潜熱・顕熱混合形蓄熱法に関する研究* (第2報, 運転条件と関連づけた蓄熱器形状の最適化)

林 勇二郎**, 滝 本 昭**
孔 鉄 男***, 河 原 誠 二****

Study on Combined Latent-and Sensible-Heat Thermal Energy Storage (2nd Report, Optimization of Unit in Relating with Operating Conditions)

Yujiro HAYASHI, Akira TAKIMOTO,
Chorunamu KONG, and Seiji KAWAHARA

A combined type of latent-and sensible-heat thermal energy storage (TES) is proposed, and its performance is investigated experimentally and theoretically. The theoretical treatment is made taking in account recirculating flow in the capsule. In comparison with the theoretical answers and the experimental results given by preceding report, the optimum design of TES is determined in relation with the operating conditions and Phase Change Material (PCM).

Key Words: Thermal Engineering, Thermal Energy Storage, Combined Latent-and Sensible Heat, Optimum Design, Recirculating Flow

1. 緒 言

潜熱蓄熱は、蓄熱密度が高くかつ良質の熱エネルギーを放出するなどの特徴を有するが、出熱時において蓄熱材の壁面凝固が生じ、それが熱交換応答性を著しく低下させる難点を有する⁽¹⁾⁽²⁾。著者らはこれまで、蓄熱を中低位有効エネルギー最適利用の一環として位置付け、潜熱蓄熱を主体とした蓄熱の高性能化を追求してきた⁽³⁾。具体的には、密度と応答性の点で優れたものとして、顕熱蓄熱材で満たされた蓄熱容器内に潜熱蓄熱材を充てんしたサブカプセルを設置した二重カプセル構造からなる潜熱・顕熱混合形の新しい蓄熱法を提案し、その入出熱特性をサブカプセルまわりに発達する循環流と関連づけて実験的に明らかにするとともに、プロトタイプ(潜熱形、顕熱形)を基準とした性能比較によりその優位性を確認した。すなわち、本蓄熱法は壁面近傍の対流効果(サーモサイフォン効果)を残しながら蓄熱の高密化を図り得るものであり、蓄熱容器に潜熱および顕熱形の特徴である静・動の両機能

を具備したものである。

本報ではカプセルユニットとしての蓄熱の高性能化を、ここで提示している混合形蓄熱における容器構造の最適化として、蓄熱材の種類および運転条件と関連づけて追究する。まず、サブカプセル内でのPCMの凝固・融解の挙動、ならびにサブカプセル回りに発達する循環流に強く依存する入出熱の特性を理論的に明らかにし、次いでそれに基づく最適化の手法さらには各種設計仕様に対する計算結果の例を示す。

記 号

A: 断面積
a: 温度伝導度
C_p: 比熱
D: 水力平均深さ
Fo: フーリエ数 = at/R^2
f: 摩擦係数
G: 流量
Gr: グラスホフ数
g: 重力の加速度
h: 主容器高さ
L_n: 潜熱
Nu: ヌッセルト数 = aD/λ

* 昭和59年5月31日 第21回日本伝熱シンポジウムにおいて講演、原稿受付 昭和61年4月18日。

** 正員、金沢大学工学部 (〒920 金沢市小立野2-40-20)。

*** 准員、高砂熱学工業 (〒101 東京都千代田区神田駿河台4-2)。

**** 正員、元金沢大学工学部 (〒310 水戸市若宮1-5-10)。

Q : 全熱流束

q : 熱流束

q_L : 潜熱入出熱速度

R : 主容器半径

Ra : レイリー数

Re : レイノルズ数

r : 半径方向距離

Ste : ステファン数 $= C_{ps}(T_f - T_w)/L_H$

T : 温度

T_i : 初期温度

t : 時間

V : 体積

v : 循環流速度

z : 軸方向距離

α : 熱伝達率

β : 膨張係数

δ : 凝固層厚さ

λ : 熱伝導率

ν : 動粘性係数

ρ : 密度

添字

c : 容器中心

f : 融点

i : サブカプセル中心部の内側間げき

l : 液体

o : 主容器-サブカプセル間の外側間げき

s : 固体

sc : サブカプセル

w : 主容器外壁

らびにサブカプセル回りに発達する循環流に強く依存し、入出熱の過程は特徴的な三つの Stage よりなる (図1)。すなわち、出熱時における Stage 1 では、温度レベルの急激な降下と強い循環流の発達とにより、液体顕熱が大きい速度で放出される。Stage 2 ではサブカプセルでの PCM の凝固開始、それによる温度レベル降下の抑制と循環流の効果的な維持のため、比較的一定に近い速度で凝固潜熱が放出される。Stage 3 はサブカプセル内の凝固が完了し、残余の固体顕熱が放出される終末期となる。入熱時においては固体顕熱、融解潜熱、液体顕熱の順で蓄熱されること、およびサブカプセル回りに発達する循環流の方向が反対となることを除き、その特性は出熱時のものとほぼ同様である。

