

280-20115539 液体ピストン蒸気エンジンを用いた排熱再生システム

*

小田 修三¹⁾ 八束 真一²⁾ 新山 泰徳³⁾ 福田 健太郎⁴⁾
 金子 卓⁵⁾ 西沢 一敏⁶⁾ 鹿園 直毅⁷⁾

Liquid-piston Steam Engine for Waste Heat Recovery System

Shuzo Oda Shinichi Yatsuzuka Yasunori Niiyama Kentaro Fukuda
 Takashi Kaneko Kazutoshi Nishizawa Naoki Shikazono

A novel liquid-piston steam engine which attain high efficiency as well as high reliability and low cost has been developed as a waste heat recovery system for automobile exhaust gas at $T < 300$ °C. Thermal efficiency of 12.7 % is achieved at heating and cooling temperatures of 270 and 80 °C, respectively. In addition, an engine control scheme which can maintain high efficiency under fluctuating driving power is proposed. The electrical outputs of waste heat recovery system with present liquid-piston steam engine are estimated to be 134 and 365 W under NEDC and HWFET modes, respectively.

KEY WORDS: (Standardized) heat·fluid (free) Steam engine, Waste heat recovery system, Energy regeneration [D1]

1. 緒言

省エネや二酸化炭素排出削減のため、自動車への低燃費の要求はますます強まっている。自動車の消費エネルギーのうち、およそ 60%は排熱として捨てられており、この排熱エネルギーを効率良く再生できれば低燃費化に大きく貢献できる。車両の排熱には冷却水からラジエータを通して大気に捨てる熱と排気熱の 2 種類がある。排熱からエネルギーを再生するには、より温度の高い排気熱を利用するのが良い。しかしながら、従来から排気熱を利用してエネルギーを再生する試みが積極的に進められているものの⁽¹⁾⁽³⁾、未だ実用化に至っていない。この原因として、車の最高排気温度が高温であること、さらに車両運転状態によって排気の熱量、温度の変動が大きいことが挙げられる。車載する排気熱再生システムは 600°C 以上の高温での耐久性が求められ、簡素な構造で信頼性が高いことが重要となる。また、排気熱の温度は大きく変動するため、車載する排気熱再生システムは 300°C 以下の動作点においても高効率に熱動力変換でき、さらに制御性の良いシステムが求められる。

そこで本研究では、車載用排気熱再生システムとして 300°C 以下の温度領域においても効率が高く、かつ信頼性が高く、簡素な構造の液体ピストン蒸気エンジンを提案する。また本システムを車載する際の駆動方法を検討し、シミュレーショ

ンによりその効果を検証したので報告する。

2. 液体ピストン蒸気エンジン

2.1. 構成

図 1 に、液体ピストン蒸気エンジンの概略を示す。作動流体は水である。水を気化させるための加熱部、沸騰した水蒸気を凝縮させるための冷却部、液体 (水) ピストン、仕事を取り出すための固体ピストン、慣性エネルギーを蓄えるフライホイールからなる。

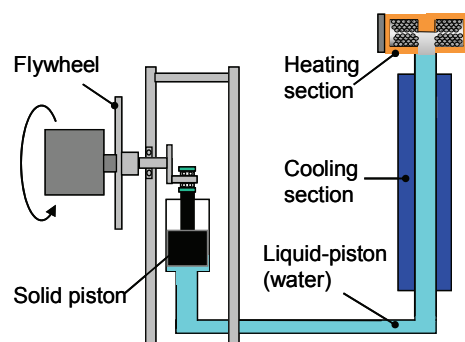


Fig. 1 Structure of liquid-piston steam engine

この動作原理を図 2 および図 3 を用いて説明する。図 2 は加熱部、冷却部内での液体ピストンの動きを模式的に示したものである。水が加熱部に入ると沸騰して圧力が上昇し、相変化によって生ずる体積の増加によって液面は下方へ押し下げられる。液面が冷却部まで下がると、冷却部と蒸気との接触面積が増大し、凝縮行程に入る。液体ピストンが下死点を

*2011年10月14日自動車技術会秋季学術講演会において発表。

1)~6) (株)デンソー (448-8661 愛知県刈谷市昭和町 1-1)

7) 東京大学生産技術研究所 (153-8505 東京都目黒区駒場 4-6-1)

