スターリングエンジンの発電特性に及ぼす
燃料ガスの発熱量の影響*村上 恵一^{*1}, 土谷 亮輔^{*2}
波岡 知昭^{*1}, 吉川 邦夫^{*1}Effect of Calorific Value of Fuel Gas on
Performance of a Stirling EngineKeiichi MURAKAMI^{*3}, Ryosuke TSUCHIYA,
Tomoaki NAMIOKA and Kunio YOSHIKAWA^{*3} Department of Environmental Science and Technology, Tokyo Institute of Technology,
G 5-8 4259 Nagatsuta-cho, Midori-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 226-8502 Japan

The effective utilization of low calorific gas produced from solid fuels such as biomass with the gasification technology needs an engine generator with minimum allowable fuel gas requirements. Stirling engines have great advantages for the fuel gas diversity because they are external combustion engines. But there are few experimental reports on the utilization of low calorific gases in Stirling engines. In this research, we conducted two types of unit tests to clarify the effect of the heating value of a gas fuel on the engine performance. One is the non-premix test in which the fuel gas with the rated gas heating value of 13.8-25.6 MJ/Nm³ is supplied only into the fuel gas supply port. And the other is the premix test in which the fuel gas with the gas heating value of 6.3-13.8 MJ/Nm³ is supplied both into the fuel gas supply port and the combustion air supply port to expand the required gas heating value range. In the premix test, we demonstrated that we could decrease the lowest gas heating value down to 6.0 MJ/Nm³. As the results, we could expand the gas heating value range and demonstrated that the rated power output can be obtained within the heating value range of 6.0-25.6 MJ/Nm³ with the electrical efficiency of about 30%. And we measured the exhaust gas content and observed both NO_x and CO emissions being below about 30 ppm (corrected to 14 vol% O₂) in the same gas heating value range.

Key Words: Stirling Engine, External Combustion Engine, Alternative Energy, Biomass Energy, Cogeneration, Distributed Generation, Gaseous Fuel, Combustion, Low Calorific Gas

1. 結 言

化石燃料依存からの脱却、環境問題への対応策として、廃棄物やバイオマス等の新エネルギーの積極的利用が求められている。このような資源は、分散型の性質を有するため、高効率で小型の発電システムにより発電及び有効に熱利用を行うことが望ましいと考えられる。

そこで、現在、固体廃棄物やバイオマス資源からガス化技術により燃料ガスを生成して、エンジンを用いて発電を行う発電システムの開発が行われている。⁽¹⁾⁽²⁾しかし、小規模のガス化設備の場合、経済的な理由か

らガス化剤として空気を用いる事が多く、廃棄物やバイオマスをガス化して得られる燃料ガスの持つ主な特徴は、1) 低カロリーであること、2) ガスの発熱量と流量が変動すること、3) タール分を含むことが挙げられる。従って、このような生成ガスを有効に利用するためには、燃料ガスに対する制約が緩いエンジンが必要とされる。

低カロリーガスの利用を目的としたレシプロタイプのガスエンジンの研究開発は多く行われてきているが、⁽³⁾火花点火機関を用いる場合、燃料ガス発熱量が低下すると発電出力も低下してしまうという問題がある。そこで、燃料ガス発熱量が低下しても発電出力を一定に保つために、軽油や重油等の液体燃料を補助燃料として利用する混焼方式圧縮着火機関を用いた事例もある。⁽⁴⁾⁽⁵⁾これらの機関を用いる場合、発電効率は高いものの、間欠燃焼であることから、排出ガス中にCOや

* 原稿受付 2006年9月28日。

^{*1} 正員、東京工業大学大学院総合理工学研究科(〒226-8502 横浜市緑区長津田町 4259 G 5-8)。^{*2} 東京工業大学大学院総合理工学研究科。
E-mail: kmura@yk.depe.titech.ac.jp