ここでは実験的に確認された以上の入出熱の過程をサブカプセル内での PCM の相変化、サブカプセル回りに発達する循環流と関連づけて理論的に解析する。

2・1 理論解析 図2にここで取扱う蓄熱容器の物理・座標系を示す。循環流路は主容器とサブカプセル間の外側間げき (流路 o)、サブカプセル中心部の内側間げき (流路 i)、およびそれらを接続する上下の各ヘッダ部よりなり、蓄熱容器への入出熱は主容器側壁に取付けられた熱交換器により行われる。

解析に際し、次の仮定を置く。

(1) 顕熱蓄熱材としての間げき流体は非圧縮性粘性流で、流れは準定常的である。

(2) 流動損失は、流路 o, i での壁面摩擦損失のみを考慮し、それ以外は無視する。

(3) ヘッダ部での熱的損失を無視する。

2. 混合形蓄熱における入出熱特性

前報に詳述したように、本方式の入出熱特性はサブカプセルに充填された PCM の凝固・融解の挙動、な

図1 混合形蓄熱器の入出熱特性

図2 物理・座標系

(4) 浮力の項に現われる密度以外の物性値の温度変化を無視する (Boussinesq 近似)。

(5) サブカプセルからの入出熱速度 ($q_o + q_i$) と容器からの入出熱速度 q とが z 方向任意の位置でバランスするとした準定常状態を仮定する。

以上の仮定のもとで、循環流および連続の方程式は、次のように与えられる。

$$\pm \int_0^h \rho g \beta (\bar{T}_i - \bar{T}_o) dz = f_o \rho \frac{h v_o^2}{2 D_o} + f_i \rho \frac{h v_i^2}{2 D_i} \quad (1)$$

$$G = \rho v_o A_o = \rho v_i A_i \quad (2)$$

$$A_o = \pi (R^2 - r_o^2), A_i = \pi r_i^2, D_o = (R - r_o)/2,$$

$$D_i = r_i/2$$

ここで、 A, D はそれぞれ各流路の断面積および水力直径であり、 $\bar{T}_i, \bar{T}_o$ および v_i, v_o はそれぞれ各流路の混合平均温度および平均速度を表わす。また、符号 (±) はそれぞれ出熱時 (+), 蓄熱時 (-) に対応する。上式 (1), (2) は、仮定 (4) のもとで無次元表示され、

$$32 R^2 \left(\frac{Re_o}{D_o^3} + \frac{Re_i}{D_i^3} \right) = Gr \quad (3)$$

$$\frac{A_o Re_o}{D_o} = \frac{A_i Re_i}{D_i} \quad (4)$$

ここで、 $f = 64/Re$, $Re = GD/\rho v A$, $Gr = g \beta \Delta T R^3 / \nu^2$ である。

一方、入出熱過程でのエネルギー式は、仮定 (5) の関係をもとにして、主容器での全入出熱は外側間げき部における対流伝熱で、サブカプセルについては顕熱入出熱時 (Stage 1, 3) ではサブカプセル断面の温度 T_{sc} を一様とした lumped problem として、潜熱入出熱時 (Stage 2) では凝固層の顕熱を無視し凝固温度 ($T = T_f$) にある等温面 δ_o, δ_i の後退として近似的に取扱う。

すなわち

$$Q = Q_o + Q_i \quad (5)$$

$$Q = 2\pi Ra (T_{sc} - T_w) \quad (6 \cdot a)$$

$$Q_o + Q_i = \pi (r_o^2 - r_i^2) \rho C_p \frac{dT_{sc}}{dt} \quad (Stage 1, 3) \quad (6 \cdot b)$$

$$Q_o = 2\pi (r_o - \delta_o) \rho L_H \frac{d\delta_o}{dt} = 2\pi r_o \frac{(T_f - T_{sc})}{\delta_o / \lambda} \quad (Stage 2) \quad (6 \cdot c)$$

$$Q_i = 2\pi (r_i + \delta_i) \rho L_H \frac{d\delta_i}{dt} = 2\pi r_i \frac{(T_f - T_{sc})}{\delta_i / \lambda} \quad (Stage 2) \quad (6 \cdot d)$$

