以前に、第二イオンすきまにイオン電流が流れている（第 13 図下方 2 曲線の左部）。これは、水添加量が少く、したがって強い異常爆発が起つているときに、火炎の前方にある未燃ガスが早期に自己点火を起すことを示している。この結果はいわゆるノッキングに対する自然発火説を実験的に証拠立てたものである。第 14 図には異常爆発に対する水の効果をインジケータ線図によつて示す。異常爆発の圧力振動は 2 種に分かつことができ、火花放電の場合の容量成分および誘導成分に類似している。最初に現われる振動は振幅が大であつて継続時間が短く、直ちに次に起る小振幅の比較的長く継続する振動に移つて行く。これらの振幅は水添加によつて抑制され、正常の燃焼になる。

4. 自然調節による水注入 第 1 図の注入方法を用い、吸入気の絞り弁を全開した場合に適当な水の量が注入され、絞り弁開度が小になつて吸入気圧力が -60 mmHg 附近で水の量が 0 になるようにした。この自動的調節による実験結果を第 15 図に示す。この方法によつて、絞り弁が絞られて吸入気圧の低い場合には水の注入が止められて、負効果が除去される。かくして、極めて簡単な方法によつて水の正効果を利用することができることがわかつた。

第 15 図の正味平均有効圧（出力）曲線は、絞り弁開度の変化によつて生ずる吸入気圧力の変化に対する出力の変化を示す。その B は水を添加しない場合である。 A は絞り弁開度に応じて自動的に添加された水の量 W/A （最下部 W/A 曲線 A ）によつて上昇された出力曲線を示す。 A/F 曲線は対応する空気燃料比を表わしている。

IV. 結 話

第 15 図

吸入管へ水を注入した場合の燃焼特性はシリンダ内噴射の場合と同一であることを見出し、燃焼ガスのエネルギー状態ならびにそれに対する水の影響に関するすでに発表した理論の正しいことを知つた。また実用上吸入管へ水を自動的に注入する 便利な方法を決定した。

注：—

- (1) 第 1 報は機械学会誌 53 卷 377 号，第 2 報は機械学会誌 53 卷 378 号に掲載，原稿受付昭和 25 年 9 月 20 日。
- (2) 正員，鳥取大学学芸部。
- (3) 正員，鉄道技術研究所。

小形焼玉機関の性能および燃えかす炭素蓄積⁽¹⁾

長尾不二夫⁽²⁾，小早川 隆⁽³⁾，北尾 正幸⁽⁴⁾，清水 勇夫⁽⁵⁾

The Performance and the Carbon Deposit of a Small Hot-Bulb Engine

by Fujio NAGAO, Takasi KOBAYAKAWA, Masayuki KITAO and Isao SIMIZU

The performance of a small hot-bulb engine has been studied at several fuel injection timings. In this experiment it often happened that the carbon deposit accumulated in the hot bulb, made the performance worse. Therefore, the method how to keep from this trouble has been researched.

From the results of the experiments carried out with a small hot-bulb engine, it was ascertained that the carbon deposit is caused by a part of unevaporated fuel before ignition. Therefore, the optimum injection pressure and injection timing were studied to meet this requirement.

1. 目 的

横向きに噴射する型の焼玉機関においては燃料の性質により焼玉内に燃えかす炭素がたまり、性能が次第に低下し、ついに停止することがよく起る。この原因を探求し、かつこれを防ぐ方法を見出すのが本研究の目的である。

2. 試験機関および燃料

試験用機関 海務院型 5 馬力焼玉機関。

(120 mm ϕ ×120 mm, 5HP, 900 rpm)

試験用燃料 白錨印重油および配給重油(昭和23年)を用いた。主要性質および蒸留曲線は第1表および第1図に示す通りである。

第 1 表

	比重 (15°C)	粘度エン グラー (30°C)	引火点 °C	燃焼点 °C	発熱量 kcal/kg
白錨印重油	0.925	3.02	89	153	9940
配給重油	0.936	15.03	109	170	9629

第 1 図 蒸 留 曲 線

3. 燃料噴射時期による性能の変化

白錨印重油を用いて冷却水入口温度21°C, 出口50°Cに保ち、燃料ポンプカム突き始めを上死点前91°から33°まで14.5°おきに変えて性能を試験した結果を第2図に示す。出力は正規出力 5HP, 900 rpm を通る n^3 曲線にしたがって変化せしめた。

