

## 形状安定化球状潜熱蓄熱粒子を用いた流動層型潜熱蓄熱槽の放熱特性\*

稲葉 英 男\*<sup>1</sup>, 堀 部 明 彦\*<sup>1</sup>  
尾 崎 公 一\*<sup>1</sup>, 山 澤 隆 行\*<sup>2</sup>

## Heat Energy Release Characteristics of Shape-Stabilized Latent Heat Energy Storage Particles in a Fluidized Bed-Type Heat Storage Vessel

Hideo INABA, Akihiko HORIBE,  
Koichi OZAKI and Takayuki YAMAZAWA

This paper deals with heat energy release characteristics of shape-stabilized latent heat energy storage particles packed into a fluidized bed-type cylindrical heat energy storage vessel. This type of latent heat energy storage material consists of normal paraffin (pentacosane  $C_{25}H_{52}$ , latent heat: 164 kJ/kg, melting point of 327.2 K) as a latent heat material, and polyethylene as a shape-stabilizing material. The effects of cold inlet air temperature and flow rate, and the amount of heat energy storage particles on the outlet air temperature from the heat storage vessel and the completion time of the heat energy release process were investigated. As a result, the non-dimensional correlations for the outlet air temperature from the heat storage vessel and the completion time of the heat energy release process were expressed in terms of non-dimensional pumping power, Stefan number and ratio of the packed particle layer height to the diameter of the cylindrical heat storage vessel.

**Key Words:** Fluidized Bed, Latent Heat Storage, Direct Contact Heat Exchange, Paraffin, Experiment

## 1. 序 論

一般に、固液相変化潜熱蓄熱システムにおいては、熱媒体と蓄熱材とはカプセル壁により隔離されており、その熱抵抗が大きな熱損失と迅速な熱授受を阻害する要因となることから、著者らは潜熱体が融解しても蓄熱材が固相状態の形状を保つ脱カプセル型の形状安定化平板状パラフィン蓄熱体の開発<sup>(1)</sup>とその蓄熱槽内での蓄放熱特性に関する研究<sup>(2)(3)</sup>を行ってきた。また、前報<sup>(4)</sup>においては、潜熱蓄熱槽内に充填した球状の形状安定化パラフィン蓄熱材を温空気流入により流動層化し、熱媒体である温空気の搬送動力の軽減と蓄熱材の均一な蓄熱効果の検討結果を報告した。本報告は、前報<sup>(4)</sup>に述べた潜熱蓄熱操作により得られた形状安定化パラフィン系球状潜熱粒子充填槽に低温空気を流入させ、流動層化した場合の、球状潜熱粒子群の放熱特性に関する実験結果を述べたものである。具体的には、この種の流動層型潜熱蓄熱槽の放熱特性を評価する上で重要な要素となる蓄熱槽出口空気温度および潜熱放熱完了時間に関して、送風動力、蓄熱槽入口空気温度および蓄熱材粒子層高さを実験因子として検討するものである。さらに、蓄熱槽出口空気温度および潜熱放熱完了時間を予測する無次元

整理式の提案を試みるものである。

## 主な記号

$a^*$ :修正熱拡散率( $=\lambda_e/(\rho_f c_{pf})$ ),  $c_p$ :比熱,  $D$ :円筒状潜熱蓄熱槽試験部内直径,  $d_s$ :潜熱蓄熱粒子直径,  $Fo$ :フーリエ数( $=a^* t_f / d_{sm}^2$ ),  $f$ :圧力損失係数( $=2\Delta P D / H_0 \rho_f U^2$ ),  $G$ :質量流量,  $g$ :重力加速度,  $H$ :蓄熱材粒子層高さ,  $K$ :熱媒体と蓄熱材粒子の平均熱通過率( $=Q_s / \{t_f S(T_{mp} - T_{inn})\}$ ),  $L$ :形状安定化潜熱蓄熱体の潜熱量,  $l$ :試験部長さ,  $m$ :開口比,  $M_s$ :充填質量,  $Nu^*$ :平均修正ヌセルト数( $=K d_{sm} / \lambda_e$ ),  $\Delta P$ :圧力損失,  $P_{th}$ :理論送風動力,  $Q_{oss}$ :損失熱量,  $Q_s$ :蓄熱体粒子の総放出熱量,  $Q_f$ :蓄熱槽試験部出入口空気のエンタルピ差,  $Re$ :レイノルズ数( $=U d_{sm} / \nu_f$ ),  $S_f$ :蓄熱材粒子の総表面積,  $Ste$ :ステファン数( $=c_p(T_{mp} - T_{inn}) / L$ ),  $S_{tes}$ :円筒状潜熱蓄熱槽試験部表面積,  $T$ :温度,  $t$ :長さ,  $t_f$ :潜熱放熱完了時間,  $U$ :空塔流速( $=G / (\rho_f \cdot \pi D^2 / 4)$ ),  $\epsilon$ :空隙率,  $\lambda_e$ :有効熱伝導率,  $\nu$ :動粘性係数,  $\rho$ :密度  
添字 0:静止または初期状態, f:空気, in:試験部入口, m:平均, mp:融点, out:試験部出口, s:形状安定化潜熱蓄熱体, t:時間, tes:潜熱蓄熱槽試験部

## 2. 使用した形状安定化潜熱蓄熱体の特徴

本研究で用いた形状安定化潜熱蓄熱体は、前報<sup>(4)</sup>において述べたように、パラフィン(主成分ペンタコサン  $C_{25}H_{52}$ , 融点  $T_{mps} = 327.2$  K, 潜熱量  $L = 164$  kJ/kg)を固液

