

# 軽油噴射条件と燃焼室口径が 天然ガスデュアルフュエル機関の性能・排気特性に及ぼす影響

田中 秀岳<sup>1)</sup> 滝澤 慶悟<sup>2)</sup> 佐藤 優人<sup>3)</sup> 堀部 直人<sup>4)</sup> 石山 拓二<sup>5)</sup> 佐古 孝弘<sup>6)</sup>

## Effects of Diesel-Fuel Injection Condition and Piston Bowl Diameter on Performance and Emissions of a Natural Gas/Diesel Dual Fuel Engine

Hidetake Tanaka Keigo Takizawa Masahito Sato Naoto Horibe Takuji Ishiyama Takahiro Sako

This study investigates the influence of injection conditions and piston bowl geometry on combustion, performance and emissions of a natural gas/diesel dual fuel engine. Experiments were carried out using two pistons with different bowl diameters under various injection conditions of single- and two-stage diesel injection. The CFD simulation was also performed to calculate pilot-diesel fuel distribution in the combustion chamber and then the influence of pilot-diesel mixture formation on natural-gas combustion was discussed.

**KEY WORDS:** Heat engine, Natural gas, Emissions gas, Dual Fuel Engine, Combustion Chamber, Two-stage Injection (A1)

### 1. ま え が き

天然ガスを主燃料とし、軽油を着火補助（パイロット）燃料とする天然ガスデュアルフュエル機関は、定置式発電機関や船用機関として実用化されており、現在では自動車用ディーゼル機関の代替としても研究が進んでいる<sup>(1)</sup>。この機関はディーゼル機関と比較して黒煙やCO<sub>2</sub>の排出が少ない一方、特に中低負荷時に未燃物質を多く排出し、熱効率が低下する問題点がある<sup>(2-4)</sup>。パイロット燃料の分布によって燃焼をコントロールできる可能性があることから、軽油の噴射条件を選択することにより未燃物質低減や熱効率改善を図る研究がこれまでなされてきた<sup>(5-8)</sup>。一方で燃焼室の形状に着目した研究例は比較的少ない。

著者らは燃焼室形状の影響に関する調査として総括当量比0.5の無過給運転において燃焼室形状を大幅に変更した。その結果、口径を大きくすることによって早い噴射時期条件でTHCの排出濃度が低くなることや、THCとNO<sub>x</sub>とのトレードオフ関係が改善されることが分かった<sup>(9)</sup>。このような知見は、燃焼室くぼみ壁面と噴霧の位置関係や空気流動の変化が、パイロット噴霧による混合気形成やそれに続く天然ガス予混合気の火炎伝播に影響する可能性を示唆している。天然ガスデュアルフュエル機関に適した燃焼室形状の選択方針を得るためには、燃焼室形状による影響を様々な負荷条件において調査するとともに、パイロット燃料の筒内における分布を把握する必要があると考えられる。

そこで本研究では、天然ガスデュアルフュエル単気筒試験機関において、軽油の単段噴射、二段噴射を対象にくぼみ口径の異なる二種類の燃焼室を用いた燃焼試験を行い、燃焼室口径が性能・排気特性に与える影響を調査した。またCFDを用いて軽油蒸気分布を予測し、燃焼試験結果との対応関係に関する考察を試みた。

### 2. 実験装置および方法

#### 2.1. 実験装置

実験装置の概略を図1に、機関諸元を表1に示す。試験機関には水冷単気筒4サイクルディーゼル機関を天然ガスデュアルフュエル運転用に改造したものをを用いた。吸気系はスクリーコンプレッサ、除湿機、流量計、サージタンクから成る外部過給のシステムとした。その下流には吸気ヒーターを設置し、これを用いて吸気温度を所定の値に制御した。また背圧バルブを用いて排気圧力が吸気圧力と等しくなるよう制御した。筒内圧力は圧電式圧力センサ(Kistler 6052A)を用いて計測し、ここで得た連続50サイクルの平均波形をもとに熱発生率などを求めた。主燃料には13A天然ガスを使用し、吸気ポート上流約300mmの吸気管内に設けたノズルから連続的に投入した。その流量はマスフロコントローラで調整した。着火補助燃料である軽油にはJIS2号軽油(セタン指数55)を使用し、コモンレール式噴射装置を用いて噴孔径0.12mm、噴孔数6、噴射角140°のノズルから筒内に直接噴射した。

燃焼室にはくぼみ口径52mmと58mmのトロイダル型燃焼室(D52AとD58A)を採用した。図2にその幾何学諸元と各クランク角度における燃焼室と軽油噴射方向の関係を示す。くぼみ容積が等しくなるよう、口径が大きいD58A燃焼室はD52A

1)・2)・3)・4)・5) 京都大学(606-8501 京都市左京区吉田本町)

