ディーゼル機関における燃料噴射系と
スワールの最適条件に関する理論的・実験的研究*近久 武美^{*1}, 村山 正^{*1}, A. Shiyuti FADZILI^{*2}Theoretical and Experimental Study on Optimizing
Fuel Injection System and Swirl Flow in DI Diesel Engines

Takemi CHIKAHISA, Tadashi MURAYAMA and A. Shiyuti FADZILI

The paper presents a theory and its experimental validation on optimum conditions of fuel injection systems and swirl flow, which gives the maximum thermal efficiency and minimum smoke emission. The theory predicts air entrainment change into fuel sprays for a variety of swirl speeds, number of nozzle holes, nozzle diameters, engine speeds, injection speeds and fuel densities. Experiments were conducted to verify the theoretical prediction. The results showed good agreement with the theory: maximum combustion rate arranged on theoretically predicted lines for number of nozzle holes and swirl speeds. The study provides opportunity for engine designers and researchers for understanding diesel combustion characteristics for injection systems and swirl flows.

Key Words: Diesel Engine, Fuel Injection, Swirl, Thermal Efficiency, Combustion, Emission, Theory, Air Entrainment, Optimization

1. ま え が き

直接噴射式ディーゼル機関では、燃料噴射系とスワール比の選定が燃焼特性上、非常に重要であり、多くの研究がなされてきた。しかし、いずれも両者の相互作用を定量的に体系化するには至っておらず、そのため特に近年の傾向である高圧噴射化に際して、過去に蓄積されたデータを活用できずに、改めて多くの最適化実験が繰返されている。

そこで本研究では、噴霧中への空気導入強さに着目して、その最適値を与える条件を理論的に体系化することを試みた。この相互関係が定量的に明らかになるならば、過去の多くのデータの活用が可能となるほか、計算や実験の量を大幅に減らし得るものと思われる。

これに関連した従来の研究として、まず和栗らの研究⁽¹⁾が挙げられる。そこでは、オーバースワール現象を噴霧の重なりによるものとして、噴霧の幾何学的な考察から噴孔数と最適スワールの相関を導いている。次に、浜本ら⁽²⁾は同様な考え方で、それらの関係をさら

に単純化し、噴孔数×最適スワール比は一定の値になるとした。これに対し広安ら⁽³⁾はスワール中の噴霧の軌跡を実測し、噴霧の重なり条件に関する式を導いている。それらはいずれも形に多少の差があるものの、本質的に浜本らの結果と同一となっている。また、松井ら⁽⁴⁾は小形DIディーゼル機関のスワールやキャビティ径およびノズル噴孔数の相互作用の研究を行い、最適スワールに関する実験式を示している。このほか、Nakagawaらは噴霧中の空気導入率を示している⁽⁵⁾。

一方、スワールが燃焼に対して及ぼす効果を定量的に観察した研究も数多くあり^{(6)~(8)}、最適スワール条件では燃焼室内における燃料の分布が比較的均一であると報告している。

このように、噴射系とスワールの相互作用に関して数多くの研究があり、一部、オーバースワール条件に関して定式化がなされている。しかし、それらの式では、最適条件として種々の噴孔数とスワール比の組合せが生じ、最適条件を特定できないほか、ボアや機関回転速度、噴孔径、あるいは噴射速度などの項が含まれておらず、十分とは言えない。

そこで本研究では、準定常噴霧理論⁽⁹⁾、および横風を受ける噴流に関する理論⁽¹⁰⁾などを基に、式の無次

* 原稿受付 平成4年7月3日。

^{*1} 正員、北海道大学工学部 (〒060 札幌市北区北13条西8丁目)。^{*2} 学生員、北海道大学院。

元化を行いながら、噴霧中への空気導入強さの理論解析を試みた。その結果、空気導入強さを、スワールや噴孔数の他、噴射速度や機関回転速度、あるいは燃料と空気の密度などを含む無次元式で表現することができた。この他、本研究では実験による理論の妥当性の検討も併せて行った。

