多様な燃料組成に対応可能な小型ガスエンジンシステムの開発*

山崎 由大^{*1}, 西澤 幸紘^{*1}, 金子 成彦^{*2}

Development of Fuel Flexible Gas Engine System

Yudai YAMASAKI^{*3}, Yukihiro NISHIZAWA and Shigehiko KANEKO^{*3} Department of Mechanical Engineering, The University of Tokyo,
7-3-1 Hongo, Bunkyo-ku, Tokyo, 113-8656 Japan

In this study, the authors aim to develop a small gas engine system for biomass gas by modifying the control system of a conventional spark ignition engine. Before developing a control algorithm, combustion experiments with various components fuels assuming component of real biomass gases like as fermentation gas and pyrolysis gas were carried out. It was clarified that the relationship between dimensionless combustion duration and equivalence ratio is expressed in first order liner function regardless of fuel components. Indicated thermal efficiency can be also expressed by combustion duration and volumetric efficiency under the condition that COV of IMEP was lower than 5% and pumping loss decreased against volumetric efficiency linearly, and the relationship between combustion duration and MBT can also be expressed in first order function. By using these relationships, a gas engine control algorithm, which can define target values of equivalence ratio of premixture and ignition timing realizing high thermal efficiency for fuel compositions automatically analyzing in-cylinder gas pressure data in real time, is developed in order to use gaseous fuels produced from biomass resources effectively. Thus, biomass fueled gas engine system is developed by applying the algorithm to the automobile gasoline engine, hardware modification of which were only fuel supply system and flywheel. The engine system was connected to a gasification plant using wood chip and operation test was carried out. As a result, the engine system could set optimum premixture condition and ignition timing, which realized stable and high thermal efficiency operation automatically.

Key Words: Internal Combustion Engine, Gaseous Fuel, Biomass Energy, Controller

1. はじめに

石油資源の先行き不透明さ, 地球温暖化等の環境問題の観点から, 新エネルギーの有効利用が急務であり, また今後内燃機関に用いられる燃料は多様になると考えられる. 新エネルギーの一つであるバイオマス資源に着目すると, 各地に散在しており, 特に国内においてはその収集に掛かるエネルギー, コストが大きくなる. そのため, 大規模な発電設備よりも, 小規模な, いわゆる地産地消での利用が理想的と考えられる.

バイオマスをガス化した場合, 資源の種類やガス化方法により燃料の平均組成は異なり, またガス化条件によっても組成の時間変動が生じる⁽¹⁾. さらに, ガス化したバイオマス(以下バイオマスガス)は不燃成分を多く含み, 都市ガス等に比べて発熱量が低いという特徴がある. バイオマスガスをレシプロエンジンに用いる場合には, 燃料組成の変化がエンジン内燃焼に影響し, エンジン性能が変化することに対処する必要がある. ここで, バイオマス資源の違いなどによる燃料の平均的な組成の変化については, 事前の成分分析

により, エンジン制御系の諸パラメータを運転前に変更すれば対応も可能となるが, ガス化条件の変化による組成の時間変化が大きな場合は, エンジンの安定した運転が困難となる場合がある. 大型エンジンでは, 自身が成分変動を吸収するバッファーとなり, さらに燃焼室への助燃用の軽油パイロット噴射や予燃焼室方式などの採用⁽²⁾により, 確実な着火, 燃焼を実現している. しかし, ハードウェア変更はコストの増加につながり, 小規模な分散型発電システムで用いられる数十kW程度の小型エンジンでは, そのような補助装置の設置はスペース的にも困難で実用には至っていない. このように, バイオマスガスを小型エンジンで用いる場合は, 様々な燃料組成やその時間変動に対応し, さらに要求出力も時間変化する場合においても, その変動を吸収し, 安定した高効率な運転が要求される.