過ぎると、慣性エネルギーによって液体ピストンは押し戻され空間内は圧縮される。水は固体ピストンと同期して往復動することから液体ピストンと呼ぶ。液体ピストンが加熱部にある時は、冷却部は水で満たされているため凝縮は生じずに加熱部の沸騰だけが生じる。逆に液体ピストンが図 2 の下死点付近まで下がると、加熱部には蒸気しかないため冷却部の凝縮だけが生じる。図 3 (a) に、沸騰圧力が 5MPa、凝縮圧力が 0.1MPa の場合のサイクル線図を示す。図 3 (b) の T-S (温度-エントロピー) 線図から、湿り蒸気でも駆動することができ、過熱蒸気を必要としないことがわかる。このため、300°C 以下の温度領域でも液体ピストン蒸気エンジンは効率良く熱を動力に変換することができる。また、固体ピストンが、低温側にあるため、高温部分にしゅう動部がなく信頼性が高い。さらに液体ピストン蒸気エンジンは液圧縮するポンプを必要としないため簡素な構造になる。

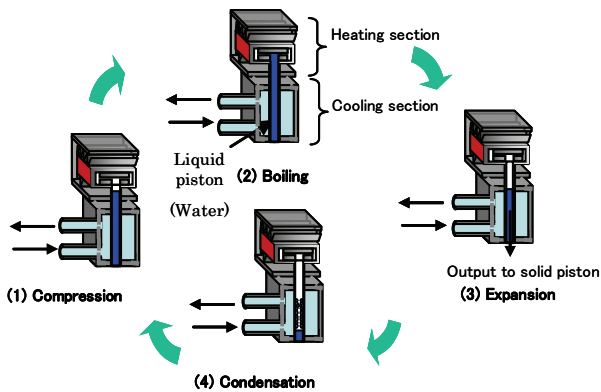


Fig. 2 Operation of liquid-piston steam engine

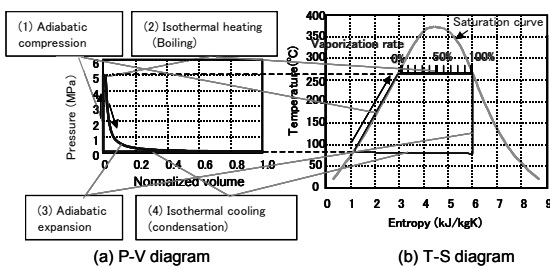


Fig. 3 Ideal cycle diagrams of liquid-piston steam engine

2.2. 液体ピストン蒸気エンジンの性能

図 4 に、液体ピストン蒸気エンジンの性能評価実験装置を示す。図 4 (a) のように、加熱部は沸騰促進のために表面に空孔を有する銅粒子の焼結体とした。その流路の代表寸法は、水力直径で約 20 μm である。比較のため、焼結金属の無い加熱部 (図 4 (b)) でも実験を行った。内部の圧力とピストン位置と電気ヒータへの入力からエンジン効率を算出した。算出式を以下に示す。

