

# 小型発電機用スターリングエンジンの開発に関する基礎研究\*

## (第1報 エンジンの設計・試作並びに性能特性)

平田 宏一<sup>\*1</sup>, 香川 澄<sup>\*2</sup>, 山下 巍<sup>\*3</sup>, 岩本 昭一<sup>\*4</sup>

## Basic Study on Development of Stirling Engine for Small Portable Generator (1st Report, Engine Design, Manufacturing, and Performance)

Koichi HIRATA, Noboru KAGAWA, Iwao YAMASHITA, Shoichi IWAMOTO

A small gamma-type Stirling engine was developed as a prime mover of a portable generator set. The engine target performance is 100 W output power and 20 % net thermal efficiency at 1000 rpm. Special bayonet-type heat exchangers whose inner tubes move inside of the outer tubes, were applied for the engine's heater and cooler. An annular regenerator was located in a displacer piston. The displacer piston had both of the heating and cooling inner tubes for the working gas which flows to and from outer tubes. The outer tubes for heating were located at the top of the expansion cylinder and the outer tubes for cooling were located in the middle of the cylinder. For a piston drive mechanism, a Scotch-yoke mechanism which was useful to realize the small-size engine without any lubricating device, was adopted. In this paper, the design method using an adiabatic model which can treat several thermal and hydraulic losses, and a nodal model, SETMA, are introduced. The analysis results are compared with the experimental data to show the availability of the arranged design method. Also, the performance of the compact bayonet-type heat exchangers are briefly discussed.

Key words: Stirling Engine, Heat Transfer, Design, Engine Performance, Bayonet Heat Exchanger, Scotch-Yoke Mechanism, Thermal Loss

### 1. 緒 言

エネルギー資源の枯渇や地球環境が深刻な問題となっている現在、高い熱効率を有するとともに燃料を選ばず、かつ環境にやさしい次世代熱機関としてスターリングエンジンが注目されている。

現在の小型ポータブル発電機の動力源は内燃機関、特にガソリンエンジンが主流であるが、その排気ガスによる環境汚染及び振動・騒音が問題になっている。これに対し、スターリングエンジンを用いた小型ポータブル発電機は、よりクリーンな排気ガス、低振動・低騒音で運転できると考えられ、その実用化のための研究開発が重要である。高効率小型エンジンの開発においても高出力エンジン<sup>(1),(2)</sup>と同様、熱交換器が設計の重要な項目となるので、熱伝導損失の少ない気筒配置、高効率クーラ（低温熱交換器）が要求され、小型エンジン用の最適なエンジン形式を選定する必要がある。そこで、小型ポータブル発電装置へ適用する小型スターリングエンジンの設計手法の確立を目的とし、出力が100W程度の改良形で、しかも内管が往復動する

バヨネット式熱交換器 (Bayonet-type heat exchanger) 等を組み込んだ新形式のスターリングエンジンの設計・試作を行った。

本報では、この小型スターリングエンジンの設計手法の概略について述べ、設計・試作したエンジンの性能特性について報告する。そして、熱・流体的諸損失を考慮した断熱モデルによる解析結果と実測とを比較検討し、採用したバヨネット式熱交換器の伝熱性能についても考察する。

### 2. エンジンの開発

2・1 設計の基本方針 本研究で開発するエンジンの主用途には、小型ポータブル発電機を想定しているので、構造の簡単化、小型・軽量化及び低コスト化を目指して設計を行った。表1に目標性能及び概略の仕様を示す。エンジンの可搬性並びに安全性の向上、さらに小型・軽量化を図るために、作動空間の平均ガス圧力は、従来の高出力エンジンと比較してやや低い値に設定した。膨張空間の行程容積は、様々な高性能エンジンの実験データから導かれた、ビール数<sup>(3)</sup>に基づく相関式を用い、目標出力の約2倍の200Wが得られるように約81cm<sup>3</sup>に決定した。これは、小型エンジンにおける制約から、燃焼効率や機械効率等に高い値が期待できず、ヒータとクーラ内ガス温度との比、 $T_h/T_c$

\* 原稿受付 平成 年 月 日

\*1,\*4 正員、埼玉大学(〒338 浦和市下大久保 255)

\*2 正員、防衛大学校(〒239 横須賀市走水 1-10-20)

\*3 正員、東京電機大学(〒101 千代田区神田錦町 2-2)

Table 1 Specifications and target performance

Engine type	Improved Gamma-type
Working gas	Helium
Maximum pressure	1.1 MPa
Heater wall temperature	750 °C
Compression space gas temp.	40 °C (Water cooling) 70 °C (Air cooling)
Rated engine speed	1000 rpm
Bore x Stroke	72 x 20 mm
Output power	100 W
Net thermal efficiency	20 %

の低下も予想されるためである。なお、シリンダ径及びストロークは各要素部品の寸法が概ね定まった後に決められ、最終的にそれぞれ 72 mm、20 mm とした。また、ヒータ部は、携帯型ガスコンロ用ボンベに封入されている液化プロパン・ブタンの燃焼により加熱されるように設計されているが、太陽熱などを利用することも考慮した。したがって、それに対応しうるヒータ（高温熱交換器）の仕様も決められている。

2・2 エンジン形式の選定 スターリングエンジンの作動空間の形式には、 $\text{A}$  形、 $\text{B}$  形及び $\text{C}$  形があるが<sup>(4)</sup>、現在までに開発されている高性能エンジンの多くは、シリンダの位置を調整することによって熱交換器を比較的自由に配置できる $\text{A}$  形<sup>(1)</sup>か、あるいはエンジンの小型・軽量化が比較的容易にできる $\text{B}$  形<sup>(2)</sup>である。

