着霜を伴う空冷熱交換器の熱物質伝達特性*

小川和彦^{*1}, 瀬下裕^{*1}

Characteristics of Air-Cooled Heat Exchanger with Frost Formation

Kazuhiko OGAWA and Yu SESHIMO

In order to clarify the effects of frost formation on the performance of an air-cooled heat exchanger, analyses by a uniform frost formation model and experiments were performed. Using this model, frost thickness and frost density can be estimated from the increase of the pressure drop of the heat exchangers. It is found that the heat transfer characteristics under frost formation can be grasped in the same manner as the case of no frost formation and that the analogy of heat and mass transfer holds in the practical application.

Key Words: Convective Heat Transfer, Mass Transfer, Frost Formation, Plate Fin and Tube Heat Exchangers

1. 緒言

空気調和機, 冷凍機器などの使用条件が厳しくなるにつれて, 空冷熱交換器の着霜による伝熱特性の低下が問題となってくる。空冷熱交換器の形状パラメータと霜層物性とは複雑に関連しており, 現時点では着霜時の熱伝達と物質伝達の関係を把握するために, 着霜現象をある程度単純化して取扱わざるを得ない。熱伝達と物質伝達の相似則はそのような取扱いに不可欠である。著者ら⁽¹⁾は, 凝縮を伴う場合の熱物質伝達の相似則について検討を行ったが, 着霜時における相似則についても詳細な検討が必要であると思われる。

熱交換器の着霜現象について, 例えば青木ら⁽²⁾, 水上ら⁽³⁾による研究があり, また霜層物性の基礎的研究としては, 斉藤ら⁽⁴⁾による水平管列, 青木ら⁽⁵⁾による平板に関する研究のほか, 数多くの報告がなされ実用上有益な知見が得られている。しかしながら, いずれも熱伝達と物質伝達の相似則を前提とした解析であり, 着霜時の相似則そのものについての検討は, まだ十分になされていないようである。

これに関して, 本研究では空冷熱交換器としてプレートフィンチューブ熱交換器を取り上げ, 霜層成長によるフィン間風路の狭まりを考慮した解析モデルにより, 霜層表面での熱伝達率と物質伝達率を独立に取扱ひ, 従来の熱物質移動の相似則の妥当性について考察する。

実際の熱交換器においては, 着霜を伴わない場合の伝熱性能と着霜時の伝熱性能との関連を明らかにすることにより, 着霜を伴わない場合の性能から着霜時の性能を推定することが可能となる。本研究では, 霜層成長を風路の狭まりおよび熱抵抗の増大と関連づけた解析モデルによる結果から, この可能性についても考察を行うことにした。

記号

- a_c : 要素当たりの接触部伝熱面積
- a_F : 要素当たりのフィン部伝熱面積
- a_p : 要素当たりの管部伝熱面積
- C_p : 空気比熱
- d_o : 管外径
- d_c : フィンカラー径
- D : 空気中の水蒸気の拡散係数
- D_e : 代表直径

* 昭和62年5月28日 第24回日本伝熱シンポジウムにおいて講演, 原稿受付 昭和63年7月14日。

*¹ 正員, 三菱電機(株)中央研究所 (〒661 尼崎市塚口本町8-1-1)。

- f : 流動損失係数
 F_p : フィンピッチ
 F_t : フィン厚さ
 g : 要素当たりの空気流量
 h : 霜層表面の熱伝達率
 h_c : 接触部相当熱伝達率
 h_D : 霜層表面の物質伝達率
 h_w : 管内熱伝達率
 L_2 : フィン幅
 q : 要素当たりの熱交換量
 S_1 : 管ピッチ
 t : 空気温度
 t_{c1} : 管内表面温度
 t_{c2} : 管外表面温度
 t_f : フィン部霜層表面温度
 t_p : 管部霜層表面温度
 t_s : フィン表面温度
 t_w : 冷却液温度
 V_{ac} : 代表風速
 V_{af} : 前面風速
 $v_{a,fi}$: 初期前面風速
 W : 累積着霜量
 x : 湿度
 γ : 潜熱
 γ_a : 空気密度
 δ_f : 霜層厚さ
 λ : 空気熱伝導率
 λ_f : 霜層熱伝導率
 λ_F : フィン材熱伝導率
 ρ_f : 霜層密度
 ϕ : フィン効率
 Nu, Nu^* : ヌッセルト数
 Re, Re^* : レイノルズ数
 Sh, Sh^* : シャーウッド数
 Sc : シュミット数
 Pr : プラントル数

