

CFD を用いた吸気ポート設計支援ツールの構築

Establishment of an Intake Port Design Support Tool Using CFD

高橋 易 資*

Yasushi TAKAHASHI

村 上 泰 男*

Yasuo MURAKAMI

要 旨

パーシャルセル法 CFD(Computational Fluid Dynamics)コードを用いた吸気ポート設計支援ツールを構築し、二輪車エンジン開発に適用した。メッシュ作成工数の削減により短時間での CFD 解析が可能となった。ツールの実用化に向け、計算精度の確認、推奨格子データの設定、後処理機能の強化を行った。そして設計支援ツールとしての有用性を確認した。

ABSTRACT

An intake port design support tool using a CFD (Computational Fluid Dynamics) software based around the PCC (Partial Cells in Cartesian coordinate) computational mesh method was applied during the development of a motorcycle engine. The CFD analyses were performed with a relatively quick turn around time due to the reduced mesh generation time. To ensure the practical use of the tool, the CFD results have been validated using measurement data. Also recommendations for the mesh setup are described as well as details of the post processing improvements which have been implemented. This has confirmed the CFD software as a suitable design support tool.

1. はじめに

エンジン吸気ポート形状は出力特性を大きく左右し、また、周辺箇所への影響も大きい。ため早期に形状決定が望まれる。そこで、定常流試験装置を用いた従来手法に代り、エンジン試作前に机上検討可能な設計支援ツールの開発が望まれていた。近年のコンピュータ性能の飛躍的向上により、CFD(Computational Fluid Dynamics)を用いた机上検討が可能となっている。しかし、一般的な市販 CFD コードはメッシュ作成に多くの時間を要することから、極めて短期に開発される二輪車用エンジンの設計支援ツールとしては要件を満足していなかった。一方、筆者らは過去に直線直交格子を用いたパーシャルセル法⁽¹⁾を開発し、メッシュ作成時間の短縮を可能としている。そこで、このパーシャルセル法を適用したポート設計支援ツール構築の検討を行った。

2. ツールの概要

吸気ポートはシリンダ内に混合気を導く部位であること

から、ポートの通気抵抗が出力特性の指標の一つとして用いられる。一般的な CFD コードを用いてポートの通気抵抗を机上予測するには、Fig. 1(a) に示す一連の作業が必要であり、解析形状ごとにメッシュ作業を必要とする。メッシュ作成プロセスは大きく分けて、初期メッシュ作成→メッシュ品質チェック→修正の各作業で構成される。近年、初期メッシュは自動生成が主流となり、人間が作業する時間をさほど要しなくなりつつある。しかし、メッシュ品質チェックと修正作業に関しては、計算安定性や精度への影響が大きく、作業者のノウハウに依存するため、完全自動化への障害となっていた。そこで、Fig. 1(b)に示すようなパーシャルセル法を用いることでメッシュ作成時間の大幅短縮を可能にした。

パーシャルセル法は Fig. 2 に示すように、解析形状に対して直線直交格子を用いて CFD 計算を行う。壁面近傍に六面体セルとは異なる数々のセル形状が現れるが、これらのセル形状でも CFD 計算を可能とすることにより、メッシュ修正等を不要としている。したがって、格子データは類似ポート形状や各バルブリフトの計算にもそのまま使用できる。

