水平パイプを有する U ベント付熱交換器および水平 単管の周りで潜熱蓄熱材が融解する際の熱伝達*

梁 取 美智雄^{*1}, 増 田 隆 司^{*2}

Heat Transfer in the Melting Process of Phase-Change Materials around a Horizontal Single Pipe and a Heat Exchanger with Horizontal Pipes Connected by a U-bend

Michio YANADORI and Takashi MASUDA

This paper deals with heat transfer in the melting process of phase-change materials around a horizontal single pipe and a heat exchanger with horizontal pipes. Through the rearrangement of experimental results by Bathelt and Sparrow a using single pipe, an experimental equation is found. Also, heat transfer experiments are conducted in a phase change material around a heat exchanger with horizontal pipes connected by a U-bend. The experimental results are investigated with the above results for a single pipe, and the U-bend effect on the heat transfer is clarified.

Key Words: Heat Transfer, Heat Exchanger, Energy Storage, Phase-Change Material, Melting Process, Horizontal Pipe, Experimental Equation

1. 結 言

太陽熱利用空調システム、深夜電力利用空調システム等に用いる蓄熱槽を小形大容量化するために、潜熱蓄熱材を利用する研究が^{(1)~(5)}、近年活発に行われている。このようなシステムの実用化に当たって重要な技術は、蓄熱材に効率よく蓄熱して、それを取り出す熱交換技術である。蓄熱材が凝固して放熱する際の伝熱に関しては、比較的データ^{(6)~(8)(18)}も多い。しかし融解して蓄熱する際の伝熱に関しては、現象が複雑で、十分な資料が提供されていない。本報は、潜熱蓄熱材中に水平単管および水平パイプを主体とする U ベント付熱交換器が浸漬されている場合において、蓄熱材が熱交換器周りで融解する際の対流伝熱を明らかにし、熱設計に役立てることを目的としている。

まず、水平単管周りの熱伝達に関しては、Bathelt⁽⁹⁾⁽¹⁶⁾および Sparrow⁽¹⁰⁾の実験結果が報告されているので、物性値の推定および測定を行い二つの結果を再整理し

て実験式を作る試みを行った。また単管周りの潜熱蓄熱材の融解面は、時間とともに変化し、必ずしも単管と同心の形状をしていない。しかしながら、水平同心円筒間の流体に適用されている定常自然対流伝熱の式となんらかの相関があると考えられるが、今だ明らかにされていないので、この式と前記実験結果を比較検討した。

また、実際には単管で利用するよりも、多数本の水平パイプを U ベントで連結した熱交換器を蓄熱材中に浸漬して使うことのほうが多い。このため水平パイプのピッチを変えた熱交換器を作り、これらを潜熱蓄熱材(塩化カルシウム 6 水塩、融点 28°C)中に浸漬し、熱交換器内部に流れる流体の温度を変えて伝熱実験を行い、前記水平単管周りの実験結果と比較し、U ベントの影響があるか否か検討したので、以下詳細に報告をする。

2. 実験装置および実験方法

図 1 に実験装置を示す。内寸 220 mm 立方の亚克力製蓄熱槽内に、塩化カルシウム蓄熱材(CaCl₂·6H₂O 融点 28°C)が入っていて、蓄熱材中には銅製の水平パイプで構成された熱交換器が設けられている。蓄熱材の重量は約 16 kg、蓄熱容量は約 4 100 kJ である。熱

* 平成元年 11 月 21 日 九州支部・中国四国支部合同長崎地方講演会において講演、原稿受付 平成元年 3 月 24 日。

^{*1} 正員、(株)日立製作所機械研究所 (●300 土浦市神立町 502)。

^{*2} (株)日立製作所栃木工場 (●329-44 栃木県下都賀郡大平町大字高田 800)。

図 1 実験装置

表 1 水平パイプを有する熱交換器の諸元

Item	A	B	C
Pipe pitch, P (mm)	25.4	38.1	63.5
Number of horizontal pipe	64	25	9
Heat transfer area of horizontal pipe, A_{hp} (m ²)	0.360	0.150	0.0651
Total heat transfer area, A_t (m ²)	0.427	0.173	0.0765

表 2 蓄熱材の熱的物性値 (at 40°C)

PCM	CaCl ₂ ·6H ₂ O
Melting point, T_m (°C)	28
Latent heat, L (kJ/kg)	200
Specific weight, γ (kg/m ³)	1500
Thermal conductivity, λ (W/m·°C)	0.454
Specific heat, C_p (kJ/kg·°C)	2.13
Coefficient of viscosity, μ (Pa·s)	2.25×10^{-2}
Coefficient of thermal expansion, β (1/°C)	5.24×10^{-4}
Prandtl number	105.4

