

二輪車用小型エンジンにおける CFD 燃焼シミュレーションの実用化

Practical Application of Combustion Simulation Using CFD for Two-wheeled Vehicle Small Engine

村上 泰男*
Yasuo MURAKAMI

黒坂 斉*
Hitoshi KUROSAKA

要 旨

小排気量・高回転型を特徴とする二輪車用4ストロークエンジンの燃焼状態を観察する筒内可視化を目的として、CFD(Computational Fluid Dynamics)を基にした燃焼シミュレーションを試みた。シミュレーションで得られた結果を検証するため、実機の定常筒内流動、燃料噴霧挙動、および火炎伝ば挙動を計測し比較をおこなった。その結果、それぞれの現象において十分な相関性が確認され、CFDが可視化手段となり得ることを明らかにした。

この技術を用いて燃焼系の検討をおこない、燃料消費率の向上、希薄燃焼領域の拡大などの改善効果が得られ、実機開発においても有用であることが確認された。

また、世界初となる4ストローク50cm³ PGM-FI(Programmed Fuel Injection)エンジンの開発に本技術を適用した。

ABSTRACT

The Computational Fluid Dynamics simulation of the flame propagation phenomena in a cylinder is carried out to visualize the combustion condition in small displacement, high-speed 4-stroke motorcycle engine. For verifying the simulation results, steady-state in-cylinder flow, fuel injection behavior, and flame propagation behavior were compared. Each experimental result verify the simulation results well, it is validated that the CFD simulation is one of the effective and useful tools to visualize the inside of the cylinder of the engine. This CFD visualizing technology is applied to study of combustion condition of commercial motorcycle engine, and clarified that the technology is effective to reduce the fuel consumption and expand the lean combustion limit. This technology is applied to development of 4-stroke 50cm³ PGM-FI Engine.

1. はじめに

近年、二輪車への燃費向上・排気エミッション低減要求がますます強まる中、量産車エンジンの4ストローク化やPGM-FIシステムの適用などによる環境対応をおこなう一方で、その根幹であるエンジン筒内の燃焼状態を改善するための研究が盛んにおこなわれている。燃焼改善を図るには、筒内の混合気形成過程や火炎伝ばなどの物理現象を詳細に把握することが重要であり、従来は石英窓を備えた可視化エンジン⁽¹⁾による現象観察が一般的であった。しかし、これらは高温高圧下、特に高回転運転における耐久性に乏しいため、高回転型である二輪車用小型エンジンの筒内観察には必ずしも適していなかった。

一方、近年のコンピュータ性能の進化に伴いCFD(Computational Fluid Dynamics)技術の活用が広まりをみせている。特に筒内直噴ガソリンエンジンの開発では、混合気形成過程をシミュレーションで可視化し、燃焼室形状の検討がおこなわれるなどの活用事例が数多く報告^{(2),(3)}されており、今日では筒内可視化の重要な手段となっている。しか

し、ポート噴射ガソリンエンジンにおいては、混合気形成過程の解析に要する総クランク変位角度が圧縮行程に燃料噴射が開始される筒内直噴エンジンと比べて2・3倍大きくなり、さらには筒内のガス流動形態によって燃焼速度が大きく左右されることから、これらの計算精度確保などの面で課題も多く、燃焼過程まで含めたCFD解析と実験による検証をおこなったという報告例^{(4),(5)}は数少ない。

本稿では、小排気量・高回転型を特徴とする二輪車用ポート噴射ガソリンエンジンを対象とし、これらの混合気形成過程、燃焼過程のCFD解析が筒内可視化の手段となりえることを検証し明らかにした。これらの実績に基づき、実際の量産エンジン開発に適用し、燃焼系諸元最適化の手段としての有用性を確認したので事例を交えて述べる。

2. 計算手法

2.1. ガス流動

エンジンシリンダや吸排気ポートの空気流動形態を計算するには、計算空間を離散化し各要素でガス流動に関わる

*朝霞研究所

連続の式、運動量、エネルギーおよび各反応成分の保存式と状態方程式を解く必要がある。機関運転時は往復運動するピストンや吸排気バルブにより計算空間は時々刻々変化する。そのため、計算空間変化に合わせて解析格子を適合させる移動境界と呼ばれる特殊なしゅう動格子が必要となる。この移動境界格子には幾つかの手法があるが、あらかじめ設定した期間を同一格子の伸縮で形状変化を表現し、ひずみなどにより格子品質が低下する前に別の格子へと切り替える手法を用いた。解析格子の一部を Fig. 1 に示す。このような解析格子を29個用意し、1サイクル間の計算空間変化を表現した。格子には六面体による境界適合格子を用い、吸排気ポート内には二層、シリンダ内には一層の境界層格子を設けた。また、乱流モデルは乱れの運動エネルギー k と、その散逸率 ε に基づく $k-\varepsilon$ モデルを用いた。なお、これらの計算には市販の三次元はん用熱流体解析コードである FIRE(AVL List 社)を用いた。

2.2. 燃料噴霧挙動

噴霧粒子の挙動計算にはDDM(Discrete Droplet Model)法⁽⁶⁾を適用した。DDM法は吸気ポートに供給される数百万個の燃料液滴をパーセルと称する等価な特性(位置、粒径、速度、温度)を持ち、かつ相互作用を持たない数千の液滴グループに分け、ラグランジュ的に追跡することで挙動計算をおこなうものである。噴射弁内部の流動計算はおこなわず、噴口を境界条件として、定容容器中における自由噴霧実験から得られた噴射初速、噴射率、噴霧角、粒径分布などのデータをモデル化して与えた。液滴の分裂にはTAB(Taylor Analogy Breakup)モデル⁽⁷⁾を適用した。噴霧内の液滴の衝突・合体については、同じ計算セル内の液滴のみポアソン分布に基づく衝突頻度を与えた。このサブモデルでは衝突後の形態(合体もしくは運動量交換)を、衝突時の臨界値により決定している。さらに、液滴の壁面衝突による弾性反射や付着、成長した液膜の流動や蒸発についてもサブモデルを組み込み、吸気ポートに付着した液膜の挙動を計算した。

