

Sikkerhet turbiner - Oppstrøms turbin

Per Egil Skåre og Hermod Brekke

Februar 2003

**SINTEF Energiforskning AS**

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

www.energy.sintef.no

Foretaksregisteret:
NO 939 350 675 MVA

TEKNISK RAPPORT

SAK/OPPGAVE (tittel)

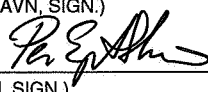
Sikkerhet turbiner - Oppstrøms turbin

SAKSBEARBEIDER(E)

Per Egil Skåre og Hermod Brekke

OPPDRAGSGIVER(E)

EBL - Kompetanse

TR NR.	DATO	OPPDRAGSGIVER(E)S REF.	PROSJEKTNR.
TR A5773	2002-10-18	Thomas Wiborg	12x245
ELEKTRONISK ARKIVKODE		PROSJEKTANSVARLIG (NAVN, SIGN.)	GRADERING
0210189827		Per Egil Skåre 	Åpen
ISBN NR.	RAPPORTTYPE	FORSKNINGSSJEF (NAVN, SIGN.)	OPPLAG SIDER
82-594-2440-1		Petter Støa 	45
AVDELING	BESØKSADRESSE	LOKAL TELEFAKS	
Energisystemer	Sem Sælandsvei 11	+47 73 59 72 50	

RESULTAT (sammendrag)

Denne rapporten er et vedlegg til NDT Brukermanual – stasjonære deler "oppstrøms" som utgis av EBL Kompetanse (EBL 111-2003). Rapporten beskriver bakgrunnen for valgt NDT metodikk, akseptsoner og kriterier.

Prosjektet har vært et samarbeidsprosjekt mellom SINTEF Energiforskning AS og CorrOcean AS og har vært utført i løpet av 2002.

Rapporten omhandler trykkpåkjennte deler som ikke var inkludert prosjektet Sikkerhet turbiner – Stasjonære deler. Dette omfatter komponenter oppstrøms fra og med ekspansjonsboksen for Pelton og Francis aggregat. Kaplan turbiner er ikke innbefattet i dette prosjektet siden disse trykkene og dermed spenningene er svært lave for deler oppstrøms turbin.

I tillegg til dynamiske påkjenninger på grunn av start og stopp av aggregatet, vil også delene oppstrøms turbinen være utsatt for trykksvingninger i vannveien, spesielt i forbindelse med avslag eller hurtig nedstenging av aggregatet.

Ut i fra vurderinger om risiko og NDT metodikk er det valgt å ikke vurdere innvendige sprekker. I tillegg til overflatesprekker som kan detekteres ved hjelp av Magnaflux (Magnetpulver), Penetrant og Virvelstrøm brukes også ultralyd for både tykkelsesmåling av rør og sprekkdeteksjon av bolter. Anbefalingene som er gjort tidligere i Sikkerhet turbiner – Stasjonære deler gjelder også for delene oppstrøms for ekspansjonsboksen.

I tillegg til rene bruddtekniske betraktninger er også kontroll av funksjonssikkerheten til ulike komponenter beskrevet. Dette er deler der konsekvensen av at komponenten ikke virker hensiktsmessig er alvorlig og kan få store konsekvenser for anlegget i en eventuell krisesituasjon.

STIKKORD

EGENVALGTE	Sprekkvekst	Francis og Pelton
	Start og stopp	Trykksvingninger

INNHOLDSFORTEGNELSE

	Side
1 INNLEDNING	4
2 SPENNINGSVARIASJONER.....	6
3 FEILKLASSER.....	6
4 NYE OG ELDRE KOMPONENTER.....	7
5 KRYMPBOLTER	8
5.1 KONSEKVENNS VED BRUDD	9
6 SIKKERHETSVENTIL	10
6.1 KONSEKVENNS AV BRUDD.....	11
7 EKSPANSJONSBOKS	12
7.1 LANGSØMMER OG RUNDSØMMER	12
7.2 STUSSER OG FLENSER.....	13
7.3 HYDRAULISK STYRT OMLØPSVENTIL.....	13
8 INNLØPSVENTIL.....	14
8.1 HOVEDFLENSER.....	16
8.1.1 Forenklet beregning av nødvendig forspenning	19
8.2 VENTILHUS.....	21
8.3 OMLØPSRØR.....	21
8.4 KONTROLLOMFANG	25
9 RØRSTUSS.....	25
9.1 SPREKKVEKST	26
9.1.1 Langsømmene.....	27
9.1.2 Rundsømmene	28
9.2 TØMMERØR	28
9.3 KONTROLLOMFANG	30
10 ENERGIDREPER	30
11 STUSSER OG MANNHULL	31
11.1 SPENNINGSBILDE RUNDT MANNHULLET.....	33
11.2 KONTROLLOMFANG	34
12 GRENRØR.....	35
13 TRYKKSJAKT/RØRGATER.....	37
14 VENTILKAMMER.....	39
14.1 RØRBRUDDSVENTIL	40
14.1.1 Utløsermekanisme	41
14.1.2 Bolter og sveiser	41
14.2 LUFTINNSLIPPINGSVENTIL.....	41
14.3 LUFTUTSLIPPINGSVENTIL.....	42
15 SAMMENDRAG	43
REFERANSER	44

1 INNLEDNING

Det er tidligere blitt utført to delprosjekter under Sikkerhet turbiner. Den første del ble utført i regi av Enfo (nå EBL) i 1998-99 og omhandlet metodikk og NDT-metoder for inspeksjon av løpehjul. Det andre delprosjektet omhandlet stasjonære deler av turbinen nedstrøms avstengningsventil. Dette prosjektet var ferdig vinteren 2002. Det er satt opp akseptkriterier for feilindikasjoner i de ulike områdene i løpehjulene og de trykkpåkjennte delene, basert på spenningsbetraktninger og bruddmekanisk teori. Prosjektene har tatt 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 EBL Kompetanse (<http://www.ebl-kompetanse.no/>).

Manualene er ”Manual for ikkedestruktiv prøving av turbinløpehjul – inspeksjonsmetodikk og akseptkriterier”¹ (EBL 2000, publikasjon nr. 417-2000, ref. [4]) og ”NDT Brukermanual – stasjonære deler” (utgitt EBL 2002, publikasjon nr. 81-2002, ref. [5]).

De trykkpåkjennte stasjonære delene oppstrøms turbin ble ikke omfattet av det to foregående delprosjektene. Sammenligner en konsekvensene for et brudd i stasjonære deler med brudd i løpehjul er forskjellen fare for katastrofe mot fare for maskinhavari.

På samme måte som for de trykkpåkjennte turbindelene kan et ustabilt brudd i ventil og tilløpsrør få katastrofale følger. Når sprekkveksten har ført til feil av kritisk størrelse vil et ustabilt eksplosivt brudd oppstå. Nye kjørerutiner med flere start/stopp sykler er også med å øke faren for hurtigere sprekkvekst som starter i aksepterte material/sveisefeil i nye trykkpåkjennte stasjonære deler.

Ser en på design og materialvalg for spiraltrommen i en høytrykks Francisturbin er vekten redusert med en faktor på 3 fra 1955 til 1977. De økte spenningene fører til at opprinnelig små materialfeil i en nyere anlegg vokser raskere ved start/stopp kjøring enn de eldre. På de eldre trommene med moderat spenningsnivå vil også en kritisk feilstørrelse bli så stor at sprekkene går igjennom platen slik at lekkasje oppstår før ustabilt brudd oppstår. ”Lekkasje før brudd” kriteriet er da oppfylt, dvs. at en sprekk blir oppdaget på grunn av lekkasje før et ustabilt brudd oppstår. Dette vil ikke alltid være tilfelle for skallet i nyere spiraltrommer og ringledninger der spenningene er høye. Lekkasje vil heller ikke oppstå for sprekker i stagringer.

Tilsvarende utvikling finner en også på de stasjonære delene oppstrøms turbin. Materialfeil som ligger på grensen til ustabilt brudd er oppdaget i anlegg rundt omkring i verden. I kraftverket Biedreon i Sveits er stål med flytegrense på 890 MPa benyttet og spenningene er over det dobbelte av det som er brukt i Norge før 1990. Som kjent er et ustabilt brudd oppstått i trykksjakten for dette kraftverket. Det ustabile bruddet førte til at røret revnet i 9 m lengde og 70 m fjelloverdekning blåste bort. Tre menneskeliv gikk tapt og det ble store materielle skader. I tillegg er de økonomiske tapene store, så lenge at 1300 MW er ute av produksjon.

¹ Inneholder ”NDT Brukermanual – Peltonløpehjul”, ”NDT Brukermanual – Francisløpehjul” og ”NDT Brukermanual – Løpehjul i Kaplan- og rørturbiner”

Ventil og rørstuss oppstrøms ventil vil ved start/stopp kjøring få overført vekslende aksialkrefter fordi ventilen ”henger i” røret med ekspansjonsboks mot turbin. Sveisefeil og materialfeil i flens mot ventil, rundsømmer og stusser vil derfor vokse pga. utmatting ved start/stopp kjøring. Videre vil trykksvingninger ved nødstop eller avslag gi bidrag til økt sprekkvekst. Det samme kan hurtige reguleringer som setter opp svingninger i vannveien gjøre.

Viktigheten med å kontrollere de stasjonære delene i kraftverket vil øke i fremtiden ved endrede kjørerutiner. Det er forventet et økt antall start/stopp pga. toppkraft produksjon, samtidig som en forventer at en vil praktisere raskere oppstart og nedkjøring. Økt regulering vil også kunne øke antall sykler med spenningsvariasjoner i materialene.

Å kontrollere alle sveiser oppstrøms turbin vil være en svært kostbar og tidkrevende jobb. I hovedsak de fleste komponentene i vannveien er konstruert slik at en har oppfylt kravet om lekkasje før brudd. Dermed vil en kunne la sprekkene vokse til gjennomgående sprekker før en reparerer sprekken. I deler med spesielt høye spenninger må en kunne oppdage sprekken for en får ustabilt brudd.

I denne rapporten er det også nevnt komponenter som ikke er direkte knyttet til problemer med sprekkvekst, men der funksjonsfeil kan få store konsekvenser.

Denne rapporten skiller ikke mellom Francis og Pelton aggregat siden disse i prinsipielt er bygd opp likt for deler oppstrøms turbin. Delene som omfattes i dette prosjektet er fra tromme eller ringledning og oppstrøms til og med ventilkammeret. Det vil si at luker og varegrinder ikke er tatt med i dette prosjektet. I tillegg inkluderer også rapporten noen deler som ikke er behandlet tidligere (se TR A5557) men som er tilknyttet turbin og regulator.

- Krympbolter (Spiraltromme)
- Sikkerhetsventil (Spiraltromme)
- Ekspansjonsboks
- Innløpsventil med omløpsrør
- Rørstuss
- Mannhull/stusser
- Sikkerhetsventil (forbislippingsventil)
- Grenrør
- Trykksjakt
- Rørbruddsventil med utløsermekanisme
- Luftinnslippingsventil

Denne tekniske rapporten gir en oversikt over de delene som prosjektet innbefatter med en beskrivelse av hvilke komponentdeler som skal NDT kontrolleres. Samtidig blir en konsekvensene ved brudd eller funksjonsfeil er belyst for de ulike komponentene.

2 SPENNINGSVARIASJONER

Antall spenningsvariasjoner for trykkpåkjente deler er som tidligere nevnt antall start og stopp som anlegget har. Dette vil gjelde for komponentene som er nedstrøms fra og med rørstussen² når det er en ekspansjonsboks mellom turbin og ventil. Oppstrøms for rørstussen er de trykkpåkjente delene utsatt for trykksvingninger på grunn av svingninger i trykksjakt og tunnelsystemet som er drivende for en eventuell sprekkvekst. For å estimere antall trykksvingninger er følgende forutsetninger gjort:

- $\pm 10\text{--}15\%$ av p ved nødstoppp av aggregatet³ – 40 perioder (p er det nominelle trykket)
- Normal oppstart og stopp gir små trykksvingninger - neglisjeres
- Mindre effektreguleringer – neglisjeres
- Avslag kan gi $\pm 10\%$ av p for høytrykksanlegg og $\pm 20\%$ for lavtrykksanlegg

→ Totalt antall trykksvingningene er et multiplum av antall nødstoppp og avslag

For å inkludere alle mindre trykksvingninger er Δp satt til $\pm 15\%$ av p og antall svingeperioder er satt til 40. Antall nødstoppp og avslag må derfor loggføres og antallet brukes i vedlikeholdsrutinene. Antallet vil variere fra verk til verk, men vi har antatt 30 som et gjennomsnitt pr. år. Dette er et relativt konservativt anslag, men blir brukt for å bake inn en viss sikkerhetsmargin inn i antall sykler.

Dersom anlegget har store trykksvingninger i vannveien ved hurtig regulering eller andre uheldige fenomen må dette taes inn i vurdering. Indikasjoner på dette er at sandfang blir tømt og det er stor slitasje på turbinene fra sand og stein som blir transporter nedover i vannveien i drift. Normal drift skal normalt ikke føre med seg stein over 0.2-0.3 mm, når tunnelsystemet er utstyrt med sandfang av tilstrekkelig størrelse og riktig plassering. Dette gjelder normalt ikke i innkjøringsfasen av anlegget før tunnelsålen har stabilisert seg.

3 FEILKLASSER

Størrelsen på feilindikasjonene en er ute etter er de samme som ble definert for stasjonære deler. Vi har valgt å bruke klasse A, B og C også for deler oppstrøms turbin. Klasseinndelingen er:

- Klasse A er strengeste kravet til feilstrørrelse ut ifra spenningsanalyser, målinger og erfaringer.
- Klasse B har lavere krav til feilstørrelser da spenningen er mindre i disse sonene.
- Klasse C dekker resten av sveisene som ikke er dekket av klasse A og B. For denne klassen er det naturlig med kun en visuell kontroll der en ser etter ruststriper. Ved indikasjoner anbefales det å bruke NDT metodikk for nærmere undersøkelser.

² Kalles også for rørtrøsk

³ 10% for høytrykksanlegg mens denne variasjonen blir litt større for lavtrykksanlegg

Klasse A, B og C har begrensede maksimal variasjon, $\Delta\sigma_{max}$, på hhv. 200, 150 og 100 MPa i materialspenningen. Maks. spenningsvariasjonene kan overstiges i enkelte ”hot” punkt, slik som i ”skrittet” i bukserør i grenrøret. NB! Denne inndelingen gjelder ikke forspente bolter.

4 NYE OG ELDRE KOMPONENTER

I denne rapporten er det først og fremst kontroll av eldre komponenter som er beskrevet. Akseptgrenser for nye komponenter av trykkpåkjente deler er beskrevet i Skåre og Brekke (2002) eller NDT Brukermanual – Stasjonære deler. Her er akseptkriterier satt opp på bakgrunn av at nye trykkpåkjente deler i turbinen skal kunne tåle 50.000 start/stopp, dvs. 3 start/stopp pr. dag i 50 år. Basert på bruddmekanisk teori er det beregnet hvor store sprekke kan være for at de ikke skal bli kritiske i løpet av 50.000 start/stopp. Dette gjelder for komponentene nedstrøms fra og med rørstussen. For grenrøret og trykksjakten vil spenningsvariasjonene være initiert av trykksvingninger i vannveien. Disse er i hovedsak satt opp i forbindelse med nødstopp eller avslag. Anslag over antall nødstopp og avslag og antall trykksvingninger viser at dette er i samme området som antall start/stopp pr. år. Dermed er det samme akseptklasser brukt for alle komponentene. Dette gjelder imidlertid ikke krympbolter og bolter oppstrøms innløpsventil.

Tillatte sprekkestørrelser i nye komponenter er vist i Figur 4.1.

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 4.1 Maks. tillatte overflatesprekker i nye turbiner

For nye turbinkomponenter kan en kontrollere sprekker i verksted med ultralyd eller røntgen og finne både overflatesprekker og innvendige sprekker.

Siden spenningsbildet i de fleste komponentene er slik at en innvendig spekk vil vokse utover mot overflaten, har vi i dette prosjektet konsentrert oss om overflatesprekker. Dette gjør NDT kontrollen litt enklere og mer praktisk uten at det går så mye utover sikkerheten. Siden en først og fremst leter etter overflatesprekker er metodene begrenset til Magnetpulver (MT), Virvelstrøm (ET) og Penetrantprøving (PT) (ikke for malte flater). Dette utelukker muligheten til å finne sprekker dypere enn 2 mm⁴.

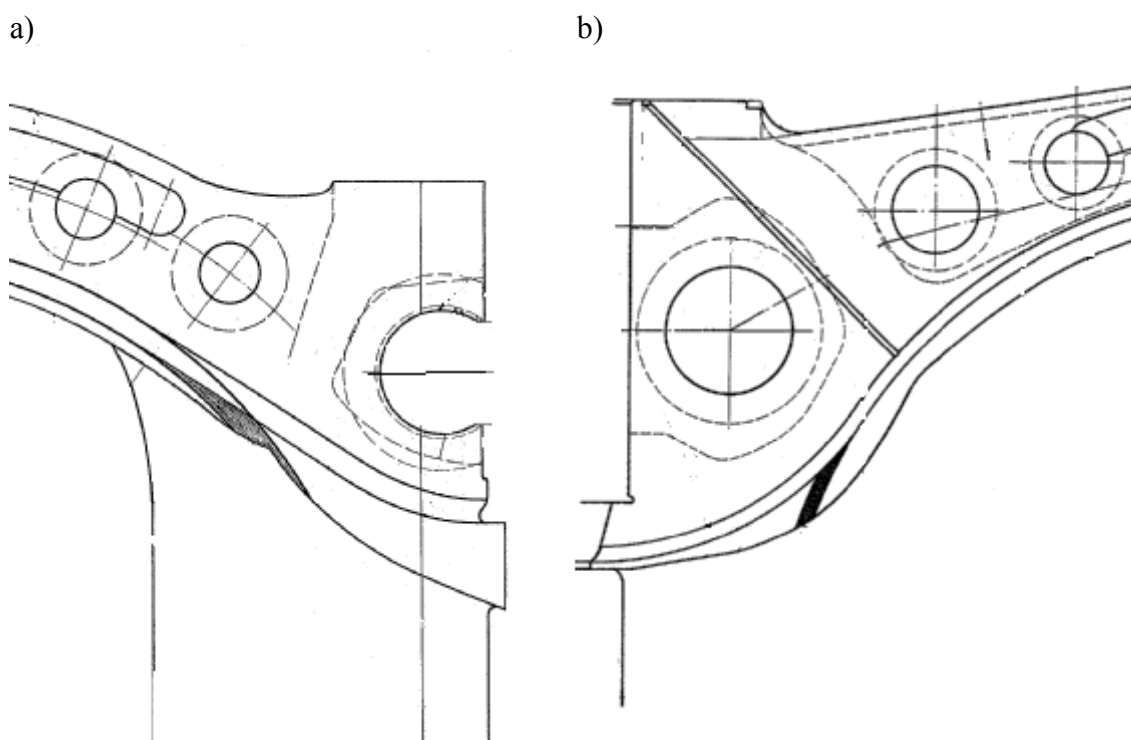
⁴ Kun virvelstrøm kan estimere dybde begrenset til 2 mm.

