

# 高性能希薄燃焼ガスエンジンの研究開発

High Power High Efficiency Low Emission Lean Burn Gas Engine

技術本部 中川 洋<sup>\*1</sup> 森 俊一<sup>\*2</sup>  
 相模原製作所 石田 泰彦<sup>\*3</sup>  
 横浜製作所 安枝 信次<sup>\*4</sup>

排気中の NOx や PM (Particulate Matter) の規制の厳しい東京、大阪などの大都市近傍で使用される中小型の発電セットやコージェネセットの原動機には、排気対策を行いやすく、熱効率の比較的高い希薄燃焼ガスエンジンが多く採用されている。本報では、500 kW クラスの高速ガスエンジン GS 6 A 3 で圧縮上死点での燃焼室総容積の 3~5% の容積の渦流生成副室を用いることで、比較的高い圧縮比 12 の燃焼室と組合せて、全空気過剰率  $\lambda > 2.2$  といった従来にない非常に希薄な混合気でも安定した燃焼を実現でき高効率で低 NOx を達成したことを述べ、さらにこの技術を 3 000 kW クラスの中速ガスエンジン KU 30 G へ適用し、非円形の新型乱流形成燃焼室を採用して希薄燃焼技術を展開したことを報告する。

The GS 6 A 3 500 kW class high-speed gas engine has an ante-chamber of which volume is 3~5% of the total volume of the combustion chamber at the top dead center and in which air swirling is generated during the compression stroke, which is used as an ignitor torch for the very lean mixture in the main combustion chamber. Also this engine has comparatively high compression ratio at 12. By using this combustion chamber system, stable combustion can be realized with a very lean mixture (total excessive air ratio  $\lambda > 2.2$ ), that was not obtainable in the past, attaining low NOx exhaust emissions and high efficiency. This technology was also used to develop the KU 30 G 3 000 kW class medium speed gas engine with newly developed bathtub main combustion chamber for improved air turbulence generation.

## 1. まえがき

省エネルギー化、石油代替エネルギーの利用、電源の多様化といった諸問題に対応するため、都市ガスを燃料とするエンジンを使ったコージェネレーションシステムが広く使われようとしている。しかし、現在では低 NOx 化の要求のために主として三元触媒を装備したガス機関が多く採用されているため機関熱効率が低く、さらに排気浄化システムのメインテナンスなどの問題もある。

これに対して、燃料ガスと空気の混合比を希薄にすることによって、低 NOx 化と高効率が同時に達成できる希薄燃焼方式のガスエンジンが注目を集めている。

ただし、この形式のガスエンジンの最大の問題点は、希薄な混合気への安定な着火とその後の火炎伝ば速度の維持向上である。

そこで、当社では直径 150 mm の小型高速ガスエンジンで空気過剰率  $\lambda \geq 2.2$  といった極希薄混合気の安定な着火と急速燃焼を目指して、副室式のトーチ点火希薄燃焼方式の開発を行い、シリーズ展開するとともに、直径 300 mm の中速ガスエンジンの開発を行った。

## 2. ガスエンジンの排気ガス規制と燃焼システム

ガスエンジンに対する排気ガス規制は、国（環境庁）による大気汚染防止法と各地方自治体の行政指導による NOx 規制が施行されており、各地方自治体ではおおむね 300 ppm (残存酸素濃度 0% O<sub>2</sub>換算) 以下の規制が実施されている。特に東京、大阪、神奈川といった大都市近傍では、100~200 ppm といった規制値になっており、大阪市の例のように大形設備では 50 ppm 以下という非常に厳しい例もある。

ガスエンジンのような予混合気の火花点火機関の燃焼領域の温度は、理論混合比に近い燃料ガスと空気の混合比で最も高くなる。図 1 に示すように、それに伴って NOx も空気過剰率 1.1 近くで最

