



FOREDRAG

OM FREDRIKSTAD MEKANISKE VERKSTEDS DAMPMOTOR MED TILHØRENDE KJELEANLEGG

holdt ved Den sjøfartstekniske konferanse i København 31. mars 1948

Av maskinsjef, overlærer KNUT RYGLAND

INNLEDNING

Konkurransen mellom de to varmekraftmaskiner, dampmaskinen og dieselmotoren som framdrivningsmiddel for skip, tok for alvor til like etter verdenskrigen 1914 til 1918. For å få en oversikt over hvordan denne konkurranse etterhvert utviklet seg, har jeg tatt med noen oppgaver over dampreven og motordreven norsk handelstonnasje (se tabellen).

Norges handelsflåte i br. reg. tonn.

Kun fartøyer over 100 tonn.

År	Dampdrevne		Motordrevne	
	i alt	i tonn	i %	i tonn
1/1 1914	1,885,485	1,885,156	~ 100	339
1/1 1930	3,287,902	2,322,998	70.7	964,904
1/1 1939	4,644,556	1,844,300	39.7	2,800,256

Ser vi på forholdet mellom antallet av dampdrevne og motordrevne skip ser det ut som kurvene på fig. 1 viser.

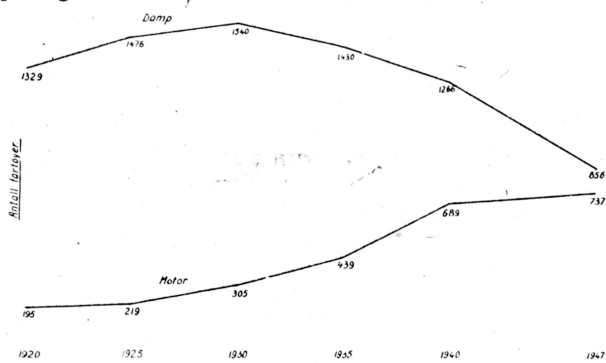


Fig. 1.

Tallene taler jo her sitt tydelige språk og trenger for så vidt ingen kommentar. Jeg skal kun bemerke at når den dampdrevne tonnasje er mindre enn den motordrevne, mens antallet av dampskip, når vi kun regner med skip på over 100 br. reg. tonn, er større, må den dampdrevne tonnasje bestå av forholdsvis mindre skip.

Det er ikke min mening her å komme inn på de fordeler eller de mangler den ene av disse varmekraftmaskiner kan ha likeoverfor den annen. Under et fritt valg og under fri konkurranse er det mange hensyn å ta i betraktning i hvert enkelt tilfelle for dem som driver skipsfarten som næring, og det blir vel kun den erfarne reder i forbindelse med skipsbyggeriene som her har den beste oversikt.

Jeg har tatt med denne korte innledning som bak-

grunn for mitt egentlige foredrag, idet jeg mener at denne konkurranse fra dieselmotorens side utvilsomt har vært en medvirkende årsak til alle de forsøk som i de senere år er gjort for å bedre en dampmaskins økonomiske drift.

Når jeg som emne i dette foredrag har valgt dampmaskinen, kunne jeg gå fram på den måte at jeg i skjematisk trekk behandlet flere av de mange utmerkede maskintyper eller systemer som er bygd. De fleste av disse har det felles at de blir mere eller mindre kompliserte, og det har vel sin betydning for et skipsmaskineri. Jeg har valgt den framgangsmåte å behandle så grundig som tiden tillater en enkelt av disse maskiner — nemlig F.M.V. Dampmotor — og så får mine tilhørere selv trekke en sammenligning. Det som særlig har interessert meg er de gode resultater en har oppnådd med så enkelt maskineri som mulig. Fredrikstad Mekaniske Verksted bygger bare denne maskintype, og det er gitt lisens til flere innenlandske og utenlandske verksteder.

Fredrikstad Dampmotoren.

Dampmotorens arbeidsprinsipp er formodentlig kjent av de fleste av mine tilhørere. Maskinen er satt sammen av to helt like halvparter som hver består av en H.T. og en L.T. sylinder. Til de to sylindre, som den ene halvpart består av, er det kun en (felles) rundsleid plasert mellom de to sylindre. Denne sleides oppgave er å styre innløp av damp til og utløp av damp fra H.T. sylinder som i en vanlig maskine. Men idet nå denne sleide åpner for avløp fra f. eks. H.T. sylinders toppside, strømmen dampen, ikke som på en vanlig maskine inn i en receiver, men direkte til L.T. sylinders toppside og ekspanderer videre i begge sylindre samtidig. På samme måte på bunnsiden. For å oppnå dette er H.T. veiv og L.T. veiv stilt omtrent motsatt. Damputløpet fra L.T. sylinders topp og bunn styres av stemplet til denne sylinder (likestrøm) idet det midt i sylinderens lengderetning er utløpsporter rundt hele sylindren. Disse utløpsporter står da i forbindelse med fortetteren. Disse porter er gjort så store at det i sylindren ikke er noe målbart høyere trykk enn i fortetteren når portene er åpne selv ved sterk forsering, (ved sleider eller ventiler kan som bekjent bli et betydelig trykktap.) Dampmotoren er beregnet på å arbeide med høyt vakum ca. 95 %, og en kan si at den også utnytter dette høye vakum, selvsagt under hensyntagen til den ufullstendige ekspansjon en alltid får i en stempelmaskine. En følge av likestrøms-

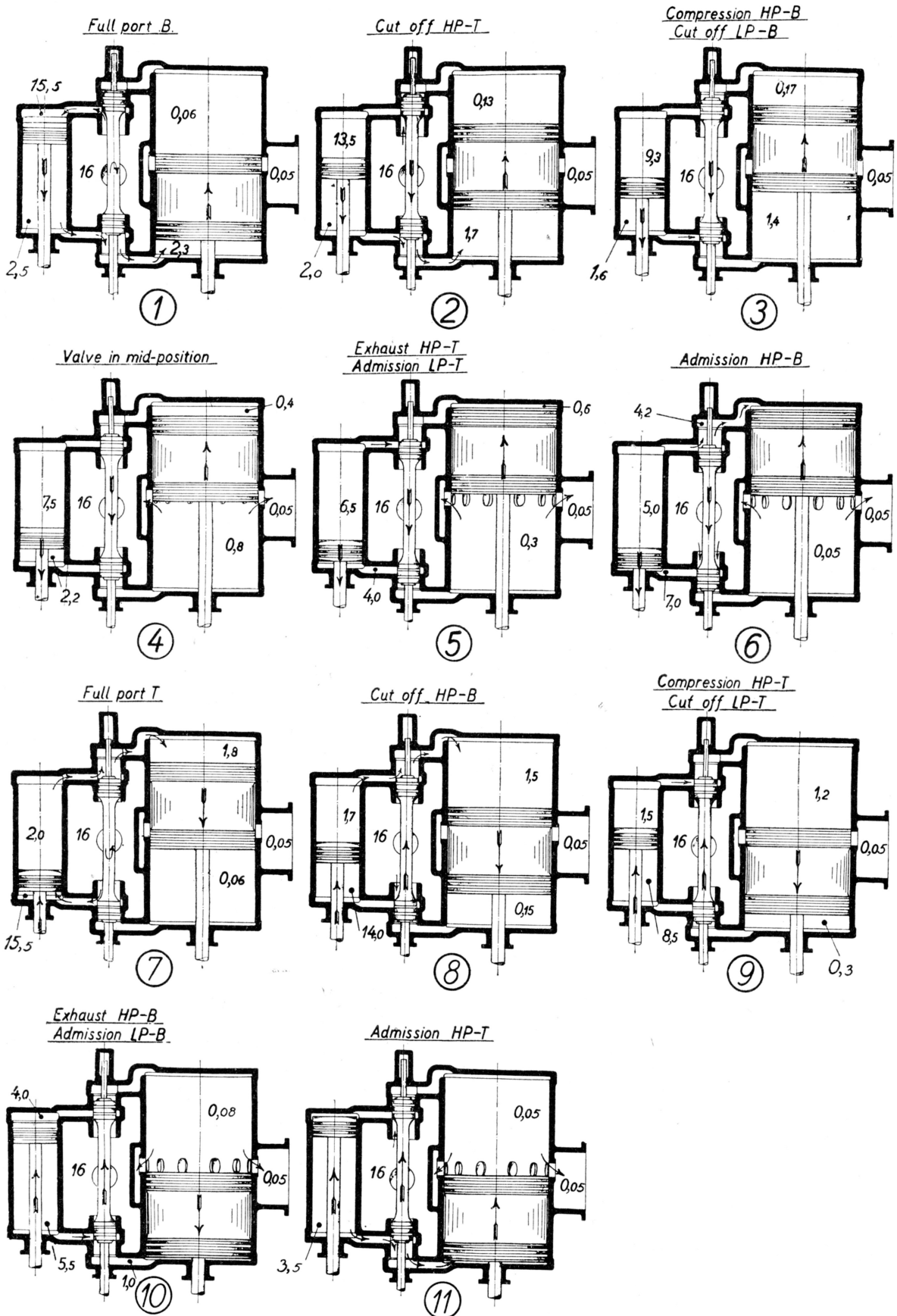


Fig. 2.

