

小型二輪車用デバイスレスタンブル強化技術

Development of Deviceless Tumble Enhancement Method for Small Motorcycles

藤 久 保 誠¹
Makoto FUJIKUBO
亀 田 圭 悟¹
Keigo KAMEDA

中 村 洋 平²
Yohei NAKAMURA
日 高 葉 月¹
Hazuki HIDAKA

井 上 陽 介²
Yosuke INOUE
及 川 浩 信¹
Hironobu OIKAWA

要 旨

小型二輪車を対象として、吸気通路の切り替え機構を用いずに低負荷領域のみのタンブルを強化する技術をCFDにより探求した。バタフライ式スロットルバルブの下流では、スロットル低開度領域において吸気流が逆流する現象が発生する。スロットルバルブの下流に吸気ポートを上下に分割する隔壁を設置することで一方の流路に逆流を捕捉できることが確認された。さらに、隔壁の位置を最適化することで、大半の吸気流を一方の流路に集約し、タンブル流の生成に必要な流量が得られることが確認された。実機エンジンの燃焼指圧解析により、低負荷領域における燃焼期間がコンベンショナルポートに比べて短縮し、ねらいどおりのタンブル特性になっていることを確認した。この結果、完成車のWMTCモード燃費で1.7%の向上が得られるとともに、EURO5/インドBS-VI排気ガス規制値に適合した。量産化にあたっては、ポート中子に隔壁部を形成するスリットを設けることで、隔壁を鋳造一体成形した。これにより、専用部品の付加や、既存設備の変更を加えることなく実用化を可能とした。

ABSTRACT

Using the CFD and targeting at small motorcycles, we have pursued a technology that can enhance the tumble flow in the cylinder only in a low load range of the engine without the need to use any intake path switching mechanisms. In a throttle body with a butterfly valve, a reverse flow occurs after the intake air has passed the throttle valve when the throttle valve opening is small. We have confirmed that installing a flow separator behind the throttle valve that vertically divides the intake port flow can successfully capture the reverse flow into one of the two flow paths. Furthermore, we confirmed that optimizing the separator position can capture most of the intake air into one path, thereby gaining the required amount of flow that can generate tumble in the combustion chamber. Through the analysis of combustion pressure of an actual engine, we have confirmed that the combustion period in the low load range is shorter in the new design than in the conventional port design, which proves that the target tumble effect has been achieved. With the new design applied, the emission norms of EURO5 and India's BS-VI are satisfied as well as improving the fuel economy of the motorcycle by 1.7% in the WMTC mode. For mass production, the separator is created as an integral part of the inlet pipe casting by incorporating a slit in the port core. This enables application of the new tumble port design without adding extra parts or modifying existing production equipment.

1. ま え が き

近年、地球温暖化抑制の観点から、各産業分野へのCO₂削減の要求が高まっている。モビリティ分野においては燃費の改善が急務となっている。その中で、高いEGR導入量やリーン混合気の条件下における燃焼促進を目的として、吸気の筒内流動を強化する手法が広く研究されている。流

動強化の手段としてタンブルの生成が有効である。既に、吸気ポート形状の工夫でタンブルを強化する手法が広く研究され実用化されている^{(1), (2)}。秋本らと中山らはポート内に仕切りを設けた上で、流路の切り替え機構を付加することでタンブルを強化する技術を乗用車用に実用化している^{(3), (4)}。

しかしながら、車両サイズが小さく廉価な小型二輪車へ

¹ 本田技研工業株式会社

² 先進パワーユニット・エネルギー研究所

この技術を適用する場合、流路切替えのための専用部品や制御システムの追加が必要となるため、搭載性やコストインパクトが課題となる。その対応策として、白砂らは吸気バルブをボア外周方向にオフセットすることでタンブルを強化する手法を考案した⁽⁵⁾。インレットバルブの低リフト時にシリンダ壁面を用いて開口部の一部をマスキングする。これによりエキゾースト側へ向かう流れが増加しタンブルを強化できる。

しかしながら、この手法では実用域のみならず高負荷領域においてもタンブルが強化されるため、小型二輪車に適用した場合、急速燃焼に起因する騒音が課題となった。小型二輪車の多くはエンジンが露出しており運転者へ騒音が伝わりやすい。加えて、クランクシャフトの支持にボールベアリングを使っている点も騒音に対して課題となる。そのため、タンブル強化の度合いに制約があった。

そこでこの開発では、小型二輪車への適用に向けて、吸気流路の切り替え機構を用いずに低負荷領域のみタンブルを強化する技術を探求した。CFD にてスロットルバルブ周りの流れの解析をおこない、ポート内の逆流現象がスロットル低開度領域で起きることを確認した。加えて、ポート内に隔壁を付加することで、分割されたポートの一方に逆流の一部を捕捉できることが確認された。実機のポートにおいてこの現象を活用することで、切り替え機構を用いずに低負荷領域のみタンブルを強化する技術を構築した。

さらに、この技術を量産適用するにあたり、中子造型金型の型割り方向を変更した。吸気ポートの中子に隔壁部となるスリットを設けた。これにより、専用部品の付加や、既存の鋳造設備に変更を加えることなく、吸気ポート内の隔壁を鋳造一体成形する技術確立した。

2. 目標値の設定

研究を進めるにあたり、実機試験と CFD により目標値の設定をおこなった。

2.1. 供試エンジンとタンブル強化領域の設定

実験には小型スクーター用のエンジンを用いた。Table 1 に供試エンジンの主要諸元を示す。Fig. 1 に供試エンジンの吸気通路断面図を示す。スロットルバルブはバタフライタイプで、この図において時計回りに開く。インジェクタはインレットパイプの湾曲の外側に配置されている。

この供試車両の燃費改善に有効なエンジン回転数、スロットル開度領域を把握するために、WMTC モードにおけるエンジン回転数とスロットル開度の頻度を確認した。Fig. 2 にその頻度マップを示す。アイドリングを除くと、スロットル開度は 30% 以下が主な使用範囲である。中でもエンジン回転数 4000 rpm 前後、スロットル開度 15% から 30% の使用頻度が高いことがわかった。以上より、

Table 1 Vehicle and engine specifications

Engine type	Forced air cooled, 4-stroke, single-cylinder, gasoline engine
Bore × Stroke [mm]	50.0 × 63.1
Displacement [cm ³]	124.9
Compression ratio	10
Valve diameter [mm × number]	Intake: $\phi 25.5 \times 1$ Exhaust: $\phi 21 \times 1$
Valve lift [mm]	Intake: 6.3; Exhaust: 6.2
Ignition system	Full transistorized
Fuel system	Fuel injection
Throttle bore diameter [mm]	$\phi 22$
Maximum power [kW/rpm]	6.1/6500
Maximum torque [Nm/rpm]	10.3/5000
Transmission	CVT
Vehicle dry weight [kg]	107
WMTC mode	Class 1

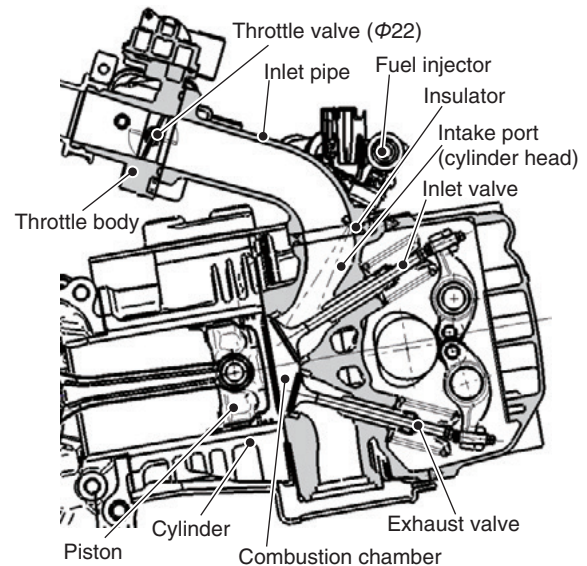


Fig. 1 Section of test engine (conventional port)

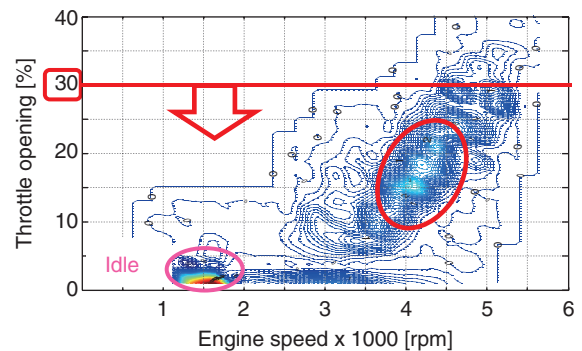


Fig. 2 Distribution of throttle opening and engine speed in WMTC mode

タンブル強化をおこなうスロットル開度領域は15%から30%と設定した。

2.2. タンブル比の目標値の設定

タンブル比の目標値の設定にあたっては、スロットル開度に応じてタンブル比を任意に調整できるタンブルコントロールバルブシステム (Tumble Control Valve: TCV) を用いて実験をおこなった。スロットル開度に対するタンブル比特性の評価は、定常流試験でおこなった。タンブル比の定常流試験方法とタンブル比の定義については、白砂らの文献に準じる⁽⁵⁾。