著者らはこれまでに, 低カロリーで, 組成が様々な燃料でも安定した発電を行える小型のガスエンジンの開発研究を行ってきた. 低カロリーな燃料でも, その組成に応じて, 予混合気条件を整えれば安定した着火, 燃焼が可能であることを明らかにした⁽³⁾. また, エンジン運転中に, 燃焼圧をリアルタイムに熱力学的な解析を行うことで, 燃料の低位発熱量を瞬時に

* 原稿受付 2009年7月17日.

^{*1} 正員, 東京大学大学院工学系研究科(〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1).^{*2} 正員, フェロー, 東京大学大学院工学研究科.

E-mail: yudai_y@fiv.t.u-tokyo.ac.jp

Table1 Engine specification

Type name	TOYOTA 2GR-FE
Type	V-type, 6cylinders
Displacement cc	3456
Bore and stroke mm	94 x 83
Compression ratio	10.8

Fig.1 Engine system

推定し、そこから理論空燃比を導き出し、目標とする当量比に制御するアルゴリズムを開発し、組成が変化しても安定した運転を実現することに成功した⁽⁴⁾。

本研究では、これまでに構築したアルゴリズム⁽⁴⁾を応用し、燃料組成がエンジン運転中に変化する条件を想定し、その燃料に対して高効率運転を実現できる予混合気条件、点火時期をリアルタイムに判断する自動運転制御アルゴリズムの構築を行った。さらに、その制御アルゴリズムを自動車用ガソリンエンジンを改造したシステムに実装し、実際のガス化炉に接続して運転試験を行った結果を報告する。

2. 実験装置および実験方法

2・1 エンジンシステム 本研究では、自動車用ガソリンエンジンを転用して使用した。エンジン諸元を表1に、システム概要を図1に示す。エンジンの主な改造点は、燃料供給系とフライホイールである。燃料供給系については、エンジンをバイオマスガス化炉に接続して運転することを前提に、ガス化炉から供給される生成ガスの圧力がほぼ大気圧であることを考慮して、空気と同じくスロットルバルブにより流量を制御することとした。なお、システム構築時に想定したバイオマスガス ($H_2:CO:CH_4:N_2:CO_2 = 30:17:3:30:20$, $LHV=6.5MJ/Nm^3$) の理論空燃比は1.48であり、空気と燃料の流量差が小さくなることから、燃料、空気共にバタフライ直径 $\phi=42mm$ の電子スロットルを使用した。また、発電用途のため、回転数の変動は小さいことが望ましく、慣性モーメントの大きな ($330 \times 10^3 kg(mm)^2$) フライホイールを製作し使用した。燃料流量および空気流量を計測するために、燃料用スロットル上流、空気

および燃料スロットル後の配管集合部の2箇所に絶対圧センサーを設置した。その他、ロータリーエンコーダーをクランク軸に設置し、運転制御および燃焼解析の基準信号として用い、燃焼室の1つに筒内圧力センサー (Kistler 6125B) を取り付け燃焼状態をモニターした。クランク軸に取り付けたインバーターモーターにより、起動および発電を行った。エンジンコントローラーは汎用のFPGAを用いて構築した。なお、予混合気条件を決定するアルゴリズムの構築においては、3気筒エンジン (ボア×ストローク:88×90, 圧縮比9.8) での実験データを用いた。

2・2 バイオマスガス供給系 燃料のバイオマスガスは、高圧ポンプを使った模擬バイオマスまたはガス化炉からの実バイオマスを使用した。模擬バイオマスガスは、 H_2 , CO , CH_4 , N_2 , CO_2 の高圧ポンプを用意し、マスフローコントローラーにより各成分を任意に調整しバイオマスガスの組成を模擬してエンジンへ供給した。実証試験では、木質系のバイオマスをロータリーキルンとダウンドラフト炉を組み合わせたガス化炉⁽⁵⁾に供給し、その生成ガスを用いた。

