



**SINTEF Fiskeri og havbruk AS**  
Havbruksteknologi

Postadresse: 7465 Trondheim  
Besøksadresse:  
SINTEF Sealab  
Brattørkaia 17B

Telefon: 4000 5350  
Telefaks: 932 70 701

E-post: fish@sintef.no  
Internet: www.sintef.no

Foretaksregisteret: NO 980 478 270 MVA

# SINTEF RAPPORT

TITTEL

**Risiko – designlaster og sikkerhet**

FORFATTER(E)

Østen Jensen og Egil Lien

OPPDRAGSGIVER(E)

Standard Norge

RAPPORTNR. <b>SFH80 A064059</b>	GRADERING <b>Åpen</b>	OPPDRAGSGIVERS REF. <b>Britt Stokke Lønaas</b>	
GRADER. DENNE SIDE <b>Åpen</b>	ISBN <b>82-14-03956-8</b>	PROSJEKTNR. <b>840154</b>	ANTALL SIDER OG BILAG <b>20</b>
ELEKTRONISK ARKIVKODE <b>Risiko - designlaster og sikkerhet - endelig.doc</b>		PROSJEKTLEDER (NAVN, SIGN.) <b>Arne Fredheim</b>	VERIFISERT AV (NAVN, SIGN.) <b>Arne Fredheim</b>
ARKIVKODE	DATO <b>2005-11-30</b>	GODKJENT AV (NAVN, STILLING, SIGN.) <b>Jostein Storøy, Forskningssjef</b>	

**SAMMENDRAG**

Denne rapporten er en grunnlagsrapport for de anbefalingene og endringene som foreslås i oppsummeringsrapporten for revisjonen av NS 9415.

Rapporten tar for seg lasttilfeller, lastfaktorer og materialfaktorer for sentrale komponenter brukt i havbruksanlegg. Presentasjonen av kapasitet for plastringer foreslås endret i NS 9415 og et nytt dimensjoneringskriterium blir også presentert.

STIKKORD	NORSK	ENGELSK
GRUPPE 1	Havbruksteknologi	
GRUPPE 2	Risiko	
EGENVALGTE	Designlaster	
	Revisjon av NS 9415	

## INNHALDSFORTEGNELSE

<b>1</b>	<b>Konklusjon</b> .....	<b>3</b>
1.1	Lasttilfeller .....	3
1.2	Sikkerhetsnivå .....	3
1.3	Dynamisk forsterkningsfaktor .....	3
1.4	Materialfaktorer koblingsplater, tau, knuter og spleiser.....	4
<b>2</b>	<b>Lasttilfeller</b> .....	<b>5</b>
2.1	Returperiode .....	5
2.2	Retninger .....	5
<b>3</b>	<b>Sikkerhetsnivå</b> .....	<b>6</b>
3.1	Størrelse på merder og anlegg .....	6
3.2	Dimensjonering av polyetylenrør .....	7
3.3	Sikkerhet/material faktorer til komponenter i fortøyningsystemet.....	13
<b>4</b>	<b>Dynamisk forsterkningsfaktor</b> .....	<b>14</b>
4.1	Lastfaktorer for ankerliner.....	14
<b>5</b>	<b>Materialfaktorer tau, knuter og spleiser på tau</b> .....	<b>15</b>
5.1	Resultater fra tidligere tester .....	15
5.1.1	Styrkereduksjon på grunn av knuter. ....	15
5.1.2	Reduksjon på grunn av spleis.....	15
5.1.3	Reduksjon på grunn av skive. ....	16
5.2	Strekktesting av tau med forskjellige typer knute .....	16
5.2.1	Innledende tester på veldig tynn tråd .....	16
5.3	Karakteristisk styrke og materialkoeffisient .....	17
5.4	Utmatting av ankerliner.....	17
5.4.1	”Fatigue limit state” – DNV-OS-E301 .....	18
<b>6</b>	<b>Referanser</b> .....	<b>20</b>

## 1 Konklusjon

### 1.1 Lasttilfeller

Det anbefales derfor at man dimensjonerer mot både 10 år strøm/50 år bølge og også 50 år strøm/10 år bølge.

Det er viktig at man sjekker alle kombinasjoner av strøm og bølger som kan være dimensjonerende for fortøyningssystemet.

### 1.2 Sikkerhetsnivå

Ideelt sett bør man ta hensyn til både konsekvensen (antall fisk som rømmer) ved et brudd i en komponent og hyppigheten av inspeksjoner. Alternativt kan man relatere materialkoeffisienten direkte til størrelsen på enten anlegget hvis det er snakk om en komponent som styrer total anlegget sikkerhet, f. eks. et kritisk forankringstau i en rammefortøyning, eller størrelsen på merden, f. eks. ved dimensjonering av notpose eller flyter.

Når det gjelder dimensjonering av plastringer som kan være utsatt for belastninger i forbindelse med langvarige uværssituasjoner (for eksempel en tre timers storm) er ikke kapasitetene gitt i Tabell 9 i NS 9415 urimelige tatt i betraktning den dokumenterte reduksjonen i ”burst” spenning man har på grunn av siging. Det som uansett er en uakseptabel praksis er å ta utgangspunkt i en flytespenning som man får oppgitt fra produsenten og bruke denne sammen med en materialfaktor på 1,0 (§6.8.2.4 i NS 9415). Den eneste fornuftige grunnen til at NS 9415 oppgir en materialfaktor på 1,0 er at den ”dynamiske konstruksjons spenning” i Tabell 9 er inkludert sikkerhetsfaktorer for å ta hensyn til både siging på grunn av belastnings varighet og en generell materialfaktor.

Skal man tillate høyere dimensjonerende verdier enn de som er gitt i tabell 9 i NS 9415 [5] er det viktig at egenskapene er grundig dokumentert. Det tenkes da spesielt på strekk testing med en mer langvarig belastning, i størrelsesorden et par timer. Ved hvilken hastighet/varighet materialforsøk eller komponent forsøk er utført og også ved hvilken temperatur må oppgis.

Lastfaktoren gitt i Tabell 8 § 6.8.2.4 NS 9415 bør vurderes. En økende lastfaktor for økende lokalitetskategori kan muligens forsvares ut i fra en risikovurdering. At lastfaktoren er såpass mye høyere for statisk analyse sammenlignet med dynamisk analyse virker urimelig. Det er viktig at man også i en statisk analyse tar med bøyebidrag fra bølger, det vil da ikke være noen grunn til å ha en høyere lastfaktor for dimensjonering av plastrør ved statisk analyse sammenlignet med dynamisk analyse.

En annen ting som bør tas opp i standarden er lokal knekking av plastrør. En plastring utsatt for bøyning på grunn av laster fra strøm og bølger kan tenkes å ville kollapse lokalt ved en spenning lavere enn flytespenningen. En metode for å vurdere kritisk bøyeradius blir presentert.