HC が多く含まれてしまうという問題がある。また、ガスタービンを用いる報告例⁶⁾もあるが、この場合、連続燃焼であることから排出ガスの清浄度は高いが、出力規模が数十 kW 程度と小さくなると、発電効率が大きく低下してしまうという問題がある。⁽⁷⁾⁽⁸⁾

また、それら内燃機関に、ガス化で生成した燃料ガスを利用する場合の大きな問題として、求められる燃料ガスの精製度合いのレベルが非常に高いことがある。前述したように、ガス化ガス中にはタール分が含まれるため、エンジンに投入する前にタール分を除去しなければならない。運転上支障をきたさないようにするためには、投入する燃料ガスにはかなり高いレベルの清浄性が求められている。外燃機関であるスターリングエンジンであれば、求められるガスの清浄性のレベルは低くなってもよく、その点で内燃機関に比べて優位性がある。

一方、スターリングエンジンは、これまでに要素技術も含めて、多くの研究開発が行われてきた。また、発電利用を目的としたスターリングエンジンの開発及び性能評価も行われており⁹⁾、高効率であることや低環境負荷であることが実証されているが、商品化には至らなかった。その主な要因として、出力の増大、信頼性の向上、他の既存エンジンに比べて有利な適用分野の模索が挙げられてきた。そのような状況の中、本実験で用いる STM Power 社 (米国) のスターリングエンジンは、出力 55kW とスターリングエンジンの中では出力が大きく、商品化に成功した数少ない汎用型スターリングエンジンである。本スターリングエンジンは、水の電気分解を利用した水素製造装置を内蔵させることで、自動補給しながら高圧の水素を作動ガスとして用いていることに特徴がある。また、本スターリングエンジンは、燃焼器とヒーターヘッド等の受熱部がパッケージとなっており、仕様範囲内の発熱量である燃料ガスを投入する構造になっている。しかし、本スターリングエンジンにおいて、燃料ガスの発熱量を変化させた時に、発電特性がどのように変化するかについて、詳細な報告はなされていない。また、過去のスターリングエンジンに関する研究報告を見ても、燃焼ガスを利用した発電実験報告例¹⁰⁾や、太陽光を利用した発電実験報告例¹¹⁾はあるが、ガス化ガスのような低カロリーガスを用いた発電を目的として、燃料ガス発熱量の変化に対するスターリングエンジンの発電特性の変化を実験的に調べた報告例は見当たらない。

そこで、本研究では、スターリングエンジンが広いガス発熱量範囲においても一定の出力及び効率で運転が可能であるという原理を実証することを目的として、

燃料ガス発熱量を変化させて、スターリングエンジンの発電実験を行い、燃料ガス発熱量の変化に対する発電特性及び排出ガステータスの変化を調べた。

2 スターリングエンジン発電機

図 1 に、本実験で使用したスターリングエンジン発電機の図を示す。

Fig.1 Structure of the Stirling engine

図 1 に示すように、本スターリングエンジンは、大出力向きのダブルアクティング型に分類されるタイプである。¹²⁾ 4 つのシリンダーがヒーター管群・再生熱交換器・クーラーを間に挟んで連結しており、4 つのピストンが 90° の位相角を持って往復運動する。その往復運動は、スワッシュプレートドライブにより、回転運動へと変換される。

Fig.2 Gas flow inside of the Stirling engine

図2に、スターリングエンジン内部のガスの流れと主な温度を示す。本スターリングエンジンには、空気予熱器が設置されており、燃焼用の空気は、燃焼ガスとの熱交換によって、約700℃に予熱される。そして、燃焼器内でこの予熱空気によって燃料ガスが燃焼され、ヒーターチューブを通じて、ヒーターチューブ内の水素に熱を与えて、再び空気予熱器を通過して冷却された後、大気へ排出される。

