

スパイラルフィン付伝熱管群における  
フィン周り流れと熱流動特性\*川口清司\*<sup>1</sup>, 奥井健一\*<sup>1</sup>, 高木裕作\*<sup>2</sup>Effects of Flow around Fin on the Heat Transfer and  
Pressure Drop Characteristics of the Spiral Finned Tube BanksKiyoshi KAWAGUCHI\*<sup>3</sup>, Kenichi OKUI and Yusaku TAKAKI\*<sup>3</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. For example in the power generation field, as the thermal power generation occupied 60% of the power generation demand, the improvement of the thermal efficiency is required considerably. To attain this purpose, heat transfer tubes used for a heat exchanger for recovering exhaust heat from gas turbine in combined cycle type power generation must exhibit high heat transfer and low pressure drop. A spiral finned tube with an extended fin has recently been used for this purpose. This paper described that the effects of flow around fin on the heat transfer and pressure drop characteristics of the spiral finned tube banks used for the heat exchanger in the thermal power generation were clarified by measuring 3-dimensional velocity and turbulence intensity, temperature, and static pressure in the spiral finned tubes banks with different fin height.

**Key Words:** Heat Exchanger, Heat Transfer, Spiral Fin, Fin Height

## 1. 緒言

近年,地球温暖化や化石燃料の枯渇問題に対して,省エネルギーの需要が増大している。発電分野においても電源需要の約60%を火力発電が担っており,より一層の熱効率の向上が強く望まれている。また,空調分野においても機器の小型化の要望が強く,その中で大部分の容積を占める熱交換器の小型化は急務である。

火力発電は,従来ボイラと蒸気タービンで構成される汽力発電方式であったが,再燃再生サイクルや超臨界圧プラントの採用などにより,熱効率は1950年代当初の約30%から約40%へと飛躍的向上を遂げてきた。しかし,更なる熱効率向上を目指して,現在はコンバインドサイクル発電が主流になってきている。コンバインドサイクル発電とは,ガスタービンと蒸気サイクルを組

み合わせた発電方式であり,ガスタービンからの高温排ガスの熱エネルギーを排熱回収熱交換器によって蒸気として取り出し,蒸気タービンを駆動する方式である。コンバインドサイクル発電の熱効率は約45~50%であり,さらに熱効率を向上させるためには,排熱回収熱交換器における熱回収率を向上させる必要がある。そのためには,伝熱特性に優れ,かつ圧力損失の小さい伝熱管が望まれる。近年,伝熱面積を拡大したスパイラルフィンが用いられているが,更なる伝熱性能の向上を狙ってフィン先端部に切り欠きを有するセレーテッドフィンが用いられ始めている。このフィンの特長は切り欠きにより応力を緩和できるのでフィン高さを高くできることと,流れを乱すことにより伝熱促進効果が期待できることである。

従来研究としては,スパイラルフィンに関しては比較的報告例が多く, Schmidt<sup>(1)</sup>, Brauer<sup>(2)</sup>, Yudin and Tokhtarova<sup>(3)</sup>, Weyrauch<sup>(4)</sup>はインライン配列およびスタaggerド配列における伝熱性能を報告している。ま

\* 原稿受付 2005年8月15日。

\*<sup>1</sup> 正員,富山大学工学部(☎930-8555 富山市五福3190)。\*<sup>2</sup> 学生員,富山大学理工学研究所。

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

た、河村ら<sup>(5)(6)</sup>は熱回収に用いられる伝熱管群における熱流動特性に関する報告を行っている。

前報<sup>(7)(8)</sup>ではフィンピッチやフィン高さが異なるセレーテッドフィン付伝熱管群とスパイラルフィン付伝熱管群を用いて、同一の実験を行うことにより、熱流動特性を明らかにして、設計の際に必要な熱伝達率と流動損失の予測式を提案した。その結果、それぞれ6%以内の誤差で予測することが可能である。そこで本研究では、フィン高さが異なるスパイラルフィン付伝熱管群を用いて、フィン周りの流れが熱伝達や流動損失特性に及ぼす影響を明らかにしたので報告する。

