

高効率ミラーサイクルガスエンジンの開発

Development of High-Efficiency Miller Cycle Gas Engine

汎用機・特車事業本部 福澤 順博^{*1} 下田 裕巳^{*2}
角 濱 義 隆^{*2}
技 術 本 部 遠 藤 浩 之^{*3} 田 中 健 吾^{*4}

ガスエンジンコージェネレーションは、省エネルギー性やクリーン排ガス等のため急速に普及している。一方、コージェネレーションは、最近の原動機の発電効率向上に伴い、熱需要が少ない顧客にも、普及が進んできている。この傾向は今後も加速されるため、ガスエンジンの発電効率向上が急務である。そこで、三菱重工は大阪ガス(株)と共同でリーンバーン方式のガスエンジンにミラーサイクルを適用し、燃焼性能、過給機性能の向上を図ることで、同出力クラスでは世界最高の発電効率40%のガスエンジンを開発し、280 kW 機については、平成12年4月より発売を開始した。

Gas engine cogeneration is gaining popularity, due to its high efficiency and low exhaust emission. Recent technological progress in gas engines and gas turbines has led to high cogeneration efficiency. As the advantages of cogeneration have become more widely recognized by customers with comparatively low demands for heat, it has become more widely used in a variety of fields. This trend is expected to accelerate and further improvement in generation efficiency of gas engines is an urgent task. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. and Osaka Gas Co., Ltd. have jointly applied the Miller cycle to a lean-burn gas engine, developing the world's first gas engine in this class to achieve 40% generation efficiency. The 280 kW engine was commercially released in April 2000.

1. 緒 言

コージェネレーション用ガスエンジンの出力レンジは、主に100~1000 kWクラスである。現状、ガスエンジンは、リーンバーン(希薄燃焼)方式⁽¹⁾とストイキ(量論比燃焼)方式とに大別され、比較的低出力はストイキ方式で、中大型になるとリーンバーン方式が採用されている。リーンバーン方式は、一般的に、発電効率が高く、低NOxであることが特長で、また、燃焼火炎の温度が低いために、エンジン耐久性に優れている。

三菱重工と大阪ガス(株)は共同で、リーンバーン方式のガスエンジンにミラーサイクルを適用することで、発電効率と同クラスでは世界最高の40%のガスエンジンを開発した。本報では、4000 h以上の耐久試験をクリアした上で、平成12年4月より発売を開始した280 kW 機及び今後計画しているシリーズ機について、その開発の主要技術及び性能仕様について報告する。

2. 要素技術開発

本章では、適用した要素技術開発について説明する。

2.1 ミラーサイクルの適用

圧縮比と膨張比がほぼ同じ通常サイクルの内燃機関においては理論サイクル効率は式(1)で表される。

$$\eta_{\text{theory}} = 1 - \varepsilon^{1-\kappa} \quad (1)$$

ここで、

ε : エンジンの圧縮比 (= 膨張比)

κ : 作動流体の断熱指数

すなわち理論サイクル効率を上げるためには、圧縮比 ε を

上昇させる必要がある。しかしながら、天然ガスを燃料とするガスエンジンの場合、圧縮比 ε を上昇させると、筒内ガス温度が上昇するため、火炎伝ば途中で未燃ガスの自着火によるノッキングが発生し、シリンダ内の温度、圧力が急上昇するためにエンジン破損に至る。これを回避するためには点火時期を遅くする必要があるが、点火時期を遅らせると燃焼の等容度(定容サイクルに対して効率の低下する度合いを含めた指標)が低下するために理論サイクル効率上昇の効果を相殺してしまう。ミラーサイクルはこれらの問題を解消するサイクルとしてMiller⁽²⁾によって提案された。通常の往復動内燃機関の場合は、給気弁の閉じ時期と排気弁の開き時期は下死点付近であり、圧縮比と膨張比はほぼ同じである。ミラーサイクルでは給気弁の実質的な閉じ時期を下死点より前または後にずらすことで、実際の圧縮比だけを下げる手法である。これにより膨張比>圧縮比となる。膨張比>圧縮比の内燃機関の場合は式(1)の圧縮比 ε はおよそ膨張比を使っても差支えない。すなわちミラーサイクルを適用することで、圧縮比をノッキングの発生しないレベルに抑えて、膨張比を大きく取することで、高効率化が可能となる。

