

50 W 級小型スターリングエンジンの性能特性 (その1, 大気圧空気における運転試験結果並びに機械損失の測定)

Performance of a 50 W Class Small Stirling Engine (1st Report, Experiments using Atmosphere Air and Measurement of Mechanical Loss)

正 平田 宏一 (船舶技研) 吉田 誠 (東京電機大) 正 山下 巖 (東京電機大)

Koichi HIRATA, Ship Research Institute, Shinkawa 6-38-1, Mitaka, Tokyo
Makoto YOSHIDA and Iwao YAMASHITA, Tokyo Denki University, Tokyo

In order to develop a low cost and small Stirling engine, a gamma-type Stirling engine which has simple moving-tube-type heat exchangers and a Rhombic mechanism has been developed. Its target shaft power is 50 W at the engine speed, 4000 rpm and the mean pressure, 0.8 MPa using the helium as the working gas. This paper describes the experimental results obtained under the atmosphere air and no-load just after manufacturing and the mechanical loss measured under a high-pressurized condition by a motoring test. Then, the method for the improvement of the output power is considered based on the comparison between the experimental and calculated results. The results indicate that more high performance heat exchangers and lower mechanical loss are necessary for the attainment of the target performance.

Key words: Stirling Engine, Heat Exchanger, Friction, Mechanical Loss

1. まえがき

スターリングエンジンは高熱効率性、燃料の多様性及び低公害性等の優れた特徴を有する動力源であるが、未だ民生レベルでの実用域に達していないのが現状である。スターリングエンジンの実用化を阻む問題点として、多数の伝熱管を溶接して製作される熱交換器の製造コストが高いこと及びエンジン重量当たりの出力が小さいことがあげられる。本報では、それらの解決策を見出すために試作した実験用スターリングエンジンについて概説し、試作直後の大気圧空気における運転試験結果並びに実機による機械損失の測定結果について述べる。さらに機械損失等を考慮したシミュレーション計算に基づき、本エンジンの出力向上方法について検討する。

2. 実験用エンジン

2.1 基本構造及び仕様 図1に試作エンジンの構造、表1に目標性能及び主な仕様を示す。試作エンジンの基本構造は、著者らが開発を進めている100 W級エンジン⁽¹⁾をベースにしており、ディスプレイサとパワーピストンを直線上に配置した形である。再生器をディスプレイサに内蔵することによりエンジン内の空間を有効に利用でき、さらにその上部及び下部にそれぞれ簡易的な内管往復動式ヒータ及びクーラを配置することによってエンジンの小型化・低コスト化が図られている。

試作エンジンの一次設計では、多種エンジンの実測データに基づく性能予測法⁽²⁾を用いて、目標軸出力、エンジン回転数及び主要なエンジン寸法を検討し、最終的にシリンダ径を36 mm、ストロークを10 mm、目標軸出力を50 W/4000 rpmに選んだ。エンジン内最高圧力(許容圧力)は、一般に市販されている配管部品の利用を考慮して、1.1

MPaに設定した。ヒータ管最高温度は、ヒータ管材料の強度と肉厚との兼ね合いで決定される。ここでは、材料にSUS303を用いることにし、ヒータ管最高温度を650~800としてヒータの設計を行った。また、4000 rpmと高回転数で運転するエンジンでは、バランス性に優れたピストン駆動機構が必要であると考え、ロンビック機構⁽³⁾を採用した。

2.2 熱交換器 図2に試作エンジンの熱交換器を示す。上述の100 W級エンジンの内管往復動式熱交換器では、複数の伝熱管を円周状に配置することによって伝熱面積の増

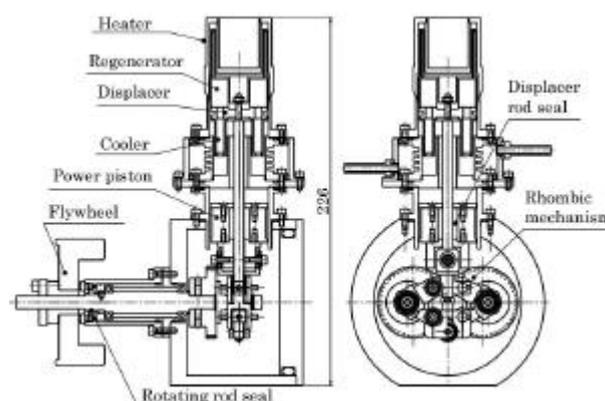


Fig. 1 Schematic view of the prototype engine

Table 1 Specifications and target performance

Bore x Stroke		36x10 mm
Phase angle		90.2 deg
Working gas		Helium / Air
Target shaft power		50 W
Target efficiency		15 %
Heating method		Nichrome wire / Combustion gas
Cooling method		Water cooling
Rated operation	Rated engine speed	4000 rpm (Helium)
	Mean pressure	0.8 MPa
	Expansion space temp.	600 deg C
	Compression space temp.	40 deg C
Design (Limit)	Maximum pressure	1.1 MPa
	Heater wall temp. (max.)	650-800 deg C