I tillegg har vi inkludert ultralyd (UT) for å finne sprekker i bolter eller (pinne)skruer som står fastmontert i kløv eller flens, dvs. ultralyd som en sender aksielt inn i boltene. I utgangspunktet hadde en ønsket at denne metoden kunne avdekke feil med størrelse 2x1 mm, men det viste seg at en måtte opp i feilindikasjoner på 6x3 mm for å få en sikker indikasjon. Alternativet til ultralyd er å ta ut boltene eller skruene og kontrollere med MT, PT eller VT for feil med størrelse større enn 2x1 mm.

5 KRYMPBOLTER

Krympbolter ble brukt i delte støpte spiraltrummer eller delte trommer med støpte stagringer i perioden frem til 1960. Delene var satt sammen med boltede flenser og krympbolter i de delte stagringene. Det er kun tilgang til krympboltene ved større revisjoner når lokkene er fjernet. Senere er det også brukt bolter med to muttere i stedet for krympbolter som vist i Figur 5.1 b) for store spiraltrummer (eks. Tonstad kraftanlegg). Bolter for å sette sammen flensene på spiralskallet, er innstøpt slik at det er umulig å kontrollere disse. Krympboltene er ikke helt sirkulære som vist i Figur 5.1 a), men med avkuttet skalk. Boltene ble forvarmet og presset på plass og ved avkjøling trekkes flensen sammen, derav navnet krympbolter.

Størrelsen på disse boltene kan variere med en bolt diameter fra 80 mm til omtrent 200 mm avhengig av størrelsen på trommen og aggregatets trykkhøyde. For krympboltene vil de største spenningen være lokalisert i overgangen mellom bolt og hode. Spenningsspissen i overgangen vil være avhengig av hodets størrelse (høyde og diameter) i forhold til bolttykkelsen.



Figur 5.1 a) Delt stagring for krympbolter, b) Delt stagring for mutterforbindelse

På 70- og 80-tallets delte spiraltrummer er det også brukt vanlige bolter i stedet for krymbolter som vist i Figur 5.1 b). Nyere delte spiraltrummer, fabrikkert i deler, blir nå sveist sammen på anlegget.

Disse boltene er som nevnt kun tilgjengelig når lokkene er fjernet, dvs. ved større revisjoner eller modifiseringer av aggregatet. Anbefalt NDT - metodikk vil være å utføre en lengdeveis ultralydkontroll av boltene.

Siden det er forholdsvis enkelt å kontrollere boltene før det blir satt inn, er det rimelig å anta at de stort sett er feilfrie fra starten, eller at sprekken er veldig små. Det som er drivende for sprekkveksten er antall start/stopp for anlegget. Boltene er imidlertid så forspent at de skal ha en så god hvilegrad at spenningsamplitudene blir små. Dersom materialet i eldre bolter ikke har hatt høy nok sigefasthet kan imidlertid forspenningen ha blitt redusert. Dette fører til at boltene får større spenningscykler og er dermed mer utsatt for sprekkvekst.

Spenningsene i boltene kan komme opp i omtrent 300 MPa i boltstammen og opp i mot materialets flytegrense i overgangen mot hodet i krympboltene. Dette gjør at en bør kontrollere overgangen mellom boltstamme og hode fra den eksponerte flate siden i tillegg til lengdeveis ultralyd undersøkelser.

I turbiner med forspente lokk utsettes krympboltene eller stagringsboltene for ekstra belastning ved tiltrekking av lokkene. Selv om hvilegraden er god, bør boltene kontrolleres for svært små feil. Ved enhver påvist feil bør boltene skiftes på grunn av den høye forspenningen. Dette er også fordi at det normalt er lang tid mellom hver kontroll (opp i mot 20-30 år) og det blir svært vanskelig å estimere antall spenningscykler frem til neste kontroll.

For bolter med muttere i begge ender vil spenningsspissene bli mindre enn for bolter med hoder. Dette er fordi at kreftene blir fordelt på alle gjengene i mutterene, og en unngår de høye spenningsspissene en får ved overgangen mellom bolt og bolthode.

5.1 KONSEKVENSNED BRUDD

Ved brudd av krympbolter vil forspenningene av lokkene bli borte og gir ekstra store spenninger i stagene. Dette vil igjen føre til større sprekkveksthastigheter i stagene. I de alvorligste tilfellene kan også lekkasje oppstå om O-ringene forskyves på grunn av at T-skjøten mellom sporene i kløven og lokket forskyves.

I det verste tilfellet kan en tenke seg at hele trommen vil revne hvis boltene ryker. Slike tilfeller har aldri blitt rapportert i Norge. Siden krympboltene eller boltene danner det viktigste leddet i kløvene er det svært viktig å kontrollere disse ved større revisjoner.

6 SIKKERHETSVENTIL

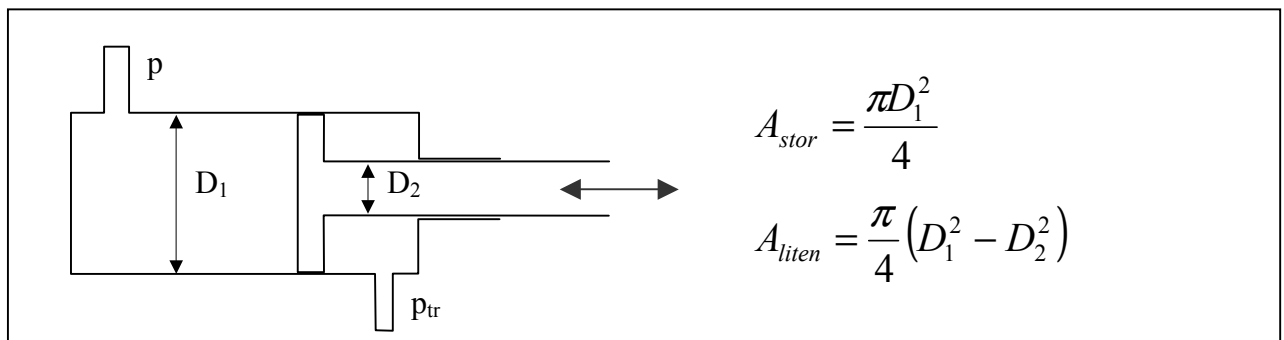
Turbinene i mange norske Francisanlegg er utstyrt med sikkerhetsventil (se Figur 6.2 b)) er for å dempe trykkstigningen når ledeapparatet går til lukking under drift. Da vil sikkerhetsventilen som er koblet mot spiraltrommen åpne og slippe vann gjennom en energidreper og ut til sugerøret og dermed dempe trykkstigningen i vannveien oppstrøms ledeapparatet. Dermed kan en redusere turtallstigningen og samtidig ha en mer moderat trykkstigning ved avslag. Et typisk forløp av vannmengden ved et avslag gjennom ledeapparatet og sikkerhetsventilen er skissert i Figur 6.3.

Den mest kritiske komponenten på sikkerhetsventilen er oljetrykkrøret som forbinder åpningssiden på turbinregulatorens servomotor med undersiden (åpningssiden) til sikkerhetsventilen (se Figur 6.2 b). Dette trykkrøret bør kontrolleres ved større revisjoner.

Trykket i oljetrykkrøret kan beregnes på anlegget som:

$$p_{tr} = p \cdot \frac{A_{stor}}{A_{liten}} \quad [\text{MPa}] \quad \text{Ligning 6.1}$$

hvor p er maks. trykkehøyde for anlegget i Pa. A_{stor} er arealet på lavtrykksiden av stampelet og A_{liten} er arealet på trykksiden av servoene.



Figur 6.1 Prinsippskisse av hvordan en beregner arealene A_{liten} og A_{stor}

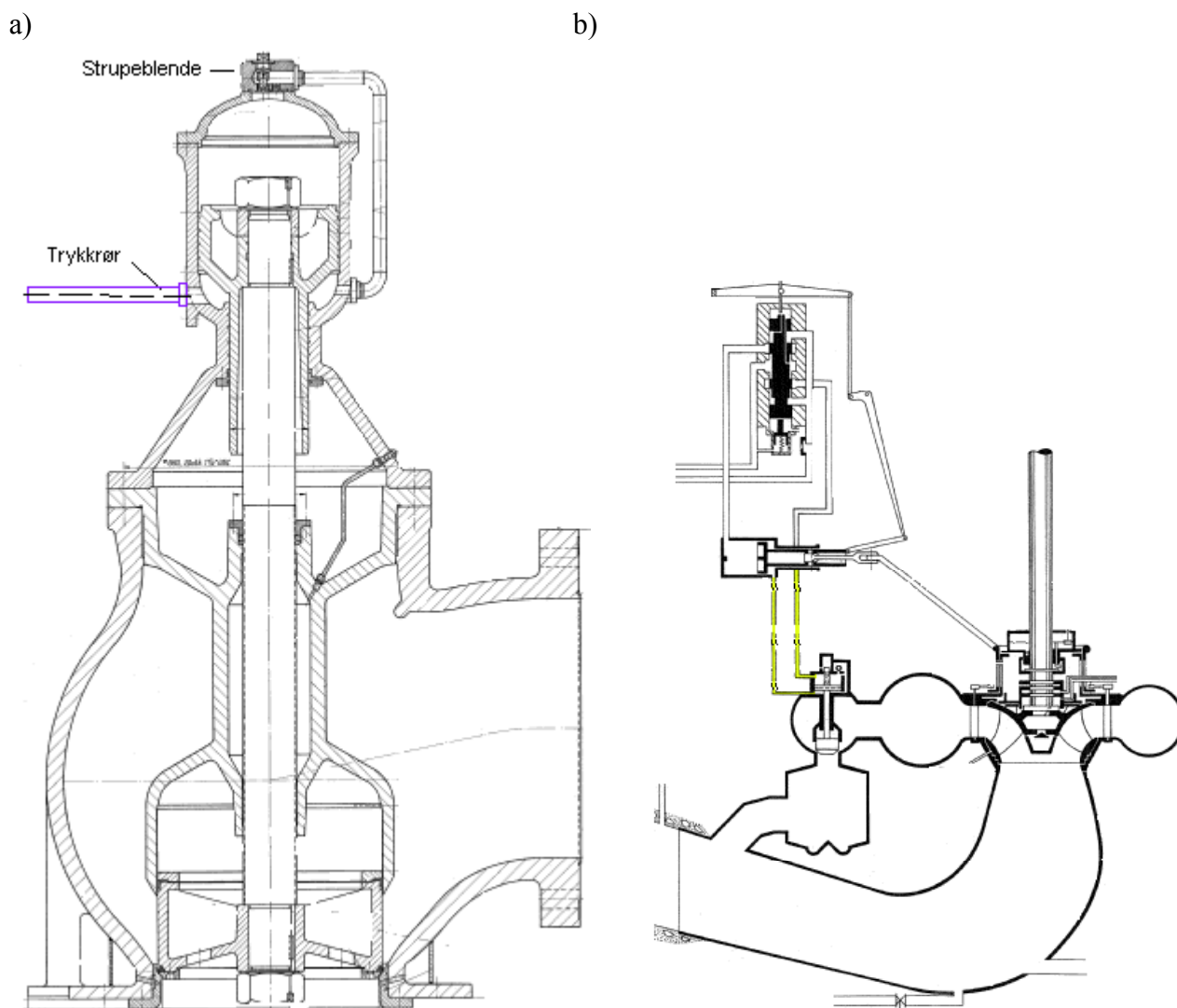
Den vanligste utførelsen er vist i Figur 6.1 og Figur 6.2 b) , mens noen har også en egen liten servo som er koblet på ledeskovlarmen. A_{liten} er i dette tilfellet arealet i den lille servoen. Det må kontrolleres at trykklassen til røret er tilstrekkelig for trykkstigningen som en får i oljen når sikkerhetsventilen sin servomotor når endestilling og turbinregulatorens servomotor bremses. Det anbefales at røret trykkprøves på anlegget med 30% overtrykk i forhold til p_{tr} for å sjekke om røret er i orden. Det anbefales et intervall på 20 år for kontroll av trykkrøret. I tillegg anbefales det å kontrollere strupeblenden som er vist øverst Figur 6.2 a). Denne er viktig for å få riktig åpningshastigheten på sikkerhetsventilen ved et eventuelt avslag.

I noen kraftverk er det også brukt hydraulikkslanger i stedet for rustfrie rør. Kvaliteten på disse vil avta over tid, og det anbefales at disse skiftes ut etter 10 års drift.

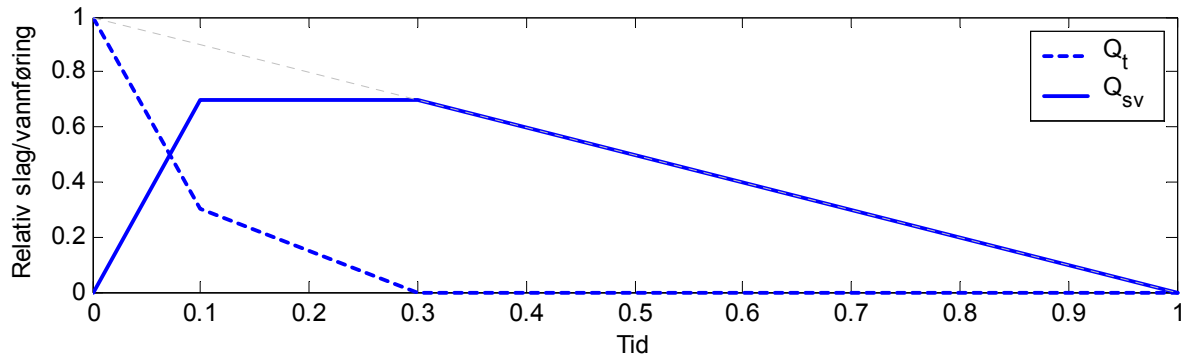
6.1 KONSEKVENSN AV BRUDD

Ved et eventuelt brudd i trykkrøret (se Figur 6.2 a)) vil ikke sikkerhetsventilen åpne samtidig som regulatorens servomotor vil lukke ledeapparatet med stor hastighet. Dette kan føre til så store trykkøkninger at det kan være fare for brudd i trykkpåkjente deler i turbin, ventil eller rør.

Ved en slik hendelse, dvs. brudd i trykkrøret kombinert med et avslag, anbefales det at det gjøres en grundig kontroll av hele vannveien før oppstart av anlegget.



Figur 6.2 a) Sikkerhetsventil og b) Reguleringskjema for sikkerhetsventil



Figur 6.3 Relativ bevegelse og vannføring mellom ledeapparat (t) og sikkerhetsventil (sv).

7 EKSPANSJONSBOKS

Ekspansjonsboksen er røret som forbinder innløpsventilen med turbinens spiraltromme eller ringledning. På grunn av at kreftene overføres til rørstrusken oppstrøms ventil via tappene i innløpsventil når denne stenges, vil røret utvide seg i lengderetning på grunn av vanntrykket. Når innløpsventilen åpner vil ikke røret bli utsatt for aksielle krefter som vil overføres til fundamentet rundt turbinen.

Røret vil imidlertid bli utsatt for en radiell trykkvariasjon på grunn av start/stopp og trykkvariasjoner under drift. Deler som må kontrolleres er beskrevet nedenfor.

7.1 LANGSØMMER OG RUNDSØMMER

På grunn av aksial ekspansjonsmulighet er spenningene i rundsømmene (de radielle sveiseskjøtene) små i forhold til langsømmene (de langsgående sveiseskjøtene). Spenningen i langsømmene på grunn av tangential spenningen kan estimeres som

$$\sigma_{rett} \approx \frac{p \cdot D}{2 \cdot t} \quad [\text{MPa}] \quad \text{Ligning 7.1}$$

hvor $p = \rho \cdot g \cdot H_n$, D er rørets diameter, mens t er tykkelsen av røret. Normalt ligger spenningsvariasjonen i langsømmene i området rundt 100 MPa, dvs. det samme som for langsømmene i spiraltrommen eller ringledningen.

Her kan en benytte krav fra Stasjonære deler (TR A5557) til å sette opp krav til sprekkstørrelser. Sveisene kan sjekkes fra utvendig hold eller mer praktisk i forbindelse med NDT kontroll av tromme (Francis) og grenrør/ringledning (Pelton). Siden klassen er C, anbefales kun visuell kontroll med et kontrollintervall på 10 år eller 5000 start/stopp. Det alternativet som oppnås først velges.

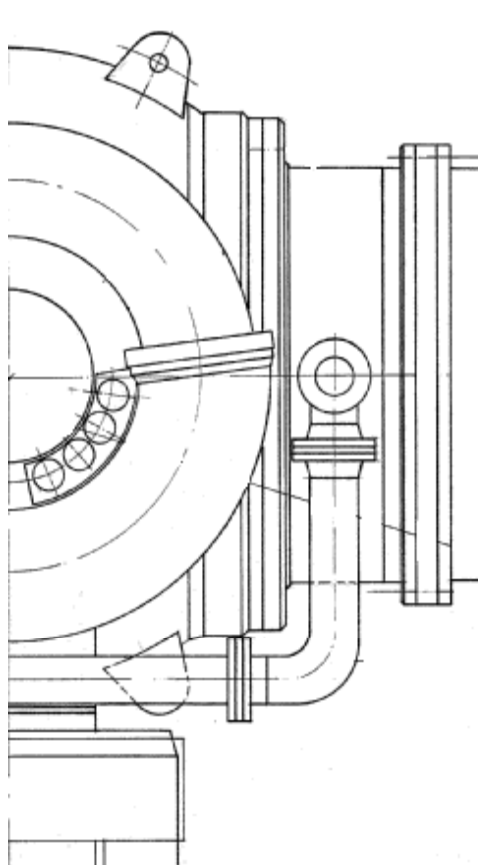
Basert på antagelsen om at en har ”brudd før lekkasje” vil en oppdage gjennomgående sprekker ved at det spruter vann ut i aggregatrommet.

