

# Utmattingsstandarden DNV-RP-C203 mot Eurokode 3, del 1-9: Utmattingspåkjennte konstruksjoner.

The fatigue standard DNV-RP-C203 versus Eurocode 3, part 1-9: Fatigue.

Andreas Buvarp Aardal

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP  
INSTITUTT FOR MATEMATISKE REALFAG OG TEKNOLOGI  
MASTEROPPGAVE 30 STP. 2012



# Utmattingsstandarden DNV-RP-C203 mot Eurokode 3, del 1-9: Utmattingspåkjennte konstruksjoner.

av

**Andreas Buvarp Aardal**



**Gradsoppgave**  
**Maskin, prosess og produktutvikling**  
**IMT/UMB, 2012**



## Forord

Denne masteroppgaven omhandler utmatting og sammenligninger av levetidsberegninger i henhold til standarden NS-EN-1-9 også omtalt Eurokode 3 Del 1-9, og den anbefalte praksisen fra Det Norske Veritas, DNV-RP-C203, som også Norsok N-004 henviser til. Oppgaven er gjennomført høsten 2012, og er avsluttende del ved masterprogrammet i Maskin, prosess og produktutvikling ved Institutt for Matematiske realfag og Teknologi (IMT) ved Universitetet for Miljø- og Biovitenskap (UMB).

Konstruksjonsfeil og brudd i forbindelse med utmatting står for en ikke ubetydelig andel av brutto nasjonalprodukt i Norge. Kunnskapen på området er relativt fersk i et ingeniørmessig perspektiv, og det er derfor stadig mye forskning på området. Undertegnede har gjennom studieperioden tatt stor interesse for emnet utmatting, og har tilegnet seg kunnskap både gjennom fag i Norge og under utvekslingsopphold. IMT sin kravspesifikasjon til oppgaven sammenfalt derfor godt med undertegnedes ønsker. Eurokode 3 ble i 2010 innført som gjeldende standard for prosjektering av stålkonstruksjoner i Norge. Oppgaven er et ledd i IMT sitt ønske om å øke kunnskapen på bruk av standarder for utmattingsberegninger som er aktuelle i dag. Undertegnede forutsetter at leserne av denne oppgaven har grunnleggende kunnskap i faget utmatting.

Jeg ønsker å takke min hovedveileder Geir Terjesen for mye hjelp gjennom hele prosjektperioden. Geir har bistått med relevante dokumenter, eksempler og veiledning for oppgaven. Vi har i samråd diskutert mye rundt problemstillinger som har kommet opp i og rundt standardene, og det har bidratt til at undertegnede har fått en god oversikt over gjeldende regelverk i henhold til dimensjonering mot utmatting.

Ås, 15. desember 2012

---

Andreas Buvarp Aardal



## Sammendrag

Målsettingen med denne oppgaven har vært å sammenligne levetidsberegninger i ulike caser i henhold til reglene og forskriftene i NS-EN-1-9, også omtalt Eurokode 3, med DNV-RP-C203. Eurokode 3 ble i 2010 innført som gjeldende standard for stålkonstruksjoner i Norge, og Institutt for Matematiske realfag og Teknologi (IMT) har derfor ytret et ønske om å øke kunnskapen på de gjeldende standardene.

Metoden for oppgaven er basert på litteraturstudier, standarder og lærebøker. Grunnlaget for casene er hentet fra oppgaver og eksempler undertegnede har ansett som relevante. Oppgaven er begrenset ved å se på nominelle spenningsverdier og dimensjoneringsmetode etter Levetidsmetoden. Analysen er en kombinasjon av håndberegninger og statistiske analyser i Microsoft Office Excel. Det er antatt en partialfaktor for utmatningsstyrke på 1,35 og partialfaktor for ekvivalent spenningsamplitude på 1,0 etter anbefaling fra Nasjonalt tillegg, NA fastsatt i 2010. Det er gjort et forsøk på å variere casene så mye som mulig slik at man i større grad har kunnet komme med en anbefaling for valg av fremgangsmåte.

For alle casene kommer Eurokode 3 ut på konservativ side sammenlignet med DNV-RP-C203. Måten man beregner sikkerheten for de to standardene er veldig forskjellig. Mens DNV-RP-C203 velger å legge sikkerheten i antall sykler som fører til brudd, velger Eurokode 3 å justere for sikkerheten med å korrigere den totale partialfaktoren. Valg av partialfaktor har derfor stor innvirkning på levetidsberegningene.

Måten man klassifiserer de ulike konstruksjonsdetaljene er også forskjellig i enkelte tilfeller. Den største forskjellen ble funnet for strekkpåkjennte bolter med valsede gjenger. For slike tilfeller har DNV-RP-C203 nesten 5 ganger så høy levetid som Eurokode 3. Det antas at dette kommer av at Eurokode 3 ikke skiller mellom skårne og valsede gjenger. Når man må korrigere for tykkelse viser det seg at størrelsen på eksponenten er avgjørende for om Eurokode 3 i større grad blir mer konservativt i forhold til DNV eller ikke. Jo høyere tykkelseskomponenten er, jo lavere blir den korrigerede S-N kurven.



## Abstract

The objective of this study was to compare fatigue life calculations in different cases under the rules and regulations of NS-EN 1993-1-9, also referred as Eurocode 3, with DNV-RP-C203. Eurocode 3 was introduced in 2010 as the current standard for steel structures in Norway, and the Department of Mathematical Sciences and Technology (IMT) have therefore expressed a desire to increase the knowledge of the applicable standards.

The method in this study is based on relevant literature, standards and textbooks. The basis of the cases are from exercises and examples the author has deemed relevant. The study is limited by analyzing nominal stresses, and fatigue assessment by the Safe Life method. The analysis is a combination of hand calculations and statistical analysis in Microsoft Office Excel. After the recommendations by National Annex, NA published in 2010, it is assumed a partial factor for fatigue strength of 1,35 and a partial factor for equivalent constant amplitude stress of 1,0. It is made an effort varying the cases as much as possible to be able to make a recommendation for the choice of method to a greater extent.

For all cases Eurocode 3 is conservative on the fatigue life assessments compared to DNV-RP-C203. The way to calculate the safety factor of the two standards are very different. While DNV-RP-C203 chooses to increase the number of cycles which leads to fracture as their safety format, Eurocode 3 chooses to adjust the safety factor by correcting the total partial factor. Selection of material factor has therefore great influence on the fatigue life calculations.

The way to classify the various structural details are also different in some cases. The largest difference was found for bolts with rolled threads in tension. For such cases, DNV-RP-C203 almost has 5 times the fatigue life of Eurocode 3. The author believes the cause of this is because Eurokode 3 does not distinguish between cut and rolled threads. When it is necessary to adjust for thickness the results show that the size of the exponent is crucial whether Eurocode 3 is more conservative compared to DNV or not. A higher thickness exponent, lowers the adjusted S-N curve.



## Innholdsfortegnelse

<b>FORORD</b>	<b>III</b>
<b>SAMMENDRAG</b>	<b>IV</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>V</b>
<b>INNHOLDSFORTEGNELSE</b>	<b>VI</b>
<b>1. INNLEDNING</b>	<b>1</b>
1.1 BAKGRUNN.....	1
1.2 PROBLEMSTILLING .....	1
1.3 MÅLSETTING OG BEGRENSNING .....	2
1.4 KVALITETSSIKRING .....	2
1.4.1 GJELDENE LOVER OG FORSKRIFTER.....	2
1.4.2 RAPPORT OG PRODUKT .....	2
1.5 ARBEIDSMETODER OG VERKTØY .....	2
1.6 SYMBOLER OG TERMINOLOGI.....	4
<b>2. BESKRIVELSER</b>	<b>6</b>
2.1 KRAVSPESIFIKASJON .....	6
2.2 NS-EN 1993-1-9 .....	6
2.3 DNV-RP-C203 .....	6
<b>3. GENERELT OM UTMATTING</b>	<b>8</b>
3.1 INTRODUKSJON .....	8
3.2 KJENTE FEIL .....	9
3.3 SPREKKVEKST.....	12
3.4 DEFINISJONER OG KONSEPT .....	15
3.5 UTMATTINGSTESTING .....	19
3.6 DOMINERENDE UTMATTINGSFAKTORER.....	20
<b>4. UTMATTINGSBEREGNINGER BASERT PÅ GJELDENDE REGELVERK</b>	<b>22</b>
4.1 DIMENSJONERINGSMETODER.....	23
4.2 S-N KURVEN .....	25
4.3 NS-EN 1993-1-9.....	27
4.4 DNV-RP-C203 .....	43
4.5 KLASSIFISERING AV DETALJER .....	48
<b>5. GRUNNLAGSBEREGNINGER</b>	<b>54</b>
5.1 CASE 1 – STÅLSTAG BUTTSVEIST FRA BEGGE SIDER.....	54
5.2 CASE 2 – IKKE-GJENNOMSVEIST K-SVEIS .....	61
5.3 CASE 3 – RØR SOM ER ENDE-TIL-ENDE BUTTSVEIST.....	65
5.4 CASE 4 – KONSTRUKSJON UTEN SVEIS.....	69
5.5 CASE 5 – STREKKPÅKJENT PLATE. KUMULATIVT LASTSPEKTER.....	72
<b>6. CASER</b>	<b>77</b>
6.1 CASE 1 .....	77



<b>6.2</b>	<b>CASE 2</b> .....	<b>78</b>
<b>6.3</b>	<b>CASE 3</b> .....	<b>78</b>
<b>6.4</b>	<b>CASE 4</b> .....	<b>78</b>
<b>6.5</b>	<b>CASE 5</b> .....	<b>78</b>
<b>7.</b>	<b>ANALYSE AV CASER OG OPPSUMMERING</b> .....	<b>79</b>
<b>7.1</b>	<b>GENERELT OM FORSKJELLER I STANDARDENE</b> .....	<b>79</b>
<b>7.2</b>	<b>BEREGNINGSMESSIGE UTSLAG VED BRUK AV STANDARDENE</b> .....	<b>84</b>
<b>8.</b>	<b>KONKLUSJON</b> .....	<b>87</b>
<b>8.1</b>	<b>RESULTATER OG ANBEFALINGER</b> .....	<b>87</b>
<b>8.2</b>	<b>VIDERE ARBEID</b> .....	<b>87</b>
<b>9.</b>	<b>KILDEHENVISNING</b> .....	<b>89</b>
<b>10.</b>	<b>VEDLEGG</b> .....	<b>91</b>

## 1. Innledning

### 1.1 Bakgrunn

Utmatting står i dag for en stor del av årsakene til at konstruksjoner går til brudd, eller mister sin evne til å fungere etter sin tiltenkte rolle og opptre forsvarlig. Bakgrunnen for denne oppgaven er å sammenligne levetidsberegninger etter den relevante standarden NS-EN 1993-1-9 mot den anbefalte praksisen DNV-RP-C203. Oppgaven er i henhold til retningslinjene gitt i NS-EN 1993-1-9 og DNV-RP-C203.



Figur 1-1 Forsidebilde. Forstørret bilde av utmattingssprekk i sveisetå [17]

### 1.2 Problemstilling

I denne oppgaven vurderes og sammenlignes levetidsberegninger opp i mot hverandre ved bruk av henholdsvis NS-EN 1993-1-9 og DNV-RP-C203. Det er valgt ut relevante caser for stålkonstruksjoner plassert i luft, hvor levetiden beregnes ut i fra nominelle spenninger etter dimensjoneringsprinsippet *Levetidsmetoden*.





### 1.3 Målsetting og begrensning

En målsetting for denne oppgaven er å bestemme hvilken av de to standardene som kommer ut på konservativ side med tanke på levetidsberegninger. En annen målsetting er å finne hvilke parametere som er avgjørende for hva som forårsaker dette. I tillegg er det et ønske å se på ulikheter i de to standardene og hva disse forårsaker. Oppgaven er begrenset ved å analysere 5 ulike caser. Casene er valgt på grunnlag av å vise både likheter og ulikheter for standardene. Det er antatt en partialfaktor for utmattingsfasthet,  $\gamma_{Mf}$ , på 1,35 for alle casene. Levetidsberegninger etter hot-spot metoden betraktes ikke i denne oppgaven. For alle casene er det antatt at S-N kurvene ekstrapoleres. Det vil si at kurvene har en konstant negativ invers helning på  $m = 3$  også under utmattingsgrensen for kurvene.

### 1.4 Kvalitetssikring

#### 1.4.1 Gjeldene lover og forskrifter

For denne oppgaven benyttes gjeldende regelverk som blir beskrevet i kapitlene under. Utmattingsberegningene er basert på lineær-elastiske metoder for å finne nominelle spenninger.

#### 1.4.2 Rapport og produkt

Kravspesifikasjonene er diskutert med oppdragsgiver på jevnlige møter, og rapporten er utformet etter oppdragsgiver sitt ønske. Teksten er kvalitetssikret med tanke på referanser, figur-, tabell- og formelnummerering. Resultatene fra beregningene er dobbeltsjekket, og rapporten er finkjemmet for skrivefeil. I utregningene som er tatt med i rapporten er det brukt mange færre desimaler enn i dataprogrammer. Det har medført at det er et lite avvik på resultatene i rapporten sammenlignet med vedleggene. Dette har derimot ingen betydning for diskusjonen rundt resultatene. Symboler og terminologi er beskrevet i eget delkapittel.

### 1.5 Arbeidsmetoder og verktøy

Bilde- og tekstbehandling:

Bildebehandlingsverktøyet ColorSync er brukt for redigering av bilder. MS Office Word for Mac 2011 er brukt til tekstbehandling.

Analyser:



MS Office Excel for Mac 2011 er brukt for analyse av casene. Resultatene fra analysen er verifisert med håndberegninger.

Prosjektstyring og planlegging:

MS Office Excel for Mac 2011 er brukt for å gi en oversikt og sørge for framdrift av prosjektet.



## 1.6 Symboler og terminologi

Tabell 1.1 viser alle symboler brukt i denne oppgaven med tilhørende beskrivelse og benevnning.

Tabell 1-1 Symboler og terminologi

Notasjon	Beskrivelse	Benevnning
$\sigma_{nom}$	Nominell spenning	MPa
M	Bøyemoment	Nmm
I	Arealmoment om bøyeaksen	mm <sup>4</sup>
c	Distansen fra nøytralaksen	mm
F	Aksiell kraft	N
A	Tverrsnittets areal	mm <sup>2</sup>
$k_t$	Spenningskonsentrasjonsfaktor	–
$\sigma, \Delta\sigma_{mod}$	Modifisert nominell spenning	MPa
$\Delta\sigma$	Spenningsvidde	MPa
$\sigma_{max}$	Maksimal spenning	MPa
$\sigma_{min}$	Minimal spenning	MPa
$\sigma_m$	Gjennomsnittlig spenning	MPa
$\sigma_a$	Amplitudespenning	MPa
R	Spenningsforhold	–
$\sigma_D$	Utmattingsgrense	MPa
$\sigma'_D$	Opprinnelig utmattingsgrense	MPa
$C_F$	Overflatefaktor	–
$C_S$	Størrelsesfaktor	–
$C_L$	Lastfaktor	–
$C_E$	Miljø og egenspenningsfaktor	–
$K_f$	Kjervfaktor	–
$f_s$	Sikkerhetsfaktor	–
$R_m$	Strekfasthet	MPa
$\sigma_{Dv}$	Utmattingsdata strekk	MPa
$\sigma_{Du}$	Utmattingsdata trykk	MPa
N	Forventet sykler som fører til brudd for spenningsvidde $\Delta\sigma$	–
C	Materialparameter	–
m	Negativ invers helning til S–N kurven	–
$\gamma_{Ff}$	Partialfaktor for ekvivalent konstant amplitudespenning	–
$\gamma_{Mf}$	Partialfaktor for utmattingsfasthet $\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$	–
$\Delta\sigma_{E,2}, \Delta\tau_{E,2}$	Ekvivalent konstant amplitudespenning relatert til $2 \cdot 10^6$ sykler	MPa
$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$	Referanseverdi for utmattingsfastheten relatert til $2 \cdot 10^6$ sykler	MPa
$\Delta\sigma_E, \Delta\tau_E$	Ekvivalent konstant amplitudespenning relatert til $n_{max}$	MPa
$\lambda$	Skadeekvivalent faktor	–
$k_f$	Geometrisk spenningskonsentrasjonsfaktor	–
$\Delta\sigma_{FfQk}$	Spenningsvidde som følge av utmattingslaster spesifisert i ulike standarder normert for $2 \cdot 10^6$ sykler	MPa
$\sigma_{\perp}$	Normalspenning vinkelrett på beregningstverrsnittet	MPa



$\tau_{\perp}$	Skjærspenning i sveisesnittets plan og vinkelrett på beregningstverrsnittet	MPa
$\tau_{\parallel}$	Skjærspenning i sveisesnittets plan og parallell med sveisens lengderetning	MPa
$F_{\perp}$	Normalkraft	N
$F_{\parallel}$	Parallellkraft	N
$\Delta F_{DNV}$	Lastkapasitet etter DNV	N
$\Delta F_{EC3}$	Lastkapasitet etter Eurokode 3	N
$A_{sveis}$	Areal sveis	mm <sup>2</sup>
$\sigma_{wf}$	Spenningsvidde sveis, Eurokode 3	MPa
$\tau_{wf}$	Jevnførende skjærspenning sveis, Eurokode 3	MPa
$D_d$	Akkumulert skadeindeks Eurokode 3	-
$n_i$	Antall lastsykler i blokk i	-
$N_i$	Antall sykler til brudd for en bestemt spenningsvidde i	-
$\gamma_{tot}$	Total partialfaktor	-
$\Delta\sigma_R, \Delta\tau_R$	Utmattingsfasthet for spenningsvidder med konstant amplitude	MPa
$N_R$	Forventet levetid for et antall sykler relatert til en konstant spenningsvidde	-
$\Delta\sigma_D, \Delta\tau_D$	Utmattingsgrense for konstant amplitude spenningsvidde relatert til $N_D$ sykler	MPa
$\Delta\sigma_L, \Delta\tau_L$	Cut-off grensen for spenningsvidder relatert til $N_L$ sykler	MPa
$t$	Tykkelse plate	mm
$t_{ref}$	Referansetykkelse plate	mm
$\delta_m$	Eksentrisitet	mm
$\delta_0$	Eksentrisitet tilsvarende $0,1 \cdot t$	mm
$k_s$	Reduksjonsfaktor på utmattingsfastheten grunnet geometri	-
$k_s'$	Invers størrelsesfaktor	-
$n$	Eksponent til tykkelseskorrigerings gitt i standarden	-
$\Delta\sigma_{C,red}$	Redusert utmattingsfasthet	MPa
SCF	Spenningskonsentrasjonsfaktor	-
$\Delta\sigma_w$	Spenningsvidde i en sveis, DNV-RP-C203	MPa
$k$	Eksponent til tykkelseskorrigerings gitt i standarden	-
$D$	Akkumulert skadeindeks DNV	-
DFF	Design Fatigue Factor	-
$K$	Antall spenningsblokker	-
$\Delta F$	Påført last	N
$F_{red}$	Redusert last	N
$\Delta\sigma_{blokk}$	Spenningsvidde for blokk	MPa
$\Delta\sigma_{i+1}$	Spenningsvidde på venstre side av blokken	MPa
$\Delta\sigma_i$	Spenningsvidde på høyre side av blokken	MPa
$\Delta\sigma_{midlere}$	Gjennomsnittspenning i blokk	MPa
$H_{i+1}$	Antall lastvekslinger på venstre side av blokken	-
$H_i$	Antall lastvekslinger på høyre side av blokken	-



## 2. Beskrivelser

### 2.1 Kravspesifikasjon

Kravspesifikasjonen for denne oppgaven er å sammenligne levetidsberegninger for Eurokode 3 mot DNV-RP-C203. Metoden for beregningene baseres på nominell spenning. Det tas utgangspunkt i ulike caser for å vise forskjeller og ulikheter mellom de to standardene. Det blir tatt hensyn til korrigeringsfaktor for nominell spenningsvidde og redusert utmattingsstyrke som følge av geometri. Kravspesifikasjonen er et ledd i IMT sitt ønske om å øke kunnskapen knyttet til utmatting ved bruk av relevante standarder.

### 2.2 NS-EN 1993-1-9

NS-EN 1993-1-9, også omtalt Eurokode 3, inngår i serien av Eurokoder. Standardene i Eurokodeserien er å anse som et samlet sett av prosjekteringsregler, slik at disse ikke uten videre kan benyttes sammen med andre gjeldende prosjekteringsstandarder.

NS EN 1993-1-9 gir metoder for vurdering av utmattingsmotstanden for konstruksjoner, ledd og forbindelser utsatt for utmattende belastning. Standarden gjelder kun for høy-sykel utmatting, det vil si over  $10^4$  sykler. Standarden benyttes til prosjektering av bærende konstruksjoner sammen med de nasjonalt bestemte parametere som gjelder i det landet der en konstruksjon eller et produkt skal benyttes. Utmattingsmetodene i denne standarden gjelder for alle typer konstruksjonsstål, rustfrie stål og ubeskyttede forvitrede stål. I tillegg må materialene dekke kravene som stilles i EN 1993-1-10 [5].

### 2.3 DNV-RP-C203

DNV-RP-C203 revidert i april 2010 er en anbefalt praksis for utmattingspåkjenne stålkonstruksjoner utarbeidet av Det Norske Veritas (DNV). DNV er en uavhengig stiftelse som arbeider for sikring av liv, verdier og miljø. Stiftelsen klassifiserer, sertifiserer og verifiserer både offshore- og onshore-konstruksjoner. Anbefalingene er basert på utmattingstesting og bruddmekanikk. Fra og med 2004 besluttet Norsok N-004 å gå bort i fra sitt utmattingskapittel i standarden og heller henviser til DNV-RP-C203. Standarden er gjeldende for rustfrie stål og høy-sykel utmatting, det vil si over  $10^4$  sykler. For lav-sykel utmatting henviser standarden til Norsok N-006.



I stålstandarden "Eurokode 3", i "recommended practice DNV-RP-C203" og i aluminiumstandarden "Eurokode 9" er det designkurvene som er angitt. Disse er angitt både med figurer og formler. Det betyr at man kan løse utmattingsoppgaver grafisk via kurvene eller analytisk med formelverket. Skal man bruke en legering som ikke omfattes av regelverket og som det ikke finnes utmattingsdata på, så kan man kjøre tester og lage designkurven selv.



### 3. Generelt om utmatting

Faget *utmatting* vil bli kort beskrevet i de neste kapitlene.

#### 3.1 Introduksjon

Designere av maskindeler og strukturer må etterstrebe et akseptabelt nivå av mekanisk ytelse med tanke på sikkerhet og holdbarhet, samtidig som konstruksjonen må kunne designes på et konkurransedyktig økonomisk nivå. For å oppnå denne ytelsen må konstruksjonen kunne unngå plastiske deformasjoner som følge av bøyning, strekking eller komprimering. Videre er det viktig at konstruksjonen helt og holdent klarer å stå i mot dynamiske krefter og de resulterende sykliske spenningene som kan føre til brudd. De fleste brudd oppstår som regel av utmatting, – motstandsevnen til materialet har ikke vært god nok. Bruddene kan forekomme når en maskindel over tid blir utsatt for dynamiske belastninger med spenninger som ofte ligger langt under materialets fasthetsverdier.

Mekaniske feil som følge av utmatting har vært gjenstand for utvikling innenfor ingeniørkunsten i mer enn 150 år. Det var den tyske ingeniøren August Wöhler sitt arbeid i 1850-årene som la mye av grunnlaget for utviklingen av kunnskap knyttet til utmatting. Grunnlaget for studiene til Wöhler skyldtes systematiske feil på akslingene til tog. Studiene viste at brudd på akslingene oppsto etter et høyt antall lastsykler, selv med spenninger langt under materialets fasthetsverdier. På denne tiden var det svært begrenset kunnskap knyttet til hva som forårsaket disse bruddene, men man mente at lastsyklene trettet ut materialet. Wöhler startet å utvikle designstrategier for å unngå utmattingsbrudd og han testet blant annet jern og stål under bøyning, torsjon og aksielle laster [4]. Wöhler viste at utmatting ikke bare var avhengig av sykliske belastninger, men også av middelspenninger. Wöhler sine studier førte til at Gerber og Goodman utviklet mer detaljerte studier på hvilke effekter de gjennomsnittlige spenningene hadde å si for utmatting.

Forskning knyttet til utmatting gjennom 150 år har ført til at industrien i dag på mye større grunnlag kan dimensjonere og konstruere maskindeler for maksimal ytelse til ønsket levetid. Likevel, det antas at materialfeil knyttet til utmatting i den vestlige verden i dag står for nesten 4% av landets brutto nasjonalprodukt [1].

### 3.2 Kjente feil

Haagensen [7] viser til tre forskjellige årsaker som kan gi feil i komponenter og strukturer.



Figur 3-1 Ulike faktorer som fører til feil på en komponent

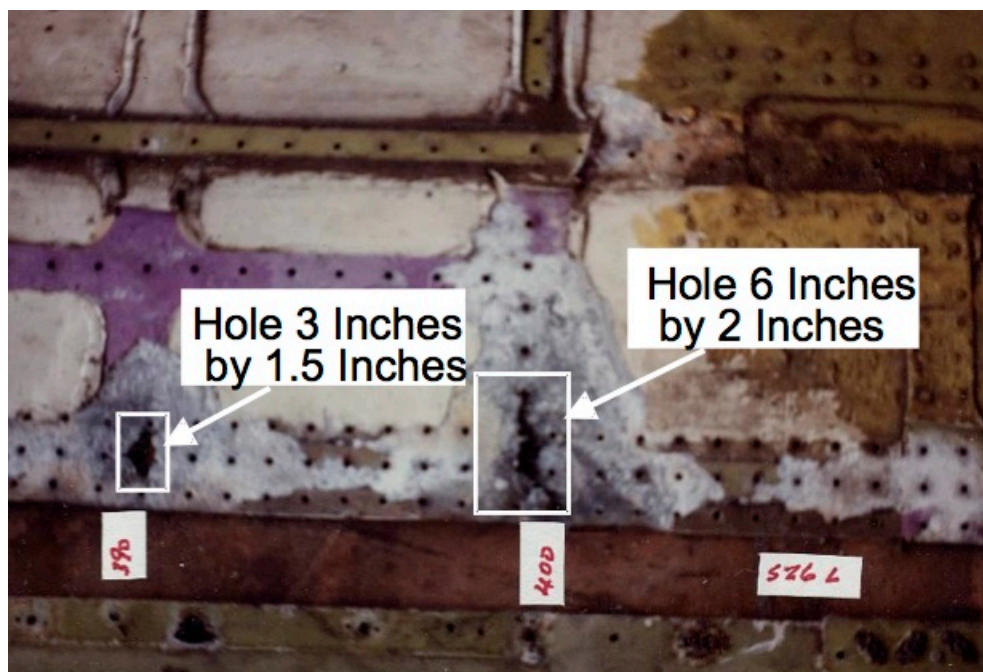
”Den verste arbeidsulykken i norsk historie” [19], slik omtaler Norsk Oljemuseum Alexander L. Kielland-ulykken 27. mars 1980. 123 personer mistet livet som følge av at én av plattformens fem bæresøyler ble revet løs på grunn av et utmattingsbrudd. Årsaken til ulykken var at det oppsto et brudd i en sveisesøm i et av stagene som holdt søyleføttene sammen. Da bruddet oppsto førte det til at hele plattformen kom ut av likevekt, og det tok kun 20 minutter før hele plattformen veltet. Ulykken medførte at det ble stilt strengere krav til både design, fabrikasjon og drift av oljeplattformer.



