

空気中に置かれた垂直氷層の自然対流による融解

橋詰 健一*・小山 哲也**・岡田 匡司***・馬谷 堯****
古川 亨*****・村地 建太*****・田邊 芳崇*****

(平成21年9月7日受理)

Melting of Ice Layer Placed Vertically in the Air Under Condition of Natural Convection

Kenichi HASHIZUME, Tetsuya KOYAMA, Masashi OKADA, Takashi UMATANI,
Tooru FURUKAWA, Kenta MURAJI and Yoshitaka TANABE

(Received Sep. 7, 2009)

Abstract

Transient melting of ice layer placed vertically in the air under condition of natural convection was analyzed and compared with experimental results. First, the heat transfer coefficient on the falling film surface was investigated experimentally, where the natural convection and the vapor condensation of the humid air occur simultaneously. In the data analysis, the Lewis relation was used between the heat transfer coefficient and the mass transfer coefficient. Then, applying the obtained heat transfer coefficient on the falling film surface, the transient melting of ice was calculated. Lastly, a melting experiment was conducted using vertically placed ice layers and ice cylinders. The calculated results agreed well with experimental results.

Key Words: ice melting, natural convection, humid air, heat transfer coefficient, condensation, falling film

1. 緒 言

水の凍結や氷の融解は自然界あるいは冷凍装置などにおいて身近な現象であり、伝熱工学的にも興味のある問題であることから、これまでに多くの研究が行われてきた。特に水の凍結については Stefan⁽¹⁾による北極海での海水凍結の研究以来、水道管の破裂防止や氷蓄熱など工学的応用にも関連して多くの研究結果が発表されている⁽²⁾。一方、氷の融解については水中や液中における融解を除けば研究例は多くはない。Roberts⁽³⁾は高温空気流が衝突する水平氷

層の融解を扱った。また、Tienら⁽⁴⁾や Contrerasら⁽⁵⁾は飽和水蒸気中での、Epsteinら⁽⁶⁾や Taghavi-Tafreshiら^{(7),(8)}は非溶解性蒸気中での垂直氷層の融解を扱った。しかしながら空気中に置かれた氷の自然対流による融解についての研究は見当たらない。空気中における氷の融解は夏季に涼感を得るために設置する氷柱や冷凍装置での氷層の自然放置時にみられる現象であるが、この現象では氷を解かす加熱源が融解液膜への空気自然対流熱伝達と空気中水蒸気の融解液膜への凝縮のふたつになり、従来研究とは大きく異なっている。そこで本研究では融解液膜と周囲空気との間

* 広島工業大学工学部知能機械工学科

** 広島工業大学工学部電気デジタルシステム工学科

*** (株)サンワテクノス

**** 三機工業(株)

***** 新ダイワ工業(株)

***** (株)シンコー

***** ツネイシホールディングス(株)

の空气中水蒸気の凝縮を含む熱伝達率を測定し、その結果を用いて垂直氷層および垂直氷柱の融解過程を解析して実験結果と比較する。

記号

c_p	: 定圧比熱
g	: 重力加速度
Pr	: プラントル数
q	: 熱流束
T	: 温度
z	: 氷層, 氷柱, 断熱円柱の上端からの距離
α_D	: 物質伝達率
α_{FF}	: 流下液膜熱伝達率
α_H	: 顕熱熱伝達率
α_{NC}	: 自然対流熱伝達率
α_s	: みかけの熱伝達率, 式(8)
β	: 空気 の 体積膨張率
Γ	: 単位幅当りの液膜の質量流量
Δ	: 氷層の厚さ
γ	: 水蒸気濃度
λ	: 熱伝導率
μ	: 粘性係数
ν	: 動粘性係数
ρ	: 密度
τ	: 時間
添え字	
a	: 空気
f	: 液膜
0	: 氷の融解温度 (0°C)

