

Sveiste konstruksjoner i vannturbiner ved Kværner Brug- Utviklingstendelser bestemt av forholdet materialkostnad/lønnskostnad. (Del 2)

Foredrag ved Sveisedagen Våren 1983 den 17. mars.

Sammendrag

Denne delen omhandler utmatningspåkjenning av vannturbiner. Innledningsvisen elementær beskrivelse av typen lavt lastvekseltall, f.eks pga start/stopp av aggregatet. Videre utmatning med høyt lastvekseltall av sveiste løpehjul for høyt trykk Francisturbiner som i løpet av 1960-tallet ble 100% rustfrie. Det omtales hvordan disse løpehjulene kan repareres og hvilke konstruktive endringer og materialforbedringer som er gjort for å hindre sprekkopptreden i nye hjul. I slutten av denne artikkelen står et felles sammendrag for både del I og II

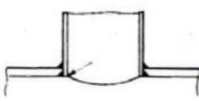
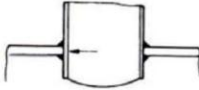
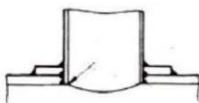
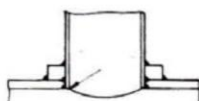
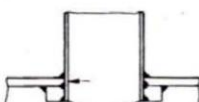
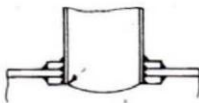
Type	Nozzle detail	Measured SCF	Fatigue strength Nominal hoop stress (N/mm ²)		
			2×10^4	10^5	2×10^6
1		3.5	148	108	52
2		2.5	162	127	75
3		3.0	193	125	62
4		3.0	178	124	52
5		1.9	170	119	56
6		2.2	206	150	82

Fig. 14 Avstivning av stusser på sylindriske rør. Spenningskonsentrasjonsfaktor SCF og utmatningsfasthet [3] s.292

spenningsfelt gir en teoretisk SCF = 3).

Ved ringledninger og spiraltrummer for vannturbiner er det vanlig med mannhull med ca. 400 mm diameter. P.g.a. at det er innvendig strømmende vann med hastighet over 15 m/s kreves det tilnærmet en hydraulisk glatt flate ved stussen. Derfor er det ikke mulig å ha noen nevneverdig innvendig avstivning som er vist i fig. 14. Ved stusser på vannturbiner er en derfor henvist til å nytte utenpåliggende kraftig preste-kragelignende flens.

Den geometriske utformingen av denne avstivningskragen ble utført i midten av 60-tallet før elementmetoden var fullt utviklet, se fig. 15. De forenklede styrkeberegningene ble overprøvet med strekk-lappmålinger som ga spenningsspisser (SCF) omkring 1.5.

Av fig. 14 fremgår det også at det er først ved 10^6 belastningsvekslinger at SCF gir sterk reduksjon i utmatningsfastheten.

Utmatning av turbindeler

Forenklet kan en inndele denne utmatning i to typer påkjenninger.

Type 1: Lavt lastvekseltall. Vanntrykk-påkjente deler f. eks. kuleventiler, ringledninger, spiral-trummer og turbinlokk.

Ved hver start og stopp av turbin veksler trykket og dermed spenningsnivået mellom null og nominell driftsspenning.

Lastvekseltall over levetid 50 år: 3 ganger daglig 330 dager gir ca. $5 \cdot 10^4$ belastningsvekslinger.

Type 2: Høyt lastvekseltall. Trykkpulsasjoner i løpehjulskanaler i høytrykk Francisturbiner forårsaket bl.a. av cyklisk rotasjonssymmetrisk strømning inn mot løpehjul pga. skygger fra ledeskovler. Lastvekseltall over levetid større enn 10^6 .

Type 1

For sveiste trykkbeholdere har utmatning ikke vært viet stor oppmerksomhet iflg. [3]. Årsaken er at tyngden av utmatningssprekker ligger i området 10^5 - 10^8 lastvekslinger mens disse for trykkbeholdere sjelden er over 10^5 .

Imidlertid er det spesielle konstruksjonsdetaljer med høyt spenningsnivå f. eks. stusser (avgreninger) på trykkbeholdere som må vies oppmerksomhet når en kommer over 10^4 lastvekslinger. Eksempel på dette er vist i fig. 14, gjengitt fra [3] s. 292. Som det fremgår er det bare ved innvendig forsterkningsflens at en oppnår spenningskonsentrasjonsfaktor (SCF) nevneverdig under 3. (Et sirkulært hull i et homogent

1) Havariet med Alexander Kielland-plattformen startet i en stuss på et rørstag. Siden en har lignende spenningsfordeling rundt stusser (f. eks. mannhull) på trykkbeholdere med levetid 10^4 - 10^5 belastningsvekslinger, burde det overveies om ikke disse stussene burde forsterkes mer enn der T.B.K. forlanger.

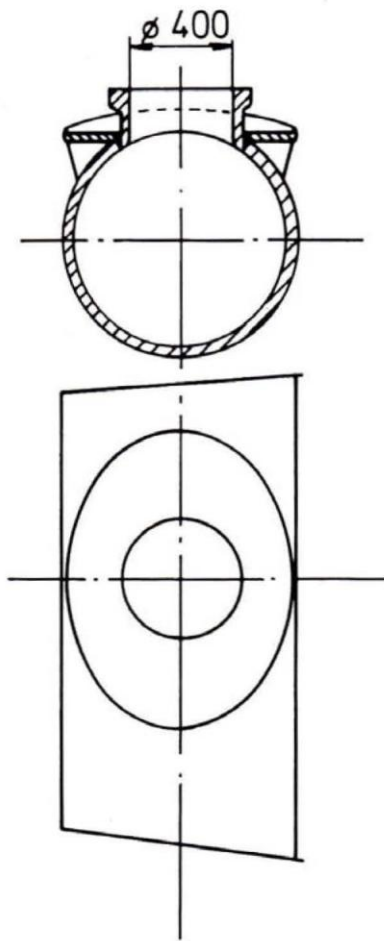


Fig. 15 Flens for mannlokkstuss på Peltonringledning.

