

フィン付伝熱管群における熱流動特性*
(フィン高さが熱伝達特性に及ぼす影響)川口清司*¹, 奥井健一*¹
浅井俊博*², 長谷川豊*³The Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of the
Finned Tube Banks in Forced Convection
(Effects of Fin Height on the Heat Transfer Characteristics)Kiyoshi KAWAGUCHI*⁴, Kenichi OKUI,
Toshihiro ASAI and Yutaka HASEGAWA*⁴ Faculty of Engineering, Toyama University,
3190 Gofuku, Toyama-shi, Toyama, 930-8555 Japan

In recent years the requirement for reduction of energy consumption have 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. This paper described that the heat transfer characteristics of the finned tube banks used for the heat exchanger in the thermal power generation were clarified by testing the serrated finned tubes banks with different fin height for improvement of higher heat transfer and the conventional spiral finned tube banks with different fin height, and that the equation to predict heat transfer coefficient which is necessary on design of the heat exchanger was proposed.

Key Words: Heat Exchanger, Heat Transfer, Spiral Fin, Serrated 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。

* 原稿受付 2004年9月16日。

*¹ 正員, 富山大学工学部(☎930-8555 富山市五福3190)。*² 学生員, 富山大学理工学研究所。*³ 正員, 名古屋大学エコトピア科学研究所(☎464-8603 名古屋千種区不老町)。

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

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⁽¹⁾、Brauer⁽²⁾、Yudin and Tokhtarova⁽³⁾、Weyrauch⁽⁴⁾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。また、河村ら⁽⁵⁾⁽⁶⁾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。しかしながら、このセレーテッドフィンについてはC. Weiermanら⁽⁷⁾がインライン配列とスタaggerド配列の比較を行った報告例はあるが、設計にあたり熱流動特性が明らかにされていないのが現状である。また、スパイラルフィンと同一の試験条件で比較した報告例は見あたらない。そこで、著者らはスパイラルフィンとセレーテッドフィンにおける熱流動特性を明らかにするために、フィンピッチやフィン高さを変化させながら、性能試験を行っている。

前報⁽⁸⁾⁽⁹⁾ではフィンピッチの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。そこで本研究では熱伝達特性に焦点を絞り、フィン高さの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、フィン高さが熱伝達特性に及ぼす影響を明らかにし、設計の際に必要な熱伝達率の予測式を提案する。なお、フィン高さが増えた場合における流動損失特性については別途報告する。

主な記号

A_1 : スパイラルフィン付管の管列係数	
A_2 : セレーテッドフィン付管の管列係数 (低 Re)	
A_3 : セレーテッドフィン付管の管列係数 (高 Re)	
d_f : フィン外径	mm
d_o : 管外径	mm
d_v : 体積等価直径	mm
D_{AR} : 空気流れ方向長さ	mm
D_n : 空気流れ直角方向長さ	mm
D_t : 管軸方向長さ	mm
G_a : 管群間質量流速	kg/m ² s
h_a : 熱伝達率	W/m ² K
h_f : フィン高さ	mm
h_r : 連続フィン高さ	mm
h_s : 分割フィン高さ	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
Pr : プラントル数	
Re_v : レイノルズ数 = $G_a d_v / \rho_a \nu$	

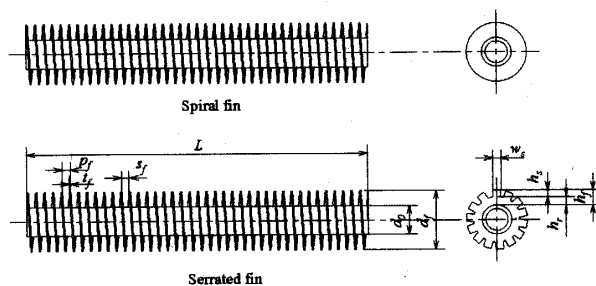


Fig. 1 Shape of finned tubes

Table 1 Specifications of finned tubes

		(mm)					
Type	Symbol	d_o	d_f	h_f	t_f	P_f	h_s
Spiral fin	SP200	17.3	35.3	9.0	0.9	5.0	
	SP201	17.3	29.9	6.3	0.9	5.0	
Serrated fin	SR210	25.3	51.3	13.0	0.9	5.0	6.3
	SR211H	25.3	43.3	9.0	0.9	5.0	4.4
	SR211L	25.3	43.3	9.0	0.9	5.0	2.4

