ワイヤーコイルを用いた円管内熱伝達促進と
流動抵抗軽減に関する基礎研究*

(第1報, ワイヤーコイルによる管内流動抵抗および熱伝達特性)

稲葉 英男^{*1}, 尾崎 公一^{*1}, 金岡 伸一^{*2}A Fundamental Study of Heat-Transfer Enhancement
and Flow-Drag Reduction in Tubes by Means of Wire Coil Insert
(1st Report, Characteristics of Flow Resistance and Heat Transfer
in Tubes with Wire Coil Insert)

Hideo INABA, Koichi OZAKI and Shinichi KANAOKA

Experimental studies have been carried out on heat-transfer enhancement and flow-drag reduction in a tube by means of wire coil insert. Heat-transfer rate and pressure-drop data of tubes with wire coil inserts have been taken under various experimental conditions of wire coil diameter and pitch, water flow rate and heating-surface temperature. The performance of these tubes with wire coil inserts has been evaluated concerning the increase of heat-transfer rate and flow resistance. The useful nondimensional correlations of heat-transfer rate and flow-resistance factor have been derived as functions of Reynolds number and wire coil pitch-to-diameter ratio.

Key Words: Heat-Transfer Enhancement, Flow-Drag Reduction, Wire Coil, Turbulence Promoter, Heat Exchanger

1. 序論

円管内の対流熱伝達促進は、高粘性油の管内加熱・冷却操作、円管型太陽熱集熱器内循環水の昇温そして人工肺細血管内血流の温度制御などにみられる様々なタイプの熱交換器に関係するものである。特に、管内層流熱伝達の向上は、この種熱交換器のコンパクト化そして省エネルギーの立場からも伝熱工学における重要な課題である。管内熱伝達促進に関する報告は数多いが、Berglesら⁽¹⁾、Shah & Mueller⁽²⁾そして棚澤⁽³⁾により、その熱伝達促進技術が解説されている。管内熱伝達促進法を大別すると、(1)伝熱面近傍に比較的小さな突起物(台形、三角形、針状など)を設け、伝熱面近傍の境界層流れを攪乱する方法、(2)ねじれテープ等を管内に挿入し、主流を旋回させ、主流と管内壁近傍の流れを入れ換える方法、(3)比較的大きな円環などを管路に一定間隔で並べ、主流を攪乱させる方法などがある。いずれの熱伝達促進法においても、熱伝達の向上が認められ、熱交換器の小型化に寄与する。一方において、流動抵抗の増大となり、熱媒体のポンプ動力を含めた熱交換器システム全体でのエネルギー消費の増加を生み、省エネルギー機器としての熱交換器の性能評価に重要な問題を提起している現状にある。本研究では、比較的取扱いが容易なワイヤーコイルを伝熱促進体として管内に挿入した場合の熱伝達と流

動抵抗特性を総合的に検討するものである。従来よりワイヤーコイルを伝熱促進体として用いた研究⁽⁴⁾は、比較的素線径 e の小さい($e < 1$ mm)もので、伝熱壁近傍流れの攪乱により伝熱促進を図り、コイルピッチ P とコイル素線径 e の比が $P/e = 10$ 前後で最大の熱伝達となる結果を得ているが、流動抵抗との相関関係を総合的に検討したものは少ないようである。Uttarwar & Rao⁽⁵⁾によりワイヤーコイル素線径 $e = 2 \sim 3.4$ mmにて熱媒体として油を用いた低レイノルズ数($Re \leq 1000$)の範囲で、伝熱促進効果の検討が唯一行われているが、流動抵抗の軽減までには言及していない。本研究においては、これらの現状に鑑み、比較的簡便に伝熱促進体の配置そして寸法の変更の容易なワイヤーコイルの特徴を生かした管内熱伝達促進と流動抵抗に関する実験を行い、管内レイノルズ数、ワイヤーコイルピッチ、そしてコイル長さの効果を定量的に把握するものである。得られた結果は、今後この種ワイヤーコイルを用いた伝熱促進と流動抵抗軽減法の開発に大いに役立つものと思われる。

記号

A:円管断面積, A_c :無次元流動抵抗量, Eq.(8),
 C_f :流動抵抗係数 $= \Delta P d_i / (2\rho L U^2)$, d_i, d_o :円管内直径, 外直径, D_c, D_h :ワイヤーコイル外直径, 水力直径 $= 4(\frac{\pi}{4} d_i^2 L) / (\pi d_i L + \pi e L_c)$, e :ワイヤーコイル素線径,
 e^* :粗面レイノルズ数, Eq.(12), G_c :無次元伝達熱量, Eq.(12),
 Gr :グラスホフ数 $= g\beta\Delta T d_i^3 / \nu^2$, g :重力加速度, L :円管長さ, Nu :ヌセルト数, P :ワイヤーコイルピッチ, 圧力,

* 原稿受付 平成5年6月21日.

