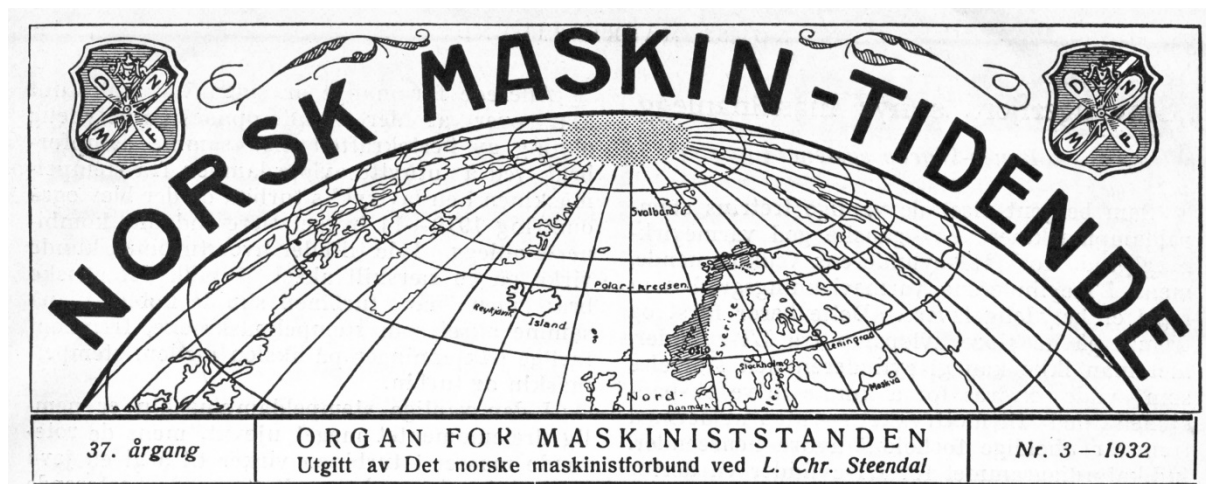




Stavangerfjords nye maskinanlegg.

Fra Norsk Maskin-Tidende Nr.3 -1932

Bauer-Wachs system.

Som bekjent viser de vanlige tretrins stempeldampmaskiner en ganske god varmekvinningsgrad for HT-cylinderens vedkommende, mens LT-cylinderens varmekvinningsgrad som regel er betydelig lavere. Dette beror først og fremst på de store avløpstap fra LT-cylinder, idet man ikke kan gi cylinderen den størrelse som vil kreves for å kunne drive ekspansjonen ned til mottrykket - uten at dermed fremstår uheldige forhold i andre henseender. Indikatorgrammet for LT-cylinder vil derfor som regel ved full fart vise et betydelig trykkfall ved enden av slaget. I mange tilfeller kommer hertil at mottrykket i LT-cylinder er betydelig høiere enn fortettertrykket, idet der ikke kan skaffes så store arealer i avløpskanalene at dette kan undgås.

De vanlige skibsturbiner (*) viser som regel for HT-turbinens vedkommende en lavere

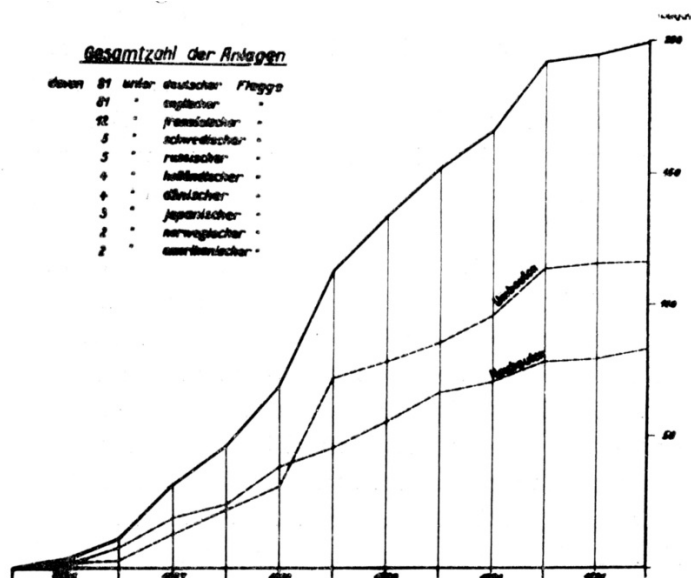


Fig. 1.