Figur 7.1 a) og b) viser en ekspansjonsboks mellom kuleventil og turbin for et større norsk Pelton-anlegg. Bildet (a)) er tatt ovenfra og ned, slik at omløpsrøret er skjult av omløpsventilen. Den avskrapte malingen ved ekspansjonsflensen viser bevegelsen som ekspansjonsboksen må ta opp. Ventilen på toppen av ekspansjonsboksen er en luftutslippingsventil. Figur 7.1 b) viser en tegning av et tilsvarende arrangement.

a)



b)



Figur 7.1 Ekspansjonsboks sett a) ovenfra og b) fra siden. NB. Arrangementene er ikke idenstiske.

7.2 STUSSER OG FLENSER

Se Kapittel 11.

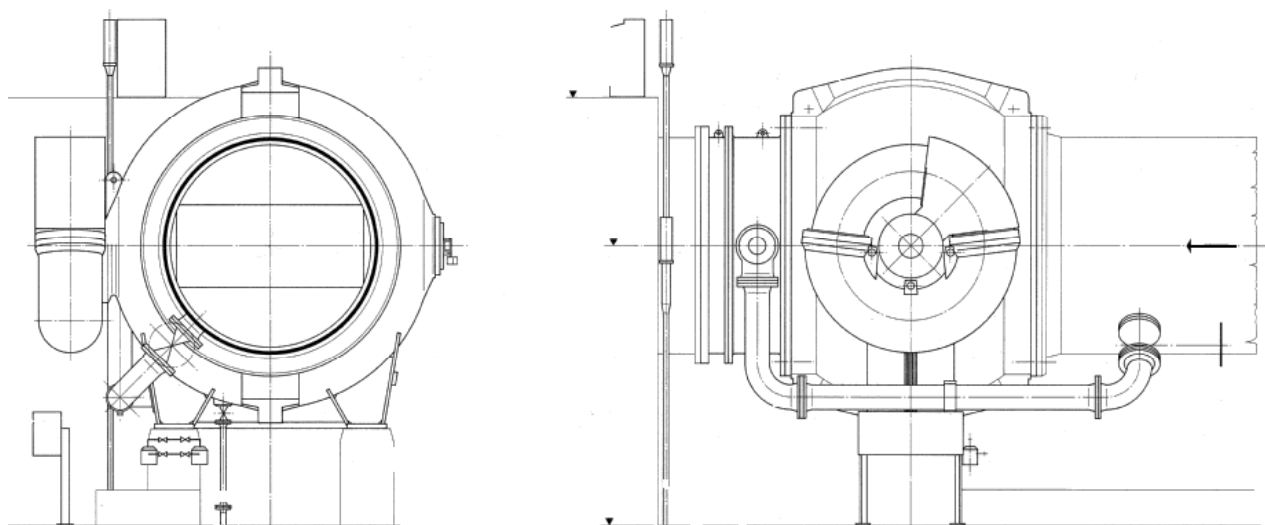
7.3 HYDRAULISK STYRT OMLØPSVENTIL

Se delkapittel 8.3.

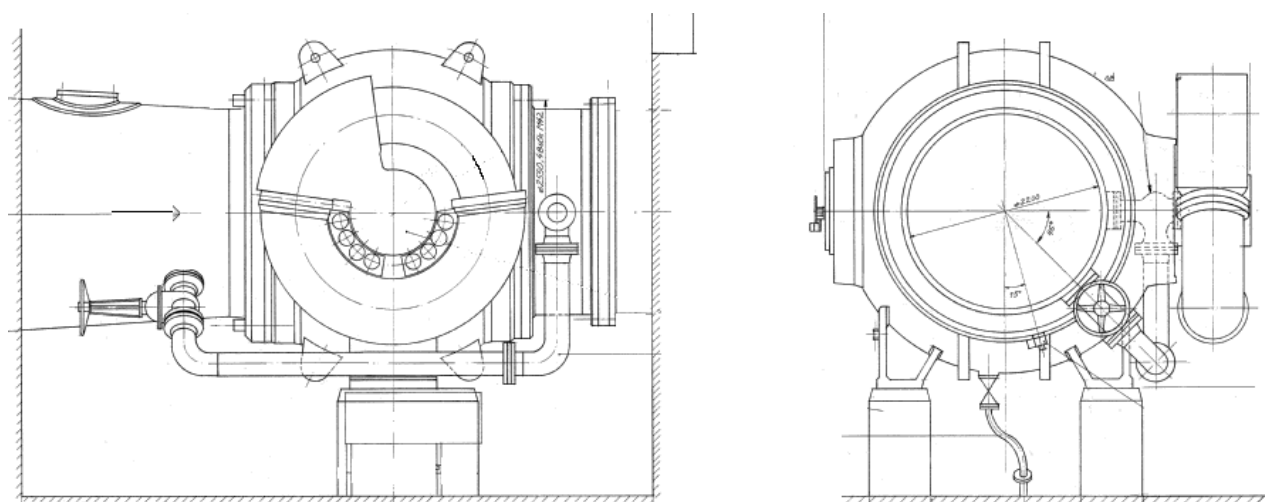
8 INNLØPSVENTIL

Innløpsventilen er hovedventilen i et Francis eller Pelton anlegg. Den stenger eller åpner for hver stopp eller start av aggregatet. Den vanligste type ventil i et moderne høytrykksaggregat er kuleventil med vann- eller oljehydraulikk⁵. For lave fallhøyder er spjeldventil (se Figur 8.4) med oljehydraulikk mest utbredt. I tillegg til kule- og spjeldventil er sluseventiler brukt i eldre høytrykksanlegg.

I Figur 8.1 og Figur 8.2 viser et arrangement av to typer kuleventiler men ekspansjonsboks, pådrag og omløpsrør. Omløpsrøret (beskrevet i delkap. 8.3) går fra rørstuss til ekspansjonsboks og har som oppgave å utjevne trykket opp- og nedstrøms ventilen før en åpner innløpsventilen.



Figur 8.1 Arrangement av en kuleventil med delt ventilhus sett a) oppstrøms og b) sideveis med ekspansjonsboks nedstrøms for ventilhuset.

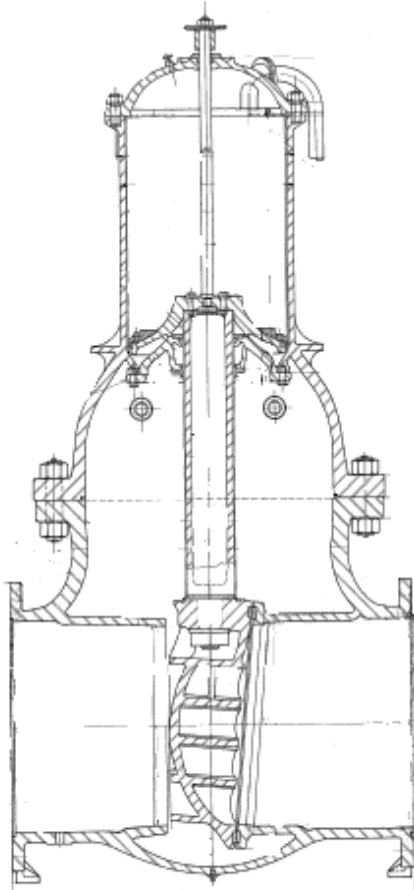


Figur 8.2 Arrangement av en kuleventil med helsveist ventilhus sett a) oppstrøms og b) sideveis.

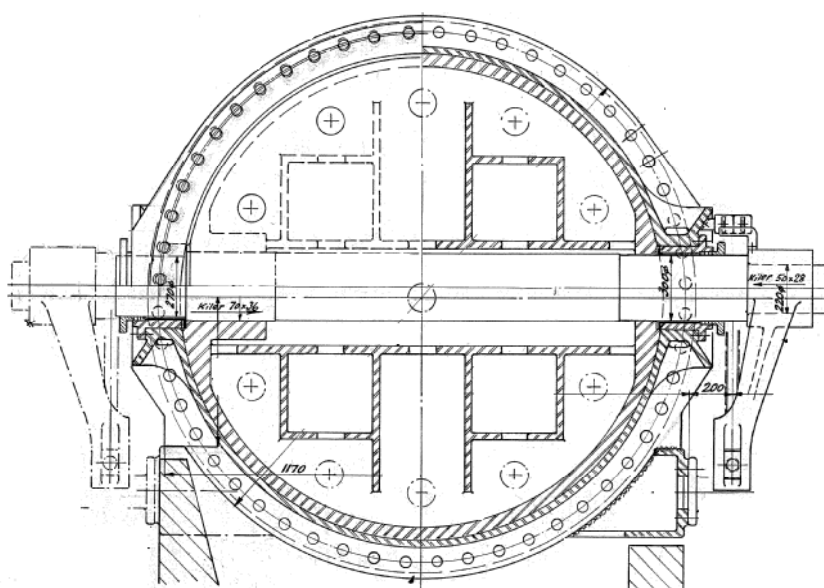
⁵ Vannhydraulikk er mest utbredt der en bruker vanntrykket til å drive servoene, men flere og flere bytter over til oljestyrte hydraulikk som er bedre egnet når det er mye start og stopp av anlegget og sandholdig vann.

Figur 8.3 og Figur 8.4 viser en sluseventil (eldre type) og en spjeldventil med lukket spjeld. En sammenstillingstegning av en spjeldventilen er vist i Figur 8.5.

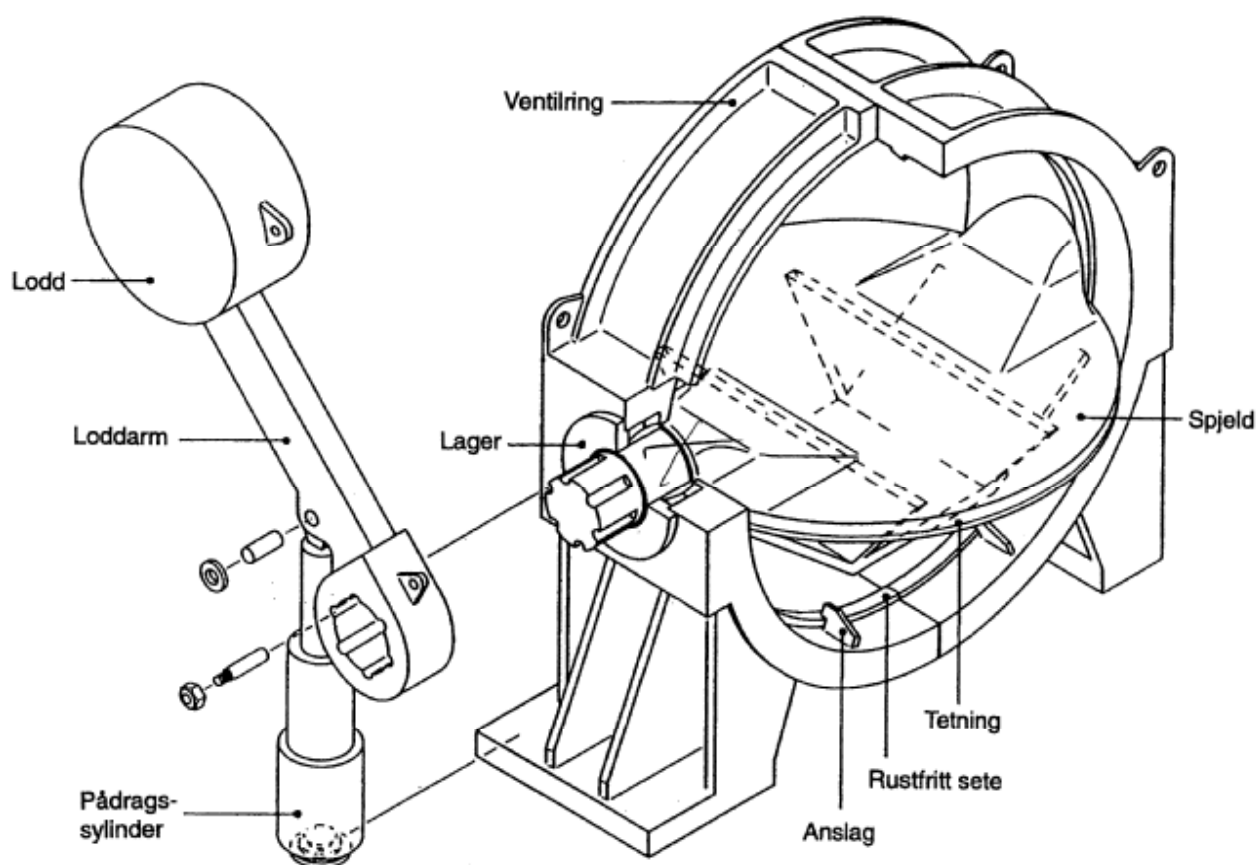
Kuleventilen gir minst tap i vannveien, mens spjeldventilen er den rimeligste. Sluseventiler brukes sjelden på nyere anlegg, bortsett fra som rene revisjonsventiler med mindre diametre.



Figur 8.3 Sluseventil (eldre støpt type)



Figur 8.4 Spjeldventil med støpt lukket spjeld (eldre type)

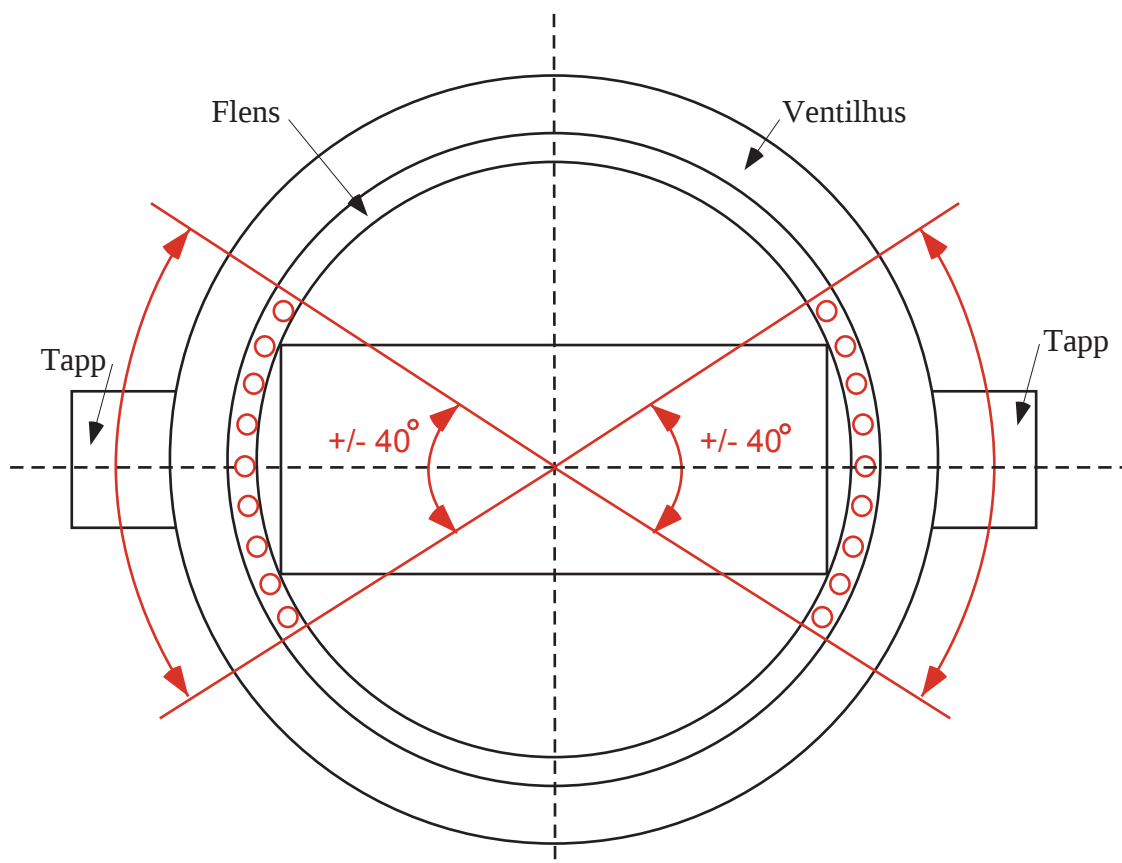


Figur 8.5 Sammenstilling av en spjeldventil med pådrag fra siden (Kværner)

8.1 HOVEDFLENSER

For de to hovedflensene er det flenser og bolter oppstrøms kuleventilen som får de største spenningene når ventilen er stengt. Hele vannveien vil da trykke på og en får en kraft som må taes opp av tappene i for eksempel i en kuleventil. Disse kreftene vil bli overført til boltene i flensen oppstrøms ventilen. Spenningsvekslene vil derfor være bestemt av antall start og stopp av aggregatet. Nedstrøms kuleventil er aksialspenningene små. Dette er på grunn av at ekspansjonsboksen har en aksiell ekspansjonsmulighet.

De største spenningene finnes i boltene som står rett oppstrøms tappene til ventilen. Dette er på grunn av vanntrykket i stengt stilling blir overført til tappene i dreieleget, dvs. enten kula eller spjeldet. Avhengig om tappene står horisontalt (mest vanlig) eller vertikalt, må en kontrollere boltene i en sektor på 80-90 grader på hver side som illustrert på Figur 8.6.



Figur 8.6 **Prinsskisse av en innløpsventil sett i strømningsretningen med anbefalt kontrollområde.**

Boltene er imidlertid forspent slik at hvilegraden⁶ er ”god”, men spenningene er høye. I tillegg er det ofte brukt pinneskruer slik at spenningen i boltstammen er fordelt på en gunstig måte. På grunn av at spenningen er høy, kan imidlertid små feil føre til brudd selv om spenningsvariasjonen ved åpning og stenging av ventilen er små. På grunn av at flensen får en liten deformasjon på grunn av vanntrykket, vil spenningene i boltene være størst på innsiden.

Typiske forspenninger i bolter er 300 – 400 MPa.

