電気着火ガス機関および二元燃料機関の性能と実用例*

後藤 悟**・小林 範夫***
小暮 孝志**・小林 武城***

Performance of Spark Ignited Gas Engine and Dual Fuel Engine, and Their Application

By Satoru Goto, Norio Kobayashi, Takashi Kogure, Takeki Kobayashi

Since 1970's oil crisis, Gasburning Engine is appreciated as an alternate fuel engine and as a keyhard of energy conservation system such as GAS co-generation.

Today, there are coming into practical use in the world.

Two types of gasburning engine; i.e. spark ignited gas engine and dual fuel engine, are developed by Niigata Engineering Co., Ltd. to meet the above mentioned current.

This paper describes a practical knowledge of gas engine performance and combustion characteristics which are acquired by experimental study from developing test, and also introduces three practical use and application, as follows:

Engine performance and a combustion characteristics

- 1) comparison of performance between spark ignited gas and dual fuel engine
- 2) effect of excess air ratio on both type of engine
- 3) risk of knocking during changing over on dual fuel engine
- 4) rated output in case of using alternate fuel gas

Practical use

- 1) spark gas engine for heatpump at a machinery plant
- 2) spark gas engine for co-generation system using LFG(LAND FILL GAS)
- 3) dual fuel engine for electric power supply on oil productive platform.

1. ま え が き

わが国経済の石油依存度の軽減を目的とした、石油代替エネルギーの開発と導入促進が、昭和50年代のなかばから政策的にも推進されてきており、ガス燃料を使用する発電用及び産業用の往復動内燃機関が各方面で使われ始め実績が認められつつある。これらのガス機関はガス専焼のスパークガス機関（電気着火機関）と液体燃料との混焼ができるデュアルフューエル機関（二元燃料機関）の二種類に大別出来る。これらに使用されている燃料ガスは天然ガスを中心にメタンを主成分とした各種都市ガス、LPG、各種乾留ガス、汚泥消化ガス、ランドフィルガス（ゴミ埋立処分場から発生するメタンガス）などで

ある。最近の高出力ガス機関用燃料としては、アンチノック性の高いメタンが主成分である天然ガスや消化ガスが適しており、これらを使うガス機関は、コ・ジェネレーションシステムをはじめとしたトータルエネルギーシステムのキーハードとして増えつつある。当社においても昭和50年代の始めより高出力ガス機関の開発に着手し、今までに約30台（36,000馬力）を国内外に供給している。本稿では、小型高速から中型中速に亘るガス機関開発実用化試験を通して得られた機関性能と、これらガス機関の実用例について述べる。

2. ガス機関の性能

小型高速から中型中速に亘るガス機関の開発試験時に得られた実験結果を次の観点で取りまとめ報告する。

- (1) スパークガス、デュアルフューエル機関の性能比較
- (2) 空気過剰率の機関性能及び燃焼性能に及ぼす影響
- (3) デュアルフューエル機関のモード切換時燃焼特性
- (4) 各種燃料ガス使用時のガス機関定格出力比

* 原稿受付 昭和63年7月4日

第24回特別基金講演（昭和62年11月24日）

** 正会員 ㈱新潟鉄工所（太田市西新町125-1）

*** ㈱新潟鉄工所（太田市西新町125-1）

表 1に引用データ供試機関の主要目を示す。

	機関A	機関B	機関C
シリンダ径 (mm)	130	255	400
ストローク (mm)	160	270	460
機関回転数 (rpm)	1500	1000	514
出力 (kW/cyl)	25	150	445
ピストン速度 (m/s)	8.0	9.0	7.9
平均有効圧力 (MPa)	0.96	1.28	1.79
過給機	付	付	付
空気冷却器	付	付	付

2.1 機関性能比較   ガス機関の最大出力は、主に使用燃料ガスに依存するノッキング発生限界及び安定燃焼限界、機関設計に依存する混合気吸入容量及び燃焼室廻りの熱負荷などにより定まる。小型高速から中型中速クラスの実用機関では、天然ガス使用時平均有効圧力 0.98~1.47MPaを定格出力とする場合が多い。

