

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

Research on Combustion Improvement Techniques by Intake Valve Offset and Squish Effect

白 砂 貴 盛*
Takamori SHIRASUNA

齋 藤 秀 輝*
Hideki SAITO

野 村 友 和*
Tomokazu NOMURA

要 旨

ABSTRACT

排気量 110 cm³ 4 ストローク単気筒 2 弁ガソリンエンジンに対して試みた二つの簡便な手法による燃焼改善技術について報告する。

第一の試みでは、タンブル強化により燃焼改善を図った。タンブル強化の手法として、吸気バルブの一部分をシリンダボア壁面よりも外側にはみ出して配置する吸気バルブオフセットを考案した。これにより、シリンダボア壁面側の吸気流をマスキングし強いタンブルを生成した。タンブル強化により空燃比で 2 ポイントの希薄燃焼が可能となり、Indicated Specific Fuel Consumption はベースに対し 4.8% 低減した。また、吸気バルブを外側に配置したことにより、排気バルブとの隙間が拡大した。これにより、吸気バルブ径の拡大が可能になり、最高出力の低下を抑制できた。

第二の試みでは、逆スキッシュ流の強化により、燃焼改善を図った。逆スキッシュ流の強化手法として、斜め平行スキッシュを採用した。これによりノッキングを抑制し、圧縮比を 9.0 から 9.5 に上げることが可能となり、Indicated Specific Fuel Consumption は 2.6% 低減した。さらに吸気バルブオフセットと斜め平行スキッシュによる高圧縮比化を組み合わせた場合の Indicated Specific Fuel Consumption はベースに対し 6.0% 低減した。

Reported in this paper are the technologies for improvement of combustion efficiency by applying two simple methods to a single cylinder, 110 cm³ displacement, four-stroke, two-valve gasoline engine.

In the first attempt, we tried to improve combustion efficiency by increasing tumble of the air-fuel mixture flow. To increase tumble, we devised an offset intake valve design in which a part of the intake valve was located outside of the cylinder bore. With this offset intake valve configuration, a part of the inlet port perimeter was blocked causing disturbance of air-fuel mixture flow along the cylinder wall that resulted in a strong turbulence. The increased turbulence permitted lean burn at an air-fuel ratio leaner by two points, reducing Indicated Specific Fuel Consumption by 4.8% from that of the base engine. With the intake valve shifted outwards against the cylinder bore, the spacing next to the exhaust valve increased, allowing the intake valve diameter to be enlarged to compensate for the deterioration of the maximum power.

In the second attempt, we tried to improve combustion efficiency by increasing the reversed squish flow of the air-fuel mixture. As the means to increase reversed squish flow, we employed a slant-parallel squish configuration. With the application of this squish arrangement, the margin against knocking generation was enhanced and the compression ratio was increased to 9.5 from the original 9.0 while reducing the Indicated Specific Fuel Consumption by 2.6%. The offset intake valve design coupled with the high compression ratio produced by the slant-parallel squish design lowered the Indicated Specific Fuel Consumption by 6.0% compared to the base engine.

1. はじめに

近年、地球温暖化対策として CO₂ 排出量低減が強く求められており、モビリティの分野では燃費改善が重要な研究課題となっている。現在、全世界の二輪車の販売台数の約 90% 以上を占める小型二輪車においても、さまざまな燃費改善技術が研究開発されている。二輪車用ガソリンエンジ

ンには簡便な手法による燃費改善技術が求められており、希薄燃焼領域の拡大やノッキング抑制による高圧縮比化はその有効な手段の一つである。

希薄燃焼領域を拡大する技術としては、点火系を強化する多点火⁽¹⁾や副室式燃焼室⁽²⁾、燃焼を促進する筒内流動の強化などが有効であると知られている。例えば、筒内流動強化に関しては、タンブル生成⁽³⁾やスワール生成

*二輪 R&D センター

弁⁽⁴⁾を用いた研究がなされている。しかしながら、これらの技術を適用する際には、そのための専用部品や制御システムの追加が必要になる。一方、新たな専用部品を用いない簡便な構造によるタンブル強化手法として、吸気ポート形状の変更⁽⁵⁾やマスクング⁽⁶⁾を利用する研究がなされている。しかしながら、これらの手法は、吸気抵抗の増加をともなうため吸気量の低下をきたしやすい。また、タンブル強化と燃費改善の関係を調査した報告事例は少ない。本研究では、タンブル強度の指標として新たにパーシャルタンブルレシオを定義し、面積の異なる固定式のタンブル生成フラップ（以下、フラップ）を用いた基礎実験により、タンブル強度と燃費改善率との関係を明らかにした。さらに、吸気バルブオフセットによりマスクングを利用したタンブル強化をおこない、希薄燃焼領域を拡大し燃費改善を図ると同時に、吸気バルブ径の拡大により吸気量の低下をもたらす最高出力の低下を抑制した。

高圧縮比化のためのノッキング抑制技術としては、燃焼室の冷却改善や残留ガスの低減、スキッシュなどが知られている。その中でスキッシュはデバイスを用いない簡便な構造であり、多数の研究^{(7),(8)}が報告されている。スキッシュを設けると、上死点後のピストン下降時にスキッシュ部へ流入する逆スキッシュ流により燃焼室末端の局所的な燃焼速度が大きくなる。これにより、ノッキング発生に至る前に、燃焼室末端の未燃混合気に火炎面が到達する。このことがスキッシュによるノッキング抑制の理由と考えられている⁽⁹⁾。また、逆スキッシュ流に有効なスキッシュ形状は斜め平行スキッシュとされている。しかしながら、これらは4弁エンジンでの研究により得られた知見であり、2弁小型エンジンにおける有効なスキッシュ形状やノッキング抑制への寄与度、さらにノッキング抑制により可能となる高圧縮比化の研究事例は少ない。本研究では2弁の小型エンジンにおける、スキッシュ形状の違いによる逆スキッシュ流の違いをCFDにより検討した。次いで逆スキッシュ流の強さとノッキング抑制の相関を調べるため実機にてテストをおこなった。さらに、スキッシュによるノッキング抑制のメカニズムを調べるため燃焼解析を実施した。

最後に吸気バルブオフセットとスキッシュを組み合わせた仕様において実験をおこなった。各々のねらいである希薄燃焼領域拡大と高圧縮比化が燃費と出力にもたらす効果について調査した。

2. 供試エンジンと試験条件

2.1. 供試エンジンの主要諸元

実験には市販の小型二輪車用エンジンを用いた。Table 1 に供試エンジンの主要諸元を示す。エンジン型式は空冷4ストローク単気筒2弁ガソリンエンジンで、排気量は109.2 cm³である。使用燃料は市販レギュラーガソリン

Table 1 Specifications of experimental engine

Engine type	Air cooled, four stroke, single cylinder, gasoline engine
Bore × Stroke [mm]	50.0 × 55.6
Displacement [cm ³]	109.2
Compression ratio	9.0
Valve diameter [mm × number]	Intake: 25.5 × 1 Exhaust: 21.0 × 1
Valve lift [mm]	Intake: 5.8 Exhaust: 5.6
Ignition system	Electronically controlled capacitor discharge ignition
Fuel system	Carburetor
Fuel type Research octane number (RON)	Regular gasoline 90
Maximum brake power output	6.27 kW at 8000 r/min
Maximum brake torque	8.72 Nm at 6000 r/min

(RON90)で、キャブレタにより供給される。ただし、空燃比(A/F)を変更する実験では、キャブレタのフロートチャンバー室の圧力を調整し、A/Fを調整した。ロータリエンコーダをクランク軸に固定し、1回転あたり360パルスのクランクアングル信号を得た。筒内圧力の測定には圧電素子型圧力変換器(キスラー製6041A)を用いた。エンジンはトランスミッションシステムを介しダイナモメータと連結され、一定のエンジン回転速度、負荷に制御される。エンジン単体の実験はトランスミッションレシオ一定でおこなわれた。

2.2. 実験の運転条件

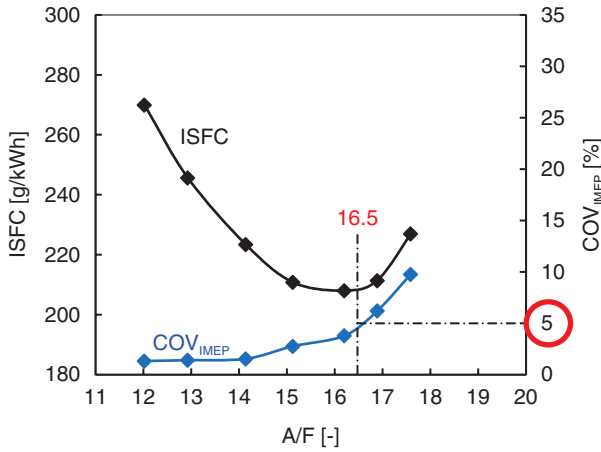
燃焼改善による効果を測定する運転条件として、希薄燃焼限界、燃焼解析、燃費効果の評価を部分負荷運転条件、出力とノッキングの評価を全開運転条件でおこなった。各運転条件を下記に示す。

部分負荷運転条件:エンジン回転数 3750 r/min, BMEP400 kPa, MBT

全開運転条件:エンジン回転数 3000—8500 r/min, スロットル開度全開, A/F12.4

2.3. 供試エンジンの希薄燃焼限界

Fig. 1 に、部分負荷運転条件においてA/Fを変化させた場合のIndicated Specific Fuel Consumption (ISFC)とCoefficient of Variation of Indicated Mean Effective Pressure (COV_{IMEP})を示す。供試エンジンのISFCの最小値を示すA/Fは16.5であった。また、A/F 16.5におけるCOV_{IMEP}は5%であった。このことから、さらなるA/Fの希薄化をおこなった場合はCOV_{IMEP}の増加を招くため、これ以上のISFCの低減は望むことができない。ISFCを低減するためには、筒内流動強化などによる希薄燃焼領域の拡大が必要となる。その手法として、本研究ではタンブル強化に着目した。


 Fig. 1 ISFC and COV_{IMEP}

3. 定常流試験におけるタンブル強度と出力予測の指標

本研究では、タンブルの強さの指標として定常流試験におけるタンブルレシオ (TR) を用いた。また、出力予測の指標として定常流試験による吸気弁の有効角度面積を用いた。

3.1. タンブルレシオの定義

TR は、充てん終了時のシリンダ内空気が持つ旋回角速度 (ω_R) とクランク軸角速度 (ω_E) の比で表され、式 (1)、(2) および (3) により定義される⁽¹⁰⁾。

本研究では、 TR を相対値として評価するため、体積効率 (η_v) は簡便に 1 として取り扱った。

$$TR = \frac{\omega_R}{\omega_E} = \frac{L_d \eta_v \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f N_r d\alpha}{\left(\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f d\alpha \right)^2} \quad (1)$$

$$L_d = \frac{BS}{n_v D_v^2} \quad (2)$$

ここで、

TR : タンブル比

ω_R : シリンダ内空気の旋回角速度

ω_E : クランク軸角速度

L_d : エンジン形式ファクタ

η_v : 体積効率

α_1 : 吸気弁開時クランク角度

α_2 : 吸気弁閉時クランク角度

C_f : 流量係数

N_r : 無次元タンブル

B : ボア

S : ストローク

n_v : 吸気バルブ数

D_v : 吸気バルブ径

Table 2 Conditions of steady flow test

Valve lift [mm]	1, 2, 3, 4, 5, 6
Throat diameter [mm]	0.535, 1.31, 2.75
Pressure of surge tank B (ΔP_2) [kPa]	5
Load cell rated capacity [N]	0.5
Rated torque [Nm]	5×10^{-3}