2.3. 燃焼反応

火花点火機関における燃焼は、シリンダ内に形成された

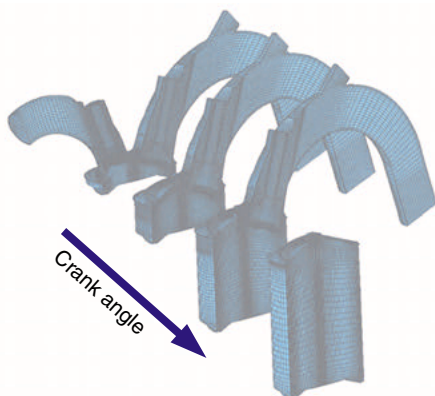


Fig. 1 Computational grids

混合気に点火プラグによる高電圧放電が加わることで燃焼反応が開始する。燃焼シミュレーションをおこなう上では、エネルギー保存式中の化学反応による生成熱量と、化学種保存式中の各種生成量などを算出するために、何らかの化学反応モデルが必要となる。火花点火機関の場合、化学反応は火炎伝ば面で極めて短時間におこなわれるため、燃焼後の化学平衡を考慮することで充分と考え、Magnussenの提唱する渦消散モデル(Eddy Dissipation Model)⁽⁸⁾を適用した。このモデルでは化学種の生成量を律する平均反応率 R_{fu} を式(1)により求めている。

$$R_{fu} = A(\rho\varepsilon/k)\min\{y_{fu}, y_{ox}/S, B\cdot y_{pr}/(1+S)\} \quad (1)$$

ここで、 A 、 B は定数、 y_{fu} 、 y_{ox} 、 y_{pr} はそれぞれ燃料、酸素、燃焼生成物の質量分率、 S は理論酸素量、 ρ は密度である。実際のエンジンでは火花放電後、点火遅れ期間を経て急激な熱発生が開始する。しかし、このモデルは点火遅れ期間に低温下で発生する冷炎などの酸化反応を考慮できないため、シミュレーション上では点火遅れ期間を経験則により見積もり、その分遅らせて点火時期を設定するなどの操作が必要となる。

2.4. 境界条件

計算領域端面となる吸気ポートと排気ポートのフランジ部には、実験により得られた時刻歴ガス圧力と温度データを境界条件として定義した。また、燃焼室やピストン、吸気ポートの壁面にも同様、実験から得られた温度を定義し、より実機運転条件に近似した境界条件設定とした。さらに、計算は排気行程から開始することでバルブオーバーラップ後の残留既燃ガス濃度も考慮した。

3. 実験による相関検証

3.1. 供試エンジン

Fig. 2 に供試エンジン形状を、Table 1 にエンジンの主要諸元を示す。二輪車の小排気量エンジンとしては典型的である2バルブ、サイド点火プラグを採用し、半球型燃焼室の一部分にのみスキッシュを備えている。吸気ポートはU字形状、Ricardo測定法でのタンプル比は1弱である。この供試エンジンを用いて、吸気ポートの定常流動場、燃料噴霧挙動および燃焼シミュレーションをおこない、それぞれ実験結果との相関検証をおこなった。

3.2. 吸気ポート定常流動場における検証

吸気ポートはエンジンの出力性能を左右する重要な部位であり、その評価指標としてバルブ有効開口面積 $Z^{(9)}$ が用いられる。一般的には定常流試験装置にて差圧一定の条件下で計測されるが、最近はこの測定をCFDで代替するケースも増えている。非定常流動計算をおこなう前に、まず定常

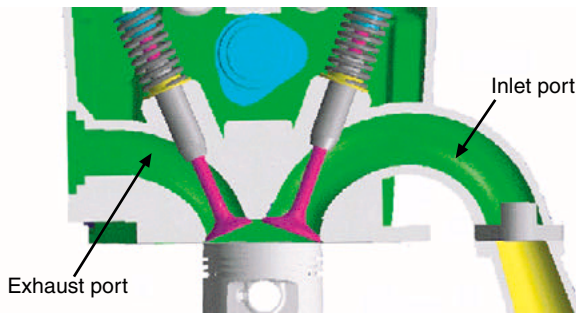


Fig. 2 Sample engine

Table 1 Test engine specifications

Engine type	4-stroke single cylinder, spark ignition
Bore × Stroke (mm)	36 × 49
Displacement (cm ³)	49.8
Valve layout	1 inlet and 1 exhaust valve
Compression ratio	12.0
Combustion chamber	Hemispherical type

状態における吸気ポートの流動計算をおこない、計算値と実験値の相関検証をおこなった。検証項目はZおよび、シリンダ水平断面における流速分布とした。空気流速の測定には Fig. 3 に示す LDV(Laser Doppler Velocimetry)を用い、同一平面上を多点計測し計算値との比較をおこなった。Zの比較を Fig. 4 に、シリンダ断面の流速分布比較を Fig. 5 に示す。シミュレーションで得られたZは実験値と良く一致しており、高バルブリフト域におけるの頭打ち傾向も忠実に再現できていることがわかった。シリンダ水平断面における流速分布比較では、バルブリフト量が増えるにつれ変化するシリンダ内の流速分布を良く再現できていることがわかった。さらに、シリンダ壁沿に発生する強い下降流や、吸気バルブ直下に発生する上昇流、バルブステムにより分断されるフローパターンなど、細部にわたる特徴的な流れについても実験結果と良く一致している。以上のように、定常流動計算については充分な相関が得られた。