一方、 $\text{C}$  形は、 $\text{A}$  形に比べ熱交換器やシリンダ・ピストンの配置に自由度がある等の利点を有するが、ディスプレーサピストン下部の空間とパワーピストン上部の空間とで挟まれる空間（以下、連結空間と称す）を効率よく利用できないなどの短所があるため、高性能エンジンには用いられていなかった。しかし、 $\text{C}$  形はスターリングエンジンの熱交換器の中で、大きな容積を持つ再生器をディスプレーサピストンに内蔵させて、エンジンの小型化を図ることができる。また、 $\text{C}$  形と同様に、荷重を受けるピストンリングはパワーピストンだけに装着されるので、機械損失仕事の低減が図れる、という利点がある。そのため、 $\text{C}$  形を試作エンジンの基本形式として採用することにし、ピストン及び熱交換器の具体的な配置法について検討を行った。

図 1 に $\text{C}$  形の代表的構成 4 種が図示されている。この 4 種の中で、いずれの構成が本試作エンジンに最適であるかを検討するため、断熱モデル<sup>(5)</sup>によって性能計算を行った。ここに、図中、DP：ディスプレーサピストン、PP：パワーピストン、そして、 $h$ 、 $r$ 、 $c$  はそれぞれヒータ、再生器及びクーラである。表 1 に示す仕様を考慮し、ヒータとクーラ内ガス温度との比を 2.86、位相差 90 °、ヒータ、再生器及びクーラの容積と膨張空間行程容積との比を、それぞれ 0.60、1.00、0.30 と仮定した。計算結果を表 2 に示す。ここに、 $L_i$ ：図示出力、 $P_m$ ：作動空間の平均ガス圧力、 $V_e$ ：膨張空

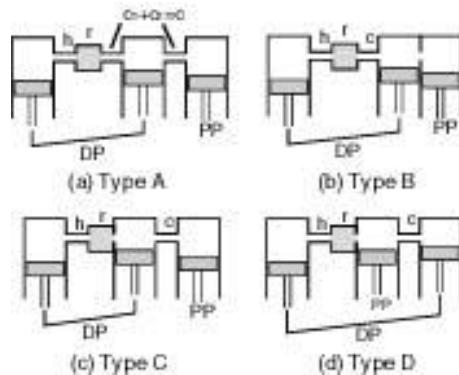


Fig. 1 Analyzed gamma-type engines

Table 2 Calculated performance of gamma-type engines

Type	A	B	C	D
Ind. power $L_i / (P_m \cdot V_e \cdot n)$	0.228	0.255	0.192	0.209
Efficiency $L_i / Q_h$	0.483	0.577	0.430	0.464

間の行程容積、 $n$ ：毎秒当たりのエンジン回転数、そして、 $Q_h$ ：有効熱入力である。これより Type B が最も高い出力及び効率を示しているので、試作エンジンにはこの構成を採用することにした。なお、この計算結果から、図 1 の Type A のように連結空間に相当する部分にクーラを設けると、エンジン性能が低下することもわかる。

2・3 エンジンの構造 図 2 に試作したエンジンの構造を示す。このエンジンの作動空間は膨張空間、ディスプレーサピストン下部の圧縮空間（以下、圧縮空間と称す）及びパワーピストン上部の空間（以下、パワーピストン空間と称す）より構成されている。図 3 に詳細が示されているように、ヒータ及びクーラは、それぞれディスプレーサピストンの上部と下部に取り付けた管群と、シリンダ上部とシリンダ中間部に設け

