



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Masteroppgave 2016 30 stp
Institutt for matematiske realfag og teknologi

Innovativt forankringssystem for flytende vindturbiner

An Innovative Mooring System for Floating Wind
Turbines

Eirik Langeland Knudsen
Maskin, prosess- og produktutvikling

Forord

Denne masteroppgaven er skrevet ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet, våren 2016. Oppgaven utgjør mitt avsluttende studie ved masterprogrammet Maskin, prosess- og produktutvikling. Oppgaven har et omfang på 30 studiepoeng.

Det overordnede temaet for oppgaven er flytende offshore vindturbiner, og dette ble valgt på bakgrunn av en stor interesse for fornybar energi, og da spesielt offshore vindkraft. Oppgaven studerer et innovativt forankringssystem som er ment for å redusere maksimale dynamiske laster i forankringsliner. Studiet av forankringssystemet er gjort med utgangspunkt i den halvt nedsenkbare vindturbinen OO Star Wind Floater, som er designet av rådgiverfirmaet Dr.techn. Olav Olsen AS.

Jeg ønsker å takke min hovedveileder Professor Tor Anders Nygaard (NMBU, IFE), som har gitt meg innsikt i flytende vindturbiner og simuleringsprogrammet 3DFloat. Nygaard har viet mye av sin tid til veiledning og arbeid med dette prosjektet.

I tillegg ønsker jeg å takke min medveileder Førsteamanuensis Marit Irene Kvittem (DNV GL, NMBU), Trond Landbø (Manager Business Area Renewable Energy i Dr.techn. Olav Olsen AS), Oddbjørn Bergem (CEO i Cranemaster), Jacobus Bernardus De Vaal (IFE), Håvard Fjeldvær (Daglig leder i Servi AS - Rissa), Helge Bratland (Teknisk ansvarlig i Servi AS – Rissa), Simen Ellingsen Sikkeland (CTO i Safelink AS), Tord Martinsen (CSO i Safelink AS), Jonas Gullaksen Straume (Dr.techn. Olav Olsen AS) og Håkon S. Andersen (Group Leader, Steel Design, Dr.techn. Olav Olsen AS).

Ås, 10. mai 2016

Eirik Langeland Knudsen

Sammendrag

I dette prosjektet har det blitt undersøkt mulighetene for å kunne begrense maksimale laster i forankringslinene til flytende vindturbiner. De maksimale lastene vil kun inntre i situasjoner med ekstremvær, som ved 50- og 100-årsstorm.

Oppgaven har tatt utgangspunkt i den halvt nedsenkbare vindturbinen OO Star Wind Floater, som er designet av Dr.techn. Olav Olsen AS. I 2013-2015 ble dette designet undersøkt i Norges Forskningsråds RENERGIX-program, hvor det blant annet ble gjort et parameterstudie for å undersøke belastningen på forankringssystemet. Her ble det blant annet studert ULS-tilfeller basert på 100-årsstorm.

Et utvalg av ULS-tilfellene fra RENERGIX-prosjektet har blitt brukt i denne oppgaven, som utgangspunkt for egne simuleringer av OO Star Wind Floater. Simuleringer har blitt utført med 3DFloat, som er et aero-hydro-servo-elastisk simuleringsverktøy. Ekstremværet har blitt modellert med blant annet turbulent vind og irregulære bølger ut ifra JONSWAP-spektrum. For to av de studerte ULS-tilfellene har den signifikante bølgehøyden blitt satt til 10.5 meter. Maksimal kraft i den mest utsatte forankringslinen har da blitt simulert til å være over 10 500 kN.

En ny komponent i 3DFloat, kalt *Force Limiter*, har blitt modellert av Professor Tor Anders Nygaard. Denne har til hensikt å begrense lastene i forankringslinene til en egendefinert verdi (f_{xmax}). Simuleringer er utført med den nye komponenten implementert, og det er valgt å «kutte» kreftene i forankringslinene ved forskjellige verdier mellom 5 000 kN og 9 000 kN. Dette med mål om å finne slaglengder og slaghastigheter. Ved å begrense linekreftene til 7 000 kN vil slaglengden bli rundt 4.5 meter og slaghastighetene vil ligge under 2.5 m/s.

Det er funnet ut at teknologien for passive hivkompensatorer (PHC) kan være egnet for å redusere dynamiske laster i forankringslinene. Norske PHC-produsenter, som Cranemaster/Ernst-B. Johansen AS og Safelink AS, kan lage enheter for demping av dynamiske krefter av samme størrelsesorden som gjelder for forankringslinene i dette prosjektet. For å kunne designe enhetene slik at de passer formålet vil det kreves et mer grundig arbeid, med simuleringer av ekstremlastsituasjonen i PHC-produsentenes spesialutviklede dataprogrammer.

Abstract

This project investigates the possibilities of limiting the maximum loads in mooring lines for floating offshore wind turbines during extreme conditions. The maximum loads would only occur in situations of extreme weather, such as a 50- or 100-year storm.

The project is based on the semi-submersible wind turbine OO Star Wind Floater, which was designed by Dr.techn. Olav Olsen AS. In 2013-2015 the design was examined in the Research Council of Norway's RENERGIX programme, where amongst others a parameter study was conducted to look at the loads on the mooring system. This included studying ULS cases in the event of a 100-year storm.

A selection of ULS cases from the RENERGIX project has been used in this project as a basis for simulations of the OO Star Wind Floater. Simulations have been conducted with 3DFloat, an aero-hydro-servo-elastic simulation tool. The extreme weather was modelled with amongst others turbulent winds and irregular waves based on the JONSWAP spectrum. For two of the ULS cases, the significant wave height was set to 10.5 metres. Maximum force in the most exposed mooring line was simulated to be above 10 500 kN.

A new component in 3DFloat called Force Limiter has been modelled by Professor Tor Anders Nygaard, with the purpose of limiting the loads in the mooring lines to a chosen value (f_{xmax}). Simulations in this project are carried out with the new component implemented and it was decided to limit the forces in the mooring lines at different values between 5000 kN and 9000 kN. The aim of this was to identify stroke lengths and stroke velocities. For example, by limiting the line forces to 7000 kN the stroke length proved to be around 4.5 metres and the stroke velocity was below 2.5 metres per second.

The technology and functionality of passive heave compensators (PHC) could be suitable for reducing dynamic loads in the mooring lines. Norwegian PHC companies, such as Cranemaster/Ernst-B. Johansen AS and Safelink AS, could produce units for reducing dynamic loads in the same magnitude that applies to the mooring lines in this project. In order to design the PHC units to fit the purpose, more thorough analysis will be required, including the simulation of the extreme load case in the PHC companies' specially developed computer programmes.

Innholdsfortegnelse

Figurliste.....	x
Tabelliste	xii
Symboler og terminologi.....	xiii
1 INNLEDNING.....	1
1.1 Prosjektbeskrivelse	1
1.2 Bakgrunn	2
1.3 Offshore vindturbiner	3
1.3.1 Bunnfaste vindturbiner	3
1.3.2 Flytende offshore vindturbiner	4
1.3.3 Internasjonal utvikling innen flytende vindturbiner	5
1.3.4 Forbedringsbehov	7
1.3.5 Kritisk punkt på slakklineforankring.....	8
1.4 3DFloat	8
1.5 Dr.techn. Olav Olsen AS	9
1.6 OO Star Wind Floater.....	9
1.6.1 Norges Forskningsråds RENERGIX-program.....	11
1.6.2 NFR RENERGIX Project 225946/E20	11
1.6.3 Designbasis og tiltenkt beliggenhet for OO Star.....	11
1.6.4 Tidligere arbeide med innovativ forankring for OO Star.....	13
2 KORT TEORETISK INTRODUKSJON	15
3 METODE.....	19
3.1 Basis for simulering i 3DFloat.....	19
3.2 Arbeidet med innovativt forankringssystem.....	19
3.3 Oppgavens videre oppbygging	20
3.4 SOFTWARE.....	20
4 3DFLOAT: SIMULERING AV REFERANSETILFELLER.....	21
4.1 Modellering av OO Star i 3DFloat	21
4.1.1 Hydrodynamiske koeffisienter for flyteren	21
4.1.2 Hydrodynamiske koeffisienter for forankringslinene	22
4.2 Valg av referansetilfeller	22
4.3 Egen simulering av ULS-tilfellene	23
4.3.1 Generelt for oppsettet	23
4.3.2 Parametere for de tre ULS-tilfellene	24
4.3.3 Generering av bølgetabeller	25
4.3.4 Store maksimale lastpåkjenninger.....	26
4.3.5 Lave krefter ved ULS-72.....	27

5	3DFLOAT: SIMULERING MED INNOVATIV FORANKRING	29
5.1	Force Limiter	29
5.2	Simuleringer med <i>Force Limiter</i>	31
5.3	Valg av målinger og analyser	31
6	RESULTATER 3DFLOAT	33
6.1	ULS-referansetilfeller	33
6.2	ULS-tilfeller (m/ <i>Force Limiter</i>)	35
6.2.1	ULS-22 (f_{xmax} 7 000 kN)	36
6.2.2	ULS-22 (f_{xmax} 8 000 kN)	37
6.2.3	ULS-67 (f_{xmax} 7 000 kN)	38
6.2.4	ULS-67 (f_{xmax} 8 000 kN)	39
6.2.5	ULS-67 (f_{xmax} 8 500 kN)	40
6.2.6	ULS-67 (f_{xmax} 9 000 kN)	41
7	INNOVATIV KOMPONENT	43
7.1	Utgangspunkt	43
7.2	Undersøkelser i industrien	44
7.3	Cranemaster (Ernst-B. Johansen AS)	45
7.4	Safelink	53
7.5	Servi AS – avdeling Rissa	55
7.6	Demping og stivhet for PHC	59
8	DISKUSJON	61
8.1	3DFloat	61
8.2	Innovativ forankring	62
9	KONKLUSJON	65
9.1	Vurdering av resultater (3DFloat)	65
9.2	Passive hivkompensatorer	65
9.3	Forslag til videre arbeid	65
9.3.1	3DFloat	65
9.3.2	PHC	66
10	REFERANSER	67
11	APPENDIX A: BAKGRUNNSTEORI	71
11.1	Frihetsgrader og koordinatsystem	71
11.2	Vindteori	72
11.2.1	Vindprofil	72
11.2.2	Turbulens	72
11.2.3	Produksjon vs. Parkert	73
11.2.4	Blade element momentum theory (BEM)	73
11.2.5	Utvidelser for BEM-teorien	73
11.3	Strømning	74

11.4	Bølgeteori.....	75
11.4.1	Regulære bølger	75
11.4.2	Irregulære bølger og JONSWAP-bølgespekter.....	76
11.5	Morison-likningen.....	78
11.5.1	Treghetskrefter	79
11.5.2	Dragkrefter	79
11.5.3	Morison-likningen på relativ form	79
11.6	Utnyttelsesforhold (UR – <i>Utilization ratio</i>).....	80
11.7	Demping.....	81
11.7.1	Lineær viskøs demping	81
11.7.2	Kvadratisk demping	82
11.8	Fjæring	82
11.8.1	Lineær fjæring og fjærkonstant	82
11.8.2	Gasskompresjon	83
11.9	Hydropneumatisk demping	85
11.10	Hysterese ved energioptak	85
12	APPENDIX B: RESULTATER – <i>FXMAX</i> 5 000 KN.....	87
13	APPENDIX C: PYTHON-KODE.....	91
13.1	Kraft øverst i forankringslinen.....	91
13.2	<i>Force Limiter</i> : Slaglengde	92
13.3	<i>Force Limiter</i> : Hastighet.....	93
13.4	<i>Force Limiter</i> : Akselerasjon	94
13.5	<i>Force Limiter</i> : Kraft i forhold til slag.....	95

Figurliste

Figur 1-1: WindFloat (Portugal)	5
Figur 1-2: Nedvinds turbin, utenfor Goto, Japan.	6
Figur 1-3: Fukushima FORWARD	7
Figur 1-4: OO Star Wind Floater	10
Figur 1-5: Utformingen til det valgte konseptet, Large corner damper plates.	12
Figur 2-1: Frihetsgrader for flytende vindturbin.	15
Figur 4-1: Yaw-drive for ULS-tilfellene.	25
Figur 4-2: Bølger brukt ved simulering av ULS-22 og ULS-67.	26
Figur 4-3: Bølger brukt ved simulering av ULS-72.	26
Figur 5-1: Eksempel på ujevne begrensninger av linekrefter med Force Limiter.	29
Figur 5-2: 3DFloat – Rotasjonselementet og Force Limiter.	30
Figur 5-3: 3DFloat – Aktivt rotasjonselement og aktiv Force Limiter.	30
Figur 6-1: ULS-22 referansetilfelle; Krefter i line nr. 1	33
Figur 6-2: ULS-67 referansetilfelle; Krefter i line nr. 1	34
Figur 6-3: ULS-72 referansetilfelle; Krefter i line nr. 1	34
Figur 6-4: Resultater ULS-22 (fxmax 7 000 kN).	36
Figur 6-5: Resultater ULS-22 (fxmax 8 000 kN).	37
Figur 6-6: Resultater ULS-67 (fxmax 7 000 kN).	38
Figur 6-7: Resultater ULS-67 (fxmax 8 000 kN).	39
Figur 6-8: Resultater ULS-67 (fxmax 8 500 kN).	40
Figur 6-9: Resultater ULS-67 (fxmax 9 000 kN).	41
Figur 6-10: Force Limiter: Plott av slaglengder i forhold til fxmax-verdier for ULS-67.	42
Figur 6-11: Tilfelle med null luftgap for bøttene til OO Star, ved ULS-22.	42
Figur 7-1: Enkel skisse av konsept for gassbasert fjæringssystem med stor tank.	43
Figur 7-2: Plasseringer for en demper, på bøtten til OO Star.	44
Figur 7-3: Nøkkelpriussipp for Cranemasters passive hivkompensatorer	45
Figur 7-4: Dynamisk last uten bruk av Cranemaster.	47
Figur 7-5: Dynamisk last med bruk av Cranemaster.	47
Figur 7-6: Cranemasters modell CM4-700T-4500-A	48
Figur 7-7: Cranemaster – Test 1: Fjærkraft i forhold til slag.	50
Figur 7-8: Cranemaster – Test 2: Fjærkraft i forhold til slag.	50

Figur 7-9: Cranemaster – Test 3: Fjærkraft i forhold til slag.	51
Figur 7-10: Cranemaster – Test 4: Fjærkraft i forhold til slag.	51
Figur 7-11: Cranemaster : Test 1 - Test 4: Dempekraft i forhold til slagastighet.	52
Figur 7-12: Eksempel på Safelink PHC-enhet	53
Figur 7-13: Prinsippskisse for stor akkumulator.	56
Figur 7-14: Passiv hivkompensator: Enkel skisse av kraftkurve.	58
Figur 8-1: Kompresjon i Force Limiter ved enden av returslaget.	61
Figur 11-1: Frihetsgrader for flytende vindturbin.	71
Figur 11-2: Frihetsgrader og lokalt koordinatsystem for elementer i 3DFloat	72
Figur 11-3: Strømningsprofil.	75
Figur 11-4: Rayleigh-fordelingen for tilfeldige bølger	77
Figur 11-5: JONSWAP- og Pierson-Moskowitz spektraltetthetsfunksjoner	78
Figur 11-6: Enkel skisse av viskøs demper.	81
Figur 11-7: Enkel illustrasjon av komprimering av fjær.	83
Figur 11-8: Kraft i forhold til slag for adiabatisk gasskompresjon.	84
Figur 11-9: Skisse av PV-diagram. Adiabatisk kompresjon.	85
Figur 11-10: Enkel skisse av hysteresekurve i kraft-slag-diagram.	86
Figur 12-1: Resultater ULS-22 ($f_{x\max}$ 5 000 kN).	87
Figur 12-2: Resultater ULS-67 ($f_{x\max}$ 5 000 kN).	88
Figur 12-3: Resultater ULS-72 ($f_{x\max}$ 5 000 kN).	89

Tabelliste

Tabell 1-1: Design basis for OO Star	12
Tabell 1-2: Kriterier for oppdatert design for OO Star	13
Tabell 3-1: Software benyttet ved utarbeidelsen av oppgaven.	20
Tabell 4-1: OO Star: Hydrodynamiske koeffisienter for senter- og hjørnesøyler.....	21
Tabell 4-2: OO Star: Hydrodynamiske koeffisienter for pongtongene.....	21
Tabell 4-3: Koeffisienter for drag og addert masse for forankringslinene.....	22
Tabell 4-4: UR-verdier og turbintilstander ved ULS-tilfellene.....	22
Tabell 4-5: Parameterbeskrivelse for de utvalgte ULS-tilfellene.....	24
Tabell 5-1: Simulering med Force Limiter: Testede verdier for f_{xmax}	31
Tabell 6-1: Maksimale linekrefter ved simulering av de tre referansetilfellene.	33
Tabell 6-2: Resultater fra simuleringer av OO Star med Force Limiter.	35
Tabell 7-1: Tester med Cranemasters CM4-700T-4500-A.	48
Tabell 7-2: Gjennomsnittstemperaturer utenfor kysten av Skottland	49
Tabell 7-3: Resultater fra testing av Cranemaster CM4-700T-4500-A.	49
Tabell 7-4: Estimerte egenskaper/størrelser for en aktuell PHC fra Safelink.....	54
Tabell 7-5: Utgangspunkt for sylindestørrelser til foreslått Servi-akkumulator.....	55
Tabell 7-6: Akkumulatorstørrelser (Servi).....	56
Tabell 11-1: Symbolbeskrivelse for Morison-likningen på relativ form.	80

Symboler og terminologi

Symbol	Betydning (*)	Enhet
A	Dyseareal	m^2
A_a	Stempelareal i akkumulator	m^2
A_e	Effektivt stempelareal	m^2
c	Dempingskoeffisient (lineær eller kvadratisk)	Ns/m eller Ns ² /m ²
C_d	Utslippskoeffisient (<i>Discharge coefficient</i>)	-
C_p	Varmekapasitet ved konstant trykk	kJ/K
C_v	Varmekapasitet ved konstant volum	kJ/K
$F_{k.d.}$	Kraft for kvadratisk demping	N
$F_{v.d.}$	Kraft for viskøs demping	N
F_x	Fjærkraft	N
γ	<i>Peak enhancement factor</i>	-
H_s	Signifikant bølgehøyde	m
k	Fjærstivhet	N/m
κ	Adiabatisk index (isentropisk eksponent)	-
n	Polytropeksponenten	-
P	Trykk eller trykkdifferanse	N/m ²
Q	Volumstrøm	m ³ /s
ρ	Massetetthet	kg/m ³
T_p	<i>Peak</i> -perioden	s
V	Volum	m ³
x	Lengde (slag)	m
\dot{x}	Slaghastighet	m/s

* Ved bruk av engelske ord og uttrykk i denne teksten er det valgt å skrive disse i kursiv. Dette for å skille ordene fra norsk tekst, og gjøre teksten lettere å lese.

Term	Beskrivelse
3DFloat	Aero-hydro-servo-elastisk simuleringsverktøy
BEM theory	<i>Blade element momentum theory</i>
DNV GL	Det Norske Veritas Germanischer Lloyd
DOF	<i>Degrees of freedom;</i> <i>Surge, sway, heave</i> er translasjon langs henholdsvis x-, y- og z-aksen <i>Roll, pitch, yaw</i> er rotasjon om henholdsvis x-, y- og z-aksen
FEM	<i>Finite element method</i>
HAWT	<i>Horizontal Axis Wind Turbine</i>
HUB	Den delen av nacellen som er koblet til rotorbladene.
IEA	<i>International Energy Agency</i>
IFE	Institutt for energiteknikk
Klyss (<i>fairlead</i>)	Forsterket hull hvor forankringslinjer er ført gjennom
Nacelle	«Huset» øverst på vindturbin (generator, aksling og girboks)
OC3, OC4	Prosjekter i IEA's <i>Offshore Code Comparison Collaboration</i>
OO	Dr.techn. Olav Olsen AS
OO Star	Olav Olsen Star Wind Floater
PHC	<i>Passive heave compensator</i> (passiv hivkompensator)
PI-regulator	Proporsjonal-integrasjon-regulator
RNA	<i>Rotor-nacelle-assembly</i>
Slag (<i>stroke</i>)	Stempelvandring i sylinder.
SWL	<i>Safe working load</i>
SWL	<i>Still water line</i>
ULS	<i>Ultimate limit state</i>
UR	<i>Utilization ratio</i>

1 Innledning

1.1 Prosjektbeskrivelse

Oppgavens tema og problemstilling ble valgt i desember 2015, etter vurdering av flere forslag fra Tor Anders Nygaard. I begynnelsen av januar 2016 ble det bestemt at oppgaven skulle ta utgangspunkt i en allerede designet flytende offshore vindturbin, Olav Olsen Star Wind Floater.

Problemstilling

I forbindelse med utvikling av flytende vindturbiner for vandyp 50-200 meter med slakkforankring, viser deg seg at forankringssystemene blir omfattende og dyre. Effekten av kjedelinen reduseres med avtakende vandyp, noe som fører til høye laster ved store bølger. Oppgaven tar for seg et forankringssystem med nye komponenter, som har til hensikt å redusere belastningene ved ekstremvær.

Hovedmål

Hovedmålet er å redusere kostnadene for flytende vindkraftverk ved utvikling av nye innovative løsninger for forankringssystemer.

Delmål

- Lære å anvende 3DFloat som simuleringsverktøy.
- Simulere dimensjonerende belastningstilfeller med den aero-hydro-servo-elastiske modellen 3DFloat, for referansetilfeller med tradisjonell forankring, og for en ny løsning foreslått i dette prosjektet.
- Finne standardkomponenter for de nye systemene hvis det er mulig.
- Finne relevant informasjon for videre utvikling av nye komponenter, hvis nødvendig.

Begrensninger

- Det vil i dette prosjektet ikke utdypes noe om hvor mye kostnadene for forankringssystemet kan reduseres. Men en kan anta at dersom belastningen på forankringssystemet reduseres, som følge av nye innovative løsninger, så kan kostnadene for forankringssystemet også reduseres.
- Det vil ikke gjøres et stort parameterstudie i denne oppgaven, men i stedet bygge videre på et allerede utført parameterstudie.
- Det vil kun gjøres forberedende undersøkelser vedrørende nye løsninger for forankringssystemet.

1.2 Bakgrunn

Vindkraft: Litt historie

Mekanisk kraft fra vind har i lang tid blitt brukt av mennesker. Det kan være snakk om vind som utnyttet til å drive et skip fremover eller vind som sørger for rotasjon i en vindmølle for å kverne korn eller pumpe vann.

Når det snakkes om vindkraft siktes det vanligvis til transformeringen av mekanisk energi til elektrisk energi, ved bruk av en vindturbin med generator. Den første vindturbinen som genererte elektrisitet ble laget i 1887 av en Skotsk akademiker ved navn James Blyth (University of Strathclyde Glasgow, u.d.) (Wikipedia, 2016). Deretter fulgte en tid med treg utvikling.

Etter oljekrisen på 1970-tallet ble det satset stort på vindturbiner, spesielt i Europa. Danmark, og senere Tyskland, spilte viktige roller i denne utviklingen (Rosvold, Rauboti, & Hofstad, 2014). Det fantes flere konsepter for vindturbiner, men de store turbinprodusentene valgte å fokusere på den karakteristiske typen med tre rotorblader på en horisontal aksel (*Horizontal Axis Wind Turbine* - HAWT).

Vindturbinenes størrelse, og dermed effekt, har økt voldsomt i løpet av de siste 30-40 årene. I 1980 var en typisk vindturbin 24 meter høy (opp til nacellen) og genererte 50 kW, mens i dag er en typisk landbasert vindturbin ca. 100 meter høy og genererer 2-4 MW. Vindturbiner større og mer effektive enn dette finnes i hovedsak i havet på relativt grunt vann, og disse er fundamenterte til havbunnen. Disse har typisk en effekt på 6-8 MW (Multiconsult, u.d.).

Utbyggingskostnader

Det koster mer å bygge ut vindkraft enn mer konvensjonelle kraftstasjoner som f.eks. vannkraft. Men utvikling av teknologien fører til at kostnadene ved utbygging av vindkraft senkes. I 1980 lå samlede produksjonskostnader på 2 kroner per kWh, mens det i dag ligger på rundt 50 øre per kWh (Rosvold, Rauboti, & Hofstad, 2014). Selv om kostnadene for utbygging av vindkraft fremdeles er relativt høy så bygges det ut vindkraft i mange land. Det er per i dag over 80 land som har tatt i bruk vindkraft. Noe av grunnen til at dette lar seg gjøre er statlig støtte til utbygging, med formål å øke andelen av fornybar energi eller redusere behovet for å importere kraft fra fossile kilder.

Fremtiden for fornybar energi

I følge en årlig markedsrapport fra 2015 som IEA står bak vil fornybar energi være den kilden til elektrisitet som har størst økning de neste fire årene frem mot 2020. Det antas at vind- og solenergi vil stå for nesten halvparten av den totale økningen i global elektrisk kapasitet (IEA - International Energy Agency, 2015). Rapporten hevder at økningen i fornybar elektrisitet mellom 2015 og 2020 vil være på 700 GW, noe som tilsvarer det dobbelte av Japans nåværende installerte kapasitet i elektrisitet (IEA - International Energy Agency, 2015). Det hevdes dermed at fornybar energi vil stå for 26% av global elektrisitetsproduksjon i 2020, noe som tilsvarer det

totale elektrisitetsforbruket til Kina, India og Brazil kombinert. En økning fra 22% i 2013. Økningen er veldig stor i løpet av relativt kort tid. En stor del av økningen i fornybar kraftproduksjon frem mot 2020 vil Kina stå for, med 40% av totaløkningen. Det gjør at Kina vil kreve en tredjedel av nye investeringer i denne perioden.

1.3 Offshore vindturbiner

En av grunnene til at man vil plassere vindturbiner offshore er at vindforholdene her er bedre enn hva de er på land, både med tanke på styrke og stabilitet. Ulempene er blant annet at produksjonskostnadene er høyere og behovet for vedlikehold er større ved offshore turbiner. Spesielt er fundamenteringen av bunnfaste offshore vindturbiner dyrere og mer omfattende enn for landbaserte vindturbiner. I tillegg er det kostbart og utfordrende å legge lange kraftlinjer fra turbinene inn til land.

1.3.1 Bunnfaste vindturbiner

Bunnfaste offshore vindturbiner kan installeres på opptil 70 meters havdybde (Multiconsult, u.d.). Disse fundamenteres til havbunnen med hovedsakelig fire metoder, avhengig av havdybden; monopæl, gravitasjonsfundament, jacket og trefotsfundament (tripod).

Monopæl-fundamentering går ut på at et stålrør presses dypt ned i havbunnen (10m-20m) og at turbintårnet deretter festes til stålrøret. Denne metoden er best egnet for mindre turbiner på grunt vann (0m-30m). Monopælen er enkel å installere og er derfor den mest benyttede metoden for fundamentering av offshore vindturbiner. For større turbiner og dypere vann er det vanlig med gravitasjonsfundament eller trefotsfundament.

Gravitasjonsfundament betyr at turbintårnet festes til en stort fundament, i stål eller betong, som hviler på havbunnen. Dette fundamentet kan også være helt eller delvis fylt av ballastvann.

Trefotsfundamentering går ut på at tre vinklede ben som er dypt festet ned i havbunnen (10m-20m) støtter det sentrerte stålrøret som turbintårnet er festet til. I tillegg støttes stålrøret av tre stenger som går mellom stålrøret og de tre benene.

Jacket-fundamentering likner på trefotsfundamentering, men her er tre eller fire ben forbundet med stålrør som i et fagverk. Metodene med jacket og trefotsfundament er også benyttet i olje- og gassindustrien.

Bunnfaste offshore vindturbiner har allerede eksistert i en årrekke og har hatt særlig stor utvikling i Danmark og Storbritannia. I 1991 ble verdens første offshore vindpark bygget utenfor Vindeby i Danmark, og denne består av 11 turbiner som til sammen yter 4,95 MW (4C Offshore, 2016). Disse turbinene ble plassert direkte på havbunnen, på fem meters havdyp, med betongfundament (gravitasjonsfundament). Europas største vindpark (og verdens største offshore vindpark) er London Array utenfor munningen av Themsen. Denne parken ble satt i drift i 2013 og har 175 vindturbiner med en samlet effekt på 630 MW (Wikipedia, 2016).

1.3.2 Flytende offshore vindturbiner

Plassering av bunnfaste offshore vindturbiner er som sagt begrenset til områder med relativt små havdybder (under 70 meter). Når dybden større enn 70 meter vil det være mindre gunstig å installere bunnfaste turbiner. Da vil en løsning være å benytte flytende vindturbiner. I Nordsjøen er to tredjedeler av havdybdene lavere enn 100 meter (Havforskningsinstituttet, 2009), så behovet her er ikke skrikende. Heller ikke med tanke på at Norge er selvforsynt med vannkraft. Men for andre kystgrensende land i verden hvor havdybden er stor i nærheten av land kan det være svært aktuelt med denne teknologien. Det vil også være aktuelt for land med begrensede vind- og arealressurser på land men gode forhold offshore, som for eksempel USA og Japan (Multiconsult, u.d.). I tillegg vil det være svært gunstig å ha flytende vindturbiner tilknyttet offshoreinstallasjoner for olje- og gassutvinning.

Det er mange fordeler med å benytte flytende offshore vindturbiner. En av fordelene er at man slipper kostbare fundamenteringer til havbunnen. Noen av ulempene er at det kreves sterke forankringsløsninger og nye løsninger for nettilknytning. Av plattform- og forankringstyper for flytende vindturbiner finnes det hovedsakelig tre typer konsepter; *tension-leg-buoy*-plattform (TLB), *spar*-plattform og halvt nedsenkbar plattform.

Tension-leg-plattformer har lenge blitt benyttet i olje- og gassindustrien. I 2005 ble dette konseptet for første gang foreslått for flytende offshore vindturbiner. Det var Professor Paul Sclavounos ved Massachusetts Institute of Technology som da hadde studert et slikt konsept. For flytende vindturbiner vil en TLB-plattform bestå av et hult sylindrisk rør som forankres stramt mot havbunnen. Oppdrift på røret, samt strekk i forankringslinjen, sørger for at plattformen nesten ikke utsettes for vertikal forflytning. Turbintårnet er festet til toppen av plattformen.

Spar-plattform består av et hult sylindrisk stålrør som går dypt ned i vannet. Det store forflyttede vannvolumet sørger for stor oppdrift på sylindere. Vann brukes innvendig i sylindere for å gi ballast som sørger for stabilitet. Slike plattformer kan forankres med tre slakkliner mot havbunnen.

Halvt nedsenkbar plattform er oftest designet til å bestå av tre bøtter som skaper oppdrift og sørger for en viss stabilitet. Bøttene kan være koblet sammen av stenger (fagverk) eller pongtonger. Som navnet tilsier vil plattformen være delvis nedsenket i vannet. Det vil si at bøttene er delvis i kontakt med luft. Turbintårnet vil kunne plasseres sentrert mellom bøttene eller på toppen av en bøtte, avhengig av designet. Slike plattformer vil sannsynlig forankres slik som *spar*-plattformene, med tre slakkliner ned til ankre på havbunnen.

Fordeler med TLB- og halvt nedsenkbare plattformer er at de kan sammenstilles i tørrdøkk for deretter slepes ut til havs. Dette sørger for at man slipper dyre og krevende løfteoperasjoner til havs.

Et forskningsprosjekt utført av IFE og UMB (nå NMBU) i 2013/2014 konkluderte med at TLB-plattform er et godt alternativ for vanddybder mellom 50 og 100 meter, som er for dypt for bunnfaste turbiner og for grunt for *spar*-plattformer (Nygaard & Myhr, 2014).

1.3.3 Internasjonal utvikling innen flytende vindturbiner

Verdens første fullskala flytende vindturbin, Hywind, ble 8. september 2009 satt i drift av Statoil. Denne har vært operasjonell utenfor Karmøy siden den gang. Hywind ble ikke produsert for å tjene penger på kraften men for å få mer innsikt i hvordan bølger og vind påvirker konstruksjonen. Turbinen genererer 2,3 MW og er av typen *spar*-plattform som stikker 100 meter ned i vannet. Det nedsenkede røret har innvendig ballast i form av vann og steiner. Hywind er forankret til havbunnen med tre slakklinjer. På forankringslinjene er det koblet til ballast som sørger for et enda stivere forankringssystem.