### 主な記号

$d_f$ : フィン外径	mm
$d_h$ : 流力直径	mm
$d_o$ : 管外径	mm
$d_v$ : 体積等価直径	mm
$D_{AIR}$ : 空気流れ方向長さ	mm
$D_n$ : 空気流れ直角方向長さ	mm
$f$ : 流動抵抗係数 = $2 \rho_a \Delta p / G_a^2 N_L$	
$G_a$ : 管群間質量流速	kg/m <sup>2</sup> s
$h_a$ : 熱伝達率	W/m <sup>2</sup> K
$h_f$ : フィン高さ	mm
$N_L$ : 空気流れ方向管列数	
$N_T$ : 空気流れの横幅方向管列数	
$Nu$ : ヌセルト数 = $h_a d_v / \lambda$	
$p_f$ : フィンピッチ	mm
$Re_h$ : レイノルズ数 = $G_a d_h / \rho_a \nu$	
$Re_v$ : レイノルズ数 = $G_a d_v / \rho_a \nu$	
$s_f$ : フィン間隔	mm
$S_D$ : 管ピッチ	mm
$S_L$ : 空気流れ方向管ピッチ	mm
$S_T$ : 空気流れの横幅方向管ピッチ	mm
$t_f$ : フィン厚さ	mm
$u$ : 空気流れ方向流速	m/s
$u'$ : 空気流れ方向流速変動	m/s
$\rho_a$ : 空気密度	kg/m <sup>3</sup>
$\Delta p$ : 管群前後の差圧	Pa
$\lambda$ : 空気の熱伝導率	W/mK
$\nu$ : 空気の動粘度	m <sup>2</sup> /s

## 2. 供試伝熱管群の構造

**2.1 フィン付伝熱管** 本研究では実用上比較的良好く使用される範囲における形状を考慮して、2種類のスパイラルフィン付伝熱管を使用した。フィン付伝熱管の形状を図1、表1に仕様を示す。スパイラルフィン

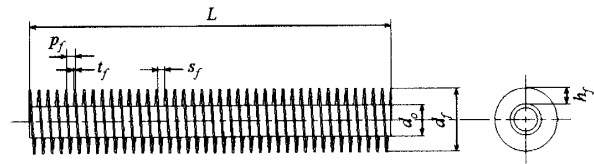


Fig.1 Shape of finned tube

Table 1 Specifications of finned tubes (mm)

Type	Symbol	$d_o$	$d_i$	$h_f$	$t_f$	$p_f$
Spiral fin	SP200	17.3	35.3	9.0	0.9	5.0
	SP201	17.3	29.9	6.3	0.9	5.0

付伝熱管の形状の違いは、フィン高さ $h_f$ であり、フィン高さの高い方がSP200であり、低い方がSP201である。スパイラルフィン付伝熱管は管材の外周に矩形のフィン材をらせん状に巻き付けた構造である。フィン材は冷間圧延炭素鋼板 (SPCC)、管材は高圧配管用炭素鋼管 (STS370S) を用いている。また、フィン付伝熱管は高周波抵抗溶接で管に溶接されており、接触熱抵抗は十分無視できる。

**2.2 管群モデル** 本研究で対象としているフィン付伝熱管群はスタッガード配列である。図2に配列形状、表2にスパイラルフィン付伝熱管を用いた場合の形状寸法を示す。空気流れの横幅方向管ピッチ $S_T$ を40 mm、45 mmの2パターンとし、空気流れ方向管ピッチ $S_L$ を30 mm、35 mm、40 mmの3パターンで、合計6種類の配列パターンとする。ここで、配列Aは $S_D=36.1$  mmであり、表1に示すフィン付管形状からもわかるように隣接する伝熱管のフィン先端がほとんど接触する配置である。配列形状は配列Aを基準とし、空気流れの横幅方向および流れ方向に5 mmずつ広げたものである。

また、管列数は空気流れの横幅方向の管列数 $N_T$ を5列とし、空気流れ方向管列数 $N_L$ を1~6列、配列することができる。ここで、管群はスタッガード配列であるため空気流れの横幅方向管列数 $N_T$ は偶数列において6列となるが、上下の1本に関しては、それぞれ管の半分がダクト外部に出ており、断熱材により断熱したため、解析においても $N_T=5$ として扱うものとする。Yudin and Tohtarova<sup>(3)</sup>によるとフィン付管群の平均熱伝達率は4列以上の管群で評価するのが適切であり、スタッガード配列においても3列目以降から熱伝達率が一定になるという報告より、本研究では、空気流れ方向管列数 $N_L$ を3~6列の列数を対象としている。

## 3. 試験装置と方法

本研究で使用した実験装置を図3に示す。循環水供給装置と空気供給装置、テストセクションにより構成さ

れ、フィン付伝熱管の管内に温水を流し、管外を流れる常温の空気との間で熱交換を行う方式をとっている。なお、本実験装置は前報<sup>(8)(9)</sup>で使用したものと同等であるので、詳細な説明を省略する。

**3.1 循環水側装置** 気水分離器を兼ねた貯水タンクに貯められた水は循環ポンプにより加圧され、テストセクションに供給される。テストセクションを通過した循環水は流量測定用オリフィスを通して、電気ヒータにより加熱され、貯水タンクに戻り再利用される。テストセクション入口での循環水温度は60℃に調整する。また、循環水流量はすべて0.075 kg/sで行った。

