

熱伝達率に及ぼす霜の影響

Effects of Frost on the Heat Transfer Coefficient

細田 泰生* 埋橋 英夫*
Taisei Hosoda Hideo Uzuhashi

要 旨

ファンによって強制通風される形式の冷却器を有する冷蔵庫や冷蔵ショーケースにおいて、この低温の冷却器に付着する霜が厚くなると霜の熱伝導率が小さいことと、通風路が減少することによって風量が減少することなどの原因により冷却能力が低下する。本報告はこれらの現象を理論的に究明するための基礎資料を得るために、霜の密度および熱伝導率を求める式、冷却器の熱貫流率を求める式、着霜した冷却器の通風抵抗を求める式を求めたものである。

1. 緒 言

冷蔵庫や冷蔵ショーケースなどの低温貯蔵庫は、貯蔵室内を冷却するために冷却器をそなえている。この冷却器には冷媒 (R-12 など) を直接蒸発させる構造のものや、低温に冷却されたブラインを循環させる構造のものがあるが、貯蔵室内を 0°C 以下にするためにはそれらの冷却器の表面温度は -20°C 程度の低温にしなければならない。これはほとんどの場合空気露点温度より低いので空気中の水分が凝固し霜状となって冷却器表面に付着する。貯蔵庫の中の空気をファンなどにより強制的に冷却器を通して冷却する場合に、その霜によって生ずる障害は

- (1) 霜の層により熱の伝導が劣化するために、冷却面の熱貫流率が低下し冷却能力が悪くなる。
- (2) 冷却器の通風路が霜の成長により閉ざされて通風抵抗が増大し、所要の風量が得られなくなり冷却能力がさらに低下する。
- (3) したがって除霜装置を設けて所定時間ごとに除霜作業を行なう必要がある。

などがあげられる。

冷却面の全表面が比重の高い氷で完全におおわれたような場合には氷そのものは結晶体であるので、熱伝導率は水滴(膜)や霜などよりはるかに大きくそのためある程度の厚さまでは冷却能力の低下がそれほど問題とならない。しかし実際には冷却面との温度差が 20°C もある空気が $1\sim 5\text{ m/s}$ 程度の流速で冷却器を通過すると霜のカサ比重が $0.1\sim 0.5\text{ g/cc}$ くらいの霜の状態成長し、霜の中に含まれている空気のため霜の熱伝導率は低い。したがって貯蔵庫内を常に所定の低温に保つには、あらかじめ冷却器の伝熱面積を大きくしておき霜生成による熱伝達の低下を補うか、必要に応じて霜を融解してふたたび冷却能力を回復する除霜作業をしなければならない。またパイプに直角に冷却フィンを取付けた構造のクロスフィン形冷却器ではあまりフィンの間隔を狭くしておくと霜のために通風が阻害される。

本報告ではこれらの問題を解決するための基礎資料を得ることを目的として、まず平板冷却器を用いて霜の生成状態を観察し、その霜の比重と熱伝導率、霜の表面と空気との間の熱伝達率、熱伝達率と物質移動との関係、霜の成長による冷却板表面と空気との間の熱貫流率の低下などを調査した。ついでクロスフィン形冷却器を用いて、理論計算による熱伝達率の変化が実測値とほぼ一致することを認め、また送風機を設計する場合に必要な着霜時の通風抵抗を計算する実験式を求めた。