Det anbefales å kontrollere boltene som er innenfor 40° sektor på hver side av tappene (fra ca kl. 2-4 og 8-10 ved horisontale tapper og fra 11-1 og 5-7 ved vertikale tapper) som vist i Figur 8.6.

Det er to muligheter for kontroll av bolter. Det enkleste er å skru boltene ut ved en revisjon og kontrollere disse med eventuelt MT eller ET for å finne overflatesprekker. En litt mer komplisert metode er å bruke lengdeveis ultralyd uten å ta ut boltene ut av flensen. Denne metodikken har blitt undersøkt av CorrOcean AS i dette prosjektet med to ulike bolter og ulike størrelser på sprekkene. Dessverre var ikke detekterbarheten til UT apparatet uten signalbehandling slik at en

⁶ En god hvilegrad betyr at flensene er presset (forspent) så mye sammen at de ikke vil åpne seg ved stengning av ventilen. Dette fører til at spenningsvariasjonene reduseres kraftig siden flensene ikke får lov til å bevege seg.

har mulighet til å finne sprekker som er av størrelse 2x1 mm. På anlegget med et standard UT apparat uten signalbehandling har en i dag vanskeligheter med sikkert å finne sprekker mindre enn 6x3 mm.

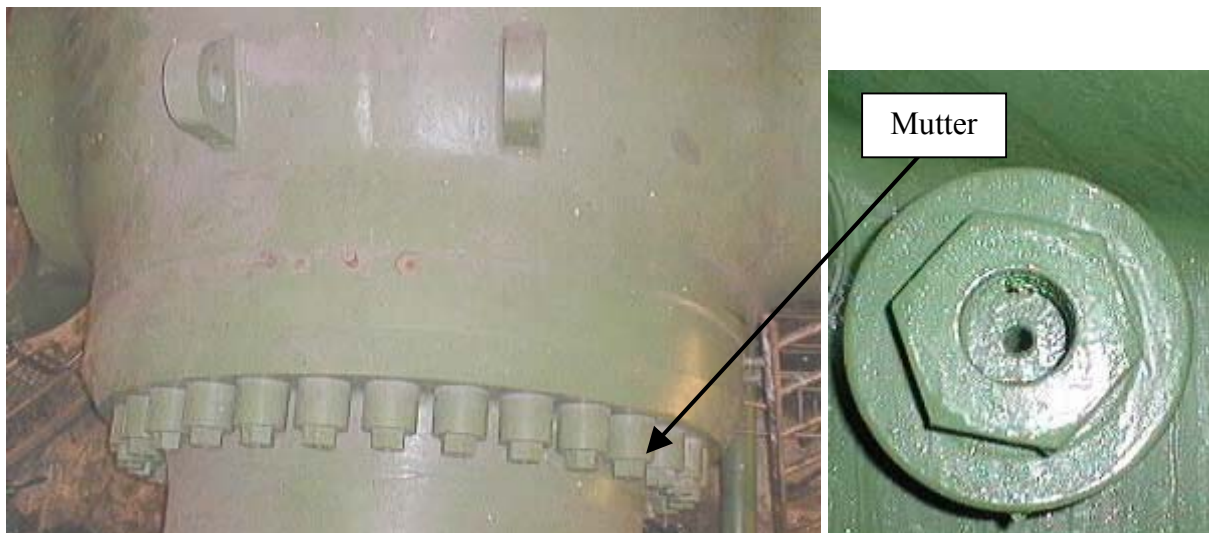
NDT-kontroll av bolter i flens i det mest belasta området anbefales å foregå ved større revisjoner og senest hvert 20. driftsår eller 10.000 start/stopp. På grunn av at UT ikke klarer å detektere mindre sprekker mindre enn 4x2 eller 3x6 mm, anbefales det at UT blir brukt til å kontrollere alle boltene innenfor kontrollsektoren for større sprekker og gi en oversikt over tilstanden.

På grunn av at UT kontrollen ikke klarer å finne små sprekker, anbefales det at en tar ut halvparten (50%) av skruene innenfor kontrollsonen og kontrollerer disse med MT, PT eller ET for å kontrollere om en har sprekkindikasjoner. Boltene vurderes også med hensyn på korrosjonsangrep. Dersom en finner sprekker i flere av boltene bør det vurderes om en også bør kontrollere den siste halvparten av skruene i flensen. Husk riktig forspenning⁷ når den skal skrues på plass.

Siden maks. tillatt feil i nye bolter er i området 0.2 – 0.3 mm og at en normalt har vansker med å finne sprekker mindre enn 1-2 mm lange sprekker, er følgende anbefalt:

Enhver påvist feil eller sprekker skal føre til at boltene skiftes ut med nye bolter.

Påviste sprekker skyldes som regel feil under produksjon eller montasje. Vanlig sprekkevekst forårsaket av start/stopp forekommer vanligvis i bolter med hoder og da i overgangen mellom hode og bolt hvor en har de høyeste spenningsvariasjonene. Ved pinneskruer er overgangen mellom gjenger og glatt bolt , noe som erfaringsmessig gir størst risiko for sprekkdannelse.



Figur 8.7 Flens oppstrøms kuleventil og nærbilde av mutter.

Dersom ”Inseks” bolter eller UNBRACO bolter er brukt bør enkelte bolter demonteres for å kontrollere overgangen mot bolthode, siden godtykkelsen kan være marginal i dette området.

⁷ Dette fåes av turbinleverandør.
12x245

Å beregne sprekkvekst i bolter er ikke relevant for bolter i deler oppstrøms turbin, siden hvilegraden er god og forspenningen er stor. I tillegg er bolter svært billige å bytte når en sammenligner med skadene en ødelagt bolt kan forårsake. Ved brudd på en bolt vil belastningen bli flyttet over på boltene i nærheten, slik at spenningene øker på disse boltene. Det anbefales å bytte de boltene som er i nærheten av den skadete bolten ved et eventuelt brudd.



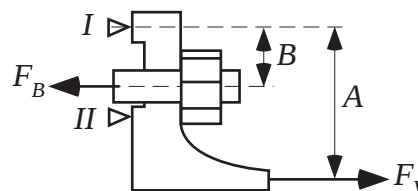
Figur 8.8 Baksiden av en ventil med en enkel servomotor.

8.1.1 Forenklet beregning av nødvendig forspenning

Nødvendige forspenninger i en boltforbindelse vil være avhengig av trykkhøyden, størrelsen på flensen, antall bolter og med hvilken forspenning som er brukt på boltene. Nedenfor er det gitt en forenklet metode for å estimere hvilke spenningsvariasjoner som er tilstede i boltforbindelsen oppstrøms ventilhuset.

Kraften fra vanntrykket på flensen estimeres som:

$$F_V = \rho \cdot g \cdot H_n \cdot \left(\frac{\pi}{4} D_{\text{rør}}^2 \right) \quad [\text{N}]$$



Figur 8.9 Boltkraft

Kraften som hver bolt må oppta blir da

$$F_B = \frac{B}{A} \cdot \frac{F}{N} \quad [\text{N}]$$

hvor N er antall bolter i flensen. Forholdet B/A kan antas å være i størrelsesorden $1/2$, slik at spenningen i hver bolt blir da

$$\sigma_B = F_B / \left(\frac{\pi}{4} d^2 \right) \quad [\text{Pa}]$$

hvor d er bolt diameteren.

Eksempel: $H_n = 600$ m, $D_{rør} = 2$ m, $N = 30$ og $d = 0.080$ m

Kraften på flensen estimeres som:

$$F = 1000 \cdot 9.81 \cdot 600 \cdot \left(\frac{\pi}{4} 2^2 \right) = 18491 \quad [\text{kN}]$$

Midlere kraft pr. bolt blir da:

$$F_B \approx 0.5 \cdot \left(\frac{18491}{30} \right) = 308 \quad [\text{kN}]$$

Siden belastningen rett foran tappen blir størst kan en anta en økning på 100% for de mest belastede boltene. Dermed må bolten trekke med en kraft, F_{bolt} , for å unngå at flensen åpner seg som:

$$F_{bolt} = 2 \times F_B \approx 2 \cdot 308 = 616 \quad [\text{kN}]$$

Spenningen i hver bolt kan da estimeres som:

$$\sigma_{bolt} = F_{bolt} / A_{bolt} = 616 \cdot 10^3 / \left(\frac{\pi}{4} 0.08^2 \right) \approx 123 \text{ MPa}$$

Normalt vil en sette en forspenning som er dobbel så stor som kraften som bolten må ta opp, slik at flensen ikke åpner seg i II. Dette fører til at forspenningen blir omtrent 250 MPa i dette eksempelet. Så lenge at forspenningen er høy vil ikke flensen bevege seg under start/stopp og en vil få mindre variasjoner i spenningen som fører til sprekkvekst.

Dersom en bolt ryker vil belastningen bli overført til boltene ved siden av slik at det ikke er noe fare for noen plutselige lekkasjer i anlegget ved at en bolt ryker. Dette fører imidlertid til en større fare for sprekkdannelse og økt sprekkvekst. Dersom en bolt ryker vil den skytes ut som et prosjektil og kunne skade omgivelsene rundt. Dersom personell er tilstede i området kan også menneskeliv være i fare.

8.2 VENTILHUS

Ventilhus er produsert i to deler og enten satt sammen med flenser og bolter (permanent kløv) eller sveist sammen etter at dreielegemet er satt på plass. Boltene i kløven kontrolleres som boltene oppstrøms flens i innløpsventil. Dersom der er flere rekker med bolter er det størst spenninger i den innerste rekken. Det anbefales at de to ytterste boltene i rekken (de største) taes ut og kontrolleres spesielt.

Forspenning, hvilegrad og spenningsnivå er som for flensbolter oppstrøms innløpsventil.

Ved sveiste ventilhus er spenningsvariasjonene i de fleste tilfellene under 100 MPa (dvs. Klasse C) siden dimensjonene er store. I disse sveisene kan det være store innebygde feil som neppe vil komme til overflaten i løpet av ventilens levetid.

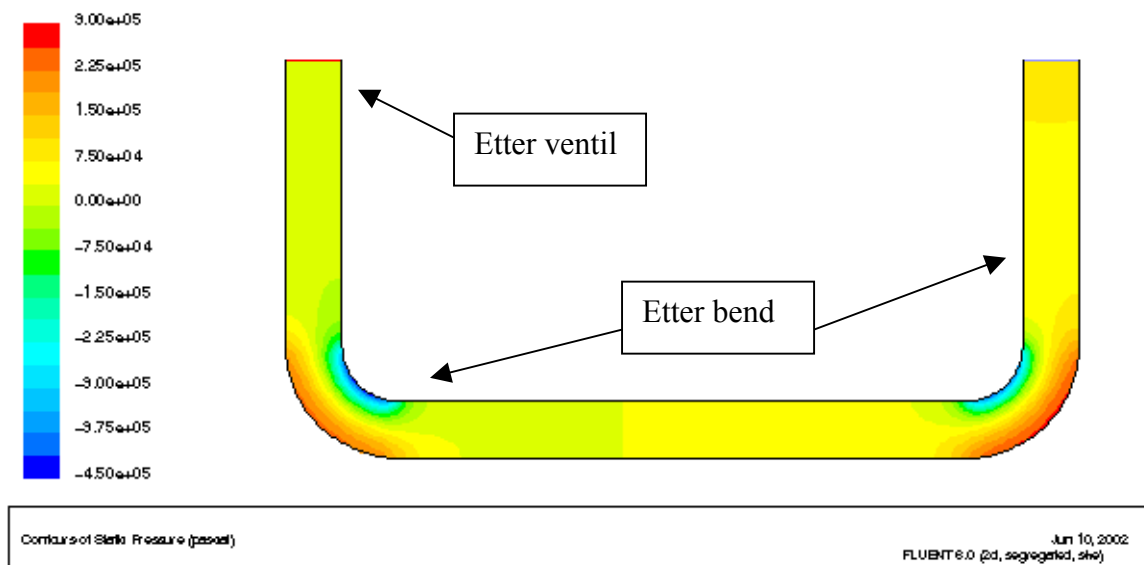
8.3 OMLØPSRØR

En av komponenten som blir utsatt for mest slitasje i et Francis eller Pelton aggregat er omløpsrøret. Det er utsatt for erosjon, rustangrep og kavitasjonsskader fordi det er store vannhastigheter i omløpet ved hver start og stopp.

Omløpet består normalt av en handbetjent revisjonsventil fra rørstussen (se Kapittel 9). I enden av omløpet er mest vanlig med en automatisk hydraulisk styrt omløpsventil plassert på ekspansjonsboksen. Disse ventilene er forbundet med et rør med flenser og normalt to 90° bend.

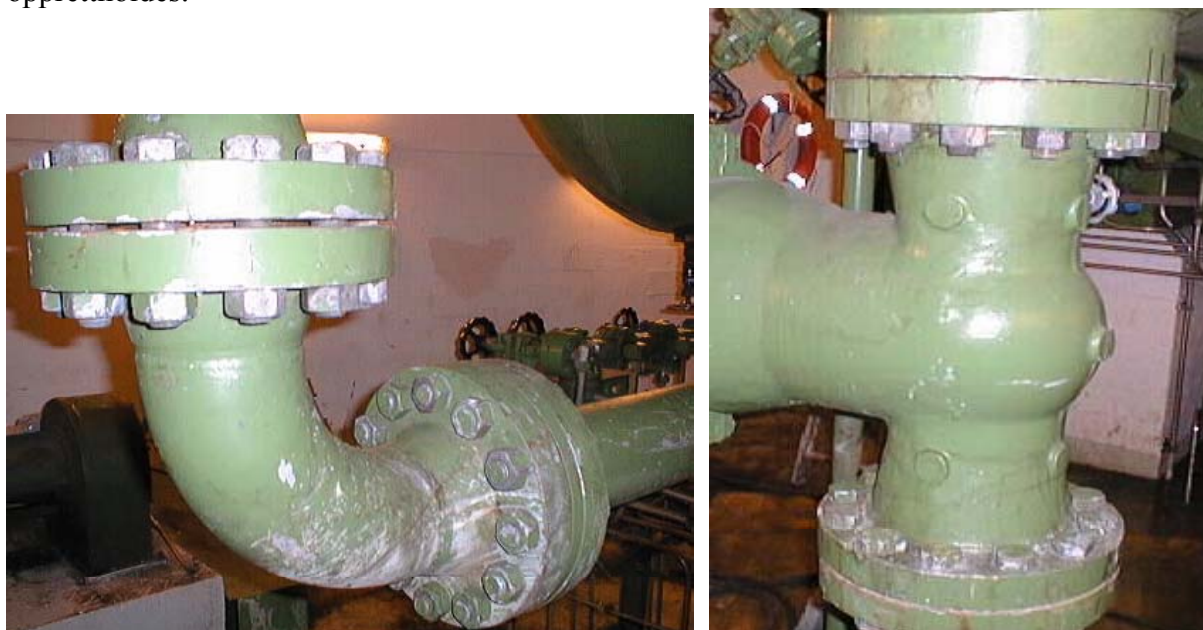
En forenklet strømningsanalyse (2D) viser i hvilke områder som en har de laveste trykkene. De laveste trykkene vil oppstå i innersving bend (se Figur 8.10). Eventuelle kavitasjonsbobler som dannes her vil kollapse når de kommer inn i soner med høyere trykk. Dermed kan dette forårsake kavitasjonsskader nedstrøms for bendene.

Sandslitasje vil være størst ved yttersiden av bendet siden sanden vil bli slynget ut mot større radier på grunn av sentripetalkreftene (lik kraften som vil prøve å sende bilen ut i en sving ved stor hastighet).



Figur 8.10 Typisk trykkfordeling i omløpsrør

Et problem oppstår spesielt for Francis aggregat som er utsatt for sandslitasje. Denne er som oftest lokalisert til en økning i lekkasjen mellom ledeskovlene og øvre og nedre lokk. Når denne blir stor og vannlekkasjen er betydelig når ledeapparatet er stengt, vil en få problemer med å få opp trykket nedstrøms innløpsventilen. Dermed vil tiden omløpsrøret brukes for hver start øke og også hastighetene i røret øke siden trykkforskjellen som er drivende vil være større og slitasjen deretter. Slike spesielle tilfeller krever at inspeksjonsintervallet kortes kraftig ned for å sikre at funksjonen opprettholdes.



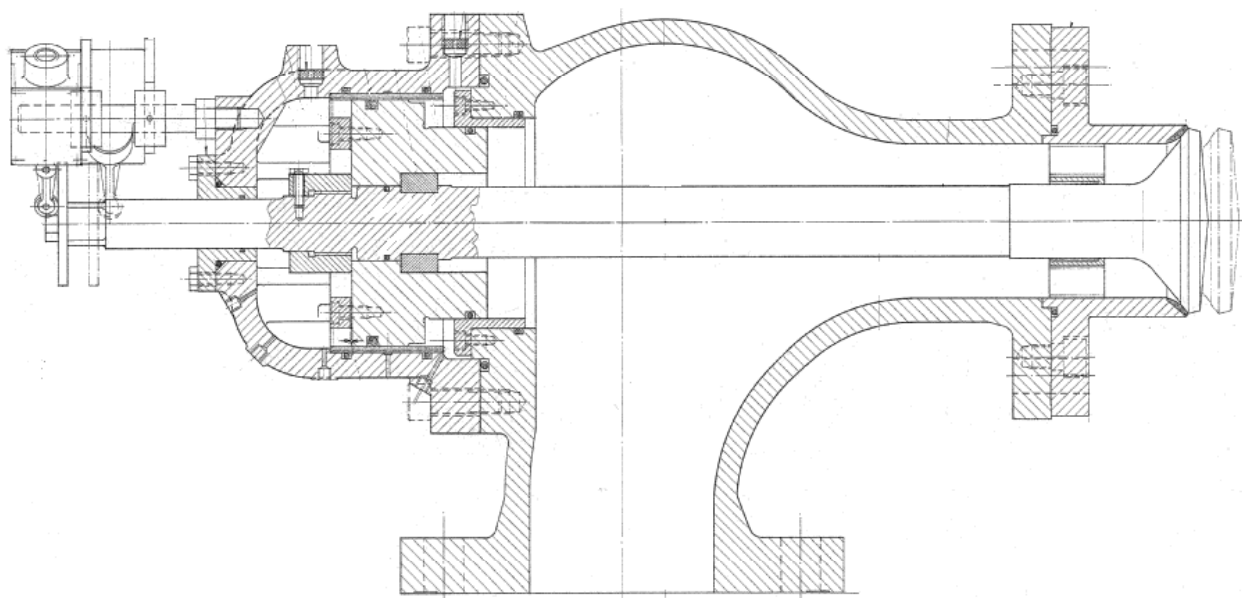
Figur 8.11 Bend for omløpsrør med flensforbindelse og revisjonsventil (manuell)

På grunn av rust, sanderosjon og mulige kavitasjonsskader er det aktuelt med tykkelsesmåling av rørene ved hjelp av ultralyd. En må være særlig på vakt dersom omløpsrøret er plassert på undersiden av hovedventilen, spesielt om det er mye sand i vannet.

