水素燃焼機関に適用可能な新たな壁面熱伝達式*

首藤 登志夫*¹, 鈴木 広行*², 岡 紘子*²

New Heat Transfer Equation Applicable to Hydrogen Combustion Engines

Toshio SHUDO*³, Hiroyuki SUZUKI and Hiroko OKA^{*3} Department of Energy Science and Engineering, Musashi Institute of Technology,
1 Tamazutsumi, Setagaya-ku, Tokyo, 158-8557 Japan

Equations to describe heat transfer from burning gas to the combustion chamber wall have been empirically derived from hydrocarbon combustion engines. Previous research by the authors analyzed the applicability of them to hydrogen combustion, and showed that the equations calculate lower cooling loss than experimental values. It was therefore concluded that a new heat transfer equation is necessary to describe cooling loss in hydrogen combustion engines. This research focused on the gas velocity term in the heat transfer equation and investigated new terms to replace it for better fit to hydrogen combustion. A new equation with a gas velocity term including rate of heat release was newly proposed and showed better application to hydrogen combustion compared to the widely used Woschni's equation.

Key Words: Internal Combustion Engine, Cooling Loss, Heat Transfer, Hydrogen, Combustion, Thermal Efficiency, Woschni's Equation

1. 結 言

低公害かつ循環型のエネルギー媒体である水素を燃料とする内燃機関は今後の低環境負荷型社会における理想的な動力システムのひとつと考えられる。しかし、内燃機関の燃料として一般に用いられる炭化水素と比較すると、水素は多くの特異な特性を有している。著者らは先に水素燃焼機関の熱効率解析を行い、水素燃焼においては冷却損失がとくに大きな影響を熱効率に及ぼしており、冷却損失割合が大きだけでなく冷却等容量も大きいことを明らかにした⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。また、前報⁽⁵⁾において、従来報告されている内燃機関のための燃焼室壁面熱伝達式を水素燃焼へ適用することの妥当性について検討を行った。Nusselt, Eichelberg, Brilling, Van Tyen および Woschni による5種の熱伝達式に着目して解析を行った結果、炭化水素燃焼の実験結果に基づいて作られたこれらの式を燃焼特性が大きく異なる水素の燃焼において使用した場合には冷却損失が大幅に小さく計算され、その適用が妥当ではないことを明らかにし、水素燃焼に適用できる新たな熱伝達式を構築することが望ましいことを示した。

火炎伝播速度が大きい水素を用いた内燃機関では、燃焼に伴う筒内ガス流動による熱伝達の促進が炭化水素燃焼よりも大きいことが考えられる。本研究では、熱伝達式中のガス流動項に着目しながら、水素を燃料に用いた火花点火燃焼機関に適用できる新たな燃焼室壁面熱伝達式の構築を試みた。

2. 記 号

本文に使用した記号を次に示す。

θ	: クランク角 (° CA)
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)
Q_{max}	: 見かけの熱発生量の最大値 (J)
$dQ/d\theta$	: 見かけの熱発生率 (J/° CA)
dQ/dt	: 見かけの熱発生率 (J/s)
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熱量 (J)
$dQ_C/d\theta$	: 冷却率 (J/° CA)
ϕ_w	: 冷却損失割合, $\phi_w = Q_C/Q_B$
Q_w	: 熱伝達式で算出した冷却損失熱量 (J)
$dQ_w/d\theta$	: 熱伝達式で算出した冷却率 (J/° CA)
γ	: 比熱比

* 原稿受付 2002年5月24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 武蔵工業大学大学院 (〒158-855 東京都世田谷区玉堤1)。
E-mail: shudo@herc.musashi-tech.ac.jp