**3.2 空気側装置** 空気は送風機により風洞内に吹き込まれ、空気流量測定用ダクト、レデューサーダクト、テストセクション、ミキシングダクトを通過し、大気中に放出される。空気質量流量は0.14～0.86 kg/sである。

**3.3 テストセクション** テストセクションは、幅200mm、高さ200mm、長さ320mmの矩形ダクト内に伝熱管群を設置した。循環水の温度は各伝熱管の入口と出口にK型熱電対を設けることにより測定した。また、空気温度はテストセクション入口に3箇所と、空気温度を一様にするために設けたミキシングダクト内5箇所K型熱電対を設けることにより測定した。管群差圧は、テストセクション側板において管群の上流部と下流部にあたる部分に圧力孔を設け、それぞれ圧力変換器を設置し、計測された値から圧力を算出し求めた。また、空気側熱伝達率は、空気側の入口と出口温度、および循環水側入口と出口温度から定義される温度効率と、伝熱ユニット数から熱通過率を求め、そこから円管内強制対流熱伝達から求まる水側熱伝達率と管の熱伝導による熱抵抗などを減じることにより算出した。

**3.4 フィン周りの局所流れ測定** 本研究ではフィン周りの局所流れが熱伝達や流動損失に及ぼす影響を調べるために、5列目の伝熱管におけるフィン周り

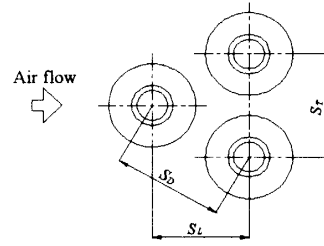
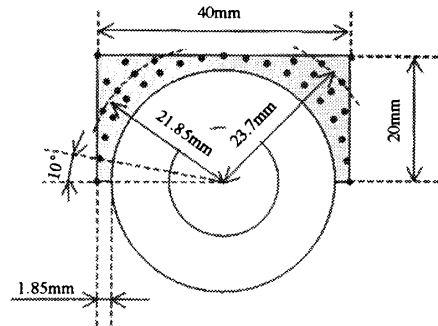


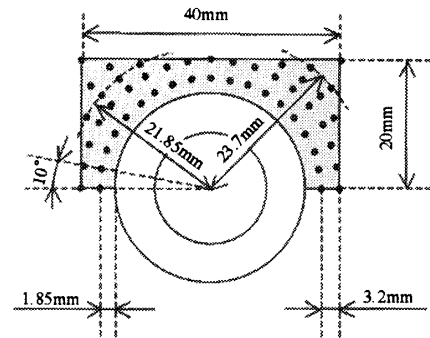
Fig.2 Arrangement of finned tube banks

Table 2 Arrangement of spiral finned tube banks

	(mm)					
Arrangement	A	B	C	D	E	F
$S_T$	40	40	40	45	45	45
$S_L$	30	35	40	30	35	40



(a) Measuring points for SP200



(b) Measuring points for SP201

Fig.3 Region for measuring velocity

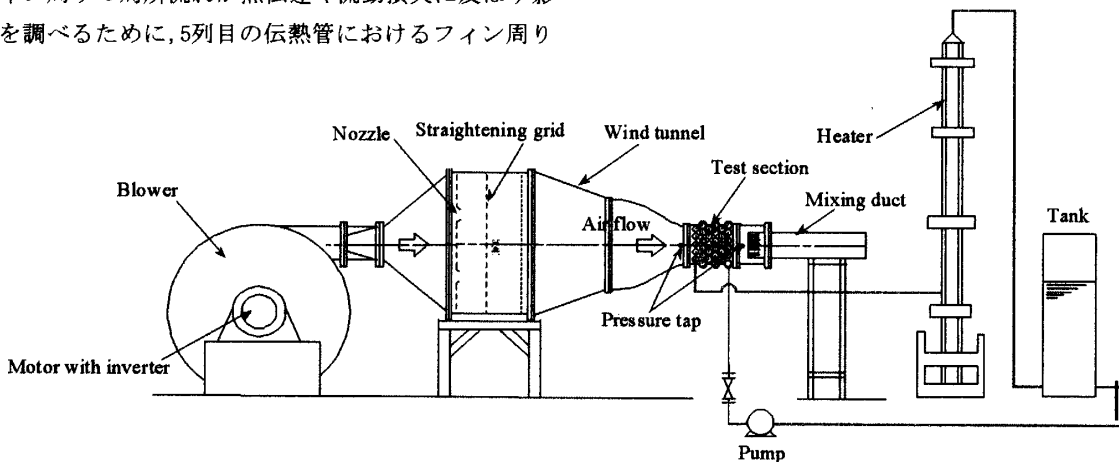


Fig.4 Experimental apparatus

の3次元流速, 流速変動, 空気温度, 静圧を測定した. 図3に測定点を示す. 3次元流速および流速変動は, 側壁から傾斜型熱線プローブを挿入し, 空気温度は熱電対を用いて測定した. また, 静圧は全圧管を用いて全圧を測定し, 流速から動圧を算出して全圧から減じることにより求めた. 試験条件のレイノルズ数は約30000である. ヌセルト数と流動損失係数における差が, 比較的顕著に表れるレイノルズ数として30000を選択した.

