

ピンフィン群熱交換器を用いる大気圧スターリングエンジンの研究

Study on Atmospheric Stirling Engines using Pin-Fin Arrays' Heat Exchangers

(平成 18 年 9 月受理)

一色 誠太* (ISSHIKI Seita)

Abstract

It has been clarified theoretically by the author that the Stirling engine with pin-fin arrays' heat exchanger for heater and cooler (abbreviating as pin-fin Stirling engine from the following sentences) can be manufactured with lower cost and achieves same performance with the conventional Stirling engine. The experimental results of small size β and γ type pin-fin Stirling engines, designed and manufactured in the 2003-2004 academic year, are presented in the first half of this paper. As it was cleared that the output power of these engines were smaller than expected value because of friction and much gas leakage of piston rings, a pair of cylinder and piston which fits mechanically very well has been utilized since then. The experimental results of a large size β type pin-fin Stirling engine of which swept volume is 1.7 liters, and an α type pin-fin Stirling engine which uses glass syringe, designed and manufactured in the 2005-2006 academic year, are presented in the second half of this paper. It is concluded that the pin-fin Stirling engine's experimental performance shows reasonable level comparative with the conventional Stirling engine.

1. 緒言

1. 1 研究背景

最近、世界の原油価格は、1 バレル 70 ドル以上に高騰してきている。理由としては、石油資源に限界があることが顕在化してきたこと、中近東情勢が不安定なことなどがあげられる。我が国において消費する石油の大半は情勢の不安定な中近東地域に依存している。また、1 年間の輸入額を人口で割ると、1 人あたり 10 万円も支払っている計算になり、石油依存度を少しでも下げる必要がある。一方、我が国で排出されるバイオマス資源は、石油換算で年間 2400 万³⁾もあるとされる¹⁾。バイオマス資源を全て有効利用できれば、石油輸入を約 10%も削減できる。バイオマスの利用方法の大規模なものとしては、木質バイオマスをガス化してガスエンジンで発電し、電気と同時に熱を併給するコージェネレーションシステム²⁾、下水汚泥に高温の水蒸気を吹き付けて改質し、乾燥させて、固形燃料を製造するシステム²⁾ (石炭炊きボイラで石炭の代わりに燃料になる効果がある)、産業廃棄物発電などがある。

しかしながら地震災害の極めて多い我が国では、

ライフラインの切断に対処できるように、バイオマスの小規模・分散型利用発電システムの開発が必要である。そのようなシステムとしてスターリングエンジンを用いるシステムも適当と考えられることから、著者はこれまでスターリングエンジンの開発を行ってきた。スターリングエンジンは太陽光を多数の鏡で集光することにより発電できること、廃棄されていた木のくずなどの木質ペレットを燃料に無公害の発電システムを構成できることなどから、循環型社会に適用できるエネルギーシステムとして有効である。

著者らは、ピンフィン群熱交換器をヒータとクーラに使用するスターリングエンジン (以下、ピンフィンスターリングエンジンと称する) は、部品点数が少なくコンパクトで、従来の一般的なスターリングエンジンと同等性能を持ち得ることを、平成 12 年に特許出願し、理論的にも明らかにしてきた³⁾。

平成 15 年からは実際に卒業研究の一環として研究を行ってきた。平成 15 年度・16 年度には、 β 型と γ 型の 2 種類の小型ピンフィンスターリングエンジンを設計製作して動作確認実験を行った⁴⁾⁻⁷⁾。その結果、ピストンリングを用いた場合、作動ガスのもれが生じたり、ピストンリングの摩擦が大きくなるなどの問題

* 福島工業高等専門学校 機械工学科 (いわき市平上荒川字長尾 30)

点が明らかになった。その2年間での成果について本論文の前半で記述する。そこで、平成17年度・18年度には、ピストンリングを廃止し、油圧機器で用いられるホーニング加工された、真円度・円筒度共に極めて優れているシリンダとすり合わせピストンを用いた、大容量のピンフィンスターリングエンジンと、ガラス注射器をピストンシリンダに転用して機械摩擦を激減させた α 型のピンフィンスターリングエンジンの設計製作を、特別研究や卒業研究として行ってきた⁸⁾⁹⁾。ごく最近に行った実験の結果については本論文の後半で述べる。

1. 2 スターリングエンジンの形式

Fig.1にスターリングエンジンの形式を示す¹⁰⁾。スターリングエンジンはディスプレイサピストンとパワーピストンの配置の違いから4種類に大別される。(a)に示す β 型エンジン、はディスプレイサピストンとパワーピストンが同軸上に一直線上に配置されている。これは、エンジンを小型化でき、2つのピストンのオーバーラップにより死空間を削減できる長所がある。(b)に示す γ 型エンジンは、ディスプレイサピストンとパワーピストンの配置が別々である。これは、サイクルの圧力変動が小さいこと、構造が簡易であること、高さ方向にコンパクトであること、伝熱面積を大きく取りやすいことなどの長所がある。(c)に示す α 型エンジンは、ディスプレイサピストンが無く、2つのピストン、すなわち膨張ピストンと圧縮ピストンの位相差を90度にする事で出力を得ている。(d)に示すダブルアクティング型は最も複雑なエンジンで、熱交換器で接続された隣り合ったシリンダの上部空間と下部空間の容積が互いに約90度の位相差を保って変化する。これらが対になって1つの α 型エンジンを構成するので、この型はエンジン4台分に相当する。1サイクル中のトルク変動が小さいという長所がある。

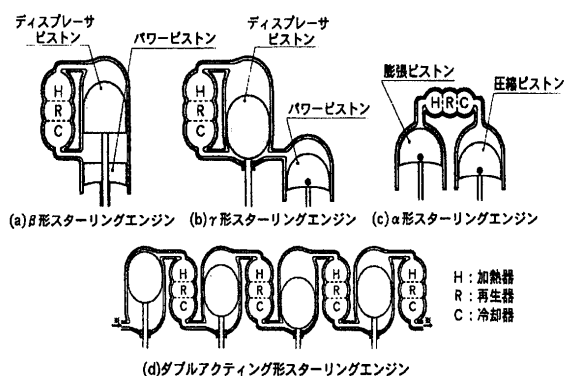


Fig. 1 スターリングエンジンの形式¹⁰⁾

2. 小型 β 型と γ 型ピンフィンスターリングエンジンの実験と結果

2. 1 実験目的

2種類のプロトタイプのピンフィンスターリングエンジンを設計・製作し、動作確認実験、出力測定実験、 $p-v$ 線図測定実験などのエンジン基本性能測定実験を行い、ピンフィンスターリングエンジンの有効性を実証すること、中高温(200~300°C)の耐熱性があり、平坦度が正確に出せる金属製のピストンリングを開発すること、エンジンの出力取出し機構にリニアスライダブロックと歯車機構を組み合わせた位相角無段階可変メカニズムを適用してみるなどである。

2. 2 実験装置

Fig.2に小型 β 型ピンフィンスターリングエンジンの全体図を示す。エンジンは、エンジン基盤をはさんで下側の熱エネルギー変換部と上側の出力取出し機構部に分けられる。熱エネルギー変換部は、ピンフィンヒータ、ディスプレイサピストン、パワーピストン、再生器などから構成される。ディスプレイサピストンとパワーピストンはともに、外周に段差のある円盤を組み合わせ、その隙間にピストンリング2枚をずら