交換器は、外径 $\phi 9.53$ mm、長さ 180 mm の多数本の銅パイプを、図示のごとく U ベントで連結して作っている。表 1 は熱交換器の諸元を示したもので、A (ピッチ $P=25.4$ mm、水平パイプ数 64 本)、B ($P=38.1$ mm、25 本)、C ($P=63.5$ mm、9 本) の 3 種類を作った。 A_t は熱交換器の全伝熱面積、 A_{hp} は水平パイプ部 (2 本の水平マニホールド部を含む) の面積である。 A_{hp} は A_t の約 85 % を占め、熱交換器の主体は水平管部で構成され、残りは U ベントと水出入口パイプである。

熱交換器の水入口パイプ部より温水を流し、水平パイプ部を通した後、水出口パイプより排出し、熱交換

器周りの蓄熱材 (あらかじめ 19°C に冷却して凝固させてある) を融解した。本実験では、パイプの流れ方向の温度変化を小さくおさえるため、水出入口の温度差は約 2°C 以下になるように流量を調節した。温水は投込ヒータ付温水タンクによって作った。温水の温度は 40°C、50°C、60°C と変えて実験を行った。銅パイプ表面、銅パイプ間の蓄熱材中、蓄熱槽内壁近辺の蓄熱材中に、 $\phi 0.2$ mm の銅-コンスタンタン熱電対を図示のごとくセットし、その熱起電力をデジタル記録計に入れて温度の測定を行った。熱交換器より蓄熱材に流入する熱量はロータメータで測定した流量と 2 個のサーミスタによって測定した温度差より算出した。熱交換器周りで融解した蓄熱材の液体層部の熱抵抗 R_t は次式で定義する。

$$R_t = \frac{T_m - T_w}{q} = \frac{1}{\alpha_t} \quad (1)$$

ここで T_m は蓄熱材の融点、 T_w は水平パイプ部の表面温度 (パイプ流れ方向の平均値)、 q は熱交換器表面の熱流束 (全伝熱面積 A_t を用いて算出)、 α_t は熱伝達率である。

本実験において、図示はしないが、蓄熱槽の周りには約 50 mm の発泡スチロールを巻いて断熱をしてある。蓄熱材から大気への熱損失は、大気との温度差も小さいので 5 % 以下と推定される。

表 2 は本実験に用いた潜熱蓄熱材 (PCM) の熱的物性値⁽⁷⁾⁽¹⁹⁾を示したものである。

3. 実験結果

図 2 はパイプピッチ $P=38.1$ mm の熱交換器を用い、温水温度 T_h を変えて、時間 t に対する熱抵抗 R_t を測定した結果である。●印は $T_h=60^\circ\text{C}$ 、◎印は $T_h=50^\circ\text{C}$ 、⊗印は $T_h=40^\circ\text{C}$ の結果である。 t が約 0.2 h

までは R_t は小さいが、その後ほぼ一定値に達し、さらに時間が経過すると、 T_h が大きいほど、早期に熱抵抗 R_t は著しく大きくなり始める。

図3は熱交換器のパイプピッチ P を変えた時の時間 t と熱抵抗 R_t との関係を示したものである。温水温度 T_h は 50°C 一定である。○印は $P=25.4\text{ mm}$ 、◎印は $P=38.1\text{ mm}$ 、●印は $P=63.5\text{ mm}$ の結果である。時間が経過した時、 P が小さく伝熱面積が大きいほど早期に R_t は著しく大きくなり始める。

図4は蓄熱材の融解状態の観察結果を示したものである。融解時の結晶界面は、Bathelt⁽⁹⁾、Sparrow⁽¹⁰⁾の単管周りの実験と同様に、伝熱パイプの上方部の蓄熱材が早期に融解して、タマゴ形となる。図2、図3において、時間経過に伴い熱抵抗 R_t が著しく大きくなるのは、伝熱パイプ周りの融解結晶界面までの平均半径 r_2 が大きくなり、隣接パイプ周りのそれと干渉し、受熱面としての結晶界面が減少することになる。図4に示す融解結晶界面までの平均半径 r_2 は、各時刻まで

図2 時間と熱抵抗

図3 時間と熱抵抗

熱交換器より蓄熱材に流入した熱量 Q の積算値を潜熱 L で除して得られる融解結晶量 G_s

$$G_s = \frac{\int_0^t Q \cdot dt}{L} \quad \dots\dots\dots (2)$$

より次式により推定できる。

$$r_2 = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{G_s}{\gamma_s \cdot l_r} \times \frac{4}{\pi} + (2r_1)^2} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで γ_s は蓄熱材の固体の密度、 l_r は熱交換器のUベントを含む伝熱パイプの総長さ、 r_1 は伝熱パイプの半径である。この r_2 の推定法で冷却されている固体蓄熱材の顕熱が考慮されていないが、本実験での融点と固体蓄熱材温度との差が小さいので、 r_2 に及ぼす影響は5%以下である。

