

直接噴射式ディーゼル機関の燃焼室壁面熱損失の測定

窪山 達也 (千葉大学), 小酒 英範 (東京工業大学)

A Measurement of Heat loss in Combustion Chamber of DI Diesel Engines

by

Tatsuya KUBOYAMA (Chiba Univ.), Hidenori KOSAKA (Tokyo Inst. Technology)

1. まえがき

直接噴射式ディーゼル機関においては、噴射燃料の燃焼による発熱量のうち 20～30%が壁面熱損失として失われている⁽¹⁾。壁面熱損失を低減すれば、図示仕事や排気温度が上昇し、熱効率や排気後処理装置の浄化効率が向上することが期待できる。ディーゼル機関の更なる性能向上のためには、壁面熱損失の機構解明と低減は重要な課題である。

ディーゼル機関の燃焼室壁面における熱伝達は、壁面に衝突する噴霧火炎からの対流熱伝達が基本であるが、これに加えて、火炎内のすす粒子などの燃焼生成物からの輻射熱伝達の寄与が高い事も知られており⁽¹⁾、壁面熱損失の機構解明と低減のためには、燃焼室内の熱伝達現機構について、対流と輻射の両観点から明らかにする必要がある。

ディーゼル機関の燃焼室内各部における局所熱流束については、榎本ら⁽²⁾が独自に開発した薄膜型熱電対を用いて詳細に調査しており、ディーゼル機関の局所熱流束は燃焼室内の位置により、時間変化や大きさが大きく異なることなどを示している。しかし、ディーゼル機関実機を用いた多くの実験的研究においては、検出器の設置上の制約から測定領域が制限され、計測点数が少ない。特に、輻射熱流束については、シリンダヘッド上1～2点における測定例が主であり、ピストン壁面上の輻射熱流束を測

定した例はほとんど見当たらない。壁面熱損失における輻射熱伝達の寄与度については、Ebersoleら⁽³⁾により報告されて以来、多くの研究者により報告されてきたが、限られた領域における測定結果から求められたものがほとんどで、異なる測定点における計測結果を比較した例も散見される。

本稿では、ディーゼル機関実機に比べて測定領域の選択自由度が高い急速圧縮膨張装置を用いて、ディーゼル機関の圧縮行程から膨張行程までを単発で再現し、ピストン壁面上多点において、局所全熱流束（対流、輻射の両熱伝達を含む）と局所輻射熱流束を同一点、同一条件で測定した結果について報告する。これに加えて、近年のディーゼル期間における必須の排気浄化技術である排気再循環（以下、EGRと称す）を想定し、実験パラメータとして、雰囲気酸素体積分率を変化させ、EGRが壁面熱伝達に与える影響について調べた結果についても報告する。