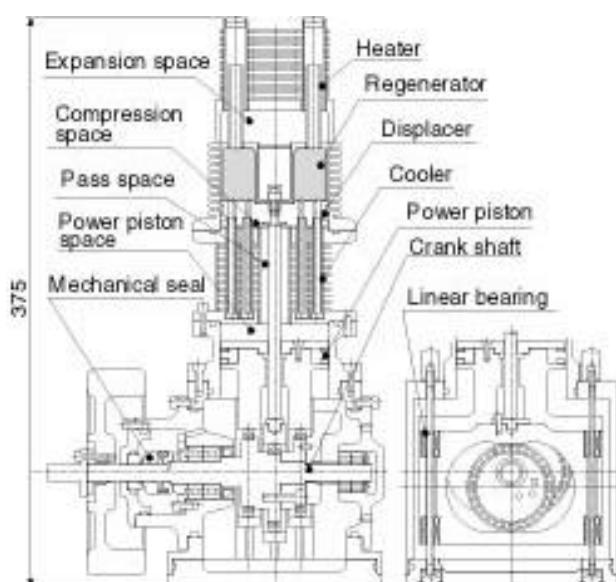


Fig. 2 Schematic view of prototype engine

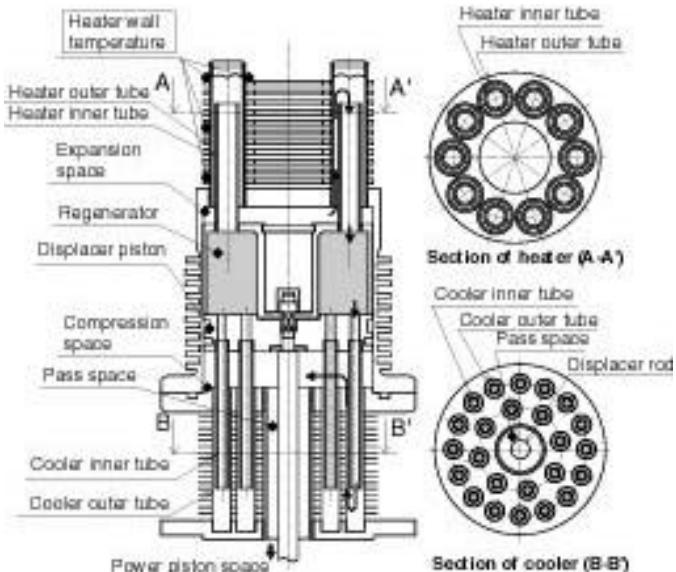


Fig. 3 Structure of heat exchanger system

られた一端が閉じた管群とを組み合わせて構成される内管が往復動するバヨネット式熱交換器となっている。連結空間をディスプレーサロッドの周囲に設け、パワーピストンとディスプレーサピストンとを直線上に配置した改良形とすることにより、形に類似したシリンダ配置となり、従来の形<sup>(6)</sup>と比べて大幅な小型・軽量化を図ることができた。

図3に示すように、アニュラ型再生器は、ディスプレーサピストンの内部に設置されている。作動ガスが膨張空間から圧縮空間へ流れる場合、膨張空間から流出した作動ガスはヒータの外管と内管との間の環状部を通り、上端部で流れの向きを変え、内管の内部の空間を通り再生器へ流れる。さらに、作動ガスはヒータと同様の構造を持つクーラを通り圧縮空間へと流れる。作動ガスがこのような経路を流れることによって、本熱交換器は従来のバヨネット式熱交換器<sup>(7)</sup>と同様の伝熱性能を有することが期待できる。

再生器には、スプリングメッシュ(SUS304W1、線径 0.1 mm、密度 1.9 g/cm<sup>3</sup>)と呼ばれる新しい形式のマトリックス<sup>(8)</sup>を採用した。これは、ニット状に編まれた針金を円周方向に巻いた後、型に合わせて圧縮して製作されるため、従来の積層金網で必要とされた打ち抜き加工が不要となり低コスト化が可能である。また、空隙率や伝熱面積を比較的自由に設定できる等の優れた特徴を有するため、実用的なスターリングエンジンの再生器マトリックスの一つとして期待されている。

ディスプレーサピストン及びパワーピストンの駆動機構には、図4に示すスコッチ・ヨーク機構を採用した。小型発電機駆動用のエンジンでは、可搬性が要求

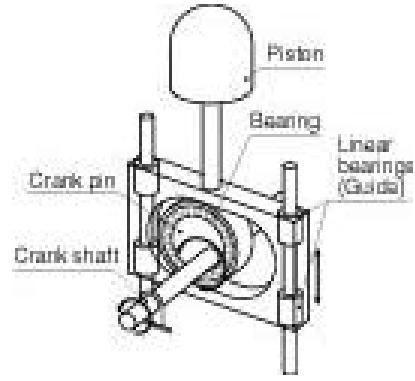


Fig. 4 Scotch-yoke mechanism

されるので、エンジンの潤滑系統は簡単な構造が望ましい。本試作エンジンでは、スコッチ・ヨーク部をグリースが封入された小型の直動軸受と滑り棒で支持することによって、油ポンプ等の油循環装置は不要となるので、駆動機構は小型かつ簡単化されている。また、本試作エンジンでは各軸受に密封型玉軸受、ディスプレーサロッドのシールに無潤滑方式のPTFE(四つ化ケチレン樹脂)を主成分とした軸シールがそれぞれに使用されている。なお、エンジンの軸出力を正確に測定するため、出力軸はクランク室外に出されており、そのシール装置として油浸式メカニカルシールが取り付けられている。本エンジンを小型ポータブル発電機に適用する場合には、発電機をクランク室に内蔵するので、メカニカルシール機構は不要となる。

### 3. エンジンの設計・試作

決定したエンジンの概要に基づき、詳細な構造及び寸法を決定するため、以下に述べる性能解析を行った。

**3・1 断熱モデルによる性能解析** エンジンの基本特性を算出するため、熱交換器における圧力損失を考慮した断熱モデル<sup>(5)</sup>によって性能解析を行った。本モデルでは、ヒータ及びクーラ内ガス温度を設定し、各空間に対するエネルギー式及び連続の式を解くことにより、作動空間内の瞬時ガス温度を求める。熱損失として、再熱損失  $Q_r$ 、シャトル損失  $Q_{shuttle}$ 、ポンピング損失  $Q_{pump}$  及び熱伝導損失  $Q_{cond}$  を考慮し、有効熱入力及び冷却熱量を推算した。

再熱損失  $Q_r$  は、再生器内ガスの質量流量  $m$ 、ヒータ内ガス温度  $T_H$ 、クーラ内ガス温度  $T_K$ 、作動ガスの定圧比熱  $c_p$  及び田中の式<sup>(9)</sup>より導かれるユニット数  $N_{tu}$  を用いて次式<sup>(10)</sup>で算出した。

$$Q_r = \frac{2}{N_{tu} + 2} c_p \frac{m}{2} (T_H - T_K) \quad (1)$$

シャトル損失  $Q_{shuttle}$  はディスプレーサピストンが往復動するとき、シリンダとの隙間にある作動ガスの

熱伝導により生じる損失であり、作動ガスの平均熱伝導率、シリンダ径 D、ストローク S<sub>t</sub>、ディスプレーサピストンの長さ l<sub>pis</sub> 及び膨張空間、圧縮空間の平均ガス温度 T<sub>Em</sub>、T<sub>Cm</sub> を用いて次式で求めた<sup>(3)</sup>。

$$Q_{\text{shuttle}} = \frac{\pi \cdot \lambda \cdot D \cdot S_t^2}{8 \cdot l_{\text{pis}} \cdot \varepsilon} (T_{\text{Em}} - T_{\text{Cm}}) \quad (2)$$