2. 主 な 記 号

- A_n : ノズル総噴孔面積比
 D : ボア m
 d_n : 噴孔径 m
 G_a : シリンダ内空気量 kg
 G_{sa} : 噴霧中の空気量 kg
 $\dot{G}_f$: 燃料噴射率 kg/s
 $\dot{G}_{sa}/\dot{G}_{s\infty}$: 導入された周囲ガス中の新気の割合
 H_u : 燃料の低発熱量 kJ/kg
 L_o : 量論空燃比
 N_z : 噴孔数
 n : 機関回転数 rpm
 $dQ/d\theta$: 熱発生率 kJ/rad
 Sr : スワール比
 u_0 : 平均噴射速度 m/s
 w : 噴霧幅 m
 $\alpha = u_0/u_\infty$
 $\Delta\theta$: 噴射期間 rad.
 Λ : 空気導入強さ
 λ : 空気過剰率
 ρ_a : 噴射期間中の平均空気密度 (非燃焼時の圧縮上死点における密度で代表) kg/m³
 ρ_f : 燃料密度 kg/m³
 ϕ : 噴霧角 rad.
 Ω_{os} : オーバースワールパラメータ

3. 理 論 的 解 析

燃焼の評価には、燃費率や排気煙のほかに、NO_x量、騒音などが含まれ、それぞれ傾向が異なるため、最適化の定義も難しいが、本研究では排気煙が少なく、燃費率が良好な燃焼条件を求めることとした。

排気煙が少なく燃費率の良い燃焼では、通常、拡散燃焼のピーク値が高く燃焼期間が短い⁽¹¹⁾。一方、ディーゼル機関における拡散燃焼は、燃料と空気との混合速度によって主として律速されているものと考えられる。そこで燃焼系の良否の判定量として、噴霧中への空気導入率の最大値を用いることとし、以下のような判定指標 Λ を定義した。

$$\Lambda = \left\{ \frac{d}{d\theta} \left(\frac{G_{sa}}{G_a} \right) \right\}_{\max} = \frac{dt}{d\theta} \frac{\dot{G}_{sa}}{\dot{G}_{s\infty}} \frac{\dot{G}_{s\infty}}{\dot{G}_f} \frac{\dot{G}_f}{G_a} \quad \dots\dots\dots (1)$$

すなわち、 Λ は単位クランク角当たりの噴霧中への最大空気導入率を、シリンダ内空気量により無次元化したものである。そして、それは上式のような $\dot{G}_{sa}/\dot{G}_{s\infty}$ (噴霧中へ導入された周囲ガスのうち、新気の占める割合)、 $\dot{G}_{s\infty}/\dot{G}_f$ (燃料噴射率に対する周囲ガス導入率)、および $\dot{G}_f/G_a$ (シリンダ内空気量に対する燃料噴射率) にそれぞれ分解して考えることができる。

解析はスキッシュ流のない平形燃焼室において、噴霧が水平に噴射されるものとし、以下のような仮定条件下で行った。

- (1) 噴霧の主要構造は定常噴霧と同一である⁽⁹⁾。
- (2) 火炎がある場合の空気導入率は、ない場合の空気導入率から比例的に類推できる。
- (3) 噴霧は気体噴流と同様な挙動を示す。
- (4) 壁面衝突により、空気導入率は著しく変化しない。
- (5) 噴射率は平均値を用い、一定として取扱える。

なお、空気導入率の最大値 Λ は、噴射による運動量が最大となる噴射終了時に生じるものとして、比較を行った。

3・1 スワールがない場合 図1において、噴射ノズル先端から長さが y の噴霧中への周囲ガス導入率 $\dot{G}_{s\infty}$ は、上述の準定常仮定から y 断面を通過する噴霧中の周囲ガス量と一致するので、それを燃料噴射率で割った値は、 y 地点の平均空燃比となる。和栗らの理論⁽⁹⁾ によると、 y 地点の平均空燃比は、

$$\frac{\dot{G}_{s\infty}}{\dot{G}_f} = 2 \tan \left(\frac{\phi}{2} \right) \sqrt{\frac{1}{c} \frac{\rho_a}{\rho_f} \frac{y}{d_n}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

図1 自由噴霧と壁面衝突噴霧の模式図

ただし、 c はノズルの流量係数である。一方、同理論によると噴霧先端距離 y は、

$$\sqrt{\frac{\rho_a}{\rho_f c}} \left(\frac{y}{d_n} \right)^2 \tan \left(\frac{\phi}{2} \right) = u_0 \frac{t}{d_n} \dots\dots\dots (3)$$