添 字

- 1: 入口
 c_2 : 管外表面
 2: 出口
 f : 霜層表面
 p : 管
 s : フィン表面
 w : 冷却液

2. 着霜特性実験

2.1 実験方法 図1に実験装置を示す。実験ではこの装置全体を恒温恒湿室に設置し、送風機により空気を吸引し、供試熱交換器に着霜させた。供試熱交換器の冷却液にはパーフロカーボン冷媒を用い、冷却液の温度差は 3°C 以内になるように流量を設定し、実験中はこの流量を一定に保っている。

着霜量は、空気の湿度変化とノズルで測定した風量の積で求めた。湿度測定には水晶露点計を使用し、このような方法で求めた着霜量と、実験終了後に霜を融解させ、電子てんびんで測定した除霜量を比較して、両者の差異が6%以内であることを確認している。

熱交換量は、空気側と冷却液側の両方から求めているが、両者の差異は5~7%であった。

2.2 設定条件 実験は送風機回転数が一定の条件で行った。入口空気温度 $+2^{\circ}\text{C}$ 、入口絶対湿度 $3.6 \times 10^{-3} \sim 3.7 \times 10^{-3} \text{ kg/kg}$ 、供試熱交換器上流の初期前面風速は、入口冷却液温度が -7.8°C の場合には1.0, 1.5, 2.0 m/s、 -12.7°C の場合には1.0, 2.0, 3.0 m/sとした。

2.3 供試熱交換器 着霜実験には図2に示す単列のプレートフィンチューブ熱交換器を用いた。代表寸法は表1に示している。管部は銅、フィン部はアルミニウムの素材であり、管部を拡張して両者が接合さ

図1 実験装置概略

図2 プレートフィンチューブ熱交換器

れている。

水滴あるいは着霜の様な付着を実現するために、供試熱交換器は0.5%のアンモニア水溶液で煮沸し、アルミニウム表面の処理を行った。供試熱交換器の流れ形式は図2のように空気は温度と湿度が (t_1, x_1) の状態で流入し、 (t_2, x_2) の状態(一は混合平均値を示す)で流出する。冷却液は温度 t_{w1} で流入し、 t_{w2} で流出する。

3. 着霜時の熱物質伝達解析

3.1 目的 本解析では、霜層表面の平均的な熱伝達率 h と物質伝達率 h_D を、熱物質移動の相似則を用いずに独立に扱い、霜層表面の熱物質収支について検討する。

3.2 解析モデル 熱交換器を構成する伝熱管を図3(a)のように分割して、各フィン間の要素を図3(b)のようにモデル化する。解析において、次のような仮定を用いた。

- (1) h, h_D, h_w, h_c はすべての要素の面上で一定とする。
- (2) t_s, t_{c1}, t_{c2} は各要素内では一定とするが、各要素内の熱通過率は異なるとして扱う。
- (3) λ_f は ρ_f のみの関数であると仮定する。
- (4) t_f と x_f, t_p と x_p は飽和状態にある。
- (5) 着霜現象は準定常で緩慢な変化として扱う。

3.3 熱物質伝達関係式 フィン部と管部の霜層熱収支は次式で表される。

$$h(t - t_f) + h_D\gamma(x - x_f) = \frac{\lambda_f}{\delta_f}(t_f - t_s) \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$h(t - t_p) + h_D\gamma(x - x_p) = \frac{\lambda_f}{\delta_f}(t_p - t_{c2}) \quad \dots\dots\dots(2)$$

上式で t_f, t_p, t_{c2} は未知であるが、 t_f と t_p は以下の手順で t_{c2} で表すことができる。まず、フィン効率 ϕ は定義から式(3)で表され、入口から出口まで積分すると式(4)のようになる。

$$\phi = \frac{\int h(t - t_s) da_F + \int h_D\gamma(x - x_s) da_F}{\int h(t - t_{c2}) da_F + \int h_D\gamma(x - x_{c2}) da_F} \quad \dots\dots\dots(3)$$

$$= \frac{(t_1 - t_f)\epsilon_i C_p + (x_1 - x_f)\epsilon_x \gamma}{(t_1 - t_{c2})\epsilon_i C_p + (x_1 - x_{c2})\epsilon_x \gamma} \quad \dots\dots\dots(4)$$

ただし、

$$\epsilon_i = 1 - \exp\left(-\frac{h a_F}{g C_p}\right) \quad \dots\dots\dots(5)$$

$$\epsilon_x = 1 - \exp\left(-\frac{h_D a_F}{g}\right) \quad \dots\dots\dots(6)$$