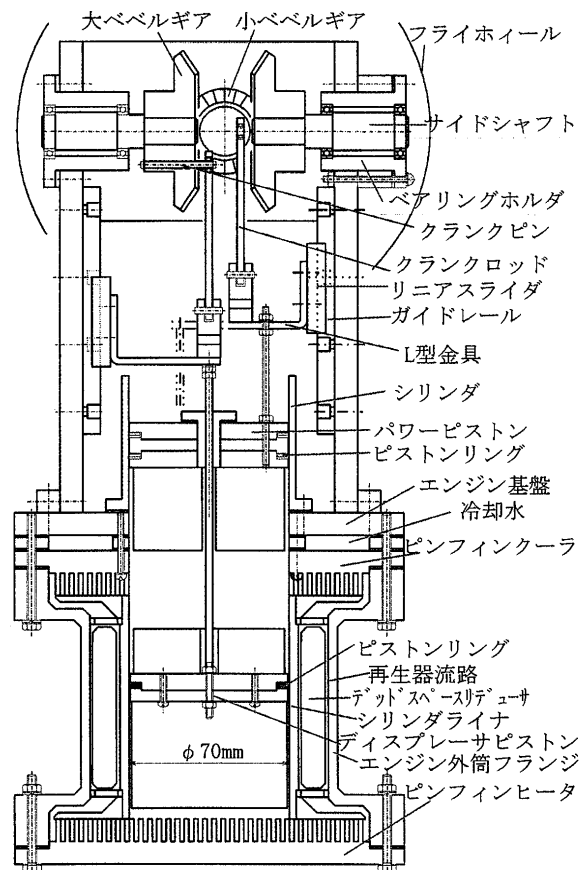


Fig. 2 β 型ピンフィンスターリングエンジン断面図

して重ねたものを挿入して用いた。出力取出し機構は、クランクピンの取付けられた 2 つの大ベベルギアを対向させ、小ベベルギアで互いに反転回転させる、カルキピスト氏考案の機構¹¹⁾を用いた。大ベベルギアのクランクピンに取付けたクランクロッドの揺動運動を正確な直線運動にするため、リニアスライダに取付けた L 型金具に運動を伝達させ、パワーピストンとディスプレイサピストンを上下に直線運動させた。

Fig. 3 に小型 γ 型ピンフィンスターリングエンジンの全体図を示す。Fig. 2 に示した β 型エンジンと概略の構造は同様である。主たる相違点は、 β 型エンジンがパワーピストン、ディスプレイサピストンともに同一直線上にあるのに対して、 γ 型エンジンでは両者の中心軸をずらすことにより、機構上の相互干渉を無くしている点である。エンジン下部の熱エネルギー変換部は、基本的に Fig. 2 の β 型と同じ構造である。エンジン上部の出力取出し機構は、クランクピンを取付けた 2 つの平歯車を対向させ、それらを第 3 軸に取付けた平歯車で伝達させる機構¹²⁾を用いた。これは、第 3 軸に取付ける平歯車の 1 枚をフリクションジョイントを介して行うことにより、パワーピストンとディスプレイサピストンの位相差を無段階に自由に調節できる利点がある。(カルキピスト機構ではベベルギアのピッチ角の整数倍角 + 定数値角、という飛び飛びの値に限定される。)

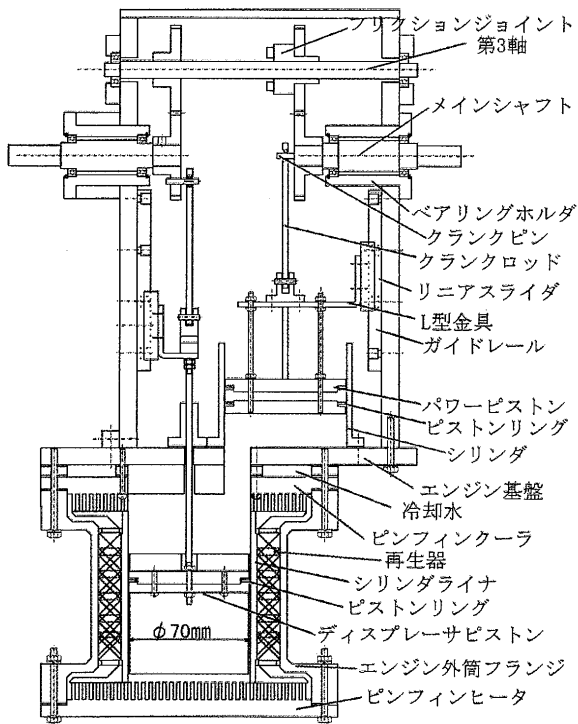


Fig. 3 γ 型ピンフィンスターリングエンジン断面図

作動空気の流れを Fig. 2 で説明する。ディスプレイサピストンが上昇すると、ディスプレイサピストン上部の作動空気が、ピンフィンクーラを通り再生器に入る。再生器で、作動空気は蓄熱体から加熱されて温度が上昇し、ピンフィンヒータに入る。ピンフィンヒータで、作動ガスは十分に加熱され、ディスプレイサピストンの下側に入る。ディスプレイサピストン下降時の作動空気の流れはこれらの逆である。ディスプレイサピストンが上死点までくると、内部の作動空気は、温度が高い容積の割合が大きくなるので系内の圧力が高くなる。逆に下死点の位置では、温度が低い容積の割合が大きくなるので系内の圧力が低くなる。これらの圧力変動によりパワーピストンが駆動し、熱エネルギーが最終的に動力に変換される。

Table 1 に小型 β 型と γ 型ピンフィンスターリングエンジンの主な仕様を示す。 β 型と γ 型の最大の相違点は、 β 型の方が γ 型より死空間容積が約 1/3 小さい点であり、デッドスペースリデューサ (PEEK 丸棒、直径 10.5 mm、長さ 92 mm、28 本) の体積分にほぼ相当している。出力予定値の一つは次に示す Kolin の 3 乗経験則¹³⁾で計算した。

Table 1 小型 β 型・ γ 型スターリングエンジンの仕様

	小型 β 型	小型 γ 型
パワーピストン		
ボア径	70 [mm]	70 [mm]
ストローク	30 [mm]	30 [mm]
ディスプレイサピストン		
ボア径	70 [mm]	70 [mm]
ストローク	30 [mm]	30 [mm]
ディスプレイサピストン容積	115 [cm ³]	115 [cm ³]
パワーピストン行程容積	115 [cm ³]	115 [cm ³]
死空間容積	407 [cm ³]	647 [cm ³]
死空間比	1.769	2.813
再生器	デッドスペースリデューサの隙間流路で代用	#19 メッシュ 線径 0.30mm 枚数 30 枚
ピンフィンの形状 (正方角柱群)	一辺 2mm 高さ 10 mm ピッチ 4 mm	同左
出力予定値		
Kolin の式	10.9 [W]	10.9 [W]
だ円近似法	28.8 [W]	19.7 [W]

$$P = \frac{\Delta T^3 \cdot V_e \cdot p_m}{2 \cdot 10^5} \quad (1)$$

P: 出力[W]、 ΔT : 高低作動ガス温度差[K]、
 V_e : パワーピストン容積[L]、 p_m : 平均内圧[atm]

ΔT はピンフィンの温度差の 3/4 と仮定し、Table 1 では、ピンフィンの温度を高温側 380[°C]、低温側 25[°C]とおいた。だ円近似法¹⁴⁾の値は次式において、作動回転数を 20[rps]とした場合の値を用いた。

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{(\gamma - 1)V_e p_m}{(0.5 + a)(\gamma + 1) + b\gamma/2} \cdot freq \quad (2)$$

γ : 温度比 ($\gamma = T_h/T_c$)

T_h : 高温側作動ガスの温度[K]

T_c : 低温側作動ガスの温度[K]

a: 死空間比

V_e : パワーピストン行程容積[m³]

p_m : 平均内圧[Pa]

b: ディスプレースメント容積に対するパワーピストン容積の比率

freq: 作動回転数[rps]

T_h と T_c は直接測定していないので、高低ピンフィン群熱交換器の温度差の 1/8 を伝熱損失温度として考慮した値を用いた。これは、通常多列直線状フィンをヒータとクーラに利用したスターリングエンジンの再生器側のヒータ出口とクーラ出口の温度差の実測値が、フィンの温度差の約 2/3 に測定された実験例¹⁵⁾を参考にして、ピンフィン熱交換器ではもう少し改良されたいと考え、全体の温度差の 3/4 を作動空気の温度差と仮定した。

2. 3 小型 β 型ピンフィンスターリングエンジンの実験結果

(1) p-v 線図の測定

エンジン内圧の測定は Fig. 2 でエンジン基盤の内周部から外部に直径 2.5 mm の斜孔をあけ、外径 2.5 mm の真鍮パイプを接着剤で固定し、半導体圧力センサー(コパル電子製 P-3000S-102D-10)に接続することで、パワーピストンに最も近い部分の圧力を測定した。ピストンの変位体積は、Fig. 2 で L 型金具にレバーを取付け、このレバー先端でリニアポテンショメータを駆動するようにして測定し、ホイートブリッジ回路を構成して、デジタルオシロスコープの X 軸に入力し

