横フィン付き伝熱管を有する
潜熱蓄熱器の出熱特性*笹口 健 吾^{*1}Heat Transfer Enhancement in a Latent Heat Thermal Energy Storage Unit
Using a Tube with Radial Fins

Kengo SASAGUCHI

Many investigations on the utilization of finned tubes have been performed to enhance heat transfer in a latent heat thermal energy storage(LHTES) systems. Detailed information on the heat transfer for the solidification process in the LHTES having tubes with longitudinal fins has been obtained experimentally and theoretically. For LHTES systems having tubes with radial fins, however, no theoretical studies to obtain the overall heat-exchanger performance appear to have been reported since usual numerical methods (e.g. a finite difference method) cannot be easily applied to the problem. In the present study, the overall performance of a LHTES system having tubes with radial fins has been obtained using a new method which the author proposed recently, and the performance has been compared with those of LHTES systems having a tube with longitudinal fins and having an unfinned tube.

Key Words : Phase Change, Solidification, Finned Tube, Latent Heat Storage, Performance

1. ま え が き

大きな蓄熱密度を有する相変化材(以下、PCMと略記する)を用いた潜熱蓄熱器の伝熱性能を向上させるため、種々の方法が提案されているが⁽¹⁾、フィン付き伝熱管(フィンチューブ)を用いた伝熱促進を行う方法はより確実に有効と思われる。フィンチューブとしては大別して管軸方向のフィン(縦フィン)を有する伝熱管および管軸に垂直方向のラジアルフィン(横フィン)を有する伝熱管があげられる。従来、縦フィン付き伝熱管を有する場合の出熱特性に関しては、詳細な数値計算が行われ、かなりの情報が得られている⁽²⁾⁻⁽⁴⁾。しかるに横フィンを有する場合にはフィンとフィンの間の固-液相変化現象を、通常の差分法などの数値計算によって明らかにしようとする、フィンの枚数が多くなった場合にはかなりのメッシュ数を要し、計算時

間は膨大となる。また、フィン枚数やその他の形状パラメータが変化した場合に対応できるような、汎用性のある計算スキームの開発も極めて困難である。したがって、従来横フィン付き伝熱管を有する潜熱蓄熱器のオーバーオールな特性に関する研究は報告されていなかった。そこで著者は最近、半解析的な方法で、近似的ではあるが、比較的簡単にその特性を予測するモデルを提案した⁽⁵⁾。

本研究の目的は、この提案したモデルに基づいて計算を行い、種々のパラメータが横フィン付き伝熱管を有する潜熱蓄熱器のオーバーオールな特性に及ぼす影響を明らかにするとともに、縦フィン付き伝熱管および通常のフィンなし伝熱管(ヘアチューブ)の場合との性能比較を行うことである。

主 な 記 号

a : 温度伝導率

B : ビオ数

c : 比熱

 F_0 : フーリエ数 $= a_{PCM} t / (r_s - r_{to})^2$

* 平成2年3月13日 九州支部第43期総会講演会において講演、原稿受付 平成元年4月20日。

^{*1} 正員、熊本大学工学部 (〒860 熊本市黒髪 2-39-1)。

H : 潜熱
 h_c : 熱媒体と伝熱管内表面の間の熱伝達係数
 L : 伝熱管の長さ
 M : PCMの質量
 $\dot{m}$: 熱媒体の質量流量
 N_f : フィンの枚数
 NTU : Number of Transfer Units
 Q : 熱量
 $\bar{Q}$: 凝固割合=(出熱した熱量)/[$MH(1+S_{t,c})$]
 r : 半径
 $S_{t,c}$: ステファン数
 T : 温度
 $T_{f,r}$: フィンの根元温度
 t : 時間
 w : フィンから発達した凝固層の厚み
 η_f : 温度効率
 λ : 熱伝導率
 τ : 無次元時間= $F_0 S_{t,c}$
添字
 c : 熱媒体
 f : フィン
 f : 融点
 i : 相界面
 in : 入口
 out : 出口
 PCM : 相変化材
 s : Shell wall
 ti : 伝熱管内表面
 to : 伝熱管外表面

