実排ガスにおけるフィン付き伝熱管の 凝縮熱伝達*

刑 部 真 弘** 伊 東 次 衛**
大 政 国 光***

Condensation Heat Transfer on Spirally Finned Tubes in Actual Flue Gas

By Masahiro Osakabe, Tsugue Itoh, Kunimitu Ohmura

In order to improve the boiler efficiency, latent heat recovery from the flue gas is very important concept. Condensation heat transfer on horizontal spirally finned tubes was investigated experimentally by using an actual flue gas from a natural gas boiler. The experiments were conducted at different steam mass concentrations of the flue gas and a wide range of tube wall temperature. The mass concentration was controlled with a steam injection into the flue gas. Fin efficiency at the condensation region was significantly lower than that at the dry region. The empirical correlation developed for a single-phase fluid was extrapolated to the condensation heat transfer region. The fin efficiency was evaluated with an equivalent heat transfer coefficient used as a first approximation. The heat and mass transfer behaviors on the spirally finned tubes were well predicted with the analogy correlation based on the empirical correlation.

1. 序 論

炭酸ガス排出抑制問題に関連して、ボイラ効率の向上は、重要な課題となっている。ボイラにおける最も大きな損失は、排ガスによって大気中に放出される排ガス熱損失である。通常、排ガスには燃料中の水素分や水により生成された水蒸気が含まれることが多い。近年、環境への負荷が低減できることから、水素分の多い燃料や水分を大量に含むエマルジョン燃料等が、多く使われるようになり、排ガス中の水蒸気濃度は上昇する傾向にある。水蒸気を含んだ排ガスを露点以下まで冷却し、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。

前報⁽¹⁾⁽²⁾において、天然ガス(13A)実排ガスを用いて、乾き域から凝縮域までの広範な伝熱面温度での熱伝達実験を、SUS裸管及びテフロンライニング管

を用いて行った。この結果、乾き域から凝縮域の境界は、ほぼ、排ガス中の蒸気分圧に相当する飽和温度とみなすことができた。また、実排ガスの物性値を推定した熱及び物質移動に関するアナロジー関係式により、伝熱面温度30℃以上の実用範囲において熱伝達率の予測が可能であることが明らかになった。

実際の熱交換器を設計するにあたって、伝熱管にフィン付き管を採用することは、特に単相流域においては、そのコンパクト化に大いに貢献すると考えられる。ところが凝縮等の相変化現象がある場合には、その高い熱伝達率によるフィン効率の低下から、フィンを設置する意義は薄れてくる。例えば、蒸気タービンシステムの復水器には、フィン付き管は用いられていない。理想的には、熱伝達率の増加に対応してフィン高さを減少させることが必要である。実排ガスからの熱回収を考えた場合、潜熱回収は顕熱回収の延長上に行われ、熱交換器には、ある程度顕熱を回収した後、潜熱も回収するという課題が与えられているのが通常である。また、ボイラの負荷変動を考えると、熱交換器内で凝縮域が移動することが考えられ、フィン

* 原稿受付 平成11年10月4日

** 正会員 東京商船大学 (江東区越中島2-1-6)

*** 川重冷熱工業株式会社 (江東区南砂2-6-5)

高さを熱交換器内で変化させることは実際上困難である。このため、乾き域用のフィン付き管を凝縮域にも用いることが一つの選択肢となり得る。

空調用コンパクト熱交換器に関連して、湿り空気を用いたフィン付き管の凝縮実験が過去に行われているが、凝縮域のフィン効率等の知見が少ない。また、実排ガスをを用いたフィン付管の凝縮実験の報告例は皆無である。このため、排ガスの顕熱回収に実績のあるフィン付き管の伝熱基礎性能を、乾き域から凝縮域にかけての広い温度範囲で、実排ガスをを用いて実験的に明らかにした。