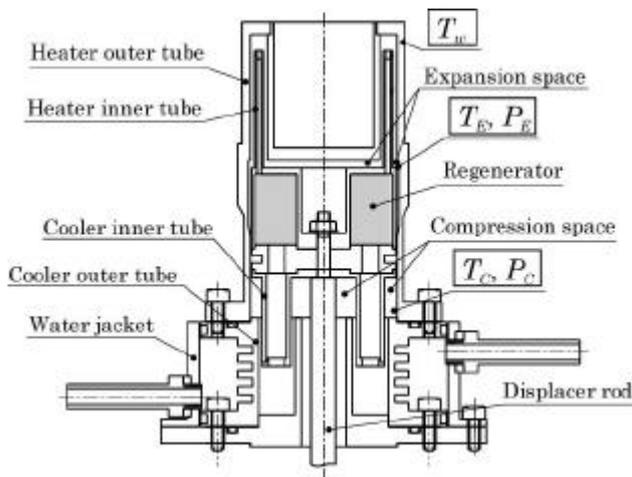


Fig. 2 Structure of the heat exchanger

大が図られているが、これは製作コストの増大を招くばかりでなく、ディスプレイサの回転運動を厳しく制限する必要があり、高い組立精度も要求される。そのため、試作エンジンでは、それぞれ1本ずつの内管と外管をシリンダの中心線上に配置し、ディスプレイサ上端のヒータ内管、下端のクーラ内管及びシリンダ中央に配置したクーラの外管を組立式とすることによって、構造の簡単化を試みた。このような形式は、従来の多管式や100 W級エンジンに採用した熱交換器より、溶接個所を少なくでき、大幅な製作コストの低減が可能であると考えられる。

簡易的な伝熱計算によると、内管往復動式熱交換器は、内管と外管との隙間が小さいほど高い伝熱性能が得られる⁴⁾。試作エンジンのヒータには、隙間が0.5 mmと1.0 mmの2種類を試作したが、試作後のモータリング試験において、0.5 mmの隙間の場合には、ヒータの内管と外管との接触が確認されたため、後述の実験では隙間が1.0 mmのヒータを使用した。

クーラの設計計算では、管内及び管外熱伝達を算出し、冷却熱量等を求めた。その結果、図2に示したクーラ形状では、冷却水側の伝熱面積が不足し、設定した圧縮空間内ガス温度(40)を維持するのは難しいことがわかっている。十分な冷却熱量を得るためには、多量の冷却水流量が必要になるが、出力特性に関する予備の実験では差し支えないと考えている。

試作エンジンの再生器寸法は、ディスプレイサ形状及び製作上の制約から設定され、外径34 mm、内径13 mm、長さ17.5 mmとした。以下の実験においては、黄銅製のメッシュ(#100、線径0.1 mm、70枚)が挿入されている。

2.3 ピストン駆動機構 図3は試作エンジンに採用したロンピック機構である。ロンピック機構が理想的な状態で組み立てられた場合、両ピストンは厳正直線運動を行う。しかし、各部品の加工精度や組立精度が十分でない場合、ディスプレイサ・ロッド及びパワーピストンが傾き、各ピストンにサイドスラストが生じるため、摩擦損失が増大す

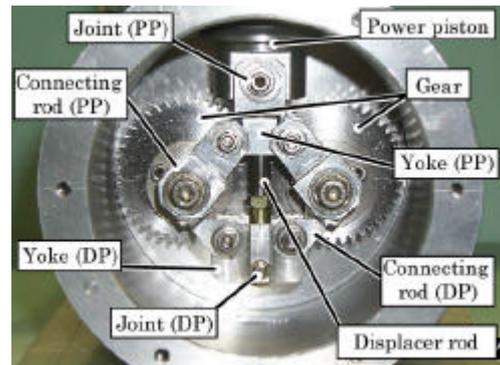


Fig. 3 Rhombic mechanism

る。そこで、試作エンジンでは、ディスプレイサとパワーピストンに回転可能な節をそれぞれ1箇所ずつ設けた。これにより、組立精度の低下をある程度許容することができるが、両ピストンに直動のためのガイドを設けることが必要となる。

