

*Paul Fjelkam*

Årsberetning vedkommende Norges Fiskerier  
1928 — Nr. VIII.

## Fiskerimotorer

(Glødehodemaskiner — Kompressorløse dieselmaskiner)

Foredrag i Den Norske Ingeniørforening, Trondhjems-  
avdelingen, 21. november 1928.

Av

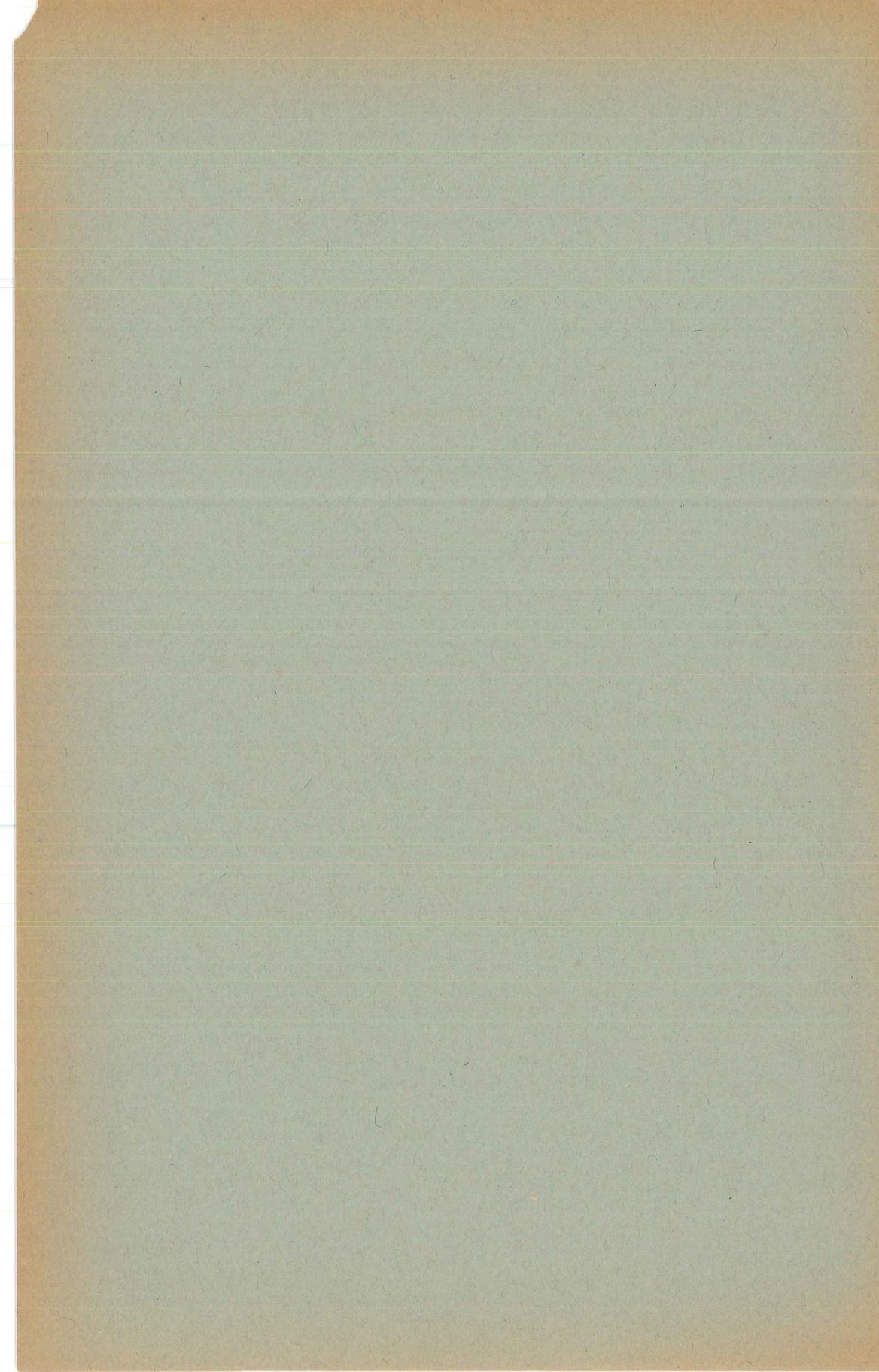
Professor Dr. R. Lutz

---

Utgitt av  
Fiskeridirektøren

1929  
A.S. John Griegs Boktrykkeri — Bergen

Pris kr. 0.50



Årsberetning vedkommende Norges Fiskerier  
1928 — Nr. VIII.

## Fiskerimotorer

(Glødehodemaskiner — Kompressorløse dieselmaskiner)

Foredrag i Den Norske Ingeniørforening, Trondhjems-  
avdelingen, 21. november 1928.

Av

Professor Dr. R. Lutz

---

Utgitt av  
Fiskeridirektøren

1929  
A.S. John Griegs Boktrykkeri — Bergen



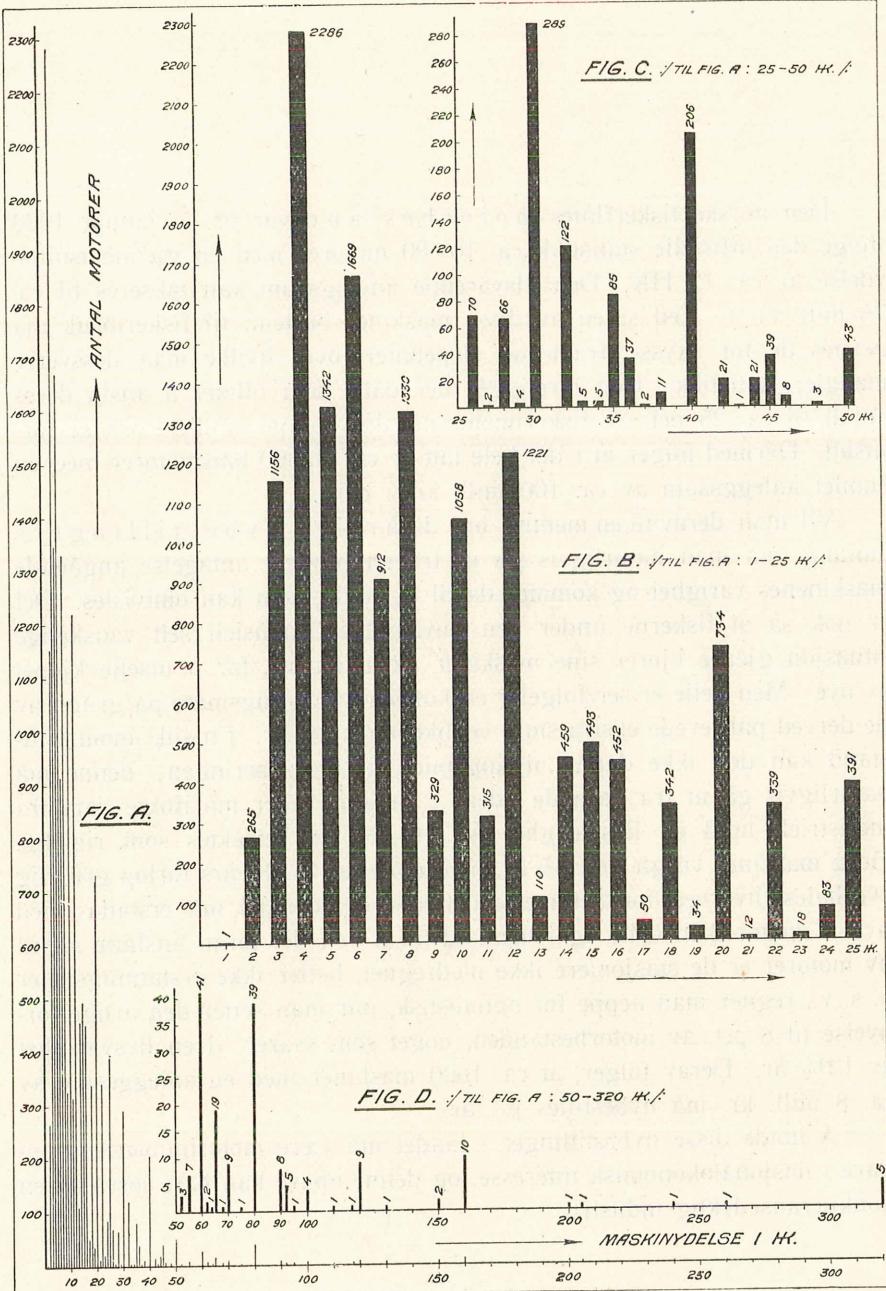
Den norske fiskerflåtes motorbestand var pr. 1. januar 1928 ifølge den offisielle statistikk ca. 16 600 motorer med en gjennemsnittsydelse av ca. 12 HK. Den tilsvarende anleggssum kan takseres til ca. 75 mill. kr.<sup>1)</sup>. Ved siden av disse maskiner bestemt til fiskeribruk må nevnes de for skyss-, frakt- og slepebåter, over hvilke man dessverre mangler statistikk. Dog foreligger der data, som tillater å anslå deres antall til ca. 25 pct. av fiskerimotorene, den samme midlere ydelse fortsatt. Dermed følger at i det hele tatt er ca. 20 000 båtmotorer med en samlet anleggssum av ca. 100 mill. kr. i drift.

Vil man derav få en mening om de årlige nybestillingerens omfang, må man naturligvis gå ut fra en bestemt antagelse angående maskinenes varighet og kommer da til et punkt, som kan omtvistes. Det er nok så at fiskerne under den nuværende, finansielt sett vanskelige situasjon gjerne kjører sine maskiner i det lengste, for å utsette kjøpet av nye. Men dette er selvfølgelig en kostbar fremgangsmåte på grunn av de derved påkrevde ekstra store vedlikeholdsutgifter. En slik anomal tilstand kan dog ikke danne utgangspunktet for takseringen; denne må naturligvis gå ut fra normale tider. I sådanne tider må ifølge data fra industrielt hold en livsvarighet fra 10—15 år betraktes som rimelig. Gode maskiner vil gå i ca. 15 år, men må etter ca. 10 års forløp grundig overhales, hvorved for det meste cylinder og stempel må erstattes med nye. I henhold til dette og i henhold til at ved det foran anslatte antall av motorer er de stasjonære ikke medregnet, heller ikke erstatningsdeler o. s. v., regner man neppe for optimistisk, når man setter den årlige fornyelse til 8 pct. av motorbestanden, noget som svarer til en livsvarighet av  $12\frac{1}{2}$  år. Derav følger, at ca. 1600 maskiner med en anleggssum av ca. 8 mill. kr. må nybestilles pr. år.

Å holde disse nybestillinger i landet må være motorindustriens oppgave i nasjonaløkonomisk interesse, og denne opgave kan bare løses av en konkurransedyktig industri.

---

<sup>1)</sup> Cfr. R. Lutz, fiskerne og motorindustrien, Teknisk Ukeblad, 1928, h. 26.



BILLEDE 1: FORDELING AV FISHERIMOTORER EFTER YDELSEN

Fordelingen av den foran nevnte bestand av fiskerimotorer, hvad ydelsen angår, følger av *billedet 1.* — I fig. A er ydelsen (inntil 320 HK) avsatt i horizontal retning og antallet av de maskiner, som faller på de enkelte ydelser, i vertikal retning. Fig. B, C og D er detaljer til fig. A, idet denne i tydelighetens interesse der er opstykket i bestemte ydelsesområder (fig. B: 1—25 HK; fig. C: 25—50 HK; fig. D: 50—320 HK).

Det fremgår av diagrammene, at størsteparten av de innregistrerte fiskerimaskiner har små ydelser, mens større bare forekommer ved forholdsvis få eksemplarer. Dette stemmer jo med, at den *midlere* maskinydelse, som foran nevnt, bare er ca. 12 HK.

