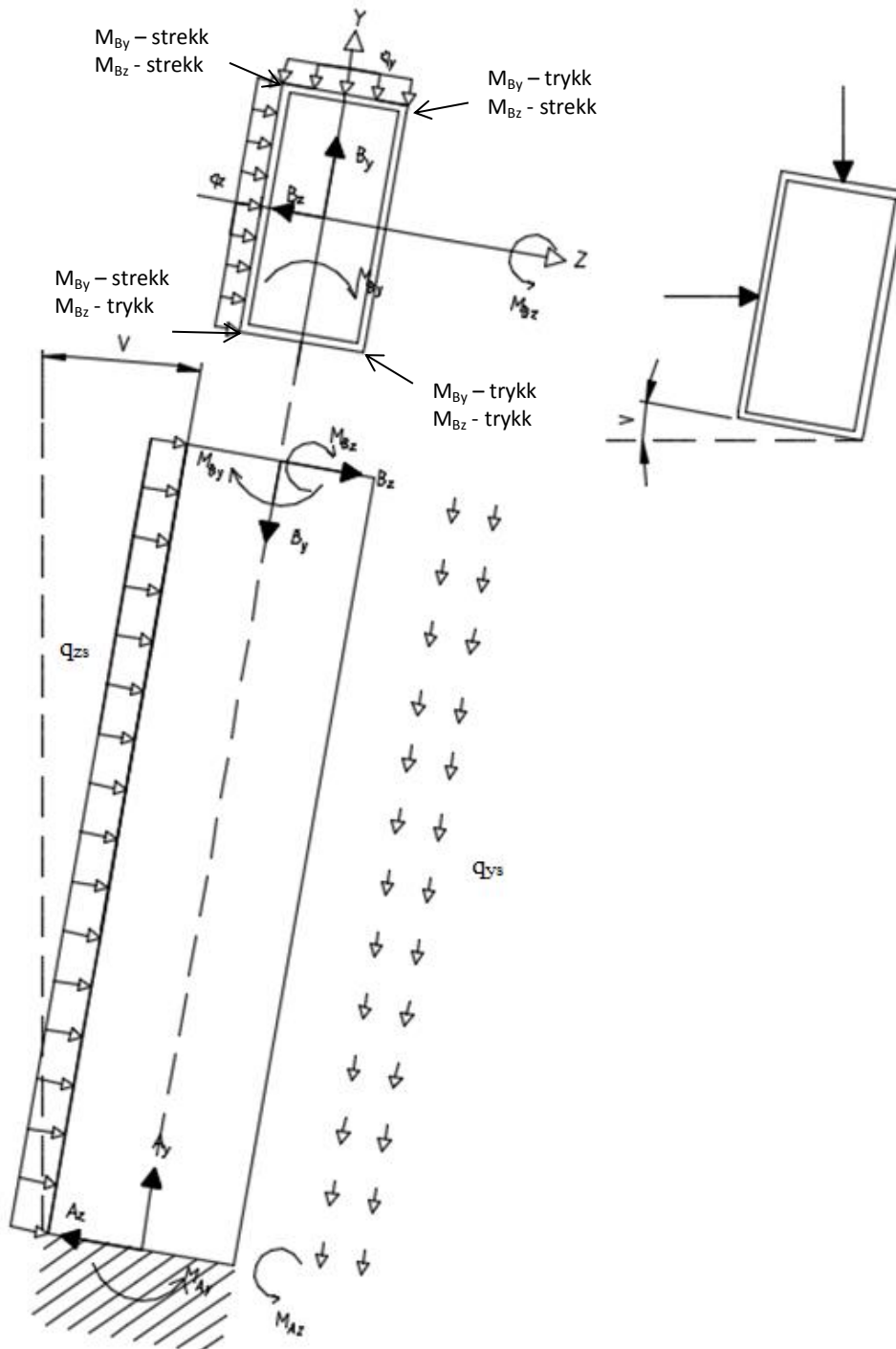
<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html>. [Funnet 22. april 2015].

- [19] J. D. Neuhaus, «JDN Trolleys,» [Internett]. Available:
<http://www.jdngroup.com/index.php?id=53&L=8#tabs2-html>. [Funnet 4. mars 2015].

Vedlegg

Vedlegg 1 – Sammenligning av krefter og spenninger for rektangulær hulprofil og I-bjelke

I dette vedlegget skal vi undersøke hvor stor spenningen blir på valgt arm (ser kun på hulprofil) og hvor stor spenningen blir på I-bjelken vi først valgte (IPE450).



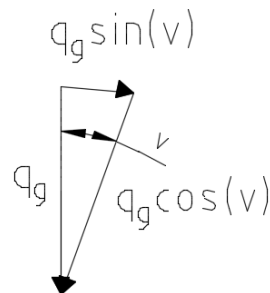
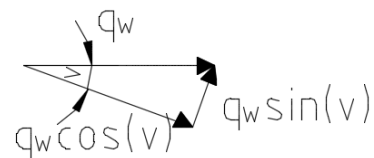
I figuren på forrige side ser vi hvordan kreftene på tverrsnittet på armen og tverrsnittet på søylen fordeler seg.

q_y og q_z består av jevnt fordelt vindkraft (kran i arbeid – vind fra siden) og jevnt fordelt kraft pga. egenvekten til profilen, dekomponert i y- og z-retning (se figur til høyre).

Vi får da:

$$q_y = q_g \cdot \cos(\nu) - q_w \cdot \sin(\nu)$$

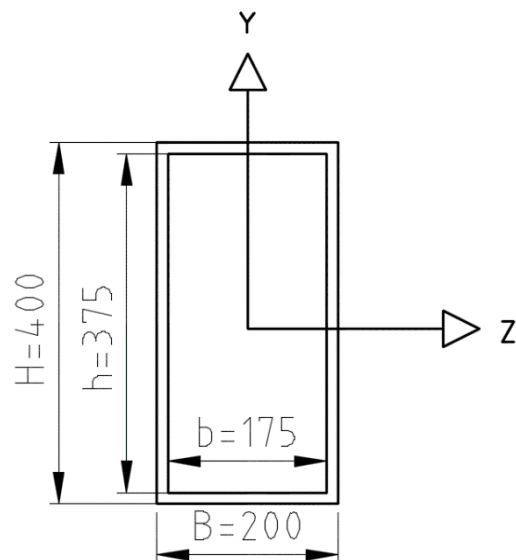
$$q_z = q_g \cdot \sin(\nu) + q_w \cdot \cos(\nu)$$



Rektangulær hulprofil

$$\begin{aligned} W_y &= \frac{HB^2}{6} - \frac{hb^2}{6} \\ &= \frac{0,4 \cdot 0,2^2 - 0,375 \cdot 0,175^2}{6} m^3 \\ &= \underline{7,526 \cdot 10^{-4} m^3} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_z &= \frac{BH^2}{6} - \frac{bh^2}{6} \\ &= \frac{0,2 \cdot 0,4^2 - 0,175 \cdot 0,375^2}{6} m^2 \\ &= \underline{1,232 \cdot 10^{-3} m^2} \end{aligned}$$



$$q_g = m \cdot g = 112 \text{ kg/m} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = \underline{1098,72 \text{ N/m}}$$

$$q_w = \frac{F_{arm}}{L_{BC}} = \frac{729,12 \text{ N}}{6 \text{ m}} = \underline{121,52 \text{ N/m}}$$

$$q_y = q_g \cdot \cos(\nu) - q_w \cdot \sin(\nu) = 1098,72 \text{ N/m} \cdot \cos(5) - 121,52 \text{ N/m} \cdot \sin(5) = \underline{1083,95 \text{ N/m}}$$

$$q_z = q_g \cdot \sin(\nu) + q_w \cdot \cos(\nu) = 1098,72 \text{ N/m} \cdot \sin(5) + 121,52 \text{ N/m} \cdot \cos(5) = \underline{216,82 \text{ N/m}}$$

Likevekt bom BC (figur forrige side):

$$\sum F_y = 0$$

$$B_y - q_y \cdot L_{BC} = 0$$

$$B_y = q_y \cdot L_{BC} = 1083,95 \text{ N/m} \cdot 6 \text{ m} = \underline{6503,7 \text{ N}}$$

$$\begin{aligned}\sum F_z &= 0 \\ B_z - q_z \cdot L_{BC} &= 0 \\ B_z = q_z \cdot L_{BC} &= 216,82 \text{ N/m} \cdot 6 \text{ m} = \underline{\underline{1300,92 \text{ N}}}\end{aligned}$$

Finner M_{Bz} og M_{By} (se figur forrige side):

$$\begin{aligned}\sum M_y &= 0 \\ M_{By} - q_z \cdot L_{BC} \cdot \frac{L_{BC}}{2} &= 0 \\ M_{By} &= q_z \cdot \frac{L_{BC}^2}{2} \\ M_{By} &= 216,82 \text{ N/m} \cdot \frac{(6 \text{ m})^2}{2} = \underline{\underline{3902,76 \text{ Nm}}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_z &= 0 \\ M_{Bz} - q_y \cdot L_{BC} \cdot \frac{L_{BC}}{2} &= 0 \\ M_{Bz} &= q_y \cdot \frac{L_{BC}^2}{2} \\ M_{Bz} &= 1083,95 \text{ N/m} \cdot \frac{(6 \text{ m})^2}{2} = \underline{\underline{19511,1 \text{ Nm}}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{M_{By}}{W_y} + \frac{M_{Bz}}{W_z} = \frac{3902,76 \text{ Nm}}{7,526 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3} + \frac{19511,1 \text{ Nm}}{1,232 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3} = \underline{\underline{21022634,71 \text{ N/m}^2}} \\ \sigma &\approx \underline{\underline{21,02 \text{ N/mm}^2}}\end{aligned}$$

Som vist i figuren på forrige side, ser vi at bøyemomentene fra armen overføres til toppen av søylen og igjen overføres til bunn av søylen.

Dette betyr at $M_{Ay} = M_{By}$ og $M_{Az} = M_{Bz}$.

