

低凝固点油滴の凝固を利用した潜熱蓄冷熱に関する基礎研究*

(第3報, 粒状凝固潜熱蓄冷熱材と温空気の直接接触熱交換による放冷熱特性)

稲葉英男*¹, 佐藤憲二*²

Fundamental Study on Latent Cold Heat Storage by means of Oil Droplets with Low Freezing Point

(3rd Report, Cold Heat Energy Release Characteristics of Direct-Contact Heat Exchange between Solidified Oil Droplets and Hot Air)

Hideo INABA and Kenji SATO

This paper deals with the cold latent heat energy release characteristics of direct-contact heat exchange between the solidified oil droplets [tetradecane, $\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{12}\text{CH}_3$, melting point = 5.8°C] and hot air. Hot air is injected into the solidified oil droplet-water mixture layer from the distributor with a number of small circular nozzles. The solidified oil droplet-water mixture layer is fluidized by the air bubbles ascending in the layer, and the air bubbles are cooled from the layer by the direct-contact heat exchange. This paper deals with the characteristics of temperature and humidity of the outlet air from the layer, and time history of the cold heat energy release. The experiments were performed with respect to several experimental parameters, i. e., air flow rate, air temperature and humidity, and the amount of oil droplets and water in the mixture layer. Finally, some empirical correlations for the outlet air temperature and humidity and the finishing time of cold latent heat release were derived in terms of various nondimensional parameters.

Key Words: Latent Cold Heat Release, Direct-Contact Heat Exchange, Frozen Tetradecane Oil Droplet-Water Mixture, Temperature Efficiency, Humidity

1. 緒言

前報⁽¹⁾において、低温熱媒体層中に非水溶性油を噴射・凝固させることにより潜熱蓄冷熱を行う方法の提案を行った。このような潜熱蓄冷熱システムの放冷熱法として、凝固した潜熱蓄冷熱材と暖かい空気を直接接触させて放冷熱を行う方法が考えられる。潜熱蓄冷熱材と熱媒体温空気が直接接触熱交換を行う場合、両者間の熱伝達効率が非常に高くなり、装置の高効率化および小型化が実現可能である。さらに、このような潜熱放冷熱法では、熱交換後の空気温度を蓄冷熱材の融点に近づけることが可能であり、結果として必要とする空気温度に近い融点を持った潜熱蓄冷熱材を選ぶことにより、目的の熱交換後の空気温度を安定した状態で得られるという利点がある。しかしながら、この種の直接接触型潜熱放冷熱に関する研究は非常に少ない現状にある^{(2),(3)}。

本報告は、前報⁽¹⁾において述べた潜熱蓄冷熱材製造装置により得られた凝固油滴と水の混合物中に、下部から暖かい空気を吹き込み、微細な空気泡と凝固油滴混合水とを直接接触熱交換させた場合の凝固油滴の融解挙動および流通空気の熱交換特性について実験的に検討するものである。実験は無限に広い均一な凝固油滴層を対象とすることから、層最下部に多数の円形ノズルを均一に配列した分散板を設置し、そこから温空気を層内に噴射し

た。このような直接接触熱交換法では、噴射空気泡により蓄冷熱材充填層が流動するため、層内の温度場が均一となり、全ての凝固油滴において均一に融解が進行するという利点がある。さらに、凝固油滴と水の混合割合を変化させると、凝固油滴層の流動状態をさまざまに変化させることが可能である。本報告は、実験因子としての入口空気温度、湿度および空気流量、そして凝固油滴混合水層高さが熱交換後の空気温度、湿度および潜熱放冷熱完了時間に及ぼす影響について実験的に検討し、これらの相関関係を実験式の形でまとめるものである。

記号

- a_a : 空気の温度伝導率 m^2/s
 c_{pa} : 空気の定圧比熱 $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
 c_{ps} : 水蒸気の定圧比熱 $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
 d_n : 分散板上の一個のノズル直径 $= 10^{-3}\text{m}$
 \bar{d}_p : 凝固油滴の算術平均直径 m , Fo : フーリエ数
 \dot{H} : 単位時間あたりに空気が輸送するエンタルピー W
 ΔH : 試験部出入口における空気のエンタルピー変化量の時間積算値 J
 $\Delta \dot{H}$: 試験部出入口における空気の単位時間当たりのエンタルピー差 W
 h : 空気のエンタルピー J/kg
 Δh : 試験部出入口における空気のエンタルピー差 J/kg
 L : 凝固油滴(テトラデカン)の融解潜熱 $= 229.1\text{kJ}/\text{kg}$

* 原稿受付 1996年2月6日。

¹ 正員, 岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中3-1-1)。² 正員, 岡山大学大学院。

- m_a : 空気の質量流量 kg/s, m_{ICE} : 水の充填質量 kg
- m_l : 凝固油滴の充填質量 kg
- m_w : 蓄冷熱材層内に充填された水の質量 kg
- N : 分散板上のノズル個数 = 100
- Q_a : 蓄冷熱材層と空気の顕熱交換量の時間積算値 J
- Q_a : 蓄冷熱材層と空気の顕熱交換量 W
- Q_{layer} : 蓄冷熱材層の総潜熱量 J
- Q_{loss} : 蓄冷熱材層の損失熱量の時間積算値 J
- Q_{loss} : 蓄冷熱材層の単位時間当たりの損失熱量 W
- Re : レイノルズ数, r : 水の蒸発潜熱 = 2500kJ/kg
- Ste : ステファン数, Ste_h : 修正ステファン数
- T : 温度 °C, T_{br1}, T_{br2} : 分散板直上の温度 °C
- T_c : 蓄冷熱材層の代表温度 °C
- T_m : 凝固油滴 (テトラデカン) の融点 = 5.8°C
- t : 時間 s, t_f : 潜熱放冷熱完了時間 s
- t_s : 出口空気温度の安定化開始時刻 s
- U_n : ノズル出口の空気流速 = $\dot{V}_a / [\pi(d_n/2)^2 \cdot N]$ m/s
- V_a : 空気の体積流量 Nm^3/s , x : 絶対湿度 kg/kg'
- x_s : 飽和絶対湿度 kg/kg'
- \hat{x}_{aout} : 出口空気の絶対湿度の時間平均値 kg/kg'
- z : 蓄冷熱材層高さ m, z_{ICE} : 水層の初期充填高さ m
- z_l : 凝固油滴層充填高さ m
- z_l^* : 無次元蓄冷熱材層高さ = z_l / d_n
- ギリシャ文字
- ϕ : 相対湿度, ν_a : 空気の動粘度 m^2/s
- θ : 空気の温度効率 = $(T_{ain} - T_{aout}) / (T_{ain} - T_m)$
- 添字
- ain : 空気入口, aout : 空気出口

