燃料噴霧の空間分布が直噴ディーゼル燃焼に及ぼす影響*

西田 恵哉^{*1}, 井上 尊雄^{*2}
江頭 崇紀^{*3}, 廣安 博之^{*1}Effect of Spatial Distribution of Fuel Sprays
on Diesel Spray CombustionKeiya NISHIDA, Takao INOUE,
Takanori EGASHIRA and Hiroyuki HIROYASU

Characteristics of combustion and exhaust emissions of a D. I. Diesel engine were investigated under various spatial arrangements of fuel sprays. The cylinder liner was elongated and a flat-top piston was installed in the engine to obtain a relatively large pancake-type combustion chamber. Six to twelve fuel injection nozzles with a single hole were installed in the elongated cylinder liner parallel to each other, and one injection nozzle with six holes was installed in the cylinder head. Such modification of the engine made it possible to obtain radial arrangement of six fuel sprays and parallel arrangement of six to twelve sprays in the combustion chamber. The parallel arrangement of six to ten sprays showed shorter ignition delay than the radial arrangement of six sprays. Changing from the radial arrangement of six sprays to the parallel arrangement of six sprays reduced NO_x and smoke emissions simultaneously and resulted in an increase in indicated mean effective pressure.

Key Words: Diesel Engine, Combustion, Combustion Products, Ignition, Spray, Exhaust Emission, Nitric Oxide, Smoke

1. ま え が き

ディーゼル機関から排出される NO_x やスモークを低減するための一つの方向として、燃焼室内における局所的な過濃混合気の燃焼による高温部の発生を抑え、全体として温度分布が均一な燃焼をさせることが考えられる。このためには燃焼室内に噴射する燃料噴霧の分布状態を変化させて、噴霧内や噴霧間における、また燃焼室壁面との衝突前後における、混合気の形成過程を制御することが必要である。

大形の船用機関では、合計 117 本の噴霧を燃焼室内にできるだけ均等に噴射した場合に、10 本の噴霧の場合と比べて、同一燃費で NO_x とスモークの同時低減が得られたことが報告されている⁽¹⁾。著者らは、比較的小形のディーゼル機関において、上述の燃焼状態の可能性を検討するため、燃焼室側方から複数のノズルにより燃料を噴射することのできる単気筒直噴ディーゼル機関により、噴霧の空間的配置が燃焼および排気特性に及ぼす影響を調べてきた^{(2)~(5)}。

本報告では、6 本から 12 本までの噴霧の燃焼室内での分布状態を、シリンダヘッドに取付けた多孔ノズルから燃焼室周辺に向かって燃料を噴射する中心噴射と、シリンダ側面に取付けたノズルから燃焼室中心に向かって燃料を噴射する側方噴射によって変化させ、燃焼、排気特性を調べた結果について述べる。また側方噴射の場合には、衝突板の取付けによって噴霧の分布状態を変化させた結果についても述べる。

2. 実験装置および方法

2・1 供試機関 図 1 に供試機関燃焼室周辺の概略を示す。機関はボア 110 mm、ストローク 125 mm の単気筒直噴ディーゼル機関を改造し、延長シリンダおよびフラット頂面ピストンを挿入して、上死点で厚さ 38 mm のパンケーキ形燃焼室をもつようにしたのである。延長シリンダは 2 種類で、それらは対向する 2 方向から 3 本ずつの合計 6 本、または 5 本ずつの合計 10 本まで、燃料噴射ノズルが取付け可能な構造になっている。また、予備実験の結果から、本実験で用いた複数噴射ノズルシステムにおける各噴射ノズルからの噴射量のばらつきは、±2% 程度であることを確認している。

この機関の圧縮比は 4.29 で十分な圧縮圧力、温度

* 原稿受付 1996 年 1 月 26 日。

^{*1} 正員、広島大学工学部 (〒739 広島市鏡山 1-4-1)。^{*2} いすゞ自動車(株) (〒140 東京都品川区南大井 6-26-1)。^{*3} 正員、ヤンマーディーゼル(株) (〒618 京都府乙訓郡大山崎町字門明寺鎌田 16)。

