

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2報, ワイヤーコイルによる管内熱伝達の評価と最適配置)

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 (2nd Report, Heat Transfer Estimation and Optimum Arrangement of Wire Coil in a Tube)

Hideo INABA, Koichi OZAKI and Shinichi KANAOKA

An experimental investigation on wire-coil-inserted tubes as a turbulence promoter has been undertaken for enhancement of heat transfer and reduction of flow friction factor in water flow. The performance of wire-coil-inserted tubes has been evaluated in terms of two different criteria based on the fixed flow rate and pumping power. In order to enhance the heat transfer rate and reduce the flow friction factor, some experiments have been carried out wherein coils with various lengths were partially inserted into the tube. As a result, it is noted that there is an optimum arrangement of the wire coil in the tube for the enhancement of heat transfer and the reduction of friction factor.

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

1. 序論

ワイヤーコイル等の乱流促進体による管内熱伝達の増大は、流れの乱れや境界層の剥離効果を利用するために、当然のことながら管内流動抵抗の増大を伴うものである。この流動抵抗の増大は、管内熱媒体を流動させるためのポンプ動力エネルギーの増加を意味し、管内の熱伝達促進効果とポンプ動力エネルギー消費効果を考慮したところの、熱媒体循環システム全体の最適条件を見いだすことが必要となる。

円管内乱流促進体として、その取扱いが比較的容易な素線直径の大きなワイヤーコイルを用いた前報⁽¹⁾の実験結果から、次のようなワイヤーコイルの熱伝達および流動特性を明らかにした。(1)ワイヤーコイル寸法比(コイルピッチ/コイル素線直径)の小さい場合には、ワイヤーコイルの効果を粗面を有する伝熱面として扱うことで十分に実験データを整理できる。一方、(2)ワイヤーコイル寸法比の大きな場合には、管内流れを旋回流として扱うことにより、実験データを整理することが出来る。さらに、(3)この種ワイヤーコイルは円管内壁に対して線接触するために、コイルはほとんど拡大伝熱面として作用しないことと、コイルにより生じた流れとコイルとの相互作用などから、極大の熱伝達と流動抵抗を示すワイヤーコイル寸法比に差を生じることを明らかにした。そ

の上、ワイヤーコイルによる流動抵抗の大部分は、コイルによる流れの乱れから発生する形状抵抗によるものであること、そしてワイヤーコイルによる流れ方向の局所熱伝達は、ほぼ一定の変化の少ない結果を報告した。この様な結果を根拠として、本論文では、図1に示すように伝熱円管内に部分的にワイヤーコイルを挿入し、全体的な流動抵抗の軽減効果の利用、そして熱伝達に関しては平滑管入口部での大きな局所熱伝達領域、ワイヤーコイル配置領域の熱伝達促進領域、ワイヤーコイルにより発生したコイル後流の乱れた旋回流の平滑管部熱伝達増大領域の利用による全体的な熱伝達の向上を試みるものである。さらに、伝熱管全体にワイヤーコイルを配置した場合の流動抵抗と熱伝達に関する総合評価を Bergles らの報告⁽²⁾にある種々の条件のもとで検討し、この種ワイヤーコイルによる熱伝達促進法の特徴を明らかにするものである。