2. 実験装置および方法

図1(a)に示すように、実験装置は主に試験部、および温空気供給系統から構成されている。空気はコンプレッサーより圧送され、定圧弁付きバッファタンクおよび流量制御用ニードルバルブを経て質量流量計へと到る。質量流量計を出た空気は、バルブ操作により電気ヒーターおよび気泡塔型加湿器へと所用流量ずつ分岐する。電気ヒーターを経た乾き空気と加湿器を経た飽和空気は混合されることにより空気温度および湿度が所定の値に調節され、試験部下部へと流入する。試験部は内断面が100mm×100mm、高さが500mmの立型矩形ダクトであり、厚さ10mmの透明アクリル樹脂板により作製されている。試験部下部へ流入した空気は、そこに設置された熱電対および湿度計（ポリマー薄膜フィルム型、測定範囲0~100RH%、測定精度 $\pm 3RH\%$ ）により入口空気温度 T_{ain} および相対湿度 ϕ_{ain} が測定され、試験部下部の分散板を介して潜熱蓄冷熱材凝固油滴層内部に噴射される。以後、潜熱蓄冷熱材凝固油滴のことを凝固油滴、また潜熱蓄冷熱材凝固油滴層のことを蓄冷熱材層（PCM layer）と呼ぶこととする。蓄冷熱材層は凝固油滴と水の混合物であり、噴射された空気は気泡となり、蓄冷熱材層と熱交換を行いながら層内を浮上する。層外へと流出した空気は、層上部に設けられたスタイロフォーム断熱材製の絞り構造により均一に混合され、その出口に設けられた熱電対および湿度計により混合平均温度 T_{aout} および相対湿度 ϕ_{aout} が測定される。湿度計の校正は、飽和塩化リチウム（飽和湿度11.3RH%、20°C）と飽和塩化ナトリウム（飽和湿度75.5RH%、20°C）による飽和法で実験毎に行った。尚、絞りの底

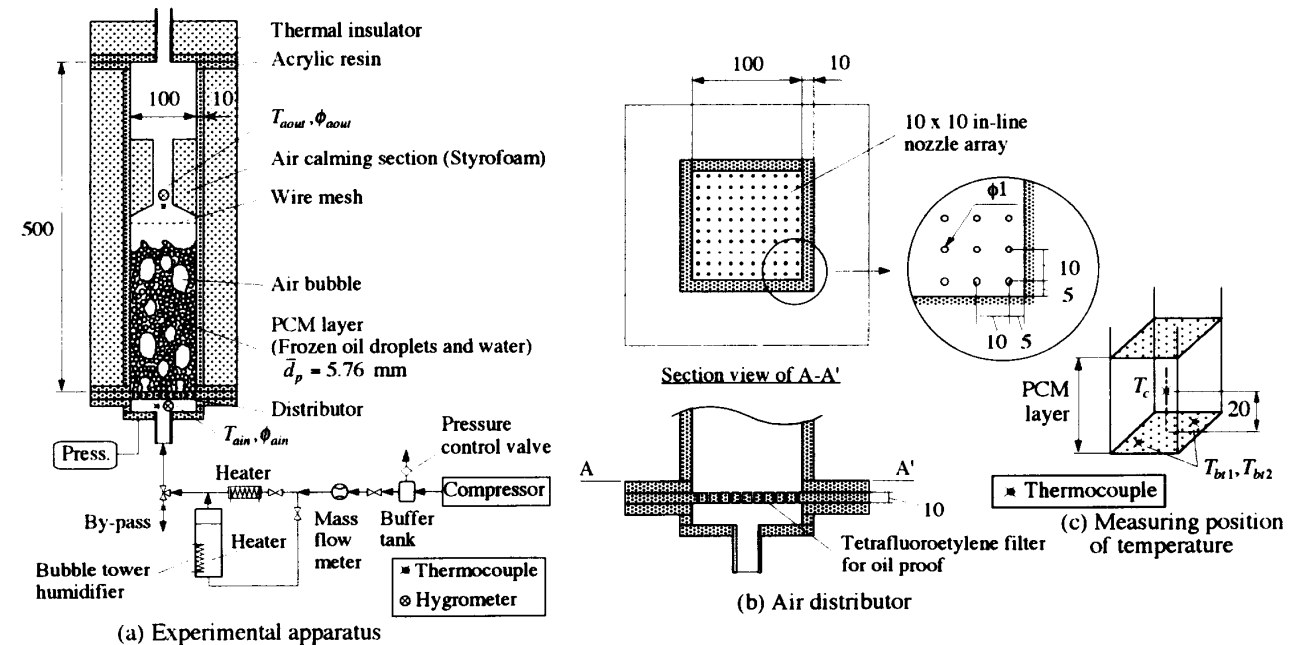


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

面にはステンレス製メッシュ (12メッシュ) が取り付けられており、蓄冷熱材層表面から飛散した油および水滴が上部の熱電対および湿度計に付着することを防止している。空気の流動・上昇中は蓄冷熱材層上部表面が泡立ち、さらにこの泡層の高さが時間と共に変化するため、空気出口に設置した熱電対と湿度計は随時上下に移動させ、常に蓄冷熱材層を通過した直後の空気温度および湿度を測定するように工夫してある。

図1(b)に示すように、分散板は、厚さ10mmの透明アクリル樹脂板に直径1mmの円形ノズルを10mm間隔で100個基盤目に配置したものである。ノズル径および各ノズルの間隔は、生成される気泡直径が、凝固油滴よりも小さくかつ蓄冷熱材層で十分な攪拌作用を持ち、そして各ノズルより成長する気泡同志がノズル穴付近で合体せずに効率よく熱交換を行うことができるように予備実験から決定された。また、分散板上の各ノズルからの空気泡の発生状態は、いずれのノズルにおいてもほぼ均一であり、同実験装置により無限に広い空気泡生成系を表現しうることを可視観察により確認してある。分散板底面には撥水性四フッ化エチレン樹脂フィルター (保留粒子径 $2.0\mu\text{m}$, 厚さ 0.55mm) が設置されており、空気を試験部内に流入させない状態においても、試験部内の水および油が分散板下部へ漏洩しないようになっている。

