

走行状態の熱収支を考慮したエンジン温度分布の 予測技術の構築

Estimation Technology Establishment for Temperature Distributions of Engine Based
on Thermal Balance under Vehicle Running Conditions

野村 友和*

Tomokazu NOMURA

藤井 快彦*

Yoshihiko FUJII

松下 耕一朗*

Koichiro MATSUSHITA

藤原 宏文*

Hirofumi FIJIWARA

要 旨

エンジンの温度分布を予測するには、燃焼によって生じる熱が外気に放熱されるまでの過程を考慮する必要がある。本研究では一次元熱シミュレーションにてエンジンの熱収支を計算し、その結果を境界条件とするエンジン構造物の三次元伝熱シミュレーションを使ってエンジンの温度分布を予測する手法を構築した。対象とするエンジンは、形式、形状および走行風のあたり具合が、その冷却状態に大きく影響する空冷エンジンとした。

熱収支を計算する一次元熱シミュレーションは、エンジンサイクルシミュレーション、エンジン内の伝熱シミュレーション、オイルへの熱伝達を計算するCFDと実験式、および外気への熱伝達を計算するCFDを組み合わせた構成とした。

この一次元熱シミュレーションの結果を境界条件として三次元的な温度分布を予測した結果、完成車の走行条件下でのエンジン温度分布を高精度に予測できることが確認された。また、諸元や搭載状態が異なるエンジンを備えた車両においても、温度分布を精度よく予測できることを実証した。

ABSTRACT

The estimation of the temperature distributions of an engine requires consideration on the process of releasing heat generated through combustions to the atmosphere. In this study, the heat inflow/outflow balance was calculated using one-dimensional thermal simulation tool. Using those results as boundary conditions, three-dimensional simulation on the structures of an engine was conducted to establish a method to estimate the heat distributions of an engine. An air-cooled engine, whose cooling conditions are highly susceptible to its configuration and shape, was selected as the target engine for investigation.

The 1D simulation for calculating the heat balance was structured with four specific methodologies. The first one was an engine cycle simulation method that calculates the heat transfer from the combustion gas to the engine structures. The second one was a heat transfer simulation method in which engine components were replaced with simple shaped objects. The third one was a CFD coupled with an empirical formula to calculate the heat transfer to oils situated in various regions in an engine. The last method was a CFD simulation applied to the running conditions of a complete vehicle to calculate the heat transfer to the atmosphere.

Utilizing the results yielded through this one-dimensional thermal simulation as the boundary conditions, the three-dimensional temperature distributions were estimated. As the result, it was confirmed that the temperature distributions of an engine could be estimated with a high accuracy under running conditions of a complete vehicle. Moreover, it was verified that the temperature distributions can be estimated accurately for a variety of vehicles with engines of different specifications and mounting conditions.

*二輪 R&D センター

1. まえがき

近年、高まる燃費要求に応えるために、高い熱効率を有する軽量コンパクトなエンジンの開発が求められている。数々の研究によりエンジンの熱効率は向上しつつあるが、燃料の持つエネルギーの 30% 程度は依然として冷却損失として大気へ放出されている。

エンジンの放熱は、エンジン構造物、冷却水および潤滑油を介しておこなわれ、放熱が不十分であると過度にエンジン温度が上昇する。その結果、吸気温度の上昇による体積効率の低下、ノッキング、材料強度の低下などが発生し、エンジンの性能低下や耐久性の低下を引き起こす。特に空冷エンジンでは軽量コンパクト化と放熱量の確保は相反する要求となるため、性能および耐久性とコンパクトさを両立させたエンジン設計には、熱バランスの配慮が不可欠となる。また、空冷エンジンを搭載した車両では、エンジンの外形形状と周辺の走行風の流れ方により冷却の状態が大きく変わるため、完成車における走行状態でエンジン温度を把握する必要がある。

一方、最近のエンジン開発の初期段階では、開発期間の短縮を図るため、試作エンジンを作らないデジタル開発が主流となりつつある。そのため、体積効率とノッキングの発生に影響を及ぼす吸気温度やエンジン構成部品の強度の解析を精度良くおこなうためには、精度の高いエンジン内の温度分布を予測することが求められている。

エンジンの冷却や温度の予測に関しては、以前から数多くの研究がおこなわれており、従来手法には以下のようなものがある⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾。

- (1) 三次元流体解析 (3 Dimensional Computational Fluid Dynamics: 3D-CFD) を用いてエンジンから外気への放熱やウォータージャケットから冷却水への放熱を熱伝達率で評価する手法
- (2) エンジンの一部分の温度の計測データを境界条件として使い、伝熱シミュレーションにより温度分布を予測する手法
- (3) 一次元熱流体シミュレーションによってモード走行中の冷却水の温度予測をおこなう手法

これらの手法では、直接温度を予測することはできない。また、エンジン各部の温度や熱流束の計測データを必要とするために、これらの手法では、設計段階における高精度な温度予測をおこなうことは困難であった。また、一次元熱流体シミュレーションでは冷却水の熱収支は考慮するものの、エンジン各部の温度分布までを予測することは難しい。

そこで、本研究では空冷エンジンを対象として、設計段階において完成車の走行状態におけるエンジン温度分布を予測する手法を確立した。本報では、まず、エンジンの熱収支と温度分布を予測する手法を説明する。そして、運転

中に高温となるシリンダとシリンダヘッドに対する予測精度の検証結果を報告する。

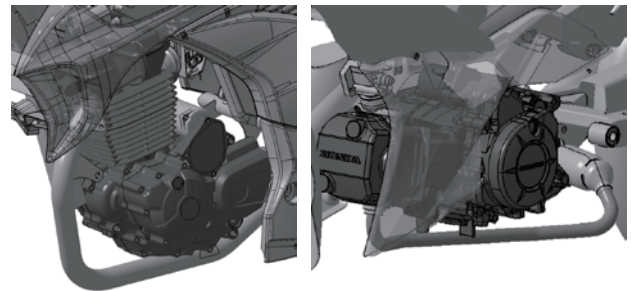
2. 供試車両

本研究に用いた二つの供試車両のエンジン諸元を Table 1 に、エンジン外形形状を Fig. 1 に示す。温度予測手法の構築と確からしめの検証には、シリンダが垂直から 15 deg の角度で前傾した排気量 300 cm³ の空冷単気筒エンジンを搭載した車両を用いた (車両 A)。この供試車両はオイルクーラを装備し、シュラウドと称する導風板により走行風を導入することでエンジンの点火プラグ周辺の冷却をおこなっている。

また、本研究における温度予測手法の妥当性の追加検証には、シリンダが垂直から 80 deg 前傾した排気量 110 cm³ の空冷エンジンを備えた車両を用いた (車両 B)。本車両はオイルクーラを装備しない車両であり、車両 A に対して排気量、出力、エンジンの搭載状態およびエンジン周囲の走行風状態も大きく異なるものとして選定した。

Table 1 Engine specifications of test motorcycles

	Vehicle A	Vehicle B
Engine type	4 stroke engine	4 stroke engine
Number of cylinders	1	1
Cooling system	Air-cooled	Air-cooled
Bore [mm]	79	50
Stroke [mm]	59.5	55.6
Displacement [cm ³]	291.6	109.1
Compression ratio [-]	9	9
Maximum brake power [kW]	17.9 (7,500 r/min)	6.2 (7,500 r/min)
Maximum brake torque [Nm]	25.2 (6,000 r/min)	8.6 (5,500 r/min)
Maximum vehicle speed [km/h]	128	89



(a) Vehicle A

(b) Vehicle B

Fig. 1 Engine shapes of test motorcycles

3. 温度予測手法概要

本研究における温度予測手法の概要を Fig. 2 に示す。

空冷エンジンの熱収支を計算するには、燃焼ガスからエンジンへの入熱、エンジン内の伝熱、エンジン壁面からオイルへの熱伝達、オイルクーラによるオイルから外気への放熱およびエンジンフィンから外気への放熱など、発熱源から放熱先までの全経路を考慮する必要がある。この熱収支計算のため、下記に示す技術を連成する一次元熱シミュレーションモデルを構築した。

