空気渦動の利用によるディーゼル発動機のパフォーマンス向上について⁽¹⁾伊 藤 公 正⁽²⁾On the Improvement of Diesel Engine Performance
by the Utilization of Air Swirl

by Kimimasa ITO

Previously the author investigated the relation between air swirl intensity and number of injection nozzle holes by a high speed 2 cycle uniflow scavenging type diesel engine. The fuel injection nozzle was mounted in the center of cylinder head and injected radially. The air swirl was produced by the inclination of scavenging ports.

In this paper the author studied the relation between the engine performance and the direction of the sprays of 2 fuel injection nozzles mounted on the sides of cylinder head symmetrically. Test engine was the same as used in the previous experiment.

The results show that the engine performance was good when the nozzle spray was injected in the same direction as the air swirl. The best angle β (see Fig. 1) of the spray was $30 \sim 40^\circ$.

1. 序 言

さきに著者は、論文集、14 卷 46 号にも空気渦動のディーゼル発動機のパフォーマンスに及ぼす影響について述べたが、この時は噴射器を燃焼室の中央に設けて放射状に燃料を噴射し、空気渦動の強さと噴孔数との関係を求め、このような場合には空気渦動が強くない方が良い結果を得た。

しかしながら、燃焼室の中央に噴射器を設けた場合は強い空気渦動を十分に利用することはむずかしいので、今回は噴射器を燃焼室の側方に設けて強い空気渦動を十分に利用することにより性能の向上を計った。

一つの噴射器を燃焼室の側方に設けた場合については Rothrock⁽³⁾ の実験があるが、著者は二つの噴射器を対称的に設けた。噴射器を二つ設けることにより噴射量を増大せしめると共にそれぞれの噴射時期を変えることにより、いわゆる 2 段噴射あるいは 2 種の燃料を噴射せしめて論文集 16 卷 54 号にて著者が提示した (シリンダ内最高圧力)/(平均有効圧) の小さい発動機に対する実験を行うことができるが、2 段噴射および 2 種燃料の噴射については他の機会にゆずり、本論文では噴射器の噴射方向の組合せについて行った実験結果を記することとした。

2. 実験装置

実験装置は前回⁽⁴⁾の場合と同様で、排気弁をもった

ユニフロー式掃気型二サイクル発動機で、主要寸法は次のようである。

シリンダ径 140 mm, 行程 180 mm, 圧縮比 13.

第 1 図

シリンダ頭および燃焼室の構造は第1図に示すように、燃焼室はシリンダ頭側は平らでピストン頭をさ
ら型に中をへこませた。シリンダ頭には4個の排気弁
を有し、これを2個の排気弁用カムを有する1本のカ
ム軸にて作動させ、排気弁は下部死点前85°にて開
き下部死点後55°にて閉じる。この排気弁カムの間に噴
射ポンプ用カムを設け、揺挺
にて噴射ポンプを作動する。
前回⁽⁴⁾にては噴射ポンプと噴
射弁とがそれぞれ別箇でこれ
を長さ 150 mm (内径 2 mm,
外径 6 mm) の鋼管にて連結
したが、本実験にては第2図
に示すように噴射ポンプと噴
射弁とを一体とした。これに
より噴射管内の燃料の振動に
よる悪い影響を除き、噴射の
切れを良くした。なお噴射ポ
ンプと噴射弁との間に燃料こ
し器を入れた。噴射弁は第 1
図に示す記号にて表わせば次
の二通りのものを試作した。

第 2 図

	A 噴 孔		B 噴 孔		r°
	径 mm	傾き a°	径 mm	傾き b°	
1 号	0.45	10	0.25	8	40
2 号	0.40	10	0.30	8	40

A 噴孔と B 噴孔の噴射方向を水平より下方にそれ
ぞれ 10° , 8° と傾けたのは燃焼室内の軸線方向の燃
料の分布を良好にするためである。噴射ポンプ径 8
mm, 行程 10 mm で噴射圧力は 140 kg/cm^2 , 噴射時
期は上部死点前 30° とした。

第 3 図

掃気孔の形状は第3図に示すように上下2段に分
け、下段の掃気孔は前回⁽⁴⁾の場合と同様にほぼ中心に
向けシリンダ中心部の掃除を行わせ、上段の掃気孔は

前回⁽⁴⁾の場合より傾き角度を大として掃除空気の渦動
を大とし、前回用いた渦動の強さの表わし方によれば
10 位に相当する渦動を与えるようにした。掃除空気
は単独の回転空気ポンプにより送った。

使用燃料はセテン価 70 の燃料を用い、潤滑油はエ
アブレン 120 # を用いた。

3. 実 験 結 果

まず実験の順序として前述の2種の噴射弁について
優劣を比較し、次に噴射方向 β の影響について実験
を行った。

(1) 噴射弁による性能 前記の2種の噴射弁に
ついて回転数 1 900 rpm, 掃気圧力 200 mmHg とし毎
回の噴射量を変

第 4 図

方が良い結果を示している。しかし 100 HP 以上にて
は曲線の傾向から 1 号噴射弁の方が良い結果を示すで
あろう。1 号噴射弁にては 70 HP の時最低燃料消費率
 $172 \text{ g/HP}\cdot\text{h}$ を、2 号噴射弁にては 60 HP の時最低燃
料消費率 $158 \text{ g/HP}\cdot\text{h}$ を示している。

