

スターリング機関の性能および熱効率の向上

水 島 一 祐*・位 田 晴 良**

Improvement on Performance and Thermal Efficiency of Stirling Engine

Kazuhiro Mizushima and Haruyoshi Ida

In general, a regenerative heat exchanger (hereafter called regenerator) is equipped on Stirling engines and a performance and thermal efficiency of the engines are greatly affected by the performance of regenerator.

In contrast to the general Stirling engine, on our displacer type Stirling engine for experimental use, the regenerator is not equipped and a surface around the displacer piston acts as the regenerator.

Then, for the sake of increasing the heat transfer area, grooves of 3mm width and 0.5mm depth were made longitudinally and circumferentially on the surface of displacer piston. The regenerative effect of the grooves was studied and it was confirmed that the grooves made properly were effective for improving the performance of the displacer type Stirling engine.

1. 結 言

スターリング機関の理論的熱サイクルは、等容加熱、等温膨張、等容放熱、等温圧縮の過程から成っており、このサイクルを実現するためには等容放熱過程で放出される熱量を再生器に蓄え、等容加熱過程における作動流体の加熱熱量として利用する熱再生機能が必要不可欠となっている。この熱再生機能が 100%活用されると、スターリング・サイクルはカルノー・サイクルと同等の熱力学上最も高い熱効率を実現することになり、再生器の熱再生機能が機関の性能向上に大きく関係する。

そこで本研究では、実験用スターリング機関を対象とし、再生器の性能に着目しながら機関の性能および熱効率の向上について検討を行う。

2. 実験用スターリング機関における性能評価

2.1 実験方法

本研究においては図 1 に示す実験用スターリング機関を用い、各種運転条件にて得られる回転数・圧力・各部温度などの実測データをもとに機関性能を評価する。なお、機関の主な仕様は表

* 機械工学科 ** 応用理化学専攻大学院生

1 に示すとおりである。本実験用機関ではとくに再生器を設けず、作動流体がディスプレイサ・ピストンとシリンダ壁との間に設けた隙間を移動する際に、作動流体とディスプレイサ・ピストン表面との間で熱の授受を行わせるようになっており、したがってディスプレイサ・ピストンの表面が再生器の役目を担っている。

表 1 機関の主仕様

区 分	名 称	数 値
パワー ・シリンダ	直径	53mm
	行程	38mm
	圧縮比	13.38
ディスプレイサ ・シリンダ	直径	80mm
	行程	50mm
作 動 流 体	空 気	