燃料消費率 噴射時期を進めるほど減少し 76.5°前噴射の時に最も少くなり、かつ最低点は荷重の大きい方へ移つてゆく。76.5°, 91° 前噴射の場合には 1/4 過荷重においてもなお減少を続けている。したがって燃焼の上からは出力、燃料消費率はまだ余裕があることが認められる。

第2図 性能試験結果

焼玉温度 噴射を早くするにしたがって焼玉外側温度は次第に上昇し最高 480°C に達する。焼玉温度が 320°C 以下になると発火が不確実となり、1/2 荷重以下では安定な連続運転はできない。また 91° 前噴射では過荷重の場合には燃料の熱分解のためにかえって焼玉温度は下がっている。

4. 燃えかす炭素蓄積

白錨印重油を使用した場合にはどんな状態で何時間運転しても焼玉内に炭素はたまらないから問題はないが、配給重油を使つた場合には最良の状態でも約2時間、最悪の場合には約30分間で炭素燃えかすのために運転は停止する。

燃料噴射時期と炭素燃えかす 全荷重においてカム突き始めを上死点前 91° から 33° まで変え、30 分間にたまった炭素の量を第3図に示す。遅い噴射では炭素のたまるのは少いが噴射を進めると次第に多くなり、62° 前噴射附近から急に増加し焼玉温度も炭素量とほぼ同一傾向で上昇する。

燃料消費率は第3図に示すごとく遅い噴射の場合には白錨印重油を使用した場合と同様に甚だ多く噴射を進めるにしたがい次第に減少するが、炭素のたまりが多くなると再び多くなり 50°~60° 前噴射の時に最小となる。したがって排気温度もまたこれと同様の変化をしている。

燃料消費量と炭素蓄積 起動後5分ごとに燃料消費量の累計を測定した結果を第4図に示す。最初の間

第3図 燃料噴射が燃えかす炭素量，燃料消費率等に及ぼす影響 (5HP, 900 rpm)

第4図 燃料消費量の変化

は直線的に増加するが炭素がたまつてくると急に増加して来る。33°～47.5° 前噴射では炭素蓄積が少いから30分後ではまだ直線(燃料消費率一定)である。炭素がたまり始めると排気温度，焼玉温度は一時上昇し不安定となり，再び低下し運転は停止する。その時の炭素蓄積量は40～50gである。燃えかす炭素を石炭工業分析法により分析した結果は次の通りで固定炭素

水分	灰分	揮発分	固定炭素	発熱量
0.7～0.8%	0.3～3.0%	6.9～9.9%	92.1～86.8%	8180 kcal

が大部分である。

炭素蓄積の原因 第1図に示すごとく白鉛印重油は終点が370°くらいでこの温度で大部分は気化してしまうから，早く噴射した場合には発火遅れが大きく大部分の燃料は焼玉内に附着するけれども発火するまでにはほとんど気化してしまうから噴射のいかんにかかわらず炭素はたまらない。しかるに配給重油は蒸留残りかすが20%もありかつ熱的に不安定であるから早く噴射すると焼玉に附着して一部分が気化するだけで残りは炭化して焼玉に固着し，次第にこれが蓄積してくる。噴射を遅くすると発火遅れが短くなり燃料が焼玉へ到達するまでに気化燃焼が起つているから焼玉に蓄積する炭素は少くなるものと思われる。なおノズル附近にたまる炭素は噴射の切れが悪いためであろう。

炭素蓄積を防ぐ方法 炭素蓄積の原因が上記のごとくであるとすればこれを防ぐには油粒を細くして気化時間，発火遅れを短くし，かつ噴霧が焼玉壁に附着しないようにすればよい。試みに Bosch 燃料噴射ポンプ(プランジャ径7mmφ)を用いて同一条件で試験してみた。その結果ノズル附近の炭素蓄積は完全になくなり，焼玉内の炭素の溜りは第3図に示すように著しく少くなり，燃料消費率，排気温度，焼玉温度も下がつて来た。これ等の曲線の形は焼玉ポンプの場合と同じ傾向であるが噴射時期により影響されることが少い。

炭素のたまる場所は焼玉ポンプの場合はノズルの向側と根本に塊になつて附着するが，Bosch ポンプを使用した場合には焼玉の上半に一樣な厚さに附着する。これは噴霧が圧縮行程で吹き上げられ焼玉壁に附着するためであろう。

