

特集：MAZDA MX-30 Rotary-EV

10

## 新型ロータリーエンジン 8C 型の燃焼技術 Combustion Technology for 8C New Rotary Engine

森本 博貴<sup>\*1</sup> 宮本 亨<sup>\*2</sup> 中嶋 勝哉<sup>\*3</sup> 菊地 拓哉<sup>\*4</sup>  
Hiroki Morimoto Toru Miyamoto Katsuya Nakajima Takuya Kikuchi  
田中 清喬<sup>\*5</sup> 砂流 雄剛<sup>\*6</sup> 野本 哲也<sup>\*7</sup> 若林 良努<sup>\*8</sup>  
Kiyotaka Tanaka Yugo Sunagare Tetsuya Nomoto Yoshito Wakabayashi

### 要 約

マツダは、約 11 年ぶりとなる新型ロータリーエンジン 8C 型を開発した。小型高出力な本ユニットを MX-30 にシリーズ式プラグインハイブリッドの発電用として搭載することで、地球温暖化抑制という社会的課題へのマルチソリューション戦略の 1 つを体現する。8C 型は、理想的な燃焼を追求するために前モデル 13B 型から圧縮比を高め、燃料供給を直噴化及び Cooled EGR システムを採用、更に燃焼室形状を変更した。また、発電機専用ユニットとして排気量を最適化した。その結果、熱効率の大幅な改善と全域  $\lambda$  (空気過剰率)=1 運転を実現したことで 13B 型からユニット燃費が最大 25% 向上し、最新のエミッション規制である欧州 Euro6d 規制にも適合した。

### Abstract

Mazda has developed an 8C new rotary engine for the first time in about 11 years. The MX-30 embodies one of our multi-solution strategies for the social issue of curbing global warming, with use of this small, high-output engine as a generator for a series plug-in hybrid. In the 8C, ideal combustion was pursued with a higher compression ratio than a 13B previous model, direct fuel injection, cooled EGR system, and a change in the shape of combustion chamber. In addition, the displacement was optimized as a generator-dedicated unit. As a result, the 8C has achieved a significant improvement in thermal efficiency and  $\lambda$  (excess air ratio)=1 operation over the entire range, improving fuel consumption of the unit by up to 25% compared to the 13B. It also complies with Europe's Euro6d regulations, the latest emissions regulations.

**Key words :** Heat engine, Rotary engine/Rotary combustion engine, Performance/Fuel economy/Efficiency

### 1. はじめに

BEV 普及に向けた移行段階にある昨今、地域特性と環境ニーズに適した電動化技術が求められる。そこで、マツダが改めて着目したのがマツダのアイデンティティであるロータリーエンジンをシリーズ式プラグインハイブリッド用の発電機として活用することである。ロータリーエンジンは同排気量のレシプロエンジンよりも小型高出力であり、エンジンからモータージェネレーターまでを横一列に配置が可能で、MX-30 のエンジンルームに収まる (Fig. 1)。これまでロータリーエンジンは、その構造から燃費やエミッションに不利だと考えられてきたが、徹底的な性能改善と電駆ユニットとの協調により、飛躍的な進化をした。本稿では、約 11 年ぶりの復活と

なる新型ロータリーエンジン 8C 型 (以下、8C 型) の燃焼技術について紹介する。

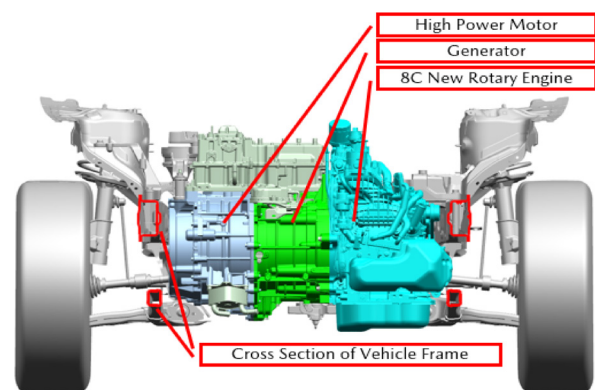


Fig. 1 Engine Room from Front of the Vehicle

\*1~7 エンジン性能開発部  
Engine Performance Development Dept.

\*8 MBD 革新部  
MBD Innovation Dept.

