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

Keiichi NISHIMOTO and Noboru HIEDA

The heat transfer properties of various matrices for Stirling engine regenerators were evaluated and compared without mounting the matrices on actual engines, using a special test rig with two rotary valves. On the test rig, a simple test piece of such a matrix is mounted and the two rotary valves allow heated air and unheated air to flow into the test matrix alternately in opposite directions. When rotary valves are fully opened, air flows into the test matrix at a prescribed mass flow rate. The rotary valves were driven at the speed of 30~240 rpm, and air temperature variation at both ends of the test matrix was measured. From measured data, the rate of heat regeneration of each test matrix was calculated.

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

1. 緒 言

スターリング機関用再生器蓄熱体の伝熱過程は, 1 サイクル間に高温ガスの熱が蓄熱体を介して低温ガスへ間欠的に伝達される非定常伝熱であり, 単純な定常伝熱実験で直接測定することはできない。

本研究では, 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 個の回転弁によって高温空気と低温空気を交互に反対の向きに蓄熱体に流入させる非定常伝熱実験装置によって, 数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。

記 号

C : 蓄熱体の比熱
 E : 熱再生率
 $F = X/\Delta T$ (図4)
 L : 蓄熱体全長
 M : 蓄熱体の質量

S : 蓄熱体の伝熱面積
 T_0 : ヒータ出口における空気温度
 T_a : 蓄熱体高温端温度
 T_b : 蓄熱体低温端温度
 T_c : 低温端から流入する空気の温度
 T_g : 蓄熱体内の空気温度
 T_h : 高温端から流入する空気の温度
 T_m : 蓄熱体の温度
 $\Delta T = T_h - T_c$
 ΔT_g : 受熱空気の温度上昇 (放熱期間中の平均値)
 ΔT_m : 蓄熱体の1サイクル間の温度変動幅
 δT : 空気と蓄熱体の温度差 $= T_g - T_m$
 X : 蓄熱体両端における空気の1サイクル間の温度変動幅 (図4)
 c_p : 空気の定圧比熱
 h : 熱伝達率
 $\dot{m}$: 空気の質量流量
 $\bar{m}$: 蓄熱体すきま体積内残留空気の質量
 Δp : 蓄熱体両端の差圧
 t : 時間
 $\dot{V}$: 空気の体積流量
 x : 蓄熱体低温端からの距離
 Δ : 無次元長さ

* 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)。

4. 理 論

実験結果を整理し、各種蓄熱体の伝熱特性を比較、評価するために、この種の非定常伝熱に対する理論解

(a) P3×4

(b) SBφ2

(c) 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)

析を行うこととする。

現象を単純化するために、つぎの仮定を設ける。

仮 定

(1) すきま体積内の残留空気の熱容量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の熱伝導は無視する。

(3) 流れに垂直断面内の蓄熱体の熱拡散率は無限大で、同一断面内の温度は均一であるとみなす。

(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ものとする。図4に示すとおり、各期間における空気流入端付近の空気温度分布は直線から外れるけれども、各期間中の平均値は直線とみなしても誤差は小さく、各種蓄熱体の性能の比較のための精度としては十分であると思われる。この件については次報において検討する予定である。

図4は以上の仮定に従って描いた、図3に相当する温度分布図である。(ただし座標Xの取り方の都合で図3とは左右を反転して描かれている。) この図において、

$$\Delta T = T_h - T_c, \delta T = |T_m - T_g|$$

$$\Delta T_g = \Delta T - 2\delta T, X = 2\delta T + \Delta T_m/2$$

熱伝達方程式は、

$$\dot{m}c_p \frac{\partial T_g}{\partial x} + \frac{\dot{m}c_p}{L} \frac{\partial T_g}{\partial t} = \frac{hS}{L} (T_m - T_g) \quad \dots (1)$$