6) (株)大阪ガス(541-0046 大阪市中央区平野町4-1-2)

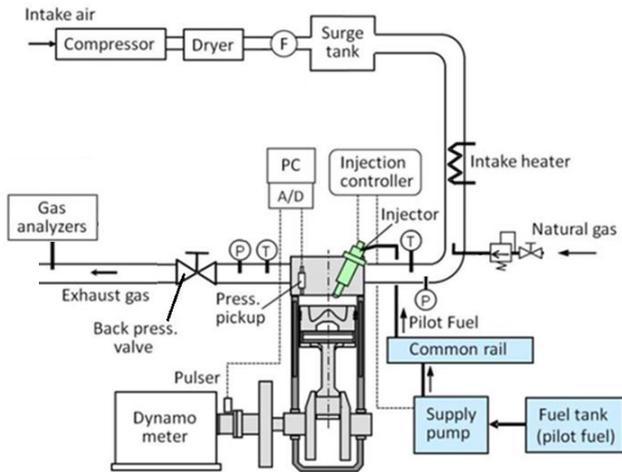


Fig.1 Experimental setup

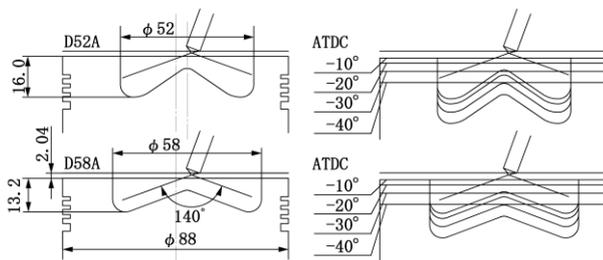


Fig.2 Combustion chamber and spray direction

燃焼室よりも燃焼室深さを浅くした。また各燃焼室中心はシリンダ軸に対し、クランク軸方向に 2.5 mm、クランク軸垂直方向に 4.5 mm 偏心している。

## 2.2. 実験条件

表 2 に実験条件を示す。機関回転速度は 1,200 rpm、冷却水温度、潤滑油温度、吸気温度は 80°C、70°C、40°C でそれぞれ一定とした。吸気圧力はモータリング時の吸気流量が 24.6 Nm<sup>3</sup>/h となるよう調整した。これは吸気圧力 180 kPa、充填効率 1.44 に相当する。軽油噴射量は、単段噴射試験では 5 mm<sup>3</sup>/cycle に、二段噴射試験では一段目噴射量を 3 mm<sup>3</sup>/cycle、二段目噴射量を 2 mm<sup>3</sup>/cycle に固定した。天然ガスを供給しないときの当量比は 0.07 となる。これ以降に示す総括当量比  $\phi$  は、天然ガスと軽油のそれぞれに対する量論空気流量の和を実際に供給した空気流量で除したものとする。

実験は軽油噴射量と噴射時期を固定した上で天然ガス流量を変化させた。運転範囲は THC 濃度が 10,000 ppmC になった  $\phi$  を下限当量比、最高筒内圧力が 10 MPa に達した  $\phi$  を上限当量比とした。

## 3. CFD 計算方法

計算には AVL FIRE v2013.2 を用い、非燃焼のパイロット燃料の分布を計算した。計算メッシュは実機の幾何学諸元に従

Table1 Engine specifications

Engine type	Natural gas/diesel dual-fuel engine, Single-cylinder, Water-cooled
Bore×Stroke	88 mm × 84 mm
Displacement	511 cm <sup>3</sup>
Compression ratio	12.5
Combustion chamber	Toroidal type
Number of valves	1 intake and 1 exhaust
Intake charging	External supercharging
Pilot-fuel injection system	Common-rail system 0.12 mm × 6 holes 140° nozzle
Main fuel supply	Continuous supply into an intake pipe

Table2 Test conditions

Engine speed	1200 rpm	
Coolant water temperature	80°C	
Lubricant temperature	70°C	
Intake air temperature	40°C	
Intake air pressure	180 kPa	
Charging efficiency	1.44	
Injection pressure	80 MPa	
Pilot injection quantity	Single	5 mm <sup>3</sup> /cycle
	Two-stage	3+2 mm <sup>3</sup> /cycle

Table3 Calculation conditions

Initial temperature(-80°ATDC)	442 K
Initial pressure(-80°ATDC)	0.39 MPa
Swirl ratio	2.8
Fuel	DIESEL(C <sub>13</sub> H <sub>23</sub> )
Spray cone angle	18°

って作成し、実機と同じく燃焼室くぼみおよび噴射中心をシリンダ軸から偏心させた。乱流モデルには k-zeta-f モデルを用いた。液相は DDM で記述し、分裂モデルには KH-RT モデル (C<sub>1</sub> = 0.61, C<sub>2</sub> = 12)、蒸発モデルには Dukowicz モデルを用いた。計算は -80°ATDC を計算開始時期として 20°ATDC まで行った。時間刻みは噴射開始以降について 0.1°CA とした。