## 2. 8C型ロータリーエンジンの技術目標

### 2.1 熱効率の改善

8C型ではFig. 2のロードマップに示すように、エンジン効率に影響する7つの制御因子に対して前モデル13Bから改善に取り組んだ。

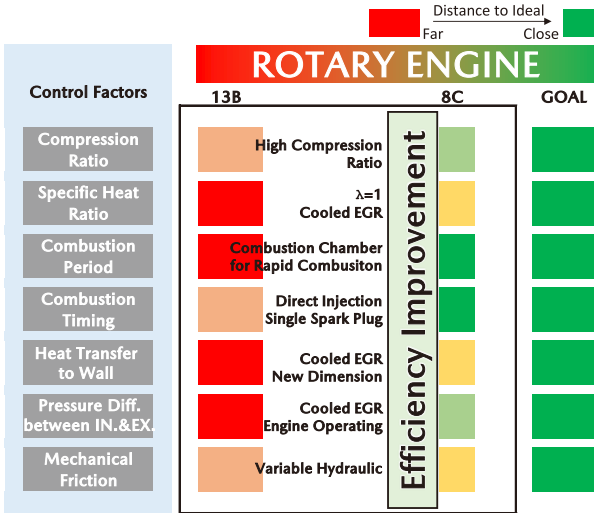


Fig. 2 Roadmap to Goal of Rotary Engine

7つの制御因子のうち、壁面への熱伝達（冷却損失）はその割合が大きく、これはロータリーエンジンがもつ2つの構造的な特徴に起因している。1つは燃焼室の表面積の差で、Fig. 3に示すように扁平な燃焼室形状のロータリーエンジンはレシプロエンジンよりも同じ燃焼ガスに対して冷える面積が約2倍（上死点）になる。もう1つはエンジン回転数と時間の関係で、温度が上昇する圧縮や膨張の行程時間が同じエンジン回転数でもレシプロエンジンの約1.5倍長く、冷やされる時間が長い。すなわち、表面積、時間ともにロータリーエンジンでは冷えやすく、壁面熱伝達が大きい（冷却損失が生じやすい）。

8C型では、これらの課題に対してマツダのレシプロエンジンで培った燃焼技術も融合させ、理想のロータリーエンジン燃焼を描き、13B型よりも急速燃焼化を目標とした。

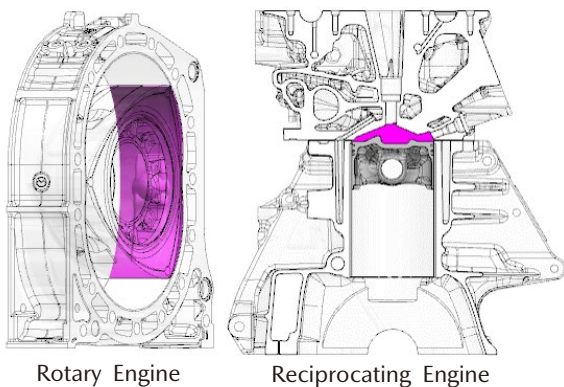


Fig. 3 Combustion Chamber at Compression Top

### 2.2 全域理論空燃比（全域 $\lambda=1$ ）の実現

供給する空気とガソリンの重量の実混合比を理論空燃比（過不足なく反応させるときの混合比）で除した比率を空気過剰率 $\lambda$ という。 $\lambda=1$ では、触媒浄化前の排ガス中の有害な成分を低減でき、三元触媒での浄化率も向上する。

一方、出力からは $\lambda=1$ よりも小さい（燃料が濃い）側で最大トルク点となるが酸素不足での燃焼となり、排ガス中のHCやCOが増加し、更に三元触媒での同成分の浄化率が低下するため、エミッション（排出ガス性能）が悪化してしまう。

また、高負荷運転では排ガス温度が高く、排気系部品の耐熱性が厳しくなる課題がある。その対策として $\lambda=1$ より小さく（燃料を濃く）し、燃料の気化熱で燃焼室内の熱を奪って、排ガス温度を下げる手法があるが、前述と同様にエミッション悪化につながる。8C型では、昨今の厳しいガス規制をクリアし、クリーンな排ガスを実現するため、全域 $\lambda=1$ での運転を目標とした。

### 2.3 冷間時のエミッション改善（冷間時 $\lambda=1$ ）

排ガス中の有害な成分は、大半が冷間始動時に排出される（Fig. 4）。これは、三元触媒で有害ガスを浄化させるためには、触媒温度を所定値以上に上げ触媒を活性化させる必要があるが、冷間始動では触媒温度が低く、有害な成分が浄化できないためである。

この対応として、点火時期を大きく遅角することで排気温度を高め、触媒に大きな熱量を与え昇温する技術がレシプロエンジンでは一般的である。しかしながら、13B型においてはプラグ周りの混合気状態の制御が難しく、点火時期を大きく遅角した状態での安定した燃焼の確保ができなかった。

