Advance Publication by J-STAGE

日本機械学会論文集

Transactions of the JSME (in Japanese)

DOI:10.1299/transjsme.20-00274

Received date : 28 July, 2020

Accepted date : 9 November, 2020

J-STAGE Advance Publication date : 18 November, 2020

壁面衝突する噴霧火炎と非燃焼燃料蒸発噴霧の局所熱伝達に及ぼす雰囲気条件と燃料噴射条件の影響

鄭 載勳^{*1}, 佐藤 進^{*2}, 長澤 剛^{*2}, 小酒 英範^{*3}

Effects of ambient and injection conditions on local heat transfer of impinging flame and spray to chamber wall

Jaehoon JEONG^{*1}, Susumu SATO^{*2}, Tsuyoshi NAGASAWA^{*2} and Hidenori KOSAKA^{*3}

^{*1} Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Graduate School of Engineering, Tokyo Institute of Technology
2-21-1 Ookayama, Meguro-ku, Tokyo 152-8552, Japan

^{*2, *3} Department of Systems and Control Engineering, School of Engineering, Tokyo Institute of Technology
2-21-1 Ookayama, Meguro-ku, Tokyo 152-8552, Japan

Abstract

This study experimentally investigates the effect of the impinging spray flame on the local heat transfer to the impinging wall. The experiments were conducted using the rapid compression machine (RCM) equipped with heat flux sensors installed into impinging wall to measure local instantaneous wall temperature. The injection pressure, the ambient density and the impinging distance between the injector nozzle and the impinging wall were varied independently as experimental parameters. The results show that when the liquid spray impinged on the wall, the local heat transfer at the impinging point was suppressed due to reduction of temperature gradient between the wall and the high temperature burned gas. The relationship between the local Reynolds number and the local Nusselt number was different from the time series plot and the average plot. The exponent n of the local Reynolds number in the empirical equation of the Nusselt number was increased by increasing impinging distance at the impinging point and the offset point. Furthermore, with increasing impinging distance, the value of exponent n of the local Reynolds number at the offset point approached the value of the exponent n at the impinging point.

Keywords : Local heat transfer, Impinging spray, Impinging distance, Ambient density, Injection pressure

1. 緒 言

ディーゼル機関の熱効率向上のための手段の一つとして、燃焼室内壁面からの冷却損失の低減が挙げられる。壁面からの冷却損失を支配するディーゼルエンジン燃焼室内熱伝達は壁面近傍の気体の流動と温度分布、壁面温度分布に影響される複雑な現象である。直噴式ディーゼルエンジンは、ダウンサイジングと燃料噴射圧力の高圧化によって壁面への噴霧火炎の衝突が激化し冷却損失が増加する傾向にある。特に、噴霧火炎が直接衝突する場合は多いピストンキャビティ内は、他の部分に比べ高い平均熱伝達係数をもつことが明らかにされている (Enomoto et al., 2014)。ディーゼル機関の冷却損失低減には、ピストンキャビティ内の衝突噴霧火炎の熱伝達機構を明らかにし、その支配因子を抽出する必要がある。また、エンジンの壁面熱伝達モデルとして、Eichelberg (Eichelberg, 1939), Oguri (Oguri, 1960), Woschni (Woschni, 1967), Annand (Annand, 1963)らの式に代表される熱伝達率の半実験式が用いられてきたが、最新のディーゼルエンジンの運転条件によっては、予測精度が低いことが指摘されている。これら熱伝達係数の予測式の精度向上のために、最新のディーゼル機関と同等の実験条件下の壁面衝突噴霧燃焼を実現可能な装置を用いた壁面熱流束計測が行われ、得られた計測データを基に様々な実験式が提案されている (李他, 1997, Li et al., 1997, 窪山他, 2006a, 2006b, 巽他, 2016)。これらの熱伝達モ

No.20-00274 [DOI:10.1299/transjsme.20-00274]

^{*1} 正員, 東京工業大学 大学院 (〒152-8552 東京都目黒区大岡山 2-21-1)

^{*2} 正員, 東京工業大学

^{*3} 正員, フェロー, 東京工業大学

E-mail of corresponding author: engine2580@gmail.com

デルは、定常壁面熱伝達理論に基づく半理論式であり、最近のディーゼル機関におけるこれらの熱伝達式の予測精度は低いことが報告されている (青木他, 2010, 2012, Borman et al., 1985, Chang et al., 2004, チン他, 2019, Dent et al., 1977, Min et al., 1997, Yilmaz et al., 2019). 非定常性と不均一性が強いディーゼル燃焼における壁面熱伝達に適用できる簡便な熱伝達モデルの開発が求められている。

ディーゼル機関燃焼室内では壁面衝突をとまう間欠燃料噴霧火炎により壁面熱伝達が支配され、壁面局所熱流束分布は不均一性と非定常性が強い。壁面局所熱伝達の機構解明には、噴霧火炎衝突点、その下流の壁面に沿って流動する既燃気体が局所熱伝達を支配する領域など、流動場が異なるそれぞれの領域において局所熱伝達を解析する必要がある。前報 (鄭他, 2019) では、これらの領域における局所熱伝達を、局所の流動特性と関連させて考察することで、旋回流と噴霧流の相対的な方向が局所レイノルズ数と局所ヌッセルト数の関係に与える影響を調べ、実験式 $N_u = CR_e^n Pr^m$ の指数 n に与える流れ場の影響を明らかにした。本研究では、ディーゼル機関における壁面熱伝達機構の解明を目的に、燃料噴射圧力、ノズルから壁面までの衝突距離、雰囲気密度を個別に変化できる装置を用いて噴霧壁面衝突点と衝突点から 12.8 mm 離れたオフセット点において局所壁面熱流束を計測し、これらのパラメータ局所熱伝達に与える影響を実験的に調べた。前述のパラメータを変化させると、噴霧液相部長さと衝突する噴霧の状態 (燃料液滴の有無, 着火の有無) が変化する。まず、これらの噴霧の状態が壁面局所熱伝達に与える影響を調べた (3・1 節)。次に、従来の壁面熱伝達モデルの基礎となっている局所レイノルズ数と局所ヌッセルト数の関係に着目し、燃料噴射期間中に変化する局所レイノルズ数と局所ヌッセルト数の関係と、燃料噴射期間中で時間平均したこれらの値の関係の違いを調べ、ディーゼル噴霧火炎の非定常性が、局所レイノルズ数と局所ヌッセルト数の関係に与える影響を明らかにしている (3・2 節)。最後に、衝突距離を変化させた場合の結果について、衝突点と衝突点から離れたオフセット点における局所レイノルズ数と局所ヌッセルト数の関係について調べ、衝突点からの距離により壁面熱伝達を支配する流れ場が噴霧流れから壁面流れへ変化することを示し、ディーゼル噴霧火炎における壁面熱伝達の不均一性の支配因子について考察している (3・3 節)。

2. 実験手法と解析手法

2・1 急速圧縮装置

実験装置には急速圧縮装置 (Rapid Compression Machine; RCM) を用いた。図 1 に RCM の概略図と燃焼器を示す。RCM については、前報 (鄭他, 2019) の 2・1 節で述べている。表 1 に、諸元を示す。排気量は 970 cc, 圧縮比は 10.7 である。

Fig. 1 This is the schematic of rapid compression machine (RCM) for this study. The RCM is equipped with quartz glass (front, side) to visualize the flame movement and liquid spray.