#### 4. 実験結果

**4.1 性能試験結果** 図5に代表的な配列Cにおけるスパイラルフィン付管(略称SP)の熱伝達特性の実験結果を示す. これまでの研究において管群配列が熱伝達特性や流動損失特性に及ぼす影響を調べてきたが, ほとんど影響が見られなかったために, 代表的な配列である配列Cを用いて行った. 図よりSP200, SP201を比較すると, フィン高さの低いSP201の方がフィン高さの高いSP200より, 熱伝達率が微小ながら良い結果となった. これは, フィン付管周りの流れが原因と考えられるが, 性能試験の結果だけでは原因が不明確であるので, フィン周り流れの測定を行うことにより明らかにしていく.

図6に配列Cのスパイラルフィン付管の流動抵抗特性の実験結果を示す. 図よりSP200, SP201を比較すると, フィン高さの高いSP200の方がフィン高さの低いSP201の約1.2倍と流動抵抗が大きいことがわかる. これは, SP200のフィン高さがSP201の1.5倍と大きいことから, フィン部での摩擦抵抗の増大が原因と考えられるが, 理由を調べるためにフィン周りの詳細な流れ測定を行う.

**4.2 フィン周りの流速分布** 図7と図8にフィン高さの高いSP200とフィン高さの低いSP201の空気流れ方向流速分布を示す. フィン付管の前方での流速は, SP200, SP201ともに $D_n$  4[mm] ~ 8[mm]の部分で最も速く,  $D_n$  16[mm] ~ 20[mm]の部分で最も遅い. これは管群5列目のフィン付管の周りで測定しているため, 流速の速い $D_n$  4[mm] ~ 8[mm]の部分は4列目のフィン付管のフィン部(SP200では $D_n$  8.65[mm] ~ 14.95[mm], SP201では $D_n$  8.65[mm] ~ 17.65[mm])の後方であり, フィンの間を流って流速が速くなった空気が到達するからである. また流速が遅い $D_n$  16[mm] ~ 20[mm]の部分は, 4列目のフィン付管の裸管部( $D_n$  0[mm] ~ 8.65[mm])の後方であり, 後流域のために流速が低下している.

フィン付管の上部(フィン付管の間)での流速は, SP200, SP201ともに後方になるにつれ流路が狭くなるため速くなっている. しかしSP200とSP201を比較する

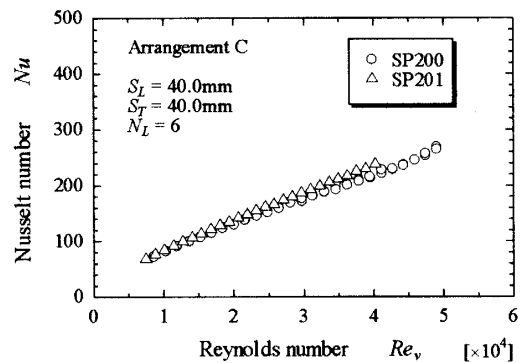


Fig.5 Effect of fin height on heat transfer characteristics in case of spiral finned tube banks

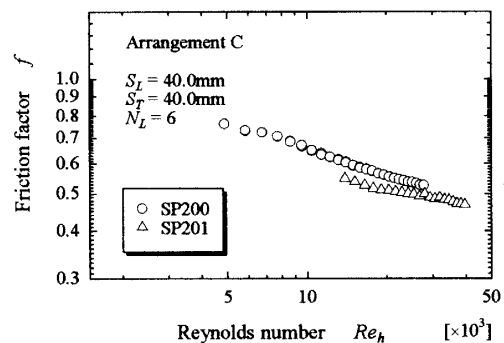


Fig.6 Effect of fin height on pressure drop characteristics in case of spiral finned tube banks