3. エンジン制御アルゴリズムの構築

燃料組成が変化しても安定して高効率な運転を行うために、制御項目は当量比、点火時期とし、また発電用途のために一定回転数での運転を行うエンジンの自動制御アルゴリズムを構築した。構築した制御システムのブロック線図を図2に示す。制御部は回転数制御部、当量比制御部、点火時期制御部から構築されており、アクチュエーターは空気用スロットル、燃料用スロットル、スパークプラグであり、いずれもフィードバック制御を行い、コントローラーにはPIDを用いた。インテークマニホールド圧力、燃料マニホールド圧力、エンジン回転数、燃料用スロットル位置、空気用スロットル位置、筒内ガス圧力を、まず燃焼解析ブロックに入力し、理論空燃比、体積効率、当量比、燃焼期間および図示出力を得る。次に、高効率運転条件予測ブロックで、燃料の燃焼特性に応じて高効率に運転できる当量比および点火時期を導出する。以下に、燃焼解析ブロックで行う計算過程および高効率運転条件予測ブロックで行う計算過程を示す。

3・1 燃焼解析ブロック このブロックにおいては主に、空気流量および燃料流量の推定、熱発生に関する計算、低位発熱量、理論空燃比、当量比の推定を行い、燃焼状態の把握を行う。

3・1・1 空気流量および燃料流量の推定 空気の質量流量、燃料の質量流量は空気用スロットル、燃

Fig.2 Block diagram of a developed engine controller

料用スロットルそれぞれのスロットル開度と、その上流側と下流側の圧力および温度から求めた。なお、空気用スロットルの上流側圧力は大気圧とした。

3・1・2 熱発生に関する計算 1サイクル毎に熱発生率(式(1))を求め、さらにその熱発生率を積算した燃焼熱(式(2))を求める。また熱発生率の幾何学的形状を二等辺三角形と仮定し、先に求めた燃焼熱がその二等辺三角形の面積相当とし、燃焼熱を熱発生率ピーク値で除した値の2倍の値(式(3))を燃焼期間と定義した。また1サイクルの図示仕事 $W_{c,i}$ (式(4))も求めた。

$$\frac{dQ_{comb}}{d\theta_{CA}} = \frac{1}{k-1} (\kappa P_{cyl} dV_{cyl} + V_{cyl} dP_{cyl}) \quad (1)$$

$$Q_{comb} = \int_{\theta_{int}}^{\theta_{ex}} dQ_{comb} = \frac{1}{k-1} \int_{\theta_{int}}^{\theta_{ex}} (\kappa P_{cyl} dV_{cyl} + V_{cyl} dP_{cyl}) d\theta_{CA} \quad (2)$$

$$\tau_{comb} = 2Q_{comb} / \left(\frac{dQ_{comb}}{d\theta_{CA}} \right)_{peak} \quad (3)$$

$$W_{c,i} = \oint P_{cyl} dV_{cyl} \quad (4)$$

Q_{comb} [J]: 燃焼熱, θ_{CA} [deg]: クランク角度, k [-]: 比熱比 (=1.4), P_{cyl} [Pa]: 筒内圧力, V_{cyl} [m³]: 筒内体積, τ_{comb} [deg]: 燃焼期間, $W_{c,i}$ [J/cycle]: 図示仕事

3・1・3 低位発熱量, 理論空燃比, 当量比の推定 式(2)で求めた燃焼熱を用いると、低位発熱量は式(5)のように与えられる。ここで、バイオマスから得られるガス燃料の代表的な可燃成分であるH₂, CH₄, CO, また、それらを任意の割合で含みさらにN₂やCO₂で任意の割合で希釈された燃料ガスについては、圧力および温度一定時において、単位体積当たりの低位発熱量と、理論混合時の燃料と空気の体積比の関係はほぼ線形となり、その関係は式(6)のように表すこと

