氷/空気直接接触式熱交換器の放冷特性*

大平 昭 義^{*1}, 梁取 美智雄^{*1}, 岩 淵 邦 彦^{*2}
木 村 寿 克^{*2}, 坪 田 祐 二^{*3}Cold Energy Release Characteristics of Ice/Air Direct Contact
Heat ExchangerAkiyoshi OHIRA, Michio YANADORI, Kunihiro IWABUCHI,
Toshikatsu KIMURA and Yuji TSUBOTA

This paper deals with cold energy release characteristics of an ice/air direct contact heat exchanger. Characteristics of the outlet temperature, humidity, time history of heat release are examined when the initial height of the ice-cube-packed bed in the heat exchanger is changed. The following results are obtained in these experiments: (1) Inlet air of 30°C is lowered to about 0°C when passed through the heat exchanger, and the absolute humidity of the outlet air is reduced to about a quarter of that of the inlet air. (2) There is an optimum height of the ice-cube-packed bed to maximize the amount of cold energy release. (3) This heat exchange method can supply about twice as much cold energy as is released by an ordinary fin-tube-type heat exchanger even if the air velocity in the heat exchanger is reduced to about 0.38 times that of the fin-tube-type heat exchanger. (4) An experimental equation for predicting the time taken for the ice-cube-packed bed to completely melt is derived.

Key Words: Cold Energy, Direct-Contact, Heat Exchanger, Ice Cube, Melting, Dehumidify, Heat Transfer

1. 緒言

発電所の一定出力運転を実現するために、深夜電力の有効利用が大きな課題となっている。この対応策の一つとして、夜間に冷凍機を運転して氷を製造し、これを昼間融解して冷房に利用する氷蓄熱システムが実用化され始めている。

筆者らはこのシステムの応用の一環として、製氷面から氷を適宜はぎ取りながら砕氷を作り、これを空気によって所望の場所に搬送¹⁾し、砕氷間に空気を送り込んで直接接触方式により効率よく冷熱を取り出す冷房方法を提案²⁾してきた(参考図参照)。この方式は、(1)エネルギー密度の高い氷を、直接空気で所望の場所(レストラン、レジヤ施設、工場など)に搬送するので、搬送エネルギーが従来の冷水の顕熱輸送方式に比較して小さくできること^{3),4)}、(2)放熱部においては金属製の熱交換器を介さないで、熱抵抗が減少し、装置が小型で簡単化されること、(3)0°Cに近い冷風を取り出し易いため、大温度差空調ができ、ダクトもコンパクト化される特徴を持っている。

本研究は(2)に関するものであり、氷と空気の直接接触熱交換器の設計に必要な熱伝達特性、及び除湿特性を明らかにしたものであり、従来のフィンチューブ式熱交換器との比較、及び氷が時間とともに融解し、氷充填層の高さが低くなる時の特徴と現象を中心とした結果について述べる。

記号の説明

a : 空気の温度伝導率	(m^2/s)
A : 熱交換部の断面積	(m^2)
C_{pa} : 乾き空気の定圧比熱	(kJ/kgK)
C_{pw} : 水蒸気の定圧比熱	(kJ/kgK)
C_{pp} : 氷の定圧比熱	(kJ/kgK)
d_o : 外径	(mm)
d_i : 内径	(mm)
d_n : 金網部の相当直径	(m)

$$f : \text{圧力損失係数} \left(= \frac{\Delta P}{\left[\left(\frac{\ell_i}{d_i} \right) \frac{1}{2} \rho u_{ex}^2 \right]} \right)$$

$$F_o : \text{フーリエ数} \left(= \frac{a t_e}{d_n^2} \right)$$

G_m : 各時刻の溜水量	(kg)
G_{m-e} : 最終的溜水量	(kg)
ΔG_{m-e} : 空気中の水分の最終的な凝縮量 ($= G_{m-e} - G_0$)	(kg)
G_0 : 氷の初期投入量	(kg)
ΔG_h : エンタルピー差から求めた空気中の水分の凝縮量	(kg)
ΔG_{h-e} : エンタルピー差から求めた空気中の水分の最終的な凝縮量	(kg)
h : 比エンタルピー	(kJ/kg')

* 原稿受付 1998年7月2日。

^{*1} 正員, (株)日立製作所機械研究所(〒300-0013 土浦市神立町502)。^{*2} 東京電力(株)(〒100-0011 東京都千代田区千代田1-1-3)。^{*3} 正員, 東京電力(株)。

