

スターリングエンジンにおける再生熱交換器の流動特性が熱再生に与える影響

日大生産工(院) ○葛西 浩平

日大生産工 山崎 博司 日大生産工 野村 浩司 日大生産工 氏家 康成

1.緒言

現在，エネルギー源のほとんどが化石燃料に依存している．しかしながら，化石燃料には限りがあるため，エネルギー需要の増大に伴う化石燃料枯渇問題の対策が必要となっている．環境問題としては，温室効果ガスによる地球温暖化， NO_x ， SO_x による酸性雨や HC，CO などの大気汚染がある．これらを背景に再び注目を浴びたのがスターリングエンジンである．スターリングエンジンは，ヘリウムや水素等の圧縮性気体を作動流体とする密封式の往復動形外燃機関である．スターリングエンジンの特徴は，理論熱効率がきわめて高いこと，外燃機関であるため熱源を選ばないこと，静粛かつ低 NO_x 等の低公害であることなどが挙げられる．これらの特徴が注目され，多くの研究が行われてきたが重量増大，ガス漏れおよびコスト削減などの問題点から民間レベルでの普及には至っていない．特にスターリングエンジンの要である再生熱交換器の工作性の低さ，性能面等にまだ種々の問題点が残されている．

本研究では，再生熱交換器の改善点として熱交換量増大および流動抵抗減少を検討することを目的としている．本報では再生熱交換器の内部で作動流体が再生器内壁と蓄熱材外周部の隙間への漏れ（以後，サイドリーク）を抑止することによる流動および伝熱特性について実験的に調べた結果を報告する

2. 再生熱交換器および実験装置

2.1 蓄熱材および積層方法

再生熱交換器には，長さ 64 mm，容積 80 cc の円形断面を用いた．加熱空間および冷却空間との接続には内径 8 mm の SUS 303 のパイプを採用した．蓄熱材には平織積層金網を採用し，開口比の異なる 2 種類を用意した．蓄熱材の充填量は 60g とした．材質は SUS304 である．蓄熱材の構造を Fig.1，幾何学的形状値を Table.1 に示す．蓄熱材の幾何学的形状は曲線部を近似的に直線とみなし定義する．¹⁾ 蓄熱材の積層方法は，作動流体の流れに垂直

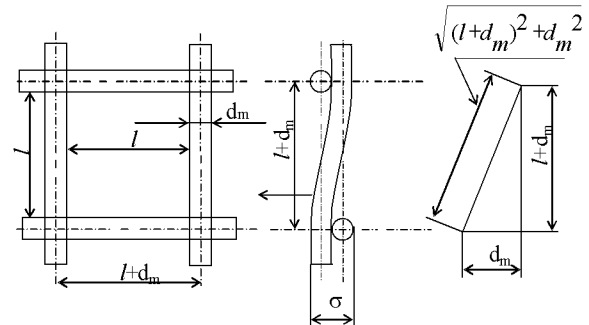


Fig.1 Schematic view of mesh

Table.1 Specification of wire mesh

Mesh No.	50	30
Wire diameter d_m (mm)	0.19	0.25
Min screen opening l (mm)	0.318	0.6
Pitch p (mm)	0.508	0.85
Opening rate ratio	0.392	0.498

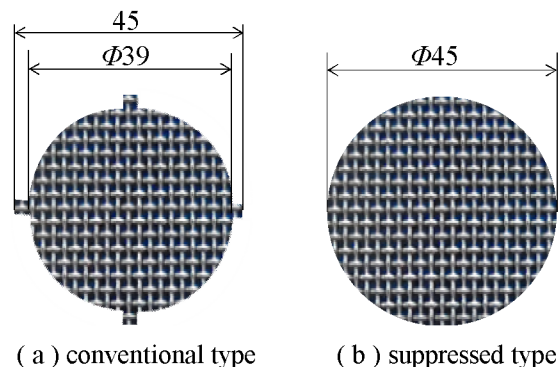


Fig.2 Model of thermal storage matrix

な積層方法を採用した．²⁾ 蓄熱材の積層間隔を一定とするために，シムリング（内径 40 mm，外径 45mm のリング状の薄板）と蓄熱材を交互に積層し，隙間を液体ガスケットで埋めた．シムリングの材質は SUS304 である．通常型および抑止型の蓄熱材形状を Fig.2 に示す．通常型は，蓄熱材を熱交換部直径 39mm に成形し，シムリングで保持するために幅 4mm の長方形保持部を四ヶ所に設けた．この場合，熱交換器内壁と蓄熱材外周部間には平

Effect of flow pattern on heat regenerative of regenerator for stirling engine.

