排ガスからの水分回収に関する研究*

(フィン付伝熱管による熱・物質伝達)

神坂 光男^{*1}, 曾田 正浩^{*1}, 横尾 和俊^{*2}
岩渕 牧男^{*3}, 長田 勇^{*4}

Recovery of Water from Flue Gas

(Heat and Mass Transfer on the Spirally Finned Tube)

Mitsuo KANZAKA, Masahiro SODA, Kazutoshi YOKOO
Makio IWABUCHI and Isamu OSADA

Heat and mass transfer characteristics from air with high water vapor content on a spirally finned tube heat exchanger were experimentally investigated. The experimental results are summarized as follows. The convective heat transfer coefficient with condensation of the water vapor is almost same as that without condensation. The mass transfer coefficient is enhanced by increasing the water vapor content in the air, and is different from that evaluated by means of analogy between the heat and mass transfer. This means that the analogy does not hold for the finned tube heat exchanger. It was found that the effect of the water vapor content is caused by the difference of the wet fin surface on which the mass transfer occurred.

Key Words: Heat Transfer, Mass Transfer, Heat Exchanger, Condensation, Moist Air

1. 結 言

ボイラ排ガスなどの水蒸気を多量に含んだガスを熱交換器にて露点近くまで冷却し、顕熱とともに潜熱も回収すれば、ボイラ効率の大幅な改善が得られるほか液化して回収した温水の有効利用も可能である。このような水分回収を目的とした熱交換器では、対流熱伝達とともに水蒸気自体の拡散に伴う伝熱面への凝縮による物質伝達が同時に存在する。

従来、水蒸気の物質伝達を伴う熱交換器の伝熱特性に関する研究の事例としては空調機での湿り空気を対象とした研究^{(1)~(4)}が主である。一般的に空調機の場合、対象となるのは常温付近の湿り空気、水蒸気濃度は飽和条件においても数%である。このような水蒸気濃度の低い湿り空気に関しては、速度境界層と濃度境界層が相互に干渉せず、それぞれに独自性が保たれ熱伝達とのアナロジーが成り立つとされている。

しかし、藤井ら⁽¹⁾⁽²⁾は円管群の実験より物質伝達を伴う場合の熱伝達率は単相熱伝達に比べて増大することを示しており、これは物質伝達に伴う吸込境界層の影響であるとしている。実際に空調機などに用いられているプレートフィンチューブ式熱交換器について、瀬下ら⁽³⁾⁽⁴⁾はフィン上にほぼ均一な凝縮液膜が形成され、これによる熱交換器の見掛け上の形状変化を考慮すれば対流熱伝達に関しては水分の凝縮のない場合と等価であるが、物質伝達に関しては厳密なアナロジーは成り立たないことを示している⁽⁴⁾。

これに対して、水蒸気を多量に含む空気からの水分回収を目的とした研究事例としては、ボイラ排ガスのように10%前後の水蒸気を含むガスからの水回収における熱および物質伝達の研究⁽⁵⁾⁽⁶⁾があり、このうち、1列円管群に対する谷口ら⁽⁵⁾の実験では、ガス中の水蒸気濃度の変化とともに熱伝達および物質伝達とも大きく変化することが示されている。その変化傾向は解析的に予測される物質伝達に伴う吸込境界層の影響を上回るものであり、水蒸気濃度の低い空調機などの実験結果と大きく異なっている。

ボイラ排ガスなどの水蒸気を多量に含むガスからの水回収プラントでは空調機などに比べて大形の熱交換器を必要とすることから、熱交換器の形状としては円

* 平成3年3月30日 第68期通常総会講演会において講演、原稿受付 平成3年6月24日。

^{*1} 正員、三菱重工業(株)長崎研究所 (〒851-03 長崎市深掘町5-717-1)。

^{*2} 正員、三菱重工業(株)広島研究所 (〒729-03 三原市糸崎町5007)。

^{*3} 正員、三菱重工業(株)基盤技術研究所 (〒236 横浜市中区幸浦1-8-1)。

^{*4} 正員、三菱重工業(株) (〒108 東京都港区芝5-34-6)。

環フィン付伝熱管を用いることが実用的であるが、このような熱交換器を用いた場合の、熱および物質伝達に関する知見は得られていない。本研究はこのような背景から、円環フィン付伝熱管群の単相対流熱伝達に関する著者らの最近の知見⁽⁷⁾⁽⁸⁾もふまえて、水分回収時の熱および物質伝達特性を実験的に明らかにすることを試みたものである。