表 3 に計算条件を示す。初期(-80°ATDC)の筒内圧力・温度は圧縮行程の圧力・温度経過が単気筒試験機関による実測におおむね合致するよう設定した。噴霧拡がり角は、高温高压の定容容器においてパイロット噴射相当の噴射量における噴霧の挙動を再現する 18°に設定した。

## 4. 実験結果および考察

### 4.1. 単段噴射

まず軽油の単段噴射において燃焼室口径と噴射時期  $\theta_j$  が性能・排気特性に与える影響を調査した。 $\theta_j$  は早い噴射時期と遅い噴射時期を代表して -15°ATDC および -5°ATDC とした。

図 3 に総括当量比  $\phi$  に対する図示平均有効圧力 (IMEP)、図

示熱効率 $\eta_i$ , IMEP の変動係数 $\delta_{pi}$ , THC 濃度, NOx 濃度を示す。どちらの $\theta_j$ でも,  $\phi_t$  を 0.4 より高めると燃焼室による性能・排気の差が小さく, 最大筒内圧力で決まる運転範囲の上限に差はほとんどない。一方,  $\phi_t$  の低い側においては燃焼室口径の大きい D58A 燃焼室において THC 濃度が D52A 燃焼室よりも低くなり, THC 濃度で決まる運転範囲が広い。

上記の傾向の原因を考察するため, 燃焼解析を行った。図 4 に燃焼室, 噴射時期ごとの近い $\phi_t$ における筒内圧力および熱発生率の比較を示す。着火時期(急激な熱発生が始まる時期)は $\phi_t$ が高い方が早い。これは壁面温度と残留ガスの温度が高く, 圧縮時の筒内温度が高いためと考えられる。-10°ATDC 付近に低温酸化反応によると思われる小さな熱発生が見られた後,  $\phi_t$ が高いときは熱発生率が急激に上昇して高いピークを示し(初期燃焼と呼ぶ), その後に天然ガス予混合気の燃焼によると思われる熱発生率(主燃焼と呼ぶ)が生じる。 $\phi_t$ が高いときは初期燃焼と主燃焼の筒内圧力・熱発生率の差が小さい。一方,  $\phi_t$ が低いときは初期燃焼の熱発生率ピークが見られず, TDC 付近の熱発生率は D58A 燃焼室の方が高い。

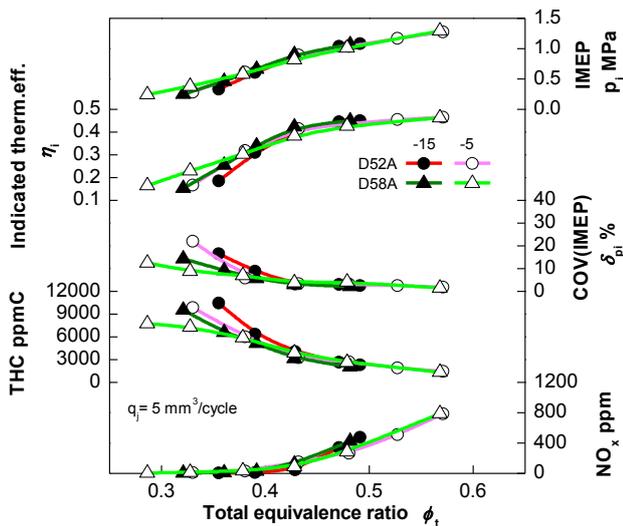


Fig.3 Performance and emissions against  $\phi_t$   
(Single injection,  $\theta_j = -15, -5^\circ\text{ATDC}$ )

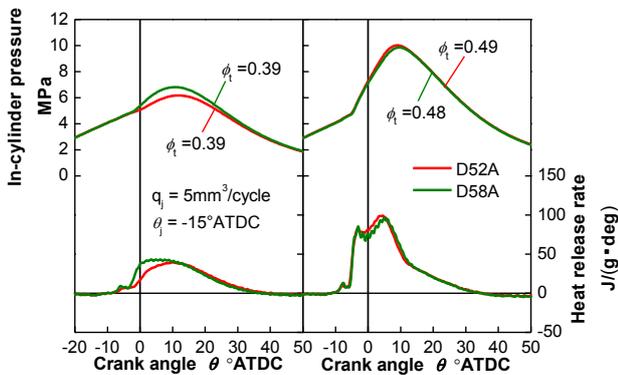


Fig.4 Pressure and heat release rate  
(Single injection,  $\theta_j = -15^\circ\text{ATDC}$ )