図1(c)は、試験部内の熱電対の取り付け位置を示したものである。図中に示すように、分散板上方20mmの位置の熱電対により、層内部の代表温度 T_c を測定した。また分散板直上二カ所の熱電対により蓄冷熱材層最下部の温度を測定し、それらを T_{bi1} , T_{bi2} とした。尚、本実験に用いた熱電対はいずれもK型、素線径 $=0.32\text{mm}$, 測定精度 $=0.1^\circ\text{C}$ である。

図2は、本実験に用いた凝固油滴の外観を示したものであり、凝固油滴は球形に近い形状を呈する。図3は、本実験に用いた凝固油滴の粒径分布を表したものであり、凝固油滴は径が非常に均一であることが分かる。また凝固油滴の算術平均径は $\bar{d}_p = 5.76\text{mm}$, および試験部内における体積充填率は約68%である。この体積充填率は、蓄冷熱材層に凝固油滴のみを充填した場合の実測値である。

図4は、蓄冷熱材層中の凝固油滴と水の混合割合による空気噴射前の層状態の変化を示したものである。図4左側に示すように、凝固油滴層の高さを z_i とする。水の充填量が少ない場合は水位は z_i よりも低い位置となる。この場合の水位を蓄冷熱材層高さ z と定義する。同図中央に示すように凝固油滴層の高さと水位が同一となったとき $z = z_i$ となり、同図右側に示すように凝固油滴層全

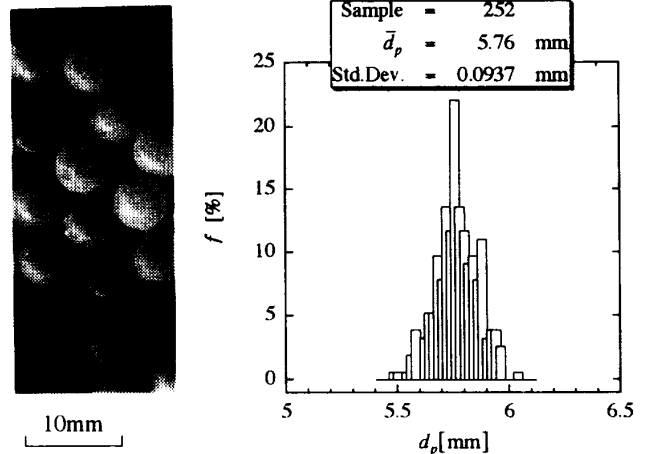


Fig.2 Solidified oil droplets

Fig.3 Diameter distribution of solidified oil droplets

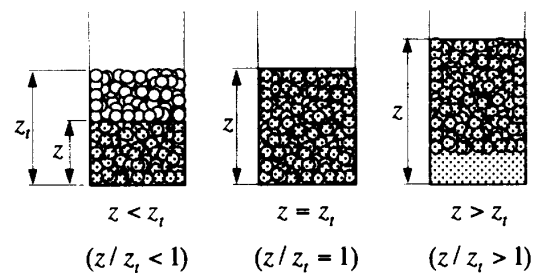


Fig.4 Mixing condition of solidified droplets and water

Table1 Experimental condition

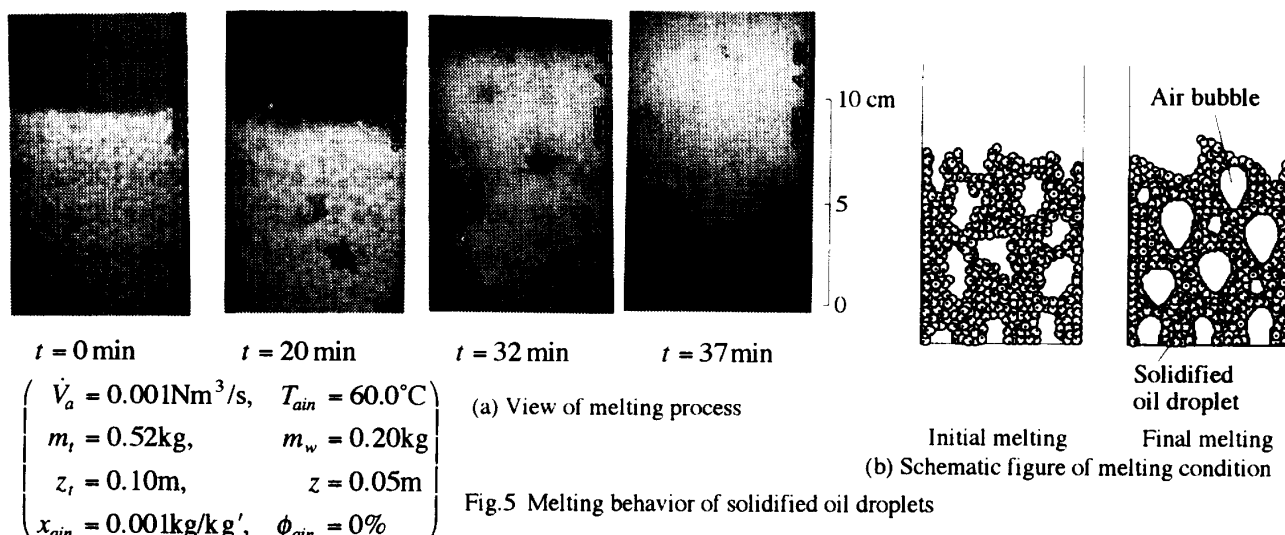
Mass of oil droplet	m_i :	0.1 ~ 0.52	kg
Mass of water	m_w :	0 ~ 2	kg
Solidified oil droplet layer height	z_i :	0.025 ~ 0.1	m
PCM layer height	z :	0.025 ~ 0.3	m
Volumetric air flow rate	V_a :	0.2 ~ 2.7	$\times 10^{-3}$ Nm ³ /s
Inlet air temperature	T_{ain} :	20 ~ 60	$^\circ\text{C}$
Inlet air relative humidity	ϕ_{ain} :	0 ~ 100	%
Inlet air absolute humidity	x_{ain} :	0 ~ 0.06	kg/kg'