主 要 記 号

A : 全伝熱面積 m^2
 A_f : 全フィン面積 m^2
 D : 拡散係数 m^2/s
 d_e : 等価直径 m
 d_f : フィン外径 $= d_0 + 2h_f$ m
 d_0 : 伝熱管直径 m
 h : 等価熱伝達率 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
 h_D : 対流熱伝達率 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
 h_m : 物質伝達率 m/s
 h_f : フィン高さ m
 i_A : 空気のエンタルピー J/kg
 i_w : 冷却水のエンタルピー J/kg
 L : 凝縮潜熱 J/kg
 L_T : 伝熱管長さ m
 n_f : フィン枚数 (フィン)/ m
 Q_D : 熱交換量(顕熱) W
 Q_L : 熱交換量(潜熱) W
 Q_T : 全熱交換量 W
 Q_w : 熱交換量(冷却水側) W
 S : フィン間隔 m
 S_D : 伝熱管配列ピッチ(対角方向) m
 S_L : 伝熱管配列ピッチ(空気流方向) m
 S_T : 伝熱管配列ピッチ(空気流直角方向) m
 T_A : 空気温度 K
 T_f : フィン温度 K

$\bar{T}_f$: フィン平均温度 K
 T_0 : 伝熱管外面温度 K
 T_w : 冷却水温度 K
 t_f : フィン板厚 m
 W_A : 空気流量 kg/s
 W_L : 回収水量 kg/s
 W_S : 混入蒸気流量 kg/s
 W_w : 冷却水量 kg/s
 X : 水蒸気濃度
 $\bar{X}_f$: 飽和水蒸気濃度(フィン平均温度に対する)
 Nu : ヌッセルト数
 Sh : シャーウッド数
 Sh^* : シャーウッド数(アナロジーによる予測値)
 Re : レイノルズ数
 λ : 熱伝導率 W/mk
 ρ : 密度 kg/m^3
 ϕ : フィン有効度
 η_f : フィン効率

添 字

1: 熱交換器入口
 2: 熱交換器出口

2. 実験方法および供試伝熱管群

2.1 実験装置 図1は実験装置の系統を示す。本装置では室内の湿り空気をヒータで所定の温度まで加熱し、これに水蒸気を混合し所定の水蒸気濃度を有する混合気を作り、供試伝熱管群に導いている。伝熱管群を出た空気は流量測定用ノズルを経て、送風機にて外部に放出される。

本装置における主な測定項目を表1に示す。実験装置内における各測定項目の測定位置を図1に示している。このうち、空気中の水蒸気濃度は供試伝熱管群の出入口にて測定しており、回収された水はタンクに集められ、タンク内の水位変化を測定することから回収水量を求めている。

2.2 供試伝熱管群 図2は実験に用いた伝熱管

図1 実験装置の系統図

表1 計測項目および計測方法

Item	Symbol	Instrument
Inlet air temperature	T_{A1}	K-type thermocouple
Outlet air temperature	T_{A2}	K-type thermocouple
Vapor concentration		
(Inlet)	X_1	Zirconia-type
(Outlet)	X_2	Zirconia-type
Air flow rate	W_A	Flow nozzle
Steam flow rate	W_S	Orifice flow meter
Cooling water temperature		
(Inlet)	T_{w1}	K-type thermocouple
(Outlet)	T_{w2}	K-type thermocouple
Cooling water flow rate	W_w	Orifice flow meter

群の構造を示している。伝熱管群の主な仕様を表2に示している。本研究で実験に用いた伝熱管は円環フィン付伝熱管群であり、排ガスからの水分回収を目的とすることからフィンおよび伝熱管の材質はステンレス材としており、抵抗溶接により接合されている。供試伝熱管群は350mm×350mmのく形ダクト内に設置されており、空気流方向に5列、空気流直角方向に7列、千鳥状に配列されている。1本の伝熱管の長さは350mmである。なお、供試伝熱管群については図2に示すように、最前列および最後列の伝熱管中央においてフィン先端温度および管表面温度を測定している。

