バイオマスを用いた熱分解ガス軽油着火過給エンジンにおける 燃焼および排気特性*

深谷 信彦^{*1}, 富田 栄二^{*2}, 河原 伸幸^{*1}
丸山 慶士^{*3}, 薦田 哲男^{*4}

Combustion and Exhaust Emissions Characteristics in the Supercharged Engine Ignited with Gas Oil Fueled by Pyrolysis Gas Generated from Biomass

Nobuhiko FUKATANI, Eiji TOMITA^{*5}, Nobuyuki KAWAHARA,
Keiji MARUYAMA and Tetsuo KOMODA

^{*5} Department of Mechanical Engineering, Okayama University,
3-1-1 Tsushima-Naka, Okayama-shi, Okayama, 700-8530 Japan

Pyrolysis gas produced from woody and waste biomass is considered as one of very important fuels to establish a sustainable society. In this study, a supercharged single cylinder gas engine with micro pilot ignition by gas oil was used. This ignition system has an advantage of large energy source, long period for ignition and stable ignition compared to the spark ignition system. Four types of artificial pyrolysis gases that were compressed into high pressure vessels were used. Compositions of these gases were H_2 , CO , CO_2 , CH_4 and N_2 . Combustion was visualized by using a high-speed color video camera from the bottom of the quartz piston. The pressure history was analyzed to obtain the rate of heat release in order to investigate combustion characteristics. Exhaust emissions of NO_x , HC , CO and smoke were measured. Many ignition kernels produced by the ignition of gas oil initiate flame propagation of gas/air mixture and then flames move toward the wall of cylinder. Effects of injection timing, gas composition and equivalence ratio on engine performance were studied.

Key Words: Internal Combustion Engine, Visualization, Biomass, Pyrolysis Gas, Dual Fuel, Emissions

1. 緒 言

地球環境保全やエネルギー循環型社会の確立の観点から、廃棄物からのエネルギー有効利用や森林バイオマスの有効利用が重要である。温暖化ガスである二酸化炭素を削減するには、化石燃料の代替燃料として、再生可能エネルギーのバイオマスを有効利用することが注目されている。木質系、廃棄物系バイオマスを燃焼させボイラーで回収し、蒸気によりタービンで発電するシステムは、既に実用化されている。しかし、これは規模の大きな設備では経済的なメリットがあるが、比較的小さな設備では発電効率が低く、出力当たりの初期価格も高くなり経済的に成り立ちにくい。天然ガスエンジンの普及に伴い、バイオマスや廃棄物を原料とし、ガス化炉から発生した熱分解ガスを燃料としたガスエンジンシステムが研究開発されている⁽¹⁾⁻⁽⁷⁾。ガスエンジンは中小型でも、比較的高い発電効率が得られるため、このようなガスを燃料とする発電

システムには有利である。熱分解ガスは、水素、一酸化炭素や不活性ガスを多く含み発熱量が低いため、エンジン出力を大きくするには過給エンジンが必要である。しかし、これらのガスは、原料やガス化炉の条件により組成も変化するため、従来の火花点火方式のエンジンでは、高負荷状態でシリンダ内で安定して燃焼させることが難しい。近年、ごく少量の軽油のパイロット噴射により、吸気管から吸入させた天然ガスを着火、燃焼させる二元燃料方式が注目されている⁽⁸⁾。このシステムは、火花点火方式に比べ、点火エネルギーが大きく、燃焼を安定させることが出来る。本研究では、熱分解ガスを給気管に噴射させ、電子制御方式の軽油噴射により着火、燃焼させる過給式ガスエンジンを用いた、希薄燃焼にすることでノッキングを抑制するとともに低 NO_x 化を図り、過給することで高出力化を試みた。ここでは、バイオマスを用いた熱分解ガス組成が排気特性および燃焼状態に与える影響を調査するため、ガス組成および当量比などを変化させて実験した。さらに、シリンダ内の可視化を行い火炎伝播を観察した。