Kouhei KASAI , Hiroshi YAMASAKI , Hiroshi NOMURA and Yasushige UJIIE

均 0.5mm の隙間がある。抑止型は、サイドリークを抑止するために蓄熱材を直径 45mm に成形し、シムリングと交互に積層した。蓄熱材がシムリングに挟まれている部分の隙間と再生熱交換器内壁に液体ガスケットを塗りサイドリークを完全に防止している。

2.2 流動実験装置および方法

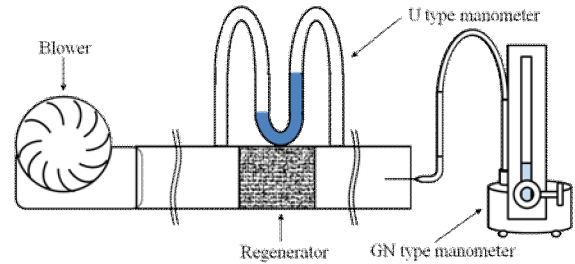
流動実験装置の概略を Fig.3 に示す。(a) は圧力損失計測装置である。送風機、再生熱交換器および計測機器から構成されている。作動流体には大気圧空気を用いた。流量を送風機で調整し、U 字管マノメータで再生熱交換器出入口の圧力差を計測した。出口側は大気開放とし、一方向流で実験を行った。同時にゲッチング型マノメータとピトー管を用いて平均流速を測定した。流路直径を 40 mm 一定とすることで、再生熱交換器の拡大縮小流路を除外し、蓄熱材による圧力損失を測定した。

(b) は流速分布計測装置である。コンプレッサ、圧力調整弁、再生熱交換器および計測機器から構成されている。再生熱交換器出入口の縮小流路にコンプレッサからエアホースを接続した。入口圧力を 70kpa に圧力調整弁で調整し、出口側を大気開放として一方向流で実験を行った。ゲッチング型マノメータとピトー管を用いて全圧を測定し、流速分布を算出した。

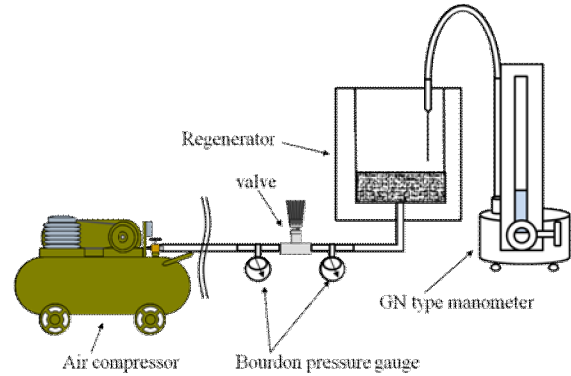
2.3 伝熱実験装置および方法

実験装置全体の概略を Fig.4 に示す。実験装置は α 型スターリングエンジン、制御装置および計測装置から構成されている。シリンダのボアは 50 mm , ストロークは 80 mm とし、ピストンクランク機構を採用している。位相差は、圧力損失および再生熱交換作用が顕著に表れるように 180° とした。作動流体には大気圧空気を用いた。加熱側に膨張空間を設け、電気ヒータで直接、作動流体を加熱した。冷却側に膨張空間と同じ容積の圧縮空間を設け、シリンダ外壁に直接水をかける水冷式とした。本実験では自立運転を行わず、可変速直流モータによって主軸を回転させた。加熱部、再生熱交換器および流路は断熱材で覆うことにより外部への熱損失を軽減した。

伝熱特性の実験方法は、 α 型スターリングエンジンの回転速度を 100, 200, 300, 400 rpm と変化させた。熱交換器内条件を同一とするため、膨張空間の平均温度を 200°C 、再生器の冷却側出入口の平均温度を 50°C とした。各回転速度で、再生熱交換器内部が温度平衡に達したところで、計測を開始した。



