3-34

再生熱交換器における蓄熱材の複合化が伝熱特性および流動特性にあたえる影響

日大生産工(院)〇吉川 宗範

日本大学生産工 山崎 博司 日大生産工 野村 浩司 日大生産工 氏家 康成

materia

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,NOx による酸性雨やPM 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. その特長は, 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 NOx 等の 低公害であることなどが挙げられる.反面,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.本報では単一蓄熱材と複 合蓄熱材による伝熱特性および流動特性につ 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 4 種類を用意した.蓄熱材の充 填量は 60 g とした.材質は SUS304 である.蓄 熱材の幾何学的形状値を 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

Table.1 Specification of wire mesh

-				
Mesh No.	16	30	50	80
Wire diameter $dm(mm)$	0.34	0.25	0.19	0.14
Min screen opening l (mm)	1.25	0.6	0.318	0.178
Pitch p (mm)	1.59	0.85	0.508	0.318
Opening rate ratio β	0.618	0.498	0.392	0.313
Porosity ϕ	0.828	0.759	0.686	0.622

Table.2 Combination of single and composite

ша	unx						
	The order pf the heat strange material case						
No	High temperatune side			Low temperatune side			
	Suppression type		Lattice type	Suppression type			
1	80	80	Lattice shape	80	80		
2	50	50	Lattice shape	50	50		
3	30	30	Lattice shape	30	30		
4	16	16	Lattice shape	16	16		
/	Unsuppression type		Lattice type	Unsuppression type			
5	80	80	Lattice shape	80	80		
6	50	50	Lattice shape	50	50		
7	30	30	Lattice shape	30	30		
8	16	16	Lattice shape	16	16		
/	Unsuppression type		Lattice type	Suppression type			
9	80	80	Lattice shape	80	80		
10	50	50	Lattice shape	50	50		
11	30	30	Lattice shape	30	30		
12	16	16	Lattice shape	16	16		
/	Suppression type		Lattice type	Unsuppression type			
13	80	80	Lattice shape	80	80		
14	50	50	Lattice shape	50	50		
15	30	30	Lattice shape	30	30		
16	16	16	Lattice shape	16	16		





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40mm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. 非抑止は,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4 mm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均 0.5 mmの隙間があり,ここを流れる作動流体

Effect of composite matrix on heat transfer and flow characteristics in regenerator. Munenori YOSHIKAWA, Hiroshi YAMASAKI, Hiroshi NOMURA and Yasushige UJIIE はサイドリークと呼ばれている.抑止型は,サ イドリークを抑止するために蓄熱材を直径 45 mm に成形し,シムリングと交互に積層した. 蓄熱材,シムリングおよび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.

再生熱交換器はケースと蓄熱材ユニットが組み 合わせてある. 蓄熱材ユニットは蓄熱材ホルダと 蓄熱材ケースに分かれており, 蓄熱材ケース 5 個 を 1 組みとして使用している. 従来は, 蓄熱材の 非抑止型と抑止型の個数が異なっていたため, 蓄 熱材の個数の違いによって実験の評価に影響が出 ると考え, 非抑止型と抑止型の個数を同じにした. 本実験では, 蓄熱材ケース 4 個と中央に格子状の 通路としたケースを 1 組みとして実験を行った. 蓄熱材の組み合わせを Table.2, 組み合わせの一例 を Fig.1 に示す. No.1 から No.8 までを単一蓄熱材 とし, No.9 から No.16 までを複合蓄熱材とした. 2.2 流動抵抗実験装置および方法

流動実験装置の概略を Fig.2 示す.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 ゲッチンゲン型マノメータとピトー管を用い て流速分布を測定し,平均流速を求めた.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.

2.3 伝熱実験装置および方法

実験装置全体の概略を Fig.3 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



Fig.2 Experimental apparatus of fluid flow



Fig.3 Experimental apparatus

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 ダ外壁にウォータジャケットを設けた.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℃,再生器の冷却側 出入口の平均温度を50℃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.

