

特集

水素エネルギー社会を目指して

高性能水素エンジンの開発

Development of a High-Performance Hydrogen Engine

石山 拓二*・塩路 昌宏**

Takuji Ishiyama Masahiro Shioji

1. 水素の急速燃焼とその制御

水素は可燃範囲が広く最小点火エネルギーが低いため、エンジン燃料として使用した場合には希薄混合気でも安定した着火が確保でき、燃焼変動が小さくなり、超薄燃焼が可能となる¹⁾。反面、高負荷では過早着火、逆火などの異常燃焼が発生しやすく²⁾、出力および運転条件は著しく制約されるうえ、他の気体燃料と比較して熱効率が低い。図1は水素エンジンの基本性能を示すために、四サイクル単筒機関（シリンダ径102 mm、行程106mm、圧縮比11.5:1、回転数1,200rpm）を用いて行った運転試験結果の一例³⁾であり、種々の気体燃料について正味平均有効圧 p_e に対する正味熱効率 η_e および図示熱効率 η_i の変化を示す。通常は燃焼が早く等容度が増すほど η_e は増加するが、水素では燃焼期間が短いにも拘わらず η_e は低い。また、水素は $\phi \approx 0.2$ の超薄混合気でも絞り全開で安定な運転が実現できるものの、 $\phi > 0.8$ で逆火が発生し運転不能となるうえ、単位体積当りの発熱量が低いため吸入空気量が減少して正味出力が低下する。

このような機関性能の差は燃焼特性に大きく依存する。図2は、水素および天然ガス燃料で得られる熱発生率経過を比較したもので、いずれも吸気絞り全開（WOT）とし、ほぼ等しい出力におけるMBT（最大トルク進角）点火時期での測定結果である。水素は燃焼速度が極めて高いため、点火時期 θ_i を上死点後まで遅らせても急激な燃焼となることがわかる。なお、図中の熱発生率 \dot{q} は実測シリンダ内圧力 p のクランク角経過から計算し、そのさい燃焼室内ガスを均一と考えて半理想気体の状態式から平均ガス温度 T を求めている。また、見掛けの発生熱量 \dot{q} を積分したものであり、これにAnnandの式により推定した熱損失を

加えて全発生熱量 q_T を求め、それぞれ供給燃料の発熱量 q_H に対する割合を示している。水素燃料では q_T/q_H が1より小さい値で一定となっており、ガソリンエンジンのノック時に通常認められるような燃焼室壁への過熱が急激な燃焼に伴って生じ、その分熱効率が低下すると考えられる。

以上の結果から、燃焼速度を抑えれば熱効率が向上すると予想される。そこで、燃料水素に窒素希釈および水添加を施して燃料の燃焼速度を低下することによって機関性能がどのように変化するかを調べた。図3はその結果¹⁾であり、窒素割合 r_{N_2} を増すと燃焼速度が低下し、 η_e は大きい ϕ で極大となっており、その値も高くなる。さらに、水素燃料（ $r_{N_2} = 0\%$ ）では、 $\phi = 0.8$ より濃い混合気では逆火するのに対し、窒素希釈の場合には燃焼が緩慢となるため量論比以上の条件でも逆火しなくなる。さらに、水添加割合 $r_{H_2O} = 30\%$ では量論比以上の混合気でもノックおよび逆火を生じず、円滑に運転できる。これは、水添加によって吸気の熱容量が増加しシリンダ内の温度が低下したためと考えられ、この結果 r_{H_2O} を増すほど燃焼が緩慢となって熱効率は向上する。

