水素燃焼機関における作動流体の熱物性値と壁面熱伝達の関係*

首 藤 登 志 夫^{*1}, 岡 紘 子^{*2}Thermophysical Properties of Working Fluid and Heat Transfer
in a Hydrogen Combustion EngineToshio SHUDO^{*3} and Hiroko OKA^{*3} Department of Mechanical Engineering, Kitami Institute of Technology,
165 Koencho, Kitami-shi, Hokkaido, 090-8507 Japan

A larger burning velocity and a shorter quenching distance for hydrogen as compared with hydrocarbons bring a higher degree of constant volume and a larger cooling loss from burning gas to the combustion chamber wall in internal combustion engines. Because of the large cooling loss, the reduction of the cooling loss are crucial for improving the thermal efficiency in hydrogen combustion engines. Empirical correlation for total heat transfer from burning gas to the combustion chamber walls are often used to calculate the cooling loss. However, previous research by the authors has shown that the widely used heat transfer correlation reported by Woschni cannot be properly applied to the hydrogen combustion. For this background, this research analyzes the relationship between characteristics of thermophysical properties of working fluid and heat transfer to the wall in a hydrogen-fueled spark-ignition engine.

Key Words: Internal Combustion Engine, Hydrogen, Heat Transfer, Combustion, Thermophysical Property, Working Fluid

1. 結 言

水素を燃料に用いた内燃機関においては、作動流体から燃焼室壁面への熱伝達による冷却損失が熱効率に大きな影響を及ぼしていることが特徴的である⁽¹⁾⁻⁽³⁾。一方、内燃機関の冷却損失を見積もるために、作動流体と燃焼室壁面との間の総括的な熱伝達率を表す実験式がこれまでにいくつか提案されている。しかし、それらの式は炭化水素燃焼の実験結果に基づくものであり、燃焼および冷却損失の特性が炭化水素と大きく異なる水素の燃焼に対しての適用は妥当ではないことが分かっている⁽⁴⁾⁻⁽⁵⁾。

水素燃焼機関では、大きな燃焼速度のために作動流体の比熱比変化が速いことから、炭化水素を燃料に用いた通常の機関に比べて熱発生率算出における比熱比変化率項の寄与度が高く、この項を省略すべきではないことが明らかになっている⁽⁶⁾。このように、水素燃焼機関では燃焼過程における作動流体の熱物性値の特性が炭化水素燃焼とは異なっており、このことが従来の壁面熱伝達式を適用できない原因となっている可能性がある。

そこで、本研究では水素燃焼機関の燃焼過程における作動流体の熱物性値の挙動について、メタンを燃料とする場合と比較しながら解析するとともに、壁面熱伝達との関わりについて検討を行った。

2. 記 号

ϕ	: 当量比
n	: エンジン回転速度(rpm)
η_v	: 体積効率(%)
θ	: クランク角度(°CA)
θ_{ig}	: 点火時期(°CA BTDC)
η_u	: 燃焼効率
Q_{fuel}	: 1サイクルに供給した燃料の発熱量(J)
Q	: 1サイクルの見かけの熱発生量(J)
$dQ/d\theta$	: 見かけの熱発生率(J/°CA)
Q_B	: 1サイクルの実熱発生量(J)
$dQ_B/d\theta$	: 実熱発生率(J/°CA)
Q_C	: 1サイクルの冷却損失量(J)
$dQ_C/d\theta$	: 冷却率(J/°CA)
ϕ_w	: 冷却損失割合, $\phi_w = Q_C/Q_B$
γ	: 比熱比
T_w	: 燃焼室壁面温度(K)
T_g	: 燃焼室内平均温度(K)
P	: 燃焼室内圧力(Pa)
V	: 燃焼室内容積(m ³)

* 原稿受付 2004 年 4 月 23 日。

^{*1} 正員, 北見工業大学機械システム工学科(〒090-8507 北見市公園町 165)。^{*2} 元: 武蔵工業大学大学院工学研究科。

E-mail: shudoto@mail.kitami-it.ac.jp

- α : 熱伝達率(W/m²/K)
 ρ : 密度(kg/m³)
 ν : 動粘性係数(m²/s)
 μ : 粘性係数(Pa·s)
 λ : 熱伝導率(W/(m·K))
 Re : レイノルズ数
 Pr : プラントル数
 Nu : ヌセルト数
 d : 代表長さ(m)
 D : シリンダー直径(m)
 u : 代表速度(m/s)
 C_m : 平均ピストン速度(m/s)
 x : モル分率
 C : 定数, 補正係数
 S : 燃焼室表面積(m²)