図5は図2を再整理し、融解液体層厚さ $\Delta r_m = r_2 - r_1$ と熱抵抗 R_t との関係にして示したものである。⊗印は $T_h = 40^\circ\text{C}$ 、◎印は $T_h = 50^\circ\text{C}$ 、●印は $T_h = 60^\circ\text{C}$ の場合である。ある相関をもってまとまっていることがわかる。横軸の 14.3 mm の所に↑印を記してあるが、これはパイプピッチ P の $1/2$ の値より伝熱パイ

図4 蓄熱材の融解状態

図5 液体層厚さと熱抵抗

半径 r_1 を差引いた値である。この値は1本の伝熱パイプ周りの結晶界面と隣接パイプとのそれとが干渉して、受熱面が減少し始める時の融解液体層厚さに相当し、 Δr_m がこの値以上になると熱抵抗 R_i は著しく大きくなる。この領域を熱抵抗増加領域 C、 Δr_m が約 0.4 cm 以下で熱抵抗が小さく、融解液体層を熱伝導によって伝熱する領域を熱伝導領域 A とすると、それらの間の領域 B が対流伝熱領域である。第4章では熱交換器の熱設計で重要な意味を持つ領域 B について検討する。

4. 実験結果の検討

4.1 Bathelt と Sparrow の実験結果の検討

本節では、水平単管周りで蓄熱材が融解する場合について、Bathelt⁽⁹⁾⁽¹⁶⁾ および Sparrow⁽¹⁰⁾ が行った実験の結果を再整理し、水平同心円筒間の定常自然対流伝熱の式と比較検討してみる。

Bathelt の n-Octadecane (融点 28.1°C) を用いた伝熱的データ [文献(9)の図5, 図11] を再整理するに当たって用いた熱的物性値を、表3の中央部に示す。 β は文献(12)、それ以外の物性値は文献(11)のものをを用いている。

表3 蓄熱材の熱的物性値

PCM	n-Octadecane at 30°C	NaNO ₃ -NaOH (72/28 mol%) at 277°C
Melting point, T_m (°C)	28.1	244
Latent heat, L (kJ/kg)	244	222
Specific weight, γ (kg/m ³)	774	1905
Thermal conductivity, λ (W/m°C)	0.15	0.373
Specific heat, C_p (kJ/kg°C)	2.18	1.72
Coefficient of viscosity, μ (Pa·s)	3.9×10^{-3}	5.5×10^{-3} (meas.)
Coefficient of thermal expansion, β (1/°C)	8.8×10^{-4}	4.25×10^{-4}
Prandtl number	56.58	25.28

また Sparrow の NaNO₃-NaOH (72/28 mol %) 融点 244°C を用いた伝熱的データ [文献(10)の図2] を再整理するに当たって用いた熱的物性値を、表3の右端に示す。粘性係数 μ は、著者による測定値である。この測定には、リオン社製ビスコメータを用いた。それ以外の物性値は文献(13)と文献(14)より推定して求めた。

図6は横軸にレーレー数 Ra 、縦軸に平均ヌッセルト数 $\overline{Nu}$ をとって再整理した結果である。 Ra および $\overline{Nu}$ は文献(15)、(16)、(17)を参照し、次のように定義した。

$$Ra = \frac{g\beta\Delta T}{\nu^2} \{ \sqrt{r_1 \cdot r_2} \ln r_2/r_1 \}^3 \cdot Pr \quad \cdots \cdots (4)$$

$$\overline{Nu} = a_1(r_1 \ln r_2/r_1)/\lambda \quad \cdots \cdots (5)$$

ここで g は重力の加速度、 β は体積膨張係数、 ΔT は伝熱パイプ表面と蓄熱材の融点との温度差、 γ は動粘性係数、 Pr はプラントル数、 λ は熱伝導率である。また r_1 は伝熱パイプの半径、 a_1 と r_2 はそれぞれ式(1)、式(3)の定義に基づくものである。図6の■印は Bathelt の結果、△印は Sparrow の結果を再整理したものである。両者の実験値は、ほぼ1本の直線上に乗っている。一点鎖線は水平同心円筒間の定常自然対流伝熱の式⁽¹⁵⁾

$$\overline{Nu} = 0.20 Ra^{1/4} \quad \cdots \cdots (6)$$

を示したものである。ここで $\overline{Nu}$ と Ra の定義は式(4)および式(5)と同一である。実験結果の絶対値は一点鎖線とほぼ同じであるが、この配は若干実験値のほうが大きい。実験値を結んだ直線(実線)より

$$\overline{Nu} = 0.137 Ra^{0.282} \quad \cdots \cdots (7)$$

なる実験式が得られる。

なお、Bathelt の実験値のサブクール度 $S = C_{ps}(T_m - T_i)/L$ 、(ここで C_{ps} は蓄熱材の固体時の比熱、 T_m は融点、 T_i は蓄熱材の初期温度、 L は潜熱) は 0.017、Sparrow の実験値の S は 0.007 と小さく、どちらもほとんどサブクールのない結果と考えてよい。