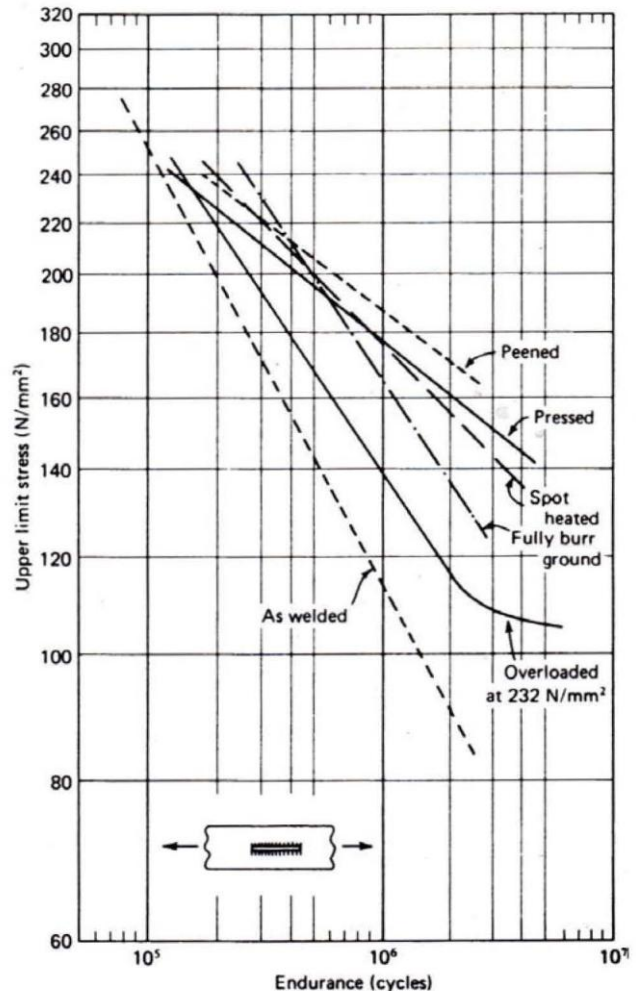


Fig. 16 Forbedring av utmatningsfastheten av sveis ved hjelp av forskjellig overflatebehandling [3] side 337.

En skal imidlertid være forsiktig med å bruke denne tabellen fordi den ikke sier noe om absolutt-størrelsen av stussen og om diameterforholdet mellom avgreningsrøret (stussen) og hovedrøret. En stuss i full skala (diameter 400 mm) ville etter mitt skjønn gi langt lavere utmatningsverdier enn fig. 14 fra [3]¹⁾.

Et annet generelt trekk ved utmatning er at overflatebehandling (hamring, overbelastning, sliping, pressing) høyner utmatningsfastheten, se fig. 16 [3].

Alle hoveddelene til høytrykk vannturbinleveranser inkl. kuleventil blir som tidligere nevnt trykkprøvet til 50% over høyeste opptredende driftstrykk. Det er vanlig oppfatning at den lokale flytning «overstressing» som kan opptre ved trykkprøving virker velgjørende på utmatningsfastheten. Krf. fig. 16.

Type 2: Høyt tastvekseltall større enn 10^9

En mer generell oversikt (basert på bruddmekanikk) over utmatningssprekker i løpehjul er gitt i [9]. Felles for disse utmatningssprekker er at de bare har opptrådt i rustfrie sveiseforbindelser i løpehjul. Før jeg kommer inn på sprekkopptreden på disse hjulene vil jeg ta et tilbakeblikk på fremstillingen av Francis løpehjul ved Kværner Brug.

Mens lavtrykksløpehjulene ble sveiset (se foran) fra 1930, ble høytrykkshjulene sveiset først 30 år senere. En hovedårsak til dette var de lange og trange kanalene i høytrykksturbinene som frem til slutten av 50-tallet syntes umulig å sveise.

De første sveiste hjulene hadde alt grunnmateriale i C-Mn stål unntatt skovlavløpet som var i 13% Cr-stål. Likeledes var inn- og avløspartier belagt med rustfritt materiale 18-8 2.5 CrNiMo-stål (AWS 316L), fig. 17. Dette ble gjort for å unngå materialerosjon pga. de store vannhastigheter (over 40 m/sek) i skovl-kanalene, og ikke minst for å redusere strømmings-tapene.

Disse løpehjulene har hatt utmerket motstandsevne mot sprekker bortsett fra noen tilfeller på del rustfrie avløspartiet. Ulempen med denne løpehjulskonstruksjon er at en har hatt tildels sterk korrosjon på C-Mn-stålet. Det er to forhold som fremmer denne korrosjon i slike sveiste Francis-hjul med rustfri påleggsveis.

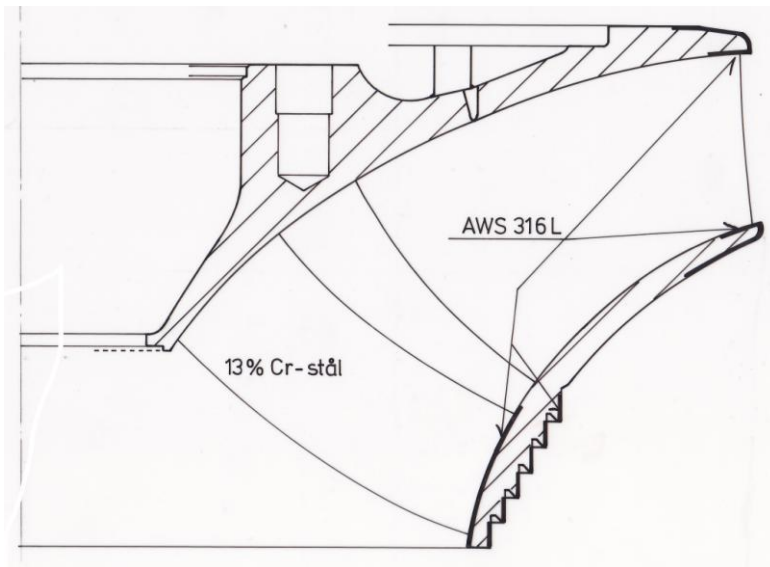
- Den vanlige korrosjon i løpehjul forsterkes ved at de store vannhastighetene (over 30 m/sek) spyrer vekk det beskyttende oksydsjiktet.
- Ved tilstedeværelsen av rustfrie flater forsterkes korrosjon pga. den galvaniserte effekt. En omfattende undersøkelse av denne korrosjon, både empirisk og matematisk er utført av [4].

På innløpspartiet i «nabolaget» til rustfri påleggsveis er det således ved Sørumsand Verksted på løpehjul som er inne til rehabilitering funnet centimeter-dype korrosjonsgrøper,

Pga. den dyre påleggsveis på inn- og avløp av løpehjul samt ovennevnte korrosjonsproblem var en tidlig på 60-tallet på jakt etter sveisbare rustfrie CrNi-stål. Det til da tilgjengelige 13-1 CrNi-stål var vanskelig å sveise p.g.a. at den varmepåvirkede sone inneholder ren martensitt med hårdhet omkring 500 HV.

Dette førte da lett til sprekkdannelse ikke minst pga. den manglende innsikt en hadde i betydningen av tørre elektroder. Ved å sveise skovler inne i de trange kanalene var det av miljøhensyn dessuten umulig å forvarme tilstrekkelig med den relativt lave lengdeenergi som handelektroden gav.

