

Bæresystem for tidevannsturbin

Ove Neset
Syver Gunstad

Bygg- og miljøteknikk

Innlevert: Juni 2012

Hovedveileder: Arne Aalberg, KT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for konstruksjonsteknikk



MASTEROPPGAVE 2012

FAGOMRÅDE: Konstruksjonsteknikk	DATO: 11.06.2012	ANTALL SIDER: 161
------------------------------------	---------------------	----------------------

TITTEL:

Bæresystem for tidevannsturbin

Structural Frame for Tidal Stream Turbine

UTFØRT AV:

Ove Neset
Syver Gunstad



SAMMENDRAG:

Det er i denne rapporten utarbeidet et bæresystem for NTNUs referansetidevannsturbin. Bæresystemet består av sirkulære hulprofiler som er sveiset sammen, og er en kombinasjon av et fagverk og en ramme. Konstruksjonen er utformet symmetrisk med turbinen på toppen, og siden bladene til turbinen roterer gjennom konstruksjonen er det ikke noen avstivere der, derav rammen. Denne konstruksjonen er utsatt for utmatting og det er kravet til levetid som blir dimensjonerende.

Konstruksjonen dimensjoneres først statisk, for så å gjennomgå en levetidsanalyse. Dimensjonerende laster er bestemt. For dimensjonering av konstruksjonen finnes det flere standarder som kan brukes. Disse er ikke spesielt tilpasset bæresystem for tidevannsturbiner, men de dekker samme type konstruksjon.

Det er kommet frem til et design som har en levetid på 55 år og veier 85 tonn. Det som blir bestemmende for designet og levetiden er de høye spenningsvariasjoner i hotspot-punktet. Disse variasjonene kommer fra den kvasi-statiske delen av tidevannslastene, som blant annet består av en thrustkraft som varierer mellom ± 1056 kN.

FAGLÆRER: Arne Aalberg

VEILEDER(E): Paul E. Thomassen

UTFØRT VED: Institutt for konstruksjonsteknikk, Norges teknisk- naturvitenskapelige universitet

MASTEROPPGAVE 2012

for

Ove Neset og Syver Gunstad

Bæresystem for tidevannsturbin

Structural Frame for Tidal Stream turbine

Tidevannsturbiner er en lovende teknologi for produksjon av fornybar energi, med potensial i mange kystområder både i Norge og internasjonalt. NTNU har en tid arbeidet med å designe et komplett referanseturbin-konsept til bruk i forskning, hvor fremtidig kommersialisering er aktuell. Oppgaven nå består i design av bæresystemet til turbinen. Bæresystemet er viktig både fordi det representerer en betydelig del av kostnadene i seg selv og fordi det vil påvirke løsninger for resten av turbinen. Et overordnet designkriterium for tidevannsturbinen er å minimere energikostnaden sett over konstruksjonens levetid, målt i kroner per produsert kilowatttime. Bæresystemet for tidevannsturbinen vil typisk være en sveist stålramme eller et stålfagverk, og design og levetidsanalyse er hoveddelen av oppgaven. Viktige momenter er produksjonskostnad, installasjonskostnad og masse. Det kan være naturlig å samarbeide med andre forskere som arbeider med referanse-turbinen på NTNU innen områder som rotor- og generatordesign.

Opgaven består av følgende punkter:

- Gjennomgang av tidligere studentarbeid innen bæresystem for tidevannsturbin.
- Litteraturstudium vedrørende dimensjoneringsanvisninger/regler av for bæresystemer for offshorekonstruksjoner og tidevannsturbiner.
- Forbedring av tidligere foreslått løsning, eller utvikling av nytt konsept.
- Statisk design av konstruksjonen.
- Utmattingsberegninger og beregning av levetid.
- Utrede spesielt regler for utmatting, og hvordan benytte elementmetodeberegninger for å finne spenninger og steder for utmattingskontroll.

Kandidatene kan i samråd med faglærer velge å konsentrere seg om enkelte punkter i oppgaven, eller utvide/juster disse.

Besvarelsen organiseres i henhold til gjeldende retningslinjer.

Besvarelsen skal leveres til Institutt for konstruksjonsteknikk innen 11. juni 2012.

Faglærer er førsteamanuensis Arne Aalberg (NTNU), veileder er dr.ing Paul Thomassen



NTNU, januar 2012

1 Forord

Denne rapporten er skrevet i det avsluttende semester av sivilingeniørutdanningen innen bygg- og miljøteknikk ved institutt for konstruksjonsteknikk ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU) våren 2012. Den tilsvarer 20 ukers arbeid, og utgjør 30 studiepoeng.

Rapporten omhandler dimensjonering av bæresystemet til NTNUs referanse-tidevannsturbin. Det er utarbeidet et nytt forslag til design. Dette skal dimensjoneres både for statiske og dynamiske krefter, i tillegg skal levetid som følge av utmatting beregnes. For å kunne gjøre dette er det gjennomgått standarder fra NORSOK, DNV og Eurokoder, og bestemt hvilke som er egnet for dimensjonering av bærersystem til tidevannsturbiner.

Til den statiske dimensjoneringen er NORSOK N-004 benyttet. For utmattingsberegninger er det DNVs RP-C203 som er benyttet, sammen med resultatene fra numeriske analyser i beregningsprogrammet Abaqus/CAE. Hovedfokus i rapporten er beregning av levetid for sveiste knutepunkter.

Denne rapporten er skrevet av studenter ved *institutt for konstruksjonsteknikk*. Tema som levetidsberegning, offshorekonstruksjoner og hydrodynamiske laster blir i hovedsak dekket ved *institutt for marinteknikk*. Det har derfor gått mye tid på å sette seg inn i teori og regelverk knyttet til disse temaene.

Rapporten bygger videre på masteroppgaven til Sæveland og Hofseth fra 2011. Vi vil takke våre veiledere Paul Thomassen ved institutt for bygg, anlegg og transport, og Arne Aalberg ved institutt for konstruksjonsteknikk med hjelp og veiledning underveis.

Trondheim, juni 2012





I Abstract

In this report a structural frame for NTNU's reference tidal stream turbine has been developed. The load carrying system consists of circular hollow sections that have been welded together, and it works as a combination of a frame and a truss. The construction is designed symmetrical with the turbine on top. Since the turbine blades rotate through the structure, there cannot be any braces there, hence the frame. The structure is prone to fatigue, therefore it is the desired lifetime that will become the design requirement.

The design of the structure is based on the work of Sæveland and Hofseth [1] and is considered a further development of their design. There was discovered some weaknesses in their fatigue analysis. These are related to both the design of the brace and chord, as well as to the fatigue calculations themselves and will be discussed in this report.

The structure will first be checked for static strength, and then undergo a fatigue analysis. For the design check there are several standards that can be used. None of these are specially adapted for tidal turbine structures, but they cover the same type of structures including offshore wind turbine structures and offshore steel jackets. After comparing Eurocode 3 and NORSOK N-004 it was decided to use NORSOK N-004 for static design. NORSOK N-004 is a standard developed for offshore steel structures on the Norwegian continental shelf. For lifetime calculations NORSOK N-004 refers to DNV-RP-C203, which covers fatigue design of offshore steel structures.

The static design is done for the chord and brace and the joints that ties them together. Fatigue analysis is carried for the joint that is exposed to the greatest forces. This is referred to as the critical joint. In addition to this the jacket is checked for various other dynamic loads

A design alternative with a lifespan of 55 years with a weight of 85 tons will be presented. What is decisive for the design and lifespan is the high stress variations in the hotspot-point. These variations come from the quasi-static part of the tidal loads, which includes a thrust force that varies between ± 1056 kN.

II Innholdsfortegnelse

1. Innledning.....	1
2 Tidevannsturbin	3
2.1 Konseptet.....	3
2.2 Realiserte tidevannsprosjekter.....	5
2.2.1 ANDRITZ HYDRO Hammerfest.....	5
2.2.2 Marine Current Turbines Ltd.....	6
3 Offshorekonstruksjoner.....	9
3.1 Krefter fra havet.....	9
3.2 Standardverk og anbefalinger.....	10
3.3 Dimensjonering av knutepunkt og bæresystem.....	11
3.3.1 Knutepunkt.....	11
3.3.2 Bæresystem.....	15
3.4 Utmattingsanalyse	17
3.4.1 SN-Kurver.....	17
3.4.2 Levetidsberegninger.....	18
3.4.3 Sveising.....	21
3.4.4 Metoder for utmattingsanalyse	24
3.4.5 Utmattingsberegning etter DNV RP-C203	27
3.4.6 Design Fatigue Factor.....	32
3.5 Produksjon og fundamentering av jackets.....	33
3.5.1 Innkjøp.....	33
3.5.2 Produksjon	33
3.5.3 Transport.....	33
3.5.4 Fundamentering	34
4 Dynamiske egenskaper til offshorekonstruksjoner.....	37
4.1 Dynamisk last	38
4.2 Demping	40
4.3 Bevegelsesligningen for system med en frihetsgrad	40
4.4 System med flere frihetsgrader.....	43
4.4.1 Modal Analyse.....	44
4.4.2 Frekvens-respons metoden.....	44
4.4.3 Analyse i tidsplanet.....	45
4.5 Dynamisk analyse av jacket	47
5 Lastsituasjonen.....	49
5.1 Thrustkraft	51
5.2 Varierende last fra strømningsprofilen.....	53
5.3 Syklisk last fra rotorrotasjon.....	55
5.4 Dragkrefter.....	56

5.5	Nacellens vekt og egenvekt	59
5.6	Laster fra virvelavløsning	59
6	Design av bæresystem og modellering	63
6.1	Nytt design	63
6.2	Valg av dimensjoner	66
6.3	Abaqus modell	68
6.4	Oversikt over trinnene i kapasitetskontrollen	70
7	Resultat og diskusjon	73
7.1	Resultat statistisk dimensjonering	73
7.1.1	Valg av standardverk for statistisk kapasitetskontroll	74
7.1.2	Statisk kontroll av kritisk knutepunkt etter NORSOK N-004	75
7.1.3	Statisk kontroll av chord og brace etter NORSOK N-004	79
7.2	Resultater utmattingsanalyse	83
7.2.1	Utmatting fra kvasi-statiske laster	83
7.2.2	Analyse av alternative knutepunkt	89
7.2.3	Utmatting som følge av tidevannsstrømmens profil	101
7.3	Resultat egenfrekvensanalyse og kontroll av virvelavløsning	104
7.3.1	Egenfrekvensanalyse	104
7.3.2	Kontroll av vibrasjoner fra virvelavløsning	106
7.4	Endelig designforslag	107
7.5	Diskusjon	109
8	Konklusjon og videre arbeid	111
9	Referanser	113
10	Vedlegg	117

Figurliste

FIGUR 2-1: SAMMENHENG MELLOM KRAFTPRODUKSJON OG STRØMNINGSHASTIGHET	3
FIGUR 2-2: JACKETKONSTRUKSJON	4
FIGUR 2-3: ILLUSTRASJON AV HS 300	5
FIGUR 2-4 SEAFLOW 300kW	6
FIGUR 2-5 SEAGEN 1,2MW	6
FIGUR 2-6: MCT'S SEAGEN U	7
FIGUR 3-1: ULIKE TYPER RØRKNUTEPUNKTER	12
FIGUR 3-2: VIKTIGE PARAMETERE I ET KNUTEPUNKT.	13
FIGUR 3-3: BRACE-MØNSTER	15
FIGUR 3-4: EKSEMPEL PÅ TIDSVARIERENDE LAST	17
FIGUR 3-5: SPENNINGSVIDDE	18
FIGUR 3-6: RAINFLOW-TELLING	20
FIGUR 3-7: SVEIST KNUTEPUNKT	21
FIGUR 3-8: BEGREPER KNYTTET TIL SVEISING	22
FIGUR 3-9: SPENNINGER RUNDT SKJÆRINGSFLATER	24
FIGUR 3-10 EKSTRAPOLERING AV HOTSPOT-SPENNINGER I BRACE	25
FIGUR 3-11: EKSTRAPOLERING AV HOTSPOT-SPENNINGER I CHORD	25
FIGUR 3-12: SPENNINGSKONSENTRASJONER VED GEOMETRIENDRING	28
FIGUR 3-13 SCF VERDIER FOR IPB	28
FIGUR 3-14: PUNKTER FOR HOT-SPOT BEREKNING, SAMT SNITTKREFTER	29
FIGUR 3-15: EKSTRAPOLERING AV HOT-SPOT SPENNINGER	30
FIGUR 3-16: AVLESNINGSPUNKTER FOR EKSTRAPOLASJONSSPENNINGER	31
FIGUR 3-17: «PILCLUSTER» FRA GUDRUN-PLATTFORMEN	34
FIGUR 4-1- ANALYSETYPE	39
FIGUR 4-2 FRA VIRKELIG MODELL TIL IDEALISERT MODELL	40
FIGUR 4-3: DYNAMISK FORSTERKNINGSFAKTOR	42
FIGUR 5-1: HASTIGHETSPROFILET TIL STRØMNINGEN	50
FIGUR 5-2: 12-TIMERS SYKLUS TIL THRUSTKRAFTEN	51
FIGUR 5-3: MOMENTER SOM FØLGE AV VARIERENDE STRØMNINGSHASTIGHETER OG BLADDIAMETEREN	53
FIGUR 5-4: TIDSSERIER FOR MZ OG MY, T OG MX	53
FIGUR 5-5: DRAG-KOEFFISIENT FOR ULIKE TVERRSNITT	57
FIGUR 5-6: STRØMNINGSPROFIL	58
FIGUR 5-7: STRØMNING RUNDT RØR	59
FIGUR 6-1: TIDLIGERE UTARBEIDET DESIGN	64
FIGUR 6-2: NYTT DESIGN	64
FIGUR 6-3: NYTT DESIGN	65
FIGUR 6-4: BASISKNUTEPUNKTET	67
FIGUR 6-5: MODELL I ABAQUS MED KUTEPUNKT	69
FIGUR 7-1: FOCUSMODELL MED LAST	73
FIGUR 7-2: KNEKKFORM TIL CHORD	80
FIGUR 7-3: KNUTEPUNKTSMODELLEN I ABAQUS	83
FIGUR 7-4: SPENNINGSBLOKKER SOM FØLGE AV THRUSTKRAFT	84
FIGUR 7-5: S8R ELEMENT	85
FIGUR 7-6: SKALLMODELL AV KNUTEPUNKTET	86
FIGUR 7-7: HOVEDSPENNINGSFORDELING	86
FIGUR 7-8: PUNKTER FOR SPENNINGSAVLESNING OG HOTSPOT-PUNKT FOR CHORD	87
FIGUR 7-9: EKSTRAPOLERINGSPUNKT OG HOTSPOT-PUNKT FOR BRACE	88
FIGUR 7-10 VON-MISES SPENNINGER I CHORD MED RINGSTIVERE	96
FIGUR 7-11: HOVEDSPENNINGER FOR KNUTEPUNKTET TIL HOFSETH OG SÆVELAND	99
FIGUR 7-12: SPENNINGSVARIASJON I BRACE	101
FIGUR 7-13: HISTOGRAM FOR SPENNINGSVEKSLINGER I BRACE, 1MIN	102
FIGUR 7-14: UTMATTINGSGRENSE (CUT OFF-GRENSE)	103
FIGUR 7-15: UTFORMING AV BÆRESYSTEMET	107
FIGUR 7-17: KNUTEPUNKTSALTERNATIV 7	108

Tabell-liste

TABELL 1-1: OVERSIKT OVER HVILKE TEMAER SOM ER DEKKET I RAPPORTEN	2
TABELL 3-1: STANDARDVERK OG REGLER FOR OFFSHOREKONSTRUKSJONER	10
TABELL 3-2: DFF FOR OFFSHORE VINDMØLLE KONSTRUKSJONER	32
TABELL 5-1: THRUSTKRAFTEN FOR ULIKE STRØMNINGSHASTIGHETER	52
TABELL 5-2: GJENNOMSNIITTSVERDIER DYNAMISK LAST	54
TABELL 5-3: DRAGKRAFT	58
TABELL 5-4: KONTROLLSKJEMA FOR VIRVELAVLØSNING	61
TABELL 6-1: OVERSIKT OVER TRINNENE I DEN STATISKE KAPASITETSKONTROLLEN	70
TABELL 6-2: OVERSIKT OVER TRINNENE I LEVETIDSBEREGNINGEN	71
TABELL 7-1: DIMENSJONERENDE LASTER	73
TABELL 7-2: RESULTATER AV KAPASITETSKONTROLL AV KNOTEPUNKT ETTER EC3 OG NORSOK N-004	74
TABELL 7-3: RESULTAT AV KAPASITETSKONTROLL FOR BJELKESØYLE ETTER EC3 OG EUROKODE N-004	74
TABELL 7-4: BASISKNUTEPUNKTET	75
TABELL 7-5: GYLDIGHETSOMRÅDET FOR NORSOK N-004	75
TABELL 7-6: SNITTKREFTER OG NOMINELLE SPENNINGER I DIMENSJONERENDE KNOTEPUNKT	75
TABELL 7-7: KAPASITET TIL ENKLE UAVSTIVEDE KNOTEPUNKTER	76
TABELL 7-8: STYRKEFAKTOR	76
TABELL 7-9: UTNYTTELSESAKTOR FOR CHORD	77
TABELL 7-10: ANALYSERTE KNOTEPUNKTER	89
TABELL 7-11: RØRDIMENSJONER TIL ALTERNATIV 1	91
TABELL 7-12: HOT SPOT SPENNINGER OG LEVETID FOR ALTERNATIV 1	91
TABELL 7-13: RØRDIMENSJONER TIL ALTERNATIV 2	92
TABELL 7-14: HOTSPOT SPENNINGER OG LEVETID FOR ALTERNATIV 2	92
TABELL 7-15: RØRDIMENSJONER TIL ALTERNATIV 3	93
TABELL 7-16: HOT SPOT SPENNINGER OG LEVETID FOR ALTERNATIV 3	93
TABELL 7-17: RØRDIMENSJONER TIL ALTERNATIV 4	94
TABELL 7-18: HOT SPOT SPENNINGER OG LEVETID FOR ALTERNATIV 4	94
TABELL 7-19: RØRDIMENSJONER TIL ALTERNATIV 5	95
TABELL 7-20: HOT SPOT SPENNINGER OG LEVETID FOR ALTERNATIV 5	95
TABELL 7-21: RØRDIMENSJONER TIL ALTERNATIV 6	97
TABELL 7-22: HOTSPOT-SPENNINGER OG LEVETID FOR ALTERNATIV 6	97
TABELL 7-23: RØRDIMENSJONER TIL ALTERNATIV 7	98
TABELL 7-24: HOT SPOT SPENNINGER OG LEVETID FOR ALTERNATIV 7	98
TABELL 7-25: DIMENSJONER PÅ KNOTEPUNKTET TIL HOFSETH OG SÆVELAND	99
TABELL 7-26: SPENNINGER OG LEVETID FOR KNOTEPUNKTET TIL HOFSETH OG SÆVELAND	99
TABELL 7-27: KNOTEPUNKTENES LEVETID	100
TABELL 7-28: SPENNINGSBLOKKER OG OPPTREDEN	102
TABELL 7-29: EGENFREKVENSER	104
TABELL 7-30: RESULTATER AV KONTROLL AV VIRVELAVLØSNING	106
TABELL 7-31: EGENFREKVENSAKLYSE FOR FAST INNSPENT BJELKE	106
TABELL 7-33: VEKT OG LEVETID	110

*«Stål er noen rare greier, av og til blir det trøtt og da tåler det igjen ting»
- John Steinbeck*

1. Innledning

Fornybar energi er viktig for å kunne møte verdens stadig økende energietterspørsel og samtidig ta vare på miljøet. Fornybar energi kommer fra kilder som f.eks. solstråling, vind, bølger og tidevann. Disse kildene er mulige alternativer til fossile energikilder og vil bidra til reduserte utslipp av miljøskadelige stoffer.

Utvinning av energi fra tidevann er en relativt ny og spennende form for kraftproduksjon som har stort kraftpotensiale. På verdensbasis anslår man det årlige potensialet til 150 TWh [2]. Norge, med sin lange kystlinje, har mulighet til å utnytte en del av dette potensialet. Denne typen kraftutvinning har ingen direkte biprodukter. Miljøutfordringene er knyttet til produksjon, installasjon, drift og demontering av utstyret. Målet er å få dette kommersielt gjennomførbart, men siden tidevannsteknologien i dag ligger ca. 20 år bak vindkraftteknologien [3], er tidevannskraft per i dag ikke økonomisk lønnsomt uten statlige subsidieordninger.

Som et steg i å gjøre denne type kraftutvinning lønnsomt arbeider NTNU med å utvikle et referanseprosjekt. Flere teknologiområder ved NTNU er involvert for å kunne dekke de mange aspektene i et slikt prosjekt. Viktige teknologiområder er rotorblader, generator, bæresystem, overføring av elektrisk kraft og elektronisk styring og overvåking av turbinen. Målet med dette er å utvikle et konsept som er lønnsomt og dermed gjøre det attraktivt for energiselskaper å satse på tidevann.

Denne rapporten omhandler bæresystemet til turbinen, altså alt mellom sjøbunn og nacellen. Dette er en viktig del for å redusere den totale kostnaden for produsert energi over levetiden til konstruksjonen, siden det knytter seg store kostnader til materialer, produksjon og installasjon. Formålet med denne masteroppgaven er å utvikle et design som har lav vekt, er relativt enkelt å produsere, går raskt å installere og ikke minst er sterkt nok.

Konstruksjonen må ha kapasitet nok til å motstå vekten av utstyret, samt kreftene fra vannstrømmen. De vekslende lastene fra tidevannet gjør at konstruksjonen, i likhet med andre offshore konstruksjoner, er utsatt for utmatting. Konstruksjonen skal ha en levetid på minst 20 år. Dette må dokumenteres med en utmattingsanalyse. Denne analysen er gjort etter DNVs utmattingsstandard for offshorekonstruksjoner, DNV-RP-C203 [4].

Det finnes per i dag ikke noe eget regelverk for tidevannsturbiner, men det finnes regelverk for offshore vindmøller, andre offshore konstruksjoner og stålkonstruksjoner. I denne rapporten er det forsøkt å finne de regelverkene og standardene som beskriver bæresystemet best. Det vil bli sett på hvilket regelverk som kan brukes, og hvilket som er mest optimalt.

Rapporten bygger på masteroppgaven til Eivind Hofseth og Øystein Sæveland [1]. Der ble det utviklet et jacketsdesign. Dette designet ble kontrollert for statisk- og dynamisk-kapasitet. De

påviste at designet de hadde valgt fikk for lav levetid, og krevde en dimensjonsøkning som skapte en ugunstig høy dødvekt på bæresystemet. Denne oppgaven kan sees på som en videreføring av deres arbeider, med særlig fokus på utmattingsanalyse av rørknutepunkter.

Bæresystemet og lastsituasjonen er oppdatert og forbedret. Det er utført en utmattingsanalyse på ulike alternative knutepunktsutforminger. Dette er gjort etter DNVs retningslinjer, og med en større nøyaktighet i utmattingsanalysen enn forgående arbeid oppnådde. Den statiske styrke kontrolleres etter gjeldende regelverk.

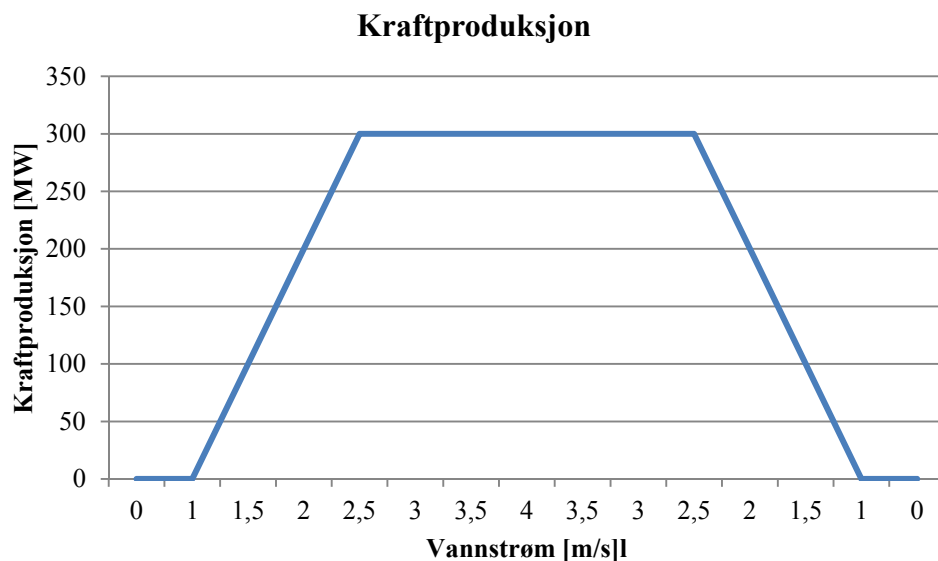
Tabell 1-1: Oversikt over hvilke temaer som er dekket i rapporten	
Introduksjon til tidevannskraft	
Kapittel 1	Innledning
Kapittel 2	Tidevannsturbin
Teoridel - Offshorekonstruksjoner	
Kapittel 3	Statisk dimensjonering og levetidsanalyser
Kapittel 4	Dynamiske egenskaper til offshorekonstruksjoner
Laster på tidevannsturbin og jacket	
Kapittel 5	Oversikt over lastene bæresystemet skal dimensjoneres for
Forslag til nytt bæresystem og analysemetode for levetid	
Kapittel 6	Viser forslag til ny utforming av bæresystemet Omhandler også analysemetode for levetidsberegning
Resultater og diskusjon	
Kapittel 7	Optimalisering av knutepunkt for 20 og 40 års levetid Kontroll av egenfrekvenser Kontroll svingninger induisert av virvelavløsning
Konklusjon	
Kapittel 8	Konklusjon og videre arbeid

2 Tidevannsturbin

2.1 Konseptet

Vannstanden langs kysten varierer regelmessig mellom flo og fjære på grunn av tidevannsproduserende krefter. Disse kreftene er differansen mellom tiltrekningskreftene mellom jord og måne og sentrifugalkreftene for jord-måne systemet [5]. Denne forandringen i vannstanden fører til tidevannsstrømmer i smale sund langs kysten. På steder der det er stor forskjell på flo og fjære kan vannstrømmene i slike sund komme opp i 4 meter per sekund (m/s) [3]. Tidevannsturbinen utvinner energi fra tidevannsstrømmen og utvinningen skjer, som for vindturbiner, ved hjelp av en rotor. Rotoren er festet til en aksel, denne driver en turbin som konverterer akselens rotasjon til energi.

Turbinen som skal brukes er dimensjonert for en vannstrøm på 2,5 m/s. Vannstrømmen for en tenkt lokasjon varierer mellom 0 og 4 m/s og retningen til vannstrømmen avhenger av om det flør eller fjærer. Energiproduksjonen starter ved 1 m/s og er konstant fra 2,5 m/s og oppover. Makseffekten til NTNUs referanseturbinen er 1 MW [1]. Sammenhengen er vist på Figur 2-1 og er antatt lineær.

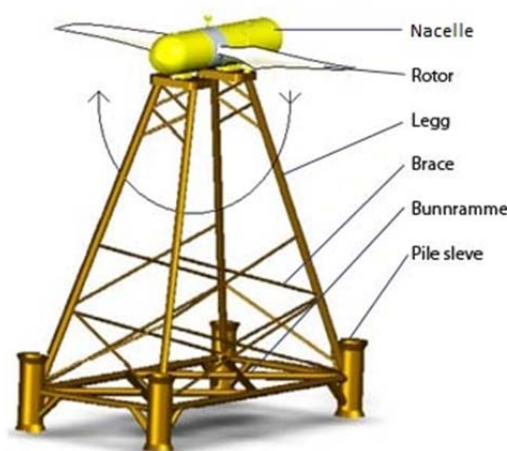


Figur 2-1: Sammenheng mellom kraftproduksjon og strømningshastighet

Turbinen omdanner kraften i tidevannet til strøm ved å ta ut energi fra vannstrømmen. Turbinen er plassert i en nacelle på toppen av konstruksjonen. Rotoren er plassert midt på nacellen. Når vannet strømmer rundt rotoren omformes noe av strømningsenergien til et dreiemoment (torque), som videre driver rotoren. Denne omformingen resulterer også i en stor horisontalkraft på konstruksjonen, videre omtalt som thrustkraft (skyvekraft). Retningen på thrustkraften varierer med vannstrømmen og er en av hovedlastene på konstruksjonen. Thrustkraften som funksjon av tiden er vist på Figur 5-2.

Siden retningen på kraften er lik, men motsatt rettet ettersom det flør eller fjærer, er det naturlig at konstruksjonen utformes symmetrisk. Nacellens plassering på bæresystemet er gitt i Figur 2-2. Den øvre delen av jacketen er utformet som en ramme, og de store horisontallastene skaper store momenter i søylene i rammen.

Et offshore bæresystem av stål, designet som en fagverk, kalles en jacket. Jacketer er ofte brukt som understell for petroleumsinstallasjoner offshore. I jacketer til plattformer eller vindmøller vil hovedbæringen være trykk og strekk i stavene. Figur 2-2 viser utgangspunktet til bæresystemet og de ulike delene konstruksjonen består av. Siden rotoren må rotere gjennom konstruksjonen kan ikke et tradisjonelt fagverk med staver hele veien benyttes.



Figur 2-2: Jacketkonstruksjon

For å tilpasse terminologien til litteraturen, blir en hjørnesøyle heretter kalt chord, og avstiver, brace. Sammen danner dette bæresystemet som kalles jacketen.

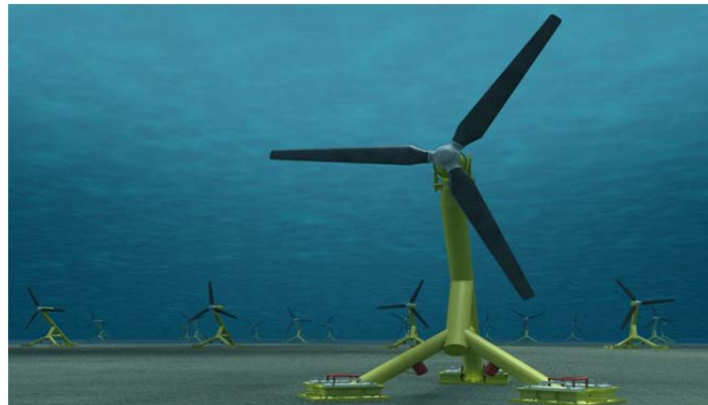
Fordelen med dette designet er at det er symmetrisk og tilpasset den vekslende tidevannsstrømmen. Jacket design er noe som er kjent, og som er relativt innarbeidet i offshore bruk. I forhold til alternativene skal vekten være lav. Alternative design er vist i kapittel 2.2. En jacket har også en fleksibilitet i forhold til valg av fundamentering, noe som er essensielt siden installeringen må skje i det korte tidsrommet hvor strømmen skifter retning og vannet er rolig. Dette kan være så kort som 30 minutter [6]. Her er det foreløpig antatt pæling. Mer om fundamentering i kapittel 3.5.4.

2.2 Realiserte tidevannsprosjekter

Selv om tidevannskraft fremdeles er i utviklingsstadiet, finnes det flere mindre prosjekter som er gjennomført. Fornybar energi er i fokus i media og de fleste store kraftselskapene vil være med på utviklingen. Noen av disse satser også på utviklingen av tidevannskraft. De mest kjente prosjektene finnes i Storbritannia, men også Norge har tidevannsturbiner.

2.2.1 ANDRITZ HYDRO Hammerfest

Hammerfest Strøm er opprinnelig et norsk selskap som jobber med tidevannskraft. De har utviklet en 300 kW turbin (HS 300) som er satt ut i Kvalsundet i Finnmark [7]. Sundet er 600 meter på det smaleste og strømningshastigheten er tilstrekkelig høy for kraftproduksjon. Effekten på 300 kW er beskjeden, men dette var en de aller første prototypene på en tidevannsturbin. Den har i dag levert ca. 1,5 GWh til det norske strømmettet [7]. HS 300 er vist på Figur 2-3.



Figur 2-3: Illustrasjon av HS 300

Denne konstruksjonen er fundamentert med betonglodd og er ikke symmetrisk. Bæresystemet har en vekt på 114 tonn [8].

Hammerfest Strøm er i dag kjøpt opp av et utenlandsk selskap, Andritz Hydro, men fortsetter sitt arbeid med tidevannsturbiner. Deres siste prosjekt er en 1 MW (HS 1000) turbin i Orkney i Scotland. Denne er snart klar for oppkobling mot strømmettet. I tillegg jobber de med en 10 MW rekke for Scottish Power Renewables. De har også inngått en kontrakt som kan bety levering av opp til nittifem turbiner i samme området [9]. Utviklingen av turbinene skjer med støtte fra både myndighetene i Norge og England.

2.2.2 Marine Current Turbines Ltd.

Et annet selskap som har gjort mye forskning på tidevannskraft er Marine Current Turbines Ltd. (MCT). De har utviklet to turbiner og jobber med en tredje. Den første, SeaFlow, er en 300 kW turbin. SeaGen er etterkommeren etter denne og er en 1,2 MW turbin. SeaFlow er vist på Figur 2-4 [10] og SeaGen på Figur 2-5 [11].



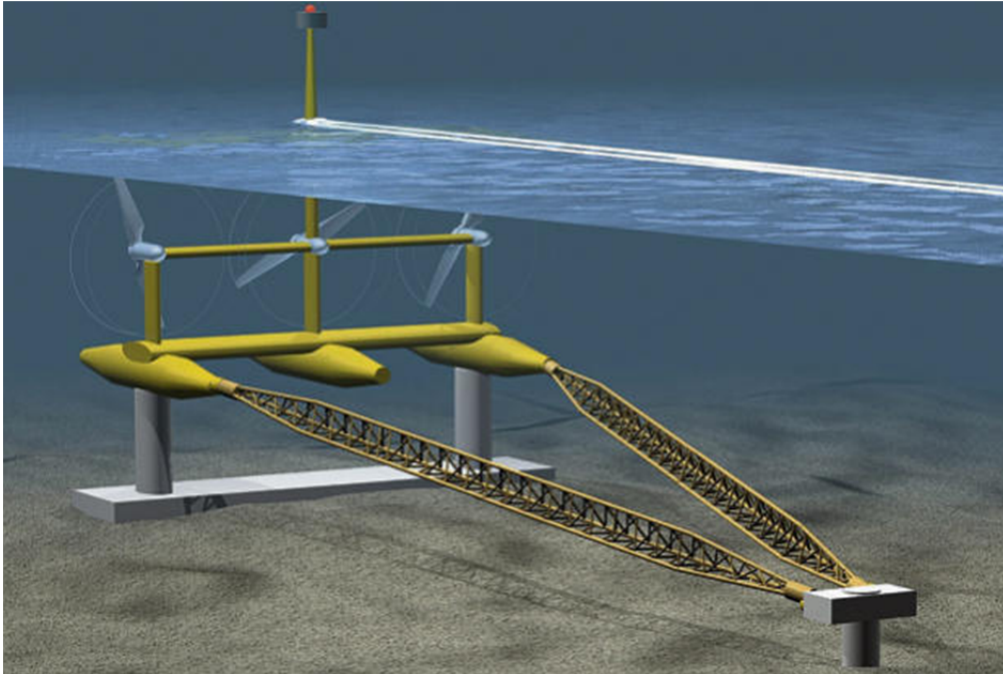
Figur 2-4 SeaFlow 300kW



Figur 2-5 SeaGen 1,2MW

Konstruksjonen er utført som en monopile, hvor selve turbinen er festet på et stort rør som rammes ned i sjøbunnen. Turbinen kan heves og senkes på dette røret, noe som tillater inspeksjon i friluft. Dette er en gunstig løsning, men dyr. Gunstig fordi vedlikehold kan utføres, og detaljer som skal inspiseres kan dimensjoneres noe mindre konservativt enn andre. Dyr fordi det er flere ting som installeres på konstruksjonen. Det er kran, stiger og plattformer og teknisk rom. Selve heisemekanismen må også inn. Alt dette står i salt sjøvann utsatt for korrosjon og må vedlikeholdes. Slik sett blir referanseturbinen vedlikeholdsfri. I tillegg stikker dette tårnet også opp av vannoverflaten, noe som kan være både sjenerende og gi en fare for sammenstøt med båttrafikk. I tillegg må konstruksjonen dimensjoneres for bølgelaster hvis det er aktuelt.

Figur 2-6 [12] viser deres siste prosjekt, SeaGen U, som skal være helt nedsenket. Den skal kunne vippe opp for inspeksjon, i tråd med MCT's inspeksjons- og vedlikeholdsfilosofi. Denne turbinen er i dag under utvikling. Det planlegges at den skal testes i «The Bay of Fundy» etter hvert [12].



Figur 2-6: MCT's SeaGen U

3 Offshorekonstruksjoner

Offshorekonstruksjoner er konstruksjoner i havet uten fast landtilknytning. Med dette menes ofte installasjoner for produksjon, lagring og transport av olje og gass. I den senere tid er også havvindmøller og tidevannsturbiner kommet inn under denne betegnelsen. Felles for disse er at de må dimensjoneres for miljøpåvirkningene fra hav og vind, i tillegg til nytte- og egenlast.

Det er mange aspekter som må vurderes når en offshorekonstruksjon skal dimensjoneres. Dette kapitlet tar for seg krefter fra havet, knutepunktsutforming, valg av bæresystem, utmattingsanalyse, fundamentering og produksjon av jacketer.

3.1 Krefter fra havet

Kreftene fra havet kommer som bølger og strømninger. Bølgelaster kan deles opp i vindinduserte bølger og dønninger. Vannet som strømmer rundt konstruksjonen skaper en fordelt last langs staver og søyler. Disse varierer både i angrepsretning og styrke og bidrar til utmatting av konstruksjonen. For vind- og tidevannsturbiner skaper rotoren vibrasjoner og momenter som også må kontrolleres.

Vind, bølger og strømninger gir en kompliserte lastsituasjon. Dette er miljølaster som skifter retning og styrke ofte. For dimensjonering kreves det at man henter inn data om bølgehøyder, vannstander og vindhastigheter. Det brukes ofte statistiske fordelinger for å beskrive disse miljølastene.

En lokasjon for denne turbinen er ikke bestemt, men de er som oftest plassert i trange sund eller andre steder med mye tidevannsstrømmer. For å unngå kollisjoner med skipstrafikk er den plassert med høyeste punkt minimum 8 meter under havoverflaten. Derfor blir ikke støt fra skip eller bølgelaster på konstruksjonen vurdert i denne rapporten, men når en lokasjon er bestemt må bølgelaster kontrolleres.

Lastsituasjonen som oppstår fra tidevannsstrømmen blir forklart i kapittel 5 og de dimensjonerende lastene blir beregnet.

3.2 Standardverk og anbefalinger

For kunne gjennomføre en dimensjonering av en offshorekonstruksjon er det flere forskjellige standardverk man kan benytte seg av. I noen tilfeller er det kunden som stiller krav til at enkelte koder følges eller kontrolleres. Det er også vanlig at landets myndigheter stiller krav i regelverk til hvilke standarder som skal følges.

Når det kommer til tidevannsturbiner og deres bæresystem, finnes det ikke noe standardverk spesielt for dette. Det finnes anbefalinger og standardverk for offshore vindmøller og deres bæresystem, jacketer, vanlig vindmøller, i tillegg til bygningskoder. Sammen skal dette gi en god bakgrunn for dimensjonering og kapasitetskontroll. Tabell 3-1 gir en oversikt over mulige standardverk og anbefalinger som er aktuelle for bæresystemet og lastene til en tidevannsturbin.

Tabell 3-1: Standardverk og regler for offshorekonstruksjoner		
Utgiver	Kode	Tittel
DNV	DNV-OS-C101	Design of offshore steel structures
DNV	DNV-RP-C203	Fatigue Design of Offshore Steel Structures
DNV	DNV-RP-C205	Environmental conditions and environmental loads
DNV	DNV OS-C401	Fabrication and testing of offshore structures
DNV	DNV-OS-J101	Design of Offshore Wind Turbine Structures
Eurokode	NS-EN 1993	Design of steel structures
NEK	NEK IEC 61400-3	Design requirements for offshore wind turbines
ISO	ISO 19902	Fixed offshore steel structures
NORSOK	N-001	Structural design
NORSOK	N-003	Actions and action effects
NORSOK	N-004	Design of steel structures

Statisk dimensjonering av offshore konstruksjoner på norsk sokkel skjer etter NORSOK N-004, og komplimenteres med Eurokode 3 der det tillates. Internasjonalt er det flere regelverk og retningslinjer som følges. Det jobbes internasjonalt med å standardisere regler og de største aktørene innen standardisering, som DNV i Norge, er med i the International Association of Classification Societies (IACS).

Både NORSOK N-004 og Eurokode 3 er aktuelle for statisk dimensjonering av understellet til tidevannsturbinen. I masteroppgaven til Saaveland og Hofseth [1] ble Eurokode 3 brukt til å dimensjonere knutepunkter og staver. I samtale med Kværner Jacket Technology (KJT) [13], som arbeider med jacket design, ble det diskutert om Eurokoder er gyldige for dimensjonering av rørknutepunkter i jackets og andre offshore installasjoner. Denne standarden er tiltenkt konstruksjoner onshore, og har begrenset gyldighet offshore. Dette diskuteres videre i kapittel 7.1 der de to standardene blir sammenlignet og vurdert.

3.3 Dimensjonering av knutepunkt og bæresystem

Analyse og dimensjonering av offshorekonstruksjoner er en krevende oppgave. Utover de vanlige forhold som gjelder for landbaserte konstruksjoner, kommer i tillegg hydrodynamiske effekter som kompliserer lastsituasjonen og gjør det nødvendig med dynamiske responsanalyser og utmattingsanalyser.

Utmattning kontrolleres som anbefalt i NORSOK N-004 etter DNVs utmattingsstandard [14]. I forbindelse med utmattingsberegning etter denne standarden er det i Sæveland og Hofseths arbeider [1] oppdaget noen unøyaktigheter i beregningene. Dette vil bli diskutert i kapittel 7.2.