表1に本スターリングエンジンの仕様を示す。

Table 1 Specifications of the Stirling engine

Model	STM4-120
Number of cylinders	4
Displacement	260 cc
Bore	55 mm
Stroke	47 mm
Engine Operating Speed	1,500 rpm at 50 Hz 1,800 rpm at 60 Hz
Output	48 kW at 1,500 rpm 55 kW at 1,800 rpm
Working gas	Hydrogen(H ₂)
Fuel gas HHV	13.8-25.6 MJ/Nm ³
Required fuel gas supply pressure	12.4-15.2 kPa(G)
Net electrical efficiency	29-31 %
Total system efficiency	79-82 %

表1中に示すように、定格の発電出力は、周波数が50Hzと60Hzの場合でそれぞれ、48kW、55kWである。作動ガスには、水素を用いている。本スターリングエンジンには、中カロリー燃料ガス用のバーナーが取り付けられており、燃料ガスの仕様発熱量範囲は、13.8-25.6 MJ/Nm³である。さらに、仕様燃料ガスの供給圧力の範囲は12.4・15.2 kPa(G)である。また、発電効率は約30%、発電電力と冷却水との熱交換により生成される温水の熱利用も含めた総合熱効率は約80%である。

3. 実験条件及び装置

3・1 実験条件 実験条件を表2に示す。本実験では、燃料ガスには、LPG (C₃H₈: 97.6 vol%, LHV 91.1 MJ/Nm³) を窒素ガスで希釈した混合ガスを用いた。バイオマス資源等のガス化によって生成されるガスは、H₂, CO, THC のような可燃性ガス成分を含んでおり、本実験で用いた模擬ガスの成分とは異なる⁽¹⁾。表1中

のスターリングエンジンの発電効率と燃料ガス発熱量の仕様範囲を参考にして、表2に示す実験条件を定めた。しかし、実際のスターリングエンジンの運転時には、表2中に示すこれらの流量値は変動してしまうため、表2の実験条件は実験設定条件として用いた。

スターリングエンジンは、原理的に高温部と低温部の温度のみによって効率が定まるため、高温部に相当する火炎の温度を一定に維持することが出来れば、燃料ガス発熱量に関わらず、ほぼ一定の発電効率で発電が可能であると予想される。そこで、表2の実験条件を定めるために、まず、表1の発電出力と発電効率の値を用いてLPG流量を算出して、表2中の実験条件範囲において一定値とした。そして、仕様燃料ガス発熱量範囲内(条件1~3)における、それぞれの窒素ガス流量値を算出し、このときの排出ガス中のO₂濃度が約13vol%となるように仮定して、火炎温度を予想した。次に、仕様燃料ガス発熱量の下限値を下回る条件(条件4~6)においては、仕様燃料ガス発熱量の下限値(条件3)において予想された火炎温度になるように、各条件における燃料ガス発熱量に対する総燃料ガス流量(LPG流量と窒素ガス流量の和)と排出ガス中のO₂濃度を定めた。従って、燃料ガス発熱量が低くなるにつれて、燃空比は大きな値となる。このとき、燃料ガスは空気過剰で完全燃焼すると仮定した。

Table 2 Experimental conditions

No.	LHV of fuel gas [MJ/Nm ³]	LPG [vol%]	N ₂ [vol%]	Total fuel gas flow rate [Nm ³ /h]	Premix fuel gas flow rate [Nm ³ /h]
1	25.6	28.1	71.9	22.5	0
2	19.7	21.6	78.4	29.2	0
3	13.8	15.1	84.9	41.7	0
4	10.5	11.5	88.5	54.8	13.1
5	8.4	9.2	90.8	68.6	26.9
6	6.3	6.9	93.1	91.7	50.0

表2からわかるように、燃料ガス発熱量が低くなるにつれて、火炎温度を一定に保つために必要な燃料ガス流量が大きく増加する。本スターリングエンジンには、燃料供給ラインに燃料ガス流量調節用のオリフィスが設けられているため、ガス発熱量仕様範囲内における燃料ガス流量の調整は、これを用いて行うことが