---

Som maskintyper blir benyttet motorer for flytende brensel, nemlig:

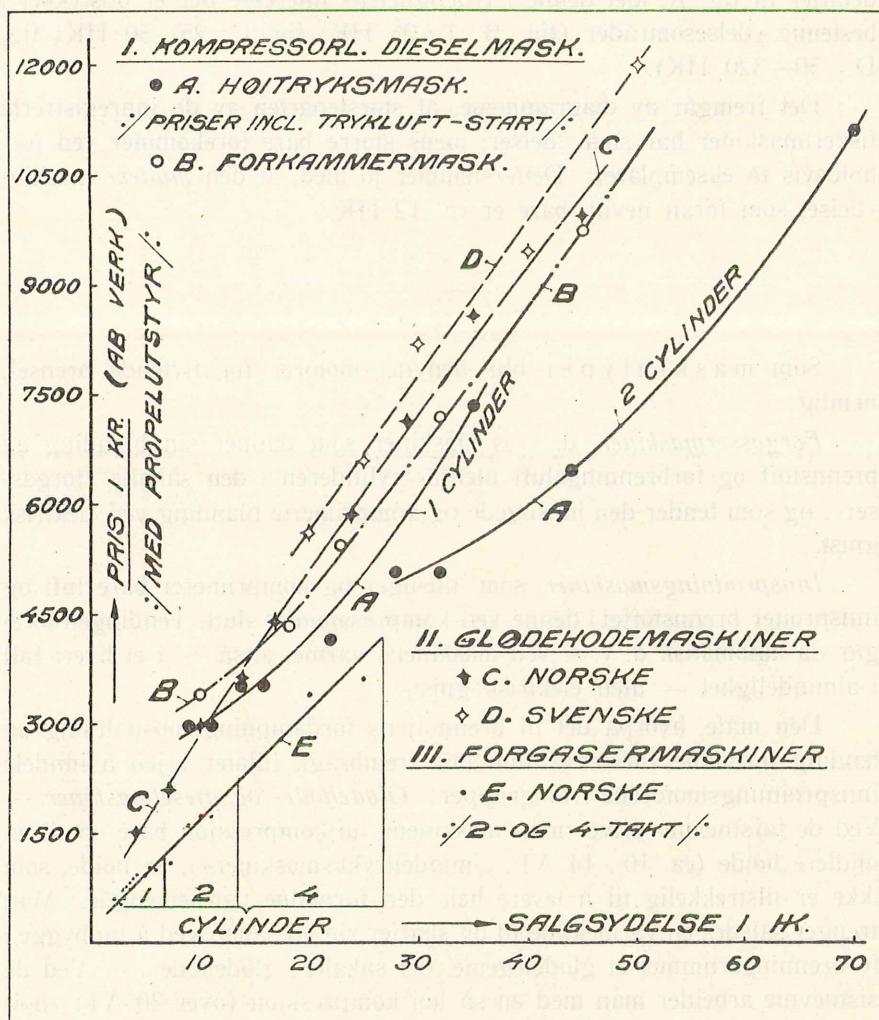
*Forgassermaskiner*, d. v. s maskiner som danner sin blanding av brennstoff og forbrenningsluft utenfor cylinderen i den såkalte »forgasser«, og som tender den innsugede og komprimerte blanding ved elektrisk gnist.

*Innspøitningsmaskiner*, som innsuger og komprimerer bare luft og innsprøiter brennstoffet i denne ved kompressjonens slutt. Tendingen foregår da automatsk d. v. s. ved maskinens varme, altså — i et hvert fall i almindelighet — uten elektrisk gnist.

Den måte, hvorpå det til brennoljens fordampning, opspaltning og tending fornødne varmekvantum blir frembragt, tillater igjen å inndele innspøitningsmotorene i to grupper: *Glødehode- og dieselmaskiner*. — Ved de førstnevnte driver man maskinens luftkompressjon bare op til en midlere høide (ca. 10—14 AT; »middeltrykksmaskiner«), en høide, som ikke er tilstrekkelig til å levere hele den fornødne varmemengde. Man trenger således en varmekilde til og skaffer sig en sådan ved å innbygge i forbrenningsrummet et glødelegeme, det såkalte »glødehode«. — Ved de sistnevnte arbeider man med en så høi kompressjon (over 30 AT: »høitrykksmaskiner«), at luftens varmeinnhold blir tilstrekkelig til brennoljens forberedelse til forbrenningsprosessen.

I det hele tatt kan således de anvendte fiskerimotorer inndeles i  
forgasser-maskiner,  
glødehode-maskiner,  
diesel-maskiner.

Disse tre typers salgspriser er ved enkelte eksempler belyst på billede 2. Kurvene A og B gjelder for bestemte dieselmaskintyper som senere skal omtales, kurvene C og D for gode glødehodemaskiner og kurvenen E for forgassermaskiner.



BILLEDE 2 : SALGSPRISER FOR FISKERIMOTORER

Som man ser ligger de sistnevntes anleggssum over hele linjen lavest. Anderledes står det derimot til med deres driftsomkostninger. Brennstoff-forbruket er høit og dertil kommer, at forgassermaskiner trenner lette og derfor kostbare brennoljer. Er man dessuten opmerksom på at de kun arbeider nogenlunde økonomisk ved små cylinderinnhold og

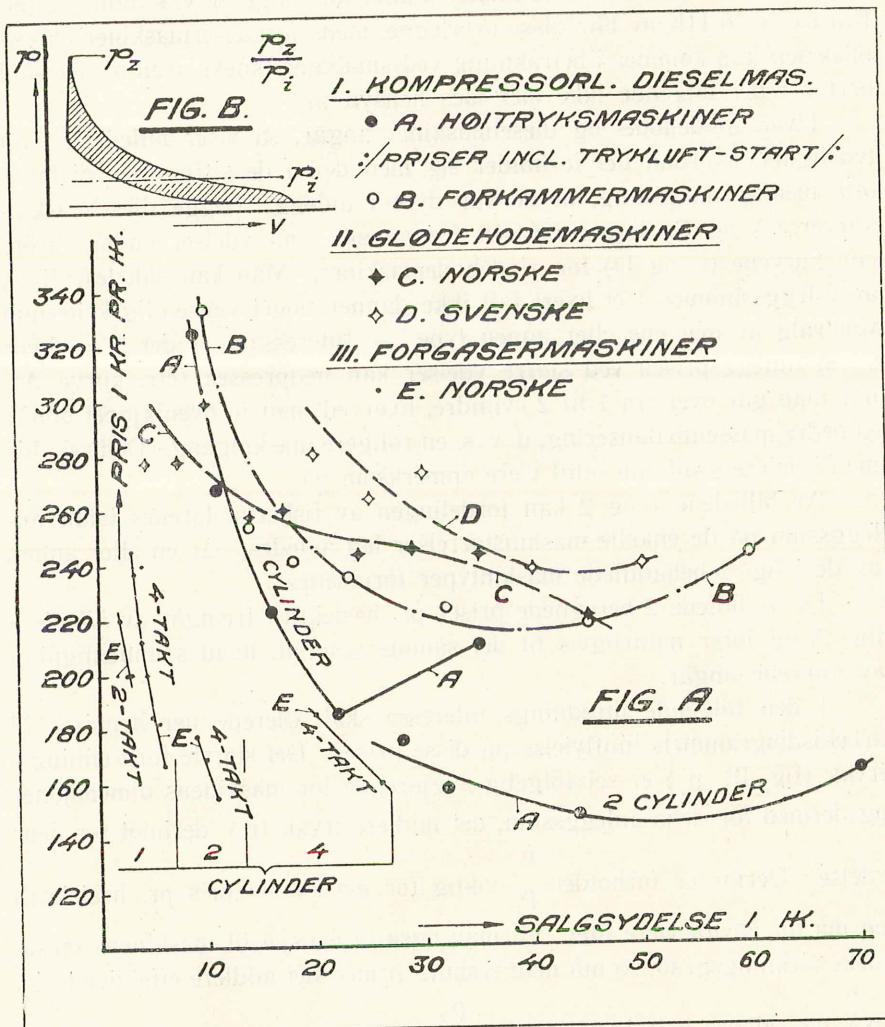
høie omdreiningstall, d. v. s. dårlig propellvirkningsgrad, så blir det innlysende, at denne maskintype på det økonomiske område kun innenfor trange ydelsesgrenser kan konkurrere med innsprøtningsmaskinene, som på grunn av sin arbeidsmåte tillater å anvende tunge, d. v. s. billige oljer. Fra ca. 5—6 HK av blir disse overlegne, mens forgassermaskiner økonomisk sett kun kommer i betraktnsing ved småbåter (snekker etc.). De skal derfor i det følgende ikke mer taes hensyn til.

Hvad glødehode- og dieselmaskiner angår, så viser billede 2 i all tydelighet, hvordan det forholder sig med den i de sistnevntes disfavør ofte brukte innvending, at de var dyre i anlegg. Begge dieselmaskinkurver (A og B) ligger bortsett fra ganske små ydelser endog lavere enn kurvene (C og D) for glødehodemaskiner. Man kan således uttale, at anleggssummen i et hvert fall ikke danner noget vensentlig kriterium ved valg av den ene eller annen type. — Interessant er det å se, hvor sterkt anleggsprisen ved større ydelser kan nedpresses (cfr. kurve A), når man går over fra 1 til 2 cylindre, hvorved man jo ovenkjøpet opnår en bedre masseutbalansering, d. v. s. en roligere maskingang. Dette skulde man i høiere grad enn hittil være opmerksom på.

Av billede 1 og 2 kan fordelingen av fiskerimotorenes totale anleggssum på de enkelte maskinstørrelser lett avledes, når en eller annen av de i fig. 2 behandlede maskintyper forutsettes.

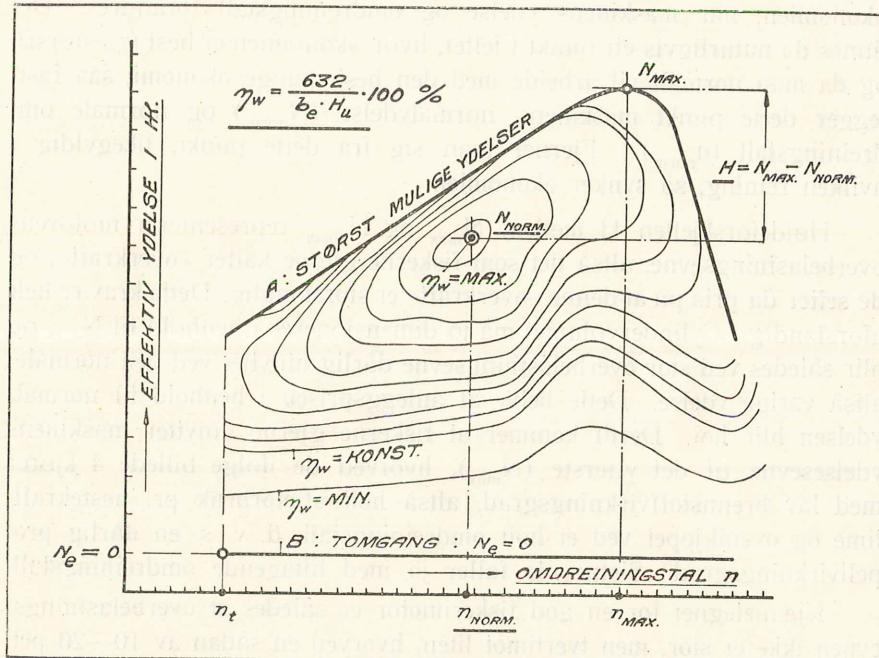
De av billede 2 beregnede priser pr. hestekraft fremgår av *billede 3* fig. A og fører naturligvis til det samme resultat, hvad sammenligning av kurvene angår.