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
w_s : 分割フィン幅	mm
ρ_a : 空気密度	kg/m ³
λ : 空気の熱伝導率	W/mK
ν : 空気の動粘度	m ² /s

2. 供試伝熱管群の構造

2.1 フィン付伝熱管 本研究では実用上製造可能な範囲での形状を考慮して、2種類のスパイラルフィン付伝熱管と3種類のセレーテッドフィン付伝熱管の計5種類を使用した。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。また、セレーテッドフィン付伝熱管の形状の違いは、フィン高さ h_f と分割フィン高さ h_s である。SR210とSR211Hは、連続フィン高さ h_r と分割フィン高さ h_s の比が同じで、フィン高さが異なっている。SR211Lはフィン高さがSR211Hと同じで、連続フィン高さが分割フィン高さより大きい。また、今回スパイラルフィン付伝熱管の裸管外径は17.3mmであるが、セレーテッドフィン付伝熱管の裸管外径はより実用的寸法に近い25.3mmを使用した。スパイラルフィン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、

一方セレーテッドフィン付伝熱管は管材の外周に切り欠きを有する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agger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。一方、表3にセレーテッドフィン付伝熱管を用いた場合の形状寸法を示す。

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agger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⁽³⁾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agger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。本装置は、

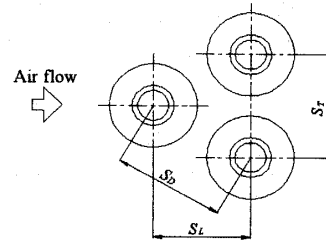


Fig. 2 Arrangement of finned tube banks

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

Table 3 Arrangement of serrated finned tube banks

(mm)						
Arrangement	I	J	K	M	N	O
S_T	58.5	58.5	58.5	66	66	66
S_L	44	51	58.5	44	51	58.5

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。

3.1 循環水供給装置 循環水供給装置は、貯水タンク、循環ポンプ、流量調節バルブ、4分円オリフィス、シーズヒータ、ステンレス配管により構成される。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4分円オリフィスを通過し、シーズヒータにより垂直上昇式に加熱され、貯水タンクに戻り再利用される。実験中はテストセクション入口での循環水温度が、空気との温度差が確保でき、熱損失を最小限に抑えることのできる温度である60℃に

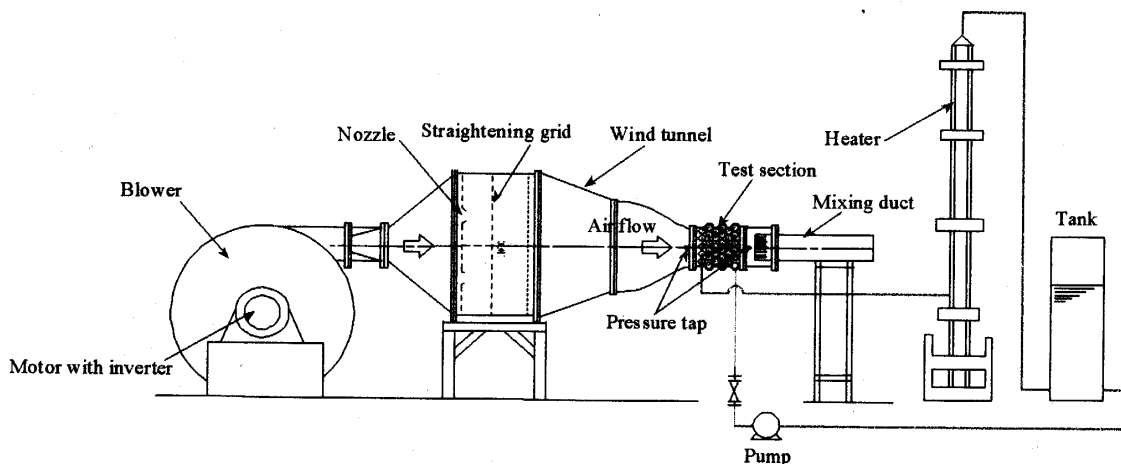


Fig. 3 Experimental apparatus

なるようにヒータ電力を調整する。循環水流量は4分円オリフィスにより測定するが、流量調整バルブにより任意に設定が可能である。4分円オリフィスの流量係数は検定実験によりオリフィスを通るレイノルズ数の関数として求めた。なお、本実験における循環水流量はすべて0.075 kg/sで行った。