N_r は、旋回流速と吸気ポート流速の比で表される。

$$N_r = \frac{\omega_R B}{V_0} = \frac{8M}{\dot{m} V_0 B} \quad (3)$$

ここで、

V_0 : 有効ポート内流速

M : 計測トルク

$\dot{m}$: 空気の質量流量

TR の評価は、実測の定常流試験と定常流試験を模擬した CFD でおこなった。

Fig. 2 に、定常流試験に用いた実験装置を示す。Table 2 に、定常流試験の条件を示す。

本研究では後述するスロットルパーシャル開度の TR の評価もおこなった。パーシャル開度では吸気抵抗が増加するため、 TR が減少する。このため、 TR の計測精度を高める必要があり、小型のインパルスタンブルメータを製作して実験をおこなった。

また、 TR の実測は分岐管を反転させて 2 回測定をおこなった。左側と右側で得られたそれぞれの TR の合算値を TR として評価した。

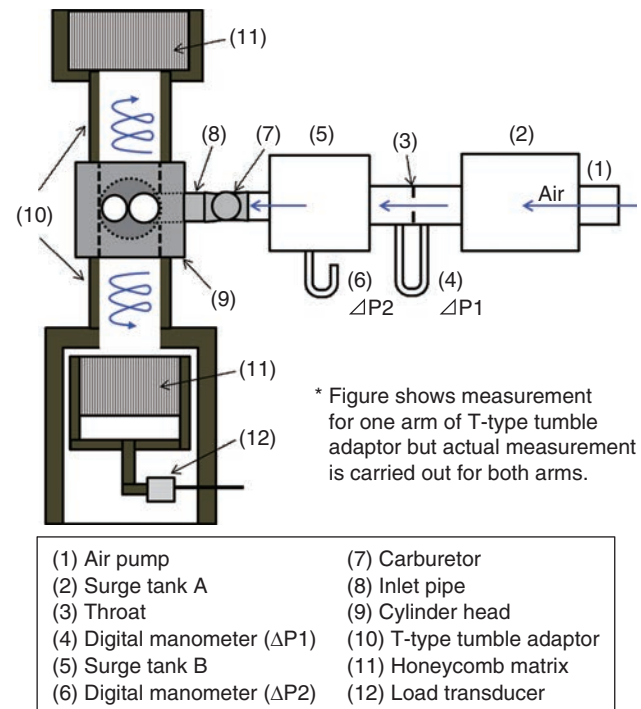


Fig. 2 Flow test rig

Table 3 CFD conditions for steady flow test

Software name	SCRYU/Tetra
Solution type	Steady state flow
Valve lift [mm]	1, 2, 3, 4, 5, 6
Pressure difference of Inlet and outlet [kPa]	5
Cell type	Tetrahedron
Boundary cell type [mm × layers]	Prism 0.3 × 2
Number of cells	4,500,000
Differencing scheme	MUSCL scheme
Pressure velocity coupling	SIMPLEC
Turbulent model	Standard k-ε

Fig. 3 に、 TR の計算に用いた CFD 解析のモデルを示す。
Table 3 に、CFD 解析の計算条件を示す。

3.2. 出力予測の指標

エンジンの出力に最も影響する因子は、1 サイクル中に燃焼室へ入る空気量である。燃焼室へ入る空気量を評価するための指標として、定常流試験における吸気弁の有効角度面積 (Z_i) が有効である。 Z_i は実測の定常流試験では式 (4)、CFD では式 (5) で定義される⁽¹¹⁾。また、Fig. 4 に Z_i の概念図を示す。

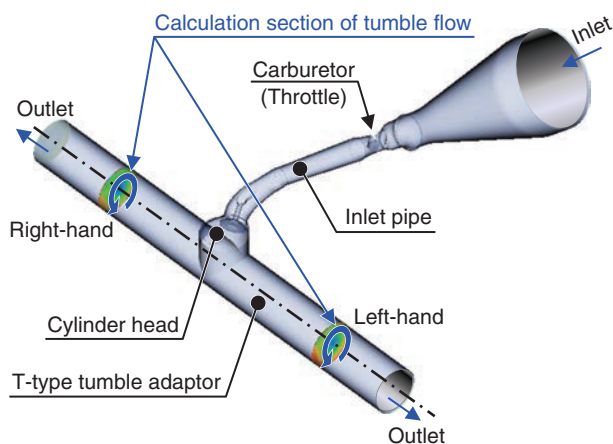
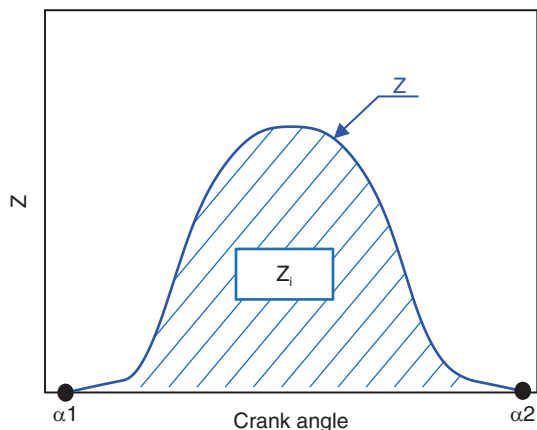


Fig. 3 CFD model for tumble ratio calculation

Fig. 4 Definition of Z_i

本研究では、出力予測の指標として Z_i を用いる。

$$Z_i = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} Z d\alpha = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \beta A \sqrt{\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2}} d\alpha \quad (4)$$

ここで、

Z_i : 吸気弁の有効角度面積

Z : 吸気弁の有効開口面積

β : スロートの流量係数

A : スロートの断面積

ΔP_1 : スロートの差圧

ΔP_2 : サージタンク B の差圧

$$Z_i = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} Z d\alpha = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f A_v d\alpha \quad (5)$$

ここで、

A_v : 吸気弁の開口面積

4. タンブル強度と燃費改善率の相関

これまで、タンブル強度と燃費改善率の関係を調査した報告事例は少ない。このため、タンブル強度と燃費改善率の関係を把握することを目的として、タンブル強度を変化させることが可能なフラップを吸気ポート内に設置し、CFD 解析と実機による調査をおこなった。また、タンブル強化により燃費改善をおこなった場合に懸案となる課題の把握をおこなった。

4.1. タンブル生成フラップによるタンブル強化

タンブルを強化するために、面積の異なるフラップを吸気ポート内に突き出して設置し、フラップが Z_i と TR に与える影響を、定常流試験を模擬した CFD 解析により調査した。Fig. 5 に、フラップの取付け図とその形状を示す。吸気ポート内に突き出す面積は、A, B, C, D の順にともない増大する。

Fig. 6 に、CFD 解析における Z_i と TR の計算結果を示す。フラップの面積を大きくするにともない、 TR は増大する傾向にある。これより、フラップは効果的にタンブルを生成していることがわかる。

フラップの面積に関わらず、スロットル開度が小さい領域では同一スロットル開度における Z_i の減少は見られない。しかし、スロットル開度が大きくなるにつれて同一スロットル開度における Z_i はフラップの面積に比例して減少する傾向にある。これは、スロットル開度が小さい場合は、スロットルバルブが吸気管の最小断面積となるため、フラップを取付けても吸気抵抗に影響を与えなかったものと考えられる。これに対し、スロットル開度が大きい場合は、フラップの挿入部が吸気管の最小断面積となり、吸気抵抗が増加するため、 Z_i が減少したものと考えられる。

Fig. 7 に、定常流試験における Z_i と TR の実測結果を示す。Fig. 8 に、吸気ポート内とシリンダ内の流速分布の CFD 解析結果を示す。スロットル開度は 15 deg, バルブリフトは 4.5 mm で計算をおこなった。実測結果は、スロットル全開のみならず部分開度においても、Fig. 8 に示す CFD

解析結果と同じ傾向を示していることがわかる。

Z_i と TR の相対比較をおこなうにあたり、CFD 解析による評価は妥当であることを確認できた。このため、以後は Z_i と TR については CFD 解析の計算結果により評価をおこなう。

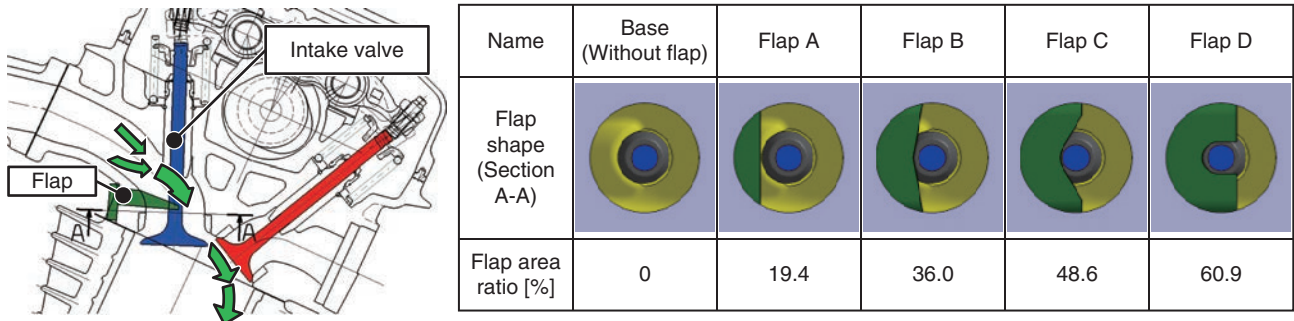


Fig. 5 Installed flaps and shapes

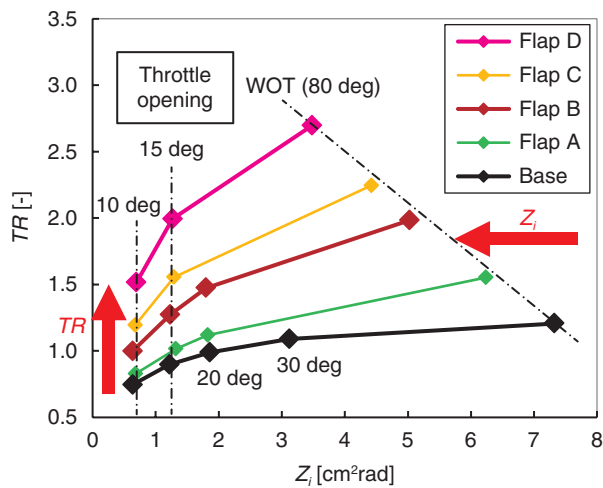


Fig. 6 Z_i and TR (CFD)