が得られないため、高圧、高温空気供給装置を使用し、機関回転数が1000 rpmのモータリング時に上死点で3.0 MPaの圧縮圧力、950 Kの圧縮温度が約1 min得られるようにした。

2・2 実験方法 実験は機関回転数1000 rpm、1サイクルあたりの燃料噴射量140 mg(平均当量比

Fig. 1 Schematic of combustion chamber

0.64)で行い、燃料噴射時期 θ_{inj} を -15° ATDC から 15° ATDC まで変化させた。

実験手順としては、まず機関をモータリング運転し、吸入空気の条件を調節した後、燃料を噴射しファイアリング運転に入る。このとき、機関に連結されている水動力計でトルクを吸収し、機関回転数が1000 rpm一定になるようにした。その後燃焼がほぼ定常状態になった時点で、筒内圧力および排気濃度の測定を行った。

排気は排気弁下流約500 mmの排気管内に挿入した2本のプローブから吸引、採取し、1本のプローブからの排気は連続的に NO_x 、 O_2 測定装置に導いた。他の1本からの排気は、スモーク採取用ガラスファイバフィルタを介して、サンプリングバッグに一定量吸引し、未燃炭化水素(THC)濃度を測定した。またフィルタの汚染度をボッシュ式スモークメータで測定し、排気のスモーク濃度とした。

2・3 燃料噴射形態

(1) 衝突板がない場合 圧縮上死点における燃焼室内での燃料噴霧の分布状態を図2、3に示す。燃焼室中心から周辺に向けて噴霧を噴射する中心噴射の場

(a) Central injection(6-CEN) (b) Side injection, 6 sprays (6-DIS)

(c) Side injection, 6 sprays with impingement (6-IM) (d) Side injection, 10 sprays (10-DIS)

Fig. 2 Spatial arrangement of sprays

(a) Type C(6-WI-C) (b) Type D(6-WI-D)

(c) Type E(6-WI-E) (d) Type F(6-WI-F)

Fig. 3 Spatial arrangement of sprays and impingement plates

合には、図2(a)に示すようにシリンダヘッドに取付けた六孔ホールノズル(噴孔径0.27 mm, $L/D=2$)を使用した(6-CENと表す)。

一方、延長シリンダに取付けた複数のノズルから燃焼室中心に向けて噴霧を噴射する側面噴射の場合には、6本または10本の単孔ホールノズルを使用した。図2(b)は噴孔径0.27 mm, $L/D=2$ の単孔ホールノズルを延長シリンダライナに取付け、片側から3本ずつ合計6本の噴霧を噴射する形態である。噴霧同士が燃焼室中心で衝突せず均一に分布するように、対向する噴霧同士は上下にオフセットして配置した(6-DIS)。これに対し図2(c)は6本の噴霧を燃焼室中心の同一の平面上に配置し、燃焼室中央で噴霧同士の衝突が起こるようにしたものである(6-IM)。

また図2(d)は噴孔径0.21 mm, $L/D=2$ の単孔ホールノズルから、片側5本ずつ合計10本の噴霧を、対向する噴霧同士が衝突しないように噴射する形態である(10-DIS)。以上の6本と10本の噴霧の噴射形態におけるノズルの総噴孔面積は等しくなっている。

(2) 衝突板がある場合 図3は、図2(c)の6-IMと同じノズルから噴霧を噴射し、噴霧同士の衝突が起こらないよう、また噴霧を噴射方向と垂直の方向にも分布させるため、幅10 mmの板(衝突板)6枚をシリンダ頂面に取付け、噴霧をこれらの板と衝突させるようにしたものである。

図3(a)では対向する3対6本の噴霧のうち両わきの2対4本はシリンダ中心線上で、中央の1対2本はシリンダ中心線から6 mm ノズルに近い位置で衝突

するようにした(6-WI-C)。図3(b)は中央の1対2本の噴霧用の衝突板の位置を、さらにノズルに近いシリンダ中心線から20 mmの位置にオフセットしたものである(6-WI-D)。図3(c)では中央の衝突板は6-WI-Dと同一で、両わきの2対4本の噴霧用の衝突板もシリンダ中心線から6 mm ノズル側にオフセットした(6-WI-E)。図3(d)では衝突板の配置は6-WI-Eと同一であるが、中央1対2本の噴霧用の衝突板2枚に直径2 mmの穴を9個ずつあけた(6-WI-F)。