3.2 空気供給装置 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部（4分円ノズル、整流格子、金網を装備）、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。空気流量測定用ダクト部には直径70 mmの4分円ノズルが4つ設けられており、ノズル前後の差圧を圧力計で測定することにより空気流量を求めた。流量係数は、検定実験によりノズルを通るレイノルズ数の関数として求めた。本実験における空気質量流量条件は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、スパイラルフィン付伝熱管を用いる場合、幅200mm、高さ200mm、長さ320mmの矩形ダクト内に伝熱管群を設置し、伝熱管群の両端には循環水用の接続ジョイントが設けられている。一方、セレーテッドフィン付伝熱管を用いる場合、幅200mm、高さ292.5mm、長さ410mm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。伝熱量は空気側と循環水側でそれぞれ測定し、両者が3%以内で一致することを確認している。空気側伝熱量は空気質量流量、比熱、テストセクション入口と出口（ミキシングダクト内）の空気温度差の積として算出している。また、循環水側伝熱量は循環水質量流量、比熱、テストセクション入口と出口の循環水温度差の積として算出している。ダクト外表面や接続ジョイントからの放熱を最小限に抑制するために、断熱材をテストセクション外壁に巻き付けた。熱損失は、計算値で最大10Wで最小熱交換量に対し0.65%以下であり影響を無視できる大きさである。

本研究ではフィン周りの流れが熱伝達特性に及ぼす影響を調べるために、管群前後における3次元流速測定を実施した。管群最後列前方・後方（スパイラルフィンでは配列Cを用いて管中心から20mm、セレーテッドフィンでは配列Kを用いて管中心から29.25mmの位置）にそれぞれ傾斜型熱線プローブを設置し、図4に示すようにトラバース装置によって管軸方向に0.5mmずつ0～5.5mmまで12点、管軸直角方向にスパイラルフィン付管

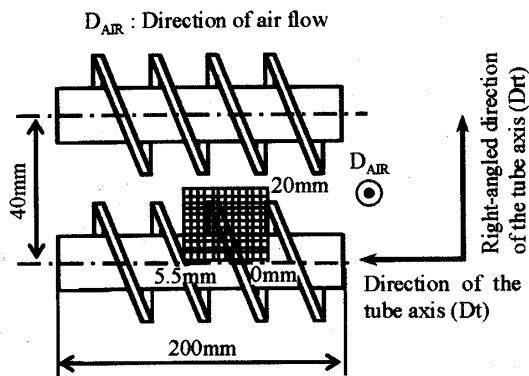


Fig.4 Region for measuring velocity

は2mmずつ0～20mmまで、セレーテッドフィン付管は2.93mmずつ0～29.3mmまで11点の合計132点トラバースする。3次元流速の測定方法は、1点の測定につき熱線プローブを軸を中心に1回転させ、その間に16回の出力データをA-D変換ボードを介してコンピューターに入力して解析を行うことにより、その点における3方向の速度成分と流速変動成分が得られる。

4. 実験結果

4.1 フィン高さによる影響

4.1.1 スパイラルフィン付管の場合 図5に異なるフィン高さを有するスパイラルフィン付伝熱管群について、レイノルズ数に対するヌセルト数の比較を示す。供試伝熱管はスパイラルフィン付管SP200とSP210である。レイノルズ数は代表長さとして体積等価直径 d_v をとり、代表速度として管群間流速 G_g/ρ_g をとっている。ここで体積等価直径は、裸管にフィンを加えた体積と同等の体積を有する円柱の直径として定義される。また、管群間流速は空気体積流量を、ダクトの流路面積から1列目の管列投影面積を引いた空気の流路面積で除した値で定義される。管群間流速の具体的な値はスパイラルフィンの場合6.5～39m/s、セレーテッドフィンの場合5～30m/sである。ヌセルト数の代表寸法は同様に体積等価直径を用いた。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ることにより算出した。温度差は空気と循環水温度の平均対数温度差を用いている。伝熱面積は裸管とフィンの表面積を合計したものである。なお、空気側熱伝達率を算出する際にはフィン効率を考慮してあるが、フィン効率は熱伝達率の関数であるので、繰り返し計算を行って求めている。