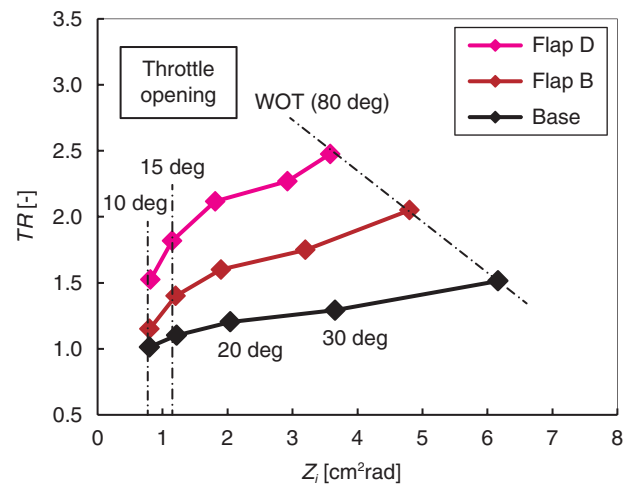


Fig. 7 Z_i and TR (Actual measurement)

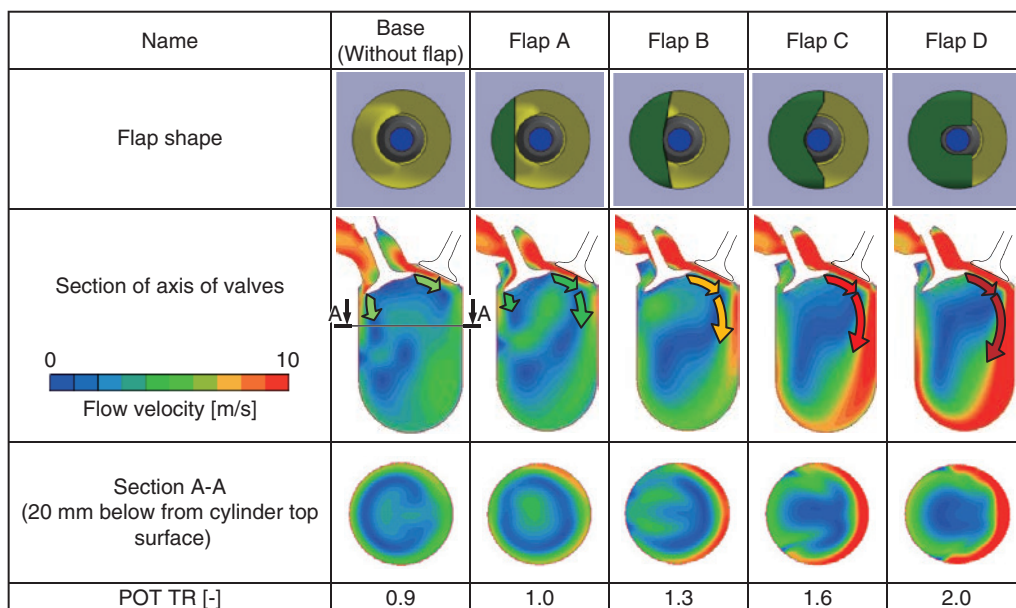


Fig. 8 CFD calculation (in-cylinder flow)

また、部分負荷運転条件であるスロットル開度 15 deg の TR をパーシャル TR (POT TR) と定義する。

フラップによって吸気ポート内の空気の流れは排気バルブ側へ整流される。整流された空気は流速の高まった状態でシリンダ内に入り、強いタンブルを発生する。また、フラップの面積が大きくなるにつれて、吸気バルブのシリンダボア壁面側からシリンダに入る空気を抑制し、逆タンブルの発生を防いでいる。これらの効果により、POT TR が増大する。

4.2. タンブル強度と燃費改善率

4 種類のフラップが燃費改善に与える影響を実験により調査した。Fig. 9 に、部分負荷運転条件における A/F と ISFC の関係を示す。Fig. 10 から Fig. 13 に燃焼解析結果を示す。ここで、点火から燃焼質量割合 10% までのクランクアングルを初期燃焼期間 ($MFB_{0-10\%}$)、燃焼質量割合 10% から 90% までを主燃焼期間 ($MFB_{10-90\%}$) と定義する。

ベースに対し、フラップを装着した仕様はフラップの面積が大きくなるにしたがい、希薄領域の ISFC が低減する傾向を示している。燃焼解析結果より、ベースは A/F の希

薄化にともない $MFB_{10-90\%}$ が急激に長期化し、等容度も急激に低下する。また、 COV_{IMEP} は A/F 17 付近より急激に増加し、燃焼が不安定になることを示している。このため、ベースは A/F 17 より希薄領域において、ISFC の低減を得ることができない。

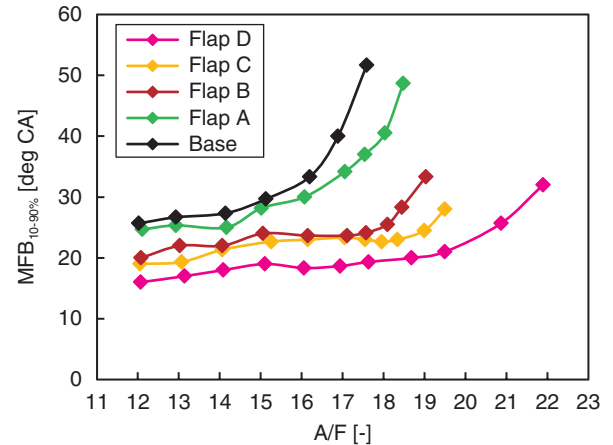


Fig. 11 Relationship between A/F and $MFB_{10-90\%}$

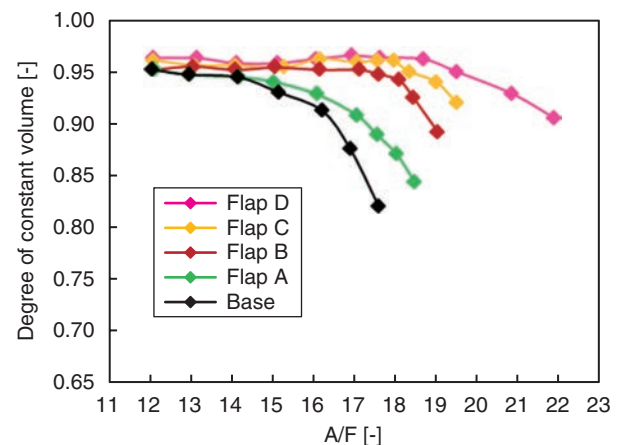


Fig. 12 Relationship between A/F and degree of constant volume

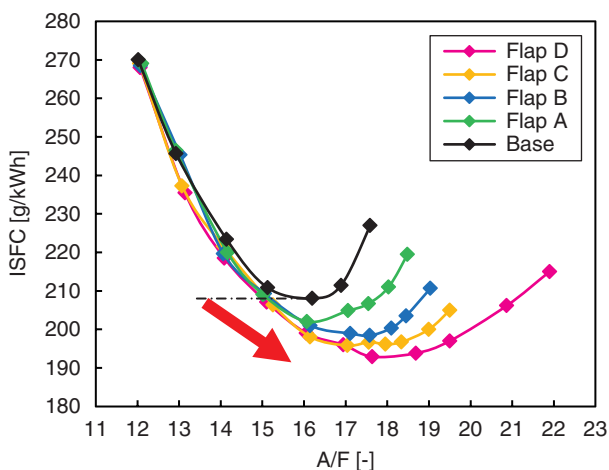


Fig. 9 Relationship between A/F and ISFC

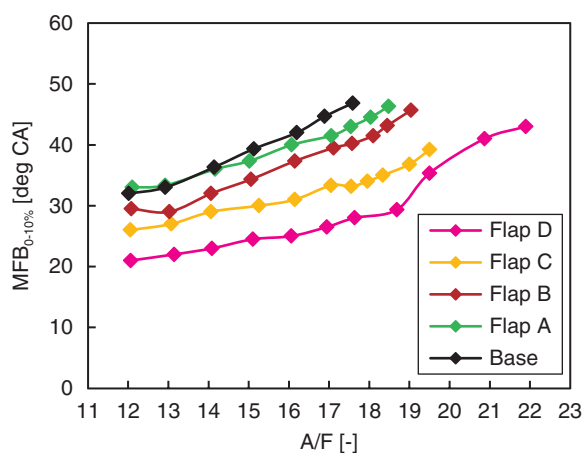


Fig. 10 Relationship between A/F and $MFB_{0-10\%}$

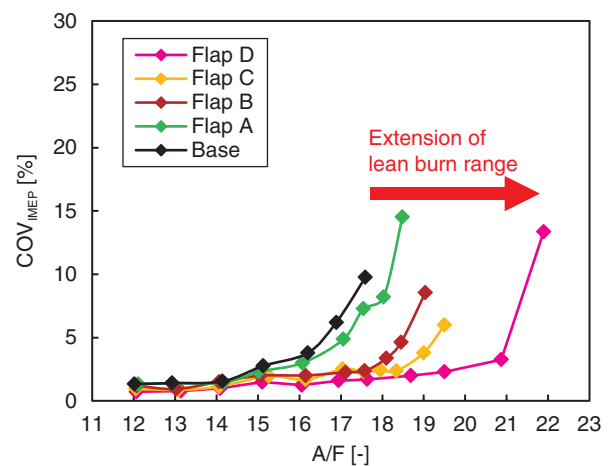


Fig. 13 Relationship between A/F and COV_{IMEP}

一方、フラップを装着した仕様では、すべての A/F 領域において $MFB_{0-10\%}$ と $MFB_{10-90\%}$ の短縮化が図られている。また、A/F の希薄化にともなう $MFB_{10-90\%}$ の急激な長期化が緩和されている。これにより、希薄領域における等容度の急激な低下と COV_{IMEP} の急激な増加はともに緩和された。この結果、希薄燃焼限界が拡大し、ISFC の低減が可能となった。

Fig. 14 に POT TR と ISFC 低減率の関係を示す。ISFC の低減率は、Fig. 9 に示される各仕様の ISFC の最小値を用いて算出をおこなった。ISFC の低減率は POT TR と相関があることがわかる。これより、POT TR は ISFC 低減の指標として有効であるという結果を得た。

Fig. 15 に、POT TR と最高出力の関係を示す。フラップを用いてタンブルを強化する手法は ISFC の低減には有効であるが、一方で、前述したように Z_i の減少をともなう。このため、POT TR が增大すると最高出力は低下し、いわゆる燃費と最高出力のトレードオフが課題となる。