出来る。ところが、仕様燃料ガス発熱量下限限界値(条件 3)を下回るような燃料ガス流量を投入しなければならない場合、本スターリングエンジンでは、燃料供給口から投入可能である燃料ガス流量には、その構造上から上限があり、全燃料ガス流量を燃料ガス供給口のみから投入することは出来ない。そこで、その燃料ガス流量増加分を燃焼用空気供給口から投入することにし、これを表 2 中における予混合燃料ガスとした。従って、本実験では、次のような 2 種類の実験を行い、それぞれ、1) 非予混合実験、2) 予混合実験と名付けた。

1) 非予混合実験 (Non-premix test)

仕様の燃料ガス発熱量範囲内 ($13.8\text{--}25.6 \text{ MJ/Nm}^3$) の発熱量である燃料ガスを用いて、燃料ガスを燃料供給口のみから供給する発電実験

2) 予混合実験 (Premix test)

仕様の燃料ガス発熱量範囲の下限値を下回る発熱量である燃料ガス ($6.3\text{--}13.8 \text{ MJ/Nm}^3$) を用いて、燃料ガスを燃料供給口及び燃焼用空気供給口の両方から供給する発電実験

3.2 実験装置及び方法

実験装置を図 3 に示す。実験装置は、燃料ガス供給設備、スターリングエンジン発電機及び、排出ガス測定設備から構成される。

Fig. 3 Experimental system flow

図 3 に示すように、本実験装置は、LPG と窒素ガスを任意の割合で混合して燃料ガスの発熱量を調整して、燃料ガスをエンジンの燃料供給口及び燃焼用空気供給口のどちらからも、投入することが出来るようになっている。非予混合実験では、本スターリングエンジン中の燃料ガス供給ラインに燃料ガス流量調節用のオリフィスが設けられているため、これを用いて燃料ガス流量を調整した。また、非予混合実験では、燃料供給

口から最大の燃料ガス流量を供給した状態から、燃料ガス発熱量を徐々に低下させながら、表 2 中の値を参考にしながら燃焼用空気供給口へ供給される予混合燃料ガス流量を予混合燃料ラインに設置したバルブにより調節して増加させた。このときの、LPG と窒素ガスの流量を測定して、全燃料ガス流量と発熱量を算出した。また、そのときの発電出力、4 本のヒーターチューブ内の水素の温度、4 本のシリンダー内の水素の圧力等のエンジンに関するデータ及び排出ガス中の O_2 濃度、 NO_x 濃度、 CO 濃度と排出ガス温度を測定した。このとき、4 本のシリンダー内の水素の圧力値には、僅かながら差があったため、4 本のシリンダー内の水素圧力の相加平均値を、シリンダー内の水素ガス圧力の平均値とした。

また、本スターリングエンジンは、シリンダー内の水素の圧力が一定に保たれるようになっており、ヒーターチューブ内の水素温度により、発電出力が変動し、水素温度が 715°C の時に、定格の発電出力が得られるようになっている。従って、ヒーターチューブ内の水素の温度が一定に維持されるように、燃料ガス流量と燃焼用空気流量が自動的に調整されている。

さらに、予混合実験を行う際には、スターリングエンジン本体内の燃焼用空気配管中における燃料ガスの自着火の問題が考えられる。表 2 に示したように、燃料ガス発熱量が低くなるにつれて、火炎温度を一定に保つためには、燃焼用空気供給口から供給する LPG の流量が増加してしまう。そのため、燃料ガスの発熱量を低くするにつれて、燃焼用空気ライン中の LPG 濃度が増加していき、LPG の可燃限界の下限値に達して着火に至る可能性がある。そこで、予混合実験では、燃焼器に設置されている着火器の外壁に熱電対を取り付けて、温度変化を検出することにより、燃焼用空気ライン中における予混合燃料ガスによる自着火の有無を調べながら実験を行った。

4. 実験結果及び考察

4.1 発電出力及び発電効率

燃料ガス発熱量に対する発電出力及び発電効率の結果を、図 4 及び図 5 に示す。図 5 の発電効率の算出には、発電出力、燃料ガスのガス発熱量 (LHV) とガス流量を用いた。