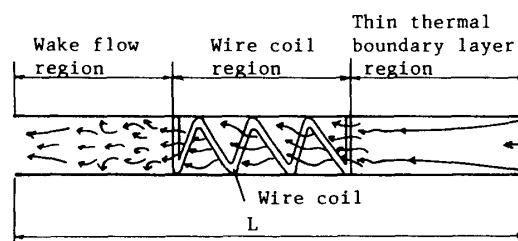


図1 ワイヤーコイルの円管内部分的配置による流動状況

* 原稿受付 平成5年7月9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。

記号

C_f, C_{fc} : 平滑管の流動抵抗係数, ワイヤーコイル配置の流動抵抗係数, D : 水力直径 ($= 4(\frac{\pi}{4}d_i^2 L / (\pi d_i L + \pi e L_c L))$), d_i, d_o : 円管内直径, 外直径, e : ワイヤーコイル素線直径, L : 管全長 ($= 2m$), L_c : ワイヤーコイル長さ, $L^* = L_c/L$, Nu, Nu_c, Nu_{cL} : 平滑管のヌセルト数, ワイヤーコイル配置のヌセルト数, ワイヤーコイルを管全長に配置した場合のヌセルト数, P : ワイヤーコイルピッチ, ΔP : 圧力損失 (差), $P^* = C_{fc} Re_c^3 / (C_f L Re_L^3)$, R : 熱伝達率比 ($= \alpha_c / \alpha$), Re : レイノルズ数 $= U d_i / \nu$, $R^* = Nu_c / Nu_L$, T : 温度, ΔT : 温度差 ($= T_w - T_{in}$), U : 平滑管における平均流速, x : 管入口よりの管軸方向の長さ, x' : ワイヤーコイル後端よりの管軸方向の長さ
ギリシャ文字
 α : 熱伝達率, ν : 動粘性係数
添字
 c : ワイヤーコイルを設けた場合, f : 流体 (水), i : 内直径, in : 入口, L : 管またはワイヤーコイル全長, o : 外直径, w : 伝熱円管内表面, x : 局所

2. 実験装置および方法

本研究で使用した実験装置は, 前報⁽¹⁾と同じものである。その詳細な記述は省略し, ここでは必要最小限の説明に留める。供試伝熱水平円管は, 内径 $d_i = 16$ mm, 外径 $d_o = 20$ mm, 長さ $L = 2000$ mm の平滑な内面を有する銅円管であり, 上流側に長さ $L_e = 2000$ mm の速度助走区間が設けてある。円管の長さ方向にワイヤーコイルを部分的に挿入し, その流動抵抗および熱伝達特性を検討するために, 素線直径 $e = 2 \sim 3$ mm, コイル寸法比 (コイルピッチ/コイル素線直径) $P/e = 2.4 \sim 54$ のワイヤーコイルを採用した。円管内の一部にワイヤーコイルを挿入する場合には, 流れによるワイヤーコイルの下流側への流失を防止する目的と同コイルの円管伝熱面への良好な接触を図るために, 所定長さのワイヤーコイルに張力を与え縮小したコイル直径のもとで, 円管内に設置した際の張力解放に伴うコイルの縮みによるコイル直径の増大効果を利用して, ワイヤーコイルと試験円管内壁間の密着を図った。ワイヤーコイルの長さは $L_c = 100 \sim 2000$ mm の範囲で変化させた。図2は典型的なワイヤーコイル長さ L_c とコイルの円管内配置状態を示したものである。実験は, これら典型的なワイヤーコイルの配置状態以外にも, 種々のコイル長さ L_c と配置条件のもとで行われた。伝熱面の熱的境界条件は円管長さ方向に12分割した部分の伝熱面温度をそれぞれ独立した加熱ユニット

により一様に制御することにより得られる等温条件である。実験データの採取は, 素線直径 $d = 0.1$ mm の T 型熱電対 (測定精度 ± 0.1 °C 以内) による測定温度が時間に対して変化のない熱的定常状態にて行われた。試験円管部 ($L = 2000$ mm) の圧力変化の測定は, 試験部入口と出口に設けた圧力タップ (穴径 $d = 2.5$ mm) より, 高精度圧力トランスデューサを介して自動記録される (測定精度 $\pm 3\%$ 以内)。レイノルズ数等のデータ整理に用いる無次元量の代表長さは, 平滑円管内直径 d_i とした。等温加熱円管内表面温度 (T_w) と試験水入口温度 (T_{in}) の温度差 ΔT は $2 \sim 20$ °C の範囲での各種データの採取が行われた。尚, 作動流体は水を使用している。

3. ワイヤーコイル乱流促進体の性能評価

ここでは, ワイヤーコイルを試験円管全長 $L = 2000$ mm にわたって挿入した場合の管内熱伝達の評価を Bergles らの評価方法⁽²⁾に基づいて検討する。

