

二輪車用空冷エンジンの冷却風流れのCFD解析

CFD Air Flow Analysis for Air-cooled of Motorcycle Engines

高橋 易 資*

Yasushi TAKAHASHI

後 閑 祥 次*

Yoshitsugu GOKAN

要 旨

空冷エンジンの開発のため、冷却風の CFD (Computational Fluid Dynamics) 解析をおこなった。エンジン各部の温度制御には、十分な冷却性能が必要である。しかし二輪車用空冷エンジンの場合、放熱を走行風に頼らざるを得ないことから、安定した冷却が得難い。空冷エンジンは冷却フィンなど形状が細く複雑なため、境界適合格子の作成には多大な工数を要す。また高レイノルズ(Re)数領域と低 Re 数領域が一つの計算領域に混在するため、壁法則の適用に限界がある。そこで、複雑形状の乱流場を直線直交格子で計算するパーシャルセル法を用いた。解析結果は風洞実験室の可視化結果と比較し、良好な一致を見た。さらにカルマンのアナロジーにより算出した局所熱伝達率の検討により、エンジン開発に有用な知見が得られた。

ABSTRACT

In order to develop an air-cooled engine, cooling air flow was analyzed by CFD (Computational Fluid Dynamics). Cooling performance of engine is necessary for precise temperature control. However, stable radiation is difficult for motorcycles because of the driving wind. Cooling fins are thin and complicated; therefore plenty of work time is necessary to create a boundary fitted mesh. In addition, since low Reynolds (Re) number area coexists with high Re number area in a calculation domain, applications of the wall function are limited. Therefore, we employed the Partial Cells in Cartesian coordinate method, which expresses complex shapes according to turbulence boundary conditions in the Cartesian coordinate. Analysis results showed good agreement with wind tunnel test results. Furthermore, useful knowledge in engine developments was obtained by examinations of local heat transfer coefficients calculated by Karman's analogy.

1. はじめに

近年、二輪車の顧客ニーズが多様化する中、シンプルな空冷エンジンを搭載した二輪車を望む声も依然として多い。

空冷エンジンは、走行風に頼らざるを得ないことが冷却上の最大の課題であり、エンジンにおける総放熱量の確保と共に多気筒エンジンにおける気筒間バランスの是正が冷却性能上重要である。この冷却性能を徹底的に追求することは、空冷エンジンの機能美を追及することでもある。従来、空冷エンジンの開発には、風洞実験室における流れの可視化や実走テストにおける温度測定結果が頼りであり、設計の初期段階で流れの挙動を定量的に解析することは困難であった。近年、二輪車においても排気エミッション対策や燃費の重要性が増し、その的確な制御にはエンジンの温度

コントロールが重要な課題となっている。またビジネス視点から、多品種少量生産にも対応可能な効率的かつ小回りの利く開発手段が求められている。

空冷エンジンは冷却フィンなどの形状が細く複雑なため、テトラメッシュなど通常の境界適合格子法ではメッシュ生成に多大な工数を要し、多くの場合、細部形状の簡略化が余儀なくされている。また走行風が直接あたるエンジン前面はレイノルズ(Re)数が高い一方、流れがほとんどないエンジン背面には低レイノルズ数域があるなど、一つの計算領域に大きな速度差があるため、層流域から高レイノルズ数域まで対処可能な乱流モデルが必要とされている。そこで CFD 計算手法として、パーシャルセル法^{(1), (2)}を用いた。パーシャルセル法とは、直線直交格子を用いて複雑形状の流れ場をメッシュ生成工数をほとんどかけずに計算可能と

*二輪開発センター

し、かつ広いレイノルズ数域に適合する乱流モデルを備えた流体計算手法である。

本研究では直列4気筒排気量 750 cm³ エンジンを搭載した二輪車を用いて、実走状況における冷却風挙動の解析を目的とし、計算は車体を風洞内に設置した条件でおこなった。冷却フィン間の流れの挙動解析のみならず、冷却性能の定量的検討のためにエンジン表面の熱伝達率分布算出をおこなった。そして解析の結果得られた知見をもとに最適化の検討をおこなった。

2. 空冷エンジン設計と CFD 解析項目

Fig. 1 に空冷エンジンの熱に関わる設計検討項目と CFD 解析項目の関係を示す。

走行風の有効活用を図るため、流れの可視化、冷却フィンおよび冷却風通路形状、オイルクーラ位置等が CFD 解析項目として挙げられる。風洞実験室では流れの可視化しかおこなえないことに対し、実走行条件下での検討、並びに冷却性能の定量的検討のためのエンジン各部の熱伝達率の算出、さらにエンジン本体の温度分布算出や熱ひずみ解析につなげることも、本 CFD 解析のねらいである。

また新エンジン設計に際しては、油冷ジャケット形状や冷却油の流し方、冷却油流量の適正化の検討、さらには熱源の最小化を目的とした排気ポート形状の検討も、CFD解析項目となり得る。

3. 計算手法

3.1. パーシャルセル法

設計工数的に見た場合、CFD解析の問題はメッシュ生成にある。特に二輪車一台を解析対象とする場合、メッシュ生成の問題は大きくなる。パーシャルセル法は、複雑形状の流れ場を解く際にメッシュ生成工数を大幅に低減することを目的に開発された直線直交格子法の一つである。Fig. 2 にパーシャルセル法と一般の境界適合格子法 (Boundary Fitted