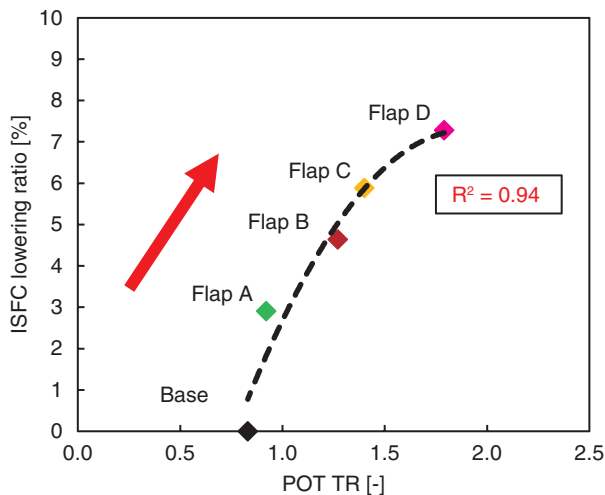


Fig. 14 Relationship between POT TR and ISFC lowering ratio

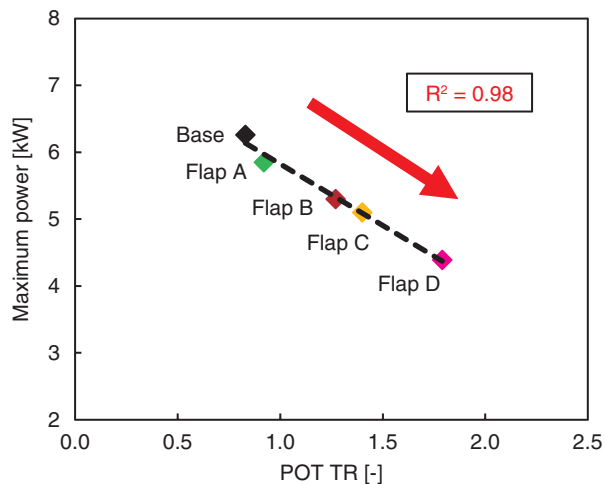


Fig. 15 Relationship between POT TR and maximum power

5. 吸気バルブオフセットによるタンブル強化と最高出力低下の抑制

フラップを用いた場合、吸気量低下にともなう最高出力の低下が課題となる。そこで、吸気バルブのシリンダボア壁面側からの吸気の流れを抑制しつつ、吸気量の低下を緩和する手法を考案した。

5.1. 吸気バルブオフセットの検討

最高出力の低下を抑えながらもタンブル強化をおこなうことを目的とし、新たな手法を考案した。Fig. 16 に、その構造を示す。これは、吸気バルブの一部がシリンダボアよりも外側にはみ出して配置されることを特徴とする。シリンダスリーブ上部の吸気バルブ側には機械加工によってリセスが設けられている。リセスより吸気バルブとの干渉が避けられるとともに、マスキング効果が生じることにより、シリンダボア壁面側からの混合気のシリンダへの吸入が妨げられる。これにより、固定式タンブル生成フラップを装着した場合と同様の強いタンブルが発生する。また、吸気バルブを外側に配置することにより、

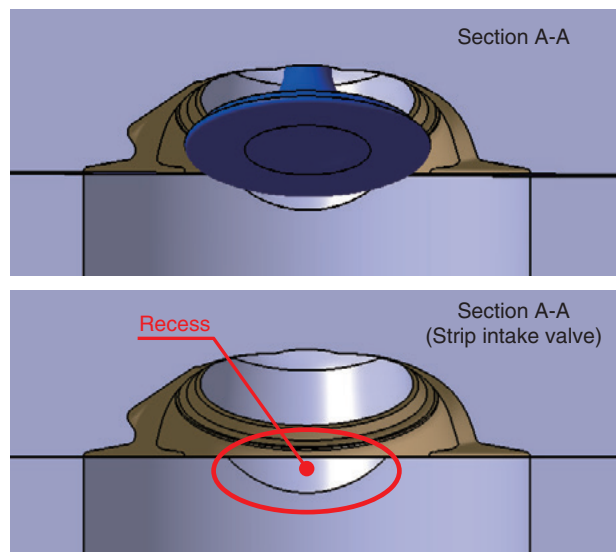
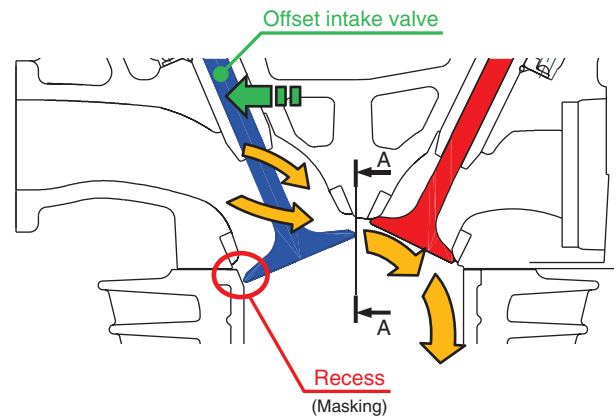


Fig. 16 Offset intake valve design

吸気バルブと排気バルブの隙間が拡大する。このため、吸気バルブ径の拡大が可能となり、最高出力の低下を緩和することができる。この手法を以下、吸気バルブオフセットと称する。

吸気バルブのオフセット量とバルブ径の拡大量の検討にあたり、吸気バルブ以外のパラメータは固定とした。設定した検討条件を以下に示す。

ベースエンジンに対して、

- (1) バルブ挟角は変更しない
- (2) 排気バルブのレイアウトは変更しない
- (3) ピストンリングの位置(高さ)は変更しない
- (4) バルブタイミングとバルブリフトは変更しない
- (5) 吸気バルブの移動方向はシリンダヘッドガスケット面と平行、かつ、シリンダボア外側方向とする

吸気バルブのオフセット量は、吸気バルブの移動量と吸気バルブの直径が相互に関連し合って定まる。このため、最初に、吸気バルブの移動量の検討をおこなった。次に、吸気バルブ径の拡大の検討をおこなった。

吸気バルブオフセットの検討手順を以下に示す。

(1) 吸気バルブの移動量

吸気バルブとシリンダスリーブによるマスキング効果を最大限に得るため、吸気バルブの移動量が最大となるようにリセスを設置した。リセスはその下端の高さが、上死点におけるトップリングの高さとの間に必要最小限の距離[Fig. 17(1)]が確保できる位置とした。

次に、吸気バルブとリセスの隙間は、マスキング効果を最大限に得るため、両者が接触しない必要最小限の寸法に設定した[Fig. 17(2)]。

(2) 吸気バルブ径の拡大

吸気バルブと排気バルブのクリアランスをベースと同じにした場合、(1)により、吸気バルブの直径はベースに対し最大で3 mm 拡大することが可能であった。

ただし、この場合は、燃焼室壁面に段差[Fig. 17(3)]を生じてしまう。段差によって排気バルブ側を流れる吸気流が妨げられることにより、 Z_i の減少やTRの減少が予想され

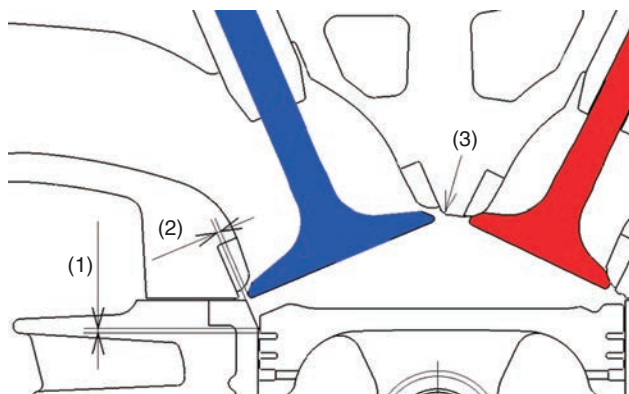


Fig. 17 Steps to determine intake valve offset

た。この段差は、吸気バルブ径を拡大するほど大きくなり、その影響が生じない吸気バルブ直径の範囲をCFD解析により検討した。その結果、吸気バルブ径の拡大量は2 mmとした。このときの吸気バルブ軸芯のオフセット量は、ベースに対し2.3 mmとなった。

Fig. 18に、ベースのエンジンと吸気バルブオフセットにより吸気バルブ径を2 mm、および、3 mm 拡大した仕様の周辺形状を比較する。

5.2. CFDによる解析結果

吸気バルブオフセットがPOT TRと Z_i に与える影響をCFD解析により調査した。

はじめに、POT TRに与える影響として、スロットル開度15 degにおいて、バルブリフトに対する N_r の算出をおこなった。その結果をFig. 19に示す。吸気バルブオフセットは、ベースに対してすべてのバルブリフトにおいて

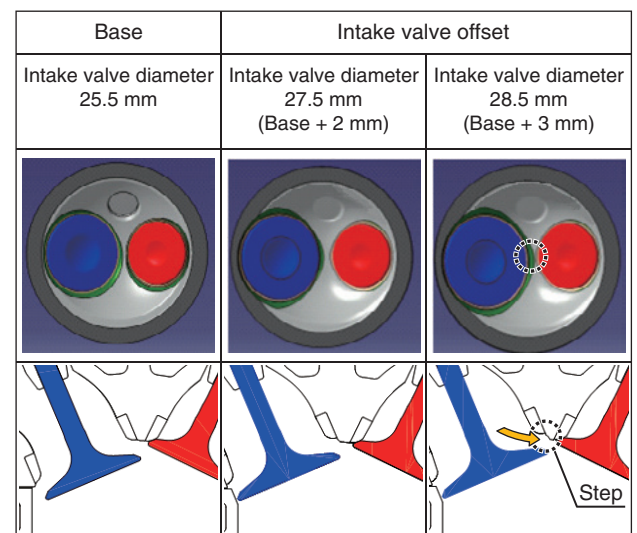


Fig. 18 Combustion chamber with intake valve offset

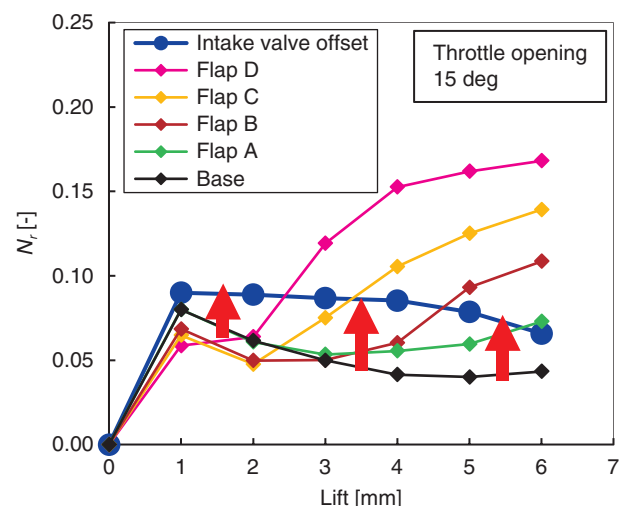


Fig. 19 Relationship between valve lift and N_r

N_r が増大した。また、吸気バルブオフセットは、フラップに対してバルブリフトが低い領域で N_r が増大する傾向にある。これは、リセスが吸気バルブシート部近傍に位置し、低リフト領域でフラップよりも大きいタンブルが発生するためと考えられる。

次に、 Z_i に与える影響として、スロットル開度全開において、バルブリフトあたりの C_f の算出をおこなった。その結果をFig. 20に示す。吸気バルブオフセットとフラップBの C_f を比較した場合、バルブリフトが4 mm以下では両者の値はほぼ等しい。しかし、バルブリフトが4 mmを超える領域では、吸気バルブオフセットの方がフラップBよりも C_f の値は高い。これは、吸気バルブオフセットは高リフト領域において、マスキング効果が小さくなることによると考えられる。

