

# Investigation of Relationship between Swirl Flow and Heat Flux during Combustion Period in Diesel Engine

メタデータ	言語: jpn 出版者: 公開日: 2019-07-04 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: メールアドレス: 所属:
URL	<a href="http://hdl.handle.net/2297/00054638">http://hdl.handle.net/2297/00054638</a>

This work is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial-ShareAlike 3.0 International License.



# ディーゼルエンジンにおける燃焼期間中のスワールと冷却損失との関係解析

## Investigation of Relationship between Swirl Flow and Heat Flux during Combustion Period in Diesel Engine

専攻 (Division) : 機械科学

学籍番号 (Student ID Number) : 1624032010

氏名 (Name) : 渡辺 裕樹

主任指導教員氏名 (Chief supervisor) : 西島 義明

Each country's environmental measures department has announced that it will strengthen CO2 emission regulations for automotive internal combustion engines. Diesel engines are widely used from riding to commercial as compared with gasoline engines with high efficiency and high torque, but further improvement in net thermal efficiency is needed to comply with CO2 regulations in the second half of 2020. In order to improve the net thermal efficiency, a technology for reducing the cooling loss which increases as a contrary to the high compression ratio aiming at improving the theoretical thermal efficiency is required. The cooling loss is basically based on the current state of heat transfer generated by contact of the high temperature gas with the wall surface. However, in the direct injection diesel engine, the flow caused by the injected fuel and the air current in the cylinder mutually affect each other. There are many unexplained points.

Particularly, the flow (swirl) in the swirling direction of the engine improves combustion and is effective in reducing fuel consumption and toxic components in the exhaust gas, which is a technique that is generally used in commercially available engines, but it is a trade-off when reinforcing swirl flow. And it is a problem that the cooling loss increases. In the previous research, it is reported that the influence of the swirl flow intensity after the combustion end on the cooling loss is large in the REM which simulates the temperature field of the diesel engine simply, but there are few cases confirmed in the actual engine of the engine.

In this research, in order to clarify the relationship between the swirl flow and the cooling loss after the end of the fuel injection period in the actual engine of the engine, we constructed a device to change the swirl by the combustion injection. The swirl after completion of the injection was changed using this system, and the correlation between the swirl intensity after the end of the injection and the cooling loss was clarified..

## 1. ま え が き

ディーゼルエンジンはガソリンエンジンと比べ高効率、高トルクであり乗用から商用まで幅広く採用されているが、各国市場において導入が予定される燃費規制の強化に対応するためには正味熱効率のさらなる向上が必要となる。

正味熱効率の向上には理論熱効率の向上を狙った高圧縮比の背反として増加する冷却損失の低減技術が必要とされている。冷却損失は高温ガスが壁面に接触することにより発生する熱伝達現況が基本であるが、直接噴射式ディーゼルエンジンにおいては噴射した燃料が生起する流動と筒内の気流が相互に影響を及ぼすため現象には未解明な点が多い。

特にエンジンの旋回方向の流動(スワール)は燃焼を良化し燃費、排出ガス中の有毒成分低減に効果があり市販エンジンにおいて一般的に使用させる技術であるが、スワールの流動を強化した場合の背反として冷却損失が増加することが課題である。従来の研究ではディーゼルエンジンの温度場を簡易的に模擬する REM において燃焼終了後におけるスワールの流動強度が冷却損失に与える影響が大きいとの報告があるがエンジン実機において確認した事例は少ない。

本研究ではエンジン実機において燃料噴射期間終了後のスワール流と冷却損失との関係を明らかにすることを目的とし、燃焼噴射によりスワールを変更する装置を構築した。本装置を用いて噴射終了後のスワールを変更した結果、噴射終了後のスワール強度と冷却損失との相関関係を明らかにした。