E-mail: ohira@mer1.hitachi.co.jp

h_0 : 氷の融解温度 0℃における飽和空気の
比エンタルピー (kJ/kg')
 H : エンタルピー (kJ)
 Δh : 熱交換器入口部と出口部との間の
比エンタルピー差 (kJ/kg')
 Δh_{ex} : 対数平均エンタルピー差 (kJ/kg')
 ΔH : 熱交換器入口部と出口部との間の
エンタルピー差 (kJ)
 IPF: 氷充填率 (%)
 kg' : 湿り空気中に含まれている乾き空気 1kg (kg)
 K_a : エンタルピー基準総容積熱伝達係数 (kg/m³s)
 ℓ_{ice} : 氷の初期充填高さ (mm)
 ℓ_t : 時間ごとに变化する氷充填層の高さ (mm)
 L : 氷の融解潜熱 (kJ/kg)
 ΔP : 熱交換器内氷充填層部の圧力損失 (Pa)
 Pr : プラントル数 $\left(= \frac{\nu}{a} \right)$

Q : 放熱量 (kW)
 Q_h^* : 熱交換器入口部と出口部との間のエンタル
ピー差から求めた積算放熱量 (kJ)
 q : 熱交換器断面積当りの放熱量 (kW/m²)

Re : レイノルズ数 $\left(= \frac{u_{ex} d_n}{\nu} \right)$
 Ste : ステファン数 $\left(= \frac{C_{pp}(T_{in} - T_{melt})}{L} \right)$

r_0 : 0℃の水の蒸発潜熱 (kJ/kg)
 t : 時間 (min)
 t_e : 氷が全て融解する時間 (min)
 T : 空気の温度 (℃)
 u_{ave} : 空気入口ダクト内の平均風速 (m/s)
 u_{ex} : 熱交換器断面積基準による平均風速 (m/s)
 V : 体積流量 (m³/s)
 V_{ex} : 氷が充填されている部分の熱交換器
の体積 (m³)
 V_s : 体積流量の時間的積算値 (m³)
 x : 空気の絶対湿度 (kg/kg')
 z : 熱交換器底面から垂直方向に測った距離 (mm)

ギリシャ文字

ρ : 空気の密度 (kg/m³)
 ν : 動粘性係数 (m²/s)

添字

in : 入口の
 out : 出口の
 c : 空気の比熱のみ考慮した
 h : 熱交換器入口部と出口部間でのエンタルピー差

から求めた

m : 氷の積算融解量から求めた
 max : 最大の
 melt : 融点
 s : 熱交換器の表面の

Ref. Schematic diagram of an air conditioning system using a pneumatic conveying system for ice cubes

2. 実験装置及び実験方法

図1に、本実験で用いた直接接触式熱交換器の詳細図を示す。氷を充填する直接接触式熱交換器は、内径490mm、高さ1000mmの透明アクリル製の円筒で、外面には断熱材（グラスウール：厚さ50mm）を巻いてある。この直接接触式熱交換器の下部には、氷が融解した時の水を溜める水溜槽が設けてある。また、水溜槽と直接接触式熱交換器のフランジ間には金網（ステンレス製：素線径1.5mm、メッシュサイズ10mm角）が設けてあり、この上部に氷が充填される。熱交換器の上部には、空気吹き出しダクト接続用のアクリル製パイプ（内径186mm、外径200mm、高さ300mm）が設けてあり、また、その隣には熱交換器の上面から氷を投入するためのアクリル製パイプ（内径85mm、外径100mm、高さ300mm）が設けてある。この投入口から氷を所定量投入した後は、そのパイプ端にふたをする。送風用ブロワは、金属製の空気入口ダクトを介して、水溜槽に付いている内径186mmの連結用アクリル製パイプに接続されている。送風用ブロワは、インバータ制御によりその回転数を所望の値に制御できるようになっている。また、水溜槽の下部には、氷が融解して生じた水を抜くためにドレンが設けてある。

熱交換器内部の温度分布を測定するために、T熱電対の温接点を熱交換器の中央部（図1のNo.①～⑤）に設け、それをハイブリットレコーダーに接続して各部の温度を測定した。なお、熱交換器内に導入する空気の代表温度は、送風用ブロワの前流部（No.⑪）、熱交換

器出口の代表温度は、空気出口パイプのNo. ⑫部に熱電対を取り付けて測定した。この代表温度は、熱電対の温接点を流路断面上でトラバースして測定した平均温度を基準に校正されている。熱量計算に当たっては、この校正値を用いた。また、送風用ブロワと熱交換器を連結する空気入口ダクトに熱線風速計のセンサーを設けて空気の流れを測った。この代表風速は、センサーを流路断面上でトラバースして求めた平均風速で校正され、風量の計算に使用される。また金網部のフランジに圧力タップPを設け、これをマノメータに接続して、熱交換器の静圧損失を測定した。