2. フィンチューブの概要と解析方法

図1に潜熱蓄熱器に用いられる二つの典型的なフィンチューブを示す。まず図1(a)は本研究で対象とした横フィン付き伝熱管の概略を示したもので、伝熱管には軸方向と垂直にラジアルフィンが付いており、PCMはフィンチューブの回りに充填される。一方、熱媒体は入口温度 T_{in} で伝熱管内に流入し、PCMから熱を奪うことによって温度上昇し、温度 T_{out} で蓄熱器から流出する。図1(b)はこれまでに詳細な解析⁽²⁾⁻⁽⁴⁾が既に行われている縦フィンを有する伝熱管の場合で、図(a)と異なるのは、矩形のフィンが管軸方向に付けられている点である。

さて、図1(b)に示した縦フィン付き伝熱管の場合、凝固層厚みの管軸方向勾配は一般に小さく、前述したように、通常の差分法などによる数値計算が比較的容

易に行える。一方、図1(a)に示した本研究の横フィン付き伝熱管の場合、与えられた入口温度に対する出口温度を求めるためには、当然各フィン回りのPCMの凝固状態の時間的変化の詳細を知る必要がある。一般にフィンの枚数はかなり多くなるため、通常の差分法などを用いた直接的な数値計算では計算時間や計算容量が膨大となる。そこで、本研究では、伊藤のモデル⁽⁶⁾(カプセルタイプの蓄熱器にフィンを利用した場合の解析)を熱媒体温度の管軸方向変化を考慮してシェルチューブタイプの場合に適用した。

本解析モデルを図2に示す。図2(a)の一点鎖線で示したように、フィンチューブをフィン回りの要素(例えばABCD)に分割する。各要素内で熱媒体(Coolant)温度 T_c は一定で、PCMの凝固は図のように伝熱管及びフィン表面から発達し、各要素から放出される熱量 Q は次の要素の熱媒体の温度を増加させると仮定する。したがって、図に示したように、伝熱管から発達した凝固層の厚みは要素の境界で不連続となる。なお、フィンチューブの外周は断熱されたシェル壁であるとした。図2(b)は図2(a)の要素ABCDの半分に当たる解析要素の詳細を示したもので、伝熱管表面からの凝固層(相界面の半径 r_i)の時間的変化を表す式は熱媒体と相界面の間に準定常一次元熱伝導を仮定して求められる。フィン内では厚さ方向の温度勾配はないとし、また簡単のためフィン根元温度は伝熱管外表面温度と等しい

(a) Tube with vertically arranged fins (radial fins)

(b) Tube with longitudinal fins

図1 潜熱蓄熱に用いられる典型的なフィンチューブ

と仮定した。さらに、フィンから発達した凝固層内の熱移動は伝導支配であると仮定した。

以上の考えに基づくと、次の基礎式が導出される。

(1) 伝熱管表面からの凝固層（相界面の半径 r ）の時間変化。

$$\frac{\partial x}{\partial \tau} = \frac{\theta_c}{(x+1/G_2)\{\ln(G_2x+1) - P\ln G_4 + G_2/(G_4B_1)\}} \quad (1)$$

初期条件 $\tau=0: x=0$, 境界条件 $(\theta_c)_{in} = 1$

(2) フィン中のエネルギー式[図2(b)参照]。

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2\theta_F}{dR^2} + \frac{G_2}{G_2R+1} \frac{d\theta_F}{dR} - \frac{2G_1P}{G_3W}\theta_F &= 0 \quad (x < R < 1) \\ \frac{d^2\theta_F}{dR^2} + \frac{G_2}{G_2R+1} \frac{d\theta_F}{dR} &= 0 \quad (0 \leq R \leq x) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

境界条件 $R=0: \theta_F=1, R=1: \frac{d\theta_F}{dR} = 0$

(3) フィン表面から発達した凝固層（厚さ w ）の時間変化。

(a) Relation between elements

(b) Detail of the element

図2 解析モデル

$$W = \sqrt{2} \left\{ \int_0^\tau \frac{\ln(1+G_2x)\theta_c}{\ln(1+G_2x) - P\ln G_4 + G_2/(G_4B_1)} d\tau \right\}^{1/2} \quad (3)$$