た。次に注射器で圧力を変化させて、圧力センサーからの半導体圧力センサーの出力は、精密オペアンプ回路により構成した自作の計装用差動増幅回路に入力し、増幅後、デジタルオシロスコープの Y 軸に入力した。圧力センサーの較正実験は、次のようにして行なった。Fig. 4 のように圧力センサーの測定側(銀色パイプ側)に圧力計と注射器および圧力計を接続し、圧力センサーの信号を増幅器、デジタルオシロスコープに結線した(実験直後に行ったので、電気配線は一切変更しない状態)。増幅された出力電圧をデジタルオシロスコープで測定した。無圧力、+5[kPa]、-5[kPa]の測定を行なった。

Table 2 に p-v 線図の測定実験条件、Fig. 5 に測定結果を示す。Fig. 5 の面積を多数の台形に分割近似して求めた結果、このだ円の面積は、 0.86 ± 0.02 [J] と分析された。これに回転数を乗ずると図示出力は、 3.54 ± 0.07 [W] と求められた。この条件でのだ円近似法の出力は、 $1.16 \cdot freq$ [W]であり、測定された p-v 線図の面積はだ円近似法の 74%まで到達していることが明らかになった。また、この条件での Kolin の 3 乗則の予定出力値 7.51[W]の 47%まで到達した。しかしながら、無負荷状態での値であるので、発生した図示出力は、パワーピストンおよびディスプレーサピストンのピストンリングの摩擦、ベベルギアなどの機械運動摩擦損失、作動ガスの内部での流動抵抗損失などに消費されたと考えられる。

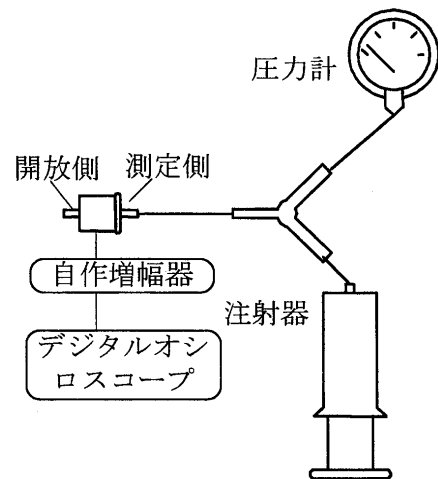


Fig. 4 圧力センサーの較正実験

Table 2 p-v 線図測定条件

気圧	101.3 [kPa]
ピンフィンヒータ温度	342[°C]
冷却水温度	18[°C]
回転数	246[rpm] 無負荷状態

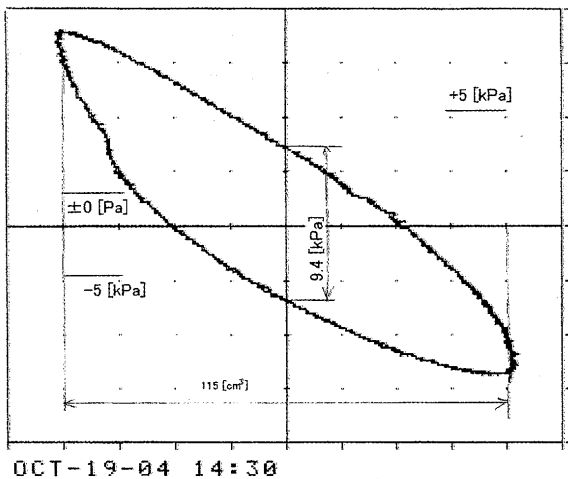


Fig. 5 p-v 線図測定結果

(2) 金属製ピストンリングの実験

ピストンリングの性能は、その密閉性、摩擦力などがスターリングサイクル機器の性能に強く影響する。これまで使用して来ているピストンリングは、W形のジグザグ加工を円周上に1カ所加工したカーボン配合テフロンパッキン製のピストンリング¹⁶⁾であった。しかしながら、平坦度が不十分であるため、作動空気のリークが大きかった。そこで平坦度が非常に精密に実現できる、金属製のピストンリングが必要であった。金属の場合には剛性が高いためにシリンダ内面との摩擦力が過大になるので、シリンダにはめ合うのに適度な膨張力を有することが課題であった。Fig. 6に考案したピストンリングの平面図を示す¹⁷⁾。シリンダ内径より、直径で0.01mm~1mm程度大きい金属製の平坦な同心円状リング板を製作し、その同心円状リングに円周を複数に等分割する位置にジグザグの切込み加工をすることによって、適度なばね効果を持たせ、

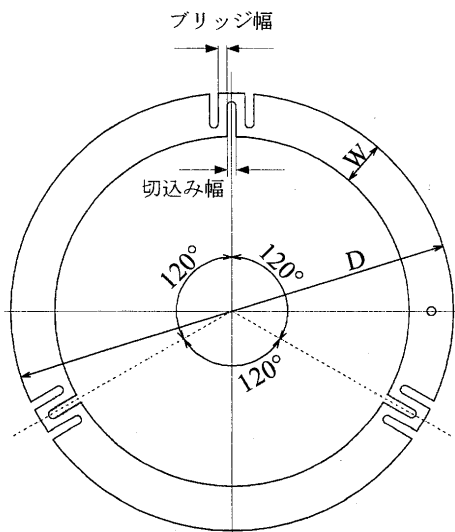


Fig. 6 金属製ピストンリング

この切込み部分が収縮することで、シリンダ内面に適度な力ではめ合うようにする。このようなピストンリングを切込み加工部が互いに重ならないように2枚重ね合わせて使用する。ピストンリングの面幅が大きく取れるので、作動ガスのリークが低減できるメリットがある。

金属製ピストンリングの実験について述べる。D=70mm、W=5mmの条件で次のようにブリッジ幅を減少させたピストンリングをワイヤー放電加工により製作した。材質は全てりん青銅板である。

第1回目：ブリッジ部幅；0.6mm、板厚；1.5mm

第2回目：ブリッジ部幅；0.3mm、板厚；1.5mm

第3回目：ブリッジ部幅；0.2mm、板厚；1.0mm

第1回目のピストンリングはかなり剛性があり、シリンダとの摩擦力が大きすぎ、実用的ではなかった。第2回目のピストンリングはかなり柔軟になったものの、実際にエンジンに組込んで加熱実験を行ったところ、400℃までピンフィンヒータを加熱しても、エンジンは自力回転しなかった（もう少し加熱すると動くのではないかと思われた）。第3回目のピストンリングについては、実験準備中にシリンダ内面を破損したので、実験できなかったが、テフロン製の従来のピストンリングより2倍位シリンダとの摩擦力が大きかった。スターリングエンジンに長時間の耐久性を持たせるためには、内燃機関と同様に油潤滑・ピストンリング式が不可欠であり（例えば燐サクション瓦斯機関製作所製1kW級低温度差スターリングエンジン¹⁸⁾、後述のはめ合い式無潤滑式ピストン・シリンダ系では不十分であるので、金属製ピストンリングに関する有意義な知見が得られたと考えられる。

2.4 小型γ型ピンフィンスターリングエンジンの実験結果

(1) 無負荷回転数の測定結果

Fig. 7にγ型ピンフィンスターリングエンジンの無負荷回転数の測定結果を示す。図中○印はFig. 3に示す歯車を用いた運動機構の場合であり、△印はクランク機構が単純なSK鋼線材(φ3mm)の折曲げ式クランク機構の場合の結果を示す。図の横軸はピンフィンヒータ温度、縦軸は無負荷回転数を示す。図中の点線は直線回帰線を示す。折曲げ式クランク機構の場合は、回転数が400[rpm]以上になるとフライホイールが振れ回り回転を始め異常振動を発生させ、それ以上の高回転数にならなかった。しかしながら○印の歯車を用いた運動機構の場合には1000[rpm]を超える回転数でも安定的であった。データのバラツキはエンジン自体

の振動、実験中のピストンリングへの注油が手差しのため不規則になったことなどの影響と考えられる。出力取出し機構に歯車を用いた運動機構を適用することで、エンジンの出力特性が改善できることが、言えるのではないかと考えられる。この考えを定量的に実証するためには、実験を多数回行って不確かさの小さいデータを取得する必要があるが、エンジン自体の出力が非常に小さかったので、単数回の実験に留めた。後述の大容量 β 型ピンフィンスターリングエンジンでは、同種の歯車機構を用いているので、今後の実験に委ねる必要がある。