シリンダ内最高圧力は共に出力に直線的に比例して
増大するが、その増加の割合は 2 号噴射弁の方がわ
ずか小さく、かつ最高圧力は 2 号噴射弁の方が $4\sim 5$
 kg/cm^2 低い値を示している。

排気温度もまた出力に直線的に比例して増大する
が、2 号噴射弁の方がその増大の割合が大で、90 HP
にて同じ値を示しているが 90 HP 以上にては 1 号噴射
弁が、90 HP 以下にては 2 号噴射弁が少し低い値を示
している。

以上の実験結果より噴射方向 β の影響についての
実験には 2 号噴射弁を用いることとした。

(2) 噴射方向 β の影響 いま第 1 図に示すよ
うに A, B 両噴孔のなす角の 2 等分線と両噴射器を結
ぶ中心線とのなす角を β とし、便宜上 β にて噴射の
方向を表わすこととした。

回転数を 1 900 rpm, 掃気圧力を 200 mm Hg とし
て噴射方向 β を -40° , 0° , 15° , 30° , 40° , 45° の

場合の性能を比較した。ただし噴射の方向が空気の渦動の方向と同一の場合を $+\beta$ とし、反対の場合を $-\beta$ とした。

第 5 図

それぞれの噴射方向 β につき毎回の噴射量を 0.06 ~ 0.19 cc にした場合の性能を第 5 図に示す。噴射方向 β が一および小さい時は性能は悪く、かつ燃料消費率は噴射量に対して急激な変化をするが、噴射方向 β を大きくすると性能は良くなると同時に燃料消費率の変化は少なくなる。シリンダ内最高圧力は噴射量に対し同じような傾向を有するが、噴射方向 β が小さいほどシリンダ内最高圧力は小さく、 $\beta=15^\circ$ 以上にては大差なくほぼ同じ値を有する。 $\beta=0^\circ$ と 30° とのシリンダ最高圧力は約 10 kg/cm² の差がある。噴射方向 β は大にした方が性能は良くなるが、最低燃料消費率は $\beta=30^\circ$ のとき噴射量 0.197 cc (毎回)、59 HP にて 151 g/HP.h を示している。 β をこれより大とすると最低燃料消費率は 30° の場合より少し (約 4 g/HP.h) 悪くなる。

いま各噴射方向 β における最大出力時の性能、および最低燃料消費率の点の性能を比較すると第 6 図に示すようになる。ただし最大出力としては噴射量を漸次増大した場合の燃焼状況の良好な限界点の出力をとり、第 5 図にて図印にて示した。最大出力の時は噴射方向 $\beta=0^\circ$ すなわち両噴霧を互に向かい合せた場合燃料消費率 205 g/HP.h でいちば

第 6 図

ん悪く β を $-$ にした場合はずか燃料消費率が良くなり $\beta=-40^\circ$ にて 155 g/HP.h を示している。出力もわずかに増大しているがシリンダ内最高圧力は 78 kg/cm² と小さくなっている。 β を $+$ にした場合は燃料消費率は非常に良くなり $\beta=45^\circ$ にて 186 g/HP.h となっている。また出力、シリンダ内最高圧力も共に大となるがシリンダ内最高圧力は $\beta=30^\circ$ 以上にては 97 kg/cm² となっている。最低燃料消費率の時は第 6 図にて点線で示すように燃料消費率は $\beta=-40^\circ$ にて最も悪く 174 g/HP.h を示している。 $\beta=0^\circ$ にてはこれよりわずかに良くなり、更に β を増すと非常に良くなり $\beta=30^\circ$ にて最も良く 151 g/HP.h を示すが $\beta=30^\circ$ より大となるとわずかに悪くなる。出力は $\beta=-40^\circ$ の時は 50 HP で、 $\beta=0^\circ$ にてはこれより大となっているが $\beta=15^\circ$ にて最小の出力 43 HP を示し、更に β を大きくすると急激な出力の増加を示し $\beta=40^\circ$ にて最大の出力 68 HP を示す。 $\beta=45^\circ$ にてはこれより小さくなる。すなわち最小の最低燃料消費率を示すのは $\beta=30^\circ$ の時で、最低燃料消費率を示す出力は $\beta=40^\circ$ の時最大である。シリンダ内最高圧力は最高出力の場合と同じような傾向を示しているが、最高出力の場合より 8~17 kg/cm² 低い値を示しているが $\beta=40^\circ$ の時最大値 83 kg/cm² を示している。