である。以上とは別にフィン効率 ϕ は、新津ら⁽⁶⁾による連続平板形フィンに対する式を用いて、 h と h_D および幾何形状から次のように表される。

$$\phi = \left\{1 + \frac{A}{6\lambda_f F_t}(d_f - d_c)^2 \left(\frac{d_c}{d_f}\right)^{0.5}\right\}^{-1} \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$d_f = (4S_1 L_2 / \pi)^{0.5} \quad \dots\dots\dots(8)$$

$$A = \frac{(\lambda_f / \delta_f)(h + h_D \gamma m)}{(\lambda_f / \delta_f) + h + h_D \gamma m} \quad \dots\dots\dots(9)$$

$$m = \frac{x - x_f}{t - t_f} = \frac{x_1 - x_f}{t_1 - t_f} \quad \dots\dots\dots(10)$$

式(10)は、空気飽和線を直線近似したことを意味している。式(4)と式(7)を等置することにより、 t_f と t_{c2} および t_p と t_{c2} の関係を導くことができる。空気状態 (t_p, x_p) と (t_1, x_1) の関係も式(10)で近似した。

以上式(3)から式(10)までを整理すると、入口と出口の空気温度差と湿度差を表すことができ、 (t_2, x_2) が未知であっても、空気側の熱交換量 q を次式のように

表 1 供試熱交換器

1-ROW PLATE FIN TUBE (mm)	
do: pipe diameter	9.52
S1: pipe pitch	25.4
Ft: fin thickness	0.11
Fp: fin pitch	2.08
L2: fin width	22.0
dc: fin collar diameter	10.22

図 3 解析モデル

表すことができる。

$$q = gC_p(t_1 - t_2) + g\gamma(x_1 - x_2) \quad (11)$$

$$t_1 - t_2 = (t_1 - t_e) \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{hF}{gC_p}\right) \right\} \quad (12)$$

$$t_e = \left\{ a_F x_F + \frac{B}{B+C} a_P x_{c2} \right\} / F \quad (13)$$

$$F = a_F + \frac{B}{B+C} a_P \quad (14)$$

$$B = \frac{\lambda_f}{\delta_f} \quad (15)$$

$$C = h + h_D \gamma m \quad (16)$$

$$x_1 - x_2 = (x_1 - x_e) \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{h_D E}{g}\right) \right\} \quad (17)$$

$$x_e = \left\{ a_F x_F + \frac{M}{M+N} a_P x_{c2} \right\} / E \quad (18)$$

$$E = a_F + \frac{M}{M+N} a_P \quad (19)$$

$$M = \frac{\lambda_f}{\delta_f} p_1 \quad (20)$$

$$N = \frac{h}{m} + h_D \gamma \quad (21)$$

式(20)の定数 p_1 は, (t_p, x_p) を飽和状態と考え, その近傍の空気飽和線を直線近似したときのこう配である。冷却液側の熱交換量 q は, 次式で表される。

$$q = \frac{h_w a_p h_{cac}}{h_w a_p + h_{cac}} (t_{c2} - t_w) \quad (22)$$

h_w には発達した管内乱流の熱伝達率を与えた。 h_c には, 実験によって求めた値を与えた。

3・4 h と h_D の計算 まず, 以上の熱物質伝達の関係式に入口空気の温度と湿度, 入口冷却液温度, 空気流量などの測定値を代入する。 h と h_D を仮定し, t_f は仮定した h と h_D に対して空気側と冷却液側から計算した熱交換量 q と q' が一致するように決定する。その後, 出口空気の温度と湿度の計算値が実験値に一致するまで h と h_D の修正を行い, 収束するまでこの手順を繰返す。

霜層熱伝導率 λ_f については, 霜層密度 ρ_f のみの関数として, 石原⁽⁷⁾による次式を用いて計算した。

$$\lambda_f = 1.75 \times 10^{-6} \rho_f^2 + 1.87 \times 10^{-4} \rho_f + 3.07 \times 10^{-2} \quad (23)$$

ただし, 単位は λ_f : kcal/(h·m·°C), ρ_f : kg/m³ である。式(23)は, Coles⁽⁸⁾, Yonko ら⁽⁹⁾, 長岡⁽¹⁰⁾, Van Dusen⁽¹¹⁾, など多くの実験者が報告した λ_f の平均的な値を与える。