3.3. 燃料噴霧モデルの妥当性検証

定容容器中における自由噴霧実験と、この実験から得られた噴射初速、噴射率、噴霧角、粒径分布などのデータを基に設定した噴霧モデルの計算結果との比較をFig. 6に示す。なお、実験条件は燃料噴射圧250kPa、燃料噴射時間10ms、雰囲気圧力は大気圧とした。

計算結果をみると、DDM 法で与えられた噴霧の広がりや先端到達距離、噴射終わりの噴霧形状等、いずれも実験結果と良く一致していることがわかり、噴霧モデルの設定に対する妥当性が確認できた。

3.4. 火炎伝ばの相関検証

3.4.1. 火炎挙動観測装置

火炎挙動の相関検証には AVL List 社製の TCA

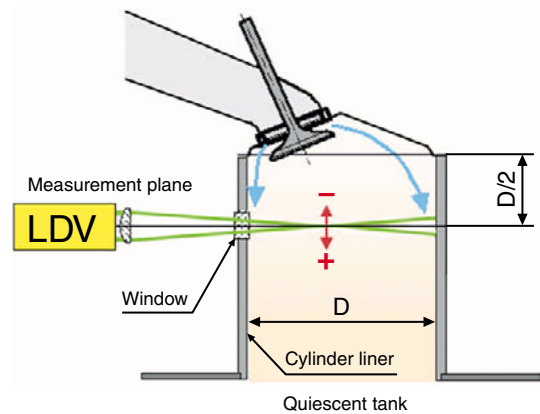


Fig. 3 Schematic diagram of LDV measurement

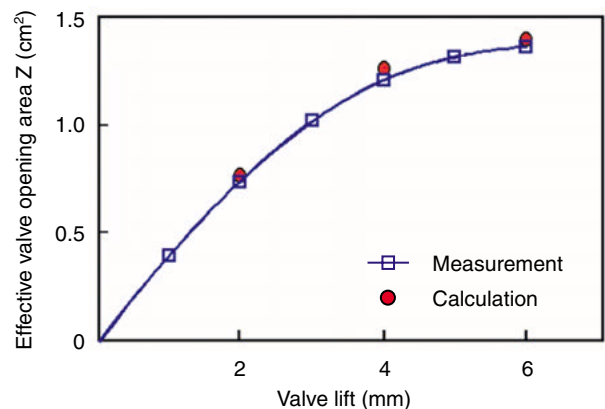


Fig. 4 Comparison of effective valve opening area between measurement and calculation

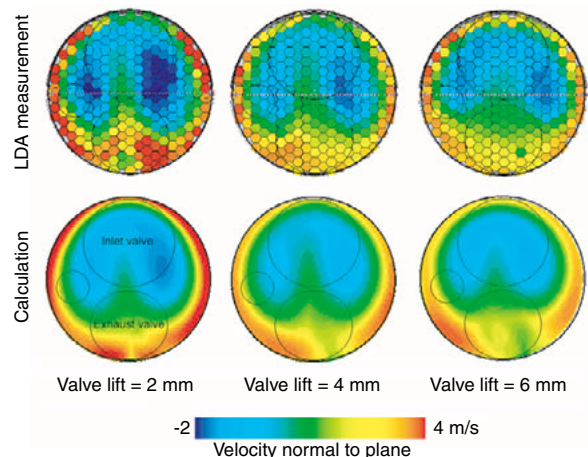


Fig. 5 Comparison of flow field structure on horizontal plane between measurement and calculation

(Tomographic Combustion Analysis)⁽¹⁰⁾を用いた。TCAはエンジンヘッドガスケット内に円周状に配置した百数十本の光ファイバによって燃焼火炎の光量を測定し、得られた光強度信号により火炎挙動を観測するものである。装置の測定概念と構成を Fig. 7, Fig. 8 に、光ファイバを内蔵した特殊ガスケットを Fig. 9 に示す。当装置は以下のような特徴を有する。

(1)実際のエンジンをそのまま使えるため、可視化に起因する燃焼状態変化が生じない。

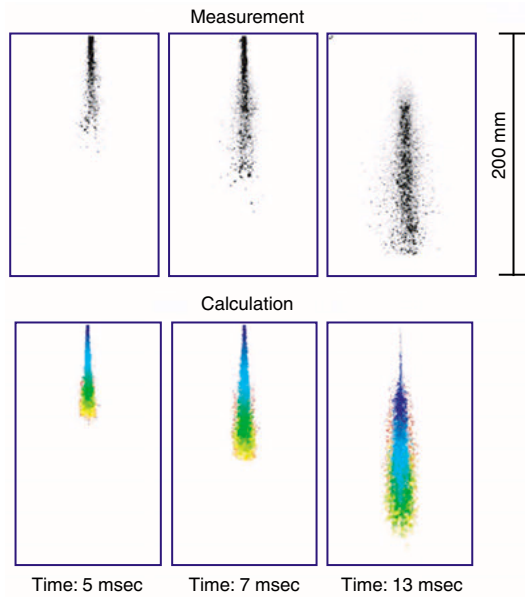


Fig. 6 Comparison of spray form between measurement and calculation (Ambient pressure)