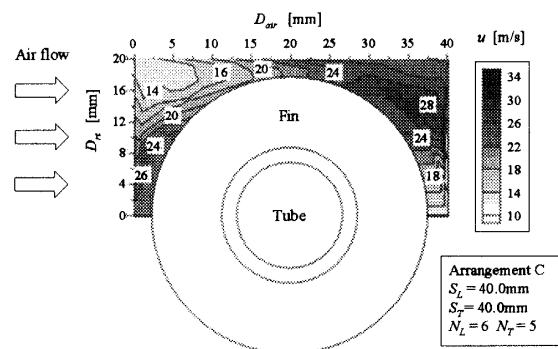


Fig.7 Velocity distributions around fin in case of SP200

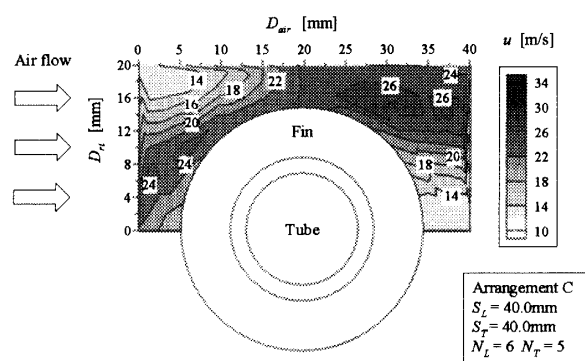


Fig.8 Velocity distributions around fin in case of SP201

と抵抗の無いフィン付管の間の流速がSP201の方が全体的に大きい。またSP201の全体を通しての最大流速の位置もSP200とは異なりフィン付管の部分である。これは、SP200に比べSP201はフィン高さが低いために抵抗の無い流路が大きくなり、空気は抵抗のあるフィン部を避けフィン付管の間を通ったため、その部分での流量が増えて流速が速くなったと考えられる。これに対してSP200はフィン部の後方で全体を通して最も速い流速を示している。これは、SP200の場合フィン高さが高く、抵抗の無い流路が極端に少ないため、空気がフィンの間を通過せざるを得ない状態になり、フィンの間を通過して流速の速くなった空気の出口にあたるのが原因として考えられる。

フィン付管の後方での流速は、SP200、SP201ともに  $D_{fr}$  12[mm] ~ 16[mm] の部分で最も速くなっていて、また  $D_{fr}$  0[mm] ~ 4[mm] の部分で最も遅くなっていることがわかる。これはフィン付管の前方の流速分布と同様の理由である。

以上より、フィン高さが低いSP201は、フィン高さが低いために裸管部に空気が衝突しやすく、また前方のフィン付管上部(フィン付管の間)の抵抗の無い流路が大きいため、空気は抵抗のあるフィン部を避けフィン付管上部(フィン付管の間)を通り、その部分での流量が増えて流速が速くなる。この流速の速い空気が裸管部前方に到達するので、SP201は裸管部に流速の速い空気が衝突しやすく、熱伝達向上につながったと考えられる。

図9と図10にSP200とSP201におけるフィン周りの空気流れ方向分布を示す。SP200の方がフィン高さが高いためにSP201よりフィン部の抵抗が増大し、空気が抵抗の小さい方に流れようとするため、図9および図10における領域Aに示すように、フィン前方部でSP200の方がSP201よりも、空気はフィンを避けて流れる様相を呈している。また、フィン後方でSP200とSP201を比較すると、図9および図10における領域Bに示すように、SP200は空気流れ方向にほぼまっすぐ流れているのに対して、SP201はフィンに沿って流れていることがわかる。SP200はフィン高さが高くフィン前方部でフィンを避けようとした流れがみられたが、裸管部前方では空気がフィン間に流入する様子が確認された。従って抵抗の無いフィン付管の間の流路が極端に狭いため、大部分の空気はフィン間を流れ、フィン間を通過した空気がフィン後方で確認できたためと考えられる。これに対してSP201では抵抗の無いフィン付管の間の流路が広いので、フィン間には空気があまり流入せずにフィン付管の間を通過して、その空気がフィンに沿って

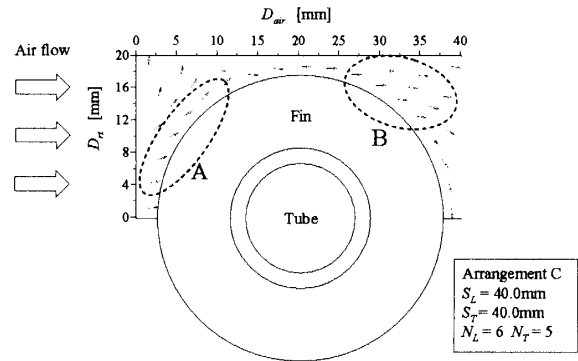


Fig.9 Velocity direction distributions around fin (SP200)

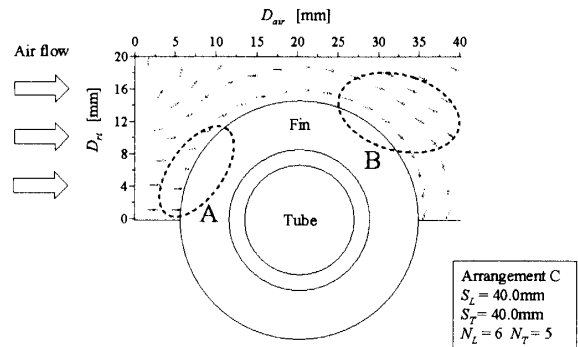


Fig.10 Velocity direction distributions around fin (SP201)