Coordinate: BFC) の入力データの概念⁽¹⁾を示す。BFC では形状データに合わせて計算格子を必要とするため、形状が変わるたびにメッシュ作成が必要となる。一方、パーシャルセル法では形状データとメッシュデータを互いに独立させることにより、形状変更の際にメッシュの再作成を不要としている。

解析対象の形状表面がメッシュ線と一致しない場合、壁近傍では壁により六面体の一部が欠けた流体セルが生じる。これをパーシャルセルと呼ぶ。したがってパーシャルセルはその定義により、Fig. 3 (a) に示すような数多くの形状が存在し得る。いかなる形状のパーシャルセルにおいてもその形状に応じた計算をおこなうため、離散化方程式は有限体積法 (Finite Volume Method: FVM) をもとにして導いた。また境界に沿ったメッシュを持たないことから、乱流計算には、*k-ε*モデルと壁関数を基本としながら壁近傍の低レイノルズ数領域での乱流挙動を考慮した独自の壁近傍乱流モデル⁽²⁾を用いている。なお、Fig. 3 (b) のように分割されたセルは考慮していない。その理由は、「セル内の状態量は一つの値で表す」との定義にもとづくからである。このような場合が想定される際には、この近傍のメッシュをさらに細かくして対処するものとする。

3.2. 計算手順

Fig. 4 に計算手順を示す。形状データは数値風洞と共に、CATIA に代表される 3D-CAD で作成し、STL データ形式で

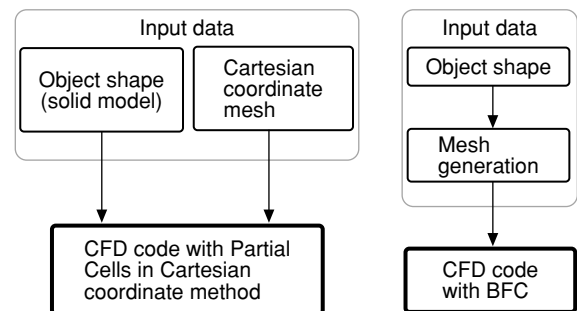


Fig. 2 Comparison of data flow between Partial Cells in Cartesian coordinate method with BFC

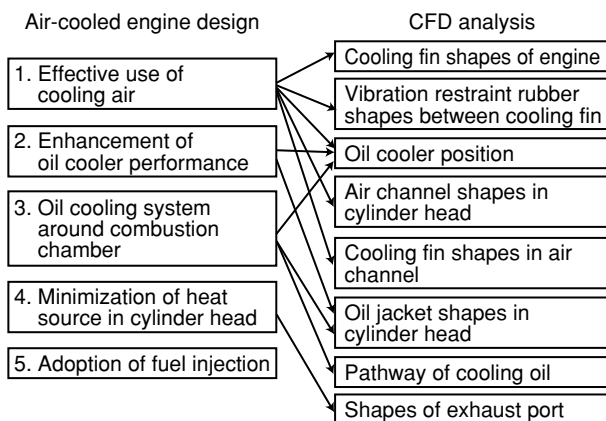


Fig. 1 Relation between air-cooled engine design and CFD analysis

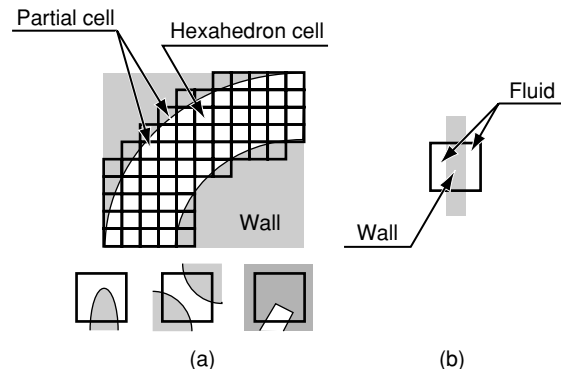


Fig. 3 Examples of partial cells (a), and partial cells divided by wall (b)

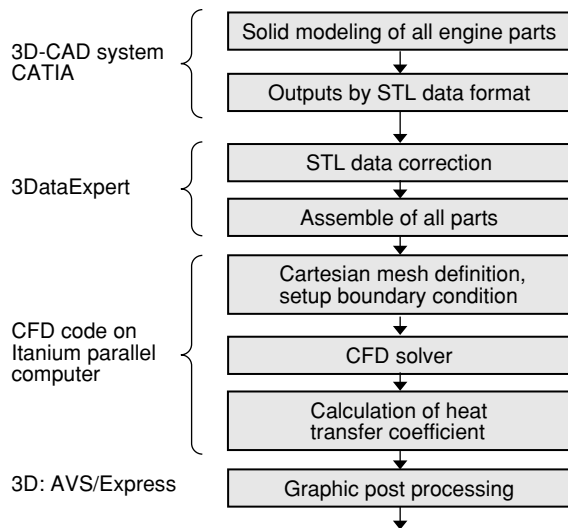


Fig. 4 Procedure of air cooling engine analysis by CFD code

ファイルに書き出す。STLデータ形式は、光造形装置等でよく用いられているもので、形状表面を三角形の集合体で近似したデータ形式であり、ほとんどすべてのCADシステムが標準でサポートしている。しかし元々CAM分野で用いられていたデータ形式のため、数値計算用途ではその仕様は厳密性に欠け、CADシステムごとにデータ内容が異なる。たとえば、ある三角形と隣接三角形の間にすきまが存在することがあり、データの修正を要する。ここでは市販ソフト⁽³⁾を用いて不具合修正をおこない、また部品の組立て作業をおこなった。そして直線直交格子を作成し、流入境界条件を与え、計算を開始する。CFD計算終了後、その結果を用いて熱伝達率を計算し、グラフィック表示をおこなう。