3. 実験装置および実験方法

本研究に使用した機関は、4気筒4サイクル自動車用火点火花ガソリン機関(ボア85mm、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。実験においては、燃料の水素あるいはメタンを吸気管内に連続供給し、予混合燃焼を行った。図1の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)により燃焼室内圧力を計測し、各実験条件について50サイクル分の圧力データを平均した後、見かけの熱発生率等の解析に使用した。また、シリンダーヘッドに取り付けた高応答薄膜型熱電対(Metherm TCS103E、クロメル・コンスタンタン型)により燃焼室壁面の瞬時温度の計測を行った。なお、全ての実験条件において、混合気の当量比を $\phi=1.0$ 、機関回転速度を $n=1500\text{rpm}$ 、燃料ガスを含めた体積効率を $\eta_v=35\%$ に設定した。

Fig.1 Combustion chamber of tested engine

4. 解析方法

冷却率 $dQ_c/d\theta$ は、燃焼室内圧力の解析から求めた見かけの熱発生率 $dQ/d\theta$ と実熱発生率 $dQ_B/d\theta$ により次のように表され、

$$dQ_c/d\theta = dQ_B/d\theta - dQ/d\theta \quad (1)$$

1サイクルの冷却損失熱量 Q_c は以下のようになる。

$$Q_c = Q_B - Q \quad (2)$$

また、実熱発生量 Q_B は1サイクルに供給された燃料が持つ発熱量 Q_{fuel} と燃焼効率 η_u の積に相当するため、冷却損失熱量 Q_c を次のように表すこともできる。

$$Q_c = \eta_u Q_{\text{fuel}} - Q \quad (3)$$

この冷却率 $dQ_c/d\theta$ あるいは冷却損失熱量 Q_c を求めることを目的として、内燃機関のための壁面熱伝達式が古くから報告されている。それらの式によって導かれる燃焼室壁面全体の平均熱伝達率 α 、ならびに作動流体の平均温度 T_g 、燃焼室壁面温度 T_w 、燃焼室表面積 S および機関回転速度 n を用いて、冷却率 $dQ_c/d\theta$ が次式により求められる。

$$dQ_c/d\theta = \alpha S (T_g - T_w) / (6n) \quad (4)$$

本研究では、作動流体の温度 T_g に燃焼室内圧力から熱力学的に求めた燃焼室内平均温度を用い、燃焼室壁面の温度 T_w に熱電対による計測値を用いた。また、見かけの熱発生率 $dQ/d\theta$ の算出は次式により行った。

$$dQ/d\theta = (V dP/d\theta + \gamma P dV/d\theta) / (\gamma - 1) - P V / (\gamma - 1)^2 d\gamma/d\theta \quad (5)$$

この際、見かけの熱発生率から求めた燃焼質量割合により燃焼室内の作動流体の組成を導出して比熱比 γ を算出し、得られた比熱比を用いて再び見かけの熱発生率を求める計算を繰り返すことで見かけの熱発生率の計算値を収束させた。この式の中で、比熱比変化率 $d\gamma/d\theta$ の項は、熱発生率算出の際にしばしば省略されることもあが、燃焼期間が短く燃焼過程での作動流体の組成および温度の変化が速い水素燃焼においては、見かけの熱発生率に対する比熱比変化率項の寄与度が30%程度に達することから⁽⁶⁾、この項を含めた計算を行った。

式(5)により得られた見かけの熱発生率 $dQ/d\theta$ をクランク角 θ で積分したものを見かけの熱発生量 Q とした。見かけの熱発生量により求めた質量燃焼割合から作動流体の各成分のモル分率を算出した。また、燃焼室内の平均温度および圧力に基づいて作動流体各成分の熱物性値を物性値表⁽⁸⁾から推定し、各成分のモル分率を考慮して作動流体全体の熱物性値をクランク角毎に求めた。

Fig.2 Hydrogen combustion and methane combustion for different ignition timings

5. 結果および考察

5.1 従来の壁面熱伝達式 内燃機関において作動流体から燃焼室壁面への熱伝達を表現する実験式が古くから提案されているが、それらの多くは、ヌセルト数 Nu 、レイノルズ数 Re 、プラントル数 Pr から成る円管内乱流熱伝達に関する実験整理式を基にしている。

$$Nu = C Re^m Pr^n \quad (6)$$

この円管内乱流熱伝達式に対して、内燃機関では燃焼過程においても作動流体のプラントル数 Pr の変化が十分に小さいとして、次式のようにプラントル数 Pr を定数として取り扱い、