8C型では、冷間エミッションを改善するために冷間時も $\lambda=1$ 混合気を維持しつつ、点火時期を大きく遅角した状態での安定した燃焼を目標とした。これを実現するために直接噴射（以降、直噴）による燃料配置と燃焼室内の流動を組み合わせ、プラグ周辺及び燃焼室内に最適な混合気状態を作り込んだ。

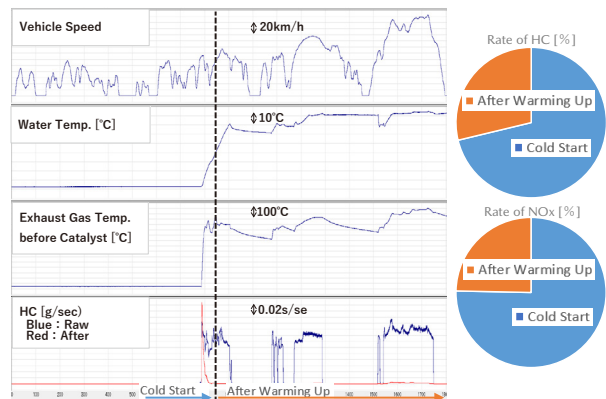


Fig. 4 Emission Rate during WLTC Mode

### 3. 8C型ロータリーエンジンの主要諸元

13B型と8C型の主要諸元をTable 1に示す。8C型では前述の技術目標を実現するために、大幅な燃焼改善に挑戦した。13B型より圧縮比を高め、燃料供給を直噴化し、Cooled EGRシステムも採用した。また、骨格を決めるディメンション（エンジン寸法）を一新するとともに、発電機専用ユニットとして排気量を最適化した。

Table 1 Specifications for Europe

Engine		13B (2008MY)	8C
Way to Use		For Drive	For Power Generation
Displacement	cc	654×2	830×1
e: Eccentricity R: Generating Radius b: Width	mm	e=15 R=105 b=80	e=17.5 R=120 b=76
Compression Ratio		10.0 : 1	11.9 : 1
Max. Power	kW (PS)/rpm	151 (205)/7,500 (Std.)	55 (74.8)/4,500
Max. Torque	Nm (kgfm)/rpm	211 (21.5)/5,500	117 (11.9)/4,000
Fuel Injection System		Port Injection	Direct Injection
Intake Type		Side/3 Port	Side/2 Port
Exhaust Type		Side/2 Port	Side/2 Port
Emission System		Secondary Air System (ElectricA/P+ACV) UF-3Way (2 BED)	Direct Catalyst +GPF
EGR System		—	Cooled EGR
Ignition System		2 Plug	1 Plug

### 4. 燃費・エミッションの改善技術

#### 4.1 高圧縮比を実現するノッキング回避技術

高圧縮比化はオットーサイクルの理論式 (1) から熱効率の向上にも寄与し、高膨張比により排ガス温度も低減するが、ノッキングを誘発させるといった課題がある。

8C型では、燃焼室内の冷却効果のある直噴と冷却した排ガスを吸気に再循環させるCooled EGRシステムを採用し、ノッキングを抑制した。Cooled EGRは、ノッキング回避効果の他、比熱比の向上効果や燃焼温度の低減による冷却損失や排ガス温度の低減効果があり、更に部分負荷域ではポンピングロスの低減といった多岐に渡る燃費向上の効果が得られる。

Theoretical Thermal Efficiency of Otto Cycle

$$\eta_{otto} = 1 - \left(\frac{1}{\epsilon}\right)^{\kappa-1} \quad (1)$$

$\eta$  : Thermal Efficiency

$\epsilon$  : Compression Ratio

$\kappa$  : Specific Heat Ratio

#### (1) 直噴化によるノッキング抑制

Fig. 5に吸気系上流（スロットル直下）噴射と直噴を織り交ぜた場合と、直噴のみでの点火時期に対する正味燃料消費率の関係を示す。吸気系上流噴射と直噴の組合せは、同じ点火時期において未燃燃料が少なく燃費は良いが、ノッキングの影響で点火時期を進角できない。一方で、直噴は高圧に燃料噴射することで燃料の気化霧化を促進し、気化潜熱により燃焼室内を冷却する。これにより、ノッキングを抑制し燃費最良点になる点火時期（以降、MBT：Minimum Advance for Best Torque）まで点火時期の進角が可能で燃費が向上する。

また、実用の運転シーンでは燃料性状のばらつき、高外気環境、EGRを導入できない環境などノッキングに対して厳しいコンディションが存在するが、直噴にすることで幅広い領域でノッキングを回避しつつMBTにセット可能となり、実用的な燃費向上にも貢献している。