本実験で用いる水の選定に当たっては、小石状の水（直径約10mm）・雪状の水・角氷（約26×30×30mm）を用いて予備実験を行った。その結果、角氷を用いた場合が充填密度を大きくすることができ、通風抵抗も比較的小さくできた。また小石状水、及び雪状の水は融解時に均一に融け難く、氷充填層内の一部に空洞が生じて道すじができ、伝熱性能が悪いことを確認した。氷充填層内に送り込む送風量は、充填層中の水が吹き上がらない風速を実験的に見出して、送風量を決定した。以上のような知見を踏まえて、本実験では角氷を採用した。なお、実験で用いた角氷の温度は約-1~0℃であり、氷の融解潜熱に比べ、氷の顕熱は十分小さいものである。

本実験では熱交換器に充填する氷の量を変えて、初期充填高さを変化させ、これが熱伝達特性・除湿特性に及ぼす影響を調べた。

実験は次の手順で行った。

- (1) 氷を熱交換器上部の投入パイプから所定量投入する。
- (2) 熱交換器内に充填した氷の充填高さを半径方向にわたって均一に整えた後、空気が漏れないように投入パイプにふたをする。
- (3) 送風用ブロワを運転し、熱交換器内部に空気を送り込む。この時、インバーターの周波数を調節して回転数を常に一定(1023rpm)にしているので、熱交換器内の氷充填高さが低くなると、その部分の圧力損失が減少して風量が増加する。
- (4) 空気入口ダクト部の代表部に設けた熱線風速計のセンサーにより、所定時間ごとに風速を測定する。
- (5) 熱交換器下部の水溜槽に溜まった水の体積を求めるため、水位をスケールを用いて所定時間ごとに測定する。
- (6) 送風用ブロワ入口部と熱交換器出口部に、ハンディ型湿度計を設置し、所定時間ごとに湿度を測定する。この湿度計はアスマン型湿度計を基準に校正し、その差が±2%であることを確認している。
- (7) マノメータを用いて圧力タップP部の静圧を測定する。
- (8) また、熱交換器の周囲に巻いた断熱材の一部に、縦方向にスリットを設け、時間とともに変化する氷充填層の高さを測定する。

3. 実験結果

本実験では熱交換器内に投入した氷の初期充填高さ ℓ_{ice} を200, 300, 400, 550, 800mmに変化させて熱伝達特性、除湿特性を調べた。氷の初期充填率IPF (= 氷の初期投入量から求めた氷の全体積) / (氷の初期充填高さに基づく氷充填部の容器の体積) は、氷の初期充填高さ ℓ_{ice} によらず約70%である。図2a, 2bには、それぞれ $\ell_{ice}=400, 800\text{mm}$ の場合について、熱交換器内中央部(図1のNo. ①~No. ⑤)、及び入口空気・出口空気の温度変化を示してある。グラフ中の T_{in} は空気入口部(■印, No. ⑪), T_{out} は空気出口部(●印, No. ⑫)の温度を示してある。また、 t_e は氷が完全に融解して無くなる時間を示している。

図2aは、 $\ell_{ice}=400\text{mm}$ のときの熱交換器中央部の温度変化である。熱交換器に送り込む空気の入口温度 T_{in} は、約33℃でほぼ一定である。出口温度 T_{out} は実験開始後、約20分間ほぼ0℃となり、その後は徐々に入口温度 T_{in} に近づいていくのが分かる。氷充填層内下方部に存在する、No. ①($z=50\text{mm}$)及びNo. ②($z=100\text{mm}$)の熱電対で測定される温度は、実験開始後約25分まで温度が

Fig. 1 Experimental apparatus

Fig.2a Temperature at respective portions versus time

Fig.2b Temperature at respective portions versus time

Fig.3 Average inlet air velocity in the heat exchanger, and volume flow rate versus time

Fig.4 Pressure drop in the heat exchanger versus time

Fig.5 Inlet and outlet absolute humidity versus time

激しく変動している。これは熱交換器内下方部から流入した空気と氷が熱交換し、氷充填層下方部から氷が徐々に融解していくため、熱交換器下方部に設置された熱電対の温接点が、氷・水・空気のいずれかに接触する機会があるからと考える。また、熱交換器に流入した入口空気は、まず初めに氷充填層下方部分の氷と主に熱交換するため、その部分の氷は融解現象が激しくなり、上方部分の氷に比べ小さくなっている。また、氷充填高さが高い場合、氷充填層下方部分で熱交換がほぼ終了してしまうため、氷充填層上方部の氷は熱交換に余り寄与せず、初期の氷の形状に近いものとなっている。