T_w	: 燃焼室壁面温度 (K)
T_g	: 筒内ガス平均温度 (K)
P	: 筒内圧力 (Pa)
P_m	: モータリング時の筒内圧力 (Pa)
V, V_h	: 筒内容積 (m^3), 行程容積 (m^3)
T_p, P_p, V_p	: 参照条件での T_g (K), P (Pa), V (m^3)
α	: 熱伝達率 ($W/m^2/K$)
D	: シリンダーボア (m)
C_m	: 平均ピストン速度 (m/s)
w	: 壁面熱伝達式のガス流動項 (m/s)
C_1, C_2	: 壁面熱伝達式の定数
n	: 補正係数
S	: 燃焼室表面積 (m^2)
n	: エンジン回転速度 (rpm)
x	: 燃焼質量割合
θ_f	: 燃焼開始時期 ($^\circ CA$)
θ_z	: 燃焼期間 ($^\circ CA$)
A, m	: Wiebe関数の定数

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花点火ガソリン機関(ボア $\phi 85mm$, 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。燃料の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。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)により筒内圧力を計測し、50サイクル分のデータを平均した後に、見かけの熱発生率および燃焼ガス平均温度などの解析を行った。また、全ての条件において、機関回転速度を $1500rpm$, 燃料ガスを含めた体積効率を 35% に設定して実験を行った。

4. 解析方法

筒内圧力の解析から求めた見かけの熱発生率 $dQ/d\theta$ は、燃焼ガスから燃焼室壁面への熱伝達による冷却損失の影響を受けており、実際の熱発生率 $dQ_B/d\theta$ は見かけの熱発生率 $dQ/d\theta$ と冷却率 $dQ_C/d\theta$ により次のように表される。

$$dQ_B/d\theta = dQ/d\theta + dQ_C/d\theta \quad (1)$$

また、1サイクルあたりの実熱発生量 Q_B は、見かけの熱発生量 Q と冷却損失熱量 Q_C により次式のようになる。

$$Q_B = Q + Q_C \quad (2)$$

なお、実熱発生量 Q_B は1サイクルに供給された燃料の持つ発熱量 Q_{fuel} と燃焼効率 η_u の積によって表せる。

$$Q_B = \eta_u Q_{fuel} \quad (3)$$

したがって、式(2)および(3)より、1サイクルあたりの見かけの熱発生量 Q と冷却損失熱量 Q_C の和は、以下のように1サイクルに供給された燃料の持つ発熱量 Q_{fuel} と燃焼効率 η_u の積に相当する。

$$Q + Q_C = \eta_u Q_{fuel} \quad (4)$$

この冷却損失熱量 Q_C あるいは冷却率 $dQ_C/d\theta$ 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。それらの式は主に円管内乱流熱伝達の半理論式を基に実験的に求められたものであり、燃焼室壁面全体の平均的な熱伝達率を表している。この平均熱伝達率 α を用いて以下のように冷却率 $dQ_C/d\theta$ が計算できる。

$$dQ_C/d\theta = S\alpha(T_g - T_w)/6n \quad (5)$$

本研究では、水素燃焼の実験結果に壁面熱伝達式を適用して計算した冷却率 $dQ_C/d\theta$ の妥当性について検討を行いながら新たな熱伝達式の構築を行った。

なお、見かけの熱発生率 $dQ/d\theta$ は次式により求めた。

$$dQ/d\theta = (VdP/d\theta + \gamma PdV/d\theta)/(\gamma - 1) - PV/(\gamma - 1)^2 d\gamma/d\theta \quad (6)$$

ここで、見かけの熱発生率 $dQ/d\theta$ から求めた燃焼質量割合により燃焼室内のガス組成を導出して筒内ガスの比熱比 γ を各クランク角毎に算出し、得られた比熱比 γ を用いて再び見かけの熱発生率 $dQ/d\theta$ を求める計算を繰り返すことで見かけの熱発生率 $dQ/d\theta$ の計算値を収束させた。また、得られた見かけの熱発生率 $dQ/d\theta$ を積分した値を見かけの熱発生量 Q として解析に用いた。