体が浮力により浮き上がった場合 $z > z_i$ となる。

実験は、蓄冷熱材層の初期温度をテトラデカンの融点に近い $5.5 \sim 5.8^\circ\text{C}$ として行った。実験条件としては凝固油滴質量 m_i (凝固油滴層高さ z_i), 水質量 m_w , 実験開始前の蓄冷熱材層高さ z , 空気流量 V_a , 入口空気温度 T_{ain} および相対湿度 ϕ_{ain} (絶対湿度 x_{ain}) があり、これらは表1に示す範囲で変化させた。

3. 実験結果および考察

3.1 蓄冷熱材層の流動挙動 図5は、試験部内の蓄冷熱材層の融解挙動の(a)ビデオ撮影結果、およびその(b)模式図を示したものである。図5(a)の $t = 0\text{min}$ に示されるように、試験部内に空気を流入させると同時に蓄冷熱材層全体が流動を開始する。融解は全ての凝固油



滴においてほぼ一様に進行し ($t = 20, 32, 37 \text{ min}$), 全ての凝固油滴がほぼ同時に消滅し液相へと変化した時点が融解終了となる. 図5(b)左側に示すように, 融解初期の段階においては凝固油滴径が大きいために, 層の流動は活発ではなく, 気泡の形状も不規則である. これに対し融解末期になると, 同図右側に示すように, 凝固油滴の融解が進行し油滴径が減少し, また融解した油の量が増加することにより層全体の流動が活発化し, 気泡もなめらかな形状となる.

図6は, 放冷熱実験中における, 蓄冷熱材層内部温度および出口空気の温度・湿度の経時変化を示したものである. 図6において, 温空気噴射開始後, 分散板直上の温度 T_{br1}, T_{br2} および蓄冷熱材層の代表温度 T_c (図1(c)参照) が, ほぼテトラデカンの融点 $T_m (= 5.8^\circ\text{C})$ に等しい温度となり融解が開始され, 以後 T_{br1}, T_{br2} および T_c は T_m 付近ではほぼ一定値をとり, 油滴の融解が継続されることが分かる. $t = 14 \text{ min}$ において T_{br1}, T_{br2} および T_c が急激に上昇し, 油滴の融解が完了し, 液相状態と

なった蓄冷熱材層の温度が上昇する様子が分かる. 一方, 空気出口温度 T_{aout} は, $t = 0 \text{ min} \sim 4 \text{ min}$ の時間帯に見られるように, 実験開始直後において比較的大きく変動し, それ以後は, 融解終了まで比較的安定に推移する. 出口空気温度が不安定な実験開始直後においては, 前掲の図5(b)の左側の図に示されるように, 蓄冷熱材層全体の流動が活発化しておらず, 一方, 出口空気温度が比較的安定に推移している領域では図5(b)右側の図に示されるように, 層全体の流動が活発化した状態となる.

図7は, 図6の場合における, 空気の交換熱量の経時変化を表したものである. 図中の記号は記号欄による. 同図中に示すように, 試験部出入口における空気のエンタルピー変化量の時間積算値 ΔH と蓄冷熱材層の損失熱量の時間積算値 Q_{loss} の和が蓄冷熱材層の総潜熱量 Q_{layer} に等しくなるまでの時間を潜熱放冷熱完了時間 t_l と定義する. すなわち, t_l は次式のようになる.

$$\Delta H + Q_{loss} = \int_0^{t_l} (\dot{\Delta H} + \dot{Q}_{loss}) dt = Q_{layer} \dots\dots\dots (1)$$

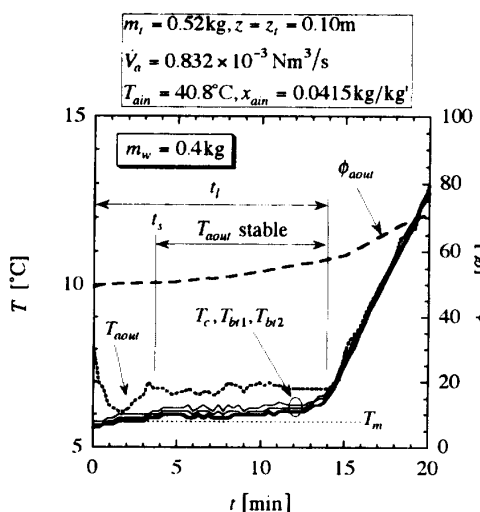


Fig.6 Time histories of outlet air temperature and humidity and cold heat storage layer temperature

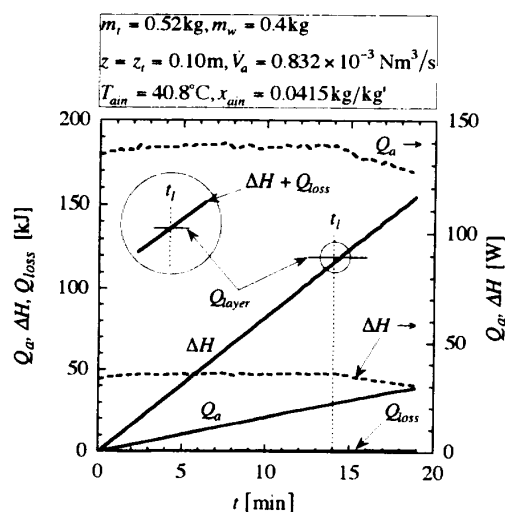


Fig.7 Variation of transmitted heat with time

ただし,

$$\Delta \dot{H} = \dot{H}_{ain} - \dot{H}_{aout}$$

$$\dot{H}_{ain} = \{c_{pa}T_{ain} + (r + c_{ps}T_{ain})x_{ain}\}\dot{m}_a \dots\dots\dots (2)$$

$$\dot{H}_{aout} = \{c_{pa}T_{aout} + (r + c_{ps}T_{aout})x_{aout}\}\dot{m}_a \dots\dots\dots (3)$$

$$Q_{layer} = m_f L \dots\dots\dots (4)$$

である。単位時間当たりの損失熱量 \dot{Q}_{loss} は、予め試験部に水を充填し、これを攪拌しながら放置した場合の水温の変化割合により算出した。融解開始後の、蓄冷熱材層から試験部容器壁への損失熱量は、総交換熱量の2%以下であった。