なお、以下の計算において、ディスプレーサピストンの長さにはヒータ管及びクーラ管の長さは含まれていない。詳細に検討する場合には、熱交換器の内管の移動によって生じる、シャトル損失と同様な熱損失を考慮する必要があるが、各熱交換器の内管とそれが移動する空間の温度差は小さいので、ここでは考慮されていない。

ポンピング損失 Q<sub>pump</sub> は、前記の隙間で構成される空間と膨張空間との間で、作動ガスが吸入排出されるのに伴って生じる熱損失であり、作動ガスの比熱比

及び膨張空間の容積がそれぞれ最小、最大となるときの圧力 P<sub>Vmin</sub>、P<sub>Vmax</sub> を用いて次式で算出される<sup>(3)</sup>。

$$Q_{\text{pump}} = \frac{\pi^2}{4} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{T_{\text{Em}} - T_{\text{Cm}}}{T_{\text{Em}} + T_{\text{Cm}}} \cdot \varepsilon \cdot D \cdot S_t (P_{V\text{min}} - P_{V\text{max}}) \quad (3)$$

熱伝導損失 Q<sub>cond</sub> は、ディスプレーサピストンのシリンダ壁の熱伝導に起因する熱損失であり、シリンダ材の平均熱伝導率  $\lambda_{\text{cyl}}$ 、断面積 A<sub>cyl</sub> を用いて次式で算出した。

$$Q_{\text{cond}} = \frac{\lambda_{\text{cyl}} \cdot A_{\text{cyl}}}{l_{\text{pis}}} (T_{\text{Em}} - T_{\text{Cm}}) \quad (4)$$

試作エンジンのヒータ及びクーラは、内管が往復動する今までに例のない構造である。固定バヨネット式熱交換器に関する報告<sup>(7)</sup>に従うと、内管の壁温は外管と同じとみなせるが、往復式ではディスプレーサピストンとの間の熱伝導によってかなり低下しているものと予想される。そこで本解析では、内管の内側における伝熱は無視できるものと仮定し、伝熱面積 A 及び流路断面積がそれぞれ外管と内管との間の環状部の表面積及び断面積に等しく、かつ同一の本数の単管より構成される多管式熱交換器に置き換えた。また、熱伝達率 h は、断熱モデルにより求まる熱交換器内の作動ガスの質量流量 m 及び円管内の往復流に対する評価式<sup>(11)</sup>より求められる。そして、伝熱面積 A 及び作動ガスの定圧比熱 c<sub>p</sub> を用いて次式で表されるユニット数 N<sub>tu</sub> により伝熱性能を評価した。

$$N_{\text{tu}} = \frac{hA}{mc_p} \quad (5)$$

ヒータ及びクーラにおける圧力損失の計算には、円

管内の発達した乱流に対する式<sup>(12)</sup>を採用した。さらに、再生器における圧力損失の算出には、空隙率及びマトリックスの素線径より算出される、水力直径で整理された田中による評価式<sup>(9)</sup>を用いた。

膨張出力 L<sub>E</sub>、圧縮出力 L<sub>C</sub> 及び図示出力 L<sub>i</sub> は、圧力損失を考慮した断熱モデルにより求まる膨張空間圧力 P<sub>E</sub>、圧縮空間圧力 P<sub>C</sub>、パワーピストン空間圧力 P<sub>P</sub>、各空間の容積変化 dV<sub>E</sub>、dV<sub>C</sub>、dV<sub>P</sub> 及び毎秒のエンジン回転数 n を用いて次式で定義される。

$$L_E = \int P_E dV_E \cdot n \quad (6)$$

$$L_C = - \left( \int P_C dV_C + \int P_P dV_P \right) \cdot n \quad (7)$$

$$L_i = L_E - L_C \quad (8)$$

有効熱入力 Q<sub>h</sub> 及び冷却熱量 Q<sub>c</sub> は、次式により算出される。

$$Q_h = L_E + Q_r + Q_{\text{shuttle}} + Q_{\text{pump}} + Q_{\text{cond}} \quad (9)$$

$$Q_c = L_C + Q_r + Q_{\text{shuttle}} + Q_{\text{pump}} + Q_{\text{cond}} \quad (10)$$

図 5 は、各作動空間の容積を最終的に決定した試作エンジンの値に設定し、ヒータ及びクーラ内ガス温度をそれぞれ 650 及び 70 、平均作動ガス圧力を 1 MPa に設定した場合に、エンジン回転数に対して図示出力及び各熱量を計算した結果を図示したものである。これより、エンジン回転数 1000 rpm における図示出力は 263 W、そして各熱損失は、再熱損失 18 W、シャトル損失 53 W、ポンピング損失 11 W、熱伝導損失 324 W になることがわかった。試作エンジンでは、再生器における圧力損失を低減させるため、ディスプレーサピストンの長さを十分に長くとることができなかった。このため、ディスプレーサピストンの長さに反比例する熱伝導損失及びシャトル損失が、他の熱損失と比べて大きくなっている。

図 6 に、エンジン回転数と内部変換効率  $\eta_{\text{int}}$  及び図示熱効率  $\eta_i$  との関係についての計算結果を示す。図中