Fig. 8に無負荷回転数の、ディスプレイサピストンとパワーピストンの位相角の影響を示す。図中○印は位相差が 90° 、△印は 110° 、▽印は 70° の場合を示す。この図から位相差 90° のときに回転数が最も高くなることははっきりとわかる。 70° と 110° とでは、 110° の方が回転数は高い。これは、伝熱現象には時間遅れがあるため、位相差が 70° と小さいよりは、 110° と大きい方が回転数は上昇すると解釈できる。位相差 110° のデータは 90° と比べると明らかに小さい。この γ 型ピンフィンスターリングエンジンでは、パワーピストンとディスプレイサピストンの位相差は 90° 付近が最良と考えられる。 $80^\circ \sim 105^\circ$ の範囲での最適な位相角については、後述の大容量 β 型ピンフィンスターリングエンジンで、多数回に渡る精度の高い実験を行う必要があると考えられる。

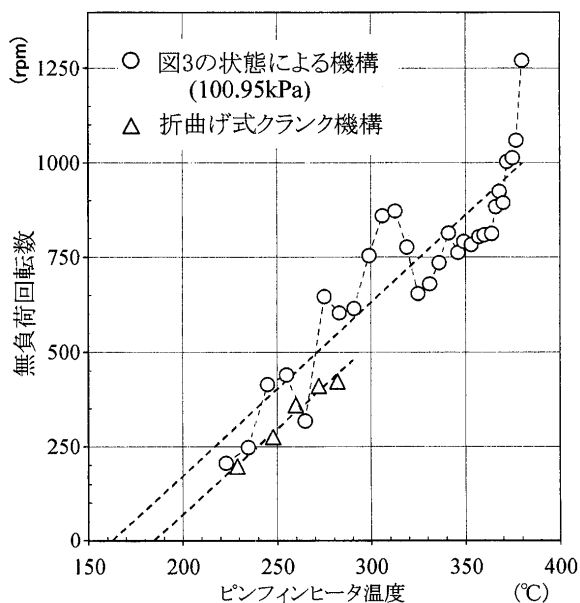


Fig. 7 ピンフィンヒータ温度と無負荷回転数の関係 (クランク機構の影響)

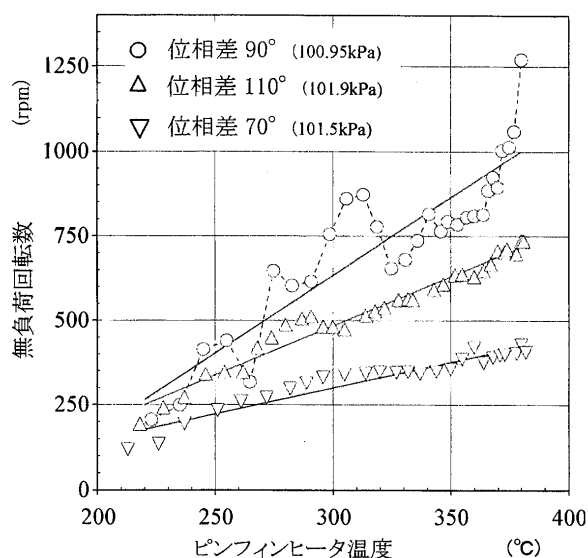


Fig. 8 ピンフィンヒータ温度と無負荷回転数の関係 (位相角の影響)

(2) 軸出力測定結果

Fig. 9にプリーブレーキ法による軸出力測定方法を示す。プリー(半径70mm)にひもを通して、回転方向に引き込まれる方向の張力を変化させたときのエンジンの回転数を測定する。プリーに掛かる正味の負荷は $F_1 - F_2$ で求め、プリーの半径、回転数などを乗ずることによりエンジンの出力が計算できる。Fig. 10はピンフィンヒータ温度を 380°C で一定に保ったときの軸出力の測定結果である。図中の点線はだ円近似法による出力予定線($P=0.70 \cdot \text{freq} [\text{W}]$)であり、実測された最大出力1.6[W]はこの条件での予定出力14[W](点線を1200[rpm]まで延長した値)の1/9、この条件でのKolinの経験則10.7[W]の1/7という結果である。しかしながら実測値(332rpm, 1.44W)と

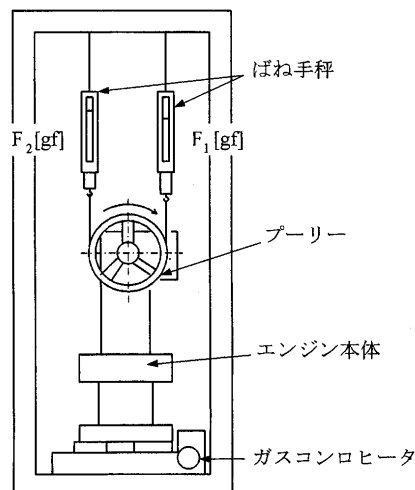


Fig. 9 プリーブレーキ法による軸出力測定方法

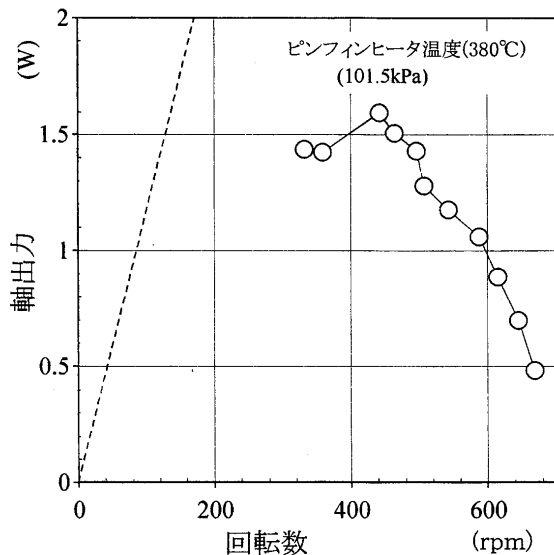


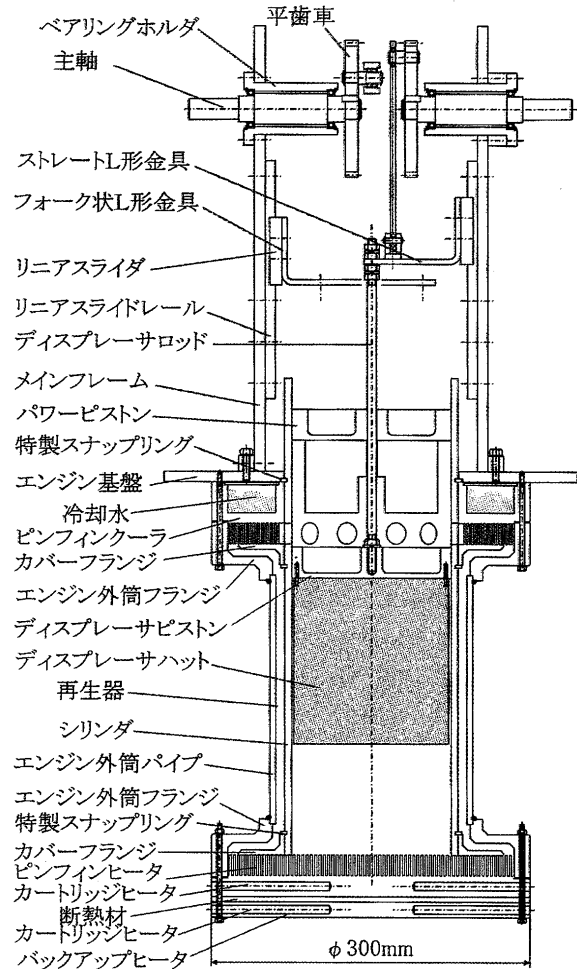
Fig. 10 軸出力測定結果

原点を結んだ直線の傾斜勾配は、だ円近似法の勾配の37%まで到達している。エンジンの回転数が遅いときはだ円近似法に漸近していくことを意味する。前述の小型 β 型ピンフィンスターリングエンジンの測定結果で、 $p-v$ 線図の面積がだ円近似法の74%まで到達していたと考え合わせると、エンジン内部では、だ円近似法の出力に近い値を発生していると考えられるが、ピストンリングの摩擦、ピストンリングでの作動空気のリークなどで、エンジン回転数が上昇せずに、スターリングエンジン本来の出力の1/9しか発生しなかったと考えられる。また、これら2つのピンフィンスターリングエンジンの死空間比はTable 1より $a=1.7\sim 2.8$ であり、これは大きすぎるので、例えばエンジン外筒フランジとシリンダの間の流路間隔を現在の13 mmから1 mm位まで削減するなどして、死空間比を激減させれば、軸出力を大きくすることは可能であると思われる。尚、小型 γ 型ピンフィンスターリングエンジンと小型 β 型ピンフィンスターリングエンジンでは、エンジンの受熱量の測定は行えなかったため、エンジンの図示効率等は明らかでない。

