

Sikkerhet turbiner – stasjonære deler

Per Egil Skåre og Hermod Brekke

Februar 2002

**SINTEF Energiforskning AS**

Postadresse: 7465 Trondheim
Resepsjon: Sem Sælands vei 11
Telefon: 73 59 72 00
Telefaks: 73 59 72 50

<http://www.energy.sintef.no>

Foretaksregisteret:
NO 939 350 675 MVA

TEKNISK RAPPORT

SAK/OPPGAVE (tittel)

Sikkerhet turbiner - Stasjonære deler

SAKSBEARBEIDER(E)

Per Egil Skåre og Hermod Brekke

OPPDAGSGIVER(E)

EBL Kompetanse

TR NR.	DATO	OPPDAGSGIVER(E)S REF.	PROSJEKTNR.
TR A5557	2002-02-26	Thomas C. Wiborg	11x175
ELEKTRONISK ARKIVKODE	PROSJEKTANSVARLIG (NAVN, SIGN.)	GRADERING	
011205pesk84038	Per Egil Skåre <i>Per Egil Skåre</i>	Åpen	
ISBN NR.	RAPPORTTYPE	FORSKNINGSSJEF (NAVN, SIGN.)	OPPLAG SIDER
82-594-2208-5	1, 8	Petter Støa <i>P. Støa</i>	37 55
AVDELING	BESØKSADRESSE	LOKAL TELEFAKS	
Energisystemer	Sem Sælands vei 11	73 59 72 50	

RESULTAT (sammendrag)

Prosjektet Sikkerhet turbiner – Stasjonære deler har vært et samarbeidsprosjekt mellom SINTEF Energiforskning AS og CorrOcean AS. Prosjektet startet opp våren 2000 ble avsluttet ved årsskiftet 2001-2002. Denne rapporten er et vedlegg til NDT Brukermanual – stasjonære deler som utgis av EBL Kompetanse. Rapporten beskriver bakgrunnen for valgt NDT metodikk, akseptsoner og akseptkriterier.

Rapporten omhandler trykkpåkjennte deler i Pelton, Francis, Kaplan og Rørturbiner som er utsatt for dynamisk påkjenning i hovedsak på grunn av start og stopp av aggregatene.

En gjennomgang av bruddmekanisk teori som er grunnlaget for valgte akseptkriterier er gitt. I tillegg er utvikling både i design og materialkvalitet beskrevet for de ulike turbintypene. Ulike klasser av akseptsoner og akseptkriterier for tillatt sprekkestørrelse er beskrevet. Sonene er delt opp i tre klasser, dvs. klasse A, B og C. Klasse A er den strengeste klassen og har de strengeste kravene til NDT metodikk. Klasse C omfatter sveiser med lave spenninger og de laveste NDT krav.

Ut i fra vurderinger om risiko og NDT metodikk er det valgt å ikke vurdere innvendige sprekker for stasjonære deler. Kun overflatesprekker er behandlet og aktuelle NDT metoder er Magnaflux (Magnetpulver), Penetrant og Virvelstrøm. Retningslinjer for når en bør slipe opp sprekker og når det er nødvendig å sveisereparere sprekker er beskrevet.

STIKKORD

EGENVALGTE	Bruddmekanikk	Akseptsoner
	Akseptkriterier	NDT metoder

INNHOLDSFORTEGNELSE

	Side
1 INNLEDNING	4
2 STATUS PÅ NORSKE KRAFTVERK	5
3 SPREKKFUNN	6
3.1 Mulighet for å finne sprekker	6
4 MATERIALER OG TYPER	6
4.1 Generelt om materialer	7
4.2 Pelton	7
4.3 Francis aggregat	8
4.3.1 Radiell forspenning	9
4.4 Kaplan- og Rørturbiner	9
5 BRUDDMEKANIKK	10
5.1 Sveisefeil	10
5.2 Ulike spenningstyper	11
5.3 Akseptable feil	12
5.4 Bruddmekaniske akseptkriterier	13
5.4.1 Kritisk sprekkestørrelse	18
5.4.2 Akseptgrense	19
5.4.3 Lekkasje før brudd	24
5.4.4 Nye og eldre trykkpåkjente stasjonære deler	25
5.4.5 Oppsummering	25
5.5 Praktiske Forenklinger	26
6 KLASSIFISERING	27
6.1 Pelton turbiner	27
6.2 Francis turbiner	30
6.2.1 Forenklet beregning	30
6.2.2 Helstøpte trommer	33
6.2.3 Støpt ring og plateskovler	33
6.2.4 Sammensatt stagring	34
6.2.5 Planparallell stagring	36
6.2.6 Bolter	37
6.3 Kaplan- og rørturbiner	37
7 DRIFTSMØNSTER	39
8 AKSEPTKRITERIER	42
8.1 Francis turbin	42
8.1.1 Nye spiralrommer	43
8.1.2 Eldre spiralrommer	45
8.1.3 Kontrollintervall	47
8.1.4 Alternativ fremgangsmåte	47
8.2 Pelton turbin	50

8.2.1	Nye ringledninger, grenrør og bend	50
8.2.2	Eldre ringledninger, grenrør og bend	50
8.2.3	Kontrollintervall	51
8.3	Kaplan- og rørturbiner	51
8.3.1	Kontrollintervall	51
9	OPPSUMMERING	51
10	REFERANSER	53

1 INNLEDNING

I prosjektet Sikkerhet turbiner (P3.03) som er blitt utført i regi av Energiforsyningens fellesorganisasjon (Enfo) i 1998-99 er metodikk og NDT-metoder for inspeksjon av løpehjul blitt beskrevet. Det er satt opp akseptgrenser for feilstørrelser i de ulike områdene i løpehjulene, basert på spenningsbetraktninger og bruddmekanisk teori. Prosjektet tok for seg Pelton, Francis og Kaplan løpehjul. Det er utarbeidet praktiske brukerveiledninger for feilsøking i form av manualer/håndbøker som er å få kjøpt hos Enfo, nå EBL Kompetanse¹.

De trykkpåkjente stasjonære delene i turbinen var ikke omfattet av det opprinnelige prosjektet, men ble utført i årene 2000 og 2001 som en fortsettelse av prosjektet. Sammenligner en konsekvensen for et brudd i trykkpåkjente stasjonære deler med brudd i løpehjul er forskjellen enorm. Nye kjørerutiner med flere start/stopp sykler er også med å øke faren for farlig sprekkvekst som starter i material/sveisefeil i de trykkpåkjente stasjonære delene. Når sprekkveksten har ført til en feil av kritisk størrelse, vil et ustabilt eksplosivt brudd oppstå.

Ser en på design og materialvalg for eksempel på spiraltromme i høytrykks Francisturbiner er vekten redusert med en faktor på omtrent 3 fra 1955 til 1977. De økte spenningene fører til at opprinnelig små materialfeil (som alltid forekommer) vokser raskere i de nyere turbinene ved start/stopp kjøring enn i de eldre typene med samme materialfeil. På de eldre trommene med moderat spenningsnivå vil en kritisk feil, som fører til ustabilt brudd, være så stor at sprekken går igjennom platen slik at lekkasje oppstår før bruddet oppstår. Kriteriet "Lekkasje før brudd" er da oppfylt.

Sprekker i stag vil naturlig nok ikke gi lekkasje. Imidlertid vil kritiske sprekker bli så store at de vil være lette å finne ved kontroll. Dersom forspenningen på lokkene fjernes vil imidlertid spenningene i utløpet av staget øke og de kritiske sprekkstørrelsene vil bli mindre. I plateskallet på nyere spiraltrommer vil de kritiske sprekkstørrelser bli mindre enn for de eldre trommene med lavere spenninger. Dette blir delvis kompensert med at platetykkelsen er redusert, slik at kriteriet "lekkasje før brudd" med få unntak er oppfylt. Det største problemet er imidlertid at turbinene har blitt større slik at både spenninger og platetykkelser har økt.

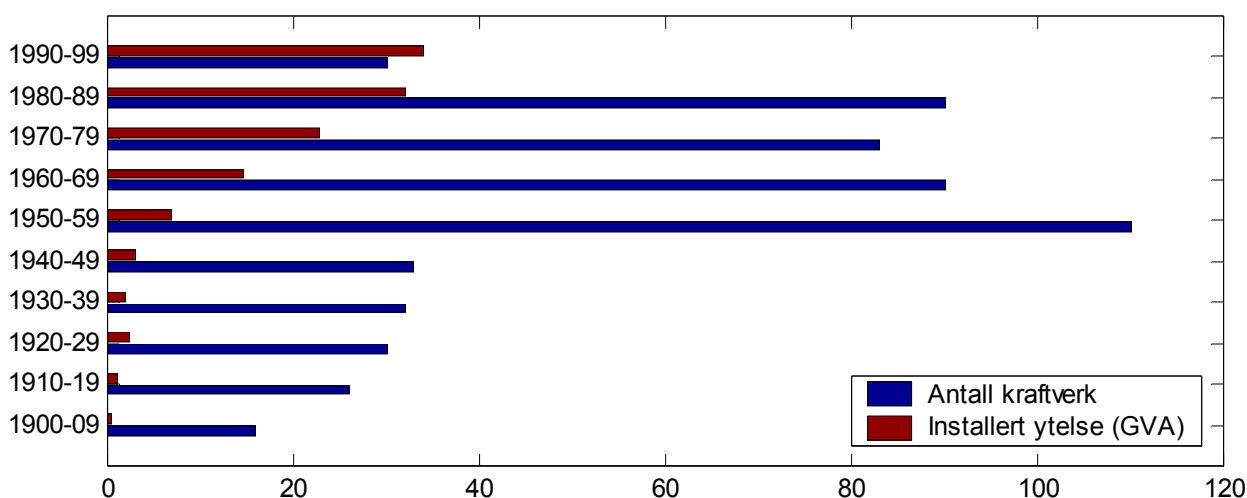
Materialfeil som ligger på grensen til ustabilt brudd er oppdaget flere steder rundt omkring i verden for turbiner og rørledninger. I Norge er rørbruddet utenfor Maudal et kjent katastrofalt brudd som heldigvis skjedde utenfor kraftverket. Årsaken til dette bruddet kunne delvis forklares av en hurtig stengning av turbinregulatoren.

Fordelingen av antall kraftverk igangsatt i perioden 1900 til 2000 er vist Figur 1.1. Den viser helt klart at den gjennomsnittlige størrelsen på aggregatene har økt kraftig, spesielt i tiåret fra 1990 til 2000.

Viktigheten med å kontrollere de stasjonære delene i kraftverket vil øke i fremtiden ved endrede kjørerutiner (øket antall start/stopp på grunn av mer toppkraft produksjon eller effektkjøring).

¹ Enfo ble omstrukturert i år 2000.

Opprinnelig kriterier for design mht. driftstilstand for maskinen blir da endret, noe som krever tettere oppfølging med periodisk sprekkkontroll av turbinen.



Figur 1.1 Aldersfordeling i norske kraftverk²

Denne rapporten vil gi bakgrunnstoff og en dokumentasjon på soner med høye spenninger og grenser for akseptkriterier som er anbefalt i NDT Brukermanual – Stasjonære deler³. I tillegg er det vist beregningseksempler på hvordan sprekkvekst kan beregnes.

Prosjektet er utført som et samarbeidsprosjekt mellom SINTEF Energiforskning AS og CorrOcean (tidl. Robit AS). Førstnevnte har beregnet akseptkriteriene for feil, mens sistnevnte har beskrevet feilsøkingemetodene.

2 STATUS PÅ NORSKE KRAFTVERK

En spørreundersøkelse ble utført våren 2000 for å få en oversikt over driftsforhold med hensyn på start/stopp kjøring og rutiner for inspeksjon, vedlikehold osv. på trykkpåkjente deler. Bare Pelton og Francis aggregat ble undersøkt, da Kaplan er dimensjonert mot deformasjoner og ansett for å ha lave spenninger. Resultatet er rapportert i SINTEF Rapport TR A5270, Spørreundersøkelse - Sikkerhet turbiner. Undersøkelsen viste at rutinene ved inspeksjon og kontroll av stasjonære deler varierte mye fra kraftverk til kraftverk.

Hovedmengden av kontrollene, i følge spørreundersøkelsen, baserer seg på visuell kontroll (over 50% for både Pelton og Francis turbiner). Over 10% av aggregatene har ingen kontroll av de trykkpåkjente delene for Francis turbiner. På Pelton aggregatene er det hele 40% som ikke har kontroll av trykkpåkjente deler. Dette tallet er svært høyt og tyder på at mange kraftverk ikke har gode nok kontrollrutiner til å oppdage eventuell sprekker eller lekkasjer som utvikler seg over tid i turbinene. Dette henger nok en del sammen med at tilgangen for inspeksjon av stasjonære deler

² Tegningen er rekonstruert etter en artikkel fra Norconsult presentert ved Enfo konferansen 1999.
³ Prosjekt nr. : EBL – NFR P3.03 (P4.03)

for Pelton (ringledning for vertikal Pelton, og grenrør og bend for horisontal Pelton) er verre enn for spiraltrommen til en Francis turbin. Inspeksjon av Francis løpehjul krever også at en må inn i vannveien og dermed vil en visuell kontroll av spiraltrommen være naturlig å utføre samtidig med kontroll av løpehjul.

3 SPREKKFUNN

I motsetning til antall sprekker funnet i løpehjul er sprekkfunn i trykkpåsatte deler svært lavt. Størrelsen av sprekker som er "kritiske" i trykkpåkjente deler er mye større enn i roterende deler. Vi snakker her om lineære feil med typiske lengder på mellom 30 og 100 mm.

Under 10% av de undersøkte aggregatene har rapportert om sprekkfunn og ofte er det støpesprekker eller sveisesprekker som også sannsynligvis har vært der fra maskinene var ny. De fleste sprekkenes er rapportert i hulkile ved stag.

3.1 MULIGHET FOR Å FINNE SPREKKER

Alle trykkpåsatte deler som ringledning, grenrør, bend og trommer er beskyttet av et tykt lag maling for å hindre korrosjon. Malte flater vil ofte skjule sprekker slik at de ikke oppdages ved visuell kontroll, unntatt ved større sprekker hvor ruststriper kan observeres. Skal en finne mindre sprekker under maling må en bruke virvelstrøm eller ultralyd, og til en viss grad magnaflux. Penetrant anbefales kun på rene flater.

Den beste muligheten for sprekkkontroll har en ved revisjoner av de trykkpåkjente delene. Ved ulike mellomrom blir de innvendige flatene sandblåst før ny maling blir påført. Under sandblåsing kan fuktighet bli bevar i sprekkenes og de største sprekkenes kan relativt lett observeres visuelt. En god kommunikasjon med sandblåseren vil også være til stor hjelp under sprekk søkingen, da det ofte vil piple vann ut av sprekker under sandblåsarbeidet. Mer avanserte metoder som magnaflux, penetrerende vesker, ultralyd eller virvelstrøm bør likevel brukes dersom en skal søke etter mindre sprekker.

Siden spiraltrommer og ringledninger består av mange løpemeter med sveis, må søkingen etter sprekker utover visuell kontroll begrenses til de mest påkjente delene. Anbefalinger for de sonene som har høyest spenninger er gitt i Kapittel 8 for de ulike turbintyper.

4 MATERIALER OG TYPER

I dette kapitlet gis en kort gjennomgang av materialer brukt i trykkpåkjente deler. Design og materialvalg for både ringledning, grenrør og bend og spiraltromme for hhv. Pelton og Francis har blitt endret kraftig fra tidsrommet etter krigen og frem til i dag. I de neste delkapitlene er det gitt en kort historisk gjennomgang av utviklingen av stålkalitetene for turbiner produsert av Kværner i tidsperioden 1929-1998 (Kværner er nå oppkjøpt av GE og heter nå GE Hydro Norway).

4.1 GENERELT OM MATERIALER

For å klassifisere stålqualiteten brukes parameteren $\sigma_{0.2}$ som gir et uttrykk for hvilken spenning stålet tåler før stålet får en varig forlengelse på 0.2%. De eldre ståltyper har en markant flytegrense σ_y , hvor en større varig forlengelse eller flyting oppstår.

Før 1930 var støpejern dominerende, mens støpte stålkonstruksjoner dominerte fra tidsrommet 1930 til midt på 60 tallet. For de første spiraltrommene med platematerialer i skallet var platene klinket mot støpte stageringer og alle skjotene var klinket, men sveiste forbindelser overtok ganske snart. På grunn av det relativt lave spenningsnivået i trykkpåkjennte deler frem til 60 tallet, vil delkapitlene 4.2 og 4.3 først og fremst konsentrere seg om tiden 1960 - 2000.

4.2 PELTON

For de trykkpåkjennte delene til Pelton aggregat dominerte støpestål i grenrør og bend frem til 1960. Fra 60 tallet ble sveiste platekonstruksjoner med smidde flenser innført, da en fikk stålplater av høyfast finkornstål. Den første Peltonturbinen produsert av Kværner som ble konstruert med stålplater var Sjak (horisontal 2-strålers Pelton). Både bend og grenrør var utført i platekonstruksjon av TTStE36 med $\sigma_{0.2} = 355$ MPa. Bendene ble sveiset opp av sylindriske bendseksjoner. I de siste 30 årene har vertikale Peltonturbiner dominert med 4 til 6 stråler (Kværner).

I starten var typisk knekkvinkel mellom bendseksjonene 10° (se **Error! Reference source not found.**) men den ble siden økt for å redusere antall seksjoner og dermed kostnaden på ringledningen. Spenningspissene i ringledningene finner vi i innersvingen i sveisen mellom bendene. Spenningene øker med økende knekkvinkel (se delkapittel 6.1 for beregning av spenninger i sveisen mellom bendene).

Fra slutten av 60 tallet gikk Kværner over fra platekvalitet TTStE36 til TTStE47, da Aurland I skulle konstrueres. Med den nye stålqualiteten ble tykkelsen ved innløp redusert fra 90 til 60 mm med samme sikkerhet mot flyting. For Kværner sin del var denne høyfaste stålqualiteten i bruk helt opp til idag. Den siste installerte Pelton aggregatet fra Kværner er Fløyrlø som ble igangsatt i 1999. For dette anlegget ble det imidlertid brukt stålqualitet med $\sigma_{0.2} = 690$ MPa og med knekkvinkel opp til 27° . Dette kunne gjøres ved å utnytte den høye flytgrensen, men den kritiske sprekkstørrelsen som gir ustabilt brudd er mindre. I det siste er det i utlandet konstruert ringledninger med stålqualitet helt opp i $\sigma_{0.2} = 890$ MPa.

På grunn av utviklingen av høyfaste ståltyper har en kunnet bygge vertikale Pelton turbiner for fallhøyder opp mot 1850 m i dag (Biedron i Sveits levert av Sulzer, nå VATECH). Den kritiske sprekkstørrelsen blir da liten, slik at en utvidelse av kontrollrutinene blir nødvendig.

I trykkbeholdere er tradisjonelt kriteriet "lekkasje før brudd" brukt for å fastsette maksimal tillatt hovedspenning. For å oppnå at en utmattingsprekk tillates å vokse gjennom platen før ustabilt

eksplosivt brudd oppstår, må spenningen begrenses. Når spenningene i materialet øker, samtidig som høyere stålqualität brukes, vil ”lekkasje før brudd” kriteriet ofte ikke være oppfylt. Dette fører til at kravene til NTD inspeksjonene økes for å holde samme sikkerheten mot ustabil brudd som tidligere.

For store turbiner må spenningen begrenses til 200 MPa for trykkpåsatte deler om kriteriet skal oppfylles og det gjelder for alle materialtyper. En annen betingelse er maksimal spenning ikke overstiger 40% av $\sigma_{0.2}$.

4.3 FRANCIS AGGREGAT

Den første sveiste spiraltrommen ble levert fra Kværner i 1937-38 der man startet med å sveise de radielle sveiseskjøtene (rundsømmene). Langs skjøten mot stagringer ble alle spiraltrommene nagleskjøtet frem til omtrent 1950 og noen helt frem til 60-tallet. Her er spenningene større enn i rundsømmene. En vurderte det slik at datidens sveisekvaliteter ikke var god nok for de mest påkjente områdene. Bakgrunnen til dette var at skipsindustrien var mye utsatt for sprøbrudd før 1960 (Bjørnsgaard, 1983). Eksempel på dette er "Liberty" skipene som ble masseprodusert under den andre verdenskrig. Med innførelsen av finkornstål (TTStExx) på 60 tallet ble dette problemet løst (TTStE står for "Tief Temperatur Edeltstahl").

Støpestålanvendelsen kulminerte med leveransen av Tokke (Kværner) i 1960, der spiralskallet var støpt med en godstykkelse på 70 mm. De første større spiraltrommeskall som var sveist og levert fra Kværner var Øvre Vinstra og senere Tonstad 1-4 som ble levert mellom 1967-1971. Staging og spiralfenser (kløvfenser) var støpt, mens skallet i spiraltrommen var sveiset med finkornplater (TTStE29) med tykkelse ca. 50 mm. Som en kuriositet kan nevnes at et støpt skall ville hatt en tykkelse på omtrent 100 mm.