3.1 管内質量流量一定条件における熱伝達の評価

前報⁽¹⁾において述べた定流量ポンプ (ギヤーポンプ) を使用して円管内質量流量一定となるように流量を制御した場合には, 流動抵抗に関係なく一定流速を得ることができるために, 特に流動抵抗の大きな領域で熱伝達の増大が期待される。図3は, ワイヤーコイルを充填した場合の平均熱伝達率 α_c と平滑管の平均熱伝達率 α の比 $R_1 = \alpha_c / \alpha$ と円管内直径 d_i を代表長さとして平滑管における平均流速 U を用いたレイノルズ数 $Re (= U d_i / \nu)$ の関係にて実験データをプロットしたものである。従ってワイヤーコイル挿入の場合の実際の流速は条件により変わることになる。図3(a), (b) は, それぞれワイヤーコイル素線直径 $e = 2$ mm と $e = 3$ mm の場合である。全体的に Re

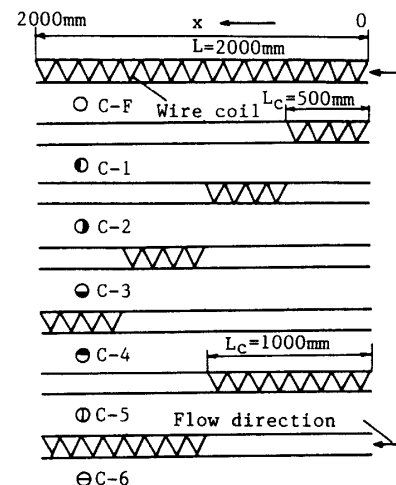
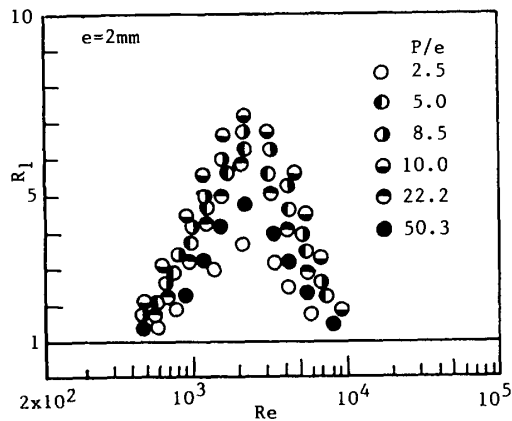
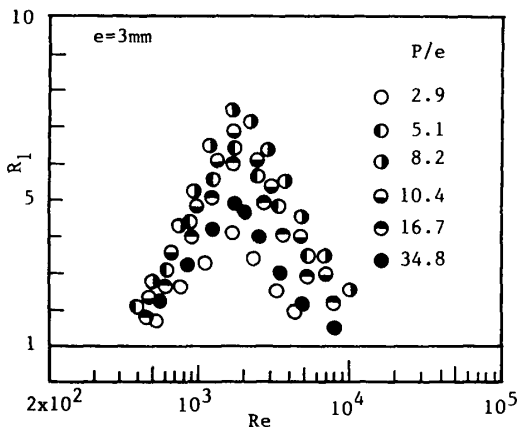


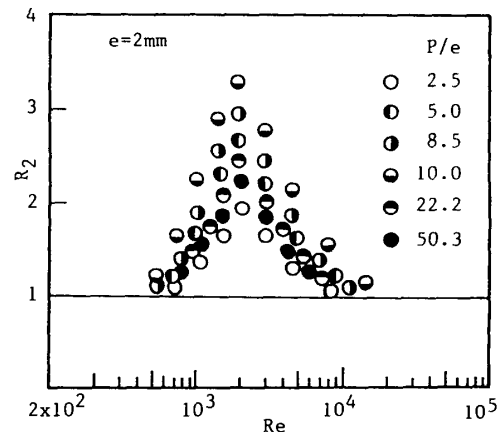
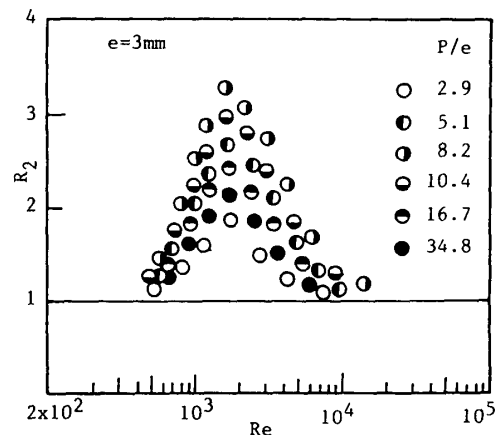
図2 典型的なワイヤーコイルの円管内配置状態