3・2 出口空気温度の特性 図8は、出口空気温度の無次元量である温度効率 θ と試験部に充填された凝固油滴および水の量を表す無次元量 z/z_i との関係を表したものである。 θ は図6において示した出口空気温度の安定区間における、出口空気温度の時間平均値について算出されたものであり、次のように定義される。

$$\theta = \frac{1}{t_j - t_s} \int_{t_s}^{t_j} [(T_{ain} - T_{aout}) / (T_{ain} - T_m)] dt \dots\dots\dots (5)$$

図8中の $z/z_i = 1$ の点において、図4に示すように蓄冷熱材層高さ z が、凝固油滴の初期充填高さ z_i に等しくなる。図より $z/z_i < 1$ の範囲においては θ は z/z_i の増加と共に単調に増加するが、 $z/z_i > 1$ の範囲においては θ は z/z_i に対してほぼ一定となっている。 $z/z_i < 1$ の範囲においては、 z/z_i の増加、すなわち蓄冷熱材層内の凝固油滴に対する水量の増大に伴い層の流動が活発化し、層と気泡との間の熱伝達率が向上するために出口空気温度 T_{aout} が次第に低下し、その結果、 θ は増加傾向となる。一方、 $z/z_i > 1$ の範囲においては、油滴に対する蓄冷熱材層内の水量を増大させて z/z_i を増加させても、蓄冷熱材層の流動状態があまり変化しなくなり、層と気泡との熱伝達の促進効果は顕著ではなくなる。よって、この範囲では z/z_i を増加させても θ の値はほぼ一定となる。

図9は、出口空気温度の安定区間における、空気

の温度効率 θ と噴射空気流量の無次元量であるレイノルズ数 Re との関係を表したものである。ここで Re は次式のように定義される。

$$Re = U_n \cdot d_n / \nu_a \dots\dots\dots (6)$$

尚、記号の説明は記号欄による。図より $Re < 1000$ の低 Re 領域においては、 Re を増加させると共に θ が増大し、 $Re > 1000$ の高 Re 領域においては、 Re を増加させても θ はほぼ一定となっていることが分かる。これは、 $Re < 1000$ の低 Re 領域においては、 Re 数すなわち空気流速を増加させると蓄冷熱材層内部の流動が活発化し、空気泡と層間の熱伝達が促進されるため、空気出口温度 T_{aout} が低下し、 θ の増加となる。一方、 $Re > 1000$ の高 Re 領域においては、空気流量が増大するに従い、前述のように、空気泡と蓄冷熱材層間の熱伝達率が向上するが、空気が蓄冷熱材層内を通過する時間が減少し、後者の影響による気泡と蓄冷熱材層との間の総交換熱量の低減効果が顕著となる。従って、高空気流量領域においては、空気流量を増大させても気泡と蓄冷熱材層間の総交換熱量があまり変化しなくなり、 T_{aout} の変化がなくなる。よって、 $Re > 1000$ の領域では Re を増加させても θ の値がほぼ一定となる。

図10は、出口空気温度の安定区間における、空気の温度効率 θ と入口空気の絶対湿度の無次元量である修正ステファン数 Ste_h との関係を示したものである。ここで、 Ste_h は次式のように定義される。

$$Ste_h = (r + c_{ps}T_{ain})x_{ain} / L \dots\dots\dots (7)$$

尚、記号の説明は記号欄による。図10より、 Ste_h を増加させるに伴い、 θ は単調に減少する様子が分かる。これは、 Ste_h の増大、すなわち入口空気の絶対湿度の増大と共に空気泡の湿り空気としての熱容量 $(r + c_{ps}T_{ain})x_{ain}$ が増加し、蓄冷熱材層内において空気の温度降下が減少するため、温度効率 θ が低下することになる。

図8~10中には最小自乗法により得られた θ の実験整理式が併記されている。前述のように、図8において、

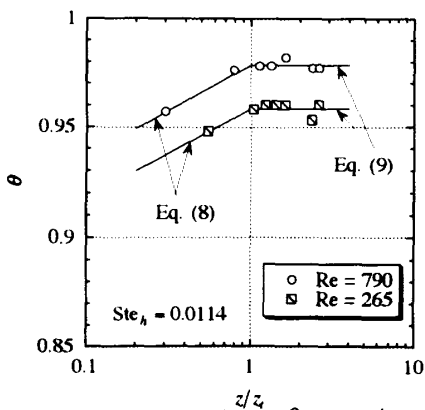


Fig.8 Variation of θ with z/z_i

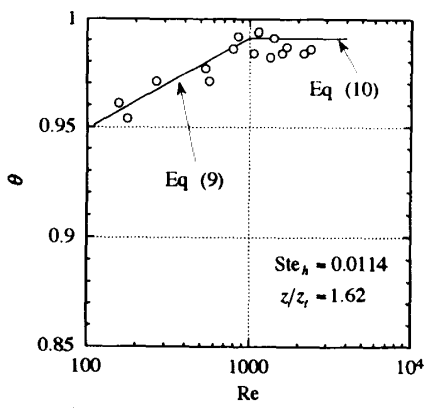


Fig.9 Variation of θ with Re

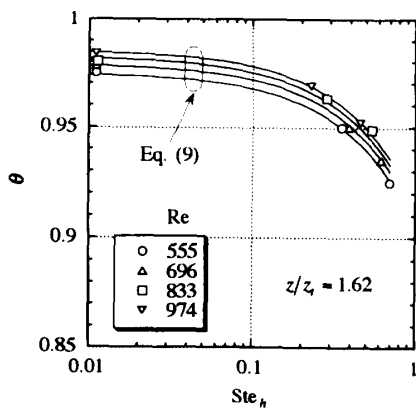


Fig.10 Variation of θ with Ste_h

θ は $z/z_i > 1$ の領域では z/z_i に依存しなくなり、また図9に示されるように、 θ は $Re > 1000$ において Re に依存しなくなるため、 θ の実験整理式は次のようになる。