(a) Pressure loss measuring system



(b) Flow velocity distribution measuring system

Fig.3 Experimental apparatus of fluid flow

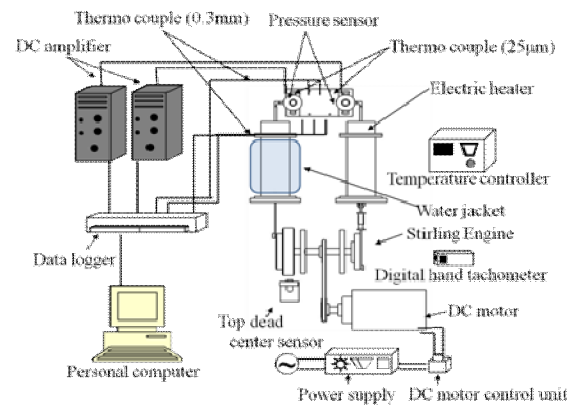


Fig.4 Experimental apparatus

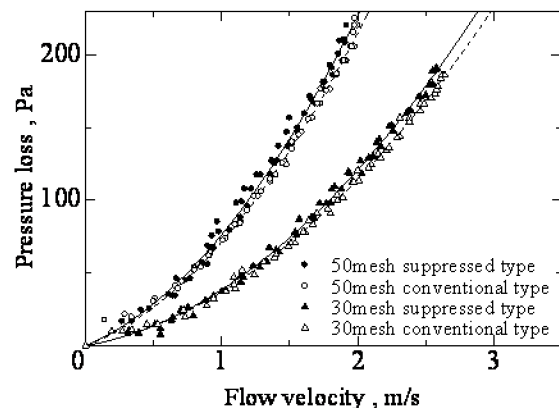


Fig.5 Pressure loss at flow velocity

作動流体と再生熱交換器内壁との熱交換を確認するために、再生熱交換器内壁と蓄熱材との隙間に熱電対を等間隔に設置し、再生熱交換器内壁近傍の温度分布を計測した。再生熱交換器の冷却出入口側から1番であり、加熱出入口側が5番である。

3. 実験結果および考察

3.1 流動特性

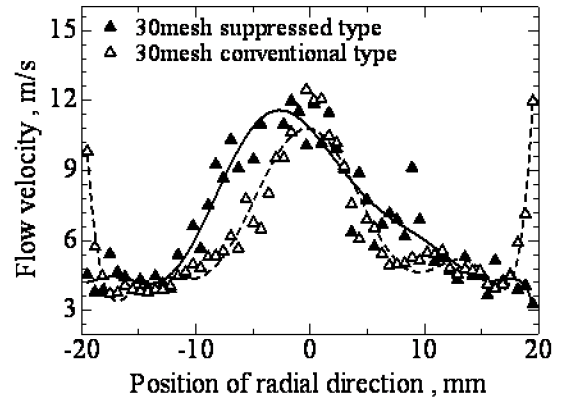
蓄熱材の圧力損失実験の結果を Fig.5 に示す。30, 50 メッシュの順に圧力損失が増大している。これは蓄熱材の開口比の違いによるものであり、開口比が小さくなると圧力損失が増大することを示している。また、双方の条件で通常型と比べ抑止型の圧力損失が増大した。通常型では片側 0.5mm の隙間を設けていることから、抑止型は通常型と比べ有効流路面積が 50 メッシュでは 7.7%, 30 メッシュでは 5.0% 小さくなる。そのために、抑止型では再生熱交換器の軸方向の流動抵抗が増大し、圧力損失が増大したと考えられる。

流速分布実験の結果を Fig.6 に示す。入口圧力を 70 kPa、蓄熱材の積層枚数は 11 枚である。(a) は 30 メッシュの結果であり、(b) は 50 メッシュの結果である。双方の条件で通常型のサイドリークを確認した。抑止型はサイドリークを抑止していることを確認した。再生熱交換器中心部で流速が増大することが確認できる。また、僅かではあるが再生熱交換器の壁面近傍での流速が高くなっているのを確認できる。この流速の増大値は 50 メッシュと比べ 30 メッシュの方が大きい。これは再生熱交換器の軸方向の流動抵抗が小さく、中心部に作動流体が流れやすいためと考えられる。一方、50 メッシュは 30 メッシュと比べ、線形が小さく、メッシュの厚さが薄くなるために、積層間隔が大きくなる。そのために再生熱交換器の半径方向の流動抵抗が小さくなっていると考えられる。作動流体が半径方向に流れ易くなり、流速分布が比較的なだらかになったと考えられる。