*¹ 正員, 岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中3-1-1).*² 学生員, 岡山大学大学院.

ΔP : 圧力差, Pr : プラントル数, Q : 熱量,

Re, Re_D : レイノルズ数 $= U d_i / \nu, U D_h / \nu$, St : スタントン数

$= Nu_D / (Re_D Pr)$, $T, \Delta T$: 温度, 温度差, U : 平均流速,

x : 円管軸方向, α : 熱伝達率, β : 体膨張係数, λ : 熱伝導率,

μ : 粘性係数, ν : 動粘性係数, δ : 管内厚

添字

c : ワイヤーコイル, D_h : 水力直径, f : 流体, hi : ヒーター,

in : 入口, L : 全長, l : 損失, out : 出口, r : 室内, s : 管分割,

w : 伝熱面

2. 実験装置および実験方法

ワイヤーコイルそして作動流体として水を用いた管内熱伝達および流動抵抗測定に関する実験装置の概要を示したものが図1である。試験部に用いた水平円管は、内径 $d_i = 16$ mm, 外径 $d_o = 20$ mm, 長さ $L = 2000$ mm の平滑面を有する銅管で、これらの寸法は、一般のシェルアンドチューブ型熱交換器の管群に多用されているものである。全試験管長にわたり、等温加熱条件を得るために、局所熱伝達率の変化の大きい試験部前半部の伝熱管長を短かな $L_s = 120$ mm 間隔で5区間、そして後半部で $L_s = 200$ mm 間隔の7区間に分割して、それぞれの分割区間で所定の等しい温度条件となるように、独立に伝熱銅管への熱入力を制御できるように工夫されている。尚、伝熱銅管の厚さは、 $\delta = 2$ mm 有り、各分割区間相互の管厚さを通じての伝導伝熱を極力軽減するために、各分割区間境界に深さ1.5 mm, 幅5 mm の矩形溝を設けてある。図1の伝熱管断面詳細図(a-a断面)に示されるように、各伝熱面への熱供給はガラス繊維被覆マンガニン線(素線直径1 mm)を伝熱管表面にコイル状に密に巻いた電気ヒータ ($L_s = 120$ mm および $L_s = 200$ mm 区間での各電気ヒータの最大出力400 Wと600 W)により行っている。コイル状電気ヒータの外周に、同ヒータ固定用の耐熱アスベストロープ(直径約1 mm), グラスウール保温材(厚

さ50 mm)そして厚さ50 mmの防水膜付きウレタン保温筒を配置し、各ヒータ部背面から周囲環境への熱損失軽減と試験部の保護がなされている。予備実験において、熱流センサーおよびウレタン保温筒(熱伝導率 $\lambda = 0.082$ W/(m·K))の半径方向の測定結果より、各ヒータの最大出力 Q_{max} に対して、伝熱部半径方向の熱損失 Q_l は最大6.1%と比較的熱損失の少ない伝熱試験部とすることができた。尚、試験流体への各ヒータからの正味伝達熱量 Q_{si} は、各ヒータの出力 Q_{hi} より、予めヒータ温度 T_{hi} と周囲環境温度 T_r の温度差から算出された熱損失 Q_{li} を減ずることより算定してある。各分割区間の伝熱面温度 T_{ws} は、分割区間中央に伝熱銅管外周に設けた深さ1.8 mm, 直径 $d = 0.5$ mm の溝に、素線直径 $\phi = 0.1$ mm のT型熱電対を埋め込み、その温度情報より得られた。実験においては、各分割区間の伝熱面温度 T_{ws} を所定の一様温度 $T_w (= 16 \sim 45^\circ\text{C})$ となるように、各ヒータ出力を制御した。本測定範囲では、 $\pm 0.3^\circ\text{C}$ 以内で各分割区間の伝熱面温度 T_{ws} を一致させることができ、本実験における等温伝熱面熱境界条件を満足するものであった。各区間伝熱面の局所熱伝達率 α_x は、次の関係式より算出した。