Fig. 3に低負荷時のTCV付きタンブルポートの断面図を示す。インレットパイプより下流の流路に隔壁を設置し、低負荷用ポート (Partially Open Throttle ポート: POT ポート) と高負荷用ポート (Wide Open Throttle ポート: WOT ポート) に分離した。ポート入り口の両者の断面積は1:1である。

スロットルバルブが開く方向は、バルブ全開時にTCVが隔壁に干渉しないように、この図で反時計回りとした。スロットルバルブ開口部を通過した流れは、TCVにより向きを強制的に変えられ、POTポートに流入する。その結果、スロットルバルブから流入した全流量に対するPOTポートの流量比率が高められる。POTポート出口はエキゾースト側への流れの指向性を高め、かつ壁面からの剥離を容易とする形状としている (Fig. 3中の拡大図丸部)。

2.2.1. タンブル比の上下限目標の設定

Fig. 4にスロットル開度25%におけるタンブル比とBMEP 250 kPaにおけるBSFC改善率の関係を示す。なお測定条件は、エンジン回転数4000 rpm、空燃比(A/F)はストイキ14.7、点火時期はMBTとした。タンブル比が

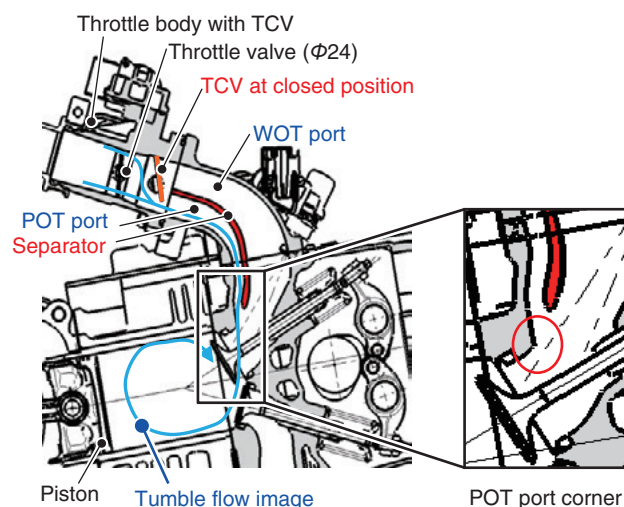


Fig. 3 Tumble port with TCV and detail of POT port exit

増すに連れ、燃焼速度の上昇に伴う等容度の増加により、BSFC改善率が上昇する。タンブル比1.5以上でBSFC改善率がサチュレート傾向を示した。この結果より、目標とするタンブル比の下限値を1.5とした。

またタンブル比がエンジン騒音に与える影響をエキスパートによる評価で検証した。スロットル開度は25%とした。タンブル比が高くなるに連れて燃焼速度が高まり、筒内圧力の上昇率($dP/d\theta$)が増加する。これにより、クランクシャフト軸受部のクリアランスに起因するエンジン騒音が増加する。Fig. 4に示したタンブル比2.0以下であれば、騒音は許容レベルであることが確認された。この結果より、目標とするタンブル比の上限値を2.0とした。

Fig. 5にコンベンショナルポートのタンブル比特性を示す。スロットル開度30%以下ではタンブル比は1.5を下回り、30%以上の開度では、タンブル比は1.6から1.7の間でほぼ一定値となる。

前述した試験結果より設定したタンブル比の目標値とそのスロットル開度領域を赤枠で示す。

2.2.2. POTポート流量比率の目標設定

CFDを用いてTCV付きタンブルポートの流れの解析をおこなった。解析モデルはRicardo社の方式を元に、通路

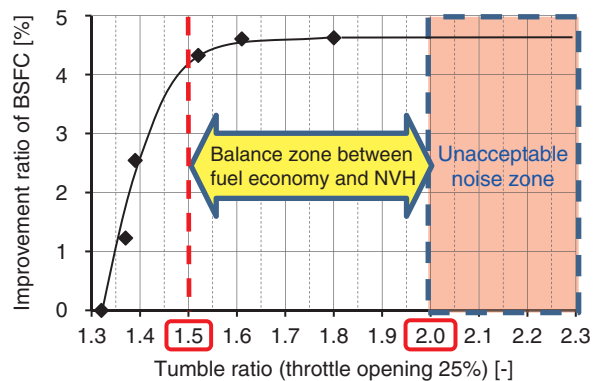


Fig. 4 Relationship between improvement ratio of BSFC, evaluation of engine noise, and tumble ratio

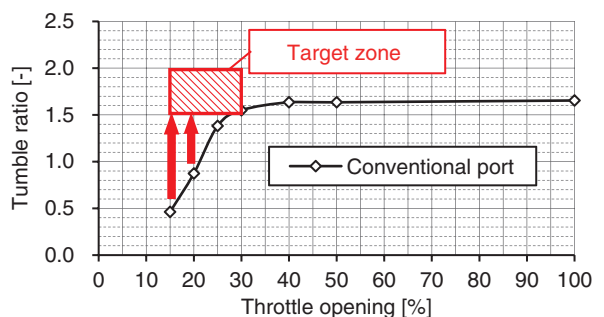


Fig. 5 Tumble ratio characteristics and target zone

形状をモデリングした。解析モデルと計算条件を Fig. 6 に示す。解析の詳細については、白砂らの文献に準じる⁽⁵⁾。スロットルバルブ開度は、最もタンブル比の向上が求められる 15% とした。

タンブル比の目標下限値 1.5 を達成する POT ポートの流量比率 RQ_{POT} を調べた。 RQ_{POT} の定義を以下に示す。

$$RQ_{POT} = \frac{Q_{POT}}{Q_{ALL}} \times 100$$

RQ_{POT} : POT ポートの流量比率 [%]

Q_{POT} : POT ポートの流入体積流量 [m^3/s]

Q_{ALL} : 全流入体積流量 [m^3/s]

Fig. 7 にスロットルバルブ開度を 15% に固定した上で、TCV の開度を任意に設定した際の、POT ポート流量比率 RQ_{POT} とタンブル比の関係を示す。解析の結果、目標とするタンブル比 1.5 以上を得るためには POT ポート流量比率 RQ_{POT} を 83% まで高める必要があることがわかった。

2.2.3. 全負荷におけるポート有効開口面積の目標設定

コンベンショナルエンジンと同等の出力を得るために、各インレットバルブリフトに対する有効開口面積 (Z 特性) の目標値はコンベンショナルポートと同等とした。

以上の TCV 付きタンブルポートの実験結果より、TCV 無しタンブルポートシステムの各目標値を以下に設定した。

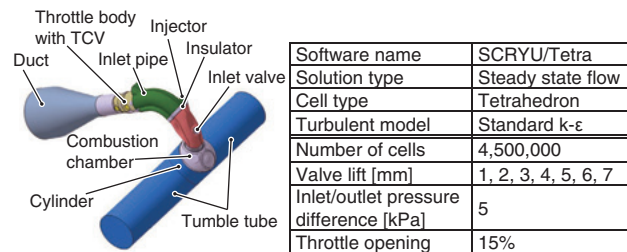


Fig. 6 Model of tumble port with TCV and analysis condition

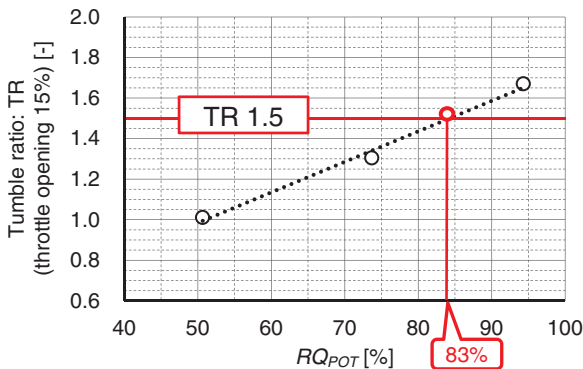


Fig. 7 Relationship between RQ_{POT} and tumble ratio

- (1) CFD におけるスロットル開度 15% 時の POT ポート流量比率 RQ_{POT} は 83% 以上
- (2) 実機の定常流試験におけるタンブル比はスロットル開度 15% から 30% で 1.5 以上 2.0 以下
- (3) ポートの定常流試験におけるスロットル全開時の有効開口面積はコンベンショナルと同等