22. oktober 2011 ble den flytende fullskalaturbinen WindFloat idriftsatt utenfor Aguçadoura i Portugal. Se Figur 1-1. Denne plattformen produseres av Principle Power. Pilotturbinen i Portugal genererer 2 MW. Plattformen er av typen halvt nedsenkbar (*semi submersible*), og forankres med klassiske slakklinjer mot havbunnen.



Figur 1-1: WindFloat (Portugal)
(Wikipedia, u.d.).

28. oktober 2013 ble en 2 MW Hitachi-turbin installert i havet en kilometer utenfor byen Goto som ligger på øyen Kabashima i Japan. Se Figur 1-2. Dette er en nedvinds turbin stående på en *spar*-plattform, og den ble Japans første fullskala flytende vindturbin. Høyden fra havoverflaten opp til rotorsenter er 56 meter (Svein Grandum).



*Figur 1-2: Nedvinds turbin, utenfor Goto, Japan.
(Renewable Energy World, 2015)*

11. november 2013 ble en fullskala vindturbin på en halvt nedsenkbar plattform idriftsatt utenfor Fukushima i Japan. Turbinen, som er av samme type som den utenfor Goto (Hitachi, 2 MW, nedvinds) kalles Fukushima Mirai, som betyr *Fukushimas fremtid*. Høyden fra havoverflaten opp til rotorsenter er 65 meter for denne turbinen. Den er et demonstrasjonsprosjekt for det kommende vindpark-prosjektet Fukushima FORWARD, og inngår i det som omtales som Phase 1 i prosjektet. Se Figur 1-3. En annen viktig del av Phase 1 var produksjonen av verdens første flytende transformator, som har til hensikt å kunne lede høyspenning inn til land. Transformatoren (66kV) står 60 meter over havoverflaten og den kalles Fukushima Kizuna, som betyr *Fukushima Bånd*. I Phase 2 (2014-2015) ble det produsert én sparplattform og en v-formet halvt nedsenkbar plattform (sistnevnte kalt Fukushima Shimpuu), som begge skal installeres med 7 MW vindturbin (Fukushima Offshore Wind Consortium, u.d.). Fukushima Shimpuu ble verdens største flytende vindturbin, med rotorsenter 105 meter over havoverflaten og maksimal høyde på 188,5 meter (Offshorewind.biz, 2015). Etter evaluering av demonstrasjonsprosjektene har Japan planer om å bygge så mange som 80 flytende vindturbiner utenfor Fukushima innen 2020.



Figur 1-3: Fukushima FORWARD
(Fukushima Offshore Wind Consortium, u.d.).

Statoil har besluttet å produsere en flytende havvindpark 25-30 kilometer utenfor Peterhead i Aberdeenshire (i Skottland). Prosjektet omtales som Hywind Scotland Pilot Park (heretter kalt Hywind Scotland). Den skal bestå av fem stykker 6 MW-turbiner som skal flyte i sjøen der hvor havdypet er 95-120 meter. Hensikten med pilotprosjektet er å bevise kostnadseffektivitet og løsninger med lav risiko for flytende havvindparker av kommersiell skala. Hywind Scotland skal stå ferdig i 2017 og har ventet levetid i 20 år (Statoil, 2014).

1.3.4 Forbedringsbehov

De flytende vindturbinene som eksisterer per dags dato regnes som pilotprosjekter, som nevnt tidligere. Det vil si at de er testprosjekter i en tidlig fase av denne relativt nye teknologien. Det er fremdeles store forbedringsbehov når det kommer til hvordan plattform og forankringssystem konstrueres, både med tanke på styrke og bruk av materialer.

Det vil være behov for å redusere på mengde stål/betong, for å gjøre kommersiell utbygging økonomisk forsvarlig. For en flytende vindturbin med slakklineforankring kan vekten av stålet i forankringslinene være ekstremt stor. Her vil det være svært aktuelt å se etter alternative løsninger, som gjør at stålmengden kan reduseres. Dersom stålmengden i forankringslinene kunne blitt redusert, måtte den tapte vekten blitt kompensert med andre elementer. Dette kunne vært punktmasser hengende fra forankringslinene.

For å kunne utvikle pålitelige og kostnadseffektive offshore vindturbiner er det nødvendig å gjøre omfattende arbeid med lastsimuleringer. Vind- og bølgelaster som virker på offshore vindturbiner er høyst stokastiske, og modeller for dette er nødt til å bli benyttet i simulering. Vindturbiner utsettes også for sykliske og statiske laster. For å evaluere den samlede responsen fra lastene benyttes aero-hydro-servo-elastiske verktøy, for å gjøre simuleringer på det komplette systemet i én numerisk modell. Se forklaring av dette i Kapittel 1.4 nedenfor.

1.3.5 Kritisk punkt på slakklineforankring

Slakklineforankring fungerer best ved dypere vann. Ved relativt små havdybder, f.eks. 100 meter, vil horisontal forskyvning av plattformen sørge for at forankringslinen, som ligger langt utover havbunnen, raskt vil heves fra havbunnen. Jo nærmere ankeret, jo hurtigere vil linen få vertikal bevegelse. Når plattformen får stor horisontal forskyvning vil linen kunne strekke seg helt ut, som betyr at den ikke lenger er i kontakt med havbunnen. Dette medfører en plutselig ekstrem last på forankringslinen. For en flytende vindturbin vil det kritiske punktet i slakklineforankringen være helt øverst, i nærheten av klysset (*fairlead*) (Nygaard, 2016).

1.4 3DFloat

3DFloat er et spesialutviklet modelleringsverktøy, ment for å beregne/simulere dynamisk respons for komplette flytende offshore vindturbiner, inkludert forankringslinjer, rotor og kontrollsystem. I programmet kan man påføre vindturbinene krefter fra bølger, strømming, vind og turbulens. Programvaren er siden 2006 blitt utviklet ved IFE og NMBU.

Hittil har 3DFloat blant annet blitt benyttet i samarbeidsprosjektet *Offshore Code Comparison Collaboration*, som IEA står bak. Først på den flytende vindturbinen OC3-HYWIND, i OC3-prosjektet. Deretter på en bunnfast og en halvt nedsenkbar vindturbin i OC4-prosjektet (Popko, Vorpal, Zuga, & m.fl., 2012) (Robertson, Jonkman, Vorpahl, Popko, & m.fl., 2014).

3DFloat er et *aero-hydro-servo-elastisk* simuleringsverktøy. Denne betegnelsen vil her forklares i korte trekk, basert på virkemåten til 3DFloat.

- **Aero** Aerodynamiske krefter på vindturbinen. Kreftene på rotoren beregnes med *unsteady Blade Element Momentum Theory*, med utvidelser for dynamisk innstrømning og *yaw*-feil. Geometriske data for rotorbladprofilene leses av fra egne tabeller. Vindlaster kan i tillegg påføres den delen av turbintårnet som er over vannoverflaten.
- **Hydro** Hydrodynamiske krefter fra vannet på konstruksjonen. Bølger kan modelleres ut ifra regulær- og ikke-regulær Airy-teori, og hydrodynamiske krefter påføres strukturen helt opp til vannoverflaten. Krefter fra bølger og strømming beregnes med den relative formen av Morison-likningen.
- **Servo** Kontrollsystemet til vindturbinen sørger for optimal drift. For rotasjonshastigheter lavere enn designhastigheten (*Rated speed*) vil rotoren ha variabel hastighet, og et girsystem sørger da for riktig generatorhastighet. For hastigheter over designhastigheten vil angrepsvinkelen til rotorbladene kontrolleres ved hjelp av *pitch*-kontroll, slik at rotasjonshastigheten holdes nær

designhastigheten. Til dette benyttes en PI-regulator.

- **Elastisk** Strukturell dynamikk i konstruksjonen. 3DFloat baserer seg på generell ikke-lineær elementmetode (FEM). Noder knyttes sammen med elementer. Hvert element har 12 frihetsgrader (DOF). Det vil si seks frihetsgrader i hver endenode. Forankringslinjer modelleres med kabel-elementer som har redusert bøyestivhet. Elementene kan for eksempel være rektangulære- eller sylindriske bjelker, hule eller massive. Elementer kan påføres jevnt fordelte laster. Punktlaster kan plasseres i noder.

1.5 Dr.techn. Olav Olsen AS

Dr.techn. Olav Olsen AS (heretter kalt «OO») er et uavhengig rådgiverfirma på Lysaker utenfor Oslo. Firmaet innehar ekspertise på byggeteknikk for både onshore- og offshore konstruksjoner, og er involvert i konseptstudier og detaljprosjektering i denne sammenheng.

OO har lang erfaring fra olje- og gassindustri. I volum har selskapet designet over 60% av verdens betongplattformer (Nygaard, Landbø, Cámara, & Armendáriz, 2015). Denne erfaringen har gjort at OO har kunnet utvikle nye løsninger for offshore bølge- og vindkraft. OO har blant annet utviklet nye løsninger for fundamentering av bunnfaste vindturbiner. Her kan det nevnes et selvflytende gravitasjonsfundament, som enkelt kan taues ut til havs, for deretter ballasteres.

OO var en av bidragsyterne til Norsk Hydro i utviklingen av den flytende vindturbinen Hywind, som nå er i drift utenfor Karmøy. I tillegg har OO utviklet konsepter for flytende vindturbiner, både i betong og stål.

1.6 OO Star Wind Floater

Et av konseptene OO har laget for flytende vindturbiner har fått navnet OO Star Wind Floater (heretter kalt «OO Star»). Dette konseptet ble utviklet i 2011. Flyteren kan bygges i stål eller betong, eller en kombinasjon av de to materialene. Stål er ansett av OO til å være den mest kostnadseffektive løsningen ved små og medium vindturbiner (2-5 MW) mens betong er ansett til å være mest kostnadseffektivt ved store turbiner på 5 MW og oppover.



*Figur 1-4: OO Star Wind Floater
(Dr.techn. Olav Olsen, 2014)*

Flyteren OO Star består av pongtonger som forbinder sentersøylen med tre bølter (hjørnesøyler). De delene av flyteren som er under vann (pongtonger og delvis bølter og sentersøyle) vil sørge for oppdrift på flyteren siden disse er hule og inneholder luft. Over sentersøylen er turbintårnet og RNA (*Rotor nacelle assembly*). Se illustrasjon av OO Star i Figur 1-4.

OO Star kan settes fullstendig sammen på grunt vann. Dette er en stor fordel, både økonomisk og sikkerhetsmessig, da man slipper å bruke dyre og omfattende løfteoperasjoner langt til havs, hvor vær- og bølgeforholdene er mer utfordrende.

I 2013/2014 ble designet testet ut i et stort industriprosjekt kalt RENERGIX, delvis finansiert av Norges Forskningsråd. I dette prosjektet ble det blant annet gjort et parameterstudie på forankringssystemet til OO Star, ved belastninger fra ekstremvær.

1.6.1 Norges Forskningsråds RENERGIX-program

Norges Forskningsråd (NFR) drev i tidsperioden 2004 og 2013 et stort forskningsprogram innen miljøvennlig energi som het RENERGI. I tidsrommet 2004-2011 investerte NFR 1,7 mrd. kroner i programmets prosjekter. Industripartnere stod selv for omtrent tilsvarende investeringer i det samme tidsrommet.

Et nytt NFR-program kalt RENERGIX startet opp i 2013, og dette skal vare frem til 2023. “RENERGIX skal støtte en langsiktig og bærekraftig omstilling av energisystemet for å kunne møte økt tilgang av ny fornybar energi, økt effektivisering og fleksibilitet og tettere integrasjon mot Europa” (Norges Forskningsråd, 2012).

1.6.2 NFR RENERGIX Project 225946/E20

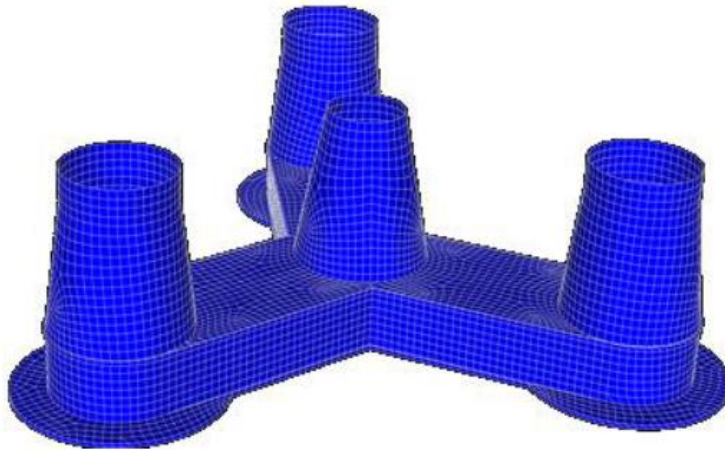
I 2014 inngikk OO Star i et RENERGIX-prosjekt (225946/E20) hvor formålet var å studere utvikling og design av halvt nedsenkbare betongplattformer ment for flytende offshore vindturbiner. Dr.techn. Olav Olsen AS var prosjektleder og IFE, Statoil og Acciona var samarbeidspartnere.

I dette prosjektet brukte seniorforsker Tor Anders Nygaard (IFE, NMBU) 3DFloat for å modellere den flytende vindturbinen og gjøre lastanalyser på denne. IFE stod også bak produksjonen av en skalamodell (1:40) av flyteren. Modellen ble testet i en bølgetank ved Ecole Centrale de Nantes (ECN) i november 2013 i Frankrike (Hørthe, 2013) i samarbeid med Centro Nacional de Energías Renovables (CENER).

1.6.3 Designbasis og tiltenkt beliggenhet for OO Star

Til å begynne med var planen for RENERGIX-prosjektet å designe en versjon av OO Star, ment for beliggenheten til Hywind-demoen utenfor Karmøy. Det originale designet for OO Star var verifisert til å fungere godt i rolige havområder, men ikke for mer krevende områder som i Nordsjøen utenfor Karmøy.

I prosjektet ble det først valgt ut fire designkonsepter for flyteren, som videre ble analysert og utviklet til å passe området for Hywind-demoen. Hovedforskjellene mellom designene lå i utformingen av bøttene og valg av bunnplater, som sørger for demping av *heave*-bevegelser. Det ble valgt å fokusere på ett konseptet, som er blitt kalt *Large bottom dampers* (eller *Large corner damper plates*).



Figur 1-5: Utformingen til det valgte konseptet, Large corner damper plates.
(Dr.techn. Olav Olsen, 2015).

Etter at det konseptuelle designet av OO Star var bestemt, ble prosjektets designbasis endret. Det ble bestemt at området OO Star skulle designes for var tilsvarende Buchan Deep, som er plasseringen for Statoils Hywind Scotland. Dette området ligger utenfor kysten, nordøst i Skottland. Her er havdypet halvparten av hva det er ved Hywind-demoen (utenfor Karmøy), kun 95 - 120 meter. Dette er en utfordrende havdybde for slakklineforankrede vindturbiner. I tillegg er miljøforholdene relativt harde ved denne plasseringen.

Det oppdaterte designet inkluderte også en større turbin (rotor/generator). Det ble benyttet en turbin som likner på en Siemens 6.0 MW Direct Drive Turbine (SWT 6.0-154 WTG) med rotordiameter på 154 meter. RNA-vekten er 365 tonn og denne består av nacelle (210 tonn), HUB (80 tonn) og tre rotorblader (3 x 25,1 tonn). Rotasjonshastighet ved drift er 11 o/min for denne turbinen. Det oppdaterte designet vises i Tabell 1-1.

Tabell 1-1: Design basis for OO Star
(Dr.techn. Olav Olsen, 2015)

Hywind design basis	Karmøy	Buchan Deep
Water depth [m]	200	95
Hs [m] (max 50 year)	12.9	10.5
Current [m/s] (max 50 year)	1.70	1.35
Wind [m/s] (max 50 year)	48	43.2
Turbine diameter [m]	120	154
RNA weight [t]	310	365
Tower height [m]	64.00	81.76
Tower weight [t]	350	650
Rated thrust [kN]	660	850
Hub height wrt. SWL [m]	81.0	97.8

I prosjektet ble det konstatert at 100 meters havdyp var den mest utfordrende dybden for forankringssystemet. Derfor ble det valgt å sette havdypet til 100 meter. Ankringen mellom havbunnen og forankringslinene ble ikke vurdert i prosjektet.

Designkriteriene for det oppdaterte designet av OO Star, bestod blant annet av at statisk helning for tårnet skulle være under seks grader, og at alle bøttene skulle være over vannet til enhver tid. Kriteriene vises i Tabell 1-2.

Tabell 1-2: Kriterier for oppdatert design for OO Star (Dr.techn. Olav Olsen, 2015).

Property	Criteria
Static tilt	≤ 6 deg
Heave Period	>20 s
Pitch/Roll Period	>28 s
Difference between heave and pitch/roll periods	>5 s
Air gap	>0m

Siden turbinen tiltenkt OO Star for dette RENERGIX-prosjektet var på 6 MW, ble det valgt utelukkende bruk av betong på flyteren og stål på tårnet. Bruk av armert betong er et lurt valg med tanke på lengst mulig levetid og gjenbruk av flyter. Siden betong ikke er utsatt for utmatting på samme måte som stål, har betongflyteren OO Star antatt levetid på 100 år. Andre fordeler med betong fremfor stål er at det ikke er behov for rutinemessig vedlikehold og inspeksjon. Flyteren OO Star har et robust design for å kunne tåle støtbelastninger og for å redusere behovet for kompliserte forsterkningsbjelker og ledd. Betong er også veldig konkurransedyktig for store konstruksjoner, og vil egne seg ved produksjon av fremtidige storskala vindturbiner (over 10MW) (Nygaard, Landbø, Cámara, & Armendáriz, 2015).

Da designet til OO Star ble oppdatert ble samtidig dimensjonen for ankerkjettingen økt til 147 millimeter, delvis på grunn av redusert vandyp. Ankerradiusen ble valgt til 750 meter og horisontal forspenning i hver line ble satt til 50 tonn (500 kN).

Enorme mengder stål er nødvendig ved en så stor slakklineforankring som her er tiltenkt. Fordelen med et slikt system er at når flyteren utsettes for horisontale bevegelser så vil kjettingen løftes opp fra sjøbunnen. Den økte vekten fra linen som har blitt hevet fra sjøbunnen, sørger for økte strekkrefter som bidrar til å forhindre videre bevegelse.

1.6.4 Tidligere arbeide med innovativ forankring for OO Star

I RENERGIX-prosjektet ble det også gjort studier på alternative forankringssystemer for den oppdaterte versjonen av OO Star. Dette med mål om reduserte kostnader for forankringssystemet (Dr.techn. Olav Olsen, 2015). De alternative løsningene som ble sammenliknet med den klassiske slakklineforankringen var;

- **Klumpvekter på linene:** For å øke den vertikale komponenten til forspenningen i linene. Større krefter vil da kreves for å rette ut linene.
- **6 liner:** To liner festet til hver bøtte. Totalt tre ankere. Liner fra to bøtter festes til ett og samme anker.
- og et konsept som foreløpig holdes konfidensielt.

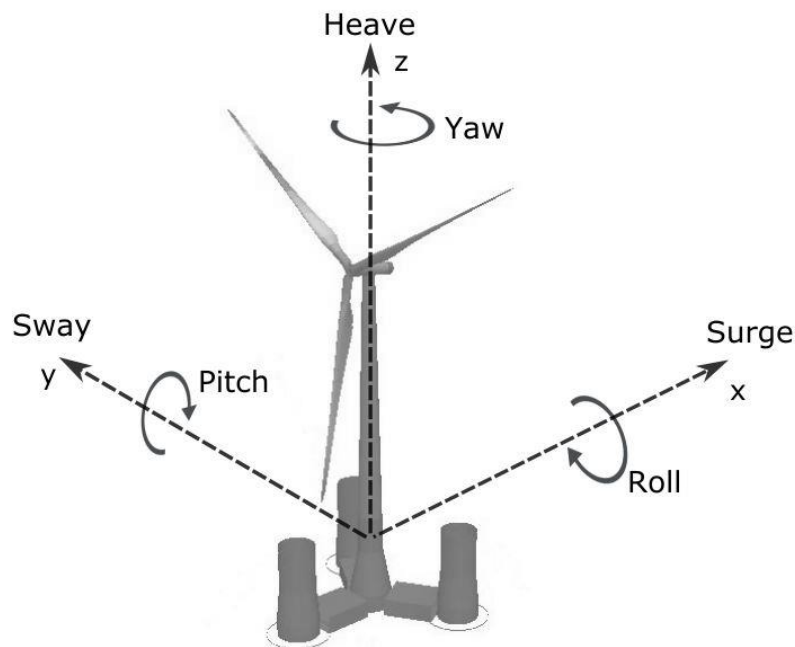
Ved denne sammenlikningen ble det analysert relativt få lasttilfeller, og på grunn av dette kunne det ikke gjøres noen trygge konklusjoner. Men resultatene viste at to av alternativene potensielt kunne gi reduksjoner i kostnadene. Dette var alternativet med 6 liner og det konfidensielle konseptet.

2 Kort teoretisk introduksjon

I dette kapitlet vil det kun gis noen korte forklaringer som er relevante for forståelsen av den videre teksten. Kapitlet med relevant bakgrunnsteori er lagt til Appendix A. Det forventes at leseren av teksten har grunnleggende kunnskaper innen hydrodynamikk, termodynamikk, mekanikk og strukturell dynamikk.

Frihetsgrader og koordinatsystem

Koordinatsystemet for en flytende vindturbin er definert slik at dersom vindturbinen er i sin originale posisjon/innstilling, så vil vind som kommer vinkelrett inn på rotorplanet gå i positiv x-retning. Z-aksen vil gå opp gjennom tårnet til vindturbinen. For xyz-koordinatsystemet vil det være tre frihetsgrader for translasjon og tre frihetsgrader for rotasjon, henholdsvis *surge*, *sway*, *heave* og *roll*, *pitch*, *yaw*.



Figur 2-1: Frihetsgrader for flytende vindturbin.

Vind

En vindprofil angir hvordan vinden øker i hastighet med avstanden fra bakken eller havet. På grunn av skjærkrefter vil hastigheten i grensen mot bakken/havet være null. I formelen for vindprofil brukes en eksponent (γ) som angir hvordan vindstyrken øker med avstanden.

Turbulent vind beskrives blant annet ut ifra turbulensintensiviteten, som er forholdet mellom standardavviket i vindhastigheten og gjennomsnittshastigheten til vinden.

Rotorbladene på en vindturbin kan «pitches» (roteres om sin egen lengdeakse), ved behov. Vi sier at rotoren er «parkert» dersom bladene er pitchet slik at rotoren roterer minst mulig. Ved normale forhold, hvor rotoren er i drift, sier vi at vindturbinen er i «produksjon».

Strømning

Strømning beskrives også ved bruk av en profil for hastigheten. Også her brukes det en eksponent (γ) som angir hvordan hastigheten avtar med dybden. På grunn av skjærkrefter mellom havbunnen og vannet vil hastigheten i grensesjiktet være null.

Bølger

Irregulære bølger kan beskrives som summen av en rekke regulære bølger med ulike retninger, amplituder og bølgelengder. Ved modellering av irregulære bølger kan det brukes JONSWAP-bølgespekter. Ved beskrivelse av bølgespektrere brukes begrepene signifikant bølgehøyde (H_s)[m], *peak*-periode (T_p)[s] og *peak enhancement factor* (γ).

Hydrodynamiske koeffisienter

Hydrodynamiske krefter på nedsenkede legemer beregnes ut ifra treghetskrefter og dragkrefter. Treghetskreftene kommer av vannbevegelsens akselerasjon rundt legemet mens dragkreftene kommer av viskøs strømning. Ved beregning av disse kreftene bruker man koeffisienter for drag (C_D) og «addert masse» (C_a). Koeffisientene bestemmes empirisk.

Hvis et sylindrisk legeme flyter i vann, vil legemet kunne ha en relativ bevegelse i forhold til vannbevegelsen. Hydrodynamiske krefter på legemet kan da beregnes med Morison-likningen på relativ form.

ULS

ULS (*Ultimate Limit State*) er et belastningstilfelle som analyseres for å verifisere at en konstruksjon skal kunne tåle ekstreme forhold uten å feile. Disse tilfellene betraktes som ekstreme værforhold med lav sannsynlighet. Det er vanlig å se på værforhold med sannsynligheter på $2 \cdot 10^{-2}$ og $1 \cdot 10^{-2}$, det vil si værforhold med antatte returperioder på henholdsvis 50- og 100 år.

UR-verdi

Dette står for *utilization ratio*, og er kort fortalt et forhold mellom den lasten en konstruksjon utsettes for og den lasten konstruksjonen tåler. Verdien forteller altså hvor godt utnyttet konstruksjonen er.

Hydropneumatisk demping

Hydropneumatiske systemer kombinerer hydraulikk og pneumatikk. Hydraulikken kan sørge for begrensning av systemets høyere hastigheter siden hydraulisk dempekraft kan anses som proporsjonal med kvadratet av slagastigheten. Pneumatikken kan sørge for begrensning av systemets lengdebevegelse (slag), siden gasstrykket i akkumulatoren stiger eksponentielt ved en kompresjonsprosess.

Konseptet om kvadratisk demping for hydraulikksylindere kan forklares ut ifra Bernoullis teorem, for en strømning med trykktap over en dyse. Trykktapet (P) [N/m^2] over dysen utledes til å være

$$P = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{C_d A} \right)^2 = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{A_e \dot{x}}{C_d A} \right)^2 \quad (2.1)$$

hvor A er dysearealet [m^2], ρ er massetettheten til hydraulikkvæsken [kg/m^3], Q er lik volumstrømmen [m^3/s], A_e er det effektive arealet av stempelet [m^2], \dot{x} er slag hastigheten [m/s] og C_d er utslippskoeffisienten (*discharge coefficient*). Se Appendix A for utfyllende forklaringer.

Ved adiabatisk gasskompresjon i en akkumulator/sylinder kan vi se at trykket (P), og dermed også kreftene (F) på stempelet, stiger eksponentielt;

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa \quad \Rightarrow \quad F_2 = F_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa \quad (2.2)$$

Her er indeksene 1 og 2 henholdsvis start- og slutttilstanden, F er kraften [N] på stempelet som komprimerer gassen og κ er polytropeksponenten som ved adiabatisk prosess kalles «adiabatisk indeks». For en lukket sylinder med et stempel som komprimerer en gass, kan fjærstivheten til systemet uttrykkes

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta x} = \frac{dF}{dx} = - \frac{d(PA_a)}{d\left(\frac{V}{A_a}\right)} = - \frac{dP}{dV} A_a^2 \quad (2.3)$$

hvor Δx er slagstrekning [m] og A_a er arealet [m^2] av stempelet som komprimerer gassen (Kjølle, 1995). Vi kan si at stivheten til et slikt system er proporsjonal med trykket og omvendt proporsjonal med volumet.

3 Metode

Arbeidet med denne oppgaven har blant annet bestått av simuleringer (3DFloat), bearbeiding av resultater (Python) og undersøkelser rundt eksisterende teknologier på markedet. Gjennom arbeidet med oppgaven er det utført over 40 simuleringer av OO Star i 3DFloat (tidsanalyse). Dette tilsvarer over 10 døgn sammenhengende dataprosessering i 3DFloat.

3.1 Basis for simulering i 3DFloat

Som beskrevet tidligere har ett av formålene med denne oppgaven vært å undersøke om et innovativt forankringssystem kan føre til lavere lastpåkjenninger på forankringslinene, ved ekstremvær. Derfor har det blitt valgt å ta utgangspunkt RENERGIX-prosjektet, hvor det ble utført et studie på slakklineforankringen, ved belastninger fra ekstremvær. I RENERGIX-prosjektet ble det gjort simuleringer og analyser med syv utvalgte ULS-tilfeller.

3.2 Arbeidet med innovativt forankringssystem

3. februar 2016 ble det holdt et møte med Trond Landbø hos Dr.techn. Olav Olsen AS. Her var også Tor Anders Nygaard, Håkon S. Andersen og Jonas Gullaksen Straume til stede. Under møtet ble det diskutert hva slags nye komponenter som kunne være aktuelle å studere videre mot et forbedret forankringssystem for OO Star. Det ble snakket om hvilke slaglengder som kunne være aktuelle og om det finnes store nok komponenter på markedet i dag. Det ble også diskutert ulike konsepter for mulige dempere/fjæringssystemer. For å undersøke hva som finnes av store dempere på markedet, ble det anbefalt å kontakte Servi AS, avdeling Rissa.

Deretter startet Tor Anders Nygaard arbeidet med å modellere en ny demper-komponent i 3DFloat, med hensikt å sette en øvre grense for krefter i forankringslinene. Simulering med denne komponenten kunne gi verdifulle opplysninger til det videre arbeidet.

For å innhente informasjon angående store dempere og akkumulatører ble det tatt kontakt med tre store norske firmaer som holder på med dette; Cranemaster, Safelink og Servi AS. Cranemaster (Ernst-B. Johansen AS) er firmaet som fant opp passive hivkompensatorer ment for bruk ved løfteoperasjoner offshore. Safelink er et annet norsk firma som blant annet er eksperter på- og utviklere av løsninger for hivkompensatorer. Servi AS (avd. Rissa) er Norges største produsent av sylindere, og ledende produsent av akkumulatører og dempere.

3.3 Oppgavens videre oppbygging

Hoveddelen i denne oppgaven er delt inn i flere kapitler, og oppbyggingen videre vil her beskrives i korte trekk.

Kapittel 4:	Beskrivelser av hydrodynamiske laster på konstruksjon og forankringssystem, basert på analysene som ble gjort på OO Star og slakklineforankringen i RENERGIX-prosjektet. Utvelgelse av noen relevante ULS-tilfeller (referansetilfeller) fra RENERGIX-prosjektet, til videre undersøkelser i denne oppgaven. 3DFloat-simuleringer av de utvalgte lasttilfellene. Resultater herfra danner utgangspunkter for videre simuleringer i Kapittel 5.
Kapittel 5:	3DFloat-simuleringer, slik som i Kapittel 4, men her inkluderes en modellert komponent som er ment for å begrense maksimalkreftene i forankringslinene. Resultater herfra vil kunne sammenliknes mot resultater fra simulering av referansetilfellene (Kapittel 4).
Kapittel 6:	Resultater for 3DFloat-simuleringene fra Kapittel 4 og 5. (Benyttede Python-koder er lagt til Appendix C)
Kapittel 7:	Studie og undersøkelser vedrørende reelle komponenter ment for å redusere maksimalkreftene som kan oppstå i forankringslinjer.

3.4 SOFTWARE

Tabell 3-1: Software benyttet ved utarbeidelsen av oppgaven.

Software	Formål
3DFloat	For å simulere OO Star sin respons på bølger, turbulent vind og strømming.
ParaView	For å se animasjonsvideoer av simuleringer fra 3DFloat.
Notepad++	Redigere <i>input</i> -filer til 3DFloat.
Spyder (Python)	Beregninger og plotting av diagrammer.
Excel	Innstillinger av Cranemasters hivkompensatorer, ved bruk av Cranemasters egenutviklede regneark.

4 3DFloat: Simulering av referansetilfeller

4.1 Modellering av OO Star i 3DFloat

Modellering og simulering av vindturbinen i denne oppgaven er basert på arbeidet utført av OO/IFE ved RENERGIX-prosjektet fra 2014/2015. Det ble valgt å bruke 3DFloat i RENERGIX-prosjektet, for å analysere effekten og interaksjonen mellom turbulent vind, bølger og strømning, for den komplette vindturbinen som inkluderer operativ rotor samt forankringssystem.

3DFloat-modellen av OO Star er bygget opp av sylindere, kjegler og *box-members* (hule bjelker med rektangulært tverrsnitt). Sylindre og kjegler brukes for å modellere de tre bøttene (hjørnesøylene), senter søylen (under turbintårnet) og turbintårnet. Disse elementene modelleres ut ifra materialer, diameter og veggtykkelse. Hule, rektangulære bjelker brukes for pongtongene. For forankringslinene brukes *cabl*e-elementer, som ikke kan ta opp moment. Dette elementet er som et hult sylinderelement, med redusert bøyestivhet. Aksialstivheten er derimot høy.

4.1.1 Hydrodynamiske koeffisienter for flyteren

I 3DFloat beregnes hydrodynamiske krefter på sylindriske elementer ved bruk av Morison-likningen (11.14). Denne likningen gjelder for slanke elementer (relativt til bølgelengdene). For elementer med rektangulære tverrsnitt vil det være ulike hydrodynamiske egenskaper for de to aksene til tverrsnittet. Dette gjør at man kan tilegne forskjellige koeffisienter for drag og addert masse til tverrsnittets to retninger. Koeffisienter for de forskjellige delene av flyteren OO Star vises i Tabell 4-1 og Tabell 4-2.