上記のほかに、6本の噴霧の中心噴射(6-CEN)と6本の噴霧の側方噴射(6-DIS)を同時に行った噴射形態(12-DIS)についても実験を行った。ただしこの場合には、ノズルの総噴孔面積が他の2倍となっている。

なお複数の燃料噴射ノズルによる側方噴射の場合には噴射管の途中に分岐部を取付け、さらに分岐部から各ノズルに噴射管を接続した。

3. 実験結果および考察

3.1 着火遅れ

(1) 衝突板がない場合 図4に圧力上昇遅れとしての着火遅れを示す。図4(a)は衝突板がない噴射形態の場合の結果である。いずれの噴射形態でも、着火遅れは噴射時期が $\theta_{inj} = -5^\circ$ ATDCで最も短くなっている。また中心噴射(6-CEN)に比べて側方噴射(12-DIS, 10-DIS, 6-DIS, 6-IM)のほうが着火遅れが短く、側方噴射の中では6-IMが最も短い。 $\theta_{inj} = -5^\circ$ ATDCで見ると、6-CENが約 8° (1.33 ms)であるのに対して、6-IMは約 4.4° (0.73 ms)である。着火遅れ

(a) Without impingement plates

(b) With impingement plates

Fig. 4 Ignition delay

は燃焼室壁面付近に比べて比較的高温である燃焼室中心に、濃混合気を形成させた場合に短くなると考えられる。

(2) 衝突板がある場合 図4(b)は衝突板がある場合の結果である。6-WI-Cに比べて6-WI-D、6-WI-E、6-WI-Fの着火遅れが短く、その中でも6-WI-Fが最も短い。中央1対2本の噴霧を運動量の減衰の少ないノズルに近い位置で壁面と衝突させ、到達方向を変えることによる混合気形成の促進(6-WI-D、E)、また温度の高い燃焼室中心にも噴霧を到達させること(6-WI-F)が、着火遅れを短くしていると考えられる。

3.2 図示平均有効圧力

(1) 衝突板がない場合 図5(a)は衝突板がない場合の図示平均有効圧力(IMEP)である。中心噴射の6-CENと比べ側方噴射の6-DIS、12-DIS、10-DISの順にIMEPが高くなる。側方噴射の中では噴霧同士の衝突のある6-IMが最もIMEPが低く、6-CENと同等である。

燃焼室外周部や中央部に濃混合気が発生しやすい6-CENや6-IMと比べて、噴霧同士の衝突のない側方噴射である6-DIS、10-DISの着火遅れは、短いまたは同程度である。したがってこれらの側方噴射では噴霧を空間に均等に分布させることにより、予混合燃焼より拡散燃焼における燃焼室内での空気利用が促進されていると考えられる。

(2) 衝突板がある場合 図5(b)は衝突板ありの場合である。IMEPは6-WI-C、F、E、Dの順に高く

なる。これら四つの噴射形態の着火遅れはほぼ同じであり、IMEPが高いほど拡散燃焼における空気利用が促進されているといえる。すなわち、6-WI-Fのような噴霧同士の衝突がなく、また6-WI-Cより壁面との衝突後の噴霧間距離の大きい6-WI-Dや6-WI-Eの場合に、空気利用が促進されていると考えられる。

3.3 筒内圧力および熱発生率 以上のような燃焼特性を示す噴射形態のうち代表的なものの四つの筒内圧力と熱発生率の解析結果を図6に示す。図6(a)の6本噴霧の中心噴射(6-CEN)に比べて、図6(b)の噴霧同士の衝突のない6本噴霧の側方噴射(6-DIS)は、着火遅れが短いため予混合燃焼のピークが低いが、一方拡散燃焼のピークは高くこの期間の燃焼が活発になっている。同じ6本噴霧の側方噴射で噴霧同士が衝突する場合(6-IM)は、図6(c)に示すように6-DISの熱発生率の予混合および拡散燃焼の両方を小さくした形となっている。図6(d)の6-WI-Eは6-IMの噴霧配置に衝突板を加えたもので、衝突によって混合が促進され、混合気が急激に燃焼するため予混合燃焼のピークが高くその期間が短い。