IPE450

$$W_y = 176 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$W_z = 1500 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad [12]$$

$$m = 77,6 \text{ kg/m}$$

$$q_g = m \cdot g = 77,6 \text{ kg/m} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ = \underline{761,256 \text{ N/m}}$$

Når vi skal finne den jevnt fordelte vindkraften, ser vi i tabell 2.2:

$$\frac{l}{h} = \frac{6000 \text{ mm}}{450 \text{ mm}} = 13,33 \Rightarrow C = 1,6$$

Projisert areal (vinden treffer I-bjelken fra siden – ser på bjelken som et rektangel):

$$A = h \cdot l = 0,45 \text{ m} \cdot 6 \text{ m} = \underline{2,7 \text{ m}^2}$$

Vindkraften som virker på I-bjelken (fra siden):

$$F_{arm} = A \cdot q \cdot C = 2,7 \text{ m}^2 \cdot 245 \text{ N/m}^2 \cdot 1,6 = \underline{1058,4 \text{ N}}$$

$$\text{Den jevnt fordelte vindkraften blir da } q_w = \frac{F}{L_{BC}} = \frac{1058,4 \text{ N}}{6 \text{ m}} = \underline{176,4 \text{ N/m}}$$

$$q_y = q_g \cdot \cos(\nu) - q_w \cdot \sin(\nu) = 761,256 \text{ N/m} \cdot \cos(5) - 176,4 \text{ N/m} \cdot \sin(5) \approx \underline{743,0 \text{ N/m}}$$

$$q_z = q_g \cdot \sin(\nu) + q_w \cdot \cos(\nu) = 761,256 \text{ N/m} \cdot \sin(5) + 176,4 \text{ N/m} \cdot \cos(5) \approx \underline{242,08 \text{ N/m}}$$

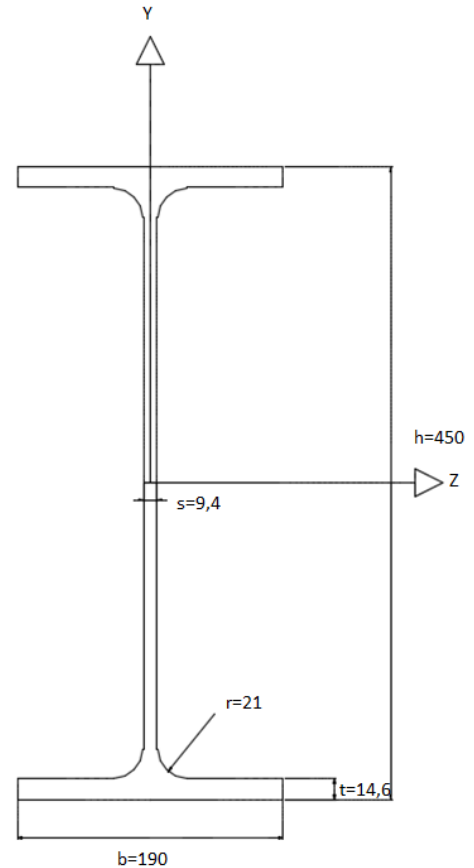
$$B_y = q_y \cdot L_{BC} = 743,0 \text{ N/m} \cdot 6 \text{ m} = \underline{4458 \text{ N}}$$

$$B_z = q_z \cdot L_{BC} = 242,08 \text{ N/m} \cdot 6 \text{ m} = \underline{1452,48 \text{ N}}$$

$$M_{By} = q_z \cdot \frac{L_{BC}^2}{2} = 242,08 \text{ N/m} \cdot \frac{(6 \text{ m})^2}{2} = \underline{4357,44 \text{ Nm}}$$

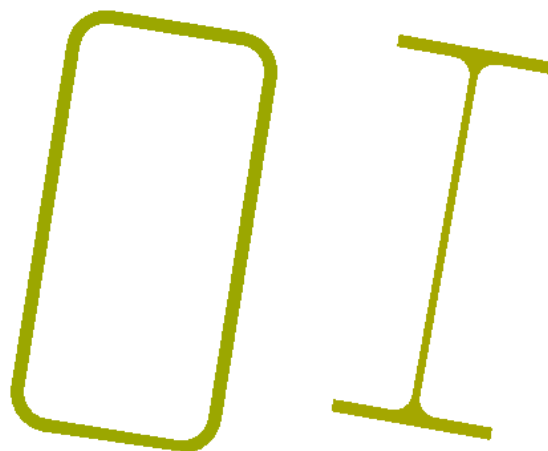
$$M_{Bz} = q_y \cdot \frac{L_{BC}^2}{2} = 743,0 \text{ N/m} \cdot \frac{(6 \text{ m})^2}{2} = \underline{13374 \text{ Nm}}$$

$$\sigma = \frac{M_{By}}{W_y} + \frac{M_{Bz}}{W_z} = \frac{4357,44 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{176 \cdot 10^3 \text{ mm}^3} + \frac{13374 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{1500 \cdot 10^3 \text{ mm}^3} \approx \underline{\underline{33,67 \text{ N/mm}^2}}$$



I tabellen under har vi satt inn kreftene, bøyemomentene, motstandsmomentene og spenningen for de to profilene. Vi ser at spenningen I-bjelken er utsatt for er større enn for den rektangulære hulprofilen.

	Rektangulær hulprofil	IPE450
B_y [N]	6503,7	4458
B_z [N]	1300,92	1452,48
M_{B_y} [Nmm]	$3902,76 \cdot 10^3$	$4357,44 \cdot 10^3$
M_{B_z} [Nmm]	$19511,1 \cdot 10^3$	$13374 \cdot 10^3$
W_y [mm ³]	$752,6 \cdot 10^3$	$176 \cdot 10^3$
W_z [mm ³]	$1232 \cdot 10^3$	$1500 \cdot 10^3$
σ [N/mm ²]	21,02	33,67



Vedlegg 2 – Beregning av sveis og skjærkraft

Spenning som oppstår i sveis er fordelt på flere komponenter. Vi må derfor undersøke jevnføringsspenningen.

Spenninger som oppstår er normalspenning og normal skjærspenning.

$$\sigma_{if} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3\tau_{\perp}^2}$$

$$\sigma_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sigma = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{F}{A} = \frac{F}{\sqrt{2} \cdot A}$$

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp}$$

$$\sigma_{if} = \sqrt{\left(\frac{F}{\sqrt{2} \cdot A}\right)^2 + 3\left(\frac{F}{\sqrt{2} \cdot A}\right)^2} = \sqrt{4\left(\frac{F}{\sqrt{2} \cdot A}\right)^2} = 2 \cdot \frac{F}{\sqrt{2} \cdot A} = \frac{\sqrt{2} \cdot F}{A}$$

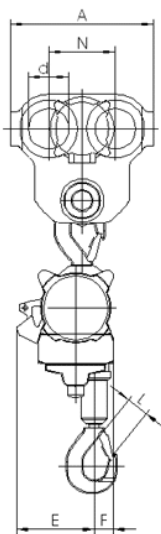
Vi legger også på den dynamiske faktoren (1,3) på kraften her. Arealet av sveisen er $\sum a \cdot l$, der a er sveisens a-mål og l er lengden mellom hjulene på løpekatt.

Pga. geometri på kilsveis, er a-målet $4\sqrt{2}$ mm.

Tabell I Motorisert talje [19]

Motorised Trolley

Dimensions in mm



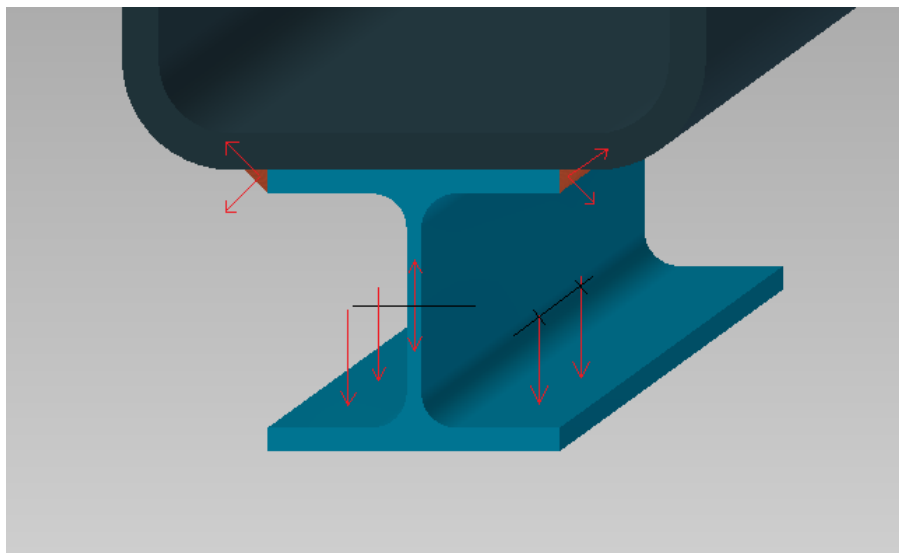
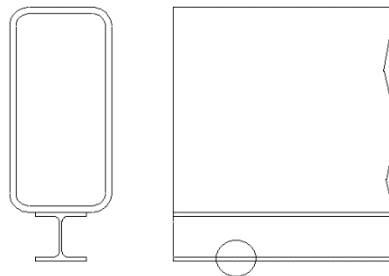
JDN Air Hoist PROFI	025 TI	05 TI	1 TI	1,5 TI	2 TI	3 TI / 2	3 TI	6 TI	10 TI	16 TI	20 TI
in Trolley	LM 2 t			LM 3,2 t		LM 3,2 t	LM 6,3 t	LM 10-16 t		LM 20 t	
A	250			292		500	490	600			
Bmax.	130			113		157	162	134			
C	b+36			b+60		b+70		b+68			
d	70			84		165	165	185			
D	185			191		205	318	328			
E	137	170	137	140	187	154	197	199	180		
F	39	45	46	75	46	79	109	135			
G	145	200	145	200	233		308	382	382		
H	152	212	152	212	250		267	310	310		
J* min. headroom* mounted				613	635	763	929	982	1125		
J* suspended	563	602	611		798	919	1176	1171	1475		
K	95			107		188		218			
L	28	26	28	30	40	42	55	75			
M	42	40	42	42	42	51	66	82	86		
N	116			136		236	236	274			

I tabellen på forrige side ser vi at lengden mellom hjulene for en talje som skal løfte 3 tonn er 136mm.

$$\sigma_{jf} = \frac{\sqrt{2} \cdot F}{A} = \frac{\sqrt{2} \cdot \psi \cdot m \cdot g}{\sum a \cdot l} = \frac{\sqrt{2} \cdot \psi \cdot m \cdot g}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{\sqrt{2} \cdot 1,3 \cdot 3000\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2}{2 \cdot 4\sqrt{2}\text{mm} \cdot 136\text{mm}} \approx \underline{\underline{35,165\text{N/mm}^2}}$$

Skjærkraft i nedre flens pga. løpekatt

Løpekatt med talje er festet i nedre flens. Skjærkraft og spenninger i sveis er vist i bildet under.



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

Tidligere beregnet vi at tillatt spenning er 142N/mm^2 .

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

$$A = 2 \cdot l \cdot h$$

$$2 \cdot l \cdot h = \frac{F}{\tau}$$

$$h = \frac{F}{\tau \cdot 2 \cdot l}$$

Lengden, L, er også her 136mm.

$$h = \frac{F}{\tau \cdot 2 \cdot l} = \frac{\psi \cdot m \cdot g}{\tau \cdot 2 \cdot l} = \frac{1,3 \cdot 3000\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2}{142\text{N/mm}^2 \cdot 2 \cdot 136\text{mm}} = 0,99\text{mm} \approx \underline{1\text{mm}}$$

Dersom all kraften fra nyttelasten overføres direkte til nedre flens, er flensen tilstrekkelig dimensjonert.