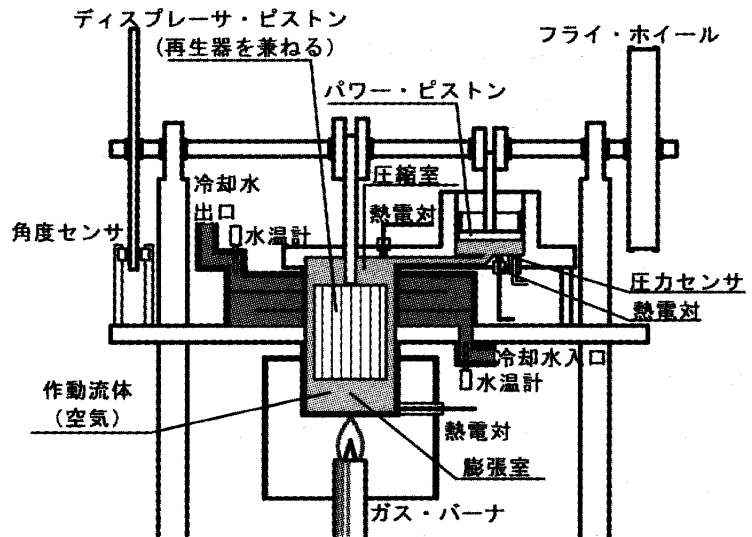


図 1 実験用スターリング機関概略

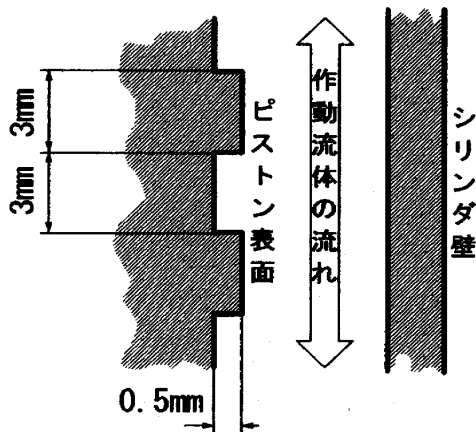


図 2 ピストン表面の溝

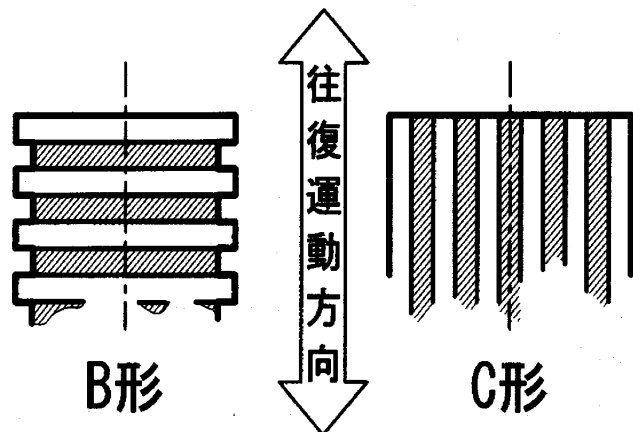


図 3 溝の種類

そこで、図 2 のようにディスプレイサ・ピストン表面に溝加工を施すことにより、熱の授受面積を増やして再生器の効果を高めることを考えた。すなわち、本機関のディスプレイサ・ピストンは交換が可能となっており、表面形状の異なる3種類のピストンについて、機関性能に与える効果を比較検討

表 2 実験条件

機関条件	パワー・ピストンと ディスプレイサ・ピストン との位相角	90°
	ディスプレイサ・ピストン	A, B, C 形に変更
運転条件	負 荷	無負荷から機関停止限界 まで変更

する。使用したピストンは、A形は溝が無く表面が平滑なもの、B形は外周の周方向に3mm間隔で深さ0.5mmの溝加工を施したもの、C形は縦方向に3mm間隔で深さ0.5mmの溝加工を施したものである(図3)。以後、それぞれのピストンをA、B、C形と呼称する。なお、実験用スターリング機関の性能は、表2に示す実験条件にしたがって軸出力、図示出力、平均有効圧の計測を行うことにより評価する。

2.2 実験結果

1) 出力による評価

実験用スターリング機関においては、無負荷の状態から負荷を増していくと機関回転数が低下し、負荷に耐えられなくなると機関は停止する。そこで、A、B、C形ピストンを用いて、無負荷の状態から機関停止限界まで負荷を増加して軸出力と図示出力の関係を求めると図4のようになる。出力の変化を見ると、溝加工の無いA形ピストンに比べ、溝加工を施したB形、C形ピストンの場合、機関の無効容積が増加しているにもかかわらず、B形ピストンでは若干ながら図示出力が、特にC形ピストンにおいては図示出力、軸出力ともに全回転数域にわたってそのレベルが高いことから、溝加工による熱の授受面積の増加が再生器効果を大にしていると考えられる。B形ピストンとC形ピストンとを比較すると、伝熱面積は同等であるが出力の変化に違いが見られる。B形ピストンでは先述したとおり、A形ピストンに比べて若干とはいえ高い図示出力レベルとなっている。しかし、軸出力においてはA形ピストンのそれを下回る推移をしていることから機械損失が大きいといえる。この結果はピストン表面を作動流体が通過する際の流動抵抗の違い、すなわち縦方向溝のC形ピストンに比べ、B形ピストンの場合には流れに対して直角になる周方向の溝加工がされているため、流動抵抗が大きくなって軸出力のレベルが低下したものと考えられる。