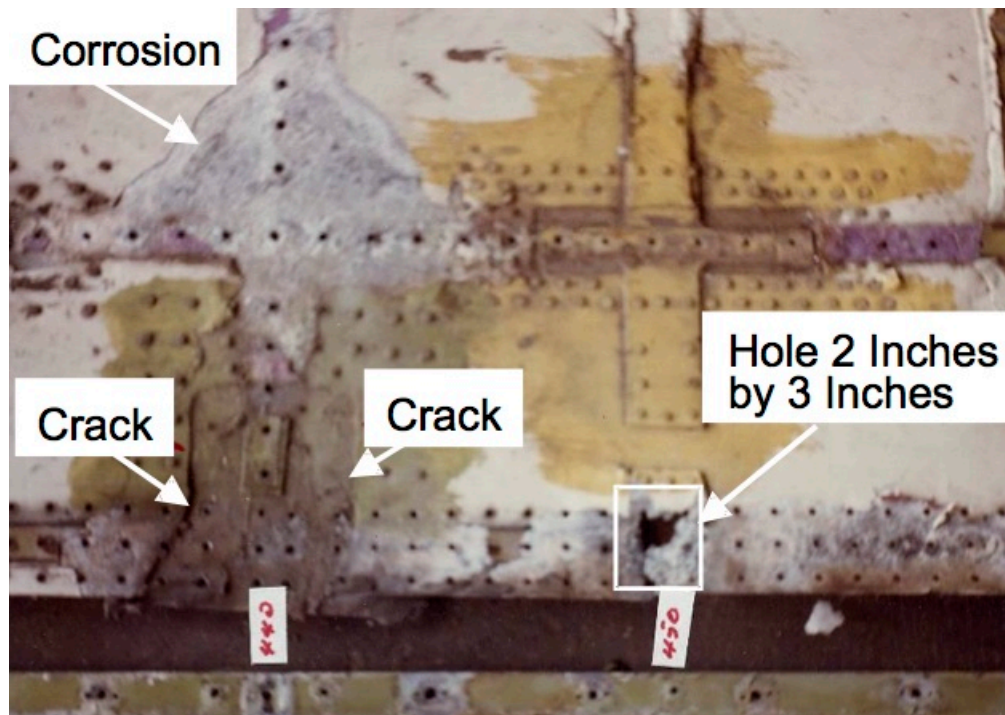


Figur 3-2 Alexander L. Kielland-plattformen [20]

Flyindustrien har særlig vært utsatt for ulykker knyttet til utmatting. Feil materialvalg, dårlige inspeksjoner, ukjente belastninger knyttet til miljø, samt feil design som har gitt store spenningskonsentrasjoner, har vært vanlige gjenstander for utmattingsulykker. Figur 3.3 og 3.4 viser feil knyttet til Far Eastern Air Transport Boeng 737-ulykken som i 1981 medførte at 110 personer mistet livet. Korrosjon fører til at utmattingsstyrken reduseres betraktelig, og dette resulterte i en eksplosiv dekompresjon som førte til at flyet styrtet.

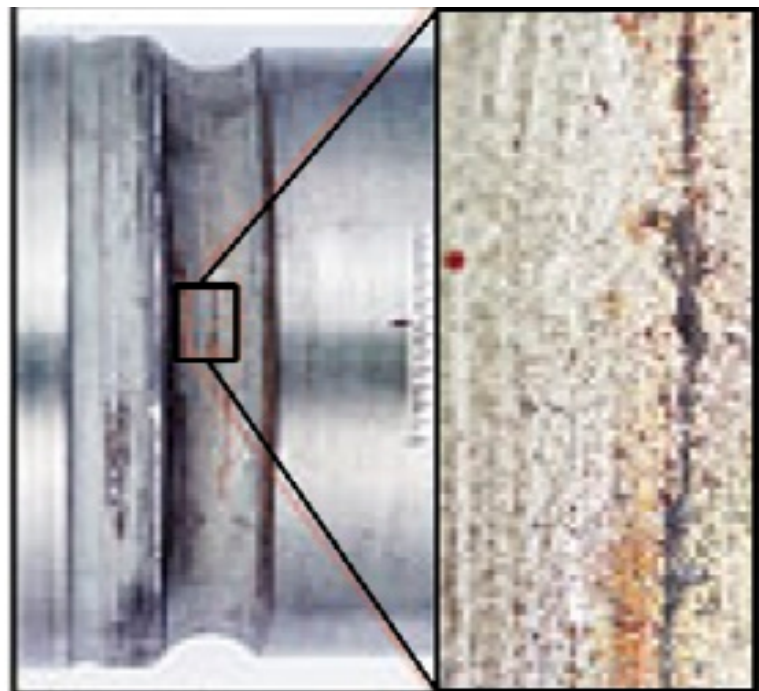


Figur 3-3 Korrosjon på flykropp [14]

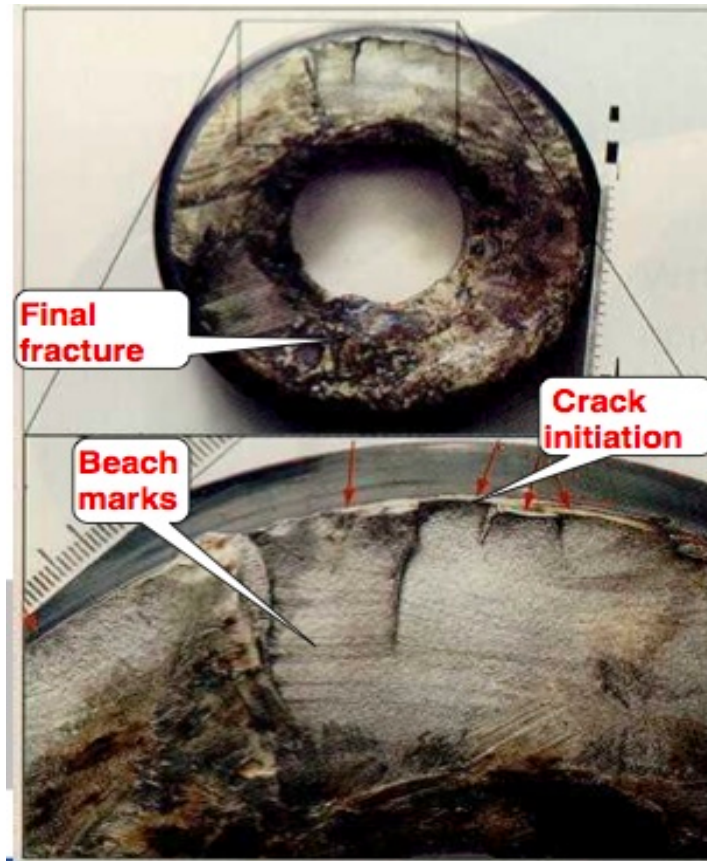


Figur 3-4 Korrosjon på flykropp [14]

NSB's signaturtog-ulykke i 2000 oppsto som følge av korrosjonsdannelse i et neddreid spor i akslingen. Høye laster førte til brudd i områder med store spenningskonsentrasjoner, se figur 3.5.



Figur 3-5 Akselbrudd signaturtog [7]



Figur 3-6 Korrosjon og sprekker i aksel [7]

### 3.3 Sprekkvekst

Det er vanlig å definere utviklingen av et utmattingsbrudd i tre hovedfaser:

- Sprekkinitiering
- Sprekkvekst
- Brudd

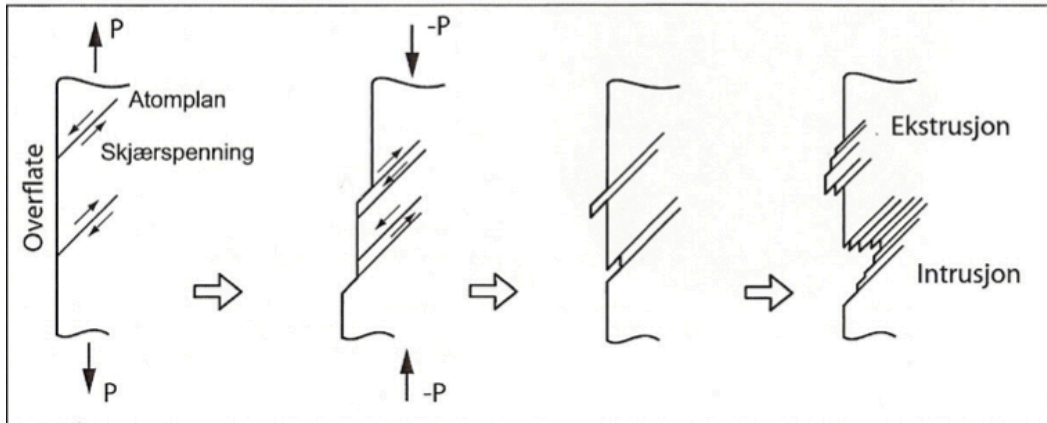
”Irreversible dislokasjonsbevegelser fører til dannelse (initiering) av en *mikroskopisk utmattingsprekk* i en fri overflate til materialet, som regel i tilknytning til naturlige defekter” [6]. En ubetydelig sprekk eller et riss er som regel forløperen til et utmattingsbrudd. Lokalt i materialet kan spenningene komme langt over flytegrensen på grunn av disse tverrsnittovergangene, selv om de nominelle spenningene over hele tverrsnittarealet er langt under flytegrensen [8]. Mikrosprekkene dannes som regel i overflaten på materialet på grunn av at krystallene her ikke har en avstivende virkning slik de har når de ligger knyttet til hverandre under overflaten. I tillegg er det her mye større sjanse for fysiske og kjemiske angrep, noe som er en vanlig forekomst for sprekkdannelse. Når de lokale spenningene er høyere enn flytegrensen fører det til at de enkelte krystallene

blir overbelastet, dislokasjoner opptrer og det dannes mikroskopiske riss. Retningen disse dislokasjonene beveger seg i kalles et slip-plan [4]. Plastisk deformasjon er som regel konsentrert i bånd som kalles slipbånd. Dette båndet består av veldig mange dislokasjoner fra slip-planet [4]. Om et slipbånd ligger i samme retning som skjærspenningskomponenten, det vil si med en helning på 45 °, er det her den største slip-aktiviteten foregår, se figur 3.7.



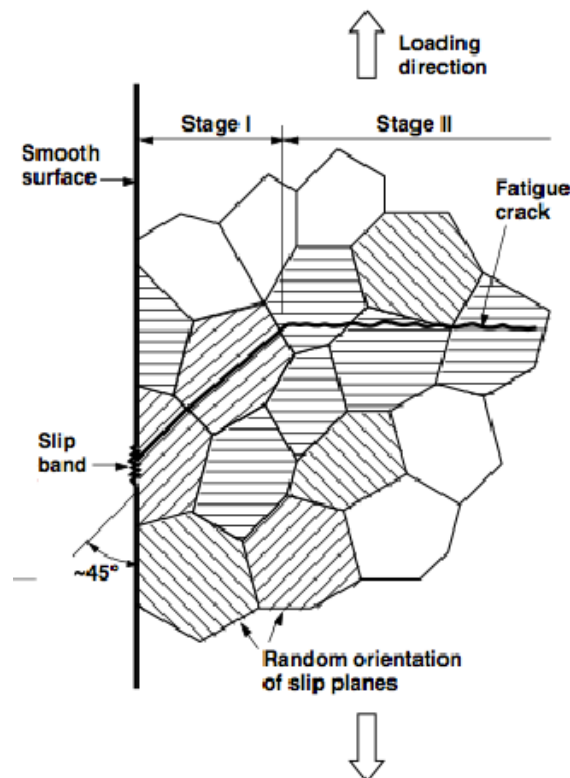
**Figur 3-7 – Slipbånd som følge av dislokasjoner resulterende fra syklisk last av et AISI 1010-stål. Legg merke til båndenes tilnærmede 45 graders helning i forhold til lastretningen [4]**

”Ved syklisk atomplanglidning dannes det forhøyninger og fordypninger (ekstrusjoner/intrusjoner) på grunn av låsing av glideplan” [13], se figur 3.8.



Figur 3-8 - Ekstrusjoner og intrusjoner på en metalloverflate utsatt for vekslende belastning [13]

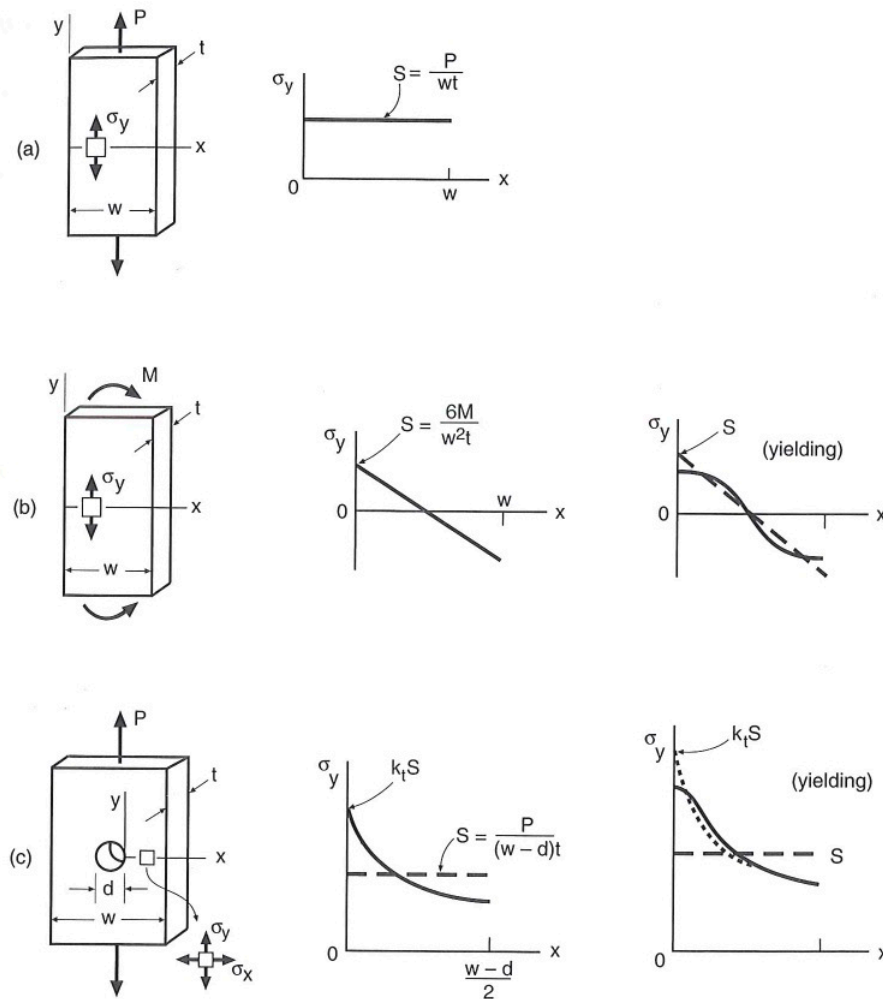
Når rissene slår seg sammen og vokser videre langs slipbåndene og ut i korngrensene, vil risset/sprekken etter hvert begynne å virke som en spenningskonsentrasjon, og vil vokse normalt på strekkspenningen. Risset/sprekken har nå gått over fra fase 1 til fase 2, se figur 3.9.



Figur 3-9 - Fase 1 og Fase 2 sprekkvekst [7]

### 3.4 Definisjoner og konsept

Det er viktig å skille mellom punktspenninger,  $\sigma$ , og nominell eller gjennomsnittlig spenning,  $\sigma_{nom}$ . Nominell spenning beregnes ut i fra en kraft eller et moment eller en kombinasjon av disse, og er kun lik spenningen på et punkt i særskilte tilfeller [4]. Ved å se på figur 3.10 kan man tydelig se forskjellen på nominell spenning og punktspenninger. Den nominelle spenningen har indeksen S i figur 3.10.



Figur 3-10 Aktuell og nominell spenning for strekk, bøyning og kjervet konstruksjon [4]

For tilfelle (a) er den nominelle spenningen lik punktspenningen for hele tverrsnittet. Om tverrsnittet er utsatt for en aksiell last, F, blir den nominelle spenningen kalkulert etter følgende formel:



$$\sigma_{nom} = \frac{F}{A} \quad (1)$$

- $F$  : Aksiell kraft [N]  
 $A$  : Tverrsnittets areal [mm<sup>2</sup>]

Om man derimot belaster konstruksjonen med en bøyespenning, vil man ha ulik spenning gjennom tverrsnittet, se tilfelle (b). Dette kommer av definisjonen av den elastiske bøyespenningen:

$$\sigma_{nom} = \frac{M \cdot c}{I} \quad (2)$$

- $\sigma_{nom}$  : Nominell spenning [MPa]  
 $c$  : Distansen fra nøytralaksen til ytterste fiber i tverrsnittet [mm]  
 $I$  : arealmomentet om bøyeaksen [mm<sup>4</sup>]  
 $M$  : Bøyemomentet [Nmm]

Ved ytterpunktene på tverrsnittet er den nominelle spenningen lik punktspenningen, mens den varierer lineært i mellom. Om det oppstår flyting i materialet vil ikke spenningsdistribusjonen være lineær over tverrsnittet. Dette kan ses helt til høyre for (b)-tilfellet.

Tverrsnittet i (c) har et hull, noe som gir en spenningskonsentrasjonsfaktor. En slik tverrsnittovergang kan være en nagleforbindelse, sveis, et hull eller spor. Disse overgangene kalles en kjerv. På grunn av spenningsøkningen rundt kjerven er det nødvendig å ha med en faktor som tar hensyn til dette når man skal beregne spenningsvidden. Modifisert nominell spenning er en nominell spenning multiplisert med en spenningskonsentrasjonsfaktor, SCF eller  $k_t$ , som tar hensyn til geometriske diskontinuiteter i klassifiseringen av en bestemt konstruksjonsmessig detalj [5]. Faktoren er uavhengig av dimensjon og materiale, men tar hensyn til kjervens form. Modifisert nominell spenning ved kjervene kan uttrykkes som:

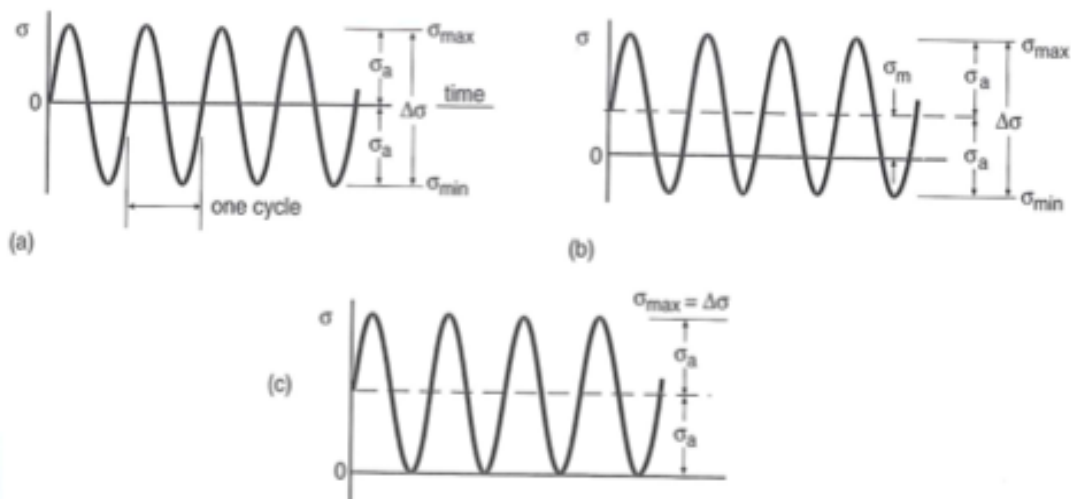
$$\sigma = \sigma_{nom} \cdot k_t \quad (3)$$

- $\sigma$  : Modifisert nominell spenning [MPa]  
 $k_t$  : Spenningskonsentrasjonsfaktor

Spenningskonsentrasjonsfaktorene finnes i ulike håndbøker. Merk at litteraturen bruker forskjellig notasjon for spenningskonsentrasjonsfaktorer.

En sprekke kan initieres raskt i overflaten på et tverrsnitt, men sprekkevæksten trenger ikke å ha samme hastighet inne i tverrsnittet. I og med at bøyespenningen varierer lineært mellom et tverrsnitts ytterpunkter, se figur 3.10, vil man nærme tverrsnittets nøytralakse ha en relativt mindre sprekkevækt.

Mye av utmattingsdataene som i dag finnes på materialer er basert på sykler mellom maksimums- og minimumsspenninger som er konstante. Denne formen for spenningsvariasjon kalles *konstant amplitude-spenning* og er illustrert i figur 3.11.



Figur 3-11 Konstant amplitude spennings sykler [4]

Spenningsvidden,  $\Delta\sigma$ , kan uttrykkes som:





$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (4)$$

$\sigma_{max}$  :      *Maksimal spenning [MPa]*

$\sigma_{min}$  :      *Minimal spenning [MPa]*

og er forskjellen mellom maksimal og minimal spenning. Middelspenningen  $\sigma_m$ , kan beskrives som:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (5)$$

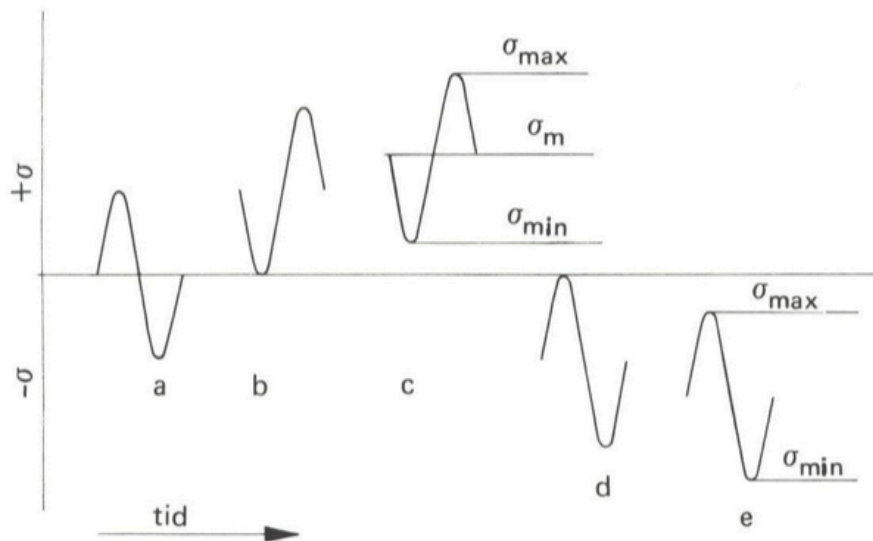
og kan være lik null slik som i (a) i figur 3.11, men forekommer ofte med en verdi slik som i (b). Amplitudespenningen  $\sigma_a$ , det vil si halve spenningsvidden eller variansen rundt middelspenningen, kan uttrykkes som:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (6)$$

I og med at  $\sigma_{max} > \sigma_{min}$ , er  $\sigma_a$  og  $\Delta\sigma$  alltid positiv, hvor man anser strekkspenning som positiv verdi.  $\sigma_{max}$ ,  $\sigma_{min}$  og  $\sigma_m$  kan enten være positiv eller negativ. Videre er det vanlig å beskrive spenningsraten, R, som:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (7)$$

Figur 3.12 viser noen vanlige former for utmattingsbelastning.

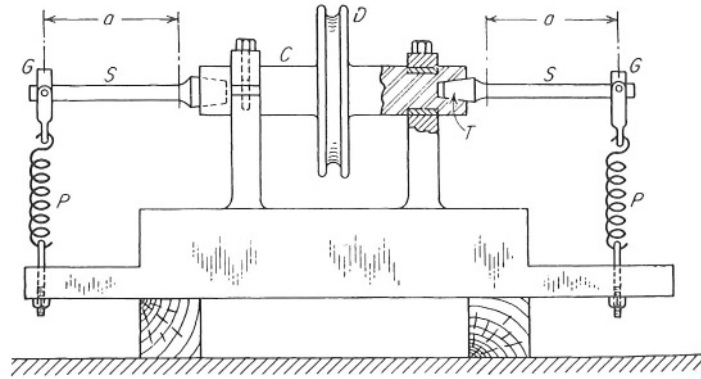


Figur 3-12 - Typer utmattingsbelastning [13]

- a* : Symmetrisk vekslende belastning,  $R = -1$ ,  $\sigma_{max} = \sigma_{min}$   
*b* : Utsvingende strekk,  $R = 0$ ,  $\sigma_{min} = 0$ ,  $\sigma_m = \frac{1}{2} \cdot \sigma_{max}$   
*c* : Pulserende strekk  
*d* : Utsvingende trykk,  $R = \infty$ ,  $\sigma_{max} = 0$ ,  $\sigma_m = \frac{1}{2} \cdot \sigma_{min}$   
*e* : Pulserende trykk

### 3.5 Utmattingstesting

Mye av utmattingsdataen som i dag finnes baserer seg på den generelle spenning-levetid-metoden. Figur 3.13 viser oppsettet den tyske ingeniøren Wöhler brukte under sine materialtester. De roterende prøvestavene er opplagret i en utkragerbjelke og utsatt for en bøyebelastning, hvor



Figur 3-13 – Wöhler bøyetesting. Roterende utkragerbjelke [4]

- a* : Momentarm  
*S* : Prøvestav  
*G* : Lastforbindelse  
*P* : Fjær  
*C* : Aksel  
*D* : Drivhjul  
*T* : Konisk prøvestav

Prøvestavene utsettes for en konstant belastning som registreres av lastforbindelsen samtidig som drivhjulet skaper en rotasjonsbevegelse på prøvestaven via akslingen. Bøyemomentet prøvestaven utsettes for varierer lineært med avstanden prøvestaven har til fjæren. Hver gang prøvestaven har gjennomgått en fullstendig rotasjon, har den blitt utsatt for en sinusformet spenningsvariasjon, og opplever henholdsvis strekkspenninger og bøyepenninger på halve akseltverrsnittet.

### 3.6 Dominerende utmattingsfaktorer

Ved å legge til grunne for forhold som konstruksjonens overflate, størrelse, påført last, miljø og egenspenningsfaktor, kjervfaktor og sikkerhetsfaktor, får man en redusert utmattingsgrense. Denne reduserte utmattingsgrensen  $\sigma_D$  kan uttrykkes:

$$\sigma_D = \frac{\sigma'_D \cdot C_F \cdot C_S \cdot C_L \cdot C_E}{K_f \cdot f_S} \quad (8)$$



$\sigma'_D$	:	<i>Opprinnelig utmattingsgrense</i>
$C_F$	:	<i>Overflatefaktor</i>
$C_S$	:	<i>Størrelsesfaktor</i>
$C_L$	:	<i>Lastfaktor</i>
$C_E$	:	<i>Miljø og egenspenningsfaktor</i>
$K_f$	:	<i>Kjervfaktor</i>
$f_s$	:	<i>Sikkerhetsfaktor</i>

Man antar at modifieringsfaktorene har mindre å si for korte levetider, og at man er konservativ om man dermed bruker faktorene på hele S-N kurven [13]. Merk at indeksene som er brukt ovenfor ikke nødvendigvis er de samme som blir brukt i ulike standarder. Hvordan en maskindel er konstruert har mye å si for hvordan utmattingsstyrken til delen er. Tabell 3.1 viser hvilken sammenheng ulike typer faktorer har å si for utmattingsstyrken til sveiste og ikke-sveiste komponenter.