### 1.3 Dynamisk forsterkningsfaktor

Tabell 15 i NS 9415 gir lastfaktor for statiske og dynamiske analyser. Det bør her utdypes hva som ligger i statiske og dynamiske analyser. Både bølger og strøm må tas med, uavhengig av om man regner statisk eller dynamisk. Hvis man i en statisk analyse tar med bidraget fra bølger ved å addere vannpartikkel hastigheten til bølgene til strømhastighet vil dette være like konservativt som en dynamisk analyse. Man bør med andre ord ikke ha en høyere lastfaktor for statisk analyse

enn for dynamisk ved dimensjonering av fortøyning, så sant man i den statiske analysen også har med bidraget fra bølger.

#### **1.4 Materialfaktorer koblingsplater, tau, knuter og spleiser**

I dag brukes det mye koblingsplater. Disse omtales ikke i NS 9415. Det bør stilles krav til hvordan styrken/kapasiteten til disse skal dokumenteres. Det er ikke tilstrekkelig med en diametral strekktest. Det bør også spesifiseres en sikkerhetsfaktor for disse. Denne bør gjenspeile usikkerhet i kapasitet og variasjon i kapasitet ved forskjellige belastningsretninger.

I dag brukes en material faktor på 3,0 for syntetisk tau og 5,0 for syntetisk tau med knute. Dette tilsvarer en reduksjon ned til 33 % (syntetisk tau) og 20 % (syntetisk tau med knute) av nominell styrke.

Et begrenset utvalg av tester viser at styrken til tau reduseres med ca 50 % ved bruk av ”tradisjonelle” knuter (båtmannsknop og pålestikk).

Brukte tau som vil få en reduksjon i styrke som avhenger av hvor stor belastning det har vært utsatt for. Reduksjon vil være relativt liten for tau som har hatt lite last. For tau utsatt for mer belastning kan styrkereduksjon kommer opp i 50 %.

Antall utførte tester er altfor lavt til å kunne si noe med sikkerhet, men hvis det viser seg at man ved knuter får en reduksjon på opp mot 60 % kan det være noe konservativt med en sikkerhetsfaktor på 5.

Konsekvensen av den høye materialfaktoren for tau med knuter er at det i dag brukes mye koblingsskiver. En potensiell fare med koblingsplater og kauser er at skarpe kanter kan skjære opp nota og dermed føre til rømming. Det må derfor sørges for at nota ikke får kontakt med kauser og koblingsplater.

En metodikk for utmattingsberegning av tau bør inkluderes i standarden. Alternativt kan man henvise til DNV Offshore Standard DNV-OS-E301, Position Mooring.

## **2 Lasttilfeller**

### **2.1 Returperiode**

I dag dimensjoneres det for en bølger med en retur periode på 50 år og strøm med returperiode på 10 år. For en del typer anlegg så vil kanskje strøm være den naturlasten som gir det viktigste bidraget. Spesielt for plastringer vil dette være tilfelle. Det anbefales derfor at man dimensjonerer mot både 10 år strøm/50 år bølge og også 50 år strøm/10 år bølge.

### **2.2 Retninger**

Det er viktig at man sjekker alle kombinasjoner av strøm og bølger som kan være dimensjonerende for fortøyingssystemet. Maks strøm og bølger vil ikke nødvendigvis opptre i samme retning. I tillegg kan anlegget ha en lavere kapasitet mot belastninger i andre retninger.

### 3 Sikkerhetsnivå

#### 3.1 Størrelse på merder og anlegg

Ser man på utviklingen i havbruksnæringen over tid, så er tendensene ganske klare. Anleggene totalt sett blir større med flere bur, i tillegg vokser også størrelsen på burene. Det argumenteres for at sikkerheten blir bedre med bakgrunn i tankegangen om at ”jo færre plasser det kan gå galt jo bedre”. Forutsatt at driftsikkerheten er like god eller bedre på de store enhetene stemmer kanskje at sannsynligheten for rømming er redusert. Konsekvensene ved et eventuelt havari av en enhet er derimot blitt større. Når man diskuterer sikkerhet og risiko til anlegg er det viktig at man ser på både sannsynligheten for og konsekvensen ved et havari.

I byggebransjen er man veldig opptatt av konsekvensene ved en eventuell ulykke. Larsen [1] refererer til Byggeforskriftene hvor man har en vektall for bruddkonsekvenser, se Tabell 1.

**Tabell 1 Vektall for bruddkonsekvenser.**

Konsekvenser	Mulighet for personskader	Økonomiske og andre konsekvenser	Vektall $Z_A$
Mindre alvorlig	Liten	Små	0
		Middels	1
		Store	2
Alvorlig	Middels	Små	3
		Middels	4
		Store	5
Meget alvorlig	Stor	Små	6
		Middels	7
		Store	8

Disse vektallene brukes deretter for å bestemme materialkoeffisienten, se Tabell 2, som brukes i dimensjoneringsberegningene.

**Tabell 2 Materialkoeffisient (Bruddgrensetilstand).**

Bruddkonsekvenser			Utførelseskontroll i verksteder og på byggeplassen (Kontrollomfang)
Meget alvorlig $Z_A = 6-8$	Alvorlig $Z_A = 6-8$	Mindre alvorlig $Z_A = 6-8$	
ulovlig	1.15	1.10	Liten
1.15	1.10	1.05	Middels
1.10	1.05	1.00	Omfattende

En variasjon av dette systemet kan benyttes i NS 9415. Ideelt sett bør man ta hensyn til både konsekvensen (antall fisk som rømmer) ved et brudd i en komponent og hyppigheten av inspeksjoner hvor man kan oppdage at det er fare på ferde og man har mulighet til å bytte ut komponenter som er skadet eller i ferd med å bli ødelagt. Alternativt kan man relatere

materialkoeffisienten direkte til størrelsen på enten anlegget hvis det er snakk om en komponent som styrer total anlegget sikkerhet, f. eks. et kritisk forankringstau i en rammefortøyning, eller størrelsen på merden, f. eks. ved dimensjonering av notpose eller flyter.