図1に機関Bを供試した1,000rpm一定回転特性のスパークガス運転、デュアルフューエル運転の性能曲線を示す。このデュアルフューエル機関は、燃料油専焼のディーゼル運転モード又は若干の燃料油を着火源としたガス運転モードのいずれかを選択できる機関であり、図1には両モードの性能を示した。一般にガス機関は、安定した燃焼性能を得るためにディーゼル機関よりも空気過剰率を小さくしている。過給機付高出力ガス機関では、給気圧力を低下させることになるため、ディーゼルとの同一出力性能比較では、排気温度は上昇し、シリンダ内最高圧力は低下する。図1に示したデュアルフューエル機関の性能では、 $P_{me} = 1.22 \text{ MPa}$ 時、ガス運転ではディーゼル運転に比べて、給気圧力を約27%低下させ、給気量は23%減少し、タービン入口排気温度は14%上昇、シリンダ内最高圧力は17%低下している。スパークガス運転の場合は、さらに空気過剰率を小さくするので排気温度はデュアルフューエル機関より高くなる。

また、図2に示されている様にガス運転では、ディーゼル運転よりも着火遅れが大きく主燃焼は上死点過ぎから発生しているために、ガス運転の燃料消費率は増加している。

着火遅れの差異について考察すると、(1)ガス燃料の着火源であるパイロット噴射量が熱量比約10%と少量である。このために噴射圧力が低くなり、噴霧粒径、分布などの状態が悪化する。(2)給気圧力が低い。このためにパイロット噴射時の圧縮混合気圧力、温度が同一出力のディーゼルよりも低く、噴霧燃焼の周囲条件が悪化する。これらの理由によって、この着火遅れの差異が生じてい

図1 性能比較

図2 シリンダ内圧と熱発生率、圧力上昇率

るものと考えられる。さらに燃料ガス混合気はパイロット噴霧燃焼を着火エネルギーとして燃焼を開始するため、パイロット噴射量を減少させる程着火遅れ、主燃焼期の

遅れが大きくなり燃料消費率は増加すると言える。

スパークガス機関の着火源のエネルギーは、デュアルフューエル機関よりも一層減少するため、燃料ガス混合気の燃焼条件としては厳しくなる。従って、同一機関では、ディーゼル、デュアル、スパークの順に燃料消費率は増加する傾向にある。

2.2 空気過剰率の機関性能及び燃焼性能に及ぼす影響 前述のように、安定した燃焼性能を得るためには、ディーゼル機関よりも空気過剰率を小さくする必要がある。この場合の機関性能などに及ぼす影響について以下に考察する。図3には空気過剰率を変更したときのスパークガス、デュアルフューエル機関の燃料消費率、排気温度、シリンダ内最高圧力データを示す。

過給機付高出力ガス機関では、圧縮比、パイロット噴射時期（点火時期）などを変えないで空気過剰率を小さくするためには、給気圧力を低下させることになる。従って、この場合のシリンダ内最高圧力は低下する。図3においてもこの傾向を読み取れる。しかし、図3のスパークガス 600 kW、720 kWのデータを見ると、空気過剰率を小さくするに従い前述とは逆にシリンダ内最高圧力は上昇している。これはノッキングを生じたためであり

図4に720 kW ($\lambda=1.48$)試験時のノッキング燃焼波形を示す。ガス燃料の当量比（空気過剰率の逆数）と最小点火エネルギーには図5に示すような相関があり¹⁾、メタンガスの場合は空気過剰率1.1近辺で最小となる。このことから、空気過剰率を小さくしていくと燃焼性が良くなり、即ち混合気の着火性がよくなり爆発的燃焼をし易くなって、ノッキングが発生したのと考えられる。またこのときの燃料消費率は、デュアルのガス運転燃料消費率よりも低減しておりディーゼル運転の燃料消費率値に近付いていた。従って、ガス機関の燃費性能改善を図るためには、ノッキング対策も重要であると考えられる。