I den følgende utrednings interesse skal allerede her henvises til arbeidsdiagrammets innflytelse på disse priser. Det største forbrenningstrykk (fig. B:  $p_z$ ) er selvfølgelig avgjørende for maskinenes dimensjoner og dermed for dens anleggssum, det midlere trykk ( $p_i$ ) derimot for dens ydelse. Derfor er forholdet  $\frac{p_z}{p_i}$  viktig for maskinenes pris pr. hestekraft og må for såvidt være litet. Vil man også ta hensyn til maskinenes mekaniske virkningsgrad, så må man erstatte  $p_i$  med det midlere effektive trykk ( $p_e$ ) og således betakte forholdet  $\frac{p_z}{p_e}$  som avgjørende.



BILLEDE 3 : FISKERIMOTORERS SALGSPRIS PR. HK.

Et klart innblikk i motorenes belastnings- og økonomiske forhold og dermed også i de forhold, som har innflytelse på salgsprisen, får man ved billede 4, hvor de opnåelige ydelser er fremstillet i avhengighet av omdreiningstallene. De størst mulige ydelser



BILLEDE 4: MASHINENS BELASTNINGS- OG ØKONOMISKE FORHOLD

vokser da (kurve A) med omdreiningstallet til et maksimum ( $N_{max}$ ) og faller så igjen på grunn av at ladningens strømningsmotstand får en overveiende innflytelse. Kurve A begrenser således belastningsområdet opover. Kurve B (tomgang:  $N_e = 0$ ) begrenser det nedover, hvorved det, hvad fiskerimotorer angår, er av betydning at tomgang kan opnås ved et lavest mulig omdreiningstall ( $n_t$ ). Belastning og omdreiningstall kann innreguleres på et vilkårlig punkt av det således fastlagte belastningsområde, dog under variasjon av brennstofføkonomien. Denne lar sig uttrykke direkte ved den såkalte brennstoffvirkningsgrad ( $\eta_w$ ), som angir hvor mange prosent av brennoljens varmeinnhold blir omsatt i effektivt mekanisk arbeide, og som kan beregnes etter formelen

$$\eta_w = \frac{632}{b_e \cdot H_u} \cdot 100\%,$$

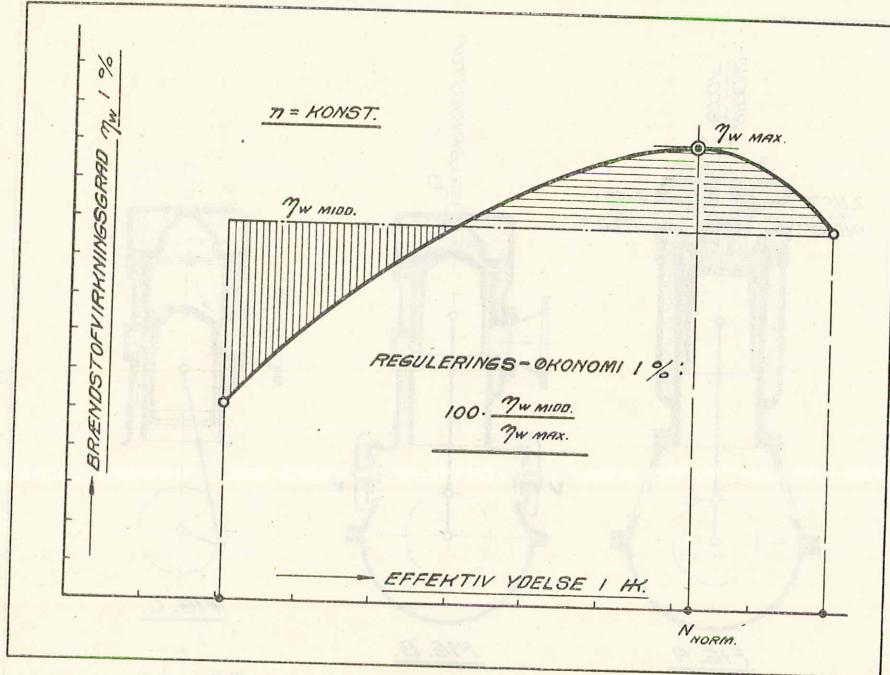
hvorved  $b_e$  = brennstoff-forbruket i kg. pr. effekt. hestekrafttime,  
 $H_u$  = brennstoffets nedre varmeinnhold i VE pr. kg.

Undersøker man brennstoffvirkningsgraden i forskjellige punkter på belastningsområdet og forbinder alle de punkter som svarer til den samme virkningsgrad, så får man kurver ( $\eta_w$  = konst.; »økonomiske nivålinjer«), som tydelig viser, hvordan det forholder sig med brennstofføkonomien, når maskinens ydelse og omdreiningstall forandres. Det finnes da naturligvis ett punkt i feltet, hvor økonomien er best ( $\eta_w$  størst), og da man normalt vil arbeide med den best mulige økonomi, saa fastlegger dette punkt maskinens normalydelse ( $N_{norm}$ ) og normale omdreiningstall ( $n_{norm}$ ). Fjerner man sig fra dette punkt, likegyldig i hvilken retning, så synker økonomien.

Høideforskjellen  $H$  mellom  $N_{max}$  og  $N_{norm}$  representerer motorens overbelastningsevne, altså det som fiskerne gjerne kaller »overkraft«, og de setter da pris på at denne »overkraft« er størst mulig. Dette krav er helt uforstandig. Cylindervolumet må jo dimensjoneres i henhold til  $N_{max}$  og blir således ved stor overbelastningsevne dårlig utnyttet ved den normale, altså varige ydelse. Dette betyr at anleggsprisen i henhold til normalydelsen blir høy. Dertil kommer at fiskerne gjerne utnytter maskinens ydelsesevne til det ytterste ( $N_{max}$ ), hvorved de ifølge billede 4 kjører med lav brennstoffvirkningsgrad, altså høyt oljeforbruk pr. hestekrafttime og ovenikjøpet ved et høyt omdreiningstall, d. v. s. en dårlig propellvirkningsgrad. Sistnevnte faller jo med tiltagende omdreiningstall.

Kjennetegnet for en god fiskerimotor er således at overbelastnings-  
evnen ikke er stor, men tvertimot liten, hvorved en sådan av 10—20 pct.  
av normalydelsen kan betegnes som rimelig. — Dessverre har fiskernes  
krav på stor »overkraft« endog foranlediget industrien til å angi normal-  
ydelsen betydelig lavere enn den er. Således fins der maskiner, som i  
utlandet går under betegnelsen f. eks. 25 HK-motorer, mens de her i  
landet blir solgt som 20 HK-motorer, utelukkende for å imøtekommе  
fiskernes krav. I en sund konkurranses interesse skulde dog industrien  
holde på reelle salgsbetegnelser f. eks. ved å angi maskinens virkelige  
normal- og maksimalydelse.

Fiskerimotorer skal ikke bare være økonomiske ved normalydelsen,  
men også ved nedsatt ydelse, som jo brukes ofte og i lengre tid, med andre  
ord under reguleringen. Også i denne henseende gir billede 4 de for-  
nødne opplysninger. Undersøker man reguleringens økonomi f. eks. ved  
konstant omdreiningstall (her ved  $n_{norm}$ ), så kan man jo lett se, hvor-  
dan brennstoffvirkningsgraden forandrer sig med ydelsen, idet man der-  
ved passerer de enkelte økonomiske nivålinjer. Resultatet av en sådan  
undersøkelse er vist på billede 5, idet brennstoffvirkningsgraden ( $\eta_w$ ) er  
avsatt i avhengighet av ydelsen. Den største  $\eta_w$ -verdi ( $\eta_{w max}$ ) svarer



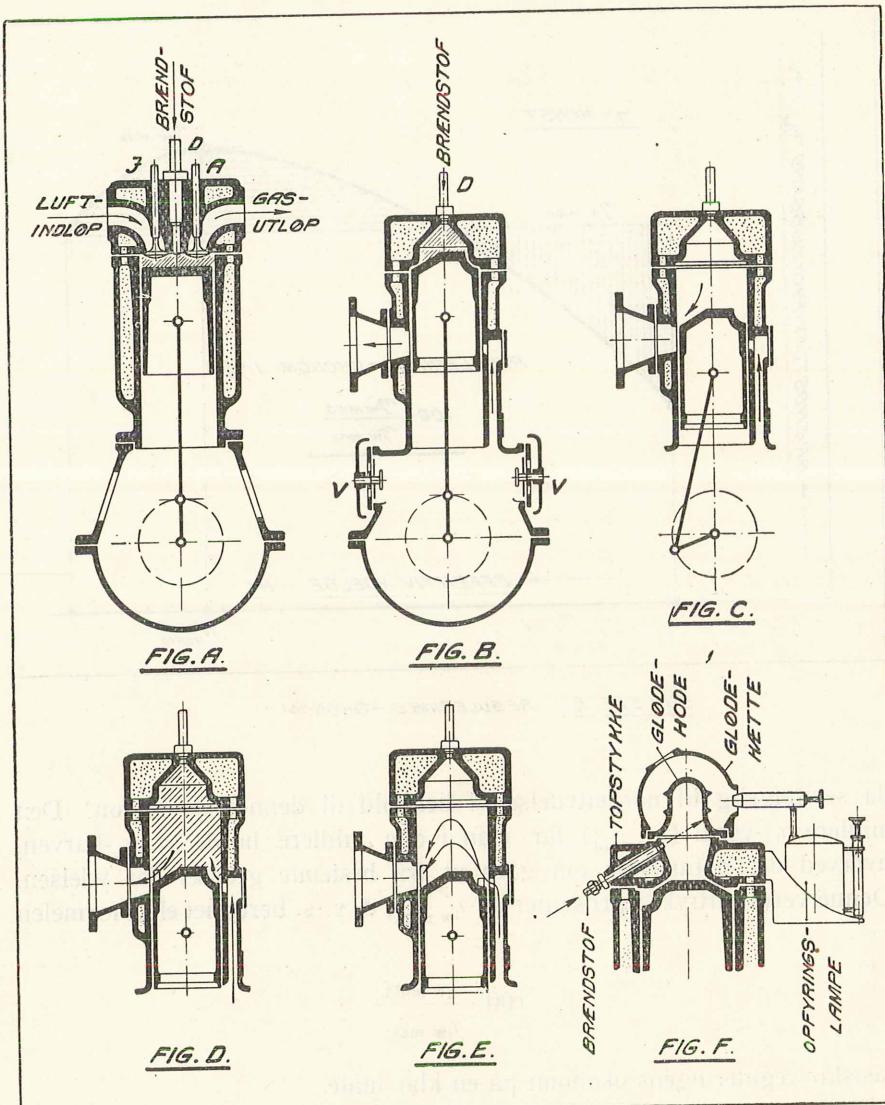
BILLEDE 5 : REGULERINGS-ØKONOMI

da selvfølgelig til normalydelsen i henhold til dennes definisjon. Den midlere  $\eta_w$ -verdi ( $\eta_w$  midd.) får man i den midlere høide av  $\eta_w$ -kurven, hvorved der naturligvis må gåes ut fra bestemte grenser for ydelsen. Denne verdi, uttrykt i prosenter av  $\eta_w$  max., d. v. s. beregnet etter formelen

$$100 \cdot \frac{\eta_w \text{ midd.}}{\eta_w \text{ max.}}$$

fastslår reguleringens økonomi på en klar måte.