- (2) 強度・耐熱性に優れ、広範囲なエンジン負荷において長時間の火炎観測が可能。
- (3) 定量的な火炎観測とデータ処理が短時間でこなえる。
- (4) 特殊ガスケットはエンジンボア径毎に用意する必要がある。
- (5) ガスケット断面上の2次元火炎伝ば構造のみ観測できる。

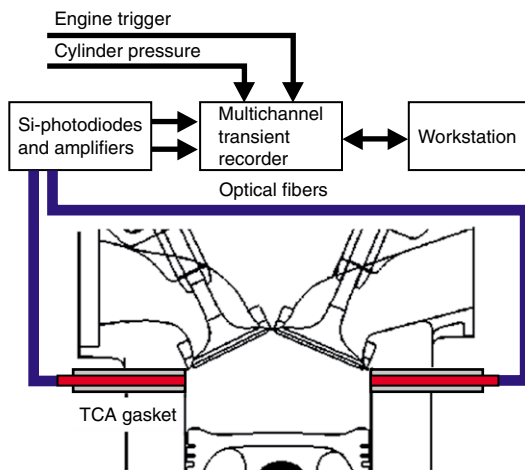


Fig. 7 Schematic diagram of TCA measurement

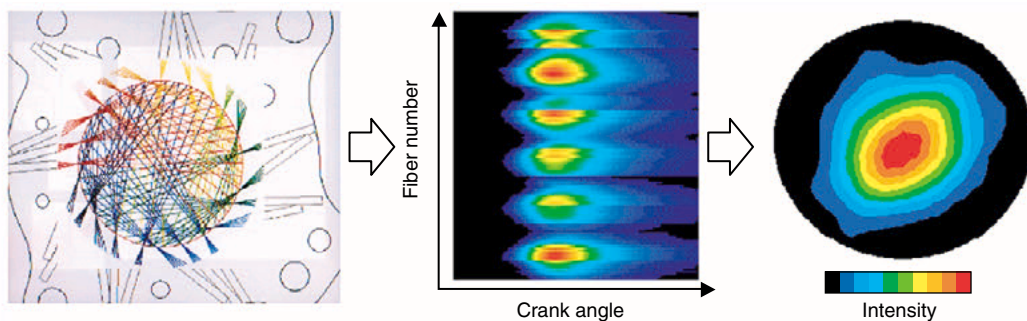


Fig. 8 Schematic flow of TCA measurement

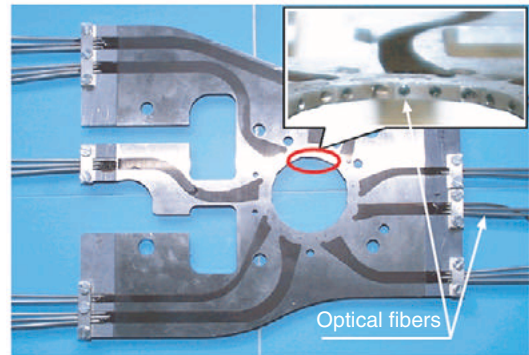


Fig. 9 Photograph of TCA gasket

TCAによる可視化は従来手法に比べれば利点が数多く存在する。しかし、CFDによる可視化との比較では、解析によって得られる情報量の少なさ、解析コストなどの面で不利と考え、本稿では相関検証目的として使用した。

3.4.2. 結果比較

Fig. 10にシミュレーションで得られた火炎面の広がりを出す。運転負荷条件は、回転速度4900r/min、当量比1.13、正味平均有効圧 135kPa の部分負荷、点火タイミングはBTDC20°である。計算結果をみると、上死点后10°の初期の火炎面広がり実験結果と良く一致している。燃焼反応が増す上死点后20°においては、実験結果は吸気バルブ方向への火炎速度が高いのに対し、計算結果はスキッシュ中央方向への火炎速度が高くなっており、不一致な部分も確認できる。点火プラグから最も距離のあるスキッシュ付近へ火炎面が到達する上死点后30°では、スキッシュ中央付近への火炎伝ばが早く、逆にスキッシュ両端部は伝ばが遅れる様子がシミュレーションで再現されている。全体的には、火炎面の巨視的広がりTCAによる実験結果と良く一致することが確認できた。

次に、シリンダ内の圧力履歴(Fig. 11)と質量燃焼割合(Fig. 12)の比較結果を示す。比較条件はエンジン負荷を数パターンに変化させ、異なる燃焼条件下においておこなった。計算結果はどの負荷条件においても初期燃焼期間が短い傾向にあり、特に高回転・高負荷側で顕著であることが確認できた。この原因は点火遅れ時に低温下で進む活性化学種生成や、その後の急激な高温酸化反応などの状態変化が、渦消散モデル内で考慮されていないためである。点火遅れ

4. エンジン開発への適用事例

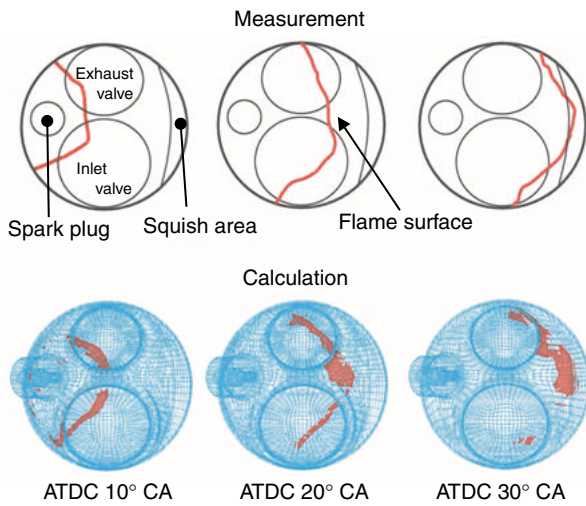


Fig. 10 Comparison of flame propagation between experiment and calculation (4 900r/min, POT, $\phi=1.13$, Ignition timing=20° BTDC)