の増大と共に R_1 の増大となり、極大値 ($R_1 = 7.4$, $P/e = 10$ にて) を示した後、さらに Re を大きくすると R_1 の低下が見られる。平滑管で層流状態の最大 Re 数 (= 2000) 付近で、ワイヤーコイルの乱流促進体としての効果が著しく、乱流状態においてはワイヤーコイルによる乱流促進効果は、相対的に減少する (R_1 の減少) ことになる。また、ほぼ $Re = 2000$ 前後で各コイル寸法比 P/e においても極大の R_1 値を示すこととなる。さらに、前報⁽¹⁾で明らかにしたように、 P/e を 2.5 から増大すると共に R_1 値の増大が認められ、ほぼ $P/e = 10$ 前後で極大の R_1 値を示すことになる。旋回流れの主体となる $P/e > 10$ 以上の領域で、 P/e の増加と共に R_1 値の減少がみられ、最終的に P/e が無限大となる平滑管の熱伝達率を表す $R_1 = 1$ の極限の値に漸近することとなる。図3(b)で示される $e = 3$ mm の場合も、 $e = 2$ mm の R_1 と Re の関係と類似した傾向を示すが、極大の R_1 を示す Re が大きな e のために乱れが大きくなり 1800 付近と小さくなる。さらに、極大 R_1 となる P/e も 8.2 前後と小さなコイル寸法比の領域へと移動する傾向にある。

(a) $e = 2$ mm(b) $e = 3$ mm図3 平均熱伝達比 R_1 とレイノルズ数 Re の関係

3.2 ポンプ動力一定における熱伝達の評価

前報⁽¹⁾で述べた遠心ポンプを使用したポンプ動力一定のもとでは、ポンプの流量と吐出圧特性の関係より、ワイヤーコイルによる流動抵抗の増大は流量の減少となり、その分熱伝達率の低下となることが予想される。図4は、前述の熱伝達率比を $R_2 (= \alpha_c/\alpha)$ として、図3で用いた平滑管のレイノルズ数 Re の関係で実験値をプロットしてある。図4(a)のワイヤーコイル素線直径 $e = 2$ mm の場合には、ほぼ $Re = 2000$ 前後で極大の R_2 値を示し、コイル寸法比 $P/e = 10$ にて最大の R_2 値となる結果を得、図3(a)で示された質量流量一定の傾向と類似したものとなった。しかしながら、ポンプ動力一定における R_2 の最大値は約 3.3 と、質量流量一定の最大 $R_1 = 7.4$ に比較して小さくなる。また、本実験範囲のレイノルズ数領域において、 Re に対する R_2 の変化割合は質量流量一定条件における Re に対する R_1 の変化割合よりも小さくなる傾向にある。図4(b)のワイヤーコイル素線直径 $e = 3$ mm における Re に対する R_2 の変化傾向は、 $e = 2$ mm の場合

(a) $e = 2$ mm(b) $e = 3$ mm図4 R_2 と Re の関係

とほぼ同じであるが、極大の Re_2 を示すレイノルズ数は $Re_s = 1800$ 前後と低レイノルズ数へ移行し、その最大 Re_2 を示す P/e の値も 8.2 前後と小さなコイル寸法比へと変化する傾向にある。

4. 円管内にワイヤーコイルを部分的に設置した場合の熱伝達と流動抵抗の評価

ここでは、図1に示したように、水平円管の一部に種々の長さを有する素線直径 $e = 2.3$ mm のワイヤーコイルを設置した場合の熱伝達および流動抵抗の特徴を総合的に検討する。

