

ゲル状潜熱蓄冷熱体混合水からの空気泡群による直接接触採冷熱*

稲葉 英 男^{*1}, 堀 部 明 彦^{*1}
春 木 直 人^{*1}, 村 上 昌 弘^{*2}Direct Contact Cold Heat Extraction from Water Mixture
of Gel Type Latent Heat Storage Material to Air BubblesHideo INABA^{*3}, Akihiko HORIBE,
Naoto HARUKI, Masahiro MURAKAMI^{*3} Graduate School of Natural Science and Technology, Okayama University,
3-1-1 Tsushimanaka, Okayama-shi, Okayama, 700-8530 Japan

This paper has dealt with cold heat extraction characteristics from the gel latent-cold-heat storage-material suspension with surfactant to air bubbles. The gel latent-cold-heat storage-material consisted of *n*-paraffin as the core latent-cold-heat storage-material and water as a heat transfer medium. The relationship between outflow air temperature in latent-cold-heat release process and various parameters was examined experimentally. As a result, especially concentration of the gel latent material added to water exerted an influence on gas holdup and cold heat extraction characteristics to air bubbles. The non-dimensional correlation equations for the temperature effectiveness of latent-heat storage process were derived in terms of the ratio of water layer height to diameter of latent heat material, Reynolds number of air flow, Stefan number and modified Stefan number including air humidity.

Key Words: Latent Heat Storage, Direct Contact Heat Exchange, Paraffin, Air Bubble

1. 緒 言

エネルギー有効利用の観点そして夜間の余剰電力を活用し、昼間の過剰な電力消費を軽減させる目的から、潜熱蓄熱システムが注目されている。この蓄熱システムにおいて、固-液相変化を生じる潜熱体を熱媒へ分散混合した蓄熱体混合熱媒体は、その相変化に伴う潜熱を利用できることから、高密度蓄熱や高効率な熱輸送も可能である⁽¹⁾。

このような潜熱蓄熱体混合物質としては、潜熱体をカプセル化またはエマルジョン化した潜熱蓄熱体混合水が挙げられるが、水との分散性向上のための微細化処理やカプセル化費用など経済的制約がある。この問題を解決する方策として、固-液相変化する潜熱体の形状安定化にゲル化処理を施す方法がある。これは炭化水素系潜熱体をゲル状粒子に成形するもので、カプセル化以上の強度を保つことができる。したがって、蓄熱体を比較的大きい粒子にまで生成可能であり、連続相との分離処理の簡単化、経済的にも優れたものとして将来有望視されている。また炭化水素系潜熱体の

利点として、その種類や含有質量割合を変えることにより、利用可能な温度（融点温度）そして潜熱蓄熱量を任意に設定することが可能であり、蓄熱効率の向上及び配管スペースの縮小などが期待される。

本研究では、このゲル状潜熱蓄冷熱体混合水を用いた潜熱蓄冷熱システムにおいて、システム構築時に必要となる蓄熱体からの採冷熱特性について検討するものである。採冷熱法としては、このような混合水を使用した場合、その粘性が大きくなることから、隔壁型熱交換器ではその流動に伴うポンプ動力の増大が指摘されている。これを回避する目的から圧力損失の軽減が可能であり、また高い熱伝達特性を有した気-液直接接触採冷熱法を本研究で検討する。空気による採冷熱に関して、重要である潜熱蓄冷熱槽出口空気温度に関連する温度効率及び採冷熱時間等に注目し、諸因子がこれらに及ぼす影響について実験的に明らかにする。

主 な 記 号

アルファベット a_g : 空気の温度伝導率 [m^2/s], C : 濃度 [mass%], C_p : 定圧比熱 [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$], d : 直径 [m], H_g : 空気のエンタルピー [kJ], L : 潜熱量 [kJ/kg], m : 質量 [kg], Q_{loss} : 累積損失冷熱量 [kJ], Q_{out} : 累積潜熱放冷熱量 [kJ], Q_{sus} : 累積顕熱蓄冷熱量 [kJ], Q_v : 採冷熱槽容器への累積

* 原稿受付 2001年10月5日。

^{*1} 正員, 岡山大学大学院自然科学研究科(〒700-8530 岡山市津島中3-1-1)。^{*2} 学生員, 岡山大学大学院。

E-mail: inaba@mech.okayama-u.ac.jp

顕熱蓄冷熱量 [kJ], T : 温度 [K], T_c : 蓄冷熱体混合水の温度 [K], t : 時間 [s], t_f : 潜熱採冷熱完了時間 [s], V_0 : 空気空塔流速 [m/s], X_a : 空気絶対湿度 [kg/kg], Z_i : 初期蓄冷熱体混合水層高さ [m], Z_o : 空気流通時における蓄冷熱体混合水層高さ [m]

ギリシャ文字 ϵ : ガスホールドアップ, ν : 動粘性係数 [m^2/s], ρ : 密度 [kg/m^3], ϕ_a : 相対湿度 [RH%], σ : 表面張力 [kg/s]

添字 a : 空気, su : 蓄冷熱体混合水, in : 入口, m : 平均, mp : 融点, n : ノズル, out : 出口, p : ゲル状潜熱蓄冷熱体, s : 水蒸気, tp : 転移点, w : 水, $\dot{}$: 単位時間あたりの量, $\bar{}$: 平均値