空気過剰率を大きくすると逆に、より大きな着火エネルギーを要求することになるので燃焼不良、ミスファイヤなどを生ずる。図6にスパークガスの空気過剰率変更時のシリンダー内圧、熱発生率、圧力上昇率を示す。図から、空気過剰率を大きくすると着火遅れが大きくなり後期燃焼割合が増加していることがわかる。また、圧力上昇率は低下し、このときのシリンダ内最高圧力と圧縮圧力の比は図6の例では約0.7倍と小さくなっている。これらの理由により燃料消費率は図3に示した様に増加している。

デュアルフューエルの場合も同様の傾向にあるが、着火源のエネルギーが大きいため着火遅れの差や、燃料消費率の増加率はスパークガスよりも小さい。

以上の様に、ガス機関の性能、燃焼特性に及ぼす空気過剰率の影響は多大であり、適正な空気過剰率を保ち安定した運転をいかんにして実現するかが極めて重要である。

2.3 デュアルフューエル機関のモード切替時

燃焼特性 デュアル機関のモード切替（ディーゼル→ガス）時にはノッキング又はミスファイヤが発生することがある。これらは（ガスモード定常運転時のパイロット油量は通常5～10%であるが）モード切替過渡時の油量と燃料ガス量の比率変化率、空気過剰率の変化率に依存して発生する。図7に機関Cのモード切替時に確認された異常燃焼の例を示す。この機関Cの切替装置では燃料油量とガス量の比率制御アクチュエータ操作信号にランプ特性を持たせたものとした。又この試験時の燃焼空気量はほぼ一定とした。図7から、ディーゼルからガスへの切替中期から後期にかけての燃料油量がかなり多めで且、燃料ガス量も相当量供給されているとき、又逆のモード切替では切替初期から中期にかけての同様な燃料比状態のときに異常燃焼が発生していることがわかる。図8は、ガスからディーゼルへの切替時に発生したノッキング燃焼波形を示す。波形1からこの時点の燃料ガス混合気濃度では一度に燃焼し切れず混合気末端の未燃ガスがパイロット噴射燃料により着火燃焼したガスの圧縮によって高温高圧となり自発火燃焼したものと推定される。波形2→7に進むにつれてより希薄混合気となるがパイロット油量が増加していくために着火源エネルギーが大きく、急激な燃焼となっている。この様な切替時燃

図3 空気過剰率変更性能

図4 ノッキング燃焼波形

図5 当量比と最小点火エネルギー

燃特性についても充分考慮し, モード切換時には適切な油量とガス量の比率制御をする必要がある。

2.4 各種燃料ガス使用時のガス機関定格出力

比 一般に使用され得る燃料ガスとその主要ガス組成を表2に示す。この表に示すようにガス燃料の組成, 組成比, 発熱量は大きく異なるが, 機関出力はガスの発熱量によって決定されるのではなく, 主に空気との混合気発熱量とガス組成に基く燃焼特性によって決定される。アンチノッキング性を示す指標として, ガソリン燃料のオクタン価に相当するメタン価を用いて評価し, この値の小

図6 シリンダ内圧と熱発生率, 圧力上昇率

さい燃料ガス程ノックし易いことが知られている²⁾。

ガス機関の定格出力は, (1)ノッキング (2)燃焼安定性 (3)混合気吸入容量 (4)熱負荷などにより定まる。この中で使用燃料の燃焼特性に依存しているものが(1), (2)であり, 特に低メタン価燃料ガスの場合は(1)のノッキング, 高メタン価燃料ガスの場合は(2)の燃焼安定性によって定格出力を決定することが多い。

以上の考察の一例として, 図9に機関Aを供試したスパークガス機関の, 各種燃料ガスを用いた場合の定格出力比を, メタンガス使用時を100%として示した。また試験時の機関条件として, ノッキング発生に関係の深い

