

Kollisjonsanalyse mellom flytende vindturbin og installasjonsfartøy

Mathias Tomren
Viktor Aanesen

Bacheloroppgave i Marinteknikk
Bergen, Norge 2020



Høgskulen
på Vestlandet

Kollisjonsanalyse mellom flytende vindturbin og installasjonsfartøy

Mathias Tomren
Viktor Aanesen

Institutt for Maskin- og Marinfag
Høgskulen på Vestlandet
NO-5063 Bergen, Norge

Høgskulen på Vestlandet
Fakultet for Ingeniør- og Naturvitskap
Institutt for maskin- og marinfag
Inndalsveien 28
NO-5063 Bergen, Norge

Omslag fotografi © Norbert Lümmen

English title: Collision analysis between a floating wind turbine and an installation vessel

Forfatter(e), studentnummer: Mathias Tomren, 180307
Viktor Aanesen, 571635

Studieprogram: Marinteknikk
Dato: 05 2020
Rapportnummer: IMM 2020-M33
Veileder ved HVL: David Roger Lande-Sudall, Førsteamanuensis IMM, HVL
Thore Clifford Thuestad, Førstelektor IMM, HVL
Oppdragsgiver: Equinor
Oppdragsgivers referanse: Gudmund Per Olsen

Antall filer levert digitalt: 2

Forord

Denne bacheloroppgaven er gjennomført ved institutt for maskin- og marinfag, IMM ved Høgskolen på Vestlandet, HVL. Oppgaven er gjennomført i tidsrommet januar 2020 til mai 2020. Oppgaven er skrevet av kandidatene Mathias Tomren og Viktor Aanesen, i kollaborasjon med gruppe M32, Daniel W. Ekerhovd og Stian N. Boge. Oppgaven er gjennomført i samarbeid med Equinor. Interne veiledere for bacheloroppgaven er David Roger Lande-Sudall, førsteamanuensis ved IMM, og Thore Clifford Thuestad, førstelektor ved IMM. Gruppen kom i kontakt med Equinor høsten 2020 via HVLs bachelor oppgaver. Etter samtaler med Equinor og interne veiledere ble endelig utforming av oppgaven bestemt. Oppgaven går ut på å teste om et fartøy med halvt nedsenkbare egenskaper vil redusere kollisjonskreftene med vindturbinen ved installasjon. Resultatene fra oppgaven presenteres på artikkelform.

Takk til

Kandidatene ønsker å rette en stor takk til de som har hjulpet oss å gjennomføre oppgaven:

David Roger Lande-Sudall og **Thore Clifford Thuestad**, interne veiledere ved HVL, for veiledning under gjennomføring av oppgaven.

Idunn Olimb og **Bernt Karsten Lyngvær**, eksterne veileder ved Equinor, for godt samarbeid og informative samtaler.

Mathias Tomren

Viktor Aanesen

Sammendrag

Flytende vindturbiner som benytter sparbøyfundamenter har vist seg å være en effektiv løsning for å utnytte havvind som ren energi. En negativ faktor for sparbøyfundamentet er at det behøver en stor dypgang for å beholde stabilitet. Antallet mulige havner for installasjon er derfor redusert til et fåtall. Tidligere arbeid har forsket på om det er mulig å redusere dypgangen på vindturbinen ved å benytte en lekter som et installasjonsfartøy. Ved eksperimentell testing av kobling mellom lekter og vindturbin har det oppstått kollisjoner ved avkobling av uønsket størrelse. Derfor vil det i denne oppgaven fokuseres på å se om et fartøy med halvt nedsenkbare egenskaper kan redusere disse kollisjonskreftene med vindturbinen ved numeriske analyser.

De numeriske analysene er gjennomført for fire installasjonsfartøyer; en numerisk versjon av lekteren som ble benyttet eksperimentelt, og tre halvt nedsenkbare fartøyer med noe forskjellige geometrier. Analysene for fartøyene er gjennomført for to scenarioer, der det første har forankret installasjonsfartøyene og vindturbinen, og det andre er kun installasjonsfartøyene forankret. Begge scenarioene er gjennomført med bølgeretning 0° og 180° , og bølgehøyder $H = 1.5$ m og $H = 2.9$ m. Resultatene fra analysene viste at de halvt nedsenkbare fartøyene har en reduksjon av gjennomsnittlig kollisjonsimpuls mellom 35-66% avhengig av parameterne, som bølgeretning, bølgehøyde og bølgeperiode.

Abstract

Floating wind turbines (FWTs) utilizing spar-buoy platforms have proven to be a rigid solution to harness clean energy from offshore wind. A downside to the spar-buoy concept is the great draught needed to maintain stability, which in turn reduces the number of possible quayside assembly and installation locations. Previous work investigating a possible draught reduction of the floating wind turbine using a barge type installation vessel is here continued with the use of a numerical method. During the experimental testing, large collision impulses between the barge and the FWT were registered for higher wave heights. Therefore, the numerical analysis focuses on collision impulses between the installation vessel and FWT.

The numerical analysis is run for four installation vessels: a numerical version of the experimental barge, and three vessels with semi-submersible properties, with some geometrical differences. Analysis are performed with moored installation vessel, and with moored and unmoored FWT. Wave directions for 0° and 180° , with wave height, $H = 1.5$ m, and $H = 2.9$ m, are performed for all vessels. Both wave directions are examined in the numerical work with results showing a reduction in mean collision impulse between 35-66% when using a vessel with semi-submersible properties, depending on test parameters, such as wave period, wave height and wave direction.

Innholdsfortegnelse

Forord	5
Sammendrag	7
Abstract	9
1. Innledning	13
1.1 Bakgrunn og motivasjon.....	13
1.2 Mål for oppgaven.....	14
1.3 Synopsis.....	15
2. Teori	16
2.1 De seks frihetsgrader	16
2.2 Regulære lineære bølger	16
2.3. RAO.....	18
2.4 Egenperiode og egenfrekvens	18
2.5 Massematrise	19
2.6 Impuls	20
3. Programvare	20
3.1 SESAM.....	20
3.2 MATLAB	22
4. Metode	23
4.1 Utvikling av konsept.....	23
4.2 Modellering.....	23
4.2.1 Halvt nedsenkbare fartøy	24
4.2.2 Lekter	26
4.2.3 Flytende vindturbin	28
4.3 Hydrodynamisk beregning.....	30
4.4 Numerisk kollisjonsanalyse	33
5. Introduksjon til artikkel	35
6. Oppsummering og konklusjon	36
6.1 Oppsummering av funn	36
TT1 – Forankret fartøy og turbin	36
TT2 – Forankret fartøy.....	37
6.2 Konklusjon.....	37
7. Fremtidig arbeid	38
8. Feilkilder	39
9. Referanser	40
Vedlegg	41

1. Innledning

1.1. Bakgrunn og motivasjon

Det er for tiden stort fokus på den globale overgangen til lavkarbonsamfunnet, samt bruk av fornybare energikilder for å tilfredsstille verdens økende behov for elektrisk energi. I følge Equinor kommer havvind til å spille en nøkkelrolle i denne prosessen [1].

Vind til havs har potensialet til å generere i overkant av 420 000 TWh per år verden over, dette tilsvarer mer enn 18 ganger verdens elektriske energibehov i dag [2]. Nær 80% av dette potensialet ligger i havområder med havdyp større enn 60 meter hvor vinden er sterkere og mer konsis [1]. Når havdypet øker, vil flytende vindturbiner være eneste alternativ for å kunne utnytte denne energien da bunnfaste vindturbiner normalt har en begrensning på 50 meter. En flytende vindturbin er en vindturbin som er montert oppå en flytende konstruksjon og holdes på plass ved hjelp av forankring til havbunnen. Det vil i denne oppgaven fokuseres på Equinor sin Hywind løsning og da spesielt utformingen benyttet i pilot prosjektet deres Hywind Scotland som var verdens første flytende havvindpark. Hywind konseptet benytter sparbøye som den flytende konstruksjon som vindturbinen er montert oppå. En sparbøye er en dyp vertikal flytende fundament, med lavt vannlinjeareal og har god stabilitet grunnet et tyngdepunkt som er plassert under oppdriftssenteret. Sammenstillingen av vindturbinene for Hywind Scotland foregikk i en dyp fjord utenfor Stord i Vestland fylke ved hjelp av verdens største flytende kranfartøy, Saipem 7000 [3]. Montering av vindturbinene nært land kan gi en fordel ved at det antageligvis er en rimeligere prosess sammenlignet med den som gjøres med de bunnfaste turbinene som monteres og installeres offshore. En av de store utfordringene ved dette konseptet er sparbøyens store dypgang, som på vindturbinen installert i Hywind Scotland er over 70 meter. Dette gir store begrensninger med tanke på lokasjoner for montering, da det finnes få lokasjoner i verden med havner som har dette dypet. Også ruten ut til lokasjon fra havnen må være dyp nok til at vindturbinene kan slepes ut. En annen faktor som gir begrensninger til denne installasjons metoden er bruken av flytende kranfartøy. Når et stort antall flytende vindturbiner skal installeres verden over vil det være behov for å lage nye fartøyer spesifikk til jobben. Dette er kostbart dersom det skal gjennomføres få installasjoner, men lønner seg dersom det blir mange installasjoner. For at sparbøye konseptet skal bli mer tilgjengelig og benyttes flere steder i verden arbeides det med ulike metoder for å gjøre denne installasjonen på. I 2014 avholdt Equinor en innovasjonskonkurranse hvor flere installasjons konsepter ble presentert. Fra de innsendte forslagene ble det kåret tre konsepter som vinnere; MODEC, Ulstein og Atkins [4].

MODEC og Ulstein sine konsepter baserer seg på et fartøy som transporterer ferdig monterte turbiner og tårn ut til lokasjon som monteres på spar-fundamentet som er slept ut og forankret på forhånd. Metodene skilles fra hverandre ved en noe ulik sammenkoblings metode mellom turbintårn og spar-fundament. Atkins sitt forslag er en gjenbrukbar transportramme for opptil fire turbiner, metoden reduserer spar-fundamentets dypgang og gir en økt stabilitet når de fire turbinene er koblet til rammen ved at de fungerer som et halvt nedsenkbare fartøy. Den reduserte dypgangen gir også mulighet til installasjon nært kai, som fjerner behovet for løft ved bruk av flytende kranfartøy [5].

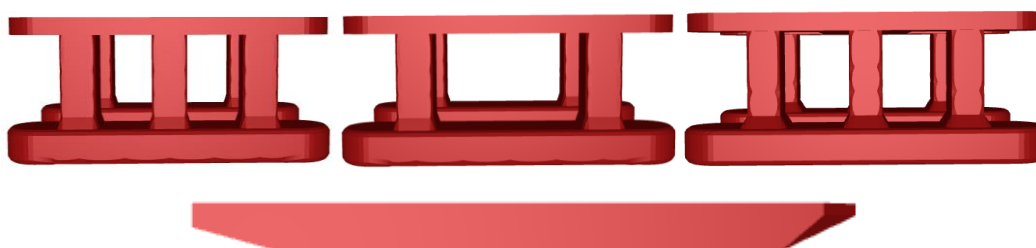
Fra før har Atkins sin metode vært inspirasjon for en masteroppgave [6] og en påfølgende konferanseartikkel [7] hvor fokuset har vært å kartlegge veltende moment som oppstår i koblingen mellom fartøyet og de flytende vindturbinene, samt mulige kollisjoner mellom de to. I disse prosjektene ble det utført modellforsøk hvor transportrammen til Atkins ble byttet ut med en lekter, og kun en flytende vindturbinene med forenklet geometri tilkoblet forut på lekteren for å forenkle modellforsøket. Begge prosjektene ga gode resultater som viste at både moment og kollisjoner mellom fartøy og vindturbinen kunne håndteres ved hjelp av relativt enkle tiltak, men det var fortsatt noen usikkerheter som gjør at det er verdt å jobbe videre med. Med disse prosjektene som bakgrunn vil denne oppgaven fokusere videre på egenskapene til selve installasjons fartøyet, og hva de betyr for de ulike kreftene som oppstår mellom fartøyet og den flytende vindturbinen.

1.2. Mål for oppgaven

Målet for oppgaven er å undersøke om et installasjonsfartøy med egenskaper likt et halvt-nedsenkbart fartøy vil kunne resultere i en reduksjon av kollisjonskrefter mellom installasjonsfartøyet og den flytende vindturbinen når den skal slippes løs fra fartøyet.

For å undersøke dette vil det genereres tre numeriske modeller med egenskaper som er typiske for et halvt-nedsenkbart fartøy. De tre modellene har alle samme hoveddimensjoner og utforming, men har ulik dimensjonering på søylene mellom pongtong og dekk for å kunne undersøke effekten som vannlinjearealet til fartøyet har. Figur (1) illustrerer lekteren og de tre ulike modellene av det nye installasjonsfartøyet, og deres ulikheter.

Det skal i tillegg genereres en numerisk modell av lekteren som ble benyttet i de to tidligere prosjektene, samt en numerisk modell av den flytende vindturbinen benyttet i Hywind Scotland. Det er ønskelig å utføre analyser av oppsettet som ble benyttet i de tidligere prosjektene for å avdekke om den numeriske metoden gir lignende resultater som den eksperimentelle, samt for å kunne sammenligne den nye utformingen på fartøyet med lekteren. Den numeriske modellen av vindturbinen vil bli benyttet i alle kollisjonsanalysene uavhengig av fartøystype. Resultatene fra analysene vil bli behandlet i MATLAB for å illustrere og kalkulerer de ulike parameterne som skal beregnes. Ved hjelp av dette vil resultatene fra analysene fremstilles på en god og oversiktlig måte.



Figur (1): Illustrasjon av fartøyer benyttet i kollisjonsanalysen. Fra venstre NV-1, NV-2, NV-3, leker.

1.3. Synopsis

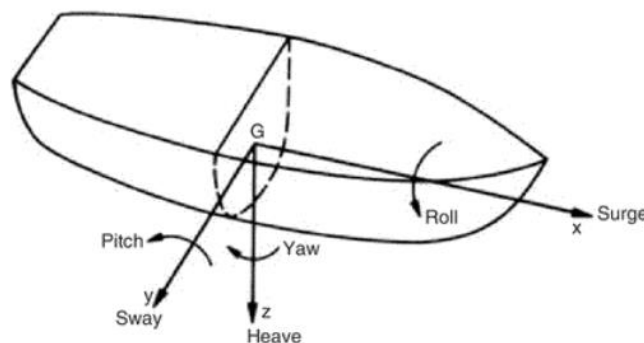
I seksjon 2 og 3 presenteres teori og programvare som er benyttet for å gjennomføre de numeriske analysene. Videre i seksjon 4 presenteres utviklingen av konseptene og modelleringen av de fem benyttede elementene. I seksjon 5 presenteres den fullstendige artikkelen med beskrivelse av gjennomføring, resultater og konklusjon. Avslutningsvis tar seksjon 6 for seg en oppsummering av resultatene presentert i seksjon 5 samt konklusjon, videre arbeid og feilkilder er presentert i seksjon 7 og 8.

2. Teori

Denne seksjonen foretar en gjennomgang av relevant teori benyttet i oppgaven. Teoridelen introduseres med bevegelsessystem og dynamikk for flytende konstruksjoner, og avsluttes med forklaring om beregning av massematrise og impuls krefter.

2.1. De seks frihetsgrader

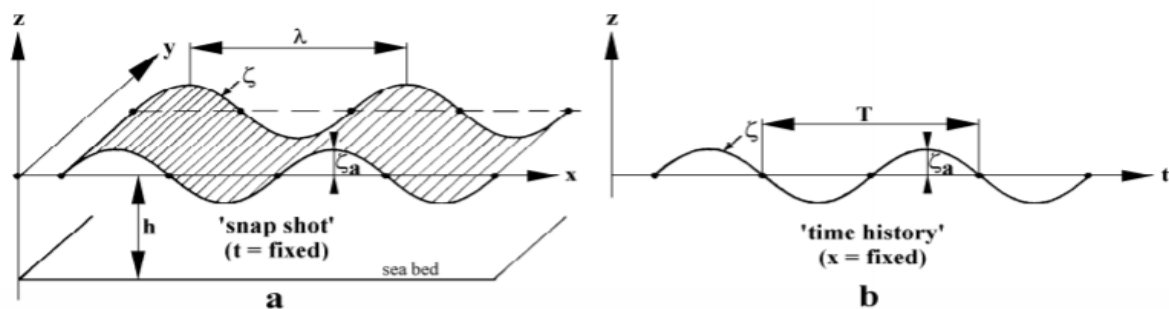
Et flytende legeme har seks uavhengige bevegelser og kan beskrives som et system med seks frihetsgrader, ofte referert til som 6 DOF. Dette betyr at legemet kan bevege seg i tre retninger, også kjent som translasjoner, og rotere i tre retninger som vist i Figur (2). De seks bevegelsene er definert som bevegelse av legemets tyngdepunkt og rotasjon om et sett av vinkelrette akser gjennom tyngdepunktet. De tre translasjonene kalles for jag (surge), svai (sway) og hiv (heave), som er henholdsvis bevegelse langs x , y og z -akse. De tre rotasjonsbevegelserne kalles rull (roll), stamp (pitch) og gir (yaw), som er henholdsvis rotasjon om x , y og z -akse [8].



Figur (2): De seks frihetsgrader for et flytende legeme [8].

2.2. Regulære lineære bølger

Den enkleste bølgeteorien anskaffes ved at bølgehøyden antas å være mindre enn både bølgelengden og vanddybden. Dette refereres til som lineær bølgeteori. For regulære, lineære bølger er høyden til bølgekammen lik halve bølgehøyden og betegnes derfor amplitude [9]. Figur (3) viser en regulær bølge sett fra to ulike perspektiv. Figur (3-a) viser et øyeblikk i tiden, og beskriver bølgeprofilen som en funksjon av avstanden x . I Figur (3-b) blir bølgeprofilen beskrevet som en funksjon av tiden t [10]. Som det kommer frem av figurene kan en regulær bølge beskrives som en kontinuerlig sinus- eller cosinusfunksjon med konstant periodisk svingning.



Figur (3): Illustrasjon av regulær bølge [10].