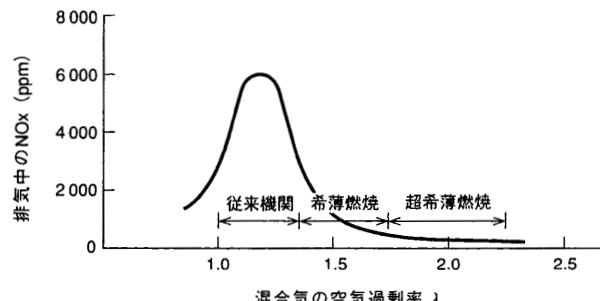


図 1 混合気の空気過剰率  $\lambda$  と排気 NOx 予混合火花点火機関での混合気の空気過剰率と排気中の窒素酸化物の関係を示す。  
 Effect of air excess ratio on NOx concentration in exhaust gas

大値となる。さらに混合気が希薄になると、排気 NOx 値は大幅に低減する。

また、ガスエンジンの高効率化・高出力化を阻むノッキングはシリング内のガス温度が低い（混合気が希薄）ほど発生しにくくなるため、圧縮比を高くでき、熱効率を向上できる。しかし、逆に、空気過剰率が高くなるにつれて着火性が低下し、火炎伝ば速度が低下して、サイクル変動が大きくなる。したがって、従来のガスエンジンは安定した燃焼を確保するために、理論混合比付近で燃焼させるのが一般的である。この場合、先に述べたように高濃度の NOx が生成されるので三元触媒などにより後処理を行う。ただ、この燃焼方式ではノッキングを回避するため、圧縮比を下げざるを得ず、熱効率を高くすることができない。

上死点で瞬間に熱発生する火花点火エンジンの理論熱効率は、式(1)で表される。

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

ここで、

$\eta_{thi}$ ：熱効率  $\varepsilon$ ：圧縮比  $\kappa$ ：比熱比

\*1 長崎研究所内燃機・油機研究推進室主管 工博

\*3 エンジン技術部主管

\*2 長崎研究所内燃機・油機研究推進室主務

\*4 原動機技術部

圧縮比の上昇には、ノッキングなどの問題により、おのずから限界があるので、混合気を希薄にして比熱比を空気に近づけて大きくすることが熱効率向上の最も有効な手段であると考えられる。したがって、極希薄燃焼を安定に実現できれば、低温完全燃焼も実現できることになり、高効率化と低 NOx 化が同時に達成できる。空気過剰率  $\lambda \geq 1.8$  といった非常に希薄な混合気を安定して着火させ、火炎伝ば速度を維持するには、主燃焼室の 3~5% 程度の小さな副室に空気過剰率  $\lambda = 0.5 \sim 0.7$  の非常に点火しやすい混合気を導入して、電気火花点火することにより副室から噴出する強力な火炎ジェットで点火する燃焼方式が採用される。この方式は副室式トーチ点火希薄燃焼方式と呼ばれる。この方式の燃焼性能の良否を決めるのは、副燃焼室の仕様や主燃焼室での混合気流動である。当社のガスエンジンもこの方式を採用し、さらに燃焼性能を高めるための新しい工夫を加えた、当社独自の燃焼室構造としている。

### 3. 燃焼室仕様と燃焼条件の設定

副室式トーチ点火希薄燃焼ガスエンジンの燃焼室構造を図 2 に示す。副燃焼室と主燃焼室の中間に希薄混合気を着火するための火炎ジェットを形成する噴孔口金が設けられている。主燃焼室では、吸気ポートにより混合気流入時に形成されるシリンダ内流れが、ピストンが上死点近傍まで圧縮したとき、火炎伝ば燃焼に有利な小さな渦や乱れに変換される。

副燃焼室は電気火花点火された混合気が主燃焼室へ噴出しやすいうように渦流を生じるようにしている。また、主燃焼室形状ではピストンが圧縮上死点近くの位置での混合気流れの小さな渦や乱れへの変換が希薄混合気の安定燃焼には必要で、これをより積極的に行う場合には、非円形の燃焼室形状を採用した。図 3 は圧縮上死点で燃焼室内に生じる混合気流の乱れのガス流動計算結果を円(丸)形燃焼室と非円(四角)形燃焼室の場合の差異を比較して示したものである。非円形燃焼室のほうが乱れが大きくなっていることが分かる。