* 日立製作所栃木工場

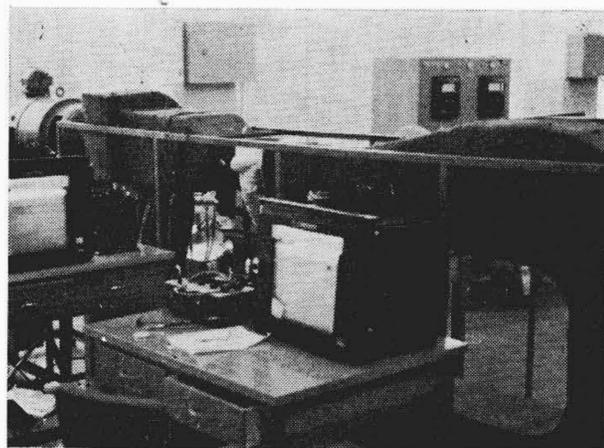


図1 実験装置

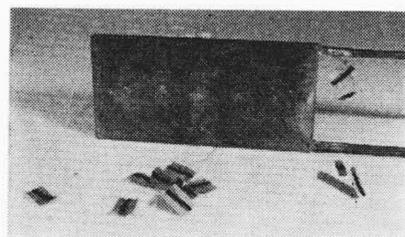


図2 冷却板

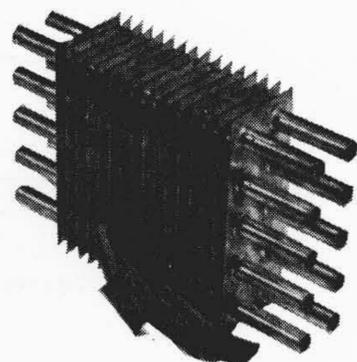


図3 クロスフィン形冷却器

2. 実験装置および実験方法

実験装置の外観は図1に示すとおりであり、気流循環風洞、風量変換装置、気流冷却装置、気流加熱加湿装置、ブライン冷却装置からなっている。風洞は高さ $1,300\text{ mm}$ 、横 $3,000\text{ mm}$ の断熱絞り風洞であり、上部の絞り部には 150 mm 角、 300 mm 長さの測定箱を設けてある。この測定箱は霜の生成状態を観察できるように透明アクリル樹脂の3重断熱箱であり、内部に供試冷却器を設置するようにしたものである。風量変換装置は直径 200 mm の多翼ファンを $300\sim 2,000\text{ rpm}$ の回転数範囲で調節できるものである。気流冷却装置としてクロスフィン形蒸発器を風洞内に内蔵させ 1.5 kW の水冷式冷凍機によって冷却する。気流加熱加湿装置としては、下部風洞内に加熱用ヒータおよびヒータ浸漬蒸発式加湿皿を設け、それらの入力を変化させることにより任意の空気温度湿度が得られるようにしてある。ブライン冷却装置は供試品に冷却された無水エチルアルコールのブラインを送るもので -30°C まで冷却可能であり、ブラインの循環量は $0\sim 4,800\text{ cc/min}$ の範囲で変化できる。風速は測定箱直前の絞り部においてピトー管および熱線風速計によって測定された。供試品の入口出口ブライン温度、冷却器表面温度、空気温度は直径 0.2 mm の銅-コンスタンタン熱電対を用いて測定された。ま