Positiv z -verdi er oppover fra stille vannsnivå, som er det nivået vannet har når det ikke er bølger til stede, x -aksen er positiv i den retningen som bølgene beveger seg. h tilsvarer vanddyppet fra havbunnen og opp til stille vannsnivå, og er en positiv verdi. Bølgens amplitude, ζ_a , er avstanden mellom stille vannsnivå og bølgetopp/bunn. Bølgens høyde H blir dermed $2\zeta_a$. Bølgelengden, λ , er den horisontale avstanden mellom to punkt likt plassert på to etterfølgende bølger, avstanden bølgetopp til bølgetopp blir ofte brukt her. Denne avstanden på tidsaksen tilsvarer bølgeperioden T . Ved hjelp av de fysiske størrelsene over kan bølgeprofilen beskrives som funksjon av på følgende måte:

$$\zeta = \zeta_a \cos(kx - \omega t) \quad (1)$$

Hvor k er bølgetallet og ω er bølgefrequensen, med følgende relasjon:

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

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (3)$$

2.3 RAO

Fra analysene i frekvensdomenet finnes transferfunksjonene for ulike variabler, som blant annet fartøyets bevegelser per enhet bølgeamplitude. Førsteordens lineære kraft/ moment transferfunksjon betegnes som $H(\omega)$, mens transferfunksjon for lineær bevegelse også kalt RAO betegnes som $\zeta(\omega)$. RAO gir responsen per enhet amplitude heving som funksjon av bølgefrequensen og vises i ligning (4) [9].

$$\zeta(\omega) = H(\omega) \times L^{-1}(\omega) \quad (4)$$

Hvor $L(\omega)$ er en lineær struktur operator som karakteriserer bevegelsesligningen som beskrevet i ligning (5).

$$L(\omega) = -\omega^2[M + A(\omega)] + i\omega B(\omega) + C \quad (5)$$

Hvor M er strukturmassen og treghet, A er tilleggsmassen, B er bølgedemping og C er hydrostatisk og strukturell stivhet [9].

2.4 Egenperiode og egenfrekvens

Egenperiode for fartøyene beregnes da denne er viktig å ha kjennskap til for å unngå at man oppnår resonans. For å designe et fartøy med høyere egenperiode i hiv enn lekteren som tidligere er benyttet, er følgende likning for naturlig periode i hiv brukt [11]:

$$T_{E,hiv} = 2\pi \times \sqrt{\frac{M + A}{C}} = 2\pi \times \sqrt{\frac{M + A}{\rho \times g \times A_{VL}}} \quad (6)$$

ρ = Tetthet til væske

g = Tyngdeakselerasjon

A_{VL} = Vannlinjeareal

M = Deplasement

A = Tilleggsmasse

Egenfrekvensen til fartøyet kan regnes ut ved hjelp av formelen:

$$\omega_E = \frac{2\pi}{T_E} \quad (7)$$

2.5 Massematrise

For at den solide og flytende ballasten skal plasseres i riktig høyde er det nødvendig å utføre beregninger på dette. Denne massen legges inn som punktmasser, der solid ballast beregnes først ettersom at denne ligger i bunn av sparbøyfundamentet. Følgende formel er benyttet for høyden til solid ballast;

$$V_i = A_i \times h \Rightarrow h = \frac{V_i}{A_i} \Rightarrow h = \frac{\frac{m}{\rho}}{\frac{\pi \times d_i}{4}} \quad (8)$$

h = Høyde

V_i = Volum av ballast

m = Masse av ballast

ρ = Tetthet, ballast

d = Diameter sparbøye

Videre benyttes høyden for solid ballast til å beregne senteret av massen, hvor punktmassen plasseres;

$$h_{CSB} = \frac{1}{2} \times h_{SB} + t \quad (9)$$

h_{SB} = Høyde, solid ballast

h_{CSB} = Senterhøyde, solid ballast

t = Platetykkelse

For å beregne høyden av væskeballast benyttes likning (10) som for solidballast, i tillegg adderes høyden til den solide ballasten, da væske ballast plasseres over.

$$h_{CLB} = \frac{1}{2} \times h_{LB} + h_{SB} + t \quad (10)$$

h_{LB} = Høyde, væske ballast

h_{CLB} = Senterhøyde, væske ballast

2.6 Impuls

Impuls er i mekanikken det samme som et kraftstøt, det vil si kraft ganger den tid kraften virker [12]. Dersom kraften F er konstant under kraftstøtet kan resulterende impuls skrives som:

$$I = F \times t \quad (11)$$

Om kraften F ikke er konstant, må impulsen skrives ved hjelp av integral på følgende måte:

$$I = \int_{t_1}^{t_2} F dt \quad (12)$$

Hvor t_1 og t_2 representerer tidsintervallet hvor kraften virker.

Ved design av konstruksjoner til havs skal det tas høyde for eventuelle kollisjonskrefter som kan oppstå ved en uønsket hendelse. I DNV-GLs standard for flytende vindturbin strukturer skal flateområdet som er utsatt for kollisjonskrefter, når spesifikke laster ikke er gitt, være designet for å tåle en kollisjonskraft tilsvarende [13]:

$$F = 2.5 \times \Delta \quad (13)$$

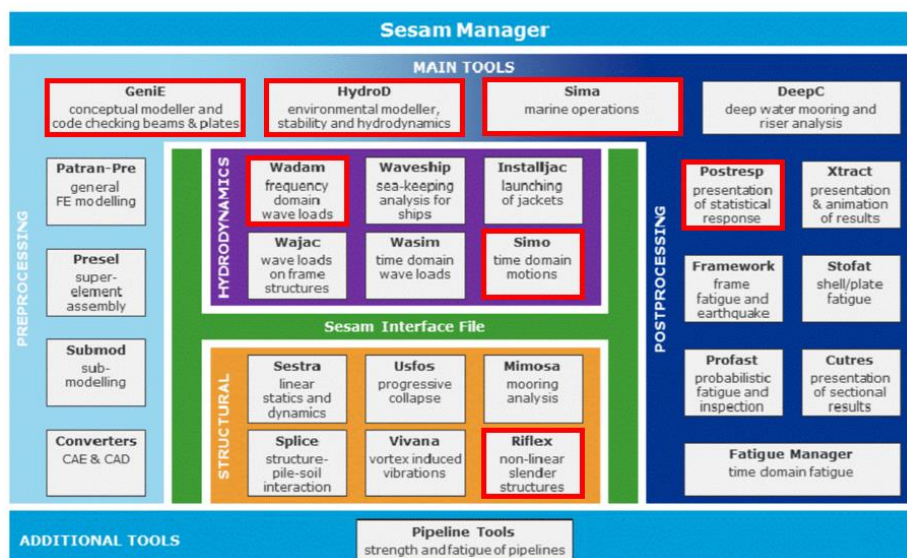
Hvor F er kollisjonskraften i kN og Δ er deplasementet i tonn til det fullastede fartøyet som kolliderer med vindturbinen, med antagelse om at skipet kolliderer med en solid konstruksjon.

3. Programvare

De ulike programvarene benyttet i løsningen av denne oppgaven vil i denne seksjonen presenteres. Siden alle resultater som presenteres er hentet ut av DNV GLs offshore struktur analyseringsverktøy SESAM, vil det foretas en mer detaljert gjennomgang av denne programvaren og dets oppbygning.

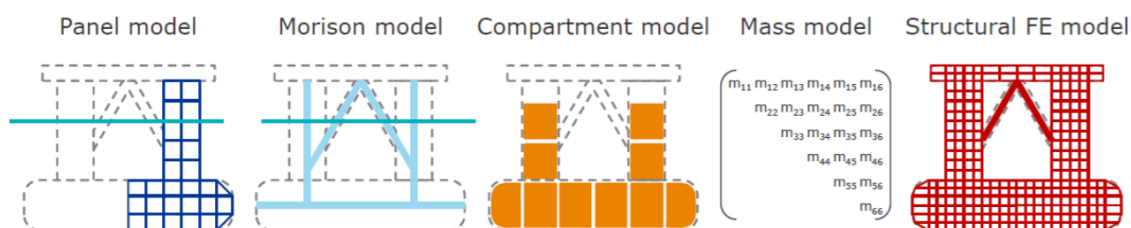
3.1. SESAM

SESAM er et struktur analyseringsprogram som er utviklet av DNV-GL, og brukes til design, optimalisering, simulering og analysing av forskjellige offshore konstruksjoner og operasjoner [14]. Programpakken består av flere underprogrammer som hver har ansvar for forskjellige operasjoner og analyser. Figur (4) viser hele programpakkes oppbygning og dets underprogrammer. Programtitler markert med rødt er programmer som benyttes i denne oppgaven.



Figur (4): Oppbygning til SESAM programpakke [14].

Modellering utføres i GeniE, her blir modellene som vises i Figur (5) generert [14].



Figur (5): Modeller som genereres i GeniE [14].

- I panelmodellen modelleres strukturens våte areal, eller det området som vil være utsatt for hydrodynamiske krefter. Modellen brukes til beregninger av diffraksjon, bevegelse og hydrodynamisk trykk på panelene.
- Morison modell benyttes for å få med fulle bidrag fra eventuelle slanke konstruksjonselementer i tillegg til det viskøse bidraget til elementene som er modellert i panelmodellen.
- I compartment modellen legges konstruksjonens tanker og oppbevaringsrom inn. Spesielt tanker som benyttes til ballastering er viktig å få med i denne modellen.
- Massemodellen inneholder globale massedata, her kan det angis en massematrise for modellen eller masser kan beregnes ut fra strukturmodellen ved at platetykkelse og materialtype defineres. Dersom strukturmodellen skal benyttes for generering av massemodell, vil det være krav til en viss grad av detaljer som er med i denne for at massemodellen skal gi et nøyaktig nok bilde av strukturens masser og deres plassering.

- Strukturmodellen viser hele konstruksjonens struktur, og benyttes til strukturanalyse. Trykket fra panelene blir også overført til strukturmodellen. Denne modellen kan også brukes som en massemodell dersom tilstrekkelig informasjon er gitt inn.

Hydrostatiske og hydrodynamiske beregninger blir utført i HydroD, som benytter seg av Wadam for beregninger av bølgelaster i frekvensområdet uten foroverhastighet, og Wasim ved tilfeller med foroverhastighet. For denne testingen står fartøyene i ro, og Wadam blir derfor benyttet. For å generere bølgeanalyser benytter Wadam diffraksjon og Morison teori [15]. Avhengig av utformingen på modellen bruker Wadam tre forskjellige metoder på å regne ut påførte krefter; Morison ligning for slanke konstruksjoner, første- og andre ordens potensialteori for strukturer med større volumer eller benytter en kombinasjon av begge foregående metoder dersom modellen har elementer av slanke og massive strukturer [15]. Analysene baserer seg på de ulike modellene som er generert i GeniE. De hydrodynamiske resultatene kan brukes til å bestemme kort- og langsiktig statistikk for konstruksjonen, samt hydrodynamiske koeffisienter kan hentes ut.

SIMA benyttes for analyse av marine operasjoner og vil i denne oppgaven benyttes for å analysere kollisjonskreftene mellom de ulike fartøyene og flytende vindturbin. For å analysere interaksjonen mellom disse strukturene og deres ulike respons på de påsatte bølgene benytter SIMA seg av de hydrodynamiske resultatene fra analysen i HydroD. Ulike analyseringsprogrammer kan benyttes i SIMA og det vil i denne oppgave benyttes et program som heter SIMO, som simulerer bevegelse og posisjons opprettholdelse av flytende objekter [14]. For modellering av innkommende bølger benytter SIMO seg av potensialfunksjonen fra den lineære bølge teorien. SIMO tar også i bruk underprogrammer for å gjøre nødvendige beregninger, i dette tilfelle RIFLEX som analyserer slanke nedsenkede strukturer som for eksempel forankringsliner. Resultatene fra analysene hentes ut ved hjelp av post-prosessoren som er innebygd i SIMA-programvaren.

3.2. MATLAB

For behandling av resultatene som er hentet ut av post-prosessoren i SIMA benyttes det i denne oppgaven MATLAB. MATLAB er et programmeringsverktøy som benyttes for kalkulasjoner og plott av ulike funksjoner [16].

4. Metode

Dette kapitlet tar for seg hvordan konseptet ble utviklet, modelleringen av elementene og hvordan analysene gjennomføres.

4.1 Utvikling av konsept

Ved utvikling av utformingen til de tre halvt nedsenkbare fartøyene ble det hentet inspirasjon fra moderne fartøy som benyttes i olje- og gassindustrien i dag, og da spesielt utformingen på pongtonger og søyler. Ved observasjon av ulike halvt nedsenkbare fartøy som er i drift i dag ses benyttelsen av søyler med rektangulært tverrsnitt og avrundede hjørner, samt pongtonger med en avrundet geometri i front og hekk. Eksempler på slike fartøy er blant annet West Mira og Deepsea Atlantic. Det var ikke ønskelig å utvikle et konsept med like store dimensjoner som de overnevnte eksemplene da det ikke er nødvendig for et fartøy med dette formålet, og ville gitt en ugunstig konstruksjons kostnad. Dimensjonene for fartøyet er dermed skalert i forhold til den flytende vindturbinen slik at fartøyet har kapasitet for transportering av to vindturbiner. Ved bruk av ligning (6) finnes et egnet lettskips deplasement for fartøyene for å oppnå en egenperiode i hiv på omtrent 20 sekunder, og pongtongenes dimensjoner tilpasses deretter for å kunne holde denne vekten flytende. For at fartøyet skal kunne operere med ulike dypganger tilegnes det et volum som resulterer i en vannlinje på omtrent 5 m ved lettskips deplasementet, som er 1 m under toppen av pongtongene. Mellom toppen av pongtongene og hoveddekket er det en avstand på 16 m for å gi rom for vertikale bevegelser samt ulike operasjonsdypganger. Dekket er utformet med to innhugg, ett forut og ett i hekk for å akkomodere for vindturbine slik at de kommer nærmere fartøyets senterpunkt hvor spesielt stamp bevegelsene er mindre.

4.2 Modellering

Modellene benyttet i rapporten er modellert i full skala. Det er gjort forenklinger på elementene ettersom at detaljer av innvendig geometri er ukjent og det i første omgang er fartøyenes utforming som er interessant. Detaljene som er forenklet antas å ikke være relevant for analysene i denne oppgaven. Første steg i den numeriske metoden er å modellere de ulike numeriske modellene til de halvt nedsenkbare fartøyene, lekteren og vindturbinen. Dette gjennomføres ved bruk av programvaren GeniE.

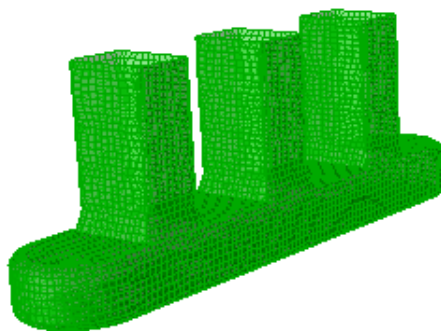
4.2.1 Halvt nedsenkbare fartøy

Herfra vil de tre halvt nedsenkbare fartøyene bli beskrevet som NV-1, NV-2 og NV-3.

Det er ønskelig å modellere tre ulike utgaver av det nye fartøyet for å se effekten de ulike utformingene har på hydrodynamiske egenskaper og kollisjonskreftene. Tekniske tegninger av de ulike modellene finnes i [Vedlegg 1].

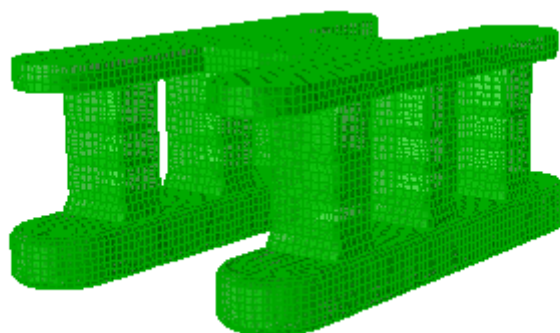
Pongtongene til de halvt nedsenkbare fartøyene modelleres som rektangulære bokser med avrundede kanter og halvsirkulære ender for å danne et bedre strømningsmønster rundt pongtongene og gi fartøyet bedre hydrodynamiske egenskaper. Disse modelleres ved å benytte hjelpeplan funksjonen “guideplane” som vist i Figur (9).

På fartøy NV-1 er det modellert 3 søyler med likt tverrsnitt på toppen av pongtongen i angitte posisjoner [Vedlegg 1]. Fartøy NV-2 har tilsvarende modellering med unntak av at den midtre søylen er fjernet, mens fartøy NV-3 har modellert 3 søyler med redusert tverrsnitt på hver pongtong. Det modelleres deretter langsgående og tverrgående skott i pongtongene slik at tankene som benyttes til ballastering blir definert. Til slutt modelleres dekket på toppen av søylene før fartøyet speiles. Dette sparer tid ved modelleringen. Ved hjelp av ligning (6) blir nødvendig deplasement for å oppnå en egenperiode i hiv på rundt 20 sekunder funnet. En egenperiode i hiv på 20 sekunder er benyttet da det gir et godt operasjonsområde for fartøyene, samt det er innenfor normalen for fartøy av denne typen. Nødvendig deplasement for å oppnå den ønskede egenperioden i hiv ble funnet til å være på om lag 7000 tonn. For å tilegne denne vekten til de numeriske modellene blir det benyttet en platetykkelse på 70 mm av materialet stål med tetthet på $7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. Når platetykkelsen er lagt til, markeres den ytre overflaten til pongtongen og søylene som utsettes for hydrodynamisk trykk på den ene halvdelen av modellen, mens resterende skjules. På det markerte området blir det tilegnet et mesh slik at HydroD senere kan identifisere flatene som vil oppleve et hydrodynamisk trykk, modellen blir så lagret som en T1.FEM fil, og panelmodellen er laget. Figur (6) illustrer elementene som inngår i panelmodellen. Kun pongtongen og tilhørende søyler i positiv x- og y-kvadrant er inkludert i panelmodellen for å spare kalkulasjonstid ved hydrodynamiske analyser ved hjelp av symmetri.



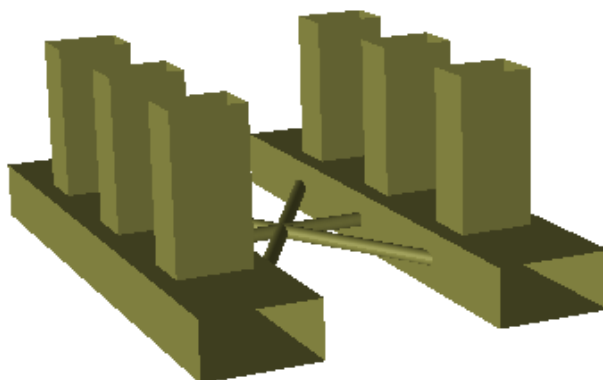
Figur (6): Panelmodell for NV-1.

Hele modellen blir så tatt fram igjen og en compartment-modell genereres ved hjelp av skottene som ble lagt inn tidligere. GeniE gjenkjenner alle lukkede volumer som er i modellen og lager en tank i hvert volum. Modellen blir så meshet i sin helhet og lagret som en strukturmodell T2.FEM-fil. Størrelsene på anvendt mesh vises i Tabell (1) for alle modeller. Figur (7) viser strukturmodellen for NV-1 i sin helhet med tilegnet mesh.



Figur (7): Strukturmodell for NV-1.