2. 実験装置及び方法

図1に試験装置概略図を示す。温水ボイラの排気管より、熱交換器や煙道で適度に冷却した排ガスを整流部を通してテストセクションに吸引する。吸引にはターボブロアーを用いた。試験部の排ガス中の水蒸気及び SO_2 濃度を調整するために、試験部上流で蒸気及び SO_2 注入が可能である。また、ボイラで燃焼する天然ガス(13A)の流量及び供給圧力を計測した。ガス流量の計測誤差は、計測流量の $\pm 0.5\%$ 以内である。試験部は図2に示すように、断面が $160\text{mm} \times 101\text{mm}$ の透明ポリカーボネイト製ダクトで、可視化観察を容易にした。このポリカーボネイトダクト外壁は、

断熱性を高めるため厚さ 10mm としている。

図2に示したように、長さ 160mm 、外径 $d=34\text{mm}$ 、内径 $d_i=28.4\text{mm}$ の基底部にフィン高さ $L_f=12\text{mm}$ の螺旋状フィンが付いた試験伝熱管をダクトに1本設置した。本研究で用いたフィン高さ $L_f=12\text{mm}$ の螺旋状フィンは、排ガスの顕熱回収に多くの実績がある。ちなみに工場でライン生産可能な、最小フィン高さは 8mm 程度である。

伝熱管は水冷却とし、その流量をタービン流量計で計測した。計測誤差は、計測流量の $\pm 2\%$ 以内である。ダクト外部の伝熱管はグラスウールで充分断熱した。試験伝熱管の冷却水出入口温度及び試験部中央部排気ガス温度を、外径 0.5mm のシースK熱電対により計測した。伝熱管温度を幅広く変えた定常実験を行うために、冷却水温度は $10\sim 80^\circ\text{C}$ の間で一定とした。また、冷却水出口温度は、流体混合セル部を設け混合平均温度となるように配慮し、出入口温度差は数度とした。熱流束の測定誤差は、熱流束が小さい非凝縮域が一番大きく $\pm 20\%$ 以内、凝縮域では $\pm 5\%$ 以内まで減少すると考えられる。

試験伝熱管のフィン厚さは $t_f=1\text{mm}$ とし、ピッチ $s_f+t_f=5$ 及び 10mm の2種類を用いた。なお、材質はすべてSUS304とした。伝熱管やフィン表面温度の測定が困難であったため、冷却水側から表面温度の推定を行った。

本実験のボイラで使用した天然ガス(13A)性状を表1に示す。各実験ごとに、試験部上流でガス分析装置(CO_2 :熱伝導度演算式、 O_2 :ガルバニ電池式、 CO :定電位電解式)により、乾き燃焼ガス中の N_2 、

Fig. 1 Schematic of experimental apparatus

Fig. 2 Test section of spirally finned tube

Table. 1 Properties of natural gas (13A)

CH ₄	88.0 %
C ₂ H ₆	5.8
C ₃ H ₈	4.5
C ₄ H ₁₀	1.7

CO₂, O₂, CO体積濃度を求めた. この求めた濃度より, 空気比 μ は

$$\mu = \frac{N_2}{N_2 - \frac{0.79}{0.21} (O_2 - 0.5 \cdot CO)} \quad (1)$$

と計算できる. 式中の分子式は体積濃度である. また, 表1の成分表から13Aガス1 mol中に, 炭素原子は

CCR=1×0.88+2×0.058+3×0.045+4×0.017 mol 存在することになる. よって燃焼ガス中の炭酸ガス(一酸化炭素も含む)の体積流量 V_{cox} は, 13Aガス体積流量を V_F とすると,

$$V_{\text{cox}} = V_F \cdot \text{CCR} \quad (2)$$

よって, 乾き燃焼ガス流量 V_d は

$$V_d = \frac{V_{\text{cox}}}{CO_2 + CO} \quad (3)$$

同様にして, 燃焼ガス中の炭酸ガス(一酸化炭素も含む)1 mol に対して, 水素原子は

CHR=(4×0.88+6×0.058+8×0.045+10×0.017)/CCR mol 存在する. 燃焼用空気相対湿度を x とし, 燃焼用空気の体積流量が $V_d N_2 / 0.79$ であることを考慮して, 燃焼ガス中の水蒸気濃度 H_2O は

$$H_2O = \frac{V_d \cdot (CO_2 + CO) \cdot \text{CHR} / 2 + V_d \cdot N_2 \cdot x \cdot p_s / (p_s \cdot 0.79) + m_s \cdot 22.4 / 18}{V_d + V_d \cdot (CO_2 + CO) \cdot \text{CHR} / 2 + V_d \cdot N_2 \cdot x \cdot p_s / (p_s \cdot 0.79) + m_s \cdot 22.4 / 18} \quad (4)$$