5. 結果および考察

5.1 従来の熱伝達式による結果 図1はNusselt, Eichelberg, Brilling, Van TyenおよびWoschniにより従来報告されている壁面熱伝達式を用いて水素燃焼およびメタン燃焼における熱伝達率 α , 冷却損失 Q_w , 実熱発生量 $Q + Q_w$ を計算した結果をクランク角に対して示している。冷却損失 Q_w は熱伝達率 α の計算値を用いて式(5)から算出した結果であり、この冷却損失 Q_w と式(6)から求まる見かけの熱発生量 Q を足し合わせたものが計算による実熱発生量 $Q + Q_w$ である。したがって、これらの従来の熱伝達式を用いた熱伝達率 α の計算結果が妥当であれば、計算による実熱発生量 $Q + Q_w$ の波形は燃焼終了後一定値に収束する傾向を示すことになり、その収束値は1サイクルに供給された燃料の発熱量 Q_{fuel} と燃焼効率 η_u の積に相当し、式(4)と同様に次の関係を満

Fig.1 Comparison of heat transfer formulas

たすことになる。

$$Q + Q_w = \eta_u Q_{\text{fuel}} \quad (7)$$

図1より、何れの式を用いた場合にも、メタン燃焼においては $Q+Q_w$ が一定値に収束する概ね妥当な計算結果が得られるが、水素燃焼においては燃焼終了後に $Q+Q_w$ の値が減少する傾向があり、これらの熱伝達式では水素燃焼における冷却損失が実際よりも小さく計算されていることが明らかである。

壁面熱伝達式で計算される冷却損失熱量は実際の冷却損失熱量と必ずしも一致しないことから、内燃機関のサイクルシミュレーション等において、熱伝達率の計算値に補正係数を乗することで実験結果との差を調整している研究報告も散見される。そこで、比較的広く用いられるWoschni式において、係数を用いた熱伝達率の補正の妥当性について検討を行った結果が図2である。ここで、Woschni式を用いて求めた実熱発生量が実験から求めた実熱発生量 $\eta_u Q_{\text{fuel}}$ と等しくなるようにWoschni式による熱伝達率に補正係数 C を掛けた。つまり、次の関係を満足するように、補正係数 C を決定した。

$$Q + CQ_w = \eta_u Q_{\text{fuel}} \quad (8)$$

この際の見かけの熱発生量 Q およびWoschni式による冷却損失量 Q_w については、供試機関の排気弁開時期である上死点後135度までの積分値を用いた。なお、図は両者の比 $(Q + CQ_w)/(\eta_u Q_{\text{fuel}})$ をとることで無次元化した値を表示している。メタン燃焼では、Woschni式による計算結果に適切な補正係数 C を乗することで、点火時期に関わらず計算による実熱発生量 $Q + CQ_w$ が実験に

Fig.2 Normalized cumulative real heat release by Woschni's equation with a correction coefficient C

よる実熱発生量 $\eta_u Q_{\text{fuel}}$ に収束する妥当な波形が得られる。一方、水素燃焼では計算による実熱発生量が実験による実熱発生量を一時的に超えるような条件もあり、水素燃焼におけるこの計算結果は明らかに妥当ではない。

5・2 冷却損失波形の導出 従来の熱伝達式を水素燃焼に適用した場合には冷却損失量の計算値が小さく、熱伝達式全体に対する補正係数を用いた場合にも妥当な冷却損失波形が得られないことから、水素燃

Fig.3 Estimation of real rate of heat release and cooling by using Wiebe function

焼の冷却損失波形を表現できる熱伝達式の構築を試みた。この目的のためには、まず実際の冷却損失の情報をクランク角あるいは時間の関数として得る必要がある。クランク角の関数としての冷却損失波形 $Q_c(\theta)$ および1サイクルあたりの冷却損失熱量 Q_c は、式(1)および(2)より以下のように表せる。

$$Q_c(\theta) = Q_B(\theta) - Q(\theta) \quad (9)$$

$$Q_c = Q_B - Q \quad (10)$$

ここで実験により既知の情報は、見かけの熱発生波形 $Q(\theta)$ とその積分値 Q 、実熱発生量の積分値 $Q_B (= \eta_u Q_{fuel})$ 、および冷却損失の積分値 Q_c であり、冷却損失波形 $Q_c(\theta)$ および実熱発生量波形 $Q_B(\theta)$ は未知である。これらの一方が求まれば式(9)より他方は自明である。しかし、実熱発生率を実験的に直接計測する方法は無く、また多数の測定点の計測値を重ね合せたとしても熱電対による熱流束計測結果から燃焼室全体の冷却損失を得ることには限界がある。そこで、本研究では燃焼関数を用いて実熱発生波形を見積もることで冷却損失波形の算出を行った。使用した燃焼関数は以下のWiebe関数⁽⁷⁾であり、燃焼質量割合に対応する。