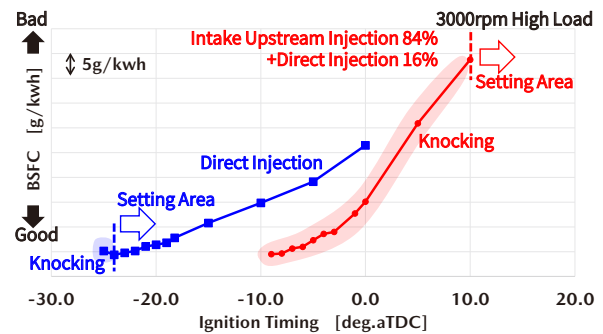


Fig. 5 Net Fuel Consumption for Different Injection System

Fig. 6に示すのは、燃焼解析におけるノッキング発生時の温度分布の結果である。リーディング側（以降、L側）における主燃焼による温度上昇とは別にトレーリング側（以降、T側）でノッキング発生による温度上昇が認められる。これに対して、混合気配置の自由度の高い直噴では、噴射タイミングを最適化し、Fig. 7の燃焼室断面に示すようにノッキング発生部に濃い混合気を配置し冷却することで、ノッキングを抑制した。

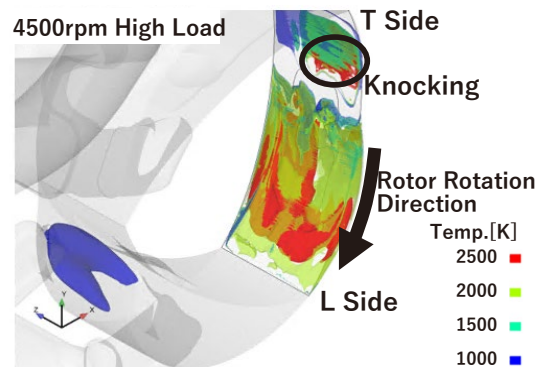


Fig. 6 Temp. Distribution when Knocking Occurs

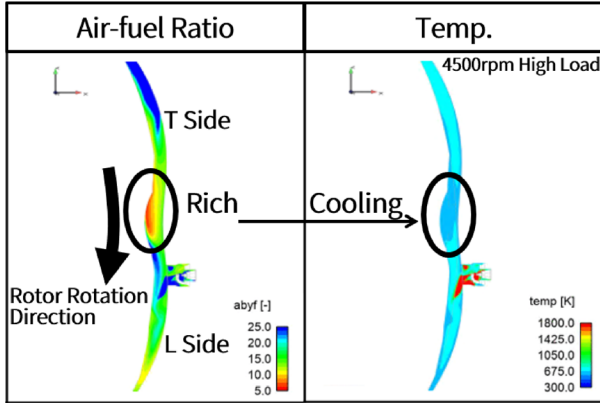


Fig. 7 Air-fuel Ratio and Temp. Distribution

(2) Cooled EGR による効果

Fig. 8 に 2300rpm 高負荷域における同一負荷での EGR 率違いでの各性能を示す。EGR を増量することでノッキングを回避できるため点火時期を進角できる。また、NOx の排出量の減少から EGR を増量することで熱容量の大きい CO<sub>2</sub> の増加に伴い燃焼温度が下がっていることが分かる。結果、EGR を増量することで燃費の向上だけでなく、排ガス温度を低下させた。高負荷運転域では、排ガス温度が低下することで  $\lambda=1$  より小さく（燃料を濃く）する必要がなくなり、全域  $\lambda=1$  運転を実現し燃費とエミッションを両方改善することができた。

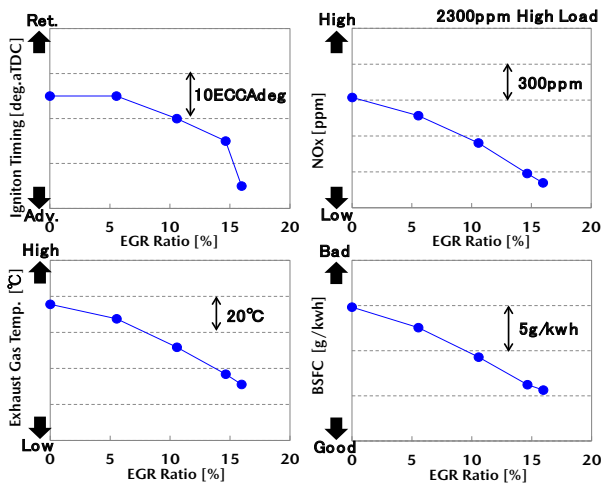


Fig. 8 Performance due to Difference in EGR Ratio

(3) 点火プラグ 1 本化による疑似ノックの抑制

ロータリーエンジンは燃焼させることで共鳴が起こりやすい特徴がある。これは、膨張行程にもかかわらず T 側は燃焼室容積が小さく高周波が減衰しないためであり、ノッキングのような音が発生する場合もある（以降、疑似ノック）。Fig. 9 に 13B 型における T 側の点火有無での燃焼室内の圧力を示す。T 側を点火させることで燃焼室内で圧力脈動が生じ、共鳴が認められる。8C 型では燃焼の作り込みによる L 側主体の急速燃焼と発電機ユニッ