De forangående bemerkninger var påkrevede for å forberede den kritikk av fiskerimotorer, som senere skal uttale. — Det som preger disse maskiner i sin almindelighet er anvendelsen av totakts prosessen, som fullstendig har fortrengt den tidligere firetakts prosess. En kort forklaring spesielt beregnet på ikke-maskiningeniører, vil gjøre overgangen fra den ene til den annen arbeidsprosess forståelig.



BILLEDE 6 : FIRETAKTS- OG TOTAKTS-PRINSIP

Ved firetakt-prosessen (billede 6, fig A) trenger motorens stempel 4 slag til en arbeidsprosess, som således forutsetter to omdreininger. Maskinen suger ved en første stempelnedgang luft gjennem den åpne innløpsventil I, komprimerer luften ved stemplets opovergang, mens begge ventiler er lukket, og får så oljeinnsprøytingen gjennem brennstoffdysen D, hvorpå forbrenningen gjennemføres under stemplets annen nedgang. Så åpnes avløpsventilen A, mens stemplet går opover igjen og

herunder drives forbrenningsgassene ut. Av disse blir således bare den rest tilbake som fyller maskinens (skraverte) forbrenningsrum ved stemplets øverste stilling. — »Restgassene« går inn i den nye ladning og forurenser samt opvarmer den, noget som er skadelig for den etterfølgende blandings homogenitet og ladningens temperatur; jo varmere ladningen er, desto mindre blir dens vekt og dermed maskinydelsen. Det lille restgassvolum, som forekommer ved firetakt-maskiner gjør imidlertid denne skade mindre følelig. — Maskintypen forlanger, som vist, særskilte styringsventiler samt tilsvarende bevegelsesarrangement, og dens toppstykke blir paa grunn av ventilenes anvendelse komplisert og derfor tilbøelig til sprekkdannelse ved de optredende høie forbrenningstemperaturer. — I det hele forener typen i sig såvel en kraftmaskin som en pumpe.

Ved *totakt-prosessen* (fig. B), hvorved stemplet bare trenger to slag, maskinen altså bare 1 omdreining til å gjennemføre arbeidsprosessen, er pumpen adskilt, idet stemplets øvre side tjener som arbeids-, dets nedre som pumpeside. Veivkassen må i dette øiemed være tett lukket. — Tenker man sig en komprimert og tendt ladning i det skraverte rum, så vil dens trykk drive stemplet nedover under arbeidsgangen. Herved blir luften under stemplet komprimert. Ved den i fig. C tegnede stempelstilling blir avløpskanalen fri, og forbrenningsgassene vil da begynne å strømme ut på grunn av sitt eget overtrykk, altså ikke som ved firetakt-maskinen ved tvangsstyring. Er overtrykket forsvunnet, vil utstrømningen — bortsett fra avløpsgass-soilens massevirkning — ophøre, så at dermed hele cylinderen (se fig. D: skravert rum) er fylt med forbrenningsgasser. Disse må etter det som er sagt tidligere, absolut drives ut ved den såkalte spyling. Stemplet frilegger derfor ved videre nedgang kanalen fra veivkassen, hvorved den komprimerte luft strømmer inn i cylinderen. Grunnet en tilsvarende form av stempelbunnen blir den ledet oppover og driver således avløpsgassen ut (cfr. fig. E, som viser stemplets nederstilling). Går stemplet oppover igjen, så lades veivkassen gjennem automatiske ventiler (fig. B: V) med luft. Har den nådd stillingen på fig. C, hvorved begge kanaler er stengt, så begynner luftens kompressjon på stemplets øvre side og senere foregår oljeinnsprøytningen, så en ny arbeidsprosess kan begynne.

Arbeidsgangen er i og for sig den samme som ved firetakt-maskiner. Forskjellen vises bare i den konstruktive gjennemføring av ekshast og ladning, og deri ligger totaktprosessens svakhet. Tiden for maskinens tømning, spyling og ladning er forsvinnende, idet jo alt dette må gjennemføres, mens stemplet frilegger kanalene; følgen er altså, at alt foregår på en ufullkommen måte. Pumpens slagvolum er lik kraftmaskinens; mens det egentlig skulde være meget større, idet jo en del av ladeluften går direkte til avløpskanalen (cfr. fig. E) istedenfor å bli i cylinderen

Dennes luftinnhold blir derfor litet i forhold til restgassvolumet. Dessuten blandes luft og restgass sterkt på grunn av spylingens ufullkommenhet; de øvre cylinderpartier lar sig jo vanskelig rense. Til alt dette kommer, at avlopgass-soilens hastighets- og trykkforhold påvirker ladeprosessen i høi grad. Derav følger, at man ved totakt-maskiner, de samme dimensjoner forutsatt, ikke tilnærmelsesvis kan regne på en fordobling av den ydelse, man vilde opnå ved firetakt-maskiner, heller ikke på så gode forutsetninger, hvad økonomien angår.

Paa den annen side blir imidlertid totakt-motoren enklere og dermed billigere, idet ventilstyringen bortfaller og toppstykket således får en mindre ømfindtlig form. Disse fordeler har medført maskinens seier i fiskeribedriften, og seieren var berettiget. Går motorens eneste styringsorgan, stemplet, tilstrekkelig tett i cylinderen ved riktig innpasning og god smøring, så er styringen tilfredsstillende. Derav følger naturligvis, at en nevneverdig slitasje av delene snarest mulig må rettes, at altså som før nevnt cylinder og stempel etter en viss driftstid må erstattes med nye. Har konstruktøren dessuten forståelse for det intime sammenheng mellom kanalenes, stempelbunnens og forbrenningsrummets form samt for avlopgass-soilens innvirkning på ladeprosessen, så vil også tilfredsstillende resultater, hvad maskinens ydelse og økonomi angår, la sig opnå. Dessverre må sies, at denne forståelse ennu ikke er utbredt i tilstrekkelig grad; ellers hadde de nuværende glødehodemaskiner utviklet sig bedre enn skjedd.

### Totakt-glødehodemaskiner.

Disse maskiners spesielle virkemåte fremgår av billede 6, fig. F. Som foran bemerket, blir et glødelegeme, det såkalte »glødehode« anvendt for å levere den varmemengde, som skal komplettere kompressjonens. Glødehodet er ikke som cylinderen ellers kjølt og blir således hett under maskinens gang. Ved startning må det selvfølgelig opfyres utenfra med en lampe og der viser en av maskintypens mangler sig. Der trenges åpen ild i maskinrummet, noget som kan bli farlig, og opfyringen tar dessuten sin tid, nemlig 10—15 min. Riktignok kan denne tid nedsettes ved den såkalte »hurtigfyring«, hvorved lampen tilføres komprimert luft. Startningen foregår for det meste ved hånd og kan således lett medføre en ulykke; man skulde derfor i betjeningens interesse forlange pressluftstartning. Den lange igangsettningstid har ikke så meget å si ved utfarten, men kan bli ubehagelig, ja skjebnesvanger, når maskinen stanser under driften f. eks. i stormvær og må opfyres påny. — Til alt dette kommer

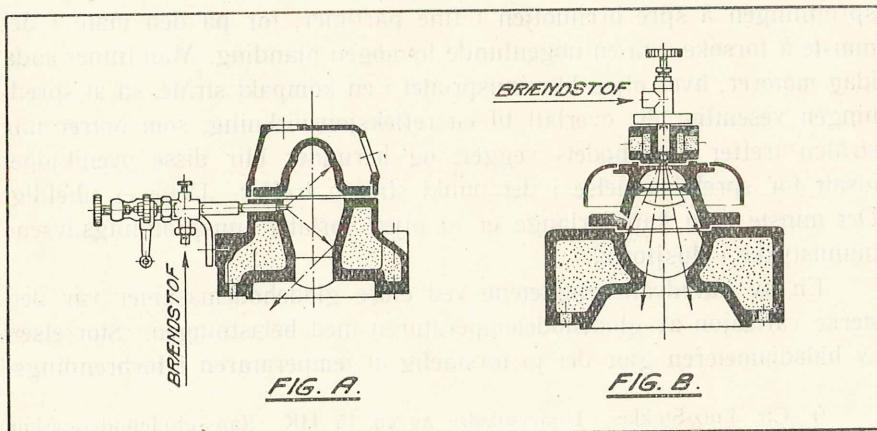
at glødehodemaskinen etter start først litt etter litt faar den varmetilstand som tillater den høieste belastning.

Brennstoffet blir ved eldre maskiner innsprøitet utelukkende i selve glødehodet (cfr. bilde 6, fig. F), hvor det fordamper og blandes med restgass. Med tiltagende kompressjon blir luften presset opover og foranlediger i glødehodet en partialtending, som imidlertid ikke kan forplante sig nedover til forbrenningsrummet så lenge som under kompressjonen stadig ny luft i motstrøm trenger opover. Først i nærheten av stempels øvre dødpunktsstilling avtar den opadstigende luftstrøms hastighet så pass, at tendingen kan forplante sig nedover. Dette skjer dog ikke uten motstand. Brennoljens kvalitet er blitt dårligere ved partialforbrenningen, idet herunder nettop de lettest brennbare og derfor verdifullest bestanddeler vil brenne op først. Glødehodets innhold kan dessuten først litt etter litt blande sig i halsen med luften i forbrenningsrummet. Herunder vanskeliggjør toppstykks kjøling tendingens forplantning nedover. Kort sagt: man får ved glødehodemotorer to temmelig adskilte forbrenninger, en i glødehodet og en i forbrenningsrummet, hvorved den sistnevnte foregår langsomt og således strekker sig over hele stempelslaget.<sup>1)</sup> På den måte kommer hele cylinderens indre vegg i berøring med de høie forbrenningstemperaturer og sender derfor en god del av ladningens varme over til kjølevannet. — Som bekjent er en høi kompressjon og en hurtig forbrenning de viktigste forutsetninger for en god økonomi. Begge deler svikter i det foreliggende tilfelle, så at gode økonomiske resultater ikke lar sig vente. Det som først og fremst mangler som grunnlag for en hurtig forbrenning, er en god blandingsdannelse, eller med andre ord, en hvirveldannelse i forbrenningsrummet, som fordeler de innsprøitede brennstoffpartikler nogenlunde jevnt, så at de med sikkerhet finner de til forbrenningen påkrevede luftpartikler. Ved enkelte typer av glødehodemaskiner har ikke konstruktøren engang gjort sig den umake under innsprøitningen å spre brennoljen i fine partikler, for på den måte i det minste å forsøke å få en nogenlunde homogen blanding. Man finner enda idag motorer, hvor oljen blir innsprøitet i en kompakt stråle, så at spredningen vesentlig blir overlatt til en refleksjonsvirkning, som optrer når strålen treffer glødehodets vegger, og herunder blir disse ovenkjøpet utsatt for sprekkdannelse i det punkt strålen treffer. Dette er uheldig. Det minste man kan forlange er at oljen forlater innsprøitningsdysens munnstykke i dusjform.