$$Nu = C Re^m \quad (7)$$

さらに、実験による近似等を経て導出された式が内燃機関の壁面熱伝達を表す式として提案されている。それらの式の多くは、次のように燃焼室内圧力 P 、燃焼室内平均温度 T_g 、シリンダ直径 D 、平均ピストン速度 C_m 等の関数として、燃焼室壁面全体の総括的な熱伝達率 α を表す形を採っている。

$$\alpha = f(P, T_g, D, C_m) \quad (8)$$

図2は、水素またはメタンの化学量論混合気の燃焼において点火時期をパラメータとした実験結果である。メタンに比べて燃焼速度が大きい水素を用いた場合には、燃焼期間が短く、燃焼過程における作動流体および燃焼室壁面の温度変化が急激であることが分かる。また、燃焼終了後に見かけの熱発生率が負になる領域が大きく、水素燃焼では作動流体から燃焼室壁面への熱伝達量がメタン燃焼に比べて大きい⁽¹⁾ことが窺える。この実験結果に対して、内燃機関の研究開発において広く使用される Woschni 式⁽⁷⁾を適用した計算結果が図3である。図は、Woschni 式による冷却損失熱量 Q_c と見かけの熱発生量 Q から求めた実熱発生量波形であり、供給燃料熱量 Q_{fuel} と燃焼効率 η_u から求めた1サイクルの実熱発生量 $\eta_u Q_{fuel}$ で割ることで無次元表示している。なお、燃焼効率は排気分析により算出した。ここで、Woschni 式を水素燃焼に使用した場合には、冷却損失が実際よりも小さく計算される⁽⁴⁾ことから、排気弁開時期において以下の関係を満たすように計算値に補正

係数Cを乗じた。

$$Q + CQ_c = \eta_u Q_{fuel} \quad (9)$$

図より、メタン燃焼では計算値が実験値に滑らかに漸近するのに対して、水素燃焼では計算値が燃焼終了後に実験値を上回るような条件もあり、Woschni式を用いた冷却損失の計算が明らかに妥当ではないことが分かる。

Fig.3 Normalized cumulative real heat release by Woschni's equation with correcting coefficient

5・2 作動流体のプラントル数 前節の結果のように、従来の壁面熱伝達式では水素燃焼機関に対して妥当な計算結果が得られない。この原因の一つとして、従来の式が適用対象とする炭化水素燃焼と比べて水素燃焼での熱物性値の特性が異なることが考えられる。メタン燃焼に比べて燃焼期間が短い水素燃焼では、燃焼過程における作動流体の組成および温度の変化が急激であることから、従来の式における熱物性値の取り扱いが適切ではない可能性がある。例えば、定数として扱われている作動流体のプラントル数 Pr の特性が水素燃焼では炭化水素燃焼と異なることも考えられる。そこで、水素燃焼機関の燃焼過程における作動流体のプラントル数の挙動について検討を行った。

図4は、図2の最適点火時期での実験結果について、作動流体の各成分のプラントル数 Pr ならびにプラントル数 Pr にモル分率 x を掛けた値の燃焼過程での変化を示したものである。各成分のプラントル数は、燃焼室内の平均温度および圧力に基づいて物性値表⁽⁹⁾から推定した。燃焼期間が短い水素燃焼では各成分のプラントル数の変化が急激であり、とくに H_2O のプラントル数の変化が大きいことが特徴的である。

(a) Hydrogen combustion

(b) Methane combustion

Fig.4 Prandtl number of each species during combustion process

図5は、図2の各点火時期条件の実験結果について作動流体のプラントル数を示したものであり、図6は最適点火時期条件において水素燃焼とメタン燃焼を比較した結果である。何れの点火時期においても、水素燃焼ではメタン燃焼に比べて燃焼過程でのプラントル数の変化量大きいことが図から分かる。しかし、気体の円管内乱流熱伝達を表す以下のKaysらによる式等においてはプラントル数の指数として0.5程度の値が用いられており^{(9)・(10)}、この指数を考慮するとその変化量の影響は小さく、 $Pr^{0.5}$ の変化は水素の化学量論燃焼過程においても3%程度である。

$$Nu = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.5} \quad (0.5 < Pr \leq 1.0) \quad (10)$$

以上より、水素燃焼機関の作動流体のプラントル数の燃焼過程での変化は、炭化水素燃焼に比べて大きい、壁面熱伝達式におけるその寄与は小さく、水素燃焼機

関の壁面熱伝達を計算する際にもプラントル数を定数として取り扱うことの影響は小さいと考えられる。

Fig.5 Prandtl number of working fluid during combustion process for different ignition timings