$$x(\theta) = 1 - \exp(-A((\theta - \theta_f)/\theta_z)^{m+1}) \quad (11)$$

ここで、 θ_f は燃焼開始時期、 θ_z は燃焼期間、 A および m は定数である。本研究では、次のように見かけの熱発生無次元波形 $Q(\theta)/Q_{max}$ と実熱発生無次元波形 $Q_B(\theta)/Q_B$ が燃焼期間において同一であるとみなして、Wiebe関数を用いた実熱発生の算出を行った。

Fig.4 Adjustment of coefficients in gas velocity term in Woschni's equation

$$Q_B(\theta)/Q_B = Q(\theta)/Q_{max} \quad (\theta < \theta_f + \theta_z) \quad (12)$$

図3に示すように、まず燃焼期間において見かけの熱発生無次元波形 $Q(\theta)/Q_{max}$ をWiebe関数により近似し、燃焼終了後には1を与えた波形 $x(\theta)$ に実験で求めた1サイクルあたりの実熱発生量 $\eta_u Q_{fuel} (= Q_B)$ を掛けることで実熱発生波形 $Q_B(\theta)$ とした。

$$Q_B(\theta) = \eta_u Q_{fuel} x(\theta) \quad (13)$$

さらに式(9)および(13)より、次式のようにWiebeの燃焼関数を用いて見積もった実熱発生波形 $\eta_u Q_{fuel} x(\theta)$ と圧力解析による見かけの熱発生波形 $Q(\theta)$ から冷却損失波形 $Q_c(\theta)$ を導出した。

$$Q_c(\theta) = \eta_u Q_{fuel} x(\theta) - Q(\theta) \quad (14)$$

5・3 係数によるガス流動項の補正 前節で求めた冷却損失波形を基準として、まずWoschni式のガス流動項を係数により補正した際の冷却損失波形計算値の妥当性を検討した。Woschni式⁽⁶⁾は以下のように式(16)のガス流動項 w を含んでいることが特徴である。

$$\alpha = 0.013 D^{-0.2} P^{0.8} T_g^{-0.53} w^{0.8} \quad (15)$$

$$w = C_1 C_m + C_2 (P - P_m) V_h T_r / (P_r V_r) \quad (16)$$

圧縮および膨張行程で $C_1 = 2.28$, $C_2 = 0.00324$ (m/s/K)

炭化水素に比べて燃焼速度が著しく大きい水素の燃焼では、火炎伝播に伴うガス流動のために熱伝達率が燃焼過程で増加していることが考えられる。そこでWoschni式におけるガス流動項 w を係数によって補正した場合の効果を検討した。図4は前節でWiebe関数を利用して求めた実際の冷却損失波形と補正後のWoschni式から求めた冷却損失波形を比較したものであり、次(17)のようにガス流動項 w 中の定数 C_1 および C_2 の両者に係数 n を掛けて計算を行った結果である。

$$w = n C_1 C_m + n C_2 (P - P_m) V_h T_r / (P_r V_r) \quad (17)$$

Fig.5 Adjustment of coefficients in gas velocity term in Woschni's equation

図より、係数を変更することにより冷却損失量の計算結果を任意に補正することが可能であるが、破線で示した実際の冷却損失波形と比べると燃焼過程での冷却損失の立ち上がり部分が表現できていないことが分かる。