Table 1 Specifications of RCM.

Bore × Stroke [mm]	86 × 151.5
Displacement [cc]	970
Clearance volume [cc]	90
Compression ratio [-]	10.7 : 1

Fig. 2 The schematic of the RCM of in-cylinder is presented with the location of quartz glass, clearance volume and piston at BDC. The heat flux sensor is equipped at the impinging point ($r=0$ mm) and the offset point ($r=12.8$ mm).

2・2 壁面局所熱流束と火炎温度の計測法と解析法

壁面局所熱流束計測法および解析法については、前報（鄭他，2019）の2・2節に詳細を記載している．同軸薄膜型熱電対（Medtherm Co.; 11443）は図2に示すように、噴霧が衝突する点（噴霧壁面衝突点、 $r=0$ mm）と衝突点から12.8 mm 離れている点（オフセット点、 $r=12.8$ mm）に設置し、壁面局所熱流束を計測した．噴霧火炎温度は火炎中すす粒子からの熱輻射強度を測定し二色法解析（Hottel and Broughton, 1932, 松井他, 1978）により求めた．

2・3 噴霧衝突距離と運転条件

燃料噴射装置には、単噴孔ソレノイド駆動式燃料噴射装置を用いた．表2に諸元を示す．ノズルの噴孔径は0.125 mm，噴射圧力は、50 MPa，100 MPa，150 MPa と変化させた．本研究では、噴孔出口から衝突壁面までの距離を変えるために、図3に示す、厚さが異なる4種類（5 mm，10 mm，15 mm，20 mm）のアダプターを使用した．これにより、衝突距離を、27 mm，32 mm，37 mm，42 mm と変化できる．その他の実験条件を表3に示す．筒内ガスには空気と窒素を用い、それぞれ衝突噴霧火炎と非燃焼燃料蒸発噴霧を実現し、壁面局所熱流束を計測した．

Table 2 Conditions for diesel injection with the specification of injector.

Injector type	Solenoid
Fuel	Diesel
Injection pressure [MPa]	50 / 100 / 150
Injected fuel amount [mg]	11.0 / 14.7 / 17.5
Injection duration [ms]	4.9
Injector nozzle holes	1(single)
Nozzle hole diameter [mm]	0.125

Table 3 Experimental conditions.

Initial gas composition	Combustion	O ₂ (21 %) / N ₂ (79 %)
	Non-combustion	N ₂
Compression time [ms]	30(=1000 RPM)	
Initial gas pressure @BDC [MPa]	0.13 ~ 0.45	
Initial gas temperature @BDC [K]	453.5 ± 5	
Ambient pressure @TDC [MPa]	2.25 ~ 6.77	
Ambient temperature @TDC [K]	680	
Ambient density @TDC [kg/m ³]	11.4 / 22.8 / 34.2	
Chamber temperature [K]	453.5 ± 5	
Impinging distance [mm]	27 / 32 / 37 / 42

Fig. 3 Illustration for the impinging distance. ($H=27/32/37/42$ mm)

本実験で使用したインジェクターは単噴孔であるため燃料噴射量が小さく、燃焼室全体に対する当量比は実機に比べ低い、測定される壁面局所熱伝達の実機相当であると考え、雰囲気気密度は 11.4 kg/m^3 , 22.8 kg/m^3 , 34.2 kg/m^3 と変化させた。壁温は、複数のカートリッジヒータを用いて $453.5 \pm 5 \text{ K}$ で均一に保った。

2・4 噴霧数値解析法

次章以降において瞬時局所レイノルズ (Re) 数と瞬時局所ヌッセルト (Nu) 数の関係を考察するが、これらの無次元数を算出するには、噴霧壁面衝突点とオフセット点における局所代表温度、局所代表速度を定める必要がある。噴霧火炎の局所代表温度は火炎画像から二色法により得た既燃気体温度を用い、非燃焼燃料蒸発噴霧については噴霧の数値解析により壁面近傍の噴霧内混合気温度を算出し、局所代表温度として用いた。局所代表速度には、非燃焼燃料蒸発噴霧の数値解析結果を用いた。詳細については前報 (鄭他, 2019) を参照されたい。衝突噴霧の数値解析には ANSYS Forte に CHEMKIN-PRO を組み合わせたものを使用した。乱流モデルには $k-\epsilon$ モデルを、液体分裂モデルには, KH-RT モデル (Beale et al., 1999) をそれぞれ用いた。壁面熱伝達モデルとして Han-Reitz モデル (Han et al., 1997) を用いた。計算条件と用いた物理モデルを表 4 に示す。また、計算格子は立方体であり、大きさは壁面近傍領域のみ 0.25 mm とし、他は 1 mm とした。計算格子を図 4 に示す。

2・5 噴霧散乱光画像、噴霧影画像の撮影法

非燃焼燃料蒸発噴霧における噴霧液相部長さは、噴霧散乱光写真撮影により計測した。図 1、図 2 のように、燃焼室側面に設置した石英窓を通してレーザーシート光 (Lee laser; LDP-100MQG) を噴霧に照射し 2 次元断面散乱光画像を撮影した。一方、噴霧壁面衝突点における局所代表長さは非燃焼燃料蒸発噴霧の影写真から求めた壁面衝突点における噴霧幅を用いた。図 5 には、噴霧影写真の撮影光学系の概略を示す。光源には LED (Sigmakoki; SLA-100A) を用いた。頂面を鏡面仕上げしたピストンを用いて、ダブルパス透過光影写真を撮影した。

Table 4 Ambient and spray conditions and models for ANSYS Forte CFD.

