

## 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とピッチが熱流動特性に及ぼす影響)

川口清司<sup>\*1</sup>, 奥井健一<sup>\*1</sup>, 下浦貴裕<sup>\*2</sup>  
大河内隆樹<sup>\*3</sup>, 長賀部博之<sup>\*3</sup>, 蜂川稔英<sup>\*3</sup>

### The Heat Transfer and Pressure Loss Characteristics of the Heat Exchanger for Recovering Latent Heat (Effects of Straight Fin Length and Fin Pitch on the Heat Transfer and Pressure Loss Characteristics)

Kiyoshi KAWAGUCHI<sup>\*4</sup>, Kenichi OKUI, Takahiro SHIMOURA,  
Takaki OHKOUCHI, Hiroyuki OSAKABE and Toshihide NINAGAWA

<sup>\*4</sup> 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 straight fin (fin length: 65 mm or 100 mm, fin pitch: 2.5 mm or 4 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 fin length and fin pitch 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世紀はエネルギー・環境の時代とも言われているように、化石燃料の枯渇化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ている。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いる。今後さらに、変換効率を向上させるためには従来棄てられていた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、放出する排気ガス中の水蒸気に含まれる潜熱を余熱として利用するものであり、

水蒸気が水に戻る際に放出する凝縮熱(潜熱)を顯熱とともに回収し、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る。この潜熱回収型熱交換器を用いることにより、従来よりも約15%の省エネ化を可能にし、地球温暖化の原因の1つであるCO<sub>2</sub>の排出量も約15%削減できることが報告されている。

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顯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の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特性や圧力損失特性に大きく影響を及ぼすことが予想される。従

\* 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科。

\*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

来研究では、フィンチューブ型熱交換器における熱流動特性に関する研究例が主であり<sup>(1)~(7)</sup>、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。

そこで本研究では、プレートフィン型熱交換器の一種であるストレートフィンを有する潜熱回収型熱交換器について、フィン長さやフィンピッチが伝熱特性と圧力損失特性に及ぼす影響を明らかにし、熱交換器の設計に必要な伝熱性能と圧力損失の予測式を提案する。

### 主な記号

$A$ : ガス側の伝熱面積	$\text{m}^2$
$D_e$ : 水力直径	$\text{m}$
$f$ : 摩擦損失係数	
$f_p$ : フィンピッチ ( $f_{p0}$ : 基準フィンピッチ=4mm)	$\text{mm}$
$F$ : 修正係数	
$G$ : 質量流量	$\text{kg/s}$
$H$ : フィン長さ ( $H_0$ : 基準フィン長さ=65mm)	$\text{mm}$
$K$ : 熱通過率	$\text{W/m}^2\text{K}$
$K_t$ : 損失係数 (添字 c: 収縮, d: 水滴, e: 拡大)	
$[LMTD_{CF}]$ : 対数平均温度差	$\text{K}$
$Nu$ : ヌセルト数	
$P_i$ : 热交換器の圧力損失	$\text{Pa}$
$Q_w$ : 热交換量	$\text{J/s}$
$Re$ : レイノルズ数	
$t_c$ : 冷却水温度 (1: 入口, 2: 出口)	$^\circ\text{C}$
$t_f$ : フィン表面温度	$^\circ\text{C}$
$T_i$ : ガス温度 (1: 入口, 2: 出口)	$^\circ\text{C}$
$U_g$ : 热交換器前面ガス流速	$\text{m/s}$
$W_w$ : 冷却水流量	$\text{L/min}$
$X$ : 絶対湿度	$\text{g/g}$
$z$ : フィン上端からの距離	$\text{mm}$
$\Delta P_i$ : 热交換器出入口圧力損失 (1: 入口, 2: 出口) Pa	
$\Delta P_{core}$ : 热交換器コアの圧力損失	Pa
$\rho_i$ : ガス密度 (添字 1: 入口, 2: 出口, av: 平均)	$\text{kg/m}^3$
$\sigma$ : 热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3種類の供試熱交換器を用いた。表1に供試熱交換器のフィン仕様を示す。EX.1熱交換器とEX.2熱交換器はフィン長さが異なり、EX.1熱交換器とEX.3熱交換器はフィンピッチが異なる。一例としてEX.1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 $140 \times 140 \times 65\text{mm}$ 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。冷却水部の流路幅はフィン長さにより異なり、フィンが長い場合は流路幅も広くなる。また、流路高さは3mm一定であり、ガス-水間の隔壁の厚さは0.4mmである。