En av hovedvanskhetene ved eldre glødehodemaskiner var den sterke variasjon av glødehodetemperaturen med belastningen. Størrelsen av halsdiameteren gjør det jo forståelig at temperaturen i forbrennings-

<sup>1)</sup> Cfr. Lutz-Stokke. Undersøkelse av en 15 HK »Rap«-glødehode-maskin. Teknisk ukeblad 1926, nr. 2, 3, 4 og 6.

rummet påvirker glødehodet sterkt. Ved lav belastning blir dette lett for koldt, ved høy belastning for varmt, noget som blandt annet kan medføre altfor tidlige tendinger. Man har da hjulpet sig ved å dimensjonere vedkommende deler for lave belastninger og ved å kjøle ved vanninnsprøytning ved store. En sådan innsprøytning kan dessuten, hvad forbrenning av vanskelige oljer angår, forsåvidt virke gunstig, som oljen under opspaltningen reduseres til et høyere vannstoffinnhold og således lettere og mere fullstendig brenner op. Det tilsiktede resultat, nemlig å kjøle glødehodet i tilstrekkelig grad ved store belastninger, opnår man. Men allikevel må vanninnsprøytning betegnes som lite heldig. Den må betjenes ved hånd, idet f. eks. ved stigende belastning den tilsvarende temperaturforhøyelse jo først litt etter litt vil vise seg, og idet den dempende innsprøytning derfor ikke må anvendes før den høyere temperatur er nådd. Ved håndbetjening blir imidlertid maskinpasserens dyktighet eller uduelighet av avgjørende innflydelse. Spesielt vil det være mulig å begå feilgrep ved grensen av vanninnsprøytningens anvendelighet. Dessuten virker innsprøytningen kraftig og ofte uevent, idet vannet ikke kan fordeles så jevnt som ønskelig. Derfor må en stadig inngrisen fra passerens side til for å holde maskinen i tilfredsstillende drift. Vann øker også slitasjen av cylinder og stempel og kompliserer totalanlegget ved at særskilte innsprøtningsorganer, ferskvannstanker o. s. v. må innbygges. I det hele tatt representerer altså vanninnsprøytning i sig selv en svakhet, som bare benyttes for å dekke over større svakheter i maskinens konstruksjon. Den blev anvendt ved alle eldre motorer med fastlagret, opoverrettet dyse (cfr. billede 6, fig. F), men blev forlatt i det øieblikk man i dyselagringens forandring fant et middel til å holde glødehodets temperaturer innen rimelige grenser og til samtidig å forbedre blandingsforholdene.



BILLEDE 7 : MODERNE DYSEARRANGEMENT

Ved å anvende innstilbare dyser etter *billede 7*, fig. A, kan brennoljestrålen ved maskinenes igangsetning rettes opover, så at glødehodet hurtig blir varmt. Er dette opnådd, så sproiter man nedover og forhindrer således, at glødehodets temperatur blir for høi. Samtidig opnår man at en del av oljen går direkte inn i forbrenningsrummet, og dette medfører bedre forutsetninger for en god blandingsdannelse. — Fare ved dreibare dyser ligger i at luft (f. eks. ved deres demontering) slipper inn og senere ved sin kompresjon vanskelig gjør oljens spredning. Denne fare er mindre ved fastlagrede vertikale dyser (fig. B), hvorved dusjens keglevinkel varieres ved håndregulering. Vinkelen gjøres stor ved igangsetting, så den største del av oljen blir i glødehodekammeret, og man kan da ved å innbygge indre ribber sørge for at en tilstrekkelig stor oljemengde holdes tilbake. Ved høie belastninger derimot forminsker man spissvinkelen så at større oljemengder går direkte inn i forbrenningsrummet. — Alle innsprøtningsdyser ved glødehodemaskiner er åpne, d. v. s. der finnes intet reguleringsorgan mellom oljepumpen og dysens munnstykke. Følgen er naturligvis, at det siste oljekvantum ved innsprøtningens avslutning presses inn med mindre hastighet, d. v. s. i mer kompakt form, og at dette kvantum derfor ikke oppbrenner så fullstendig. Ved denne såkalte »etterdrypning« kan lett koks eller sot dannes og brennoljebruket følhøies.

Benytter man sig av sådanne moderne dyser og utvikler man dem videre, frembringer man harmoni mellom dysens dusj og glødehodets, halsens og toppstykrets former, så kan man enda opnå meget. Høiskolens oljemaskin-laboratorium har f. eks. ved en anledning drevet studier på dette område og herunder sammenlignet en del former, som alle driftsteknisk sett var brukbare og hvis innbyrdes forskjell ikke var nevneværdig stor. Allikevel viste det sig ved forsøk, at den beste form likeoverfor den sletteste viste følgende fremskrift:

Forhøielse av den normale *ydelse* : 51.0 pct.

— - » maksimale *ydelse* : 21.9 »

Nedsettelse av *oljebruket* pr. hestekraft og time:

ved den normale *ydelse* : 12.6 pct.

- » maksimale *ydelse* : 19.7 »

Dette er jo ikke sa lite, og det blir da innlysende, at systematiske forsøk på dette område kombinert med undersøkelser ang. kanalenes og stempelbunnens form vil gi gode resultater. Glødehodemaskinene har ennu idag ikke opnådd det som lar sig opnå med denne maskintype. Men forsøk må til, og det er nettop det som hittil har manglet.

	YDELSER			PR. LIT. SLAGVOLUM OG PR. 1 OMDR.	YDELSER			TRYK VED NORMALYDELSEN			
	NORMAL	MAKSIMAL	OVERBELASTNINGSEVN		NORMAL	MAKSIMAL	KOMPRESSJONSTRYKK $P_c$	$P_z$ <sup>2)</sup>	$P_e$	$\frac{P_z}{P_e}$	
	H.K.	H.K.	%	/1000 H.K.							
<u>N. G. NO. 1</u>	16,2	24,4	50,60	4,60	5,47	11,9	24,0	2,04	11,76		
" 2	35,0	47,0	34,30	4,11	4,91	12,6	23,7	1,83	12,95		
<u>N. G<sub>V</sub> " 3</u>	20,0	25,2	26,10	4,54	5,15	9,6	18,0	1,95	9,23		
<u>S. G. NO. 4</u>	25,4	28,0	10,25	5,10	4,91	9,5	25,8	2,33	11,07		
" 5	26,0	28,18	8,40	6,23	6,70	10,0	23,0	2,81	8,18		

1) CFR. BILLDE 4  
2) " — " — 3, FIG. B

BILLDE 8: FORSØKSRESULTATER ANG. YDELSER

Nogen forsøksresultater ang. ydelsesforhold er sammenstillet på *billede 8*. De angår 3 gode norske glødehodemaskiner (n. G.) og 2 gode svenske (s. G.). Indeks »v« ved maskin nr. 3 betyr at vanninnsprøytning er blitt anvendt. Det som først og fremst er påfallende, er den store overbelastningsevne ved maskinene nr. 1–3 i motsetning til maskinene nr. 4 og 5, d. v. s. den i forhold til slagvolumet ringe normalyelse ved de førstnevnte motorer. Dette kommer også til uttrykk i verdien av denne ydelse pr. liter slagvolum og pr. 1 omdreining. Vedkommende fabrikker formår altså ennu ikke å utnytte cylinderens volum ved best mulig brennstofføkonomi. Kjører fiskeren med en høyere maskinyelse, d. v. s. utnytter han slagvolumet, så skjer dette, som allerede bemerket ved *billede 4*, ved dårlig brennstofføkonomi og ovenkjøpet ved et høyere omdreiningstall (dårligere propellvirkningsgrad), altså i det hele tatt på en økonomisk måte. — Dessuten blir motorens anleggspris høi i henhold til normalyelsen.

I samme retning virker også det ved maskin nr. 1 og 2 store, altså ugunstige forhold  $\frac{P_z}{P_e}$ , d. v. s. mellom største forbrenningstrykk ( $P_z$ ) og midlere effektive trykk ( $P_e$ ). Til tross for et lavere kompressjonstrykk ( $P_c$ ) opnår maskinene nr. 4 og 5 omtrent det samme største forbrenningstrykk ( $P_z$ ), men allikevel en lav verdi for  $\frac{P_z}{P_e}$ , idet  $P_e$  blir betydelig

høiere på grunn av et fyldigere arbeidsdiagram og gode verdier for den mekaniske virkningsgrad. — Det var meget interessant for laboratoriet å se, hvordan fabrikanten av maskinene nr. 4 og 5 behersket disse forhold. Ved undersøkelse av maskin nr. 4 var forholdene enda ikke særlig gunstige. Derfor blev den samme maskintype innlevert igjen til undersøkelse i forandret tilstand (nr. 5), hvorved kompressjonstrykket ( $p_z$ ) og det midlere effektive trykk ( $p_e$ ) var litt forhøyet, mens det største forbrenningstrykk ( $p_z$ ) var nedsatt, så at et usedvanlig gunstig forhold  $\frac{p_z}{p_e}$ , nemlig bare 8.18, var resultatet.

De på billede 9 sammenstillede økonomiske forsøksresultater viser, hvad normalydelsen angår, temmelig god overensstemmelse mellem alle

	BRENDSTOFFORBRUK						TOMGANGS FOR- TILSVAR- BRUK RENDE			REGULERINGENS MID- LERE ØKONOMI VED NORMALE NIVÅER			AUTOMATISK SMØROLJEFORBR.		
	VED NORMAL YDELSE		MAXIMAL YDELSE		FAALD AV $\eta_w$ VED OVER- GANG FRA NORM. TIL MAX.						VED		NOR- MAL	MAXI- MAL	TOM- GANG
	%/H.T.	%	%/H.T.	%	%		%/T.	$n_t$	%	%	%/H.T.	%/T.			
<u>N. G.</u> NO. 1	250	24,30	312	19,5	19,8	945	260		79,2	24,0	19,0		235		
" 2	241	26,00	268	23,4	10,0	1890	230		81,5	11,5	9,5		230		
<u>N. G<sub>v</sub></u> " 3	259	24,25	295	21,3	12,2	930	210		80,8	11,0	8,1		67,5		
<u>S. G.</u> NO. 4	268	23,40	268	21,9	6,8	1190	251		84,8	10,6	13,0		151		
" 5	3) 237,9 247,6	25,90 25,20	247,5 —	247,7 —	4,6 —	840 —	235 <sup>a)</sup> —		81,9 —	10,7 12,3	10,4 —		121 —		

1) CFR. BILLDE 4  
 2) " " " 5  
 3) PROVET MED TO BRENDOLJER  
 4) 57 TIENDINGER PR. MIN.

BILLEDE 9: FORSØKSRESULTATER ANG. ØKONOMIEN

motorer. Anderledes stiller imidlertid saken sig, når man ser på overgangen fra denne ydelse til maksimalydelsen, som fiskerne jo gjerne utnytter. Det procentuale fall av brennstoffvirkningsgraden ( $\eta_w$ ) ved utnyttelse av slagvolumet blir da betraktelig mindre ved maskinene nr. 4 og 5.

Også hvad reguleringens økonomi angår, er disse overlegne, noget som skyldes anvendelse av frislagsregulering, som i henhold til de beskjedne krav fiskerimotorer må opfylle i så henseende, grunnet sin enkelhet må betegnes som særlig skikket. — Ved mange glødehodemaskiner er nettop den kompliserte konstruktive utformning av reguleringen en av de mest fremtredende mangler, og forholdene blir spesielt uoversiktlige, når ovenkjøpet vanninnsprøitning anvendes.

Hvad det automatiske smørøljebruk angår, så er maskin nr. 1 svært ugunstig.

Til avslutning kan det sies om glødehodemaskiner, at de på grunn av den nødvendige opfyringsprosess representerer en forholdsvis primitiv maskintype, som dog hvad driftssikkerheten angår, har utviklet sig på en tilfredsstillende måte og som enda har utviklingsmuligheter på det økonomiske område, hvor for tiden kun forholdsvis beskjedne resultater er opnådd. — De trykk og temperaturer, som optrer ved denne maskintype, stiller ikke store krav til fabrikanten, så at også små verksteder har tatt sig av saken. Dette har imidlertid, sett fra kjøpernes standpunkt, sin betenklig side, idet sådanne verksteder ikke disponerer over tilstrekkelig teknisk innsikt og heller ikke over førsteklasses fabrikasjonsinnretninger. Følgen er da også, at der på markedet finnes motorkonstruksjoner, som helst burde forsvinne.