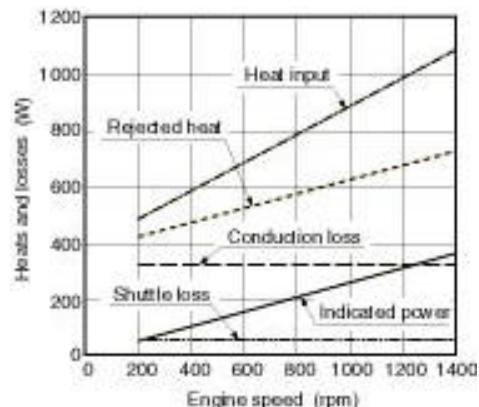


Fig. 5 Calculated heats and losses (Adiabatic model)

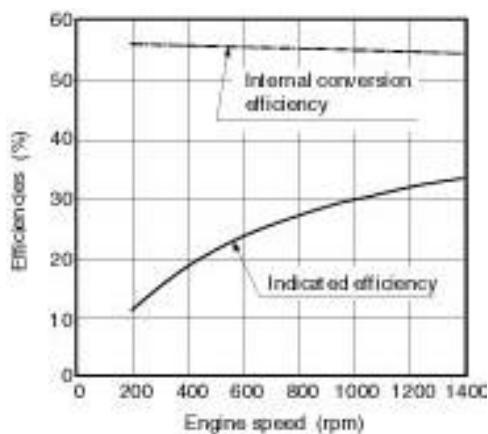


Fig.6 Calculated thermal efficiencies (Adiabatic model)

の各効率は、次式により求められている。

$$\eta_{int} = \frac{L_i}{L_E} \quad (11)$$

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_h} \quad (12)$$

内部変換効率は概ね 55 %であり、圧力損失の影響を受ける回転数の上昇に伴う効率の低下率は極めて小さいことがわかる。このことは図 5 における図示出力が、回転数の上昇に伴いほぼ直線的に増加していることからも確認できる。図示熱効率は、回転数に依存しない熱伝導損失及びシャトル損失の影響を大きく受けるため、低回転域で低い値を示す傾向にある。

3・2 詳細寸法の決定 各熱交換器の寸法をより詳細に決定するため、熱交換器の寸法変化がエンジンの性能に及ぼす影響を、数値解析モデル SETMA<sup>(13)</sup>によって検討した。図 7 は、エンジン回転数を 1000 rpm とした場合、ヒータ外管の外径に対する図示出力及び内部変換効率との計算結果を図示したものである。これより、ヒータ外管の外径の最適値は約 15 mm であることがわかる。また、図 8 は、エンジン回転数 1000 rpm でクーラ管の長さに対する図示出力及び内部変換効率の関係を、図示したものである。これより、内部変換効率は、クーラ管の長さが約 51 mm の時に最高となり、それより短くなると急激に低下することがわかる。これは主に伝熱性能の低下によるものであり、クーラの設計がエンジン性能に大きな影響を及ぼすことがわかる。

以上より、ヒータ及びクーラの伝熱性能を最適化する寸法が存在することが確認された。しかし、ヒータについては、加熱によるヒータ管の変形や製作上の制約により、計算によって得られた最適寸法を採用することは困難であった。そこで、図 9 に示す機構部の解析モデルによって、ピストンに作用する荷重に基づく強度計算を行い、各部の変形量を推算した結果も考慮

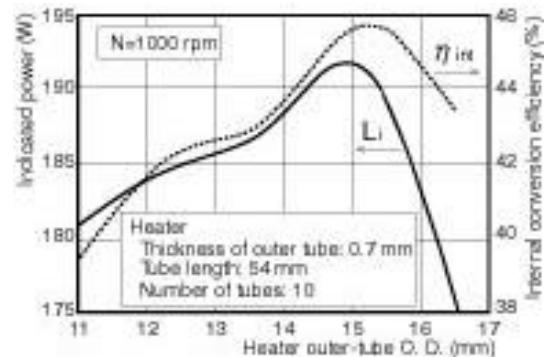


Fig.7 Effect of outer diameter of heater tube (SETMA)

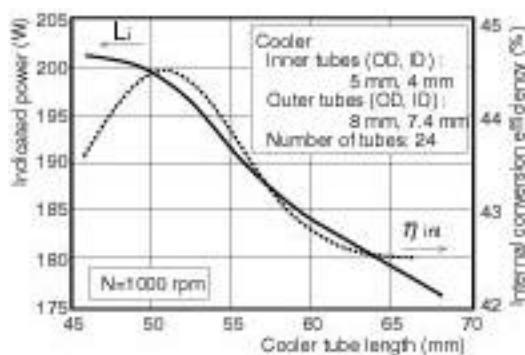


Fig.8 Effect of cooler tube length (SETMA)

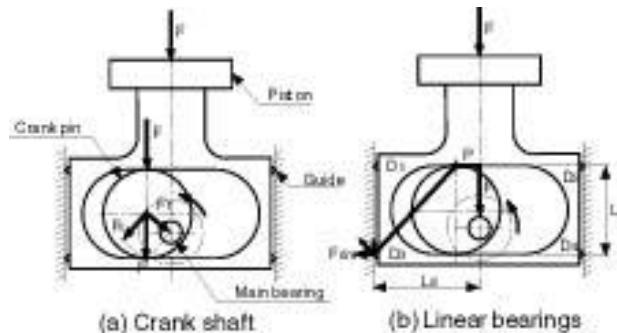


Fig. 9 Forces working to mechanical parts

し、詳細寸法を検討した。また、クーラ長さについては、別途行った管外の熱伝達の計算結果を考慮し、その伝熱面積を増やすため、最適寸法よりやや長めに設定した。

再生器ハウジングの形状並びにマトリックスの空隙率及び伝熱面積は、先の断熱モデル及び再生器の解析モデル<sup>(6)</sup>を用いて、最適な図示熱効率が得られるよう定め、その仕様に適合するようにスプリングメッシュを試作した。