一例として、EX.1熱交換器におけるフィンの形状を図2に示す。フィン形状はストレートフィンであり、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。

### 3. 試験装置と方法

本研究で用いた実験装置を図3に示す。実験装置の構成は、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。本装置を用いて、高温空気供給装置から送り出された加熱空気と加湿装置から送り出された水蒸気を混合したガスを、冷

Table 1 Fin specifications

Heat exchanger	Fin shape	Fin length	Fin pitch
EX.1	Straight fin	65mm	4mm
EX.2	Straight fin	100mm	4mm
EX.3	Straight fin	65mm	2.5mm

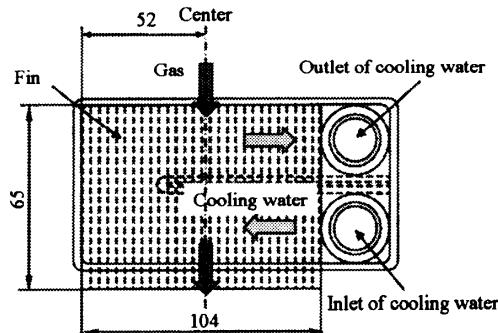


Fig.1 Structure of heat exchanger (EX.1)

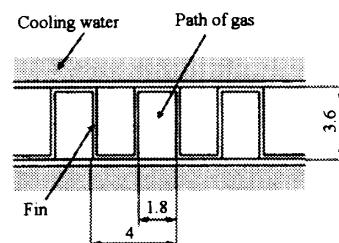


Fig.2 Fin shape (EX.1)

却水が流れる供試熱交換器に送り込む。各装置について以下に説明する。

**3.1 高温空気供給装置** 高温空気供給装置は、主に送風用プロワ、風量測定用オリフィス、空気加熱部から構成されている。送風用プロワは、インバータによって回転数を制御し、送風量を調節している。送風用プロワより吸い込まれた空気は、管内径50mmの塩化ビニル管製のダクトを通り、風量測定用D・D/2タップオリフィスに送り込まれる。オリフィスの流量係数は予め検定されている。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て加熱する。ヒーターへの供給電力はサイリスタ整流器によって制御することができる。ヒータを通過し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、金網により整流されるとともに、ノズルにより絞られて均一な流れにした後、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り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、冷却水流量はオリフィス流量計で測定し、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。燃焼ガスでは、ガスを燃やすとガス中に水蒸気が発生する。そのために、加熱空気に水蒸気を混ぜることで同じ状態を作る。加湿部はタンクで、内部には水を加熱沸騰させて水蒸気を発生させるために電気ヒーターが設置されている。ヒーターへの供給電力はSCRスライダーにより制御することができる。この加湿器で生成された水蒸気は断熱されたダクトを通ってチャンバー部に供給される。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 フィン長さの影響** 図4にフィン長さの異なるEX.1熱交換器( $H=65\text{mm}$ )とEX.2熱交換器( $H=100\text{mm}$ )における伝熱性能の比較を示す。また、図5に圧力損失の比較を示す。