すきま体積内残留空気の熱容量を無視すれば、

$$\dot{m}c_p \frac{\partial T_g}{\partial x} = \frac{hS}{L} (T_m - T_g) \quad \dots (1.a)$$

$$MC \frac{\partial T_m}{\partial t} = hS (T_g - T_m) \quad \dots (2)$$

また無次元長さ Λ および無次元半周期 Π は、

$$\Lambda = \frac{hS}{\dot{m}c_p} \quad \dots (3)$$

$$\Pi = \frac{hS}{MC} \frac{\tau}{2} \quad \dots (4)$$

図4より、

$$\Delta T_g = \left| \frac{\partial T_g}{\partial x} \right| L = \frac{hS}{\dot{m}c_p} \delta T = \Lambda \delta T \quad \dots (5)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_m &= \left| \frac{\partial T_m}{\partial t} \right| \frac{\tau}{2} \\ &= \frac{hS}{MC} \frac{\tau}{2} \delta T = \Pi \delta T \quad \dots (6) \end{aligned}$$

$$\Delta T = T_h - T_c = \Delta T_g + 2\delta T = (\Lambda + 2)\delta T \quad \dots (7)$$

$$X = 2\delta T + \Delta T_m/2 = (2 + \Pi/2)\delta T \quad \dots (8)$$

$$F = \frac{X}{\Delta T} = \frac{2 + \Pi/2}{\Lambda + 2}$$

ただし式(6)の $|\partial T_m / \partial t|$ は受熱、放熱各期間中の平均値を意味し、したがってこの式中の h はこの平均値および前述の仮定にもとづく熱伝達率で、これを総括

熱伝達率と呼ぶこととする。

熱再生率 E は、

$$E = \frac{\Delta T_g}{\Delta T} = \frac{\Lambda \delta T}{(\Lambda + 2) \delta T} = \frac{\Lambda}{\Lambda + 2} \dots \dots \dots (9)$$

上式はよく知られているものであるが^{(2)~(4)}、式中の Λ には熱伝達率 h が含まれていて、 E を求めるにはまず h の値を知る必要がある。ここでは実験で得られる実測値から直接 E を算出し得る式を求めることとする。

図4より、

$$\Delta T - X = \Delta T_g - \Delta T_m / 2 = (\Lambda - \Pi / 2) \delta T \dots (10)$$

$$\begin{aligned} E &= \frac{\Delta T_g}{\Delta T} = \frac{\Delta T_g (\Delta T - X)}{(\Delta T - X) \Delta T} \\ &= \frac{\Lambda \delta T}{(\Lambda - \Pi / 2) \delta T} \frac{\Delta T - X}{\Delta T} \\ &= \frac{1 - F}{1 - \frac{\Pi}{2\Lambda}} = \frac{1 - F}{1 - \frac{\dot{m} c_p \tau}{4MC}} \dots \dots \dots (11) \end{aligned}$$

低温端における空気温度変動幅 X (たとえば図3(a)のR-S) および温度差 ΔT (たとえば図3のP-S) の測定値から F を求め、 $\dot{m}$, M , C および τ の値とともに上式(11)に代入すれば直接 E が求められる。なお図3(a)の直線 $\overline{PR}$ と直線 $\overline{QS}$ は図4のように平行ではなく高温端のほうやや開いており、この傾向は他の実験結果にも全般に認められる。これは空気流反転の際の停滞期間に高温端付近が外気への放熱によって多少温度降下したのであると思われる。

それで温度変動幅 X としては低温端の値を用いる

図4 再生器内部の温度分布モデル

こととした。

また図3において、蓄熱体温度(破線)のこう配と空気温度(実線)のこう配との間に多少の相違が認められるが、これは熱電対接点の蓄熱体との接着状態が不適当であったためであると思われる。ただし蓄熱体温度は E の算出には必要でなく、単に参考値として示したものである。

熱再生率 E の本来の定義としては、

$$E = (\text{再生熱量}) / (\text{流入熱量})$$

$$= \frac{\int_{\text{discharge}} c_p \dot{m} (T_{\text{out}} - T_0) dt}{\int_{\text{charge}} c_p \dot{m} (T_{\text{in}} - T_0) dt} \dots \dots \dots (12)$$

(T_{out} : 流出空気温度, T_{in} : 流入空気温度)
(T_0 : 低温端最低温度)