Ambient conditions	Ambient composition	N_2
	Ambient temperature [K]	680
	Ambient pressure [MPa]	2.25 ~ 6.77
Spray(Fuel) conditions	Solid cone breakup model	Kelvin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor (KH-RT)
	Fuel	n-Heptane (C_7H_{16})
	Nozzle diameter [mm]	0.125
	Spray temperature [K]	436
	Spray angle [$^\circ$]	15
	Injection duration [ms]	4.9
	Injected fuel amount [mg]	11.0 / 14.7 / 17.5

Fig. 4 Constant volume combustion chamber for simulation with mesh size.

Fig. 5 Schematic of visualization system for shadow method.

2・6 壁面衝突噴霧火炎の瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の算出方法

本節では、噴霧壁面衝突点 ($r=0$ mm) とオフセット点 ($r=12.8$ mm) における瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の算出方法について述べる。従来から、衝突噴流の壁面局所熱伝達に関し、局所ヌッセルト数 N_u を局所レイノルズ数 Re と局所プラントル数 Pr を用いて、次式のように表すことが試みられてきた。

$$N_u = \frac{hd}{k} \quad (1)$$

$$N_u = CR_e^n Pr^m = C \left(\frac{\rho w d}{\mu} \right)^n \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^m \quad (2)$$

ここで、 h ：局所熱伝達係数、 d ：局所代表長さ、 k ：気体熱伝導率、 ρ ：気体密度、 w ：局所代表速度、 μ ：気体粘度、 c_p ：気体比熱、 C ：実験定数である。この無次元数を算出するため、局所代表長さ、局所代表温度、局所代表速度を、前報 (鄭他, 2019) と同様に定めた。すなわち、非燃焼燃料蒸発噴霧影写真から得た壁面位置における噴霧幅 (図 6-(a)) を局所代表長さ、非燃焼燃料蒸発噴霧の数値解析により得た壁面近傍の気体速度を局所代表速度にそれぞれ用いた。なお、局所代表速度は、数値解析により得た、気体速さの壁面垂直方向分布における極大値

Fig. 6 To calculate the local Reynolds number and the local Nusselt number, (a) local reference length and (b) local reference temperature are presented with imaging.

Fig. 7 The local reference velocity with ANSYS Forte CFD and PIV is changed with the time after injection start for the different ambient density at the offset point. ($H=32$ mm, $P_{inj}=100$ MPa, $\rho=11.4/22.8/34.2$ kg/m³)

Fig. 8 The local reference temperature is changed with the time after injection start at the impinging point and the offset point. ($H=27$ mm, $P_{inj}=100$ MPa, $\rho=22.8$ kg/m³)

Fig. 10 The local Nusselt number and the local Reynolds number are changed with the time after injection start at the impinging point and the offset point. ($H=27$ mm, $P_{inj}=100$ MPa, $\rho=22.8$ kg/m³)

Fig. 9 The in-cylinder pressure, the heat-release rate and the local wall temperature, the local heat flux are changed with the time after injection start at the impinging point and the offset point. ($H=27$ mm, $P_{inj}=100$ MPa, $\rho=22.8$ kg/m³)

を与えている。局所代表温度については、図 6-(b)に示すように、火炎画像から二色法により得た衝突既燃気温度と非燃焼噴霧の数値解析により得た噴霧内混合気温度を、噴霧燃焼場と非燃焼燃料蒸発噴霧のそれぞれの局所代表温度として用いた。図 7 には、衝突距離の一定の下、雰囲気気密度を変化させた場合のオフセット点 ($r=12.8$ mm) における気体速さの数値解析結果と、同条件下の PIV による計測結果を示す。なお、図の上部に瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数を算出した解析期間を示した。この解析期間は噴霧火炎の局所代表温度の二色法解析が可能な期間に相当する。図 7 より、気体流速が急増する時期では、数値解析結果が PIV 計測結果を上回るが、流速が定常となる期間では、両者の差は小さく、この期間において、局所代表速度として数値解析結果を用いることは妥当であると考えられる。図 8 には、燃料噴射圧力 100 MPa、衝突距離 27 mm、雰囲気気密度 22.8 kg/m³ で実現した衝突噴霧火炎の、噴霧壁面衝突点 ($r=0$ mm) とオフセット点 ($r=12.8$ mm) における局所代表温度の時間履歴を示す。オフセット点においては、火炎到達時に気体温度が急増し極大値を示すが、噴霧壁面衝突点では極大値が認められない。これは後述のように、この条件では、噴霧壁面衝突点において着火が衝突後に発生しており、高温噴霧先端部の衝突が発生しないためと推察される。また図 9 には、同条件下の筒内平均圧力、熱発生率、噴霧壁面衝突点とオフセット点における局所壁面温度、局所熱流束の時間履歴を示す。噴霧壁面衝突点における局所熱流束では、噴霧衝突による増加とその後の着火による増加が観察できる。図 6 から図 9 に示した局所物理量を用いて算出した瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の時間履歴を図 10 に示す。噴霧壁面衝突点とオフセット点において、瞬時局所レイノルズ数は、噴霧火炎通過中ほぼ一定の値を示すが、瞬時局所ヌッセルト数は漸増する。なお、局所レイノルズ数と局所ヌッセルト数の算出に用いた、熱伝導率、密度、粘性係数、比熱については、局所代表温度と非燃焼燃料蒸発噴霧の数値解析により得られた局所混合気当量比を用いて、燃料/空気混合気の物性値をそれぞれ推算して与えた。また、噴霧燃焼においても非燃焼燃料蒸発噴霧の混合気組成が変化しないと仮定している。

3. 実験結果と考察

3・1 燃料噴霧及び噴霧火炎の状態が壁面局所熱流束に与える影響

Fig. 11 The local heat flux is changed with the time after injection start for the different ambient density and impinging distance at the impinging point. ($H=27/32/37/42$ mm, $P_{inj}=100$ MPa, $\rho=11.4/22.8/34.2$ kg/m³)

ディーゼル噴霧火炎は間欠噴霧燃焼であり、噴霧内温度、流速などの状態量の不均一性と非定常性が高い。特に壁面衝突時の燃料液滴の有無、着火時期と壁面衝突時期の前後関係は壁面局所熱流束の時間変化に大きな影響を与える。本研究では、燃料噴射圧力、雰囲気密度を広い範囲で変化させた。これらのパラメータ変化は噴霧の着火遅れと噴霧内液相部長さ等の噴霧構造を変化させる。本節では、各種パラメータの変化が壁面局所熱流束に与える影響について、パラメータが噴霧構造に与える影響と関連させて考察する。