次に燃焼変動に着目した。図 5 に $\delta_{pi}$ と THC 濃度との関係を示す。 $\delta_{pi}$ の増加に伴い THC 濃度は増加し, これらは強い相関を持つ。燃焼室に依らず同様の関係を示しており, D58A 燃焼室における THC 濃度の低下はサイクル間の燃焼変動が小さくなることに起因すると考えられる。燃焼変動の様子を把握するため, サイクルごとの熱発生率を比較した。図 6 に $\theta_j = -15^\circ\text{ATDC}$ ,  $\phi_t = 0.39$ での連続 50 サイクルの熱発生率を重ねて示す。サイクル間の変動は $0^\circ\text{ATDC}$ 頃までは小さく, サイクルごとに見ても主燃焼初期の熱発生率は D58A 燃焼室の方が高い。燃焼室によって低温酸化による熱発生の違いが見られることから, これはパイロット燃料の混合気形成・燃焼の違いによるものと推定される。

#### 4.2. 二段噴射

続いて軽油の二段噴射において燃焼室口径と噴射時期が性能・排気特性に与える影響を調査した。二段噴射では早期の一段目噴射により軽油を燃焼室中に広く分布させ, 二段目噴射により着火を制御する。特に一段目噴霧の広がり方は軽油噴霧とくぼみ壁との位置関係による影響を受けると考えられ, これは燃焼室口径と一段目噴射時期によって決まる。そこで一段目噴射時期 $\theta_{j1}$ はこれが早いときと遅いときを代表して $-40^\circ\text{ATDC}$ および $-30^\circ\text{ATDC}$ とした。また二段目噴射時期 $\theta_{j2}$ は, 単段噴射の噴射時期と同じ $-15^\circ\text{ATDC}$ および $-5^\circ\text{ATDC}$ とした。

図 7 に総括当量比 $\phi_t$ に対する図示平均有効圧力(IMEP), 図示熱効率 $\eta_i$ , IMEP の変動係数 $\delta_{pi}$ , THC 濃度, NOx 濃度を示す。0.5 以上の高い $\phi_t$ に着目すると, いずれの噴射時期においても同当量比で比較した IMEP,  $\eta_i$ , THC 濃度の燃焼室口径による差は小さくなった。運転範囲は燃焼室口径の広い D58A でより

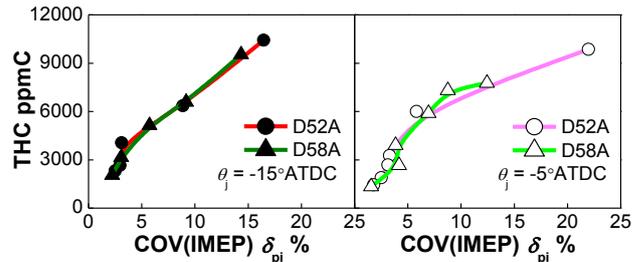


Fig.5 Relationship between  $\delta_{pi}$  and THC (Single injection)

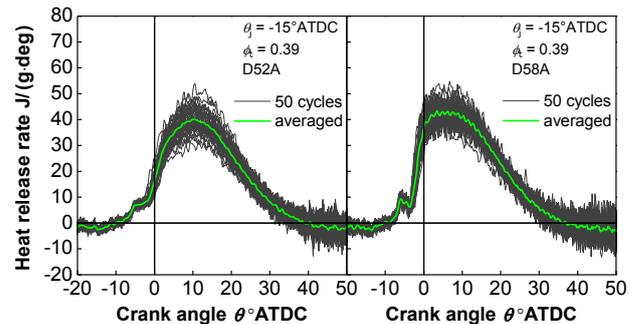
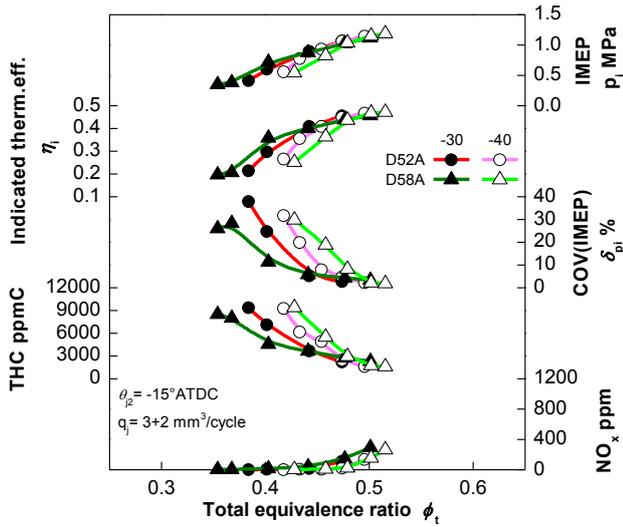
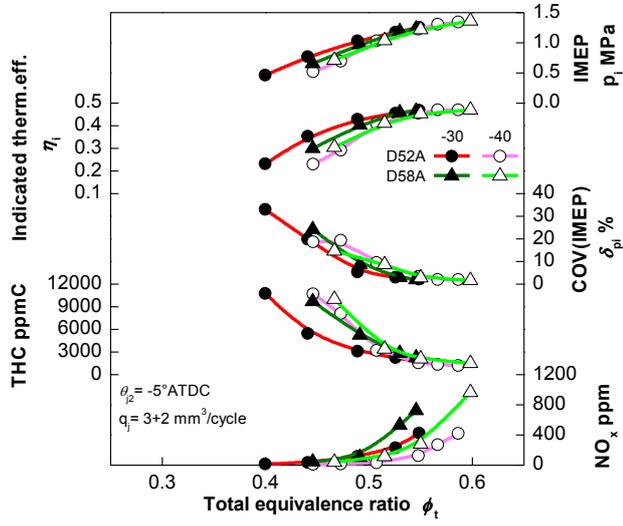