2・3 実験条件 実験は空気温度、空気中の水蒸気濃度および空気流速を変化させた種々の条件にて実施しており、これを表3に取りまとめて示す。なお、伝熱管内の冷却水は海水であり、海水の流速は表3に示すように、ほぼ一定としている。

3. 実験データの解析方法

供試伝熱管群における熱および物質伝達について、通常のフィン付伝熱管群における熱伝達の評価と同じく、フィンおよび伝熱管の表面において一様であるとし、以下のとおり解析した。まず伝熱管群での熱交換量は、便宜上、顕熱分と潜熱分とに分離し次式で求める。

$$Q_T = Q_D + Q_L = W_A(i_{A1} - i_{A2}) + W_L \cdot L \quad \cdots (1)$$

$$= Q_W = W_W(i_{W2} - i_{W1}) \quad \cdots (2)$$

式(1)で左辺第1項は対流伝熱による顕熱移動量であり、第2項は物質伝達による潜熱移動量である。また、式(2)は冷却水側の受熱量を示す。実験では各式で表わされる熱交換量が良く一致していることを確認し、供試伝熱管群における熱および物質伝達率を以下の各式で求める。

表2 フィン付伝熱管群の仕様

Item	Specifications
Tube diameter	(do) 25.4 mm (di) 21.0 mm
Fin height	(hf) 8.0 mm
Fin thickness	(tf) 1.0 mm
Fin pitch	(Pf) 6.0 mm
Tube layout	Triangular
(Transverse pitch) (Sr)	50 mm
(Longitudinal pitch) (SL)	43 mm
Number of Tubes	
(Transverse pitch) (Nst)	7
(Longitudinal pitch) (Nsl)	5
Material fin	SUS304TB
tube	SUS304

$$Nu = \frac{h_D \cdot d_0}{\lambda_A} \quad \cdots (3)$$

$$h_D = \frac{Q_D}{\Delta T_D \cdot A} \quad \cdots (4)$$

$$Sh = \frac{h_m d_0}{D} \quad \cdots (5)$$

$$h_m = \left(\frac{Q_L}{\rho_A L} \right) \left(\frac{1}{\Delta X \cdot A} \right) \quad \cdots (6)$$

ここで、式(4)および式(6)において温度差 ΔT_D および濃度差 ΔX は次式で求める。

$$\Delta T_D = \frac{(T_{A1} - \bar{T}_f) - (T_{A2} - \bar{T}_f)}{\ln \frac{T_{A1} - \bar{T}_f}{T_{A2} - \bar{T}_f}} \quad \cdots (7)$$

$$\Delta X = \frac{(X_1 - \bar{X}_f) - (X_2 - \bar{X}_f)}{\ln \frac{X_1 - \bar{X}_f}{X_2 - \bar{X}_f}} \quad \cdots (8)$$

式(7)におけるフィン表面温度 $\bar{T}_f$ は次式で表されるフィン有効度を考慮した代表温度である。式(8)におけるフィン表面での飽和水蒸気濃度 $\bar{X}_f$ はフィン表面温度に対する値を用いる。フィン表面温度 $\bar{T}_f$ は空気温度および伝熱管外表面温度 T_0 の平均値を用いて次式で表される。

$$\bar{T}_f = \bar{T}_A(1 - \phi_A) + T_0 \cdot \phi_A \quad \cdots (9)$$

表3 実験条件

Air			Cooling water (Sea water)	
Inlet temperature	Vapor concentration	Velocity	Inlet temperature	Velocity
100~150 °C	0~0.25	4~16 m/s	25 °C	0.5 m/s

図2 供試熱交換器の概要

$$\bar{T}_A = \frac{1}{2}(T_{A1} + T_{A2}) \quad \dots\dots\dots(10)$$

$$\phi_A = 1 - \left(\frac{A_f}{A}\right)(1 - \eta_f) \quad \dots\dots\dots(11)$$

上式においてフィン効率 η_f は円環フィンの計算方法⁽⁹⁾により求めるが、本研究ではフィン上で対流熱伝達と物質伝達が同時に起こっており、フィン効率の算出には次式で示す対流熱伝達と物質の双方による等価熱伝達率を用いる必要がある。

$$\bar{h} = h_D + h_m \frac{\Delta X}{\Delta T_D} L \cdot \rho_A \quad \dots\dots\dots(12)$$