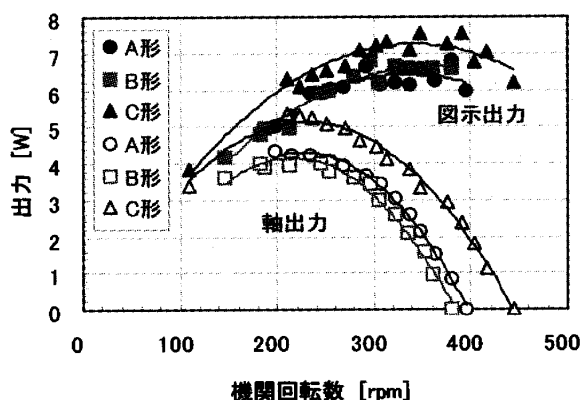


図4 機関回転数に対する出力の推移

表3 出力の代表値

	ディスプレイサ・ピストン		
	A形	B形	C形
無負荷時回転数 [rpm]	395	380	444
無負荷時図示出力 [W]	5.9	6.6	6.2
最大図示出力 [W]	6.6	6.8	7.6
最大軸出力 [W]	4.3	4.0	5.4

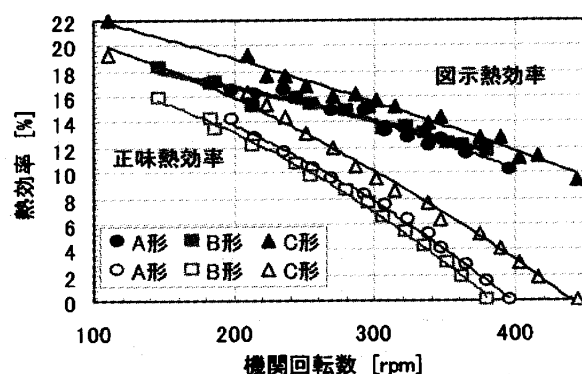


図5 機関回転数に対する熱効率の推移

出力の代表値を表3に示すが、無負荷時の図示出力は本実験用機関の摩擦出力を表し、B形ピストンによる摩擦出力が最も大きい。また最大図示出力はC形ピストンにおいて最も大きく、これらの値からも再生器効果と流動抵抗の傾向を確認することができる。

2) 熱効率による評価

図示熱効率および正味熱効率の推移を図5に示す。図5よりピストン別に熱効率を見ると、C形ピストンにおいて図示熱効率、正味熱効率ともに高い結果となり、再生器効果によるものと考えられる。また、B形ピストンの図示熱効率はA形ピストンのそれとほぼ同等レベルながら正味熱効率が低く、摩擦損失が大きいことから、出力の評価同様、溝加工による作動流体の流動抵抗増大の傾向が見られる。

3) 再生器効率による評価

再生器効率 η_r は、等容放熱過程で放出される熱量 Q_2 に対し、再生器により等容加熱過程で供給される熱量 Q_1 の割合で定義され、次式で表される。

$$\eta_r = \frac{Q_1}{Q_2}$$

スターリング機関の理論サイクルより、再生器効率 η_r を考慮した図示熱効率は、次式により与えられる。

$$\eta_i = \left(1 - \frac{C_v (T_1 - T_2) + R T_2 \ln \varepsilon}{\eta_r C_v (T_1 - T_2) + R T_1 \ln \varepsilon} \right) \times 100$$

なお、パワー・ピストンの圧縮比 ε 、膨張空間内の作動流体温度 T_1 [K]、圧縮空間内の作動流体温度 T_2 [K]、ガス定数 $R=0.28704$ [kJ/(kg·K)]、作動流体の定容比熱 $C_v = R/\kappa - 1$ であり、比熱比 κ は、作動流体の平均温度 T の関数として次式のように与える。

$$\kappa = 6.12E-18 T^5 - 5.82E-14 T^4 + 1.97E-10 T^3 - 2.67E-07 T^2 + 6.18E-05 T + 1.39908$$