Fig.6 Changes in Pr and $Pr^{0.5}$ of working fluid during combustion process

5・3 作動流体の熱伝導率 水素は気体の中でとりわけ大きな熱伝導率を持つことから、水素燃焼機関における作動流体の熱伝導率の挙動は興味深い。図7は、図2の最適点火時期条件での実験結果について、物性値表⁹⁾から推定した作動流体の熱伝導率 λ ならびに各成分の熱伝導率 λ とモル分率 x を掛け合わせた値の燃焼過程における変化を示している。水素の大きな熱伝導率のために、メタン燃焼と比較して水素燃焼の作動流体が燃焼前に特に大きな熱伝導率を持つことが特徴である。しかし、作動流体から燃焼室壁面への熱伝達が主に生じる燃焼過程および燃焼終了後における作動流体の熱伝導率には両者の間で極端な差は見られないことが分かる。

Fig.7 Thermal conductivity of each species during combustion process

5・4 円管内乱流熱伝達式による計算 ヌセルト数 Nu およびレイノルズ数 Re は、代表長さ d 、熱伝導率 λ 、代表速度 u 、動粘性係数 ν により以下のように表され、

$$Nu = \alpha d / \lambda \quad (11)$$

$$Re = u d / \nu \quad (12)$$

これらを式(6)に代入すると熱伝達率 α が次のように表せる。

$$\alpha = C d^{m-1} \lambda \nu^{-m} Pr^n \quad (13)$$

ここで、5・2節の結果に基づきプラントル数 Pr を定数とし、円管内乱流熱伝達式におけるレイノルズ数 Re の指数として一般的な値である0.8を m に代入すると次式のようになる。

$$\alpha = C d^{-0.2} \lambda \nu^{-0.8} u^{0.8} \quad (14)$$

また、動粘性係数 ν は粘性係数 μ および密度 ρ により表せるため熱伝達率 α を以下のように表すことができる。

$$\alpha = C d^{-0.2} \lambda \mu^{-0.8} \rho^{0.8} u^{0.8} \quad (15)$$

内燃機関のための壁面熱伝達式の多くにおいては、代表速度 u として平均ピストン速度が用いられる。一般に機関試験が行われる回転速度一定の条件では、平均ピストン速度は燃焼過程においても一定であり、また代表長さ d であるシリンダー直径も一定となることから、式(15)により算出される熱伝達率 α の燃焼過程での変化は $\lambda \mu^{-0.8} \rho^{0.8}$ の変化に支配されることになる。図8は、図2の実験結果に対して、作動流体の熱伝導率 λ 、密度 ρ 、および粘性係数 μ についてそれぞれ指数を考慮したもの、ならびに $\lambda \mu^{-0.8} \rho^{0.8}$ の値を示している。図より、水素燃焼における作動流体の $\lambda \mu^{-0.8} \rho^{0.8}$ の値は燃焼前においてメタン燃焼よりも大きく、燃焼の進行に伴って

大きく減少する傾向を示すことが分かる。水素燃焼において $\lambda\mu^{0.8}\rho^{0.8}$ が燃焼前に大きな値をとることは水素の熱伝導率 λ が大きいことに起因し、燃焼過程におい

て $\lambda\mu^{0.8}\rho^{0.8}$ が急速に減少する傾向は燃焼に伴う作動流体の急激な温度上昇のために粘性係数 μ が増加することに起因するものと考えられる。

(a) Hydrogen combustion

(b) Methane combustion

Fig.8 Changes in $\rho^{0.8}$, $\mu^{0.8}$, λ and $\lambda\mu^{0.8}\rho^{0.8}$ during combustion process for different ignition timings

Fig.9 Heat transfer coefficient and rate of cooling calculated by the heat transfer equation for turbulent flow in circular tubes using mean piston speed

図9は、水素燃焼の実験結果において、式(15)から熱伝達率 α を求め、式(4)により冷却率 $dQ_c/d\theta$ を算出した結果である。代表速度 u には平均ピストン速度 C_m を用い、1サイクルあたりの冷却率の積分値 Q_c が式(3)による実験値と一致するように式(15)の定数 C を各点火時期に対して決定した。図より、点火時期 θ_{ig} の進角に伴って燃焼前の熱伝達率 α が増加する傾向が見られる。しかし実際には、燃焼開始前の作動流体の熱伝達特性は点火時期の影響を殆ど受けないと考えられることから、平均ピストン速度を代表速度として円管内乱流熱伝達式により熱伝達率を算出したこの結果が妥当ではないことが窺える。図10は、図9の最適点火時期の結果について冷却損失波形を実験値と比較した結果である。なお、実験値はWiebeの燃焼関数を用いて見かけの熱発生量と燃焼効率から見積もった⁽⁶⁾。図より、平均ピストン速度を代表速度として円管内乱流熱伝達式により水素燃焼機関の壁面熱伝達を計算した場合、燃焼過