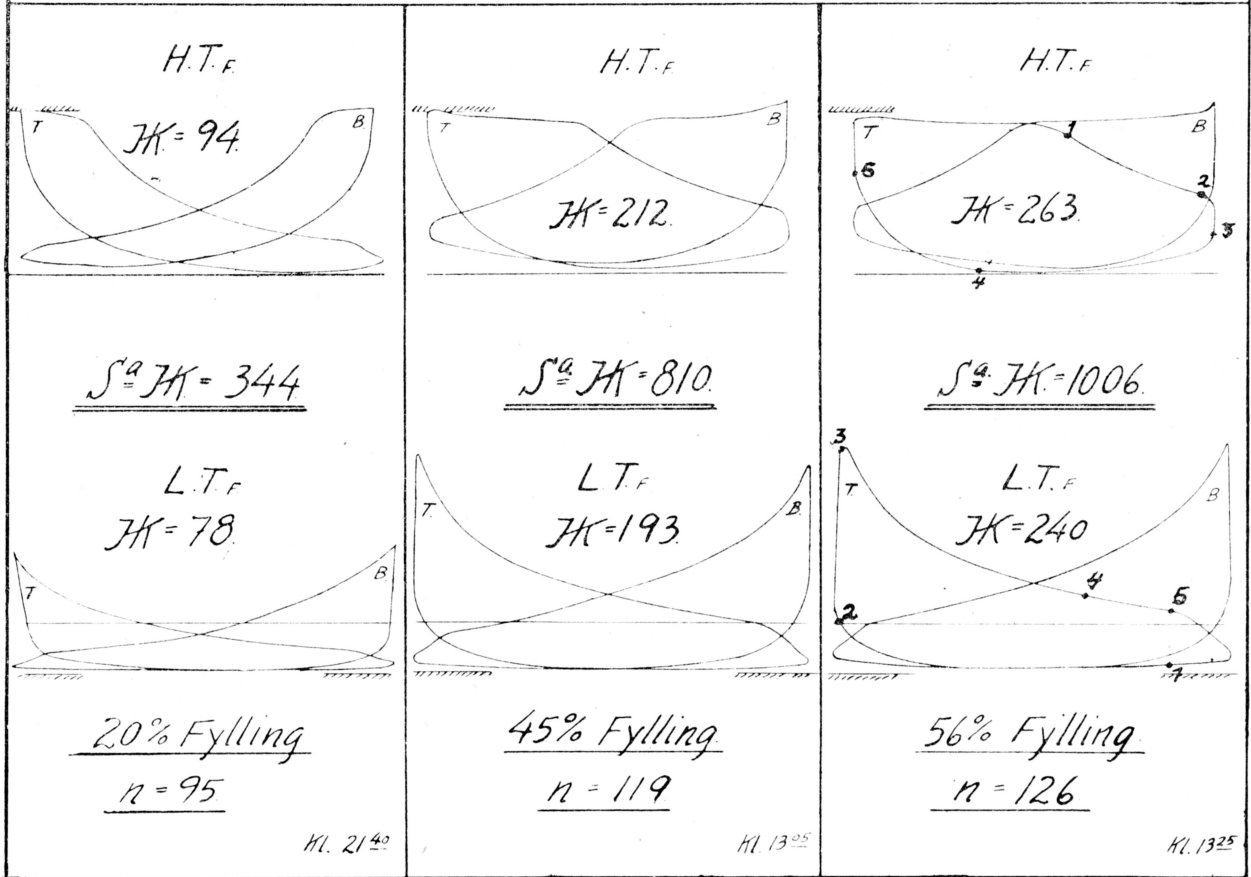


Fig. 3.

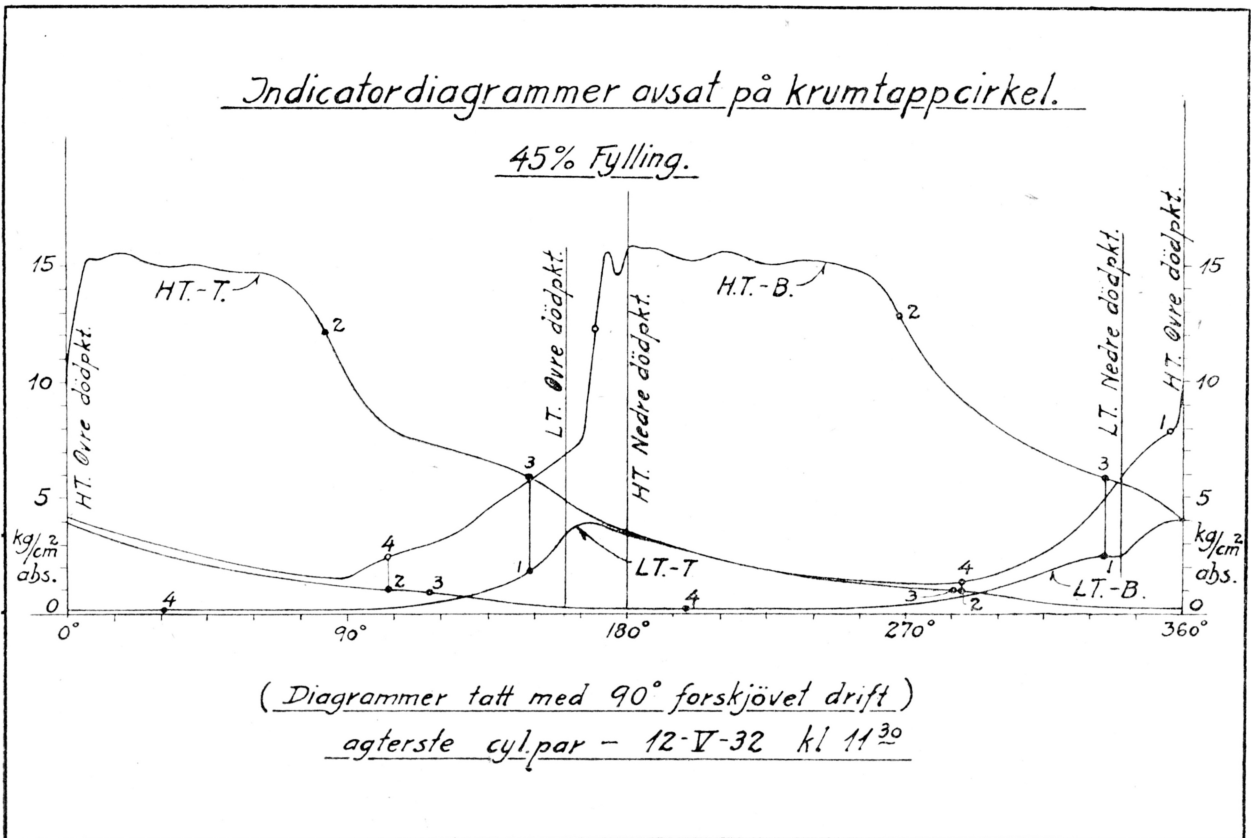


Fig. 4.

prinsippet i L.T. er at det blir kompresjon over 80 til 90 % av slaget. Som følge av det høye vakum og den rikelige dimensjonering av utløpsportene blir begynnelsestrykket lavt og kompresjonstrykket som følge herav vesentlig lavere enn trykket til den innstrømmende damp fra H.T., men høyt nok til å motvirke massekreftene.

Veivakslene til de to maskinhalvparter er stilt sammen således at H.T.veivene står i 90° i forhold til hverandre. Herved får maskinen et jevnt dreiemoment. Kjeletrykket er 15,5 ato, og dampen blir overhettet til ca. 310°C.

Det jeg har nevnt ser vi av fig. 2. En kan her følge dampens fordeling og trykk ved forskjellige karakteristiske stillinger av sleiden og stemplene uten nærmere forklaring.

På grunnlag av den forklaring fig. 2 gir av maskinens virkemåte skal vi videre se på sammenhengende indikatorgrammer for H.T. og L.T. sylindere ved forskjellige fyllinger, fig. 3. Maskinen har Stephenson's sleidestyring, det er åpne stenger, og en forandring av fyllingen skjer ved inn- eller utlenking. Som bekjent vil da her en innlenking f. eks. bewirke at alle perioder (fylling — forutstrømning — kompresjon og forinnstrømning) kommer tidligere, som jo diagrammene viser. Betrakter vi f. eks. begge sylindres toppsider, kan vi begynne i H.T. toppdiagr. øvre venstre hjørne samtidig som vi begynner i L.T. toppdiagr. nedre høyre hjørne og følge, i urviserens gangretning, diagrammene rundt. Tar vi diagrammene for 56 % fylling, ser vi at H.T. diagrammets fyllingslinje har svært lite synkende forløp (liten struping) til sleiden begynner å strupe, og fyllingen er slutt omtrent ved punkt 1, og vi har ekspansjon til punkt 2 hvor forutstrømning begynner. Samtidig har L.T. stempel beveget seg oppover, portene står åpne omtrent til punkt 1, hvor kompresjonen begynner. Punkt 2 i L.T. diagram svarer da til punkt 2 i H.T. diagram, d.v.s. forutstrømning fra H.T. motsvarer forinnstrømning i L.T. Trykket i H.T. faller nå til punkt 3 og i L.T. stiger det til punkt 3. Vi er omkring slagveksel. Vi får nå ekspansjon i begge sylindere samtidig, i H.T. diagram mellom 3 og 4 og i L.T. diagram mellom 3 og 4. I H.T. diagram får vi så kompresjon fra 4 til forinnstrømning begynner, og i L.T. diagram ekspansjon i denne sylindere alene fra 4 til portene åpnes omtrent ved 5.