En jacket består av sirkulære rør som sveises sammen i knutepunkter. Sirkulære rør har relativt lite overflateareal i forhold til stivhet, og har derfor god korrosjonsmotstand. I tillegg er det et lukket tverrsnitt og har opp mot 300 ganger høyere torsjonsstivhet enn tradisjonelle bjelker og er ikke utsatt for hvelvingstorsjon [15].

Sirkulære hulprofiler er fortrukket i understell til offshore installasjoner på grunn av sine gode strømningssegenskaper i vann og luft. Bølger og strømninger gir forholdsvis lave krefter på sirkulære hulprofil på grunn av profilets lave drag-koeffisient [16], se kapittel 5.4 for utdypende forklaring.

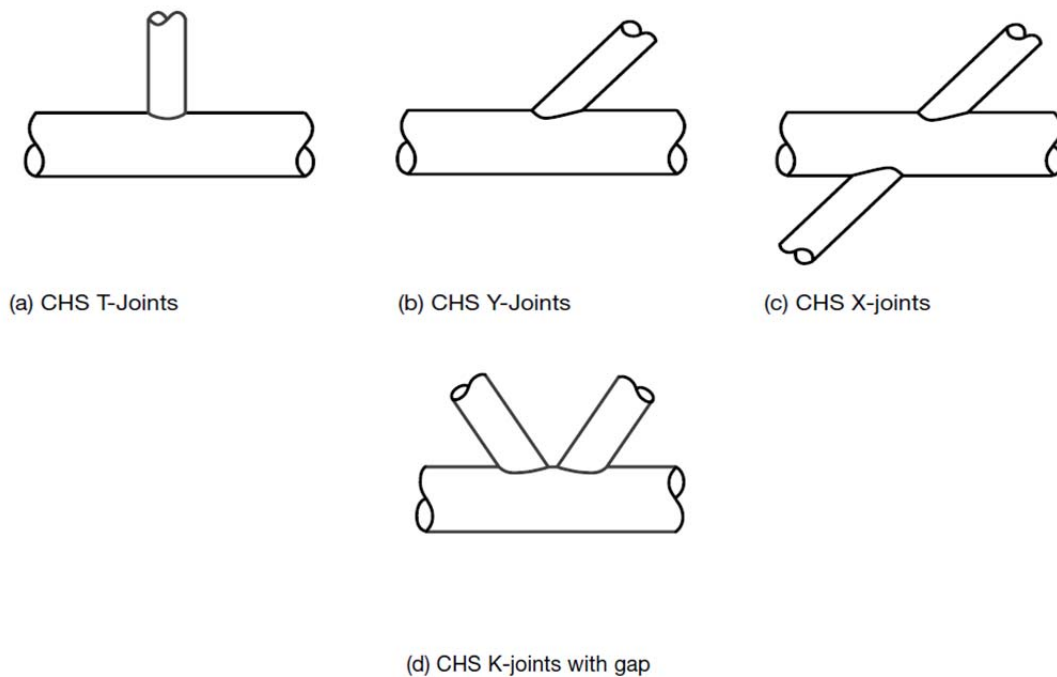
3.3.1 Knutepunkt

God utforming av knutepunktene i konstruksjonen er sentrale for å få tilstrekkelig kapasitet og levetid. Et knutepunkt består av en chord og en eller flere inngående bracer. Knutepunktets statiske kapasitet bestemmes ved å beregne kapasiteten til inngående bracer, og ved hjelp av utnyttelsesfaktorer for chorden.

En jacket er et romlig fagverk og har da også romlige knutepunkter. Som er forenkling deles knutepunktet opp i flere plane knutepunkt. Virkningen fra et plan til et annet kalles «carry over effects». Disse ser man oftest på som en kapasitetsforsterkende effekt, og kan som en konservativ forenkling neglisjeres. Kapasiteten regnes for hvert plan i knutepunktet. Grovt sett regner man at avstivere innen 15 grader ligger i samme plan [14]. I denne rapporten blir den statiske dimensjoneringen utført for et plant knutepunkt, mens utmattingskontrollen blir for en 3D-modell. Hvert plan i knutepunktet klassifiseres etter aksialkraftens fordeling.

3.3.1.1 *Ulike typer knutepunkter*

Ulike typer knutepunkter skilles fra hverandre etter hvilken geometrisk utforming de har samt lastfordelingen i bracene. De vanligste knutepunktene er enkle, uavstivede knutepunkter og vises i Figur 3-1 [17]. Man deler de inn i T-, Y-, K- og X-knutepunkt. I tillegg kombineres disse igjen til KT, KK og XX knutepunkt.



Figur 3-1: Ulike typer rørknutepunkter

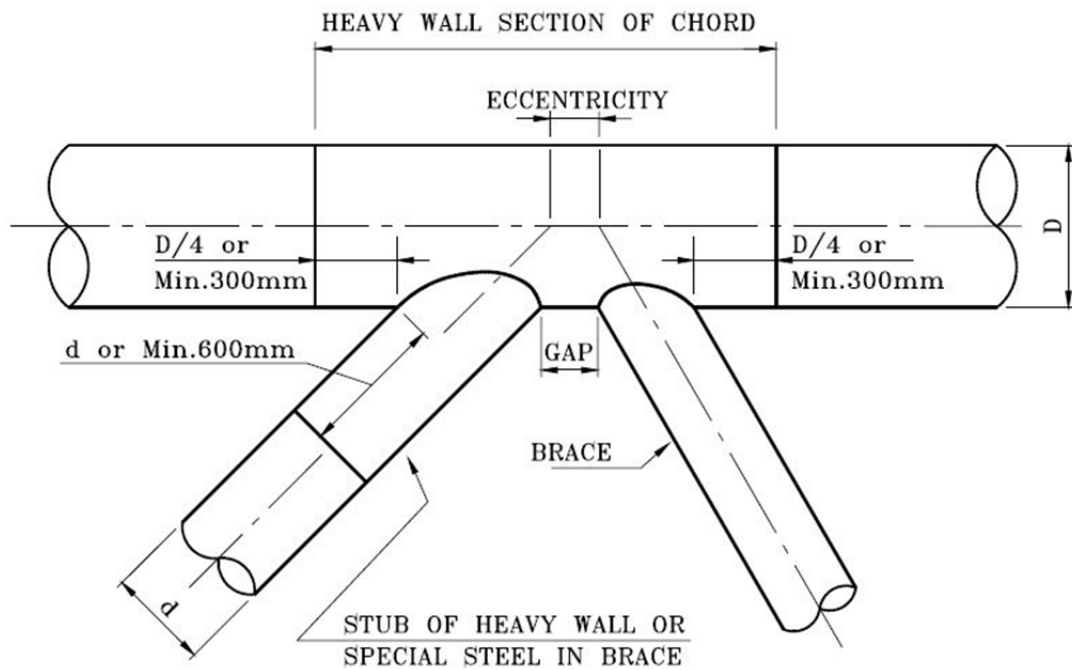
Slike knutepunkter finnes i jacketer, master, kraner og andre typer fagverk. Reglene for knutepunkter av rektangulære hulprofiler har mange likheter og kan dimensjoneres etter både Eurokode 3 og NORSOK N-004.

3.3.1.2 *Utforming*

Knutepunktstype bestemmer hvilket formelgrunnlag som kan brukes for å dimensjonere knutepunktet. Diameter og tykkelse på rørene er bestemmende for de parameterne som inngår i kapasitetsformelen, i tillegg til stålqualiteten og materialfaktor.

Diameter og tykkelse på rørene er viktige parametere siden de er bestemmende for både tverrsnittsareal og stivheten til røret. Diameter- / tykkelsesforholdet på rørene som møtes i knutepunktet er også viktig for spenningsfordelingen rundt tverrsnittet. Figur 3-2 [14] viser et K-knutepunkt som har økt veggtykkelse i deler av chorden og ene bracen, og under er geometriske faktorer og dimensjonsløse geometriske faktorer gitt.

En jevn spenningsoverføring mellom rørene i knutepunktet er sentralt for en god utmatningskapasitet. Punkter med høye spenningskonsentrasjoner er ekstra utsatt for utmatting. Slike punkter kalles hotspot-punkter og det er her det kontrolleres for utmatting.



Figur 3-2: Viktige parametere i et knutepunkt.

Geometriske faktorer

Ytre diameter på chord	D
Ytre diameter brace	d
Tykkelse chord	T
Tykkelse brace	t
Vinkel brace	Θ
Gap mellom bracer	g
Chord lengde	L
Eksentrisitet	e

Dimensjonsløse geometriske faktorer

Diameter forhold:	$\beta = \frac{d}{D}$	[3.1]
Stivhetsfaktor chord:	$\gamma = \frac{d}{2t}$	[3.2]
Veggtkkellesforhold:	$\tau = \frac{t}{T}$	[3.3]
Chord-lengde parameter:	$\alpha = \frac{2L}{D}$	[3.4]

Faktorene β [3.1], γ [3.2], τ [3.3] og α [3.4] er av sentral betydning, både for kapasitet og utmatting. β og γ inngår direkte i formlene for kapasitet etter Eurokode 3. Det samme er tilfelle i NORSOK N-004, der via en styrkefaktor. De beskriver også utformingen til knutepunktet og er dermed med på å danne en øvre og nedre grense for hva som dekkes i standarden. Dette gjelder for både Eurokode 3 og NORSOK N-004.

I boka Fatigue Handbook [18] og i møte med KJT, ble følgende anbefaling for å designe et utmattingssterkt knutepunkt gitt:

$\gamma \rightarrow$ Så lav som mulig, men større enn nedre grense satt til 10.

$\beta \rightarrow$ Så nærme 1,0 som mulig, men ikke over 0,975

$\alpha \rightarrow 12$

$\tau \rightarrow 0,5$

Der man har problemer med kapasiteten, og ikke vil endre på dimensjonene, finnes det andre måter å forsterke knutepunktene på:

- **Cans**

Når man sveiser opp en chord eller brace i en jacket sveiser man sammen flere rørstykker til et langt rør. Der man har knutepunkter kan man velge å øke den ytre diameteren på røret, slik at man får en økt tykkelse på chorden i området rundt knutepunktet. Av utmattingshensyn er det viktig at den indre diameteren holdes lik, slik at eventuelle sprekker vil vokse fra utsiden og inn, og dermed være synlige under en eventuell inspeksjon [13]. Knutepunktet i Figur 3-2 viser en can forsterkning på chorden.

- **Stub**

En av utfordringene under produksjon er lengden og tyngden på elementene til jacketen. Som hjelp under produksjon brukes ofte *stubs*. Dette er korte rør som brukes i knutepunkter som starten på en brace. Brace-stubs sveises på chorden. Siden røret er kort er det også mulig å sveise også fra innsiden. Sveis fra begge sider er bra for utmattingsstyrken.

- **Cones**

Cones er koniskeoverganger mellom rør av ulik diameter.

- **Ringstivere**

Ringstivere er sirkulære skiver av stål som sveises fast inne i rørene for å øke stivheten og minske deformasjonene og spenningene.

- **Utstøping**

Det finnes ulike metoder for å fylle rørene, helt eller delvis, med betong. Dette vil øke stivheten og hindre deformasjon av røret.

- **Støpte knutepunkter**

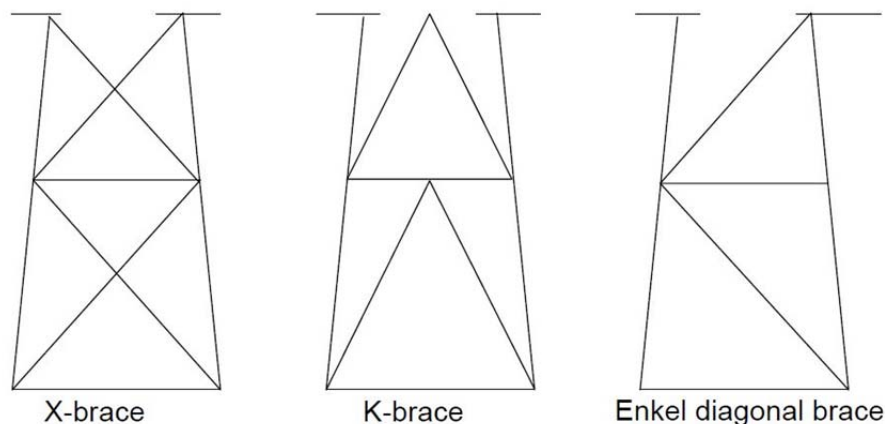
I knutepunkter med særlig stor utmattingsproblematikk kan man bruke støpte knutepunkter. Da støpes hele knutepunktet slik at man unngår sveiser. Dette er svært kostbart, samtidig som leveringstiden er lang.

3.3.2 Bæresystem

En jacket er en sveist romlig ramme/fagverk av rørformede deler med tre eller flere tilnærmet vertikale hjørnesøyler med et avstivningssystem imellom.

For å beregne krefter og spenninger i en jacket brukes dataprogram basert på elementmetoden (FEM). Jacketen modelleres som en tredimensjonal rammemodell og laster settes på modellen [19]. For overslagsberegninger i den innledende designfasen, kan en konvensjonell jacket sees på som et romlig fagverk der lastbæringen, i hovedsak, foregår som aksialkrefter i brace og chord. Dette gjøres for å finne et estimat på aksialkreftene som oppstår på grunn av de globale lasteffektene. Fagverket er bygd opp av chorder og bracer som er leddet til hverandre, med lastbæring som trykk og strekk siden leddet kobling ikke tillater momentoverføring. Svakheten med en slik modell er at den ikke gir lokale momenter og de eksakte spenningene som oppstår i et knutepunkt.

I en rammekonstruksjon har knutepunktene en stivhet slik at momenter kan overføres. En jacket har sveiste knutepunkt og vil i realiteten fungere som en ramme. Det finnes flere mulige designmønstre for bracene. I Figur 3-3 er det vist tre forskjellige mønstre som har ulike styrker og svakheter.



Figur 3-3: Brace-mønstre

Et X-brace mønster gir god redundans i tilfelle brudd i ene bracen, siden det fortsatt er evne til å ta opp skjærkraft i den andre bracen. X-brace mønsteret krever forsterkning i knutepunktet der bracene krysses [20], siden rør med lik diameter som møtes gir store spenningskonsentrasjoner. I slike kryss økes tykkelsen på et av rørene slik at diameterforholdet kommer under 1,0. Denne geometriendringen tilsvarer en can. Siden det er flere elementer som møtes i knutepunktene stiller det større krav til utførelse av sveisen.

Et K-brace mønster har færre deler som krysser hverandre enn det X-brace mønsteret har, noe som igjen gir mindre arbeid med sveising og sammenføring. Men et K-brace mønster er ikke symmetrisk og det har dårlig redundans. Dersom det blir brudd i en brace vil aksialkraften i

den uskadde bracen bli tilnærmet null siden det er krav om vertikal likevekt i knutepunktet [19].

Bruk av enkel diagonal brace gir hverken symmetri eller redundans. Det er det alternativet som har færrest bracer og dermed minst arbeid med sveising og sammenføring.

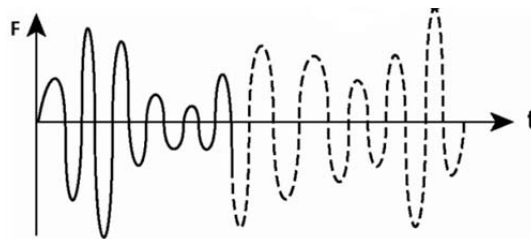
For en konstruksjon som er utsatt for laster som skifter til motsatt lastretning vil et symmetrisk bæresystem være enklere å optimalisere og analysere siden en bare behøver å dimensjonere ene halvdel da den andre er lik. En jacket til en tidevannsturbin er utsatt for en slik last og det vil derfor være fordelaktig med et symmetrisk bæresystem.

3.4 Utmattingsanalyse

Utmattingsanalyse gjøres for konstruksjoner som er utsatt for en dynamisk eller kvasi-statisk last som gir spenningsvariasjoner. Utmattingsbrudd oppstår når en sprekkvekst utvikler seg og går til brudd som følge av spenningsvariasjoner. Utmattingsbrudd i konstruksjoner kan oppstå for spenninger som er under flytegrensen til materialet. I sveiste konstruksjoner finnes mikrosprekker i sveisene etter produksjon, og det er ofte i disse områdene sprekkinitieringen starter [15].

For offshorekonstruksjoner og andre konstruksjoner som er utsatt for laster som varierer i styrke og retning med tiden, skal det dokumenteres tilstrekkelig levetid. Levetiden er en funksjon av utmattingskaden, hvor en utmattingskade på 100 % tilsvarer brudd.

Tidsvarierende laster fører til spenningsvariasjoner i konstruksjonen. Figur 3-4 viser eksempel på en last som varierer med tiden. Hastigheten til sprekkveksten avhenger av antall lastsykluser og spenningsviddene som oppstår under den varierende lasten.



Figur 3-4: Eksempel på tidsvarierende last

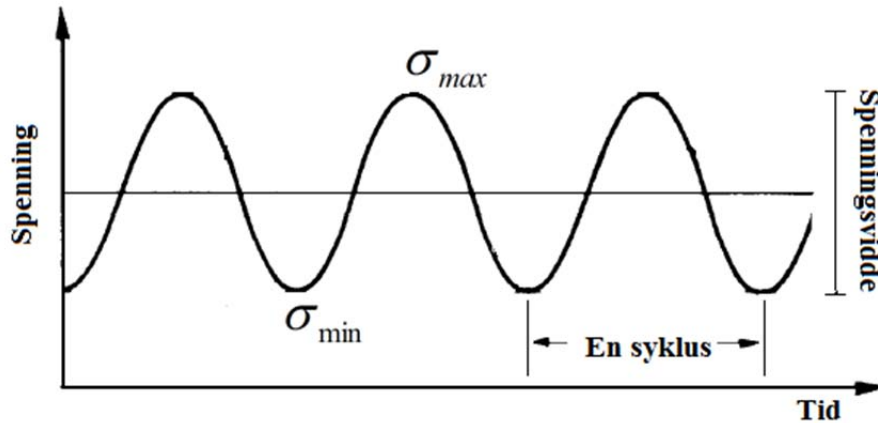
3.4.1 SN-Kurver

SN-kurver beskriver hvor mange sykluser med en gitt spenningsvariasjon en konstruksjonsdetalj kan utsettes for før det oppstår brudd. Disse kurvene er resultatet av forsøk som er gjort med ulike typer geometrier og konstruksjonsdetaljer. For store rørknutepunkter er det storskala modellforsøk som må til for å beskrive oppførselen til knutepunktet på en god måte. Kurvene baserer seg på snitt minus to standardavvik, og gir da en sikkerhet mot brudd på 97.7% [4].

Det var først med Wöhler i 1860 at det systematiske arbeidet med S-N kurver begynte. Han arbeidet blant annet med akslinger til jernbanevogner. Disse gikk til brudd, selv om belastningen ikke overskred kapasiteten til materialet. For å finne årsaken til dette satte han opp forsøk med en roterende aksling med konstant moment. Resultatet viser utmattingsfastheten som funksjon av lastvekslinger. Dette er det samme prinsipp som S-N kurven baserer seg på i dag [15].

3.4.2 Levetidsberegninger

Figur 3-5 viser en spenningshistorie med konstant amplitude og ulike parametere som beskriver spenningshistorien.



Figur 3-5: Spenningsvidde

Spenningsvidden til en syklus beregnes som:

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad [3.5]$$

En SN-kurve gir antall vekslinger til brudd for denne spenningsvidden.

Konstruksjonen kan være utsatt for flere varierende laster, eller varierende amplitude på den sykliske lasten, slik at det oppstår flere ulike spenningsvidder. De syklusene som har lik spenningsvidde samles i en spenningsblokk. Antall tillatte lastvekslinger for hver spenningsblokk og antall lastvekslinger konstruksjonen er utsatt for gjennom levetiden brukes for å beregne utmattingskaden. Til dette benyttes Palmgren-Miner regelen om lineær kumulativ skadeakkumulering:

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = \frac{1}{a} \sum_{i=1}^k n_i \cdot (\Delta\sigma_i)^m \leq \eta \quad [3.6]$$

- D = Akkumulert utmattingskade
 \bar{a} = Krysningspunktet mellom S-N kurven og log N aksen
 m = Negative inversen av helningen til S-N kurven
 k = Antall spenningsblokker
 n_i = Antall spenningscykluser i spenningsblokk i
 N_i = Antall sykluser til brudd for en konstant spenningsvidde $\Delta\sigma_i$
 η = Utnyttelsesfaktor
= 1 / DFF (Design Fatigue Factor) from OS-C101 Section 6
Fatigue Limit States.

Palmer-Miner regelen summerer utmattingskaden fra ulike spenningsblokker. Ved å sette utmattingskaden til 100 %, kan levetiden beregnes som antall lastvekslinger til brudd. Under utviklingen av SN-kurver blir konstruksjonsdetaljen som skal testes påført last som gir spenningsvekslinger med konstant amplitude, men for virkelige konstruksjoner har ofte spenningsvariasjonene en varierende amplitude. Palmgren-Miner regelen gjør det mulig å summere utmattingseffekten fra en spenningshistorie med varierende amplitude.

Avhengig av lastens egenskaper kan konstruksjonen være utsatt for enten «high-cycle» eller «low-cycle» utmatting [18], eller begge deler. «Low cycle» utmatting er definert ved maksimalt 10^4 vekslinger, mens «high cycle» betegnes om utmatting med mer enn 10^4 vekslinger [4]. Ved «low-cycle» analyser brukes tøyninger i utmattingsberegning, mens for high-cycle brukes spenninger.

Offshore konstruksjoner i Nordsjøen er i hovedsak desginet med «high-cycle» utmatting, siden bølgelaster ofte er den dimensjonerende utmattingslasten. «Low cycle» brukes til å beregne utmattingskader i forbindelse med transport av jacketen fra verft til felt [21]. Transport over lengere distanser til sjøs kan gi store utmattingskader på jacketen fra «low cycle» laster.

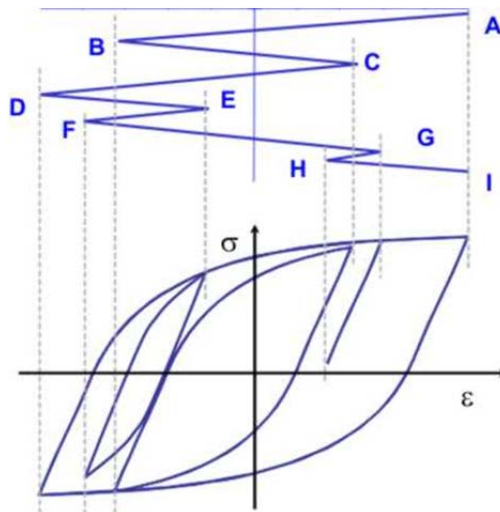
Laster som kan bidra til utmatting av en offshorekonstruksjon er:

- Laster under fabrikasjon og konstruksjon
- Laster under transport
- Laster under installasjon
- Miljølaster som bølger, strømninger og vind
- Temperaturvariasjoner
- Vibrasjoner fra virvelavløsning
- Vibrasjoner fra roterende maskiner

3.4.2.1 Syklustelling

For å kunne gjøre en levetidsberegning av en konstruksjon utsatt for varierende laster må det utføres syklustelling for finne antall spenningsvekslinger. For en spenningshistorie med konstant amplitude telles topper eller bunner å finne antall sykluser. Men for en spenningshistorie med variabel amplitude må det benyttes en syklustellingsmetode, som f.eks. rainflow-telling.

Rainflow-telling er en algoritme som går ut på å finne alle sykluser med tilsvarende konstant amplitude. For å forklare metoden vises det i Figur 3-6 [22] en spenningshistorie som er plottet vertikalt og den resulterende spenning-tøyingskurven.

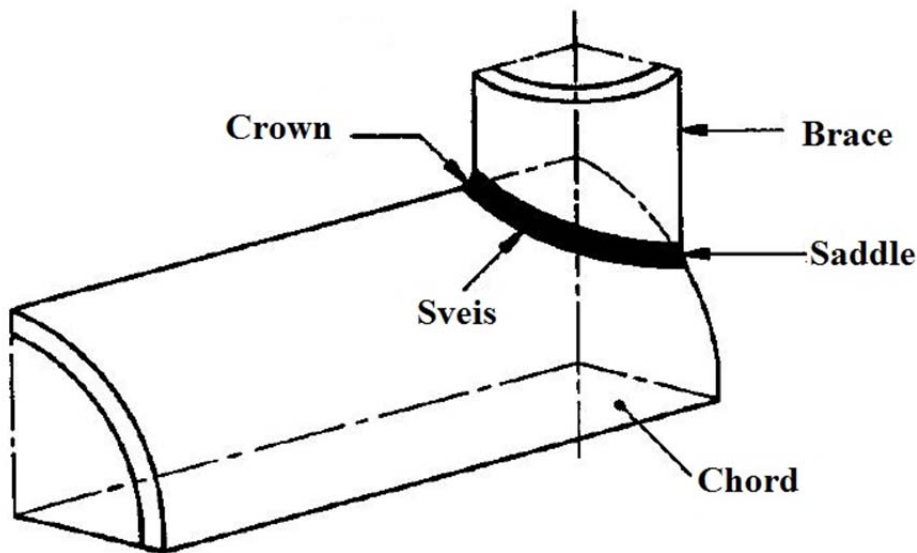


Figur 3-6: Rainflow-telling

Fra spenning-tøyingskurven sees fire sykluser; en stor, en litt mindre i midten og to små. Den vertikale spenningshistorien starter i punkt A som har størst spenning. Den avlastes til punkt B, lastes på igjen til punkt C og avlastes til punkt D. Når materialet oppnår samme spenning som i punkt B under avlastning fra C til D husker materialet sin tidligere deformasjon og deformeres langs A-D som om C-D aldri har skjedd. Det samme gjelder for pålasting fra D til E og avlasting til F. Når det så lastes på til punkt G og materialet oppnår samme spenning som i E husker materialets tidligere deformasjoner og deformeres langs D til G som om E-F aldri har skjedd. Rainflow-telling vil dermed identifisere følgende fire sykluser: A-D-I, B-C-B, E-F-E og G-H-G.

3.4.3 Sveising

Utmattingskader oppstår ofte i sveiser, ved hull eller ved påsveisete detaljer siden disse punktene er utsatt for en økning i de lokale spenningene. Dersom konstruksjonsdetaljen er utsatt for varierende spenninger kan det oppstå sprekkvekst som, i verstefall, fører til brudd. Figur 3-7 viser viktige punkter og deler for et rørknutepunkt.



Figur 3-7: Sveist knutepunkt

I denne rapporten er det spesielt fokus på utmattingsberegning av sveiste knutepunkter. Sveiste knutepunkt er spesielt utsatt for utmatting på grunn av følgende:

- Sveiser og knutepunkt er ofte lokalisert der det er brå endring og overgang i tverrsnitt
- Sveisedefekter og mikrosprekker som oppstår under selve sveiseprosessen kan virke som potensielle startpunkt for sprekkvekst
- Høye residualspenninger i nærheten av sveisen på grunn av krymping under avkjøling av sveisen.

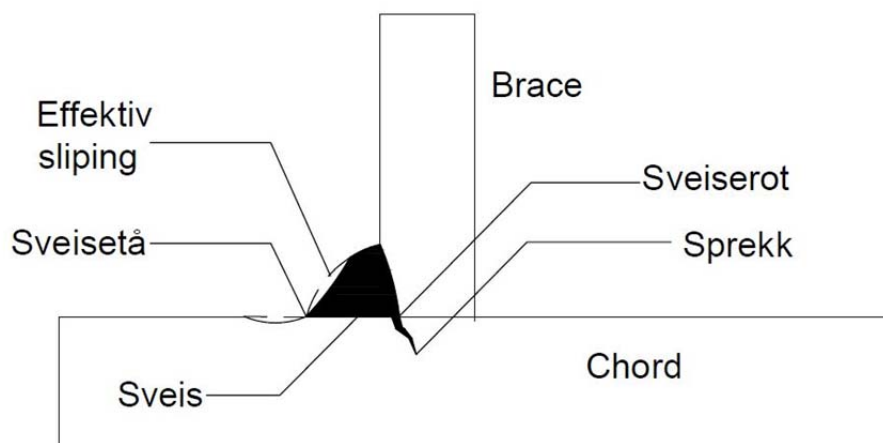
Det finnes metoder for å forbedre utmattingsegenskapene til sveisen, eksempler på slike metoder er:

- **Sliping**
Sliping benyttes for å gi sveisen en gunstigere geometri med lavere spenningskonsentrasjoner og for å fjerne sveisefeil i kritiske områder [15] og [23]. Eksempel på sliping er vist i Figur 3-8.
- **Hamring**
Hamring av sveisen kan innføre trykkspenninger i sveisen som motvirker residualspenninger.

På tross av de store fordelene disse metodene kan gi for utmattingssegenskapene til en sveis, blir de sjeldent brukt siden de er dyre, tidkrevende og kompliserte [23].

En annen mulighet er å benytte støpte knutepunkt. Der dette brukes forsøker man så langt det lar seg gjøre å plassere løfteører og andre objekter som skaper spenningskonsentrasjoner i dette knutepunktet. Med støpte knutepunkter oppnås glatte overganger mellom rørene. Her er det ingen sveiser hvor utmattingssprekker kan vokse fra, dette gir høy utmattingsstyrke siden det sjelden forekommer sprekkevekst i isotropt materiale [4]. Slike knutepunkt er dyre og har lang leveringstid, men for konstruksjoner med flere like knutepunkt og som det skal produseres flere av, bør en slik løsning vurderes.

Normalt sett oppstår sprekkevekst fra sveisetåen, men for knutepunkter som er sveist kun fra utsiden, kan sveisers rot være det kritiske stedet hvor sprekkeveksten begynner. Dette er illustrert i Figur 3-8, som også viser hvordan effektiv sliping skal utføres.



Figur 3-8: Begreper knyttet til sveising

Sprekkevekst fra rota gjelder spesielt for «saddle» posisjonen i tilfeller der to rør med noenlunde lik rørdiameter møtes. Utmattning her kan skje ved lavere spenninger enn på utsiden. Dette må kontrolleres spesielt der man har gjort tiltak for å bedre utmattingskapasiteten med ringstivere eller profilering. En løsning er å bruke stubs på bracen slik at sveising fra innsiden også blir mulig.

Erfaringsmessig er det liten sannsynlighet for at utmattingssprekken starter fra innsiden for enkle Y-, K- og T-knutepunkt [4]. For X-knutepunkt med $\beta > 0,9$ er det anbefalt å gjennomføre en utmattingsanalyse på sveiserota. Dette er typisk for jackets med X-brace avstivningsmønster. På grunn av at rota ikke kan inspiseres må denne detaljen dimensjoneres som en ikke innspiserbar del, og det er anbefalt å bruke en høyere DFF verdi i disse beregningene [4]. DFF er forklart i kap.3.4.6.

3.4.3.1 Residualspenninger

Når det sveiste metallet trekker seg sammen under størkning og avkjøling oppstår residualspenninger, også kaldt restspenninger, i den sveiste konstruksjonen. Disse

spenningene opptrer uavhengige av den ytre belastningen på konstruksjonen. De viktigste residualspenningene er de som oppstår lokalt i knutepunktet. Disse spenningene kan komme opp mot materialets flytegrense i nærheten av knutepunktet.

Residualspenninger er spesielt viktige å ta hensyn til under utmattingsberegninger siden det er strekkspenninger som gir utmatting, mens trykkspenninger ikke gir noen utmattings effekt [16]. Dersom det oppstår residualspenninger i form av strekkspenninger opp mot materialets flytegrense vil også trykkspenninger fra eksterne laster virke som strekk i sveisen. Trykkspenningene reduserer residualspenningen under pålastning og øker dem under avlastning, dette gir en spenningsdifferanse som kan gi utmattings effekt. Derfor vil residualspenninger fra sveising føre til at trykkrefter på en konstruksjon også kan gi netto strekkspenninger og utmatting i nærheten av en sveis. Det er derfor hele spenningsvidden skal undersøkes i utmattingsanalysen [23].

Disse spenningene gjør det vanskeligere å utlede SN-kurver for virkelige konstruksjoner ut ifra testdata fra nedskalerte prøveeksemplarer, siden de nedskalerte prøvene ikke inneholder samme mengde residualspenninger som en fullskala konstruksjon [4].

Lokale residualspenninger kan unngås til en viss grad ved bruk av «Post Weld Heat Treatment», også kalt normalisering [15]. Da må knutepunktet inn i en stor oven og varmers opp til ca. 600 °C. Flytspenningene i stålet reduseres ved oppvarmingen og dette fører til at de fastlåste spenningene fra residualspenningene avtar. Dette er lite aktuelt for store offshorekonstruksjoner [23].

3.4.3.2 *Sveisedefekter*

Det kan forekomme defekter i, eller i nærheten av sveisen på grunn av kompleksiteten til selve sveiseprosessen. Dette kan være defekter som mangel på kontakt mellom sveis og metall, oppsprekking eller porøsitet. Disse defektene oppdages ved bruk av ikke-destruktive tester som for eksempel ultralyd prøving, radiografisk prøving og magnetpulver prøving [24].

3.4.4 Metoder for utmattingsanalyse

I CIDECT's Design Guide for utmattingspåkjennte sveiste knutepunkter i stål [17] er det angitt følgende metoder for å beregne levetid:

- Klassifikasjonsmetoden
- Punching shear metoden
- Bruddkriteriumsmetoden
- Statiskstyrkemetoden
- Hotspot-metoden
- Bruddmekanisk metode

I denne rapporten er det hotspot-metoden som blir benyttet, derfor blir det lagt mest vekt på å forklare denne. Men klassifiseringsmetoden og bruddmekanisk metode vil bli kort forklart.

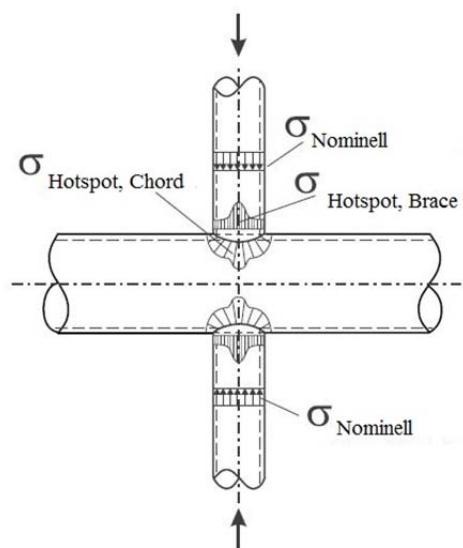
1. Klassifikasjonsmetoden

Utmattingsdelen av Eurokode 3 benytter seg av klassifikasjonsmetoden. I denne metoden blir forskjellige detaljer klassifisert etter utmattingsstyrke. For hver klasse er det gitt en nominell spenningsvidde som for 2 millioner sykluser vil gi brudd. Hver av disse klassene har også en egen SN-kurve, og man kan finne levetid ut fra faktisk opptredenen nominelle spenninger. Fremgangsmåten oppsummeres slik:

- Knutepunktet tilordnes en kategori ut i fra geometri.
- Nominell spenningsvidde beregnes ved bruk av elastisk analyse.
- Levetiden beregnes ved hjelp av kategoriens SN-kurve.

2. Hotspot-metoden

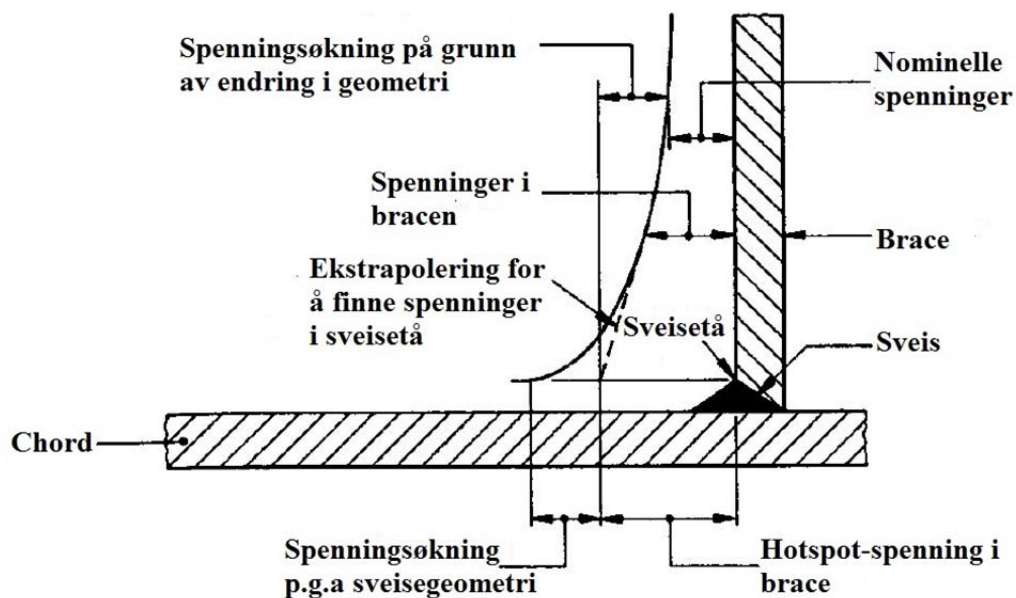
I sveiste knutepunkter av hulprofiler er spenningene ikke-lineære rundt skjæringsflatene. Dette kommer av at stivheten til røret ikke er lineær rundt sammenføyningen. Figur 3-9 viser hvordan spenningsfordelingen forandrer seg i skjæringsflatene.



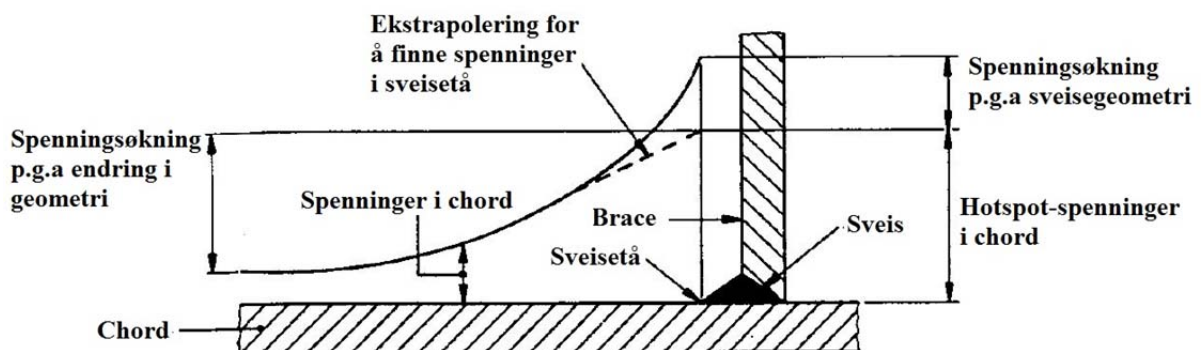
Figur 3-9: Spenninger rundt skjæringsflater

Hvor klassifikasjonsmetoden bruker nominell spenning, brukes det her hotspot-spenning. Disse spenningene inkluderer spenningsøkningene som oppstår på grunn av knutepunktets geometri, men ikke spenningsøkningen som oppstår på grunn av sveisens diskontinuitet [18]. Hotspot-spenningene er maksimal geometrisk spenning som oppstår i sveisetåen, og det er her utmatningsprekker vil initieres fra.

Figur 3-10 og Figur 3-11 viser prinsippet med hotspot-spenninger. Hotspot-spenninger finnes for både chord og brace side av sveisen. Det finnes flere metoder til å estimere disse spenningene.



Figur 3-10 Ekstrapolering av hotspot-spenninger i brace



Figur 3-11: Ekstrapolering av hotspot-spenninger i chord

Det kan utføres eksperimentelle forsøk, men dette er dyrt og tidkrevende. Derfor brukes ofte en metode basert på Stress Concentration Factors (SCF). Formel 3.7 gir sammenhengen mellom SCF, hotspot-spenninger og nominelle spenninger.

$$SCF = \frac{\sigma_{\text{Hotspot}}}{\sigma_{\text{Nominell}}} \quad [3.7]$$

For å beregne SCF finnes tilgjengelige parametriske formler i de ulike standardverkene som er basert på knutepunktstype, lastsituasjon og geometri.

I CIDECTs utmattingshefte og DNV-RP-C203 er det gitt formler for utregning av SCF-faktorer for ulike knutepunkter og lastsituasjoner. Det er også angitt punkter rundt sammenføyningen der aktuelle hotspots kan forekomme. Hvert slikt punkt har en egen SCF-formel for aksialkraft (Ax), bøyning i planet (IPB), og bøyning ut av planet (UPB) som gir hvordan spenningene fordeles rundt sveisen.

Hotspot-spenninger kan også estimeres ved elementmetoden (FEM). Knutepunktet modelleres da i et FEM program og påføres snittkreftene som oppstår fra lastsituasjonen. Hotspot-spenningene finnes ved ekstrapolasjon som vist i Figur 3-10 og Figur 3-11.

3. Bruddmekanisk metode

Bruddmekanikk er mest vanlig å bruke der sprekkinitieringen har startet og man ønsker å finne hvordan sprekken vil utvikle seg, altså om den utgjør en sikkerhetsrisiko for konstruksjonen. Utmattingssprekker kan avdekkes under inspeksjon, og det er da viktig å kunne avgjøre hvilke tiltak som skal settes inn.

3.4.5 Utmattingsberegning etter DNV RP-C203

Dette er standarden som brukes til levetidsberegninger for konstruksjonen i denne rapporten. Målet med standarden er å sikre at offshoreinstallasjoner har tilstrekkelig levetid.

Standarden bruker i hovedsak SN-kurver for å beregne levetid, og det brukes forskjellige typer SN-kurver for ulike konstruksjonsdetaljer. Kurvene velges i samsvar med hvordan spenningene beregnes:

- **Nominell spenning**
Kan beregnes med konvensjonell bjelketeori.
- **Hotspot**
Hotspot spenningene er de geometriske spenningene som oppstår for den spesifikke detaljen.
- **Kjerv**
Dette er en alternativ metode som ikke vektlegges i denne standarden.