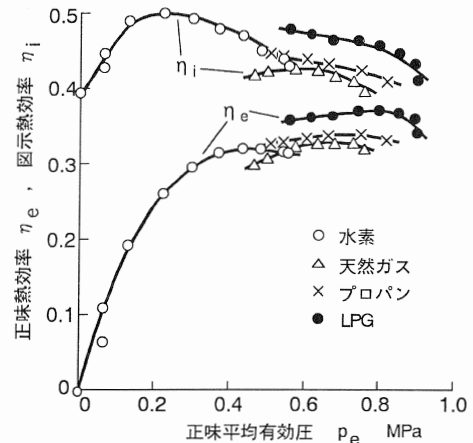


図1 水素エンジンの基本性能

* 京大大学院エネルギー科学研究科エネルギー変換科学専攻助教授
 ** “ “ “ “ “ “ 教授

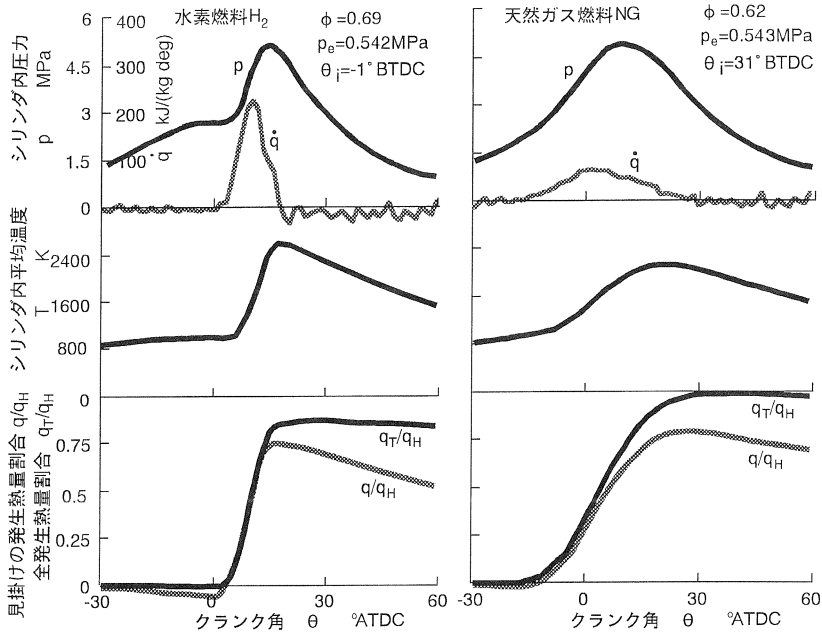


図2 水素および天然ガスエンジンの燃焼経過

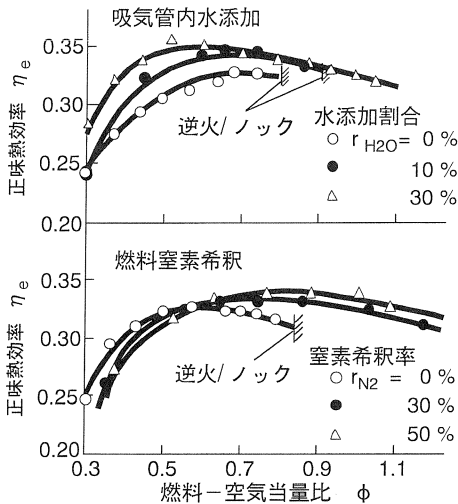


図3 水素燃料の窒素希釈および水添加による機関性能の変化

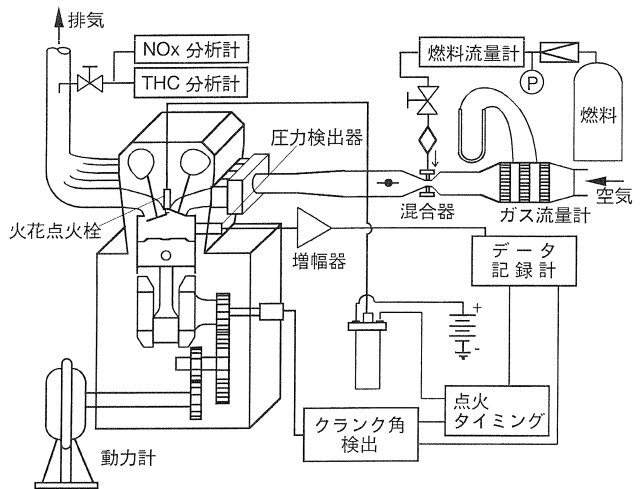


図4 高速水素エンジンの実験装置

2. 小形高速水素エンジンの特性

以上のように、水素の急速燃焼を抑制すれば性能向上が期待できる。しかし、従来の水素エンジンにおける燃焼の遅延化対策では水素の優れた燃焼特性を十分活用しているとはいえない。そこで、水素の急速燃焼特性を積極的に活用することを目的として、短行程高速エンジンの水素燃料運転を試みた。すなわち、急速膨張に伴う温度上昇抑止作用によって異常燃焼を防ぐ