Tabell 4-1: OO Star: Hydrodynamiske koeffisienter for senter- og hjørnesøylar (Dr.techn. Olav Olsen, 2015).

Structural part	Axial drag at bottom	Transverse drag	Added mass at bottom	Transverse added mass
Centre shaft	4	1	7.6	1.8
Corner columns	3	1	1.55	1.8

Tabell 4-2: OO Star: Hydrodynamiske koeffisienter for pongtongene. (Dr.techn. Olav Olsen, 2015).

Structural part	Axial drag	Vertical drag	Horizontal drag	Horizontal added mass	Vertical inner add.mass	Horizontal outer add.mass
Pontoons	0	3	1.8	1.8	3.5	2

4.1.2 Hydrodynamiske koeffisienter for forankringslinene

I følge standarden DNVGL-OS-E301 *Position Mooring* (DNV GL, 2015), Ch. 2 - Sec. 1, skal forankringsliner modelleres med ulike koeffisienter for drag ut ifra dybden hvor forankringslinen befinner seg. Koeffisientene er mindre ved større dybder. Dette kommer av at marinevekst på kjettingen øker med økende avstand fra havbunnen. I simuleringene som skal gjøres i denne oppgaven er det valgt å bruke kun de største koeffisientene (som gjelder for havdybder ned til 40 meter), da dette er konservativt og i tillegg gjør beregningene litt enklere. Koeffisientene for addert masse for forankringslinen skal ifølge RENERGIX-rapporten *Mooring Analysis* (Dr.techn. Olav Olsen, 2015) også økes med økende marinevekst på kjettingen. Koeffisientverdier for både drag og addert masse er her hentet fra denne rapporten.

Tabell 4-3: Koeffisienter for drag og addert masse for forankringslinene.

Koeffisient type	Transvers	Aksiell
Drag (DNV)	$C_{dn} = 3.15$	$C_{da} = 1.51$
Addert masse (OO)	$C_{mn} = 7.95$	

4.2 Valg av referansetilfeller

I RENERGIX-prosjektet ble gjort parameterstudie på OO Star i ekstremvær. Det ble kombinert havtilstander, vindforhold, havdybder og strømninger, for å finne den verste 100-årsstormen for forankringssystemet.

I dette prosjektet er det valgt å ta utgangspunkt i tre ULS-tilfeller fra RENERGIX-prosjektet. Av de syv ULS-tilfellene som ble analysert i RENERGIX-prosjektet var det disse tre som sørget for de høyeste UR-verdiene. Selv om de høyeste UR-verdiene ikke er kritisk høye, er det valgt å benytte de tilhørende ULS-tilfellene som utgangspunkt ved denne oppgaven. Tabell 4-4 gir en oversikt over UR-verdiene for de tre ULS-tilfellene. Tabellen gir også en oversikt over turbintilstandene ved de tre tilfellene.

Tabell 4-4: UR-verdier og turbintilstander ved ULS-tilfellene.

ULS-tilfelle	UR	Turbintilstand
ULS-22	0.70	Produksjon
ULS-67	0.75	Parkert
ULS-72	0.77	Parkert

I RENERGIX-prosjektet ble disse UR-verdiene ble beregnet ut ifra kjetting med diameter på 147 millimeter, inkludert fire millimeter korrosjon. Den totale tykkelsen på korrosjonen ble basert på årlig økning på 0,2 millimeter over levetiden på 20 år (Dr.techn. Olav Olsen, 2015).

4.3 Egen simulering av ULS-tilfellene

4.3.1 Generelt for oppsettet

I følge *Mooring Analysis*-rapporten (Dr.techn. Olav Olsen, 2015) anbefales det å kjøre 700 sekunder simulering *før* de ekstreme bølgene. I utførelsen av denne masteroppgaven er det valgt å korte ned til ca. 350 sekunder, da dette vil redusere tiden for dataprosesseringen. For å simulere 500 sekunder er databehandlingstiden ca. syv timer med privat PC (2.5 GHz).

Bølger

ULS-tilfellene er modellert med irregulære Airy-bølger. Bølgetabeller for de irregulære bølgene er laget i 3DFloat ut ifra JONSWAP-spektrum. Ved generering av JONSWAP-spektrene er det valgt å sette en nedre og en øvre grense for bølgekomponentenes perioder. Disse grensene er satt til henholdsvis 5 og 25 sekunder. Den nedre grensen kan settes for å unngå høyfrekvente bølgelaster, mens den øvre grensen kan settes fordi lavfrekvente bølger har amplituder tilnærmet null (Dr.techn. Olav Olsen, 2015).

Ved simuleringer er det valgt å bygge opp bølgeamplitudene gradvis over de første 200 sekundene for å gi simuleringen en myk start. Dette er nødvendig for at vindturbin og forankringssystem ikke skal bryte sammen tidlig i simuleringen.

I en 3-timers simulering får vi typisk en eller to bølger med bølgehøyde nesten dobbelt så stor som signifikant bølgehøyde (H_s) (forventningsverdi for bølgehøyden er $1.98 * H_s$) (Nygaard, Veiledning ved masteroppgave, 2016). Ved generering av bølgetabellene i denne oppgaven er det valgt å lage 3- og 10-timers bølgetabeller, gjentatte ganger, frem til det har dukket opp store nok bølger.

I 3DFloat kan man velge å låse bølgetabellen, slik at denne holdes lik for hver gang man kjører en simulering. Denne funksjonen er mye benyttet ved utførelsen av denne oppgaven, for å gjøre det mulig å simulere flere ganger med likt utgangspunkt.

For å korte ned på dataprosesseringstid er det i 3DFloat blitt brukt funksjonen *tshift_waves* som sørger for at bølgetabellen fremskyndes et valgt antall sekunder. Dette gjør at man kan velge ut nøyaktig hvilket intervall i bølgetabellen som man vil simulere.

Vind

Modellering av vind er gjort med en gjennomsnittlig hastighetsprofil, pluss en turbulent vind som kommer i tillegg. Gjennomsnittsvinden er blitt tilført gradvis i løpet av de første 200 sekundene av tidssimuleringen. Dette er gjort lineært, fra null [m/s] og opp til en verdi som er bestemt ut ifra ULS-tilfellet. Eksponenten i hastighetsprofilen er oppført i Tabell 4-5 nedenfor.

Den turbulente vinden er generert med en Python-kode etter en modell som kalles «Mann-modellen». Turbulensen er modellert som et langt rektangulært prisme med kvadratisk tverrsnitt (180x180 m.), som beveger seg med en definert hastighet «gjennom» senteret til

rotoren. For å gi simuleringene myk start har turbulensen blitt aktivert etter 100 sekunder. Turbulensintensiviteten har blitt satt til $I_V = 0,1$ (10%).

4.3.2 Parametere for de tre ULS-tilfellene

Valg av parameterstørrelser for de tre utvalgte ULS-tilfellene er oppført i Tabell 4-5.

Tabell 4-5: Parameterbeskrivelse for de utvalgte ULS-tilfellene.

ULS #	Blader	Bølger (JONSWAP)				Strømning		Vind		
		Pitch [°]	H_s [m]	T_p [s]	γ [-]	Dir. [°]	V [m/s]	Dir. [°]	U_{HUB} [m/s]	γ [-]
ULS-22	0	10.5	14.2	2.3	30	1.16	210	18.0	0.09	30
ULS-67	-90	10.5	14.2	2.3	30	1.35	210	40	0.12	30
ULS-72	-90	8.9	15.23	1.8	0	1.35	210	42.2	0.12	0

Definisjoner av retninger

Det er viktig å merke seg at retningene definert for vind, bølger og strømning i Tabell 4-5 er litt ulikt definert. For bølger og vind defineres retningen (*Dir.*) til å være den retningen hvor bølgene og vinden kommer ifra. For strømningen er retningen definert til å være den retningen hvor strømningen er på vei mot. Det er slik retningene er definert i rapporten *Mooring Analysis* (Dr.techn. Olav Olsen, 2015), og det er derfor valgt å beholde disse definisjonene. I 3DFloat er koordinatsystemet definert slik at x-aksen peker mot øst og y-aksen peker mot nord. Alle retninger angis som rotasjoner om z-aksen. For eksempel vil vind, bølger og strømning med retning 45 grader gå mot nordøst.

Pitch control

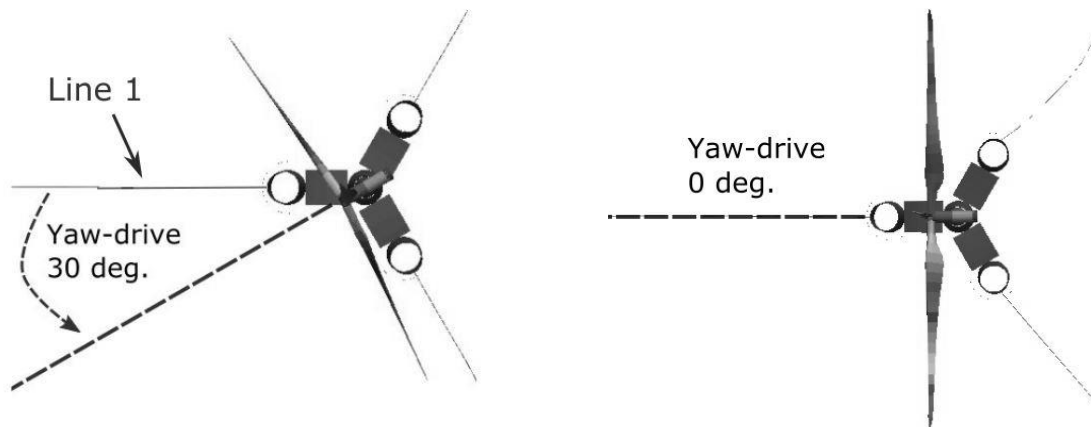
Det er også viktig å merke seg at når rotoren er parkert (slik som i ULS-67 og ULS-72) er rotorbladene opprinnelig *pitchet* 90 grader, for at de skal ta opp minst mulig krefter når kraftig vind står vinkelrett på rotoren. Men for at hastigheten til rotoren ikke skal bli kritisk høy er det i 3DFloat aktivert to funksjoner som er med å kontrollere dette. Disse funksjonene kalles *rotor_wake* og *pitchcontrol* i 3DFloat.

Yaw drive

Da OO/IFE gjorde simuleringer av ULS-tilfeller i 2014/2015, tok de utgangspunkt i at den verste tenkelige posisjonen til OO Star var 30 grader i forhold til ekstrem vind, bølger og strømning. Dette er tilfelle for ULS-22 og ULS-67. Positiv rotasjon er definert mot klokken. De gjorde også analyser hvor ekstremvind og ekstrembølger hadde samme retning som forankringsline 1. Dette gjelder for ULS-72. Se *yaw*-vinkler for de tre ULS-tilfellene i Figur 4-1.

Kontrollsystemet for en vindturbin sørger for at vindretningen alltid står normalt inn på rotorplanet. Dette gjøres ved at *yaw*-vinkelen for nacellen alltid tilpasser seg vindretningen. I

3DFloat vil vindretningen holdes konstant slik den defineres i input-filen til programmet. Hvis vindretningen har en vinkel, må *yaw*-vinkelen settes deretter. I 3DFloat kalles dette *yaw drive*.



Figur 4-1: *Yaw-drive* for ULS-tilfellene. 30 grader for ULS-22 og ULS-67 (venstre), og 0 grader for ULS-72 (høyre).

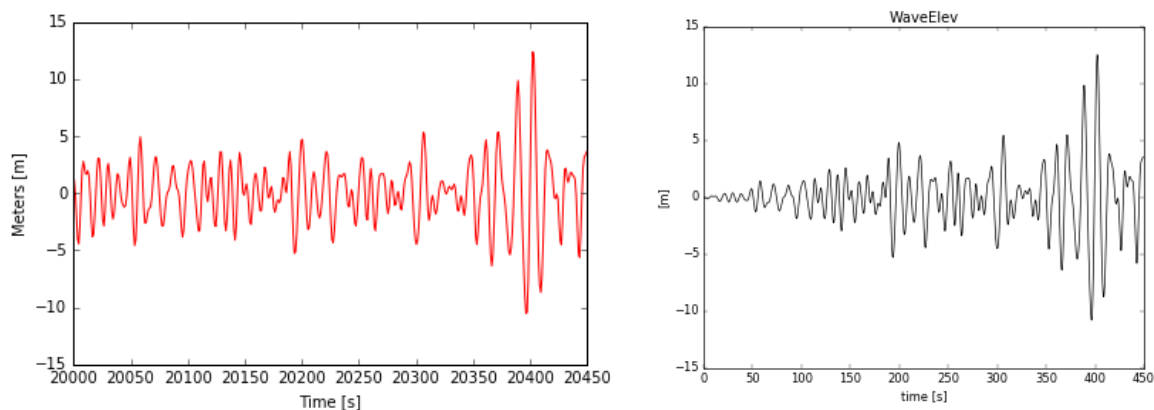
Strømning

Antatte strømningshastigheter for 1-, 5-, 10- og 50-års returperioder er 1.16, 1.24, 1.27 og 1.35 [m/s] (Dr.techn. Olav Olsen, 2015). Dermed kommer det frem av Tabell 4-5 at det er tatt utgangspunkt i 1- og 50-års returperioder for strømmingen ved simuleringer i denne oppgaven. For alle tre ULS-tilfellene er det valgt å sette eksponenten, i formelen for strømningshastighet, til 0.12. Eksponenten bestemmer hvordan strømningshastigheten reduseres med avstanden fra havoverflaten.

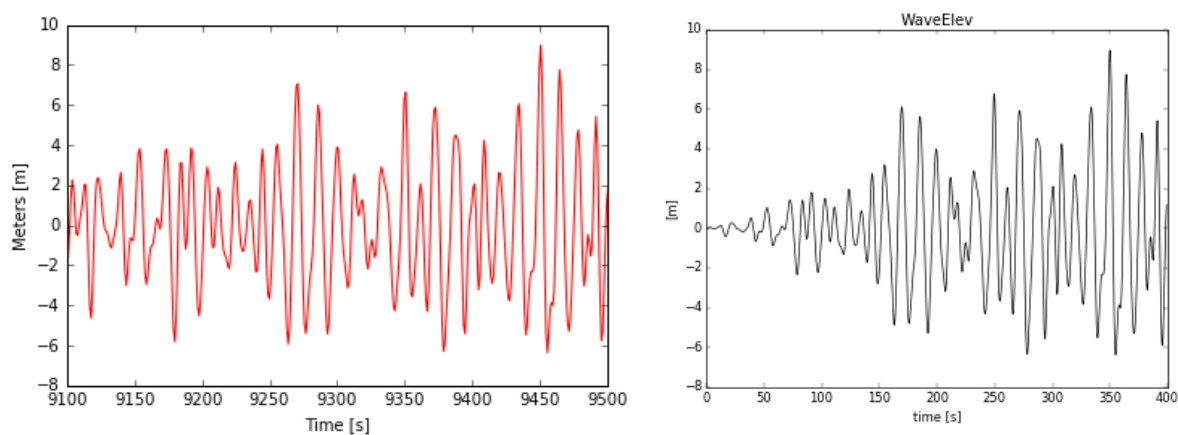
4.3.3 Generering av bølgetabeller

For ULS-22 og ULS-67 er det brukt samme bølgetabell, basert på JONSWAP-bølgespekter. For ULS-72 ble det brukt litt andre innstillinger for JONSWAP-spekteret. For begge tilfeller ble det generert flere bølgetabeller, frem til det ble funnet noen bølger med bølgehøyde tilnærmet dobbelt så store som H_s , ut ifra Tabell 4-5.

Figur 4-2 viser to plott som begge gjelder ULS-22 og ULS-67. I denne figuren vises bølgeintervallet slik det er ifølge den genererte bølgetabellen (venstre) og bølgene slik 3DFloat bruker dem, det vil si gradvis innført over 200 sekunder (høyre). Figur 4-3 viser tilsvarende to plott som gjelder for simulering av ULS-72.



Figur 4-2: Bølger brukt ved simulering av ULS-22 og ULS-67.
 Venstre: Intervallet brukt fra den komplette tabellen på 10 timer (36 000 sek.).
 Høyre: Bølger brukt i 3DFloat.



Figur 4-3: Bølger brukt ved simulering av ULS-72.
 Venstre: Intervallet brukt fra den komplette tabellen på 3 timer (10 800 sek.).
 Høyre: Bølger brukt i 3DFloat.

4.3.4 Store maksimale lastpåkjenninger

Formålet med å simulere ULS-tilfeller, tilsvarende de fra RENERGIX-prosjektet, var å undersøke maksimale lastpåkjenninger i forankringssystemet. Resultater herfra (Kapittel 6.1) la grunnlaget for det videre arbeidet med oppgaven.

I følge standarden DNVGL-OS-E301 *Position Mooring* (DNV GL, 2015), Ch.2 – Sec.2 (2.7.3), er det hovedsakelig nødvendig å se på resultater for strekkreftene ved det hardest belastede området på linen, som vanligvis er nært toppen av linen eller nært en oppdriftsmodul. Dersom alle forankringslinene er like, vil det være tilstrekkelig å analysere statistikken for den hardest belastede linen i systemet. Derfor er det i denne oppgaven valgt å studere kreftene i det øverste lineelementet, i den hardest belastede forankringslinen.

4.3.5 Lave krefter ved ULS-72

Det velges å nevne her at simuleringer av ULS-72 ga merkverdig lav belastning i forankringslinen, sammenliknet med resultater fra RENERGIX-prosjektet. Det ble forsøkt å rette opp i dette, ved å generere mange flere bølgetabeller og vurdere bølgeforløpet og bølgehøyden for disse. Det ble til slutt bestemt at de høyere belastningene ved ULS-67 dannet et godt utgangspunkt for videre undersøkelser i denne oppgaven.

5 3DFloat: Simulering med innovativ forankring

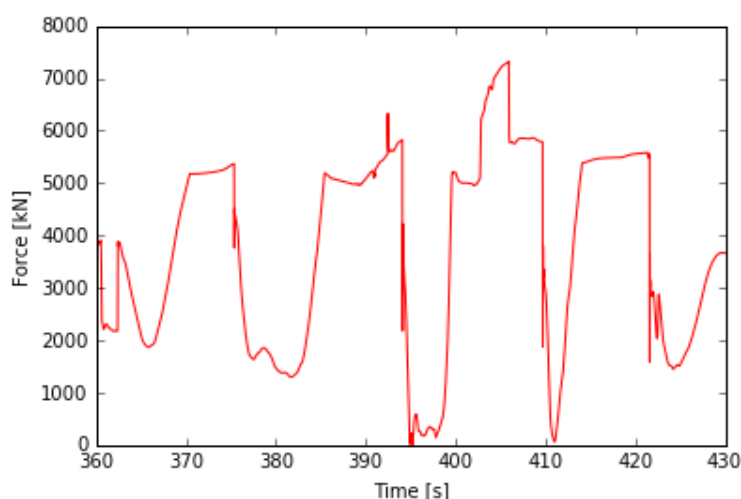
5.1 Force Limiter

Fra 3DFloat-simuleringer fra referansetilfellene er det observert store krefter i den mest lastpåkjennte forankringslinen. Opp imot 11 000 kN er observert ved simulering av ULS-67. (Se plott i Kapittel 6.1). Videre vil det være et mål å få redusert disse maksimallastene.

Force Limiter – 1. versjon

I slutten av februar 2016 modellerte Tor Anders Nygaard en ny komponent i 3DFloat, ment for å kunne kutte linekreftene ved en spesifikk kraftgrense (fx_{max}). Komponenten fikk navnet *Force Limiter* i 3DFloat. Denne ble laget slik at den utvides/forlenges dersom kraften i linen går over den spesifikke fx_{max} -verdien. Nygaard lagde samtidig et førsteutkast til ny input-fil til 3DFloat, hvor *Force Limiter* var blitt satt inn på hver av de tre bøttene til OO Star. Ved dette førsteutkastet ble *Force Limiter* fast opplagret, med vinkel på 45 grader nedover fra kanten av bøtten. Grunnen til at *Force Limiter* ble plassert ved dette punktet på bøtten, var at den skulle ha lik retning som forankringslinen. Alternative plasseringer som ville involvert bruk av trinser, ville krevd modellering med friksjon, og dette lot seg ikke gjøre i 3DFloat. En reell, fysisk demper måtte sannsynligvis blitt plassert annerledes enn i 3DFloat, grunnet egenvekt og påvirkning fra vær og vind. Dette er beskrevet nærmere i Kapittel 7.

Ved simulering med førsteutkastet av demperen, ble det målt at linekrefter fremdeles kunne gi maksimalverdier over den fastsatte fx_{max} -grensen. Dette skyldtes at kraften i lineelementet bestod av tre retningskomponenter, mens fx_{max} kun gjaldt i demperelementets lokale x-retning (aksialretning). Ved tilfeller hvor demperelementets aksialretning ikke sammenfalt med det øverste lineelementets lengderetning, ble kreftene slik som vist i Figur 5-1. Denne figuren viser et test med fx_{max} lik 5 000 kN.

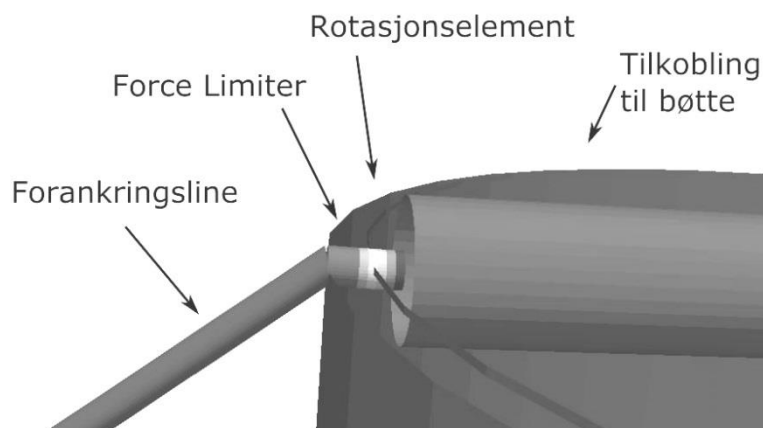


Figur 5-1: Eksempel på ujevne begrensninger av linekrefter med *Force Limiter*. Målte linekrefter ved ULS-67, med første versjon av *Force Limiter* ($fx_{max}=5\ 000\ kN$).

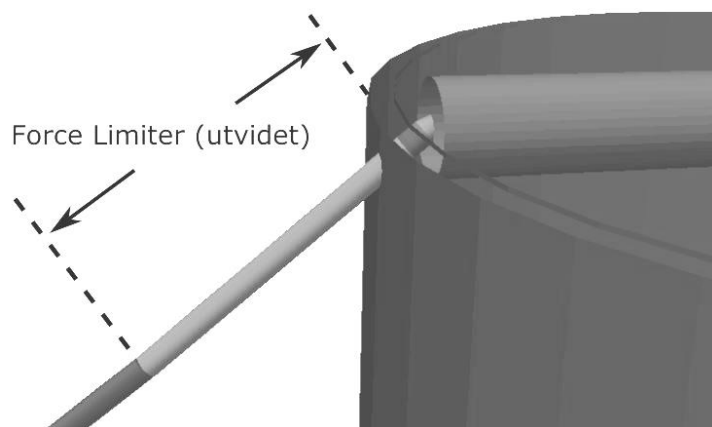
Force Limiter – 2. versjon

Med utgangspunkt i dette førsteutkastet ble det laget ny input-fil til 3DFloat. I denne oppdaterte versjonen ble det satt inn et nytt element, som tillot *Force Limiter* å rotere om et opplagringspunkt øverst på bøtten. Dette gjorde at *Force Limiter* ble påført krefter hovedsakelig i aksialretningen.

Det ble gjort flere forsøk på å få 3DFloat til å fungere feilfritt med rotasjonselementet implementert. Problemet bestod i at lastflyten gjennom elementene fremdeles ikke var tilfredsstillende. Det ble testet mange forskjellige oppsett, uten store endringer i utfall. Tor Anders Nygaard gjorde så noen endringer på modelleringen av elementet som muliggjør rotasjon. Elementet ble delt inn i fem mindre elementer og det ble endret på dimensjon, materialtype og bøyestivhet. Dermed var dimensjon, bjelketype og material for rotasjonselementet like som for forankringslinen. Bøyestivheten til rotasjonselementet ble satt til 1 (100%, dvs. original verdi for materialet). Figur 5-2 viser hvordan rotasjonselementet ble festet til bøtten, og Figur 5-3 viser hvordan det ser ut når rotasjonselementet og *Force Limiter* er aktive. Lengdene til rotasjonselementet og *Force Limiter* er henholdsvis 0.3 og 0.2 meter.



Figur 5-2: 3DFloat – Rotasjonselementet og Force Limiter.



Figur 5-3: 3DFloat – Aktivt rotasjonselement og aktiv Force Limiter.

5.2 Simuleringer med *Force Limiter*

*Fx*max 5 000 kN

Den andre versjonen av *Force Limiter* ble så testet med *fx*max satt til 5 000 kN. Alle de tre ULS-tilfellene ble simulert med denne innstillingen. Dette resulterte i en veldig stor maksimal slaglengde, på rundt åtte-ni meter, for ett av ULS-tilfellene. En reell demper med denne slaglengden ville krevd veldig stor plass. Med mål om kortere slaglengder ble det valgt å jobbe med økte verdier for *fx*max. Simuleringsresultatene fra testene med *fx*max lik 5 000 kN er lagt til Appendix B.

Økte *fx*max-grenser

Basert på testen med *fx*max satt til 5 000 kN, ble det valgt å gjøre ytterligere simuleringer, med økte verdier for *fx*max, for å se hvordan slaglengden i demperen ble redusert. Se Tabell 5-1.

Målet med denne undersøkelsen var finne *fx*max-grenser som ga slaglengder på mellom to og fem meter, som gir mer fornuftige størrelser for en fysisk demper. Utvalget av *fx*max-verdier ble gjort ut ifra resultatene fra simuleringene av referansetilfellene (Se Kapittel 6.1).

Tabell 5-1: Simulering med *Force Limiter*: Testede verdier for *fx*max.

ULS nr.	<i>fx</i> max-verdi [kN]				
	5 000	7 000	8 000	8 500	9 000
ULS-22	☒	☒	☒		
ULS-67	☒	☒	☒	☒	☒
ULS-72	☒				

Ved simuleringer av ULS-22 og ULS-67 oppstod det et problem da *fx*max ble satt høyere enn 7 000 kN. Ved slutten av returslaget til *Force Limiter* ble det store kraftstøt, som ga kompresjon i *Force Limiter*, og dette sørget for stans av simuleringen. Det ble derfor prøvd seg frem med å redusere litt på bøyestivheten til rotasjonselementet. Dette førte til at simuleringene kunne gjennomføres, men det fjernet ikke problemet med kompresjon. Se Kapittel 8.1 for en nærmere forklaring av problemet.

5.3 Valg av målinger og analyser

Slaglengde

Det vil være viktig å se på slaglengder for demperen. En er nødt til å ta i betraktning at en sylindrisk dempers lengde ved full slaglengde (*stroke*) er nesten dobbelt så stor som ved null slaglengde. Veldig store slaglengder ville derfor sørget for at demperen blir for lang. Slaglengden vil derfor være en begrensende faktor, og denne kan påvirke hvor stor del av de dynamiske kreftene som kan «kuttet».

Det velges også å undersøke sammenhengen mellom *fx*max-verdier og slaglengder, ved å plote disse mot hverandre. Dette vil gjøres for ULS-67, siden det er her hvor det er flest resultater.

Hastigheter og akselasjoner

Det er også valgt å undersøke hastighetene og akselasjonene som opptrer i *Force Limiter*. Størrelsene for disse vil være viktige å ha med seg når det senere skal vurderes reelle dempemekanismer, eller ved fremtidig design av nye og spesialtilpassede dempemekanismer.

6 Resultater 3DFloat

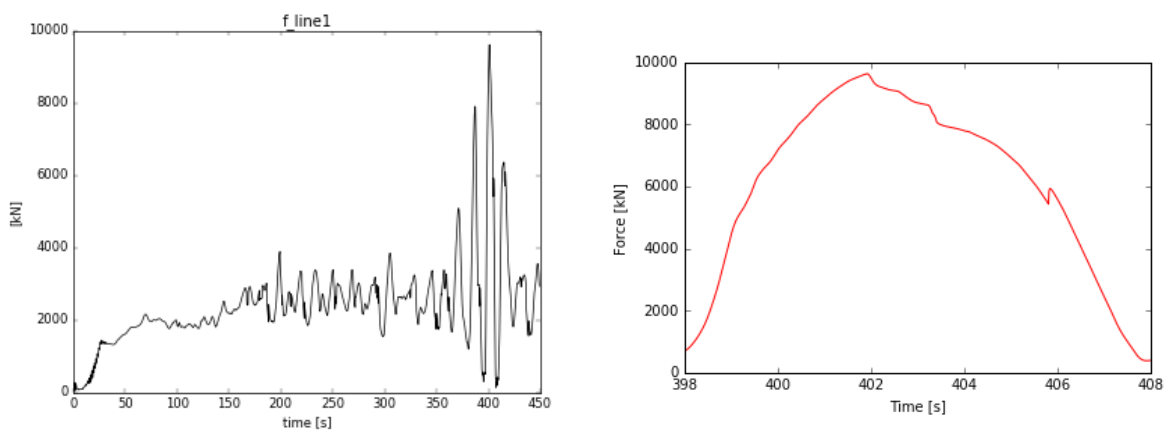
6.1 ULS-referansetilfeller

Det ble gjort simuleringer av tre utvalgte ULS-tilfeller. Maksimale krefter i forankringslinen er oppført i Tabell 6-1. Diagrammer som viser linekraften ved fullstendige tidssimuleringer, og diagrammer som viser intervaller med maksimum, vises i Figur 6-1, Figur 6-2 og Figur 6-3.

Tabell 6-1: Maksimale linekrefter ved simulering av de tre referansetilfellene.

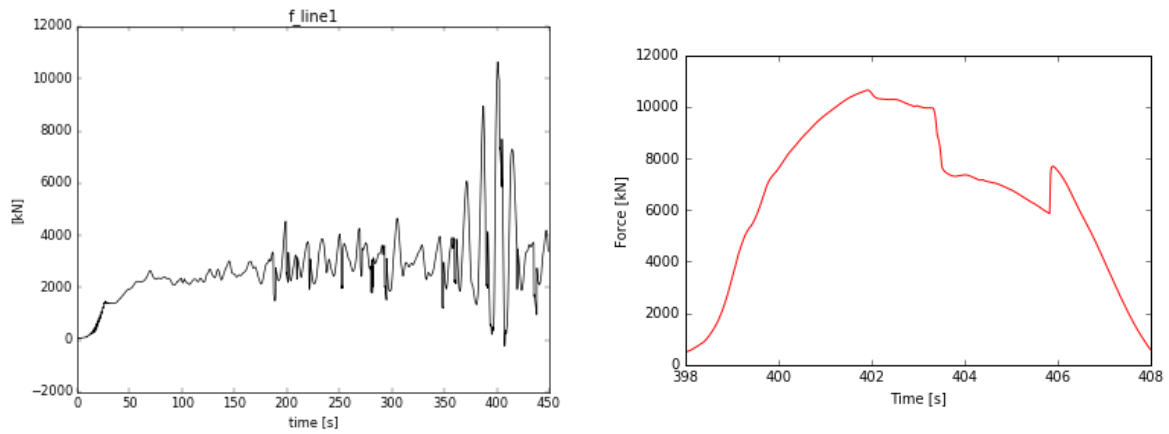
ULS nr.	Maksimal kraft [kN]
ULS-22	9 626
ULS-67	10 643
ULS-72	7 241

ULS-22



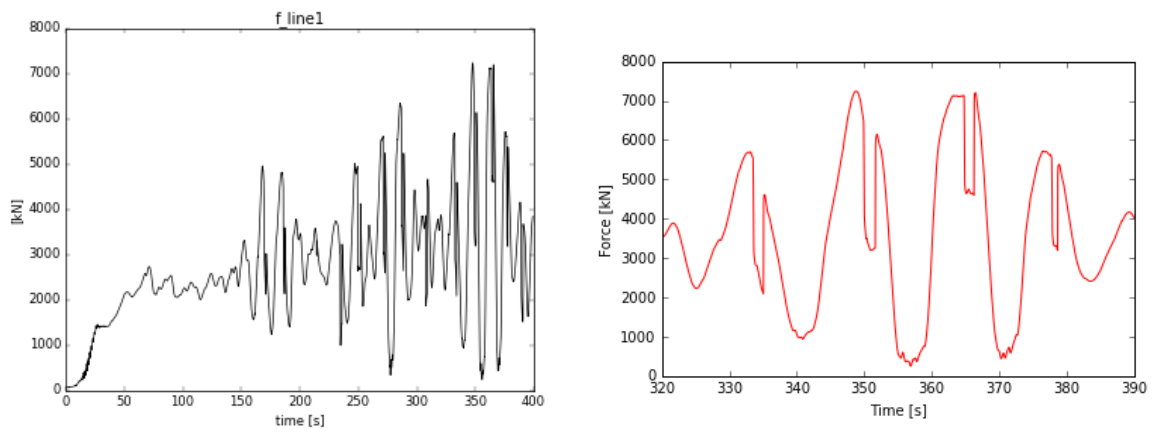
Figur 6-1: ULS-22 referansetilfelle; Krefter i line nr. 1.
Intervall med maksimalverdier (høyre).