ができる⁽⁴⁾。したがって、筒内ガス圧力を計測することで、燃料の組成が未知の場合でも式(1), (2), (5), (6)よりリアルタイムに理論空燃比を求めることができる。また、先に求めた空気流量および燃料流量と式(7)より、エンジン運転時の当量比をリアルタイムに求めることができる。ただし、燃焼効率、冷却効率は一般的な値とされる一定値⁽⁶⁾を使用した。また、燃料密度については、現在のところ一定値を使っており、値はガス化炉に接続する場合は、ガス化炉から供給されるガスをガスクロマトグラフ法によって解析し得られたガス組成の平均密度をエンジン運転前にプログラムに入力するものとする。

$$Q_{LHV} = \frac{293 \cdot 22.4}{273 \cdot m_{fuel} / \rho_{fuel}} \frac{n_{cyl} \cdot N_e}{120} \frac{Q_{comb}}{\eta_{comb} (1 - \phi_w)} \times 10^{-3} \quad (5)$$

$$r_{st} = -0.42 + 0.0124 Q_{LHV} \quad (6)$$

$$\phi = \frac{r_{st}}{m_{air} / m_{fuel}} \quad (7)$$

Q_{LHV} [J]: 低位発熱量, N_e [rpm]: エンジン回転数, n_{cyl} : シリンダ数, η_{comb} [-]: 燃焼効率(=0.965), ϕ_w [-]: 冷却損失(=0.35), ϕ [-]: 当量比, r_{st} : 理論空燃比, m_{air} [kg/s]: 空気流量, m_{fuel} [kg/s]: 燃料流量, ρ_{fuel} [kg/Nl]: 燃料密度(一定)

3・2 高効率運転条件予測ブロック 解析した燃焼特性から、効率の良い制御目標値を自動的に設定する方法について示す。燃料の燃焼特性および当量比、点火時期、運転条件によって、燃焼開始時期、燃焼期間、ポンプ損失は異なる。ここで、制御量は当量比、点火時期、エンジン回転数であるが、発電用途での一定回転数での運転を想定しているため、この内、高効率運転をする上での制御量は当量比と点火時期となる。以下に、燃料および運転条件が時々刻々と変化する条件で、効率の良い運転が可能となる当量比および点火時期の目標値を自動的に決定する手順を示す。

3・2・1 当量比の目標値決定方法 燃焼期間が長期化しても、ポンピングロス低減した希薄側での運転か、ある程度のポンピングロスは不可避とし、量論混合比付近で等容度を上げた運転のいずれが有効かは燃料の燃焼特性により異なる。そこで当量比の目標値を燃焼特性に応じてリアルタイムに設定する方法を検討した。当量比の変化により燃焼期間、体積効率、図示熱効率は変化するが、まず、これらの関係を事前に行った定常実験でのデータをもとに整理した。

図3に体積効率と図示熱効率の関係を燃焼期間ごとに示す。なお、この時使用した燃料の組成は、CH₄が9~100%, H₂が0~30%, CO₂が10~50%, N₂が10

Fig.3 Relationship between volumetric efficiency and indicated thermal efficiency

Fig.4 Gradient and intercept of approximate liner function on volumetric efficiency and indicated thermal efficiency

～60%で、点火時期は50～30degATDC、当量比は0.8～1.0の条件である。また、この燃料組成は、実際にバイオマスから生成されるメタン発酵系のガス（CH₄:CO₂=60:40程度）や熱分解ガス（CH₄:H₂:CO:N₂ and CO₂=0～15:10～40:10～30:45～70程度）の組成に準じたものである。燃焼期間45deg, 50deg, 55deg, 65degの表示は、それぞれ燃焼期間が45±2, 50±2, 55±2, 65±2degの結果を示すものとする。体積効率が增加すると図示熱効率が向上しており、この時ポンプ損失は体積効率に線形的に低下したことが確認された。また、体積効率と同じ場合には、燃焼期間の短期化により図示熱効率が向上したことが確認できる。ここで、図に示すように、燃料によらず、燃焼期間に対して図示熱効率と体積効率の関係を1次近似できることが分かった。これはポンピングロスが、体積効率の上昇に伴い、線形的に減少したことに起因するものと考えられる。なお、発電用エンジンとして許容されるIMEPのサイクル変動値(COV)は5%以下とされており、一般的に燃焼期間が長くなるとIMEPのCOVは大きくなる。使用したエンジンでは、1500rpmから1800rpm程度の回転数では、IMEPのCOVが5%以下となるような条件では燃焼期間は65deg程度までであった。そこで、IMEPのCOVが5%