Samlet antall Bauer-Wach anlegg.

virkningsgrad enn for HT-cylinderen i en god tretrinns stempelmaskin, mens LT-turbinen derimot viser en meget god virkningsgrad, idet dampen utnyttes praktisk talt helt ned til fortetter trykket. For turbinen søkes derfor oppnådd så høit vakuum som mulig, mens det for vanlige stempelmaskiner i almindelighet ikke lønner sig å anvende mér enn 26" - 27"

vakuum.

De første Bauer-Wach anlegg blev tatt i bruk i desember 1926. Hosstående fig. 1 viser antall fartøier utstyrt med Bauer-Wach anlegg og fig. 2 den samlede indikerte hk. for disse i de forskjellige år. Som det vil sees var der til utgangen av 1931 levert 200 Bauer-Wach anlegg, derav 82 til nybygninger og 118 til ombygninger.

Allerede for mange år siden var man fullt klar over at der kunde opnåes en betydelig økning av hestekraften med samme dampforbruk ved å utnytte avløpsdampen fra stempelmaskinen i en lavtrykks turbin, og der blev også omkring 1910-14 bygget flere sådanne kombinerte anlegg. I de tilfeller hvor turbinen kunde virke på en særskilt aksel gikk det ganske bra; men når turbinen skulde kobles til på samme aksel som stempelmaskinene, fremkom farlige påkjenninger på akslen mellom stempelmaskin og turbin.

I den vanlige stempeldampmaskin er nemlig dreiemomentet meget ujevnt, mens de roterende masser i turbinen virker til å gi en jevn omdreingsbevegelse. De svære roterende masser i selve turbinen undgås ved anvendelse av tannhjulsoverføring, men herved flyttedes det kritiske sted til *tannhjulene*, idet stempelmaskinens ujevne dreiemoment bevirket meget uheldige arbeidsforhold for disse.

I Bauer-Wachs system for kombinerte stempelmaskiner og LT dampturbiner er de nevnte vanskeligheter undgått derved at der innskytes en *hydraulisk kobling som gir den fornødne svikt mellom hovedakslen og turbinen*.

Der anvendes som regel dobbelt tannhjulsutveksling, og den hydrauliske kobling anordnes mellom første og annen tannhjulsutveksling. Der er videre sådanne anordninger at turbinen kan utkobles momentant under manøver.

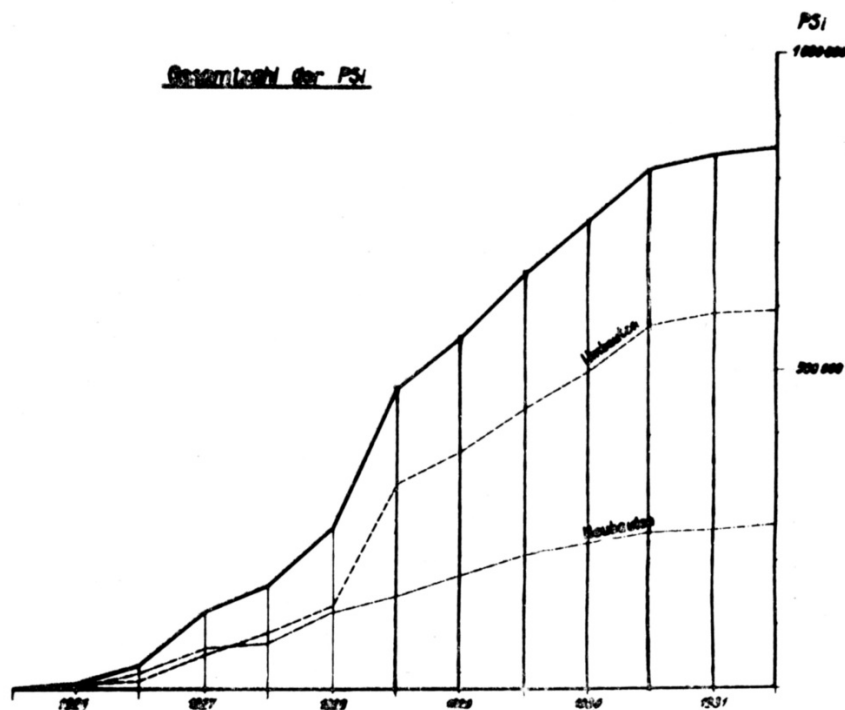


Fig. 2.