- 燃焼により発生した熱の燃焼室壁面からエンジン構造物への熱伝達の計算には、一次元エンジンサイクルシミュレーションを用いた。
- エンジン内部の伝熱計算には、シリンダヘッドとシリンダの形状を一次元モデル化してシミュレーション内に組み込んだ。
- エンジンのオイル通路内壁からオイルへの熱伝達の計算は一次元流体解析 (1 Dimensional Computational Fluid Dynamics: 1D-CFD) を用いた。ただし、シリンダヘッドのカムシャフト室のように壁面をオイルが流れる部分やピストンジェットからオイルによる熱伝達の計算には、オイル挙動の 3D-CFD と計測により導き出した熱伝達率の実験式を組み合わせて用いた。
- 走行条件におけるエンジンから外気への熱伝達の計算には、完成車の走行状態を模擬した 3D-CFD を用いた。

これらの技術を連成させてエンジンの熱平衡状態を求め、この結果から得た作動ガスとオイルの温度および熱伝達率を境界条件として用いて、エンジンの各部の温度分布を三次元伝熱シミュレーションで求めた。

4. 温度予測手法詳細

4.1. エンジンへの熱伝達計算

温度予測において重要なのは、燃焼ガスからエンジン構造物への熱伝達を精度良く計算することである。これには、一次元エンジンサイクルシミュレーションを用いた。一次元エンジンサイクルシミュレーションは、エンジン開発において一般的に使われる技術で⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾、近年では非常に高い精度でエンジン出力や筒内圧などの計算が可能となっている。そのため、ここでの詳細な説明は他の論文に譲ることとする。エンジンサイクルシミュレーションでは、燃焼室やポートなど作動流体の接する壁面温度を境界条件として設定しなければならない。本研究における温度予測では、エンジンの熱収支を計算する一次元熱シミュレーション内にエンジンサイクルシミュレーションを組み込むことで壁面温度は境界条件ではなく、計算結果として得られることとなる。

4.2. エンジン構成部品内の伝熱計算

エンジン構成部品内 (例えば、シリンダヘッドやシリン

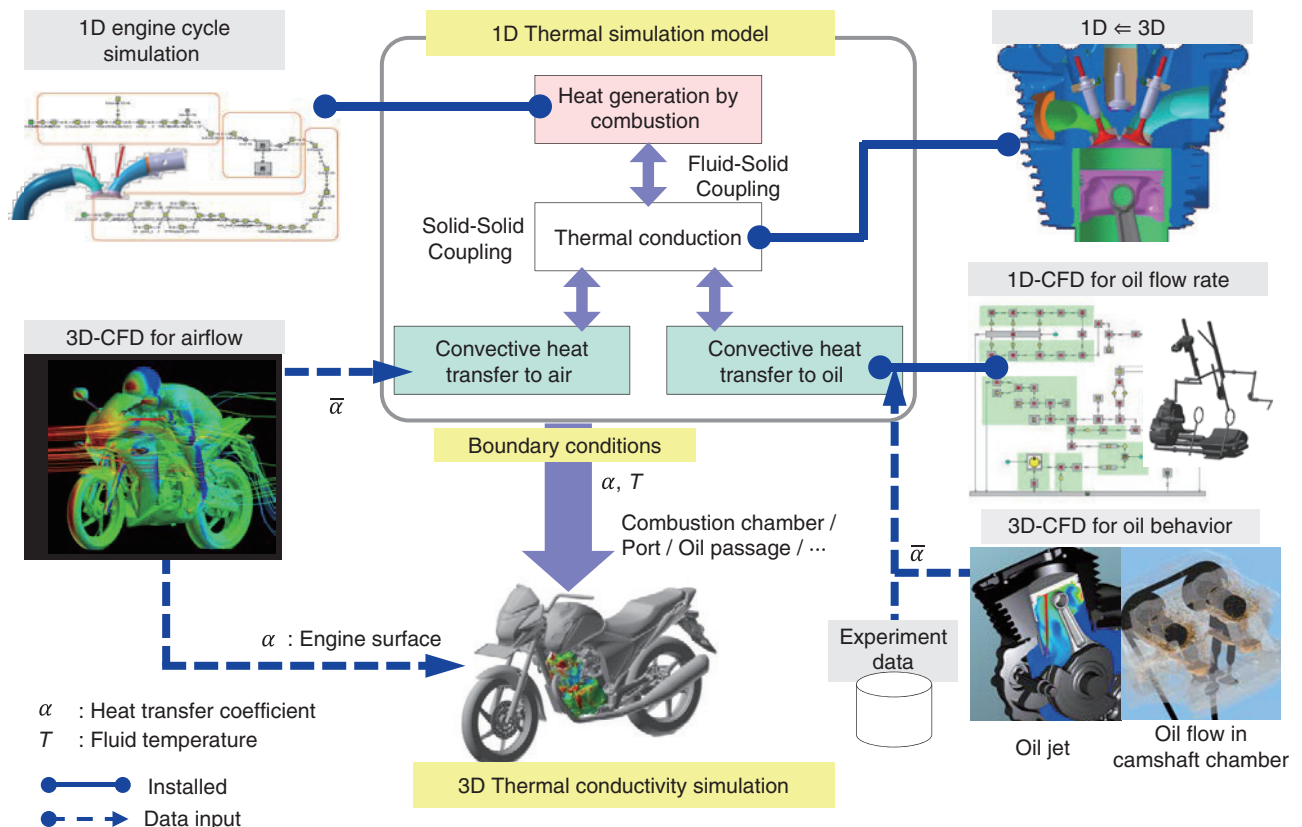


Fig. 2 Overview of temperature estimation method for air-cooled engine

ダ)の熱は非常に複雑な経路で移動する。これを熱収支計算の一次元熱シミュレーション内に組み込むため、Fig. 3に示すようにシリンダやヘッドを複数の領域に離散化した。シリンダヘッド、シリンダおよびバルブなど各部品には、それぞれの熱伝導率を定義した。本研究では、車速一定で温度が平衡となった状態での温度の予測をおこなうため、各材料の比熱は無視される。さらに、異なる材質の部品が接触している部位では、境界面に熱伝達率を設定した。シリンダヘッドとバルブガイド間およびシリンダヘッドとバルブシート間などの圧入部位は、両者の間に隙間はほとんどないものと仮定し無限大の熱伝達率を(すなわち、接触熱抵抗が0)設定した。

圧入部位以外の一例として、シリンダとスリーブ間の熱伝達率について、次項にて説明する。

4.2.1. シリンダ - スリーブ間の熱伝達率

小排気量の空冷エンジンの多くには、鋳鉄製のスリーブをアルミニウムに铸ぐるんだシリンダが適用されている。このタイプのシリンダでは、エンジンが高温状態で運転される際に、アルミニウムと鋳鉄の線膨張係数の差により、シリンダボデーとスリーブの間に微少な隙間が生じることがわかっている。隙間が生じると両者の間の接触面積が減ることで、筒内から冷却フィン方向への熱伝達が妨げられる。そこで、この運転時の状態をシミュレーション内に反映するため、Fig. 4に示す実験装置を作成してシリンダボデーとスリーブ間の熱伝達率を導出した。図に示すよう

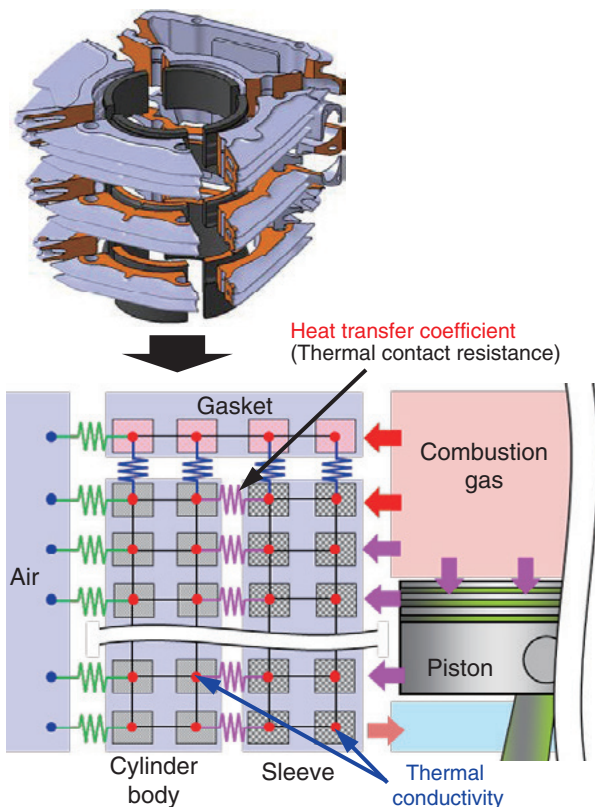


Fig. 3 Outline of heat transfer model in 1D thermal simulation

に、シリンダボア面を高温のオイルで一様に加熱し、シリンダ外壁を水で冷却することでシリンダ内に運転状態に近い温度勾配を作った。その際、シリンダ外壁を一様に冷却できるように、機械加工により冷却フィンをすべて取り除いた。また、高温オイルと冷却水の流量を極力増すことで、シリンダの軸方向の温度が均一になるようにした。