4.1 管内流動抵抗の変化

図2のワイヤーコイル円管内配置に基づいて、供試円管出入口の差圧より求めた流動抵抗係数 C_f とレイノルズ数 Re の関係を示したものが図5である。なお、伝熱円管内壁温度 T_w と流水管入口温度 T_{in} の温度差 $\Delta T = 2$ K とし、ほとんど自然対流の影響は無視できる条件としてある。図5中の実線は平滑円管層流の流動抵抗係数⁽³⁾ $C_f = 16/Re$ 、そして破線は乱流に関する関係式⁽⁴⁾ $C_f = 0.0791/Re^{0.250}$ ($Re < 10^5$) である。なお、図5中の黒丸印は、ワイヤーコイルを全長にわたって挿入した場合で、当然のことながら流動抵抗係数 C_f が一番大きくなる。さらに、コイル長さ $L_c = 1$ m として 0.5 m と短くなるに従って、その流動抵抗係数 C_f の減少がみられる。この C_f 値の変化傾向は、前報⁽¹⁾で報告したように、ワイヤーコイル挿入により管内圧力が流れ方向に対して直線的に変化する結果とも対応するものである。さらに注意深く各ワイヤーコイル長さ L_c について C_f 値を検討すると、上

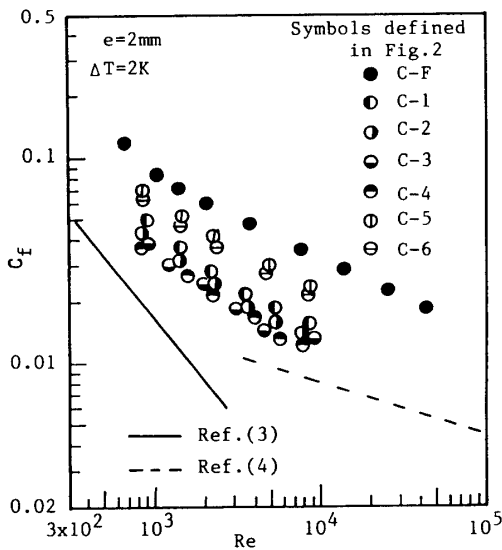


図5 C_f と Re_s の関係

流側にワイヤーコイルを配置した方が、ワイヤーコイル後の乱れた流れ領域の存在により、 C_f 値の増大傾向が認められる。

4.2 管内熱伝達の変化

ワイヤーコイル長さ $L_c = 50$ cm のコイル先端を $x = 0.5$ m の位置に設置した場合の局所熱伝達率 α_x の分布を示したものが図6である。図中の実線は、平滑管における局所熱伝達率の文献値⁽⁵⁾を示したものである。平滑円管で伝熱壁と流体入口の温度差が $\Delta T = 20$ K と大きな場合には、当然のことながら自然対流の効果により α_x 値の増大がみられ、局所熱伝達率 α_x の流れ方向の変化も少なくなる傾向にある。ワイヤーコイルを $x = 0.5 \sim 1.0$ m の領域に部分的に設置した場合には、コイル未充填の $x = 0 \sim 0.5$ m の領域では、平滑管における α_x と同じ分布となり、そして $x = 0.5$ m において急激な α_x の上昇となる。ワイヤーコイルの存在する領域では、自然対流を伴う $\Delta T = 20$ K の場合には、 $\Delta T = 2$ K の結果より、 α_x の若干の増大が認められる。 $x > 1$ m のワイヤーコイルの存在しない下流領域において、 α_x の減少は著しく無く、徐々に α_x の低下傾向となる。これは、ワイヤーコイルにより発生した流れの乱れが下流側へ拡がり、この領域の熱伝達向上に寄与しているものと判断される。

このようにワイヤーコイルの乱流促進効果により、ワイヤーコイルの存在しない下流における局所熱伝達率 α_x を局所ヌセルト数 $Nu_{x'}$ と $(x'/D)/(Re \cdot Pr)$ の関係で実測値を整理したものが図7である。ここで、 x' はワイヤーコイル後端より下流側への距離を表し、 Nu はワイヤーコイルの存在しない平滑管の平均ヌセルト数である。図7で表される結果より、上流側に設けたワイヤーコイルによる流れの乱れによる熱伝達促進効果が温度差 $\Delta T \leq 20$ K に対して $(x'/D)/(Re \cdot Pr) \leq 5.5 \times 10^{-3}$ の領域で現れることとなる。本実験値を最小2乗法で整理すると標準偏差 $\pm 9.6\%$ 以内で、次の関係式にてワイヤーコイル