*朝霞研究所

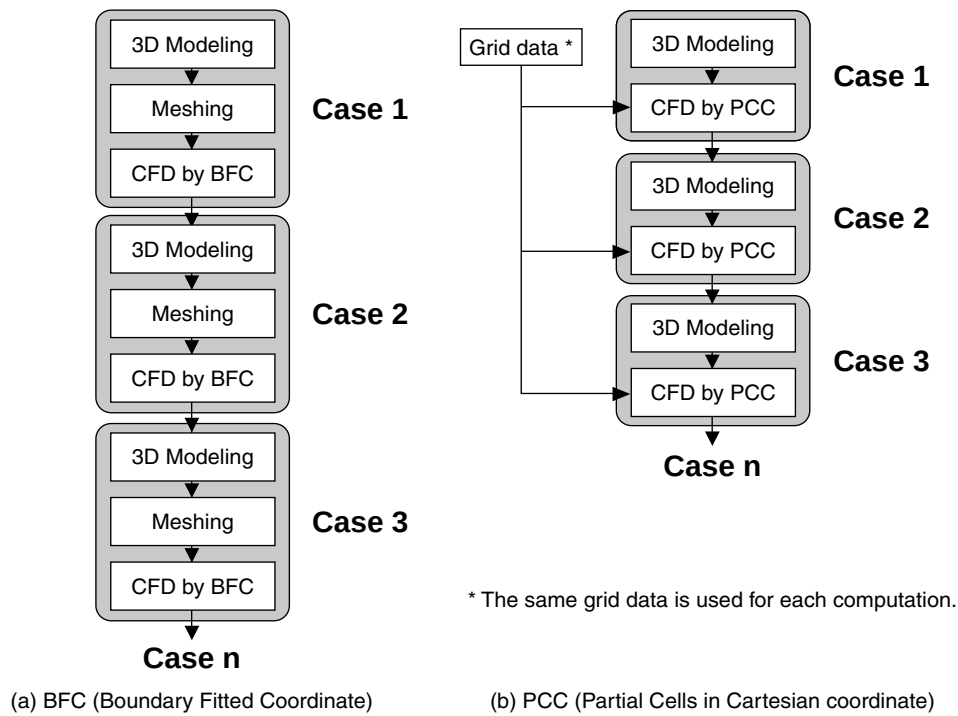


Fig. 1 Comparison of work flow between BFC and PCC

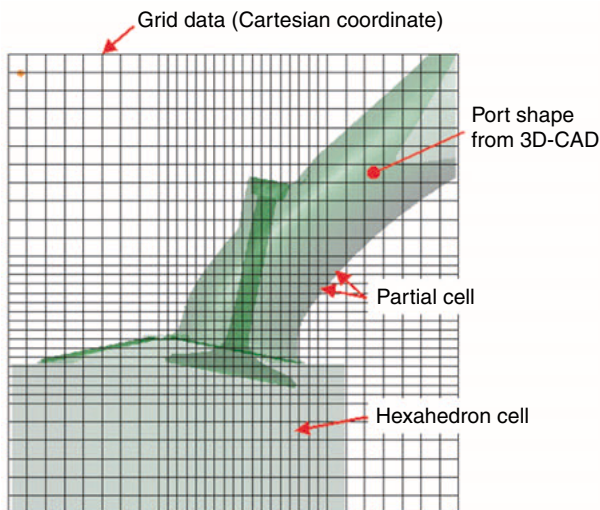


Fig. 2 Example of port shape and cartesian coordinate

3. 吸気ポート特性評価パラメータ

ポート内の空気の流れやすさを表すパラメータとしてはバルブ有効開口面積(Z)が用いられ、式(1)で定義される。

$$Z = \frac{\dot{m}}{\sqrt{2\rho\Delta p}} \quad (1)$$

ここで、 $\dot{m}$ は質量流量、 ρ は空気密度、 Δp はポートの入口とシリンダ出口間の差圧である。

また、シリンダ充てん効率を支配するパラメータとしてバルブリフトを考慮した角度面積和 $SUM(Z)$ が用いられ、式(2)で定義される。

$$SUM(Z) = \int_{\theta_1}^{\theta_2} Z d\theta \quad (2)$$

ここで、 θ_1 、 θ_2 は、それぞれバルブの開弁時、閉弁時のクランク角度である。

エンジン開発時にはこれらパラメータを参考にして出力特性を予測するため、本稿ではバルブ有効開口面積(Z)を吸気ポートの特性評価指標と定めた。

4. ツールの実用化に向けた取り組み

設計支援ツールとしての実用化には、時間と精度の両立が課題である。パーシャルセル法を用いることにより、解析時間短縮は実現した。しかし、一般的には直線直交格子は計算精度に課題^{(2), (3), (4)}があるとされており、設計支援ツールとしての精度保証が求められていた。そこで、数種類の供試ポートを用いてバルブ有効開口面積(Z)の計算精度検証を行った。また、設計支援ツールとしての有用性を高めるため、計算後処理機能の強化も実施した。なお、本稿で用いたコードは、壁関数と低レイノルズ数型 $k-\varepsilon$ 乱流モデルを組合わせた改良版⁽⁵⁾である。

4.1. 実測値との比較

まず最初に、ポートの細部形状差に対する計算精度の検証を行った。Fig. 3 に検証に用いたベースポート形状を、Fig. 4(a), (b) にベースポートの内径を+2 mm、+3 mmと拡張した際のバルブ有効開口面積(Z)の向上率について、実測値と計算値双方を比較した結果で示す。ポート内径を

