

潜熱回収型熱交換器における熱流動特性* (ウイングフィンにおける熱流動特性)

川口清司*¹, 奥井健一*¹, 下浦貴裕*²
大河内隆樹*³, 長賀部博之*³, 蜷川稔英*³

The Heat Transfer and Pressure Loss Characteristics of the Heat Exchanger for Recovering Latent Heat (The Heat Transfer and Pressure Loss Characteristics of the Heat Exchanger with Wing Fin)

Kiyoshi KAWAGUCHI*⁴, Kenichi OKUI, Takahiro SHIMOURA,
Takaki OHKOUCHI, Hiroyuki OSAKABE and Toshihide NINAGAWA

*⁴ Faculty of Engineering, Toyama University,
3190 Gofuku, Toyama-shi, Toyama, 930-8555 Japan

In recent years the requirement for reduction of energy consumption has been increasing to solve the problems of the global warming and the shortage of petroleum resources. The latent heat recovery type heat exchanger is one of the effective methods in order to improve thermal efficiency by recovering latent heat. This paper described that the heat transfer and pressure loss characteristics of the latent heat recovery type heat exchanger having wing fin (fin pitch: 4 mm, fin length: 65 mm) were clarified by measuring the exchange heat quantity, the pressure loss of heat exchanger, and the heat transfer coefficient between outer fin surface and gas, and that the effects of behavior of condensate in the fins on heat transfer and pressure loss characteristics were clarified. Furthermore the equations for predicting the heat transfer coefficient and pressure loss which are necessary on design of the heat exchanger were proposed.

Key Words: Heat Exchanger, Heat Transfer, Pressure Loss, Latent Heat

1. 緒言

21世紀では化石燃料の枯渇に伴い自然エネルギーへの転換やエネルギーの有効活用がより一層重要となってきた。その中で燃料を燃焼させて蒸気の生成や給湯を行うボイラーや給湯器などのエネルギー変換装置においても、変換効率の向上が要求されており、変換効率を向上させるためには、燃焼ガス中における水蒸気の潜熱を、いかに効率よく回収できるかがポイントである。

潜熱回収型熱交換器は、水蒸気が水に戻る際に放出

する潜熱を顕熱とともに回収し、有効活用するシステムが組み込まれている熱交換器のことであり、従来と比較して約15%の省エネ化が可能である。

従来、ボイラー等の比較的大型の装置では、すでに熱交換器により排ガスから潜熱と顕熱を回収して効率の向上を実現している。この場合に使用される熱交換器は主としてフィンチューブ型であり、凝縮水は開放された空間内を移動して滴下する。したがって、凝縮水の挙動が大きく熱交換器の性能に影響を及ぼすことは少ない。一方、給湯器等の小型の装置では、小型化に有利なことからプレートフィン型熱交換器が使用されており、凝縮水は狭いフィン間を燃焼ガスと混在して流れる。したがって、凝縮水の挙動が伝熱性能や圧力損失に大きく影響を及ぼすことが予想される。従来研究では、フィンチューブ型熱交換器における伝熱性能特性や圧

* 原稿受付 2005年2月18日。

*¹ 正員、富山大学工学部(☎930-8555 富山市五福3190)。

*² 学生員、富山大学大学院理工学研究所。

*³ 正員、(株)デンソー(☎448-8661 刈谷市昭和町1-1)。

E-mail: kawaguti@eng.toyama-u.ac.jp

力損失特性に関する研究例が主であり^{(1)~(7)}, プレートフィン型熱交換器に関する研究例はほとんど見当たらないのが現状である。

著者らはこれまでの研究において, 小型の給湯器等に使用されるストレートフィンを用いたプレートフィン型熱交換器を対象として, 熱交換量や圧力損失, および熱伝達率を測定することによって, 伝熱性能特性と圧力損失特性を明らかにし, 熱交換器の設計に必要な伝熱性能予測式と圧力損失予測式を作成してきた⁽⁸⁾. 本研究では, ストレートフィンと比較して伝熱性能を大幅に向上できるウイングフィンを考案し, その熱流動特性を明らかにしたので報告する。

主な記号

De : 水力直径	m
f : 摩擦損失係数	
f_p : フィンピッチ	mm
G : 質量流量	kg/s
H : フィン長さ	mm
K_i : 損失係数 (添字 c: 収縮, d: 水滴, e: 拡大)	
Nu : ヌセルト数	
P_l : 熱交換器の圧力損失	Pa
Q_w : 熱交換量	J/s
Re : レイノルズ数	
t_i : 冷却水温度 (1: 入口, 2: 出口)	°C
t_{gf} : フィン表面温度	°C
T_i : ガス温度 (1: 入口, 2: 出口)	°C
U_g : 熱交換器前面ガス流速	m/s
W_w : 冷却水流量	L/min
X : 絶対湿度	g/g
z : フィン上端からの距離	mm
ΔP_i : 熱交換器出入口圧力損失 (1: 入口, 2: 出口)	Pa
ΔP_{core} : 熱交換器コアの圧力損失	Pa
ρ_i : ガス密度 (添字 1: 入口, 2: 出口, av: 平均)	kg/m ³
σ : 熱交換器最小流路面積と前面面積の比	