0.2 < $z/z_i \leq 1$, 150 < $Re \leq 1000$ において

$$\theta = 0.863(z/z_i)^{0.0186} Re^{0.0189} \exp(-0.0736Ste_h) \dots (8)$$

1 ≤ $z/z_i < 2.7$, 150 < $Re \leq 1000$ において

$$\theta = 0.863 Re^{0.0189} \exp(-0.0736Ste_h) \dots (9)$$

1 ≤ $z/z_i < 2.7$, 1000 ≤ $Re < 2400$ において

$$\theta = 0.983 \exp(-0.0736Ste_h) \dots (10)$$

また、式(8)～式(10)において、 Ste_h の適用範囲は0.01～0.7である。式(8)～式(10)と実測値は偏差±1.4%で一致する。

3.3 出口空気湿度の特性 前述の図6において、出口空気の相対湿度の経時変化を示したが、同図の場合、入口空気の絶対湿度は $x_{ain} = 0.0415 \text{ kg/kg'}$ であり、これは出口空気温度（この場合7～8°C）における飽和絶対湿度よりも一桁大きい値である。従って、温空氣が蓄冷熱材層内で冷却されるために飽和絶対湿度が低下し、入口空気中に含まれていた水蒸気の一部が凝縮し、出口空気の絶対湿度は入口空気のそれに比較して低下することになる。このような変化が準静的に生じた場合、出口空気の相対湿度 ϕ_{aout} は飽和となることが予想される。しかしながら、本実験では空氣は高速で分散板および蓄冷熱材層内を通過するため、層内に形成された空氣泡内部は後述のように非常に不飽和な状態となることが予想される。

図11は、前述の図6の場合における出口空氣の絶対湿度 x_{aout} の経時変化を示したものである。同図より、凝固油滴の融解過程において x_{aout} は $3.0 \sim 3.5 \times 10^{-3} \text{ kg/kg'}$ 付近に推移し、融解終了と同時に増加することが分かる。尚、図11中には参考のために出口空氣温度（7～8°C）における飽和絶対湿度 x_s も破線で示してあ

る。図より、 x_{aout} は x_s よりも低い値となっていることが分かる。さらに蓄冷熱材層内に流入した空氣は、最も冷却された場合において、その温度は5.8°C（凝固油滴の融点）になると考えられるため、同図中には5.8°Cの空氣の飽和絶対湿度も同様に破線で示してある。しかしながら、 x_{aout} はこの5.8°Cの空氣の飽和絶対湿度よりも低い値を示しており、何らかの除湿作用を受けているものと思われる。

この原因としては、現在以下のようなことが考えられる。まず、分散板下部の高温・飽和状態にある入口空氣は、小径のノズル内を高速で流動する際に低圧となる。また、ノズル内を流動中の空氣は減圧・膨張作用と、蓄冷熱材層により冷却されたノズル内壁に冷却されることにより温度が低下する。このとき、ノズル内部で水分の凝縮が起こる。ノズルから流出した空氣は空氣泡を形成し、空氣の圧力および温度が回復する。しかしながら、ノズル内で凝縮した水分は蒸発して完全に空氣泡に戻るのではなく、蓄冷熱材層中に吸収される。その結果、ノズル出口に形成された空氣泡は不飽和な状態となる。また、氣泡が層内を比較的高速で浮上する際、氣泡表面は融解した蓄冷熱材油に取り囲まれており、氣泡と水層との接触面積が減少する。その結果、層中の水分が空氣泡内部に蒸発する時間が十分にとれず、空氣泡は蓄冷熱材層内を浮上する間に十分に加湿されない。さらに、空氣泡が蓄冷熱材層表面から流出する際に膨張して圧力低下が生じ、空氣の飽和蒸氣量が増加する。しかしながら、蓄冷熱材層表面には融解した蓄冷熱材油が存在しており、層表面から空氣へ水分の蒸発が十分に生じない。その結果、空氣の湿度は再度低下する。尚、実験装置の説明にて述べたように、試験部下部の分散板の底面には撥水・撥油性のフィルターが設置されているが、同フィルターには一切除湿効果は無いことが確認されている。