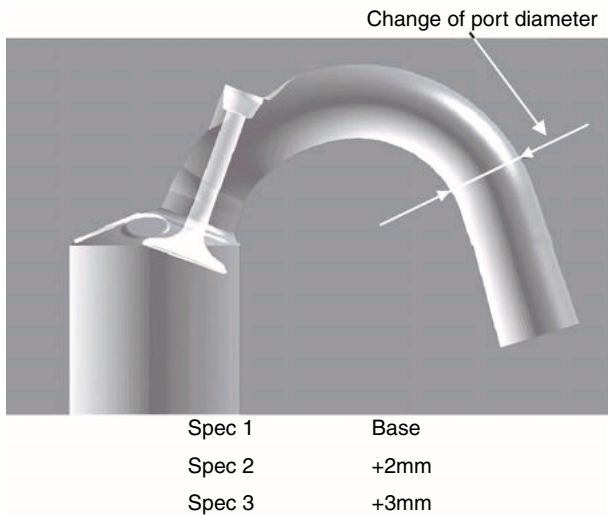


Fig. 3 Port shape for verification by changing port diameter

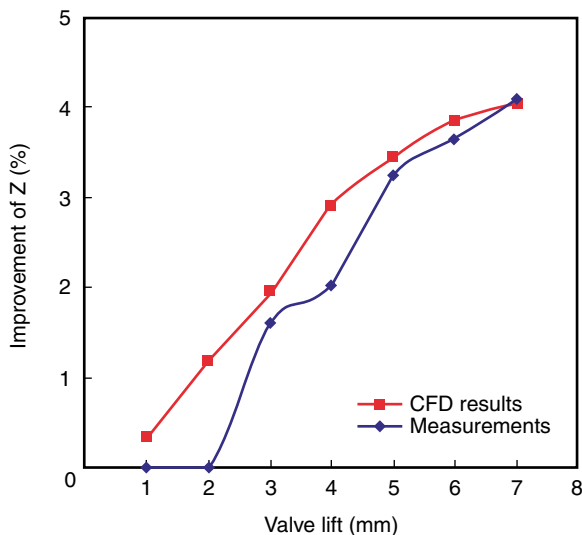


Fig. 4(a) Improvement of Z for Spec 2 port (diameter +2mm) compared to Spec 1 port

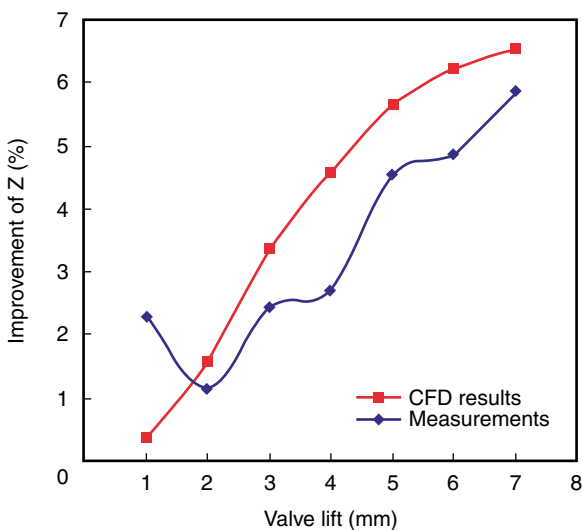


Fig. 4(b) Improvement of Z for Spec 3 port (diameter +3mm) compared to Spec 1 port

広げることによりバルブ有効開口面積(Z)はバルブリフト全域で向上する。その向上率は計算値と実測値で良く一致しており、細部形状変化の評価が十分に可能であることが確認できた。

次に、ポート形状が大きく異なる場合の計算精度検証を行った。Fig. 5 に計算精度検証に用いた二つのポート形状を、Fig. 6 に各バルブリフトにおけるバルブ有効開口面積(Z)の計算値と実測値の結果を比較して示す。二つのポートは、ポート長さや曲がり角、インジェクタ先端部の窪みの有無など形状が大きく異なるものの、実測値と計算値の相関は各バルブリフトでおおむね良好である。バルブリフトが5 mm 付近で両者の差は最も大きくなるが、これは計算と実測⁽⁵⁾のはく離渦の大きさの差によるものと考えられる。