3.3. 形状データの作成

Fig. 5 (a)に本解析に使ったエンジンのソリッドモデルを示す。パーシャルセル法では、計算メッシュ作成のために形状簡略化作業が不要なので、冷却フィン周りにはフィレットなどもできるだけ忠実にモデリングした。また実走行条件下での解析を目的としたため、エンジンのみならずフレームも必要に応じて形状データを作成した。特にフロントタイヤ、フロントフォーク、ヘッドライト、燃料タンク、オイルクーラ等エンジンの上流部に位置する部品はエンジン周りへの流れに与える影響も大きい。タンク底はヘッドカバーとのすきまに流れる風に大きな影響を与えるため、小物部品やワイヤハーネスもできるだけ付加した。なおオイルクーラのコア部の細かいフィンは、データ量の観点から簡略化を図り、フィン間隔1.5 mm、フィン厚さ0.25 mmとしてモデリングした。その他リヤタイヤ、シートなど下流部の部品は本目的には必ずしも必要ではないが、空力性能を評価することも考慮し付加してある。パーシャルセル法ではメッシュ生成工数をほとんどゼロにしたことから、この形状データの作成が解析工数全体の大部分を占めた。

Fig. 5 (b)に、組立て完了後の STL データを示す。冷却フィン周りなど形状変化が細かい部分には細かいファセットを用いる一方、フレームパイプなどには細長く大きなファセットを用いた。これにより、全ファセット数は約180万に抑えられ、2 GBメモリ搭載の計算機でデータ処理を可能としている。

3.4. 計算領域と境界条件

Fig. 5 (c)に計算領域としての風洞と、境界条件を示す。空力性能の解析の際には側壁の影響を取り除くため、大きな風洞を要する。しかしここではエンジン周りの流れに目的を絞り、計算時間節約のため小型(5.0 m × 2.0 m × 2.0 m)の計算風洞を用いた。

境界条件には車速相当の流速を与え、風洞入口の乱れ強さは5 %、長さスケールは0.05 mとし、床および側壁は固定壁とした。車速は最高速度相当の210 km/hと、風洞テスト条件に合わせた60 km/hの二通りの計算をおこなった。

3.5. 計算格子

計算格子は、搭載メモリや計算時間を考慮し、計算領域全体の格子数を133 × 128 × 139、合計約237万とした。エンジンの冷却フィンのピッチは約10 mm、フィン厚さ1-4 mmに対し、フィン近傍の計算格子サイズは約2.3 mmとしたので、フィンとフィンの間の格子数は2-3となった。オイルクーラはチューブ厚さ約2 mm、チューブ間距離約10 mmでありその間の格子数は冷却フィンと同様に2-3である。コア部にはFig. 3 (b)のような分割セルが生じるが、一つのパーシャルセル内の複数の流体域の状態量はすべて等しいとみなし許容する。Fig. 5 (d)にオイルクーラやエンジン本体の冷却フィン周りの格子を示す。なお前輪付近の格子間隔は最大40 mm、後輪付近では最大85 mm、風洞の出入り口付近では最大250 mmとした。

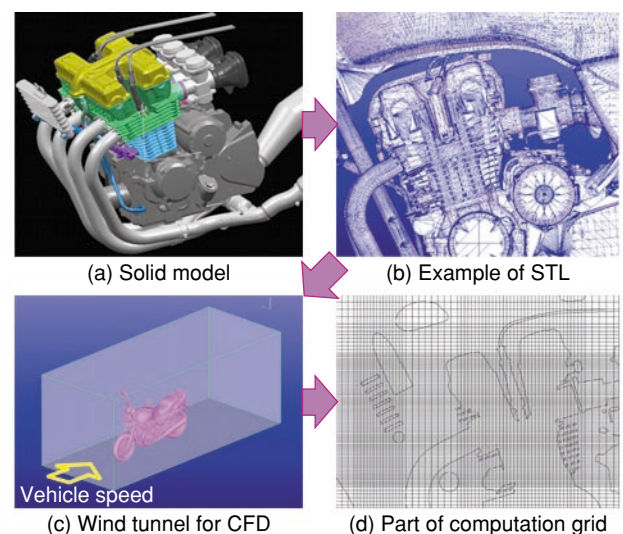


Fig. 5 Calculation flow chart

計算時間は、16 cpuの並列計算機にて約7時間である。テトラメッシュのCFDソフトと比較して、メッシュ数が同じならば計算時間はほぼ同じであるが、比較的少ないメッシュ数で細部形状を考慮した計算ができることから、実質的な計算速度は数倍となる。一晩で計算が可能になったことから、設計支援ツールとして有効に用いられるようになった。

