水素予混合燃焼機関の熱効率に関する解析*

首藤 登志夫^{*1}, 二口 貴之^{*2}, 中島 泰夫^{*1}

Thermal Efficiency Analysis in a Hydrogen Premixed Spark Ignition Engine

Toshio SHUDO^{*3}, Takayuki FUTAKUCHI and Yasuo NAKAJIMA^{*3} Musashi Institute of Technology, Dept. of Energy Science and Engineering,
Tamazutsumi 1, Setagaya-ku, Tokyo, 158-8557 Japan

Hydrogen has higher combustion velocity and smaller quenching distance compared with hydrocarbon fuels, and is supposed to have special characteristics in combustion process of internal combustion engines. In this research, influencing factors to thermal efficiency in a hydrogen premixed spark ignition engine were analyzed and compared with methane combustion. Results showed that hydrogen combustion had higher cooling loss to combustion chamber wall than methane combustion, and thermal efficiency of hydrogen combustion was mainly dominated by both cooling loss to combustion chamber wall and degree of constant volume. It was also cleared that characteristics of cooling loss can be qualitatively analyzed with indicator diagram.

Key Words: Internal Combustion Engine, Thermal Efficiency, Heat Transfer, Cooling Loss, Combustion Analysis, Degree of Constant Volume

1. 緒 言

水素は燃焼において未燃炭化水素や一酸化炭素等の有害成分を排出しないことから低公害な代替燃料として古くから研究が行われている⁽¹⁾⁽²⁾。しかし、広く用いられている炭化水素燃料と比較して燃焼速度が著しく大きくまた消炎距離が小さいことから⁽³⁾、内燃機関の燃料に水素を用いる場合には冷却損失や等容度などの各種の熱効率影響因子が通常の燃料と大きく異なることが考えられる。

一般的な内燃機関の冷却損失量は全発生熱量の1/3程度を占めるため⁽⁴⁾、その解析は重要であり多くの研究例が報告されている⁽⁵⁾。しかし、水素を燃料にした場合の冷却損失に関する研究としては、定容燃焼器内において壁面熱流束を計測した例⁽⁶⁾や、冷却損失量をガソリン機関と比較した例⁽⁷⁾があるものの、等容度などの各種の熱効率影響因子と同時に解析を行った例は未だ報告されていないようである。

本研究では、予混合火花点火機関に水素を用いる場合の熱効率影響因子の挙動を解析するとともに、メタン燃焼との比較を行った。その結果、水素燃焼ではメタン燃焼に比べて冷却損失割合が大きいこと、熱効率はとくに燃焼室壁面への冷却損失と等容度に大きな影響を受けていることなどが明らかとなった。

2. 実験装置および実験方法

本研究での供試機関は、4気筒4サイクル火花点火ガソリン機関(日産自動車 CA20S, ボアφ85mm, ストローク88mm, 圧縮比:8.5)に気体燃料供給系を追加したものである。水素あるいはメタンは吸気管内に連続供給し予混合気とした。燃料流量は熱式気体質量流量計(OVAL F203S)により測定した。設定した機関回転速度は1500rpmである。燃焼室内の圧力は、図1に示すようにシリンダーヘッドに取り付けたピエゾ式圧力変換器(AVL GM12D)により計測し、200サイクル分のデータを平均した後に熱発生率および等容度などの解析に供した。また、高応答薄膜型熱電対(Medtherm TCS-103E, クロメル・コンスタンタン型, 応答速度1μs)をシリンダーヘッドに取り付けて燃焼室壁面温度の計測を行った。

* 原稿受付 1999年7月19日。

^{*1} 正員, 武蔵工業大学工学部(〒158-8557 東京都世田谷区玉堤1)。^{*2} 富山村田製作所(〒989-8195 富山市上野345)。

E-mail: shudo@herc.musashi-tech.ac.jp

Fig.1 Combustion chamber geometry of tested engine

3. 実験結果および考察

3.1 熱効率の評価方法 図示熱効率 η_i は、理論熱効率 η_{th} 、発熱等容度 η_{glh} 、燃焼効率 η_u 、および冷却損失割合 ϕ_w により概ね次のように表わされる⁽⁸⁾。

$$\eta_i = \eta_{th} \cdot \eta_{glh} \cdot \eta_u \cdot (1 - \phi_w)$$

本研究では、インジケータ線図の解析により発熱等容度を求めるとともに、供給した燃料の発熱量 Q_{fuel} と熱発生率より求めた総熱発生量 Q の比により冷却損失特性を推定した。この場合の総熱発生量 Q は実際

