られ得るため作動は敏捷で閉塞の遅れる心配はほとんどない。これは運転未了であるがその性能の発揮を期待している。

注:—

(1) 昭和 24 年 3 月 19 日 関西支部第 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) 准員, 京都大学。

(4) (5) 学生員, 京都大学

(6) H. Levy and E. A. Baggot, Numerical Studies in Differential Equations Vol. I, p. 127 (1934)

(7) Schlaefke, K; Vorgänge beim Verdichtungsstadium Von Vorkammer Dieselmotoren. Z. V. D.I. Bd. 75 Nr.33 s. 1043 (1931-8)

小形焼玉機関の損失馬力⁽¹⁾

長尾不二夫⁽²⁾ 小早川 隆⁽³⁾ 若林 欽明⁽⁴⁾

The Friction Loss of a Small Hot-Bulb Engine

by Fujio NAGAO, Takasi KOBAYAKAWA and Kinmei WAKABAYASHI.

The brake mean effective pressure of a small hot bulb engine is very low, so that the power loss for compressing the scavenge air in the crank case and the distribution of friction loss to every part of the engine were clarified. The engine employed in the experiments was a small hot-bulb engine with bore and stroke 120mm each, developing 5HP at 900 r. p. m.

The friction loss of every part was measured by motoring, successively removing the air valve and the cylinder cover. Simultaneously, the pressure in the crank case was recorded by an oscillograph using a photo-electric tube indicator. The pumping loss measured from the pressure diagram is fairly coincident with the one obtained by motoring test. The total loss is about 37% of which the friction loss is 18%, pumping loss 9%, friction loss due to cylinder pressure 10%.

1. 目 的

小形焼玉機関の平均有効圧は甚だ低い。損失馬力が各部へどんな割合で分配されているかを明らかにするため、クランク室圧縮に要する動力、摩擦損失等を見出すのが目的である。

2. 実験機関および実験方法

実験機関 海務院型 5 馬力焼玉機関 (120 φmm × 120 mm, 5HP, 900 rpm), 行程体積: 1356.5 cc, クランク室体積: 7133 cc (洗油にて実測), 圧縮有効行程体積 (第一ピストンリングが掃除孔を開くまでの体積): 1124.7 cc, クランク室圧縮比: 1.19

クランク室圧力変化 クランク室蓋に光電管指圧計を取り付け, 自己運転および電動機運転中の圧力変化を電磁オシログラフに記録した。

空気弁開閉時期 空気弁に小さい鉄板を取り付け, その先にコイルを巻いた磁石を接近して設け, その起電力を電磁オシログラフに入れ圧力と同時に記録した。

諸損失の測定 空気弁, シリンダふたを順次取り除き電動機運転により摩擦馬力を測定して算出した。

3. クランク室圧力変化およびポンプ損失

第1図は自己運転, 第2図は電動機運転の場合のオシログラフを圧力行程図に書き直したものである。上死点後 20°~30° で空気弁が閉じ圧縮が始まり, 掃除孔が開いてもなお 30° 位圧縮が続けられる。これは掃除孔開口始めにおける開口面積が小さいのと, 背圧あるいは排気の逆流のためと思われる。掃除が始まると急に圧力は低下し下死点附近ではほとんど大気圧に下がる。そして掃除孔が閉じない内にクランク室は負圧になり, 第1図, 第2図Aに示すごとく空気弁はちよつと開いてすぐ閉じる。この現象は排気管の慣性による。

第1図 クランク室内圧力 (自己運転)

第2図 クランク室内圧力(電動機運転)

るものであろう。したがって電動機運転の場合には、この影響が少く、回転速度により全く異なった変化をしている。空気弁の開くのは掃除孔が閉じて後 50° ぐらいであるが、電動機運転で排気管の影響がない場合には 20° ぐらいで開く。

クランク室の最高圧力は $0.43 \sim 0.44 \text{ atm}$ で断熱圧縮として計算したものより遙かに高くなっている。 $p v^n = \text{一定}$ として圧縮指数を求めて見るとクランク角の各位置に対して次のようになる。

クランク角 (上死点より)	60°	80°	90°	100°	110°
圧縮指数	1.55	1.68	1.82	1.89	1.96

このように圧縮指数が大きいののはピストン底面から熱供給があることはもちろんであるが、燃焼ガスの一

第3図 損失平均有効圧力

部がクランク室へ漏れ込むことも考えられる。

空気弁の開くのは指圧線図では $-0.12 \sim -0.13 \text{ kg/cm}^2$ であるが、空気弁を小さい器に取り付け圧力を漸次下げ、弁の開く時の圧力を水銀マンメータで静的に測定した結果では -0.11 kg/cm^2 で、動の場合より高い圧力で開く。空気弁の閉じるのはほぼ大気圧である。