3.6. カルマンのアナロジーによる熱伝達率の算出

熱伝達率 α は、式(1)のニュートンの式で定義される。

$$q = \alpha (T_w - T_f) \quad (1)$$

ここで、 q は単位面積あたりの伝熱量、 T_w は壁面上の温度、 T_f は流体の温度で、その定義点は通常壁から充分離れたところに設定される。

熱伝達率は、熱伝達に及ぼす固体壁の形状、流体の種類、流れの状態や速度等の影響すべてを含み、非常に多くの変数の関数となる。そのため複雑な形状では実験による解明は困難であり、CFDの利用価値の高い課題の一つと考えられる。なお流れの状態においては乱流の影響が大きい。

一般に、熱伝達率は流れ場のエネルギー方程式を解くことにより求められる。その際、壁には熱の境界条件が必要であり、壁面の温度変化も考慮すると固体内の熱伝導計算も必要になる。熱伝達率は、流体の物性値と共に流れ場の状態によって定まるため、流体の温度変化による物性値や流れの変化が無視できない場合には、流れと温度の相互依存を解くため流体と固体間の連成計算が必要となり、多大な計算機資源を要す。しかし空冷エンジンの冷却風のように、流体の温度変化を無視できる場合も多くある。このような用途において計算効率を高めるため、流体摩擦と熱輸送の関係から導き出されたカルマンのアナロジー⁽⁴⁾を用い、熱伝達率は式(2)にて求めた。

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\rho C_p} \sqrt{\frac{\rho}{\tau_w}} \left[\frac{U_s - U_2}{\sqrt{\tau_w / \rho}} + 5P_r + 5 \ln(5P_r + 1) \right] \quad (2)$$

ここで、 α は熱伝達率、 ρ は密度、 C_p は定圧比熱、 τ_w は壁面せん断応力、 P_r はプラントル数、 U_s は境界層外縁の平均流速、 U_2 は対数領域と遷移領域の境界部分の平均流速である。

4. 計算結果と考察

4.1. 流れの可視化

計算結果の全体像を把握するために、車体表面の圧力分布と車体周りの流れを Fig. 6 に示す。流れ表示は市販ソフトを用いているためパーシャルセルの扱いはなく、単に直交格子の流れ場としてポスト処理をおこなっている。なおオイルクーラとエンジン周り以外のメッシュは非常に粗い

ため、タイヤへの流れの巻き込みや後流などの精度は考察外とする。またフロントフェンダとタイヤの間は、粗いメッシュで計算する際に Fig. 3 (b) のような分割セルが現れるのを回避するため、埋めている。

Fig. 7 (a) に車体中心断面における流速強度を示す。フロントフェンダの上を通った流れの大半はエンジンブロックにあたりオイルパンの下を通って後方に抜けている。Fig. 7 (b) は車体中心から左側に 57 mm オフセットした断面の流速ベクトル図である。オイルクーラに向かう流れが見られるが、オイルクーラはフレームに合わせて取り付けられている都合上、流れに対し斜めに位置し、冷却性能の観点では改善の余地があることがわかる。オイルクーラを通った流れは三次元的な広がりを見せるが、一部はハンドルとタンク間を通して上方向に向かう。ヘッドカバー上の流れは少なく、エンジン背面には予想どおり強い流れは見られない。Fig. 7 (c) に車体中心から左側に 57 mm オフセットした断面の乱れ強さを

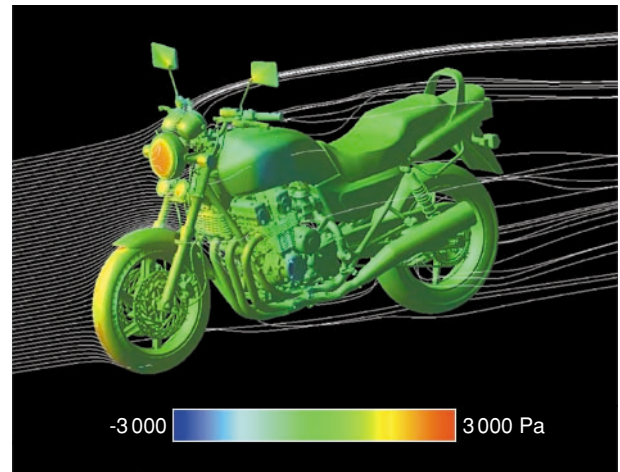


Fig. 6 Stream line around motorcycle

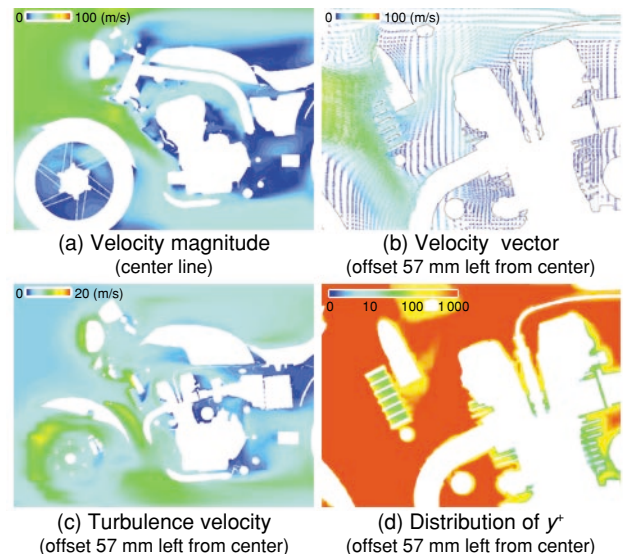


Fig. 7 Section-cut post processing

示す。図より、フロントタイヤの後ろで乱れが強いことがわかる。本計算ではタイヤも地面も固定であるので、実走条件ではさらに乱れが強いものと推測される。

壁近傍乱流計算の妥当性確認のため、Fig. 7 (d)に、式(3)により求めた壁座標 y^+ の分布を示す。

$$y^+ = \frac{\rho l C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{\mu} \quad (3)$$