3・4 霜層厚さの計算 霜層厚さ δ_f は次の手順で求めた。熱交換器風路が一様着霜によって図3のごとく狭められたと考え, そのときのレイブルズ数 Re^* を計算する。 Re^* は霜層厚さを考慮した代表直径 De^* と代表風速 V_{ac}^* で計算する。

$$Re^* = \frac{V_{ac}^* \cdot De^*}{\nu} \quad (24)$$

$$De^* = \frac{4(F_p - F_t - 2\delta_f) \cdot C_1}{2C_1 + \pi(d_c + 2\delta_f)(F_p - F_t - 2\delta_f)} \quad (25)$$

$$V_{ac}^* = \frac{S_1 L_2 \cdot F_p}{(F_p - F_t - 2\delta_f) \cdot C_1} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_m} \cdot V_{af} \quad (26)$$

$$C_1 = S_1 \cdot L_2 - \frac{\pi}{4}(d_c + 2\delta_f)^2 \quad (27)$$

計算では δ_f を仮定し, その Re^* に相当する着霜を伴わないときの流動損失係数を用いて流動損失を計算する。その値が実験値と一致するまで δ_f を修正する。流動損失係数 f については, 著者らによる次のような実験式を用いた。

$$f \cdot L_2 / De^* = 0.423 + 13.8(Re^* \cdot De^* / L_2)^{-0.85} \quad (28)$$

なお, 本実験条件では流れが層流であることから, 表面粗さの影響については無視できると判断した。また, 計算では, f はフィン上で一定と仮定した。

4. 着霜時の熱物質伝達特性

4・1 着霜状況 図4に着霜状況の一例を示す。図4(a)は実験開始後70 minの状態、前面風速は約50%に低下し、流動損失は着霜前の $\Delta p = 4.1$ Pa から $\Delta p = 40.2$ Pa とほぼ10倍となった。霜層厚さは写真から判断する限りでは0.4~0.6 mm程度と考えられる。

図4(b)は実験開始後100 minの状態、閉塞に近い状況のように見えるが、この時点の風量は着霜前の風量の35%となっている。

図4のように、前縁での着霜はほぼ一様である。また、後縁での着霜も観察からほぼ一様であることを確認しており、図3に示した解析モデルの適用が可能と考えた。

4・2 霜層の成長 図5は、 δ_f の経時変化を表

(a) $V_{af} = 0.56$ m/s 70 min (b) $V_{af} = 0.22$ m/s 100 min

図4 着霜状況 (初期前面風速 $V_{afi} = 1.07$ m/s, フィンピッチ 2 mm)

す。時間とともに δ_f の増加は鈍くなるが、一方、累積着霜量は時間に対してほぼ比例的に増加しており、霜層の密度が変化していることを示している。

初期前面風速 V_{afi} の差異が霜層厚さ δ_f に与える影響は明確でない。図5中には写真撮影から読取った霜層厚さも示しているが、両者はほぼ一致しており、流動損失の増加から霜層厚さを推定することは、妥当と考えられる。

4.3 霜層密度の変化 霜層密度 ρ_f は、湿度変化、風量および時間の積から求めた累積着霜量 W を伝熱面積と霜層厚さ δ_f で除して求めた。図6にその結果を示す。

累積着霜量 W の小さい範囲 $0.02 < W < 0.04 \text{ kg/m}^2$ では、流動損失増加の割合が微小であり、 δ_f を実際より過小評価したため、 ρ_f の値が図6中のA、Cのように大きくなったと考えられる。しかしながら、 ρ_f はほぼ $100 \sim 200 \text{ kg/m}^3$ の範囲にあり、青木ら⁽²⁾の測定結果と同様の値を示していることから、一様着霜モデルにより霜層厚さと霜層密度を推定することは、妥当であると考えられる。

4.4 熱物質伝達特性 実験結果は次のような無次元数で表した。*印を付けた無次元数は、式(24)の

図5 霜層厚さの時間的变化

図6 霜層密度 ρ_f と累積着霜量 W の関係

霜層厚さで考慮した代表直径 D_e^* を用いたことを示す。また、 Re^* は式(23)の定義による。これらの無次元数で伝熱性能を記述することは、文献⁽¹²⁾で検討されており、本報でもその方法に従うことにした。

$$Nu^* = \frac{h \cdot D_e^*}{\lambda} \quad \dots\dots\dots (29)$$

$$Sh^* = \frac{h \cdot D_e^*}{\gamma_a \cdot D} \quad \dots\dots\dots (30)$$

図7は4.3節のモデルから得た熱伝達率 h と物質伝達率 h_D を表す。図7中の破線は、着霜を伴わない場合の熱物質伝達率の相似則 $Sh/Nu = (Sc/Pr)^{0.38}$ より導いた $h/h_D = 0.256 \text{ W} \cdot \text{h} / \text{Kg} \cdot \text{K}$ の関係を示す。