Drevet av ønsket om å redusere prisen på partier med lave spenninger som en får i kostbare helstøpte stagringer, førte til at Kværner innførte sveiste stagringer. I starten støpte en stagringer separat og sveiste den til stagskovlene av støpestål eller finkornplater. Grunnen til at stagringer ikke ble utført i platestål, var faren for lagdeling (sjiktbristning) på grunn av de høye tverrkreftene i T-skjøtene mot stagene.

På grunn av den mer isotrope materialkvalitet i støpestålet ble dette brukt i stagringer for de største godstykkelsene helt frem til 70-tallet. Fra midten av 70-tallet kom stål med økte styrkeegenskaper i tykkelsesretningen, såkalte TTT (Toughness Trough Thickness) eller Z-stål⁴ som førte til at alle deler i spiraltrommen ble sveist opp platestål (Bjørnsgaard (1983 a) og b)). Vanlig stålqualität på spiralskallet var fra nå TTStE47 som også tidligere ble benyttet i ringledninger fra Pelton fra 1969.

⁴ Z-retning = tykkelsesretning. Denne stålqualiteten ble oppnådd med lavt svovelinhold og tilsetning av kalium som hindret lagdannelse av MnS ved valsing.

Ser en på det relative vektforholdet (tonn/MW) av spiraltrummer for omtrent likedannede turbiner, finner vi en reduksjonsfaktor på 3 fra 1955 til 1977⁵. De økte spenningene førte til at opprinnelig små materialfeil i en nyere turbinene vokser raskere ved start/stopp kjøring enn de eldre typene. På de eldre trommene med moderat spenningsnivå vil en kritisk feilstørrelse bli så stor at sprekken går igjennom platen slik at lekkasje oppstår før ustabilt brudd oppstår også o de mest påkjente stedene. "Lekkasje før brudd" kriteriet er da oppfylt, dvs. at en sprekk kan finnes ved hjelp av lekkasje før et ustabilt brudd oppstår. Dette vil ikke alltid være tilfelle for nyere type spiraltrummer og gjelder ikke for sprekker i stag i spiraltrommene.

4.3.1 Radiell forspenning

På Francis turbiner ble det ofte brukt radiell forspenning mellom lokk og stagring. Hensikten med denne forspenningen er å motvirke krengingen av lokkene som bidrar til den aksielle lokkdeformasjonen som en får når maskinen blir trykksatt. Dermed fikk en redusert de hydrauliske tapene en får med økte klaringer mellom ledeskovler og øvre/nedre lokk på grunn av deformasjonene.

Ved senere revisjoner har forspenningen ofte blitt fjernet på en del av maskinene. Den økte lekkasjen på grunn av den økte klaringen mellom lokk og ledeskovler har ofte blitt redusert med å bruke endetettinger.

Dersom forspenningen blir fjernet blir trykkspenningen som er påsatt i avløpet av stagene fjernet og strekkspenningene med trykksatt turbin kan øke med 50 til 100 %.

Ved revisjoner der forspenningen blir fjernet må dette kun gjøres i samarbeide med leverandør av turbinen som kan kontrollere spenningene.

4.4 KAPLAN- OG RØRTURBINER

Se delkapittel 8.3.

⁵ Dette krever av spiraltrommene fra 1977 ikke hadde delt stagring, da dette øker vekten pga. av flensene.
11x175 TR A5557

5 BRUDDMEKANIKK

I dette kapitlet er det laget en kortfattet gjennomgang av bakgrunnen for de bruddmekaniske anbefalingene som er gjort i NDT manualene for sprekker i trykkpåkjente deler. Ulike temaer som sveisefeil, akseptable feil, bruddmekanikk og typiske spenninger i trykkpåkjente deler er kort oppsummert.

5.1 SVEISEFEIL

Sprekker starter som regel i sveisefeil som skyldes dårlig håndverk, eller på grunn av metallurgiske forhold eller feil i sveiseprosedyrene. Klassifisering av sveisefeil er omhandlet i NS 5549, ASTM standard eller IIW Blue standard. Av metallurgiske feil har vi:

Varmesprekker

Disse oppstår i sveisematerialet under størkningen ved høye temperaturer. Under størkning anrikes svovel og andre ikke-metalliske forurensninger i siste del av "sveiselarven". Derved oppstår en seigringssone med redusert fasthet og duktilitet. Spenningene blir ikke utjevnet på grunn av avkjølingen. Sprekkene oppstår vanligvis midt i sveisen og kan ha en betydelig lengde.

Herdeprekker

Oppstår i den varmpåvirket sone i grunnmaterialet og skyldes sprøhet i materialet med manglende duktilitet. Faren øker ved tilgang på hydrogen ved sveisingen som oppstår ved for lav temperatur på grunnmaterialet under sveising eller for dårlig tørking av elektrodene. Oppsprekking kan skje flere timer etter at sveisearbeidet er avsluttet (kaldsprekk). Sprekker kan også skje i sveisemetallet når dette har høyere legeringsinnhold enn grunnmaterialet. For å unngå dette må den kjemiske sammensettingen av elektrodene være den samme som i grunnmaterialet.

Generelt kan også delaminering være et problem i T-skjøter om ikke TTT (Z-stål) benyttes. Problem med elding er ikke et problem i stål brukt etter krigen (1940), men kan være et problem for stål laget i 1930-årene.

Sveisefeil på grunn av håndverksmessige utførelse kan være:

Kantsår, bindefeil mellom sveis og grunnmaterial, manglende gjennomsveising, gassporer og slagginneslutninger.

Ved sveiste konstruksjoner utføres kontroll i 3 ulike klasser (A, B og C). I denne manualen er C den mest omfattende. De viktigste kontrollmetodene er:

- Visuell kontroll
- Radiografisk kontroll (bør kombineres med ultralyd)
- Ultralyd
- Magnaflux (pulver) for å finne overflatesprekker
- Fargestoffpenetrering for å finne overflatesprekker (egner seg ikke på malte flater)

Defekter vil alltid være tilstede i sveiser. Tredimensjonale defekter slik som slagg kan være skarpkantet men anses som mindre farlige enn todimensjonale sprekker. Gasslommer vil ikke utgjøre samme fare med mindre det er mange porer som indikerer hydrogen i sveisen.

Den mest farlige feilen i en sveis eller i grunnmaterialet er en todimensjonal feil med en skarp spiss, dvs. en spekk.

I de siste årene er det blitt mer og mer vanlig å produsere trykkpåkjente deler i lavkostland. Dessverre er det mange eksempler på at kvalitet og kostnad på trykkpåkjente deler henger sammen. Oppfølging og kontroll under produksjon er ofte en nødvendighet for å sikre uforutsette utgifter senere. Å reparere trykkpåkjente deler når disse er innstøpt ved anlegg er svært kostbart og også vanskelig å utføre uten å introdusere økende spenninger ved sveisereparasjon.

5.2 ULIKE SPENNINGSTYPER

De spenninger som skal brukes i beregninger av sprekkevækst er de spenningene som beregnes ved en spenningsanalyse av strukturen uten sprekker eller andre feil. Det er vanlig å skille spenningstypene i to hovedtyper, dvs. belastningsspenninger og innebygde spenninger. Disse kalles også primær og sekundær spenninger. De to gruppene er:

Belastningsspenninger (Primær spenninger)

Dette er spenninger som, dersom de er tilstrekkelig store, vil lede til et plastisk kollaps av materialet. De inkluderer alle spenninger som kommer fra trykkpåkjenninger og eksterne laster. For utmattingsanalyser er alle fluktuerende spenninger behandlet som belastningsspenninger.

Innebygde spenninger (Sekundær spenninger)

Innebygde spenninger er spenninger som kan reduseres ved hjelp av lokal sveising eller varmebehandling. Disse spenningene er for seg selv ikke i stand til å lage et plastisk brudd.

Spenningene kan i hovedsak deles inn i en, to eller tredimensjonale spenninger. To- eller tredimensjonale spenninger finner en for eksempel i knekker i oppsveiste bend hvor lokal flyting av materialet ikke reduseres spenningene. Av denne grunn er to- og tredimensjonale spenninger farligere enn endimensjonale sprekker. En detaljert beskrivelse av de ulike spenningene er f. eks. gitt i BS 7910:1999.

I hovedsak vil spenningskonsentrasjoner oppstå ved strukturelle diskontinuiteter. Det er i hovedsak tre ulike typer diskontinuiteter:

1. Store tykkelsesendringer
2. Sammenføyninger som ikke riktig utført, dvs. med retningsforandring av strukture.

3. Lokale diskontinuiteter som hull osv.

For å evaluere sprekkvekst må en kunne beregne retningen og størrelsen på hovedspenningen i materialet. Variasjonene av spenningene på tvers av materialet er sett bort ifra, noe som gjør at dette er konservativt estimat av den totale spenningen.

Den spenningen som er viktig for sprekkveksten er den spenningskomponenten som virker normalt på sprekkflaten. Dersom hovedspenningsvektoren ikke er normalt på den todimensjonale sprekkflaten, må spenningskomponenten normalt på sprekkflaten beregnes ned i planet normalt på hovedspenningen.

I de fleste tilfeller vil imidlertid den største spenningen være normalt på sveisen og sveisefeilene ligger som regel i samme retning som sveisen. Dette gjelder f. eks. for knekker i bend og grenrør, i sveiser mot stager og stag. I rør vil langsømmene være de mest påkjente.

5.3 AKSEPTABLE FEIL

Spekker større enn akseptkriteriene i de trykkpåkjente delene for nye turbiner eller pumper normalt bli oppdaget ved den ikke destruktive kontrollen (NDT) som sluttkontroll i verkstedet. Kontrollmetodene er normalt magnaflux, ultralyd og røntgen etter at sveisene er glødd. NDT kontroll blir også gjennomført etter trykkprøving dersom dette er spesifisert.

Generelt er trykkpåsatte deler designet for å tåle et vist antall trykksvingninger før sprekker som er akseptable ved igangsettelse, har vokst til et uakseptabelt nivå. Normal praksis for norskproduserte⁶ aggregat har vært at de trykkpåkjente delene skal kunne tåle 3 start/stopp pr. dag i løpet av 50 år. Dette gir totalt omtrent 50.000 sykler, eller 1000 sykler pr. år. I tillegg skal de trykkpåsatte delene tåle mindre trykksvingninger pga. reguleringer osv. som blir i tillegg til fallhøyden (utgjør ca. 10% for høytrykksanlegg).

Generelt kan følgende kriterier settes opp for sprekker:

1. Den statiske hovedspenningene i trykkpåsatte deler må begrenses til at en kritisk sprekkstørrelse er stor nok til å gå gjennom platen før et ustabil brudd oppstår, dvs. "lekkasje før brudd".
2. En akseptabel feil i en ny maskin må være så liten at den ikke vil vokse til kritisk størrelse som gir ustabil brudd i løpet av 20.000 til 50.000 sykler.
3. En akseptabel feil må ikke være så liten at den blir oversett av vanlige inspeksjonsmetoder.

⁶ Kværner sine design kriterier for trykkpåkjente deler.

4. Spenningsnivået inkl. spenningskonsentrasjoner som influerer på min./maks. forholdet på spenningene og spenningsveksten må være begrenset til et nivå som tilfredsstiller 1, 2 og 3.

Beklageligvis har ikke sprekkveksthastigheten ved sykliske belastninger blitt redusert selv om stålqualitetene har blitt stadig bedre med større duktilitet (seighet). Dette er et paradoks som er viktig å være klar over etter hvert som produsentene går over til å bruke stålqualiteter med høyere $\sigma_{0.2}$. Disse ståltypene kan ha kritiske sprekkstørrelser som ikke går gjennom platetykkelsen dersom spenningen blir for høye, og dermed vil ikke feilene bli oppdaget ved lekkasje. Dette vil øke kravene til sprekkkontrollen.

5.4 BRUDDMEKANISKE AKSEPTKRITERIER

Å kunne beregne en riktig sprekkvekst er svært vanskelig, da det mange parametere som influerer på veksten. Innflytelsen av de ulike faktorene vil også kunne endres ettersom sprekken utvikler seg. Dermed må en forenkle det hele for å få til en praktisk tilnærming til problemet.

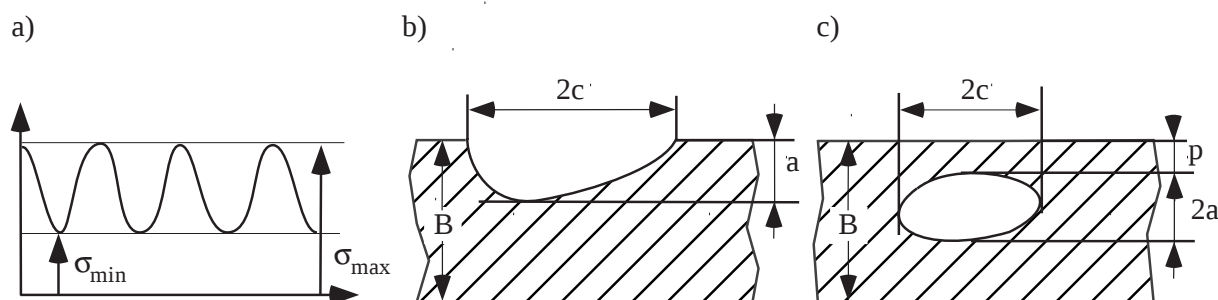
Hvor mye en sprekk vil vokse er avhengig av egenskaper til materialet rundt sprekken, antall belastningssyklus N , spenningsamplituden $\Delta\sigma$ som sprekken blir utsatt for og geometrien rundt sprekken.

I tillegg er sprekkutviklingen avhengig av forholdet mellom minimum og maksimum spenningen som materialet blir utsatt for, dvs.

$$R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$$

Ligning 5.1

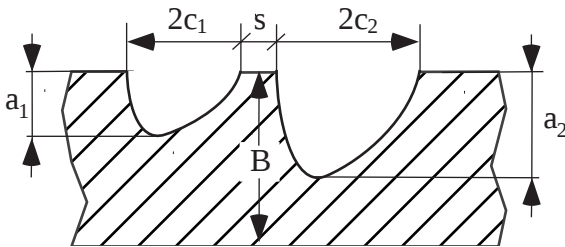
Ved start/stopp kjøring av aggregatene vil $\sigma_{\min}$ for de tryktpåkjente delene være avhengig av dykkingen for Francis turbiner, mens den vil være null for Pelton turbiner. Reversible pumpeturbiner eller mottrykksturbiner vil ha høyere $\sigma_{\min}$ enn Francis turbiner og må beregnes spesielt. I praksis vil $\sigma_{\min}$ være relativt lav slik at R kan settes tilnærmet lik 0 for stasjonære tryktpåkjente deler.



Figur 5.1 a) Definisjoner av $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$. Dimensjoner nødvendige for å beskrive b) Overflatesprekk ($2c$, a , B) og c) Innvendig feil ($2c$, $2a$, p og B)

Det er også forskjell på tillatt sprekkdybde om det er en overflatefeil eller en innvendig sprekk. En overflatefeil er normalt mer utsatt for sprekkvekst enn en innvendig sprekk om det er bøyepenninger og/eller korrosivt miljø. En innvendig sprekk defineres som overflatefeil dersom sprekken strekker seg inn i den ytterste 1/8 av platetykkelsen, dvs. $p/B < 1/8$

Dersom flere små sprekker er i samme planet med liten avstand må det vurderes om de skal behandles som en stor sprekk eller som uavhengige sprekker. Regler for dette er vist i BS 7910:1999 for sveis og CCH70-3 for støpte deler. For overflatesprekker funnet i samme plan gjelder følgende regel som vist i Figur 5.2.

Skisse	Krav for interaksjon mellom to sprekker	Effektive dimensjoner
	$s \leq 2c_1$ for a_1/c_1 eller $a_2/c_2 > 1$ $s = 0$ for a_1/c_1 eller $a_2/c_2 < 1$ $c_1 < c_2$	$a = a_2$ $c = c_1 + c_2 + s$

Figur 5.2 Regel for om sprekker skal behandles individuelt eller som en felles sprekk.

Det er for støpte deler viktig å skille seigringer fra sprekker. Begge gir lineære indikasjoner på magnaflux, men seigringer vokser ikke slik som todimensjonale sprekker ved utmating.

I bruddmekanikken antar en at sprekken kan idealiseres som en skarpspisset sprekk som propagerer med en fart, da/dN , som er avhengig av spenningsintensitetsvidden, ΔK , i materialet.

Sprekkutviklingen er bestemt eksperimentelt for flere materialer. Dersom en plotter sprekkveksten, da/dN , mot spenningsintensiteten, ΔK , vil sprekkveksten normalt ha en form som vist i Figur 5.3.

Det finnes flere sprekkvekstlover som dekker hele sprekkveksten i sone I, II og III. En av disse er Foremans formel som dekker overgangen mellom sprekker som er så små at de ikke vokser i sone I og sprekker som går over i ustabilt brudd i sone III.

For sprekker som er farlige for de trykkpåkjennte delene er det i hovedsak sone II som er av interesse. Ut fra et stort antall målinger uttrykkes sprekkveksten i denne sonen matematisk som

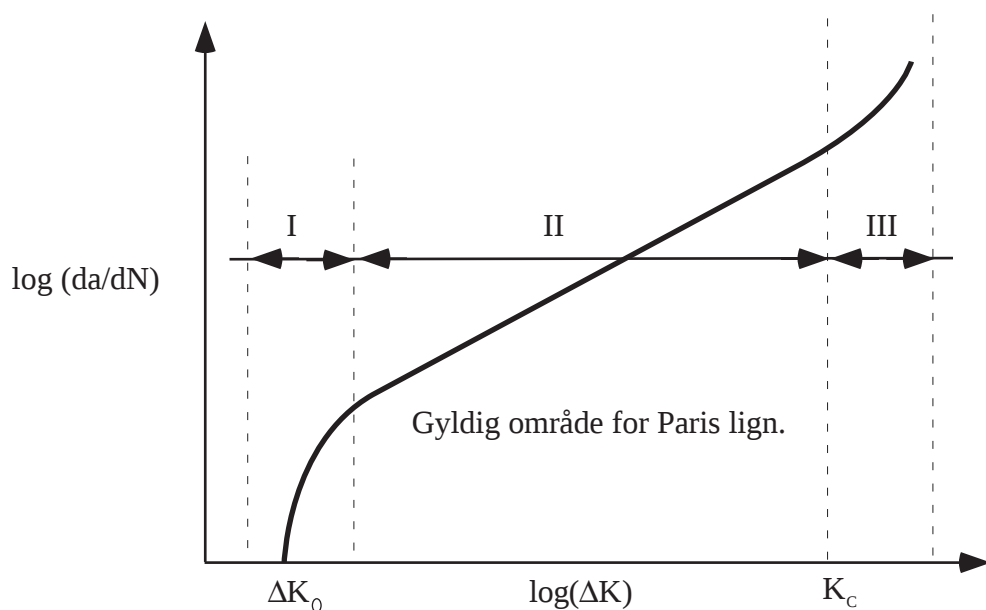
$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K^m$$

Ligning 5.2

hvor C og m er materialkonstanter. Denne relasjonen kalles Paris lov. ΔK er variasjon i spenningsintensitetsfaktoren og uttrykkes som $\Delta K = K_{\max} - K_{\min} = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})\sqrt{\pi \cdot a} \cdot f(\phi)$. Sprekkveksten da/dN er i [mm/lastcykel], mens $\Delta\sigma = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$ uttrykkes i [N/mm²] og sprekkdybden a i [mm]. NB! Spenning uttrykt i MPa er identisk med N/mm². $f(\phi)$ er en formfaktor som påvirkes av geometri og hvordan spenningene varierer fra overflaten og innover i materialet. Paris ligning kan fremstilles grafisk i et dobbelt logaritmisk diagram (se Figur 5.3).

Område I er karakterisert ved svært liten verdi av da/dN som går mot 0 ved små verdier av ΔK . Den vertikale linjen i sone I, kalles terskelverdien for $\Delta K = \Delta K_0 = \Delta K_{th}$. Til venstre for denne verdien har en ingen sprekkvekst. Område III representerer en svært hurtig økning av sprekkveksten i det en nærmer seg kritisk verdi, dvs. K_C . K_C kalles også bruddseigheten og kan grovt sett betraktes som en materialkonstant på samme måte som flytegrensen. Bruddseigheten vil være avhengig av legering ved bruddspissen, temperatur og belastningshastighet, som gjør det svært vanskelig å komme med eksakte svar på når en når kritisk verdi. Tillatte eller akseptable halvelliptiske overflatesprekker⁷ finnes ved å finne verdien av ΔK_{th} ⁸ fra et Paris diagram bestemt ut fra utmattingsprøver fra det aktuelle materialet. Utallige prøver viser bare ubetydelige forskjeller mellom ulike martensittiske stålqualiteter, mens en hvilende overlageret spenning vil skyve kurven mot venstre i diagrammet, dvs. økende .