図12は、入口空氣の絶対湿度 x_{ain} と出口空氣の相対湿

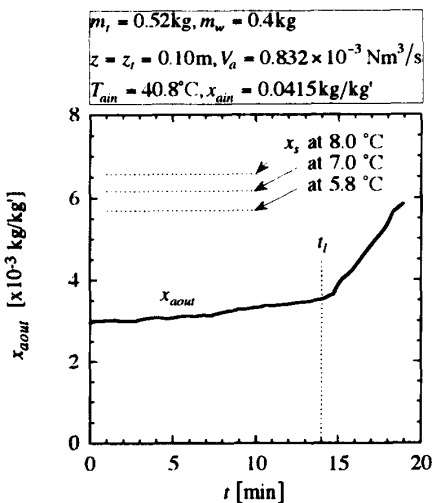


Fig.11 Time history of outlet air absolute humidity

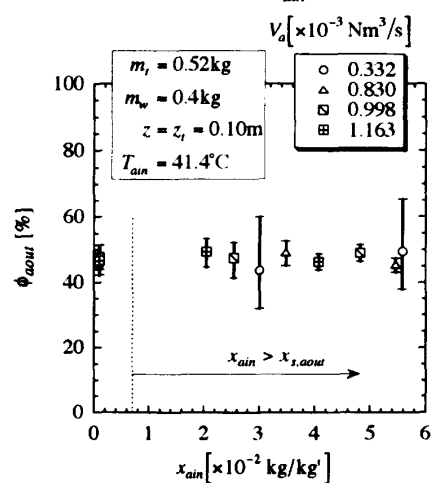


Fig.12 Variation of ϕ_{aout} with x_{ain}

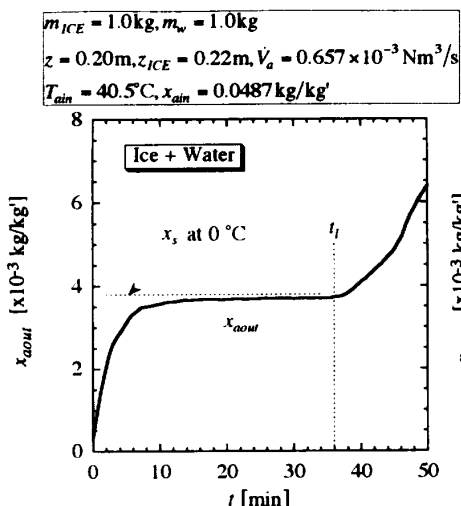


Fig.13 Time history of x_{aout} of ice-water mixture

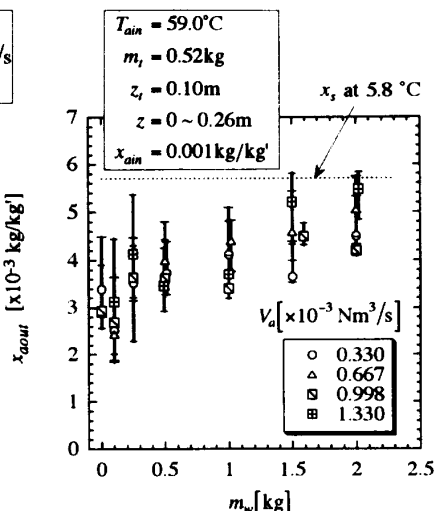


Fig.14 Variation of x_{aout} with m_w

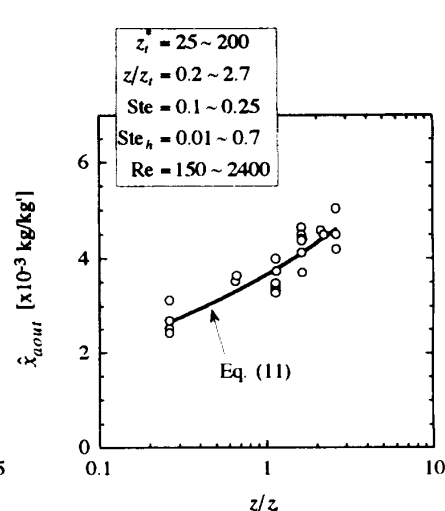


Fig.15 Variation of \hat{x}_{aout} with z/z_t

度 ϕ_{aout} の関係を示したものである。図中の各印は ϕ_{aout} の時間平均値を、また縦線はその変動幅を示す。同図の実験条件においては、出口空気温度は $6 \sim 9^\circ\text{C}$ であり、この場合、図中に破線で示した $x_{ain} = 0.7 \times 10^{-2} \text{ kg/kg}'$ がほぼ出口空気の飽和絶対湿度 $x_{s,aout}$ となる。図より明らかのように、本実験範囲においては ϕ_{aout} は x_{ain} にほとんど依存せず、 $x_{ain} > x_{s,aout}$ の領域においても $\phi_{aout} = 50\%$ でほぼ一定であることが分かる。また ϕ_{aout} は空気流量 \dot{V}_a に対してもほとんど依存しないことが分かる。

図13は上述した実験結果と比較するため、試験部内に氷と水の混合物を充填し、 $T_{ain} = 40.5^\circ\text{C}$ の飽和湿り空気を流通させた場合の出口空気の絶対湿度の経時変化を示したものである。同図中には 0°C における飽和絶対湿度の値が破線にて示されているが、融解過程における出口空気の絶対湿度は 0°C の飽和空気のそれにほぼ等しく、この場合は空気は氷水層内で 0°C まで冷却され、 0°C の飽和空気となって流出していることが分かる。このように試験部内に氷水が充填された場合、分散板から流出した空気は前述のように除湿されるが、試験部内に油滴が充填された場合と異なり、試験部内に融解した油液が無いために気泡表面は全て水層と接することになり、気泡が水層の中を浮上する間、および気泡が層表面から流出する際に加湿が十分に行われ、氷水層から流出した空気は飽和となるものと思われる。

図14は、出口空気の絶対湿度 x_{aout} と蓄冷熱材層中の水の質量 m_w との関係を示し、凝固油滴質量 m_t および入口空気温度 T_{ain} 一定の条件にて表したものである。図中の各印は x_{aout} の時間平均値を表し、縦線はその変動幅を示す。同図の場合、入口空気の絶対湿度 x_{ain} はほぼ乾き状態であるが、 m_w を増加させると x_{aout} は増加する様子が理解できる。これは、 m_w を増加させると蓄冷熱材層高さが増大するため、気泡の層内における滞留時間が増大

し、加湿時間が増大するためであると思われる。また、図中には 5.8°C における飽和絶対湿度の値が破線にて併記されているが、 x_{aout} は m_w の増加と共に同飽和絶対湿度に漸近することが分かる。これは、 m_w が増大し蓄冷熱材層の高さが増加すると、出口空気温度が蓄冷熱材層の温度の 5.8°C に近づき、さらに上述のように蓄冷熱材層中を浮上する気泡が加湿される時間が増加するため、出口空気の絶対湿度が 5.8°C の飽和絶対湿度に近づくことになる。また、前述のように x_{aout} は空気流量 \dot{V}_a にはほとんど依存しないことがわかり、 \dot{V}_a の増大による蓄冷熱材層内部の攪拌作用の効果は、 x_{aout} に対してあまり影響しない結果となる。また、入口空気の温度に対しても x_{aout} はほとんど変化しないことが確認された。

続いて出口空気の絶対湿度 x_{aout} の無次元整理を行うこととする。前述のように x_{aout} は蓄冷熱材層内に含まれる水量に対してのみ依存性があることが分かったため、蓄冷熱材層内の水量を表す無次元量として前述の z/z_t を用いる。図15は x_{aout} の時間平均値 \hat{x}_{aout} と z/z_t の関係を表したものである。同図中には、最小自乗法により得られた \hat{x}_{aout} の実験整理式が併記されている。同整理式は以下のように表される。

$$\hat{x}_{aout} = 3.7 (z/z_t)^{0.26} \dots\dots\dots (11)$$

式(11)と実測値とは、偏差 $\pm 15\%$ で一致する結果となった。式(11)の適用範囲は、図15中に示す通りである。

3.4 潜熱放冷熱完了時間 潜熱放冷熱完了時間 t_f は、噴射温空気が蓄冷熱材層に与えた熱量により決定されるため、出入口空気のエンタルピー差により整理されるのが最も合理的と言える。しかしながら、同放冷熱装置を実用する場合、入口空気の条件のみで潜熱放冷完了時間を予測できる方が便利である。前述のように、出口空気の状態と入口空気の状態との関係が明らかとなっているため、入口空気の状態と潜熱放冷熱時間との関係