Hotspot-metoden kan brukes sammen med numeriske beregningsprogrammer og det er denne metoden som ligger til bakgrunn for beregningene i denne rapporten.

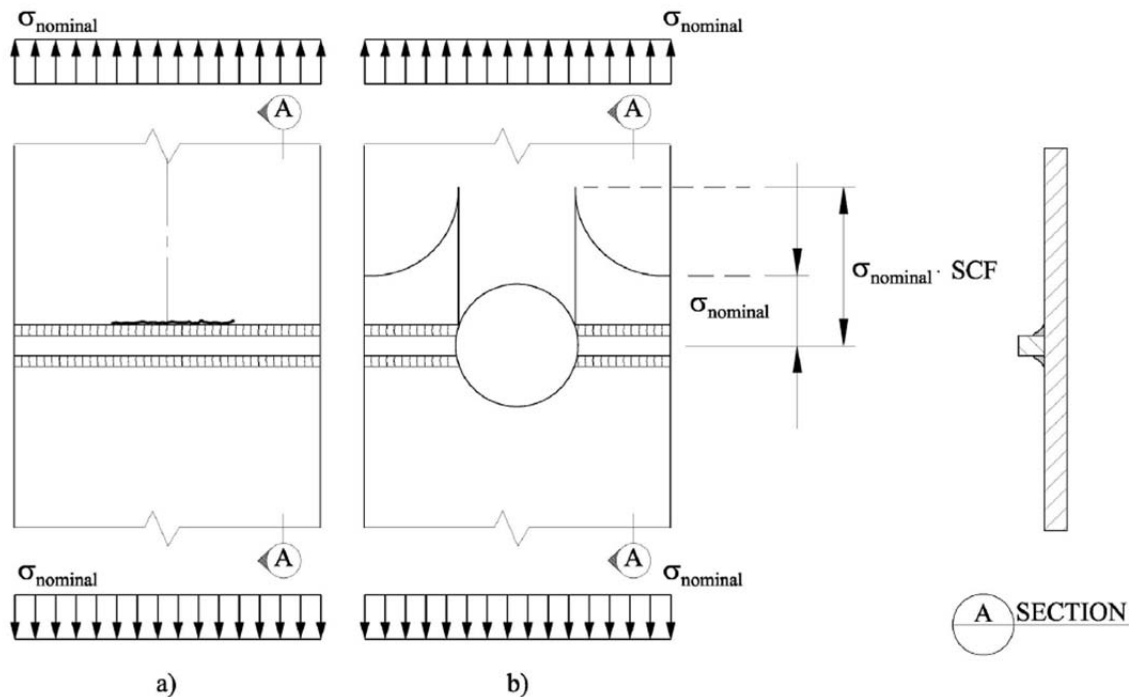
3.4.5.1 *Spenningsberegning*

For et helt uniformt prøvestykke som utsettes for last, kan de nominelle spenningene brukes direkte i utmattingsberegningene. Nominell spenning er definert som:

$$\sigma_{\text{Aksial}} = \frac{N}{A}, \sigma_{\text{IPB}} = \frac{M_{\text{IPB}}}{W}, \sigma_{\text{OPB}} = \frac{M_{\text{OPB}}}{W} \quad [3.8]$$

Slike uniforme områder er i liten grad utsatt for utmattingskader. Utmatting oppstår ofte der det er uregelmessigheter som sveiser, hull og andre detaljer.

Et eksempel på bruken av SCF er vist i Figur 3-12. I bilde a) benyttes de nominelle spenningene i utmattingsberegningene mens i b) må de multipliseres med en SCF for å finne hotspot-spenningene.



Figur 3-12: Spenningskonsentrasjoner ved geometriending

3.4.5.2 Beregning av hotspot-spenninger i rørknutepunkter med SCF

For utmattingskapasiteten er det gunstig med en jevn spenningsfordeling rundt tverrsnittet til inngående brace. Spenningskonsentrasjonsfaktorene gir en indikasjon på om knutepunktet er godt utformet, en høy SCF gir høye hotspot-spenninger og omvendt. Ved beregning av SCF-faktorer inngår de fire geometriske faktorene fra formel 3.1 til 3.4. Ved å velge gunstige verdier på disse faktorene kan levetiden økes.

Figur 3-13 [4] viser hvordan SCF verdiene til henholdsvis chord og brace beregnes for et T-knutepunkt av rør utsatt for bøyning i planet.

$$SCF_{\text{Chord Crown}} = 1,45 \cdot \beta \cdot \tau^{0,85} \cdot \gamma^{(1-0,68\beta)} \cdot \sin(\theta)^{0,7}$$

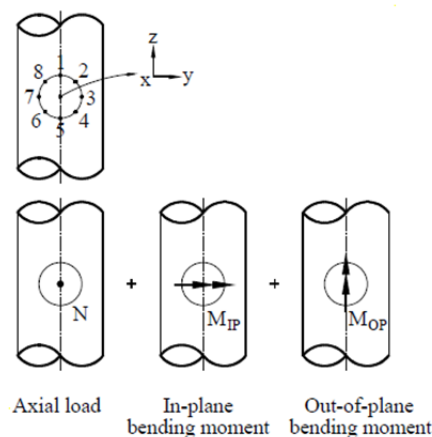
$$SCF_{\text{Brace Crown}} = 1 + 0,65 \cdot \beta \cdot \tau^{0,4} \cdot \gamma^{(1,09-0,77\beta)} \cdot (\sin \theta)^{(0,06\gamma-1,16)}$$

Figur 3-13 SCF verdier for IPB

Siden SN-kurvener inkluderer de lokale spenningskonsentrasjonene som oppstår fra sveisegeometrien, er det ikke nødvendig å regne ut disse. Hotspot-spenningen er den spenningen som oppstår i sveisetåa.

$$\sigma_{hot\ spot} = SCF \cdot \sigma_{nominell} \quad [3.9]$$

For å finne spenningene i hotspot-punktene summeres spenningsbidragene fra aksialkraft og bøyning ut av planet og bøyning i planet. Det skal det beregnes hotspot-spenninger åtte steder i sammenføyingen når parametriske formler for SCF brukes. Figur 3-14 viser disse åtte mulige hotspot lokasjonene.



Figur 3-14: Punkter for hot-spot beregning, samt snittkrefter

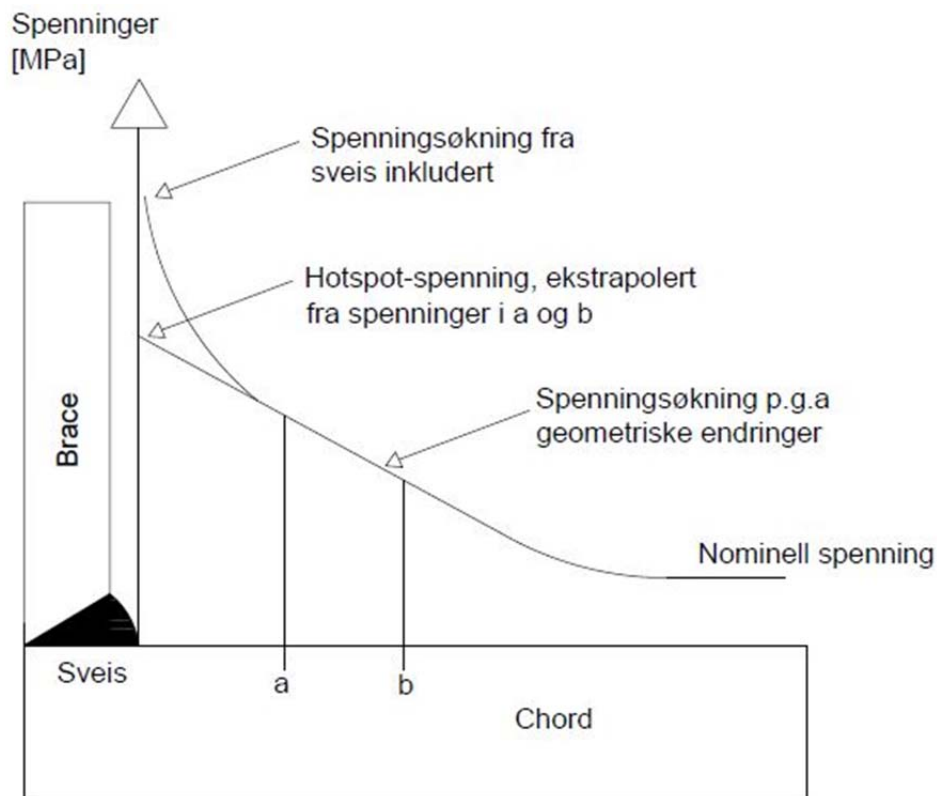
For å finne spenningene på disse stedene brukes SCF-faktorene sammen med de nominelle spenningene i tverrsnittet. For beregning av hotspot-spenninger med denne metoden brukes formel 3.10

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= SCF_{AC} \cdot \sigma_x + SCF \cdot \sigma_{my} \\ \sigma_2 &= \frac{1}{2}(SCF_{AC} + SCF_{AS}) \cdot \sigma_x + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2} \cdot SCF_{MIP} \cdot \sigma_{my} - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2} \cdot SCF_{MOP} \cdot \sigma_{mz} \\ \sigma_3 &= SCF_{AS} \cdot \sigma_x - SCF_{MOP} \cdot \sigma_{mz} \\ \sigma_4 &= \frac{1}{2}(SCF_{AC} + SCF_{AS}) \cdot \sigma_x - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2} \cdot SCF_{MIP} \cdot \sigma_{my} - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2} \cdot SCF_{MOP} \cdot \sigma_{mz} \\ \sigma_5 &= SCF_{AC} \cdot \sigma_x - SCF_{MIP} \cdot \sigma_{my} \\ \sigma_6 &= \frac{1}{2}(SCF_{AC} + SCF_{AS}) \cdot \sigma_x - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2} \cdot SCF_{MIP} \cdot \sigma_{my} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2} \cdot SCF_{MOP} \cdot \sigma_{mz} \\ \sigma_7 &= SCF_{AS} \cdot \sigma_x + SCF_{MOP} \cdot \sigma_{mz} \\ \sigma_8 &= \frac{1}{2}(SCF_{AC} + SCF_{AS}) \cdot \sigma_x + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2} \cdot SCF_{MIP} \cdot \sigma_{my} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2} \cdot SCF_{MOP} \cdot \sigma_{mz} \end{aligned} \quad [3.10]$$

3.4.5.3 Beregning av Hotspot-spenninger i rørknutepunkt med FEM

Dersom FEM benyttes for hotspot-beregninger i rørknutepunkter skal det brukes en hotspot-spenning som finnes ved ekstrapolering av hovedspenningsfordelingen utenfor området som er påvirket av sveisen. Sveisespenninger og spenninger som kommer av sveisens geometri er inkludert i SN-kurvene. SN-kurven som skal brukes med sveiste rørknutepunkter er T-kurven. Hovedspenningen i to punkter leses av modellen og ekstrapoleres til en hotspot-spenning.

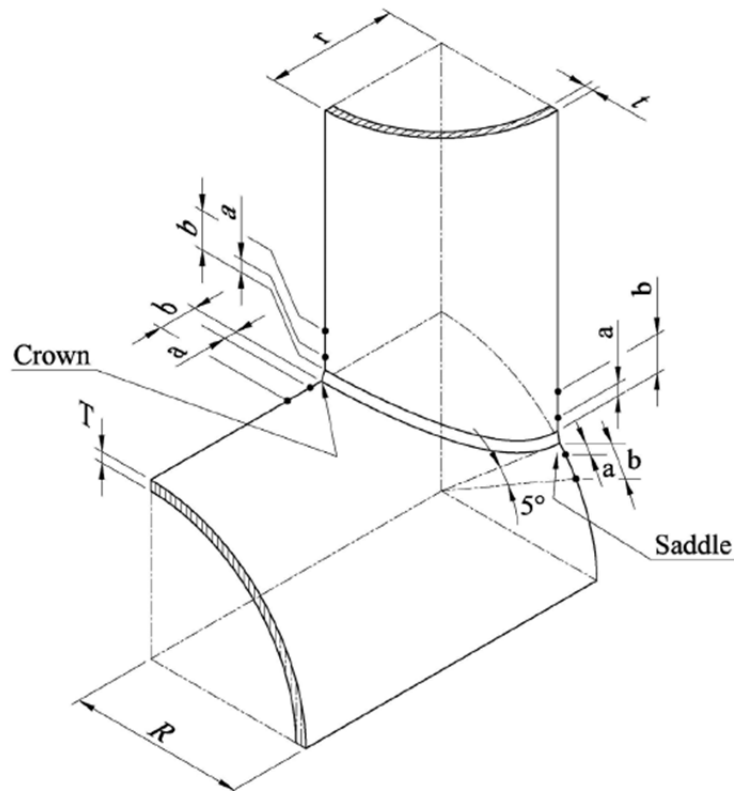
Figur 3-15 viser hvordan spenningene endrer seg inn mot sveisen. Hotspot-spenningene finnes ved lineær ekstrapolasjon fra spenningene i punkt a og b.



Figur 3-15: Ekstrapolering av Hot-Spot spenninger

SN-kurver ble utviklet før det ble vanlig å benytte FEM programmer i analyser. DNV RP-C203 [4] har gitt disse reglene for hvordan man skal ekstrapolere seg frem til hotspot-spenningene, for at all erfaringsdataen som ligger bak SN-kurvene fortsatt skal kunne brukes.

I den nyeste utgaven av DNV RP-C203, utgitt i oktober 2011, er det gitt en ny framgangsmåte for å finne punktene som ved ekstrapolering gir hotspot-spenningen for rørknutepunkter. I tidligere utgave ble avstanden fra sveisetåen til punktene satt til henholdsvis $0,5 \cdot t$ og $1,5 \cdot t$, der t er tykkelsen på skallelementet. Denne er fremdeles gyldig for alle andre konstruksjonsdetaljer. Figur 3-16 og formel 3.11-3.13 viser hvordan punktene finnes etter den nye utgaven. Dette gjelder for FEM modeller av knutepunkt der sveisen ikke er modellert.



Figur 3-16: Avlesningspunkter for ekstrapolasjonsspenninger

For ekstrapolasjon av spenningene langs bracen:

$$\begin{aligned} a &= 0,2\sqrt{rt} \\ b &= 0,65\sqrt{rt} \end{aligned} \quad [3.11]$$

For ekstrapolasjon av spenningene langs chorden i crown-punktene:

$$\begin{aligned} a &= 0,2\sqrt{RT} \\ b &= 0,4\sqrt{rtRT} \end{aligned} \quad [3.12]$$

For ekstrapolasjon av spenningene langs chorden i saddle-punktene:

$$\begin{aligned} a &= 0,2\sqrt{RT} \\ b &= 2\pi R \frac{5}{360} = \frac{\pi R}{36} \end{aligned} \quad [3.13]$$

Disse avstandene brukes sammen med spenningene fra FEM analysen til å ekstrapolere seg frem til hotspot-spenningene.

3.4.6 Design Fatigue Factor

Design Fatigue Factor (DFF) er en parameter som har verdi 1,0 eller mer. Den brukes som en sikkerhetsmargin for levetiden og bestemmes blant annet av inspeksjonsmuligheter og hvilken sone den kritiske konstruksjonsdelen befinner seg i. Den kalkulerte levetiden skal være lik eller større enn DFF multiplisert med dimensjonerende levetid. Dette for å minske sannsynligheten for utmattingsbrudd. Et konstruksjonselement med en DFF på 3,0 og krav til 20 års levetid skal dermed dimensjoneres for 60 års levetid.

Siden det ikke finnes et eget regelverk for bæresystemet til tidevannsturbiner vil DFF verdier fra DNVs standard for offshore vindturbin konstruksjoner [25] bli presentert. Tabell 3-2 er hentet derfra og gjelder for konstruksjoner og konstruksjonsdetaljer der brudd vil ha lave konsekvenser. For jacketer til oljeplattformer er det i NORSOK N-004 gitt høyere DFF faktorer siden brudd kan føre til at liv går tapt.

Tabell 3-2: DFF for offshore vindmølle konstruksjoner

<i>Lokalisering</i>	<i>Tilgjengelig for inspeksjon og reparasjon</i>	<i>SN kurve</i>	<i>DFF</i>
Atmosfærisk sone	Ja	«I luft» og «fri korrodering»	1,0
Splash-sonen	Ja	Kombinasjon	2,0
	Nei		3,0
Nedsenket sone	Ja	«I sjøvann»	2,0
	Nei		3,0
Erodert sone	Nei	«fri korrodering»	3,0
Under erodert sone	Nei	«I sjøvann»	3,0

Tabell 3-2 gir, for nedsenket sone, en DFF på 2,0 eller 3,0 avhengig av om den kritiske konstruksjonsdetaljen er tilgjengelig for inspeksjon og reparasjon.

Dersom konstruksjonen har en 5 årlig inspeksjonsplan, der inspeksjonen foregår i skjermet vann eller i tørrdøkk, tillater DNVs standard for offshore stålkonstruksjoner, DNV-OS-C101 [26], en DFF på 1.

3.5 Produksjon og fundamentering av jackets

Når man tar på seg et stort prosjekt som en jacket er det viktig å ha struktur i arbeidet som skal gjøres. Ofte deles det inn i faser med milepæler som må gjennomføres før prosjektet kan skride videre. Ferdig detaljprosjektering kan være en milepæl som må oppnås før man kan gå inn i innkjøpsfasen og så videre.

Generelt gjelder det her, som i alle store prosjekter, at avgjørelser tidlig i prosjektet har stor effekt for prosjektet som helhet. Senere i prosjektet har man ikke like stor påvirkningskraft. Enkelte ting har i tillegg lang leveringstid, og må bestilles tidlig for å unngå dødtid og forsinkelser. Dette kan for eksempel være støpte knutepunkter, som har leveringstid på opp til ett år [21].

3.5.1 Innkjøp

Stål kjøpes som regel i form av store plater. Disse vales og sveises sammen til rør som tilsvarer de dimensjoner jacketen trenger. Det sveises også på cones hvis det inngår i konstruksjonen. Rørlengder i spesialbestilte lengder fraktes så til verftet.

3.5.2 Produksjon

På verftet får man inn ferdige rørlengder som skal sveises sammen til en jacket.

Når man begynner på et knutepunkt, starter man som regel med å sveise på stubs på chorden der brace senere skal sveises på. Fordelene med dette er diskutert tidligere i rapporten og det er et sentralt element i «roll-up» produksjonsmetoden.

I «roll-up» metoden sveises to av sidene til jacketen sammen liggende. Her sveiser man også på løfteanordninger og rørføringer. Dette har den fordel at man får gjort unna mye arbeid på bakkenivå, som både er billigere og tryggere enn å jobbe i høyden. Da de to sidene er sveiset sammen heises de opp mot hverandre og man løfter inn bracingen som sveises på chorden via stubs. Da er de to sidene bundet sammen. Sveising i denne fasen skjer ofte utendørs i små sveisetelt høyt over bakken og mer utsatt for produksjonsfeil, men siden det brukes stubs, blir sveisene som skal utføres her enklere og reduserer denne faren.

Etter at fagverket er ferdig sammensveiset til en monolittisk konstruksjon er den klar for maling. I skvalpesonen kan man ikke bruke offeranoder, og maling her er særlig viktig [21]. Når den er ferdig malt reisen den opp slik at den står på sammen måte som i bruksfasen.

3.5.3 Transport

Mindre jacketer kan transporteres stående, mens større jacketer må transporteres liggende. Det brukes lektere til transport. Jacketer som transporteres stående behøver ikke horisontalbracer.

3.5.4 Fundamentering

Fundamentering kan utføres med pæler, betonglodd eller med vakuum. Bruk av betonglodd i kombinasjon med jackets er ikke en vanlig utførelse, og vil ikke bli omtalt videre her. Norges eneste tidevannsturbin, HS 300 i kvalsundet, bruker betonglodd, men denne har ikke en jacket som bæresystem.

Jackets fundamenteres tradisjonelt sett med pæler. I enden av jacketen på hver chord, sveises det på rørstubber som man driver pælene gjennom. Når pælene og jacketen er i riktig posisjon, er det hydrauliske klemmer i rørstubbene som holder jacketen i riktig posisjon. Deretter pumpes det inn betong mellom pælen og rørstubben. Dette skjer gjennom et nettverk av rør som installeres på verftet. Denne utstøpingen danner en fast forbindelse.

I installasjonsfasen, før pælene bærer noe vekt, står jacketen på «mud mats». Dette er store plater som er designet spesielt for denne fasen av installasjonen. Sammen med rørstubbene som pælene drives gjennom, og deres forbindelse via skjærplater til konstruksjonens søyler, danner dette et «pile cluster». Dette vises i Figur 3-17 [27].



Figur 3-17: «Pilcluster» fra Gudrun-plattformen

Det har vist seg at slik «mud mats» har betydelig forankringskraft, både i strekk og trykk [28]. Under installasjon av Ekofisk jacketen traff det ene hjørnet på jacketen bunnen før de andre, noe som førte til at dette hjørnet sank lenger ned i havbunnen enn de andre. For å rette den opp forsøkte man å heve hjørnet med en stor kran. Dette klarte man, men først etter flere løft med en kraft på over 600 tonn. På grunn av dønningene til havs var den faktiske kraften på over 1200 tonn.

Lignende erfaringer ble gjort i 1975, da det under installasjon av Frigg DP1 jacketen oppstod en kollaps av ballast-tankene som hjelper å styre jacketen rolig mot bunnen. Jacketen sank da ukontrollert ned og ble antatt ubrukelig. 20 år etter står den der fremdeles, selv med relativt små «mudmats» [28].

Disse erfaringene har vært med å drive utviklingen av vakuum fundamentering. Statoils Europipe 16/11 – E, på Kristin feltet er fundamentert med vakuum [29]. Her er det brukt «mudmats» med større areal, samt skjørt langs kantene som stikker 6 meter ned i havbunnen. Det er brukt pumper for å pumpe ut luft og vann og dermed skape det vakuomet som trengs. Dette er en løsning som også kan vurderes for tidevannsjacketer.

Installasjon av offshore konstruksjoner er avhengig av vind og væreforhold. For tidevann er de kraftige tidevannsstrømmene en utfordring. Dette gjør vakuumfundamentering interessant, siden denne ikke krever pæling. Installasjonen må gjøres det korte tidsrommet når vannstrømmen snur og strømningene er små, og siden pæling kan ta tid bør andre løsninger undersøkes. Alternativ landforankring av lekter med pælemaskin kan vurderes for å kunne pæle kontinuerlig.

I tidligere arbeider [1] er ikke fundamentering vurdert, kun antatt pælet. Avhengig av grunnforholdene og antall pæler kan man forenklet regne jacketen som fast innspent eller leddlagret. Dette har innvirkning på konstruksjonens dynamiske oppførsel og modellering. En fast innspent jacket er ofte å foretrekke fra konstruktørens ståsted siden det gir en stiver konstruksjon med høyere egenfrekvenser, og er dermed ikke så utsatt for svingefrekvensen til rotoren.

Fundamentet må ha tilstrekkelig aksial, skjær og momentkapasitet. Aksialkraften i pæler tas som friksjon mot havbunnen langs innsiden og utsiden av pælen og som hullkanttrykk. For å beskrive pælenes stivhet og oppførsel med havbunnen i en analyse, kan pælene modelleres med ikke-lineære fjærer [16]. Man bør bruke minst 7 fjærer som beskriver forskyvning i to retninger. Disse kalles p-y-, t-z- og q-z- fjærer. En metode for å beregne fundament med en kvasi-statisk metode er gitt i *Dynamics of Fixed Offshore Structures* [16].

Dersom det er behov for estimer i tidligfase kan det antas at pælen er fast innspent en gitt lengde under havbunnen [16]. Disse lengdene er gitt for ulike grunnforhold:

3.5D – 4,5D	Stiv leire
7D – 8,5D	Veldig myk silt
6D	Generelle beregninger

Over denne lengden gis det ingen horisontal støtte. Fundamentering behandles av geologer og geoteknikere. For jacketen som skal dimensjoneres i denne rapporten er det antatt fast innspenning.

4 Dynamiske egenskaper til offshorekonstruksjoner

For en konstruksjon som er utsatt for dynamiske laster er det viktig å vite egenperioder og egenfrekvenser. Disse henger nøye sammen og har stor innvirkning på den dynamiske responsen til konstruksjonen.

Egenperioden, T_n , er den tiden konstruksjonen bruker på å fullføre en vibrasjonssyklus.

$$T_n = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}} \quad [4.1]$$

m = masse

k = stivhet

Et system uten demping som blir satt i svingninger og så overlatt til seg selv uten forstyrrelse fra ytre krefter, vil svinge med en frekvens som kalles egenfrekvensen. Et system vil ha like mange egenfrekvenser som frihetsgrader. Egenfrekvensen kan uttrykkes som radianer/sek eller som Hz (sykluser/sek).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [rad/sek] \quad [4.2]$$

$$f_n = \frac{1}{T_n} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [Hz] \quad [4.3]$$

Ligningene over viser at systemets masse og stivhet bestemmer egenperioden og egenfrekvens. Økt stivhet gir høyere egenfrekvens mens økt masse gir lavere egenfrekvens.

Resonans oppstår når lastfrekvensen treffer egenfrekvensen. Dette vil føre til en forsterkning av den dynamiske lasten. For udempede konstruksjoner som påføres en harmonisk last med frekvens lik egenfrekvensen til systemet, vil responsen i teorien gå mot uendelig. I virkeligheten vil konstruksjonen kollapse. Det er viktig at de som designer konstruksjonen vet hvilke lastfrekvenser som er aktuelle slik at de kan unngå at konstruksjonen får egenfrekvenser nærme disse.

4.1 Dynamisk last

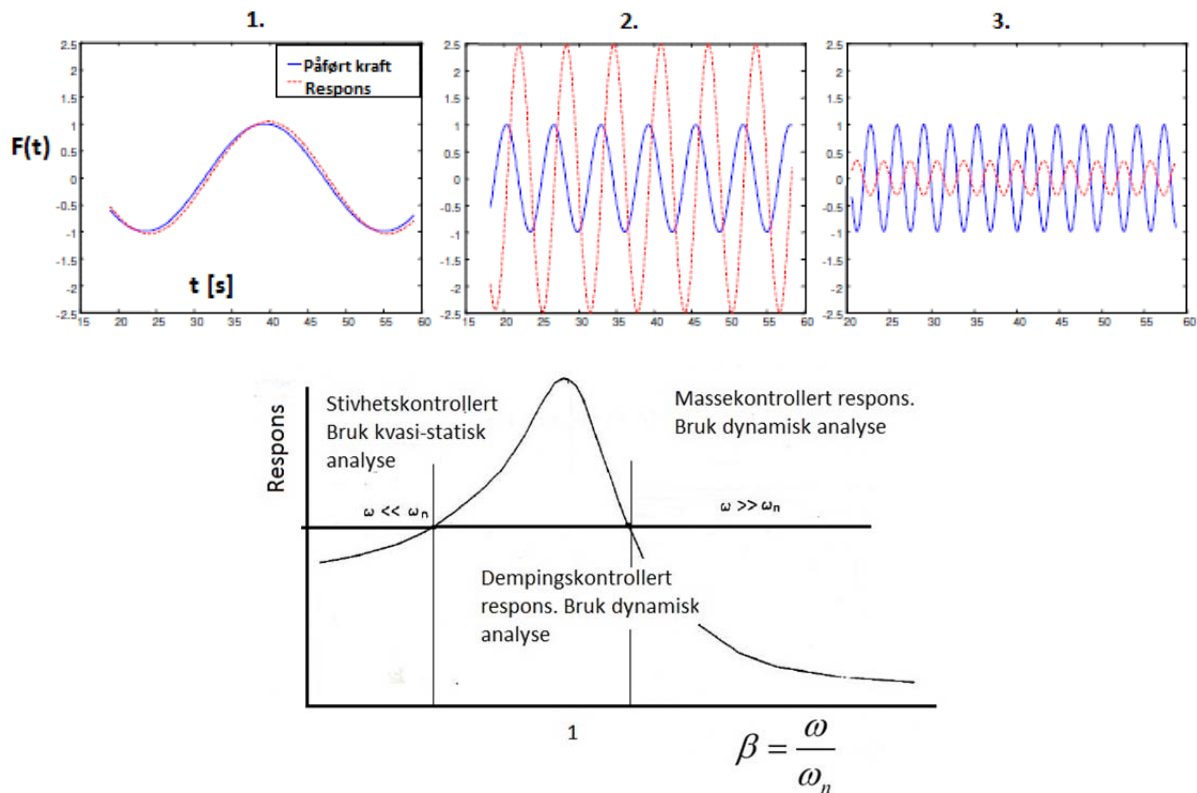
Dynamiske laster kan enten være bestemte eller ubestemte. En bestemt dynamisk last kalles deterministisk og lastens historie og oppførsel vil være kjent. Ubestemte dynamiske laster vil ha en ukjent lastoppførsel som endres ved tiden. For å finne responsen til konstruksjonen blir lasten sett på som en stokastisk prosess og statistiske beregninger kan utføres. Dette gir mulighet til å anslå oppførselen ganske nøyaktig. Vind, bølge og jordskjelv er eksempler på slike laster.

For en dynamisk last med frekvens lavere enn $\frac{1}{4}$ av konstruksjonens laveste egenfrekvens blir den dynamiske responsen så nærme den statiske at en kvasi-statisk analyse kan gjennomføres. Men dersom lasten har høyere frekvens enn $\frac{1}{4}$ av konstruksjonens egenfrekvens, eller blir påført plutselig som et støt, må en dynamisk analyse utføres [30].

Det som skiller en dynamisk analyse fra en statisk analyse er at i tillegg til elastiske krefter må det tas hensyn til treghetskrefter og demping. Treghetskreftene kommer av massen som er i bevegelse, og er proporsjonale med akselerasjonen som oppstår under en dynamisk lastsituasjon. Dempingskrefter kommer fra blant annet intern friksjon og er proporsjonale med hastigheten [30].

Når en dynamisk last påføres et system er responsen avhengig av frekvensen til lasten. Det skilles mellom tre hovedområder for responsen:

1. kvasi-statisk, stivhetskrollert
2. resonans, dempingskrollert
3. treghetsdominert, massekrollert



Figur 4-1- Analysetype

Figur 4-1 viser de tre hovedområdene og hvilken analysetype som bør brukes. For lastfrekvens lavere enn systemets egenfrekvens blir responsen kvasi-statisk (1). Dersom lasten sin frekvens er nærme en av systemets egenfrekvenser, vil responsen kunne bli mange ganger større enn statisk respons (2). Dersom eksitasjonsfrekvensen er mye høyere enn systemets egenfrekvenser vil ikke massen til systemet klare å følge svingningene og responsen vil bli lav (3).

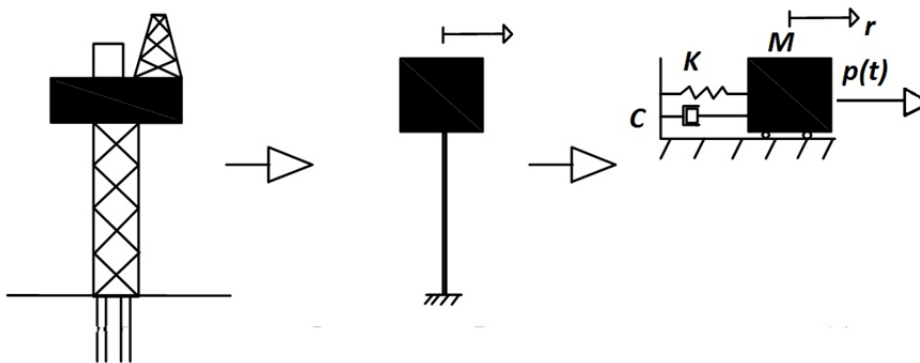
4.2 Demping

Demping forbruker energi som de dynamiske lastene tilfører konstruksjonen. For en fri svingetilstand vil demping gjøre at amplituden til responsen avtar ved tid. Demping i en bunnfast offshore-konstruksjon av stål vil i hovedsak komme fra materiell demping, demping fra grunnen, hydrodynamisk demping og friksjonsdemping mellom deler som beveger seg i forhold til hverandre. For en offshorejacket kan dempingskonstanten, ζ , settes til 0,02 [16].

4.3 Bevegelsesligningen for system med en frihetsgrad

For håndberegninger og forenklet overslag av en konstruksjons oppførsel er det essensielt å kunne vurdere konstruksjonen med få frihetsgrader. Med frihetsgrader menes en aktiv translasjon- eller rotasjonskomponent av bevegelsen i en node [31].

En fast offshorekonstruksjon kan forenkles til et system med en frihetsgrad for å kunne anslå første egenfrekvens. Figur 4-2 viser hvordan en plattform med en ståljacket som bærende element kan idealiseres til et «masse-fjær-demper» system. K representerer stivheten til systemet, M er massen, C er dempingskoeffisient som kommer fra demping i materiale og fra omgivelsene og r er frihetsgrad som tilsvarer horisontal utbøying i toppen.



Figur 4-2 Fra virkelig modell til idealisert modell

For et system med en frihetsgrad, demping og påført harmonisk last finnes ved hjelp av kraftlikevekt følgende differensialligning

$$m\ddot{r} + c\dot{r} + kr = p_0 \sin \omega t \quad [4.4]$$

r = forskyvning

\dot{r} = hastighet

\ddot{r} = akselerasjon

m = masse

c = dempingskoeffesient

k = stivhet

p_0 = kraftamplitude

ω = kraftfrekvens

Denne likningen kalles bevegelseslikningen for systemet. Løsningen for en slik differensialligning består av en kombinasjon av en forbigående respons fra komplementærløsningen og en varig respons fra partikulærløsningen. For en underdempet løsning, der dempingsratioen er mindre enn 1, blir løsningen

$$r(t) = r_c(t) + r_p(t) \quad [4.5]$$

$$= [A \cos \omega_D t + B \sin \omega_D t] e^{-\zeta \omega_n t} + \frac{p_0/k}{(1-\beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2} [(1-\beta^2) \sin \omega t - 2\zeta\beta \cos \omega t]$$

$$\omega_D = \omega_n \sqrt{1-\zeta^2}$$

$$\zeta = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c}{2m\omega_n} = \text{dempingskonstant}$$

$$\beta = \frac{\omega}{\omega_n}$$

Fra likningen sees det at komplementærløsningen dempes ut når tida øker. For støt vil ofte komplementærløsningen dominere. Men det er i de fleste tilfeller partikulærløsningen som er den viktigste [16]. Denne løsningen kan også uttrykkes på polar form.

$$r_p(t) = \rho \sin(\omega t - \theta) \quad [4.6]$$

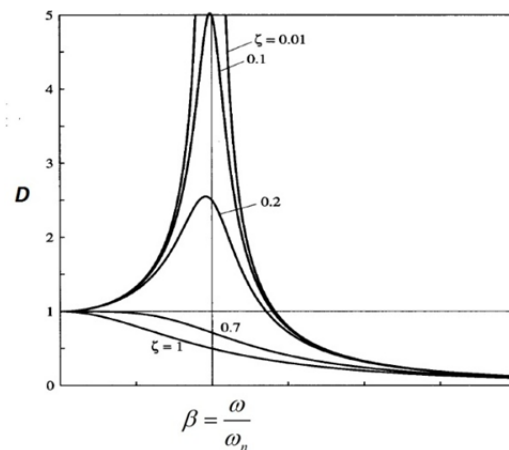
$$\rho = \frac{p_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} = \text{forskyvningsamplitude}$$

$$\theta = \arctan \left[\frac{2\zeta\beta}{1-\beta^2} \right] = \text{fasevinkel}$$

Den dynamiske forsterkningsfaktoren fra formel 4.7 gir forholdet mellom dynamisk forskyvning og statisk forskyvning og er en funksjon av systemets demping og hvor nærme lastfrekvensen og egenfrekvensen er hverandre uttrykt ved β .

$$D = \frac{\rho}{r_{statisk}} = \frac{\rho}{\frac{P_0}{k}} = \frac{1}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} = |H(\omega)| \cdot k \quad [4.7]$$

$H(\omega)$ er frekvens-respons funksjonen som er representert i det komplekse plan. Figur 4-3 viser dynamiske forsterkningsfaktoren mot forholdet mellom lastfrekvens og egenfrekvens. Figuren viser at når lastfrekvensen nærmer seg egenfrekvensen og resonans oppstår, vil den dynamiske forsterkningsfaktoren gå mot uendelig dersom det ikke er noe demping. Det er derfor viktig å unngå at egenfrekvensene til en konstruksjon er nærme lastfrekvensene. Dersom konstruksjonen har mye demping vil den dynamiske responsen bli lav.



Figur 4-3: Dynamisk forsterkningsfaktor

4.4 System med flere frihetsgrader

En generell metode for å etablere bevegelsesligningen er å bruke *prinsippet om virtuelt arbeid*. Denne metoden går ut på å etablere likevekt mellom ytre og indre krefter. For et dynamisk problem vil dette gi følgende ligning

$$\int (\{\delta u\}^T \rho \{\ddot{u}\} + \{\delta u\}^T c \{\dot{u}\} + \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\}) dV = \int \{\delta u\}^T \{F\} dV + \int \{\delta u\}^T \{\Phi\} dS \quad [4.8]$$

ρ = massetetthet

c = dempingskoeffisient

F = kraft

Φ = overflatespenning

Her representerer venstre side arbeid gjort av treghetskrefter, demping og indre krefter mens høyresiden representerer ytre arbeid.

For å kunne gjøre en fullstendig analyse av en konstruksjon kreves mer enn en frihetsgrad. Det er nødvendig å kunne lage en modell som forutsier de reelle forskyvningene til konstruksjonen ved å benytte seg av et begrenset antall frihetsgrader. For modellering og analyse av et system med flere frihetsgrader benyttes dataprogram basert på FEM, som er en numerisk løsningsmetode. Konstruksjonen deles inn i mange små elementer som bindes sammen i noder. Dette kalles diskretisering. Hver node har rotasjon og forskyvnings frihetsgrader. Den reelle konstruksjonen blir nå representert av et totalt antall frihetsgrader for alle nodene. Følgende antagelser blir gjort ved diskretisering i en elementanalyse:

$$\{u\} = [N]\{d\}$$

$$\{\dot{u}\} = [N]\{\dot{d}\}$$

$$\{\ddot{u}\} = [N]\{\ddot{d}\}$$

$$\{\varepsilon\} = [B]\{d\}$$

Her representerer N formfunksjoner som funksjon av romkoordinater og d nodale forskyvninger som funksjon av tid. Ved å sette dette inn i uttrykket for virtuelt arbeid gir dette for et enkelt element

$$[m]\{\ddot{d}\} + [c]\{\dot{d}\} + \{r^{int}\} = \{r^{ext}\} \quad [4.9]$$

For et lineært elastisk materiale kan den indre kraftvektoren uttrykkes på følgende måte

$$\{r^{int}\} = \int [B]^T \{\sigma\} dV = [k]\{d\} \quad [4.10]$$

For en elementmodell på globalt nivå får vi dermed bevegelseslikningen

$$[M]\{\ddot{r}\} + [C]\{\dot{r}\} + [K]\{r\} = \{R^{ext}\} \quad [4.11]$$

Det finnes flere måter å løse dette ligningssystemet på. Følgende metoder vil bli kort forklart:

- Modal analyse
- Frekvens-respons metoden
- Analyse i tidsplanet

4.4.1 Modal Analyse

Modal analyse bruker systemets frie svingformer for å komme fram til et sett av ukoblede ligninger som løses for hver svingmode. Settet av bevegelsesligninger transformeres slik at forskyvningen og dens tidsderiverte erstattes med en vektor som består av generaliserte forskyvninger.

Modal superposisjon med elementmetoden tar utgangspunkt i å løse egenverdiproblemet til systemet. Egenverdiproblemet er gitt i formel 4.12.

$$[K - \omega_n^2 M][\varphi] = 0 \quad [4.12]$$

φ = Egenvektor

Løsningen på egenverdiproblemet gir egenvektorer som inneholder svingformene til de enkelte egenfrekvensene til systemet. Den totale responsen til systemet finnes så ved å summere bidragene fra hver mode. Vanligvis er det bare de modene som har lavest egenverdi som er viktige for responsen.

Modal analyse kan ikke brukes dersom det finnes ikke-lineariteter i simuleringen, siden egenfrekvensene kan forandres under analysen. Da kreves direkte integrasjon av bevegelsesligningen, dette er beskrevet i kapittel 4.4.3.

4.4.2 Frekvens-respons metoden

Dette er en metode for å finne partikulærløsningen for et lineært system. Målet er å komme fram til frekvens-respons funksjonen, $H(\omega)$. Slik kan responsen uttrykkes som en funksjon av frekvens istedenfor tid. I en stokastisk analyse gir metoden muligheten til å finne løsninger for flere frekvenser, og kalles da en dynamisk stokastisk analyse.

Frekvens-respons funksjonen, $H(\omega)$, finnes ved å sette på en lastvektor i det komplekse planet med en gitt frekvens. Responsen må da representeres med en kompleks vektor.

$$[M][\ddot{r}] + [C][\dot{r}] + [K][r] = [X]e^{i\omega t} \quad [4.13]$$

$$[r] = [x]e^{i\omega t}$$

$$[\dot{r}] = i\omega[x]e^{i\omega t}$$

$$[\ddot{r}] = -\omega^2[x]e^{i\omega t}$$

Ved innsetting gir dette

$$[x] = [H(\omega)][X] \quad [4.14]$$

$$[H(\omega)] = [-\omega^2 M + i\omega C + K]^{-1} \quad [4.15]$$

Ved å bestemme $H(\omega)$ finnes responsen av sammenhengen ovenfor i formel 4.14. Ved å gjøre en slik analyse i det komplekse planet kan også faseforsinkelsen mellom innkommende last og respons finnes.

Metoden er enkel å utføre for få frihetsgrader men krever mye datakraft for systemer med mange frihetsgrader. Det er nødvendig å finne den inverse av en matrise i det komplekse plan for å finne $H(\omega)$ for hver lastfrekvens som er av interesse.