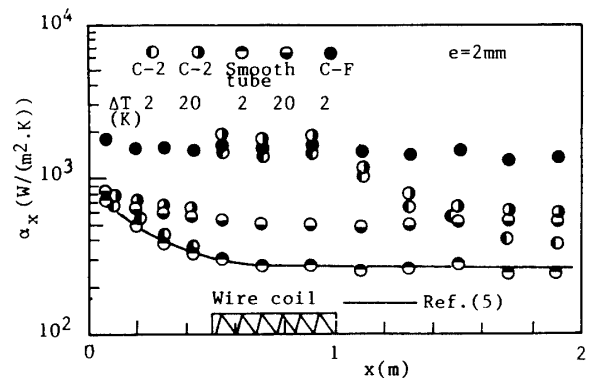


図6 局所熱伝達係数 α_x の流れ方向分布

後の流れの乱れによる局所ヌセルト数 $Nu_{x'}$ が表される。

$$(x'/D)/(Re \cdot Pr) \leq 5.5 \times 10^{-3}$$

$$Nu_{x'} = 0.288(Re \cdot Pr \cdot D/x')^{0.239} Nu \dots \dots \dots (1)$$

$$(x'/D)/(Re \cdot Pr) > 5.5 \times 10^{-3}$$

$$Nu_{x'} = Nu \dots \dots \dots (2)$$

ただし、 Nu は平滑管のヌセルト数で、前報⁽¹⁾および文献^{(6)~(8)}による。

種々のワイヤーコイル長さおよび配置(図2)において、 $\Delta T = 2$ Kの温度条件のもとで平均ヌセルト数 Nu_c とレイノルズ数 Re の関係で実験データを整理したものが図8である。図中の黒丸印は、供試円管全体にワイヤーコイルを配置した場合の結果で、実線および破線は平滑管内層流および乱流状態に関する経験式^{(6),(8)}である。全体的には、ワイヤーコイル長さ L_c を短くするに従って、 Nu_c 数の低下となる傾向がある。また、コイル長さ $L_c = 0.5 \sim 1$ mの範囲において、ワイヤーコイルによる熱伝達促進は、 $Re = 3 \times 10^2 \sim 7 \times 10^4$ の領域にて効果があることも明らかである。

図9は、ワイヤーコイルによる熱伝達促進効果を明確にするため、ワイヤーコイルを用いた場合の平均ヌセルト

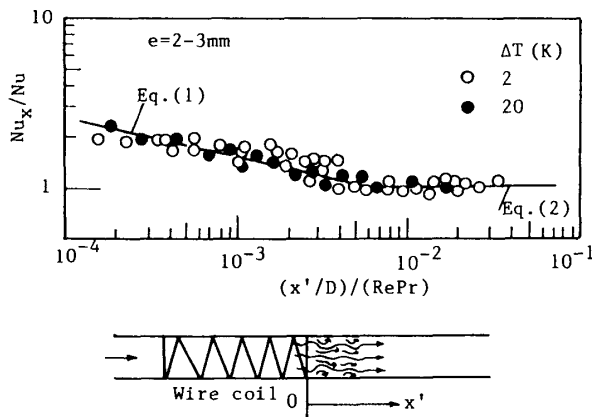


図7 $Nu_{x'}$ と $(x'/D)/(Re \cdot Pr)$ の関係

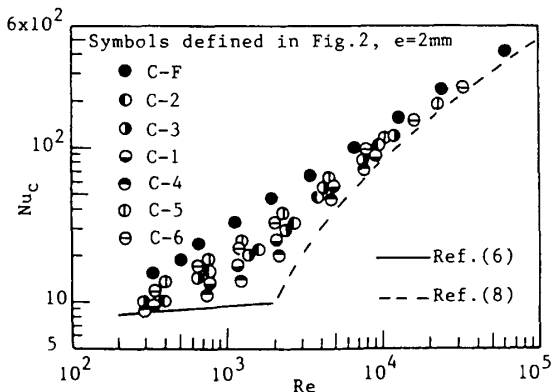


図8 Nu_c と Re_s の関係

数 Nu_c を平滑管の平均ヌセルト数 Nu との比 Nu_c/Nu として、レイノルズ数 Re の関係で表したものである。全体的にはほぼ $Re = 2000$ 前後で極大のヌセルト数比 Nu_c/Nu となり、各ワイヤーコイル長さにおいては、コイル設置位置により Nu_c/Nu 値に差がみられる。例えば、 $L_c = 1$ mでは、前半部にワイヤーコイルを設置した方が後半部に設けるよりも Nu_c/Nu 値が大きい。