ここで、 ρ は密度、 l は壁からの距離、 C_μ は乱流モデル定数(0.09)、 k は乱流エネルギー、 μ は粘性係数である。

Fig. 8は前図と同一の結果を三次元表示したものである。Fig. 7の二次元表示では主に空間部分の計算結果を示しているが、Fig. 8の三次元表示からは壁近傍の計算結果が読み取れる。Fig. 8 (a)は車体表面の圧力分布である。空力性能を評価するにはこの圧力から六分力を求める。Fig. 8 (b)は車体周りの流速、Fig. 8 (c)は車体周りの乱れ強さである。厳密に言えば物体壁面上の流速はゼロであるので、壁に隣接するパーシャルセル内の流速と乱れ強さである。なおパーシャルセルのサイズは個々に異なるため、表示された値が壁から何 mm 離れたものかは場所によって異なっている。そのため、流れの解析結果としてみるには注意が必要で

ある。また冷却風解析では、最終的にどの位の放熱量となり、エンジン各部の温度が何度になるかなどの定量的見積りが必要である。そこで流速と乱流エネルギーから、式(2)によりエンジン表面の熱伝達率を算出した。その結果をFig. 8 (d)に示す。図中、シリンダヘッドおよびヘッドカバーの排気側側面部やクランクケースカバー前方部など赤色のところは $360 \text{ W/m}^2\text{K}$ に近く、熱伝達率が高いこと、つまり放熱が良いことを示す。

4.2. シリンダフィン周りの流れ

シリンダフィン周りの可視化のために、フィン周りのパーティクルトレース法によるポスト処理結果をFig. 9に示す。パーティクルトレース法とは、流れの上に粒子を飛ばしその粒子の軌跡を表示する手法で、風洞にて煙を用いた流脈の可視化に相当し、定常流では両者は一致する。流速流入は風洞テストに合わせて 60 km/h とした。このエンジンの冷却フィン形状の特徴はデザイン的に角張っていることであるが、シリンダブロックのフィン角に当たった流れはフィンに沿って流れたりエンジン後方への回り込みはせず、角からはく離していく状況が観察される。シリンダの前後中間部、ちょうど点火プラグ下あたりのシリンダフィン間