ULS-67



Figur 6-2: ULS-67 referansetilfelle; Krefter i line nr. 1.
Intervall med maksimalverdier (høyre).

ULS-72



Figur 6-3: ULS-72 referansetilfelle; Krefter i line nr. 1.
Intervall med maksimalverdier (høyre).

6.2 ULS-tilfeller (m/ *Force Limiter*)

Her følger resultater etter simulering av OO Star med *Force Limiter* inkludert på forankringssystemet. Diagrammene som vises her er laget i Python og viser resultater fra relevante intervaller. For forankringslinen vil det vises diagram for krefter i det øverste lineelementet. For *Force Limiter* vil det vises diagrammer for slaglengde, hastighet- og akselerasjon for slaget, og for linekraft i forhold til slag. De benyttede Python-kodene er lagt til Appendix C.

NB! For diagrammene vises noen store utslag ved enden av returslaget til *Force Limiter*. Disse utslagene kommer av at modelleringen gir kompresjon, og dette vil forklares nærmere i Kapittel 8.1. Ved vurdering av diagrammene kan disse utslagene sees bort ifra.

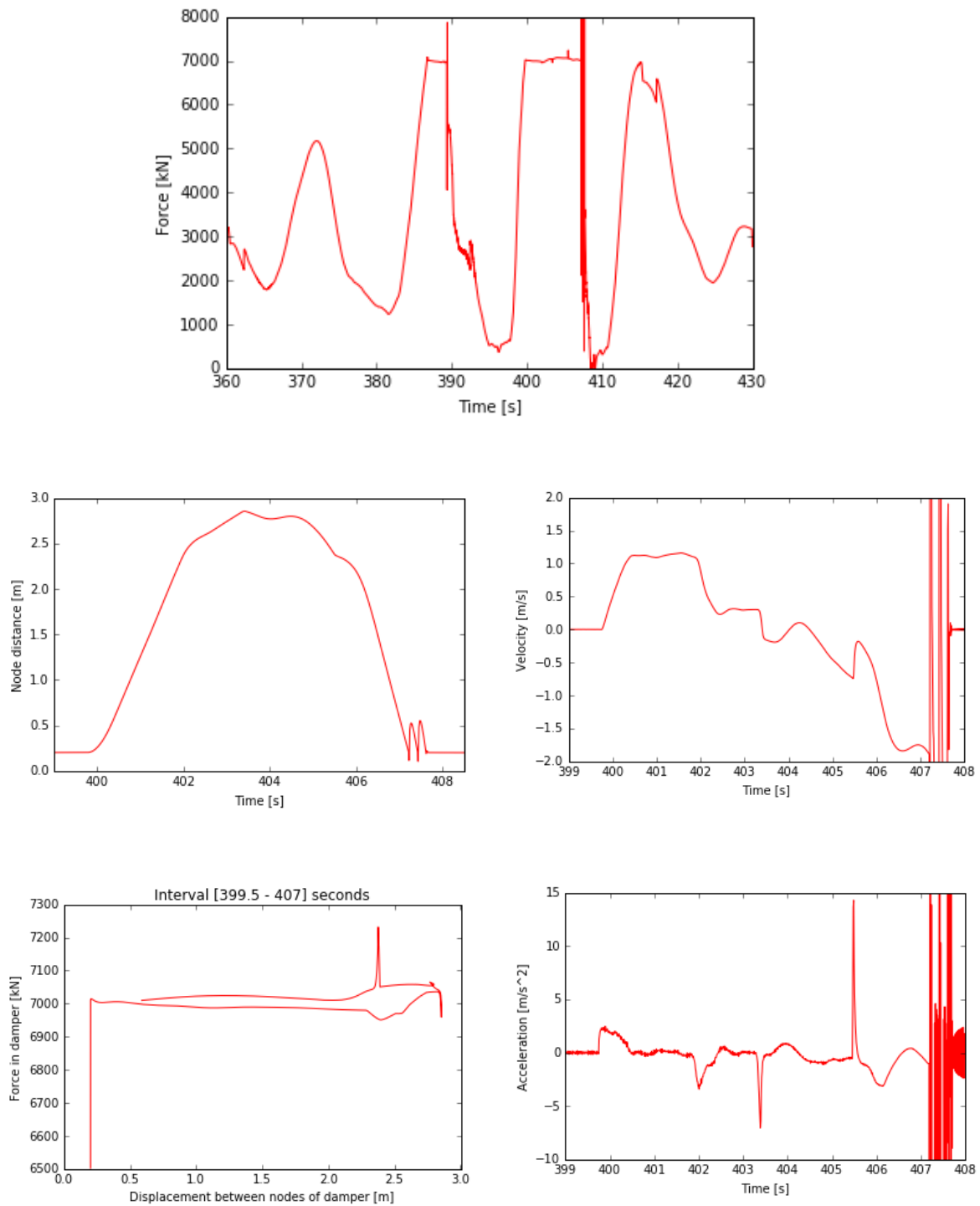
Verdiene i Tabell 6-2 er hentet fra de relevante intervallene, slik som for diagrammene nedenfor, men de høye utslagene for kraft, hastighet og akselerasjon er ikke tatt med her, siden disse ikke er reelle men kun forårsaket av modelleringen i 3DFloat.

På grunn av problemet med kompresjon (nevnt ovenfor) måtte det ved noen av simuleringene endres på bøyestivheten til rotasjonselementet. Reduksjonen i bøyestivheten kommenteres i Tabell 6-2.

Tabell 6-2: Resultater fra simuleringer av OO Star med *Force Limiter*.

	<i>fxmax</i> [kN]	Stivhet i rotasjons- element. [%]	Lastreduksjon, forankrings- line. [%]	Slag- lengde. [m]	Maks. / min. hastighet. [m/s]	Maks. / min. akselerasjon. [m/s ²]
ULS-22	7 000	100	27.3	2.65	1.2 / -1.8	14.3 / -7.0
	8 000	90	16.9	1.20	0.9 / -1.1	18.5 / -7.3
ULS-67	7 000	100	34.2	4.54	2.0 / -2.5	62.7 / -30.9
	8 000	80	24.8	2.85	2.1 / -2.5	67.7 / -31.8
	8 500	80	20.1	2.11	2.1 / -2.5	68.9 / -17.0
	9 000	80	15.4	1.51	2.0 / -2.7	64.5 / -32.4

6.2.1 ULS-22 (f_{xmax} 7 000 kN)



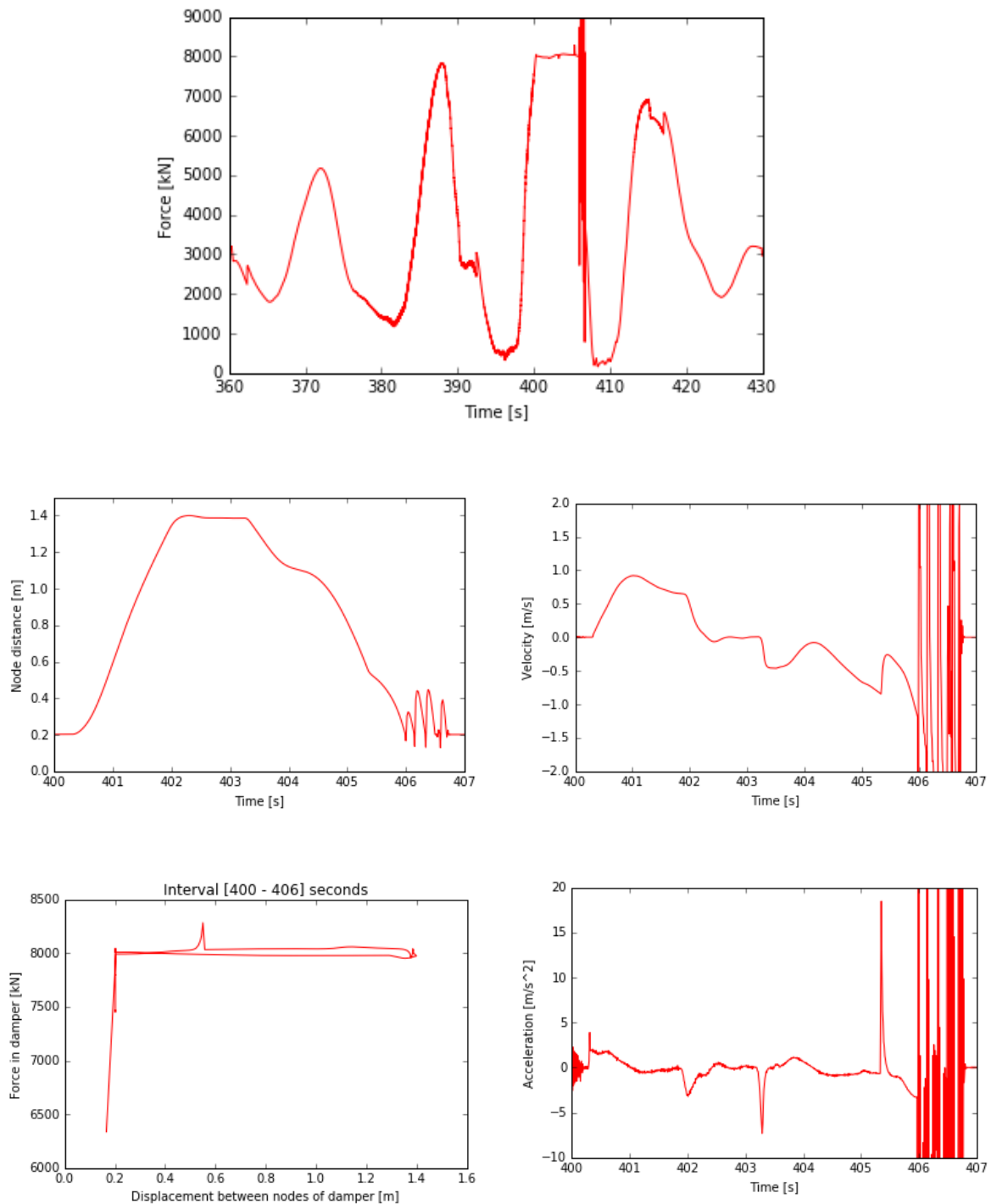
Figur 6-4: Resultater ULS-22 (f_{xmax} 7 000 kN).

Øverst: Krefter øverst i forankringslinen.

Midten: Slaglengde for Force Limiter (venstre), Hastighet for bevegelsen i Force Limiter (høyre).

Nederst: Kraft i forhold til slag i Force Limiter (venstre), Akselerasjon i Force Limiter (høyre).

6.2.2 ULS-22 (f_{xmax} 8 000 kN)



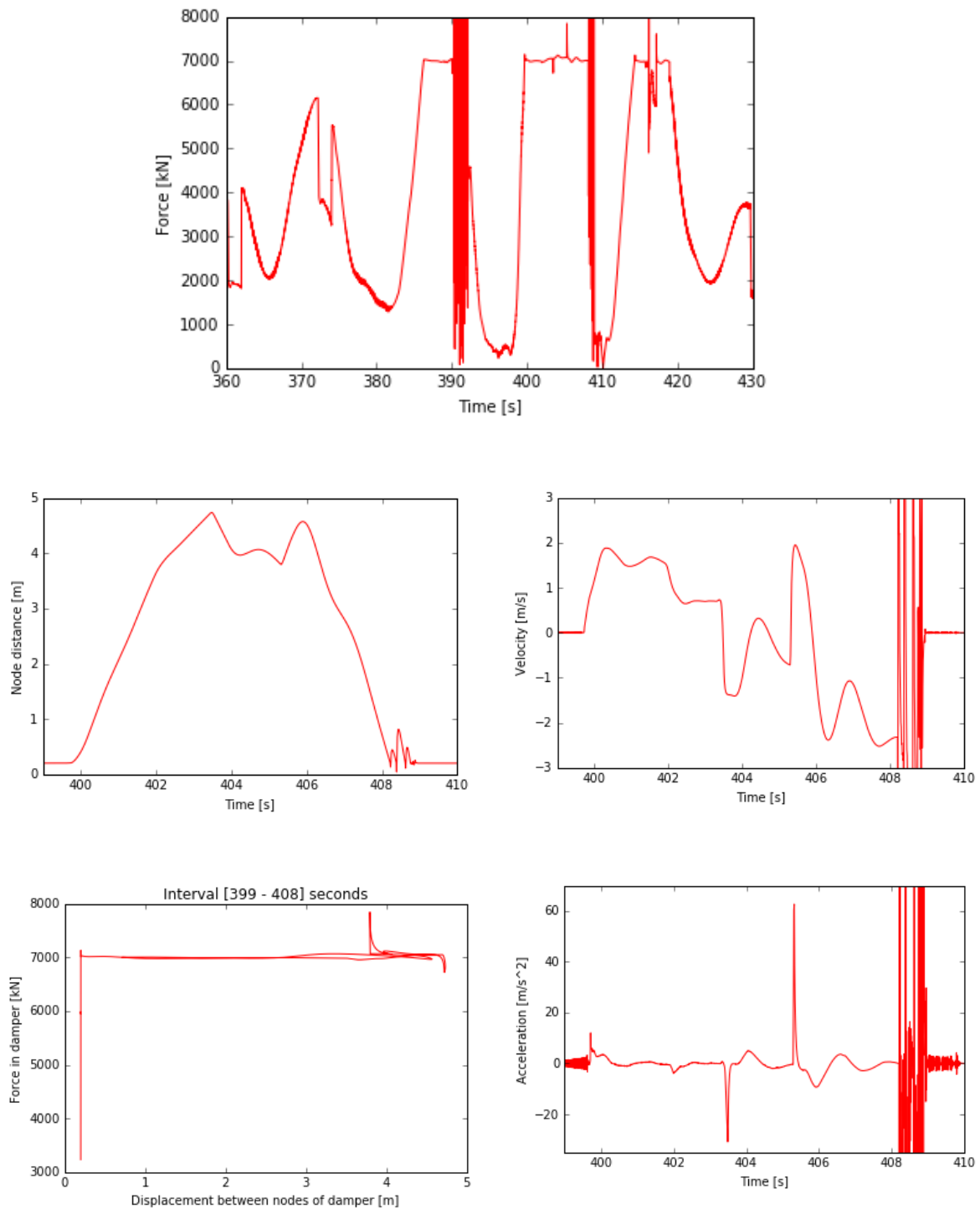
Figur 6-5: Resultater ULS-22 (f_{xmax} 8 000 kN).

Øverst: Krefter øverst i forankringslinen.

Midten: Slaglengde for Force Limiter (venstre), Hastighet for bevegelsen i Force Limiter (høyre).

Nederst: Kraft i forhold til slag i Force Limiter (venstre), Akselerasjon i Force Limiter (høyre).

6.2.3 ULS-67 (f_{xmax} 7 000 kN)



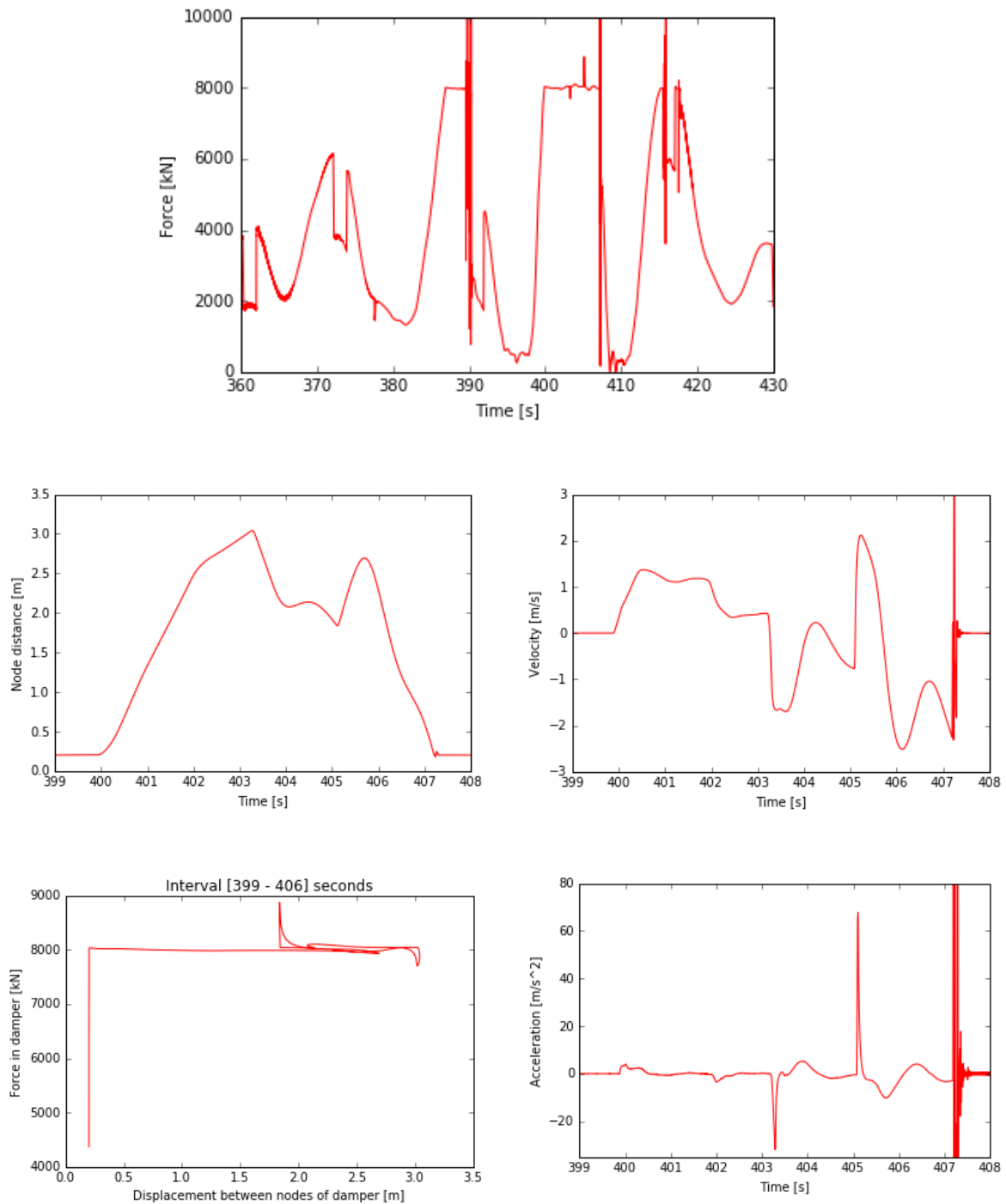
Figur 6-6: Resultater ULS-67 (f_{xmax} 7 000 kN).

Øverst: Krefter øverst i forankringslinen.

Midten: Slaglengde for Force Limiter (venstre), Hastighet for bevegelsen i Force Limiter (høyre).

Nederst: Kraft i forhold til slag i Force Limiter (venstre), Akselerasjon i Force Limiter (høyre).

6.2.4 ULS-67 (f_{xmax} 8 000 kN)



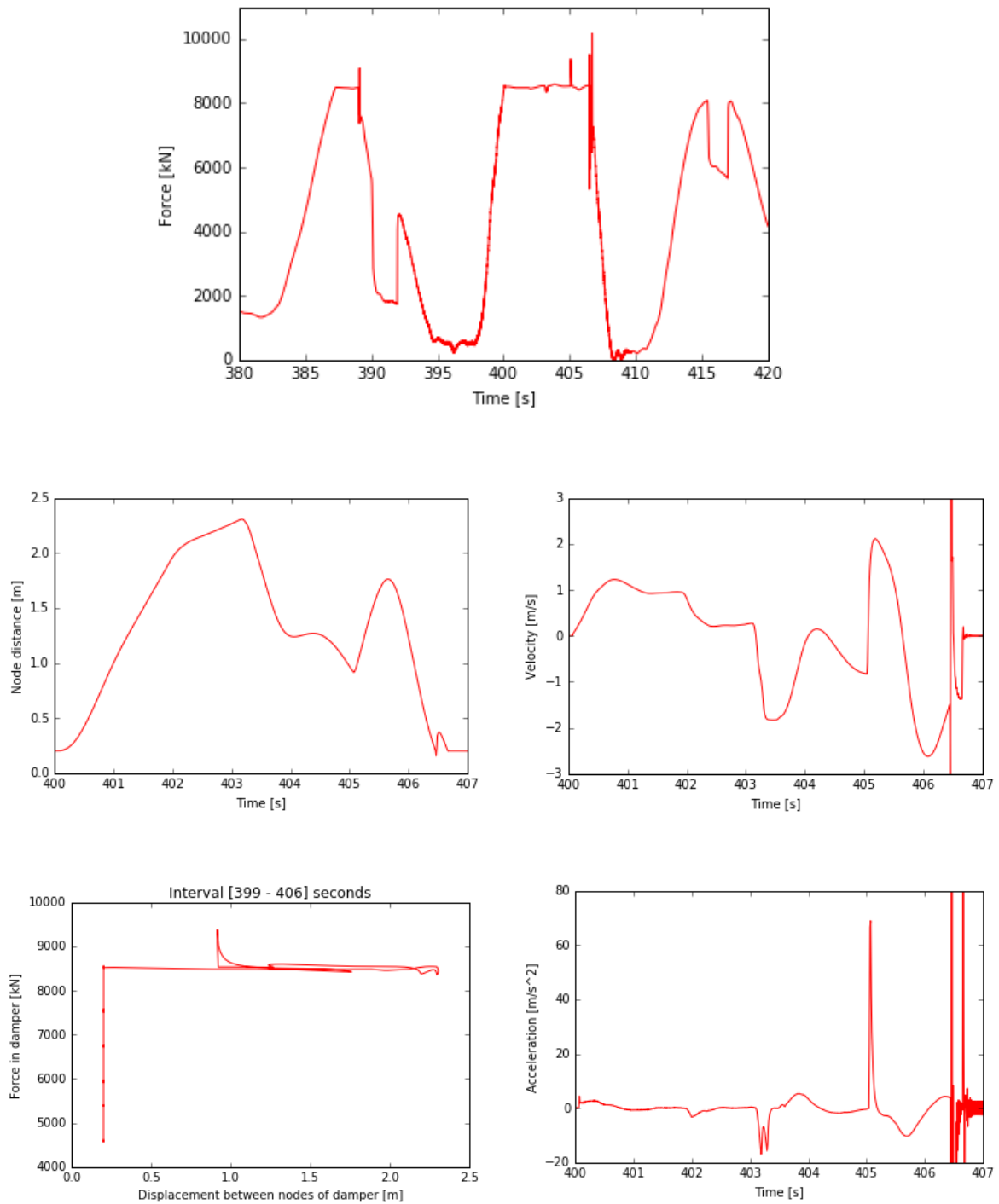
Figur 6-7: Resultater ULS-67 (f_{xmax} 8 000 kN).

Øverst: Krefter øverst i forankringslinen.

Midten: Slaglengde for Force Limiter (venstre), Hastighet for bevegelsen i Force Limiter (høyre).

Nederst: Kraft i forhold til slag i Force Limiter (venstre), Akselerasjon i Force Limiter (høyre).

6.2.5 ULS-67 (f_{xmax} 8 500 kN)



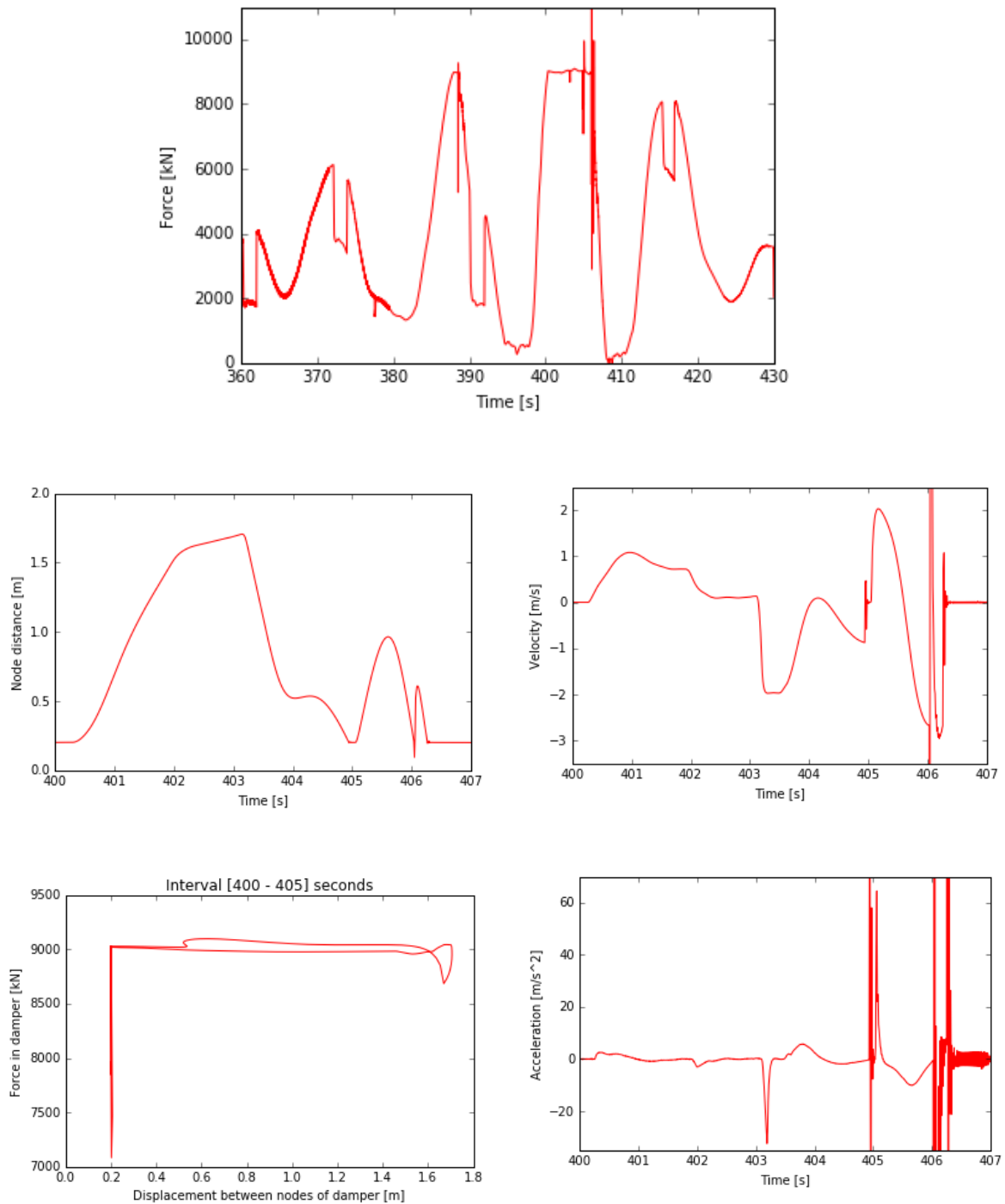
Figur 6-8: Resultater ULS-67 (f_{xmax} 8 500 kN).

Øverst: Krefter øverst i forankringslinen.

Midten: Slaglengde for Force Limiter (venstre), Hastighet for bevegelsen i Force Limiter (høyre).

Nederst: Kraft i forhold til slag i Force Limiter (venstre), Akselerasjon i Force Limiter (høyre).

6.2.6 ULS-67 (f_{xmax} 9 000 kN)



Figur 6-9: Resultater ULS-67 (f_{xmax} 9 000 kN).

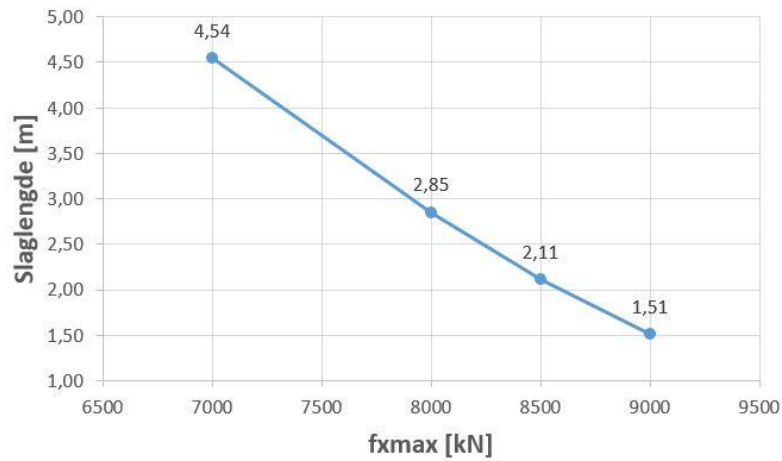
Øverst: Krefter øverst i forankringslinen.

Midten: Slaglengde for Force Limiter (venstre), Hastighet for bevegelsen i Force Limiter (høyre).

Nederst: Kraft i forhold til slag i Force Limiter (venstre), Akselerasjon i Force Limiter (høyre).

Slaglengder i forhold til f_{xmax} -verdier

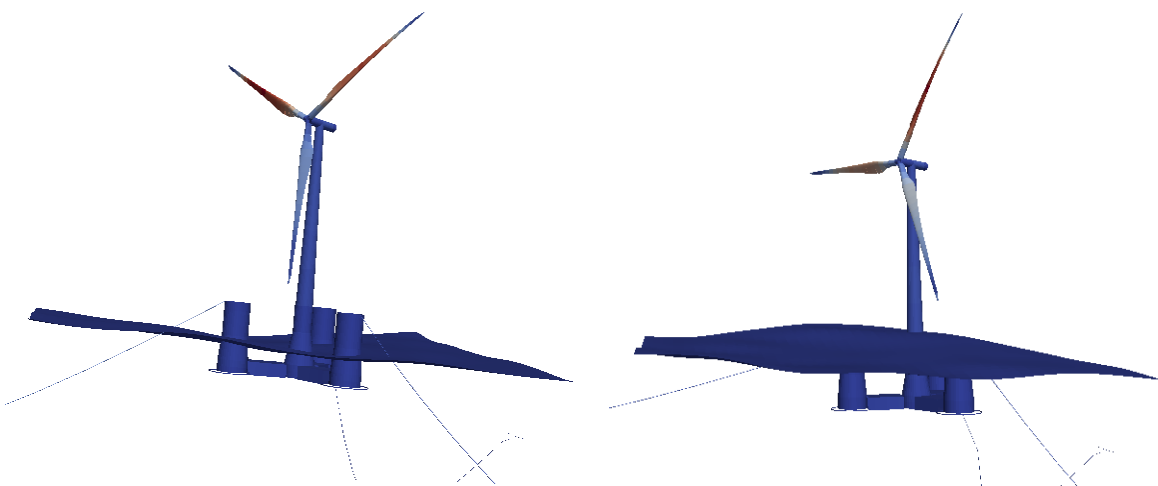
Figur 6-10 viser et diagram over slaglengder i forhold til f_{xmax} -verdier, for fire av simuleringene av ULS-67.



Figur 6-10: Force Limiter: Plott av slaglengder i forhold til f_{xmax} -verdier for ULS-67.

Luftgap for bøttene

Her vil det kommenteres noe som ligger litt utenfor denne oppgaven. Det har blitt gjort en interessant observasjon i ParaView. Ett av kravene til designet av OO Star er at bøttene til enhver tid skal være over vannet. Ved simulering av ULS-22 observeres det i ParaView at alle tre bøttene dekkes fullstendig av vannoverflaten ved maksimale bølger. Dette kan skyldes innstillinger gjort i 3DFloat.



Figur 6-11: Tilfelle med null luftgap for bøttene til OO Star, ved ULS-22.

7 Innovativ komponent

7.1 Utgangspunkt

I den innledende fasen av prosjektet ble det først vurdert om den innovative komponenten i forankringssystemet kunne være en hydrauliskbasert demper. Det ble derfor lest om store industrielle hydrauliske dempere og bygningsdempere ment for å ta opp energi fra jordskjelv.

