蓄圧・管制弁式燃料噴射系統の研究*
(噴射特性について)和栗 雄太郎^{*1}, 高 崎 講 二^{*1}
楊 延 相^{*2}, 吉 田 智^{*3}Studies on an Accumulation-Type Fuel Injection System
(Investigation of Injection Characteristics)Yutaro WAKURI, Koji TAKASAKI,
Yanxiang YANG, and Satoshi YOSHIDA

A new accumulation-type fuel injection system was developed to improve the combustion characteristics of small-sized, direct-injection-type diesel engines. The following were made clear through the experiments. (1) Injection characteristics could be easily controlled compared with the conventional Bosch system. (2) Injection pressure could be kept at a high value independently of engine speed, and exhaust smoke density was sharply improved even at low engine speeds. Moreover, the results of theoretical calculations showed the possibility of further improvement of injection characteristics by excluding the influences of pressure wave, arranging the accumulator and control valves close to the injection nozzle.

Key Words: Internal Combustion Engine, Diesel Engine, Accumulation-Type Fuel Injection System, Injection Pressure, Combustion Characteristics

1. 緒 言

直接噴射方式は、副室式燃焼方式に比較して熱効率上有利であるが、小形・高速ディーゼル機関になるほどその適用が難しく、燃焼の促進、排煙の低減などが重要な課題となっている。それには、燃料噴射圧力の増大と噴口径の減少を組合せた噴霧の微粒化の促進と噴霧内空気過剰率の増大⁽¹⁾が最も効果的と考えられ、噴射圧力 100 MPa 以上の高圧噴射も検討されている⁽²⁾。ただ、慣用のジャーク式(ボッシュ式)燃料噴射系統は、噴射圧力が機関の回転数に支配されるほか圧力変動も大きく、出力や回転数の広い領域にわたって高圧噴射を実現するのは困難である。

そこで本研究では、噴射圧力を回転数と独立に制御でき、圧力変動も小さい蓄圧・管制弁式燃料噴射系統を試作し、その噴射特性について、実験と計算による検討を行った。その結果、この噴射系統によって、回転数によらず高い噴射圧力を実現できるほか、噴射特性の制御も比較的容易に行えることが明らかとなった。

さらに、比較的小形の供試機関に適用して燃焼特性に及ぼす影響を調べた結果、排煙濃度を顕著に改善できることが確かめられた。

2. 実験装置と方法

2・1 蓄圧・管制弁式燃料噴射系統 蓄圧・管制弁式燃料噴射系統は、かつて大形の低速機関に使用された実績があるが、これは管制弁を単一のカムで制御するため、低噴射量領域では弁の開、閉速度が低く、また吸いもどし機構による噴射末期の特性改善も不可能であった。本研究で試作した機構は、2個のカムを用い、噴射開始を管制弁により、噴射終わりをプランジャヘリックスにより制御する独特のもので、これらの問題の改善をねらい、とくに小形・高速機関への適用を考慮したものである。

図1にその概要を示す。蓄圧ポンプ①は管制装置とは別個に駆動され、蓄圧器②へ燃料を圧送する。二点鎖線で囲まれた管制装置のカム③と④は、共通の軸上に配置され、機関のカム軸により駆動される。噴射は、カム③が押棒⑤を介して管制弁⑥を開くことにより開始される。このときプランジャの形をした弁⑦では、図の破線内(a)に示すように、切欠きによって連絡孔⑧と⑥が連絡した状態となっており、蓄圧器②の圧力

* 昭和62年4月1日 第64期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和61年10月28日。

^{*2} 正員、九州大学工学部 (〒812 福岡市東区箱崎6-10-1)。

^{*3} 准員、九州大学大学院。

^{*1} 九州大学大学院。

は吐出弁⑧を経て噴射ノズル⑩へと伝ばし噴射が行われる。つづいて破線内(b)に示すように、すでに上昇行程にあった⑦のヘリックスが、③を閉じると同時に排油孔⑥が開き、⑦～⑧間の燃料を排出することにより噴射を終了する。その後⑥が閉じ、⑦もカムに沿って下降して、はじめの状態にもどる。図2に弁⑥、⑦のリフトと噴射期間の関係を示す。この図からわかるように、2個のカムを使用することにより、噴射開始、噴射終わりの管制に、常時カム速度の高い領域を利用