$$W = \oint P A_p dX \quad (1)$$

$$\eta_{PV} = W/Q_e \quad (2)$$

ここで W は図示仕事、 P は圧力、 X はピストン位置、 A_p はピストン断面積、 Q_e は電気ヒータ入力である。

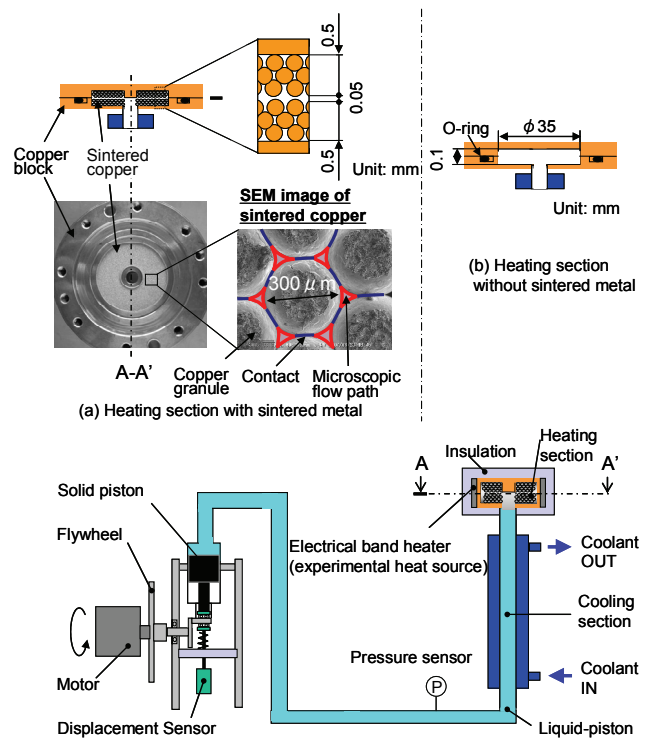


Fig. 4 Schematic diagram of the experimental setup

図 5 に実験で得られた加熱部温度と効率の関係を示す。加熱部温度 272°C、冷却温度 80°C で熱→動力変換効率 12.7% が得られた。これは対カルノー効率で約 40% であり、同温度帯で $ZT=1$ の熱電素子よりも高効率である。一般的な外燃機関同様に液体ピストン蒸気エンジンも高温になるほど高効率になる。

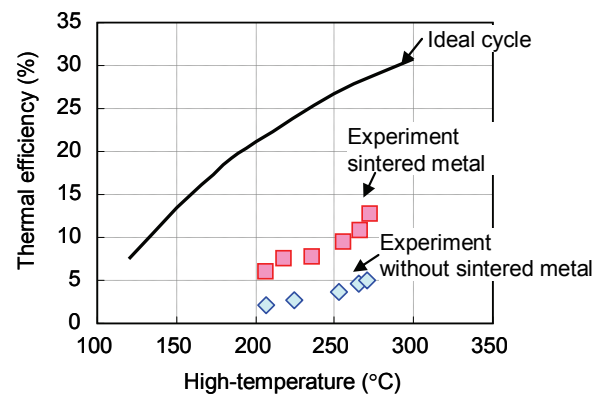


Fig. 5 Thermal efficiency vs. temperature

3. 車載液体ピストン蒸気エンジンシステム

3.1. システム構成

この液体ピストン蒸気エンジンを用いて車両排気熱を再生するシステムの構成図を図 6 に示す。想定した車両はガソリ

ン車で、触媒後の車両排気熱で液体ピストン蒸気エンジンの加熱部を加熱し、ラジエータ水で冷却部を冷却する。

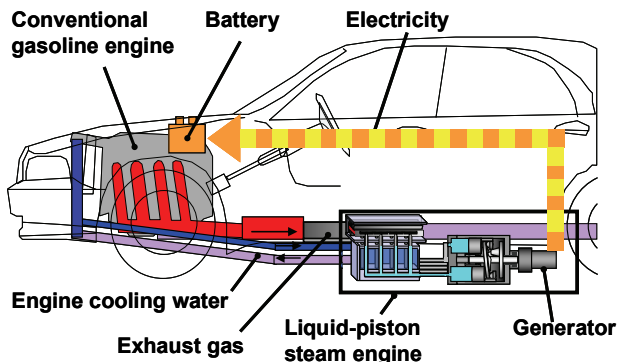


Fig. 6 Schematic diagram of waste heat recovery system for automobile exhaust gas

車載用の液体ピストン蒸気エンジンは出力を上げるために複数の液体ピストンを束ねた構造とする。このため、一つの固体ピストンから複数の液体ピストンの出力を取り出す構造となっている。この時、液体ピストン同士の同期が重要となるが、図 7 に示すように加熱部に連通路を持たせることで、気相部分の圧力が均圧化され液体ピストンの位相が揃う。

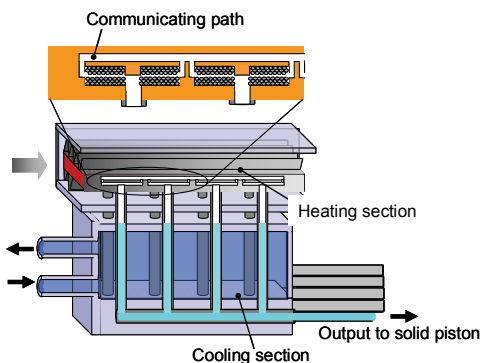


Fig. 7 Schematic diagram of heating section

膨張機の出力軸には発電機を取り付け、熱から再生した動力を電力に変換する。発電した電力をバッテリーに充電する。想定車両はガソリン車であるので車両消費電力を考慮して最大発電電力は 400W とした。システムの発電量 W_{ele} は以下の式で表せる。

$$W_{ele} = Q_{hs} \times \eta_{PV} \times \eta_{gen} \quad (3)$$

$$Q_{hs} = m \times C_p \times (T_g - T) \times \eta_{ex} \quad (4)$$

Q_{hs} は液体ピストン蒸気エンジンが排気から回収する熱量、 η_{PV} は液体ピストン蒸気エンジンの効率、 η_{gen} は発電機-インバータの効率、 m は排気の質量流量、 C_p は排気の比熱、 T_g (°C) は排気温度、 T (°C) は液体ピストン蒸気エンジンの加熱部の温度、 η_{ex} は排気とシステムの熱交換有効率である。