ここで, p_s : 燃焼用空気中の水蒸気飽和圧力, p_a : 大気圧, m_s : 注入蒸気量である. 式(4)の分母第1項: 乾き燃焼ガス体積流量, 第2項: 燃焼の結果生じた水蒸気体積流量, 第3項: 燃焼用空気に含まれる水蒸気の体積流量, 第4項: 蒸気注入によって付加される水蒸気体積流量である.

燃焼ガス流量 V は

$$V = \frac{V_d}{1 - H_2O} \quad (5)$$

また, 燃焼ガス1kg 当たりの水蒸気質量濃度 w_i は

$$w_i = \frac{H_2O \cdot 18}{H_2O \cdot 18 + (1 - H_2O) (CO_2 \cdot 44 + CO \cdot 28 + N_2 \cdot 28 + O_2 \cdot 32)} \quad (6)$$

本研究では, 2種類のピッチの異なるフィン管を用いた実験を行ったが, 主な試験条件を表2に示す.

各フィン管において, 空気比1.37前後の通常燃焼ガスを用いた場合と, その燃焼ガスに蒸気注入を行い蒸気濃度を人工的に高めた場合の実験を行った. 表中の露点温度は, 燃焼ガス中の水蒸気分圧に対応した飽和温度である.

Table.2 Test condition

Fin pitch (mm)	10mm	10mm	5mm	5mm
Air ratio μ	1.36	1.21	1.38	1.19
Flow rate V (m ³ /h)	201	239	213	244
Gas temp. T_f (°C)	121	124	112	124
Injected steam m_s (kg/h)	0	46	0	51
Steam conc. w_i (kg/kg)	0.106	0.263	0.101	0.279
Dew point T_{sat} (°C)	56.2	74.5	55.1	75.7
Re_f	11200	13300	12500	14100

3. 実験結果および考察

本実験での試験部ダクト内壁最大温度は, 85℃程度であった. このダクト内壁面の放射係数を1とし, さらに, 伝熱管表面が凝縮水で覆われ吸収係数が1となった最大の場合を想定しても, この内壁からの放射熱流束は総合熱流束 q_w の5%以内であった. このため本研究では, ダクト内壁からの放射熱流束を無視して行った. すなわち, 総合熱流束 q_w を, 次のように対流熱流束 q_v と凝縮熱流束 q_c にわけて整理した.

$$q_w = (q_v + q_c) (A_b + A_f \eta) / A_w \quad (7)$$

ここで A_b : フィン基底面面積, η : フィン効率, A_f : フィン面積である. なお, 本研究におけるフィン管の総合熱流束 q_w は, フィン高さ L_f が0の場合の伝熱面積 A_w で定義した. 実験においては, q_w は冷却水側より求めた. q_v は排ガスと伝熱面または液膜との対流熱流束であり,

$$q_v = h_v (T_f - T_w) \quad (8)$$

ここで h_v は熱伝達率である. q_c は凝縮熱流束であり,

$$q_c = h_c L_w (C_f - C_w) \quad (9)$$

ここで h_c は物質伝達率, C_w は壁温 T_w に対応した飽和蒸気濃度である.

熱伝達率は, フィンメーカーであるESCOA社が提案している以下の経験式⁽³⁾により求めた. 適用範囲は, $2 \times 10^3 < Re_f \leq 5 \times 10^5$ である.