したがって、噴射終了時の周囲ガス導入率は、 $t = \Delta\theta \cdot 60 / 2\pi n$ であることから以下のように求められる。

$$\frac{\dot{G}_{sa}}{\dot{G}_f} \propto \left\{ \sqrt{\frac{\rho_a}{\rho_f}} \tan \left(\frac{\phi}{2} \right) \cdot \frac{60 u_0}{2\pi n d_n} \cdot \Delta\theta \right\}^{1/2} \dots\dots\dots (4)$$

一方、シリンダ容積は D^3 に比例するので、 $\dot{G}_f / G_a$ は次式のとおりととなる。

$$\frac{\dot{G}_f}{G_a} \propto \frac{\rho_f \pi d_n^2 u_0 N_z}{4 \rho_a D^3} \dots\dots\dots (5)$$

したがって、 $dt/d\theta = 60 / 2\pi n$ であることを考慮すると、式(1)は最終的に次式のように変形される。

$$\begin{aligned} \Lambda \propto & \frac{\dot{G}_{sa}}{\dot{G}_{so}} \left(\sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}} \cdot \frac{60 u_0}{n D} \right)^{3/2} \cdot \left\{ N_z \cdot \left(\frac{d_n}{D} \right)^2 \right\} \\ & \times \left\{ \frac{D}{d_n} \tan \left(\frac{\phi}{2} \right) \cdot \Delta\theta \right\}^{1/2} \dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

ここで、 $\dot{G}_{sa} / \dot{G}_{so}$ は導入された周囲ガスのうち、既燃ガスや隣接燃料蒸気などを除いた新気の占める割合である。この値の噴孔数による変化は、単一噴霧の占有し得る空間角度 $2\pi / N_z$ に対して、図2のようになるものと考えられる。すなわち、 $2\pi / N_z$ が大きく、隣接噴霧の影響が小さい場合には、その値は1に近く、接近して干渉が始まると急激に低下するものと考えられる。一方、壁面衝突がある場合には、図1(b)のように噴霧先端が巻き込んでくるために、 $2\pi / N_z$ が比較的大きな所で、同様な干渉が生じるものと推定される。したがって、本文では以降、 $\dot{G}_{sa} / \dot{G}_{so} = 1$ として取扱い、噴霧の干渉領域は別途検討した。

ここで、燃料量と空気過剰率の関係から、平均噴射速度は噴射期間を用いて次式のように表される。

$$\frac{n D}{60 u_0} \propto \lambda L_0 \frac{\rho_f}{\rho_a} N_z \left(\frac{d_n}{D} \right)^2 \Delta\theta \dots\dots\dots (7)$$

一方、定常流の場合、噴霧角度 ϕ はほぼ一定であると考えられるので⁽¹²⁾、ノズル総噴孔面積比を $A_n \equiv$

$N_z (d_n / D)^2$ とおくと、式(6)と式(7)からスワールがない際の空気導入強さ Λ_0 に関し次式が導かれる。

$$\Lambda_0 \propto (\lambda L_0)^{-1.5} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \cdot A_n \right)^{-0.75} \cdot N_z^{0.25} \cdot \Delta\theta^{-1} \dots\dots (8)$$

式(8)によると総噴孔面積比 A_n が一定な場合には、隣の噴霧と干渉しない程度に噴孔数を多くするのがよいと言える。したがって、噴霧の干渉を考慮すると、最適噴孔数は大形機関では多噴孔ではほぼ一定数となり、小形になると壁面衝突の影響により多少減少することが予測される。事実、大形機関ではボアのいにかんにかかわらずおおむね9～10噴孔程度のものが多く、小形となるにつれてその数が減少する傾向があり、本理論とよく一致している。また、高圧噴射を行った場合には、 $\Delta\theta$ ならびに A_n の減少により、燃費および排気煙性能が改善されることが示されており、これも事実とよく合致している。

