スターリング機関用蓄熱体の性能試験*
(第2報, 各種蓄熱体の性能比較)西本 奎一^{*1}, 稗田 登^{*2}A Study on a Performance Test of Matrices for Stirling Engines
(2nd Report, Performance Comparison of Various Matrices)

Keiichi NISHIMOTO and Noboru HIEDA

The adaptability of various materials for the matrix of a Stirling engine regenerator was evaluated inclusively, considering not only their heat transfer properties which were measured and reported in the 1st report, but also their flow resistances and void volumes. Also, the assumption which was applied in the 1st report to obtain the rate of heat regeneration from the measured temperature of air was examined by numerical analysis using the finite difference method and it was found that the assumption is adequate when the rotary valve speed is more than or equal to 240 rpm. To examine the accuracy of the experiment, the heat transfer coefficients which were obtained from the air temperature were compared to those calculated by generally known empirical formulae.

Key Words: Regenerator, Stirling Engine, Heat Engine, Heat Transfer, Thermal Engineering

1. 緒 言

第1報⁽¹⁾においてはスターリング機関用の各種蓄熱体を実際の機関の再生器に取付けてその性能を試験する労力を軽減するために、2個の回転弁を有する非常伝熱実験装置を用いて、11種の蓄熱体の伝熱性能を同一条件のもとにおいて測定、比較したが、機関性能に影響をおよぼす蓄熱体の性質としては伝熱性能のほかに、流動抵抗、すきま体積(蓄熱体内部において作動ガスが占める空間の体積)および熱伝導損失(蓄熱体実質内を通過し、高温端から低温端へ熱伝導によって移動する熱量)などがあり、しかもこれらの性質が機関性能におよぼす利害損失は互いに相反する場合が多く、また作動ガスの種類や機関各部の体積比などによって影響の程度が異なるので、最適蓄熱体を選定するには機関諸元および運転条件を考慮する必要がある。

本報では第1報の実験で得られた各種蓄熱体の伝熱性能(熱再生率)のほかに、流動抵抗およびすきま体積を考慮してスターリング機関用蓄熱体としての性能を

総合的に比較、評価した。なお、それに先立ち前報の解析の際に立てた仮定の当否を吟味し、また、熱再生率と同じ手法で求めた熱伝達率の値を既知の実験式で求めた値と比較し、両者の相違について考察した。供試蓄熱体の仕様を表1に示す。

表1 供試蓄熱体一覧

Name	Symbol	Size		Number	Length
		I.D.	O.D.		
Stainless Steel Pipe	P1×1.5	1mm	1.5mm	449	140mm
	P1.9×3	1.9mm	3mm	123	
	P 3×4	3mm	4mm	62	
Stainless Steel Sphere	SB φ2	Diameter		5912	40mm
	SB φ3	3 mm		1743	
Stainless Mesh	M #40	40 mesh		96sheets	40mm
Sponge Metal	SM #5	Cells/inch		35~44	40mm
	SM #6	44~55			
Ceramic Foam	C #20	Cells/25mm		18~22	40mm
	C #30	27~33			
Honeycomb Ceramics	HC	Base×Height		2mm × 1mm	140mm
		560Cells			

* 平成元年7月14日 東海支部岐阜地方講演会において講演、原稿受付 昭和63年11月25日。

^{*1} 正員、福井工業大学(〒910 福井市学園3-6-1)。

^{*2} 正員、金沢大学工学部(〒920 金沢市小立野2-40-20)。

2. 熱再生率算出法の吟味

第1報で述べた熱再生率算出の際の仮定は、

- (1) 再生器内残留空気は蓄熱体の熱容量に対して無視する
- (2) 流れ方向の蓄熱体内熱伝導は無視する
- (3) 流れに垂直な断面内の蓄熱体の熱拡散率は無限大である

(4) 再生器内の空気および蓄熱体の温度分布は直線状で、両者のこう配は等しい。

であるが、このうち(4)の妥当性について吟味するために、各供試蓄熱体の仕様から求めた伝熱特性値を用い、泉らの階差式による数値解法⁽²⁾によって再生器内部における温度分布を試算した。