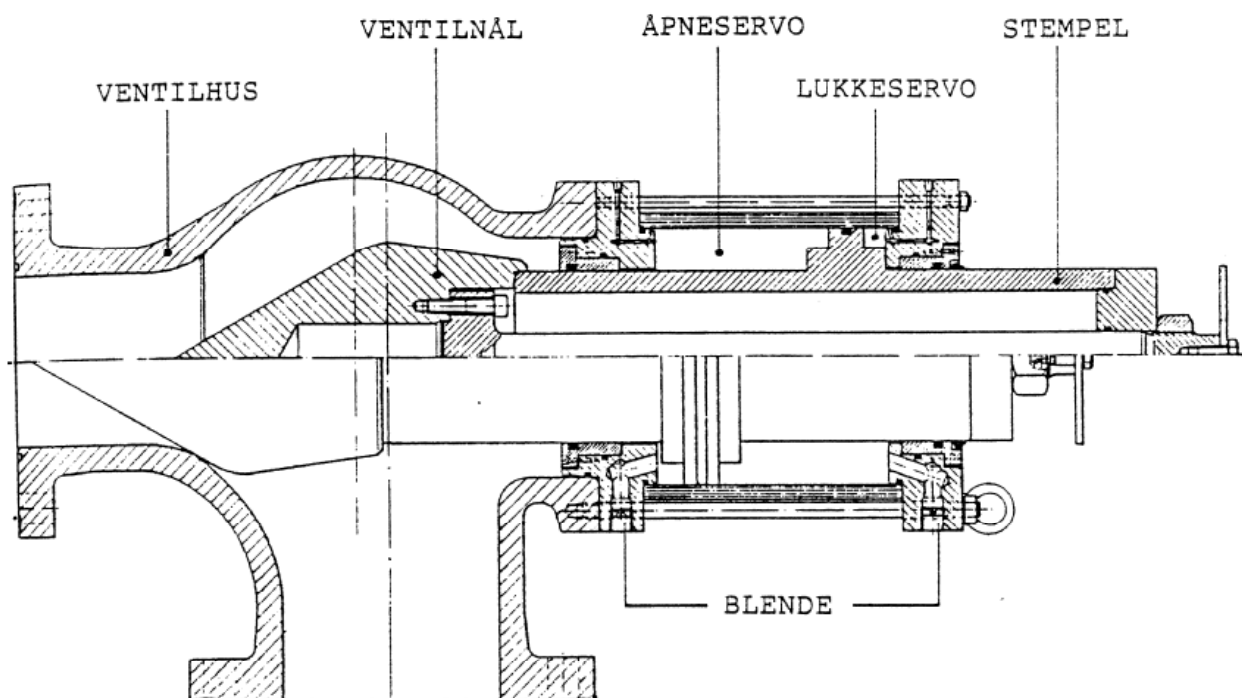
Det er vanskelig å si noe om fremtidig slitasje. Dette gjør at en bør sette en grense og dermed bruke denne til å avgjøre om røret skal stå, eller må byttes ut. Vi anbefaler at dersom en finner ut at tykkelsen lokalt er redusert med 50% så må en bytte ut de slitte rørene. Siden dimensjonene er små i forhold til hovedrøret vil også spenningene i slike rør være lave, dersom ikke rørtykkelsen er alt for liten.

En bør også kontrollere overgangen mellom seteventilen og ekspansjonsboks med hensyn på kavitasjonskader eller tæring. Dette gjelder spesielt dersom rustfritt stål er brukt mot svart stål. Styrekrysset bør også kontrolleres, spesielt dersom det er mye sand i vannet.

Intervallene mellom hver kontroll bør være omtrent 20 år eller maksimalt 10.000 start/stopp. Dersom det er mye sand i vannet og dersom aggregatet er av typen Francis, kan hastighetene i omløpet blir veldig høye siden et slitt ledeapparat ikke tetter godt nok. For disse anleggene anbefales det å halvere inspeksjonsintervallet.



Figur 8.12 Prinsippskisse av en hydraulisk operert seteventil med hydraulisk bevegelse for omløpet i et høytrykksanlegg produsert av Kværner (nå GE Hydro (produsert omkring 1970))



Figur 8.13 Hydraulisk omløpsventil

Bolter i flenser omløpsrør

Når både hovedventil og ventil for omløpsrøret er stengt vil trykket være det samme som inn på hovedventilen. En kan da estimere spenningene som vist i eksempelet under.

Eksempel: $H = 600\text{m}$, $D_{\text{rør}} = 0.2$, $N = 12$, $B/A = 0.5$, og $d = 0.015$

Kraften på flensen estimeres som:

$$F = 1000 \cdot 9.81 \cdot 600 \cdot \left(\frac{\pi}{4} 0.2^2 \right) = 184.9 \quad [\text{kN}]$$

Kraften som boltene må oppta blir da:

$$F_B = 0.5 \cdot \left(\frac{184.9}{12} \right) = 7.7 \quad [\text{kN}]$$

Spenningen i hver bolt blir da

$$\sigma_{\text{bolt}} = F_B / A_{\text{bolt}} = 7.7 \cdot 10^3 / \left(\frac{\pi}{4} 0.015^2 \right) \approx 43.6 \quad [\text{MPa}]$$

Med en forspenning på det dobbelte av F_{bolt} vil de nominelle spenningene i boltene i omløpsrøret være mye mindre enn for oppstrøms kuleventil.

8.4 KONTROLLOMFANG

Kontroll av omløpsrøret vil være å sjekke funksjon av seteventil og manuell stengeventil. I tillegg må en kontrollere tykkelsen av rørene for kavitasjonsskader og evt. sandslitasje dersom det er et problem med mye sand i vannet (aktuelle rørstykker byttes ut dersom tykkelsen er redusert lokalt med 50% i forhold til originaltykkelsen). Tæring og kavitasjonsskader ved utløpet av seteventilen bør også kontrolleres. Overganger mellom rustfri partier og ulegert finkornstål bør også kontrolleres.

Det anbefales en full demontering av omløpsrøret etter 40 års drift ved normal drift.

9 RØRSTUSS

Dette er røret som går fra innløpsventil og til grenrør som normalt er innstøpt i fjellet for kraftverk med flere turbiner. Rørstussen er utstyrt med flenser for omløpsrør, tømmerør, mannlokk osv.

I motsetning til deler nedstrøms ventilen vil rørstussen stå med fullt vanntrykk unntatt ved større revisjoner når sjakten er tømt for vann. Spenningen ligger normal på omtrent 30-40 % av flytespenningen i materialet. Spenningsvariasjoner kan variere ca. $\pm 10\%$ for høytrykksanlegg til opp i mot $\pm 25\%$ for et lavtrykksanlegg av fallhøyden. I våre beregninger har vi antatt $\pm 15\%$ som en representativ verdi.

Spenningen i langsømmen kan beregnes som vist i Ligning 7.1. Samtidig må en kontrollere rundsømmen siden stengeventilen henger på røret og strekker i røret i aksiell retning. Spenningene i rundsømmene (dvs. de radielle sveiseskjøtene) kan estimeres som:

$$\sigma_{rund} \approx \frac{p \cdot \frac{\pi}{4} D^2}{\pi \cdot D \cdot t} = \frac{p \cdot D}{4 \cdot t} \quad [\text{MPa}] \quad \text{Ligning 9.1}$$

Som en ser så er den nominelle spenningen i rundsømmen halvparten av spenningene i langsømmene i rette sylindriske rør. Rundsømmen inn mot flens får i tillegg bøyespenninger som er like store som spenningen fra den aksielle kraften. Dette gjør at spenningene i rundsømmen inn mot flens oppstrøms innløpsventil kan varieres mellom 0 – 200 MPa, dvs. klasse A.

Selv om langsømmen har det høyeste middelspenningene vil spenningsvariasjon være relativt liten ($\pm 15\%$). Den største spenningsvariasjonen finner en i rundsømmen nærmest flensen. Dette kommer av at ventilen henger på rørstussen og en får en stor strekkspenning i aksiell retning pluss bøyespenninger når ventilen stenger. Når innløpsventilen åpner vil spenninger reduseres til

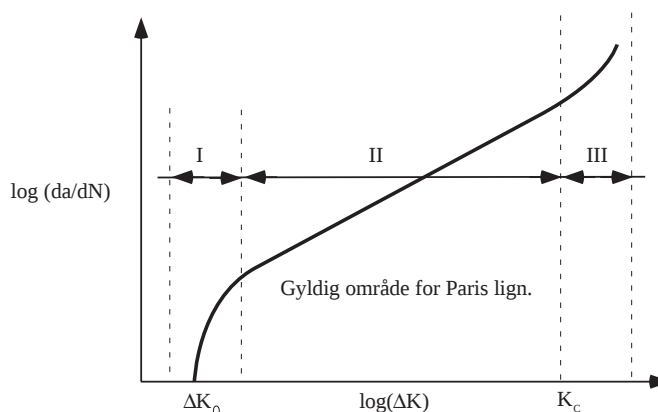
omtrent 0. De største spenningsvariasjonene finner en i området ved tappene. Eventuelt andre rundsømmer oppstrøm for flensen har mindre spenninger (reduerte bøyespenninger) og klassifiseres i klasse B. Dette gjelder til og med den andre rundsømmen som er innstøpt oppstrøms. En typisk rørstuss er vist i Figur 9.2. Den innstøpte delen av røret har også påsveist ribber for å holde røret i ro, disse er med å reduserer spenningene i rundsømmene.

9.1 SPREKKVEKST

For å få en oversikt over sprekkveksten i langsømmer og rundsømmer i rørstussen kan en gjøre en forenklet sammenligning for å estimere forskjellen. Følgende antagelser er gjort. Rørstussen er 1.5 m i diameter og med en tykkelse på 25 mm. Nominelt vanntrykk er 500 m eller 4.905 MPa. Stålkvaliteten har en flytegrense på 355 MPa.

Vi antar følgende:

- Langsømmene
 - o Trykkvariasjon $\pm 15\% \rightarrow \Delta\sigma \approx 45 \text{ MPa}$
 - o Nominell spenning, $\sigma \approx 150 \text{ MPa}$
 - o Antall sykler er 40 ganger antall nødstopp eller avslag
 - o $R = \sigma_{\max} / \sigma_{\min} \approx 1$
- Rundsømmene mot flens oppstrøms innløpsventil
 - o Trykkvariasjon 0 – 100% $\rightarrow \Delta\sigma \approx 150 \text{ MPa}$ (gjennomsnitt)
 - Ved tappene er spenningene høyere, antar $\Delta\sigma \approx 200 \text{ MPa}$
 - o Antall sykler er antall start/stopp
 - o $R = \sigma_{\max} / \sigma_{\min} \approx 0$



Figur 9.1 Illustrert sprekkutvikling

Det er kjent at en stor R vil løfte Paris's kurven litt oppover på da/dN akse, slik at sprekkveksten pr. sykel blir en aning større enn ved en lav R . Dette fører til at en får en litt kraftigere sprekkvekst, da/dN , ved samme ΔK når spenningene varierer med $x\% \cdot \sigma_{0.2}$. Se Skåre og Brekke (2002) for mer utfyllende beskrivelse av sprekkvekst.

Samtidig vil en sprekk starte tidligere ved $R \approx 1$ enn ved $R \approx 0$. Terskelverdien settes lik 63 for $R \geq 0.5$. Uansett er dette området litt uinteressant for disse komponentene, siden sprekker av denne størrelsen ikke vil vokse seg kritiske i løpet av anleggets levetid. Antar den kritiske sprekk tipp åpningen på 0.5 mm (god duktil stålqualität). Dersom en regner med glødd sveis får en kritisk gjennomgående sprekkstørrelse på:

$$\bar{a}_{maks} \approx 66 \quad [\text{mm}]$$

Dette gjelder for både lang- og rundsømmene.

9.1.1 Langsømmene

Vi antar at røret har en stålqualität med flytespenning $\sigma_{0.2} = 355$ MPa og med en normalspenning på 150 MPa. Estimert sprekkvekst blir da $\frac{da}{dN} = C\Delta K^m$, hvor C og m er materialkonstanter. I prinsippet er det trykk- eller spenningsvariasjoner på maks. $\pm 15\%$ som vil være drivende for sprekkvekst. Regner med en 40 svingninger på 45 MPa ved hver start/stopp. Dersom en regner med 30 nødstop og avslag, vil antall sykler være omtrent 1200 pr. år.

Dermed kan en sprekk som har en dybde på 10 mm få en spenningsvidde på:

$$\Delta K = \Delta \sigma \sqrt{\pi a} \cdot f(\varphi) \approx 45 \cdot \sqrt{\pi \cdot 10} \cdot 0.71 = 180 \text{ MPa}$$

Antar $C = 10^{-11}$ og $m = 3$. Sprekkveksten ved neste spenningsvariasjon blir da omtrent 0.00006 mm/sykel.

Da er estimert frekvens på trykkvariasjonene avgjørende for hvor fort sprekk vokser. Antall sykler, N_{1-2} fra en sprekkvekst fra a_1 til a_2 kan beregnes som:

$$N_{1-2} = \frac{1}{C(\Delta \sigma \sqrt{\pi} f(\varphi))^m \cdot \left(1 - \frac{m}{2}\right)} \left[a_2^{\frac{1-m}{2}} - a_1^{\frac{1-m}{2}} \right]$$

Fra 10 til 40 mm er det estimert et antall sykler på ca. 174.000 sykler, dvs. omtrent 145 år. I fra 30 til 40 mm, er antall sykler omtrent 26.000.

Normalt vil en sprekk med $a \approx 40$ mm være gjennomgående og ”lekkasje før brudd” tilstanden vil kunne holdes lenge før et ustabilt brudd skjer.

9.1.2 Rundsømmene

Spenningsvariasjonen er her omtrent fra 0 til 200 MPa for hver gang ventilen stenger i området rett foran tappene. Spenningsvidden er da ved en sprekk som er 10 mm dyp:

$$\Delta K = \Delta \sigma_i \sqrt{\pi a} \cdot f(\varphi) \approx 200 \cdot \sqrt{\pi \cdot 10} \cdot 0.71 = 796 \text{ MPa}$$

Antar $C = 10^{-12}$ og $m = 3$. Sprekkveksten ved neste spenningsvariasjon blir da omtrent 0.00051 mm/sykel. Høyere C på grunn av at $R \approx 0$.

Antall start/stopp bestemmer hvor fort sprekken vokser. Fra 10 til 40mm er det estimert et antall sykler eller start/stopp på ca. 20.000 sykler. Fra 30 til 40 mm er antall sykler omtrent 3100.

Den største usikkerheten i beregningene er estimatet av C som blir forskjellig når spenningene variere om den nominelle spenningen eller varierer fra 0 til maksimal spenning.

9.2 TØMMERØR

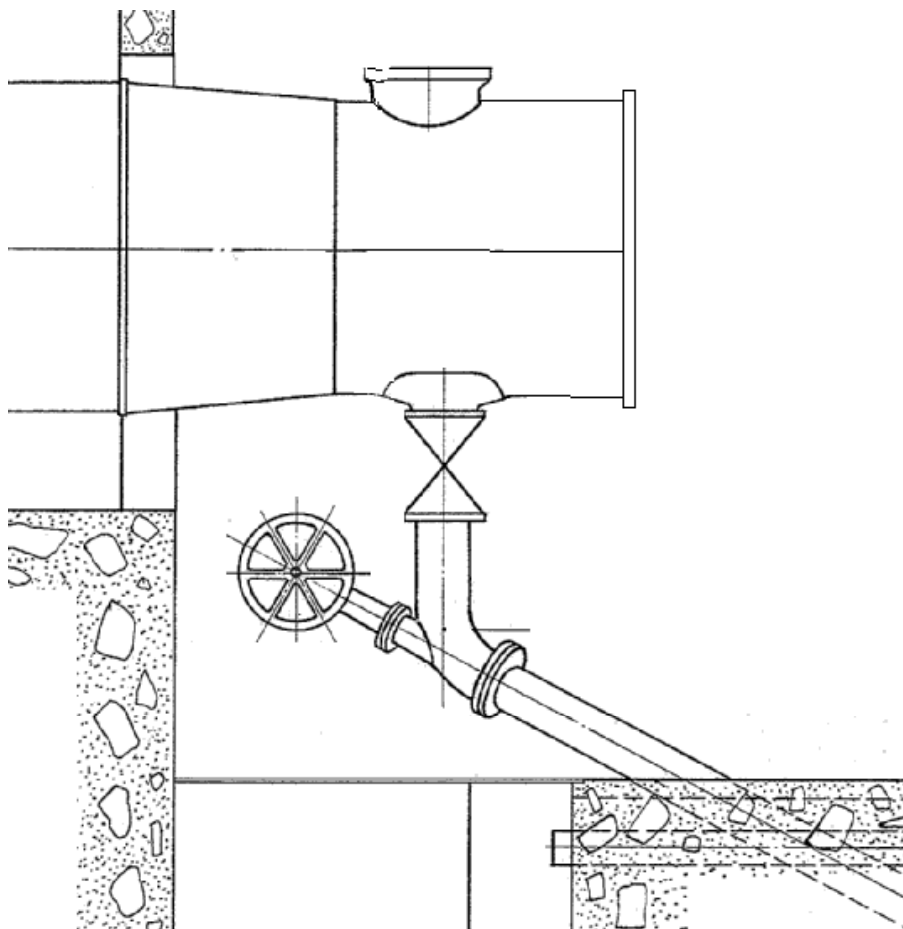
Brukes for å tømme sjakten for vann ved større revisjoner. Hastigheten kan bli store, på grunn av det høye trykket. Kavitasjonsskader kan oppstå etter nåleventil, se Figur 8.10, og etter ventiler.