I praksis er det området II som blir brukt til å anslå levetiden i utmattingsbelastede sveiste konstruksjoner med et relativt lavt antall belastningssyklus. C , m og ΔK kan måles eksperimentelt for det gitte materialet. Faktorer som innvirker på disse faktorene er miljø, materialtykkelse, varmebehandling, belastningsfrekvens osv. m er stigningstallet i et log-log plot, mens C er hvor Paris lov krysser da/dN akse når $\Delta K = 1$.



Figur 5.3 Grafisk fremstilling av sprekkvekst

⁷ Haagensen: "Bruddmekaniske dimensjonering mot stabile og ustabile brudd", s. 35.

⁸ Den verdi av ΔK hvor vi ikke måler noen sprekkvekst selv med økning av spenningsamplituden.

I praksis viser det seg at overflatesprekker initieres i tverrsnittsoverganger og vokser innover materialet med en form som er semielliptisk. Derfor er det vanlig innenfor bruddmekanikken å anta at sprekken har en buet sprekkfront, dvs. en elliptisk form. Faktorer som har innflytelse på $f(\phi)$ er sprekkgeometri (a/c), sprekkstørrelse (a/t), platebredde (c/B) og posisjon for sprekkfronten θ .

For å beregne sprekkdybden, a , etter N antall sykler så må en vite/estimere en initial dybde på sprekken. Så må en finne sprekkveksten da/dN for neste spenningscyklus og addere sprekkveksten til a . Denne beregningen må en gjøre N antall ganger for å finne estimert sprekkdybde etter N sykler. Dette er svært tidskrevende selv med dagens datamaskiner, spesielt når initial sprekk er liten. Ved materialprøver for å finne da/dN måles veksten etter et antall spenningsvariasjoner, f. eks. 1000, og ny da/dN kan beregnes.

Ved å integrere opp Paris ligning, kan en beregne direkte antall sykler dersom sprekkdybden ved start og slutt er kjent:

$$N_{1-2} = \frac{1}{C \cdot (\Delta\sigma \cdot \sqrt{\pi} \cdot f(\phi))^m} \int_{a_1}^{a_2} \frac{1}{a^{m/2}} \cdot da \quad \text{Ligning 5.3}$$

a_1 er initial sprekkdybde, a_2 er sprekkdybde ved brudd, mens N_{1-2} er antall sykler for at sprekken skal vokse fra a_1 til a_2 . (NB! I litteraturen er ofte $\sqrt{\pi}$ inkludert i geometrifunksjonen $f(\phi)$ som skrives $\phi = \sqrt{\pi} \cdot f(\phi)$)

Antall sykler kan finnes fra den ferdige integrasjonen:

$$N_B = \frac{1}{C \cdot (\Delta\sigma \cdot \sqrt{\pi} \cdot f(\phi))^m \cdot \left(1 - \frac{m}{2}\right)} \left[a_2^{1-\frac{m}{2}} - a_1^{1-\frac{m}{2}} \right] \quad \text{Ligning 5.4}$$

Siden C og m holdes konstant er det antatt at sprekkforholdet $a/2c$ holdes konstant under hele sprekkveksten.

Vurderinger av bruk av ulike verdier av $f(\phi)$ er også være basert på kunnskap om hvordan spenningsene variere gjennom materialtykkelsen. Ofte anses at spenningen vil reduseres lineært innover i materialet på grunn av bøyespenninger. Dermed kan en anta at i de fleste tilfeller at $f(\phi)$ vil nærme seg en verdi på ca. 0.71, dvs. at $\sqrt{\pi} \cdot 0.707 = 1.25$. Dette er ofte ikke et tilfelle i platekonstruksjoner i rørbend og grenrør og større verdier enn $f(\phi) = 0.7$ må da brukes.

En gjennomgang av C og m for ulike materialer ble utført av Davidsen (Hovedoppgave, NTH) viste en relativt stor spredning på de eksperimentelle prøver tatt både fra sveiser, stålplater og HAZ soner. Han konkluderte med at typiske verdier for C og m er hhv. 10^{-11} og 3 for sveiste stålplater.

Fra den Britiske Standarden (BS 7910:1999) er følgende verdier oppgitt for sveist stål med $\sigma_{0.2}$ mindre enn 600 MPa (inklusive austenittiske ståltyper) som er i et miljø med luft eller ikke-agressivt miljø:

$$m = 3, C = 5.2 \cdot 10^{-13}$$

I et marint miljø både med og uten katodisk beskyttelse er følgende verdier anbefalt:

$$m = 3, C = 2.3 \cdot 10^{-12}$$

Ved praktisk valg av m og C er det hele et spørsmål om hvilken sikkerhetsnivå en skal legge seg på. Siden vi har valgt å være konservativ med hensyn på spenningsvidden og maks. spenninger har vi valgt følgende verdier for materialkonstantene:

$$m = 3, C = 1.0 \cdot 10^{-12}$$

Nedre verdier for gyldigheten til Paris lov er begrenset av sone I i Figur 5.3, dvs. ΔK_0 . For stål er følgende verdier anbefalt for ΔK_0 :

$$\Delta K_0 = 63 \text{ for } R \geq 0.5$$

$$\Delta K_0 = 170 - 214 \cdot R \text{ for } 0 \leq R < 0.5$$

Dette betyr for trykkpåkjente stasjonære deler som normalt har en lav R , får en $\Delta K_0 \approx 170$.

Nedenfor er gitt et eksempel på hvor følsom en estimert sprekkvekst er mhp. valg av m og C .

Eksempel

Dersom $\Delta\sigma$ og $f(\phi)$ er hhv. lik 180 MPa og 0.707 (dvs. $\sqrt{\pi} \cdot 0.707 = 1.25$), sprekkdybde ved start, a_i lik 5 mm og maks. tillatt sprekkstørrelse 80 mm, får en ved ulike verdier av m og C følgende antall lastveksler som vist nedenfor. Tabellen viser hvor følsomt beregningen av antall sykler er av riktig valg av m og C .

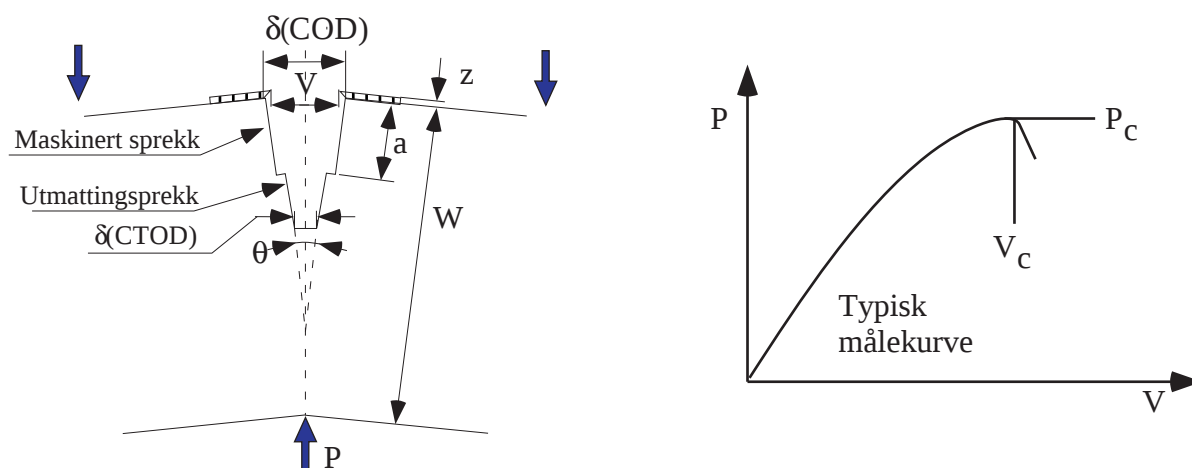
Tabell 5.1 Følsomhetsanalyse ved ulike C og m

m=2.5		m=3		m=3.5	
C	N	C	N	C	N
10^{-11}	17503	10^{-11}	5845	10^{-11}	202
10^{-12}	1750331	10^{-12}	58452	10^{-12}	2024
10^{-13}	17503316	10^{-13}	584528	10^{-13}	20243

Da metoden for å estimere fremtidig sprekkvekst er beskrevet er det neste steget å bestemme hva som er maks. tillatt sprekkstørrelse. Denne kalles også den kritiske sprekkstørrelsen og er basert på materialtester som er beskrevet i neste avsnitt.

5.4.1 Kritisk sprekkstørrelse

Den kritiske sprekkstørrelsen eller bruddseigheten som gjelder for duktile materialer, men som kan føre til et ustabilt brudd, må finnes ved en CTOD-test av grunnmaterialet og sveisesonen. En CTOD test for bøyespennning er vist i Figur 5.4 hvor "Crack opening displacement", δ , er vist.

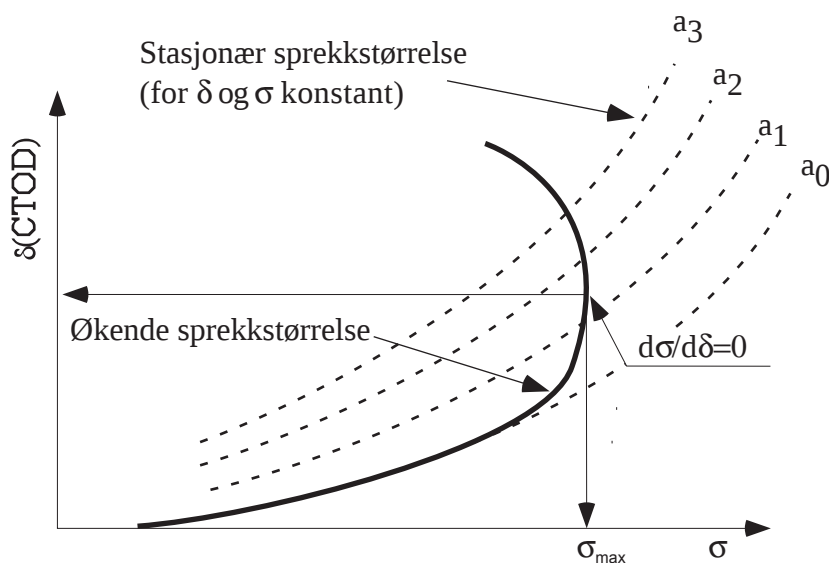


Figur 5.4 Illustrasjon av en typisk CTOD test

Når en har målt V , som er avstanden mellom to påmonterte knivegger, bruker en formelen

$$CTOD = (W - a) \cdot V / (W + 2a + 3z) \quad \text{Ligning 5.5}$$

for å beregne CTOD verdien. Beregningen er basert på flere storskala tester hvor spenninger i materialet og bruddåpning og lengder er målt.

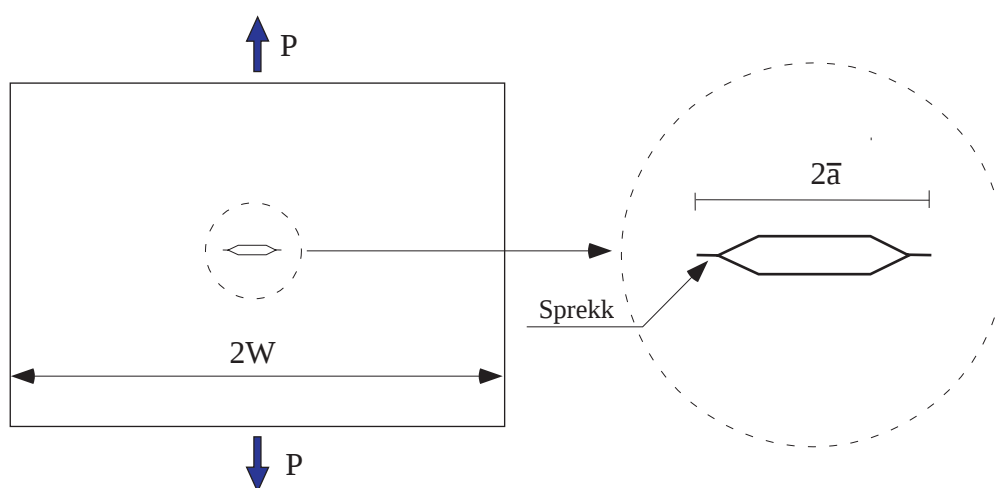


Figur 5.5 CTOD som funksjon av spenningene ved ulike verdier av a

Kort fortalt kan kritisk sprekkstørrelse defineres slik (Brekke, 1998):

Et stabilt brudd under statisk last kan bare bli økt ved en økning i arbeidsspenningen i det materialet der hvor sprekken er lokalisert, mens bruddlengden vil øke uten å øke lasten når sprekkstørrelsen når kritisk størrelse. Som vist i Figur 5.5 vil sprekken vokse til at det ikke trengs noen økning av spenningene i nærheten av sprekken for å øke sprekkåpningen, dvs. der $d\delta/d\sigma = 0$. Dette vil være den kritiske sprekkstørrelsen eller CTOD verdien og et ustabilt brudd vil skje dersom spenningen når denne verdi.

Metoden for å finne sammenhengen mellom CTOD verdier og den kritiske sprekkstørrelsen $\bar{a}$ er gitt av Dawes (1985). For trykkpåkjennte deler er kritisk sprekk lengde $\bar{a}$ funnet ved hjelp av bredplateprøver mer relevant. Dette gjøres ved å frese en skarpkantet spiss i en bredplateprøve som vist i Figur 5.6. Platen utsettes så for pulserende strekkrefter til forskjell fra bøyeprøvene som er vist i Figur 5.4.



Figur 5.6 Bredplateprøve som er lite egnet til å finne CTOD verdiene, men brukes til å bestemme kritisk sprekk lengde $\bar{a}$ som vist i Figur 5.7.

5.4.2 Akseptgrense

For å finne akseptgrensen for den største tillatte sprekkstørrelsen er det to metoder som er mulig å bruke. Metodene er avhengig om en kjenner K_C det vil si bruddseigheten til materialet eller om en kjenner CTOD verdien. For begge metodene beregnes en ekvivalent sprekkstørrelse $\bar{a}$, som er definert som halvlengden av en gjennomgående sprekk i en uendelig bred plate som er utsatt for strekkspenninger.

Dersom en kjenner bruddseigheten til materialet kan en ekvivalent maksimal sprekkstørrelse beregnes som:

$$\bar{a}_{\max} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{K_C}{\sigma_1} \right)^2 \quad \text{Ligning 5.6}$$

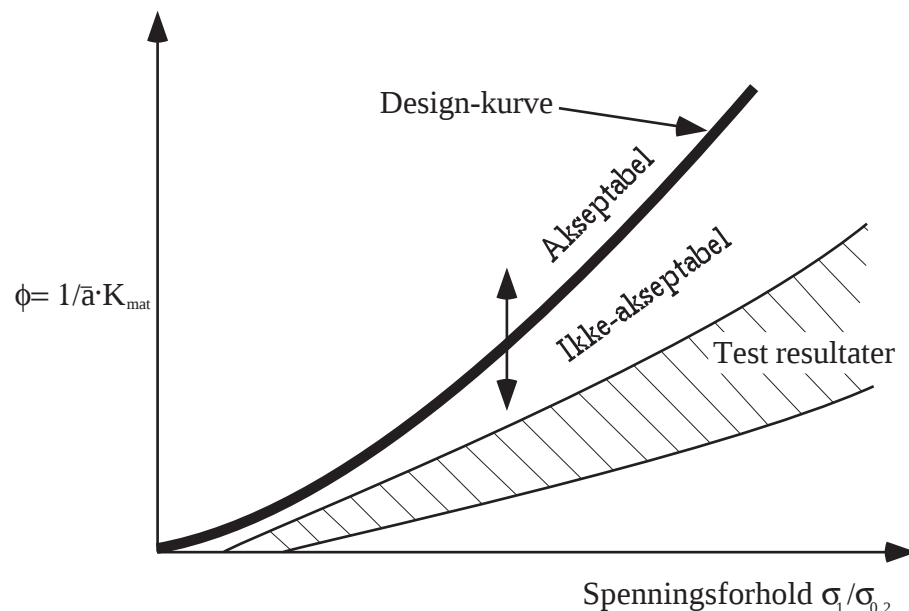
σ_1 er maks. spenning i materialet og vil bli definert senere.

Metode 2 baserer seg på at bruddseigheten er beskrevet ved hjelp av CDOD verdien og det er denne metoden som er valgt i våre beregninger. Metoden tar utgangspunkt i designkurven for ferrittiske materialer som vist i Figur 5.7, basert på en rekke strekkspenningstester på ulike materialer hvor CTOD, sprekkestørrelser og spenninger er målt. Den heltrukne tykke kurven gir oss en sammenheng mellom spenningsforholdet, $\sigma_1/\sigma_{0.2}$, og maks. tillatt ekvivalent sprekkestørrelse, $\bar{a}_{\max}$ som er en gjennomgående rett sprekke i en testplate med bredde $2W$ med en innebygd sikkerhet mot brudd. Vi må imidlertid være oppmerksom på at dette er ingen sikkerhet mot sprekkevekst ved sykliske belastning, da sprekkeveksten er stor når sprekken blir så stor at den nærmer seg designkriteriet.

Verdien på $\sigma_1/\sigma_{0.2}$ -aksen kan beregnes fra følgende empiriske formel:

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_{0.2}} = \frac{\sigma_t}{\sigma_{0.2}} + x \quad \text{Ligning 5.7}$$

hvor $x \approx 0.25$ for sveiser som er spenningsglødd og $x \approx 1$ for sveiser som ikke er spenningsglødd. σ_t er beregnet maksimal spenning i området rundt sprekkefunnet ved en sprekkefri konstruksjon. Som vi ser så vil en sveisereparasjon uten ettergløding gi en kraftig økning i spenningsforholdet $\sigma_1/\sigma_{0.2}$ og dermed minske tillatt sprekkestørrelse, $\bar{a}$.



Figur 5.7 Typisk design kurve for å finne tillatt sprekkestørrelse $\bar{a}$

Designkurven kan uttrykkes matematisk som:

$$\phi = \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{0.2}} \right)^2 \left[1 - \frac{\bar{a}_{\max}}{W} \right]^{-1} \quad \text{for } \sigma_1/\sigma_{0.2} \leq 0.5 \quad \text{Ligning 5.8}$$

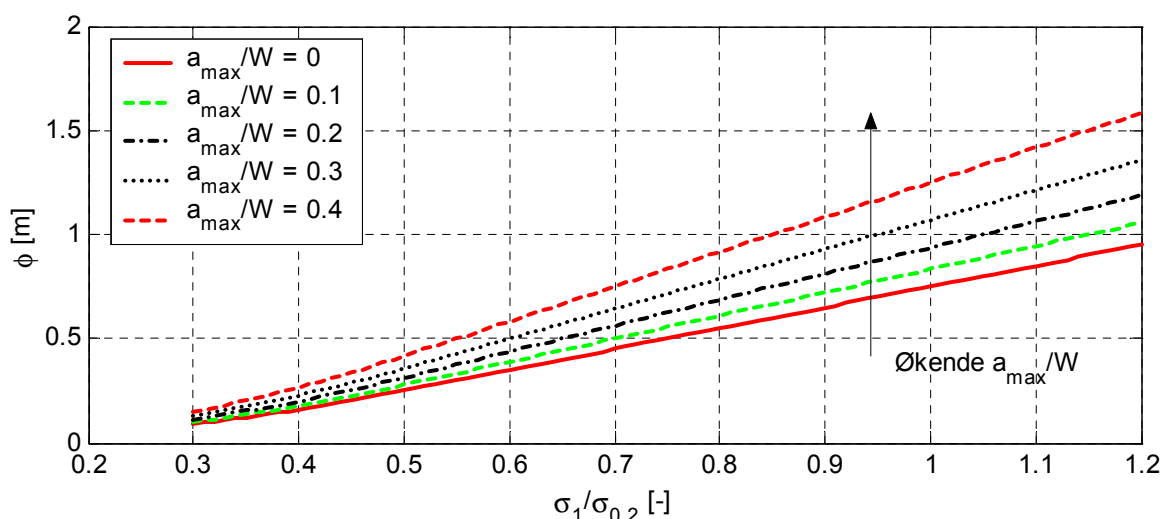
$$\phi = \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{0.2}} - 0.25 \right) \left[1 - \frac{\bar{a}_{\max}}{W} \right]^{-1} \text{ for } \sigma_1/\sigma_{0.2} > 0.5 \quad \text{Ligning 5.9}$$

eller grafisk som vist i Figur 5.8. Ligningene 5.8 og 5.9 gjelder for $\bar{a}_{\max}/W \leq 0.5$.

For de fleste praktiske forhold i trykkpåkjennte stasjonære deler settes $\bar{a}_{\max}/W \cong 0$, dvs. at $(1 - \bar{a}_{\max}/W) \cong 1$. Dermed kan en lage en designkurve som vist i Figur 5.9.