Samlet antall ind. hk. av Bauer-Wach anlegg.

Samlet antall ind. hk. av Bauer-Wach anlegg.

Efter opgaven på fig. 1 var 81 anlegg levert til fartøier under tysk flagg, og 81 anlegg til fartøier under engelsk flagg. Særlig i England har interessen for disse anlegg vært sterkt stigende i de siste år, og under en studiereise som undertegnede i 1930 foretok til verksteder i Newcastle-distriktet, var det ganske bemerkelsesverdig

**) Enkelte nye typer av skipsturbiner viser en meget høi virkningsgrad for HT-turbinen.*

***) F.eks. passasjerdampskibet «Olympic», som har to 4-cylindrede 3-trins maskiner hver på 16,000 ind.hk. med avløp til en LT-turbin på 15,000 a.hk. på central akselen.*

at enkelte verksteder hadde en hel rekke av Bauer-Wach anlegg under arbeide samtidig. For norsk regning er der tidligere levert to Bauer-Wach anlegg, nemlig til Wilh. Wilhelmsens D/S «Tugela» og til D/S «Fjordheim».

Som nevnt i en artikkel i «Norsk Maskin- Tidende» nr. 9-1928 var der allerede dengang ført forhandlinger om innbygning av Bauer- Wach anlegg på «Bergenfjord». Forskjellige forhold medførte at dette anlegg ikke kom til utførelse, men det blev «Stavangerfjord» som blev utstyrt med sådant anlegg.

Undertegnede hadde efter innbydelse fra Den Norske Amerikalinje og A/G «Weser» anledning til å bese anlegg under bygning ved nevnte verksted, og til å delta i prøvetur med «Stavangerfjord» efter innbygning av Bauer-Wach anlegg.

«Stavangerfjord»s maskinanlegg.