$$\alpha_x = Q_{si} / (\Delta T_s \cdot A_s) \dots \dots \dots (1)$$

ここで、 ΔT_s : 伝熱面温度 T_{ws} と流体の混合平均温度(各分割区間の熱バランスより算定)の差, A_s : 伝熱面積(円管内表面積 $\pi d_i L$ とコイルの表面積 $\pi e L_{cL}$ の合計面積)。同、 α_x 値の測定値は、熱損失、温度および流量の測定精度等を考慮すると標準偏差で $\pm 3\%$ 以内と推定される。流れの試験部入口境界条件としては、発達した流れとするために、試験円管前部に試験円管と同一寸法(長さ $L_e = 2000$ mm)の助走区間用銅管(厚さ50 mmのウレタン保温筒取付)が設けられている。試験入口流体温度 T_{fin} は、図1に示される冷凍機とブライン循環系(50 w% エチレングリコール水溶液)から成る試験水冷却システムにより制御され、ほぼ $T_{fin} = 14 \sim 15^\circ\text{C}$ の一様温度範囲で実験が行われた。試験部入口流体温度 T_{fin} は、助走区間用円管入口に設けた素線直径 $\phi = 0.1$ mm のT型熱電対装着トラバース装置により測定された。試験部出口の流体の混合平均温度 T_{fout} は、試験部出口に設けたねじりテープより成る流体温度混合槽内に設けた $\phi = 0.1$ mm のT型熱電対により測定された。各熱電対は、標準温度計(0.05 Kの目盛精度)にて校正してある。試験部出入口の混合平均温度差より算出した正味伝達熱量とヒータ入力そして熱損失より求めた正味伝達熱量は最大 $\pm 5\%$ 以内で一致する結果を得た。

図1 実験装置の概略

流動抵抗測定用の圧力タップ(穴径 $d=2.5\text{ mm}$)が、試験円管出入口部そして局所圧力分布情報を得るため、前述の試験部分割区間中央に設けた。圧力信号は、高精度圧力トランスデューサを介して自動記録されるようになっている。圧力測定システムの測定精度は、圧力トランスデューサの測定精度 $\pm 1\%$ 等を考慮すると $\pm 3\%$ 以内と推定される。

本研究においては、ポンプ動力一定の流動条件そして定流量条件におけるデータが採取された。ポンプ動力一定条件においては、片吸込渦巻ポンプ(2.2 kW、流量 $V=0.1\text{ m}^3/\text{min}$ 、揚程 $H=35\text{ m}$)そして定流量条件においては、定流量ポンプ(キャンド式、1.5 kW、 $V=0.08\text{ m}^3/\text{min}$ 、 $H=30\text{ m}$)が用いられ、流量の制御はインバータによるポンプモータの回転数制御そして試験円管上流側に設けたバイパスバルブの開度調節を併用して行われた。流量 V は、図1に示すように試験部下流に設けたオリフィス(測定精度 $\pm 2\%$ 以内)にて測定された。図2にて外観が示されるように、使用したワイヤーコイルの材質は炭素鋼で、素線直径 $e=2, 2.5, 3\text{ mm}$ の3種類、そしてコイルピッチは $P=4.9\sim 104.4\text{ mm}$ の範囲で変化させた。ワイヤーコイル外径部(D_o)と試験円管内径部(d_i)との密着の確保は、ワイヤーコイル外径を少し d_i より大きめに作成し、コイル両側に張力を掛けた伸びた状態で試験管内に挿入し、その後のワイヤーコイルの縮みを利用することにより行った。実験データの採取は、各測定温度および圧力の時間変化が無くなった定常状態を確認した後に行われた。

試験円管内流体の流れ模様観察のために、前述の伝熱試験部と同一寸法のパイレックスガラスで製作された可視化用試験装置が用いられた。図1に示されるように、可視化試験部への試験水の流入は、助走区間上流に設けた三方切換弁の操作により行われた。試験水の流れ状態は、助走区間に設けた可視化用トレーサ注入装置よりのトレーサの流動挙動を写真撮影そしてビデオ撮影等により観察することにより行った。可視化用トレーサとしては、低流速の場合には墨、そして高流速においては比

図2 供試ワイヤーコイルの概観

重がほぼ1の平均粒径 $d_m=0.5\text{ mm}$ の黒色プラスチック粒子を用いた。

実験データの整理における代表直径は、平滑管の場合には円管内径 d_i を使用し、ワイヤーコイル挿入の場合には水力直径 $D_h (=4 \times \text{流路体積} / \text{濡れ縁面積})$ とした⁽⁵⁾。本実験における主要実験パラメータの範囲は、次の範囲とした。平均流速 $U=0.0217\sim 4.35\text{ m/s}$ 、レイノルズ数 $Re_D = UD_h/\nu = 300\sim 6 \times 10^3$ 、 $Re = Ud_i/\nu = 300\sim 6 \times 10^4$ 、プラントル数 $Pr=4.21\sim 8.12$ 、温度差 $\Delta T = T_w - T_{fin} = 2\sim 30\text{ K}$ 、グラスホフ数 $Gr = 8.91 \times 10^3\sim 5.38 \times 10^5$ 、ワイヤーコイル素線径 $e=2, 2.5, 3\text{ mm}$ 、コイルピッチ $P=4.9\sim 100.6\text{ mm}$ 、コイル寸法比 $P/e=2.5\sim 50.3$ 。尚、実験データの整理における水の物性値は、伝熱面温度と各分割区間の水の混合平均温度の平均温度を用いてある。