Fig.5 Relationship between equivalence ratio and combustion duration

Fig.6 Relationship between equivalence ratio and non-dimensional combustion duration

以下となることを必要条件として、燃焼期間が65degよりも短くなる条件でのデータを用いた。

さらに、この近似直線の傾きと切片を燃焼期間の関数と仮定すると、近似直線の傾きと切片は、燃焼期間に対し図4に示すように1次線形となった。なお、横軸は燃焼期間55degを代表燃焼期間として無次元化した燃焼期間とした。無次元燃焼期間が増加すると体積効率と図示熱効率の1次近似直線の傾きは減少、切片は増加することが分かった。よって、燃焼期間および体積効率 η_{vol} と図示熱効率 η_i の関係を整理し、式(8)を得た。

$$\eta_i = (-0.538 \frac{\tau_{comb}}{\tau_{comb,N}} + 0.862) \eta_{vol} + 0.0814 \frac{\tau_{comb}}{\tau_{comb,N}} + 0.102 \quad (8)$$

次に、当量比と燃焼期間の関係を整理した(図5)。いずれの燃料でも、負荷がおおよそ±0.6kW一定の範囲内で当量比が低下すると、燃焼期間は1次線形で長期化した。ここで、各燃料について、当量比1.0時の燃焼期間に対する燃焼期間の変化割合を縦軸にとり直すと図6に示すようになり、燃焼期間の無次元値は燃料によらず当量比に対して1次線形となることが分かった。よって、当量比が ϕ から ϕ_d に変化した場合の燃焼期間の変化を次式によって近似した。

$$\frac{\tau_{comb}(\phi_d)}{\tau_{comb}(\phi)} = \frac{-0.9\phi_d + 1.9}{-0.9\phi + 1.9} \quad (9)$$

次に、当量比と体積効率の関係について整理する。一般的に体積効率と燃焼室にトラップされる予混合気の質量は、式(10)で表すことができる。

$$m_{pre} = \eta_{vol} \times \frac{N_e}{120} \times V_d \times \frac{M_{pre}}{22.4} \quad (10)$$

なお、 M_{pre} [kg/mol] は予混合気の分子量

ここで、当量比が変化する場合、空気流量のみが変化すると仮定すると、式(11)が成り立つ。

$$\eta_{vol}(\phi_d) - \eta_{vol}(\phi) = \frac{120 \times 22.4}{N_e V_d M_{pre}} (m_{air}(\phi_d) - m_{air}(\phi)) \quad (11)$$

式(11)に式(7)の関係を代入すると、式(12)となり、式(13)が導出される。

$$\begin{aligned} \eta_{vol}(\phi_d) - \eta_{vol}(\phi) &= \frac{120 \times 22.4}{N_e V_d M_{pre}} r_{st} m_{fuel} \left(\frac{1}{\phi_d} - \frac{1}{\phi} \right) \\ &= \frac{120 \times 22.4}{N_e V_d M_{pre}} m_{pre} \frac{r_{st} \phi}{r_{st} + \phi} \left(\frac{1}{\phi_d} - \frac{1}{\phi} \right) \\ &= \eta_{vol}(\phi) \frac{r_{st} \phi}{r_{st} + \phi} \left(\frac{1}{\phi_d} - \frac{1}{\phi} \right) \end{aligned} \quad (12)$$

$$\eta_{vol}(\phi_d) = \eta_{vol}(\phi) \left(1 + \frac{r_{st} \phi}{r_{st} + \phi} \left(\frac{1}{\phi_d} - \frac{1}{\phi} \right) \right) \quad (13)$$