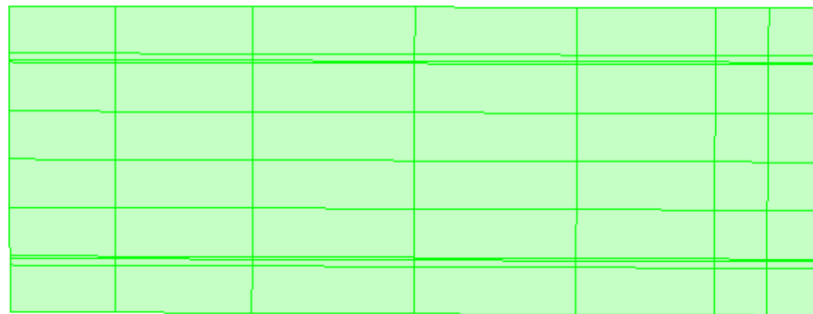
Morison modellen vist i Figur (8) modelleres separat, og har en svært forenklet geometri. Denne innehar alle elementer som behøver en Morison beregning, for pongtongene og søylene er det kun det viskøse bidraget som tas med. Modellen lagres som T3.FEM-fil.



Figur (8): Morison modell for NV-1. For NV-2 er de midtre søylene fjernet, og NV-3 har smalere søyler.

4.2.2 Lekter

Grunnet lekterens geometri er det også her kun nødvendig å modellere halve modellen for bruk i panelmodellen, og videre speile denne om x-aksen for å få hele modellen til struktur og compartment modell. Dimensjonene benyttet for den numeriske lekteren er hentet fra Høyven [6]. Lekterens koordinatsystem plasseres i bunnen og i senter. For å lettere modellere lekterens geometri benyttes et “guideplane” hvor kjente dimensjoner fra de tekniske tegningene er blitt lagt inn. Ved hjelp av dette planet kan dekket til lekteren enkelt tegnes inn og senere flyttes opp i riktig høyde for videre hjelp med modellering av resten av geometrien. Figur (9) viser guide plane med innlagt hjelpe geometri for lekteren.

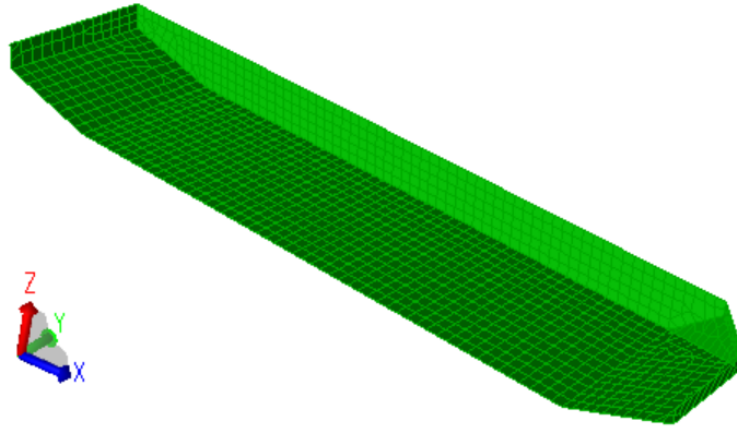


Figur (9): Guide plane for lekter.

Med hjelpegeometrien innlagt starter prosessen med å legge inn plater mellom linjene, det er i denne oppgaven valgt å forenkle lekterens geometri noe, da radiuser i overgangen mellom plater har blitt neglisjert og det benyttes heller rette kanter. Dette vil ikke føre med seg særlige virkninger for analysene som skal kjøres senere da viktige størrelser som benyttes i disse vil endre seg svært lite av forenklingene som er gjort. Det er også valgt å se bort ifra styrefinnene i akterkant av lekteren da disse har liten innvirkning på de hydrodynamiske egenskapene. Å kunne gjøre slike forenklinger var svært ønskelig da det resulterte i god besparelse av tid på bruk til modellering. Videre legges det inn langs- og tverrgående plater for at de ulike skottene skal kunne bli definert. Disse tankene vil bli brukt til ballastering av lekteren. Lekteren har i alt 24 vanntette skott, 6 langskips og 4 tverrskips.

Deretter speiles modellen tilsvarende som NV-fartøyene. For generering av panelmodellen markeres halve den våte overflaten av skroget som ligger i positiv y-retning, mens resterende konstruksjon blir skjult. Det er kun interessant å få med de ytre panelene til denne modellen da det er disse som brukes til beregninger av hydrodynamisk trykk og bevegelse. På det

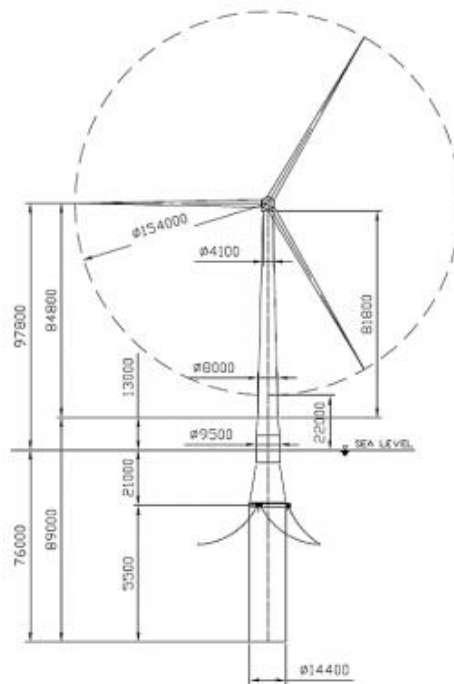
markerte området tilegnes et mesh tilsvarende som de andre modellene. Modellen blir så lagret som en T1.FEM fil. Hele modellen blir så tatt fram igjen og en compartment-modell genereres ved hjelp av skottene som ble lagt inn tidligere. Strukturmodellen blir så meshet i sin helhet, som for tidligere modeller, og eksportert.



Figur (10): Panelmodell leker.

4.2.3 Flytende vindturbin

Modellering av den flytende vindturbinen gjøres i henhold til dimensjonene anvist i Figur (11) [17]. Koordinatsystemet er plassert i bunn i senter av vindturbinen.



Figur (11): Dimensjonering av vindturbin med sparbøye [17].

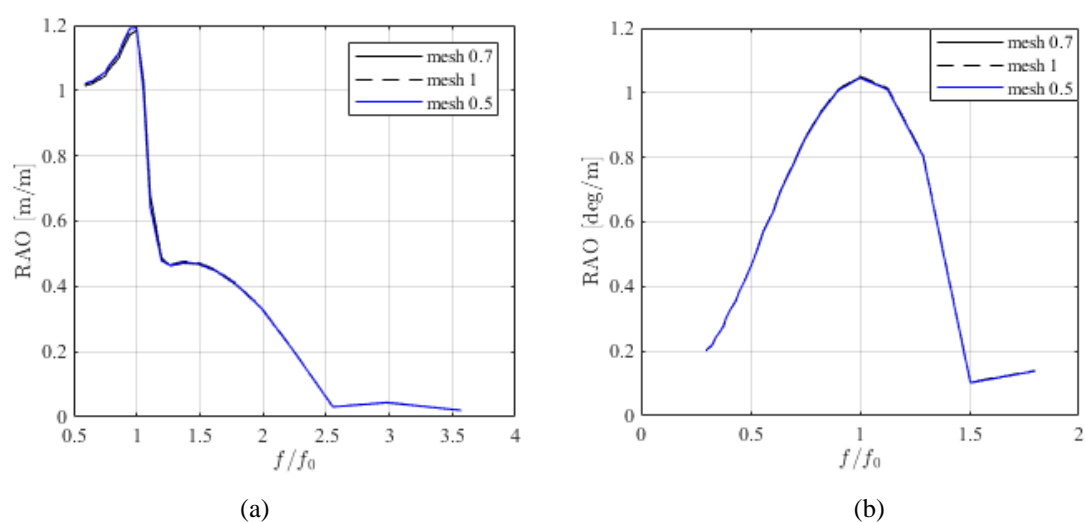
Første steg ved modellering av vindturbinen er panelmodellen. Da modelleres først sparbøyfundamentet. Grunnflaten til sparbøyfundamentet med tilhørende diameter modelleres ved hjelp av “guideplane” funksjonen og strekkes i z-retning til angitt høyde. Videre benyttes to ulike “guideplanes” med diameter henholdsvis 14,4 m i bunn og 9,5 m. Det trekkes så en kon til 72 m, ettersom at denne lengden ikke er definert i Figur (11) er den antatt. Deretter strekkes siste sylinderform til antatt lengde da dette målet heller ikke er angitt. Fra gjeldende høyde genereres en kon som dekker resterende høyde av vindturbinen med dimensjoner fra Figur (11). Etter at turbinen er ferdigstilt modelleres turbinhodet. Ut fra turbinhodet modelleres tre rotorblader. Først modelleres et av rotorbladene ved hjelp av et vertikalt “guideplane”. Fra “guideplanet” strekkes en kon tilsvarende lengden på rotorbladet som vist i Figur (11). Etter rotorbladet er klart kopieres to blader om senteret av turbinhode slik at avstandene mellom bladene blir like. For å generere panelmodellen markeres den våte overflaten som for de andre modellene, for deretter å lagres som en T1.FEM fil.

Når panelmodellen er generert markeres hele modellen som deretter tildeles et felles mesh som i HydroD leses som strukturmodellen, men før T2 filen genereres tildeles en platetykkelse til sparbøyfundamentet og turbinsøylen. Platetykkelsen beregnes ut fra respektive deplasement for disse. Sparbøyfundamentet har et deplasement på 2300 tonn og turbinsøylen et deplasement på 670 tonn. Ettersom at materialet som tilegnes er stål med en tetthet på $7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ blir platetykkelsene beregnet til henholdsvis 77 mm og 48 mm. Rotorbladene og turbinhode er modellert for illustrering og forenkles derfor ved å legge inn en punktlast i HydroD i senteret av turbin hodet med vekt tilhørende rotorene og turbin hodet. Når platetykkelsen er tilegnet genereres T2.FEM filen.

Struktur/Model	Lekter [m]	NV-1 [m]	NV-2 [m]	NV-3 [m]	Vindturbin [m]	BFWT [m]
T1	1	0.7	0.7	0.7	1.5	1
T2	1.5	1	1	1	2	1.5

Tabell (1): Størrelse på mesh for modeller benyttet i numeriske analyser.

Størrelsen på mesh er sentralt for å få resultatene så nøyaktig som mulig. For å bekrefte at størrelsen som er valgt er tilfredsstillende, ble det gjennomført en mesh-studie med en verdi lavere og en høyere enn den valgte. Resultatene fra analysen vises i Figur (12).



Figur (12): Mesh sammenligning for NV-1 med mesh (0,7 m (—), 1 m (---), 0,5 m (—)) i a) hiv, b) stamp.

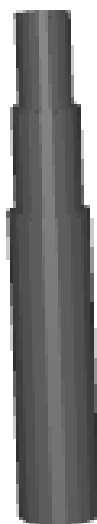
Som det observeres i Figur (12a) og (12b) er det tilnærmet ingen forskjell på forløpet til kurvene. Den store forskjellen var tidsbruken for å kjøre analysen, som var en del lenger for

finere mesh størrelse som vist i Tabell (2). Det kan derfor konkluderes med at den valgte mesh størrelsen er god.

Mesh størrelse [m]	0,5	0,7	1
Tidsbruk, analyse [min]	112	6	4

Tabell (2): Tidsbruk for analysering av hydrodynamiske egenskaper.

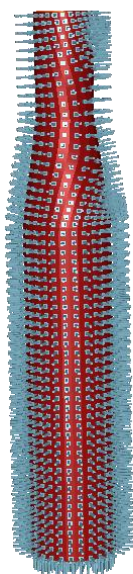
For vindturbinen genereres det en Morison modell tilsvarende som for NV fartøyene. Modellen tar en forenklet sylinderform hvor 3 sylinderformede søyler modelleres oppå hverandre, for å få endringen i drag på delen av søylen som er kon. Morison modellen vises i Figur (13). I det eksperimentelle forsøket som dette sammenlignes med er vindturbinen én tykkelse over hele høyden, og avvik kan derfor forekomme.



Figur (13): Morison modell for vindturbinen.

4.3 Hydrodynamisk beregning

Før analysene kan utføres er det nødvendig å legge inn en del data inn i HydroD som benyttes til beregning av hydrodynamiske egenskaper. Modellene som er generert i GeniE hentes opp og tilegnes de respektive navnene. En viktig sjekk som må gjøres før videre data legges inn er å se til at de hydrostatiske trykkvektorene peker i riktig retning, altså inn på flatelementene til konstruksjonen som vist i Figur (14).



Figur (14): Hydrostatiske trykkpiler illustrert på sparbøyfundamentet til vindturbinen.

For Morison modellene som ble lagt inn for vindturbinen og NV fartøyene merkes det av hvilke beregninger som skal utføres på disse. Det merkes kun av for dragkrefter på søyler for vindturbinen og, søyler og pongtonger for NV fartøyene. For resterende geometri i Morison modellen blir det merket av for både masse- og dragkrefter. Det legges også inn tilhørende koeffisienter for de ulike elementene som er i modellene.

For lekteren og NV modellene blir tankvolumene justert slik at modellert og virkelig volum er i en overensstemmelse, slik at når de fylles ved tilpasning av operasjonsdypgang er ikke volumene større enn tiltenkt da forenklinger er gjort for indre geometri og utstyr. Det er i denne oppgaven benyttet lik «structure reduction» og «permeabilitet» for alle modellene. Massen for NV fartøyene og Lekteren legges inn gjennom strukturmodellen. Fartøyene ballasteres til operasjonsdypgang som er henholdsvis 13 m og 4 m med saltvann med tetthet på $1025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. Strukturmodellen til vindturbinen har masse fra sparbøyfundamentet og turbinsøylen. For å få riktig dypgang legges det inn fast- og væskebasert ballast. Massen på ballasten regnes ut ved å trekke vekten av sparbøyfundamentet, turbinsøylen og punktlasten i turbinhodet fra totalmassen til vindturbinen ved operasjonsdypgang, som leses ut fra hydrostatisk tabell. Ut ifra denne beregningen ender den totale ballastvekten på 8166 tonn. Det benyttes 5000 tonn jernmalm som er estimert til å ha en tetthet på $5000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ og resterende 3166 tonn ballast tilføres i form av saltvann. Disse plasseres i henholdsvis $z = 3.21$ m og $z = 15.86$ m. De foregående plasseringene er beregnet ved hjelp av ligning (9).

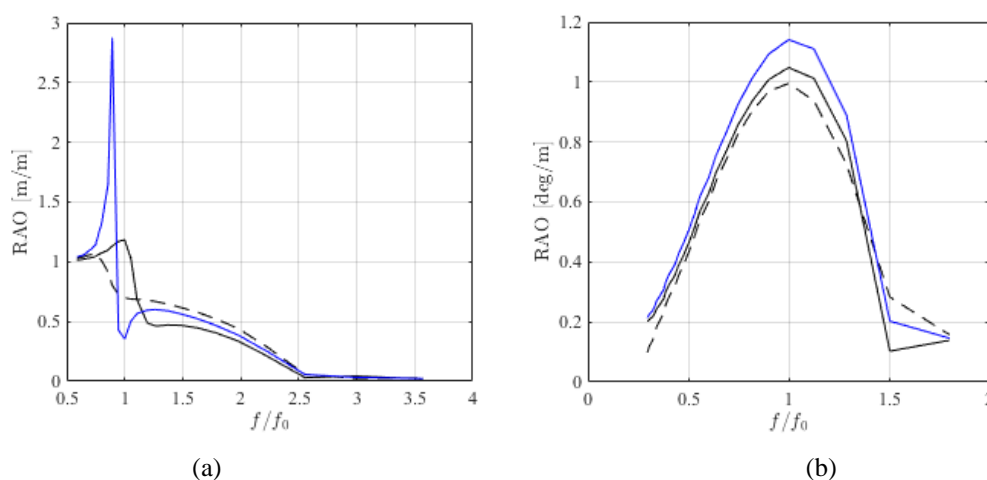
$$h_{CSB} = \frac{1}{2} \times \frac{\frac{5000000 \text{ kg}}{5000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}}{\frac{\pi(14.4 \text{ m} - 2 \times 0.077 \text{ m})^2}{4}} = 3.13 \text{ m}$$

Fra denne høyden legges tykkelsen i bunn av vindturbinen tilsvarende 0,077 m til, slik at koordinatet blir [0,0,3.21 m]. Tilsvarende beregnes plasseringen til ballasteringen for saltvann ved bruk av ligning (10):

$$h_{CLB} = \frac{1}{2} \times \frac{\frac{3166000 \text{ kg}}{1025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}}{\frac{\pi(14.4 \text{ m} - 2 \times 0.077 \text{ m})^2}{4}} = 9.59 \text{ m}$$

Ettersom den væskebaserte ballasten plasseres over den solide ballasten adderes tykkelsen til bunnen av vindturbinen og den totale høyden på den solide ballasten til denne beregningen. Koordinatet for punktmassen blir da [0,0,15.93 m].

Når fartøyene er ballastert til operasjonsdyppgang kjøres de hydrodynamiske analysene. Denne analyserer fartøyenes hydrodynamiske egenskaper. Fra de hydrodynamiske analysene hentes RAOene til lekteren og NV fartøyene, i tillegg til at kjøringen lagrer en G1.SIF fil som benyttes i SIMA for videre analyser. Responsen beskriver for hvilken periode fartøyet blir satt i bevegelse og for hvilken periode bevegelsen når toppunktet. Dette toppunktet indikerer egenperioden til fartøyet og er kalt resonans. Disse responsspekterne vises i Figur (15). I denne oppgaven benyttes responsen i hiv og stamp i 0°.

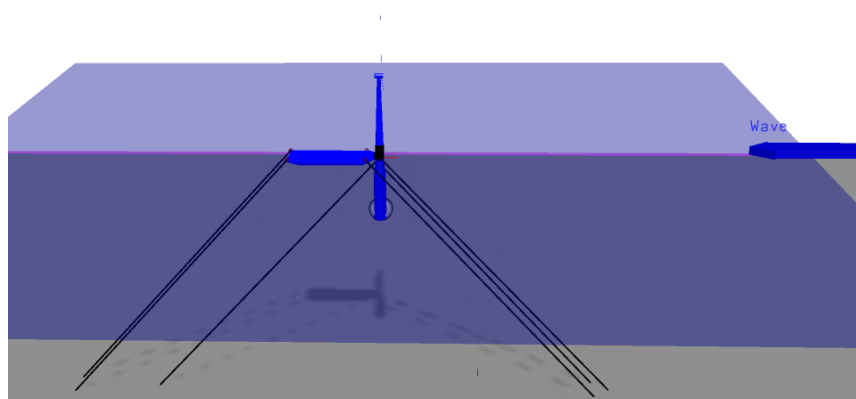


Figur (15): RAO med normalisert frekvens til periode på 18s for NV fartøyene i a) hiv, b) stamp. NV-1 (—), NV-2 (---) og NV-3 (—).

4.4 Numerisk kollisjonsanalyse

Før kollisjonsanalysene kan gjennomføres må det legges inn en del data. Først importeres G1.SIF filene for ønskede modeller. Deretter er det nødvendig å definere et område hvor analysene går. Der legges det inn areal på sjøbunn og at dette skal være flatt. Deretter legges et miljø inn hvor regulære bølger benyttes. Ved valg av initial testkjøring settes bølgeretning, bølgehøyde og bølgeperiode som variabler. Disse variablene benyttes i “condition sets” som opprettes for bølgeretning i baug (0°) og i hekk (180°). Havdypet blir satt til 300 m.