\* 原稿受付 1997年4月7日。

<sup>1</sup> 正員, 岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中3 1 1)。<sup>2</sup> 学生員, 岡山大学大学院。

Table 1 Thermophysical properties of shape-stabilized paraffin

Temperature $T$ (°C)	Density $\rho_s$ (kg/m <sup>3</sup> )	Specific heat $c_p$ (kJ/(kg·K))	Thermal conductivity $\lambda_s$ (W/(m·K))	Latent heat $L$ (kJ/kg)
20	967	2.02	0.306	121.4
60	841	2.42	0.217	

相変化潜熱蓄熱体とし、形状維持体にポリエチレン(融点  $T_{mpp} = 403.2$  K)を使用した形状安定化処理パラフィンであり、放熱実験は球状に成形したものをを用いてある。用いた球状潜熱蓄熱体の平均粒子径は、4.82mm であり、表面にはシリコン系耐熱塗料を塗布してある。本形状安定化潜熱蓄熱体の熱物性値の概略<sup>(1)</sup>を表1に示す。

### 3. 実験装置及び実験方法

#### 3.1 実験装置

図1は、実験装置の概略を示したものである。実験装置は前報<sup>(1)</sup>の流動層型潜熱蓄熱槽の蓄熱実験に用いたものと同じものを使用しているため、ここでは、その詳細な説明は省略する。実験装置は、主に空気搬送用ブロア、試験部流入空気温度調節用の冷却熱交換器と電気ヒータ、空気流量測定用オリフィスなどの測定系、そして内径76mm、長さ1500mm、肉厚0.3mmのステンレス製容器と充填潜熱蓄熱体粒子からなる円筒状潜熱蓄熱槽により構成されている。なお、蓄熱状態にある潜熱蓄熱粒子群の蓄熱槽への充填に伴う蓄熱槽壁への放熱や外部への熱損失を避ける目的より、円筒状蓄熱槽の外周囲には、加熱用膜ヒータを設けてあり、その温度を同蓄熱体と同じく制御することにより、放熱実験開始までの熱散逸を防止してある。

#### 3.2 実験方法

放熱実験に際しては、図1の左側に示すステンレス製熱量算定用蓄熱槽試験部を用い、潜熱蓄熱材粒子の非定常放熱特性を測定した。

実験に先立ち、所定の質量の潜熱蓄熱材粒子群を外側に設けた加熱槽により一定温度にて十分に加熱し、潜熱蓄熱体を完全に融解蓄熱を行った。同時に円筒状蓄熱槽壁を前述の膜ヒータにより60℃に加熱しておく。そして融解状態にある蓄熱材粒子を試験部に投入後、予め図1の右側に示す可視化用試験部を用いて所定の流量および温度に調節された低温熱媒体空気を流れ方向切り替え弁操作により、左側にある試験部に流入させることにより、放熱実験を開始する。

また、固定充填層における放熱実験は、潜熱蓄熱材粒子層上部に金網を設置し、同蓄熱粒子が流動しないようにした後に流動層型と同じ方法により実験を行った。

なお、蓄熱材粒子群の時々刻々変化する正味放熱量  $Q_s$  は、流動状態にある蓄熱材粒子の温度変化から直接

求めることができないため、熱媒体である空気の蓄熱槽試験部出入口温度差により算定される総放出熱量  $Q_T$ 、蓄熱槽試験部容器の顕熱放出熱量  $Q_{tes}$  および、外気への損失熱量  $Q_{loss}$  のバランスにより、時間  $t$  の関数として次式(1)の関係により算出した。

$$Q_s = Q_T + Q_{loss} - Q_{tes} \quad (1)$$

なお、各熱量は、時間  $t$  の関数として次のように定義してある。

$$Q_T = \int_0^t c_{pf} \cdot \rho_f \cdot G \cdot (T_{out} - T_{in}) dt \quad (2)$$

$$Q_{loss} = \int_0^t q_{th} \cdot S_{tes} dt \quad (3)$$

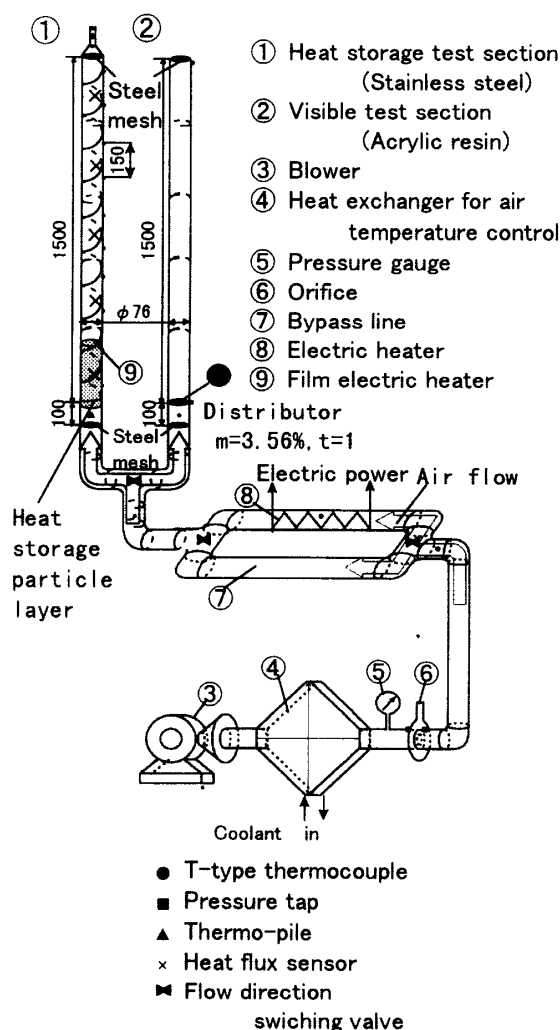


Fig. 1 Schematic view of experimental apparatus

$$Q_{tes} = M_{tes} \cdot c_{p,tes} \cdot (T_{w0} - T_{wt}) \quad (4)$$

上式中に示されている  $G$  は質量流量,  $T_{in}$ ,  $T_{out}$  は時刻  $t$  における試験部入口, 出口空気温度,  $q_{it}$  は各熱流束センサにより測定された単位時間あたりに試験部より放出される総損失熱流束,  $T_{wt}$  は時刻  $t$  における各蓄熱槽容器温度,  $T_{w0}$  は実験開始時の各蓄熱槽容器の初期温度である。