3.2 スワールがある場合

スワールがある場合の空気導入については、解析例が多い一様横風中の噴流挙動に関する研究結果を用いることとし、前述の仮定に加えて、さらに以下のような仮定を設けた。

- (1) 図3(a)のようなスワール中の噴霧は、図3(b)のような一様横風中の噴霧に置き換えることができる。
- (2) この場合、 (x, y) の座標はもとの系では (y, ϕ) (ただし $\phi = x/y$) と変換することができ、一方、 u_∞ はスワールの周速度と比例的に、以下のような関係で示される。

$$u_\infty \propto \frac{D}{2} S_r \frac{2\pi n}{60} \dots\dots\dots (9)$$

- (3) 燃料と周囲気体の密度差は、運動量が等価となる噴孔径 $d_e = d_n \sqrt{\rho_f / \rho_a}$ によって補正され、周囲気体と等しい密度の気体噴流として取扱える⁽¹³⁾。
- (4) ξ 方向の速度には噴流断面内の平均速度 $\bar{u}$

図2 導入ガス中の新気割合に関する概念図

図3 スワール系と横風噴流系の座標変換

を用い、一様流として取扱える⁽⁹⁾。

以上の仮定を用い、ノズル出口で dG_f の燃料要素が周囲ガス dG_∞ を巻き込み (x, y) 地点で dG になったとすると、質量および y 方向の運動量保存式から、

$$\left. \begin{aligned} dG &= dG_f + dG_\infty \\ u_0 dG_f &= \bar{u} \cos \beta \cdot dG \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

ただし、 β は噴霧先端において噴霧中心軌跡の接線が y 軸となす角度である。したがって、これらより次式が得られる。

$$\frac{\dot{G}_{s\infty}}{\dot{G}_f} = \frac{dG_\infty}{dG_f} = \frac{dG - dG_f}{dG_f} = \frac{u_0}{\bar{u} \cos \beta} - 1 \dots\dots (11)$$

方 $\bar{u}$ は、Platten-Keffler によると⁽¹⁰⁾、

$$\bar{u} = \frac{u_0}{\cos \beta + \alpha \sin \beta} \dots\dots\dots (12)$$

また、Pratte-Baines による研究から、横風中の噴流中心軸の軌跡は、次式で表される⁽¹⁰⁾。

$$\frac{y}{ad_e} = a \left(\frac{x}{ad_e} \right)^b \dots\dots\dots (13)$$

したがって、 $\tan \beta$ は、

$$\begin{aligned} \frac{1}{\tan \beta} &= \tan \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) = \frac{d(y/ad_e)}{d(x/ad_e)} \\ &= ab \left(\frac{x}{ad_e} \right)^{b-1} = ab \left(\frac{1}{a} \frac{y}{ad_e} \right)^{(b-1)/b} \dots\dots (14) \end{aligned}$$

なお、Pratte-Baines によると、 $a \approx 2.05$ 、 $b \approx 0.28$ である。したがって、式(11)、(12)、(14)から次式が得られる。

$$\frac{\dot{G}_{s\infty}}{\dot{G}_f} = \alpha \tan \beta = 0.275 \alpha \left(\frac{y}{ad_e} \right)^{2.57} \dots\dots\dots (15)$$

次に、噴霧先端位置 y について考える。まず、 $\bar{u} = d\xi/dt$ であるから、

$$dt = \frac{1}{\bar{u}} d\xi = \frac{1}{\bar{u}} \frac{dy}{\cos \beta} \dots\dots\dots (16)$$

式(16)に式(12)および式(14)を代入すると、次式となる。

$$dt = \frac{ad_e}{u_0} \left\{ 1 + \frac{\alpha}{ab} \left(\frac{1}{a} \frac{y}{ad_e} \right)^{(b-1)/b} \right\} d \left(\frac{y}{ad_e} \right) \dots\dots\dots (17)$$

これを積分し、噴射終了時の時間が $t = 60\Delta\theta/2\pi n$ であることを考慮すると、次式が得られる。

$$\begin{aligned} &\alpha \left\{ \left(\frac{y}{ad_e} \right) + a \left(\frac{1}{2.05} \cdot \frac{y}{ad_e} \right)^{3.57} \right\} \\ &= \frac{1}{2\pi} \left(\frac{60u_0}{nd_e} \right) \cdot \Delta\theta \dots\dots\dots (18) \end{aligned}$$