2. 供試熱交換器の構造

本研究では2種類の供試熱交換器を用いた。表1に供試熱交換器の仕様を示す。EX. 1熱交換器はフィン形状がストレートフィンであり, EX. 4熱交換器はフィン形状がウイングフィンである。フィンピッチとフィン長さは両方同じで, それぞれ4mmと65mmである。供試熱交換器の構造を図1に示す。供試熱交換器は耐久性, 耐食性などを考慮して, ステンレス製である。ガスが流れるフィンと冷却水が流れる冷却水部を積層して一体化し, ろう付けしてある。なお, ステンレス表面はとくに

表面処理は施されていない。外形寸法は140×140×65mmである。空気と水蒸気から構成される高温ガスは鉛直下向きに熱交換器に流入し, 低温の冷却水は熱交換器の側方下部から流入して, 内部を循環して側方上部から流出する。また, フィン内の凝縮水の挙動を観察するために, 片側端部の冷却フィンが露出した状態になっており, その端部に透明なポリカーボネイド板を取り付けることによって, 凝縮水の挙動を観察できるようになっている。冷却水部の流路高さは3mm, ガス一水間の隔壁の厚さは0.4mmである。

ストレートフィンの形状を図2に示す。フィンピッチは4mm, フィン長さは65mm, フィン厚さは0.3mmである。

Table 1 Fin specifications

Heat exchanger	Fin shape	Fin length	Fin pitch
EX.1	Straight fin	65mm	4mm
EX.4	Wing fin	65mm	4mm

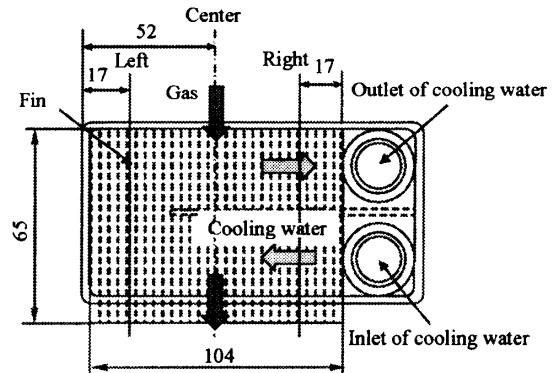


Fig.1 Structure of heat exchanger

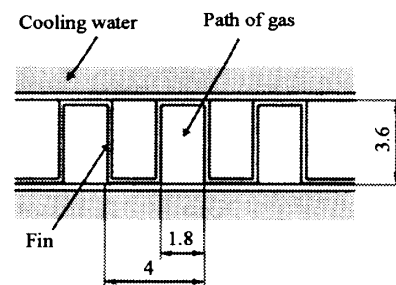


Fig.2 Shape of straight fin

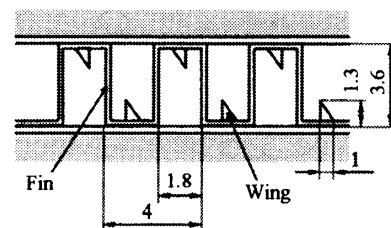


Fig.3 Shape of wing fin

また、図3にウイングフィンの形状を示す。ストレートフィンの底部に1辺の長さが1.3mm、厚さ0.3mmの直角2等辺三角形のウイングが、傾斜角 90° でガスの流れ方向にピッチ4mmで計12個設けられていることが特徴である。

3. 試験装置と方法

本研究で用いた実験装置を図4に示す。装置の構成は、大きく分けて高温空気供給装置、加湿装置、冷却水供給装置の3つの部分に分けられる。前報⁽⁶⁾で使用した装置と同じであるので、各装置の概略を説明する。

3.1 高温空気供給装置 高温空気供給装置は、主に送風用ブロワ、風量測定用オリフィス、空気加熱部から構成されている。送風用ブロワより吸い込まれた空気は、ダクトを通り、風量測定用オリフィスに送り込まれる。空気加熱部ではチャンバーに流入した空気を、電気ヒーターを用い加熱する。生成された高温空気は加湿器から供給された水蒸気と混合された後、ノズルにより絞られて均一な流れにされた後、テストセクションに供給される。ガス温度は熱交換器上流部2箇所と下流部5箇所に熱電対を設けることにより測定した。本研究では熱交換器前面ガス流速は約0.7~2.8m/sの条件で行い、熱交換器流入ガス温度は 200°C に設定した。

3.2 冷却水供給装置 冷却水供給装置はポンプ、オリフィス流量計、冷却水供給用タンク、リターン用タンクで構成されている。冷却水供給用タンクからポンプによってテストセクションの供試熱交換器に 22°C に温度調節された冷却水を供給し、熱交換器で熱交換され

た後、リターン用タンクに戻る。冷却水の温度調整は電気ヒーターを用いて行った。また、本実験では熱交換器の使用条件を考慮して冷却水流量を16L/minに設定した。冷却水温度はテストセクションの入口と出口に設けた熱電対により測定した。