図2bは、 $l_{ice}=800\text{mm}$ のときの熱交換器中央部の温度変化である。各記号の説明は図2aと同様である。空気の入口温度 T_{in} は、約 31°C で一定である。出口温度 T_{out} は氷の充填量が多くなるため、約 0°C の温度を継続している時間は約80分と長くなる。また $l_{ice}=400\text{mm}$ のときと同様に、氷充填層内下方部に存在する、No.①($z=50\text{mm}$)及びNo.②($z=100\text{mm}$)の温度は、時間的に大きく変化する。また、 $t>80\text{min}$ において、出口温度 T_{out} よりもNo.③($z=350\text{mm}$)の温度の方が低くなっているが、これは氷充填層の高さが減少し、冷熱発生源が少なくなるので、熱交換器上部からの熱の侵入の影響が大きくなるためである。

図3に $l_{ice}=400, 800\text{mm}$ のときの空気入口ダクト($d_i=186\text{mm}$)内の平均風速 u_{ave} (本実験では入口ダクト径は、出口ダクト径と等しいので出口風速と同じ)、熱交換器断面積基準による平均風速 u_{ex} 、及び体積流量 V の経時変化をそれぞれ示す。 u_{ex} は、空気入口ダクトで測定した平均風速から換算して求めたものである。また、それに対応して図4に、熱交換器内氷充填層部の静圧損失 ΔP の経時変化を示す。 $l_{ice}=400\text{mm}$ と $l_{ice}=800\text{mm}$ の場合は共に、出口ダクト内の平均風速 u_{ave} 、及び体積流量 V は、熱交換器内の氷の融解と共に、その値はほぼ単調に増加し、氷が全て融解する時間 $t=t_c$ には、

両者ともほぼ一定の風速 $u_{ave}=5.6\text{m/s}$ （体積流量 $V=0.15\text{m}^3/\text{s}$ ）となる。

一方、図4に示す $\ell_{ice}=400\text{mm}$ の場合、氷充填層部の圧力損失 ΔP は、実験開始後多少ばらつくが約50Paとなっている。圧力損失のばらつきは、氷の融解の進行による氷の形状変化や、融解で生じた液滴などの影響によるものと考えられる。時間と共に氷の融解が進行すると、氷の充填高さが低くなるので、それに伴って圧力損失も徐々に小さくなっていく。 $\ell_{ice}=800\text{mm}$ の場合も、 $\ell_{ice}=400\text{mm}$ と同様な傾向で、実験開始後圧力損失は約80Paとなり、その後は氷の融解と共にその値は減少していく。

図5は $\ell_{ice}=400, 800\text{mm}$ の場合について、入口空気の状態湿度 x_{in} （□、■印：送風用ブロワの空気取り入れ口部）と出口空気の状態湿度 x_{out} （○、●印：熱交換器出口パイプ部）の経時変化を示したものである。

$\ell_{ice}=400\text{mm}$ の時は、入口空気の状態湿度は約 0.019kg/kg' でほぼ一定である。出口空気の状態湿度は、実験開始後約20分間（出口空気の温度が約 0°C の時）約 0.004kg/kg' となっていて、その値は入口空気の約 $1/5$ である。これは入口空気に含まれている水分が、除湿されたことを示している。その後氷の融解が進行するに従って、熱交換器の除湿能力が小さくなるので、出口空気の状態湿度は急激に上昇し、約55分後には、入口空気の状態湿度にほぼ等しくなる。

$\ell_{ice}=800\text{mm}$ の場合も、同様の傾向を示している。氷の充填量が多いため出口空気の状態湿度 x_{out} が小さい時間帯は長く続く。また、出口空気の状態湿度は、入口空気のそれに比べ最大で約 $1/4$ となっている。

図6に、氷の初期充填高さ $\ell_{ice}=400, 800\text{mm}$ の場合の熱交換器出入口部の比エンタルピー差から求めた放熱量 Q_h 、温度差より求めた放熱量 Q_c の経時変化と、氷充填層の高さ ℓ_t の経時変化を示す。

氷充填層の高さ ℓ_t は、各時刻の積算融解量 G_m から各時刻の積算凝縮量 ΔG_h の計算値を差し引いた値 $(G_m - \Delta G_h)$ と、氷充填率から推算したものであるが、この値は実測値とほぼ一致している。なお、融解終了時間 $t=t_e$ の時の $(G_m - \Delta G_h)$ の値は、 G_0 すなわち熱交換器に初期に充填していた氷の投入量に等しい。また、熱交換器入口部と出口部における空気の状態湿度差による放熱量 Q_h は、次のように求めることができる。

熱交換器入口部における空気の状態湿度 h_{in} 及び、熱交換器出口部における空気の状態湿度 h_{out} はそれぞれ式(1)、式(2)で表せる。

$$h_{in} = C_{pa} T_{in} + x_{in} (r_0 + C_{pw} T_{in}) \quad (1)$$

$$h_{out} = C_{pa} T_{out} + x_{out} (r_0 + C_{pw} T_{out}) \quad (2)$$

熱交換器入口部と出口部との間の比エンタルピーの差 Δh は、それらの差 $(h_{in} - h_{out})$ より求まる。従って、比エンタルピー差 Δh を基にした熱交換器出入口部間の放熱量 Q_h は次式で求まる。

$$Q_h = \Delta H = \rho V (h_{in} - h_{out}) \quad (3)$$

一方、熱交換器内を通過する空気の状態湿度のみを考慮した放熱量 Q_c は、次式により求まる。

$$Q_c = \rho V [C_{pa} (T_{in} - T_{out}) + C_{pw} (x_{in} T_{in} - x_{out} T_{out})] \quad (4)$$