2. 局所全熱流束と輻射熱流束の測定

2.1 実験装置と方法

実験には、ディーゼル機関の燃焼サイクルを単発で再現し、壁面温度や雰囲気温度と組成、燃料噴射条件などの各種実験条件をそれぞれ独立

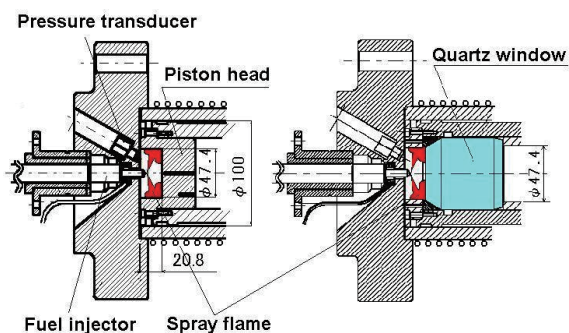


Fig. 1 Combustion chamber of RCEM

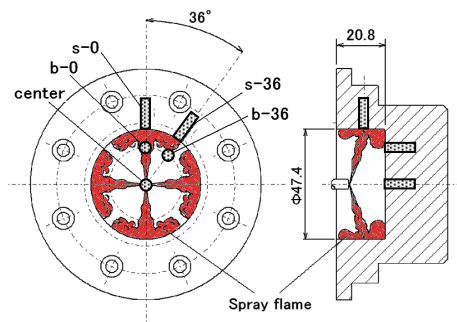


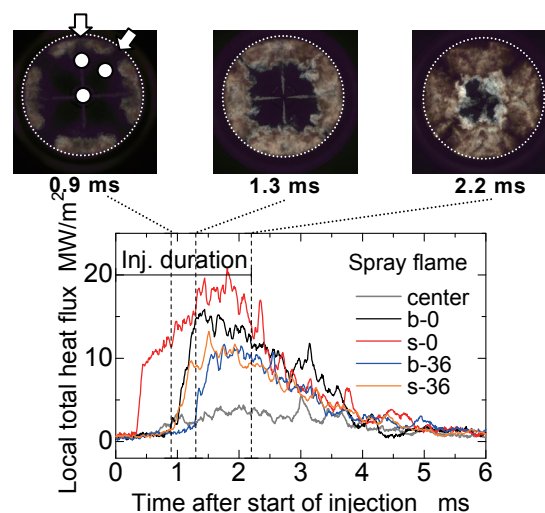
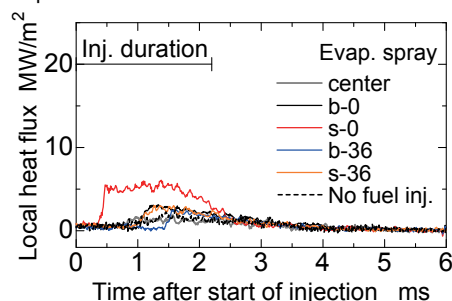
Fig. 2 Measurement location of local heat flux on piston head

に設定することができる急速圧縮膨張装置を用いた。図1に、実験に用いた燃焼室を示す。ボアが100mm、ストロークが100mmで圧縮比が19.6である。ピストン底面に石英製の観察窓を設置し、ピストンキャビティ内全域における噴霧火炎を観察することが出来る。局所全熱流束と輻射熱流束の測定には、薄膜型熱電対を用いた。薄膜型熱電対の仕様および熱流束解析方法の詳細については文献^{(4)~(6)}に詳述されている。輻射熱流束の測定時には、熱電対頂面にサファイア窓を設置することで、熱電対への対流熱伝達を遮断し、噴霧火炎からの輻射による温度変化のみを抽出した⁽⁷⁾。用いたサファイア窓の透過率と検出立体角の影響を考慮すると、熱電対に入射する輻射熱流束のうち60%程度の輻射熱流束を検出することが出来る。以下に示す輻射熱流束の測定値は、この値を用いて補正している。

図2に局所全熱流束と局所輻射熱流束の測定位置を示す。測定点はピストンキャビティ壁面上5点に設けた。測定点s-0は噴霧火炎の衝突点に相当する。局所全熱流束と局所輻射熱流束は同一点で測定している。

2. 2 局所全熱流束分布

図3に各測定位置における局所全熱流束（対流と輻射の両熱伝達を含む）と噴霧火炎の高速度直接写真を示す。当量比は0.8である。直接写真中に丸印と矢印で熱流束の測定位置を記した。図において、

Fig. 3 (a) Direct photographs of spray flame (b) Temporal variation of local total heat flux⁽⁸⁾Fig. 4 Temporal variation of local heat flux (In the case of non-combusting evaporating spray)⁽⁸⁾

局所全熱流束の時間変化を噴霧火炎の高速度直接写真とともに観察すると、各測定位置における局所全熱流束は、噴霧火炎の到達とともに急速に上昇することがわかる。熱流束の大きさは、赤の実線で示した噴霧火炎の衝突点s-0において最も大きい。また、燃焼室中心部(center)においては、燃焼期間を通して輝炎の存在が確認できず、局所全熱流束が他の領域に比べて著しく低い。