排気の温度 T_g と質量流量 m は実車で計測した。前章の実験

結果から液体ピストン蒸気エンジンの効率 η_{PV} は加熱部温度 T の関数として式(5)で近似した。

$$\eta_{PV} = 0.000976T - 0.1446 \quad (5)$$

3.2. システムの駆動方法

車両走行中の排気熱量は大きく変動するため、液体ピストン蒸気エンジンの加熱部温度も大きく変動し、効率が低下する。このため、加熱部の熱容量を利用して液体ピストン蒸気エンジンを間欠的に駆動することとした。この間欠駆動は加熱部温度が T_{upper} に上昇するまで固体ピストンを停止させ過熱部に熱を溜める蓄熱モードと、加熱部温度 T_{upper} から T_{lower} に低下するまで溜めた熱を使って発電をする発電モードの二つのモードで構成する。この間欠駆動を行うことで排気熱量の変動に影響されずに、液体ピストン蒸気エンジンシステムの加熱部温度をほぼ一定の温度に保持することができる。これにより効率良く発電することができる。

しかしながら、 T_{upper} を高く設定しすぎると排気との温度差が小さくなるため、回収熱量 Q_{hs} が小さくなりシステム効率が悪化する。そこで間欠運転での動作温度 (T_{lower} , T_{upper}) を (240, 270), (270, 300), (300, 330) の 3 つのパターンを想定し、各温度帯で液体ピストン蒸気エンジンシステムを駆動した際の発電量 W_{ele} を比較した。このときの液体ピストン蒸気エンジンの加熱部重量は 6kg と仮定した。

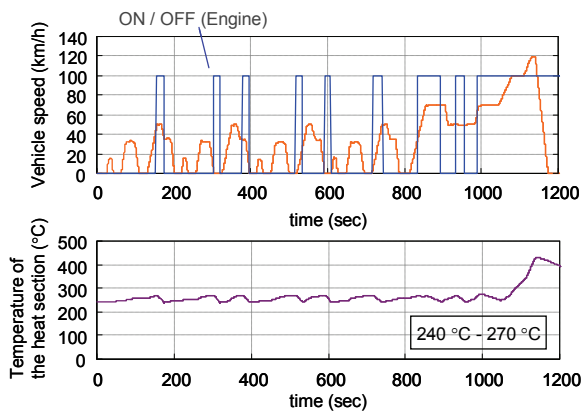
3.3. シミュレーションによる効果の検証

想定した車両走行モードは新欧州走行モード(NEDC)、アメリカンハイウェイ(HWFET)の 2 パターンである。いずれも十分にシステムの暖機運転を行うものとして計算した。新欧州走行モードのシミュレーション結果を図 8(a)-(c)に示す。各シミュレーション結果から加熱部温度はこのモード走行の前半においてはほぼ設定値どおりに制御できている。しかしながら後半の高速走行状態になると加熱部温度は設定値上限よりも高くなってしまふ。これは排気熱量が多い走行モードにおいては本システムでは有効に熱を使いきれないことを意味している。各駆動条件において再生可能な電力量を図 9 に示す。この図から新欧州走行モードにおいては加熱部温度を (270, 300)°C に保持すると最も発電量が大きく、平均で 134W 再生できることがわかる。これは走行抵抗の約 2.7% に相当する。