なお、 Q_h と Q_c との差は除湿に要する熱量に相当するものとなる。但し、式(4)右辺第2項の水分の顕熱変化量は小さいので無視できる。

Fig. 6 Heat release and height of the ice-cube-packed bed versus time

Fig. 7 Total heat release versus time

Fig. 8 Accumulated volume flow rate versus time

図6に、 $\ell_{ice}=400, 800\text{mm}$ の場合の放熱量 Q_c (Δ , $\blacktriangle$ 印), Q_h ($\bigcirc$, $\bullet$ 印) 及び ℓ_t ($\diamond$, $\blacklozenge$ 印) の経時変化を示してある。

$\ell_{ice}=400\text{mm}$ の場合、実験開始後の比エンタルピー差基準の Q_h は約6.5kW、空気の比熱のみを考慮した Q_c は約3kWであり、約20分後には最大値 $Q_h=10.5\text{kW}$, $Q_c=4.5\text{kW}$ に達する。その後は氷の融解が進行し、熱交換器内の氷充填量が少なくなるため、これらの値は急速に減少する。また、 Q_h は Q_c の約2倍の値となっており、除湿に要する熱量が大きいことが分かる。

$\ell_{ice}=800\text{mm}$ の場合は、氷の充填量が多くなるので、放熱時間は当然長くなるが、放熱量 Q_h , Q_c の経時変化は $\ell_{ice}=400\text{mm}$ 場合と同様の傾向を示していることが分かる。また図中には氷の融解量より推算した氷充填層の高さ ℓ_t も示してあるが、 $\ell_{ice}=400\text{mm}$ と $\ell_{ice}=800\text{mm}$ の場合、両者ともに ℓ_t は時間に対して単調に減少している。しかしここで注目すべきことは、放熱量 Q_h が最大値を示す時刻において、いずれの場合も充填層の高さ ℓ_t は約200mmである。

図7に熱交換器出入口のエンタルピーの差から求めた放熱量 Q_h を時間的に積分した、積算放熱量 Q_h^* の経時変化を示す。積算放熱量 Q_h^* の値は、それぞれの氷の初期充填高さ ℓ_{ice} に対して、実験開始後時間と共に直線的に増加し、氷の融解終了直前においてその増加率は著しく減少する。

潜熱蓄熱カプセル型蓄熱槽の場合には、積算放熱量はカプセル内の熱抵抗の増加により、時間とともに最初から徐々に減少する傾向があるのに対して、氷と空気の直接接触式熱交換器においては直線的に増加するという特徴がある。これは氷と空気の直接接触による熱交換器であるため、氷が融解した時に生ずる水は下方部に落下し、カプセル内の融解液体層に相当する大きな熱抵抗がないこと、及び充填高さが減少して、熱交換器内部を通過する風速がそれに伴い増大するためと考える。

図8に図3に示す体積流量 V を時間的に積分した値 V_s を示す。図3に示されるように、体積流量の経時変化は、氷が全て融解するまではほぼ単調に増加していく。従って、体積流量の積算値 V_s も氷の初期充填高さによらず、単調に増加していく。しかし、その増加率は氷の初期充填高さ ℓ_{ice} が低いほど大きいことが分かる。これは ℓ_{ice} が低いと熱交換器内の風圧損失が小さく、風量が大きくなることによる。図7において、積算放熱量 Q_h の値が同一時刻に対して ℓ_{ice} が小さいほど大きいのは、前述の積算風量 V_s の相違によるものである。

4. 実験結果の検討

4.1 空気中の水分の凝縮量

図9に氷の初期充填高さ ℓ_{ice} に対する、氷の初期投入量 G_0 ($\bigcirc$ 印) と最終的溜水量 G_{m-e} (Δ 印) の関係を示す。最終的溜水量 G_{m-e} は、熱交換器下部の水溜槽に溜まる水の最終水位を測定して求めた。氷の初期投入量 G_0 (実線) は、充填高さ ℓ_{ice} に対して直線状に増加するのに対応し、最終的溜水量 G_{m-e} もほぼ直線状 (破線) に増加する。 G_{m-e} と G_0 の差 ΔG_{m-e} は、空気中の水分の最終的な凝縮量であり、 ℓ_{ice} の増大とともに大きくなる傾向がある。また、最終的溜水量 G_{m-e} は、各氷の初期充填高さ ℓ_{ice} に対して若干のばらつきがあるが、これは熱交換器内壁に付着した水滴などによる影響、及び水溜槽で水位を測定する際の読み取り誤差によるものと考えられる。