図 11 に、噴射圧力を 100 MPa で一定の下、各雰囲気密度と衝突距離を変化させた場合の噴霧壁面衝突点 ($r=0$ mm) における噴霧火炎と非燃焼燃料蒸発噴霧の局所熱流束の時間履歴を示す。噴霧火炎の局所熱流束は雰囲気密度の上昇に伴い増加する。一方、非燃焼燃料蒸発噴霧の場合には、雰囲気密度の増加に伴い局所熱流束は減少する。また、雰囲気密度が 22.8 kg/m³, 34.2 kg/m³ では、衝突距離の増加に伴い、局所熱流束の急増時期が遅延化し、局所熱流束の最大値が減少することがわかる。一方、局所熱流束の時間変化について、雰囲気密度 11.4 kg/m³ では、噴射開始から 2~3 ms 後までは噴霧火炎と非燃焼燃料蒸発噴霧の局所熱流束が同じ値を示しており、この期間でまだ着火していないことがわかる。噴霧火炎の直接高速度写真を示す図 12 をみると、雰囲気密度 11.4 kg/m³ では輝炎が時刻 3 ms で出現しており、同時に火炎が壁面上に広がっている様子がわかる。このことからこの条件

Fig. 12 Impinging flame images developed with the time after injection start are presented for the different ambient density. ($H=27$ mm, $P_{inj}=100$ MPa, $\rho=11.4/22.8/34.2$ kg/m³)

Fig. 13 Liquid penetration imaging is presented for the different ambient density. ($H=27$ mm, $P_{inj}=100$ MPa, $\rho=11.4/22.8/34.2$ kg/m³)

Fig. 14 The amounts of accumulated local heat flux (local heat transfer) until 10ms after the injection for (a) combustion and (b) non-combustion are compared with the different ambient density and impinging distance at the impinging point. ($H=27/32/37/42$ mm, $P_{inj}=100$ MPa, $\rho=11.4/22.8/34.2$ kg/m³)

では、噴霧の壁面衝突後に着火が発生していると考えられる。また、図 13 の噴霧の散乱光画像をみると、雰囲気気密度の減少に伴い噴霧液相部長さは増加し、雰囲気気密度 22.8 kg/m³ の場合には噴霧液相の先端部が壁面に到達しており、雰囲気気密度 11.4 kg/m³ では液相部が完全に壁面衝突している。このように、雰囲気気条件と衝突距離により衝突する噴霧の構造が変化し、これが壁面局所熱伝達量に影響すると考えられる。衝突する噴霧の状態が壁面局所熱伝達量に与える影響を図 14 に示す。図 14 は、図 11 の局所熱流束の値を、燃料噴射開始信号出力時刻から 10 ms 後まで時間積分して得られた局所熱伝達量を示し、図中各棒の上には、壁面衝突までに燃料の蒸発が完了せず燃料液滴が壁面に衝突している場合は *L*、壁面衝突までに燃料の蒸発が完了し燃料蒸気が衝突している場合は *V*、壁面衝突前に着火し燃焼気体が衝突している場合は *F* とそれぞれ記載している。図 14-(a) の噴霧火炎の局所熱伝達量を見ると、雰囲気気密度の増加に伴い局所熱伝達量は増加する。また、雰囲気気密度 22.8 kg/m³ を除き、衝突距離の増加により局所熱伝達量は減少している。図 15 には、噴霧燃焼における局所熱伝達量、局所代表温度と非燃焼燃料蒸発噴霧における局所代表速度、局所乱流エネルギーを衝突距離に対しプロットしている。代表速度は、2・6 節で述べたように、非燃焼燃料蒸発噴霧の数値解析により求めた気体速度の壁面垂直方向分布における極大値である。乱流エネルギーは同位置における数値解析結果を用いた。これらの非燃焼燃料蒸発噴霧の解析結果が噴霧燃焼でも同じと仮定している。代表温度は、代表速度と同じ定義位置において火炎画像の二色法解析により得られた火炎温度である。これを見ると、衝突距離を増加させると、局所代表温度は増加するが、局所代表速度と局所乱流エネルギーはともに減少しており、流れ場の変化による局所熱伝達の抑制が局所気体温度の増加によ

Fig. 15 The local heat transfer (combustion), the local averaged reference temperature (combustion), the local reference velocity and the local turbulent kinetic energy are compared with the different ambient density and impinging distance at the impinging point. ($H=27/32/37/42$ mm, $P_{inj}=100$ MPa, $\rho=11.4/22.8/34.2$ kg/m³)

Fig. 16 The amounts of accumulated local heat flux (local heat transfer) until 10ms after the injection for (a) combustion and (b) non-combustion are compared with the different ambient density at the impinging point. ($H=27$ mm, $P_{inj}=100$ MPa, $\rho=11.4/22.8/34.2$ kg/m³)

Fig. 17 The local reference temperature (non-combustion) and the local turbulent kinetic energy are compared with the different ambient density at the impinging point. ($H=27$ mm, $P_{inj}=100$ MPa, $\rho=11.4/22.8/34.2$ kg/m³)

る熱伝達促進を上回り、局所熱伝達量が減少したと推測される。一方、雰囲気密度 22.8 kg/m^3 の場合に衝突距離が 32 mm と 27 mm を比較すると、衝突距離が減少しているにもかかわらず、局所熱伝達量が減少している。 27 mm の場合には、未蒸発燃料液滴が壁面衝突しており、壁面に燃料液膜が形成されたり、液膜の蒸発により燃料蒸気層が壁面近傍に形成されていると予想される。これらの燃料液膜や燃料蒸気層が高温既燃ガスと壁面間に存在することで壁面における流体の温度勾配を緩和させ局所熱伝達を抑制したと考えられる。次に、図 14-(b)の非燃焼燃料蒸発噴霧の場合をみると、衝突距離の影響は噴霧火炎の場合と同様であるが、雰囲気密度の影響は 11.4 kg/m^3 の場合が他に比べ局所熱伝達量が大きく、他の雰囲気密度においては雰囲気密度の影響はほとんど認められない。雰囲気密度影響 11.4 kg/m^3 においては、すべての衝突距離において、燃料液滴が壁面に到達しており衝突壁面上に燃料液膜を形成していると考えられるが、噴霧火炎とは異なり液滴の壁面付着による熱伝達抑制効果は認められない。非燃焼燃料蒸発噴霧では衝突する噴霧温度は燃焼場に比べ低く、液膜による遮熱効果は燃焼場に比べ小さいと予想される。一方、雰囲気密度の減少は衝突点における噴霧速度を増加させるため、乱流エネルギーも増加させる。これによる熱伝達促進効果が液膜形成による遮熱効果を上回ったと予想される。