の熱発生量 Q_B から冷却により奪われる熱量 Q_C を差し引いたものであるため、 Q/Q_{fuel} は次式より燃焼効率 η_u と冷却損失割合 ϕ_w の関数に相当することになり、燃焼効率の変化が小さい条件においては Q/Q_{fuel} によって冷却損失割合の特性が評価できることになる。

$$\begin{aligned} Q/Q_{fuel} &= (Q_B - Q_C) / Q_{fuel} \\ &= (Q_B - Q_C) \cdot \eta_u / Q_B \\ &= \eta_u \cdot (1 - \phi_w) \end{aligned}$$

$\phi_w = Q_C / Q_B$, Q_B : 実発生熱量, Q_C : 損失熱量

熱発生率 $dQ/d\theta$ は次式により燃焼圧力から求め、その積分値を総熱発生量 Q とした。

$$\begin{aligned} dQ/d\theta &= (V \cdot dP/d\theta + \kappa \cdot P \cdot dV/d\theta) / (\kappa - 1) \\ &\quad - P \cdot V / (\kappa - 1)^2 \cdot d\kappa/d\theta \end{aligned}$$

この際、熱発生率から求めた質量燃焼割合によりガス組成を導いて比熱比 κ を求め、得られた比熱比を用いて再び熱発生率を導く計算を繰り返すことで熱発生率の値を収束させている。

3.2 水素燃焼とメタン燃焼の比較 水素とメタンの予混合燃焼特性の比較を行った。燃焼圧力の計測値、燃焼圧力から求めた熱発生率、熱発生量、燃焼室内平均ガス温度、および燃焼室壁面温度計測値を図2に示す。設定した空気過剰率は $\lambda = 1.0$ 、

Fig.2 Comparison of hydrogen and methane combustion

Fig.3 Influence of ignition timing on components of thermal efficiency

体積効率は $\eta_v = 50\%$ である。メタン燃焼に比べて水素燃焼では燃焼速度が大きいいため燃焼期間が短く急激な燃焼となっていることが分かる。両者とも点火時期を進角した場合には壁面温度が上昇する傾向があ

るが、水素燃焼の場合は燃焼過程での壁面温度変化が急激であり、また燃焼終了後の熱発生率が負になる領域が大きいことが分かる。

熱発生率より算出した発熱等容度 η_{glh} 、燃焼効率と冷却損失割合の関数 $\eta_u \cdot (1 - \phi_w)$ 、 $P-V$ 線図から求めた図示熱効率 η_i 、および実測した正味熱効率 η_e を図3に示す。図より、燃料に関わらず、点火時期の進角に伴って発熱等容度 η_{glh} は増加するものの $\eta_u \cdot (1 - \phi_w)$ は低下する傾向にあり、両者は概ねトレードオフの関係にあることが分かる。また、これにより両者の積 $\eta_{glh} \cdot \eta_u \cdot (1 - \phi_w)$ が最大となる点火時期が存在し、この特性は $P-V$ 線図から求めた図示熱効率 η_i の傾向と一致しており、熱発生率から求めた $\eta_{glh} \cdot \eta_u \cdot (1 - \phi_w)$ により熱効率の傾向が概ね評価できることが分かる。ここで、量論予混合燃焼の燃焼効率 η_u は、点火時期に対してあまり変化しない⁽⁹⁾ことから、 $\eta_u \cdot (1 - \phi_w)$ の変化は主として冷却損失割合 ϕ_w の変化によるものである。したがって、この際の熱効率は発熱等容度 η_{glh} と冷却損失割合 ϕ_w に強い影響を受けており、熱効率の特性は概ね両者の兼ね合いにより決定しているものと考えられる。また、何れの点火時期においても、水素燃焼の冷却損失はメタンよりも大きいことが分かる。これは、水素燃焼では消炎距離が小さいことにより燃焼室壁面の温度境界層厚さが小さいこと

Fig.4 Influence of excess air ratio on combustion

Fig.5 Influence of excess air ratio on components of thermal efficiency

加えて、急激な燃焼のため燃焼ガスと燃焼室壁面の間の強制対流が強いことにより、燃焼火炎から燃焼室壁面への熱伝達量が大きいものと考えられる。このことから、冷却損失は水素エンジンの熱効率に大きな影響を及ぼしており、高効率な燃焼を実現するには冷却損失特性の解析が重要であることが分かる。