以上の検討の結果、試作エンジンの熱交換器の寸法を表 3 に示すように決定した。

#### 4. 実験装置及び実験方法

以上に述べた設計計算に採用した解析モデルの妥当性を検討するために、試作エンジンの運転試験を行っ

Table 3 Specifications of heat exchanger system

(a) Heater and cooler		
Type	Heater	Cooler
Number of tubes	10	24
Diameter of tubes (mm)		
Inner (OD, ID)	9.5, 7.0	5.0, 4.0
Outer (OD, ID)	13.8, 12.4	8.0, 7.4
Length of tubes (mm)	54	56
Material	Stainless steel	Copper

(OD: outer diameter, ID: inner diameter)

(b) Regenerator	
Type	Regenerator
Number of unit	Annular housing
Diameters of housing (mm)	
inner	27
outer	66
Length of housing (mm)	35
Matrix	Spring Mesh
Material	Stainless steel
Porosity	0.704
Surface area (m <sup>2</sup> )	1.18

た。

4・1 測定装置系統 図 10 に実験装置を示す。ガス圧力の測定個所は膨張空間、圧縮空間、パワーピストン空間及びバッファ空間の 4 力所である。圧力の測定は、光ファイバセンサにより検出される上死点信号及び 2 度おきのクランク角信号に同期して測定される。これらの圧力及び各空間の容積変化より、各空間の図示仕事を算出した。温度測定にはシース型 K 熱電対(シース径 1 mm)を使用し、ヒータ壁温 4 力所、ガス温度は圧力測定位置と同一の 4 力所、さらに冷却水入口及び出口の平均温度を測定した。

負荷は、図 10 に示されているように、直流発電機に接続された抵抗値を変化させることにより調整した。また直流発電機にはアームが取り付けられており、こ

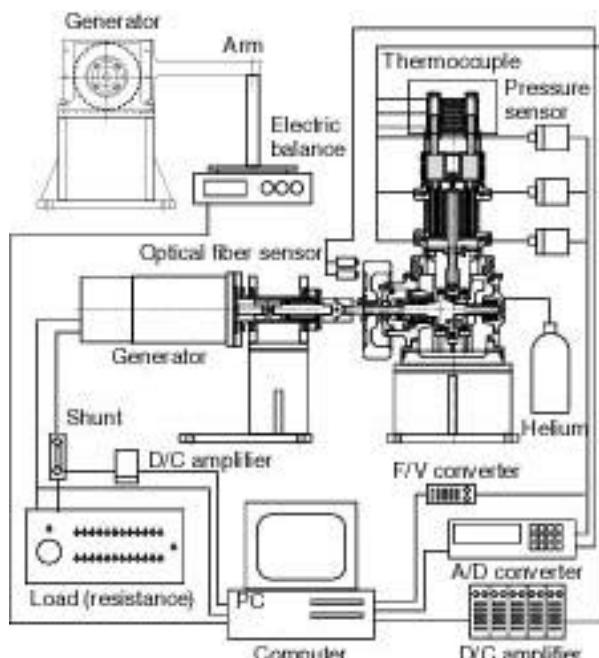


Fig. 10 Measuring system of prototype engine

Table 4 Experimental conditions

Heat source	Electric heater (-1 kW)
Expansion space gas temp.	490 °C (± 5°C)
Working gas	Helium
Mean pressure	0.5, 0.7, 0.9 MPa
Cooling type	Water cooling
Cooling water flux	3 L/min
Cooling water inlet temp.	12 °C (± 0.5°C)
Engine speed	500 - 1400 rpm

れに連結された電子天秤によってエンジンの平均トルクを計測し、軸出力を求めた。

4・2 実験条件 表 4 に実験条件を示す。本試作エンジンは、熱源として携帯型ガスコンロ用ポンベを利用することになっているが、今回の実験は、電気ヒータ(最大容量 1 kW)による加熱で行った。これは供給する熱入力の調節並びに算定を容易にするためである。なお、これを実施する前に、ガスコンロ用ポンベを用いた運転を行っており、各作動空間内のガス温度を計測し、電気ヒータで加熱した場合に、この状態を模擬できることを確認している。一方、冷却には水道水を使用し、流量は 3 L/min 一定とし、作動ガスはヘリウム、そして作動空間の平均ガス圧力を 0.5、0.7 及び 0.9 MPa のそれぞれについて実験を行っている。

## 5. 実験結果並びに考察

図 11 は平均圧力 0.9 MPa、エンジン回転数 1000 rpm において、ディスプレーサピストンの上死点を基準としたクランク角に対するパワーピストン空間のガス圧力を図示したもので、図中実線は実測、そして一点鎖線は断熱モデルによる計算結果である。なお、計算に際して、ヒータ内ガス温度は 490 °C、クーラ内ガス温度は 40 °C と設定した。これより、計算による圧力振幅は、実測より約 26 % 大きくなっているのが見られる。この原因として、i) 計算ではピストンリング及び軸シールから、クランク室への作動ガスの漏れが考慮されていないこと、ii) 実機では、シリンダ壁からの伝熱の影響が大きいため、作動流体の膨張と圧縮が、