4.4.3 Analyse i tidsplanet

Ikke-lineariteter vil kunne oppstå enten i lastprosessen eller i responsprosessen i en analyse. For et ikke-lineært system vil stivhet, masse og dempingsegenskapen kunne variere. Dette vil igjen gi endringer i egenfrekvensen. Store spenninger vil kunne oppstå og overskride flytspenningen til materialet, dermed vil ikke spenning-tøyningsforholdet være lineært. Også store deformasjoner, som kan føre til knekking, krever en løsningsmetode som tar hensyn til ikke-linearitet. Et ikke-lineært problem krever direkte integrasjon av bevegelseslikningen [32]. Det er i hovedsak to integrasjonsalgoritmer som brukes, det er eksplisitt (direkte) og implisitt (indirekte) metode.

For en eksplisitt metode finnes løsningen fra kjente forhold. Dette gjør at likevektsiterasjoner ikke er nødvendig, dermed vil ikke konvergens være et problem. Denne metoden krever lite datakraft for hvert tidsinkrement siden ligningsløsning ikke er nødvendig. Men metoden er betinget stabil, det vil si at den krever små tids steg for å være stabil. Derfor blir denne metoden oftest brukt på støtlast der det kreves små tids steg. Dette kan for eksempel brukes for beregning av støt fra skip i ulykkesgrensetilstanden (ALS).

Implisitt metode krever at ikke-lineære likninger må løses for hvert tidssteg og dermed øker kravet til datakraft. Det er også nødvendig med iterasjoner for å få konvergens i hvert inkrement. Men denne metoden er ikke betinget stabil, dermed har den ingen grenser på

størrelsen på tidsinkrementet og færre inkrement kreves for å gjøre en simulering. Metoden egner seg der perioden som responsen skal finnes i er lang.

Analyse i tidsplanet vil for alle problem, lineære eller ikke-lineære, måtte løses på en datamaskin. Det vil også gi liten innsikt i hvordan en konstruksjon oppfører seg [16]. En slik analyse krever store mengder datakraft.

4.5 Dynamisk analyse av jacket

En jacket på grunt vann designes med tilstrekkelig styrke basert på en statisk analyse der bølgelast virker som en statisk last. I tillegg utføres en utmattingsanalyse og jordskjelvsanalyse. Egenfrekvensen til jacketen bestemmer om det er behov for en dynamisk analyse av bølgelasten.

For en jacket på dypt vann er ofte den dynamiske forsterkningen på responsen stor. Dette fordi slike jacketer har en lenger svingeperiode enn en jacket på grunt vann. Denne svingeperioden er ofte nærme bølgeperioden. Slike jacketer må analyseres ved både statisk bølgeanalyse og stokastisk dynamisk bølgeanalyse. I tillegg kommer utmattingsanalysen og jordskjelvanalyse [33].

De to vanligste metodene for en utmattingsanalyse av offshorekonstruksjoner er deterministisk analyse og spektral analyse.

En deterministisk utmattingsanalyse krever at lasten er gitt som et antall diskret hendelser. Lastene må så bli transformert til lokale spenninger i knutepunktene og det må velges en tilfredsstillende SN-kurve ut ifra standardverk som brukes. Deretter brukes Miner`s regel for å summere utmattingsbidrag fra de forskjellige lastene.

Spektralanalyse benytter seg av den tilfeldige formen en miljølast har og modellerer lasten som en statistisk prosess. De tilfeldige seriene av for eksempel bølgehøyde, kan bli presenterte i et energispektrum. Ved å bruke Fourier analyse kan en tilfeldig prosess så bli representert som en superposisjonering av flere sinusformede komponenter. Videre utledes en overføringsfunksjon slik at responsen, i form av for eksempel hot-spot spenninger, kan kobles til eksitasjonsprosessen.

Fordelen med en spektralanalyse er at den, via overføringsfunksjonen, kan ta hensyn til de dynamiske effektene på en mer helhetlig måte enn en deterministisk analyse. Ulempen er at det må være en lineær sammenheng mellom eksitasjons og respons, som for noen tilfeller ikke er mulig. De ikke-lineære drag kreftene i Morison`s likning, formel 5.4, og den ikke-lineære kinematikken til høyere ordens bølge teorier er spesielt viktige for mindre offshorekonstruksjoner på grunt vann, og derfor er ikke spektralanalyse å anbefale i slike tilfeller [23].

5 Lastsituasjonen

Ståljacketen skal designes for å føre laster fra nacellen til grunnen, i tillegg til egenvekt og dragkrefter fra tidevannsstrømningen på selve konstruksjonen. Konstruksjonen må også ha tilstrekkelig stivhet for å minimere eksitasjon fra rotoren.

Lastene som det skal dimensjoneres for er:

- Thrustkraft fra tidevannsstrømmen som driver rotoren
- Varierende moment fra tidevannsstrømmen
- Syklisk last fra roterende rotor
- Drag på konstruksjonen
- Turbinvekt og egenvekt
- Laster fra virvelavløsning

Det er valgt å neglisjere bølgelast på grunn av turbinens plassering, som er minimum 8 meter under vannoverflaten, og fordi de mest aktuelle lokasjonene for en slik turbin er skjernet og ikke utsatt for store bølger. Når det er bestemt en lokasjon bør det påvises at det ikke oppstår bølgelaster, eller kontrolleres mot dette.

Det er tidevannsstrømmen som er driver turbinen. Der er også denne som skaper de største lastene på konstruksjonen. Tidevannsstrømmen har et strømningsprofil som varierer med dybden. Siden lokasjonen ikke er bestemt, finnes det ikke nøyaktige målinger av hastighetsprofilen. Da beregnes den etter DNV-OS-J101 [25], som gitt i formel 5.1. Den maksimale hastigheten til strømmen som virker på rotoren og konstruksjonen er satt til 4 m/s [34].

$$v_{tide}(z) = v_{tide0} \left(\frac{h+z}{h} \right)^{1/7} \quad [5.1]$$

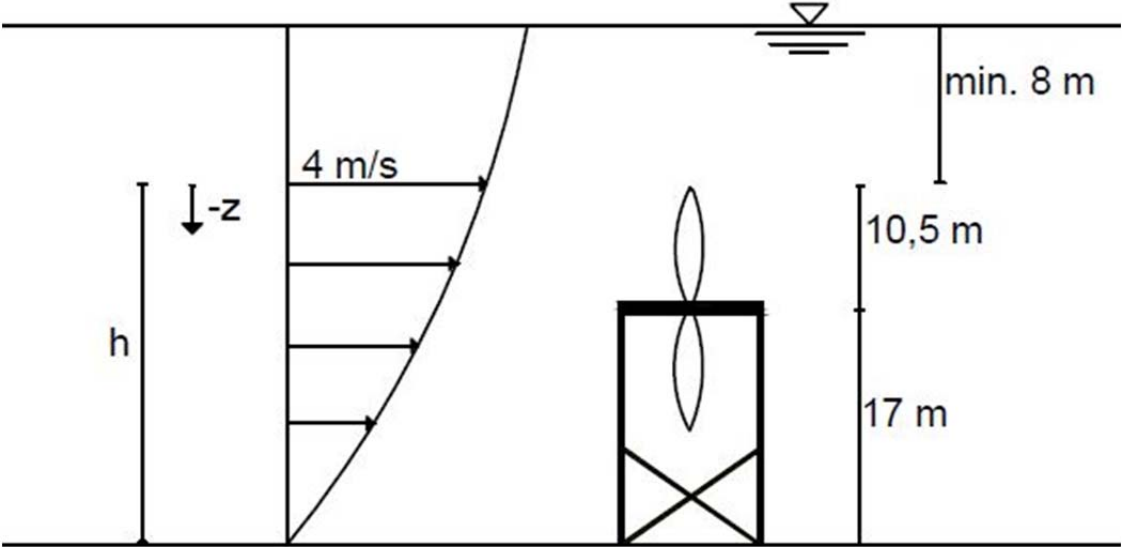
$v_{tide}(z)$ = strømningshastighet ved z

z = vertikal koordinat fra overflate, positiv oppover

v_{tide0} = hastighet i vannoverflate

h = vanddybde, fra overflaten

Figur 5-1 viser hvordan de ulike variablene defineres for den aktuelle tidevannsturbinen.



Figur 5-1: Hastighetsprofilen til strømmingen

5.1 Thrustkraft

Thrustkraften fra vannstrømmen skaper et dreiemoment som driver bladene rundt slik at energi produseres. Thrustkraften vil variere med tiden siden tidevannsstrømmen endrer hastighet og retning med tiden. Formel 5.2 gir uttrykk for thrustkraften [34]:

$$T(v) = \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot \frac{\pi \cdot D_t^2}{4} \cdot C_T \quad [5.2]$$

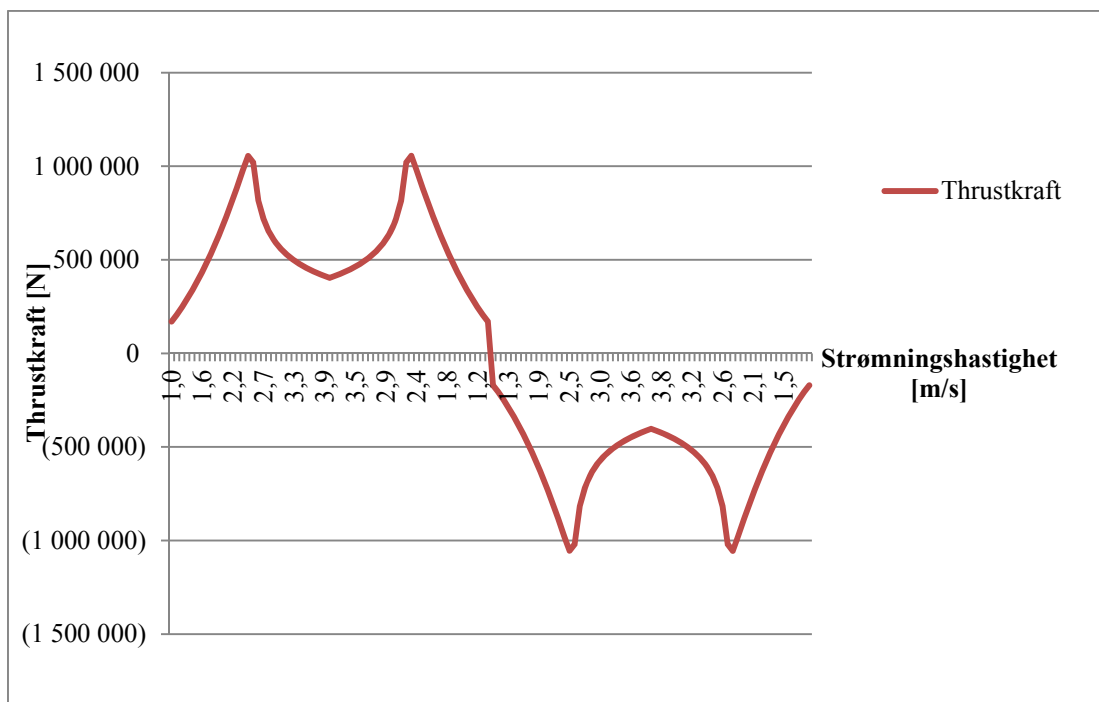
$$\rho = \text{tetthet til sjøvann, } 1023 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$D_t = \text{turbindiameter, } 21 \text{ m}$$

$$V = \text{hastigheten til tidevannsstrømmen}$$

$$C_T = \text{thrustkoeffisient}$$

Figur 5-2 viser hvordan thrustkraften forandres ved de ulike strømningshastighetene som opptrer i løpet av 12 timer. Thrustkraften bygges opp til et maksimum ved strømningshastighet på 2,5 m/s, så avtar den når strømningshastigheten øker til 4 m/s, og går opp igjen mot maks når hastigheten avtar. Det oppstår får et nytt makspunkt på 2,5 m/s, før strømmen skifter retning og samme prosedyre gjentar seg med motsatt rettet thrustkraft. Dette er en kvasi-statisk last siden tidevannsstrømmen er syklisk og det tar ca. 12 timer å fullføre en periode.



Figur 5-2: 12-timers syklus til Thrustkraften

Grunnen til at thrustkraften avtar når strømningshastigheten øker fra 2,5 m/s til 4 m/s er at rotoren endrer angrepsvinkelen på bladene for å unngå overbelastning, dette kalles

«pitching». Det gjøres fordi generatorens maksimale energiproduksjon oppnås ved en strømningshastighet på 2,5 m/s. For hastighet over 2,5 m/s må da rotasjonshastigheten holdes konstant [3]. Ved at rotoren «pitches» vil kraften mot bladene bli lavere som igjen fører til at thrustkraften blir lavere.

For å kunne beregne thrustkraften for de ulike strømningshastighetene, ble det oppgitt verdier for thrustkoeffisienten, C_T [3]. Tabell B-2 fra vedlegg B viser er oversikt over denne faktoren for skiftende strømningshastigheter. Disse verdiene forandrer seg etter hvert som rotoren «pitches». Det er antatt lik strømningshastighet på hele rotordiameteren for beregning av thrustkraften. Effekten av det ikke-lineære strømningsprofilet på rotorbladene blir omhandlet i kapittel 5.2. De viktigste verdiene fra Figur 5-2 er gitt i Tabell 5-1.

Tabell 5-1: Thrustkraften for ulike strømningshastigheter

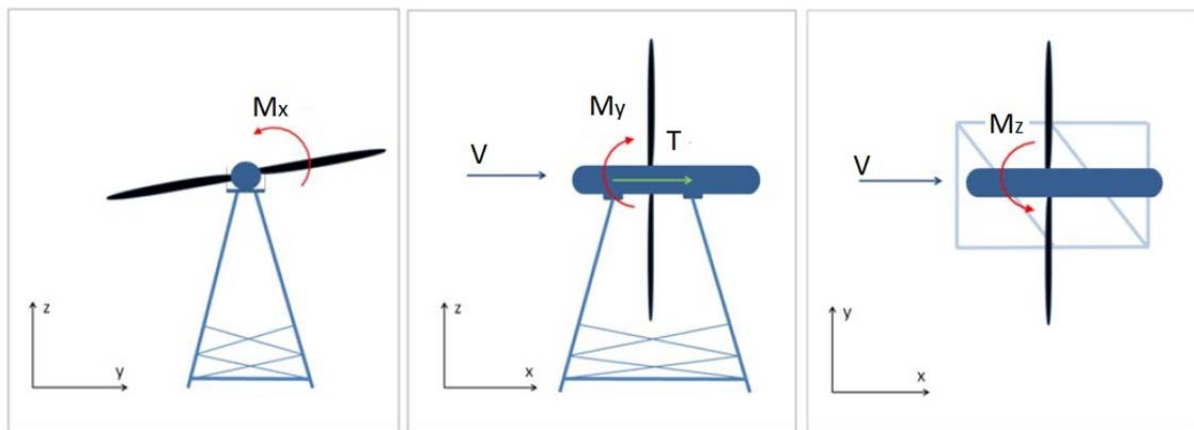
Strømningshastighet [m/s] (negativ verdi når tidevannet snur)	Thrustkraft [kN]
2,5	1056
4	403
-2,5	-1056
-4	-403

Tidligere arbeider [1] konkluderer med at denne kraften var hovedgrunnen til utmattingsbrudd i det kritiske knutepunktet. Derfor vil denne rapporten legge stor vekt på beregning av spenningsvariasjoner fra denne lasten.

5.2 Varierende last fra strømningsprofilen

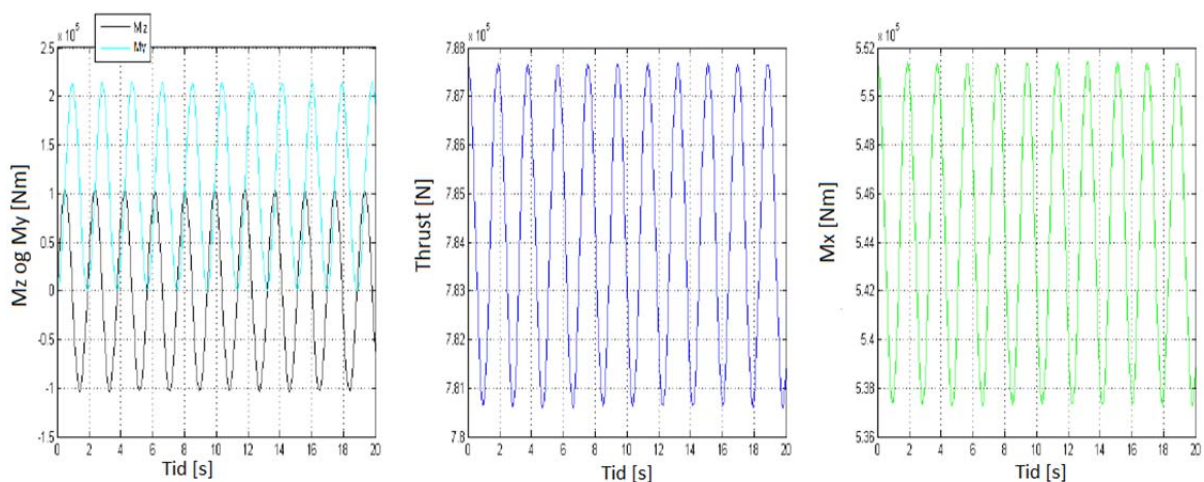
På grunn av det ikke-lineære hastighetsprofilen til tidevannsstrømmen som virker på rotorbladene, oppstår det moment, torsjonsmoment og variasjon i thrustkraften på konstruksjonen. Disse avhenger av rotorens posisjon, og vannstrømmens hastighet. Rotorens rotasjonshastighet bestemmer perioden til disse lastene.

I en tidligere masteroppgave utført ved *Instituttet for energi- og prosessteknikk* i 2011 [35] ble det produsert tidsserier for disse lastene for ved en strømningshastighet på 2,5 m/s. Figur 5-3 viser momenter som oppstår på grunn av det ikke-lineære strømningsprofilen som virker over rotordiameteren.



Figur 5-3: Momenter som følge av varierende strømningshastigheter og bladdiameteren.

De målte tidsseriene er gitt i Figur 5-4 og viser hvordan M_x , M_y , M_z og T varierer med tida for en strømningshastighet på 2,5m/s. Tabell 5-2: Gjennomsnittsverdier dynamisk last gir gjennomsnittsverdiene til de ulike lastene.



Figur 5-4: Tidsserier for M_z og M_y , T og M_x

Tabell 5-2: Gjennomsnittsverdier dynamisk last

Mz [kNm]	My [kNm]	T[kN]	Mx[kNm]
0	105,1	784	544,5

Gjennomsnittsverdien for thrustkraften for tidsseriene som er hentet fra [35], er lavere enn thrustkraften gitt i Tabell 5-1, som er på 1056 kN. Grunnen til dette er at i [35] er det benyttet en annen C_T verdi enn de som ble gitt for bruk i denne rapporten. I den foregående masteroppgave til Sæveland og Hofseth [1] ble det brukt en konstant C_T på 0,7, mens den som brukes her i denne rapporten varierer og gir et mer nøyaktig lastbilde.

For den statiske lastsituasjonen er gjennomsnittsverdiene til Mz (0 kNm), My (105,1 kNm) og Mx (544,5 kNm) satt på konstruksjonen, i tillegg til største thrustkraft fra Tabell 5-1: Thrustkraften for ulike strømningshastigheter og dragkraften som omtales i kapittel 5.4.

For utmattingsberegninger er det spenningsvariasjonene som er viktige. Hofseth og Sæveland konkluderte med at spenningsvariasjonene som oppstår på grunn av det ikke-lineære strømningsprofilen var så små at de ikke bidrog til utmatting i konstruksjonen. Det vil bli utført en dynamisk analyse for å kontrollere dette for det nye designet.

5.3 Syklisk last fra rotorrotasjon

For å kunne vurdere betydningen av selve rotorrotasjonen på konstruksjonen, må rotasjonsfrekvensen bestemmes. En konstruksjon med et roterende maskineri i toppen kan være utsatt for resonans og problemene det medfører dersom rotasjonsfrekvensen treffer en av egenfrekvensene til konstruksjonen. I [36] er det gitt at en vindturbin med tre blader har maksimal eksitasjon ved rotasjonsfrekvens 1P og 3P og at strukturen bør designes slik at den første egenfrekvensen ikke treffer 1P eller 3P. For tilfelle med to blader blir det da 1P og 2P egenfrekvensene som må unngås. 1P tilsvarer rotasjonsfrekvensen for en full rotasjon for et blad, 2P er rotasjonsfrekvensen for to blader som roterer en halv runde. For å unngå resonans skal jacketen til tidevannsturbinen designes så stiv at den første egenfrekvensen er over både 1P og 2P. Slik sikres også at ikke noen av de høyere egenfrekvensene havner i område rundt 1P eller 2P.

Når hastigheten på vannstrømmen er 2,5 m/s eller større «pitches» rotorene slik at rotasjonshastigheten holdes konstant for hastigheter på 19,1 Rounds Per Minute [RPM] Oversikt over de forskjellige variablene til turbinene for ulike strømningshastigheter er gitt i tabell B-2. Formel 5.3 gir verdi for P ved 2,5 m/s vannstrømning.

$$P = \frac{1}{T} = \frac{1}{\frac{60s}{19,1rpm}} = 0,318Hz \quad [5.3]$$

Siden 2P ved 2,5 m/s er den høyeste frekvensen rotoren roterer med skal konstruksjonen designes slik at den får første egenfrekvens over 0,636 Hz.

De varierende momentene beskrevet i Figur 5-4 vil ha samme frekvens som rotorrotasjonen. Så ved å designe for høyere egenfrekvens enn 0,636Hz unngår en at også disse momentene gir resonans som følge av høy dynamisk forsterkning.

5.4 Dragkrefter

Vann som strømmer rundt en offshorekonstruksjon skaper hydrodynamiske laster på konstruksjonen. Kreftene som oppstår kalles dragkraft og treghetskraft, og kommer fra virvler som oppstår i en strøm når den passerer et objekt. Lastretningen går samme vei som strømmingen og skaper krefter langs rørene i konstruksjonen. For bæresystemet globalt, vil disse kreftene gi en horisontalkraft. Lokalt gir det bøyemomenter på elementer som står vinkelrett på vannstrømmen, og horisontalkrefter på elementer langs med strømmen [16].

Morison's ligning benyttes for å beregne drag- og treghetskrefter på konstruksjonen. Ligningen gir de horisontale kreftene på et vertikalt element, dz , i høyde z fra grunnen [25].

$$dF = dF_M + dF_D = C_M \rho \pi \frac{D^2}{4} \ddot{x} dz + C_D \rho \frac{D}{2} |\dot{x}| \dot{x} dz \quad [5.4]$$

dF_M = Treghetskraft

dF_D = Dragkraft

C_M = Treghetskoeffisient

C_D = Dragkoeffisient

ρ = Væsketetthet

D = Diameter

\dot{x} = Strømningshastighet

\ddot{x} = Strømningsakselerasjon

Siden bølgekrefter er neglisjer blir dragkraft fra vannstrømmen er den dominerende kraften, og formel 5.4 reduseres til formel 5.5

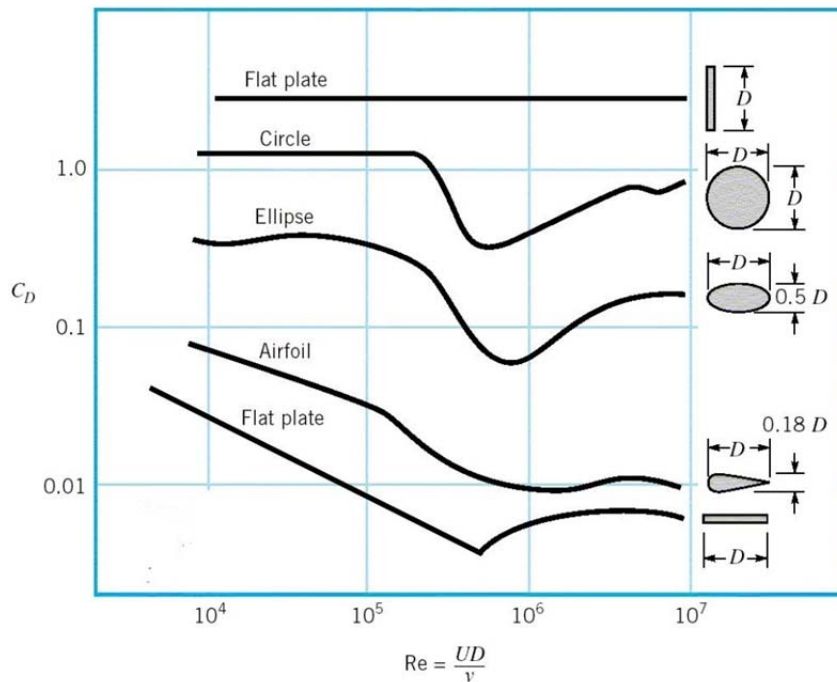
$$dF = C_D \rho \frac{D}{2} |\dot{x}| \dot{x} dz \quad [5.5]$$

For å kunne bestemme dragkoeffisienten, C_D , må først Reynoldstallet, Re , bestemmes for å angi hvilken strømmingstype konstruksjonen er utsatt for.

$$Re = \frac{\dot{x} D}{\nu} \quad [5.6]$$

ν = kinematisk viskositet til vann = $1,31 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$

Figur 5-5 [37] gir C_D til ulike tverrsnitt når Reynoldstallet er kjent.

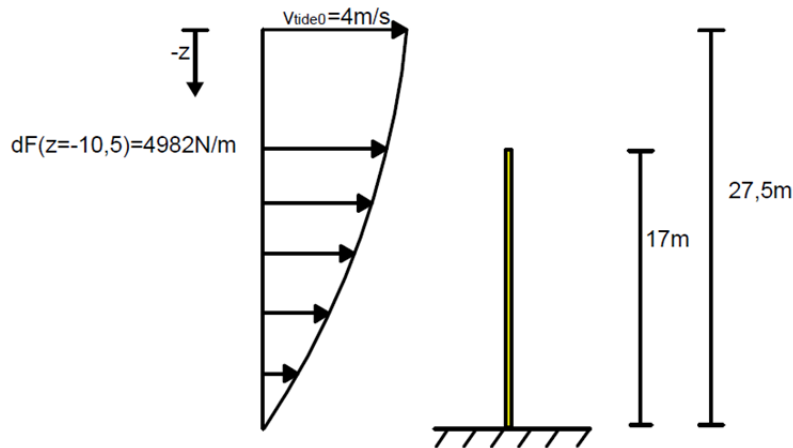


Figur 5-5: Drag-koeffisient for ulike tverrsnitt

For en sylinder med diameter 0,7 m plassert i vannstrøm med hastighet fra 2,5 m/s til 4 m/s vil Reynoldstallet ligge i område $1,3 \cdot 10^6$ til $2,2 \cdot 10^6$. Dette gir fra figur 5-5 en C_D verdi på ca. 0,7. Men siden C_D går mot ca. 1 for lavere hastigheter antas det for alle strømningshastigheter en $C_D = 1$. Dette gir konservative dragkrefter. Dragkraften per meter, dF , bestemmes så for aktuelle konstruksjonselement. Strømningsprofilen bestemmer hvordan dragkraften virker på elementet. Formel 5.7 gir uttrykk for dF avhengig av hastigheten til strømmen, og Figur 5-6 viser hvordan den fordeler seg over en 17 meter høy søyle med en diameter på 0,7 meter.

$$dF(z) = C_D \rho \frac{D}{2} [v_{tide}(z)]^2 = C_D \rho \frac{D}{2} \left[v_{tide0} \left(\frac{h+z}{h} \right)^{1/7} \right]^2 \quad [5.7]$$

Dragkraften som opptrer i toppen av søylen er 4982 N/m for en vannstrøm med hastighet 4 m/s øverst på rotorbladene.



Figur 5-6: Strømningsprofil

Tabell 5-3 gir verdier for dragkraft pr meter i toppen av søylen for henholdsvis 2,5 m/s og 4m/s.

Tabell 5-3: Dragkraft

Strømningshastighet, v	Dragkraft pr meter i toppen av søylen
2,5 m/s	1,95 kN/m
4,0 m/s	4,98 kN/m

For den statiske dimensjoneringen vil summeres dragkreftene over chordlengden for en konstant vannstrøm på 4m/s og settes som punklast i toppen av konstruksjonen, i samme angrepspunkt som thrustkraften. Formel 5.8 gir dragkraft fra fire chorder på 17 meter med en diameter på 700mm til statisk dimensjonering.

$$F_{Drag} = C_D \rho \frac{D}{2} v^2 \cdot 4 \cdot L_{søyle} = 389,6 kN \quad [5.8]$$

For utmattingsberegninger settes dragkraften som linjelast etter formel 5.7 på chorder og på bracer som ligger på tvers av strømningsretningen.

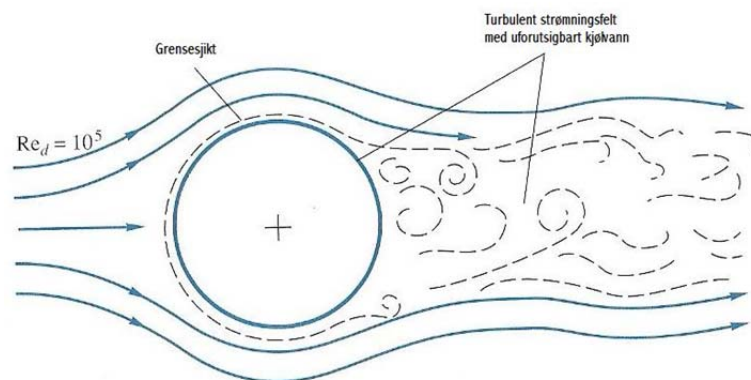
5.5 Nacellens vekt og egenvekt

Nacellens vekt er satt til 100 tonn. Dette gir en trykkraft i hver legg på 250 kN. Nacellen er en statisk last som holdes konstant gjennom levetiden til jacketen.

Egenvekt av selve bæresystemet er avhengig av diameter og tykkelse som velges. For den statiske analysen er egenvekten inkludert. Men for utmattingsberegningene er den ikke inkludert siden den ikke gir noen spenningsvariasjoner.

5.6 Laster fra virvelavløsning

Virvelavløsninger oppstår når en væske eller gass strømmer forbi et objekt og gir en hydrodynamisk last. Objektet vil påvirke strømningshastigheten slik at den forandrer seg i område rundt og etter objektet. Vannstrøm forbi en strukturell komponent kan skape et ustabil strømningsmønster på grunn av virvelavløsninger som igjen kan gi svingninger av slanke elementer [38]. Figur 5-7 [25] viser turbulente strømningsfelt som oppstår bak et sirkulært profil.



Figur 5-7: Strømning rundt rør

Reynolds tall og Strouhals tall er viktige for å beskrive oppførselen til et sirkulært tverrsnitt som er lokalisert i en vannstrøm. Reynolds tallet beskriver strømmingen. Når Reynoldstallet kommer over en viss verdi vil strømmingen gå over fra å være laminær (glatt) til å bli turbulent [39]. Formel 5.6 gir Reynolds tallet.

Frekvensen til virvelavløsningen uttrykkes som:

$$f_u = St \frac{V}{D} \quad [5.9]$$

St = Stouhals tall

For et sirkulært tverrsnitt er Stouhals tallet 0,2 dersom Reynolds tallet er under 2×10^5 og varierer for høyere Reynolds tall [16]

I et turbulent strømningsfelt oppstår fluktuerende krefter på konstruksjonen. Resonans kan oppstå mellom konstruksjonens egenfrekvenser og eksitasjonsfrekvensen. Det er også fare for at *lock in* oppstår. Dette skjer når det oppstår samvirkninger mellom virvelavløsningsfrekvensen og konstruksjonens egenfrekvens, virvelavløsningsfrekvensen låses til egenfrekvensen og det oppstår vibrasjoner. *Lock-in* til egenfrekvensen kan oppstå både parallelt med og på kryss av strømmingen [38].

For å bestemme hastighetsområdet til strømmen der virvelavløsningen er i resonans med en av egenfrekvensene, brukes en parameter som kalles V_r , redusert hastighet [38].

$$V_r = \frac{V}{f_{n,i} D} \quad [5.10]$$

$f_{n,i}$ = egenfrekvens nummer i

En annen parameter som er viktig for å bestemme om konstruksjonen kan være utsatt for vibrasjoner fra virvelavløsninger er stabilitetsparameteren K_s .

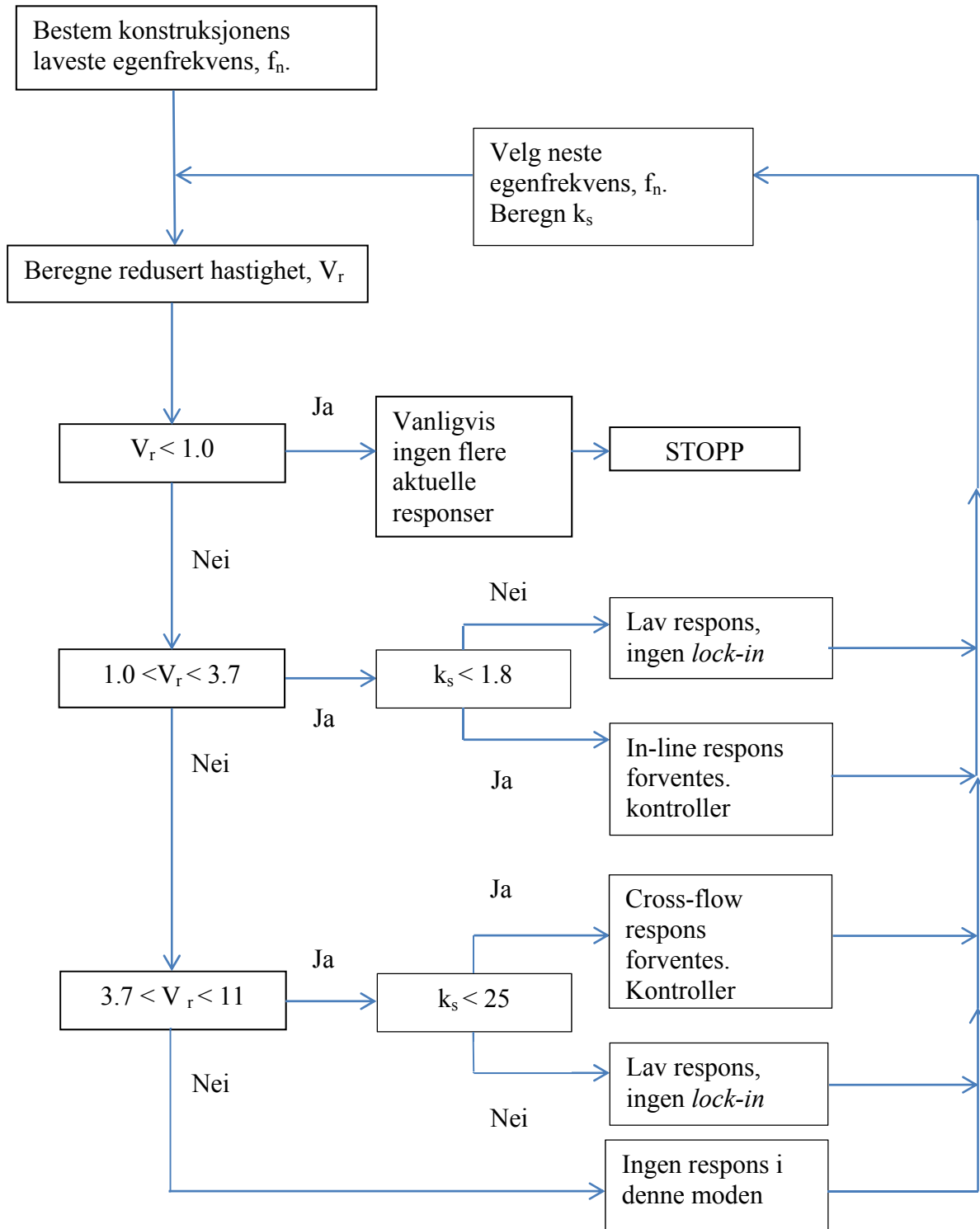
$$K_s = \frac{2 m_e \delta}{\rho D^2} \quad [5.11]$$

m_e = effektiv masse

$\delta = 2 \pi \zeta$ = logaritmisk dekkrement

Tabell 5-4 gir flytskjema for kontroll av virvelavløsning. Skjemaet er hentet fra [16]. Vibrasjoner på grunn av virvelavløsning skal kontrolleres lokalt for de mest utsatte konstruksjonselement og globalt for hele konstruksjonen [38]

Tabell 5-4: Kontrollskjema for virvelavløsning



6 Design av bæresystem og modellering

Målet med rapporten er å utarbeide et bæresystem som har tilstrekkelig levetid, hensiktsmessig utforming og lav vekt. Bakgrunnen for arbeidet er resultatene fra tidligere arbeider, og et mål om å redusere vekt og kostnad ytterligere. I samrådet ved veiledere er det vurdert om bæresystemet skal bygge på tidligere modell, eller om nytt design skal utformes. Det valgt å arbeide videre med samme grunndesign, men gjøre noen endringer for å forbedre levetiden.

Dette kapitlet inneholder en beskrivelse av bæresystemet, begrunnelse for valg av design, beskrivelse av hvordan bæresystemet modelleres i Abaqus for levetidsberegning og utforming av det kritiske knutepunktet. Det blir også gitt en oversikt over de ulike trinnene i en kapasitetskontroll og levetidsberegning.

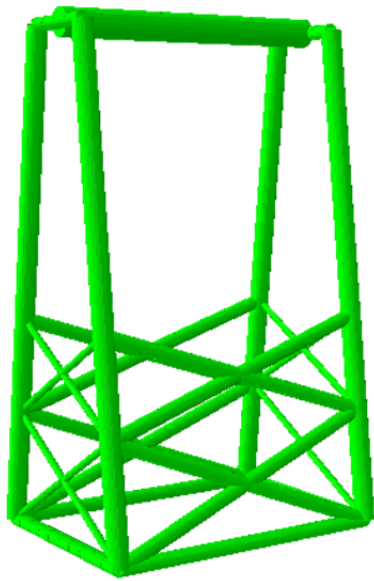
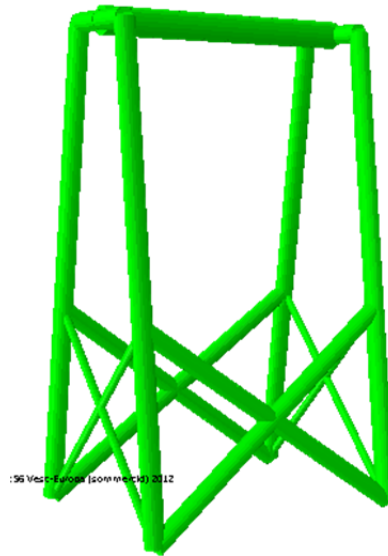
6.1 Nytt design

Som utgangspunkt ble det valgt å bygge videre på tidligere design. De ytre dimensjonene, som høyde og fotavtrykk, er de samme som tidligere. Innenfor denne rammen er det forsøkt å designe en mer utmattingssterk konstruksjon.

Målet med det nye designet er at det skal tilfredsstillende følgende:

- 20 års levetid (40 år med en DFF på 2,0)
- Lav vekt, gjerne under 50 tonn

De ytre målene på konstruksjonen skal ikke endres. I tillegg er det antatt fast innspenning til grunnen og leddet forbindelse mellom nacellen og rammen slik som i tidligere arbeid [1].

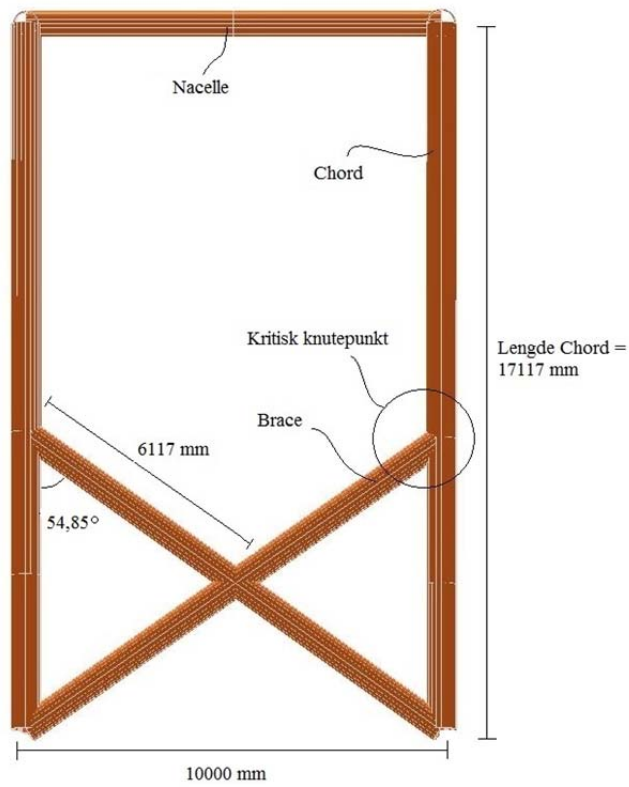
**Figur 6-1: Tidligere utarbeidet design****Figur 6-2: Nytt design**

Figur 6-1 viser bæresystemet fra tidligere arbeid [1] og Figur 6-2 viser forslag til nytt bæresystem. Hovedendringer som er gjort i det nye bæresystemet er:

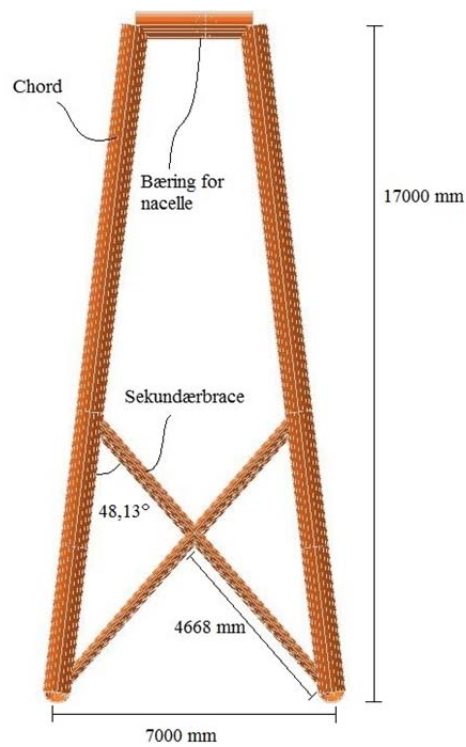
- Diameter på brace tilpasses den til chorden ved hjelp av diameterforholdet, β , for å bedre utmattingsegenskapene til knutepunktene
- Kun ett kryss for å redusere vekt og minske sveisearbeid
- Bunnramme fjernes for å redusere vekt

Som et resultat av disse endringene må konstruksjonen dimensjoneres på nytt, og deretter kontrolleres for utmatting. Rapporten vil fokusere på å oppnå høy levetid på knutepunktene.