**Designkurven har innebygd sikkerhet mot brudd ved statisk belastning.
Derimot er det ingen sikkerhet mot sprekkvekst ved sykliske
spenningsvariasjoner som en får ved start/stopp kjøring.**

Ved så store sprekker som designkurven representerer vil sprekkveksten ved neste start/stopp være relativt stor og en har dermed en liten margin før et brudd oppstår.



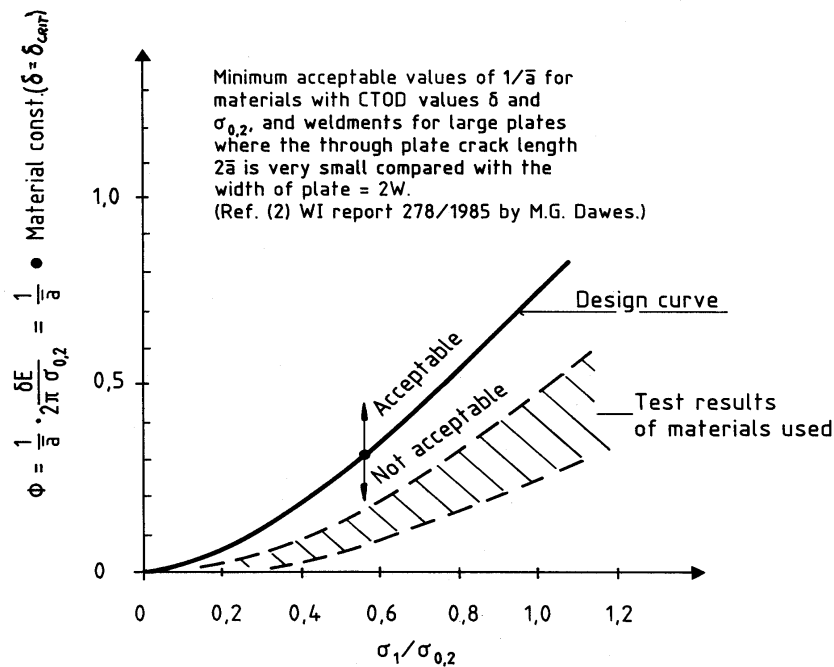
Figur 5.8 Grafisk fremstilling av $\phi = f(\sigma_1/\sigma_{0.2})$ for ulike $\bar{a}_{\max}/W$ verdier.

Kjenner en flytespenningen, $\sigma_{0.2}$, til materialet kan en finne forholdet $\sigma_1/\sigma_{0.2}$. CTOD verdien eller δ vil være tilgjengelig for de fleste materialer med den aktuelle tykkelse.

En kan nå bruke designkurven til å finne ϕ , definert som:

$$\phi = \frac{1}{\bar{a}_{\max}} \frac{\delta \cdot E}{2\pi\sigma_{0.2}} \quad \text{Ligning 5.10}$$

Når ϕ er funnet kan en finne $\bar{a}$ ved å sette inn materialparametrene, δ , E og $\sigma_{0.2}$ for det aktuelle materialet.



Figur 5.9 Design kurve for å finne tillatt sprekkstørrelse $\bar{a}$ for $\bar{a}_{\max}/W \cong 0$

Elastisitetsmodulen for stål er $E \approx 2.1 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$, mens δ er den kritiske sprekk åpningen ($\delta = \text{CTODC}$). For duktile materialer er den funnet å være $0.5 < \delta < 1.0 \text{ mm}$. Dermed kan en finne akseptabel verdi av $\bar{a}$ for den gjeldende stålkvaliteten.

Maksimal sprekkstørrelse kan også beregnes direkte som:

$$\bar{a}_{\text{maks}} = \left[\underbrace{\frac{2 \cdot \pi \cdot \sigma_1^2}{\sigma_{0.2} \cdot \delta \cdot E}}_1 + \underbrace{\frac{1}{W}}_2 \right]^{-1} \quad \text{for } \sigma_1/\sigma_{0.2} \leq 0.5 \quad \text{Ligning 5.11}$$

$$\bar{a}_{\text{maks}} = \left[\underbrace{\frac{2 \cdot \pi \cdot \sigma_{0.2}}{\delta \cdot E} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{0.2}} - 0.25 \right)}_1 + \underbrace{\frac{1}{W}}_2 \right]^{-1} \quad \text{for } \sigma_1/\sigma_{0.2} > 0.5 \quad \text{Ligning 5.12}$$

Siden ledd 2 dvs. $1/W$, normalt er lite i forhold til det første leddet (1) er følgende relasjon anbefalt:

$$\bar{a}_{\text{maks}} = \frac{\delta \cdot E}{2 \cdot \pi \cdot \sigma_{0.2}} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{0.2}} \right)^{-2} \quad \text{for } \sigma_1/\sigma_{0.2} \leq 0.5 \quad \text{Ligning 5.13}$$

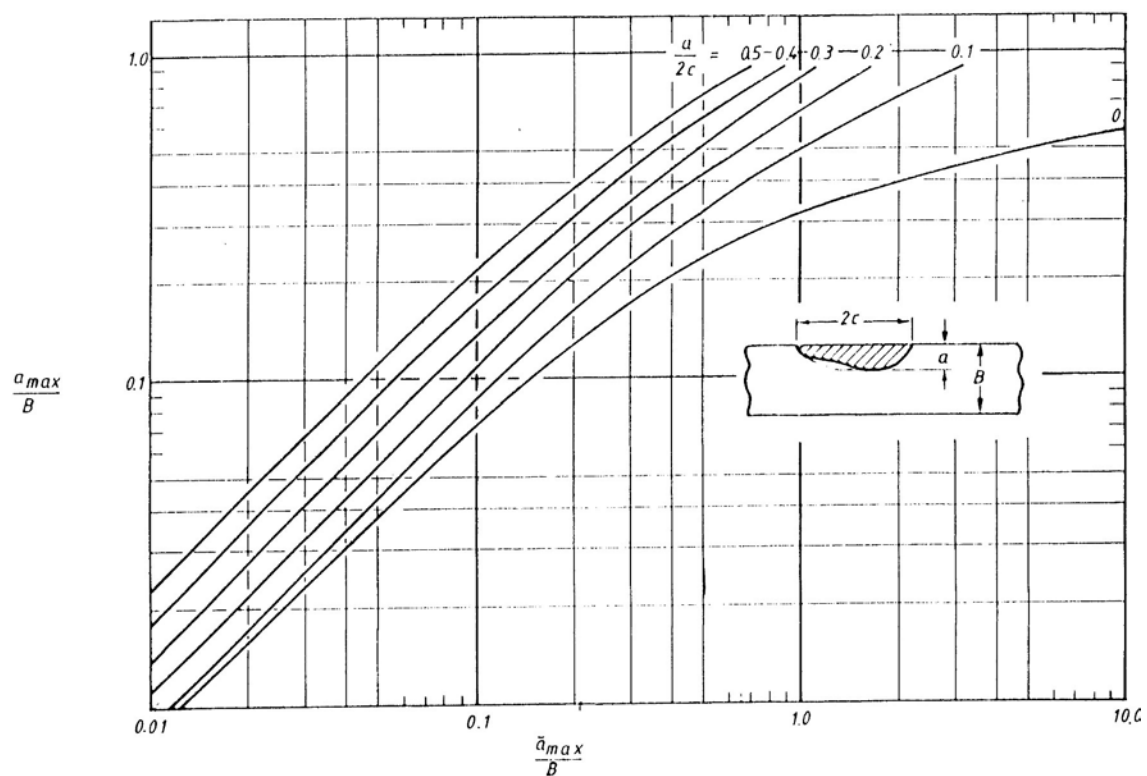
$$\bar{a}_{\text{maks}} = \frac{\delta \cdot E}{2 \cdot \pi \cdot \sigma_{0.2}} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{0.2}} - 0.25 \right)^{-1} \quad \text{for } \sigma_1 / \sigma_{0.2} > 0.5 \quad \text{Ligning 5.14}$$

Siden normal form for sprekker ikke er kvadratiske gjennomgående sprekker, må vi finne ekvivalente sprekkeformer. Disse er funnet empirisk ved forsøk (Dawes, 1958).

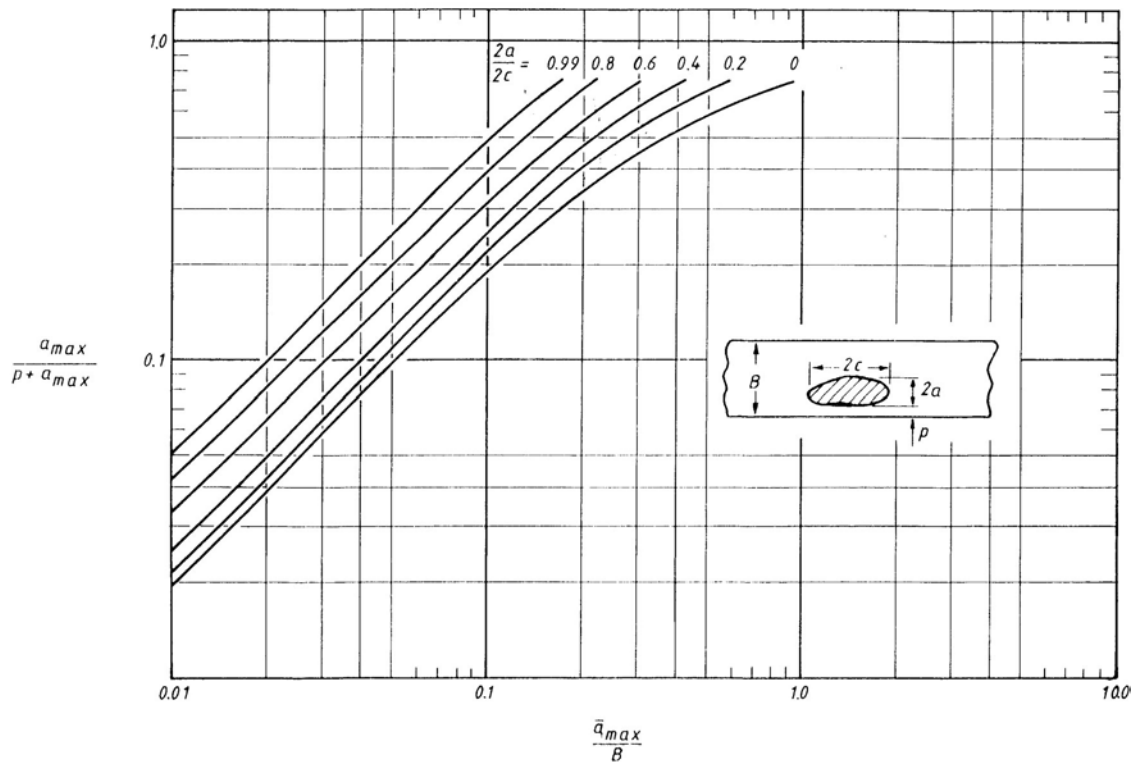
Sammenhengen med halvelliptiske overflatesprekker ($a/2c$) og innebygde elliptiske sprekker ($2a/2c$) med gjennomgående sprekker er vist i Figur 5.10 og Figur 5.11.

For de mest vanlige formen for overflatesprekker ($a/2c=0.5$) vil en ha et gjennomgående sprekke for $\bar{a}_{\text{maks}}/B > 0.8$. B er platetykkelsen.

Ved hjelp av metoden beskrevet ovenfor kan vi finne den maksimale sprekkestørrelsen som vi kan akseptere for videre drift til neste kontroll. Det anbefales imidlertid å slipe bort sprekken som finnes for å unngå videre sprekkevekst. Kriterier for dette er gitt senere.



Figur 5.10 Sammenheng mellom korresponderende overflatesprekker med gjennomgående sprekker i plater.



Figur 5.11 Sammenheng mellom korresponderende innebygde sprekker med gjennomgående sprekker i plater.

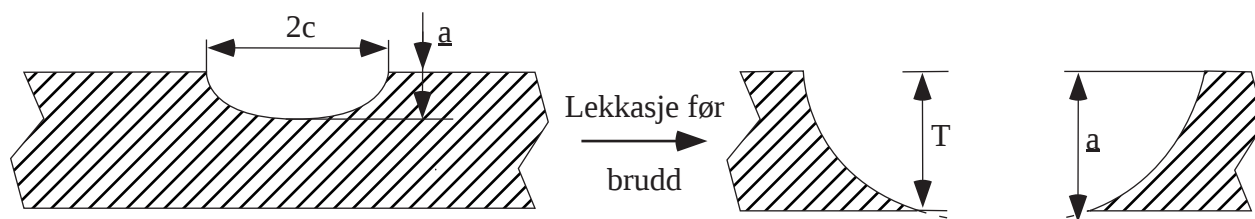
5.4.3 Lekkasje før brudd

Uttrykket "lekkasje før brudd" har ofte vært nevnt når en snakker om bruddsikkerhet i forbindelse med trykkpåkjennte deler. På engelsk kalles kriteriet "leakage before rupture". Dette konstruksjonskriteriet kan skrives:

En sprekke må ikke føre til brudd før den ved utmattingsvekst er blitt så stor at den går gjennom materialet og blir oppdaget på grunn av lekkasje.

Kriteriet er illustrert i Figur 5.12 hvor en ser at dybden av sprekken blir større enn platetykkelsen ($a > T$) før en får ustabil brudd. Ustabil sprekkevekst er som et sprøbrudd som forplanter gjennom materialet med lydens hastighet. Et eksempel på dette er når en stikker en nål gjennom den ytterst på ballongen. Dersom en stikker nålen gjennom ballongen på enden ved innblåsing der spenningene er lavere uten at den sprekker, så er kriteriet "lekkasje før brudd" oppfylt.

På grunn av trykkene som maskinene opererer under vil en lekkasje være svært synlig og vann vil sprute ut og sprekken vil lett kunne oppdages. Dette gjelder selvfølgelig ikke for sprekker i stag.



Figur 5.12 Illustrert lekkasje før brudd.

5.4.4 Nye og eldre trykkpåkjennte stasjonære deler

Det vil være naturlig å skille mellom nye og eldre trommer og ringledninger. For nye turbiner må en kreve at sprekkenes størrelse ved overlevering av ny tromme eller ringledning er så liten at de ikke vil vokse til kritisk størrelse i løpet av en antatt levetid. I tillegg bør den kritiske sprekkestørrelse være større enn platetykkelsen, slik at en får lekkasje før ustabil brudd oppstår.

For både nye og eldre trykkpåkjennte deler er en i teorien ute etter sprekker som er så store at de vil vokse til kritisk sprekkestørrelse i løpet av perioden før neste NDT inspeksjon. I praksis vil dette være heller uklok strategi da usikkerheten omkring sprekkevæksten for store sprekker er stor. Dette kan sammenlignes med å la rust utvikle seg på bilen til at den nesten ikke er kjørbare før en reparerer den. Dette vil bli en svært kostbar reparasjon i forhold til å fjerne rusten når en oppdager den. Begrunnelse for strategi er videre omhandlet i kapittel 8.

5.4.5 Oppsummering

For å kunne vurdere eventuelle sprekkefunn må en innhente diverse opplysninger :

1. Lokalisering og orientering av feilen
2. Sprekklengde, dybde og platetykkelse
3. Driftspenninger og driftsmønster
4. Flytespenninger, E-modul og CTOD verdi
5. Sprekkevækstdata, dvs. C og m for den aktuelle stålqualiteten
6. Akseptkriterier

Viktig

Det er viktig å skille mellom plane (todimensjonale) og ikke-plane feil. Det vi har omhandlet ovenfor er plane feil og det er disse som med høy sannsynlighet vil initiere brudd om de ikke blir fjernet. Ikke-plane feil er for eksempel porer eller slagginneslutninger som ikke kan vurderes ut fra bruddmekaniske betraktninger, med mindre slagginneslutningene er skarpkantede.

5.5 PRAKTISKE FORENKLINGER

I starten av dette prosjektet var det ikke tatt noe avgjørelse om hvilke NDT metodikk som skulle/burde anvendes på anlegg. Å måle dybde på anlegg er vurdert som svært krevende og krever utstyr ut over de mest brukte NDT metodene. Både Magnaflux og Penetrant metodikk kan kun finne overflatesprekker, mens virvelstrøm kan estimere sprekkdybder ned til maks. 2 mm. Skal en kunne estimere dybden av en sprekk, må en anvende ultralyd. Selv med denne metodikken er det svært vanskelig å detektere dybden korrekt. Ut ifra et praktisk synspunkt vil det være lite hensiktsmessig å la en sprekk bli stående til neste inspeksjon dersom estimert sprekkvekst er mindre enn en tillatt økning. Dette vil kun være interessant dersom en vil kontrollere teoretisk sprekkvekst. I praksis vil en slipe opp sprekker med størrelse over en viss lengde i overflaten. Denne lengden er basert på antakelsen om at de fleste sprekker vil få/ha en halvelliptisk form.

Ved å slipe opp sprekken vil en kunne fastslå dybden av sprekken. Etter oppsliping vil sprekken være borte, men en bør være oppmerksom på at spenningen i restmaterialet sannsynlig har økt.

Basert på denne filosofien der en fjerner spekker over en viss lengde, kan en begrense NDT-metodene til Penetrant, Magnaflux og Virvelstrøm.

6 KLASSIFISERING

Ser en på utviklingen i design og konstruksjonsmetoder for de ulike turbintypene er det veldig mange endringer som har skjedd fra 1930 til dagens designfilosofi. Noen endringer er små mens andre er mer av fundamental art. Å lage en klasse for hvert design og produsent vil være å detaljere oppdelingen unødvendig, da endringer av design ikke nødvendigvis endrer lokalisering av spenningsspisser og nivået på spenningene.

Vi vil her gruppere turbintypene i større grupper når dette er hensiktmessig ut fra kontrollomfang og akseptkriterier. I dette kapittelet er følgende trykkpåkjennte deler behandlet, disse er:

- Ringledning, grenrør og bend – Pelton
- Spiraltrømme – Francis
- Spiraltrømme - Kaplan

Det gjøres oppmerksom på at figurene som er vist i dette kapitelet er skisser og at alle detaljer ikke er riktige og ofte forenklet.

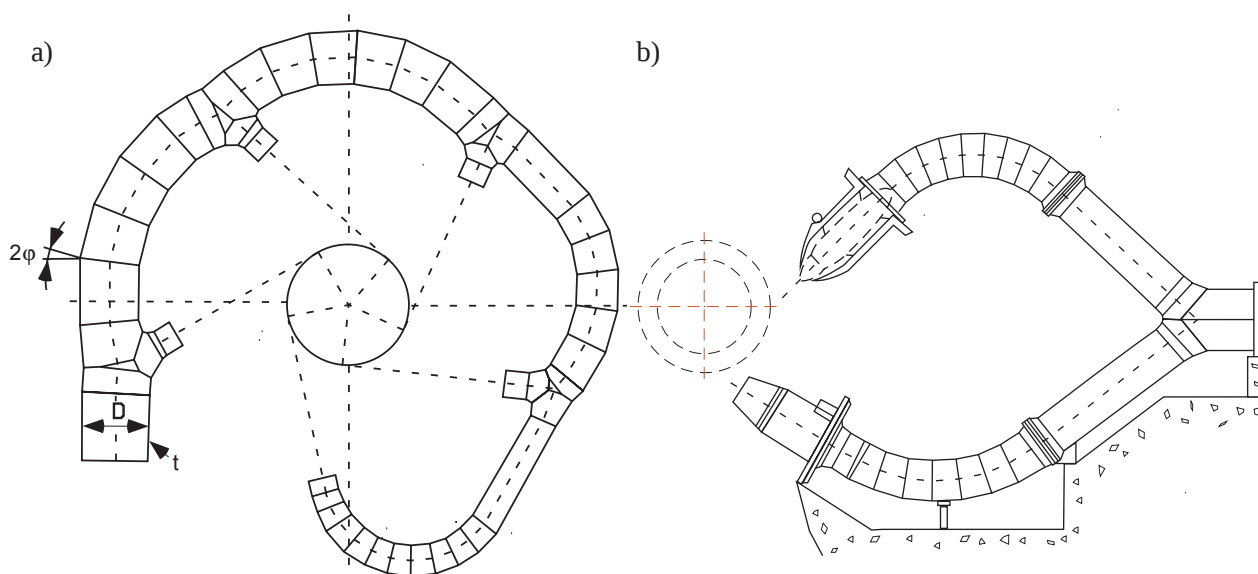
6.1 PELTON TURBINER

Pelton turbiner kan en dele inn i to hovedtyper, det vil si horisontale og vertikale Pelton turbiner. Navnet gjenspeiler hvilken retning Peltonturbinens aksel er arrangert. De fleste eldre Pelton turbiner er horisontale, mens de nyere aggregatene i hovedsak er vertikale.