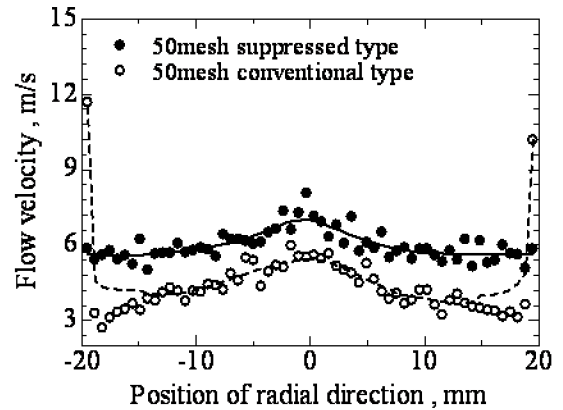
3.2 伝熱特性

50 メッシュ抑止型の温度履歴、圧力履歴を Fig. 7 に示す。往復動における再生熱交換器の評価には、熱再生率 E を用いて以下のように定義する。³⁾

$$E = \frac{\text{(再生熱量)}}{\text{(流入熱量)}} = \frac{\int_{180}^{360} c_p (\dot{m}_{h-out} T_{h-out} - \dot{m}_{c-in} T_{c-in}) d\theta}{\int_0^{180} c_p (\dot{m}_{h-in} T_{h-in} - \dot{m}_{c-out} T_{c-out}) d\theta} \quad (1)$$



(a) Pressure inlet = 70kPa, 30mesh



(b) Pressure inlet = 70kPa, 50mesh

Fig.6 Flow velocity distribution

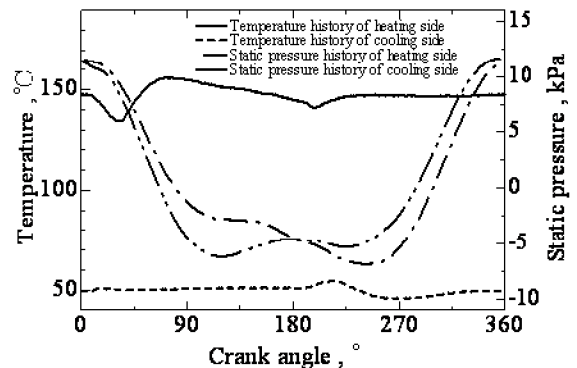


Fig.7 Temperature and Static pressure history

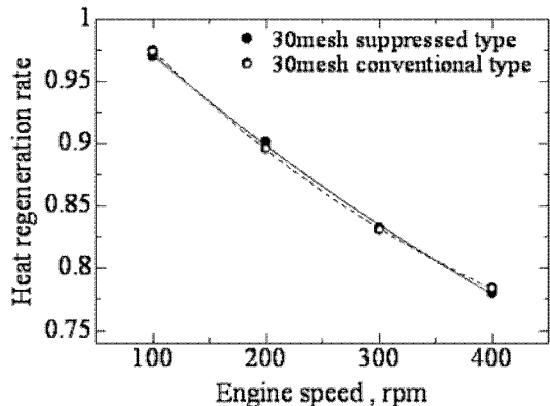


Fig.8 Heat regeneration rate of 30mesh

ここで、 c_p は定圧比熱、 $\dot{m}$ は質量流量、 T は温度を表している。質量流量の算出には往復運動における圧力、温度およびシリンダ容積変化を用いた。小文字の h は加熱側、 c は冷却側を表しており、 in は熱交換器への流入、 out は熱交換器からの流出を表している。例えば、 T_{h-in} は熱交換器に流入する加熱側温度を表している。

この方法を用いて整理した結果を Fig.8, 9 に示す。30 メッシュはすべての回転速度で差が見られなかったが、50 メッシュは 300, 400rpm で熱再生率が若干向上した。これはサイドリークを抑止することで再生熱交換器内全域に作動流体が広がり、蓄熱材全域から有効に熱回収できたためであると考えた。