図10に氷の初期充填高さ ℓ_{ice} に対して、熱交換器入口部と出口部の絶対湿度の差から求めた、空気中の水分の最終的な凝縮量 ΔG_{h-e} を $\bullet$ 印で、また溜水量の増分より求めた、空気中の水分の最終的な凝縮量 ΔG_{m-e} ($= G_{m-e} - G_0$) を $\bigcirc$ 印で示す。 ΔG_{h-e} は、氷の初期充填高さ ℓ_{ice} に対して直線で近似できることが分かる。また溜水量から求めた、空気中の水分の最終的な凝縮量 ΔG_{m-e} はばらつきがあるものの、全体的に見てほぼ ΔG_{h-e} に一致している。

4.2 総容積熱伝達係数

図11に時間と共に変化する氷充填層の高さ ℓ_t と放熱量 Q_h の関係を示す。氷の初期充填高さ ℓ_{ice} が変わっても、 ℓ_t に対する Q_h の値と曲線の傾向は、ばらつきの範囲において大体において同じとなっており、 $\ell_t=200\text{mm}$ のときに放熱量 Q_h は最大値を得ている。しかし、氷の初期充填高さ $\ell_{ice}=200\text{mm}$ の時の $\ell_t<200\text{mm}$ の領域において、 Ka 値は他の ℓ_{ice} よりも若干小さくなっている。氷の初期充填高さ ℓ_{ice} が200mmよりも高い充填高さから融解を始めた場合に比べ、 $\ell_{ice}=200\text{mm}$ から融解を始めた場合は、 $\ell_t<200\text{mm}$ の領域において、まだ大きい粒径の氷が多いために伝熱面積が小さくなり、 Ka 値が若干小さくなるのではないかと考える。

しかし、それぞれの氷の初期充填高さ ℓ_{ice} から融解を開始し、最大放熱量を得ることができる $\ell_t=200\text{mm}$ の時点での伝熱現象は異なったものになるが、熱交換器内部を通過する風量の値は、どの ℓ_{ice} から放熱を開始した時でもほぼ等しく、本実験では $V=0.12\text{m}^3/\text{s}$ (熱交換器内平均風速 $u_{ex}=0.6\text{m/s}$) である。従って、本熱交換器においては、この最適高さになるように氷を適宜投入して補うように制御するのがよいと考える。

Fig. 9 Amount of the initial ice cubes, final amount of the melted ice cubes versus initial height of the ice-cube-packed bed

Fig. 10 Amount of the condensation versus initial height of the ice-cube-packed bed

Fig. 11 Heat release versus height of the ice-cube-packed bed

Fig. 12 Ka versus height of the ice-cube-packed bed

Table 1. Comparison with fin-tube type heat exchanger

Method of heat exchange	u_{ex} (m/s)	T_{out} (°C)	Ka (kg/m³s)	Size of the heat exchanger (mm)	Literature
Present exp. Ice / air ($T_s = 0^\circ\text{C}$)	0.35~0.6	0	18	$\phi 490 \times l_{ice}$	—
Fin tube (Fan coil unit, $T_s = 11^\circ\text{C}$)	1.60	14.6	20.06	1000W×180H×90D	Ref. [7]

Table 2. Cold energy release rate by cross section of the heat exchanger

Method of heat exchange	Cross section size (mm)	A (m²)	u_{ex} (m/s)	Q_{max} (kW)	q (kW/m²)
Present exp. Ice / air ($T_s = 0^\circ\text{C}$)	$\phi 490$	0.188	0.6	10	53.2
Fin tube (Fan coil unit, $T_s = 11^\circ\text{C}$)	1000W×180H	0.18	1.6	5.2	28.9

図12に氷充填層の高さ l_t に対するエンタルピー基準による総容積熱伝達係数 Ka の値を示す。

直接接触式の熱交換器において、水分を含んだ空気と熱交換面間で物質移動を伴う場合、熱交換器の性能評価には一般的にエンタルピー基準による総容積熱伝達係数 Ka の値を用いる。この Ka 値は次式により表される⁵⁾。

$$K_a = \frac{Q_h}{\Delta h_{ex} V_{ex}} \quad (5)$$

Ka 値の単位は(kW/m³Δh)であるが、 Δh の単位は(kJ/kg)であるから、 Ka 値の単位は(kg/m³s)となる。ここで Δh_{ex} は次式⁶⁾で表わされる。

$$\Delta h_{ex} = \frac{\Delta h_1 - \Delta h_2}{\ln(\Delta h_1 / \Delta h_2)} \quad (6)$$