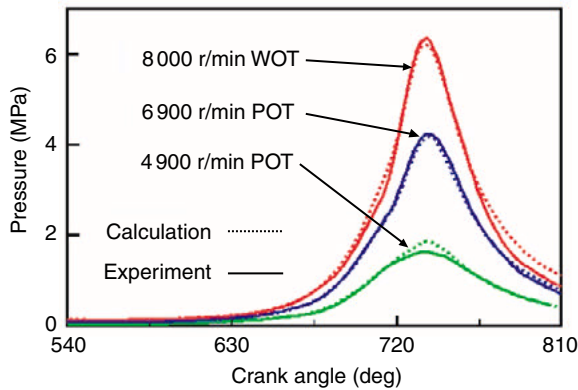


Fig. 11 Comparison of cylinder pressure between experiment and calculation

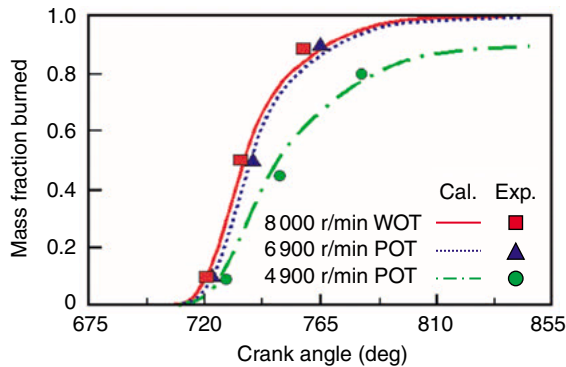


Fig. 12 Comparison of MFB between experiment and calculation

時の反応が主燃焼形態に大きく影響を及ぼすような燃焼においては、燃焼モデルの再選定が必要と考えられる。しかし、火炎伝播の可視化が主な目的であれば、当モデルの選択は妥当と言える。全体的には最大発生圧や発生クランク角などおおむね一致しており、実験結果と計算結果の間に良好な相関が得られている。

以上の検証結果から、二輪車用小排気量エンジンの火炎伝播挙動を、CFDを基にした燃焼シミュレーションで把握可能なことが確認できた。

4.1. 希薄運転限界の拡大

一般的に、燃焼圧力のサイクル変動はその偏差で評価する。混合比をリーン化していくと燃焼は不安定となり圧力偏差が大きくなる。これが大きくなると振動や騒音レベルが悪化するため、希薄運転の限界はこの偏差を平均圧力で除した燃焼変動率で制限される。本節では CFD で火炎伝播を可視化し燃焼変動の原因解明と希薄運転限界の拡大に適用した事例を述べる。

供試機関は4弁、ペントルーフ燃焼室、センタプラグ配置の小排気量エンジンである。タンブル流の強化による希薄燃焼をコンセプトとしたが、試作エンジンはFig. 13のごとく当量比0.7以下において燃焼変動率が急激に悪化し、希薄燃焼限界拡大の妨げとなっていた(Fig. 14)。そこで、この原因を調査するため、CFDにて火炎伝播挙動を可視化した。

Fig. 15に部分負荷時と全負荷時の火炎伝播解析結果を示す。全負荷運転時の火炎は、点火プラグを中心としてほぼ同心円上に燃え広がっている。対して部分負荷運転時は、初期火炎が排気バルブ方向へと伸長してから燃え広がり、不均一な火炎伝播構造となっていることがわかった。

この部分負荷運転時の点火タイミング前後における筒内流速ベクトル分布をFig. 16(a)に、当量比分布をFig. 16(b)に示す。タンブル流は点火タイミング(BTDC45°)に至って

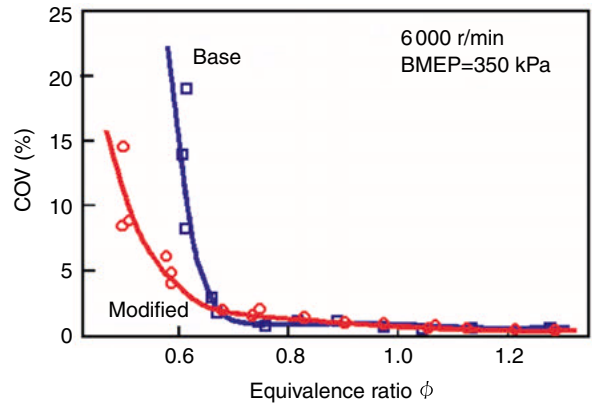


Fig. 13 Comparison of coefficient of variation between base engine and modified

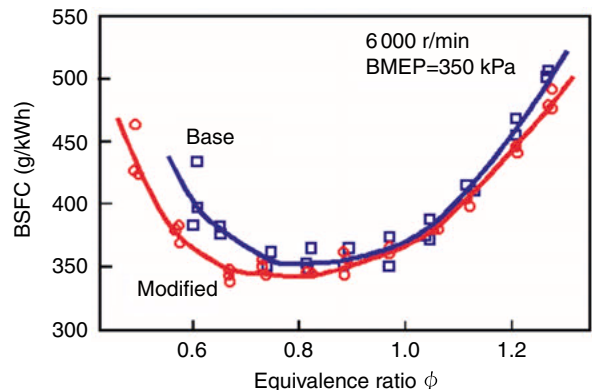


Fig. 14 Comparison of fuel consumption between base engine and modified

も崩壊が進まず、点火プラグは強い渦流にさらされている。また、混合気も渦流に沿ってリッチ帯を形成しているため、火炎は排気バルブ方向へ伸長したものと考えられる。この状況は初期火炎にとって極めて不安定であり、失火につながりやすいことから燃焼変動の主原因と判断した。なお、全負荷時に失火しない理由は、部分負荷時より点火遅れ期間が短く、点火タイミングが 15° 遅いことで、その間にタンプルの崩壊が進み、流速が低下するためと考えられる。