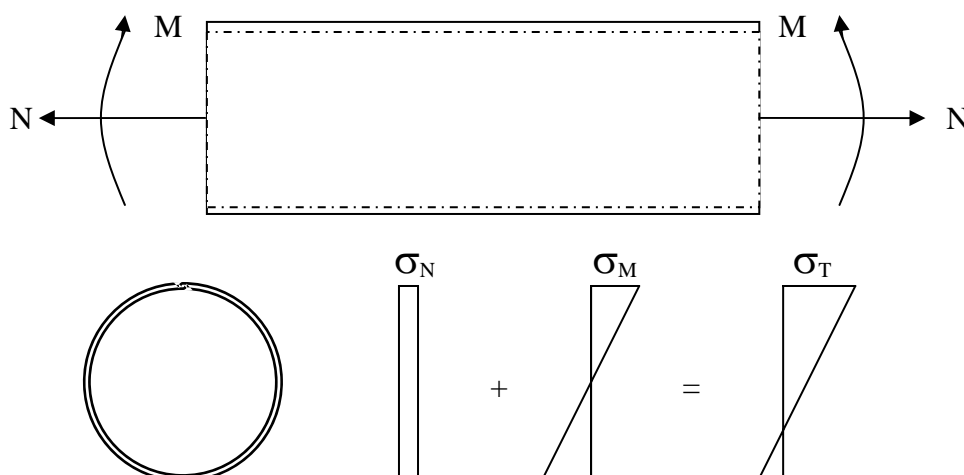
### 3.2 Dimensjonering av polyetylenrør

Paragraf 6.8.2.5 i NS 9415 [5] tar for seg dimensjonering av polyetylenrør. Utrykkene ”statisk middelspenning” og ”dynamisk bøyespenning” brukes uten å definere hvordan disse eventuelt kan beregnes.

- ”Statisk middelspenning ( $S_a$ ) er definert som konstant spenning over rørtverrsnittet og vil ha en levetid på 50 år dersom det statiske spenningsnivået ligger under denne verdien.”
- ”Dynamisk bøyespenning ( $S_b$ ) er definert som den spenning som opptrer i røret pga bøyning av røret i lengderetningen.”
- ”Dynamisk konstruksjonsspenning ( $S_d$ ) er maksimum tillatte spenningsnivå i rørtverrsnittet og er dimensjonerende for PE rør som benyttes i flyteringer. Verdien fremkommer som summen av statisk middelspenning ( $S_a$ ) og dynamisk bøyespenning ( $S_b$ ).”

Det bør kommenteres at brukte uttrykk og deres definisjoner er litt uheldig i dimensjoneringssammenheng. En statisk spenning trenger ikke nødvendigvis være konstant over tverrsnittet og en bøyespenning er ikke nødvendigvis dynamisk. Langvarige statiske spenninger kan være ”farlige” for polyetylenrør. Om de er konstante over tverrsnitt eller ikke har relativt liten betydning. Hvilke belastninger kan man forvente vil gi en ”statisk middelspenning”? Indre og ytre trykk sammen med en ren aksial belastning av røret vil kunne gi en konstant spenning over rørtverrsnittet. Indre og ytre trykk må vel kunne sies å være relativt lite aktuelt for et rør som flyter i overflaten (for nedsenkende rør er saken naturligvis en helt annen).

Tradisjonelle plastringer brukt i havbruksnæringen utsatt for strøm, bølger og last fra not, vil generelt ha en spenningsfordeling over tverrsnittet som kan splittes opp i flere deler. Figur 1 viser et rør utsatt for aksialkraft og moment, dette er en lastsituasjon som store deler av flyteren vil være utsatt for store deler av tiden den er i bruk. Resulterende spenningsfordelingsbidrag fra de forskjellige lastene ( $\sigma_N$  og  $\sigma_M$ ) og resulterende spenningsfordeling over tverrsnittet ( $\sigma_T$ ) er vist i figuren.

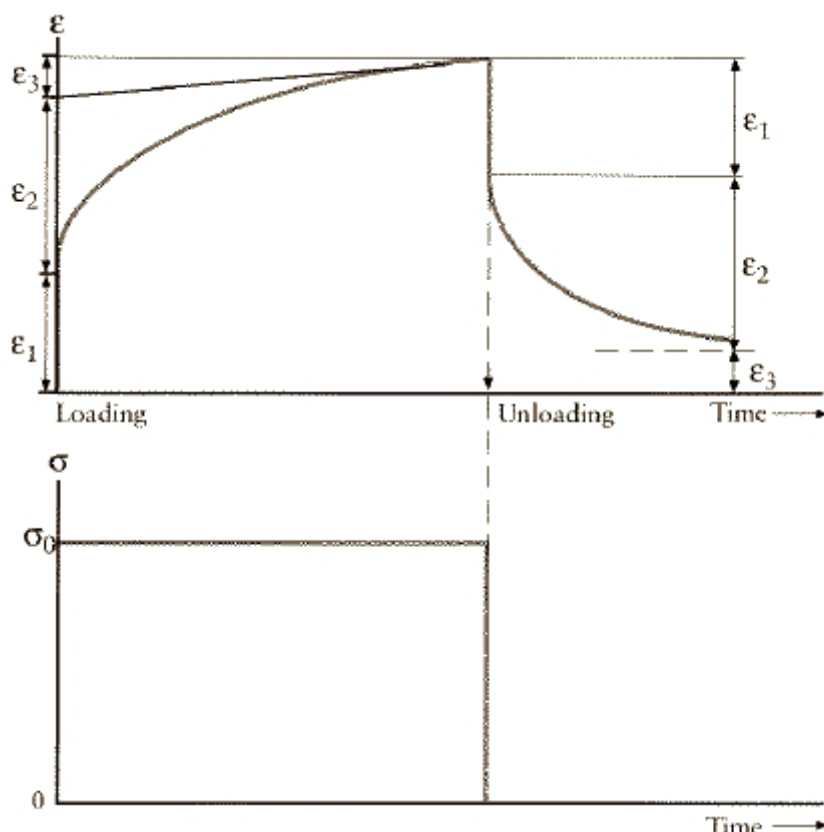


**Figur 1 Spenningsfordeling for et rør utsatt for moment og aksialkraft.**

Som figuren viser er aksialspenning på grunn av aksial last konstant over tverrsnittet mens bøyespenningen fra momentet lineært fordelt. Spenningsfordelingen over tverrsnittet fra en bøyemoment vil være lineær så lenge ikke man overstiger materialets flytegrense/proporsjonalitetsgrense. En flytende plastring kan tenkes bøyd om to akser. Bølgene kan gi plastringen en bøyning om en horisontal akse mens dragkrefter fra strøm kan gi et bøyemoment om en vertikal akse nær innfestingen av haneføttene. Disse momentene vil virke om to forskjellige akser dermed vil spenning fra bøyning om vertikalakse være maks når spenning fra bøyning om horisontalakse er lik null og omvendt.

For et rør lagt av et metallisk material (stål, aluminium, titan, kobber etc.) vil dimensjoneringen være ganske enkel. Total spenningen må være mindre enn den dimensjonerende spenningen, som regel satt lik flytespenning til material dividert på en material faktor (typisk lik 1,1).

For plastmaterialer er det litt mer komplisert. Det skyldes et fenomen som kalles siging/kryping. Det vil si at når materialet blir utsatt for en vedvarende belastning vil deformasjonen øke med tiden, se Figur 2.