3. 大容量 β 型ピンフィンスターリングエンジンの実験と結果

3. 1 実験目的

前述の2つのエンジンの不具合点を踏まえ、ピストンリングを廃止して、すり合わせピストン・シリンダ系にすることで、ピストンリングの影響を無くし、さらに死空間比をある程度小さくし、ディスプレイメント容積を巨大化することにより、スターリングエン

Fig. 11 大容量 β 型ピンフィンスターリングエンジンの全体図

ジン本来の出力を実現することが目的である。そのため、シリンダに、真円度・円筒度ともに高精度のホーニングパイプを使用し、ピストンは、シリンダとすり合わせ加工したものを用いた。シリンダ内径とピストンストロークそれぞれ、150 mm・100 mmとしてディスプレイメント容積を単気筒で大容量(1.7 $\frac{1}{2}$)にし、少々のもれがあってもエンジンの本来の出力で十分にカバーできるようにした。この実験は、ピンフィン群熱交換器を用いるスターリングエンジンが、従来のスターリングエンジンと同等性能を持ち得ることを実証することが目的である。

3. 2 実験装置

Fig. 11 に設計製作したエンジンの断面図を示す。エンジンの大きさは、直径300 mm、高さ850 mmであり、下部の熱エネルギー変換部と上部の運動機構部より構成されている。Table 3 にエンジンの主な仕様を示す。熱エネルギー変換部は、長さ460 mm、内径寸法精度 ϕ 150H8、表面粗度0.4aの内面クロムメッキ後ホーニン

グ加工が施されたシリンダ、このシリンダとすり合わせ加工されたパワーピストンとディスプレイサピストン、ピンフィンヒータとピンフィンクーラ、エンジン外筒パイプ、エンジン外筒フランジなどから構成されている。エンジン外筒シリンダと上下のエンジン外筒フランジは全周隅肉溶接され気密性が確保されている。シリンダには、ピンフィンクーラの高さに、円周方向に等間隔の 12ヶ所の通気孔があげられている。ピンフィン熱交換器には、直径 270 mm のアルミニウム合金円盤に、高さ・幅・ピッチがそれぞれ 20, 2, 4 mm という大規模なピンフィンが加工されたものを用いた(総表面積 0.61m²)。ディスプレイサピストンには、死空間の削減と高低温側作動空間の十分な断熱の目的で、板厚 1 mm のステンレス SUS304 板を円筒形状に精密薄肉溶接加工して製作された軽量のディスプレイサハットを取付けた。ピンフィンヒータとピンフィンクーラそれぞれのピンフィン群先端にシリンダとはめ合うカバーフランジを取付け、作動空気の流れが全てピンフィン群流路を通過するようにした。ピンフィンヒータ下部には断熱材をはさんでバックアップヒータを取付けた。ピンフィンヒータと同じ温度にバックアップヒータを加熱すれば、ピンフィンヒータ裏面を通して出入りする熱量が無くなるので、ピンフィンヒータの発熱量がエンジン入熱量と等価になる。

エンジン上部の出力取出し機構は、クランクピンを取付けた 2 つの平歯車を対向させ、それらを第 3 軸に取付けた平歯車で伝達させる機構を用いた。平歯車のクランクピンに取付けたクランクロッドの揺動運動を正確な直線運動にするため、リニアスライダに取付けた L 型金具に運動を伝達させ、パワーピストンとディスプレイサピストンに上下方向の正確な直線運動をさせた。図示はしていないが、パワーピストンの中心部にはリニアベアリングを取付け、ディスプレイサロッドの運動を滑らかなものとした。

3. 3 沈降速度試験

沈降速度試験とは、シリンダ内にパワーピストン及びディスプレイサピストンを沈降させて、その沈降時間から空気のもれ量を調べる試験である。Fig. 12 にシリンダの写真とそれぞれの試験区間を示す。シリンダは、小型定盤の上にシリコンパッキンをひき、アルコールを塗布した上にシリンダをのせた。気密性は十分に確保されている。沈降時間計測は多数回行い、平均値を用いた。ピストンとシリンダの隙間は十分小さく、流れは層流になると考えられるので、2重円管内層流の圧力損失と流量に関する次の関係式¹⁹⁾を用い

て、隙間 h を求めた。

$$Q = \frac{\pi dh^3}{12\mu l} \Delta p \quad (3)$$

$$Q = \frac{\pi d^2 L}{4 t_{ave}} \quad (4)$$

$$\Delta p = \frac{mg}{\frac{\pi}{4} d^2} \quad (5)$$

Q : もれ流量[m³/s]、 h : 隙間[m]
 d : シリンダ内径[m]、 μ : 粘性係数[Pa·s]
 l : ピストンの長さ[m]、 Δp : 圧力[Pa]
 L : 沈降試験区間[m]、 t_{ave} : 平均沈降時間[s]
 m : ピストン質量[kg]、 g : 重力加速度[m/s²]

実験の結果、パワーピストン(2.14kg)は 105 mm の区間を平均 35 秒で沈降し、ディスプレイサピストン(1.67kg)は 270 mm の区間を平均 126 秒で沈降した。(3)~(5)式により、両ピストンの半径方向の隙間は、82~85 μ m と計算された。この結果、実際のエンジン運転時の作動空気のもれ量は 3%以内であると推定された。

Table 3 大容量 β 型ピンフィンスターリングエンジンの仕様

項目	数値
パワーピストン ボア径×ストローク	150[mm]×100[mm]
ディスプレイサピストン ボア径×ストローク	150[mm]×100[mm]
ディスプレイサピストン容積	1767[cm ³]
パワーピストン行程容積	1762[cm ³]
死空間容積	4128[cm ³]
死空間比	1.168
再生器	#10 メッシュ 線径 0.57mm 横巻き
ピンフィンの形状 (正方角柱群)	一辺 2mm 高さ 20 mm ピッチ 4 mm
出力予定値 Kolin の式 だ円近似法	197[W] 250[W]

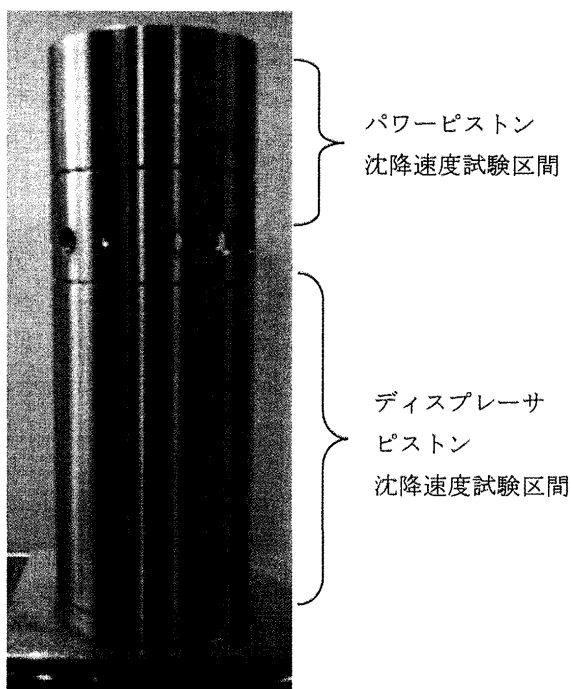


Fig. 12 ピストン沈降速度試験

3. 4 動力測定実験

ピンフィンヒータとバックアップヒータに挿入したカートリッジヒータは、三相 200V 電源から三相 200V スライダックを経由して Δ 結線し、発熱量をスライダックで手動制御できるようにした。またピンフィンクーラ、ピンフィンヒータ、バックアップヒータ円盤には、円周方向に等配分する位置に細深孔をあけて、合計 16 本の素線径 0.2 mm の K 型熱電対を耐熱接着剤で固定した。熱電対は氷冷接点を介して精密デジタルボルトメータで測定し、標準熱起電力関数式により 0.01 K の精度まで求めた。

実験にあたって、シリンダの内外面、両ピストンの表面、ピンフィンヒータとピンフィンクーラのピンフィン群、および運動機溝部の歯車、リニアスライダールなど全ての部品をアルコールで洗浄し、エンジン内部に油類が一切入らないようにした。