表1 高速水素エンジンの諸元

内径×行程	49.0×33.1mm
総排気量	249cc
圧縮比	12.2 : 1
吸気弁 開時期	43° BTDC
閉時期	61° ABDC
排気弁 開時期	60° BBDC
閉時期	36° ATDC

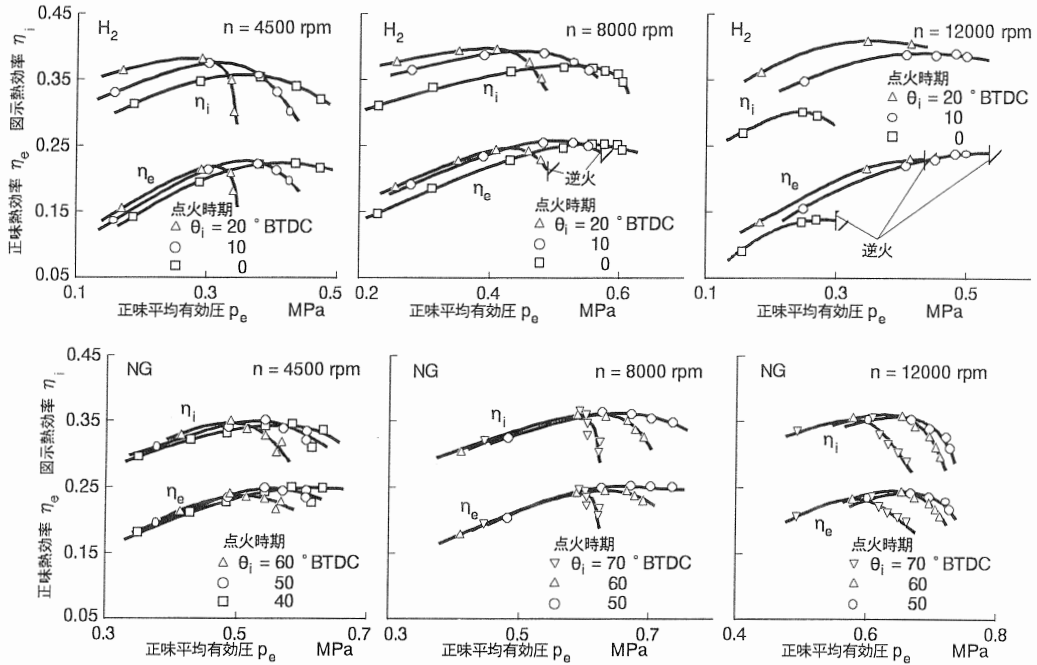


図5 水素および天然ガスを燃料とした高速エンジンの機関性能

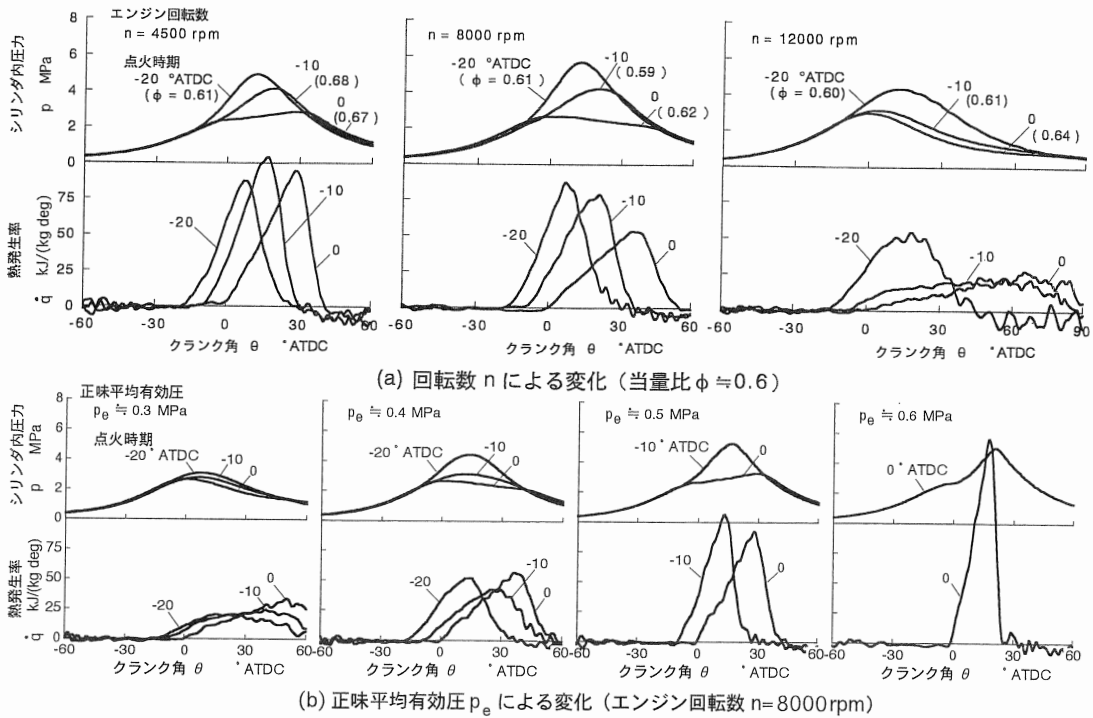


図6 高速水素エンジンの燃焼経過

とともに、小型の利便性を保ったまま高速回転による出力低下を補完する。

試験に用いた機関は単車用の無過給水冷四サイクル

四シリンダ火花点火機関 (Kawasaki ZR250搭載) であり、表1にエンジン諸元を、図4に実験装置を示す。水素燃料はベンチュリ式混合器により吸気管へ定

常供給し、絞り弁を用いて流量を調節した。燃料および吸入空気流量はそれぞれ質量流量計および層流流量計によって測定し、それらより混合比を求めた。運転は吸気絞り全開、機関回転数を一定の条件で行い、燃料流量と水動力計により負荷を調整し、燃料に応じた種々の点火時期を選んで機関性能および排気特性を調べた⁶⁾。

シリンダ内圧力 p は第一シリンダに取り付けた圧電式変換器を用いて測定し、点火信号とともに記録した。実験では30サイクルの圧力データを収集し、サイクル変動および平均圧力経過を求めて熱発生率の解析に供した。また、NO_x排気濃度は化学発光分析計により測定した。