機関C

図7 モード切替時の異常燃焼

図8 ノッキング発生時の連続サイクルシリンダ内圧力波形

圧縮比，給気温度なども併せて示した。

プロパン，ブタンなどのように単体ガス発熱量はメタン，天然ガスに比べて非常に高いが，図9に示したように理論混合気発熱量の差は小さい。無過給機関では，同一吸入容量の場合この混合気発熱量が高くなる程出力増加となるが，ブタンなどの低メタン価燃料ガス使用時は，ノッキング発生により出力制限を受ける。この機関Aでは，無過給時 20.93 MJ/m³の消化ガスからブタンま

での出力を圧縮比，給気温度，点火時期などを変更してノッキング発生限界を拡大した結果はほぼ同じレベルにすることができた。

過給機関では，供給混合気量を増加させて，出力増を図ることができるが，これに伴いノッキングが発生し易くなる。従って高メタン価燃料ガスであるメタンを主成分とする天然ガスや消化ガスを使用する機関では過給機付にして高出力化を図ることが出来る。

表 2 燃料ガス性状

ガス名称	下水汚泥 消化ガス	ゴ ミ 熱分解ガス	天然ガス	LPG (産業用 プロパンガス)
水素 [H ₂]	0~5	4~20		
主 メタン [CH ₄]	60~70	15~30	86~99	
要 エチレン [C ₂ H ₄]		4~15	0~2	
エタン [C ₂ H ₆]		1~7	1~10	
ガ プロパン [C ₃ H ₈]			0~5	95~97
ス ブタン [C ₄ H ₁₀]			0~2	1~2
一酸化炭素 [CO]		20~40		
組 炭酸ガス [CO ₂]	30~35	8~15		
成 酸素 [O ₂]	0~0.2			
窒素 [N ₂]	0~5	0~5	0~1	0.1~0.7
体 低位発熱量 積 (MJ/m ³)	20.9~ 27.2	16.7~ 29.3	35.6~ 41.9	94.2
% メタン価	(120~ 130)	(20~ 60)	(80~ 90)	(30)

図 9 各種燃料ガス供試結果

3. 実 用 例

3.1 機械加工工場におけるヒートポンプ駆動用スパークガス機関 工作機械用精密部品の加工及び組立工場の空調用熱源システムのなかに採用したスクリーヒートポンプ駆動用スパークガス機関の例について

図10 ガス機関駆動ヒートポンプ

て紹介する。表 3 にこの機関の主要目を示す。工場の規模は建築面積約 1,200m²、空調空間42,000m³で、これを出力 250 Ps のスパークガス機関 2 台を使って、空気熱源ヒートポンプ (155USRt) と水熱源ヒートポンプ (180USRt) (図10) を駆動するとともに、この 2 台のガス機関のジャケット冷却水と排気ガスの廃熱を使う二重効用吸収式冷温水機 (115USRt) を組み合わせて、工場全体を空調している。図11はこの熱源システムのフロー図である。このシステムは精密工作機械を使用して高精度の加工をし、組立をする一貫工場のなかで日周、季節による温度変化の影響をなくし、高精度の製品を省エネルギー化のもとに作ることを目的として計画したもので昭和58年 3 月より稼動している。このシステムにキーハードとしてスパークガス機関を採用したのは、主に

表 3 機関主要目

型式	6NSA-SG
シリンダ数	6
シリンダ径 (mm)	130
ストローク (mm)	160
定格回転数 (rpm)	1800
定格出力 (Ps)	250
使用燃料	都市ガス

表 4 燃料性状

組成	体積百分率(vol%)
メタン	87.2
エタン	2.1
プロパン	1.0
i-ブタン	0.45
n-ブタン	0.9
水素	3.8
二酸化炭素	1.6
窒素	2.3
真発熱量 (MJ/m ³) ; 35.84	