**Tabell 3-1 Dominerende utmattingsfaktorer**

Faktor	Ikke-sveist komponent	Sveist komponent
Materialets strekkfasthet	Stor innvirkning	Ingen innvirkning bortsett fra tilfeller hvor det er lav-syklus utmatting
Middelspenninger	Stor innvirkning	Ingen innvirkning bortsett fra spenningsavlastede caser
Komponentens overflate	Stor innvirkning	Ingen innvirkning bortsett fra caser med korrosjon i hull og fordypninger
Komponentens størrelse	Moderat til stor innvirkning, avhengig av kjerven	Moderat til stor innvirkning, avhengig av sveiseklasse
Korrosjon	Stor innvirkning	Moderat innvirkning

Grunnen til at materialets strekkfasthet ikke har noe å si for utmattingsstyrken i sveiste komponenter kommer av at levetiden til en sveist konstruksjon nærmest kun stort sett består av sprekkvekst [13].



## 4. Utmattingsberegninger basert på gjeldende regelverk

Her presenteres gjeldende regelverk. De fleste standardene som i dag finnes er knyttet til ulike klassifiseringsmetoder basert på tilhørende S-N kurver. Standardene kommer med sine anbefalte prosedyrer og dokumenter for hvordan man skal gå frem for å designe konstruksjoner med tanke på utmatting. Likevel er det enkelte ting som går igjen for alle standardene. Kort oppsummert må man gjøre følgende for å få gjennomført en levetidsberegning:

1. Bestemme detaljens kategori
2. Beregne nominell spenningsvidde
3. Korrigere for tykkelse og eventuelle eksentrisiteter
4. Bestemme antall sykler til brudd fra S-N kurven
5. Bruke Miner-Palmgren til å bestemme skaden og levetiden

Tabell 4.1 viser et utvalg av standardene som brukes i dag.

Tabell 4-1 Oversikt over gjeldende regelverk

Standard	Navn	Merknad
NORSOK N-004	Design of steel structures	Henviser til DNV-RP-C203
DNV-RP-C203	Fatigue Design of Offshore Steel Structures	Revidert April 2010
IIW	Fatigue Design of Welded Joints and Components	Revidert Juni 2008
BS 7608:1993	Code of Practice for Fatigue Design and Assessment of Steel Structures	Erstattet av BS EN 1993-1-9: 2005
BS 7910:2005	Guide on methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures	Erstattet 1999
NS-EN 1999-1-3	Eurokode 9: Prosjektering av aluminiumkonstruksjoner. Del 1-3: Utmattingspåkjennte konstruksjoner	
NS-EN 1993-1-9	Eurokode 3: Prosjektering av stålkonstruksjoner. Del 1-9: Utmattingspåkjennte konstruksjoner	Innført i Norge i 2010
ISO 19902:2007	Design of Steel Structures	

I 1973 kom NS 3472 med anbefalinger for design knyttet opp mot utmatting. Det Norske Petroleumsdirektorat fastsatte i 1977 regler for offshore konstruksjoner som ville være utsatt for utmattingsbelastninger. Reglene var basert på UK Department of Energy og BS



5400 sine anbefalinger. Etter 1984 ble NS 3472 gjeldende for både offshore og onshorekonstruksjoner. I 1998 kom Norsok N-004 med nye anbefalinger som NS 3472 også inkluderte i sin revisjon i 2001. NS-seriene er nå tilbaketrasket, og Eurokode-seriene og Norsok er gjeldende.

#### 4.1 Dimensjoneringsmetoder

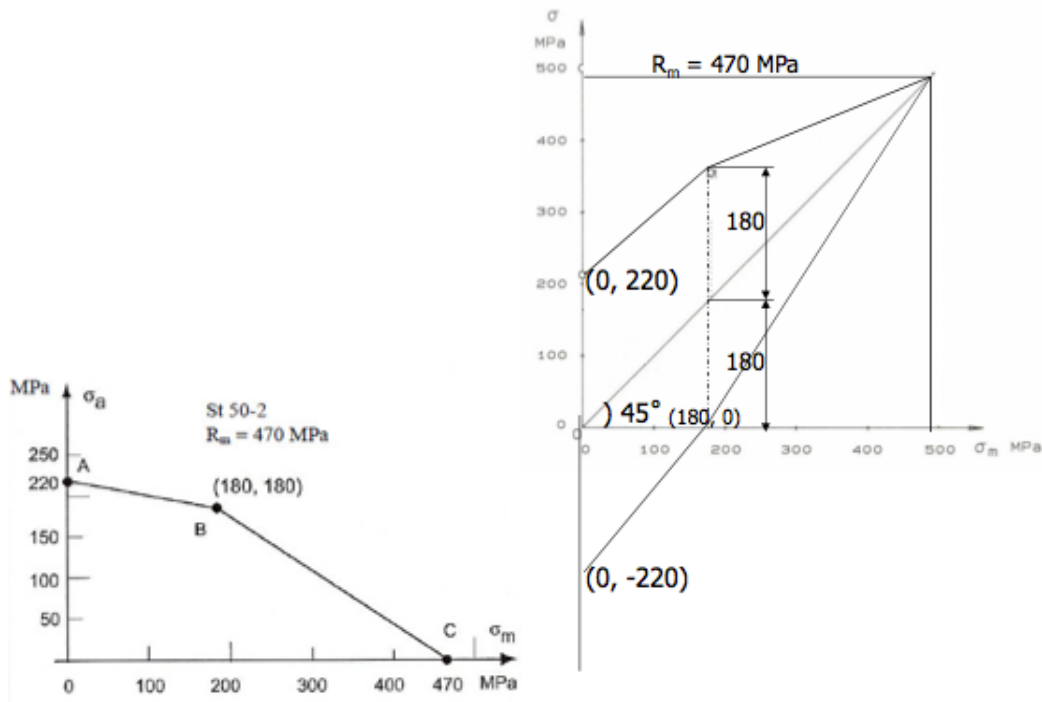
Man kan velge mellom flere ulike metoder for å dimensjonere konstruksjoner mot utmatting. De fire vanligste metodene er

1. Uendelig levetid
2. Fail Safe
3. Safe Life/Levetidsmetode
4. Skadetolererende metode

##### 1. Uendelig levetid

Når man dimensjonerer etter *uendelig levetid* er det mest vanlig å bruke enten Haigh eller Smith-diagrammer. Disse diagrammene angir utmattingsgrensen som en funksjon av middelspenningen. Spenningsene som opptrer må være lavere enn materialets utmattingsgrense. En annen verifikasjon mot utmatting er at man forsikrer seg om at terskelverdien for sprekkvekst ikke overskrides for det aktuelle materialet. Det er mest vanlig å dimensjonere etter dette prinsippet for konstruksjoner som utsettes for et veldig høyt antall sykler. Figur 4.1 viser et Haigh-diagram og et Smith-diagram for stålet St 50-2 med strekkfasthet,  $R_m = 470$  MPa med tilhørende utmattingsdata for strekk/trykk:

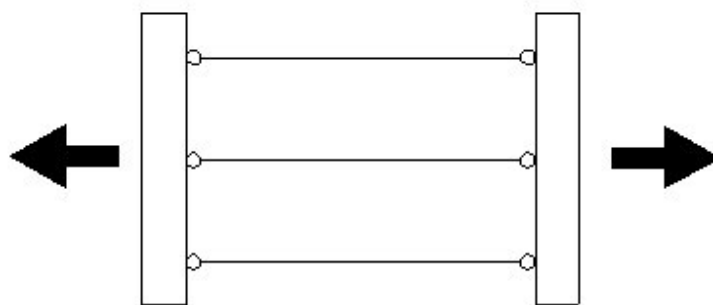
$\sigma_{DV}: 0 \pm 220$  MPa og  $\sigma_{Du} 180 \pm 180$  MPa.



Figur 4-1 Haigh- og Smithdiagram for St 50-2 [13]

## 2. Fail Safe

*Fail Safe*-metoden går ut på at man dimensjonerer et system slik at om en komponent feiler, vil ikke systemet feile. Man kan godta at sprekker og brudd oppstår, men det vil da skje en omfordeling av kreftene som vil føre til at strukturen fortsatt har en betydelig utmattingslevetid. Ved hjelp av regelmessige vedlikeholdsinspeksjoner antar man at feilene som eventuelt har oppstått blir funnet og kan repareres i god tid før hele komponenten feiler. Figur 4.2 viser prinsippet med Fail Safe.



Figur 4-2 Fail Safe

Metoden brukes på statisk ubestemte strukturer.



### 3. Safe Life/Levetidsmetoden

*Levetidsmetoden* skal sikre at konstruksjonen har tilstrekkelig pålitelighet under hele levetiden, og det skal ikke være behov for regelmessig inspeksjon for utmattingskader. Metoden bør benyttes hvor utmattingssprekker raskt kan føre til sammenbrudd av konstruksjonen. Estimater på levetiden vil som regel være konservativt, alt etter hvilken sannsynlighet for overlevelse designkurvene er angitt etter. Man antar at sannsynligheten for at den virkelige levetiden er høyere enn levetiden man finner når man følger designreglene, spesielt når det tas hensyn til ulike lastfaktorer.

### 4. Skadetolererende metode

*Skadetolererende metode* skal sikre at en konstruksjon har tilstrekkelig pålitelighet i hele levetiden. Det forutsettes at det utarbeides et inspeksjonsprogram basert på erfaring, beregnet levetid for detaljene, forventet sprekkvekst, konstruksjonens dimensjonerende brukstid, inspeksjonens mulighet for å oppdage feil samt detaljens viktighet. Påliteligheten til konstruksjonen ivaretas ved at det velges materialer, geometriske detaljer og spenningsvidder som fører til langsom sprekkvekst og at den kritiske sprekk lengden er stor. Tanken bak inspeksjonsprogrammet er at det ikke skal være mulig for en rask utvikling av en utmattingsprekk som kan føre til sammenbrudd av en detalj uten at sprekken har blitt oppdaget ved inspeksjon. Ved dimensjonering etter Skadetolererende metode for Eurokode 3, er det utarbeidet nasjonalt bestemte parametere (NA.3). Parameterne krever at det foreligger et inspeksjonsprogrammet som en del av vedlikeholdsplanen for konstruksjonen, og at dette skal inngå som et vedlegg til konstruksjonsanalysen. Inspeksjonsprogrammet inneholder blant annet krav til inspeksjonsintervall og -omfang.

#### 4.2 S-N kurven

Ved å utsette en prøvestav for gjentatte sykliske belastninger under gitte spenningsverdier, vil sprekkdannelse oppstå, noe som etter hvert kan føre til et utmattingsbrudd. Man kan bruke resultatene man finner fra slike tester og plote en sammenheng mellom spenningsverdien prøvestaven utsettes for og antall sykler som fører til brudd. Et slikt plott kalles for S-N kurven. S-N kurven er en lineær linje i et dobbellogaritmisk diagram. Figur 4.3 viser en S-N kurve. Det er vanlig å plote amplitudespenningen som spenningsverdi. Utmattingstesting kan utføres på mange forskjellige måter med variasjon i



bøye-, trykk-, strekk- og skjærspenning, ulike middelspenninger og med konstante spenningsratioer. Dette fører til at det finnes utallige varianter av S-N kurver for ulike materialer. S-N kurven kan uttrykkes matematisk som:

$$\log N = \log C - m \log \Delta\sigma \quad (9)$$

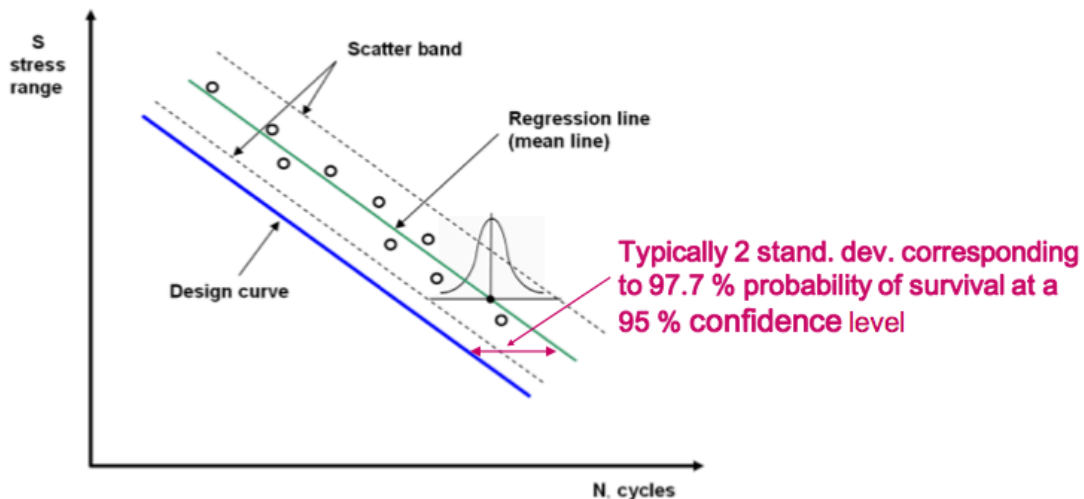
$N$  : Antatt sykler som fører til brudd for spenningsvidde  $\Delta\sigma$

$\Delta\sigma$  : Spenningsvidden [MPa]

$m$  : Negative inverse helningen til S-N kurven

$\log C$  : Skjæringspunktet til  $\log N$ -aksen i S-N kurven

I Eurokode 3 og i DNV-RP-C203 er det designkurven som angis. I DNV er designkurven angitt med 97,7 % sannsynlighet for overlevelse, mens den i Eurokode 3 er oppgitt til 95 % sannsynlighet for overlevelse som er beregnet ut i fra gjennomsnittsverdien for to standardavvik tilsvarende 75 % til middellinjen. Figur 4.3 viser den gjennomsnittlige linjen for testresultatene, med designkurven som angir 97,7 % sannsynlighet for overlevelse.



Figur 4-3 Statistisk grunnlag for S-N kurvene [7]

Designkurven kan uttrykkes:



$$N = C \cdot \Delta\sigma^{-m} \quad (10)$$

- $N$  : Antall lastsykler til brudd for spenningsvidden  $\Delta\sigma$   
 $C$  : Materialparameter  
 $m$  : Negative inverse helning til S-N kurven

Dette er den generelle formen. Man må eventuelt korrigere for partialfaktorer, spenningskonsentrasjonsfaktorer og geometri. Dette blir nærmere beskrevet i de neste delkapitlene. Faktorene  $C$  og  $m$  er konstanter som man finner ved hjelp av utmattingsdataene til materialet eller konstruksjonen.

#### 4.3 NS-EN 1993-1-9

Etter Eurokode 3 er det to dimensjoneringsfilosofier som kan brukes.

- Skadetolererende metode
- Levetidsmetode

Verdiene av partialfaktoren  $\gamma_{Mf}$  i tabell 4.2 er hentet fra NS-EN 1993-1-9 NA.3.1 og avhenger av valgt metode for dimensjonering og skadekonsekvensen. For å oppnå ønsket sikkerhet mot utmattingsbrudd kan man bruke partialfaktorer for å havne på konservativ side.

Tabell 4-2 Verdier for partialfaktor  $\gamma_{Mf}$  for utmatting <sup>a)</sup>

Dimensjoneringsmetode	Skadekonsekvens	
	Liten konsekvens ved utmattingskade <sup>b)</sup>	Stor konsekvens ved utmattingskade
Skadetolererende metode	1,0	1,15
Levetidsmetode	1,35	2,0



Tabell 4-2 fortsetter

- a) De gitte verdiene benyttes sammen med lastene i NS-EN 1991. Der lastene ikke er gitt i NS-EN 1991 benyttes karakteristisk utmattingslast bestemt som forventet lasthistorie.
- b) Liten konsekvens ved utmattingskade kan velges for
- i) konstruksjoner i pålitelighetsklasse 1, se NS-EN 1990
- ii) skadetolererende metode dersom konstruksjonen ved fullt utviklet utmattingsbrudd i en detalj (sprekk gjennom tykkelsen) har tilstrekkelig restkapasitet i bruddgrensetilstanden med partialfaktor både for material og påvirkninger lik 1,0.
- iii) levetidsmetode dersom utmattingsbrudd vil bli oppdaget av ordinær tilstandskontroll. Ved fullt utviklet utmattingsbrudd i en detalj (sprekk gjennom tykkelsen) skal konstruksjonen ha tilstrekkelig restkapasitet i bruddgrensetilstanden med partialfaktor både for materiale og påvirkninger lik 1,0.

Når man skal dimensjonere med hensyn på utmatting er det viktig at man i tidligfaser er konservativ i forhold til de dataene man har. Første fase i dimensjonering mot utmatting i henhold til Eurokode 3 er:

$$\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{E,2}}{\Delta\sigma_c / \gamma_{Mf}} \leq 1 \quad (11)$$

$\gamma_{Ff}$  : Lastfaktor for utmattingslasten

$\Delta\sigma_{E,2}$  : Beregnede ekvivalente konstant amplitude spenningsvidder relatert til  $2 \cdot 10^6$  lastvekslinger [MPa]

$\Delta\sigma_c$  : Utmattingsfasthet relatert til  $2 \cdot 10^6$  lastvekslinger [MPa]

$\gamma_{Mf}$  : Materialfaktoren for utmatting

hvor:

$$\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{E,2} = \lambda \cdot k_f \cdot \Delta\sigma(\gamma_{Ff} \cdot Q_k) \quad (12)$$

$\lambda$  : Skadeekvivalent faktor

$k_f$  : Geometrisk spenningskonsentrasjonsfaktor



$\Delta\sigma_{FF}Q_k$ : Spenningsvidden som følge av utmattingslaster spesifisert i ulike standarder normert for  $2 \cdot 10^6$  sykler.

Ekvivalent konstant amplitudespenningssvidde relatert til  $2 \cdot 10^6$  sykler er noe Eurokode 3 har valgt å innføre som gjeldende for standarden. For prosjektering av aluminiumskonstruksjoner gjelder det samme. Det er verdt å merke seg at dette ikke er en vanlig faktor for andre standarder. Det antas at Eurokode-seriene velger å bruke denne faktoren da dimensjonering etter konvensjonelle metoder hadde en forutsetning om at konstruksjonen skulle holde  $2 \cdot 10^6$  sykler [2]. I tillegg er det naturlig å anta at mye av utmattingsdataene som finnes for de ulike klassifiseringene er basert på tester for utmattingsfastheten ved  $2 \cdot 10^6$  sykler. Videre antas det at Eurokode velger å operere med utmattingsfastheten ved  $2 \cdot 10^6$  sykler da de mener det vil være enkelt å forholde seg til. Man kan argumentere at det ikke er særlig pedagogisk, særlig med tanke på alle faktorene man behøver å multiplisere inn for å korrigere for de forskjellige lastfaktorene og utmattingsfasthetene ved  $2 \cdot 10^6$  sykler, herunder skadeekvivalente faktorer, faktorer for utmattingslaster og partialfaktorer.

Den ekvivalente spenningsvidden relateres altså til utmattingsstyrken ved en gitt levetid, tilsvarende  $2 \cdot 10^6$  sykler. Dette er forskjellig fra tidligere hvor man har summert antall lastvekslinger og sammenlignet den faktiske levetiden, med levetiden konstruksjonen skal være designet for når konstruksjonen utsettes for en gitt spenningsvidde [10]. Det kan oppstå usikkerhet og misforståelser knyttet til uttrykket *ekvivalent spenningsvidde* da det finnes en verifikasjonsmodell som bruker ekvivalent spenningsvidde i stedet for Miner-Palmgren som verifikasjon. Formlene som brukes i verifikasjonen er likevel utledet fra Miner-Palmgren-formelen. Den ekvivalente spenningsvidden  $\Delta\sigma_E$  er en spenning som er konstant for alle belastningsvekslinger, og som gir den samme skaden som de virkelige spenningsviddene [13]. Når man har funnet den ekvivalente spenningsvidden, beregnes spenningsvidden  $\Delta\sigma$  som tåler de totale belastningsvekslingene konstruksjonen utsettes for. Dimensjoneringskravet blir da:

$$\Delta\sigma_E \leq \Delta\sigma \quad (13)$$



Hvor  $\Delta\sigma_E$  finnes fra følgende formel når S-N kurven har to helninger:

$$\Delta\sigma_E = \left( \frac{\sum(n_i \cdot \Delta\sigma_i^{m_1}) + \Delta\sigma_D^{m_1-m_2} \cdot \sum(n_j \cdot \Delta\sigma_j^{m_2})}{\sum n_i + \sum n_j} \right)^{1/m_1} \quad (14)$$

- $i$  : Verdier over S-N kurvens knekkpunkt  
 $j$  : Verdier under S-N kurvens knekkpunkt

Spenningsvidden  $\Delta\sigma$  beregnes på følgende måte:

$$\Delta\sigma = \left( \frac{C_1}{\sum n_i + \sum n_j} \right)^{1/m_1} \quad (15)$$

- $C_1$  : Materialfaktor  
 $n_i, n_j$  : Antall belastningssyklus

Den skadeekvivalente faktoren,  $\lambda$ , er et produkt av flere partiell skadeekvivalente faktorer  $\lambda_i$  som spesifiseres i Eurokode-standardene. Verifisering av skjærspenningsvidder følger samme mønsteret som for normalspenninger:

$$\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau_{E,2}}{\Delta\tau_c / \gamma_{Mf}} \leq 1 \quad (16)$$

- $\Delta\tau_{E,2}$  : Beregnede ekvivalente konstant amplitude skjærspenningsvidder relatert til  $2 \cdot 10^6$  lastvekslinger [MPa]  
 $\Delta\tau_c$  : Utmattingsfasthet skjærspenninger relatert til  $2 \cdot 10^6$  lastvekslinger [MPa]

I sin enkleste form er dette kravet basert på at man kjenner en utmattingsfasthet ved  $2 \cdot 10^6$  sykler, og om tilhørende amplitudespenning med gitte partialfaktorer er mindre enn denne



utmattingsfastheten, kan konstruksjonen anses som sikker mot utmattingsbrudd. Normal- og skjærspenninger i sveiser beregnes ut i fra følgende formler:

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{F_{\perp}}{\sqrt{2} \cdot A_{sveis}} \quad (17)$$

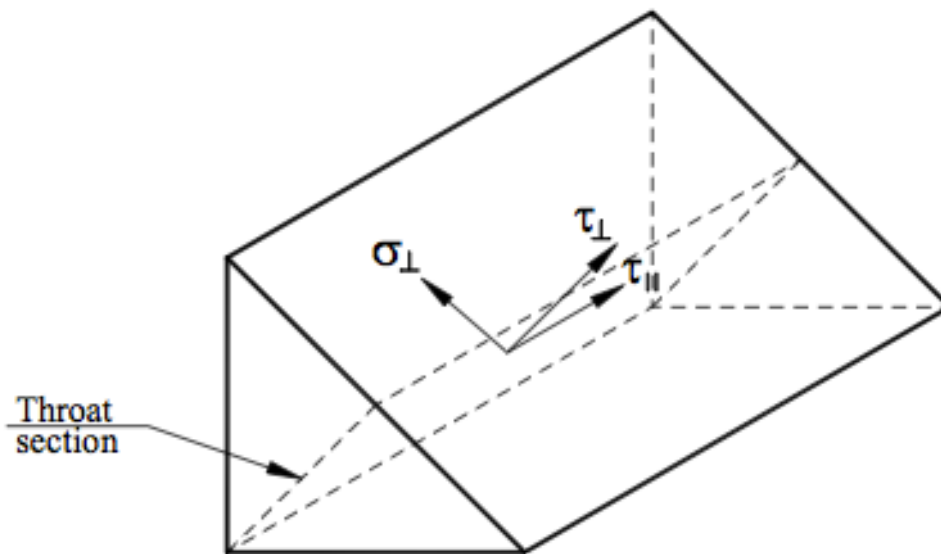
$$\tau_{\parallel} = \frac{F_{\parallel}}{A_{sveis}} \quad (18)$$

Hvor  $F_{\perp}$  og  $F_{\parallel}$  er henholdsvis vinkelrett og parallell kraftkomponent. Dette gir en jevnførende spenning i sveisen:

$$\sigma_{wf} = \sqrt{\sigma_{\perp f}^2 + \tau_{\perp f}^2} \quad (19)$$

- $\sigma_{wf}$  :      *Normalspenninger i sveisen [MPa]*  
 $\sigma_{\perp f}$  :      *Normalspenning vinkelrett på beregningstverrsnittet [MPa]*  
 $\tau_{\perp f}$  :      *Skjærspenning i sveisesnittets plan og vinkelrett på sveisens lengderetning [MPa]*

Skjærspenningen i sveisesnittets plan og som er parallell med sveisen beskrives som  $\tau_{wf} = \tau_{\parallel}$ . Figur 4.4 viser relevante sveisespenninger i kilsveiser.



Figur 4-4 Spenningskomponenter i en kilsveis [3]

Ved kombinasjon av normal- og skjærspenninger kan kapasitetspåvisningen uttrykkes som:

$$\left( \frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{E,2}}{\Delta\sigma_c / \gamma_{Mf}} \right)^3 + \left( \frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau_{E,2}}{\Delta\tau_c / \gamma_{Mf}} \right)^5 \leq 1 \quad (20)$$

Antall sykler som fører til brudd for en gitt spenningsvidde relatert til utmattingsstyrken ved  $2 \cdot 10^6$  sykler uttrykkes som:

$$N = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{\Delta\sigma_c / \gamma_{Mf}}{\Delta\sigma \cdot \gamma_{Ff}} \right)^m \quad (21)$$

N : Antall lastvekslinger som fører til brudd

m : S-N kurven sin negative inverse helning

Antall sykler som fører til brudd for en gitt spenningsvidde relatert til utmattingsgrensen ved  $5 \cdot 10^6$  sykler uttrykkes som:

$$N = 5 \cdot 10^6 \left( \frac{\Delta\sigma_D / \gamma_{Mf}}{\Delta\sigma \cdot \gamma_{Ef}} \right)^{m_1} \quad (22)$$

$\sigma_D$  : Utmattingsgrense relatert til  $5 \cdot 10^6$  sykler [MPa]

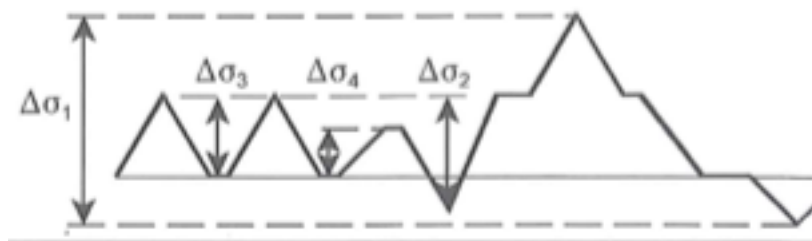
Den vanligste måten å regne seg fram til gjenværende levetid for en konstruksjon er ved å bruke metoden som baserer seg på skade-akkumulasjon utviklet av Miner-Palmgren:

$$D_d = \sum \frac{n_i}{N_i} \leq 1 \quad (23)$$

$n_i$  : Antall sykler som oppstår for en bestemt spenningsvidde,  $\Delta\sigma_i$  for et helt spenningspekter

$N_i$  : Antall sykler som korresponderer til utmattingsfastheten (som fører til brudd) for en bestemt spenningsvidde

Miner-Palmgren kan brukes for helt enkle lasttilfeller der kun en spenningsvidde med konstant amplitude forekommer, men også for lastspekter hvor man har uendelig antall spenningsvariasjoner, se figur 4.5. Man finner  $N_i$  ved å bruke S-N kurver for en gitt detaljkategori hentet fra ulike standarder.