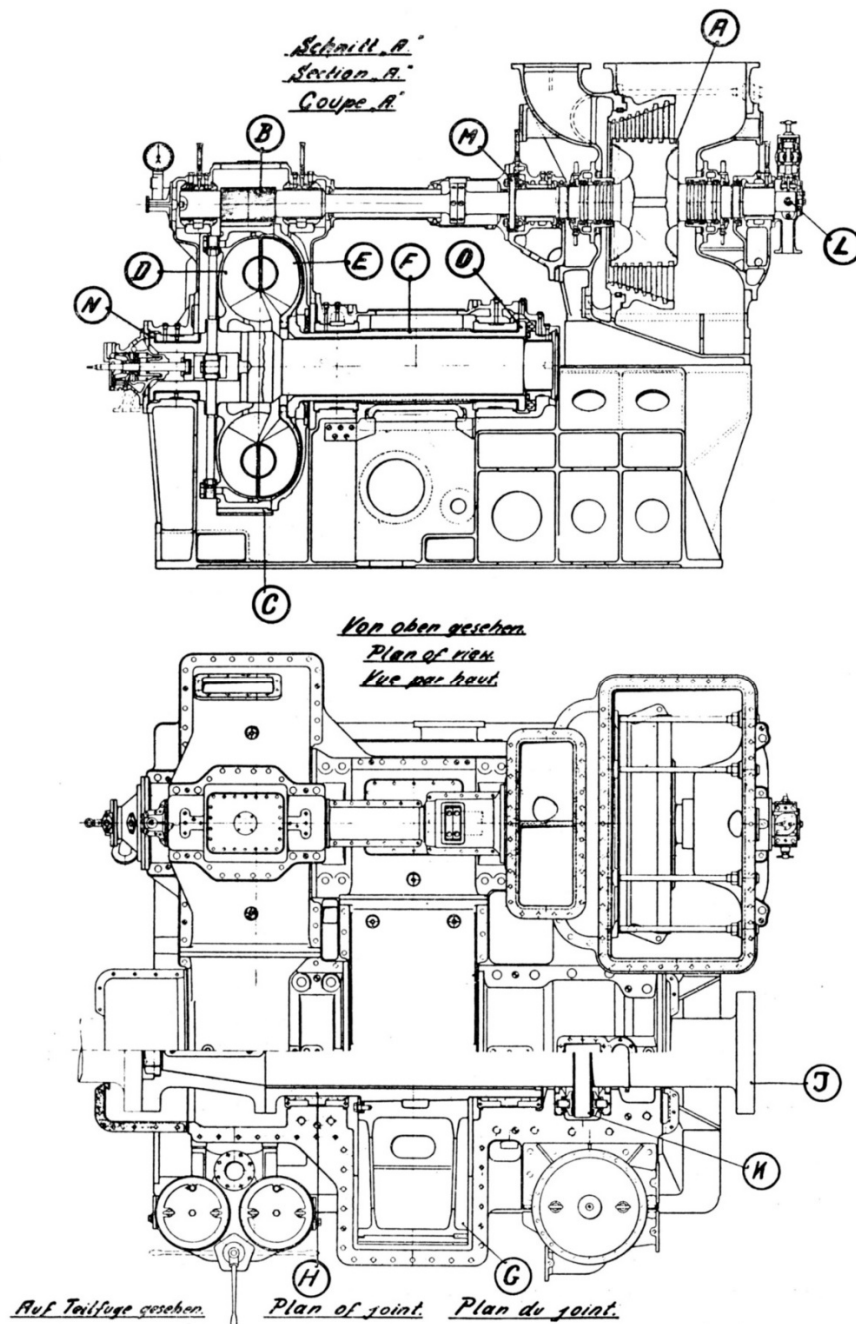
«Stavangerfjord» har to 4-trins maskiner med cylinder diametre 20"-37"-53"-76", slaglengde 54" (673 - 953 - 1.344 - 1.937 m/m, slaglengde 1.370 m/m). Forholdet mellom LT og HT cylinderareal er således ca. 8.3. Dette er jo noenlunde hvad der vanlig anvendes for maskiner av denne størrelse, men da der under normal fullfart anvendtes meget stor fylling i HT, 75-79 pct., blir det totale ekspansjonsforhold mellom 11 og 10.5, hvilket er meget lavt. Trykket ved ekspansjonens slutt i LT cylinder er derfor meget høit, under normal fullfart med 78 pct. fylling i HT ca. 1 atm. abs. - Mottrykket i LT var også meget høit, og da avløpskanalene er forholdsvis trange, faller mottrykkslinjen nokså skrått. - Før ombygningen anvendtes almindelig 25-26" vakuum i fortetteren.

Diagrammer fra siste tur før ombygningen viser at med et trykk i HT slideskap = 218 lbs., fylling i HT 78 pct. var trykket ved avløpsslagets begynnelse ca. 0.6 atm. abs. og det falt jevnt til 0.34 atm. abs. ved kompresjonens begynnelse. Den midlere verdi av mottrykket for topp og bunn i LT cylinder var ca. 0.46 atm. abs. ved et fortettertrykk av 0.17 atm. abs. (ca. 25" vakuum). Den midlere forskjell mellom mottrykket i LT og fortettertrykket var altså ca. 0.3 atm. Dette viser at maskinen var sterkt overbelastet, og dampforbruket måtte derfor bli høit.

Det store trykkfall i LT avløpskanaler (ca. 0.3 kg./kv.cm.) gir også forklaring på at det ikke lønnet sig å holde høiere vakuum i fortetteren enn tilsvarende 25-26" kv.s. Lavere avløpstrykk betinger større volum av avløpsdampen og dermed større trykkfall for å gi den nødvendige større damphastighet i avløpskanalene, mens der på den annen side kreves større arbeide for sirkulasjons- og luftpumper.