流速分布実験において双方ともサイドリークが確認されたことから、通常型は再生熱交換器内壁面と近傍を流れる作動流体との熱交換が考えられる。30, 50 メッシュの再生熱交換器内壁近傍の温度結果を Fig.10 に示す。回転速度の増加に伴い温度分布は高くなっている。これは単位時間当たりの流入熱量が増大しているためである。双方のメッシュで通常型、抑止型とも一部の条件を除いて 1 番の温度が近い値を示し、4, 5 番において抑止型よりも通常型の温度が高くなった。これはサイドリークにより、加熱された作動流体が内壁面近傍を流れ、内壁面へ熱供給が行われたと考えられる。30 メッシュはサイドリークの影響が弱く、すべての条件で内壁面へ熱供給を行い、熱回収したと考えられる。そのために熱交換率に差が現れなかったと考えた。50 メッシュの 400 rpm ではサイドリークの影響が比較的強く、内壁面近傍を通過する作動流体の流量が増大し、滞在時間が短くなったために内壁面への熱供給量が低下して抑止型と通常型の温度分布が一致したと考えられる。

4. 結言

開口比の異なる蓄熱材を使用し、再生熱交換器内部のサイドリークを抑止することによる流動および伝熱特性について実験的に調べ以下の結論を得た。

1. サイドリークを抑止すると圧力損失が増大する。これは、再生熱交換器内壁と蓄熱材との隙間を埋めることで有効流路面積が減少するためである。
2. 0.5mm の隙間でサイドリークが発生する。再生熱交換器内壁と蓄熱材との隙間を埋めることでサイドリークを抑止することができる。
3. 開口比の小さな 50 メッシュはサイドリークを抑止すると高速域の熱再生率が向上する。30 メッシュは通常型、抑止型共に熱再生率に違いが見られなかった。
4. 通常型の温度分布は 1 番から 5 番にかけて温度勾配が大きいことから作動流体と再生熱交換器内壁とで熱交換を行っていると考えられる。

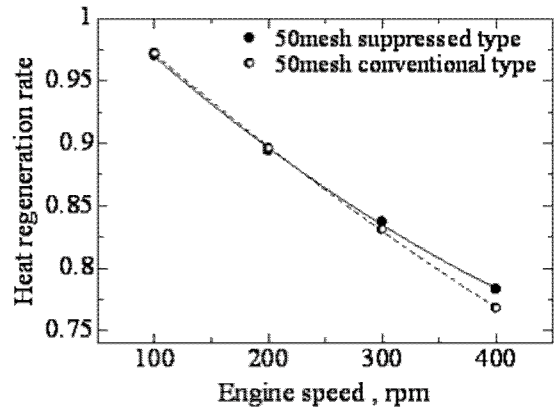
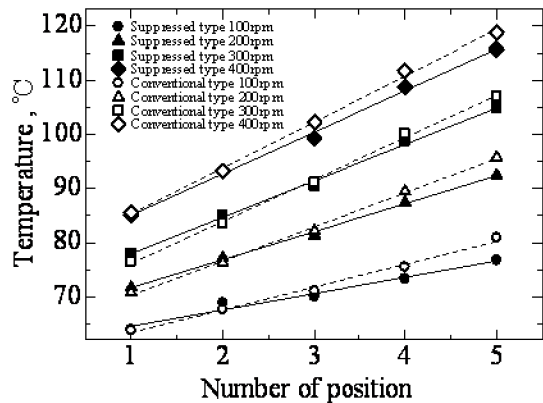
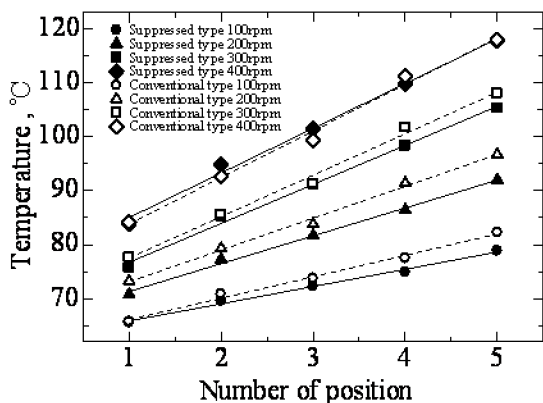


Fig.9 Heat regeneration rate of 50mesh



(a) Temperature distribution of 30mesh



(b) Temperature distribution of 50mesh

Fig.10 Temperature distribution of regenerator

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), pp. 116-140.
- 2) 濱口 和洋, 真柄 洋平, 山下 巖, 金網積層体の圧力損失および伝熱特性におよぼす積層方法の影響, 日本機械学会論文集(B 編), 70-697 (2004), P2425-2432
- 3) 西本圭一, 稗田 澄, スターリング機関用蓄熱対の性能試験, 日本機械学会論文集(B 編), 55-518 (1989), pp. 3255-3265.