Figur 4-5 Når man skal finne de ulike spenningsviddene anbefales det å bruke Reservoirmetoden [5]





Verifikasjonen om at  $D_d$  skal være mindre eller lik 1 er noe annerledes sammenlignet med DNV-RP-C203. Sikkerheten ligger i den totale partialfaktoren  $\gamma_{tot}$ . Om man antar at man har et lasttilfelle med to spenningsvidder, en spenningsvidde over knekkpunktet og en under, kan skadeindeksen  $D_d$  skrives som:

$$D_d = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = \frac{n_1}{C_1[\gamma_{tot} \cdot \Delta\sigma_1]^{-m_1}} + \frac{n_2}{C_2[\gamma_{tot} \cdot \Delta\sigma_2]^{-m_2}} \leq 1 \quad (24)$$

Dette viser at man kan korrigere den totale partialfaktoren for å være sikker på at skadeindeksen hele tiden skal være under eller lik 1. Man kan også verifisere utmattingslasten basert på spenningsvidden, uavhengig av hvor mange lastsykler som opptrer. Nedenfor vises utledningen av formelen for ekvivalent spenningsvidde  $\Delta\sigma_{E,2}$  relatert til  $2 \cdot 10^6$  lastsykler:

$$D_d = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} \leq \frac{N_c}{N_{E,2}}$$

$$N_c \quad : \quad C_1 \cdot \Delta\sigma_c^{-m_1}$$

$$N_{E,2} \quad : \quad C_1 \cdot (\gamma_{tot} \cdot \Delta\sigma_{E,2})^{-m_1}$$

Setter man inn uttrykkene for  $N_c$  og  $N_{E,2}$  får man:

$$D_d \leq \frac{\Delta\sigma_c^{-m_1}}{(\gamma_{tot} \cdot \Delta\sigma_{E,2})^{-m_1}}$$

Inverserer på begge sider av likhetstegnet.

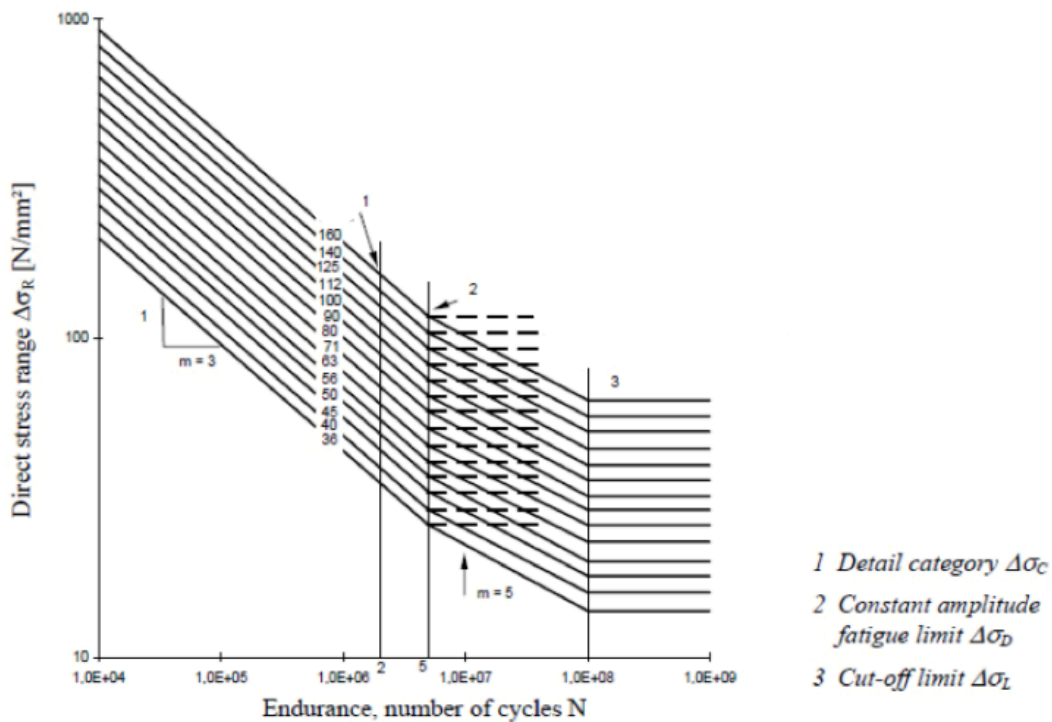
$$D_d^{-1} = \frac{1}{D_d} \leq \frac{\Delta\sigma_c^{m_1}}{(\gamma_{tot} \cdot \Delta\sigma_{E,2})^{m_1}}$$

Opphøyer potensen på begge sider og får uttrykket:

$$\gamma_{tot} \cdot \Delta_{E,2} \leq \Delta\sigma_C \cdot (D_d)^{1/m_1} \quad (25)$$

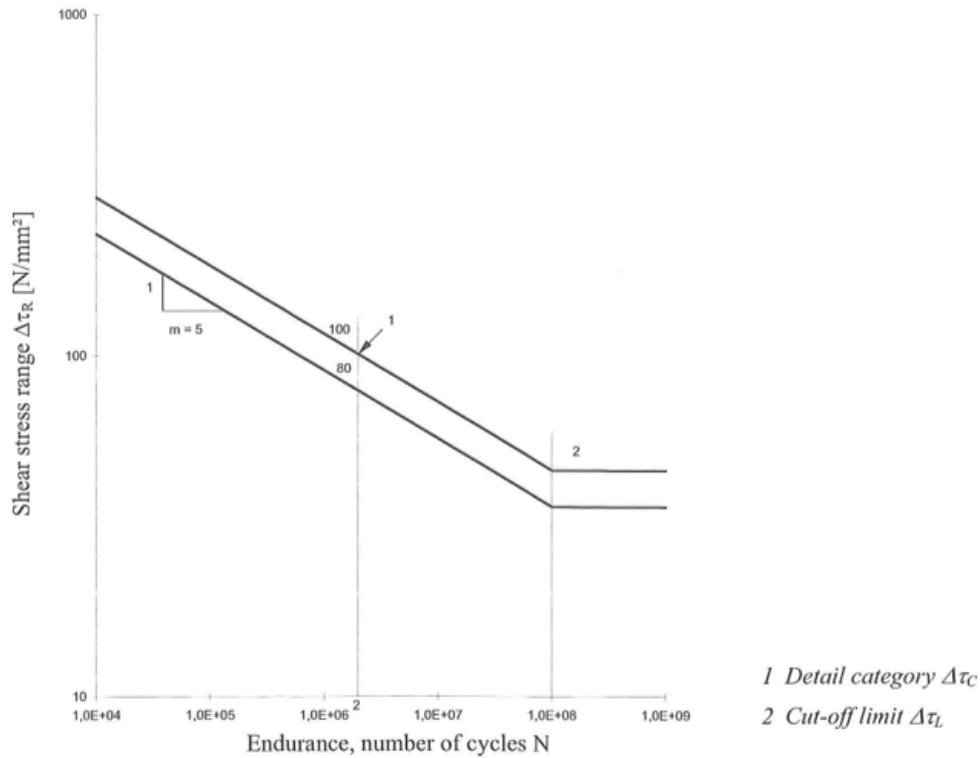
Verifiseringen er uavhengig av antall lastsykler som opptrer og all sikkerhet ligger i partialfaktoren  $\gamma_{tot}$ .

Både DNV-RP-C203 og Eurokode 3 har valgt å bruke 14 ulike kurver i sine klassifiseringer av konstruksjoner med lik sveisetype, like sveisefeil, spenningsfelt og spenningskonsentrasjoner. Helningene på kurvene er helt lik, men de to standardene endrer helning ved forskjellig lastsykler. Eurokode 3 har utmattingsgrensen  $\Delta\sigma_D$  ved  $5 \cdot 10^6$  lastsykler med en negativ invers helning på  $m = 3$ . Spenningsvidder under denne grensen gir ikke utmattingskade. Under utmattingsgrensen har S-N kurven en negativ invers helning på  $m = 5$ . Om man har spenningsvidder både under og over utmattingsgrensen må man bruke S-N kurven helt fram til "cut-off" grensen som er ved  $N = 10^8$  sykler. Figur 4.6 viser utmattingskurver for normalspenninger. Legg merke til at kurven endrer helning ved knekkpunktet ved  $5 \cdot 10^6$  sykler.



Figur 4-6 S-N kurver for utmattingsstyrken for de forskjellige kategoriene [5]

For skjærspenninger har S-N kurven samme helning helt fram til cut-off limiten ved  $10^8$  sykler.



Figur 4-7 S-N kurve for skjærspenninger [5]

Utmatningsfastheten  $\Delta\sigma_R$  og  $\Delta\tau_R$  for spenningsvidder med konstant amplitude kan uttrykkes som:

$$\Delta\sigma_R^m \cdot N_R = \Delta\sigma_C^m \cdot 2 \cdot 10^6, m = 3 \text{ for } N \leq 5 \cdot 10^6 \quad (26)$$

$$\Delta\tau_R^m \cdot N_R = \Delta\tau_C^m \cdot 2 \cdot 10^6, m = 5 \text{ for } N \leq 10^8 \quad (27)$$

$\Delta\sigma_R$  : Utmatningsfasthet for normalspenningsvidder med konstant amplitude [MPa]

$\Delta\tau_R$  : Utmatningsfasthet for skjærspenningsvidder med konstant amplitude [MPa]

Utmatningsgrensen og cut-off grensen kommer av at man har definert knekkpunktet ved  $5 \cdot 10^6$  sykler og cut-off grensen ved  $10^8$  sykler, og kan beskrives som:



$$\Delta\sigma_D = \left( \frac{2 \cdot 10^6 \text{ sykler}}{5 \cdot 10^6 \text{ sykler}} \right)^{1/m_1} \cdot \Delta\sigma_C = \left( \frac{2}{5} \right)^{1/3} \cdot \Delta\sigma_C \quad (28)$$

$$\Delta\tau_L = \left( \frac{2 \cdot 10^6 \text{ sykler}}{10^8 \text{ sykler}} \right)^{1/m_2} \cdot \Delta\tau_C = \left( \frac{2}{100} \right)^{1/5} \cdot \Delta\tau_C \quad (29)$$

$\Delta\sigma_D$  : Utmattingsgrense [MPa]

$\Delta\tau_L$  : Cut-off grensen skjærspenninger [MPa]

Det spekuleres i at utmattingsgrensen ved  $5 \cdot 10^6$  sykler kan ses på som et kompromiss mellom en utmattingsgrense ved  $2 \cdot 10^6$  sykler for "snille" konstruksjonsdetaljer, det vil si detaljer uten sveis, og  $10^7$  sykler for konstruksjonsdetaljer hvor sveiser og kjerver utgjør en alvorlig effekt [18]. Tidligere har man antatt utmattingsgrensen som  $\sigma_D \approx 0,5 \cdot R_m$ , hvor  $R_m$  er strekkfastheten. Denne estimeringen gjelder for polerte prøvestaver uten kjerv med diameter mindre eller lik 10 millimeter og utsatt for roterende bøyning, strekkfasthet mindre enn 1400 MPa, og hvor det er 50 % sjanse for overlevelse ved den estimerte verdien [13]. Denne utmattingsgrensen var som regel knyttet til  $10^6$  sykler. Det at man nå krever lengre levetid og det faktum at prøvestavene som regel ikke er polerte, men av et grunnmaterial, har ført til at man definerer utmattingsgrensen ved langt høyere lastsykler.

Dersom man har et lasttilfelle som har spenninger både høyere og lavere enn utmattingsgrensen  $\Delta\sigma_D$ , er utmattingsfastheten og cut-off grensen gitt ved:

$$\Delta\sigma_R^m \cdot N_R = \Delta\sigma_C^m \cdot 2 \cdot 10^6, m = 3 \text{ for } N \leq 5 \cdot 10^6 \quad (30)$$

$$\Delta\sigma_R^m \cdot N_R = \Delta\sigma_D^m \cdot 5 \cdot 10^6, m = 5 \text{ for } 5 \cdot 10^6 \leq N \leq 10^8 \quad (31)$$



$$\Delta\sigma_L = \left(\frac{5}{100}\right)^{1/5} \cdot \Delta\sigma_D \quad (32)$$

$\Delta\sigma_L$  : *Cut-off grensen [MPa]*

I de fleste tilfeller er det vanlig å se bort fra spenninger som er lavere enn cut-off grensen. Middelspenninger er neglisjert for sveiste forbindelser, men tas i betraktning når man regner på ikke-sveiste forbindelser. Man antar at kompresjonsspenninger har en positiv innvirkning på spenningsvidden, og man kan regne på en redusert spenningsvidde som kan uttrykkes:

$$\Delta\sigma = |\sigma_{max}| + 0.6 \cdot |\sigma_{min}| \quad (33)$$

Man må korrigere for eksentrisitet og dette gjøres ved å redusere utmattingsstyrken til detaljen angitt i tabellene. Korrigeringsfaktoren beregnes etter detaljens utforming. For sveiste plater med lik tykkelse kan spenningskonsentrasjonsfaktoren (DNV sin anbefaling) beregnes ut i fra følgende formel:

$$k_f = 1 + \frac{3(\delta_m - \delta_0)}{t} \quad (34)$$

$k_f$  : *Geometrisk spenningskonsentrasjonsfaktor som dekker lokale spenningstopper som ikke er tatt med i betraktning i S-N kurvene*

$t$  : *Tykkelsen på platen [mm]*

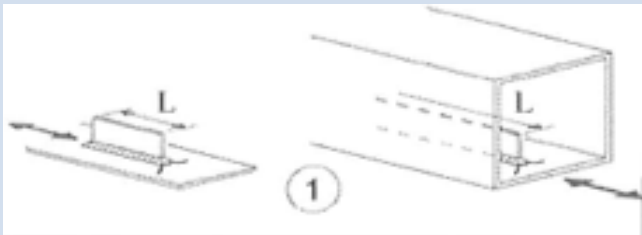
$\delta_m$  : *Eksentrisiteten [mm]*

$\delta_0$  : *Eksentrisitet tilsvarende 0,1·t som korresponderer med eksentrisiteten allerede ivaretatt i DNV-RP-C203 sin klassifisering [mm]*

Andre utforminger som gir spenningskonsentrasjoner på grunn av eksentrisiteter finnes i standardene. Størrelsen på en detalj er avhengig av hvilken utmattingsstyrke den er

kategorisert etter. Dette kalles ikke-proporsjonal skalerings-effekt [12]. Tabell 4.3 er hentet fra tabell 8.5 i standarden og viser forskjellige utmattingsstyrker i henhold til lengde på detaljen.

Tabell 4-3 Forskjellig klassifisering ut i fra konstruksjonens detalj

Detaljkategori	Konstruksjonsdetalj	
80	$L \leq 50 \text{ mm}$	
71	$50 \leq L \leq 80 \text{ mm}$	
63	$80 \leq L \leq 100 \text{ mm}$	
56	$L \geq 100 \text{ mm}$	

Når man må korrigere for tykkelsen, som anses som proporsjonal skalerings-effekt, velger standarden å bruke notasjonen  $k_s$  for å få en redusert utmattingsstyrke:

$$k_s = \left( \frac{t_{ref}}{t} \right)^n \quad (35)$$

- $k_s$  : Korrigeringsfaktor  
 $t_{ref}$  : Referansetykkelse gitt i standarden [mm]  
 $t$  : Tykkelse på plata [mm]  
 $n$  : Eksponent gitt i detaljlastene

Korrigeringsfaktoren multipliseres så inn med den opprinnelige utmattingsstyrken slik at man får en redusert utmattingsstyrke:

$$\Delta\sigma_{C,red} = k_s \cdot \Delta\sigma_C \quad (36)$$

- $\Delta\sigma_{C,red}$  : Redusert utmattingsstyrke [MPa]  
 $k_s$  : Korrigeringsfaktor

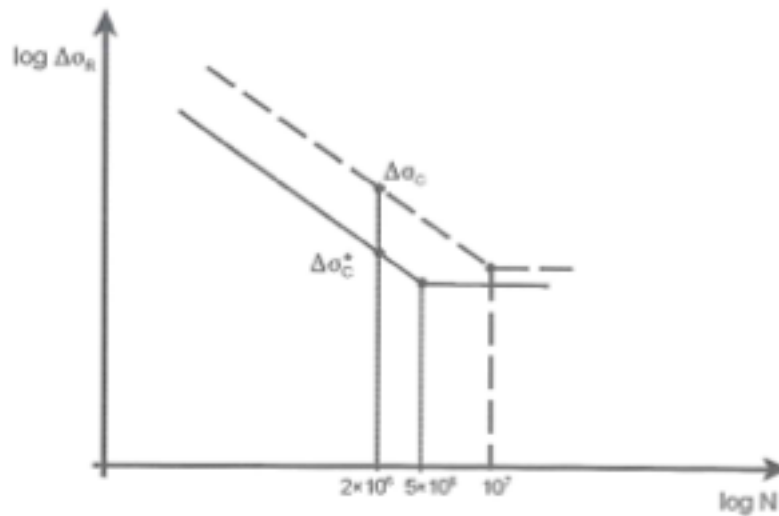


Man kan også øke spenningsvidden med  $k_s'$  som følge av korrigerings for geometri ettersom  $k_s' = 1/k_s$ :

$$\Delta\sigma = k_s' \cdot \Delta\sigma_{nom} \quad (37)$$

Det kan oppstå forvirring på når man skal velge å bruke spenningskonsentrasjonsfaktoren  $k_f$  eller om man skal bruke reduksjonsfaktoren  $k_s$ . Case 1 er et godt eksempel på dette. Den nominelle spenningen multipliseres med en spenningskonsentrasjonsfaktor på grunn av eksentrisiteten, mens utmattingsstyrken reduseres ved å bruke  $k_s$ -faktoren på grunn av tykkelsen på plata. Det vises derimot at det har ingen ting å si for levetiden om man velger å øke den nominelle spenningsvidden ved å multiplisere inn spenningskonsentrasjonsfaktorer, partialfaktorer og størrelseseffekter mot det å redusere utmattingsstyrken.

Testdata for enkelte detaljer samsvarer ikke alltid like godt med utmattingskurvene som er gitt. For å sørge for at ikke-konservative løsninger ikke blir brukt, er detaljkategorier markert med stjerne (Case 2) lokalisert en detaljkategori lavere enn hva detaljens utmattingsstyrke for  $2 \cdot 10^6$  sykler egentlig tilsvarer. Når man kommer ut for konstruksjoner som er kategorisert med slike modifiserte utmattingskurver kan man velge mellom to ulike prosedyrer for klassifiseringen. Man kan velge å være på konservativ side ved å klassifisere for eksempel en 45\*-detalj som 45. Løsningen blir konservativ for utmattingsstyrker til  $2 \cdot 10^6$  sykler, men vil resultere i en ikke-konservativ løsning om verifisering med konstant amplitude utmattingsgrense blir brukt. En alternativ fremgangsmåte er å øke klassifiseringen med en detalj ved å anta at konstant amplitude utmattingsfasthet  $\Delta\sigma_D$  er definert som utmattingsstyrken tilsvarende  $10^7$  sykler med  $m = 3$ .



Figur 4-8 Alternative utmattingskurver for \*-kategorien [5]

Eksempel: Detaljkategori 36\* gir en utmattingsgrense ved  $5 \cdot 10^6$  sykler på:

$$\Delta\sigma_D = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^6}\right)^{1/m_1} \cdot \Delta\sigma_C = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^6}\right)^{1/3} \cdot 36 \text{ MPa} = 26.53 \text{ MPa}$$

Om man går opp en detaljklasse vil utmattingsgrensen ved  $10^7$  sykler være:

$$\Delta\sigma_D = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{10^7}\right)^{1/m_1} \cdot \Delta\sigma_C = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{10^7}\right)^{1/3} \cdot 40 \text{ MPa} = 23.39 \text{ MPa}$$

Det finnes 3 detalj kategorier i Eurokode 3 hvor man har slike modifiserte S-N kurver for utmattingsstyrken, 36\*, 45\* og 56\*, og tabell 4.4 viser verdiene for konservativ og ikke-konservativ framgangsmåte for de modifiserte utmattingskurvene.

Tabell 4-4 Oversikt over verdiene for modifiserte utmattingskurver for konservativ og ikke-konservativ framgangsmåte

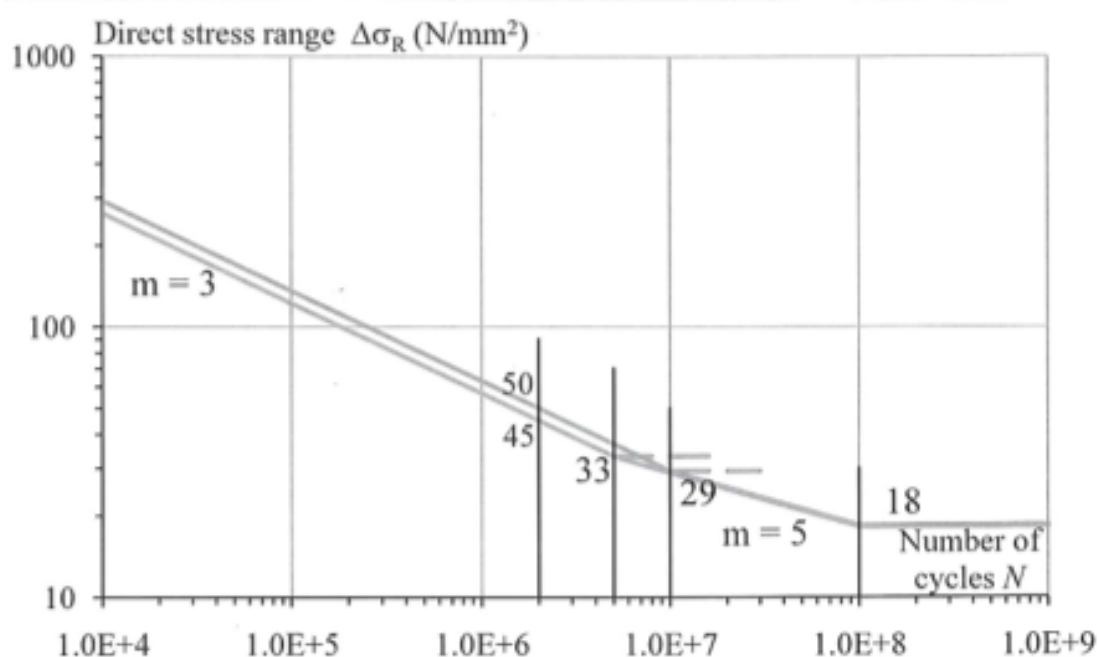
Kategori	Konservativ framgangsmåte			Ikke-konservativ framgangsmåte		
	$\Delta\sigma_C$ , MPa	$\Delta\sigma_D$ , MPa ved $5 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_L$ , MPa	$\Delta\sigma_C$ , MPa	$\Delta\sigma_D$ , MPa ved $10^7$	$\Delta\sigma_L$ , MPa
36*	36	26.53	14.57	40	23.39	14.57



Tabell 4-4 fortsetter

45*	45	33.16	18.21	50	29.24	18.21
56*	56	41.26	30.76	63	36.84	41.26

Forskjellen i utmattingsgrense er ikke særlig stor, men man vil i større grad komme ut på konservativ side ved å bruke de modifiserte (\*) verdiene. Kurven endrer altså helning ved  $10^7$  sykler, og ikke ved  $5 \cdot 10^6$  sykler som er vanlig.



Figur 4-9 Alternative S-N kurver. Kategori 45\* og 50 [12]

Utmattingsfastheten ved  $5 \cdot 10^6$  sykler er 33.16 MPa, mens utmattingsfastheten ved  $10^7$  sykler er 29.2 MPa. Utmattingsfastheten ved  $N = 10^5$  sykler for de to ulike klassene kan finnes fra formel 26. For kategori 50 tilsvarende den:

$$\Delta\sigma_R^m \cdot N_R = \Delta\sigma_C^m \cdot 2 \cdot 10^6 \Rightarrow \Delta\sigma_R = \left( \frac{2 \cdot 10^6}{10^5} \right)^{1/3} \cdot 50 \text{ MPa} = 135.7 \text{ MPa}$$

For 45\* blir den:

$$\Delta\sigma_R^m \cdot N_R = \Delta\sigma_C^m \cdot 2 \cdot 10^6 \Rightarrow \Delta\sigma_R = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{10^5}\right)^{1/3} \cdot 45 \text{ MPa} = 122.1 \text{ MPa}$$

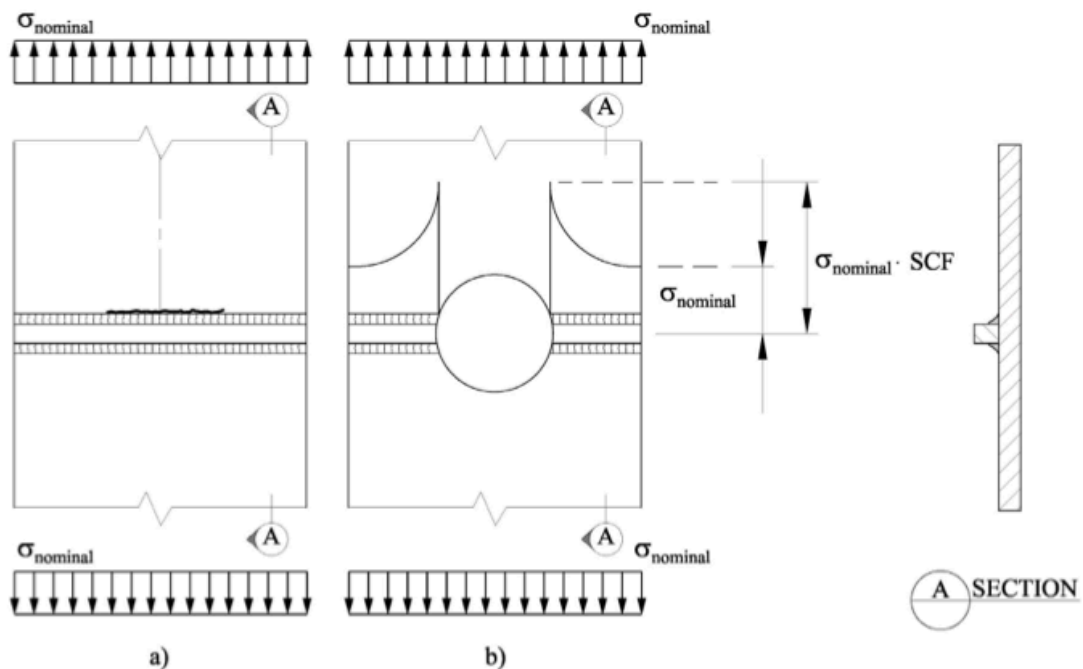
Om man ønsker å være på konservativ side brukes derfor \*-kategoriene.