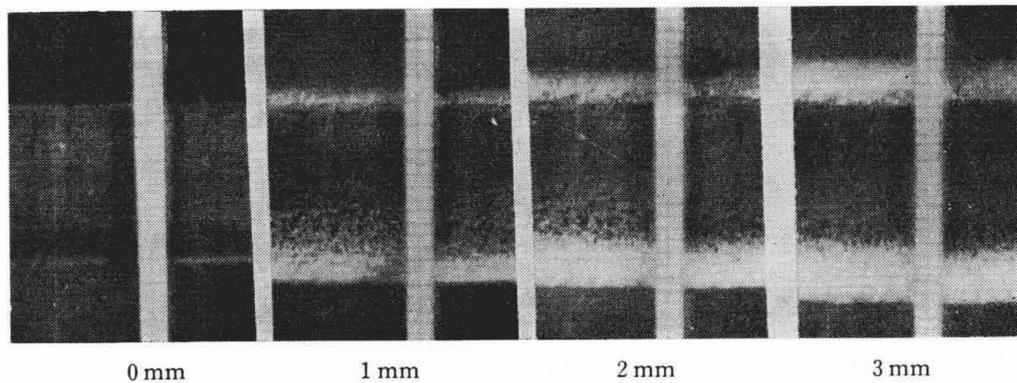


図4 霜の成長

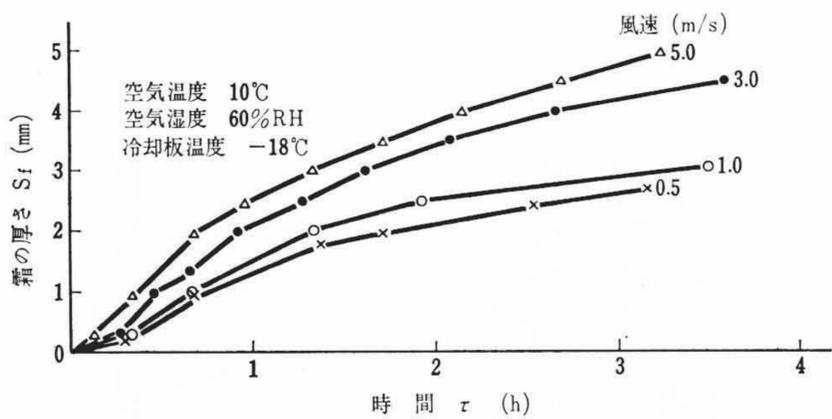


図5 風速と霜の成長速度

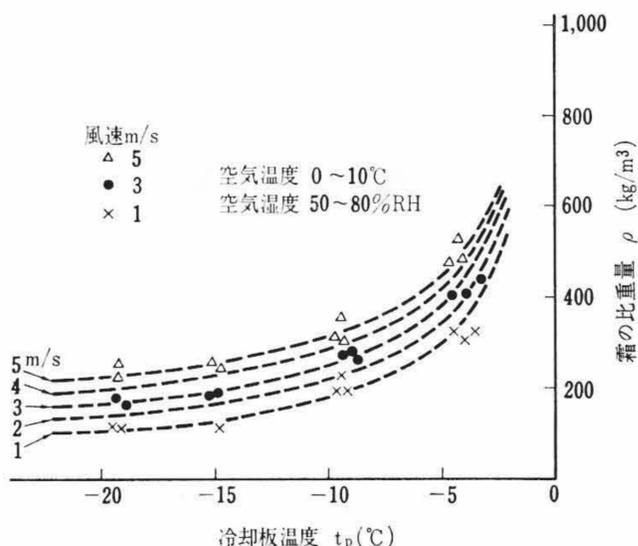


図7 霜の比重量

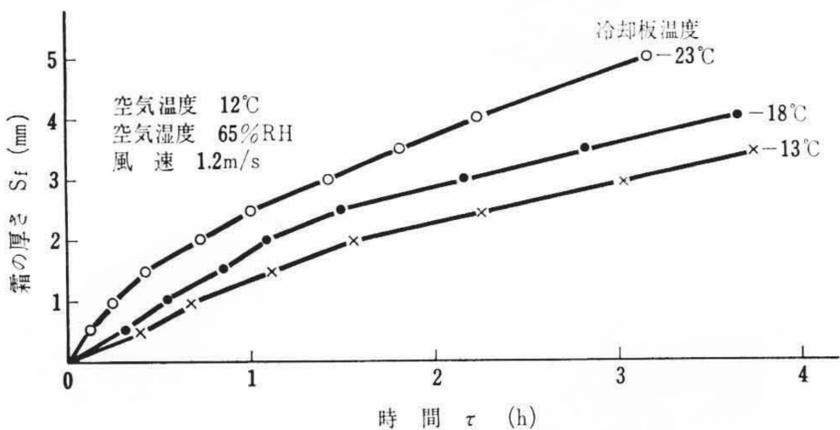


図6 冷却板温度と霜の成長速度

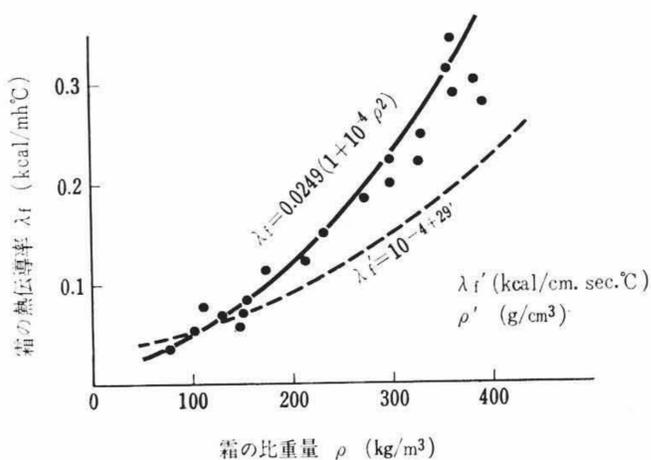


図8 霜の熱伝導率

た霜の表面温度は直径0.1mmの銅-コンスタンタン熱電対を冷却板から垂直方向に1mmピッチに設置して測定された。供試冷却板の表面に付着した霜は測定箱内で完全に削り落され、てんびんでその重量が測定された。

実験に用いた供試冷却器は図2に示したようなブライン通路が10段の150×300×5mmの銅板製の冷却板と図3に示したような150×150×60mmの大きさで、パイプ径12.7mm、パイプピッチ30mm、フィン板厚0.5mm、フィンピッチ6および10mmの銅製のクロスフィン形冷却器である。

3. 冷却板による霜生成と熱伝達

3.1 霜の生成状態

図2に示したような冷却板を測定箱の中に気流と平行に設置して霜の生成を観察した。図4は冷却板の両側に霜が3mmの厚さまで成長したときの写真である。風速を変えて霜の成長する速度をみると図5のように風速が大きいときほど成長速度が速いことがわかる。また風速は一定で冷却板の温度を変えて霜の成長する速度をみると図6のように冷却板の温度が低いほど成長速度が速いことがわかる。