$$Nu_f = Re_f Pr_f^{0.33} \quad (10)$$

ここで, Re_f : ガス側レイノルズ数 ($=ud/\nu_f$), Pr_f : プ

ラントル数であり、

$$j = C_1 C_3 C_5 \left[\frac{d + L_F}{d} \right]^{0.5} \quad (11)$$

$$C_1 = 0.25 \text{Re}_f^{-0.35} \quad (12)$$

$$C_3 = 0.35 + 0.65e^{-0.25L_F/S} \quad (13)$$

$$C_5 = 0.7 \quad (14)$$

フィン効率 η は、フィン部の熱伝導解を基にして

$$\eta = Y_F \left[0.45 \ln \left[\frac{d + L_F}{d} \right] (Y_F - 1) + 1 \right] \quad (15)$$

$$\text{ここで } Y_F = X_F (0.7 + 0.3X_F) \quad (16)$$

$$X_F = \frac{\tanh(mb)}{mb} \quad (17)$$

$$m = \left[\frac{2h}{\lambda_F t_F} \right]^{0.5} \quad (18)$$

$$b = L_F + t_F/2 \quad (19)$$

通常、フィン部内の熱の流れを、半径方向のみと仮定すした理論解によれば、フィン効率はベッセル関数によって示される。式(15)は、フィンに関する1次元理論解を、経験的に補正した式と考えられる。ここでフィン効率は、式(18)中の熱伝達率 h によって大きく影響される。これらの式は、伝熱面とガス温度の差に、一定の対流熱伝達率 h をかけたものが熱流束となる単相熱伝達の場合に成立するものである。凝縮域を含む場合には、熱流束はこのような単純な関係では表すことはできないが、式(18)で対流熱伝達率よりも大きめの熱伝達率を用いれば実際に近いフィン効率が評価可能と考えられる。従来の研究⁽⁴⁾⁽⁵⁾と同様に、第一次近似として凝縮熱伝達を考慮した次の等価熱伝達率を用いて、この領域のフィン効率を推定してみることにした。

$$h = h_v + \frac{h_c L_w (C_i - C_w)}{T_i - T_w} \quad (20)$$

すなわち、フィン基底部における凝縮熱流束を温度差 $T_i - T_w$ で割ったものを、対流熱伝達率に足したもので定義している。

図3に示したのは、フィン部熱流束分布の概念である。実線は、フィン基底部は凝縮状態となっているが、フィン上部は乾いた状態となっている場合の熱流束分布を示す。フィン中程に露点部があるためフィン下部で急激に熱流束が増大する。一方、破線は、式(20)で評価した等価熱伝達率により求まる熱流束分布である。フィン基底部の熱流束は等しくなるが、フィン先端に向かって熱流束が、露点部の影響を受けることなく減少する。このため、式(20)で評価したフィン効

Fig. 3 Approximation of heat flux distribution

率は、実際よりも多少大きめの値をとると考えられる。また、ガス温度と露点一致する、いわゆる白煙状態では、熱流束分布に図3の様な露点による急激な折れ曲がり部がなくなり、式(20)の近似精度は上昇する。

次に、熱伝達と物質移動のアナロジーが成立する場合、物質移動に関するSh数は、

$$\text{Sh}_i = j \text{Re}_i \text{Sc}_i^{0.33} \quad (21)$$

以上の相関式を用いる場合、燃焼ガスの物性値を適切に評価することが重要である。燃焼ガスは、 N_2 、 CO_2 、 O_2 、 CO 、 H_2O の混合ガスとして扱い、例えば熱伝導率はLindsay&Bromleyの式⁽⁶⁾、粘性係数はWilkeの式⁽⁷⁾を用いて求めた⁽⁸⁾。また、一般的に、物質と熱の拡散係数には強い相関があると考えられる。前報⁽¹⁾⁽²⁾と同様に、良く知られた空気中の水蒸気の拡散係数 D_{air} を、熱拡散率で修正したものを、排ガス中の水蒸気の拡散係数 D とした。

$$D_{\text{air}} = \left[\frac{\kappa}{\kappa_{\text{air}}} \right] \quad (22)$$

ここで κ 及び κ_{air} は、それぞれ排ガス及び空気の熱拡散率であり、空気中の水蒸気の拡散係数 D_{air} は、以下のように表すことができる⁽⁹⁾。

$$D_{\text{air}} = 7.65 \times 10^{-5} \frac{(T + 273.15)^{11/6}}{P} \quad (23)$$