ここで、次式(1)のようにシリンダの半径方向にのみ温度勾配が存在すると仮定する。

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (1)$$

ここで、 T はシリンダ内温度、 r はシリンダ半径方向距離である。

上記の仮定の下では、シリンダ半径方向の温度分布は以下の式で表される。

$$T(r) = C_1 \ln r + C_2 \quad (2)$$

ここで、 C_1 、 C_2 は定数である。

また、半径方向の熱流束 q は以下の式で表される。

$$q(r) = -k \cdot \frac{\partial T}{\partial r} = -\frac{C_1 k}{r} \quad (3)$$

k はシリンダの熱伝導率である。

シリンダボデーとスリーブ間の熱伝達率は、境界面の熱流束を温度差で除することで求められる。ただし、シリンダボデーとスリーブは厚みが薄いため、温度分布を精度よく測定することは困難である。そこで高温オイルとスリーブ間および冷却水とシリンダボデー間の熱伝達率を利用して、シリンダボデーとスリーブ内の温度分布を算出することとした。そのため、別途ダミーシリンダを使いこれらの熱伝達率を求めた。流体と固体間の熱伝達率は、流れ場に大きく依存して、固体材料に依存しないと仮定した。

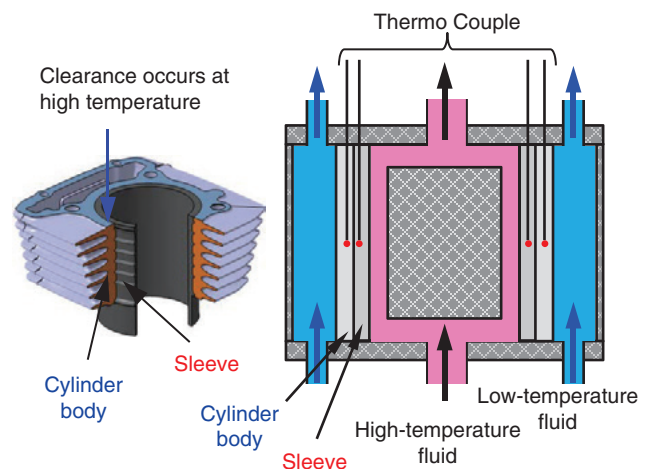


Fig. 4 Test equipment for measurement of heat transfer coefficient between cylinder body and sleeve

前述のような条件のもと、シリンダボデーとスリーブ間の熱伝達率を以下の手順で導出した。

- (1) Fig. 5(a) に示すように、熱伝導率が既知である単一材料で作られたダミーシリンダを使い、半径方向の温度分布、オイル温度および冷却水温度を計測した。
- (2) 手順1の結果から式(2)と(3)により、ダミーシリンダ内の温度および熱流束分布を求めた。
- (3) 手順2の結果から、オイルと壁面間および冷却水と壁面間のそれぞれ熱伝達率 α_{Hot} と α_{Cool} を次式(4)と(5)にて算出した。

$$\alpha_{\text{Hot}} = \frac{q(r_{\text{Hot}})}{T_{\text{Oil}} - T(r_{\text{Hot}})} \quad (4)$$

$$\alpha_{\text{Cool}} = \frac{q(r_{\text{Cool}})}{T(r_{\text{Cool}}) - T_{\text{Water}}} \quad (5)$$

- (4) Fig. 5(b) に示すように、実機のシリンダを使ってスリーブ、シリンダボデー、オイルおよび冷却水の温度を計測した。
- (5) 手順4で求めた温度と手順3で求めた熱伝達率を用いて、シリンダボデーとスリーブ内部の温度分布と熱

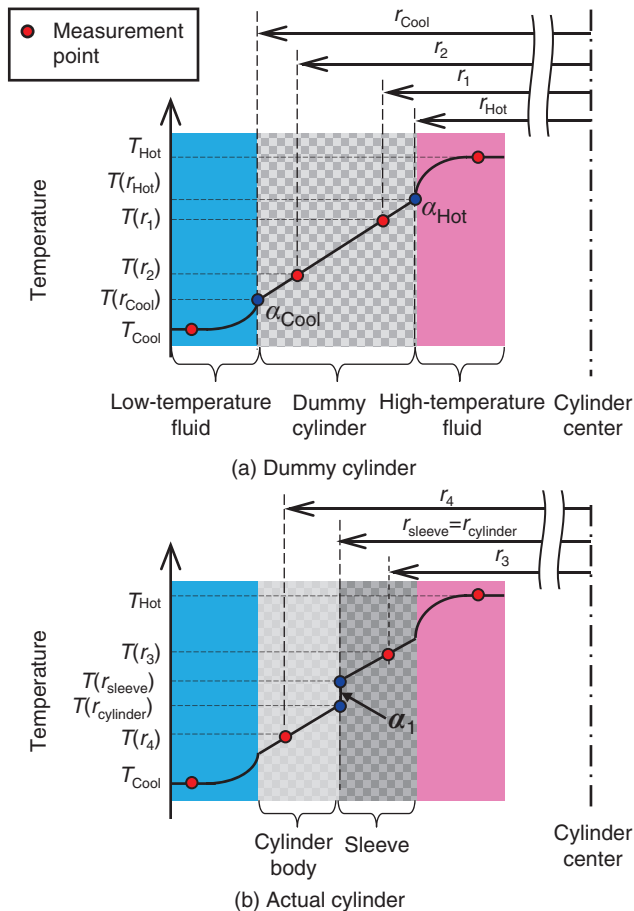


Fig. 5 Calculation technique of heat transfer coefficient between cylinder body and sleeve

流束を求め、最後にシリンダボデーとスリーブ間の熱伝達率を算出した。

$$\alpha_1 = \frac{q}{T(r_{\text{Sleeve}}) - T(r_{\text{Cylinder}})} \quad (6)$$

シリンダの周方向での熱伝達率のばらつきを考慮して、シリンダの周方向に沿って複数箇所での熱伝達率を導出して、それらを平均化した。また、本測定方法で求めた熱伝達率は、スリーブ表面の形状による表面積は考慮されず半径 r で決まる一定面積に対する値である。

Fig. 6 に、二輪車に多く用いられている2種類のスリーブの外周形状を示す。エンジン設計段階において、いずれのスリーブにも対応できるように、それぞれのスリーブとシリンダボデー間の熱伝達率の導出をおこなった、その結果を Fig. 7 に示す。タイプ A とタイプ B では、熱伝達率が3倍も違うことが確認された。タイプ A は接触面に多くの突起を持つため、高い熱伝達率が得られるものと推定される。これらの熱伝達率を一次元熱シミュレーションモデルに導入した。

4.3. オイルへの熱伝達計算

エンジン内の壁とオイルの間の熱伝達は、次の三つの形態に分類される。

- (1) エンジン各部へオイルを供給する通路のように、オイルで満たされた通路内の壁面での熱伝達
- (2) カムシャフト室やカムチェーン室などのように、オイルが壁面を流れる際の熱伝達

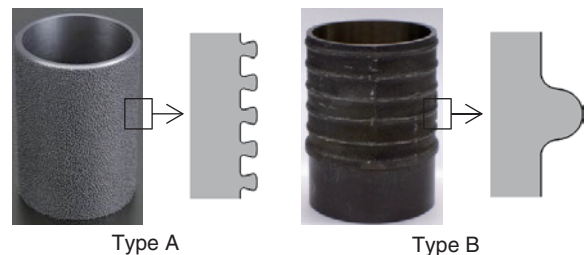


Fig. 6 Outer shapes of sleeves

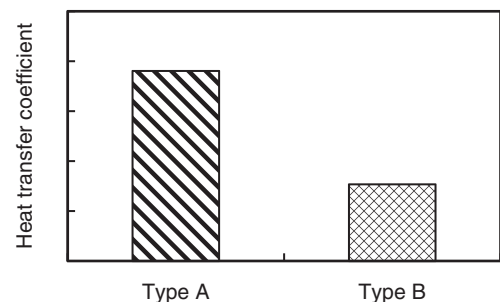


Fig. 7 Measurement results of heat transfer coefficient between cylinder body and sleeve