次に CFD で対策案の検討をおこなった。火炎伸長の原因である点火プラグ周囲の流速を抑制する手法として、金子らによってタンプル流の軸心を偏向する方法⁽¹¹⁾が報告されている。しかし、本稿では制御デバイスを使わずに対策を検討した。点火タイミングに残存する縦渦の流速は、壁面沿いでは速い反面、渦中心付近では遅いことに着目し、点火プラグを 2.5mm 突き出させることで流速の低減をねらった。しかし、渦中心に向かうにつれ、混合気はリーン領域となり、そのままでは逆に失火しやすくなるため、燃料噴射の開始時期を早期化し、点火プラグの周囲に点火可能な混合気

帯が形成されるよう調整をおこなった。対策前後における点火プラグ周囲の流速履歴と、当量比履歴を比較計算した結果をそれぞれ Fig. 17, Fig. 18 に示す。点火時期における流速は、対策前の 18m/s から 15m/s まで低減でき、また、燃料噴射の早期化によって、対策前と同等な当量比を得られることがわかった。以上の結果から、意図どおり失火しにくい状態が作り出せることがシミュレーションで事前に確認できた。次にこの対策案仕様にて実機確認をおこなった。その結果、希薄燃焼限界が当量比で約 1 拡大し、燃料消費率は約 3% 向上することができた。

4.2. インジェクタ噴射方向の検討

従来からインジェクタを取り付ける位置や角度により、エミッション値が変化することが知られていた。特に、燃料噴霧をポート壁面に向けて意図的に衝突させることで、HC の低減効果が得られる場合があることが経験的にわかっており、新規開発するエンジン毎にこれらの詳細仕様の検討がおこなわれていた。本節では未燃 HC の低減メカニズム

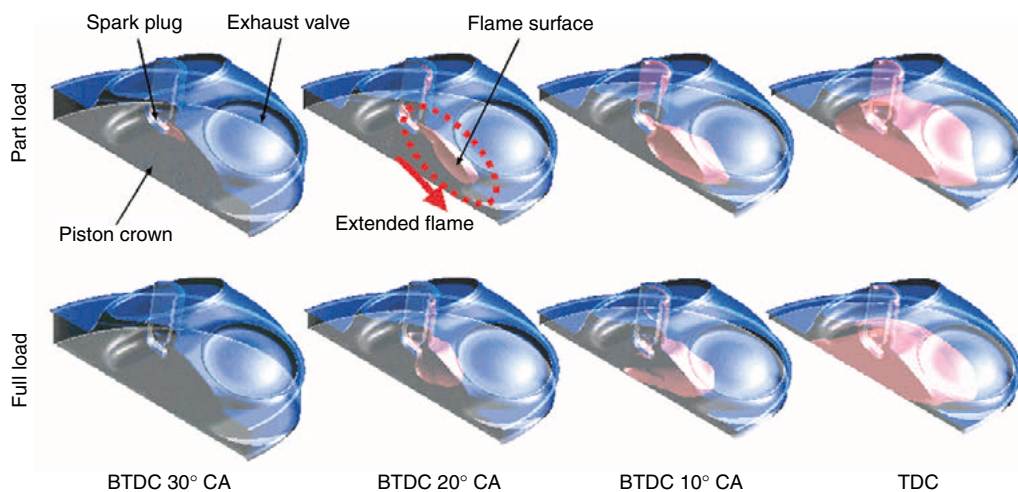


Fig. 15 Calculation results of flame propagation

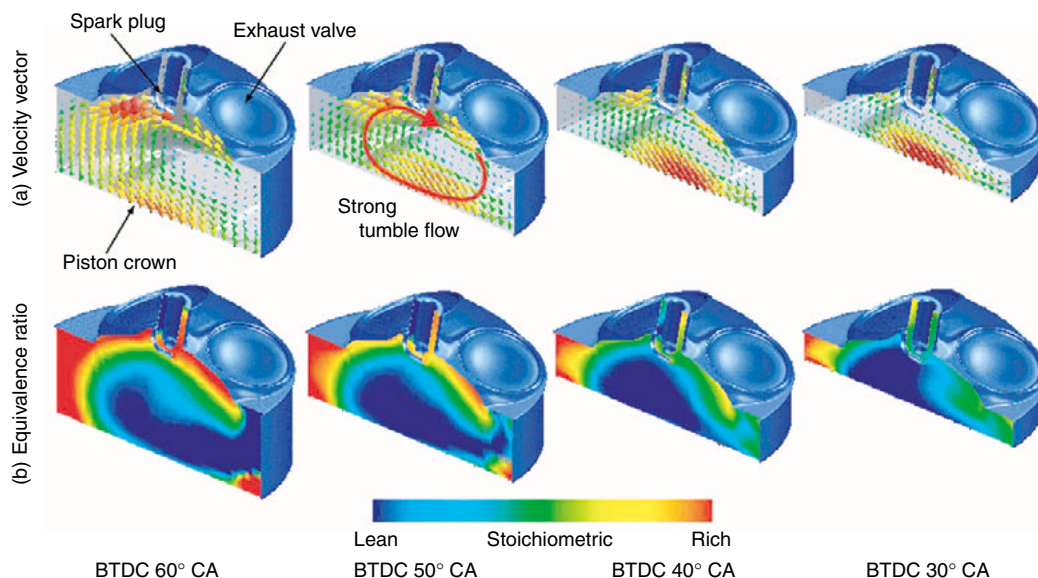


Fig. 16 Calculation results of gas behavior: (a) Gas velocity vector (b) Equivalence ratio distributions