2. 氷層融解過程の解析

解析では図1に示すように垂直氷層の上端から重力方向に z 軸をとり、位置 z における氷層の厚さを Δ として、次の仮定をおく。

- (1) 氷層の温度は一様で、融解温度 ($T_0 = 0^\circ\text{C}$) とする
- (2) 融解液膜は非常に薄く、その温度を T_0 に近似する
- (3) 位置 z において空気から伝達される熱量はすべて氷の融解に使われる
- (4) 空气中水蒸気の凝縮による融解液膜流量の増加は省略する

さらに、解析を簡単化するために微小区間 dz においては融解面は垂直とする。この取扱いは Tien ら⁽⁴⁾、Contreras ら⁽⁵⁾、Epstein ら⁽⁶⁾、Taghavi-Tafreshi ら⁽⁷⁾ も行っている。

以上の仮定より、融解液膜表面での周囲空気からの熱流束を q 、周囲空気の温度を T_a とすれば、氷層厚さ Δ の時間的な変化は次のように表わされる。

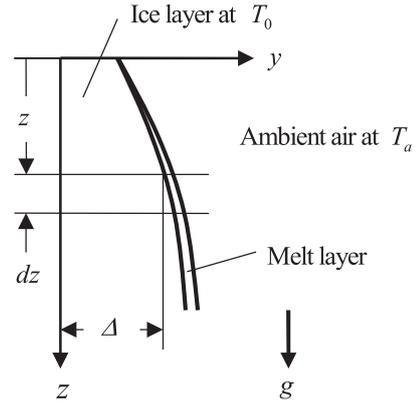


Fig.1 Analytical model for ice melting

$$q = \alpha_s (T_a - T_0) \quad (1)$$

$$\Delta h_m \frac{\partial \Gamma}{\partial z} = q \quad (2)$$

$$-\rho_s \frac{\partial \Delta}{\partial \tau} = \frac{\partial \Gamma}{\partial z} \quad (3)$$

$$\frac{\partial \Delta}{\partial \tau} = -\frac{\alpha_s (T_a - T_0)}{\rho_s \Delta h_m} \quad (4)$$

ここで α_s はみかけの熱伝達率、 Γ は単位幅当りの融解液膜の質量流量、 Δh_m は融解潜熱、 ρ_s は氷の密度、 τ は時間である。

一方、液膜表面での熱流束 q は

$$q = q_H + q_D \quad (5)$$

と書ける。ここで q_H は顕熱による伝熱量で、顕熱熱伝達率を α_H とすれば

$$q_H = \alpha_H (T_a - T_0) \quad (6)$$

である。 q_D は空气中水蒸気の凝縮による伝熱量で、物質伝達率を α_D とすれば

$$q_D = \alpha_D (\gamma_a - \gamma_0) \Delta h_v \quad (7)$$

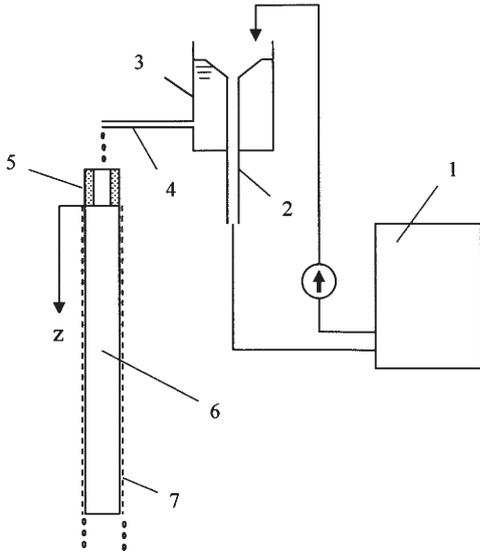
である。ここで γ_a と γ_0 は周囲空气中および液膜表面における水蒸気濃度、 Δh_v は蒸発潜熱である。これらより式(1)におけるみかけの熱伝達率 α_s は

$$\alpha_s = \alpha_H + \alpha_D \frac{\gamma_a - \gamma_0}{T_a - T_0} \Delta h_v \quad (8)$$