2. ゲル状潜熱蓄冷熱体の特徴

2.1. ゲル状潜熱蓄冷熱体の特徴

図1は、本実験で使用したゲル状潜熱蓄冷熱体粒子（以下、蓄冷熱体と呼ぶ）の顕微鏡写真（300倍）である。蓄冷熱体（融点 281.3 K, 融解潜熱量 120.7 kJ/kg）は、潜熱蓄冷熱体としての n -パラフィン（ペンタデカン $\text{C}_{15}\text{H}_{32}$ ）をゲル化粒子状に成形したものである。

蓄冷熱体粒子を 100 個抽出し、粒子直径の測定を行った。その結果、蓄冷熱体粒子は、図1に示すように球形形状を有しており、平均粒子径は $d_{pm}=0.552 \text{ mm}$ ($d_p=0.124\sim 1.08 \text{ mm}$ に分布)、標準偏差 0.184 であった。

2.2. 界面活性剤による分散性の向上

後述する気-液直接接触実験装置を用いて予備実験を行った結果、パラフィンの融解に伴い蓄冷熱体に凝集現象が現れ、その蓄冷熱体は直径 5.0 mm 程度の凝集体を形成することが判明した。これは、熱伝達の低下及び配管輸送時の弊害となるため、本研究においては、界面活性剤（ノニオン系分散剤）を添加し、蓄冷熱体の分散性向上を図った。界面活性剤添加量は、予備実験にて界面活性剤添加量を減少させながら、液体の発泡現象及び蓄冷熱体粒子の分散性を観察した結果、蓄冷熱体に対し 0.50 mass% とした。

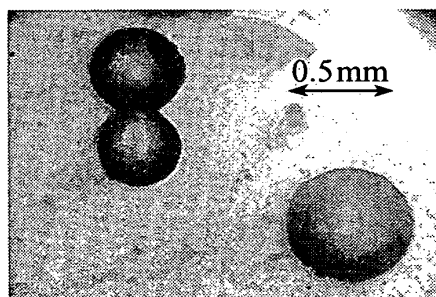


Fig.1 Gel-latent storage-material

3. 気-液直接接触採冷熱実験装置

3.1. 気-液直接接触採冷熱実験装置の概要

図2は、気-液直接接触採冷熱実験装置の概略を示したものである。本実験装置は、主に採冷熱試験部とその試験部内に所定の条件で空気を噴射流入させる空気供給システムから構成されている。

採冷熱試験部は、100 mm×100 mm の正方形内断面、高さ 500mm の矩形ダクトであり、可視化実験を可能にするため、厚さ 10 mm の透明アクリル樹脂製である。また、可視化実験以外の採冷熱実験中には試験部からの熱損失を防ぐため、試験部外側に厚さ 50mm のスタイロフォーム断熱材を取付けている。採冷熱試験部下部には、流入空気を均一な気泡にするための分散板を設置しており、さらに分散板下部には試験部に流入する空気の温度、相対湿度及び圧力の測定を行うため、熱電対、湿度センサ、圧力センサを設置してある。

分散板は、厚さ 10 mm の透明アクリル樹脂板に直径 1 mm の円形ノズルを 10 mm 間隔で基盤目状に 100 個配置したものである。さらに分散板底部には、静止状態において試験部に充填された試料の漏洩を防止するために、撥水性四フッ化エチレン樹脂フィルタ（保留粒子 $2.0 \mu\text{m}$, 厚さ 0.55 mm）を取付けてある。

空気供給システムは、コンプレッサ、空気流量安定弁付きバッファタンク、質量流量計、恒温槽、気泡塔式加湿器および電気ヒータから構成されている。これらの空気供給システムにより、所定の入口空気温度および入口空気絶対湿度に調節された空気を試験部に供給する。

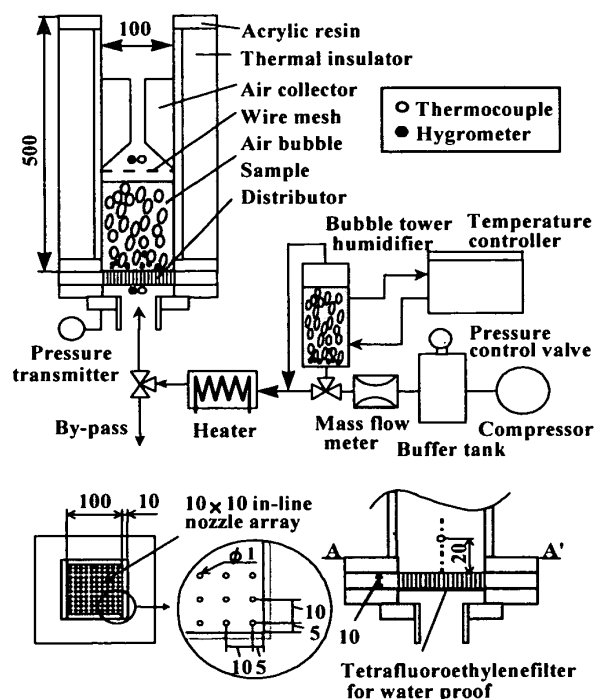


Fig.2 Schematic diagram of experimental apparatus

採冷熱試験部に流入した空気は、まず分散板下部に設置された熱電対、湿度センサにより入口空気温度 T_{ain} 及び入口空気相対湿度 ϕ_{ain} が測定される。分散板を介することにより、流入空気は均一な気泡群となり、採冷熱試験部内で蓄冷熱体混合水と熱交換を行いながら、試験部内を浮上する。そして蓄冷熱体混合水の液面から排出した空気は、液面上部 50 mm の位置に設置した空気収集部の絞りにて均一混合された後、空気収集部絞り口に設置した熱電対及び湿度センサにより、出口空気温度 T_{aout} 及び出口空気相対湿度 ϕ_{aout} が測定される。また蓄冷熱体混合水温度 T_c の測定については、混合水層高さ 20mm の地点にて熱電対より測定されている。なお、本実験で使用した湿度センサは、ポリマー薄膜フィルム型 (測定範囲 0~100RH%, 測定精度 $\pm 0.5\%$) であり、熱電対は K 型熱電対 (素線径 0.32 mm, 測定精度 0.1K) である。