(4) 熱媒体に対するエネルギー式。

$$\begin{aligned} (\theta_c)_i &= (\theta_c)_{i-1} - \frac{NTU}{B_i} \frac{G_1G_2}{G_4} \left\{ \left(\frac{1}{N_F G_1} - \frac{G_3}{G_2} \right) \cdot \right. \\ &\quad \left. \left(x_{i-1} + \frac{1}{G_2} \right) \frac{\partial x_{i-1}}{\partial \tau} + 2 \frac{\partial}{\partial \tau} \int_{x_{i-1}}^1 \left(R + \frac{1}{G_2} \right) W_{i-1} dR \right\} \quad (4) \end{aligned}$$

ここに $i=2, \dots, N_F$

以上の基礎式中の無次元変数は次のように定義した。

$$x = \frac{r_i - r_{to}}{r_s - r_{to}}, \quad \theta_c = \frac{T_f - T_c}{T_f - T_{in}}, \quad \theta_F = \frac{T_f - T_F}{T_f - T_F}$$

$$\tau = F_o \cdot S_{te}, \quad W = \frac{w}{r_s - r_{to}}, \quad R = \frac{r - r_{to}}{r_s - r_{to}}$$

また無次元パラメータは、

$$G_1 = \frac{r_s - r_{to}}{L}, \quad G_2 = \frac{r_s - r_{to}}{r_{to}}, \quad G_3 = \frac{\delta}{r_{to}}, \quad G_4 = \frac{r_{ti}}{r_{to}}$$

$$N_F, \quad P = \frac{\lambda_{PCM}}{\lambda_t}, \quad NTU = \frac{2\pi r_{ti} L h_c}{\dot{m} c_c}, \quad B_i = \frac{h_c (r_s - r_{to})}{\lambda_{PCM}}$$

$$S_{te} = \frac{c_{PCM}(T_f - T_{in})}{H}$$

ここに、 $G_1 \sim G_4$ および N_F （フィンの枚数）は形状パラメータ、 P は物性パラメータで、また NTU 、 B_i および S_{te} はそれぞれ Number of Transfer Units、ヒオ数およびステファン数である。以上の基礎式を連立して入口のフィン回りの要素から下流の要素に向かって順次解くことによって、全てのフィン回りの凝固状態が求められ、したがってそれに基づいて出口温度も得られる。なお、フィンと伝熱管の材質は同じとした。また、解法の詳細あるいは解析結果と実験値との比較については文献(5)を参照されたい。

計算に際しては上述のパラメータを広範に変化させて、横フィン付き伝熱管を有する潜熱蓄熱器の出熱特性に及ぼす影響を調べた。なお、 G_4 およびステファン

数の影響は小さいため⁽²⁾、それぞれ $G_1=0.82$ および $St_0=0.1$ 〔縦フィン付き伝熱管の場合の文献(8)と同じ値〕に固定した。計算に際しては1個のパラメータを変化させたが、その場合他のパラメータは次の値に固定した。

$$G_1 = 2.6 \times 10^{-2}, \quad G_2 = 1.16, \quad G_3 = 4.44 \times 10^{-2}$$

$$N_F = 36, \quad P = 8.41 \times 10^{-4}, \quad NTU = 5.0, \quad B_i = 30.0$$

3. 各パラメータが出熱特性に及ぼす影響

3.1 NTUとピオ数の影響 $B_i=30.0$ に固定し、 NTU を変化させて計算した温度効率 $\eta_T=(T_{out}-T_{in})/(T_f-T_{in})$ および凝固割合 $\bar{q}$ と無次元時間 τ の関係をそれぞれ図3および図4の実線で示す。図には比較のため、文献(7)の方法に基づいて計算したヘアチューブの場合の解を破線で、また横フィン付き管と同じ形状パラメータの値を持ち、さらにシェル側体積に対するフィンの体積割合が横フィンの場合と等しくなるようにフィンの枚数を選んだ縦フィン付き伝熱管の場合⁽⁶⁾ (36枚の横フィンは8枚の縦フィンに相当)を一点鎖線で示した。なお、解析においては、ヘアチューブと横フィン付き伝熱管の場合においては、簡単のため、準定常解析を行った。したがってこれらの場合においては、装置の熱容量は無視されている(通常、熱容量は潜熱量に比べ小さい)。