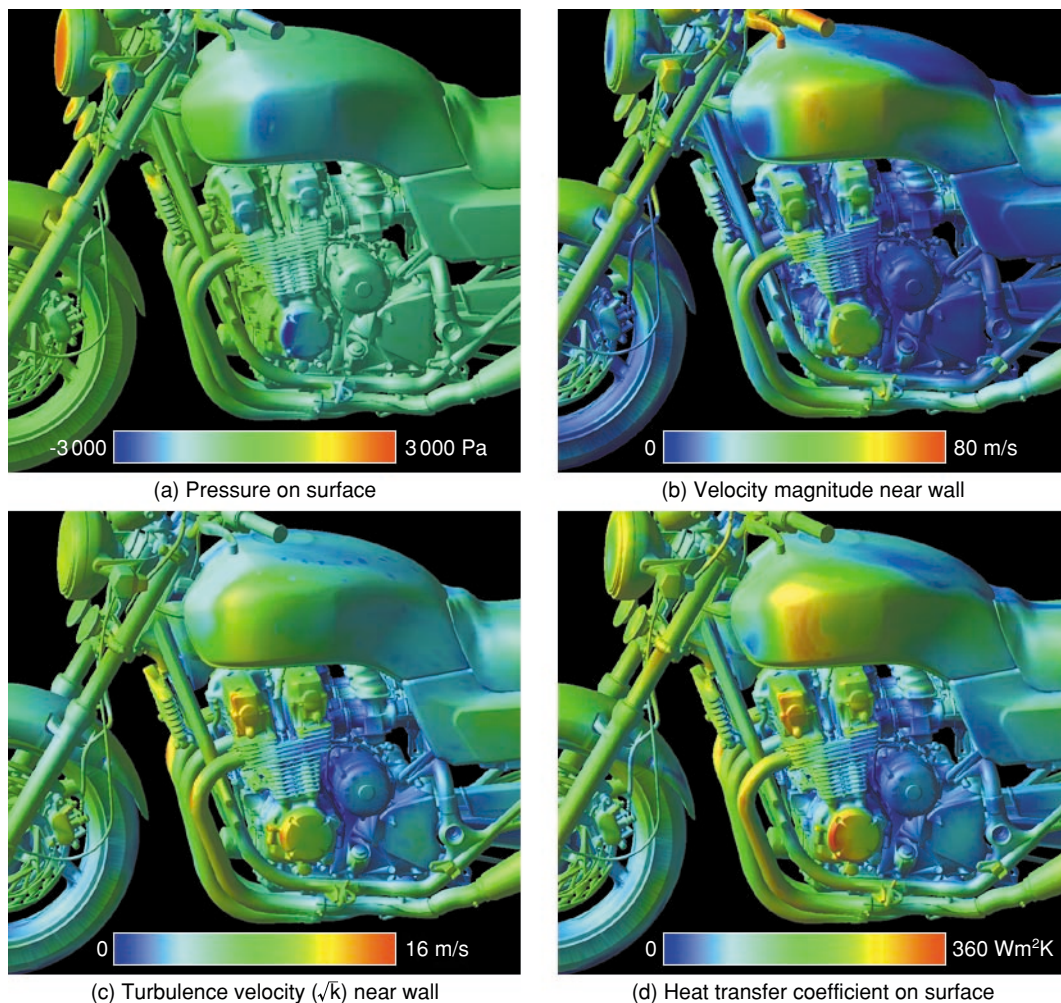


Fig. 8 Post treatment derived from CFD results

の流れを拡大しベクトルで表示(Fig. 10)すると、中央から後方にかけて逆向きの流れが見られる。さらにFig. 8 (d)の熱伝達率から見ても、フィン後半は放熱効率が低い。したがって冷却面で、さらに改良の余地があることがわかる。

4.3. 風洞テストとの比較

CFD結果の検証のため風洞テストをおこない、その結果をFig. 11に示す。風洞では装置上の理由から、流速は60 km/hに設定した。図より煙はシリンダブロックのフィン角から外に離れるように流れており、フィン間に流れ込むような状況は見られない。この結果はCFDによる可視化結果と一致しており、CFD結果の妥当性を実機でも確認することができた。

4.4. 最適フィン形状の検討

フィン形状に関し、いくつかの検討をおこなった。その結果、角張った形状からFig. 12に示すような丸みを帯びた形状に変更することにより、Fig. 13のように冷却フィン間に沿ってまとわりつくような流れが得られた。これにより冷却効率のより良いフィン形状が得られた。

4.5. 点火プラグ上部の流れ

直列4気筒エンジンでは、中間気筒の熱対策も課題である。特に中間気筒の燃焼室上部のプラグ締付部の温度は、両端気筒のそれより数十度も高くなる。そこで点火プラグ周りの流れの解析をおこなった。Fig. 14は、パーティクルト

レース法の粒子により点火プラグ周りへの流れを可視化したものである。ヘッドカバー上の流れは、走行風により点火プラグ位置から横方向に吸い出されるが、ヘッドカバー上から点火プラグ周りへの流れ込みは少なく、特に中間気筒のプラグ周りへの流れ込みはほとんど見られない。その結果、Fig. 8 (d)に示した熱伝達率を見ても、中間気筒点火プラグ周りのヘッド壁面の熱伝達率は低い。中間気筒点火プラグ周りの冷却を改善するには、空気の流入口が必要であり、エンジン内部構造と共に設計検討が必要である。