3.2. 実験方法

試験部に充填した蓄冷熱体混合水は、実験開始前に蓄冷熱体が完全に凝固する必要がある。したがって、予め蓄冷熱体混合水を 273.2 K 付近にまで恒温槽により冷却し、蓄冷熱体を完全に凝固させた後、採冷熱試験部に充填してある。

一方、空気供給系統からの流入空気は、所定の空気空塔流速 V_0 、入口空気温度 T_{ain} および入口空気絶対湿度 X_{ain} で安定的に供給できるようにしてある。また、採冷熱試験部には本実験前に氷水を投入することにより、初期温度としてほぼ $T_{ini} = 273.2$ K に維持してある。

採冷熱実験は、空気供給系統の入口空気の温度および湿度が安定した後、採冷熱試験部内の氷水を排出し、冷却した蓄冷熱体混合水を試験部へ充填し、図 2 に示したバイパス弁の切り換えによって、試験部内に空気を噴射流入させて開始する。本採冷熱実験においては、各実験因子に対して以下の測定範囲にて行った。

蓄冷熱体混合水濃度	C_{su}	10.0~50.0 mass%
初期蓄冷熱体混合水層高さ	Z_i	0.03~0.15 m
流入空気空塔流速	V_0	0.033~0.083 m/s
入口空気温度	T_{ain}	308.2~348.2 K
入口空気絶対湿度	X_{ain}	0.0065~0.030 kg/kg'

4. 流入空気泡の流動特性

4.1. 可視化用採冷熱試験部内の気泡測定

採冷熱試験部内を上昇する気泡群の様子を観察する

ことは、気-液直接接触熱交換法にとって非常に重要である。しかしながら、本蓄冷熱体混合水は白濁しており、多孔板より生ずる多数の気泡により採冷熱試験部内は非常に乱れ、気泡の流動状態を把握することは困難である。そこで、蓄冷熱体混合水の液物性が気泡に与える影響を把握する方法として、可視化可能な一列配置ノズルから生成する気泡の浮上状態を観察した。

4.2. 可視化用気泡測定装置及び測定方法

可視化用気泡測定装置は、基本的に前述した気-液直接接触装置と同様のものである。しかしながら、蓄冷熱体混合水は白濁しているため、測定方向に試験部を薄くし、内断面を奥行き 30 mm 幅 100 mm とした。なお、分散板には採冷熱実験と同様に 1 mm の円形ノズルを幅方向に 10 mm 間隔で一列配置した。

気泡の測定は、まず入口空気を所定の条件に安定させた後、条件温度に設定した蓄冷熱体混合水を測定部内に投入する。そして気泡測定部後方から白色光を照射し、投影される気泡群をビデオ撮影することにより行った。入口空気は、温度上昇により連続相である界面活性剤水溶液の粘性変化の影響を防ぐため、設定温度を充填蓄冷熱混合水温度と同温度に固定した。本測定においては、充填蓄冷熱体混合水の初期層高さ $Z_i = 0.40$ m とし、その混合水温度は、 $T_c = 283.2$ K とした。

本研究では、各測定因子が気泡に与える影響について検討を行う際、気泡と蓄冷熱体混合水との熱交換特性を検討することから、体面積平均径 (以下、平均気泡径 d_{am} と呼ぶ) を採用し、平均気泡径は各測定条件において、気泡を 100 個無造作に抽出して算出した。

4.3. 可視化用気泡測定結果および考察

蓄冷熱体混合水 (蓄冷熱体混合水濃度 $C_{su} = 10.0, 20.0, 30.0$ mass%) における平均気泡径 d_{am} は、ノズル流速 V_n および混合水濃度 C_{su} の増加に伴い、増大する傾向となった。これはノズル流速 V_n の増加に伴い、単位時間に供給する空気流量が増大するため、ノズル上部にて気泡同士が接触し、合一する確率が高くなることが要因であると考えられる。また蓄冷熱体混合水濃度 C_{su} の増加に伴い、気泡径 d_{am} が増加するのは、含有する蓄冷熱体粒子の増加により、気泡の上昇運動が妨げられ、結果として、先行する気泡と後続する気泡が合一し、粗大化したものである。

ここで、蓄冷熱体混合水中の気泡流動挙動を把握するために、得られた気泡径測定結果から気泡径推算式の導出を行った。まず、分散した蓄冷熱体粒子の影響としては、その含有割合を示した蓄冷熱体含有割合 C'

($=C_{su}/100$) を用い、ノズル流速については一般に使用される式 (1) に示す無次元ガス流速 N_{am} を用いた⁽³⁾。

$$N_{am} = Bo Fr^{0.5} \quad (1)$$

ここで、ボンド数は $Bo = (\rho_w \times d_n^2 \times g) / \sigma_{su}$ であり、フルード数は $Fr = V_n^2 / (d_n \times g)$ であり、 g は重力加速度である。また、平均気泡径 d_{am} の無次元量としては、ノズル径 d_n で除した無次元気泡径 (d_{am}/d_n) を採用した。