**Figur 2 Tøyning og spenning som en funksjon av tiden [3].**

Som den øverste grafen viser vil tøyningen øke med tiden selv om spenningen/belastningen holdes konstant. Når konstruksjonsdetaljen avlastes vil den elastiske tøyningen ( $\epsilon_1$ ) gjenvinnes umiddelbart, primær sigingen ( $\epsilon_2$ ) gjenvinnes over tid mens sekundær tøyningen ( $\epsilon_3$ ) aldri vil gjenvinnes. Dette fører til at dimensjonering av plastkomponenter er relativt komplisert sammenlignet med dimensjonering av komponenter laget av tradisjonelle konstruksjonsmaterialer.



Mye av det arbeidet som er gjort på dimensjonering av plastkomponenter er gjort for rørledninger brukt til transport av vann, kloakk og lignende. Disse rørene er stort sett utsatt for indre eller ytre overtrykk og dimensjonert for å holde 50 år. Figur 3 viser hvordan sammenhengen mellom spenning, tøyning og tid kan variere for forskjellige typer plast.

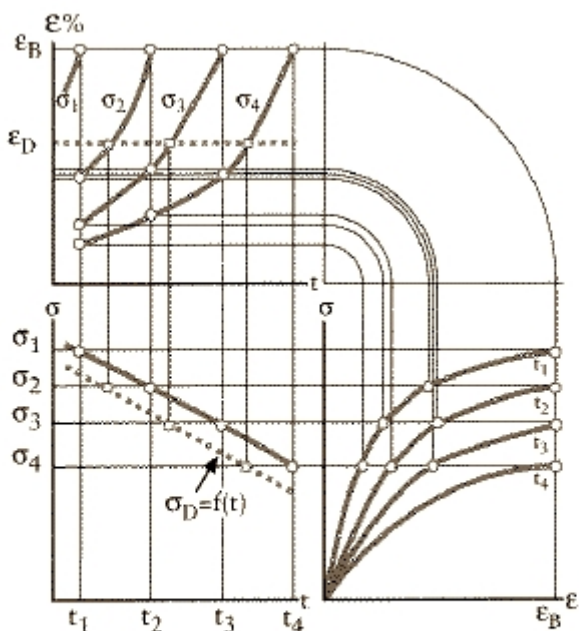


Figure 3.2.1

Relations between stress, strain and loading time. The strain at burst is constant and independent of the loading time (9).  $\epsilon_D$  stands for a design strain and  $\sigma_D$  for the corresponding design stress.

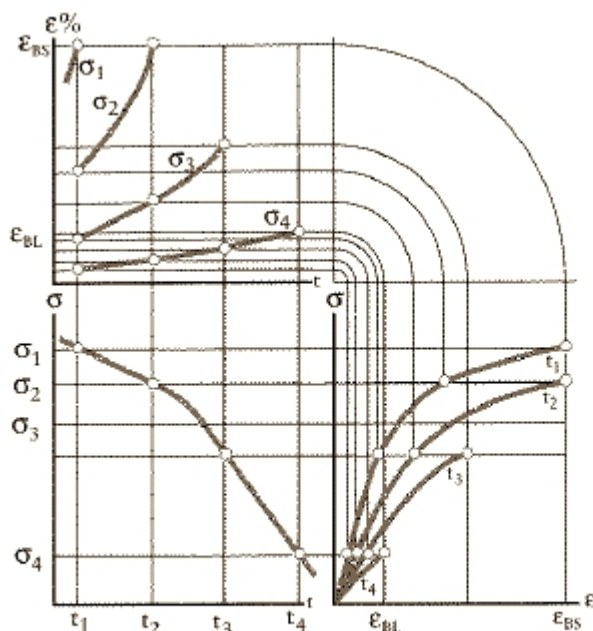


Figure 3.2.2

Relations between stress and loading time. The strain at burst is dependent on the loading time (9).

### Figur 3 Sammenheng mellom "sprengnings" spenning/tøyning og tid [3].

For det første materialet (øverste graf) er tøyningen når røret "sprenges" på grunn av indre overtrykk uavhengig av pålastningstid, mens for det andre (nederste graf) er tøyningen avhengig av tiden. Spenningen når røret "sprenges" er veldig avhengig av belastningstid, i tillegg er forskjellen

i sprengnings spenning mellom de to typene material veldig stor. Det samme gjelder for plastrør utsatt for andre typer belastning.

Egenskapene til plast er ikke bare avhengige av tid, også temperaturen vil påvirke egenskapene til plastmaterialet. Denne egenskapen deler plast med mange tradisjonelle konstruksjonsmaterialer, f.eks. stål og aluminium har materialegenskaper som er temperatur avhengige. Stål og aluminium opplever en kraftig endring i egenskaper ved høye temperaturer, dvs. et par hundre grader, og ved temperaturer godt under frysepunktet. For plast derimot vil egenskapene endres ganske kraftig når temperaturen varieres innen det typiske bruksomtemperaturområdet, se Figur 4.

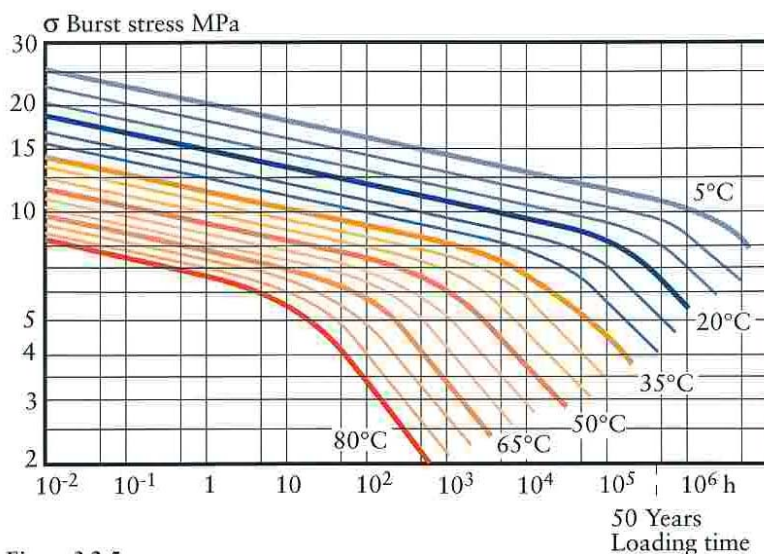


Figure 3.2.5  
Stress/time curves for HDPE pipes, Type 1.  
Design stress, 50 years =  $6.5 \text{ MPa}/1.3 = 5.0 \text{ MPa}$ . (Safety factor = 1.3).

#### Figur 4 Design spenning mot tid for forskjellige temperaturer [3].

Som figuren viser vil den dimensjonerende spenningen avta lineært for økende belastningstid inntil en kritisk grense nåes, etter den kritiske tiden nås vil dimensjonerende spenning falle dramatisk. Både design spenning og tiden det tar før spenning faller drastisk, er ekstremt følsomt for temperatur. Jo høyere temperaturen er jo lavere er den kritiske spenningen. Droppet i kritisk spenning vil også komme tidligere for økende temperatur.