基礎式は

$$\xi = \Lambda x / L, \quad \eta = 2\pi t / \tau$$

として、(特記しない記号は第1報に同じ)

$$\frac{\partial T}{\partial \xi} = T_m - T, \quad \frac{\partial T_m}{\partial \eta} = T - T_m$$

r : x 方向分割番号 (空気入口側を1とする)

s : 時間分割番号 (r, s とも 1, 2, …, 21)

$$\alpha = \Lambda / 20, \quad \beta = \pi / 20$$

$$A_1 = (2 - \alpha) / (2 + \alpha)$$

$$A_2 = \alpha / (2 + \alpha), \quad B_1 = (2 - \beta) / (2 + \beta)$$

$$B_2 = \beta / (2 + \beta), \quad K_1 = B_1 / (1 - A_2 B_2)$$

$$K_2 = B_2 / (1 - A_2 B_2)$$

$$K_3 = A_2 B_2 / (1 - A_2 B_2)$$

$$K_4 = A_1 B_2 / (1 - A_2 B_2)$$

とすれば、

$$T(r+1, s) = A_1 T(r, s)$$

$$+ A_2 [T_m(r+1, s) + T_m(r, s)]$$

$$T_m(1, s+1) = B_1 T_m(1, s)$$

$$+ B_2 [T(1, s+1) + T(1, s)]$$

$$T_m(r, s+1) = K_1 T_m(r, s) + K_2 T(r, s)$$

$$+ K_3 T_m(r-1, s+1) + K_4 T(r-1, s+1)$$

すなわち無次元長さ Λ および無次元半周期 π をそれぞれ 20 分割した階差式によって温度分布を求める。

境界条件: 受熱期間では $T(1, s) = T_h$

放熱期間では $T(1, s) = T_c$

初期条件: 第1受熱期間では $T_m(r, 1) = T_c$, その後はある受熱期間の終わりの蓄熱体温度分布の x 座標を反転したものをつぎの放熱期間の初期条件とすればよい。数値計算は各点の温度変化が 0.1°C 未満になるまで繰返した。

図1に空気および蓄熱体の温度分布の計算結果の一部を示す。また第1報の再生器両端における測定温度

を図3に示す。図3では両端の温度を直線で結んであるが、図1によればそれがほぼ妥当であることがわかる。ただし、図1のM#40の受熱および放熱期間における空気の最高、最低温度は回転速度の低い場合、直線からわずかに外れるが、それらの平均値は図2に示すとおりほぼ直線となり、また240 rpm以上ではさらに直線に近付くので、現実の機関の実用回転速度(300 rpm以上)では前述の仮定(4)が妥当であることがわかる。図3における空気温度と蓄熱体温度のこう配が多少異なっているのは温度測定の実差によるものと思われる。

3. 熱伝達率

第1報では非定常伝熱実験で求めた蓄熱体両端における空気温度の測定値から熱再生率を求めたが、同様にして、熱伝達率 h は次式で求めることができる。

$$h = \frac{\dot{m} c_p \Lambda}{s} = \frac{2 \dot{m} c_p}{s} \frac{1 - F}{F - \frac{\dot{m} c_p \tau}{4 M C}} \quad \dots\dots\dots (1)$$

この式で求められる熱伝達率の値は第1報で述べた仮定に基づくものであって、これを総括熱伝達率と呼ぶことにする。(式中の記号は第1報に同じ)

一方、各蓄熱体の形状、寸法、物性値および空気流速にもとづいて熱伝達率を既知の実験式によって算出し、空気温度測定結果を式(1)に代入して求めた値と比較、対照してみることとする。

ステンレスパイプおよびステンレス鋼球の熱伝達率算定には日本機械学会伝熱工学資料⁽³⁾の式を、またステンレス金網および発泡金属には浜口、宮部の式^{(4),(5)}を用いた。セラミックフォームは、材質は異なるけれども幾何学的構造は発泡金属と同一なので、発泡金属と同じ式を使用した。ハニカムセラミックスに対しては、三角形通路の水力平均深さの4倍を直径とみなしてステンレスパイプと同じ円管の式を用いた。