3.3 加湿装置 加湿装置は、高温空気供給装置から送り出された加熱空気に水蒸気を供給する装置である。水を入れたタンク内部に電気ヒーターを設けて水を加熱沸騰させて水蒸気を発生させる。生成された水蒸気はダクトを通してチャンパー部に供給される。供試熱交換器への流入絶対湿度は、高温用湿度計を用いて測定した。本研究における湿度条件は、dry (加湿なし)の場合とwet (絶対湿度 0.103g/g)の場合の2条件である。

3.4 テストセクション テストセクションは供試熱交換器とダクトから構成されており、熱交換器の上流と下流におけるダクト壁面に静圧孔を設けて圧力変換器により、供試熱交換器の圧力損失を測定した。また、熱交換量は熱交換器に流出入する冷却水の温度差と比熱および質量流量から算出した。さらに、熱交換器により回収された潜熱は、凝縮水を容器で捕集してその重量を電子天秤で測定することにより求めた。

4. 実験結果

4.1 伝熱性能と圧力損失

4.1.1 Dry の場合 図5にEX.1熱交換器とEX.4熱交換器における、熱交換器前面ガス流速に対する伝熱量の変化を示す。図からウイングフィンを用いたEX.4熱交換器の方が、伝熱量が大きくなっており、ガス流速 $U_g=2.0\text{m/s}$ では伝熱量が 2.20kJ/s から 2.50kJ/s へと約

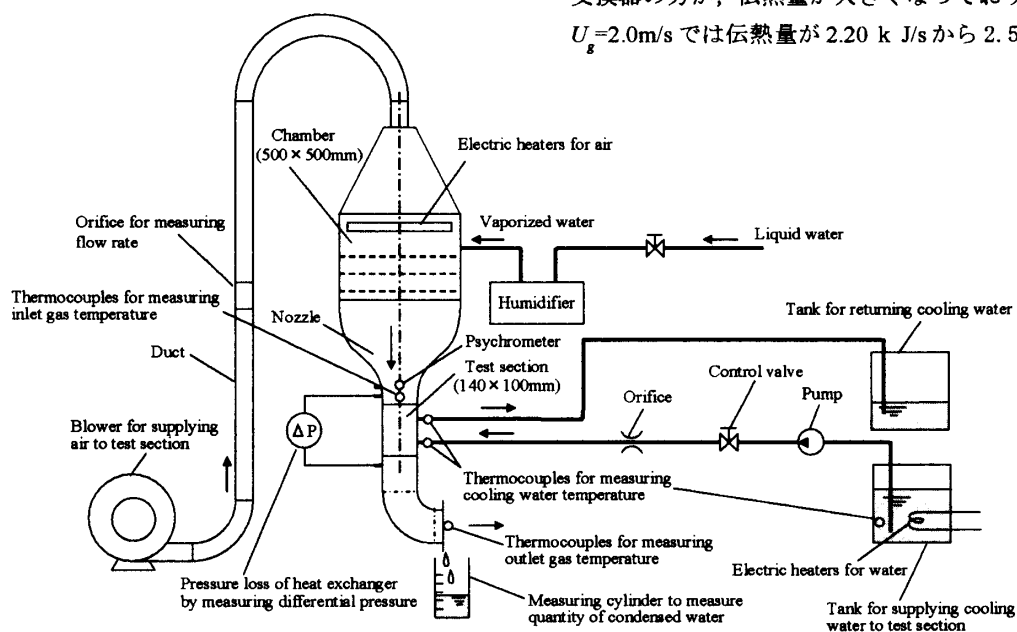


Fig.4 Experimental apparatus

1.14倍になっている。伝熱性能が向上した主な要因として、ウイングから生成された縦渦による伝熱促進効果が挙げられる。

ストレートフィンのような平板の場合には、ガス流れ方向に沿って伝熱面上の温度境界層が次第に厚くなり、それが熱伝達に対する抵抗となって伝熱性能が低下する。そこで、本研究のウイングのような伝熱促進体を設置することにより、ウイング後流に縦渦が発生して、主として渦の下降流と壁面が衝突する領域では温度境界層を薄くすることができるので、熱伝達率を増大できる。以上の理由により、ウイングフィンはストレートフィンよりも伝熱性能を向上できたと考えられる。

図6と図7に、図1に示す左、中央、右のフィン位置におけるDryの場合のフィン形状の違いによるフィン内ガス温度分布とフィン表面温度分布を示す。ウイングフィンの温度分布は、両分布ともフィン上流部で急速に温度が低下し、下流部に行くにつれて温度が安定する分布となり、フィンの左、中央、右での温度分布はほぼ同じであった。これは、ストレートフィンの場合と同じ分布となっている。ストレートフィンとの違いは、

図6からわかるように $z/H=0.3$ 以降のフィン下部でフィン内のガス温度が、ストレートフィンよりもウイングフィンの方が最大で10K程度低下している。これは、ウイングの影響によりガス流れが乱されて温度境界層が薄くなったためであると考えられる。しかしながら、図7からフィン温度は、ストレートフィンとウイングフィンとでは、変化があまり見られなかった。これは、ウイングによるガス温度の変化が10K程度だったために顕著にフィン温度に表れなかったと考えられ