このように、直線直交格子の課題とされていた計算精度について、パーシャルセル法を用いることで解決されていることを確認した。

4.2. 推奨格子データの設定

設計支援ツールとして必要な計算精度を保証する上で、流れの変化が急激な箇所には細かな格子間隔を設けるなど、最低限の標準化が必要であった。また、微小なポート形状差の比較を行う際、異なる格子間隔で計算すると良好な相関を得られない⁽⁶⁾という問題を回避するためにも、同一の格子データを用いる必要があり、主にバルブ周りを中心に推奨格子データを定めた。

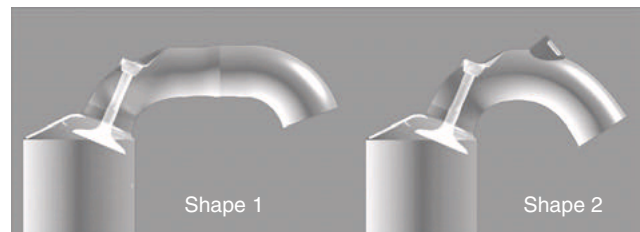


Fig. 5 Port shapes for the following comparisons

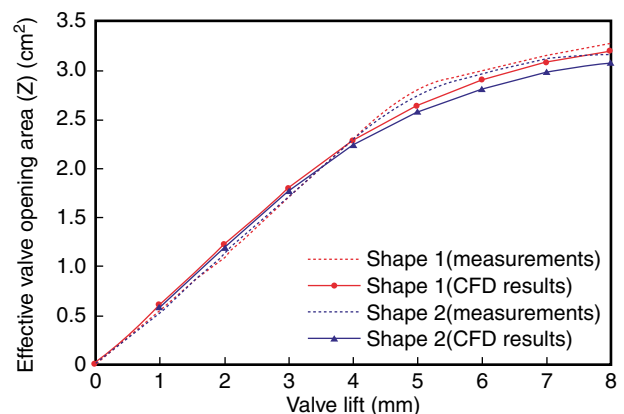


Fig. 6 Comparison between measurement results and CFD results for Shape 1 port and Shape 2 port

Fig. 7 に、シリンダ当りの排気量 $50\text{cm}^3 \sim 500\text{cm}^3$ の計 16 機種種の角度面積和 $\text{SUM}(Z)$ の計算値と実測値の比較結果を示す。推奨格子データを定めたことにより、計算値と実測値の差は概ね $\pm 4\%$ となり、設計支援ツールとして十分な精度を保証することが可能となった。

なお、中にはこの相関線から外れ、高めに見積もられるものもある。これらは、ポート内部やバルブ直下で大きな離渦を伴うものに限られていることから、現状用いている乱流モデルに課題が残されていると考えられる。また、ここで定めた推奨格子データは低排気量用と高排気量用の 2 種類であり、バルブ周りの格子間隔は $0.8 \sim 1.2\text{mm}$ に設定している。

4.3. バルブ有効開口面積計算の自動化

バルブ有効開口面積 (Z) 定常流試験装置の圧力測定点は、十分な容積をもつチャンバ内と大気開放点であり、測定点の静圧は総圧に等しい。計算条件を実測条件と合わせるために、CFD 解析モデルにはポート入口に大気開放を模したチャンバを付加する。大きなチャンバを付加すれば内部の流速が無視できるため、実測と条件は一致する。しかし、総メッシュ数が増加するため計算時間が長くなる弊害があり、逆に小さい場合には静圧と流速から総圧を計算する必要がある。そこで、チャンバの大きさに関わらずバルブ有効開口面積 (Z) の値を正しく、かつ容易に得られるよう、総圧を求める計算式とともに式 (1) を CFD コードの中に組込んだ。

4.4. 渦強度表示機能の装備

従来手法である定常流試験の結果からはバルブ有効開口面積 (Z) の値しか得られないため、ポート形状の改修を行う際に、どこをどのように修正すれば良いかは担当者の経験や勘に頼るしかなかった。バルブ有効開口面積 (Z) の向