以上の式に実験値を代入し、 η_r について解くことにより再生器効率を評価することとする。機関回転数に対する再生器効率の変化を図6、その代表値を表4に示す。

表4 再生器効率の代表値

		ディスプレイサ・ピストン		
		A形	B形	C形
再生器効率 [%]	350rpm 付近	34.6	33.7	39.3
	250rpm 付近	41.0	40.6	44.5
	最高熱効率	43.7	46.4	54.3

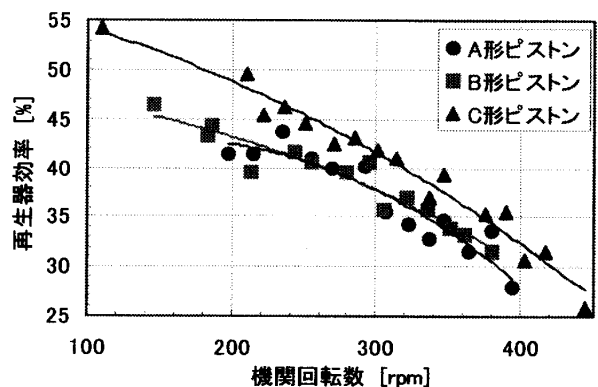


図6 機関回転数に対する再生器効率の推移

先に出力、熱効率の結果からディスプレイサ・ピストン表面の溝加工による再生器効果を考察したが、図6に示される再生器効率の結果もC形ピストンによる再生器効率が最も高いレベルとなり、B形ピストンにおいても若干ながら溝加工の無いA形ピストンの場合より高くなっている。やはり、この結果も溝加工による再生器効果であると考えられる。また、全てのピストンにおいて、機関回転数が高くなるほど再生器効率は低下している。回転数が高くなってディスプレイサ・ピストン移動速度が上昇するのに伴い、作動流体の移動速度も上昇する。その結果、ディスプレイサ・ピストン表面との熱伝達が十分に行うことができなくなるため再生器効率が低下したものと考えられる。

3. シミュレーション値との比較

3.1 シミュレーションの方法

スターリング機関の性能解析を試みるため、次に示す仮定をもとにスターリング・サイクルを単純化し、BASICによるプログラム計算を行う。また、シミュレーション・プログラムでは実験用機関の諸元をもとに、性能試験で得られる膨張室内と圧縮室内の作動流体の実測温度を用いて計算を行い、得られる機関性能の計算結果と実験用機関による実験値との比較検討を行う。

3.2 解析モデルの設定

- ① 作動流体の流動抵抗、摩擦抵抗を無視し、機関内各部の圧力は一定であるとする。
- ② 膨張室の作動流体の温度は T_1 に、圧縮室とパワー・シリンダ内の作動流体の温度は T_2 にそれぞれ一定に保たれるものとする。
- ③ ディスプレーサ・シリンダ全長の中央から半分の膨張室容積は高温側容積とする。残りの半分は圧縮室容積とし、パワー・シリンダ容積との和を低温側容積とする。
- ④ ディスプレーサ・ピストンおよびパワー・ピストンは、クランク機構に拘束されて往復運動する。
- ⑤ 作動流体は理想気体とし、外部への漏れは無いものとする。
- ⑥ 再生器効率は 100% であるとする。

3.3 シミュレーション結果とその評価

実験用機関における性能試験で得られる膨張室内と圧縮室内の実測温度を用いて、シミュレーション・プログラムによる機関性能の計算を行い、その計算結果を実験用機関において求められた実験値と比較し、評価を行った。図7は、実験値において図示平均有効圧が最大、すなわちP-V線図において曲線で囲まれる面積が最大になる場合と、実験と同じ温度条件で計算されるシミュレーション値に