Stage 1, 3 では式 (5), (6・a), (6・b) より

$$2\alpha R (T_{sc} - T_w) = (r_o^2 - r_i^2) \rho C_p \frac{dT_{sc}}{dt} \quad (7)$$

Stage 2 では式 (5), (6・a) と式 (6・c) および (6・d) より

$$\frac{(r_i + \delta_i)}{Ra} \frac{d\delta_i}{dt} + \left(\frac{\delta_o}{\lambda r_o} + \frac{1}{Ra} \right) (r_o - \delta_o) \frac{d\delta_o}{dt} = \frac{(T_f - T_w)}{\rho L_H} \quad (8 \cdot a)$$

$$\frac{(r_o - \delta_o)}{Ra} \frac{d\delta_o}{dt} + \left(\frac{\delta_i}{\lambda r_i} + \frac{1}{Ra} \right) (r_i + \delta_i) \frac{d\delta_i}{dt} = \frac{(T_f - T_w)}{\rho L_H} \quad (8 \cdot b)$$

計算は蓄熱容器内の初期温度 T_i' 一定、時刻 $t=0$ で主容器の外壁温度 T_w がステップ的に一定となる条件下で、時間きざみ Δt で循環方程式 (3), (4) と各 Stage のエネルギー式を連立させ、入出熱速度ならびに温度分布が求められた。すなわち、サブカプセル内の PCM の凝固・融解が始まるまでの Stage 1 ではエネルギー式 (7) を、Stage 2 では式 (8・a), (8・b) よりサブカプセル内の中心軸側および外壁側からの相変化厚さ δ_i, δ_o を求め、相変化量 ($\delta_o + \delta_i$) がサブカプセル厚さ ($r_o - r_i$) に達するまでこれを繰返す。PCM の凝固・融解が完了する以降の Stage 3 では再び式 (7) による計算が繰返され、蓄熱容器内の入出熱温度レベルが 99% に達した段階で計算を打ち切った。

以上の計算では、サブカプセル回りの循環流は初めから発達しているものとし、外側間げき部での対流熱伝達に対しては、前報で実験的に得られた次の関係式を用いた。

$$Nu = \frac{\alpha D_o}{\lambda} = C \cdot Re_o \approx 0.5 \quad (C: \text{定数})$$

2.2 解析結果 解析結果を前報で得られた実験結果と比較して図 3～5 に示す。PCM には n-オクタデカン、顕熱蓄熱材には水を用い、主容器のアスペクト比が 3 の蓄熱器に対するものであり、運転条件は図中に示すとおりである。図 3, 4 はそれぞれ出熱時における容器中心温度および出熱速度を、図 5 は蓄熱時における入熱速度の経時変化である。いずれにおいても混合形蓄熱の特徴である三つの Stage が明白に現れており、サブカプセル内の PCM の凝固・融解に直接関係する各 Stage の遷移を含め、計算と実験値が比較的良く一致している。これより、本方式の入出熱特性に対する前報での解釈、ならびにそれに基づくここでの解析が妥当なものであることがわかる。

3. 蓄熱器構造の最適化

混合形蓄熱は、顕熱形と潜熱形の特徴である高密度蓄熱と高応答性を兼ね備えたものとして開発されたものである。したがって、最適化の考え方は、壁面熱伝達に効果的である循環流を維持した状態で、蓄熱容器を

如何にコンパクト化するか、すなわち、PCM を充てんしたサブカプセルの占める体積率をいかに高めるかが基本となる。図6に出熱時を対象とした最適化計算のフローチャートを示す。出熱時の議論が優先するのは、衆知のように蓄熱性能に対する問題点が出熱時の応答性にあるからである。設計仕様として出熱に要する時間 t_e 、出熱速度 Q_e 、出熱温度 T_e 、熱交換流体の温度 T_h が与えられるが、ここでは簡単のために出熱温度をPCMの融点 ($T_e = T_f$) に、熱交換流体の温度