図5に3種類の回転数 n について行った実験結果を示す。(a) H₂は水素燃料の場合であり、(b)は比較のために行った天然ガス燃料NGの結果である。NGでは、正味熱効率 η はいずれの n および点火時期 θ_i についても正味平均有効圧 p_e とともに増加し、量論混合比近くで極大となったのち低下する。 η の極大値は n に依らず約25%となる。H₂では、広範囲な混合比および負荷での運転が可能であるものの、高速では熱損失の減少とともに燃焼温度が高くなり、 $\phi \approx 0.8$ でバックファイアが生じて運転不能となる。機関性能についてみると、水素燃料は単位容積の混合気のもつ発熱量が低いいため同じ ϕ での出力が低く、 η は小さい p_e で極大となり、低負荷ではNGより高い効率が得られる。また、 η の極大値についても $n=4,500\text{rpm}$ ではNGより若干低いものの、高速ほど高くなって、 $n=8,000\text{rpm}$ では25%を越える。

図6は水素燃料の燃焼経過を調べた結果であり、 θ_i によるシリンダ内圧力 p および熱発生率 \dot{q} のクランク角経過の変化を示す。(a)は $\phi \approx 0.6$ の希薄燃焼条件で回転数 n を変えた場合、(b)は $n=8,000\text{rpm}$ で p_e を変化した場合である。いずれも、点火遅れがほとんどなく、 n とともに燃焼期間が長くなり、クランク角後期で燃焼が活発となることがわかる。