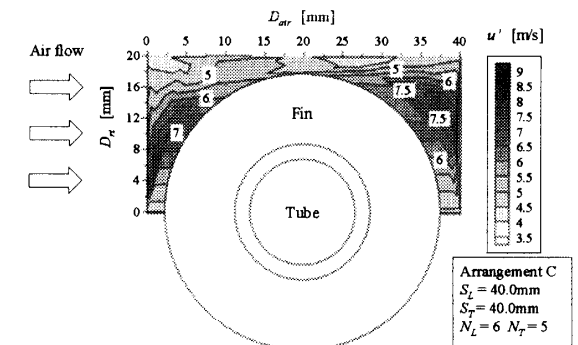


Fig.11 Velocity fluctuation distributions around fin (SP200)

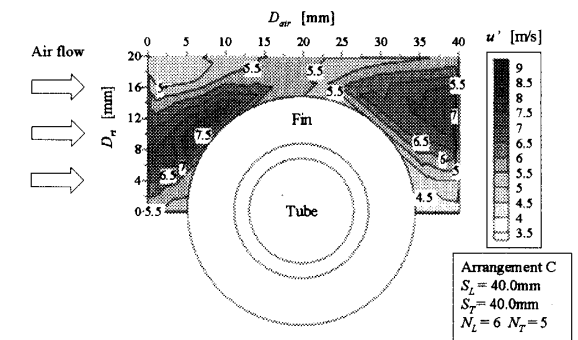


Fig.12 Velocity fluctuation distributions around fin (SP201)

流れているためと考えられる。

以上よりSP200とSP201を比較すると、フィンの抵抗としてはフィン高さの高いSP200の方が大きいためフィン部前方ではフィンを避ける様子が確認されたが、

裸管部前方で空気がフィン間に流入する様子が確認された。またフィン部後方でSP200は空気流れ方向にほぼまっすぐ流れているのに対して、SP201はフィンに沿った流れになっていることがわかった。

**4.3 流速変動分布** 図11と図12にSP200とSP201におけるフィン周り流れの流速変動分布を示す。ここで流速変動とは、3方向における流速変動の実効値を合成した値を示す。フィン付管前方での流速変動は、SP200では裸管部前方で最大の流速変動を示しているのに対して、SP201では裸管部前方からフィン部前方にかけて最大流速変動を示し、最大値もSP200より大きくなっていることがわかる。これは、SP201ではフィン高さが低いためフィン付管上部(フィン付管の間)の抵抗の無い流路が大きく、フィンの抵抗を受けた空気がフィン付管上部(フィン付管の間)に流れ込みやすく、フィン部前方で流速変動が大きくなったためと考えられる。また、フィン付管後方で流速変動は、SP200は抵抗になるフィンの高さが高く、SP201よりも空気が乱されるために、フィン部後方の流速変動の最大値がSP200の方が大きくなっていることがわかる。全体的な流速変動は、フィン付管後方で流速変動はSP200の方が大きい、フィン付管前方およびフィン付管上部(フィン付管の間)での流速変動がSP201の方が大きい、SP201の方がSP200よりも大きいことがわかる。

これが、熱伝達率はSP201の方がSP200よりも良い結果になった原因の一つとして考えられる。

以上より、SP200とSP201を比較すると、フィン前方部およびフィン付管上部(フィン付管の間)での流速変動がSP201の方が大きいため、全体としてSP201の方がSP200よりも流速変動が大きくなり、この結果、熱伝達率がSP201の方がSP200よりも良くなる。

**4.4 温度分布** 図13と図14にフィン周りの温度分布を示す。フィン付管前方の温度分布では、SP200、SP201ともにフィン付管裸管部の前方 $D_{fr} 0[\text{mm}] \sim 4[\text{mm}]$ と $D_{fr} 16[\text{mm}] \sim 20[\text{mm}]$ で温度が低くなっていることがわかる。これは $D_{fr} 0[\text{mm}] \sim 4[\text{mm}]$ の領域は4列目のフィン付管の間であり、この部分には熱源が無く渦の影響も無いことから温度が低くなっている。また、 $D_{fr} 16[\text{mm}] \sim 20[\text{mm}]$ の領域は熱源から最も遠い位置であり、流速測定の結果から空気が巻き込んでいる様子が見られ、温度の低い空気が停滞しているものと考えられる。

次にフィン付管後方の温度分布では、SP200、SP201ともにフィン付管裸管部の後方 $D_{fr} 6[\text{mm}] \sim 10[\text{mm}]$ で最も温度が高くなっている。これは $D_{fr} 6[\text{mm}] \sim 10[\text{mm}]$ の領域は裸管部の後方であることから渦が発生しており、空気が同じ所を循環するので温度が高くなると考えられる。また流速測定の結果からも、熱源であるフィンの中を通過してきた空気が裸管後方に巻き込んでいる