ガス流動項 w の第1項は平均ピストン速度 C_m の影響を考慮したものであり、同一の機関であれば機関回転速度のみにより決定する。そのため機関回転速度の変化による燃焼室内のガス流動強度の変化を考慮することはできるが、サイクル中のガス流動状態の変化を表現することはできない。一方、第2項 $(P - P_m) V_h T_r / (P_r V_r)$ においては、ファイアリング時の筒内圧力 P とモータリング時の筒内圧力 P_m の差が採用されている。ここで、サイクル中の $V_h T_r / (P_r V_r)$ は一定であることから、サイクル中の第2項の変化は $P - P_m$ によるものである。水素燃焼において火炎伝播速度が大きいことによる燃焼時のガス流動増加の影響を表現する上で、この第2項は有効であることが考えられる。そこで、式(18)のようにWoschni式のガス流動項 w の第2項に補正係数 n を掛けて計算を行った結果が図5である。

$$w = C_1 C_m + n C_2 (P - P_m) V_h T_r / (P_r V_r) \quad (18)$$

図より、係数を調節することで計算値が実際の冷却損失波形に近づいているが、冷却損失の立ち上がりは遅れたままであり、妥当な波形が得られていない。以上より、係数を用いてガス流動項の補正を行った場合にもWoschni式では水素燃焼の冷却損失を表現できないことが明らかである。

5・4 水素燃焼に適用可能な新たな熱伝達式 水素は炭化水素と比べて火炎伝播速度が著しく大きいことから、燃焼に伴う燃焼室内ガス流動が水素燃焼機関の壁面熱伝達に大きな影響をもたらしていることが推察される。式(13)のガス流動項において $P - P_m$ が採用されている意図は、燃焼開始と共に0から急増し、最大値をとった後に燃焼の終了と共に速やかに減衰する項が燃焼によるガス流動増加を表すために必要である⁽⁶⁾というも

Fig.6 dQ/dt and $P - P_m$ in hydrogen stoichiometric combustion

Fig.7 New heat transfer equation for hydrogen combustion in this research

のである。この目的のためにファイアリング時の筒内圧力 P とモータリング時の筒内圧力 P_m の差が採用されている。しかし、前節の結果のとおり、水素燃焼においては $P - P_m$ を含むガス流動項第2項の係数を増加しても燃焼に伴う熱伝達率の増加を表現するのに十分ではないことから、 $P - P_m$ よりも早い立ち上がりを示す項を採用することが水素燃焼の冷却損失波形を表現できる新たな壁面熱伝達式を構築する上で有効であると考えられる。

図6は最適点火時期における水素量論燃焼の見かけの熱発生率 dQ/dt および $P - P_m$ をクランク角に対して示したものである。図より、見かけの熱発生率 dQ/dt は燃焼初期における立ち上がりが $P - P_m$ に比べて早く、 $P - P_m$ よりも早い時期に最大値をとることが分かる。そこで、水素燃焼における燃焼過程での冷却損失の急激な立ち上がりを表現するために、式の中に見かけの熱発生率 dQ/dt を導入した以下の壁面熱伝達式を新たに提案し、その水素燃焼における妥当性を検討した。

$$\alpha = C_1 D^{-0.2} P^{0.8} T_g^{-0.53} w^{0.8} \quad (19)$$

$$w = C_m + C_2 dQ/dt T_r / (P_r V_r) \quad (20)$$

$$dQ/dt = (V dP/dt + \gamma P dV/dt) / (\gamma - 1) - P V / (\gamma - 1)^2 d\gamma/dt \quad (21)$$

図7は、この新たな壁面熱伝達式を用いて計算した水素燃焼の冷却損失波形を実際の波形と比較したもので

Fig.8 Comparison of Woschni's equation and the new equation in this research

Fig.9 Constants in the new heat transfer equation for different operating conditions

ある。新たな式を用いることで、燃焼過程においても実際の冷却損失波形を良く表現できることが分かる。図8は、いくつかの点火時期において新たな熱伝達式と従来のWoschni式による冷却損失計算結果を比較したものである。この際、Woschni式においては冷却損失の積分値が実際の値と一致するように熱伝達式全体に補正係数を掛けている。何れの点火時期においても本研究による新たな壁面熱伝達式は水素燃焼の冷却損失波形をWoschni式よりも適切に表していることが明らかである。