なお, 蓄熱体の総放出熱量  $Q_s$  に対する  $Q_{loss}$  と  $Q_{tes}$  の割合は最大 3.2%, および 10.5% であった。

本測定系における測定精度として, 直径 0.1mm の T 型熱電対による温度測定精度は  $\pm 0.2^\circ\text{C}$ , 圧力測定精度は, 測定値に対して  $\pm 1.5\%$  以内, オリフィスを用いた空気流量測定精度は測定値に対して  $\pm 2.3\%$  以内である。

潜熱放熱実験における本実験条件は, 次に示すとおりである。

・空塔流速	$U$	0.24~5.82	[m/s]
・試験部入口空気温度	$T_{in}$	15.0~30.0	[ $^\circ\text{C}$ ]
・蓄熱材及び蓄熱槽初期温	$T_0$	60.0	[ $^\circ\text{C}$ ]
・蓄熱材充填質量	$M_s$	0.094~0.6	[kg]
・無次元静止層高さ (蓄熱材充填静止層高さ)	$H_0/D$ $H_0$	0.50~3.20 38.1~243.5	[-] [mm]
・静止状態における空隙率	$\epsilon_0$	0.447	[-]

#### 4. 実験結果及び考察

##### 4.1 潜熱蓄熱材粒子充填層の圧力損失

本形状安定化球状潜熱蓄熱体粒子充填層の圧力損失  $\Delta P$  と空塔流速  $U$  の関係を図 2 に示す。図より固定充填層の場合の圧力損失と流動層状態の圧力損失を比較すると, 流動層状態の場合においては, 圧力損失を大きく低減できることが理解できる。なお,  $U_{mf}=1.34\text{m/s}$  は流

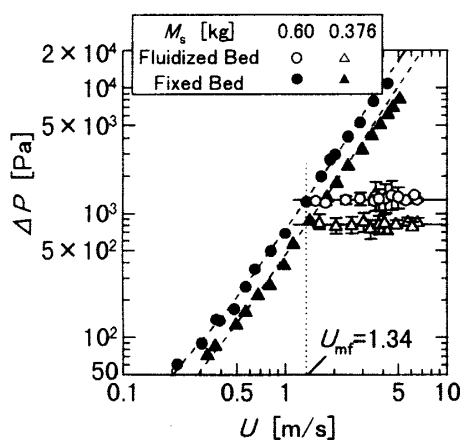


Fig. 2 Variation of  $\Delta P$  with  $U$

動化開始速度である。

4.2 蓄熱槽試験部出入口空気温度および交換熱量の経時変化 図 3~図 5 に, 試験部出入口空気温度  $T_{out}$ ,  $T_{in}$ , そして蓄熱材粒子群  $Q_s$ , 試験部容器よりの放出熱量  $Q_{tes}$ , および損失熱量  $Q_{loss}$  の積算値の経時変化を示したものである。なお, 実験条件はそれぞれ図中に示す。

図 3 および図 4 は, 流動層および固定充填層における, 比較的空塔流速が  $U=1.87\text{m/s}$  と小さく, 蓄熱材充填質量が大きい場合の試験部出入口空気温度および交換熱量の経時変化を示してある。実験開始直後に試験部出口空気温度  $T_{out}$  は蓄熱材粒子の融点付近の温度でほぼ一定の状態では潜熱放熱過程が進行していることがわかる。また, 流動層(図 3)と固定充填層(図 4)を比較すると, 固定充填層の方が試験部出口空気温度レベルが高く, 54~50 $^\circ\text{C}$  付近で安定しているのに対し, 流動層においては, その安定区間は 49~46 $^\circ\text{C}$  付近であることがわかる。これは, 流動層においては, 蓄熱粒子群が流動を開始すると層内の空隙率が増大し, それに伴い低温空気が十分に

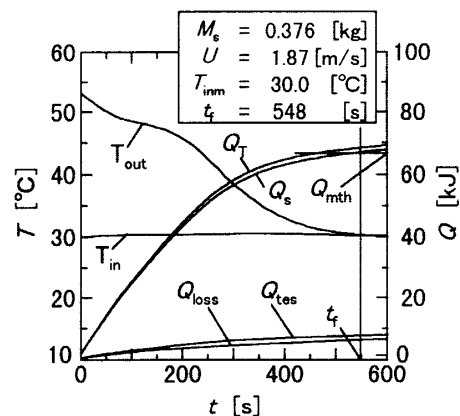


Fig. 3 Temperature and heat exchange history of heat storage particle for fluidized bed

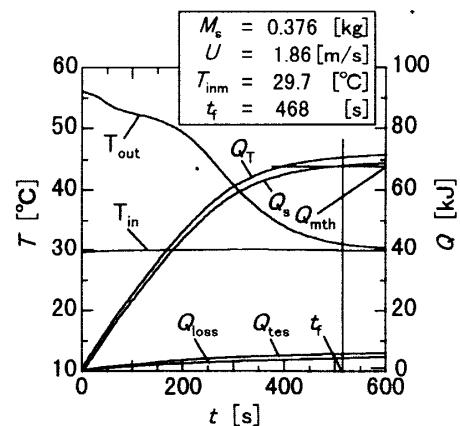


Fig. 4 Temperature and heat exchange history of heat storage particle for fixed bed