**4.1.1 Dryの場合** 図4からフィン長さの長いEX.2熱交換器の方が、伝熱量が大きくなっていることがわか

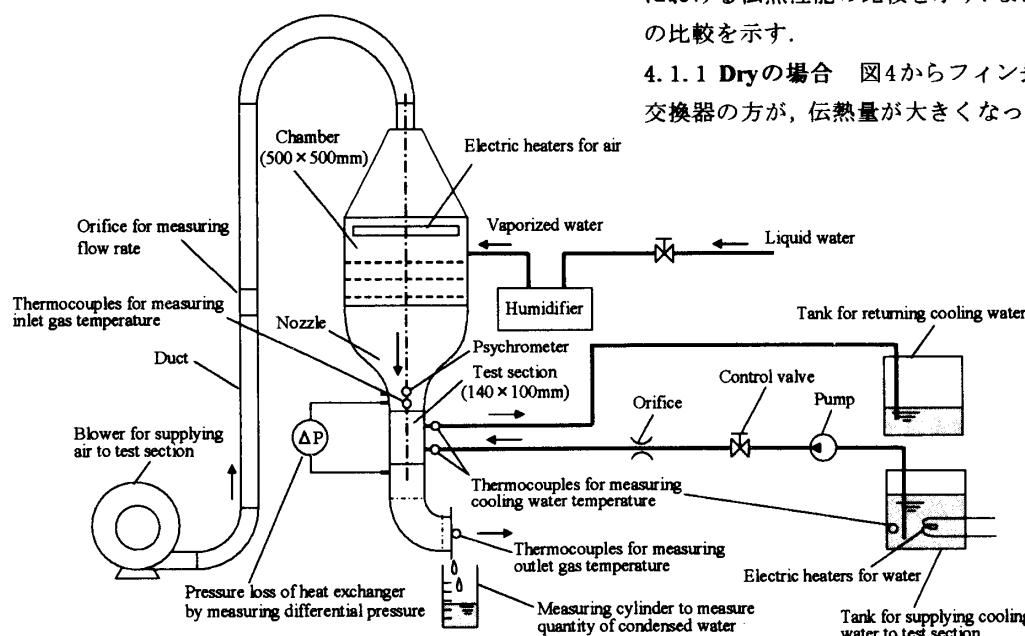


Fig.3 Experimental apparatus

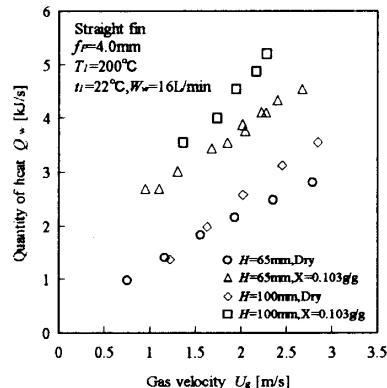


Fig.4 Relationship between quantity of heat and gas velocity in case of straight fin

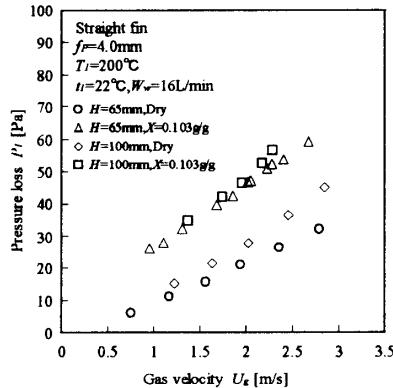


Fig.5 Relationship between pressure loss and gas velocity in case of straight fin

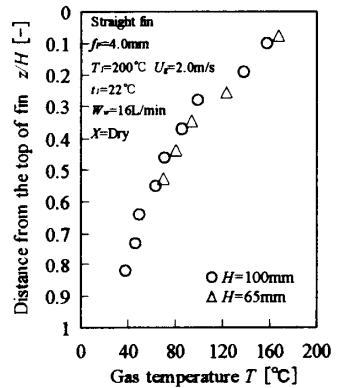


Fig.6 Gas temperature distribution in fin (dry condition)

る。これは、ガス側伝熱面積および冷却水側伝熱面積が大きくなつたために、伝熱量が増大したと考えられる。しかし、伝熱面積が $0.606\text{m}^2$ から $0.932\text{m}^2$ へと約1.54倍になっているにも関わらず、伝熱量は $U_g=2.0\text{m/s}$ で $2.21\text{kJ/s}$ から $2.55\text{kJ/s}$ へと約1.15倍の増加率である。この理由をフィン内ガス温度とフィン表面温度から考察する。図6と図7にDryの場合における、フィン中央位置(図1)のガス流れ方向のガス温度分布とフィン表面温度分布の比較を示す。ここで、 $z/H$ はフィン上端からの距離 $z$ をフィン長さ $H=100\text{mm}$ で除した値である。図6よりフィン内のガス温度は、EX.1熱交換器とEX.2熱交換器の分布がほぼ一致していることと、EX.2熱交換器のフィン下流部( $z/H=0.62\sim 0.82$ の領域)でのガス温度の変化が約15Kと小さいことがわかる。また、図7からフィン表面温度分布は、EX.1熱交換器の方が低いことがわかる。これは冷却部を流れる冷却水の流速がEX.1熱交換器の方が冷却水の流れる流路面積が狭くなつたために、EX.2熱交換器より速くなり、冷却水部壁面が急激に冷やされたためにフィン温度が低くなつていると考えられる。このようにEX.2熱交換器は、ガス温度とフィン温度の温度差が小さいこととフィン下流部のガス温度の変化が小さいことから、伝熱面積が約1.54倍に増加したにも関わらず、伝熱量がEX.1熱交換器に対して約1.15倍にしかならなかつたと考えられる。