Diagrammene i fig. 4 er først tatt på den måte at indikatorbevegelsen til den ene maskinhalvparts sylindere trekker indikatorbevegelsen til den annen maskinhalvparts sylindere (90° forskyvning). Etterpå er diagrammene foldet ut og gitt lik fjærskala. En får på denne måte en bedre oversikt over hendelsesforløpet omkring slagveksel (diagrammene blir strukket ut her). Følger vi her f. eks. toppdiagrammene, så er for H.T.: 1. forinnstrømning, 2. fylling slutt, 3. forutstrømning begynner, 4. kompresjonen begynner. For L.T.: 1. forinnstrømning begynner (trykkfall i H.T. trykkstigning i L.T.) og så felles-ekspansjon til 2. Portene er her vist å åpne ved 3 (noe tidlig), trykket faller og portene stenges ved 4 (ved den venstre ende).

Ved en nøyaktig analyse av indikatorgrammer

fra en Fredrikstad Dampmotor (størrelse 7, D/S «Prinsesse Ragnhild») har hr. professor Watzinger regnet ut nedenstående varmebalanse (varmeregnskap), som gir et godt bilde av denne stempelmaskinens evne til å nyttiggjøre den i dampen teoretisk utnyttbare varme.

Varmebalanse ved 55 % fylling.

Teoretisk utnyttbar varme	100 %
Utnyttet i H.T. sylindere	31.1 %
Utnyttet i L.T. sylindere	30.1 %
Tap ved ufullstendig ekspansjon i H.T.	2.5 %
Tap ved ufullstendig kompresjon i H.T.	0.6 %
Tap ved ufullstendig ekspansjon i L.T.	28.1 %
Tap ved ufullstendig kompresjon i L.T.	2.2 %
Kjøletap i H.T.	0.9 %
Kjøletap i L.T. (incl. trykktap ved innstrømning)	3.2 %
Resttap (trykktap i styringen i H.T. innstrømning og L.T. utstrømning til forletter)	1.3 %

Når vi kjenner dampens tilstand ved innløpet i maskinen (16,5 ata, 310° C) og fortettertrykket (0,05 ata), kan vi i varme-entropidiagrammet finne det adiabatisk varme-fall pr. kg. damp (i dette tilfelle 226 kcal pr. kg.) Dette kaller vi i denne tabell for 100 %, d. v. s. hvis maskinen var full-

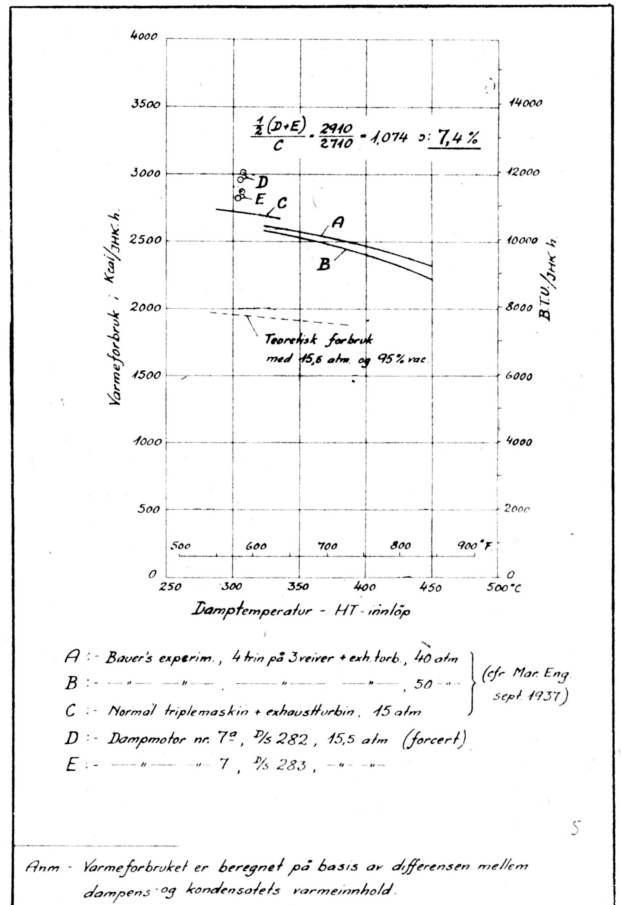


Fig. 5.

<u>Fredriksstad Steam Motor.</u> -		<u>Trial Results</u> ¹⁾			
		from quay trials of 6 hours duration or more.			
Feed heating by -		Auxiliary exhaust and bled steam from Main Engine.	Auxiliary exhaust only. No bleeding.		
Boiler pressure	kg/cm ²	15,5			
	lbs./sq"	220			
Steam temperature at engine stop valve	°C	305			
	°F	580			
Vacuum		95% = 28½"			
Feed temperature	°C	110 ²⁾	75		
	°F	230	167		
Steam consumption per JHP. per hour	Main Engine only	kg.	4,35	4,23	
		lbs.	9,59	9,32	
	Total incl. auxiliaries for propulsive purposes	kg.	4,75	4,51	
		lbs.	10,47	9,94	
Heat consumption per JHP. per hour	Main Engine only	kcal.	3025	2942	
		BTU.	12000	11675	
	Total	kcal.	2938	2947	
		BTU.	11650	11690	
Fuel ⁵⁾ consumption per JHP. per hour	Coal - (net cal. value = 7500 kcal/kg = 13500 BTU/lb.)	kg.	0,464	0,471	
		lbs.	1,022	1,038	
	Oil - (net cal. value = 10000 kcal/kg = 18000 BTU/lb.)	kg.	0,361 ³⁾	0,364 ³⁾	
		lbs.	0,796	0,802	
Mechanical efficiency		at least 92% ⁴⁾			

¹⁾ Average of a large number of trials on medium sized engines. The consumption figures are slightly lower on the largest engines and slightly higher on the smallest. The economy is practically constant over a wide range of powers, viz. between abt. 30 and 50% cut-offs.

²⁾ In regular service the feed temp. will be abt. 120°C = 250°F and the fuel consumption will decrease correspondingly.

³⁾ The boilers are arranged for both coal and oil burning. If arranged exclusively for oil burning, the consumption will be lower.

⁴⁾ On one of the smallest engines has been measured on test bed 91,9% at normal power (41% cut-off) and 92,8% at some overload (45% cut-off).

⁵⁾ Including only propulsive auxiliaries. Service figures will be slightly higher depending upon size of steering engine, dynamo, refrigerator, accommodation heating, &c

Fig. 6.

kommen (ideell, ville all denne varme omdannes til indikert ytelse. Av tabellen ser vi da hvor mange % av denne varme omdannes til indikert ytelse i H.T. sylinder og hvor mange % i L.T. sylinder. Resten er da tap og disse fordeler seg da som tabellen viser. Det største tapet er, som en ser, det vi får på grunn av den ufullstendige ekspansjon i L.T. sylinder. Det er jo noe vi i større eller mindre grad må få i alle stempelmaskiner. (Det er da dette en søker å utnytte mest mulig i en xhaustturbin på grunn av turbinens evne til å utnytte dampens ekspansjon ned til fortettertrykket).

I forbindelse med denne varmembalanse kan det videre være av interesse å betrakte noen kurver for varmeforbruk i kcal pr. ih. time — fig. 5. Disse kurver er satt opp på basis av forskjellen mellom dampens varmeinnhold ved innløpet til maskinen og kondensatets varmeinnhold. Kjenner vi dampens tilstand — trykk og temp. — ved innløpet til maskinen, kan vi i varmeentropidiagrammet finne varmeinnholdet i kcal pr. kg. damp. Kjenner vi så videre kondensatets temp., har vi varmeinnholdet i et kg. av dette. Forskjellen mellom disse to tall multiplisert med maskinens dampforbruk pr. ihk. time, gir tallene som er satt av på den lodrette akse til venstre. Disse kurver er altså avsatt på en helt annen basis enn varmeregnskapet.

Er varmeinnholdet i et kg. damp av 16,5 ata og 310° C rundt 730 kcal pr. kg. og kondensatets temp. ved 0,05 ata rundt 33° C (33 kcal pr. kg.), blir forskjellen 697 kcal pr. kg. Er nå videre det adiabatisk varmefall (den teoretiske utnyttbare varme) mellom disse to damptilstander 226 kcal pr. kg. damp, så må — når 1 ihk.time svarer til 632 kcal — 632 dividert med 226 = 2,81 kg. damp bli det teoretisk sett minste dampforbruk pr. ihk.time som maskinen kunne bruke mellom de to damptilstander. Sammenligner en da dette tall med en maskines virkelige dampforbruk pr. ihk.time ved samme damptilstander får en et inntrykk av maskinens «godhet». Multipliserer vi så 697 kcal, som er det varmefall det arbeidende medium har hatt pr. kg. under prosessen, med 2,81 = rundt 1958 kcal pr. ihk.time — som da blir det teoretisk oppnåelige — får vi fram den stiplede kurve på fig. På samme måte får en ved hjelp av det virkelige dampforbruk pr. ihk.time opp de andre kurver.

D og E er middelverdier for F.M.V. dampmotorer, og sammenligner vi middelverdien mellom D og E med kurven C — som er for en normal triple maskine + exhaustturbin — får vi at en F.M.V. dampmotor bruker kun 7,4 % mere enn C. Dette gjelder altså for en stempelmaskine alene. Tar en da i betraktning anskaffelsesutgifter, pass, vedlikehold og det mere kompliserte maskineri en exhaustturbin medfører, får det bli ekspertenes oppgave å regne ut hva som er mest lønnsomt i det lange løp. Kurvene B og A må nærmest betraktes som eksperimenter, for å se hvor langt en praktisk kan drive det nedover.