ミラーサイクルの適用については、これまでに多くの研究開発が行われ⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾、一部はすでに実用化されているものの、いずれも熱効率の低いストイキ燃焼方式のエンジンを基本としているため、これまでは40%を超える高い熱効率で実用化されたものはなかった。本開発では通常サイクルでもエンジン軸端で37%と高い熱効率を有する副室式リーンバーンガスエンジンをベースにミラーサイクルを適用し、エンジン軸端で42.2%(発電端で40%)の熱効率を目標とした。従来のエンジン軸端効率37%を42.2%まで高効率化するために、

*1 エンジン・ターボ総括部エンジン・ターボ技術部長

*2 エンジン・ターボ総括部エンジン・ターボ技術部

大型エンジン設計課主席

*3 長崎研究所内燃機・油機研究推進室

*4 長崎研究所内燃機・油機研究推進室

シミュレーション等によって、開発目標を設定した。膨張比／圧縮比の設定による理論サイクル効率向上で熱効率3.0%以上のアップを、残りの2.0%を燃焼の等容度と燃焼効率の向上、熱損失とポンプロス率の低減により達成することを目指して開発を進めた。

2.2 膨張比／圧縮比の設定について

膨張比と圧縮比については、まずは給排気管内の脈動を考慮した性能計算⁽⁶⁾による検討を実施し、適正值の把握を行った。図1に膨張比と推定熱効率の関係を示す。膨張比（下死点基準圧縮比）を15とすることで、エンジン軸端効率40%を達成できることが分かる。よってこの計算結果を基に膨張比を15とした。また給気弁閉じ時期については、実験的に設定した。表1に示す6気筒の供試機関を用いて実測した実圧縮比（給気圧力と圧縮圧力の関係から推定）と最大進角点での熱効率及び給気マニホールド圧力の関係を図2に示す。実

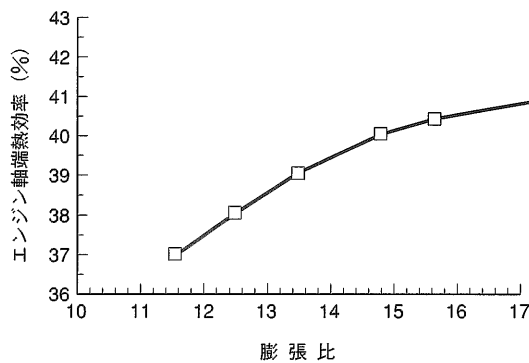


図1 膨張比と熱効率の関係 膨張比を15まで高めることで熱効率を3%向上できることが分かる。
Relation between expansion ratio and thermal efficiency (calculation results)

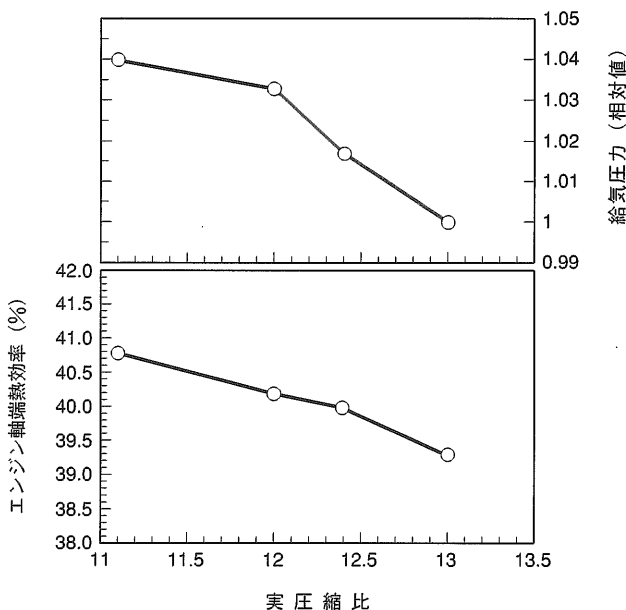


図2 実圧縮比と熱効率、過給圧の関係（実機試験結果）
圧縮比を下げた方が熱効率を高くできることが分かる。
Relation between effective compression ratio, and thermal efficiency and supercharging pressure (test results from six cylinder engine)

圧縮比が高すぎるとノッキングを生じて点火時期を遅らせる必要があり、熱効率は低くなる。また実圧縮比を下げすぎると、過給機に要求される圧力比が高くなり過ぎる。図2の試験結果から実圧縮比11となる給気弁閉じ時期を選択した。

2.3 燃焼性能向上

ミラーサイクルガスエンジンでは、高膨張比化するために、圧縮上死点での燃焼室容積を小さくしている。このため、燃焼効率の低下が起り、高膨張比化による効率アップが相殺され、逆に、効率の低下となる。本開発での最も重要な課題は、従来のガスエンジンより小容積空間で同等以上の燃焼効率を実現することであった。そこで表1に示す単気筒試験エンジンを使用して主燃焼室形状の開発、給気スワール比の適正化、副室仕様の開発などを実施した。