Det kritiske knutepunktet som skal dimensjoneres er avmerket i Figur 6-3. På grunn av det symmetriske designet finnes det fire slike knutepunkt som er like, et i hver chord. Her vises også lengden på brace og chord samt vinklen på inngående brace for de to kryssene.



(a) Z-X



(b) Z-Y

Figur 6-3: Nytt design

6.2 Valg av dimensjoner

Med valg av dimensjoner menes valg av tykkelse og diameter på chord og brace. Vinklene er gitt fra det nye designet. Anbefalinger til diametere og tykkelser er gitt i kapittel 3.

Valg av dimensjoner er bestemmende for utformingen på knutepunktet som er utsatt for utmatting, omtalt som det kritiske knutepunktet. Som et utgangspunkt skal konstruksjonen ha en levetid på mer enn 20 år. For å få til dette må det gjøres gode valg av diameter og tykkelser. Dette er diskutert i kapittel 3.3.1. Det er satt opp følgende utgangspunkt for det kritiske knutepunktet.:

$$\beta = \frac{d}{D} \approx 0,9 - 0,95$$

$$\gamma = \frac{D}{2T} \approx 12$$

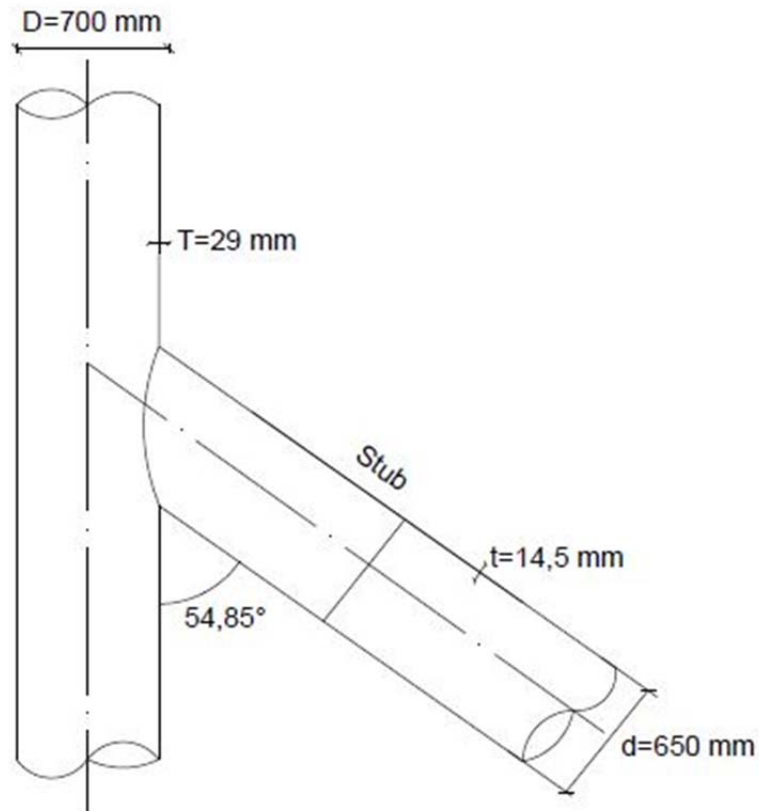
$$\tau = \frac{t}{T} \approx 0,5$$

$$\alpha = \frac{2L}{D} \approx 12$$

Fra Figur 3-2 og formel 3.1 bør diameteren på rør i knutepunkt være av noenlunde samme størrelse for å få god utmattingsmotstand. Dette medfører en betydelig økning av diameteren til bracen i forhold til tidligere design [1]. Derfor er det valgt å benytte et brace-kryss, istedenfor to for å få en bedre utnyttelse av kapasiteten som følge av økningen av diameteren.

For sekundærbracen som står med lengdeaksene ortogonalt på strømningsretningen, er diameteren mindre viktig, siden kreftene her er små. Sekundærbrace vil være utstatt for krefter fra virvelavløsning. Hvis den er for tynn kan virvelavløsning nedstrøms røret skape vibrasjoner, og tilhørende utmattingsproblematikk knyttet til dette. Sekundærbrace er kontrollert for vibrasjoner fra virvelavløsning i kapittel 7.3.2. Dimensjonen på sekundæravstivning er holdt konstant under alle analysene.

Figur 6-4 viser dimensjonene som er valgt på chord og brace for basismodellen, alternativ 1:



Figur 6-4: Basisknutepunktet

Basisknutepunktet har ingen ekstra forsterkninger eller overganger. Dermed er dimensjonene på dette knutepunktet de samme som for hele konstruksjonen.

Bracen i Z-Y planet, sekundærbracen, vises ikke i figuren. Den har dimensjonene:

- $d= 300\text{ mm}$
- $t= 14,5\text{ mm}$

6.3 Abaqus modell

For å beregne levetiden benyttes hotspot-metoden med FEM etter framgangsmåten gitt i DNV-RP-C203[4], forklart i kapittel 3.4.5. Det kritiske knutepunktet er modellert med skallelementer og satt inn i en wiremodell av hele jacketen. For elementanalyse er Abaqus/CAE 6.10-2 blitt benyttet. Dette er et program som brukes til modellering og analyse av konstruksjoner og komponenter etter elementmetoden.

Følgende tredimensjonale deler er blitt benyttet:

- **Wire**

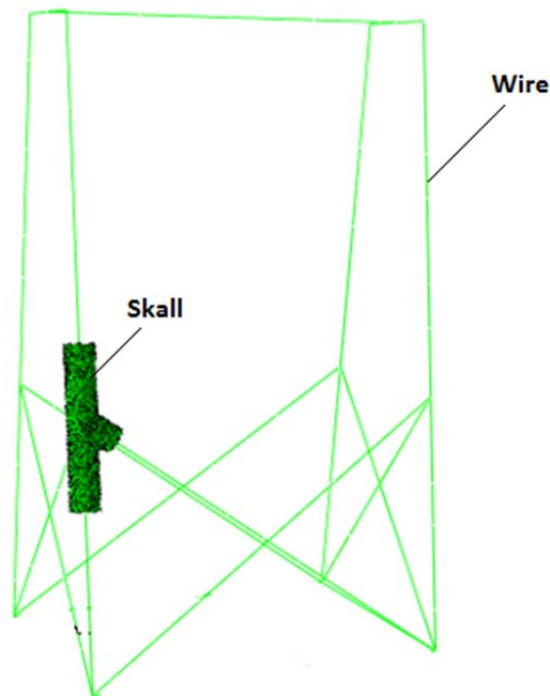
En wire-del fremstår som en linje og benyttes der det ikke er krav om detaljerte lokal informasjon. En wire er en idealisering av et massivt materiale der tykkelse og dybde er antatt små i forhold til lengden. Den krever lite regnearbeid i forhold til andre deler. Det velges tverrsnitt og materialeegenskaper for wire-delen. Det er benyttet elementer av typen B31.

- **Skall**

En skall-del har en geometri som består av høyde og bredde. Abaqus gir mulighet for å angi materialparameter og tykkelse. Skall element er benyttet i henhold til DNV-RP-C203 [4] for modellering av knutepunkt for utmattingsberegning etter hotspot-metoden. Det er benyttet S8R elementer. DNV-RP-C203 anbefaler å bruke elementstørrelse $t \cdot t$, der t er tykkelsen på røret som modelleres. I skallelementmodellen av knutepunktet modelleres chorden med en lengde som gir at α fra formel 3.4 blir 12 [40]. Elementtype S8R er benyttet i henhold til [4].

På møtet med Kværner Jacket Technology [13] ble det anbefalt å lage en modell av jacketen med *wire*-deler og sette inn en *skall*-modell av et knutepunkt. Ved å koble sammen endene på wire-delene med knutepunktet vil en da få en global modell som gir mulighet til å regne detaljerte hotspot-spenninger for knutepunktet.

Figur 6-5 viser jacketen modellert med wiredeler og det kritiske knutepunktet med skalldeler. Ved å inkludere skallmodellen av knutepunktet får man belastet knutepunktet med eksakt de kreftene som oppstår fra lastsituasjonen. Dette er en stor forbedring mot å lese av snittkrefter i Focus konstruksjon 2012, og så overføre de til skallmodellen i Abaqus. En integrert analyse eliminerer en del usikkerheter og avlesingsfeil i tillegg til at det er tidsbesparende når modellen er laget.



Figur 6-5: Modell i abaqus med kutepunkt

For å koble sammen wire-delen med knutepunktet er det benyttet *coupling constraint*. Denne typen fastholdelse brukes til å låse bevegelsen av en overflate til bevegelsen til et enkelt punkt [41]. Det er benyttet leddet kobling mellom nacelle og ramme. Vekten av nacellen er satt som punktlaster i hver av de fire søylene for beregning av utmattning fra de kvasi-statiske lastene.

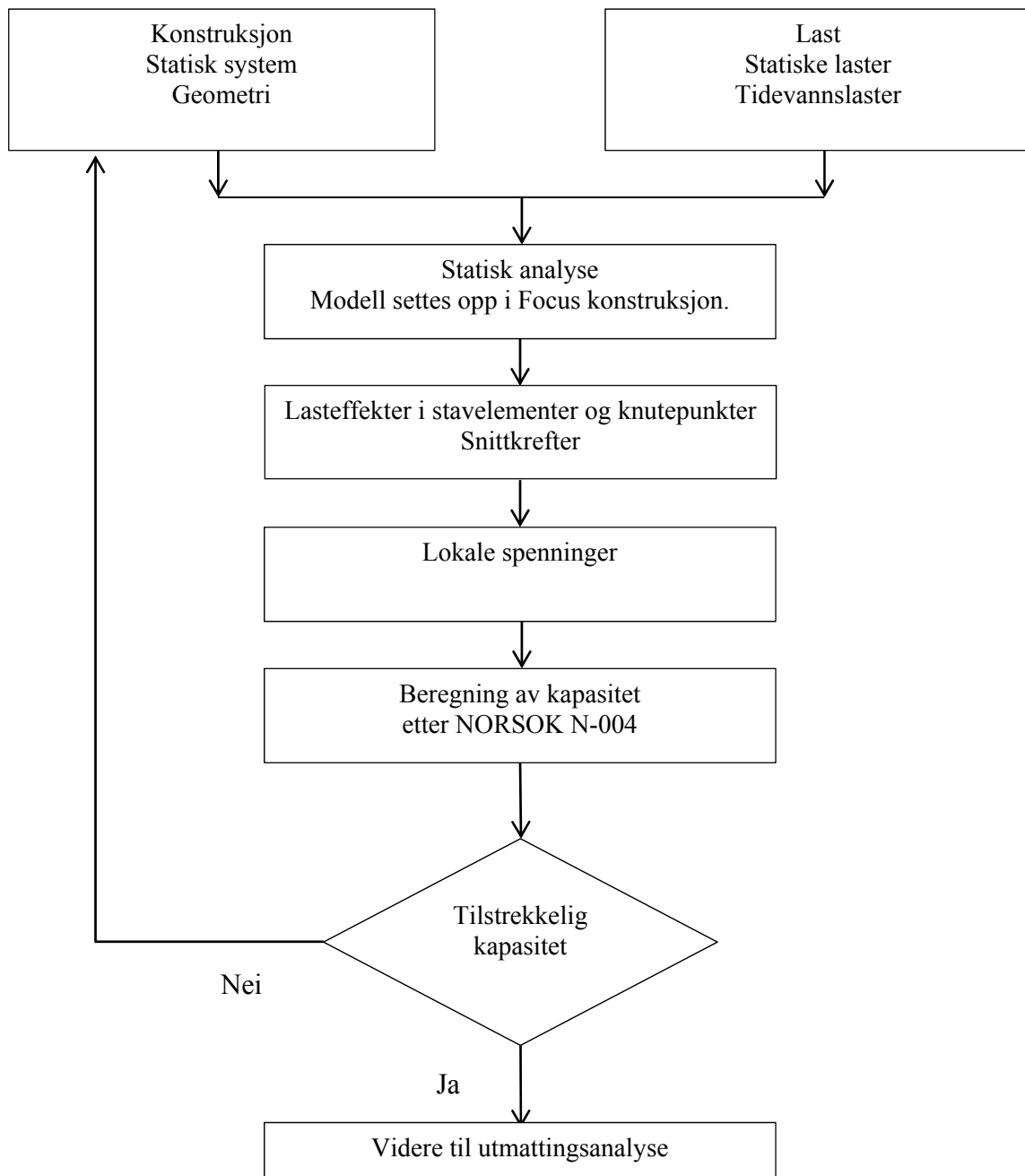
For egenfrekvensanalysen og beregning av utmattingsbidrag fra de dynamiske lastene, er massen til nacellen modellert som punktmasser i toppen for å få med treghetskreftene som oppstår. Under disse analysene er knutepunktet av skall-deler erstattet med wire-deler, slik at hele konstruksjonen er wire-deler. Siden SCF verdier og hotspot-punktet til knutepunktet finnes fra utmattingsanalysen for de kvasi-statiske lastene er det ikke behov for knutepunktet av skall-deler.

Egenfrekvenser og svingmoder til konstruksjonen finnes ved å sette *step* til *Linear perturbation* og velge *frequency*. Abaqus finner da egenverdiene til konstruksjonen og bruker disse til å beregne egenfrekvensen og de tilhørende modene [Abaqus cae users manual].

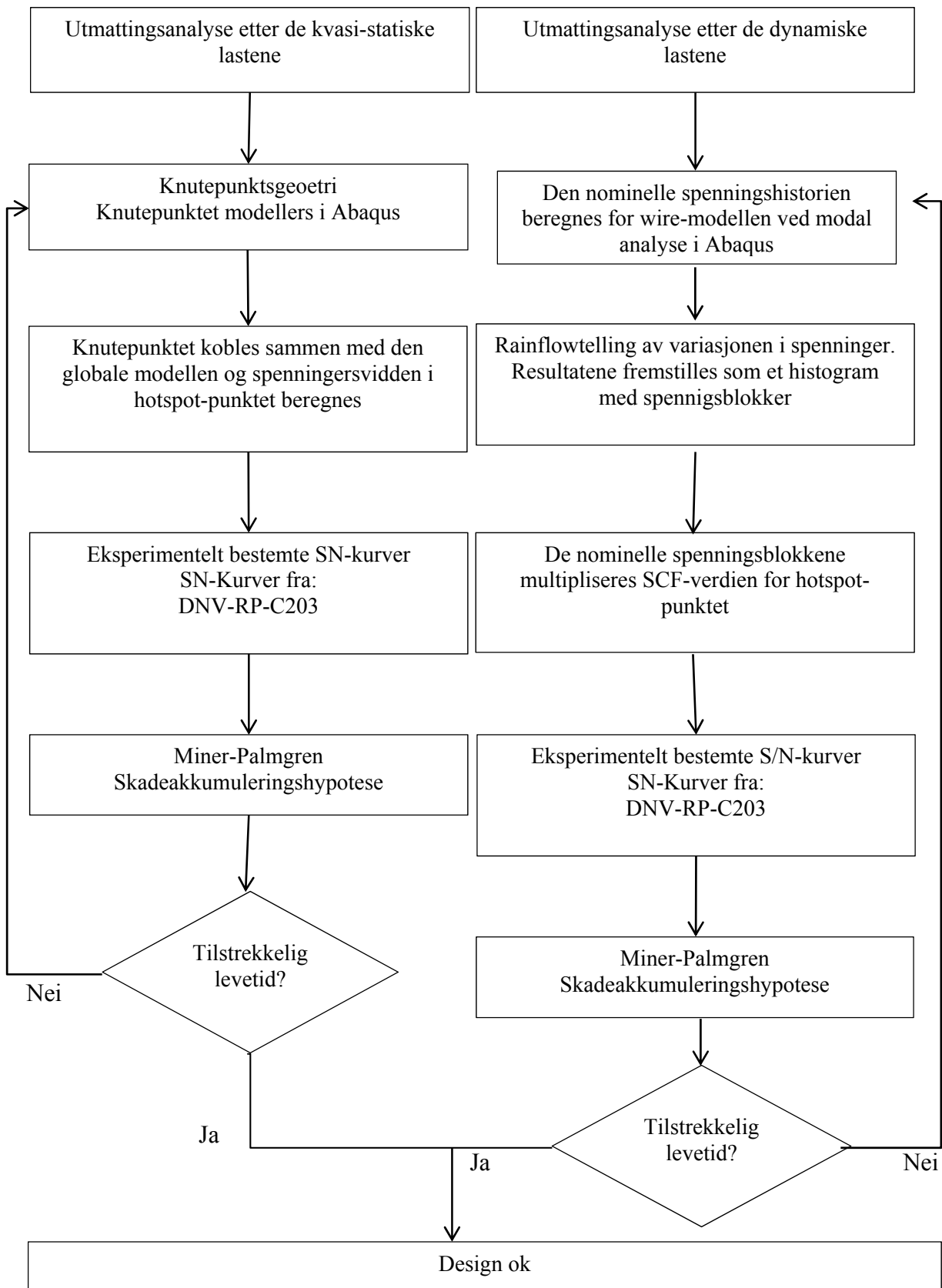
6.4 Oversikt over trinnene i kapasitetskontrollen

Tabell 6-1 gir en oversikt over de ulike trinnene i den statiske kapasitetskontrollen. Tabell 6-2 gir oversikt over levetidsberegninger. I tillegg til disse kontrollene utføres en egenfrekvensanalyse for å kontrollere om konstruksjonen er utsatt for resonans og virvelavløsning.

Tabell 6-1: Oversikt over trinnene i den statiske kapasitetskontrollen



Tabell 6-2: Oversikt over trinnene i levetidsberegningen



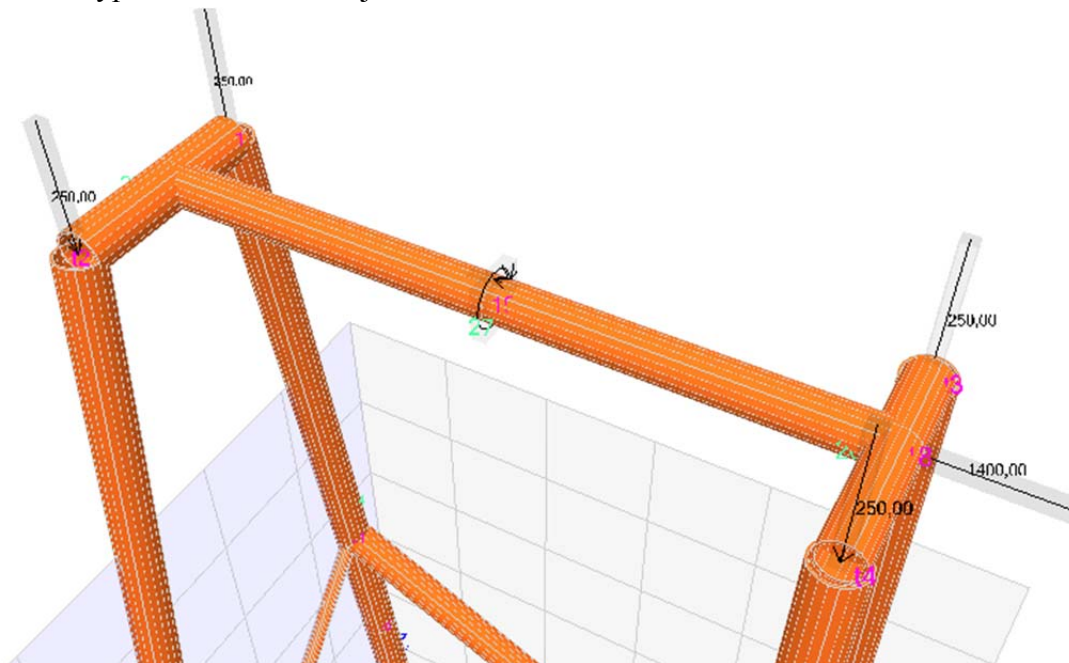
7 Resultat og diskusjon

Etter at lastene er bestemt og det nye designet er modellert i Abaqus gjøres beregninger og analyser. Det gjennomføres kontroll for:

- Statisk kapasitet av knutepunkt og staver
- Levetidsberegning av kritisk knutepunkt
- Egenfrekvensanalyse og kontroll mot virvelavløsning

7.1 Resultat statisk dimensjonering

Beregning av snittkrefter for basismodellen er utført med Focus Konstruksjon 2012. Figur 7-1 viser lastene påsatt modellen. Dimensjonene er gitt i Tabell 7-4. Dragkraften er sett på som punktlast i samme angrepspunkt som thrustkraften. Tabell 7-1 gir de ulike lastene, se kapittel 0 for utdypende om lastsituasjonen.



Figur 7-1: Focusmodell med last

Tabell 7-1: Dimensjonerende laster

Thrustkraft + Dragkraft	1056 kN + 339 kN \approx 1400 kN
M_x	544,5 kNm
M_y	105,1 kNm
Vekt nacelle	1000 kN

7.1.1 Valg av standardverk for statisk kapasitetskontroll

Både NORSOK N-004 og Eurokode 3 kan brukes til å dimensjonere stålkonstruksjoner. Det ønskes å undersøke gyldigheten av Eurokode 3 til bruk for offshore konstruksjoner, og da mer spesifikt understellet til tidevannsturbinen.

For å undersøke gyldigheten er begge standardverkene gått gjennom og knutepunktet til det tidligere designet er kontrollert etter begge standardverkene. For å sammenligne kapasitetskontrollene av en bjelkesøyle er det også gjort en kapasitetskontroll av en bjelkesøyle utsatt for trykk og moment. Detaljerte beregninger er vist i vedlegg A.

Kapasitetsutnyttelsen er vist i Tabell 7-2 og Tabell 7-3.

Tabell 7-2: Resultater av kapasitetskontroll av knutepunkt etter EC3 og NORSOK N-004		
	Eurokode 3	NORSOK N-004
Materialfaktor	$\gamma_{\text{Joints}} = 1,00$	$\gamma_{\text{Steel}} = 1,15$
Hydrostatisk trykk	Nei	Ja
Aksialkraftkapasitet	1989kN	3850 kN/ -2964kN
Momentkapasitet i planet	512kNm	588kNm
Momentkapasitet ut av planet	293kNm	N/A
Totalt	67,2 % Utnyttelse	51% utnyttelse

Tabell 7-3: Resultat av kapasitetskontroll for bjelkesøyle etter EC3 og Eurokode N-004		
	Eurokode 3	NORSOK N-004
Materialfaktor	$\gamma_M = 1,15$	$\gamma_M = 1,15$
Hydrostatisk trykk	Nei	Ikke beregnet
Aksialkraftkapasitet	17106 kN	12439 kN
Momentkapasitet i planet	3101 kNm	3101 kNm
Totalt	92,7 % Utnyttelse	92 % utnyttelse

Etter sammenligning og vurdering er det kommet frem til at NORSOK N-004 brukes til kapasitetskontroll av det nye knutepunktet. Dette begrunnes med:

- Eurokode 3 er ikke gyldig for tykkelse over 25 mm med mindre materialets homogenitet og duktilitet dokumenteres.
- NORSOK N-004 er tilpasset konstruksjoner av sirkulære hulprofiler og andre viktige detaljer for offshorekonstruksjoner
- NORSOK N-004 gir mulighet til kapasitetsberegning med hydrostatisk trykk
- Både NORSOK og Eurokode 3 tar hensyn til plastifisering

7.1.2 Statisk kontroll av kritisk knutepunkt etter NORSOK N-004

Her skal det kritiske knutepunktet kontrolleres for statisk kapasitet. Kapasiteten beregnes etter NORSOK-N004, og kontrolleres opp mot snittkrefter hentet fra modellen i Focus Konstruksjon 2012.

7.1.2.1 Knutepunktet

Knutepunktet som her er vurdert er basisknutepunktet, også kalt alternativ 1. Dette knutepunktet blir brukt som utgangspunkt for utmattingskontrollen, og det er dette som har de minste dimensjonene av knutepunktene som er analysert. Hvis dette knutepunktet har nok statisk styrke, er det antatt at også de andre fem har det. Knutepunktets dimensjoner står i Tabell 7-4.

Tabell 7-4: Basisknutepunktet

<i>Alt.</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	γ_{Chord}	β	γ_{Brace}	τ
1	700	29	650	14,5	12,1	0,93	22,4	0,5

7.1.2.2 Standardens gyldighet

Det første som gjøres er å sjekke at knutepunktet tilfredsstiller standardens krav til dimensjoner. Kontroll av disse er vist i Tabell 7-5 og alle verdier er innenfor krav.

Tabell 7-5: Gyldighetsområdet for NORSOK N-004

	Krav	Faktiske	Kontroll	
0,2	$\leq \beta \leq$	1,0	0,93	Ok
10	$\leq \gamma \leq$	50	12,1	Ok
30	$\leq \theta \leq$	90	54,85	Ok
	$\frac{g}{D} \leq$	-0,6 (For K-forbindelser)	-	Ok

7.1.2.3 Snittkrefter

Snittkreftene som knutepunktet kontrolleres mot er hentet ut fra Focus modellen og vises i Tabell 7-6. Her er det også beregnet spenninger i chord og brace, siden disse inngår i chord-utnyttelsesfaktoren i kapasitetsformelen.

Tabell 7-6: Snittkrefter og nominelle spenninger i dimensjonerende knutepunkt

		Aksial strekk	Aksial trykk	Moment, ut av planet	Moment, i planet
Snittkrefter	Brace	1210,5 kN	-1210,5 kN	9,57kNm	-700,00kNm
	Chord	N/A	400,78kNm	147,10kNm	3455,00kNm
Areal	Brace	0,0289m ²			
	Chord	0,0611m ²			

2. Arealmoment	Brace	$1461,4 \cdot 10^6$ mm ⁴			
	Chord	$3445,2 \cdot 10^6$ mm ⁴			
Spenninger	Brace	41.81Mpa	-41.81Mpa	2.03	-148,72
	Chord	0	6.56MPa	13.71	321,92

7.1.2.4 *Kapasitet*

Kapasiteten til enkle u-avstivede knutepunkter er gitt i Tabell 7-7.

Tabell 7-7: Kapasitet til enkle uavstivede knutepunkter

$N_{Rd} = \frac{f_y T^2}{\gamma_m} \sin^{-1} \theta Q_u Q_f$	[7.1]
$M_{Rd} = \frac{f_y T^2 d}{\gamma_m} \sin^{-1} \theta Q_u Q_f^{(1)}$	[7.2]
N_{Rd} = Aksialkraftkapasitet M_{Rd} = Momentkapasitet T = Chord tykkelse d = Brace diameter f_y = Flytespenning $\gamma_m = 1,15$	
(1) For knutepunkter med cans må det tas spesielle hensyn til normalkraftkapasitet. NORSOK N-004 punkt 6.4.3.5	

Q_u og Q_f er styrkefaktor for knutepunktet og utnyttelsesfaktor for chorden som avhenger av knutepunktstype og lastsituasjon.

Tabell 7-8: Styrkefaktor

Knutepunktstype	Last type			
	Aksial strekk	Aksial trykk	Moment, ut av planet	Moment, i planet
Y	30β	$(1.9 + 19\beta)Q_\beta^{0.5}$	$4,5\beta\gamma^{0.5}$	$3,2\gamma^{0.5\beta^2}$
Geometrisk faktor: Q_β				
$Q_\beta = \frac{0.3}{\beta(1 - 0.833\beta)}$			For $\beta > 0.6$	
$Q_\beta = 1.0$			For $\beta \leq 0.6$	
$\downarrow \beta = 0.93 \downarrow$				
$Q_b = 1.43$				

↓ Dette gir ↓				
Q_u	27,9	23,4	14,56	9,43

Tabell 7-9: Utnyttelsesfaktor for chord Q_f

$Q_f = 1,0 - \lambda A^2$	[7.3]
---------------------------	-------

	Aksialkraft	Moment, ut av planet	Moment, i planet
λ	0,030	0,045	0,021

$A^2 = C_1 \left(\frac{\sigma_{a,Sd}}{f_y} \right)^2 + C_2 \left(\frac{\sigma_{my,Sd}^2 + \sigma_{mz,Sd}^2}{1,62 f_y^2} \right)$	[7.4]
$\sigma_{a,Sd}$ = Aksialspenninger i chorden $\sigma_{my,Sd}$ = Bøyepenninger (i planet) $\sigma_{mz,Sd}$ = Bøyepenninger (ut av planet)	

Knutepunktstype	C_1	C_2
T/Y knutepunkt med aksiallast	25	10
Alle typer med momentlast fra bracen	25	30

	Aksial strekk	Aksial trykk	Moment, ut av planet	Moment, i planet
σ_{Sd}	-	6.56MPa	13.71MPa	321.92MPa
C_1	25	25	25	25
C_2	11	11	30	30
λ	0,030	0,030	0,045	0,021
A^2	-	4,00	10,91	10,91
↓ Dette gir ↓				
Q_f	-	0,88	0,51	0,77

Kapasitet

Styrken til knutepunktet beregnes nå med formel 7.1 og 7.2. Med de to styrkefaktorene som nå er beregnet er utnyttelsen av chorden tatt med, slik at i uttrykket for kapasitetskontrollen brukes kun kreftene i bracen.

Her beregnes kapasiteten til bracen:

$$N_{Rd} = \frac{f_y T^2}{\gamma_m} \sin^{-1} \theta_{Q_u Q_f} = \frac{420 \cdot 29^2}{1,15 \cdot \sin(54,85)} \cdot 23,4 \cdot 0,88 = 7735,3 \text{ kN}$$

$$M_{Rd} = \frac{f_y T^2 d}{\gamma_m} \sin^{-1} \theta_{Q_u Q_f} = \frac{420 \cdot 29^2 \cdot 650}{1,15 \cdot \sin(54,85)} \cdot 9,43 \cdot 0,77 = 1773,0 \text{ kNm}$$

$$M_{Rd} = \frac{f_y T^2 d}{\gamma_m} \sin^{-1} \theta_{Q_u Q_f} = \frac{420 \cdot 29^2 \cdot 650}{1,15 \cdot \sin(54,85)} \cdot 14,56 \cdot 0,51 = 1813 \text{ kNm}$$

7.1.2.5 Kapasitetskontroll

$$\frac{N_{Sd}}{N_{Rd}} + \left[\frac{M_{y,Sd}}{M_{y,Rd}} \right]^2 + \frac{M_{z,Sd}}{M_{Rd}} \leq 1,0 \quad [7.3]$$

N_{Sd} = Aksialkraft i brace

N_{Rd} = Aksialkraft kapasitet

$M_{y,Sd}$ = Bøyemoment i planet i brace

$M_{y,Rd}$ = Bøyemomentkapasitet i planet i brace

$M_{z,Sd}$ = Bøyemoment ut av planet i brace

$M_{z,Rd}$ = Bøyemomentkapasitet ut av planet i brace

$$\frac{1210}{7735,3} + \left[\frac{-700}{1773} \right]^2 + \frac{9,57}{1813} = 0,32 \leq 1,0$$

Formel 7.3 gir en 32 % utnyttelse av knutepunktet og har dermed tilstrekkelig statisk kapasitet.

7.1.3 Statisk kontroll av chord og brace etter NORSOK N-004

Figur 12-5 i NORSOK N-004 gir for diameter/tykkelse forhold på 24 en reduksjon i bøyemotstanden på 2 % på 85 meters dyp på grunn av hydrostatisk trykk. For et diameter/tykkelse forhold på 45 vil det på 50 meters dyp gi en reduksjon i bøyekapasitet på 5 %. I [34] er vann dybden satt til 36 meter for referanseturbinen, derfor er det valgt å ikke dimensjonere for hydrostatisk trykk for chorden, som har et diameter/tykkelse forhold på 24. For bracen, som har diameter/tykkelses forhold på 45, vil hydrostatisk trykk bli tatt med i kapasitetskontrollen.

7.1.3.1 Kapasitetskontroll av chord etter NORSOK N-004

$$f_y = 420 \text{ MPa}$$

$$E = 210000 \text{ MPa}$$

$$\gamma_M = 1,15$$

$$N_{Sd, chord} = -400,78 \text{ kN}$$

$$A_{chord} = 61132,3 \text{ mm}^2$$

$$f_{cl, chord} = f_y$$

$$l_{chord} = 10000 \text{ mm}$$

$$k_{chord} = 0,7$$

$$i_{chord} = 242 \text{ mm}$$

$$\bar{\lambda}_{chord} = 0,7$$

$$f_{c, chord} = 0,863 f_y = 362,4 \text{ MPa}$$

$$N_{c, Rd} = 19264,7 \text{ kN}$$

$$W_{el, chord} = 9848449 \text{ mm}^3$$

$$W_{pl, chord} = 13065119 \text{ mm}^3$$

$$f_m = 1,327 f_y = 557,2 \text{ MPa}$$

$$M_{Rd, chord} = 4771,61 \text{ kNm}$$

$$M_{IP, Sd, chord} = 3455 \text{ kNm}$$

$$M_{OP, Sd, chord} = 147,1 \text{ kNm}$$

$$N_{EIP}, N_{EOP} = 52399,4 \text{ kN}$$

$$C_{mIP}, C_{mOP} = 0,85$$

$$N_{cl, Rd, chord} = 22326,6 \text{ kN}$$

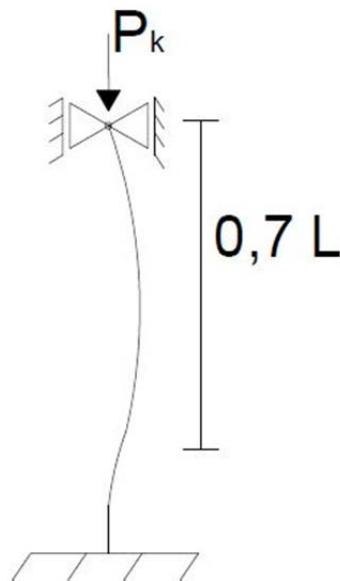
$$\frac{N_{sd}}{N_{c,Rd}} + \frac{1}{M_{Rd}} \left\{ \left[\frac{C_{mIP} M_{IP,Sd}}{1 - \frac{N_{sd}}{N_E}} \right]^2 + \left[\frac{C_{mOP} M_{OP,Sd}}{1 - \frac{N_{sd}}{N_E}} \right]^2 \right\}^{0,5} = 0,021 + 0,621 = 0,642 < 1,0$$

$$\frac{N_{sd}}{N_{cl,Rd}} + \frac{\sqrt{M_{IP,Sd}^2 + M_{OP,Sd}^2}}{M_{Rd}} = 0,018 + 0,725 = 0,743 \leq 1,0$$

Resultatet viser en kapasitetsutnyttelse på 74,3 %. *Focus konstruksjon 2012* [42] gir en kapasitetsutnyttelse på 70 % etter Eurokode 3. Aksialkraften utgjør ca. 2 % av utnyttelsen, altså er det bøyepeningene som gir det største bidraget til utnyttelseskapasiteten. Tabell A-10 fra vedlegg A gir effektiv lengdefaktor, k, for jacket konstruksjoner.

På grunn av at tidevannsjacketen har en rammevirkning er det valgt å finne knekkfaktor til chorden ved bruk av andre hjelpemidler. Knekk lengden til chorden er satt til 0,7L, der L er lengden fra toppen til der bracer er festet til chorden. Det er antatt stivt knutepunkt mellom chord og bracer og at chorden er fri til å rotere i toppen, men ikke forskyve seg.

Figur 7-2 viser knekkformen som chorden vil være utsatt for.



Figur 7-2: Knekkform til chord

7.1.3.2 **Kapasitetskontroll av brace etter NORSOK N-004**

$$\begin{aligned}
 f_y &= 420 \text{ MPa} \\
 \gamma_M &= 1,15 \\
 A_{\text{brace}} &= 28948,5 \text{ mm}^2 \\
 f_{he} &= 91,96 \\
 f_{h,Rd} &= 79,97 \\
 p_{Sd} &= 0,36 \text{ MPa} \\
 \sigma_{p,Sd} &= 8,07 \text{ MPa} \\
 l_{\text{brace}} &= 6162 \text{ mm} \\
 k_{\text{brace}} &= 0,7 \\
 i_{\text{brace}} &= 224,7 \text{ mm} \\
 \bar{\lambda}_{\text{brace}} &= 0,273 \\
 N_{Sd,\text{brace}} &= 1210,5 \text{ kN} \\
 M_{IP,Sd,\text{brace}} &= 700 \text{ kNm} \\
 M_{OP,Sd,\text{brace}} &= 9,57 \text{ kNm} \\
 N_{EIP} &= 329363,6 \text{ kN} \\
 \sigma_{a,Sd} &= 41,8 \text{ MPa} \\
 f_{cl,\text{brace}} &= 420 \text{ MPa} \\
 f_{ch,Rd} &= 354 \text{ MPa} \\
 f_{EIP} &= 5624,5 \\
 W_{el} &= 4499013 \text{ mm}^3 \\
 W_{pl} &= 5856989,9 \text{ mm}^3 \\
 f_m &= 491,4 \text{ MPa} \\
 B &= 0,101 \\
 f_{mh,Rd} &= 414,55 \text{ MPa} \\
 C_{mIP} &= 0,85 \\
 \sigma_{MIP,Sd} &= 155,6 \text{ MPa} \\
 \frac{\sigma_{a,Sd}}{f_{ch,Rd}} + \frac{1}{f_{mh,Rd}} \left(\frac{C_{mIP} \sigma_{MIP,Sd}}{1 - \frac{\sigma_{a,Sd}}{f_{EIP}}} \right) &= 0,1 + 0,32 = 0,42
 \end{aligned}$$

Kapasitetsutnyttelsen til bracen er 42 %. Focus konstruksjon gir en utnyttelse på 44 % for det mest utsatte punktet i bracen. Knekk lengden er satt til 0,7 L etter Tabell A-10 fra vedlegg A,

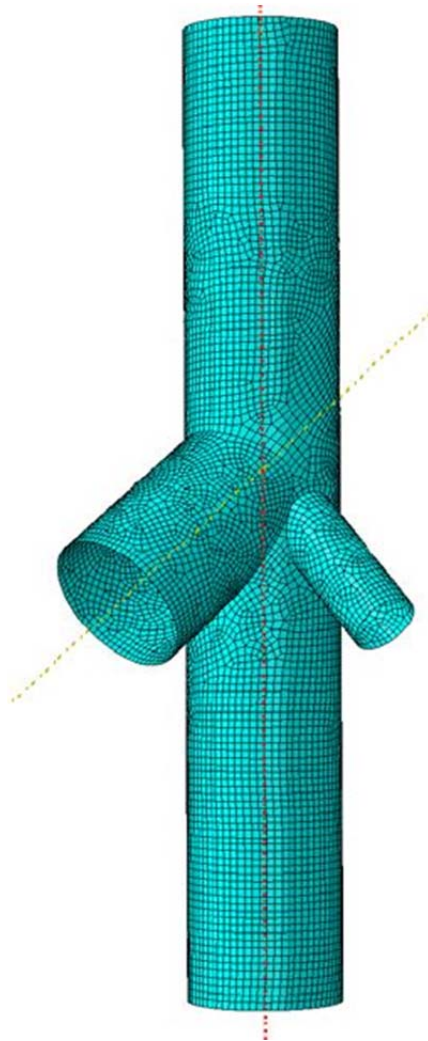
der L er avstanden fra innfestingspunkt mellom brace og legg til der de to bracene møtes, altså halve lengden av bracen. Det er valgt å neglisjere momentet som virker ut av planet på grunn av den lave verdien. Dette kan være grunnen til at Focus Konstruksjon 2012 gir en høyere utnyttelsesgrad.

7.2 Resultater utmattingsanalyse

Utmattingsanalysen gir levetiden til konstruksjonen. Det er beregnet levetiden til konstruksjonens kritiske knutepunkt. Det er beregnet utmattingsbidrag fra de kvasi-statiske thrust- og dragkreftene, og for de dynamiske lastene som oppstår på grunn av det ikke-lineære strømningsprofilen som virker på rotorbladene.