ここで Δh_1 、 Δh_2 は次の通りである。

$$\Delta h_1 = h_{in} - h_0 \quad (7)$$

$$\Delta h_2 = h_{out} - h_0 \quad (8)$$

ここで h_0 は、氷の融解温度 0°C における飽和空気の比エンタルピーである。また、熱交換器の体積 V_{ex} の算出には、本研究では図11において放熱量 Q_h が最大となる氷充填層の高さ $l_t = 200\text{mm}$ を基準高さとして用いる。エンタルピー基準による総容積熱伝達係数の値は、氷充填層の高さ l_t に対して、最大値を持つ曲線となり、 l_t が約200mmにおいて、 Ka 値の最大値は約18kg/m³sとなる。図11で述べたように、それぞれの l_{ice} から放熱し始め、 $l_t = 200\text{mm}$ になったときの空気と氷表面での伝熱現象は異なるが、氷充填層全体、すなわち熱交換器全体として熱交換現象を捉えたと、 l_{ice} によらず $l_t = 200\text{mm}$ のとき、 Ka 値は最大値を得る。

表1は、本実験結果を従来のフィンチューブ式ファンコイルユニットの総容積熱伝達係数と比較したものである。表中の T_s は、熱交換器の表面温度を示している。従来のフィンチューブ式熱交換器の総容積熱伝達係数 Ka は、本報に示す式(5)に従って求めている。

本実験の水/空気直接接触方式により熱交換された空気の出力温度は、約0℃となり、また氷の充填高さが時間とともに変化するが、最大値は $Ka=18\text{kg/m}^3\text{s}$ である。市販のフィンチューブ式ファンコイルユニット⁷⁾は、7℃の冷水を用いて冷房を行ない、出力温度14.6℃を得るものであるが、フィンチューブの表面温度は約11℃になっている。本方式は市販の熱交換器内の風速より1/3～1/5小さいにもかかわらず、 Ka 値の最大値は市販のそれに近い値となっている。

表2は、前記フィンチューブ式ファンコイルユニットと、本方式の熱交換器断面面積基準による放熱能力を比較したものである。熱交換部の風路断面面積 A は、どちらも約0.18 m^2 であるが、本方式はフィンチューブ式と比較し、風速 u_{ex} は約1/(2.6)である。しかし、出力温度は約0℃で除湿能力が大きいので、最大放熱量 Q_{max} の値はフィンチューブ式の2倍と大きい。 q (kW/m^2)は熱交換器の風路面積基準による放熱能力であり、この値も約2倍となる。このため冷房の際、従来から用いられているフィンチューブ式熱交換器よりも風量を小さくして高密度に冷熱を輸送できるので、特にセントラル空調方式においては送風ダクトを約1/2に小さく設計することができる。

4.3 実験式の導出

稲葉ら⁸⁾は、潜熱蓄熱粒子を用いた固定型充填層内に温空気を送り込み、それを融解して蓄熱する場合について、フーリエ数 F_0 、ステファン数 Ste 、レイノルズ数 Re 、プラントル数 Pr 、充填層のアスペクト比 (ℓ/d_i) 、等を用いて無次元整理を行い、実験式を導出している。

本実験では、氷が融解して時間とともに充填層の高さ ℓ_t が減少するが、潜熱に基づく熱移動は、顕熱によるそれよりも大きいので準定常として扱え、同様の方法を用いて実験式の導出を行ってみる。

各無次元数の定義は次の通りである。

$$F_0 = \frac{a t_e}{d_n^2} \quad (9)$$

$$Ste = \frac{C_{pp}(T_{in} - T_{melt})}{L} \quad (10)$$

$$Re = \frac{u_{ex} d_n}{\nu} \quad (11)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (12)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{\ell_t}{d_i}\right) \frac{1}{2} \rho u_{ex}^2} \quad (13)$$

以上の無次元数を用いて、無次元時間を表すフーリ

エ数 F_0 は、次のように関係付けられる。

$$F_0 = f(fRe^3, Ste, \ell_t/d_i, Pr) \quad (14)$$

ここでアスペクト比 (ℓ_t/d_i) の中の ℓ_t は、時間ごとに变化する氷充填層の高さを用いる。また、代表直径 d_n としては、氷のサイズは時間とともに変化するの、これを用いて代表直径を求めるのは適当ではなく、本報では氷充填層を支えている金網のメッシュサイズより求めたものを代表直径に選んだ。

本実験は入口温度 T_{in} を約30℃一定とし、氷の初期充填高さ ℓ_{ice} を変化させた時のものを中心として実験を行ったが、入口温度 T_{in} を変化させた時の、融解現象への影響を調べるために、 $T_{in}=15^\circ\text{C}$ から $T_{in}=25^\circ\text{C}$ の場合の融解実験も行った。式(14)の関係を導出するにあたっては、これらの実験結果も用いている。

