

特集 液体ピストン蒸気エンジンの開発*

Liquid-Piston Steam Engine

村松憲志郎 Kenshiro MURAMATSU	福田健太郎 Kentaro FUKUDA	新山泰徳 Yasunori NIIYAMA	野村重夫 Shigeo NOMURA
八束真一 Shinichi YATSUZUKA	西島義明 Yoshiaki NISHIJIMA	鹿園直毅 Naoki SHIKAZONO	

To conserve the global environment and make this planet sustainable for the future, liquid-piston steam engines are expected to be used abundantly in various industrial fields because liquid engines perform the recovery of waste heat discharged from vehicles, plants, houses, etc. and are simple in structure, highly efficient at operation temperature range below 300 °C and also highly reliable due to no sliding motion at high temperature heating section. In this engine, water enclosed in the piston plays two key roles; (1) it functions as the “working fluid” of which evaporation generates the work and (2) it functions as a “reciprocating motion liquid piston” interlocking with the solid piston.

In this paper, we have proposed a new structure to reduce heat loss from the inlet of the heating section to the liquid piston after a detailed loss investigation. Moreover, through an investigation of the influence of the coolant temperature, it was found that a higher cooling temperature made the thermal efficiency higher under an operating temperature range of 300 °C in contradiction to conventional thermal engines. Consequently, our newly developed liquid-piston steam engine has achieved a thermal efficiency of 8.8% under the condition of a heating temperature of 270 °C, cooling temperature of 90 °C, and operation frequency of 3 Hz.

Key words : Waste heat recovery, External combustion engine, Steam engine, Liquid piston, Phase change

1. 序論

運輸、産業、民生等で利用されるエネルギーは、最終的には熱として環境に廃棄される。このうち排ガスや冷却水などの比較的再生しやすい形態で廃棄されている熱量が全体の半分程度存在する。従ってこれらの廃棄熱を外燃機関などで再生し、動力や電気に変換することは非常に重要である。

一方、化石燃料の枯渇や地球温暖化などの顕在化を背景に、エネルギー利用効率を高めるための技術的な改良が進められた結果、廃棄熱は低温化する傾向にある。我が国でも、排ガスや冷却水として廃棄されている300°C以下の低温熱は廃棄熱全体の80%以上を占め、1次エネルギーの10%にも上る¹⁾。また、ユーザの投資効果を高めるため、これらの熱を再生する機器は安価でなければならない。つまり、廃棄熱を再生する外燃機関を普及させるためには、300°C以下の動作温度で熱効率が高い低コストの外燃機関が必要となる。しかしながら、従来の外燃機関は、これらの要求に十分に応えているとは言い難い。例えば、タービンなどで直接蒸気を膨張させるランキンエンジン²⁾は、エロ

ージョンを防止するためにタービン入口での蒸気の過熱が必要である。このため、カルノー効率と比べて熱効率が大きく低下する。これらの要求を満たすシステムとして、八束らは簡素な構造で信頼性が高く低コストが期待でき、300°C以下の動作温度で図示熱効率が高い外燃機関である液体ピストン蒸気エンジンを提案した³⁾。

液体ピストン蒸気エンジンでは、内部に封入された水が、相変化して膨張仕事を生み出す作動流体として働くだけでなく、固体ピストンと同期して往復動する液体ピストンとしての機能も同時に果たす。そのため、本来作動流体のみに与えられるべき熱が、液体ピストン部の加熱に使われる可能性があり、その場合は損失となり熱効率が低下してしまう。

本研究では、作動流体が加熱部に流入する際に上記損失が発生することを見出し、改良構造にて損失が低減することを明らかにした。また、低温熱源温度が上がるほど熱効率が向上するという、従来の熱機関とは逆の特性を持つ領域があることを明らかにし、改良構造にて、加熱部温度270°C、冷却部温度90°C、周波数3Hzで熱効率8.8%を達成したので紹介する。

* (社)自動車技術会の了解を得て、「2014年春季大会学術講演会前刷集」No.42-14より一部加筆して転載

2. 液体ピストン蒸気エンジンの構成と動作原理

Fig. 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、それらをつなぐ接続部、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。