#### Totakt-kompressorløse dieselmaskiner.

Som foran angitt er dieselmaskinen karakterisert ved at forbrenningsluftens kompressjon drives så høit op, at den derved opnådde temperatur er tilstrekkelig til brennoljens fordampning, opspalting og tending. En særskilt hjelpevarmekilde som ved glødehodemotorer (glødehodet), trenger man altså ikke mer og dermed bortfaller opfyringsprosessen og dens mangler: Åpen ild i maskinrummet og lang opfyringstid. Man starter dieselmaskinen med pressluft og kan da — i motsetning til glødehodemaskinen — momentant gå op til maksimal belastning. Hele igangsetningstiden er ca. 40—50 sek., altså forsinnende.

Den høie kompressjon byr i og for sig på gode økonomiske forutsetninger, men krever at oljeinnsprøitningen først foregår ved kompressjonens slutt for å forhindre en for tidlig tending. Denne inntrer jo umiddelbart etter innsprøitningen, ja under denne. — Tiden for blandingsdannelsen er således minimal, og dette krever intensivt virkende midler for å fremme blandingen. Oljen må ikke bare spredes så grun-

dig, at fine partikler kommer frem, men disse må også fordeles nogenlunde jevnt over hele forbrenningsrummet, så de der med sikkerhet finner de til forbrenningen påkrevede luftpartikler. — Hvilke vanskeligheter der optrer under sådanne forhold ved fiskerimotorer, altså ved små ydelser viser et blikk på det oljevolums størrelse, som maskinteknisk sett må beherskes under innsprøtningen. Ved en motor på 20 HK innsprøtes f. eks. pr. slag ca. 0.175 gr. olje, som ved en spesifik vekt av 0.85 svarer til 206 mm.<sup>3</sup>. Tenker man sig dette volum i kuleform, så blir vedkommende kulediameter bare 7.3 mm. Innsprøtes ennvidere oljen gjennem 5 fine munnstykkeboringer, så må hver av disse dirigere et oljevolum som i kuleform svarer til en kulediameter av bare 4.3 mm.

Ved de oprinnelige dieselmaskiner blev oljens spredning og fordeling bevirket ved at brennstoffet blev innsprøjtet ved pressluft. Denne fremgangsmåte er meget effektiv, men forutsetter et særskilt kompressor-anlegg. Ved et sådant blir imidlertid motoren så komplisert og dyr, at den ikke mer egner sig for små ydelser, altså f. eks. som fiskerimotor. Det gjaldt engang som et slags dogma i ingeniørenes verden, at dieselmaskinen kun ved anvendelse av pressluftinnsprøtning kunde løse sin opgave, og dermed var det som sagt på forhånd utelukket, at denne maskintype kunde benyttes i fiskeribedriften; man måtte der nøie sig med glødehodemotoren.

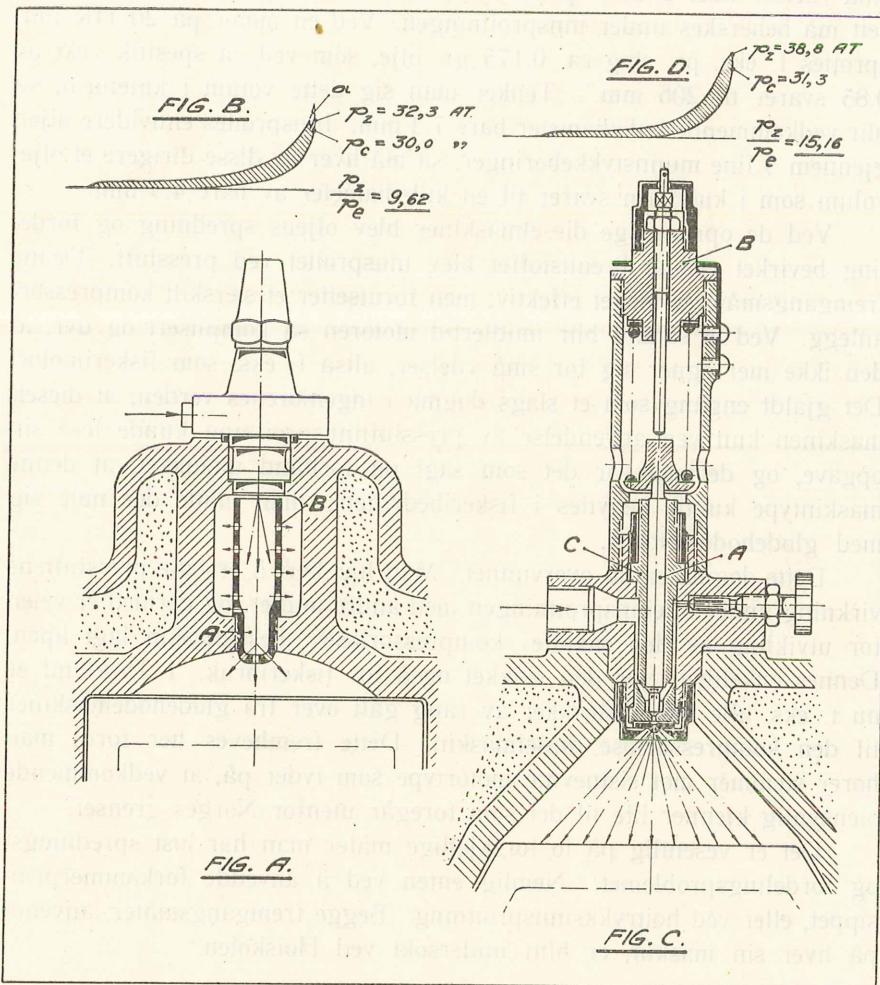
Dette dogma er nu overvunnet. Man har lært å erstatte pressluftens virkning under oljeinnsprøtningen med andre midler, og dermed er veien for utvikling av den såkalte »kompressorløse« dieselmakin lagt åpen. Dennes enkelhet gjør den skikket også for fiskeribruk. I Tyskland er nu f. eks. alle motorfabrikker av rang gått over fra glødehodemaskiner til den kompressorløse dieselmakin. Dette fremheves her fordi man hører stemmer mot sistnevnte motortype som tyder på, at vedkommende øiensynlig kjenner lite til det som foregår utenfor Norges grenser.

Det er vesentlig på to forskjellige måter man har løst sprednings- og fordelingsproblemet: Nemlig enten ved å anvende forkammerprinsippet, eller ved høitrykksinnsprøtning. Begge fremgangsmåter, anvendt på hver sin maskin, er blitt undersøkt ved Høiskolen.

---

Ved forkammermaskiner (*billedet 10*, fig. A) avsnører man ved små kanaler et særskilt rum (»forkammeret«) fra forbrenningsrummet og sproiter oljen under kompressjonen inn i dette rum, så at pumpetrykket blir forholdsvis lavt. Oftest blir et innsatt stykke (A), som ikke kjøles eller i et hvert fall kun i liten grad, benyttet til å fremme varmeoverføring til brennstoffet. Ved tiltagende kompressjon trenger het forbrenningsluft inn i forkammeret og fremkaller her en partialforbrenning.

Det høie trykk som optrer på grunn av innsprøytningskanalenes lille diameter driver hovedmengden av oljen med stor hastighet gjennem disse kanaler inn i forbrenningsrummet, og på denne måte blir ved en gassstrøm en meget effektiv hvirveldannelse fremkalt, som sikrer en nogen-



BILLEDE 10: FORHAMMERPRINSIP OG HOITRYKHSINNSPROYTNING

lunde homogen blanding. — For imidlertid å forebygge altfor høie verdier for det største forbrenningstrykk ( $p_z$ ), for altså å forhindre diagramspisser (fig. B: a), som foranlediger store maskindimensjoner uten dog i nevneverdig grad å bidra til å forhøie maskinens ydelse, har i det foreliggende tilfelle det innsatte stykke A (billede 10, fig. A) blandt annet også horisontale borer (B). De derved i forkammeret under

partialforbrenningen optredende horisontale trykksvingninger forhaler den vertikale oljeinnsprøitung og nedsetter dermed  $p_z$ . Diagrammet viser da også ganske tydelig to spisser, og mens kompressjonens endetrykk  $p_e$  er lik 30 AT, blir  $p_z$  bare 32.3 AT, d. v. s. kun 2.3 AT høiere. På den måte får også det for maskinprisen pr. ydelsesenhett karakteristiske forhold  $\frac{p_z}{p_e}$  en gunstig verdi, nemlig bare 9.62, som laboratoriet har konstatert. Dette er usedvanlig lite for en dieselmotor, hvor  $p_z$  på forhånd er høi.

Det lave pumpetrykk er en fordel i konstruktiv henseende. Forkammerets mange variable derimot vanskeliggjør konstruksjonen, så at langvarige forsøk må til for å finne de fordelaktigste dimensjonene, som altså ikke uten videre lar sig beregne på forhånd. Et firma, som optar fabrikasjon av forkammermaskiner, må derfor være forberedt på en kostbar forsøkstid. — Det er også innlysende, at en forandring i forkammeret, f. eks. en forbrenning av de fine kanalers kanter forandrer forbrenningsprosessen. Dette er dog ikke så å forstå, at dermed driftssikkerheten bringes i fare. Hele varmeinnsatsen kan endog brenne vekk uten at maskinen stanser. Men oljeforbruket blir f. eks. et annet.

Ved høi trykksinnsprøitungsmaskiner (billede 10, fig. C) blir forbrenningsrummet ensartet, altså uten birum, noget som varmeteknisk sett i og for sig er fordelaktig. Oljens spredning og fordeling bevirkes ved at brennstoffet ved et meget høit pumpetrykk presses gjennem hårfine borer i dysens munnstykke, hvorved disse borer anordnes i harmoni med forbrenningsrummets form, så at de med stor hastighet innsprøitede væskepartikler plaseres riktig. En hvirveldannelse ved gass-strøm som ved forkammermaskiner mangler altså.

Forbrenningen foregår under sådanne forhold i det hele tatt hurtigere enn ved forkammermaskiner og dermed viser skarpere diagram spisser sig lett (fig. D). Ved den undersøkte motor var f. eks. det største forbrenningstrykk ( $p_z$ ) 7 AT høiere enn kompressjonstrykket ( $p_e$ ). Dermed blir også det karakteristiske forhold  $\frac{p_z}{p_e}$  ugunstigere, d. v. s. større, i det foreliggende tilfelle 15.16.