以上のように、小形高速水素エンジンの機関性能および燃焼経過を調べた結果、水素は低負荷で熱効率が高く、適切な条件を選べば小形高速機関に適することが示された。

3. 高速水素エンジンのエクセルギー評価

以上のように、水素エンジンの燃焼と性能は炭化水素燃料と大きく異なる。とくに、水素の高い燃焼速度

が高速運転に適するという考えに基づき、小形高速水素エンジンの燃焼および性能、排気濃度に関する基本特性を実験的に調査した。これらの実験で得られた性能の変化を理論的に解析し、さらに水素の急激燃焼に伴う膨張エネルギーを効率よく動力に変換するためには、まず燃料のエネルギーが仕事、排気、熱損失、燃焼損失のそれぞれに費やされる割合を明らかにする必要がある。その際、エンジンの性能は一般には熱効率で評価され、供給した燃料の総発熱量の配分を熱勘定で表わすが、熱量は仕事の発生に直接関係する量ではなく、熱エネルギーの有効利用には燃焼などの不可逆変化に伴う損失をエクセルギーを用いて正しく評価する必要があると考えられる。そこで、エクセルギー解析を高速水素エンジンに適用し、エクセルギー変化と性能の関係を熱力学モデルに基づいて求める⁹⁾。これにより、燃焼に伴う不可逆損失と無効エネルギーの要因を定量的に評価し、エネルギー有効利用の指針を得る。

混合気エクセルギーは各成分のエクセルギーとその質量割合に基づいて計算され、成分 j の比エクセルギー e_j は次式で表される。

$$e_j = (u_j - u_{j0}) + p_0(v - v_0) - T_0(s_j - s_{j0}) + e_{j, \text{ch}} \quad (1)$$

ただし u_j は比内部エネルギー、 p_0 は大気圧、 v は比容積、 s_j は比エントロピー、添字の0は基準温度 T_0 における値を表し、 $e_{j, \text{ch}}$ は化学エクセルギーである。式中の u_j 、 v 、 s_j は温度の関数として与えられるので、組成と温度の変化を計算すれば比エクセルギー e の変化が求まる。

さらに、実際に近い熱発生を与えた場合のエクセルギー計算を行うため、熱力学モデルを用いて燃焼領域の進展を推定する⁷⁾。熱力学モデルでは混合気を微小要素に分割し、各要素の着火時刻を熱発生率 \dot{q} の経過に基づいて定めることによって、熱力学状態量の時間履歴を求める。そのさい、ここでは水素の希薄燃焼を対象とするので、着火までの組成を水素と空気、着火後は水と余剰空気とし、温度に対する比熱の変化を考慮して平衡温度を決定する。

また、燃焼開始からの時刻 θ における質量燃焼割合 $x(\theta)$ は、次のWiebe関数で近似する。

$$x(\theta) = 1 - \exp\{-6.9((\theta - \theta_i)/\theta_2)^{m+1}\} \quad (2)$$

ここに、 m は燃料によって決まる燃焼特性値で水素燃焼ではおよそ2の値となり⁹⁾、 θ_2 、 θ_i はそれぞれ燃焼期間および燃焼開始時期である。さらに、壁面からの熱流束をAnnandの式を用いて推定し、これにシ