次に、燃焼によるガス温度上昇の効果を排除し、燃料噴射に起因するガス流動が壁面熱伝達に及ぼす影響について調べるため、窒素雰囲気中に燃料を噴射した非燃焼蒸発噴霧の場合と、ピストンの圧縮膨張のみ（非燃焼かつ燃料噴射なし）の場合の壁面熱流束を測定した。図5に非燃焼蒸発噴霧、圧縮膨張のみの場合の局所全熱流束を示す。図より、非燃焼蒸発噴霧の場合、噴霧衝突点s-0においてのみ明確な熱流束の上昇が確認できるが、その他の領域における熱流束は、燃料噴射がない場合との差異は少ない。

以上の結果から、ピストン壁面上における壁面熱流束は、高温の火炎が壁面に到達することにより上昇すること、噴霧火炎の衝突領域に限り、火

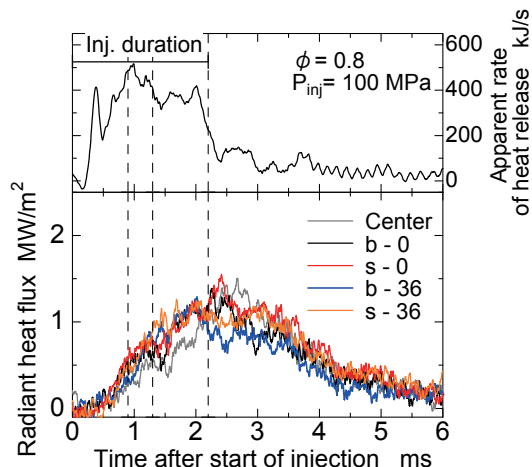


Fig. 5 Temporal variation of apparent rate of heat release and local radiant heat flux⁽⁷⁾

炎温度とともに燃料噴霧の噴射に誘起されるガス流動が熱流束上昇に強く寄与することがわかる。

2. 3 局所輻射熱流束分布

図5に、図3に示した局所全熱流束と同一条件、同一測定点における局所輻射熱流束の時間変化を示す。図のグラフの縦軸は、図3の局所全熱流束を示すグラフの縦軸の1/10のスケールで示した。すなわち、輻射熱流束は全熱流束の1割程度の大きさである。図より、輻射熱流束はピストンキャビティ内の位置によらず、同様の時間変化を示すことがわかる。いずれの測定位置においても、拡散燃焼による熱発生が主となる燃料噴射開始後約0.5 msから上昇を始め、およそ燃料噴射終了時期に最大値に到達する。ピストンキャビティ壁上の輻射熱流束分布は、噴霧火炎の分布によらず、ほとんど均一となることがわかる。

2. 4 燃焼室内輻射熱伝達の数値解析

ここで、均一な輻射熱流束分布の成因を調べるために、モンテカルロ法を用いて燃焼室内の輻射熱伝達の数値解析を行った。解析の詳細は文献⁽⁷⁾を参照されたい。本解析では、輻射源としてすす粒子群のみを考え、燃焼室内における噴霧火炎の分布が壁面上の輻射熱流束分布に与える影響を調べるため、高速度直接写真により観察された燃料噴射開始後0.9ms, 1.3ms, 2.2ms後の輝炎の存在領域に、高温のすす粒子群を配置した3つのケースについて解析を行った。また、すすの壁面付着が輻射熱流束分布に与える影響を調べるため、壁面反射率を実験で使用したピストンヘッド相当の0.9, 0.7からすす堆積層の反射率相当の0.2, 0.1まで変化させた。

