スターリングエンジンの再生熱交換器における伝熱および流動特性

日大生産工(院) 鈴木 啓一 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、性能面等にいまだ種々の 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 死容積減少,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 は長さおよび容積を一定とした,矩形断面お よび円形断面再生熱交換器(以降,矩形断面, 円形断面)の伝熱および流動特性について実 験的に調べた.

2. 再生熱交換器実験装置

2.1 実験装置および方法

スターリングエンジンの基本型式はα型,β 型およびγ型に分類される.本実験は膨張空間 および圧縮空間それぞれにパワーピストンを 持つ,α型スターリングエンジンを用いた.実 験装置全体の概略を Fig.1 に示す.実験装置は 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.

α型スターリングエンジンの詳細を Fig.2 に 示す.シリンダのボアは 50 mm 、ストローク









Heat Transfer and Flow Characteristics in Regenerator of Stirling Engine Hirokazu SUZUKI, Hiroshi YAMASAKI, Hiroshi NOMURA and Yasushige UJIIE は80mm とした スターリングエンジンのピ ストン位相は,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.再生 熱交換器には長さ 64 mm ,容積 80 cc の矩形 断面および円形断面を用いた.熱源には電気 ヒーターを用い,温度制御器により所定の温 度に調整した.加熱側シリンダ内に膨張空間 を設け,ヒーターで直接,作動流体を加熱し た.冷却方法は冷却側シリンダ内に膨張空間 と同じ容積の圧縮空間を設け,空冷式とした. 出力取り出し機構には, ピストンクランク機 構を用いた.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. 作動流体には大気圧空気を用いた.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.

計測装置はひずみゲージ式圧力センサ,K 種熱電対および上死点センサから構成されて いる.圧力センサは再生熱交換器の両端に設 置した.熱電対は再生熱交換器両端,再生熱 交換器内部,加熱器および冷却器に設置した. 再生熱交換器両端には応答性に優れている線 形 25 µm の極細熱電対を,再生熱交換器内部, 加熱器および冷却器には線形 0.3 mm の熱電 対を用いた.上死点センサには磁性式近接セ ンサを用い,上死点に対応するフライホイー ル位置に磁性のある金属を取り付け検出した. 2.2 蓄熱材

再生熱交換器に内蔵する蓄熱材を Fig.3,幾 何学的形状値を Table.1 に示す.蓄熱材には素 線形0.25 mm,目開き0.85 mmの SUS 304 メ ッシュ(平織積層金網)を用いた.メッシュの 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⁾.

$$\mathcal{L} \boldsymbol{\mathcal{YF}} : p = l + d_m \tag{1}$$

開口比:B=最小自由流路面積/全前面積

$$= \left(\frac{l}{p}\right)^2 \tag{2}$$

'空隙率: ϕ =自由流路体積/全体積

$$=1-\frac{\pi d_{m}\sqrt{p^{2}+d_{m}^{2}}}{4p^{2}}$$
(3)

ここで, *l* は目開き, *d*_m は素線径を表している.

メッシュの積層方法は、作動ガスの流れに垂 直な積層方法と作動ガスの流れに平行な積層 方法が考えられる.本実験では矩形および円形 断面の断面形状差による伝熱および流動特性 を明らかにするのが目的であるため、どの領域 でもバランスのよい垂直積層を採用した.



Fig.3 Schematic view of mesh

Table.1 Specification of wire mesh

Mesh	Wire diameter	Min.screen opening	Pitch
No.	$d_m (mm)$	l (mm)	p (mm)
23	0.25	0.85	1.1
Porosity	Opening area ratio	Specific surface area	
ϕ	В	$\sigma (\text{mm}^2/\text{mm}^3)$	
0.817	0.597	2.604	

3. 実験結果および考察

3.1 流動特性

流動特性実験は矩形および円形断面とも 蓄熱材を 0 ,40 ,60 ,80 ,100 枚と変化 させた 実験用エンジンの回転速度は100 200 および 300 rpm とした . 矩形および円形 断面の 300 rpm, メッシュ数 100 枚における 加熱側,冷却側の圧力を Fig.4 に示す. Fig.4 はクランク角 0 °のとき冷却側のピストン が上死点である.矩形および円形断面につい て加熱側から冷却側を引いた差を圧力損失 △p とする.円形断面が矩形断面より圧力損 失が少ないことがわかる .各回転速度におけ る,矩形および円形断面の最大圧力損失のグ ラフをそれぞれ Fig.5 , Fig.6 に示す. 矩形 断面,円形断面とも回転速度の上昇および蓄 熱材枚数の増加とともに圧力損失も増加し ている.また,矩形断面より円形断面の圧力 損失が若干少ない.このことはすべての条件 で確認できる.また,蓄熱材0枚の場合で も圧力損失が表れている.この圧力損失は管 摩擦損失とも考えられるが,その管摩擦損失 の影響は少なく、それよりも再生熱交換器の 入り口および出口の断面形状の違いによっ て起こる広がり管、または狭まり管における 圧力損失の影響であると考えられる.300rpm, 蓄熱材 100 枚の矩形および円形断面におけ る圧力損失のグラフを Fig.7 に示す. 矩形お よび円形断面の蓄熱材枚数増加に伴う矩形

および円形断面の圧力損失差は再生熱交換 器内の有効流路断面積の差と考えられる.