Fig. 21に、バルブリフトと Z の関係を示す。吸気バルブオフセットとフラップBの Z を比較すると、 C_f における比較に比べて、吸気バルブオフセットの Z はフラップBの Z に対して相対的に増大する傾向にある。前述の式(5)で

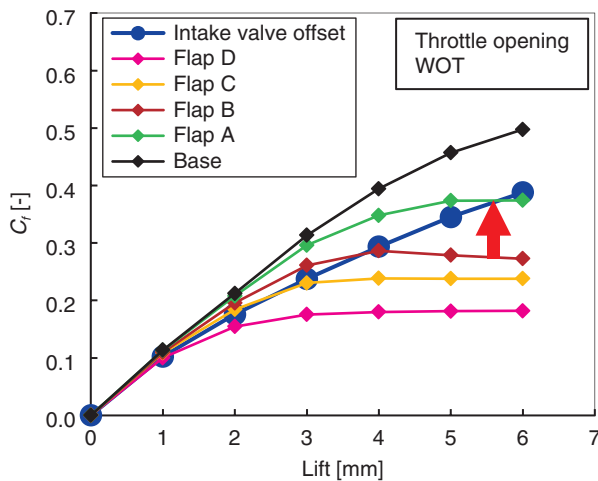


Fig. 20 Relationship between valve lift and C_f

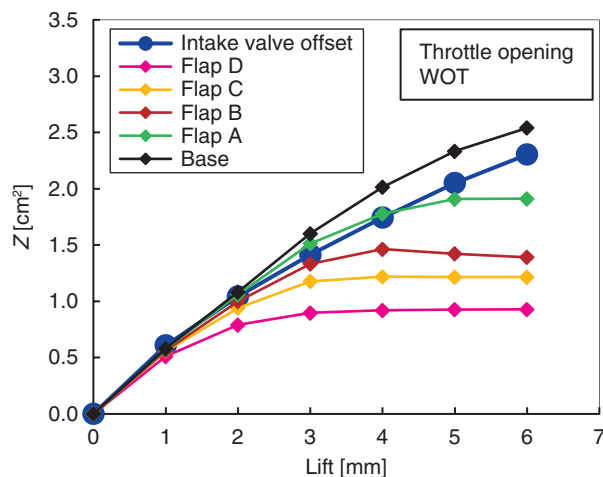


Fig. 21 Relationship between valve lift and Z

示したように、 Z は C_f と A_v の積で定義される。吸気バルブオフセットは、ベースに対し吸気バルブ径を2 mm拡大しているため、 A_v が増大し、その結果 Z が増大した。

N_r 、 C_f および Z より、 TR と Z_i が算出される。その結果をFig. 22に示す。吸気バルブオフセットのPOT TR は、フラップBと同等の1.3を得ることができた。また、吸気バルブオフセットのスロットル開度全開における Z_i は、ベースに対しては減少するものの、フラップBよりも増加する。これにより、燃費と最高出力のトレードオフの緩和が期待できる。

ちなみに、吸気バルブ径を拡大せずに、吸気バルブのオフセットのみを適用した場合は、POT TR は減少しないが、 Z_i は $6.67 \text{ cm}^2\text{rad}$ から $6.15 \text{ cm}^2\text{rad}$ へ約8%減少する。

Fig. 23に、吸気ポート内とシリンダ内の流速分布のCFD解析結果を示す。

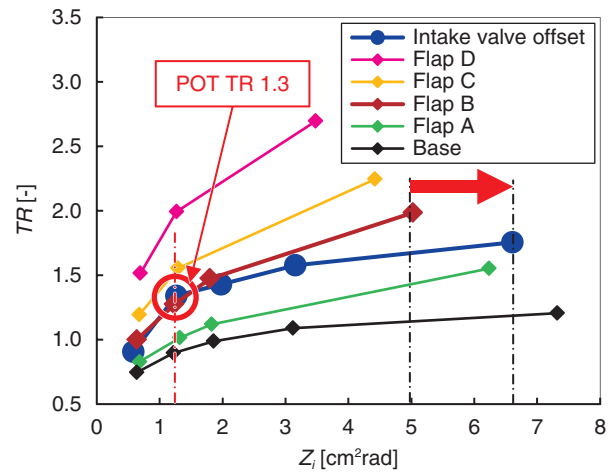


Fig. 22 Relationship between Z_i and TR

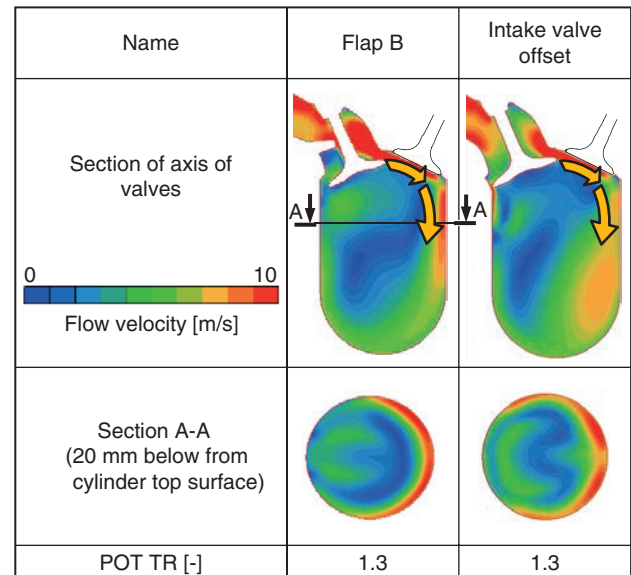


Fig. 23 Flow velocity distribution analyzed by CFD

スロットル開度は 15 deg, バルブリフトは Fig. 19 において吸気バルブオフセットとフラップ B の N_r が交差するポイントである 4.5 mm リフトで計算をおこなった。

吸気バルブオフセットによるマスキング効果によって、吸気バルブのシリンダボア壁面側からシリンダへの流れが妨げられ、排気バルブ側からシリンダに入る流れが強化される。これにより、吸気バルブオフセットはシリンダ内で強いタンブルを発生することが可能になり、フラップ B と同等の POT TR が得られた。

5.3. 燃費改善効果と最高出力低下の抑制効果

吸気バルブオフセットを適用したエンジンを用いて、燃費改善と最高出力低下の抑制の効果を実験により確認した。Fig. 24 に、部分負荷運転条件における A/F と ISFC の関係を示す。Fig. 25 から Fig. 28 に燃焼解析結果を示す。フラップ装着の場合と同様に、希薄領域の ISFC はベースに対して低減する。ISFC の最小値で比較した場合、低減率は 4.8% であった。このときの ISFC 低減率は、POT TR の値が等しいフラップ B とほぼ同等であった。

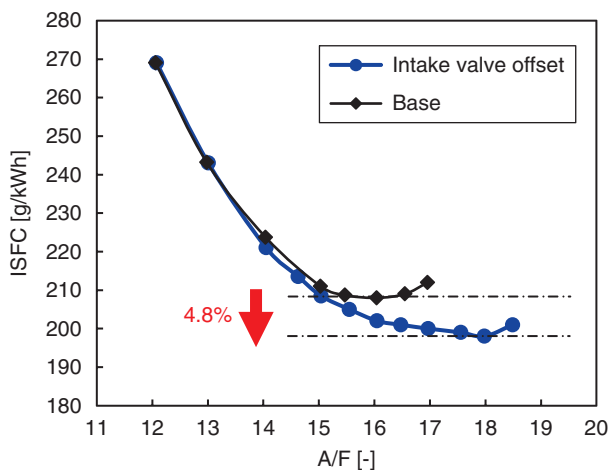


Fig. 24 Relationship between A/F and ISFC

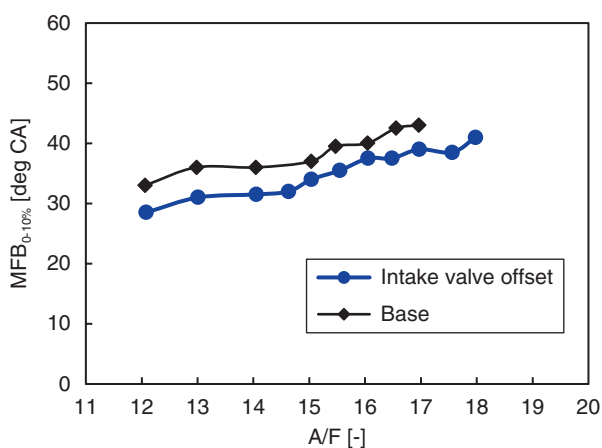


Fig. 25 Relationship between A/F and $MFB_{0-10\%}$

燃焼解析結果より、吸気バルブオフセットは特に希薄領域において $MFB_{0-10\%}$ と $MFB_{10-90\%}$ の短縮化が図られている。これにより、等容度は希薄領域においてもわずかな低下に留められている。COV_{IMEP} が 5% に達する A/F を希薄燃焼限界とした場合、吸気バルブオフセットの希薄燃焼限界は、ベースに対し A/F で 2 ポイント希薄化となる。

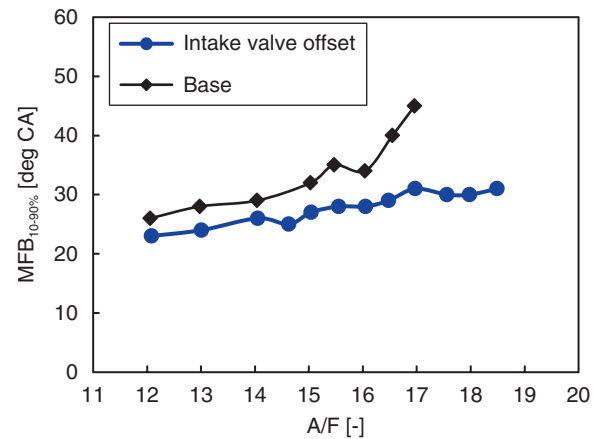


Fig. 26 Relationship between A/F and $MFB_{10-90\%}$

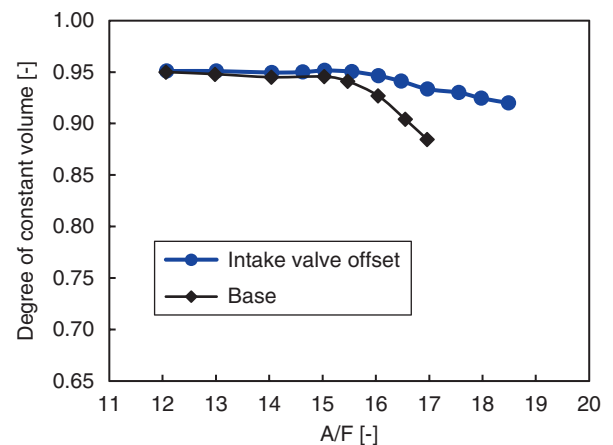


Fig. 27 Relationship between A/F and degree of constant volume

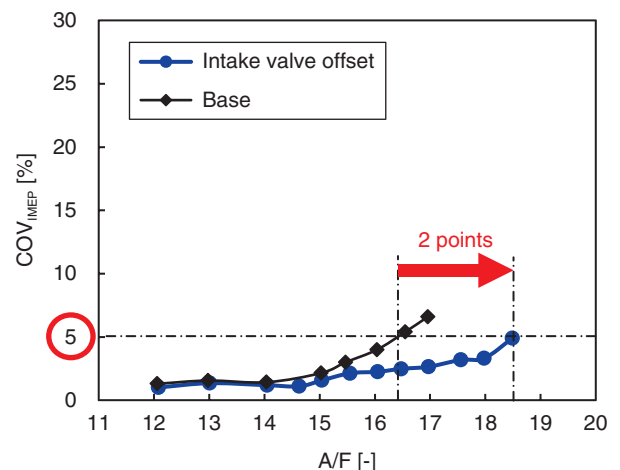


Fig. 28 Relationship between A/F and COV_{IMEP}

Fig. 29 に、全開出力の結果を示す。吸気バルブオフセットと POT TR が等しいフラップ B の最高出力はベースに対し約 15% 低下するが、吸気バルブオフセットは約 4% の低下に抑えられた。