(1) 主燃焼室形状

主燃焼室形状については燃焼室内の乱流速度を向上させることで、燃焼速度向上をねらった高乱流型とトップクリアランス部を少なくすることで、未燃分を減らすことをねらった低未燃分型についてテストした。試験結果を図3に

表1 供試機関諸元
Test engine specifications

シリンダ数	1	6
シリンダ直径 (mm)	170	
ストローク (mm)	180	
正味平均有効圧 (MPa)	1.2	
エンジン回転数 (min ⁻¹)	1 200/1 800	
過給方式	外部ブロウ方式	排気過給方式

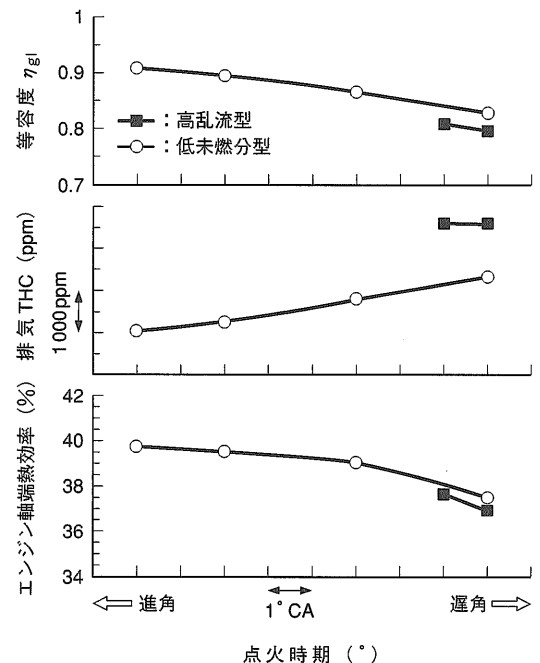


図3 主燃焼室形状の諸性能への影響（単気筒試験結果）
乱流形成を抑えた低未燃分型の方が熱効率を高くできることが分かる。
Effect of main chamber shape on engine performance (experimental results of single cylinder test engine)

示す。図3より低未燃分型燃焼室の方が、ノッキングが発生しにくいために点火時期を早めることができ、燃焼の等容度 η_{gl} が上がり、排出 THC 濃度が低く、熱効率が高くてできることが分かる。

(2) スワール比

次にスワール比の影響について調査した。スワール比とは、給気に伴ってシリンダ内に生じる旋回流強さを示す評価値である。スワール比を変えた場合の熱発生率と諸性能の変化を図4に示す。図4(a)に示すようにスワール比を強くすると熱発生率の最大値が大きくなり熱発生期間も小さくなるが、これに伴いノッキングが発生しやすくなる。また高いスワール比は高温の既燃ガスからシリンダライナへの熱伝達率が高くなり、熱損失も大きくなる。よって図4(b)に示すように、高スワールの場合には排出 THC (Total Hydro-Carbon) 濃度が低いにもかかわらず、熱効率は向上しない。この試験結果からスワール比は低めの設定にすることとした。

(3) 副室

副室式ガスエンジンでは、副室内の火花点火と副室からのトーチ火炎の運動が主室の燃焼に大きな影響を及ぼすことが分かってきている。すなわち副室内形状と噴孔仕様

が燃焼効率、熱発生期間に大きく関与する。そこで、三次元 CFD や可視化試験を活用し、最適な副室仕様（容積、噴孔）を開発した。

2.4 過給機性能向上

ミラーサイクルガスエンジンでは、実圧縮比を下げるために給気弁の開口面積はピストンが下死点よりかなり上にある時点で小さくなり、体積効率が大幅に低下する。このため同一出力を維持するためには、より高い給気圧力を必要とする。すなわち低流量高圧力比の過給機を必要とする。しかしながら量産されている過給機の中には、ミラーサイクルエンジンのような低流量高圧力比で過給機効率の高いものは存在しなかった。過給機効率が低いと、いくらエンジンの筒内サイクルで高効率化しても、排気圧力が高くなって、ポンプロス率が大きくなるため熱効率としては向上しない。すなわちミラーサイクルエンジンには高効率過給システムが必須条件である。

そこで、ミラーサイクル用に最適化した過給機を開発した。過給機はタービン、コンプレッサそれぞれの各構成要素の最適化を行い、高効率化を図った。タービンでは動翼内部と出口損失を低減した新形三次元動翼を採用し、ノズルの翼形状とスクロール形状の最適化による高効率化を図った。コンプレッサでは羽根車内部の二次流れ損失を低減した新形三次元羽根車適用とスクロール形状の改良により高効率化を図った。この結果、このクラスでは世界最高レベルの過給機総合効率 62 % を達成した。