フィン効率は熱伝達率によって変化するためフィン効率の算出には繰返し計算が必要となる。

以上の解析では伝熱面上に形成される水膜の熱抵抗は他の熱抵抗に比べて十分に小さくこれを無視した。式(5)において空気中での水蒸気の拡散係数は次式⁽¹⁰⁾で求めた。

$$D = 7.65 \times 10^{-5} \frac{\bar{T}_A^{11/6}}{P_A} \quad \dots\dots\dots(13)$$

4. 実験結果および考察

4.1 熱伝達特性 図3は供試伝熱管群の熱伝達特性に関する実験結果を示す。図3中、乾き(dry)の条件に対する実験点は、実験において空気に水蒸気を混入せず、供試伝熱管群においても水が回収されなかった場合であり、対流熱伝達のみでの熱伝達率を示す。図3中の破線は式(14)で示すフィン付伝熱管群の熱伝達に関する実験式⁽⁷⁾に基づく計算値を示す。対流熱伝達率に関しては実験値と式(14)で示す実験式による計算値が良く一致しており、これにより本研究での実験方法

および計測方法が十分な精度を有することがわかる。

$$Nu = 0.105 \cdot Re^{0.715} \left(\frac{S}{h_f}\right)^{0.3} \left(\frac{S_D}{S_D - d_e}\right)^{0.85} \quad \dots\dots\dots(14)$$

$$S_D = \sqrt{\left(\frac{S_f}{2}\right)^2 + S_L^2} \quad \dots\dots\dots(15)$$

$$d_e = \sqrt{n_f \cdot t_f (d_f^2 - d_o^2) + d_o^2} \quad \dots\dots\dots(16)$$

水分回収を伴う場合の熱伝達率は水蒸気濃度の増大に伴い幾分上昇の傾向が見られるが、円管群を対象とした谷口らの実験結果に比べて水蒸気濃度の影響は小さい。瀬下らはプレートフィンチューブ熱交換器について、フィン上に形成された水膜の影響を考慮すれば熱伝達に対する物質伝達の影響は小さいことを示しており、本研究で対象としている円環フィン付熱交換器についても、ほぼこれと同様の結果が得られている。

4.2 物質伝達特性 図4は供試伝熱管群の物質伝達特性に関する実験結果を示したものである。図4中破線は図3に示す対流熱伝達の実験からのアナロジーにより予測される物質伝達率を示す。円環フィン付伝熱管群の物質伝達率は水蒸気濃度の変化により大きく変化し水蒸気濃度の増大に伴い上昇の傾向を示す。

図5は水分回収実験時におけるフィン付伝熱管群のフィン先端温度および伝熱管表面温度と入口水蒸気濃度に対する飽和空気温度との関係を示す。図5より、水蒸気濃度が低い場合、大部分のケースにてフィン先端温度が飽和温度を上回っており、フィン先端付近に物質伝達が起こらない領域が存在することがわかる。一方、水蒸気濃度が高い場合はフィン先端温度は飽和温度を下回っているか飽和温度に近く、フィン全体に物質伝達が起こり得ることがわかる。図4に示す物質

図3 対流熱伝達特性

図4 物質伝達特性

図5 水分回収時の供試熱交換器内各部の温度状況

図6 解析モデル

伝達率の水蒸気濃度に対する変化は、このような物質伝達が起こり得る伝熱面積の差によるところが大きいものと考えられる。

そこで、図6に示すようにフィンの温度分布を一次元熱伝導解析から予測し、フィン温度が水蒸気濃度に対する飽和温度以下の部分を物質に対する有効面積とし、これを基準として物質伝達特性を再評価したものを図7に示す。なお、図6に示すモデルによりフィン温度分布を一次元熱伝導解析より数値的に解く場合、フィン上の熱伝達是对流熱伝達に関しては式(4)より実験的に求められた値をフィン全体に対して用いる。物質伝達率は解析上は未知数とし仮定値を用い、フィンの温度分布から物質伝達が起こると考えられる領域に対しては式(12)による等価熱伝達率を与える。熱伝導解析によって得られたフィン温度分布をもとに、供試熱管群全体での熱交換量は次式で与えられる。解析では繰返し計算により交換熱量が実験値と一致する物質伝達率を見いだす。