Fig. 30 に、POT TR と最高出力の関係を示す。吸気バルブオフセットは、フラップを使った POT TR と最高出力の関係を示すラインから逸脱していることがわかる。

本技術により、可変機構などを用いない簡便な構造で、燃費と最高出力のトレードオフの緩和が可能となった。

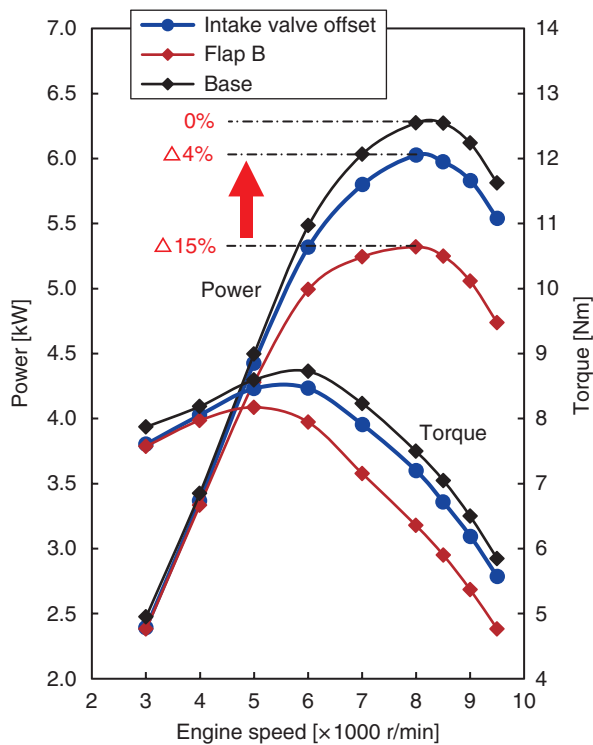


Fig. 29 Power output at wide open throttle

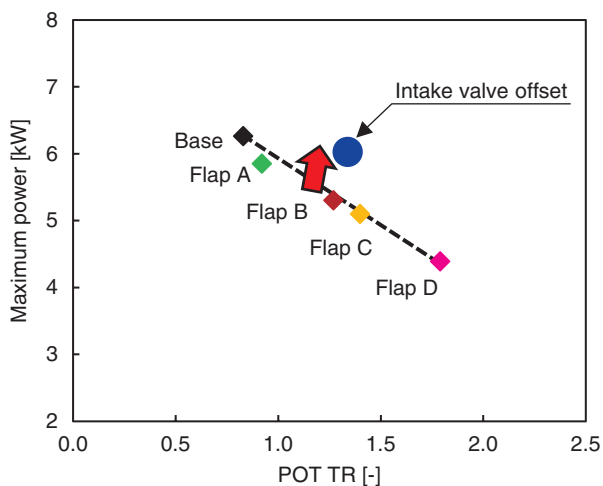


Fig. 30 Relationship between TR and maximum power

6. スキッシュによるノッキング抑制効果と高圧縮比化による燃費改善効果

2 弁小型エンジンにおける CFD 解析と実機による実験をおこない、下記項目を調べた。

- ・ 逆スキッシュ流の生成に効果的なスキッシュ形状
- ・ スキッシュによるノッキング抑制効果
- ・ ノッキング抑制による高圧縮比化の燃費効果

テスト仕様を Fig. 31 に示す。また、スキッシュ投影面積割合は、シリンダヘッドガスケット面側から見たボア面積に対するスキッシュ面積の割合を示す。

6.1. スキッシュ形状違いによる逆スキッシュ流強さの違いとノッキング余裕度への影響

ノッキングの抑制に有効とされる逆スキッシュ流とスキッシュ形状の関係を調べるため CFD 解析を実施した。逆スキッシュ流は上死点後のピストン下降時に発生する。また、Fig. 32 に実機のノッキング発生時筒内指圧波形 (全開, Ne3000 r/min, 50 サイクル) を示す。ノッキングはクラ

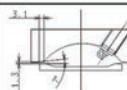
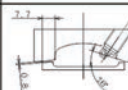
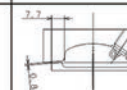
		Base	Sq-A	Sq-B
Squish shape	Plug side	NA	Taper	Slant-parallel
	Opposite side	Taper	Slant-parallel	Slant-parallel
Squish height [mm]		1.3	0.8	0.8
Projected area of squish [%]		12.3	26.9	26.9
Compression ratio		9.0	9.0	9.0
Cross sectional view (Section A-A)				
Squish shape				

Fig. 31 Specifications of squish

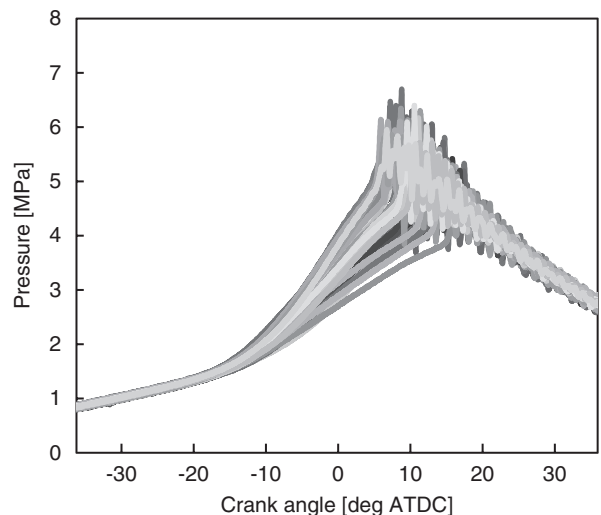


Fig. 32 Pressure waveform with knocking occurrence

ンクアングル ATDC 5–10 deg で発生している。これより CFD 解析による逆スキッシュ流の強さの評価をおこなうクランクアングルは ATDC 5 deg とした。

Fig. 33 に CFD 解析結果を示す。ベクトルは流速の向きと大きさを表している。点火プラグの反対側では、テーパ形状（ベース）に対し、斜め平行形状（Sq-A と Sq-B）がスキッシュ部へ流れ込む逆スキッシュ流の流速が大きい。プラグ側を比較すると斜め平行形状（Sq-B）はテーパ形状（Sq-A）に対し、逆スキッシュ流の流速が大きい。以上より逆スキッシュ流の強さに対しては、斜め平行スキッシュが有効であることがわかった。

逆スキッシュ流の強さの違いによるノッキングへの影響を把握するため、実験によりノッキング発生点火時期と MBT の測定をおこなった。ここで、ノッキングの発生し難さを評価するために、ノッキング発生点火時期と MBT のクランク角度差をノッキング余裕度と定義する。

ノッキング発生点火時期を Fig. 34, MBT を Fig. 35, ノッキング余裕度を Fig. 36 に示す。Fig. 34 よりノッキング発生点火時期は、逆スキッシュ流が強くなるにしたがい、ベース、Sq-A, Sq-B の順に進角していることがわ

かる。また、Fig. 35 より MBT には大きな差がないため、Fig. 36 に示すようにノッキング余裕度はベースに対し Sq-A, Sq-B の順で増加している。

以上より、2 弁の小型エンジンにスキッシュを適用するにあたり以下の 2 点が明らかとなった。

- ・ 逆スキッシュ流の強さには斜め平行スキッシュが有効である。
- ・ 逆スキッシュ流の強さはノッキング余裕度と相関がある。

6.2. スキッシュ効果の圧縮比増加への置き換え

スキッシュによりノッキング余裕度が増加した分、圧縮比を上げる試みをおこなった。ノッキング余裕度がベース同等となる圧縮比 ε は 9.5（ベースに対し 0.5 増加）であった。圧縮比の増加は Sq-B に対し、スキッシュ形状は変えず、ピストン頂面高さを変えることでおこなった。この仕様を Sq-B_($\varepsilon+0.5$) と定義する。Sq-B_($\varepsilon+0.5$) のノッキング発生点火時期、MBT、ノッキング余裕度をそれぞれ Fig. 37, Fig. 38, Fig. 39 に示す。Fig. 37 より Sq-B_($\varepsilon+0.5$) のノッキング発生点火時期は Sq-B に対し遅角しベース同等となっている。また Fig. 38 より MBT はベース、Sq-B と同等となっ

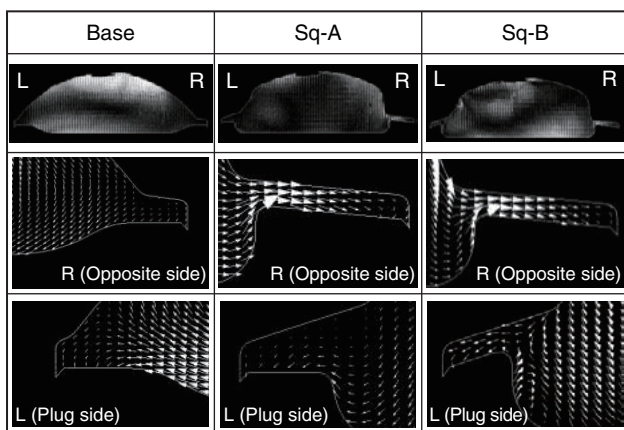


Fig. 33 Effect of squish area location on squish flow formation (5 deg ATDC CA)