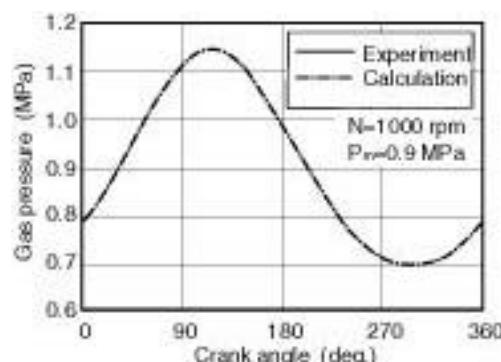


Fig. 11 Power piston space gas pressure as a function of crank angle

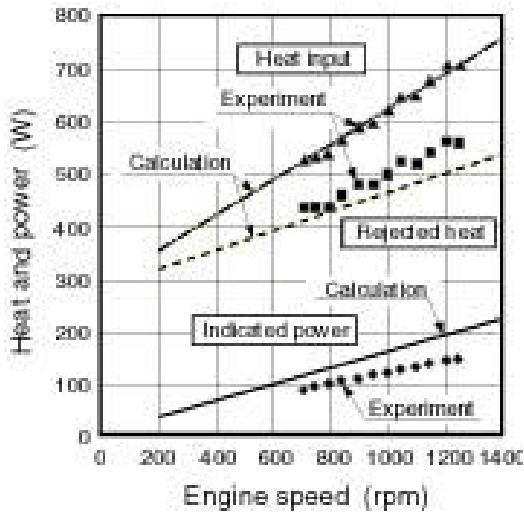


Fig. 12 Indicated power and heats as a function of engine speed

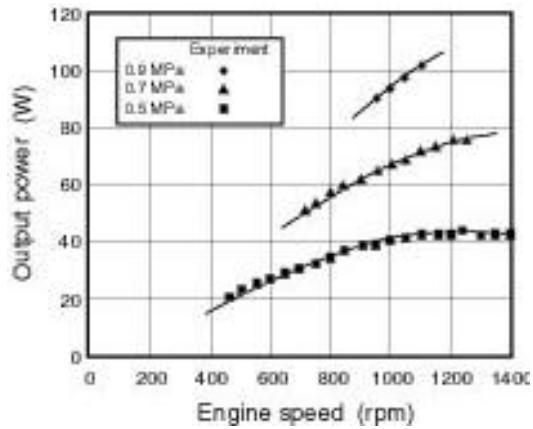


Fig. 13 Output power as a function of engine speed

断熱過程とは異なった状態で行われていること、などが考えられる。

図 12 は、平均作動ガス圧力 0.7 MPa において、エンジン回転数に対する各熱量の実測並びに計算結果を図示したものである。実測の冷却熱量は、冷却水の出口と入口との温度差、冷却水の流量及び比熱より求めている。また、実測の有効熱入力は、冷却熱量と図示出力及びクランク室の圧力変動による非可逆的な熱損失の和として算出されている。これより、有効熱入力の実測と計算とは極めてよく一致していることがわかる。しかし、実測から熱損失の内訳を詳細に評価することは困難であり、各熱損失の評価方法が適切であるかを判断することは不可能である。冷却熱量の計算は、実測より約 7 % 程度低く評価されているが、これはエンジンの設計計算には十分な計算精度であると考えてよい。一方、図示出力の計算結果は実測よりほぼ 30 % 程度大きい値となっているが、これは計算による圧力振幅が実測よりも大きく評価されるためである、と考えられる。

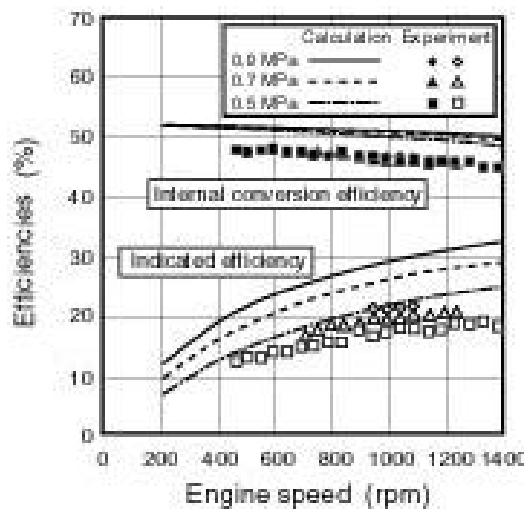


Fig. 14 Thermal efficiencies as a function of engine speed

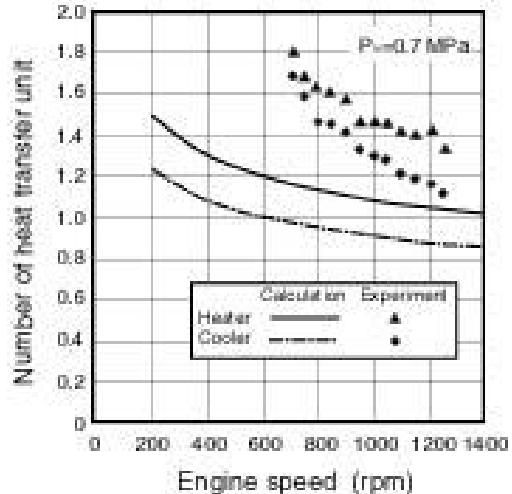


Fig. 15 Number of heat transfer unit as a function of engine speed

図 13 は、平均圧力を 0.5 MPa、0.7 MPa 及び 0.9 MPa とした場合、実測によるエンジン回転数と軸出力との関係を図示したものである。これによれば、膨張空間温度が設計値よりも低いにもかかわらず、平均ガス圧力 0.9 MPa、エンジン回転数 1100 rpm において軸出力 102 W が得られ、試作エンジンの目標出力が、達成されている。

図 14 にエンジン回転数と内部変換効率及び図示熱効率との関係を示す。ここに、実線、破線及び一点鎖線は計算結果、そして黒塗り及び白抜きの点は、実測結果である。これより、各効率の実測は計算より若干低いものの、回転数依存性の傾向はよく一致している。また、最高出力が得られた平均ガス圧力 0.9 MPa、エンジン回転数 1100 rpm において、図示熱効率の実測値は約 22 % であった。