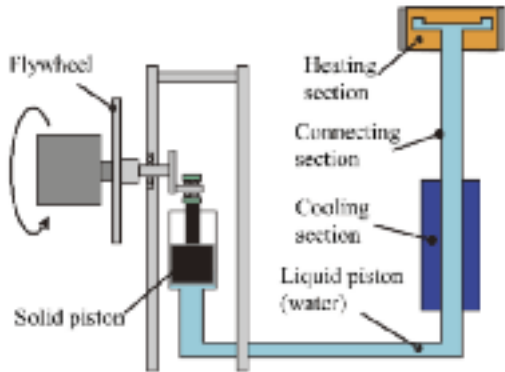


Fig. 1 Structural schematic of liquid-piston steam engine

この動作原理をFig. 2およびFig. 3を用いて説明する。Fig. 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。液体ピストンが上方へ移動する際に空間内は圧縮される。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再び圧縮される。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Fig. 2の下死点付近まで下がると、加熱部には蒸気しか存在しないため冷却部の凝縮だけが生じる。以上のように、(I) 圧縮行程、(II) 加熱行程、(III) 膨張行程、(IV) 冷却行程を繰り返すことで液体ピストン蒸気エンジンは動作する。Fig. 3に、沸騰圧力が5MPa、凝縮圧力が0.1MPaの場合の理想作動のサイクル線図を示す。Fig. 3(a)はP-V（圧力-体積）線図を、Fig. 3(b)はT-S（温度-エントロピー）線図を示している。Fig. 3(b)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℃以下の温度領域においても、過熱を必要とするサイクルに比べて、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。

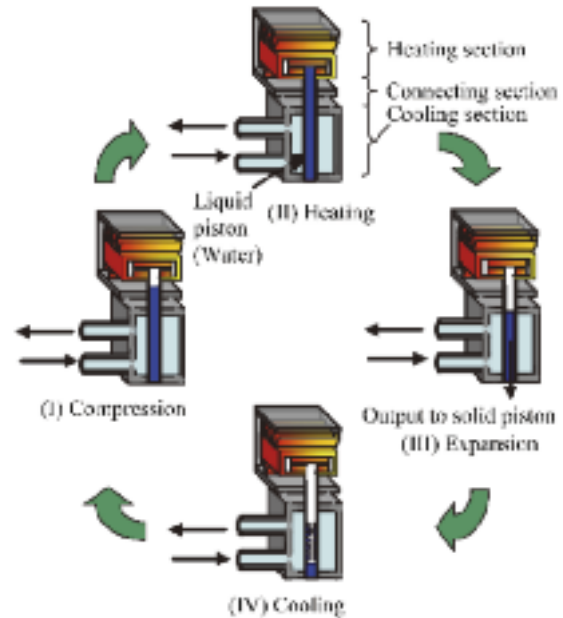


Fig. 2 Operational schematic of liquid-piston steam engine

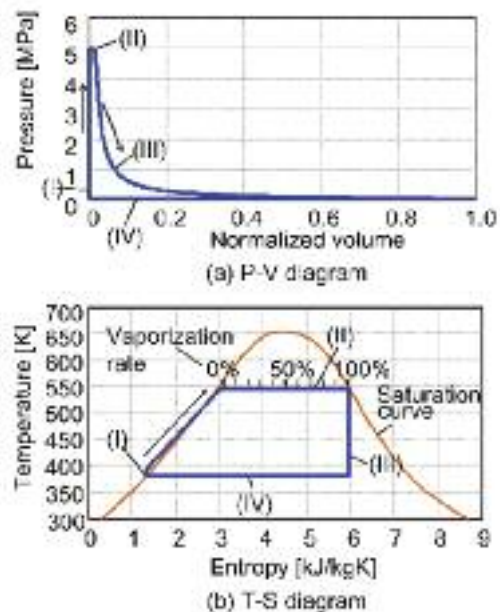


Fig. 3 Ideal cycle diagrams of liquid-piston steam engine

3. 実験方法

3.1 性能評価

Fig. 4に液体ピストン蒸気エンジンの性能評価実験装置の概要を示す。加熱部は、排気熱による入熱を模

擬した電気ヒータで加熱した。冷却部は水冷とし、固体ピストンをモータによって動作させた。固体ピストンの動作によって上死点においては作動流体が加熱部へ流入し、下死点においては凝縮部へ液面が後退する。圧力センサと変位センサで、内部圧力とピストン変位を計測し、以下の式によって熱効率 η_{PV} を算出した。