3. TCV 無しでタンブルを強化する手法の探索

本章では、TCV 無しでタンブルを強化する手法の検討に先立ち、スロットルバルブ下流で発生する現象を把握するために、基礎的な流れの解析をおこなった。

3.1. 流れ解析による探索 (CFD)

3.1.1. 円筒直管における解析モデル

Fig. 8 に解析モデルの全体図を示す。直管形状での流れ解析において、スロットルボデー内部の流路形状は実機と同一とした。スロットルボデー出口からの円筒直管は実機のインレットパイプからシリンダヘッドの吸気ポート出口までを想定した長さとした。Fig. 9 にスロットルバルブ周りの拡大図を示す。スロットルバルブはバタフライ式で、この図において時計回りに開く。スロットルボア径は 22

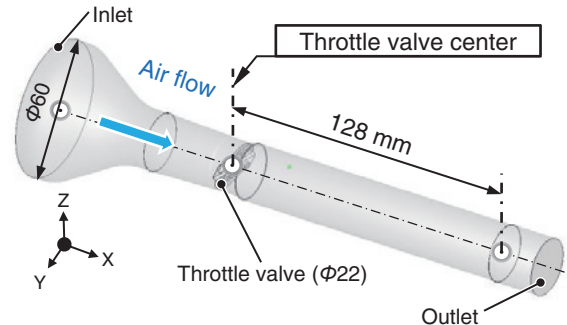


Fig. 8 CFD model for straight port

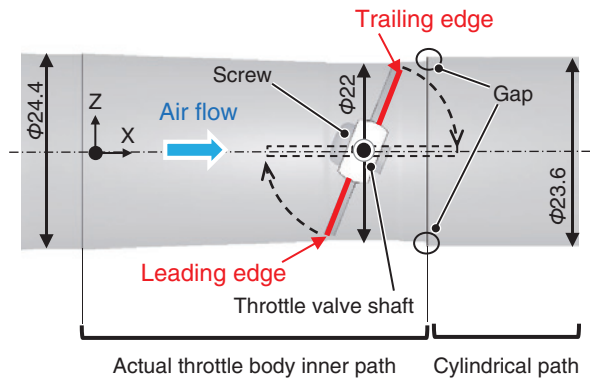


Fig. 9 Detail of throttle valve

mmとした。なお本項では、バタフライバルブ端部の内、上流側に開く側をリーディングエッジと呼び、下流側に開く側の端部をトレーリングエッジと呼ぶ。

3.1.2. 円筒直管における解析結果

前章と同じく CFD 解析条件としてスロットル開度は15%，入り口と出口の差圧は5 kPaに設定した。Fig. 10にスロットルバルブ下流の解析結果を示す。解析結果における流線のコンタは流速を示し、白色の矢印は主たる流れを示す。

なお、Fig. 10の(a)，(b)，(c)各々に示した流線とその透視方向を以下に説明する。

- (a) トレーリングエッジ側の開口部を通過した流線のみをZ軸上方向から透視した図
- (b) トレーリングエッジ側、リーディングエッジ側の開口部を通過した流線と、管路を側面(Y方向)から透視した図
- (c) リーディングエッジ側の開口部を通過した流線のみをZ軸下方向から透視した図

以下に各図の流れの特徴を説明する。

(a) からは、トレーリングエッジ側の開口部を通過した中央流れはZ方向上端を直進する。開口部の両端を通過する端部流れ(ⅡB)は、円筒面に沿う形で下流に向かいながらY軸方向に拡散する方向へ流れる(ⅡA)。また、端部流れは、中央流れよりおそく、かつ、(c)で示すリーディングエッジ側の収束した流れの流速よりおそいことがわかる。

(b) からは、バタフライバルブのリーディングエッジ側、トレーリングエッジ側の各開口部における流入量の総流入に対する比率はそれぞれ47%と53%であり、ほぼ均等であることが確認された。またトレーリングエッジ側の端部流れが、バタフライバルブ背後へ逆流する現象が確認された(ⅢA)。

(c) からは、リーディングエッジ側の流れは流路中心へ収束するように流れている(Ⅰ)。これはリーディングエッジ側の中央流れは直進するが、開口部の両端を通過する端

部流れが円筒面に沿う形でZ方向下端に向かって流れる。そして中央流れと合わさるためである。

3.1.3. トレーリングエッジ側の逆流

逆流する要因について以下に説明する。

Fig. 11にFig. 8のXZ断面におけるスロットルバルブ下流の圧力分布を示す。バタフライバルブ背後に低圧部(1)と両開口部直後に局所的な低圧部(2)が確認される。

まず、トレーリングエッジ側の流速のおそい端部流れが低圧部(1)に引き戻され、Fig. 10に示す、逆流ⅢAとなる。次にリーディングエッジ側の局所的な低圧部(2)に吸い寄せられ、スロットルバルブ背後まで導かれる(Fig. 10ⅢB)。その後、下流に向かうリーディングエッジ側開口部から流入する収束した流れに合流する(Fig. 10ⅢB)。最終的に合流した流れは、壁面から離れて管路の中心方向へ寄りつつ下流に流れる。

3.1.4. 隔壁付き円筒直管における解析モデル

前項で得られたトレーリングエッジ側の逆流が、リーディングエッジ側の主流に合流する現象(Fig. 10, 11)に着目した。リーディングエッジ側に隔壁を設けて、POTポートを形成しトレーリングエッジ側の逆流を捕捉することで、 RQ_{POT} を高められると考えた。Fig. 12に解析モデルを示す。先の円筒直管の解析モデルをベースに隔壁を管路

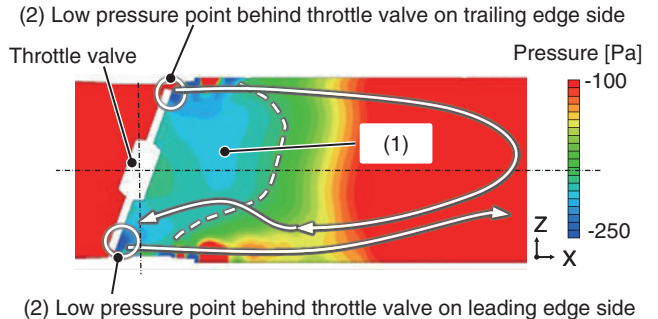


Fig. 11 Distribution of static pressure and aperture flow

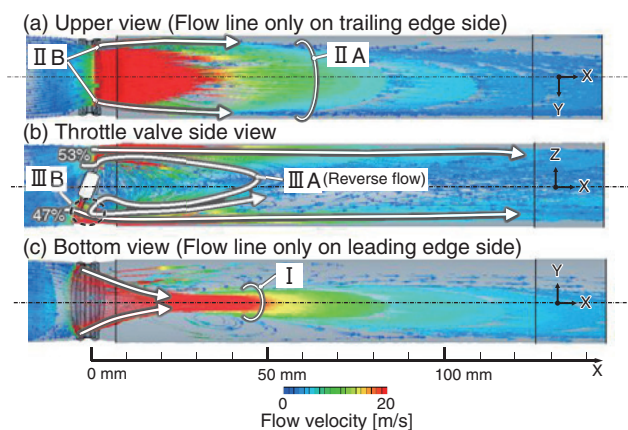


Fig. 10 Flow line for straight port on each side view

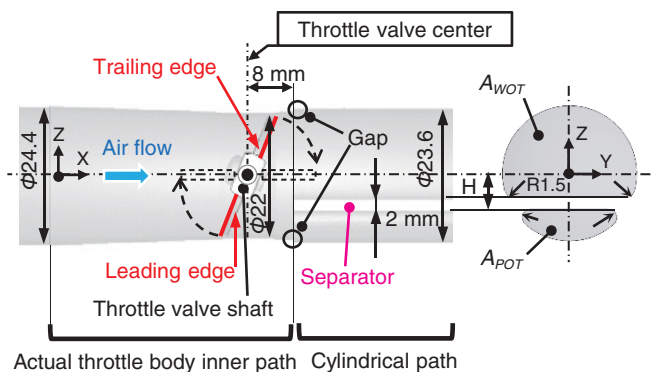


Fig. 12 Detail of throttle valve and separator plate

軸心とスロットルバルブ軸心に対して平行に設置した。その長さは供試エンジンへの適用を想定しスロットルバルブ下流 8 mm の位置から 128 mm の位置までの 120 mm とした。隔壁により POT ポートと WOT ポートが形成される。先に述べた解析結果に対して隔壁追加のみの変化を調べる為、隔壁付きの円筒部の径は隔壁無しの円筒部の径と同一とした。また下流に向かって POT ポートと WOT ポートの断面積変化はなく、出口近傍で再び POT ポートと WOT ポートが合流する形とした。隔壁の厚さは量産の適用を考慮して、鋳造時の一般的な厚さである 2 mm とした。隔壁を設置した際の隅部は解析する上で、悪影響を与えないよう半径 1.5 mm の曲線で繋いだ。