図5から圧力損失も、フィン長さの長いEX.2熱交換器の方が大きくなつておおり、 $U_g=2.0\text{m/s}$ でEX.2熱交換器の圧力損失は、 $21.7\text{Pa}$ から $27.8\text{Pa}$ となりEX.1熱交換器より約6.1Pa大きくなつて。これは、フィン長さが長くなり、摩擦抵抗が増大したために圧力損失が増加したと考えられる。しかしながら、長さが約1.54倍になつていても関わらず、圧力損失は約1.25倍の増大率である。これは、熱交換器の圧力損失は入口の圧力損失と出口の圧力回復、さらにフィン内における圧力損失から構成されていると考えられるが、その内入口の

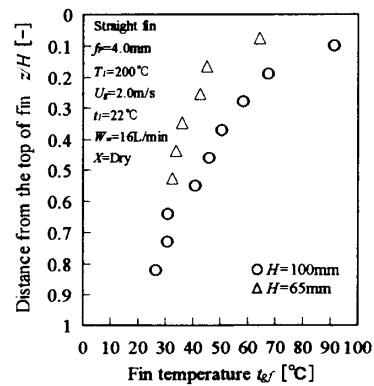


Fig.7 Fin temperature distribution in fin (dry condition)

圧力損失と出口の圧力回復については、EX.1熱交換器とEX.2熱交換器の入口温度と出口温度がほぼ一致していることから等しいと思われる。一方、フィン内の圧力損失については下流に行くに従ってガス温度が低下していくのでガス流速が小さくなるが、ガス流速の大きい領域はフィンの上流部であるため、圧力損失はフィンが長くなつてもそれほど増大しないと考えられる。

**4. 1. 2 Wetの場合** 図8と図9にEX.1熱交換器とEX.2熱交換器の凝縮水の挙動観察結果を示す。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。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。ただし、比較的大きい水滴の場合でもフィン高さ方向に1/3程度の空間体積を占めているにすぎないので、ガス流路はある程度確保されている。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。凝縮水の挙動におけるマクロな時間変化については、最初フィン上部

を中心として凝縮が発生し始め、やがて小さな水滴が集まって一つの大きな水滴に成長してフィン間に滞留する。しばらくすると、それらが合体してフィン間を流れ落ち、同様にして下流に滞留している水滴を巻き込んで落下する。そのようなサイクルを十数秒間隔で繰り返すので、長時間ガス流路に同じ水滴が滞留することはない。フィン長さの影響については、フィン長さの長いEX.2熱交換器はフィンの上部と下部での水滴の成長速度が異なり、上部での成長速度が早く、大きく成長した水滴がフィン内に滞留しながらも頻繁に流れ落ちている挙動を示す。

次に図10にマイクロス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、写真的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水膜となつた凝縮水は、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8のように水滴がフィンに滞留した状態になる。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。

図4からDryの場合と同様にフィン長さの長いEX.2熱交換器の方が、伝熱量が大きくなっている。 $U_g = 2.0\text{m/s}$  で  $3.80\text{ kJ/s}$  から  $4.56\text{ kJ/s}$  へと増加している。これも、ガス側伝熱面積および冷却水側伝熱面積が大きくなつたために、伝熱量が増大したためと考えられる。図11にフィン長さによる潜熱回収量の比較を示す。EX.2熱交換器の潜熱回収量は、ガス流速に対して増加しており、EX.1熱交換器よりも大きくなっていることがわかる。特に、ガス流速  $U_g = 2.0\text{m/s}$  で EX.1 热交換器が  $1.57\text{ kJ/s}$  で

あるのに対して、EX.2熱交換器は  $2.36\text{ kJ/s}$  となっており約1.5倍になっている。これは、凝縮水の挙動観察結果からわかるようにフィン全体で凝縮しており、伝熱面積が約1.54倍になつたためであると考えられる。しかしながら、伝熱面積が約1.54倍に増加したにも関わらず、伝熱量がEX.1熱交換器に対して約1.20倍にしかなっていない。これは、フィン内のガス温度分布(図12)はEX.1熱交換器とEX.2熱交換器の分布がほぼ一致しており、フィン温度分布(図13)より、フィン下流部 ( $z/H = 0.55 \sim 0.82$  の領域)において、EX.2熱交換器ではフィン温度の変化が小さいというDryの場合と同様な結果から伝熱量が約1.2倍にしかならなかつたものと考えられる。また、Dryの場合とWetの場合のガス温度分布がほぼ同じことから、空気の顯熱量はEX.1熱交換器とEX.2熱交換器とでフィンの長さを変化させてもあまり変わらないと考えられる。そのため、水蒸気の潜熱量が