図5には一例として配列Cの場合を示すが、どの配列

形状 (配列 A ~ F) においてもフィン高さの低い SP201の方が、フィン高さの高い SP200 より、ヌセルト数が微小ながら大きい結果となった。この理由を考察するために、フィン周りにおける空気流れ方向の流速分布と流速変動分布を測定した。測定条件のレイノルズ数は約 30000 (代表長さは体積等価直径) である。図 6 に管群 6 列目前方における空気流れ方向流速分布を示す。管軸方向でフィン位置による影響が若干あるので、流速測定領域における平均値を採用している。フィン高さの高い SP200 では裸管前方付近 [$D_{rt}=0 \sim 6\text{mm}$] の流速が大きいことがわかる。これはフィン高さが高いために、測定位置より前方の 5 列目の管群において流動抵抗の小さい管と

管の間の空間に空気流れが集中して流速が増大するためであると考えられる。一方、フィン高さの低い SP201 では裸管とフィンの境界付近 [$D_{rt}=8 \sim 12\text{mm}$] の流速が大きいことがわかる。これはフィン高さの低いために、流動抵抗の小さい管と管の間の領域が広がるが、その中で管と管の中心付近 [$D_{rt}=0 \sim 6\text{mm}$] では 6 列目の裸管前方に位置するので抵抗が大きくなるため、 $D_{rt}=8 \sim 12\text{mm}$ において流速が増大すると考えられる。また、図 7 に管群 6 列目前方における空気流れ方向の流速変動分布を示す。本研究では傾斜型熱線流速計を使用することにより、3 方向の流速変動成分を測定したが、管軸方向成分を除いてはほぼ同程度の大きさであったので、ここでは空気流れ方向の流速変動成分を示す。流速変動の大きさは流速値に関連するので、流速分布の場合に近い傾向を示すが、SP200 において流速は裸管前方付近 [$D_{rt}=0 \sim 6\text{mm}$] では大きいにもかかわらず、流速変動は小さい。これはフィン高さが高いために空気流路の大部分がフィン間を通過し、流れが拘束されると同時に整流されるためと考えられる。一方 SP201 においては、フィン高さの低いためにフィンに拘束されにくく、流速変動の大きい領域が広がっている。このことが SP201 において伝熱を促進させ、ヌセルト数を増大させている原因になっていると考えられる。

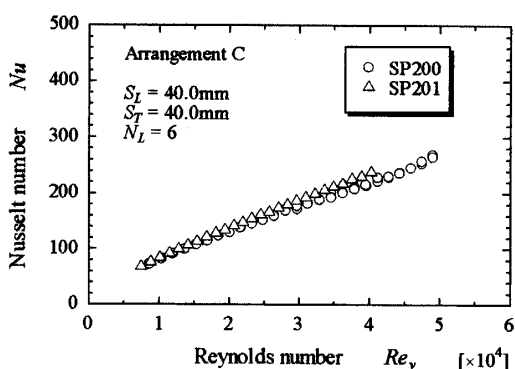


Fig. 5 Effect of fin height on heat transfer characteristics in case of spiral finned tube banks

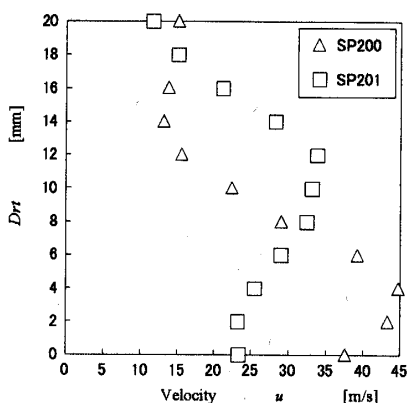


Fig. 6 Velocity distributions in the right-angled direction of the tube axis in case of spiral finned tube banks