蓄熱材の圧力損失△*p_m*は,一般的に摩擦損 失係数およびレイノルズ数によって評価さ れる¹⁾.これにならい,レイノルズ数の代表 長さに目開き!を用い,摩擦損失係数には積 層枚数を考慮した式を用いた.

摩擦損失係数:
$$f = \frac{\Delta p_m / N_r}{\rho u^2 / 2}$$
 (4)

レイノルズ数: Re =
$$\frac{m}{v}$$
 (5)

ここで, N_r は蓄熱材積層枚数, ρ は作動 流体の密度, u は流速およびvは動粘性係数 を表している.u は蓄熱材全断面での最大流 速を開口比 B で除した蓄熱材中の流速とす る.また, Δp_m は積層金網の圧力損失を用い るため,それぞれの最大圧力損失から蓄熱材 0 枚の最大圧力損失を差し引いた値とする.

この方法によって整理した摩擦損失係数 とレイノルズ数の関係を Fig.8 に示す.矩形 断面が円形断面よりも摩擦損失係数が大き いことが確認できる.蓄熱材の圧力損失を用 いたが,摩擦損失係数に差があることから, 前述の再生熱交換器断面形状の違いによる 有効流路断面積の影響があらためて示唆さ れる.

3.2 伝熱特性

伝熱特性実験では矩形および円形断面とも 蓄熱材を 40,60,80,100枚と変化させ た.熱交換器内条件を同一とするため,膨張 空間の温度を 200 とし再生熱交換器内部 が温度平衡に達したところで,実験を開始し た.矩形および円形断面の 300 rpm,メッシ ュ数 100枚における加熱側,冷却側の温度を Fig.9 に示す.クランク角 0°のとき冷却側の ピストンが上死点である.クランク角 0°~ 180°において加熱された作動流体が熱交換 器へ流入し,クランク角 180°~360°では冷 却された作動流体が熱交換器へ流入する.往 復動における再生熱交換器の評価は熱再生率 *E*を用いて以下のように定義する²⁾.

E = (再生熱量)/(流入熱量)

$$= \frac{\int_{180^{\circ}}^{360^{\circ}} c_{p} \dot{m} (T_{h-out} - T_{c-in}) d\theta}{\int_{0^{\circ}}^{180^{\circ}} c_{p} \dot{m} (T_{h-in} - T_{c-out}) d\theta}$$
(6)

ここで, *c_p* は定圧比熱.*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ガ ス圧力,温度およびシリンダ容積変化を用い







Fig.5 Maximum pressure loss in rectangular type regenerator.



Fig.6 Maximum pressure loss in cylinder type regenerator.



Fig.7 Relation between Maximum pressure and mesh number

た.

小文字のh は加熱側温度,c は冷却側温度 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.たとえば Th-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矩形お よび円形断面の結果をFig.10 およびFig.11に 示す.矩形断面は 60 枚が最大熱再生率とな る.円形断面は 60 枚が最大熱再生率とな る.円形断面は 60 枚が最大熱再生率を示し, 300 rpm のみ 60 枚,80 枚に差がなく共に最 大圧力損失を示す.60~80 枚のとき再生熱交 換器の蓄熱と熱回収のバランスがよいという ことである.別途分析の結果,蓄熱だけを考 えるのであれば 100 枚が最大となるが熱回 収では他の蓄熱材枚数より劣っている.

すべての条件において矩形断面が円形断面 より熱再生率が下回っている.これは矩形断 面の場合,外周の四角部に熱交換に寄与しな い無効容積が増大するためと考えられる.中 央部より外周部の温度が低いので,蓄熱材平 面内における外周方向への熱伝導量が大きく なり,熱再生率の低下を招いたと考えられる.

矩形および円形断面は回転速度の上昇とと もに熱再生率が下がっている.回転速度の上 昇によって再生熱交換器前後の圧力差が大き く,両側の質量流量に差が生じるためと考え られる.

4. 結言

断面形状の異なる再生熱交換器を用いて, 伝熱および流動特性について実験的に調べ 以下の結論を得た.

(1) 円形断面が矩形断面より圧力損失が軽減 されるのは再生熱交換器の入り口および出口 の断面形状の違いによる影響が大きい. 蓄熱 材の圧力損失を摩擦損失係数およびレイノル ズ数をもちいて整理した結果, 蓄熱材枚数増 加に伴う圧力損失には, 断面形状によって異 なる有効流路断面積の影響が示唆された.

(2) 充填する蓄熱材の適正量には最適値が存 在し,本実験では矩形および円形断面とも60 ~80 枚である.

(3) 円筒型の熱再生率がすべての条件で直方 体型を上回ったのは, 無効容積の減少と考え られる.

参考文献

1)山下 巌,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) 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.



Fig.8 Relation between Reynolds number and friction factor.



Fig.9 Relation between crank angle and temperature.



rectangular type



Fig.11 Thermal regeneration rate of cylinder type