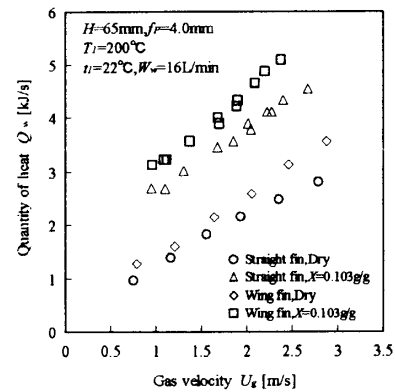


Fig.5 Relationship between quantity of heat and gas velocity in cases of straight fin and wing fin

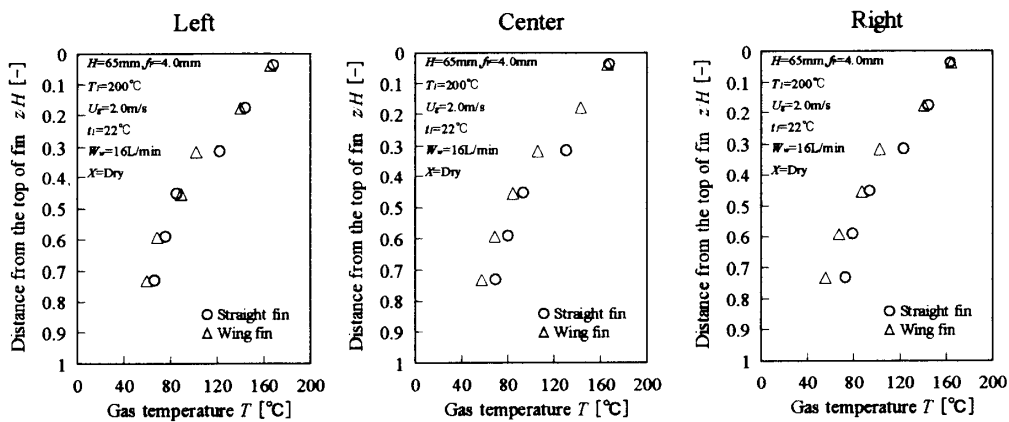


Fig.6 Distribution of gas temperature in fin (Dry)

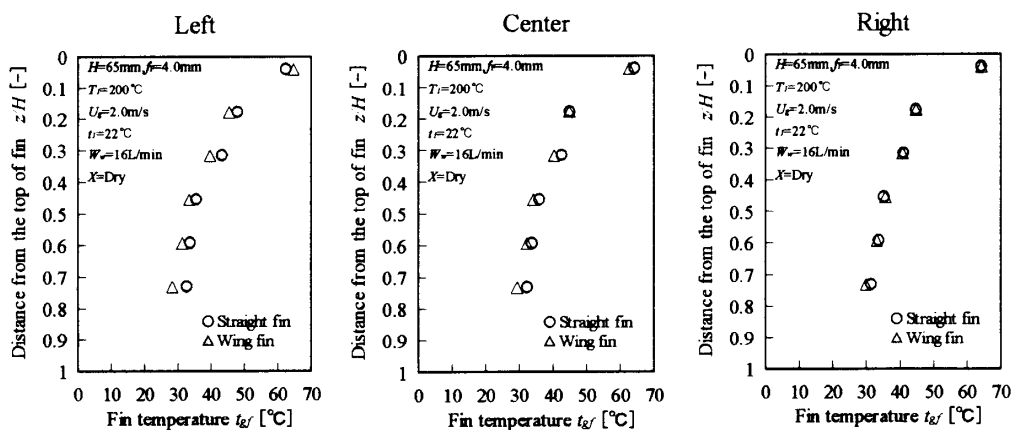


Fig.7 Distribution of temperature of fin surface (Dry)

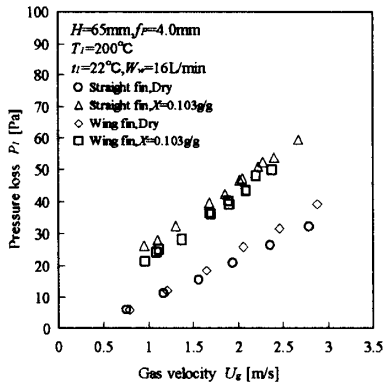


Fig. 8 Relationship between pressure drop and gas velocity in cases of straight fin and wing fin

る。このような結果からも、ウイングによる伝熱促進効果が現れており、ストレートフィンよりも伝熱量が向上したと考えられる。

図8にEX.1熱交換器とEX.4熱交換器における、熱交換器前面ガス流速に対する圧力損失の変化を示す。図から圧力損失も伝熱性能と同様に、EX.1熱交換器よりもEX.4熱交換器の方が、圧力損失が大きくなっており、ガス流速 $U_g=2.0\text{m/s}$ で21.7Paから24.6Paへと約1.13倍大きくなっている。これは、ウイングが突起物となっており、ウイングの抗力そのものとガス流路面積を狭めた結果ガス流速が増大して圧力損失が大きくなったためであると考えられる。