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

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

ここで、 W は図示仕事、 P は内部圧力、 X はピストン変位、 A_p はピストン断面積、 Q_w は冷却水への放熱量である。ピストン変位は下死点を原点とし、上死点に向かう方向を正とした。冷却水への放熱量は、冷却水出入口温度差と流量から換算した。

エントロピー S は、式 (3) を用いて求めた。

$$S = Q_h / T_c \quad (3)$$

本研究では、気化によって実際に発生した蒸気を作動流体と定義している。 Q_h はこの作動流体が圧縮液の状態から飽和蒸気に変化するまでに必要な熱量と定義した。比エントロピーは、エントロピー S を実際に加熱した熱量によって圧縮液が飽和蒸気となる場合の流体質量で除したものと定義した。実際の加熱量には、 Q_h に加えて加熱部に入った作動流体以外の流体、つまり液体ピストン部分を加熱する顕熱も含まれる。このため、比エントロピーは加熱部に入った液体のうち実際に作動流体としてどれだけサイクルに寄与するかを示す指標となる。 T - S 線図を描く際には、各時刻の圧力測定値に対応する飽和温度を縦軸に、比エントロピーを横軸に取る。実際の加熱量は理想サイクルと横軸の囲む面積で表されるため、理想サイクルと実際のサイクルの面積比から熱効率を見積もることが可能である。

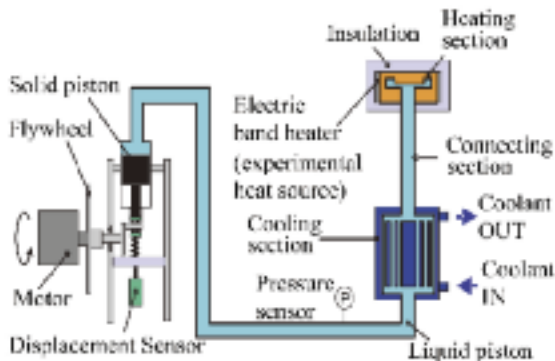


Fig. 4 Schematic of experimental setup

3.2 損失分析

性能評価と同様の装置を用いて、液が加熱部に流入する際の損失を計測した。内部に封入する液量を調整することにより、上死点の位置を性能評価の場合よりも下げ、 P - V 線図における図示仕事がゼロとなるまで液面を後退させた。この状態で冷却水への放熱量 Q_w を計測することにより、加熱部に液が流入する際に、仕事として寄与することなく熱として捨てられてしまう損失量の計測が可能となる。

3.3 液体ピストンの可視化

性能評価装置において、接続部を硼珪酸ガラスに変更し、液体ピストンの様子を観察した。観察にはハイスピードカメラを用いた。

4. 実験結果

4.1 冷却部・接続部間形状の影響

Fig. 5に、本研究にて用いた実験機の構造を示す。加熱部は $50 \mu\text{m}$ の微細流路を持つ銅ブロックであり、冷却部は内径 $\phi 0.9\text{mm}$ のSUS管を54本備えた熱交換器である。接続部は断熱膨張性能を高めるために、断熱性の高いテフロンを内壁に設けたSUS管を使用し、内径は $\phi 8\text{mm}$ である。

また、本実験においては冷却部と接続部間の合流部形状について、2種類の構造で実験を行った。一つは合流部が直角のもの (Fig. 5(a))、もう一つはC5の面取り形状によって流れの急拡大・急縮小を緩和したもの (Fig. 5(b)) である。以下、前者を直角型、後者を面取り型と呼ぶ。