3. 実験結果および考察

3.1 本供試平滑管の流動抵抗および熱伝達特性

本実験において用いた内径 $d_i=16\text{ mm}$ 、長さ $L=2000\text{ mm}$ の平滑銅円管の抵抗係数 C_f とレイノルズ数 Re の関係を示したものが図3である。図3中の実線は、十分発達した層流平滑管の理論式⁽⁹⁾(2)、そして破線は乱流状態におけるブラジウス⁽¹⁰⁾の実験式(3)を示したものである。

$$\text{層流: } C_f = 16/Re \dots\dots\dots (2)$$

図3 平滑円管の抵抗係数 C_f とレイノルズ数 Re の関係

図4 平滑円管のヌセルト数 Nu とレイノルズ数 Re の関係

$$\text{乱流: } C_f = 0.0791/Re^{0.25} \dots\dots\dots (3)$$

図中の実測値は、伝熱面温度 T_w と試験入口流体温度 T_{fin} の温度差 ΔT をパラメータとしたものである。 $\Delta T = 2 \sim 30$ K (グラスホフ数 $Gr = 8.91 \times 10^3 \sim 5.38 \times 10^5$) の範囲では、自然対流の抵抗係数に及ぼす影響は小さく、実測値は従来の関係式(2)、(3)と良く一致することがわかる。一方、熱伝達の特性がヌセルト数 Nu と Re 数の関係で図4に示されている。図4中の実線は、層流における次式(4)で表される Sieder-Tate の自然対流を考慮しない実験式⁽⁶⁾である。温度差 $\Delta T = 2$ K の実測値は、式(4)の関数と良く一致するが、 ΔT がさらに増大すると実測値と式(4)との差は増大する傾向にある。この両者の差は、本実験において発生した自然対流の影響によるものと判断される。

$$Nu = 1.86(RePrd_i/L)^{1/3}(\mu/\mu_w)^{0.14} \dots\dots\dots (4)$$

さらに、図4中の破線は、乱流域における Dittus-Boelter⁽⁷⁾ の実験式(5)、そして一点鎖線は Gnielinski の経験式⁽⁸⁾ (6)を示したもので、両式は本実測値と非常に良く一致することがわかる。

$$Re \geq 10^4$$

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \dots\dots\dots (5)$$

$$Re = 2 \times 10^3 \sim 10^4$$

$$Nu = \frac{(C_f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{C_f/2}(Pr^{2/3} - 1)} \dots\dots\dots (6)$$

これら層流および乱流状態にわたって、管内抵抗係数そしてヌセルト数の本実測値が、従来より提案されている関係式と良く一致する結果から判断して、本実験装置および測定精度も十分と言える。ワイヤーコイルの存在による管内の流動状態は、熱伝達そして流動抵抗に直接関係するもので、ここでは、ワイヤーコイルによる流動パターンの分類を流れ模様のビデオ撮影そして目視観察結果をもとに定性的に議論する。

3.2 ワイヤーコイルによる円管内流動挙動

図5は、ワイヤーコイル $P = 50.1$ mm、素線直径 $e = 3$ mm ($P/e = 16.7$) のワイヤーコイルを用いて、レイノルズ数 Re_D を種々に変化させた場合の流れ模様のスケッチを示したものである。小さなレイノルズ数 $Re_D = 302$ において、流れはワイヤーコイルの存在による速度境界層の攪乱そして管中央領域流れと管内壁近傍の流れとの混合作用もほとんど認められず、また旋回流れも非常に弱いもので、層流の比較的整然とした流れとなる。 $Re_D = 1980$ の場合には、ワイヤーコイルの存在により、下流に向かっての旋回流れが著しくなり、円管壁近傍と管中央流れの

混合が著しくなり、またワイヤーコイル表面で剥離した流れの一部が円管壁に再付着する様子が観察された。さらに、 $Re_D = 10000$ の乱流領域では、主流自体の乱流の影響により、ワイヤーコイルを入れた乱流促進の効果がそれほど顕著でなくなり、さらに高速流による管中央領域の流れと円管壁近傍の境界層流れの混合作用も相対的に減少するようになる。