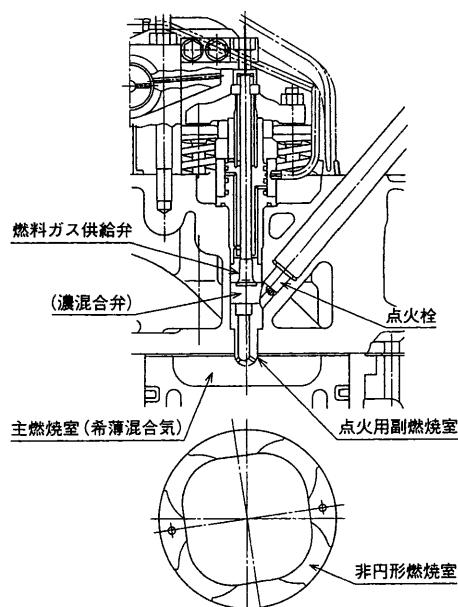


図 2 燃焼室構造 (GSA テストエンジン)  
GSA エンジンのピストン頂部の主燃焼室とシリンダヘッド側に設けられた副燃焼室及び副燃焼室への燃料供給弁を示す。  
Combustion chamber (GSA test engine)

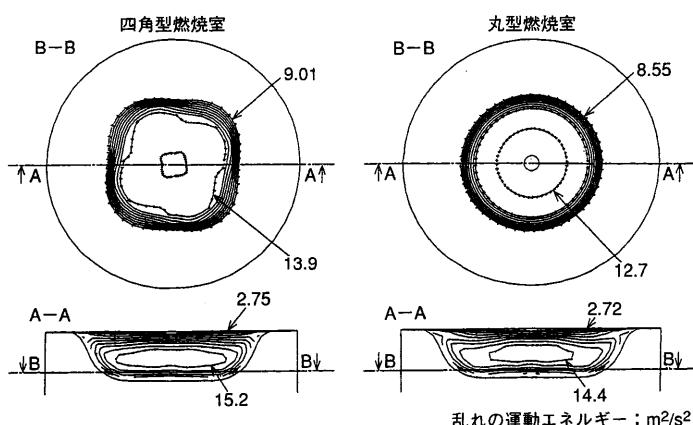


図 3 燃焼室形状による混合気の乱れエネルギー分布の差異 燃焼室形状が圧縮上死点で燃焼室内に形成される混合気流れの乱れ形成に及ぼす影響を計算した結果を示す。  
Effect of combustion chamber configuration on turbulence energy of mixture in cylinder

副燃焼室内へは圧縮行程中に主燃焼室側から希薄な混合気が流れ込んでくるため、その中の燃料と空気の混合比は時々刻々変化する。ここで、副室内には燃料ガスのみがシリンダ外から供給され、ピストンが下死点にあるとき、燃料ガスで 100% 充満されるものとし、圧縮中、トーチ副室の噴孔からシリンダ内の希薄な混合気は上死点まで流入し続け、燃料ガスはシリンダ内へ流出しないとして、圧縮上死点での副室内的燃料ガスと空気の混合比を計算すると式(2)のよう表される<sup>(1)</sup>。

$$\lambda_{ax} = \frac{\lambda_{main}}{\left[ 1 + \frac{\rho_f}{\rho_{mix}} \cdot \frac{1}{(\varepsilon-1)} (1 - \lambda_{main} L_{th}) \right]} \quad (2)$$

ここで、

$$\begin{aligned} \lambda_{ax} &: \text{副室内的空気過剰率} & \rho_f &: \text{燃料ガスの密度} \\ \lambda_{main} &: \text{主燃焼室内的空気過剰率} & \rho_{mix} &: \text{混合気の密度} \\ \varepsilon &: \text{圧縮比} & L_{th} &: \text{理論混合比} \end{aligned}$$