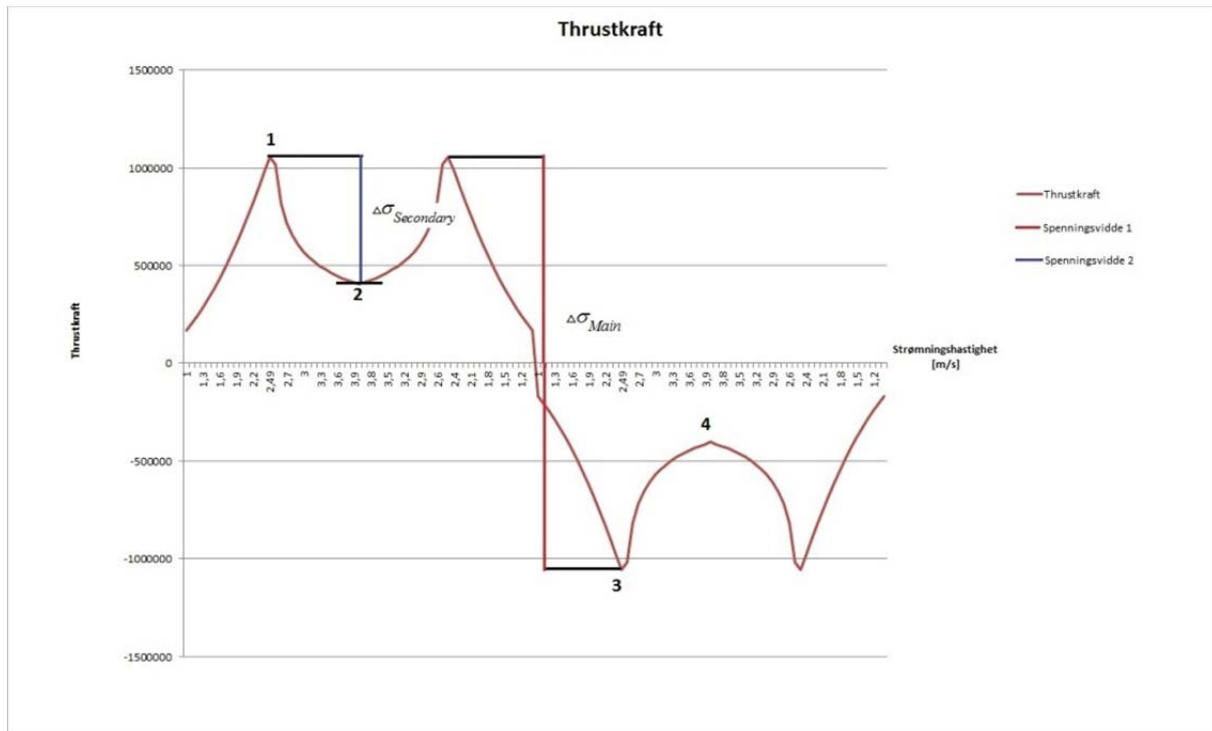
7.2.1 Utmatting fra kvasi-statiske laster

Figur 7-3 viser det kritiske knutepunktet slik det er modellert i Abaqus. Dersom knutepunktet ikke har tilstrekkelig levetid blir det forbedret og en ny analyse gjennomføres. I alt syv forskjellige knutepunkter er analysert. Forskjellen på de syv er dimensjoner på diameter og tykkelse på chord og brace. Siden størrelsen på meshet er avhengig av tykkelsen [4], er også meshet endret fra modell til modell. Antall S8R elementer i knutepunktet varierer siden meshet er avhengig av tykkelsen, for det første knutepunktet som kontrolleres er det ca. 34 000 elementer.



Figur 7-3: Knutepunktmodellen i abaqus

Levetiden er beregnet etter Miner Palmgrens metode som er beskrevet i kapittel 3.4.52. Spenningsblokkene som følge av thrustkraft er vist i Figur 7-4 for en 12 timers periode. Det er en hovedspenningsblokk som kommer av at tidevannsstrømmen snur. I tillegg er det to mindre blokker som følge av pitching av bladene ved høye strømningshastigheter.



Figur 7-4: Spenningsblokker som følge av thrustkraft

Bidragene er summert med formel 3.6:

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = \frac{1}{a} \sum_{i=1}^k n_i \cdot (\Delta\sigma_i)^m \leq \eta$$

$$D = \left[\frac{2}{N_{Main}} + \frac{2}{N_{Secondary,1-2}} + \frac{2}{N_{Secondary,3-4}} \right] \cdot \text{levetid}$$

$$\text{Levetid} = \frac{D}{\left[\frac{2}{N_{Main}} + \frac{2}{N_{Secondary,1-2}} + \frac{2}{N_{Secondary,3-4}} \right]}$$

D er utmattingsskaden og settes til 1,0 for å finne levetid til brudd. Levetiden til konstruksjonen er ført opp under resultater. Hovedspenningsblokken, $\Delta\sigma_{main}$, opptrer 2 ganger i døgnet. De to sekundærblokkene, $\Delta\sigma_{secondary, 1-2}$ og $\Delta\sigma_{secondary, 3-4}$, opptrer hver 2 ganger i døgnet.

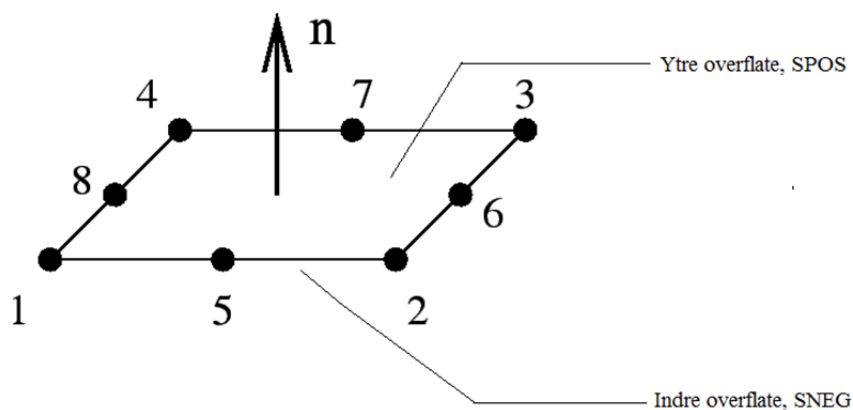
7.2.1.1 Hovedspenninger i Abaqus

Hovedspenninger er komponenter av spenningstensoren når elementet er orientert slik at skjærspenninger er null. For å finne spenningsvidden til hovedspenningene må både maksimum og minimum hovedspenning leses av [43].

Abaqus gir muligheten til å lese av hovedspenninger i form av *Max*, *Mid* og *Min*. Maksimum hovedspenninger er gitt som positive spenninger, altså for elementer i strekk, mens minimum hovedspenninger er negative og representerer trykkspenninger. Siden jacketen som skal kontrolleres er symmetrisk og lastene fra tidevannet varierer med motsatt angrepsvinkel vil hotspot-punktet vekse mellom å være utsatt for hovedspenninger i trykk og strekk. Derfor må hovedspenningene leses av som *Max* og *Min*.

Abaqus benytter fem integrasjonspunkt som standardinnstilling dersom Simpson's regel brukes til integrasjon over tykkelsen [41]. Det første punktet befinner seg på bunnoverflaten og det femte på ytre overflate. Hovedspenninger kan leses ut i det punktet som er ønskelig i tykkelsen, men standardinnstillingen i Abaqus er å gi spenninger i de ytre punktene, SPOS og SNEG, som vist i Figur 7-5. Så dersom det brukes fem integrasjonspunkt over tykkelsen gir Abaqus verdier for det første punktet i bunn, SNEG og det siste som er toppunktet, SPOS [41].

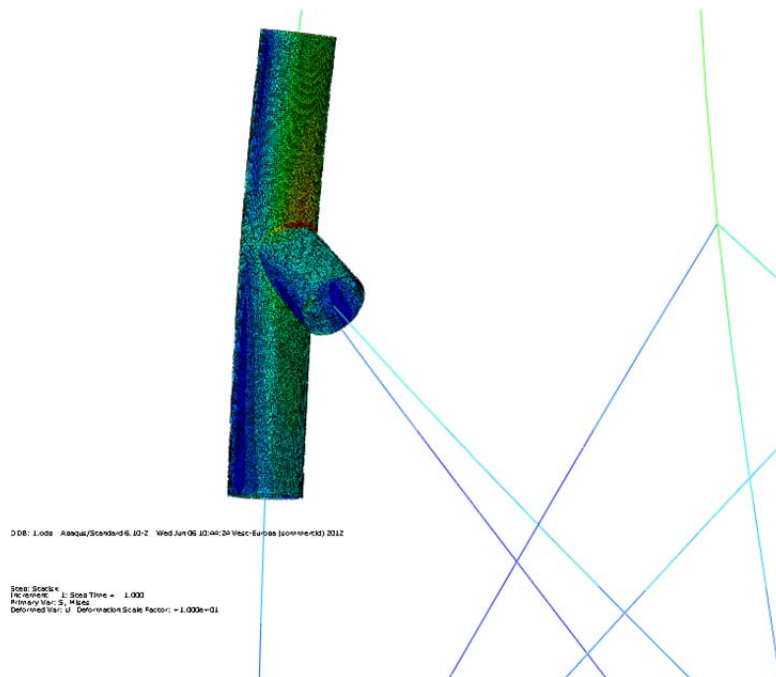
Spenningsene som skal ekstrapoleres er lest av i ytre overflate til skallelementet, altså i toppunktet SPOS. Det er dette punktet som gir de største spenningsene i modellen.



Figur 7-5: S8R element

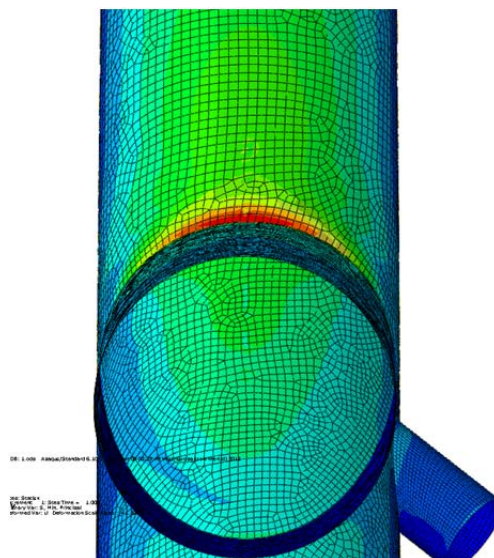
7.2.1.2 Hotspot-punkter og spenningsfordeling

Figur 7-6 viser hvordan spenningsene fordeler seg i knutepunktet som er koblet til wiremodellen. Det er tydelig at det oppstår en spenningsøkning i «crown toe» området. Det er i dette området hotspot-punktet til chord-siden av sveisen ligger.



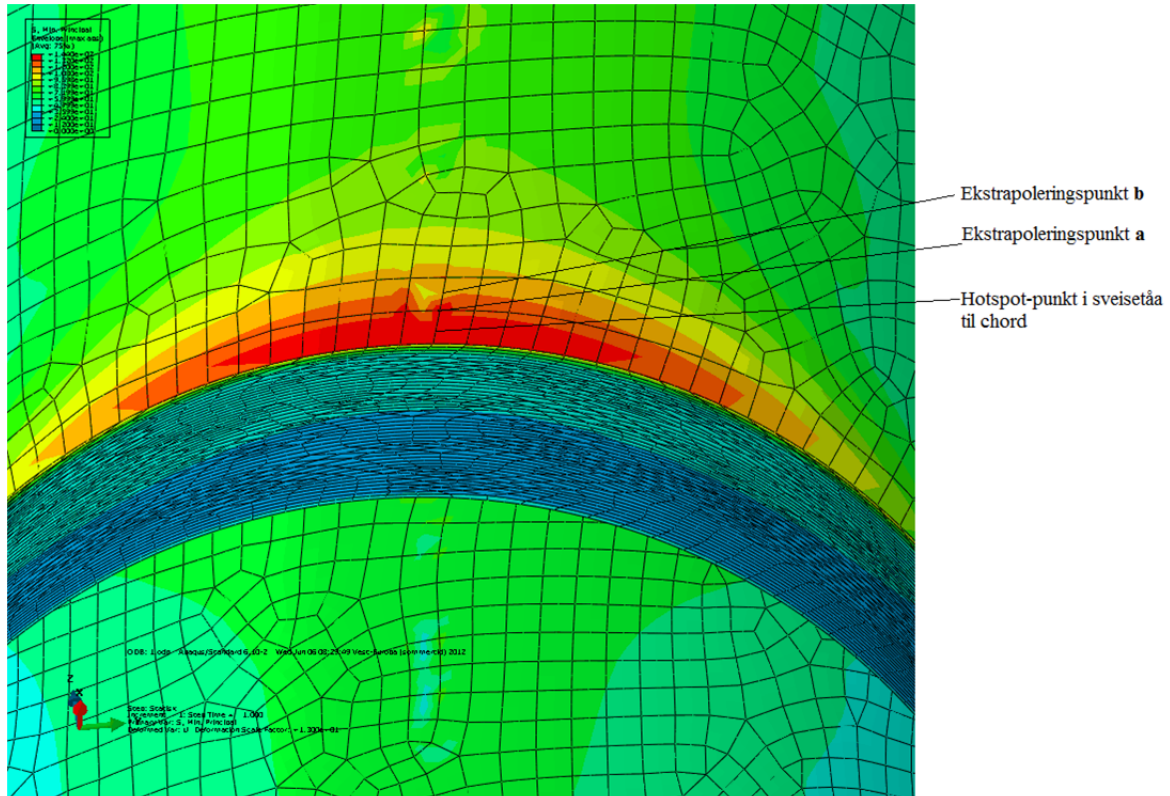
Figur 7-6: Skallmodell av knutepunktet.

Figur 7-7 viser hovedspenningsfordelingen rundt hovedbracen i knutepunktet. Spenningsfordelingen er den samme for minimum og maksimum hovedspenninger.



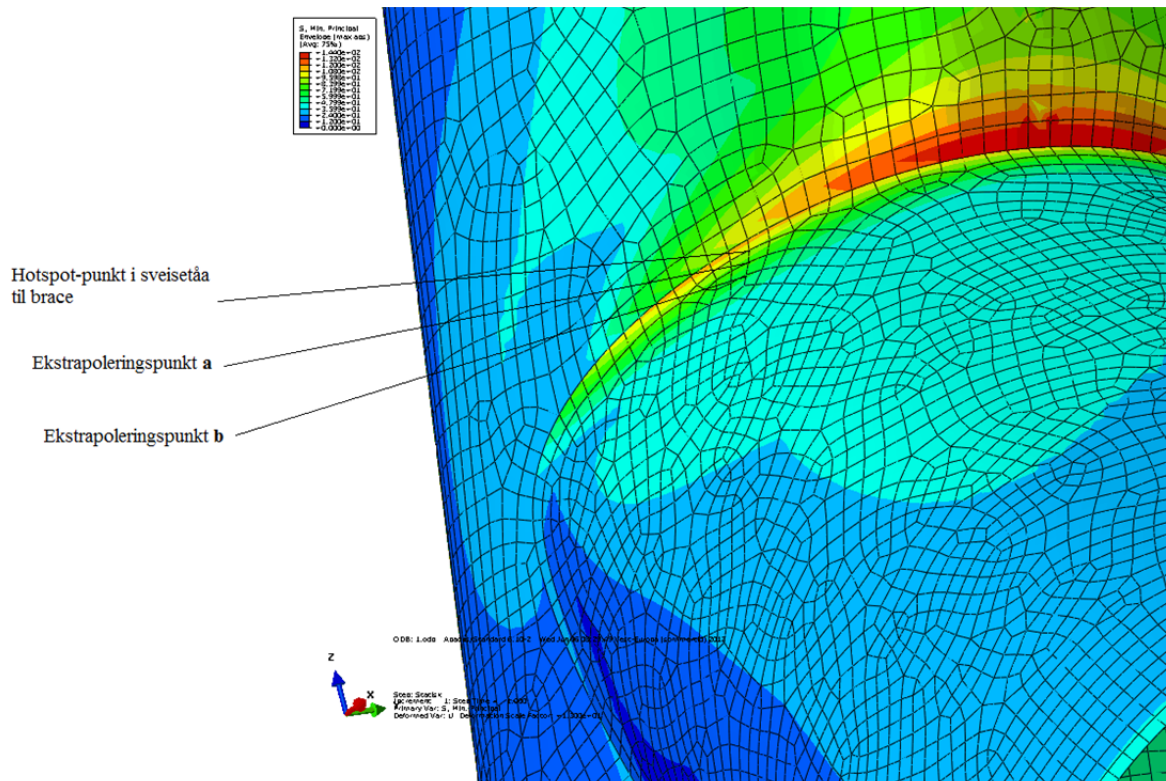
Figur 7-7: Hovedspenningsfordeling

Hotspot-punktet på chorden er lokalisert i det som omtales som «crown toe». Figur 7-8 viser plasseringen til hotspot-punktet i chorden, 20 mm utfra skjæringspunktet, og ekstrapoleringspunktene a og b.



Figur 7-8: Punkter for spenningsavlesning og hotspot-punkt for chord

For brace-siden av sveisen finnes hotspot-punktet mellom «saddle» punktet og «crown toe» punktet. Figur 7-9 viser plasseringen av hotspot-punktet på brace-siden, 20 mm utenfor skjæringspunktet mellom chord og brace, og ekstrapoleringspunktene a og b.



Figur 7-9: Ekstrapoleringspunkt og hotspot-punkt for brace

7.2.2 Analyse av alternative knutepunkt

Tabell 7-10 viser knutepunktene som er analysert. Alle tar utgangspunkt i basisknutepunktet, alternativ 1, som er modifisert trinnvis ut i fra levetidsanalyser av alternativene.

Tabell 7-10: Analyserte knutepunkter

<i>Alt.</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	γ_{Chord}	β	γ_{Brace}	τ
1	700	29	650	14,5	12.1	0,93	22,4	0,5
2	800	40	700	17,5	10	0,875	18,57	0,44
3	1000	50	950	25	10	0,95	19	0,5
4	1200	50	1000	25	12	0,83	20	0,5
5	1200	50	1000	25	12	0,83	20	0,5
6	1050	50	1000	25	10,5	0,95	20	0,5
7	1200	50	1140	25	12	0,95	22,8	0,5
[1]	700	30	500	20	11,6	0,71	12,35	0,65

7.2.2.1 Fremgangsmåte

Knutepunktet er gradvis endret fra alternativ 1 til 7. Dersom et knutepunktalternativ ikke har tilfredsstillende levetid økes dimensjonene på tykkelse og diameter samtidig som de geometriske faktorene β , γ og τ er i området til de anbefalte verdiene.

Følgende framgangsmåten er benyttet for å beregne levetiden til de ulike alternativene:

- Krefter som virker på konstruksjonen ved 2,5 m/s vannstrøm settes på modellen
- Lokalisering av hotspot-punkt for chord og brace
- Ekstrapolering for å finne $\sigma_{Hotspot\ 1}$ for chord og brace
- Krefter som virker på konstruksjonen ved 4 m/s vannstrøm settes på modellen
- Ekstrapolering for å finne $\sigma_{Hotspot\ 2}$ for chord og brace.
- $\Delta\sigma_{sec\ 1-2} = \sigma_{Hotspot\ 1} - \sigma_{Hotspot\ 2}$
- Tidevannet snur, lasten skifter fortegn
- Setter på krefter som virker ved vannstrømmen på 2,5 m/s
- Ekstrapolerer for å finne $\sigma_{Hotspot\ 3}$ for chord og brace
- $\Delta\sigma_{main} = \sigma_{Hotspot\ 1} - \sigma_{Hotspot\ 3}$
- Krefter som virker på konstruksjonen ved 4 m/s vannstrøm settes på modellen
- Ekstrapolering for å finne $\sigma_{Hotspot\ 4}$
- $\Delta\sigma_{sec\ 3-4} = \sigma_{Hotspot\ 3} - \sigma_{Hotspot\ 4}$
- Antall tillatte lastvekslinger for de tre spenningsblokkene finnes fra S-N kurve for sveiste rørknutepunkter
- Levetidsberegning etter Miner-Palmgrens metode

Det vil i tillegg bli gjort en levetidsberegning av knutepunktet fra tidligere arbeid [1]. For utmattingsberegningene som ble utført der [1] ble det brukt Mises-spenninger istedenfor hovedspenninger. Syklustellingen som ble utført er heller ikke i samsvar med den som er utført i denne rapporten. I tillegg ble selve utformingen av knutepunktet lite behandlet, og de dimensjonsløse geometriske faktorene gitt i formel 3.1, 3.2, 3.3 og 3.4 ble ikke diskutert da knutepunktet ble designet. Resultatet vil kunne gi en indikasjon på hvor viktig det er å velge gunstige verdier på disse.

Målet er å oppnå en beregnet levetid på minst 20 år. For at dette skal være mulig må $\Delta\sigma_{\text{main}}$ være under ca. 350 MPa. SN-kurven som brukes til å finne tillatte sykluser gir ikke mulighet til å lese av sykluser for en spenningsvidde over 400 MPa, som tilsvarer ca. 13 års levetid. For de alternativene som har en spenningsvidde, $\Delta\sigma_{\text{main}}$, på over 400 MPa vil det ikke være behov å finne $\Delta\sigma_{\text{sec}}$ siden levetiden allerede er under 20 år.

Vedlegg C inneholder vektberegninger for de ulike alternativene.

7.2.2.2 *Alternativ 1***Bakgrunn**

Alternativ 1 er det kritiske knutepunktet fra basismodellen. Dette knutepunktet har en statisk utnyttelse på 32 %. Elementmodellen av knutepunktet er vist på Figur 7-3 og dimensjoner er gitt i Tabell 7-11.

Tabell 7-11: Rørdimensjoner til alternativ 1

<i>Alt.</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	γ_{Chord}	β	γ_{Brace}	τ
1	700	29	650	14,5	12.1	0,93	22,4	0,5

Beskrivelse

En diameter på 700 mm på chorden og 650 mm på bracen gir et diameterforhold på 0,93. Tykkelsen på chorden ble satt slik at γ ble nærme 10, og for å få τ lik 0,5 ble tykkelsen på brace 14,5 mm.

Tabell 7-12: Hot Spot spenninger og levetid for alternativ 1

Spenningsvidde Brace		Spenningsvidde Chord	
$\Delta\sigma_{main}$	606 MPa	$\Delta\sigma_{main}$	964 MPa
$\Delta\sigma_{sec_1-2}$		$\Delta\sigma_{sec_1-2}$	
$\Delta\sigma_{sec_3-4}$		$\Delta\sigma_{sec_3-4}$	
S-N kurve Brace		S-N kurve Chord	
$N_{\Delta\sigma_{main}}$	$< 1,0 \cdot 10^4$	$N_{\Delta\sigma_{main}}$	$< 1,0 \cdot 10^4$
$N_{\Delta\sigma_{sec_1-2}}$		$N_{\Delta\sigma_{sec_1-2}}$	
$N_{\Delta\sigma_{sec_3-4}}$		$N_{\Delta\sigma_{sec_3-4}}$	
Levetid Brace	<13,7 år	Levetid Chord	<13,7 år

Resultat

Levetiden er ikke tilstrekkelig. Spenningen er kun lest av for hovedspenningsvidden, $\Delta\sigma_{main}$. Siden denne ble over 400 MPa har knutepunktet allerede for lav levetid, og de to andre bidragene vil kun redusere levetiden ytterligere.

Dette viser at god statisk kapasitet ikke nødvendigvis gir god utmattingskapasitet.

7.2.2.3 *Alternativ 2***Bakgrunn**

Basisknutepunktet har god statisk kapasitet, men lav levetid. Spenningsvidden i både brace og chord må senkes for å bedre levetiden. En levetid på 40 år tilsvarer en spenningsvidde på under 250 MPa.

Tabell 7-13: Rørdimensjoner til alternativ 2

<i>Alt.</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	γ_{Chord}	β	γ_{Brace}	τ
2	800	40	700	17,5	10	0,875	20	0,44

Beskrivelse

Velger å forsterke chord og brace lokalt:

Chord:

- Diameteren økt med 100 mm til 800 mm.
- Tykkelsen økt med 11 mm til 40 mm

Brace

- Diameteren økt med 50 mm til 700 mm. $\rightarrow \beta$ lik 0,875
- Tykkelsen økt med 3 mm til 17,5 mm $\rightarrow \tau$ lik 0,55

Tabell 7-14: Hotspot spenninger og levetid for alternativ 2

Spenningsvidde Brace		Spenningsvidde Chord	
$\Delta\sigma_{main}$	343,4 MPa	$\Delta\sigma_{main}$	536 MPa
$\Delta\sigma_{sec_1-2}$	90,5 MPa	$\Delta\sigma_{sec_1-2}$	141 MPa
$\Delta\sigma_{sec_3-4}$	-90,5 MPa	$\Delta\sigma_{sec_3-4}$	-141 MPa
S-N kurve		S-N kurve	
$N_{\Delta\sigma_{main}}$	$2 \cdot 10^4$	$N_{\Delta\sigma_{main}}$	N/A
$N_{\Delta\sigma_{sec_1-2}}$	$8 \cdot 10^6$	$N_{\Delta\sigma_{sec_1-2}}$	
$N_{\Delta\sigma_{sec_3-4}}$	$8 \cdot 10^7$	$N_{\Delta\sigma_{sec_3-4}}$	
Levetid Brace	27 år	Levetid Chord	<13,7 år

Resultat

Hotspot-spenningene i chorden overstiger den øvre grensen til SN-kurven. Dermed er levetiden lavere enn 13,7 år. Spenningsvidden ble nesten halvert men dette er ikke tilstrekkelig, og knutepunktet må forsterkes.

7.2.2.4 *Alternativ 3***Bakgrunn**

Forsterkninger på knutepunkt i forrige analyse ga ikke tilstrekkelig effekt.

Forsøker å tilnærme dimensjonene til de anbefalte verdiene for β , τ og γ . Dette tilsvarer en stivhetsfaktor for chorden på 10, og et diameterforhold på 0,95.

Tabell 7-15: Rørdimensjoner til alternativ 3

<i>Alt.</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	γ_{Chord}	β	γ_{Brace}	τ
3	1000	50	950	25	10	0,95	19	0,5

Beskrivelse

Chord:

- Diameteren økt med 200 mm til 100 mm.
- Tykkelsen økt med 10 mm til 50 mm

Brace

- Diameteren økt med 250 mm til 950 mm. $\rightarrow \beta$ lik 0,95
- Tykkelsen økt med 7,5 mm til 25 mm $\rightarrow \tau$ lik 0,5

Tabell 7-16: Hot Spot spenninger og levetid for alternativ 3

Spenningsvidde Brace		Spenningsvidde Chord	
$\Delta\sigma_{main}$	137,2 MPa	$\Delta\sigma_{main}$	307,6 MPa
$\Delta\sigma_{sec_1-2}$	29,6 MPa	$\Delta\sigma_{sec_1-2}$	81 MPa
$\Delta\sigma_{sec_3-4}$	-29,6 MPa	$\Delta\sigma_{sec_3-4}$	-81 MPa
S-N kurve		S-N kurve	
$N_{\Delta\sigma_{main}}$	$3 \cdot 10^5$	$N_{\Delta\sigma_{main}}$	$2 \cdot 10^4$
$N_{\Delta\sigma_{sec_1-2}}$	$2 \cdot 10^8$	$N_{\Delta\sigma_{sec_1-2}}$	$1 \cdot 10^6$
$N_{\Delta\sigma_{sec_3-4}}$	$2 \cdot 10^8$	$N_{\Delta\sigma_{sec_3-4}}$	$1 \cdot 10^6$
Levetid Brace	409 år	Levetid Chord	26,3 år

Resultat

Dette alternativet gir en levetid på 26 år for chorden. Den gode levetiden kan forklares med den solide dimensjonsøkningen og bruk av anbefalte verdier for β , τ og γ .

Vekt på denne utførelsen er 74,3 tonn ved bruk av can forsterkning og cone på chorden.

7.2.2.5 *Alternativ 4***Bakgrunn**

Mål om en levetid på 40 år krever en økning av levetiden på 13 år. Dette tilsvarer en reduksjon i hot-spot-spenningsvariasjonen på ca. 50 MPa.

Tabell 7-17: Rørdimensjoner til alternativ 4

<i>Alt.</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	γ_{Chord}	β	γ_{Brace}	τ
4	1200	50	1000	25	12	0,83	20	0,5

Beskrivelse

Chord:

- Diameteren økt med 200 mm til 1200 mm.
- Tykkelsen uendret

Brace

- Diameteren økt med 50 mm til 1000 mm. $\rightarrow \beta$ lik 0,83
- Tykkelsen uendret

Tabell 7-18: Hot Spot spenninger og levetid for alternativ 4

Spenningsvidde Brace		Spenningsvidde Chord	
$\Delta\sigma_{main}$	102 MPa	$\Delta\sigma_{main}$	294,4 MPa
$\Delta\sigma_{sec_1-2}$	16,2 MPa	$\Delta\sigma_{sec_1-2}$	80 MPa
$\Delta\sigma_{sec_3-4}$	-16,2 MPa	$\Delta\sigma_{sec_3-4}$	-80 MPa
S-N kurve		S-N kurve	
$N_{\Delta\sigma_{main}}$	$6 \cdot 10^5$	$N_{\Delta\sigma_{main}}$	$2,2 \cdot 10^4$
$N_{\Delta\sigma_{sec_1-2}}$	N/A	$N_{\Delta\sigma_{sec_1-2}}$	$1,5 \cdot 10^6$
$N_{\Delta\sigma_{sec_3-4}}$	N/A	$N_{\Delta\sigma_{sec_3-4}}$	$1,5 \cdot 10^6$
Levetid Brace	> 500 år	Levetid Chord	29,2 år

Resultat

Denne konfigurasjonen ga liten økning i levetiden til tross for diameterøkningen. β verdien er ikke gunstig i forhold til anbefalte verdier. Vekten er på ca. 82 tonn.

7.2.2.6 *Alternativ 5***Bakgrunn**

Knutepunktet har nå diametere på hele 1200 mm. Effekten ringstivere har på hotspot-spenningene skal undersøkes. For å benytte ringstivere i chord er det nødvendig med en diameter som gjør det mulig å sveise ringstiverne på innsiden.

Tabell 7-19: Rørdimensjoner til alternativ 5

<i>Alt.</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	γ_{Chord}	β	γ_{Brace}	τ
5	1200	50	1000	25	12	0,83	20	0,5

Beskrivelse

Ringstivere er satt inn ved de to crown-punktene. På **Feil! Fant ikke referanseilden.** vises denne plasseringen.

Tabell 7-20: Hot Spot spenninger og levetid for alternativ 5

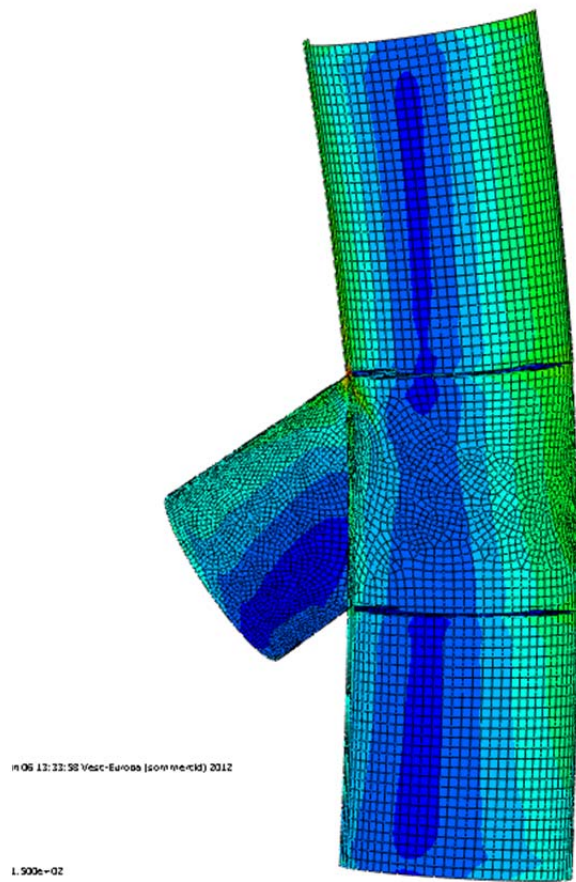
Spenningsvidde Brace		Spenningsvidde Chord	
$\Delta\sigma_{main}$	135,2 MPa	$\Delta\sigma_{main}$	176,8 MPa
$\Delta\sigma_{sec_1-2}$	N/A	$\Delta\sigma_{sec_1-2}$	N/A
$\Delta\sigma_{sec_3-4}$	N/A	$\Delta\sigma_{sec_3-4}$	N/A
S-N kurve		S-N kurve	
$N_{\Delta\sigma_{main}}$	$1,0 \cdot 10^5$	$N_{\Delta\sigma_{main}}$	$4 \cdot 10^5$
$N_{\Delta\sigma_{sec_1-2}}$	N/A	$N_{\Delta\sigma_{sec_1-2}}$	N/A
$N_{\Delta\sigma_{sec_3-4}}$	N/A	$N_{\Delta\sigma_{sec_3-4}}$	N/A
Levetid Brace	>500 år	Levetid Chord	136 år

Resultat

Stiverne økte levetiden til 136 år. Konstruksjonen tilfredsstillende 20 års levetid med en DFF på 3,0 som er den aktuelle øvre grense for denne konstruksjonen etter tabell 3-2. $\Delta\sigma_{sec}$ er neglisjert fordi det gav tilnærmet ingen bidrag til utmatting.

Knutepunktet er ikke lenger et uavstivede knutepunkt, og den statiske kapasiteten kan ikke beregnes med de samme reglene som for uavstivede knutepunkt. NORSOK N-004 henviser til FEM analyser for statisk beregning av slike knutepunkter.

Vekten for dette alternativet er på ca. 82 tonn.



Figur 7-10 Spenninger med to ringstivere i chord

7.2.2.7 *Alternativ 6***Bakgrunn**

Alternativ 3 tilfredsstillende målet om 20 års levetid med en DFF på 1,0. For å tilfredsstillende målet om 20 års levetid med en DFF på 2,0 må knutepunktet ha en beregnet levetid på 40 år.

Tabell 7-21: Rørdimensjoner til alternativ 6

<i>Alt.</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	γ_{Chord}	β	γ_{Brace}	τ
6	1050	50	1000	25	10,5	0,95	22,8	0,5

Beskrivelse

Chord:

- Diameteren minskes med 150 mm til 1050 mm.
- Tykkelsen uendret

Brace

- Diameteren uendret → β lik 0,95
- Tykkelsen uendret

Tabell 7-22: Hotspot-spenninger og levetid for alternativ 6

Spenningsvidde Brace		Spenningsvidde Chord	
$\Delta\sigma_{main}$	190,8 MPa	$\Delta\sigma_{main}$	296 MPa
$\Delta\sigma_{sec_1-2}$	53 MPa	$\Delta\sigma_{sec_1-2}$	65,4 MPa
$\Delta\sigma_{sec_3-4}$	-53 MPa	$\Delta\sigma_{sec_3-4}$	-65,4 MPa
S-N kurve		S-N kurve	
$N_{\Delta\sigma_{main}}$	$9 \cdot 10^4$	$N_{\Delta\sigma_{main}}$	$2 \cdot 10^4$
$N_{\Delta\sigma_{sec_1-2}}$	$1,5 \cdot 10^7$	$N_{\Delta\sigma_{sec_1-2}}$	$5 \cdot 10^6$
$N_{\Delta\sigma_{sec_3-4}}$	$1,5 \cdot 10^7$	$N_{\Delta\sigma_{sec_3-4}}$	$5 \cdot 10^6$
Levetid Brace	121,8 år	Levetid Chord	27,2 år

Resultat

Levetiden er tilnærmet den samme som for alternativ 3 selv om diameter på både chord og brace er 50 mm mer enn i alternativ 3.

7.2.2.8 *Alternativ 7***Bakgrunn**

For å oppnå 40 års beregnet levetid vil alternativ 4 bli gitt anbefalt β verdi.

Tabell 7-23: Rørdimensjoner til alternativ 7

<i>Alt.</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	γ_{Chord}	β	γ_{Brace}	τ
7	1200	50	1140	25	12	0,95	22,8	0,5

Beskrivelse

Chord:

- Diameteren økes med 150 mm til 1200 mm.
- Tykkelsen uendret

Brace

- Diameteren økes til 1140 → β lik 0,95
- Tykkelsen uendret

Tabell 7-24: Hot Spot spenninger og levetid for alternativ 7

Spenningsvidde Brace		Spenningsvidde Chord	
$\Delta\sigma_{main}$	131,6 MPa	$\Delta\sigma_{main}$	219,6 MPa
$\Delta\sigma_{sec_1-2}$	13,2 MPa	$\Delta\sigma_{sec_1-2}$	80,2 MPa
$\Delta\sigma_{sec_3-4}$	-13,2 MPa	$\Delta\sigma_{sec_3-4}$	-80,2 MPa
S-N kurve		SN-Kurve	
$N_{\Delta\sigma_{main}}$	$3,5 \cdot 10^5$	$N_{\Delta\sigma_{main}}$	$4,2 \cdot 10^4$
$N_{\Delta\sigma_{sec_1-2}}$	N/A	$N_{\Delta\sigma_{sec_1-2}}$	$1,5 \cdot 10^6$
$N_{\Delta\sigma_{sec_3-4}}$	N/A	$N_{\Delta\sigma_{sec_3-4}}$	$1,5 \cdot 10^6$
Levetid Brace	> 250 ÅR	Levetid Chord	55 år

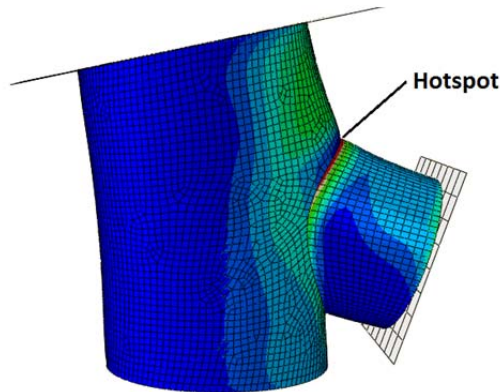
Resultat

Dette alternativet har tilstrekkelig levetid og tilfredsstillende målet om 20 års levetid for en DFF-faktor på 2,0.

Dette alternativet gir jacketen en vekt på 85 tonn.

7.2.2.9 Kontroll av levetid til knutepunkt fra tidligere arbeid [1]

Figur 7-11 viser maksimale hovedspenninger for knutepunktet. Hotspot-punktet befinner seg i crown-toe området til knutepunktet på brace-siden av sveisen.



Figur 7-11: Hovedspenninger for knutepunktet til Hofseth og Sæveland

Det er benyttet samme laster og snittkrefter som i tidligere arbeider og siden det der er antatt konstant C_T vil det ikke oppstå $\Delta\sigma_{sec}$. Tabell 7-25 gir de geometriske egenskapene til knutepunktet.

Tabell 7-25: Dimensjoner på knutepunktet til Hofseth og Sæveland

<i>Alt.</i>	D	T	d	t	γ_{Chord}	β	γ_{Brace}	τ
[Hoffsæ]	700	31	500	20	11,3	0,71	12,35	0,65

Tabell 7-26 gir levetidsberegningen. Siden det oppstår spenningsvariasjoner på over 400 MPa kommer syklustellingen utenfor S-N diagrammet, derfor er det usikkerhet rundt avlesningen av tillatte sykluser.

Tabell 7-26: Spenninger og levetid for knutepunktet til Hofseth og Sæveland

Spenningsvidde Brace		Spenningsvidde Chord	
$\Delta\sigma_{main}$	> 1000 MPa	$\Delta\sigma_{main}$	MPa
S-N kurve Brace		S-N kurve Chord	
$N_{\Delta\sigma_{main}}$	< $1,0 \cdot 10^4$	$N_{\Delta\sigma_{main}}$	

Levetid Brace	< 13,7 år	Levetid Chord	
----------------------	-----------	----------------------	--

Tidligere beregninger av dette knutepunktet viste en levetid på 5 år for knutepunktet. Nye beregninger med en spenningsvidde på over 1000 MPa vil gi en lavere levetid enn dette.

7.2.2.10 *Oppsummering*

Levetiden til de ulike alternativene vises i Tabell 7-27, rangert etter levetid.

Tabell 7-27: Knutepunktene levetid

<i>Alt.</i>	<i>Levetid : Brace [år]</i>	<i>Levetid : Chord [år]</i>
5	> 500	136
7	> 250	55
4	> 500	29,2
6	121	27,2
3	409	26,3
2	27	< 13,7
1	< 13,7	< 13,7
[1]	< 13,7	< 13,7

7.2.3 Utmatting som følge av tidevannsstrømmens profil

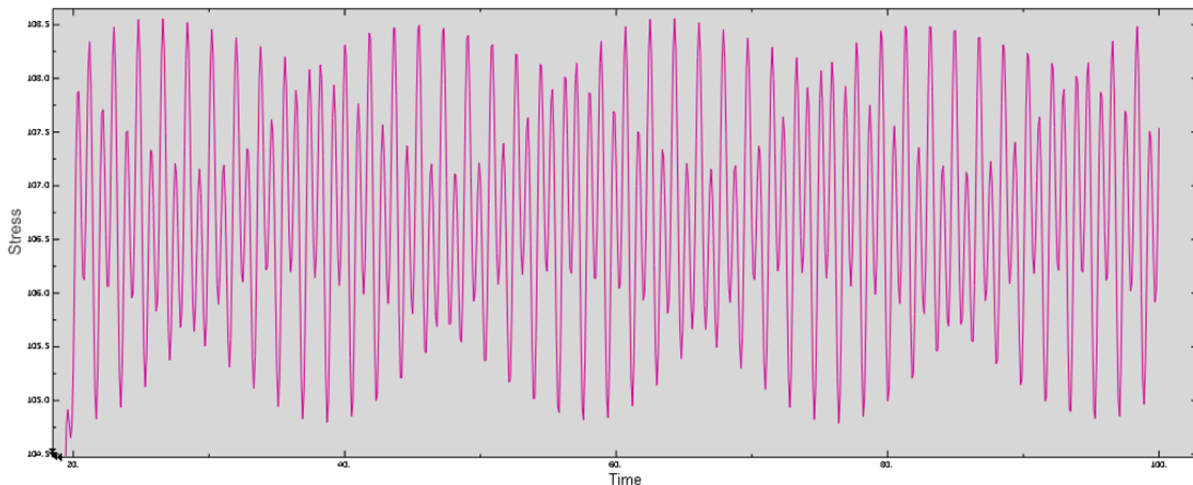
Denne utmattingsanalysen er kun utført på alternativ 1. Dersom analysen av alternativ 1 gir samme resultat som tidligere arbeid [1], som er at disse lastene ikke har noen innvirkning på levetiden, antas det at dette også gjelder for de andre alternativene.

Siden chorden har lavere levetid enn bracen for alternativ 1, er det kun chord-siden av sveisen som kontrolleres. For å finne spenningsvariasjonene som oppstår på grunn av M_x , M_y , M_z og T er det utført en modal analyse av bæresystemet i Abaqus med en tidsperiode på 100 sekund. Lastene er hentet fra tidligere masteroppgave [1] siden det ikke ble oppgitt nye målinger.