トならではのエンジンの動かし方から T 側の点火プラグを廃止し、L 側の 1 本のみとした。これにより T 側で点火することで励起される疑似ノックを抑制し、圧縮比を高めることで熱効率を向上させた。

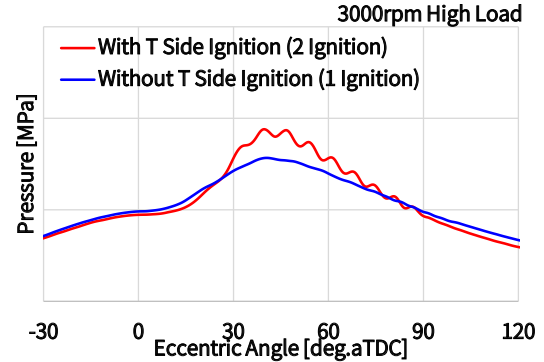


Fig. 9 Combustion Chamber Pressure of 13B (2 Ignition vs 1 Ignition)

4.2 理想のロータリーエンジンの燃焼を実現する技術

ロータリーエンジンの燃焼の特徴として L 側を主体に混合気が燃え、燃焼は 2 段燃焼になっている。これは、点火起点の火炎伝ばで燃える主燃焼と、主燃焼とは別の T 側からのスキッシュ流で促進される燃焼である。その特徴として、13B 型にて 1 点点火 (L 側のみ) で燃やした時の熱発生率を Fig. 10 に示す。熱効率を追求する上ではスキッシュ燃焼を早期化し主燃焼と合わせることで 1 段燃焼にすることが重要である。また、1 段で燃焼する上で燃焼速度を速める必要があるが、燃焼室容積の小さい初期燃焼の時期に急峻な燃焼をさせると壁面への熱伝達が大きくなる。8C 型では、2.1 節に記載したロータリーエンジンの構造的な課題を考慮した理想燃焼を描き、燃焼を作り込んだ。

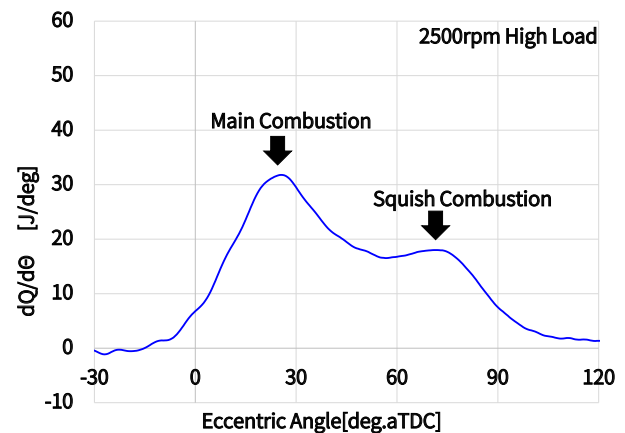


Fig. 10 Characteristics of Rotary Combustion (1 Ignition of 13B)



(1) 理想燃焼を実現する燃焼室形状

ロータリーエンジンの燃焼は、レシプロエンジンのように点火時期の進角に従い、リニアに急峻にならない。これはスキッシュ流で促進される燃焼によるもので、熱発生パターンは点火時期と燃焼室形状から生成される燃焼室内の流動で制御できる。Fig. 11 に 8C 型の燃焼室形状と主要部位のねらいをそれぞれ記載する。

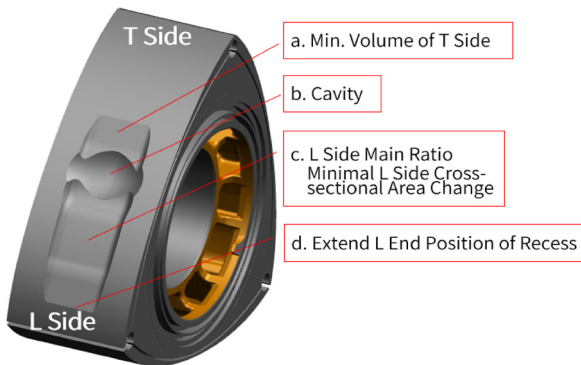


Fig. 11 Shape of Combustion Chamber

a. T側の容積の最小化（クエンチエリアの最小化）

- ・ 2 段燃焼を回避し、排ガス温度の低減
- ・ スキッシュ流動の発生時期と流速を制御（主燃焼を制御）

Fig. 12 に 8C 型の燃焼室と同燃焼室に追加工で T 側を拡大した燃焼室における回転数と排ガス温度の関係を示す。T 側容積を拡大することでスキッシュの流速が低下し、主燃焼で混合気を燃やしきれず、後燃えにより排ガス温度が上がる。