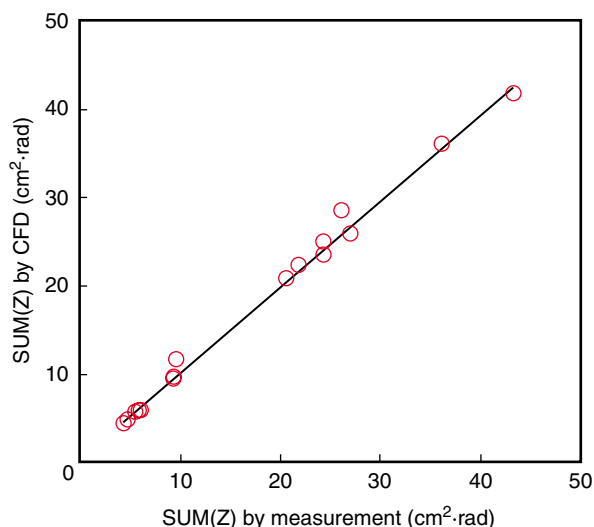


Fig. 7 Comparisons of $\text{SUM}(Z)$ between CFD results and measurement results

上とは圧力損失を低減することである。しかし、圧力分布から損失箇所を見出すことは難しい作業である。そこで圧力損失の発生箇所を容易に見出すため、式 (3) で求められる渦強度 (ω) に着目し、ポスト処理プログラムに図示機能を装備した。厳密には渦強度表示は圧力損失を定量的に表すものではないものの、これを参考とすることで修正が必要な箇所を絞り込むことができ、後の作業を円滑に行える利便性がある。

$$|\omega| = \left[\left(\frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

なお、 x, y, z は座標軸、 u, v, w は x, y, z 軸方向の流速である。

ここで渦強度表示の有用性を検証する。Fig. 8(a) はベース形状の渦強度分布である。ポート下面曲部の赤色部では離れにより渦が生じていることが分かる。ここでの圧力損失の低減のためには、ポート曲がり角の変更が望ましいが、エンジン本体レイアウトの都合により、ポート内径を広げることによりポート下面の曲がりの離れの抑制を図った。Fig. 8(b), (c) に示すようにポート内径を $+2\text{mm}$, $+3\text{mm}$ と拡幅するに従い渦強度は低下し、Fig. 4(a), (b) に示したようにバルブ有効開口面積 (Z) は向上した。

5. 二輪車用エンジン開発における適用事例

4バルブエンジンの吸気ポートにおいて、出力向上とスロットル応答性向上の両立を図った事例を示す。スロットル開操作時のエンジン回転上昇速度は、スロットルバルブから吸気バルブまでの容積が少ないほど速いことから、検討前ポートに対してバルブ有効開口面積 (Z) を維持しつつポート容積を 5% 削減することを目指した。

Fig. 9 にポート断面形状、Fig. 10(a) に検討前ポートの渦強度を示す。この段階で A~C の 3 箇所は渦強度が高く、改善の必要性があることが分かった。

A 部の場合、バルブシステムの細径化による損失低減がよく知られているが、本事例ではポート形状のみによる改善を目指した。Fig. 10(b), (c) に Fig. 9 のポート断面 D-D と E-E における流速強度分布を示す。ポート分岐部の下流側では、ポート中央寄りの流速が高くなっていることが分かる。一般にポート内の流速分布は均一化するのが望ましいが、燃焼室形状やキャブレタとの結合に用いられるインシュレータ形状によってもポート内流れは支配される。そのためポート形状のみで流れの均一化を図ると、結果的には圧力損失の増加につながる可能性がある。そこで、Fig. 11 に示すように、ポート分岐位置の変更とポートサイドラインの最適化により、積極的にポート中央寄りの流れを強めることでバルブシステムに衝突する流れを低減した。