Spenningen i flensen blir da:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{\psi \cdot m \cdot g}{2 \cdot l \cdot t_{\text{flens}}} = \frac{1,3 \cdot 3000\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2}{2 \cdot 136\text{mm} \cdot 8\text{mm}} \approx \underline{17,6\text{N/mm}^2}$$

Vi ser bort fra bøyemoment i dette tilfellet. Bredden på flensen er liten, slik at bøyemomentet blir tilnærmet likt null.

Vedlegg 3 – Søyle etter Eurokode 3

I dette vedlegget undersøker vi om søylen er tilstrekkelig dimensjonert etter

Eurokode 3. Som forklart tidligere i oppgaven har vi formelen $\frac{2,5 \cdot M_{Ed}}{M_{c,Rd}} \leq 1,0$.

Vi må bestemme $M_{c,Rd}$ og derfor finner vi først plastisk motstandsmoment (W_{pl}) til søylen. I Stål Håndbok Del 3 (s. 114) står det at plastisk motstandsmoment «(...) utregnes ved at man tar tverrsnittet og deler i to arealmessig like store deler. Dette gir plastisk nøytralakse.» [13]. Regner man summen av 1. arealmoment om den plastiske nøytralaksen, får vi W_{pl} .

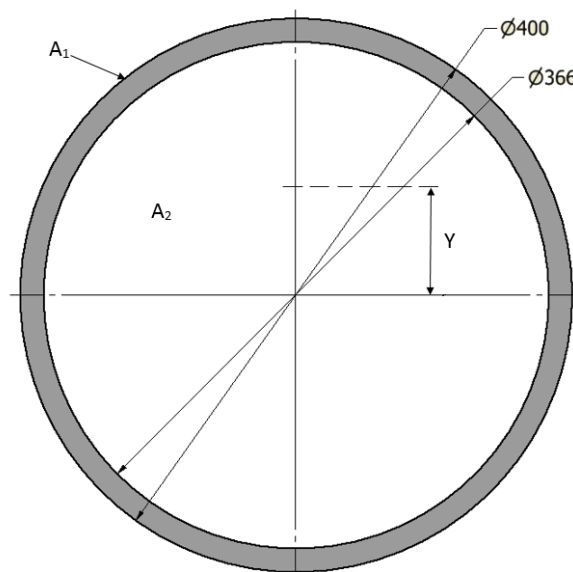
Vi må finne felles arealsenter til ytre og indre diameter for søylen:

$$y = \frac{y_1 \cdot A_1 + y_2 \cdot A_2}{A_1 + A_2}$$

y_1 er arealsenteret til den ytterste sirkelen y_2 er arealsenteret til den indre sirkelen

A_1 er arealet til halve sirkelen med $d_1=400$ mm

A_2 er arealet til halve sirkelen med $d_2=366$ mm



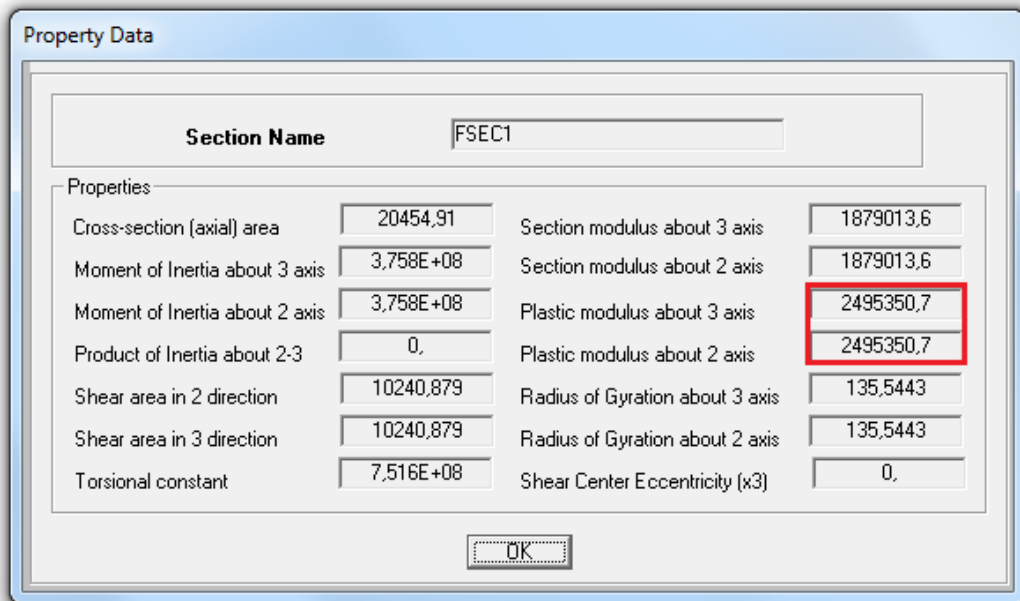
$$W_{pl} = A_1 \cdot y + A_2 \cdot y$$

$$A_1 = A_2$$

Siden vi har en profil som er symmetrisk om nøytralaksen, blir y og W_{pl} den samme i begge retninger:

$$W_{pl} = A \cdot y \cdot 2$$

En annen måte å finne plastisk motstandsmoment er å bruke SAP2000. Her velger vi materiale og profiltipe. Data fra programmet er vist i figuren under.



Som vist i figuren over er $W_{pl} = 2495350,7 \text{ mm}^3$

$$M_{c,Rd} = \frac{W_{pl} \cdot f_y}{\gamma_{M0}} = \frac{2495350,7 \text{ mm}^3 \cdot 355 \text{ N/mm}^2}{1,05} \approx \underline{843,67 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}$$

Når vi skal undersøke om søylen er tilstrekkelig dimensjonert etter Eurokode 3 skal vi se på to tilfeller av M_{Ed} . Først bruker vi M_{Ed} som ble beregnet i kapittel 3.4.2 ($M_{Ed} = 252,33 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$), der bøyemomentet kun blir forårsaket av egenvekten til armen. I det andre tilfellet vi skal undersøke er når kranen blir utsatt for maksimal krenkning og vind bak (vedlegg 6: $M_{Ed} = M_{Az} = 271,61 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$)

$$\frac{2,5 \cdot M_{Ed}}{M_{c,Rd}} = \frac{2,5 \cdot 252,33 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{843,67 \cdot 10^6 \text{ Nmm}} \approx \underline{0,75} \leq 1,0$$

$$\frac{2,5 \cdot M_{Ed}}{M_{c,Rd}} = \frac{2,5 \cdot 271,61 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{843,67 \cdot 10^6 \text{ Nmm}} \approx \underline{0,80} \leq 1,0$$

Denne dimensjoneringsmetoden ser bort fra aksialspenning som kan oppstå. Vi antar derfor at beregningene vi har gjort tidligere er mer reelle og mest nøyaktige.

Vedlegg 4 – Vindtilfeller

I disse beregningene tar vi ikke med aksialkraft i søylen. Som vist tidligere er den ubetydelig liten og vil ikke forandre seg merkverdig. Aksialkraften vil dele seg opp i komponenter og stort sett bli mindre enn vist tidligere. I beregningene under krenkning har vi sett på hvordan komponentene til aksialkraften vil virke.

Tilfelle 1 – Vind bak

Vi behøver det projiserte arealet vinden virker på:

$$A_{søyle} = D \cdot h = 0,4m \cdot 4,7m = \underline{1,88m^2}$$

Vi skal sette inn vinden som jevnt fordelt last i SAP2000, der vi kommer til å se på komponentene hver for seg. Vi regner derfor ut hvilke kraft som virker på søylen og bjelken hver for seg.

Kran i arbeid

$$F_{søyle} = A_{søyle} \cdot q \cdot C_{søyle} = 1,88m^2 \cdot 245N/m^2 \cdot 0,7 = \underline{322,42N}$$

Bøyepeningen blir:

$$\sigma_b = \frac{M_{Ed}}{W} + \frac{F \cdot \frac{h_{søyle}}{2}}{W} = \frac{M_{Ed} + F \cdot \frac{h_{søyle}}{2}}{W} = \frac{M_{Ed} + F \cdot \frac{h_{søyle}}{2}}{\frac{\pi \left(\frac{D^4 - d^4}{32} \right)}{400mm}} = \frac{252,33 \cdot 10^6 Nmm + 322,42N \cdot \frac{4700mm}{2}}{\frac{\pi \left(\frac{(400mm)^4 - (366mm)^4}{32} \right)}{400mm}} \approx \underline{134,69N/mm^2}$$

I beregningen over er det unnlatt vindkraft på nyttelast. Denne kraften vil gi en spenning på ca. $0,6 N/mm^2$ og vil ikke ha avgjørende effekt på krankonstruksjonen.

Kran i hvile

$$F_{søyle} = A_{søyle} \cdot q \cdot C_{søyle} = 1,88m^2 \cdot 785N/m^2 \cdot 0,7 = \underline{1033,06N}$$

Her blir bøyepeningen kun forårsaket av egenvekten til armen – har ingen nyttelast.

$$\sigma_b = \frac{M_{Egenvekt}}{W} + \frac{F \cdot \frac{h_{søyle}}{2}}{W} = \frac{M_{Ed} + F \cdot \frac{h_{søyle}}{2}}{W} = \frac{M_{Ed} + F \cdot \frac{h_{søyle}}{2}}{\frac{\pi \left(\frac{D^4 - d^4}{32} \right)}{400mm}} = \frac{22,73 \cdot 10^6 Nmm + 1033,06N \cdot \frac{4700mm}{2}}{\frac{\pi \left(\frac{(400mm)^4 - (366mm)^4}{32} \right)}{400mm}} \approx \underline{13,39N/mm^2}$$

Tilfelle 2 – Vind fra siden

Det projiserte arealet til søylen er det samme som tidligere. Men i dette tilfellet virker vinden også på den rektangulære hulprofilen, H-bjelken og nyttelasten.

$$A_{\text{firkantprofil}} = l \cdot h = 6m \cdot 0,4m = 2,4m^2$$

$$A_{\text{HE100A}} = l \cdot h = 6m \cdot 0,096m = 0,576m^2$$

$$A_{\text{nyttelast}} = 3m^2$$

$$A_{\text{arm}} = 2,4m^2 + 0,576m^2 = \underline{2,976m^2}$$

Kran i arbeid

$$F_{\text{søyle}} = A_{\text{søyle}} \cdot q \cdot C_{\text{søyle}} = 1,88m^2 \cdot 245N/m^2 \cdot 0,7 = \underline{322,42N}$$

$$F_{\text{arm}} = A_{\text{arm}} \cdot q \cdot C_{\text{arm}} = 2,976m^2 \cdot 245N/m^2 \cdot 1,6 = \underline{729,12N}$$

$$F_{\text{nyttelast}} = A_{\text{nyttelast}} \cdot q \cdot C_{\text{nyttelast}} = 3m^2 \cdot 245N/m^2 \cdot 1 = \underline{735N}$$