図 15 に、平均ガス圧力 0.7 MPa における、エンジン回転数と式(5)で定義されるヒータ及びクーラのユニット数との関係を示す。ここに、実線及び破線は通常の多管式熱交換器に対し与えられている熱伝達率<sup>(11)</sup>

を用いた計算、そしてプロットされている各点は実測である。ここで、実測のヒータのユニット数は、有効熱入力、ヒータ下部の壁温度と膨張空間のガス温度との温度差、作動ガスの定圧比熱及びディスプレーサピストンの平均ピストン速度から求まる平均質量流量より算定したものである。また実測のクーラのユニット数は、冷却熱量及び圧縮空間のガス温度と冷却水入口温度との差より算定したものである。これより、ユニット数の実測は計算より 30~50 % 程度大きく、エンジン回転数が低くなるに従い、その差が大きくなることがわかる。これは複雑な流路の形状や往復運動をする内管の作用により、作動ガスの流れが大きく乱されて熱伝達が促進されたものと考えられる。すなわち、採用した熱交換器は、伝熱性能が通常の多管式熱交換器より優れていることを示しており、伝熱性能を極力高くしたい小型エンジンには、極めて適していることがわかった。しかし、内管の壁温や伝熱面積が、適切に評価されているかどうかを判断するのは難しく、この方式の熱交換器の性能を十分把握するには、より詳細な解析が必要であると考えられる。

## 6. 結 言

小型ポータブル発電機を駆動するための動力源を主な用途とした、小型スターリングエンジンの設計・試作を行い、概ね目標性能である軸出力 102W、図示熱効率 22 %を得た。そして、計算で予測した結果と実測結果とを比較検討し、次の結果を得た。

- (1) ディスプレーサピストンに再生器を内蔵するとともに、内管が往復動する新型のバヨネット式熱交換器を採用することにより、形スターリングエンジンの小型・軽量化を実現した。
- (2) 再熱損失、シャトル損失、ポンピング損失、熱伝導損失及び圧力損失を考慮した断熱モデルによる解析によって、予測された有効熱入力、冷却熱量及び各熱効率等は、小型スターリングエンジンの設計に必要な精度を有していることを確認した。
- (3) 本試作エンジンの設計・試作のため、新たに開発した新型のバヨネット式熱交換器は、通常の多管式熱交換器に対して与えられている熱伝達率から予想されるよりも高い伝熱性能を示すことがわかった。上述のように、新たに開発した熱交換器の性能特性が明らかにされたので、機構部の摩擦などによる機械損失等が妥当に評価されれば、図示出力及び軸出力の推定は容易で、シミュレーション計算によって、かなり精度よくエンジンの性能特性を予測することができ

る。これについては、機械損失仕事の検討とともに、次報で論じられる。

なお、本研究の一部は（社）日本機械学会 RC127 研究分科会 [ 主査：一色尚次（東工大名誉教授）] の研究活動の一環として行われたものであり、試作エンジンの設計に関して、協力を頂いた委員の方々、特に、エンジンの設計・試作及び研究内容を検討して頂いた竹内誠（サクション瓦斯）及び浜口和洋（明星大）の各位に深甚なる謝意を表します。また、エンジンの試作に関して、貴重な助言及び援助を頂いた荒岡勝政（東芝）、板羽常作（リケン）並びに、峰岸甫（日本発条）の諸氏に感謝の意を表します。

## 文 献

- (1) Kagawa, N., et al., Development of A 3kW Stirling Engine for a Residential Heat Pump System, Proc. 4th ISEC, (1988), 1.
- (2) Nomaguchi, T., et al., Study on 3kW Class Stirling Engine and Its Application to Heat Pump System, Proc. 4th ISEC, (1988), 7.
- (3) C. D. West, Principles and Applications of Stirling Engine, (1986), 114, Van Nostrand Reinhold Company.
- (4) 岩本, 他 4 名, 模型スターリングエンジン, (1997), 1-17, 山海堂.
- (5) 山下, 他 5 名, スターリングエンジンに関する基礎的研究, 機械技術研究所報告, No.128, (1983), 7.
- (6) Azetsu, A., et al, Experiments of a Double-Acting Displacer Type Stirling Engine MELSE III, Proc. 3rd ISEC, (1986), 593.
- (7) Sakamoto, M., et al, Optimazation of Heat Exchangers System of a 3 kW Prototype Stirling Engine for a Gas-fired Residential Heat Pump, Proc. 3rd ISEC, (1986), 353.
- (8) Hamaguchi, K., et al., Basic Characteristics and Applied Tests of 'Spring Mesh' as a New Regenerator Matrix for Stirling Engine, Proc. 8th ISEC, (1997), 51.
- (9) 田中, 他 2 名, 往復流れ場に置かれたスターリングエンジン用再生器材料の流動および伝熱特性, 機論, 55-516, B (1989), 2478.
- (10) Tanaka, M. and Hamaguchi, K., The Design of Stirling Engine Regenerator, Proc. 7th ICSC, (1995), 329.
- (11) 神坂光男, 岩淵牧男, スターリング機関用熱交換器の伝熱特性に関する研究, 機論, 56-531, B (1990), 3451.
- (12) 山下, 他 10 名, スターリングエンジン及びその要素技術に関する基礎的研究, 機械技術研究所報告, No.145, (1988), 59.
- (13) 香川 澄, スターリングエンジンおよびクーラに関する解析手法, 機論, 61-586, B (1995), 2312.