3.2 霜の比重量と熱伝導率

霜が冷却面をおおっているときの熱伝達を検討するにはまず霜の熱伝導率が霜の比重量によっていかに変化するか知らねばならな

い。霜の比重量は冷却面の温度、空気の温湿度、風速などの影響を受けると考えられる。筆者らが行なった空気温度0~10°C、空気湿度5~80% R.Hの実験範囲では図7のように冷却面温度と風速が主として影響することがわかった。そして風速が小さく冷却面温度が低いと比重量のきわめて小さいあらい霜が生成し、風速が大きく冷却面温度が高いと比重量が大きくて氷に近い霜が生成することがわかった。図7より実験式として霜の比重量は(1)式で求められる。

$$\rho = 340|t_p|^{-0.455} + 85V \dots\dots\dots(1)$$

ここに、 ρ : 霜の比重量 (kg/cm³)
 $|t_p|$: 冷却面温度の絶対値 (°C)
 V : 風速 (m/s)

つぎに霜の熱伝導率を測定した結果を霜の比重量との関係で整理すると図8に示すとおりとなった。図中実線はNACA⁽¹⁾の実験式であり点線は低温科学研究所⁽²⁾の雪についての実験式である。実験結果は若干バラツキがあるがどちらかといえばNACAの実験式に近い。NACAの実験式は(2)式に示すとおりである。

$$\lambda_f = 0.0249(1 + 10^{-4}\rho^2) \dots\dots\dots(2)$$

ここに、 λ_f : 霜の熱伝導率 (kcal/mh°C)

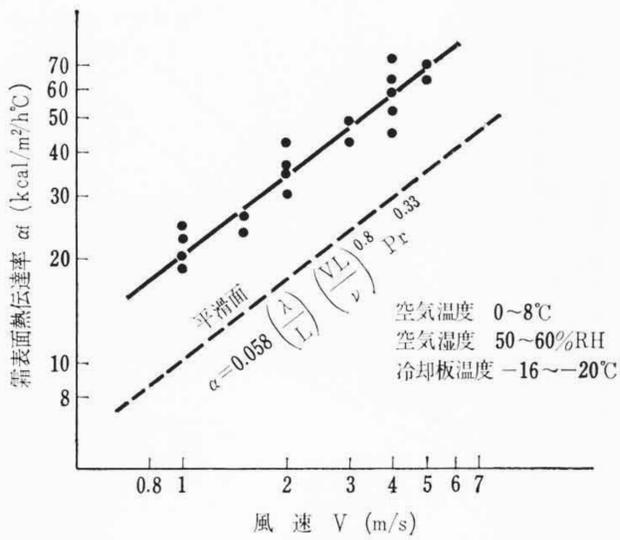


図9 霜の表面熱伝達率

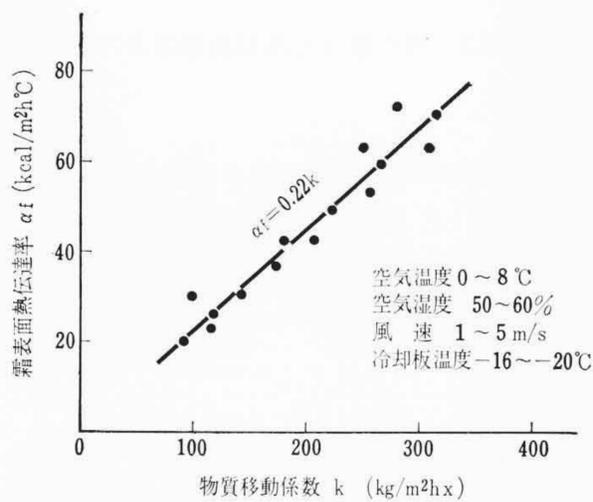


図10 霜の表面熱伝達率と物質移動係数

3.3 霜の表面熱伝達率と物質移動

霜の成長過程においては、空気と霜の表面との間で熱移動(顕熱)と物質移動(潜熱)が同時に行なわれる。Lewis氏⁽³⁾によれば、除湿のように熱移動と物質移動が同時に行なわれる状態においては、顕熱は空気と冷却面との温度差に比例し、潜熱は空気と冷却面との絶対湿度差に比例し、両者の比例常数の比は一定値となる。しかし霜の生成過程では空気中の水分が霜という形に移行する状態であるので除湿のような関係が成立するか疑問である。本実験では以下に述べるようにしてその確認を試みた。

顕熱による熱移動量は(3)式で示される。

$$Q_1 = \alpha_f A (t_a - t_f) \dots\dots\dots (3)$$

- ここに、 Q_1 : 顕熱 (kcal/h)
- α_f : 霜の表面熱伝達率 (kcal/m²h°C)
- A : 冷却板伝熱面積 (m²)
- t_a : 空気温度 (°C)
- t_f : 霜の表面温度 (°C)