図 4、5 中には、それぞれ非予混合実験及び予混合実験における実測値と予測値を示す。予測値については、後述する。凡例中のそれぞれ括弧内に示す数値は、4 本のシリンダー内の水素ガスの圧力の平均値であり、実験時に $11.8\text{--}13.8 \text{ MPa}$ であった。また、このときの

スターリングエンジンの回転数は、非予混合実験及び予混合実験ともに、1,500rpmであった。

Fig. 4 Electrical power output

Fig. 5 Electrical efficiency

これらの結果より、非予混合実験においては、燃料ガス発熱量を $13.8\text{--}25.6\text{ MJ/Nm}^3$ の範囲で変化させた場合、発電出力は約 $35\text{--}45\text{ kW}$ 、発電効率率は約 $25\text{--}31\%$ の範囲で変化している。また、予混合実験においては、燃料ガス発熱量約 13.8 MJ/Nm^3 から、ガス発熱量を徐々に下げていき、約 6.0 MJ/Nm^3 までガス発熱量を下げてもし火せず、発電が可能であることを確認した。このとき、燃焼用空気供給配管中における予混合燃料ガスによる自着火は生じなかった。これより、予混合実験及び非予混合実験の結果を併せると、燃料ガス発熱量約 $6.0\text{--}26.0\text{ MJ/Nm}^3$ の広い範囲で、発電が可能であることがわかった。しかし、図4中における発電出力の実測値は、定格出力の 48 kW に達していない。

そこで、図6に4本のヒーターチューブ内の水素温度のうち最高水素温度が 715°C である時の、4本のシリ

ンダー内の水素の平均圧力と発電出力の関係を示す。本スターリングエンジンは、シリンダーから少しずつ漏れていく水素の問題に対して、内蔵された水素製造装置により水素を供給することで、運転時におけるシリンダー内の水素の圧力が一定値に保たれる制御が行われている。しかし、本実験時には、この水素製造装置に不具合があったため、時間経過とともにシリンダー内の水素圧力が一定に保たれず、水素の圧力が徐々に低下してしまっていた。

Fig. 6 Electrical power output as a function of the mean cycle pressure (the maximum heater tube temperature= 715°C)

図6は実験において得られた値を整理した結果であり、このときのエンジンの回転数は $1,500\text{ rpm}$ である。図6の結果より、シリンダー内の水素の圧力が増加すると、ほぼ比例的に発電出力が増加し、水素の圧力が約 14.5 MPa の時に、定格の発電出力である 48 kW に達するということが確認された。そこで、このヒーターチューブ内の水素の圧力と発電出力の関係を一次直線で近似し、その勾配を用いることで、ヒーターチューブ内の水素の圧力を実測値である $11.8\text{--}13.8\text{ MPa}$ から、 14.5 MPa に補正を行った結果が、図4中における予測発電出力である。さらに、シリンダー内の水素圧力が 14.5 MPa で定格の発電出力 48 kW が達成されている時の熱入力値を用いることで、燃料ガス流量の予測値を算出して、この予測ガス流量値と前述した予測発電出力を用いて、図5中における予測発電効率を算出した。この結果、非予混合実験では、予測発電出力は定格の 48 kW となり、予測発電効率は 33% に達することが予想される。しかし、図4、図5を見るとわかるように、予混合実験において燃料ガス発熱量が約 10.0 MJ/Nm^3 以上では、予測発電出力は 48 kW で予測発電効率も 30% を達成しているが、燃料ガス発熱量が約

10.0MJ/Nm³以下になると、発電出力、発電効率ともに低下している。

そこで、図5の燃料ガス発熱量に対する発電効率の結果に、このときの4本のヒーターチューブ内の最高水素温度を併せた結果を図7に示す。また、図8に、このときの燃料ガス発熱量に対する熱入力の結果を示す。

Fig.7 Electrical power output and maximum hydrogen temperature in the four heater tubes