Før 1965 var det imidlertid kommet 3 sveisbare rustfrie stål kvaliteter på markedet. Den varmepåvirkede sone i disse stålne inneholder i tillegg til partiell martensitt og ferritt også austenitt (F-M-A-stål).



Stål kvalitetene var:
 13-6CrNi fra Bofors
 13-4 CrNi fra Georg Fischer
 16-5 CrNi fra Avesta

Fig 17. løpehjul for høytrykk francisturbin i C-Mn-stål med rustfri 13% skovler på avløpsparti og rustfri påleggsveis på inn- og avløp boss og ring 18-8-2.5(AWS316)

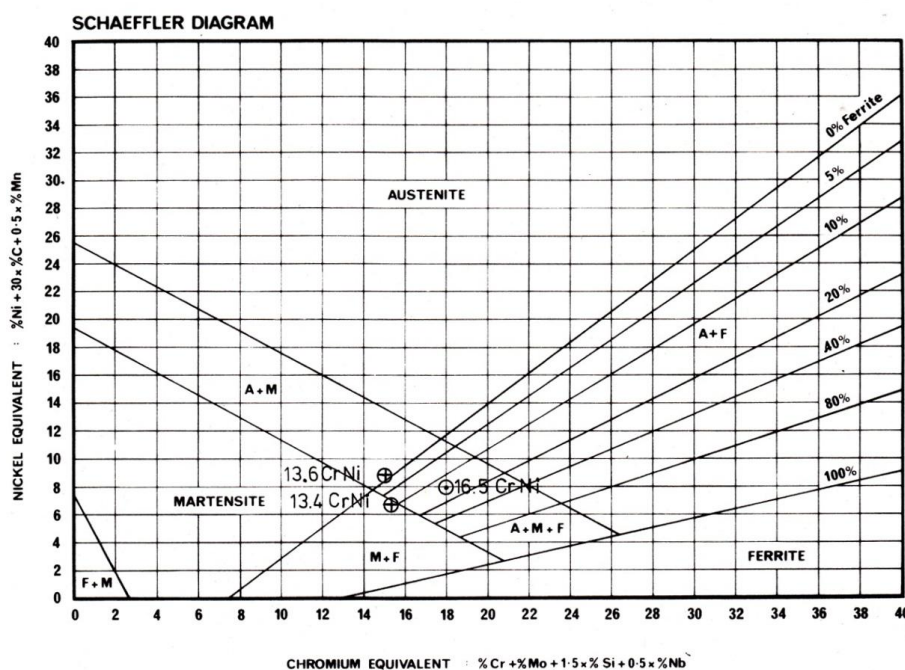


Fig 18 Schaeffler-diagram. Inntegnet de rustfrie kvalitetene 13-4, 13-6, og 16-5 CrNi-stål

TABLE 1: Designations and Nominal Chemical Composition of Stainless Steels Included in This Investigation

Material No.	DIN Designation	Structure G = Cast X = K = = Wrought	ASTM/AISI Equivalent	Nominal Chemical Composition, %						Designations Cited in Paper
				C max	Si max	Mn max	Cr	Mo	Ni	
1.4008	G - X 12 Cr 14	C	CA 15	0.08-0.15	1.0	1.0	12-14	-	0.5-1.5	G 4008
		W	T 410							
1.4021	X - 20 Cr 13	W	T 420	0.17-0.22	1.0	1.0	12-14	-	-	4021
1.4027	G - X 20 Cr 14	C	*CA 20*	0.18-0.25	1.0	1.0	12.5-14.5	-	-	
1.4057	X 22 CrNi 17	W	431	0.15-0.23	1.0	1.0	16-18	-	1.5-2.5	4057
1.4059	G - X 22CrNi 17	C	*CB 30*	0.2-0.27	1.0	1.0	16-18	-	1-2	
1.4301	X - 5 CrNi 18 9	W	T304	0.07	1.0	2.0	17-20	-	8.5-10	4301
1.4313	G - X 5 CrNi 13 4	C	CA6NM	0.07	1.0	1.5	12-13.5	0.7	3.5-5.0	G 4313
		W	F6NM							4313
1.4405	G-X 5 CrNiMo 16 5	C	-	0.07	1.0	1.0	15-16.5	0.5-2.0	5-6.5	G 4405
1.4405	X 5 CrNiMo 16 5	W	-	0.07	1.0	1.0	15-16.5	1.5-2	5-6.5	4405
1.4418	X 5 CrNi 16 5	W	-	0.05			16	1	5	-
1.4460	X 8 CrNiMo 27 5	W	T329	0.1	1.0	2.0	26-28	1.3-2	4-5	-

*Schmidt & Clemens Trademark

TABLE 2: Mechanical Properties of the Castings of G 4405, G 4313 and G 4008 Steels

S & C Designation	Alloy Type Cr-Ni-Mo	Strength Grade	0.2% Yield Strength, MPa Minimum	Tensile Strength, MPa	Elongation, % Min.	Notched-Bar Impact Energy, (ISO V-Specimen) Joules, Min.
G 4405	16-5-0.5	I ²	540	780-980	15	55
G 4405		II	780	880-1080	12	35
G 4405		III ³	850	1050-1300	10	30
G 4313	13-4-0.5	I ¹	540	780-980	15	55
G 4313		II ¹	835	880-1080	12	35
G 4008	13-1	-	450	600-800	15	27

¹According to DIN 17445, preliminary version 1981

²According to SEN 410/81

³By special agreement

13-6 inneholder ikke i ferritt og er da et M-A-stål. I fig. 18 er vist ca. beliggenhet av disse stål i Schaeffler-diagram.

Felles for disse kvaliteter er at i leveringstilstand, seighdet ved 1050°C og anløpet ved ca. 590°C inneholdt 15-35% austenitt, nok til at hydrogenet i avsett og HAZ forblir oppløst også etter nedkjøling. Dette medførte at ved sveising av 13-6 og 16-5-kvalitetene var ikke forvarming nødvendig selv for godstykker opp til 100 mm. For materiale med bruddfasthet opptil 1000N/mm² var dette egentlig et sveiseteknisk paradoks når en vet hvordan en på hele 60-tallet slet med hydrogensprekker ved vanlig C-Mn-stål. Stålene er luftherdende og hardheten etter sveis i HAZ, (det vil si uanløpet) er i området 300-400 H.V

Fasthetsegenskaper for disse stålene er høyere enn for 13-1 CrNi-stålene, kfr. tabell 1 og 2 fra [5]

På fig. 19 fra [5] er vist austenittandelen i avhengighet av anløpstemperaturen for 16-5 CrNi-stål. Maksimumsverdien er ca. 35% ved ca. 600°C. Økes anløpningstemperaturen ytterligere, stiger hardheten samtidig som duktiliteten synker i motsetning til vanlig C-Mn og 13-1 CrNi-stål. Slagseigheten bar ikke det karakteristiske «bratthenget» som f. eks, 13-1 CrNi, men er monotont fallende med temperaturen.