3.3 ワイヤーコイルによる円管内流動抵抗

図6は、 $Re_D = 2000$ としてワイヤーコイルの素線径 $e = 2$ mm 一定としてピッチ P を種々に変化させた場合の流れ模様の概略を示したものである。コイル寸法比の小さい $P/e = 2.5$ の場合には、ワイヤーコイル上部を滑るように主流が流れ、ワイヤーコイル間には弱い循環流れが存在するようになる。従来より管内に突起物を設けた場合には、突起体の種類には関係なく $P/e = 7 \sim 10$ の範囲で最大の熱伝達を示す領域と言われており、図6に示す $P/e = 8.5$ における流れ状態は上流側のワイヤーコイルより剥離した流れが、後流に存在するワイヤーコイルに再付着そしてコイルねじれ方向に分歧しながら非常に乱れた流れとなる。さらに、コイル寸法比を大きくした $P/e = 50.3$ の配置では、上流側のワイヤーコイルより剥離した流れが、円管壁に再付着し、壁面近傍に旋回を伴う境界層流れを形成し、さらに、後流のワイヤーコイルによりワイヤーコイルねじれ方向に分歧そして剥離す

図5 ワイヤーコイルによる流れ模様 (Re_D 数の影響, $P/e = 16.7$, $e = 3$ mm)

図6 ワイヤーコイルによる流れ模様 (P/e の影響, $Re_D = 2000$)

る旋回流れとなる。図7は、コイルピッチ $P = 50.1$ mm, コイル素線直径 $e = 3$ mm のワイヤーコイルを使用し、それぞれ $Re = 4.51 \times 10^3$ ($U = 0.327$ m/s), 4.57×10^4 ($U = 3.44$ m/s) における流れ方向 (x 軸) の圧力差 $\Delta P = P_{in} - P_x$ の変化を示したものであり、図7中の黒丸印はワイヤーコイルの無い平滑管の圧力差の測定結果である。平滑管の測定値 (●, ▲印) は、前記の平滑管摩擦抵抗の式(3)より算定した実線と非常に良く一致し、本実験における局所圧力測定精度も十分といえる。ワイヤーコイルを用いた場合の圧力差は、当然、平滑管の場合よりも主に形状抵抗のために大きくなり、ほぼ x の増大に伴って直線的に ΔP の増加となる特徴を有する。従って、ワイヤーコイルの長さに応じて、主に形状抵抗に支配される流動抵抗 (= 摩擦抵抗 + 形状抵抗) の増大となることが理解できる。

図8は、種々のコイル寸法比 P/e (コイル素線直径 $e = 2$ mm 一定) における流動抵抗係数 C_{fD} とレイノルズ数 Re_D の関係を示したものである。なお、図8中の実線は、平滑管に関する層流域の関係式⁽⁹⁾そして破線は乱流域の実験式⁽¹⁰⁾を参考までに示したものである。コイル寸法比 P/e が10以上の領域においては、 Re 数の増大に伴って C_{fD} の値は、 Re_D 数の -0.39 乗に比例して減少する傾向にある。この変化傾向は、Carnavos⁽¹¹⁾による管内にスパイラルフィンまたは管軸に平行な板状フィンを設けた場合の C_{fD} と Re_D の関係に類似したものとなった。このよう

図7 円管軸方向 (x) の局所圧力分布 ΔP

図8 種々のワイヤーコイルによる C_{fD} 値と Re_D 数の関係

に大きな P/e の領域においては、図6の流れ状態の可視観察結果から、ワイヤーコイルにより剥離し、そして乱流化された流れがコイルのねじれ方向に旋回しながら下流に向かう流れとなる。このように大きなコイル寸法比 P/e が流れの剥離・再付着そして旋回強さを左右し、結果として流動抵抗係数の Re_D 数依存性の大きな傾向を示すことになるものと思われる。一方、 $P/e \leq 5$ の領域においては、 C_{fD} の Re_D 数依存性は小さい傾向にある。この原因としては、前述の流れ模様の可視観察結果から、 P/e の小さい場合の主な流れ状態は、それ程ワイヤーコイルの影響を受けず、比較的乱流促進の少ないスムーズな流れとなることが考えられる。次に、 P/e の変化による C_{fD} の値に着目すると、レイノルズ数 $Re_D = 2000$ 前後で平滑管(層流)に比較して、ワイヤーコイルによる C_{fD} 値の増大が著しいようである。さらに、小さな P/e 領域では、 P/e の増大と共に C_{fD} 値の増加がみられ、コイル表面での流れの変化の著しいほぼ $P/e = 8.5$ において極大な C_{fD} 値を示す。さらに、 P/e の大きな領域では P/e の増大と共に C_{fD} 値の減少となる特徴ある流動抵抗係数のコイル寸法比に対する傾向が、本実験範囲のレイノルズ数に関して理解できる。