Ved møtet hos Dr.techn. Olav Olsen AS, 3. februar, ble det diskutert muligheten for en type trommeldemper, som ville hatt samme virkningsmåte som en snelle med fjær. Forankringslinen kunne da ideelt sett vært kveilet rundt trommelen, og blitt sluppet ut når linekreftene hadde overgått en viss fjærkraft. Sannsynligvis ville trommelen blitt veldig stor, siden kjetting av den aktuelle størrelsen ville krevd en veldig stor kveileradius.

Senere i prosjektet informerte Tor Anders Nygaard om en type demper/fjæring basert på gasskompresjon. Idéen har vært ett av alternativene som har inngått i et industriprosjekt mellom IFE og Olav Olsen. Konseptet dreier seg om at gasskompresjonen først skal starte når forankringslinen påfører en viss strekkraft på stempelstangen. Sylinderen må være tilkopleet en mye større tank via en dyse eller åpning, slik at trykket (kraften) under slaget er tilnærmet konstant. Dette fordi endringen i totalt volum for gassen er relativt liten. Se en grovt forenklet skisse av dette i Figur 7-1.



Figur 7-1: Enkel skisse av konsept for gassbasert fjæringssystem med stor tank.

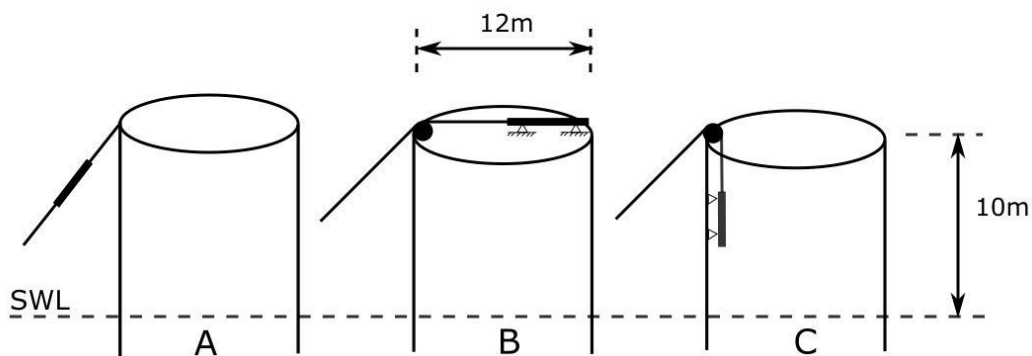
Samtaler rundt dette konseptet startet en tankeprosess rundt hva som kunne vært aktuelt å studere nærmere ved dette prosjektet. Etter hvert ble det besluttet å søke informasjon i firmaer som innehar ekspertise på demping av *heave*-bevegelser ved offshore-operasjoner.

Plassering av reell demper

Dersom en virkelig dempemekanisme skulle blitt plassert mellom *fairlead* og forankringsline, slik som ved simuleringene, ville det bety at den hadde blitt eksponert for vær, vind og sjøvann (Se tegning A, i Figur 7-2). Dette ville gi flere ugunstige konsekvenser. En konsekvens ville

vært at demperens utvendige areal sørget for økte vindlaster på forankringssystemet. En tung og fritthengende demper kunne også vært kilde til ugunstige svingebevegelser og mulig kollisjon med bøtten til OO Star. Dersom denne plasseringen hadde blitt valgt, ville også enheten vært utsatt for kontakt med saltvann. Dette kunne på sikt sørget for korrosjon på enheten. Mer fornuftige plasseringer for en demperenheten kunne vært;

- Liggende på toppen av bøtten, med en trinse som sørger for minst mulig friksjon over kanten av bøtten (Tegning B, Figur 7-2).
- Vertikalt innvendig i bøtten, med utløp øverst. Også her med en form for trinse (Tegning C, Figur 7-2).



Figur 7-2: Plasseringer for en demper, på bøtten til OO Star.

A: «Hengende» slik som i 3DFloat. B: Liggende på toppen av bøtten. C: Innvendig i bøtten. Stiplet linje viser Still Water Line.

7.2 Undersøkelser i industrien

Som nevnt i prosjektbeskrivelsen vil det i dette prosjektet kun undersøkes om det allerede finnes eksisterende standardkomponenter, som eventuelt kunne blitt benyttet ved en realisering. Derfor ble det tatt kontakt med Cranemaster (Ernst-B. Johansen), Safelink og Servi AS (avdeling Rissa), for å høre om de har standardkomponenter for dette og erfaring med denne typen problematikk. Ved samtalene med disse firmaene ble det informert om resultater fra simulering i 3DFloat, og denne informasjonen ble brukt som utgangspunkt for det videre arbeidet. Kontaktpersonene i firmaene har godkjent bruken av opplysninger i denne teksten.

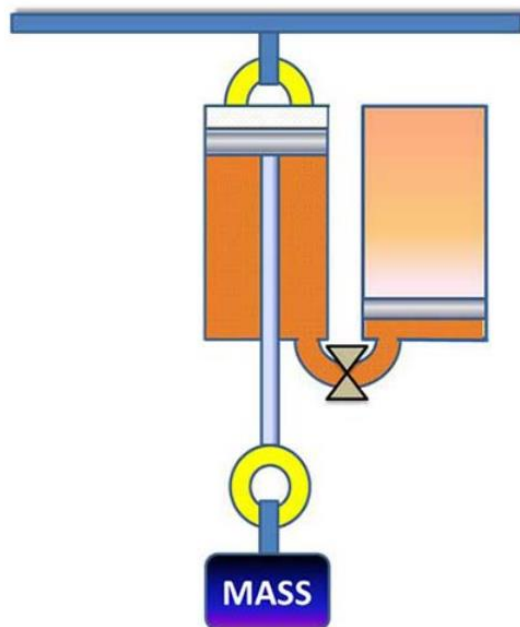
7.3 Cranemaster (Ernst-B. Johansen AS)

For å bli mer kjent med teknologi vedrørende hydropneumatiske komponenter ble det tatt kontakt med Oddbjørn Bergem, som er CEO i firmaet Cranemaster (Ernst-B. Johansen AS) som holder til i Langesund. Cranemaster er verdensledende spesialister innen hivkompensatorer, hovedsakelig ment for kranløft innen offshoreindustrien. De produserer både passive og aktive hivkompensatorer.

Til dette prosjektet er med mest aktuelt å se på de passive komponentene og egenskapene ved disse. Det er interessant å undersøke om denne teknologien kunne blitt anvendt ved reduisering av store dynamiske krefter i en forankringsline.

Passiv hivkompensator

En CranemasterTM er en passiv hivkompensatorer (PHC) som består av en dobbeltvirkende hydraulisk støtdemper (*shock absorber*). Enheten er hydraulisk/pneumatisk som betyr at den består av sylindre (med hydraulikkvæske) og akkumulatorer (med nitrogen). Se en skisse for dette konseptet i Figur 7-3. Når en masse (eller kraft) påføres stempelakslingen vil hydraulikkvæsken tvinges gjennom en dyse. På andre siden av dysen vil væsken dytte på et frittliggende stempel som igjen komprimerer gassen.



Figur 7-3: Nøkkelpriussipp for Cranemasters passive hivkompensatorer (Cranemaster, 2016).

Dette systemet vil sørge for at det utøves en kraft som virker i motsatt retning av massebevegelsen. Dette gir en nedbremsing, som sørger for mykere løftebevegelser og dissipasjon av energi.

Hivkompensatorer er spesielt utviklet med tanke på kranløft innen offshore-industrien. Uten slik form for demping vil man risikere store påkjenninger fra dynamiske krefter, som kan føre til skader og ulykker. En annen stor fordel med et slikt system er at ventetiden for skip og personell reduseres. Dette fordi løfteoperasjoner kan utføres til tross for høye bølger og kraftig vind. Det såkalte *værvinduet* vil utvides ved bruk av hivkompensatorer.

En Cranemaster fungerer som en kombinasjon av en demper og en fjær. Dempeeffekten skapes av hydraulikkvæsken som presses gjennom dysen. Fjæreffekten skapes av gassen som komprimeres/dekomprimeres. Ved beregning av kraften fra den hydrauliske dempingen, brukes ikke den vanlige formelen for viskøs demping, men i stedet at dempingen er proporsjonal med kvadratet av hastigheten. Her vil styrken på dempingen være bestemt av blant annet forholdet mellom stempelareal og dyseareal. Komprimeringen av gassen gir fjæregenskap, som sørger for stivhet til hivkompensatoren. Kurven som angir fjærkraften i forhold til slaglengden er ikke lineær, men øker eksponentielt med økt slaglengde. Dette kommer frem av teori for adiabatisk prosesser.

Når man skal velge ut en egnet Cranemaster er det noen nøkkelparametere som man må ta hensyn til;

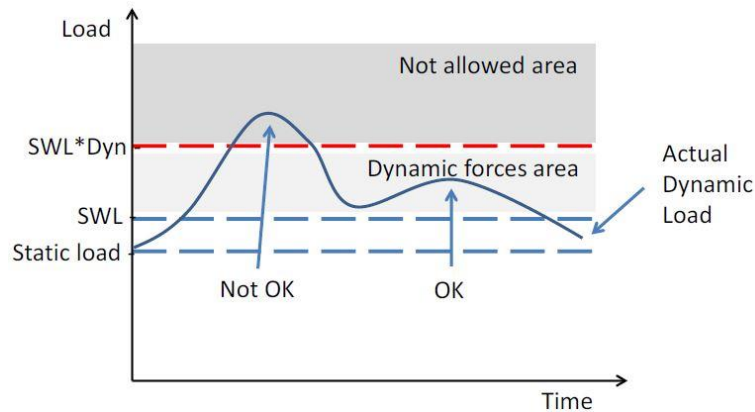
- Maksimalt slag (*stroke*)
- Fjærstivhet (kraft-slaglengde-karakteristikk)
- Dempingskarakteristikk (forskjellig ved inn- og ut-bevegelsen)

For å få enheten til å tilpasses lastsituasjonen kan dempingen og stivhetskarakteristikken optimaliseres. For å finne de optimale innstillingene for enheten, bruker Cranemaster egenutviklede regneark, og programmet OrcaFlex for å gjøre simuleringer. Kurven for fjærkraft i forhold til slaglengde (*stroke*) kan bli tilnærmet flat, men noe stigning vil det alltid være. Grunnen til det er akkumulatorens fjærvirkning som gir systemet stivhet. Hvis enhetene skal lages med lav stivhet vil dette kreve at de er fysisk veldig store, på grunn veldig stort akkumulatorvolum.

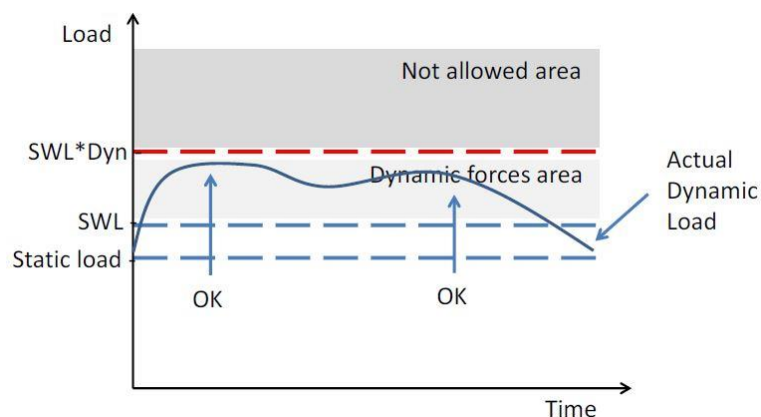
I Cranemasters regneark oppgir man, blant annet, parameterverdi for *Static load weight in air*, som er vekten (i tonn) som gir statisk belastning på enheten. Denne lasten sørger for at stempelet i hydraulikksylindern beveger seg til halve slaglengden, hvor den faller til ro. Her er det oppnådd likevekt mellom den statiske lasten og fjærkraften fra akkumulatoren.

Ved offshore kranløft vil den relative bevegelsen mellom kranbommen og lasten forårsake dynamiske krefter. Konseptet med Cranemaster-enhetene er at de skal plukke opp disse dynamiske kreftene og fordele de utover en lengre tidsramme. Den totale energien forårsaket av bevegelsene er den samme med- og uten en Cranemaster, men den dynamiske lasten sett av kranen vil reduseres betraktelig dersom en Cranemaster-enhet er installert (se Figur 7-4 og Figur 7-5). Dette kommer av at enhetene typisk klarer å absorbere opp til 95 % av energien. Dette vil beskytte både kranen og lasten. I diagrammene står «SWL» for *Safe working load*.

Alle kraner designes med en ekstra sikkerhetsfaktor mot uforutsette og uventede laster. For offshore-kraner inkluderes denne ekstra sikkerhetsfaktoren, *Dynamic Factor (Dyn)*, for å sikre wire og kran mot ekstra laster forårsaket av bølgebevegelser. Denne dynamiske sikkerhetsfaktoren er typisk 1.3 (Cranemaster, 2013).



Figur 7-4: Dynamisk last uten bruk av Cranemaster (Cranemaster, 2013).



Figur 7-5: Dynamisk last med bruk av Cranemaster (Cranemaster, 2013).

Lastkapasiteten kan økes dersom man kombinerer to Cranemaster-enheter i parallell. Ved simulering og analyse av to enheter i parallell, må man doble verdier for fjærkraft og dempekraft i regnearket, og implementere de nye verdiene i OrcaFlex. Karakteristikkene for fjærkraft i forhold til slaglengde, og dempekraft i forhold til hastighet, kan plottes i Excel.

Studie av CM4-700T-4500-A

I denne oppgaven er det valgt å studere egenskapene til Cranemaster-enheten CM4-700T-4500-A, som har maksimal slaglengde på 4500 millimeter (4.5 meter). Se Figur 7-6. Denne enheten har SWL på 700 tonn (7 000 kN) ved fullt utnyttet slaglengde. Denne er overflatebehandlet for å tåle saltvann og røft miljø, og den kan operere dypt under havoverflaten. Sertifisering av enheten er gjort etter DNV-standard for løfteutstyr.



Figur 7-6: Cranemasters modell CM4-700T-4500-A
(Cranemaster, 2013)

I dette prosjektet er PHC-enhetens egenskaper undersøkt, for å se om den kan tilpasses maksimalkreftene i forankringslinen. Cranemaster-enheten ble innstilt slik at fjærkraften ved null slag samsvarte med verdier for f_{xmax} (3DFloat), som ble studert tidligere i prosjektet. Egenskapene ble undersøkt ved å bruke Cranemasters regneark.

I samtale med Bergem, som har sett diagrammet for forankringslinens krefter ved ULS-67 (Figur 6-2), ble det anbefalt å sette enheten til å utvides ved 6 000 kN. Derfor ble denne grensen også studert.

Tabell 7-1: Tester med Cranemasters CM4-700T-4500-A.

Test nr.	Static load weight (in air) [tonn]	Tilnærmet fjærkraft (v/null slag) [kN]
# 1	402	3 000 (6 000) *
# 2	478	3 500 (7 000) *
# 3	547	4 000 (8 000) *
# 4	615 **	4 500 (9 000) *

* Ved bruk av Cranemasters regneark finner man verdier som gjelder én enhet. Verdiene i parentes er doblede verdier, som gjelder ved parallellkobling.

** Trykket overstiger her anbefalt grense, ved utnyttelse av full slaglengde.

Ved bruk av regnearket må man oppgi hvilken temperatur det er i miljøet der hvor enheten skal brukes. Siden den flytende vindturbinen er tiltenkt et område liknende kysten utenfor Peterhead (Skottland), er det tatt utgangspunkt i månedlige gjennomsnittstemperaturer for dette området. Se Tabell 7-2.

Tabell 7-2: Gjennomsnittstemperaturer utenfor kysten av Skottland
(The Scottish Government, 2005)

Average	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Millport (30 yr)	7.5	6.8	7.0	8.1	9.7	11.5	13.0	13.7	13.5	12.4	10.7	8.9
Ardtoe (10 yr)	7.6	6.9	7.2	8.3	9.9	11.7	13.1	13.8	13.6	12.5	10.8	9.0
Fair Isle (21 yr)	7.2	6.6	6.8	7.6	8.8	10.2	11.3	11.9	11.7	10.9	9.6	8.3
Peterhead (25 yr)	6.3	5.6	5.9	7.1	8.9	10.8	12.3	13.0	12.7	11.5	9.7	7.8
Findon (5 yr)	7.0	6.1	6.1	7.1	8.7	10.5	12.0	12.9	12.9	11.9	10.3	8.5

For studiet utført her er det valgt å bruke årlig gjennomsnittstemperatur, og verdien har blitt rundet opp til 10 grader. Det er kontrollert at enheten også kan brukes ved de laveste - og høyeste månedlige gjennomsnittstemperaturene, på henholdsvis 5,6 og 13,0 °C.

Enheten kan modifiseres, for å tilpasse stivhetsegenskapene. Den kan ha tre akkumulatorene innkoplet (for høyere stivhet), eller fire akkumulatorene innkoplet (for lavere stivhet). Her er det valgt å bruke fire akkumulatorene, for å gi den myke egenskaper.

På grunn av at den bestemte PHC-enheten har SWL-begrensning på 7 000 kN, er det valgt å bruke to enheter i parallell. Dette for å doble kapasiteten.

Resultater fra studiet av CM4-700T-4500-A

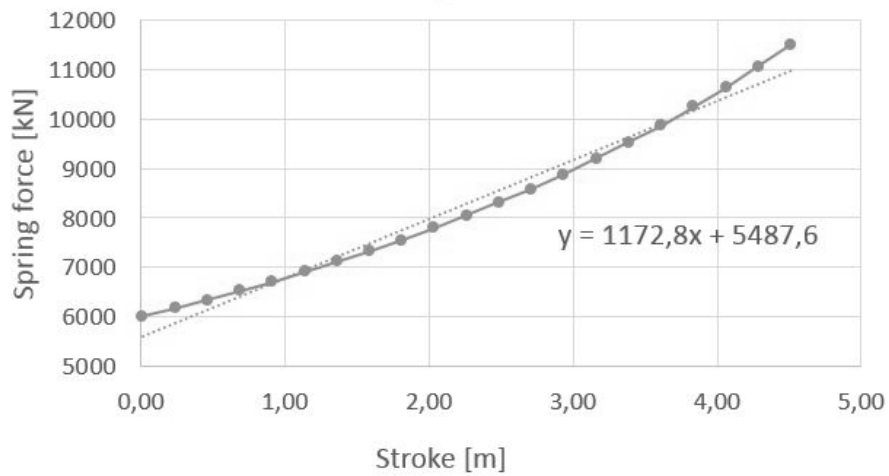
Tabell 7-3 viser en oversikt over egenskaper, når to enheter er koblet i parallell. Diagrammer som viser fjærkraft i forhold til slaglengde, vises i Figur 7-7 til Figur 7-10. Her vises også lineariseringer av kurvene, og formlene for disse linjene. Stigningstallene i disse formlene angir den lineariserte fjærstivheten til det parallellkoblede systemet. Til slutt vises et diagram som viser dempekraften i forhold til hastigheten (Figur 7-11). Dette diagrammet gjelder for alle innstillingene (testene).

Tabell 7-3: Resultater fra testing av Cranemaster CM4-700T-4500-A.

Test nr.	Fjærkraft ved 0m og 4,5m [kN]	Linearisert fjærstivhet [kN/m]
# 1	6005 – 11 507	1 172,8
# 2	7001 – 13 415	1 394,5
# 3	8011 – 15 352	1 590,0
# 4	9007 – 17 260 *	1 794,2

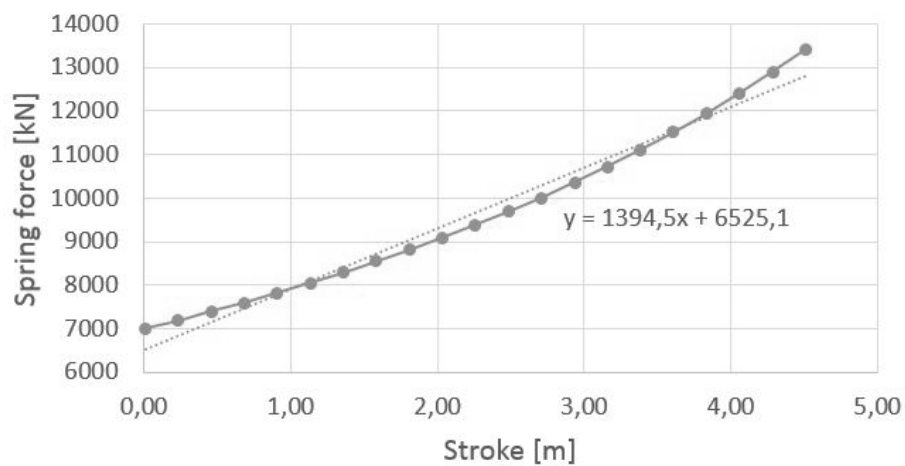
* OBS! Trykk over anbefalt grense ved fullt utnyttet slaglengde.

Test 1



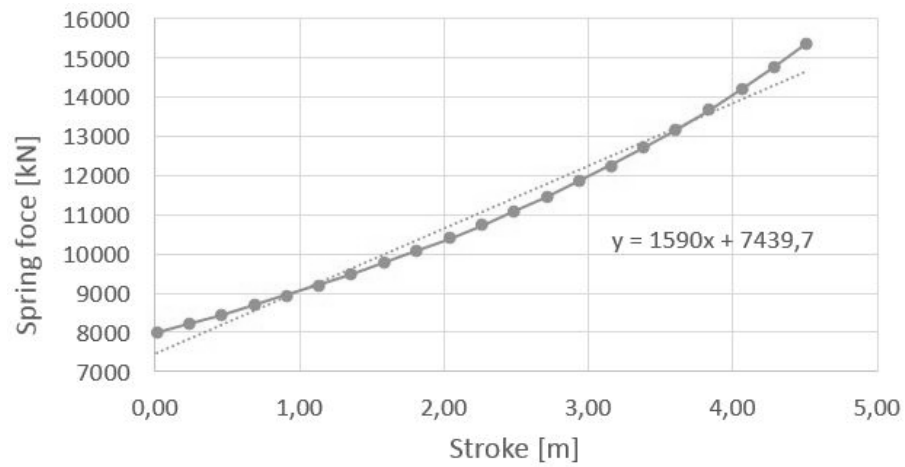
Figur 7-7: Cranemaster – Test 1: Fjærkraft i forhold til slag.

Test 2



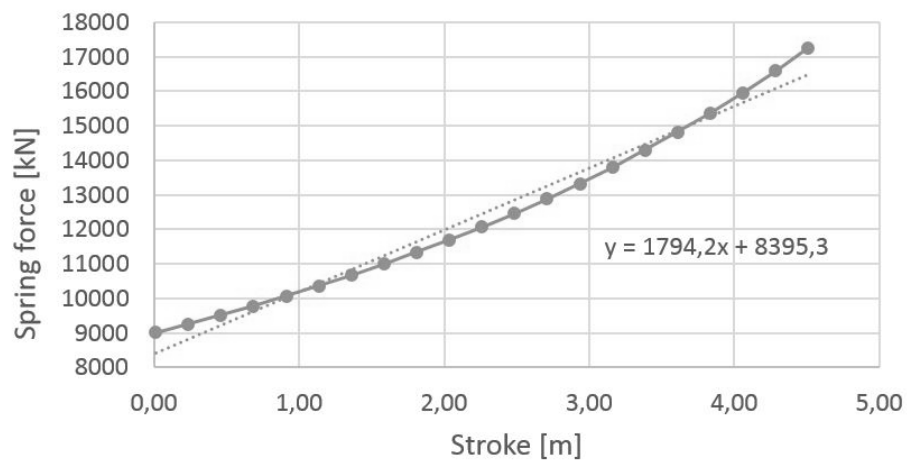
Figur 7-8: Cranemaster – Test 2: Fjærkraft i forhold til slag.

Test 3



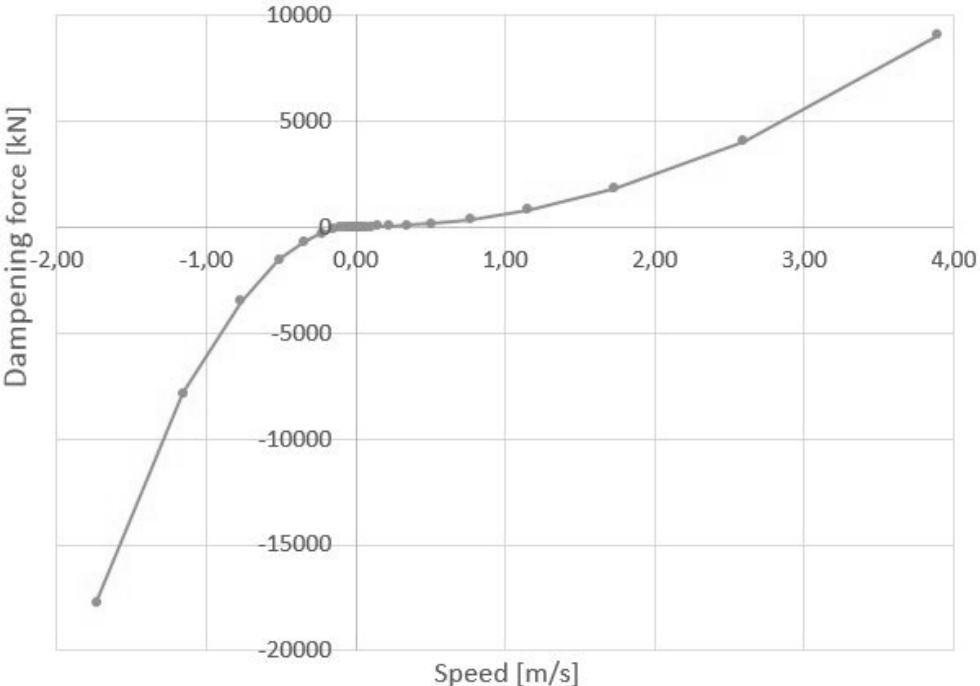
Figur 7-9: Cranemaster – Test 3: Fjærkraft i forhold til slag.

Test 4



Figur 7-10: Cranemaster – Test 4: Fjærkraft i forhold til slag.

Dempingskraft i forhold til hastighet (gjelder alle testene)



Figur 7-11: Cranemaster : Test 1 - Test 4: Dempekraft i forhold til slaghastighet.

7.4 Safelink

Safelink er et stort norsk ingeniørfirma som produserer løsninger for offshore løfteoperasjoner. Firmaets hovedprodukter er hivkompensatorer og støtdempere for salg og leie. Safelink holder til i Skien, men har også kontorer i Pirkkala (Finland) og i New York.

Målet med de passive hivkompensatorene er som vanlig å senke dynamiske laster på kraner og/eller nyttelaster, for å øke stabiliteten og redusere bevegelser og landingshastigheter.



Figur 7-12: Eksempel på Safelink PHC-enhet (Safelink, 2015).

Stort akkumulatorvolum

Det ble tatt kontakt med Simen Ellingsen Sikkeland og Tord Martinsen, som jobber i Safelink. En forklaring av belastningssituasjonen ble gitt, med utgangspunkt i resultater for ULS-67, hvor de maksimale dynamiske kreftene ble registrert til å være i underkant av 11 000 kN. Etter å ha beskrevet ønsket om å redusere de maksimale dynamiske kreftene, ved å «kutte» disse tilnærmet flatt ved $\sim 7\,000$ kN, ble det opplyst av Martinsen om at dette er mulig dersom man lager en PHC med et ekstremt stort gassvolum. For en PHC av denne kapasiteten ville dette krevd et gass-olje-forhold på 18:1, som her ville betydd et anslagsvis gassvolum på over 20 kubikkmeter. Dette kunne sørget for 10 % endring i kraft over hele slaglengden, og dette er den mykeste karakteristikken som Safelink har produsert. Et så stort gassvolum ville gjort at vekt og kostnad for enheten blir veldig høy.

Det er også mulig å kutte kreftene «flatt» dersom man lager enheten med en sikkerhetsventil (*relief valve*) som slipper ut gass når trykket i akkumulatoren går over en forhåndsbestemt grense. Med denne metoden vil startkraften/starttrykket ved neste slag være lavere, fordi gass har blitt sluppet ut. Gassnivået kan eventuelt økes igjen ved å ha koblet til en stor reservetank eller en aktiv pumpe.

PHC: 5 000 – 7 000 kN

I stedet ble det anbefalt å bruke en PHC som har lang slaglengde og er middels stiv. En slik enhet vil kunne ha egenskaper som gitt i Tabell 7-4.

Tabell 7-4: Estimerte egenskaper/størrelser for en aktuell PHC fra Safelink.

Kraft v/null slag	5 000 kN
Kraft v/maks. slag	7 000 kN
Slaglengde *	3.0 m
Total lengde på PHC **	Slaglengde + 1,5-2,5 m
Vekt ***	16-20 tonn
Bredde x høyde	Ca. 1,5 x 1,5 m
Levetid	Opp mot 50 år
Estimert kostnad ****	2-3 millioner

* Slaglengden kan økes utover dette for å redusere stivheten. Dette vil gi en flatere kutting av kreftene.

** Avhengig av innfestningstype.

*** Vekten er avhengig av ståltype i rørene og stivhetskarakteristikk.

**** Avhengig av gassvolum, stål kvalitet og levetid.

Grunnen til at maksimalkraften til PHC-enheten kan settes så lavt som 7 000 kN, til tross for at de «udempede» dynamiske kreftene (Figur 6-2, s. 34) er opp mot 11 000 kN, er at PHC-enhetene designes for å tåle fire ganger så store krefter som kraften ved maksimalt slag.

Dersom PHC-enhetene til Safelink står ubrukte trenger det ikke gjøres rutinemessig vedlikehold på de, men dersom de utsettes for ytre påvirkning fra store belastninger, må dette gjøres. Enhetene kan utstyres med sensorer som sjekker tilstand for trykket, og disse kan oppdage lekkasjer.

7.5 Servi AS – avdeling Rissa

For å skaffe mer informasjon om store dempere ble det tatt kontakt med daglig leder Håvard Fjeldvær og teknisk ansvarlig Helge Bratland. En beskrivelse av problematikken vedrørende forankringen ble gitt og deretter ble løsninger diskutert over e-post og telefon. Det ble snakket om pneumatiske- og hydropneumatiske løsninger.

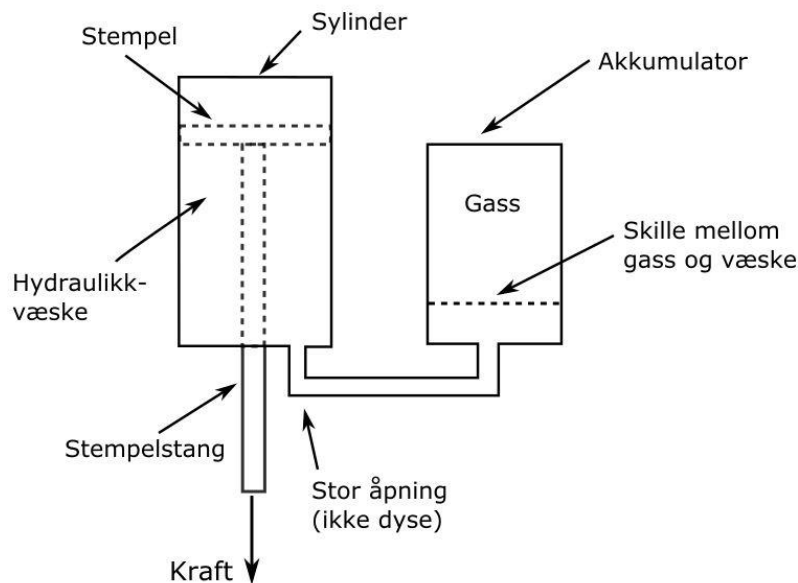
Akkumulator

En akkumulator kunne blitt benyttet for å mykne bevegelsen, slik at rykket i forankringslinen ved den maksimale dynamiske belastningen skjer på en mer skånsom måte. Helge Bratland kom med tre forslag til størrelser, og disse var basert på anslagsvise slaglengder, som ble funnet tidligere i dette prosjektet ved å gjøre simuleringer i 3DFloat. Forutsetningen for størrelsene var at stempelstangen skulle oppleve strekkrefter. Startkrefter, sluttkrefter og slaglengder ble hentet fra ULS-67-tilfellene, og disse står oppført i Tabell 7-5 (se under). Sluttkraften ble valgt ved å runde opp fra den største kraften som oppsto ved simulering uten *Force Limiter*. Det ble forutsatt at sluttkraften skulle være 11 000 kN (som tilsvarer 307 bar) for alle de tre slaglengdene.

Tabell 7-5: Utgangspunkt for sylindrestørrelser til foreslått Servi-akkumulator.