Betraktelig mindre informasjon er tilgjengelig for kortvarige strekk og bøye forsøk på PE rør. Med kortvarige forsøk menes her forsøk hvor belastningstiden ikke er så lang at man vil få siging. BORELAIS [4] som er en leverandør av plastrør oppgir på sine hjemmesider verdier for flytespenningen til plast ved strekk testing til 25 MPa for PE100 og 19-22 MPa for PE80. Antar man en materialfaktor på 1.3 så får man dimensjonerende spenninger på henholdsvis 19.2 MPa (PE100) og 14.6-16.9 MPa (PE80). Det er ikke oppgitt hvilken tøyningshastighet disse verdiene gjelder for, men det er oppgitt en deformasjonshastighet på 50 mm/min. Det vil være naturlig å oppgi flytespenning for kvasi-statiske material forsøk når ikke annet er oppgitt. En deformasjons hastighet på 50 mm/min vil gi kvasi-statisk oppførsel for prøvestaver av en fornuftig størrelse. Kvasi-statisk vil si at forsøkene utføres ved så lav hastighet at man unngår dynamiske treghetseffekter men samtidig ikke så sakte at resultatene blir påvirket av siging.

En endring fra 19.2 MPa til 13.0 MPa (som er dimensjonerende spenning for PE100 i henhold til Tabell 9 i NS 9415) i design spenning tilsvarer en reduksjon på ca 32 % på grunn av siging. For plastrør som kan være utsatt for belastninger i forbindelse med langvarige uværssituasjoner (for eksempel en tre timers storm) er dette ikke urimelig tatt i betraktning den dokumenterte

reduksjonen i ”burst” spenning som man har over tid, se Figur 4. Man ser at ved en test temperatur på 20 grader faller design spenningen fra ca 19 MPa til ca 15 MPa når man går fra en test varighet på 36 sekund til en testvarighet på en time. Man trenger ikke dimensjonere mot 50 års kontinuerlig belastning. Men som tidligere vist vil man få en reduksjon i kapasitet selv for belastninger med en varighet på bare et par timer. Hvis man tar hensyn til at temperaturen ved en langvarig uværssituasjon vil være betraktelig lavere enn 20 grader er reduksjonen kanskje noe konservativ. Problemet er at hvis man skal tillate å bruke en dimensjonerende spenning som er temperaturavhengig ender man opp med å måtte sertifisere plastringer både for lokalitetsklassifisering (strøm og bølgehøyde) og for geografisk region (vanntemperaturen vil variere langs norske kysten, i middelhavet, i Asia og i Chile). Det spørres om det er hensiktsmessig i dette tilfellet.

Det som i hvert fall er en uakseptabel praksis er å ta utgangspunkt i en flytespenning som man får oppgitt fra produsenten og bruke denne sammen med en materialfaktor på 1,0 (§6.8.2.4 i NS 9415). Den eneste fornuftige grunnen til at NS 9415 oppgir en materialfaktor på 1,0 er at den ”dynamiske konstruksjons spenning” i Tabell 9 er inkludert sikkerhetsfaktorer for å ta hensyn til både siging på grunn av belastnings varighet og en generell materialfaktor.

Skal man tillate høyere dimensjonerende verdier enn de som er gitt i tabell 9 i NS 9415 [5] er det viktig at egenskapene er grundig dokumentert. Det tenkes da spesielt på strekk testing med en mer langvarig belastning, i størrelsesorden et par timer. Ved hvilken hastighet/varighet materialforsøk eller komponent forsøk er utført og også ved hvilken temperatur må oppgis. Borealis [3] bruker en materialfaktor på 1,3 i tillegg må man ha en ”sigingsfaktor”.

Lastfaktoren gitt i Tabell 8 § 6.8.2.4 NS 9415 bør vurderes. En økende lastfaktor for økende lokalitetskategori kan muligens forsvares ut i fra en risikovurdering. At lastfaktoren er såpass mye høyere for statisk analyse sammenlignet med dynamisk analyse virker urimelig. Det er viktig at man også i en statisk analyse tar med bøyebidrag fra bølger, det vil da ikke være noen grunn til å ha en høyere lastfaktor for dimensjonering av plastrør ved statisk analyse sammenlignet med dynamisk analyse.

En annen ting som bør tas opp i standarden er lokal knekking av plastrør. Slanke konstruksjoner utsatt for trykkklaster vil ofte kollapse ved en spenning lavere enn flytespenningen. En plastring utsatt for bøyning på grunn av laster fra strøm og bølger kan tenkes å ville kollapse lokalt ved en spenning lavere enn flytespenningen. Figur 5 viser et eksempel på en plastring som har kollapset i forbindelse med et uvær.



**Figur 5 Eksempel på lokalt kollaps av tverrsnitt.**

Som figuren viser er røret kollapset på trykksiden. Det ble ikke observert noen tegn til brudd på grunn av strekk noen steder på røret. Vår anbefaling er at sirkulære rør brukt som flytere bør sjekkes også mot lokal knekking hvis det er en fare for at man kan få lokal knekking av tverrsnitt før man får flyt i materialet. Janson [3] gir en kritisk bøyeradius for rør som er basert på ovalisering på tverrsnittet til røret:

$$R_b = \frac{D}{1.12s/D_m} \quad (1)$$

Her er  $R_b$  kritisk bøyeradius,  $D$  er ytre diameter av røret,  $s$  er veggtykkelsen og  $D_m$  er diameter til midt i rørveggen ( $D_m = D - s$ ). Formelen brukes f.eks. til å bestemme hvilken diameter som må brukes på trommel når man kveiler PE rør på trommel. Dette er et krav som også kan stilles til PE rør brukt som flytere i havbruksnæringen. I tillegg bør det kanskje sjekkes hvorvidt det er fare for at man kan få siging på grunn av bøyespenningen.

Dimensjoneringsjekk kan gjøres som følger, først beregne minimum bøyeradius ut i fra gitte innspenningsforhold, geometri og belastninger. Deretter sjekkes det at denne bøyeradiusen er større enn den kritiske bøyeradiusen gitt av formel (1).

De overnevnte beregningene må også gjøres for gelenderer når gelenderet er laget av PE rør. Gelenderet skal ikke bære vekta av not eller være utsatt for bølge og strømlast direkte. Men gelenderet er festet til flyter og bærer også hoppenettet. Ovalisering av flyter vil påtvinge en ovalisering av gelender, og hvis anlegget ises ned kan vekta av is på hoppenett og is på gelender føre til at gelenderet kollapse. For rekkestøtter laget av PE må det også gjøres en vurdering hvor langvarige belastninger den er utsatt for. Hvis anlegg ises ned og man ikke får fjernet isen kan rekkestøtter kollapse og falle inn i nota eller eventuelt foran nota. Dette må unngås. For

rekkestøtter laget av PE bør man ta i betraktning at belastningssituasjonen kan bli langvarig og velge en materialstyrke ut fra det, f. eks fra Figur 4.