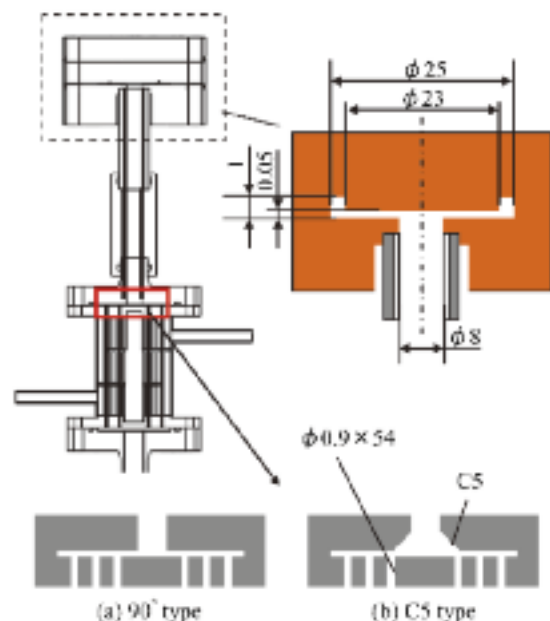


Fig. 5 Experimental engines

熱省
マエ
ネ

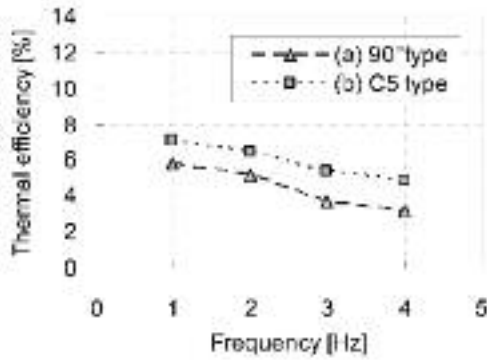


Fig. 6 Relation of thermal efficiency vs. frequency for 90° type and C5 type

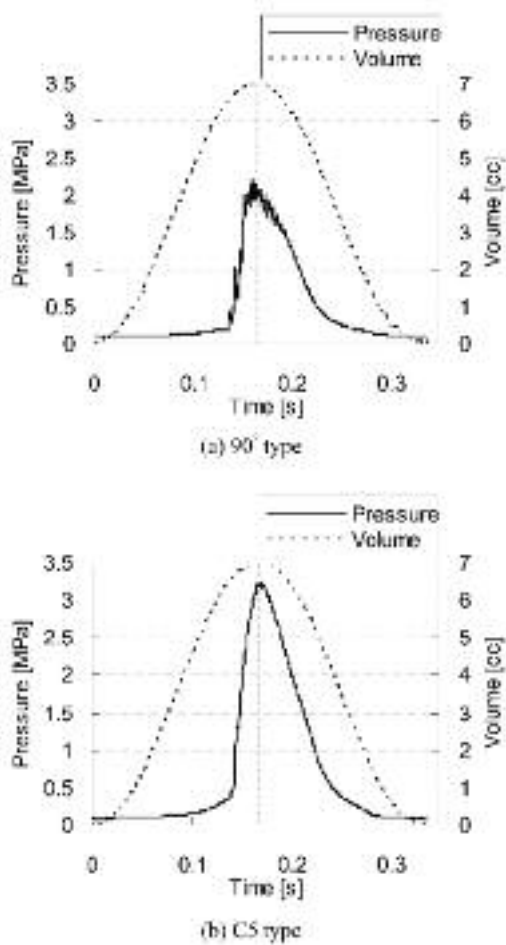


Fig. 7 Changes in pressure and volume by piston displacement with time

Fig. 6に、加熱部温度 $T_h=270^\circ\text{C}$ 、冷却水温度 $T_c=65^\circ\text{C}$ の場合の性能評価における、周波数と熱効率の関係を示す。面取り型の方が、すべての周波数において直角型よりも熱効率が高い。例えば周波数3Hzにおいては熱効率5.4%が得られた。Fig. 7に3Hzにおける、圧力変化とピストン変位の時間変化を示す。ピストン変位は、ピストン排除体積に換算しており、上死点において最大値を取る。どちらの場合もピストンが上死点に到達する直前に圧力が急激に上昇する。直角型の場合、液が加熱部に流入する際に圧力振動が発生して

いる。面取り型の場合には圧力振動は発生していない。また、最大圧力を比較すると面取り型の方が高いことがわかる。Fig. 8に示すT-S線図において比較すると、直角型は最大圧力が低いため、圧力より求めた飽和温度が低くなる。また気化率を見ても直角型の方が低く、加熱されたが気化に至らず、最終的に冷却部へ放熱してしまう液の量が面取り型に比べて多い。