4.1.2 Wet の場合 図5よりウイングフィンのEX.4熱交換器の方が、伝熱量が大きくなっており、ガス流速 $U_g=2.0\text{m/s}$ で3.75 k J/sから4.50kJ/sへと約1.2倍になっている。また、図15より潜熱回収量も $U_g=2.0\text{m/s}$ で1.56 k J/sから1.77kJ/sへと若干ではあるが大きくなっている。伝熱量と潜熱回収量が向上した理由は、Dryの場合でも述べたようにウイングによる伝熱促進効果と凝縮水の挙動がストレートフィンとウイングフィンとで異なるためであると思われる。

ウイングのような伝熱促進体がある場合、伝熱促進

体から発生した縦渦が伝熱面に衝突する点における熱伝達率は非常に高いとされており、また凝縮水がウイングフィンに引き寄せられる挙動を示し、排水性が良いことから、ウイング後方では水蒸気が直接伝熱面に触れており、ストレートフィンよりも有効伝熱面が大きいためウイングフィンの方が伝熱性能が向上したと考えられる。

図9と図10に、Wetの場合におけるフィン形状の違いによるフィン内ガス温度分布とフィン表面温度分布を示す。ウイングフィンのガス温度分布は、フィン上流部で急速に温度が低下し、下流部になるにつれて温度が安定してくる分布となっており、フィンの左、中央、右での温度分布はほぼ同じであるのがわかる。ストレートフィンの場合と比較すると、フィン上流部で特に温度が低下しており、 $z/H=0.2$ の位置で145°Cから105°Cへと約40Kも低い。図10からフィンの温度分布は $z/H=0.05$ の位置から温度がすでに低くなっている。また、フィンの左、中央、右での温度分布はほぼ同じであることがわかる。フィン温度は、ストレートフィンよりも若干ではあるが低くなっていることがわかる。これらの温度分布も、ウイングの伝熱促進効果と凝縮水の排水性の良さによるものであると考えられる。

図8から圧力損失は、Dryの場合と異なりウイングフィンのEX.4熱交換器の方が小さくなっており、ガス流速 $U_g=2.0\text{m/s}$ で46.3Paから42.2Paへと約8.9%低下している。凝縮水の観察結果からわかるようにウイングフィンの場合には、ストレートフィンのように凝縮水が水膜として滞留している水滴が少ない。これはウイングに引き寄せられた水滴が、ウイングによって支えられており、前後の水滴が合体すると表面張力による力よりも水滴の自重とガス流体から受ける力が大きくなることによって凝縮水が落ちるからであると考えられる。つまり、凝縮水の排水性が良いために圧力損失が小さくなったと考えられる。

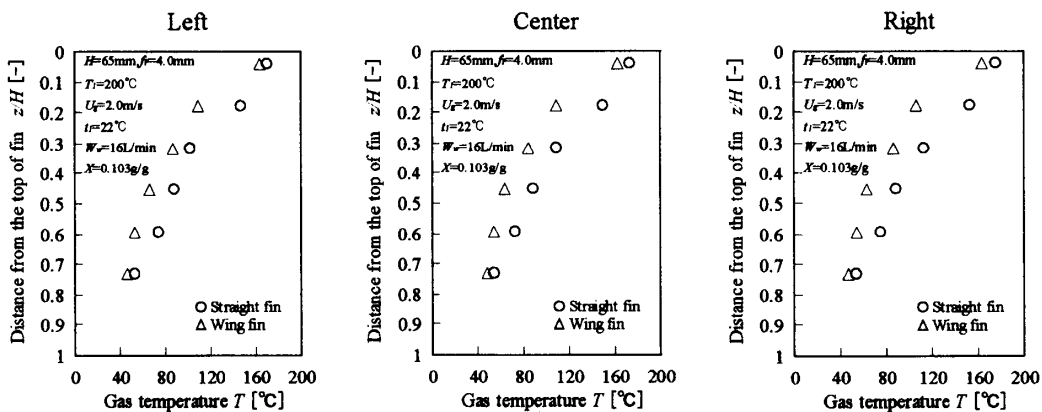


Fig. 9 Distribution of gas temperature in fin (Wet)