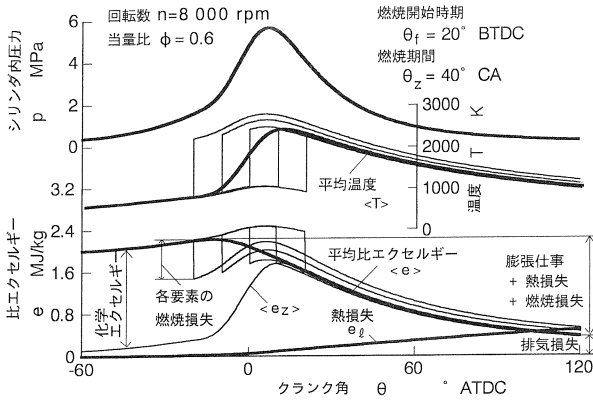


図7 シリンダ内圧力，温度，比エクセルギーの代表的経過

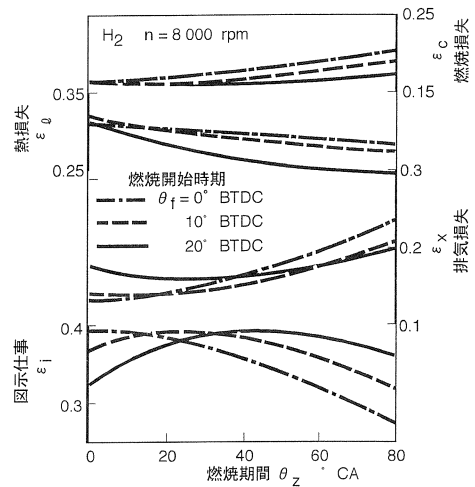


図8 燃焼期間および燃焼開始時期による各種エクセルギー効率の変化

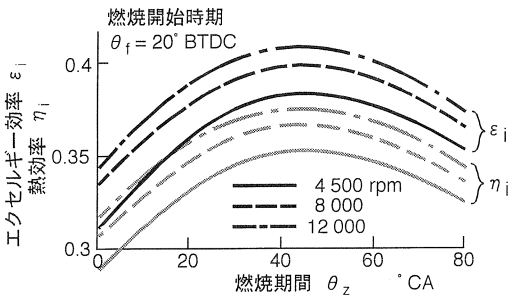


図9 種々の回転数におけるエクセルギー効率および熱効率

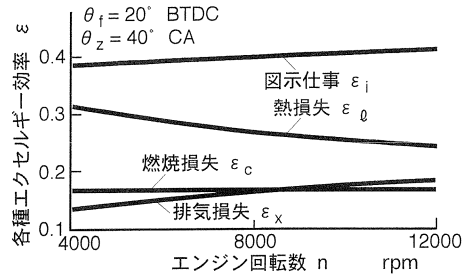


図10 回転数による各種エクセルギー効率の変化

リンダ内温度 T におけるカルノー効率 $(1 - T_0 / T)$ [T_0 : 環境温度 300K] を乗じたものを積算して熱損失エクセルギーを計算する。ただし、壁面温度は 500K と仮定する。また、エクセルギー計算と同時に $dq = dh - vdp$ の積分で定義される熱量 q も求める。

図7は点火時期 $\theta_f = 0^\circ \text{atdc}$ 、 $\phi = 0.6$ の条件において回転数 n を変えた場合の計算結果であり、シリンダ内圧力 p 、熱損失エクセルギー e_i 、5個の代表要素についての温度 T 、比エクセルギー e のクランク角経過である。なお、図中の $\langle T \rangle$ および $\langle e \rangle$ 、 $\langle e_z \rangle$ は T および e 、化学エクセルギー以外の比エクセルギー e_i のアンサンブル平均である。各要素の e は燃焼による損失ののうち、他の要素の燃焼により圧縮を受けて再び増加する。初期に燃焼した要素ではいわゆるホプキンソン効果のため一層高温となって他の要素よりも e は高い。燃料の化学エクセルギーは仕事のほか燃焼による損失、排気、壁面からの熱損失に変換され、これらの経過と排気弁開時の e 、 e_i の値より各形態への変換量が計算できる。

図8に、 $n = 8,000\text{rpm}$ における仕事、排気、冷却

損失、燃焼損失のエクセルギー効率 ϵ_i 、 ϵ_x 、 ϵ_i 、 ϵ_c の燃焼期間 θ_z および燃焼開始時期 θ_f に対する変化を示す。 $\theta_f = 0^\circ \text{BTDC}$ では θ_z とともに排気損失 ϵ_x が増加して図示仕事エクセルギー ϵ_i が減少するのに対し、燃焼開始が圧縮行程中となる場合には ϵ_i が極大となる燃焼期間があり、それぞれの θ_f に対して熱損失 ϵ_i および ϵ_x がともに小さくなる θ_z の条件で ϵ_i は最も高くなる。また、燃焼損失 ϵ_c は θ_z とともに若干増加するが、 $\theta_z < 40^\circ \text{CA}$ では変化量はさほど大きくない。