Fig. 11 Flow visualization by wind tunnel with smoke

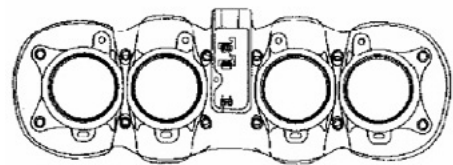


Fig. 12 Overhead view of cylinder block of prototype engine

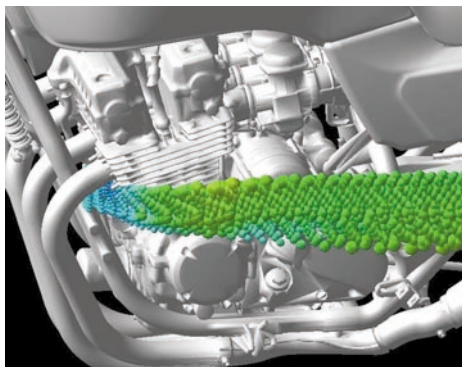


Fig. 9 CFD results by particle trace method

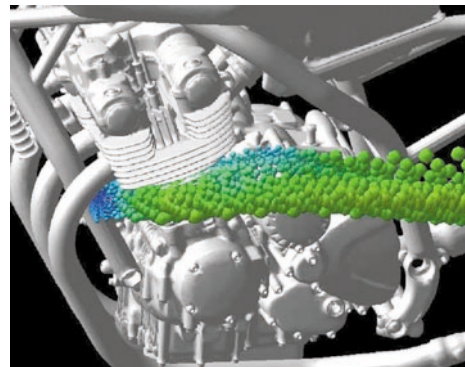


Fig. 13 Flow in vicinity of rounded-fins cylinder block

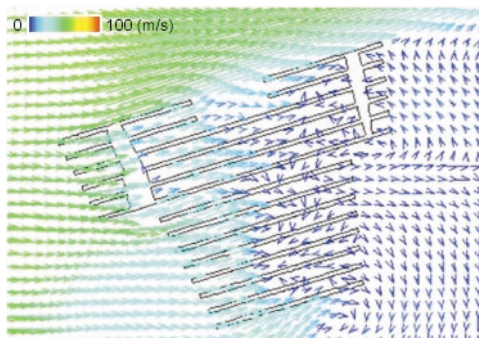


Fig. 10 Velocity vector around fins

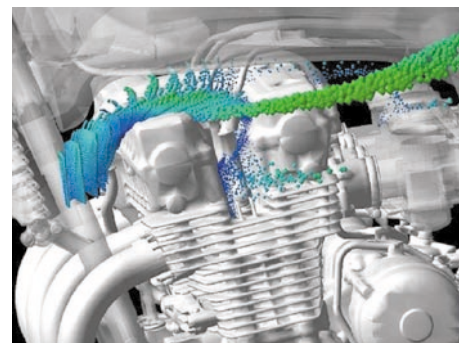


Fig. 14 Flow analysis around ignition plug

4.6. 各部の熱伝達率および今後の展開

Fig. 15 (a) に二輪車全体の熱伝達率を示す。Fig. 15 (b) はエンジン前面から、Fig. 15 (c)はエンジン前方斜め下から見たものである。Fig. 15 (b)(c)は見やすくするため、タイヤやエキゾーストパイプなどのフレーム部品の表示を消し、エンジン本体のみを表示している。図から、エンジン側面の放熱は良いものの、中間部、特にシリンダ部分の熱伝達率が意外と低い。一方オイルパンなどエンジン下部に熱伝達率の高いところが数多く見られ、エンジン冷却におけるオイルパンの効果が大きいことを示している。またエンジン前下に取り付けられたオイルフィルタ周りの熱伝達率はかなり高く、フィルタが冷却にも寄与していることがわかる。

Fig. 15 (d) は、フレーム部品と共に下部から見たものであるが、エンジンの他の部品の状況も良くわかる。たとえばオイルクーラでは、必ずしもコア全体に均一に冷却風が流れ込んではいない。エキゾーストパイプでの放熱は、今後実走時の排気管内のガス温度を予測する際に有用となる。ブレーキディスクの冷却も CFD をもとにした検討が可能であることがわかる。

これら熱伝達率解析は次にエンジン本体の熱解析に結び

つく。本来、熱解析は流体と固体を連成し、エネルギー式を解いて求められるものである。しかし油冷を併用した空冷エンジンの場合など、冷媒の種類が複数になる場合にはすべての要素を連成して解くことは、計算量の観点から困難である。一方、アナロジーを用いた手法は簡便な故にエンジン設計に同期した解析が可能であり、有効な設計検討手段となり得る。また吸排気ポート内壁での熱の授受の考慮も可能なため、実際のエンジンに近い条件での解析が見込める。さらに燃焼シミュレーションにおいて、燃焼ガスとシリンダヘッドとの間の熱伝達を連成して解くとなると、現在のコンピュータ性能では、さらに冷却風も連成して解くのは困難である。そこで燃焼解析の際にシリンダヘッドと冷却媒体との間の熱伝達にアナロジーを用いることは、燃焼と冷却の関係を計算検討する上で有効と考えられる。

4.7. 補機類の冷却性能に関する検討

オイルフィルタ位置の熱伝達率が高いのは、Fig. 7 (a)の流速分布からわかるように、フロントフォークの間を通る流れがフロントフェンダ上面に沿い途中から下方に曲げられ、はく離後エンジンにあたる比較的強い流れがあること