For å finne spenningsvidden i hotspot-punktet til chorden må først en SCF verdi for dette punktet beregnes. Den beregnes etter formel 3.11. De nominelle spenningene skal være fra bracen. Ved å bruke hotspot verdiene til chorden fra kapittel 7.2.2.2 og nominelle spenninger i bracen fra Tabell 7-6, vil formel 3.11 gi SCF verdien i hotspot-punktet til chorden:

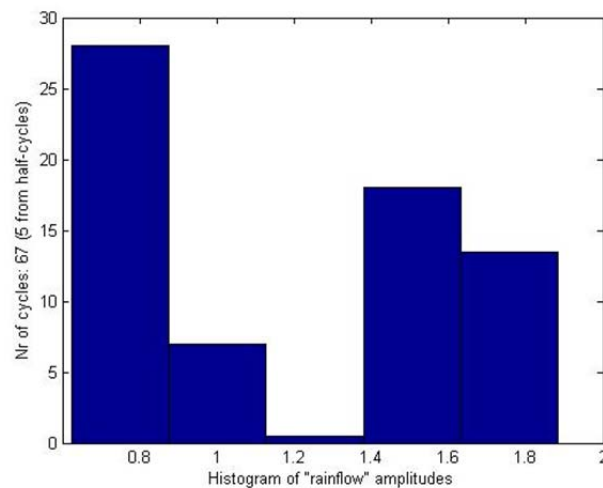
$$SCF_{chord} = \frac{\sigma_{HS-chord}}{\sigma_{nom-brace}} = \frac{482 \text{ MPa}}{(41,8 + 148,7) \text{ MPa}} = 2,53$$

Grafen i Figur 7-12 viser hvordan de nominelle spenningene i bracen varierer som følge av M_x , M_y , M_z og T .



Figur 7-12: Spenningsvariasjon i brace

For å telle antall spenningsvekslinger i Figur 7-12 er det benyttet en fri MATLAB kode [44]. Denne koden utfører en rainflow-telling på spenningsvekslingene og viser resultatene i et histogram som antall sykluser for de ulike spenningsblokkene. Histogrammet for de nominelle spenningene i bracen vises i Figur 7-13, der er frekvensen av de ulike spenningsblokkene vist over en periode på 1 minutt.



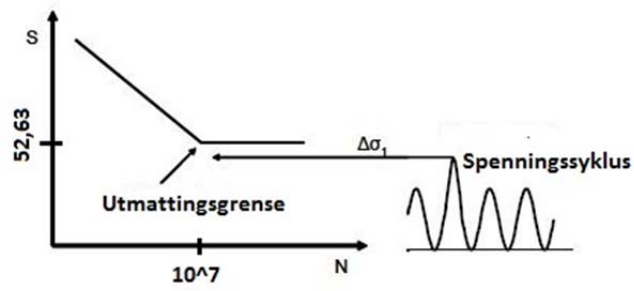
Figur 7-13: Histogram for spenningsvekslinger i brace, 1min

Spenningene som inngår i utmattingsberegningen er hotspot-spenningene. Disse beregnes ved å multiplisere de nominelle spenningsblokkene fra historgrammet i Figur 7-13 med SCF_{chord} . Tabell 7-28 vises antall spenningsblokker og hvor ofte de forekommer i løpet av et minutt.

Tabell 7-28: Spenningsblokker og opptreden

$\Delta\sigma_{\text{nom}}$ [MPa]	SCF_{chord}	$\Delta\sigma_{\text{HS-chord}}$ [MPa]	Antall i løpet av 1min
0,8	2,53	2,024	28
1	2,53	2,53	7
1,2	2,53	3,04	1
1,5	2,53	3,8	18
1,8	2,53	4,55	14

DNV-RP-C203 [4] gir at en detaljert utmattingsanalyse ikke er nødvendig dersom spenningsvariasjonene som opptrer er mindre enn utmattingsgrensen ved 10^7 sykluser. For SN-kurven knutepunkt i sjøvann er denne grensen på 52,63 MPa. Figur 7-14 [4] viser når det ikke er behov for en detaljert utmattingsanalyse.



Figur 7-14: Utmattingsgrense (Cut Off-grense)

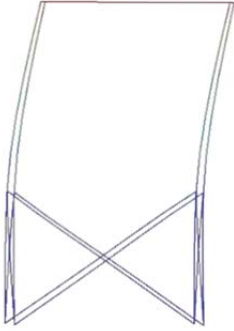

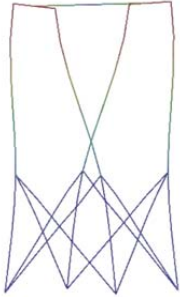
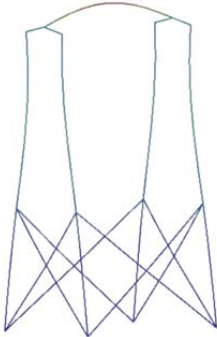
Siden $\Delta\sigma_{HS-chord}$ ikke er større enn 8,33 MPa er det ikke behov for en detaljert utmattinganalyse for lastene som oppstår på grunn av den ikke-lineære tidevannsstrømmen på rotorbladene.

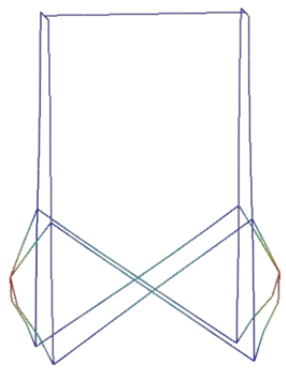
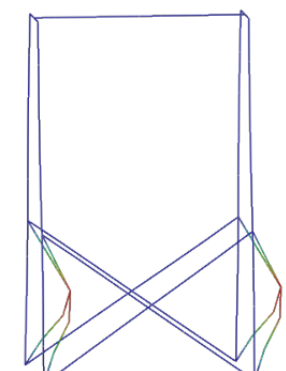
7.3 Resultat egenfrekvensanalyse og kontroll av virvelavløsning

7.3.1 Egenfrekvensanalyse

Under blir de 6 første modene med tilhørende egenfrekvens og egenperiode presenterte.

Tabell 7-29: Egenfrekvenser

<p>Mode 1</p> <p>$f_{n,1} = 1,022 \text{ Hz}$</p> <p>$T_{n,1} = 0,978 \text{ s}$</p> <p>Vibrasjoner i strømningsretning</p>	
<p>Mode 2</p> <p>$f_{n,2} = 2,374 \text{ Hz}$</p> <p>$T_{n,2} = 0,421 \text{ s}$</p> <p>Vibrasjoner vinkelrett på strømningsretning</p>	
<p>Mode 3</p> <p>$f_{n,3} = 5,294 \text{ Hz}$</p> <p>$T_{n,3} = 0,1889 \text{ s}$</p> <p>Torsjonsmode</p>	
<p>Mode 4</p> <p>$f_{n,4} = 9,652 \text{ Hz}$</p> <p>$T_{n,4} = 0,104 \text{ s}$</p>	

<p>Mode 5</p> <p>$f_{n,5} = 18,005 \text{ Hz}$</p> <p>$T_{n,5} = 0,056 \text{ s}$</p>	
<p>Mode 6</p> <p>$f_{n,6} = 18,277 \text{ Hz}$</p> <p>$T_{n,6} = 0,055 \text{ s}$</p>	

I kapittel 5.3 er det gitt at den første egenfrekvensen til konstruksjonen må være over 0,636 Hz for å unngå at det oppstår resonans mellom turbinrotasjonen og egenfrekvensen. Dette sikrer også at de dynamiske lastene fra det ikke-lineære strømningsprofilen på turbinbladene, ikke havner i resonans med egenfrekvensen. Egenfrekvensanalysen gir $f_{n,1} = 1,022 \text{ Hz}$, altså over 0,636 Hz.

Den dynamiske forsterkningsfaktoren for første svingemode blir etter formel 4.7:

$$D = \frac{1}{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} = 1,63$$

Dersom lastfrekvensen er lik første egenfrekvens, $\beta = 1$, vil den dynamiske forsterkningen være avhengig av dempingen i konstruksjonen. $\zeta = 0,02$ gir en dynamisk forsterkningsfaktor på 25 når $\beta = 1$. Denne faktoren er mange ganger høyere enn den som er beregnet for første svingemode.

7.3.2 Kontroll av vibrasjoner fra virvelavløsning

Kontrollen er blitt gjort etter flytskjemaet gitt i Tabell 5-4. Effektiv masse for aktuell mode finnes under *History Output* i Abaqus. Logaritmisk dekrement blir 0,13 for en dempingskonstant på 0,02. Kontrollen er gjort for en vannstrøm med hastighet 4 m/s øverst på rotoren, som gir en hastighet på 3,73 m/s øverst på jacketen. Det er antatt at denne hastigheten er konstant over hele jacketen. Tabell 7-30 viser resultat av kontrollen utført etter Tabell 5-4.

Tabell 7-30: Resultater av kontroll av virvelavløsning

Mode	Diameter [m]	Eigenfrekvens [Hz]	v(z) [m/s]	U_r	Effektiv masse	K_s	konklusjon
1	0,7	1,022	3,73	4,71	121474	64,5	Lav respons, ingen <i>lock-in</i>
2	0,7	2,374	3,73	2,03	125472	66,6	Lav respons, ingen <i>lock-in</i>
3	0,7	5,294	3,73	0,91			$U_r < 1$, ingen flere aktuelle responser
4	0,7	18,005	3,73	0,27			$U_r < 1$, ingen flere aktuelle responser

Det ble også laget en enkel modell av en fast innspent bjelke med sirkulært hulprofil og utført en egenfrekvensanalyse på denne. Dette for å kontrollere lokale vibrasjoner i de antatt mest utsatte konstruksjonselementene, som er de slanke avstiverne som ligger på tvers av strømningsretningen. Det ble laget en modell på 5 meter og en på 10 meter for å kontrollere grensetilfellene med lengde fra chordinnfesting til der bracene møtes og fra chord til chord. Diameter på sekundærbracene er 300 mm og tykkelse 14,5 mm. Tabell 7-31 viser resultater.

Tabell 7-31: Egenfrekvensanalyse for fast innspent bjelke

Lengde [m]	Eigenfrekvens [Hz]
5	71
10	18,4

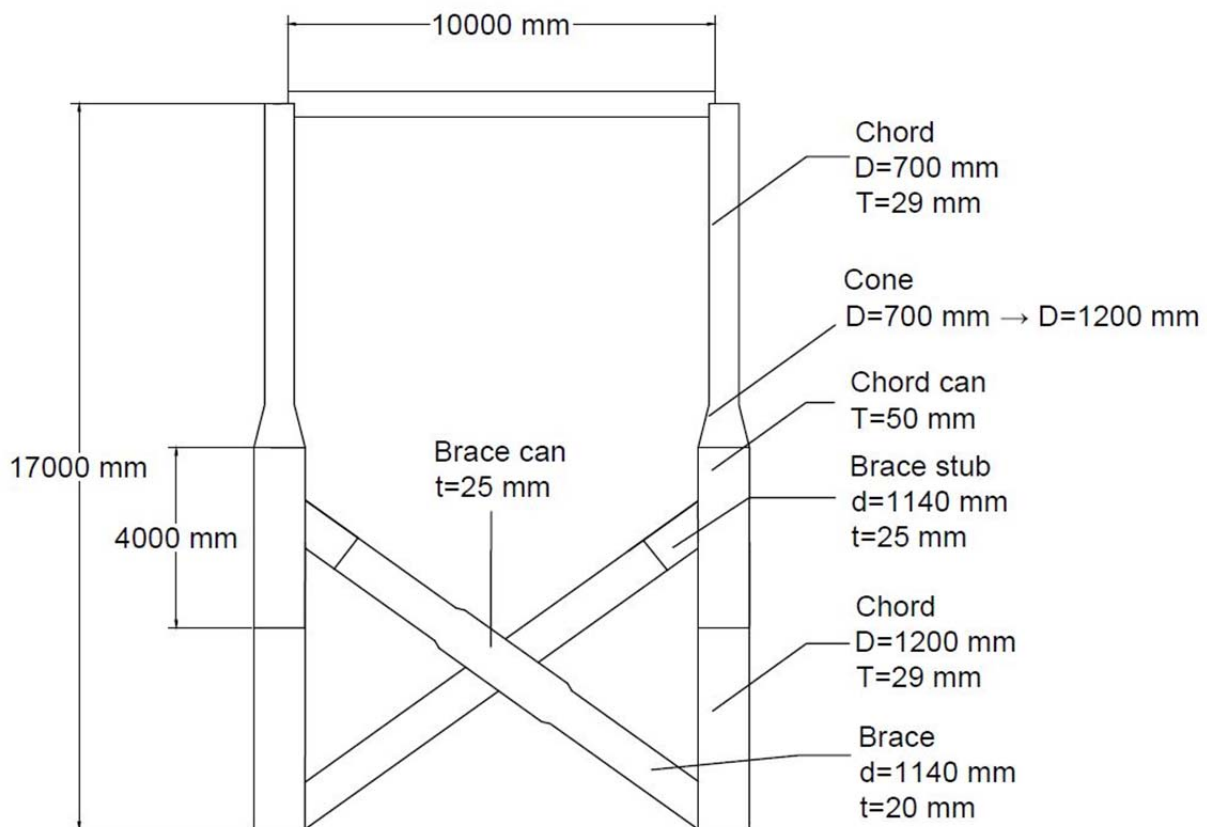
Begge egenfrekvensene gir en redusert hastighet, V_r , på under 1.

Vibrasjoner fra virvelavløsninger vil ikke gi store responser for et konstant hastighetsprofil på 3,73 m/s. For å kunne utelukke effekten av virvelavløsning bør også andre strømningshastigheter kontrolleres. I tillegg må effekten virvelavløsning har på utmatting må undersøkes nærmere.

7.4 Endelig designforslag

Siden materialkostnadene utgjør rundt halvparten av kostnadene til prosjektet [21], er det viktig å holde vekten så lav som mulig. Dette kan løses ved å forsterke knutepunktet lokalt der dette trengs.

Knutepunktutførelsen i alternativ 7 har en levetid på 55 år. Dette innfrir krav til levetid med en DFF på 2,0. For å oppnå denne levetiden er dimensjonene på knutepunktet økt i forhold til utgangspunktet. Både tykkelse og diameter er større. Utforming er vist i Figur 7-15.



Figur 7-15: Utforming av bæresystemet

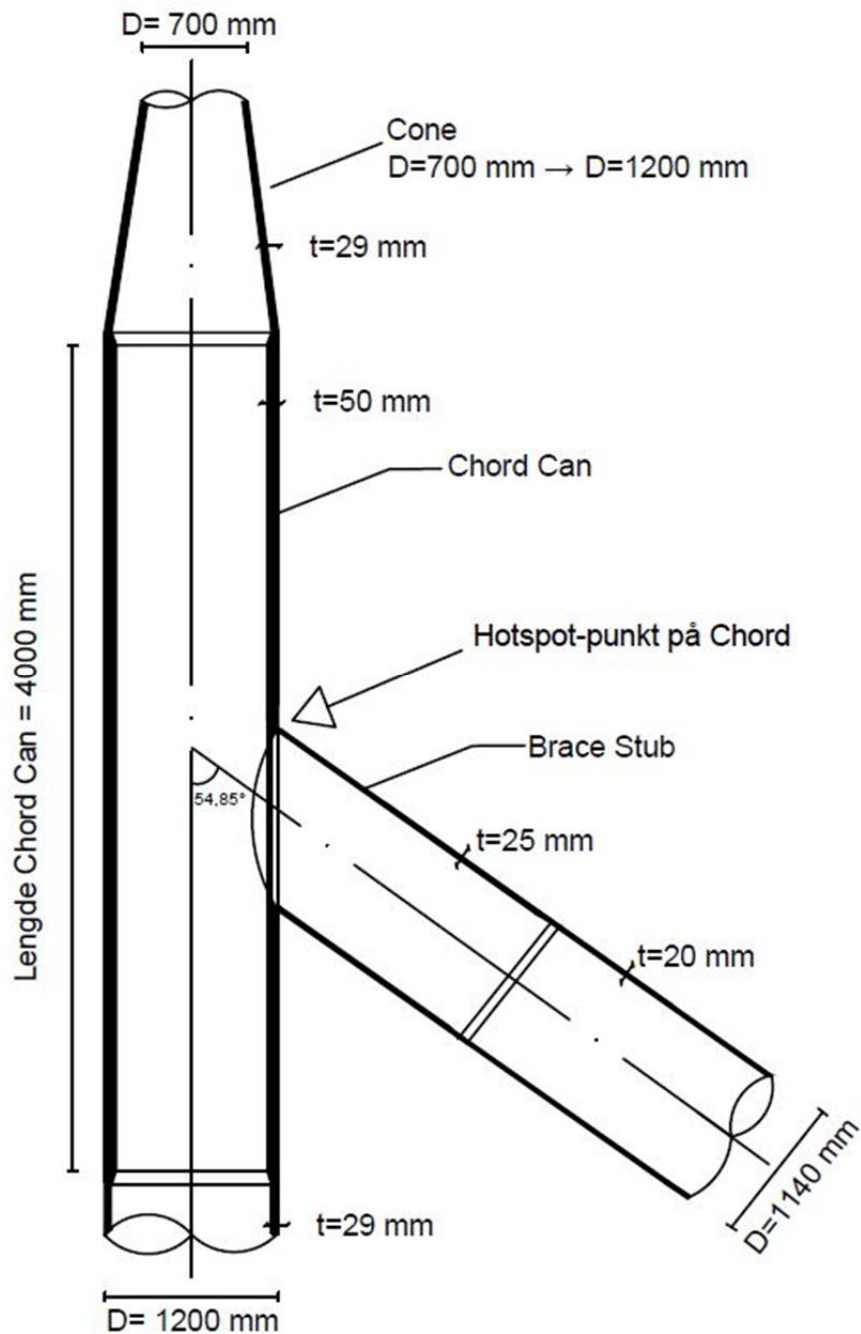
Dette alternativet har en vekt på 85 tonn, noe som er godt over målet på 50 tonn. For at konstruksjonen ikke skal bli unødvendig tung, endres kun dimensjonene rundt knutepunktet. Dette løser man med en cone i hver ende av den forsterkede rørseksjonen.

Tykkelsesovergangen løses ved å lage en avtrapping på enden av røret slik at endene som møtes er like tykke. Dette reduserer vektøkningen betraktelig, men øker samtidig bearbeidingsmengden.

Selv om slike forsterkninger i utgangspunktet er gunstig for konstruksjonen innebærer det også utfordringer. Ved å innføre geometriske endringer og overganger i konstruksjonen er det en fare for å introdusere spenningskonsentrasjoner. For å unngå dette, må overgangen mellom

to forskjellige tykkelser glattes ut og bearbeides. Ekstra tidsbruk i forbindelse til dette må vurderes i forhold til kostnadene i prosjektet, og andre mulige løsninger.

Tenkt utførelse av kritisk knutepunkt er vist i figur 7-16.



Figur 7-16: Knutepunktalternativ 7

7.5 Diskusjon

NORSOK N-004 ble valgt som standardverk for den statiske dimensjoneringen. Grunnen til dette er at den i stor grad omfatter rør og rørknutepunkt og er mer rettet mot offshorekonstruksjoner. NORSOK N-004 har kapasitetsformler som inkluderer hydrostatisk trykk dersom det er nødvendig. Sammenligningen av de to standardene viste at kapasiteten til ble relativt lik for en konstruksjon av denne størrelsen.

Tidligere arbeid [1] konkluderte med at de kvasi-statiske lastene fra tidevannsstrømning ga store utmattingskader på konstruksjonen. Dette arbeidet ble gått gjennom og under gjennomlesning av ble det oppdaget svakheter i utmattingsberegningene. I denne rapporten er levetiden beregnet på nytt for dette knutepunktet og de nye beregningene viser at levetiden for det kritiske knutepunkt der [1] er noe lavere enn antatt. Til tross for at beregningene i denne rapporten er utført annerledes, er resultatene med på å underbygge konklusjonen til Hofseth og Sæveland, nemlig at det er utmattingskader fra de kvasi-statiske lastene som er dimensjonerende.

På bakgrunn av dette er det i rapporten lagt stor vekt på å øke levetiden til konstruksjonen ved å designe et utmattingssterkt knutepunkt. Gunstige verdier for de dimensjonsløse geometriske parameterene β , τ , α og γ ble valgt med bakgrunn i teori og anbefalinger. Sammenlignet med den oppdaterte utmattingsanalysen for tidligere knutepunkt, gav alle de nye alternativene foreslått her en lenger levetid. Dette viser at smarte valg av dimensjoner gir bedre levetid.

For levetidsberegninger er det spenningene i sveisetåen som er kritiske. De to avstandene a og b, som blir brukt til ekstrapolering av hotspot-spenningene, angir derfor ikke avstand fra skjæringsflaten mellom rørene, men fra sveisetåen. Ekstrapoleringen av spenningene fra punktene a og b gir spenningene i hotspot-punktet. Dette punktet er lokalisert i sveisetåen. Siden det ikke er gitt mål på sveisen, ble avstanden fra skjæringsflaten til sveisetåen antatt 20 mm. Dersom denne endres vil dette gi andre hotspot-spenninger. I tidligere arbeid ble punktene a og b angitt ut fra skjæringsflaten, noe som gir høyere spenninger.

Hotspot-spenningene som er brukt i beregningene er lest av i elementnodene. Disse sammenfaller ikke nødvendigvis med punktene a og b som DNV gir. Differansen avhenger og element størrelse og mesh, som igjen er angitt av DNV. Vanligvis er denne differansen liten og er vanskelig å unngå. Dette, sammen med valg av hotspot-punkt og avlesing av lastvekslinger fra SN-kurven sees på som de største feilkildene. Det er lagt vekt på å lese av spenningene i de samme nodene for strekk og trykk, slik at spenningsvidden og dermed også utmattingskaden blir så nøyaktig som mulig.

Spenningsvidden fra de dynamiske lastene er under utmattingsgrensen i SN-kurven for rørknutepunkter, og vil derfor ikke påvirke levetiden til konstruksjonen. De dynamiske analysene baserer seg på laster som er beregnet ut i fra en thrustkoeffisient, C_T , på 0,7. De dynamiske lastene er rotor rotasjon og momentene fra det ikke-lineære strømningsprofilen. Thrustkraften i denne rapporten er beregnet med en variabel thrustkoeffisient, men siden ny data for de dynamiske lastene ikke er tilgjengelig brukes de tidligere verdiene.

Kontrollen av vibrasjoner fra virvelavløsning må sees på som en innledende kontroll. Det må en systematisk og nøyaktig CFD analyse til for å kunne utelukke store vibrasjoner fra virvelavløsning. Effekten virvelavløsning har på utmatting er ikke kontrollert i rapporten og bør undersøkes.

Det er viktig å få klarhet i hvilken verdi som skal brukes for DFF. Denne vil ha mye å si for hvilket alternativ som kan brukes. Dersom det på grunn av inspeksjonsmuligheter må velges en DFF faktor på 3, må alternativet med ringstivere undersøkes videre. Det er usikkert hva som er minimumsgrensen til diameteren til chorden for innsetting av ringstivere.

Tabell 7-32 gir vekt og levetid til de aktuelle alternativene 3 og 7 i tillegg til basismodellen i alternativ 1 og designet fra tidligere arbeid.

Tabell 7-32: Vekt og levetid

Alternativ	Levetid	Vekt
1	<13 år	47 tonn
3	26,3 år	74 tonn
7	55 år	85 tonn
Tidligere arbeid [1]	<13 år	70 tonn

8 Konklusjon og videre arbeid

I den teoretiske delen av rapporten er det gått gjennom regler for statistisk dimensjonering og utmattingskontroll. For statistisk dimensjonering var både Eurokode 3 og NORSOK N-004 aktuelle, og disse ble sammenlignet ved gjennomregning av et knutepunkt. Med de dimensjonene som et bæresystem for tidevannsturbinen består av tilfredsstillende ikke kravene i Eurokode 3, dermed bør NORSOK benyttes. NORSOK N-004 er utviklet for offshorekonstruksjoner i stål og er godt tilpasset bærekonstruksjoner av sirkulære hulprofiler. I tillegg inneholder den også gode beskrivelse for koniske overganger og ringstivere, noe som er mye brukt i jacketer. Det konkluderes dermed med at denne gir et mer tilpasset dimensjoneringsgrunnlag, og som et resultat av dette mer korrekt kapasitet.

Det oppstår store spenningsvekslinger i knutepunktene på grunn av tidevannsstrømmene. Spenningene veksler mellom trykk og strekk fire ganger i løpet av et døgn. Dette gjør at konstruksjonen er utsatt for utmattingssskader. Det kritiske knutepunktet uten forsterkninger, har en statistisk kapasitetsutnyttelse på 32 %. Spenningsvidden i hotspot-punktet er på 964 MPa, som gir en levetid under 13 år. Det konkluderes derfor med at god statistisk kapasitet ikke nødvendigvis gir god utmattingskapasitet.

DNV-RP-C203 er brukt for levetidsberegninger. Oktober 2011 utgaven av denne er oppdatert med en mer nøyaktig metode for ekstrapolering av hotspot-spenninger som er bedre tilpasset sveiste rørknutepunkter og som derfor er med på å øke nøyaktigheten på beregningene. Analysene kjøres med en globalmodell av bæresystemet, hvor en skallmodell av knutepunktet er integrert. Sett i forhold til analyser hvor disse modellene er separert, er dette mer nøyaktig og styrker dermed resultatene.

Med en dimensjonerende levetid på 20 år konkluderes det med at alternativ 3 gir den beste kombinasjonen av styrke, utforming og vekt. Dersom DFF økes til 2 kreves en levetid på 40 år og alternativ 7 den utformingen som gir tilstrekkelig levetid. Det anbefales å bruke lokale forsterkninger, som cans og konisk overgang, i knutepunktene slik at økningen i tykkelse og diameter fra alternativ 1 til alternativ 3 og 7, begrenses til å gjelde lokalt. DNV bør kontaktes for å få klarhet i hvilken DFF verdi som skal benyttes siden denne har mye å si for hva den beregnede levetiden må være.

Krav til levetid for det kritiske knutepunktet er oppnådd, men før konstruksjonen kan bygges må alle de forskjellige konstruksjonsdetaljene vurderes med tanke på praktisk utføring og statistisk kapasitet og levetid. Dette gjelder særlig de koniske overgangene, samt bæresystemets resterende knutepunkter.

Siden den øvre delen av konstruksjonene er utført som en ramme vil lastbæringen i konstruksjonen skille seg noe fra en vanlig jacket. Chorden får større momenter enn i en tradisjonell jacket, og det er mulig at anbefalinger for utforming gitt i litteratur for jacketer på grunn av dette ikke gir like gode resultater for jacketen til tidevannsturbinen.

Det konkluderes likevel med at bæresystemet med et brace-kryss istedenfor to gir et bedre design med tanke på utmattingsstyrke, siden det gjør det mulig å tilpasse diameteren på brace og chord etter anbefalte verdier med en lavere vektøkning enn designet med to kryss.

Resultater fra den modale analysen viste at de dynamiske lastene som oppstår på grunn av det ikke-lineære strømningsprofilen ikke har noe innvirkning på levetiden. Det konkluderes derfor med at det er de kvasi-statiske lastene fra tidevannsstrømmen som blir dimensjonerende for levetiden.

Det bør undersøkes flere måter å forsterke knutepunktet på. Normalisering kan være aktuelt for å få ned residualspenningene i sveisen slik at trykkspenninger ikke bidrar utmatting. Dette vil kunne halvere spenningsvidden i hotspot-punktet. Også bruken av støpte knutepunkt er en mulig løsning. Dersom det skal produseres flere like jacketer til tidevannsturbiner kan formene som bygges brukes flere ganger, men for en prototype er det tvilsomt at det vil lønne seg.

De geotekniske problemstillingene bør tas stilling til tidlig. Valg av fundamenteringsmåte vil ha innvirkning på dimensjoneringen av konstruksjonen. Pæler, vakumfundamentering og betongfundament bør vurderes opp mot det korte tidsrommet fundamenteringsarbeidet er mulig.

Bølgelaster er ikke tatt med i denne rapporten. Det må kontrolleres utmattingsbidraget fra bølger etter at lokasjon er bestemt. Det må gjøres beregninger og analyser av produksjon, transport og installasjonsfasen da disse fasene kan være like kritiske som bruksfasen.

9 Referanser

1. Eivind Hofseth and Øystein Sæveland, *Design of structural frame for tidal stream turbine*, 2011.
2. Hersleth, P. *Statkraft: Havenergi*. 2007 [30.05.2012]; Hentet fra: http://www.stalforbund.com/Norsk_Offshoredag/2007_Petter_Hersleth_statkraft.pdf.
3. P. E. Thomassen, *Muntlig kommunikasjon, Institutt for bygg, anlegg og transport, NTNU, Norge*. 2012.
4. Det Norske Veritas: *DNV-RP-C203, Fatigue Design of Offshore Steel Structures*, October 2011.
5. *Vannstand.no: Tidevannsproduserende krefter*. [30.05.2012]; Hentet fra: <http://vannstand.no/index.php/nb/fakta/tidevann/20-fakta-tidevann-introduksjon>.
6. Aalberg, A., *Muntlig kommunikasjon. Institutt for konstruksjonsteknikk, NTNU, Norge*, 2012.
7. Hammerfeststrom.no. *Research and Development*. 2012 [08.05.2012]; Hentet fra: <http://www.hammerfeststrom.com/research-and-development/>.
8. ANDRITZ HYDRO Hammerfest v/ Inger Lise Mathisen. Epost 16.05.2012.
9. Hammerfeststrom.no. *News*. 2010, [16.03.2012]; Hentet fra: <http://www.hammerfeststrom.com/news/hammerfest-strom-selected-for-major-new-tidal-project-2/>.
10. *Marine Current Turbines Ltd.: SeaFlow*. [24.03.2012]; Hentet fra: http://www.ifremer.fr/dtmsi/colloques/seatech04/mp/proceedings_pdf/presentations/4.%20Ocourants_marins/MCT.pdf.
11. *Marine Current Turbines Ltd.: SeaGen Turbine*. 2012 [08.05.2012]; Hentet fra: <http://www.marineturbines.com/SeaGen-Products/SeaGen-S>.
12. *Marine Current Turbines Ltd. SeaGen U*. 2012 [08.05.2012]; Hentet fra: <http://www.marineturbines.com/SeaGen-Products/SeaGen-U>.
13. Kværner, *Kværner Jacket Technology: Møte med Kværner, Telenor Fornebu, Oslo, Norge.*, 2012.
14. *NORSOK N-004 Design of steel structures*, October 2004.
15. Per Kristian Larsen, *Dimensjonering av stålkonstruksjoner*2010.
16. Barltrop, *Dynamics of Fixed Marine Structures*. Vol. 3. 1991.
17. CIDECT, *Design Guide for Circular and Rectangular hollow section welded joints under fatigue loading*. 2000(8).
18. A. Almar-Næss, *Fatigue Handbook, Offshore Steel Structures*, 1985.
19. *Marinteknisk Institutt: Kompendium TMR4167 Marinteknikk 2- Konstruksjoner*.

20. *Dr. W Visser, The Structural Design of Offshore Jackets*, 1993, The Marine Technology Directorate Limited.
21. *Kværner Verdal, Bedriftsbesøk på verftet 16.04.2012.*
22. Fatigue. *Rainflow Counting Technical Background*. [07.06.2012]; Hentet fra: <https://www.efatigue.com/variable/background/rainflow.html>.
23. Australian-University. *Platform, Pipeline and Subsea Technology*. [05.03.2012]; Hentet fra: <http://units.civil.uwa.edu.au/teaching/CIVL4171?f=256218>.
24. NDT. *Magnetpulver testing*. 2012 [19.04.2012]; Hentet fra: http://ndt.no/index.php?expand=822&show=822&topmenu_2=814.
25. *Det Norske Veritas: DNV-OS-J101, Design of Offshore Wind Turbine Structures.*
26. *Det Norske Veritas: DNV-OS-C101, Design of Offshore Steel Structures, General (LRFD Method), April 2011.*
27. *Intro-innherred.no, Samling 2: Besøk på Kværner verdal*. [04.05.2012]; Hentet fra: <http://www.intro-innherred.no/?Mode=Meny&Nivaa=2&HovedMenyId=94&UnderMenyId1=185&InnholdMenyId=185>.
28. Tor-Inge Tjelta, *Geotechnical Aspects of Bucket Foundations Replacing Piles for the Europipe 16/11-E Jacket*, i *Offshore Technology Conference*, 1994, Houston, Texas.
29. *Aas Jacobsen; Referanseprosjekter*. [22.05.2012]; Hentet fra: http://www.aaj.no/olje/ref_iframe.html.
30. Kjell Magne Mathisen, *Forelesningnotat TKT4197 Lecture 6: FEM applied to Structural Dynamics and Vibrations*. Høst 2011.
31. Kappos, A.J., *Dynamic loading and design of structures* 2002, London: Spon Press. XIII, 374 s.
32. Kjell Magne Mathisen, *Forelesningsnotat TKT4197 Lecture 9: Solution of the Nonlinear Dynamic Equilibrium Equations*.
33. *Det Norske Veritas: Technical Report: Guideline For Offshore Structural Reliability Analysis, i Application To Jacket Platforms.*
34. Faudot, C., *MEMO: Tidal Turbine Model Test*.
35. *Marie Lunde Sæterstad, 2011: Dimensioning load for a tidal turbine.*
36. Jan VAN DER TEMPEL. *Technische Universiteit Delft: Design of Support Structures for Offshore Wind Turbines*. 2006; Hentet fra: http://home.tudelft.nl/fileadmin/UD/MenC/Support/Internet/TU_Website/TU_Delft_portal/Onderzoek/Kenniscentra/Kenniscentra/DUWIND/Dissertations/doc/JvdT_final.pdf.
37. *TVM4116 Forelesningsnotat: Drag og Lift, Institutt for vann og miljøteknikk, NTNU, 2011.*
38. *Det Norske Veritas: DNV-RP-C205, Environmental Conditions and Environmental Loads*. October 2010.

39. *Store Norske Leksikon: Reynolds` tall*. [18.04.2012], Hentet fra:
http://snl.no/Reynolds&apos%3b_tall.
40. Haghpanahi, M., *Hot Spot Stress Determination for a tubular T-joint under Combined Axial and Bending Loading*. 2006.
41. *Abaqus CAE/6.10-2 User`s Manual*.
42. Focus Software AS, *Focus Konstruksjon 2012*.
43. DNV v/Per Arne Kanter. *Avlesning av hotspot-spenninger*. Epost. 30.04.2012.
44. A. Nieslony. *Determination of fragments of multiaxial service loading strongly influencing the fatigue of machine components, Mechanical Systems and Signal Processing*. 2009.

VEDLEGG

Vedleggsliste

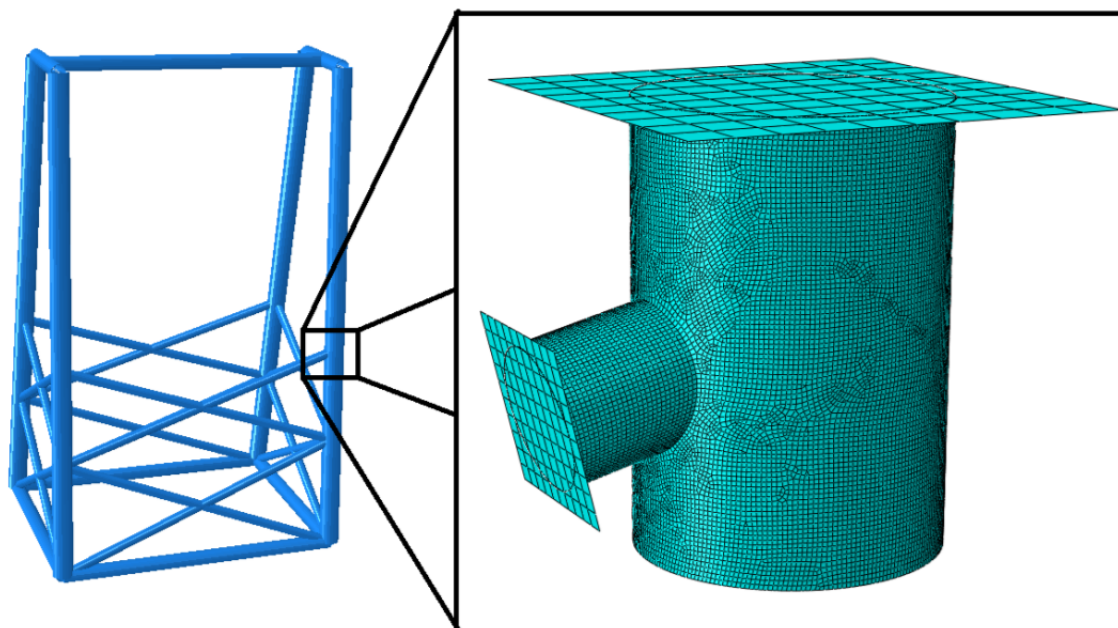
A.	Sammenligning av Eurokode 3 og NORSOK N-004.....	2
A.1	Statisk dimensjonering av knutepunkt etter EC3 og NORSOK N-004.....	2
A.1.1	Dimensjonering av rørknutepunkter etter Eurokode 3 del 1-8 Knutepunkter.....	3
A.1.2	Dimensjonering av rørknutepunkter etter NORSOK N-004.....	6
A.2	Forenklet oppsett for beregning.....	9
A.2.1	Norsok N-004.....	9
A.2.2	Kontroll etter Eurokode 3.....	11
A.3.1	Sammendrag og sammenligning rørknutepunkter	13
A.3.2	Utnyttelsesfaktor for chorden:.....	13
A.4	Dimensjonering av bjelke-søyle	14
A.4.1	Strekk	14
A.4.2	Trykk	14
A.4.3	Bøying.....	16
A.4.4	Skjær.....	17
A.4.5	Hydrostatisk trykk.....	18
A.4.6	Samtidig opptredende krefter	19
A.4.7	Kapasitetskontroll etter NORSOK N-004.....	20
A.4.8	Kapasitetskontroll etter Eurokode 3	21
A.4.9	Konklusjon	21
B.	Thrustkoeffisienter og beregning av thrustkraft.....	22
B.1	Turbindata fra Ashes	22
C.	Vektberegninger	26
C.1	Alternativ 1	26
C.2	Alternativ 3	26
C.3	Alternativ 4 og 5	27
C.4	Alternativ 7	27

A. Sammenligning av Eurokode 3 og NORSOK N-004

A.1 Statisk dimensjonering av knutepunkt etter EC3 og NORSOK N-004

Her følger en sammenligning av de to regelverkene NORSOK-N004 og Eurokode 3. Den er delt inn i en del for staver og bjelker, og en for knutepunkter.

Kontrollen er utført ved å beregne det kritiske knutepunktet fra Sæveland og Hofseth, vist i Figur A-1.



Figur A-1: Sæveland og Hofseths kritiske knutepunkt

A.1.1 Dimensjonering av rørknutepunkter etter Eurokode 3 del 1-8 Knutepunkter

Eurokodene er en felles serie standarder som gjelder for prosjektering av byggverk og dokumentasjon av produkters styrke til konstruksjonsmål Eurokode 3- Del 1-1 omhandler prosjektering av stålkonstruksjoner.

Begge standardene bygger på partialfaktormetoden. De karakteristiske lastene multipliseres med lastfaktorer for å finne design lastene. Lastfaktorer benyttes for å unngå ugunstige avvik i de reelle lastene og de målte lastene. Materialets styrke divideres på en materialfaktor for å finne design styrken til materialet. Materialfaktorene brukes for å korrigere for feil i materialet. NORSOK benytter seg av mer konservative partialfaktorer enn Eurokoden.

A.1.1.1 Omfang

Denne delen av Eurokode 3 tar for seg dimensjonering av knutepunkter, være seg sveiste eller boltede, for konstruksjoner som hovedsakelig utsettes for statiske laster. Allerede her starter vurderingen om EC3's gyldighet for offshore konstruksjoner. Konstruksjoner på top-side kan nok beregnes etter EC3, men siden Jackets og bære konstruksjoner er utsatt for bølger og vannstrøm, er gyldigheten til EC3 mer begrenset.

A.1.1.2 Knutepunkter av hulprofiler

Generelt

Denne standarden gir detaljerte regler for statisk dimensjonering av plane eller romlige knutepunkt av sirkulære eller rektangulære hulprofiler. Kapasiteten er gitt som maksimal aksial- og momentkapasitet i bracen.

Standarden har visse begrensninger:

Tabell A-1: Gyldighet til Eurokode 3	
Chord tykkelse	$T \leq 25mm$
Generell rørtykkelse	$t, T > 2,5 mm$
Minste vinkel mellom inngående brace og chord	$\theta \geq 30^\circ$
Avstand mellom inngående bracer	$g > t_1 + t_2$
Klassifisering av knutepunktet	Tabell 7.1
Utmatting	EC3-1-9

Eurokode 3, nasjonalt tillegg, opererer med partialfaktorer gitt i Tabell A-2.


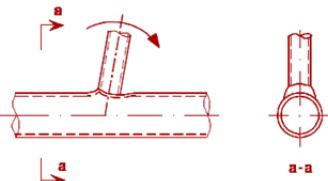
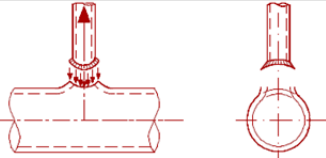
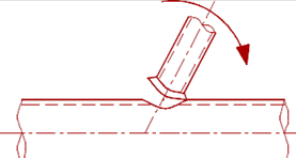
Tabell A-2: Materialfaktorer etter Nasjonalt tillegg i EC3		
Motstandsberregning	Materialfaktor	Verdi
Alle tverrsnittsklasser	γ_{M0}	1.05
Knekkningsmotstand	γ_{M1}	1.05
Kapasitet mot brudd for strekk	γ_{M2}	1.25

Sveiste knutepunkter av hulprofiler

Gitt at kriteriene i Tabell A-3 er oppfylt kan man bruke formel 3.5 for bestemmelse av kapasiteten til knutepunktet. I tillegg kan man begrense kontrollen til å innbefatte kontroll av flensbrudd i gurt (a) og mot gjennomllocking (d) som vist i Tabell A-4. Kapasiteten blir da den minste av disse to.

Tabell A-3: Kriterier for gyldighet av forenklet metode			
Forhold mellom diametere	$0,2 \leq$	d_i/d_0	$\leq 1,0$
Klasse 2 og generelt	$10 \leq$	d_0/t_0	≤ 50
For X-knutepunkt	$10 \leq$	d_0/t_0	≤ 40
Klasse 2	$10 \leq$	d_i/t_i	≤ 50
λ_{ov}		$\geq 25\%$	
g		$\geq t_1+t_2$	
Her angir indeksen 0 gurt og i angir stivere.			