一方、 $L_c = 0.5$ mの場合には、円管入口より $x = 0.5$ mの位置にワイヤーコイルの先端を設けた場合の方が、他の配置よりも Nu_c/Nu 値が大きくなる傾向にある。このように、ワイヤーコイルを円管内の一部に設けた場合には、円管入口部の平滑管の温度境界層の薄い前縁効果、ワイヤーコイルの存在する部分の熱伝達促進効果そしてワイヤーコイルによる流れの乱れによるワイヤーコイル後部平滑管部の熱伝達向上効果が期待できる。一方、管内流動抵抗は、ワイヤーコイルによる乱流効果を主体とする形状抵抗が大部分を占めるため、ワイヤーコイルの長さにはほぼ比例して変化することとなる。従って、適切なワイヤーコイル長さ L_c とその管内配置を考慮することにより、流動抵抗の軽減を図りながら熱伝達促進を行うことが可能との予想が成り立つ。

図10(a), (b)は、 $Re = 2000$, $\Delta T = 2$ Kの条件にてワイヤーコイルを種々に変化させて得た実験データ ($Nu_c, C_{f,c} Re_c^3$) を、ワイヤーコイルを全体に設けた場合 ($Nu_L, C_{f,L} Re_L^3$) をベースとして、最大のヌセルト数比 $R^* = Nu_c/Nu_L$ および圧力損失比 $P^* = (C_{f,c} Re_c^3)/(C_{f,L} Re_L^3)$ とワイヤーコイル長さ比 $L^* = L_c/L$ ($L = 2$ m) の関係にて整理したものである。管内圧力損失 ΔP は $C_{f,c} Re_c^3$ に比例することより、圧力損失因子を図10のように表現してある。ここで、任意の L^* における R^* 値は、前述のようにワイヤーコイルの影響のない領域では平滑管の関係式^{(6)~(8)}、ワイヤーコイル部では前報の関係式⁽¹⁾としてワイヤーコイル後流

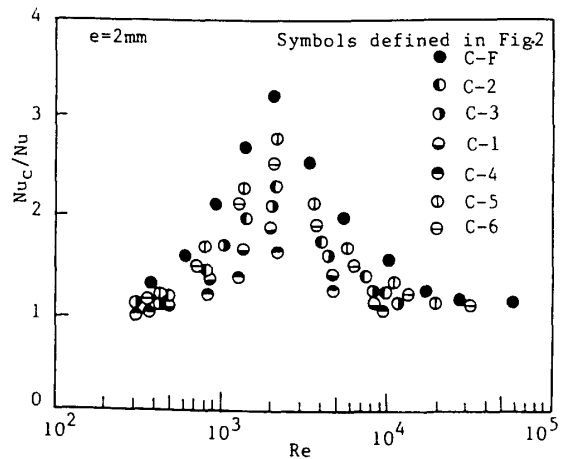


図9 Nu_c/Nu と Re の関係

部では式(1), (2)を用いて, その R^* 値が最大となる位置を計算して算出したものである. また, P^* の値は, 各 L^* において最大となる R^* 値に対応するワイヤーコイル配置から求めたものである. なお, ワイヤーコイル長さ比は $L^* = 0.1 \sim 1.0$ の範囲とし, $L^* = 1$ ではワイヤーコイルが円管全体に配置された場合で, $R^* = P^* = 1$ となる. 図10(a)の $P/e = 10$ ($e = 2$ mm) の場合には, $L^* = 0.3$ ($L_c = 0.6$ m) において最も R^* と P^* の差が大きく, ワイヤーコイルによる熱伝達と流動抵抗を総合的に評価する場合に効果的なワイヤーコイルの条件と言える. なお, $Re = 2000$ では, $L^* = 0.3$ で最大の R^* 値を示すコイル位置は $x = 0.65$ m であった. 一方, ワイヤーコイル寸法比 $P/e = 40$ と大きな場合には, 図10(b) から相対的に R^* と P^* の差が小さくなり, また, R^* と P^* の差が最大となる L^* の範囲も $0.4 \sim 0.6$ と明確でなくなる傾向を有することがわかる. この大きな P/e の場合には, 前報⁽¹⁾のワイヤーコイル寸法の効果で述べたように, ワイヤーコイル自体の存在による熱伝達促進効果が基本的に減少することによるも

のと思われる.