3.3 空気過剰率および体積効率の影響 水素燃焼において体積効率が一定のもとで量論燃焼と希薄燃焼の燃焼特性を比較した結果を図4に示す。設定した体積効率は $\eta_v=50\%$ であり、希薄燃焼時の空気過剰率は $\lambda=1.5$ である。希薄燃焼時には燃焼速度の低下により燃焼期間が拡大し穏やかな燃焼となっている。これに伴って、燃焼過程での燃焼室壁面温度の変化が小さく、また燃焼終了後の熱発生率が負になる領域が小さいことが分かる。この際の熱効率の特性を図5に示す。希薄燃焼時にも点火時期の進角により高い等容度の確保が可能であるとともに、冷却損失割合が大きく減少することから熱効率が向上している。これより、体積効率を一定とした場合、燃焼の希薄化による熱効率向上の主要因は冷却損失の低減であることが分かる。

体積効率および空気過剰率の両方を変化させた場合の熱効率の挙動を図6および図7に示す。この際、体積効率の変化によりポンプ損失が変化することからポンプ損失割合 ϕ_p を含めた評価を行った。ポンプ損

Fig.6 Relationship between $\eta_u \cdot (1 - \phi_w)$ and brake thermal efficiency η_e for different conditions

Fig.7 Components of thermal efficiency for different excess air ratio and volumetric efficiency

失割合 ϕ_p および機械効率 η_m を考慮すると正味熱効率 η_e は次のように表される。

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_{th} \cdot \eta_{gl} \cdot \eta_u \cdot (1 - \phi_w) \cdot (1 - \phi_p)$$

$$\phi_p = W_p / W_i$$

ここで、 W_p :ポンプ仕事量、 W_i :図示仕事量

設定した点火時期は MBT である。何れの条件においても、MBT を選ぶことにより十分に高い等容度が確保できることが分かる。体積効率一定で空気過剰率を $\lambda=1.0$ から $\lambda=1.5$ に増加した場合、冷却損失の低減により正味熱効率 η_e が向上している。この際、体積効率を $\eta_v=50\%$ 一定としているためポンプ仕事量は変化しないが希薄化に伴う供給熱量の減少により図示仕事量が低下しており、ポンプ損失割合は増加している。しかし、冷却損失割合の低下がポンプ損失割合の増加を上回っているため正味熱効率が向上している。

Fig.8 Influence of ignition timing on local heat flux

Fig.9 Heat loss analysis with local heat flux and indicator diagram

一方、空気過剰率が $\lambda=1.5$ 一定のもとで体積効率を $\eta_v=50\%$ から $\eta_v=66\%$ に増加させた場合には、冷却損失割合の変化はないが、体積効率の増加に伴うポンプ損失の低減により正味熱効率 η_e が向上していることが分かる。更に、体積効率を $\eta_v=66\%$ から $\eta_v=80\%$ (絞り弁全開)に増加し、同時に空気過剰率を $\lambda=1.5$ から $\lambda=2.5$ に増加した場合には、混合気濃度の希薄化による冷却損失割合の低減および体積効率の増加に伴う若干のポンプ損失割合低減のため正味熱効率 η_e が向上していることが分かる。

3・4 燃焼室壁面熱流束の検討 インジケータ線図解析による冷却損失割合の評価の妥当性を定性的に確認するために、シリンダーヘッドに取り付けた高応答薄膜型熱電対による瞬時温度計測値から燃焼室壁面熱流束を算出し、点火時期および混合気濃度に対する熱流束の特性を検討した。この場合の瞬時熱流束は局所的な情報であり、全体の冷却損失に対応するものではないが、燃焼条件に対する熱流束の変化は冷却損失量の変化と対応するものと考えられる。なお、熱流束は一次元熱伝導を仮定し、燃焼室壁面温度の計測値から折れ線近似法⁽¹⁰⁾により算出した。

水素およびメタンの燃焼において点火時期が燃焼室壁面への局所熱流束に及ぼす影響を図8に示す。設定した混合気濃度は量論混合比、体積効率は $\eta_v=50\%$ である。両者とも点火時期の進角に伴い熱流束

が増加する傾向があることが分かる。また、メタン燃焼と比較して水素燃焼では局所熱流束が大きく燃焼室壁面への冷却損失量が多いことを示している。図9は燃焼室壁面熱流束の最大値を点火時期に対してプロットしたもの、およびインジケータ線図から冷却損失特性を評価した図3の結果において燃焼効率を $\eta_u=1.0$ と仮定して冷却損失割合 ϕ_w を仮に求めた結果を示している。両者の傾向は一致しており、インジケータ線図の解析により冷却損失特性の評価が可能であることを改めて示している。

水素燃焼において混合気濃度が燃焼室壁面への局所熱流束に及ぼす影響を図10および図11に示す。設定した点火時期はMBTである。燃焼の希薄化に伴い壁面熱流束値が小さくなっており、燃焼火炎から燃焼室壁面への冷却損失量が少なくなっていることが分かる。