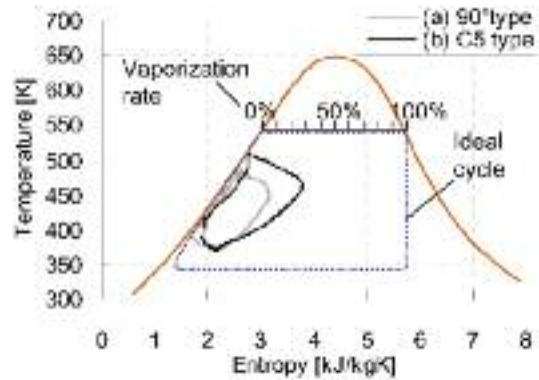


Fig. 8 T-S diagram of 90° type and C5 type

Fig. 9に、加熱部液流入時の損失分析結果を示す。縦軸は1サイクルあたりの冷却部への放熱量を示している。周波数増加に伴い、直角型の損失量が急激に増加している。一方で、面取り型の場合は周波数が増加しても損失量の増加は抑えられている。つまり、直角型の方が特に高周波数において、加熱部に液が流入する際に、仕事として寄与することなく熱として捨てられてしまう損失量が多い。

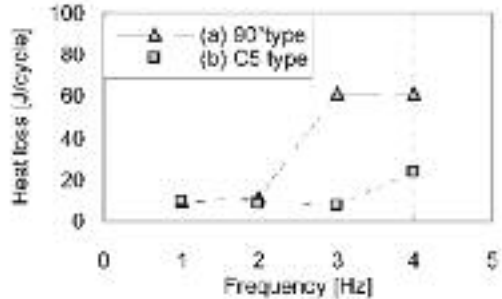


Fig. 9 Relation of heat loss from heating section inlet vs. frequency

Fig. 10に、接続部における液体ピストンの可視化結果を示す。直角型の場合、液体ピストン内部に多量の気泡が存在している。一方で面取り型は、直角型に比べて明らかに液体ピストン内部に存在する気泡が減少している。Fig. 10は静止画像であるため示されていないが、撮影された動画を観察してみると、内部気泡は液上昇時に下方から湧き出るように発生している。両者の形状の違いから、直角型の場合は冷却部から接続部への合流部分で流れが急拡大しており、剥離しやす

くなっている。この部分に気泡核が存在していると、剥離による圧力低下で気泡核から気泡が次々に発生することが考えられる。面取り型の場合は、急拡大を緩和する形状となっているため、剥離が抑えられ、気泡の発生が抑制されていると考えられる。

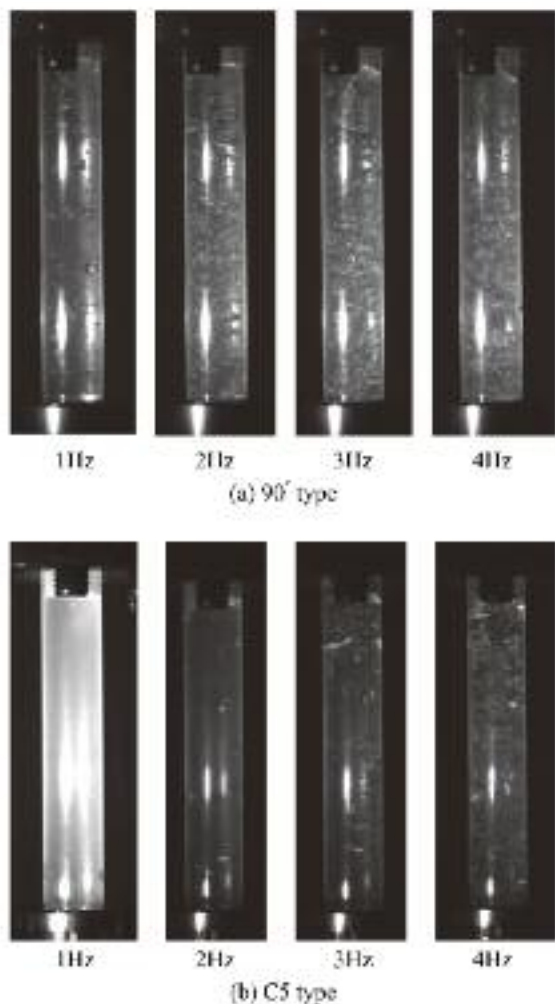


Fig. 10 Snapshot of bubble behavior in liquid piston at each frequency

内部気泡の多い直角型の場合、加熱部に液が流入する際に液体ピストンが細かく振動している様子が、撮影された動画にて観察された。加熱部に液が流入し沸騰することで圧力が上昇するが、液体ピストンが内部気泡を多く含んでいるために圧縮されやすい状態にある。このため、液面が圧力によって後退し、再び加熱部に流入する、ということを繰り返していると考えられる。これによって、Fig. 7(a)における圧力振動が発生したといえる。面取り型では、このような液体ピストンの振動は、撮影した動画上では観察されなかった。液体ピストンの振動が見られる直角型において、Fig. 9のように加熱部への液流入時の損失量が大きくなっている。すなわち液体ピストン振動時になんらかの形で