バックアップヒータとピンフィンヒータの断熱材に向き合う熱電対の 1 組の熱起電力をペンレコーダで記録し、スライダックではさまれた断熱材の上下両面の温度差が ± 10 K 以内に収まるようにカートリッジヒータに印加する電圧を常時調節した。ピンフィンヒータの温度を、 200°C から 333°C まで約 33°C おきに約 10 分間定常になるようにペンレコーダでモニターしながら、溝半径 103mm のプーリーにひもをかけ、両側にばね式天秤で負荷をかけて回転数がほぼ安定したときの回転数の値を記録した。エンジンは高温側ピン

フィンの温度と低温側ピンフィンの温度の差、 $\Delta T = 142\text{K}$ で自力回転を始めた。

Fig. 13 にプーリーに掛かる正味荷重(ひもの両側の負荷の差)と回転数の関係を示す。荷重と回転数の計測の不確かさは 20gf、10rpm 程度と推定している。また 1 条件の測定時間(約 5 分間)にピンフィンヒータの温度が最大で 14K 低下した。通常、伝熱の実験では、回転数・温度などが十分に定常に到達してから、各種の測定を行うが、本実験装置はまだ初期的な段階であり、エンジン架台の振動等問題点が多数存在していたので、短時間に測定を行う必要があったので、定常待ちは十分には行わなかった。ただし明らかに非正常性が原因で信頼性の低いデータは削除してある。Fig. 13 のパラメータ ΔT は高温側ピンフィンの温度と低温側ピンフィンの温度の差であり、高温側ピンフィンの温度には、測定時間中のピンフィンヒータの温度の平均値を用いた。 ΔT が増加するに従って荷重と回転数も増加していることが分かる。なお 160rpm 以下になると、フライホイールの慣性モーメントの不足などの理由でエンジンの回転が停止したため、それ以下での実験データは得られなかった。

Fig. 14 に回転数と軸出力の関係を示す。図のパラメータは Fig. 13 と同じであり、一点鎖線は $\Delta T = 297\text{K}$ の条件でのだ円近似法による出力線を示す。 $\Delta T = 297\text{K}$ の実験点(167.5rpm, 27.8W)と原点を結んだ線の傾斜はだ円近似法の傾斜勾配の 57% まで到達しているが、この条件での設計段階での予定値 175W(一点鎖線を 600rpm まで延長した値)、Kolin の 3 乗則による

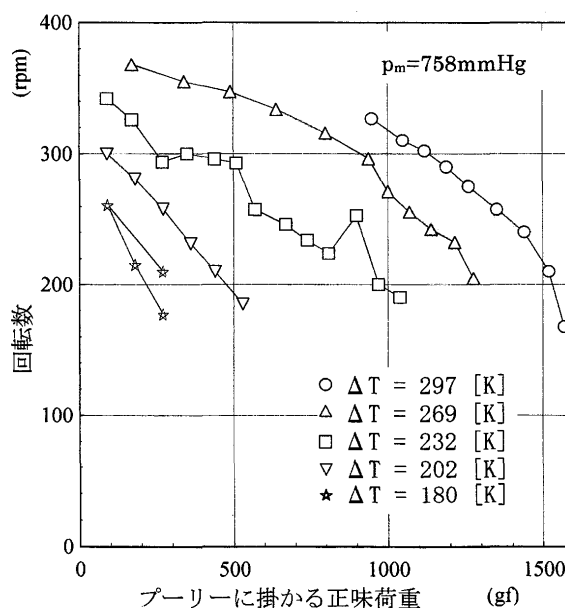


Fig. 13 プーリーに掛かる正味荷重と回転数の関係

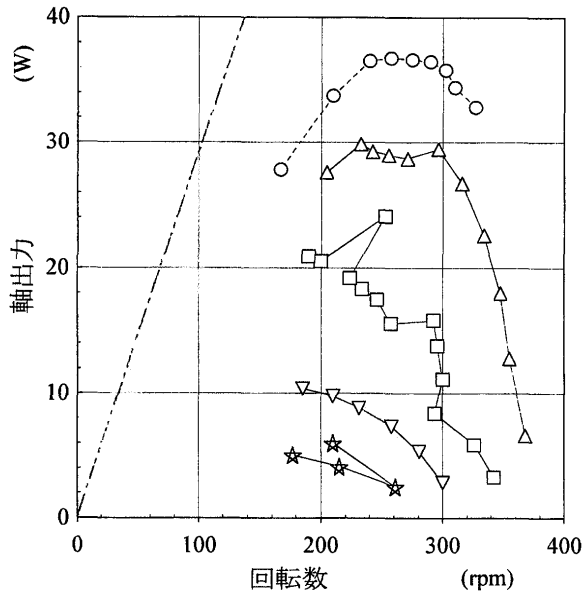


Fig. 14 回転数とエンジン軸出力の関係

経験値 97W に比較して最大出力値 36.7W は 21~39% という低出力である。前述の γ 型ピンフィンスターリングエンジンの軸出力結果 (Fig. 10) では、だ円近似法の傾斜勾配の 37% までしか到達しなかったことを考え合わせると、ピストンリングをすり合わせピストン、シリンダ系に変えることにより、軸出力が約 1.5 倍になったと考えられる。しかしながらスターリングエンジン本来の出力を發揮させるためには、何か別の抜本的な改善策が必要と考えられる。

4. α 型ピンフィンスターリングエンジンの実験と結果

4. 1 実験目的

前述の小型 β 型・ γ 型ピンフィンスターリングエンジンの問題点を踏まえ、ピストンリングを廃止し、その代用品として、模型スターリングエンジンで一般的に使用されているガラス注射器を用いた、 α 型スターリングエンジン²⁰⁾にピンフィン群熱交換器を搭載したエンジンを設計製作し、エンジンの部品改良を多数回行い、 α 型スターリングエンジンにピンフィン群熱交換器を搭載する場合の最適設計に関する基礎データを得ることを目的としている。

4. 2 実験装置

Fig. 15 に実験装置の断面図を示す。エンジンの大きさは、横幅 200 mm・高さ 300 mm・奥行 200 mm であり、

エンジンの改良時ハンドリングが最適な大きさである。図で左側は低温側、右側は高温側でほぼ相似の形状とした。図中右側上部のピンフィンヒータの電気加熱源として、カートリッジヒータを放射状に設置した円盤を取付けた。熱膨張による影響を少しでも抑えるため、ガラスピストンとシリンダの滑動面はエンジン基盤の下側に配置した。ガラスピストンと接触しないように内径を 1 mm 大きくしたシリンダライナをガラスピストンの外側に設置し、その先端にはシリンダキャップを取付けた。またシリンダライナの半径方向外側に隙間を 2 mm 設けたエンジン外筒フランジを設置した。

Fig. 15 でフライホイールが左回転し、高温側ピストンが下がると、再生器空間からの作動空気は、エンジン外筒フランジとシリンダライナの隙間を上昇し、シリンダキャップの下側を半径方向に膨張し、ピンフィンヒータ外周に入る。作動ガスはピンフィンヒータ流路を半径方向に収縮して流れ、ピンフィンからの高い熱伝達により加熱される。作動空気はシリンダキャップの中心孔のオリフィスを通り、ガラスピストン上部へ到達する。ピストン上昇時はこれらと逆の流れになる。また低温側における作動空気の流れも同様なものになる。