(3) オイルジェットのように、壁面に噴流が衝突する際の熱伝達

上記の(1)については、管路壁面での熱伝達は比較的単純に求まるため熱収支の計算への組み込みも容易である。しかし、上記(2)と(3)については、シリンダヘッドにあるカムシャフト室を流れるオイルやピストンジェットからピストン裏面に衝突するオイルの挙動が複雑なため、熱収支を計算する一次元熱シミュレーションモデル内に単純には組み込むことができない。このオイルへの熱伝達の計算は、熱伝達が起こる領域とその場におけるオイルと壁面との熱伝達率がわかれば、モデル化可能となる。そこで、カムシャフト室でオイルが流れる領域やピストンジェットからのオイルの衝突領域の面積を3D-CFDで求めることとし、オイルと壁面との間の熱伝達率は基礎実験により算出することとした。この両者を使ってオイルへの熱伝達の計算を一次元熱シミュレーション内でおこなった。

4.3.1. オイル通路流量計算および熱伝達計算

エンジン内の壁面とオイルとの間の熱伝達を精度よく計算するためには、エンジン各部に供給されるオイル量が正しく計算される必要がある。このオイル供給量の計算には、オイル通路やオリフィスをそれぞれの径や長さでモデル化した1D-CFD^{(8), (9)}を用いた。また、オイルポンプ、リリーフバルブやオイルクーラなどは、それぞれのP-Q特性を1D-CFDモデル内に組み込んだ。この1D-CFDも開発では一般的に使われる技術であり、ここでの詳細な説明は省略する。

このオイル供給量を求める1D-CFDモデルでは、前述の一次元エンジンサイクルシミュレーションモデル等と連成計算して、燃焼により発生する熱をオイル通路の壁面から受け取り、エンジン各部へ移送して放熱する過程をも計算する。

4.3.2. カムシャフト室内の熱伝達計算

カムシャフト室内では、回転運動するカムシャフトに設けられた小孔から供給されるオイルが壁面を流れクランク室へと戻っていく。この過程において、オイルとシリンダヘッド間で熱伝達がおこなわれる。

このオイル挙動は、非圧縮性流体流れの計算アルゴリズムであるMoving Particle Semi-implicit(MPS)法⁽¹⁰⁾を用いた粒子法により解析した。粒子法は、粒子を用いた連続体の数値計算手法であり、広く用いられている有限差分法や有限体積法と異なりメッシュを必要としない。このため、近年、エンジン内のオイル挙動⁽¹¹⁾や燃料タンク内のスロッシングなど自由表面を持つ流れ場や回転体のある流れ場に適用されている技術である。

カムシャフトから供給されるオイルがカムチェーン室を流れてクランクケースに戻るまでの挙動を計算した一例をFig. 8に示す。これは、エンジン回転数8,000 r/min、

すなわちカムシャフト回転数4,000 r/minでの計算結果である。オイル供給量には前述した1D-CFDの結果を用いた。また、簡易化のためバルブおよびカムチェーン挙動は計算から除外した。この計算結果を時間平均して一定以上の粒子が存在する領域をオイルが流れる部位の面積として利用した。

粒子法を用いた解析では、オイルと壁面との熱伝達率が計算に用いる粒子径やその影響範囲などの要因に依存する。このため、多くのエンジンへの適用を考えた場合に一定の計算精度を確保することは困難である。そこで、平板上を流れるオイルの熱伝達率を実験的に導出して、カムシャフト室内でのオイルと壁面間の熱伝達率として利用することとした。この実験装置の概要をFig. 9に示す。ヒータにより一様に加熱した平板の上に、流量と温度を調整したオイルを供給できるようにした。平板の材質には、熱伝導率が既知のアルミニウム合金を用いて、加熱した平板から周辺空気への放熱を防ぐため、平板の外側を断熱材で覆った。

この実験装置にてオイルおよび平板内部の温度を計測して、平板内部の温度勾配と平板の熱伝導率から熱流束

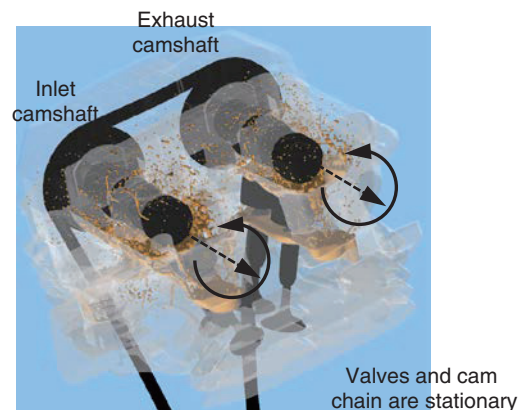


Fig. 8 Calculation result of oil flow in camshaft chamber

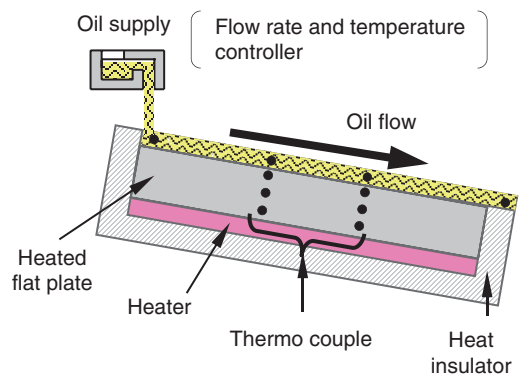


Fig. 9 Test equipment for measurement of heat transfer coefficient between flowing oil and flat plate

を求めた。その熱流束を平板の表面温度とオイル温度の差で除することでオイルと平板との熱伝達率を導出した。なお、平板の表面温度は、平板内部の温度勾配から外挿して求めた。

$$\alpha_2 = \frac{q}{T_{\text{Oil}} - T_{\text{Wall}}} \quad (7)$$

$$q = -k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (8)$$

ここで、

α_2 : オイルと平板間の熱伝達率、

T_{oil} : オイル温度、

T_{Wall} : 平板表面温度、

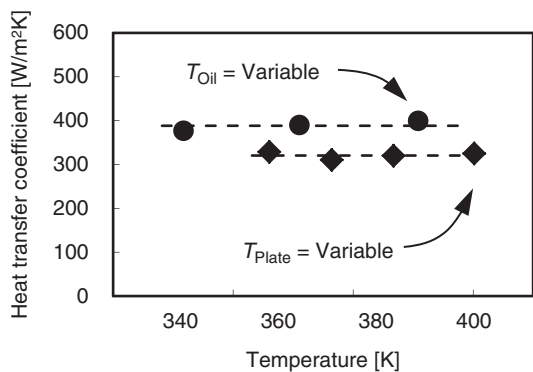
q : 平板内の熱流束、

k : 平板材の熱伝導率

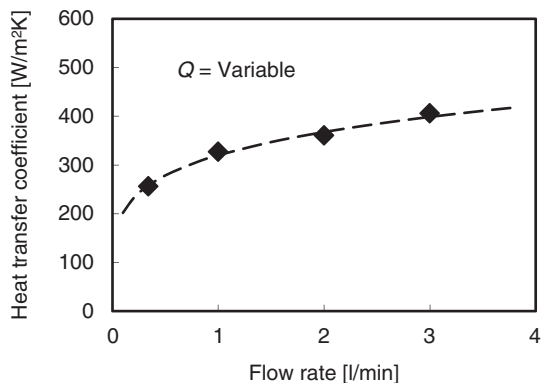
である。

オイルと平板間の熱伝達率の導出は、オイル流量、オイル温度および平板温度をパラメータとして実施した。

Fig. 10 に、オイルと平板間の熱伝達率の導出結果を示す。Fig. 10(a) に示すように、計測を実施した条件の範囲内では、熱伝達率はオイル温度と平板温度によらずほぼ一定であった。一方、Fig. 10(b) に示すように、オイル流量増



(a) Influence of oil and flat plate temperature



(b) Influence of oil flow rate

Fig. 10 Measurement results of heat transfer coefficient between flowing oil and flat plate