図 3 は、無次元気泡径と気泡測定結果を示したものである。以上の結果より、式 (2) にて示される平均偏差 6.3% で一致する気泡推算式を得た。

$$\frac{d_{am}}{d_n} = 6.4 C^{*0.21} N_w^{0.41} \quad (2)$$

4.4. 気泡群による蓄冷熱体混合水の流動特性

前項にて採冷熱試験部内に存在する蓄冷熱体混合水が気泡群に与える影響について明らかとなったが、その気泡群の流動変化は、蓄冷熱体混合水層のガスホールドアップに影響を及ぼす⁽⁴⁾。そこで、滞留気泡径測定と共に重要とされるガスホールドアップ、つまり滞留空気の体積割合に関する検討を行った。

ガスホールドアップの測定は、図 2 に示す本試験部を用いて、空気空塔流速 $V_0 = 0.033 \sim 0.125$ [m/s] の間で行った。

図 4 は、 $Z_i = 0.1$ m における水及び蓄冷熱体混合水 ($C_{su} = 20.0, 30.0, 40.0$ mass%) におけるガスホールドアップ ϵ と空気空塔流速 V_0 の関係を示したものである。蓄冷熱体混合水において、いずれの蓄冷熱体混合水濃度 C_{su} においても空気空塔流速 V_0 の増大に伴い、ガスホールドアップ ϵ は増加していることが分かる。また、蓄冷熱体混合水濃度 C_{su} の増加に伴い、ガスホールドアップ ϵ は減少傾向を示している。

以上の現象から複数ノズルにおける気泡生成モデルを検討した。図 5(a, $C_{su} = 20.0$ mass%), (b, $C_{su} = 50.0$ mass%) に、気泡径測定結果を考慮し、蓄冷熱体混合水濃度の違いによる、その流動のスケッチを示したものである。

まず、低蓄冷熱体混合水濃度における気泡の状態は、気泡観察の結果、小さく分散した状態にあり、また分散板近傍においても、蓄冷熱体混合水の流動抵抗が小さいために、すべてのノズルから均等に気泡が生成される。また、壁面近傍流れにおいては、循環流が観察されており、内部でも乱れた流れとなる。

一方、高蓄冷熱体混合水濃度における気泡流動は、その流動抵抗が大きくなり、気泡群は上昇を妨げられる。したがって、分散板上にて気泡の接触確率が高く

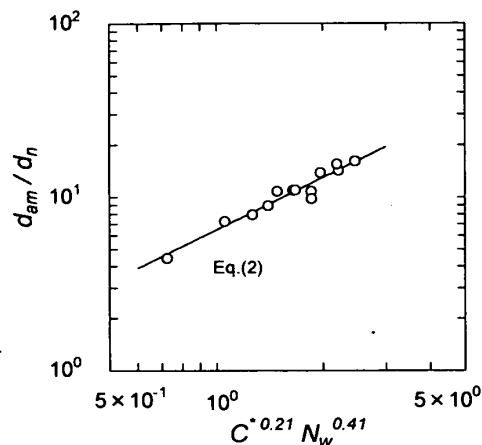


Fig.3 The relationship between d_{am}/d_n and $C^{*0.21} \cdot N_w^{0.41}$

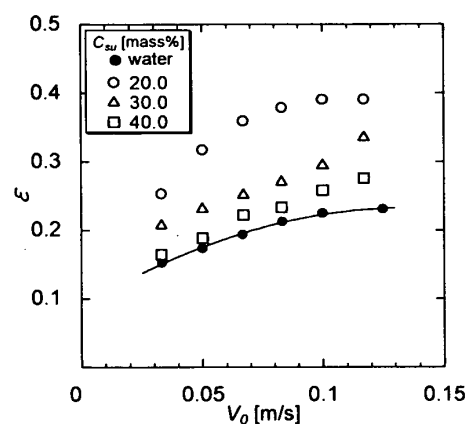


Fig.4 Variation of ϵ and V_0

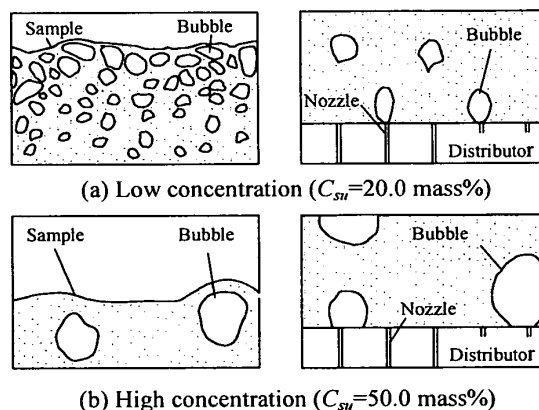


Fig.5 Flow regime

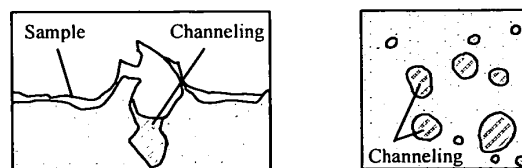


Fig.6 Flow regime ($C_{su} = 60.0$ mass%)

なり、複数気泡の合一となる。またその混合水の見かけの粘性が増加することにより、蓄冷熱体混合水の流動性は低下し、気泡は上方に浮上するのみとなる。結果として、気泡の滞留時間が減少し、ガスホールドアップが減少することになる。

また、図6は蓄冷熱体混合水濃度 60.0 mass% の流動挙動を示したものであるが、分散板上にて気泡同士が合一し、粗大化した気泡が分散板上から、蓄冷熱体混合水層上部にまで連なる、吹き抜け現象が確認された。液面上部からの観察結果、この気泡の吹き抜け現象は、数箇所で見られていることが判明した。この結果、蓄冷熱体混合水温度は不均一となり、本実験では、この吹き抜け現象を回避するためには 50.0 mass% が採冷熱実験の限界であると判断した。