潜熱による熱移動量は(4)式で示される。

$$Q_2 = W (i_w - i_f) \dots\dots\dots (4)$$

- ここに、 Q_2 : 潜熱
- W : 単位時間の物質移動量 (kg/h)
- i_w : 空気中の水蒸気エンタルピ° (kcal/kg)
- i_f : 霜のエンタルピ° (kcal/h)

単位時間の物質移動量すなわち霜の量は(5)式で示される。

$$W = kA(X_a - X_f) \dots\dots\dots (5)$$

- ここに、 k : 物質移動係数 (kg/m²hx)
- X_a : 空気の絶対湿度 (kg/kg)
- X_f : 霜の表面温度における飽和絶対湿度 (kg/kg)

飽和絶対湿度 X_f は露点温度が -30~0°C の範囲では霜の表面温度 t_f との間に近似的に(6)式が成立する。

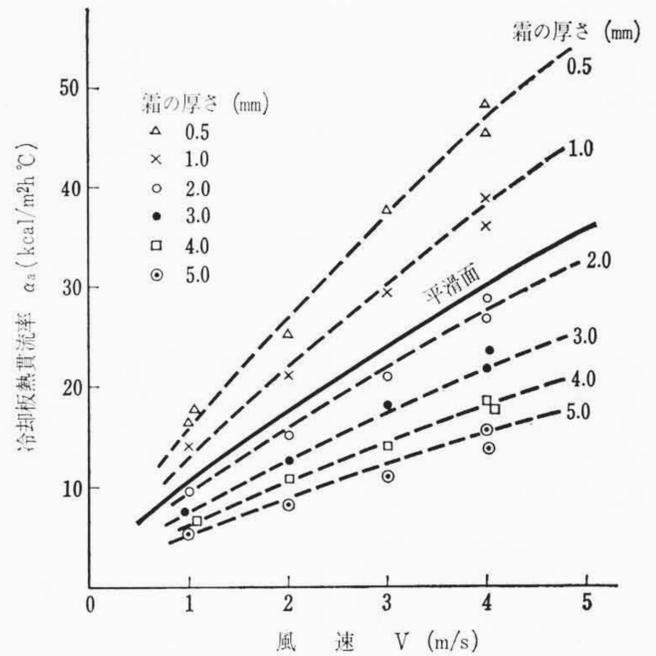


図11 霜の厚さと冷却板熱貫流率

$$X_f = c^{0.0865t_f - 5.575} \dots\dots\dots (6)$$

したがって実験的には霜の量 W 、霜の表面温度 t_f 、空気温度 t_a 、空気湿度 X_a 、総冷却熱量 $Q_1 + Q_2$ を測定すれば、霜の表面熱伝達率 α_f と物質移動係数 k が求められる。実験の結果より、霜の表面熱伝達率 α_f を風速 V との関係で整理すると図9に示すようになる。図中点線はこの冷却板に温水を通して行なった平滑面の熱伝達率であり(7)式で示されるものである。

$$a = 0.058 \left(\frac{\lambda}{L} \right) \left(\frac{V \cdot L}{\nu} \right)^{0.8} Pr^{0.33} \dots\dots\dots (7)$$

- ここに、 α : 平滑面熱伝達率 (kcal/m²h°C)
- λ : 空気の熱伝導率 (kcal/mh°C)
- ν : 空気の動粘性係数 (m²/h)
- Pr : 空気のプラントル数
- L : 平滑板奥行長さ (m)
- V : 風速 (m/h)

図より霜の表面熱伝達率は平滑面の値のほぼ2倍の大きさである。これは霜の表面は凹凸でありみかけの表面積が増加したのでみかけ上熱伝達特性が高くなったものと考えられる。実験式として(8)式が得られた。

$$\alpha_f = 0.116 \left(\frac{\lambda}{L} \right) \left(\frac{VL}{\nu} \right)^{0.8} Pr^{0.33} \dots\dots\dots (8)$$

つぎに物質移動係数 k と表面熱伝達率 α_f との関係を求めてみると図10のようになった。図より

$$\alpha_f / k = 0.22 \dots\dots\dots (9)$$

となり、これは霜の生成のような状態でも伝熱移動と物質移動のアナロジーが成立することを示している。(5),(7),(8),(9)式より霜の成長速度は、風速が大きいほど、冷却板と空気との温度差が大きいほど速いことがわかり図5,6の実験結果が立証された。