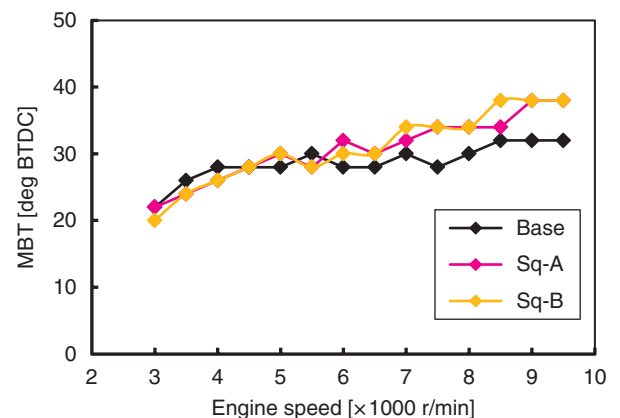


Fig. 35 Effect of squish on MBT

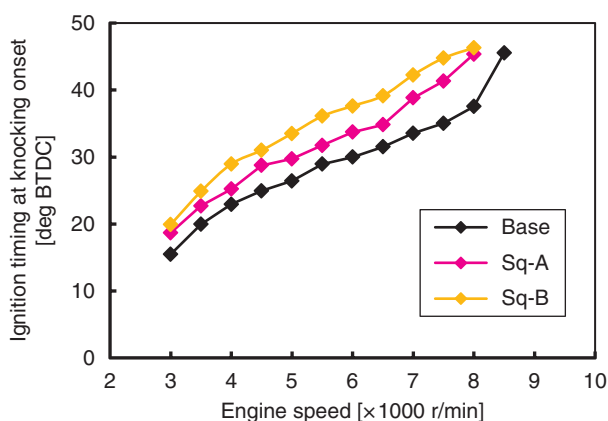


Fig. 34 Effect of squish on ignition timing at knocking onset

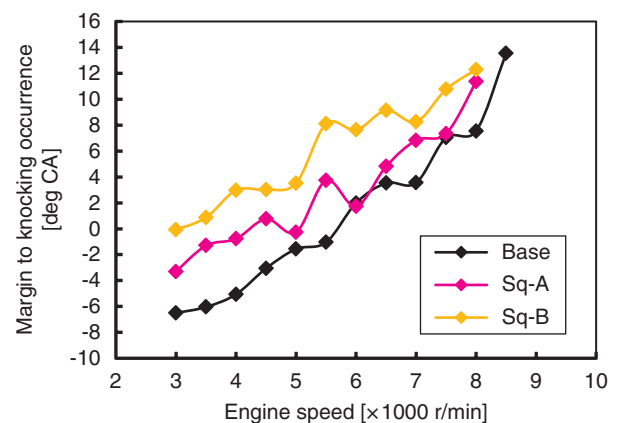


Fig. 36 Effect of squish on margin of knocking occurrence

ている。これより Fig. 39 に示すように、ノッキング余裕度は Sq-B に対し低下しベース同等となっている。

6.3. スキッシュによる熱発生率の変化

スキッシュによるノッキング余裕度の増加要因を調べるため燃焼解析をおこなった (解析条件: エンジン回転数 6000 r/min, スロットル開度全開, A/F12.4)。

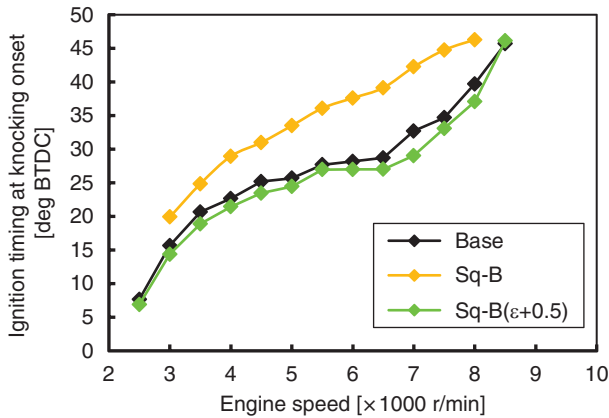


Fig. 37 Effect of compression ratio on ignition timing at knocking onset

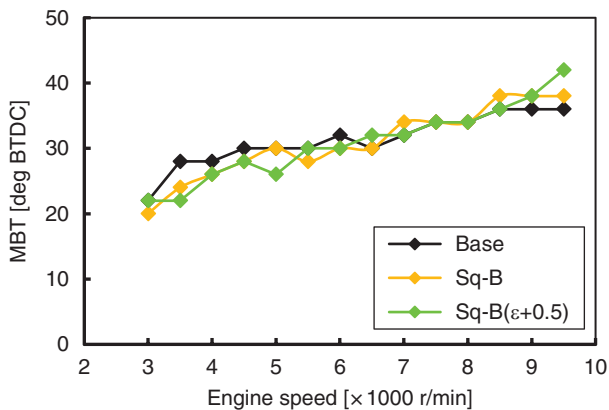


Fig. 38 Effect of compression ratio on MBT

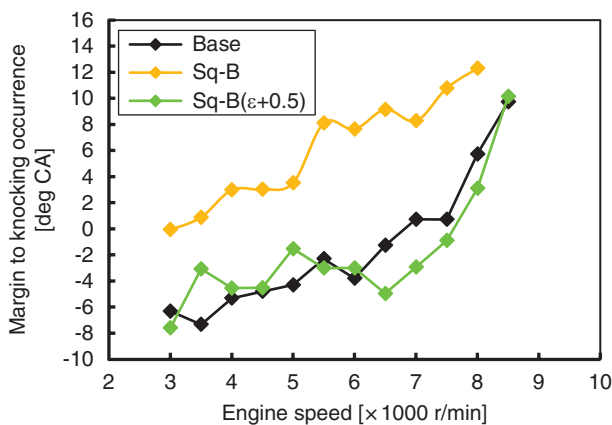


Fig. 39 Effect of compression ratio on margin to knocking occurrence

クランクアングルに対する熱発生率と筒内圧力を Fig. 40 に示す。ノッキング余裕度が増加した Sq-B の Pmax はベース同等である。熱発生率を比較すると、CFD により逆スキッシュ流の強さに差がある ATDC 5 deg CA 前後において Sq-B の熱発生率はベースに対し高い値を示している。スキッシュの効果としてこの期間の燃焼が促進されたことがノッキング余裕度の増加要因と考えられる。

6.4. スキッシュを用いたノッキング抑制による燃費効果

ベースの ISFC が部分負荷運転条件で最小となる A/F 16.5 における、Sq-B と Sq-B(ε+0.5) の ISFC と後半の燃焼期間 MFB_{50-90%} を Fig. 41 に示す。Sq-B はベースに対し、ISFC が 1.3% 低減し、MFB_{50-90%} は 5 deg (24 から 19 deg) 短縮した。Sq-B(ε+0.5) はベースに対し、ISFC が 2.6% 低減し、MFB_{50-90%} は 5 deg (24 から 19 deg) 短縮した。Sq-B の ISFC が低減した理由は、MFB_{50-90%} 短縮したことによると考えられる。また、Sq-B(ε+0.5) の ISFC が低減した理由は、MFB_{50-90%} が短縮したことに加え、高圧縮比化に伴い理論熱効率が向上したことによると考えられる。

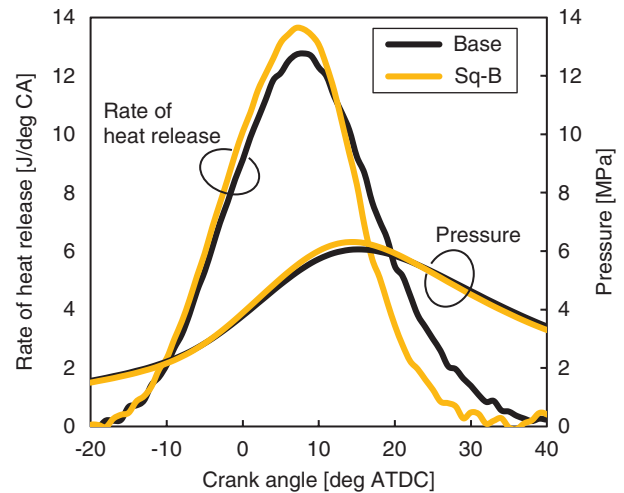


Fig. 40 Comparison of rate of heat release and pressure

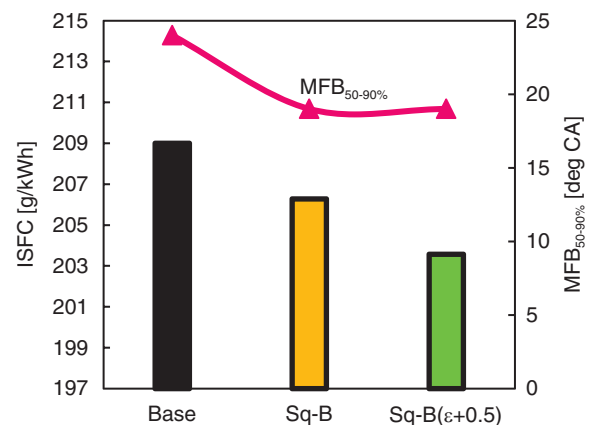


Fig. 41 Comparison of ISFC and MFB_{50-90%}

7. 吸気バルブオフセットとスキッシュを組み合わせた効果の確認

以上に述べたように、吸気バルブオフセットはタンプルの強化により希薄燃焼領域を拡大した。またスキッシュは逆スキッシュ流の強化により高圧縮比化を可能とした。これらを組み合わせた Fig. 42 に示す仕様にて性能確認をおこなった。

Fig. 43 に A/F に対する COV を示す。吸気バルブオフセット $Sq-B_{(\epsilon+0.5)}$ はベースに対し、吸気バルブオフセット同様希薄燃焼領域が A/F で 2 ポイント拡大した。Fig. 44 にノッキング発生点火時期、Fig. 45 に MBT を示す。ノッキング発生点火時期、MBT とともにベースに対し遅角し

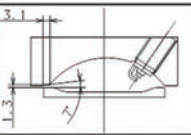
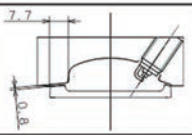
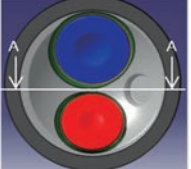
		Base	Intake valve offset $Sq-B_{(\epsilon+0.5)}$
Intake valve offset		NA	Applied
Intake valve diameter [mm]		25.5	27.5
Squish shape	Plug side	NA	Slant-parallel
	Opposite side	Taper	Slant-parallel
Squish height [mm]		1.3	0.8
Compression ratio		9.0	9.5
Cross sectional view (Section A-A)			
Squish shape			

Fig. 42 Specifications of intake valve offset $Sq-B_{(\epsilon+0.5)}$

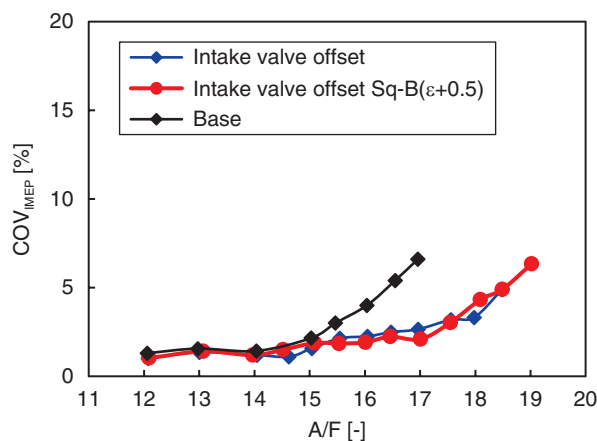


Fig. 43 Relationship between A/F and COV_{IMEP}

ている。Fig. 46 に示すように、吸気バルブオフセット $Sq-B_{(\epsilon+0.5)}$ のノッキング余裕度はベース同等となった。なお、吸気バルブオフセット $Sq-B_{(\epsilon+0.5)}$ のノッキング発生点火時期と MBT がベースに対し遅角した理由は、Fig. 26 に示したように、タンプル強化により吸気バルブオフセットの主燃焼期間 $MFB_{10-90\%}$ が短縮したためと考えられる。