3.1.5. POT ポート断面積比と POT ポート流量比率の関係

最初に、POT ポート断面積比と POT ポート流量比率の関係を調べた。POT ポートの断面積比 RA_{POT} は以下のように定義した。

$$RA_{POT} = \frac{A_{POT}}{A_{POT} + A_{WOT}} \times 100$$

RA_{POT} : POT ポート断面積比率 [%]

A_{POT} : POT ポート断面積 [m^2]

A_{WOT} : WOT ポート断面積 [m^2]

隔壁の高さ H を変えることで RA_{POT} を変化させた。スロットルバルブ開度は 15% とした。

Fig. 13 に各 RA_{POT} における解析結果を示す。解析結果

における流線のコンタは流速を示し、白色の矢印は主たる流れを示す。解析結果の右側のグラフは各 RA_{POT} における RQ_{POT} と POT ポート出口の平均流速を示す。なお、解析結果の左側に管路の断面形状を示す。

解析の結果、いずれの断面積比率においても以下の現象が確認された。

1. スロットルバルブの総流入量に対する各開口部の流量比率は、リーディングエッジ側は 47%、トレーリングエッジ側は 53% であった。隔壁の有無による差異は確認されなかった。
2. トレーリングエッジ側で発生する逆流は隔壁に沿ってスロットルバルブ背後に導かれ POT ポートに流入する。
3. いずれの RA_{POT} でも RQ_{POT} がリーディングエッジ側の流入比率 47% に対して増加している。

次に、 RA_{POT} と RQ_{POT} の関係を Fig. 13 右側のグラフで説明する。

ポート断面積比 RA_{POT} が 16% から 29% の範囲で RQ_{POT} は 83% 以上を達成しており、 RA_{POT} が 20% のときに RQ_{POT} は最大となる。

RA_{POT} が 10% と 40% の場合は RQ_{POT} の目標値に達しなかった。その理由を以下に考察する。

RA_{POT} 10% では RQ_{POT} が 69% であった。POT ポート開口面積 A_{POT} がスロットルバルブ開口面積に対して近づき、スロットルバルブ開口面積に対する比率は高くなる。すると POT ポートへ流入できる流量は他の RA_{POT} (20%, 30%,

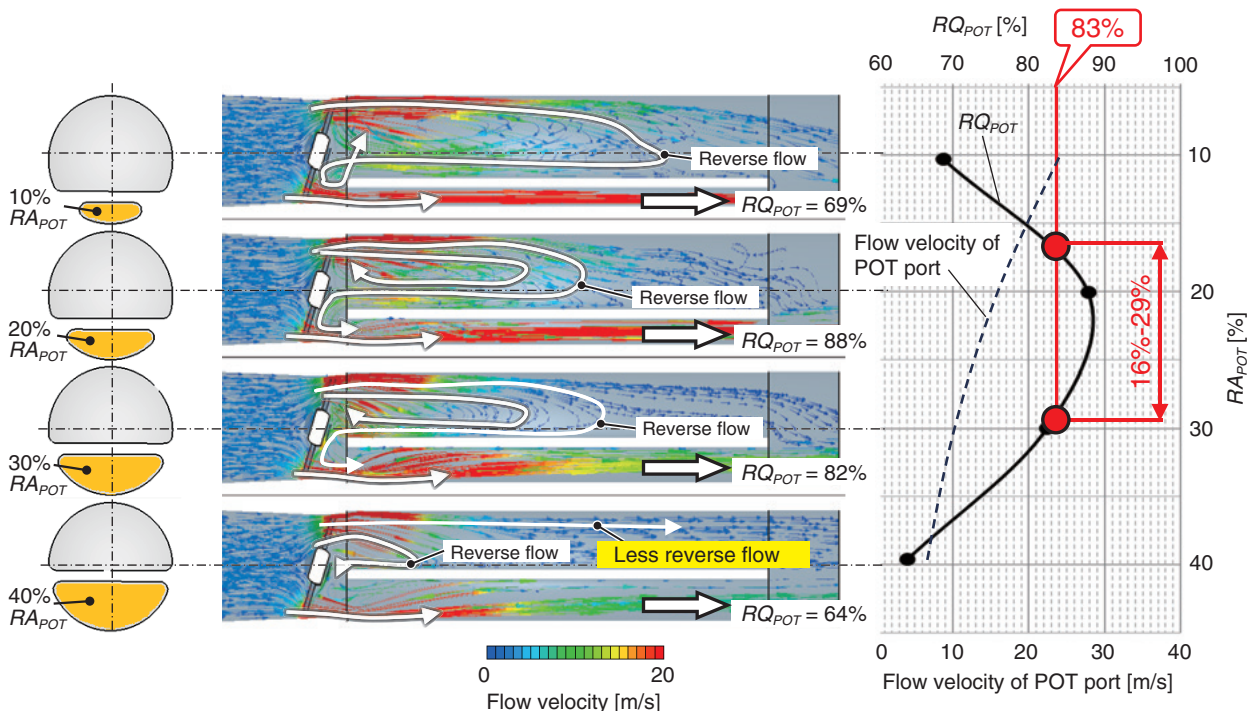


Fig. 13 Result of CFD analysis for straight pipe with each RA_{POT} (throttle opening: 15%)

40%)より抑制される。逆流する流線の量は多いが、リーディングエッジ側のPOTポートへ合流せずトレーリングエッジ側に合流している。

RA_{POT} 40%では RQ_{POT} が64%と低くなる。WOTポート側の逆流するスペースが十分に確保されないため、逆流量が減少する。トレーリングエッジ側の流れは逆流せず下流へ流れる流量が増加する。

上記の確認結果より、合流した流れを十分に流入させることができるPOTポート断面積と逆流が発生するためのスペースが重要であることがわかった。

POTポート流量比率 RQ_{POT} が高く、POTポート流速を高い仕様とするために、 RA_{POT} を20%と決め、次項にて詳細な流れ把握をおこなった。

3.1.6. 隔壁による逆流のPOTポートへの捕捉効果

Fig. 14に $RA_{POT} = 20\%$ における流れ解析結果を示す。主たる流れを白い矢印で示す。Fig. 15にXZ断面の圧力分布解析結果を示す。解析結果より以下のことがわかった。