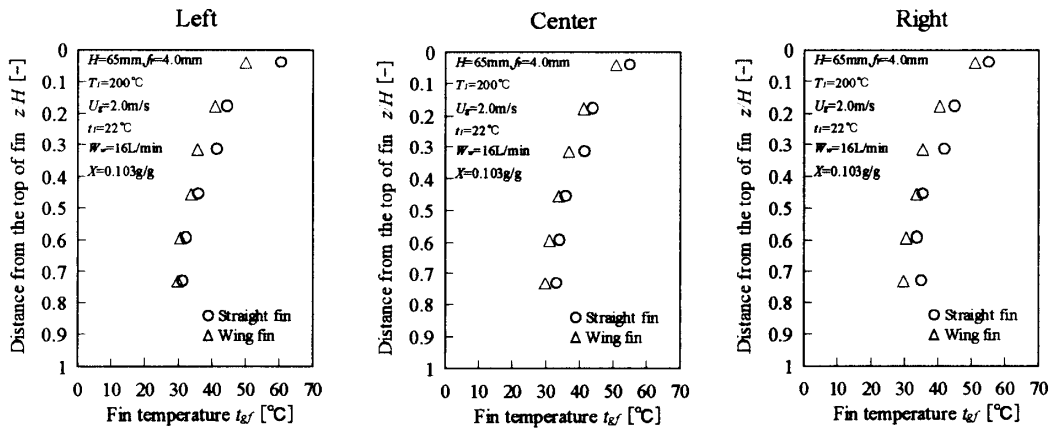


Fig.10 Distribution of temperature of the outer fin surface (Wet)

このように、伝熱性能と圧力損失は密接に関係していることがウイングフィンからもわかる。したがって、凝縮を伴う場合には、凝縮水をうまく排水させることにより圧力損失を低下させて、伝熱性能を向上させることができると考えられる。

4.2 凝縮水の挙動観察 次にフィンにおける凝縮水の挙動を観察した結果を示す。実験条件は、ガス流速 $U_g=2\text{m/s}$ 、絶対湿度 $X=0.103\text{g/g}$ である。図11はストレートフィンの場合における観察結果で、フィンのほぼ全域で凝縮水が発生しており、潜熱回収がフィン全域で行われていることがわかる。凝縮水はフィンの表面に小さな水滴となって付着している領域と、フィン間のガス流路全域を覆う形で付着している領域が存在している。フィンの左右方向ではほぼ均等に凝縮水が分布しているが、フィンの上下方向では上部において大きな水滴の滞留が認められる。フィン高さ方向については、フィン側面より温度のより低いフィン底面において活発に凝縮している様子を呈している。一方、図12にウイングフィンにおける観察結果を示す。ストレートフィンと同様に、フィンのほぼ全域で凝縮水が発生しており、潜熱回収がフィン全域で行われていることがわかる。凝縮水はフィンの表面に小さな水滴となっ

て付着している領域と、ウイング周辺に付着している領域が存在するが、ストレートフィンのようにフィン間のガス流路全域を覆う形で付着している領域は存在しない。

次に図13にマイクروسコープを用いて拡大観察したストレートフィンにおける凝縮水の挙動を示す。実験条件は、ガス流速 $U_g=2\text{m/s}$ 、絶対湿度 $X=0.103\text{g/g}$ である。また、観察位置はフィン中央の上端より15mmの位置で、写真の横幅がほぼフィン間におけるガス流路の幅と一致している。凝縮水の挙動を左から説明すると、①小さい水滴が生成し始める。②小さい水滴どうしが合体して、大きな水滴に成長する。③大きく成長した水滴が集まり、水膜となってフィン表面を覆う。④水膜となった凝縮水は、表面張力による力が大きくなり、ガス流体から受ける力と水滴の自重が大きくなるまでなかなか落ちない。このような現象のため、図7のように水滴がフィンに滞留した状態となっている。また、この観察結果から凝縮した水滴が断面積 $1.8\text{mm} \times 3.4\text{mm}$ のガス流路を完全にふさいでしまうという現象は見られなかった。一方、図14にウイングフィンの場合の凝縮水の挙動を示す。左から説明すると、①ウイングの後方で小さい水滴が生成し始める。②小さい水滴どうしが合