再生器は、外径 20 mm・内径 17 mm・長さ 60 mm のアル

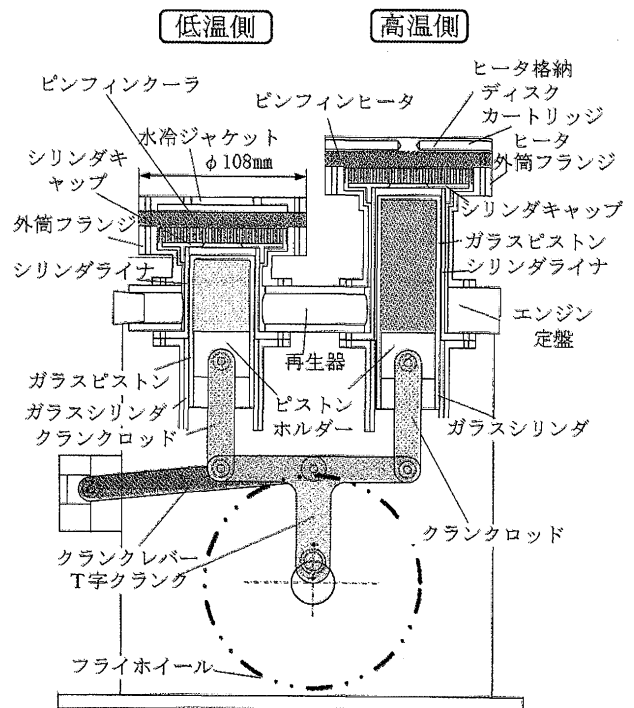
Fig. 15 α 型ピンフィンスターリングエンジン断面図

Table 4 α 型ピンフィンスターリングエンジンの仕様

項目	数値
2ピストン ボア径×ストローク	42.2[mm]×40[mm]
1ピストン行程容積	56[cm ³]
等価行程容積	78.3[cm ³]
死空間容積	213[cm ³]
死空間比	1.90
再生器	#20メッシュ 線径0.3mm 横巻き
ピンフィンの形状 (正方角柱群)	一辺2mm 高さ10mm ピッチ4mm
出力予定値	
Kolinの式	15[W]
だ円近似法	20[W]

ミニウム管にメッシュ番号#20のステンレス金網を横に巻いて詰めて、メッシュに対して平行に空気を流すように、ブロック化したものをFig.15の再生機部に挿入した。これは、同程度のピストン行程容積をもつ、ロス・ヨーク機構を用いる α 型スターリングエンジンで、27Wの軸出力が発生した例²¹⁾では、シリンダのまわりに金網を横に巻き付けているので、必ずしも、圧力損失の大きい方法とは言えない。今後、この部分を種々の再生器に交換して実験検討していく予定である。エンジン下部のロス・ヨーク機構に関する全ての可動部分にはボールベアリングを入れて、運動機構の摩擦を極力低減させた。Table 4にエンジンの仕様を示す。通常の模型スターリングエンジンに比較して死空間比が大きい点は今後の改良課題である。

4.3 初期性能測定実験

ピンフィンヒータとクーラの基円盤に深細孔を2ヶ所ずつあけて熱電対を挿入し、氷冷接点を介して精密デジタルボルトメータで熱起電力を測定し、温度データを得た。温度変化はペンレコーダで常時記録した。Fig.16にピンフィンヒータとクーラの温度差と無負荷回転数の測定結果を示す。○印は前述の再生器を用いた条件での測定結果を示す。△印は再生器を取り外した条件での結果を示す。図中の線は誤差の最小2乗法により解析した2次回帰曲線を示す。再生器を用いるとエンジン性能が改善されることが明白である。再

生器を用いた条件で、前述 β 型ピンフィンスターリングエンジンと同様な方法により、出力軸にひもを掛けて負荷荷重をかける実験を行い、温度差307Kのとき、最大出力1.78Wの値を得た。これはKolinの3乗則による値3.39Wの53%であり、この温度条件での設計予定出力14.2Wの1/8である。

5. 考察

これまでに製作した4つのピンフィンスターリングエンジンの出力特性のうち、軸出力を測定した3つのピンフィンスターリングエンジンについて、岩本ら²²⁾の最近の研究と比較検討をする。岩本らは、国内外の代表的な18種類の実用的なスターリングエンジンおよび、(社)日本機械学会RC127研究分科会で研究開発されたスターリングエンジンの出力特性について、次元解析法により解析して、最大出力、最大出力を与える最適回転数に関する一般関係式を得た。ここに記述する。

$$n_{opt}^* = \frac{n_{opt} V_e^{2/3}}{v_h} \quad (6)$$

$$Ls, \max^* = \frac{Ls, \max}{p_m \cdot V_e^{1/3} \cdot T^* \cdot v_h} \quad (7)$$

$$S^* = \frac{T_h \cdot R \cdot V_e^{2/3}}{v_h^2} \quad (8)$$

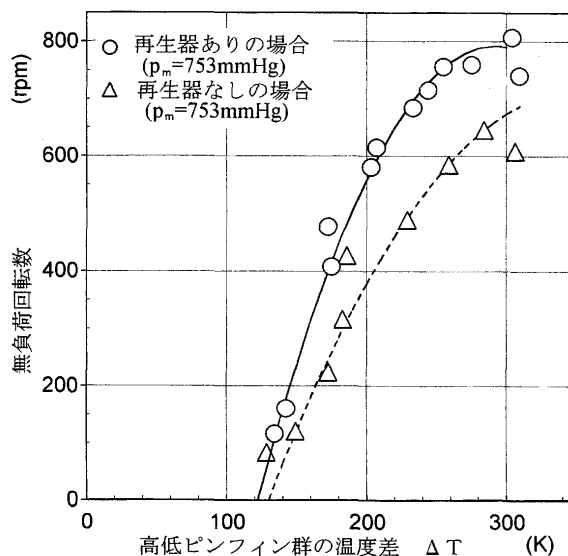


Fig. 16 高低ピンフィン群の温度差と無負荷回転数の関係

n_{opt}^* : 無次元最適回転数

Ls, max^* : 無次元最大出力

S^* : 無次元エンジン仕様

n_{opt} : 最適回転数[rps]

Ls, max : 最大出力[W]

V_e : パワーピストン行程容積[m³]

T_h : 高温側作動ガス温度[K]

p_m : エンジン平均内圧[Pa]

R : 作動ガスのガス定数[J/(kg·K)]

ν_h : 高温側作動ガスの動粘性係数[m²/s]

$T^* = (T_h - T_c) / (T_h + T_c)$: 無次元温度

T_c : 低温側作動ガス温度[K]

岩本らは、これまでの実用的なスターリングエンジンが次式に良く一致することを明らかにした。

$$n_{opt}^* = 6.8 \times 10^{-5} \cdot S^{*0.6} \quad (9)$$

$$Ls, max^* = 1.6 \times 10^{-5} \cdot S^{*0.60} \quad (10)$$

Table 5 に Ls, max^* , n_{opt}^* , S^* などの値を示す。ただし、今回の測定では内部ガス温度を測定していないので、高低ピンフィン群の温度差の 1/8 を伝熱損失として考慮して推定した。

Fig. 17 に無次元エンジン仕様と無次元最適回転数の関係を示す。図中の直線は(9)式を示す。○印は大容量β型ピンフィンスターリングエンジン、△印はα型ピンフィンスターリングエンジン、▽印は小型γ型ピンフィンスターリングエンジンの値を示す。これら3つのピンフィンスターリングエンジンの無次元最適回転数はほぼ直線付近に分布しているため、熱交換器が細管溶接式の従来のスターリングエンジンとほぼ同等性能の回転数特性を実現していると考えられる。

Fig. 18 に無次元エンジン仕様と無次元最大出力の関係を示す。図中の直線は(10)式を示す。図中の記号は Fig. 17 と同じである。○印の大容量β型ピンフィンスターリングエンジンは直線上にあることから、従来のスターリングエンジンと同等の軸出力を出していることが明らかである。直線より下側にある、△印のα型ピンフィンスターリングエンジンと▽印の小型γ型ピンフィンスターリングエンジンは、岩本の式による理論値のそれぞれ、46%と 28%に過ぎない。小型γ型ピンフィンスターリングエンジンの値が理論値を大幅に下回っている理由は、ピストンリングの摩擦と作動ガスのリーク、2.813 と非常に大きい死空間比などによるものと考えられる。α型ピンフィンスターリングエンジンが理論値から下回っている理由

Table 5 無次元最大出力

	小型γ型	大容量β型	α型
T_h [K]	609	563	569
T^*	0.275	0.247	0.256
V_e [m ³]	115×10^{-6}	1.76×10^{-3}	78.3×10^{-6}
S^*	1.43×10^{11}	1.06×10^{12}	1.30×10^{11}
Ls, max [W]	1.59	36.8	1.79
n_{opt} [rps]	7.37	4.30	6.83
Ls, max^*	22.1	262	34.0
n_{opt}^*	324	1330	260