それらの式を以下に示す。

記 号

C : 蓄熱体の比熱

c_p : 空気の比熱

d : 直径

d_m : 発泡体の平均壁厚

E : 熱再生率

h : 熱伝達率

L : 蓄熱体全長

M : 蓄熱体の質量

$\dot{m}$: 空気の質量流量

Nu : ヌセルト数

Pr : プラントル数

p : 金網素線のピッチ

Re : レイノルズ数

U : 蓄熱体内平均流速

U_0 : 蓄熱体前平均流速

β : 金網の開口比

Δp : 差圧

ϵ : 空けき率

Λ : 無次元長さ

λ_a : 空気の熱伝導率

ν_a : 空気の動粘度

σ : 比表面積

τ : 空気流の反転周期

(1) パイプおよびハニカムセラミックス

$$Re = Ud/\nu_a$$

$$Nu = K + \frac{0.104(d/L)Re \cdot Pr}{1 + 0.016[(d/L)Re \cdot Pr]^{0.8}}$$

壁温一定の場合 $K=3.65$

$$h = \frac{\lambda_a Nu}{d}$$

(2) 鋼球

$$Re = U_0 d / \nu_a$$

$$Nu = \frac{2 + 0.75 Pr^{1/3} \cdot Re^{1/2}}{\epsilon}, \quad h = \frac{\lambda_a Nu}{d}$$

(3) ステンレス金網

$$\epsilon = 1 - \frac{\pi d \sqrt{p^2 + d^2}}{4p^2}, \quad \beta = (1 - d/p)^2$$

図1 再生器内温度分布の階差式による計算結果
(実線: 空気温度, 破線: 蓄熱体温度)

図2 M#40-30の場合の再生器内平均温度分布
(実線: 受熱および放熱期間中の平均空気温度,
破線: 1サイクル間の平均蓄熱体温度)

(a) SB φ2

(b) M#40

図3 再生器両端における温度変化
(H: 高温端, C: 低温端, 実線: 空気温度,
破線: 蓄熱体温度)

$$\sigma = \frac{\pi(2\sqrt{p^2 + d^2} - d)}{2p^2}$$

$$Re = \frac{U_0 d}{\beta \nu_a}, \quad Nu = 0.42 Re^{0.56}$$

$$h = \frac{\lambda_a Nu}{d}$$

(4) 発泡金属, セラミックフォーム

$$Re = U_0 d_m / \nu_a$$

$$Nu = 0.19 Re^{0.8} \quad (1.5 \leq Re \leq 200)$$

$$h = \frac{\lambda_a Nu}{d_m}$$

森ら⁽⁶⁾によれば, 密接して充てんした細管の場合大部分の流量は管内を流れ, 管外部の流量および熱伝達は無視しうるとされているので, パイプに対しては(1)に記した管内層流速度助走区間の式を用いた。

ただし伝熱工学資料には壁温一定に対して式中の $K=3.65$ を与えているが, 温度差一定, 熱負荷一定の場合については述べていない。ここではこの式と並べて掲載されている速度助走区間の局所層流熱伝達の図から推定して, 熱負荷一定の場合として, 一応 $K=7.15$ の値を採用した。

これらの式によって算出した値と式(1)から求めた実験値とを対比した結果を図4に示す。

実験値と計算値は全般にかなりよく一致しているけれども, P3×4では実験値のほうがかなり高い値となっている。これは第1報でも述べたとおり, 流入端面における乱れによる熱伝達の促進と, パイプが太くな

図4 熱伝達率の計算値と実験値の比較

るに従って, 完全に密接して充てんすることが困難となり, パイプ間のすきまを通る流量が増加してパイプ外周の熱伝達が無視できなくなるためであると思われる。

この傾向は P1.9×3 にも多少現れている。

4. 流動抵抗

第1報で取上げた11種の蓄熱体に定常流の室温空気を流して測定した蓄熱体前後の差圧を図5に示す。

図5において, パイプおよびハニカムセラミックスの差圧は流量に対してほぼ直線に近い変化をしており, これらの蓄熱体の内部の流れがほぼ層流であるとして差し支えないことを示している。その他の蓄熱体の差圧は放物線に近い曲線になっていて, 乱流形の流動抵抗であることがわかる。