Vi skal så videre, fig. 6, betrakte en oversikt over dampforbruk, varmeforbruk og brenselforbruk pr. ihk.time for F.M.V. dampmotor. Dette er gjennomsnitt for et stort antall prøver. Oversikten taler for seg. Vi vil se at brenselforbruket blir lavere ved damptapning fra L.T. til fødevannsførvarmeren enn uten tapning. Til sammenligning kan nevnes at

en moderne tre trinns ekspansjonsmaskine med påhengte pumper ved de samme damptilstander bruker ca. 4,75 kg. damp pr. ihk.time.

Vi skal så ta den siste av disse mere teoretisk betonte betraktninger. Fig. 7 viser maskinens mek. virkningsgrad, dampforbruk pr. ihk.time og ytelse ved forskjellige fyllinger. Av den nedre figur ser vi at den normale fylling er satt til 40 % og at maskinen ved utlenking til maksimal fylling lar seg forsere bortimot 50 %.

Kurven for dampforbruk pr. ihk.time viser en bemerkelsesverdig liten forandring ved de forskjellige fyllinger. Maskinens store forserbarhet, uten at det koster noe mer damp pr. ihk.time av betydning, er særlig karakteristisk for dampmotoren, og jeg mener at den med hensyn herpå er de fleste skipsdampmaskiner overlegen.

Kurven for den mek. virkningsgrad må en betegne som meget god, normalt omkring 92 % og videre opp til 94 %. Dette må vi tilskrive maskinens enkle konstruksjon.

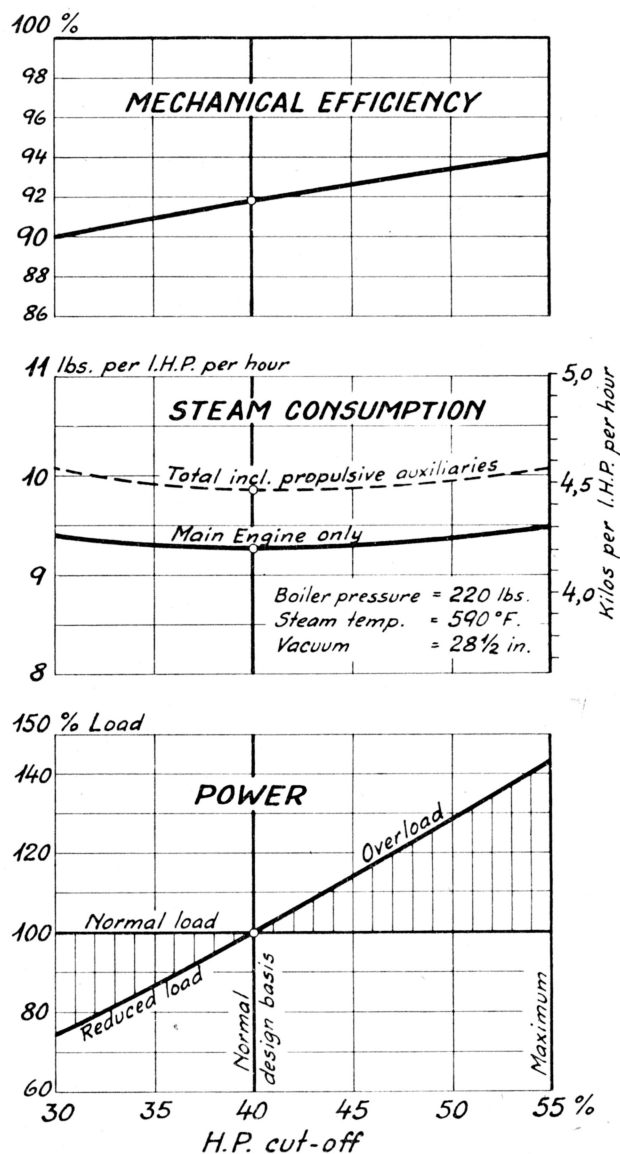


Fig. 7.

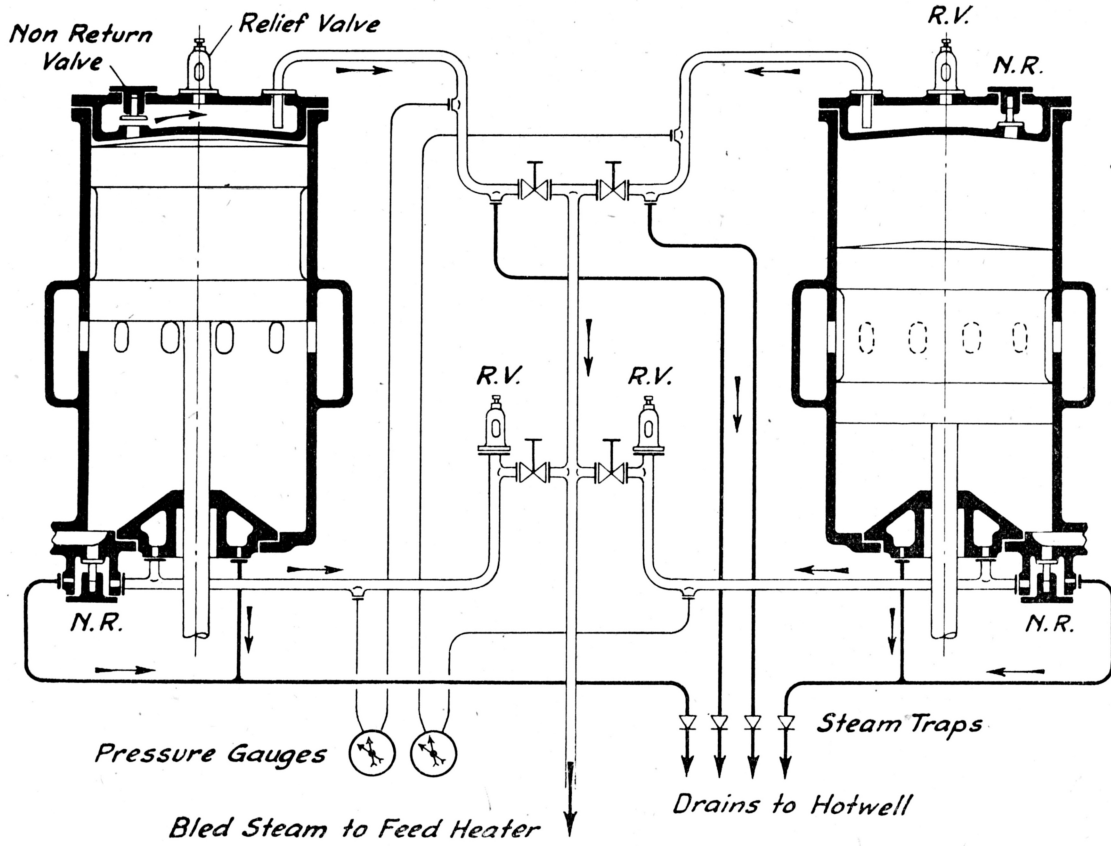


Fig. 8.

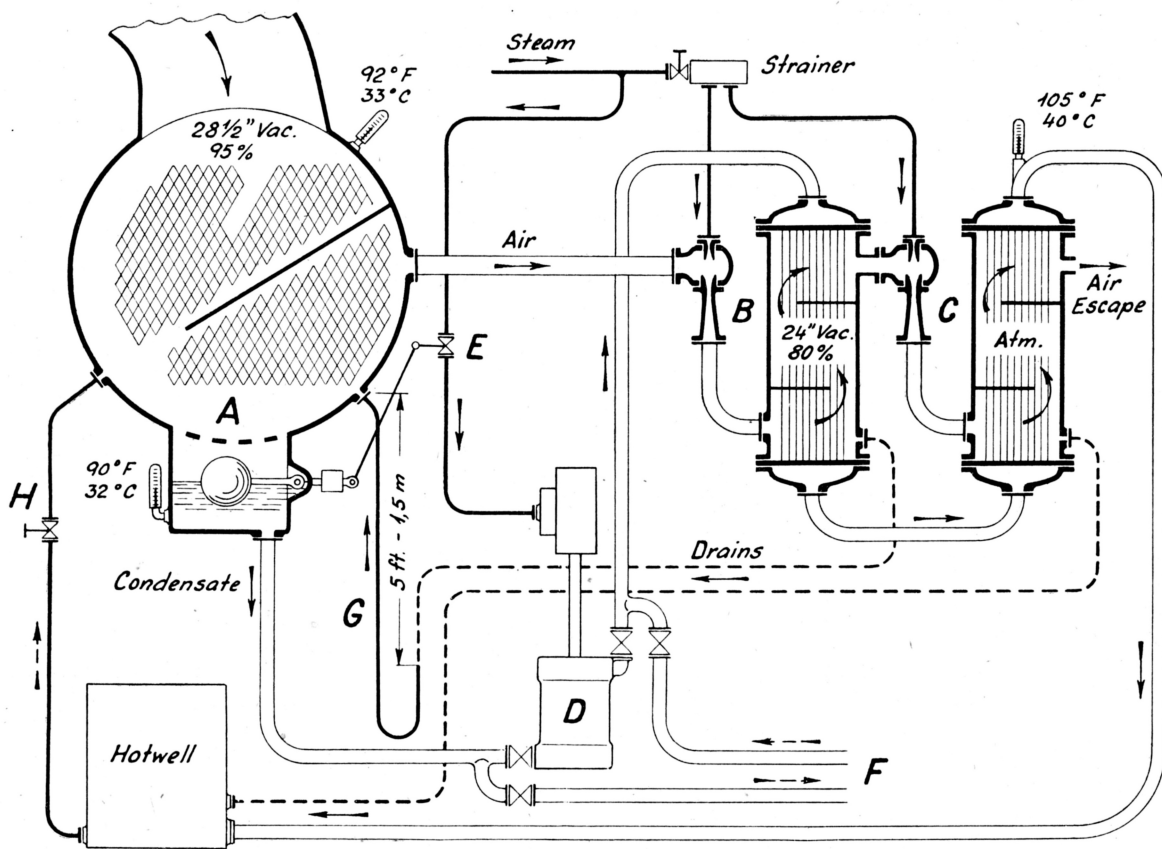


Fig. 9.