図3より $NTU=5.0$ の場合、ヘアチューブの η_T は時間の経過と共に急激に減少する。また縦フィン付き管の η_T は、ヘアチューブの場合より、 τ が小さい範囲で、かなり大きい値を示していることが分かる。一方、横フィン付き伝熱管の場合、 $\tau=0.2$ 程度まで η_T の値は1.0で、すなわち熱媒体の出口温度はPCMの融点に等し

く、他の伝熱管の場合に比べ、熱交換が促進されていることが分かる。 τ が0.2より増加すると η_T は急激に減少し $\tau=0.47$ 程度で $\eta_T=0$ となるが、この急激な減少は、図4から分かるように、横フィン付き伝熱管フィンチューブの場合 $\tau=0.47$ 付近では凝固がほぼ完了しているためである。

NTU が大きい $NTU=12.0$ の場合、図3よりヘアチューブおよび縦フィン付き伝熱管の η_T も NTU が小さい場合に比べかなり大きくなっているが、横フィン付き伝熱管では熱交換が更に活発となり、 $\tau=0.6$ 程度まで $\eta_T=1.0$ の値を保っている。また図4から、両フィンチューブの $\bar{q}$ の値は、いずれの NTU においても τ のほとんどの範囲で、ヘアチューブの場合より大きい値を示し、横フィン付き管と縦フィン付き管の $\bar{q}$ は、 τ が大きくなると、ほとんど同じ値を示すことが分かる。

このように、フィンチューブを用いることにより、温度効率および凝固速度ともかなりの増加が見られ、特に、横フィン付き伝熱管の場合はフィンを取り付ける効果は非常に大きいと結論できる。

以上の結果の意味をより明確にするため、図3および図4の点a、bおよびc($NTU=5.0$)における凝固状態の比較を図5に示す。図4から明らかなように、これらの点はほぼ等しい $\bar{q}$ の値を持つ。図5(a)において、ヘアチューブの場合、入口と出口断面で凝固層の厚さにほとんど差がないことが分かる。したがってこの場合、伝熱管の全長にわたって、熱媒体と相界面の間に大きい熱伝導抵抗が存在することになる。図3においてヘアチューブの η_T が τ の増加と共に急激に減少するのはこのためである。縦フィン付き伝熱管においては、図5(b)より、フィンからの凝固層の発達が著しく、またヘアチューブに比べ凝固層厚さの管軸方向勾配が大きい。また、図5(c)の横フィン付き伝熱管においては、更に凝固層厚さの管軸方向勾配が著しくなり、

($B_i=30.0$)

図3 NTUが η_T に及ぼす影響

($B_i=30.0$)

図4 NTUが $\bar{q}$ に及ぼす影響

入口より第2番目のフィン回りの凝固層はかなり発達しているのに対し(1番目のフィン回りでは凝固は完了している)、36番目(出口)のフィン回りでは凝固層はかなり薄い。このように、フィンチューブにおいては、フィンの効果で伝熱が促進され、特に横フィン付き伝熱管では縦フィン付き伝熱管に比べ、凝固層の厚さは管軸方向にかなり変化し、長時間にわたって伝導抵抗が小さい部分が存在することになる。したがって、図3で示したように、 $\eta\tau$ は τ のかなりの範囲にわたって大きい値を保つ。また、NTUが大きいNTU=12.0の場合では、ペアチューブにおいても、凝固層の管軸方向勾配は図5に比較しわずかに大きくなったが、両フィンチューブでは非常に大きい勾配が存在することが分かった。以上、 $B_i=30.0$ の場合についてNTUの影響を述べたが、他の B_i について同様の計算を行った結果、いずれの B_i においてもフィンの効果はかなり大きいこ