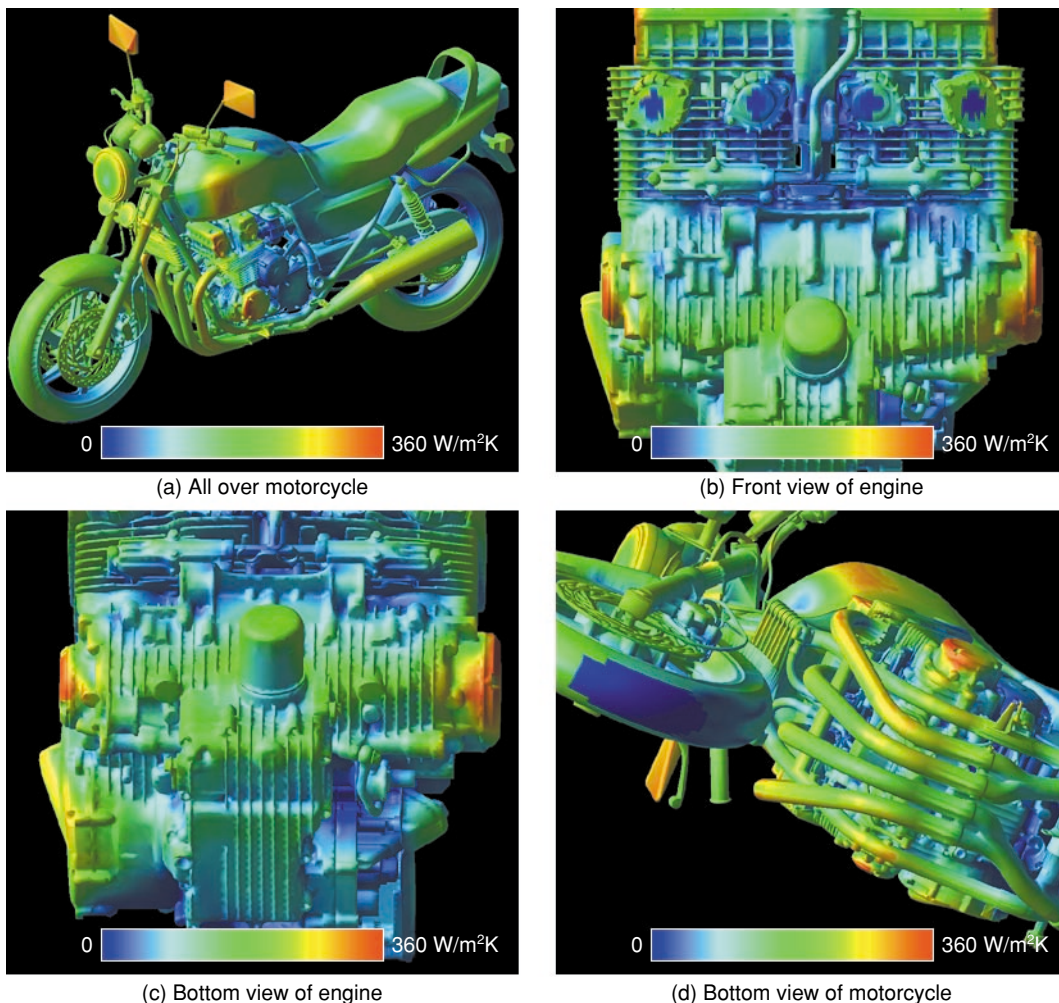


Fig. 15 Heat transfer coefficient at 210 km/h

5. 結言

パーシャルセル法により、空冷エンジンの冷却性能解析をおこない、以下の知見を得た。

- (1) 空冷エンジンの冷却フィン形状など細かい形状を含む冷却風解析が、パーシャルセル法により短時間で可能となり、設計支援ツールとして CFD の活用が可能となった。
- (2) パーシャルセル法による可視化結果は、風洞テストの可視化結果と比較し、良好な一致を見た。
- (3) アナロジーを用いた熱伝達率分布の算出により、放熱特性の局部的検討が可能となり、設計仕様の定量的検討が可能となった。またエンジン温度分布算出、さらには熱ひずみ解析への展開見通しが得られた。
- (4) 空冷エンジンの冷却フィン形状や各部の熱伝達率など、エンジン開発に有用な多くの知見が得られた。

謝 辞

本研究にあたり、3次元ソリッドモデル作成に関し、ご協力を頂いたホンダR&D太陽株式会社の関係者の方々に深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) Takahashi, Y., Fukuzawa, K., Fujii, I.: Numerical simulation of flow in intake ports and cylinder of multi-valve S.I. engine using PCC method, *Proceedings of International Symposium on COMODIA 94*, p.529-534 (1994)
- (2) 高橋易資, 野村友和, 石間経章, 小保方富夫: 直線直交格子を用いたパーシャルセル法による筒内定常流の計算とPIV計測による検証, 日本機械学会論文集, 71-706, B(2005-6), p.1694-1701(2005)
- (3) 3DataExpert, <http://www.deskartes.com>, 2006/1/16
- (4) 橘藤雄, 秋山守, 岡本芳三, 森下輝夫: 伝熱論, コロナ社, p.44(1965)

■ 著 者 ■



高橋 易資



後 閑 祥 次

による。この位置にオイルフィルタではなく、熱交換器を設置することは、走行風の有効活用の一つと考えられる。Fig. 16 にその設計案を、そして Fig. 17 に検討に用いた計算事例を示す。熱交換器の取付角度によってそのコア間の通過風量が変わるが、その影響も CFD で机上検討が可能である。限られたスペースのため大容量の放熱器の設置とはならないが、点火プラグ周りへの導風口をオイルクーラがふさぐことを避けるためにも有効な一案である。なお、ここでは定常流条件の計算のため平均流で検討をおこなったが、Fig. 7 (c) においてはフロントフェンダ後部には強い乱れが見られ、また流れの非定常性が生じている可能性も考えられる。

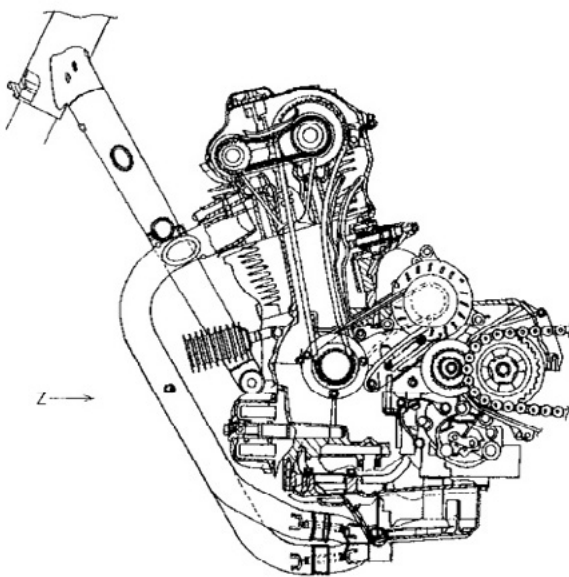


Fig. 16 Cross section of prototype engine

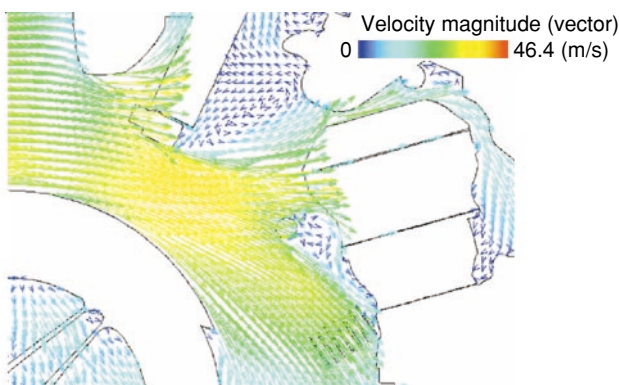


Fig. 17 Velocity vector investigation at oil cooler location