## 2. 実 験 方 法

エンジン実機における正味熱効率の向上効果および排出ガス特性の計測には、ターボインタークーラ式大型ディーゼルを想定した単気筒直噴ディーゼルエンジンを用いた。単気筒直噴ディーゼルエンジンの主要諸元を表 1 に示し、実験装置外略図を図 1 に示す。吸排気バルブには油圧駆動の VVA(Variable

Valve Actuation)システムを用いた。吸気ポート形状により決まるスワール比は 0.9 である。過給は最大 900kPa(abs.)まで昇圧可能な外部過給機を使用した。実験では過給機の外部仕事をキャンセルするため、吸気および排気圧力を揃えて実験を実施した。排気圧力および EGR 率はそれぞれ独立して設定可能となるよう EGR 経路にバルブとブースターを設置した。燃焼特性の解析には、シリンダヘッドに取り付けられたピエゾ式圧力ピックアップ(キスラー製 Type6043A)を用いて筒内圧力を取得し、燃焼解析装置(小野測器製 DS-2000 シリーズ)を使用し、燃焼熱発生率を算出した。燃料は低硫黄軽油(JIS2 号軽油, 硫黄分 5ppm)、エンジンオイルには低硫黄オイ

Table 1 Engine specifications

Item	Specification
Engine type	DI single cylinder 4stroke diesel engine
Bore×Stroke	φ135mm×140mm
Displacement	2003.9cm <sup>3</sup>
Piston type	Steel Piston
Valve actuation	Camless Hydraulic VVA
Geometrical compression ratio	18.0:1
Swirl ratio	0.9

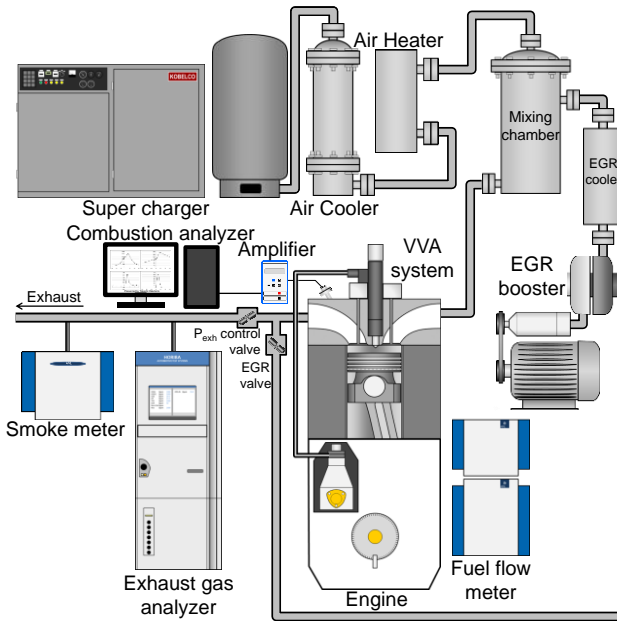


Fig.1 Schematic experimental apparatus

ル(JASO, DH-2)を使用した。

燃料噴射によるスワールの制御には 1 気筒当たり 3 本のインジェクタを搭載したマルチインジェクタ燃焼系を用いた。ピストンの概略形状およびインジェクタ搭載の状況を図 2 に示す。本研究で用いたマルチインジェクタ燃焼系は、ピストンキャビティの中心に通常のトロイダル型キャビティ用と同一諸元としたセンタインジェクタを搭載し、キャビティの外縁に 2 本のサイドインジェクタをセンタインジェクタに対して 30°傾かせた状態にて搭載した。ピストンキャビティ形状は、幾何学的圧縮比が 18.0 となるよう容積を確保しつつ、サイドインジェクタの噴霧と壁面との衝突を極力低減できるよう外周が広く中心が深いスプー皿形状とした。表 2 にマルチインジェクタの噴射系諸元を示す。各インジェクタのノズルは、キャビティ中央に設置したセンタインジェクタに噴孔径 φ0.177mm×8 噴孔のミニサックノズルを、キャビティ外縁に設置したサイドインジェクタには φ0.177mm×3 噴孔のノズルを用いた。サイドインジェクタの燃料噴射方向は対向するインジェクタの噴霧と干渉しないよう設定している。また、全てのインジェクタは一つのコモンレールに接続され、各インジェ