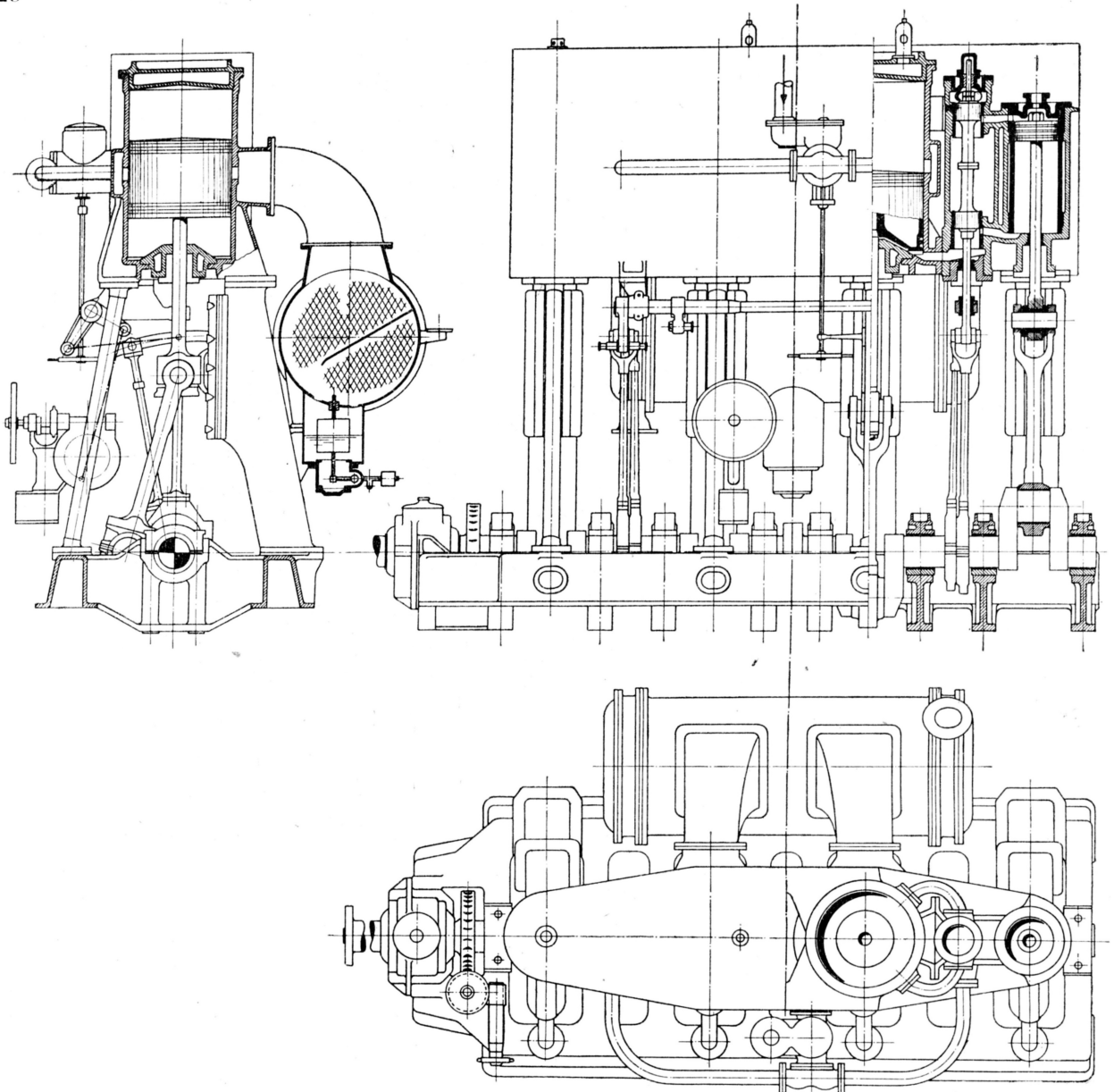


Fig. 10.

Jeg skal her bemerke at maskinen er utstyrt med en «rundtgående» omstyringsmaskine. Da omstyringsarmene har faste punkter for opphengning av trekkstengene til buen, blir fyllingen bare markert på en stor skala i forbindelse med omstyringsmaskinens snekkehjul. Det er da en enkel sak å forandre fyllingen ved en dreining på omstyringsmaskinens svinghjul.

Damptapning fra L.T.

Vi skal nå se på et spesielt patentert system i forbindelse med L.T.sylinder, fig. 8. Som vi ser er bildet skjematisk. L.T.sylinderlokk og bunn er hule. Disse hulrom står i forbindelse med sylinderen gjennom dobbelte tilbakeslagsventiler. Hver gang maks. trykket ca. 4 ato. er til stede i sylinderens topp eller bunn, løfter disse ventiler seg, og hulrommene vil da — såfremt damptapning til fødevannsforvarmerne er stengt — være oppladet med dette trykk. Blir nå

vakumet av en eller annen grunn dårlig, vil kompresjonstrykket kunne bli farlig høyt på grunn av høyt begynnelsestrykk. Tilbakeslagsventilene løfter seg da, hulrommene kommer som tillegsvolum til kompresjonsrommet og sluttrykket reduseres som følge herav. L.T.sylinders sikkerhetsventiler er satt i forbindelse med hulrommene som vi ser. De får da lenger tid for avblåsing. Den i hulrommene oppladete damp, som holder lokkene oppvarmet, bevirker mindre kondensasjon i sylinderen.

Hulrommene står ved rørledning og ventilkasser, som skissen viser, i forbindelse med fødevannsforvarmerens trinn to. En kan altså om så ønskes, tappe damp fra L.T. (bleeding) for forvarming av fødevannet. Ventilene bør i tilfelle stå fullt åpne da forvarmeren ikke tar mere damp enn den kan utnytte. Står disse ventiler åpne blir tillegsvolumet ved høyt kompresjonstrykk i L.T. betraktelig større.

(Forts.)



Forts. fra nr. 6.

FOREDRAG

OM FREDRIKSTAD MEKANISKE VERKSTEDS DAMPMOTOR MED TILHØRENDE KJELEANLEGG

holdt ved Den sjøfartstekniske konferanse i København 31. mars 1948.

Av maskinsjef, overlærer K N U T R Y G L A N D

Jeg skal her bemerke at alle pumper blir drevet av selvstendige maskiner, og all exhaust fra hjelpemaskinene brukes til forvarmning. Ved bare exhaust fra hjelpemaskinene blir fødevannstemp. ca. 90° C. Ved også å nytte tapping fra L.T., får fødevannet normalt en temp. ca. 120 — 125° C.

Fortetter med tilbehør.

Fig. 9, s. 27 viser skjematisk fortetteren, kondensatpumpen og luftsugeren. Som før nevnt holder en i fortetteren et meget høyt vakuum (ca. 95 %—0.05 ata.) nærmest som ved turbiner. Fortetteren er regenerativ, d.v.s. kjølerørsatsen tillater noe av dampen å komme forbi på den ene side og ned til rørsatsen under den viste skråplate. Da vil kondensatet som kommer fra skråplaten og fra nedre rørsats nesten

ikke bli underkjølet (d.v.s. få en lavere temp. enn det som svarer til vannets kokepunkt, som ved f. eks. 0.05 ata er ca. 33° C.). Kondensatpumpen er en simplexpumpe. I fortetterens bunn er en brønn med flottør og vektstandsoverføring til kondensatpumpens dampventil. Under vanlig gang vil vannhøyden i brønnen holde seg nær konstant, og kondensatpumpen, som er montert en god del lavere enn brønnen, får da et til vannsøylens høyde svarende høyere trykk for seg enn i fortetteren.