とが分かった。

次に、 B_i の影響を調べるため、NTUを5.0に固定し B_i を変化させた場合の $\eta\tau$ の時間変化を図6に示す。 $B_i=10.0$ の場合、両フィンチューブとも $\eta\tau$ は τ の広い範囲にわたって大きい値を保ち、横フィン付き伝熱管の場合の $\eta\tau$ は縦フィン付きの場合より大きい値を示す。 B_i が大きくなると両伝熱管とも $\eta\tau$ の τ に対する減少割合は大きくなるが、 τ が小さい領域において、横フィン付きの場合の $\eta\tau$ は縦フィン付きの場合より大きい値を示す。したがって、横フィン付きの場合の方が縦フィン付き伝熱管に比べ有効なエネルギーが供給できると結論される。

以上、NTUおよび B_i を変化させて、横フィン付き伝熱管を有する潜熱蓄熱器の性能に及ぼす変化を調べるとともに、縦フィン付き伝熱管を有する場合との比較を行った。一般に、凝固過程(放熱過程)においては、横フィン付き伝熱管を有する方が縦フィン付き伝熱管を有する場合より、蓄熱器としてよい性能を示すと結論される。ただし、融解過程(蓄熱過程)においては、従来報告されているように⁽⁹⁾、PCMの融解層内の自然体流の影響がかなり大きく現象は複雑で、解析は困難で[縦フィン付き伝熱管についての基礎的な解析だけは既になされている⁽¹⁰⁾]、現在のところ、融解過程においては、いずれのフィン付き伝熱管を用いる方が有利であるかを決定することができる段階に達していない。したがって、フィン形状に対する総合的な判定は今のところできないが、一般的に凝固過程の伝熱性能は融解過程の場合に比べかなり劣り⁽⁹⁾、凝固過程の伝熱促進がより重要であると言うことは指摘できる。

3. 2 物性パラメータの影響 次に横フィン付き伝熱管の場合について[縦フィン付き伝熱管については既に文献(8)で報告されている]、物性パラメータおよび形状パラメータが伝熱特性に及ぼす影響について

図(a)-(c)は図3. 4の
点a-cにそれぞれ対応
図5 凝固状態の比較

図6 B_i が $\eta\tau$ に及ぼす影響

調べた。図7はPCMの熱伝導率と伝熱管およびフィンの熱伝導率の比 P の影響を示したものである。図はいずれも横フィン付き伝熱管(36枚フィン)の場合で、図中の P の値は小さい方からそれぞれパラフィン(PCM) - 銅(フィン)、パラフィン-炭素鋼、硫酸ナトリウム-炭素鋼の組合せで得られる値にほぼ等しい。図より $P=8.41 \times 10^{-4}$ および 8.41×10^{-3} の場合、 η_T および $\bar{Q}$ ともにかかなり大きい値を示し、フィンの効果は大きい。一方、 P が大きくなり $P=8.41 \times 10^{-2}$ ではフィンの有効性は小さくなる。

図8に $\tau=0.081$ における図7のそれぞれの P に対する入口断面での凝固層の発達状態を示した。図から明らかなように、 P が大きくなるにつれてフィン表面からの凝固層の発達は遅れ、特に $P=8.41 \times 10^{-2}$ では、この時間におけるフィンからの凝固層の発達はかなり小さい。

3.3 形状パラメータの影響 次に形状パラメータの影響について調べた。まず、図9は G_1 (この値が小さくなるほど蓄熱器は細長い形状となり、またフィン枚数 N_F を固定しているため、フィン間隔は大きくなる)の影響を示したものである。図より G_1 が大きい

$G_1=0.052$ では、 η_T は τ が増加しても τ が0.2程度までは1.0の値を保ち、その後急激に減少し、蓄熱器として理想的な変化を示している。また $\bar{Q}$ も τ とともに直線的に増加し、他の G_1 の場合に比較し凝固速度も大きいことが分かる。 G_1 が小さくなると η_T が減少し始める点が早まり、その後の η_T の τ に対する減少は緩やかとなる。また、 $\bar{Q}$ の τ に対する増加割合も G_1 の増加とともに小さくなる。なお、PCMが占める体積 V_{PCM} と伝熱管が占める体積 V_t の比 ϕ は次式で表され、図9の $G_1=$

$$\phi = \frac{V_{PCM}}{V_t} = G_2(G_2 + 2)\left(1 - \frac{G_3}{G_2} G_1 N_F\right) \quad (5)$$