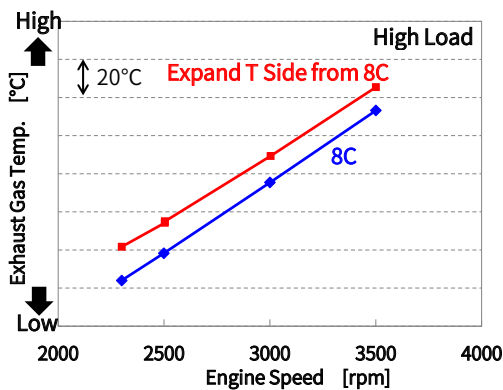


Fig. 12 Exhaust Gas Temp. at Different T End Position

b. キャビティ

- ・ 後期重心で燃焼させ、空気と燃料の混合時間を確保し未燃燃料を低減、ローターへの火炎接触も抑制（冷却損失の低減）
- ・ Cooled EGR のような不活性ガスを含んだ混合気は、反応速度の低下により火炎伝ばが不安定になるため、

燃焼室内に乱流を発生させ燃焼速度を向上し、火炎伝ばを安定化

Fig. 13 に 2300rpm 高負荷域の燃焼室内流動の解析結果を示す。キャビティにより乱流を発生させ放射状に火炎伝ばさせ、未燃燃料が低減する。

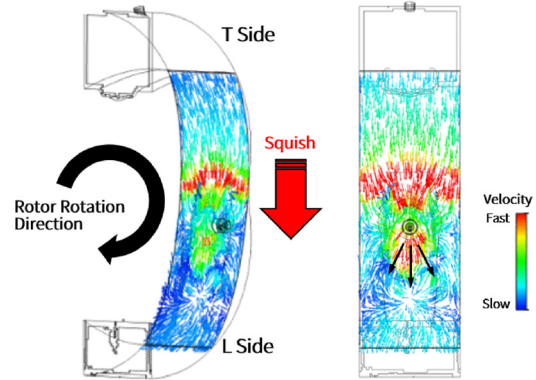


Fig. 13 Turbulence by Cavity

c. L側の燃焼室容積の確保と容積変化の抑制

- ・ L側のプラグ 1 本で燃焼させるため容積を L 側に集約
- ・ 回転方向の燃焼室容積変化の抑制により燃焼初期の流動を抑制することで、燃焼室容積の小さい燃焼初期での燃焼を緩慢にし、壁面への熱伝達を減少

d. リセス L 端位置の延長

- ・ EGR 導入により進角する点火時期において、プラグホール下に容積を設けプラグホール内を掃気

Fig. 14 は 13B 型と 8C 型の熱発生率を比較したもので、図中の英字は前述の形状と紐づけるものである。ロータリーエンジンは構造上、燃焼期間中に T 側は圧縮され、L 側は膨張する。従い、燃焼期間中の L 側は S/V 比（燃焼室表面積／容積）は減少傾向にあり、冷却損失に有利な空間となる。8C 型では L 側主体に 1 点火による 1 段の急速燃焼を実現したことで約 40% の冷却損失を改善した。また、等容度や排気損失の改善により熱効率を向上させるとともに、排ガス温度も低減した。

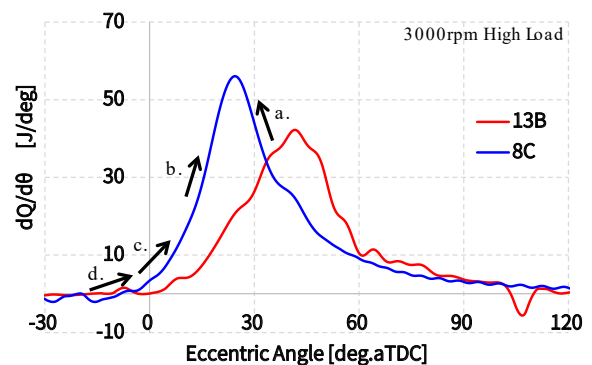


Fig. 14 Comparison of Heat Release at Setpoint

(2) 壁面への熱伝達の抑制

a. ディメンションの適正化

8C型は、発電機専用ユニットとして排気量を適正化し、排気量は1ローター830ccを選択した。その中で、Fig. 15及びFig. 16に示すようにディメンションを見直し、ロングストローク化することでS/V比を12.3%小さくし、壁面への熱伝達を減少した。