For å opprettholde fartøyets posisjon benyttes fortøyningslinjer. Lekteren og NV fartøyene har forankring under alle kjøring, mens vindturbinen kjøres i både forankret og fri tilstand. Dette gjør at analysene får to ulike testsituasjoner som videre vil refereres til som test type 1 (TT1) og test type 2 (TT2) henholdsvis. Modellene forankres med samme linelengde, forspenning og bruddstyrke for at analysene skal ha likt grunnlag for sammenligning. Da det viser seg at fartøyet omtrent ikke beveger seg i y-retning er linene satt i 0° og 180° .



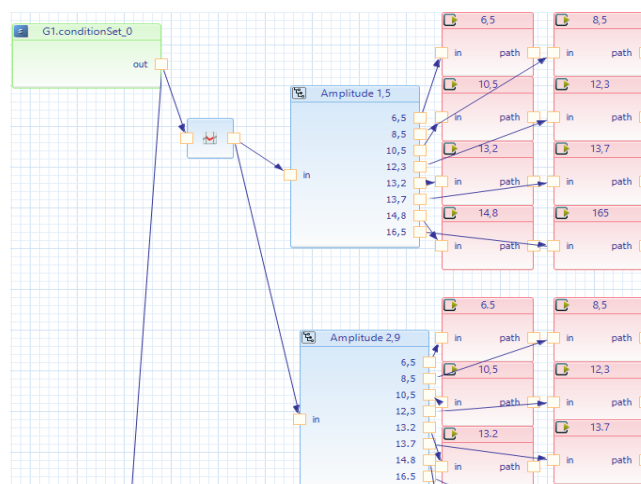
Figur (16): Lekter med forankret vindturbin.

Når forankringslinene er festet til modellene, tilføres ekstra vekt slik at dypgangen endres for modellene vist i Tabell (3). For at dypgangen til modellene skal forbli som definert påføres motvirkende vertikale krefter, tilsvarende kraften som trekker ned. Disse vertikale kreftene plasseres i samme festepunkt som forankringslinene, slik at det blir fire vertikale krefter på NV fartøyene, mens vindturbinen har én.

Model	NV-1	NV-2	NV-3	Vindturbin
Magnitudo [N]	6.72×10^5	6.73×10^5	6.81×10^5	1.3723×10^6

Tabell (3): Vertikale krefter for modellene.

Før analysene kan gjennomføres er det behov for å legge til “bumpers” som registrerer kollisjonene. Disse “bumperne” tildeles en stivhet samt damping for å få resultater tilnærmet det registrert i eksperimentelt forsøk. For å finne nødvendige innstillinger i analyseringsprogrammet som vil gi resultater for lekteren tilsvarende resultatene fra den eksperimentelle testingen, er det en del variabler som må tildeles en verdi. Fra de aktuelle variablene er det stivhet og dempning på bumperen, og forspenning på forankringen som justeres for å få en tilnærmet verdi. Denne prosessen har vært tidkrevende ettersom at det ikke var noe utgangspunkt å gå etter, og justeringene som ble gjort underveis, ikke korresponderte med det forventede resultatet. Derfor ble det gjennomført testing av et stort kvantum av ulike stivheter, dempninger og forspenninger, hvor det til slutt ble bestemt at innstillinger ved henholdsvis $1.5 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ og $2.05 \times 10^7 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$ og 1000 kN ga de mest korresponderende resultatene, når kollisjonskreftene og varigheten på kollisjonene ble analysert. Resultater fra disse kjøringene blir lagt fram i seksjon 5. Når de nødvendige dataene er lagt inn er analysene klare til å kjøres. For å hente ut resultatene fra SIMA benyttes “post-processor” som vist i Figur (17). Her deles filene ut fra bølgehøyde og periode. Analyser med lik bølgehøyde samles i samme mappe ved eksportering slik at prosessen med å hente filene i MATLAB blir oversiktlig. Filene inneholder kraft og tidsverdier.



Figur (17): Oppsett i post-processor.

Resultatene fra SIMA-analysene blir behandlet i MATLAB-scripts hvor impulsverdier for hver registrerte kollisjon kalkuleres ved hjelp av ligning (12). Middelveier av den kalkulerete impulsen blir så framstilt grafisk ved en normalisert bølgeperiode med hensyn på stamp egenperioden til hvert fartøy.

5. Introduksjon til artikkel

Artikkelen er gjort i kollaborasjon med en annen gruppe som har fokus på eksperimentell testing av hvordan retningsendring påvirker oppstående bøyemoment og kollisjonskreftene mellom lekter og vindturbin. Begge oppgavene bygger videre på tidligere eksperimentelle prosjekter [6] og [7], derfor presenteres resultatene på samme format som disse artiklene med eksperimentelle og numeriske resultater. I denne artikkelen presenteres en introduksjon til oppgaven og grunnlag for hvorfor den gjennomføres, eksperimentelt oppsett og gjennomførelse, hvilke numeriske innstillinger som er benyttet i programvaren for installasjons-fartøyene og vindturbinen, og hvorfor disse er valgt. Deretter vil resultatene som er opparbeidet ved eksperimentell testing og numeriske analyser presenteres, og sammenlignes med tidligere resultater. Oppgaven vil til slutt oppsummeres, hvor det diskuteres for videre testing.

Investigation into the loads occurring between a floating offshore wind turbine and an installation vessel

D. Ekerhovd^a, S. Boge^a, M. Tomren^a, V. Aanesen^a, T.C. Thuestad^a, D. Lande-Sudall^{a,*}

^a*Western Norway University of Applied Sciences, Department of Mechanical and Marine Engineering, Inndalsveien 28, 5063 Bergen. Norway*

Abstract

Floating wind turbines (FWTs) utilizing spar-buoy platforms have proven to be a feasible solution to harness clean energy from offshore wind. A downside to the spar-buoy concept is the significant draught needed to maintain stability, which in turn reduces the number of possible quayside assembly and installation locations. Previous work investigating a possible draught reduction of the floating wind turbine using a barge type installation vessel in irregular head seas is continued here for irregular following seas; where the turbine is lying the wake of the barge. Overturning moments between the barge and FWT are measured experimentally, and for following seas, the loads on the mechanical linkage between barge and FWT are found to be greater than previously reported results in head seas. Collisions between the barge and FWT have also been investigated in regular following waves. Using this wave direction the collision forces are significantly reduced compared to previous results in regular head waves and most of the results are within the relevant existing design standards. A numerical model, developed in DNV-GL's Sesam package and validated against the experimental results, is used to examine if a vessel with semi-submersible properties can reduce the magnitude of the possible collision forces. Both wave directions are examined in the numerical work with results showing a reduction in mean collision impulse between 35-66% when using a vessel with semi-submersible properties, depending on test parameters, such as wave height, wave period and wave direction.

Keywords: Floating, offshore wind, installation vessel, collision, load modelling

*Corresponding author

Email address: david.lande-sudall@hv1.no (D. Lande-Sudall)

1. Introduction

Governments have a unique opportunity to aide a new era for global climate action with economic stimulus packages to confront the COVID-19 crisis [1]. By investing in development, deployment and integration of clean energy technologies a twin beneficial situation is achieved where economies are stimulated and the transition to clean energy sources is accelerated [1]. One of the industries with potential to meet this aim is offshore wind. Offshore wind has the potential to generate more than 420 000 TWh per year world wide, equivalent to more than 18 times the global electricity demand today [2]. Approximately 80% of this potential is located in ocean areas with water depths exceeding 60 m, where the resource is greater and less turbulent [3]. Fixed-bed foundations for offshore wind turbines become less economically viable with increasing depth due to excessive material usage per MW installed capacity [4], and so there is significant interest to utilise floating platforms. Multiple floating concepts are currently in development, and one of the leading companies is Equinor with their Hywind concept utilising a spar-buoy platform. Their pilot project Hywind Scotland has been operational since 2017 and features five, 6 MW floating wind turbines, providing electrical power equivalent to the consumption of 36 000 households [3]. The turbines for Hywind Scotland are assembled in a deep water fjord just outside of Stord, Norway, utilising the world's largest floating crane, Saipem 7000. A challenge with the spar-buoy platform is the large draft of the buoy, which for Hywind Scotland is over 70 m. This limits the number of available ports for turbine assembly, due to the low number of ports with such deep waters, and deep enough transit routes out to the production site. A second challenge with the assembly of the turbines is the use of specialist floating crane vessels, which will become less available when multiple wind parks are to be completed in different locations. Numerous assembly methods are currently being investigated, in order to make the spar-buoy concept more accessible. In 2014 Equinor held an 'Innovation Challenge', where different installation concepts were presented. Among the participants were the three winning companies; MODEC, Ulstein and Atkins [5]. MODEC and Ulstein both have a method based on a transportation vessel that transports ready assembled turbines out to the production site and mounted on the preinstalled spar-buoy platform. The methods are distinguishable by a different connection method between the turbine tower and the spar-buoy. The proposal from Atkins is a reusable transportation frame for up to four turbines. The method reduces the draft of the spar-buoy and gives an increased stability when the four turbines are connected to the frame. The reduced draft also gives the possibility for quayside assembly, which removes the need for floating crane vessels. The method presented by Atkins was the source of inspiration for an earlier masters thesis [6] and a subsequent conference paper [7]. Here, overturning moments and possible collision loads in the mechanical linkage between the frame and turbine induced by met-ocean conditions during tow-out and installation at site were evaluated. The work presented herein is a continuation of the work done in these projects and is divided into two parts; an experimental part and a numerical modelling part.

The experimental method employs the same lab-setup used in previous testing, but with some modifications on the mooring system, and with opposite wave direction. The aim is to investigate if a change in wave heading will alter the magnitude of the overturning moments and possible collision forces between the vessel and floating wind turbine (FWT), further the numerical model examines if a vessel with semi-submersible properties can reduce the magnitude of the possible collision forces. To achieve these aims, the following steps have been conducted:

- Connected FWT-vessel in irregular JONSWAP spectra with significant wave height $H_S = 1.5$ m, $H_S = 2$ m and peak spectral period T_P between 6.5-16.5 s
- Collision impulse between disconnected FWT and barge under regular waves with wave height, $H = 1.5$ m and period, T , varied between 6.5-16.5 s
- Collision impulse between disconnected FWT and semi-submersible vessels under regular waves with wave height, $H = 1.5$ m, $H = 2.9$ m and period, T , varied between 6.5-22 s

The experimental and numerical methods employed are presented in Section 2. Section 3 evaluates the results for magnitude and occurrence of overturning moments between the connected vessel and wind turbine. Section 4 evaluates the possible impulse loads occurring during separation of the wind turbine from the vessel. Section 5 presents the main conclusions from the work along with suggestions for future work.

2. Method

2.1. Test matrix

The experimental tests were performed by using a series of irregular JONSWAP wave spectra to investigate loads between the connected FWT and barge, detailed in Tabel 1. The collision tests were performed by using regular, long-crested waves. All tests are conducted with waves coming towards the stern of the combined vessel and turbine, 180° and compared to earlier results from [7] for 0° .

Table 1: Experimental test matrix for the full scale irregular JONSWAP wave spectrum with significant wave height, H_s (m), and peak period, T_p (s), tested for the connected barge and FWT at full draught (FD) and reduced draught (RD).

H_s \ T_P	6.5		8.5		10.5		13.2		1/f ₀		16.5	
	FD	RD	FD	RD	FD	RD	FD	RD	FD	RD	FD	RD
1.5	✓	✓	✓	✓	✓	✓	-	-	✓	-	✓	-
2	✓	-	✓	-	✓	-	✓	-	✓	-	✓	-

Table 2: Experimental test matrix for full scale regular sinusoidal wave parameters wave height, H (m), and period, T (s), of the barge and full draught FWT. Each time-series was conducted with a minimum of seven repetitions.

$T \backslash H$	6.5	8.5	10.5	13.2	$1/f_0$	16.5
1.5	✓	✓	✓	✓	✓	✓

The numerical cases are for the same sea-states as the experimental tests as well as an additional case for the eigenperiod of the new installation vessels. The numerical cases are performed with waves coming in towards the bow (0°) and the stern (180°). Testing involves four different installation vessels, a numerical version of the experimental barge and three vessels with semi submersible properties, referred to as new vessel 1 (NV-1) with 6 equal columns, new vessel 2 (NV-2) has removed the center columns and new vessel 3 (NV-3) have narrower columns than NV-1. The eigenperiod varies with each vessel, as shown in Table 3. The second period is changed from 8.5 s to 9 s as that is the pitch eigenperiod for installation vessels with semi-submersible properties. The advantage with numerical simulations is that there is no load-capacity limit on mechanical load cells to impede testing higher periods. Therefore more tests have been performed on the barge-like vessel in simulation than for experimental tests.

Table 3: Numerical test matrix for full scale regular wave spectrum with wave height, H (m), and period, T (s) for connected installation vessels and full draught FWT.

$T \backslash H$	6.5	9	10.5	12.3	13.2	13.7	14.8	16.5	18/20/22
1.5	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
2.9	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

2.2. Experimental Method

All the experimental tests have been performed in the MarinLab towing tank at the Western Norway University of Applied Sciences. This has a length, width and depth dimensions of 50 m, 3 m and 2.2 m respectively, and is equipped with a six-flap Edinburgh Designs wavemaker with force feedback. A four camera Qualisys motion-capture system is focused at the center of the tank with sampling frequency of 150 Hz. In order to compare the results from a wave heading of 180° with previous results at 0° [7], the same barge-type vessel and floating wind turbine (FWT) as used in [7] are utilized. This involves testing with a single floating wind turbine, (FWT) and a barge, as opposed to the semi-submersible model with multiple turbines presented by Atkins, which simplifies testing.

The overall dimensions of the barge and FWT are given in Table 5 and these have been Froude-scaled from full-scale dimensions given in [6] and [7] respectively using a 1:72 geometric scaling factor. The geometry of the scaled FWT is simplified from the conical hywind shape at the waterline to a cylinder with a constant diameter of $D=0.2$ m. The reduced draught model FWT is 18% shallower than the full draught. This is less than the expected 30% reduction in draught at full scale, due to material limitations of the test model [6]. Some minor changes to the mooring system were implemented compared to the previous tests. Both vessels were lightly moored to the tank walls using pulleys at the far end so that the mooring lines could be more easily adjusted from one end. The barge is attached with two lines to both the starboard and port sides in the bow and rear with an approximate 45° angle from the tank walls. For the FWT, two lines are attached with a 90° angle with the tank walls. Each line is equipped with two springs in serial which results in a combined stiffness of 98 N/m per line. The mooring lines are pre-tensioned to both the barge and FWT just before the springs start to act. The camera system was used to verify that the global position of the combined barge floating wind turbine (BFWT) was centered in the tank. In order to measure the wave elevation during the experiments, resistance-type wave gauges are used. At the model, two wave gauges (analog and digital signals) were placed in a parallel at the upstream position for synchronisation. To capture undisturbed wave signal, a wave gauge with a digital signal, is placed 10 m in front of the model. The experimental setup are shown in Figure 1. The digital wave gauge signals are recorded at 128 Hz, whilst the analogue wave gauge and load cell signals are recorded at 2000 Hz. All wave gauges are calibrated using a three-point calibration at different depths. To measure the horizontal collision loads and overturning moments about the deck, a load cell rig consisting of two tension/compression load cells (one Applied Measurements DDEN 250 N and one HBM U9C 500 N capacity) was fitted to the barge. In addition to the load cells, two electromagnets (12V RS Pro EM80) were also mounted on the load cell rig and automated in LabView to control the release of the FWT from the barge during the experiments.

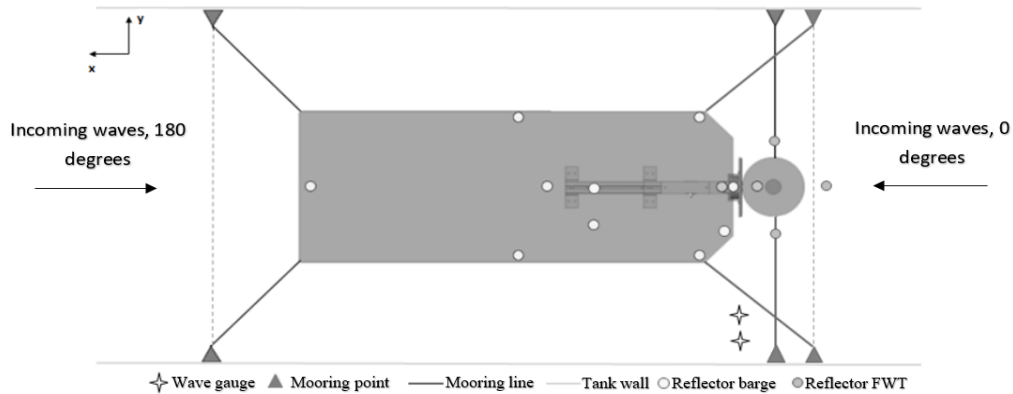


Figure 1: Experimental setup of the barge and FWT connected in the wave tank, with mooring lines, wave gauges and reflectors.

2.2.1. Load cell calibration

To measure the collision loads and overturning moments between the model scaled barge and FWT, a load cell rig is mounted on the barge which is designed to prevent off-axis loading. Each of the two load cells are calibrated by applying five loads varying from 0-200 N for both tension and compression. The load cells are thereafter calibrated whilst assembled on the rig, also here with loads varying from 0-200 N, at three distances, one in center and two at the sides of the loading plate shown in Figure 2 (a). From Figure 2 (b) the rig behaves linearly, with the step-change at 0 N load occurring due to the weight change of the device when orientated for tension and compression. This step is removed by applying a zero-load offset before each test commences.

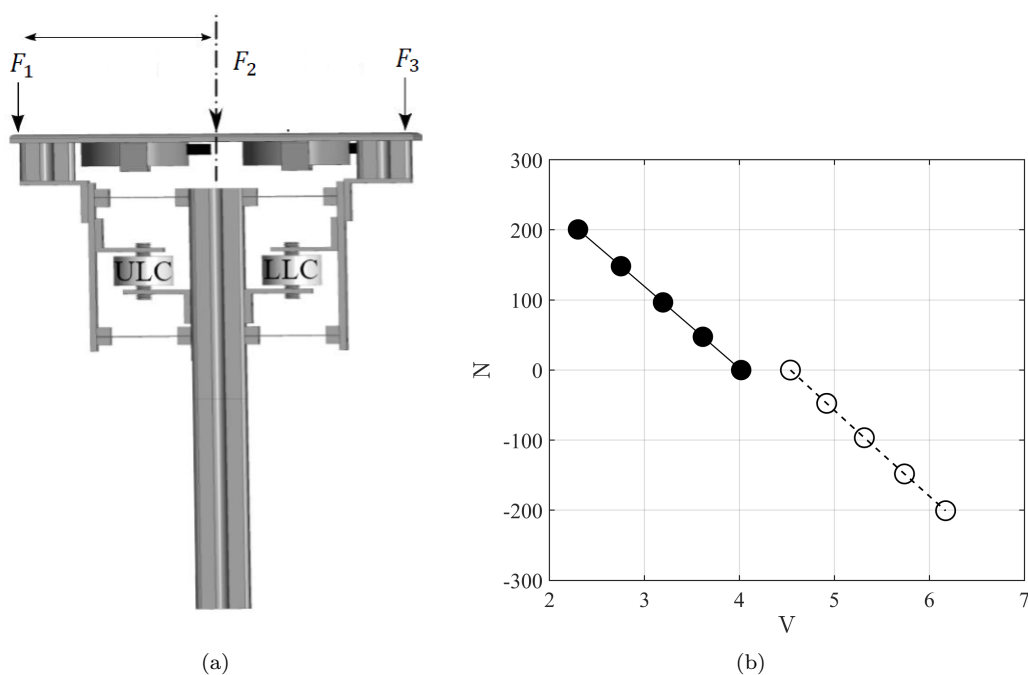


Figure 2: (a) Load cell rig calibration in compression, with three load positions across the loading plate measured from the center. (b) Calibration curves of the upper load cell (ULC) with five loads varying from 0-200 N tension (—●) and compression (---○) applied at F_2 .