Ivrige salgsagenter for middeltrykks(glødehode-)maskiner benytter sig gjerne like overfor kjøperne av det argument, at de store forbren-

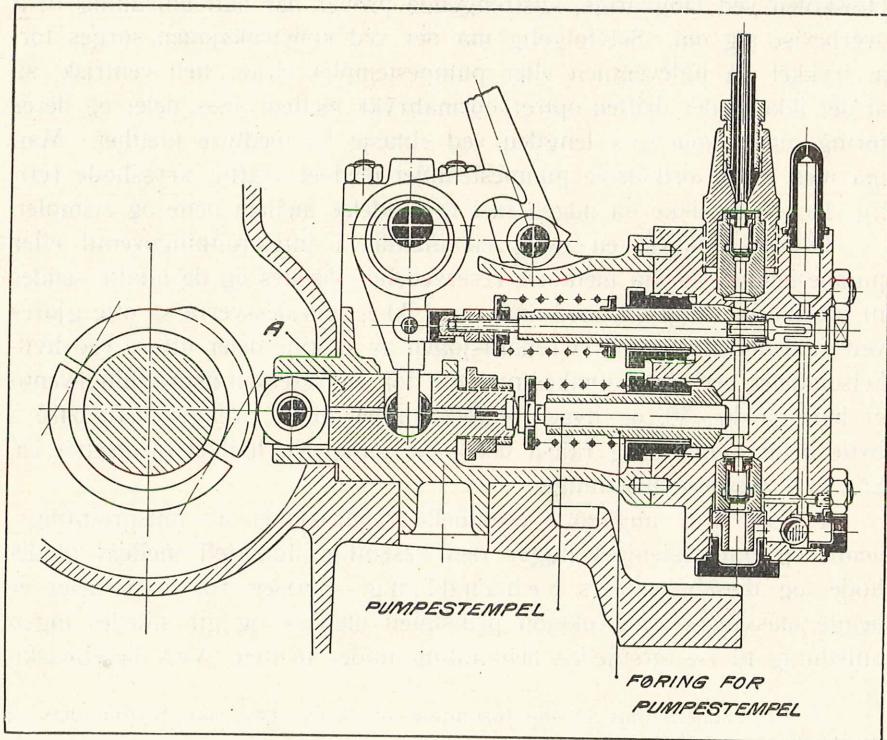
ningstrykk ved kompressorløse dieselmaskiner (her er altså 32.3 henholdsvis 38.8 AT) »selvfølgelig« må forkorte motorens levetid på en ganske uhyggelig måte. Vedkommende herrer spekulerer da sterkt i kjøpernes manglende tekniske innsikt. For det første avhenger jo slitasjen og dermed levetiden ikke av det største, men av det midlere diagramtrykk, og dette er ved kompressorløse dieselmaskiner ikke så meget høyere enn ved glødehodemaskiner. Den midlere verdi av det midlere effektive trykk ( $p_e$ ) ved de på billede 8 sammenstillede 5 glødehodemotorer er således 2.19 AT; den samme verdi for de to ved laboratoriet undersøkte dieselmaskiner er 2.96 AT, altså kun 0.77 AT større. — Men rent bortsett derfra er for det annet slitasjen ikke bare avhengig av selve trykkets høyde, men også av trykkflatens størrelse, med andre ord av flatetrykket, og da er det naturligvis ikke det ringeste i veien for at konstruktøren innretter sig på de høyere trykk, så disse ikke nedsetter høitrykksmaskinens levetid likeoverfor middeltrykksmaskinens.

De konstruktive forhold lar sig på forhånd letttere overse ved høitrykksinnsprøitungsmotorer enn ved forkammermaskiner, så at dermed også den eksperimentelle utvikling trenger mindre tid og omkostninger. Man kan allerede ved forandring av munnstykkets borer og deres placering opnå en vidtgående innflytelse på arbeidsprosessen. Under driften blir denne for så vidt forandret som der lett danner sig små kokskratere ved boringenes utløp på grunn av efterdrypningsfenomenet og den dermed forbundne ufullstendige forbrenning. Trykksvingningene i brennoljesoilen kan nemlig fremkalte kortvarige åpningsbevegelser av brennstoffventilens nål og dermed tilsvarende brennstoffinnsprøitunger med utilstrekkelig innsprøitungshastighet. De nevnte kokskratere faller dog av, når de har fått en viss størrelse og influerer ikke på driftssikkerheten. — Den minimale diameter for munnstykkets borer (ca. 0.2 mm) kan kanskje vekke betenkigheter med hensyn til eventuell tilstopning ved forurensninger i oljen. Imidlertid har disse betenkigheter ved langvarige prøver vist sig å være ubegrundede. Brennoljen blir ved høitrykksmaskiner godt filtrert, og dessuten virker jo det høye innsprøitungstrykket og for sig rensende. Laboratoriet har således aldri oplevet en tilstopning av munnstykket. Inntrer en sådan allikevel, så må dysen renses, noget som må gjøres av og til også ved glødehodemaskiner.

Det er selvsagt, at det høye trykket i brennoljepumpen ved dieselmaskiner og da spesielt ved høitrykksinnsprøitungsmotorer fordrer forsiktighet under konstruksjonen. Oljevolumet mellom pumpe og dyse må være lite, så at en nevneverdig oljekompressjon, som eventuelt vil nedsætte pumpetrykket, ikke kan optre. Dette betyr at avstanden mellom pumpe og dyse må være minst mulig, og at forbindelsesrøret må få en liten boring. Dessuten må dets veggfasthet være stor, så at nevneverdige

elastiske utvidelser ikke kan redusere pumpetrykket; røret må altså være av et fast materiale (f. eks. stål) og ha stor veggtykkelse. Også inn-trengen av luftblærer i brennoljesøilen må forebygges ved riktig konstruksjon, da sådanne blærers kompressjon straks medfører stans i olje-innsprøytingen. — Alle disse vanskeligheter lar sig dog løse og er også løst.

De innsprøytningsventiler som anvendes ved dieselmaskiner for fiskeribruk er lukkede (cfr. billede 10, fig. C), d. v. s. de har en fjærbelastet nåleventil (A), som automatisk bevirket, at innsprøytingen foregår ved et bestemt minste oljetrykk, hvorved dette trykk lar sig regulere ved en innstillingsskrue (B). Volumet mellom nålens spiss og munnstykkets ytre kanalåpninger må naturligvis være minst mulig. Den stadige hammervirkning mellom nålespissen og dens sete forlanger forsiktighet i valg av begges materiale og dimensjoner. — Der hvor innsprøytningsprosessen bare dikteres av innsprøytningsventilens trykk- og hastighetsforhold som ved høitryksinnsprøytningsmotorer er det før omtalte, på de dynamiske forhold beroende efterdryppningsfenomenet naturligvis av større innflydelse på forbrenningsprosessen enn tilfelle er ved forkammermaskinen. Der er jo partialforbrenningen i forkammeret i første rekke avgjørende for brennoljens spredning og fordeling.



BILLEDE 11: OLJEPUMPE VED HØITRYKSINNSPROYTNINGSMASKIN

Kjernepunktet ved bygning av høitrykksinnsprøtningsmaskiner er nu det spørsmål, om det går an å holde nålen A stådig oljetett i dens føring C og likesaa oljepumpens stempel i dets føring. En sådan pumpe er fremstillet på *billede 11.* — Opgaven er vanskelig nok, idet der ved fiskerimotorer optrer oljetrykk av op til ca. 300 AT.

De engelske firmaer, som har innledet bygningen av høitrykksinnsprøtningsmaskiner, Vickers og Doxford, har oprinnelig arbeidet med et trykk av op til endog 700 AT og herved allikevel opnådd tilfredsstillende konstruksjoner. I England har man også foretatt systematiske undersøkelser angående tettningsproblemet ved så høie trykk og herunder fastlagt visse forutsetninger for et heldig resultat.<sup>1)</sup> — Den løsning man idag benytter sig av, er en innslipning av stemplet i dets føring uten nogen somhelst pakning, hvorved stemplet laves av verktoi- eller nikkelstål, mens man for føringen gjerne anvender støpejern. Fabrikasjonsopgaven er da krevende nok. Stemplet lar sig jo forholdsvis lett bearbeide på en nøiaktig måte. Men å gi den lange og tynne føring en nøiaktig form er vanskelig. Dette er imidlertid mulig når man først utborer føringen med et tilstrekkelig fastlagret spiralbor, dernest driver dens diameter op ved kobberdor til et bestemt mål og så til slutt innsliper stemplet med hånden. Sådanne pumper og innsprøtningsventiler holder aldeles tett, hvad Høiskolen ved langvarige, anstrengende prøver har hatt anledning til å overbevise seg om. Selvfølgelig må der ved konstruksjonen sørges for, at trykket på næleventilen eller pumpestemplet virker helt centrisk, så at der ikke under driften optrer normaltrykk mellom disse deler og deres føring, noget som jo i lengden ved slitasje vil medføre utetthet. Man må med andre ord drive pumpestemplet med et kraftig krysshode (cfr. fig. 11: A) og ikke ha nogen fast forbindelse mellom dette og stemplet.

Optrer allikevel en gang en utetthet i innsprøtningsventil eller pumpestempel, så må medførte reservedeler påsettes og de uttatte sendes til fabrikken. Man må med andre ord ikke, som dessverre så ofte gjøres ved glødehodemaskiner, la reparasjonen av så fine deler utføre ved hvilket somhelst verksted. Omkostningene for en reserveinnsprøtningsventil er bare ca. kr. 50, og hvad pumpestemplet angår, trenger man bare å bytte dette samt føring (altså ikke hele pumpen), hvilket forutsetter ca. kr. 18 i reserveomkostninger.

I disse krav angående eventuelle reparasjoner av innsprøtningsventil og pumpestempel ligger den vesentlige forskjell mellom glødehode- og dieselmaskiners b e h a n d l i n g. Bortsett fra disse deler er begge maskiners konstruksjon prinsipielt identisk og gir således ingen anledning til en forskjellig behandling under driften. Ved dieselmaski-

<sup>1)</sup> Cfr. Transactions of the Institution of Mech. Eng. and Shipbuilders in Scotland: Vol. LXVI, s. 347—400.

nen er endog reguleringen enklere, idet man ved siden av kobling- og propellomstilling bare må betjene et eneste reguleringsorgan, nemlig håndtaket (eller håndhjulet) for omdreiningstallets innstilling. Ved glødehodemaskinen må der ved siden av disse tre inngrep også innvirkes på oljeskruen, som fastlegger innsprøitningens tidspunkt, og som før nevnt på brennoljedysen. Dertil kommer eventuelt den ømfintlige vanninnsprøitning. Betjeningen blir altså mer omstendelig. Derav følger også, at den automatiske regulering ved glødehodemaskiner er langt fra så fin som ved dieselmaskiner. Disse lar sig endog uten anvendelse av akkumulatorer benytte til å drive elektriske lysgeneratorer, hvilket der ved glødehodemaskiner ikke kan være tale om. — Pasningen under driften innskrenker sig ved dieselmaskiner til å sørge for, at smøreoljeforrådsbeholderen alltid er fylt.

De foran behandlede vanskeligheter ved dieselmaskiner er, hvad jeg uttrykkelig vil fastslå, av konstruktiv art og lar sig derfor løse; ved agitasjon mot maskintypen blir de imidlertid gjerne fremstillet som driftstekniske, og dette er ikke berettiget. Det er nok så, at høitrykksmaskinen enda idag befinner sig i rask utvikling; men også glødehodemaskinen står fremdeles på utviklingsstadiet, skjønt utviklingstempoet er mindre. I de store industrilande har man vel delvis forlatt sistnevnte maskintype på grunn av de bedre økonomiske utsikter, som dieselmaskinen i og for sig byr på. Det nivå denne maskintypen har nådd idag, hyad driftssikkerheten angår, er dog minst like så høit som de aller beste glødehodemaskinene. At ikke alle kompressorløse dieselmaskiner, likeså litt som alle glødehodemotorer, er driftsteknisk sett førsteklasses, er selvsagt. — Kun på ett område vil middeltrykksmotoren, i et hvert fall foreløpig beholde sin plass, nemlig ved ganske små ydelser. Den oljemengde, som da må innsprøites pr. slag er nemlig så forsvinnende, at det medfører særlig store vanskeligheter, ved høitrykksprosessen å beherske den.

Når man leser visse agitasjonsartikler mot kompressorløse dieselmaskiner, kan man komme til å tro, at det her gjelder en type, som vi først skulle prøve her i Norge i fiskeribruk og således i det minste betale for typens barnesykdommer. Slik ligger forholdene imidlertid ikke an: Det gjelder *vel* utforsperimenterte motorer. I hvilket omfang de har vist sig brukbare i det tyske fiskeri, har jeg allerede nevnt og vil tilføye, at også her i landet har en del dieselmaskiner vært i bruk som fiskerimotorer i flere år og på en, så vidt mig bekjent, tilfredsstillende måte. Heller ikke de to maskiner vi har prøvet ved Høiskolen har gitt anledning til tvil, hvad driftssikkerheten angår. Tvert imot har de under langvarige og anstrengende prøver gått med et urs regelmessighet.