Fasthets- og seighetsegenskapene av avsett er ikke nevneverdig forskjellig fra grunnmaterialet bortsett fra slagseigheten som sjelden overstiger 80J (ISO-V). Til gjengjeld synker ikke denne nevneverdig ved økende lengdeenergi. Bl. a. er del oppnådd 45J ved 0°C med lengdeenergi 9.5 kJ/mm.

F-M-A-stålene er enkle å sveise med AWS 316L-elektroder. Imidlertid har disse mye større dilatasjon (termisk utvidelse) enn F-M-A-stålene. Dette fører til store egenspenninger også etter spenningsgløding. Dette skal vi komme inn på senere.

Korrosjonsegenskapene av 16-5 CrNi er bedre enn 13-1 CrNi. For vannturbiner er begge materialene resistente nok bortsett fra de anleggene ved sjøen hvor brakkevann trenger inn i turbinen. Det er imidlertid ikke påvist havariartet korrosjon på løpehjul pga. sjøvann.

Den gode sveisbarheten av disse nye høyfaste F-M-A-stålene var av grunnleggende betydning for de vellykkede resultat en stort sett oppnådde ved Kværner Brug med disse sveiste, rustfrie hjulene etter innføringen i 1965-66. Tonstad-turbinene på 165.000 kW var de første med sveiste, rustfrie løpehjul. Så vidt vi vet var det til da ikke bygget større Francisturbiner over 400 m fallhøyde. I den videre omtale av F-M-A stål er del 16-5 CrNi-kvaliteten en har i tankene siden den er den mest anvendte i Francis løpehjul ved Kværner Brug.

Sprekkdannelse i sveiste høytrykk Francis løpehjul

En kan vel si at innføringen av disse nye stålqualiteter gikk såpass smertefritt at sveise- og slipearbeidet ikke ble viet tilstrekkelig oppmerksomhet. Ved innsveising og sliping av skovler benyttet en samme krav til hulkil og overflateruhet som ved C-Mn-stål hvor en som tidligere nevnt praktisk talt aldri har hatt sprekkoppptreden i disse sveisene.

De rustfrie sveiseforbindelsene setter imidlertid meget strenge krav til kjemisk sammensetning av avsett og grunnmateriale for å unngå egenspenninger. Derfor må også overflatefinheten være langt bedre enn ved C-Mn-stål-hjulene. Derfor har del forekommet

sprekkdannelse med utgangspunkt i sveiseoverflate mellom skovl og ring, spesielt for større løpehjul med fallhøyde over 400 m. I noen tilfeller har sprekkdannelsen først skjedd etter 10^{10} - 10^{11} lastvekslinger. (Tilsvarende 10-12 års drift).

I det følgende vil jeg gå inn på årsaken til sprekkdannelsen og hvordan en søker å hindre dette ved fremtidige løpehjul. Ved avløpet på skovl i sveit mot ring (fig. 20 parti A), hadde en tilløp til

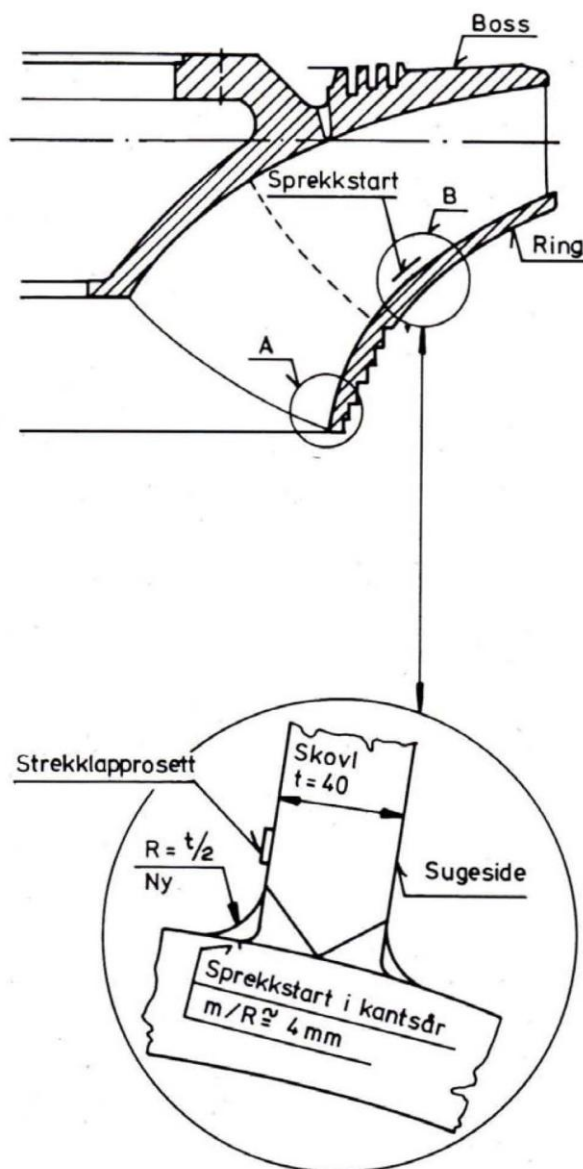


Fig. 20 Rustfritt 16-5 CrNi-stål Francis løpehjul, $H_e > 400$ m. Detalj B viser kraftig sprekkvekst etter $3 \cdot 10^{10}$ belastningsvekslinger. Start i overgang sveis-ring.

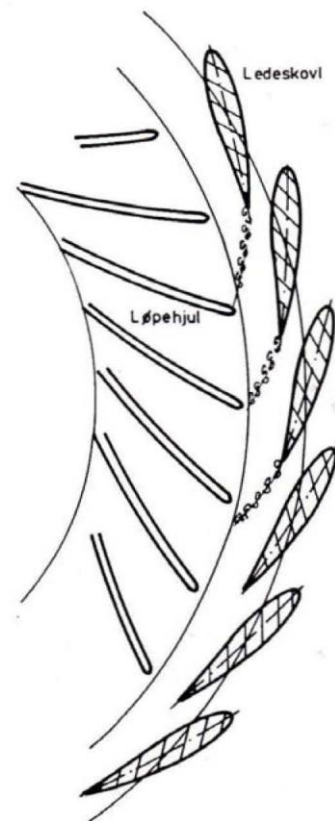


Fig. 21 · Snitt gjennom ledeskovl-løpehjulskanal i høytrykk Francis-turbin. Grensesjikt («skygger») etter ledeskovl forårsaket av cyklisk rotasjonssymmetrisk strømning. Dette gir trykkpulsasjoner i løpehjul med små men hyppige spenningsvariasjoner i løpehjulet.