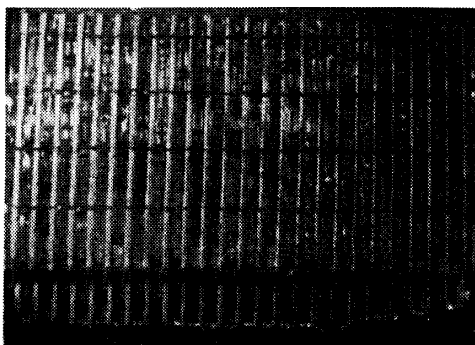


Fig.11 Behavior of condensate in straight fin

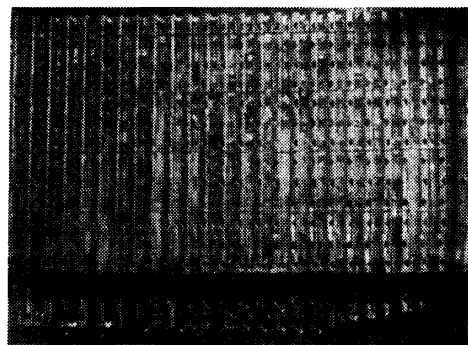


Fig.12 Behavior of condensate in wing fin

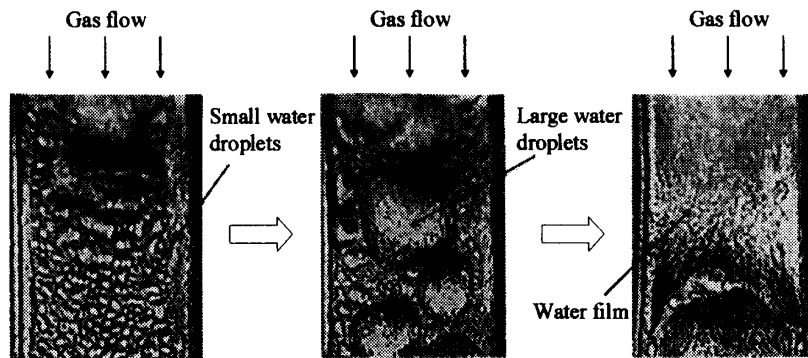


Fig.13 Micro view of behavior of condensate in straight fin

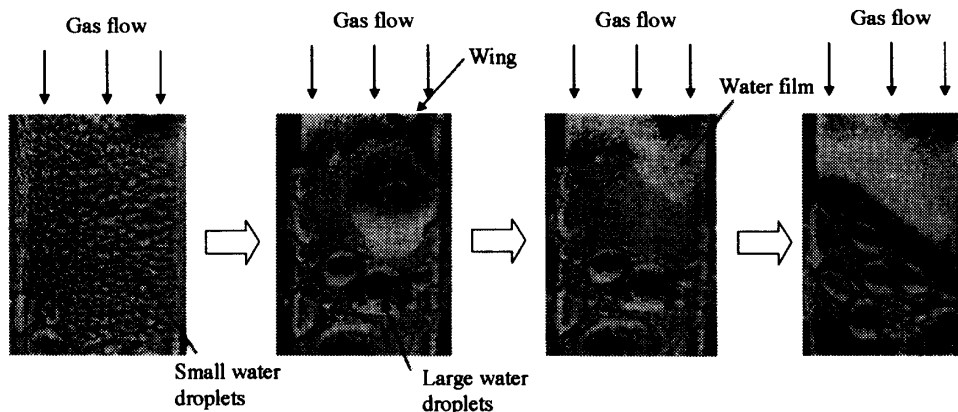


Fig.14 Micro view of behavior of condensate in wing fin

体して、大きな水滴に成長し、ウイングに水滴が吸い寄せられる。③ウイングに大きな水滴ができる。④前後のウイングの水滴が合体して下流へ流れ落ちる。このような現象のため、水滴がフィンに滞留しにくい状態となっている。

4.3 熱流動特性予測式 本研究ではガスと冷却水間の熱通過率を求めて、さらに冷却水側熱伝達率を算出することによってガス側の熱伝達率を計算した。そして、熱伝達率からヌセルト数を求めて、レイノルズ数との関係について実験相関式を作成した。式(1)と式(2)に、Dry時とWet時におけるウイングフィンのヌセルト数の予測式を示す。また、図16にDry時とWet時における実験から得られたヌセルト数と式(1)と式(2)から算出したヌセルト数(実線と破線)の比較を示す。

$$\text{dry} \quad Nu = 0.2538 \cdot Re^{0.537} \cdot Pr^{1/3} \quad (1)$$

$$\text{wet} \quad Nu = 0.4495 \cdot Re^{0.530} \cdot Pr^{1/3} \quad (2)$$

適用範囲 $200 \leq Re \leq 600$

同様にして、測定した圧力損失とガス流速との関係について、実験相関式を作成した。図17に圧力損失の

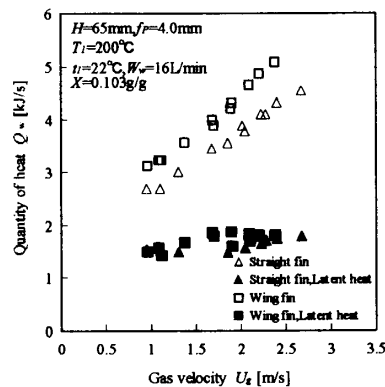


Fig.15 Relationship between latent heat quantity and gas velocity in fin

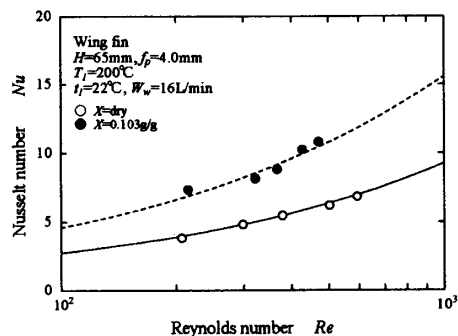


Fig.16 Relationship between Nusselt number and Reynolds number

考え方を示す。プレートフィン型熱交換器の圧力損失 P_1 は式(3)に示すように、入口部における圧力損失 ΔP_1 と出口部における圧力回復 ΔP_2 とコア部の圧力損失 ΔP_{core} から構成されている。

$$P_1 = \Delta P_1 + \Delta P_{core} - \Delta P_2 \quad (3)$$

$$\Delta P_1 - \Delta P_2 = \frac{G^2}{2\rho_1}(1-\sigma^2) + K_c \frac{G^2}{2\rho_1} - \frac{G^2}{2\rho_2}(1-\sigma^2) - K_e \frac{G^2}{2\rho_2} \quad (4)$$

$$\Delta P_{core} = \frac{G^2 \cdot f \cdot Y}{2 \cdot \rho_{av} \cdot D_e} + \frac{n \cdot K_w \cdot G^2}{2 \cdot \rho_{av}} + \frac{K_d \cdot G^2}{2 \cdot \rho_{av}} \quad (5)$$