図9は、 $Re = 2100$ における C_{fD} と P/e の関係を示したもので、 $e = 2$ mm の場合 $P/e = 8$ 前後で極大な C_{fD} 値を示すことがわかる。この傾向は、低 P/e においては、 P/e の減少と共にコイル間隔が狭くなり、主流がコイル上端部を滑るように流れ、コイルの存在による乱流促進効果の減少が C_{fD} 値の低下をもたらす。 $P/e = 8 \sim 10$ 付近では、上流側コイルにより剥離した乱れた流れが下流側のコイル面に衝突・分岐し、非常に乱れの強い流れとなることがこのような極大な C_{fD} 値を示すことになる。一方、 $P/e > 10$ の領域で P/e の増大に伴ってコイル上端による剥離流の円管面への再付着そしてコイル前面での流れの淀み効果が減少し、 C_{fD} の低下が徐々に起こり、最終的には管長 L に占めるワイヤーコイル長さ(ピッチ数)も少なくなり、極限の C_{fD} 値である平滑管の値に近づくこととなる。ワイヤーコイル素線直径が $e = 3$ mm と大きく

図9 C_{fD} 値と P/e の関係 ($Re_D = 2100$)

なるに従って、極大の C_{fD} を示す P/e の値も6付近へと小さくなる傾向にある。以上の結果より、流動抵抗係数 C_{fD} は、コイル寸法比 P/e に強く依存して変化することがわかる。

図10(a)は、 $P/e \geq 8$ の領域における $C_{fD}/Re_D^{-0.39}$ と P/e の関係にて実測値をプロットしたものである。図10(a)中の実線は、本実測値を最小2乗法で整理した実験整理式(7)を示したものであり、 $P/e < 8$ の範囲では実測値との差が大きいが、全体的に標準偏差 $\pm 9.8\%$ 以内で実測値を良く表すものである。

$$C_{fD} = 11.5 Re_D^{-0.39} (P/e)^{-0.87} \dots\dots\dots (7)$$

但し、上式の適用範囲は $P/e = 8 \sim 50.3$, $Re_D = 400 \sim 6000$ 一方、 $P/e < 8$ の領域では、前述の図8の C_{fD} と Re_D の関係で示したように、 C_{fD} 値の Re_D 数への依存性が小さいことと流動状態がワイヤーコイルを粗面として扱える範疇にあると考え、Webbら⁽¹²⁾の整理法を導入して、流動抵抗係数を評価するものである。本研究においては、従来の代表長さとしての粗度に代わり、ワイヤーコイル素線直径 e を用いた形式で、流動抵抗係数に関する係数 A_c を次のように定義してある。

$$A_c = \sqrt{2/C_{fD}} + 2.5 \ln(2e/D_h) + 3.75 \dots\dots\dots (8)$$

ここで、 A_c は流動抵抗係数を表す量で、 A_c の小さいもの

(a) $C_{fD}/Re_D^{-0.39}$ と P/e の関係

(b) A_c と P/e の関係

図10 流動抵抗とワイヤーコイル寸法比の関係

程流動抵抗係数 C_{fD} の増大を意味する。図10(b)は、 A_c と P/e の関係で実験データをプロットしたものである。円管内に矩形リブを取り付けた Han ら⁽¹³⁾や Webb⁽¹²⁾らのデータも参考のために併記してある。図10(b)中の実線は、実験データの整理式(9)で、標準偏差 $\pm 9\%$ 以内で実測値と一致する。

$$A_c = 53.0 (P/e)^{-0.98} \dots\dots\dots (9)$$

但し、 $P/e = 2.5 \sim 8$, $Re_D = 300 \sim 6000$

3.4 ワイヤーコイルによる円管内熱伝達

図11は、コイル素線直径 $e = 2$ mm, $P/e = 10$ のワイヤーコイル配置条件での局所熱伝達率 α_x の分布を示したものである。図11中の実線は、 $Re = 1500$ の層流域の平滑管の局所熱伝達率 α_x に関する実験値および経験式⁽¹⁴⁾をも参考のために記載してある。平滑管の結果は、管入口領域で α_x 値の急激な減少となる典型的な助走区間の局所熱伝達率の分布となるが、ほぼ同じ $Re_D = 1520$ で、ワイヤーコイルを用いた場合には、管入口部で下流に向かって若干の α_x 値の低下となるが、全体的にほぼ一定の α_x 値となり、さらに平滑管よりも大きな値となることが理解できる。次に、 Re_D 数を $Re_D = 6010$ と増大した乱流域においては、 α_x の値の増大がみられるが、局所熱伝達率 α_x の主流 (x) 方向依存性は小さなものとなる。従って、以下の平均熱伝達の整理に際しては、若干の α_x の変化を伴う助走区間の影響を含むものである。