3. 実験結果および考察

3.1 流動抵抗実験

Fig.4 は抑止型および非抑止型における単 ー・複合蓄熱材における圧力損失と平均流速 の関係を示す.(a)は抑止型の単一蓄熱材の結 果,(b)は非抑止型の単一蓄熱材の結果,(c)は

上流側に非抑止型を用いた複合蓄熱材の結 果,(d)は上流側に抑止型を用いた複合蓄熱材 の結果である.(a)は、流速が低速域では各メ ッシュの圧力損失に大きな差はみられない が、中速域および高速域で差が生じ、メッシ ュが粗いほど圧力損失が小さい傾向が見られ た.(b)は、(a)同様に低速域では圧力損失はほ ぼ均等の値を示したが、中速域ではメッシュ が粗いほど圧力損失が小さいが、高速域では 80 メッシュを除き, 50, 30, 16 はほぼ均等の 値を示した. これは非抑止型を用いた事によ り、サイドリークによる圧力損失の低減が見 られ、特に高速域ではより作用したと考えら れる.(c),(d)は80メッシュの圧力損失が最 も大きく、16メッシュの圧力損失が最も小さ い. 50, 30 メッシュでは(d)の場合, 中速域で 差が生じ、低速域および高速域ではほぼ均等 の値を示した. 全体を見わたすと非抑止型の み(b)または上流側に非抑止型(c)を用いること により高速域での圧力損失低減が見込める事 がわかった.

3.2 伝熱特性実験

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=(再生熱量)/(流入熱量)

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

ここで、cpは定圧比熱、前は質量流量、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、Th-inは 熱交換器に流入する加熱側温度を表している. その評価方法の概念図を Fig.5 に示す.この方法 を用いて整理し、行った実験データをまとめた. 各単一蓄熱材における熱再生率の結果を





Fig.6 に示す. No.4, No.7, No.8 においてすべ

ての回転数で熱再生率が高くなった. No.7 お よび No.8 では、サイドリークにより、蓄熱材 全域を有効利用することができたため、また No.4 は、低メッシュ数で過渡的な質量流量増 大の効果により熱再生率が高くなったのでは ないかと考えられる.

各複合蓄熱材における熱再生率と回転速度 の結果を Fig.7 に示す. No.12 では、低速域で は高い熱再生率を得ることができたが、中,高 速域での落ち込みが大きくなっていることが わかる. その理由として, No.12 では加熱側に 低メッシュでの非抑止型,冷却側に抑止型を配 置しており,低回転で流れが遅いときはメッシ ユ全域を有効に利用した熱交換が実現できる が,高速域ではメッシュの中央部のみを利用す るにとどまるためと考えられる.加熱側に抑止 型を用いた No.15, No.16 において、全ての回 転数領域で比較的高い効率を得ることができ た. その理由として, 圧力損失の少ない低メッ シュ数の蓄熱材を使用して過渡的な質量流量 を増大させ、メッシュ全域を有効に利用できた 結果であると考えられる.

単一・複合蓄熱材において熱再生率に大きな 違いは見られなかったが,どちらの結果も加熱 側に抑止型を用いることにより熱再生率が高 い傾向が見られた.このことから加熱側に抑止 型を用い,冷却側に非抑止型を用いることによ り熱再生率の向上が見込めるのではないかと 考えられる.

4.結言

単一蓄熱材と複合蓄熱材による伝熱特性およ び流動特性について実験的に調べた結果,以下 の結論を得た.

1. 圧力損失の低減するにあたって,上流側に 非抑止型または全域にわたって非抑止型のみ を設置したほうがよいと考えられる.

2. 低速域から高速域にわたって高い熱再生率 が得られたのは No.15 または No.16 であった. すなわち,加熱側に抑止型を用い,冷却側に非



Fig. 5 Evaluation method of the regenerator



Fig.6 Heat regeneration rate of Single matrix



Fig.7 Heat regeneration rate of composite matrix

抑止型を用いることによりさらなる熱再生率 向上の目安と考えられる. 参考文献

1) 山下・濱口ほか, 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・真柄ほか,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・稗田,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.