加、すなわちオイル流速が上がるにつれて熱伝達率が増加する傾向を捉えることができた。

以上の結果から平板上を流れるオイルと壁面との熱伝達率は、オイルと壁面の温度に依存せずに、オイル流量のみの関数として次式のように整理し、前述の粒子法によるオイルが流れている領域の面積と併せて一次元熱シミュレーションに導入した。

$$\alpha_2(Q) = A_1 \cdot Q^{A_2} \quad (9)$$

ここで、

Q : オイル流量

A_1, A_2 : 実験定数

である。

4.3.3. ピストン裏からの熱伝達計算

ピストンジェットからのオイルとピストンとの間の熱伝達の計算には、カムシャフト室と同様にオイルが衝突する領域と熱伝達率が必要である。

まず、ピストンジェットによるオイルの挙動とピストン裏面に衝突する部位の計算方法について説明する。エンジンのクランクケース内では、ピストン、クランクシャフトおよびコネクティングロッドが運動している。そのため、これらの運動による空気流動や圧力変動がオイル挙動に影響を与えて衝突位置や速度が時間と共に変化する。そこで、クランクケース内の空気流動とオイル挙動の相互影響を考慮した3D-CFDを用いて、往復運動中のピストン裏面へのオイルの衝突面積の計算を実施した。この3D-CFDは、空気とオイルの気液混相流計算であり、気相と液相をともに連続体として扱うオイラー法を用いた^{(12), (13)}。また、ピストン、クランク、およびコネクティングロッドの運動は移動境界を用いて表現した。この計算モデルの概要とメッシュ図をFig. 11に、計算条件をTable 2に示す。ピストンジェットノズル近傍とオイル噴射方向に対しては、細かい

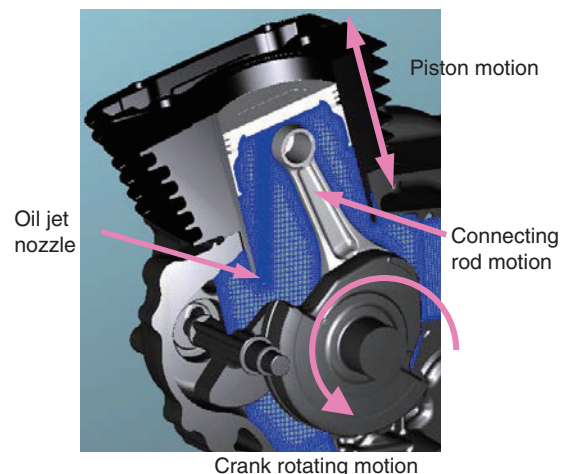


Fig. 11 Outline of CFD model for oil jet and mesh diagram

Table 2 Calculation conditions of CFD for oil jet

Solution type	Unsteady state
Working fluid	Oil and Air
Compressibility	Incompressible
Pressure velocity coupling	SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equation)
Mesh type	Hexahedron
Mesh size [mm]	0.15 - 2.4
Engine speed [r/min]	2,000
Flow rate of oil jet [l/min]	1.0

メッシュを配置して、オイルの数値的な拡散を抑制した。

計算結果の検証には、頂面に透明アクリル窓を設けた可視化ピストンを製作し、高速度カメラにてオイルの衝突面積を計測した。この可視化計測は、エンジン回転速度 2,000 r/min のモータリング状態でおこなった。

オイルの衝突挙動の計測結果と計算結果の比較を Fig. 12 に示す。計測されたオイルの衝突部の輪郭を緑線、また、計算されたオイル衝突部を赤色の領域で示す。計算結果では、ピストン表面におけるオイルの体積分率が一定の値を超えた部位を衝突領域とし、比較のため計測されたオイルの衝突部の輪郭も合わせて示している。各クランクアングルにおける計算結果と計測結果は大よそ一致しており、この計算を 1 サイクル分平均したものを一次元の熱収支のシミュレーションに用いることとした。

この CFD においても、オイルとピストンとの熱伝達率はメッシュ依存性があるため、実験的に算出した熱伝達率を使うこととした。

ピストン裏面を冷却するピストンジェットからのオイルと平板との熱伝達率を導出するため、Fig. 13 に示す実験装置を作成した。この実験装置の基本概念は平板上を

流れるオイルの熱伝達率導出に用いた装置と同じである。加熱した平板に向けてオイル噴流を衝突させ、平板内部の温度とノズル出口のオイル温度を計測することで熱伝達率を求めた。

オイルと平板の熱伝達率の導出は、オイル流量、オイルジェットノズル径およびオイルジェットと平板との距離を変化させて実施した。

Fig. 14 に、オイルと平板間の熱伝達率の導出結果を示す。Fig. 14(a) に示すように、オイルジェットのノズル径により熱伝達率にわずかなバラつきが確認されるが、ほぼ流量に比例した熱伝達率が得られた。一般的に噴流衝突部の熱伝達率は流速に大きく依存し、衝突中心から半径方向に向けて分布を持つことが知られている⁽¹⁴⁾。しかし、本研究では半径方向の分布計測は省略し、衝突領域の代表値の取得を目的とした。この点がノズル径すなわち流速よりもオイル流量に依存する結果となった要因であると推定される。

また、Fig. 14(b) に示すように、ノズルと平板との距離を近づけると、熱伝達率が増加することが確認された。この

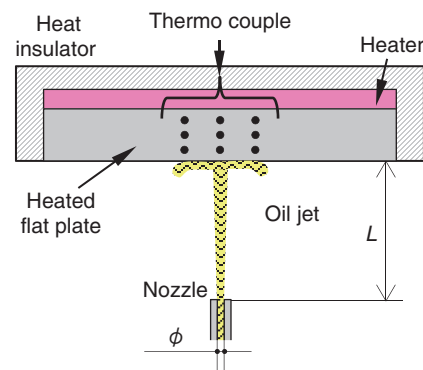


Fig. 13 Test equipment for measurement of heat transfer coefficient between impinging oil and flat plate

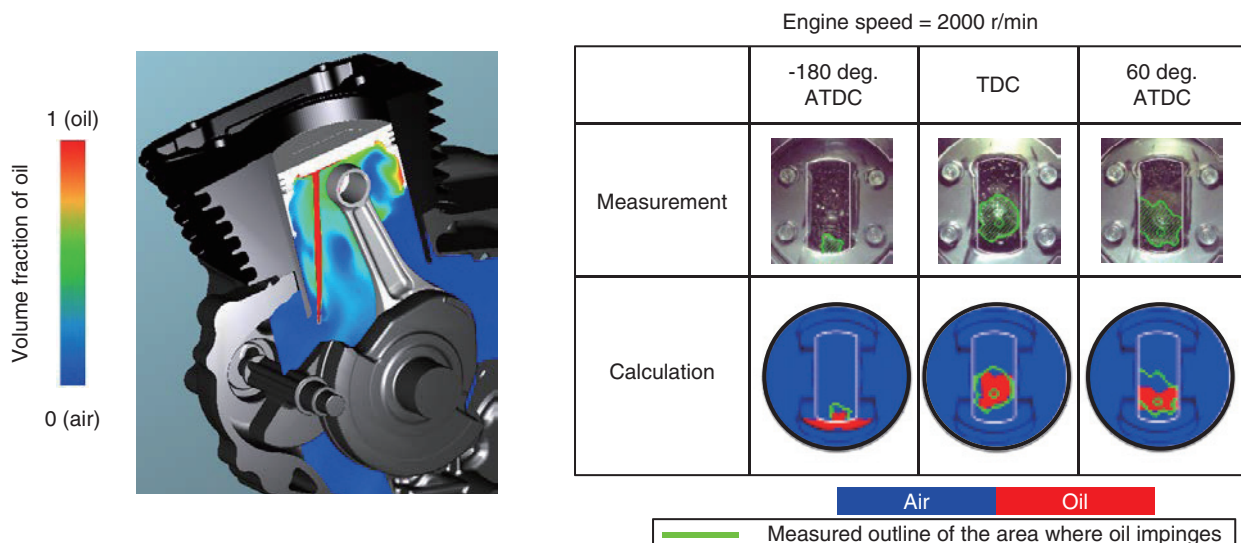


Fig. 12 Comparisons of oil impingement area on back of piston

傾向はオイル流量を変化させた場合も同様であった。以上の結果から、ピストンジェットによるオイルとピストン裏面間の熱伝達率は、オイル流量およびノズルとピストン間の距離の関数として次式のように整理した。

$$\alpha_3(Q, L) = B_1 \cdot Q \cdot L + B_2 \cdot Q + B_3 \cdot L + B_4 \quad (10)$$