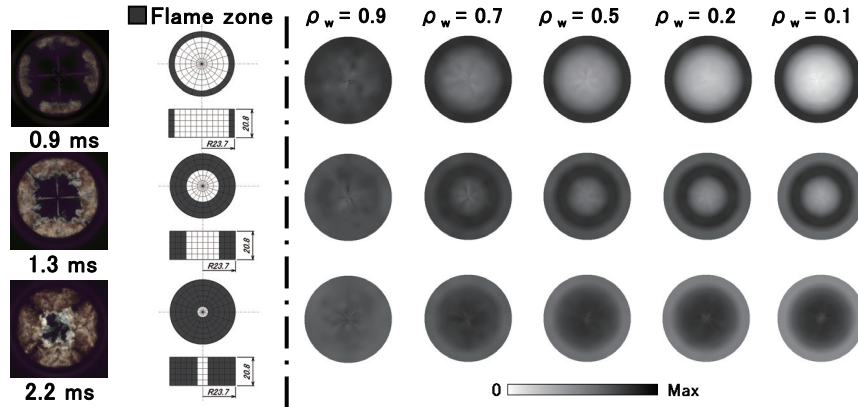
図6に解析結果を示す。図6左から2列は解析対象とした時刻における噴霧火炎の高速度直接写真と、解析において与えたすす粒子群分布（図の灰色部）である。図の3列目以降に壁面反射率 ρ_w を変化させた場合のピストン底面における輻射熱流束分布を示した。

図より実験に用いたピストンヘッド相当の $\rho_w = 0.7, 0.9$ の場合、すす粒子群の不均一な分布によらず、輻射熱流束はほとんど均一に分布していることがわかる。壁面反射率が低下するに従い、高温のすす粒子群が近くに存在する壁面領域において、より高い輻射熱流束を示すようになる。しかし、高い輻射熱流束が測定された拡散燃焼中盤以降の燃料噴射開始後1.3msや、輻射熱流束が最大値を示した2.2msでは壁面反射率が低い場合でも、輻射熱流束分布が均一化している。これは、噴霧火炎が燃焼室内に広く分布するためである。ただし、燃焼室外周部では、燃焼室内を望む立体角が狭いため、他の領域に比べて輻射熱流束が低い。

以上の結果から、壁面反射率が壁面上の輻射熱流束分布に強く影響を与え、壁面がピストンヘッド壁面相当の反射率を有する場合、輻射熱流束は均一に分布することがわかる。また、すすの壁面付着により壁面反射率が低下した場合、輝炎の存在領域が壁面上の輻射熱流束分布に与える影響が強まるが、火炎温度が高く、高い輻射熱流束を示す拡散燃焼期以降では、噴霧火炎が燃焼室内に広く分布するため、ピストンキャビティ壁面上の輻射熱流束分布が均一化されることがわかる。

3. 壁面熱損失における対流と輻射熱伝達の寄与

本節では、壁面熱損失における輻射熱伝達の寄与度について考察する。図7に壁面全熱損失中の輻射熱伝達の割合、全熱損失量、輻射熱損失量について、急速圧縮膨張装置を用いた本研究の測定結果とともに、実機を用いて測定されたYanら^{(9)~(11)}, Chenら⁽¹²⁾, Oguriら⁽¹³⁾の報告値を示す。本図は、機関のスケールが壁面熱伝達に及ぼす影響を概観するため、回転数が900rpm~2300rpm、図示平均有効圧力が300kPa~2000kPa程度と実験条件が大きく異なる報告値を、横軸にボア直径をとり、まとめた図であることに留意されたい。特に、輻射熱伝達の割合は負荷とともに増大する⁽⁸⁾ことが報告されていることに留意する必要がある。本研究では、雰囲気酸素体積分率を21%~15%, スワール比を0~5, 燃料噴射ノズルの噴孔径を $\phi 0.10\text{mm} \sim \phi 0.15\text{mm}$ の範囲で変化させて測定を

Fig.6 Radiant heat flux distribution on bottom of the piston⁽⁷⁾

行ったが、いずれの場合においても、輻射熱伝達の割合は全熱損失量のおよそ 1 割程度であった。図 7 から燃焼室のスケールが壁面熱伝達に与える影響を見ると、燃焼室サイズが大きいほど、対流伝達熱量が減少、輻射熱伝達量が増加、輻射熱伝達の割合が大きくなる傾向がみてとれる。