### **3.3 Sikkerhet/material faktorer til komponenter i fortøyningssystemet**

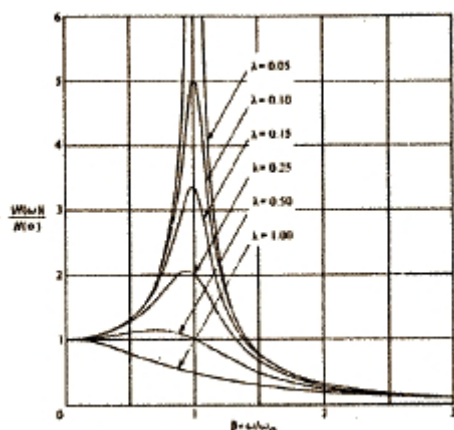
I tabell 14 i NS 9415 [5] er dimensjonerende materialfaktorer til tau og kjetting brukt i ankeliner oppgitt. Tabellen sier derimot ikke noe som helst om materialfaktorer til koblingsplatene som ofte blir brukt. For de fleste koblingsplatene oppgis kapasiteten til platene ved diametral (d.v.s. 180° deling) en-aksiell strekk. Det reelle belastningsbildet på platene i en naturlig brukssituasjon er ofte et helt annet. Både hvordan kjettingene føres inn i plata og virkende miljølaster vil påvirke kapasiteten til koblingsplatene. Det er viktig at man bruker en bruddlast som gjelder for den reelle belastningssituasjonen på plata. Dette gjelder for alle komponenter i fortøyningssystemet. Det er viktig at de testes og sertifiseres på en måte som gjenspeiler hvordan de vil bli brukt i praksis.

Ved dimensjonering av stål komponenter tillatter man vanligvis ikke at spenningene i materialet overstiger flytegrensen i bruksgrensetilstanden. Dette er et kriterium som man helt klart bør vurdere å innføre for koblingsplater og tilsvarende komponenter brukt i fortøyningssystemet. Koblingsplater og andre knutepunkt i anlegg er såpass kritiske at standarden bør ha et eget underkapittel eller avsnitt dedikert til dette.

## 4 Dynamisk forsterkningsfaktor

### 4.1 Lastfaktorer for ankerliner.

Tabell 15 i NS 9415 gir lastfaktor for statiske og dynamiske analyser. Det bør her utdypes hva som ligger i statiske og dynamiske analyser. Både bølger og strøm må tas med, uavhengig av om man regner statisk eller dynamisk. I dagens versjon av NS 9415 vil sikkerhetsfaktoren være 1,6 for statisk analyse og 1,15 for dynamisk analyse for ubemannede anlegg. Hvis man i den statiske analysen ikke tar med bidrag fra bølger kan denne sikkerhetsfaktoren være for lav, hvor mye ekstra bidrag bølgene gir i forhold til kun strøm vil avhenge av faktorer som strømhastighet, bølgehøyde, bølgeperiode, regulær/irregulær sjø og anleggstype for å nevne noen faktorer. Å kun ta med strøm kan gi veldig uheldige resultater. Hvis man i en statisk analyse tar med bidraget fra bølger ved å addere vannpartikkel hastigheten til bølgene til strømhastighet vil dette faktisk være mer konservativt enn en dynamisk analyse. Grunnen er som følger: et havbruksanlegg vil ha relativt mye demping på grunn av nøtene i tillegg vil egenperioden til forankringssystemet være mye høyere enn perioden til typiske bølgebelastninger.



**Figur 6** Dynamisk lastfaktor som funksjon av frekvensforholdet [6].

Dynamisk lastfaktor i Figur 6 gir forholdet mellom dynamisk og statisk respons. Som figuren viser vil dynamisk lastfaktor være veldig stor hvis man har lite demping og lasten opptrer med en periode som er av tilnærmet samme størrelse som systemets egenfrekvens. Som tidligere nevnt vil egenperioden være mye større enn lastens periode:

$$\beta_0 = \omega / \omega_0 = \frac{1}{T} / \frac{1}{T_0} = \frac{T_0}{T} \quad (1.2)$$

$\beta \ll 1$	Stivhetsdominert svingning.
$\beta \cong 1$	Dempingskontrollert svingning.
$\beta \gg 1$	Massekontrollert svingning.

For et havbruksanlegg vil man ha mye demping på grunn av nøter i tillegg til at man vil ha massekontrollert svingning hvilket tilsier at man har en dynamisk lastfaktor som er lavere enn 1,0. Tas dette til betraktning virker forholdet mellom statisk og dynamisk lastfaktor gitt i Tabell 15 i NS 9415 direkte feil. Man bør ikke ha en høyere lastfaktor for statisk analyse enn for dynamisk ved dimensjonering av fortøyning, så sant man i den statiske analysen også har med bidraget fra bølger.

## 5 Materialfaktorer tau, knuter og spleiser på tau

### 5.1 Resultater fra tidligere tester

Det finnes få resultater tilgjengelig i den åpne litteraturen på testing av tau med knuter og spleis. Dette sammen med tauets egenskaper når det har vært i bruk over lengre tid burde vært testet nøye.

#### 5.1.1 Styrkereduksjon på grunn av knuter.

En relativt begrenset mengde av resultater har vært tilgjengelige. Tendensen er allikevel klar, bruk av knuter reduserer styrken til tau vesentlig, se Tabell 3 og Tabell 4.

**Tabell 3 Test av nytt tau, forskjellige knutetyper MT40F95-0019401038.20.03 (Fortrolig rapport)**

Diameter	Knutetype	Nom. brudd-styrke	Endring
20,00 mm	Pålestikk	82,00 kN	-49,39 %
20,00 mm	Pålestikk	82,00 kN	-54,88 %
20,00 mm	Båtmannsknop	82,00 kN	-58,54 %

**Tabell 4 Test av nytt og brukt tau STF80A043036 med vanlig knute (Konfidensielle resultater)**

Diameter	Tilstand	Nom. brudd-styrke	Endring
12,00 mm	Brukt	23,00 kN	-55,22 %
12,00 mm	Ubrukt	23,00 kN	-60,87 %
18,00 mm	Ubrukt	50,40 kN	-54,56 %

Enkelte hevder at bruk av f.eks. pålestikk vil begrense styrkereduksjonen, men med bakgrunn i det vi har klart å samle inn av informasjon ser det ut til at styrkereduksjonen er i størrelses orden 50 – 60 %. I alle tilfellene gikk bruddet enten i eller i umiddelbar nærhet til knuten.

Det hadde vært ønskelig med flere testresultater fra tester på tau med knuter. Det vil være interessant å undersøke om forskjellige typer knuter virkelig har forskjellig innvirkning på hvor mye reduksjon i styrke man får.