式(8)，(9)，(13)より図示熱効率は、当量比と燃焼期間の関数として式(14)が得られた。

$$\begin{aligned} \eta_i &= (-0.54 \frac{\tau_{comb}(\phi)}{\tau_{comb,N}} - 0.9\phi_d + 1.9) + 0.86 \\ &\times \eta_{vol}(\phi) \left(1 + \frac{r_{st} \phi}{r_{st} + \phi} \left(\frac{1}{\phi_d} - \frac{1}{\phi} \right) \right) \\ &+ 0.081 \frac{\tau_{comb}(\phi)}{\tau_{comb,N}} - 0.9\phi_d + 1.9 + 0.1 \end{aligned} \quad (14)$$

これによって、運転中の燃料に対して、リアルタイムに当量比を推定、燃焼期間を計測し、式(14)に代入することにより、図示熱効率を評価関数として、目標当量比を決定することができる。なお、当量比の目標値の設定には、排ガスを考慮する必要があるが、都市ガスの主成分であるメタンよりもバイオマスガスの方が同当量比、同じ点火時期であればTHC、NOxともメタンよりも低くなる⁽⁷⁾こと、バイオマス発電施設内にエンジンを設置する場合には、排ガスをガス化炉へ戻すなど、後処理を容易にできること、また、実用を考えた場合にも、自動制御アルゴリズムが算出する目標当量比に対して、プログラム上で当量比の上限値、下限値を設けるなどの措置で排ガスにも容易に対策が可能となる等の理由により今回は自動制御系に排ガスの評価関数を組み込んではいない。

3・2・2 点火時期の目標値決定方法 図7に、燃焼期間とMBTを与える点火時期の関係を出力毎に

Fig.7 Relationship between combustion duration and MBT

示す。なお、図中のデータは、エンジン回転数1800rpm一定、燃料は実際のガス化炉で生成されたものを用い、CH₄が3~4%、H₂が12~17%、COが17~21%、CO₂が8~14%、N₂が43~49%の組成範囲で、当量比は0.7~1.0、負荷5kW、10kW、15kWで取得したものである。負荷が一定の場合、MBTになる点火時期と燃焼期間の関係はほぼ線形の関係となった。燃料にガソリンを想定した火花点火式のエンジンでは、MBTの点火時期では、条件によらず筒内圧力のピーク値を示すクランクアングルが一定になることが示されており、また、燃焼期間と筒内圧力のピーク値を示すクランクアングルの関係は、燃焼期間が60deg程度までの条件では線形関係になることが示されている⁽⁸⁾。つまり、燃焼期間がある一定値までの条件であれば、MBTを与える点火時期は燃焼期間と線形関係になるといえ、本研究のデータも一般性の高いデータとして取り扱うことができるものと考えられる。

ここで、この燃焼期間とMBTの点火時期の関係から得られる近似直線の切片と傾きを、図示出力の関数として整理すると、式(15)の関係式が得られた。

$$\theta_{ign,MBT} = (-0.403 \frac{W_{c,j}}{W_{c,i,N}} + 2.50) \tau_{comb} - 2.57 \frac{W_{c,j}}{W_{c,i,N}} - 11.7 \quad (15)$$

よって、点火時期 $\theta_{ign,MBT}$ は、圧力履歴より1サイクル毎に燃焼期間および図示熱効率を導出し、それぞれ導出した値を式(15)に代入することにより決定される。ただし、 $W_{c,i,N}$ は出力の値を無次元化するために用いた図示出力で、100[J/cycle]とした。また、点火時期の目標値を1サイクル毎に1気筒のみの圧力情報を用いて導出することから、便宜上、出力の単位は通常とは異なっている。