Når der anvendes en LT turbin som utnytter avløpsdampen fra LT cylinder; kan dennes avløpstrykk settes høiere, hvorved trykkfallet i avløpskanalene blir mindre. For turbinen er det av avgjørende betydning at der skaffes det høiest mulige vakuum i fortetteren. For å opnå dette med det minst mulige pumpearbeide, kreves ikke bare en stor kjøleflate, men også at fortetteren er konstruert slik at en undgår alle døde hjørner, at dampen spreder sig ut over hele kjøleflaten, og at luften suges ut med den lavest mulige temperatur. «Stavangerfjord»s gamle fortettere opfylte ikke disse krav, hverken m. h. t. kjøleflate eller til de øvrige forhold. Der måtte derfor innsettes nye fortettere. Med hensyn til sirkulasjons- og luftpumper måtte der overveies i hvilken utstrekning det

vilde være lønnsomt å beholde de gamle pumper. De gamle sirkulasjonspumper er centrifugalpumper som drives av hver sin en cylindrede stempeldampmaskin. - Det blev bestemt at disse pumper skulde bibeholdes, idet der blev anskaffet to nye pumper bygget vesentlig efter samme tegninger som de gamle. For hver fortetter er der således nu to like centrifugalcirkulasjonspumper, som arbeider i parallell. En sådan anordning medfører imidlertid at hvis den ene centrifugalpumpe har lavere omdreiningstall enn den pumpe den arbeider sammen med, så vil den pumpe som har for lavt omdreiningstall ikke kunne levere noe vann. Der må derfor være sådanne anordninger at der blir automatisk regulering så begge pumper får lik ydelse.



For hver hovedmaskin var der før ombygningen en Dual-luftpumpe (tørr-luftpumpe og kondensatpumpe drevet fra en felles dampcylinder, den ene direkte, den annen ved balanse arm). Disse luftpumper er beholdt, men der er videre innbygget en vakuumforhøier, bestående av en dampstråle-ejektor og en mellomkondensator.

Ejektoren suger luften fra fortetteren, mens kondensatet suges bort av Dual-luftpumpens våluftcylinder. Sammen med den damp som brukes i ejektoren, føres luften til mellemkondensatoren. Dampen kondenseres i denne og suges sammen med luften bort av Dual-luftpumpens tørluftcylinder. - Kondensatet fra hovedkondensatoren tjener som kjølevann i mellemkondensatoren, og trykkes av Dual-luftpumpen først gjennom mellemkondensatoren og derfra til fødevannsfiltret.

Vakuumforhøieren er en dampstråleejektor. Den består av et dampkammer (av støpe- stål), hvori er innsatt dyser (av bronse).

Dampen strømmer med stor hastighet ut av dysen og inn i en diffusor (ledeapparat). I åpningen mellom dysen og diffusoren river dampen med sig luft; denne går sammen med dampen til mellemkondensatoren og derpå til tørluft- pumpen. Mellemkondensatoren har overflatekondensasjon. Skallet er av jernplate, lokkene av støpejern, og kjøleflaten dannes av heltrukne messingrør som er valset inn i muntz-metall rørplater.

De nye hovedkondensatorer for «Stavangerfjord» har sirkulært tversnitt. Hver kondensator har 748 kvm. kjøleflate. For å opnå en god fordeling av dampen over hele kjøleflaten og undgå døde hjørner (luftsekker) i kondensatoren, går damp-avløpsrøret over hele kondensatorens lengde. I den øvre del av rørsatsen er rørene anordnet så at der ytterst er nokså stor avstand mellom rørene, og rørradene i den øvre del (over centerlinjen) viser radialt inn mot et center som ligger under kondensatorens centerlinje.

Herved opnåes at gjennomløpstverrsnittet for dampen blir mindre ettersom kondenseringen går frem. I den nedre del av kondensatoren er rørene anordnet i diagonale rekker på vanlig måte. Kondensatet tas ut i to rør ved kondensatorens bunn. Luften tas ut fra et rør som ligger langsids noe under kondensatorens centerlinje, og fra dette går der (fra forskjellige steder på lengden) tre rør til et felles forbindelsesrør til vakuumforbedreren. Fra det nevnte luftsugerør i fortettene går der to skilleplater så der dannes et trekantet rum, hvor luften stiger op mot luftsugerøret. (For å få ned kondensatorene måtte hele cylinderpartiene løftes ut av fartøiet). Før vi går over til beskrivelse av selve turbinanlegget med tilbehør, skal her nevnes at der blev innbygget vannutskillere (damptørkere) på kjelene for å opnå at dampen fikk en høiest mulig tørrhetsgrad.