Fig.6 Heat release rate for each cycle ( $\theta_j = -15^\circ\text{ATDC}$ ,  $\phi_t = 0.39$ )



(a)



(b)

Fig.7 Performance and emissions against  $\phi_t$   
(Two-stage injection,  $\theta_{j2}$  = (a)  $-15^\circ$ ATDC, (b)  $-5^\circ$ ATDC)

高当量比側に広がっており、これに伴って運転範囲内で得られる IMEP の最大値は D58A の方が高くなった。

0.45 以下の  $\phi_t$  では、 $\theta_{j1}$  が  $-30^\circ$ ATDC のときは、 $\theta_{j2}$  が  $-15^\circ$ ATDC と早い場合には燃焼室口径の大きい D58A 燃焼室の THC 濃度が低く、IMEP および  $\eta_i$  が高くなったが、 $\theta_{j2}$  が  $-5^\circ$ ATDC と遅い場合には上とは逆の傾向を示した。 $\theta_{j1}$  が  $-40^\circ$ ATDC と早いときの THC 濃度は D52A 燃焼室の方がわずかに低いものの、 $\theta_{j1}$  が  $-30^\circ$ ATDC のときに比べると燃焼室口径による差は小さい。

$\theta_{j1} = -30^\circ$ ATDC のときの低当量比での THC 濃度の差の原因を考察するため、燃焼変動に着目した。図 8 に  $\delta_{pi}$  と THC 濃度との関係を示す。 $\theta_{j2}$  が  $-15^\circ$ ATDC のときは、どちらの燃焼室でも  $\delta_{pi}$  と THC 濃度とがよく似た関係を示しており、THC 濃度の差は燃焼変動の差が原因であると考えられる。一方  $\theta_{j2}$  が  $-5^\circ$ ATDC のときは、 $\delta_{pi}$  と THC 濃度との関係が両燃焼室で一致せず、等

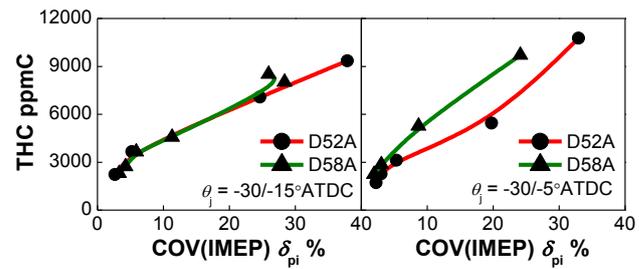
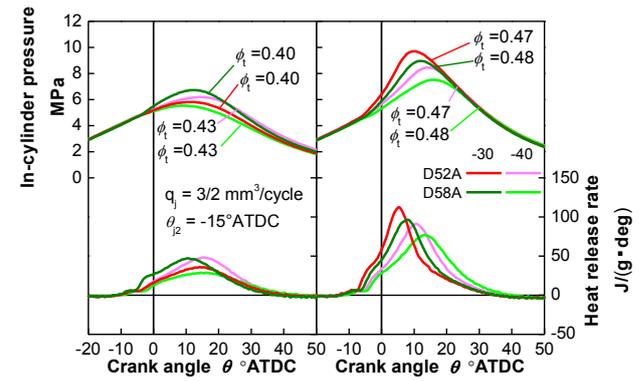
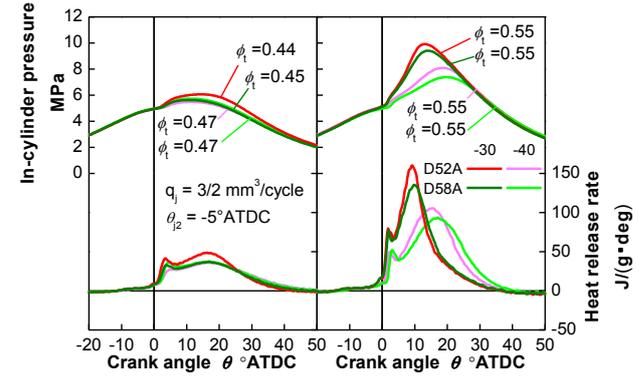