Bøyespenningen her blir:

$$\sigma_b = \frac{M_{Ed}}{W} = \frac{252,33 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{\frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{(400\text{mm})^4 - (366\text{mm})^4}{400\text{mm}} \right)} \approx \underline{134,29N/mm^2}$$

I dette tilfellet oppstår det torsjon. Torsjonen blir overført til søylen via opplageret:

$$\tau = \frac{M_b}{W} = \frac{F_{\text{arm}} \cdot \frac{l_{\text{arm}}}{2} + F_{\text{nyttelast}} \cdot l_{\text{arm}}}{\frac{\pi}{32} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)} = \frac{729,12N \cdot \frac{6000\text{mm}}{2} + 735N \cdot 6000\text{mm}}{\frac{\pi}{32} \left(\frac{(400\text{mm})^4 - (366\text{mm})^4}{400\text{mm}} \right)} \approx \underline{3,51N/mm^2}$$

Vi ser derfor på jevnføringsspenning:

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(134,29N/mm^2)^2 + 3 \cdot (3,51N/mm^2)^2} \approx \underline{134,43N/mm^2}$$

Kran i hvile

Når kranen er i hvile, har vi ikke påvirkning fra nyttelast. Vi ser bort fra lasten i vind- og spenningsberegningene.

$$F_{\text{søyle}} = A_{\text{søyle}} \cdot q \cdot C_{\text{søyle}} = 1,88m^2 \cdot 785N/m^2 \cdot 0,7 = \underline{1033,06N}$$

$$F_{arm} = A_{arm} \cdot q \cdot C_{arm} = 2,976m^2 \cdot 785N/m^2 \cdot 1,6 = \underline{3737,856N}$$

Bøyesspenningen blir i dette tilfellet kun forårsaket av egenvekten til armen.

$$\sigma_b = \frac{M_{egenvekt}}{W} = \frac{22,73 \cdot 10^6 Nmm}{\frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{(400mm)^4 - (366mm)^4}{400mm} \right)} \approx \underline{12,10N/mm^2}$$

Torsjon:

$$\tau = \frac{F_{arm} \cdot \frac{l_{arm}}{2}}{W} = \frac{F_{arm} \cdot \frac{l_{arm}}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{(400mm)^4 - (366mm)^4}{400mm} \right)} = \frac{3737,856N \cdot \frac{6000mm}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{(400mm)^4 - (366mm)^4}{400mm} \right)} \approx \underline{6,0N/mm^2}$$

Jevnføringsspenning:

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(12,10N/mm^2)^2 + 3 \cdot (6,0N/mm^2)^2} \approx \underline{15,95N/mm^2}$$

Vedlegg 5 – Motorisert talje

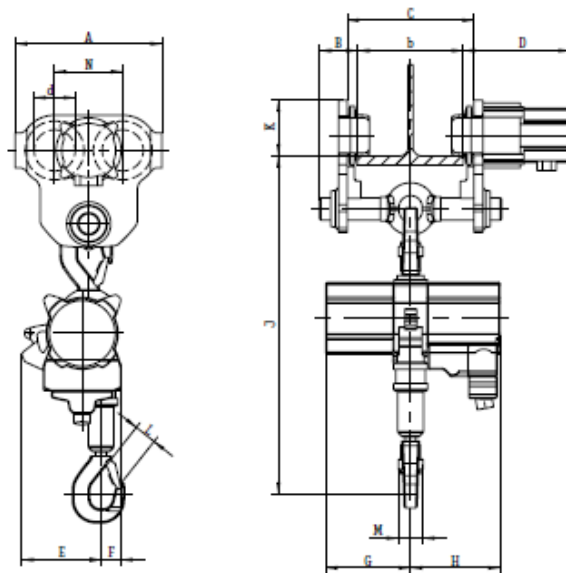
Tabell II Dimensjoner på motorisert talje [16]

PROFI in Motor Trolley (LM)

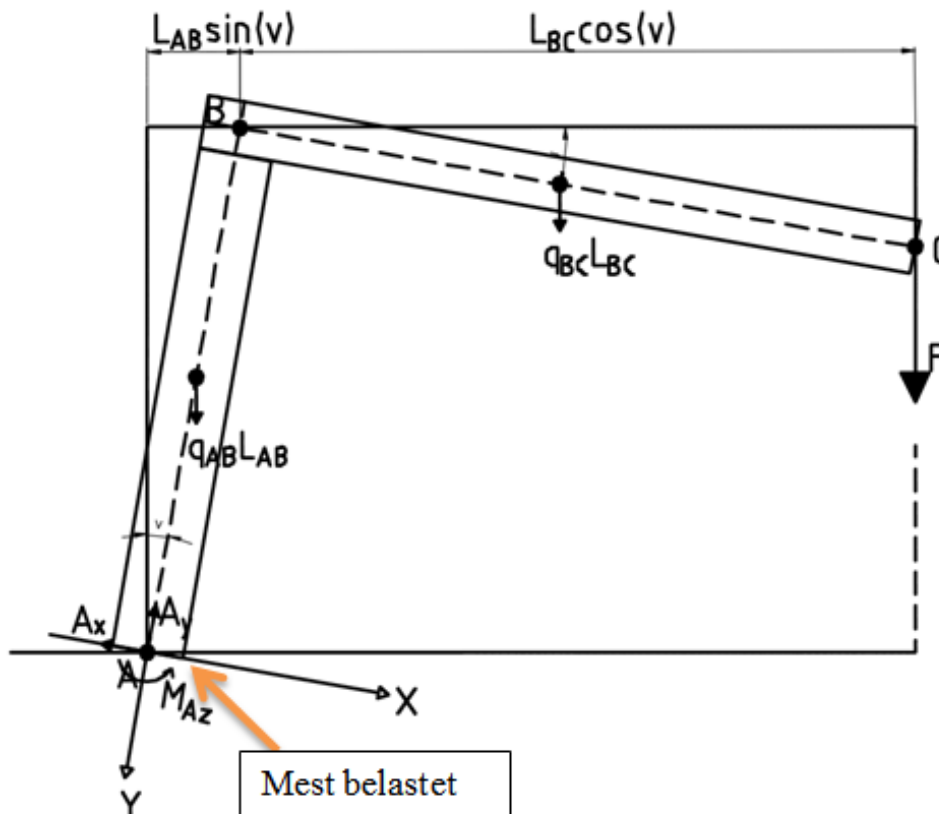
Dimensions

JDN Air Hoist PROFi		025 TI	05 TI	1 TI	1.5 TI	2 TI	3 TI/2	3 TI	6 TI	10 TI	16 TI	20 TI
With Trolley		LM 2 t			LM 3.2 t			LM 6.3 t	LM 10-16 t		LM 20 t	
A	inch	9.8			11.5			19.7	19.3		23.6	
	mm	250			292			500	490		600	
B max.	inch	5.1			4.4			6.2	6.4		5.3	
	mm	130			113			157	162		134	
C	inch	b + 1.4			b + 2.4			b + 2.8		b + 2.7		
	mm	b + 36			b + 60			b + 70		b + 68		
d	inch	2.8			3.3			6.5		7.3		
	mm	70			84			165		185		
D	inch	7.3		7.3	7.3		7.5	8.1		12.5		12.9
	mm	185		185	185		191	205		318		328
E	inch	5.4		6.7	5.4		5.5	7.4		7.8		7.1
	mm	137		170	137		140	187		197		180
F	inch	1.5		1.7	1.8		3.0	1.8		4.3		5.3
	mm	39		45	46		75	46		109		135
G	inch	5.7		7.9	5.7		7.9	9.2		12.1		15
	mm	145		200	145		200	233		308		382
H	inch	6		3.3	6		3.3	9.8		10.5		12.2
	mm	152		212	152		212	250		267		310
J* (mounted)	inch	-	-	-	-	-	24.1	25		37		39
	mm	-	-	-	-	-	613	635		929		982
J* (suspended)	inch	22.2		23.7	24.1		-	31.4		46.3		46.1
	mm	563		602	611		-	798		1176		1171
K	inch	3.7			4.2			7.4		8.6		8.6
	mm	95			107			188		218		218
L	inch	1.1		1.0	1.1		1.2	1.6		1.7		2.1
	mm	28		26	28		30	40		42		55
M	inch	1.7		1.6	1.7		2	2.6		3.2		3.4
	mm	42		40	42		51	66		82		86
N	inch	4.6			5.4			9.3		10.8		10.8
	mm	116			136			236		274		274

*Chain containers increase the hoist headroom



Vedlegg 6 – Krenkning



I figuren over er kranen krenget 5° . Kraftene som kranen blir utsatt for er satt inn, og disse er kraften fra nyttelast, kraften fra egenvekten til armen og kraften fra egenvekten til søylen. Kraftene blir overført til bunnen av søylen, og de har vi kalt A_x og A_y .

Nederst til høyre i søylen har vi det mest belastede punktet når kranen krenger mot høyre.

Vi skal nå finne bøyemomenten M_{Az} , og deretter finne bøyespennning nederst i søylen.

Starter først med å finne den jevnt fordelte kraften pga. egenvekten til søylen og til armen:

$$q_{AB} = A \cdot \rho_{søyle} \cdot g = 6511\pi \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \approx \underline{1575,2 \text{ N/m}}$$

$$q_{BC} = (m_{\text{firkantprofil}} + m_{HE100A}) \cdot g = (112 \text{ kg/m} \cdot 16,7 \text{ kg/m}) \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \approx \underline{1262,5 \text{ N/m}}$$