Fig.8 Thermal energy input

図7を見るとわかるように、燃料ガス発熱量が約10.0MJ/Nm³以上のときは、ヒーターチューブ内の水素温度は700℃以上に維持されている。しかし、予混合実験において燃料ガス発熱量が約10.0MJ/Nm³以下になると、ヒーターチューブ内の水素温度が700℃を下回り、650℃以下にまで低下している。一方で、図8

を見ると、非予混合実験及び予混合実験時における熱入力、若干の変動があるものの、その変動幅はほとんど同じである。図8の結果を考慮すると、本実験においては、燃料ガス発熱量が約10.0MJ/Nm³以下になったときに、空気比が増加したために、火炎温度が低下し、これに伴い予熱空気温度が低下することで、さらに火炎温度が低下して、燃焼ガスからヒーターチューブ内の水素への熱入力小さくなり、ヒーターチューブ内の水素温度が低下したものと考えられる^[1]。その結果、発電出力が低下して発電効率も低下したものと考えられる。従って、予混合時におけるスターリングエンジンの燃料ガス流量及び燃焼用空気流量の制御の問題が改善されれば、予混合実験時においても、発電出力及び発電効率ともに一定で、発電が可能であると考えられる。

4・2 排出ガス特性 図9に燃料ガス発熱量に対する排出ガス中のO₂濃度と燃焼用空気流量を、図10, 11に、それぞれ燃料ガス発熱量に対する排出ガス中のNO_x濃度とCO濃度を示す。NO_x濃度とCO濃度については、排出ガス中の残存O₂濃度14vol%を用いて換算した値である。また、図12に、排出ガスの温度を示す。

Fig.9 O₂ concentration in the exhaust gas and combustion air flow rate

図9を見ると、非予混合実験ではO₂濃度は約14vol%で、予混合実験では燃焼用空気供給口から供給する予混合燃料ガスの流量が増加するにつれて、燃焼用空気流量が減少していくため、燃料ガス発熱量が13.8MJ/Nm³から6.0MJ/Nm³へと低くなるにつれて、排

出ガス中の O_2 濃度が約 10vol% から約 7vol% へと減少していることがわかる。

Fig. 10 NOx concentration in the exhaust gas

Fig. 11 CO concentration in the exhaust gas

図 10 を見ると、排出ガス中の NO_x 濃度は、非予混合実験と予混合実験において共に約 30ppm 以下で同程度であった。非予混合実験において、燃料ガス発熱量が低くなるにつれて、 NO_x 濃度が低くなっているのは、火炎温度が低下したためと考えられる。これら排出ガス中の NO_x 濃度を考慮すると、燃焼器内は Thermal NO_x が生成しない程度の最高火炎温度 (1500℃程度以下) に維持されていると考えられる。

また、図 11 の CO 濃度を見ると、 CO 濃度は、非予混合実験では 10ppm 以下であったのが、予混合実験では 10-20ppm 程度増加した。しかし、これらの結果から、非予混合実験及び予混合実験において、 NO_x 濃度と CO 濃度は共に約 30ppm 以下であることがわかった。

Fig. 12 Exhaust gas temperature

また、図 12 に示す排出ガスの温度を見ると、220℃程度であり、予混合実験において約 8.0MJ/Nm³ 以下の燃料ガスを用いたときに、前述したとおり空気比が増加したことにより、排出ガスの温度が若干低下したことがわかる。これらの結果より、ガス発熱量 6.0-25.6MJ/Nm³ の範囲において、燃焼器内の燃料ガスの燃焼特性は良好で、ほぼ完全燃焼が行われていることが示された。

以上の結果より、レシプロタイプの内燃機関に比べて、本スターリングエンジンが、6.0-25.6MJ/Nm³ の広い発熱量範囲である燃料ガスの利用に対して、一定出力の発電が可能であることがわかった。また、このときの排出ガス中の NO_x 濃度、 CO 濃度ともに約 30ppm (残存 O_2 濃度 14vol%を用いた換算値) 以下であり、排出ガスも清浄であることがわかった。