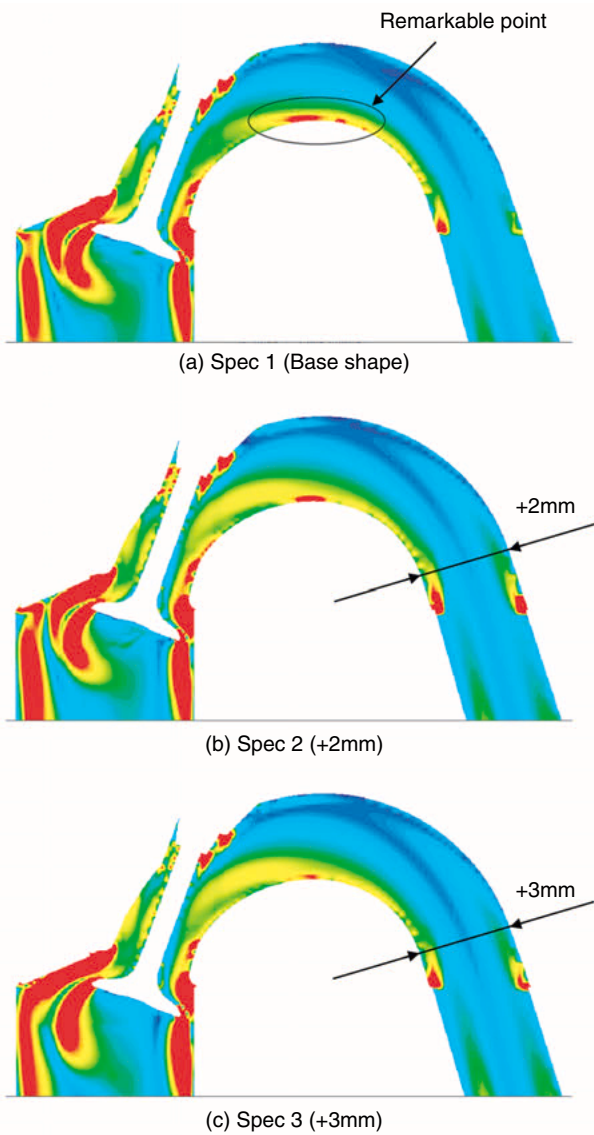


Fig. 8 Display of vortex magnitude for finding defective shape

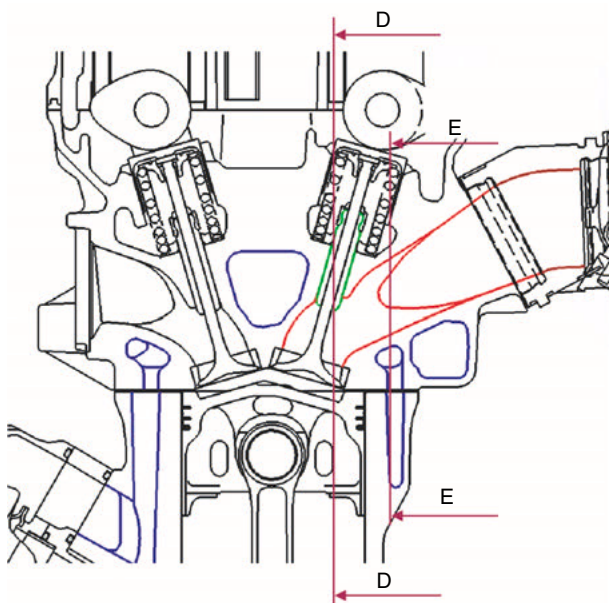


Fig. 9 Drawing of intake port

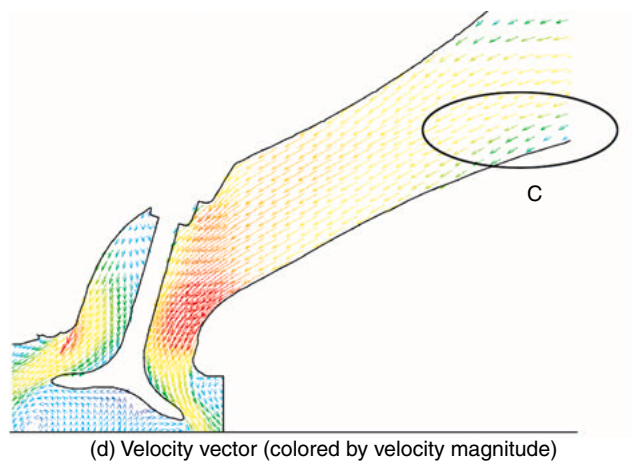
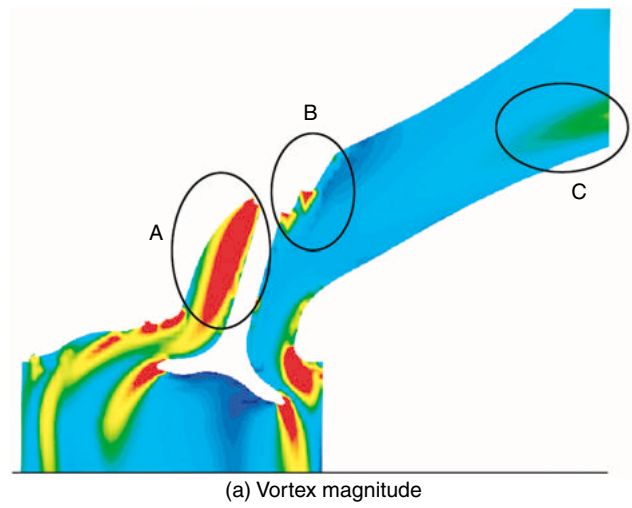