ガソリンエンジン等では、一般にノッキングが生じるまで点火時期を進角させる制御を行う。しかし、本システムでは、コストの低減を一つの目標としており、市販エンジンの圧縮比やバルブタイミングの変更は

Fig. 8 LHV estimation test

行わないため、進角させてもノッキングが生じないこともある。そのため、ガソリンエンジンと同様の点火時期制御では、進角しすぎて図示熱効率が低下することも起こりえる。当量比制御用に筒内圧力を計測していることから、その情報を基に等容度が最大となるように制御を行った方が適当と考えたため、燃焼期間から点火時期を決定する方法とした。

4. 高効率運転制御システムによる運転実験

構築した運転制御システムによる運転試験を行った。まず、構築した運転制御システムの制御アルゴリズムの動作確認試験を行い、その後発電試験を行った。

4・1 制御システムの動作確認

4・1・1 低位発熱量の推定

構築した制御システムが運転中に燃料の低位発熱量を推定できるかを確認した。図8にはマスフローコントローラーによって供給される模擬バイオマスガスをを用い、負荷1kW一定、目標回転数1500rpm一定で運転した結果を示す。なお、この実験では、高効率運転条件の予測による当量比、点火時期の目標値の決定は行わず、外部から強制的に目標当量比0.75一定、目標点火時期-75 deg ATDC一定を与えた。t=0での燃料組成は、CH₄:H₂:CO:CO₂:N₂=3:30:17:20:30とし、t=50付近で、マスフローコントローラーの供給燃料組成の指示値をCH₄:H₂:CO:CO₂:N₂=3:20:17:20:40へと変更し、t=150頃に再び初めの燃料組成へと戻した。さらに、t=230付近では、燃料組成の指示値をCH₄:H₂:CO:CO₂:N₂=10:30:10:20:30へと変更し、再びt=330付近で燃料組成を元に戻した。マスフローコントローラーの燃料流量指示値の変化に伴い、構築した制御系により計算された低位発熱量も変化した。また、このように燃料の組成が変化しても、エンジン回転数は目標値の1500rpm一定に保つことができていたことがわかる。なお、燃料流量指示値より計算した低位発熱量の変化

Fig. 9 Operation test with equivalence ratio control

Fig. 10 Operation test with ignition timing control

に比べ、制御系計算値の位相が遅れたのは、燃料供給配管系に設置されたマスフローコントローラーがエンジンから15mほど上流にあるためである。

4・1・2 当量比制御 図9は、実バイオマスガスをを用い、目標回転数1800rpm、出力10kW一定で、当量比の目標値を手動で変化させた時の結果である。なお、点火時期は、燃焼期間からMBTを計算し自動制御を行っている。目標当量比を変化させると運転時の当量比は追従した。当量比制御には空気用スロットルが対応し、目標当量比が小さくなるにつれ、空気用スロットル開度が増加し、空気流量が増加、排気O₂濃度が高くなっており、制御系が正常に動作していることが分かる。また、エンジン回転数は目標の1800rpmで安定しており、回転数を安定に保ちながら、目標当量比を変化させて運転できることが確認された。

4・1・3 点火時期制御 実バイオマスガスで、目標回転数1800rpm、出力10kW一定で、目標当量比

Fig.11 Effect of control of targets of equivalence ratio and ignition timing

の自動制御系による決定は行わず、手動によって変化させて運転した際の結果を図10に示す。目標当量比を低下させた場合には燃焼期間は長期化、増加させた場合には燃焼期間は短期化し、この変化に応じて、点火時期は、燃焼期間が長期化する場合に進角、短期化する場合に遅角しており、適切に制御できていることが確認された。