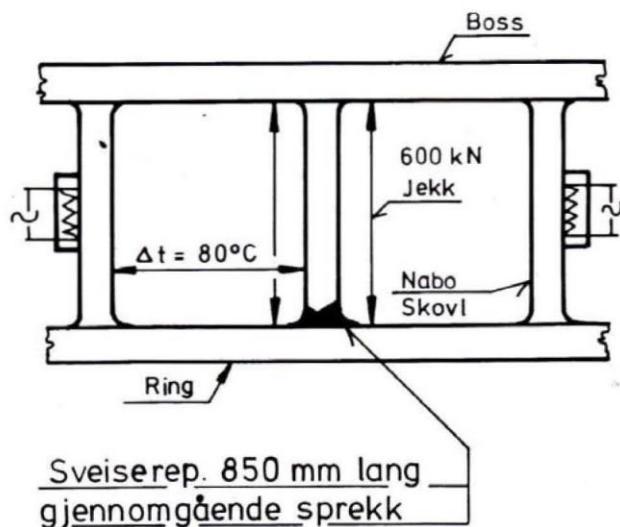


Fig. 22 Skjematisk sylindersnitt av Francis løpehjul innløp, He = 430 m. Bruk av forvarming av naboskovler og jekkforspenning for å redusere egenspenningene i den reparerte sveisen.

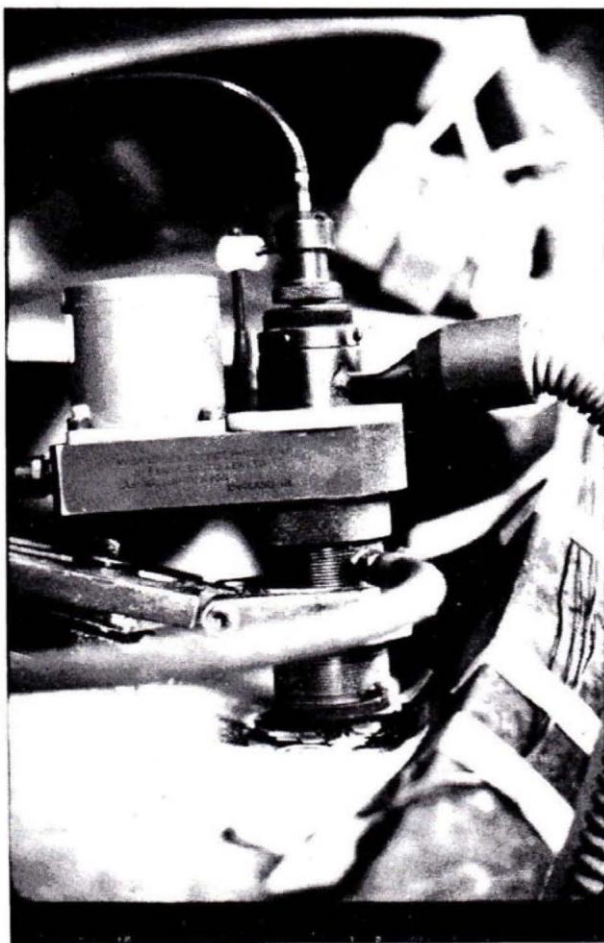


Fig. 23 Måling av egenspenning i løpehjul for Francisturbin med He = 430 mm. Metode: Strekkapprosett med «air-abrasive» hull-danning.

sprekkdannelse ved de første rustfrie hjulene på 60-tallet. Det ble tidlig konstatert at sprekkdannelsen skyldtes utmatning. Etter omfattende strekkklappmålinger på flere løpehjul med fallhøyde over 400 m fant en da at belastningsfrekvensen var:

Omløpstall x ledeskovltall/60

P.g.a. grensesjikt og skygge fra ledeskovlene fås en cyklisk rotasjonssymmetrisk strømning inn mot løpehjulet, se fig. 21. Denne «skyggen» i vannstrømmen gir da en trykkpulsasjon med spenningsvariasjon hver gang en løpeskovlkanal passerer en ledeskovlskygge. For en høytrykk Francisturbin er 500 o/min. og 24 stk. ledeskovler gjengse data. Dette gir da en belastningsfrekvens på løpehjulet lik 200 Hz. Med kontinuerlig drift gir dette antall lastvekslinger:

Pr. time	døgn	måned	1 år	10 år
$0.72 \cdot 10^6$	$1.7 \cdot 10^7$	$5.2 \cdot 10^8$	$3.6 \cdot 10^9$	$3.6 \cdot 10^{10}$

Det er her forutsatt 5000 driftstimer pr. år. Den målte spenningsvariasjonen lå i området 20-40 MPa. Da en målte egenspenninger på samme sted i området til ca. 300 MPa begynte en å sveise avløpspartiet med elektrode av samme avsettanalyse som grunnmaterialet. Elektroden (kalt «X» senere) ble av leverandøren betegnet som artslik. Egenspenningensmålingen på skovlavløpet gav imidlertid omtrent samme nivå som 316L-elektroden. Pga. usikker målemetode ble imidlertid ikke disse spenningene tatt til etterretning. Kravene til feil på avløpspartiet ble imidlertid skjerpet, bl.a. maks tillatt lineær overflatefeil 3 mm. Selv med denne såkalte artslike elektroden «X» har en på enkelte høytrykksløpehjul med fallhøyde over 400 m hatt sprekkopptreden på dette partiet. Imidlertid har ikke sprekkforekomstene vært større enn at en har kunnet leve med dem i vel 10 år.

I 1980 fikk vi etter vel 10 års drift eller vel $3 \cdot 10^{10}$ lastvekslinger sprekkdannelse i et større rustfritt Francis løpehjul med 430 meters fallhøyde (område B fig. 20). Sveiseavsettet bortsett fra 200 mm på avløpet var austenittisk 18-8-2.5 CrNi (AWS316L).

Bortsett fra startområdet gikk størsteparten av sprekkene opptil 10 mm utenfor sveisen, dvs. godt utenfor HAZ. Pga. kraftbehovet var det ikke mulig å sende hjulet til verksted for spenningsgløding etter reparasjon. Hjulet ble da sveisereparert på stede med AWS 316L elektroder. Av erfaring vet en at det er meget vanskelig å unngå ny sprekkdannelse etter sveisereparasjon, selv om overflatefeil er bare på et par mm's utstrekning. Siden det ikke var tid til spenningsgløding i verksted måtte en søke å redusere sveisespenningen. Dette ble gjort på to måter.

Naboskovlene (fig. 22) ble elektrisk forvarmet ca. 80°C høyere enn den reparerte skovl. Samtidig ble sveiestedet presset ut ved hjelp av hydrauliske jekker ca. 500 kN.