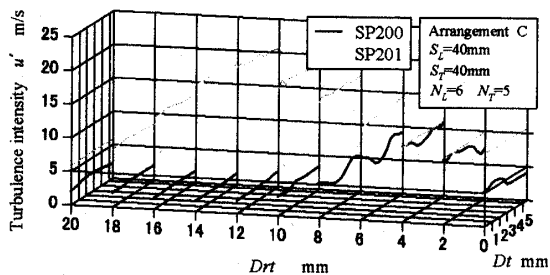


Fig. 7 Distributions of turbulence intensity in case of spiral finned tube banks

4. 1. 2 セレーテッドフィン付管の場合 図 8 に SR210, SR211H, SR211L を用いた場合における、レイノルズ数に対するヌセルト数の比較を示す。どの配列形状においても同様の結果が得られたので、ここでは配列 K の場合における結果を示す。図よりフィン高さの高い SR210、フィン高さは低い分割フィン高さが高い SR211H、フィン高さは低く分割フィン高さも低い SR211L の順番でヌセルト数が大きい。この理由を調べるために、スパイラルフィン付管と同様に、フィン周りにおける空気流れ方向の流速分布と流速変動分布を測定した。

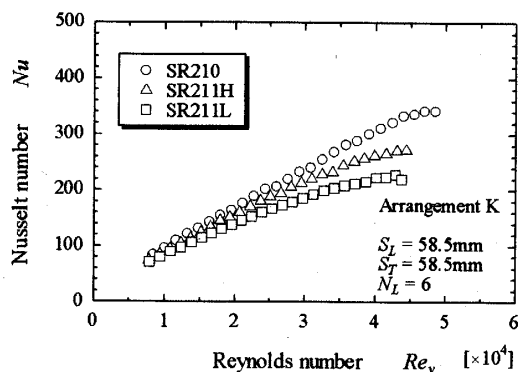


Fig. 8 Effect of fin height on heat transfer characteristics in case of serrated finned tube banks

測定条件のレイノルズ数は約30000(代表長さは体積等価直径)である。図9に管群6列目前方における空気流れ方向流速分布を示す。スパイラルフィン付管の場合と異なり、セレーテッドフィン付管の流速分布は、フィン高さにあまり依存せずほぼ同様の傾向を示すことがわかる。またその傾向は、スパイラルフィン付管のSP200とSP201の中間を示すことがわかる。このことはフィン高さが高いSR210では分割フィンの間を空気が通過し、フィン高さが低いSR211HやSR211Lではフィン間には空気が流入しにくいことを示している。図10に管群6列目前方における空気流れ方向の流速変動分布を示す。フィン高さの高いSR210はフィン高さの低いSR211Hよりも流速変動が小さくなっており、流速変動により伝熱促進されたとは考えにくい。むしろ流速分布から考えて分割フィンの間を通過する際に温度境界層が分断されて、熱伝達率が向上したと考えられる。また、分割フィン高さの高いSR211Hと低いSR211Lを比較すると、SR211Hの方が流速変動が大きく、伝熱を促進していると考えられる。

4.2 配列形状による影響

4.2.1 スパイラルフィン付管の場合 図11にスパイラルフィン付管(SP200)の配列形状による熱伝達特性を示す。配列ピッチについて、空気流れ方向管ピッチ

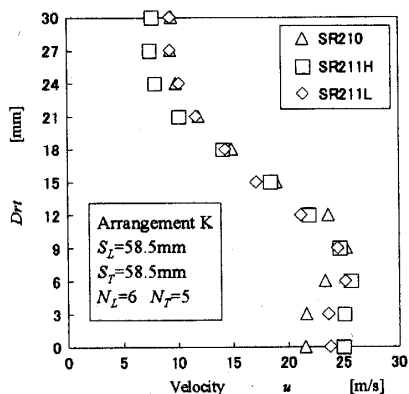


Fig.9 Velocity distributions in the right-angled direction of the tube axis in case of serrated finned tube banks

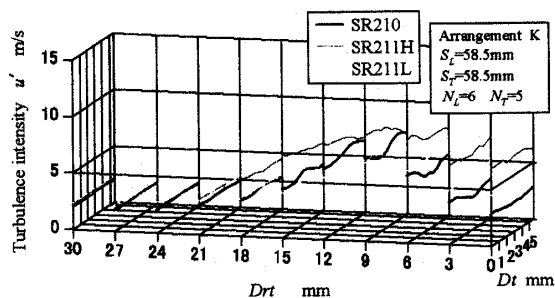


Fig.10 Distributions of turbulence intensity in case of serrated finned tube banks