Vi legger til den dynamiske faktoren og finner kraften fra nyttelasten:

$$F = 1,3 \cdot m \cdot g = 1,3 \cdot 3000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = \underline{38259 \text{ N}}$$

$$\sum M_{\text{MestBelastet}} = 0$$

$$F \cdot (L_{AB} \cdot \sin(\nu) + L_{BC} \cdot \cos(\nu)) + q_{BC} \cdot L_{BC} \cdot \left(L_{AB} \cdot \sin(\nu) + \frac{L_{BC} \cdot \cos(\nu)}{2} \right)$$

$$+ q_{AB} \cdot L_{AB} \cdot \frac{L_{AB} \cdot \sin(\nu)}{2} - M_{Az} = 0$$

$$M_{Az} = F \cdot (L_{AB} \cdot \sin(\nu) + L_{BC} \cdot \cos(\nu)) + q_{BC} \cdot L_{BC} \cdot \left(L_{AB} \cdot \sin(\nu) + \frac{L_{BC} \cdot \cos(\nu)}{2} \right)$$

$$+ q_{AB} \cdot L_{AB} \cdot \frac{L_{AB} \cdot \sin(\nu)}{2}$$

$$M_{Az} = 38259 \text{ N} \cdot (4,7 \text{ m} \cdot \sin(5) + 6 \text{ m} \cdot \cos(5)) + 1262,5 \text{ N/m} \cdot 6 \text{ m} \cdot \left(4,7 \text{ m} \cdot \sin(5) + \frac{6 \text{ m} \cdot \cos(5)}{2} \right)$$

$$+ 1575,2 \text{ N/m} \cdot 4,7 \text{ m} \cdot \frac{4,7 \text{ m} \cdot \sin(5)}{2}$$

$$M_{Az} = 271610,4178 \text{ Nm} \approx \underline{271,61 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y = (F + q_{AB} \cdot L_{AB} + q_{BC} \cdot L_{BC}) \cdot \cos(\nu)$$

$$A_y = (38259 \text{ N} + 1575,2 \text{ N/m} \cdot 4,7 \text{ m} + 1262,5 \text{ N/m} \cdot 6 \text{ m}) \cdot \cos(5)$$

$$A_y \approx \underline{53034,86 \text{ N}}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x = (F + q_{AB} \cdot L_{AB} + q_{BC} \cdot L_{BC}) \cdot \sin(\nu)$$

$$A_x = (38259 \text{ N} + 1575,2 \text{ N/m} \cdot 4,7 \text{ m} + 1262,5 \text{ N/m} \cdot 6 \text{ m}) \cdot \sin(5)$$

$$A_x \approx \underline{4639,95 \text{ N}}$$

$$\sigma_1 = -\frac{A_y}{A} - \frac{M_{Az}}{W_{AB}}$$

$$\sigma_1 = -\frac{53034,86 \text{ N}}{6511 \text{ mm}^2} - \frac{271,61 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{1,88 \cdot 10^6 \text{ mm}^3} \approx \underline{\underline{-147,07 \text{ N/mm}^2}}$$

Spenningen blir størst på «fresiden» av søylen der det oppstår trykk fra aksialkraft og trykk fra bøyning i søylen.

Vedlegg 7 – Lasttabell

Fra tidligere har vi formelen for bøyespennning. Det er denne vi bruker når vi ønsker å sjekke løftekapasitet for dimensjonene våre lengre inn på kranarmen.

$$M_b = 1,3 \cdot F \cdot l = 229,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$m = \frac{M_b}{1,3 \cdot l \cdot g}$$

$$l_1 = 6000\text{mm}$$

$$l_2 = 5000\text{mm}$$

$$l_3 = 4000\text{mm}$$

$$l_4 = 3000\text{mm}$$

$$l_5 = 2000\text{mm}$$

$$l_6 = 1000\text{mm}$$

$$m_1 = \frac{229,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{1,3 \cdot 6000\text{mm} \cdot 9,81\text{m/s}^2} = 3000\text{kg}$$

$$m_2 = \frac{229,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{1,3 \cdot 5000\text{mm} \cdot 9,81\text{m/s}^2} = 3600\text{kg}$$

$$m_3 = \frac{229,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{1,3 \cdot 4000\text{mm} \cdot 9,81\text{m/s}^2} = 4500\text{kg}$$

$$m_4 = \frac{229,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{1,3 \cdot 3000\text{mm} \cdot 9,81\text{m/s}^2} = 6000\text{kg}$$

$$m_5 = \frac{229,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{1,3 \cdot 2000\text{mm} \cdot 9,81\text{m/s}^2} = 9000\text{kg}$$

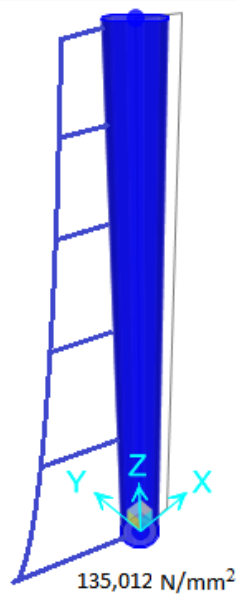
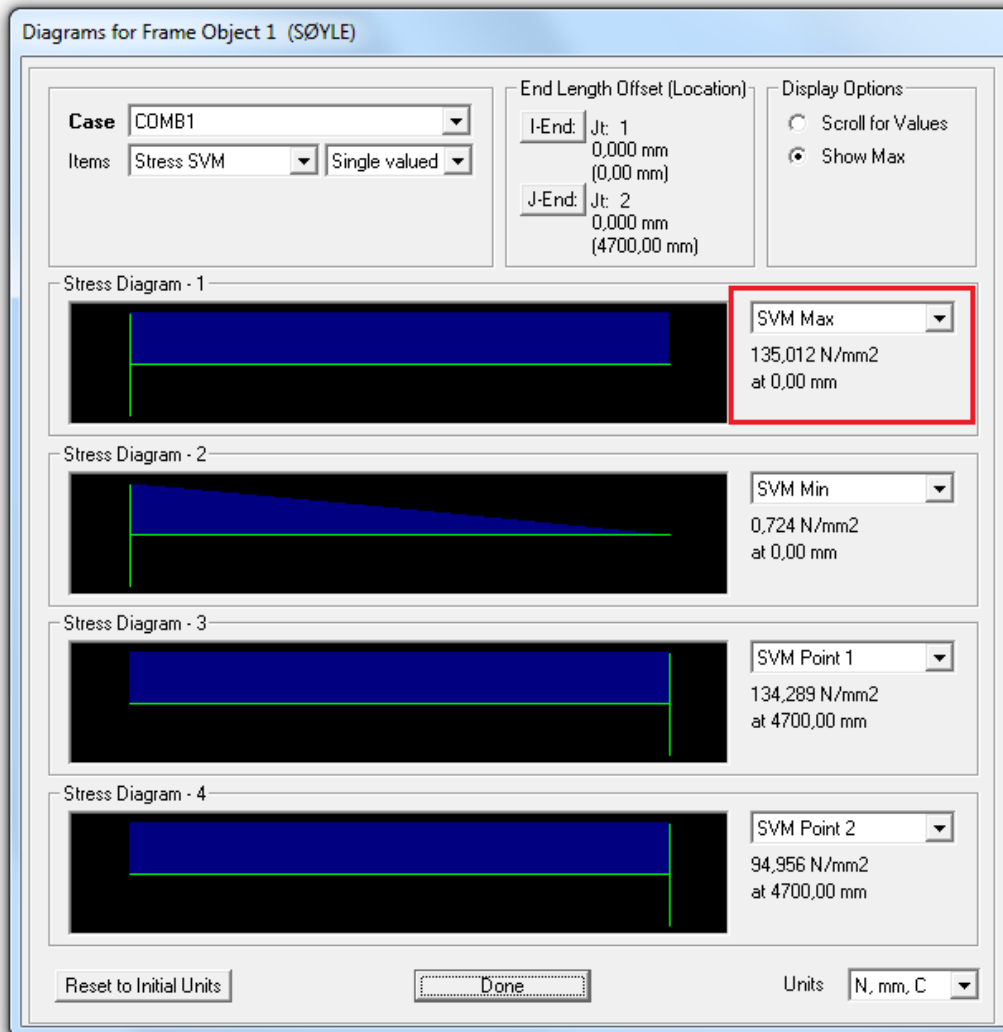
$$m_6 = \frac{229,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{1,3 \cdot 1000\text{mm} \cdot 9,81\text{m/s}^2} = 18000\text{kg}$$

Vi har satt inn resultatene i tabellen under:

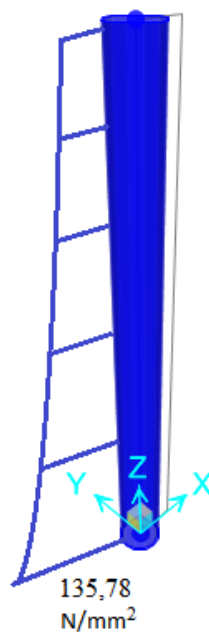
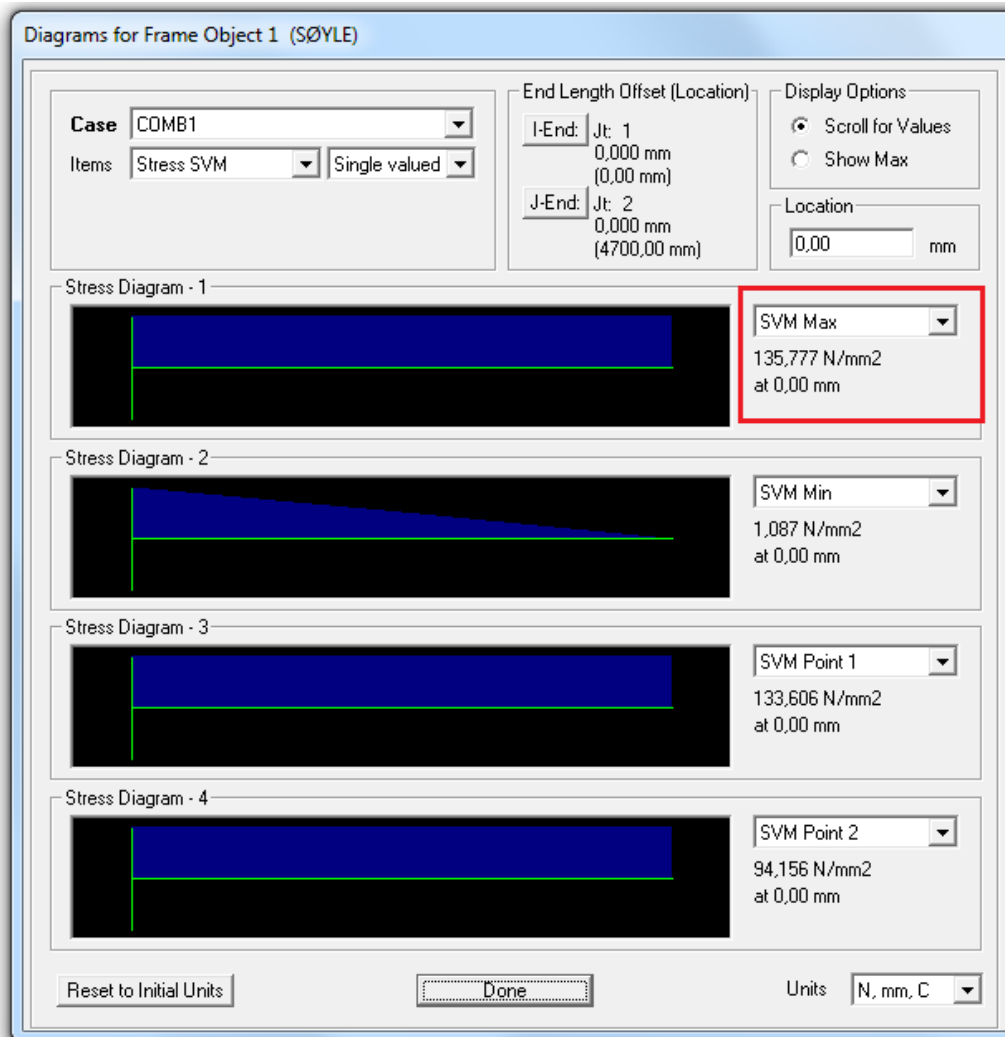
Arbeidslengde på bom	1m	2m	3m	4m	5m	6m
Løftekapasitet [kg]	18000	9000	6000	4500	3600	3000