#### 4.4 DNV-RP-C203

S-N kurver basert på utmattingsdata bør brukes i tilfeller hvor dette tillates. Praksisen anbefaler tre forskjellige konsept for å kalkulere spenningene i en konstruksjon

- S-N kurve basert på nominell spenning
- S-N kurve basert på hot spot-spenning
- S-N kurve basert på kjervspenning

Nominell spenning er den spenningen man finner fra klassisk lineær elastisk fasthetslære. Klassifiseringen og den korresponderende S-N kurven tar hensyn til lokale spenningskonsentrasjoner i plata i tillegg til sveisens utførelse og profil. Figur 4.10 viser den nominelle spenningen som skal brukes i analysen for en plate med og uten spenningskonsentrasjon.



Figur 4-10 Lokale spenninger [3]



For plate a) vil den nominelle spenningen tilsvare den lokale spenningen, mens den lokale spenningen for plate b) vil tilsvare:

$$\sigma = SCF \cdot \sigma_{nom} \quad (38)$$

Det er den lokale spenningen som skal brukes sammen med S-N kurven. Om den påførte lasten ikke står normalt på sveisen må man korrigere for dette. Beskrivelser og anbefalinger gis i [3]. Eksentrisitet i plater som er buttsveist og som forårsaker en spenningskonsentrasjonsfaktor kan beregnes ut i fra følgende formel:

$$SCF = 1 + \frac{3(\delta_m - \delta_o)}{t} \quad (39)$$

$\delta_m$  : Eksentrisiteten [mm]  
 $\delta_o$  :  $0,1 \cdot t$  [mm]

For øvrige spenningskonsentrasjonsfaktorer henvises det til vedlegg B for DNV-RP-C203 og annen litteratur.

For hendelser der man må sjekke sveisespenninger i kilsveiser, delvis gjennomgående sveiser og lastbærende sveiser, finner man den relevante spenningsvidden av formelen:

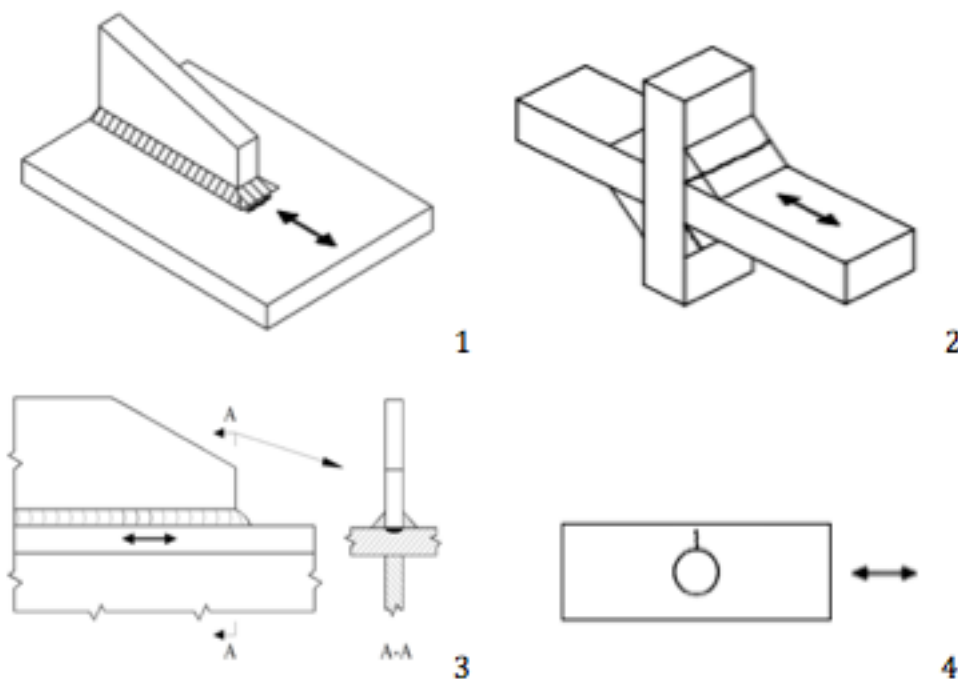
$$\Delta\sigma_W = \sqrt{\Delta\sigma_{\perp}^2 + \Delta\tau_{\perp}^2 + 0.2\Delta\tau_{\parallel}^2} \quad (40)$$

$\Delta\sigma_W$  : Spenningsvidde i sveisen [MPa]  
 $\Delta\sigma_{\perp}$  : Normalspenning vinkelrett på beregningstverrsnittet [MPa]  
 $\Delta\tau_{\perp}$  : Skjærspenning i sveisesnittets plan og vinkelrett på sveisens lengderetning [MPa]  
 $\Delta\tau_{\parallel}$  : Skjærspenning i sveisesnittets plan og parallell med sveisens lengderetning [MPa]

Spenningskomponentene i en kilsveis er vist i kapittel 4.3. Standarden antar at en sprekk kan vokse og føre til et utmattingsbrudd som følge av fire feilmoduser:

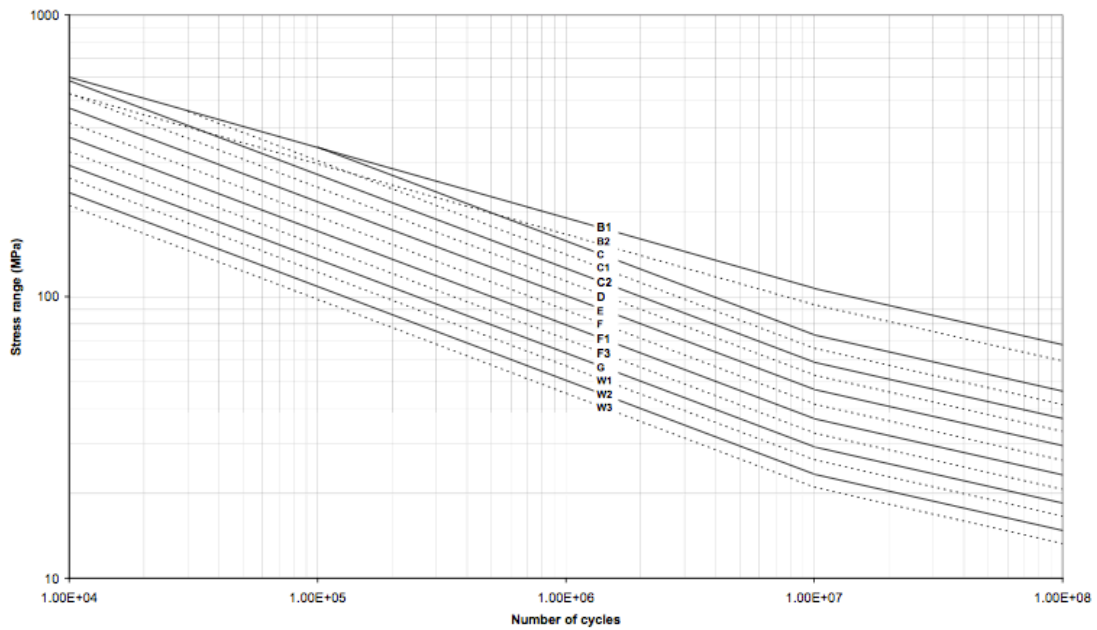
1. Sprekkvekst fra sveisetåa og inn i grunnmaterialet
2. Sprekkvekst fra sveiserota gjennom kilsveisen
3. Sprekkvekst fra sveiserota og inn i grunnmaterialet under sveisen
4. Sprekkvekst fra en tverrsnittovergang eller spenningskonsentrasjon og inn i grunnmaterialet

Figur 4.11 viser disse tilfellene.



Figur 4-11 Feilmoduser for utmattingsbrudd i DNV-RP-C203 [3]

S-N kurven for DNV følger den generelle formen beskrevet i kapittel 4.2. Figur 4.12 viser de ulike S-N kurvene for konstruksjoner plassert i luft.



Figur 4-12 S-N kurver for konstruksjoner plassert i luft [3]

Det er verdt å legge merke til at DNV ikke opererer med en gitt cut-off grense. S-N kurvene er basert på testdata for konstruksjoner med en gitt geometri. Når man må forholde seg til detaljer som avviker fra denne, velger DNV-RP-C203 å korrigere ulikheten i geometrien ved å senke S-N kurven:

$$\log N = \log C - m \log \left( \Delta \sigma \left( \frac{t}{t_{ref}} \right)^k \right) \quad (41)$$

- $t$  : Tykkelse på platen [mm]
- $t_{ref}$  : Referansetykkelse [mm]
- $k$  : Tykkelseeksponent hentet fra standarden

Skadeakkumuleringen kan uttrykkes som:

$$D = \sum_{i=1}^K \frac{n_i}{N_i} = \frac{1}{C} \sum_{i=1}^K n_i \cdot (\Delta \sigma_i)^m \leq \frac{1}{DFF} \quad (42)$$

- $D$  : Akkumulert skade



$C$	:	<i>Materialfaktor</i>
$m$	:	<i>Negative inverse helningen til S-N kurven</i>
$K$	:	<i>Antall spenningsblokker</i>
$n_i$	:	<i>Antall lastsykler i spenningsblokk K</i>
$N_i$	:	<i>Antall lastsykler som fører til brudd for en bestemt spenningsvidde</i>
$DFF$	:	<i>Design Fatigue Factor</i>

Hvordan man akkumulerer for sikkerheten er som nevnt i kapittel 4.3 forskjellig for de to standardene. Mens Eurokode 3 velger å legge sikkerheten i partialfaktorene, har DNV all sikkerhet i DFF. Man kan utlede en sammenheng mellom DNVs DFF og Eurokode 3 sin totale partialfaktor  $\gamma_{tot}$ . Uttrykket for den akkumulerte skaden etter DNV for to spenningsvidder kan uttrykkes som:

$$D = \frac{n_1}{C \cdot \Delta\sigma_1^{-m}} + \frac{n_2}{C \cdot \Delta\sigma_2^{-m}} = \frac{1}{DFF} \quad (1)$$

Akkumulert skade etter Eurokode 3 med to spenningsvidder kan skrives som:

$$D_d = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = \frac{n_1}{C \cdot [\gamma_{tot} \cdot \Delta\sigma_1]^{-m}} + \frac{n_2}{C \cdot [\gamma_{tot} \cdot \Delta\sigma_2]^{-m}} \leq 1$$

Skiller den totale partialfaktoren fra uttrykket og flytter den over brøkstreken:

$$(\gamma_{tot})^m \cdot \left( \frac{n_1}{C \cdot \Delta\sigma_1^{-m}} + \frac{n_2}{C \cdot \Delta\sigma_2^{-m}} \right) = 1$$

Dette uttrykket kan også uttrykkes som:

$$(\gamma_{tot})^m \cdot D = 1 \quad (2)$$

Setter (2) inn i (1). Dette gir følgende sammenheng mellom DFF og  $\gamma_{tot}$ :



$$D = \frac{1}{DFF} = \frac{(\gamma_{tot})^m \cdot D}{DFF} \Rightarrow \gamma_{tot} = (DFF)^{1/m} \quad (43)$$

Det er verdt å merke seg at denne formelen kun gjelder når alle spenningsvidder enten er over knekkpunktet ( $m = 3$ ) eller når alle spenningsvidder er under knekkpunktet ( $m = 5$ ). Om man ekstrapolerer S-N kurven slik at man antar at kurven kun har en helning, står man fritt frem til å bruke sammenhengen. Resultatet av  $\gamma_{tot}$  er en fin pekepinn på hva DFF tilsvarer i partialfaktor for Eurokode 3. Dette gjelder når man velger å bruke DNV sin framgangsmåte hvor konstruksjonen utsettes for antall sykler som fører til brudd etter Eurokode 3.

#### 4.5 Klassifisering av detaljer

Konstruksjonens utforming med tanke på type sveis, geometri og spenningskonsentrasjoner er avgjørende for hvordan man detaljklassifiserer konstruksjonen. I sveiste forbindelser oppstår utmattingsbrudd sjelden i områder hvor det ikke er sveiser, siden utmattingsstyrken til sveiste forbindelser er mye lavere på grunn av antagelsen om dislokasjoner. Utmattingsstyrken kan ses i sammenheng med spenningskonsentrasjonsfaktoren. De detaljene med lavest spenningskonsentrasjonsfaktor er dermed kategorisert høyest.

Valg av caser for denne oppgaven er basert på å kunne sammenligne levetiden for ulike klassifiseringer i henhold til ulike aspekt nevnt over. I både Eurokode 3 og DNV-RP-C203 har man valgt å bruke ti detaljgrupper. Spenningskonsentrasjoner som følge av detaljens utforming er ivaretatt av de ulike klassifiseringene. Tabell 4.5 viser alle gruppene. Beskrivelsen og kravspesifikasjonen er ikke tatt med her, men begrunnes i valg av hver enkelt case.

Tabell 4-5 Klassifisering etter NS-EN 1993-1-9 og DNV-RP-C203

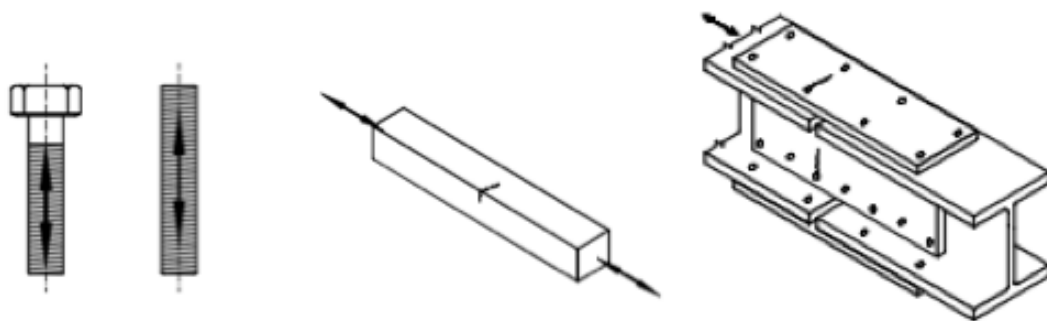
Kategori	NS-EN 1993-1-9	DNV-RP-C203
1	Skrudde forbindelser, ikke-sveiste og boltede komponenter	Ikke-sveiste og boltede komponenter
2	Oppsveiste profiler	Skrudde forbindelser

Tabell 4-5 fortsetter

3	Tversgående buttsveiser	Langsgående sveiser parallelt til tilført spenning
4	Påsveiste detaljer og stivere	Periodiske sveiser og sveiser knyttet til "cope holes" <sup>a)</sup>
5	Lastbærende sveiser	Tversgående buttsveiser sveist fra begge sider
6	Rørknutepunkt, hule profiler	Tversgående buttsveiser sveist fra en side
7	Strukturelementer satt sammen av diagonale elementer	Påsveiste detaljer og stivere
8	Konstruksjoner med forskjellige materialegenskaper i forskjellige retninger – lukkede elementer	Lastbærende sveiser
9	Konstruksjoner med forskjellige materialegenskaper i forskjellige retninger – åpne elementer	Rørknutepunkt, hule profiler
10	Flens-til-steg knutepunkt på bjelker	Rørformede detaljer

<sup>a)</sup> Cope hole er en tverrsnittsendring på et element som for eksempel har til hensikt å oppnå en tilstrekkelig sveiseutførelsen eller for å unngå korrosjon på elementet. Et cope hole har en tilhørende spenningskonsentrasjonsfaktor som kan leses av i tabeller.

Figur 4.13 viser forskjellige komponenter uten sveis og skrudde forbindelser.



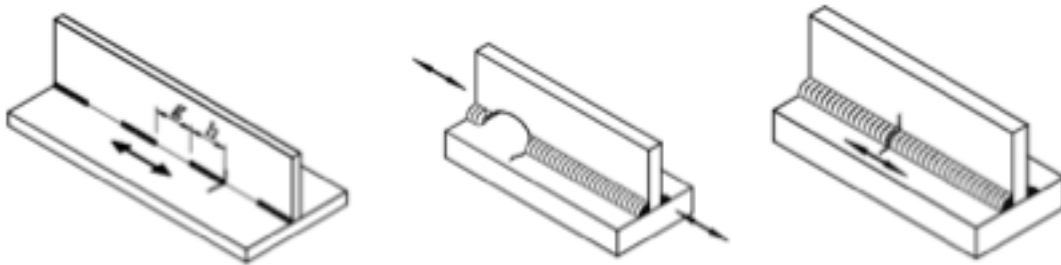
Figur 4-13 Skrudde forbindelser og komponenter uten sveis [3]

Skruer og bolter med valsede gjenger i strekk (Case 4) har lav utmattingsfasthet og er plassert i kategori 50 for Eurokode 3 og F1/W3 for DNV-RP-C203. Det er verdt å merke seg at DNV sin F1-klassifisering er høyere enn hva den tilsvarer etter Eurokode 3. Det er anbefalt å forspenne skruene for å redusere spenningsvidden i skruen. For bolter utsatt for skjærspenninger antar man at  $m_1 = 5$ . Komponenter uten sveis har høy utmattingsfasthet



og tilhører kategori 100-160 i Eurokode 3 og C-B1 for DNV-RP-C203. Boltede forbindelser tilhører kategori 50-112 for Eurokode 3 og kategori C1 for DNV-RP-C203.

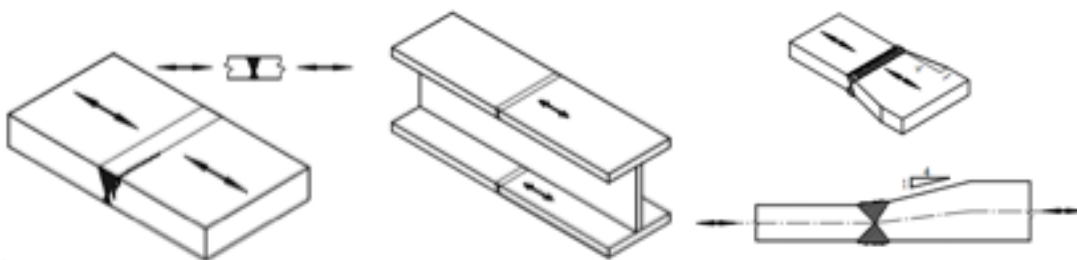
Utmattingssprekker initieres vanligvis i og rundt tverrsnittoverganger, hull og hjørner. I gjengete fester som er belastet i strekk oppstår vanligvis utmattingssprekker i roten på gjengen da den første gjengen bærer en stor del av lasten [16]. For valsede gjenger oppstår ofte feil rett under boltens hode. For bolter er det nødvendig å korrigere utmattingsstyrken etter geometrien. Utmattingsstyrken blir lavere med en økning av boltens diameter, og reduseringsfaktoren følger formel 35. Figur 4.14 viser noen oppsveiste profiler.



Figur 4-14 Periodiske sveiser, cope holes og oppsveiste profiler [3]

Periodiske sveiser, kilsveiser med cope holes og oppsveiste profiler med kilsveis (Case 5) tilhører kategori 71-125 for Eurokode 3 og E-C for DNV-RP-C203. Hvilken retning den påførte spenningen har på kilsveisen, dens utforming, herunder lengde og om sveisen er sveist tversgående eller parallelt, har mye å si for kategoriseringen. Potensielle områder hvor feil oppstår er ved start-stopp-posisjoner, se midterste sveis i figur 4.14.

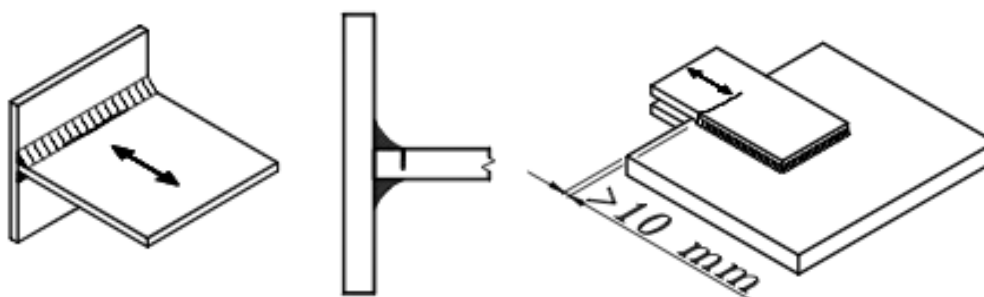
Tversgående buttsveiser (Case 1) er mye brukt, og figur 4.15 viser noen vanlige utforminger.



Figur 4-15 Tversgående buttsveiser [3]

Kategorien for disse sveisene avhenger av hvordan man har behandlet sveisen. Om man sliper ned sveisen slik at den flukter med platens overflate, kan sveisen klassifiseres høyere. Spenningskonsentrasjonsfaktorer må tas hensyn til i tverrsnittovergangene. Når endekraterene på buttsveiser er fjernet vil sprekkdannelse oppstå som regel ved sveisetåa, og vokse videre inn i grunnmaterialet, slik at utmattingsstyrken til detaljen avhenger av tåens utforming. Hvis forsterkningen til en buttsveis er "dressed flush", det vil si at sveisens "krone" har blitt fjernet, oppstår feil som regel i sveisematerialet på grunn av mange små feil. Når buttsveiser er anlagt på permanente avstivede plater, vil utmattingsprekker initieres i sveisens rot, og vokse innover i sveisens material.

Forskjellige utforminger på lastbærende sveiser (Case 2) vises i figur 4.16. Hvordan detaljen er kategorisert avhenger av hvilken retning – parallell eller vinkelrett, og lengde sveisen har i forhold til den påførte lasten.



Figur 4-16 Lastbærende sveiser [3]

Sprekkveksten oppstår som regel i sveisens tå og vokser videre inn i platen. For detaljen til venstre i figuren (delvis gjennomsvest) over, forekommer det ofte at sprekkveksten oppstår som følge av en feil i sveisens rot. Det vil da være nødvendig med to separate påvisninger i henhold til de to standardene. En påvisning der man sjekker brudd i sveisens rot og en påvisning hvor man sjekker sveisens tå.

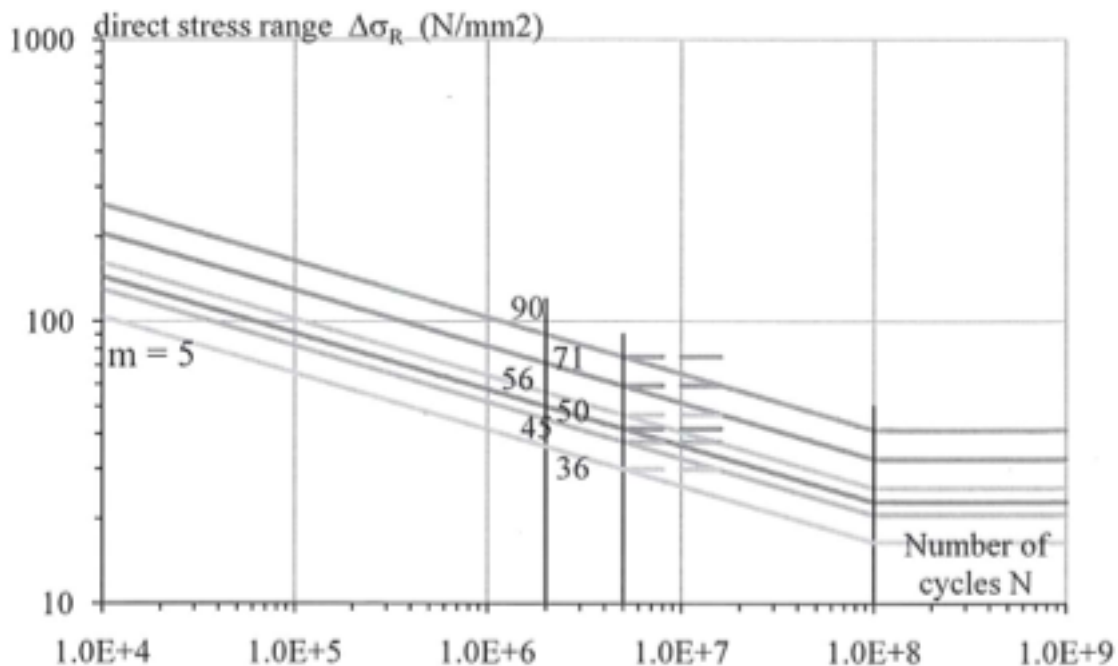
Rørknutepunkt og hule profiler (Case 3), se figur 4.17, som enten er buttsveist eller kilsveist er vanlig i industrien.



Figur 4-17 Hule profiler [3]

Eurokode 3 har detaljkategorier fra 36–71 for slike profiler, mens DNV-RP-C203 har detaljkategorier fra W1–B1. Detaljkategorien B1 er en ikke-sveist profil. Den nominelle spenningen som skal betraktes i analysen må ta hensyn til endringer i geometrien og eventuelle eksentrisiteter. For ende-til-ende buttsveiste rektangulære rør, kan man velge å detaljkategorisere komponenten 2 klasser høyere i Eurokode 3 om tykkelsen på røret er over 8 millimeter. Det er verdt å merke seg at for akkurat denne detaljen kan man ikke velge å gjøre dette etter DNV sin prosedyre. Om de ulike detaljene ellers tilfredsstiller DNV og Eurokode 3 sine krav og beskrivelser, kan man velge å klassifisere høyere.

Det er verdt å merke seg at verken detaljkategoriseringen eller utmattingskurvene i tabell 8.7 i Eurokode 3 følger samme mønster som for de andre tabellene. Her er helning på utmattingskurven konstant lik  $m = 5$ , og man har derfor ingen knekk på S-N kurven før cut-off. Figur 4.18 viser S-N kurvene for disse detaljene.



Figur 4-18 S-N kurver for strukturelementer satt sammen av diagonale elementer [12]



Også for kabler og wire er det S-N kurver som avviker fra det normale. For skjærspenninger er det S-N kurver hvor helningen på kurven er  $m = 5$ .

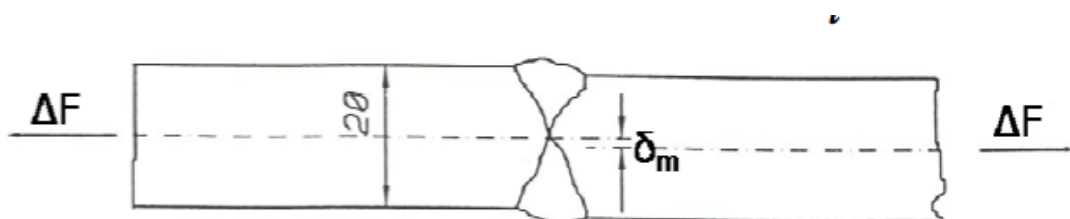
## 5. Grunnlagsberegninger

Når levetiden for de to standardene skal sammenlignes er det valgt å se på caser med ulike utforminger på konstruksjonene. Konstruksjonene i alle casene er forholdsvis enkle. Beregningsmodellene er basert på nominell spenning. Den nominelle spenningsvidden i alle tilfeller er funnet ved å bruke elementære teorier fra strukturanalyse basert på lineær-elasticitet. Valg av de ulike detaljkategoriene undertegnede har gjort kan føre til usikkerhet knyttet til resultatene.