Fig.8 Relationship between  $\delta_{pi}$  and THC (Two-stage injection)



(a)



(b)

Fig.9 Pressure and heat release rate (Two-stage injection)  
 $\theta_{j2}$  = (a)  $-15^\circ$ ATDC, (b)  $-5^\circ$ ATDC

しい  $\delta_{pi}$  で比較した THC 濃度は D52A 燃焼室の方が低い。すなわち、燃焼変動だけで THC 濃度の違いを説明できない。その理由については今後の検討を要する。

次に低当量比での熱発生の差を把握し、高当量比側での運転範囲の差の考察をするため、筒内圧力と熱発生率の比較を行った。図 9 に近い  $\phi_t$  における筒内圧力および熱発生率を重ねて示す。低い  $\phi_t$  では、 $\theta_{j1}/\theta_{j2}$  が  $-30^\circ$ ATDC/ $-15^\circ$ ATDC のときに D58A 燃焼室の方が燃焼初期の熱発生の立ち上がりが急峻となっており、単段噴射のときと同様の傾向が見られる。 $-30^\circ$ ATDC/ $-5^\circ$ ATDC のときは両燃焼室で初期燃焼が見られ、燃焼初期の熱発生率の差は比較的小さいが、これに続く主燃焼の熱発生率は D52A 燃焼室の方が高い。

高い  $\phi_t$  では、いずれの噴射時期条件でも D52A 燃焼室の熱発

生率波形が急峻なピークを示し、主燃焼の熱発生率が高い。また熱発生率のピーク時期が D52A 燃焼室の方が早い。この結果、最大筒内圧力が高くなったため、より低い $\phi$ で運転が制限された。

#### 4.3. 単段噴射と二段噴射の比較

図 3 と図 7 を見比べると、高当量比側で二段噴射を適用することで THC 濃度は単段噴射と同程度である一方 NOx 濃度が下がっており、トレードオフが改善している。また D58A 燃焼室では二段噴射で運転範囲が高当量比側に広がり、単段噴射と二段噴射を合わせると D58A 燃焼室の方が低当量比側、高当量比側ともに運転範囲が広い。

### 5. CFD 計算結果

軽油噴霧の分布が燃焼に与える影響を考察するため、CFD を用いて軽油質量分率  $f$  の分布に関する調査を行った。ここでは単段噴射を対象とし、噴射時期 $\theta_j = -15^\circ\text{ATDC}$ において燃焼室口径による軽油蒸気分布の違いを調べた。 $\phi$ が低いときの熱発生率の差が燃焼初期に生じることから、特に着火時期(急激な熱発生が始まる時期)に着目した。

まず  $f$  の分布の時間変化を断面図に整理した。断面として図 10 に示すようなすべての噴霧軸を含む円錐面を使用し、これをエンジンヘッド側から観察した。図 11 にこの円錐面上における  $f$  の分布の変化の様子を示す。図 4 より着火時期は $-5.5^\circ\text{ATDC}$ から $-2.5^\circ\text{ATDC}$ にかけての時期と思われることから、図ではこの時期を含む時期についての分布の様子を示した。軽油噴霧とくぼみ壁との位置に着目すると、燃焼室口径の小さい D52A 燃焼室では $-7.0^\circ\text{ATDC}$ で既にくぼみ壁付近に当量比 $\phi$ が 1 程度の高い箇所が存在しており、軽油噴霧がくぼみ壁に衝突していることが分かる。一方 D58A 燃焼室では噴射ノズルからくぼみ壁までの距離が長く軽油噴霧のくぼみ壁到達時期が遅くなり、 $-5.5^\circ\text{ATDC}$ 頃からくぼみ壁に衝突し始める。噴霧形状の変化に着目す

ると、先端部に行くほどスワール流によって流されており、時間の経過につれてこれが顕著になる。またくぼみ壁衝突後は軽油噴霧がくぼみ壁に沿って広がり、先端部分が太くなる。このようなくぼみ壁に沿う方向(スワール方向)への変形は D52A 燃焼室の方が大きく、時間が進むにつれて燃焼室間の噴霧形状の差は大きくなる。