Vedlegg 8 - Resultater i SAP 2000

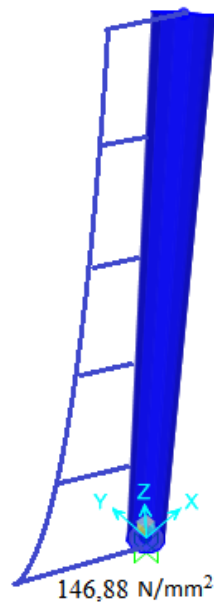
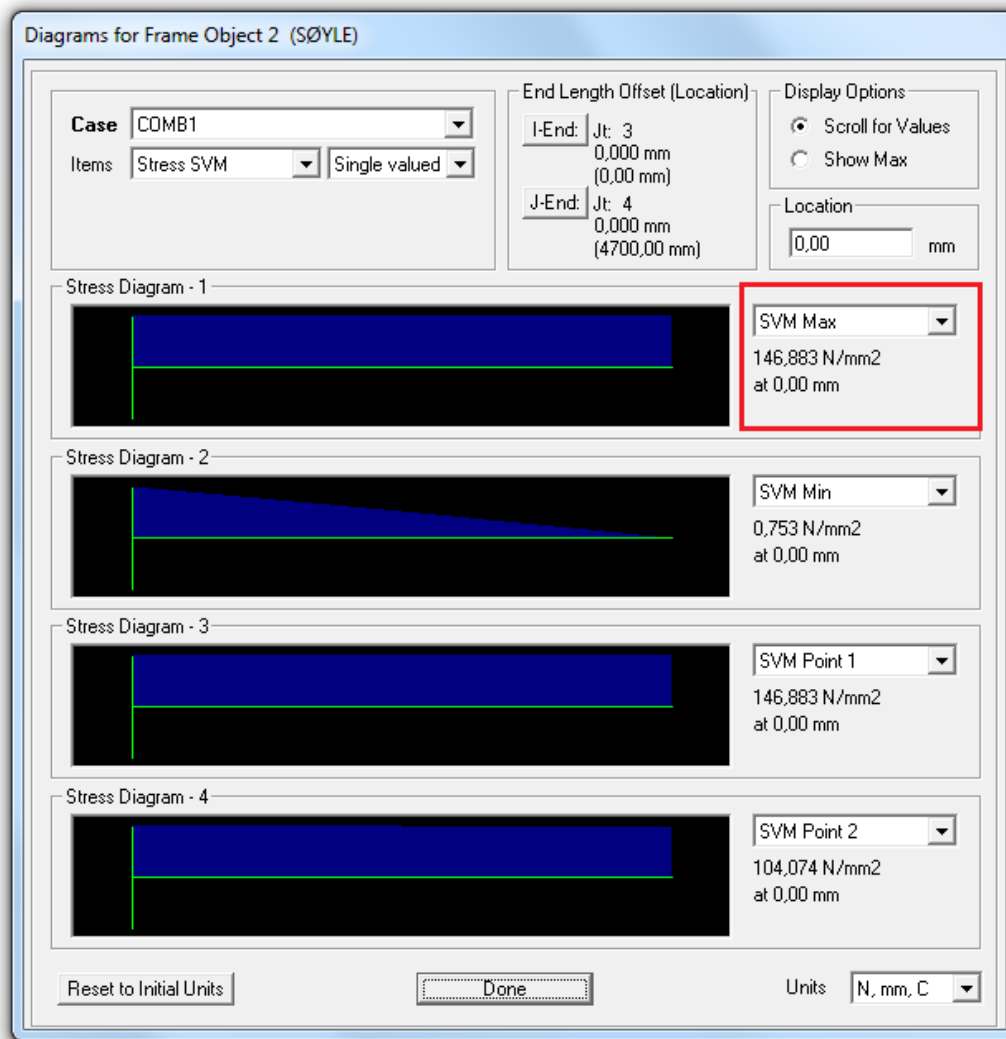
Case 1 - Søyلة utsatt for M_{Ed} og aksialkraft



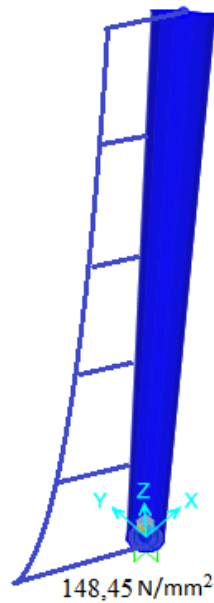
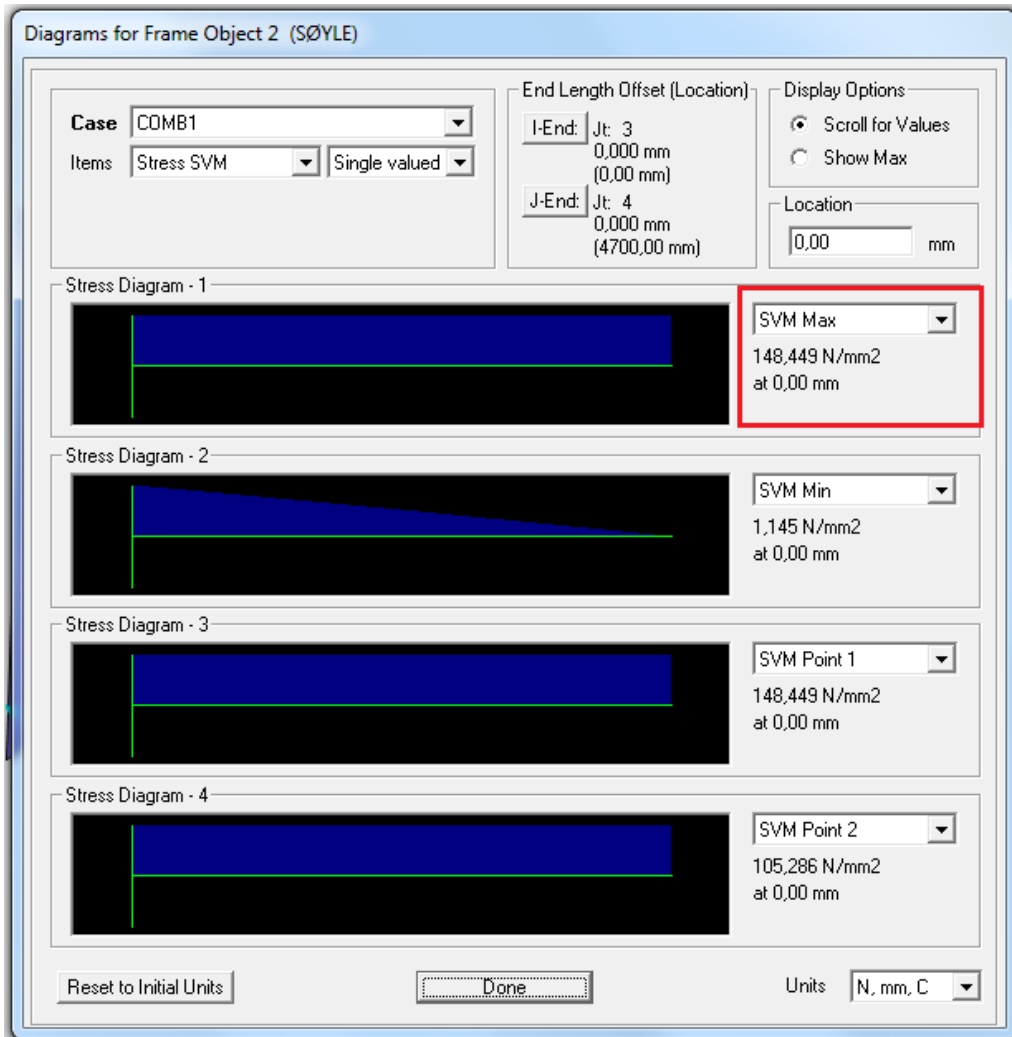
Case 2 - Søyلة utsatt for M_{Ed} , aksialkraft og vind bak



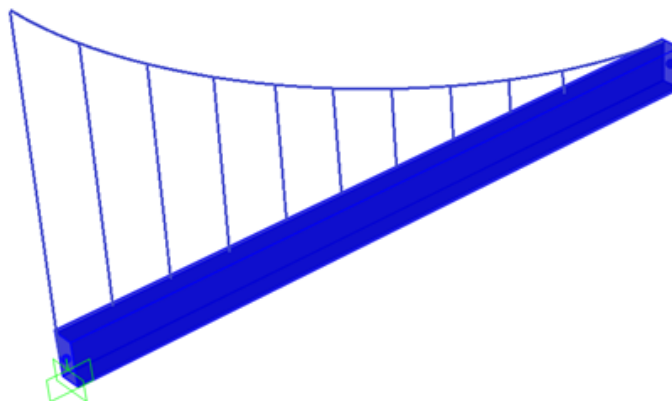
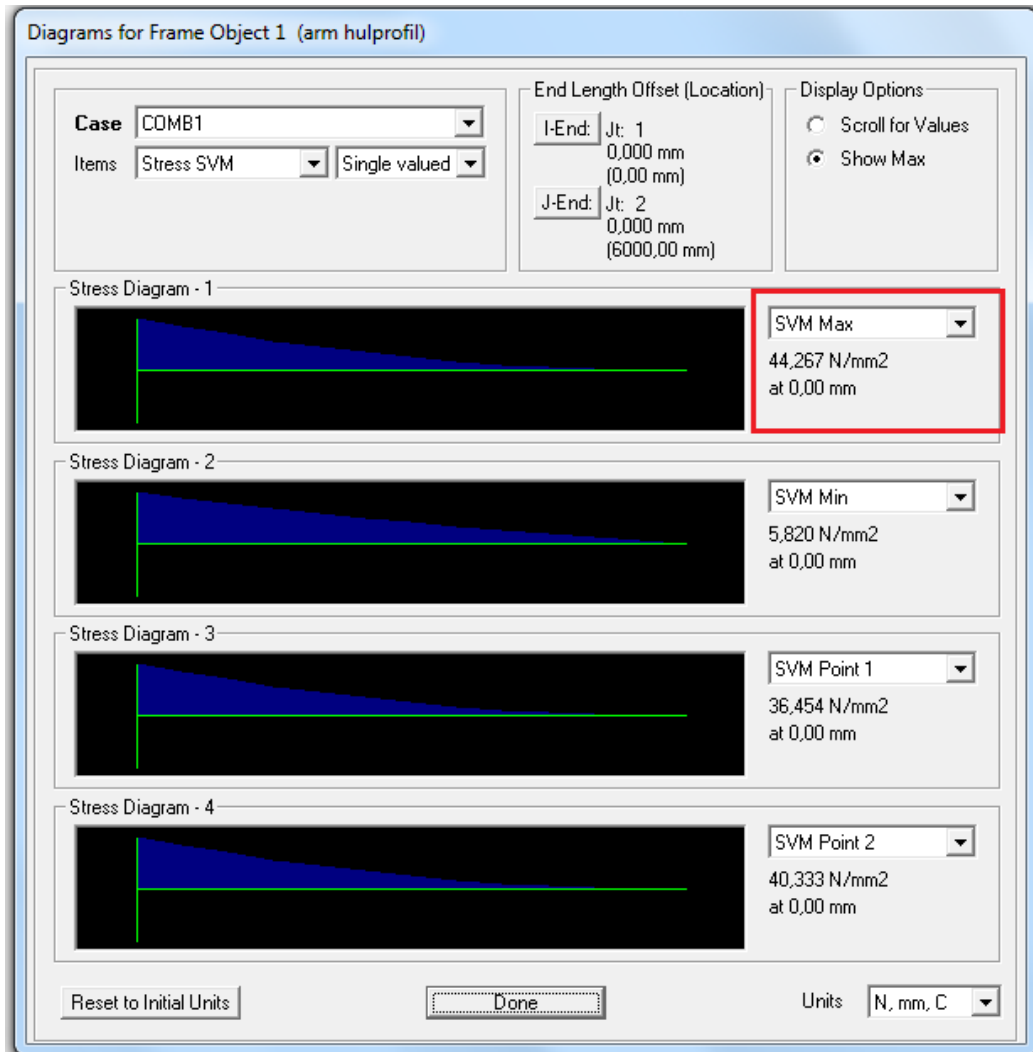
Case 3 - Søyلة utsatt for krenkning, M_{Az} og aksialkraft