En stor kilde til usikkerhet for beregningene er knyttet til ekstrapoleringen av S-N kurvene under utmattingsgrensen for konstant amplitudespenninger. I tillegg er det usikkerhet til lastspekteret man definerer for den aktuelle konstruksjonen. Det er i alle caser antatt at man kun har én helning på S-N kurven. I Case 5 ser man bort i fra spenninger som er lavere enn cut-off grensen.

### 5.1 Case 1 – Stålstag buttsveist fra begge sider

I case 1 analyseres et stålstag på en konstruksjon som blir påført en utsvingende belastning som varierer mellom 0 og 300 kN. Frekvensen er  $20^{-1}$  Hz. Videre antas det at konstruksjonen står plassert i luft. Platetykkelsen skal forsøksvis være 20 millimeter og platebredden 325 millimeter, og staget skal skjøtes med en buttsveis, hvor endekratrene skal fjernes, og som er sveist fra begge sider ute på byggeplass. Av erfaring vet man at eksentrisiteten i tykkelsesretningen vil være på inntil 6,5 millimeter. Figur 5.1 viser sveisen og stålstaget.



Mål i mm.

Figur 5-1 Stålstag case 1

Regner først ut spenningskonsentrasjonsfaktoren som følge av eksentrisiteten:



$$SCF = 1 + \frac{3(\delta_m \cdot 0,1 \cdot t)}{t} = 1 + \frac{3(6,5 - 0,1 \cdot 20 \text{ mm})}{20 \text{ mm}} = 1,68$$

Informasjon gitt i oppgaveteksten tatt i betraktning fører til at undertegnede anser konstruksjonen som en detalj etter kurveklasse E for DNV-RP-C203 fra tabell A-5 [3] og fasthetsklasse 80 for Eurokode 3 med referanse til tabell 8.3 [5]. Ser på antall sykler som fører til brudd for detaljen.

Beregning etter DNV:

$$\Delta\sigma_{nom} = \frac{F}{A} = \frac{300 \text{ kN}}{20 \text{ mm} \cdot 325 \text{ mm}} = 46,15 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_{nom} \cdot SCF = 46,15 \text{ MPa} \cdot 1,68 = 77,53 \text{ MPa}$$

$$N = C \cdot \Delta\sigma^{-m} = 1,023 \cdot 10^{12} \cdot (77,53 \text{ MPa})^{-3} = 2195161 \text{ sykler}$$

Beregning etter Eurokode 3:

$$\Delta\sigma_{nom} = \frac{F}{A} = \frac{300 \text{ kN}}{20 \text{ mm} \cdot 325 \text{ mm}} = 46,15 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_{nom} \cdot SCF = 46,15 \text{ MPa} \cdot 1,68 = 77,53 \text{ MPa}$$

$$N = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{\Delta\sigma_C / \gamma_{Mf}}{\Delta\sigma \cdot \gamma_{FF}} \right)^m = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{80 \text{ MPa} / 1,35}{77,53 \text{ MPa} \cdot 1,0} \right)^3 = 893078 \text{ sykler}$$

Anta nå at konstruksjonen utsettes for  $n_1 = 893078$  sykler. Når DNV-RP-C203 brukes tilsvarende dette en DFF på:

$$\frac{n_1}{N_1} = \frac{1}{DFF} \Rightarrow DFF = \frac{2195161}{893078} = 2,46$$



Ettersom det kun antas en helning på S-N kurven kan formelen som viser hva DFF tilsvarer i total partialfaktor brukes.

$$\gamma_{total} = (DFF)^{1/m} = (2,46)^{1/3} = \mathbf{1,35}$$

Antar nå at konstruksjonen opplever en utsvingende belastning som har en frekvens på 20 Hz. Kapasiteten for konstruksjonen når man dimensjonerer i henhold til DNV-RP-C203 og Eurokode 3 med en levetid på 3 år blir da:

Finner først antall sykler på tre år:

$$n = \frac{3600s}{20} \cdot 8760 \text{ timer} \cdot 3 \text{ år} = 4730400 \text{ sykler}$$

Beregning etter DNV:

$$\Delta\sigma = \left(\frac{C}{N}\right)^{1/m} = \left(\frac{1,023 \cdot 10^{12}}{4730400}\right)^{1/3} = 60,02 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_{nom} = \frac{\Delta\sigma}{SCF} = \frac{60,02 \text{ MPa}}{1,68} = 35,73 \text{ MPa}$$

Kapasiteten blir da:

$$\Delta F = \Delta\sigma_{nom} \cdot A = 35,73 \text{ MPa} \cdot 20 \text{ mm} \cdot 325 \text{ mm} = 232,25 \text{ kN}$$

Beregning etter Eurokode 3:

$$\Delta\sigma = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{n}\right)^{\frac{1}{m}} \cdot \frac{\Delta\sigma_C}{\gamma_{Mf} \cdot \gamma_{Ff}} = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{4730400}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{80 \text{ MPa}}{1,35 \cdot 1,0} = 44,48 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_{nom} = \frac{\Delta\sigma}{SCF} = \frac{44,48 \text{ MPa}}{1,68} = 26,48 \text{ MPa}$$



Kapasiteten blir da:

$$\Delta F = \Delta \sigma_{nom} \cdot A = 26,48 \text{ MPa} \cdot 20 \text{ mm} \cdot 325 \text{ mm} = 172,12 \text{ kN}$$

Om vi nå sammenligner DFF for de to standardene, og antar at konstruksjonen utsettes for en utsvingende last på 172,12 kN blir sikkerhetsfaktoren:

$$DFF = \frac{\Delta F_{DNV}}{\Delta F_{EC3}} = \frac{232,25 \text{ kN}}{172,12 \text{ kN}} = \mathbf{1,35}$$

Det viser seg at platebredden er upraktisk. Dette medfører at man velger å gå opp i platetykkelse og sveise platene sammen i jigg slik at bredden kan reduseres. Antar nå at konstruksjonen kan plasseres i detaljkategori C1 i tabell A.5 etter DNV-RP-C203 [3] og 112 etter tabell 8.3 for Eurokode 3 [5]. Anta en platetykkelse og platebredde på henholdsvis 40 og 100 millimeter. Antall sykler til brudd blir da:

Regner først ut ny spenningskonsentrasjonsfaktor med hensyn på eksentrisiteten:

$$SCF = 1 + \frac{3(\delta_m \cdot 0,1 \cdot t)}{t} = 1 + \frac{3(6,5 - 0,1 \cdot 40 \text{ mm})}{40 \text{ mm}} = 1,19$$

Beregning etter DNV:

$$\Delta \sigma_{nom} = \frac{F}{A} = \frac{300 \text{ kN}}{40 \text{ mm} \cdot 100 \text{ mm}} = 75,00 \text{ MPa}$$

$$\Delta \sigma = \Delta \sigma_{nom} \cdot SCF = 75,00 \text{ MPa} \cdot 1,19 = 89,25 \text{ MPa}$$

I og med at tykkelsen er over referansetykkelsen, må man korrigere:

$$\log N = \log C - m \log \left( \Delta \sigma \left( \frac{t}{t_{ref}} \right)^k \right)$$

$$\log N = 12,449 - 3 \cdot 0,15 \cdot \log \left( \frac{40}{25} \right) - 3 \log \Delta \sigma$$





$$\Rightarrow N = 2,276 \cdot 10^{12} \cdot (89,25 \text{ MPa})^{-3} = 3201456 \text{ sykler}$$

Beregning etter Eurokode 3:

$$\Delta\sigma_{nom} = \frac{F}{A} = \frac{300 \text{ kN}}{40 \text{ mm} \cdot 100 \text{ mm}} = 75,00 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_{nom} \cdot SCF = 75,0 \text{ MPa} \cdot 1,19 = 89,25 \text{ MPa}$$

I og med at tykkelsen er over referansetykkelsen er det nødvendig å korrigere:

$$k_s' = \frac{1}{k_s} = \frac{1}{\left(\frac{25}{40}\right)^{0,2}} = 1,099$$

Antall sykler til brudd blir da:

$$N = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{\Delta\sigma_c / \gamma_{Mf}}{\Delta\sigma \cdot \gamma_{Ff} \cdot k_s'} \right)^m = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{112 \text{ MPa} / 1,35}{89,25 \text{ MPa} \cdot 1,0 \cdot 1,099} \right)^3 = 1210222$$

$$\approx 1,21 \cdot 10^6 \text{ sykler}$$

Merk at korrigeringen som følge av tykkelsen gjøres ved å øke spenningsvidden under brøken i stedet for å redusere utmattingsfastheten. Antar nå at plata utsettes for 1210222 sykler. DFF når DNV brukes og plata utsettes for antall sykler som fører til brudd for Eurokode 3 blir da:

$$\frac{n_1}{N_1} = \frac{1}{DFF} \Rightarrow DFF = \frac{3201456}{1210222} = 2,65$$

Ettersom det er antatt at S-N kurven kun har en helning kan man finne sammenhengen mellom DFF og  $\gamma_{total}$ :



$$\gamma_{total} = (DFF)^{1/m} = (2,65)^{1/3} = \mathbf{1,38}$$

Tester nå med en tykkelseskomponent som tilsvarer 0,20 for DNV:

$$\log N = \log C - m \log \left( \Delta \sigma \left( \frac{t}{t_{ref}} \right)^k \right)$$

$$\log N = 12,449 - 3 \cdot 0,20 \cdot \log \left( \frac{40}{25} \right) - 3 \log \Delta \sigma$$

$$\Rightarrow N = 2,1209 \cdot 10^{12} \cdot (89,25 \text{ MPa})^{-3} = 2983290 \text{ sykler}$$

Antar nå at plata utsettes for 1210222 sykler. DFF når DNV brukes og plata utsettes for antall sykler som fører til brudd for Eurokode 3 blir da:

$$\frac{n_1}{N_1} = \frac{1}{DFF} \Rightarrow DFF = \frac{2983290}{1210222} = \mathbf{2,47}$$

Ettersom det er antatt at S-N kurven kun har en helning kan man finne sammenhengen mellom DFF og  $\gamma_{total}$ :

$$\gamma_{total} = (DFF)^{1/m} = (2,47)^{1/3} = \mathbf{1,35}$$

Som vist velger Eurokode 3 å redusere utmattingsstyrken om man regner på plater som er tykkere enn referansetykkelsen. Dette medfører at det kan oppstå komplikasjoner lik de diskutert i kapittel 4.3. Under betraktes resultatene av hva som skjer når man velger å multiplisere partialfaktorene, spenningskonsentrasjonsfaktoren og størrelsesfaktoren direkte opp mot den nominelle spenningen for å få en modifisert spenning sammenlignet med den tradisjonelle måten å regne på slik som det ble gjort i casen over.

Den modifiserte spenningen  $\Delta \sigma_{mod}$  kan uttrykkes som:

$$\Delta \sigma_{mod} = \gamma_{Mf} \cdot \gamma_{Ff} \cdot SCF \cdot k_s' \cdot \Delta \sigma_{nom} \quad (44)$$



- $\Delta\sigma_{\text{nom}}$  : Nominell spenning [MPa]  
 $k_s'$  : Spenningskonsentrasjonsfaktor på grunn av eksentrisitet  
 SCF : Spenningskonsentrasjonsfaktor på grunn av størrelseseffekt  
 $\gamma_{Ff}, \gamma_{Mf}$  : Partialfaktorer

Med dataene gitt i casen får man følgende resultater:

$$k_s' = \frac{1}{k_s} = \frac{1}{\left(\frac{25}{40}\right)^{0,2}} = 1,099$$

Spenningskonsentrasjonsfaktoren SCF på grunn av eksentrisiteten og den nominelle spenningen for platen med 40 millimeter tykkelse og 100 millimeter bredde er som tidligere henholdsvis 1,19 og 75,0 MPa. Antall sykler som fører til brudd kan beregnes etter følgende formel:

$$\begin{aligned}
 N &= 2 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{\Delta\sigma_C}{\gamma_{Mf} \cdot \gamma_{Ff} \cdot SCF \cdot k_s' \cdot \Delta\sigma_n} \right)^m \\
 &= 2 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{112 \text{ MPa}}{1,35 \cdot 1,0 \cdot 1,19 \cdot 1,099 \cdot 75,0 \text{ MPa}} \right)^3 = 1210222 \quad (45) \\
 &\approx 1,21 \cdot 10^6 \text{ sykler}
 \end{aligned}$$

Legger merke til at svaret er likt som for den første utregningen etter Eurokode 3. Dette kan også testes ut ved å øke spenningsvidden når man bruker DNV sin framgangsmåte uten å senke S-N kurven. Med dataene gitt i casen får man følgende resultater:

$$k_s' = \frac{1}{k_s} = \frac{1}{\left(\frac{25}{40}\right)^{0,15}} = 1,073$$

Den modifiserte spenningsvidden blir da:

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_{nom} \cdot SCF \cdot k_f = 75,00 \text{ MPa} \cdot 1,19 \cdot 1,073 = 95,77 \text{ MPa}$$

Levetiden blir da:

$$N = C \cdot \Delta\sigma^{-m} = 2,812 \cdot 10^{12} \cdot (95,77 \text{ MPa})^{-3} = 3201304 \text{ sykler}$$

Anta nå at konstruksjonen utsettes for  $n_1 = 1210222$  sykler. Når DNV-RP-C203 brukes tilsvarer dette en DFF på:

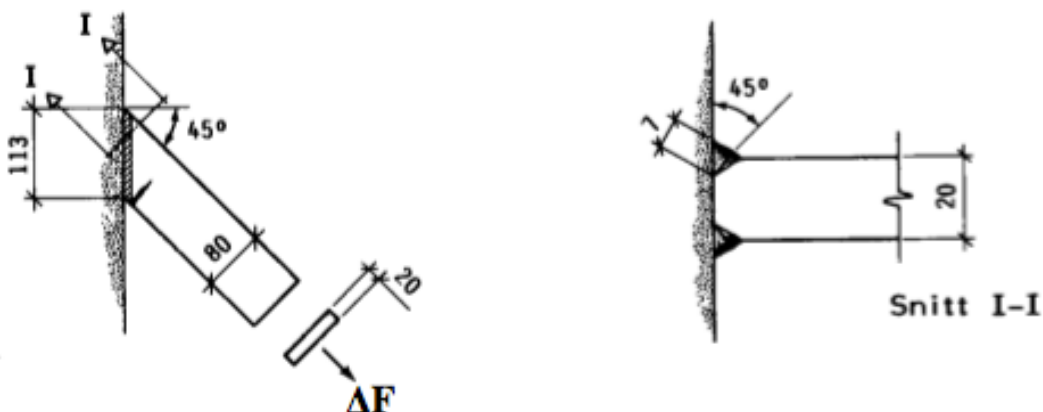
$$\frac{n_1}{N_1} = \frac{1}{DFF} \Rightarrow DFF = \frac{3201304}{1210222} \approx 2,65$$

Ettersom det kun antas en helning på S-N kurven kan formelen som viser hva DFF tilsvarer i total partialfaktor brukes.

$$\gamma_{total} = (DFF)^{1/m} = (2,65)^{1/3} \approx 1,38$$

## 5.2 Case 2 – Ikke-gjennom sveist K-sveis

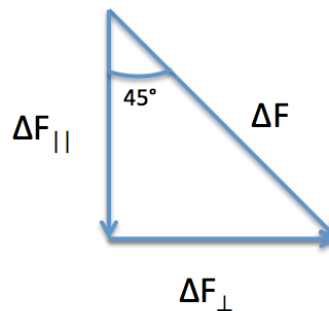
I case 2 analyseres et flattstål som er sveist til en vegg med en ikke-gjennom sveist K-sveis. Figur 5.2 viser konstruksjonen.



Figur 5-2 Case 2. Flattstål sveist til en vegg med en K-sveis [9]

Oppgaven går ut på å finne levetiden når man antar at den påførte lasten er 170 kN og at sveisens a-mål er 7 millimeter.

Det er nødvendig å utføre to separate påvisninger. Først vurderes feil i sveisens rot. Bruddet går da i selve sveisen og man antar kurveklasse W3 fra tabell A.8 for DNV-RP-C203 [3] og detaljkategori 36\* fra tabell 8.5 for Eurokode 3 [5]. Videre sjekker man feil i sveisens tå ved å se på spenningsvidden i den lastbærende plata. Her antar man kurveklasse G fra tabell A.8 for DNV-RP-C203 [3] og kategori 50 fra tabell 8.5 for Eurokode 3 i og med at tykkelsen på plata er 20 millimeter [5]. Kunne også valgt kategori 56 etter Eurokode 3, men velger å være på konservativ side. Figuren under viser lastfordelingen i sveisen. Ettersom vi har med en likebent trekant å gjøre er kraftkomponentene  $\Delta F_{||}$  og  $\Delta F_{\perp}$  like.



Figur 5-3 Kraftkomponenter i sveisen

$$F_{||} = \Delta F \cdot \cos 45 = 170 \text{ kN} \cdot \cos 45 = 120,21 \text{ kN}$$

$$F_{\perp} = \Delta F \cdot \sin 45 = 170 \text{ kN} \cdot \sin 45 = 120,21 \text{ kN}$$

Beregning etter DNV:

Finner normalspenningen og den normale skjærspenningskomponenten ved hjelp av formel 17:

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{F_{\perp}}{\sqrt{2} \cdot A_{sveis}} = \frac{120,21 \text{ kN}}{\sqrt{2} \cdot 2 \cdot 113 \text{ mm} \cdot 7 \text{ mm}} = 53,73 \text{ MPa}$$

Finner parallelle skjærspenningskomponenten fra formel 18:



$$\tau_{\parallel} = \frac{F_{\parallel}}{A_{sveis}} = \frac{120,21 \text{ kN}}{2 \cdot 113 \text{ mm} \cdot 7 \text{ mm}} = 75,99 \text{ MPa}$$

Jevnførende spenning i sveisen finnes fra formel 40:

$$\begin{aligned} \sigma_w &= \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\perp}^2 + 0,2\tau_{\parallel}^2} \\ &= \sqrt{(53,73 \text{ MPa})^2 + (53,73 \text{ MPa})^2 + 0,2 \cdot (75,99 \text{ MPa})^2} = 83,24 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Levetiden:

$$N = C \cdot \Delta\sigma^{-3} = 9,3325 \cdot 10^{10} \cdot (83,24 \text{ MPa})^{-3} = 161809 \text{ sykler}$$

Beregning etter Eurokode 3:

Verifikasjon mot skjærspenninger:

$$\Delta\tau_{wf} = \Delta\tau_{Hf} = 75,99 \text{ MPa} < \Delta\tau_c = 80 \text{ MPa}$$

Sveisen er i henhold til kravene for skjærkomponenten. Spenningskomponentene er allerede regnet ut ovenfor. Den jevnførende spenningen i sveisen er:

$$\sigma_w = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\perp}^2} = \sqrt{(53,73 \text{ MPa})^2 + (53,73 \text{ MPa})^2} = 75,99 \text{ MPa}$$

$$N = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{\Delta\sigma_c / \gamma_{Mf}}{\Delta\sigma \cdot \gamma_{FF}} \right)^m = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{36 \text{ MPa} / 1,35}{75,99 \text{ MPa} \cdot 1,0} \right)^3 = 86430 \text{ sykler}$$

Antar nå at plata utsettes for 86430 sykler. DFF ved bruk av DNV-RP-C203 blir da:

$$\frac{n_1}{N_1} = \frac{1}{DFF} \Rightarrow DFF = \frac{161809}{86430} = \mathbf{1,87}$$



Kravet om at kun en helning brukes er oppretthold, og den totale partialfaktor kan dermed finnes:

$$\gamma_{total} = (DFF)^{1/m} = (1,87)^{1/3} = \mathbf{1,23}$$

Sjekker nå sprekk ved sveisetåa. Finner først spenningen i grunnmaterialet:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{170 \text{ kN}}{20 \text{ mm} \cdot 80 \text{ mm}} = 106,25 \text{ MPa}$$

Levetid etter DNV-RP-C203:

$$N = C \cdot \Delta\sigma^{-3} = 2,50 \cdot 10^{11} \cdot (106,25 \text{ MPa})^{-3} = 208427 \text{ sykler}$$

Levetid etter Eurokode 3:

$$N = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{\Delta\sigma_C / \gamma_{Mf}}{\Delta\sigma \cdot \gamma_{Ff}} \right)^m = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{50 \text{ MPa} / 1,35}{106,25 \text{ MPa} \cdot 1,0} \right)^3 = 84713 \text{ sykler}$$

Om man antar at plata utsettes for 84713 sykler og at DNV-standarden brukes, tilsvarer dette en DFF på:

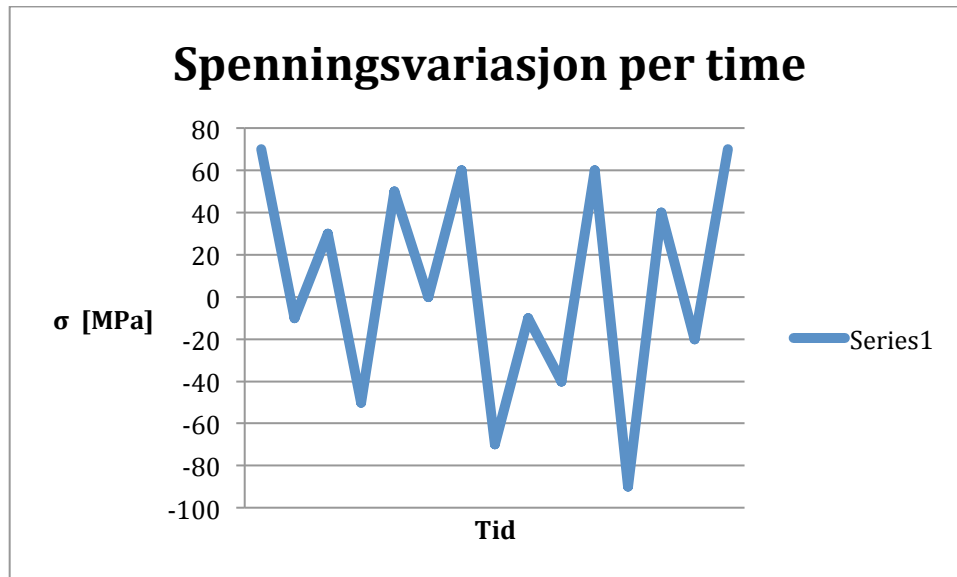
$$\frac{n_1}{N_1} = \frac{1}{DFF} \Rightarrow DFF = \frac{208427}{84713} = \mathbf{2,46}$$

Kravet om at kun en helning brukes er oppretthold, og den totale partialfaktor kan dermed finnes:

$$\gamma_{total} = (DFF)^{1/m} = (2,46)^{1/3} = \mathbf{1,35}$$

### 5.3 Case 3 – Rør som er ende-til-ende buttsveist

Figur 5.4 viser spenningsvariasjonen per time for et rektangulært rør av konstruksjonsstål som er sveist med buttsveis.



Figur 5-4 Spenningsvariasjon per time for røret

Veggtykkelsen til røret er 20 millimeter og står plassert i luft. Det er nødvendig å bruke reservoir-metoden for å bestemme spenningsviddene konstruksjonen utsettes for. Tabell 5.1 viser disse.

Tabell 5-1 Spenningsvidder fra Rainflow-counting

Sykel	n	$\sigma_{\text{maks}}$ , MPa	$\sigma_{\text{min}}$ , MPa	$\Delta\sigma$ , MPa
1	1	70	-90	160
2	1	60	-70	130
3	1	40	-20	60
4	1	-10	-40	30
5	1	60	-50	110
7	1	50	0	50
8	1	30	-10	40

Beregning i henhold til DNV:

Anser at detaljen faller inn under kurveklasse F3 fra Tabell A-9 i standarden for rektangulære åpne seksjoner som er sammenføyd ved endene [3]. Kravet er at det ikke skal finnes sveisedefekter som er større enn 1-2 millimeter i sveisens rot. Antall sykler som fører til brudd for den første spenningsvidden er:





$$N = C \cdot \Delta\sigma^{-3} = 3,5156 \cdot 10^{11} \cdot (160 \text{ MPa})^{-3} = 85830 \text{ sykler}$$

Dette gir en skade på:

$$D = \frac{n}{N} = \frac{1}{85830} = 1,165 \cdot 10^{-5}$$

Tabell 5.2 viser beregnede verdier for alle spenningsvidder.

Tabell 5-2 Beregnede verdier for alle spenningsvidder

Sykel	n	$\Delta\sigma$ , MPa	N	n/N
1	1	160	85830	$1,17 \cdot 10^{-5}$
2	1	130	160018	$6,25 \cdot 10^{-6}$
3	1	60	1627593	$6,14 \cdot 10^{-7}$
4	1	30	13020741	$7,68 \cdot 10^{-8}$
5	1	110	264132	$3,79 \cdot 10^{-6}$
6	1	50	2812480	$3,56 \cdot 10^{-7}$
7	1	40	5493125	$1,82 \cdot 10^{-7}$
		$\Sigma$	23463919	$2,29 \cdot 10^{-5}$

Antall timer før konstruksjonen vil gå til brudd blir da:

$$\text{Levetiden} = \frac{1}{D} = \frac{1}{\sum \frac{n_i}{N_i}} = \frac{1}{2,29 \cdot 10^{-5}} = 43668 \text{ timer}$$

Beregning i henhold til Eurokode 3:

Anser detaljen etter kategorisering 56 for åpne seksjoner Tabell 8.6 i standarden [5]. Detaljen kan klassifiseres to kategorier høyere i og med at tykkelsen på røret er over 8 millimeter, men velger å være på konservativ side i første omgang og holder derfor på 56-kategorien. I løpet av 1 time utsettes konstruksjonen for en spenningsvidde på 160 MPa 1 gang. Det totale antallet sykler som vil resultere i brudd for denne spenningsvidden er:



$$N = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{\Delta\sigma_C / \gamma_{Mf}}{\Delta\sigma \cdot \gamma_{FF}} \right)^m = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{56 \text{ MPa} / 1,35}{160 \text{ MPa} \cdot 1,0} \right)^3 = 34852 \text{ sykler}$$

Dette gir en skade på:

$$D = \frac{n}{N} = \frac{1}{34852} = 2,87 \cdot 10^{-5}$$

Tabell 5.3 viser beregnede verdier for alle spenningsvidder.