Fig. 10で説明したリーディングエッジ側の収束する流れ(I)と、トレーリングエッジ側の拡散する流れ(II A, II B)が同様に発生する。

トレーリングエッジ側の拡散する流れは、Fig. 15に示す(1)部の低圧部によって、逆流する(Fig. 14, III A)。

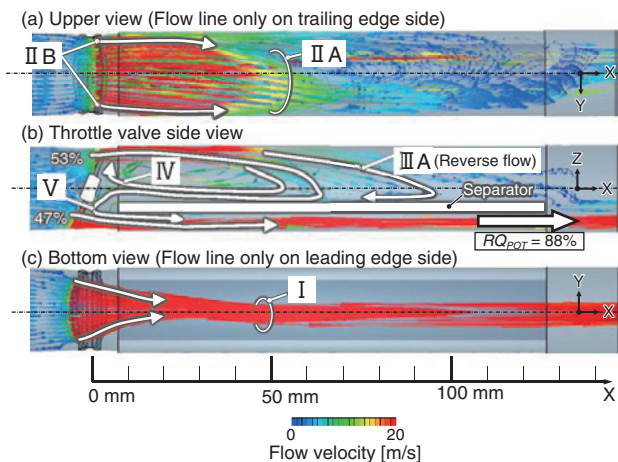


Fig. 14 Flow line for straight port with separator plate

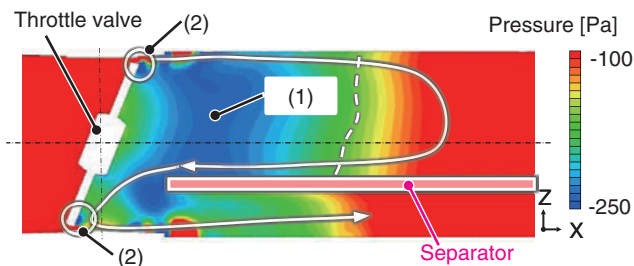


Fig. 15 Distribution of static pressure with separator plate

逆流した流れは隔壁に沿ってスロットバルブ背後に導かれる。

その後、逆流した流れはFig. 15に示す(2)部の局所的な低圧部に導かれ、二つの流れに分かれる(Fig. 14, IV)。

リーディングエッジ側の負圧に吸い寄せられた流れはPOTポートに流入する(Fig. 14, V)。

上記IVの流れが、リーディングエッジ側開口部を通過した収束する流れに合流する(Fig. 14, V)。

その結果、 RQ_{POT} が88%に達する。

以上より、隔壁の設置により形成されるPOTポートに吸気流の大半を集約できることが確認された。

次に、POTポートの流量比率とスロットル開度の関係を調べた。 RA_{POT} は20%とし、スロットル開度のみを変更して確認をおこなった。

Fig. 16に RQ_{POT} とスロットルバルブを通過する全体積流量(Q_{ALL})、スロットルバルブのリーディングエッジ側を通過する体積流量(Q_{LEAD})、POTポート体積流量(Q_{POT})を示す。スロットル開度が大きくなるに連れて Q_{ALL} は二次曲線的に増加するが、 Q_{POT} は Q_{ALL} に対して緩やかに増加する。そのため、 RQ_{POT} はスロットル開度に応じて低下する。

以上の結果から、スロットル開度30%以下の領域の RQ_{POT} が高められることにより、タンブルを強化できるのではないかと考えた。

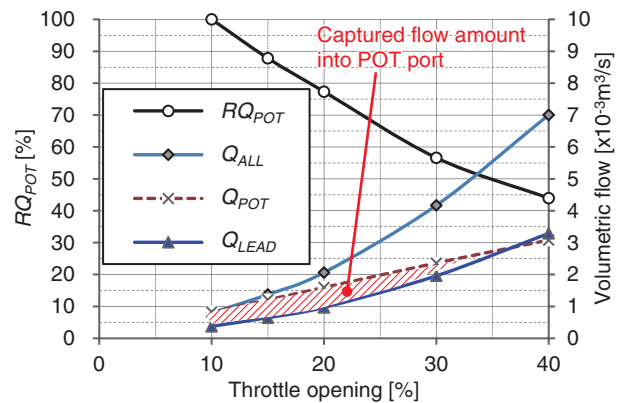


Fig. 16 RQ_{POT} , Q_{ALL} , Q_{POT} , and Q_{LEAD} vs. throttle opening

4. 実機ポート形状における効果の検証

本章では、隔壁の設置によりポート内逆流がPOTポートに捕捉される現象が、実機ポート形状においても再現するか否かの確認をおこなった。

4.1. 実機ポート形状における解析モデル

Fig. 17にTCV無しタンブルポートの断面図を示す。

RQ_{POT} を前述の円筒直管 CFD 解析で得られた 20% としインレットパイプの流路を隔壁で POT ポートと WOT ポートに分けた. POT ポートの出口の形状は前述の TCV 付きタンブルポートと同じである. POT ポート入り口からシリンダヘッドの POT ポート出口までは断面積はほぼ変化しない. スロットルボア径は 22 mm とし, スロットルバルブシャフトの中心位置とスロットルバルブの回転方向は供試エンジンと同じである.

4.2. 実機ポート形状における解析結果

Fig. 18 に TCV 無しタンブルポートの流れ解析結果を示す. バタフライバルブの上側開口部を通過した流れを青色, 下側開口部を通過した流れを赤色で示す. なお, 図は吸気バルブのリフト 6 mm のときの流れを示している. 解析の結果, スロットルバルブより下流で湾曲したポート形状においても, WOT ポート側で発生した逆流がリーディングエッジ側の流れに合流する現象が確認された. また, POT ポートの流量比率 RQ_{POT} は 91% と, Fig. 14 に示した円筒直管における 88% に対して増加した. これはバルブガイドの存在により, WOT ポートの通気抵抗が増し POT ポート側により多く流れるためと推測した. さらに筒内へ流入後にタンブルが生成されていることがわかる.

以上より, 実機形状の TCV 無しタンブルポートにおいても逆流が POT ポートに捕捉される現象と POT ポートの流量比率 RQ_{POT} の向上効果が確認された.

TCV 無しタンブルポートの RQ_{POT} 91% は Fig. 7 に示す目標値 83% を上回っており, タンブル比の下限目標値 1.5 以上を得られると考えた. しかしながら, Fig. 5 に示すコンベンショナルポートのタンブル比はスロットル開度 15% から 30% にかけて増加している. そのため, TCV 無しタンブルポートにおいても, 上記スロットル開度範囲におい

てタンブル比の上限目標値 2.0 を超える可能性があると考えられた.

RQ_{POT} を低減させるために隔壁をスロットルバルブから遠ざけることで, 逆流の捕捉量を低減できるか否か検討をおこなった. その結果, 隔壁を 10 mm 短縮することにより RQ_{POT} が 83% となることがわかった⁽⁶⁾.

Fig. 19 に隔壁を短縮した断面図と, その解析結果を示す.

以上の結果から, TCV 無しタンブルポートにおいて目標とするタンブル比特性を達成する見通しが得られた.

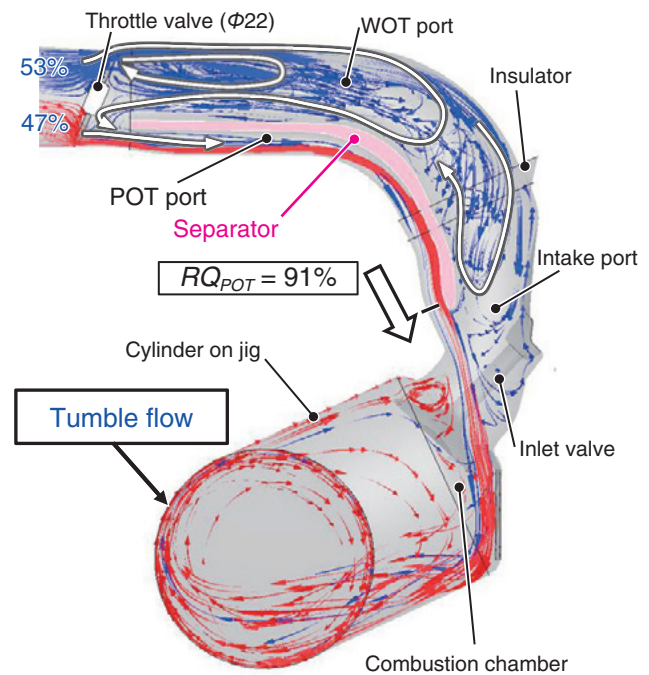


Fig. 18 Result of CFD analysis for flow of tumble port without TCV (throttle opening: 15%)

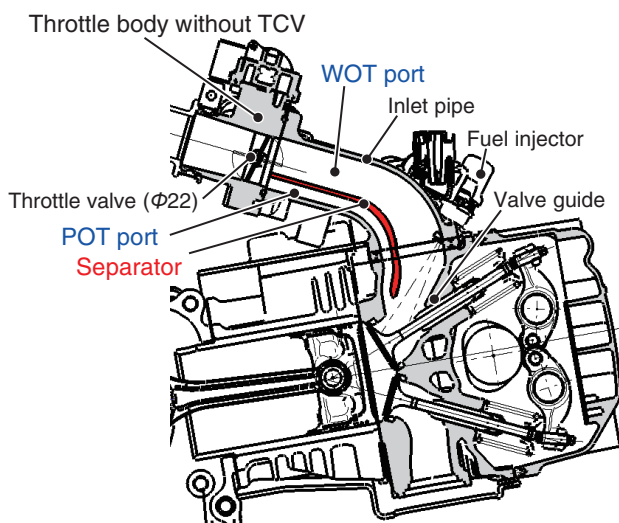


Fig. 17 Tumble port without TCV

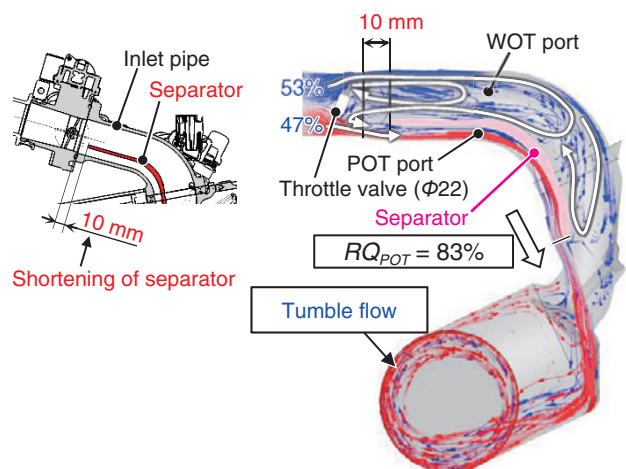


Fig. 19 Result of CFD analysis for flow of tumble port without TCV using short separator (throttle opening: 15%)