* 原稿受付 2006年10月13日。

^{*1} 正員、岡山大学大学院自然科学研究科(〒700-8530 岡山市津島中3-1-1)。

^{*2} 正員、フェロー、岡山大学大学院自然科学研究科。

^{*3} 岡山大学大学院自然科学研究科。

^{*4} 正員、三井造船(株)(〒706-8651 玉野市玉3-1-1)。

E-mail: tomita@mech.okayama-u.ac.jp

Fig.1 Schematic of experimental set-up

Table 1 Engine specifications

Type	1 cylinder, 4 stroke cycle Water cooled
Bore x stroke	96 x 108 mm
Displacement	781.7 cm ³
Compression ratio	16
Combustion system	Direct injection
Spray	4 holes (d=0.10mm), Spray angle 140°
Injection pressure	40 MPa
Combustion chamber	Shallow dish
Engine speed	1000 rpm

2. 試験装置および方法

2・1 試験装置 バイオマスからの熱分解ガスを燃料とするガスエンジン特性を把握するため、小型単気筒エンジンを用いて試験を行った。図1に本研究で用いた試験装置の概略および表1に供試機関の仕様を示す。供試機関はシリンダ直径96mm、行程108mm、圧縮比16の浅皿型燃焼室を持つ水冷4サイクル単気筒機関である。過給はエアコンプレッサを用いて行い、排気は大気開放としている。エンジンヘッドは吸気2弁、排気2弁の4弁方式で、スワールはほとんど無い。燃焼室ヘッド部に圧電式圧力変換素子(Kistler, type6052A)を取付けてシリンダ内圧力を測定し、熱発生率を求めた。本実験では、蓄圧器を使用して圧力法で圧力、温度をもとにして流量を計測し、

Table 2 Gas compositions of pyrolysis gas

	H ₂ (%)	CO (%)	CO ₂ (%)	CH ₄ (%)	N ₂ (%)	Low heat value (MJ/Nm ³)
Type1	30.4	23.9	36.6	3.1	6	7.4
Type2	22.3	27.6	23.2	2.7	24.2	6.8
Type3	13.7	22.3	16.8	1.9	45.3	5.0
Type4	14.6	19.4	16	28.9	21.1	14.4

熱分解ガスの流量をマスフローコントローラで制御した。吸気管に噴射した熱分解ガスは、吸気管内で空気と混合した後、燃焼室に吸入させ、少量の軽油を噴射し着火させた。軽油噴射はコモンレール式燃料噴射システムを用い、噴射圧力を40MPaとした。給気圧力は、外部コンプレッサにより、101kPaから200kPaまで設定可能である。機関回転速度は、1000rpmとした。また、エンジンの冷却水温度は60℃とした。TDCおよび0.5°ごとのクランク角信号を検出できるようにし、この信号を基に噴射制御装置へ信号を送り、軽油の噴射時期・期間ともに任意に変化させることができる。指圧線図より、図示平均有効圧 P_{mi} 、図示熱効率 η_i 、図示平均有効圧の変動率CV(P_{mi})を求めた。図示熱効率は、過給によるポンプ仕事の影響を無くするため、圧縮膨脹行程の指圧線図から求めた。排気ガス組成では、窒素酸化物濃度NOxおよび一酸化炭素濃度CO、未燃炭化水素濃度HC、スモーク濃度を測定した。

2・2 試験ガス組成 本研究では、木質系や廃棄物などのバイオマスによるガス化プラントから発生する熱分解ガスを想定し、表2の成分の模擬ガスを用いて試験を行った。ガスの成分は、H₂、CO、CO₂が主成分で若干のCH₄が入っている。熱分解ガスは、バイオマスの種類やガス化炉の運転方法などにより組成が変動する。Type1,2,3は、主にH₂、COの割合を変化させている。Type1はH₂の割合が大き

Fig.2 Effect of intake pressure on cylinder pressure and rate of heat release for gas of Type2

($\theta_m = 8^\circ$ BTDC, $\phi_i = 0.6$)

く Type2 は CO の割合を増やしたガスとしている。Type3 は H_2 の割合を減らした低カロリーガスである。Type4 は、天然ガスとの混焼を想定し Type2 のガスに CH_4 を混合した。