Størrelse nr.	Startkraft (f_{xmax}) [kN]	Sluttkraft [kN]	Slaglengder (anslagsvis) [mm]
1	7 000	11 000	4 500
2	8 000	11 000	3 000
3	9 000	11 000	1 500

En prinsippskisse av akkumulatorene er vist i Figur 7-13. Skillet mellom hydraulikkvæsken og gassen i akkumulatoren vil her være et stempel eller kun oljespeilet. Dette kommer av at det ikke vil lages akkumulatorene med ballong ved så store størrelser som her er tilfelle. Den store åpningen mellom sylindere og akkumulator sørger for liten motstand til oljetransporten.



Figur 7-13: Prinsippskisse for stor akkumulator.
Figurstørrelser er ikke i skala.

Sylindrene ble valgt like, bortsett fra slaglengdene. Stempel- og stempelstangdiameter ble satt til 720/250 mm. Ytre diameter på sylindere er 864 mm. Endelokkene på en sylindere ment for et slikt formål må anslagsvis boltes med 60 stk. M36-bolter. Akkumulatorstørrelser vises i Tabell 7-6. For komprimering av gassen i akkumulatoren antok Bratland tre forskjellige verdier for polytropeksponenten, avhengig av startkraften/forladingen. Disse er også vist i tabellen. Polytropeksponentene er avhengige av blant annet temperaturen, midlere trykknivå og tiden den bruker på hele slaget.

Tabell 7-6: Akkumulatorstørrelser (Servi).

Startkraft / slaglengde, [kN] / [m]	Nødvendig gassvolum, [L]	Polytrop- eksponenten, γ [-]	Starttrykk (forlading) [bar]	Makstrykk [bar]
7 000 (4,5)	7 940	2,0	195	307
8 000 (3,0)	7 438	2,05	223	307
9 000 (1,5)	5 872	2,1	251	307

Dersom en akkumulator skulle stått lenge ubrukt (over flere år) måtte den hatt trykkovervåking for å være sikker på at den har riktig starttrykk/forlading hele tiden.

For å unngå ødeleggelse ved tilfeller med økte laster bør en legge inn litt ekstra sikkerhet. Dette kan være å sørge for at 11 000 kN oppnås litt før slaget er brukt opp eller ved å utvide slaglengden noe. Ved begge tilfeller tillater man sluttkraften å overstige 11 000 kN.

Dynamiske krefter kan være relativt kortvarige, og dette betyr at en akkumulator, dimensjonert slik som i Tabell 7-6, kunne ha redusert maksimallastene noe. Dette fordi kraftopptaket hadde blitt fordelt over tid og strekning (slag). For å kunne si noe sikkert om reduksjonen må en uansett gjøre flere undersøkelser, ved å implementere dynamikken for belastningstilfellet i spesialutviklede dataprogram for den aktuelle demperen/akkumulatoren.

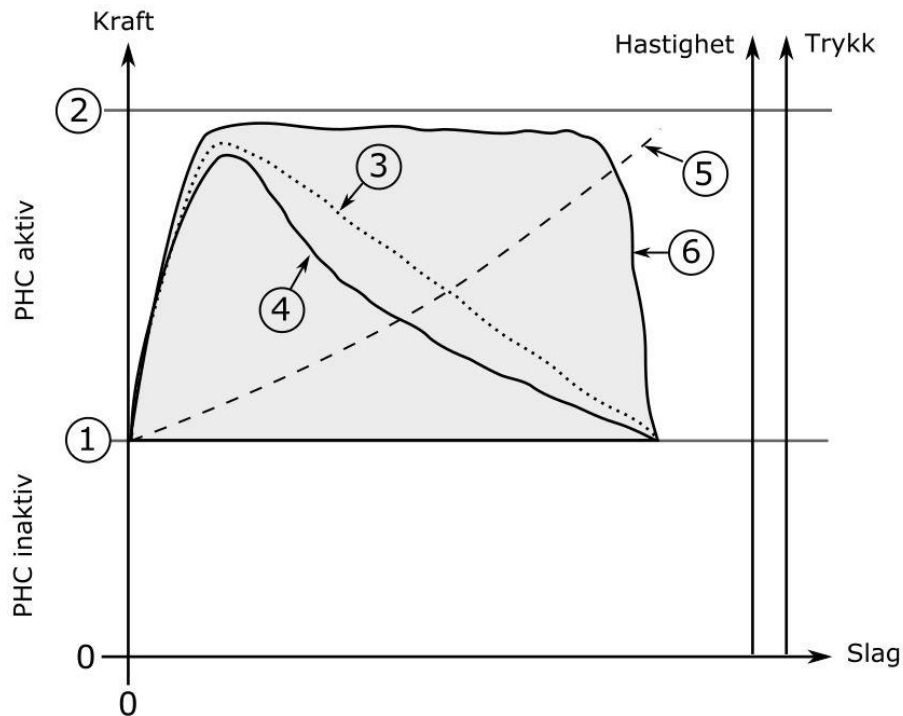
Dersom målet med akkumulatoren skulle vært å starte slaget ved en bestemt kraft, og deretter påføres denne kraften ved konstant verdi helt til slaget har gått tur-retur, måtte gassvolumet vært veldig stort. Dette ville blitt en dyr løsning.

Innføring av demping

I samtale med Bratland, ble det videre diskutert hva som kunne vært den beste og rimeligste løsningen for å «kutte» kreftene ved et visst nivå, slik at forankringslinen ikke opplever de aller høyeste dynamiske kreftene. For at løsningen skal ha fornuftig fysisk størrelse, sammenliknet med store akkumulatorene slik beskrevet ovenfor, vil det være aktuelt å innføre demping.

For å få mer informasjon om sylindermekanismer som har både akkumulator og demping, ble det anbefalt å ta kontakt med Ernst-B. Johansen AS (Cranemaster). På dette tidspunktet i prosjektet var Cranemaster allerede blitt kontaktet. Servi AS (avdeling Rissa) har produsert CranemasterTM-enhetene for Ernst-B. Johansen AS siden 90-tallet. Ekspertisen på dynamikken for de passive hivkompensatorene (PHC) ligger hos Cranemaster.

Videre ble det snakket om hvordan PHC-enhetene gjør at kreftene i løpet av slaget kan holdes på et jevnere nivå, sammenliknet med bruk av kun akkumulator. Ved begynnelsen av slaget vil trykket være høyt foran dysene i sylindere. Dette kommer av at stempelhastigheten i hydraulikksylindere er stor ved starten av slaget. Trykket i sylindere vil som vanlig utøve krefter på stempelet. Relevante kurver for hastighet, trykk og kraft kan skisseres veldig forenklet som i Figur 7-14.



Figur 7-14: Passiv hivkompensator: Enkel skisse av kraftkurve.

I Figur 7-14 er kurver og grenser angitt med tall og disse kan beskrives som følger;

1. Forladingskraft (statisk trykk)
2. Maksimalt tillatt kraft (satt ut ifra maksimal hastighet ved uttrekket)
3. Hastighet for slaget (hydraulikksylinderen)
4. Dynamisk trykk i hydraulikksylinderen. (Basert på dyseberegninger).
5. Akkumulatortrykk
6. Anslagsvis kraftkurve for PHC-enheten.
Integralet av denne kurven gir energiopptaket.

Når slaget går mot slutten virker fjærkraften fra gasskompresjonen veldig sterkt, og dette reduserer hastigheten til slaget, noe som bidrar til reduksjon i hydraulisk dempekraft. Dersom hastigheten til slaget er lavere vil alle kurvene også ligge lavere. Kurven for den hydrauliske dempingen er skissert eksponentielt synkende, og dette kan forklares ut ifra konseptet om kvadratisk demping, hvor dempekraften er proporsjonal med kvadratet av hastigheten, slik beskrevet tidligere.

Figur 7-14 er selvsagt svært enkelt illustrert. Kreftene i løpet av et virkelig slag vil avvike veldig fra dette, blant annet fordi hastigheten i løpet av et slag kan variere veldig. Dette er avhengig av belastningstilfellet.

For at returhastigheten i sylindere ikke skal bli for stor, er PHC-enheter utstyrt med ventiler som hindrer at oljen strømmer fritt tilbake til sylindere, slik at oljen i stedet tvinges gjennom returdyser. Dette setter restriksjoner på oljestrømmen tilbake til sylindere. Uten dette risikerer man at det oppstår store kraftstøt ved returslaget.

7.6 Demping og stivhet for PHC

Her velges det å utdype litt om samspillet mellom demping og fjæring for PHC-enheter, slik skissert i Figur 7-14 ovenfor. I Kapittel 2 ble det formulert at trykkdifferansen over en dyse er proporsjonal med kvadratet av slagastigheten, og at dette kan forklares ut ifra Bernoullis teorem. Det minnes om at et PHC-system er «forladet» med et statisk trykk. Det minnes også om at strømningsastighet rett etter dysen kan være svært høy, noe som sørger for lavt dynamisk trykk her. Trykkdifferansen over dysen vil derfor ved normale slagastigheter tilsvare det dynamiske trykket i hydraulikksylindere (på forsiden av dysen). Formelen for dette dynamiske trykket kan omformes til å uttrykke den hydrauliske dempekraften (F_d) i hydraulikksylindere;

$$F_d = A_e^3 \frac{\rho}{2} \left(\frac{1}{C_d A} \dot{x} \right)^2 \quad (7.1)$$

hvor ρ er oljens massetetthet [kg/m^3], C_d er utslippskoeffisienten, A er dysearealet [m^2], \dot{x} er astigheten til slaget [m/s] og A_e er det effektive stempelarealet [m^2] i hydraulikksylindere;

$$A_e = \frac{\pi}{4} (d_s^2 - d_{pr}^2) \quad (7.2)$$

hvor d_s er sylinderdiameteren [m] og d_{pr} er stempelstangens diameter [m]. Denne likningen gjelder generelt for PHC-enheter (Martinsen, 2016). Når strømningsastigheter går mot null, vil trykkdifferansen også gå mot null. Ved en kompresjonsprosess vil derfor trykkdifferansen over dysen være null når slaget har stoppet opp. Men det totale trykket i hydraulikksylindere vil her være maksimalt. Dette kommer av at trykket i akkumulatoren er maksimalt.

Stivheten til en PHC-enhet kan utledes ved å kombinere tre likninger (likningen for polytropisk prosess, likningen som definerer fjærstivhet og likningen som definerer trykk ut ifra kraft). Stivheten kan da uttrykkes

$$k = \frac{p_1 A_e}{x} \left(\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa - 1 \right) \quad (7.3)$$

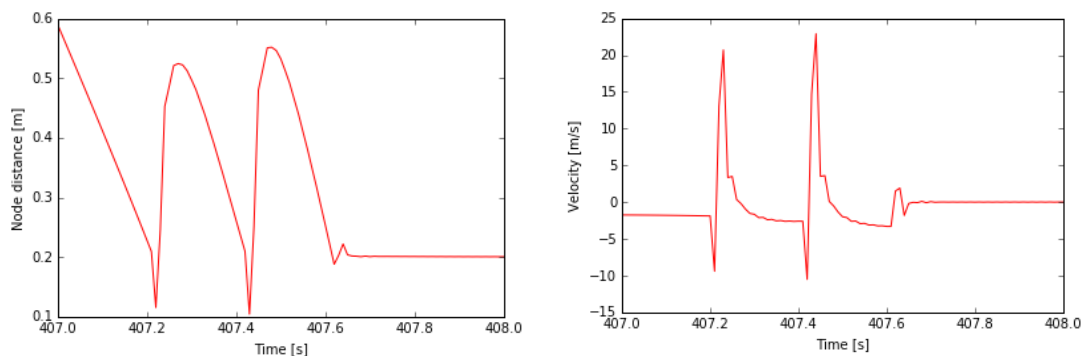
hvor V_1 og V_2 henholdsvis er start- og sluttvolum for gassen, A_e er det effektive stempelarealet, x er slagets lengde i hydraulikksylindere, p_1 er starttrykket til gassen og κ er adiabatkonstanten (polytropeksponenten). Forholdet mellom V_1 og V_2 kalles kompresjonsforholdet, og $p_1 A_e$ tilsvarer den statiske vekten av den nedsenkede lasten som PHC-enheten skal løfte. Av likningen er det tydelig at stivheten til en PHC-enhet er avhengig av slaget og gassvolumet (Totland, 2013).

8 Diskusjon

8.1 3DFloat

«Kutting» av krefter ved f_{xmax} .

Felles for resultatene i Kapittel 6.2 er at linekreftene ikke «kuttet» helt flatt, men at disse får noe store avvik fra dette ved slutten av returslaget til *Force Limiter*. De høyfrekvente kraftsvingningene kommer av at *Force Limiter* går i kompresjon her. Som tidligere nevnt er forankringslinene modellert som *cable*-elementer (hule sylindere) med redusert bøyestivet. Aksialstivheten er derimot uendret, og denne har verdi ut ifra materialet (*chain*) som er valgt for forankringslinene. Aksialstivheten til forankringslinen sørger for et kraftstøt på *Force Limiter*, slik at denne får en liten kompresjon. Diagrammet til venstre i Figur 8-1 viser at lengden til *Force Limiter* komprimeres fra 0.2 til ca. 0.1 meter. Dette eksempelet er fra tilfellet ULS-22 med f_{xmax} ble satt til 7 000 kN (Se Kapittel 6.2). Kraftstøtet ville ikke nødvendigvis skjedd i en virkelig situasjon, siden kjetting har andre aksialstivhetsegenskaper.



Figur 8-1: Kompresjon i *Force Limiter* ved enden av returslaget.

Venstre: Avstanden mellom de to nodene til *Force Limiter* (ved slutten av returslaget).

Høyre: Hastigheten til bevegelsen i *Force Limiter*.

Slaglengde, hastighet og akselerasjon

Plottet av slaglengder i forhold til f_{xmax} -verdier (Figur 6-10, s. 42) viser en tilnærmet lineær sammenheng for de utførte testene. Dette kan komme av at de «udempede» dynamiske kreftene på forankringslinen (Figur 6-2, s. 34), i intervallet 6 000 – 9 000 kN, er jevnt på vei oppover samtidig som at *Force Limiter* kun opererer lineært.

Fra resultatene i Tabell 6-2 (s. 35) kan man se at minimum- og maksimumhastigheter endrer seg svært lite ved å øke f_{xmax} fra 7 000 til 9 000 kN, Omtrent samme tendens ser man for akselerasjonene, men her med et avvik for den negative verdien ved f_{xmax} på 8 500 kN. Hastighetene for bevegelsene til *Force Limiter* er ikke veldig høye. Største positive hastighet er 2.1 [m/s], mens største negative hastighet er -2.7 [m/s]. Men diagrammene viser svært raske endringer i hastighetene, som gir kraftige akselerasjoner og retardasjoner. Disse er veldig kortvarige, kun noen hundredels sekund.

Signifikant bølgehøyde og lastretninger

ULS-22 og ULS-67 har vært de mest kritiske tilfellene i denne oppgaven. Dette kan ha sammenheng med at disse to ble simulert med samme bølgetabell, ut ifra JONSWAP-spekteret med den høyeste verdien for H_s . I tillegg har ULS-22 og ULS-67 vind og bølger med innfallsvinkler på 30 grader, i motsetning til ULS-72 hvor disse lastene kommer inn med 0 grader. Laster med en viss innfallsvinkel kan derfor være av stor betydning.

Produksjon vs. parkert

Det er interessant å merke seg at tilfellet ULS-67, hvor rotoren er parkert, gir de største påkjenningene på forankringslinen. Den sterke vinden gir store dragkrefter på rotorbladene. I kombinasjon med de kraftige bølgene kan dette ha vært utslagsgivende for belastningen.

Lave linekrefter ved ULS-72

I RENERGIX-prosjektet ble det konkludert med at ULS-72 ga den største belastningen på forankringslinen. Ut ifra dette skulle man forvente å se høye linekrefter ved simuleringer av ULS-72 gjort i denne oppgaven. Bølgene ved dette ULS-tilfellet er nesten like store som ved ULS-22 og ULS-67, og vinden er veldig sterk, så rotoren er parkert. Men her ga dette altså de laveste påkjenningene blant de tre ULS-tilfellene.

8.2 Innovativ forankring

Force limiter vs. reell komponent

Den modellerte komponenten *Force limiter* (i 3DFloat) slipper ut og påfører konstant motkraft til forankringslinen over den bestemte fx_{max} -kraften. Ved synkende linekrefter trekker den inn igjen forankringslinen, med samme fx_{max} -kraft. Dette tilsvarer oppførselen til en akkumulator av typen illustrert i Figur 7-1 (s. 43), som har så stort volum at stivheten er tilnærmet null. I samtale med Servi AS ble det opplyst om at dette ville blitt en stor og dyr løsning.

Kraft-slag-kurvene for *Force Limiter* blir flate ved de bestemte fx_{max} -grensene (se figurer i Kapittel 6.2). Kurvene danner ikke lukkede områder, men «går tilbake samme vei». Dette viser at komponenten *Force Limiter* ikke har hysteres. Resultater fra 3DFloat ga likevel verdifull informasjon om potensielt nødvendige slaglengder og maksimale hastigheter.

Tar man utgangspunkt i ULS-67, med fx_{max} satt til 7 000 kN (s. 38), ser vi at tur/retur for slaget til *Force Limiter* tar ca. 8 sekunder. Et kompensatorsystem (f.eks. passiv hivkompensator) er definert som et «raskt akkumulatorsystem» (kompresjon/dekompresjon < 15 sekunder) (se Appendix A). Tar man kun tur/retur-tiden i betraktning, ser det ut til at en PHC kunne passet til formålet.

Cranemaster

Ser vi på testene med de parallellkoblede Cranemaster-enhetene (s. 50-51), og samtidig på det som er funnet av maksimalkrefter ved ULS-67 (Tabell 6-1, s.33), ser det ut til at karakteristikkene fra Test #1 og Test #2 gir gode grunnlag for videre undersøkelser. Den simulerte maksimalkraften på ca. 10 600 kN, ligger innenfor full slaglengde ved begge disse innstillingene av PHC-enhetene. Karakteristikkene fra Test #3 og Test #4 viser at enhetene ikke ville kommet til å utnytte mye av den totale slaglengden.

Fra 3DFloat-resultatene (Tabell 6-2, s. 35) kan vi se at slag hastighetene til den modellerte enheten (*Force Limiter*) ligger i intervallet ± 3 m/s, men hovedsakelig lavere enn dette. Ut ifra diagrammet i Figur 7-11 (s. 52), som viser dempekraft i forhold til hastighet for PHC-enheten, ligger karakteristikken omtrent i samme hastighetsområde. Dette gir godt utgangspunkt for videre analyser.

Demperkraften, som virker i tillegg til fjærkraften, vil kunne sørge for at den minst konservative karakteristikken (ved Test #1), som også er den minst stive innstillingen, er tilstrekkelig for det bestemte lastscenarioet. Dette måtte selvfølgelig blitt undersøkt nærmere.

For enhver PHC-enhet, uavhengig av produsent, er det begrenset hvor lav fjærstivhet denne kan ha. Dette gjør at det er begrenset hvor lav differansen for fjærkraften kan være over den fulle slaglengden. Hvis en kraftig PHC-enhet skal kunne gi veldig lav stivhet, og samtidig ha stor slaglengde, må det lages en veldig stor fysisk enhet. Bortsett fra at størrelsen kan bli en utfordring, er det fullt mulig å lage slike PHC-enheter, ifølge CEO Oddbjørn Bergem i Cranemaster.

Safelink

Safelink sitt forslag til PHC ment for å kutte kreftene tilnærmet flatt ved 7 000 kN, ville krevd veldig stor fysisk plass, med sitt store akkumulatorvolum på 20 m³. Den andre løsningen med middels stiv enhet virker som et mer fornuftig valg, men dette betyr ikke at enheten er liten og lett. Med masse på 16-20 tonn setter den noen betingelser til plasseringen på en flytende vindturbin. Dersom dynamiske krefter hadde oversteget den maksimale fjærkraften på 7 000 kN (ved fullt slag), ville enheten fremdeles tålt dette, siden den er designet for å tåle fire ganger så høye krefter som dette. Men ved økende krefter etter fullt utnyttet slaglengde, vil kreftene i stempelstang og forankringsline øke, og dette er selvsagt ikke ønskelig.

Størrelse, pris og levetid

Som utgangspunkt for videre undersøkelser angående størrelse-, pris- og levetid for PHC-enheter, kan informasjon angående Safelink sin anbefalte PHC tas i betraktning. Se Tabell 7-4. Levetiden på anslagsvis 50 år, tilsvarer halvparten av returperioden for ULS-tilfellene studert i dette prosjektet. Det betyr at PHC-enheten sannsynligvis ville ha blitt benyttet maksimalt én gang i løpet av sin levetid. Kostnaden på 2-3 millioner vil enkelt kunne forsvares dersom PHC-enheten hadde sørget for lavere totale kostnader for forankringssystemet, samtidig med

reduksjon av dynamiske laster på line og flyter. Men det er foreløpig ikke verifisert at den nevnte PHC-enheten ville taklet den dynamiske belastningen eller de andre miljøpåvirkningene.

9 Konklusjon

9.1 Vurdering av resultater (3DFloat)

Resultater fra 3DFloat viser at de maksimale dynamiske lastene på forankringslinene potensielt kan «kuttet» flatt ved hjelp av en teoretisk modell for dette (*Force limiter*). Resultatene viser noen korte transiente kraftsvingninger ved enden av returslaget, og dette er som tidligere diskutert forårsaket av modelleringen av forankringslinen og samspillet mellom linen og *Force Limiter*. Informasjon angående slagbevegelser for komponenten har likevel vært mulig å hente ut av resultatene, og dette var nødvendig for at videre undersøkelser kunne bli gjort.

9.2 Passive hivkompensatorer

Basert på samtaler med profesjonelle fagfolk i industrien virker det som om en gunstig løsning ville vært å benytte teknologien som finnes i passive hivkompensatorer. Denne teknologien kan potensielt sørge for dissipasjon av energien som er tilknyttet de høyeste dynamiske lastene under ekstremisituasjoner.

Det kan holde å benytte middels stive PHC-enheter, som ikke har for stort volum (og dermed ikke har for høy pris). Man trenger ikke nødvendigvis sette øvre kraftgrense (akkumulatortrykk) like høy som den simulerte maksimalkraften. Dette kommer av at man ved hjelp av tid og strekning (slag) sørger for at kreftene absorberes jevnere enn uten bruk av PHC.

Forslaget fra Cranemaster var å benytte to parallellkoblede PHC-enheter som starter slaget ved 6 000 kN og oppnår maksimalt akkumulatortrykk ved full slaglengde på 4.5 meter, noe som ga fjærkraft på 11 500 kN. Safelink anbefalte en PHC med startkraft på 5 000 kN, som ender opp på 7 000 kN ved full slaglengde på 3 meter.

9.3 Forslag til videre arbeid

9.3.1 3DFloat

Denne oppgaven har kun studert noen få belastningssituasjoner, grunnet begrenset tid. For et videre arbeid kunne det vært interessant så se hvordan de dynamiske kreftene i forankringslinene er ved flere variasjoner av belastningene.

På grunn av de store transiente kraftsvingningene som dukker opp i forankringslinen etter returslaget til *Force Limiter*, bør det jobbes videre med å modellere *Force Limiter* slik at denne ikke går i kompresjon, slik beskrevet tidligere.

For simuleringene som involverte «kutting» av linekrefter, ble egenskapene til *Force Limiter* holdt konstant. For et senere arbeid foreslås det å gjøre et parameterstudie hvor man endrer på egenskapene, slik at den ikke klarer å «kutte» kreftene flatt allerede fra null slag, men at den bruker litt av slaget før den når f_{xmax} -grensen.

Siden *Force Limiter* ikke implementerer hysteresis, vil det i et videre arbeid være aktuelt å sørge for hysteresis i modellen, for å se hvordan dette endrer på resultatene.

Dersom kjettingdimensjonen i forankringslinene kunne blitt redusert ved bruk av PHC-teknologi (eller annen demperteknologi), måtte det blitt gjort nye undersøkelser og vurderinger det nye forankringssystemet. Siden massetreggheten til en kraftig forankringsline også har positive egenskaper vedrørende flyterens stabilitet, kan kjettingens dimensjon ikke reduseres uten konsekvenser. Diameteren til kjettingen kan kun reduseres dersom andre tiltak samtidig innføres for å holde flyteren så stabil som mulig i vannet. Dette kan for eksempel være ved å innføre punktlaster langs forankringslinene. For å si noe konkret om mulig størrelsesreduksjon i forankringslinene måtte en derfor ha gjort nye simuleringer og analyser. Dette er et interessant utgangspunkt for et fremtidig prosjekt.

Det må undersøkes hvorvidt de relativt lave linekreftene ved simuleringene av ULS-72 var en kilde til følgefeil. Dersom det ble gjort noen feil ved lastbeskrivelsen i 3DFloat, kan det ha ført til feil grunnlag for studiet av de reelle dempemekanismene. I tilfelle må nye simuleringer bli gjort for dette ULS-tilfellet, og nye egenskaper for demperen må bli bestemt.

9.3.2 PHC

For å vite noe sikkert om hvorvidt en PHC-enhet ville passet til ekstreme belastningssituasjoner for flytende vindturbiner, måtte en ha implementert denne dynamikken i demperutviklernes egne simuleringsprogrammer, som er spesialtilpasset dempernes fysiske oppbygging. Ved siden av analyser vedrørende dynamiske krefter på systemet, må andre forhold også undersøkes og vurderes videre. For eksempel må det undersøkes hvor lenge enhetene tåler å stå statisk/«ubrukt», siden de kun er dimensjonert for å virke i ekstreme situasjoner (100-årsstorm).

I samtale med Oddbjørn Bergem i Cranemaster ble det opplyst om større PHC-enheter som er under utvikling. Disse kunne vært interessante å studere i et senere prosjekt.

10 Referanser

- 4C Offshore. (2016). *Vindeby Offshore Wind Farm*. Hentet Februar 8, 2016 fra <http://www.4c offshore.com/windfarms/vindeby-denmark-dk06.html>
- Adhikari, S. (2000). *Damping Models for Structural Vibration*. Cambridge: Cambridge University Engineering Departement. Hentet 4 12, 2016 fra www-g.eng.cam.ac.uk/dv_library/Theses/sondiponthesis.pdf
- Bergan, P. G., Larsen, P. K., & Mollestad, E. (1993). *Svingning av konstruksjoner* (2.. utg.). Trondheim: Tapir Forlag.
- Cranemaster. (2013, Februar 22). *Applications - Lifts in air*. Hentet April 28, 2016 fra <http://www.cranemaster.no/file/eg-1003-a.pdf>
- Cranemaster. (2013). Technical Product Sheet - CM4-700T-4500-A. Langesund: Cranemaster.
- Cranemaster. (2016). *How it works*. Hentet April 14, 2016 fra <http://cranemaster.no/cranemaster-products>
- Dixon, J. C. (2007). *The Shock Absorber Handbook* (2.. utg.). Chichester: John Wiley & Sons Ltd.
- DNV. (2007). *DNV-RP-C205 Environmental Conditions and Environmental Loads*. Oslo: DNV.
- DNV. (2013). *DNV-OS-E302 Offshore Mooring Chain*. Oslo: DNV.
- DNV GL. (2013). *DNVGL-OS-J103 Design of Floating Wind Turbine Structures*. Oslo: DNV GL.
- DNV GL. (2015). *DNVGL-OS-E301 Position Mooring*. Oslo: DNV GL.
- Dr.techn. Olav Olsen. (2014). *11802-OO-R-001 Design Basis rev 01*. Oslo: Dr.techn. Olav Olsen.
- Dr.techn. Olav Olsen. (2015). *11802-OO-R-201 Design Basis - phase II*. Oslo: Dr.techn. Olav Olsen.
- Dr.techn. Olav Olsen. (2015). *11802-OO-R-203 Hydrodynamic analyses and simulations - Phase II*. Oslo: Dr.techn. Olav Olsen.
- Dr.techn. Olav Olsen. (2015). *11802-OO-R-204 Mooring Analyses – Phase II*. Oslo: Dr.techn. Olav Olsen.
- Faltinsen, O. M. (1990). *Sea Loads on Ship and Offshore Structures* (1.. utg.). Cambridge: Cambridge University Press.
- Fay, T. H. (2011, Oktober 12). Quadratic damping. *International Journal of Mathematical Education in Science and Technology* (43:6), ss. 789-803. doi:10.1080/0020739X.2011.622806
- Finnemore, J. E., & Franzini, J. B. (2002). *Fluid Mechanics with Engineering Applications* (10.. utg.). New York: McGraw-Hill.
- Fukushima Offshore Wind Consortium. (u.d.). *Fukushima FORWARD*. Hentet Februar 9, 2016 fra <http://www.fukushima-forward.jp/pdf/pamphlet3.pdf>
- Hansen, M. O. (2008). *Aerodynamics of Wind Turbines* (2.. utg.). Padstow: Earthscan.
- Havforskningsinstituttet. (2009). *Økosystem Nordsjøen*. Hentet Mai 2, 2016 fra http://www.imr.no/temasider/havomrader_og_okosystem/nordsjoen_og_skagerrak/nb-no
- Honrubia, A., Gómez-Lázario, E., & Viguera-Rodríguez, A. (2012). *Progress in Turbulence and Wind Energy IV*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag. Hentet fra http://www.upct.es/hidrom/publicaciones/monografias/iti2012_springer.pdf
- Hørthe, G. (2013, 10 28). *Energi og miljø*. Hentet Januar 14, 2016 fra IFE - Institutt for energiteknikk: http://www.ife.no/no/ife/ife_nyheter/2013/konstruktorer-av-nye-typer-flytende-vindturbiner-far-hjelp-av-ife-utviklet-dataverktoy-3d-float

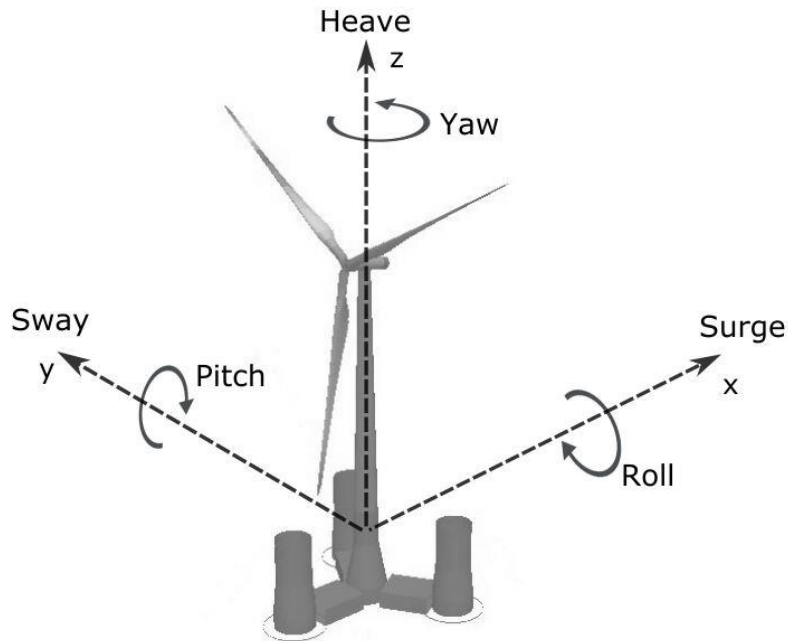
- IEA - International Energy Agency. (2015). *Renewables to lead world power market growth to 2020*. (IEA) Hentet Januar 27, 2016 fra <https://www.iea.org/newsroomandevents/pressreleases/2015/october/renewables-to-lead-world-power-market-growth-to-2020.html>
- IFE. (2015, 1 16). *3DFloat User Manual*. Kjeller: IFE.
- Industrial Gas Springs. (u.d.). *Why Gas Springs Take More Force to Get Moving*. Hentet Mai 7, 2016 fra <http://www.indgassprings.com/hysteresis.html>
- Jakobsen, S. M. (2008). *Passive Heave Compensation of Heavy Modules*. Stavanger: Universitetet i Stavanger.
- Jones, D., Piccard, B., & Jones, G. (2001). *Handbook of Viscoelastic Vibration Damping* (1.. utg.). Chichester: Wiley.
- Journée, J., & Massie, W. (2001). *Offshore Hydromechanics* (1.. utg.). Delft: Delft University of Technology.
- Kelly, S. G. (2012). *Mechanical Vibrations: Theory and Applications, SI Edition* (1.. utg.). Stamford: Cengage Learning.
- Kjølle, A. (1995). *Oljehydraulikk* (2.. utg.). Trondheim: Tapir Forlag.
- Krogstad, H. E., & Arntsen, Ø. A. (2000). *Linear Wave Theory - Part A*. Trondheim: NTNU.
- Manwell, J., McGowan, J., & Rogers, A. (2009). *Wind Energy Explained* (2.. utg.). Chichester: John Wiley & Sons Ltd.
- Martinsen, T. (2016, Mai 3). Samtale om passive hivkompensatorer med Tord Martinsen.
- Moriarty, P., & Hansen, A. (2005). *AeroDyn Theory Manual*. Colorado: NREL (National Renewable Energy Laboratory). Hentet fra <http://www.nrel.gov/docs/fy05osti/36881.pdf>
- Multiconsult. (u.d.). Energikilder - *Vindkraft*. Hentet Februar 8, 2016 fra <http://www.fornybar.no/vindkraft/teknologi>
- National Oceanic and Atmospheric Administration. (2012). Hentet Mars 1, 2016 fra <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Wavestats.svg>
- Norges Forskningsråd. (2012). *Fremtidens rene energisystem (RENERGI)*. Hentet Februar 17, 2016 fra <http://www.forskningsradet.no/no/Utlysning/RENERGI/1079630580637>
- Nygaard, T. A. (2016, Februar). Veiledning ved masteroppgave.
- Nygaard, T. A., & Myhr, A. (2014). Tension-Leg-Buoy (TLB) Platforms For Offshore Wind Turbines. *EERA DeepWind'2014 Deep Sea Offshore Wind R&D Conference*. Kjeller: IFE. Hentet fra https://www.sintef.no/globalassets/project/deepwind2014/presentations/e/nygaard-_ife.pdf
- Nygaard, T. A., Landbø, T., Cámara, R. J., & Armendáriz, J. A. (2015). *Design, Analysis and Wave Tank Testing of a Semi-Submersible Braceless Concrete Offshore Wind Turbine Platform*. Hentet Januar 26, 2016 fra https://www.sintef.no/globalassets/project/eera-deepwind-2015/presentations/e/e1_nygaard_ife.pdf
- Offshorewind.biz. (2015). *World's Largest Floating Turbine Sails Out*. Hentet Februar 9, 2016 fra <http://www.offshorewind.biz/2015/08/27/worlds-largest-floating-turbine-sails-out/>
- Popko, W., Vorphal, F., Zuga, A., & m.fl. (2012). *Offshore Code Comparison Collaboration Continuation (OC4), Phase I – Results of Coupled Simulation of Offshore Wind Turbine with Jacket Support Structure*. Oak Ridge: NREL. Hentet fra <http://www.nrel.gov/docs/fy12osti/54124.pdf>
- Renewable Energy World. (2015). *Japan: Goto City Aims to Become 'Islands of Energy' by Harnessing Offshore Wind*. Hentet Mai 2, 2016 fra <http://www.renewableenergyworld.com/articles/2015/09/japan-goto-city-aims-to-become-islands-of-energy-by-harnessing-offshore-wind.html>