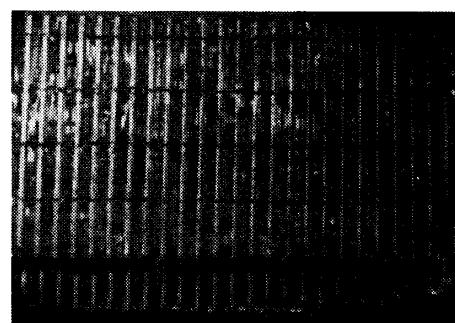


Fig.8 Behavior of condensate in fin (EX.1)

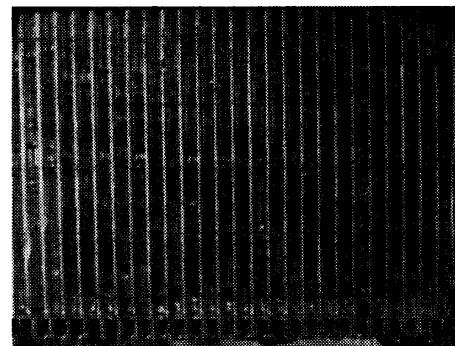


Fig.9 Behavior of condensate in fin (EX.2)

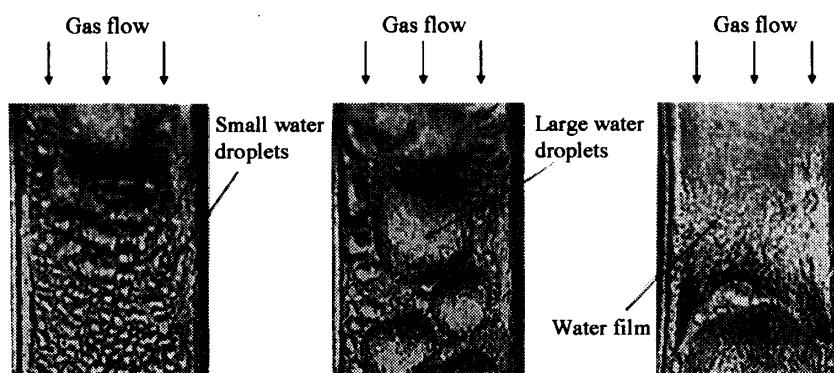


Fig.10 Micro view of behavior of condensate in fin

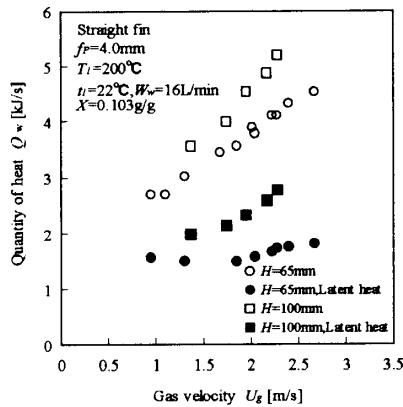


Fig.11 Amount of recovery of latent heat

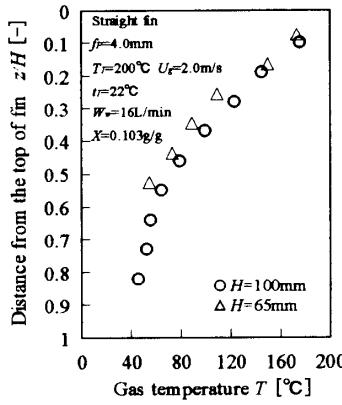


Fig.12 Gas temperature distribution in fin (wet condition)

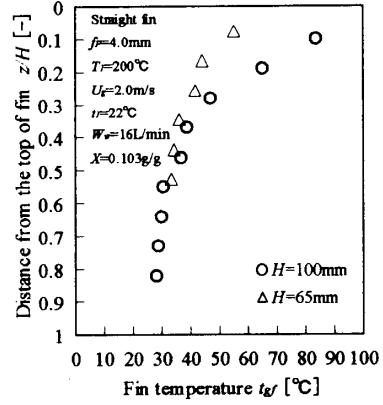


Fig.13 Fin temperature distribution in fin (wet condition)