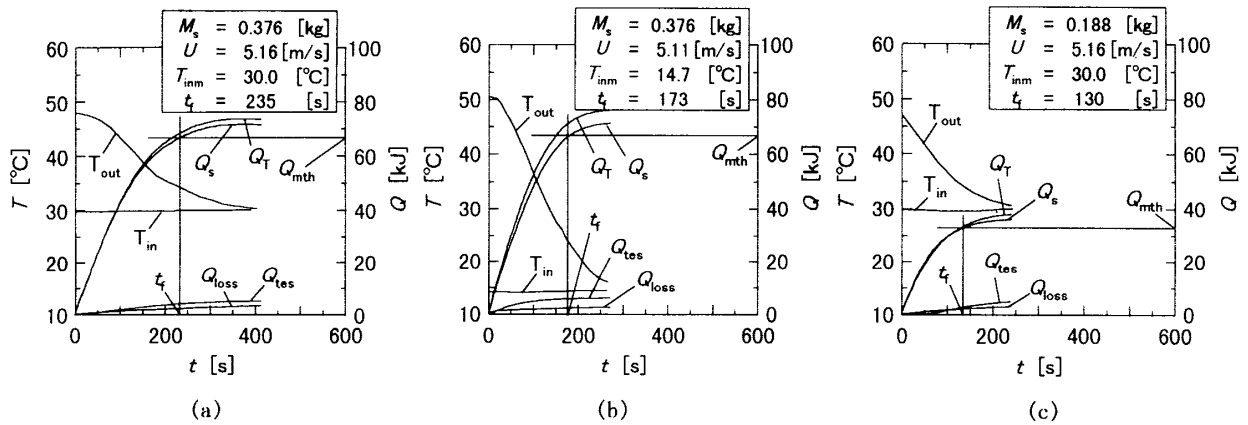


Fig. 5 Temperature and heat exchange history of heat storage particle for fluidized bed

蓄熱粒子群に接触せずに蓄熱槽内を通過する割合が増大することによる。しかしながら、固定充填層の場合において、試験部出口空気温度は安定区間(0~200秒)以降、急激に下降するのに対し、流動層においては、その下降割合は緩やかであることが特徴的である。この理由として、その攪拌および蓄熱粒子群の循環により流動層内において、均一な状態で凝固潜熱の放出と熱交換が考えられる。また、潜熱放熱完了時間  $t_f$  に関して、潜熱放熱完了時間  $t_f$  は固定充填層の方が流動層よりも約1割程度短縮される結果となった。このような現象の主な原因としては、空塔流速  $U$  を一定とすると、粒子が流動を開始し、空隙率が增大すると蓄熱槽内の粒子群間を流れる真の空気流速  $U_f$  が減少し、蓄熱材粒子と空気の熱伝達が低下するためである。

さらに、空塔流速の増加(図 5(a))、試験部入口空気温度の減少(図 5(b))、そして蓄熱材粒子充填質量の減少(図 5(c))により、試験部出口空気温度や交換熱量も大きく変化し、放熱完了時間  $t_f$  も短縮されることがわかる。

#### 4.3 蓄熱槽試験部出口空気温度

潜熱を利用した蓄・放熱システムにおいては、熱媒体取り出し温度が、蓄熱材の融点付近でほぼ一定となることが大きな特徴の一つである。本研究においても、試験部出口空気温度について評価・検討することは、蓄熱システムを構築する上で非常に重要なことである。本研究では、試験部出口空気温度  $T_{\text{out}}$  を次式(5)にて示される、温度効率  $\theta$  を用いて評価することとする。

$$\theta = \frac{T_{\text{outm}} - T_{\text{in}}}{T_{\text{mp}} - T_{\text{in}}} \quad (5)$$

ここで、 $T_{\text{outm}}$  は、蓄熱材粒子の潜熱量放出完了までの時間平均の試験部出口空気温度である。

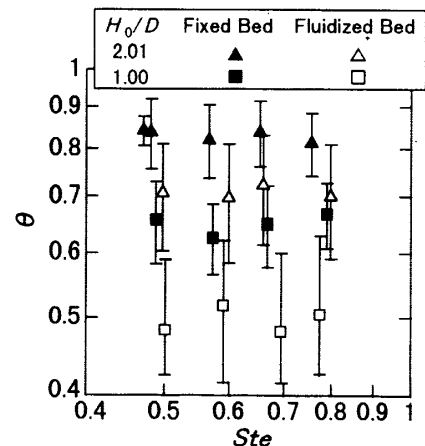
図 6 は、流動層および固定充填層の場合における、試験部出口空気温度を表す温度効率  $\theta$  と、試験部入口空気温度を含む無次元量であるステファン数  $Ste$  の関係を、