冷却液温度が -12.7°C のデータは相似則から若干ずれているが、他のデータはほぼ相似則と同様の傾向を示している。

図8は着霜時の熱伝達特性を示したもので、縦軸は Nu^* 、横軸は変形レイノルズ数 $Re^* Pr D_e^* / L_2$ である。変形レイノルズ数が20より小さな部分を除き、着霜時のデータと着霜を伴わない場合のデータ（実線で示す）はほぼ一致する。この結果は、熱交換器の着霜による風路の狭まりを見掛け上の形態変化として扱えば、着霜を伴わない場合と同様な伝熱特性の関係式によって着霜時の伝熱特性が記述されることを意味する。着霜による風路の狭まりと霜層熱抵抗を見積もることが

図7 熱伝達率 h と物質伝達率 h_D の関係

図8 熱伝達特性

図9 物質伝達特性

できれば、物質移動のない場合と同じ関係式で熱伝達率が得られることになる。

図9は着霜時の物質伝達特性を表し、縦軸は Sh^* 数、横軸は変形レイノルズ数 Re^*ScDe/L_2 である。図9中の破線は図8の結果を代表させたものである。図6～9には、冷却液温度の異なる2群のデータを示しているが、それぞれの群のデータのばらつきは±7～9%であり、着霜量の測定誤差、熱侵入、輻射の影響などがばらつきの原因と考えられる。図9の Sh^* 数のデータはほぼ破線付近にあるが、変形レイノルズ数が約20より小さい範囲では、破線との差が大きくなるような傾向を示していることから、着霜時の熱移動と物質移動の関係は相似則からずれるようである。凝縮時には熱物質移動の相似則が成立しないことが報告されているが⁽¹⁾、着霜時にもそのような傾向が認められる。ただし、本解析に用いた文献による霜物性値と実際の場合のそれとの整合性が若干失われることも影響すると考えられる。

しかしながら、変形レイノルズ数が20より小さな領域では、風路体積の50%以上が着霜によって閉塞している状態にあり、通常このような状態で熱交換器を作動させることは少ないと考えられる。よって実用条件下に限れば、着霜時の熱伝達と物質伝達の相似則が成立したとみなしても実用的観点からは問題は少ない。

5. 結 論

プレートフィンチューブ熱交換器の着霜時熱物質伝達特性に関して、霜層表面の熱伝達率と物質伝達率を独立に取扱ったモデルにより解析を行った結果、次のような知見が得られた。

(1) 霜層を熱交換器の見掛け上の形態変化としたモデルおよび一様着霜の仮定を用い、圧力損失の増加から霜層厚さを求めた結果、ほぼ写真撮影の結果と一致しており、妥当な値が得られた。

(2) 上記の方法で得た着霜厚さと累積着霜量から霜層密度を求めた結果、霜層密度は100～200 kg/m³であった。

(3) 着霜による風路の狭まりは熱交換器の見掛け上の形態変化と考えることができる。また通常の熱交換器作動状況では、着霜を伴わない場合の伝熱関係式で着霜時の伝熱性能を推定できる。

(4) 着霜量が増加するにつれ、霜層表面の熱伝達率と物質伝達率の関係が熱物質移動の相似則からずれていく。ただし、実用条件では熱伝達と物質伝達の相似則を用いて伝熱性能を評価しても工業的には問題は少ない。

最後に、本研究においては貴重なご意見をいただいた三菱電機中央研究所参事 山中晤郎氏、主幹藤井雅雄氏、主事 田中直樹氏、丸本健二氏に深く謝意を表す。

文 献

- (1) 瀬下・ほか3名, 機論, 54-499, B (1988), 716.
- (2) 青木・ほか2名, 機論, 51-469, B (1985), 3048.
- (3) 水上・ほか2名, 機論, No. 870-4 (1987), 326.
- (4) 齊藤・ほか3名, 機論, 50-452, B (1984), 1194.
- (5) 青木・ほか2名, 機論, 45-394, B (1979), 869.
- (6) 新津・ほか1名, 空衛誌, 44-5 (1970), 345.
- (7) 石原・関西大学博士論文, (1978).
- (8) Coles, W. D., *NACA Tech. Note*, 3143 (1954).
- (9) Yonko, J. D. and Sepsy, C. F., *Proc. ASHRAE 74th Annual Meet.*, No. 2043 (1960), 1.
- (10) 長岡, 冷凍工学, (1982), 226, コロナ社.
- (11) Van Dusen, M. S., *Int. Critical Tables*, 5 (1929), 216.
- (12) 瀬下・藤井, 機論, 53-486, B (1987), 581.