Table 2 Specifications of multiple-injector

Item	Specification
Fuel injection system	Common rail system Solenoid type injector (Max 200MPa)
Nozzle	Center: φ0.177×8hole Side : φ0.177×3hole×2

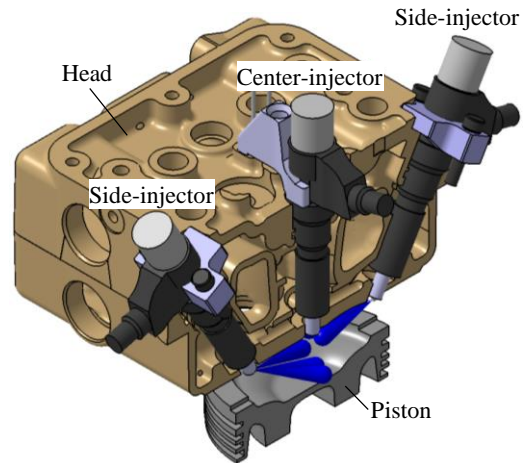


Fig.2 Piston cavity design, injector layout, and spray directions of side injectors

クタでの噴射圧力は同一である。

単気筒エンジン評価結果に基づいた冷却損失の解析には、市販 CFD ソフト(Convergent Science 社製 CONVERGE™)を用いた。計算には、乱流計算に RANS(Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations) k-ε high Reynolds モデル、燃料液滴の分裂挙動は KH-RT(Kelvin-Helmholtz and Rayleigh-Taylor)モデル、燃焼計算には CTC(Characteristic Time Scale Combustion) 総括反応モデル、燃焼室壁面と筒内ガスとの熱流束計算には Angelberger モデル<sup>6)</sup>を使用した。

### 3. 実験結果

#### 3.1. 噴射終了時のスワール比 Sw\*の定義

スワールの回転角速度とクランク軸角速度との比はスワール比と呼ばれ、エンジン回転数に対する気流強度の目安を示す無次元数である。スワール比の定義式を以下に記す。

$$Sw = \frac{\omega_{Sw}}{\omega_{Ne}} \dots (1)$$

クランク軸角速度  $\omega_{Ne}$  は以下の式より導出する。

$$\omega_{Ne} = \frac{60}{2\pi \cdot Ne} \dots (2)$$

スワールの回転各速度を計測する方法は流体速度を計測する方法や、角運動量を計測する手法などが有る。エンジン筒内ではスワールとタンブルが合成された流動を持ち 2 次元平面内の速度分布を多点で精度良く計測することの困難さから、角運動量を直接計測することが一般的である。

スワール流の角運動量は以下の式から定義する。

$$L_{sw} = \frac{\pi}{32} \rho_{air} \cdot H \cdot \omega_{sw} \cdot D^4 \dots (3)$$

上記式における吸入空気密度は以下の式(4)にて算出される。

$$\rho_{air} = 1.293 \times \frac{273.15}{T_{air}} \times \frac{P_{air}}{101.3} \dots (4)$$

図 3 に本研究で使用する噴射終了時のスワール比 Sw\*と従来のスワール比 Sw の概念を示す。本研究で用いる噴射終了時のスワール比 Sw\*は、燃料噴射により変化することが特徴である。

本研究ではスワール流を燃焼期間中と期間外において変更する一つの方法として、燃焼室の外側(ボアに近い場所)から燃料噴射するマルチインジェクタシステムを検討した。図 4 に本研究で用いた燃料噴射の方向とスワール流との関係を示す。本研究ではスワールが持つ運動量を、燃料噴霧の運動量を用いて増加/減少させた。燃料噴霧の角運動量を以下の式(5)により定義した。

$$L_{inj} = r \sum_{i=1}^{N_{inj}} m_{inj,i} \cdot V_{inj} \cdot \sin\theta_{inj,i} \dots (5)$$