充填蓄熱材粒子静止層高さを表す  $H_0/D$  をパラメータとして示したものである。図中の記号は、 $\theta$  の時間的平均値を、また、縦線はその変動幅を示してある。ここで、ステファン数  $Ste$  は、次式(6)のように定義される。

$$Ste = c_{p_s} \cdot (T_{\text{mp}} - T_{\text{in}}) / L \quad (6)$$

また、図はレイノルズ数  $Re (= \dot{U} d_p / \nu_f)$  が、ほぼ同一(1300前後)の実験結果を示したものであり、比較的的空塔流速  $U$  が大きい場合であるため、試験部出口空気温度のばらつきは比較的大きな結果となった。本実験範囲( $T_{\text{inm}} = 15.0 \sim 30.0^{\circ}\text{C}$ )において、流動層および固定充填層両方の場合において、 $\theta$  は  $Ste$  にほとんど依存せず、それぞれの  $H_0/D$  に応じて、ほぼ一定となることが分かる。また、 $H_0/D$  が增大するに伴い、 $\theta$  は大きな値を示すことが分かる。なお、固定充填層の場合と、流動層の場合を比較すると、 $\theta$  は固定充填層の場合の方が大きな値を示すことが分かる。これは、前述の交換熱量の項においても示したように、流動層化に伴う蓄熱槽内の空隙率の増大が主な原因である。

図 7 は、温度効率  $\theta$  と空塔流速  $U$  を表すレイノルズ数

Fig. 6 Variation of  $\theta$  with  $Ste$

$Re$  の関係を,  $H_0/D$  をパラメータとして示したものである. 図より, 固定充填層の場合 ( $Re < 341.7$ ) において,  $Re$  数が增大しても  $\theta$  は 0.9 前後と高い値を示しているが, 流動化開始速度  $U_{mf} = 1.34 \text{ m/s}$  ( $Re_{mf} = 341.7$ ) 以上の領域において, 流動層および固定充填層両方の場合において,  $\theta$  は  $Re$  数の増大に伴い減少し, その減少割合は,  $H_0/D$  が減少するに伴い増大していることが分かる. その理由として, 充填蓄熱材粒子層高さ  $H_0$  ( $H_0/D$ ) の減少および空塔流速  $U$  ( $Re$ ) の増大に伴い, 試験部に流入する低温空気の, 蓄熱材粒子層内に滞留する時間が短くなることが考えられる. さらに, 流動層の場合については, 粒子群の流動化に伴い蓄熱槽内の空隙率  $\epsilon$  が増大し, 層内に充填された蓄熱材粒子間を流れる空気が, 蓄熱材粒子群と十分に熱交換されないまま粒子層内を通過することが考えられる.

一方, 固定充填層の場合については,  $H_0/D$  が減少し,  $Re$  数が増大すると, 一部の空気が比較的流動抵抗の小さい壁面付近を通過してしまい, 交換熱量の減少となる. 流動層と固定充填層の場合を比較すると,  $Re$  数の増大に伴う  $\theta$  の減少割合は, 固定充填層の場合の方が小さくなり, さらに, 同一  $Re$  数において,  $\theta$  は固定充填層の方が大きくなる傾向を有する.

本実験のように, 作動流体, 蓄熱体そして蓄熱槽を一定とした場合には, 温度効率  $\theta$  はレイノルズ数  $Re$  と無次元静止層高さ  $H_0/D$  の関係となることが, 次元解析により導かれる. また, 図 7 の実験結果より, 無次元静止層高さ  $H_0/D$  を一定とした場合には, 温度効率  $\theta$  に及ぼすレイノルズ数  $Re$  の影響は次式にて近似できる.

$$\theta \propto Re^n \quad (7)$$

ここで, 指数  $n$  は, 各  $H_0/D$  における  $\theta$  の  $Re$  数に対する減少割合であり,  $H_0/D$  を用いて, 流動層および固定層について, それぞれ以下のように近似できる.

流動層

$$n = 0.25 \times (H_0/D) - 0.85 \quad (8)$$

固定充填層

$$n = 0.20 \times (H_0/D) - 0.61 \quad (9)$$

このように, 温度効率  $\theta$  とレイノルズ数  $Re$  の関係を明らかにしたが,  $Re$  数の増大に対する  $\theta$  の変化割合は,  $H_0/D$  に依存する結果となった. 従って, 温度効率  $\theta$  を, 前節で得られた近似式で除した修正温度効率  $\theta^* (= \theta / Re^n)$  を定義し,  $\theta^*$  と  $H_0/D$  の関係を図 8 に示す. 図より,  $H_0/D$  の増大に伴い,  $\theta^*$  は片対数グラフ上でほぼ直線的に減少することが分かり, この傾向は, 流動層および固定充填層について, ほぼ同様の傾向となることが分かる. これは,  $H_0/D$  の増大に伴い, 充填蓄熱材粒子数が増大するための, 空気と粒子群の接触面積増大効果を表していることになる. また, 空気と粒子の接触面積の増大に対し, 温度効率は 1 に漸近するため,  $\theta^*$  と  $H_0/D$  は, 図 8 のような関係となる.

これまでに述べたパラメータの効果をもとに, 温度効率  $\theta$  に関する実験整理式を最小自乗法により, 流動層および固定充填層の場合について導出すると次のようになる.

流動層

$$\theta = 186 \times Re^n \times \exp(-1.47 \times (H_0/D)) \quad (10)$$

ここで, 指数  $n$  は, 式(8)で与えられる.

固定充填層

$$\theta = 42.7 \times Re^n \times \exp(-1.21 \times (H_0/D)) \quad (11)$$

ここで, 指数  $n$  は, 式(9)で与えられる.

上式(10)(11)の適用範囲は以下の通りである.