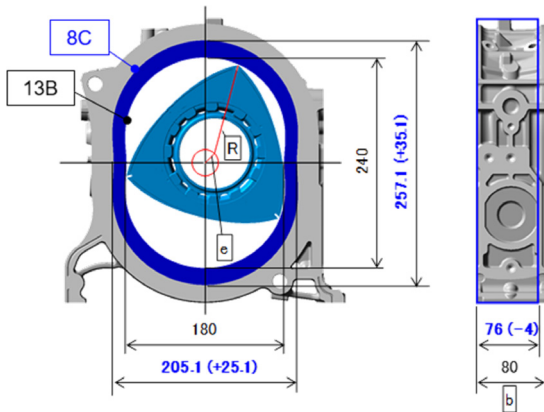


Fig. 15 Comparison of Dimension

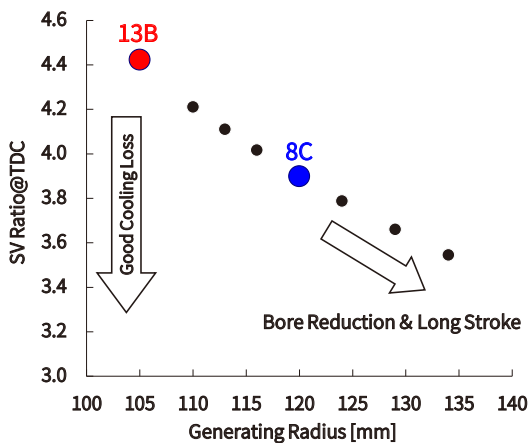


Fig. 16 Generating Radius vs S/V Ratio

b. EGRの導入

Fig. 17に同一点火時期におけるEGR量の違いによる熱発生率を示す。EGRの増量で初期燃焼を緩慢にし、壁面への熱伝達を抑制した。また、レシプロエンジンではEGRの増量に伴い燃焼は緩慢になるのが一般的であるが、ロータリーエンジンのスキッシュ形成の特徴を活かし、熱発生率の最大値を落とさずに等容度の低下を抑制した。Fig. 18に示すプラグ周辺の流速のようにロータリーエンジンのスキッシュはレシプロエンジンより燃焼行程で強い流れを生成し、L側の容積が拡大するのと同方向に進み火炎伝ばの速度を高める。

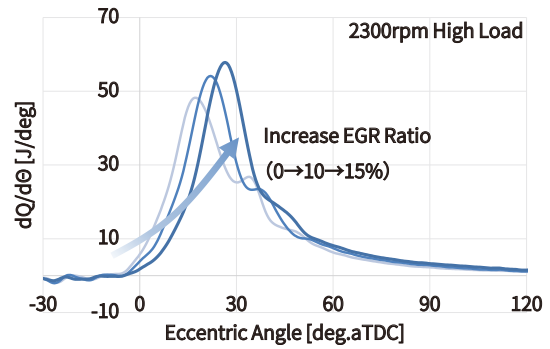


Fig. 17 Heat Release due to Difference in EGR Ratio

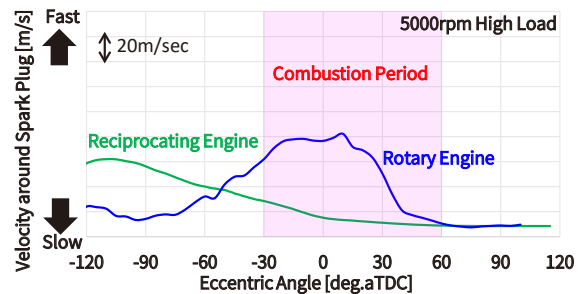


Fig. 18 Comparison of Flow Velocity

4.3 点火時期の大遅角を実現する混合気配置

燃料が気化霧化し難い冷間始動時に、三元触媒を早期に温める目的で点火時期を大幅に遅角するためには、プラグ周りの混合気状態の制御が重要となる。特にロータリーエンジンは扁平な燃焼室形状のため混合気の濃度の偏りができやすい。ポート噴射であった13B型ではT側にリッチ混合気が滞留しやすく(プラグ周辺の $\lambda > 1$ )、着火性からプラグ周りの混合気を制御するために全体の混合気を濃く( $\lambda < 1$ )する必要があった。8C型ではFig. 19に示すように直噴で噴射を多段化することで空気層に燃料を噴き分け、扁平な燃焼室内でも燃料と空気の混合を促進した。これにより、点火時期にプラグ周辺及び燃焼室全体の $\lambda$ の分布を最適に制御することで、点火時期を大幅に遅角しても出力変動を抑えた安定した燃焼を実現した。