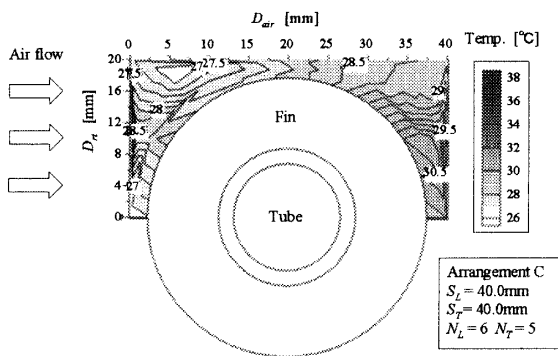


Fig.13 Temperature distributions around fin (SP200)

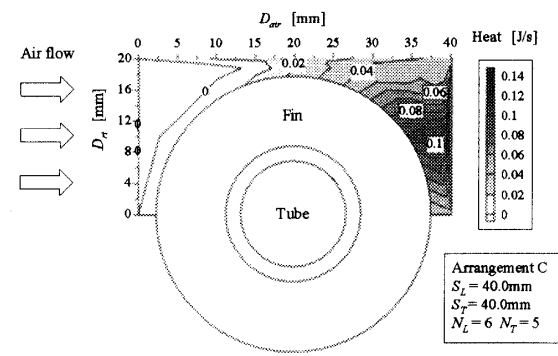


Fig.15 Heat quantity distributions around fin (SP200)

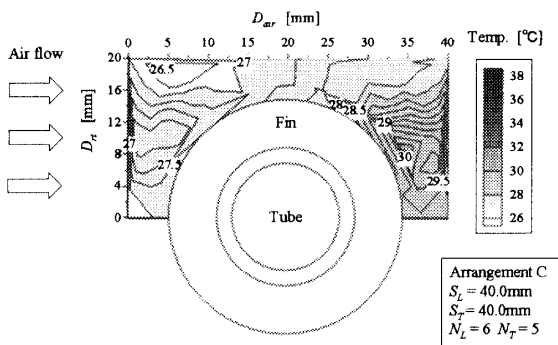


Fig.14 Temperature distributions around fin (SP201)

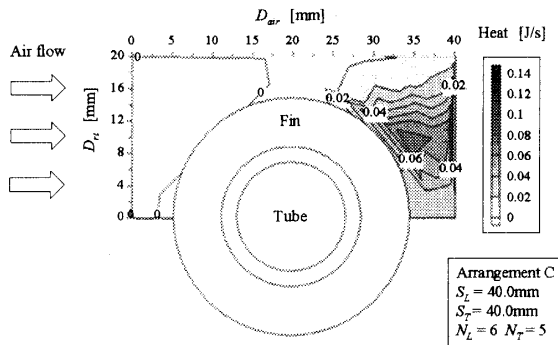


Fig.16 Heat quantity distributions around fin (SP201)

様子がわかる。

以上より、SP200とSP201を比較すると、分布に大きな違いはみられないが、全体的な温度上昇はSP200の方が大きい。これはフィン高さが高く、伝熱面積がSP200の方が大きいことに起因していると思われる。

**4.5 受熱量分布** 図15と図16にフィン周りの受熱量分布を示す。SP200, SP201ともにフィン付管フィン部の後方 $D_n$  8[mm] ~ 12[mm]は、流速が速い領域であり、また温度の高い領域であるために、最も受熱量が大きくなっている。

SP200とSP201を比較すると、全体的な受熱量はSP200の方が大きいことがわかる。また、フィン付管フィン後方部の受熱量に大きな違いが見られる。これは、空気がフィン部を通過する際に受熱を行っており、伝熱面積がSP200の方が大きいことが原因と考えられる。

**4.6 静圧分布** 図17と図18にフィン周りの静圧分布を示す。SP200, SP201ともに、4列目のフィン付管の間を流れて流速が速くなった空気が、フィンの抵抗を受け流速が減少して静圧が大きくなったために、フィン付管裸管部の前方で最も静圧が大きくなっている。また、フィン付管フィン部の後方 $D_n$  10[mm] ~ 14[mm]で、フィンの中を流れてきた空気がフィンの摩擦抵抗により圧力を損失するため、最も負圧が大きくなっている。

SP200とSP201を比較すると、SP200の裸管部の前方の静圧はSP201よりも大きくなった。これはフィン高さがSP200の方が高く、同じ位置ではフィンが抵抗となって流速の減少率が大きく、静圧の上昇が大きくなるためと考えられる。また、SP200のフィン付管フィン部の後方の負圧がSP201よりも大きくなっている。これはフィン高さがSP200の方が高いためフィンの摩擦抵抗が大きくなり、圧力を損失したと考えられる。以上より、全体的な圧力損失はSP200の方が大きいことがわかる。