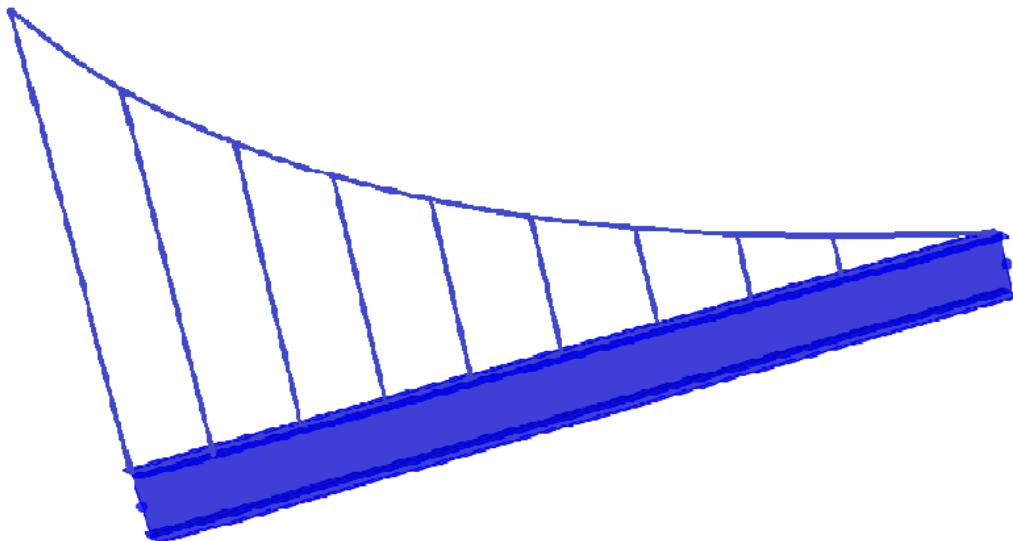
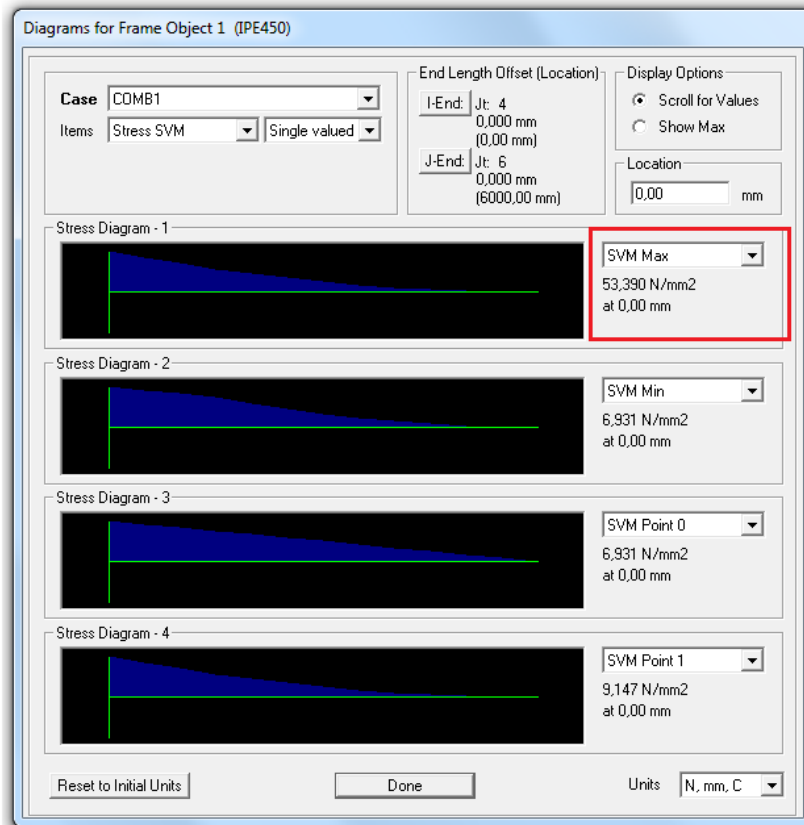
Case 4 - Søyلة utsatt for krenkning, $M_{b,søyلة}$ aksialkraft og vind bak