以上の要素技術を組合せることによって、エンジン軸端効率 42.2 %、発電効率 40 % を実現できた。

3. 実用化開発

開発した要素技術を 6 気筒機関に適用し、実用化のための開発を実施した。

3.1 電子制御空燃比コントロールシステムの適用

空燃比を最適範囲に制御するために、燃料ガスと空気の流量を制御する必要がある。今回開発したミラーサイクルガスエンジンでは電子制御空燃比コントロールシステムを適用した。本システムは給気マニホールドの温度、圧力、エンジン回転数を基に必要燃料ガス供給量を算出し、電磁弁によってガス供給量を制御するものである。これによって外気条件の変化にかかわらず、空燃比を最適値に制御できるため、高いエンジン信頼性・性能を常に維持できるようになった。

3.2 高耐久性イリジウムプラグの採用

ミラーサイクルガスエンジンでは、従来ガスエンジンより筒内圧力が高くなり、点火プラグの点火要求電圧が高くなる。このため従来の白金点火プラグでは電極消耗が激しく 2 000 h 以上の寿命を確保することが困難であった。

そこで、本開発エンジンには、高い耐久性を持つイリジウムプラグを新しく開発し、採用した。

3.3 点火時期の設定

点火時期の設定については、ノッキング限界から 4 クランク角度遅角させた。これによって、エンジン信頼性を確保した。

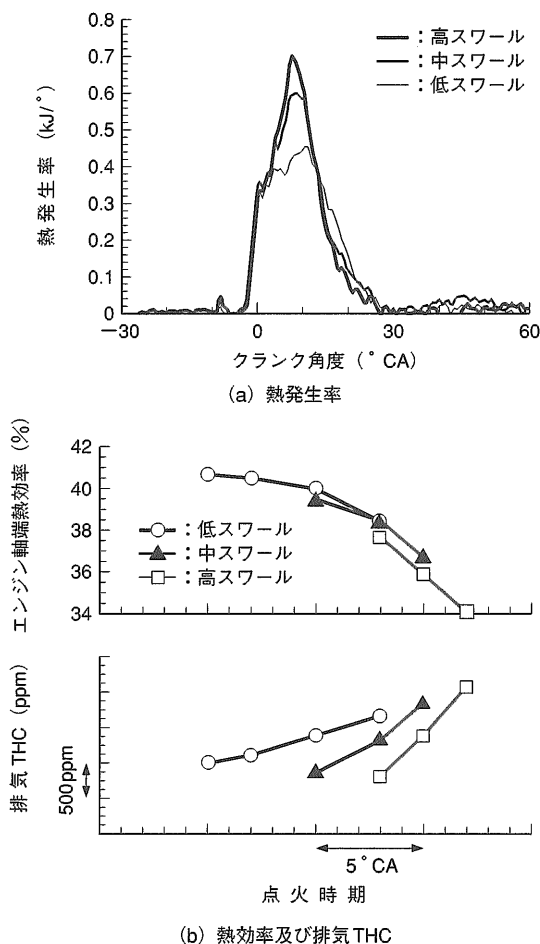


図4 スワール比の熱発生率及び諸性能への影響（単筒機試験結果） スワール比を低減した方が熱効率を高くできることが分かる。
Effect of swirl ratio on rate of heat release and engine performance

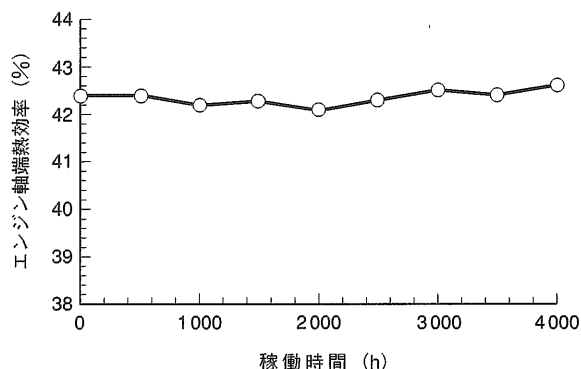


図5 耐久試験時のエンジン軸端効率の推移 4 000 hにわたって 42 %以上のエンジン軸端効率を維持できていることが分かる
Progress of engine output efficiency during endurance testing

表2 高効率ミラーサイクルガスエンジンシリーズの仕様
Specifications of high efficiency Miller cycle gas engine series