液体ピストン部に熱を輸送してしまっているということが考えられる。熱輸送現象を定量的に確認するまでには至っていないが、以下の二つの熱輸送現象が起きているのではないかと推測される。一つは、加熱部で沸騰した蒸気が、液面後退時に現れる低温の液面に凝縮する潜熱輸送、もう一つは加熱部付近で温められた液が、液面後退時に低温の壁面と熱交換、もしくは低温の液と混合する顕熱輸送である。

以上の実験結果より、直角型の場合は内部気泡の発生により加熱部流入時の損失量が大きくなり、その際の熱輸送によって加熱部温度も低下してしまうことから、最大圧力も低くなる。一方で面取り型は、冷却部から接続部への合流部における急拡大が緩和されているために内部気泡の発生が抑えられ、液体ピストンの振動が抑制されることから、加熱部流入時損失が小さくなる。その結果、冷却部への放熱量が小さくなり、熱効率が增加する。

4.2 冷却部温度の影響

Fig. 11に、面取り型の周波数3Hz、加熱部温度 $T_h=270^{\circ}\text{C}$ の性能評価における、冷却水入口温度に対する熱効率を示す。Fig. 12には、図示仕事 W と入力熱量 $(W+Q_w)$ を示す。Fig. 13に冷却水温度 90°C の場合のT-S線図を、 65°C の場合と比較した結果を示す。熱機関では一般的に、高温側熱源と低温側熱源の温度差が大きいほど熱効率は高くなる。しかし、液体ピストン蒸気エンジンにおいては、低温側熱源温度が高くなり、温度差が小さくなるほど熱効率が高くなる領域があることがわかる。これは、入力熱量が小さくなることに起因していることがFig. 12よりわかる。第4.1節で述べたように、液体ピストン蒸気エンジンには、加熱部から気化に至らない液体ピストンへ伝熱する損失量が増加するほど効率が低下するという特性がある。この特性から考えると、冷却水温度が低下するほど液体ピストンの温度は低下し、加熱部温度に対する差が大きくなるため、液体ピストンへの伝熱量が増加することが考えられる。冷却水温度が高くなるほどこの損失量が低下し、入力熱量が減少したことから、Fig. 13にあるように気化率が増加し、熱効率が高くなったといえる。

Fig. 14に、面取り型の冷却水温度 90°C の場合の性能評価における、周波数と熱効率の関係を示す。同図に冷却水温度 65°C の結果も併せて示す。冷却部と接続部の合流部に面取り型を採用し、冷却水温度 90°C とすることで、最終的に3Hzにおいて熱効率8.8%を達成した。