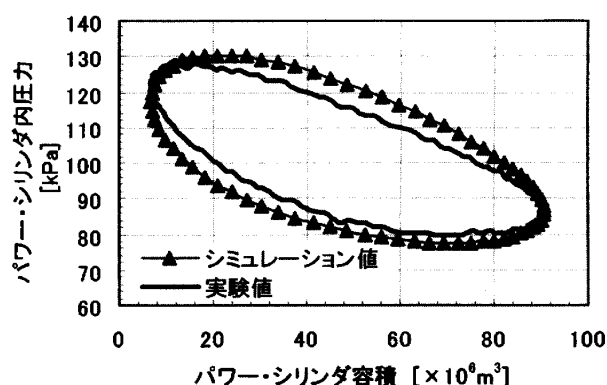


図7 P-V線図の比較

よる P-V 線図とを比較したものである。また図 8 は、シミュレーションにより得られた図示熱効率 η_s に対する、性能試験により得られた図示熱効率 η_E の割合 γ ($=\eta_E/\eta_s$) の機関回転数に対する変化を示す。図 7 において、シミュレーションによる P-V 線図の方が実験値のそれに比べて大きな曲線を描く原因は、シミュレーションでは作動流体の流動抵抗を考慮せず、再生器効率を 100% とし、さらに等温変化で計算しているのに対し、実験用機関ではポリトロップ変化に近い行程を経ているためと考えられる。また、図 8 より機関回転数の低下とともに、シミュレーションによる値と性能試験による値とが近づく傾向がみられるが、回転数低下にともなう再生器効率の上昇に加え、サイクルが等温変化に近づいていくためだと考えられる。

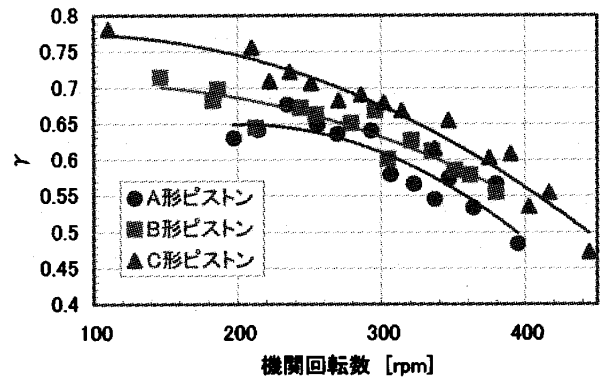


図 8 機関回転数に対する γ の推移

シミュレーションと性能試験との結果をより近づけさせるためには、機関回転数に対応した再生器効率を考慮すべきと考えられる。

4. ディスプレーサ・ピストン単体試験

4.1 実験方法

再生器が機関性能に与える効果を明らかにし、また、実験結果により近似したシミュレーション解析を目指すため、本実験用機関の再生器部分であるディスプレーサ・ピストン単体を対象に、作動流体が通過するときの温度および抵抗特性を調べる。図 9 のようにディスプレーサ・シリンダを模した管（計測用シリンダ）の中に実験用機関に用いている A, B, C 形それぞれのディスプレーサ・ピストンを設置し、加熱した空気を流すことにより、作動流体がピストン表面を通過する際の温度変化とピストンによって生じる差圧を計測する。