各無次元因子の指数、及び係数を導出し、次のような関係式を得た。

$$F_0 = 7.75 \times 10^3 (fRe^3)^{-0.272} \times Ste^{-2.51} (\ell_t/d_i)^{0.695} Pr^{0.333} \quad (15)$$

図13は式(15)を用いて、本実験値を無次元整理した結果である。各実験値は式(15)に示す1本の直線によく一致することがわかる。なお、式(15)の適用範囲は以下の通りである。

$$0 < \ell_t/d_i \leq 1.633$$

$$0.0902 \leq Ste \leq 0.204$$

$$5.36 \times 10^9 \leq fRe^3 \leq 1.17 \times 10^{11}$$

$$(0.36 \leq u_{ex} \leq 0.80)$$

本方式の氷・空気直接接触式の熱交換器は、氷と空気が直接接触して入り口空気が冷却され、充填されていた蓄熱材の氷は最終的には無くなる。蓄熱後、及び放熱後に充填槽内に蓄熱材が残っている従来方式^{8), 9)}に対して本方式は、氷充填高さ ℓ_t が変化するが準定常と考え、時間と共に変化する氷充填高さ ℓ_t 、体積流量

Fig. 13 Time taken for the ice-cube-packed bed to completely melt

V, 及び熱交換器内氷充填層部の圧力損失 ΔP を考慮して, 先に示した無次元数を用いることにより, 同様に整理できることが明らかになった。しかし, 文献(8)に記載の式に対してSte数の指数の値が大きく, Fo数はSte数に大きく依存する結果となっている。これは本実験はFig.6に示すように, 全放熱量のうち除湿に要する熱量が大きく, 入口空気温度 T_{in} が変化すると, この除湿に要する熱量が大きく変わる。文献(8)では, 除湿を伴わない実験であるのに対し, 本実験は除湿を伴う実験であるので, 式(15)のSte数の指数の値が, 文献(8)と大きく異なつたと考える。

5. 結論

氷/空気直接接触式の熱交換器を提案し, その内部に充填する砕氷の量を変えることにより初期充填高さを変化させ, 出入口の温度・湿度の経時変化, 及び総容積熱伝達係数, 放熱量について実験的に調べ, 以下に示す結論を得た。

- (1) 入口空気温度が約30℃, 絶対湿度約0.018kg/kg'の外気を本熱交換器に導入すると, 最低約0℃の冷風を得ることができる。
- (2) 本熱交換器は除湿能力が大きく, 入口空気の絶対湿度に対して, 出口空気の絶対湿度を約1/4に低下させることができる。
- (3) 氷の初期充填高さによらず, 放熱開始後しばらくの間は, 放熱量及び総容積熱伝達係数は徐々に増加して最大値に達し, その後氷充填層の高さの減少により急減に低下する。
- (4) すなわち氷充填層の高さには, 放熱量及び総容積熱伝達係数を最大にする最適値が存在し, この最適氷充填高さを維持するように, 放熱器内に砕氷を適宜投入して制御するのが良い。
- (5) 本方式はフィンチューブ式熱交換器に比べ, 熱交換器断面積基準による風速を約1/(2.6)に低下させ, かつ熱交換断面積基準による放熱量を約2倍に高めることができる。
- (6) 氷の充填層高さ, 空気入り口温度, 熱交換器内風速を無次元数で表し, 氷の融解完了時間を予測する実験式を導出した。

文献

- (1) 大平・梁取・坪田・岩淵, 熱工学部門講演会講演論文集, 940-55, (1994-11), 221-223
- (2) 大平・梁取・坪田・岩淵・木村, 山口地方講演会講演論文集, 955-2, (1995), 111-112
- (3) 坪田・梁取・黒崎・佐藤, 冷凍, 68-794, (1994),

61-68

- (4) Yasuo Kurosaki, Isao Satoh, Motokazu Yasui, Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, (1991), 1177-1184
- (5) 藤田・亀谷, 冷論, 6-3, (1989), 75-84
- (6) H. Jaber, R.L. Webb, Transaction of the ASME Journal of Heat Transfer, 111, (1989-11), 837-843
- (7) 日立冷熱(株)・日立製作所(株), '92・'93日立データブック, 空調機器, (1992-1993), 308-441
- (8) 稲葉・尾崎・堀部・山澤, 空気調和・衛生工学論文集, 66, (1997), 77-86
- (9) 稲葉・尾崎・堀部・山澤, 空気調和・衛生工学論文集, 69, (1998), 29-37
- (10) 梁取・大平・宇多村・坂内・加治屋, 第33回日本伝熱シンポ講演論文集, (1996), 245-246