式(18)と式(15)を連立させると、噴霧長さ y における空気導入率が求まることになり、この場合、それは α と $(60u_0/n \cdot d_e)\Delta\theta$ の関数となることがわかる。小形から大形機関まで、実用条件を考慮すると、 $500 \leq (60u_0/n \cdot d_e)\Delta\theta \leq 5000$ 、 $10 \leq \alpha \leq 50$ とおくと十分であると考えられる。図4は、その計算結果であり、太線は

連立方程式の解を、また細線はその近似関数を示している。これより、空気導入率は次式のように表される。

$$\frac{\dot{G}_{s\infty}}{\dot{G}_f} = 0.234 \alpha^{-0.5} \left(\frac{60u_0}{nd_e} \cdot \Delta\theta \right)^{0.82} \dots\dots\dots (19)$$

したがって、式(1)に式(19)、(9)および式(7)を代入すると、スワールがある場合の空気導入強さ A_s は以下のとおりとなる。

$$A_s \propto (\lambda L_0)^{-1.32} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} A_n \right)^{-0.73} N_z^{0.41} \Delta\theta^{-0.5} \cdot S_r^{0.5} \dots\dots\dots (20)$$

この式から、高圧噴射にして A_n および $\Delta\theta$ を小さくするほど、またスワールを強くするほど、あるいは噴孔数 N_z を多くするほど空気導入強さが増大することがわかる。ただし、隣の噴霧と干渉が始まると $\dot{G}_{sa}/\dot{G}_{s\infty}$ が急激に低下するので、そこが限界、すなわちオーバースワール限界となる。

そこで、次にオーバースワール限界について考察する。Pratte-Baines の研究によると、横風を受ける噴流の幅 w は⁽¹⁰⁾

$$w \propto ad_e \left(\frac{y}{ad_e} \right)^{1/b} \dots\dots\dots (21)$$

また、噴霧どうしが干渉を始める条件をオーバースワール条件とすると、これは噴霧先端の幅 w を用いて次式のとおりととなる。

$$N_z w \propto 2\pi y \dots\dots\dots (22)$$

方、式(19)と式(15)からの噴霧の到達距離 y は、

$$\frac{y}{ad_e} \propto \alpha^{-0.584} \left(\frac{60u_0}{nd_e} \cdot \Delta\theta \right)^{0.319} \dots\dots\dots (23)$$

式(22)に式(21)および式(23)を代入し、式(9)を α に代入して、さらに式(7)の係数を用いると、オーバースワール条件は最終的に次式のとおりととなる。

$$\Omega_{os} \equiv (\lambda L_0)^{0.45} \left(A_n \cdot \frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0.18} \cdot S_r \cdot N_z^{0.94} \cdot \Delta\theta = \text{const} \dots\dots\dots (24)$$

図4 空気導入率に関する理論解と近似関数

上式は、ノズル総噴孔面積、空気過剰率および噴射期間が一定の条件では、 $N_z \cdot Sr^{1.06} = \text{const}$ となり、和栗⁽¹⁾、広安⁽³⁾ および浜本⁽²⁾ らによる研究結果とほぼ一致していることに気付く。式(24)は、さらに機関回転速度や噴射速度、あるいはノズル総噴孔面積などが異なった場合にも適用可能であり、種々の運転条件におけるオーバスワール条件を広く予測していると言える。

3.3 性能変化の理論線図 スワールや噴射系による機関性能の変化を論ずる場合には、同一空気過剰率において比較すべきであるので、以上の結果を線図にすると、 $(\rho_f/\rho_a)A_n$ が一定の条件では図5のようになる。ただし、縦軸はスワールなしで10噴孔のものを基準として、相対表示した。

この場合、 $\Lambda/(\Lambda_{10})$ 線図上のオーバスワール境界線は、式(24)、(20)および式(8)から、次式のとおりとなる。

$$\left(\frac{\Lambda}{\Lambda_{10}} \right)_{os} \propto (\lambda L_0)^{-0.05} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \cdot A_n \right)^{-0.07} \cdot \frac{N_z^{-0.06}}{N_{10}^{0.25}} \quad \dots\dots\dots (25)$$