2.4 シール装置 試作エンジンの主なシール装置には、ディスプレイサ及びパワーピストンのピストンシール、ディスプレイサ・ロッドの往復動軸シール、出力軸端の回転軸シールがある。これらには様々な形式のシールを採用できるように設計した。以下の実験では、ディスプレイサには、幅2 mmのストレートカットリング(PTFE製)を使用し、その内側にステンレス鋼製針金(線径0.9 mm)を用いたテンションリングを配置している。パワーピストンには幅19 mmのエンドレスリング(PTFE製)を採用し、高いシール性能を確保した。これはパワーピストンの直動ガイドとしても機能する。ディスプレイサ・ロッドの往復動軸シールには、ガイドを兼ねたすべり軸受(ASK社)を用いている。回転軸シールには、リップシール(Busak and Shamban社)を用いているが、後述する大気圧空気による実験においては回転軸シールを取り外した状態で運転した。

3. 実験用エンジンの運転試験並びに性能向上法

3.1 運転試験結果 上述の試作エンジンが正常に動作するかどうかを確認するため、作動ガスに大気圧空気を使用し無負荷状態で実験を行った。本実験において、加熱には電熱線を使用し、入熱量 Q_{in} を200~500 W程度の範囲で段階的に変化させた。冷却はクーラの外周に取り付けたジャケット内部に一定流量(1.7 L/min)の水道水を流すことにより行った。ガス圧力及び温度の測定位置は図2に示した通りであり、それぞれ膨張空間及び圧縮空間の2箇所、さらにヒータ外部の上端の壁温度 T_w を測定した。以下の実験は、出力軸端の負荷(発電機)を取り外した完全な無負荷状態で行った。

図4は、電熱線の入熱量 Q_{in} 、ヒータ壁温 T_w 、膨張空間ガス温度 T_E 、圧縮空間ガス温度 T_C 、エンジン回転数 N 及び図示仕事 W_i の時間変化の測定結果を示している。これ

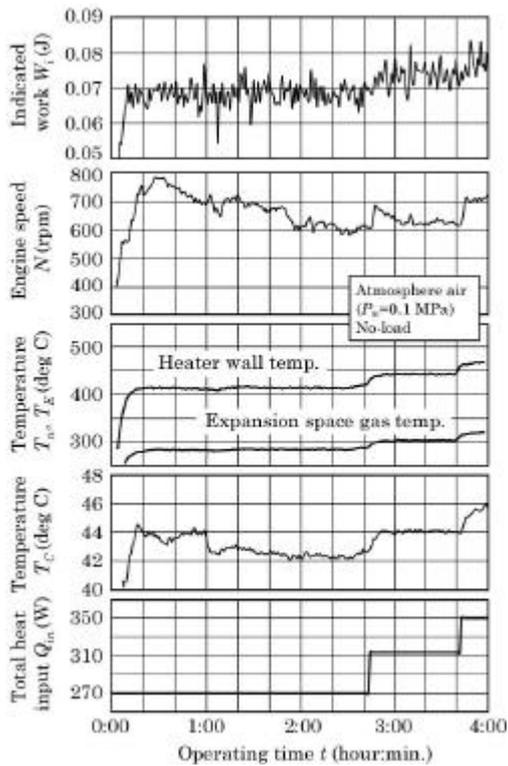


Fig. 4 Experimental results as a function of operating time

より、加熱直後に自力運転を開始し、約 30 分後に 800 rpm 程度のエンジン回転数まで上昇していることがわかる。その後、エンジン回転数は徐々に低下し、運転開始から 2 時間程度で $N=600$ rpm となりほぼ定常状態に達している。その後、段階的に全入熱量 Q_{in} を増加させると、エンジン回転数は一時的に上昇するものの、時間の経過とともに徐々に低下することが認められる。これは、定格運転状態に比べてかなり低い出力での運転であるため、駆動部の摩擦損失やガス漏れ特性のわずかな変化がエンジン回転数に大きく影響しているためであると考えられる。

図 5 は概ね定常状態に達した場合の膨張空間ガス温度 T_E とエンジン回転数 N 及び図示仕事 W_i との関係を示している。これより、エンジン回転数 N 及び図示仕事 W_i は、膨張空間ガス温度 T_E の上昇に伴い増加していることがわ