つぎに図9は $\theta_f = 20^\circ \text{BTDC}$ とし、3種類の n における図示仕事エクセルギー効率 ϵ_i の変化を θ_z に対して求めた結果であり、低位発熱量を基準とするエンタルピー効率 η_i を併せて示す。いずれの n についても、効率は実測の値に近い $\theta_z = 45^\circ \text{CA}$ で極大となり、 n とともにその値は増加する。また、水素燃料では燃焼に伴いモル数が減少するため ϵ_i は η_i よりかなり大きい。

最後に図10は、 $\theta_s=40^\circ$ CA, $\theta_f=20^\circ$ BTDCとし、種々の n に対する各エクセルギー効率の変化を求めた結果である。 n とともに熱損失 ε_1 が大きく減少し、排気温度の上昇に伴って排気エクセルギー ε_2 が増加する。燃焼損失 ε_3 は n によってほとんど変化せず、その結果 θ_s および θ_f を一定とした条件では高速運転ほど仕事効率 ε_i は増加する。ただし、図6のように実際の燃焼では $n=12,000$ rpmでは燃焼が遅れ、効率は低下する。また、図より熱損失および排気のエクセルギー回収による効率向上の可能性がわかる。

4. まとめ

以上、水素エンジンの急速燃焼特性とその制御の一例を紹介するとともに、急速燃焼を積極的に活用するための高速水素エンジンの試みと現用の高速エンジンで得られた基本性能を示した。その結果、小形高速水素エンジンは低負荷高速で優れた運転特性を示し、 $n=8,000$ rpmでは25%を越える熱効率が得られた。ただし、10,000rpm以上の高速条件では逆火が発生し、実用化には何らかの対策を要することが指摘された。さらに、高速水素エンジン燃焼のエクセルギー経過を熱

力学モデルに基づいて計算し、エクセルギー効率の変化を調べた結果、高速条件では熱損失が大きく減少し、排気エクセルギーが増加するため、燃焼クランク角期間が一定の場合には仕事効率が増加することが明らかになり、効率向上の指針が得られた。

なお、本研究は日本学術振興会未来開拓学術研究推進事業の補助を受けて実施したものであり、さらなる効率向上と運転性の改善を進めることができれば今後の実用化が期待できると考えている。

参考文献

- 1) 濱, 燃焼研究, 第83号(1990), 16-27.
- 2) Furuhashi, S., Yamane, K. and Yamaguchi, Y., Int. J. Hydrogen Energy, Vol. 2 No. 3 (1977), 329.
- 3) 塩路・山本・西・池上, 第12回内燃機関シンポジウム, (1995), 265-270.
- 4) Shioji, M. and Inoue, N., Proc. XII World Hydrogen Energy Conf., Vol. 2 (1998), 1469-1478.
- 5) 塩路・伯耆・中谷, 機講論, No. 994-1 (1999), 1-2.
- 6) 塩路・品川・中谷, 機講論, No. 994-2 (1999), 7-8.
- 7) 塩路・朱・佐藤・池上, 日本機械学会論文集 (B編) 61巻, 588号 (1995), 328-334.
- 8) 塩路・井上, 機講論, No.97-25 (1997), 32-33.

協賛行事ごあんない

「第34回空気調和・冷凍連合講演会」

共 催：空気調和・衛生工学会, 日本冷凍空調学会
(幹事学会), 日本機械学会

協賛 (予定)：化学工学会, 低温工学協会, 他

開催日：2000年4月17日(月)～19日(水)

会 場：総評会館・大会議室

〔東京都千代田区神田駿河台3-2-11〕

電話 (03) 3253-1771(代)

参加登録費：3,000円(税込), 学生は無料

問合せ先：

〒160-0008 東京都新宿区三栄町8 三栄ビル

(社)日本冷凍空調学会

第34回空気調和・冷凍連合講演会係

電話 03-3359-5231 FAX 03-3359-5233