図12(a), (b)は、それぞれ $P/e \leq 10$ および $P/e > 10$ の領域における各種ワイヤーコイルを用いた場合の平均ヌセルト数 $Nu_D/Pr^{1/3}$ と Re_D 数の関係にて実測値をプロットしたものである。 $Re_D < 2000$ の低レイノルズ数領域において、 $Nu_D/Pr^{1/3}$ の Re_D 数に対する勾配は、 $n = 0.80$ に比例する関係があり、 $Re_D > 2000$ の高レイノルズ数領域では、その勾配も $n = 0.63$ と減少する傾向にある。このようにコイルによる乱流促進に関して、高レイノルズ数になるに従って Nu_D 数の Re_D 数への依存性が低下する傾

図11 局所熱伝達率 α_x の分布 ($e = 2$ mm, $P/e = 10$)

向は, Bergles⁽¹⁾そして庄司らの結果⁽¹⁵⁾においても観察されるところである. 恐らくこのような Nu_D 数の傾向は, ワイヤーコイルの乱流促進体としての効果が, もともと平滑管での層流域で著しく, 平滑管でも乱流領域においては, その乱流促進体としての効果が相対的に軽減することから説明できよう. 図12(a)の $P/e \leq 10$ の領域においては, P/e の増大と共に $Nu_D/Pr^{1/3}$ の増加がみられ, 一方, $P/e > 10$ の領域(図12(b))においては, P/e の増大と共に $Nu_D/Pr^{1/3}$ の減少傾向となる.

図13は, $Re_D = 2100$ における Nu_D 数と P/e の関係を示したものである. 図13より, $P/e = 10$ 前後で極大の Nu_D 数となることが理解できる. この傾向は, P/e の減少に伴っ

(a) $P/e \leq 10$ (b) $P/e > 10$ 図12 $Nu_D/Pr^{1/3}$ と Re_D 数の関係 図13 Nu_D 数とワイヤーコイル寸法比 P/e の関係

て相対的にコイルピッチが小さくなり, 熱伝達は粗面による乱流状態と類似したものとなる. 一方, $P/e > 10$ の領域において, P/e の増大は主要な流れである旋回流れの勢いの減少となり, 熱伝達の減少すなわち Nu_D 数の減少をもたらすこととなる. 前述の流動抵抗係数 C_{fD} と P/e の関係(図9)では, 極大の C_{fD} 値はほぼ $P/e = 6 \sim 8$ であったが, 図13から極大 Nu_D 数は $P/e = 8 \sim 10$ と大きなコイル寸法比に移行していることがわかる. これは, 流れの可視観察結果より, 本実験範囲ではおおよそ $P/e = 6 \sim 8$ 位にて上流側のコイルより剥離した流れが, 下流側コイル前面に衝突・分岐する流動抵抗(形状抵抗)の大きな流れとなる. そして, この種ワイヤーコイルは線状態でしか伝熱面である円管内壁に接触しないので, あまりワイヤーコイル自体が拡大伝熱面として機能しないことによるものと思われる. 一方, $P/e = 8 \sim 10$ 位のワイヤーコイル配置において, 上流側コイルよりの剥離流れが下流側コイルの前方近傍にて円管伝熱面に再付着し, この領域の熱伝達が著しく上昇するために, $P/e = 8 \sim 10$ と流動抵抗の最大値を示す P/e よりも少し大きな P/e にて Nu_D 数の極大値となることが伺える.

これらのワイヤーコイル寸法比 P/e の領域において, ヌセルト数値の傾向も変化することより, 以下 $P/e = 10$

(a) $Nu_D/(Re_D^{0.630} Pr^{1/3})$ と P/e の関係 (b) $Nu_D/(Re_D^{0.800} Pr^{1/3})$ と P/e の関係図14 無次元熱伝達率とワイヤーコイル寸法比の関係 ($P/e > 10$)

を境として、2つの熱伝達に関する実験整理式の検討を行った。まず、 $P/e > 10$ の流れが旋回流を主体とする場合の実験値を $Nu_D/(Re_D^{0.630} \cdot Pr^{1/3})$ または $Nu_D/(Re_D^{0.800} \cdot Pr^{1/3})$ と P/e の関係でプロットしたものが図14(a), (b)である。両図における実験式は、次式(10), (11)で表され、標準偏差 $\pm 8\%$ 以内で実験値と一致する。

$$Re_D = 2000 \sim 6000$$

$$Nu_D = 0.803 Re_D^{0.630} Pr^{1/3} (P/e)^{-0.48} \dots\dots\dots (10)$$

$$Re_D = 300 \sim 2000$$

$$Nu_D = 0.225 Re_D^{0.800} Pr^{1/3} (P/e)^{-0.48} \dots\dots\dots (11)$$

一方、 $P/e \leq 10$ の領域では、コイルの存在を粗面とみなして、従来より提案されている粗面の熱伝達を表す次の無次元量 G_c および粗面レイノルズ数 e^* により、実験データの整理を試みる。

$$\left. \begin{aligned} G_c &= \left(\frac{C_{fD}}{2St} - 1 \right) / \sqrt{C_{fD}/2} + A_c \\ e^* &= (e/d_i) Re_D \sqrt{C_{fD}/2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