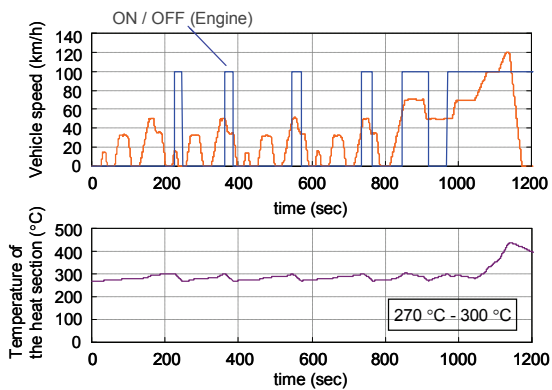
次にアメリカンハイウェイモードにおいて、同様のシミュレーションを行った。このモードは排気熱量が多いため、前半途中から加熱部温度は設定値上限を超えてしまふ。図 10 の各駆動条件での出力を見てみると、最も再生電力が大きいのは加熱部温度を (300, 330)°C に保持した時で発電量は平均で 365W である。これは走行抵抗の約 3% に相当する。

以上の結果から排気熱量の比較的少ない走行モードでは、300°C 以下で間欠駆動動作させ、排気熱量が多い走行モードの場合にはより高温側で間欠駆動させた方がシステムの再生電

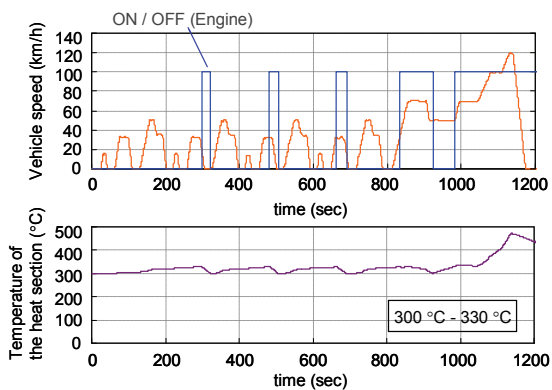
力量を増やせることが明らかになった。



(a) $T_{\text{lower}} = 240\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{upper}} = 270\text{ }^{\circ}\text{C}$.



(b) $T_{\text{lower}} = 270\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{upper}} = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$.



(c) $T_{\text{lower}} = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{upper}} = 330\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Fig. 8 Alteration of temperature under NEDC

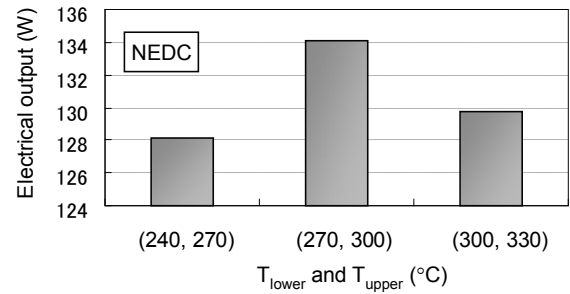


Fig. 9 Electrical output at three temperature conditions under NEDC

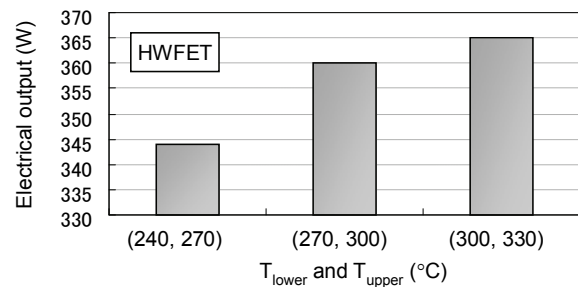


Fig. 10 Electrical output at three temperature conditions under HWFET

4. まとめ

排気熱エネルギー再生システムとして $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下でも高効率で信頼性が高く、簡素な構造の液体ピストン蒸気エンジンを提案し、加熱部に沸騰促進のために焼結金属を用いることで効率 12.7% (加熱部 $270\text{ }^{\circ}\text{C}$ 冷却部 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$) を得た。また変動する入力熱量、温度に対して、加熱部への蓄熱により液体ピストン蒸気エンジンを間欠動作させる駆動方法を提案した。シミュレーションにより車載液体ピストン蒸気エンジンシステムで新欧州走行モードとアメリカンハイウェイモードそれぞれで 134W, 365W の電力を得られることをシミュレーションで確認した。

参考文献

- (1) 矢口寛, 澤田大作, 神山栄一, 片山正章: 排気熱回収スターリングエンジンの研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.45-10, pp. 5-10 (2010).
- (2) Endo, T., Kawajiri, S., Kojima, Y., Takahashi, K., Baba, T., Ibaraki, S., et al.: Study on maximizing exergy in automotive engines, SAE paper 2007-01-0257.
- (3) Ringler, J., Seifert, M., Guyotot, V. and Hübner, W.: Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines, SAE paper 2009-01-0174., pp. 67-76.