2.2.2. Wave calibration

To ensure that the wavemaker generates an accurate theoretical irregular JONSWAP spectra, all wave data captured from the wave gauges is processed through Edinburgh Design’s wave generating software, Njord Synthesis [8]. A gain correction is applied after measuring each wave spectra for a 20 minute period without the model, in order to remove the residual difference between the measured spectral energy, S_{xx} , generated by the wavemaker and theoretical spectra across all frequencies, f . As shown in Figure 3, the measured spectral energy from the wave gauges after a gain correction is applied, agrees well with the theoretical JONSWAP spectra. It should be noted that the maximum frequency cut-out for the wavemaker is limited to 2 Hz.

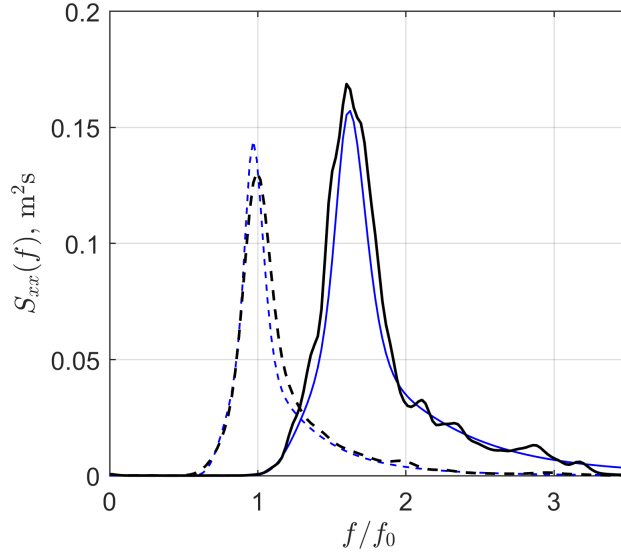


Figure 3: Comparison of the measured, gain corrected wave spectra (black) and the theoretical JONSWAP wave spectra (blue), for $H_s=1.5$ m and $T_p=1/f_0$ s (---), $H_s=2$ m and $T_p=8.5$ s (—). The wave frequency is normalized against the full draught BFWT eigenfrequency, f_0 .

2.2.3. Decay testing

Decay tests have been conducted for the barge, the turbine and for the BFWT, for the pitch and roll rotation. The purpose of the decay test is to observe the natural, free decay of each body and allow the theoretical eigenperiod to be compared to the experimental eigenperiod measured in the tests. It is thus possible to identify how much the mooring system affects the vessel response and also calculate the damping coefficient of the different bodies. The eigenperiods and the damping coefficients are presented in Table 4. The decay test is performed by applying an initial displacement to the body so that it begins to oscillate. The displacement is applied manually, so the same decay test is performed several times to obtain a repeatable average. A decay test in surge has also been conducted, but is only used to evaluate the stiffness of the

mooring system. The FWT with a reduced draught was too unstable due to a negative metacentric height, therefore no decay tests were conducted for this case.

The natural periods and damping ratios were found by the least squares method with an exponential sinusoidal decay curve, (1) [7]. As shown in Figure 4 there is an excellent similarity between the experimental data and the curve fit.

$$y_n = A \sin \left(\sqrt{1 - \zeta^2} \omega_0 t + \phi \right) e^{-\zeta \omega_0 t} \quad (1)$$

In equation (1), A is the initial magnitude of the oscillation curve, ζ is the damping ratio, $\omega_0 = 2\pi f_0$ the natural un-damped frequency and ϕ is the phase angle at some arbitrary point [7]. Decay tests in heave were only conducted for the FWT, since the heave response for the barge and the BFWT is highly damped, and therefore it is not possible to obtain an accurate natural period and a damping ratio. The same applies to the decay test for the barge, because of the large waterline area, the barge acts like an overdamped system so there are too few oscillations from which to obtain accurate estimates of frequency and damping ratio.

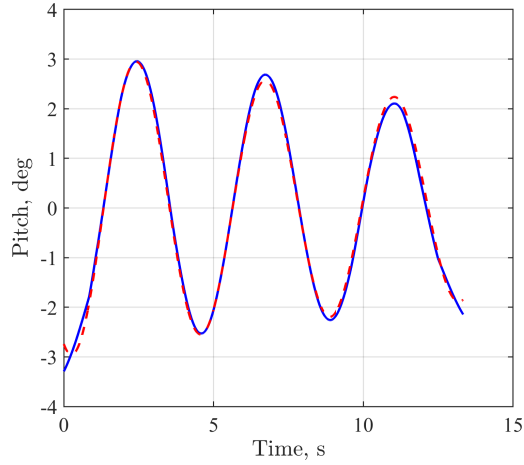


Figure 4: The experimental data (—) and the belonging curve fit (---) for the decay of the FWT in pitch.

Table 4: Presentation of the natural periods in full-scale, $1/f_0$ (s), and the damping ratio, ζ , for the barge, FWT and the BFWT at full and reduced draught.

Mode	B		FWT _{FD}		BFWT _{FD}		BFWT _{RD}	
	s	[-]	s	[-]	s	[-]	s	[-]
Heave	-	-	18.11	0.017	-	-	-	-
Pitch	7.9	0.251	36.972	0.05	13.7	0.039	13.05	0.032
Roll	6.65	0.112	34.3	0.016	20.04	0.01	22.72	0.015
Surge	61.42	0.113	835.28	0.159	163.74	0.07	132.68	0.091

2.3. Numerical method

The numerical analysis of collision loads between the installation vessel and FWT is performed using DNV-GL's offshore structural engineering software, Sesam. Four different numerical models (shown in Figure 5) of the installation vessel have been created, where one is similar to the barge-type vessel used in the experimental method and specified with dimensions detailed in Høyven [6]. The other three models are different variations of a new installation vessel concept with semi-submersible characteristics. A numerical model of the FWT is created from the full-scale Hywind turbine dimensions from [9], with the rotor and nacelle assembly (RNA) represented by a point mass. An appropriate plate thickness is added to each vessel structure and to the FWT's substructure to include the mass of these in the structure model, remaining mass of solid and liquid ballast is added separately in the hydrodynamic analysis (see Section 2.3.1). All models are modeled using Sesam's sub-program GeniE. Weight of the models is displayed in Table 5 along with main dimensions.

Table 5: Main dimensions and particulars of the barge, NV-1, NV-2, NV-3 and FWT in full and model scales. Values in brackets () indicate reduced draught dimensions and values with respective symbols, are the new displacement mass and draught, due to modifications to the barge. Where (*)= 1.27×10^7 kg, (★)=33.25 kg, (◊)=0.0543 kg, (□)=3.91 m, (◇)=3.74 m and (∗)=0.0519 m.

Particular, unit	Barge		NV-1	NV-2	NV-3	FWT	
	full	model	full	full	full	full	model
Overall length, m	100	1.389	62	62	62	-	-
Beam, m	37	0.514	42	42	42	-	-
Diameter, m	-	-	-	-	-	14.4	0.2
Draught, m	4 □	0.056 ◊	13	13	13	76	1.06 (0.86)
Displacement mass, kg	1.30×10^7 *	33.85 ★	1.15×10^7	1.05×10^7	1.10×10^7	1.15×10^7	30.06
Top head mass, kg	-	-	-	-	-	3.6×10^5	0.94
Centre of gravity above keel, m	3.77 ◇	0.052 ∗	8.93	8.67	8.77	26.42	0.367 (0.507)

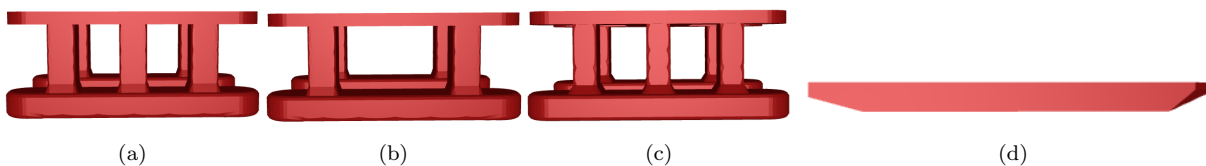


Figure 5: Numerical models - NV-1 (a), NV-2 (b), NV-3 (c) and the numerical barge (d)

2.3.1. Hydrodynamic analysis

Hydrodynamic analysis of the numeric models are executed in HydroD. HydroD uses Wadam to calculate the frequency domain wave loads analysis at zero speeds. The software calculates the hydrodynamic coefficients by diffraction and Morison theory [10]. For its calculations, Wadam differentiate between three methods; Morison equation for slim structures, first and second order potential theory for structures with a large volume or a combination of both mentioned methods if the structure incorporate slim and large structured sections. A mesh is applied in Genie to generate the panel model and structure model. The tetrahedral mesh covers the outer area of the chosen structure. Different sizes of mesh are applied to the panel model and structure model. The reason for the difference in mesh size is due to the computational capacity required to run the analysis. The panel model is the wet surface structure used for hydrodynamic calculations and so a finer mesh is desirable. A finer mesh size results in more accurate calculation (within the limit of potential flow theory), but computational expense increases. The Panel model also provides an expression for added mass and damping. To describe this geometry, a quadrilateral mesh is applied. The structure model contains everything of the model to simulate a mass matrix, which is used to calculate the response of the vessel. A sensitivity study were run on NV-1 to decide if the applied panel model size was appropriate. Mesh sizes of 0.5 m, 0.7 m and 1 m were tested as shown in Figure 6. Transfer functions in heave and pitch showed no significant difference in accuracy, but the duration for generating the finer mesh was considerably greater. The mesh sizes adopted for each model are shown in Table 6.

Table 6: Maximum mesh size for models used in numerical cases.

Structure/model	Barge [m]	NV-1 [m]	NV-2 [m]	NV-3 [m]	FWT [m]	BFWT [m]
Panel	1	0.7	0.7	0.7	1.5	1
Structure	1.5	1	1	1	2	1.5

A Morison model is added to include contributions from slender elements, and structural elements which is in the boundary area between slender and large volume. Wave loads on slender elements is calculated using Morison equation (2) and is added to the forces from the panel model. Elements that are in the boundary area between slender and large volume is already included in the panel model and the mass force contribution is added through this. However these elements may have a viscous contribution which is included by Morison drag. Further, appropriate added mass and drag coefficients are assigned to the different sections, see Table 7. These calculations are based on the Morison equation (2). By including a Morison model, any external forces applied to the models, such as mooring lines and tethers are included in a hydro model. The Morison model is combined from a set or sets of Morrison elements and are based on two node beam elements and single nodes in a first level superelement generated by GeniE. The Morrison elements are defined by assigning hydrodynamic properties to nodes and beam elements in HydroD [10].

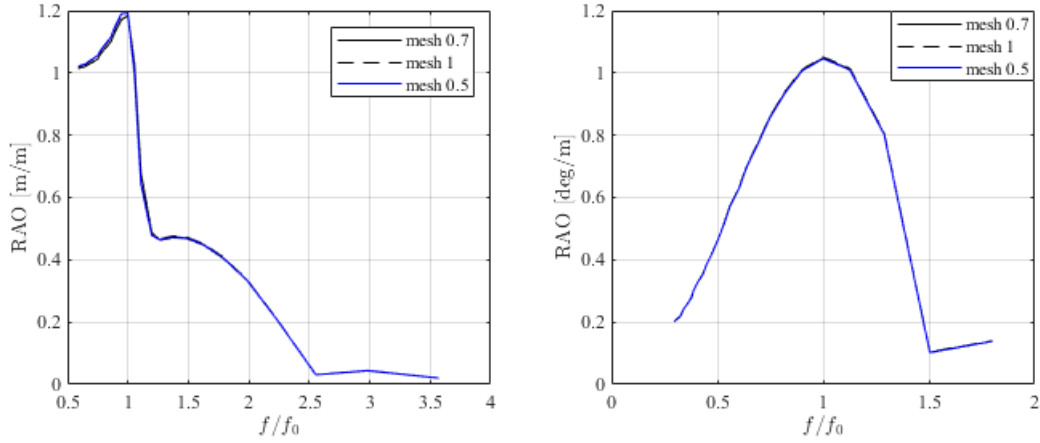


Figure 6: Sensitivity study NV-1 - a) heave, b) pitch. Mesh size 0.5 m (—), 0.7 m (—) and 1 m (---)

There are several types of Morrison elements available to calculate hydrostatic and hydrodynamic effects, but for these cases the 2D Morrison element calculations on wet surface are utilized. The coefficients are chosen on the basis of cross section of elements, using look-up tables in DNV-RP-C205 [11]

Table 7: Coefficient for added mass and drag on pipe and box respectively

Name	$C_{d,y}$	$C_{d,z}$	$C_{a,y}$	$C_{a,z}$
Pipe	0.7	0.7	1	1
Box	1.9	2.4	1.6	1.43

$$F = \rho C_m V u' + 1/2 \rho C_d A u |u| \quad (2)$$

All numerical models of the installation vessels use the structural model from GeniE as a mass model, due to the plate thickness and material type that is applied. For the FWT, point masses are added in HydroD for the solid and liquid ballasts along with a point mass for the turbine head. Remaining structural mass for the FWT is included true the structure model. The FWT achieves the appropriate draft of 76 m. A loading condition that results in a draft of 4 m and 13 m along with zero trim and heel are applied for the barge and NV-types respectively. HydroD calculates the appropriate filling of the available compartments to fulfill this loading condition. The compartments are filled with seawater with a density of 1025 kg/m³. Results from the Hydrodynamic analysis is shared with SIMA, a marine operations analysis software, where the collisions between the installation vessel and FWT are simulated and analysed.

Further work is done under the assumption that the numerical models of the installation vessel and FWT are independent of each other, meaning no radiation force is present between the models during the SIMA analysis.

2.3.2. Transfer functions

In HydroD the response amplitude operators (RAOs) for each NV are calculated. These are used to assess in which wave period the vessel reaches its resonant frequency. Figure 7 shows the RAOs for all the NV-models in heave and pitch. From Figure 7 (a) the largest response occurs for NV-3 with a peak nearly 3 times greater than the input wave height. Compared to NV-1 and NV-2 the response is unreasonably high even though all vessels had the same specified data input when running the hydrodynamic analysis. Since the response in heave does not affect the results of collision testing to a noticeable degree, no further effort is spent on reducing this peak. In Figure 7 (b) the pitch curves are illustrated, and these demonstrate similar response. NV-3 has a slightly higher peak than the other two.

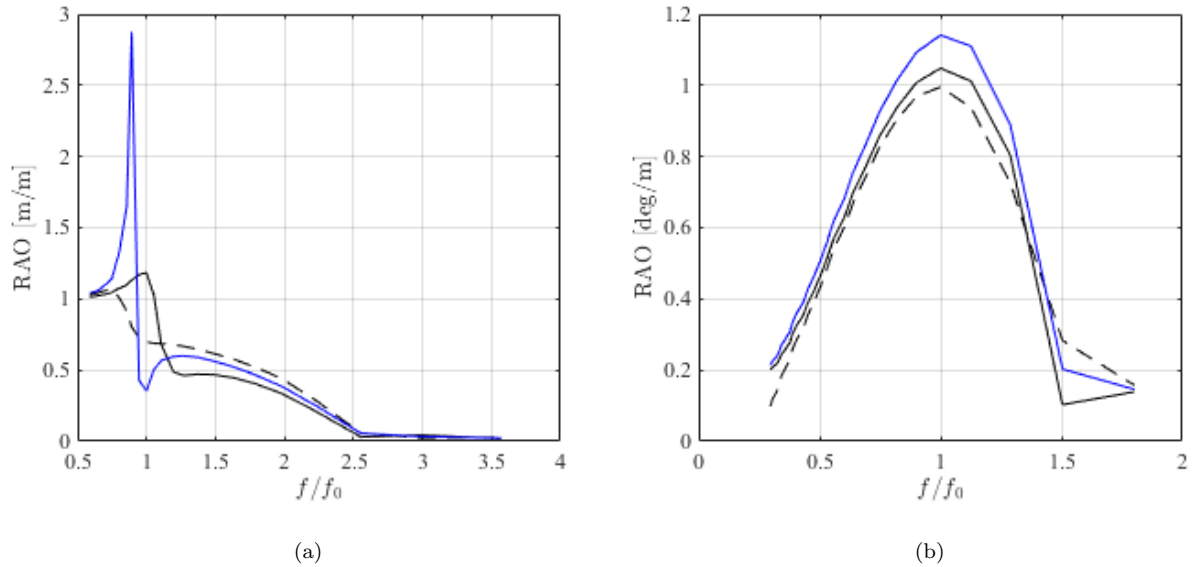


Figure 7: Response amplitude operator vs. normalised wave frequency, f/f_0 for: a) heave [m/m] b) pitch [deg/m]. NV-1 (—), NV-2 (---) and NV-3 (—).

2.3.3. Numerical collision analysis

The numerical testing in SIMA is divided into two different cases for each vessel; one where both objects are moored and one where only the vessel is moored and the FWT is floating freely. The two test cases are hereby referred to as test type 1 (TT1) and test type 2 (TT2) respectively. The purpose of TT1 is to simulate the conditions in the experimental testing where both objects are lightly moored to the test basin wall. This will cause the two objects to maintain a position where they will seek back together if they drift apart. To simulate this motion in SIMA, the vessel is moored with four mooring lines with a pretension of 1000 kN, and the FWT with two lines of the same pretension. The lines are directed in 0° and 180° along the x-axis due to little movement transverse to the wave direction. TT2 with the FWT floating freely serves to simulate more realistic conditions where the vessel is held in place using dynamic positioning or similar systems, and the FWT is released from the vessel. Another reason for conducting TT2 is to monitor what effects the mooring of the FWT has on the collisions in TT1. The vessel in TT2 is moored using the same method as in TT1. Both test types have the same environmental setup, with a water depth of 300 m and wave variation as presented in the test matrix.