と書ける。さらにここで、顕熱熱伝達率 α_H と物質伝達率 α_D との関係に対して湿り空気の場合によくあてはまる⁽⁹⁾といわれているルイスの関係

$$\alpha_D = \frac{\alpha_H}{\rho_a c_{p,a}} \quad (9)$$

を用いれば式(8)は



1: Thermostatic bath 2: Overflow pipe 3: Reservoir
4: Capillary tube 5: Sintered metal pipe 6: Insulating column
7: Falling film

Fig.2 Experimental apparatus

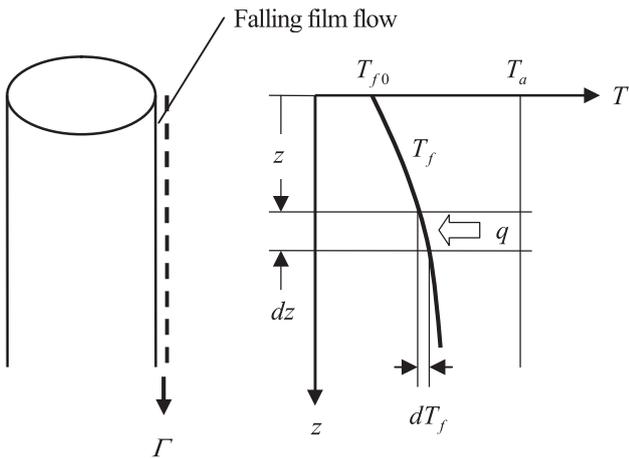


Fig.3 Analytical model for falling film temperature

$$\alpha_s = \alpha_H \left[1 + \frac{\Delta h_v}{\rho_a c_{p,a}} \frac{\gamma_a - \gamma_0}{T_a - T_0} \right] \quad (10)$$

となる。以上より、任意の状態に対して顕熱熱伝達率 α_H が予測できれば氷層厚さ L の時間的な変化は式(10)を式(4)に用いることによって数値的に求めることができる。

3. 融解液膜と周囲空気との間の熱伝達

微小流量で流下する液膜と周囲空気との間の熱伝達率を求めるために図2に示す装置を用いて実験を行った。この装置は恒温水循環装置(1)からの水をオーバーフロー管(2)を持つ水槽(3)に入れ、キャピラリーチューブ(4)を介して焼結金属管(5)に滴下する。ここからの水は直径 24 mm × 長さ 300 mm の断熱円柱 (バークライト製丸棒) (6)の外表面に均

等な液膜(7)を形成して流下する。流下する水の流量はオーバーフロー管の位置 (液面高さ)、およびキャピラリーチューブの内径と長さにより設定し、断熱円柱の下端でメスシリンダーとストップウォッチにより測定した。流下する液膜の温度 (水温) は線径 0.2 mm の T 型熱電対を用いて上端から 25 mm 間隔で測定した。周囲空気については乾湿計を用いて乾球温度 T_a と湿球温度 T_{aw} を測定した。実験は、液膜の温度が周囲空気温度よりも低く、液膜が加熱される場合 ($T_f < T_a$) と、この逆の場合 ($T_f > T_a$) について行った。測定された液膜温度から顕熱熱伝達率は以下の手順で算出した。

図3において微小区間 dz での液膜温度の変化 dT_f は

$$\Gamma \cdot c_{p,f} \frac{dT_f}{dz} = q \quad (11)$$

として表わされる。ここで熱流束 q は式(1), (10)で表わされ、融解液膜温度 T_0 と水蒸気濃度 γ_0 はそれぞれ液膜温度に対応する T_f と γ_f に置き換える。すると式(11)は

$$\frac{dT_f}{dz} = \frac{\alpha_H}{\Gamma \cdot c_{p,f}} \left[1 + \frac{\Delta h_v}{\rho_a c_{p,a}} \frac{\gamma_a - \gamma_f}{T_a - T_f} \right] (T_a - T_f) \quad (12)$$