エンジン形式	GS6R, GS12R, GS16R
形 式	4 サイクル
気筒配列	直列 6, V 型 12, 16 気筒
燃焼方式	リーンバーン
過給方式	排気過給
着火方式	電気火花
シリンダ直径 (mm)	170
ストローク (mm)	180
発電出力 (kW)	280~1 115
エンジン回転数 (min^{-1})	1 200/1 500/1 800
膨脹比 (下死点基準圧縮比)	15
実圧縮比	11
エンジン発電端効率 (%)	39~40
NOx 低減対策	簡易尿素脱硝方式
NOx ($\text{O}_2 = 0\%$) (ppm)	150 以下

3.4 耐久試験と分解点検評価

商品化に先立ち耐久試験を実施した。図5にエンジン軸端効率の推移を示す。軸端効率は42~43%で推移していることが分かる。また4 000 hの時点で、エンジンを解放点検し、ピストン、ピストンリング、給排気弁、副室弁などは通常のガスエンジンと同等レベルの摩耗量であり、問題のないことを確認した。

今回開発した技術を適用した高効率ミラーサイクルガスエンジンシリーズの主要諸元について表2に示す。なお表2中に示すように、排気 NOx については尿素水を使った簡易脱硝システムを使用することで、150 ppm ($\text{O}_2 = 0\%$ 換算) 以下に低減している。直列 6 気筒 1 200 rpm の 280 kW 機については平成 12 年 4 月よりすでに発売を開始しており、他の機種につ

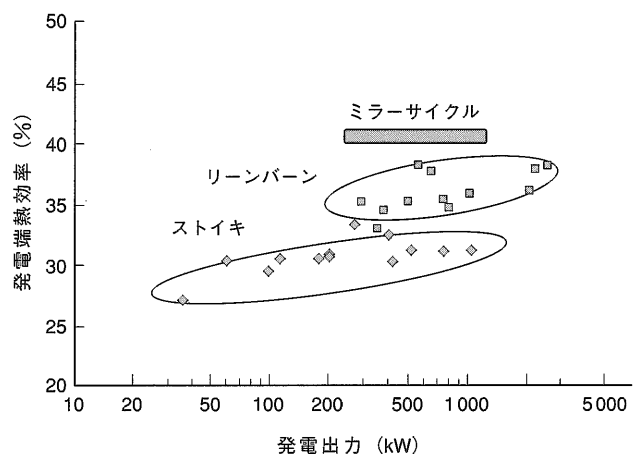


図6 中小型ガスエンジンの発電効率比較 同出力クラスで世界最高の発電効率を達成できていることが分かる。
Generating efficiency of small and medium sized gas engines

いても順次発売を予定している。また図6に各種ガスエンジンの熱効率比較について示す。

4. ま と め

以下の技術を適用した高効率ガスエンジンを開発した。

- (1) 膨張比 15, 圧縮比 11 のミラーサイクル
- (2) ノッキングを抑制する燃焼系

- 低給気スワール
- 低未燃分型燃焼室形状
- 副室噴孔、容積仕様最適化

- (3) 高効率過給機

これらの技術の組合せによって、エンジン軸端での熱効率は 42.2 % (発電端 40 %) に達した。発電効率では、従来のリーンバーンガスエンジンに対して 5 % の効率向上を達成し、世界最高レベルの 40 % を達成した。本エンジンは 280~1 115 kW までを順次商品化する予定であるが、平成 12 年 4 月より 280 kW 機の発売を開始している。

参 考 文 献

- (1) 中川ほか, 副室式トーチ点火希薄燃焼ガスエンジンの研究 (副室仕様の燃焼特性に及ぼす影響), 日本機械学会第 72 期全国大会講演論文集 Vol.3 (1994) p.356
- (2) Miller, R.H., Supercharging and Internal Cooling Cycle for High Output, ASME Paper (1947-6)
- (3) Sakai, H. et al., A MILLER SYSTEM APPLICATION FOR EFFICIENT DIESEL POWER UNITS, IECEC 1986 Vol.21st No.1 (1986)
- (4) 調枝ほか, V 型 6 気筒ミラーサイクルエンジンの開発, 自動車技術会 学術講演会前刷集 935 (1993-10)
- (5) 槻田ほか, 発電用ミラーサイクルガスエンジンの実用化開発, 自動車技術会 学術講演会前刷集 (1999-29)
- (6) 石田ほか, 給排気脈動計算法を用いた多シリンダ機関の性能検討, 日本機械学会第 73 期全国大会講演論文集 (III) (1995) p.242