図11 熱源システムフロー図

排気ガスからの熱回収が有利であると言う点による。ここで使われている燃料は都市ガス12Aで、その組成を表4に示す。機関の運転制御については、無負荷～56%負荷の間を1,000 rpm 一定回転でスクリュウヒートポンプのスライド弁により、また56～100%負荷の間は空調負荷からの信号を機関ガバナに与えて機関回転数を制御し、機関出力を調整しているの、機関の熱効率率は負荷率56～70%の間で35.1%、同50～82%の間で34.6%以上となっている。この様に稼働頻度の高い負荷範囲において機関回転数制御による効率の良い運転をしている。このガス機関駆動ヒートポンプによる熱源システムの一次エネルギー効率（COP）は冷水製造時1.51、温水製造

時1.60、更に冷温水同時製造時の場合は2.7に達している。この値は従来のシステム（ボイラー、吸収式冷水機）に比べ約50%の一次エネルギーを削減できるものである。

本システムは省エネルギーシステムとして昭和60年度空気調和・衛生工学会で学会賞を授賞した設備である。この例のようなガス機関ヒートポンプシステムは、コージェネレーションシステムと同様省エネルギーの観点から、今後増々増えるものと考えられる。

3.2 LFG有効利用発電設備 ゴミ埋立処分場より発生するLFG（LAND FILL GAS）を利用したガス発電設備として納入したスパークガス機関（表5参照）を以下に紹介する。図12にLFG有効利用

図12 システムフロー図

表5 機関主要目

型式	16NSAK-SG
シリンダ数	16
シリンダ径 (mm)	132.9
ストローク (mm)	160
定格回転数 (rpm)	1535
定格出力 (kW)	320
使用燃料	LFG

図13 ガス機関発電装置

表6 燃料性状

組成	体積百分率(vol%)
メタン	54.6
二酸化炭素	35.6
窒素	8.6
酸素	0.2
水分 (気体)	1.0
真発熱量 (MJ/m³) : 18.00 ~ 21.35	

タンク、ガスフィルター、サージタンクを通りスパークガス機関に送られる。またこの昇圧されたLFGの一部はレシーバタンクより減容固化設備へ送られ、ガス機関の高温排気ガスに空気を吹き込んで助燃し減容固化設備熱源としている。ガス機関発電装置(図13)に送られたLFGは燃焼し、電力と排気ガス、冷却水廃熱等になる。電力は自家消費され、排気ガスは減容固化設備の熱源として利用される。従ってこの発電設備は、廃棄物から得られたエネルギーを有効利用したコ・ジェネレーションシステムといえるものである。

LFGの発熱量に18.00~21.35 MJ/m³の変動が予想される事からLFGの発熱量をガス熱量計を用いて計測し、その信号によりガス機関へのLFGの供給量を調整し、空気過剰率を一定としている。LFGの平均組成

発電設備のフロー図を示す。
従来大気に廃棄していたLFGはガスホルダーに集めガス昇圧機で0.12~0.14MPaに昇圧されて、レシーバ

を表6に示す。発電機は全閉外扇型誘導発電機を採用し出力は320kW/台である。誘導発電機は構造が簡単で励磁装置及び同期装置が不要であり、買電とのパラランを行なうこの設備には最適な発電機と言える。機関状態監視のため、電子監視盤を設置し機関を常時自動監視させている。ガス機関の運転はガスホルダーのガス量による台数制御を行っている。これは盤内に設けられたマイクロコントローラに各機関の運転時間を記憶し、運転時間の短い方から始動優先機として自動運転し、停止は運転時間の長い方より自動停止させる。また、買電と常時パラランしているため電力消費量が減少したとき、買電に逆送しない様に消費電力量を常時監視し発電機の出力を制御する自動出力制御装置（APC）を設けている。このAPCは運転台数制御より優先的にガス機関の自動発停を行っている。