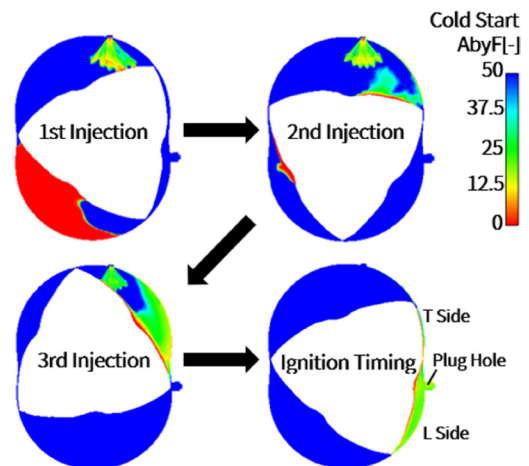


Fig. 19 Air-fuel Ratio in Combustion Chamber

13B型では、 $\lambda=1$ よりも燃料が濃い状態で燃焼させた既燃ガスと排気管内に供給した新気を反応させることで、三元触媒の早期活性化に必要な熱量を確保させる二次エアシステムを採用してきた。本燃焼技術の確立は、二次エアシステムの廃止を可能にし、後処理システムを簡素化したことで発電機ユニットとして車両への搭載性も向上させた。

### 5. 8C型ロータリーエンジンの性能進化

Fig. 20にて一例として3500rpmにおける出力と正味燃料消費率を13B型と比較した。8C型は、燃焼の改善と排気量の適正化により、ユニット燃費がトータルで最大25%向上した。また、Fig. 21に示す13B型の $\lambda=1$ で運転していた領域（黒枠内）に対して、8C型では排ガス温度の低減により全域 $\lambda=1$ 運転を実現し（図で示すと全域緑色となる）、大幅に $\lambda=1$ 域を拡大した。加えて、冷間の始動時には点火時期の大幅な遅角燃焼を可能としたことで、最新のエミッション規制である欧州Euro6d規制にも適合した。

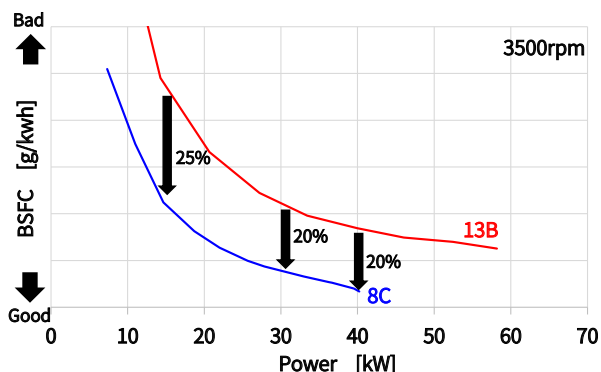


Fig. 20 Comparison of Net Fuel Consumption

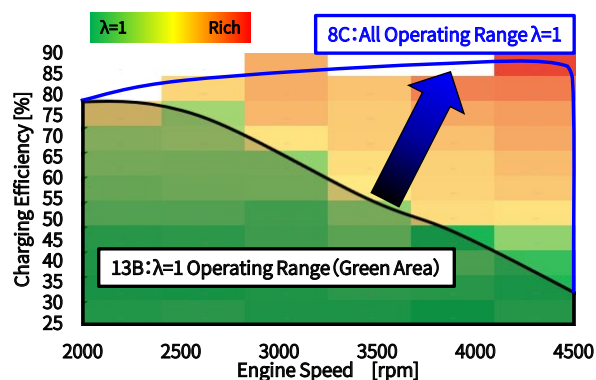


Fig. 21  $\lambda$  for Operating Range of the 13B

### 6. おわりに

MX-30の車体フレーム内に収まるほど小型で高出力を実現できるロータリーエンジンをシリーズ式プラグインハイブリッド用の発電機として活用することは、電動化

技術の可能性を広げる新たな選択肢と考える。レシプロエンジンに対して構造的な特徴による課題のあるロータリーエンジンが飛躍的に性能向上し、復活を遂げたのはマツダのアイデンティティーである“飽くなき挑戦”の精神によるものである。これからも地球温暖化抑制に対する真の意味での地球環境へ貢献する技術を生み出すことで、世界各地のエネルギー事情やお客さまのライフスタイルに応じた商品を提供し続けたい。

#### ■ 著 者 ■



森本 博貴



宮本 亨



中嶋 勝哉



菊地 拓哉



田中 清喬



砂流 雄剛



野本 哲也



若林 良努