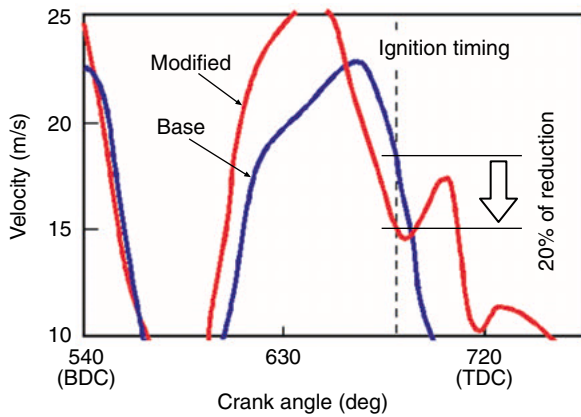


Fig. 17 Time history of mean velocity around spark plug

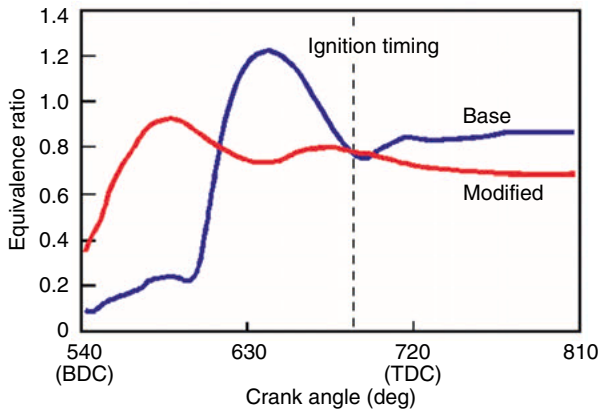


Fig. 18 Time history of equivalence ratio around spark plug

を CFD 可視化によって裏付け、仕様選定を円滑化した事例について述べる。

供試機関は吸気ポートの中間位置にインジェクタを備えた 4 バルブエンジンである。このインジェクタの噴射角度を、ポート壁への噴霧衝突を最小限に抑えつつ、吸気バルブ傘中心をねらった 48° (Type1) をはじめとして、噴射角度を 10° 加えた Type 2 や、 20° 加えた Type 3 など、さまざまな角度に変化させて、それぞれの HC 量について実機で測定をおこなった。測定結果を Fig.19 に示す。

HC は噴射角度の増加に伴い低下し、Type 3 を下限として緩やかに上昇傾向に転じることが確認された。この傾向から、噴射角度の増加に伴って増えるポート下壁の燃料液膜が、燃焼室へ流入することによって引き起こす HC 悪化の影響よりも、バルブオーバーラップ時の混合気吹き抜け挙動の差が支配的であることが確認できた。そこで、この傾向をより定性的に整理するために、CFD にて混合気の吹き抜け挙動を可視化し、現象の詳細把握をおこなった。解析条件は 50km/h 定速走行相当の部分負荷とした。計算で得られた各仕様の当量比分布を Fig. 20 に示す。Type1 は吸気バルブ開弁前(ATDC -26°)に、ポート内のバルブシート近傍がリッチ混合気で満たされており、吸気バルブ開弁後にこの一部が排気ポートへと吹き抜け、未燃 HC のまま既燃ガスと共に排出されている。

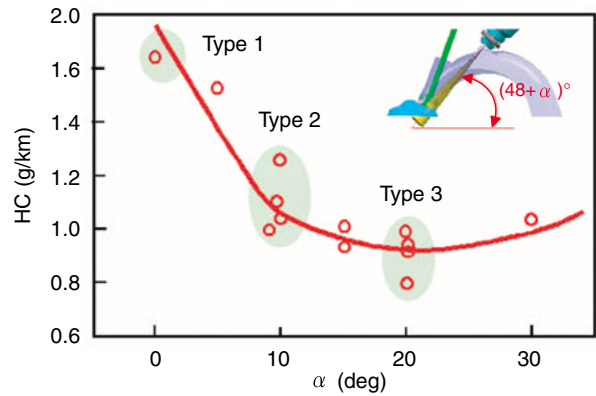


Fig. 19 Effects of injection angle on emission

Type2, Type3では噴射された液滴の全てがポート下壁に衝突し、反射もしくはその場で液膜を形成し、直接バルブシート近傍へ到達する液滴はほとんど無い。液膜化した燃料は吸気ポートの壁温により温められ気化するものの、バルブシート近傍への到達は遅延される。このため、吸気バルブ開弁時にバルブシート近傍にリッチ混合気が存在せず、排気ポートへ吹き抜ける HC 量が少ないことが確認された。以上の解析結果から、インジェクタの噴射方向による HC 特性変化が整理でき、その後の仕様選定が円滑におこなえるようになった。