5. 採冷熱実験結果および考察

5.1. 採冷熱実験における諸因子の経時変化

図7は、採冷熱実験における試験部出口空気温度 T_{aout} 、試験部入口・出口空気相対湿度 ϕ_{ain} , ϕ_{aout} 、そして蓄冷熱体混合水温度 T_c の経時変化を示したものである。

蓄冷熱体混合水温度 T_c は、実験開始直後、急激な温度上昇を示す。その後、 T_c の値は蓄冷熱体の融点 ($T_{mp} = 281.3 \text{ K}$) 付近になると、温度上昇割合を低下させて推移し、時間 $t = 680 \text{ [s]}$ 経過すると再び急激な温度上昇に転じる。これは、パラフィンの融解潜熱が空気に冷熱として移動するためである。

出口空気温度 T_{aout} は、実験開始直後から蓄冷熱体混合水温度 T_c より高い温度で推移し、潜熱採冷熱期間 ($t = 40 \sim 680 \text{ [s]}$) においても、同様の傾向を示している。出口空気温度 T_{aout} が蓄冷熱体混合水温度 T_c まで低下しないのは、この実験条件下では、充填された蓄冷熱体混合水により気泡の合一が促進され、伝熱面となる気泡総表面積が減少したためである。

出口空気相対湿度 ϕ_{aout} は、実験開始直後から $\phi_{aout} = 80.0 \text{ RH\%}$ 以上にまで急激に上昇し、その後徐々に飽和湿り空気となっていることが分かる。

5.2 交換熱量の経時変化

5.1 において述べた諸温度の経時変化から、空気の採冷熱量と蓄冷熱体混合水の放冷熱量を算出し、経時変化として図8に示した。なお、図中において、 H_a は出入口空気エンタルピー差の時間積算値、 Q_{loss} は蓄冷熱体混合水層から外気への累積損失熱量、 Q_{sus} は蓄冷熱体混合水の累積顕熱量、 Q_{sol} は蓄冷熱体混合水の累積潜熱放冷熱量である。また図中に示す蓄冷熱体混合水

の累積潜熱放冷熱量 Q_{sol} は、採冷熱試験部を通じての熱バランスにより算定しており、式(3)にて求められる。式(3)中の Q_v は試験部に蓄冷熱された累積蓄冷熱量である。

$$Q_{sol} = H_a - Q_{sus} - Q_v - Q_{loss} \quad (3)$$

また図8に示す潜熱放冷完了時間 t_l は、 Q_{sol} が充填した蓄冷熱体の融解潜熱量計算値 $m_p L_{mp}$ に等しくなるまでの時間として定義し、以下の式(4)により求められる。

$$m_p L_{mp} = \int_0^{t_l} (\Delta \dot{H}_a - \dot{Q}_{sus} - \dot{Q}_v - \dot{Q}_{loss}) dt \quad (4)$$

ここで、 $\dot{Q}_{loss}$ は予め試験部内に水を充填し、これを放置した場合の水温の変化割合により算出した。式(4)の $\Delta \dot{H}_a$ は次式(5)のように計算される。

$$\begin{aligned} \Delta \dot{H}_a &= \dot{H}_{ain} - \dot{H}_{aout} \\ &= \{ \{ C_{p_a} T_{ain} + (r + C_{p_s} T_{ain}) X_{ain} \} \\ &\quad - \{ C_{p_a} T_{aout} + (r + C_{p_s} T_{aout}) X_{aout} \} \} \dot{m}_a \end{aligned} \quad (5)$$

式(5)において、 H_{ain} , H_{aout} は入口・出口空気エンタルピー、 C_{p_a} 及び C_{p_s} は空気及び水蒸気の定圧比熱容量、 r は水の凝縮潜熱量、 T_{ain} , T_{aout} は入口・出口空気温度、

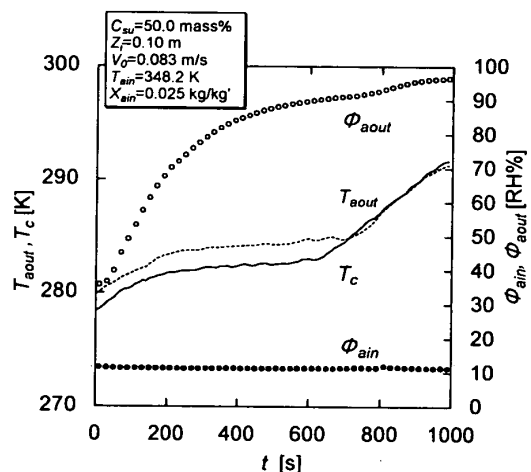


Fig.7 Time history of measured values

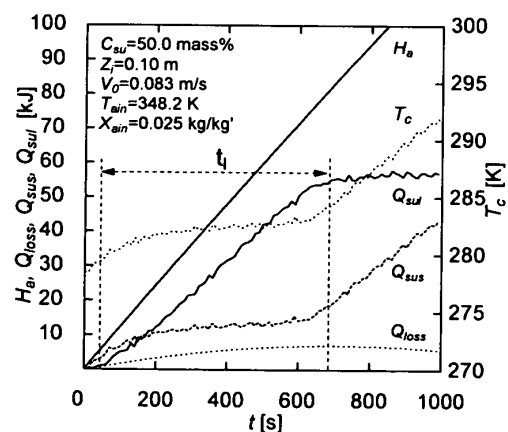


Fig.8 Time history of exchanged heat

X_{ain} , X_{aout} は入口・出口空気絶対湿度, $\dot{m}_a$ は, 単位時間あたりの乾燥空気流入質量である.