噴霧の分布状況をピストン面上のこん跡より判断すると $\beta=-40^\circ$ の場合には左側の噴射弁の B 噴霧と右側の噴射弁の B 噴霧とは食い違っているで、その先端が衝突することはないが B 噴霧の先端は空気の渦動と逆流するので、その成長が妨げられて渦動の方向に曲げられシリンダ中心部附近に集っている。A 噴霧も非常にその成長が妨げられて、その先端がシリンダ壁に触れているようで、燃料の分布状況は良くない。 $\beta=0^\circ$ の時は左側噴射弁の A 噴霧と右側噴射弁の B 噴霧とが衝突することになるが、軸方向の噴射方向の傾きが A 噴霧は 10° 、B 噴霧は 8° で少し異なるから正面衝突はしないが両噴霧の先端は少し衝突しているようである。またこの場合は γ が 40° であるから燃料は中心部に集り、 β を -40° にした場合より燃料の分布状況は悪いようである。そのため性能も悪いのであろう。 β を増して行くと左側噴射弁の A 噴霧と右側噴射弁の B 噴霧との食い違いは大きくなり、かつ B 噴霧によりシリンダ外周への燃料の分布は良くなる。しかし一方両噴射弁の A 噴霧の食い違いは小さくなり $\beta=20^\circ$ にて正面衝突をするので $\beta=15^\circ$ にてはまだ燃料の分布悪く、 β が 20° 以上にてはますます燃料の分布状況は良くなり $\beta=30^\circ$ にて最良となるようである。 β を 40° より大とすると B 噴霧があ

まり外周に向かい過ぎて、ピストンの周辺部分に衝突し性能を悪くするようである。

4. 結 論

(1) 前回の報告⁽⁴⁾にて述べたように噴射器を燃焼室の中央に設けて放射状に噴射させた時は空気渦動の強い場合は良い性能を示さなかったが、空気渦動を強くして噴射器を燃焼室の側方に対称的に二つ設けて、噴射の方向を空気渦動と同一方向にして、空気渦動により燃料の分布を良くするようにすることにより一層良い性能を出すことができた。それぞれの場合の出した最高性能を示すと右表のようになる。

(2) 噴射方向は空気渦動と同一方向に向ける方が良く、その角度 β は大なるほど燃料消費率は小となり、 $\beta=30\sim40^\circ$ がいちばん良い。しかしシリンダ内最高圧力は逆に β が大なるほど大となる。

		側方噴射	中央噴射
高最出力 HP		140 HP	126 HP
(リットル当り出力 HP/l)		2 200 rpm	2 100 rpm
シリンダ内最高圧力 kg/cm ²		(50)	(45.5)
燃料消費率 g/HP.h	最高出力時	240	235
	最低燃料消費時 (1900 rpm 60(P)	155	155

終りに臨み御指導を賜った花田政明氏に感謝の意を表す。

注：—

- (1) 昭和 25 年 8 月 7 日 長岡地方講演會において講演、原稿受付昭和 26 年 1 月 12 日。
- (2) 正員、大日本セルロイド網干工場。
- (3) N. A. C. A. T. R. No. 588.
- (4) 機械學會論文集, 14 卷 46 號 (昭 23), 161 ページ。

振動時における気化器浮子室の特性 (第 1 報)⁽¹⁾

田 中 英 穂⁽²⁾

Characteristics of Float Chamber of oscillated Carburetter (1st Report)

by Hideo TANAKA

When we use an ordinary carburetter with a cone valve (which is used in the automobile engine), vibrations cause to increase the fuel consumption, and if they are violent they cause to overflow the fuel from float chamber. These are regarded as general phenomena for the system with a float type auto-valve.

The experiments have been done chiefly for the cases due to periodic oscillations. These experimental results were compared and examined with the results of calculation which were made under the rough assumptions as a first approximation.

As the results of these experiments and calculations the fact that all above-mentioned phenomena come to the vibrating phenomena including the collision of the valve against the valve sheat was clarified, and their mechanisms were resolved clearly. For an example the region where these phenomena are able to occur is suddenly extended when the frequency of oscillation reaches beyond twice as much as the natural frequency of this vibrating system.

I. 緒 言

自動車用気化器において走行中に浮子室内の液面が上昇し燃費が増すと言うことが問題になる。これに対してはバーコレーションによる場合と、気化器の振動による場合とが考えられる。この中後者の場合はたとえばひどく道路の悪い所を走行する時などには燃料が浮子室からあふれ出ることすらある。これらの振動によると思われる現象に対して主として実験を行い、これと計算結果とを比較検討した結果ほぼこの現象を明らかにし得た。

走行中に受ける気化器の振動は周期的なものとは断じ得ないが、たとえば衝撃を受けた時に車体はその固有振動数をもって減衰振動を行うので、かかる振動は振幅は別として周期性を持っている。また発動機より伝わる振動もある程度周期的なものと考えられる。そこで実験としては幾らか実際とは異なるが周期的な強制力を加えた場合について行った。なお本報告の結果は自動車用気化器に限らず一般に浮子式の自動弁が周期的強制力を受けた場合に対しても適用できるものとおもう。