EX.1熱交換器よりもEX.2熱交換器の方がフィンの長さが長い分だけ大きくなり、このような結果になったと考えられる。

図5から圧力損失は、EX.2熱交換器がEX.1熱交換器に比べて、多少増加しており、 $U_g=2.0\text{m/s}$ で46.3Paから48.2Paへと約1.9Pa増加している。これは、先にも述べたように凝縮水の挙動の様子が、EX.2熱交換器とEX.1熱交換器とで似ておりフィン全体で凝縮しているためであると思われる。フィン全体での凝縮によって、EX.2熱交換器の方がフィン内の水滴の数が多くなり、フィン内における圧力損失が大きくなつたために、圧力損失が増加したと考えられる。

**4.2 フィンピッチの影響** 図14にフィンピッチの異なるEX.1熱交換器( $f_p=4.0\text{mm}$ )とEX.3熱交換器( $f_p=2.5\text{mm}$ )における伝熱性能の比較を示す。図15に圧力損失の比較を示す。

**4.2.1 Dry の場合** 図14からフィンピッチの小さいEX.3熱交換器の方が、伝熱量が大きくなっていることがわかる。しかしながら、EX.3熱交換器の伝熱面積が $0.606\text{m}^2$ から $0.822\text{m}^2$ へとEX.1熱交換器よりも約1.35倍と大きくなっているにも関わらず、伝熱量は $U_g=2.0\text{m/s}$ で $2.21\text{kJ/s}$ から $2.51\text{kJ/s}$ まで増加し、増加率が約1.14倍と小さい。これは、フィンピッチを小さくしたことにより、フィン内を通過するガス流速は若干速くなるが、それ以上にフィン内の流路断面積が小さくなり、温度境界層の干渉が起こり易くなる。そのため伝熱面積を大きくさせたほど伝熱量は増加しないと考えられる。

図15から圧力損失も、EX.3熱交換器の方が大きくなつており、ガス流速 $U_g=2.0\text{m/s}$ においてEX.3熱交換器の圧力損失が21.7Paから26.9Paへと約5.2Pa大きくなっている。これはフィンピッチを小さくすることにより、伝熱面積とガス流速が増大して摩擦抵抗が大きくなつたためであると考えられる。

**4.2.2 Wet の場合** EX.3熱交換器では、図16および目視による凝縮水の挙動観察結果より、熱交換器から凝縮水が滴下せず、ガス流路内に多くの水滴が滞留していることがわかった。図14からDryの場合と異なり、EX.1熱交換器と比較してフィンピッチの小さいEX.3熱交換器の方が、 $U_g=2.0\text{m/s}$ において伝熱量が $3.80\text{kJ/s}$ から $2.90\text{kJ/s}$ へと約23.7%低下している。これは、凝縮水がフィン内に滞留しやすくなるためであると思われる。フィンピッチを小さくすることによりガス流路が狭く

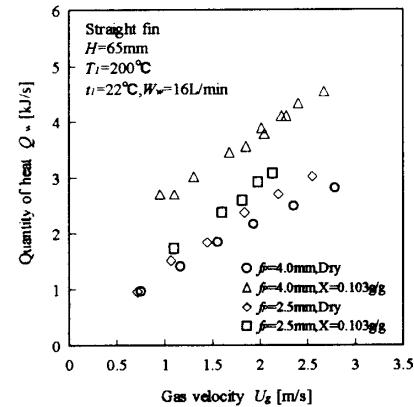


Fig.14 Relationship between quantity of heat and gas velocity in case of straight fin

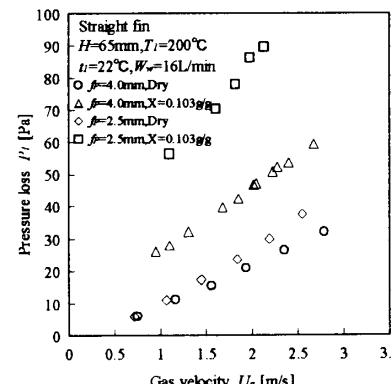


Fig.15 Relationship between pressure loss and gas velocity in case of straight fin

なり、凝縮水がガス流路を塞ぐことから水滴と流路壁面の接触長さが長くなり、表面張力による鉛直上向きの力が大きくなるので、水滴が落ちなくなるものと考えられる。従って、ガス流体が流れにくくなったり、水膜となって伝熱面を覆って熱抵抗となり、伝熱量を低下させると考えられる。図17にフィンピッチによる潜熱回収量の比較を示す。この図からも、潜熱回収量が低下しており、 $U_g=2.0\text{m/s}$ において1.57kJ/sから1.30kJ/sへと約17.2%低下していることがわかる。これも凝縮水の目詰まりによるものであると考えられる。