蓄冷熱体混合水の顕熱量 Q_{sus} は, 実験開始後, 出入口空気エンタルピー差と同様に推移しており, 流入熱量がすべて顕熱量に消費されている. その後, 経過時間 $t = 40$ [s]以降から顕熱量の増加割合が極端に減少し, 代わって潜熱放冷熱量が積算されている. この間の顕熱量の経時変化により, 潜熱放冷熱時の流入熱量はほぼ潜熱放冷熱のみに消費されている. 潜熱放冷熱量は, ほぼ一定割合で積算されていき, $t = 680$ [s]を経過すると, 累積潜熱放冷熱量は $Q_{shl} = 60$ kJ で一定となり変化しないことから, パラフィンの融解がすべて終了していることが分かる.

5.3 採冷熱特性に及ぼす諸因子の影響

気泡群による採冷熱特性の評価について, 本実験にて得られる出口空気に着目し検討した. まず出口空気湿度においては, 前項目にて述べたように本実験条件で得られる出口空気は, 実験終了時にほぼ飽和湿り空気に近づくことが判明した. そこで以下では, 各実験条件における出口空気の温度状態について比較・検討を行った.

図9は, 潜熱採冷熱時の出口空気温度の平均値 $\bar{T}_{aout}$ と蓄冷熱体混合水濃度 C_{su} の関係を示したものである. 図9に示されるように, C_{su} の増加に伴い, 特に $C_{su} > 40.0$ mass%の領域で平均出口空気温度 $\bar{T}_{aout}$ は急激な増大を見せている. これは, 前述したように, 採冷熱試験部内に含有する蓄冷熱体の割合が増大したことで, 気泡群は合一を促進し, 大きな気泡を形成する. その結果, ガスホールドアップ ϵ が減少するため, 伝熱面となる総気泡表面積の減少や気泡の滞留時間の減少等の要因が相乗効果となって現れたものと判断される.

図10は, 平均出口空気温度 $\bar{T}_{aout}$ と入口空気温度 T_{ain} の関係を示したものである. 図10に示されるようにいずれの蓄冷熱体濃度 C_{su} においても, 入口空気温度 T_{ain} の増大に伴い, 平均出口空気温度 $\bar{T}_{aout}$ は, 増大していることが分かる. これは, 入口空気の温度上昇に伴う流入空気エンタルピーが増加するためである. また, この傾向は, 滞留気泡が大きくなる高蓄冷熱体混合水濃度において著しくなる.

5.4 潜熱採冷熱完了時間の検討

図11は, 潜熱採冷熱時間 t_l と蓄冷熱体混合水濃度 C_{su} の関係を示したものである. 蓄冷熱体混合水濃度 C_{su} の増加に伴い, 気泡群と蓄冷熱体混合水間において, 十分な熱交換が得られず, 出口空気温度は蓄冷熱

体混合水温度 T_c より高く推移していた. しかしながら, 出口空気温度は, 入口空気温度に比べ大きく温度低下しているものであり, 空気と蓄冷熱体混合水との間の熱授受はバランスしている. このため, 蓄冷熱体混合水濃度 C_{su} の増加に伴い, 潜熱採冷熱時間 t_l の大幅な増長は見られず, ほぼ比例した結果となった.

5.5 実験結果の無次元化整理

本研究においては, 出口空気温度および潜熱採冷熱

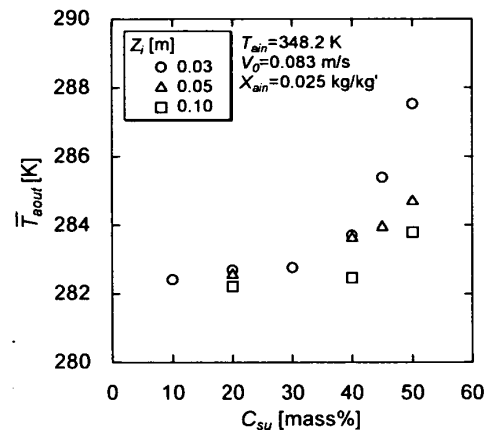


Fig.9 Variation of $\bar{T}_{aout}$ with C_{su}

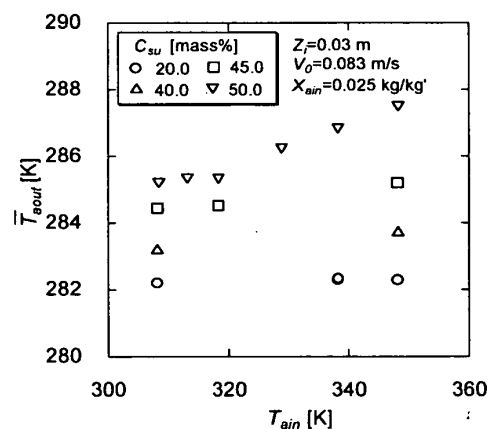


Fig.10 Variation of $\bar{T}_{aout}$ with T_{ain}

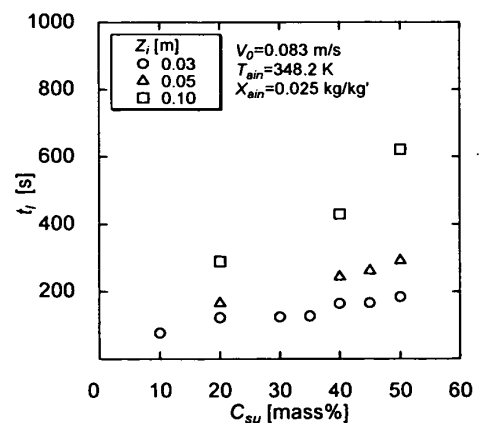


Fig.11 Variation of t_l with C_{su}

時間に着目し、検討を行ってきたが、本項目においては、各実験因子が及ぼす影響について、定量的に説明するために、無次元化を行い、これらを予測する実験整理式の導出を行った。