本式および式(20)と式(8)との比較から明らかなように、オーバスワールの境界線ならびにスワールがある場合の空気導入強さは、スワールなしの線に対して相対表示した場合、空気過剰率や $(\rho_f/\rho_a)A_n$ によってあまり変化しないことがわかる。ただし、上式のいずれにおいても比例定数が明らかではないため、各線の相対的位置は実験により求められなければならない。この比例定数に強く影響する因子は、シリンダ内空気量を D^3 に比例するとおいたことと関連しており、圧縮比や燃焼室形状であるといえる。

この線図から、オーバスワールの境界線は比較的水平に近い直線となること、 $(\Delta\theta \cdot Sr)$ で相対的性能を整理し得ること、およびスワールなしの場合には、 $N_z^{0.25}$

図5 空気導入強さに関する理論線図

に比例して空気導入強さが増えることなどがわかる。

4. 実験的検証

4.1 実験装置および方法 供試機関には、ボア 85 mm でフラットピストンを持つ機関 I (圧縮比 16.6) と、ボア 125 mm でトロイダル形のキャビティを持つ機関 II (圧縮比 17.7, キャビティ径 70 mm) を用いた。いずれも水冷単気筒直接噴射式四サイクルディーゼル機関であり、吸気弁に取付けたシュラウドによりスワール比の変更を行った。この場合、スワールの計測は、羽根車法により行った。ただし、機関 I ではフラットピストンのために燃焼が悪かったので、燃料噴射量を多く保ち信頼性のある拡散燃焼量を計測するために、外部過給を行った。

実験では、各エンジンに対し、空気過剰率、回転速度、スワール比および噴孔数を変化させ、熱発生率、排気煙、および燃費率などの比較を行った。なお、噴射時期はいずれの場合も上死点前 12° とした。

4.2 実験結果および考察

4.2.1 噴霧中への空気導入強さ 空気導入強さに関する実験値と理論値とを比較するには、空気導入強さ Λ と強い関連を持つ拡散燃焼部の最大熱発生率を用いるのがよいと考えられる。

図6は、ノズル総噴孔面積一定 (0.177 mm^2) の条件で供試機関 I を用いた際の結果を、ノズル噴孔数を横軸に取り、両対数グラフにまとめたものである。ただし、プロットした熱発生率の値は、 $Sr=0$ 、噴孔数 10 の値を基準とし、相対的に表示した。図6から、噴孔数が増加するにしたがい、スワールの有無にかかわらず熱発生率の最大値は上昇しており、その傾きは、空気導入強さに関する理論値と比較的良好に対応しているのがわかる。また、排気煙は噴孔数の増加にともなって減少しており、熱発生率の変化と良く対応していることがわかる。なお、 $Sr=2.2$ では、噴孔数が 10 付近で排気煙の悪化が生じ始めており、オーバスワール現象が認められる。

一方、図7は6噴孔で径の異なるノズルを用いた際の機関性能の測定結果である。図7から、実験では噴孔径を小さくするにつれて排気煙が減少し、拡散燃焼の最大熱発生率が增大していることがわかる。これに対し本理論式では、式(8)および式(20)に示されるように、噴孔面積と噴射期間の兼ね合いから空気導入率が決定されることになり、その積について実測したところでは、噴孔面積の減少効果が噴射期間の増大に相殺され、結果としてその積はあまり大きく変化していなかった。したがって、理論予測によるとこの実験条

件では A_n を変えても熱発生率はあまり変化しないことになる。このように予測と実験結果とが対応していなかったのは、噴孔径の大きなものは噴射率が高い分、拡散混合速度と燃焼速度が定常値に達していないことによるものと考えられる。

4・2・2 オーバースワール条件 オーバースワール条件について比較するために式(24)に対応させて、燃費率および排気煙濃度のプロットを試みた。図8は供試機関Iにおける結果である。なお、この場合、本理論解析は多少概略的であるので、 N_z の指数を0.94の代わりに1として表示した。

図8において、噴孔数やスワール強さにかかわらず、燃費率や排気煙の最良値を与えるオーバースワールパラメータ Ω_{os} の値は一致しており、さらに異なった回転速度でもそれらがほぼ同一となっていることに気づく。ただし、過給をした場合にはオーバースワール限界は若干高スワール側に移動する結果となっている。