図15から圧力損失は、EX.1熱交換器と比較してフィンピッチの小さいEX.3熱交換器の方が、 $U_g=2.0\text{m/s}$ において46.3Paから85.8Paへと、約1.85倍に増大している。これも、伝熱性能と同じように凝縮水の目詰まりによってガス流路が小さくなることでガス流速が速くなり、圧力抵抗や摩擦抵抗が増大するために圧力損失が大きくなるためであると考えられる。これらの結果から、伝熱性能は、EX.3熱交換器の方がEX.1熱交換器よりも伝熱量が23.7%低下し、圧力損失は、EX.3熱交換器の方がEX.1熱交換器よりも圧力損失が85.3%大きくなっている。伝熱性能と圧力損失とは密接に関係しており、凝縮を伴う場合には、単にフィンピッチを詰めて伝熱面積を広くしても凝縮水が詰まり圧力損失を増大させ、伝熱性能を低下させる。従って、凝縮水を効率的に排水することが、圧力損失の低下と伝熱性能の向上

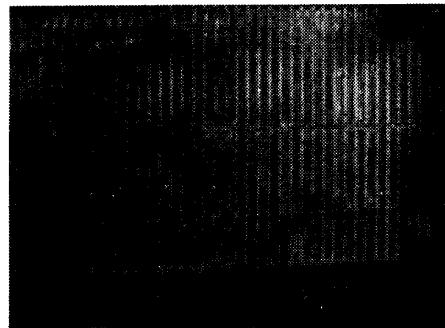


Fig.16 Behavior of condensate in fin (EX.3)

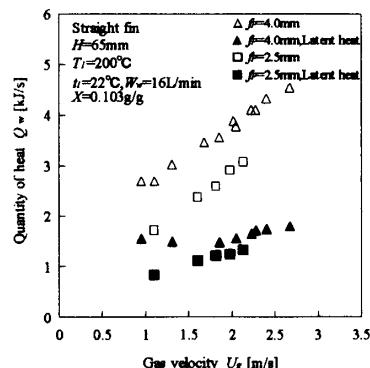


Fig.17 Amount of recovery of latent heat

に繋がると考えられる。

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、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。熱交換量 $Q_w$ は式(1)で表わされるので、この式を用いて熱通過率を算出する。

$$Q_w = A \cdot K \cdot F \cdot [LMTD]_{CF} \quad (1)$$

修正係数 $F$ は熱交換器を通過する流体の流れ方により異なるので、本熱交換器における流れ方に基づいた値( $F=0.995$ )を用いた。また、対数平均温度差 $[LMTD]_{CF}$ は、ガスの入口温度と出口温度および冷却水の入口温度と出口温度を測定すれば、求めることができる。冷却水側熱伝達率は、熱交換量を伝熱面積および温度差で除することにより求めた。式(2)と式(3)に、Dry時とWet時におけるヌセルト数の予測式を示す。また、図18と図19にDry時とWet時におけるヌセルト数とレイノルズ数の関係をそれぞれ示す。

$$\text{dry } Nu = 0.09157 \times \left( \frac{H}{H_0} \right)^{0.144} \cdot \left( \frac{f_p}{f_{p0}} \right)^{1.286} \cdot Re^{0.660} \cdot Pr^{1/3} \quad (2)$$

$$\text{wet } Nu = 0.09489 \times \left( \frac{H}{H_0} \right)^{0.480} \cdot \left( \frac{f_p}{f_{p0}} \right)^{1.171} \cdot Re^{0.770} \cdot Pr^{1/3} \quad (3)$$

適用範囲  $140 \leq Re \leq 600$

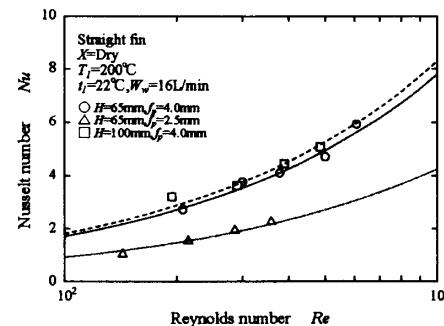


Fig.18 Relationship between Nusselt number and Reynolds number in case of dry condition