S_L を30mm, 35mm, 40mm, 空気流れの横幅方向管ピッチ S_T を40mm, 45mmとした場合について比較すると、ほとんど影響しない。他のスパイラルフィン付管(SP201)に関しても同様で、配列形状による影響はほとんどみられなかった。実用的な配列形状の範囲では、管ピッチの拡大率が少ないため熱伝達率への影響は小さいと考えられる。

4.2.2 セレーテッドフィン付管の場合 図12にセレーテッドフィン付管(SR210)の配列形状による熱伝達特性を示す。配列ピッチについて、空気流れ方向管ピッチ S_L を44mm, 51mm, 58.5mm, 空気流れの横幅方向管ピッチ S_T を58.5mm, 66mmとした場合について比較すると、大きく影響しないことがわかる。他のセレーテッドフィン付管(SR211H, SR211L)に関しても同様で、配列形状による影響はほとんどみられなかった。

4.3 流れ方向管列数 N_L の影響 図13はSP200とSP201, 図14はSR210とSR211Lにおける空気流れ方向の管列数 N_L の違いによるヌセルト数を示したものである。本研究では、 $N_L=3\sim 6$ 列について実験を行った。その結果、スパイラルフィン付管、セレーテッドフィン付管共にどの配列形状においても管列数を増すごとに熱伝達率は増加する傾向がみられた。これは、管列数の増加に伴

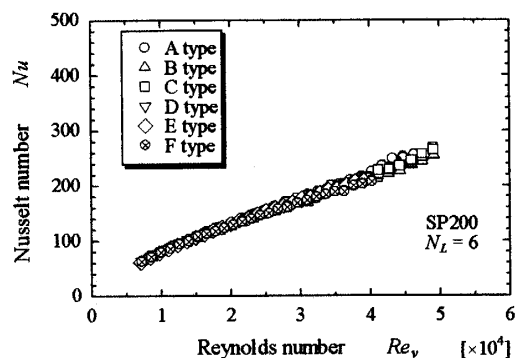


Fig.11 Effect of finned tubes arrangement on heat transfer characteristics in case of spiral fin

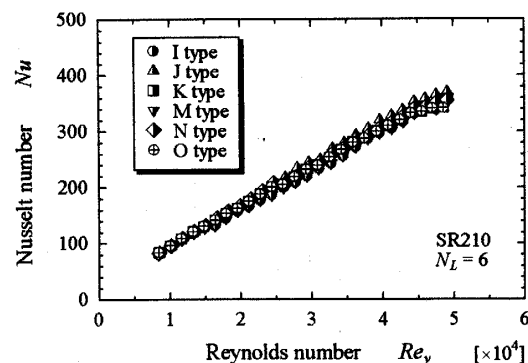


Fig.12 Effect of finned tubes arrangement on heat transfer characteristics in case of serrated fin

う管後流やフィン後流の乱れによる伝熱促進効果により、熱伝達率が向上したためと考えられる。

4.4 熱伝達特性予測式 本研究では、スパイラルフィン付伝熱管2種類、セレーテッドフィン付伝熱管3種類、配列形状6種類、管列数4種類の条件でレイノルズ数を変化させて伝熱実験を行った。さらにそれらに加えて前報⁽⁸⁾⁽⁹⁾の結果も含めて、その中で熱伝達特性に大きく影響を及ぼすパラメータとして、フィンピッチ、フィン高さ、フィン間隔、体積等価直径および管列数に着目した。フィン間隔を選択した理由は、これまでの検討結果よりフィンピッチが熱伝達率に及ぼす影響が大きかったことがわかっており、また実際には空気流路の大きさを示すフィン間隔が熱伝達率に影響を及ぼしていると考えられるので、フィンピッチからフィン厚さを引いたフィン間隔を用いた。熱伝達特性予測式を求めた結果、スパイラルフィンについては式(1)、セレーテッドフィンについてはレイノルズ数の適用範囲に応じて、式(2)と式(3)が得られた。ここで、 A_1 、 A_2 、 A_3 は管列数に対する実験係数で、その値を表4に示す。

$$Nu = A_1 \cdot Re_v^{0.77} Pr^{1/3} \left(\frac{h_f}{d_v}\right)^{-0.21} \left(\frac{s_f}{P_f}\right)^{-1.38} \quad (1)$$