Fig. 10 Display for analyzing port shape

B部については、当初ポートの流入角度を小さくしてバルブガイドの突き出し量を低減する案を試みた。しかし、ポート下壁の曲り部分で微弱なく離が発生し、逆にバルブ有効開口面積(Z)は低下するという計算結果を得た。そこで、Fig. 11に示すように、バルブガイド周りの形状を滑らかにした。

C部の渦については、Fig. 10(d)に示す流速ベクトル表示を併用して発生原因を探った。その結果、インシュレータとポートが円滑につながっていないため、インシュレータ下部壁面ではく離が発生し、ポート上側(バルブガイド方向)に流れが向いていることが原因だと分かった。そこで、ポート下壁面がインシュレータと円滑につながるよう最適化したポート容積の削減を行った。

以上、CFDにより対策を施した結果、ポート容積を4.2%削減し、かつSUM(Z)を2.4%向上させることができた。このポート形状を反映した試作エンジンによる性能試験結果でも、全開出力およびスロットル応答性それぞれについて検討前ポートを上回ることが確認でき、ツールの有用性を確認することができた。

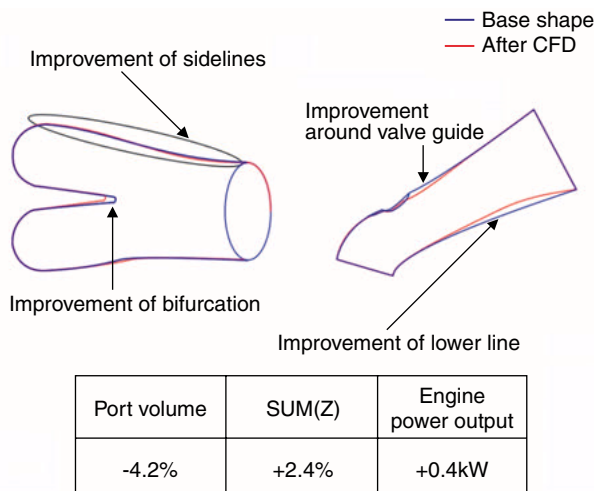


Fig. 11 Examination points and results

6. まとめ

- (1) パーシャルセル法の計算精度の確認を行うとともに、推奨格子データの設定および計算後処理の機能強化を図ることにより、吸気ポート設計支援ツールを構築した。
- (2) 二輪車エンジン開発へ適用し、試作前のエンジン仕様熟成の有用性が確認できた。

メッシュ作成時間を削減し、簡便かつ迅速な設計支援ツールを構築したことで、吸気ポート設計へのCFD適用は急速に高まり、各設計段階においてさまざまな検討に用いられるようになった。とりわけ設計初期段階において用いられるケースが高まり、早期のポート仕様熟成に役立っている。

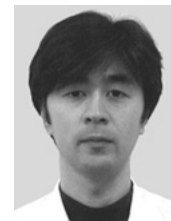
参考文献

- (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, International Symposium COMODIA, p.529-534(1994)
- (2) 市川治, 藤井孝蔵: 直交格子を利用して任意物体形状まわりの流れを解く場合の境界処理, 第13回数値流体力学シンポジウム講演論文集, F03-3(1999)
- (3) 松永奈美, 姫野龍太郎: 直交座標系における有限差分法の一般形状取り扱いの試み, 第13回数値流体力学シンポジウム講演論文集, F03-5(1999)
- (4) 小野謙二: 設計における直交格子法の利用, 日本流体力学会誌「ながれ」, 21巻, 1号, p.16-25(2002)
- (5) 高橋易資, 野村友和, 石間経章, 小保方富夫: PCC法による直方体周りの流れのシミュレーションと実験による検証, 日本機械学会論文集(B編), 68巻, 666号, p.331-337(2002)
- (6) 高橋易資, 藤井功: PCC(Partial Cells in Cartesian coordinate)法による筒内ガス流動の数値シミュレーション, 第12回内燃機関シンポジウム講演論文集, p.91-96(1995)

■著者■



高橋 易資



村上 泰男