\$X_1\$	\$T_{A1}\$ (°C)	Symbol	\$T_{A1}\$ (°C)	Symbol	\$T_{A1}\$ (°C)	Symbol
0.10	—	—	110	○	150	●
0.20	100	▲	110	△	150	▲
0.25	100	■	110	□	150	■

図7 有効面積を考慮した物質伝達特性

$$\begin{aligned}
 Q_T = & \left\{ 2\pi \int_{r_i}^{r_o} \bar{h}(\bar{T}_A - T_f) r dr \right. \\
 & + 2\pi \int_{r_i}^{r_o} h_D(\bar{T}_A - T_f) r dr \left. \right\} 2n_f L_T \\
 = & 4\pi n_f L_T \left\{ \int_{r_i}^{r_o} h_D(\bar{T}_A - T_f) r dr \right. \\
 & + \left. \int_{r_i}^{r_o} h_m \Delta X r dr \cdot \rho_A L \right\} \dots\dots\dots (17)
 \end{aligned}$$

図7に示すようにこのような評価によれば物質伝達に対する水蒸気濃度の影響は小さくなり、円環フィン付伝熱管群の物質伝達特性の評価においては物質伝達に寄与する有効面積の評価が重要であることがわかる。

また、図7に示すように円環フィン付伝熱管群の物質伝達率は、対流熱伝達とのアナロジーからの予測値を大きく上回っている。式(14)で表されるフィン付伝熱管群の対流熱伝達率は、フィン全体に対して熱伝達率が一定であると仮定して得られた平均熱伝達率を示す。したがって、これらの実験式からのアナロジーにより物質伝達率を予測する場合、物質伝達がフィン全体に起こることが前提となる。ところが、図6に示すように物質伝達は比較的伝熱管に近いフィンで起こっていると考えられる。さらに、フィン付伝熱管においては伝熱管に近い領域において他の部分と比較して熱伝達率の高い領域があるなどフィン上の局所的な熱伝達率の分布を有することが知られている⁽¹¹⁾。図7に示す物質伝達率の実験値と対流伝達とのアナロジーによる予測値との差はこのような物質伝達の起こる伝熱面の偏りおよび対流伝熱における熱伝達率の局所的分布などによるところが大きいものと考えられる。

5. 結 論

本研究ではボイラ排ガスなどの水蒸気を多量に含む混合気からの水分回収を目的とした熱交換器として円環フィン付伝熱管群の利用を試行し、円環フィン付伝熱管群における水分回収時の熱および物質伝達特性を実験的に把握し、その特徴とし以下の点を明らかにした。

(1) 水分回収時の対流熱伝達率に対する物質伝達の影響は小さく、対流熱伝達率自体は式(14)で示される実験式により予測可能である。

(2) 物質伝達特性に関しては空気中の水蒸気濃度の増大に伴い物質伝達率が上昇の傾向を示し、これは物質伝達が実際に起こるフィン面積の変化による影響が大きい。

(5) 物質伝達率は対流伝熱とのアナロジーによる予測値を大きく上回っており、アナロジーは基本的に成り立たない。

文 献

- (1) 藤井・ほか2名, 機論, 51-472, B(1985), 1716.
- (2) 藤井・ほか2名, 冷凍, 52-486(1977), 3.
- (3) 瀬下・ほか3名, 機論, 53-490, B(1987), 1767.
- (4) 瀬下・ほか3名, 機論, 54-499, B(1988), 716.
- (5) 谷口・ほか3名, 機論, 53-495, B(1987), 3377.
- (6) 船橋・ほか3名, 三菱重工技報, 12-2(1975).
- (7) 河村・ほか3名, 機論, 57-537, B(1991), 1752.
- (8) 河村・ほか3名, 機論, 57-537, B(1991), 1759.
- (9) 伝熱工学資料(改訂第4版), (1986), 204.
- (10) 伝熱工学資料(改訂第4版), (1986), 356.
- (11) Soboya, F. E., ほか1名, *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, 96-3(1974), 265.