フィン管表面に熱電対を装着することが不可能であったので計測した冷却水平均温度 T_L 及び熱流束 q_w からフィン基底部温度 T_w を推定した。なお、本実験での温度差 $T_w - T_L$ は最大30℃程度である。以下に、その推定に用いた基礎式を述べる。SUS伝熱管の熱抵抗及び冷却水側の境膜抵抗より、

$$T_w = q_w d \left[\frac{\ln(d/d_i)}{2\lambda_s} + \frac{1}{\lambda_t \text{Nu}_L} \right] + T_L \quad (24)$$

ここで、 d :フィン基底部の外径、 d_i :内径である。水側の熱伝達は、次の助走距離長さ L の影響をMcAdamsの係数⁽¹⁰⁾で補正したDittus-Boelter式を用いた。なお、 L は伝熱管加熱部長さとした。

$$\text{Nu}_L = 0.023 \text{Re}_L^{0.8} \text{Pr}_L^{0.4} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{0.7} \right] \quad (25)$$

SUS伝熱管の熱伝導率には、インコネルやオーステナイト系ステンレスの近似式⁽¹¹⁾である。

$$\lambda_s = 13.2 + 0.013 T_s \quad \text{W/(mK)} \quad (26)$$

を採用した。ただし、 T_s はSUS伝熱管平均温度で、

$$T_s = \frac{T_w + T_{wi}}{2} \quad (27)$$

ここで T_{wi} :内壁温度である。なお、これらの推定法は、表面温度を実測したSUS裸管実験⁽²⁾で妥当であることを確認している。

Fig. 4 Incipience of condensation ($\Delta T_{\text{sub}} = 0\text{K}$)

Fig. 5 Condensation behavior at $\Delta T_{\text{sub}} = 8.5\text{K}$

3.1 ピッチ10mm管 図4に示したのは、フィン下部の基底部が露点近傍($\Delta T_{\text{sub}} = 0\text{K}$)になったときの状況である。10mmピッチのフィン管の頂部より45°付近で、フィン間を撮影している。フィン下部の基底部で鱗状の凝縮が起こり始めたところであるが、フィン自体には凝縮のようすがみられない。

さらに基底部温度を下げ $\Delta T_{\text{sub}} = 8.5\text{K}$ とした定常状態の写真を、図5に示した。薄い液膜状の凝縮液が下方に流れていくのが観察された。この場合もフィン自体には、ほとんど凝縮挙動がみられない。

さらに基底部温度を下げ $\Delta T_{\text{sub}} = 13.3\text{K}$ とした定常状態の写真を、図6に示した。フィン基底部は、凝縮液で濡れているが、ほとんどのフィン部は、依然乾いた状態となっている。しかし、伝熱管下方のフィン部では、凝縮液が下方に流れ、液滴となってぶら下がっているのが観察された。すなわち、伝熱管下方のフィン部は凝縮液で濡れており、この領域では再蒸発を起こしている可能性も考えられる。

フィンを円板と仮定し、円周方向には均一とした熱伝導解析を行った。計算はコントロールボリューム法⁽¹²⁾で行い、計算に用いたノードを図7に示した。すなわちフィン円板を z 方向に2分割とし、半径方向の分割幅は $t_f/2$ とした。本実験のフィン高さ $L_f = 12\text{mm}$ 、厚さ $t_f = 1\text{mm}$ であるので、半径方向には24分割となる。熱伝導方程式は

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (28)$$

排ガスRe数及び温度が与えられた条件においては、熱流束は伝熱面温度のみによってアナロジー関係式で決定され、フィン表面熱流束はその場所の温度の

Fig. 6 Droplet hanging on fin

みに依存する。このことを踏まえて、境界条件は

$$\begin{aligned} r=d/2 & \quad T=T_w \\ r=d/2+L_f & \quad \lambda_f \frac{\partial T}{\partial r}=q_w(T) \\ z=0 & \quad \frac{\partial T}{\partial z}=0 \\ z=t_f/2 & \quad \lambda_f \frac{\partial T}{\partial z}=q_w(T) \end{aligned}$$