Frem til 1960 dominerte støpestål i grenrør, avgreininger og bend. Fra 60-tallet ble sveiste platekonstruksjoner med smidde flenser innført, da en fikk stålplater av høyfast finkornstål. Både bend og grenrør var utført i platekonstruksjon av TTStE36 med $\sigma_{0.2} = 355$ MPa. Bendene ble sveiset opp av sylindriske bendseksjoner. I de siste 30 årene har vertikale Peltonturbiner dominert med 4 til 6 stråler. I disse turbinene er det typisk brukt stål med $\sigma_{0.2}$ lik 460 MPa. I det siste har en gått over til å bruke stålqualiteter med høyere flytgrense, dvs. med $\sigma_{0.2}$ lik 690 og 890 MPa. I dette prosjektet er det bestemt at anbefalingene ang. akseptgrenser kun gjelder for stålqualiteter til og med $\sigma_{0.2}$ lik 460 MPa.

I begynnelsen var typisk knekkvinkel mellom bendseksjonene 10° , men den ble siden økt for å redusere antall bendseksjoner og dermed kostnaden på de stasjonære delene. Spenningsspissene i ringledningen, grenrør og bend finner vi i innersvingen i sveisen mellom bendene. Spenningene øker med økende knekkvinkel (Brekke (1998)).

En prinsippsskisse av en ringledning for en vertikal (5-strålers) Pelton og en grenrør og bend for en horisontal (2-strålers) Pelton er vist i **Error! Reference source not found.**



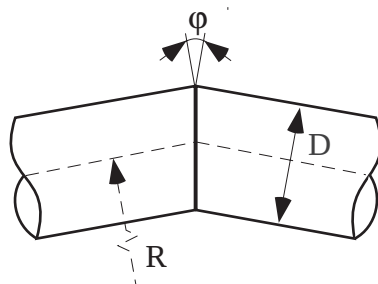
Figur 6.1 Stasjonære deler for a) Vertikal og b) horisontal Pelton turbin

De høyeste spenningene oppstår naturligvis i innersvingene i knekkvinkel i bend og knekkene i grenrørene. En overslagsformel for spenningene i rette rør kan beregnes etter følgende formel:

$$\sigma_{\text{rett}} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot t} \quad [\text{Pa}]$$

Ligning 6.1

hvor p er trykket, lik $p = \rho \cdot g \cdot H_{\text{max}}$. D er diameteren, mens t er godstykkelsen.



Figur 6.2 Definisjon av knekkvinkel

Spenningskonsentrasjonene er høyest i sveisene mellom bendene i innersvingen av bendet og denne er avhengig av knekkvinkelen ϕ . Spenningen kan beregnes etter følgende formel

$$\sigma = \sigma_{\text{rett}} \left(1 + 3.8 \cdot \tan\left(\frac{\phi}{2}\right) \right) \quad [\text{Pa}]$$

Ligning 6.2

som er gyldig opp til 20° knekkvinkel.

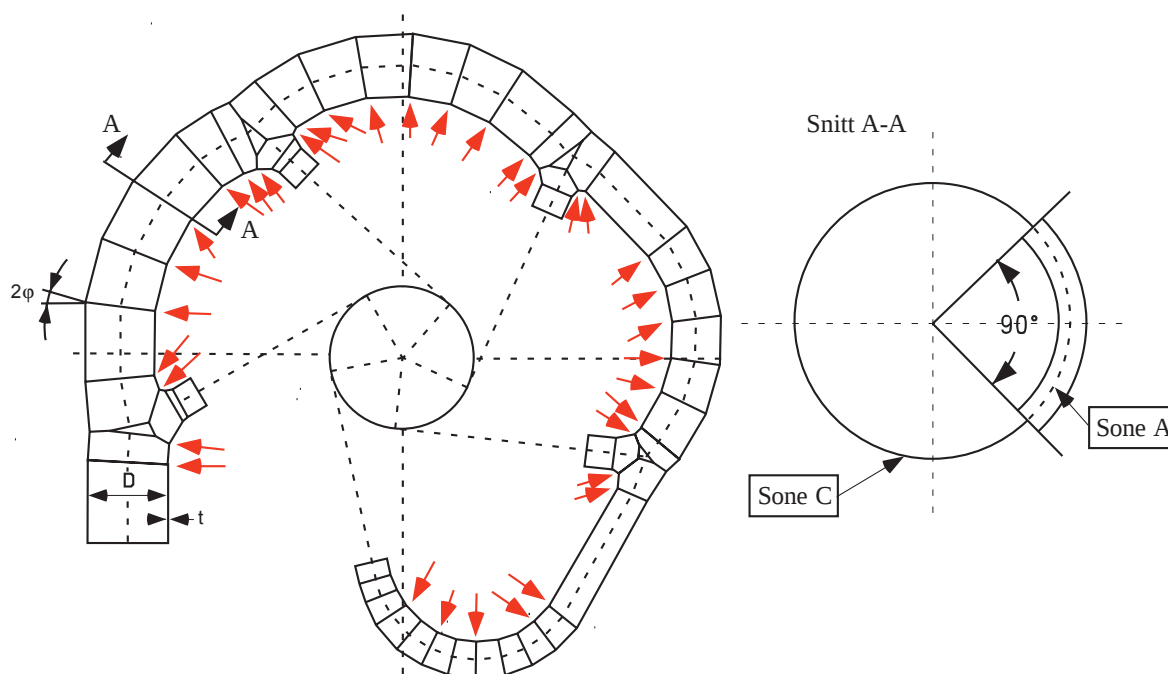
Denne formelen baserer seg på målinger ved ringledninger med hhv. 10 og 15° knekkvinkel, se Brekke (1998).

I Tabell 6.1 er det gitt et overslagene på maksimal spenningsnivå ved noen få vertikale Pelton aggregatene i Norge.

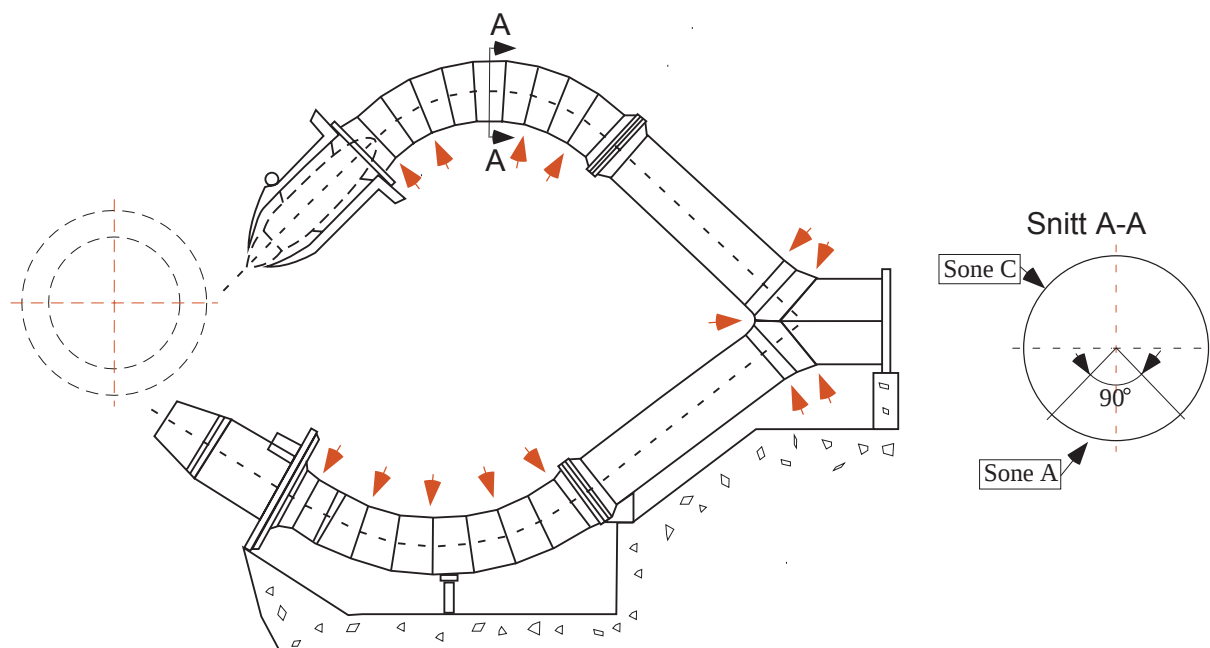
Tabell 6.1 Overslagsspenninger i noen av de undersøkte ringledningene for Pelton

År	Kraftverk	Platetype	$H_{\max}$ [m]	D [m]	t [m]	ϕ [o]	$\sigma_{\max}$ [MPa]	Produsent
1972	Evanger	TTStE36	790	1.511	0.044	10	177	Kværner
1975	Grytten	TTStE36	934	1.400	0.051	10	167	Kværner
1985	Tjodan	TTStE47	892	1.250	0.044	15	186	Kværner
1982	Tafjord	TTStE47	831	1.250	0.042	15	182	Kværner
1987	Jostedal	TTStE47	1230	1.646	0.072	15	207	Kværner

På grunn av størrelsen av de stasjonære delene, vil det være en stor jobb å undersøke alle sveisene. Dette er heller ikke nødvendig, siden sprekkvekst vil høyst sannsynlig skje i områder med de største spenningene. Derfor har en begrenset områdene for inspeksjon med NDT metoder til innersving i bend, og en sektor på 90°, som vist i Figur 6.4 og Figur 6.5 for hhv. vertikal og horisontal Pelton turbin. Dette området er klasse A, dvs. den strengeste klassen. Resterende sveiser er klassifisert under klasse C, dvs. at kun visuell inspeksjon er nødvendig. Her vil en kunne se etter ruststriper for å finne indikasjoner på sprekker.



Figur 6.3 Akseptsoner for trykkpåkjente deler i vertikale Pelton turbiner.



Figur 6.4 Akseptsoner for tryktpåkjente deler i horisontale Pelton turbiner.

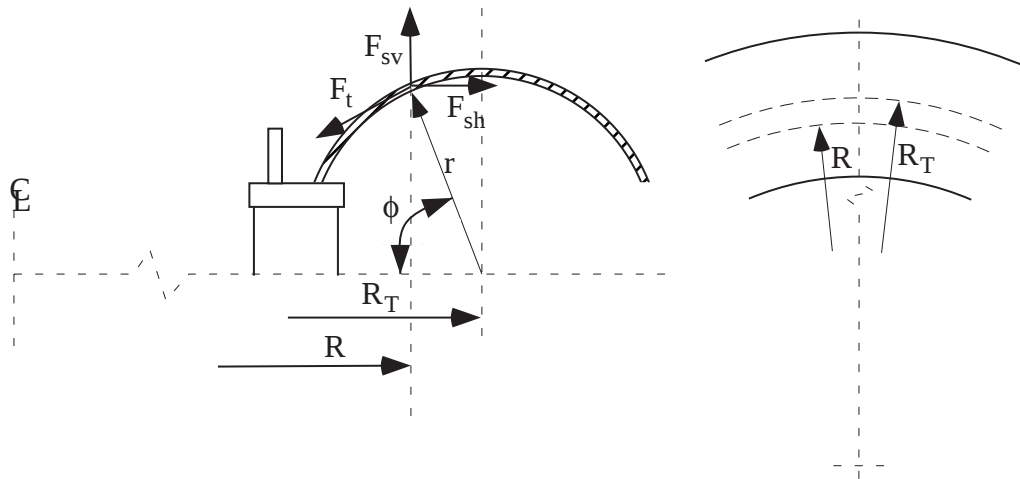
Alle bolter i deflektorer og skjermer som er festet til tilløpsrørene (dysemunnstykkene) bør etterspennes ved inspeksjon hvert år. Dette må gjøres fordi at skjermer nær hjulet utsettes for sterke pulsasjoner som kan gi siging i boltene som fører til at de løsner. Konsekvensen er stor om skjermene løsner og kommer borti hjulet med fare for havari. Dette har skjedd ved to kraftverk i Norge. Særlig oppmerksomhet må vises korte bolter. Der er derfor en fordel om det legges (en pakke) tallerkenfjærer under bolthodene, samt å sette inn lengre bolter. Det frarådes å bruke bolter av høy klasse av f. eks. INSEKS bolter, da duktiliteten er lav for disse boltene. Momentet for forspenning må fåes av turbinleverandøren.

6.2 FRANCIS TURBINER

Francis turbiner er normalt laget for fallhøyder mellom 30 til 700 m. Dimensjonene varierer over et stort område med Three Gorges i Kina som verdens største med løpehjulsdiameter på omtrent 10 m. Dette gjør at konstruksjonsmåte for de tryktpåkjente delene vil variere ut fra ulike krav til styrke, deformasjoner og begrensninger i fremstillingsmåter. Store maskiner vil ofte bli fremstilt i flere deler og sveist sammen på anlegget, mens mindre maskiner kan være fremstilt i færre deler. Nedenfor er det vist en forenklet beregning av en spiraltromme. I tillegg er ulike typer spiraltrommer fra ulike tidsperioder vist og en forenklet beskrivelse er gitt. Totalt har en definert 4 hovedgrupper som kontrollørene skal forholde seg til.

6.2.1 Forenklet beregning

En forenklet beregning av en spiraltromme er vist i Figur 6.5. Kreftene i skallet kan forenklet beregnes som en torus dersom en ser bort fra at diameteren forandres rundt omkretsen til turbinen.



Figur 6.5 Forenklet betraktning for å beregne kreftene i trommeskall

Spiraltrommen må dimensjoneres for å tåle trykket fra fallhøyden, H , sammen med dykkingen, H_s , og den maksimale trykkøkningen, Δp , en kan få ved et avslag. Δp kan komme opp i 20% av driftstrykket. Dermed er det dimensjonerende trykk eller konstruksjonstrykket:

$$p_{cs} = \rho g(H + H_s) + \Delta p \quad \text{Ligning 6.3}$$

Ser en på et ringelement mellom vinkel ϕ og $\phi_{sym} = 90^\circ$ blir verikalkomponenten, F_{sv} , fra kraften fra platespenningen F_t :

$$F_{sv} = F_t \cdot \cos \phi \quad \text{Ligning 6.4}$$

hvor $F_t = \sigma_t \cdot t \cdot 2\pi R$. Balansen mellom trykkrefter og vertikalkomponenten blir da:

$$\sigma_t \cdot t \cdot 2\pi R \cdot \cos \phi = p_{cs} \pi (R_T^2 + R^2) \quad \text{Ligning 6.5}$$

Skriver om og får da:

$$\sigma_t \cdot t \cdot 2\pi R \cdot \cos \phi = p_{cs} \pi (R_T + R)(R_T - R) = p_{cs} \pi (R_T + R)r \cdot \cos \phi \quad \text{Ligning 6.6}$$

Løser vi ut tangentialspenningen får vi etter å ha innført relasjonen $R = R_T - r \cdot \cos \phi$:

$$\sigma_t = \frac{p_{cs} r}{2t} \left(1 + \frac{R_T}{R} \right) = \frac{p_{cs} r}{2t} \left(1 + \frac{R_T}{R_T - r \cdot \cos \phi} \right) \quad \text{Ligning 6.7}$$

Tangentialkraften pr. lengdeenhet (dvs. N/m) i omdreiningen blir da:

$$F_t = \sigma_t \cdot t = \frac{p_{cs} r}{2} \left(1 + \frac{R_T}{R_T - r \cdot \cos \phi} \right) \quad \text{Ligning 6.8}$$

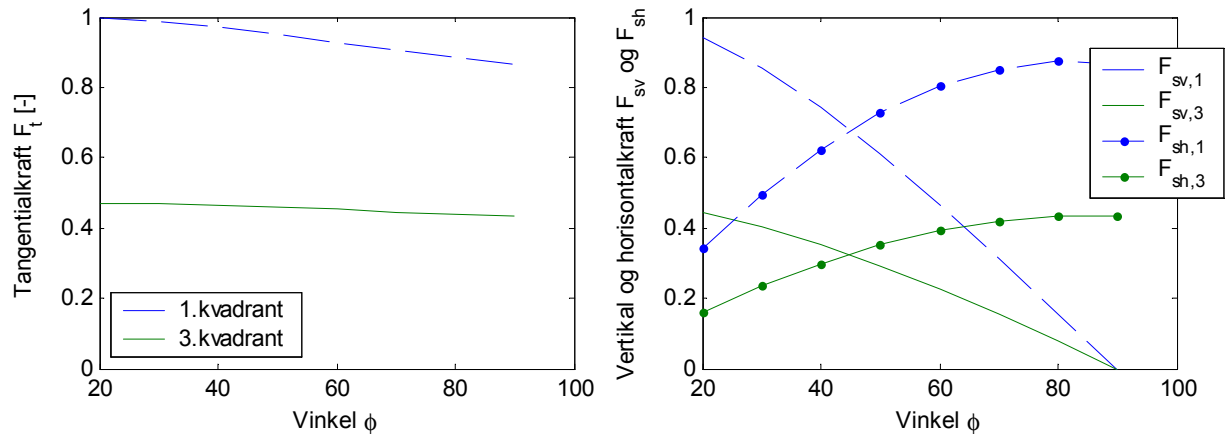
Dermed kan vi finne horisontal- og vertikalkraften F_{sh} og F_{sv} pr. lengdeenhet i omdreinsretningen på grunn av trykket p_{cs} .

$$F_{sh} = \frac{p_{cs} r}{2} \left(1 + \frac{R_T}{R_T - r \cdot \cos \phi} \right) \cdot \sin \phi \quad \text{Ligning 6.9}$$

$$F_{sv} = \frac{p_{cs} r}{2} \left(1 + \frac{R_T}{R_T - r \cdot \cos \phi} \right) \cdot \cos \phi \quad \text{Ligning 6.10}$$

NB! Gjelder kun for $0 \leq \phi \leq 90$

I Figur 6.6 er resultatet fra en forenklet beregning på en Francistromme med et konstruksjonstrykk på ca. 4.0 MPa tilsvarende omtrent 400 m fallhøyde. Dimensjoner ved 1. kvadrant er $R_T = 4$ m og $r = 1$ m., mens ved 3. kvadrant er størrelsene redusert til $R_T = 3.2$ m og $r = 0.5$ m. De estimerte kreftene i Figur 6.6 er normalisert med maksimal tangentialkraft F_t ved 1. kvadrant.



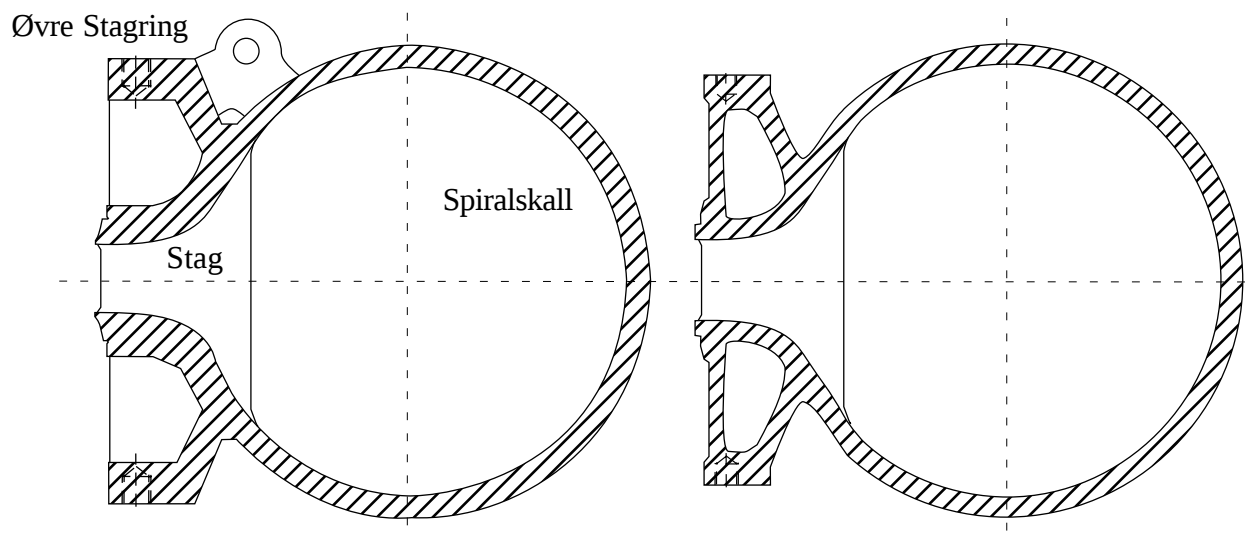
Figur 6.6 Typiske krefter i en spiraltromme for $10 \leq \phi \leq 90$ (normaliserte verdier)

Som vi ser så halveres spenningene fra 1. til 3.kvadrant dersom platetykkelsen er konstant. I virkeligheten vil ikke dette være tilfelle da platetykkelsen reduseres mot slutten av spiraltrommen slik at spenningene i skallet holdes konstant. Kreftene på stageringen vil imidlertid avta mot slutten av tromma.

NB! Det må bemerkes at denne type forenkling er kun gyldig for trommer med plan stagering.