	流動層	固定充填層	
$Re$	342 ~ 1477	342 ~ 1480	[-]

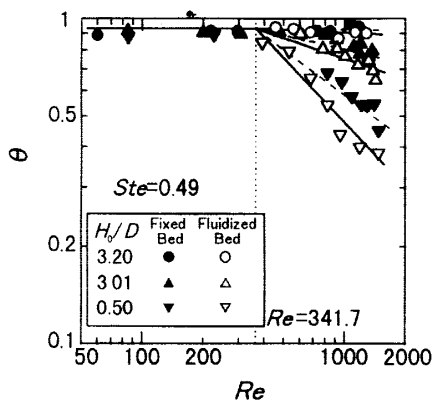


Fig. 7 Variation of  $\theta$  with  $Re$

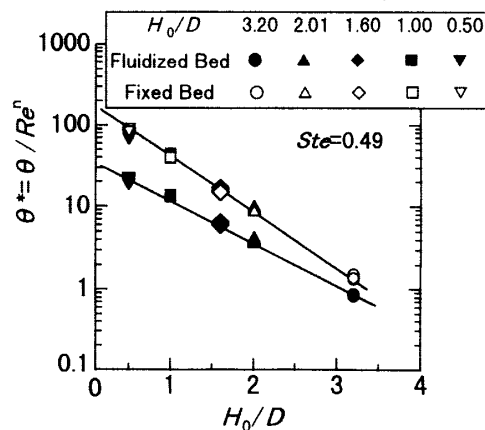


Fig. 8 Variation of  $\theta$  with  $H_0/D$

$(U =$	1.34~5.79	1.34~5.80	[m/s]
$H_0/D =$	0.5~3.20		[-]
$(M_s =$	0.094~0.6		[kg]
$Ste =$	0.49~0.79		[-]
$(T_{inm} =$	15.0~30.0		[°C]

一方、 $Re < 341.7$  の固定充填層領域において、温度効率 $\theta = 0.92$ であった。図 9(a), (b)は、流動層(a)および固定充填層(b)の場合における、実験整理式と実験値の関係を示したものである。本実験整理式の範囲において、実験整理式と実験値は、流動層および固定充填層について、それぞれ標準偏差 3.7%、および 3.1%で一致する結果となった。

#### 4.4 蓄熱材粒子群と空気の平均熱通過率

図 10 は、潜熱蓄熱材粒子充填量を表す  $H_0/D$  をパラメータとして、蓄熱材粒子充填層と熱媒体である空気の平均熱通過率  $K$  を用いた平均ヌセルト数  $Nu^*$  と空塔流速  $U$  を用いたレイノルズ数  $Re$  の関係を示したものである。ここで、平均熱通過率  $K$ 、平均ヌセルト数  $Nu^*$  およびレイノルズ数  $Re$  はそれぞれ前報<sup>(4)</sup>とほぼ同様に次式のように

定義してある。

$$K = Q_s / \{t_f \cdot S_T \cdot (T_{mp} - T_{inm})\} \quad (12)$$

$$Nu^* = K \cdot d_{sm} / \lambda_f \quad (13)$$

$$Re = U \cdot d_{sm} / \nu_f \quad (14)$$

なお、上式中の  $Q_s$  は蓄熱材粒子充填層の総放出熱量、 $t_f$  は潜熱放熱完了時間、 $S_T$  は蓄熱材粒子の総表面積、 $\lambda_f$  は空気の熱伝導率、 $\nu_f$  は空気の動粘性係数である。また、図中の点線は流動化開始速度  $U_{mf}$  におけるレイノルズ数の値であり、 $Re_{mf} = 341.7$  である。

図より、 $Re$  数の増大に伴い  $Nu^*$  は増加し熱媒体と蓄熱材粒子の熱伝達が促進されていることがわかる。また、同一  $Re$  数に対する  $Nu^*$  の値は、流動層と固定充填層を比較すると流動層の方が小さい値を示す。これは、主に流動化に伴い蓄熱槽内の空隙率が増大し、それに伴い蓄熱材粒子と空気の相対速度が減少し、潜熱放熱完了時間までの平均的な熱通過率は流動層の方が小さくなる。

#### 4.5 潜熱放熱完了時間

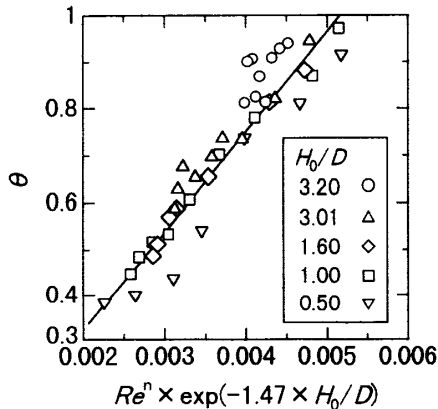
蓄熱状態にある蓄熱材粒子の潜熱放熱完了時間について、蓄熱実験の際と同様のパラメータを用いて、放熱完了時間に与える、諸パラメータの影響を検討した。

なお、潜熱放熱完了時間  $t_f$  は、蓄熱材粒子の初期温度  $T_0$  から、融点  $T_{mp}$  間の温度領域により、次式(15)により求められる熱量  $Q_{mth}$  に達したときの時間  $t_f$  として定義した。

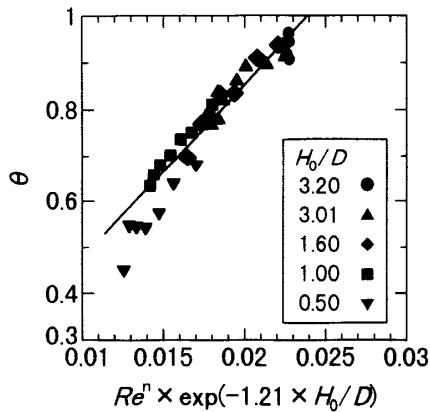
$$Q_{mth} = M \times \{(T_0 - T_{mp}) \cdot c_p + L\} \quad (15)$$