5. 実機による効果の検証

本章では、供試実機エンジンによる確認結果を述べる。

5.1. タンブル比特性の検証

Fig. 20 にタンブル比の実測結果を示す。TCV 無しタンブルポートでスロットル開度 15% においてタンブル比は目標値下限 1.5 を達成した。また、スロットル開度 20% と 25% においてタンブル比は各々、1.8 と 1.9 であり目標値上限 2.0 を下回った。以上の結果より、TCV 無しタンブルポートにおいて目標とするタンブル比が得られることが確認された。

5.2. タンブル比下限 1.5 の燃費改善効果の検証

Fig. 21 に、BMEP 250 kPa (スロットル開度約 15%) におけるエンジン単体での正味燃料消費率 BSFC を示す。なお、TCV 付タンブルポートについては、タンブル比の下限目標 1.5 になるように TCV 開度を調整した。測定条件は、エンジン回転数 4000 rpm、A/F は 14.7、点火時期は MBT であり各仕様で同一とした。TCV 付きタンブルポート、TCV 無しタンブルポートの BSFC は、コンベンショナルポートに対してそれぞれ 2.0%、1.7% と改善した。以上より、タンブル比を 1.5 以上に強化することで、燃費の改善効果が確認された。

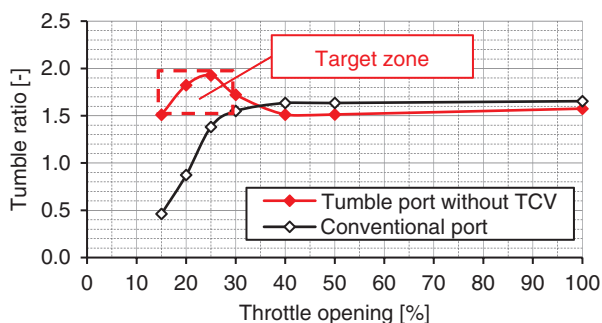


Fig. 20 Characteristic of tumble ratio

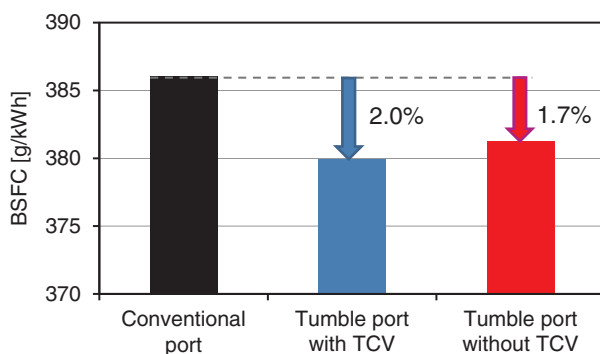


Fig. 21 BSFC results at BMEP of 250 kPa

5.3. タンブル比上限 2.0 のエンジン騒音の検証

Fig. 22 にエンジン騒音の評価結果を示す。スロットル開度 30% 以下ではタンブルポートの評価は低下するが、許容レベル以内であることが確認された。また全負荷 (WOT) は、全ポート同等で良好なレベルが確認された。これは、Fig. 20 に示す全負荷時のタンブル比はコンベンショナルポートと同等レベルであるためと考えられる。

以上より、低負荷領域の目標タンブル比 2.0 以下で自社騒音評価を満足できる結果を得た。

5.4. ポート有効開口面積の検証

Fig. 23 に、インレットバルブリフトに対する有効開口面積 Z 特性を示す。TCV 無しタンブルポートの Z 特性は、リフト 1 mm から 6 mm の間でコンベンショナルポートと同等であった。また 6 mm 以上では Z 特性が低下することを示した。この Z 特性が低下する原因は、WOT ポートの流れと POT ポートの流れが衝突する際に乱れの渦が発生し、その影響によりバルブシート入口部で流入面積が制限される為と推測した。供試エンジンのバルブの最大リフトは 6.3 mm であるため、実用上の Z 特性はコンベンショナルポートと同等と見なせる。

5.5. 燃焼指圧測定に基づく検証

TCV 無しタンブルポートとコンベンショナルポートの

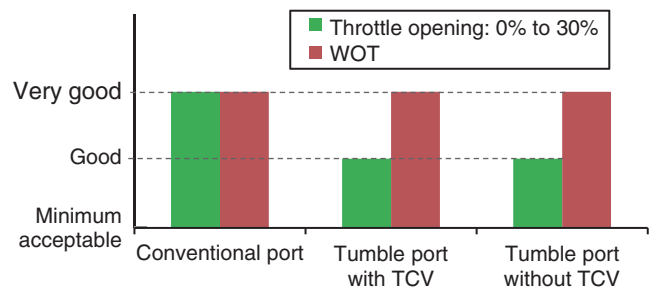


Fig. 22 Crank-noise evaluation (in-house standards)

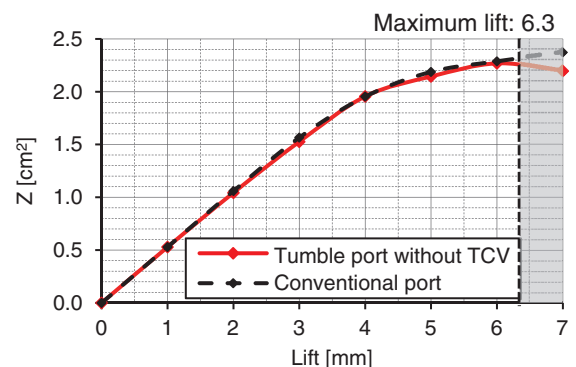


Fig. 23 Characteristics of effective opening area

各負荷の等容度, 初期燃焼期間 (IG-MFB 10%), および主燃焼期間 (MFB 10%-90%) を検証した. エンジン回転数 4000 rpm, A/F 14.7, 点火時期 MBT における各結果を Fig. 24, 25, 26 に示す.

各結果ともコンベンショナルポートに対し, TCV 無しタンブルポートは低負荷領域で急速燃焼化, 高負荷領域で同等レベルの結果を示し, タンブル強化がねらいの特性になっていることを示唆した.

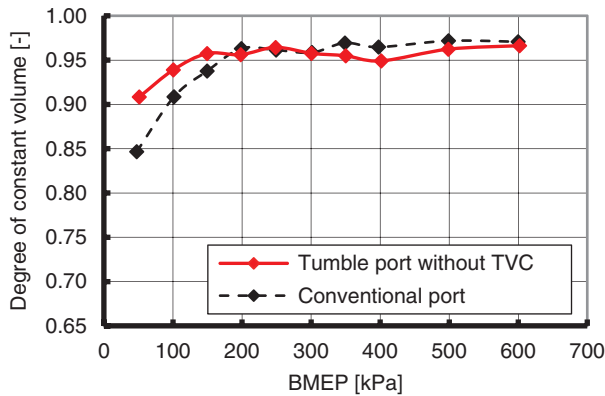


Fig. 24 Characteristics of degree of constant volume

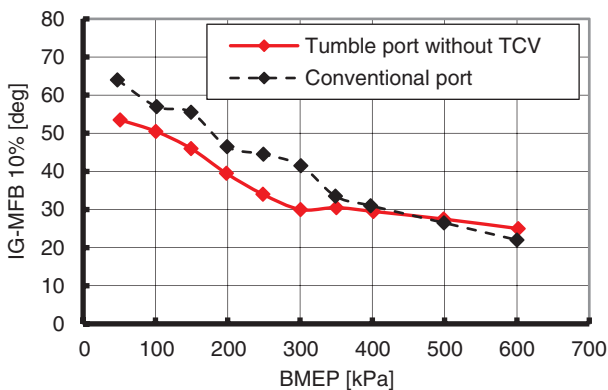


Fig. 25 Relationship between IG-MFB 10% and BMEP

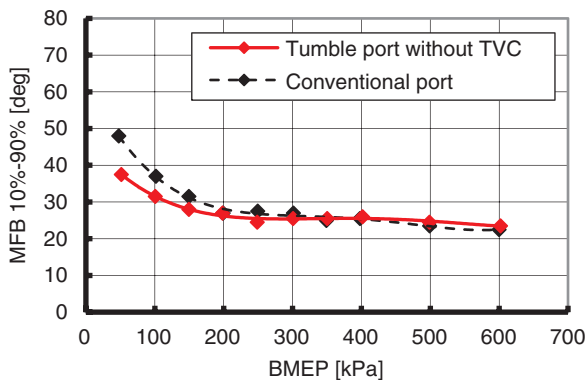


Fig. 26 Relationship between MFB 10%-90% and BMEP

Table 2 Improvement rate of fuel economy compared to conventional port

WMTC Class 1	Idle-stop on	Idle-stop off
Tumble port without TCV	+1.7%	+1.8%
Ref. Tumble port with TCV	+2.0%	+1.7%

Table 3 Results of emission measurements

EURO5/India's BS-VI WMTC Class 1	CO [mg/km]	THC [mg/km]	NOx [mg/km]
Emission regulations	1000	100	60
Tumble port without TCV	293	34	11
Conventional port	274	54	12
Ref. Tumble port with TCV	268	34	16

5.6. 完成車両における検証

完成車両にて WMTC モード燃費, 排気エミッション測定をおこなった. それぞれの結果を Table 2, 3 に示す. WMTC モード燃費は, アイドルストップ使用時に 1.7%, 不使用時で 1.8% の改善が確認された. 排気エミッションも EURO5/インド BS-VI 規制値に適合させ, コンベンショナルポートと遜色ない排出値を達成した.