となる。さらに、液膜表面での顕熱熱伝達率 α_H は周囲空気自然対流熱伝達と、液膜が流下することによる一種の強制対流熱伝達との共存対流であると考えられる。そして自然対流熱伝達率を α_{NC} 、流下液膜熱伝達率を α_{FF} として Churchill の方法¹⁰⁾

$$\alpha_H = (\alpha_{NC}^3 + \alpha_{FF}^3)^{1/3} \quad (13)$$

を用い、 α_{NC} に対しては同じく Churchill の整理式¹¹⁾

$$\alpha_{NC} = 0.670 (Ra \cdot Y)^{1/4} \frac{\lambda_a}{z} \quad (14)$$

$$Y = \left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr_a} \right)^{9/16} \right]^{-16/9}$$

を用いる。式(14)において Ra はレイレイ数

$$Ra = \frac{g \beta z^3 (T_a - T_f) Pr_a}{\nu_a^2} \quad (15)$$

である。以上の各式より顕熱熱伝達率 α_H を求めるには適当な流下液膜熱伝達率 α_{FF} と液膜の入口温度 T_0 を仮定し、円柱上端から微小区間 dz について式(13), (14)と式(12)を用いて液膜温度を順次計算し、測定値に最も良く一致する値を最小二乗法により見出せばよい。

図4に液膜温度の測定値 (プロット点) と計算値 (実線) を示す。図4上図は $T_f < T_a$ の場合で、液膜表面では空气中水蒸気の凝縮が起こっている。図4下図は $T_f > T_a$ の場合で、液膜表面から水の蒸発が起こっている。実験は液膜

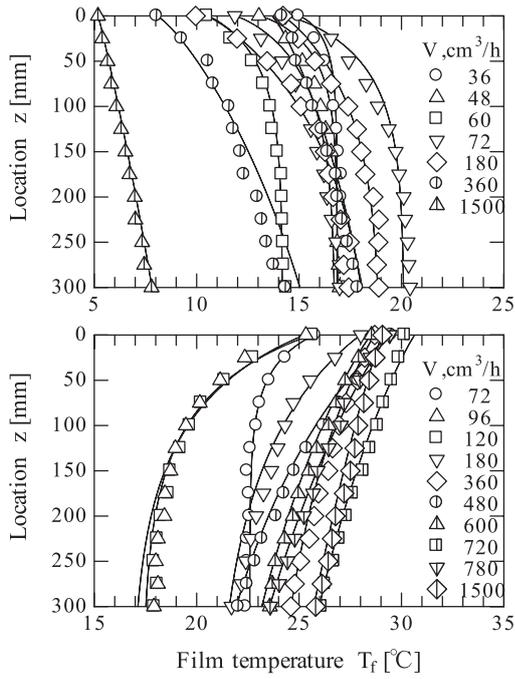


Fig.4 Experimental results of film temperature

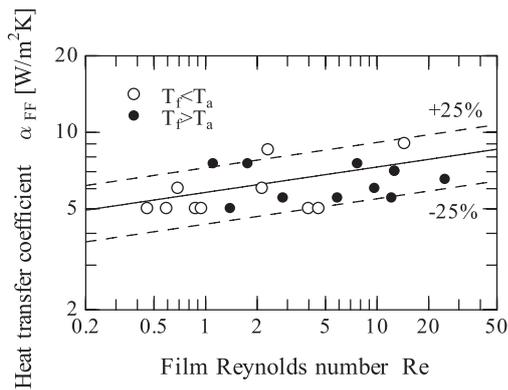


Fig.5 Falling film heat transfer coefficient

の体積流量 $V = 36 \sim 1500 \text{ cm}^3/\text{h}$ の範囲で行ったが、液膜流量と温度変化の傾向が対応していないのは周囲空気温度（乾球温度）と湿度（湿球温度）が実験ごとに異なっているためである。図4の上下図ともに液膜の入口温度 T_0 を含めて測定値と計算値がよく一致している。