以上、オーバースワールの傾向はおおむね本理論における予測と一致していると言える。

4・2・3 キャビティ付燃焼室に対する理論の拡張性 本理論はスキッシュ流などの軸方向の流れを考慮していないため、キャビティ付燃焼室に適用し得るとは限らない。そこで、この理論の拡張性について検討を行うために、トロイダル形燃焼室を有する供試機関II（ノズル総噴孔面積：0.456 mm²）を用いて、4・1節までと同様な実験を行った。

図9は図6と同様に横軸にノズル噴孔数を取り、縦

図6 最大熱発生率に関する実験値と理論値との比較、ならびに排気煙特性（平形燃焼室：1 000 rpm）

軸には拡散燃焼部の最大熱発生率ならびに排気煙を取ったものである。キャビティ付燃焼室でも、噴孔数が比較的少ない領域では噴孔数に対する熱発生率の変化の傾きがおおむね理論線と一致している。しかし、スワールなしの6噴孔では、その理論値から大きく外れて高い値を示しているほか、全体的にスワールによる熱発生率の差異が小さい。また、比較的少ない噴孔数の範囲で、噴孔数の増加とともに熱発生率が低下し始める傾向が見られる。これに対し、排気煙はスワールによって大きく異なっており、また8噴孔では熱発生率が高いにもかかわらず、極めて高い排気煙濃度となっている。

このようにキャビティ付燃焼室では理論予測と必ずしも一致した傾向が示されなかったが、これは次のように考えると理解することができる。

まず、排気煙の生成は混合の不完全さにより燃料の

図7 ノズル総噴孔面積比に対する燃焼特性の変化

図8 平形燃焼室におけるオーバースワール条件

過濃部分から生成されるほかに、トップクリアランス部で冷却され、黒煙の酸化が不完全となり排出される二つの異なったメカニズムがあり、8 噴孔の場合には特にこの後者による排気煙が多かったものと考えられる。また、わずかのスワールはかえって排気煙を増大しているが、これもスワールによるシリンダ軸方向流れの変化により⁽⁴⁾、後者の黒煙排出がこの条件で増加したためと解釈される。一方、熱発生率は燃料と空気の混合拡散の関数となっており、キャビティ付燃焼室では周方向に加えてシリンダ軸方向の混合も重要となる。したがって、この場合には噴孔数が少なく壁面衝突による上下方向の分散が強い条件で高い熱発生率が得られる一方、スワールはこの混合拡散に対してはあまり大きな影響を及ぼさなかったものと考えられる。なお、キャビティ付燃焼室におけるオーバースワールは、増速されたスワールや短い壁面到達距離を考えると、噴霧の重なりというよりもむしろ、サーマルピンチや噴霧の貫徹力低下による上下方向の拡散低下によるものと解釈される⁽⁶⁾。

図 10 はキャビティ付燃焼室におけるオーバースワール条件に関する結果である。ばらつきは大きいとその極値は理論どおりいずれも横軸の値が同一な点に存在する傾向を示している。また、その値は平形燃焼室に対する値とほぼ同程度であるのは興味深い。

なお、図 11 はスワールなしのデータを式(8)に対

図 9 最大熱発生率に関する実験値と理論値との比較、ならびに排気煙特性（キャビティ付燃焼室：1000 rpm）

応させて示したものであり、縦軸は燃焼の混合律速を仮定して熱発生率から燃焼に用いられた空気導入強さを求め、それをシリンダ内空気量で無次元化したものである。平形燃焼室では直線的な変化をしており理論と良く一致すること、またキャビティ付燃焼室では6 噴孔のものが上述のようなメカニズムにより高い値となっているものの、全体として平形燃焼室と類似した傾向を示していることがわかる。

以上、キャビティ付燃焼室の場合には、理論予測と異なった傾向を示すが、これらは同理論に壁面衝突によるシリンダ軸方向の混合拡散効果とトップクリアランス部の黒煙生成効果を加えることにより、定性的に解釈可能であると言える。