まず、空気泡群による採冷熱特性を示す出口空気温度の無次元量として、以下に示すゲル状潜熱蓄冷熱体の融点温度 T_{mp} を基準とした温度効率 θ を定義した。

$$\theta = \frac{T_{ain} - \bar{T}_{out}}{T_{ain} - T_{mp}} \quad (6)$$

次に、潜熱採冷熱完了時間については、次元解析に基づいた従来の例⁽⁵⁾にならい、以下に示す無次元潜熱採冷熱時間 t_i^* を定義した。

$$t_i^* = \frac{t_i a_a}{d_{pm}^2} \quad (7)$$

また、各実験因子の無次元量としては以下の通りである。まず、蓄冷熱体粒子の流動の影響として、前掲にて示した蓄冷熱体混合割合 C^* ($=C_{su}/100$) を用いた。また、採冷熱試験部内の気泡の滞留時間を決定するものとして、初期蓄冷熱体混合水層高さ Z_i を平均気泡径 d_{am} で除した無次元充填層高さ Z^* ($=Z_i/d_{am}$) を定義した。

空気空塔流速 V_0 の無次元量としては、空塔流速に基づくレイノルズ数 Re を採用した。代表長さとしては滞留する気泡を用い、式(2)の平均気泡径 d_{am} にて定義した。

$$Re = \frac{V_0 d_{am}}{\nu_a} \quad (8)$$

蓄冷熱体混合水と入口空気との温度差の無次元量としては、式(9)に示すステファン数 Ste を採用した。また、入口空気の湿度を表わす無次元量としては、入口空気中の水蒸気が有するエンタルピ量を表わした修正ステファン数 Ste_h を式(10)のように定義した。なお、その温度に関しては、潜熱移動との観点から蓄冷熱体

の融点 T_{mp} と採冷熱試験部入口空気温度 T_{ain} の差を採用している。

$$Ste = \frac{Cp_a(T_{ain} - T_{mp})}{L} \quad (9)$$

$$Ste_h = \frac{\{r + Cp_s(T_{ain} - T_{mp})\} X_{ain}}{L} \quad (10)$$

ここで、 L は蓄冷熱体の融解潜熱量 $L=120.3$ kJ/kg である。

5.5.1 温度効率

図12は、温度効率 θ と無次元充填層高さ Z^* の関係を示したものである。温度効率 θ は、無次元充填層高さ Z^* の増大に伴い、増加傾向を示していることが分かる。これは、無次元充填層高さ Z^* の増大に伴い、気泡と蓄冷熱体混合水との接触時間が増大するため、温度効率 θ が上昇したものである。

図13は、温度効率 θ と修正ステファン数 Ste_h の関係を示したものである。図13に示されるように修正ステファン数 Ste_h の増大に伴い、温度効率 θ は低下傾向を示している。これは入口空気中の水蒸気が増大することにより、蓄冷熱体混合水から得た冷熱が水蒸気の凝縮潜熱に奪われるためである。

以上の結果より、温度効率 θ に影響を及ぼす各無次元量の効果が明らかとなった。特に、前述した無次元充填層高さ Z^* および修正ステファン数 Ste_h においては、温度効率 θ に及ぼす影響 ($\theta \propto Z^{*0.044}$, $\theta \propto Ste_h^{-0.056}$) は、本実験条件内において最大で±3.8%以内と非常に低いものであるため、これらの無次元量については省略することにした。前述のように気泡群によるゲル状潜熱蓄冷熱体混合水への攪拌混合作用は、その混合水層の均一化を促進することから、混合水層高さや入口空気湿度の出口空気温度に及ぼす影響が小さくなる。その結果、温度効率 θ に対する Z^* と Ste_h が及ぼす効果は、後述の温度効率 θ の関係式(11)にある Re や Ste よ

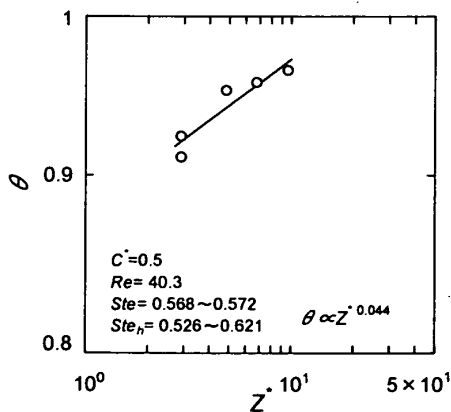


Fig.12 Variation of θ with Z^*

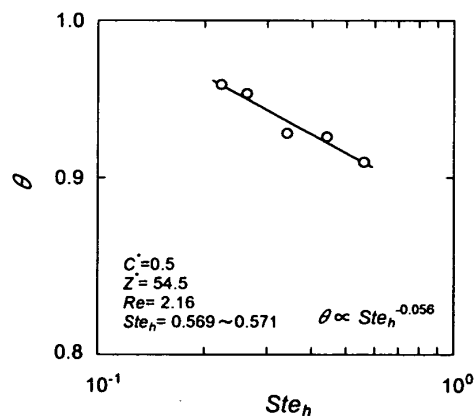


Fig.13 Variation of θ with Ste_h

りも小さくなる。このことにより上述以外の各無次元量と温度効率 θ の関係は、図 14 に示した通りである。図 14 中の実線は、以下に示す最小自乗法により平均誤差 1.86 % で一致する温度効率 θ に関する実験整理式である。

$$\theta = 1.15 \exp(-25C^{*8.9}) Re^{-0.032} Ste^{0.079} \quad (11)$$

上式の適用範囲は、 $C^* = 0.10 \sim 0.50$, $Z^* = 2.91 \sim 12.3$, $Re = 10.5 \sim 50.6$, $Ste = 0.228 \sim 0.572$, $Ste_h = 0.166 \sim 0.621$,