図5は落下液膜熱伝達率 α_{FF} の計算値で、白抜点で示す $T_f < T_a$ の場合と黒塗点で示す $T_f > T_a$ の場合とで違いが見られない。これらの点は

$$\alpha_{FF} = 5.8 Re^{0.1} \quad (16)$$

$$Re = \frac{4\Gamma}{\mu_f}$$

で表わされる。落下液膜と固体表面との間の熱伝達率については膜レイノルズ数 $Re = 320 \sim 20000$ において

$$\alpha \propto Re^{1/3-0.65} \quad (17)$$

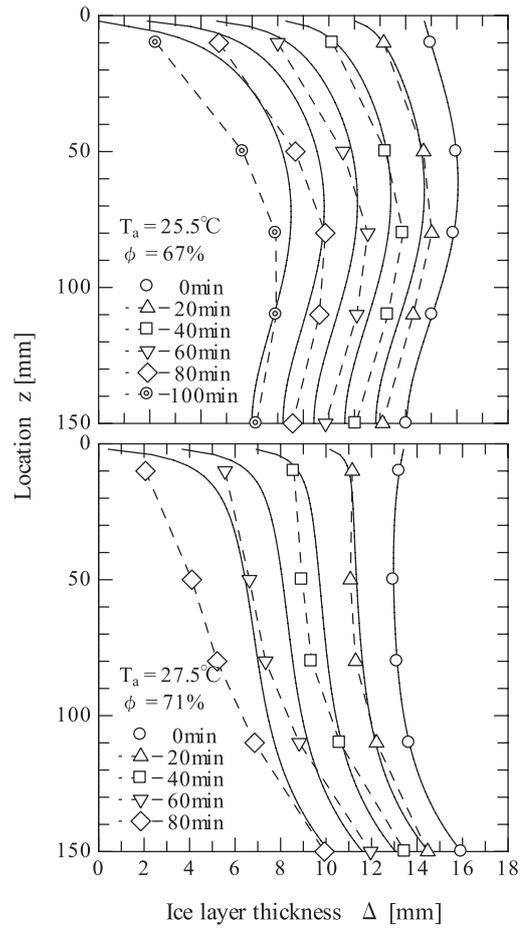


Fig.6 Melting of vertical ice layer

の関係が知られている¹²⁾が、本実験（流下液膜と周囲空気との間の熱伝達、 $Re = 0.5 \sim 20$ ）では液膜流量の影響がかなり小さくなった。

4. 氷の融解過程の実験と解析結果との比較

4.1 垂直氷層

供試氷層は冷却銅板を用いて作成した。冷却銅板は長さ150 mm、幅50 mm、厚さ10 mmで、背面にブラインを流通させる冷却流路を有し、表面には氷層滑落防止のために直径1 mm、高さ5 mmの竹製ピンを6箇所設けてある。この冷却銅板を製氷型枠に嵌め込んで2°Cの煮沸水水槽に浸漬し、-10°Cのブラインを冷却流路に流通させて煮沸水を約15 mmの厚さに結水させた。そして氷層が張り付いた冷却銅板を風除けを有する測定箱の壁面に垂直に設置し、氷層厚さの変化をマイクロメーターで測定した。測定箱の下面は大気開放であり、内部空気は測定時間中、実験室内の空気状態にした。実験中、冷却銅板の冷却流路には0°Cのブラインを流通させて氷の過冷却を除去すると共に氷層背面からの入熱を遮断した。