燃料液滴が壁面まで到達する衝突距離 27 mm における、雰囲気密度が噴霧火炎と非燃焼燃料蒸発噴霧の局所熱伝達に及ぼす影響を図 16 に示す。局所熱流束の着火遅れまでの時間積分値と着火以降の時間積分値を色分けし示している。図 16-(a)の燃焼場の局所熱伝達量に与える雰囲気密度の影響をみると、雰囲気密度の増加に伴い、局所熱伝達量は増加しており、特に 34.2 kg/m^3 の場合は他の雰囲気密度に比べ大きくなっている。図 15 に示した衝突距離 27 mm の局所代表温度から、雰囲気密度が 34.2 kg/m^3 の場合には特に既燃気体温度が高く、また、着火が衝突と同時に生じていることから、燃焼による温度上昇が局所熱伝達量の主たる増加要因であるといえる。雰囲気密度が 11.4 kg/m^3 の場合には、局所熱伝達量の約半分が着火遅れまでの熱伝達量で占められている。この条件では、図 12 に示したように、壁面衝突後に着火している。次に、図 16-(b)の非燃焼燃料蒸発噴霧における雰囲気密度が壁面局所熱伝達に与える影響をみると、燃焼場とは異なり、雰囲気密度が最も低い 11.4 kg/m^3 の場合が他の雰囲気密度に比べ最も高い局所熱伝達量を示している。図 17 に示すように、雰囲気密度を減少させると、局所気体温度は低下し、局所乱流エネルギーは増加する。特に雰囲気密度が 11.4 kg/m^3 の場合における局所乱流エネ

ルギの増加が大きく、これによる熱伝達係数の増加効果が気体温度低下による熱伝達抑制効果を上回り、局所熱伝達量が増加したと予想される。一方、雰囲気気密度が 22.8 kg/m^3 と 34.2 kg/m^3 の場合には、局所乱流エネルギー増加による熱伝達促進と局所気体温度減少による熱伝達抑制効果が相殺され、局所熱伝達量がほとんど変化しなかったと推察される。

3・2 瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の関係

前節の図 11 に示されるように、間欠燃料噴霧火炎の壁面局所熱流束の時間変化において、熱流束が一定となる準定常な状態はほとんど認められない。このような非定常性の強い壁面局所熱伝達を実験的に明らかにするには、従来の定常壁面衝突噴流における熱伝達研究のように、壁面近傍部の流速と温度の代表値として計測期間中の平均値を用いることは妥当ではないと考えられる。本節では、噴射期間中の壁面局所熱流束、局所代表温度、局所代表速度の瞬時値を用いて算出した、壁面衝突噴霧火炎の瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の関係を調べ、さらに従来の定常壁面衝突噴流の熱伝達研究のように、噴射期間中の時間平均局所レイノルズ数、時間平均局所ヌッセルト数で整理した結果と比較し、両者の違いについて考察する。また、燃料噴射圧力と雰囲気気密度の変化が瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の関係に与える影響についても考察する。ただし、以降の瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の解析には、燃料液滴が壁面の衝突している雰囲気気密度 11.4 kg/m^3 のデータを除いている。

図 18 に、衝突距離 $H=32 \text{ mm}$ において燃料噴射圧力と雰囲気気密度を変化させた場合の、噴霧火炎と非燃焼燃料蒸発噴霧の壁面衝突点 ($r=0 \text{ mm}$) とオフセット点 ($r=12.8 \text{ mm}$) における噴射期間中の瞬時値を用いて算出した瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の関係を●で示す。また、同図には噴射期間中で平均した値を用いて算出した時間平均局所レイノルズ数と時間平均局所ヌッセルト数の関係を▲でプロットしている。図 18 より、定常壁面衝突噴流に関する従来研究のように、時間平均局所レイノルズ数と時間平均局所ヌッセルト数を用いて式 (2) 中の指数 n の値を算出すると 0.70 となる。一方、瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数との関係をみると平均値の回帰直線の傾きよりも大きな傾きで回帰直線の周りに分散している。この瞬時値の分散の原因

Fig. 18 The relationship between the local Reynolds number and the local Nusselt number is compared with the time series plot and the average plot at the impinging point and the offset point. ($H=32 \text{ mm}$, $P_{inj}=50/100/150 \text{ MPa}$, $\rho=22.8/34.2 \text{ kg/m}^3$, Combustion, Non-combustion)

Fig. 19 The relationship between the local Reynolds number and the local Nusselt number is compared with the local reference temperature at the impinging point and the offset point. ($H=32 \text{ mm}$, $P_{inj}=50/100/150 \text{ MPa}$, $\rho=22.8/34.2 \text{ kg/m}^3$)

Fig. 20 The local Reynolds number and the local Nusselt number are compared by changing (a) injection pressure and (b) ambient density at the impinging point and the offset point.. ($H=32$ mm, $P_{inj}=50/100/150$ MPa, $\rho=22.8/34.2$ kg/m³)

を調べるため、図 19 に、瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数に対し、算出に用いた瞬時局所代表温度で分類色分けしプロットする。図中では回帰直線に対しほぼ平行に温度が変化しており、温度変化が瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数のプロットを平均値回帰直線から分散させることがわかる。一方、非燃焼燃料蒸発噴霧では、局所代表温度の時間変化は小さく、図 18 の非燃焼燃料蒸発噴霧の瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数との関係は平均値とほぼ同じである。

次に、衝突距離 32 mm において、燃料噴射圧力と雰囲気密度が、瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の関係に与える影響について考察する。図 20 に、燃料噴射圧力と雰囲気密度をそれぞれ変化させた場合の、噴霧壁面衝突点 ($r=0$ mm) とオフセット点 ($r=12.8$ mm) における瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の相関図を示す。まず、雰囲気密度を 22.8 kg/m³ で一定の下、燃料噴射圧力を変化させた場合の図 20-(a) をみると、噴射圧力の増加により、瞬時局所ヌッセルト数は変わらずに、瞬時局所レイノルズ数が増加することがわかる。一方、噴射圧力を 100 MPa で一定の下、雰囲気密度を変化させた場合の図 20-(b) をみると、雰囲気密度の増加に伴い、瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数はともに減少することがわかる。この噴射圧力と雰囲気密度が瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の関係に与える影響の違いについて考察するため、噴霧壁面衝突点において、瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の算出に用いた瞬時物理量の時間変化を図 21 に示す。