燃焼室壁面の熱流束を計測した以上の結果より、水素燃焼における冷却損失割合はメタン燃焼よりも大きく、冷却損失割合は点火時期の進角に伴って増加し混合気濃度の希薄化に伴って減少するというインジケータ線図の解析で得られた結果を改めて確認することができた。

3・5 排気熱特性の検討 水素燃焼およびメタン燃焼において、点火時期の変化に対する排気熱の特性を図12に示す。排気温度は排気マニフォールドに

Fig.10 Influence of excess air ratio on local heat flux

Fig.11 Influence of excess air ratio on maximum local heat flux

Fig.12 Influence of ignition timing on exhaust gas temperature

取り付け熱電対により計測し、排気熱割合 ϕ_{ex} はインジケータ線図の解析により評価した。排気熱量はサイクルに供給される熱量 Q のうち図示仕事 W_i に変換できない分であるので、排気熱量を Q_{ex} とすると

$$Q_{ex} = Q - W_i$$

$$Q = \eta_u \cdot (1 - \phi_w) \cdot Q_{fuel}$$

$$W_i = \eta_{th} \cdot \eta_{glh} \cdot Q$$

$$Q_{ex} = (1 - \eta_{th} \cdot \eta_{glh}) \cdot \eta_u \cdot (1 - \phi_w) \cdot Q_{fuel}$$

となり、供給した燃料の持つ発熱量 Q_{fuel} に対する排気熱量 Q_{ex} の割合を排気熱割合 ϕ_{ex} とした場合

$$\phi_{ex} = (1 - \eta_{th} \cdot \eta_{glh}) \cdot \eta_u \cdot (1 - \phi_w)$$

となる。ここで、理論熱効率 η_{th} および燃焼効率 η_u は

あまり変化しないことから排気熱割合 ϕ_{ex} は発熱等容度 η_{glh} および冷却損失割合 ϕ_w により概ね決定することになる。

図はインジケータ線図から求めた Q/Q_{fuel} により $\eta_u \cdot (1 - \phi_w)$ を評価して求めた排気熱割合 ϕ_{ex} を示しているが、この排気熱割合 ϕ_{ex} は排気温度の傾向を良く表していることが分かる。燃料に関わらず点火時期の遅角に伴って排気熱割合が増加する傾向があるが、水素燃焼に比べてメタン燃焼の排気熱割合が大きいことが分かる。

4. 結 言

本研究において得られた結果を以下に要約する。

1. 燃焼効率の変化が小さい条件では、インジケータ線図の解析により冷却損失および排気熱の特性を定性的に評価することが可能である。
2. 量論予混合燃焼において、燃焼効率と冷却損失割合の関数 $\eta_u \cdot (1 - \phi_w)$ と発熱等容度 η_{glh} はトレードオフの関係にあり、熱効率は概ね両者の兼ね合いで決定する。
3. 冷却損失割合は、点火時期の進角に伴って増加し、混合気濃度の希薄化に伴い低減する。
4. 同一空気過剰率の場合、水素燃焼ではメタン燃焼に比べて冷却損失割合が大きい。
5. 水素予混合燃焼機関において希薄化による熱効率向上の主要因は冷却損失割合の低減であり、冷却損失の解析は高熱効率の実現のために重要である。

謝 辞

本研究の遂行にあたり株式会社ジャトコ安藤嘉珠君(当時本学大学院生)の協力を得た。ここに謝意を表す。

文 献

- (1) 古浜ほか, 自技論, 6, (1973), 12-19.
- (2) 池上ほか, 機論, 45-399, B (1979), 1766-1772.
- (3) Lewis, B., et al., *Combustion Flames and Explosion of Gases*, (1961), 331-335, Academic Press.
- (4) Ferguson, C. R., *Internal Combustion Engines Applied Thermosciences*, (1986), 356, John Wiley & Sons.
- (5) 榎本ほか, 機論, 50-456, B (1984), 1972-1980.
- (6) 鬼頭ほか, 機論, 65-633, B (1999), 303-308.
- (7) Nam, S. W., et al., *Proc. of the 3rd Korea-Japan Symposium on Hydrogen Energy*, (1995), 83-89.
- (8) List, H., *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschinen*, (1939), 71, Springer.
- (9) Heywood, J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, (1988), 82, McGraw-Hill.
- (10) 一色ほか, 機論, 39-328, 第2部 (1971), 3760-3770.
- (11) 宮本ほか, 内燃機関, 18-224, (1979), 9-22.