#### 5.1.2 Reduksjon på grunn av spleis.

Noe flere tester var tilgjengelig enn er tilfellet for tau med knuter. Antallet tilgjengelige tester er fortsatt litt for lavt, og testresultatene viser en del spredning, se Tabell 5 og Tabell 6.

**Tabell 5 Styrkereduksjon på grunn av spleis MT40F95-0019401038.20.03**

Diameter	Nom. brudd-styrke	Endring
26,00 mm	131,00 kN	-16,03 %
26,00 mm	131,00 kN	-25,57 %
26,00 mm	131,00 kN	-17,94 %
26,00 mm	131,00 kN	-17,94 %
20,00 mm	82,00 kN	-6,10 %

**Tabell 6 Styrkereduksjon på grunn av spleis for nye og brukte tau STF80A043036**

Tilstand	Diameter	Nom. Brudd-styrke	Reduksjon
Brukt	12,00 mm	51,00 kN	4,71 %
Brukt	12,00 mm	43,00 kN	-7,22 %
Brukt	10,00 mm	62,00 kN	-5,13 %
Brukt	12,00 mm	59,00 kN	-8,70 %
Ubrukt	18,00 mm	80,00 kN	10,67 %
Ubrukt	20,00 mm	56,00 kN	-18,11 %

De fleste testene viser at styrken til tauet blir redusert ved spleising. Styrkereduksjonen er mindre enn ved bruk av knuter. I noen tilfeller ble det også observert en økning i styrke. Det er nok ikke urimelig å anta at kvaliteten på spleisen har en vesentlig innvirkning på den eventuelle styrke reduksjonen.

Styrkereduksjon som følge av spleis ligger stort sett i området 5-25 %. Det er gjort for få tester til å si noe om sammenhengen mellom styrkereduksjon og taudiameter.

### 5.1.3 Reduksjon på grunn av skive.

Det som reduserer styrken til tau i forbindelse med knuter og spleis er lokal svekking av fiberen i forbindelse med at tauet blir bøyd. Det er derfor nærliggende å tro at styrken til tau kan også bli redusert i når tauet føres over skiver og kauser. Tester utført viser at så er tilfelle, se Tabell 7.

**Tabell 7 Tester på tau rundt skive MT40F95-0019401038.20.03 (Fortrolig rapport)**

Skivestørrelse <sup>1</sup>	Diameter	Nom. brudd-styrke	Endring
d/D = 1	26.00 mm	131.00 kN	-41.60 %
d/D = 1	26.00 mm	131.00 kN	-46.56 %
d/D = 3	26.00 mm	131.00 kN	-21.76 %

<sup>1</sup> d = skivediameter, D = tau tykkelse.

Som tabellen viser kan styrkereduksjonen være like stor som den er ved bruk av knuter. Ut fra det veldig begrensede materialet som er tilgjengelig ser det ut som om reduksjonen er avhengig av forholdet mellom diameter på skive og tykkelse på tau. Dette virker logisk riktig i og med at når tauet bøyes over en liten skive vil de lokale deformasjonene bli store. Testene viste at d/D = 5 gav en reduksjon i styrke som var mindre enn den man fikk ved spleis.

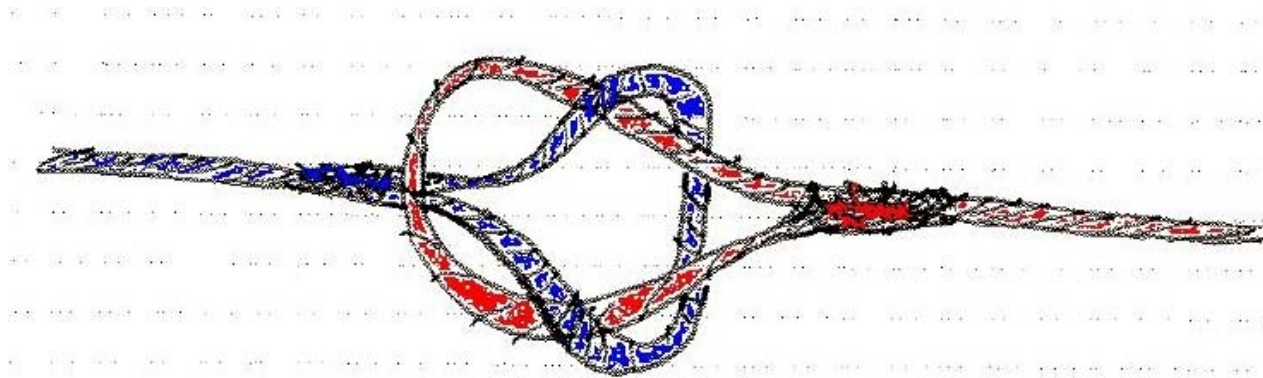
## 5.2 Strekktesting av tau med forskjellige typer knute

Med bakgrunn i det begrensede omfanget av tilgjengelige resultater ble det bestemt å gjøre noen tester for å utvide resultatbasen.

### 5.2.1 Innledende tester på veldig tynn tråd

Disse testene ble gjort på en veldig tynn tråd som hadde en bruddlast på ca 16 kg. Testene ble hovedsaklig gjort for å teste en ny måte å koble sammen to tau med en minimal reduksjon i bruddlast. En løkke blir spleiset i enden av to tau og tauene festes som vist i Figur 7.





**Figur 7 Dobbel løkke.**

Når de to tauene strammes vil man få en knute som har samme form som en båtmannsknop. En båtmannsknop har som regel en reduksjonsfaktor på ca 50 %. I motsetning til en vanlig båtmannsknop hvor all belastning vil gå i et tau vil belastningen bli fordelt over to tau. Teorien er at en slik kobling vil være like sterk som en spleis. Styrkereduksjonen for en spleis er vesentlig lavere enn for en knute. Tauet som ble testet i disse innledende forsøkene var veldig tynt og ikke egnet til å spleises. Derfor ble begge endene av løkka holdt fast når tauet ble strukket.

I tillegg til dobbel løkke ble også tau uten knute, flaggstikk og båtmannsknop testet. Resultatene fra testene er gitt i Tabell 8.

**Tabell 8 Resultater fra testing av tau.**

Test #	Uten knute	Båtmannsknop	Flaggstikk	Dobbel løkke
1	164 N	81.2 N	86.8 N	206.8 N
2	165 N	81.5 N	83.8 N	231.3 N
3		96.7 N		211.8 N

Som forventet er reduksjon i styrke for båtmannsknop og flaggstikk på ca 50 %. Testene viste at ved bruk av dobbel løkke røk knuten ved en last høyere enn for tau uten knute. I praksis vil det si at spleisen vil ryke og ikke knuten.