2.3.4. Specified mooring forces

Results of the hydrodynamic analysis should represent the vessel with the draft corresponding to the loading condition, which includes all vertical components from the mooring forces. Vertical compensating forces are included by adding specified forces equal to the vertical component of each mooring line. For each mooring line a corresponding vertical force is inserted in the same coordinate as the respective body point for that mooring line. Doing this ensures that the vessel has the correct draft for the SIMA analysis. Table 8 displays the magnitude of the specified vertical mooring forces applied to the different vessel types.

Table 8: Magnitude of vertical component of mooring line.

Model	NV-1	NV-2	NV-3	FWT
Magnitude [N]	6.72×10^5	6.73×10^5	6.81×10^5	1.37×10^6

2.3.5. Bumper characteristics

Bumpers are added to the vessel and FWT to register the collision forces between the two. As the stiffness of the load cell rig and model FWT has not been recorded, multiple analyses have been run to find appropriate properties to assign the bumpers. Figure 8 and 9 show differences in impulse results for multiple runs with a variation in bumper input. The impulse, I , is calculated for each collisions as the area under the force-time curve, F , during the start t_1 , and end t_2 , time of the collision [12], as shown in Figure 14 (b).

$$I = \int_{t_1}^{t_2} F(t)dt \quad (3)$$

As seen in the figures, the run which gives results closest to the experimental results from the previous work is chosen as a baseline and the properties from this run are used in the remaining analyses. From Figure 8 (a), a high overall impulse force is found when no damping is applied to the bumpers, with high impulse arising due to high impact forces despite a short duration of the impact. Furthermore, by analysing multiple setups, a damping coefficient of 20.5 MNs/m is found to be an appropriate value in this setup. Varying the stiffness values with this level of damping is compared to the results from the experimental testing in Figure 8 (b), and some variations can be observed between them. The final combination is found by investigating the collision forces and their duration. By applying a stiffness property of 150 MN/m, along with the damping, a force distribution similar to the experimental work is found with results shown in Figure 9. The other combinations shown in Figure 8 (b) resulted in collision forces that were significantly greater than the forces found in the experimental work and were therefore excluded.

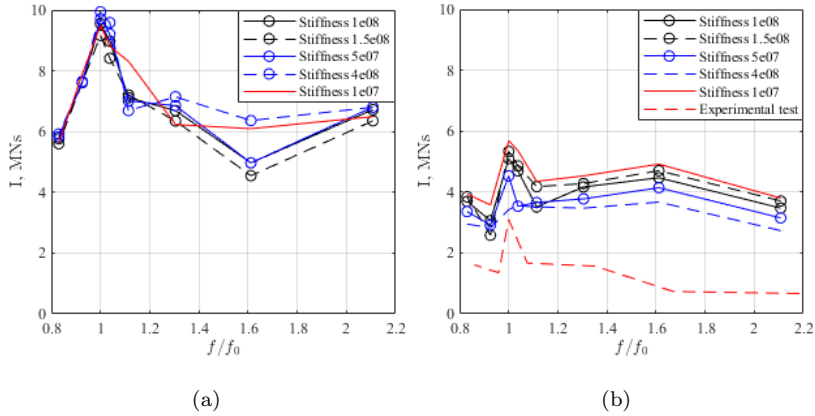


Figure 8: Mean impulse, I , versus normalised wave frequency, f/f_0 for wave height, $H = 1.5$ m and wave direction 0° for Barge with varying bumper stiffness and (a) no damping, (b) constant damping of 2.05×10^7 Ns/m.

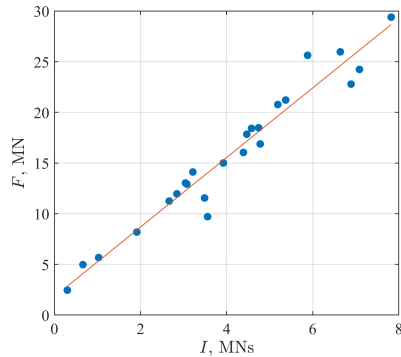


Figure 9: Collision forces between the FWT and Barge versus impulse, with least-squares linear-fit (—) through all collisions (\bullet), wave from 0° and $H = 1.5$ m from chosen stiffness at 1.5×10^8 N/m and damping 2.05×10^7 Ns/m

3. Moments between vessel and floating turbine

This section focuses at the overturning moments that occurs between the barge and the turbine in the various irregular sea states, both at full and reduced draft.

3.1. Response amplitude operators of the connected vessel

The response amplitude operators (RAOs) in pitch for the BFWT, are obtained from the irregular sea state test with $H_s=1.5$ m and $T_p=10.5$ s. The experimental RAOs are compared with a full scale and fully drafted panel model in HydroD with mesh size 1 m, shown in Figure 10 (a). The numerical curves shows a reasonable degree of resemblance to the experimental curve, especially at the peak response which is found at the respective pitch eigenfrequency. The small deviations between the RAOs obtained by experiment and HydroD are expected, especially given uncertainties in the experimental testing, as shown in Figure 10 (b). Such as those associated with having a finite test period and the ability of the wavemaker to generate the exact theoretical spectrum. Similarly, the lack of accuracy in numerical modelling of viscous forces also contributes to the discrepancies, especially around the pitch eigenfrequency where the viscous drag is greatest. The peak response is greatest for the full draught BFWT in compassion to the reduced draught BFWT.

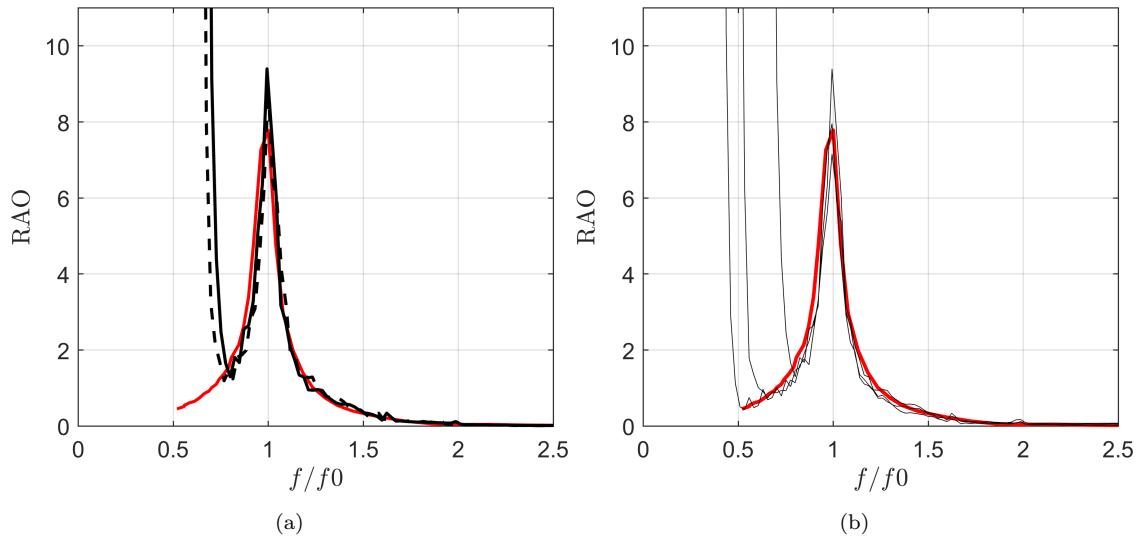


Figure 10: (a) Experimental response amplitude operator in pitch, deg/m response for the full (—) and reduced (---) draught BFWT, compared with a fully draught HydroD panel model (red). All RAO's are obtained by the square root of the respective response spectrum divided by input from the wave spectrum for $H_s=1.5$ m and $T_p=10.5$ s. (b) Variation in experimental RAO's obtained in different wave peak periods $T_p=10.5$ s, $T_p=14.2$ s and $T_p=16.5$ s compared to HydroD panel model.

3.1.1. Overturning moments

The experiments where the barge and the FWT are connected, are performed with various irregular JONSWAP spectra. The wave-induced forces are measured by the load cells on the load cell rig. From the force measurements, the bending moment are calculated around point P , as shown in Figure 11. The bending moment, M , is calculated from equation (4).

$$M = Fd \quad (4)$$

Where F is the force vector calculated from the load cells and d is the vertical distance from the point P to the respective load cell. The total moment is then found by adding the bending moment from the upper and lower load cell.

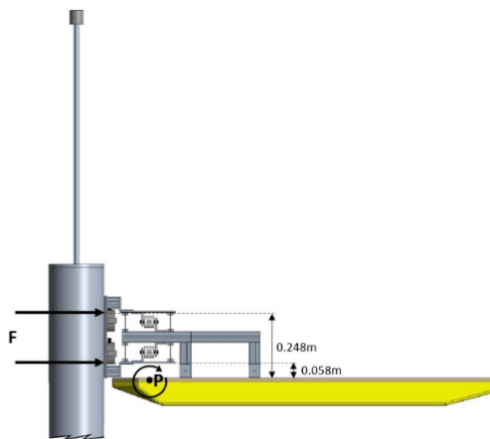


Figure 11: Side-view of the connected barge and FWT, showing how the force are acting on the load cells and the distance from the barge deck to the lower and upper load cell [6].

3.1.2. Load occurrence statistics

The overturning moments from each time series are binned into 40 evenly distributed bins of overturning moment magnitude, Figure 12 (a). The height of these bins indicates the probability that each of the different moment intervals occur. A probability density function is then obtained using a method of least squares fit from the normal distributed binned diagram. When comparing this probability function to the measured data to each of the different seastates, it appears to be a excellent compliance for the occurring loads. For the extreme values, there is some overestimation of the occurrence of the loads compared to the measured data, as shown in Figure 12 (b). Since the time-series start at the same time as the wave-generator starts, the irregular sea-states are not fully developed in the beginning, because of this, the start of the time-series is removed from each dataset to remove the distortion this would create to the otherwise normal distribution of the occurring moments.

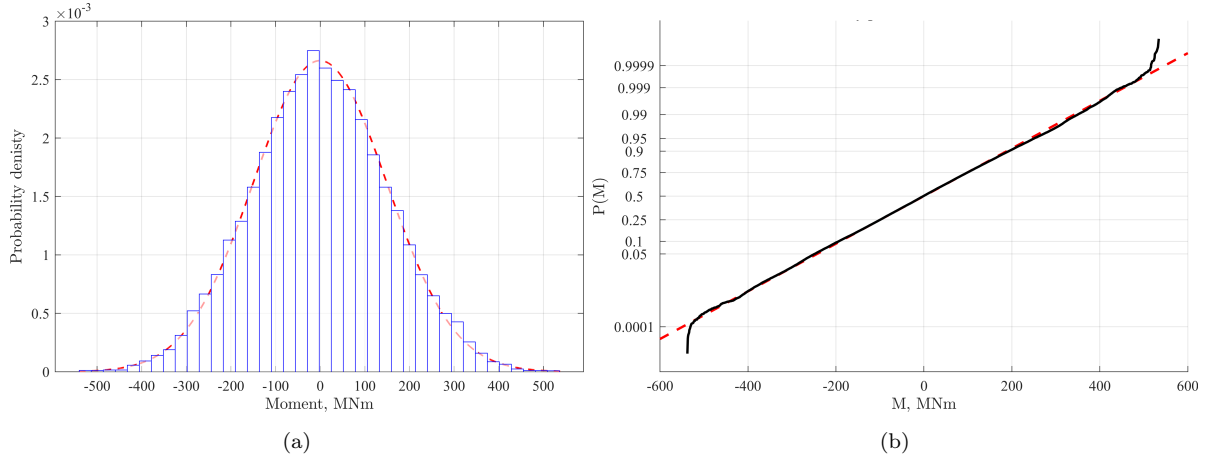


Figure 12: Probability density function (---) of the normal distributed binned histogram (a) and the corresponding measured data (—) plotted against the standard normal distribution (b) for $T_p = 10.5$ s and $H_s = 1.5$ m with a wave heading at 180° .

To evaluate the most extreme values of the occurring moments, three standard deviations (3σ) which represents a 99.7% probability interval, is shown in Figure 13 for each sea-state and with full and reduced draught. These standard deviations are shown for wave headings at both 0° and 180° . As expected, there is an increase in load as the significant wave height increases, which is greatest about the natural pitch frequency for the connected BFWT, where $\max(3\sigma) = 0.92$ GNm at $H_s = 1.5$ m and $\max(3\sigma) = 1.45$ GNm at $H_s = 2$ m, with a wave heading at 180° . However the bending moments are consistently higher for 180° , especially with increasing significant wave height. It is also seen that the loads are consistently higher when the FWT has a reduced draught with a wave heading at 180° .

Furthermore, it can be observed from Figure 13 that the loads at a significant wave height of 2 m are almost the same magnitude as the wave height of 3.5 m. This may be due to the fact that there was water floating on deck during the experiments at a significant wave height of 3.5 m. This causes a free surface effect which can attenuate the movement of the system, and the measured bending moments could therefore be lower than they should be, had the vessel had a greater freeboard and no water on deck. From the decay tests, the connected bodies were shown to be an underdamped system in pitch, which may explain the rapidly increasing loads around the pitch eigenfrequency as the system is unable to dampen out its motions in pitch to any particular degree. A contributing factor to this may be the simplification done of the scaled turbine, where the coned part of the substructure is ignored. It is assumed that the coned geometry will dampen the coupled heave and pitch response, but after running numerical analysis in HydroD, it is found that there is almost no difference in the pitch and heave response with and without the coned geometry for the connected barge and turbine.

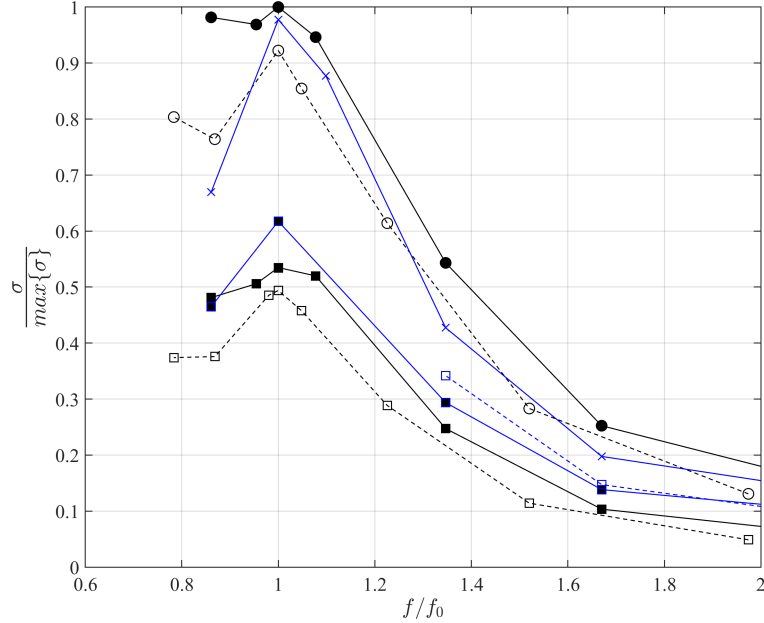


Figure 13: Normalised peak overturning moment ($3\sigma/\max\{3\sigma\}$) versus wave frequency, f/f_0 with $H_s=1.5$ m (\square), $H_s=2$ m (\times) and $H_s=3.5$ m (\circ), for the full draught (—, filled markers) and reduced draught (---, open markers) for waveheadings 180° (blue) and 0° (black). Here, $\max\{3\sigma\}=1.49$ GNm, in full-scale.

4. Collision load results

Regular waves were used during the collision tests for both the experimental and numerical method. Coordinate system is equal for the two methods, with waves from 0 and 180° indicating waves propagating towards the bow or stern respectively.

4.1. Experimental collision loads

For each of the sea states mentioned in Table 2, seven repetitions were performed such that the mean impulse could be calculated. Depending on the sea state, 2-7 collisions occurred during each time series. However it proved difficult predicting when the collisions were to occur, due to the light mooring system which will not be presented at full scale. When releasing the FWT, some collision may occur in the early release phase, otherwise the vessels seems to drift naturally apart, and thus no collisions would be expected to occur. However, as an effect of the light moorings the barge and FWT are forced back together due to their respective eigenperiods in surge, given in Table 4. As a result of this, these collisions impacts could measure a possible worst case scenario when interacting in different sea states.

When releasing the FWT from the barge, the release phase of the electromagnets was randomly set during the experiments, except for the collision tests conducted with wave period the same as the pitch eigenperiod of the BFWT. The electromagnets were not able to hold the turbine during this wave set, which

led to releasing just before the magnets start to slip. According to [6] and [7] the release phase of the electromagnets relative to the wave phase showed to have no significant correlation to the magnitude of the collision impulse. During the experiment, the electromagnets were set to release the FWT for a period of 60 seconds for each time series before connecting it back on to the load cell rig, as shown in Figure 14 (a)

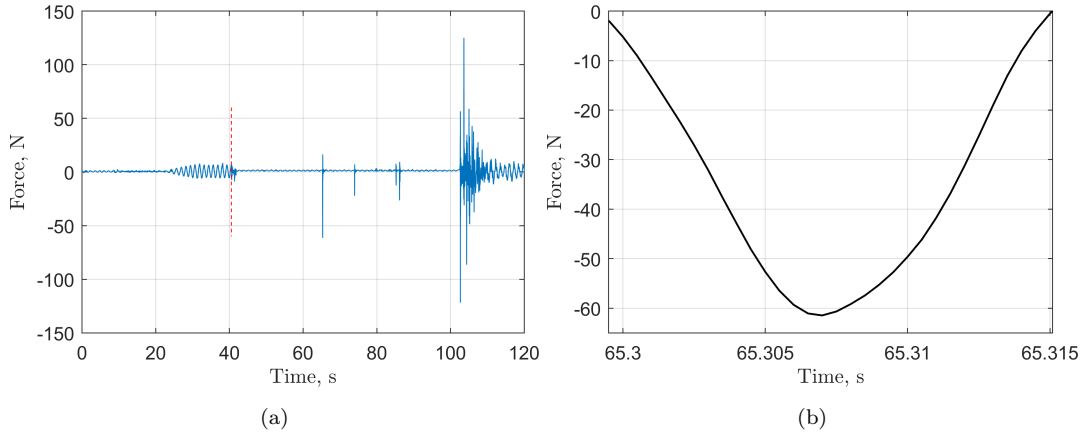


Figure 14: (a) Model scale force-time series with occurring collisions (—) for $H = 1.5$ m and $T = 10.5$ s, showing magnet release point (---). (b) The area between curve and x-axis is used to obtain the impulse, I , of the first collision from (a).

Figure 15 (a) shows that the maximum collision impulse with wave heading 180° , is reduced significantly, by 47% when comparing to the wave heading at 0° . Furthermore the shape of the curves during the higher wave frequencies can be observed as to be quite similar for both wave headings. As a result of this, the collision test with the turbine lying in the barges wake shows an improvement in reducing the collision impulses, however it is still advantageous to operate in shorter wave periods than the pitch eigenperiod of the BFWT. To measure the collision forces a vessel is to withstand when interacting with the FWT, all the collision forces are plotted against the corresponding impulses in Figure 15 (b). According to [13], the surface area between the barge and FWT is designed to withstand a force of 2.5 times the mass displacement of the barge, which in this case is 32.4 MN. From Figure 15 (b) the majority of the collision forces lies beneath the design force level, however there are some collisions extending this level which correlates with the wave periods close to the eigenperiod of the BFWT.