燃料噴射圧力を変化させた場合の瞬時局所ヌッセルト数と瞬時局所レイノルズ数の時間変化を示した図 21-(a) をみると、噴射圧力の増加により、瞬時局所ヌッセルト数は変化しないが、瞬時局所レイノルズ数が増加することがわかる。このときの局所熱流束、局所温度差、局所熱伝達係数の変化を図 22 に示す。これより、噴射圧力を増加しても、局所気体温度と壁面温度の差は噴射圧力によらずほぼ一定であり、局所熱伝達係数もほとんど変化せず、瞬時局所ヌッセルト数が噴射圧力にほとんど影響されないことがわかる。一方、瞬時局所レイノルズ数に

Fig. 21 The local Reynolds number and the local Nusselt number are compared by changing (a) injection pressure and (b) ambient density at the impinging point and the offset point.. ($H=32$ mm, $P_{inj}=50/100/150$ MPa, $\rho=22.8/34.2$ kg/m³)

Fig. 22 The local heat flux, the local temperature difference and the local heat transfer coefficient are changed with the time after injection start for the different injection pressure at the impinging point. ($H=32$ mm, $P_{inj}=50/100/150$ MPa, $\rho=22.8$ kg/m³)

Fig. 23 The local reference velocity and 1/local kinetic viscosity are changed with the time after injection start for the different injection pressure at the impinging point. ($H=32$ mm, $P_{inj}=50/100/150$ MPa, $\rho=22.8$ kg/m³)

については、図 23 に示すように燃料噴射圧力の増加に伴い局所代表速度が増加し、局所動粘性係数は変化しないため、噴射圧力の増加に伴い瞬時局所レイノルズ数が単調に増加する。一方、図 21-(b)より、雰囲気密度が瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の時間変化に与える影響をみると、雰囲気密度の変化により、瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数が同程度に変化しており、これにより、雰囲気密度の影響は、瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の相関図上で一つの線上に現れることになる。図 24 に、局所熱流束、局所気体温度と局所壁面温度の差、局所熱伝達係数の時間変化に与える雰囲気密度の影響を示す。雰囲気密度の増加により、気体と壁面の温度差と壁面局所熱伝達係数がともに増加し、壁面局所熱流束が大きく増加していることがわかる。また、図 25 の局所動粘性係数の逆数に与える雰囲気密度の影響をみると、雰囲気密度の増加は局所動粘性係数の逆数を増加させその変化は、図 24 に示す局所熱伝達係数の増加傾向と同様である。

3・3 壁面衝突距離が瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の関係に与える影響

本節では、前節に示した瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の関係について、衝突距離 H と壁面衝突点からの距離 r が与える影響を考察する。噴霧壁面衝突点 ($r=0$ mm) では、噴霧流が直接壁面に衝突するため、上流の噴霧構造が壁面局所熱伝達に強く影響し、噴霧壁面衝突点から離れる (r が増加する) につれ、壁面上に形

Fig. 24 The local heat flux, the local temperature difference and the local heat transfer coefficient are changed with the time after injection start for the different ambient density at the impinging point. ($H=32$ mm, $P_{inj}=100$ MPa, $\rho=22.8/34.2$ kg/m³)

Fig. 25 The local reference velocity and 1/local kinetic viscosity are changed with the time after injection start for the different ambient density at the impinging point. ($H=32$ mm, $P_{inj}=100$ MPa, $\rho=22.8/34.2$ kg/m³)

Fig. 26 The relationship between the local Reynolds number and the local Nusselt number is compared by changing impinging distance at the impinging point and the offset point. ($H=27/32/37/42$ mm, $P_{inj}=100$ MPa, $\rho=22.8/34.2$ kg/m³)

Fig. 27 The exponent of local Reynolds number is observed by changing impinging distance at the impinging point and the offset point. ($H=27/32/37/42$ mm, $P_{inj}=50/100/150$ MPa, $\rho=22.8/34.2$ kg/m³)

成される境界層流れの影響が増すと予想される。本研究では、噴霧壁面衝突点 ($r=0$ mm) と衝突点から一定距離離れた点 ($r=12.8$ mm) において瞬時局所熱流束を計測している。したがって、衝突距離を変化させると、壁面衝突する噴霧幅が変化するため、 $r=12.8$ mm における噴霧半径に対する相対的な位置 ($r_n=r/r_s$, r_s : 衝突点における噴霧半径) が変化することになる。本節では、この壁面上の噴霧に対する相対的な位置, r_n が壁面局所熱伝達に与える影響についても考察する。

図 26 に、噴射圧力を 100 MPa で一定の下、衝突距離を変化させた場合の噴霧壁面衝突点 ($r=0$ mm) とオフセット点 ($r=12.8$ mm) における瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の関係を示す。図 27 には他の噴射圧力におけるデータも含め、各条件における瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数から求めた、式 (2) 中の瞬時局所レイノルズ数の指数 n を衝突距離に対しプロットした。まず、図 26 の衝突点における局所レイノルズ数と局所ヌッセルト数の関係についてみると、衝突距離の増加に伴い局所レイノルズ数と局所ヌッセルト数はともに増加する傾向にあり、これは各衝突距離における瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の関係と同じ傾向を有する。さらに、各衝突距離における式 (2) 中の指数 n は、図 27 に示すように、衝突距離の増加に伴い増加する。一方、オフセット点においては、衝突距離の減少に伴い局所レイノルズ数は減少するが、局所ヌッセルト数は増加する傾向を示し、各衝突距離における瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の関係と異なる。指数 n は、図 27 に示すように、衝突距離の増加に伴い増加し、衝突位置と同じ傾向を示す。本研究では、衝突距離の局所レイノルズ数と局所ヌッセルト数に与える影響を表現する半実験式を得るには至っていない。以降では、各衝突距離における指数 n に対する衝突距離の影響について考察する。

衝突噴霧火炎において噴霧壁面衝突点とその下流壁面上にける領域では、局所熱伝達を支配している流れ場が大きく変わる可能性がある。すなわち、噴霧壁面衝突点では衝突する噴霧流が壁面局所熱伝達に強い影響を与え、壁面に沿った下流域では、衝突後壁面に沿って形成される壁面境界層流れが壁面局所熱伝達に対しより強い影響を与えるように変化するのであろう。オフセット点の測定位置 r を変えずに衝突距離を増加すると、噴霧幅で正規化した壁面衝突点からの距離 ($r_n=r/r_s$) が減少し、測定点が噴霧流に相対的に近づく。図 28 に、噴霧壁面衝突点における指数で正規化したオフセット点における指数, n_{offset}/n_{imp} , を、噴霧幅で正規化した衝突点からの距離,