4・2 発電試験 これまでに構築した高い効率の得られる当量比と点火時期の目標値を燃焼状態に応じて自動的に設定し運転する制御アルゴリズムを導入したエンジンシステムで、ガス化炉で生成される実バイオマスガスを用いて負荷10kW一定条件で発電試験を行った。運転結果を図11に示す。図中には比較のために目標当量比を1.0一定、目標点火時期を -70degATDC 一定とした場合の結果も示してある。この条件では当量比を希薄側に制御することにより、熱効率が大きくなると制御系が判断し、当量比は時間の経過とともに希薄化し、それに伴い点火時期が早期化した。しかし、図中300s付近で一旦濃い目標値を設定したことが分かる。これは、当量比の目標値設定が式(14)によって決まるため、希薄化しすぎたことによって生じる失火の影響は基本的には考慮できていない。そのため、失火回数が増えると、当量比の目標値を大きくするといった補償アルゴリズムを別に組み込んでおり、それが動作したことで、目標当量比が大きくなったものと考えられる。図示熱効率は、当量比および点火時期を1.0、 -70degATDC と与えた場合よりも自動制御系に判断させた方が向上しており、構築したアルゴリズムの有効性が確認された。

5. 結 論

多様な組成の燃料で、安定にかつ高効率に運転できる小型ガスエンジンシステムの構築を行った。

当量比変化に対する燃焼期間変化の割合は、燃料によらず1次線形な関係を有しており、当量比と燃焼期間より、図示熱効率を求めることができること、また、出力一定時の燃焼期間とMBTの関係も1次線形であることを明らかにした。これに基づき、筒内圧力情報から当量比および燃焼期間をリアルタイムに推定することで高効率運転が可能な当量比および点火時期の目標値を自動的に決定するアルゴリズムを構築することができた。

このアルゴリズムを自動車用エンジンを転用したエンジンシステムに実装し、実バイオマスガスを燃料として実験を行った結果、高効率な運転条件を自動で判断できていることが確認でき、構築した運転制御アルゴリズムの有効性が示された。

参 考 文 献

- (1) Kudo, S., Matsumura S., Kono M. and Hukuda T., "Gas Engine Co-generation by using Pyrolysis Gas Fuel", *Clean Energy*, Vol.12, No.9, (2003), pp.32-36, (in Japanese)
- (2) Goto S., Nishi H., Nakayama S. and Takahashi S., "Development of High Density Gas Engine 22AG", *Technical Review of Ishikawajima-harima Heavy Industry*, Vol.43, No.6, (2003), pp.216-219, (in Japanese)
- (3) Yamasaki Y., Tomatsu G., Nagata Y. and Kaneko S., "Combustion Characteristics of Low-Calorific-Value Gaseous Fuels in Small Gas Engine", *Journal of Environment and Engineering*, Vol. 4, No.1, (2009), pp.188-197
- (4) Yamasaki Y., Tomatsu G., Nagata Y. and Kaneko S., "Operation Control of a Biomass Gas Engine with Real-Time Analysis of In-Cylinder Gas Pressure", *Journal of System Design and Dynamics*, Vol.2, No. 6, (2008), pp.1284-1295
- (5) Sasauchi K., "Outline of Small-scale Gasification and Power Generation System for Woody Biomass", *10th Kansai heat transfer seminar*, (2007), pp197-200
- (6) John B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill, (1988)
- (7) Yamasaki Y. and Kaneko S., "Study on Small Size Gas Engine with Biomass Gas", *Journal of the Combustion Society of Japan*, Vol.49, No.150, (2007), pp.16-25,
- (8) Fujii I., Kawai M., Ishii K. and Kono M., "MBT Feedback Control System in Spark Ignition Engines -2nd Report Thermodynamic Model Study for MBT and Crank Angle of Maximum Combustion-", *Trans. of Society of Automotive Engineers of Japan* Vol.28, No.3, (1997), pp.23-28, (in Japanese)