Tabell 5-3 Beregnede verdier for alle spenningsvidder

Sykel	n	$\Delta\sigma$ , MPa	N	n/N
1	1	160	34852	$2,87 \cdot 10^{-5}$
2	1	130	64977	$1,54 \cdot 10^{-5}$
3	1	60	660905	$1,51 \cdot 10^{-6}$
4	1	30	5287240	$1,89 \cdot 10^{-7}$
5	1	110	107254	$9,32 \cdot 10^{-6}$
6	1	50	1142044	$8,76 \cdot 10^{-7}$
7	1	40	2230554	$4,48 \cdot 10^{-7}$
		$\Sigma$	8800166	$5,64 \cdot 10^{-5}$

Antall timer før konstruksjonen vil gå til brudd blir da:

$$\text{Levetiden} = \frac{1}{D} = \frac{1}{\sum \frac{n_i}{N_i}} = \frac{1}{5,64 \cdot 10^{-5}} = 17730 \text{ timer}$$

Om man nå antar at røret utsettes for spenningsvariasjonen tilsvarende 17730 timer med tilhørende sykler som fører til brudd etter Eurokode 3, og man bruker DNV sin metode blir DFF:

$$\frac{n_1}{N_1} = \frac{1}{DFF} \Rightarrow DFF = \frac{43668}{17730} = 2,46$$



Kravet om at det er kun en helning for S-N kurven er ivaretatt. Kan dermed finne den totale partialfaktoren:

$$\gamma_{total} = (DFF)^{1/m} = (2,46)^{1/3} = \mathbf{1,35}$$

Antar nå at røret etter Eurokode 3 kan klassifiseres 2 detaljkategorier høyere, det vil si 71, på grunn av rørets tykkelse. Man får da følgende resultater som fører til utmattingsbrudd for den første spenningsvidden:

$$N = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{\Delta\sigma_C / \gamma_{Mf}}{\Delta\sigma \cdot \gamma_{FF}} \right)^m = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{71 \text{ MPa} / 1,35}{160 \text{ MPa} \cdot 1,0} \right)^3 = 71030 \text{ sykler}$$

Dette gir en skade på:

$$D = \frac{n}{N} = \frac{1}{71030} = 1,41 \cdot 10^{-5}$$

Tabell 5.4 viser beregnede verdier for alle spenningsvidder.

Tabell 5-4 Beregnede verdier for alle spenningsvidder

Sykel	n	$\Delta\sigma$ , MPa	N	n/N
1	1	160	71030	$1,41 \cdot 10^{-5}$
2	1	130	132426	$7,55 \cdot 10^{-6}$
3	1	60	1346945	$7,42 \cdot 10^{-7}$
4	1	30	10775563	$9,28 \cdot 10^{-8}$
5	1	110	218588	$4,57 \cdot 10^{-6}$
6	1	50	2327522	$4,30 \cdot 10^{-7}$
7	1	40	4545941	$2,20 \cdot 10^{-7}$
$\Sigma$			19418015	$2,77 \cdot 10^{-5}$

Antall timer før konstruksjonen vil gå til brudd blir da:

$$\text{Levetiden} = \frac{1}{D} = \frac{1}{\sum \frac{n_i}{N_i}} = \frac{1}{2,77 \cdot 10^{-5}} = 36101 \text{ timer}$$

Om man nå antar at røret utsettes for spenningsvariasjonen tilsvarende 36101 timer med tilhørende sykler som fører til brudd etter Eurokode 3, og man bruker DNV sin metode blir DFF:

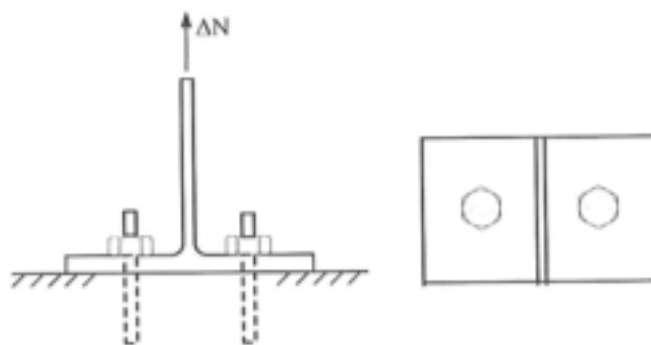
$$\frac{n_1}{N_1} = \frac{1}{DFF} \Rightarrow DFF = \frac{43668}{36101} = \mathbf{1,21}$$

Kravet om at kun en helning for S-N kurven blir brukt og dermed kan den totale partialfaktoren finnes:

$$\gamma_{total} = (DFF)^{1/m} = (1,21)^{1/3} = \mathbf{1,07}$$

#### 5.4 Case 4 – Konstruksjon uten sveis

I case 4 analyseres en strekkpåkjent skrueforbindelse. Et T-profil er festet til et stivt underlag med to M16-8.8 skruer. Spenningsarealet  $A_s = 157 \text{ mm}^2$  [15]. Anta at de to skruene utsettes for en utmattende belastning på 10 kN. Det er ujevn lastfordeling på gjengene i skruen, og første gjenge bærer en stor del av den totale lasten.



Figur 5-5 Strekkpåkjent skrudd forbindelse av T-profil [9]

Beregning i henhold til DNV:

Standarden kategoriserer bolter med valsede gjenger som er strekkpåkjent etter kurveklasse F1 [3]. Strekkspenningene skal kalkuleres ved å bruke det strekkpåkjenne spenningsarealet til bolten. For forspente skruer er spenningsvidden avhengig av



størrelsen på den påførte lasten samt forbindelsens geometri, og standarden henviser til [15]. Regner først ut spenningen i skruen:

$$\Delta\sigma = \frac{F}{A} = \frac{10 \text{ kN}}{157 \text{ mm}^2} = 63,69 \text{ MPa}$$

Finner deretter levetiden:

$$N = C \cdot \Delta\sigma^{-m} = 5,00 \cdot 10^{11} \cdot (63,69 \text{ MPa})^{-3} = 1935335 \text{ sykler}$$

Beregning i henhold til Eurokode 3:

Utmattingsfastheten klassifiseres som 50 [5], og er lav sammenlignet med DNV sin klassifisering. Spenningsvidden blir den samme, altså 63,69 MPa. Kan dermed finne levetiden:

$$N = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{\Delta\sigma_C / \gamma_{Mf}}{\Delta\sigma \cdot \gamma_{FF}} \right)^m = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{50 \text{ MPa} / 1,35}{63,69 \text{ MPa} \cdot 1,0} \right)^3 = 393301 \text{ sykler}$$

Antar nå at konstruksjonen utsettes for  $n_1 = 393301$  sykler. Når DNV-RP-C203 brukes tilsvarer dette en DFF på:

$$\frac{n_1}{N_1} = \frac{1}{DFF} \Rightarrow DFF = \frac{1935335}{393301} = \mathbf{4,92}$$

Kravet om at kun en helning brukes er oppretthold, og den totale partialfaktor kan dermed finnes:

$$\gamma_{total} = (DFF)^{1/m} = (4,92)^{1/3} = \mathbf{1,70}$$

For utmattende belastninger bør strekkpåkjennte skrueforbindelser forspennes. NS-EN-1-8 angir at 20 % av kraften vil tas opp av skruen, mens de resterende 80 % går med til å



redusere kontaktrykket mellom profilet og underlaget. Ved å gjøre dette får man dermed en ny spenning i skruen tilsvarende:

$$F_{red} = F \cdot 0,2 = 10 \text{ kN} \cdot 0,2 = 2 \text{ kN}$$

Spenning i skruen blir da:

$$\Delta\sigma = \frac{F}{A} = \frac{2 \text{ kN}}{157 \text{ mm}^2} = 12,74 \text{ MPa}$$

Noe som gir en levetid på:

$$N = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{\Delta\sigma_c / \gamma_{Mf}}{\Delta\sigma \cdot \gamma_{Ff}} \right)^m = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{50 \text{ MPa} / 1,35}{12,74 \text{ MPa} \cdot 1,0} \right)^3 = 49139464 \text{ sykler}$$

Dette tilsvarer en økning på 125 ganger lengre levetid. Kan også velge å dimensjonere etter en annen metode:

Utmatningsgrensen beregnes fra følgende formel:

$$\left( \frac{2}{5} \right)^{1/3} \cdot \Delta\sigma_c = \left( \frac{2}{5} \right)^{1/3} \cdot 50 \text{ MPa} = 36,84 \text{ MPa}$$

Kan da finne cut-off limiten:

$$\Delta\sigma_L = \left( \frac{5}{100} \right)^{1/5} \cdot \Delta\sigma_D = \left( \frac{5}{100} \right)^{1/5} \cdot 36,84 \text{ MPa} = 20,24 \text{ MPa}$$

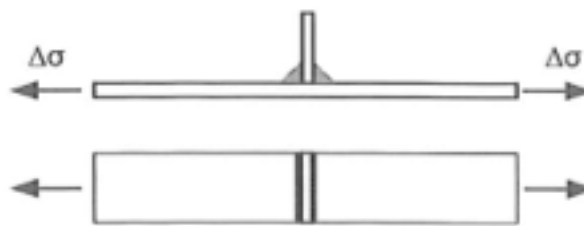
I og med at  $\Delta\sigma < \Delta\sigma_L$  er det egentlig ikke nødvendig med en påvisning mot utmatting for dette tilfellet. Kunne også sjekket opp mot følgende kapasitetspåvisning:

$$\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{E,2}}{\Delta\sigma_c / \gamma_{Mf}} \leq 1 \Rightarrow 1 \cdot 12,74 \text{ MPa} \leq 50 \text{ MPa} / 1,35$$

Kravet er tilfredsstilt.

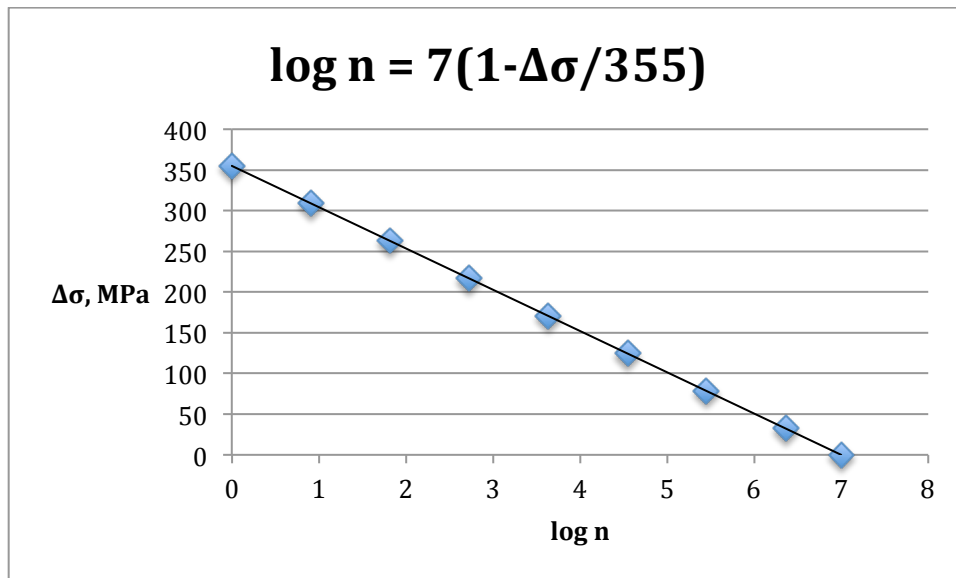
**5.5 Case 5 – Strekkpåkjent plate. Kumulativt lastspekter.**

Den strekkpåkjente plata som er sveist med doble tversgående kilsveiser i figur 5.6 skal analyseres.



Figur 5-6 Strekkpåkjent plate

Plata blir utsatt for spenninger gjennom et helt år som følger et kumulativt lastspekter lineært i et Δσ – log (n) diagram med h = 1 i Weibullfordelingen, se figur 5.7.



Figur 5-7 Belastningsspekter for platen

Detaljen kategoriseres som 80 fra tabell 8.4 etter Eurokode 3 [5], påsveiste detaljer og stivere da sveisens anses som ikke lastbærende og tykkelsen på den påsveiste detaljen er mindre enn 50 millimeter. Antar at det ikke er noen kantavstand og at tykkelsen på plata er



20 millimeter, se figur 5.6. Etter DNV-RP-C203 må detaljen nedjusteres en kategori fra E til F etter Tabell A-7 i standarden i og med at det ikke er noen kantavstand fra sveisen og ut til plata [3]. Ser bort i fra spenninger som er under cut-off grensen. Utmattingsgrensen beregnes fra følgende formel:

$$\left(\frac{2}{5}\right)^{1/3} \cdot \Delta\sigma_C = \left(\frac{2}{5}\right)^{1/3} \cdot 80 \text{ MPa} = 58,95 \text{ MPa}$$

Kan da finne cut-off limiten:

$$\Delta\sigma_L = \left(\frac{5}{100}\right)^{1/5} \cdot \Delta\sigma_D = \left(\frac{5}{100}\right)^{1/5} \cdot 58,95 \text{ MPa} = 32,38 \text{ MPa}$$

Velger å dele lastspekteret inn i 7 blokker, hvor bredden på en blokk følger formelen:

$$\Delta\sigma_{\text{blokk}} = \frac{\Delta\sigma_{\text{max}} - \Delta\sigma_L}{\text{antall blokker}} = \frac{355 \text{ MPa} - 32,38 \text{ MPa}}{7} = 46,09 \text{ MPa}$$

$\Delta\sigma_{i+1}$  og  $\Delta\sigma_i$  er spenningsvidden på henholdsvis venstre og høyre side av blokken. Vidden på den første blokken blir da:

$$\Delta\sigma_{i+1} - \Delta\sigma_i = 355 \text{ MPa} - (355 - 46,09) \text{ MPa} = (355 - 308,91) \text{ MPa}$$

Den midlere spenningsvidden i denne blokken blir:

$$\Delta\sigma_{\text{midlere}} = \frac{\Delta\sigma_{i+1} + \Delta\sigma_i}{2} = \frac{355 \text{ MPa} + 308,91 \text{ MPa}}{2} = 331,96 \text{ MPa}$$

Antall lastvekslinger finnes ved å uttrykke spenningsfordelingen matematisk. Antall lastvekslinger på venstre side av blokken  $H_{i+1}$  blir da:

$$\log n = 7 \left(1 - \frac{\Delta\sigma}{355}\right) = 7 \left(1 - \frac{355 \text{ MPa}}{355 \text{ MPa}}\right) = 0$$

$$H_{i+1} = 10^{\log n} = 10^0 = 1$$





Antall lastvekslinger på høyre side av blokken,  $H_i$  blir:

$$\log n = 7 \left( 1 - \frac{\Delta\sigma}{355} \right) = 7 \left( 1 - \frac{308,91 \text{ MPa}}{355 \text{ MPa}} \right) = 0,91$$

$$H_i = 10^{\log n} = 10^{0,91} = 8,13$$

Differansen mellom disse blir da antall lastvekslinger i blokken:

$$n_i = H_i - H_{i+1} = 8,13 - 1 = 7,13$$

Antall sykler til brudd beregnet etter DNV-RP-C203 blir:

$$N = C \cdot \Delta\sigma^{-m} = 7,161 \cdot 10^{11} \cdot (331,96 \text{ MPa})^{-3} = 19576 \text{ sykler}$$

Dette gir skadeindeksen:

$$\frac{n_i}{N_i} = \frac{7,13}{19576} = 3,64 \cdot 10^{-4}$$

Antall sykler til brudd beregnet etter Eurokode 3:

$$N = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{\Delta\sigma_C / \gamma_{Mf}}{\Delta\sigma \cdot \gamma_{Ff}} \right)^m = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{80 \text{ MPa} / 1,35}{331,96 \text{ MPa} \cdot 1,0} \right)^3 = 11378 \text{ sykler}$$

Dette gir skadeindeksen:

$$\frac{n_i}{N_i} = \frac{7,13}{11378} = 6,27 \cdot 10^{-4}$$

Tabell 5.5 viser alle utregnede spenningsvidder, midlere spenningsvidde og antall lastvekslinger til brudd med tilhørende midlere spenningsvidde.



Tabell 5-5 Verdier for hver enkelt blokk

Blokk	Område $\Delta\sigma_{i+1} - \Delta\sigma_i$	$\Delta\sigma_{midlere}$ , MPa	$H_{i+1}$	$H_i$	$n_i$
1	78,46-32,37	55,42	281838,29	2290867,65	2009029,36
2	124,55-78,46	101,51	34673,69	281838,29	246564,60
3	170,64-124,55	147,60	4365,16	34673,69	30308,53
4	216,73-170,64	193,69	537,03	4365,16	3828,13
5	262,82-216,73	239,78	66,07	537,03	470,96
6	308,91-262,82	285,87	8,13	66,07	57,94
7	355-308,91	331,96	1	8,13	7,13

Tabell 5.6 viser antall sykler til brudd beregnet etter de to standardene og tilhørende skadeverdier.

Tabell 5-6 Sykler til brudd og skadeindeks for plata

Blokk	$N_i$ EC3	$N_i$ DNV	$n_i/N_i$ EC3	$n_i/N_i$ DNV
1	2445114	4207015	$8,22 \cdot 10^{-1}$	$4,78 \cdot 10^{-1}$
2	397898	684616	$6,20 \cdot 10^{-1}$	$3,60 \cdot 10^{-1}$
3	129431	222697	$2,34 \cdot 10^{-1}$	$1,36 \cdot 10^{-1}$
4	57277	98549	$6,68 \cdot 10^{-2}$	$3,88 \cdot 10^{-2}$
5	30190	51944	$1,56 \cdot 10^{-2}$	$9,07 \cdot 10^{-3}$
6	17815	30653	$3,25 \cdot 10^{-3}$	$1,89 \cdot 10^{-3}$
7	11377	19576	$6,27 \cdot 10^{-5}$	$3,64 \cdot 10^{-4}$
$\Sigma$	3089102	5315050	1,76	1,02

Levetiden etter DNV-RP-C203:

$$Levetiden = \frac{1}{D} = \frac{1}{\sum \frac{n_i}{N_i}} = \frac{1}{1,02} = 0,98 \text{ år}$$



Levetiden etter Eurokode 3:

$$Levetiden = \frac{1}{D_a} = \frac{1}{\sum \frac{n_i}{N_i}} = \frac{1}{1,76} = 0,57 \text{ år}$$

DFE for plata når den utsettes for 0,57 år og man dimensjonerer etter DNV blir da:

$$\frac{n_1}{N_1} = \frac{1}{DFE} \Rightarrow DFE = \frac{0,98}{0,57} = \mathbf{1,72}$$



## 6. Caser

Nedenfor presenteres resultatene av alle casene. Verdien av den totale partialfaktoren er basert på at konstruksjonen utsettes for antall sykler som fører til brudd for Eurokode 3, mens man dimensjonerer etter DNV. For alle casene er det antatt at S-N kurvene har en helning. For Case 5 ses det bort i fra spenninger under cut-off grensen. Oppsummering og nærmere beskrivelse på beregningsmessige ulikheter presenteres i kapittel 7.2.

### 6.1 Case 1

Tabell 6.1 viser resultatene fra Case 1.

Tabell 6-1 Sammenligning resultater Case 1

Case 1, kategori E/80	N, DNV	N, Eurokode 3	DFF	$\gamma_{tot}$
Uten korrigering	2195161	893078	2,46	1,35
Kapasitet, kN	232,25	172,12	1,35	–

Tabell 6.2 viser resultatene når man korrigerer for geometri og test av øking av spenningsvidde.

Tabell 6-2 Sammenligning resultater Case 1

Case 1, kategori C1/112	N, DNV	N, Eurokode 3	DFF	$\gamma_{tot}$
Med korrigering	3201456	1210222 ( $\approx 1,21 \cdot 10^6$ )	2,65	1,38
Modifisert spenningsvidde	3201304	1210222 ( $\approx 1,21 \cdot 10^6$ )	2,65	1,38
Lik tykkelseskomponent	2983290	1210222	2,47	1,35



## 6.2 Case 2

Tabell 6.3 viser resultatene fra Case 2.

Tabell 6-3 Sammenligning resultater Case 2

Case 2	N, DNV	N, Eurokode 3	DFF	$\gamma_{tot}$
Sprekk i sveiserot. Kategori W3/36	161809	86430	1,87	1,23
Sprekk i sveisetå. Kategori G/50	208427	84713	2,46	1,35

## 6.3 Case 3

Tabell 6.4 viser resultatene fra Case 3.

Tabell 6-4 Sammenligning resultater Case 3

Case 3	Antall timer, DNV	Antall timer, Eurokode 3	DFF	$\gamma_{tot}$
Kategori F3/56	43668	17730	2,46	1,35
Kategori F3/71	43668	36101	1,21	1,07

## 6.4 Case 4

Tabell 6.5 viser resultatene fra Case 4.

Tabell 6-5 Sammenligning resultater Case 4

Case 4	N, DNV	N, Eurokode 3	DFF	$\gamma_{tot}$
Kategori F1/50	1935335	393301	4,92	1,70

## 6.5 Case 5

Tabell 6.6 viser resultatene fra Case 5.

Tabell 6-6 Sammenligning resultater Case 5

Case 5	År, DNV	År, Eurokode 3	DFF	$\gamma_{tot}$
Kategori F/80	0,98	0,57	1,72	–



## 7. Analyse av caser og oppsummering

Her presenteres en oppsummering av kravspesifikasjoner og ulikheter for de to standardene. Utslagene disse ulikhetene medfører for levetidsberegningene diskuteres i kapittel 7.2.

### 7.1 Generelt om forskjeller i standardene

For *Eurokode 3* er det kun beregningsmetoder basert på spenning-levetid som gjelder. Andre beregningsmetoder basert på for eksempel bruddmekanikk og spenning-tøyning faller ikke inn under standarden. Det er verdt å merke seg at man kan bruke Skadetolererende metode som dimensjoneringsfilosofi. Som beskrevet i kapittel 4.1 innebærer Skadetolererende metode kjennskap til sprekkvekst hvor elementer av bruddmekanikk inngår. Det er derfor iøynefallende at bruddmekanikk ikke er dekket i standarden. Skadetolererende metode kan derfor ses på som en variant av Levetidsmetoden, men hvor det er behov for en vedlikeholds- og inspeksjonsplan. Standarden tar heller ikke hensyn til etterbehandling av for eksempel sveiser for å øke utmattingsfastheten til konstruksjonen. Standarden gjelder ikke for betong eller materialer som ikke følger en lineær-elastisk oppførsel. Spenningsvidder for normalspenninger må ikke overstige  $1,5 \cdot f_y$ , hvor  $f_y$  er flytegrensen. For skjærspenninger må ikke spenningsvidden overstige  $1,5 \cdot f_y / \sqrt{3}$ . Standarden gjelder for alle stål kategorisert fra S235 til S700. Videre antar man at konstruksjonene som skal analyseres står plassert i normale atmosfæreforhold og ikke-korrosive miljø hvor temperaturen er lavere enn 150 °C. Resultater fra FEM-analyse bør bare brukes til å bestemme geometriske spenningsvidder for påvisning for kategoriene i tabell B.1 dersom elementtype og -størrelse er kalibrert mot et kjent tilfelle [5]. Spenningskonsentrasjoner som skyldes sveisens og detaljens utforming nært det kritiske punkt er allerede ivaretatt av S-N-kurvene og detaljklassifiseringen, og skal ikke vurderes. Derimot skal man eksplisitt ta hensyn til spenningskonsentrasjonsfaktorer som skyldes detaljens "globale" utforming, og litteraturen gir verdier for SCF i slike tilfeller [9]. Standarden forutsetter bruk av en rekke parametere som skal fastsettes nasjonalt, betegnet Nationally Determined Parameters, NDP, angitt i et eget National Annex til standarden, NA.

*DNV-RP-C203* har langt færre begrensninger i sine valgmuligheter for hvordan man kan utføre en levetidsberegning. Standarden er gjeldende for stålkonstruksjoner plassert i luft

med flytegrense opp til 960 MPa. For konstruksjoner som står plassert i sjø med katodisk beskyttelse eller i korrosive miljø er standarden gjeldende for stål med flytegrense opp til 550 MPa. Tabell 7.1 viser standardenes begrensninger i henhold til metoder for levetidsberegninger.

Tabell 7-1 Begrensninger for standardene

Standard	Beregningsmetode				Miljø		
	Nominell spenning	Hot spot-metoden	Bruddmekanikk	Lokal kjervspenning	Luft	Korrosjon i sjø	Katodisk beskyttelse
Eurokode 3	Ja	Ja	Nei	Nei	Ja	Nei	Nei
DNV	Ja	Ja	Ja	Ja	Ja	Ja	Ja

Tabell 7.2 viser numeriske verdier for utmattingskurvene for Eurokode 3.

Tabell 7-2 Numeriske verdier for Eurokode 3

Detaljkategori	log C for $N < 10^8$		Utmattingsgrense ved $N = 5 \cdot 10^6$	Cut-off grense ved $N = 10^8$
	$N < 5 \cdot 10^6$	$N > 5 \cdot 10^6$	$\Delta\sigma_D$ , MPa	$\Delta\sigma_L$ , MPa
$\Delta\sigma_C$ , MPa				
160	–	17,322	117,89	64,75
140	12,740	16,77	103,15	56,66
125	12,592	16,52	92,10	50,59
112	12,449	16,28	82,52	45,33
100	12,301	16,04	73,68	40,47
90	12,164	15,81	66,31	36,42
80	12,010	15,55	58,94	32,37
71	11,855	15,29	52,31	28,73
63	11,699	15,03	46,42	25,50
56	11,546	14,78	41,26	20,24
50	11,398	14,53	36,84	13,57
45	11,261	14,30	33,16	18,21
40	11,107	14,05	29,47	16,19
36	10,969	13,82	26,53	14,57
90	12,164	15,81	66,31	36,42



Tabell 7.3 viser numeriske verdier for DNV-RP-C203. Legg merke til at tykkelseeksponenten varierer for DNV-RP-C203, mens den er fast for Eurokode 3.

Tabell 7-3 Numeriske verdier for DNV-RP-C203

Detaljkategori	m <sub>1</sub>	Tykkelseeksponent	log C for N < 10 <sup>8</sup>		Utmattingsgrense ved N = 10 <sup>7</sup>
			N < 10 <sup>7</sup>	N > 10 <sup>7</sup> , m = 5	Δσ <sub>D</sub> , MPa
B1	4,0	0	15,117	17,146	106,97
B2	3,0	0	14,885	16,856	93,59
C	3,0	0,15	12,592	16,320	73,10
C1	3,0	0,15	12,449	16,081	65,51
C2	3,0	0,15	12,301	15,835	58,48
D	3,0	0,20	12,164	15,606	52,64
E	3,0	0,20	12,010	15,350	46,77
F	3,0	0,25	11,855	15,091	41,53
F1	3,0	0,25	11,699	14,832	36,84
F3	3,0	0,25	11,546	14,576	32,76
G	3,0	0,25	11,398	14,330	29,24
W1	3,0	0,25	11,261	14,101	26,32
W2	3,0	0,25	11,107	13,845	23,39
W3	3,0	0,25	10,970	13,617	21,05
T	3,0	0,25 for SCF ≤ 10 0,30 for SCF > 10	12,164	15,606	52,64

Når helningen på S-N kurven er lik 3, er faktorene som brukes i S-N kurven for de to standardene forholdsvis like. Figur 7.1 viser en sammenligning av de to standardene.