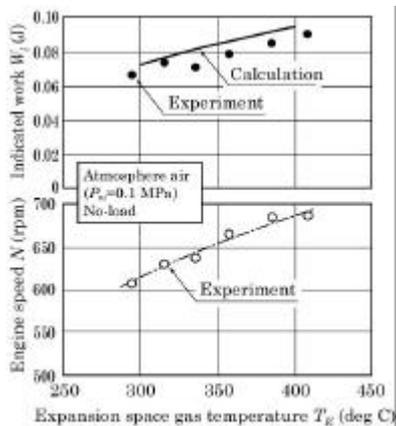


Fig. 5 Engine speed and indicated work as a function of expansion space temperature

かる。また、図示仕事 W_i の計算値は、再生器における圧力損失及びパワーピストンのシール部からのガス漏れを考慮した等温モデル⁽⁵⁾によっており、計算条件は概ね実測値に基づいている。図示仕事 W_i の実測値は、計算値より 7% 程度低いものの傾向的には概ね一致しており、本エンジンは大気圧空気において予想通りに機能していると考えられる。

3-2 機械損失の測定 試作エンジンを外部から直流モータで回転させ、そのときの直流モータの駆動トルクと図示出力の測定結果から機械損失 L_m 及び摩擦トルク $T_{qm}(=60L_m/2\pi)$ を求めた。この際、回転軸シールを取り付け、作動空間及びバッファ空間には 1 MPa までの窒素を封入した。また、電熱線による加熱は行わず、作動空間内ガス温度は室温に近い状態に保たれている。

図 6 は、回転角速度 ($=2\pi N/60$) に対する摩擦トルク T_{qm} の測定結果を示している。これより、摩擦トルク T_{qm} は回転角速度の上昇とともにほぼ直線的に増加していることがわかる。機械損失が、摺動部に作用する垂直荷重だけの影響を受けるクーロン摩擦損失と速度の影響を受ける粘性摩擦損失とで成り立っていると考えた場合、この線図の傾きが粘性摩擦係数 c_{vi} を与える⁽⁵⁾。平均圧力 P_m を変化した場合でもこの傾きはほぼ一定であり、 $c_{vi}=2.03 \times 10^{-4}$ (Nms) 程度であることがわかる。また、エンジン回転数 N が 2000 rpm 以上になると、高温シリングから周期的な異音が発生するのが認められた。これはロンビック機構の運動精度が十分でなくディスプレイサとシリングとが接触

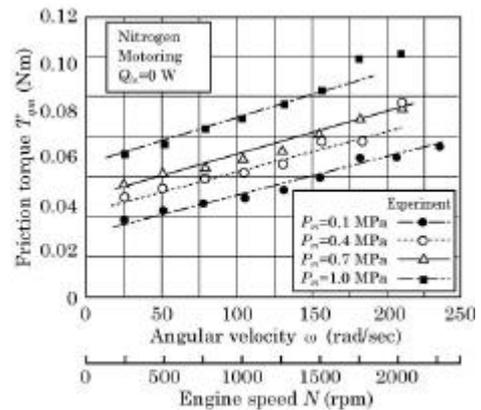


Fig. 6 Experimental result of friction torque

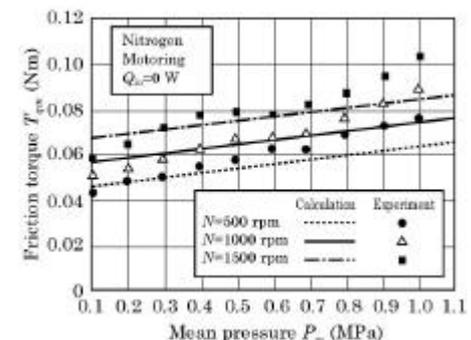


Fig. 7 Friction torque as a function of mean pressure

したためである。

図7は、平均圧力 P_m に対する摩擦トルク T_{qm} の測定結果並びに上述の等温モデルに各シール及び軸受のクーロン摩擦損失と粘性摩擦損失を考慮したシミュレーションによる計算結果を示している。実測値と計算値とは圧力が比較的低い範囲では概ね一致しているが、圧力が高くなるに従って実測値が計算値より大きくなっている。この主な原因は、圧力の上昇に伴い、ロンピック機構の組立精度が十分でないことに起因する荷重が増大するためであると考えられる。

3.3 シミュレーションとの比較 以上の実験結果に基づき、機械損失を考慮したシミュレーション計算を行い、試作エンジンの出力向上方法について検討した。

図8は、作動ガスにヘリウムを用い、平均圧力 P_m を0.8 MPa とした場合、エンジン回転数 N に対する図示出力及び軸出力の実験結果及び計算結果を示している。実験は、機械損失の測定の場合と同様、外部から直流モータによって駆動することによって行った。ただし、膨張空間ガス温度 T_E が450 に維持されるように電熱線の入熱量 Q_{in} を調整した。これより、図示出力の実験結果は、計算結果よりも25%程度も低くなっていることがわかる。図2に示したように、試作エンジンの膨張空間はヒータ内管により内側と外側の空間に分割されており、膨張空間ガス温度が