まず、燃焼室のスケールが対流熱伝達に及ぼす影響について考える。燃焼室内の平均 Nusselt 数 Nu は、通常、管内乱流や平板乱流の熱伝達式（式 3-1）が基礎とされる。

$$Nu = C \times Re^m \times Pr^n \quad (3-1)$$

$Nu = h \cdot D_b / \lambda$ 、 h は熱伝達率、 λ は熱伝導率、 Re は Reynolds 数で、 $Re = \rho UL / \mu$ 、 Pr は Prandtl 数、 ρ 、 μ はそれぞれ密度、粘性係数を表す。また、 C は定数で、 L 、 U はそれぞれ、代表長さ、代表速度である。図示平均有効圧力（IMEP）が等しい場合、燃焼ガスの温度や筒内圧力は大きく変わらないと考えられるので、ここでは Pr 、 μ 、 λ 、 ρ は燃焼室サイズによらず一定として扱う。代表長さにはボア直径 D_b を用いる。代表速度にはピストン平均速度 W や燃料噴霧の壁面衝突速度 u_{sp} が用いられることが多い。大型の機関であるほど、ストロークが長く、低い回転数で運転されるため、ストロークと回転数により定められるピストン平均速度 W のオーダーは、燃焼室のスケールによらない。一方、燃料噴霧の壁面衝突速度 u_{sp} は、燃料噴霧に 1 次元準定常噴霧モデルを適用すると、次式で表される。

$$u_{sp} = \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}} \frac{d_0 / 2}{L_i \cdot \tan(\theta / 2)} \cdot u_{sp0} \quad (3-2)$$

u_{sp0} は噴射速度、 ρ_f 、 ρ_a は、燃料と空気の密度、 d_0 は燃料噴射ノズルの噴孔径、 θ は噴霧角、 L_i は衝突距離である。燃料の噴射速度 u_{sp0} は、燃料噴射圧力と噴射時の筒内圧力によって決定され、機関のス

ケールによらないと考えられる。ここで、燃料噴射ノズルの噴孔径 d_0 と衝突距離 L_i は、ボア D_b に比例すると考えれば、式(3-2)から噴霧の壁面衝突速度 u_{sp} は機関のスケールによらない。すなわち、代表速度（ W または u_{sp} ）のオーダーは燃焼室のスケールによらないと考えられる。

以上をまとめると、 Nu 数はボア径の 0.7 乗に比例し、熱伝達率 h はボア径の -0.3 乗に比例すると概算できる。

$$\begin{aligned} Nu &= h \cdot D_b / \lambda \\ &= (const.) \times (\rho U D_b / \mu)^{0.7} D_b^{0.7} \quad (3-3) \\ h &\propto D_b^{-0.3} \quad (3-4) \end{aligned}$$

Nusselt 数は、壁面付近におけるガス温度勾配 $\partial T / \partial y$ と、流れ場の平均の温度勾配 $(T_\infty - T_w) / L$ の比として定義される（式（3-5））。

$$Nu = \frac{\partial T / \partial y}{(T_\infty - T_w) / L} \propto L^{0.7} \quad (3-5)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} \propto L^{-0.3} \cdot (T_\infty - T_w) \quad (3-6)$$

主流部温度 T_∞ 、壁面温度 T_w は、機関のスケールを変化しても大差ないと考えられ、式(3-6)は、機関のスケールが大きいほど、壁面付近の温度勾配 $\partial T / \partial y$ が減少することを示す。このことは、機関のスケールが大きくなると、燃焼室壁面付近の温度境界層の平均的な厚さが増し、対流による壁面熱伝達量が減少することを示唆する。

次に、代表長さをボア径 D_b とし、機関のスケールが壁面への輻射熱伝達に与える影響を考える。火炎の微小体積 dV から全方位に放射される輻射エネルギー dq_r 、火炎全体積から放射されるエネルギー Q_r は、噴霧火炎が灰色ガスであることを仮定すると、