燃焼室形状が軽油蒸気の混合に及ぼす影響を捉えるために、 $\phi \approx 0.4$  の着火時期に近い $-2.5^\circ\text{ATDC}$ と $\phi \approx 0.5$ の着火時期に近い $-5.5^\circ\text{ATDC}$ における軽油質量分率  $f$  のヒストグラムを図 12 に示す。いずれの時期についてもヒストグラムの形状に大きな差は見られないが、 $-5.5^\circ\text{ATDC}$ では  $f$  の最大値が 0.06 程度となっており、当量比 $\phi$ が 1 程度の高い領域が存在していることが分かる。 $-2.5^\circ\text{ATDC}$ では軽油噴霧の希薄化が進行し、 $f$ の最大値は 0.04 程度となっている。

以上のことから、 $\phi$ が高いときは高い当量比 $\phi$ の領域が存在するうちに軽油が着火したことで初期燃焼が見られ、ヒストグラムの形状の差が小さいことでその熱発生率の差も小さいと考えられる。さらに着火時期の噴霧形状の差が比較的小さいため天然ガスへの火炎伝播の様子の差も小さくなり、主燃焼の熱発生率の差も小さいと推測される。

一方 $\phi$ が低いときはヒストグラムの差が小さいにも関わらず燃焼初期の熱発生率に差が生じているが、これは $\phi$ が高いときと比べると着火時期が遅れ、軽油噴霧のくぼみ壁との衝突やスワール流によって分布の様子に差が生まれていることから、着火時期の軽油の存在箇所の違いが影響していると考えられる。そこで  $f$  が高い領域がどこに存在し

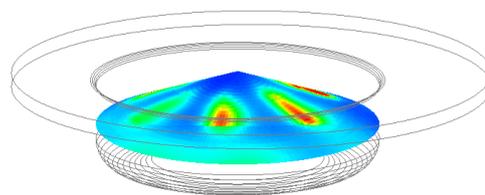


Fig.10 Conical surface for cross sectional view

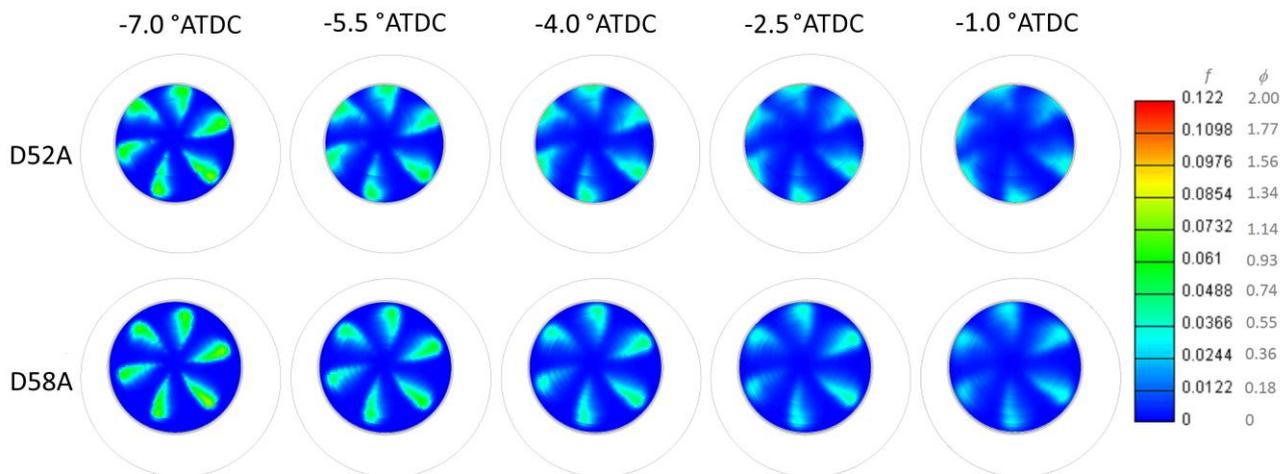


Fig.11 Distribution of diesel fuel mass fraction on cross sectional surface ( $\theta_j = -15^\circ\text{ATDC}$ )

ているかを確認するため、軽油質量分率の等値面を作成した。図 13 にこれを示す。視点は図 11 と同様、エンジンヘッド側からとした。また  $f$  の比較的高い領域のみを見ることができるよう  $f$  の値を 0.035 に設定した。

-2.5°ATDC における  $f$  が 0.035 以上の領域は、D58A 燃焼室ではくぼみ壁から離れて存在しているのに対し、D52A 燃焼室ではよりくぼみ壁に近く、一部はくぼみ壁に付着するように存在している。このことから、燃焼室口径の大きい D58A 燃焼室の方が熱発生率が上がったのは、 $f$  の高い箇所がくぼみ壁から離れて存在し、くぼみ壁面から受ける冷却作用が弱いためと推測される。ただしスキッシュエリアに入る軽油蒸気の影響など、ここで考慮していない因子を含め、今後更なる検討が必要である。