ここで式(5)の第2項はウイングによる圧力損失の増加分であり、第3項は水滴による圧力損失の増加分である。 K_w と K_d はそれぞれウイングの損失係数と水滴の損失係数であり、圧力損失測定値との相関を調べた結果、 $K_w=0.07$ 、 $K_d=20$ となった。また、 $K_c=1.1$ 、 $K_e=0.1$ 、ウイングの個数 $n=12$ である。以上の熱伝達率や圧力損失の予測式は、あくまでも今回の実験条件(入口絶対湿度、冷却水流量、冷却水温度)において成立するものである。図18にDry時とWet時において実験から求めた圧力損失と予測式から算出した圧力損失との比較を示す。

5. 結言

ボイラーや給湯器への使用を主目的とした、ウイングフィンを有する潜熱回収型熱交換器の熱流動特性についてストレートフィンと比較した結果、今回実施した範囲において以下の結論を得た。

- (1) 熱伝達特性について、ウイングの効果により、Dry時の場合や、Wet時の場合において、ウイングフィンとはストレートフィンと比較して、熱交換性能を向上することができる。
- (2) 一方、圧力損失特性について、Dry時の場合はウイングフィンはストレートフィンと比較して、圧力損失が増大するが、Wet時の場合は逆に圧力損失を低減することができる。
- (3) DryとWet時における熱伝達率と圧力損失を測定することによって、フィン内ガス流速に対する熱伝達と圧力損失特性における実験相関式を作成した。

参考文献

- (1) 藤井哲・長田孝志・新里寛英, 管群における湿り空気熱および物質伝達に関する実験, 機論, 50-455, B(1984), 1716-1726.
- (2) 谷口博・工藤一彦・黄其励・藤井章弘, 水分を多量に含む湿り空気からの熱, 物質伝達(排ガス中の潜熱回収に関する研究), 機論, 53-495, B(1987), 3377-

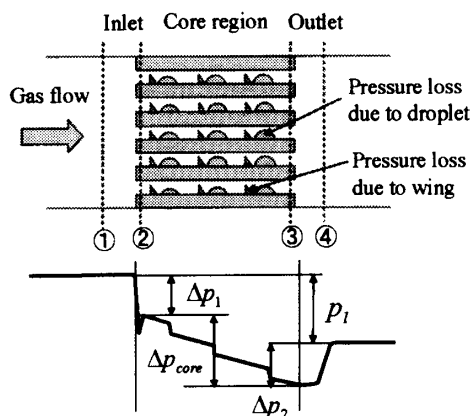


Fig. 17 Pressure loss model of heat exchanger

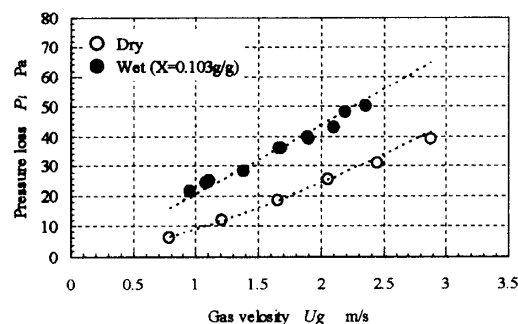


Fig. 18 Relationship between pressure loss and gas velocity in fin

3382.

- (3) 瀬下裕・小川和彦・丸本健二・藤井雅雄, 湿り空气中で凝縮を伴う空冷熱交換器の性能, 機論, 54-499, B(1988), 716-721.
- (4) 神坂光男・曾田正浩・横尾和俊・岩淵牧男・長田勇, 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), 機論, 58-545, B(1992), 248-253.
- (5) 刑部真弘・石田和彦・矢木清之・伊東次衛・大政国光, 実排ガスにおける伝熱管の凝縮熱伝達(異なる空気比の燃焼ガスを用いた実験), 機論, 64-626, B(1998), 3378-3383.
- (6) 刑部真弘・矢木清之・伊東次衛・大政国光, 実排ガスにおける伝熱管の凝縮熱伝達(凝縮挙動に関する各種パラメータの検討), 機論, 65-632, B(1999), 1409-1416.
- (7) 長田祐司・青木博史・大原敏夫・畔柳功, 凝縮を伴うコルゲートルーパーフィンに関する研究, 機論, 65-639, B(1999), 3785-3790.
- (8) 川口清司・奥井健一・下浦貴裕・大河内隆樹・長賀部博之・蛭川俊英, 潜熱回収型熱交換器における熱流動特性(ストレートフィンの長さやピッチが熱流動特性に及ぼす影響), 機論, 72-713, B(2006), 96-103.