5. 再生器蓄熱体の性能比較

スターリング機関再生器用蓄熱体の性能としては, 最初に述べたとおり, (1)伝熱性能, (2)流動抵抗, (3)すきま体積, (4)熱伝導損失の4項目にわたって総合評価する必要がある。そのため, 流動抵抗がパイ

図5 各蓄熱体の流動抵抗
(PおよびHCの全長: 140 mm,
その他の蓄熱体の全長: 40 mm)

図6 修正熱再生率と修正すきま体積

プP1×1.5の抵抗に等しくなるように各蓄熱体の全長を修正して、そのときの熱再生率およびすきま体積を算定して比較することとした。層流形の流動抵抗と乱流形の流動抵抗の比は流量によって変化するが、ここでは一応、流量120 L/minにおける流動抵抗がすべて等しくなるように修正した。

この場合、すきま体積は全長に比例するが、熱再生率については第1報の式(9)を用い、式中の Λ が全長に比例するものとして換算した。このようにして求めた修正熱再生率および修正すきま体積を図6に示す。

パイプおよびハニカムセラミックスは修正全長が他の蓄熱体に比べ非常に長く、修正熱再生率は大きいけれども、修正すきま体積も非常に大きく、通常のスターリング機関には、このままでは適当ではないと思われる。しかし焼却炉の廃熱などを熱源とし、作動ガスとして空気または窒素などを用いる場合には、流動抵抗が機関出力に大きく影響し、一方燃料消費の節減はさほど重要ではないので、この種の蓄熱体が適当となることも考えられる。その場合には全長をいくつかの区間に分割し、その境界において作動ガス通路を食違

わせるとともに、多少の間隔を置くことによって熱伝達を促進し、また熱伝導損失の軽減をはかることが効果的であると考えられる。

金網M#40と発泡金属SM#6はほぼ同程度の伝熱性能であるが、修正すきま体積は金網のほうが少し小さい。一般に、ヘリウムまたは水素を作動ガスとする実際のスターリング機関に用いられている金網は、さらに細かい#150～#200のものが多く、発泡金属を使用する場合にも、さらに目の細かいものを用いねばならないと思われる。

セラミックフォームは熱再生率、すきま体積ともに発泡金属よりも少し劣っているが、熱伝導損失が小さいので、よりいっそう目の細かいものの使用が可能であれば、かなり有望であると思われる。

鋼球蓄熱体は流動抵抗が大きくて、再生器用蓄熱体として適当であるとは思われない。

6. 結 論

第1報においては非定常伝熱実験装置を用いて11種の蓄熱体の伝熱性能を測定、比較したが、蓄熱体の両端における空気温度の測定値から熱再生率を算出するときに立てた仮定の妥当性を、階差式による温度分布の数値解によって検討し、回転弁の速度240 rpm以上においては差し支えないことを確かめた。また熱再生率の算定と同様の方法で求めた熱伝達率の値を、既知の実験式で算出した値と比較し、両者の相違について考察した。ついで120 rpmにおける流動抵抗がステンレスパイプP1×1.5の抵抗に等しくなるように各蓄熱体の全長を修正して、その修正全長における修正熱再生率および修正すきま体積を算定し、それらの値によって各供試蓄熱体の、スターリング機関再生器用としての特性および優劣の程度を判定した。

文 献

- (1) 本論文集 3255 ページ。
- (2) 泉・児山・新井, 機論, 35-276 (1969), 1723.
- (3) 日本機械学会, 伝熱工学資料, 改訂第3版, (1975), 24, 45.
- (4) 浜口・高橋・宮部, 機論, 49-445, B (1983), 1991.
- (5) 浜口・高橋・宮部, 機論, 49-445, B (1983), 2001.
- (6) 森・宮崎, 機論, 33-250 (1967), 956.
- (7) 山下, ほか4名, 機論, 53-495, B (1987), 3459.
- (8) 山下, ほか10名, 機械技術研究所報告 145, (1988), 74.