3. 試験結果

3・1 給気圧力の影響 図2に給気圧力 P_{in} を変えた場合の筒内圧力と熱発生率を示す。これは Type2 のガスを使用し、軽油噴射量 m_{go} が 2mg/cycle、当量比 $\phi_t \div 0.6$ 、軽油噴射時期 $\theta_{inj} = 8^\circ$ BTDC の時の結果である。ここで、当量比 $\phi_t \div 0.6$ は $\phi_t = 0.58 \sim 0.61$ の範囲である。給気圧力が 101kPa では長い着火遅れが観察された。給気圧力が上昇するとともに、この着火遅れは短くなった。これは、軽油噴霧時の雰囲気圧力が高くなり酸素分圧が高くなったためと考えられる。

図3に給気圧を変化させた場合の図示熱効率 η_i 、図示平均有効圧 P_{mi} 、 P_{mi} の変動係数 $CV(P_{mi})$ を示す。

Fig.3 Effect of intake pressure on engine performance for gas of Type2 ($\theta_{inj} = 8^\circ$ BTDC, $\phi_t = 0.6$)

Fig.4 Effect of injection timing on cylinder pressure and rate of heat release for gas of Type2 ($P_{in} = 200$ kPa, $\phi_t = 0.6$)

Fig.5 Effect of injection timing on engine performance and exhaust emissions ($P_{in} = 200$ kPa, $\phi_t = 0.6$)

Fig.6 Effect of gas composition on cylinder pressure and rate of heat release ($P_m=200\text{kPa}$, $\theta_{inj}=8^\circ\text{BTDC}$)

給気圧を増やすと P_{mi} は増加するが、 η_1 はほとんど変わらなかった。また、CV (P_{mi}) はいずれの給気圧でも 2% 以内と小さかった。これは、 H_2 を含んでいるため、可燃範囲が広く着火性が良くなったためと考えられる⁽⁹⁾。

3・2 パイロット軽油噴射時期の影響 本試験装置は、外部信号によりパイロット軽油の噴射時期を変化させることができる。図 4 に噴射時期を変えた時の特性を示す。図に示すように噴射時期を進めていくと 12°BTDC で二つの山形の熱発生率の波形にな

り、これ以上進めるとノッキングとなる。

図 5 に Type2 のガスで当量比 $\phi_i \approx 0.6$ におけるエンジン性能と NO_x 、 HC 、 CO 、スモーク濃度に及ぼす噴射時期の影響を示す。ここで、 HC は CH_4 換算値としている。パイロット軽油の噴射圧 40MPa 、噴射量が 2mg/cycle では、ほとんど smoke が発生していないことが分かる。噴射時期を進めていくと、 P_{mi} はほとんど同じであるが、熱効率はいくぶん増加した。 NO_x については、噴射時期を進めると増加していく。 HC 、 CO の排出はほとんど変わらなかった。CV (P_{mi})

Fig.7 Effect of equivalence ratio on initial combustion angle $\Delta\theta_b(0-10\%)$ and main combustion angle $\Delta\theta_b(10-80\%)$
($P_{in}=200\text{kPa}$, $\theta_{inj}=8^\circ\text{BTDC}$)

はいずれの噴射時期でも 2%以内であった。

3・3 燃料ガス組成の違い 図 6 に熱分解ガスの組成を変えた時の筒内圧力と熱発生率を示す。本試験では、燃料ガス、空気混合気の給気圧力 P_{in} を一定にして実験を行っている。従って、当量比を一定にする場合、発熱量の違いにより 1 燃焼サイクル当たりの入熱量が Type3 では少し少なかった。

図 6(a) は、Type1 のガスを用い噴射時期を 8°BTDC とし、当量比を変化させた場合の特性である。当量比が 0.45 から 0.66 へ濃い混合気になるに従い熱発生率が大きくなるのが分かる。このガスは、燃料中に多くの H_2 が入っているため反応性が良く、熱発生率の立ち上がりが早くなっている。また、可燃範囲が広く、当量比 0.45 の希薄領域においても運転できた。その熱発生率をみると、燃焼初期に少し低下するが、その後は安定して燃焼していることがわかった。図 6(b) に Type1 と比べ H_2 の割合が少なく N_2 割合の多い Type2 の燃料ガスの特性を示す。圧力線図、熱発生率の波形は Type1 とほぼ同様の形を示している。一方、Type3 は、 H_2 、 CO の割合が小さく、 N_2 の割合が多い低カロリーなガスである。図 6(c) はこのガスでの特性であるが熱発生率のピークも低く、立ち上がりおよびその後の燃焼も緩やかなことがわかる。