Dette røret blir relativt sjeldent brukt men når det brukes vil det bli brukt over flere timer⁸.

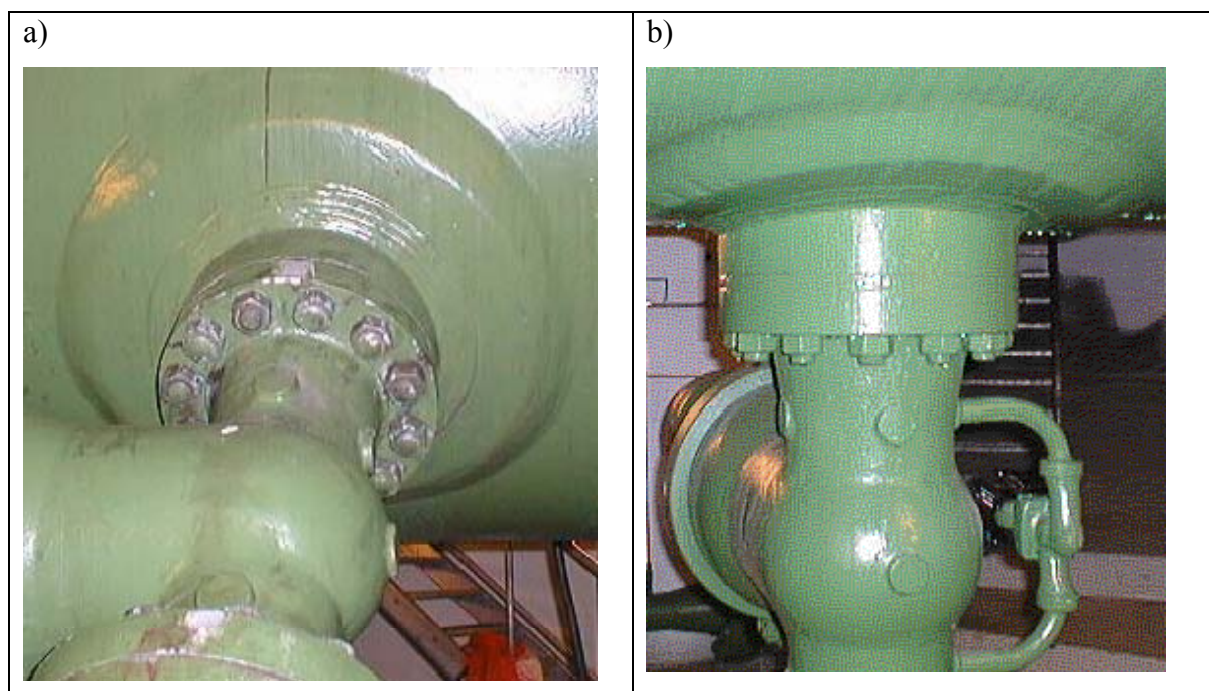
Allikevel må en anta at slitasjen er relativt liten om det ikke er sand i vannet, men en bør være observant på korrosjonsangrep (innvendig rør).

Tømmerøret er fastkoblet til sugerørskonus og støpt inn i golvet. Siden en har en bevegelse av tømmerøret under åpning og stenging av innløpsventil, vil en få en bevegelse i tømmerøret for hver start og stopp av aggregatet. Derfor må en kontrollere sveisen mellom tømmerør og flens for mulige sprekker på grunn av utmatting.

⁸ Alternative er å tømme sjakten gjennom turbinen
12x245



Figur 9.2 **Prinsskisse av innstøpt tømmerør**

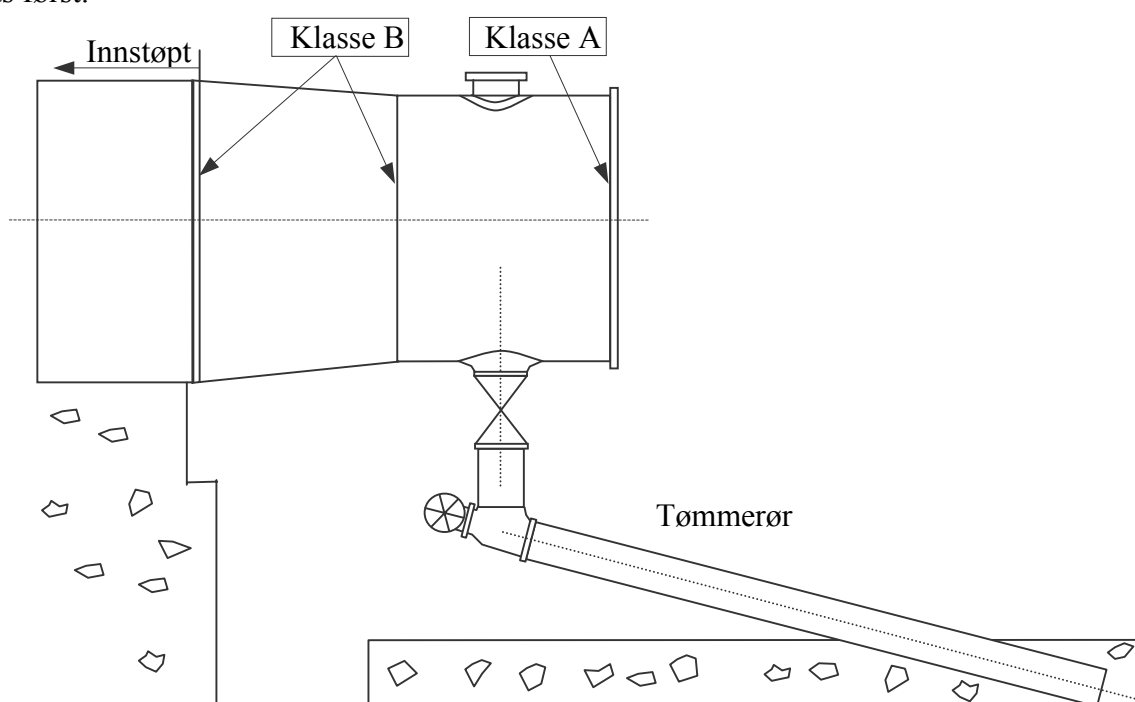


Figur 9.3 **Overgang fra rørstuss til tømmerør (Høytrykks Pelton – Sima)**

Spenningsene i bolter oppstrøms ventil utsettes for spenningsvariasjoner på grunn av trykksvingninger i vannstrengen. Siden flenser og skruer ofte er av samme størrelse som for omløpsrør er sprekkveksten mye mindre enn for samme type bolter i flenser i omløpsrør.

9.3 KONTROLLOMFANG

Kontroll av rørstussen bør først og fremst omfatte NDT kontroll av rundsømmene ved hjelp av MT, PT eller ET for klasse A og B som vist i Figur 9.4. Langsømmene kontrolleres visuelt (Klasse C). I tillegg omfatter kontroll mannhull, stusser og da spesielt stussen til tømmerør. Anbefalt inspeksjonsintervall er på 10 år, eller 5000 start/stopp. Intervallet bestemmes av det som oppnås først.

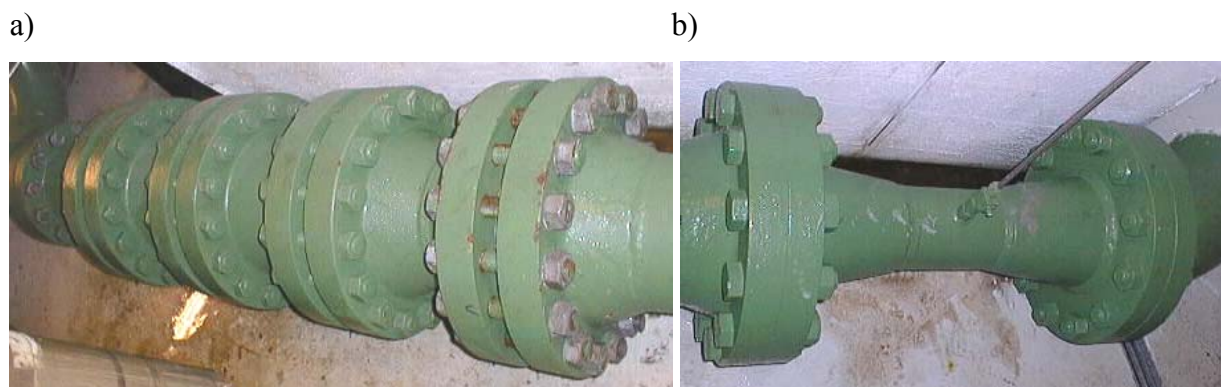


Figur 9.4 Klasseinndeling av rørstuss med tømmerør

10 ENERGIDREPER

For kraftverk som har avløp ut mot saltvann, dvs. sjøvann, kan ikke kjølevannet tas fra utløpstunnelen uten fare for å få saltvann inn i kjølesystemet med stor fare for rustangrep. Dermed må kjølevannet tas fra høytrykksdelen av aggregatet. For å redusere trykket inn på kjølesystemet som blir brukt ved stillstand eller kjøring ved lav last, blir trykkreduseringssystemer eller energidreper brukt.

En bør kontrollere tykkelse av rør etter ventil da det kan oppstå kavitasjonsskader og rustskader. Ellers gjelder samme retningslinjer som for omløpsrør.



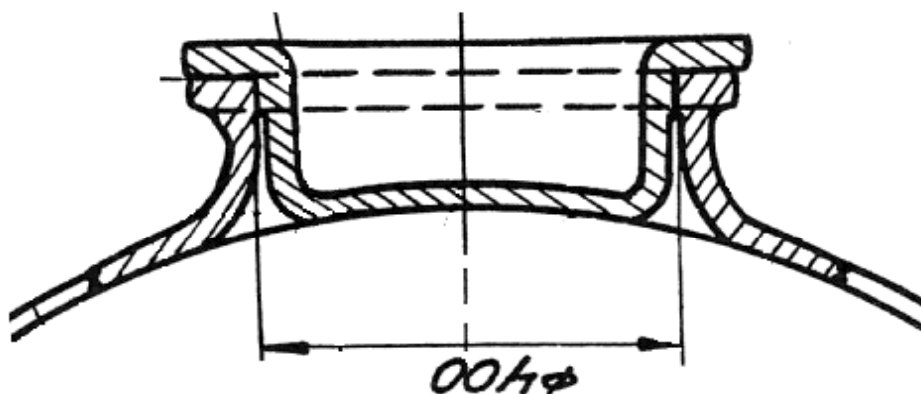
Figur 10.1 a) Energidreper (blender) og b) volumstrømsmåler for å måle kjølevannsforbruket (Sima kraftverk)

11 STUSSER OG MANNHULL

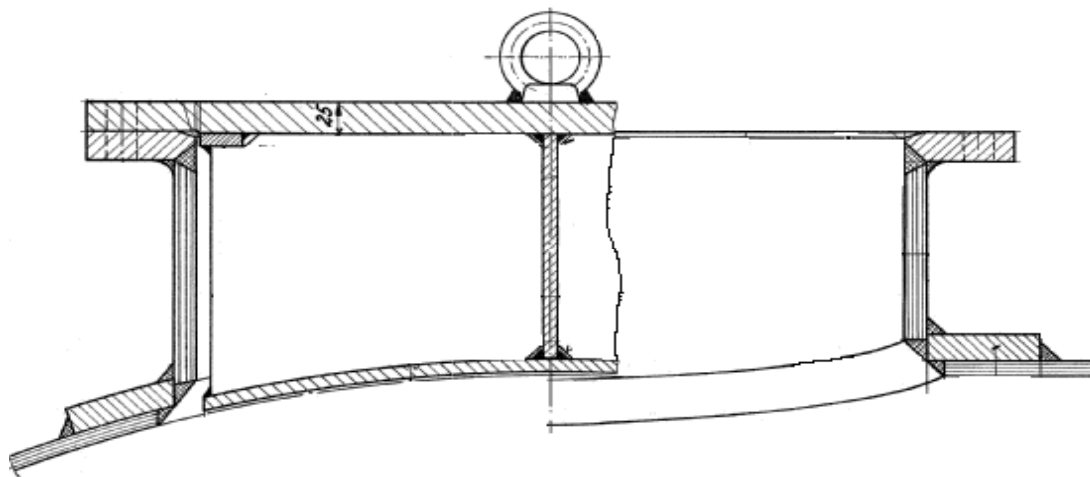
Stusser og mannhull er konstruksjonsdetaljer som ofte har et høyt spenningsnivå. Nivået er avhengig av utformingen av innfestingen mot hovedrøret og om den har innvendig forsterkningsflens eller ikke. Innvendig forsterkningsflens er normalt ikke brukt i vannkraftkonstruksjoner men mer brukt for trykkbeholdere. Dette er fordi en ønsker en glatt innside av f. eks. tromme, tilløpsrør osv. for å redusere strømningsstapene.

Spenningsvariasjonen og dermed sprekkeveksten, vil variere avhengig av plassering i vannveien. Dette er avhengig om det er start/stopp eller trykksvingninger i vannveien som er drivende for sprekkeveksten.

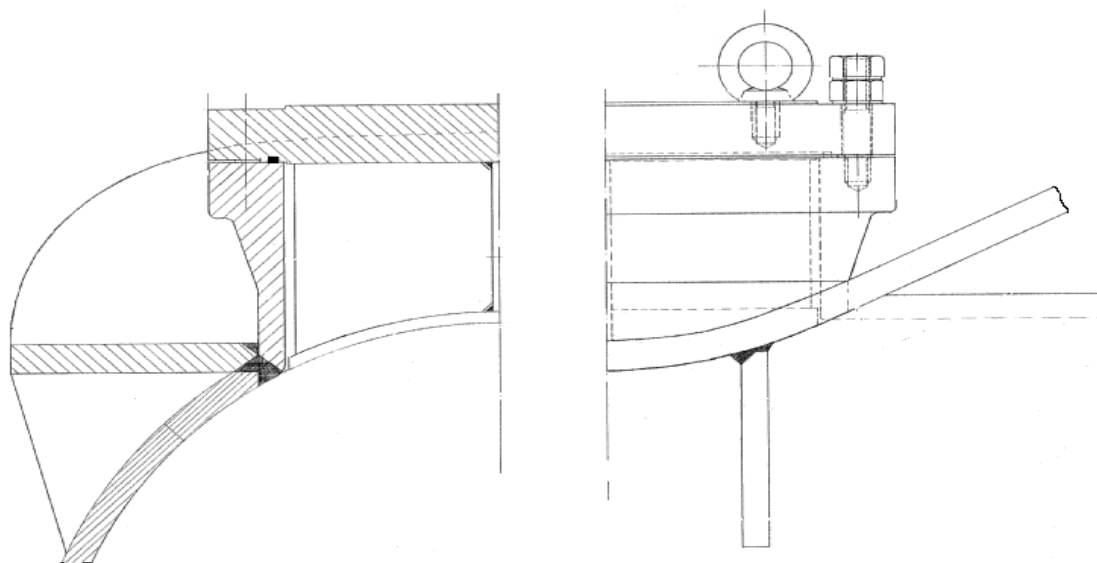
Mannhull i ringledninger og spiraltrommer har typisk en innvendig diameter på Ø400 mm, mens Ø500 mm ofte er brukt i trykksjakter. På grunn av høye hastigheter må innvendige forsterkninger begrenses. Det finnes mange ulike typer konstruksjoner av flenser, og et utvalg er vist i Figur 11.1 til Figur 11.3. Figur 11.1 viser en eldre støpt mannhull på en Francis tromme, mens Figur 11.2 viser en sveist mannhull normalt brukt i tilløpstunnel og Francis trommer. Figur 11.3 viser et mannhull med en såkalt prestekrage forsterkning normal brukt for Pelton aggregat med høye vanntrykk.



Figur 11.1 Støpt mannhull for spiraltromme (omkring 1964)



Figur 11.2 Sveist mannhull med forsterkningsflens (typisk for sjakter og Francis turbiner)

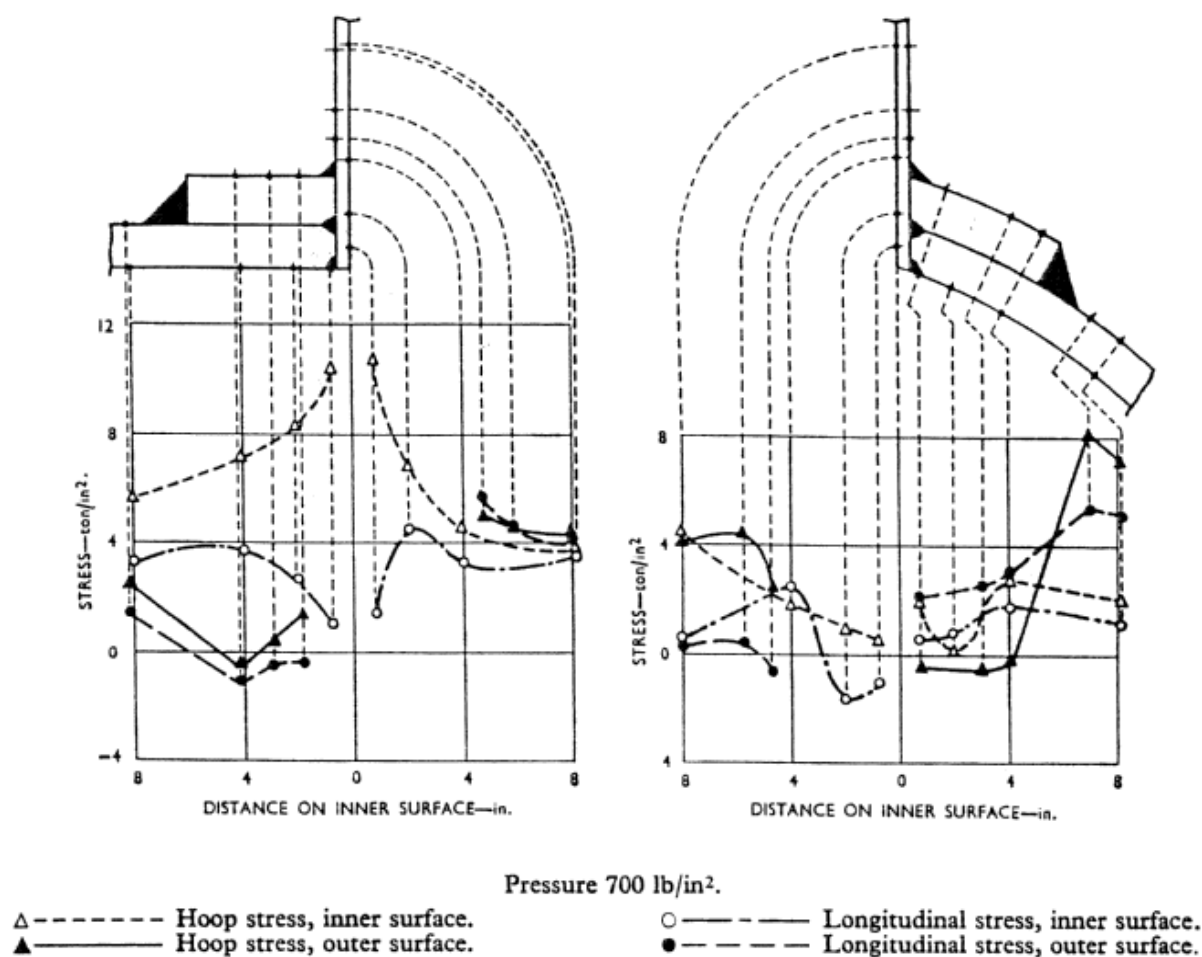


Figur 11.3 Mannhull med såkalt prestekrage for Pelton anlegg

11.1 SPENNINGSBILDE RUNDT MANNHULLET

Ved å sveise inn et mannhull eller en stuss i større rør, vil en introdusere spenningskonsentrasjoner som normalt er mye høyere enn den nominelle spenningen i et rett rør som er uten stusser eller mannhull. Forholdet kalles ofte spenningskonsentrasjonsfaktoren (SCF), og er målt til å være 3.0 for et hull (Bjørnsgard (1983)). For å redusere SCF brukes ofte utvendige forsterkninger som vist i Figur 11.2 og Figur 11.3.