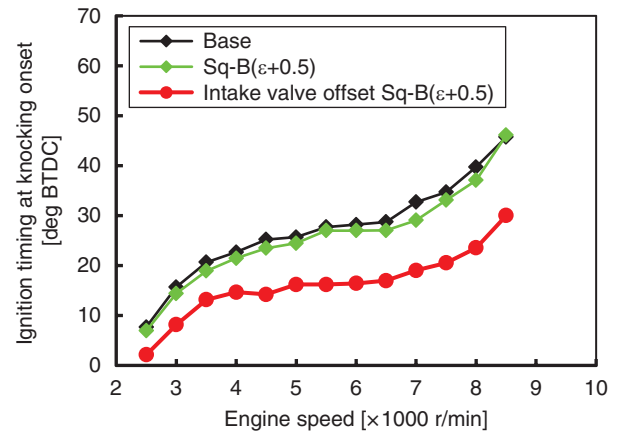


Fig. 44 Comparison of ignition timing at knocking onset

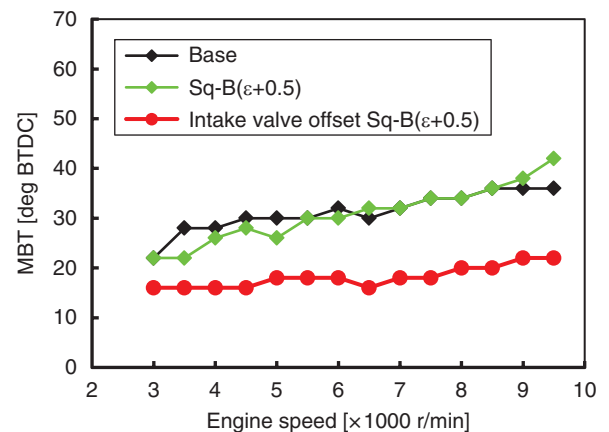


Fig. 45 Comparison of MBT

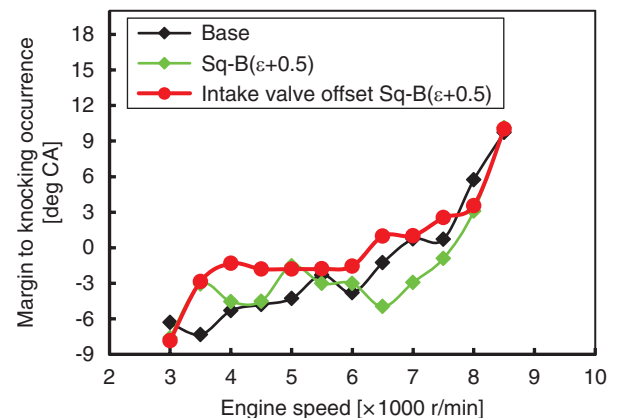


Fig. 46 Comparison of margin to knocking occurrence

以上より、吸気バルブオフセットにより希薄燃焼領域を拡大させる燃焼改善手段と、スキッシュによりノッキング余裕度を増加させる燃焼改善手段を組み合わせても、それぞれの効果は独立して得られることがわかった。

Fig. 47 に全開出力, Fig. 48 に A/F に対する ISFC を示す。吸気バルブオフセット $Sq-B_{(\varepsilon+0.5)}$ の最高出力はベースに対し 3% 低下したものの、ISFC の最小値は 6.0% 低減できた。

最高出力と、部分負荷運転条件における ISFC 低減率の関係を Fig. 49 に示す。4 種類のタンブル生成フラップを装着した場合のそれぞれの ISFC 低減率は Fig. 12 より算出した。吸気バルブオフセット $Sq-B_{(\varepsilon+0.5)}$ で実現した 6.0% の ISFC 低減率を、フラップを用いて得る場合、22% の最高出力の低下を伴う (6.3 kW から 4.9 kW)。一方、吸気バルブオフセット $Sq-B_{(\varepsilon+0.5)}$ を用いた場合は、3% (6.3 kW から 6.1 kW) の最高出力低下に抑えられた。

以上により、可変機構などを用いない簡便な構造で、ISFC と最高出力のトレードオフの緩和が可能であることが確認された。

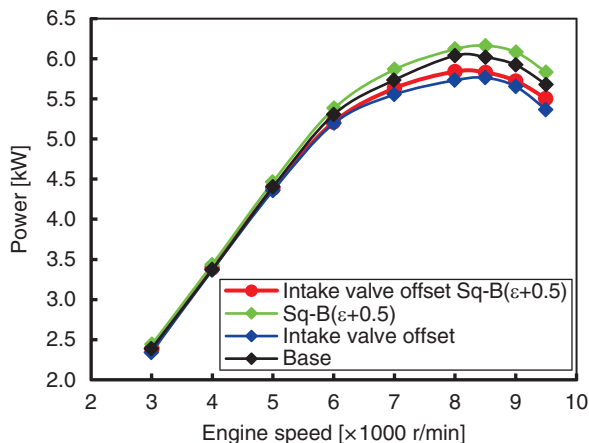


Fig. 47 Power output at wide open throttle

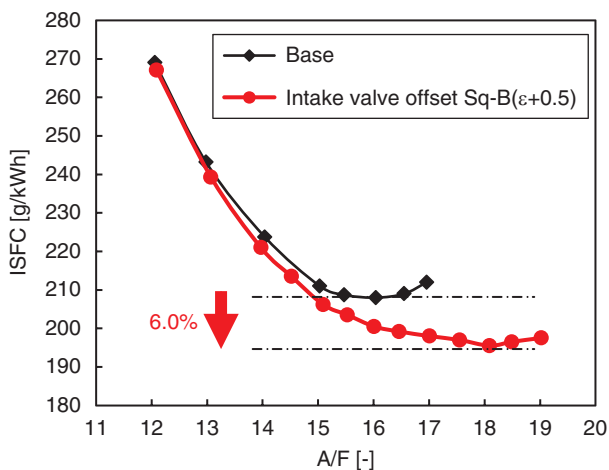


Fig. 48 Relationship between A/F and ISFC

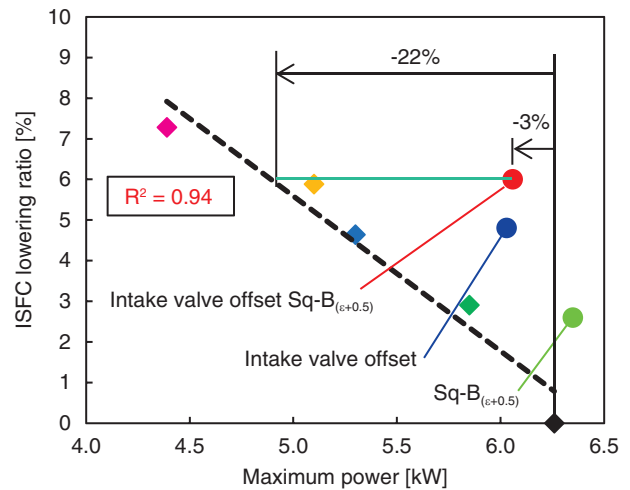


Fig. 49 Relationship between maximum power and ISFC lowering ratio

8. 結論

吸気バルブオフセットによる希薄燃焼領域の拡大と、スキッシュを用いたノッキング抑制による高圧縮比化により、最高出力の低下を抑制して ISFC を改善することができた。

- (1) 本研究の対象である、部分負荷運転条件において、POT TR は ISFC 低減率と相関があることが確認された。これにより、POT TR は ISFC 低減の指標となり得ることが示された。
- (2) 四輪車用の 4 弁エンジンにおいて明らかにされている以下の 2 項目が二輪車用の 2 弁の小型エンジンにおいても確認された。
 - (i) 逆スキッシュ流の強さとノッキングの抑制効果には相関がある。
 - (ii) 斜め平行スキッシュは逆スキッシュ流の強化に有効である
- (3) 吸気バルブオフセットにより、POT TR が増大し、希薄燃焼限界はベースに対し A/F で 2 ポイントの希薄化が可能となった。これにより、部分負荷運転条件での ISFC はベースに対し 4.8% 低減した。
- (4) 斜め平行スキッシュによりノッキングを抑制し、高圧縮比化 (9.0 から 9.5) が可能となった。これにより部分負荷運転条件での ISFC はベースに対し 2.6% 低減した。
- (5) (3) に述べた吸気バルブオフセットと、(4) に述べた斜め平行スキッシュを用いた高圧縮比化を組み合わせることにより、部分負荷運転条件における ISFC の最小値はベースに対し 6.0% 低減するとともに、最高出力の低下は 3% (6.3 kW から 6.1 kW) に抑えることができた。

参考文献

- (1) 中山幸夫, 鈴木誠, 岩田洋一, 山野順司: 2002 年モデル「Fit」用 1.3 L 2 プラグエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.43-52
- (2) Toulson, E., Huisjen, A., Chen, X., Squibb, C., Zhu, G., Schock, H., Attard, W. P.: Visualization of Propane and Natural Gas Spark Ignition and Turbulent Jet Ignition Combustion, SAE Technical Paper 2012-32-0002/JSAE Paper 20129002(2012)
- (3) 望月健次, 鹿島隆光, 柿沼明良: タンブル生成弁によるエンジンの燃焼改善, 自動車技術, Vol.50, No.9, p.38-43(1996)
- (4) Iijima, S., Kubota, R., Kikuchi, K.: Development of Technologies for Improving Fuel Economy of Small Motorcycle Engines, SAE Technical Paper 2009-32-0083/JSAE Paper 20097083(2009)
- (5) Falfari, S., Brusiani, F., Bianchi, G. M.: Assessment of the Influence of Intake Duct Geometrical Parameters on the Tumble Motion Generation in a Small Gasoline Engine, SAE Technical Paper 2012-32-0095/JSAE Paper 20129095(2012)
- (6) 岩井浩平, 植原和晃, 藤本昌彦, 田端道彦: ガソリン機関における筒内タンブル流と燃焼特性に及ぼすバルブリフトの影響, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.1, January(20054043), p.33-35(2005)
- (7) 田端道彦, 藤本昌彦, 岩井浩平: タンブル流およびスキッシュ流によるノッキング改善, マツダ技報, No.21, p.192-198(2003)
- (8) 宮本勝彦, 干場義幸, 細野清隆, 平尾俊一: スキッシュピストンによる燃焼の改善, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.18, p.33-42(2006)
- (9) 植田貴宣, 奥村猛, 杉浦繁貴, 小島晋爾: スキッシュ部形状がノッキングに及ぼす影響, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.982(9832369), p.99-102(1998)
- (10) Wotton, C. R. N.: Steady State Flow Bench Port Performance Measurement and Analysis, Ricardo Report DP93/0704(1993)
- (11) 古浜庄一, 神本武征, 金栄吉, 大聖泰弘, 古山幹雄, 吉織晴夫, 渡部英一: エンジンの事典, 朝倉書店, ISBN 4-254-23073-7, p.123-125(1994)

■ 著 者 ■



白砂 貴盛



齋藤 秀輝



野村 友和