トーチ副室内的空気過剰率  $\lambda_{ax}$  は理論混合比より低く、主燃焼室側の空気過剰率  $\lambda_{main}$  が高ければ高いほどトーチ副室側の空気過剰率  $\lambda_{ax}$  は高くなっていく。

空気過剰率を高くしていくと、副燃焼室内での空気過剰率が 1 に近づき NOx 発生が多くなる、全体の混合比を薄くしても排出 NOx を低減できないことがあることが分かる。

### 4. エンジン燃焼試験

#### 4. 1 供試エンジン

エンジン燃焼試験に使用したガスエンジンはシリンダ径 × 行程が 150 × 175 mm の小形 6 シリンダの排気過給機付きエンジンで、表 1 にその主要目を示す。

#### 4. 2 試験結果

##### 4. 2. 1 全空気過剰率の影響

全空気過剰率  $\lambda$  の燃焼性能に及ぼす影響を図 4 左に示す。 $\lambda < 2$  では NOx の排出が急激に増大することが分かる。このとき燃焼が急激になり、ノッキングの生じやすい状況になる。

##### 4. 2. 2 点火時期及び圧縮比の影響

圧縮比  $\varepsilon = 12$  及び  $\varepsilon = 11.3$  の場合について、点火時期を変化させて燃焼性能の比較を行った。図 4 右にその結果を示す。

全空気過剰率は  $\lambda = 2.3$  一定で点火時期を進めるにシリンダ内最高圧力が上昇し、熱効率が向上する。通常、排気 NOx も増大するはずであるが、この条件では、むしろ低減傾向にある。点火時期