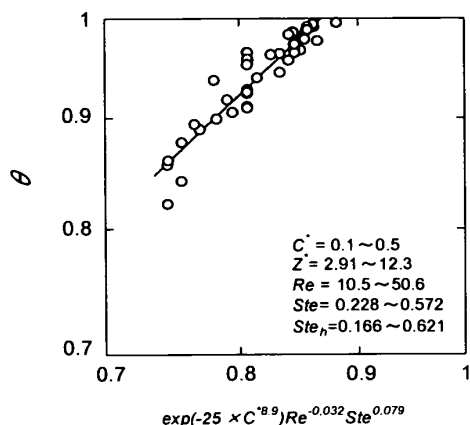


Fig.14 The nondimensional correlation equations for θ

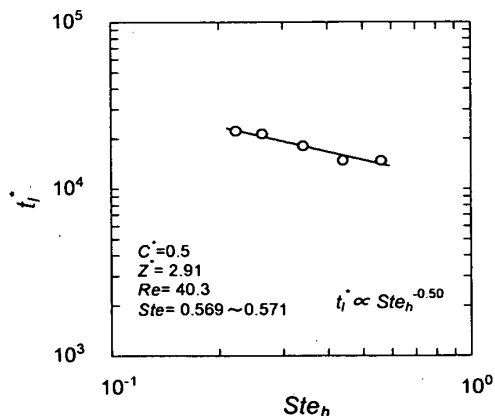


Fig.15 Variation of t_i^* with Ste_h

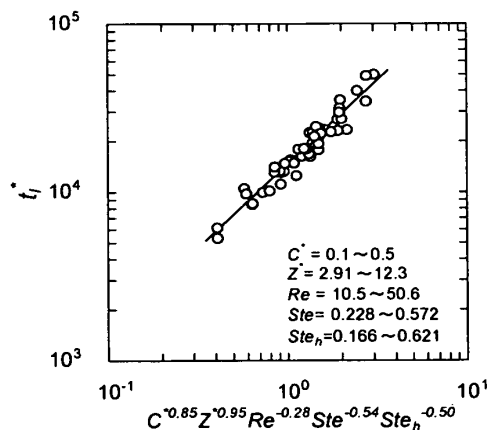


Fig.16 The nondimensional correlation equations for t_i^*

$L = 120.3 \text{ kJ/kg}$ である。

5.5.2 無次元潜熱採冷熱完了時間

図 15 は、無次元潜熱採冷熱時間 t_i^* と修正ステファン数 Ste_h の関係を示したものである。図 15 に示されるように、修正ステファン数 Ste_h の増加に伴い、無次元潜熱採冷熱時間 t_i^* は減少傾向を示している。これは、修正ステファン数 Ste_h の増加に伴い、流入空気中の水蒸気が増加し、このためパラフィンの融解潜熱が、水蒸気の凝縮潜熱に多く熱吸収されたためである。

以上の結果より、無次元潜熱採冷熱時間と各無次元量との関係が明らかとなり、次式にて示す、平均偏差 9.62% で一致する実験整理式を得た。

$$t_i^* = 1.5 \times 10^4 C^{*0.85} Z^{*0.95} Re^{-0.28} Ste^{-0.54} Ste_h^{-0.50} \quad (12)$$

なお、適応範囲は、式 (11) と同様である。

6. 結言

本研究は、ゲル状潜熱蓄冷熱体混合水の冷熱を気泡群により採熱する際の特性について解明したものであり、以下のことが判明した。

1. ゲル状潜熱蓄冷熱体混合水中の気泡は、蓄冷熱体濃度に大きく影響を受け、その濃度が増加するに伴い、気泡同士は合一し、粗大化する傾向にある。また可視化測定により、気泡径の推算式を導出した。
2. ゲル状潜熱蓄冷熱体混合水からの採冷熱特性として、試験部出口空気温度、採冷熱時間に着目し、流入空気温度、湿度、蓄冷熱体混合水濃度、蓄冷熱体混合水層高さの影響について定量的に明らかにした。
3. 採取される空気の温度特性および採冷熱時間について、無次元化を行い、ゲル状潜熱蓄冷熱体混合水中を流通した空気の温度および採冷熱時間の実験整理式を導出した。

参考文献

- (1) 稲葉英男：機能性熱流体の現状と将来性, 日本機械学会誌, 98-925(1995-12), pp.999-1000
- (2) 稲葉英男, 他 4 名: 伝熱シンポジウム講演論文集 (1999), pp.55-56
- (3) 化学工学協会編：化学工学の進歩 16, 気泡・液滴・分散工学 (1982)
- (4) Koide, K, et al. : J. Chem. Eng. Japan, 28 (4), (1995), 434-442
- (5) 千葉忠俊・吉田邦夫：流動層概論, (1996), pp.41-46, 朝倉書店