図 11 に、潜熱放熱完了時間  $t_f$  を表すフーリエ数  $Fo$  と蓄熱材粒子充填量を表す  $H_0/D$  の関係を、レイノルズ数をパラメータとして流動層および固定充填層の場合について示す。

ここで、 $Fo$  数は、次式(16)にて定義した。



(a) Fluidized bed



(b) Fixed bed

Fig. 9 Non-dimensional arrangement of  $\theta$  for fluidized and fixed bed

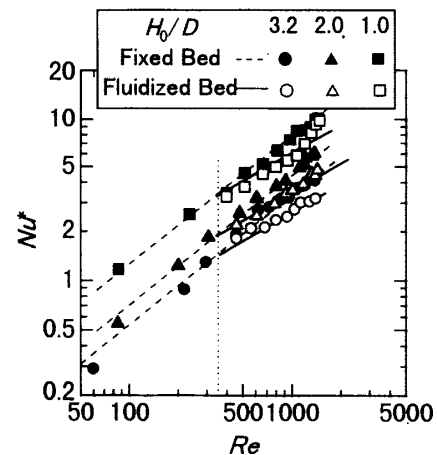


Fig. 10 Variation of  $Nu^*$  with  $Re$

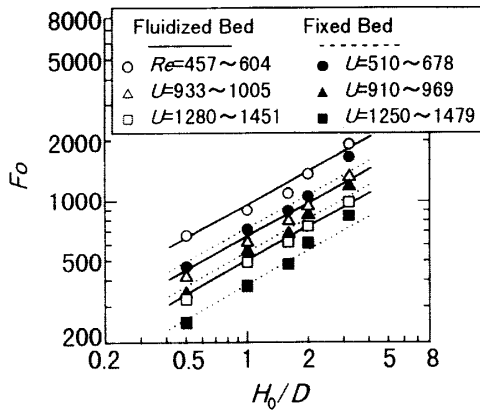


Fig. 11 Variation of  $Fo$  with  $H_0/D$

$$Fo = a^* \cdot t_f / d_{sm}^2 \quad (16)$$

上式中の  $a^*$  は、球状蓄熱体が静止状態の修正熱拡散率を表しており、次式により定義される。

$$a^* = \lambda_p / (\rho_f \cdot c_{pf}) \quad (17)$$

図より、 $H_0/D$  の増加に伴い蓄熱材粒子群の初期蓄熱量が増加するために、 $Fo$  数は  $H_0/D$  に対して直線的に増加し、その増加割合は、流動層および固定充填層両方の場合についてほぼ同じような傾向となることが分かる。

図 12 は、フーリエ数  $Fo$  と試験部入口平均空気温度を含むステファン数  $Ste$  の関係を、 $H_0/D$  をパラメータとして、流動層および固定充填層の場合について示したものである。ここで、ステファン数  $Ste$  は、前に示した式(6)により定義される。

図より、 $Ste$  数の増大に伴い  $Fo$  数は減少していることがわかる。これは、試験部入口空気温度  $T_{in}$  の減少に伴い蓄熱材粒子と熱媒体空気の温度差が増大し、それに伴い伝達熱量が増加していることによる。また、 $Ste$  数の増大に対する  $Fo$  数の減少割合は、流動層と固定充填層とは、ほぼ同じような傾向となることが分かる。

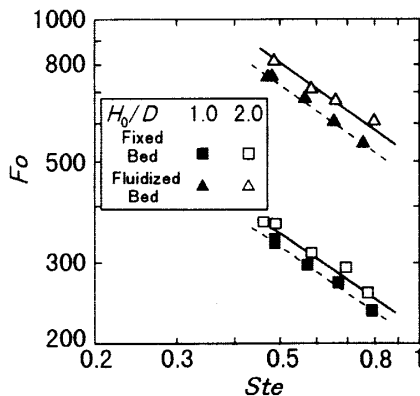


Fig. 12 Variation of  $Fo$  with  $Ste$

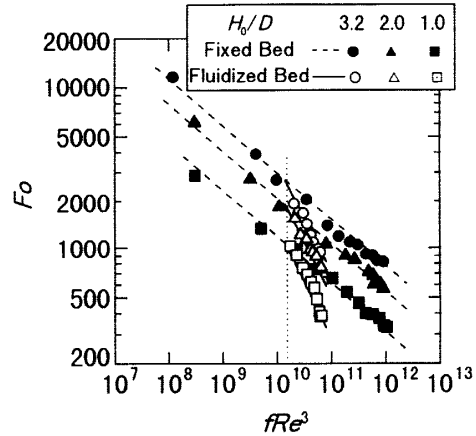


Fig. 13 Variation of  $t_f$  with  $P_{th}$

図 13 は、 $Fo$  数と送風動力を表す  $fRe^3$  の関係を  $H_0/D$  をパラメータとして、流動層および固定充填層の場合について示したものである。ここで、 $f$  は次式(18)で定義される圧力損失係数である。

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{H_0}{D} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_f \cdot U^2} \quad (18)$$

また、式中の圧力損失  $\Delta P$  には、実測値を用いた。なお図中の点線は、流動化開始速度  $U_{mf}=1.34\text{m/s}$  における  $fRe^3$  の値を示してある。

図より、 $fRe^3$  の増大に伴い  $Fo$  数は減少していることが分かる。これは、送風動力を増大させることにより、試験部に流入する空気流量が増大し、図 10 に示したように、蓄熱材粒子と熱媒体空気の熱伝達が促進され、それに伴い放熱完了時間  $t_f$  が減少するものである。また、同一  $fRe^3$  に対する  $Fo$  数の値は、流動層の方が固定充填層より短縮される結果となった。これは、蓄熱材粒子が流動を始めると、流動層内の圧力損失  $\Delta P$  は空塔流速  $U$  を増大させても一定となるが、固定層の圧力損失  $\Delta P$  は、空塔流速  $U$  の増大に伴い増加することによる。そのため、同一送風動力で比較した場合、試験部を流れる空気流量が、流動層の方が大きくなり、その結果、同一送風動力  $P_{th}$  に対する放熱完了時間  $t_f$  は、流動層の方が短縮される結果となる。