4.3. 世界初 4 ストローク 50cm³ PGM-FI エンジン開発への適用

本技術を世界初となる 4 ストローク 50cm³ PGM-FI エンジンの開発に適用し、2004 年春、国内向原付スクータとして発売した。新エンジン(Fig. 21)は、ベースとなった 2 弁 / キャブレタ仕様のエンジンを搭載したクレア・スクーパーに対し、最高出力で 8%，実走行モード燃費(実際の使用状況を想定した社内テスト値比較)で 10%の向上を達成した。Table 2 にエンジンの主要諸元を示す。

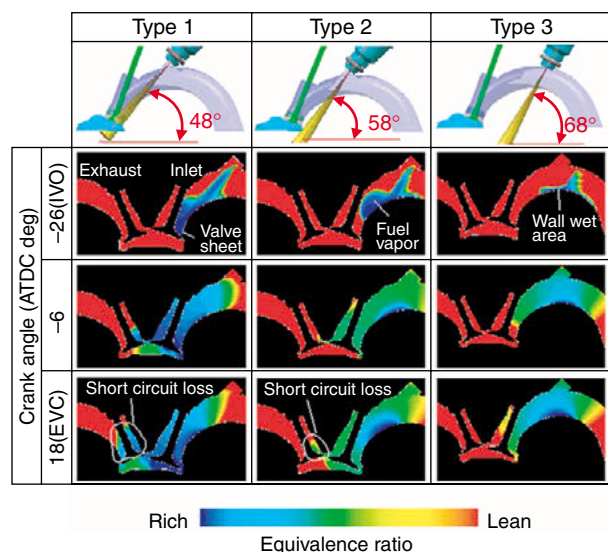


Fig. 20 Calculation results of equivalence ratio distributions

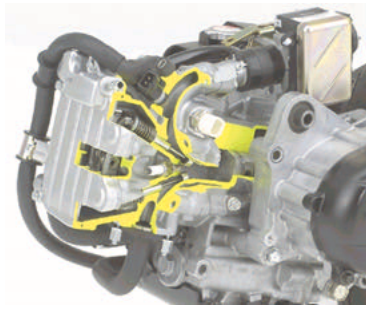


Fig. 21 Cutaway model of 50cm³ four stroke engine with PGM-FI system

Table 2 Developed engine specifications

Engine type	4-stroke single cylinder, spark ignition
Bore × Stroke (mm)	38 × 44
Displacement (cm ³)	49.9
Valve layout	2 inlet and 2 exhaust valve
Compression ratio	12.0
Combustion chamber	Pentroof type

5. まとめ

小排気量・高回転型を特徴とする二輪車用小型エンジンの筒内可視化を目的として、CFDを基にした燃焼シミュレーションに着手し、その有用性を確認するための検証をおこない以下の結論を得た。

- (1) 定常筒内流動、燃料噴霧挙動のシミュレーション結果は実測結果とおおむね良い一致を示す。
- (2) 二輪車用小型4ストロークエンジンの常用運転負荷条件下においては、燃焼モデルに渦消散モデルを用いることで巨視的な火炎伝ば挙動を把握することが可能である。冷炎などの点火遅れ期間におこなわれる微視的燃焼挙動の把握には、現象に適した燃焼モデルの再選定が必要である。
- (3) CFDによる筒内可視化によって燃料消費率の向上、希薄燃焼領域の拡大などの改善効果が得られ、実際の量産エンジン開発においても適用可能、かつ有用であることが示された。

参考文献

- (1) Sasaki, T., Yoshida, K., Urata, Y., Ohno, T., Ishii, K.: Introduction of Optically Access Engine to Investigate in Cylinder Phenomena, HONDA R&D Technical Review, Vol.10, p.78-89(1998)
- (2) Yamada, T.: Current Status of Development and Application of CFD, ENGINE TECHNOLOGY, Vol.04, No.05, p.10-11(2002)

- (3) Sadakane, S., Abe, S.: Present and Futur of Direct Injection Gasoline Engine, Journal of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol57, p.49-50(2003)
- (4) Naitoh, K., Itoh, T., Takagi, Y., Kuwahara, K.: Large Eddy Simulation of Turbulent Premixed-Flame in Engine by Using the Multi-Level Formation, JSME, B, 59-559, p.289-295(1993)
- (5) Miyagawa, H., Kojima, S., Katsumi, N., Ueda, T., Okumura, T.: Numerical Analysis of the Effects of Squish Geometry on a Newly Developed 4-Valve Gasoline Engine Combustion Process, International Symposium COMODIA 98, p.227-232(1998)
- (6) Dokowicz, J. K.: Particle-Fluid Numerical Model for Liquid Spray, J. of Computational Physics 35, 229-253(1980)
- (7) O'Rourke, P. J., Amsden, A. A.: The Tab Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup, SAE Paper 872089(1987)
- (8) Magnussen, B. F.: On the Structure of Turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reactions in Turbulence Flow, 19th AIAA Sc. Meeting (1981)
- (9) Takahashi, Y., Murakami, Y.: Establishment of an Intake Port Design Support Tool Using CFD, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.104(2003)
- (10) Philipp, H., Plimon, A., Femitz, G., Hirsch, A., Fraidl, G., Winklhofer, E.: A Tomographic Canera System for Combustion Diagnostics in SI Engines, SAE Paper 950681 (1995)
- (11) Kaneko, M., Kato, S., Saisyu, Y.: Combustion Control Technologies for SI Engines by Controlling Tumble Generation and Dispersion, The 17th Internal Combustion Engine symposium, Japan(2002)

■ 著 者 ■



村上 泰男



黒坂 斉