5. 各種現象の解釈と最適噴射系条件の予測

本理論によると、平形燃焼室では運転条件にかかわらず 10 噴孔程度でスワールなしの場合が最も良い燃

図 10 キャビティ付燃焼室のオーバースワール条件

図 11 スワールがない場合の理論線と実験値の比較

焼となることが予測されており、大形機関における傾向と良く対応している。また、高圧噴射による性能の改善傾向も、本理論により説明可能である。このほか、本理論では機関回転速度の影響は $\Delta\theta$ に集約され、 $\Delta\theta$ が長くなりがちな高速回転時には低スワールに、そして低速回転時には高スワールにすべきであることを予測しており、これも実際と良く一致している。

一方、式(8)に式(7)を代入し、 N_s および $nD/60u_0$ を一定とした場合には、 $A_0 \propto A_n^{0.25}$ という関係が得られ、一定の噴射圧(噴射速度)では噴孔径をできるだけ大きくし、噴射期間を極力短くするほうがよいことがわかる。ただし、部分負荷時の噴射特性などから、噴射期間を短くするには限界があり、その関係から、最適噴孔径が設定されているものと解釈される。このことは、部分負荷時には小さな噴孔径に、また高負荷時には大きな噴孔径にするとよいことを示しており、可変噴孔径の有効性を予測していることになる。

このほか、水エマルジョン燃料により燃焼が改善される現象がしばしば見られるが⁽¹⁵⁾、これは水のマイクロ爆発効果もさることながら、式(8)において $\Delta\theta$ の増加に比べて L_0 の減少効果がより大きいことによる空気導入率の増加としても説明することができる。

6. 結 論

(1) 噴流に関する基礎的理論を基に、ディーゼル噴霧内への空気導入強さに関する無次元式を求めることができた。その結果、スワールや噴射速度あるいはボアに対する最適噴孔数の変化、ならびにその際の機関性能の変化を理論的に示すことができた。

(2) 実機により理論の検証を行った結果、実験値と理論値との間に比較的良好な対応が認められた。

(3) キャビティ付燃焼室では平形燃焼室と異なっ

た熱発生特性ならびに排煙特性が示されるが、これらは壁面衝突によるシリンダ軸方向の混合拡散効果とトップクリアランス部の黒煙生成効果を同理論に加えることにより、定性的に解釈可能である。

(4) 本理論から、各種現象を解釈したり、あるいはさらに機関性能を向上させるための方策などを示すことができた。

本研究に当たり、実験機関に関するご協力を(株)豊田中央研究所および(株)小松製作所からいただいた。また、実験の遂行に当たっては、北海道工業大学の藤原康博教授、登坂茂助教授ならびに野口究君、谷口仁章君の協力をいただいたほか、本学学生であった米野範幸君、梅田純一君、工藤嘉雄君、赤木正君、および前原勇人君から協力をいただいた。ここに特記して感謝の意を表する。

文 献

- (1) 和栗・ほか3名, 機論, **46**-411, B(1980), 2224.
- (2) 浜本・ほか2名, 船用誌, **15**-11(1980), 880.
- (3) 広安・ほか4名, 機論, **48**-431, B(1982), 1402.
- (4) 松井・ほか2名, 自技会講論集, 872114(1987), 599.
- (5) Nakagawa, H., ほか2名, SAE Trans. No. 760214(1976).
- (6) 長尾・ほか4名, 機論, **38**-311(1972), 1875.
- (7) 青柳・ほか3名, 機論, **47**-414, B(1981), 392.
- (8) 唐師・ほか4名, 機論, **50**-451, B(1984), 780.
- (9) 和栗・ほか3名, 機論, **25** 156 (1959), 820.
- (10) ラジャラトナム, N., 噴流, (1981), 178, 森北出版.
- (11) Miyamoto, N., ほか3名, SAE Trans. **94**, 850107(1985).
- (12) 近久・ほか4名, 29回燃焼シンポジウム講論集, (1992), 58.
- (13) Dent, J. C., SAE Trans., 710571(1971).
- (14) Weaving, J., Internal Combustion Engineering: Science & Technology, (1990), 256, Elsevier Applied Science.
- (15) Murayama, T., ほか3名, SAE Trans., No. 780224(1978).