$$(5000 \leq Re_v \leq 50000)$$

適用範囲 $0.32 \leq \frac{h_f}{d_v} \leq 0.42$

$$0.76 \leq \frac{s_f}{P_f} \leq 0.82$$

$$Nu = A_2 \cdot Re_v^{0.81} Pr^{1/3} \left(\frac{h_f}{d_v}\right)^{0.24} \left(\frac{s_f}{P_f}\right)^{-0.07} \quad (2)$$

$$(5000 \leq Re_v \leq 30000)$$

適用範囲 $0.31 \leq \frac{h_f}{d_v} \leq 0.45$

$$0.76 \leq \frac{s_f}{P_f} \leq 0.82$$

$$Nu = A_3 \cdot Re_v^{0.88} Pr^{1/3} \left(\frac{h_f}{d_v}\right)^{0.44} \left(\frac{s_f}{P_f}\right)^{-0.38} \quad (3)$$

$$(30000 \leq Re_v \leq 50000)$$

適用範囲 $0.31 \leq \frac{h_f}{d_v} \leq 0.45$

$$0.76 \leq \frac{s_f}{P_f} \leq 0.82$$

スパイラルフィン付伝熱管における熱伝達率の予測式については、過去にSchmidt⁽¹⁾、Briggsら⁽¹⁰⁾、河村ら⁽⁶⁾の報告があるが、その中で本研究で使用したフィン付伝熱管に適用可能なBriggsらの予測式との比較を図15に示す。Briggsらは、フィン高さによって2種類の予測式

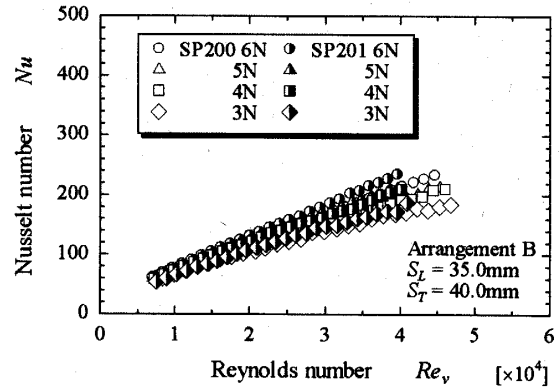


Fig.13 Effect of number of finned tubes rows on heat transfer characteristics in case of spiral fin

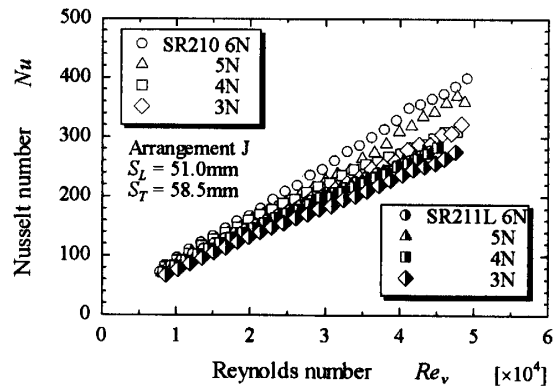


Fig.14 Effect of number of finned tubes rows on heat transfer characteristics in case of serrated fin

Table 4 Coefficient for finned tube rows

N_L	6	5	4	3
A_1	0.045	0.041	0.041	0.036
A_2	0.068	0.062	0.061	0.056
A_3	0.041	0.037	0.037	0.034

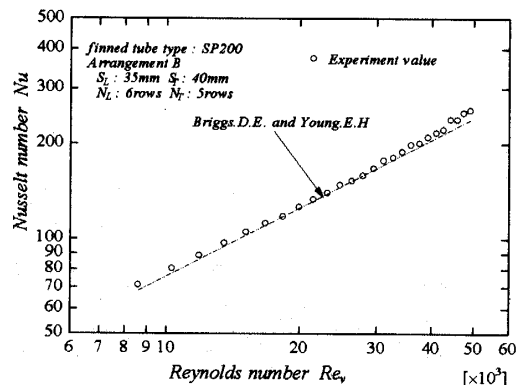


Fig.15 Comparison of experimental results and conventional equation in case of spiral fin

を作成しており、両者の境界のフィン高さは5mmとなっている。本研究で使用したスパイラルフィン付管のフィン高さは6.3mmと9mmであり、フィン高さが高い場合における予測式である式(4)の適用範囲内である。

$$Nu = 0.1378 Re^{0.718} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{s_f}{h_f} \right)^{0.296} \quad (4)$$