5. 結論

窒素希釈 LPG を用いて燃料ガス発熱量を変化させて、スターリングエンジンの発電実験 (非予混合実験と予混合実験) を行い、以下の結果が得られた。

1. 本スターリングエンジンを用いて、燃料ガスを燃料ガス供給口と燃焼用空気供給口の両方から投入する予混合実験を行った結果、約 6.0MJ/Nm³ の燃料ガスを用いて発電が出来ることを実証した。
2. その結果、本スターリングエンジンの燃料ガス発熱量の利用可能範囲を、仕様燃料ガス発熱量範囲である 13.8-25.6MJ/Nm³ から、6.0-25.6MJ/Nm³ に広げることが出来て、この燃料ガス発熱量範囲において本スターリングエンジンが、燃料ガス及び燃焼用空気の流量制御が改善されれば、発電出力及

び発電効率ともに一定で発電が可能であることがわかった。

3. また、このときの燃料ガス発熱量範囲 $6.0\text{--}25.6\text{MJ/Nm}^3$ において、本スターリングエンジンから排出される排出ガス中の NO_x 濃度と CO 濃度はともに、約 30ppm (残存 O_2 濃度 $14\text{vol}\%$ を用いた換算値) 以下であり、燃焼器内における燃料ガスの燃焼特性が良好であることがわかった。

以上の結果より、外燃機関であるスターリングエンジンが、広い燃料ガス発熱量の範囲においても、一定の出力及び効率で運転が可能であるという原理が正しい事が実証され、さらに、排出ガスも非常に清浄であることがわかった。この結果より、スターリングエンジンの適用分野の一つとして、低カロリーガス利用の分野におけるスターリングエンジンの有用性は非常に高いものであると考えられる。

文献

- (1) Hara, T. et al., Performance Demonstration of Gasification and Power Generation from Woody Biomass, *Journal of the Japan Institute of Energy*, Vol.83, No.10 (2004), pp.815-820.
- (2) Sasauchi, K., Application for Electric Generator by Pyrolysis Gasification of Biomass, *Journal of the Combustion Society of Japan*, Vol.47, No.139 (2005), pp.31-39.
- (3) Ando, Y. et al., Research and development of a low-BTU gas-driven engine for waste gasification and power generation, *Energy*, Vol.30, (2005), pp.2206-2218.
- (4) Min, T. et al., A study on Dual-fueled Diesel Engine for Waste Gasification and Power Generation, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.70, No.697 (2004), pp.2468-2473.
- (5) Goto, S. et al., High Density Gas Engine with Micro Pilot Compression Ignition Method, *Proceedings of the 2003 Spring Technical Conference of the ASME International Combustion Engine Division*, Vol.40 (2003), pp.707-712.
- (6) Federico, B. and Giacomo P., Ansaldo Energia Gas Turbine Operating Experience with Low BTU Fuels, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004*, Vol.7 (2004), pp.69-77.
- (7) Ishii, K., Micro Gas Turbine Systems, (2002), Ohmsha.
- (8) V.M. Phi. et al., Fuel Injection and Emissions Characteristics of a Commercial Microturbine Generator, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004*, Vol.1 (2004), pp.687-695.
- (9) Endo, N. et al., Test and Evaluation Method of the Kinematic Stirling Engines and Their Application Systems Used in the Moon Light Project, *The 4th International Conference on STIRLING ENGINES*, (1988), pp.315-320.
- (10) Henrik, C. et al., 40 kW Stirling Engine for Solid Fuel, *Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, Vol. 2 (1996), pp.1301-1306.
- (11) K. Scott Rawlinson and Donald R. Gallup, On-sun Testing of the STM4-120 Stirling Power Conversion System, *Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, Vol.5 (1989), pp.2231-2236.
- (12) Yamashita, I. et al, Stirling Engine no Riron to Sekkei, (1999), Sankaido.