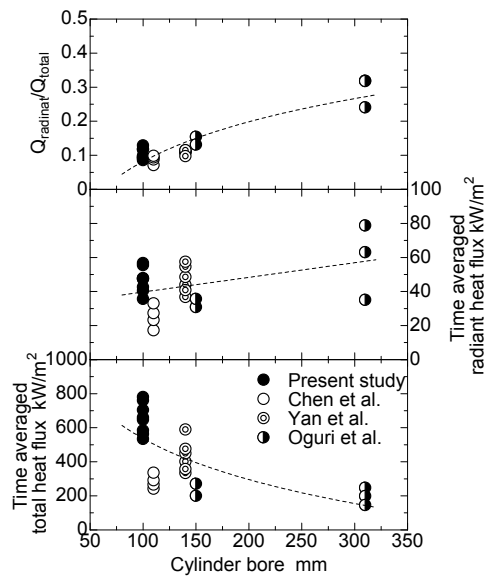


Fig. 7 Effect of engine size on the contribution of radiation to total heat flux, radiant heat flux and total heat flux

$$dq_r = 4 \cdot K \cdot \sigma \cdot T_f^4 \cdot dV \quad (3-7)$$

$$Q_r = 4 \cdot K \cdot \sigma \cdot T_f^4 \cdot V_f \quad (3-8)$$

と書ける。ここで、 K は火炎の吸収係数、 σ はステファン・ボルツマン定数、 T_f は火炎温度である。IMEPが等しければ、火炎体積 V_f は、燃焼室体積にほぼ比例すると考えられるため、 Q_r はボア径の3乗に比例($Q_r \propto D_b^3$)する。よって、 Q_r/A (A : 燃焼室壁面表面積、 $A \propto D_b^2$)で表される単位面積当たりの輻射熱流束 q_r は、 D_b の1乗に比例すると概算できる。

以上、概略的な見積りではあるが、全熱損失に占める輻射熱伝達の割合(Q_{rad}/Q_{tot})は D_b の0.7乗に比例して大きくなる。すなわち、船舶などに用いられる大型のディーゼル機関においては、壁面熱損失における輻射熱伝達の寄与度が高いことを示す。

4. EGRが壁面熱損失に与える影響

EGRは近年のディーゼル機関においては必須の排気浄化技術である。EGRは過給とともに用いられることが多く、EGRや過給を利用すると、燃焼特性や巨視的な噴霧特性が変化するため、壁面熱伝達にも影響を及ぼすものと考えられる。本研究では、EGRが壁面熱損失に与える影響を調べるため、燃料噴射量を一定とし、雰囲気酸素体積分率を以下の2系統で変化させた。

まず、初期充填圧力 P_0 を自然吸気時相当の0.1MPaで一定とし、雰囲気酸素体積分率を21%か

ら15%まで変化させた(Case1)。この場合、酸素体積分率が低下するに従い、酸素充填量が減少し、当量比が0.6, 0.7, 0.8と増加する。次いで、筒内の酸素量を一定に保ち、窒素充填量を増加させることで当量比を一定のもと、酸素体積分率を変化させた(Case2)。この場合、酸素体積分率が低いほど、充填ガス総量が増加するため、雰囲気気体の密度や熱容量が増大する。

図8(a), (b)に、酸素体積分率を2系統で変化させたときの面積平均全熱流束と面積平均輻射熱流束を示す。それぞれ、局所全熱流束と局所輻射熱流束の測定値に、各測定点の代表面積を乗じて面積平均して求めたピストンキャビティ壁面上の面積平均値である。