以上の結果より, 切り替え機構を用いず, 低負荷領域のみタンブル強化が得られ, WMTC モード燃費で 1.7% の向上と, EURO5/インド BS-VI 規制値に適合した. ポート有効開口面積とエンジンノイズはコンベンショナルエンジン同等の結果を得た.

6. 隔壁付きタンブルポートの製造技術

隔壁付きタンブルポートの量産事例として, 別部品の平板を挿入した物や, 平板を鋳包んだ技術が乗用車用として実用化されている⁽³⁾. しかしながら, 小型二輪車にその技術を適用する場合, 吸気ポートの曲率に対する制約やコストインパクトの観点から現実的ではない. また, 既存設備の転用の観点からも課題となる. そこで我々は既存設備に変更を加えずに隔壁を一体成型する製法の確立を目標に定めた.

6.1. ポート中子造型金型の構想

隔壁を鋳造一体で成形する手法として WOT ポートと POT ポートの中子を別々に造型して接合する手段もある. その場合, 中子金型が 2 型必要になる. また, 接合の工数増や位置関係のずれによる寸法精度の低下が考えられる.

我々はポート中子の型割を従来の上下割から左右割にすることで WOT ポートと POT ポートを一体で成形することとした. 隔壁となる部分はスリット状に形成される.

Fig. 27 に従来ポートと隔壁付きタンブルポートの中子形状を示す。図中の破線は中子型のパーティングライン、矢印は型割の方向を示す。

中子造型金型を左右割にすると、Fig. 28 に示すバルブガイド部が型開き方向に対し逆勾配となる。その対応として、バルブガイド部を形成するためのスライド型を追加した。Fig. 29 に造型金型の模式図を示す。

図は左から順に、型が閉じた状態、中子砂が充填された状態、型が開いた状態の断面を示す。可動型の開閉時に固定型に連結された傾斜ピンがガイドとなりスライド型が開閉する構造とした。スライド型の開閉方向は可動型の開閉方向に対し垂直となる。

6.2. 製造性の検証

タンブルポート中子の造型性とシリンダヘッドの鋳造性を一般的な製造条件で確認した。砂中子は、バインダとしてフェノール樹脂 1.4 wt.% をコーティングしたレジンコートサンド (Resin Coated Sand: RCS) を使用した。

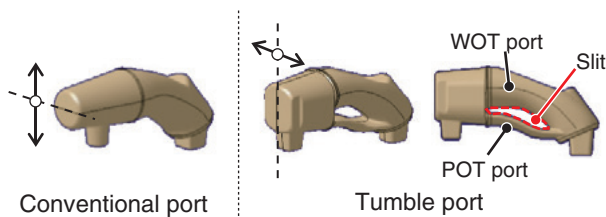


Fig. 27 Core shape of conventional port and tumble port

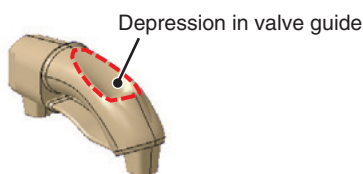


Fig. 28 Place of depression in valve guide

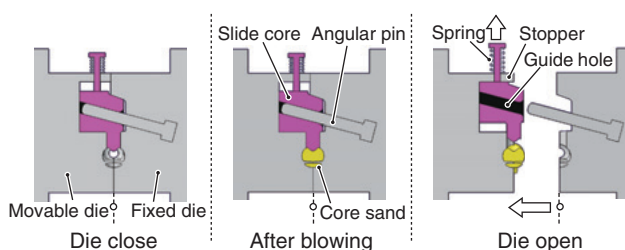


Fig. 29 Schematic diagram of tumble port core mold

Fig. 30 に RCS の諸元と造型後のタンブルポート中子の外観を示す。

POT ポート部の中子品質に課題がないことが確認された。

Fig. 31 にシリンダヘッドの隔壁部の切断面を浸透探傷検査 (レッドチェック) したものを示す。

隔壁部のアルミ充填性、内部品質ともに課題がないことを確認した。

6.3. 中子砂の排砂性検証

鋳造工程で中子の排砂が不完全な場合、後工程での検査項目が増えコストアップの要因になりうる。排砂の方法として、打撃振動を与え中子を崩壊させるハンマリングと、熱処理炉で加熱し砂焼きをおこなう方法が一般的である⁽⁷⁾。砂焼きは中子除去において有効な手段であるが、熱を加えることによる鋳物の変形、設備、時間およびエネルギーを多く費やしてしまうなどの課題がある⁽⁷⁾。そのために、排砂工程で排砂を完了することが望まれる。Fig. 32 に製造工程図を示す。鋳造後に排砂をおこない、その後、熱処理へとつながる。

タンブルポートはコンベンショナルポートに対し、狭小な POT ポートを持するため、タンブルポート中子の排砂性に懸念がないか検証をおこなった。排砂性の検証は、既存のハンマリング装置でおこなった。

Resin [wt.%]	1.4
Bending strength	405
Melting point [°C]	102
Grain size [AFS]	69

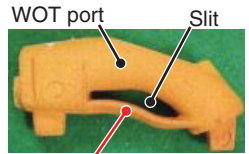


Fig. 30 Specification of RCS and appearance of tumble port core

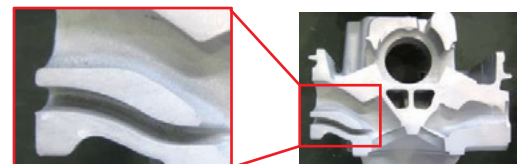


Fig. 31 Fillability and internal quality (dye penetrant test)

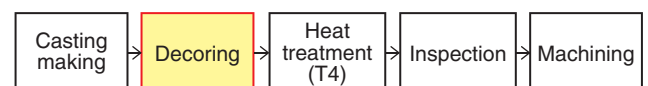


Fig. 32 Process chart

6.3.1. ハンマリングによる排砂性の検証

Fig. 33 にハンマリング装置の外観を示す。打撃振動によりポート内に残留した中子砂が排出されている様子が確認できる。

最適な振動条件を探るために以下の実験をおこなった。ハンマに付加するエア圧に対する振動加速度と排砂率の変化を確認した。なお、排砂率は、インテーク中子の重量に対する排出された中子砂の重量比率で定義した。Fig. 34 に実験結果を示す。エア圧 0.3 MPa 以上で振動加速度が 44 g 以上となり、排砂率 100% を得られることが確認された。

6.3.2. 熱処理による砂中子の崩壊性検証

万が一、チップング後も POT ポートに砂中子が残留した場合を想定し、熱処理による砂中子の崩壊性を検証した。砂中子は、Fig. 30 に示すフェノール樹脂 1.4 wt.% をコーティングした RCS で造型される。フェノール樹脂は熱により酸化分解が促進され、気体生成物となる。酸化分解温度を確認するため、RCS の熱重量示差熱分析 (TG-DTA) を実施した⁽⁸⁾。Fig. 35 に分析結果を示す。428°C に酸化反応を示す発熱ピークが認められ、本製品の溶体化処理温度 500°C では酸化分解が終了する。その結果、バインダ機能を担うフェノール樹脂が完全に消失し、Fig. 36 のように砂中子が崩壊することを確認した。

POT ポートの燃焼室側出口が鋳バリで閉塞した場合、POT ポートの砂中子はインレットパイプ側しか空気に触れないため、フェノール樹脂の酸化分解が内部まで進まない可能性が考えられる。そこで、POT ポートの閉塞状態を簡易的に再現したテストピースを用いて、熱処理による砂