Ved sprekk-kontroll av løpehjulet fant en forøvrig på andre skovler flere mindre sprekker opptil 100 mm lange. Sprekkene startet alle omkring 600 mm fra

skovlinnøp. Startpunktet lå i de fleste tilfeller i sveiseovergangen skovl/ring. Hulkilradien var fra 4 mm og oppover og kantsårene var ikke helt utslipt.

De sveise reparerte skovlene ble utført med over den dobbelte hulkilradius. Etter vel 2 års drift eller ca. $5 \cdot 10^9$ spenningsvariasjoner har ikke disse reparerte sveisene sprukket igjen.

Med disse sprekkeepisodene som bakgrunn fant en det nødvendig å få sikrere begrep om egenspenningene enn det de enkelte målingene på 60-tallet gav. Det ble vurdert forskjellige metoder. Hullboringsmetoden ved hjelp av streklapprosett ble valgt.

Vi har erfart ved egenspenningsmålinger at vanlig sponkskjærende boring i rustfritt stål i seg selv gir store egenspenninger. Disse feilkildene er behandlet i [7]. Det ble derfor anskaffet et spesielt utstyr for hulldannning sentralt under streklapprosetten. Hulldanningen skjer ved hjelp av trykkluftdyse med aluminium-oksypulver («air-abrasive»). Derved blir egenspenningene fra hulldannelsen minimal. Utstyret er utviklet ved CEGB (Central Electricity Generating Board) i England. Fig. 23 viser utstyret i bruk i et løpehjul for Francis turbin og i [8] er vist praktisk erfaring med metode og utstyr.

Kalibrering av dette hulldanningsutstyret («air-abrasive») i 16-5 CrNi-stål har gitt feil under $\pm 10\%$. Tilsvarende kalibreringsforsøk med sponkskjærende boring gav helt «ville» resultat.

De største egenspenningene som er målt med dette utstyret i sveiseavsettet inne i 16-5 CrNi-løpehjul er:

I AWS 316L (18-8-2.5 CrNiMo): ca. 400 MPa.

Det vil si ca. flytegrensen av materialet. Denne spenningen er i sveisens og tilsvarende sprekens lengderetning. På tvers av denne retning er det målt vel 100 MPa.

Disse store egenspenningene var ikke overraskende siden det er så stor forskjell i varmeutvidelseskoeffisienten α for avsett og grunnmateriale.

Det er imidlertid med «air abrasive»-metoden også målt store egenspenninger i avsett med den artslike elektrode «X».

Dermed mener vi at en også er ved løsningen av sprekkeproblemene ved sveis på avløp løpeskovl. Austenittandelen i dette elektrodeavsettet er målt til vel 87%. En regner tilnærmet lineær sammenheng mellom austenittandel og varmeutvidelses-koeffisient, se fig. 24.

Overslagsmessig kan de maksimale egenspenninger etter spenningsgløding for enakset spenningstilstand beregnes.

$$\Delta\sigma = E\Delta t \cdot \Delta\alpha$$

(1)

Forskjell i midlere utvidelseskoeffisient $\Delta\alpha$ mellom avsett og grunnmateriale tas da fra fig. 24.

Med 600°C's holdetemperatur under spenningsgløding regnes den virksomme (spenningsgivende) temperaturforskjell $t = 500^\circ\text{C}$. Av fig. 24 har for AWS 316L elektrode $\alpha = 18.5 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ og for grunnmateriale $\alpha = 13.5 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, (forutsatt austenittandel henholdsvis 92% og 30%).

E-modul regnes forenklet i middelverdi for begge materialer lik $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. Innsatt i ligning 1) har da:

$$\Delta\sigma = 2 \cdot 10^5 \cdot 500 \cdot 5 \cdot 10^{-6}$$

$$\Delta\sigma = 500 \text{ MPa}$$

For 316L materiale er flytegrensen lik ca. 400 MPa, derfor er dette en naturlig øvre grense.

For den «artslike» elektroden «X» er den målte

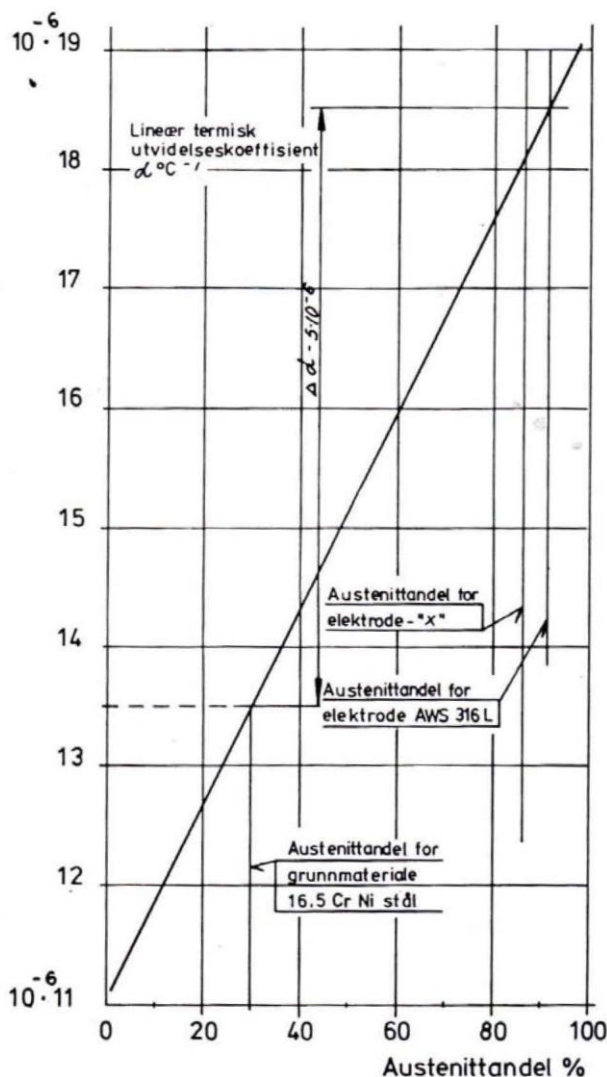


Fig. 24 Anslått sammenheng mellom austenittandel og midlere lineær termisk utvidelseskoeffisient (0-600°C) for F-M-A- og F-A-rustfrie stål.

austenittandel som nevnt på 87% praktisk talt samme som for 316L. Derfor er det sannsynlig at en også for «X»-elektroden har målt egenspenning på 400 MPa.

For ytterligere å vurdere disse verdiene har vi undersøkt omslagstreggheten til forskjellige 16-5 CrNi avsett. Avsett elektrode «X» har vi således funnet særdeles omslagstregt ved at det ved nedkjøling til -190°C fortsatt var austenittisk (umagnetisk).