6.2.2 Helstøpte trommer

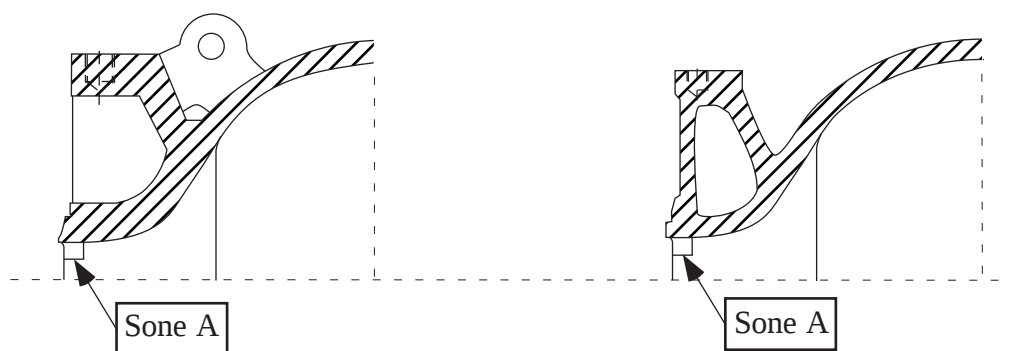
En typisk helstøpt spiraltrommer er vist i Figur 6.7. Disse var vanlige i tidsrommet fra 1920 og frem til 1960 for høytrykksturbiner. Generelt kan en si at spenningene er relativt lave i disse aggregatene. Det er heller ingen sveiser som må kontrolleres.



Figur 6.7 Typiske snitt for en helstøpt tromme av to ulike produsenter .

Noen av de støpte trommene er støpt i opp til 4 seksjoner og sammenføyet med flensforbindelser. På grunn av mangel på plass er det brukt krympbolter innvendig. I sammenføyningene mellom seksjonene er det lagt inn pakninger, noe en skal være oppmerksom på under eventuell reparasjon i nærheten av skjøtene, da T skjøtene kan gi lekkasje.

De høyeste spenningene er lokalisert til avløpet på stag som vist i Figur 6.8. Inndelingen gjelder både øvre og nedre staging.

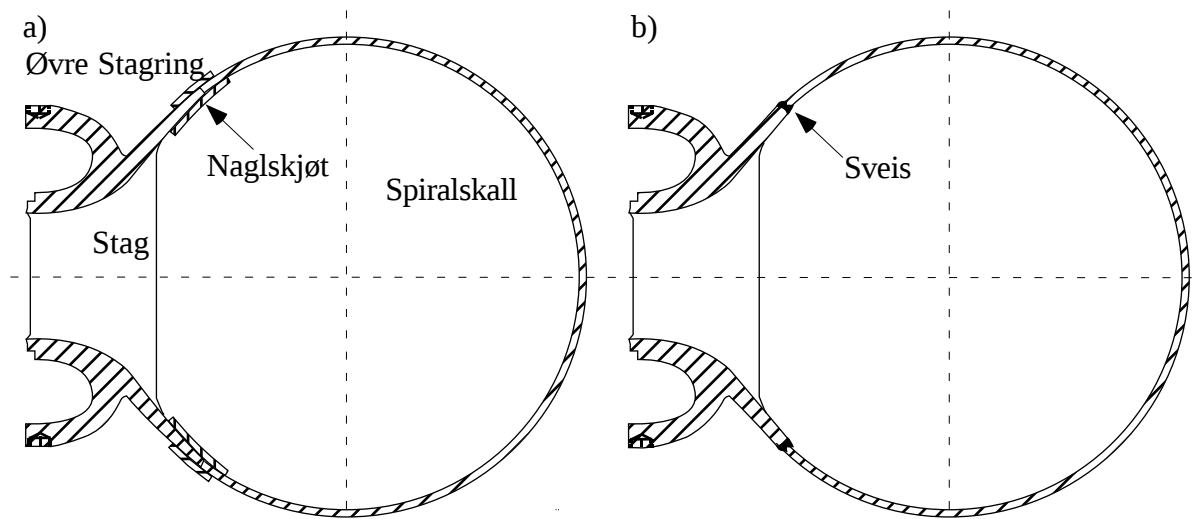


Figur 6.8 Lokalisering av sone A for helstøpte trommer.

6.2.3 Støpt ring og plateskovler

Etter at sveisemetodikken utviklet seg på 1930 tallet, ble spiralskallet sveist sammen i rundsømmene med plater fra slutten av 30-tallet. Stag og stagingring var fortsatt i støpestål. Selv om

skallet ble sveiset sammen, ble sammenføyningen mellom stagring og skall utført med klinkeforbindelser det neste tiåret. Fra 1950 ble de fleste trommene helsveist men naglskjøter var i bruk helt frem til 60-tallet for de høyeste fallhøydene. Typiske eksempler er vist i Figur 6.7.



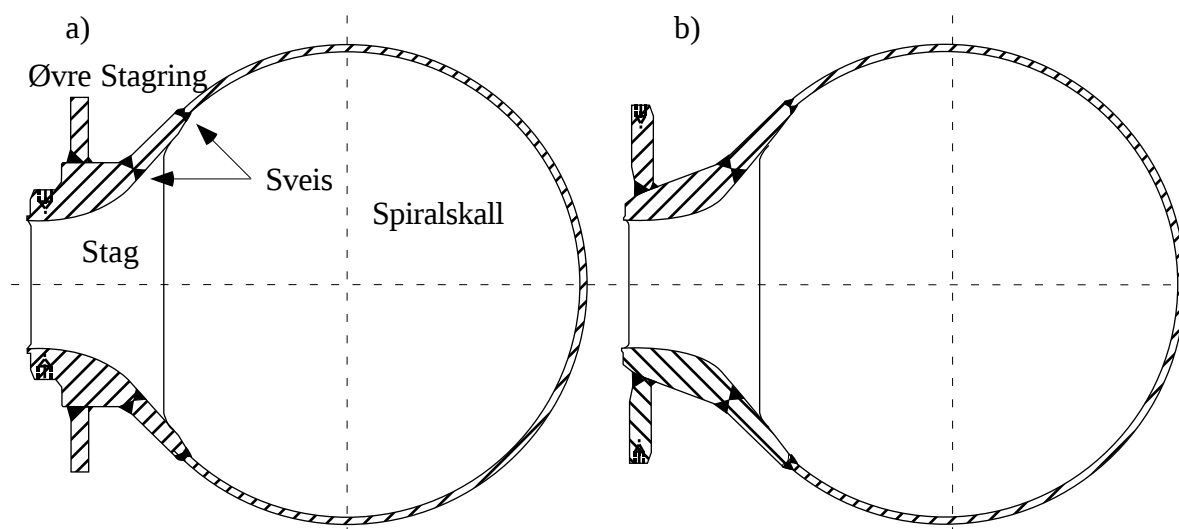
Figur 6.9 Eksempler på sammenstilling av støpte stagringer og plateskall. a) nagleskjøt og b) sveist.

Sikkerhetsmessig kategoriseres spiraltrommer med naglskjøt i en sikkerhetsklasse lavere enn de som er sveist i overgangen mellom stagring og trommeskall. Sprekkkontroll i klinkeforbindelsen begrenses til visuell kontroll.

De helstøpte spiraltrommene inneholdt større partier med lave spenninger på grunn av støpemetodikken som krevde store godstykker. Støpte trommer var også dyre pga. høyt antall arbeidstimer og ut fra et lønnsomhetssynspunkt lite økonomisk. Dermed gikk man over til sveiste stagringer som beskrevet i neste delkapittel.

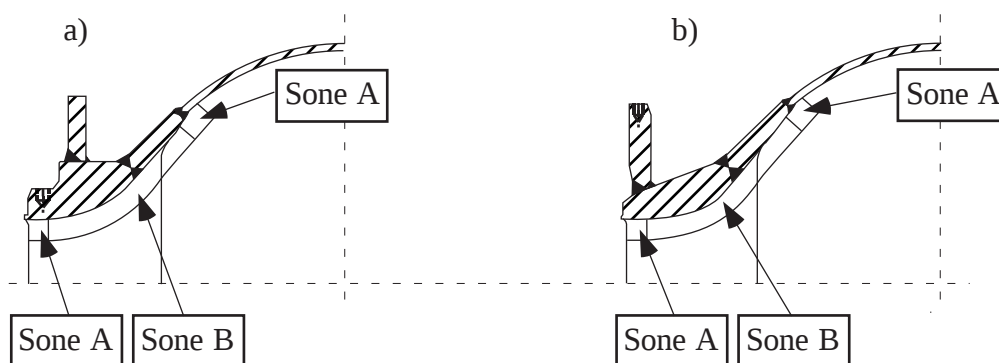
6.2.4 Sammensatt stagring

Fra 60-tallet ble stagring sveist sammen som vist i Figur 6.10. I starten ble stagringene støpt separat og sveist til stagskovlene. Disse var av støpestål eller av tykke finkornstålplater. I tillegg til problemer med sveisingen (spesielt pga. vanskelig geometri) var lagdeling eller sjiktbristning et problem for disse typer trommer som var sveist opp av plater.

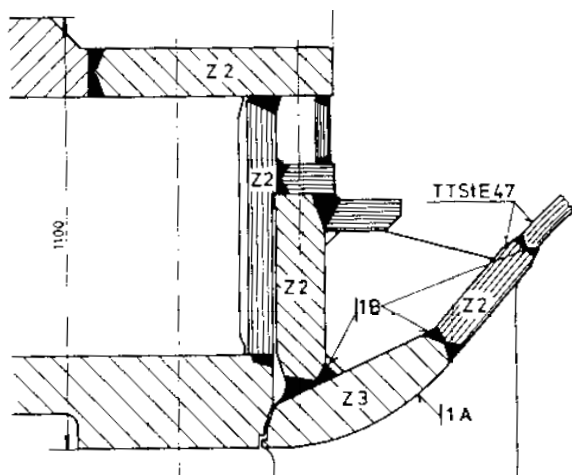


Figur 6.10 S sammensatt stagring

For de mindre trommene ble den vannberørte delen av stagringsen utført som en del i motsetting til to ved de større konstruksjonene. I tillegg ble de store trommene satt sammen av 2 eller 4 deler som ble boltet sammen med flensforbindelse.



Figur 6.11 Anbefalt soneinndeling for sveiste koniske stagringer



Figur 6.12 Detalj av stagring med bruk av Z-stålene (etter Bjørnsgaard (1983))

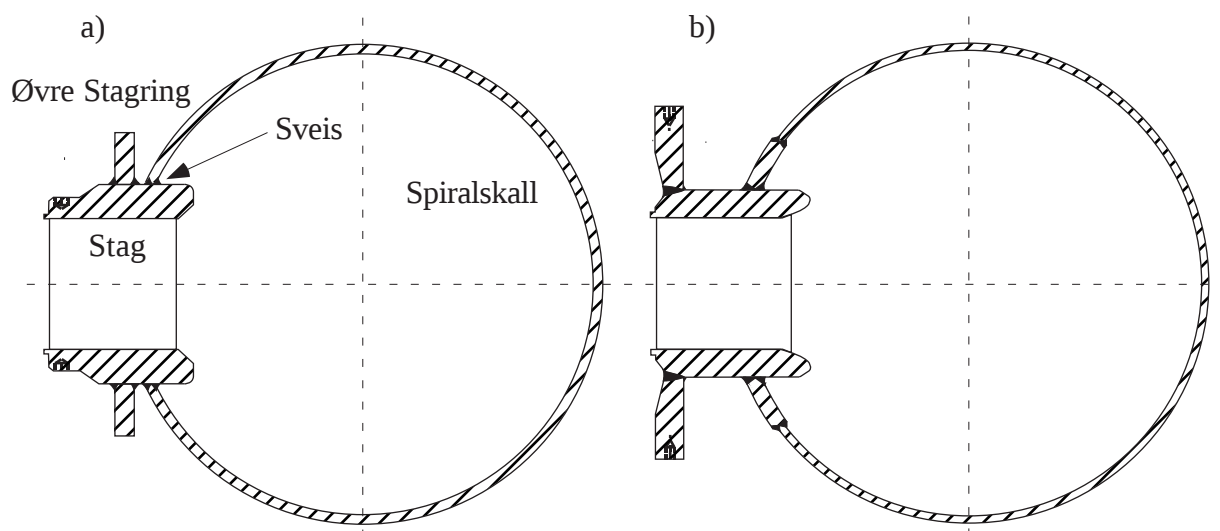
Med innføringen av Z-stål på midten av 70-tallet ble problemet med lagdeling løst og dette satte sluttstrek for bruken av støpestål⁹ i stagring. En typisk detalj av øvre turbinlokk og stagring av Kvilldal (1978) er vist i Figur 6.12. De fleste platene er i finkornstål med kvalitet TTStE36, Z2 eller Z3. Benevnelsen Z2 og Z3 står for en minimum kontraksjon av strekkprøver i tykkelsesretning på henholdsvis 25 og 35%.

Denne stålqualiteten ble oppnådd ved lavt svovelinnhold og med tilsetning av kalsium i smelten. Dette hindret utvasking av MnS i flak da svovelet ble lagret som kuler ved binding til kalsium.

Spiralskallet er utført i platekvalitet TTStE47, som først ble brukt i Pelton ringledninger.

6.2.5 Planparallell stagring

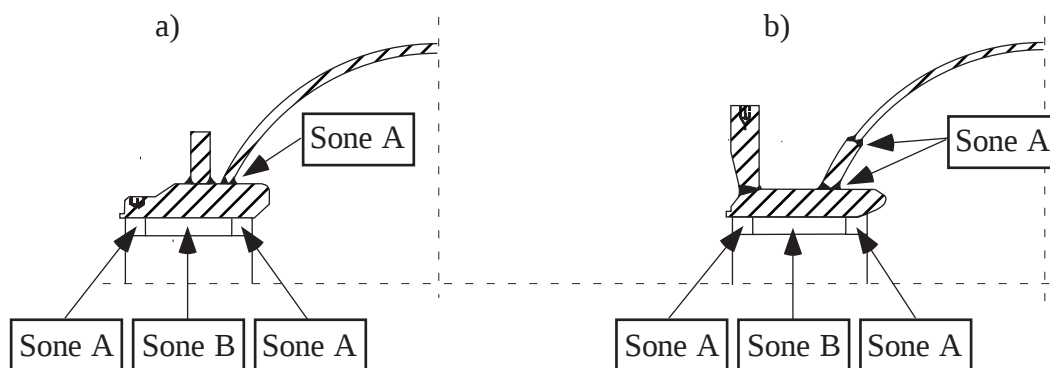
Fra midten av 80-tallet overtok planparallele stagringer som vist i Figur 6.13. Disse var enklere å fremstille da en ikke hadde en jevn overgang mellom trommeskall og stagringsplater. I tillegg gav designet, noe overraskende, en mer optimal innstrømning mellom stagene.



Figur 6.13 Planparallell stagring

Figuren viser to ulike typer spiraltrommer, en (Figur 6.13a)) der trommeskallet er satt sammen av plater med bare en sveis inn mot stagringsen. Den andre typen har en forsterket "konisk" platedel mot stagringsen for å redusere spenningen i sveisen mot stagringsen (se Figur 6.13 b)). Dette er mye brukt for de høye trykkene for å redusere spenningene i plateskallet inn mot stagring.

⁹ Ble brukt pga. stålets isotrope materialegenskaper ved store godstykkelser.
 11x175 TR A5557



Figur 6.14 Anbefalt inndeling av planparallelle stagringer

For alle stag er utstrekningen av sone A ca. 20% av radiell utstrekning

6.2.6 Bolter

Krympboltene i kløvene til delte stagringer bør undersøkes med ultralyd (lengdeveis gjennom boltene) for å finne mulige sprekker. Boltene er kun tilgjengelig ved full demontasje av turbinen, dvs. både øvre og nedre lokk må være demontert.

Undersøkelse av boltene vil derfor bli utført bare ved en full overhaling av turbinen, noe som anbefales utført med et tidsintervall på maksimalt 30 år.

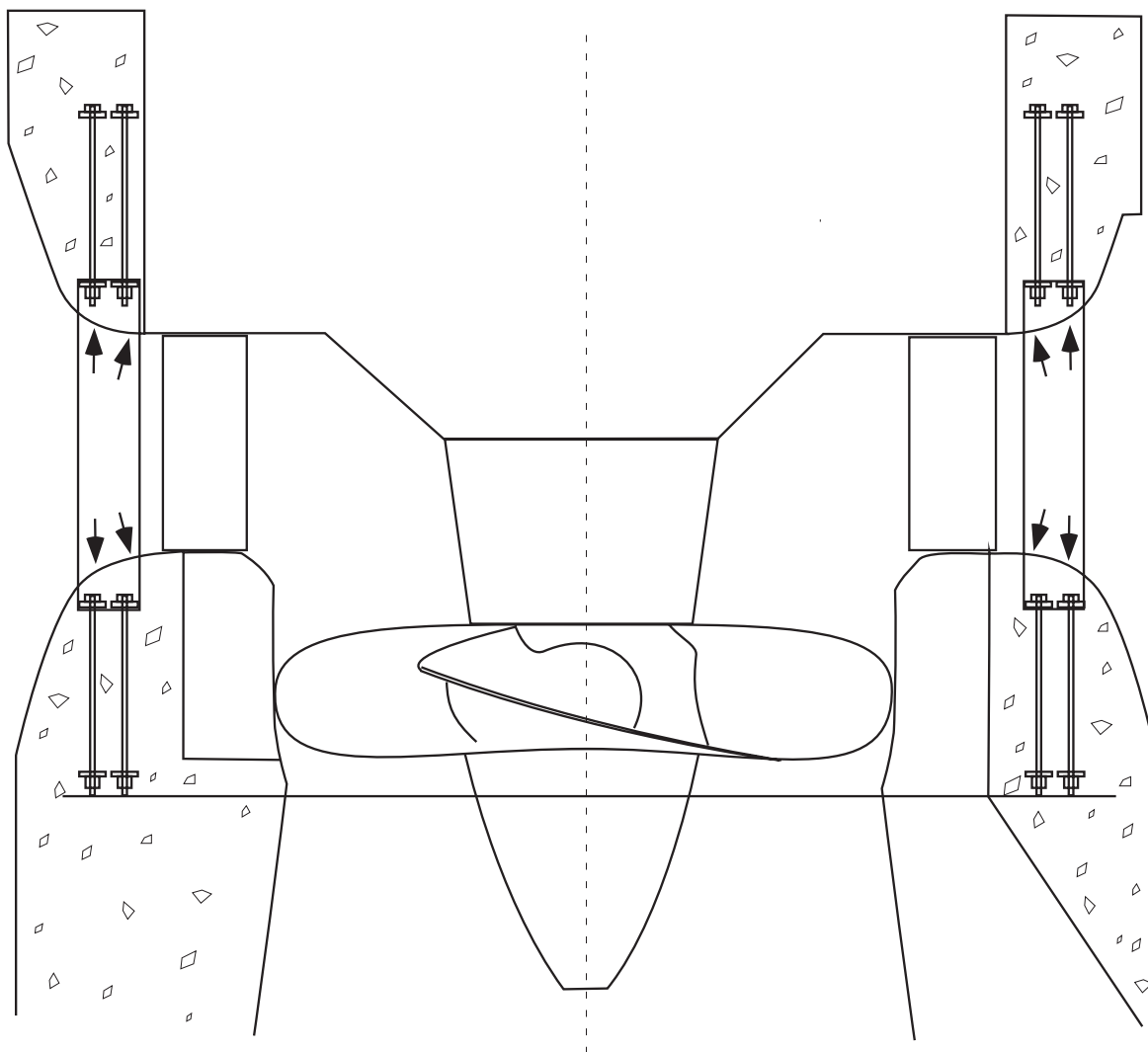
6.3 KAPLAN- OG RØRTURBINER

Dimensjoneringskriteriet for Kaplan- og Rørturbiner er stort sett basert på deformasjoner og ikke på spenninger. Dette er fordi dimensjonene er store og trykket er lavt. Platematerialene er derfor valgt i lavprisområdet hvor stort sett skipskvalitet er brukt. For turbiner levert etter ca. 1970 er sveiseegenskapene gode også gode for skipsplater på grunn av lavt kullstoffinnhold¹⁰. De fleste spiraltrommene for Kaplan turbiner og ytre konus og bulb for Rørturbiner sveist sammen på anlegget uten at de er varmebehandlet (dvs. glødd).