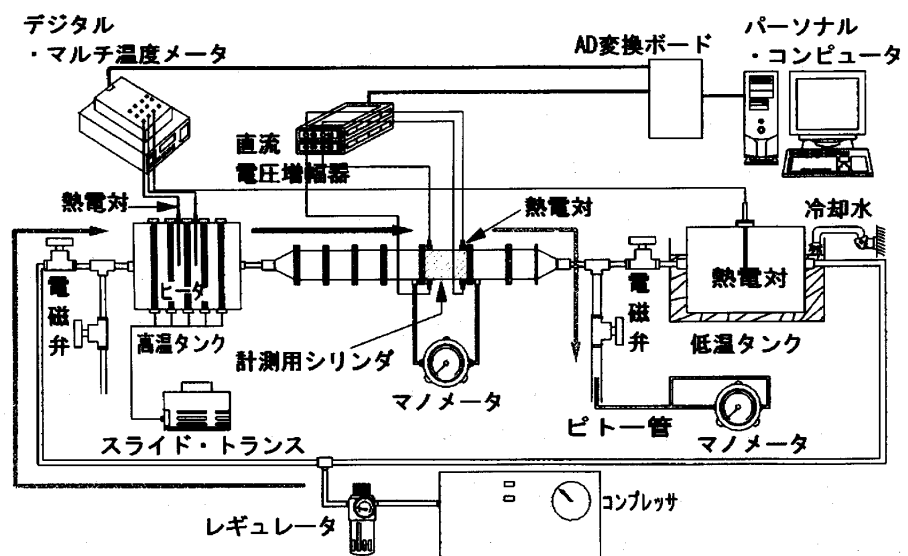


図 9 ディスプレーサ・ピストン単体実験装置

4.2 実験結果

1) 温度変化による評価

実際の機関では、ディスプレイサ・ピストンの往復動によってディスプレイサ・シリンダ内の空気が移動するが、実験ではピストンを固定して空気を流し、その流速がピストンの移動によって生じる流速と同等になるように設定した。そして、ピストンが1工程移動するに要する時間が経過したときの、入口と出口温度差 ΔT_r を求めて特性を評価する。この ΔT_r が大きいほど蓄熱量が多いと考えられる。流量に対する ΔT_r の関係を図10に示す。図10よりC形ピストンを用いた場合の ΔT_r が最も大きいという傾向になっており、これは実験用機関による実験検討結果からも予想できるものである。また全てのピストンにおいて流量の増加とともに温度差が小さくなっていることがわかる。これは実験用機関の性能試験でも考察されたように、単位時間に流入する空気が増えても十分にピストン表面との熱の授受が行われないことを示す。また、B形ピストンは溝の無いA形ピストンとほぼ同等かそれ以下である。その原因に流速の低い範囲では、流れの方向と直角に溝があるので、空気が溝の底面や側面を沿わずに直線的にのみ流れていることが推測され、その結果、無効面積が増え、実質的な熱の授受面積は溝の無いA形ピストンよりも少なくなるものと考えられる。これに対し、流速が高くなると、図11に示すようにB形ピストンの溝部分で渦が生成され、溝の底部への渦の巻き込みによって熱の授受が増加しその結果、図10のように温度差が溝のないA形ピストンを上回ったものと考えられる。

2) 差圧による評価

単体実験装置における機関の平均ピストン速度に相当する空気の流速に対し、単体実験で得られた差圧の変化を図12に示す。図12より、B形ピストンは溝部分による流動抵抗への影響は明らかであるが、A形、C形ピストンにおいては、空気によってピストン底面が受ける抵抗の影響