上記式(5)における i 番目の噴孔の噴射量は以下の式(6)を用いて算出した。

$$m_{inj,i} = m_{inj} \cdot \frac{a_{inj,i}}{a_{inj}} \dots (6)$$

式(5)における燃料の噴射速度は以下の式(7)を用いて算出した。

$$V_{inj} = C_{inj} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{cr}}{\rho_{fuel}}} \dots (7)$$

式(3)のスワール流の運動方向に対して燃料を対向した方向に噴射したと仮定した場合、燃料噴射終了後での運動量は以下の式(8)により定義される。

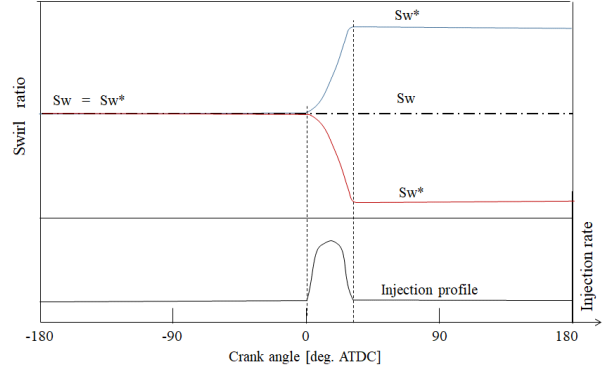


Fig.3 Conceptual diagram of the difference between the swirl ratio Sw\* after completion of injection and the conventional swirl ratio Sw

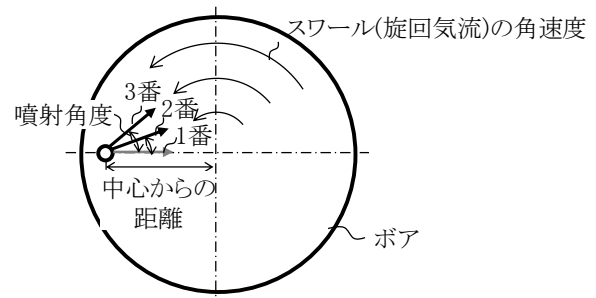


Fig.4 Definition of swirl changing means

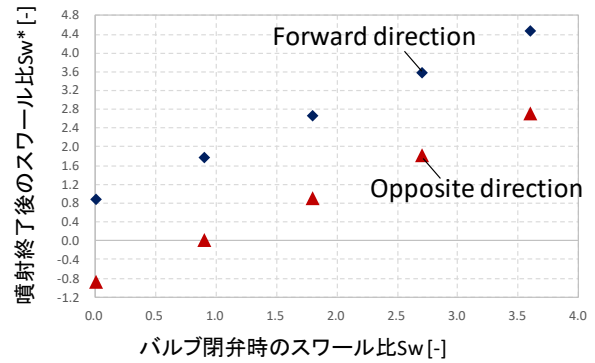


Fig.5 Relationship between the swirl ratio before the end of injection and the swirl ratio after the end of injection

$$L_{end} = L_{sw} - L_{inj} \dots (8)$$

噴射終了時のスワール角速度  $\omega_{end}$  は、式(8)を式(3)に代入し整理することで以下となる

$$\omega_{end} = \frac{32}{\pi \cdot \rho_{air} \cdot H \cdot D^4} P_{end} \dots (9)$$

式(1)に用いたスワール比の定義から、噴射終了時のスワール比 Sw\*を以下に定義する。

$$Sw^* = \frac{\omega_{end}}{\omega_{Ne}} = \frac{60}{2\pi \cdot Ne} \cdot \omega_{end} \dots (10)$$