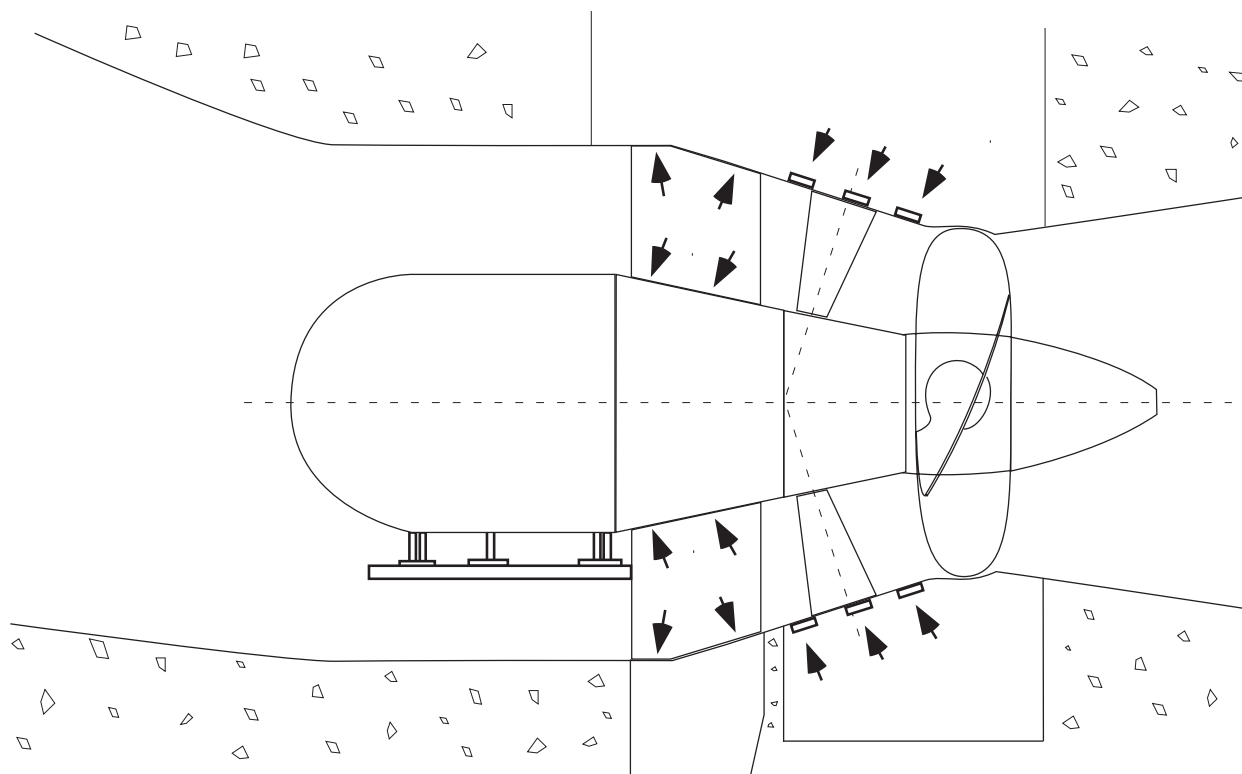
De kritiske sonene som bør inspiseres hvert 10. år er som følger:

- Kaplan turbiner
 Staging mot stag (se Figur 6.15). Løpehjulskammer som egentlig er stasjonære deler er tatt med i NDT Brukermanual – Løpehjul i Kaplan- og rørturbiner.
- Rørturbiner
 Bærende stagforbindelse mellom ytre konus og bulb og avstivingsribber på konus mot løpehjulskammer (se Figur 6.16).

¹⁰ Lavt kullstoffinnhold betyr at kullstoffekvivalent, $CEV = C + Mn/6 < 0.32$.
 11x175 TR A5557



Figur 6.15 Prinsippskisse av Kaplan turbin (Piler indikerer hvor kontroll bør utføres).



Figur 6.16 Prinsskisse av rørturbin (Piler indikerer hvor kontroll bør utføres)

7 DRIFTSMØNSTER

Ved praktisk drift av et vannkraftverk vil en i tillegg til trykkvariasjonene ved start/stopp, få overlagrede trykksvingninger på grunn av hurtig regulering, naturlige trykkvariasjoner, avslag med etterfølgende svingninger osv.

Dersom en har overlagrede svingninger i tillegg til hovedspenningsvariasjonen, $\Delta\sigma_1$, kan en effektiv spenningsvariasjon, $\Delta\sigma_{\text{eff}}$, beregnes som:

$$\Delta\sigma_{\text{eff}} = \Delta\sigma_1 \cdot \left[1 + \frac{N_2}{N_1} \left(\frac{\Delta\sigma_2}{\Delta\sigma_1} \right)^m + \frac{N_3}{N_1} \left(\frac{\Delta\sigma_3}{\Delta\sigma_1} \right)^m + \frac{N_4}{N_1} \left(\frac{\Delta\sigma_4}{\Delta\sigma_1} \right)^m \dots \right]^{\frac{1}{m}} \quad \text{[MPa]} \quad \text{Ligning 7.1}$$

N_1 er antall hovedsykler, eller antall start/stopp. $\Delta\sigma_i$ og N_i , $i = 2, 3, 4 \dots$ er hhv. spenningsvariasjonen og antall vekslinger for de overliggende spenningsvariasjonene. m er bestemt ut fra bruddmekanisk teori og kan antas lik 3. En kan nå vise to eksempler for å vurdere om slike ekstra svingninger skal taes hensyn til eller kan neglisjeres.

Eksempel 1

I løpet av en 20-års periode har et anlegg 20.000 start/stopp. I tillegg er det grovt antatt at en har:

1. 10^6 svingninger med 10% av $\Delta\sigma_1$

2. 10^7 svingninger med 5% av $\Delta\sigma_1$
3. 500 avslag med $\pm 20\%$ trykkvariasjoner (Det er antatt 10 etterfølgende svinginger etter avslaget)

Dette gir en effektiv spenningsvariasjon som:

$$\Delta\sigma_{\text{eff}} = \Delta\sigma_1 \cdot \left[1 + \underbrace{\frac{10^6}{2 \cdot 10^3} \left(\frac{10}{100} \right)^3}_1 + \underbrace{\frac{10^7}{2 \cdot 10^3} \left(\frac{5}{100} \right)^3}_2 + \underbrace{\frac{500 \cdot 10}{2 \cdot 10^3} \left(\frac{40/2}{100} \right)^3}_3 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\Delta\sigma_{\text{eff}} = \Delta\sigma_1 \cdot \left[1 + \underbrace{0.05}_1 + \underbrace{0.063}_2 + \underbrace{0.002}_3 \right]^{\frac{1}{3}} = \Delta\sigma_1 \cdot 1.04$$

Som vi ser så gir disse ekstra svingningene kun 4% økning i den effektive spenningsvariasjonene, som vi neglisjerer med bakgrunn i den store usikkerheten vi har i de andre antagelsene.

Neste eksempel ansett mer som et ekstremtilfelle, men er tatt med for se på hvilke effekter som vil gi utslag.

Eksempel 2

I løpet av en 20-års periode har et anlegg 20.000 start/stopp. Det er målt på anlegget at en har følgende svingninger:

1. Med oppstart får en svingning $\pm 10\%$ av $\Delta\sigma_1$ som avtar til 0 etter 5 svingninger.
2. 500 avslag med $\pm 20\%$ trykkstigning som avtar til 0 etter 10 svinginger. I tillegg er det målt svingninger på $\pm 10\%$ som varierer i 10 s. og med en frekvens på 300 Hz.
3. 2 ukontrollerte rusninger som hver varer i 60 s. Trykkvariasjonen er $\pm 15\%$ med en frekvens med 200 Hz.

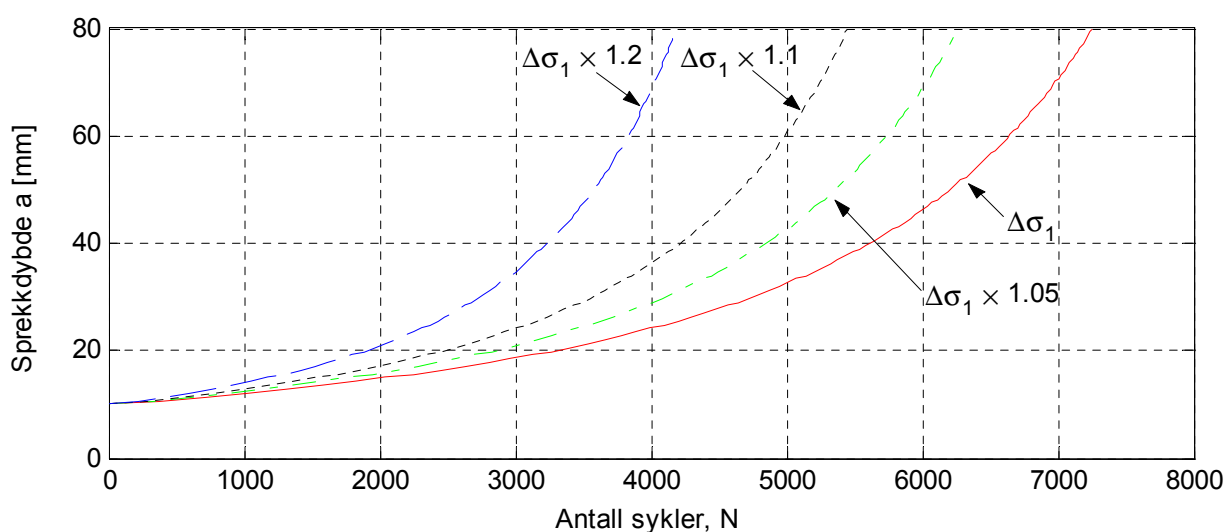
Dette gir en effektiv spenningsvariasjon som:

$$\Delta\sigma_{\text{eff}} = \Delta\sigma_1 \cdot \left[1 + \underbrace{\frac{5 \cdot 2 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^3} \left(\frac{20/2}{100} \right)^3}_1 + \underbrace{\frac{500 \cdot 10}{2 \cdot 10^3} \left(\frac{40/2}{100} \right)^3}_2 + \underbrace{\frac{500 \cdot 10 \cdot 300}{2 \cdot 10^3} \left(\frac{20}{100} \right)^3}_3 + \underbrace{\frac{2 \cdot 60 \cdot 200}{2 \cdot 10^3} \left(\frac{30}{100} \right)^3}_3 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\Delta\sigma_{\text{eff}} = \Delta\sigma_1 \cdot \left[1 + \underbrace{0.005}_1 + \underbrace{0.002 + 0.6}_2 + \underbrace{0.032}_3 \right]^{\frac{1}{3}} = \Delta\sigma_1 \cdot 1.18$$

Som en ser så er det kun bidraget fra ekstrasvingingene ved avslag som gir noe vesentlig bidrag til å øke den effektive spenningsvidden.

Ved bruk av Paris lov for å beregne sprekkveksten kan en sette opp noen eksempler med 0, 5, 10, og 20% økning av spenningsvidden. Antar at en har en halvelliptisk sprekk med dybde 5 mm. Normal spenningsvariasjon, $\Delta\sigma_1$, er 180 MPa. $\sqrt{\pi} \cdot f(\varphi)$ er i dette eksempelet satt til 2.13. Materialkonstantene C og m velges hhv. lik $1.0 \cdot 10^{-12}$ og 3.



Figur 7.1 Estimert sprekkvekst ved ulike driftsmønstre

Dersom en kjenner driftsmønsteret til turbinen, kan en estimere økt sprekkvekst eller redusert antall start/stopp sykler for å få samme sprekkdybde, a. Dersom $\Delta\sigma_{\text{eff}} / \Delta\sigma_1$ er estimert, vil redusert antall sykler estimeres som:

$$N_{\text{eff}} = (\Delta\sigma_{\text{eff}} / \Delta\sigma_1)^{-m} \cdot N_1 \quad \text{Ligning 7.2}$$

Som en ser av Figur 7.1 så skal det relativt lite til for å redusere antall sykler. Dersom en ser bort i fra andre lastsvingninger enn selve start/stopp prosessen, bør en ta hensyn til dette ved å være konservativ i valg av C og m.

8 AKSEPTKRITERIER

Avhengig av design, materialvalg, sveisemetoder, spenningsfordeling i ulike deler av de trykkpåkjente delene vil akseptkriteriene for sprekkestørrelsene variere. På grunn av størrelsen på en tromme vil det være lite hensiktsmessig å kontrollere hele tromma og alle sveisene like nøye. Vi har i dette kapitlet satt opp akseptkriterier for Pelton, Francis og Kaplan turbiner.

I utgangspunktet hadde en planlagt en strategi der en vurderte alle sprekker, men ikke nødvendigvis gikk inn og reparerte sprekkefunnene. Dersom estimert sprekkevekst var mindre enn en tillatt økning før neste kontrollintervall lot en sprekken stå til neste inspeksjon.

Etter nærmere vurderinger, spesielt pga. den store usikkerheten den estimerte sprekkeveksten har, er det foreslått en alternativ strategi. I tillegg er det vurdert som svært fordyrende å gå inn med en NDT metode som ultralyd for å finne dybden av sprekken. En har derfor anbefalt at en konsentrerer seg om overflatesprekker siden disse er ansett som de farligste for sprekkdannelse i trykkpåkjente deler. Erfaringer tilsier også at innvendige sprekker vil vokse ut mot overflaten før en får gjennomgående sprekker, og vil derfor etter hvert bli oppdaget som overflatesprekker ved en NTD kontroll.

Dermed konsentrerer en seg om overflatesprekker og legger mindre innsats inn på evaluering av innvendige sprekker.

Mindre overflatesprekker anbefales å slipes opp med en gang de oppdages for å stoppe sprekkeveksten. Større sprekker må en sveisereparere og i dette kapitlet vil en prøve å sette opp anbefalinger for dette.

For å begrense detaljeringsgraden har vi satt opp tre klasser med ulike krav til akseptkriterier som vist i Kapittel 6. Klasse A har det strengeste kravet til feilstørrelse ut ifra spenningsanalyser, målinger og erfaringer. Klasse C har de laveste kravene basert på kjente lave spenninger i store områder av de trykkpåkjente delene.

8.1 FRANCIS TURBIN

Som tidligere vist (se Kapittel 6) har en delt inn spiraltrommene i fire klasser avhengig av design og materialkvalitet. Disse er:

1. Helstøpte trommer
2. Støpt ring og plateskovler
3. Sammensatt stagring
4. Planparallell stagring

I motsetning til løpehjul der vi hadde delt løpehjulet i fire soner (se EBL (2000)), har vi delt inn de trykkpåkjente delene i tre områder. I praksis er det kun sone A og B som skal undersøkes med NDT metoder. Sone C har (eksempelvis rundsveisene i spiralskallet i avstand fra stageringene) lave spenninger og her er det naturlig med en visuell kontroll der en ser etter ruststriper.

I eksempelvis Figur 6.8 og Figur 6.11 er de ulike akseptsonene A og B vist for øvre halvdel av stageringen. En har valgt å dele opp inspeksjon i nye og eldre trommer. For nye trommer er en ute etter feil som vil vokse til kritiske feil i løpet av 20 - 50.000 lastvekslinger, avhengig av spenningene. For de eldre trommene ønsker en å bestemme grensen for når en skal gå inn å sveisereparere sprekkene eller om en utsliping er tilstrekkelig. Dette fordi at kritisk sprekkstørrelse ikke oppstår før sprekkene er veldig store eller at det lekker vann gjennom skallet.

8.1.1 Nye spiraltrummer

For nye turbiner må en kreve at sprekkene er så små ved overlevering av nye trommer at de ikke skal vokse til kritisk størrelse i løpet av antatt levetid. Tidligere var det ofte satt som et krav at de trykkpåkjente delene skulle tåle 50.000 start/stopp før en sprekk hadde vokst til kritisk størrelse. I tillegg bør den kritiske sprekkstørrelse være større enn platetykkelsen slik at en får lekkasje før en når den kritiske sprekkstørrelse.

NDT-manualen for trykkpåkjente deler, som er utgitt våren 2002, er det antatt en maksimal-spenning begrenset til 200 MPa. I tillegg er det en forutsetning at de trykkpåkjente delen er glødd. Det finnes sannsynligvis spenninger på både nye og noen eldre trommer som har spenninger over 200 MPa. Dersom spenningene er høye må manualen sammen med anbefalinger fra turbinleverandør danne grunnlaget for om en skal redusere intervallene mellom NDT-inspeksjonene.

Eksempel fra Kværner Energy (nå GE Hydro)

For en turbin med 50.000 start/stopp sykler og spenninger, $\sigma_{\max}$, på maksimalt 180 - 200 MPa, hvor kritisk sprekkdybde, a_{cr} , er 100-150¹¹ mm, vil akseptable feil i trykkpåkjente deler være som vist i Tabell 8.1. Feilene er startfeil som ikke vil vokse til kritisk størrelse og gi ustabile eksplosive brudd etter 50.000 start/stopp. Et anslag på 50.000 lastsykler, tilsvarer omtrent 3 start/stopp pr. dag i 50 år. Dette er langt over det som har vært vanlig i norske kraftverk frem til i dag (Skåre (2001)).

Tabell 8.1 Akseptable feil i trykkpåkjente deler i nye turbiner (fra Kværner)

Overflate feil	Innvendige feil
$1 \times \infty$ [mm] ¹²	$2 \times \infty$ [mm] ¹³
2×20 [mm]	4×20 [mm]
2.5×10 [mm]	5×10 [mm]

¹¹ Kritisk sprekkstørrelse er typisk satt til det dobbelte av platetykkelsen. Dette sikrer at kriteriet ”lekkasje før brudd” er oppfylt.

¹² Dette representer kantsår ved sveis

¹³ Teoretisk sprekkform som ikke vil finnes i praktiske tilfeller

Det er ikke tatt med sprekkforhold $a/2c > 0.25$ eller siden lengden på sprekken da blir så liten den er vanskelig å oppdage.

Dersom en antar at den kritiske sprekk tipp åpningen ($CTOD = \delta_{cr}$) er omtrent lik 0.5 mm og den maksimale spenningen, σ_i , er 200 MPa, kan en finne akseptkriteriet for en gjennomgående sprekk i et materiale en stålqualität med $\sigma_{0.2}$ lik 460 MPa:

$$\bar{a}_{maks} = \frac{\delta \cdot E}{2 \cdot \pi \cdot \sigma_{0.2}} \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{0.2}} - 0.25 \right)^{-1} = \frac{0.0005 \cdot 2.1 \cdot 10^{11}}{2 \cdot \pi \cdot 460 \cdot 10^6} \left(\left(\frac{200}{460} + 0.25 \right) - 0.25 \right)^{-1} = 0.084 \text{ m}$$

Dersom platetykkelsen er 50 mm og $a/2c$ -forholdet er omtrent 0.5, kan vi ekstrapolere den kritiske sprekktykkelsen, a_{cr} , til å være omtrent lik 100 mm fra Figur 5.10. Dersom en bruker den integrerte Paris likning, men med en startsprekk, a_i , lik 4 mm ($2c_i = 8 \text{ mm}$) og med følgende materialverdier ($C = 10^{-12}$, $m = 3$ og $f(\phi) = 0.707$) får en:

$$N_{cr} = \frac{1}{C \cdot (\Delta\sigma \cdot \sqrt{\pi} \cdot f(\phi))^m \cdot \left(1 - \frac{m}{2}\right)} \left[a_{cr}^{1-\frac{m}{2}} - a_i^{1-\frac{m}{2}} \right]$$

$$N_{cr} = \frac{1}{10^{-12} \cdot (200 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{\pi} \cdot 0.707)^m \cdot \left(1 - \frac{3}{2}\right)} \left[0.1^{1-\frac{3}{2}} - 0.004^{1-\frac{3}{2}} \right] = 50817 \text{ sykler}$$

Dette er antall lastsykler før en når kritisk sprekkstørrelse som er ansatt å være en sprekk gjennom platetykkelsen. Det vil imidlertid sprute vann en stund før denne størrelsen (gjelder ikke for stag). For dette beregningseksempel er det estimert at sprekken vil gå gjennom platen etter ca. 45.000 sykler.

En ekvivalent sprekkstørrelse for en overflatesprekk med et annet bredde/lengde forhold kan da estimeres ved å bruke Figur 5.10. Dersom en antar at $\bar{a}_{max}/B = 1$ er en representativ verdi, kan en finne ekvivalente sprekkformer ved å bruke kurvene til ulike $a/2c$ forhold for å finne ulike a_{max}/B forhold.

Eksempel

Linjen for en sprekk med $a/2c = 0.5$ ekstrapoleres til $\bar{a}_{max}/B = 1$, og en får da $a_{max}/B \approx 1.02$. I fra kurven $a/2c = 0.1$ finner en a_{max}/B omtrent lik 0.5. Dette gir et forhold på 2:1 for sprekkdybden og altså en ekvivalent sprekk på $a = 2 \text{ mm}$ og en lengde $2c = 20 \text{ mm}$.

Områder med lavere spenninger

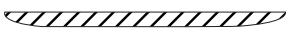
Som nevnt har vi generelt delt de trykkpåkjennte delene i tre aksept soner. Aksept sone A er behandlet ovenfor. Sone B og C er områder med maksimale spenninger på hhv. 150 og 100 MPa.

I Tabell 8.2 er beregnet $\bar{a}_{\max}$ beregnet for stålkvaliteter med $\sigma_{0.2}$ lik 335 og 460 MPa. $\bar{a}_{\max}$ er beregnet fra designkurven for ferrittiske sveiser.