ここで、

L : ノズルとピストン間の距離

$B_1 - B_4$: 実験定数

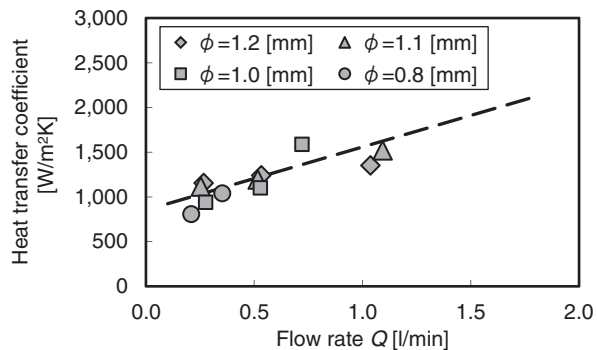
である。

前述の CFD にて求めたオイルの衝突面積と、実験式 (10) から求めたエンジン 1 サイクル中のピストン裏の平均熱伝達率を一次元熱シミュレーションモデル内に導入した。

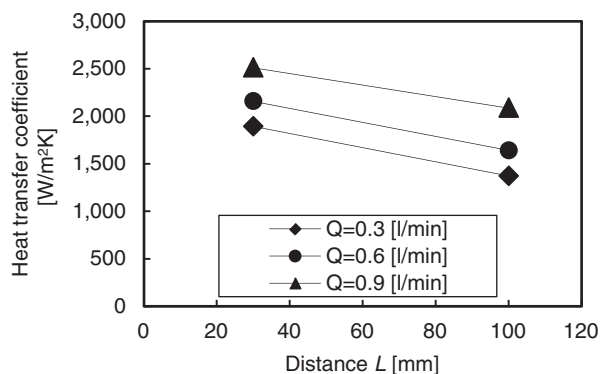
以上より、温度予測手法にシリンダヘッドとシリンダ内におけるオイルへの熱伝達過程を考慮することができた。

4.4. 走行風への熱伝達計算

エンジン表面から外気への熱伝達の計算では、走行条件下でのエンジン周囲の空気流れを考慮する必要がある。このため、完成車形状の 3D モデルを用いた CFD シミュレーションを実施して、その結果を温度予測に利用した。この CFD で得られた結果から、エンジン表面を複数の領域に分割して、それぞれの表面積および平均熱伝達率を算出



(a) Influence of oil flow rate and nozzle diameter



(b) Influence of distance from nozzle to flat plate

Fig. 14 Measurement results of heat transfer coefficient between impinged oil and flat plate

Table 3 Calculation conditions of CFD for airflow

Solution type	Steady state
Working fluid	Air
Compressibility	Incompressible
Turbulence model	Realizable $k-\varepsilon$
Mesh types	Hexahedron Tetrahedron Pyramid
Mesh size around the engine [mm]	1 - 8
Total number of meshes	25,000,000
Vehicle speed [km/h]	128

し一次元熱シミュレーションの条件とした。また、最終的に詳細な温度分布を予測する際には、エンジン表面の熱伝達率分布をそのままマッピングして境界条件とした。

一例として車両 A における CFD の計算条件の一覧を Table 3 に、エンジン近傍のメッシュ図を Fig. 15 に示す。エンジン表面近くのメッシュサイズは 1 mm で、エンジンからの距離に応じてメッシュサイズを粗く設定し、総メッシュ数は 2500 万程度である。近年、空力や空力騒音予測に Large Eddy Simulation (LES) を用いた非定常計算も広く研究⁽¹⁵⁾されている。ただし、エンジン表面の温度変化の時間スケールはエンジン表面で発生する渦の時間スケールに対して十分に大きいと考えられる。本研究における温度予測は、一定速度での走行状態を対象としていることもあり、定常状態の CFD で十分と判断した。

4.5. エンジン細部の温度分布予測

エンジンの詳細な温度分布を予測するため、ここまで説明した要素技術を一次元熱シミュレーション内で連成計算することで、Fig. 16 に示すエンジンの熱収支を求めた。図はエンジン内外の各壁面からの熱の移動量であり、エンジンの 1 サイクルにおける平均値を示している。エンジンへの熱伝達量としては、燃焼室〔図 (1) - (3)〕と常に高温ガスに晒されている排気ポートから非常に多いことがわ

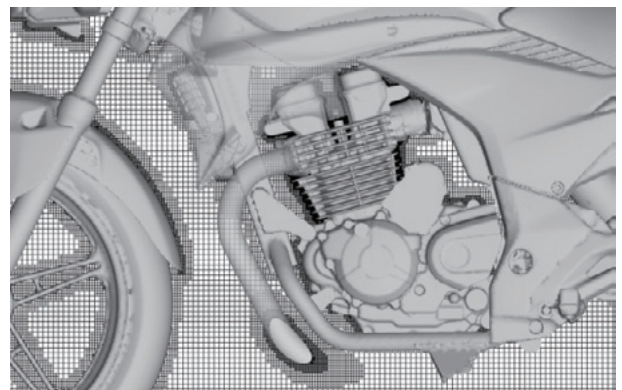


Fig. 15 CFD calculation mesh diagram for airflow around engine

かる。逆にエンジンからの熱伝達量としては、外気[(9)、(10)]への放熱が最も多く、次にピストンやカムシャフト室からオイルへ伝わる熱量が多い。この点からも空冷エンジンでは、外気とオイルへの熱伝達がともに重要であり無視できないことがわかる。

次に一次元熱シミュレーションの結果を境界条件として、実際のエンジン形状にて三次元伝熱シミュレーションを実施した。車両 A の計算モデルの概要を Fig. 17 に、計算条件を Table 4 に示す。エンジン構成部品の熱伝導率および異なる材質の接触部位の熱伝達率は、一次元熱シミュレーションモデルと同一の値を用いた。この計算の総メッシュ数は 1,500 万程度あり、全壁面に対する 40 程度の境

Table 4 Calculation conditions of 3D thermal conductivity simulation

Solution type		Steady state
Mesh type		Tetrahedron
Mesh size [mm]		0.7 – 1.4
Total number of meshes		15,000,000
Number of boundary conditions		40
Boundary conditions	Internal surface of engine	T and α (1D thermal simulation)
	Outer surface of engine	Atmosphere temperature, α distribution (3D-CFD for airflow)