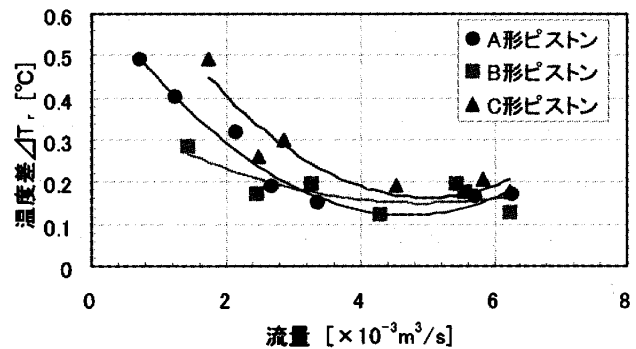


図10 流量に対する温度差 ΔT_r の推移

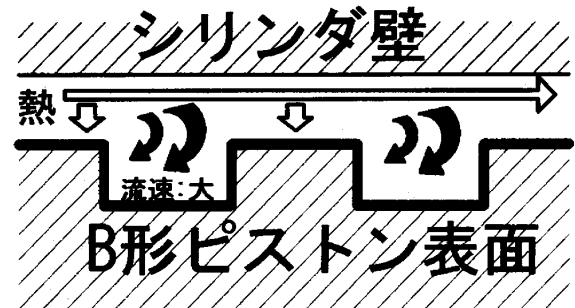


図11 B形ピストン表面における流れの推測

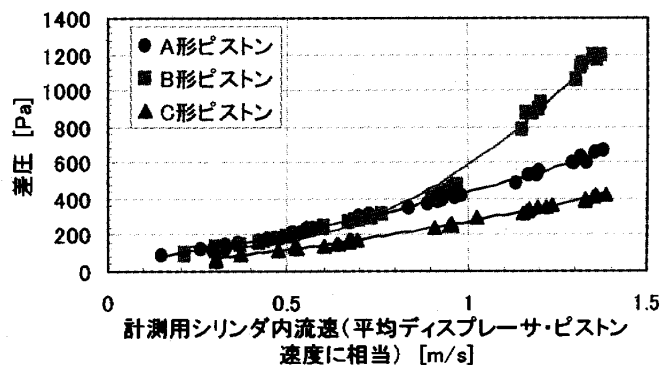


図12 計測用シリンダ内流速に対する差圧の推移

が大きいと考えられる。

B形ピストンは最も抵抗が大きく、更に温度差が小さいにもかかわらず、実験用機関における図示出力(図4)がA形ピストンのそれを上回る原因を考えると、作動流体の圧力がパワー・ピストンを押し上げる際、ディスプレイサ・ピストンの溝が生じる流動抵抗により、パワー・シリンダ内の作動流体の吹き抜けが防がれ平均有効圧が保たれた結果だと推測される。

温度差における結果と併せて考えるとB形ピストンも不利な点だけではなく、特に高回転域で期待できる。

5. 結 言

スターリング機関における性能向上を目標に、ディスプレイサ・シリンダをもつスターリング機関を対象として、特に再生器の機能に着目し、種々の条件のもとで機関性能ならびに再生器単体の性能を評価をした。その結果をまとめると以下のとおりである。

- 1) 共試機関においては、ディスプレイサ・ピストンの表面が再生機の役目を担っており、その表面に溝加工を施して熱授受面積を増加することにより、ピストン表面の再生器効果が向上し、溝加工による機関の無効容積の増加にもかかわらず、機関性能を向上することができた。
- 2) ディスプレーサ・ピストン表面の溝加工については、作動流体の流れに沿う方向に施工すると、流体の流動抵抗を伴わずに熱授受面積を増すことができ、有効である。
- 3) 作動流体の流れに直角方向の溝加工は、流体の流動抵抗の増加を招くが、流速の早い領域では溝における渦の生成により、若干の再生器効果の向上がみられ、期待できる。これについては更に検討が必要であり今後の課題の一つである。
- 4) シミュレーションの精度を向上するためには、再生器効率を考慮しなければならない。すなわち、再生器効率が作動流体の流速により影響されることから、機関回転数に対応した再生器効率を適用する必要がある。

スターリング機関の性能および熱効率を向上するための重要な技術の一つとして再生器の効果(効率)があり、今後、熱再生の機構について理論的および実験的に明らかにする必要がある。

参考文献

- (1) 山下 巖・濱口 和洋・香川 澄・平田 宏一・百瀬 豊, スターリングエンジンの理論と設計, 山海堂, (1999)
- (2) 坪内 為雄, 熱交換器, 朝倉書店, (1968)
- (3) 隅原 秀年, スターリング機関の性能とその解析, 平成11年度修士論文, (1999)
- (4) 月山 剛男, スターリング機関の再生器に関する研究, 平成12年度修士論文, (2000)
- (5) 水島 一祐, スターリング機関の性能とその評価, 福井工業大学研究紀要第31号(第一部), (2001)
- (6) 位田 晴良・水島 一祐, スターリング機関の性能向上, 日本機械学会 2001年度年次大会講演会論文集(Ⅱ), (2001)

(平成14年12月3日受理)