式(10)を使用し、バルブ閉弁時のスワール比 Sw と噴射終了時のスワール比 Sw\*の関係を調査した。

図 5 に計算結果を示す。スワールと同一方向に燃料噴射を行う噴孔配置(以下スワール順方向:Opposite)では、燃料噴射により噴射終了時スワール比  $Sw^*$  が増速することが分かった。スワールと反対方向に燃料噴射を行う噴孔配置(以後スワール対向:Opposite)では噴射終了時スワール比  $Sw^*$  が低下することが確認できた。本検討から吸気バルブ閉弁後のスワール  $Sw$  と燃料噴射の運動量を組み合わせることにより燃料噴射終了時のスワール比  $Sw^*$  を変更できる可能性があることが分かった。本研究では噴射終了後のスワール比  $Sw^*$  を用いて冷却損失との関係を調査する。

### 3.2. 噴射終了時のスワール比 $Sw^*$ と冷却損失の関係

単気筒ディーゼルエンジンを用い燃料噴射終了後のスワール比と冷却損失、熱効率の向上効果を調査した。評価条件は表 3 に示す条件である。図 5 にエンジン試験時の筒内圧力と熱発生率を示す。図 6 に投入燃料の低位発熱量に対するヒートバランスを示す。Opposite ノズルは従来の Forward ノズルと比較し燃焼後半(クランク角 10 deg. ATDC 付近)での熱発生率が CFD の計算結果と同様に僅かに増加することを確認した。同時に冷却損失が低減し、熱効率が 1.5Pt 向上した。図 7 に同

Table 3 Test conditions

Item	Condition
Engine speed	1000 rpm
Injection quantity	120mm <sup>3</sup> /cycle (40% load)
Injection pressure	200MPa
EGR ratio	0%
Air excess ratio	2.5
Intake air temperature	325.15K

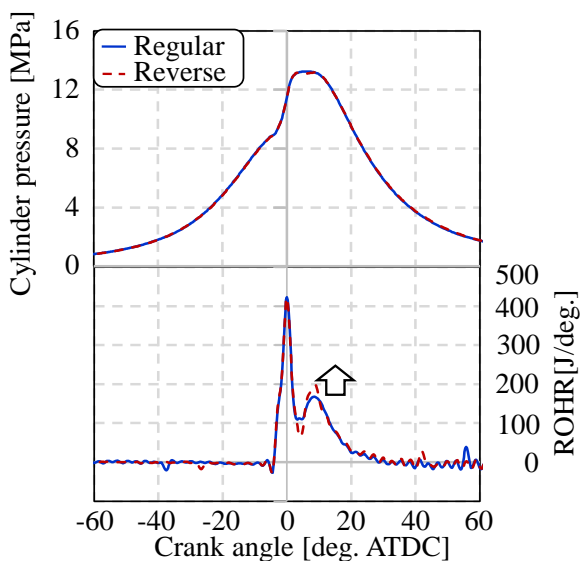


Fig.5 Influence of the side-injection on cylinder pressure, and heat release rate in the single cylinder engine

条件において冷却損失とバルブの閉弁時のスワール比との関係を調査した結果を示す。スワール順方向のスワールは、スワール対向方向に対して等スワール比において冷却損失が増加した。スワール対向方向においてもバルブの閉弁時のスワ

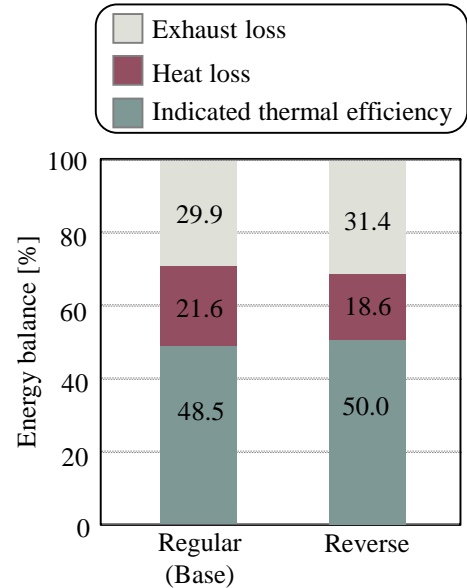


Fig.6 Influence of side-injection on energy balance in the single cylinder engine