図6に実験結果（白抜点）と解析値（実線）との比較を示す。実験における周囲空気温度は $T_a = 25.5 \sim 27.5^\circ\text{C}$ 、

相対湿度は $\phi = 67 \sim 71\%$ であった。

解析 (数値計算) は次のようにして実行した。まず, 初期値として $\tau = 0$ での氷層厚さ $\Delta_{\tau=0}$ を与える。上述した製氷方法では氷層の表面を平坦にすることは困難で, 図6における $\tau = 0 \text{ min}$ のような形状になったが, これを多項式近似する。次に, 氷層上端においては $\Gamma_{z=0} = 0$ とし, 微小区間 dz ごとに順次, 式(10), (13), (14), (15)によりみかけの熱伝達率 α_s を求め, 式(1)による熱流束 q から各区分における Γ の値を式(2)より求め, 時間 dt 後の氷層厚さ Δ を式(4)より算出する。空間と時間の分割は $dz = 2 \text{ mm}$, $dt = 15 \text{ s}$ とした。

図6には初期氷層形状と周囲空気温度が異なる場合を示しており, 下図の方が周囲空気温度と湿度が高いために融解速度は大きくなっている。いずれの場合も融解の初期においては解析と実験とがよく一致している。しかし, 上端の水が解けてくると, 露出した冷却銅板の上部が空気によって加熱されるために融解量は解析よりもかなり大きくなった (上図では80分以降, 下図では60分以降)。この理由のため本実験の方法では氷層が完全に消滅するまでの過程を解析と比較することはできなかった。

4.2 垂直氷柱

供試氷柱はアクリル製円筒の中に煮沸水を注入し, これを -10°C の冷凍庫に保管することで作成した。円柱の直径は 24 mm と 48 mm , 高さは 100 mm と 150 mm の合計4種類である。この供試氷柱を第4.1節で説明した測定箱の中に設置し, 氷柱の中央部における直径の時間的な変化をノギスを用いて測定した。実験における周囲空気の温度は $T_a = 21.5 \sim 27.5^\circ\text{C}$, 相対湿度は $\phi = 64 \sim 75\%$ であった。

解析 (数値計算) は垂直氷層の場合と全く同じで, 使用する式も氷層の厚さ Δ を氷柱の半径 R に置き換えれば同一である。空間と時間の分割も同じにした。

図7に実験結果 (白抜点) と解析値 (実線) との比較を示す。垂直氷柱の場合には冷凍庫から取り出して過冷却を除去しないまま実験を開始したので, $\tau = 0$ から30分後までの間は融解速度が遅いため, 解析との比較では30分後の値を基準としている。氷柱の実験では中央部における直径の時間的な変化しか測定していないが, 実験と解析は非常に良好な一致をみせている。

5. 結 言

空气中に置かれた垂直氷層の自然対流による融解過程を解析し, 実験結果と比較した。解析に際して必要になる融解液膜表面と周囲空気との間の熱伝達率は, これを流下液膜の熱伝達と自然対流熱伝達との共存対流とみなして, 流下液膜の実験から熱伝達率を求めた。この値を用いた数値