Figur 11.4 viser resultatet av strekkklappsmålinger av et mannhull med utvendig forsterkning (se Wells med flere (1961)). De høyeste spenningene har en SCF på omtrent 2.5 for denne type mannhull.



Figur 11.4 Målte spenninger på en mannhull med krage (hoop stress = bøyespenninger, longitudinal stress = aksielle spenninger)

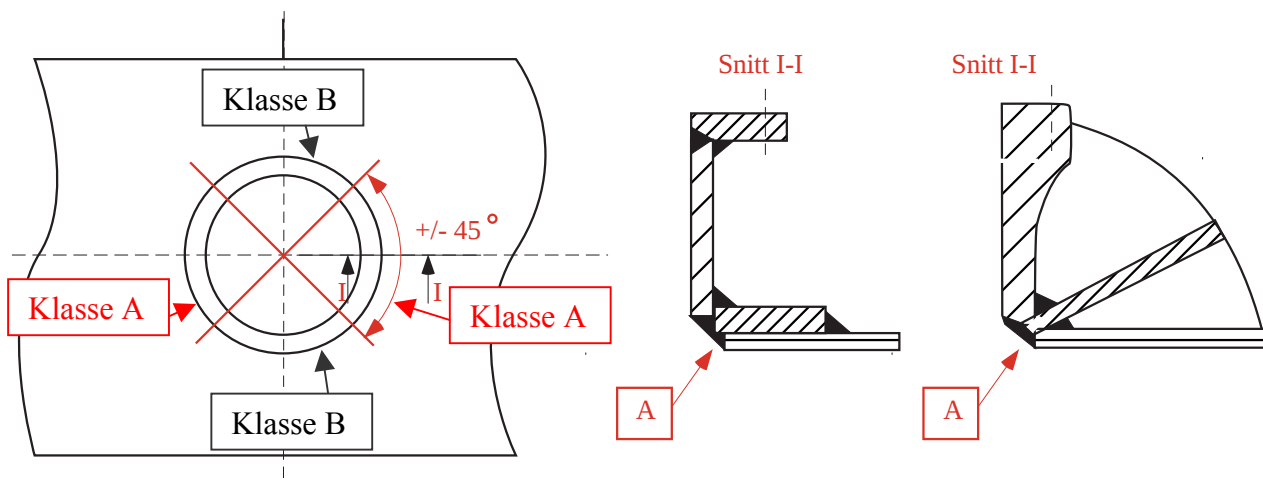
Spenningskonsentrasjonsfaktoren (SCF) er målt av Kværner til å ligge på omkring 1.5 på Kværner sine mannhullskonstruksjoner (Ø400) på 70-tallet (se Figur 11.3). Målinger på mannhullet til ringledningen til Uvdal kraftstasjon ble utført under trykkprøving av ringledningen. De høyeste spenningene (tangentielle) var de innvendige spenningene i sone A, mens spenningene avtok rundt mannlokket.

Typisk vil SCF økes når forholdet mellom størrelsen på stussen og hovedrøret reduseres.

Dersom den langsgående sveiseskjøten har en knekk (ikke valset med riktig radius) kan dette øke den tangentielle spenningen. Dersom knekken er i området med de høyeste mannhullspenningene vil SCF øke opp i mot en faktor på 2.5 – 3.

Sveiser til stusser og flenser bør undersøkes med virvelstrøm eller magnaflux da en søker etter overflatesprekker. Sveisene er normalt slipt, men uslipte partier kan forekomme. NDT kontrollen bør derfor gjennomføres med erfarne folk. For alle mannhull og stusser er spenningene høyest på innsiden av mannhullet, noe som gjør at vannveien må være tømt for å utføre en tilfredsstillende NDT kontroll.

Stussen deles inn i 4 like sektorer (sett ovenfra) med Klasse A i lengderetningen og Klasse B i den tangentielle retningen. I sone A (Klasse A) vil en da se etter sprekker som ligger i aksial retning.



Figur 11.5 Anbefalt akseptsoner for stusser og mannhull

11.2 KONTROLLOMFANG

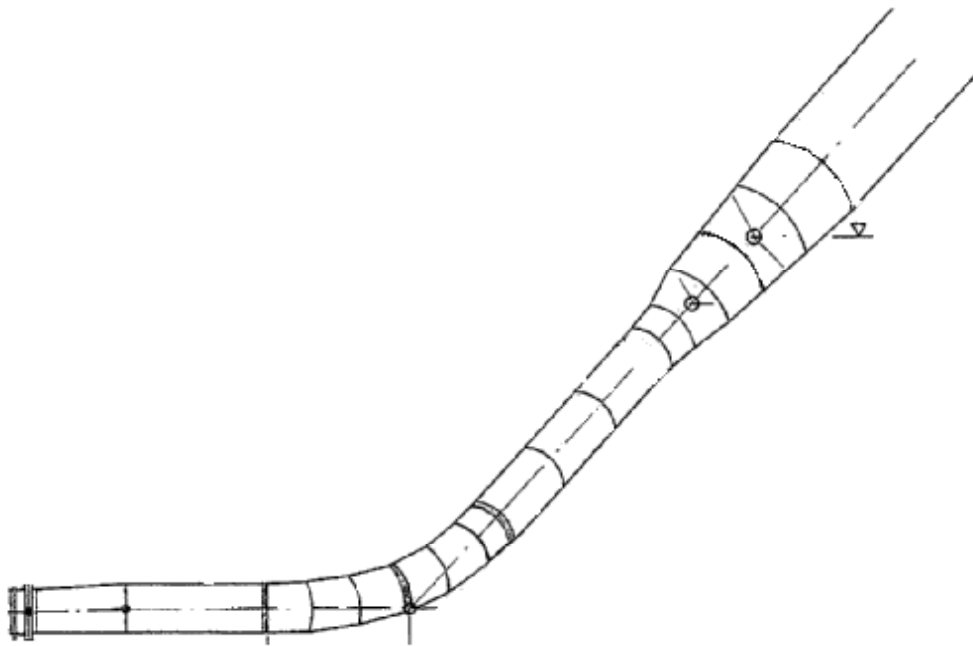
En eventuell sprekkvekt vil være avhengig om det er start/stopp eller trykksvingninger som er drivende for sprekkveksten. Når sprekkveksten er bestemt ved antall start/stopp så vil spenningsamplituden være omtrent fra 0 til 200 MPa, dvs. de samme som for klasse A ved

tryktpåkjente deler. Når sprekkveksten kun er bestemt av trykksvingninger i vannveien er spenningsamplituden mye mindre (antall svingninger er i størrelsesorden det samme pr. år). Dette gjør at en kan konsentrere seg om stusser og mannhull som er nedstrøms fra og med rørstussen. Rørstussene og mannhull bør kontrolleres minst hvert 10 år eller 5000 start/stopp for de som er påkjent av start/stopp, mens mannhull oppstrøms rørstussen bør ha et kontrollintervall på 20 år.

12 GRENRØR

Grenrøret er overgangen mellom rørstuss og til trykksjakt. Som navnet antyder er det ofte en trykksjakt som deles i to eller flere forgreninger, dersom det er to eller flere turbiner som henger på en vannvei. I prinsippet er det relative spenningsbildet veldig likt med ringledning/grenrør for Pelton (se TR A5557 Sikkerhet turbiner - Stasjonære deler). Det innebærer at spenningene er størst i innersving av bend og knekker i avgreininger.

Figur 12.1 viser en overgang mellom trykksjakten og til og med grenrøret (Figur 12.2 sett fra siden).



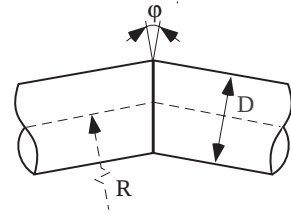
Figur 12.1 Typisk overgang mellom trykksjakt og til og med grenrør

Utformingen av grenrør kan være ulike avhengig av plassering av aggregatene i forhold til trykksjakten. Typisk for norske kraftverk henger det to, tre eller fire aggregater på samme trykksjakt. Figur 12.2 viser en typisk overgang mellom trykksjakt og to aggregater.

Spenningene i knekkene er avhengig av knekkvinkelen φ og kan estimeres som:

$$\sigma = \sigma_{rett} \left(1 + 3.8 \tan \left(\frac{\varphi}{2} \right) \right) \quad [\text{MPa}] \quad \text{Ligning 11.1}$$

Det vil si at en 5° knekk gir en økning på 17% i forhold til et tangentialspenningen i et rett rør (se Ligning 7.1), mens en knekk på 15° gir en økning på 50%. Knekkvinkelen er definert i figuren til høyre.

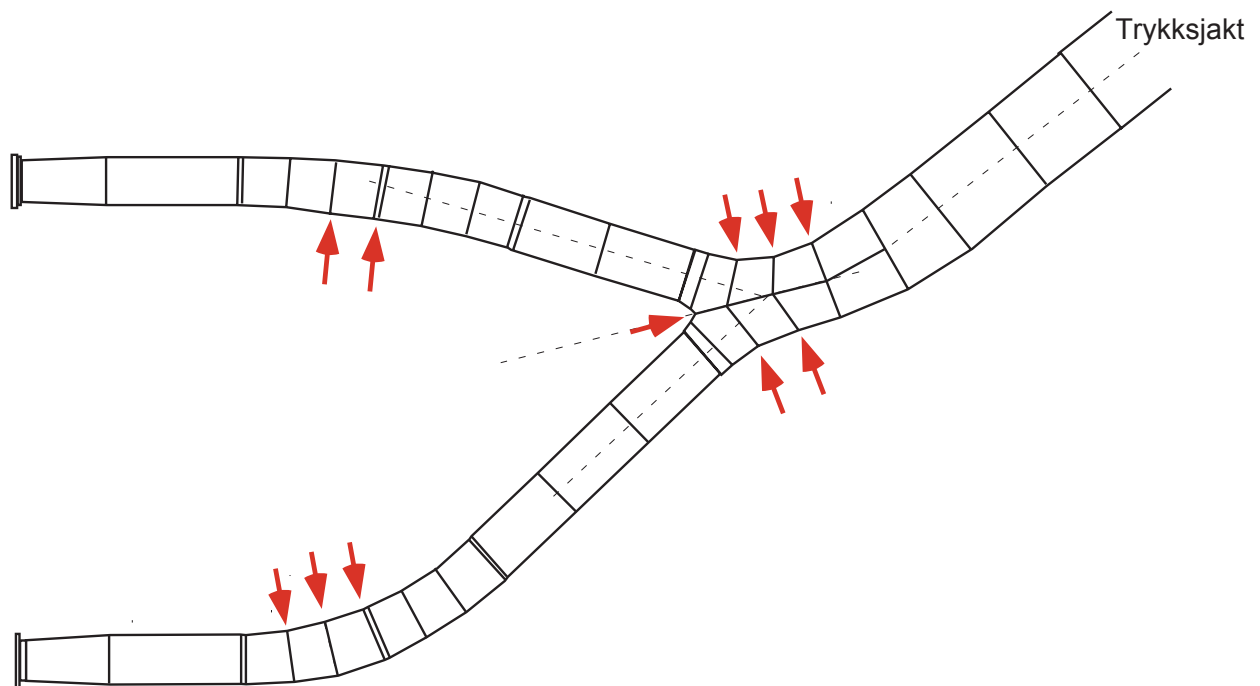


De nominelle middel spenningene, $\sigma_{0.2}$, i langsømmene til grenrøret nær kraftverket ligger normalt på 40 – 70% av flytespenning med stigende spenninger dess nærmere trykksjakten en kommer.

Siden eldre grenrør normalt er lagt ut med lavere spenninger enn mer moderne konstruksjoner er det valgt å skille mellom grenrør som har:

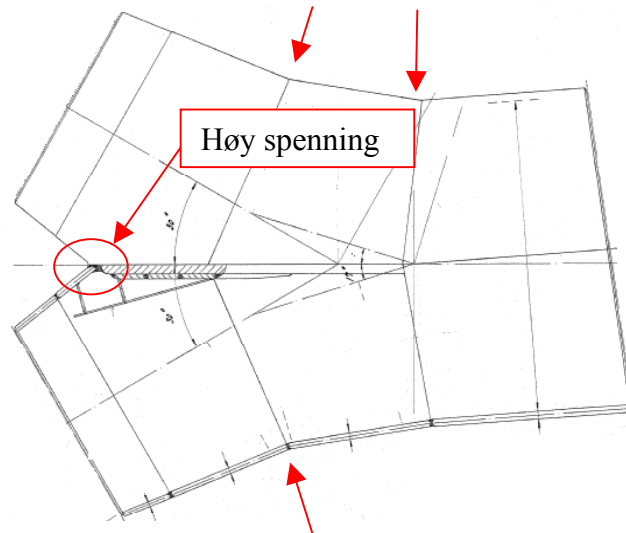
- Spenninger i langsømmene som er mindre enn 60% av $\sigma_{0.2}$
- Spenninger i langsømmene som er større eller lik enn 60% av $\sigma_{0.2}$

For et grenrør med en $\sigma_{0.2}$ på 355 MPa og σ_{rett} på 200 MPa, vil knekker øker spenningene opp til maks. 250 – 300 MPa. Siden spenningsvariasjonen er bestemt av trykkvariasjoner i vannveien på grunn av nødstop og avslag, vil spenningsvariasjonen være begrenset til 100 MPa⁹. Dette tilsvarer Klasse C. For grenrør med spenninger opp i mot 70% av $\sigma_{0.2}$ vil knekkene være i Klasse B.



Figur 12.2 Prinsippskisse av et grenrør (Figur 12.1 sett ovenifra)

⁹ Antatt en variasjon på +/-15% av vanntrykket.



Figur 12.3 Detalj av bukserør

Spenningene er høyest i innersving og dette gjør at en begrenser NDT kontrollen til en sektor på $\pm 45^\circ$ omkring knekkaksen. Dette er det samme som gjelder for ringledning og grenrør i Pelton anlegg (se TR A5557).

Siden de fleste grenrør/bukserør er innstøpt er kun innvendig inspeksjon aktuelt. Dette krever tømning av sjakta. Dette gjøres kun ved større revisjoner og inspeksjonsintervallet blir regulert deretter. Det anbefales stikkprøvekontroll av grenrøret og spesielt i knekker som har en konveks knekk sett innenfra (spiss innover). Knekker over 10° kontrolleres spesielt.

13 TRYKKSJAKT/RØRGATER

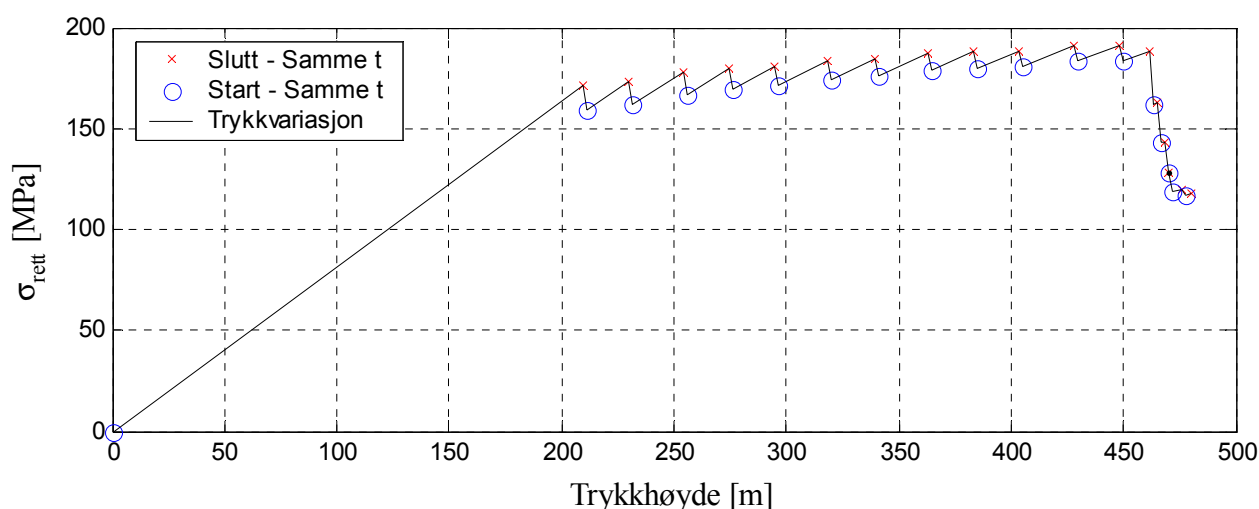
For de innstøpte trykksjaktene er det kun mulighet til å inspiserer sveiseforbindelsene ved større revisjoner og når trykksjakten er tømt for vann.