Fig. 28 The relative exponent of local Reynolds number with the r_n . ($H=27/32/37/42$ mm, $P_{inj}=50/100/150$ MPa, $\rho=22.8/34.2$ kg/m³)

$r_n=r/r_s$ に対しプロットする．これをみると， r_n の増加に伴い n_{offset}/n_{imp} は1から減少し，噴射圧力や衝突距離を変化させても n_{offset}/n_{imp} は $r_n=r/r_s$ によりほぼ一義的に決まることがわかる．これらの結果から，噴霧壁面衝突点から離れるにつれ，壁面熱伝達を支配する流れが，壁面衝突する噴霧流から壁面に沿って発達する壁面境界層流れに変化していくことが推察できる．

4. 結 言

ディーゼル燃焼における壁面衝突噴霧が局所熱伝達に与える影響に着目し，同軸型熱電対を燃焼室に設置した急速圧縮装置を用いて，燃料噴射圧力，雰囲気密度条件とノズルから壁面までの衝突距離が噴霧壁面衝突点およびその下流壁面上の局所熱伝達に及ぼす影響を実験的に調査し，以下の知見を得た．

- (1) 噴霧火炎の噴霧壁面衝突点における局所熱伝達量は，壁面に燃料液滴が付着しない場合には，雰囲気密度の減少と衝突距離の増加により減少する．壁面に未蒸発燃料液滴が付着すると，壁面における流体の温度勾配を緩和させ局所熱伝達量は減少する．一方，非燃焼燃料蒸発噴霧では，雰囲気密度が局所熱伝達量に与える影響は小さい．燃料液滴が壁面に到達すると，噴霧火炎とは逆に局所熱伝達量が増加する．
- (2) 瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数の相関プロットにおける両者の関係は，噴射期間中の時間平均局所レイノルズ数と時間平均局所ヌッセルト数の関係とは異なる傾向を有する．
- (3) 噴射圧力のみを変化させた場合，瞬時局所ヌッセルト数はほとんど変化せず，瞬時局所レイノルズ数のみが増加する．雰囲気密度のみを変化させた場合，瞬時局所レイノルズ数と瞬時局所ヌッセルト数はともに増加する．
- (4) 壁面局所熱伝達に関する実験式， $Nu=Cre^nPr^m$ ，中の指数 n について，オフセット点における指数， n_{offset} ，を衝突点における指数， n_{imp} ，で正規化した， n_{offset}/n_{imp} ，は，噴霧幅で正規化した衝突点からの距離， $r_n=r/r_s$ ，により一義的に決まり， r_n の増加に伴い減少する．

文 献

- Annand, W. J. D., Heat transfer in the cylinder of reciprocating internal combustion engines, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol.177, No.36 (1963), pp. 973-990.
- 青木勇太, 江見雅彦, 島野健仁郎, 榎本良輝, 自然吸気 DI ディーゼル機関の燃焼室壁面における熱伝達率に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol.41, No.2 (2010), pp.365-370.
- 青木勇太, 江見雅彦, 島野健仁郎, 木村修二, 榎本良輝, DI ディーゼル機関の燃焼室壁面における熱伝達率予測式に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol.43, No.1 (2012), pp.115-121.
- Beale, J. C. and Reitz, R. D., Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model, Atomization and Sprays, Vol.9 (1999), pp.623-650.
- Borman, G. L. and Nishiwaki, K., A review of internal combustion engine heat transfer, Society of Automotive Engineers Technical Paper, No.850265 (1985).
- Chang, J., Guralp, O., Filipi, Z., Assanis, D., Kuo, T., Najt, P. and Rask, R., New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux, Society of Automotive Engineers Technical Paper,

No.2004-01-2996 (2004).

- チンコウウ, 鈴木隆, 生駒航, リュウシエン, 松井大樹, イルマズエミール, 一柳満久, ディーゼル機関における筒内壁温度計測によるオンボード用壁面熱伝達モデルの検証, 自動車技術会論文集, Vol.50, No.4 (2019), pp.1018-1023.
- Dent, J. C. and Sulaiman, S. J., Convective and radiative heat transfer in a high swirl direct injection diesel engine, Society of Automotive Engineers Technical Paper, No.770407 (1977).
- Eichelberg, G., Some new investigation on old combustion engine problems, Engineering, Vol.148 (1939), pp.463-466, 547-550.
- Enomoto, Y., Aoki, Y., Emi, M. and Kimura, S., Heat transfer coefficient on the combustion chamber wall surfaces in a naturally aspirated direct-injection diesel engine, International Journal of Engine Research, Vol.15, No.5 (2014), pp.606-625.
- Han, Z. and Reitz, R. D., A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.40, No.3 (1997), pp.613-625.
- Hottel, H. C. and Broughton, F. P., Determination of true temperature and total radiation from luminous gas flames, Industrial and Engineering Chemistry, Vol.4, No.2 (1932), pp.166-175.
- 鄭載勳, 佐藤進, 小酒英範, 筒内流動がディーゼル噴霧火炎の壁面局所熱伝達に及ぼす影響, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.875 (2019), DOI: 10.1299/transjsme.19-00068.
- 窪山達也, 小酒英範, 相澤哲哉, 松井幸雄, 急速圧縮膨張装置を用いた直接噴射式ディーゼル機関の壁面熱損失に関する研究 (第1報, 雰囲気酸素体積分率と密度が熱損失に及ぼす影響), 日本機械学会論文集 B編, Vol.72, No.721 (2006a), pp.2315-2322.
- 窪山達也, 小酒英範, 相澤哲哉, 松井幸雄, 急速圧縮膨張装置を用いた直接噴射式ディーゼル機関の壁面熱損失に関する研究 (第2報, 噴霧流動およびスワールが熱損失に及ぼす影響), 日本機械学会論文集 B編, Vol.72, No.723 (2006b), pp.2805-2812.
- 李世文, 榎本良輝, 神本武征, 小堀繁治, 吉川英樹, 衝突ディーゼル火炎の熱伝達に関する研究, 日本機械学会論文集 B編, Vol.63, No.609 (1997), pp.1814-1819.
- Li, S., Kamimoto, T., Kobori, S. and Enomoto, Y., Heat transfer from impinging diesel flames to the combustion chamber wall, Society of Automotive Engineers Technical Paper, No.970896 (1997).
- 松井幸雄, 神本武征, 松岡信, 小栗彰, ディーゼル機関の火炎温度の測定に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol.44, No.377 (1978), pp.2421-2427.
- Min, Y., Wei, S. and Lee, J., Measurement of transient heat transfer coefficient in combustion chamber of DOHC engine, The Korean Society Of Automotive Engineers, 97380205 (1997).
- Oguri, T., On the coefficient of heat transfer between gases and cylinder walls of the spark-ignition engine, Bulletin of the JSME, Vol.3, No.11 (1960), pp.363-369.
- Perry, K.P., Heat transfer by convection from a hot gas jet to a plane surface, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol.168, No.30 (1954), pp.775-780.
- 巽健, 前田篤志, 宮田哲次, 小橋好充, 桑原一成, 松村恵理子, 千田二郎, ディーゼル噴霧火炎における壁面熱損失に関する研究 (噴射圧力が熱流束に及ぼす影響), 自動車技術会論文集, Vol.47, No.6 (2016), pp.1291-1296.
- Woschni, G., A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, Society of Automotive Engineers Technical Paper, No.670931 (1967).
- Yilmaz, E., Chen, H., Matsui, H., Ichibanagi, M. and Suzuki, T., Validation of in-cylinder heat flux estimation model by measuring wall temperature, International Journal of Automotive Engineering, Vol.10, No.2 (2019), pp.226-232.