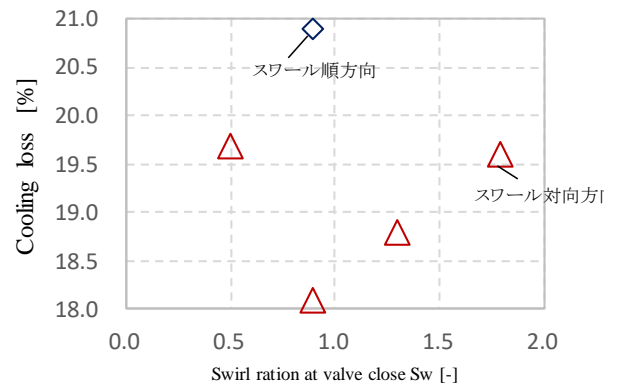


Fig.7 Relationship between swirl ratio and cooling loss

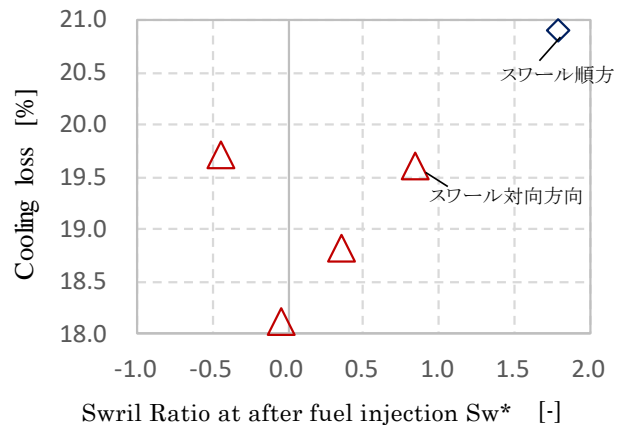


Fig.8 Relationship between swirl ratio and cooling loss after completion of injection

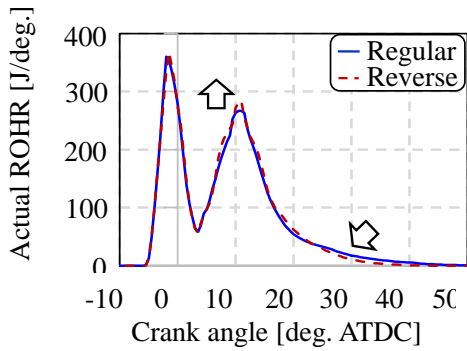


Fig.9 The rate of heat release and volume fraction of the rich gas in cylinder

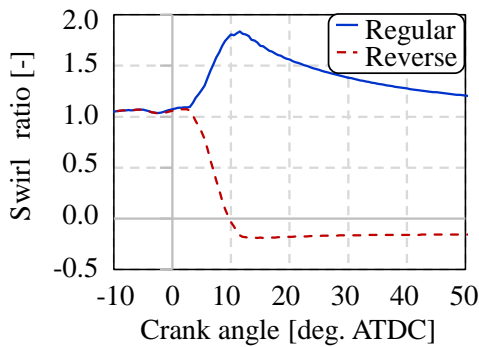


Fig.10 Compare the Forward with Opposite of the swirl ratio

ル比 0.9 において、最も冷却損失が低下しスワール比 0 に近づくことと逆に冷却損失が増加する傾向が見られた。図 8 に燃期間終了時のスワール比  $Sw^*$  と冷却損失の関係を示す。冷却損失の低減要因は、スワールと対向して燃料噴射することによる筒内ガスと壁面間の熱伝達率低下したためと考える。