Tabell A-4: Bruddformer for knutepunkter av sirkulære hulprofiler

Brudd-form	Aksiallast	Bøyningmoment
a		
d		

For plane knutepunkter er kapasiteten gitt ved formel 3.5.

$$\frac{N_{i,Ed}}{N_{i,Rd}} + \left[\frac{|M_{ip,i,Ed}|}{M_{ip,i,Rd}} \right]^2 + \frac{|M_{op,i,Ed}|}{M_{op,i,Rd}} \leq 1,0 \quad [3.5]$$

For romlige knutepunkter reduseres denne med en faktor μ . [18]

A.1.2 Dimensjonering av rørknutepunkter etter NORSOK N-004

NORSOK er forkortelse for Norsk sokkels konkurranseposisjon og er et samarbeidsprosjekt mellom ulike aktører innenfor oljeindustrien. NORSOK standardene erstattet de ulike interne spesifikasjonene oljeselskapene som opererte på norsk sokkel tidligere benyttet seg av. Sett med NORSOK standarder skal sørge for tilstrekkelig sikkerhet, verdiskapning og kostnadseffektivitet for petroleumsindustrien [19]. NORSOK N-004 gir bestemmelser for kontroll av bruddgrensetilstand for typiske elementer som brukes i offshore stålkonstruksjoner, der vanlige byggeforskrifter mangler relevante anbefalinger.

Konstruksjonen ansees som sikker dersom den er designet etter en anbefalt standard. Dette fordi en standart er utviklet over mange år og gir en sikkerhet som tilfredsstillende de krav som settes.

Slike konstruksjonselementer er:

- Sirkulære hulprofiler og ledd
- Koniske overganger
- Noen lastsituasjoner for plater og plater som er avstivet

For andre konstruksjonselementer anbefales Eurokode 3, Del 1-1.

NORSOK N-004 opererer med en materialfaktor på 1.15. Det oppgis i NORSOK N-004 at dersom Eurokode 3 benyttes for utregning av konstruksjonens styrke, skal materialfaktorer etter Tabell A-5 benyttes.

Tabell A-5: Materialfaktorer i NORSOK N-004		
Motstandsberegning	Materialfaktor	Verdi
Tverrsnittsklasse 1,2 eller 3	γ_{M0}	1.15
Tverrsnittsklasse 4	γ_{M1}	1.15
Knekkningsmotstand	γ_{M1}	1.15
Nettotverrsnitt ved boltehull	γ_{M2}	1.3
Kilsveis	γ_{Mw}	1.3
Boltet forbindelse	γ_{Mb}	1.3

NORSOK tillater dermed at Eurokode 3 kan brukes dersom materialfaktorene ovenfor benyttes.

A.1.2.1 Omfang

NORSOK skal tilfredsstillte norske myndigheters krav til prosjektering av utrusting av installasjoner på sokkelen. I tillegg tilfredsstiller den ISO 19900, og henviser til Eurokode 3 der det relevant å bruke den. NORSOK N-004 omhandler design av stålkonstruksjoner

A.1.2.2 Krav

NORSOK N-004 gir følgende generelle krav for beregning av styrke til sirkulære tverrsnitt som er uavstivet eller avstivet med ringer:

Tabell A-6: Krav til dimensjonering etter NORSOK	
Stålkvaliteter	$\leq 500 \text{ MPa}$
Temperatur	$\geq - 14 \text{ grader celsius}$
Tykkelser	$5\text{mm} < t < 150 \text{ mm}$
Diameter/ tykkelses-forhold	$D / t < 120$
Tverrsnittklasser	I henhold til EC3
Inspeksjon	Ikke mulig på dyp $> 150 \text{ m}$
Produksjon	Etter NORSOK M-101

A.1.2.3 Duktilitet

Det er et fundamentalt krav at materialet har tilstrekkelig duktilitet slik at materialoppførselen er i overensstemmelse med modellen som brukes for å finne responsen. I tillegg må kildene til eventuelt sprøbrudd kontrolleres. Dette kan være seg sprø materialer, feil design som gir svært høye lokale spenninger eller sveisefeil.

A.1.2.4 Grensetilstander

Kapasiteten skal kontrolleres for fire grensetilstander. Definisjonen av disse fire er i henhold til NORSOK:

- SLS Bruksgrensetilstand
- ULS Ulykkesgrensetilstand
- FLS Utmattingsgrensetilstand
- ALS Ulykkesgrensetilstand

Materialkvalitet bestemmes ut i fra konsekvens av kollaps:

- Design klasse: DC1 -> DC5

Deretter bestemmes inspeksjonskategori ut i fra sveises design klasse, kapasitetsutnyttelse og type belastning på sveisen.

- Inspeksjonskategori: A -> E

Utmattingsdimensjonering skal gjøres etter DNVs RP-C203 med en dimensjonerende levetid definert som:

- Ønsket levetid * DFF (Design fatigue factor)

A.1.2.5 ULS Kontroll

NORSOK N-004 kap. 6

Gjelder:

Offshore strukturer av stål. Spesielt rør, rør knutepunkter og koniske overganger, samt visse lastsituasjoner for plater og avstivede plater. For andre type elementer kan Eurokode 3 nyttes.

Analysen kan være lineær elastisk, forenklet fast plastisk eller elastisk-plastisk.

Der det benyttes elastisk-plastisk analyse for sykliske laster, må man sjekke at strukturen ikke får shake-down med store plastiske deformasjoner og brudd som følge av gjentatt flytning.

Modellering

Dimensjoneringsreglene er formulert for en enkel bjelkesøyle. Dette kan også brukes for fagverk og rammer, gitt at hver del kontrolleres for krefter og moment sammen med en kneklengde.

Alternativt kan man benytte en ikke-lineær analyse som tar med andreordenseffekter.

Oppbygging:

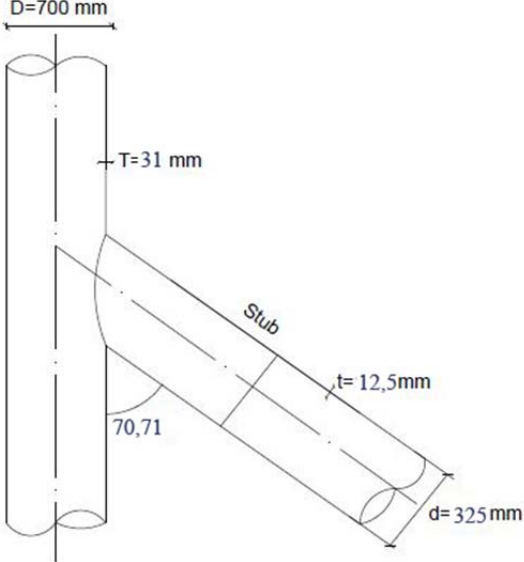
Kapasitetsformler for moment, aksial, skjær og hydrostatisk trykk.

Deretter kombinasjonsformler m/u hydrostatisk trykk.

A.2 Forenklet oppsett for beregning

A.2.1 Norsok N-004

Tabell A-7: Kapasitet etter NORSOK N-004

	Gyldighet		
	$0,2 \leq \beta \leq 1,0$ $10 \leq \gamma \leq 50$ $30^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ $\frac{g}{D} \geq -0,6$ For K-knutepunkt		
Kontroll			
$\beta = \frac{d}{D} = \frac{325}{700} = 0,464$ $\gamma = \frac{D}{2T} = \frac{700}{2 \cdot 31} = 11,29$ $\tau = \frac{t}{T} = \frac{12,5}{31} = 0,4$			
$N_{Rd} = \frac{f_y \cdot T}{\gamma_M \cdot \sin(\theta)} \cdot Q_U \cdot Q_f$ $M_{Rd} = \frac{f_y \cdot T^2 \cdot d}{\gamma_M \cdot \sin(\theta)} \cdot Q_U \cdot Q_f$			
	Styrkefaktor: Q_U	Utnyttelsesfaktor for chord	Kapasitet
Strekk	13,92	0,88	3850 kN
Trykk	10,71	0,88	2963 kN
Moment i planet	7,02	0,82	588 kN

Kontroll:

$$\frac{N_{sd}}{N_{Rd}} + \frac{M_{y,sd}}{M_{y,Rd}} + \frac{M_{z,sd}}{M_{z,Rd}} \leq 1,0$$

$$\text{Brace in tension: } \frac{1308}{3850} + 0 + \frac{46}{588} = 0,417$$

$$\text{Brace in compression: } \frac{1288}{2964} + 0 + \frac{46}{588} = 0,51$$

\Rightarrow 51 % utnyttelse

A.2.2 Kontroll etter Eurokode 3

Krav:

$t \geq 2,5 \text{ mm}$ / OK

$T \leq 25 \text{ mm}$ / Ikke ok

Compressional members should be in cross-sectional class 1 or 2.

$\theta \geq 30^\circ$ / ok

Tabell A-8: Tverrsnittsklasser etter Eurokode 3

Klasse	d/t krav	d/t brace	Kontroll
1	<33	325/12,5=26	OK
		D/T chord	
		700/31= 22,6	OK
2	<46,2		Begge er klasse 1

Tabell A-9: Kapasitet etter Eurokode 3

Bruddform	Kapasitetsformel	Last-type	Kapasitet
Aksialkraft			
Brudd i gurtstav	$N_{1,Rd} = \frac{\gamma^{0,5} \cdot k_p \cdot f_{y,0} \cdot t_0^2}{\gamma_M \cdot \sin(\theta)} \cdot 2,8 \cdot 14,2 \cdot \beta^2$	Strekk	3437 kN
		Trykk	1989,9 kN
Gjennomløkking	Må kontrolleres når: $d_i \leq d_0 - 2 \cdot t_0$ $325 \leq 700 - 2 \cdot 31 = 638$ → Må kontrolleres		
	$N_{1,Rd} = \frac{f_{y,0}}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{M5}} \cdot t_0 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \frac{1 + \sin(\theta)}{2 \cdot \sin(\theta)^2}$		7077 kN
Moment			
Brudd i chord vegg	$M_{ip,1,Rd} = 4,85 \cdot \frac{f_{y0} \cdot t_0^2 \cdot d_1}{\sin(\theta_1) \cdot \gamma_{M5}} \cdot \sqrt{\gamma} \cdot \beta \cdot k_p$	Strekk	888,3 kNm
		Trykk	512,5 kNm
	$M_{op,1,Rd} = \frac{f_{y0} \cdot t_0^2 \cdot d_1}{\sin(\theta_1) \cdot \gamma_{M5}} \cdot \frac{2,7}{1 - 0,81 \cdot \beta}$	Strekk	508,2 kNm
		Trykk	293,3 knm
Gjennomløkking	$M_{ip,1,Rd} = \frac{f_{y0} \cdot t_0 \cdot d_1^2}{\gamma_{M5}} \cdot \frac{1 + 3 \cdot \sin(\theta_1)}{4 \cdot \sin(\theta_1)}$	Strekk	721,6 kNm
		Trykk	742,8 kNm

Kontroll:

$$\frac{N_{sd}}{N_{Rd}} + \left[\frac{M_{y,sd}}{M_{y,Rd}} \right]^2 + \frac{M_{z,sd}}{M_{z,Rd}} \leq 1,0$$

$$\frac{1308}{1989} + \left[\frac{46}{355} \right]^2 + \frac{2}{293} = 0,672$$

⇒ 67,2 % utnyttelse

A.3.1 Sammendrag og sammenligning rørknutepunkter

Generelt om NORSOK og Eurokode kan det sies at de bygger på samme teorigrunnlag og kapasitetsformlene er svært like. De inneholder et ledd for normalkraft og to ledd for moment, inn og ut av planet. Dette kontrolleres for hver stiver som kommer inn i knutepunktet. Det er dermed kapasiteten til bracen som kontrolleres. Styrken og utnyttelsen til chorden inngår også, men ikke som et eget ledd.

Tema	Eurokode 3	NORSOK N-004
Materialfaktor	$\gamma_{\text{Joints}} = 1,00$	$\gamma_{\text{Steel}} = 1,15$
Hydrostatisk trykk	Nei	Ja
Aksialkraftkapasitet	1989kN	3850 kN/ -2964kN
Momentkapasitet i planet	512kNm	588kNm
Momentkapasitet ut av planet	293kNm	N/A
Totalt	67,2% Utnyttelse	51% utnyttelse

A.3.2 Utnyttelsesfaktor for chorden:

Både Eurokode og NORSOK opererer med en reduksjonsfaktor for kapasiteten i knutepunktet som avhenger av utnyttelse av aksialkraftkapasiteten til chorden. Hofseth og Saaveland har operert med full utnyttelse, med en reduksjon av kapasiteten til knutepunktet på 60%, altså en faktor på 0,4. Etterregning viser at denne burde vært 0,577. Etter NORSOK blir denne 0,88.

A.4 Dimensjonering av bjelke-søyle

Eurokode 3 skal NORSOK N-004 sammenlignes med hensyn på bruddgrensetilstand for sirkulære tverrsnitt i en bjelke-søyle.

Under følger en oversikt over noen av kravene for bruddgrensetilstand fra de to standardverkene. Uttrykkene gjelder for tverrsnittsklasse 1, 2 og 3. Det er valgt ikke å utelukke kapasitetskrav for tverrsnittsklasse 4.

A.4.1 Strekk

Tabell A-11: Strekk-kapasitet	
NORSOK N-004	Eurokode 3- Del 1-1
$N_{Sd} \leq N_{t,Rd} = \frac{Af_y}{\gamma_M}$	$N_{Ed} \leq N_{t,Rd} = \frac{Af_y}{\gamma_M}$

For konstruksjonselementer utsatt for strekk gir begge kodene samme kapasitetskrav.

A.4.2 Trykk

Tabell A-12: Trykk-kapasitet	
NORSOK N-004	Eurokode 3- Del 1-1
$N_{Sd} \leq N_{c,Rd} = \frac{Af_c}{\gamma_M}$, kapasitet til element $f_c = [1.0 - 0.28\bar{\lambda}^2] f_y$ for $\bar{\lambda} \leq 1.34$ $f_c = \frac{0.9}{\bar{\lambda}^2} f_y$ for $\bar{\lambda} > 1.34$ $f_c =$ karakteristisk trykkstyrke $\bar{\lambda} = \frac{kl}{\pi i} \sqrt{\frac{f_{cl}}{E}} =$ relativ slankhet	$N_{Ed} \leq N_{c,Rd} = \frac{Af_y}{\gamma_M}$, kapasitet til tverrsnitt $N_{Ed} \leq N_{b,Rd} = \frac{\chi Af_y}{\gamma_M}$, knekk-kapasitet $\chi =$ reduksjonsfaktor $\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{Af_y}{N_{cr}}} = \frac{L_{cr}}{\pi i} \sqrt{\frac{f_y}{E}}$ Figur 6.4 i Eurokode 3 gir knekk-kurver for ulike tverrsnitt. Etter å ha funnet den relative slankheten finnes reduksjonsfaktoren fra knekk-kurvene eller fra uttrykk 6.49.

$k = \text{effektivlengde faktor}$ $f_{cl} = \text{karakteristisk lokal knekkningsstyrke}$ $f_{cl} = f_y, \text{ for tverrsnittsklasse 1, 2 og 3}$	
--	--

Eurokode 3 opererer med en reduksjonsfaktor, χ , for å ta hensyn til knekking, mens NORSOK N-004 benytter seg av reduksjon av flytspenning for å finne karakteristisk trykkstyrke.

$\bar{\lambda} = 0.6$ gir etter Eurokode 3 Del 1-1 (6.49) en reduksjonsfaktor på 0,89 mens for NORSOK N-004 gir det en reduksjon i flytspenning på 0,899. Dette betyr at NORSOK N-004 gir ca. 1 % mer kapasitet enn Eurokode 3 for en stav utsatt for trykk.

I NORSOK N-004 bestemmes knekk lengden etter Tabell A-13. Knekkfaktoren k gitt for ulike konstruksjonselementer som er aktuelle i offshore konstruksjoner.

Tabell A-13: Knekkfaktorer etter NORSOK	
Konstruksjonselement	k
<i>Superstructure legs</i>	
-Avstivet	1,0
-Portal (uavstivet)	Se kommentar i kap.12 for $k > 1$
<i>Jacket legs/søyler og pæler</i>	
-Betongfylte kompositt seksjoner	1,0
-Jacket legs/søyler uten betong	1,0
-Pæler uten betong mellom mellomleggs punkt	1,0
<i>Jacket braces/avstivere</i>	
-Primære diagonaler og horisontaler	0,7
-K-avstivere	0,7
-Lenger segment lengder av X-avstivere	0,8
<i>Sekundære horisontaler</i>	0,7

A.4.3 Bøying

Tabell A-14: Bøyningskapasitet av bjelke-søyle	
NORSOK N-004	Eurokode 3- Del 1-1
$M_{Sd} \leq M_{Rd} = \frac{f_m W}{\gamma_M}$ <p>f_m = karakteristisk bøyestyrke</p> <p>W = elastisk motstandsmoment</p> <p>$f_m = \frac{Z}{W} f_y, \text{ for } \frac{f_y D}{Et} \leq 0.0517$</p> <p>$f_m = \left(1.13 - 2.58 \left(\frac{f_y D}{Et} \right) \right) \left(\frac{Z}{W} \right) f_y, \text{ for } 0.0517 < \frac{f_y D}{Et} \leq 0.1034$</p> <p>$f_m = \left(0.94 - 0.76 \left(\frac{f_y D}{Et} \right) \right) \left(\frac{Z}{W} \right) f_y, \text{ for } 0.1034 < \frac{f_y D}{Et} \leq 120$</p> <p>$Z = W_{pl}$ = plastisk motstandsmoment</p>	$M_{Ed} \leq M_{c,Rd}$ <p>For tverrsnittsklasse 1 og 2:</p> $M_{c,Rd} = M_{pl} = \frac{W_{pl} f_y}{\gamma_M}$ <p>For tverrsnittsklasse 3:</p> $M_{c,Rd} = M_{el,Rd} = \frac{W_{el,min} f_y}{\gamma_M}$

For tverrsnittsklasse 1 og 2 gir Eurokode 3 at plastisk motstandskapasitet mot bøying, W_{PL} , skal brukes. NORSOK N-004 gir at elastisk motstandskapasitet mot bøying, W_{EL} , skal brukes, men benytter seg av karakteristisk bøyestyrke for å ta hensyn til plastisitet.

For et tverrsnitt der $\frac{f_y \cdot D}{E \cdot t} < 0.0517$, vil også NORSOK N-004 gi samme kapasitet som Eurokode 3.

A.4.4 Skjær

Tabell A-15: Skjærkapasitet av bjelke-søyle	
NORSOK N-004	Eurokode 3- Del 1-1
$V_{Sd} \leq V_{Rd} = \frac{Af_y}{2\sqrt{3}\gamma_M}$ <p>Rørformede tverrsnitt utsatt for skjær fra torsjon skal tilfredsstille:</p> $M_{T,Sd} \leq M_{T,Rd} = \frac{2I_p f_y}{2\sqrt{3}\gamma_M}$ <p>$I_p = \text{polart torsjonsmoment}$</p>	$V_{Ed} \leq V_{c,Rd}$ <p>For plastisk dimensjonering uten torsjon:</p> $V_{c,Rd} = V_{pl,Rd} = \frac{A_v \left(\frac{f_y}{\sqrt{3}} \right)}{\gamma_M}$ <p>$A_v = \text{skjærareal til sirkulære hulprofil} = \frac{2A}{\pi}$</p> $\rightarrow V_{pl,Rd} = \frac{2Af_y}{\pi\sqrt{3}\gamma_M}$ <p>Dersom kombinert skjær og torsjon bør en bruke følgende for plastisk dimensjonering</p> $V_{c,Rd} = V_{pl,T,Rd} = \left[1 - \frac{\tau_{t,Ed}}{\left(\frac{f_y}{\sqrt{3}} \right) / \gamma_M} \right] V_{pl,Rd}$ <p>For påvisning av tilstrekkelig elastisk skjærkapasitet:</p> $V_{Ed} \leq \frac{If_y}{S\sqrt{3}\gamma_M}$

Den plastiske dimensjoneringen i Eurokode 3 tillater ca. 20 % høyere skjærkapasitet for tverrsnitt uten torsjon enn NORSOK N-004.

A.4.5 Hydrostatisk trykk

Tabell A-16: Kapasitet for hydrostatisk trykk
NORSOK N-004
Rørformede staver utsatt for utvendig trykk bør designes for å tilfredsstill
$\sigma_{p,Sd} \leq f_{h,Rd} = \frac{f_h}{\gamma_M}$
$\sigma_{p,Sd} = \frac{p_{Sd} D}{2t} = \text{design ringspenninger pga hydrostatisk trykk}$
f_h = karakteristisk ringknekkings styrke
$p_{Sd} = \rho g h$ = hydrostatisk design trykk
Standarden gir også framgangsmåte for design av ringavstivere.

Et rørtverrsnitt med $d=700\text{mm}$, $t=31\text{mm}$ og $f_y=355$ som er plassert 40 meter under vann vil etter beregninger i NORSOK N-004 6.3.6.1 ha en ringknekkingsstyrke på 220MPa og påførte ringspenninger fra hydrostatisk trykk på 4.4MPa. Dette tilsvarer 2 % kapasitetsutnyttelse. Eurokode 3 gir ingen regler for konstruksjoner utsatt for hydrostatisk trykk.

A.4.6 Samtidig oppredende krefter

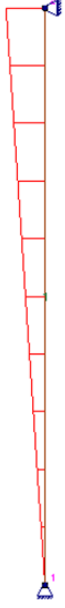
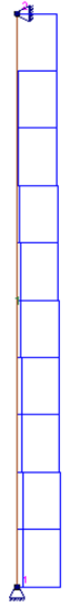
NORSOK N-004 inneholder kontroll av staver utsatt for følgende kombinasjoner

- strekk og bøyning
- trykk og bøyning (stabilitetskontroll)
- skjær og bøyning
- skjær, bøyning og torsjon
- strekk, bøyning og hydrostatisk trykk
- trykk, bøyning og hydrostatisk trykk

Eurokode 3 inneholder kontroll av følgende kombinasjoner

- aksialkraft og bøyning
- skjær og bøyning
- aksialkraft, skjær og bøyning
- staver utsatt for kombinert bøyning og aksialkraft (stabilitetskontroll)

Disse vil ikke bli gjennomgått men under følger et sammendrag av kapasitetskontroll av en stav med sirkulært tverrsnitt utsatt for en kombinasjon av bøyning om en akse og trykk.

Tabell A-17: Stav utsatt for bøyning og trykk	
<p>M:</p>  <p>N:</p> 	<p>Rørformet tverrsnitt $d=600$ mm, $t=31$ mm, $f_y=355$ MPa, tverrsnittsklasse 1, $L=15$ m</p> <p>Fastholdt mot forskyvning i topp og bunn og påsatt moment og trykk i topp.</p> <ul style="list-style-type: none">• $D = 600$ mm• $T = 31$ mm• $f_y = 355$ MPa• tverrsnittsklasse 1• $E = 210000$ MPa• $L_k = L = 15$ m• $M_{Sd} = 2000$ kNm• $N_{c,Sd} = 5000$ kN

A.4.7 Kapasitetskontroll etter NORSOK N-004

Rørformede konstruksjonsdeler utsatt for kombinert trykk og bøyning om en akse bør designes for å tilfredsstille følgende for alle tverrsnitt langs lengden:

$$\frac{N_{sd}}{N_{c,Rd}} + \frac{1}{M_{Rd}} \left[\frac{C_m M_{sd}}{1 - \frac{N_{sd}}{N_E}} \right] \leq 1.0 \quad [3.6]$$

og

$$\frac{N_{sd}}{N_{cl,Rd}} + \frac{\sqrt{M_{y,Sd}^2 + M_{z,Sd}^2}}{M_{Rd}} \leq 1.0 \quad [3.7]$$

$$N_E = \frac{\pi^2 E A}{\left[\frac{k L}{i} \right]^2} = 20719,6 kN = \text{Euler knekkningsstyrke}$$

$$C_m = 0.6 - 0.4 \frac{M_{1,Sd}}{M_{2,Sd}} = 0.6 = \text{momentreduksjonsfaktor fra tabell 6.2 i NORSOK N-004}$$

$$N_{cl,Rd} = \frac{f_{cl} A}{\gamma_M} = 19672 kN = \text{lokal knekkningsmotstand}$$

$$N_{c,Rd} = \frac{A f_c}{\gamma_M} = 12439 kN$$

$$M_{Rd} = \frac{f_m W}{\gamma_M} = 3101 kNm$$

Dette gir følgende utnyttelse etter [3.6] og [3.7]:

$$\frac{N_{sd}}{N_{c,Rd}} + \frac{1}{M_{Rd}} \left[\frac{C_m M_{sd}}{1 - \frac{N_{sd}}{N_E}} \right] = 0.92 \leq 1.0$$

$$\frac{N_{sd}}{N_{cl,Rd}} + \frac{M_{sd}}{M_{Rd}} = 0.89 \leq 1.0$$

A.4.8 Kapasitetskontroll etter Eurokode 3

Staver som utsettes for bøyning om en akse og aksialkraft, bør oppfylle følgende:

$$\frac{N_{Ed}}{\chi N_{Rd}} + k \frac{M_{y,Ed}}{M_{y,Rd}} \leq 1.0 \quad [3.8]$$

$$N_{Rd} = \frac{Af_y}{\gamma_M} = 17106 \text{ kN}$$

$$M_{Rd} = \frac{W_{pl} f_y}{\gamma_M} = 3101 \text{ kNm}$$

$k = 0.79$ = interaksjonsfaktor for torsjonsfrie staver, fra tabell B.1 Eurokode 3

Dette gir følgende kapasitetsutnyttelse etter [3.8]:

$$\frac{N_{Ed}}{\chi N_{Rd}} + k \frac{M_{y,Ed}}{M_{y,Rd}} = 0.927 \leq 1.0$$

A.4.9 Konklusjon		
	Eurokode 3	NORSOK N-004
Materialfaktor	$\gamma_M = 1,15$	$\gamma_M = 1,15$
Hydrostatisk trykk	Nei	Ikke beregnet
Aksialkraftkapasitet	17106 kN	12439 kN
Momentkapasitet i planet	3101 kNm	3101 kNm
Totalt	92,7 % Utnyttelse	92 % utnyttelse

B. Thrustkoeffisienter og beregning av thrustkraft

B.1 Turbindata fra Ashes

Data for turbinene er gitt fra veileder Paul. E. Thomassen og er brukt i denne rapporten for å beregne thrustkraften fra vannstrømmen på nacellen.

Tabell B-1: Forkortelser og symboler	
Flow speed	Tidevannstrømmens hastighet
RPM	Omdreininger per minutt
TSR	Tipp speed ratio
Pitch	Vridning av bladene
Power	Turbinenes kraftproduksjon i Watt.
C_p	Vinkelen på rotorbladene
C_t	Thrustkoeffisient
A_t	Arealet bladene dekker på en omdreining
γ	Tettheten til sjøvann
Thrustkraft	Horisontalkraft på konstruksjonen fra turbinen.

Tabell B-2: Data for rotor og turbin									
Flow-Speed	RPM	TSR	Pitch	Power	C_p	C_t	A_t [m ³]	γ [kg/m ³]	Thrustkraft [kN]
1,00	7,66	8,00	0,00	68465,10	0,43	0,96	346,36	1023,00	170,09
1,10	8,42	8,00	0,00	91135,90	0,43	0,96	346,36	1023,00	205,81
1,20	9,19	8,00	0,00	118326,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	244,94
1,30	9,95	8,00	0,00	150454,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	287,47
1,40	10,72	8,00	0,00	187931,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	333,41
1,50	11,48	8,00	0,00	231149,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	382,74
1,60	12,25	8,00	0,00	280527,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	435,48
1,70	13,01	8,00	0,00	336483,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	491,62
1,80	13,78	8,00	0,00	399434,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	551,16
1,90	14,55	8,00	0,00	469828,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	614,11
2,00	15,31	8,00	0,00	548020,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	680,47
2,10	16,08	8,00	0,00	634387,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	750,21
2,20	16,84	8,00	0,00	729384,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	823,36
2,30	17,61	8,00	0,00	833442,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	899,91
2,40	18,37	8,00	0,00	946925,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	979,85
2,49	19,07	8,00	0,00	1059280,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	1054,72
2,50	19,07	7,97	0,54	1059080,00	0,42	0,92	346,36	1023,00	1019,67

Flow-Speed	RPM	TSR	Pitch	Power	C_p	C_t	A_t [m ³]	γ [kg/m ³]	Thrust-kraft [kN]
2,60	19,07	7,67	3,93	1058730,00	0,38	0,68	346,36	1023,00	816,86
2,70	19,07	7,38	5,86	1058100,00	0,33	0,56	346,36	1023,00	718,79
2,80	19,07	7,12	7,30	1057660,00	0,30	0,47	346,36	1023,00	654,70
2,90	19,07	6,87	8,47	1057990,00	0,27	0,41	346,36	1023,00	608,51
3,00	19,07	6,64	9,48	1057520,00	0,24	0,36	346,36	1023,00	572,28
3,10	19,07	6,43	10,37	1057740,00	0,22	0,32	346,36	1023,00	543,26
3,20	19,07	6,23	11,18	1057620,00	0,20	0,29	346,36	1023,00	518,80
3,30	19,07	6,04	11,93	1056840,00	0,18	0,26	346,36	1023,00	497,61
3,40	19,07	5,86	12,63	1055820,00	0,17	0,23	346,36	1023,00	479,09
3,50	19,07	5,69	13,28	1056770,00	0,15	0,21	346,36	1023,00	463,49
3,60	19,07	5,54	13,91	1055850,00	0,14	0,20	346,36	1023,00	448,84
3,70	19,07	5,39	14,51	1056410,00	0,13	0,18	346,36	1023,00	436,12
3,80	19,07	5,25	15,10	1054870,00	0,12	0,17	346,36	1023,00	423,85
3,90	19,07	5,11	15,66	1056430,00	0,11	0,15	346,36	1023,00	413,63
4,00	19,07	4,98	16,22	1054630,00	0,10	0,14	346,36	1023,00	403,21
3,90	19,07	5,11	15,66	1056430,00	0,11	0,15	346,36	1023,00	413,63
3,80	19,07	5,25	15,10	1054870,00	0,12	0,17	346,36	1023,00	423,85
3,70	19,07	5,39	14,51	1056410,00	0,13	0,18	346,36	1023,00	436,12
3,60	19,07	5,54	13,91	1055850,00	0,14	0,20	346,36	1023,00	448,84
3,50	19,07	5,69	13,28	1056770,00	0,15	0,21	346,36	1023,00	463,49
3,40	19,07	5,86	12,63	1055820,00	0,17	0,23	346,36	1023,00	479,09
3,30	19,07	6,04	11,93	1056840,00	0,18	0,26	346,36	1023,00	497,61
3,20	19,07	6,23	11,18	1057620,00	0,20	0,29	346,36	1023,00	518,80
3,10	19,07	6,43	10,37	1057740,00	0,22	0,32	346,36	1023,00	543,26
3,00	19,07	6,64	9,48	1057520,00	0,24	0,36	346,36	1023,00	572,28
2,90	19,07	6,87	8,47	1057990,00	0,27	0,41	346,36	1023,00	608,51
2,80	19,07	7,12	7,30	1057660,00	0,30	0,47	346,36	1023,00	654,70
2,70	19,07	7,38	5,86	1058100,00	0,33	0,56	346,36	1023,00	718,79
2,60	19,07	7,67	3,93	1058730,00	0,38	0,68	346,36	1023,00	816,86
2,50	19,07	7,97	0,54	1059080,00	0,42	0,92	346,36	1023,00	1019,67
2,49	19,07	8,00	0,00	1059280,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	1055,89
2,40	18,37	8,00	0,00	946925,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	979,85
2,30	17,61	8,00	0,00	833442,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	899,91
2,20	16,84	8,00	0,00	729384,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	823,36
2,10	16,08	8,00	0,00	634387,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	750,21
2,00	15,31	8,00	0,00	548020,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	680,47
1,90	14,55	8,00	0,00	469828,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	614,11
1,80	13,78	8,00	0,00	399434,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	551,16
1,70	13,01	8,00	0,00	336483,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	491,62
1,60	12,25	8,00	0,00	280527,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	435,48
1,50	11,48	8,00	0,00	231149,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	382,74
1,40	10,72	8,00	0,00	187931,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	333,41
1,30	9,95	8,00	0,00	150454,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	287,47
1,20	9,19	8,00	0,00	118326,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	244,94

Flow-Speed	RPM	TSR	Pitch	Power	C_p	C_t	A_t [m ³]	γ [kg/m ³]	Thrust-kraft [kN]
1,10	8,42	8,00	0,00	91135,90	0,43	0,96	346,36	1023,00	205,81
1,00	7,66	8,00	0,00	68465,10	0,43	0,96	346,36	1023,00	170,09
1,00	7,66	8,00	0,00	68465,10	0,43	0,96	346,36	1023,00	170,09
1,10	8,42	8,00	0,00	91135,90	0,43	0,96	346,36	1023,00	205,81
1,20	9,19	8,00	0,00	118326,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	244,94
1,30	9,95	8,00	0,00	150454,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	287,47
1,40	10,72	8,00	0,00	187931,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	333,41
1,50	11,48	8,00	0,00	231149,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	382,74
1,60	12,25	8,00	0,00	280527,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	435,48
1,70	13,01	8,00	0,00	336483,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	491,62
1,80	13,78	8,00	0,00	399434,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	551,16
1,90	14,55	8,00	0,00	469828,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	614,11
2,00	15,31	8,00	0,00	548020,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	680,47
2,10	16,08	8,00	0,00	634387,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	750,21
2,20	16,84	8,00	0,00	729384,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	823,36
2,30	17,61	8,00	0,00	833442,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	899,91
2,40	18,37	8,00	0,00	946925,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	979,85
2,49	19,07	8,00	0,00	1059280,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	1054,72
2,50	19,07	7,97	0,54	1059080,00	0,42	0,92	346,36	1023,00	1019,67
2,60	19,07	7,67	3,93	1058730,00	0,38	0,68	346,36	1023,00	816,86
2,70	19,07	7,38	5,86	1058100,00	0,33	0,56	346,36	1023,00	718,79
2,80	19,07	7,12	7,30	1057660,00	0,30	0,47	346,36	1023,00	654,70
2,90	19,07	6,87	8,47	1057990,00	0,27	0,41	346,36	1023,00	608,51
3,00	19,07	6,64	9,48	1057520,00	0,24	0,36	346,36	1023,00	572,28
3,10	19,07	6,43	10,37	1057740,00	0,22	0,32	346,36	1023,00	543,26
3,20	19,07	6,23	11,18	1057620,00	0,20	0,29	346,36	1023,00	518,80
3,30	19,07	6,04	11,93	1056840,00	0,18	0,26	346,36	1023,00	497,61
3,40	19,07	5,86	12,63	1055820,00	0,17	0,23	346,36	1023,00	479,09
3,50	19,07	5,69	13,28	1056770,00	0,15	0,21	346,36	1023,00	463,49
3,60	19,07	5,54	13,91	1055850,00	0,14	0,20	346,36	1023,00	448,84
3,70	19,07	5,39	14,51	1056410,00	0,13	0,18	346,36	1023,00	436,12
3,80	19,07	5,25	15,10	1054870,00	0,12	0,17	346,36	1023,00	423,85
3,90	19,07	5,11	15,66	1056430,00	0,11	0,15	346,36	1023,00	413,63
4,00	19,07	4,98	16,22	1054630,00	0,10	0,14	346,36	1023,00	403,21
3,90	19,07	5,11	15,66	1056430,00	0,11	0,15	346,36	1023,00	413,63
3,80	19,07	5,25	15,10	1054870,00	0,12	0,17	346,36	1023,00	423,85
3,70	19,07	5,39	14,51	1056410,00	0,13	0,18	346,36	1023,00	436,12
3,60	19,07	5,54	13,91	1055850,00	0,14	0,20	346,36	1023,00	448,84
3,50	19,07	5,69	13,28	1056770,00	0,15	0,21	346,36	1023,00	463,49
3,40	19,07	5,86	12,63	1055820,00	0,17	0,23	346,36	1023,00	479,09
3,30	19,07	6,04	11,93	1056840,00	0,18	0,26	346,36	1023,00	497,61
3,20	19,07	6,23	11,18	1057620,00	0,20	0,29	346,36	1023,00	518,80
3,10	19,07	6,43	10,37	1057740,00	0,22	0,32	346,36	1023,00	543,26
3,00	19,07	6,64	9,48	1057520,00	0,24	0,36	346,36	1023,00	572,28

Flow-Speed	RPM	TSR	Pitch	Power	C_p	C_t	A_t [m ³]	γ [kg/m ³]	Thrust-kraft [kN]
2,90	19,07	6,87	8,47	1057990,00	0,27	0,41	346,36	1023,00	608,51
2,80	19,07	7,12	7,30	1057660,00	0,30	0,47	346,36	1023,00	654,70
2,70	19,07	7,38	5,86	1058100,00	0,33	0,56	346,36	1023,00	718,79
2,60	19,07	7,67	3,93	1058730,00	0,38	0,68	346,36	1023,00	816,86
2,50	19,07	7,97	0,54	1059080,00	0,42	0,92	346,36	1023,00	1019,67
2,49	19,07	8,00	0,00	1059280,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	1055,89
2,40	18,37	8,00	0,00	946925,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	979,85
2,30	17,61	8,00	0,00	833442,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	899,91
2,20	16,84	8,00	0,00	729384,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	823,36
2,10	16,08	8,00	0,00	634387,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	750,21
2,00	15,31	8,00	0,00	548020,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	680,47
1,90	14,55	8,00	0,00	469828,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	614,11
1,80	13,78	8,00	0,00	399434,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	551,16
1,70	13,01	8,00	0,00	336483,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	491,62
1,60	12,25	8,00	0,00	280527,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	435,48
1,50	11,48	8,00	0,00	231149,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	382,74
1,40	10,72	8,00	0,00	187931,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	333,41
1,30	9,95	8,00	0,00	150454,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	287,47
1,20	9,19	8,00	0,00	118326,00	0,43	0,96	346,36	1023,00	244,94
1,10	8,42	8,00	0,00	91135,90	0,43	0,96	346,36	1023,00	205,81
1,00	7,66	8,00	0,00	68465,10	0,43	0,96	346,36	1023,00	170,09

C. Vektberegninger

C.1 Alternativ 1

[mm]	Legg bunn	Legg CAN	Legg topp	Brace Stubs	Brace main	Brace secondary
D	700,00	700,00	700,00	650,00	650,00	300,00
T	29,00	29,00	29,00	14,50	14,50	14,50
r-ytre	350,00	350,00	350,00	325,00	325,00	150,00
r-indre	321,00	321,00	321,00	310,50	310,50	135,50
2. a.mom	3445,21	3445,21	3445,21	1461,44	1461,44	132,78
areal [mm ²]	61132,25	61132,25	61132,25	28948,99	28948,99	13005,41
areal [m ²]	0,06	0,06	0,06	0,03	0,03	0,01
lengde [m]	20,00	16,00	32,00	8,00	40,00	40,00
vekt [kg]	9512,18	7609,74	15219,49	1801,79	9008,93	4047,28
Tot. Vekt [t]	47,20					

C.2 Alternativ 3

[mm]	Chord bunn	Chord CAN	Legg topp	Brace Stubs	Brace main	Brace secondary
D	1000,00	1000,00	700,00	950,00	950,00	300,00
T	29,00	50,00	29,00	25,00	20,00	14,50
r-ytre	500,00	500,00	350,00	475,00	475,00	150,00
r-indre	471,00	450,00	321,00	450,00	455,00	135,50
2. a.mom	10429,96	16872,59	3445,21	7771,81	6317,12	132,78
areal [mm ²]	88464,11	149225,65	61132,25	72649,33	58433,62	13005,41
areal [m ²]	0,09	0,15	0,06	0,07	0,06	0,01
lengde [m]	20,00	16,00	32,00	8,00	40,00	40,00
vekt [kg]	13765,01	18575,61	15219,49	4521,69	18184,54	4047,28
Tot. Vekt [t]	74,31					

C.3 Alternativ 4 og 5

[mm]	Chord bunn	Chord CAN	Legg topp	Brace Stubs	Brace main	Brace secondary
D	1200,00	1200,00	700,00	1000,00	1000,00	300,00
T	29,00	50,00	29,00	25,00	20,00	14,50
r-ytre	600,00	600,00	350,00	500,00	500,00	150,00
r-indre	571,00	550,00	321,00	475,00	480,00	135,50
2. a.mom	18288,35	29903,59	3445,21	9100,79	7391,43	132,78
areal [mm ²]	106685,34	180641,57	61132,25	76576,32	61575,21	13005,41
areal [m ²]	0,11	0,18	0,06	0,08	0,06	0,01
lengde [m]	20,00	16,00	32,00	8,00	40,00	40,00
vekt [kg]	16600,24	22486,26	15219,49	4766,11	19162,21	4047,28
<u>Tot. Vekt [t]</u>	<u>82,28</u>					

C.4 Alternativ 7

[mm]	Chord bunn	Chord CAN	Legg topp	Brace Stubs	Brace main	Brace secondary
D	1200,00	1200,00	700,00	1140,00	1140,00	300,00
T	29,00	50,00	29,00	25,00	20,00	14,50
r-ytre	600,00	600,00	350,00	570,00	570,00	150,00
r-indre	571,00	550,00	321,00	545,00	550,00	135,50
2. a.mom	18288,35	29903,59	3445,21	13608,89	11032,20	132,78
areal [mm ²]	106685,34	180641,57	61132,25	87571,89	70371,67	13005,41
areal [m ²]	0,11	0,18	0,06	0,09	0,07	0,01
lengde [m]	20,00	16,00	32,00	8,00	40,00	40,00
vekt [kg]	16600,24	22486,26	15219,49	5450,47	21899,67	4047,28
<u>Tot. Vekt [t]</u>	<u>85,70</u>					