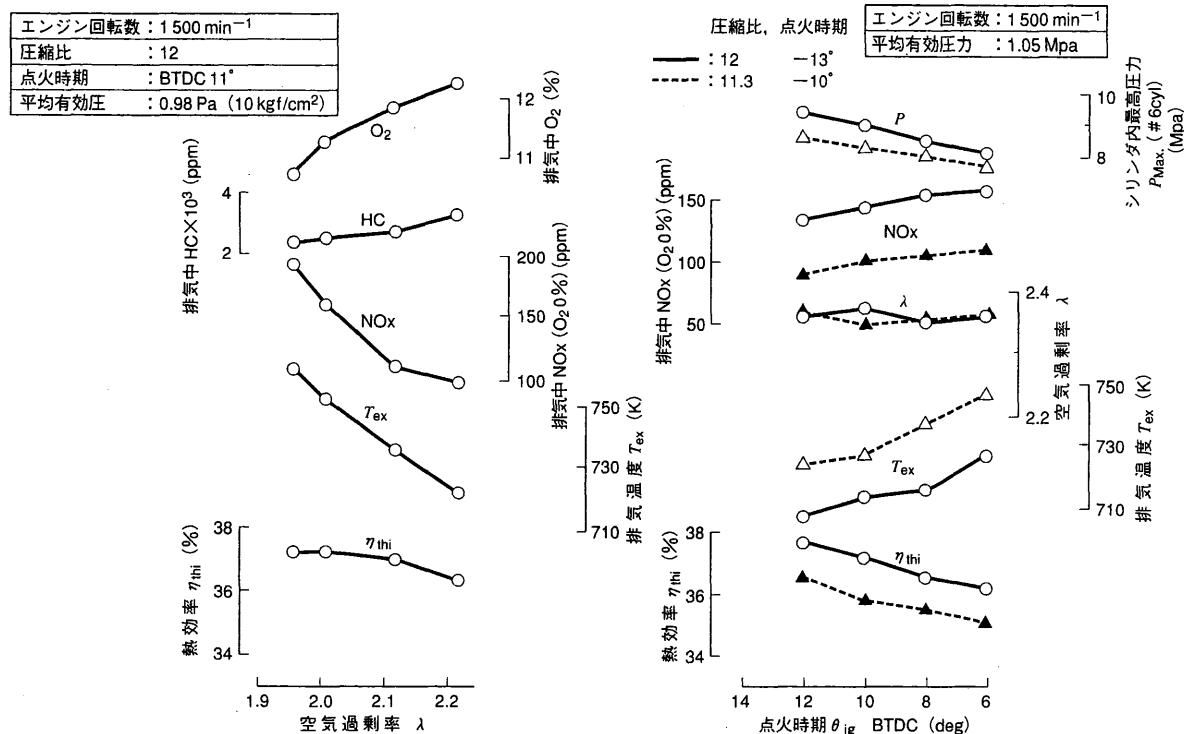


図4 燃焼性能に及ぼす空気過剰率、点火時期及び圧縮比の影響  
点火時期及び圧縮比の影響を示す。

Effect of total air excess ratio, ignition timing and compression ratio on combustion performance

希薄燃焼ガスエンジンの熱効率や排気 NOx に及ぼす空気過剰率、

点火時期及び圧縮比の影響

表1 供試エンジン主要目  
Principal particulars of test engine

エンジン形式	GS 6 A 3	
形式	4 サイクル	
冷却方式	水冷	
着火方式	電気火花点火	
過給方式	排気過給方式	
気筒配列	直列 6 気筒	
内径×行程 (mm)	150×175	
排気量 (m <sup>3</sup> )	18.56×10 <sup>-3</sup>	
圧縮比	11.0~12.0	
出力 (kW)	243	295
エンジン回転数 (min <sup>-1</sup> )	1 500	1 800

を進めると、その時期における副室内の空気過剰率が濃混合気側にずれると推定される。

圧縮比が高いと熱効率は上昇するが、排気 NOx が増大してしまい、さらにノッキングの抑制という面からも不利になることがある。

#### 4. 2. 3 点火用副室容積の影響

点火用の副室容積は主燃焼室内の希薄な混合気を点火するトーチジェットの総エネルギーを決定する。また、副室内での NOx 生成濃度一定でも容積が大きいと NOx 生成量は多くなる。したがって、NOx 生成抑制という面からは副室容積の選定は非常に重要であることが分かる。図5左は副室容積を変化させるとともにシリンダ内最高圧力をほぼ一定となるように点火時期を調整して、性能を比較したものである。熱効率は、副室容積の大きな場合のほうが若干上昇気味はあるが、ほとんど変化がない。しかし、排出 NOx は副室容積が大きい場合には大幅に増えている。図5右はこの場合の熱発生率の変化を示している。副室容積を大きくすると、着火直後の熱発生率が増大し熱発生期間が短縮しており、ト

ーチジェットの能力が向上していることを示している。

以上の非常に希薄な混合気でも安定した燃焼を実現できた<sup>(2)</sup>結果をベースに高熱効率と低 NOx を同時に達成することができる高速及び中速の多シリング実用機関を開発した。

## 5. 実用機開発への展開

### 5. 1 GSA, GSR シリーズガスエンジン (200~1 000 kW)

GSA, GSR シリーズはインタクーラ付き排気過給エンジンで、過給機の前にミキサ及びスロットルを配して燃料を混合するとともに、混合気量を制御する。その混合気をコンプレッサにより圧縮し、吸気ポート、吸気弁を経て主燃焼室へ供給する。一方、トーチ副室内へは過給圧よりもやや高い圧力にて燃料ガスだけが供給される。燃焼室構造は基本的にはテストエンジンと同様な構造としている。GS 6 A 3 ガスエンジンでは、熱効率 37.5 %、排気 NOx 100~150 ppm を達成している。

### 5. 2 KU 30 G ガスエンジン (2 300~3 400 kW)

KU 30 G インタクーラ付き過給エンジンは燃料ガスを圧縮機によって給気圧以上の圧力に高め、図6に示すように給気弁の上部に設置されたガス供給弁によって、吸気弁開弁時に空気とガスを同時にシリング内に供給する方法を探っている<sup>(3)</sup>。