Forsøksresultatene angående de prøvede maskiners ydelsesforhold fremgår av *billede 12*, hvor følgende betegnelser er benyttet:

$D_h$ : kompressorløs dieselmakin med høitykksinnsprøitung,  
 $D_f$ : " forkammer.

	YDELSER			YDELSER			TRYK			
	NORMAL	MÅKSIMAL	OVERBELAST.	PR. LIT. SLAG-VOLUM OG PR.	VOLUME PR.	1 OMDR.	KOMPRESSI-	ONSTRYK	VED NORMALYDELSEN	
	H.		%	NORMAL	MÅKSIMAL	1/1000 H.	$P_c$	$P_z$	$P_e$	$\frac{P_z}{P_e}$
n. G.	—	—	37,00	4,35	5,18	11,37	21,90	1,94	11,51	
s. G.	—	—	9,33	5,67	5,80	9,75	24,40	2,57	9,53	
$D_h$	21,87	24,17	10,50	5,61	6,23	31,30	38,50	2,52	15,17	
$D_f$	23,07	28,18	22,15	7,54	9,18	30,00	32,60	3,39	9,62	

BILLEDE 12: FORSOKSRESULTATER ANG. YDELSEN FOR  
 GLØDEHODE - OG KOMPRESSORLOSE DIESELMASKINER

For sammenligningens skyld er på billedet også opført de tilsvarende *mid-delverdier* for de på billedene 8 og 9 behandlede tre norske (n. G.) og to svenske (s. G.) glødehodemaskiner.

Den for høje overbelastningsevne, d. v. s. den utilstrekkelige utnyttelse av slagvolumet ved n. G.-maskinene trer her påny frem og viser sig selvfolgelig også ved normalydelsen pr. liter slagvolum og pr. 1 omdreining. Mens sistnevnte verdi står omrent på samme høide ved s. G.- og  $D_h$ -motorene, har den en usedvanlig gunstig verdi ved  $D_f$ -maskinen. Dette gjelder, hvad denne maskin angår, også for maksimalydelsen. Ved denne ydelse forskyver dog forholdene sig i  $D_h$ -motorens favør like-overfor s.G.-maskinene. — Som allerede før henvist til ligger  $p_z$ -verdien ved  $D_h$ -maskinen høiere enn ved  $D_f$ -motoren, hvilket i samvirke med de optredende  $p_e$ -verdier gir et ugunstigere forhold  $\frac{P_z}{P_e}$  ved høitykksinnsprøitungsmaskinen.

Denne har således enda ikke utnyttet alle foreliggende muligheter, hvad ydelsesforholdene angår, hvilket selvsagt ikke gjelder for alle høitykksinnsprøitungsmaskiner. Jeg vil i den anledning bemerke, at det herved dreier sig om en nyere motor, som dog nettop er under normali-

seringsbehandling, hvorved man på grunnlag av de i løpet av flere år samlede data og erfaringer blandt annet akter å befatte sig med de nettop diskuterte ydelsesspørsmål.

Står etter det forangående dieselmaskinen teknisk og da spesielt også driftsteknisk i det minste fullt på høide med de beste glødehodemaskiner, så blir den avgjort overlegen på det økonomiske område.

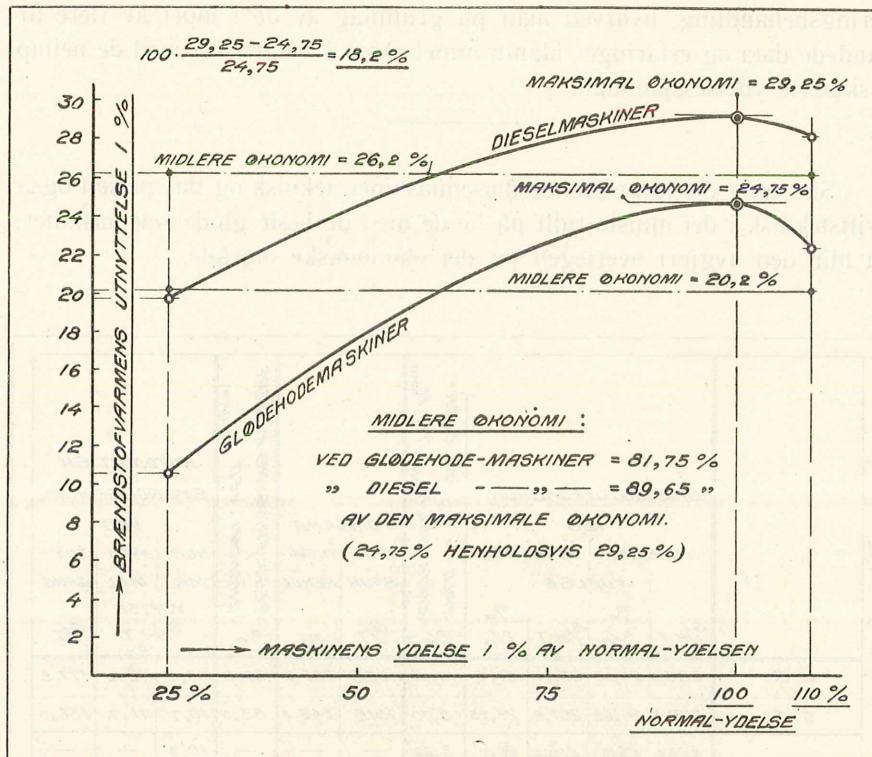
	BRENDSTOFFFORBRUK										AUTOMATISK SMØROLJEFORBR.									
	VED NORMAL		MAXIMAL		YDELSE		FALD AV % I VED OVER- GANG FRA Normal TIL Max.		TOMGANG FOR- BRUK		TILSVA- RENDE		REGULERINGENS MIDLERE ØKONOMI VED NORM.		VED NOR- MAL		MAXI- MAL		TOM- GANG	
	g/h.t.	%	g/h.t.	%	g/h.t.	%	g/t.	%	g/t.	%	g/t.	%	g/t.	%	g/t.	%	g/t.	%		
n. G.	250,0	24,85	291,7	21,4	14,00	14,00	1255	233,8	80,5	15,5	12,2	177,5								
s. G.	252,5	24,65	267,8	23,25	5,70	5,70	1015	243,0	83,0	10,7	11,7	136,0								
D <sub>h</sub>	207,0 213,0	29,8 29,0	215,9 —	28,7 —	3,69 —	3,69 —	—/— 560	—/— 164,0	—/— 87,5	10,3 10,8	—/— 8,7	—/— 87,9								
D <sub>f</sub>	211,3	29,5	219,6	28,4	3,73	3,73	569	222,0	91,0	7,6	5,8	70,8								

(1) DE LAVE VERDIER GJELDER FOR KORTERE PROVER  
 " HOIE — — — — " LENGERE " "

BILLEDE 13: FORSØKSRESULTATER ANG. ØKONOMIEN FOR  
 GLØDEHODE- OG KOMPRESSORLOSE DIESELMASKINER

På billede 13 er disse forhold belyst for de samme maskiner som på billede 12. Tallene for dieselmaskinene taler for sig selv og viser at disse maskiners brennstofføkonomi ved normal- og maksimalydelse, ved tomgang og under regulering er langt overlegen, og at også deres smøreoljeøkonomi er gunstigere.

Tar man de midlere tall for de undersøkte fem glødehode- og de to dieselmotorer, så stiller brennstofføkonomien sig som vist på billede 14. De maksimale brennstoffvirkningsgrader er da henholdsvis 24.75 og 29.25 pct., de tilsvarende midlere verdier henholdsvis 20.2 og 26.2 pct. Dette betyr, at høitrykksmotorens økonomi ved normalydelsen ligger



BILLEDE 14: FORSOHSRESULTATER AFG. ØKONOMIEN FOR  
GLØDEHODE- OG KOMPRESSORLOSE DIESELMASHINER

18.2 pct. og ved midlere belastning 29.7 pct. høiere enn middeltrykksmotorens. Forholdet mellom den midlere og maksimale økonomi er ved glødehodemaskinene 81.75 og ved dieselmakinene 89.65 pct.

Hvilken finansiell betydning dieselmotorens store økonomiske overlegenhet har for hele landet, lar sig lett bedømme, når man betenker, at de ca. 20,000 norske båtsmotorer ved en gjennemsnittsydelse av 12 HK og en årlig driftstid (redusert til denne gjennemsnittsydelse) av 50 døgn ved de nuværende forholdsvis lave brennoljepriser foranlediger en årlig brennstoffutgift av ca. 12.5 mill. kr. og en årlig smøreoljeutgift av ca. 7.5 mill. kr., glødehodemaskiner forutsatt.<sup>1)</sup> Anvender man derimot dieselmotorer, vil ifølge billede 14 18.2 pct., d. v. s. 2.28 mill. kr. la sig innspare bare hvad brennoljen angår, hvortil ovenkjøpet kommer en smøreoljebesparelse. — Setter den enkelte fisker bare den årlige brennstoffbesparelse ved årets utgang inn i en bank til 5 pct. renter, så vil han, når hans maskin må byttes med en ny, i banken dis-

<sup>1)</sup> Cfr. R. Lutz, Fiskerne og motorindustrien; Teknisk ukeblad 1928, hefte 26

ponere over den påkrevede anleggssum, så at han så å si får den nye motor gratis.

Det gjelder her fakta man ikke kommer forbi med rop på den norske motorindustriens beskyttelse, hvilket er ensbetydende med, at den bevares i sin nuværende form, hvorved ved siden av forgasser- kun glødehodemaskiner blir produsert. Så berettiget enn de forretningsinteresser er, som knytter sig til denne form, så berettiget er på den annen side den tekniske utviklings krav, hvis tilsidesettsel allikevel i lengden vil ødelegge den nuværende forretnings basis. Den for Norge så viktige fiskerinæring kan jo med rett stille kravet på å få den ikke bare teknisk, men også økonomisk beste motortype, en type som altså ikke fremstilles i landet. Man må da forstå, at en fisker som tjener sitt levebrød hårdt nok, vil sikre sig den store økonomiske fordel, som dieselmaskinen byr, og således kjøper den fra utlandet. Men dette vil naturligvis i lengden undergrave den innenlandske motorindustriens nuværende fundament. — Der står således to i og for sig forståelige interesser mot hverandre, som må utjevnes, dersom en stor nasjonaløkonomisk skade skal kunne forebygges. Med andre ord: Motorindustrien må opta fabrikasjon av kompressorløse dieselmaskiner.

Herved bør dog industrien på forhånd være opmerksom på de krav, som denne maskintype stiller til fabrikanten. Høiden av de anvendte trykk og temperaturer og de foran behandlede spesielle konstruktive vanskeligheter gjør det innlysende, at en sådan maskin må være førsteklasses, hvad konstruksjon, materialer, fabrikasjon m. m. angår, for å innfri de forhåpninger, kjøperen med rett kan ha. Deri ligger jo en stor betryggelse for fiskeren: Anskaffer han nemlig en anerkjent dieselmakin, så er han på forhånd sikker på dens førsteklasses kvalitet, noget som ikke i samme grad er gitt ved glødehodemotorer. Men fabrikanten kan bare overvinde alle vanskeligheter ved fremstillingen av høitrykksmaskiner, når han disponerer over stor teknisk innsikt og tilsvarende erfaringer, samt over særdeles gode og fullstendige fabrikasjons- og prøveveinnretninger, rikelig kapital o. s. v. Disse forutsetninger finnes imidlertid bare ved store industrielle verker. — Vi trenger således en koncentrasjon av motorindustrien i få store og dermed prestasjonsdyktige fabrikker, og tidspunktet for denne omorganisasjon synes for så vidt beleilig, som industrien for tiden allikevel står i en kries tegn.

---