図8に示したのは、フィンピッチ10mmの実験条件における、フィン頂部温度をパラメータとしたフィン半径方向温度分布である。露点以下になったフィン部の温度勾配が大きく、凝縮熱伝達の効果と考えられる。基底部温度が下がると頂部の温度も下がるが、基底部で露点となっても頂部温度は90℃近いことがわかる。この場合、前述したように基底部で発生した凝縮水により、伝熱管下方部の一部フィンは濡れていると考えられるが、この部分では再蒸発が発生している

Fig. 7 Noding for numerical calculation of fin

Fig. 8 Temperature distributions in fin

可能性が高い。さらに温度を下げ、基底部が0℃近くになっても、頂部は70℃以上あり、露点より遥かに高い温度となっている。基底部で凝縮が起こっていても、ほとんどのフィン部は乾いた状態となっていた観察結果を支持するものである。

またフィン効率、計算で求めた温度分布を用いて、

$$\eta = \frac{\int_{d/2}^{d/2+L_f} q_w(T) 2\pi r dr + [q_w(T)]_{r=d/2+L_f} \pi (d/2+L_f) t_f}{q_w(T_w) \pi \{ (d/2+L_f)^2 - d^2/4 + (d/2+L_f) t_f \}} \quad (29)$$

次に実験で求めた熱流束 $[q_w]_{exp}$ から、以下の式でフィン効率を求めることができる。

$$\eta = \frac{[q_w]_{exp} A_w - q_w(T_w) A_B}{A_f q_w(T_w)} \quad (30)$$

図9に示したのは、第一次近似として定義した式(20)の熱伝達率を用いて計算したフィン効率と、一次元熱伝導計算による式(29)、及び式(30)を用いて実験から求めたフィン効率の比較である。実験結果から露点において、フィン効率が急激に降下することがわかる。これは、凝縮熱伝達の開始とともにフィン内を大量の熱が流れ、基底部に比べてフィン部温度が高くなりフィン効率が低下するためと考えられる。また、凝縮域での実験結果は、第一次近似式である式(20)を用いた評価よりも1次元熱伝導による結果に近いこともわかる。フィンのほとんどが乾いた状態となっても、伝熱管下方部の一部フィン部は凝縮水により濡れていることを前述した。フィン効率が、1次元熱伝導計算とほぼ一致することは、伝熱管下方部の一部フィン部の濡れた領域が、フィン全体の熱伝性能には大きな影響を与えていないことを示唆して

Fig. 9 Fin efficiency at pitch of 10mm

いる。ただし、再蒸発による凝縮水の濃縮は、この部分の腐食を促進させる可能性がある。

図10に示したのは、ピッチ10mmのフィン管における、総合熱流束とフィン基底部平均温度の関係を示したものである。排ガス中の蒸気質量濃度 w_f が0.106の場合と、46kg/hの蒸気注入により0.263まで上昇させた実験結果を示している。なお、蒸気濃度に対応した露点は、それぞれ56.2℃及び74.5℃である。図中の実線は、等価熱伝達率でフィン効率を評価したアナロジー関係式(10)(21)による予測であり、比較的良好な予測を与える。

3.2 ピッチ5mm管 フィンピッチ5mmの場合も、10mmの場合とほぼ同様な凝縮挙動がみられた。

ただし、フィン間が狭いため、図11のような水ブリッジがみられた。この写真の場合は、凝縮開始直後の $\Delta T_{sub}=0.3K$ である。この場合にも、伝熱管下方部の一部フィン部は凝縮液で濡れており、この領域では再蒸発を起こしている可能性も考えられる。

図12に示したのは、第一次近似として定義した式(20)の等価熱伝達率を用いて計算したフィン効率と、一次元熱伝導計算による式(29)、及び式(30)を用いて実験から求めたフィン効率の比較である。フィンピッチ10mmの場合と同様に、55.1℃の露点において、フィン効率が急激に低下することがわかる。また、凝縮域での実験結果は、第一次近似式である式(20)を用いた評価と1次元熱伝導による計算結

Fig. 10 Relation between heat flux and average base tube temperature in fin tube of pitch 10mm