Case 5 – Rektangulær hulprofil utsatt for krenkning og vind fra siden

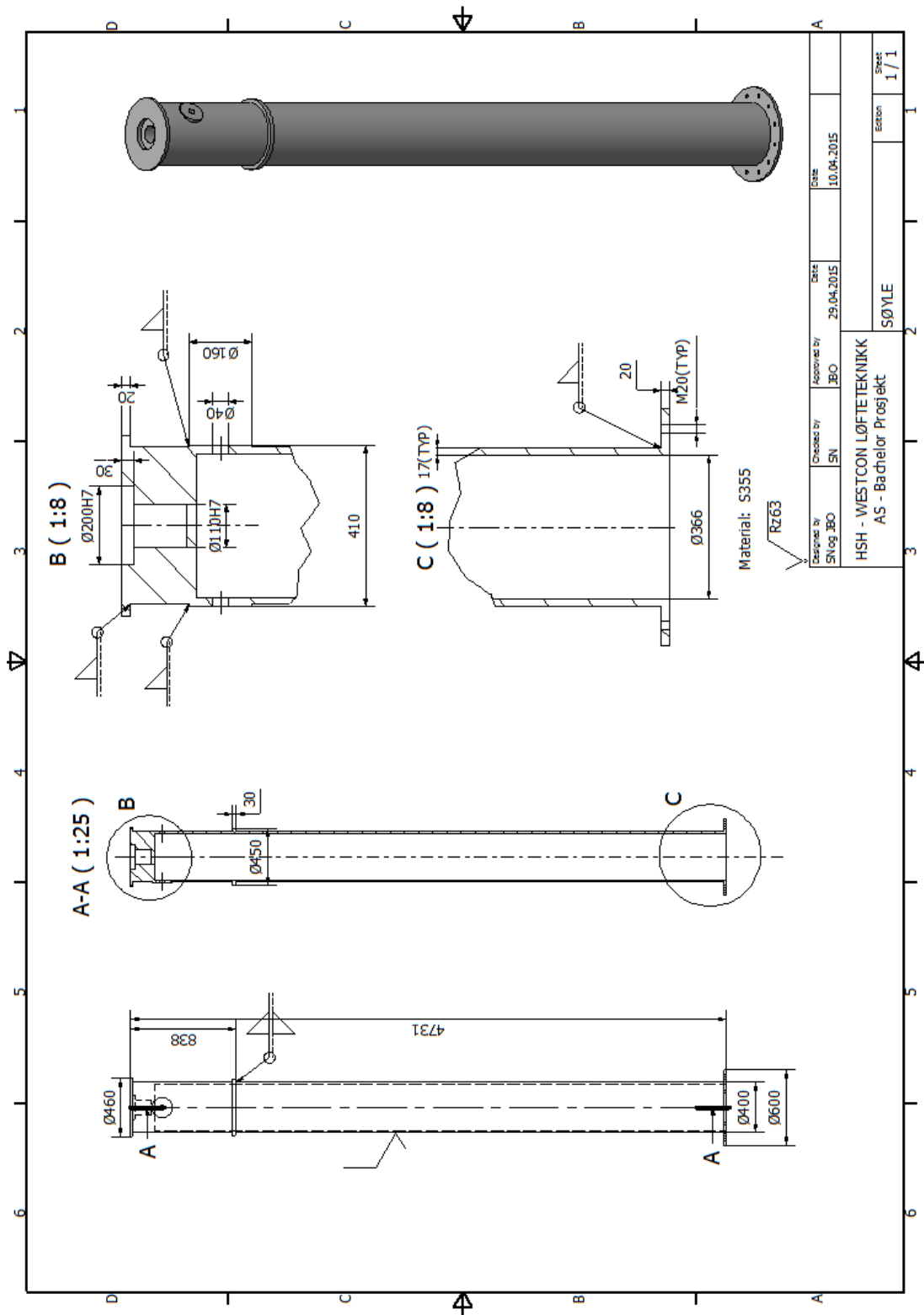


Case 6 – IPE450 utsatt for krenkning og vind fra siden

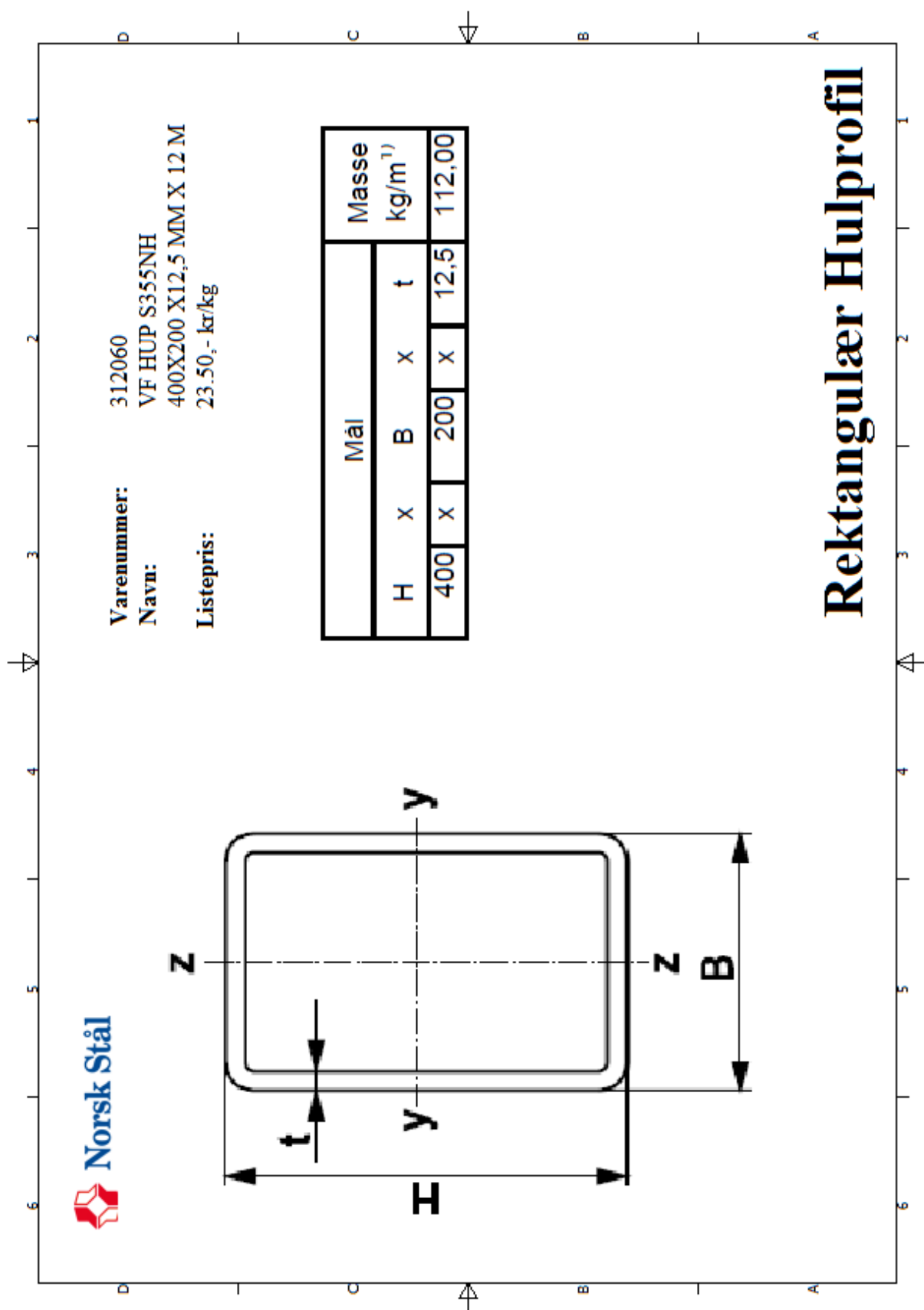


Vedlegg 9 – 2D tegninger i Autodesk Inventor

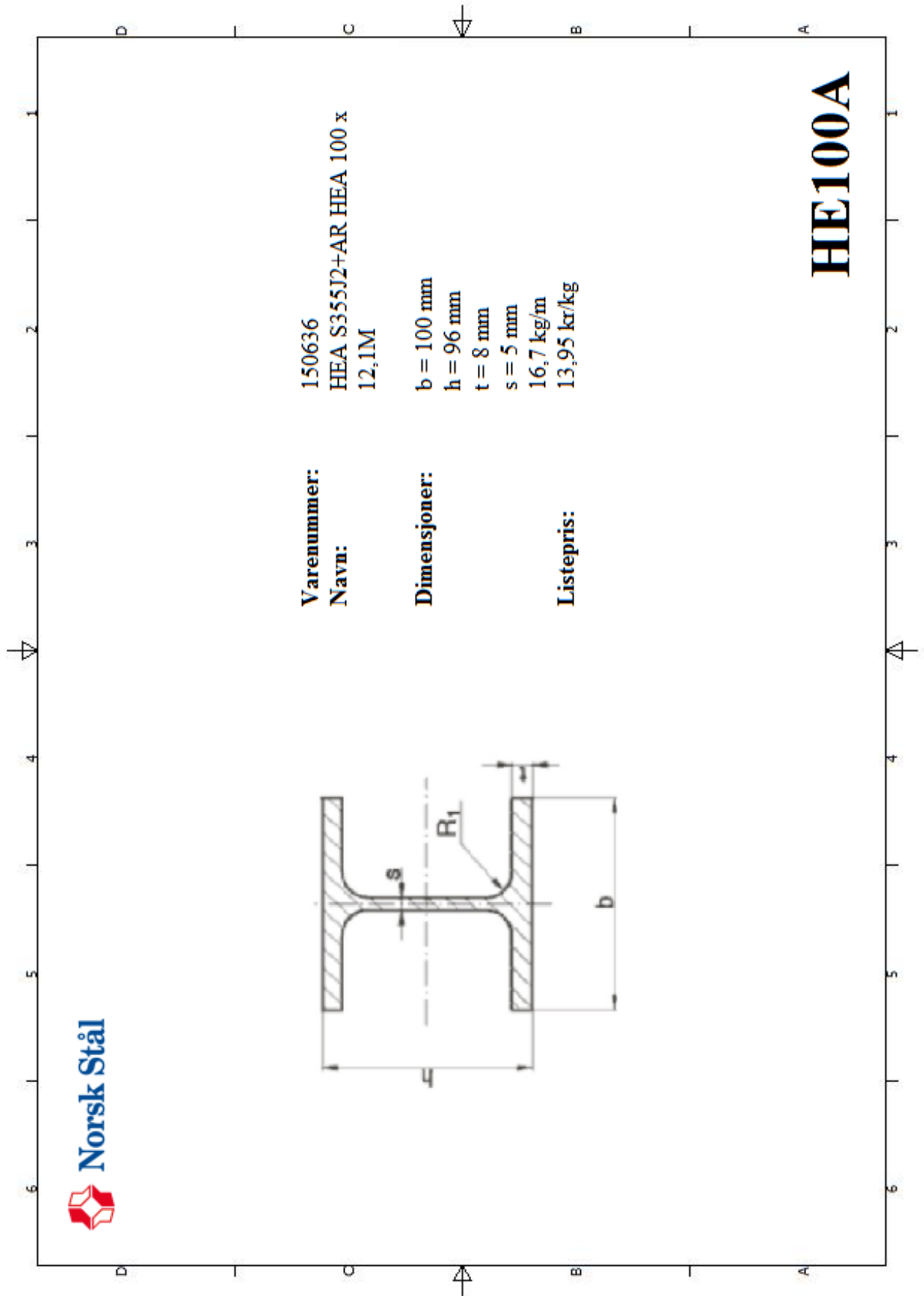
Søyle



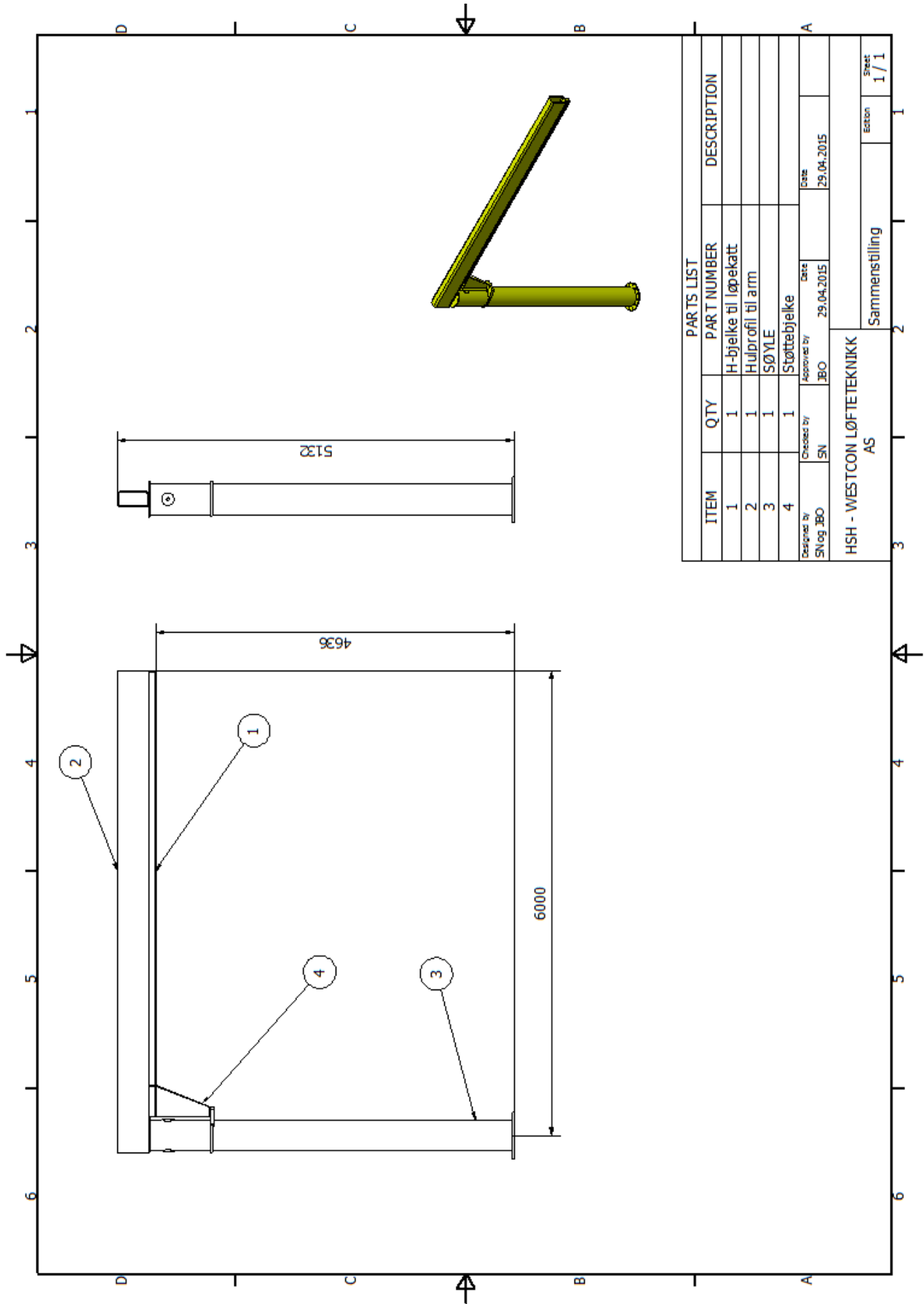
Rektangulær hulprofil



H-bjelke



Sammenstilling



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	H-bjelke til løpekatt	
2	1	Hulprofil til arm	
3	1	SØYLE	
4	1	Støttebjelke	
Designed by		Checked by	Date
SN og JBO		SN	JBO
			29.04.2015
		Approved by	Date
		JBO	29.04.2015
HSH - WESTCON LØFTEKNIKK			
AS			
Sammenstilling			Sheet
			1 / 1