5. 結論

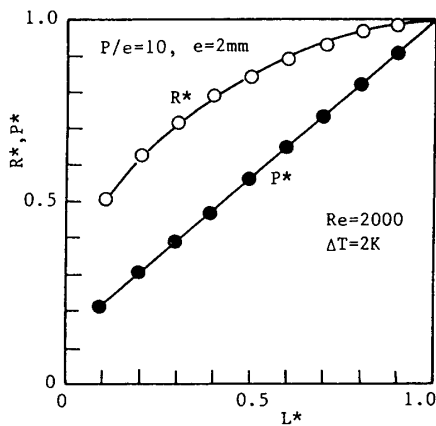
ワイヤーコイルを伝熱促進体として水平円管に用いた場合の熱伝達の総合評価を行うと同時に, ワイヤーコイルを円管内の一部に設置する方法にて, 熱伝達促進と流動抵抗軽減に関する実験を水平円管長さ2 m について行い, 次のような結論を得た.

(1) ワイヤーコイルを円管全長にわたって設置した場合, 質量流量一定およびポンプ動力一定条件でのワイヤーコイルの伝熱促進効果の特徴を平滑管を基準としたレイノルズ数の関係で明らかとすることができた.

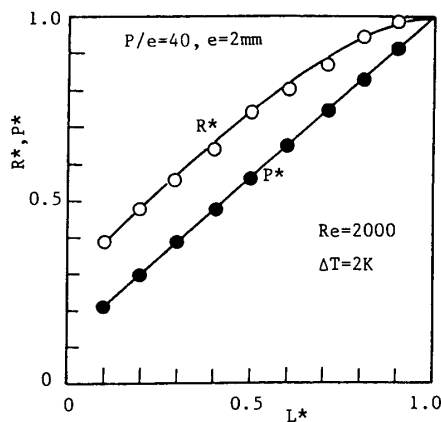
(2) ワイヤーコイルを円管内の一部領域に設置した場合, ワイヤーコイルの長さおよび設置位置により, 管内熱伝達および流動抵抗特性に変化があることが判明し, 特にワイヤーコイル後部の平滑部での流れの乱れによる熱伝達増加を定量的に明らかにした.

(3) 最終的に, 無次元ワイヤーコイル長さの減少と共に流動抵抗割合の直線的減少そして熱伝達割合の曲線的減少を示す結果を得た. 従って, ワイヤーコイルによる流動抵抗軽減と熱伝達促進効果を総合的に評価する方法として, 熱伝達割合と流動抵抗割合の差が最大となるワイヤーコイル寸法・設置位置が, 効果的なワイヤーコイルの条件であることを示すことができた.

また本研究結果は, 円管内にワイヤーコイルを部分的に挿入することにより, 熱伝達の向上と流動抵抗の軽減効果を期待でき, シェル・チューブ型および2重管式熱交換器の性能向上に役立つものと考えられる.



(a) $P/e = 10, e = 2$ mm



(b) $P/e = 40, e = 2$ mm

図10 R^*, P^* と L^* の関係

参考文献

- (1) 稲葉, 尾崎, 金岡, 機論, (1993), 投稿中.
- (2) Bergles, A.E., et al., *Proc. of 5th Int. Heat Trans. Conference*, 2 (1974), 239.
- (3) Moody, L.F., *Trans. ASME*, 66 (1944), 671.
- (4) Blasius, H., *Phys. Zeits.*, 12 (1911), 1175.
- (5) Shah, R.K. and London, A.L., *Advanced in Heat Transfer Suppl.*, (1978), 10, Academic Press.
- (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. Publs. Eng.*, 2 (1930), 443.
- (8) Gnielinski, V., *Int. Chem. Eng.*, 16 (1976), 359.