- Robertson, A., Jonkman, J., Vorpahl, F., Popko, W., & m.fl. (2014). *Offshore Code Comparison Collaboration Continued: Phase II Results of a Floating Semisubmersible Wind System*. Oak Ridge: NREL. Hentet Mai 2016, 8 fra <http://www.nrel.gov/docs/fy14osti/61154.pdf>
- Rosvold, K. A., Rauboti, J., & Hofstad, K. (2014). *Store Norske Leksikon - Vindkraftverk*. Hentet Februar 8, 2016 fra <https://snl.no/vindkraftverk>
- Safelink. (2015). *Standard Passive Heave Compensation*. Hentet April 21, 2016 fra <http://www.safelink.no/standard-passive-heave-compensation/>
- Statoil. (2014). *Hywind Scotland Pilot Park*. Hentet Februar 9, 2016 fra <http://www.statoil.com/en/TechnologyInnovation/NewEnergy/RenewablePowerProduction/Offshore/HywindScotland/Pages/default.aspx>
- Svein Grandum, Y. I. (u.d.). *Innovation Norway*. Hentet Mai 2, 2016 fra <http://www.norcowe.no/doc/konferanser/2014/Presentasjonar%20SMI%20Bergen/Grandum%20at%20NORCOWE%20140909.pdf>
- The Scottish Government. (2005, Mars). *Scottish Ocean Climate Status Report*. Hentet April 17, 2016 fra <http://www.gov.scot/Uploads/Documents/Ocean2.pdf>
- Totland, A. (2013). *Passive Heave Compensation (PHC)*. Hentet April 28, 2016 fra http://www.ktf.no/fileadmin/Dokumenter/Kursdokumenter/2013/1320100/Day_2/15.45_-_Wich_parameters_ptimize_subsea...-Arne_Totland__2-8_.pdf
- University of Strathclyde Glasgow. (u.d.). *It all started here*. Hentet Januar 27, 2016 fra <https://www.strath.ac.uk/media/ps/comms/italstartedhere/Blyth.pdf>
- Wikipedia. (2016). *History of wind power*. Hentet Januar 27, 2016 fra https://en.wikipedia.org/wiki/History_of_wind_power
- Wikipedia. (2016). *London Array*. Hentet Februar 8, 2016 fra https://en.wikipedia.org/wiki/London_Array
- Wikipedia. (u.d.). *Floating wind turbine*. Hentet Mai 2, 2016 fra https://en.wikipedia.org/wiki/Floating_wind_turbine
- Wikiwaves.org. (2012). *Ocean-Wave Spectra*. Hentet Mai 4, 2016 fra http://www.wikiwaves.org/Ocean-Wave_Spectra

11 Appendix A: Bakgrunnsteori

11.1 Frihetsgrader og koordinatsystem

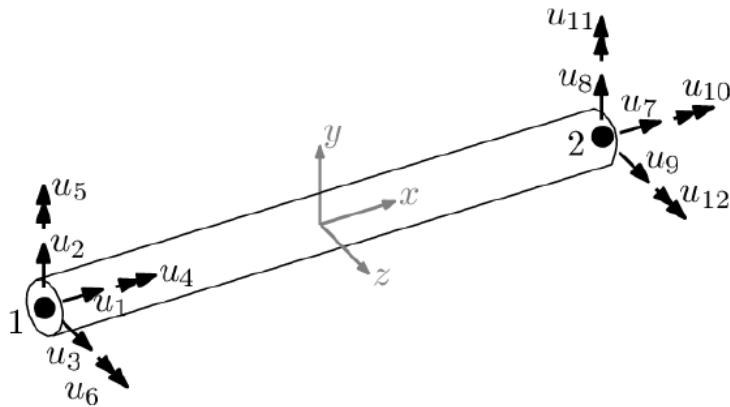
Konvensjonen for frihetsgrader for en flytende vindturbin er vist i Figur 11-1. Det defineres tre frihetsgrader for rettlinjet forskyvning (*surge*, *sway*, *heave*) og tre frihetsgrader for rotasjon (*roll*, *pitch*, *yaw*). Disse frihetsgradene følger det kartesiske koordinatsystemet som her er plassert slik at vinden har retning i positiv x-retning.



Figur 11-1: Frihetsgrader for flytende vindturbin.

3DFloat definerer det globale koordinatsystemet med origo ved SWL, og akser definert slik som i Figur 11-1. XY-planet er det samme som SWL-planet. Z-aksen går vertikalt opp gjennom turbintårnet.

Elementer i 3DFloat har lokale koordinatsystem hvor x-aksen går mellom elementets node 1 og node 2, og dets origo ligger midt mellom de to nodene. Elementets forskyving/rotasjon defineres ut ifra dette lokale koordinatsystemet. Hver node har seks frihetsgrader (tre forskyvninger og tre rotasjoner). Se Figur 11-2.



Figur 11-2: Frihetsgrader og lokalt koordinatsystem for elementer i 3DFloat (IFE, 2015).

11.2 Vindteori

Ytterligere teori om vind kan leses i relevant faglitteratur, som for eksempel bøkene til Hansen (2008) og Manwell, McGowan & Rogers (2009).

11.2.1 Vindprofil

3DFloat bruker vindprofil for å tilføre vind på rotor og struktur. Det er viktig å merke seg at vindprofilen gjelder for gjennomsnittsvind, og tar ikke hensyn til at vinden er ustabil og turbulent. Vindens hastighet er en funksjon av høyden over bakken/havet og kan beregnes med den enkle formelen

$$U(z) = U_r \left(\frac{z}{z_r} \right)^\gamma \quad (11.1)$$

hvor $U(z)$ er vindhastigheten i høyden z , U_r er vindhastigheten i en kjent referanseshøyde (z_r) og eksponenten γ er en parameter som avhenger av mange faktorer, blant annet tid på døgnet, sesong, terreng, vindhastighet og temperatur. Enheter for hastighetene og høydene er henholdsvis [m/s] og [m].

Vindstyrken utenfor kysten er noe av det som gjør at offshore vindkraft er veldig interessant. I forhold til vind over land er denne vinden utsatt for mindre skjærkrefter og den er mindre turbulent (Manwell, McGowan, & Rogers, 2009). Vindens styrke øker med avstanden fra land, før den stabiliserer seg rundt 50 kilometer fra land.

11.2.2 Turbulens

Vindhastigheten fluktuerer i løpet av tiden, og dette fenomenet kalles turbulens. Turbulent vind kan beskrives med blant annet *turbulensintensiviteten* (I_V), som beregnes ved å dele standardavviket til vinden i løpet av 10 minutter (σ_V) med gjennomsnittshastigheten (\bar{V}) (Honrubia, Gómez-Lázario, & Viguera-Rodríguez, 2012).

$$I_V = \frac{\sigma_V}{\bar{V}} \quad (11.2)$$

Intensiviteten er et enhetsløst tall siden begge størrelsene her har enhet [m/s]. Turbulensintensiviteten er en av parameterne som må bestemmes ved simulering i 3DFloat.

11.2.3 Produksjon vs. Parkert

Ved beskrivelser av turbintilstand brukes begrepene *produksjon* og *parkert*. Produksjon betyr her at vindhastighetene er innenfor tillatt område for produksjon. Da vil rotorbladenes *pitch*-vinkel kontrolleres slik at hastigheten på rotoren er optimal til enhver tid. Dersom vindhastigheten høyere enn det tillatte området for produksjon, vil bladenes *pitch*-vinkel justeres slik at bladene opplever minst mulig løftekrefter, og vi sier at rotoren er «parkert».

11.2.4 Blade element momentum theory (BEM)

Den klassiske analysen av vindturbiner ble utviklet av Albert Betz og Hermann Glauert på 1930-tallet. I senere tid ble teorien utvidet og tilpasset for å kunne brukes i datamaskiner. *Blade element momentum theory* er en kombinasjon av to metoder, *blade element theory* og *momentum theory*. Den forenklete versjonen av denne teorien antar stabil luftstrøm. Her vil det gis en kort beskrivelse av BEM-teorien. For detaljerte beskrivelser vedrørende teorien, se Moriarty & Hansen (2005), Hansen (2008) og Manwell, McGowan & Rogers (2009).

Blade element theory antar at rotorbladene til en vindturbin kan deles opp i tynne elementer/seksjoner som virker uavhengig av nærliggende elementer. Det antas altså ingen aerodynamisk interaksjon mellom elementene, og dermed ingen radiell luftstrømning langs bladet. Elementene har aerodynamiske egenskaper ut ifra en to-dimensjonal betraktning av bladprofilen, og de aerodynamiske kreftene baserer seg på den lokale luftstrømmen. Kreftene på bladet bestemmes blant annet av koeffisienter for løft (*lift*) og drag, og luftens angrepsvinkel på bladprofilen. For å beregne de totale kreftene og momentene som virker på rotorbladene summeres alle elementenes krefter langs bladet.

Momentum theory gjør at man kan beregne luftstrømningene ved rotorbladene, ut ifra konservering av bevegelsesmengde (*momentum*). Strømningene ved rotorbladene påvirker luftstrømningen inn mot rotorplanet, og vil derfor påvirke kreftene som beregnes med *blade element theory*.

Når disse to teoriene kobles sammen, kan man gjennom en iterativ prosess bestemme aerodynamiske krefter på rotorbladene og luftstrømninger i nærheten av rotoren.

11.2.5 Utvidelser for BEM-teorien

Klassisk BEM-teori er forenklet, da denne antar luftstrømmen inn mot rotorplanet ikke endrer seg med tiden. Den er stødig. I virkeligheten er luftstrømbildet mer komplisert og dette må inkluderes ved beregninger på en vindturbin. Ustødig luftstrømning har stor effekt på operasjonen av en vindturbin. For å kunne beregne realistisk hvordan luftstrømmen påvirker

vindturbiner brukes derfor en utvidet BEM-teori, hvor de ustabile forholdene tas hensyn til (Hansen, 2008). Her vil noe av dette beskrives kortfattet.

Turbulent vind i tillegg til gjennomsnittlig vind sørger for at vindens styrke og retning ved rotorbladene kan endres kjapt og hyppig. Dette sørger for at aerodynamiske krefter på rotoren stadig endres, noe som fører til vibrasjoner, økte maksimalspenninger og lavere utmattingslevetid (Manwell, McGowan, & Rogers, 2009).

Dynamisk innstrømning (*dynamic inflow*) handler om at store vindfelt må respondere på endringer i operasjonen av turbinen, som for eksempel endringer i bladenes *pitch*-vinkel og rotorhastighet. Ved kjappe endringer vil vindfeltet ikke klare å respondere raskt nok til å øyeblikkelig opprette stabile forhold.

Yaw-feil vil påvirke luftstrømmen gjennom- og etter rotorplanet, på grunn av feil innfallsvinkel. Den etterfølgende luften vil ikke lenger rotere symmetrisk slik som vanlig, men bli endret avhengig av *yaw*-vinkelen. Feil *yaw*-vinkel medfører vekslende krefter på hvert rotorblad.

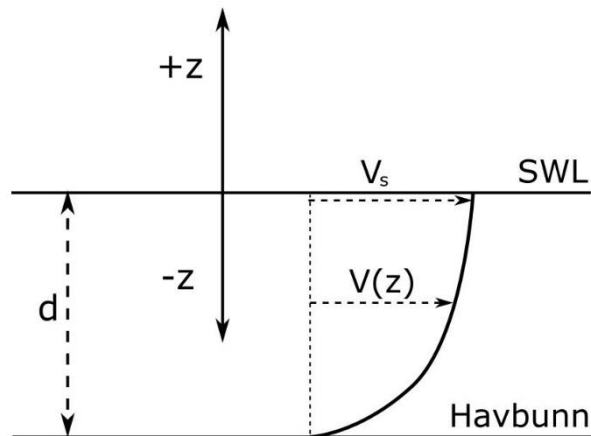
Tårnskygge et begrep som gjelder for nedvinds-turbiner, slik navnet tilsier. Men likende effekt vil gjelde for oppstrøms-turbiner. Rotorbladene til en vindturbin vil merke denne effekten en gang per rotasjon, fordi bladene passerer et felt med annerledes luftstrømning. Dette fører til en vibrasjon i rotorbladene, som har en frekvens omtalt «1P». Tårnet derimot, vil oppleve en vibrasjon med tre ganger høyere frekvens, omtalt som «3P».

11.3 Strømning

Stømningshastighet kan uttrykkes på forskjellige måter. Ved beregning av stømningshastighet i 3DFloat er formelen

$$V(z) = V_s \left(\frac{d+z}{d} \right)^\gamma \quad (11.3)$$

hvor $V(z)$ er stømningshastigheten i en avstand z fra vannoverflaten, V_s er stømningshastigheten ved overflaten, d er havdybden og γ er eksponenten som avgjør hvordan hastigheten endres med dybden. Her er det viktig å merke seg at det settes inn negative verdier for avstanden z . Se Figur 11-3 nedenfor. Enheter for hastigheter og avstander/dybder er henholdsvis [m/s] og [m].



Figur 11-3: Strømningsprofil.

11.4 Bølgeteori

Bølger dannes som regel på grunn av skjærkrefter mellom vind og havoverflate. Når denne interaksjonen er periodisk blir resultatet havbølger. Ved dypt vann og lave vindhastigheter kan bølgebevegelsen bli regulær. Dersom vinden har høy hastighet kan bølgene bli mer komplekse. Bølger beskrives gjerne ut ifra teori for regulære- og irregulære bølger.

11.4.1 Regulære bølger

Regulære bølger er de som er enklest å forklare. Disse kalles også for *første ordens bølger*, *lineære bølger* og *Airy-bølger*, etter George Biddell Airy som var den første til å beskrive denne typen bølger i 1845 (Manwell, McGowan, & Rogers, 2009). Airy-bølgemodellen er mest korrekt for bølger hvor bølgehøyden er lav i forhold til vanddybde eller bølgelengde. Grunnen til at bølgene også kalles *lineære bølger* er at en må anta at brattheten til vannoverflaten er veldig liten, slik at effekter som er uttrykt med kvadratet av brattheten kan neglisjeres (Journée & Massie, 2001). Teorien brukes også som basis for å modellere mer komplekse bølger. Noen antakelser/forenklinger ved Airy-teorien er;

- Vannet er homogent og ikke-kompressibelt
- Vannets overflatespenning neglisjeres
- Overflatetrykket er konstant
- Vannets viskositet neglisjeres
- Ingen hastighet ved havbunnen
- Bølgeformen holdes konstant

Ut ifra teorien for regulære bølger kan vannpartiklers hastigheter og akselerasjoner beregnes. Disse er nødvendige når hydrodynamiske krefter skal beregnes på nedsenkede legemer. Den fullstendige beskrivelsen av Airy-teorien er ganske omfattende, så i denne teksten velges det kun å se på noen få uttrykk fra teorien, som kan være greit å ha kjennskap til. For utfyllende beskrivelser av teorien, se Manwell, McGowan, & Rogers (2009), Journée & Massie (2001) og Krogstad & Arntsen (2000).

Overflateprofilen til en regulær bølge er en funksjon av posisjon og tid og kan beskrives på formen

$$\eta(x, t) = a \sin(\omega t - k_w x) \quad (11.4)$$

hvor a er amplituden [m], ω er vinkelfrekvensen [rad/s], t er tid [s], k_w er bølgenummeret [rad/m] og x er horisontal posisjon [m]. Bølgenummeret defineres som

$$k_w = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (11.5)$$

hvor λ er bølgelengden [m]. Vinkelfrekvensen ω er definert

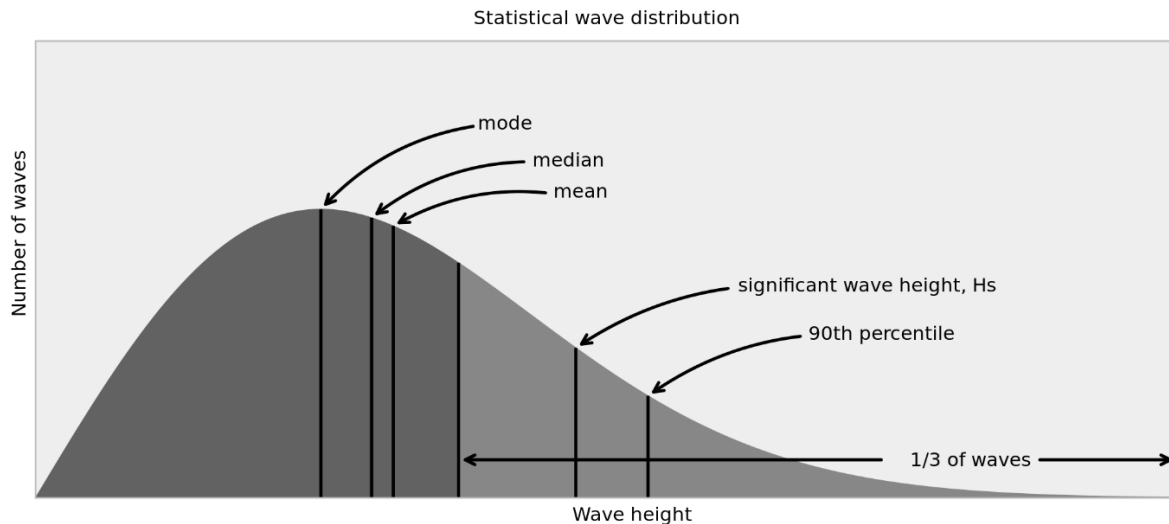
$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f \quad (11.6)$$

hvor T er bølgeperioden [s] og f er bølgefrequensen [s^{-1}] (Manwell, McGowan, & Rogers, 2009).

11.4.2 Irregulære bølger og JONSWAP-bølgespekter

Irregulære bølger er bølger som har ikke har én enkelt bølgelengde eller én enkelt amplitude. De er bygget opp av en rekke ulike regulære harmoniske bølger (Airy bølger/lineære bølger), med ulike retninger, amplituder og bølgelengder. Når disse legges sammen vil havoverflatens bevegelse bli irregulær. Men dersom man gjør noen forenklinger vil overflaten likevel kunne beskrives, til en viss grad. Forklaringen av irregulære bølger er basert på arbeidet til Joseph Fourier (1768 - 1830) som viste at nesten alle funksjoner kan uttrykkes som en sum av en rekke harmoniske sinus- og cosinusfunksjoner.

Ved modellering av irregulære bølger kan det brukes bølgespektre. Disse spektrene beskriver fordelingen av bølgekomponentenes energi ut ifra frekvensene til bølgekomponentene. Når et bølgespekter skal bestemmes brukes det data om bølgehøyder fra statistikk. Bølgehøyder i en situasjon med tilfeldige bølger vil ofte følge Rayleigh-fordelingen, som viser antall bølger som en funksjon av bølgehøyder. Se Figur 11-4.



Figur 11-4: Rayleigh-fordelingen for tilfeldige bølger
(National Oceanic and Atmospheric Administration, 2012).

Ved beskrivelsen av bølgespektrere brukes blant annet signifikant bølgehøyde H_s [m] (se Figur 11-4) og *peak*-perioden T_p [s]. Signifikant bølgehøyde er et standardbegrep innen meteorologi for å angi bølgehøyder. Den signifikante bølgehøyden beregnes ved å ta gjennomsnittet av den høyeste tredjedelen av målte bølgehøyder innen et gitt tidsintervall. *Peak*-perioden er den bølgeperioden i spekteret som har høyest energi. Bølgespektrere beskrives med spektraltetthetsfunksjoner (*power spectral density function*), $S(\omega)$, som er funksjoner av vinkelfrekvens.

Willard J. Pierson og Lionel A. Moskowitz foreslo i 1964 at man kunne anta at dersom vind blåser over et stort havområde i lang tid så vil bølgene til slutt komme i likevekt med vinden. Dette er konseptet om en fullt utviklet havtilstand (*fully developed sea*). PM-spekteret, oppkalt etter Pierson og Moskowitz, har spektraltetthetsfunksjon $S_{PM}(\omega)$, som uttrykkes på formen

$$S_{PM}(\omega) = \frac{5}{16} H_s^2 \omega_p^4 \omega^{-5} \exp\left(-\frac{5}{4} \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{-4}\right) \quad (11.7)$$

Her er $\omega_p = 2\pi/T_p$ *peak*-vinkelfrekvensen til spekteret, med tilhørende *peak*-periode T_p .

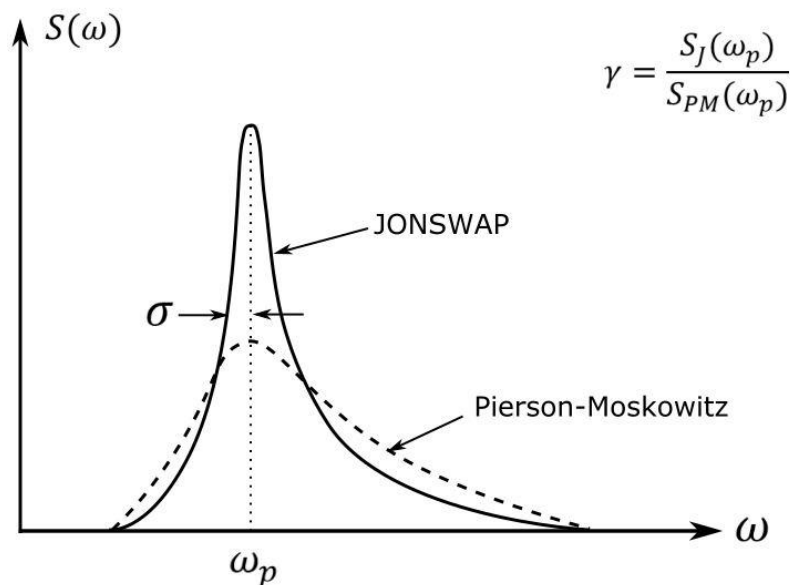
I forbindelse med et prosjekt kalt *Joint North Sea Wave Project* ble det i 1973 funnet ut at spektrumet aldri utvikles til å gjelde for fullt utviklet havtilstand, men kun fortsetter å utvikle seg (Wikiwaves.org, 2012). I dette prosjektet ble det utviklet et nytt havbølgespektrum, kalt JONSWAP-spekteret. Dette spekteret utvider PM-spekteret ved å introdusere en *peak enhancement factor* γ (også kalt *peak shape parameter*), som gir økt maksima. Se Figur 11-5. Det er verdt å merke seg at for $\gamma = 1$ så reduseres JONSWAP-spekteret seg til PM-spekteret. JONSWAP-spekterets spektraltetthetsfunksjon, $S_J(\omega)$, uttrykkes på formen

$$S_J(\omega) = A_\gamma S_{PM}(\omega) \gamma^{\exp\left(-0.5\left(\frac{\omega-\omega_p}{\sigma\omega_p}\right)^2\right)} \quad (11.8)$$

hvor $A_\gamma = 1 - 0.287 \cdot \ln(\gamma)$ er en normaliserende faktor og σ er *spectral width parameter*;

$$\begin{aligned} \sigma &= \sigma_a \text{ for } \omega \leq \omega_p \\ \sigma &= \sigma_b \text{ for } \omega > \omega_p \end{aligned} \quad (11.9)$$

I følge DNV-RP-C205 *Environmental Conditions and Environmental Loads* (DNV, 2007) gir gjennomsnittlige data fra JONSWAP-eksperimentet verdier for σ_a og σ_b på henholdsvis 0.07 og 0.09, og $\gamma = 3.3$.



Figur 11-5: JONSWAP- og Pierson-Moskowitz spektraltetthetsfunksjoner (Illustrasjon).

11.5 Morison-likningen

Morison-likningen er en likning som brukes for å estimere kreftene på et nedsenket sylindrisk legeme forårsaket av horisontal vannbevegelse. Formelverket ble utviklet av avgangsstudenten J.E. Morison ved University of California i 1950. Likningen er en summering av treghetskrefter (*inertia forces*) og dragkrefter, og uttrykkes på sin simpleste form

$$F = F_I + F_D \quad (11.10)$$

hvor F_I er treghetskraften og F_D er dragkraft. Treghetskomponenten kommer av vannbevegelsens akselerasjon mens dragkomponenten kommer av viskøs strømning. Her er det vanlig å uttrykke de to kreftene per lengdeenhet, så den totale kraften F finnes ved å integrere over hele sylinderens lengde.

11.5.1 Treghetskrefter

Treghtskraften består av to komponenter; Froude-Krylov-kraft og kraft fra addert masse. Froude-Krylov-kraft er den dynamiske kraften fra trykket i en uhindret bølgebevegelse. Kraften fra addert masse kommer av at når et nedsenket legeme beveger seg i vann, er vannet nødt til å bevege seg rundt legemet. Vannpartikler i tett nærhet til legemet vil måtte akselereres mer enn partikler lengre fra legemet. På grunn av dette fenomenet er det vanlig å tenke seg at den vannmassen som er nødt til å flyttes får et tillegg av en «addert masse». Dette bør ikke forveksles med en virkelig fysisk masse, men i stedet betraktes som kraft per enhets-akselerasjon (Journée & Massie, 2001). Siden forskjellige geometrier vil gi forskjellig form på denne vannstrømmen vil den adderte massen være forskjellig fra geometri til geometri. Derfor benyttes en dimensjonsløs koeffisient for addert masse, C_a , for å avgjøre størrelsen til den adderte massen. I uttrykket for den totale treghtskraften, F_I , inngår en enhetsløs treghtskoeffisient C_M . Denne er tilknyttet koeffisienten for addert masse.

$$C_M = 1 + C_a \quad (11.11)$$

Den totale treghtskraften for et nedsenket sirkulært sylindrisk legeme vil kunne skrives på formen

$$dF_I = \rho C_M \frac{\pi D^2}{4} \dot{u} dz \quad (11.12)$$

hvor dF_I er horisontal treghtskraft på en liten seksjon (dz) av cylinderen, ρ er massetettheten til vannet [kg/m^3], D er diameteren til cylinderen [m] og \dot{u} er uhindret horisontal vannakselerasjon ved midten av seksjonen [m/s^2] (Faltinsen, 1990).

11.5.2 Dragkrefter

Drag er krefter som virker på tredimensjonale legemer i inkompressibel viskøs strømming. Denne er sammensatt av to komponenter; friksjonskraft og kraft som opptrer på grunn av trykkdifferanser rundt legemet. Dersom strømmingen er tilnærmet stømlinjeformet vil det være friksjonskraften som er dominerende (Finnemore & Franzini, 2002). Men for strømming rundt nedsenkede vertikale sylindre kan den samlede kraften for drag uttrykkes

$$dF_D = \rho C_D \frac{D}{2} u |u| dz \quad (11.13)$$

hvor dF_D er horisontal dragkraft på en liten seksjon (dz) av cylinderen, C_D er dragkoeffisienten og u er uhindret horisontal vannhastighet ved midten av seksjonen [m/s] (Faltinsen, 1990).

11.5.3 Morison-likningen på relativ form

Uttrykkene for kreftene er semi-empiriske siden kreftene ikke i sin helhet kan beregnes teoretisk, men er avhengig av tidligere forsøksdata. Treghtskoeffisienten og dragkoeffisienten må bestemmes empirisk og er avhengige av mange forskjellige faktorer, som for eksempel ruheten til legemet, viskositeten til vannet og geometrien til det aktuelle nedsenkede legemet.

Morison-likningen er en forenklet metode siden den antar konstante verdiene for C_M og C_D i dybden, noe som ikke er realistisk i virkeligheten.

Hittil er kreftene beskrevet for sylindriske legemer som står stille relativt til vannets bevegelser. For flytende offshore-strukturer benyttes den relative formen for Morison-likningen;

$$dF = \left(\rho C_M \frac{\pi D^2}{4} \dot{u} - \rho (C_M - 1) \frac{\pi D^2}{4} \ddot{\eta} + \rho C_D \frac{D}{2} (u - \dot{\eta}) |u - \dot{\eta}| \right) dz \quad (11.14)$$

hvor $\dot{\eta}$ og $\ddot{\eta}$ er henholdsvis hastigheten og akselerasjonen for legemet. Positiv retning for kraften er definert i bølgens bevegelsesretning horisontalt. Alle symboler i formelen er beskrevet i Tabell 11-1.

Tabell 11-1: Symbolbeskrivelse for Morison-likningen på relativ form.

Symbol	Beskrivelse	Enhet
F	Kraft	N
ρ	Massetettheten til vannet	kg/m ³
D	Diameter på sylinder	m ²
C_M	Treghetskoeffisient	-
C_D	Dragkoeffisient	-
u	Uforstyrret horisontal vannhastighet	m/s
\dot{u}	Uforstyrret horisontal vannakselerasjon	m/s ²
$\dot{\eta}$	Legemets hastighet	m/s
$\ddot{\eta}$	Legemets akselerasjon	m/s ²
dz	Liten seksjon av sylindren	m

11.6 Utnyttelsesforhold (UR – Utilization ratio)

I rapporten fra RENERGIX-prosjektet har det blitt beregnet UR-verdier for forankringslinene, for et utvalg av ULS-tilfeller. Dette står for *utilization ratio*, og verdiene forteller hvor godt utnyttet forankringslinene er. UR-verdien beregnes med formelen

$$UR = \frac{T_d}{S_c} \quad (11.15)$$

hvor T_d er designlasten og S_c er den karakteristiske kapasiteten til en forankringsline. Designlasten ble beregnet med formel fra Sec.8 Ch.2.2 i DNV-OS-J103 *Design of Offshore Floating Wind Turbine Structures* (DNV GL, 2013). Den karakteristiske kapasiteten til en forankringsline ble beregnet til

$$S_c = 0,95 S_{mbs} \quad (11.16)$$

hvor S_{mbs} er minimum bruddstyrke for en ubrukt forankringsline i den aktuelle dimensjonen. Minimum bruddstyrke ble funnet fra DNV-OS-E302 *Offshore Mooring Chain* (DNV, 2013).