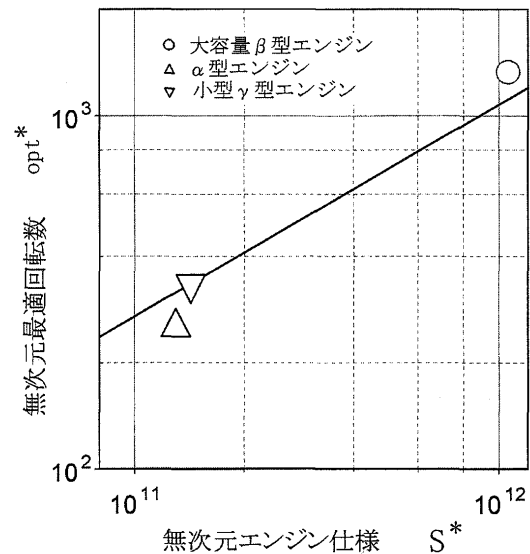


Fig. 17 無次元エンジン仕様と無次元最適回転数の関係

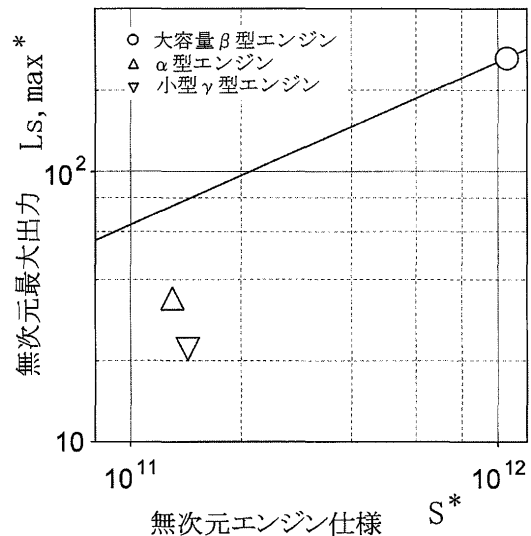


Fig. 18 無次元エンジン仕様と無次元最大出力の関係

は、死空間比が 1.90 で、大容量 β 型ピンフィンスターリングエンジンの 1.168 より大きいことにより、エンジン内部での圧力変動が小さくなるためと考えられる。

岩本らの調査によると、岩本らの式より 3.18 倍高い軸出力のスターリングエンジン (V-160 DMA 海外 SPS 社製) もあるので、今後の改良により大容量 β 型ピンフィンスターリングエンジンは、予定出力を達成する可能性もあり得ると思われる。

6. 結言

平成 15~16 年度に初期動作確認の目的で、ピンフィン群熱交換器を利用した小型 β 形と小型 γ 形スターリングエンジンの設計製作と試運転を行った。これらのピンフィンスターリングエンジンでは、パワーピストンとディスプレイサピストンに、テフロン製ピストンリングを用いた。平成 17~18 年度には、ピストン・シリンダ系の摩擦ともれを大幅に低減させ、本来のスターリングエンジンの出力を実現させる目的で、新たに β 型大容量ピンフィンスターリングエンジンと α 型ピンフィンスターリングエンジンを設計製作し、初期動作確認実験を行った。それらの実験の結果得られた結論を述べる。

- (1) 小型 β 型ピンフィンスターリングエンジンの p-v 線図の測定の結果、1 サイクルあたりの図示出力はだ円近似法の 74% に到達した。
- (2) 金属製のピストンリングの開発を行い、今後の研究の参考になる結果を得た。
- (3) 鋼線折曲げ式クランク機構より、考案した歯車とリニアスライダを用いる出力取出し機構のほうが、エンジン出力特性が改善される。
- (4) 小型 γ 型ピンフィンスターリングエンジンの軸出力は、だ円近似法による予定出力、Kolin の 3 乗則、岩本らの式のそれぞれ、11%、15%、28% であった。
- (5) 大容量 β 型ピンフィンスターリングエンジンの軸出力は、だ円近似法による予定出力、Kolin の 3 乗則、岩本の式のそれぞれ、21%、39%、100% であった。
- (6) α 型ピンフィンスターリングエンジンの軸出力は、だ円近似法による予定出力、Kolin の 3 乗則、岩本らの式のそれぞれ、11%、53%、46% であった。
- (7) ピストンリングを廃止し、すり合わせ式ピストン、シリンダにすることにより、軸出力は、だ円近似法基準で 1~1.9 倍、Kolin の 3 乗則基準で 2.7~3.6 倍、岩本らの式基準で 1.6~3.6 倍に改善される。
- (8) ピンフィンスターリングエンジンは、熱交換器が

細管溶接式の従来のスターリングエンジンとほぼ同等性能の回転数特性と出力特性が実現できる。

(9) 岩本の式より 3.18 倍高い軸出力のスターリングエンジンもあるので、今後の改良により大容量 β 型エンジンは、予定出力を達成する可能性もあり得ると思われる。

謝辞

本研究は、日本学術振興会平成 18 年度科学研究費補助金 (基盤研究 C) 課題番号 18560814 課題名「ピンフィン群熱交換器を用いるスターリングエンジンの研究」の補助を得て実施された。ここにそれを記して謝意を表す。

参考文献

- 1) 小宮山宏、迫田章義、松村幸彦、バイオマスニッポン、B&T ブックス、日刊工業新聞社、(2003)、22.
- 2) 平成 18 年 8 月 23 日付日刊工業新聞
- 3) 一色誠太、亀井秀也、高橋章、一色尚次、ピンフィン群熱交換器を用いるスターリングエンジンの研究、日本機械学会論文集 B 編、71 巻 701 号、(2005)、260-267.
- 4) 酒寄宗丸、鈴木雅史、 β 形スターリングエンジンの研究、福島工業高等専門学校平成 15 年度卒業論文、(2004)、1-20.
- 5) 二本松聡、吉野高広、 γ 形スターリングエンジンの研究、福島工業高等専門学校平成 15 年度卒業論文、(2004)、1-28.
- 6) 芳賀智也、古市佳秀、 β 形ピンフィンスターリングエンジンの研究、福島工業高等専門学校平成 16 年度卒業論文、(2005)、1-26.
- 7) 鈴木貴之、宗形桂、 γ 形ピンフィンスターリングエンジンの研究、福島工業高等専門学校平成 16 年度卒業論文、(2005)、1-44.
- 8) 紺野聖二、柴孟宏、 α 型ピンフィンスターリングエンジンの製作、福島工業高等専門学校平成 17 年度卒業論文、(2006)、1-29.
- 9) 佐藤秀和、250W 級ピンフィンスターリングエンジンの製作、福島工業高等専門学校平成 17 年度卒業論文、(2006)、1-24.
- 10) 日本機械学会研究成果報告書、RC110 地球環境および多種熱利用に適したスターリングサイクル機器の最適要素設計手法に関する研究、(1994)、

- I-16.
- 11) Carlqvist, S.G., Aktiebolag, CMC, Schroeder, C. and Clementz, L.-A., New concept hermetically sealed Stirling engine, 4th Int. Conf. Stirling Engine, Tokyo, Japan, (日本機械学会主催)、(1988)、25-30.
 - 12) 一色誠太、スターリングサイクル機器のピストン駆動機構、特許出願、特願 2004-127372、(2004)
 - 13) Kolin, I., Thermodynamic theory for Stirling cycle machine designs, Proc. 7th International Conference on Stirling Cycle Machines, Tokyo, Japan, (日本機械学会主催) (1995), 1-6.
 - 14) 一色尚次、スターリングエンジンの開発、工業調査会、(1982)、48.
 - 15) 一色誠太、一色尚次、井川義春、振り子式ディスプレイを有するスターリングエンジンに関する研究、日本機械学会論文集B編、61巻592号、(1995)、4504-4510.
 - 16) 文献(10)のIII-27頁
 - 17) 一色誠太、ばね効果を有するピストンリング、特許出願、特願 2004-130518、(2004)
 - 18) 岩本昭一、戸田富士夫、平田宏一、竹内誠、1kW級低温度差スターリングエンジンの性能特性、日本機械学会第1回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集、(1997)、47-50.
 - 19) 日本機械学会編、機械工学便覧A5 流体工学、(1986)、40.
 - 20) 松尾政弘、スターリングエンジン製作マニュアル、誠文堂新光社、(2001)、56-63.
 - 21) Urieli, I., Stirling cycle engine analysis, Adam Hilger-Ltd Pub., UK, (1984), 39-43.
 - 22) 岩本昭一、平田宏一、戸田富士夫、スターリングエンジンの性能特性、日本機械学会論文集B編、65巻635号、(1999)、2547-2554.
 - 23) 白石裕昭、 β 型大容量ピンフィンスターリングエンジンの実験的研究、平成17年度専攻科特別研究要旨集、福島工業高等専門学校専攻科、(2006)、113-114.