0.013で $\phi=3.6$ 、 $G_1=0.052$ で $\phi=3.4$ で、PCMが占める体積割合(すなわち単位伝熱管体積当りの蓄熱量)にほとんど差がない。

次に G_2 の影響を図10に示す。 G_2 の値は、式(5)から分かるように、 ϕ の値に強く影響し、 $G_2=0.5$ の場合 $\phi=1.2$ 、 $G_2=3.0$ で $\phi=14.8$ である。図より全ての G_2 に対して、 η_T および $\bar{Q}$ は同様の変化をするが、 G_2 が大きいほ

[Radial fins (36 fins)]

図7 $P=(\lambda_{PCM}/\lambda_F)$ の影響

[Radial fins (36 fins)]

図9 $G_1=[(r_s-r_{to})/L]$ の影響

($\tau=0.081$)

図8 入口での凝固状態の比較

[Radial fins (36 fins)]

図10 $G_2=[(r_s-r_{to})/r_{to}]$ の影響

[Radial fins (36 fins)]

図 11 $G_3(=\delta/r_{to})$ の影響

(Radial fins)

図 12 フィン枚数 N_F の影響

ど凝固速度は小さい。また η_T はいずれの場合も最初 1.0 の値を保った後、急激に減少するが、その τ に対する減少割合は G_2 が大きいほど小さい。

図 11 は G_3 (フィンの厚みと伝熱管外半径の比) の影響を示したもので、図から明らかなように、 G_3 が 0.00888 から 0.0888 へ 10 倍変化しても η_T および $\bar{Q}$ の時間変化に及ぼす影響は非常に小さいと言える。これは、図の計算において、 P の値を通常の PCM とフィンの組合せで得られる 8.41×10^{-4} と小さい値 (すなわちフィンの熱伝導率は PCM の熱伝導率に比べかなり大きい) に固定しているため、フィンの厚みはかなり薄くても、通常の PCM とフィンを用いれば、フィンは有効に働くことを意味している。

次にフィンの枚数 N_F の影響を図 12 に示す。図より η_T および $\bar{Q}$ も N_F が大きくなると大きくなり、特にヘアチューブから $N_F=18$ のフィンチューブの間の性能の改善はかなり大きい。しかし $N_F=36$ から $N_F=72$ とフィン枚数を 2 倍としてもきわたった改善は得られないことが分かる。

なお、本解析では前述したように、解析を簡単にす

るため、一つのフィン回り要素内で熱媒体温度は一定と仮定した。そのため各要素内の伝熱管表面から凝固層は均一に発達することになる。したがって、一つの要素の長さ (フィンピッチに相当) と全伝熱管長さの比 $\xi = (\text{フィンピッチ})/L = 1/N_F$ の値が大きくなると、本解析の誤差は大きくなると思われる。文献(5)において解析結果と実験値の比較を行い、 $\xi = 0.0714$ ($N_F=14$) に対し、解析値と実験値の良い一致を得ており、本論文で示した範囲のフィン枚数 $N_F=18, 36$ および 72 に対する計算結果の誤差は小さいと予測される。しかし、 ξ の他に例えば非常に大きい NTU や小さい B_i に対しては、凝固層の管軸方向勾配が大きくなるため、計算誤差が大きくなることも考えられる。したがって、現在のところ、本解析が大きい誤差なしに適用できる各パラメータの正確な範囲の決定については、実験的検証など更なる研究が必要で、今後の課題である。

4. 結 論

横フィン付き伝熱管を有する潜熱蓄熱器の凝固過程 (出熱過程) のオーバーオールな特性に及ぼす種々の無次元パラメータの影響を系統的に調べるとともに、縦フィン付き伝熱管および通常のヘアチューブの場合と比較検討した。その結果を要約すると次のとおりである。

(1) NTU および B_i の広い範囲にわたって、横フィン付き伝熱管の場合の温度効率および凝固割合は、縦フィン付き伝熱管の場合に比べ、蓄熱器として、より良い性能を示すことが明らかになった。