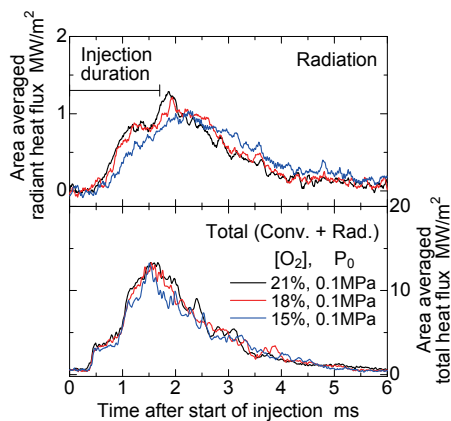
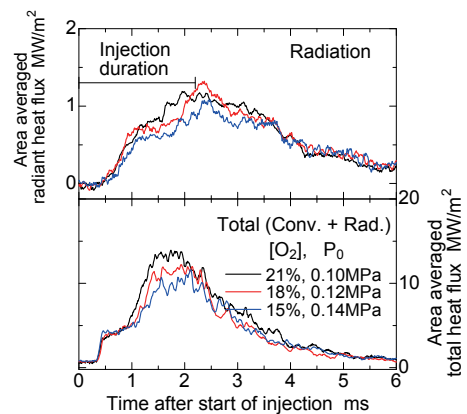
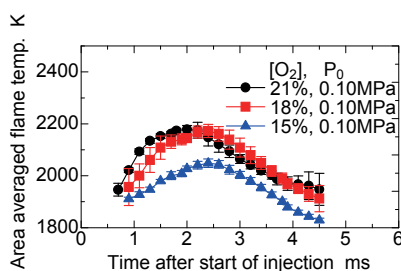
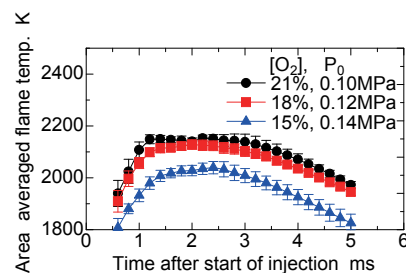
これらの図から、Case1, Case2のいずれにおいても、雰囲気酸素体積分率を低下すると、対流熱伝達を主とする全熱流束、および輻射熱流束はともに低下することがわかる。図9(a), (b)に噴霧火炎の画像二色法温度解析により得られる火炎画像内の面積平均火炎温度を示す。図より、Case1, Case2ともに、酸素体積分率が低いほど、面積平均火炎温度が低いことがわかる。すなわち、雰囲気酸素体積分率を低下すると、火炎温度が低下するため、壁面への対流熱伝達と輻射熱伝達がともに減少する。ただし、Case1の場合、燃料噴射終了後の輻射熱流束は、火炎温度が低いにも関わらず、酸素体積分率が15%の場合にもっとも高い。これは、主な輻射源となる火炎内すす量が最も多いためである(7)。

雰囲気酸素体積分率の低下は火炎温度を低下させ、燃焼室壁面への対流と輻射熱伝達量を低減する。以上の結果は、ディーゼル機関におけるEGRは壁面熱損失の低減効果を有することを示唆する。

5. まとめ

直接噴射式ディーゼル機関の壁面熱損失機構を調べるため、急送圧縮膨張装置を用いて、ピストンキャビティ内5点における局所全熱流束と局所輻射熱流束を測定した。また、噴霧火炎の分布と壁面反射率が燃焼室壁面における輻射熱流束分布に与える影響を調べるため、モンテカルロ法を用いた輻射熱伝達の数値解析を行った。実験では、EGRが壁面熱損失に与える影響を調べるため、雰囲気酸素体積分率をパラメータとして変化させた。得られた知見を以下にまとめる。

1. ピストン壁面上の局所全熱流束は噴霧火

(a) Case1: at constant initial pressure, P_0 (b) Case2: at constant amount of O_2 Fig. 8 Effect of O_2 volume fraction on area averaged total and radiant heat flux in piston cavity⁽⁷⁾(a) Case1: at constant initial pressure, P_0 (b) Case2: at constant amount of O_2 Fig. 9 Effect of O_2 volume fraction on area averaged flame temperature obtained by two-color method^{(6), (7)}

炎の到達とともに急速に上昇し、噴霧火炎の衝突領域において、局所的に高い熱流束を示した。一方、窒素雰囲気中に噴射した非燃焼蒸発噴霧の場合、噴霧の壁面衝突領域においてのみ壁面熱流束が上昇した。以上の結果は、壁面熱流束の大きさは、壁面に到達する火炎温度に強く影響を受け、噴霧火炎の衝突領域に限り、燃焼による火炎温度上昇とともに、燃料噴霧の噴射と壁面衝突が誘起するガス流動が、強い熱流束上昇因子となっていることを示す。