本ガス発電設備は昭和61年10月から稼働し、現在各機とも6,000時間以上の運転実績となっている。

3.3 石油生産プラットホームの電源供給用デュアルフューエル機関 本機は中国ボツ海湾の石油生産設備上に設置されており、プラットホームの常用発電機駆動用として重要な役割を担っている。プラットホームでは従来採油井戸からの天然ガスは燃焼させて廃棄していたが、これを有効利用する目的で当社のデュアルフューエル機関が採用された。昭和60年4月にBロケーションの3台、昭和61年8月にAロケーションの3台がいずれも稼働を開始し採油井戸が完成するまでの間はディーゼル運転を行い、井戸よりガスが生産されるようになればそのガスを使ってガス運転を開始するというデュアルフューエル機関の特性を発揮し現在に至っている。ガス運転の実績は既に6,000時間を越えて順調に稼働を続けている。この様な海上の石油生産設備にデュアルフューエル機関が採用された経緯は、上述のように二元燃料を使えるという以外にPA5型がディーゼルで多くの実績のある機種であり信頼性が高いことも大きな要因であった。

本機は表7に示す要目で納入されている。現地の燃料ガスは表8に示すもので、この燃料ガスに100%負荷時の総燃料消費率の約10%のA重油をパイロットオイルとして噴霧しガス運転を行っている。ガス運転中は過給機出口空気の一部をガバナでコントロールされているバイパス弁により過給機の吸入側にバイパスし、空気過剰率の適正化を図っている。この制御を行っているため安定したガス運転と性能を確保している。ガス運転時のミス着火及び異常燃焼によって、排気平均温度に対してある一定の偏差を越えて運転が継続された場合、排気温度サーベイランスユニットにより直ちにディーゼル運転に切換えられる。現地生産設備の関係から必ずしも一定圧力のガスが供給されるとは限らないので、ガス圧力が許容値を越えて上下した場合機関を停止することなく、安全にガス運転からディーゼル運転へと自動的にモード切換

表7 機関主要目

型式	8PA5L-DF
シリンダ数	8
シリンダ径 (mm)	255
ストローク (mm)	270
定格回転数 (rpm)	1000
定格出力 (kW)	1050/900
使用燃料	A重油、天然ガス

注. 900kWはガス運転時の定格を示す

表8 燃料性状

組成	体積百分率 (vol%)
メタン	94.61
エタン	3.88
プロパン	0.81
i-ブタン	0.17
n-ブタン	0.17
二酸化炭素	TRACE
窒素	0.36
真発熱量 (MJ/m ³) ; 36.89	

図14 石油生産プラットホーム

が行われる。等々の制御システムがガス運転中の異常検出に当たっており、安全性の向上を図っている。

4. おわりに

本稿では、筆者らが実施したガス機関開発試験時の実験結果により、スパークガス、デュアルフューエル機関

性能について記述し、さらに実用例を紹介した。本稿に示したガス機関性能に関する知見は実用機関設計に指針を与えるものと考え、また同時に読者の参考になれば幸いである。

現状のガス機関性能は、同一機関のディーゼル性能と比較して、出力、燃料消費率などは劣るが、廃熱回収の面では汚れが少ないのと、排気温度が高いなどの大きな利点があるためトータル・エネルギーシステムのキーハードとして受け入れられ易い。これらの利点を生かしながら、出力、燃費性能の改善を図ることが今後の課題であると考え。

なお、気体燃料の発熱量は0℃、1気圧として示した。

文 献

1) 架谷他, 燃焼の基礎と応用, 共立出版

2) M. LEIKER 他, 1971 9 th CIMAC (STOCKHOLM)
A 2

〔 質 疑 応 答 〕

質問者 川崎重工業(株) 清水 晃
【質問】 実用例3-1の場合、システム全体としての総合熱効率は何の程度なのでしょうか。
【回答】 本システムでは、250Psのガス機関2台をキーハードとして、機械加工工場の空調を実施しておりますが、代表的な空調モードと一次エネルギー効率(COP)を表9に示します。
上記空調モードの熱収支の一例として、暖房モード(温水製造時)の場合を図15に示します。

表9 空調モードと一次エネルギー効率

空調モード	製造能力	COP	備考
冷房	冷水製造 450Rt	1.51	
暖房	温水製造 6.05MJ/H	1.60	
冷暖房	冷水製造 405Rt (最大) 温水製造 6.63MJ/H (最大)	2.7	冷温水同時製造時

図15 温水製造時の熱収支