En annen elektrode «Y» med nær samme avsett-analyse bortsett fra N = 0.02-0.026% (istedet for N - 0.088% ved «X»-avsett), gir tydelig martensiti-omvandling med volumendring. Dette er vist på dilatasjonskurven (fig. 25), for avsett fra elektrode «Y». Denne elektroden gir langt lavere egenspenninger

En forklaring på det høye austenittinnholdet av elektrode «X» i forhold til «Y» (fig. 25) har en fra *de Long* [10] som plusser på nikkelekvivalenten 30·N. Derved øker nikkelekvivalenten 2.6% for elektrode «X» i diagrammet fig. 18. En ser da at avstanden til «austenittkløfta» blir minimal for 16-5 CrNi-kvaliteten.

Det må i denne forbindelse tilføyes at omslagstemperatur Ms og faseomvandling for 16-5 CrNi-stål er sparsomt omhandlet i litteraturen.

Først i de siste par årene er kvaliteten DIN- og SIS-normert.

MATERIALE	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	N	AUSTENITT
"X"	0,023	0,91	0,77	0,028	0,011	16,1	5,4	1,01	0,087	87 %
"Y"	0,048	0,38	0,98	Kopl	0,005	16,0	5,2		0,022	ca. 20 %
GRUNNMATERIAL	0,038	0,15	1,0	-	0,006	16,5	4,9		0,041	32 %

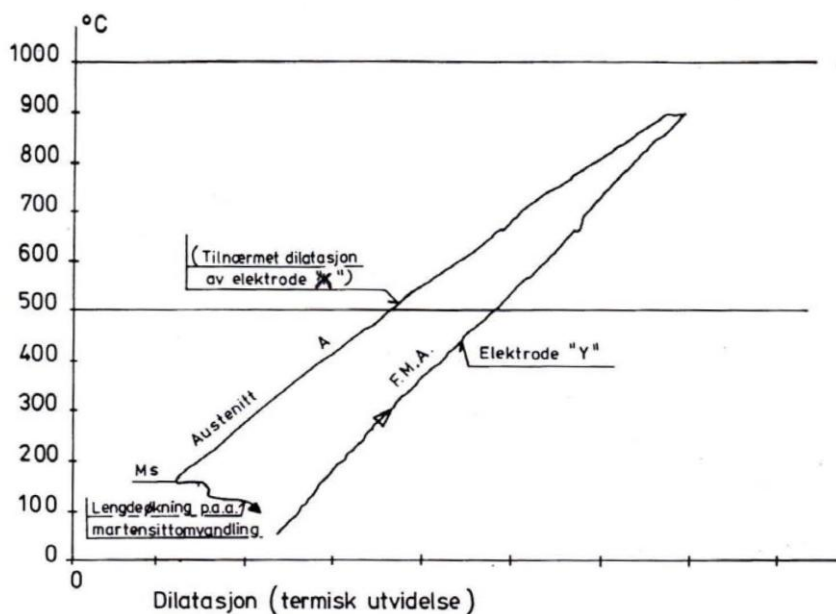


Fig. 25 Dilatasjonskurve for 16-5 CrNi-stål av elektrode «Y» med martensittomvandling fra $t \sim 160^\circ\text{C}$.

Sammenfattet kan en da si for å få lavest mulig egenspenninger i 16-5-CrNi-sveiste konstruksjoner:

Både grunnmateriale og avsett må være martensitt-omvandlet dvs. ligge på kurve F-M-A i diagram 25. I praksis betyr del at austenittandelen må ligge i området 20-40%.

Når disse betingelser er oppfylt har vi erfart at egenspenningene i spenningsglødede sveiste 16-5 CrNi-ståls konstruksjoner er maks. ca. 100 MPa i stedet for ca. 400 MPa med austenittisk avsett. Egenspenningsnivå på ca. 100 MPa er forøvrig det nivå vi har målt (med «air abrasive»-hulldanning), på forskjellige støpte konstruksjoner i 13-4 CrNi stål.

Overslagsberegning av relativ levetid av sveiste løpehjul ut fra bruddmekanikk[9]

Det en foran har fremholdt som hovedårsaker til sprekkvekst i høytrykk Francisturbiner er:

- For små hulkilradier i «TK»-sveiser mellom skovl og ring, se fig. 20.
- For store egenspenninger i sveis pga. for høyt austenittinnhold i sveiseavsett.

Nedenfor er benyttet fig. 26 fra [9] for tallmessig å få begrep om innflytelsen av a) og b) på levetiden. Levetidsvurderingen er relativ fordi startfeilen i overflaten (halvellipse 2x8 mm) er urealistisk stor.

Angående pkt a)

Ved å øke hulkilradien fra ca. 1/10 av skovltykkelsen til halvparten, (se fig. 20), har fra [10] fig. 75 spenningskonsentrasjonsfaktor (S.C.F.) på henholdsvis 1.76 og 1.25. Med målt spenningsvariasjon under drift av turbin, (se fig. 20), til $\Delta\sigma = 20$ MPa. (Denne er målt utenfor kjervområdet og normalt sprekkretningen) har spenning kjerv:

$$\Delta\sigma_{r=4} = 1.76 \cdot 20 = 35 \text{ MPa}$$

og

$$\Delta\sigma_{r=20} = 1.25 \cdot 20 = 25 \text{ MPa}$$

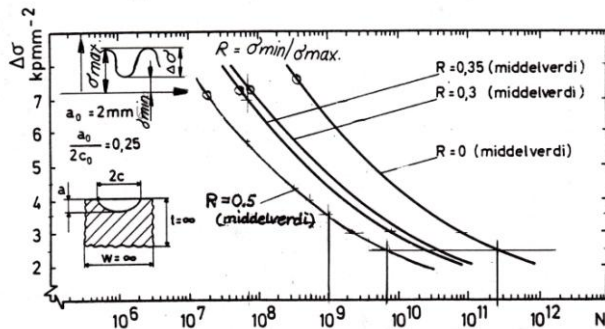


Fig. 26 Antall vekslinger (N) til brudd som funksjon av spenningsvariasjonen ($\Delta\sigma$). Brudd definert som $a = 2.0$ mm

Fra fig. 26 gir for R-forhold lik 0.5 ca. 7 ganger lenger levetid med $r = 20$ mm i stedet for $r = 4$ mm. Referert til den kraftige sprekkvekst en fikk etter 10-12 år i pkt. A i fig. 20 - ville altså etter dette sprekkveksten ha opptrådd flere 10-år senere, med $r = 20$ mm og ellers samme overflatefeil.

Angående pkt. b).

I fig. 26 er bare vist R-forhold mellom 0 og 0.5. Med en og samme spenningsvariasjon $\Delta\sigma = 25$ MPa, har med ovennevnte forskjell i R-forhold over en dekade i forskjell i levetid (fra $7 \cdot 10^9$ til $2.5 \cdot 10^{11}$).