図15は、無次元熱伝達量 G_c と粗面レイノルズ数 e^* の関係で、実験データをプロットしたものである。 $e^* \geq 35$ の領域では、 e^* の増大と共に G_c 値の増加が認められるが、 $e^* < 35$ の領域においては、 G_c はほぼ一定の値となる傾向がみられる。これらの G_c の e^* への依存傾向は、リブ付き円管の実験を行った Han らの実験結果⁽¹³⁾と類似したものとなる。図15中の実線および破線は、本実験結果を標準偏差 $\pm 9.5\%$ 以内で整理した実験式(13), (14)である。

$$G_c = 18.2 e^{*0.280} \dots\dots\dots (13)$$

$$e^* \geq 35, P/e = 2.5 \sim 10, Re_D = 400 \sim 6000$$

$$G_c = 48.0 \dots\dots\dots (14)$$

$$e^* < 35, P/e = 2.5 \sim 10, Re_D = 400 \sim 6000$$

図15 無次元熱伝達量 G_c と粗面レイノルズ数 e^* の関係 ($P/e \leq 10$)

4. 結論

円管内の乱流促進体に比較的素線直径の大きいワイヤーコイルを用いて、円管内の流動状態の観察、流動抵抗および熱伝達の測定結果より、この種乱流促進体の特徴を明らかにし、次のような結論を得た。

(1) 比較的素線径の大きなワイヤーコイルを用いた場合、コイル寸法比 P/e (ピッチ/素線直径) の小さな領域では、コイルを粗面として扱うことが可能であり、コイル寸法比の大きな領域では、旋回流れとして実測データをまとめ得ることが判明した。

(2) この種ワイヤーコイルにおいては、 $P/e = 6 \sim 8$ にて上流側コイルの剥離流れが下流側コイル前面に再付着・分岐するために流動抵抗が極大となる。一方、 $P/e = 8 \sim 10$ の領域で、剥離流れの直接円管内壁伝熱面への再付着が、極大の熱伝達をもたらすことが判明し、極大の流動抵抗および熱伝達を示す P/e の値が一致しないことがわかった。

(3) ワイヤーコイル乱流促進体による流動抵抗および熱伝達を表す無次元整理式の提案を行うことができた。

この種ワイヤーコイルを用いた円管内乱流促進の機構を定性的そして定量的に明らかにし、次の研究目的である、この種取扱いの容易なワイヤーコイルによる流動抵抗の軽減そして熱伝達の促進に関する基礎資料を得ることができた。

参考文献

- (1) Bergles, A.E., et al., *Proc. of 5th Int. Heat Trans. Conference*, 2 (1974), 239.
- (2) Rohsenow, W.M., et al., *Handbook of Heat Transfer Applications*, (1985), 4-2, McGraw-Hill Co.
- (3) 棚澤, 冷凍, 5 (1988), 1.
- (4) Kumar, P. and Judd, R.L., *Can. J. Chem. Eng.*, 8 (1970), 378.
- (5) Uttarwar, S.B. and Rao, M.R., *ASME, J. Heat Transfer*, 107 (1985), 930.
- (6) Sieder, E.N. and Tate, G.E., *Ind. Eng. Chem.*, 28 (1936), 1429.
- (7) Dittus, F.W. and Boelter, L.M.K., *Univ. Calif. Publ. Eng.*, 2 (1930), 443.
- (8) Gnielinski, V., *Int. Chem. Eng.*, 16 (1976), 359.
- (9) Moody, L.F., *Trans. ASME*, 66 (1944), 671.
- (10) Blasius, H., *Phys. Zeits.*, 12 (1911), 1175.
- (11) Carnavos, T.C., *Heat Exchangers (Design and Theory Source)*, (1974), 441, McGraw-Hill.
- (12) Webb, R.L., et al., *Int. J. Heat Mass Trans.*, 14 (1971), 601.
- (13) Han, J.C., et al., *Int. J. Heat Mass Trans.*, 21 (1978), 1143.
- (14) Shah, R.K. and London, A.L., *Advanced in Heat Transfer Suppl.*, (1978), 10, Academic Press.
- (15) 庄司, Oliver, D.R., 日機講(松山地方講演会), No.952-2 (1992), 189.