Briggsらの式は、本研究で得られた結果より少し下回っているが、ほぼ一致していると考えて良い。従って、本研究で得られたスパイラルフィン付伝熱管に関する結果は十分妥当性があると考えられ、同様の実験により得られたセレーテッドフィン付伝熱管の結果についても妥当性があると考えられる。

次に予測式から得られた値と実験から得られた値との差を検討するために、図16に6列のスパイラルフィン付伝熱管群について、上記の予測式を用いて熱伝達率を計算して実験値と比較した結果を示す。また図17に6列のセレーテッドフィン付伝熱管群について、同様に比較した結果を示す。図中におけるSP300とSR300は前報における供試伝熱管である。SP300はSP200と比較して裸管径やフィン外径が同じでフィンピッチが異なる(3.3mm)伝熱管である。一方SR300はSR200と比較して裸管径やフィン外径が同じでフィンピッチが異なる(3.3mm)伝熱管である。図よりスパイラルフィン付伝熱管、セレーテッドフィン付伝熱管ともに熱伝達率を6%以内の差で見積もることができた。

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フィン付伝熱管群の熱伝達特性について、今回実施した範囲において以下の結論を得た。

- (1) スパイラルフィンの場合、フィン高さが低い方が熱伝達率を向上できるが、セレーテッドフィンの場合では、フィン高さが高い方が熱伝達率を向上できる。また、分割フィンではフィン高さが高い方が熱伝達率を向上できる。
- (2) 配列形状が熱伝達特性に及ぼす影響は小さい。
- (3) 各パラメータの熱伝達特性に与える影響を把握し、熱伝達特性における実験相関式を作成した。これらの式を用いることによって、熱伝達率を6%以内の差で見積もることができる。

参考文献

- (1) T. E. Schmidt, Proceedings of the General Discussion on Heat Transfer, II (1951), 186-188

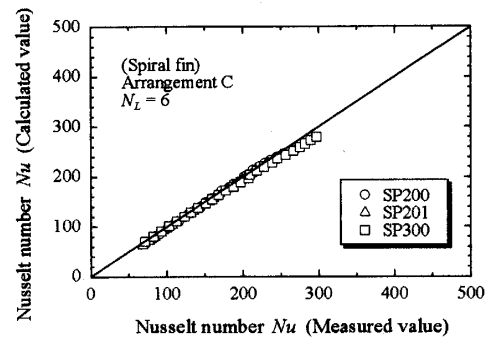


Fig. 16 Comparison of experimental and calculated values in case of spiral fin

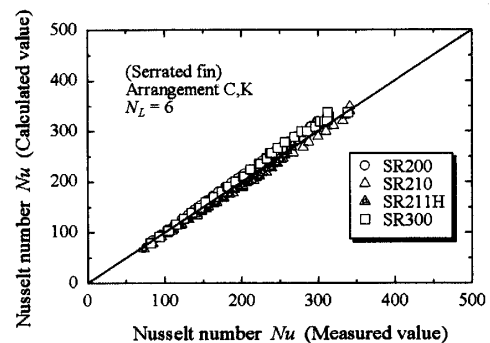


Fig. 17 Comparison of experimental and calculated values in case of serrated fin

- (2) H. Brauer, Kaltetechnik, 13(1961), 274-279
- (3) V. F. Yudin and L. S. Tokhtarowa, Energomashinostroenie, No. 1(1964), 11-13
- (4) E. Weyrauch, Kaltetechnik-Klimatisierung, 21(1969), 62-65
- (5) 河村友槌, 他3名, 機論, 57-537, B(1991), 1752-1758
- (6) 河村友槌, 他3名, 機論, 57-537, B(1991), 1759-1764
- (7) C. Weierman, Jerry Taborek and W. J. Marner, 15th Natl. Heat Tr. Conf. San Francisco, and AIChE Symp. Ser. No. 174, Vol. 74(1974), 39-46
- (8) 川口清司, 他2名, 機論, 69-688, B(2003), 2670-2676
- (9) 川口清司, 他2名, 機論, 70-693, B(2004), 1258-1265
- (10) Briggs, D. E, Young, E. H., Chem Eng. Prog Symp. Ser., Vol. 59, No. 41(1963), 1-10