副燃焼室へは、主燃焼室への燃料ガスとは独立した圧力調整弁により適切に圧力制御した燃料ガスを供給している。燃焼室は希薄な混合気に乱れを与える、燃焼を促進することを目的として、非円形の新形状の燃焼室を採用するとともに、燃焼室の無駄容積を少なくするため、ピストンリングのトップリング位置をできるだけ高い位置としている。KU 30 G エンジンは、排気 NOx 200 ppm 以下で熱効率 39.5 % と高い値を達成している。

### 5. 3 コージェネレーション

電気エネルギーと熱エネルギーを同時に発生させるコージェネレーションシステムの原動機として当社の希薄燃焼ガスエンジン

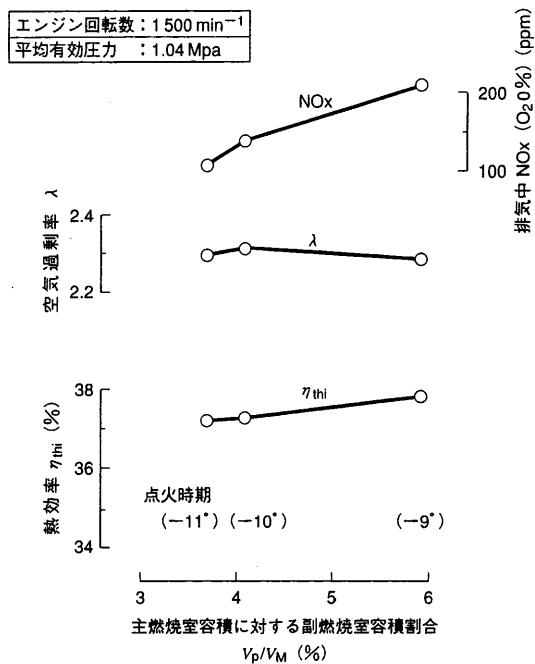
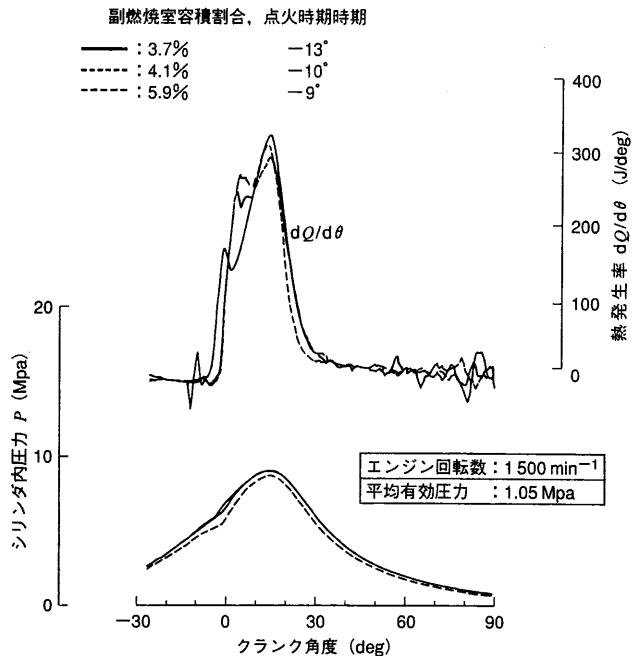


図 5 副燃焼室容積の燃焼性能及び熱発生率に及ぼす影響を示す。  
Effect of prechamber volume on combustion performance and heat release rate



副燃焼室の容積が熱効率、排気 NOx、熱発生率パターンに及ぼす影響を示す。  
Effect of prechamber volume on combustion performance and heat release rate