3.4 NO_x 排出指数

(1) 衝突板がある場合 図7(a)に衝突板がない場合の単位出力、時間あたりのNO_x排出量(NO_x排出指数)を示す。6本の噴霧の中心噴射(6-CEN)と6本の噴霧の側方噴射(6-DIS)を同時に行った12-DISが最も高いNO_x排出指数となっている。これは他の噴射形態に比べて、12-DISの総噴孔面積が2倍あり、噴射率が高く予混合燃焼の割合が大きくなっているた

(a) Without impingement plates

(b) With impingement plates

Fig. 5 Indicated mean effective pressure (IMEP)

めと考えられる。

12-DISを除いて考えると、中心噴射(6-CEN)に比べて側方噴射のほうが NO_x 排出指数が低く、側方噴射の中では6-DIS、10-DIS、6-IMの順に低くなっている。10-DISは6-DISや中心噴射の6-CENよりIMEPが高く、かつ NO_x 排出指数が低くなっており、より多くの噴霧を燃焼室に均一に分布させ濃混合気の発生を抑えたことにより、局所的高温部が少なくなっ

ていると考えられる。一方、噴霧同士の衝突がある6-IMのIMEPは中心噴射の6-CENと同程度であり、全噴射形態の中で NO_x 排出指数は最も低い。6-IMの場合には6-CENと比較して、燃料室中心部の濃混合気の燃焼による NO_x 生成の抑制効果が考えられる。

(2) 衝突板がある場合 図7(b)に示す衝突板のある場合の結果は、最も NO_x 排出指数の低い6-WI-Cと、それ以外の NO_x 排出指数の高い噴射形態

(a) 6-CEN

(b) 6-DIS

(c) 6-IM

(d) 6-WI-E

Fig. 6 Cylinder pressure and rate of heat release

のグループに分かれる。6-WI-C の場合には、板との衝突後に到達方向の変わった噴霧同士の干涉により、濃混合気形成されている可能性があり、この混合気の燃焼による NO_x 生成の抑制効果が考えられる。

他の噴射形態では 6-WI-D, 6-WI-F, 6-WI-E の順に NO_x 排出指数が低下しており、これは図 5(b) の IMEP の変化とほぼ対応していることから、全体的な燃焼の悪化により NO_x の排出指数が低下したと考えられる。

3.5 スモーク濃度

(1) 衝突板がない場合 図 8(a) に衝突板がない

場合のスモーク濃度を示す。中心噴射の 6-CEN は噴射時期の遅延とともにスモーク濃度が低下する。側方噴射のうちの 6-DIS と 12-DIS もこれと同様の傾向であるが、6-IM と 10-DIS は逆に噴射時期の遅延とともにスモーク濃度が増加しており、一般的な傾向は見られない。

噴霧同士の衝突がある 6-IM が他の噴射形態に比べて非常に高いスモーク濃度となっており、濃混合気の燃焼が原因と思われる。最もスモーク濃度の低いのは 12-DIS であるが、前述のように、他の噴射形態に比べて総噴孔面積が 2 倍で噴射率が大きくなっており、

(a) Without impingement plates

(b) With impingement plates

Fig. 7 Specific NO_x emission

(a) Without impingement plates

(b) With impingement plates

Fig. 8 Smoke density

Fig. 9 Relations between specific NO_x emission and smoke density under the same IMEP

予混合燃焼の割合が増加したためと思われる。

12-DISを除いて見ると側方噴射の中では、6-IM、10-DIS、6-DISの順でスモーク濃度が低くなる。6-DISでは対向する噴霧対と噴霧対の間の水平方向の距離が10-DISより大きく、噴霧同士の干渉による濃混合気の形成がより少ないと思われる。

6-CENのスモーク濃度が噴射時期 $\theta_{inj}=5^\circ$ ATDC以降で大きく低下するのは、着火遅れの増大による予混合燃焼割合の増加と、ここではデータを示していないがTHC濃度が急激に増加しており、拡散燃焼中の失火の影響と思われる。