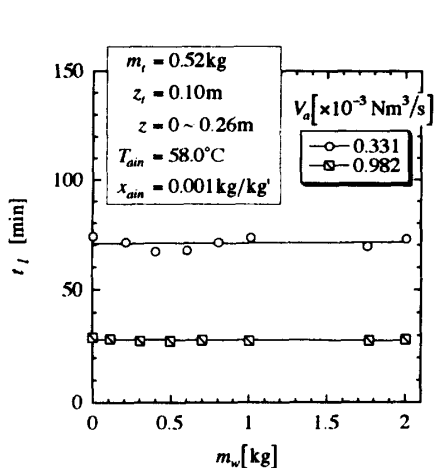


Fig.16 Variation of t_l with m_w

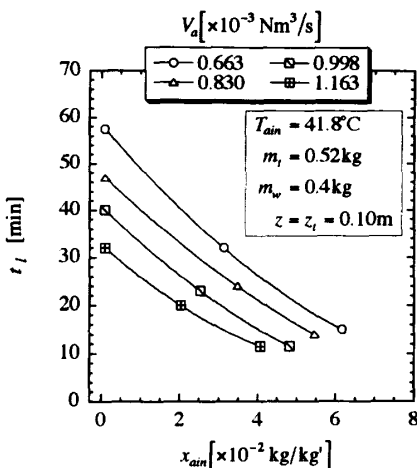


Fig.17 Variation of t_l with x_{ain}

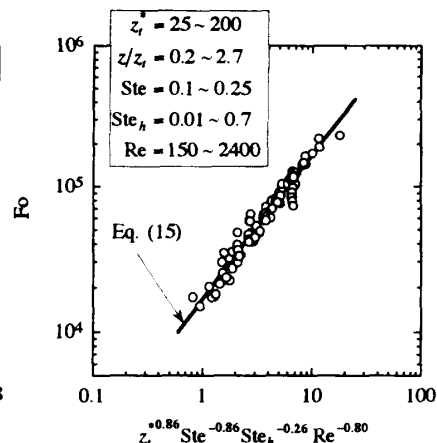


Fig.18 Nondimensional data reduction

を表すことにより、間接的に空気の交換熱量と潜熱放冷熱完了時間との関係をも表し得ると言える。よって、ここでは、入口温空気の諸条件と潜熱放冷熱時間との関係について考察する。

図16は、水質量 m_w と潜熱放冷熱完了時間 t_l との関係を図16より、 t_l は m_w に対しほぼ一定となっていることが分かる。これは、水量の変化による層内部の流動状態の変化に起因する空気から層への伝熱量の変化量は、蓄冷熱材層の持つ潜熱量に比較して小さいため、結果としてそれは潜熱放冷熱完了時間にはほとんど影響を与えないことによるものと思われる。よって以後、潜熱放冷熱時間についての実験は、水は凝固油滴層高さと同じ高さ、すなわち $z = z_l$ ($z/z_l = 1$) の条件にて行った。

図17は入口空気の絶対湿度 x_{ain} と潜熱放冷熱完了時間 t_l との関係を表したものである。 x_{ain} が増大すると蓄冷熱材層へ伝達される水蒸気の凝縮熱量が増大し、凝固油滴の融解が促進され、 t_l が減少する様子が分かる。

また t_l は凝固油滴質量 m_l の増大に対して単調に増大し、空気流量 V_a および入口空気温度 T_{ain} の増大に対して単調に減少する傾向にある。

図18は、潜熱放冷熱時間を表す無次元量としてのフーリエ数 Fo と無次元蓄冷熱材層高さ z_l^* 、ステファン数 Ste 、修正ステファン数 Ste_h およびレイノルズ数 Re の関係を表したものである。各無次元数の定義は以下の通りである。

$$Fo = t_l \cdot a_a / d_n^2 \dots\dots\dots (12)$$

$$z_l^* = z_l / d_n \dots\dots\dots (13)$$

$$Ste = c_{pa} (T_{ain} - T_m) / L \dots\dots\dots (14)$$

Ste は入口空気の持ち込む顕熱量と凝固油滴の融解潜熱との比を表したものである。同図中には Fo の実験整理式が併記されており、それは次のようになる。

$$Fo = 1.7 \times 10^4 z_l^{*0.86} Ste^{-0.86} Ste_h^{-0.26} Re^{-0.80} \dots\dots\dots (15)$$

式(15)と実測値との偏差は $\pm 13\%$ で一致している。また、式(15)の適用範囲は図中に示す通りである。

4. 結 言

潜熱蓄冷熱材としての凝固油滴と水の混合物である蓄冷熱材層中に温空気を噴射し、蓄冷熱材層との直接接熱交換により空気を冷却し、冷風を取り出すという新たな潜熱放冷熱法に関する実験が行われ、以下に示すような結論を得た。

1. 蓄冷熱材層内の水量および空気流量を増大させると、 $z/z_l < 1$ および $Re < 1000$ の範囲では蓄冷熱材層の流動状態が活発化し、空気の温度効率が増加することがわかった。しかしながら、入口空気の絶対湿度を増加させると、空気の熱容量が増大するため空気の温度降下量が減少し、空気の温度効率は低下することが分かった。
2. 本実験のように、空気が高速で円形ノズルおよび低温の蓄冷熱材層中を流動すると、出口空気の相対湿度が飽和状態にはならないという特徴的な現象が生ずることが明らかとなった。この原因については、今後より詳細な検討を必要とする。
3. 潜熱放冷熱完了時間を表すフーリエ数 Fo は、無次元蓄冷熱材層高さ z_l^* 、ステファン数 Ste 、修正ステファン数 Ste_h およびレイノルズ数 Re の関数として整理されることがわかった。

文 献

- (1) 稲葉, 佐藤, 機論 (B編), 60-580 (1994), 4236.
- (2) Yamada, M., Fukusako, S. and Horibe, A., Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (1993), 1682.
- (3) 稲葉, 森田, 機論 (B編), 61-583 (1995), 1149.