Luften suges ut av fortetteren ved hjelp av to-trinns dampstrålerjektor. Damp-luftblandingen fra disse ledes til kjølere, og til kjølevann nytter en som vanlig kondensatet som pumpen trykker gjennom kjølerens rørsats og videre til kaskadetanken. Herved blir restvarmen i ejektordampen nyttiggjort til opp-

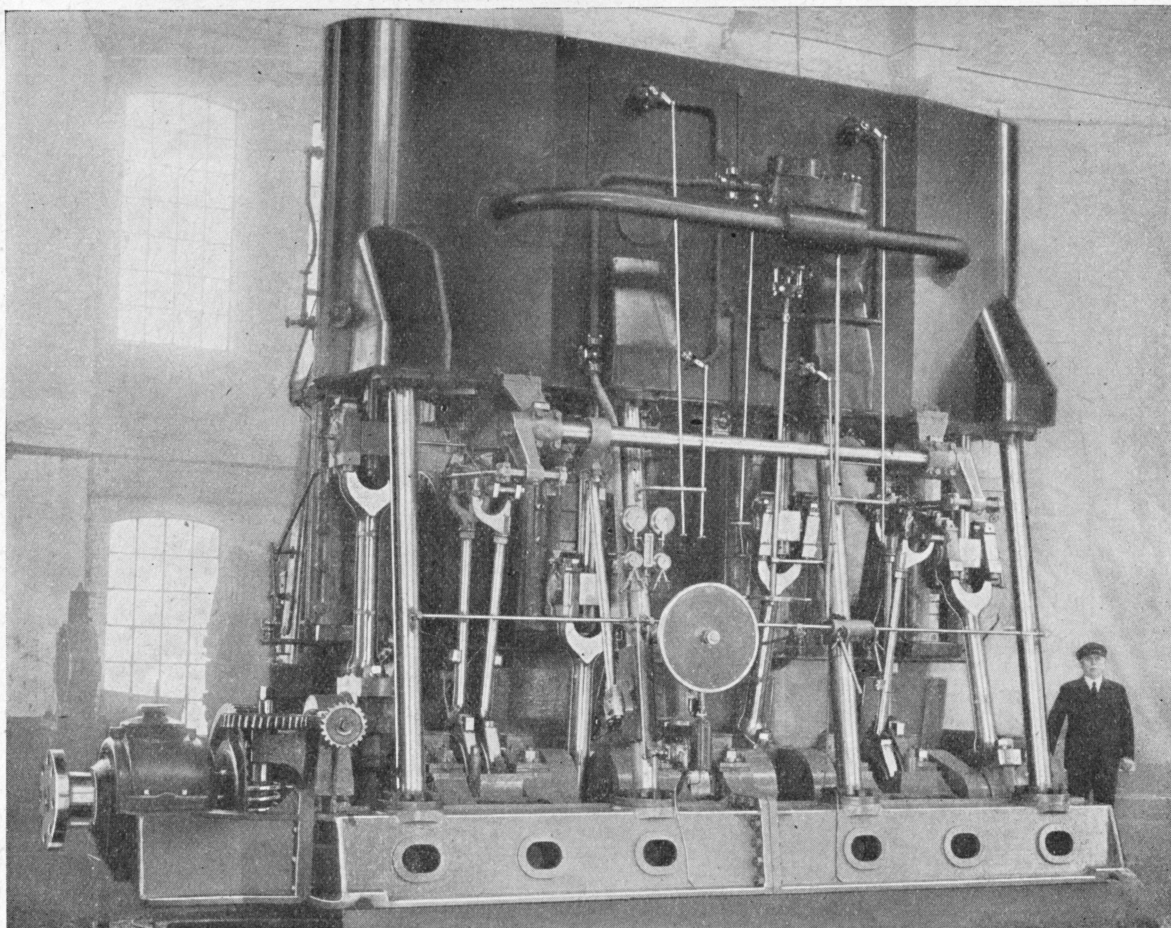


Fig. 11.

varmning av fødevannet (temp. stigning ca. 7° C.). Kondensataviapningen fra ejektorens første trinn er forbundet til fortetteren ved en rørsløyfe (vannlås) hvor vi har en vannsøyle på ca. 1.5 m. Herved vil trykket i første trinn bli ca. 0.15 ata + 0.05 ata = 0.2 ata (vannsøylens trykk pluss fortettertrykk), d.v.s. fire ganger høyere enn i sugerøret fra fortetter. Annet trinn tar da fra første trinn igjen og da mottrykket her er atmosfæretrykket ca. 1,0 ata, blir dette fem ganger høyere enn i sugerøret fra trinn en. Dampen til ejektorene passerer en sil for at ikke gløds skall eller annet skal tette igjen dysene.

Når det under manøver og midlertidig stopp (også under klangjoring) ikke dannes noe nytt kondensat, vil det jo ikke bli pumpet noe kjølevann gjennom ejektorkjølerne. For å råde båt på dette er det montert en rørledning som forbinder kaskadetanken med

fortetterens vakuumrom. I tilfelle av at det ikke er eller dannes nytt kondensat, kan maskinisten fra manøverplassen åpne en ventil på denne ledning, og vakumet i fortetteren suger vann fra kaskadetanken (vannet går i ring). Herved kan ejektordampen stå på også i slike tilfeller.

Jeg viser for øvrig til figurene 10, 11, 12 og 13, som viser dampmotoren i snitt og ferdige maskiner.

Kjeleanlegget.

Som kjeletype ombord i vanlige handelsskip benytter verkstedet den alminnelige skotske kjel, hvis arbeidstrykk er 15,5 ato. Det er såvidt jeg vet hittil ikke bygd større maskiner (ca. 3600 ihk.) enn at den nødvendige dampmengde kan produseres i to kjeler. For større maskintyper kan det antagelig bli tale om å

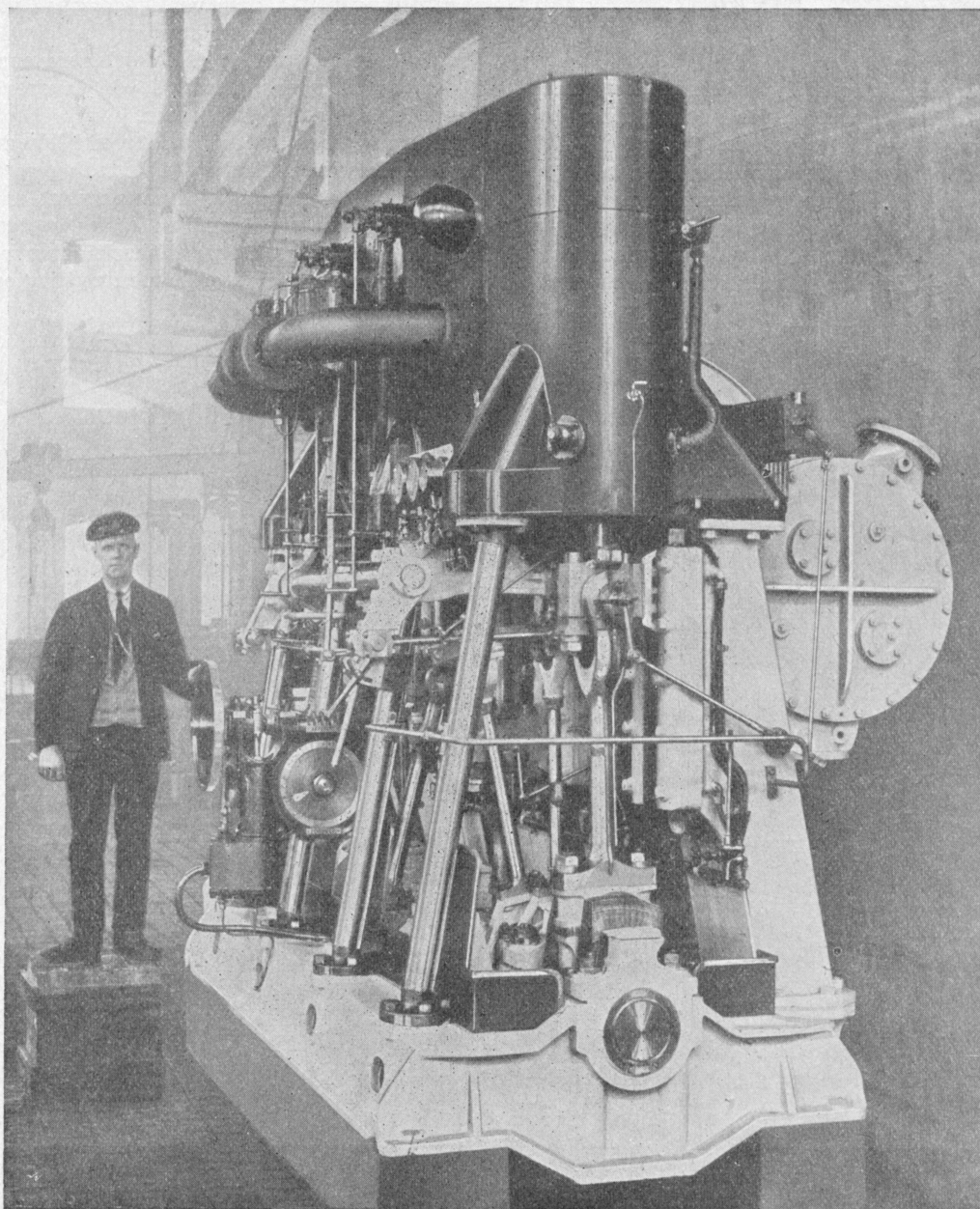


Fig. 12.

nytte vannrørskjeler. På spesialskip, f. eks. hvelbåter med dampmotor, er det i de senere år benyttet vannrørskjeler, bl. a. Foster Wheeler kjelen. Det er både innenlandske og utenlandske verksteder med lisens som har nyttet denne kjeletype på sådanne skip.

Det er nå mange år siden (1931) at F.M.V. tok patent på å plasere kjelene på hoved-dekk like aktenfor maskinskylligheten. Fig. 14 a og 14 b, viser kjelenes plasing. Ved dampdrift vil jo alltid kjeleanlegget — med tilhørende bunkere når det er kullfyring — oppta en viss plass som kommer i tillegg til drivmaskinens plass. Den største fordel ved denne plasing av kjelene er at lasterommet blir 6 til 11 % større enn når kjelene har den vanlige plass i fartøyets bunn. Den økonomiske betydning dette har for skipets forretningsmessige drift vil i det lange løp være betraktelig. Ser vi det omvendt vil for et gitt kubikkrom byggeomkostningene falle med fra 3 til 5 %. Av andre fordeler kan nevnes at kullfyrte skip med dekkslast har tendens til å få slagside etterhvert som bunkerullene brukes opp når kjelene er plasert i skipets bunn. Når bunkerne ligger i høyde med kjelene på hoveddekk, virker det omvendt. På kullfyrte

skip kan aske og slagg tømmes i sjøen direkte fra fyrrommet. Fyrrommet blir lysere og luftigere.