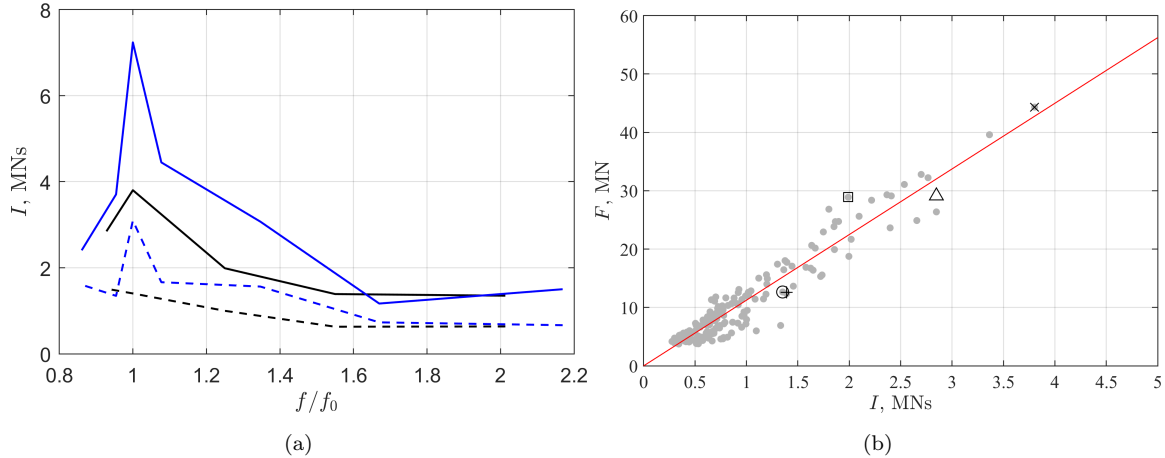


Figure 15: (a) Variations in full scaled impulse loads, I , with normalized wave frequency f/f_0 for wave height, $H = 1.5$ m. Wave direction 180° (mean: --- and max: —) compared with wave direction 0° (mean: --- and max: —) from previous results [7]. (b) Collision forces between the FWT and barge versus impulse, with least-squares linear-fit (—) through all collisions (\bullet). Maximum collision forces from each regular wave set of $H = 1.5$ m and $T = 6.5$ (\circ), 8.5 ($+$), 10.5 (\square), 13.2 (\times), 14.2 (Δ) s.

4.2. Numerical collisions loads

Results from the numerical analysis are presented in this section and are divided accordingly to the two test types, TT1 and TT2, presented earlier. Regular waves are used for both test types with values presented in Table 3.

TT1 - Moored wind turbine and barge

Due to the mooring of the vessel and FWT, the numerical method experienced similar challenges as the experimental tests with regards to selecting which collisions to include in the calculations. Therefore a window of 100 s is used where all collisions from $t = 0$ s and to $t = 100$ s are included and the collision impacts measure a possible worst case scenario when interacting in different sea states.

Figure 16 shows an average 65% reduction of mean collision impulse between the NV-models and the numerical barge type vessel with wave height, $H = 1.5$ m and waves from 0° . Comparable results are found with an average reduction of 66% with wave height, $H = 2.9$ m. Similar to [7] impulse for $H = 1.5$ m is around 50-60% of that measured for $H = 2.9$ m stating that operations of this kind should be conducted in conditions with a low wave height to reduce the risk of collisions with high impulse load. When comparing with experimental results for 0° and $H = 1.5$ m, the mean impulse value for the NV-types is found to be of a similar magnitude, with experimental results showing a somewhat greater peak value of the mean

impulse. The larger impulse values for the numerical barge compared to experiment is due to longer lasting collisions in the numerical work, resulting in a larger integration area. This may suggest that the stiffness or damping of the numerical bumper is not right, and ideally measures from a free-decay test of the load cell rig would be used. A different behavior is observed in both plots for the NV-2 model, due to the removal of the two mid columns it seems to have gained other properties at the lower wave periods, with the peak mean value at a wave period of 6.5 s. Lower wave periods should be tested to locate the peak value for NV-2.

Figure 17 (a) and (b) compares the impulse to the corresponding peak force from each collision with $H = 1.5$ m and $H = 2.9$ m for NV1-3 with waves at 0° . The contact area between the vessel and FWT is required to withstand 27.5 MN on average between the three NV-models [13]. Figure 17 (a) shows that all collisions with $H = 1.5$ m are below this design load by nearly 10 MN, furthermore for Figure 17 (b) only a few collisions exceed this limit with $H = 2.9$ m. When comparing the collision forces from [7] with the collision forces for the NV-types, a lower overall force is found for the NV-type with $H = 1.5$ m.

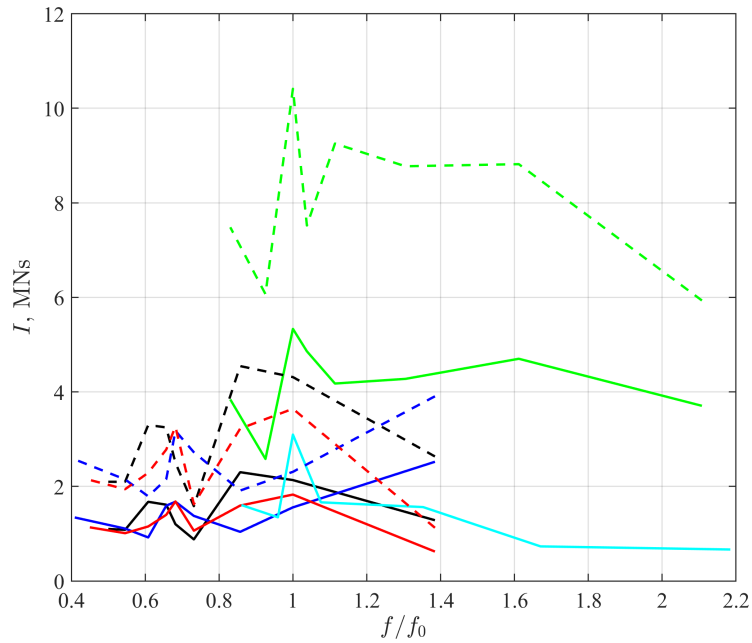


Figure 16: Mean impulse loads, I , with normalized wave frequency f/f_0 for each vessels pitch eigenfrequency, wave height $H = 1.5$ m (—) and $H = 2.9$ m (---), Wave direction 0° for Barge (—/---(numerical) —(experimental)) and NV1-3 (—/---(1) —/---(2) —/---(3)).

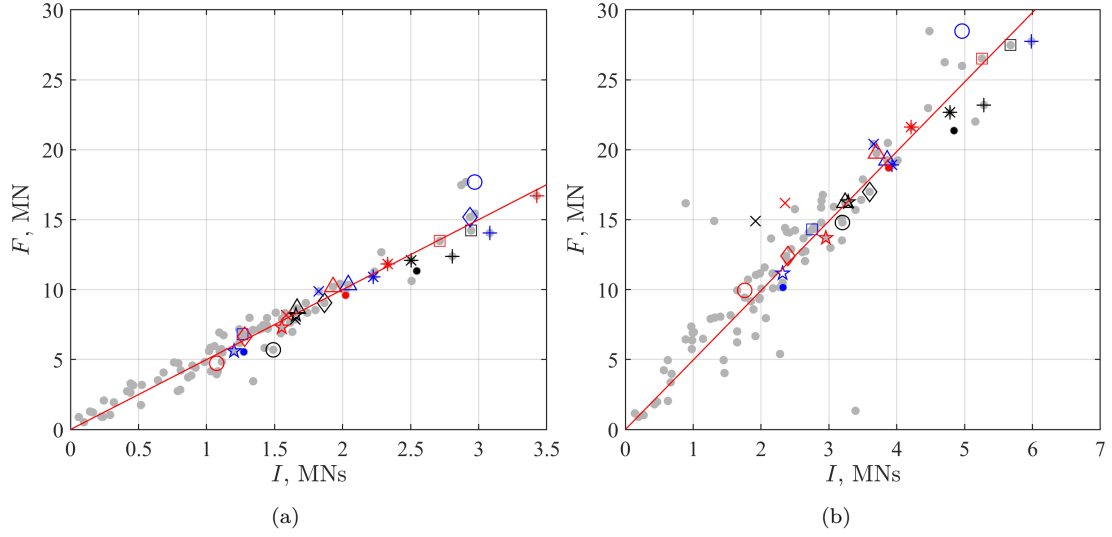


Figure 17: Collision forces between the FWT and NV1-3 versus impulse, with least-squares linear-fit (—) through all collisions (\bullet), wave from 0° and (a) $H = 1.5$ m (b) $H = 2.9$ m. Maximum collision forces from each regular wave set of and $T = 6.5$ (\circ), 9 ($+$), 10.5 (\square), 12.3 (\times), 13.2 (Δ), 13.7 ($*$), 14.8 (\bullet), 16.5 (\star), $18/20/22$ (\diamond) s. Same colour code as Figure 16

For results at 180° in TT1 a significant reduction in mean impulse loads are found between the numerical models. From Figure 18 an average reduction of 52% is found between the barge and NV-models for wave height $H = 1.5$ m, further Figure 18 shows an average reduction of 55% for wave height $H = 2.9$ m. Compared to the experimental results the NV-types have an overall larger mean impulse value with $H = 1.5$ m, however the difference between them is small especially at the higher wave periods. Again the difference between the numerical and experimental barge is present due to the difference in integration area as previously explained. Figure 18 also show that all the NV-models have a peak value of mean impulse at the lowest wave period of 6.5 s with waves coming from 180° , which compares with some of the lowest impulse values for the barge. Similar to the results for 0° , mean impulse loads for wave height $H = 1.5$ m is 50-60% of that measured for $H = 2.9$ m. Observing Figure 19 (a) all collision loads are found to be below the design load of 27.5 MN with wave height $H = 1.5$ m, while Figure 19 (b) suggests operation in 2 m might still be safe. Results at 180° also indicates some overall increase in collision loads and mean impulse. Comparing collision forces in Figure 19 (a) with the collision forces from the experimental work in Figure 15 (b) shows a similar distribution of the forces with a larger portion below 10 MN.

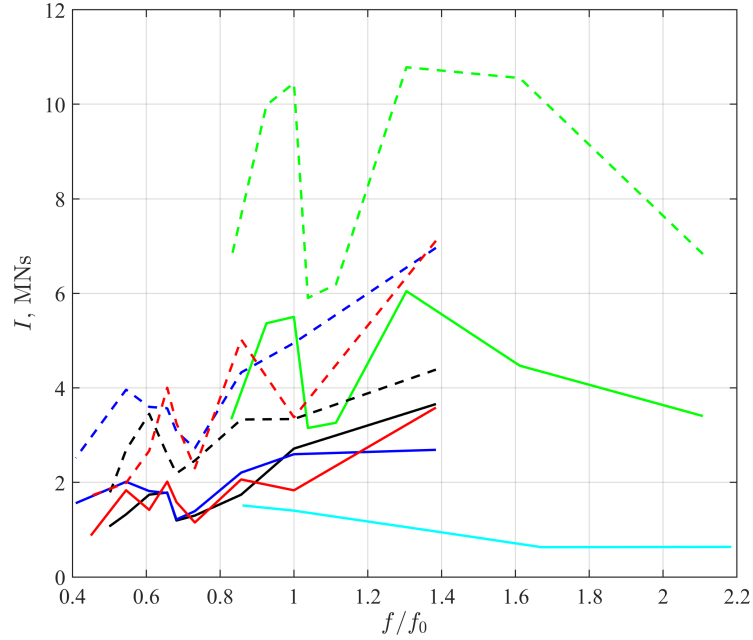


Figure 18: Mean impulse loads, I , with normalized wave frequency f/f_0 for each vessels pitch eigenfrequency, wave height $H = 1.5$ m (—) and $H = 2.9$ m (---), Wave direction 180° for Barge (—/---(numerical) —(experimental)) and NV1-3 (—/---(1) —/---(2) —/---(3)).

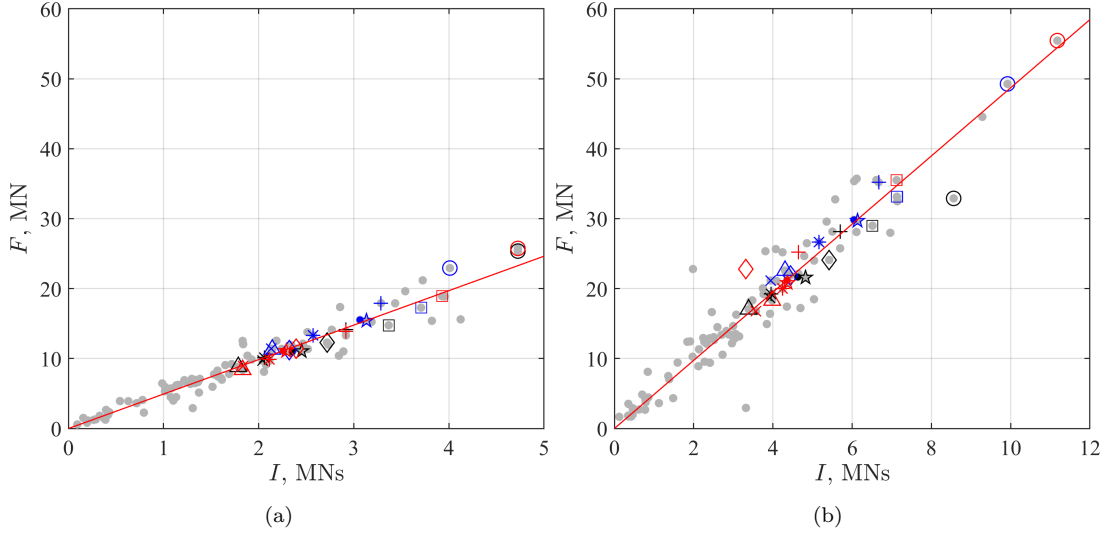


Figure 19: Collision forces between the FWT and NV1-3 versus impulse, with least-squares linear-fit (—) through all collisions (\bullet), wave from 180 degrees and (a) $H = 1.5$ m (b) $H = 2.9$ m. Maximum collision forces from each regular wave set and $T = 6.5$ (\circ), 9(+), 10.5(\square), 12.3(\times), 13.2 (Δ), 13.7 (*), 14.8 (\bullet), 16.5 (\star), 18/20/22(\diamond) s. Same colour code as Figure 18

TT2 - Moored barge

A window of 100 s is also used for the TT2 results, however with the FWT free from any mooring lines a lower collision count is observed, resulting in the inclusion of all occurring collisions in the 100 s window for both 0 and 180°. Still the results will measure a worst case scenario. Results for the NV-1 are not included due to failed calculations in the SIMA analysis.

With the FWT floating free from any mooring lines only a few collisions occurred with wave direction 0°. The collisions that did occur also had a much lower impulse value compared to the ones in TT1 at 0°. The low number of collisions is due to the vessels initial movement away from the FWT, along with the FWT having a slow drift away from the vessel. Because of the low number of collisions, it is difficult to say whether the NV-models have a reduction in mean impulse compared to the barge, however the barge has the greatest mean values. Occurring collision forces are found to be well under the design load of 27.5 MN with the highest value being just above 7 MN with $H = 2.9$ m.

When turning the wave direction to 180° the same movements that caused the two models to drift apart now work together resulting in a higher collision count. From Figure 20 an average decrease of 35% is found between the barge and NV-models, with NV-3 having the largest decrease of 40% with wave height $H = 1.5$ m. Further results show a higher mean impulse value for the NV-models at the lower wave periods with average of 58% higher values.

When exceeding a wave period of 10.5 s the NV-models have again a lower mean impulse value with an average reduction of 55% compared to the barge. A similarity from TT1 is observed for the NV-models with higher impulse values at the lower wave periods with wave direction 180°. Results with the FWT floating freely also show the same increase of mean impulse between the two different wave heights where values with $H = 1.5$ m is around 50% of that observed with $H = 2.9$ m. Figure 21 (a) indicates that all collision forces with wave height $H = 1.5$ m is below the design load limit, further only a handful of the collision forces with wave height $H = 2.9$ m exceeds the limit in Figure 21 (b).

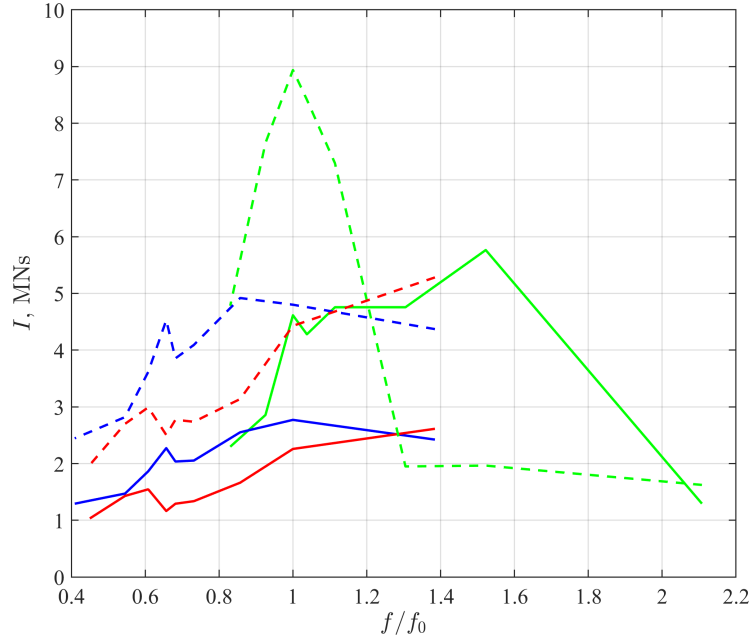


Figure 20: Mean impulse loads, I , with normalized wave frequency f/f_0 for each vessels pitch eigenfrequency, wave height $H = 1.5$ m (—) and $H = 2.9$ m (---), Wave direction 0° for Barge (—/---(numerical)) and NV2-3(—/---(2)—/---(3)).