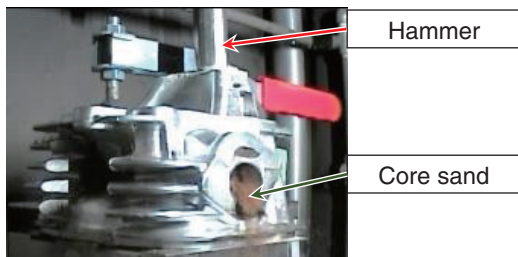


Fig. 33 State of decoring

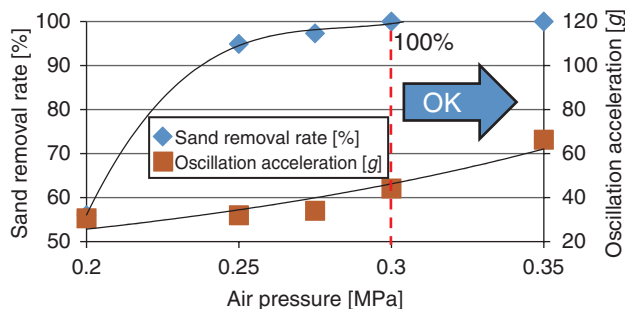


Fig. 34 Sand removal rate of intake port (after decoring for 30 seconds)

中子の崩壊性を検証した。Fig. 37 にテストピースの模式図を示す。空気に触れる開口部の断面積は、POT ポートの断面積に合わせた。Fig. 38 に加熱時間と砂中子崩壊長さの関

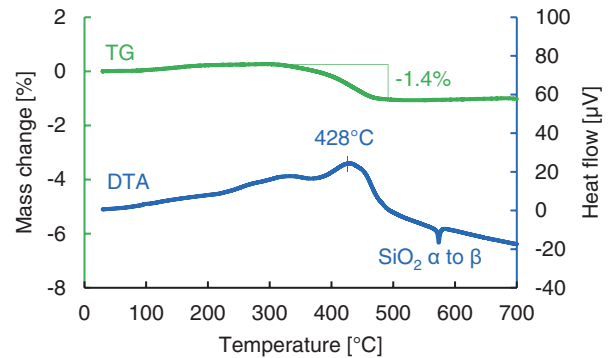


Fig. 35 TG-DTA curves at heating rate of 10°C/min

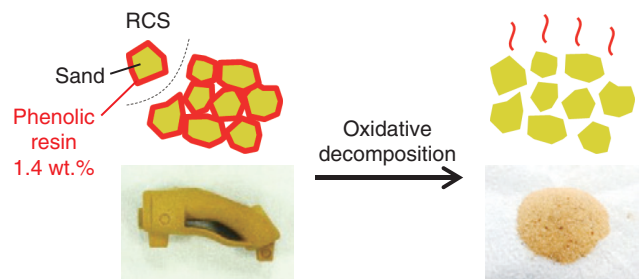


Fig. 36 Sand core collapse

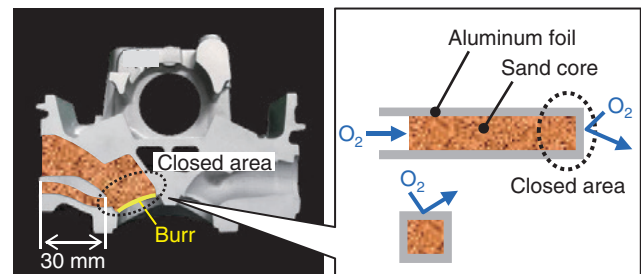


Fig. 37 Schematic diagram of test piece

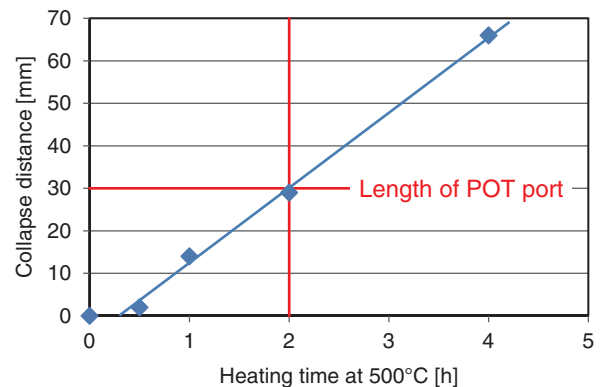


Fig. 38 Effect of heating on sand core collapsing

係を示す。加熱時間に比例して崩壊が進み、2時間でPOTポート長さ30mm相当が崩壊することが確認された。熱処理時間内で十分に崩壊する見通しを得た。

以上の結果より、吸気ポートの隔壁を鋳造一体成形する製法を確立した。この技術により、既存の鋳造設備に変更を加えることなく実用化が可能となった。

7. まとめ

流路の切り替え機構を用いずに低負荷領域のみタンブルを強化する廉価な技術を構築した。

この技術は、以下の知見に基づく。

- (1) スロットルバルブ下流においてトレーリングエッジ側では拡散するおそい流れが発生し、リーディング側では収束する速い流れが発生する。
- (2) トレーリングエッジ側の拡散したおそい流れは、スロットルバルブ背面部に発生した低圧部に引き寄せられ逆流する。
- (3) 隔壁をスロットルバルブ軸に対してリーディング側に設置することにより、逆流した流れが隔壁に沿ってスロットルバルブ背後の低圧部に導かれる。その後リーディングエッジ側の収束する流れに合流し、全流量の80%を超える流れがPOTポートへ捕捉される⁽⁹⁾。
- (4) 実機エンジンの燃焼指圧解析より、低負荷領域における燃焼期間がコンベンショナルポートに対し短縮し、ねらいどおりのタンブル特性になっていることを確認した。
- (5) 完成車のWMTCモード燃費で1.7%の向上と、EURO5/インドBS-VIの排気ガス規制に適合した。
- (6) 吸気ポートの中子造型金型を左右割構造とすることで、中子に隔壁部を形成するスリットを設けた。この中子を用いることで、吸気ポートの隔壁を鋳造一体成形する製法を確立した。

この技術により、静粛性と動力性能を損なわずに実用域の燃費性能を高めることが可能となった。また、専用部品の付加や、既存設備に変更を加えることなく実用化を可能とした。

参考文献

- (1) 葭原泰司, 中田浩一, 高橋大志, 大村哲生, 太田篤治: 高効率エンジンを実現するための高効率タンブルポート開発, 自動車技術会 2016年春季大会学術講演会 講演予稿集, No. 59-16, p. 1425-1430, (2016)
- (2) Abidin, Z., Hoag, K., McKee, D., Badain, N.: Port Design for Charge Motion Improvement within the Cylinder, SAE Technical Paper, 2016-01-0600, doi: 10.4271/2016-01-0600, (2016)

- (3) 秋本晃, 岩村一洋, 澁井敦, 片倉祐一, 堀智宣, 佐々木礼, 保坂浩, 石田礼, 森川弘二: 新世代水平対向ガソリンエンジンの開発—燃焼設計と燃費性能改善について—, 自動車技術会論文集, Vol. 42, No. 4, p. 835-838, (2011)
- (4) 中山智裕, 加藤真亮, 武藤涼: ガス流動制御を用いたガソリンエンジンの熱効率向上, 自動車技術会論文集, Vol. 49, No. 5, p. 974-979, (2018)
- (5) 白砂貴盛, 齋藤秀輝, 野村友和: 吸気バルブオフセットとスキッシュによる燃焼改善技術の研究, Honda R&D Technical Review, Vol. 25, No. 2, p. 109-124
- (6) Nakamura, Y., Inoue, Y., Fujikubo, M.: Tumble Flow Enhancement Applied for Low-Load Condition of Engines by Utilizing Reverse Flow Phenomenon in Intake Port, SAE Int. J. Adv. & Curr. Prac. in Mobility 2(2):985-1001, doi:10.4271/2019-32-0509, (2020)
- (7) 藤井真, 下藤潤平: 共振型高加速度振動機を利用した中子落とし装置と内面研掃装置の開発, 日本鋳造工学会 第163回全国公演大会 日本鋳造協会 平成25年度秋季大会 講演概要集, p. 104, (2013)
- (8) 津越敬寿: 入門講座 分析機器の正しい使い方 熱分析, ぶんせき 2017年12月号, p. 568-574
- (9) <https://www.honda.co.jp/tech/motor/item-eSTT/>

■ 著 者 ■



藤久保 誠



中村 洋平



井上 陽介



亀田 圭悟



日高 葉月



及川 浩信