Det skal kommenteres at testene ble gjort på et tau som var veldig tynt og hadde en veldig lav bruddlast og er naturligvis ikke representativt for hva som brukes i havbruksnæringen i dag. Det er allikevel interessant å merke seg at reduksjonen i styrke på grunn av knute var tilnærmet den samme som for tykkere tau. Bruk av dobbel løkke virker også interessant og bør helt klart undersøkes nærmere.

### 5.3 Karakteristisk styrke og materialkoeffisient

I NS 9415 [5] brukes en partiell sikkerhetsfaktor på 1,5 for "utprøvd og dokumentert syntetisk tau" og 3,0 for syntetisk tau. Det spesifiseres ikke hvordan tau skal utprøves og resultatene skal dokumenteres. Det bør inkluderes i neste revisjon av standarden hvilke tester som skal gjøres og hvilke egenskaper som skal dokumenteres for å kunne bruke en sikkerhetsfaktor på 1,5.

### 5.4 Utmatting av ankerliner

Utmatting av tau og kjetting er mangelfullt dekket i NS 9415. Standarden i den form den har i dag ikke brukes til å dimensjonere mot utmatting av ankerliner. Hvis man skal kreve at det gjøres

utmattingsberegninger for ankerliner så kan man for eksempel ta utgangspunkt DNV-OS-E301 (Offshore Standard, Position Mooring). Et utdrag av den delen som omhandler utmatting av ankerliner presenteres nedenfor.

#### 5.4.1 ”Fatigue limit state” – DNV-OS-E301

##### 5.4.1.1 Utmatting av kjetting

DNV [2] bruker ”standard” SN kurve metodikk for utmattingsberegninger av kjetting. Antall sykler til brudd ( $n_c(s)$ ) er gitt fra

$$\log(n_c(s)) = \log(a_D) - m \cdot \log(s) \quad (1.3)$$

hvor  $s$  er den doble spenningsamplituden,  $a_D$  og  $m$  er utmattings parametere som avhenger av kjetting type. DNV standarden [2] oppgir følgende verdier for  $a_D$  og  $m$ , se Tabell 9.

**Tabell 9 S-N kurve utmattingsparametere.**

	$a_D$	$m$
Stolpekjetting	$1,2 \cdot 10^{11}$	3
Stolpeløskjetting	$6 \cdot 10^{10}$	3

For å beregne akkumulert skade og for sikkerhetsnivå henvises det til DNV sin offshore standard [2].

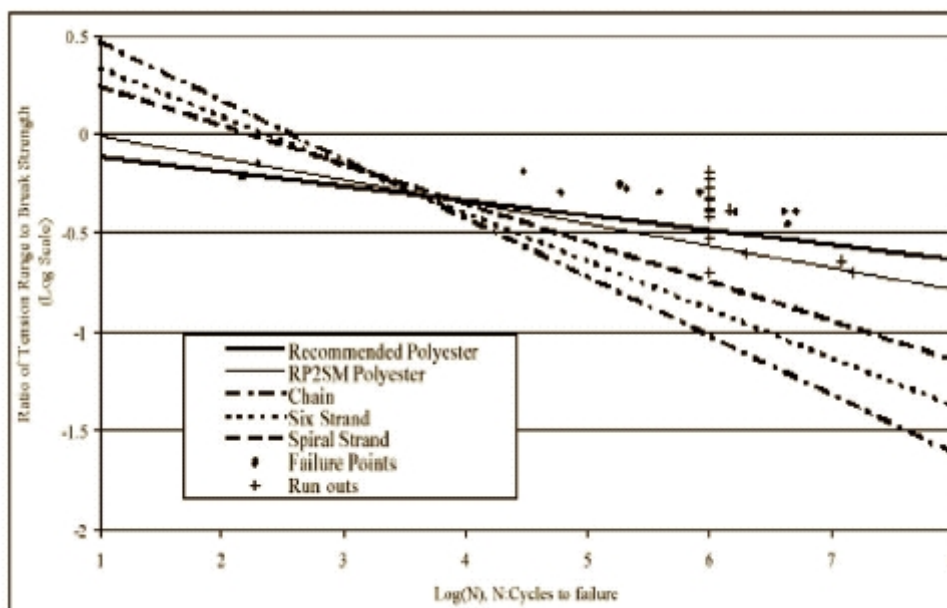
##### 5.4.1.2 Utmatting av polyester tau

DNVs [2] beregning av utmatting av tau avviker litt fra tradisjonelle utmattingsberegninger for metaller. Hovedforskjellen er at det er en relativ belastning som brukes som last og ikke spenningsamplituden. Utmatting av tau kan vurderes ut fra følgende formel

$$\log(n_c(R)) = \log(a_D) - m \cdot \log(R) \quad (4)$$

$$R = \frac{S}{S_c} \quad (5)$$

$n_c(R)$  er antall sykler til brudd for den gitte belastningen  $R$  som er forholdet mellom aktuell belastning og karakteristisk bruddstyrke. For polyester tau brukes  $m$  lik 13,46 og  $a_D$  lik 0,259.



**Figur 8 Polyester rope fatigue data and design curve [2].**

Fare for utmattingsbrudd i fortøynings liner sjekkes mot følgende formel

$$1 - d_c \gamma_F \geq 0 \quad (6)$$

Her er  $d_c$  karakteristisk akkumulert utmattingssskade som et resultat av den sykliske belastningen og  $\gamma_F$  er en sikkerhetsfaktor som tar hensyn til alle mulige usikkerheter i bergegningene. For polyester tau settes  $\gamma_F = 60$ . At sikkerhetsfaktoren er såpass høy skyldes både stor variasjon i testresultater og den høye verdi av eksponenten  $m$  [2].

Akkumulert utmattingssskade kan beregnes fra enten ”combined spectrum approach” eller ”dual narrow band” algoritme henholdsvis F307 og F309 i DNVs offshore standard [2]. Det er usikkert om det er praktisk gjennomførbart å gjøre utmattingsberegninger for havbruksanlegg på grunn av nødvendigheten for å ha gode estimater på de dynamiske belastningene som virker i fortøyningslinene.

## **6 Referanser**

- [1] Per Kristian Larsen, Dimensjonering av Stålkonstruksjoner, Tapir forlag, Trondheim 1990.
- [2] Det Norske Veritas, Offshore Standard DNV-OS-E301, Position Mooring, October 2004.
- [3] Lars-Eric Janson, Plastic pipes for water supply and sewage disposal, BOREALIS.
- [4] BOREALIS, <http://www.borealisgroup.com/>.
- [5] Norsk Standard. NS 9415. Flytende oppdrettsanlegg. Krav til utforming, dimensjonering, utførelse, installasjon og drift. ICS 65.150; 67.260. 1. utgave August 2003. Oslo. 2003.
- [6] Ivar Langen og Ragnar Sigbjörnsson, Dynamisk analyse av konstruksjoner, Tapir forlag, 1979.