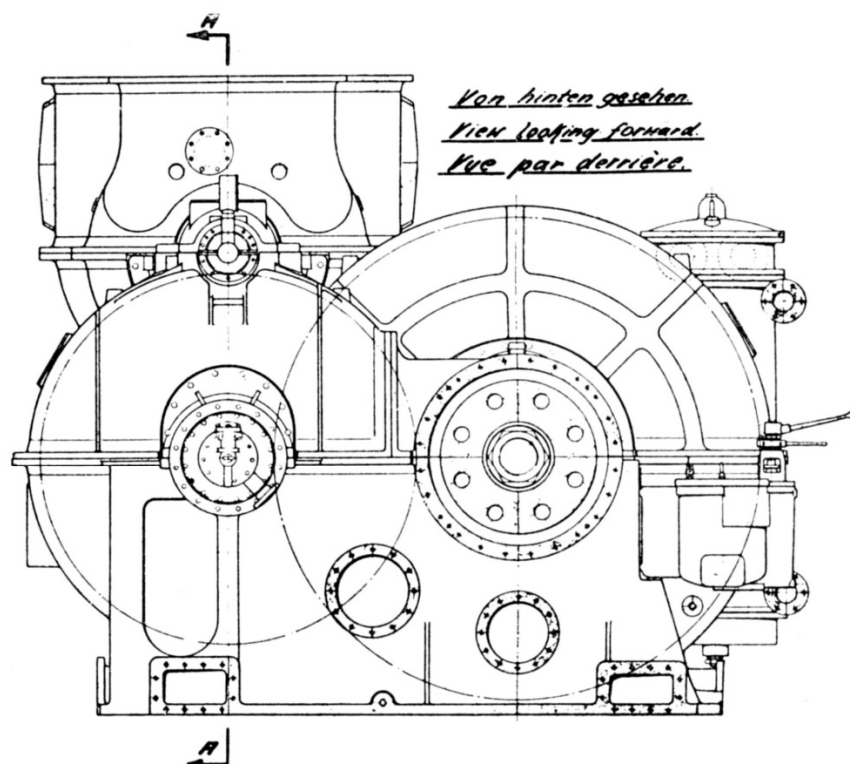


Fig. 3.

*Anordning av turbin, kobling og utveksling
for Bauer-Wasch anlegg.*

Anordning av turbin, kobling og utveksling for Bauer-Wasch anlegg.

LT turbinen med utveksling (fig. 3b).

Turbinen (A) er en reaksjonsturbin. Tromlens diameter = 1.050 mm. og dens lengde = 452 mm. Turbinen har 7 trykktrin. (Første skovlerad har skovlelengde 105 mm., siste skovlerad 286 mm.). Turbinakslen er koblet til akslen for første drev (B). Hjulkransen (G) for første hjul er festet på omkretsen av olje- koblingens primærhjul (D). Når oljekoblingen er fylt med olje vil primærhjulet (D) drive sekundærhjulet (E). Dette er festet på en hul aksel, hvorpå sitter drevet (F), som driver det store tannhjul (G) i annen utveksling. Dette hjul er festet på en hul aksel (H), som med sin aktre ende er fastkoblet til forbindelsesakslen (I) fra stempelmaskinen.

På «Stavangerfjord» er diameter av første drev (B) ca. 1830 mm., første hjul (C) 330 mm. Tanndelingen er 4 pi. Utvekslingsforhold for første utveksling er 5,5. Det største hjul (O) har diameter 2273 mm., tanndeling 6 pi. Den totale utveksling er ca. 24. — Drev og hjul har skrå fortanning, tannvinklen er $29^{\circ} 39'$ for begge utvekslinger. Hvert drev og hjul har bare ett sett tenner, idet det aksiale tanntrykk i første drev utlignes av det aksiale trykk fra turbinen (reaksjonsturbin), og det aksiale trykk på annet hjul vesentlig utlignes av propellertrykket. - Som det vil sees på fig. 3 er trykklageret anordnet i forkant av utvekslingen.

Den hydrauliske kobling består som foran nevnt av primærhjulet (D), på hvilket tann- kransen for første drev er festet, og sekundær- hjulet (E). I begge disse hjul er innstøpt skovler som er rette både i radial og aksial retning. Til skovlene er faststøpt en halvcirkelformet ring, og oljen sirkulerer omkring denne. - Under jevn forovergang holdes

koblingen fylt med olje fra en særskilt pumpe, og der gis da bare så meget avløp som nødvendig for at oljens temperatur ikke skal bli for høi. - Når manøver skal begynne, tømmes oljekoblingen ved hjelp av kraner (som kan sees på fig. 3). Inn- og utkoblingen, og den samtidige omstilling av spjeldet*) i overløpsledningen mellom LT- cylinder og turbin, foregår ved en slide som skifter oljens løp.