3.4 霜による冷却板熱貫流率の変化

空気と冷却板との間の熱移動は、顕熱移動と潜熱移動にわかれるが、実際に冷蔵庫の貯蔵室を冷却するのは顕熱である。そこで霜が生成することにより空気と冷却板との間の熱貫流率がいかに変化するかを検討した。空気と冷却板との間の顕熱移動は(10)式で示されるとおりである。

$$Q_1 = \alpha_a A (t_a - t_p) \dots\dots\dots (10)$$

- ここに、 α_a : 空気と冷却板との間の熱貫流率 (kcal/m²h°C)
- t_p : 冷却板温度 (°C)

ここで冷却板の熱貫流率 α_a は、霜の熱伝導率 λ_f と霜の表面熱伝達率 α_f との関数として(11)式で示される。

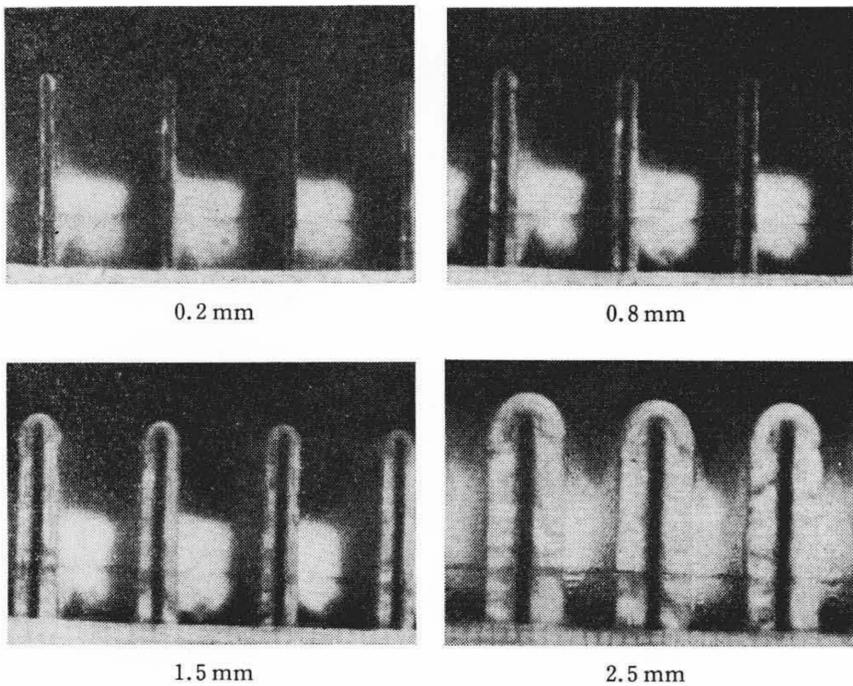


図12 クロスフィン冷却器の霜の成長

$$\alpha_a = \frac{\lambda_f \alpha_f}{\lambda_f + S_f \alpha_f} \quad (S > 0) \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここに、 S_f : 霜の厚さ (m)

すでに得られた霜の熱伝導率 λ_f (2)式と霜の表面熱伝達率 α_f の実験式(8)式を(11)式に代入した計算値と実測した冷却板熱貫流率との比較を行なった結果は図11に示すとおりである。図中点線は計算値、実線は霜のない平滑面の熱伝達率(7)式である。これより平板表面が1mm程度霜でおおわれても霜の表面熱伝達率が大きいため、霜のない場合より熱伝達特性は向上することがわかる。2mm以上になると霜の熱伝導率の低いのが影響して熱伝達特性は悪くなり5mmにもなると熱貫流率は霜のない場合の1/2になる。

4. クロスフィン形冷却器による霜の生成と熱伝達

クロスフィン形熱交換器は、パイプに円形フィンがついたものや方形フィンにパイプをそう入したものがあるが、いずれも大きさのわりに伝熱面積が広く得られるので種々の機器に使用されている。これを冷却器として使用すると、フィンに霜が生成して霜による伝熱抵抗が増すほか、フィンとフィンとの間の空気自由通過断面積が小さくなるので通風抵抗が増し風量が減少し霜表面熱伝達率も低下する。したがって冷却面と空気との熱貫流率 α_a は冷却平板1枚の場合よりさらに低くなると考えられるので以下これらについて検討する。

4.1 霜の生成状態

図3に示したようなクロスフィン冷却器を絞り風洞の測定部に設置して霜の成長を観察した結果は図12に示すとおりである。霜はほとんど均一な厚さで成長してゆくことがわかる。

4.2 霜による熱貫流率の変化

筆者らはフィン表面が乾き状態にあるときの熱伝達についてすでに検討し(12)式を得ている⁽⁴⁾。

$$\alpha_{ad} = \frac{15.5 V_{max}^{0.578}}{1 + \frac{2L^2}{3\lambda S} \sqrt{\frac{P}{d}} \times 15.5 V_{max}^{0.578}} \quad \dots\dots\dots (12)$$