であるが、上式の計算では c_p , $\dot{m}$ を一定としても T_{out} , T_{in} の瞬時値を求めて積分する必要がある。

またシンクロスコープによる温度観測ではサイクル毎に約 4°C のばらつきも認められるので、正確な E の値を求めるには多数のサイクルにわたって上式の積分の平均値を求め得る統計解析装置が必要となる。本研究ではその設備がなかったので各種蓄熱体の特性を同一条件で比較することに目的を限定し、式(11)によって E の値を算出した。

式(12)と図4を対照すれば、

$$T_{\text{in}}(\text{charge}) = \text{一定} = T_h,$$

$$T_{\text{in}}(\text{discharge}) = \text{一定} = T_c = T_0,$$

$$T_{\text{in}}(\text{charge}) - T_0 = T_h - T_c = \Delta T,$$

$$[T_{\text{out}}(\text{discharge}) - T_0] \text{の平均} = \Delta T_g$$

$$= \Delta T - X + \Delta T_m / 2, c_p = \text{一定}, \dot{m} = \text{一定}$$

とみなしたときの式(12)の近似式が式(10), (11)となることがわかる。なお、さきに述べた理由により上式の X には低温端における値を用いた。

また測定誤差の影響を軽減するため、熱膨張や潤滑不良によってロータリバルブの回転が支障を受けない範囲で極力 T_h を高くし、 ΔT の値を大きくすることに努めた。

5. 供試蓄熱体の熱再生率

式(11)によって算出した熱再生率 E の値を図5に示してあるが、30, 60 rpm の値のばらつきが大きいので、120 rpm 以上の値を有効なものとし、各蓄熱体に対する 120, 180, 240 rpm の値の平均値を求めてこれを図6に示す。

バルブ回転数の低い場合にばらつきが大きくなるのは式(11)の分子、分母とも数値が小さくなり、 X の測定誤差の影響が大きくなるためであって、この傾向は

次報で述べる h の算式についても認められている。

供試蓄熱体のうち熱再生率の特にすぐれているものは発泡金属 SM #6 および金網 M #40 で、発泡金属 SM #5 がこれに次いでいる。

4 章の末尾で述べた実験設備の制約によって図 5 および図 6 における SM #6 と M #40 の間、HC と C #30 の間および SB ϕ 2 と P1 $\times$ 1.5 の間の E の値の相違はいずれも測定誤差の範囲内で、これら二者の値の大小は判定できないものと考えられる。

図 5 および図 6 において HC および 3 種のステンレスパイプは全長が 140 mm であって、その他の蓄熱体の全長 40 mm よりも長いことを考慮する必要がある。

このように全長を長くした理由は、図 7 に示すとおりこの 4 種の蓄熱体は他の蓄熱体に比し流動抵抗が格段に小さいので、機関の再生器に用いる場合にも他種の蓄熱体より全長を長くすることができると考えられたからである。

6. 結 論

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、数種の蓄熱体の伝熱性能を同一条件のもとにおいて測定した。

スターリング機関再生器用蓄熱体に要求される性質としては、(1)伝熱性能、(2)流動抵抗、(3)すきま

図 6 各蓄熱体の熱再生率比較
(120, 180, 240 rpm の値の平均)

図 5 算出熱再生率

図 7 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)

体積, (4)熱伝導損失などがあり, 各種蓄熱体固有のこれらの性質が機関性能に及ぼす利害得失は互いに相反する場合が多く, また作動ガスの種類, 機関の各部体積比などによってそれらの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を考慮する必要がある。

本報では11種の蓄熱体の伝熱性能のみについて測定したが, さらに流動抵抗およびすきま体積を考慮した総合的な性能比較については次報において考察する所存である。

本研究における非定常伝熱実験装置について多大のご援助とご指導をいただいた小泉磐夫東大名誉教授に厚くお礼申し上げる。

文 献

- (1) 中島・宮下・平田, 舶用機関学会誌, 16-1 (1980), 28.
- (2) Schalkwijk, W. F., *Trans. ASME, Ser. A*, 81-2 (1959), 142.
- (3) Razelos, P. and Lazaridis, A., *Int. J. Heat Mass Transf.*, 10-10 (1967), 1373.
- (4) Rice, G., ほか3名, *Proc. 18th IECEC*, 2 (1983), 714.