Tabell 8.2 Bruddmekanisk evaluering for område A, B og C

	$\sigma_{0.2} = 335 \text{ MPa}$			$\sigma_{0.2} = 460 \text{ MPa}$		
Maksimal spenning, $\sigma_{\max}$ [MPa]	200	150	100	200	150	100
Gjennomgående sprekk, $\bar{a}_{\max}$ [m]	0.084	0.111	0.167	0.084	0.111	0.167

I Figur 8.1 er tillatte overflatesprekker illustrert for nye turbiner.

Klasse A		Klasse B		Klasse C	
1.0 x ∞		2.0 x ∞		3.0 x ∞	
2.0 x 20 mm		3.0 x 80 mm		5.0 x 150 mm	
2.5 x 10 mm		4.0 x 40 mm		7.0 x 100 mm	
		5.0 x 30 mm		10.0 x 60 mm	

Figur 8.1 Tillatte overflatesprekker i nye turbiner

8.1.2 Eldre spiraltrommer

For maskiner som har vært i drift i mer enn 10 år og med mange start/stopp er vi ute etter å finne feil som er større enn for nye turbiner (se Figur 8.1).

Etter vurderinger fra SINTEF Energiforskning og ROBIT med praktisk valg av NTD metode vil en begrense NTD metodene til Magnetpulver-, Virvelstrøm- og Penetrantprøving (ikke for malte flater) for stasjonære deler. Dette gjør at en utelukker mulighetene til å si noe om dybden til sprekken dersom den er dypere enn omtrent 2 mm¹⁴.

Mulighetene for å kunne estimere fremtidig sprekkvekst uten kjennskap til for eksempel spenningsbilde rundt sprekken, sprekkdybden og materialegenskaper osv. er usikker, så det er valgt å sette opp noen tommelfingerregler for eldre trykkpåkjente deler.

Følgende anbefalinger er gjort ved sprekkfunn på eldre trommer for sone A.

Alle lineære sprekkindikasjoner som har en lengde større enn 10 mm skal slipes opp for sone A.

Ved hjelp av en oppsliping vil en kunne bestemme størrelsen på sprekken. Dette gjøres ved en liten oppsliping, deretter polering og NDT kontroll. Dette repeteres inntil at en er sikker på at sprekken er borte. Det er viktig å utføre en polering før NTD kontrollen, da oppsliping har en

¹⁴ Kun virvelstrøm kan estimere dybde begrenset til 2 mm.

tendens til å tette sprekken igjen mot overflaten og at den dermed ikke oppdages for eksempel med penetrantprøving.

Etter en vellykket oppsliping har en ikke en sprekk lengre og en kan ikke estimere videre sprekkvekst som før. Ved en stor utsliping vil en imidlertid ta vekk en del material slik at den effektive platetykkelsen blir redusert og dermed får en introdusert høyere spenninger.

Spørsmålet som en må ta stilling til er om oppslipingen skal stå som den er eller om en skal sveisereparere utslipingen.

Ut i fra en bruddmekanisk analyse er SINTEF Energiforskning anbefaling for sone A:

Sprekker har en dybde (a) som er større enn 30% av platetykkelsen eller har en lengde (2c) som er større enn platetykkelsen skal sveiserepareres.

Sveisereparasjon må utføres av kvalifisert personell for ikke å introdusere nye spenninger i materialet (se delkapittel 5.4.1).

Anbefalingen på 30% er gitt ut fra en evaluering med en sprekk ($a/2c = 0.5$) som ved en 50 mm tykk plate har vært utsatt for omtrent 15.000 sykler (sone A) før den gikk gjennom platen. Lengden på 2c som det dobbelte av platetykkelsen er begrunnet i følgende forutsetninger:

1. Min. tillatt gjennomgående sprekk er større enn platetykkelsen, dvs. $\bar{a}_{\max} / B \geq 1$.
2. Minste $a/2c$ forhold blir da 0.15, som gir en $a_{\max} / B < 0.6$.

Bruker vi dette til å regne ut maksimalt antall sykler som en kan tillate ved normal sprekkvekst, så er dette omtrent 10.000 sykler. Når en utslipingen ikke har noen sprekk er en på den sikre siden. Imidlertid bør oppslippte sprekker oppfølges spesielt på grunn av risiko for ny sprekkvekst.

For sone B og C er følgende kriterier anbefalt:

Alle lineære sprekkindikasjoner som har en lengde større enn 30 mm (Klasse B) og 60 mm (Klasse C) skal slipes opp.

Sprekker som har en dybde (a) som er større enn 40% av platetykkelsen eller har en lengde (2c) som er større enn 150% (Klasse B) eller 200% (Klasse C) enn platetykkelsen skal sveiserepareres.

Tabell 8.3 Kriterier for oppsliping på eldre trommer

	Klasse A	Klasse B	Klasse C
Oppsliping foretas dersom sprekken er lengre enn:	10 mm	30 mm	60 mm

Tabell 8.4 Kriterier for maks. oppsliping uten reparasjon på eldre trommer. B er platetykkelsen

	Klasse A		Klasse B		Klasse C	
	Dybde	Lengde	Dybde	Lengde	Dybde	Lengde
Maksimal oppsliping uten reparasjon:	0.3B	1B	0.4B	1.5B	0.4B	2B

Anbefalingene i Tabell 8.3 er basert på det verst tenkelig tilfellet med at ny sprekk oppstår i utlippingen og at sprekken ikke skal vokse til over 70% av platetykkelsen (B) før neste inspeksjon (maks. 10000 start/stopp). Sveisereparasjoner må kun utføres av kvalifisert personell.

8.1.3 Kontrollintervall

Det anbefales NDT-kontroll med intervall på 5000 start/stopp eller 10 år. Det alternativ som oppnås først velges.

8.1.4 Alternativ fremgangsmåte

Dersom en hadde hatt muligheten til å estimere sprekkdimensjonene ved hjelp av eksempelvis ultralyd kunne en tenkt seg en at en lot sprekken stå, dersom estimert sprekkvekst frem til neste inspeksjon var mindre enn en maks. tillatt størrelse. Dette er ikke en feil som vil gi et ustabilt brudd ved neste trykksetting men en feil som har innebygd en sikkerhetsmargin for brudd.

Dersom sprekken som oppdages er innenfor akseptgrensen, må den være så liten at den ikke vil vokse over denne størrelsen før neste NDT kontroll. Det er derfor 2 betingelser som må være oppfylt for at vi skal kunne akseptere sprekken uten å gjøre noe med den:

1. Sprekken må være mindre enn akseptkriteriet
2. Sprekken må ikke vokse seg større enn akseptkriteriet før neste NDT kontroll

Utgangspunktet for denne alternative metoden er å ta utgangspunkt i designkurven for ferrittiske sveiser som vist i Figur 5.9. Kurven gir oss en sammenheng mellom spenningsforholdet $\sigma_1/\sigma_{0.2}$ og sprekkstørrelsen $\bar{a}$ (gjennomgående rett sprekk i en testplate med bredde W). Fra Figur 5.10 kan en finne kritisk sprekkdybde a. Estimert antall sykler beregnes fra Lign. 5.4. Dersom antall sykler som trengs for at sprekken skal vokse til kritisk størrelse er mye større enn antall start/stopp som maskinen blir utsatt for før neste NDT kontroll kan en la sprekken stå.

Nye feil i sveisereparasjoner må beregnes som ikke spenningsglødd sveis og kriteriene for eventuelle nye reparasjoner beregnes ut fra samme kriterier som vist over.

Nedenfor er det gitt et eksempel på hvordan en evaluerer en feil som er funnet:

Eksempel

Vi antar at vi har funnet en feil i sone A, dvs. sonen med høyeste spenning. Sprekken er en halvelliptisk overflatesprekk (dvs. $a/2c = 0.5$) og med lengde ($2c$) og dybde (a) på hhv. 40 og 20 mm. Platetykkelsen er 80 mm eller 0.08 m.

Vi antar at spenningen er maksimalt 200 MPa og at vi vet at sveisen er spenningsglødd ($x = 0.25$). De aller fleste sveisene i spiraltrommene er spenningsglødd. Materialet som er brukt er TTEST47 med flytespenning, $\sigma_{0.2}$, på 460 MPa.

Forholdet $\sigma_1/\sigma_{0.2}$ finnes fra:

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_{0.2}} = \frac{\sigma_t}{\sigma_{0.2}} + x = \frac{200}{460} + 0.25 = 0.685$$

Går inn og finner ϕ til omtrent 0.43 fra design kurven. Dersom vi antar en kritisk sprekk tipp åpningen på 0.5 mm og standard verdi på elastisitesmodulen $E = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ får en:

$$\bar{a} = \frac{1}{\phi} \cdot \frac{\delta_{cr} \cdot E}{2\pi\sigma_{0.2}} = \frac{1}{0.43} \cdot \frac{0.5 \cdot 10^{-3} [\text{m}] \cdot 2.1 \cdot 10^{11} [\text{N/m}^2]}{2\pi \cdot 460 \cdot 10^6 [\text{N/m}^2]} = \frac{1}{0.43} \cdot \frac{0.5 \cdot 2.1 \cdot 10^8}{2\pi \cdot 460 \cdot 10^6} = 0.083 [\text{m}]$$

Dersom sprekken har form som en halvelliptisk overflatesprekk (dvs. $a/2c = 0.5$) og platetykkelsen, B , er 80 mm eller 0.08 m, blir korresponderende lengde og dybde:

$$\frac{\bar{a}}{B} \approx 1 \xrightarrow{\text{Fig. 5.10}} \frac{a_{\max}}{B} \approx 1 \Rightarrow a \approx 0.08 \text{ m}$$

Da får vi en lengde på sprekken på $2c = 0.16 \text{ m}$. Maks. tillatt sprekkstørrelse er 4 ganger så stor som den vi fant og i utgangspunktet kan vi la den stå. Merk at maks. tillatt sprekkdybde er en gjennomgående sprekk.

Vi må imidlertid sjekke at sprekken ikke vokse over maks. tillatt sprekkstørrelse eller i dette tilfelle et gjennomgående brudd før neste revisjon med kontroll. Til dette formålet brukes Paris' lov:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K^m = C \cdot (K_{\max} - K_{\min})^m$$

hvor $C = 10^{-12}$ og $m = 3$ for den aktuelle stålqualiteten (inkludert varmpåvirket sone og sveiseavsett). For å være på den konservative siden, setter vi $K_{\min}$ lik null. Verdien for $K_{\max}$ blir da:

$$K_{\max} = \sigma_{\max} \sqrt{\pi \cdot a} \cdot f(\phi) \approx 200 \cdot \sqrt{\pi \cdot 40} \cdot 0.71 = 1.59 \cdot 10^3$$

Sprekkveksten på neste start/stopp syklus blir da estimert til:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot K_{\max}^m = 10^{-12} \cdot (\sigma_{\max} \sqrt{\pi \cdot a} \cdot f(\varphi))^m \approx 10^{-12} \cdot (1.59 \cdot 10^3)^3 = 0.004 \text{ [mm/sykel]}$$

Dersom vi kan godta en sprekkdybde på $0.5B$, kan vi estimere antall N som tillates ved hjelp av:

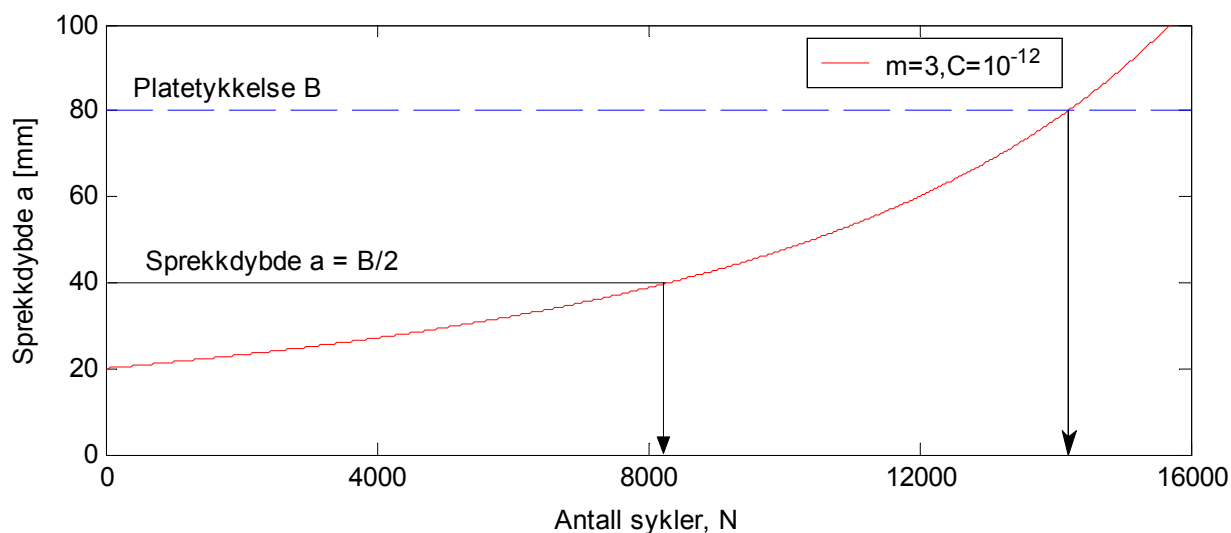
$$N_{B/2} = \frac{1}{C \cdot (\sigma_{\max} \cdot \sqrt{\pi} \cdot f(\varphi))^m \cdot \left(1 - \frac{m}{2}\right)} \left[a_{B/2}^{1-\frac{m}{2}} - a^{1-\frac{m}{2}} \right]$$

$$N_{B/2} = \frac{1}{1.0 \cdot 10^{-12} \cdot (200 \cdot \sqrt{\pi} \cdot 0.71)^3 \cdot \left(1 - \frac{3}{2}\right)} \left[40^{1-\frac{3}{2}} - 20^{1-\frac{3}{2}} \right]$$

$$N_{B/2} = \frac{1}{-7.97 \cdot 10^{-6}} [0.1581 - 0.2236] = 8216$$

Figur 8.2 viser sprekkveksten fra 20 mm og til gjennomgående sprekk gjennom platen.

Som vi ser så vil det med de valgte materialkonstantene gå omtrent 8200 syklus før vi når opp til maks. tillatt feil. Om vi skal la sprekken stå til neste inspeksjon/revisjon vil da være avhengig av kjøremønsteret til turbinen frem til neste inspeksjon.



Figur 8.2 Utvikling av sprekkvekst med antall syklus for eksempel 1.

Usikkerheter for beregningene:

- Bestemmelse av C og m
- Bestemmelse av riktig $f(\varphi)$
- Bestemmelse av riktig maksimal spenning

- Hvordan defineres platetykkelsen B for ulike steder.

8.2 PELTON TURBIN

Pelton turbiner er delt inn i to hovedklasser avhengig av om akselen er vertikal eller horisontal. Disse er:

1. Vertikale Peltonturbiner
2. Horisontale Peltonturbiner

I utgangspunktet er akseptsoner delt inn i tre klasser, dvs. A, B og C. For Peltonturbiner vil kun to soner bli benyttet, nemlig sone A og B. Sone A (se Figur 6.3 og Figur 6.4) angir området med det strengeste akseptkriteriet. I praksis er det da kun sone A som skal undersøkes med NDT metoder. Sone C har lave spenninger, og her er det naturlig med en visuell kontroll, der en ser etter ruststriper.

8.2.1 Nye ringledninger, grenrør og bend

For nye turbiner er tillatte akseptgrenser som for nye Francis turbiner. Se delkapittel 8.1.1 for nærmere informasjon.

8.2.2 Eldre ringledninger, grenrør og bend

For Pelton aggregat som har vært i drift i mer enn 10 år, og med mange start/stopp er vi ute etter å finne feil som er større enn for nye turbiner. Samme argumentasjon som for Francis er lagt til grunn for trykkpåkjennte deler i Pelton, se delkapittel 8.1.2.

I Tabell 8.5 og Tabell 8.6 vises anbefalte grenser for oppsliping av sprekkindikasjoner og når en bør sveisereparere sprekkutslipingene.

Tabell 8.5 Kriterier for oppsliping på eldre ringledninger, grenrør og bend

	Klasse A	Klasse C
Oppsliping foretas dersom sprekken er lengre enn:	10 mm	60 mm

Tabell 8.6 Kriterier for maks. oppsliping uten reparasjon på ringledninger, grenrør og bend. B er platetykkelsen

	Klasse A		Klasse C	
	Dybde	Lengde	Dybde	Lengde
Maksimal oppsliping uten reparasjon:	0.3B	1B	0.4B	2B

8.2.3 Kontrollintervall

Det anbefales NDT-kontroll med intervall på 5000 start/stopp eller 10 år. Det alternativ som oppnås først velges.

8.3 KAPLAN- OG RØRTURBINER

For Kaplan- og rørturbiner vil kun sone C bli benyttet. Det anbefales å utføre stikkprøvekontroll med NDT-metodikk som beskrevet før mellom stag og stagring. Øvrige deler inspiseres visuelt. For rørturbiner gjelder det sveis mellom indre konus og tverrstaget hvor det er adkomst til bulben nedstrøms generatoren. Farlige sprekker vil her bli oppdaget som lekkasje. Reparasjoner vil da være påkrevet. Videre bør sveis mellom ribber i konus som holder løpehjulskammeret inspiseres.

Ved sprekkfunn er akseptkriteriene som for klasse C for Pelton og Francis turbiner.

Tabell 8.7 Kriterier for oppsliping og maks. oppsliping uten reparasjon på Kaplan- og Rørturbiner. B er platetykkelsen

	Klasse C	
	Dybde	Lengde
Oppsliping dersom sprekken er lengre enn:	-	60 mm
Maksimal oppsliping uten reparasjon:	0.4B	2B

8.3.1 Kontrollintervall

Det anbefales visuell kontroll med stikkprøvekontroll hvert 10. år.

9 OPPSUMMERING

Prosjektet Sikkerhet turbiner – Stasjonære deler har vært et samarbeidsprosjekt mellom SINTEF Energiforskning AS og CorrOcean AS. Prosjektet startet opp våren 2000 ble avsluttet ved årsskiftet 2001-2002. Denne rapporten er et vedlegg til NDT Brukermanual – stasjonære deler som utgis av EBL Kompetanse. Rapporten beskriver bakgrunnen for valgt NDT metodikk, akseptsoner og akseptkriterier.

Rapporten omhandler trykkpåkjente deler i Pelton, Francis, Kaplan og Rørturbiner som er utsatt for dynamisk påkjenning i hovedsak på grunn av start og stopp av aggregatene.

En gjennomgang av bruddmekanisk teori som er grunnlaget for valgte akseptkriterier er gitt. I tillegg er utvikling både i design og materialkvalitet beskrevet for de ulike turbintypene. Ulike klasser av akseptsoner og akseptkriterier for tillatt sprekkstørrelse er beskrevet. Sonene er delt opp i tre klasser, dvs. klasse A, B og C. Klasse A er den strengeste klassen og har de strengeste kravene til NDT metodikk. Klasse C omfatter sveiser med lave spenninger og de laveste NDT krav.

Ut i fra vurderinger om risiko og NDT metodikk er det valgt å ikke vurdere innvendige sprekker for stasjonære deler. Kun overflatesprekker er behandlet og aktuelle NDT metoder er Magnaflux (Magnetpulver), Penetrant og Virvelstrøm. Retningslinjer for når en bør slipe opp sprekker og når det er nødvendig å sveisereparere sprekker er beskrevet.

10 REFERANSER

Bjørnsgaard, A. (1983 a)) Sveiste konstruksjoner i vannturbiner - Utviklingstendenser bestemt av forholdet materialkostnad/lønnskostnad. Del 1., Sveiseteknikk Nr. 3, 1983

Bjørnsgaard, A. (1983 b)) Sveiste konstruksjoner i vannturbiner - Utviklingstendenser bestemt av forholdet materialkostnad/lønnskostnad. Del 2., Sveiseteknikk Nr. 4, 1983

Brekke, H. (1993) A Discussion on Risk for Fatal Failures in Hydraulic Machinery in Operation., IAHR Conference, Japan, 1993

Brekke, H. (1998) Konstruksjon av pumper og turbiner, Forelesningsnotater, NTNU, 1983

Dawes, M. G. (1985) The CTOD Design Curve Approach: Limitations, Finite size and Application, WI report 278/1985

EBL (Enfo) (2000) Publikasjon nr. 417-2000: Manual for ikke-destruktiv prøving av turbinløpehjul. Inspeksjonsmetodikk og akseptkriterier.

Skåre, Per Egil (2001) SINTEF Rapport TR A5270, Spørreundersøkelse - Sikkerhet turbiner

EBL Kompetanse AS

Besøksadresse: Sørkedalsveien 10b
Postadresse: Postboks 7123 Majorstua, 0307 Oslo
Telefon: 23 20 57 00
Faks: 23 20 57 49
post@ebl-kompetanse.no
www.ebl-kompetanse.no

© SINTEF Energiforskning AS

Besøksadresse: Sem Sælandsvei 11
Postadresse: 7465 Trondheim
Telefon: 73 59 72 00
Faks: 73 59 72 50
energy.research@energy.sintef.no
www.energy.sintef.no