できることが特色である。なお噴射量の調整は、⑦をラック⑨により回転させ、ヘリックスが③を閉じ⑥を開く時期を変更することにより行うことができる。

2.2 供試機関 供試機関は、シリンダ径 135 mm, ストローク 130 mm, 最大出力 25.7 kW/2 500 rpm の無過給の四サイクル単シリンダ機関で、その主要諸元を表 1 に、また蓄圧・管制弁式燃料噴射系統を装備した状態の写真を図 3 に示す。実験は、機関回転数、動力計荷重一定の条件で行い、燃料消費率、排煙濃度のほか、ひずみゲージ式指圧計により求めた 100 サイクル平均の指圧線図から、伝熱損失を除く熱発生率 $dQ/d\theta$ と、積算熱発生量 Q が 1 サイクルの燃料の発熱量に占める割合 $Q/G_f \cdot H_u$ (G_f : 1 サイクルの燃料噴射量, H_u : 燃料の低発熱量)を算出した。

2.3 実験の方法 本研究では、まず噴射系統単独の特性試験を行い、次に供試機関により、ボッシュ式噴射系統との燃焼特性の比較試験を行った。表 2 に実験条件を示す。噴射系統単独の実験は、従来形噴射系統では圧力の低下する低速域に着目して、1 500 rpm と 1 000 rpm の機関回転数(カム軸回転数 750, 500 rpm)を選んで行った。供試機関の運転は、 P_{me} を最大定格の 80 % である 0.63 MPa に設定し、1 000 rpm にて行った。なお燃料は市販の軽油を使用した。

図 1 蓄圧・管制弁式燃料噴射系統の作動原理

図 2 管制弁リフト曲線と噴射期間の設定

表 1 供試機関主要諸元

Type of Engine	Single Cylinder, Four-Stroke-Cycle, Direct-Injection, Natural Aspiration
Bore	135mm
Stroke	130mm
Maximum Rating	25.7kW/2500rpm
Maximum Mean Effective Pressure	0.79MPa/1500rpm
Compression Ratio	19
Inlet Valve Timing	Open BTDC20°, Close ABDC50°
Exhaust Valve Timing	Open BBDC60°, Close ATDC30°

図 3 供試機関

表 2 実験条件

(a) Injection System Tests

	d mm	L mm	N × d _N (A _N) mm ²	d _b mm	l _b mm	P _{ac} MPa	P _o MPa
Accumulation System	2	300	4×φ0.27(0.229)	3	200	60	25
						60	45
						80	45
				2	600	80	45

d : Inner Diameter of Fuel Pipe (Delivery Valve to Injection Nozzle)
 d_b : Inner Diameter of Fuel Pipe (Accumulator to Control Valve)
 L : Length of Fuel Pipe (Delivery Valve to Injection Nozzle)
 l_b : Length of Fuel Pipe (Accumulator to Control Valve)
 N : Number of Injection Holes
 d_N : Diameter of Injection Holes

(b) Engine Operation Tests

	d mm	L mm	N × d _N (A _N) mm ²	d _b mm	l _b mm	P _{ac} MPa	P _o MPa
Accumulation System	2	300	5×φ0.25(0.245)	3	200	60	35
Bosch System	2	800	5×φ0.32(0.402)	—	—	—	25

Retraction Volume
with Delivery Valve ... 110mm³

A_N : Total Area of Injection Holes
 P_{ac} : Accumulating Press.
 P_o : Nozzle Opening Press.

燃料噴射圧力は、ノズルホルダの入口でピエゾ式圧力変換器により、またニードルリフトは渦電流式変位計により計測した。

3. 蓄圧・管制弁式燃料噴射系統の噴射特性

3.1 機関回転数と噴射量の影響 本研究では、前記供試機関における燃料噴射量の範囲内で、機関回転数と噴射量による噴射特性の変化を、噴射系統単独の実験により明らかにした。図4は、試作した蓄圧・管制弁式燃料噴射系統での噴射特性を供試機関に標準装備をしているボッシュ式噴射系統と比較した一例である。ここでは、噴射圧力の増加に応じて噴口総面積を小さくし、噴射期間をボッシュ式の場合とほぼ等しくしている。同図によると、ボッシュ式では、1500 rpmから1000 rpmへの機関回転数の低下により、40 MPaから30 MPaへの最高噴射圧力の低下をまねがれず、そのため1000 rpmではニードルの開弁後の上昇が緩慢となっている。一方、試作した噴射系統では両回転数ともほぼ同等の最高噴射圧力が得られ、1000 rpmにおけるニードルの上昇も急速である。また両回転数とも、ニードルの閉弁も急速に行われており、排油と吸いもどしの効果が出ているものと考えられる。