Lufforvarmeren.

I forbindelse med omtalen av kjelene, vil jeg nevne det patent verkstedet har for forvarming av luften til forbrenningen. Vi kjenner jo alle Howdens system for luftforvarming. Kort sagt består det av en forholdsvis bred sats av korte, loddrette rør i opptakets nedre del. Røkgassen, som på sin vei til skorstenen, passerer gjennom disse rør, varmer opp forbrenningsluften som på sin vei fra viften til fyrene passerer utenpå rørene.

Vi ser av fig. 15, F.M.V. luftforvarmer. Figuren viser skjematisk systemet når det bare er en kjele men prinsippet blir det samme når det er to kjeler. Utenom skorstenen A er det en mantel B. Mellom disse er det distansestykker som er punktviset til skorstenen A, men frie til mantelen B. Distansestykkene er skrueinjeformet. Innerst er det et sentralt rør C, og utenom det hele er det en vareskorsten D. I nærheten av skorstenstoppen er åpningen mellom A og B tett, og her er det så fire smale

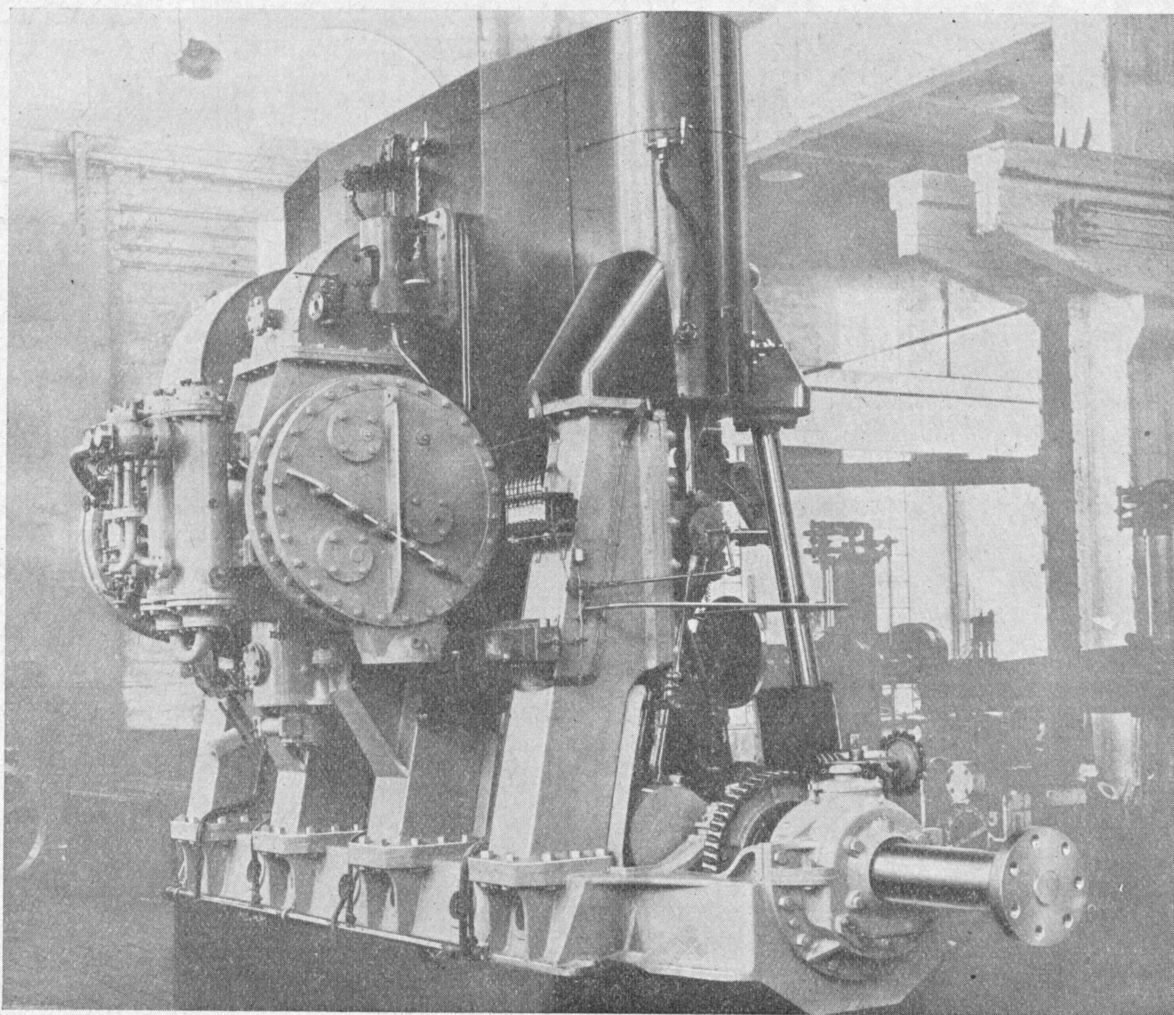


Fig. 13.

men forholdsvis høye kanaler E som forbinder røret C med åpningen mellom A og B. Disse kanaler er godt avrundet for at de ikke skal øve for stor motstand mot røkgassenes strømming, og som snitt a—a viser munner de ut i røret C tangentielt. Nederst

i høyde med luftforvarmerrøret ved Howdens system munner røret C ut i to tverrsbygde lommer, G (se snitt b—b). I sine ytre ender står så disse lommer på vanlig måte i forbindelse med fyrgangene.

(Forts.)

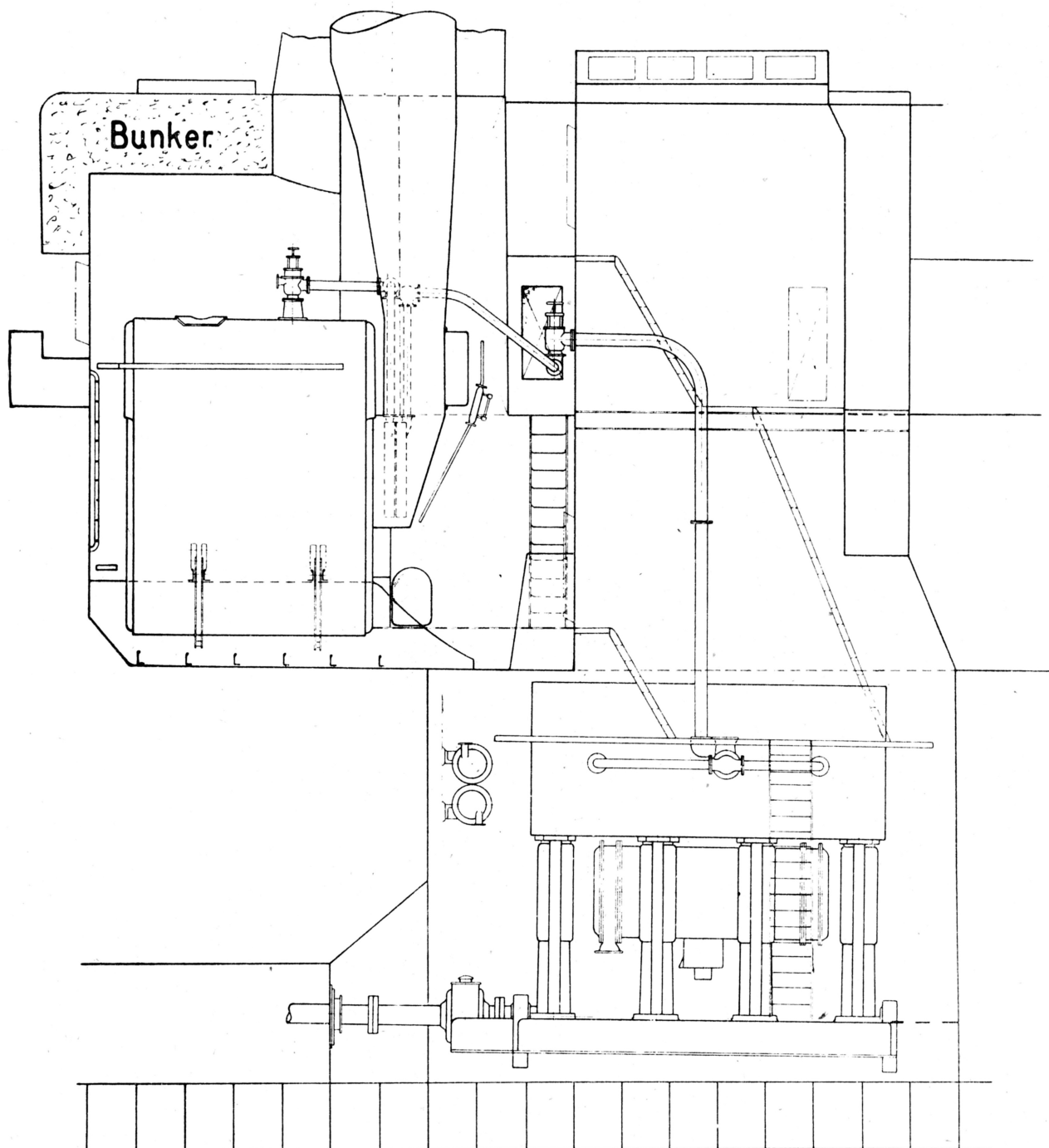


Fig. 14 a.