References

- Annand, W. J. D., Heat transfer in the cylinder of reciprocating internal combustion engines, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol.177, No.36 (1963), pp. 973-990
- Aoki, Y., Emi, M., Shimano, K. and Enomoto, Y., Heat transfer coefficient on combustion chamber wall in a naturally aspirated D.I. diesel engine, Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.41, No.2 (2010), pp.365-370 (in Japanese).
- Aoki, Y., Emi, M., Shimano, K., Kimura, S. and Enomoto, Y., A prediction formula for heat transfer coefficient on combustion chamber walls in DI diesel engines, Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.43, No.1 (2012),

- pp.115-121 (in Japanese).
- Beale, J. C. and Reitz, R. D., Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model, *Atomization and Sprays*, Vol.9 (1999), pp.623-650.
- Borman, G. L. and Nishiwaki, K., A review of internal combustion engine heat transfer, Society of Automotive Engineers Technical Paper, No.850265 (1985).
- Chang, J., Guralp, O., Filipi, Z., Assanis, D., Kuo, T., Najt, P. and Rask, R., New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux, Society of Automotive Engineers Technical Paper, No.2004-01-2996 (2004).
- Chen, H., Suzuki, T., Ikoma, W., Liu, Z., Matsui, H., Yilmaz, E. and Ichiyanagi, M., Validation of on-board in-cylinder wall heat transfer model of CI engines using measurements of wall temperature, *Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol.50, No.4 (2019), pp.1018-1023 (in Japanese).
- Dent, J. C. and Sulaiman, S. J., Convective and radiative heat transfer in a high swirl direct injection diesel engine, Society of Automotive Engineers Technical Paper, No.770407 (1977).
- Eichelberg, G., Some new investigation on old combustion engine problems, *Engineering*, Vol.148 (1939), pp.463-466, 547-550.
- Enomoto, Y., Aoki, Y., Emi, M. and Kimura, S., Heat transfer coefficient on the combustion chamber wall surfaces in a naturally aspirated direct-injection diesel engine, *International Journal of Engine Research*, Vol.15, No.5 (2014), pp.606-625.
- Han, Z. and Reitz, R. D., A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.40, No.3 (1997), pp.613-625.
- Hottel, H. C. and Broughton, F. P., Determination of true temperature and total radiation from luminous gas flames, *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol.4, No.2 (1932), pp.166-175.
- Jeong, J., Sato, S. and Kosaka, H., Effects of in-cylinder flow on local heat transfer to chamber wall in diesel combustion, *Transactions of the JSME (in Japanese)*, Vol. 85, No. 875 (2019), DOI: 10.1299/transjsme.19-00068.
- Kuboyama, T., Kosaka, H., Aizawa, T. and Matsui, Y., 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), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.72, No.721 (2006a), pp.2315-2322 (in Japanese).
- Kuboyama, T., Kosaka, H., Aizawa, T. and Matsui, Y., A study on heat loss in DI diesel engines by using a rapid compression and expansion machine (2nd report, the effects of spray flow and swirl on heat loss), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.72, No.723 (2006b), pp.2805-2812 (in Japanese).
- Li, S., Enomoto, Y., Kamimoto, T., Kabori, S. and Yoshikawa, H., A study on heat transfer of impinging diesel flames, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.63, No.609 (1997), pp.1814-1819 (in Japanese).
- Li, S., Kamimoto, T., Kabori, S. and Enomoto, Y., Heat transfer from impinging diesel flames to the combustion chamber wall, Society of Automotive Engineers Technical Paper, No.970896 (1997).
- Matsui, Y., Kamimoto, T., Matsuoka, S. and Oguri, A., A study on the measurement of flame temperature in diesel engines, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.44, No.377 (1978), pp.2421-2427 (in Japanese).
- Min, Y., Wei, S. and Lee, J., Measurement of transient heat transfer coefficient in combustion chamber of DOHC engine, The Korean Society Of Automotive Engineers, 97380205 (1997).
- Oguri, T., On the coefficient of heat transfer between gases and cylinder walls of the spark-ignition engine, *Bulletin of the JSME*, Vol.3, No.11 (1960), pp.363-369.
- Perry, K.P., Heat transfer by convection from a hot gas jet to a plane surface, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol.168, No.30 (1954), pp.775-780.
- Tatsumi, T., Maeda, S., Miyata, S., Kobashi, Y., Kuwahara, K., Matsumura, E. and Senda, J., A study on the wall heat loss from diesel spray flame (Effects of injection pressure on the heat flux), *Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol.47, No.6 (2016), pp.1291-1296 (in Japanese).
- Woschni, G., A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, Society of Automotive Engineers Technical Paper, No.670931 (1967).
- Yilmaz, E., Chen, H., Matsui, H., Ichiyanagi, M. and Suzuki, T., Validation of in-cylinder heat flux estimation model by measuring wall temperature, *International Journal of Automotive Engineering*, Vol.10, No.2 (2019), pp.226-232.