2. ピストン壁面上の局所輻射熱流束は燃焼室内の位置に寄らず熱発生開始とともに上昇し、燃料噴射終了時期に最大値に到達するという同様の時間変化を示す。

3. ピストン壁面における輻射熱流束分布は壁面反射率に強く影響を受け、壁面がアルミ合金表面程度の反射率を有する場合、火炎の不均一な分布によらず、輻射熱流束は均一に分布する。

4. ボア径 100mm の燃焼室を用いた本研究においては、全熱損失量中、輻射による熱伝達の割合は実験条件によらず、およそ 10% 程度であった。

5. 雰囲気酸素体積分率を低化すると火炎温度が低下するため、対流熱伝達を主とする全熱流束と輻射熱流束がともに減少する。このことは、EGR は壁面熱損失の低減効果を有することを示す。

謝辞

局所熱流束の測定において、武蔵工業大学の榎本良輝教授から、薄膜型熱電対の製作から計測方法に至るまで、技術的な助言を多数頂いた。また、東京工業大学の神本武征名誉教授からは貴重なご意見を頂いた。ここに記し、謝意を表する。

参考文献

- 1) G. L. Borman and K. Nishiwaki, "Internal Combustion Engine Heat Transfer", Prog. Energy Comb. Sci., vol.13, pp 1-46. 1987.
- 2) Y. Suzuki, et al., "Direct Heat Loss to Combustion Chamber Walls in a D.I. Diesel Engine -Evaluation of Direct Heat Loss to Piston and Cylinder Head -", Journal of

- Engine Research, Vol.6, 2005.
- 3) G. D. Ebersole, et al., "The Radiant and Convective Components of Diesel Engine Heat Transfer", SAE Paper No. 701C, 1963.
 - 4) Y. Enomoto and S. Furuhashi, Transaction of JSME, vol.50B, No.453, pp.1353-1362, 1984. (In Japanese)
 - 5) Y. Enomoto and S. Furuhashi, Transaction of JSME, vol.52B, No.474, pp.680-687, 1986. (In Japanese)
 - 6) Y. Enomoto, et al., "Study on analysis of Instantaneous Heat Flux Flowing into the Combustion Chamber wall of an Internal Combustion Engine (Examination in the Case of Consideration of Heat Storage Term and the Temperature Dependency of the Thermocouple's Thermophysical Properties)", JSME int. J. vol.35- II, No.4, pp.608-615, 1992.
 - 7) T. Kuboyama, et al., "A Study on Radiant Heat Transfer in Combustion Chamber of DI Diesel Engines", Transaction of JSME, vol.74B, No.741, pp.1191-1198, 2008. (In Japanese)
 - 8) T. Kuboyama et al, "A Study on Heat Loss in DI Diesel Engines by Using a Rapid Compression and Expansion Machine (1st Report, The Effects of Oxygen Volume Fraction and Density of Ambient Gas on Heat Loss)", Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, vol.72, No.721, pp.2315-2322, 2006. (In Japanese)
 - 9) J. Yan and G. L. Borman, "Analysis and In-Cylinder Measurement of Particulate Radiant Emissions and Temperature in a Direct Injection Diesel Engine", SAE Paper No.881315, 1988.
 - 10) J. Yan and G. Borman, "A New Instrument For Radiation Flux Measurement in Diesel Engines", SAE Paper No. 891901, 1989.
 - 11) F. J. Struwe and D. E. Foster, "In-Cylinder Measurement of Particulate Radiant Heat Transfer in a Direct Injection Diesel Engine", SAE Paper No.2003-01-0072, 2003.
 - 12) S. Chen, et al., "Multidimensional numerical simulation of heat radiation in direct injection diesel engines", Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol. 204, Part D, pp.453 - 466, 2000.
 - 13) T. Oguri and S. Inaba, "Radiant heat transfer in Diesel Engines", SAE Paper No. 720023, 1972.