Type4 は、Type2 のガスに CH_4 を混合させた組成で試験ガスの中で最もカロリーが高いガスである。図 6(d) に圧力線図、熱発生率を示す。 CH_4 を多く含んでいるが、 H_2 の影響によりかなり急激に熱発生が起こっている。しかし、Type1, 2 の場合と比べると少し緩慢である。

図 7 に各熱分解ガスの初期燃焼期間と主燃焼期間

Fig.8 Effects of equivalence ratio and gas composition on engine performance and emissions
($P_{in}=200\text{kPa}$, $\theta_{inj}=8^\circ\text{BTDC}$)

Fig.9 Time-series flame images obtained with a high speed color video camera ($P_m=101\text{kPa}$, $\theta_m=8^\circ\text{BTDC}$)

と当量比の関係を示す。ここで、初期燃焼期間は、熱発生量が0から10%までの期間(クランク角)、主燃焼期間は10～80%までの期間とした。初期燃焼期間は、ガス種類、当量比に関係なくほぼ一定であった。これは、軽油による複数の火炎核が確実にでき、初期燃焼促進により周囲の混合気も一緒に燃焼したた

めである。一方、主燃焼期間に関しては、Type1, 2のように水素が多い場合には、燃焼期間があまり長くならず希薄限界が延びるが、 CH_4 が多いType4では、希薄になるに従い主燃焼期間が長くなる。Type3の H_2 , CH_4 共に低く低カロリーガスでは、主燃焼期間が長くなっている。

3・4 当量比の影響 図8に各ガス種類における性能特性および排ガス特性に及ぼす当量比の影響を示す。出力を示す P_m は、発熱量の小さいType3が少し低くなっているが、他のガスはほぼ同じである。図示熱効率 η_i は、Type1, Type2ではほとんど同じであった。Type1のガスは、 H_2 の割合が多いため可燃範囲が広く、当量比0.45においてもサイクル変動率を小さく保つことが出来、熱効率の低下も少なかった。しかし、Type3は CO_2 , N_2 の不活性ガスの割合が多く、図6(c)から分かるように燃焼が緩慢になり最高圧力も低く、熱発生率も小さいため、効率が低くなっている。Type2のガスに CH_4 を混ぜたType4ガスも効率が少し低くなっている。これは、このガスは、Type1, Type2に比べ CH_4 の割合がかなり多く、燃焼速度が低下したこと、また、排ガス中の未燃HC濃度が高くなり、シリンダ内の燃焼効率が低下したため、図示熱効率下がったものと考えられる。

排ガス中の NO_x 濃度については、熱発生率が小さくシリンダ内最高圧力も低いType3では、ほとんど発生していない。Type1とType2の NO_x 濃度を比較すると、Type1の方が低くなっている。これは、燃料中の不活性ガスである CO_2 割合が多いType1では燃焼温度が抑えられたためと考えられる。 CH_4 割合の高いType4は最も NO_x が高かった。しかし、いずれのガスも当量比が0.55付近の希薄燃焼領域では、 NO_x がかなり低くなっている。 HC は、Type1, 2, 3ガスともかなり低い値であった。これは、燃料中の CH_4 が少ないためである。

一方、 CO 排出濃度は、全てのガスで比較的高い濃度となっている。これは、燃料中に含まれる CO が未燃ガスとして排出されたと考えられる。Type3とType4では、燃料ガス中の CO 含有率はほぼ同じだが、排ガス中の CO 濃度はType4の方がType3より低くなった。Type3では、計測器のレンジ外となった。これは、Type3は、不活性ガスが多く燃焼温度が下がり CO の未燃ガスが排出されたのに対し、Type4では燃焼温度が上がり、 CO の燃焼が促進されたためである。