また、前述のように、噴射量の調整は図1のラック⑨により行うが、図5はラックの移動距離と噴射量の関係を示したものである。これを見ると、噴射量はラックの移動距離にほぼ比例して変化している。また図6は噴射量の変化に伴う噴射特性の変化を示したものである。これによると、噴射量の減少に伴い、やはり噴射圧力の低下がみられる。これは、噴射期間の減少とともに、連絡孔③の面積が絞られるためと考えられる。前述のように、噴射開始、噴射終わりの管制に、常にカム速度の高い領域を利用できるのが本噴射系統の特色であるが、さらにカム形状等によって噴射終わり管制カムの速度を高め、連絡孔をより急速に閉じることにより、低噴射量領域まで高い噴射圧力を維持する

Bosch System

(Inj. Nozzle 5×φ0.32, P_o = 25 MPa)

Q_f = 100mm³/cycle

N_E : Engine Speed

Q_f : Quantity of Fuel Injected

Accumulation System

(Inj. Nozzle 4×φ0.27)

Q_f = 100mm³/cycle

P _{ac} MPa	P _o MPa
80	45

図4 蓄圧・管制弁式とボッシュ式の噴射特性の比較

図5 ラックの移動距離と噴射量の関係

ことが重要である。ただし、この図にもみられるように、噴射ノズルの開弁圧力を高く設定することにより、この問題をある程度緩和することができる。図7に、2種類の開弁圧力での噴射量と最高噴射圧力の関係を示しているが、この場合は、蓄圧器内の圧力60 MPaに対して開弁圧力を45 MPaとすることにより、供試機関における最大噴射量の約1/3以上の噴射量領域で、最高噴射圧力は、蓄圧器内の圧力より高い値に達している。

図6 噴射量の変化に伴う噴射特性の変化

図7 噴射量と最高噴射圧力の関係

図8 計算モデル

3.2 管長さの影響 この噴射系統では、図1に示すように、蓄圧器から管制装置までの管(長さ l_b)と管制装置から噴射ノズルまでの管(長さ L)をもつため、ボッシュ式噴射系統と同様、管内の圧力波の伝播によって噴射特性が左右される。そこで、ボッシュ式における噴射過程の計算法⁽³⁾にならない、これら管内の波動方程式を差分法によって解くことを中心とした計

表3 計算を行った各部の境界条件

Feed Chamber Equation of Continuity of Fuel $\delta A_1 u_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1 - P_{ca} } = \frac{V_{ca} dP_{ca}}{E dt} + \frac{A_b a}{E} (P_{ab}^* - P_{rb}^*)$ $A_1 = \min(A^*, A_R, A_S)$ <p style="text-align: right;">a Sonic Velocity E Bulk Modulus of Fuel $\beta \sqrt{ dP } \dots dP \geq 0 \rightarrow \beta = 1$ $dP < 0 \rightarrow \beta = -1$</p>
Plunger Chamber Equation of Continuity of Fuel $A_v \frac{dS_v}{dt} + \delta A_2 u_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1 - P_2 } + G_{1a} + \frac{V_1 dP_1}{E dt} = 0$ $G_{1a} = \begin{cases} \delta A_1 u_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1 - P_{ca} } \dots A_1 = 0 \\ \delta A_R u_R \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1 - P_{at} } \dots A_1 = 0 \end{cases}$
Delivery Chamber Equation of Continuity of Fuel $A_v \frac{dS_v}{dt} + \delta A_2 u_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1 - P_2 } = \frac{V_2 dP_2}{E dt} + \frac{A_p a}{E} (P_a^* - P_r^*)$ Equation of Motion of Delivery Valve $A_v P_1 = A_v P_2 + F_v + k_v S_v + m_v \frac{d^2 S_v}{dt^2}$
Needle Chamber Equation of Continuity of Fuel $0 = \frac{A_p a}{E} (P_r^* - P_a^*) + \frac{V_3 dP_3}{E dt} + A_n \frac{dS_n}{dt} + \delta A_3 u_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_3 - P_n }$ Equation of Motion of Needle Valve $A_{sc} P_n + (A_n - A_{sc}) P_3 = F_n + k_n S_n + m_n \frac{d^2 S_n}{dt^2}$
Sac Chamber Equation of Continuity of Fuel $\delta A_3 u_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_3 - P_n } = \frac{V_3 dP_3}{E dt} + \delta A_{NUN} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_n - P_c }$ Quantity of Fuel Injected $q = \int_0^t A_{NUN} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_n - P_c)} dt$ <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div> $\left. \begin{aligned} P_a(t) &= P_2(t) - P_r(t - \frac{L}{a}) - P_0 \\ P_r(t) &= P_3(t) - P_a(t - \frac{L}{a}) - P_0 \\ P_{ab}(t) &= P_{ca}(t) - P_{rb}(t - \frac{l_b}{a}) - P_{ac} \\ P_{rb}(t) &= -P_{ab}(t - \frac{l_b}{a}) \end{aligned} \right\} \dots (1)$ $\left. \begin{aligned} P_a^* &= P_{ab}(t) \\ P_{rb}^* &= P_{rb}(t - \frac{l_b}{a}) \\ P_a^* &= P_a(t) \\ P_a^* &= P_a(t - \frac{L}{a}) \\ P_r^* &= P_r(t) \\ P_r^* &= P_r(t - \frac{L}{a}) \end{aligned} \right\} \dots (2)$ </div> <div> P_0 Residual Press. </div> </div>