(2) 二つの伝熱管に対する凝固層の管軸方向分布を比較すると、NTU および B_i の広い範囲にわたって、横フィン付き伝熱管の方が、熱交換が活発なため、凝固層厚さの管軸方向勾配が大きく、長時間にわたって凝固層が薄い領域 (すなわち熱抵抗が小さい領域) が存在する。これが (1) の結果の意味である。

(3) 横フィン付き伝熱管の場合に対して、物性パラメータおよび形状パラメータを広範に変化させ、各パラメータが性能に及ぼす影響を調べた。その結果、 P は 0.1 程度より大きくなるとフィンの効果は小さいこと、形状パラメータの内 G_3 の影響は小さく、 G_1, G_2 および N_F の変化の影響はかなり大きいことを示した。

最後に、本研究に協力された大庭光一氏に謝意を表す。

文 献

- (1) 神本・ほか2名, 電総研彙報, 45-11, 12(昭和56), 71.
- (2) 笹口・ほか2名, 日本機械学会論文集, 52-473, B(昭和61), 167.
- (3) Padmanbhan, P. V. and Murthy, M. V. K., Int. J. Heat Mass Transfer, 29-12(1986), 1855.
- (4) Aboul-Enein, S., et al., Proc. Int. Conf. Numer. Method Thermal Problem, (1981), 141.
- (5) 笹口・ほか2名, 日本機械学会論文集, 54-504, B(昭和63), 2136.
- (6) 伊藤・ほか2名, 第21回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (昭和59), 646.
- (7) Shamsundar, N. and Srinivasan, R., Trans. ASME, J. Solar Energy Eng., 102-4(1980), 263.
- (8) 笹口, 日本機械学会論文集, 55-510, B(平成元年), 475.
- (9) 笹口・ほか2名, 文献(2)の159ページ.
- (10) 笹口・坂本, 日本機械学会論文集, 55-513, B(平成元年), 1418.

討 論

〔質問〕 稲葉英男〔岡山大学工学部〕

複雑な横フィン付き伝熱管を有する潜熱蓄熱器の放熱特性を解明されたことに敬意を表す。次の点についてお伺いしたい。

(1) 貴計算範囲で得られた結果をもとに最適な横フィン付き伝熱管を設計する場合の伝熱管材質と蓄熱材の組合せおよびフィン付き伝熱管の寸法を具体的にお示し願いたい。

(2) 潜熱蓄熱材の放熱特性に関しては、固相および液相の熱伝導率の影響が大きいと考えられるが、貴計算においては両相の熱伝導率を検討したものであろうか。

(3) 3・1節において横フィン付きの場合のほうが縦フィン付き伝熱管に比べ有効なエネルギーが供給できると結論されているが、どのような意味で有効なのかご教示願いたい。

〔回答〕 (1) 現在のところ「最適性」の定義が非常に困難であり、最適な横フィン付き伝熱管の寸法などを具体的に示す段階にない。たとえば、フィン枚数は一般に増せば増すほど出熱特性はよくなるが、フィンチューブのコストは割高となるなど、経済性の観点からの考慮が必要なこと、また有効エネルギー〔質

問(3)に関連〕の定量的評価法が確立していないことなど、検討すべき点が多く、今後の重要な課題である。また伝熱管材質とPCMの組合せに関しては、必要な温度範囲が決まると、特殊な場合を除き、選べる組合せは狭い範囲に限定される。

(2) 著者の不注意で本文中には明確に記述していないが、本解析では簡単のため、PCMの初期温度は融点 T_f で一様と仮定しており〔図2(b)参照〕、液相内の熱移動はない。したがって、たとえば図7などの結果は固相PCMのみの熱伝導率しか考慮されていない。PCMの初期温度が融点より高い一般的な場合は、ご指摘のように、液相の熱伝導率の値や自然対流の強さなども重要になってくる。

(3) 一般に、潜熱蓄熱器の出熱特性としては、一定温度の熱交換流体を供給できることが望まれる。この観点から、図3および図6でみられるように、横フィン付き伝熱管のほうが縦フィン伝熱管の場合より長い時間にわたって η_T が一定（すなわち熱交換流体の出口温度が一定）であり、横フィン付きのほうがより有効なエネルギーが供給できると結論した。しかし、この有効性を定量的に表す方法は確立されておらず今後の課題と思われる。