3・5 シリンダ内燃焼火炎伝播の撮影 シリンダ内の燃焼を調べるため、カラー高速度カメラを用いて撮影した。カメラはnac社製(K4, 8000fps)を使用した。熱分解ガスの組成はType2とし、噴射時期 $\theta_{inj}=8^\circ$ BTDC、当量比 $\phi_i=0.6$ 、給気圧 $P_{in}=101kPa$ において4孔ノズルを用いて撮影を行った。図9にクランク角TDCから 21° までの連続写真を示す。この中の図9(a)は軽油のマイクロパイロットのみの火

炎である。図9(a)から $2mg/cycle$ の極少量でも、確実に自着火が起こり、多数の火炎核ができていくのがわかる。図9(b)は当量比 $\phi_i=0.60$ の熱分解ガスと空気の混合気に噴射したときの写真である。図9(b)より複数の軽油の自着火点が着火源となり混合気内を火炎が伝播していることが確認できた。4孔ノズルから噴射された軽油は、4方向で自着火が起こり、これが着火源となり多点着火により熱分解ガスへの確実な点火が起こる。連続写真から、火炎核はノズル出口から少し離れた空間で発生し、ここから火炎伝播が起こりシリンダ内に広がっていることがわかる。また噴霧火炎が着火源として長い期間存在しているため、未燃混合気へ確実な着火が起こっていると考えられる。

4. 結 言

単室式マイクロパイロット着火ガスエンジンを用いて4種類の熱分解ガスを燃料としたエンジン特性、燃焼特性を調べた結果、次のことを明らかにした。

(1) マイクロパイロットによって自着火した多数の火炎核から、熱分解ガスに確実に着火が起こり、火炎伝播をしていく。

(2) マイクロパイロット着火方式により H_2 , CO 含有率の異なる4種類の熱分解ガスの燃焼特性試験の結果、当量比0.45～0.65の広い当量比の範囲で燃焼させることができた。

(3) Type1のガスは、 H_2 の割合が多いため可燃範囲が広く、当量比0.45においてもサイクル変動率を小さく保つことができ、熱効率の低下も少なかった。当量比0.45の希薄混合気の場合、着火初期に少し熱発生率が低下するが、その後、安定して燃焼することがわかった。

(4) 不活性ガスの割合が多いType1, 2, 3の場合、 CH_4 を多く含むType4に比べると NO_x 排出濃度が低かった。特に、不活性ガスが多くカロリーの低いType3ではほとんど排出されなかった。

(5) CO 排出濃度は CH_4 を含むType4ガスは少し低いが、全てのガスで高いレベルであった。これは、不活性ガスにより燃焼温度が低くなり、燃料中の CO が未燃のまま排出されたと考えられる。

文 献

- (1) Shudo, T. et al., Combustion Characteristics of Pyrolysis Gas of Automobile Shredder Dust in an IC Engine, Transactions of the Japan Society of

- Mechanical Engineers, Series B, 67-659, (2001), pp.221-226.
- (2) Sasauchi, K., Application for Electric Generator by Pyrolysis Gasification of Biomass, Journal of the Combustion Society of Japan, 47-139, (2005), pp.31-39.
- (3) Kudo, S. et al., Gas Engine Cogeneration System fueled by Pyrolysis Gas, Clean Energy, 9, (2003), pp.32-36.
- (4) Takahashi, S. et al., Result in Service operation of 1.3MW Micro-Pilot Gas Engine, and its future development, CIMAC Congress (2004), Paper146.
- (5) Hara, T. et al., Performance Demonstration of Gasification and Power Generation from Woody Biomass, Journal of the Japan Institute of Energy, 83, (2004), pp.815-820.
- (6) Sridhar, G. et al., Gaseous Emissions Using Producer Gas as Fuel in Reciprocating Engines, SAE Paper, (2005) 2005-01-1732.
- (7) Ando, Y. et al., Research and development of a low-BTU gas-driven engine for waste gasification and power generation, Energy, 30, (2005), pp.2206-2218.
- (8) Karim, G.A., Combustion in Gas Fueled Compression: Ignition Engines of the Dual Fuel Type, Transactions of ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 125, (2003), pp.827-836.
- (9) Iida, A. and Nishioka, M., Study on Combustion Characteristics of Biomassgas using Detailed Reaction Calculation, Proceedings of 43rd Symposium on Combustion in Japan, (2005), pp.530-531.
-