以上に示した結果より、実験で採用したパラメータの影響をもとに、蓄熱実験の際と同様、 $Fo$  数に関する実験整理式を最小自乗法にて、流動層および固定充填層について導出すると次のようになる。

流動層:

$$Fo = 1.72 \times 10^{10} \times (fRe^3)^{-0.72} \times Ste^{-0.70} \times (H_0/D)^{0.56} \quad (19)$$

固定充填層:

$$Fo = 3.20 \times 10^5 \times (fRe^3)^{-0.27} \times (Ste)^{0.70} \times (H_0/D)^{0.56} \quad (20)$$

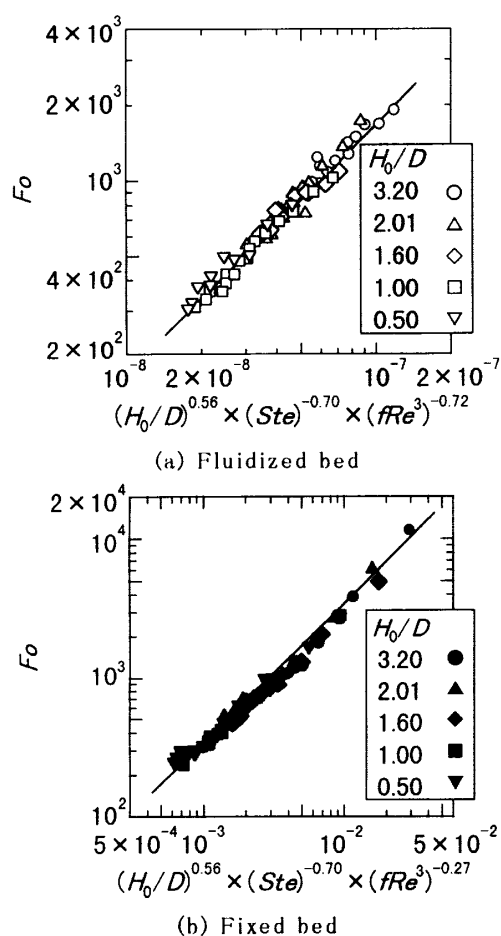


Fig. 14 Non-dimensional arrangement of  $Fo$  for fluidized bed and fixed bed

上式(19)(20)の適用範囲は以下の通りである。

$$\begin{aligned}
 H_0/D &= 0.5 \sim 3.20 \\
 (M &= 0.094 \sim 0.6 && [\text{kg}] \\
 Ste &= 0.49 \sim 0.79 \\
 (T_{\text{inm}} &= 15.0 \sim 30.0 && [^\circ\text{C}]
 \end{aligned}$$

流動層

$$\begin{aligned}
 fRe^3 &= 1.55 \times 10^{10} \sim 6.69 \times 10^{10} \\
 (U &= 1.34 \sim 5.79 && [\text{m/s}]
 \end{aligned}$$

固定充填層

$$\begin{aligned}
 fRe^3 &= 1.21 \times 10^8 \sim 1.13 \times 10^{12} \\
 (U &= 0.24 \sim 5.80 && [\text{m/s}]
 \end{aligned}$$

図 14(a), (b)は、流動層および固定充填層に関する実験整理式と実験値の関係を示したものである。本実験整理式の適用範囲内において、実験整理式と実験値は流動層および固定充填層に関してそれぞれ偏差 6.6%および 5.7%で一致する結果となった。

## 5. 結論

流動層を用いた直接接触熱交換を行う形状安定化潜熱蓄熱材粒子群の放熱特性の解明を目的として、蓄熱槽出口空気温度および潜熱放熱完了時間について、種々のパラメータにより実験的検討を行った結果、以下のような結論が得られた。

(1)蓄熱槽出口空気温度の無次元量である温度効率に及ぼす、蓄熱槽入口空気温度、空塔流速および蓄熱材粒子層高さの影響を定量的に明らかにすると共に、温度効率を予測する無次元整理式の提案を行った。

(2)円筒状潜熱蓄熱槽内に充填した形状安定化潜熱蓄熱材粒子群と空気との平均熱通過率について、蓄熱材粒子群が流動を開始し、槽内の空隙率の増大と共に、同一空塔流速条件にて粒子層内を流れる空気の真の流速が減少し、その結果、蓄熱材粒子と空気との平均熱通過率は、層内が固定充填層の場合より低下する。

(3)流動層と固定充填層を比較すると、同一空塔流速においては層内を固定充填層とした場合の方が放熱完了時間は短縮されるが、同一送風動力においては、層内圧力損失が流動層の場合には固定充填層の場合に比べ大きく低減できるため、流動層状態とした方が放熱完了時間は大きく短縮される。

(4)放熱完了時間について、蓄熱材粒子充填質量、蓄熱槽入口空気温度および送風動力を因子とした、放熱完了時間を予測する無次元整理式の誘導を行った。

## 文 献

- (1) Inaba, H. and Tu, P., Wärme und Stoffübertragung, 30-4 (1996), 501.
- (2) 稲葉・Tu, 機論 62-596 (1996), 1576.
- (3) 稲葉・Tu, 機論 62-599 (1996), 2790.
- (4) 稲葉,他 3名, 機論 63-610 (1997), 2175.