

管内挿入物による伝熱促進効果

中村 善志, 浜田 高敦, 吉田 正道, 宮下 尚

Effects of heat transfer enhancement due to inserted-things in tube

Y. Nakamura, T. Hamada, M. Yoshida and H. Miyashita

An experimental investigation on heat transfer enhancement was performed for a smoothed and a straight-ribbed tube. Two types of wire-coil and a twisted tape as heat transfer promoters were inserted in both tubes, and the effects of heat transfer enhancement were examined. Heat transfer coefficients were obtained by means of Wilson Plot's method in range of 300 to 30000 for the Reynolds number. The friction factor was calculated from the pressure drop between both ends of a tube under the condition of the same pumping power. In this study, heat transfer performance was evaluated by comparing with a smoothed tube. All promoters were more effective in the laminar flows than in the turbulent flows. It was found that the augmentation of heat transfer for twisted tape in a straight rib-tube, caused by turbulence due to spiral flows, is sensitive.

Key Words

Heat Exchanger, Turbulence Promoter, Heat Transfer Enhancement, Heat Transfer Coefficient, Performance Evaluation, Multiplication Effect, Friction Loss, Friction Factor, Pumping Power

緒 言

ここ数年、エネルギー資源は需給のバランスから安定期にあったが、近い将来には、化石燃料資源は枯渇の問題を抱えている。そのため化石燃料に代わるエネルギーの開発や太陽光エネルギー利用などが模索されている。しかし、代替エネルギーの開発は困難であり、未だ化石燃料に依存する部分が多い。

このような状況の中、高炉ガス関係や燃料電池関係などの高温廃熱および低熱源の廃熱など熱エネルギー源となるものは種々あり、これらの廃熱回収などは熱エネルギー有効利用の一つにあげられる。そのため、廃熱回収などこれからの熱交換器は高温差のみでなく、低温差での熱交換が要求される。近年、省エネルギーのために熱交換器の性能向上は特に重要視され、そのためにも、伝熱促進技

術は熱エネルギー有効利用に欠くことのできないもののひとつである。

伝熱促進技術のうち管内伝熱促進法を大別すると、(A)伝熱面近傍に比較的小さな突起物（円柱、三角柱、半円柱など）を設け伝熱面近傍の境界膜を攪乱させる方法、(B)ねじれテープ等を管内に挿入し主流を旋回させ、主流と管壁近傍の流れを入れ替える方法、(C)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。いずれの伝熱促進法においても伝熱の向上が認められ、熱交換器の高性能化及び小型化に寄与する。

伝熱促進を図る簡便な方法のひとつとして、伝熱促進体を用いる方法が上げられるが、最適促進体形状の追求においては、促進体を挿入した場合の総合的な性能評価が必要になる。経済性、安定性、信頼性等を考慮する必要があるが、一般的に基準となる性能評価はないのが実情である。促進体挿入による圧力損失の増大はエネルギーの有効利用の見地よりマイナスとなる。そこで当研究室では、伝熱促進（プラス面）と圧力損失の増大（マイナス面）の両者を考慮した性能の評価方法として、等ポンプ動力基準の性能比を評価の基準として行う方法を用いる。実験は管内構造条件（管内壁面構造、ワイヤーコイル、リボンの有無）を変えて行った。

1. 実験装置及び方法

1. 1 実験装置

実験装置の概略図をFig. 1に示す。実験装置は、大別するとテストセクションと試験流体循環系統より構成されている。

テストセクションは伝熱促進管である内管と冷却管である外管からなる。内管は内径 $D_i=19\text{mm}$ 、外径 $D_o=22\text{mm}$ 、長さ $L_i=3500\text{mm}$ の鋼管で、管内壁面形状は平滑、直溝の2種類である。外管は内径 $D_i=50\text{mm}$ 、外径 $D_o=60\text{mm}$ 、長さ $L_o=3300\text{mm}$ の塩化ビニル管で、冷却水として水道水を使用する。テストセクションの内管、外管の流体温度、内管壁温を測定するため、Fig. 1で示したとおり、流体入口部、出口部のそれぞれ3ヶ所、合計6点に銅・コンスタンタン熱電対を設置する。

1. 2 実験方法

実験は管内流れ条件、伝熱促進管の形状（管内壁面構造、ワイヤーコイル、リボンの有無）をそれぞれ変化させて行う。なお、実験データの測定は、各測定温度の時間変化が無くなった定常状態を確認した後に進行。