これは、八東らによって提案された、周波数0.25Hz、熱効率12.7%の液体ピストン蒸気エンジン³⁾に対して、出力密度で約8倍である。

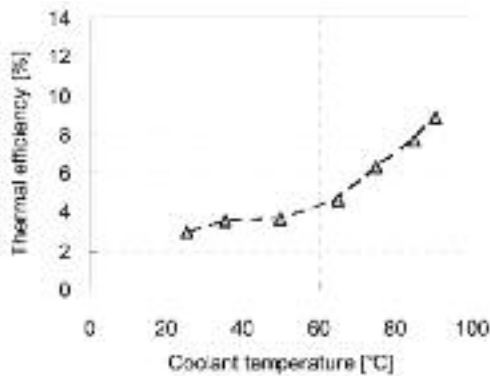


Fig. 11 Relation of thermal efficiency vs. coolant temperature

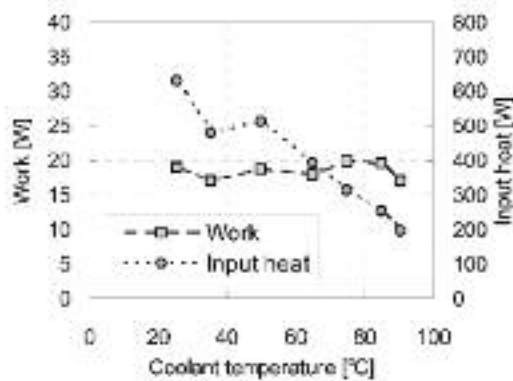


Fig. 12 Relation of work and input heat vs. coolant temperature

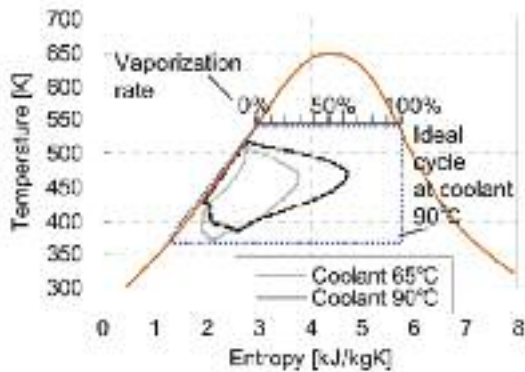


Fig. 13 T-S diagram at coolant temperature of 65 and 90°C

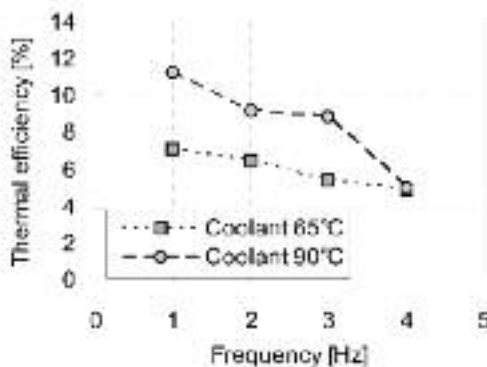


Fig. 14 Relation of thermal efficiency vs. frequency for coolant temperature

5. 結論

簡素な構造で信頼性が高く、300°C以下の動作温度で熱効率が高い液体ピストン蒸気エンジンについて、損失分析を行った結果、以下のことが明らかになった。

- ・液体ピストン内部に気泡が存在すると、加熱部流入時に液体ピストンの振動が発生し、損失量が増加することで熱効率が低下する。

- ・従来の熱機関と異なり、冷却水温度が高くなるほど熱効率が高くなる領域がある。

- ・内部気泡を抑制するために、冷却部と接続部の合流部に面取り形状を設け、冷却水温度を90°Cとすることで、加熱部温度270°C、周波数3Hzにおいて熱効率8.8%を達成した。

今後は、運輸、産業、民生の各分野における廃棄熱のエネルギー再生技術として利用されることが期待される。

<参考文献>

- 1) (財)省エネルギーセンター：“表8業種別温度別全国排熱量工場からの廃熱量”，工場群の排熱実態調査研究要約集，(2001)。
- 2) T. Saitoh, N. Yamada and S. Wakashima：“Solar rankine cycle system using scroll expander”，Journal of Environment and Engineering, Vol. 2 (2007) pp. 708-719.
- 3) 八東真一，福田健太郎，新山泰徳，萩原康正，西沢一敏，鹿園直毅：“液体ピストン蒸気エンジンの提案”，低温工学，Vol.47, No.1 (2012)，pp. 58-64.

<著 者>



村松 憲志郎
(むらまつ けんしろう)
研究開発2部
熱機器の研究開発に従事



福田 健太郎
(ふくだ けんたろう)
研究開発1部
2013年9月まで熱機器の研究開発
に従事後, FCHVのシステム制御
開発に従事



新山 泰徳
(にいやま やすのり)
研究開発2部
熱機器の研究開発に従事



野村 重夫
(のむら しげお)
研究開発2部
2012年12月まで燃焼研究に
従事後, 熱機器の研究開発
に従事



八東 真一
(やつづか しんいち)
技術開発センター
DP-DPS開発室
熱システムおよびその要素技術,
固体酸化物形燃料電池 (SOFC)
システムの研究開発に従事



西島 義明
(にしじま よしあき)
研究開発2部 博士 (工学)
パワートレイン機器, 熱機器の
研究開発に従事



鹿園 直毅
(しかぞの なおき)
東京大学生産技術研究所 教授
博士 (工学)
次世代外燃機関, ヒートポンプ,
固体酸化物形燃料電池 (SOFC)
の研究に従事