を主容器壁の温度 ($T_h = T_w$) に設定する。以下、フローチャートに示されるように、まず運転条件に対して蓄熱材が選定され、任意の主容器寸法(径)が仮定される。次いで保有熱量が最大となるよう、サブカプセル寸法が計算されるが、その内外径は外側および内側間げきでの対流発生限界および最大循環流量を条件として求められる。求められた断面寸法に対して蓄熱容量により容器高さ h が求められる。

以上の寸法構造をもつ蓄熱器の出熱過程が2章の解析手法に基づき計算されることになるが、 $T_e = T_f$ なる条件を設定しているため Stage 1 は現れず Stage 2 の状態で出熱が開始する。すなわち、時間とともに出熱速度が低下する Stage 2 の過程が計算され、Stage 2 が終了する時点での出熱速度と出熱時間が設計仕様 (Q_e, t_e) を満足するまで、可変パラメータ ψ を用い主容器寸法を変えた計算が繰返される。Stage 2 が終了する時点までを設計の対象としたのは、サブカプセル内のPCMが凝固し、それによりサブカプセル回りの循環流が維持されるこの時期が出熱過程として最も有効であるためである。以下、各計算法を示す。

3.1 主容器中サブカプセル回りの循環流の発生

図3 蓄熱容器中心部での平均温度分布

図4 出熱速度の経時変化

図5 入熱速度の経時変化

図6 最適化のフローチャート

サブカプセル回りの循環流の発生限界を解析的に求めることは不可能であるため、ここでは内・外間げき部の面積比を一定として外間げき寸法を種々変化させた実験を行い、その条件を求めた。結果は、Choi ら⁽⁴⁾による二重円筒容器間げき部における対流発生限界〔図6中式(9)〕とほぼ一致した。循環流路形状の異なる両者の直接的な比較の是非は別として、ここでの循環流の発生限界に対する情報が実験的に得られたことになる。

図7 循環流強さ

図8 最適化の例 (出熱時間)

3.2 主容器-サブカプセル断面寸法と循環流強さ

2章で求められた循環流形成のための主容器-サブカプセル間の最小外間げき寸法に対して、サブカプセル中心の内間げきの寸法は、循環流方程式(3)より算出される。同式より、与えられた主容器の外径 R およびサブカプセル外径 r_0 に対する流量 G とサブカプセル内径 r_i との関係を求め、その結果を図7に示す。図7において、最適値 r_i の存在が明らかであり、 r_0 との関係が式(10)で近似的に与えられる。以上の算出されたカプセル断面寸法に対して、式(11)より必要蓄熱量に対するカプセル高さ h が求まる。

3.3 出熱速度および出熱時間 寸法構造が与えられた蓄熱器に対して、Stage 2 の出熱過程が計算され、Stage 2 の終了時における、出熱時間とその時の出熱速度とが仕様条件を満足するまで、主容器寸法を変えた最適化の計算が繰返される。出熱過程の計算は、エネルギー式(6)、(7)に対して行われるが、ここでは簡単のために、サブカプセル内の凝固厚さ δ_0, δ_i を式(14)で近似した。ここで、 c_0, c_i は未定数である。

3.4 最適化の計算例 蓄熱材に n -オクタデカン ($T_f=28.2^\circ\text{C}$) および六水和塩化カルシウム ($T_f=28^\circ\text{C}$) を用いた場合での最適化の計算例を図8~11に示す。図8は、出熱時間を変化させた時の計算例であるが、出熱時間に対する容器寸法の最適値は、容器高さより容器断面 (主容器半径 R , サブカプセル半径 r_0) に強く依存していることがわかる。サブカプセルの内径 r_i , 主容器とサブカプセルの間げき $R-r_0$ にはそれほど大きな変化はなく、外側間げきでの対流発生限界および最大流量を与える循環流路幅にはほぼ共通した最適値が存在することがわかる。図9, 10は出熱速度および主容器外壁温度に対する計算例であるが、前者は出熱速度にほぼ比例した容器高さの変化となるのに

図9 最適化の計算例 (出熱速度)

図 10 最適化の計算例 (出熱温度)