Spindelen for spjeldet er forbundet til en oljetrykkcylinder. Ved omkobling fylles først oljekoblingen, og først når denne er fylt blir trykket høit nok til å åpne spjeldet foran turbinen. Når turbinen skal kobles fra, skiftes sliden over, trykket i oljecylinderen for spjeldet faller, stemplet trykkes ned av en fjær, og først når dette er skjedd, tømmes oljekoblingen.

Under normal fullfart er slippen (hastighetsforskjellen) mellom primærhjul og sekundærhjul ca. 3 pct.

Til tross for at den samlede ydelse av stempelmaskin og turbin er ca. 30 pct. større enn av stempelmaskinen alene, blir det maksimale dreiemoment ikke vesentlig større, idet turbinen virker til å gi et meget jevnt dreiemoment. (På flere anlegg har man derfor kunnet anvende den gamle propellaksel, men på «Stavangerfjord» har man innsatt nye propellaksler).

Foreløbige driftsresultater for «Stavangerfjord (Fig 4)

	Uten turbin	Med turbin			
Antall kjeler i bruk	8	6	8	8	8
Ind. hk. HT	1113	983	1182	1041	1096
Ind hk MT1	885	552	927	904	899
Ind hk MT2	1303	735	1267	1030	1208
LT	1590	1123	1442	1122	1194
Samlet ind. hk.hovedmask	4891	3394	4827	4096	4397
Ind. hk. turbin	-	1498	3323	2384	2703
Total ind. hk.	2 x 4.891	2 x 4.892	2 x 8.150	2 x 6.480	2 x 7.100
Omdr. pr. min. St.mask.	90,05	90,06	104,05	98,11	100,45
Fylling i HT.	79	54	79	67]	71
Fylling i MT1	75	58	75	60	65
Fylling i MT2	73	65	73	70	70
Fylling i LT	74	65	75	75	75
Trykk i HT St. sk. lbs. overtrykk	214,6	218,2	210,6	219	217
Trykk i HT St. sk. lbs. overtrykk	214,6	218,2	210,6	219	217
Trykk foran turbin lbs. abs	—	15	20,75	16,3	17
Vakuum i kondensator %	86,4	98	97,7	97,8	97,9
Dobbeltslag pr.min. av fødepumpe	12,5	9,1	13,9	10,36	10,8

**) Tidligere blev der anvendt en ventil, men nu anvendes spjeld.*

Når «Stavangerfjord» har fullført sin først rundreise efter innbygningen av Bauer-Wach- anlegget, håper vi å få anledning til å gi en mere fullstendig utredning om driftsresultatene. Foreløbig skal her gis en opstilling av en del resultater under den tekniske prøvetur den 20. til 24. mars d. å.

Som det vil fremgå av de to første rekker i hosstående tabell blev der gjort prøver med og uten turbin, med samme omdreiningstall og samme totale ydelse. Med stempelmaskin alene anvendtes 8 kjeler. Efter tilkobling av turbinen holdtes samme omdreiningstall (og samme totale ydelse) med 6 kjeler, med uforandret trykk ved oljebrennerne. En god sammenligning gir også det anvendte slagantall pr. min. på fødepumpen, 12,5 uten turbin og 9,1 med turbin, for samme omdreiningstall og samme totale ydelse, altså en besparelse av ca. 27 pct. på det totale dampforbruk. Da dampforbruket for hjelpemaskiner m. v. her er meget stort, blir besparelsen for hovedmaskinen betydelig større enn 27 pct.

Under turen fra Bremen til Oslo den 24. mars d. å. var den maksimale ydelse 2 x 8.500 ind. hk. med 105,8 omdr. pr. min., derav for stempelmaskinen 5.100 ind.hk. og for turbinen 3.400 hk. — Den tidligere ydelse ved normal fullfart var ca. 2 x 5.200 ind.hk. ved ca. 94 omdr. pr. min.

A-d. K

(Amund Karner)