## 6. まとめ

単気筒試験機関において天然ガスデュアルフュエル運転を行い、くぼみ口径の異なる二種類の燃焼室を用いた場合の性能・排気特性を比較した。また CFD を用いて軽油分布に関する調査を行い、燃焼試験結果との対応を考察した。得られた知見を以下に示す。

- ・ 単段噴射において、総括当量比が高いときは燃焼室による THC 濃度などの差が小さいが、低いときは口径の大きい燃焼室で THC 濃度が低くなる。
- ・ 上記の傾向は、総括当量比が高いときは軽油の着火が早く軽油噴霧の分布の差が小さいうちに燃焼が開始するため熱発生率の差が小さく、総括当量比が低いときは燃焼室口径が大きい場合に軽油噴霧とくぼみ壁との衝突時期が遅く、これが結果的に燃焼初期の熱発生率が高くなる方向に働くためと考えられる。
- ・ 二段噴射において、総括当量比が高いときの燃焼室による THC 濃度、IMEP、図示熱効率の差は小さいが、同じ総括当量比において口径の大きい燃焼室で最大筒内圧力が低くなり、運転範囲が高当量比側に広がる。

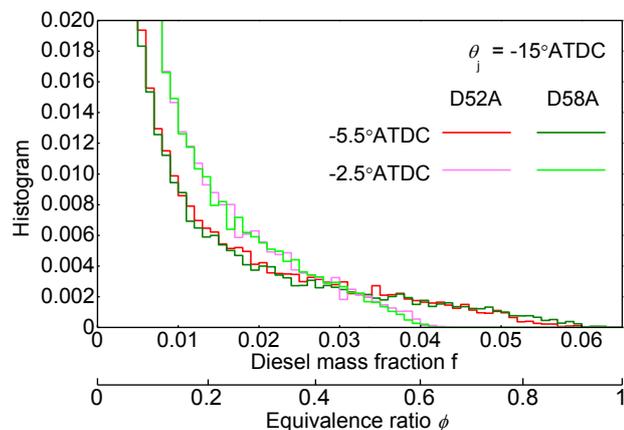


Fig.12 Histograms for diesel fuel mass fraction at ignition timings ( $\theta_j = -15^\circ\text{ATDC}$ )

- ・ 総括当量比が低いとき、一段目噴射時期が遅い二段噴射では、二段目噴射時期が早いと燃焼室口径が大きいときに THC 濃度が低くなるが、二段目噴射時期が遅いと逆に高くなる。一段目噴射時期が早いときは、燃焼室口径が小さいときに THC 濃度がわずかに低くなるが、その差は一段目噴射時期が遅いときと比べて小さい。

## 参考文献

- (1) N. Del Giacomo, et al. : Application of a Dual Fuel Diesel-CNG Configuration in a Euro 5 Automotive Diesel Engine, SAE Paper, No. 2017-01-0769 (2017).
- (2) G.A. Karim, et al. : An Examination of Some Measures for Improving the Performance of Gas Fuelled diesel Engines at Light Load, SAE Paper, No.912366 (1991).
- (3) 佐藤利春・ほか：デュアルフューエルガスディーゼル機関の燃焼，自動車技術会論文集，vol.26，No.3，pp.21-26 (1995).
- (4) T. Ishiyama, et al. : Improvement of Performance and Exhaust Emissions in a Converted Dual-Fuel Natural Gas Engine, SAE Paper, No.2000-01-1866 (2000).
- (5) T.Aroonsrisopon, et al : Injection Strategies for Operational Improvement of Diesel Dual Fuel Engines under Low Load Conditions, SAE Paper No. 2009-01-1855, (2009).
- (6) A. Yousefi, et al. : An experimental and numerical study of the effect of diesel injection timing on natural gas/diesel dual-fuel combustion at low load, Fuel, 203, p.642-657 (2017).
- (7) 金子成彦・ほか：天然ガス利用デュアルフューエルエンジンにおける軽油多段噴射の燃焼特性，日本機械学会論文集，Vol.84，No.859，p.1-10 (2018).
- (8) T. Ishiyama, et al. : Improvement of Performance and Reduction of Exhaust Emissions by Pilot-Fuel-Injection Control in a Lean-Burning Natural-Gas Dual-Fuel Engine, SAE Int. J. Fuels Lubr., Vol.5, No.1, p.243-253 (2012).
- (9) 姜正鎬・ほか，噴射条件ならびに燃焼室形状が天然ガスデュアルフューエル機関の性能および排気特性に及ぼす影響，自動車技術会論文集，vol.43，No.2，p.473-478 (2012).



Fig.13 Isosurface for diesel fuel mixture fraction ( $\theta_j = -15^\circ\text{ATDC}$ ,  $\theta = -2.5^\circ\text{ATDC}$ ,  $f = 0.035$ )