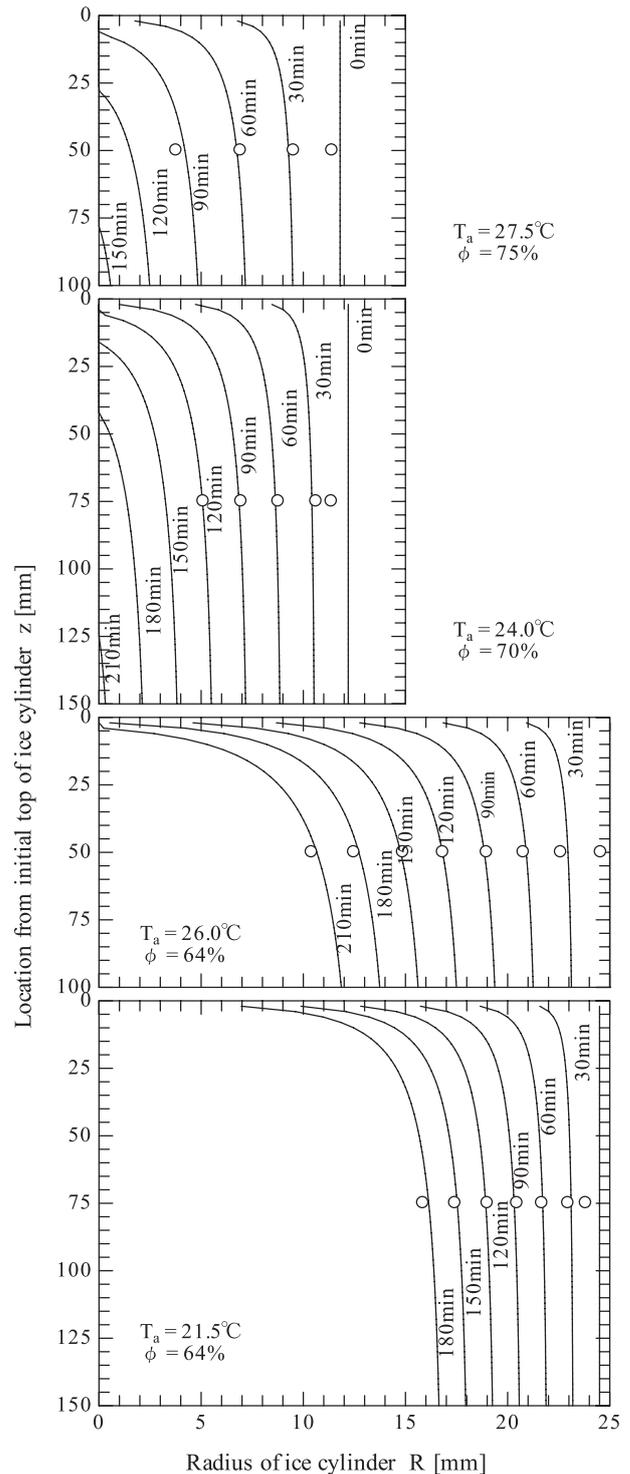


Fig.7 Melting of vertical ice cylinder

計算の結果と実験結果とはある程度良く一致し, 解析方法と流下液膜伝熱実験の妥当性は示された。一方, 氷の融解実験についてはいくつかの改善すべき点が見出されたので, 現在それらを改善した氷柱の融解実験を進めている。1点は形状寸法の測定法である。本報ではマイクロメータあるいはノギスを用いて測定したが, この測定法では測定箱の中に手を入れなければならず, 測定にも時間がかかるので測定箱の中の空気を乱してしまう。これが, 図6や図

7で測定値の方が解析値よりも融解速度が早い原因になったものと推測される。この点の改善策として光学的形状測定装置を導入した。もう1点は供試氷柱の過冷却除去で、この目的のために、冷凍庫から取り出した供試氷柱を先に0℃に設定したブラインに浸漬し、氷柱中心部の温度を測定して過冷却が除去されたことを確認してから測定箱に設置している。その他にも、氷の融解速度には周囲空気の状態とともに湿度も大きな影響を及ぼすことがわかったので、測定箱内に湿度制御も導入した。これらの改善を施して現在進めている実験では氷柱が完全に融解消滅するまでの過程を解析と比較できるものと期待している。