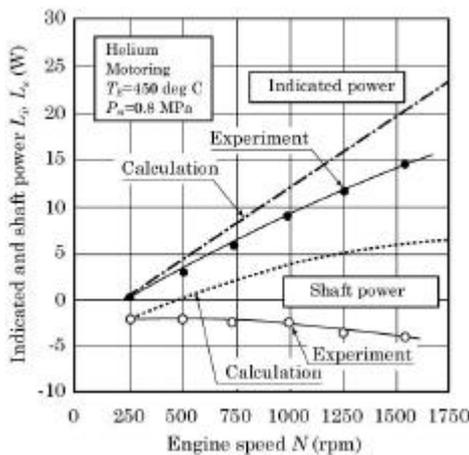


Fig. 8 Power as a function of engine speed

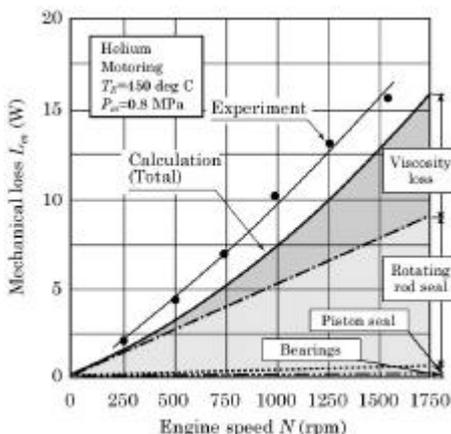


Fig. 9 Mechanical loss as a function of engine speed

不均一になっている可能性がある。そのため、高出力化に伴って、内側の膨張空間ガス温度が測定している外側の膨張空間ガス温度 T_E より低下し、計算結果との差が大きくなったと考えられる。したがって、出力を向上させるためには、より高性能なヒータ形式にすると同時に加熱方法についても検討し、膨張空間温度を均一に高める必要があると考えられる。また、本実験において、圧縮空間ガス温度 T_C は60 程度に達している。ヒータと同様、クーラの伝熱性能を向上させ、圧縮空間ガス温度 T_C を低下させることも高出力化に必要な不可欠である。

図9はエンジン回転数 N に対する機械損失 L_m の測定結果及び計算による機械損失の内訳を示している。これより、機械損失の計算結果は、測定結果より20~25%程度小さく評価されているが、傾向は概ね一致していることがわかる。また、計算によるクーロン摩擦損失の内訳を見ると、ピストンシール及び軸受による摩擦損失はかなり小さく、クーロン摩擦損失の5~6%程度であるのに対して、回転軸シールによる摩擦損失は94%程度にも達していることがわかる。したがって、負荷(発電機)をクランクケース内部に配置するハーメティック形式を採用し回転軸シールを省略すれば、機械損失が大幅に低減され、軸出力の向上に極めて有効であると予想される。また、エンジンの高回転化に伴い、粘性摩擦損失が増大するため、粘性摩擦係数 c_{vi} を小さくする工夫も必要である。

4. あとがき

小型化・低コスト化を目指した実験用スターリングエンジンを試作した。そして、大気圧空気を封入した予備運転試験並びに加圧条件における機械損失の測定実験を行い、これらとシミュレーション計算との比較結果を踏まえて本エンジンの出力向上方法について検討した。その結果、本エンジンの出力を向上させるためには、熱交換器の高性能化及び機械損失の低減が必須であることが確認された。これらの結果に基づき、目標軸出力50Wを達成することが今後の課題である。さらに、詳細な出力特性及びヒートバランスを求めて検討することにより、小型スターリングエンジンの最適化を図りうるものと考えている。

文献

- (1) 平田宏一ほか3名, 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), 機論, 64-621B, (1998), 1600-1607.
- (2) 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(特に実測値の整理法と性能予測法について), 機論, 65-635B, (1999), 2547-2554.
- (3) Hargreaves, G. M., The Philips Stirling Engine, Elsevier, (1991), 130-141.
- (4) 平田宏一, 50W級小型スターリングエンジンの設計・試作, 日本船用機関学会第62回学術講演会, (1999), 53-56.
- (5) 平田宏一ほか2名, 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2報 シミュレーション計算によるエンジンの性能予測法), 機論, 64-621B, (1998), 1608-1615.