Med det austenittiske avsett (elektrode «X») vi tidligere benyttet i løpehjul, gav dette

egenspenninger normalt sprekkretningen på vel 100 MPa og i sveisens lengderetning (sprekkretningen) på ca. 400 MPa. Dette gir R-forhold på over 0.9. Med reduksjon av maks. spenninger fra ca. 400 MPa til ca. 100 MPa med korrekte artslike elektroder må en nøkternt kunne regne med flerdoblet levetid av de nye sveiste hjulene pg.a. redusert egenspenning.

Levetidsøkning totalt av forbedring gjennom pkt. a) og b) bør derfor ligge på minst en dekade.

Generelle sluttbemerkninger

Etterhvert som turbinene blir større og fallhøyden øker samtidig som de blir mer forsert, settes det større krav til den konstruktive utforming for å unngå utmatningssprekker, spesielt i løpehjul.

Et typisk eksempel på dette er større Francis pumpeturbiner med fallhøyde over 400 meter. Ledeskovlene i disse turbinene må utføres for å regulere vannstrømmen i begge retninger og blir derfor mer butte. For å få løpehjulene i disse turbinene til å holde mot utmatning har en måttet ty til parabelformede tverrsnittsoverganger mellom skovl og ring. Hulkiler med konstant radius var ikke godt nok.

Denne møysommelig frembragte tverrsnittsoverganger har på samme måte som den 50 år eldre sveiste skovlrøt (fig. 2) adskillig likhet med overgang stamme - rotsystem på trær på forblåste steder.

Likeledes har en registrert at ved dynamisk høyt påkjente knutepunkt for flyttbare oljeplattformer har en nyttet lignende suksessive tverrsnittsoverganger for å unngå utmatningssprekker.

En kombinasjon av naturinspirert konstruksjon og elementmetoden bør derfor i større grad enn tidligere være en nyttig «symbiose» under den konstruktive utforming av utmatningspåkjenne maskindeler.

For en som har syslet med konstruksjoner til landverts bruk må en erkjenne at en er tilbaketrukkende på dette området i forhold til Leonardo da Vinci's etterfølgere i «luften» i vårt århundre.

Det er forøvrig ved ovennevnte suksessive tverrsnittsoverganger at sveiste konstruksjoner av valsete grovplater har vansker med å hamle opp med stålstøpt utførelse.

Som konstruktør har en sett det som en overordentlig stor fordel å kunne ha «eget verksted» slik at en effektivt har fått tilbakeføring av dugeligheten av de konstruksjoner en fører til torvs.

I disse årene har det vært spesielt inspirerende at en ved stadig overgang til mere sveiste konstruksjoner har bidratt til å øke verkstedandelen av verdiskapningen av den ferdige konstruksjon.

I hvilken grad vi i fremtiden evner å leve opp til det østerlandske utsagn: «Skaff oss råvarene skal vi foredle dem», vil bare fremtiden vise.

Mye tyder på at det bare er mulig ved gradvis økning av mekanisert sveising og at samvirket konstruktør - verksted utvikles ytterligere.

Sammendrag

Det gis glimt fra utviklingen av sveiste konstruksjoner for vannturbiner ved Kværner Brug gjennom 50 år. Sveisingen ved Kværner begynte omkring 1930 med sammenføyninger av plater og støpestål med lav påkjenning i løpehjul for lavtrykk Francisturbiner. Senere, i løpet av 40- og 50-tallet fortrenget sveisingen nagleskjøting som sammenføyningsmetode for plater i trykkbeholdere.

I løpet av de siste 20 år har sveiste konstruksjoner av valsede grovplater og emner erstattet størsteparten av støpestålet slik at nå er mindre enn 10% av turbindelene støpestål. Et viktig ledd i lønnsomheten har vært økningen av flytegrensen til 460 MPa i større trykkpåkjennte deler (som ringledninger for Pelton og spiraltrummer for Francisturbiner). Derved er vekten redusert til mindre enn halvparten av støpestålsutførelsen. Dette har imidlertid satt strengere krav til sveiskvalitet og detaljutforming av f.eks. stusser og avgreninger. Overgangen til sveiste konstruksjoner har tildels vært problemfylt pga. anisotropi i valset materiale (lagdeling) og hydrogeninduserte sprekker. Disse problemene ble imidlertid overvunnet i løpet av 70-tallet. Det må imidlertid erkjennes at parallell med kvalitetsutviklingen i valset materiale har det skjedd en tilsvarende kvalitetsforbedring av støpestålet. Derfor kommer en etter mitt skjønn aldri utenom støpestål i vannturbiner.

Siste delen omhandler sveising av rustfrie løpehjul for Francisturbiner. Det omtales også opptreden av utmatningssprekker i disse hjul og hvordan disse kan repareres og hvilke konstruktive endringer og materialforbedringer som er gjort for å hindre sprekkeopptreden i nye hjul.

En regner at norsk-bygde vannturbiner er det produkt til fastlands-Norge som har bidratt med størst verdiskapning i vår verkstedindustri.

Generelt kan sies at i løpet av disse 50 år har en ikke (hittil!) hatt ustabile brudd med dramatisk havari i sveiste vannturbinkonstruksjoner. (Dette kan skyldes en blanding av hell og moderate påkjenninger, men ikke minst at en var tidlig ute med krav til slagseighet i materialet.

Litteraturhenvisning.

[3] T. G u r n e y: Fatigue in welded structure, 2nd edition.

[4] Roy J o h n s e n: Kvantifisering av korrosjonsegenskaper. Strømningshastighetens betydning for galvanisk korrosjon mellom konstruksjonsstål St 37.2 og rustfritt stål SIS 2343. STS16 -A82Ø75 SINTEF-rapport.

[5] H. J. N i e d e r a u: Properties and uses of 16 Cr-5 Ni cast and wrought stainless steel. Edited by Dr. M.Semchyshen, Associate Editor, Climax Molybdenum Company of Michigan, a Division of AMAX of Michigan, Inc. 1982.

[6] H. B r e k k e: Utmatningssprekker i løpehjul. Generell oversikt over levetid basert på belastninger og materialfeil. Kværner Brug 1982-12-14.

[7] E. P r o c t e r and E. M. B e a n e y: Central Electricity Generating Board. Berkeley Nuclear Laboratories. Berkeley, Gloucestershire, England: Recent development in centre-hole technique for residual stress measurements. 1981.

[8] J. R. D a v i d s e n: Sveiseavsett og egespenninger i pumpe-turbinhjul. Kværner Brug 1983. VTV. nr. 245976.

[9] P e t e r s o n: Stress concentration factors. John Wiley, 1974, fig. 76.

[10] D e L o n g W. B.: Met. Prog., vol. 77, p. 98, Februar 1960.