程での熱伝達量の増加を十分に表せていないことが分かる。この原因として、燃焼過程においても変化しない平均ピストン速度を代表速度とした場合には、水素燃焼の急激な火炎伝播に伴う作動流体の対流による熱伝達率の増加が表現できないことが考えられる。例えば、Woschni式は燃焼に伴う流動の増加による影響を近似する目的で機関運転時とモータリング時の燃焼室内圧力の差を代表速度項の中に導入しているが⁽⁷⁾、図3の結果から分かるように、その効果は水素燃焼に対して十分ではない。

以上、水素燃焼機関において作動流体から燃焼室壁面への熱伝達を計算する際には、燃焼過程での対流の増加に対応した適切な代表速度の取り扱いが課題である。

Fig.10 Cumulative cooling loss in hydrogen combustion calculated by the heat transfer equation for turbulent flow in circular tubes using mean piston speed

6. 結 論

(1) 水素燃焼機関の燃焼過程における作動流体のプラントル数の変化は炭化水素燃焼機関と比較して大きい、熱伝達式におけるプラントル数の指数を考慮するとその寄与は小さく、水素燃焼機関の燃焼室壁面熱伝達率を算出する際にもプラントル数を定数として取り扱うことの影響は小さい。

(2) 水素燃焼の作動流体の熱伝導率は燃焼前において炭化水素燃焼と比較して特に大きい、主に冷却損失が生じる燃焼過程および燃焼終了後においては両者の熱伝導率の間に極端な差は見られない。

(3) 平均ピストン速度を代表速度として円管内乱流熱伝達式により水素燃焼機関の壁面熱伝達を計算した場合、燃焼過程での熱伝達量の増加を十分に表すことができない。

(4) この原因として、燃焼過程においても変化しない平均ピストン速度では水素燃焼の急激な火炎伝播に伴う対流の増加が表現できないことが考えられ、燃焼過程での対流の増加に対応した適切な代表速度の取り扱いが水素燃焼機関の壁面熱伝達を計算する上での課題である。

本研究は新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の産業技術研究助成事業の助成を受けて実施した研究の一部である。

文 献

- (1) 首藤登志夫・二口貴之・中島泰夫, 水素予混合燃焼機関の熱効率に関する解析, 機論, 66-644, B (2000), 277-282.
- (2) 首藤登志夫・鍋谷茂樹・中島泰夫, 水素予混合燃焼機関の等容度および冷却損失の解析, 自技論, 31-4 (2000), 5-10.
- (3) 首藤登志夫・国永智晴・長谷川隆之, 直接噴射層状燃焼による水素燃焼の冷却損失低減, 機論, 70-691, B (2004), 796-802.
- (4) 首藤登志夫・鈴木広行, 水素燃焼機関における壁面熱伝達式に関する研究, 機論, 68-673, B (2002), 200-206.
- (5) 首藤登志夫・鈴木広行・岡紘子, 水素燃焼機関に適用可能な新たな壁面熱伝達式, 機論, 69-678, B (2003), 273-279.
- (6) 首藤登志夫・鍋谷茂樹・中島泰夫, インジケータ線図を用いた水素エンジンの燃焼解析に関する研究, 機論, 67-654, B (2001), 255-260.
- (7) Woschni, G., A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE Paper 670931 (1967), 1-13.
- (8) 日本機械学会編, 流体の熱物性値集, (1983), 丸善.
- (9) Kays, W. M., Crawford, M. E., *Convective Heat and Mass Transfer*, (1980), 243, McGraw-Hill.
- (10) 日本機械学会編, 機械工学便覧, (1985), A6-119, 丸善.
- (11) 首藤登志夫・津賀幸一郎・中島泰夫, メタン直噴層状燃焼における水素予混合による燃焼促進と冷却損失, 自技論, 32-1 (2001), 23-28.
- (12) 首藤登志夫・津賀幸一郎, メタノールから得られるH₂-CO-CO₂混合燃料の燃焼および冷却損失特性, 自技論, 32-4 (2001), 69-74.
- (13) 首藤登志夫, 内燃機関における水素の効率的利用に関する研究, 新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)平成12年度産業技術研究助成事業研究成果報告書, 00B65025c (2001), 1-18.
- (14) 首藤登志夫, 内燃機関における水素の燃焼, 「天然ガスの高度利用技術」, 7章, (2001), 742-750, NTS.