算プログラムを作成して計算検討を行った。

計算上仮定したモデルを図8に、また各部の境界条件を表3に、さらに計算のフローチャートを図9に示している。基礎となる二つの管における波動方程式の解は表3中の式(1)、(2)で表される。計算においては、簡単のため、噴射過程における燃料の密度、体積弾性率は一定とし、粘性摩擦も考慮していない。

図10(a)、(b)は、試作した噴射系統において、蓄圧器から管制装置までの管の直径(d_b)と長さ(l_b)が、噴射特性に及ぼす影響を検討した一例である。(a)では噴射開始後蓄圧器からの圧力の供給が遅れ、最高噴射圧力も蓄圧器内の圧力に達していない。しかし、(a)から(b)への変化にみられるように、この管を太く短くすることによって、噴射初期の圧力上昇が改善され、平均噴射圧力も増加することがわかった。これらの計算結果は、図に示すように、その後行った実験結果ともよく一致している。

一方、図11は l_b 、 L ともきわめて短い場合の計算結果である。このとき噴射圧力は、噴射開始後まもなく蓄圧器内の圧力に漸近し、ほぼく形に近い噴射圧力波形が得られている。このように圧力変動の少ない噴射特性を得るためには、蓄圧器-管制装置-噴射ノズルを一体化した構造にするのがのぞましいことが明らかとなった。

4. 噴射圧力が燃焼特性に及ぼす影響

試作した噴射系統を供試機関に取付け、低速域においてボッシュ式噴射系統との燃焼特性の比較を行った。噴口数、噴口角度と燃焼室形状については、ボッシュ式噴射系統における適合試験⁽⁴⁾の結果、比較的良好

な燃焼状態を示す、噴口数5、噴口角度 158° の噴射ノズルと、図12に示すリエントラント形燃焼室の組合せを選んでいる。表2(b)にこのときの噴射系統の条件を示す。ここでも両者の噴射期間が大きく変化しないように考慮し、蓄圧・管制弁式噴射系統ではボッシュ式の場合より噴口径を小さく設定している。

d mm	L mm	$N \times d_N (A_N)$ mm mm ²	P_{ac} MPa	P_o MPa
2	300	$4 \times \phi 0.27 (0.229)$	80	45

N_E rpm	d_b mm	l_b mm	N_E rpm	d_b mm	l_b mm
1000	2	600	1000	3	200

$Q_f = 100 \text{ mm}^3/\text{cycle}$

$Q_f = 95 \text{ mm}^3/\text{cycle}$

図10 計算検討結果(1)

d mm	L mm	$N \times d_N (A_N)$ mm mm ²	d_b mm	l_b mm
3	10	$4 \times \phi 0.27 (0.229)$	5	10

N_E rpm	P_{ac} MPa	P_o MPa	N_E rpm	P_{ac} MPa	P_o MPa
1500	80	45	1500	60	45

図11 計算検討結果(2)