ここに、 α_{ad} : クロスフィン乾き熱伝達率 (kcal/m²h^oC)

- L : フィン平均高さ (m)
- λ : フィン熱伝導率 (kcal/mh^oC)
- P : 平均パイプピッチ (m)
- S : フィンの厚み (m)
- d : パイプ外径 (m)
- V_{max} : フィン間最大風速 (m/s)

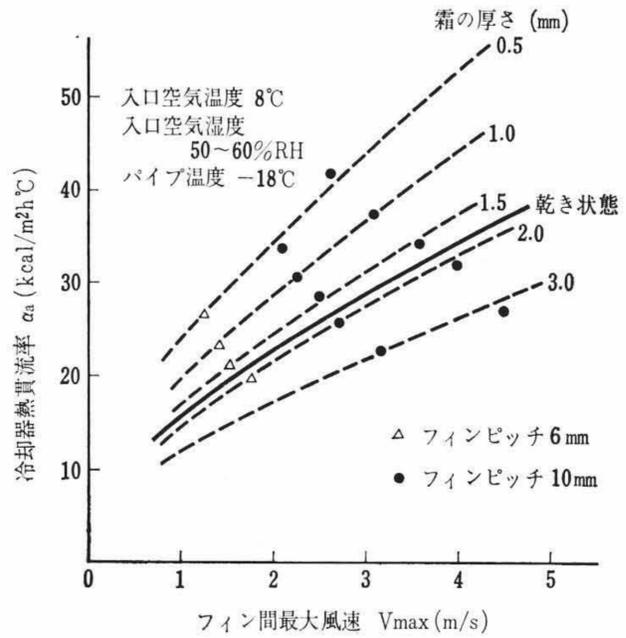


図13 霜の厚さと冷却器熱貫流率

表面に霜があると表面熱伝達率は乾き状態より約2倍大きくなる。これが図9および(8)式より知ったのでクロスフィン形冷却器の場合にもこれが成立するとすれば、霜の厚さが S_f だけ成長したときの空気と冷却器との間の熱貫流率 α_a は近似的に(13)式で示される。

$$\alpha_a = \frac{\lambda_f \left(\frac{31 V_{max}^{0.578}}{1 + \frac{2L^2}{3\lambda S} \sqrt{\frac{P}{d}} \times 31 V_{max}^{0.578}} \right)}{\lambda_f + S_f \left(\frac{31 V_{max}^{0.578}}{1 + \frac{2L^2}{3\lambda S} \sqrt{\frac{P}{d}} \times 31 V_{max}^{0.578}} \right)} \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここで霜が S_f だけ成長したときのフィン間最大風速 V_{max} は(14)式で示される。

$$V_{max} = \frac{P_f \cdot P_1 \cdot V_f}{\{P_f - (2S_f + S)\} \{P_1 - (d + 2S_f)\}} \quad \dots\dots\dots (14)$$

- ここに、 P_f : フィンピッチ (m)
- P_1 : パイプピッチ (m)
- S : フィンの板厚 (m)
- S_f : 霜の厚さ (m)
- d : パイプ直径 (m)
- V_f : 冷却器前面風速 (m/s)

(13)式の計算値と実測値と比較した結果は図13に示すとおりである。図中実線は乾き状態、点線は霜のある場合の計算値である。これより平板の場合と同じく霜の厚さが小さいうちは霜の表面熱伝達率の影響が大きいので乾き状態より熱貫流率 α_a は大きい。霜の厚さが2mm以上になると霜の熱抵抗の影響が大きくなり熱貫流率は低下してくることがわかる。またフィンピッチが異なっても、気流が通過できる最小断面における風速(フィン間最大風速 V_{max})により整理すると実験値と計算値とはほぼ一致しており、冷却板による基礎実験および(13)式にあまり大きな誤りはないことがいえる。

4.3 霜による流通抵抗の変化

筆者らがすでに得ているクロスフィン形熱交換器の乾き状態における通風抵抗の実験式は(15)式に示すとおりである⁽⁴⁾。

$$\Delta P = 2.94 \times 10^{-4} N_2 \frac{\left\{ \frac{2}{P_f} \left(P_2 - \frac{\pi d^2}{4P_1} \right) + \frac{\pi d}{P_1} \right\}^{1.30}}{P_2^{0.30}} \times \left[\frac{P_f \cdot P_1}{(P_f - S)(P_1 - d)} \right]^3 V_f^{1.70} \quad \dots\dots\dots (15)$$