### 3.3. 燃焼改善手法の効果確認

従来型である Forward とスワール流と対向して燃料噴射する Opposite のノズル形状と CFD 計算を実施する。計算は表 3 に示す可視化試験と同一な条件において実施した。Opposite ノズルは、ベースの Forward ノズルと比較して噴霧内の当量比が低下している。図 9 に冷却損失を考慮しない真の熱発生率を示す。Opposite ノズルの熱発生率はクランク角 10deg.ATDC 付近において僅かながら増加しており、エンジン試験と同様の傾向であった。また、燃料噴射終了後のクランク角 30deg.ATDC 付近での熱発生率は減少しており、後燃えの改善傾向もみられる。図 10 にバルクガス流速の角速度成分(エンジン上方から見て反時計回りを正)から算出したスワール比の時間履歴を示す。Opposite ノズルのスワール比は噴射終了後に -0.2 まで減衰しており、Opposite ノズルの冷却損失が低減した一因と考える。

これらのスワール流の減衰や火炎挙動の違いは、混合気形成だけでなく、壁面との熱伝達率や火炎の接触面積に差異が生じ冷却損失に影響を与えることが予測される。図 10 に筒内各部(ヘッド、ライナ、ピストン)における冷却損失量の CFD 計

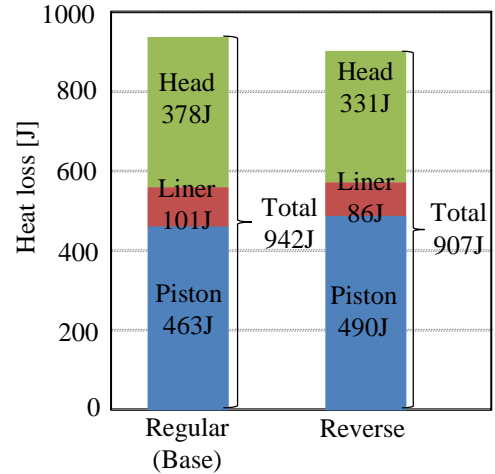


Fig.11 Analysis of the heat loss in cylinder with CFD

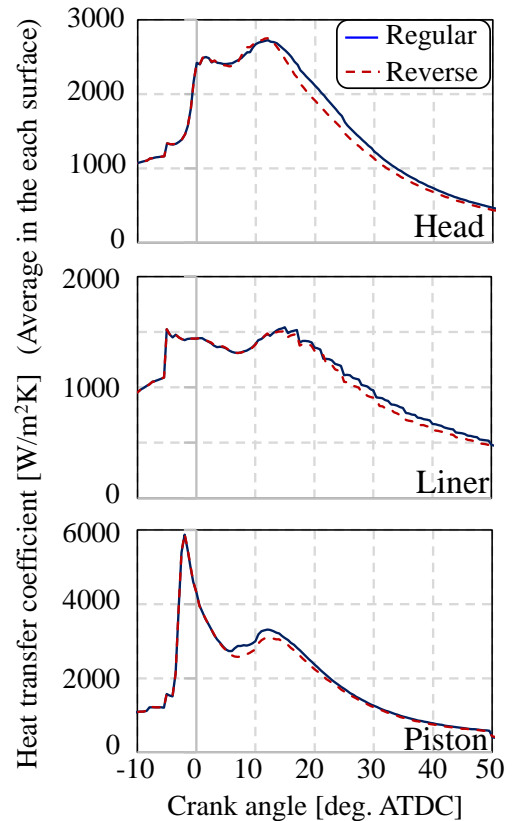


Fig.11 Compare the Forward nozzle with Opposite nozzle of the heat transfer coefficient in the CFD results

算結果を示す。各部の表面温度は、ヘッド：410K、ライナ：380K、ピストン：460K に設定した。Opposite ノズルの冷却損失は、ピストンにおいてはベースの Forward ノズルより増加しているが、ヘッドやライナは減少し、筒内全体ではベースに対壁面温度が低いヘッド、ライナへの火炎接触が抑制されたためと考える。