図9 計算のフローチャート

図12 燃焼室形状と噴霧の到達距離

図 13 噴射系統による噴射特性と熱発生率の変化

図 14 噴射系統による燃焼特性の変化

図 13 に噴射特性と熱発生率の比較を、図 14 に噴射時期を横軸にした燃焼特性の比較を示す。この実験では蓄圧器内の圧力を 60 MPa に設定しており、図 13 からわかるように、平均噴射圧力はボッシュ式に比べて顕著に増加し、その結果、熱発生率曲線にみられるように、燃焼期間が短縮され後燃えが減少している。また図 14 では、とくに排煙濃度の改善が顕著であり、噴射時期が遅い場合の燃料消費率も改善されている。

さて図 12 中に示した噴霧の図は、両者における平均噴射圧力から運動量理論⁽¹⁾により到達距離を計算し、噴射開始からのクランク角度で整理したものである。これによると、蓄圧・管制弁式噴射系統では、噴口径の減少にもかかわらず、噴射圧力の増大により噴霧

の貫徹力は増加している。このように、噴射圧力と噴口径の組合せによって、噴霧の粒径や噴霧内空気過剰率のほか、噴霧の貫徹力も変化する。これらがどのように燃焼特性に影響を及ぼしているのか詳細に検討することも今後の課題である。

5. 結 論

以上、蓄圧・管制弁式燃料噴射系統の噴射特性と、それを利用した供試機関の燃焼特性の改善について述べた。試作した噴射系統はまだ改善の余地が大きく、とくに噴射終わり管制カムの速度を高めることにより、さらに低噴射量領域における噴射特性の改善が可能になるものと考えられる。また、管内の圧力波の影響を避け、圧力変動の少ない噴射特性を得るには、蓄圧器-管制装置-噴射ノズルをほぼ一体化した構造にするのが望ましい。

これまでに得られた結果を要約すると、

(1) 蓄圧・管制弁式燃料噴射系統は、噴射始めと噴射終わりを別個の管制弁で制御することにより、比較的小形・高速のディーゼル機関にも適用が可能である。これにより、機関回転数によらず高い噴射圧力を実現できることが確認された。

(2) 噴射終わりの管制にプランジャヘリックスを用いることにより、ボッシュ式噴射系統と同様のラック機構による噴射量の制御が可能である。

(3) ボッシュ式噴射系統と同様、管内圧力波の伝ばを計算することにより、噴射圧力波形の予測が可能となった。

(4) 試作した噴射系統を供試機関に適用した結果、低速域において、排煙濃度を顕著に低減できることが確かめられた。

終わりに、本研究費の一部は、昭和 59~61 年度文部省科学研究費による。また装置の製作にご協力いただいたヤンマーディーゼル(株)と、噴射ノズルを供試いただいた日本電装(株)、ならびに本学の阿部重信、藤野正雄、上田俊二の各文部技官にあわせて謝意を表す。

文 献

- (1) 和栗・ほか 3 名, 機論, 25-156 (昭 34), 820.
- (2) 小宮山・ほか 3 名, 小松技報, 27-4 (昭 57), 1.
- (3) Becchi, P. I. G., *FIAT Tech. Bull.*, 15-2 (1962), 33.
- (4) 和栗・ほか 4 名, 九大工学集報, 59-5 (昭 61), 701.

討 論

〔質問〕 神 本 武 征〔東京工業大学工学部〕

- (1) 蓄圧燃料のリークは問題にならないか。
- (2) 本システムの駆動動力はボッシュ式に比較して大きいと思われるがどうか。

〔回答〕 (1) 本文図1に示すプランジャ⑦や押棒⑤のしゅう動部は燃料自身による潤滑を行っており、ボッシュ式噴射系統の場合と同様にドレンが発生する。ただしそれは、図2に示すように管制弁⑥が開いて管制装置内に高圧がかかっている期間だけであり、機能上問題となる量ではない。

(2) ご指摘のとおり、本システムでは蓄圧ポンプと管制装置の両方を駆動するため、ボッシュ式の場合

より多少多くの動力を必要とすると考えられる。ちなみに蓄圧ポンプの所用動力を計算すると、本文図14の場合(蓄圧器内の圧力60 MPa)で機関の正味出力の約1%になる。ただしこれを考慮しても、図14の噴射時期が遅い場合の燃料消費率の優位性は十分保たれている。

〔質問〕 新 井 雅 隆〔広島大学工学部〕

(1) アキュムレータにプランジャポンプで蓄圧しているが、そのときに必要な動力が機関出力の何%程度になるか知りたい。

〔回答〕 神本氏への回答(2)をご参照願いたい。