図9は、新たな壁面熱伝達式を水素燃焼に適用した際の式中の係数 C_1 および C_2 を点火時期および空気過剰率に対して示したものである。点火時期を変更した場合に比べて空気過剰率を変更した場合の両係数の変化が大きく、空気過剰率の増加に伴い係数が減少する様子が分かる。今後、これらの係数を運転条件あるいは燃料物性値の関数として表現することで本研究における熱伝達式の汎用性が高まることが考えられる。

6. 結 言

(1) 炭化水素燃焼機関の実験結果に基づいて作られた従来の壁面熱伝達式では水素燃焼機関の冷却損失を正しく表すことはできず、実際の冷却損失との差は燃焼過程においてとくに大きい。

(2) 火炎伝播速度の大きい水素を用いた機関では燃焼に伴う筒内ガス流動による熱伝達促進の影響が炭化水素燃焼に比べて大きいと考えられるが、Woschni式のガス流動項に補正係数を乗じた場合にも、妥当な冷却損失波形は得られない。

(3) Woschni式のガス流動項第2項は燃焼に伴う筒内ガス流動の増加を考慮しうるが、この項の係数を増加させた場合にも、水素燃焼機関における冷却損失波形を表現するには不十分である。

(4) 燃焼に伴う筒内ガス流動による熱伝達率増加を考慮することを目的に見かけの熱発生率 dQ/dt の項を導入した以下の壁面熱伝達式を新たに構築した。

$$\alpha = C_1 D^{-0.2} P^{0.8} T_g^{-0.53} w^{0.8}$$

$$w = C_m + C_2 dQ/dt T_r / (P_r V_r)$$

$$dQ/dt = (V dP/dt + \gamma P dV/dt) / (\gamma - 1) - PV / (\gamma - 1)^2 d\gamma/dt$$

(5) 本研究にて構築した新たな壁面熱伝達式を用いることで水素燃焼機関の冷却損失波形を従来の式よりも妥当に表現することが可能である。

謝 辞

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および武蔵工業大学特別研究助成の資金援助を受けて実施した研究の一部である。

文 献

- (1) 首藤, 二口, 中島, 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) Shudo, T., Nakajima, Y., Futakuchi, T., Thermal Efficiency Analysis in a Hydrogen Premixed Combustion Engine, *JSAE Review*, **21**-2, (2000), 177-182.
- (3) 首藤, 鍋谷, 中島, 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.
- (4) Shudo, T., Nabetani, S., Nakajima, Y., Analysis of the Degree of Constant Volume and Cooling Loss in a Spark Ignition Engine Fuelled with Hydrogen, *Int. J. Engine Research*, **2**-1, (2001), 81-92.
- (5) 首藤, 鈴木, 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.
- (6) Woschni, G., A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE Paper 670931, (1967), 1-13.
- (7) Sitkei, G., (坪内, 加藤共訳), ディーゼル機関の燃料噴射および燃焼, 朝倉書店, (1966), 169.
- (8) 宮本, 村山, ディーゼル機関における熱発生率および燃焼率の算出方法とそれに伴う誤差要因について, 内燃機関, **18**-224, (1979), 9-22.
- (9) 首藤, 鍋谷, 中島, 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.
- (10) Shudo, T., Nabetani, S., Nakajima, Y., Influence of Specific Heats on Indicator Diagram Analysis in a Hydrogen-fuelled SI Engine, *JSAE Review*, **22**-2, (2001), 224-226.
- (11) 首藤, 津賀, 中島, 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) Shudo, T., Tsuga, K., Analysis of Direct Injection SI Stratified Combustion in Hydrogen Lean Mixture, *Int. J. Automotive Technology*, **2**-3, (2001), 85-91.
- (13) 首藤, 津賀, メタノールから得られる H_2 -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.
- (14) Shudo, T., Tsuga, K., Nakajima, Y., Combustion Characteristics of H_2 -CO-CO₂ Mixture in an IC Engine, *SAE Trans. J. Engines*, **110**-4, (2002), 199-206.
- (15) Shudo, T., Suzuki, H., Applicability of Heat Transfer Equations to Hydrogen Combustion, *JSAE Review*, **23**-3, (2002), 303-308.
- (16) 首藤, 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.