第1図および第2図に示すインジケータ線図からポンプ損失を計算すると第3図のようになる。自己運転の方がやや高い値を示している。

4. 諸損失および機械効率

電動機運転により次の三つの場合の損失馬力を測定し、

全損失馬力	N_r
空気弁を取り除いた場合	N_1
空気弁、シリンダふたを取り除いた場合	N_2

この結果から各部損失

ポンプ損失	$N_r - N_1$
シリンダ内圧力のみによる摩擦損失	$N_r - (N_1 + N_2)$
摩擦損失	N_2

第4図 機械効率および損失

を求め平均有効圧に換算した結果を第3図に示す。インジケータ線図で測定したポンプ損失とよく一致している。これらを出力に対する割合で示すと第4図のようになる。

5. 結 論

1. クランク室圧縮に要する動力は全荷重において出力の約 10% であつて, 軽荷重になるに従い次第に増加する。

2. 機械効率は全荷重において 63% である。

3. 摩擦平均有効圧は全荷重で 1.3 kg/cm^2 で割合に低いが, 機械効率の低いのは図示平均有効圧が低いためである。

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会社から提供されたものである。

注:—

(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) 准員, 京都大学。

(4) 学生員, 京都大学。

小形焼玉機関の燃料噴射および燃焼⁽¹⁾

長尾不二夫⁽²⁾ 小早川 隆⁽³⁾ 高岡 利照⁽⁴⁾

Fuel Injection and Combustion in a Small Hot-Bulb Engine

by Fujio NAGAO, Takasi KOBAYAKAWA and Tositeru TAKAOKA

When the fuel with much distillation residue was used in a small hot-bulb engine, there remained a great deal of carbon deposit in the hot bulb. In order to find out the cause and the method to keep from this trouble, the process of fuel injection, combustion, and time lag of ignition were studied.

From the results of experiments with a small hot-bulb engine (120 mm ϕ × 120 mm, 5HP at 900 r. p. m.), two types of combustion were found out. The one occurs in the case of earlier fuel injection, accompanied with sudden pressure rise and a great deal of carbon deposit. The other occurs in the case of later injection with better atomizing, resulting smooth combustion and less carbon deposit.

1. 目 的

海務院型 5 HP 焼玉機関は焼玉内に炭素残さいがたまふからこの原因を見出す目的で燃料噴射経過, 燃焼状況, 発火遅れ等を調査したものである。

2. 実験装置および実験方法

使用機関要目 シリンダ内径: 120 mm ϕ

ピストン行程: 120 mm

全燃焼室体積: 210.9 cc

行程体積: 1356.5 cc

圧縮比: 7.4:1 (見掛)

5.06:1 (第一ピストンリングより圧縮)

掃除孔開: 下死点前 67.4°

排気孔開: 下死点前 84.5°

正規出力: 5 HP

正規回転数: 900 rpm

第 1 図に燃焼室各部分の体積を洗油を入れて実測した結果を示してある。

噴射圧力およびシリンダ内圧力測定 光電管指圧計を用いてシリンダ内圧力および噴射弁入口の圧力を電磁オシログラフによつて同時に記録した。

焼玉温度 焼玉の頂端に熱電対を 1/8" のねじにより取り付け表面温度を測定した。

使用燃料 白鉛印重

油(比重 0.925, 15°C)

実験方法 カム突き

始めを上死点前 91°, 76.5°, 62°, 47.3°, 33° の 5 種類に変え; 5HP, 900 rpm の n^3 曲線に沿つて出力を変えて上記の測定を行つた。

第 1 図 焼玉の形

3. 実験結果およびその考察

第 2 図に噴射圧力, シリンダ内圧力変化の代表的な記録例を示してある。開口弁であるからシリンダ内圧力が噴射圧力曲線にも現れ, シリンダ内圧力よりも高くなる部分 B が噴射の行われている部分である。

燃料噴射過程 噴射圧力の変化は第 2 図曲線 B に示すごとく, 噴射時期が早い場合には背圧が低いから噴射圧力は低く燃焼前に圧力は下がっているが, 遅い噴射の場合には同一出力に対して噴射量が多いのと背圧のため噴射圧力は高くなり, 噴射圧力の下りは緩や