(2) 衝突板がある場合 図8(b)は衝突板がある場合のスモーク濃度である。図8(a)と比較すると、噴射時期による変化が小さくなっている。図8(b)の中では、全体的に6-WI-Eがスモーク濃度が低く、噴射時期の遅い場合に6-WI-Dのスモーク濃度も低くなっている。板との衝突後、到達方向を変えた噴霧の隣接する噴霧との干渉が少ない配置の場合に、スモーク濃度が減少すると考えられる。

3.6 噴射形態の影響のまとめ 図9に種々の噴霧の空間配置の中で図示平均有効圧力が同一となる噴射時期における単位出力、時間あたりの NO_x 量(NO_x 排出指数)とスモーク濃度の関係を示す。6-CENから側方噴射にすることにより NO_x 排出指数が大きく低減されているのがわかる。これは側方噴射では着火遅れが短くなることにより、初期の急激な熱の発生を低減できたことと噴霧先端の混合蒸発の進んだ部分が燃焼室側壁に到達することなく燃焼室内に広く展開し、局所的な熱発生を回避できたことによると思われる。側方噴射の中でも6-DIS、6-WI-D、Eは NO_x 排出指数が高いが、スモーク濃度が非常に低くなっている。

これはこれらの空間配置の空気利用率が高いために拡散燃焼が活発になり、そのためスモーク濃度は低減されるものの、筒内の温度が上昇してしまい NO_x の生成が活発になっていると考えられる。6-CENよりスモーク濃度が悪化しているのは6-IM、6-WI-A、B、10-WI-Aといった噴霧同士が直接衝突する、あるいは板との衝突後に到達方向を変えられた噴霧同士が重なり合うような空間配置の場合と、10-DISのように噴霧間の距離が小さく密集しており噴霧同士が干渉し合うような場合である。側方噴射の空間配置でも、局所的に燃料過濃となる領域を作ると多量のスモークを排出してしまうのがわかる。

以上の結果から NO_x 排出指数、スモーク濃度とともに低い6-WI-Cでは空気利用率が高く、なおかつ筒内温度がそれほど高温とならないような緩やかな拡散燃焼が起きていると考えられる。

4. ま と め

燃焼室側方から複数のノズルにより燃料を噴射することのできる単気筒直噴ディーゼル機関により、6本から12本までの噴霧の燃焼室内での分布状態を変化させ、噴霧の空間的配置が燃焼および排気特性に及ぼす影響を調べた。また側方噴射の場合には、衝突板の取付けによって噴霧の分布状態を変化させた結果についても調べた。その結果、以下のことが明らかになった。

(1) 中心噴射に比べて側方噴射のほうが着火遅れが短くなる。この傾向は燃焼室中心付近に燃料噴霧が集中する噴射形態で顕著である。

(2) 6本の噴霧の中心噴射から、6本の噴霧の側方噴射で噴霧同士の衝突のない噴射形態に変えることにより、 NO_x 排出指数、スモーク濃度の低減と、IMEPの向上が同時に行える。

(3) 噴霧同士の衝突のない側方噴射で、6本の噴霧から10本の噴霧にすると、スモーク濃度がわずかに増加するが、IMEPが向上すると同時に NO_x 排出指数がさらに低下する。

(4) 6本の噴霧の側方噴射で噴霧同士の衝突を衝突板によって避け、衝突後、到達方向を変えた噴霧同士の重なり合いが無く、また噴霧同志の干渉が少なくなるように衝突板を配置すると、 NO_x 排出指数は増加するがスモーク濃度が大きく低下し、IMEPが向上する。

本研究の遂行にあたり、当時本学学生の芹澤光明君[東芝機械(株)]の熱心な協力があつた。また(株)コマツからエンジン部品を、(株)ゼクセルから噴射部品の

提供を受けた。記して謝意を表する。

文 献

- (1) 坂根篤・村上聡, 機講論, No. 915-1(1991-3), 187-189.
 - (2) 廣安博之・ほか2名, 機講論, No. 925-2(1992-11), 240-242.
 - (3) 廣安博之・ほか2名, 機講論, No. 930-63, D(1993-10), 272-274.
 - (4) 西田恵哉・ほか2名, 機講論, No. 945-1(1994-3), 153-155.
 - (5) 西田恵哉・ほか2名, 機講論, No. 940-30, III(1994-8), 177-179.
-