Forts. fra nr. 7.

FOREDRAG

OM FREDRIKSTAD MEKANISKE VERKSTEDS DAMPMOTOR MED TILHØRENDE KJELEANLEGG

holdt ved Den sjøfartstekniske konferanse i København 31. mars 1948.

Av maskinsjef, overlærer *KNUT RYGLAND*

Røkgassene bøyer av i rett vinkel oppover, idet de kommer ut fra røkrørene og passerer gjennom de to firkantede åpninger F (snitt b—b) og videre opp gjen-

nom skorstenen. Luften, som viften i noe oppvarmet tilstand tar fra maskinrommet, trykkes (antydnet i figuren til høyre) inn i den nedre del av åpningen

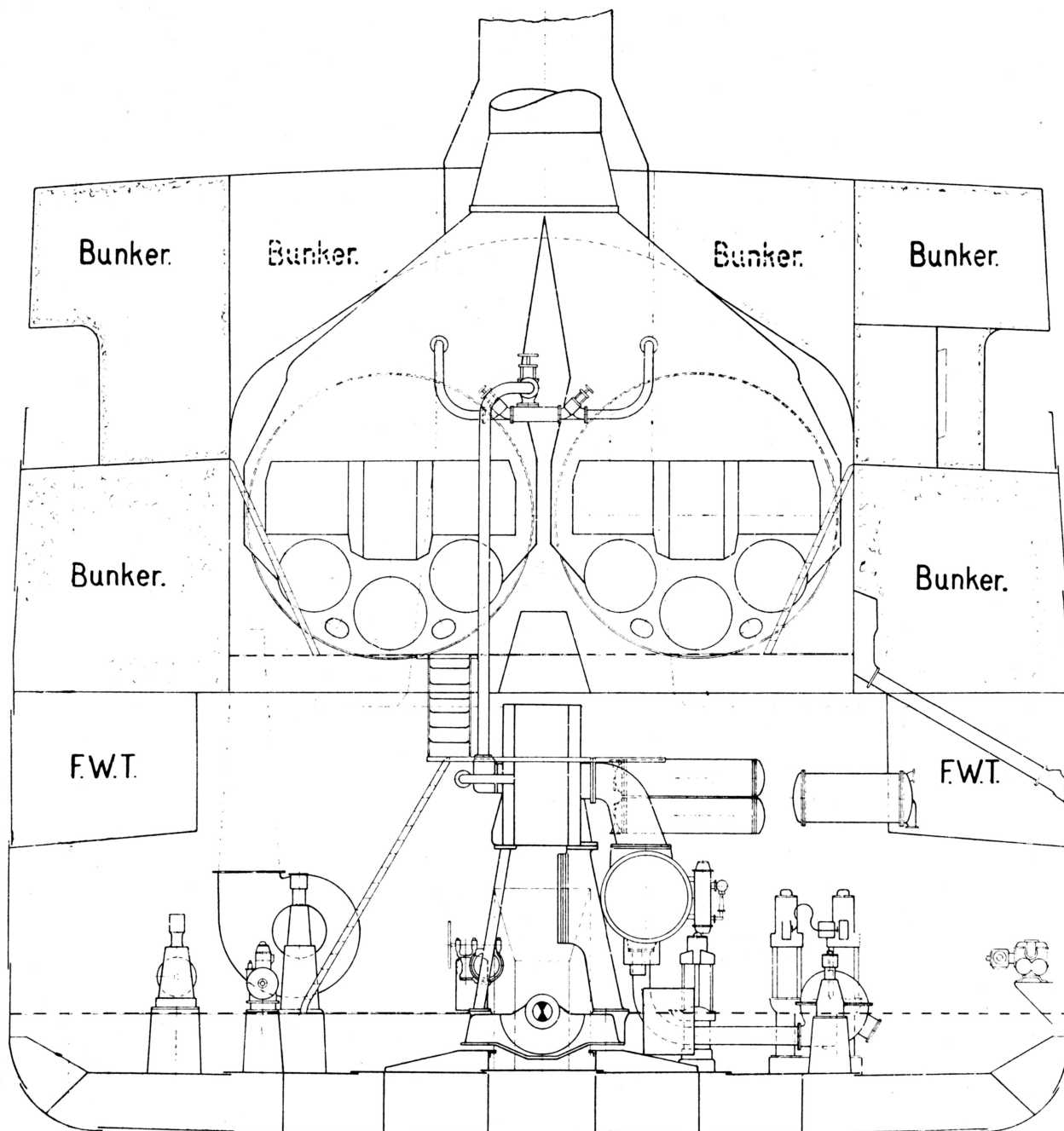


Fig. 14 b.

mellom A og B. På grunn av distansestykkenes form får luften en roterende bevegelse oppover, den blir oppvarmet og går øverst gjennom kanalene E over i røret Co. Kanalenes retning gir luften en roterende bevegelse nedover. Den blir ytterligere oppvarmet og tvinges så gjennom lommene E, hvor oppvarmingen fortsetter til fyrgangene.

En oppnår på denne måte å få en temperatur på luften på ca. 100° C., noe avhengig av fyringen og luftens temp. ved inntaket. Systemet byr på både varmetekniske og bygningstekniske fordeler, som jeg i dette korte foredrag ikke får tid til å gå inn på. Jeg overlater det til mine tilhørere selv å bedømme systemet.
K. R.

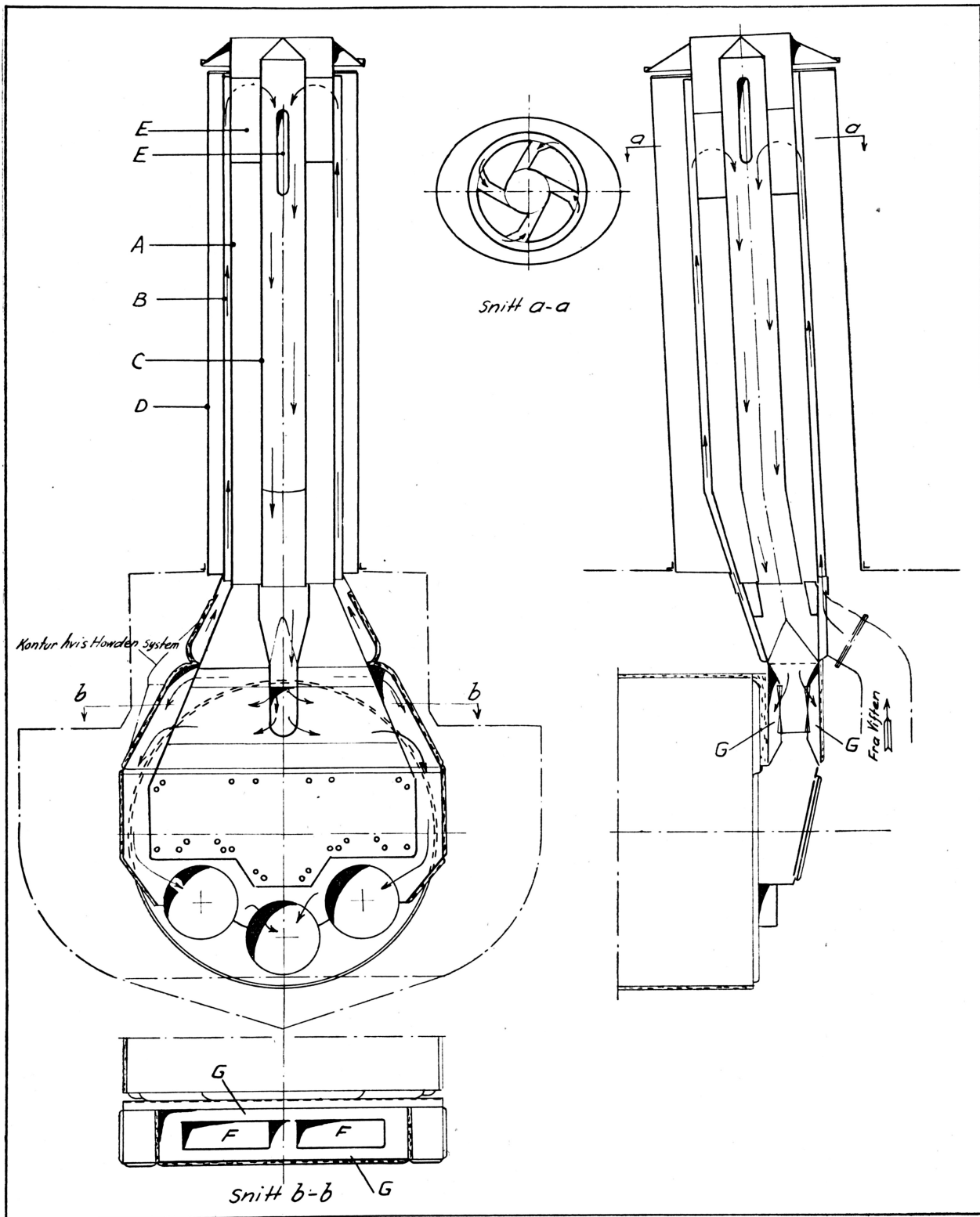


Fig. 15.