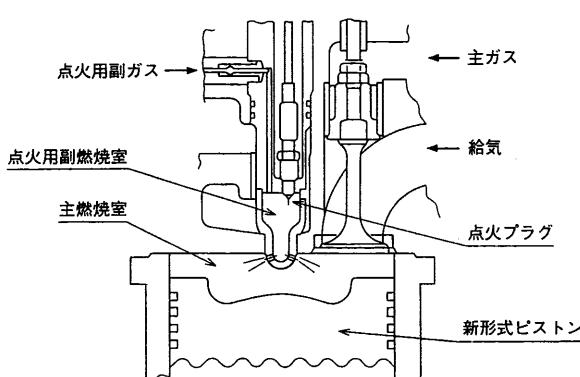


図 6 KU 30 G エンジンの燃焼室 KU 30 G エンジンでは燃料ガスを吸気弁上のガス弁から供給し、副燃焼室へのガス供給弁はチェック弁を使って供給されることを示す。  
Combustion chamber of KU 30 G

を利用した場合、利用価値の高い電気エネルギーの割合を多くするとともに、総合的に高いエネルギー利用効率が得られる。同時に環境適合性も満足させることができる。図 7 はその一例の GSA シリーズのガスエンジンのエネルギー勘定を示したもので、総合的な利用効率が 76 % の高効率を得られることが分かる。

## 6. む す び

副室式トーチ点火希薄燃焼ガスエンジンの小形 6 シリング実験機にて、混合気の渦流や乱れを利用する当社独自の燃焼室を開発し、最適な副燃焼室割合及び圧縮比を設定することにより、従来にない希薄な空気過剰率  $\lambda \geq 2.2$  でも安定した燃焼を実現できた。

この結果をベースに開発した高速希薄燃焼ガスエンジン GSA, GSR シリーズでは、熱効率 37.5 %、排気 NOx 100~150 ppm を達成した。さらに、中速希薄燃焼ガスエンジン KU 30 G でも熱効率 39.5 %、排気 NOx 200 ppm の性能を得ることができ、高効率低公害ガスエンジンを実現することができた。

これらの新規開発の希薄燃焼ガスエンジンをコーチェネレーション

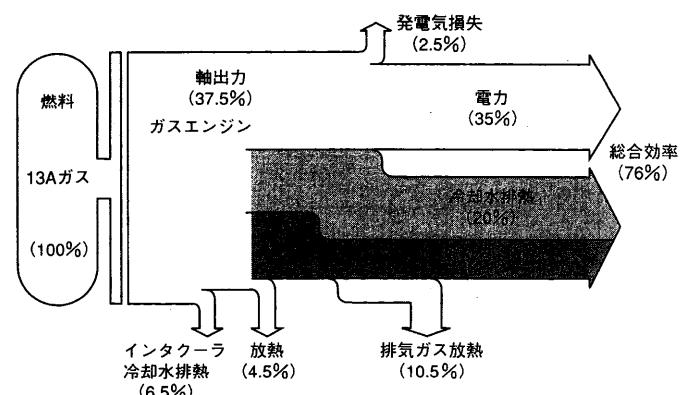


図 7 希薄燃焼ガスエンジンコーチェネレーションの熱勘定 新規に開発した高効率希薄燃焼ガスエンジンをコーチェネレーションに適用した場合の総合的なエネルギーの利用効率の高さを示す。  
Heat balance of newly developed high efficiency lean burn gas engine cogeneration system

の原動機として使用すると、利用価値の高い電気エネルギーの割合を高く保ちながら、総合的なエネルギーの利用効率を 80 % 程度まで高めることができた。

## 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、日本機械学会第 72 期全国大会講演論文集 (III) No.940-30 (1994-8) p.356
- (2) 中川、高温冷却方式小型・高効率・低 NOx ガスエンジンの開発、アドバンス・コーチェネレーションシステム技術研究組合 (ACT 90) 第二回研究成果発表会講演資料集 (1992-1) p.39
- (3) 宮野ほか、三菱 KU 30 G 型ガスエンジン “低 NOx・高効率リーンバーンエンジン”，クリーンエネルギー Vol.4 No.10 (1995-10) p.57