なお、本報は広島工業大学工学部知能機械工学科の卒業研究^{(13)~(15)}として取り組んだ3年間の成果をまとめたものである。

文 献

- (1) Stefan, J., Annalen der Physik und Chemie, vol.42, pp.269-286, (1891)
- (2) 福迫尚一郎・平田哲夫・稲葉英男・菅原征洋, 機械の研究, 第41巻第1号～第43巻第12号, (1989～1991)
- (3) Roberts, L., Journal of Fluid Mechanics, vol.4, pp.505-528, (1958)
- (4) Tien, C. and Yen, Y. C., Chemical Engineering Progress Symposium Series, vol.67, no.113, pp.1-9, (1971)
- (5) Contreras, W. and Thorsen, R. S., Transactions of the ASME, vol.97, pp.570-575, (1975)
- (6) Epstein, M. and Cho, D. H., Transactions of the ASME, vol.98, pp.108-113, (1976)
- (7) Taghavi-Tafreshi, K. and Dhir, V. K., Transactions of the ASME, vol.104, pp.24-33, (1982)
- (8) Taghavi-Tafreshi, K. and Dhir, V. K., Transactions of the ASME, vol.105, pp.235-240, (1982)
- (9) 内田秀雄: 湿り空気と冷却塔, 裳華房, pp.76-83, (1965)
- (10) Churchill, S. W., Handbook of Heat Exchanger Design, Hewitt, G. F., ed., Begell House, New York, p.2.5.9-1, (1992)
- (11) Churchill, S. W., Handbook of Heat Exchanger Design, Hewitt, G. F., ed., Begell House, New York, p.2.5.7-3, (1992)
- (12) Saibabu, J., Sarma, P. K., Dharma, R.V. and Raju, G. J. V. J., Proceedings of the 8th International Heat Transfer Conference, vol.4, pp.1963-1969, (1986)

- (13) 田邊芳崇, 平成18年度広島工業大学工学部知能機械工学科卒業論文
- (14) 古川亨・村地建太, 平成19年度広島工業大学工学部知能機械工学科卒業論文
- (15) 馬谷克・岡田匡司, 平成20年度広島工業大学工学部知能機械工学科卒業論文

付録：解析に使用した物性値と状態量

以下は標準大気圧 ($P_a = P_0 = 101.3kPa$) における値

- (1) 水の物性値, 水温: $T_f [^{\circ}C]$
 - ・定圧比熱 $c_{p,f} [kJ/kgK]$

$$c_{p,f} = 4.2140 - 1.6296 \times 10^{-3} T_f + 1.7933 \times 10^{-5} T_f^2$$
 - ・蒸発潜熱 $\Delta h_v [kJ/kg]$

$$\Delta h_v = 2501 + (1.846 - 4.186) T_f$$

- (2) 周囲空気 (湿り空気) の物性値と状態量

- 乾球温度: $T_a [^{\circ}C]$, 湿球温度: $T_{aw} [^{\circ}C]$
- ・飽和水蒸気圧 $P_s [kPa]$, $T = T_a, T_{aw}$

$$P_s = P_0 \times 10^{\left(5.351 - \frac{1817}{T+240}\right)}$$
- ・飽和絶対湿度 $x_s [kg/kg(DA)]$

$$x_s = 0.622 \frac{P_s}{P_0 - P_s}$$
- ・湿り空気の絶対湿度 $x_a [kg/kg(DA)]$

$$x_a = x_{s,aw} - \frac{(1.005 + 1.846 x_{s,aw})(T_a - T_{aw})}{2501 + 1.846 T_a - 4.186 T_{aw}}$$
- ・湿り空気の比体積 $v [m^3/kg(DA)]$, $T = T_a, T_{aw}$

$$v = 4.555 \times 10^{-3} (0.622 + x)(T + 273)$$
- ・周囲空気 (湿り空気) の密度 $\rho_a [kg/m^3]$

$$\rho_a = \frac{1 + x_a}{v_a}$$
- ・周囲空気 (湿り空気) の定圧比熱 $c_{p,a} [kJ/kgK]$

$$c_{p,a} = \frac{1.006 + 1.805 x_a}{1 + x_a}$$
- ・水蒸気濃度 $\gamma [kg/m^3]$

$$\gamma_f = x_{s,f} / v_f : \text{液膜表面}$$

$$\gamma_a = x_a / v_a : \text{周囲空気}$$
- (3) 周囲空気の相対湿度 ϕ

$$\phi = \frac{P_0 x_a}{P_{s,a} (0.622 + x_a)}$$