Siden spenningene er størst i tangentiell retning vil langsømmene være mest utsatt for sprekkvekst. Ved sjakter innstøpt i godt fjell med tilstrekkelig overdekking beregnes at fjellet alene vil kunne ta hele vanntrykket og røret vil da være tetting mot lekkasje. I slike tilfeller beregnes røret med en spenning lik flytegrensen eller $\sigma_{0.2}$ uten at en tar hensyn til fjellet vil holde igjen ved trykksetting av sjakten.

For å begrense spenningene for den nederste delen av trykksjakten er det to muligheter. Den mest brukte ved nyere aggregat er å minske rørdiameteren med økende trykk ned mot kraftverket. Dermed slipper en å øke platetykkelsen for å holde spenningene under $\sigma_{0.2}$. I de eldre trykksjaktene der de økonomiske rammene var litt løsere, ble rørdiameteren holdt konstant mens en økte platetykkelsen med økende trykkehøyde.

Ved rørbruddsventilen der røret ligger fritt er røret dimensjonert mot knekking. Dette gjøres med utvendig atmosfæretrykk og innvendig vakuum i tilfelle at luftinnslippingsventilen ikke skulle åpne ved et rørbrudd.

Et beregningseksempel av trykksjakten for Hemsil I (eldre type) er vist i Figur 13.1 der trykksjakten består av sveiste rør med diameter 2000 mm, og med varierende tykkelse fra 12 til 40 mm. Tykkelsen økes stegvis der en har brukt et varierende antall rørlengder på de ulike tykkelsene. Det er ikke tatt hensyn til at en har falltap i trykksjakten under beregningen og det er heller ikke tatt hensyn til at spenningene reduseres av det omkringliggende fjellet. Ståltypen som ble brukt for Hemsil er Union 36 ($\sigma_{0.2} \approx 355$ MPa). Basert på beregningene er spenningene i langsømmene omtrent 175 MPa i hovedstrekket for dette kraftverket, mens spenningene reduseres når en nærmer seg grenrøret. Spenningene er langt fra flytegrensen, men på grunn av liten CTOD¹⁰ verdi på en del eldre ståltypen er dette nødvendig for å tilfredstille kravet om ”lekkasje før brudd”.



Figur 13.1 Forenklet beregning av spenningen i trykksjakten for Hemsil I

Dette er svært lave spenninger som vil være uaktuelle for nyere kraftverk av økonomiske årsaker. Vi forutsetter at alle trykksjaktene i Norge er dimensjonert slik at en har ”lekkasje før brudd”, dvs. at vannet lekker ut før en får et brudd.

Praktisk inspeksjon

Å gjøre NDT kontroll med penetrant, magnafluks eller virvelstrøm metodikk vil være svært tidkrevende og dyrt på grunn av omfanget av sveiser.

En praktisk tilnærming til inspeksjon av innebygde trykksjakter er at en tar en visuell inspeksjon ved større revisjoner. Ved gjennomgående sprekker vil vannet presses ut i fjellet, og i forbindelse ved tømning av sjakten vil vannet bli presset tilbake inn i sjakten. Ved en eventuell sandblåsing

og maling vil dette lett kunne oppdages og eventuelle gjennomgående sprekker vil kunne oppdages.

Ved frittliggende rørgater vil en utvendig inspeksjon være mest praktisk, der en ser etter vannlekkasjer under fullt trykk i trykksjakten.

Stikkprøve kontroll

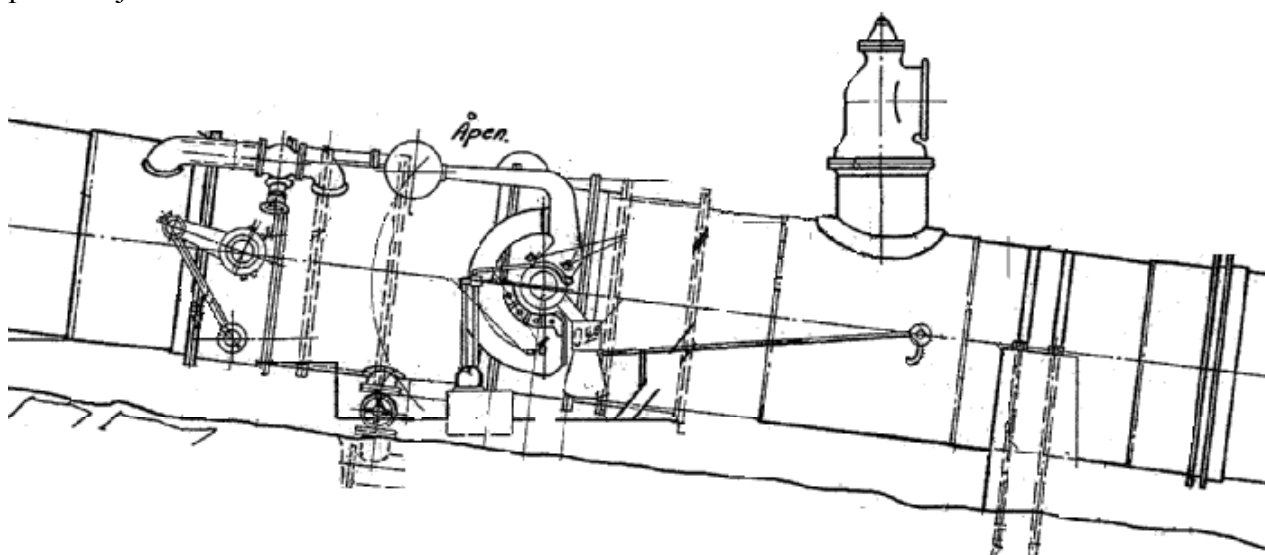
Ut over en visuell inspeksjon av trykksjakten vil en stikkprøvekontroll med NDT være fornuftig ved indikasjon på lekkasje eller om visuell kontroll har gitt indikasjon på sprekker.

14 VENTILKAMMER

Ventilkammeret ligger normalt i nærheten av finvaregrinden ved enden av tunnelen for høytrykksanlegg og brukes når en skal tømme sjakta for vann ved større revisjoner.

Ventilkammeret består normalt av rørbruddsventil med utløsermekanisme og luftinnslippingsventil. Dersom ventilkammeret ligger langt under vannstanden til magasinet er det også utstyrt med en luftutslippingsventil fordi luftinnslippingsventil ikke er nødvendig da røveggen er så tykk at undertrykket som oppstår ved en tømning av røret (vakuum) ikke vil bukle røret. En luftutslippingsventil er mye mindre i dimensjon enn en luftinnslippingsventil og dermed billigere.

Figur 14.1 viser hvordan et ventilkammer er arrangert for et anlegg bygget på slutten av 50-tallet. Dette ventilkammeret har også en ekstra stengeventil oppstrøms rørbruddsventilen. Denne ble brukt ved revisjoner eller vedlikehold av rørbruddsventilen. I nesten alle tilfeller kan en fokusere på funksjon heller enn bruddsikkerhet for deler i ventilkammeret.



Figur 14.1 Arrangement av ventilkammer (eldre type – Hol kraftverk)

I nye anlegg, der en ofte har råsprengte trykksjakter, er rørbruddsventilen som regel vurdert til å være unødvendig.

14.1 RØRBRUDDSVENTIL

I prinsippet er rørbruddsventilen identisk med innløpsventilen og er normalt er det en spjeldventil slik som brukes i lavtrykksaggregat. Noen få anlegg har også kuleventil som rørbruddsventil. Ventilen skal lukkes automatisk ved et rørbrudd enten ved hjelp av en utløsningmekanisme eller at den stenges fjernstyrt fra kraftverket ved tømning av trykksjakten.

Siden påkjenningene på denne er liten er vanligvis ikke utmatting et problem. Det er først og fremst det at den fungerer som den skal som er viktig for rørbruddsventilen. Ventilen i seg selv må være selvlukkende.

Ved et rørbrudd (svært sjelden) er derimot påkjenningene svært store og en full inspeksjon av korrosjon eller mulige materialfeil bør derfor gjennomføres ved en tømning av tunnelsystemet. Områder som bør fokuseres på er tapper, spjeld og tettinger. På grunn av fuktig miljø i ventilkammeret bør en også fokusere på korrosjon og korrosjonsutmatting.

Det bør planlegges full overhaling og kontroll av rørbruddsventilen etter 50 års drift.



Figur 14.2 Rørbruddsventil (Sima kraftverk - Høytrykksanlegg)

14.1.1 Utløsermekanisme

En kritisk komponent i forbindelse med rørbruddsventilen er utløsermekanismen. De eldre typene har normalt en mekanisk utløser (stang med en plate som står inn i vannstrømmen) som skal løse ut dersom volumstrømmen, dvs. hvis hastigheten blir større enn full vannføring på alle turbinene som henger på vannveien ved største fallhøyde. De mer moderne typene løser ut på endring i trykksignalet som synker proporsjonalt med kvadratet av vannføringen. Det er en del elektronikk i forbindelse med trykktransducerne som må holdes tørt for at dette skal fungere som det skal. Skjer tørking ved hjelp av lyspærer som var vanlig før, bør disse skiftes ut med pålitelige varmeelementer.

At utløsermekanismen virker er svært viktig for anleggets sikkerhet. Ved funksjonskontroll er det viktig at en kontrollerer at ventilen stenger helt, og ikke avbryter kontrollen rett etter at utløsermekanismen har løst ut.

Rørbruddsventilen med utløsermekaniske sjekkes for funksjon minst en gang pr. år.

14.1.2 Bolter og sveiser

På grunn av at spenningsvariasjonene er svært sjeldne (kun ved en eventuell revisjon) vil antall sykler være svært lavt og en evt. sprekkvekst være neglisjerbar sammenlignet med stengeventil før turbin. Vi ser derfor ingen grunn til å kontrollere bolter på disse ventilene.

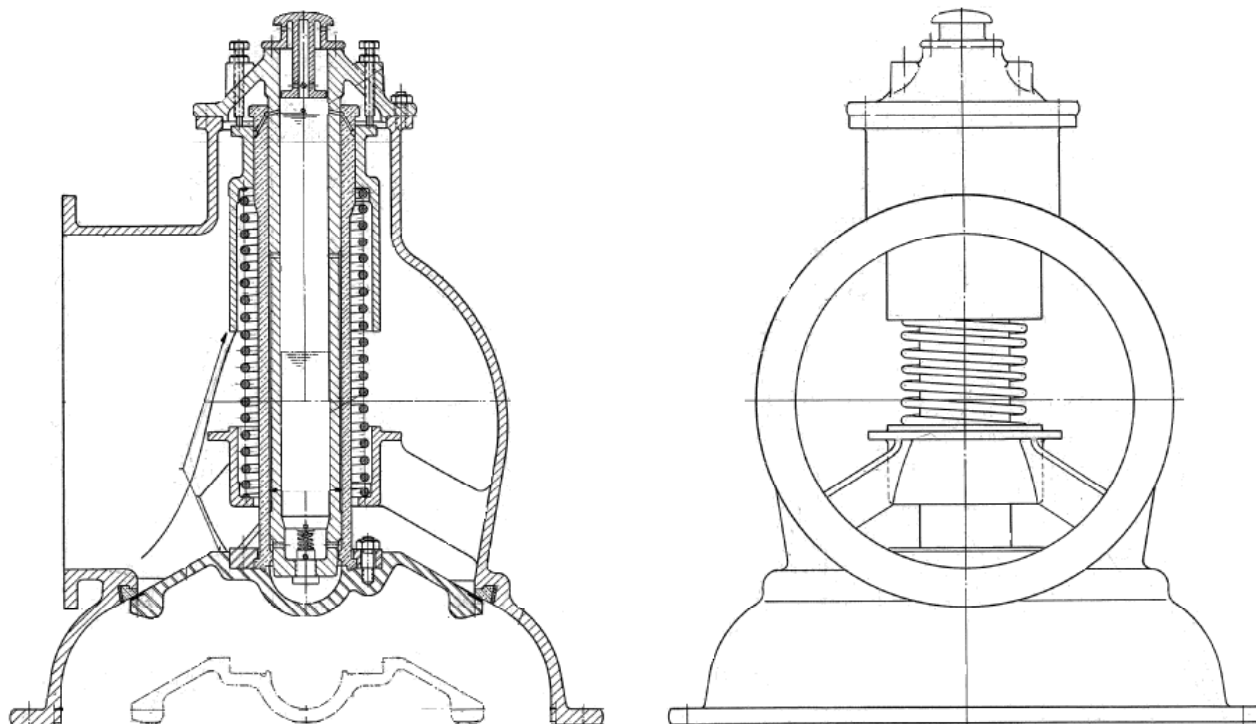
14.2 LUFTINNSLIPPINGSVENTIL

På de fleste anlegg er det plassert en luftinnslippingsventil nedstrøms for rørbruddsventilen. Denne brukes for å etterfylle luft i trykksjakten, da det ellers kan være fare for bukling eller knekking på grunn av at røret får vakuum innvendig. Luftinnslippingsventilen er særlig viktig for anlegg med lavt trykk og tynnveggede rør i ventilkammeret. Viktigst er det å kontrollere funksjonen. Ventilen virker slik at ved et undertrykk i røret vil en fjærbelastet ventil åpne og slippe inn luft. En snittegning av en Kværner ventil er vist i Figur 14.3. Den stenges når vannstrengen er fylt opp på grunn av vanngjennomstrømning og ved at flottørvirkningen av ventilen vil løfte opp stengeplaten slik at den stenges.

Funksjon sjekkes, dvs. at den ikke er rustet fast, samtidig som rørbruddsventilen kontrolleres, dvs. et inspeksjonsintervall på 1 år.

NB! Det er rapport om et dødsfall i forbindelse med at en luftinnslippingsventil ikke åpnet. En av kraftverkets ansatt prøvde å dunke borti ventilen med et spett for å løse den ut.

Ventilen åpnet med det resultat at arbeideren ble slått i hjel på grunn av luftinnsuget.



Figur 14.3 Luftinnslippingsventil av eldre type (Kværner)

14.3 LUFTUTSLIPPINGSVENTIL

På noen få anlegg der rørbruddventilen ligger dykket med høyt overtrykk slik at knekking eller bulking av rørveggene ikke oppstår ved vakuum i røret, er ikke luftinnslippingsventil påkrevd.

Det er imidlertid nødvendig å slippe ut luften i sjakten ved oppfylling. Dette er fordi den komprimerte lufta vil ekspandere om den slippes oppover i sjakten oppstrøms rørbruddsventil. Dette må forhindres og gjøres ved å slippe ut luften nedstrøms rørbruddsventilen før den åpnes for drift etter oppfylling.

Ventilen sjekkes for funksjon minst hvert 5. år.

Det er et minimalt fare for utmatting, dvs. ingen grunn til NDT kontroll.



Figur 14.4 Eksempel på luftutslippingsventil

15 SAMMENDRAG

Denne rapporten er et vedlegg til EBL 111-2003 utgitt av EBL Kompetanse. Den gir en mer detaljert oversikt over komponentene og gir litt bakgrunnstoff til det som er omfattet i prosjektet. En tabellert oversikt over komponenter og inspeksjonsintervall og metodikk er gitt i Tabell 15.1. Som en ser, så er det et stort sprik i anbefalte inspeksjonsintervall og metodikk for de ulike komponentene. NDT metodene omfatter visuell inspeksjon (VT), Penetrant (PT), Magnaflux (MT), virvelstrøm (ET) og Ultralyd (UT). Styrker og svakheter på de ulike NDT metodene er beskrevet i NDT Brukermanualene.

Spenningsamplitudene varierer også mye for de ulike komponentene. For deler nedstrøms fra og med rørstussen er det i hovedsak start og stopp som fører til en spenningsvariasjon fra omtrent 0 til maks. verdi. For deler oppstrøms rørstussen og til ventilkammeret er det i hovedsak trykksvingninger satt opp av en syklisk bevegelse i vannveien ved en hurtig nødstopp eller et avslag. Disse svingningene fører til en spenningsvariasjon som er lavere enn den en får ved start/stopp.

Tabell 15.1 Oversikt over komponenter, inspeksjonsintervall og metodikk

KOMPONENT	Inspeksjons- intervall Start/stopp / år	NDT kontroll	Kontroll av funksjon
Krympbolter (Spiraltrømme)	30 år	UT (MT, PT, ET)	
Sikkerhetsventil (Trykkrør)	20 år	VT, Trykkprøving	
Ekspansjonsboks	5000 / 10 år	VT	
Innløpsventil med omløpsrør	10000 / 20 år	MT, PT, ET, UT	
Rørstuss	5000 / 10 år	MT, ET, UT	
Mannhull/stusser	5000 / 10 år (20 år)	MT, ET	
Grenrør	20 år	VT Stikkprøvekontroll: MT, PT og ET	
Trykksjakt	20 år	VT	
Rørbruddsventil med utløsermekanisme	1 år	VT	Funksjonsjekk
Luftinnslippingsventil	1 år	VT	Funksjonsjekk
Luftutslippingsventil	5 år	VT	Funksjonsjekk

REFERANSER

Bjørnsgård, A. (1983 a)) Sveiste konstruksjoner i vannturbiner – Utviklingstendesenerbestemt av forholdet materialkostnad/lønnskostnad. Del. 1, Sveiseteknikk Nr. 3, 1983

Bjørnsgård, A. (1983 b)) Sveiste konstruksjoner i vannturbiner – Utviklingstendesenerbestemt av forholdet materialkostnad/lønnskostnad. Del. 2, Sveiseteknikk Nr. 4, 1983

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

EBL, 2002. Publikasjon nr. 81-2002: *Manual for ikke-destruktiv prøving av stasjonære deler. Inspeksjonsmetodikk og akseptkriterier*

Wells, A.A., Lane, P.H.R. og Rose, R.T. (1961): Stress Analysis of Nozzles in Cylindrical Pressure Vessels, Pressure Vessel Research 1961

Daves, M.G. (1985) The CTOD Design Curve Approach : Limitation, Finite Size and Applications, WI Report 278/1895

Skåre, P.E. og Brekke, H. (2002) Sikkerhet turbiner – Stasjonære deler, SINTEF Rapport TR A5557 (EBL-K 77-2002)

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