Klasse	DNV-RP-C203						NS-EN-1-9				
	m <sub>1</sub>	N ≤ 10 <sup>7</sup> sykler		N > 10 <sup>7</sup> sykler	Utmattingsgrense ved 1e7 sykler, MPa	Utmattingsgrense ved 5e6 sykler, MPa	Δσ ved N = 2e6			Utmattingsgrense ved 5e6 sykler, MPa	
		log C <sub>1</sub>	C, N ≤ 10 <sup>7</sup>	log C <sub>2</sub>	m = 5	Δσ, MPa	m	log C <sub>1</sub>	C <sub>1</sub>		
B1	4	15,117	1,309E+15	17,146	106,97	122,8587236	160	5	17,3216	2,097E+17	117,89
B1	4	14,885	7,674E+14	16,856	93,59	107,4993898	140	3	12,7394	5,488E+12	103,15
C	3	12,5917521	3,906E+12	16,32	73,10	92,10	125	3	12,5918	3,906E+12	92,10
C1	3	12,449	2,812E+12	16,081	65,51	82,54	112	3	12,4487	2,810E+12	82,52
C2	3	12,301	2,000E+12	15,835	58,48	73,68	100	3	12,3010	2,000E+12	73,68
D	3	12,164	1,459E+12	15,606	52,64	66,32	90	3	12,1638	1,458E+12	66,31
E	3	12,01	1,023E+12	15,35	46,77	58,93	80	3	12,0103	1,024E+12	58,94
F	3	11,855	7,161E+11	15,091	41,53	52,32	71	3	11,8548	7,158E+11	52,31
F1	3	11,699	5,000E+11	14,832	36,84	46,42	63	3	11,6991	5,001E+11	46,42
F3	3	11,546	3,516E+11	14,576	32,76	41,27	56	3	11,5456	3,512E+11	41,26
G	3	11,398	2,500E+11	14,33	29,24	36,84	50	3	11,3979	2,500E+11	36,84
W1	3	11,261	1,824E+11	14,101	26,32	33,16	45	3	11,2607	1,823E+11	33,16
W2	3	11,107	1,279E+11	13,845	23,39	29,47	40	3	11,1072	1,280E+11	29,47
W3	3	10,97	9,333E+10	13,617	21,05	26,53	36	3	10,9699	9,331E+10	26,53
T (=D)	3	12,164	1,459E+12	15,606	52,64	66,32	90	3	12,1638	1,458E+12	66,31

Figur 7-1 Sammenligning DNV-RP-C203 og Eurokode 3





Mens Eurokode 3 endrer helning på kurven ved  $N = 5 \cdot 10^6$  sykler, endrer altså DNV-RP-C203 ved  $N = 10^7$  sykler. Utmattingsfastheten ved  $N = 5 \cdot 10^6$  sykler for DNV sammenlignet med Eurokode 3 er derimot ganske lik. Dette bygger under på at S-N kurvene over knekkpunktet for kurvene er like. Tabell 7.4 viser relasjonen mellom kategoriene for de to standardene og utmattingsfastheten ved  $5 \cdot 10^6$  sykler.

Tabell 7-4 Utmattingsfasthet ved  $5 \cdot 10^6$  sykler

Kategori	$\Delta\sigma_R$ Eurokode 3, MPa	$\Delta\sigma_R$ DNV-RP-C203, MPa
160/B1	117,89	122,86
140/B2	103,15	107,50
125/C	92,10	92,10
112/C1	82,52	82,54
100/C2	73,68	73,68
90/D	66,31	66,32
80/E	58,94	58,93
71/F	52,31	52,32
63/F1	46,42	46,42
56/F3	41,26	41,27
50/G	36,84	36,84
45/W1	33,16	33,16
40/W2	29,47	29,47
36/W3	26,53	26,53
90/T (=D)	66,31	66,32

Det er viktig å merke seg at korrespondansen mellom Eurokode 3 og DNV kun gjelder for antall sykler til brudd over knekkpunktet på S-N kurven for Eurokode 3, det vil si ved  $5 \cdot 10^6$  sykler. Det fremkommer at det kun er minimale forskjeller mellom de to standardene når helningen på S-N kurven har samme stigningstall.

Under er det listet opp noen viktige forskjeller mellom de to standardene:

- Det er forskjellige metoder å akkumulere for skade for de to standardene.
- Eurokode 3 velger å bruke partialfaktorer for å oppnå tilfredsstillende sikkerhetsfaktorer, mens DNV velger å øke antall sykler som fører til brudd, slik som det ble gjort i NS.
- Eurokode 3 bruker spenningsvidder og utmattingsstyrker relatert til  $2 \cdot 10^6$  sykler for konstruksjoner plassert i luft, mens DNV velger å gi hver S-N kurve navn



ettersom S-N kurvene er forskjellige for konstruksjoner plassert i luft eller i korrosive miljø.

- Den ekvivalente spenningsvidden i Eurokode 3 relateres til utmattingsstyrken ved en gitt levetid, tilsvarende  $2 \cdot 10^6$  sykler. DNV sammenligner den faktiske levetiden, med levetiden konstruksjonen skal være designet for når konstruksjonen utsettes for en gitt spenningsvidde.
- Det kan oppstå misforståelser og forvirring knyttet til ekvivalent spenningsvidde da det finnes to ting som heter det samme. Ekvivalent spenningsvidde i Eurokode 3 og Ekvivalent spenningsvidde som verifikasjonsmetode slik som beskrevet i kapittel 4.3.
- Eurokode 3 har utmattingsgrense ved  $5 \cdot 10^6$  sykler, mens DNV har utmattingsgrense ved  $10^7$  sykler. Dette resulterer i en "ikke-konservativ" løsning for Eurokode 3 sammenlignet med DNV i området fra  $5 \cdot 10^6$ – $10^7$  sykler på grunn av at kurven endrer helning.
- Eurokode 3 har definert cut-off ved  $10^8$  sykler. DNV opererer ikke med cut-off.
- Det er knyttet stor usikkerhet til S-N kurvene for  $N \geq 10^7$  sykler for Eurokode 3 [11].
- Eurokode 3 gjelder ikke for stål plassert i korrosive miljøer, men er rettet mot konstruksjoner plassert i luft. Dette gjelder spesielt broer.
- Det er forskjeller i hvordan man skal korrigere for størrelseseffekter. I Eurokode 3 er eksponenten  $n$  lik 0.2 for alle tilfeller utenom bolter utsatt for strekkspenninger hvor eksponenten  $n$  er lik 0.25. I DNV avhenger eksponenten av hvilken S-N kurve som brukes.
- Det er forskjellige metoder å beregne jevnførende spenninger i en sveis for de to standardene.
- For rektangulære åpne seksjoner er det forskjeller i hvordan man klassifiserer detaljen etter de to standardene.
- Eurokode 3 skiller ikke mellom skårne og valsede gjenger.
- For påsveiste detaljer (Tabell 8.4 i Eurokode 3 og Tabell A-7 i DNV) er det forskjell i hvordan man velger å klassifisere detaljen alt etter hvor lang den påsveiste detaljen er. Begge standardene velger for øvrig å bruke 4 lengdeklasser.
- Når det for enkelte detaljer ikke er noen kantavstand fra påsveist detalj og ut til kanten av platen, stiller DNV strengere krav til klassifiseringen.



- DNV opererer generelt med flere valgmuligheter enn Eurokode 3.

DNV-RP-C203 gir flest valgmuligheter av metoder for levetidsberegninger. I tillegg kan DNV vise til flere metoder for forbedring av sveiser for å kunne detaljkategorisere sveiser høyere. Om man for eksempel klarer å klassifisere en detalj som i utgangspunktet er kategorisert som F3 opp til D for DNV-RP-C203, kan man tillatte en spenningsøkning på 61 %, se figur 7.1. Om man ser bort i fra utmattingsgrensen når man skal beregne levetid og videre antar at designkurven kun har en helning lik  $m$ , vil beregningene komme ut på konservativ side.

## 7.2 Beregningsmessige utslag ved bruk av standardene

Under følger en diskusjon av resultatene for casene.

### 1. Case 1

Når stålstaget dimensjoneres etter DNV og det utsettes for samme antall sykler som fører til brudd når Eurokode 3 blir brukt, tilsvarer det en DFF på 2,46. I og med kravet om at S-N kurven kun har en helning er tilfredsstilt, kommer det frem at DFF tilsvarer en total partialfaktoren på 1,35. Man oppnår en DFF i kapasitet på 1,35 når DNV utsettes for kapasiteten som Eurokode 3 tåler. Når det er nødvendig å korrigere for tykkelse oppstår det forskjeller i DFF og  $\gamma_{\text{tot}}$  sammenlignet med de første resultatene. DFF tilsvarer da en total partialfaktor på 1,38. Tykkelseseksponenten for DNV er 0,15, mens den for Eurokode 3 er 0,20. Dette fører til at Eurokode 3 i større grad kommer ut på konservativ side. Om man derimot hadde valgt å bruke samme tykkelseseksponent for de to tilfellene ville forholdet mellom DFF og total partialfaktor tilsvare 1,35. Selv om dette nødvendigvis ikke fremkommer i utregningene, ble antall sykler som fører til brudd når spenningsvidden økes med spennings-, partial- og tykkelseskomponentene akkurat lik når alle desimaler ble brukt i Excel. Dette underbygger teorien om at det ikke har noe å si om man velger å redusere utmattingsstyrken eller øke spenningsvidden. Partialfaktorenes innvirkning for om levetidsberegningene kommer ut på konservativ side eller ikke er betydelig.

### 2. Case 2

DFF for utmattingsbrudd i sveisens rot er noe lavere sammenlignet med Case 1. Det antas at dette kommer av at for lastbærende sveiser henvises til ulike metoder å beregne



jevnførende spenning i sveisen for de to standardene. DNV velger å ha med parallelle skjærspenninger i den jevnførende spenningen, mens Eurokode 3 sier at man trenger å foreta separate påvisninger, en mot normalspenninger og en mot skjærspenninger. Dette medfører at den jevnførende spenningen i sveisen etter DNV blir høyere enn for Eurokode 3. Eurokode 3 kommer da i større grad ut på ikke-konservativ side sammenlignet med Case 1. Kapasitetskravet mot skjærspenninger for Eurokode 3 er ivaretatt for dette lasttilfellet. Beregningene når man skal sjekke utmattingsbrudd i sveisens tå følger samme framgangsmåte for de to standardene. DFF tilsvare da den totale partialfaktoren som ble valgt for beregningene etter Eurokode 3.

### 3. Case 3

Valgmulighetene for hvordan man kan klassifisere detaljen etter de to standardene avviker fra hverandre. Mens Eurokode 3 antar at detaljen kan klassifiseres to klasser høyere om røret har en tykkelse over 8 millimeter, sier ikke DNV-standardene noe om dette for rektangulære åpne seksjoner. Når man velger den konservative framgangsmåten, det vil si uten å gå opp i klasse for Eurokode 3, tilsvare DFF for DNV 2,46. Dette gjelder når antall timer som fører til brudd for røret etter Eurokode blir brukt. 2,46 tilsvare en total partialfaktor på 1,35. Resultatet følger da samme prosedyre som for Case 1 når beregningene av spenningen er lik, og S-N kurvene for de ulike kategoriene er lik over knekkpunktet. Om man derimot velger å gå opp to detaljklasser for Eurokode 3 kommer Eurokode 3 i større grad ut på ikke-konservativ side. DFF og total partialfaktor med samme framgangsmåte som beskrevet ovenfor tilsvare da henholdsvis 1,21 og 1,07.

### 4. Case 4

Det største avviket i forhold DFF og total partialfaktor for alle casene ble funnet i Case 4. Det antas at dette kommer av at Eurokode 3 ikke skiller mellom skårne og valsede gjenger. Mens Eurokode 3 velger å klassifisere detaljene som 50, klassifiserer DNV skårne gjenger som F1. Dette tilsvare en forskjell i utmattingsgrense ved  $5 \cdot 10^6$  sykler på 26 %, se figur 7.1. Det er verdt å merke seg at for valsede gjenger klassifiserer DNV detaljen som W3. W3 har utmattingsfastheter langt lavere enn hva detaljkategori 50 har etter Eurokode 3. Det at Eurokode 3 kun opererer med en klasse kan være grunnen til at de har valgt å legge seg midt mellom F1- og W3-klassen etter DNV. Når bolten dimensjoneres etter DNV og det



utsettes for samme antall sykler som fører til brudd når Eurokode 3 blir brukt, tilsvarer det en DFF på 4,92. I og med kravet om at S-N kurven kun har en helning er tilfredsstilt, kommer det frem at DFF tilsvarer en total partialfaktor på 1,70. Det er verdt å merke seg at ved å forspenne skruene vil man få en betydelig lengre levetid.

#### 5. Case 5

I Case 5 er detaljklassifiseringen for de to standardene forskjellig fra hverandre. Dette kommer av at DNV sier at man må klassifisere en kategori ned når det ikke er noen kantavstand fra den påsveiste detaljen og ut til ytterkanten av plata. Det medfører at man får resultater som avviker fra andre tilfeller hvor klassifiseringen er lik og partialfaktorene forårsaker forskjellen i beregnet levetid. Med E-kurven for DNV kan man tillate 13 % høyere spenninger ved utmattingsgrensen ved  $10^7$  sykler sammenlignet med F-kurven. Den største skaden for de enkelte blokkene forekommer ved lave spenningsvidder med et høyt antall lastvekslinger.

Generelt kan man si at resultatene er svært avhengige av valg av partialfaktorer. Når S-N kurvene over knekkpunktet er like, og man har lik tykkelseskomponent om det er nødvendig å korrigere for tykkelse, er forskjellen i levetid lik valgt partialfaktor. Om man velger å følge retningslinjene etter å klassifisere konstruksjonsdetaljer enten lavere eller høyere, følger ikke DFF og total partialfaktor samme trend som nevnt over. Måten man velger å klassifisere konstruksjonsdetaljene man skal analysere for utmatting er avgjørende for hvor konservativ man er. DNV opererer med flere muligheter for at en forbindelse kan klassifiseres høyere, og dermed tillate større spenninger. Dette gjelder spesielt om man forbedrer forbindelsen (sveisen). Dette medfører vel og merke at DNV stiller flere krav til konstruksjonsdetaljene som skal analyseres.



## 8. Konklusjon

I denne oppgaven er det gjennomført analyser på levetidsberegninger i henhold til DNV-RP-C203 og Eurokode 3, del 1-9. Dimensjoneringen følger kravene som er gitt i de to standardene. Undertegnede har prøvd å variere casene med forskjellige framgangsmåter slik at man kan skape seg et bilde av både forskjeller og likheter for de to standardene.

### 8.1 Resultater og anbefalinger

Det viser seg at Eurokode 3 kommer ut på konservativ side i forhold til DNV for alle tilfeller. Det antas at partialfaktorene har størst innvirkning på resultatene. Om man ønsker å være mest mulig konservativ anbefales derfor Eurokode 3 sin framgangsmåte. Det er da forutsatt at man opererer med en partialfaktor for utmattingsfasthet på 1,35.

Når man korrigerer for tykkelse viser det seg at størrelsen på eksponenten er avgjørende for om Eurokode 3 blir mer konservativt i forhold til DNV eller ikke. Eurokode 3 bruker en tykkelseskomponent på 0,25 for strekkpåkjennte bolter. For alle andre tilfeller er tykkelseskomponenten lik 0,20. DNV-RP-C203 varierer denne faktoren ut i fra de ulike klassifiseringene. Jo høyere tykkelseskomponenten er, jo lavere senkes S-N kurven, og resultatene kommer i større grad ut på konservativ side. Om DNV-RP-C203 opererer med samme tykkelseseksponent som Eurokode 3, detaljene er kategorisert likt, følger samme metode for å beregne spenningsviddene, og S-N kurven er ekstrapolert, tilsvarer DFF en total partialfaktor på 1,35. Dette bygger under på at det kun er partialfaktorene som avgjør forskjellen i levetid mellom de to standardene.

Det har ingen ting å si for levetiden om man velger å øke den nominelle spenningsvidden ved å multiplisere inn spenningskonsentrasjonsfaktorer, partialfaktorer og størrelseseffekter mot det å redusere utmattingsstyrken.

For strekkpåkjennte skrueforbindelser er forskjellen i levetid størst. Dette kommer av at Eurokode 3 ikke skiller mellom skårne og valsede gjenger.

### 8.2 Videre arbeid

Ved videre arbeid bør følgende punkter prioriteres:

- Analysere flere ulike caser.



- Se på utmatting basert på hot-spot metoden.
- Se på verifikasjonsmetoden ved å bruke ekvivalent normalspenningsvidde.
- Ikke gjøre antagelsen om at S-N kurven kun har en helning.
- Analysere området mellom knekkpunktet til henholdsvis Eurokode 3 og DNV-RP-C203.
- Inkludere klimatiske effekter og se på betydning av de.
- Se på betydning av å følge kravene for materialenes seighet i Eurokode 3, del 1-10.
- Se på flere ulikheter i klassifiseringer av detaljer mellom de to standardene.
- Analysere en større konstruksjon som innehar mange ulike detaljkategorier, slik som en bro.



## 9. Kildehenvisning

Skriftlige kilder:

1. Cioclov, D.D., 2009 *Fatigue Failure Risk Assessment in Load Carrying Components*. NATO Science for Peace and Security Series C: Environmental Security: Springer Netherlands. 48 sider. ISBN: 978-90-481-2792-4
2. Dahlvig, G. og S. Christensen, 1988 *Konstruksjonselementer: Yrkesopplæring*. 464 sider. ISBN: 82-585-0155-0
3. Det Norske Veritas, 2010 *DNV-RP-C203 Fatigue Design of Offshore Steel Structures*: DNV. 142 sider.
4. Dowling, N.E., 2012 *Mechanical behavior of materials : engineering methods for deformation, fracture, and fatigue*. 4 ed: Pearson. 936 sider. ISBN: 978-0-13-139506-0
5. *Eurokode 3, 2010 Prosjektering av stålkonstruksjoner*. Del 1-9: Utmattingspåkjenne konstruksjoner: Standard Norge. 52 sider.
6. Härkegård, G., 2004 *Dimensjonering av maskindeler*: Tapir Akademiske Forlag. 202 sider. ISBN:82-519-1970-3
7. Haagensen, P., 2011 *Utmattingsberegninger for stålkonstruksjoner ihht NORSOK og Eurokode 3*. 40 slides.
8. Johannessen, K., 2001 *Konstruksjonsteknikk*: Fagbokforlaget Vigmostad & Bjørke AS. 352 sider. ISBN: 82-7674-636-5
9. Larsen, P.K., 2010 *Dimensjonering av stålkonstruksjoner*. 2 ed: Tapir Akademisk Forlag. 554 sider. ISBN: 978-82-519-2285-2
10. Lassen, T., Recho, N., 2006 *Fatigue Life Analyses of Welded Structures*. ISTE Ltd. 432 sider. ISBN: 9781905209545
11. Lotsberg, I. og P.K. Larsen, 2001 *Developments in Fatigue Design Standards for Offshore Structures: The International Society of Offshore and Polar Engineers*. Side 23-29. ISBN: 1-880653-55-9
12. Nussbaumer, A., L. Borges og L. Davaine, 2011 *Fatigue Design of Steel and Composite Structures: European Convention for Constructional Steelwork*. 311 sider. ISBN: 978-3-433-02981-7
13. Terjesen, G., 2011 *Grunnleggende om utmatting i metaller*: UMB. Undervisningshefte i emnet TMP301. 59 sider.





14. Tiffany, C. F., J.P.G., C. A. Babish, 2010 *Threats to aircraft structural safety, including a compendium of selected structural accidents/incidents*: United States Air Force. 167 sider.
15. Waløen, Å.Ø., 1967 *Maskindeler Bind 1*: Tapir Akademiske Forlag. 271 sider. ISBN: 82-519-0920-1
16. Waløen, Å.Ø., 1976 *Maskindeler 2*: Tapir Akademiske Forlag. 203 sider. ISBN: 82-519-1145-1

Nettkilder:

17. Corrosion Testing Laboratories, Inc. [Besøkt 27.11.12]; Tilgjengelig fra: <http://corrosionlab.com/Failure-Analysis-Studies/29173.fatigue-cracking.crude-unit.htm>
18. European Steel Design Education Programme (ESDP) [Besøkt 26.11.12]; Tilgjengelig fra: [http://www.fgg.uni-lj.si/kmk/esdep/master/wg12/10800.htm#SEC\\_1](http://www.fgg.uni-lj.si/kmk/esdep/master/wg12/10800.htm#SEC_1)
19. Gjerde, K.Ø. "Alexander L. Kielland"-ulykken. [Besøkt 03.10.12]; Tilgjengelig fra: [http://www.kulturminne-ekofisk.no/modules/module\\_123/templates/ekofisk\\_publisher\\_template\\_category\\_2.asp?strParams=8%233%2389417751746195611052%23857&iCategoryId=418&ifold=0&iContentMenuRootId=1011&strMenuRootName=&iSelectedMenuItemId=1221&iMin=499&iMax=500](http://www.kulturminne-ekofisk.no/modules/module_123/templates/ekofisk_publisher_template_category_2.asp?strParams=8%233%2389417751746195611052%23857&iCategoryId=418&ifold=0&iContentMenuRootId=1011&strMenuRootName=&iSelectedMenuItemId=1221&iMin=499&iMax=500)
20. NRK. *30 år siden Kielland-ulykken*. [Besøkt 23.09.12]; Tilgjengelig fra: [http://www.nrk.no/kanal/nrk\\_gull/1.6542545](http://www.nrk.no/kanal/nrk_gull/1.6542545)



## **10. Vedlegg**

### **Skriftlige vedlegg**

Vedlegg A – Refleksjonsnotat

Vedlegg B – Fremdriftsplan

### **Elektroniske vedlegg**

Vedlegg C – Regneark fra Microsoft Office Excel

## Refleksjonsnotat

Med hovedfaget TMP301 ved UMB, samt fagkombinasjonen jeg hadde ved UC Davis føler jeg at jeg har hatt et godt utgangspunkt for å skrive en masteroppgave om utmatting. Eurokode 3 hadde jeg ikke kjennskap til da jeg startet med oppgaven. Det at jeg på sett og vis startet på bar bakke førte til at oppgaven ble mer interessant. DNV-RP-C203 hadde jeg en viss kjennskap til gjennom hovedfaget.

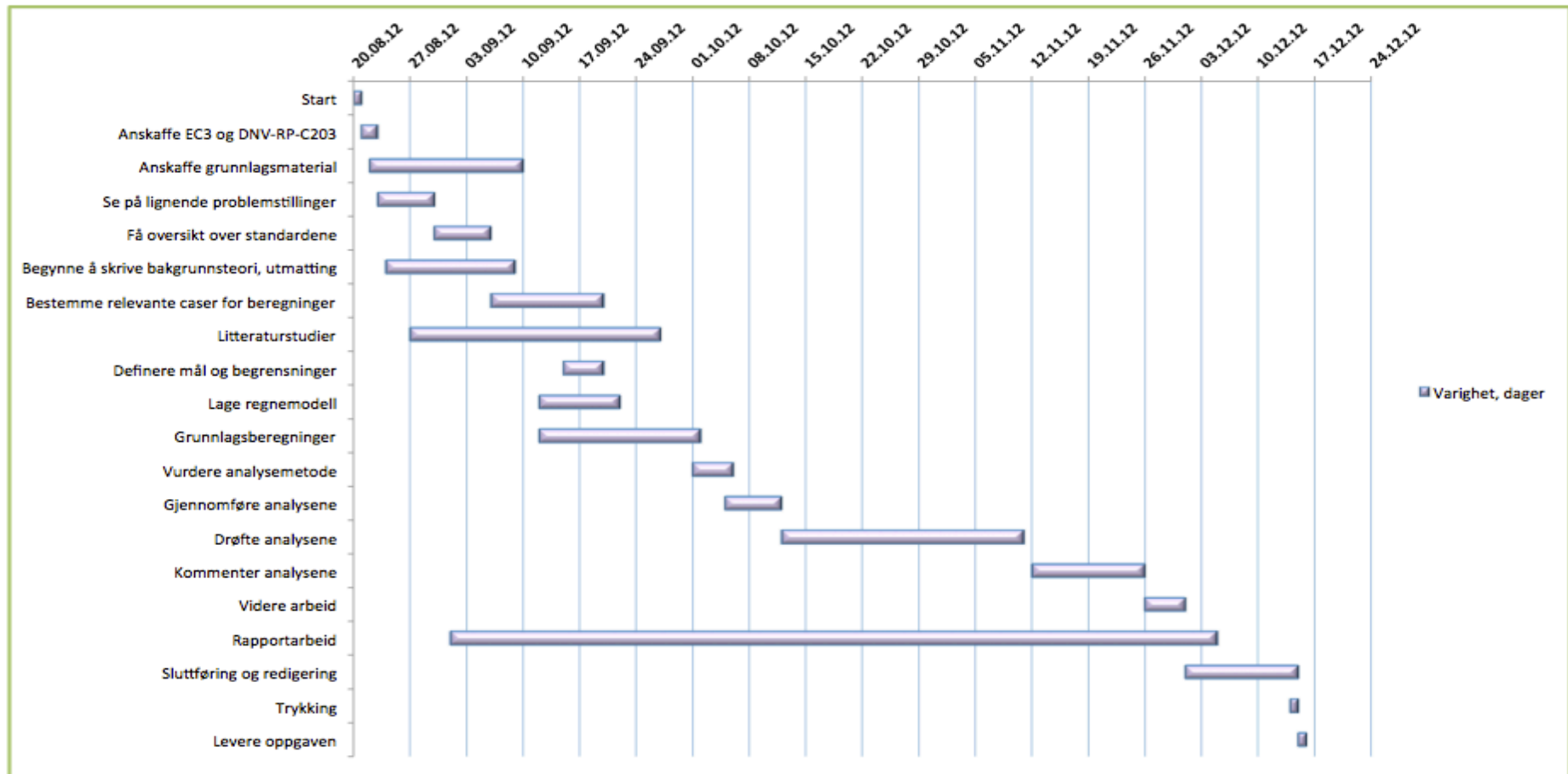
Om jeg hadde startet med oppgaven på nytt ville jeg i større grad fokusert på den uvanlige føringen om at mye av materialfaktorene og dataene som brukes i Eurokode 3 er rettet mot  $2 \cdot 10^6$  sykler. I starten var jeg kanskje ikke kritisk nok til den føringen, og godtok den uten å muligens å tenke så mye over den.

Det hadde vært interessant å gjøre om hele prosjektet til en enkelt analyse av for eksempel en bro. Dimensjonering etter hot-spot metoden hadde også vært aktuelt nå som jeg ser tilbake på oppgaven, selv om Eurokode etter hva jeg anser, foretrekker den tradisjonelle metoden med nominell spenning.

Av erfaring vet jeg at samarbeid fører til flere diskusjoner og ideer i og rundt problemstillinger som kommer opp, noe som jeg også tror øker kunnskapsnivået. Likevel har det å jobbet alene med prosjektet økt min grad av selvstendighet. Gjennom prosjektperioden har jeg hele tiden prøvd å jobbe målrettet og selvstendig.

Oppgaven er ganske generell slik som jeg ser det. Jeg håper den kan være med på å bidra til en videre utvikling av kunnskapen knyttet til standardene som brukes i industrien.

## Vedlegg B – Fremdriftsplan



Fremdriftsplanen ble laget slik at jeg i større grad kunne ha oversikt over prosjektet. I tillegg ble det skrevet dagbok for å sikre effektiviteten ved at jeg til enhver tid visste hva jeg skulle fortsette å jobbe med påfølgende dag. I ettertid ser jeg at fremdriftsplanen ikke ble fulgt slavisk da oppgavene ble mer overlappende og mindre adskilt enn hva planen i utgangspunktet kunne tyde på.