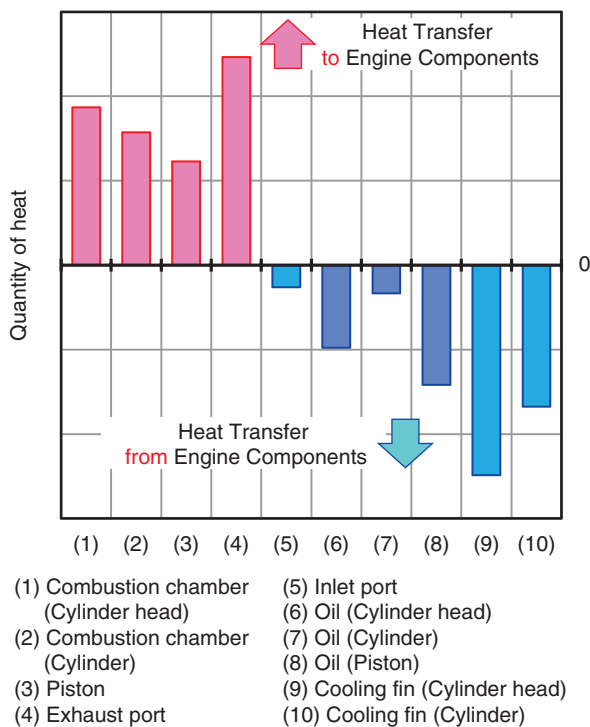


Fig. 16 Heat balance in engine of vehicle A

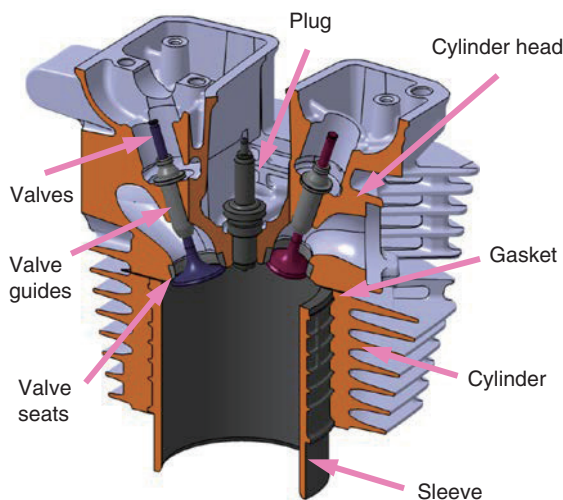


Fig. 17 Outline of 3D thermal conductivity simulation model

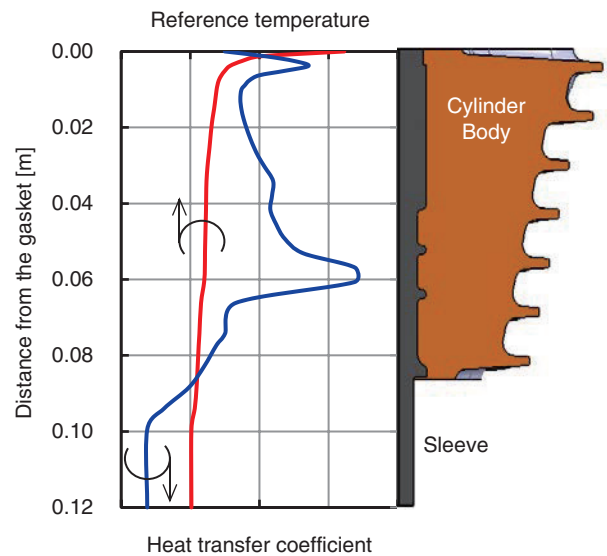


Fig. 18 Boundary conditions on cylinder wall

界条件が必要である。本手法では、ピストン形状を省略する代わりに、一次元熱シミュレーションから得られるピストン移動を考慮した境界条件をシリンダ内壁に設定した。この境界条件として与えた温度と熱伝達率を Fig. 18 に示す。図に示すように、燃焼ガスの影響を大きく受けるガスケット面からの距離の短い領域における参照温度が高い。また、熱伝達率はピストンの上死点および下死点位置の近傍で高い値をとるような分布となっている。

さらに、エンジン表面には走行条件下での 3D-CFD により計算された熱伝達率分布をマッピングした。

5. 完成車の走行条件下でのエンジン温度予測精度の検証

5.1. 供試車両 A での温度予測精度の検証

本研究の温度予測手法の妥当性を検証するため、供試車両 A の走行状態におけるエンジンの各部温度を風洞にて計測した。温度計測は、供試車両の最高速度である 128 km/h を条件に実施した。このときのエンジン回転速度は

8,150 r/min である。

Fig. 19 にシリンダヘッド各部温度の計測および予測結果の比較を示す。燃焼室近傍（壁面から 2 mm 内側）の 4 点および点火プラグの締め付け座面では、温度予測結果が計測結果とよく一致している。また、冷却フィンについても同様に計測結果と一致しており、どの部位においても予測結果は計測結果 ± 10 K の範囲内にある。

Fig. 20 にシリンダヘッドとの締め付け面から 5.5 mm、ボア面から 2 mm の位置におけるシリンダの温度分布の比較を示す。図はシリンダの周方向の温度分布であり、計測結果では吸気ポート側よりも排気ポート側が、エンジン左側よりも右側が高温となっている。排気ポート側が高温となる理由は排気ガスによるものである。右側が高温になる

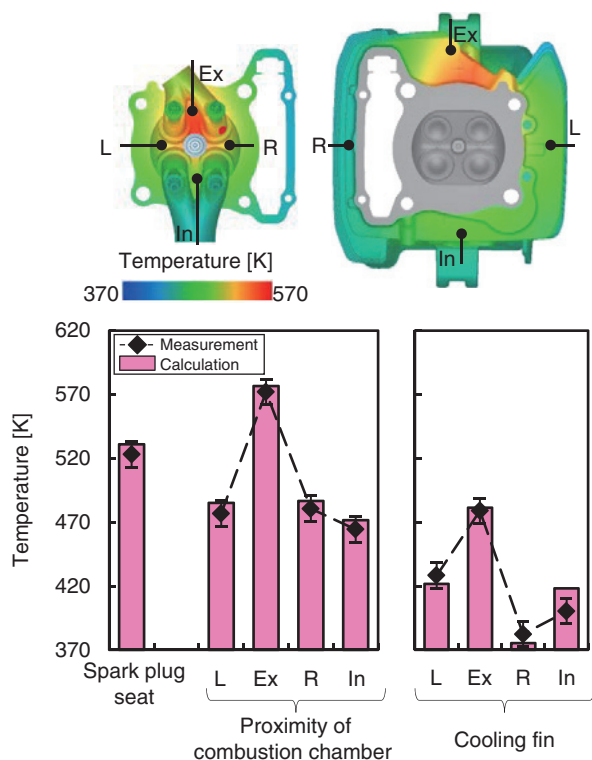


Fig. 19 Comparisons of temperature distribution in cylinder head

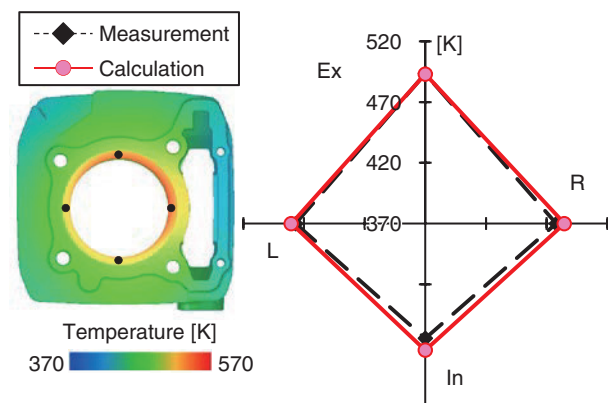


Fig. 20 Comparisons of temperature distribution in cylinder

理由は、このエンジンではカムチェーン室が右側に配置され冷却フィンまで離れているため、外気への放熱量が少ないため考えられる。予測結果はこの傾向も計測結果とよく一致しており、どの測定点でも計測結果との差異は ± 10 K の範囲内にある。

次に、Fig. 21 にシリンダ軸心方向の温度分布についての検証結果を示す。シリンダ温度は、ピストンの下死点側に向かって低下する傾向にあるが、シリンダの周方向のいずれの点においても予測と計測結果で同一の傾向を示している。三次元伝熱シミュレーションのみで温度分布を求める従来手法では、シリンダ軸心方向の温度勾配を精度良く予測することが困難であった。しかし、本手法では一次元熱シミュレーションを使って、燃焼ガスからシリンダ壁へ伝達される熱量のシリンダ軸心方向での違いを考慮したことで、温度分布を精度よく予測できた。

5.2. 外装仕様差の温度予測精度の検証

次に、点火プラグ周辺を冷却するために設けられたシュラウドの有無での検証をおこなった。Fig. 22(a) に示す CFD の流線と表面の熱伝達率から、シュラウドを外すと点火プラグ周辺への空気流量が少なくなること、熱伝達率が低下することがわかる。また、Fig. 22(b) に示すように、予測結果は計測結果の点火プラグ締め付け座面温度の変化を十分に再現できることが確認できた。

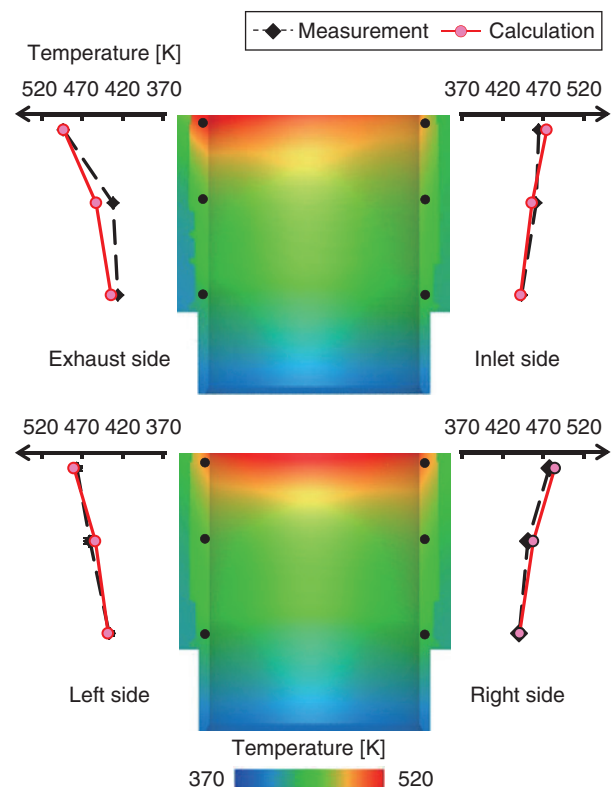
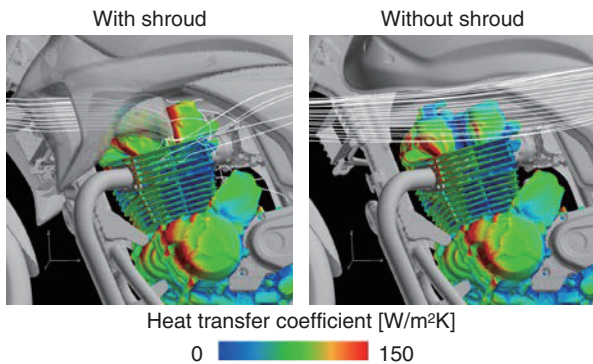