図6 Ra と $\overline{Nu}$ の関係

図7 Ra と $\bar{Nu}$ の関係

4・2 本実験結果の検討 本節では、Uベント付水平パイプから成る熱交換器を用いた本実験結果を整理し、前節の水平単管周りの結果と比較検討する。

図7は、図5の対流領域Bにおけるデータのみを取出して、横軸にレーレー数 Ra 、縦軸に平均ヌッセルト数 $\bar{Nu}$ をとって再整理したものである。図中 P はパイプピッチ、 T_h は温水温度を示しており、 $P=25.4$ mm、 $P=63.5$ mm の対流領域Bに相当する実験値も含めて整理してある。本実験のサブクール度 $S = C_{ps}(T_m - T_i)/L$ は0.06で著しく小さい場合の結果である。破線は本実験値を結んだものであり、一点鎖線は水平同心円筒間の定常自然対流伝熱の式(6)、実線は水平単管周りで潜熱蓄熱材が融解する際の実験式(7)を示している。絶対値は二つの式に近い値となっているが、こう配は式(6)、式(7)より緩やかである。Uベント周りで潜熱蓄熱材が融解する場合については、微視的観点に立って今後詳細に検討しておく必要があると思われる。

5. 結 論

水平パイプを主体とするUベント付熱交換器の周りで、潜熱蓄熱材が融解する場合の伝熱実験を行うとともに、Bathelt および Sparrow の水平単管周りで同種実験結果の再整理を行い、以下の結論を得た。

(1) Bathelt および Sparrow の水平単管周りの実験値に関しては、絶対値は水平同心円筒間の定常自然対流伝熱の式より得られる値とほぼ等しい。しかしながら、こう配は若干前記定常自然対流伝熱の式より大きいことがわかった。

(2) 前記水平単管周りの実験結果の再整理より、

$10^3 < Ra < 10^7$ において $\bar{Nu} = 0.137 Ra^{0.282}$ なる実験式が得られた。

(3) 水平パイプを主体とするUベント付熱交換器の実験結果に関しては、絶対値は前記定常自然対流伝熱の式および水平単管周りの前記実験式より得られる値とほぼ等しい。しかしながらこう配は前記二つの式より緩やかである。

(4) すなわちこのUベントは、 Ra が小さい時全体の熱抵抗を小さくし、 Ra が大きい時には全体の熱抵抗を大きくするように作用する。

文 献

- (1) 伊藤, 機論, **50**-450, B (1984), 556.
- (2) 斉藤・ほか3名, 機論, **49**-440, B (1983), 843.
- (3) Gawron, K., *Energy Research*, No. 1 (1977), 351.
- (4) Herrick, C. S., *ASHRAE Trans.*, **85** 1 (1979), 512.
- (5) 渡辺・ほか3名, 日立化成テクニカルレポート, No. 10 (1988), 57.
- (6) 神本・ほか3名, 太陽エネルギー, **6**-1 (1980), 2.
- (7) 梁取・ほか1名, 冷凍, **56**-643 (1981), 1.
- (8) 坂本・ほか3名, 工業材料, **26** 9 (1978), 42.
- (9) Bathelt, A. G., *J. Fluid Mech.*, **90**-2 (1979), 227.
- (10) Sparrow, E. M., *J. Heat Transfer*, **100** (1978), 11.
- (11) 斉藤・ほか3名, 機論, **50**-460, B (1984), 2977.
- (12) 岡田, 機論, **51**-461, B (1985), 382.
- (13) 阿部・ほか5名, 電総研調報, 第213号 (1985), 61.
- (14) 荒木・ほか2名, 第7回日本熱物性値シンポジウム講演論文集, (1986-10), 29.
- (15) Itoh, M., *J. Heat Mass Transfer*, **13**-8 (1970), 1364.
- (16) Bathelt, A. G., *J. Heat Mass Transfer*, **23** 11 (1980), 1493.
- (17) Rieger, H., *J. Heat Mass Transfer*, **25** 1 (1982), 137.
- (18) Yanadori, M. and Masuda, T., *J. Solar Energy*, **36**-2 (1986), 169.
- (19) Yanadori, M. and Masuda, T., *J. Solar Energy*, **42** 1 (1989), 27.