11.7 Damping

Meningen med dempere er å innføre kontrollert friksjon til systemer som ellers ville vært utsatt for unødvendige svingninger eller støt. Friksjon sørger for at bevegelsesenergi transformeres til varmeenergi som vil fjernes fra systemet. Dette kalles *dissipasjon*. Fluidet som presses gjennom dyser eller andre former for passasjer kan sørge for slik dissipasjon.

Det er viktig å huske på at den totale energien forårsaket av bevegelsene i et system, vil være den samme med og uten demping. Men når man introduserer en demper i systemet vil demperen kunne absorbere bevegelsesenergi over tid og strekning, og dette kan være hensiktsmessig for å beskytte komponentene i systemet.

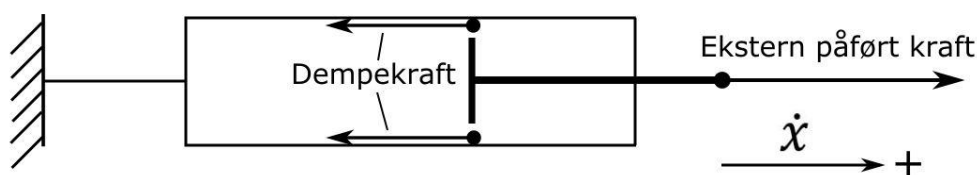
11.7.1 Lineær viskøs demping

Denne formen for demping forklares ut ifra fluidets viskøse egenskaper. Et fluids viskositet er et mål på motstandsevnen det har til skjær- og vridningsdeformasjon (Finnemore & Franzini, 2002). Ønskede motstandskrefter kan oppnås ved å tvinge den viskøse væsken gjennom åpninger eller dyser. Åpning(en) fluidet presses gjennom kan ligge i stempelet, eller være sprekken mellom stempelet og sylinderveggen, eller være et utløp fra cylinderen. Viskøs demping karakteriseres ved at fluidets bevegelse gjennom åpning(en) er laminær/strømlinjeformet (Adhikari, 2000).

En viskøs demper vil kun utøve motvirkende kraft dersom stempelet i demperen er i bevegelse. Definisjonen av en lineær viskøs demper sier at kraften som demperen setter opp er proporsjonal med - og motsatt rettet av hastigheten. Den viskøse demperkraften kan derfor uttrykkes

$$F_{v.d.} = -c\dot{x} \quad (11.17)$$

hvor c [Ns/m] er den viskøse dempningskoeffisienten og \dot{x} [m/s] er slagghastigheten. Størrelsen til den viskøse dempningskoeffisienten er avhengig av størrelsen (kapasiteten) til demperen. Denne avhenger igjen av mange faktorer, blant annet viskositeten til væsken. Figur 11-6 viser en enkel skisse av en demper påført en ekstern kraft.



Figur 11-6: Enkel skisse av viskøs demper.

Modellen for viskøs demping er veldig mye anvendt fordi bevegelseslikninger som inkluderer viskøs lineær demping er relativt simple å løse analytisk. Den matematiske modellen har eksistert i over hundre år og er fremdeles den beste introduksjonen til forskjellige konsepter og metoder for analyse av demping (Jones, Piccard, & Jones, 2001).

11.7.2 Kvadratisk demping

Generelt kan man si at antakelsen om viskøs demping, slik beskrevet ovenfor, avhenger av at hastighetene er lave. For høyere hastigheter er det mer sannsynlig at friksjonskreftene er proporsjonale med kvadratet av hastigheten (Fay, 2011). Likningen for kvadratisk dempekraft kan forenklet uttrykkes

$$F_{k.d.} = -c\dot{x}|\dot{x}| \quad (11.18)$$

hvor c [Ns^2/m^2] er dempingskoeffisienten, og \dot{x} [m/s] er slagghastigheten.

Konseptet om kvadratisk demping kan forstås ut ifra Bernoullis teorem, for en strømning med trykktap over en dyse (Dixon, 2007). Fra denne likningen kan trykktapet (P) [N/m^2] over dysen utledes til å være

$$P = \frac{1}{2}\rho \left(\frac{Q}{C_d A} \right)^2 = \frac{1}{2}\rho \left(\frac{A_e \dot{x}}{C_d A} \right)^2 \quad (11.19)$$

hvor A er dysearealet [m^2], ρ er massetettheten til væsken [kg/m^3], Q er lik volumstrømmen [m^3/s], A_e er det effektive arealet av stempelet [m^2], \dot{x} er slagghastigheten [m/s] og C_d er *discharge coefficient*, som er forholdet mellom den aktuelle strømningsraten og den ideelle strømningsraten som ville vært dersom det ikke var noen friksjon eller kontraksjon i dysen (Finnemore & Franzini, 2002). I denne likningen kommer det tydelig frem at trykktapet over dysen er proporsjonal med kvadratet av hastigheten til slaget.

11.8 Fjæring

11.8.1 Lineær fjæring og fjærkonstant

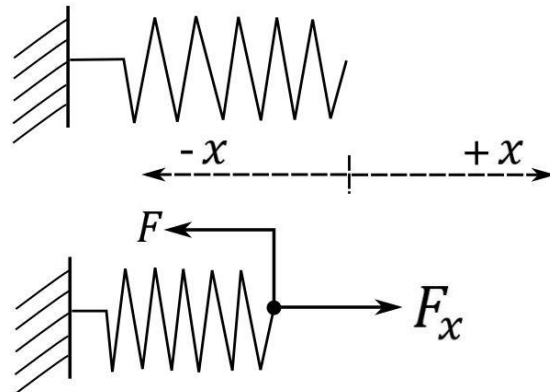
En fjær kan generelt beskrives som en fleksibel forbindelse mellom to elementer i et mekanisk system. På grunn av at tregheten til en fjær er liten i forhold til de andre elementene i det mekaniske systemet, antas det at kraften ved hver ende av fjæren har lik størrelse (Kelly, 2012).

Fjærkraften F_x [N] er enkelt uttrykt

$$F_x = -kx \quad (11.20)$$

hvor k kalles fjærkonstanten eller fjærstivheten [N/m] og x er lengden [m] fjæren er utvidet eller komprimert. Fjærkonstanten angir hvor mye kraft som må brukes på å utvide eller komprimere den én lengdeenhet. Hvis fjæren komprimeres defineres x negativ. Fjærkraften F_x

vil være motsatt rettet av den eksternt påførte kraften (F), og denne vil være proporsjonal med størrelsen til x . En komprimering av en fjær er enkelt illustrert i Figur 11-7.



Figur 11-7: Enkel illustrasjon av komprimering av fjær.

11.8.2 Gasskompresjon

Gasskompresjon brukes i teknologi for blant annet gassfjærer, akkumulatorer og hydro-pneumatiske dempere. Derfor gis en kort innføring i noen relevante begreper vedrørende gasskompresjon.

En polytropisk prosess er en prosess der trykk-volum-forholdet blir gitt av likningen

$$PV^n = \text{konstant} \quad (11.21)$$

hvor P og V er henholdsvis trykket [N/m^2] og volumet [m^3] til gassen, mens n er polytropeksponenten som sier noe om hva slags type prosess det er for et gitt tilfelle.

For en isotermisk prosess med gasskompresjon vil temperaturen holdes konstant, noe som krever at prosessen bruker veldig lang tid, på grunn av den totale varmeutvekslingen. I slike tilfeller vil polytropeksponenten være $n = 1$.

En prosess der det ikke skjer varmeutveksling med omgivelsene kalles en adiabatisk prosess. I en prosess med adiabatisk gasskompresjon vil temperaturen i gassen stige, som et resultat av at arbeidet utført på gassen kun går til å øke den indre energien i gassen. En tilnærmet adiabatisk prosess kan finne sted dersom systemet er veldig godt isolert eller hvis prosessen skjer veldig raskt. Dersom et akkumulatorsystem bruker mindre enn 15 sekunder på kompresjon/dekompresjon så regnes det som et «raskt system». For et slikt raskt system kan vi anta at prosessen er adiabatisk (Jakobsen, 2008).

For en adiabatisk prosess vil polytropeksponenten uttrykkes

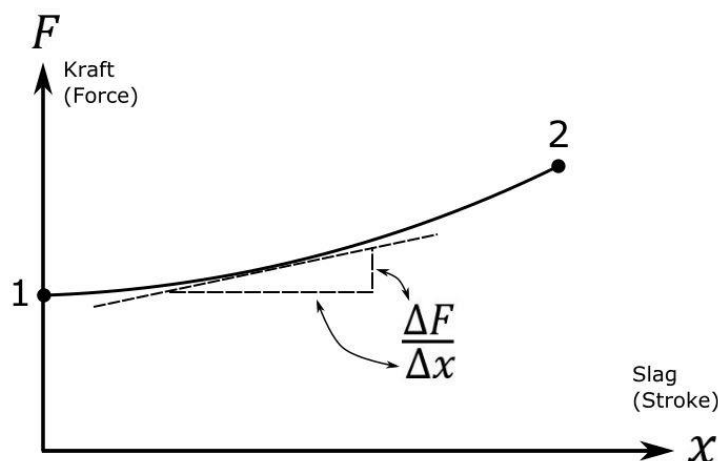
$$n = \kappa = C_p/C_v \quad (11.22)$$

hvor κ er forholdet mellom gassens varmekapasiteter [kJ/K] for henholdsvis konstant trykk og konstant volum. Dette forholdet har mange navn, blant annet «varmekapasitetsforholdet» og «adiabatisk indeks». For vanlige diatomiske gasser som nitrogen (N_2) og oksygen (O_2) er $\kappa = 1,4$. Dette er forbundet med antall frihetsgrader for molekylet.

Ved adiabatisk gasskompresjon i en sylinder, kan vi se at trykket, og dermed også kreftene (F) på stempelet, stiger eksponentielt;

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa \Rightarrow F_2 = F_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa \quad (11.23)$$

Her er indeksene 1 og 2 henholdsvis start- og slutttilstanden, og F er kraften [N] på stempelet som komprimerer gassen. Siden volumet i en sylinder er produktet av et indre tverrsnittareal [m^3] og en lengde x [m], kan en enkel illustrasjon av forholdet mellom kraft og slag (x) se ut som i Figur 11-8.

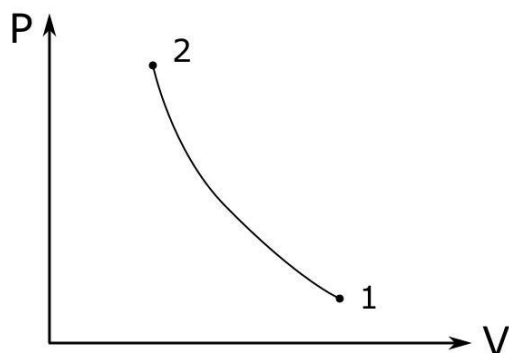


Figur 11-8: Kraft i forhold til slag for adiabatisk gasskompresjon.

For en fjærmekanisme basert på adiabatisk gasskomprimering, vil stivheten («fjærkonstanten») k [N/m] stige i løpet av slaget. Den deriverte av kurven i Figur 11-8 vil gi fjærstivheten ved forskjellige verdier for x . For en lukket sylinder med et stempel som komprimerer en gass, kan dette uttrykkes

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta x} = \frac{dF}{dx} = - \frac{d(PA_a)}{d\left(\frac{V}{A_a}\right)} = - \frac{dP}{dV} A_a^2 \quad (11.24)$$

hvor A_a er arealet av stempelet som komprimerer gassen (Kjølle, 1995). Overgangen fra kraft/slag til trykk/volum er lettere å se ved å betrakte et PV-diagram, slik skissert i Figur 11-9. I figuren er punkt 1 og 2 henholdsvis start- og slutt punkt for kompresjonen.



Figur 11-9: Skisse av PV-diagram. Adiabatisk kompresjon.

Vi kan si at stivheten til et slikt system er proporsjonal med trykket og omvendt proporsjonal med volumet.

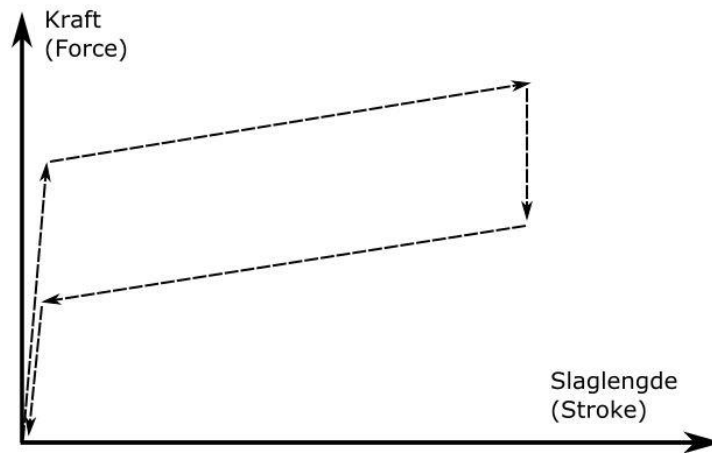
11.9 Hydropneumatisk demping

Hydropneumatiske systemer kombinerer hydraulikk og pneumatikk. Et simpelt hydropneumatisk system består av en hydraulikksylinder med hydraulisk væske og en akkumulator med gass. Gassen som brukes er gjerne nitrogen, siden denne er lett tilgjengelig og ikke brennbar. Akkumulatoren har som oppgave å lagre eller ta opp energi. For kompakte hydropneumatiske system er gjerne akkumulatoren festet direkte til hydraulikksylinderen. Ved andre designbehov kan disse komponentene skilles, men da må det lages en vei for hydraulikkvæsken.

Ved å kombinere en hydraulisk demper med en akkumulator kan man utnytte at dempekraften er sterk ved høye slag hastigheter og at fjærkraften er sterk når slaget nærmer seg maksimal slaglengde.

11.10 Hysterese ved energiopptak

Ved kompresjon/dekompresjon av en mekanisme ment for å absorbere energi, kan kraft-slag-diagrammet forenklet skisseres slik som i Figur 11-10. Kurvene er ikke nødvendigvis lineære i en virkelig situasjon. Hvordan kurvene ser ut kommer an på hva slags type prosess det er, og om demping er tilstede eller ikke. Figuren er kun ment for å gi et bilde av hysterese. Hysteresen for en kompresjon/dekompresjon angir hvor stor dissipasjon som har skjedd i løpet av en syklus. Denne energien er lik arealet av det innesluttede området.



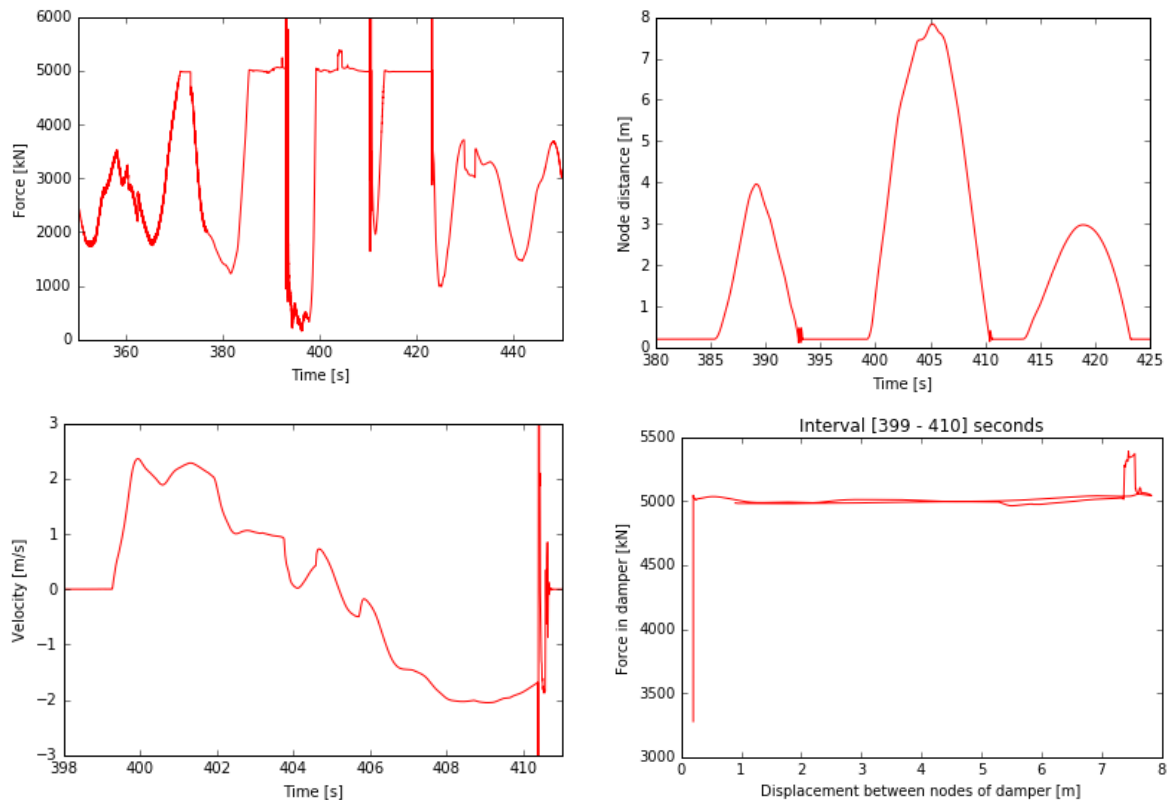
Figur 11-10: Enkel skisse av hysteresekurve i kraft-slag-diagram.

Hvis mekanismen er en gassfjær, kan differansen i kraft ved kompresjon og dekompresjon komme av at friksjonen mellom stempel og sylinter er høyere under kompresjonen enn under dekompresjonen. Dette kan spesielt forekomme dersom mekanismen har vært inaktiv en stund før kompresjonen (Industrial Gas Springs, u.d.).

12 Appendix B: Resultater – f_{xmax} 5 000 kN

Her følger resultatene fra simuleringer i 3DFloat hvor f_{xmax} ble satt til 5 000 kN.

ULS-22 (f_{xmax} 5 000 kN)



Figur 12-1: Resultater ULS-22 (f_{xmax} 5 000 kN).

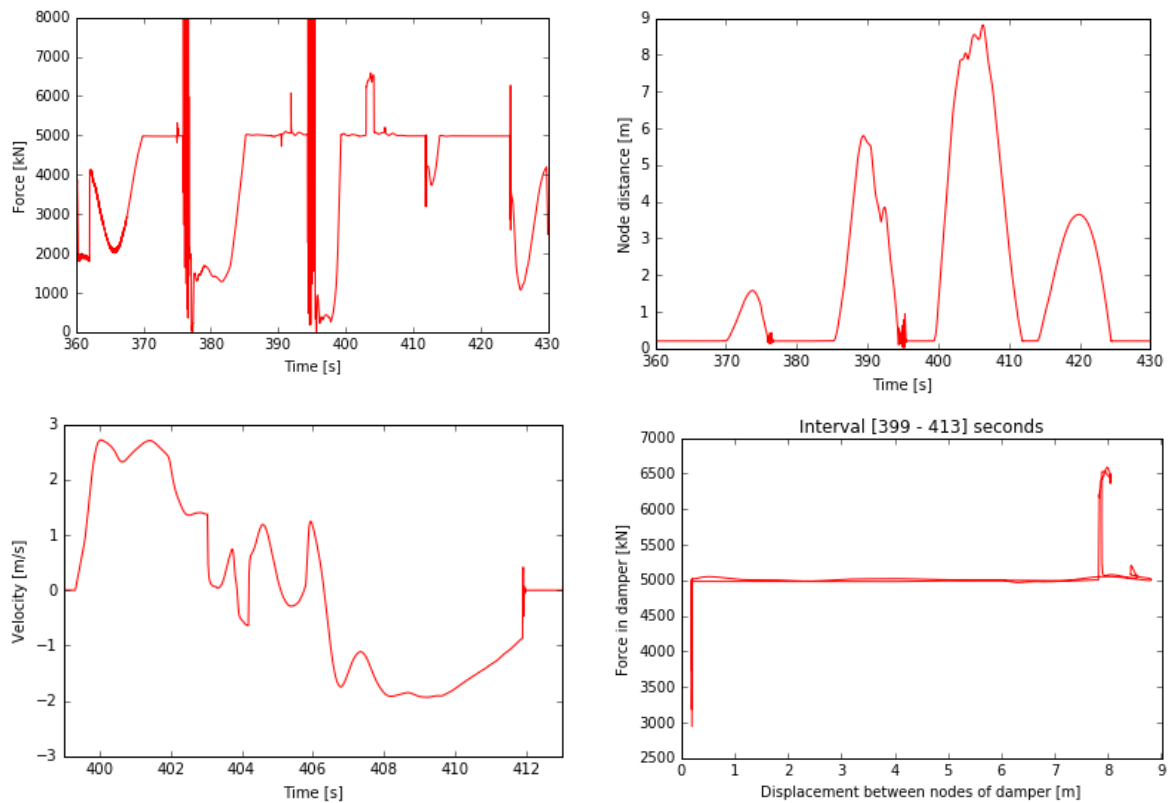
Øverst, venstre: Krefter øverst i forankringslinen.

Øverst, høyre: Slaglengde for Force Limiter.

Nederst, venstre: Hastighet for bevegelsen i Force Limiter.

Nederst, høyre: Kraft i forhold til slag i Force Limiter.

ULS-67 ($f_{x\max}$ 5 000 kN)



Figur 12-2: Resultater ULS-67 ($f_{x\max}$ 5 000 kN).

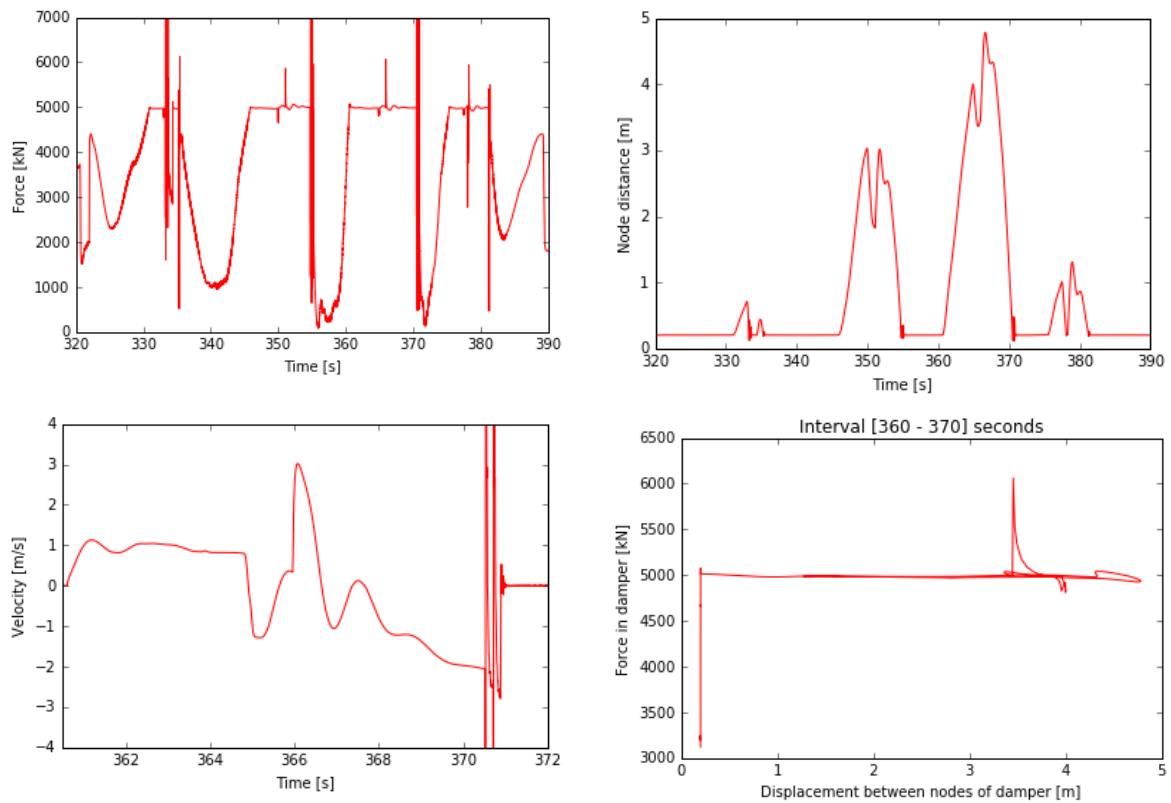
Øverst, venstre: Krefter øverst i forankringslinen.

Øverst, høyre: Slaglengde for Force Limiter.

Nederst, venstre: Hastighet for bevegelsen i Force Limiter.

Nederst, høyre: Kraft i forhold til slag i Force Limiter.

ULS-72 (f_{xmax} 5 000 kN)



Figur 12-3: Resultater ULS-72 (f_{xmax} 5 000 kN).

Øverst, venstre: Krefter øverst i forankringslinen.

Øverst, høyre: Slaglengde for Force Limiter.

Nederst, venstre: Hastighet for bevegelsen i Force Limiter.

Nederst, høyre: Kraft i forhold til slag i Force Limiter.

13 Appendix C: Python-kode

Kodene som vises her ble brukt for å lage diagrammene i Kapittel 6.2. Mer spesifikt gjelder kodene for tilfellet med ULS-67 (f_{xmax} 8 000 kN), som vises i Kapittel 6.2.4. Tilsvarende kode ble også brukt for de andre tilfellene, bare med andre innstillinger.

Koden for «kraft øverst i forankringslinen» (under) ble laget med utgangspunkt i en kode laget av medstudent Steffen Aasen. De andre kodene ble laget ut ifra denne koden.

13.1 Kraft øverst i forankringslinen

```
# -*- coding: utf-8 -*-

from numpy import linspace
from numpy import array
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt

def readcol(filename,ignore,colnbr):

    data=[]

    myfile=open(filename,'r')
    for line in myfile:
        if line[0]!=ignore:
            data.append(float(line.split()[colnbr]))
    return data

data_x=array(readcol('f_line1.3df_force','% ',2))
data_y=array(readcol('f_line1.3df_force','% ',3))
data_z=array(readcol('f_line1.3df_force','% ',4))

resultant=np.sqrt(data_x**2+data_y**2+data_z**2)

resultant_scaled=resultant*(0.001)      # from N to kN

x=linspace(0,450,45000)

plt.figure()
plt.plot(x,resultant_scaled,'r')

plt.axis([360,430,0,8000])
plt.xlabel('Time [s]')
plt.ylabel('Force [kN]')
```

13.2 Force Limiter : Slaglengde

```
# -*- coding: utf-8 -*-

from numpy import linspace
from numpy import array

import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt

def readcol(filename,ignore,colnbr):

    data=[]

    myfile=open(filename,'r')
    for line in myfile:
        if line[0]!=ignore:
            data.append(float(line.split()[colnbr]))
    return data

node1_x=array(readcol('force_limiter_1_node1.txt','% ',2))
node1_y=array(readcol('force_limiter_1_node1.txt','% ',3))
node1_z=array(readcol('force_limiter_1_node1.txt','% ',4))

node2_x=array(readcol('force_limiter_1_node2.txt','% ',2))
node2_y=array(readcol('force_limiter_1_node2.txt','% ',3))
node2_z=array(readcol('force_limiter_1_node2.txt','% ',4))

resultant=np.sqrt((node1_x-node2_x)**2+(node1_y-node2_y)**2+(node1_z-
node2_z)**2)

#Print max value
#max_value=np.max(resultant[39900:40800])
#print max_value

x=linspace(0,450,45000)

plt.figure()
plt.plot(x,resultant,'r')

plt.axis([399,408,0,3.5])
plt.xlabel('Time [s]')
plt.ylabel('Node distance [m]')
```

13.3 Force Limiter : Hastighet

```
# -*- coding: utf-8 -*-

from numpy import linspace
from numpy import array
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt

def readcol(filename,ignore,colnbr):

    data=[]

    myfile=open(filename,'r')
    for line in myfile:
        if line[0]!=ignore:
            data.append(float(line.split()[colnbr]))
    return data

node1_x=array(readcol('force_limiter_1_node1.txt','% ',2))
node1_y=array(readcol('force_limiter_1_node1.txt','% ',3))
node1_z=array(readcol('force_limiter_1_node1.txt','% ',4))

node2_x=array(readcol('force_limiter_1_node2.txt','% ',2))
node2_y=array(readcol('force_limiter_1_node2.txt','% ',3))
node2_z=array(readcol('force_limiter_1_node2.txt','% ',4))

resultant=np.sqrt((node1_x-node2_x)**2+(node1_y-node2_y)**2+(node1_z-
node2_z)**2)

x=linspace(0,450,45000)

from scipy.interpolate import InterpolatedUnivariateSpline

# Get a function that evaluates the linear spline at any x
f = InterpolatedUnivariateSpline(x, resultant, k=1)

# Get a function that evaluates the derivative of the linear spline at any
x
dfdx = f.derivative()

# Evaluate the derivative dydx at each x location...
dydx = dfdx(x)

plt.figure()
plt.plot(x,dydx,'r')

plt.axis([399,408,-3,3])
plt.xlabel('Time [s]')
plt.ylabel('Velocity [m/s]')

#Print max value
max_value=np.max(dydx[39900:40700])
print max_value

#Print min value
min_value=np.min(dydx[39900:40700])
print min_value
```

13.4 Force Limiter : Akselerasjon

```
# -*- coding: utf-8 -*-

from numpy import linspace
from numpy import array
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt

def readcol(filename,ignore,colnbr):
    data=[]
    myfile=open(filename,'r')
    for line in myfile:
        if line[0]!=ignore:
            data.append(float(line.split()[colnbr]))
    return data

node1_x=array(readcol('force_limiter_1_node1.txt','% ',2))
node1_y=array(readcol('force_limiter_1_node1.txt','% ',3))
node1_z=array(readcol('force_limiter_1_node1.txt','% ',4))

node2_x=array(readcol('force_limiter_1_node2.txt','% ',2))
node2_y=array(readcol('force_limiter_1_node2.txt','% ',3))
node2_z=array(readcol('force_limiter_1_node2.txt','% ',4))

resultant=np.sqrt((node1_x-node2_x)**2+(node1_y-node2_y)**2+(node1_z-
node2_z)**2)

x=linspace(0,450,45000)

from scipy.interpolate import InterpolatedUnivariateSpline

# Get a function that evaluates the linear spline at any x
f = InterpolatedUnivariateSpline(x, resultant, k=1)

# Get a function that evaluates the derivative of the linear spline at any
x
dfdx = f.derivative()

# Evaluate the derivative dydx at each x location...
dydx = dfdx(x)

v = dydx
f2 = InterpolatedUnivariateSpline(x, v, k=1)
df2dx = f2.derivative()
dvdxdx = df2dx(x)

plt.figure()
plt.plot(x,dvdxdx,'r')

plt.axis([399,408,-35,80])
plt.xlabel('Time [s]')
plt.ylabel('Acceleration [m/s^2]')

max_value=np.max(dvdxdx[39900:40700])
print max_value

min_value=np.min(dvdxdx[39900:40700])
print min_value
```

13.5 Force Limiter : Kraft i forhold til slag

```
# -*- coding: utf-8 -*-

from numpy import array
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt

def readcol(filename,ignore,colnbr):
    data=[]
    myfile=open(filename,'r')
    for line in myfile:
        if line[0]!=ignore:
            data.append(float(line.split()[colnbr]))
    return data

start=39900
stop=40600

#FORCE:
data_x=array(readcol('f_line1.3df_force','% ',2))
data_y=array(readcol('f_line1.3df_force','% ',3))
data_z=array(readcol('f_line1.3df_force','% ',4))

force_N=np.sqrt(data_x**2+data_y**2+data_z**2)
force_kN=force_N*(0.001) # from N to kN
force_kN_selection=force_kN[start:stop]

#DISPLACEMENT:
node1_x=array(readcol('force_limiter_1_node1.txt','% ',2))
node1_y=array(readcol('force_limiter_1_node1.txt','% ',3))
node1_z=array(readcol('force_limiter_1_node1.txt','% ',4))

node2_x=array(readcol('force_limiter_1_node2.txt','% ',2))
node2_y=array(readcol('force_limiter_1_node2.txt','% ',3))
node2_z=array(readcol('force_limiter_1_node2.txt','% ',4))

displacement=np.sqrt((node1_x-node2_x)**2+(node1_y-node2_y)**2+(node1_z-
node2_z)**2)

displacement_selection=displacement[start:stop]

plt.figure()
plt.plot(displacement_selection,force_kN_selection,'r')

plt.xlabel('Displacement between nodes of damper [m]')
plt.ylabel('Force in damper [kN]')
plt.title('Interval [399 - 406] seconds')
```



Norges miljø- og biovitenskapelig universitet
Noregs miljø- og biovitenskapelige universitet
Norwegian University of Life Sciences

Postboks 5003
NO-1432 Ås
Norway