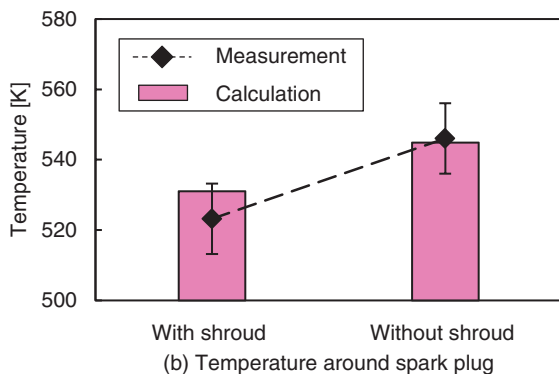
Fig. 21 Comparisons of temperature distribution in the direction of cylinder axis

5.3. 供試車両 B での温度予測精度の検証

異なるエンジンを搭載した二輪車車両を用いて、本手法の妥当性検証をおこなった。この供試車両のエンジン諸元は、前述の Table 1 中の車両 B に示す。温度予測の検証条件として、車両 A と同様に車両 B の最高速度である 89 km/h を選択した。このとき、エンジン回転速度は 8,300 r/min である。Fig. 23 にこの車両におけるエンジンの温度分布の比較を示す。シリンダの計測位置は、シリンダヘッドの締め付け面から 25 mm、ボア面から 2 mm である。温度予測結果は、点火プラグ締め付け座とシリンダ温度分布ともに計測結果と非常によく一致しており、この車両においても、予測結果と計測結果の差異は± 10 K 以内であった。



(a) Stream line and heat transfer coefficient on engine surface



(b) Temperature around spark plug

Fig. 22 Comparisons of heat transfer coefficient and temperature around spark plug

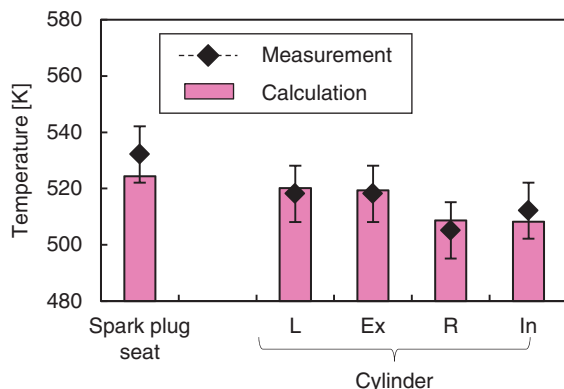


Fig. 23 Comparisons of engine temperature of vehicle B

本温度予測手法は、排気量、出力、エンジン搭載状態や走行風の流れなどが大きく異なる二つの車両において高い予測精度があることが示せた。

6. 結言

設計初期段階において、二輪車の走行条件下の空冷エンジン温度分布を予測する手法の研究をおこなった。本温度予測手法は以下に示すような特徴を持っている。

- (1) エンジンの熱収支を求めるため、燃焼ガスから入熱、エンジン内の伝熱達、大気への放熱の計算を一次元熱シミュレーション内で連成させた。
- (2) 一次元熱シミュレーションモデル内に、これまで未考慮だったシリンダボデーとスリーブの熱伝達率を実験的に求め導入した。
- (3) エンジンからオイルへの熱伝達過程の計算を、実験的に求めたオイルと壁面間の熱伝達率と CFD を組み合わせることで一次元熱シミュレーションモデルに導入した。
- (4) 一次元熱シミュレーションにより、エンジン各部への熱移動量およびオイルと大気への放熱の割合を明らかにし、これにより得られたエンジン内外の流体の温度と熱伝達率を用いて、詳細な温度分布予測をおこなった。

以上より、エンジンの計測データなどを用いることなく走行条件下のエンジン温度分布を± 10 K 以内の高精度で予測することができた。また、エンジンへの風当たり状態が大きく変化させた場合や異なるエンジンを備えた二輪車車両においても高い温度予測精度があることが示せた。よって、空冷エンジンの設計段階における走行状態の温度分布予測手法が構築できた。

参考文献

- (1) Takahashi, Y., Gokan, Y.: CFD Analysis of Air Flow of Air-Cooled Motorcycle Engines, SAE Technical Paper, 2006-32-0005 (2006)
- (2) Baird, A., Thornhill, D., Cunningham, G., Troxler, P., Price, B.: CFD Simulations of Heat Transfer from Air Cooled Engines, SAE Technical Paper, 2006-32-0004 (2006)
- (3) Gokhale, A., Karthikeyan, N.: Optimization of Engine Cooling Through Conjugate Heat Transfer Simulation and Analysis of Fins, SAE Technical Paper, 2012-32-0054 (2012)
- (4) Mahmoud, K., Loibner, E., Krammer, J.: Integrated 1-D Tools for Modeling Vehicle Thermal Management, SAE Technical Paper, 2004-01-3406 (2004)

- (5) Moffat, J.: Coupling of 1-D and 3-D CFD Models to Predict Transient Hydraulics in an Engine Cooling Circuit, SAE Technical Paper, 2002-01-1285 (2002)
- (6) Horikawa, H., Kido, H., Iijima, S., Murakami, Y.: Prediction Technology of Output Power and Intake-Exhaust Noise Using 1D-Simulation for Small-Displacement Motorcycles, SAE Int. J. Engines 3(2), p.428-437 (2010)
- (7) Onorati, A., Ferrari, G., Cerri, T., Cacciatore, D., Ceccarani, M.: 1D Thermo-Fluid Dynamic Simulation of a High Performance Lamborghini V12 S.I. Engine, SAE Technical Paper, 2005-01-0692 (2005)
- (8) Nomura, T., Matsushita, K., Fujii, Y., Fujiwara, H.: Development of Temperature Estimation Method of Whole Engine Considering Heat Balance under Vehicle Running Conditions, SAE Int. J. Engines 8(1), p.120-134 (2015)
- (9) Klingebiel, F., Kahlstorf, U.: Simulating Engine Lubrication Systems with 1-D Fluid Flow Models, SAE Technical Paper, 2000-01-0284 (2000)
- (10) Koshizuka, S., Oka, Y.: Moving-Particle Semi-Implicit Method for Fragmentation of Incompressible Fluid, Nuclear Science and Engineering, Vol. 123, p. 421-434 (1996)
- (11) 武藤一夫, 酒井勇, 尾崎直人: 粒子法を用いた流体攪拌における抵抗値の予測, 自動車技術会論文集, Vol. 41, No. 1, p.147-151 (2010)
- (12) Ishii, M.: Thermo-Fluid Dynamics Theory of Two-Phase Flow, Eyrolles, Paris (1975)
- (13) Basara, B., Alajbegovic, A., Beader, D.: Simulation of Single- and Two-Phase Flows on Sliding Unstructured Meshes Using Finite Volume Method, International Journal for Numerical Methods in Fluids, Volume 45, Issue 10, p.1137-1159 (2004)
- (14) Martin, H.: Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surface, Advances in Heat Transfer, Volume 13, p.1-60 (1977)
- (15) Tsubokura, M., Nakashima, T., Nouzawa, T., Nakamura, T., Kitoh, K., Zhang, H., Hori, K., Oshima, N., Kobayashi, T.: Numerical Prediction of Unsteady Aerodynamic Forces on Road Vehicles Using High Performance LES, FISITA World Automotive Congress (2008)

■ 著 者 ■



野村 友和



松下 耕一郎



藤井 快彦



藤原 宏文