白鉛印重油を用いた場合には Bosch ポンプでも焼玉ポンプでも炭素はたまらない。遅い噴射の場合 Bosch ポンプを用いた方が燃料消費率は著しく減少するが，早い噴射の場合には両者ほとんど大差ない。すなわち噴射を進め発火遅れが大きくなり気化して後に燃える状態になれば噴霧の良否は燃焼に大して関係しないから Bosch ポンプでも焼玉ポンプでも同じであるが，噴射を遅らし発火遅れが短くなり噴霧の状態から発火するとなると噴霧の良否が燃焼に大きな影響を及ぼすからである。

5. 結 論

1. 良質の燃料(蒸留残りかすの少い燃料)を使う場合にはどんな状態でも炭素の蓄積することはない，噴射時間を早く(76.5°～91°前)した方が性能は向上する。

2. 蒸留残りがすの多い燃料を使用する場合には噴射時期を早くするに従つて炭素蓄積は多くなり、適当な噴射時期 (50°~60° 前) において性能は最もよくなる。

3. 炭素の蓄積する原因は噴霧が焼玉に附着するためであるから、これを少なくするには発火遅れを短くし、噴霧の状態で燃焼さすようにすればよい。

4. 低級燃料を使用する場合に噴射圧力を上げると炭素蓄積を減らすことができ性能は向上するが、良質の燃料を使用する場合に噴射圧力をあげても性能に大

差ない。ただ遅く噴射しても燃料消費率はあまり増加しないだけである。

この研究は大阪船用内燃機協会技術委員会の委託により行つたもので実験機関は松下金属株式会社から提供されたものである。

注:一

(1) 昭和 24 年 3 月 19 日 関西支部 165 回講演会において講演
原稿受付 昭和 25 年 2 月 23 日

(2) 正員, 京都大学

(3), (4) 准員, 京都大学

(5) 学生員, 京都大学

予燃焼室式ディーゼル機関の絞り損失について⁽¹⁾

長尾不二夫⁽²⁾ 木谷 清⁽³⁾ 徳永春雄⁽⁴⁾ 村田 博⁽⁵⁾

On the Throttling Loss of Diesel Engines with Ante Chambers

by Fujio NAGAO, Kiyoshi KITANI, Haruo TOKUNAGA and Hiroshi MURATA

For the calculation of the pressure change in the cylinder and the ante chamber of a Diesel engine, hitherto numerical or graphical method has been applied.

The present authors have devised an analytical approximate solution of the pressure difference between the ante chamber and the cylinder, by which the throttling loss and the compression work can be calculated.

The loss of work calculated by this formula are too great to be neglected for the high speed engine practically used. Hence to remove the throttling loss for compression stroke, we contrived a new combustion chamber. From the results of the experiments carried out on the high speed Diesel engines with different kinds of ante chambers, the new combustion chamber was found to be superior to the original one with respect to fuel consumption.

1. 緒 言

副室式燃焼室を有するディーゼル機関の圧縮行程中のシリンダ内圧力その他の近似解法を求め、同行程中の主副両燃焼室連絡通路の絞り作用に伴う損失の特性を明らかにし、その除去機構をそなえた新予燃焼室式ディーゼル機関の理論的、実験的性能を従来のものと比較する。

2. 圧縮行程中のシリンダ内 圧力その他の近似解法

圧縮行程中の絞り損失を勘定するにはまず同行程中の両燃焼室内圧力の変化過程を求めねばならない。この計算については従来多数の研究があり、いずれも数値解法または図式解法によつたものであるが、解法に現われる微分方程式の形から圧縮行程初期の両室内圧力の微小差を正確に求める必要を生じ、両圧力は相当高桁まで計算を余儀なくせられる。のみならず普通この種の微分方程式の数値解法に推奨せられる Runge-

Kutta の方法は事実上適用困難である。

しかるに圧縮行程の全部または少くともその初期の両燃焼室内圧力は、通路の絞りを無視した場合の圧力に近いことに着目してその近似解を求めることができる。さて

V_s 行程体積

V_1, G_1 主燃焼室の体積および空気量

V_2, G_2 副燃焼室の体積および空気量

p_1, v_1 主燃焼室内の圧力および比体積

p_2, v_2 副燃焼室内の圧力および比体積

p_0, v_0, T_0 圧縮初めにおける主副両燃焼室内の圧力, 比体積および温度

f, μ 連絡通路の断面積および流量係数

κ, R 断熱指数およびガス定数

ζ 連絡通路流動の摩擦抵抗係数

とする。時間 dt 中に主燃焼室より流出する空気量 dG は流出空気速度を w とすれば、

$$dG = \mu f \frac{w}{v_2} dt = -d\left(\frac{V_1}{v_1}\right) = d\left(\frac{V_2}{v_2}\right) \dots\dots(1)$$