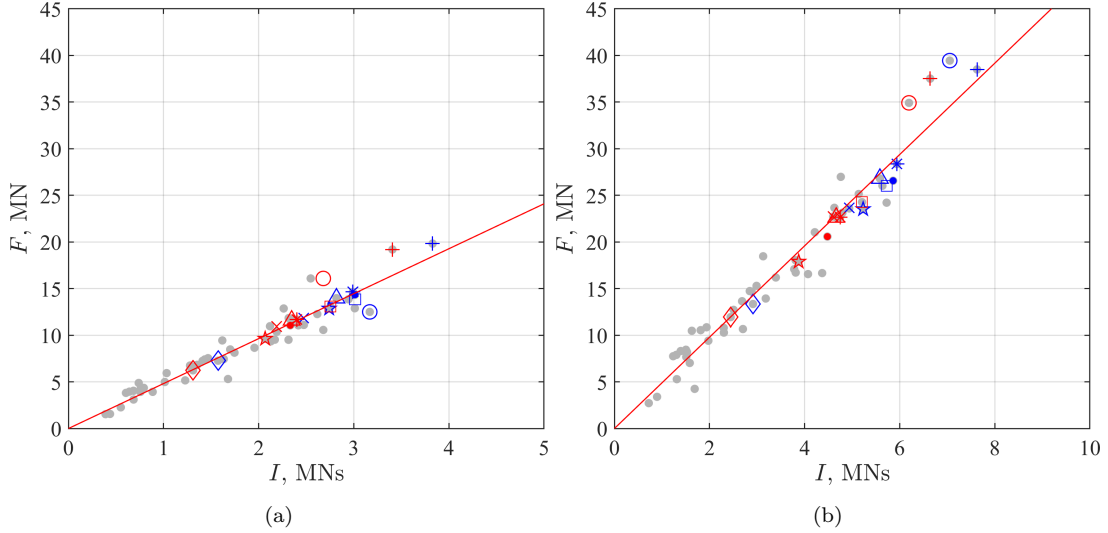


Figure 21: Collision forces between the FWT and NV2-3 versus impulse, with least-squares linear-fit (—) through all collisions (\bullet), wave from 180° and (a) $H = 1.5$ m (b) $H = 2.9$ m. Maximum collision forces from each regular wave set and $T = 6.5$ (\circ), 9 ($+$), 10.5 (\square), 12.3 (\times), 13.2 (Δ), 13.7 ($*$), 14.8 (\bullet), 16.5 (\star), $18/20/22$ (\diamond) s. Same colour code as Figure 20

5. Conclusion and future work

From the experimental tests using a JONSWAP wave spectra, a 15% increase in the peak overturning moment around the pitch eigenfrequency of the BFWT, for the full draught case with a wave height at $H_s=1.5$ m is found for waves from 180° compared to waves at 0° . Furthermore, the overturning moments shows a minor increase compared to a wave heading at 0° for all wave peak periods. It is also seen that the loads increases as the significant wave height increases, especially around the eigenperiod of the BFWT. For the reduced draught case with waves at 180° , the overturning moments are consistently higher compared to for waves at 0° . As a result of this, it would be preferable, in terms of reducing loads on the mechanical linkage, to operate with the reduced draught in head waves as opposed to following waves. Since the peak overturning moments occurred during the pitch eigenfrequency of the combined BFWT, a vessel with lower eigenfrequency would be recommended.

Collision loads in regular waves were also investigated numerically and experimentally. For the experimental tests, the collision loads with the turbine lying in the barges wake showed a significant reduction of the max collision impulse with 47% compared to waves at 0° . When considering the magnitude of collision forces that the contact area between the barge and FWT would be required to withstand, waves at 180° reduces the majority of the collision forces below the level specified in existing design standards, compared to loading in waves at 0° which regularly exceed this level.

However some of the collisions, corresponding to waves at the pitch eigenfrequency of the BWFT, exceed this design limit and thus, it would still be advantageous to operate in higher wave frequencies than the pitch eigenfrequency of the BFWT. As an effect of the light mooring system which will not be present at full scale, the collisions proved difficult to predict. These collisions impacts could be used as a measurement of a possible worst case scenario when interacting in different sea states.

Numerical analysis of the moored wind turbine and barge showed a reduction of mean collision impulse with 65% on average between the numerical barge and the three NV-models with waves from 0° . A further 52% reduction of mean collision impulse was found for waves at 180° . When comparing results for the numerical and experimental barge, mean collision impulse for the experimental results is found to be 35% of that calculated in the numerical analysis, suggesting that the bumper setup may not have the correct stiffness or damping characteristics. An other possible explanation is the assumption of no notable radiation force between models. Analysis for the un-moored FWT resulted in a low collision count with a wave direction of 0° , with only three recorded collisions. However with a wave direction of 180° , more collisions were recorded and an average reduction of 35% in mean collision impulse by using the NV-models compared to the barge, was found. With results for the NV-models showing a reduction in mean collision impulse compared to the numerical barge it is reasonable to conclude that a vessel with semi-submersible properties can reduce the magnitude of the possible collision forces between the vessel and FWT.

Future experimental work should focus on testing further irregular sea states and new off axis wave directions. Testing a new vessel, such as one of the NV-models, with a lower pitch eigenfrequency could be used to increase operability in a wider range of sea-states. In addition to this, the acceleration of the top-head mass could be investigated to assess limitations on loading of the turbine nacelle. The numerical model should be further developed, focusing on a free-decay test of the load cell rig used in the experimental method to determine appropriate damping and stiffness values to assign the bumpers used in the analysis. Further a multi-body analysis with the FWT and NV-models should be done to include possible radiation forces. Since regular waves rarely occur in real-seas, the collision loads and likelihood of occurrence for irregular waves should be investigated, along with waves from off-axis directions.

References

- [1] D. F. Birol. (2020) Put clean energy at the heart of stimulus plans to counter the coronavirus crisis. [Online]. Available: <https://www.iea.org/commentaries/put-clean-energy-at-the-heart-of-stimulus-plans-to-counter-the-coronavirus-crisis>
- [2] IEA. (2019) Offshore wind outlook 2019. [Online]. Available: <https://www.iea.org/reports/offshore-wind-outlook-2019>
- [3] Equinor. (2020) We're determined to be a global offshore wind energy major. here's how. [Online]. Available: <https://www.equinor.com/en/what-we-do/wind.html>
- [4] IRENA, "Floating foundations: a game changer for offshore wind power," International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi, Tech. Rep., 2016.
- [5] Equinor, "Hywind installation," 2020. [Online]. Available: <https://www.equinor.com/no/how-and-why/innovate/the-hywind-challenge.html>
- [6] T. S. Høyven, "Bending moments and collision loads between a floating offshore wind turbine and a supporting barge," University of Bergen, 2019, master thesis.
- [7] D. R. Lande-Sudall, "Wave-induced collision loads and moments between a spar-buoy floating wind turbine and an installation vessel," in *DeepWind*, 2020.
- [8] E. Designs. (2016) Wave generating software. [Online]. Available: <http://www4.edesign.co.uk/product/wave-generating-software/>
- [9] T. I. Ulla, "Expanding into deeper waters: Development of the hywind floating wind concept," Sacramento, 2014. [Online]. Available: <https://www.boem.gov/NREL-Expanding-Deeper-Waters/>
- [10] DNV-GL, *WADAM - SESAM USER MANUAL*, 2017.
- [11] DNVGL, *DNV-RP-C205 Environmental Conditions and Environmental Loads*, 2014.
- [12] S. N. Leksikon. (2018) Kraftstøt. [Online]. Available: [https://snl.no/kraftst\C3%B8t](https://snl.no/kraftst%C3%B8t)
- [13] DNVGL, *DNVGL-ST-0119 Floating wind turbine structures*, 2018.

6. Oppsummering og konklusjon

Det vil her presenteres en oppsummering av de numeriske funnene presentert i artikkelen. Ved hjelp av funnene som er presentert vil det legges frem en konklusjon med fokus på å svare på oppgavens problemstilling.

6.1 Oppsummering av funn

Resultatene vil bli oppsummert i henhold til de to ulike testsituasjonene, TT1 og TT2, som presentert tidligere.

TT1 - Forankret fartøy og turbin

Fra analysene ved 0° og $H = 1.5$ m, ble det funnet en gjennomsnittlig reduksjon i kollisjonenes impulsmiddelverdi på 65% mellom de tre NV-modellene og den numeriske lekteren. Også ved bølgehøyde, $H = 2.9$ m, ble det funnet en betydelig reduksjon i impulsens middelverdi som var på 66% gjennomsnittlig mellom NV-modellene og den numeriske lekteren. Sammenligning av resultater for den numeriske og eksperimentelle lekteren viste at de eksperimentelle verdiene lå på om lag 35% av det som ble målt for den numeriske. Dette kan tyde på at de valgte verdiene for “bumpers”-innstillingene i SIMA ikke stemmer overens med de fysiske verdiene for lastcellen benyttet i de eksperimentelle forsøkene. På grunn av dette ble integrasjonsområdet ved beregning av de numeriske impulsverdiene større enn for de eksperimentelle grunnet et lengre tidsintervall for de numeriske kollisjonene. Dette gjorde at resultater for den eksperimentelle lekteren oppnådde omtrent like verdier som for de numeriske NV-modellene og en eventuell reduksjon i impuls var ikke til stede. Ved en endring av bølgeretningen til 180° ble det igjen funnet en gjennomsnittlig reduksjon på impulsens middelverdi mellom NV-modellene og den numeriske lekteren på 52% og 55% ved bølgehøyde, $H = 1.5$ m og $H = 2.9$ m henholdsvis. Igjen viste eksperimentelle verdier for lekteren å ikke samsvare med de numeriske, trolig av samme årsak som nevnt tidligere.

Kontaktflaten mellom NV-modellene og turbinen skal kunne motstå en kraft på 27.5 MN, ifølge ligning (13). Ved observasjon av de opptredende kollisjonskreftene ved 0° og 180° i TT1 finnes alle kollisjonskrefter ved $H = 1.5$ m å være under denne designkraften. Videre er det bare et fåtall av kollisjonene ved $H = 2.9$ m som har en kraft som overstiger en verdi på 27.5 MN.

TT2 - Forankret fartøy

Når den flytende vindturbinen ikke var forankret, oppsto kun et fåtall kollisjoner i analysene med en bølgeretning på 0° . Kollisjonene som ble observert var også av en lavere størrelse enn det som ble registrert ved 0° i TT1, med høyeste kollisjonskraft i overkant av 7 MN ved $H = 2.9$ m. For analyser med bølgeretning 180° oppsto et større antall kollisjoner som ga mulighet til å sammenligne de ulike modellene. Resultatene viste da en gjennomsnittlig reduksjon i impuls middelværdi mellom den numeriske lekteren og NV-modellene på 35% med $H = 1.5$ m, NV-3 oppnådde størst reduksjon på 40%. Med $H = 2.9$ m viste NV-modellene å ha en høyere impuls middelværdi ved lavere bølgeperioder enn det som ble målt for den numeriske lekteren. Gjennomsnittlig hadde NV-modellene i overkant av dobbelt så høye impuls middelværdier ved lavere perioder. Når bølgeperioden oversteg en verdi på 10.5 s var det igjen NV-modellene som oppnådde den laveste impuls middelværdien med en gjennomsnittlig reduksjon på 55% sammenlignet med den numeriske lekteren. Resultater fra TT2 viser igjen at alle kollisjoner som oppsto ved $H = 1.5$ m resulterer i en kraft lavere enn den beregnede designkraften på 27 MN, samtidig oversteg få av kollisjonene denne kraften ved $H = 2.9$ m. Ved å se på forløpet til de ulike grafene for NV-modellene undersøkes det om modellenes ulike utforming har hatt stor påvirkning på resultatene som er funnet. Det ses ikke en markant forskjell mellom de ulike modellene i form av impuls middelværdi, da de ulike modellene stort sett ligger i samme verdiområde. Det ses likevel et noe ulikt forløp i grafene til NV-2, noe som er naturlig da det er denne som skiller seg mest fra de andre med kun fire søyler.

6.2 Konklusjon

Målet med denne oppgaven var å undersøke om et installasjonsfartøy med egenskaper likt et halvt nedsenkbart fartøy vil kunne resultere i en reduksjon av kollisjonskrefter mellom installasjonsfartøyet og den flytende vindturbinen når den skal slippes løs fra fartøyet. Konklusjonene som presenteres er basert på resultatene fra de ulike analysene som er kjørt.

Resultater fra TT1 og TT2 ga et godt innsyn i kollisjonenes størrelse og deres avhengighet av bølgehøyde og retning. Fra analysene hvor vindturbinen ikke var forankret ble det vist at sannsynligheten for at kollisjoner mellom installasjonsfartøyet og den flytende vindturbinen er til stede, men med klart færre tilfeller med bølger i baug av fartøyet. Ved undersøkelse av kollisjonenes impuls middelværdi viser numeriske verdier for den nye fartøystypen å ligge godt under verdier som er funnet for lekter fartøyet ved de aller fleste tilfeller.

Den nye fartøystypen opplevde noe høyere impuls ved lavere perioder når vindturbinen ikke var forankret. Verdier for impuls ved $H= 1.5$ m viste seg å være omtrent 50% av det som ble målt for impuls med $H= 2.9$ m, noe som tilsier at det vil være fordelaktig å utføre denne type operasjoner i sjøtilstander med lav bølgehøyde. Men grunnet det nye fartøyets bidrag i å redusere kollisjonskrefter åpner det opp for at operasjonsgrenser med tanke på bølgehøyde kan heves. Det nye fartøyet oppnådde en reduksjon på mellom 35-66% i impulsens middelverdi sammenlignet med lekter fartøyet, avhengig av hvilken testsituasjon det ses på.

Det konkluderes derfor med at et fartøy med halvt nedsenkbare egenskaper vil føre til en reduksjon av kollisjonskrefter mellom fartøyet og den flytende vindturbinen. Sammenligning av numeriske og eksperimentelle verdier viste at impulsverdiene funnet for de numeriske modellene ikke samsvarte med verdiene fra de eksperimentelle forsøkene. Høyere impulsverdier ble funnet for de numeriske modellene grunnet kollisjoner med lengre durasjon enn kollisjonene i de eksperimentelle forsøkene som resulterte i et større integrasjonsområde når impuls ble beregnet. Dette kan være en indikasjon på at innstillingene for bumpers benyttet i analysene ikke stemmer overens med egenskapene til lastcellen benyttet i lab-forsøkene.

7. Fremtidig arbeid

For fremtidig arbeid er det flere elementer som bør fokuseres på. Da det i denne oppgaven er flere faktorer som gjør at resultatene for den numeriske lekteren, ikke samsvarte med resultatene for den eksperimentelle testingen. Det bør derfor gjennomføres tester av lastcelleplaten som registrerer treffene i de eksperimentelle testene, for å beregne stivhet og demping som skal benyttes i analyseringsprogrammet. Forspenningen til fartøyet i det eksperimentelle forsøket bør også kalkuleres slik at den numeriske innstillingen blir tilsvarende. Det bør også gjennomføres hydrodynamiske analyser med kombinerte fartøyer for å sammenligne med individuelle analyser, for å avgjøre om de er avhengige av hverandre, da diffraksjonskrefter mellom fartøyene kan endre responsen. I denne oppgaven er de antatt å være uavhengige. Videre bør det gjennomføres analyser med irregulære bølger, ettersom at det sjeldent forekommer regulære bølger i realiteten, samt se på påvirkningen av å teste flere bølgeretninger enn 0° og 180° , for å se om dette kan redusere kollisjonskreftene ytterligere. Fra de numeriske resultatene er det vist at fartøyene med halvt nedsenkbare egenskaper har reduserte gjennomsnittlig impuls. Det kan derfor være interessant å lage en fysisk modell av

et av NV-fartøyene, for så å gjennomføre eksperimentelle tester, for deretter å sammenligne med de eksperimentelle resultatene for lekteren.

8. Feilkilder

Ulike feilkilder kan ha hatt innvirkning på resultatene lagt fram i denne oppgaven og vil herunder presenteres og diskuteres.

Resultatene for den eksperimentelle - og numeriske lekteren ble ganske ulike, som følge av at data inputen som ble gitt til analyseringsprogrammet ikke korresponderte med det eksperimentelle oppsettet. Siden fartøyene er antatt å være uavhengig av hverandre, er det ukjent hvorvidt diffraksjon mellom fartøyene spiller en rolle for kollisjonslastene. Dette kan derfor være en årsak til at kollisjonsimpulsene er en del større enn for det eksperimentelle forsøket, og bør undersøkes nøyere. I mesh analysen ble det kun analysert tre forskjellige størrelser, som kom av at grafene viste tilnærmet ingen forskjell, og det var derfor ikke behov for å bruke mer tid på dette. På en annen side ble mesh-analysen kun gjennomført på ett av de halvt nedsenkbare fartøyene, og kunne muligens vært gjennomført for lekteren og vindturbinen for bekreftelse. En annen faktor som kan ha ført til ulike resultater mellom det eksperimentelle og den numeriske testingen, er at geometrien til vindturbinen i det eksperimentelle forsøket hadde en ren sylinder form, mens den numeriske hadde en mer virkelighetstilpasset form.

9. Referanser

- [1] Equinor, 2019, «*Vi akter å bli en global aktør innen vindkraft til havs. Slik skal vi klare det*» <https://www.equinor.com/no/what-we-do/wind.html>
- [2] IEA, 2019, “*Offshore wind outlook 2019*” [online]. Hentet fra: <https://www.iea.org/reports/offshore-wind-outlook-2019>
- [3] Kjetil Malkene Hovland, «*Slik er Statoil store vindmøllesatsing*», 2017, Hentet fra: <https://e24.no/olje-og-energi/i/ddWQQw/slik-er-statoil-store-vindmoellesatsing>
- [4] Equinor.” *Hywind installation*”, 2020. Hentet fra: <https://www.equinor.com/no/how-and-why/innovate/the-hywind-challenge.html>
- [5] Atkins, “*Hywind floating wind installation challenge*”, Hentet fra: <https://www.atkinsglobal.com/en-GB/projects/hywind-installation-challenge>
- [6] Høyven T S, “*Bending moments and collision loads between a floating offshore wind turbine and a supporting barge*”, Mastergradsavhandling, Institutt for fysikk og teknologi, Universitetet i Bergen, 2019.
- [7] D R Lande-Sudall, T S Høyven, K Herfjord, and T C Thuestad,” *Wave-induced collision loads and moments between a spar-buoy floating wind turbine and an installation vessel*”, DeepWind, Trondheim, Norge, 2020.
- [8] Molland, Anthony F, “*Maritime Engineering Reference Book - A Guide to Ship Design, Construction and Operation*”. Utgivelsessted: Elsevier, 2008. [online]. Hentet fra: <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpMERBAGS2/maritime-engineering/maritime-engineering>
- [9] DNVGL 2014 DNV-RP-C205 Environmental Conditions and Environmental Loads.
- [10] J.M.J. Journée, W.W. Massie. “*Offshore hydromechanics*”. Første utgave. Delft University of Technology, 2001
- [11] O.M. Faltinsen, “*Sea loads on ships and offshore structures*”, Første utgave. Cambridge, UK. CU Press, 1990.
- [12] Øyvind Grøn, «*Kraftstøt*», I Store norske leksikon. Hentet 7. april 2020 fra: <https://snl.no/kraftst%C3%B8t>
- [13] *Floating wind turbine structures*, DNVGL-ST-0119, 2018.
- [14] DNV-GL, SESAM feature description, (2019), Manual
- [15] DNV-GL, Wadam user manual. (2017, mars), Manual

[16] MathWorks, "MATLAB Primer," The MathWorks Inc, Ed., ed, 2015.

[17] T. I. Ulla, "Expanding into deeper waters: Development of the Hywind floating wind concept," Sacramento, 2014. Henter fra: <https://www.boem.gov/NREL-Expanding-Deeper-Waters/>

Vedlegg:

Vedlegg nr.	Beskrivelse	Filtype
1	Tekniske tegninger	.pdf