## 5. 結言

コンバインドサイクル発電に用いられる大容量排熱回収熱交換器への使用を主目的としたスパイラルフィン付伝熱管群のフィン周り流れが熱流動特性に及ぼす影響について、今回実施した範囲において以下の結論を得た。

(1) フィン高さが熱伝達率に及ぼす影響について、フィン高さの低いSP201では、裸管に衝突する空気の流速が速いこと、フィン前方と上部における流速変動が大きいことにより、フィン高さの高いSP200と比較して熱伝達率が大きくなると考えられる。

(2) フィン高さが流動損失に及ぼす影響について、フィ

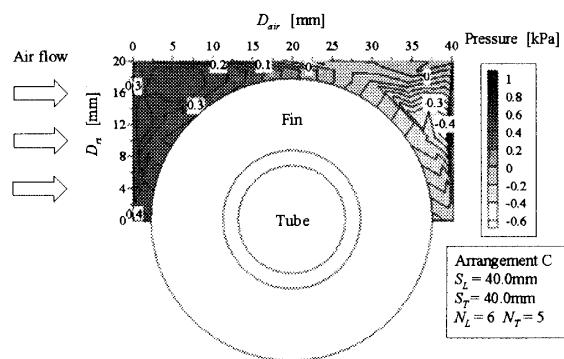


Fig.17 Static pressure distributions around fin (SP200)

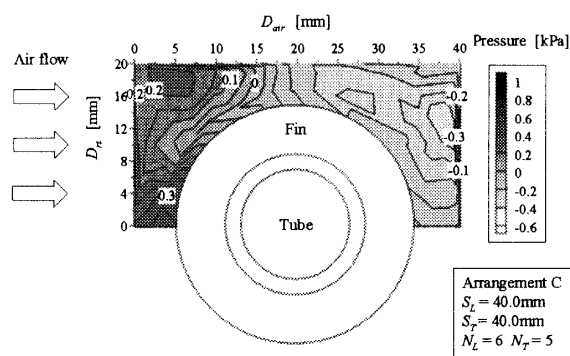


Fig.18 Static pressure distributions around fin (SP201)

ン高さの高いSP200では、裸管前方の静圧が高くなることと、フィンの摩擦抵抗の増大により、フィン高さの低いSP201と比較して流動損失が大きくなると考えられる。

(3) スパイラルフィン付伝熱管を用いる場合、少ない伝熱管本数で伝熱量を大きくしたい時には、伝熱面積の増大効果が熱伝達率の減少率を上回るために、フィン高さを高くして伝熱面積を大きくする方が良い。しかし、スパイラルフィンではフィン根元の応力を緩和できないので、フィン高さをあまり高くすることは製作上困難である。

## 参考文献

- (1) Schmidt, T.E., Heat Transmission and Pressure Drop in Banks of Finned Tubes and in Laminated Coolers, *Proceedings of the General Discussion on Heat Transfer*, II (1951), pp. 186-188.
- (2) Brauer, H., Spiral Fin Tubes for Cross Flow Heat Exchanger, *Kaltetechnik*, 13(1961), pp. 274-279.
- (3) Yudin, V.F., and Tokhtarowa, L.S., Heat Emission and Resistance of Checkerboard and Corridor Fin Clusters, *Energomashinostroenie*, No.1(1964), pp. 11-13.
- (4) Weyrauch, E., The Influence of Geometry of Tube Banks

- on Heat Transfer and Pressure Drop, when the Fluid is Flowing Normal to the Finned Tube Banks, *Kaltetechnik-Klimatisierung*, 21(1969), pp.62-65.
- (5) Kawamura, T., et al, Heat Transfer and Pressure Drop of Finned Tube Banks with a Staggered Arrangement in Forced Convection (1st Report, Heat Transfer Characteristics and Correlation of Spirally Finned Tube Banks), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.57, No.537(1991), pp.1752-1758.
- (6) Kawamura, T., et al, Heat Transfer and Pressure Drop of Finned Tube Banks with a Staggered Arrangement in Forced Convection (2nd Report, Pressure Drop Characteristics and Correlation of Spirally Finned Tube Banks), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.57, No.537(1991), pp.1759-1764.
- (7) Kawaguchi, K., et al., The Heat Transfer Characteristics of The Finned Tube Banks in Forced Convection (Comparison of The Pressure Drop Characteristics between Spiral Fin and Serrated Fin), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.69, No.688(2003), pp.2670-2676.
- (8) Kawaguchi, K., et al., The Heat Transfer Characteristics of The Finned Tube Banks in Forced Convection (Comparison of The Heat Transfer Characteristics between Spiral Fin and Serrated Fin), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.70, No.693(2004), pp.1258-1265.
-