- ここに、 ΔP : 通風抵抗 (mmAq)
- P_2 : パイプ列ピッチ (m)

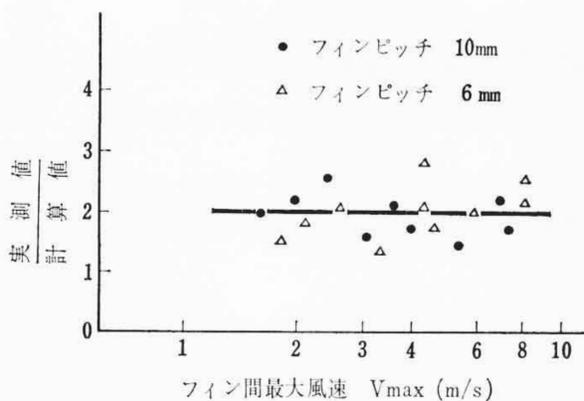


図14 クロスフィン冷却器の通風抵抗比

この実験式のフィンの板厚 S およびパイプ直径 d に霜の厚さ S_f を加えた数値を代入した理論値と実測値との比を(14)式のフィン間最大風速 V_{max} との関係で整理すると図14に示すように実測値は理論値の約2倍の大きさである。これはもちろん乾燥面に比較して霜の表面があらいことを示しており、霜の表面熱伝達率 α_f が平滑面の2倍前後になっていることと相似的な関係にある。したがって理論的に通風抵抗を求めるには(16)式を計算すればよいことになる。

$$\Delta P = 5.88 \times 10^{-4} N_2 \left[\frac{2}{P_f} \left\{ P_2 - \frac{\pi(d+2S_f)^2}{4P_1} \right\} + \frac{\pi(d+2S_f)}{P_1} \right] \times \left[\frac{P_f \cdot P_1}{\{P_f - (2S_f + S)\} \{P_1 - (d+2S_f)\}} \right]^3 V_f^{1.70} \dots\dots\dots (16)$$

5. 結 言

冷却平板およびクロスフィン形冷却器の表面に霜が生成した場合の熱伝達について検討し次の結論を得た。

- (1) 霜の密度は次式で計算される。

$$\rho = 340 |t_p|^{-0.455} + 85 V_f$$

- (2) 霜の熱伝導率は次式で計算される。

$$\lambda_f = 0.0249 (1 + 10^{-4} \rho^2)$$
- (3) 霜の表面熱伝達率は次式で計算される。

$$\alpha_f = 0.116 \left(\frac{\lambda}{L} \right) \left(\frac{VL}{\nu} \right)^{0.8} P_r^{0.33}$$
- (4) 冷却平板の霜の層の熱貫流率は次式で計算される。

$$\alpha_a = \frac{\lambda_f \cdot \alpha_f}{\lambda_f + S_f \alpha_f}$$
- (5) クロスフィン形冷却器の霜の層の熱貫流率は次式で計算される。

$$\alpha_a = \frac{\lambda_f \left(\frac{31 V_{max}^{0.578}}{1 + \frac{2L^2}{3\lambda S} \sqrt{\frac{P}{d}} \times 31 V_{max}^{0.578}} \right)}{\lambda_f + S_f \left(\frac{31 V_{max}^{0.578}}{1 + \frac{2L^2}{3\lambda S} \sqrt{\frac{P}{d}} \times 31 V_{max}^{0.578}} \right)}$$

- (6) 霜の厚さが2mm以上になると霜のない場合より熱貫流率が低下する。
- (7) クロスフィン形冷却器の通風抵抗は次式から計算される。

$$\Delta P = 5.88 \times 10^{-4} N_2 \frac{\left[\frac{2}{P_f} \left\{ P_2 - \frac{\pi(d+2S_f)^2}{4P_1} \right\} + \frac{\pi(d+2S_f)}{P_1} \right]}{P_2^{0.30}} \times \left[\frac{P_f \cdot P_1}{\{P_f - (2S_f + S)\} \{P_1 - (d+2S_f)\}} \right]^3 V_f^{1.70}$$

おわりに本実験を施行するに当たりご指導いただいた東京大学内田教授、ならびに資料をいただいた北海道大学東教授、京都大学岐美教授にお礼申しあげる。

参 考 文 献

- (1) W. D. Coles: N. A. C. A. T. N. No. 3143
- (2) 吉田, 岩井: 北海道大学低温科学研究所業績 1, 51 (1948)
- (3) Lewis: Trans. Am. Inst. Chem. Eng. 20, 9 (1927)
- (4) 埋橋: 日立評論 44, 1228 (昭37-9)