対して、後者は断面ならびに高さの変化として複雑な最適値を示す。

最後に混合形、顕熱形および潜熱形蓄熱の性能比較の一例として、出熱速度と出熱時間の設計仕様 ($Q_e = 0.02 \text{ kW}$, $t_s = 3000 \text{ s}$) に対する各蓄熱法の最適化を行い、出熱過程についての結果を図 11 に示す。三者とも設計値を満足することはともかくとして、本混合形の出熱がプロトタイプと比べていかに平準化されているかがわかる。また、参考までに最適化された容器寸法を図中に記したが、ここで提案された混合形蓄熱がコンパクト化の点で優れたものとなる。

4. 結 論

前報で提案された二重カプセル構造からなる潜熱・顕熱混合形における特徴的な三つの Stage よりなる

図 11 出熱速度についてのプロトタイプとの比較

入出熱特性が、サブカプセル内の PCM の凝固・融解の挙動、ならびにサブカプセル回りに発達する循環流との関連づけのもと理論的に解析された。次いで、その解析を基礎として混合形蓄熱の高性能化が、蓄熱材、運転条件に対する容器構造の最適化として追究された。

最後に、本研究は昭和 57 年度文部省科学研究費 (エネルギー特別) の補助により行われたことを付記し、謝意を表する。

文 献

- (1) 神本・ほか 2 名, 電子総研彙報, 4511, 12 (昭 57), 553.
- (2) Viskanta, R., *Solar Heat Storage*, (1983), Chap. 5, CRC Press.
- (3) 林・ほか 2 名, 機論, 52-477, B (昭 61), 2187.
- (4) Choi, I.G. and Korpela, S.A., *J. Fluid Mech.*, 99-4 (1980), 725.

討 論

〔質問〕 神本正行〔電子技術総合研究所〕

(1) Stage 2 において凝固層の顕熱を無視した近似計算を行っておられるが、寸法、循環流の強さなどの条件によっては顕熱が無視できない場合もあると思われる。この近似計算の適用範囲についてご検討されておられればお教え願いたい。

(2) 図 3 に関し、実験および解析の条件についての詳しい記述がないのでお示し頂きたい。また、第 2 Stage から第 3 Stage へ移る段階で T_{sc} と T_c の大小関係が逆転するという実験結果は、解析上もそのとおりか。

(3) 混合形、顕熱形、潜熱形蓄熱の出熱速度を図

11 で比較しておられるが、顕熱形および潜熱形蓄熱の最適化がどのように行われたのかお教え頂きたい。また、伝熱面積が比較できるように、体積だけでなく、それぞれの R および h をお示し願いたい。

〔回答〕 (1) 潜熱に対する顕熱分の影響は、入出熱時の温度差としての運転条件や蓄熱材の物性と関係し、これにはステファン数が一つの指標となる。本報でのステファン数 $[=Cp_s(T_f - T_w)/L_H]$ は 0.114 から 0.265 の範囲にあるが、出熱速度や温度分布に対する実験と解析結果は約 10% 内の精度で一致している。したがって、本報の扱っている範囲 (容器寸法、蓄熱材、運転条件など) ではこの近似計算は十分と考え

付表 1

形	主容器半径	高 さ	体 積
顕熱形	39 mm	2 983.4 mm	$14.3 \times 10^{-3} m^3$
潜熱形	36	375.2	1.53×10^{-3}
混合形	36.9 ($r_o=33.2$ $r_i=9.6$)	135.4	1.58×10^{-3}

るが、厳密には顕熱の影響を考慮した数値解析との比較が必要である。ご質問の主旨には添えないが、これについては全く検討していない。

(2) 図3の条件は、図4において実験と解析の比較を行っている○印に対する条件と同じである。また、Stage 2 から Stage 3 へ移る段階での T_{sc} と T_c の逆転は、ご指摘のとおり不合理である。図3中の実験データは、前報⁽³⁾における図5、6の結果に基づくものであるが明らかに当方の手落ちである。解析については Stage 1,3 とともに lumped problem の取扱いをしているので、カプセルの中心温度 T_c は求められていない。以上、図3を付図1として訂正し、お詫び申し上げます。

(3) 顕熱形および潜熱形の最適化は、前報⁽³⁾で示

付図 1 容器中央の温度の経時変化

された出熱特性に対する一般式 [式(1)~(3)] を用い、図6とほぼ同様の計算手順で行っている。すなわち、混合形と同じ設計仕様を満たすべく容器径および高さを種々変化させて最適な形状を求めたものである。

図11の計算例では、それぞれ付表1の容器形状となっている。