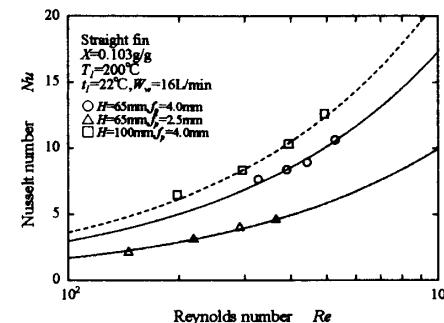


Fig.19 Relationship between Nusselt number and Reynolds number in case of wet condition

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20に圧力損失の考え方を示す。プレートフィン型熱交換器の圧力損失 $P_t$ は式(4)に示すように、入口部における圧力損失 $\Delta P_1$ と出口部における圧力回復 $\Delta P_2$ とコア部の圧力損失 $\Delta P_{core}$ から構成されている。

$$P_t = \Delta P_1 + \Delta P_{core} - \Delta P_2 \quad (4)$$

$$\Delta P_1 - \Delta P_2 = \frac{G^2}{2\rho_1} (1-\sigma^2) + K_c \frac{G^2}{2\rho_1} - \frac{G^2}{2\rho_2} (1-\sigma^2) - K_c \frac{G^2}{2\rho_2} \quad (5)$$

$$\Delta P_{core} = k_1 \cdot \frac{G^2 \cdot f \cdot H}{2 \cdot \rho_{av} \cdot D_e} + \frac{K_d \cdot \rho_{av}}{2} \left( \frac{G}{\rho_{av}} \right)^{k_1} \cdot \left( \frac{H}{H_0} \right)^{k_2} \cdot \left( \frac{f_p}{f_{p0}} \right)^{k_3} \quad (6)$$

ここで式(6)の第2項は水滴による圧力損失の増加分であり、フィン長さとフィンピッチの関数になる。 $k_1 \sim k_4$ は係数であり、圧力損失測定値との相関を調べた結果、Dry の場合  $k_1=0.64$ , Wet の場合  $k_1=0.6$ ,  $k_2=0.52$ ,  $k_3=-0.3$ ,  $k_4=-1.65$  となった。また、 $K_c=1.1$ ,  $K_d=30$ ,  $K_e=0.1$  である。 $K_d=30$  も圧力損失測定値との相関を調べた結果、得られた値である。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21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、ストレート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、今回実施した範囲において以下の結論を得た。

- (1) フィン長さの影響について、Dryの場合、フィンが長い方が伝熱量が大きく、圧力損失も大きい。一方 Wetの場合、フィンが長い方が伝熱量が大きく、圧力損失も大きいがその差はほとんどない。
- (2) フィンピッチの影響について、Dryの場合、フィンピッチが小さい方が伝熱量が大きく、圧力損失も大きい。一方 Wetの場合、フィンピッチが小さい方が伝熱量が小さく、圧力損失は大幅に増大する。
- (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の熱および物質伝達に関する実験、機論、50-455, B(1984), 1716-1726.

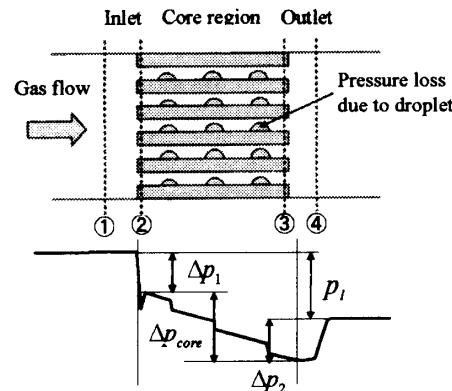


Fig.20 Pressure loss model of heat exchanger

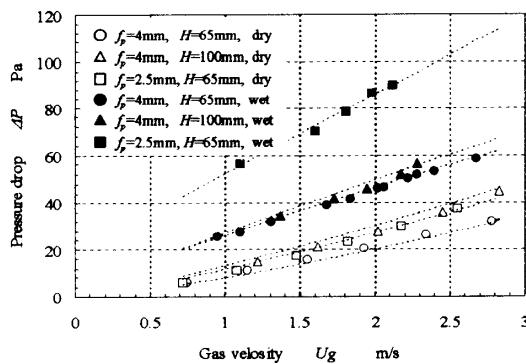


Fig.21 Relationship between pressure loss and gas velocity

- (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), 3377-3382.
- (3) 瀬下裕・小川和彦・丸本健二・藤井雅雄、湿り空気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・岩渕牧男・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フィンに関する研究、機論、65-639, B(1999), 3785-3790.