Fig. 11 Water bridge between the fins

Fig. 12 Fin efficiency at pitch of 5mm

Fig. 13 Relation between heat flux and average base tube temperature in fin tube of pitch 5mm

果の中間ぐらいにある。この場合にも、伝熱管下方部の水ブリッジが生じた濡れた領域が、フィン全体の伝熱性能には大きな影響を与えていないことを示唆している。

図13に示したのは、51kg/hの蒸気注入をした実験での総合熱流束と蒸気注入を行わなかった実験の比較である。排ガス中の蒸気質量濃度 w_i は、蒸気注入なしの場合には0.101であったが、51kg/hの蒸気注入により0.279まで上昇した。なお、これによって露点は、55.1℃から75.7℃まで上昇した。図中の実線は、等価熱伝達率で評価したフィン効率を用いたアナロジー関係式 (10) (21) による予測であり、比較的良好な予測を与える。

4. 結 論

13A実排ガスを用いて、乾き域から凝縮域までの広範な伝熱面温度での熱伝達実験を、ピッチ10及び5mmの水平螺旋状フィン付き管を用いて行った。この結果、以下が明らかになった。

1. 凝縮域における観察により、伝熱管下方部フィンにおける凝縮水の再蒸発が示唆された。また、5mmピッチフィン管では、凝縮水のブリッジが下方部フィン間にみられた。ただし、フィン全体の熱伝達挙動は一次元的であり、これらの大きな影響は見られなかった。
2. フィン効率は、露点で急激に低下することが、実験及びフィン1次元熱伝導計算により示された。これらのフィン効率の挙動は、等価熱伝達率を用いたフィン効率の評価式により、ほぼ予測可能であった。
3. この評価式によるフィン効率を用いたアナロジー関係式は、異なる蒸気濃度においても、良好な予測を与えた。

本研究の一部は、日本産業機械工業会を介しNEDOの助成を受けた。ここに記して謝意を表する。

記号

C：単位容積流体当たりの質量濃度

C_p ：比熱

d：フィン基底部外径

d_i ：伝熱管内径

D：物質拡散係数

h_v ：熱伝達率

h_c ：物質伝達率

L_w ：潜熱

L_f ：フィン高さ

Nu：ヌッセルト数 ($=h_v d / \lambda$)

P：圧力

q：熱流束

Pr：プラントル数 ($=\nu / \kappa$)

Re：レイノルズ数 ($=ud / \nu$)

S_f ：フィン間隔

Sh：シャーウッド数 ($=h_c d / D$)

Sc：シュミット数 ($=\nu / D$)

T：温度

t_f ：フィン厚さ

u：流路最小断面積での速度

V：体積流量

W：単位質量流体当たりの質量濃度

κ ：熱拡散率 ($=\lambda / (\rho C_p)$)

λ ：熱伝導率

μ ：空気比

ν ：動粘性係数

ρ ：密度

添字

B：フィン基底部, F：フィン, C：凝縮,

f：排気ガス, L：冷却水,

N：大気圧で0℃の標準状態, S：ステンレス,

SUB：サブクール度, V：対流, W：壁面

参 考 文 献

- (1) 刑部真弘他4名, 機論B, 64-626, (1998), 3378-3383
- (2) 刑部真弘他3名, 機論B, 65-632, (1999), 1409-1416
- (3) ESCOA FINTUBE CORPORATION, SOLIDFIN HF, (1979)
- (4) 神坂光男他4名, 機論B, 58-545, (1992), 248-253
- (5) 瀬下裕他3名, 機論B, 54-499, (1988), 716-721
- (6) Lindsay, A.L. and Bromley, L.A., Indust. Engng. Chem., 42, (1950), 1508-1511
- (7) Wilke, C.R., J. Chem. Phys., 18, (1950), 517-519
- (8) 日本機械学会, 伝熱工学資料 (改訂第3版), (1975)
- (9) 藤井哲他2名, 冷凍, 52 (602), (1977), 1059-1068
- (10) McAdams, W.H., Heat transmission, McGRAW-HILL, (1954)
- (11) Osakabe, M., J. Nucl. Sci. & Technol., 26 (2), (1989), 286-294
- (12) Patankar, S.V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere P.C., (1980)