ヘッド、ライナ、ピストンの局所熱伝達率を表面全域で平均した結果を図 12 に示す。局所熱伝達率  $h$  の算出には、下記(11)式を用いた。

$$h = \frac{q}{(T_{i=1} - T_{wall})} \dots (11)$$

(1) 式内の記号  $q$  は Angelberger モデルを用いて計算した熱流束,  $T_{i=1}$  は壁面から第 1 層目の流体温度,  $T_{wall}$  は壁面温度である. 冷却損失が低減したヘッドやライナにおいて, **Opposite** ノズルの熱伝達率は, 噴射終了後のクランク角 12deg.ATDC 以降に減少した. ヘッド, ライナの冷却損失の低減要因は, 燃焼後半の熱伝達率が減少したこと, 及び噴霧貫徹力が低下したためスキッシュエリアへ移動する火炎の量が減少し壁面温度が低いヘッド, ライナへの火炎接触が抑制されたためと推察する. 一方, ピストンにおいては噴射期間中のクランク角 4deg.ATDC より **Opposite** ノズルの熱伝達率は減少するが, 冷却損失は増加している. ピストンにおいて増加した要因として, 熱伝達率の低減効果よりも, ピストンキャビティ内に火炎が滞留し, 高温の燃焼ガスが壁面に接触する面積, 時間が増加する影響が大きいことが疑われる.

CFD を用いた検討結果から, **Opposite** ノズルは気流と対向して燃焼噴射することにより燃料噴射終了後でのスワール比が低下し, 筒内ガスと壁面との熱伝達率が低減することにより冷却損失が低減する。

#### 4. まとめ

近年の地球温暖化に対する意識の高まりから, ディーゼルエンジンを含めた自動車用内燃機関には高効率・低公害化を求められている。ディーゼルはトラックやバスから乗用車まで幅広く利用される高トルク・高出力で燃費の良い(CO<sub>2</sub> 排出量の少ない)エンジンであり, 地球温暖化対策に貢献する内燃機関として注目されている。

調査結果を総括すると以下のとおりである。

1. 噴射終了後のスワール比  $Sw^*$ を燃料噴射により変更可能な事が分かった.
2. 燃焼期間終了時のスワール比  $Sw^*$ を増加させることにより冷却損失が増加し, 減少させることにより冷却損失が低減することをエンジン実機において確認した.
3. 本研究の条件においては, 測定精度を加味しても冷却損失が 3.0Point と低減する



## 学位論文審査報告書（甲）

## 1. 学位論文題目（外国語の場合は和訳を付けること。）

ディーゼルエンジンにおける燃焼期間中のスワールと冷却損失との関係解析

2. 論文提出者 (1) 所属 機械科学 専攻

(2) 氏名 わたなべ ひろき  
渡辺 裕樹

## 3. 審査結果の要旨（600～650字）

当該学位論文に関して平成31年2月1日午後第1回学位論文審査会を開催し、提出された学位論文および関連資料に関する検討を加えた。また、その後の口頭発表後に第2回論文審査委員会を開催して協議の結果、以下の通り判定した。

近年の地球温暖化に対する意識の高まりから自動車用内燃機関には高効率・低公害化が求められている。中でもディーゼルエンジンは商用車から乗用車まで幅広く利用される高トルク・高出力で燃費の良いなどの特徴があり、地球温暖化の抑制に貢献する内燃機関として注目されている。その更なる熱効率向上には各種損失の低減が欠かせず、特に現象として未解明な冷却損失のメカニズムを明らかにすることが重要である。

本論文では、燃料噴射が持つ運動量を加味した噴射終了後のスワール比  $Sw^*$  と冷却損失の関係を新規に提案している。さらに、噴射終了後のスワール比  $Sw^*$  を変化させた場合、冷却損失は噴射終了後のスワール  $Sw^*=0$  付近において最小値となることを見出している。今後のエンジン燃焼コンセプトの構築に与える意義は大きいと言える。

以上より本論文は、今後ますます熱効率の向上が求められるディーゼルエンジンの設計に関する工学的な寄与が高く、博士(工学)の学位に値するものと判定した。

4. 審査結果 (1) 判定 (いずれかに○印) 合格 ・ 不合格

(2) 授与学位 博士(工学)