1. 2. 1 管内流れ形態 各実験においてヒーターにより温度を一定(50℃)に保つ。

(a) 乱流実験 恒温槽(1)内の水を、ポンプ(5)によりテストセクション(4)に送り込み循環使用する。液流量はオリフィス流量計(6)により測定する。水量調整用メインバルブ(7)およびバイパスバルブ(8)により流量を調整する。

(b) 層流実験 2つのヘッドタンク内の水位をオーバーフローさせることによりヘッドを一定に保ち、移動水槽(3)を上下変化させることにより、低流量を調節することができる。これによって生

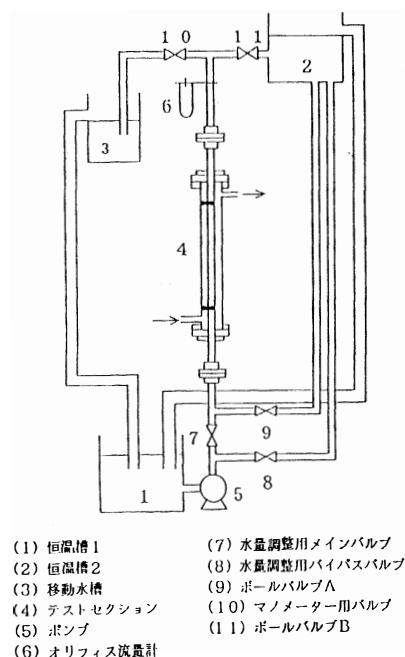
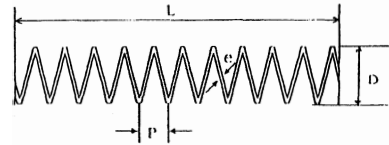


Fig. 1 実験装置の概略図

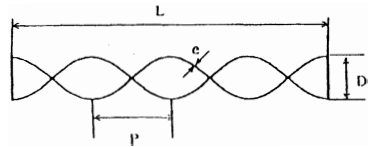
じる圧力差により、流速の遅い流れが得られる。

1. 2. 2 管内伝熱促進体

伝熱促進体の寸法をTable1に、概略図をFig. 2に示す。実験データの整理における代表直径を、直溝管、コイル挿入による管共にすべて平滑管の内径と同じ $d_i = 19\text{mm}$ とする。



ワイヤーコイル



リボン

Fig. 2 ワイヤーコイル、リボンの概略図

2. 伝熱係数の算出 (Wilson Plot法²⁾)

元来、伝熱装置での伝熱係数の決定は簡単な装置でも複雑になるため、設計において伝熱係数よりも総括伝熱係数を用いる。伝熱装置で伝熱面積Aと伝熱量qがわかれば総括伝熱係数Uは $q = UA (\Delta T)_{lm}$ より容易に求まる。本研究ではWilson Plot法を用いて伝熱係数を求める。以下にその方法を示す。

Table 1 ワイヤーコイル、リボンの寸法

	直径 D[mm]	素線直径 e[mm]	コイルピッチ P[mm]	コイル寸法比 P/e[-]	ワイヤーコイル長さ L[mm]
コイル a	15	2	35	17.5	3500
コイル b	18.5	2	20	10	3500
リボン	16.5	1 (肉厚)	60	-	3500

内管の入口、出口における流体温度を T_{h1} 、 T_{h2} とすれば伝熱量qは次式ようになる。

$$q = WC_p (T_{h1} - T_{h2}) \quad (1)$$

ここでFig. 3のような二重管の熱交換器を考える。全伝熱量qは、温度差として入口端および出口端の対数平均温度差を用いることにより次式となる。

$$q = U_0 (\pi D_0 L) (\Delta T)_{lm} \quad (2)$$

ここで

$$(\Delta T)_{lm} = \frac{(T_{h1} - T_{c1}) - (T_{h2} - T_{c2})}{\ln \frac{(T_{h1} - T_{c1})}{(T_{h2} - T_{c2})}}$$

U_0 は内管外面基準の総括伝熱係数であり、式(1)、(2)より総括伝熱係数 U_0 を求めることができる。いま、円管内に流体が流れている場合、 U_0 は次式ようになる。

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_0} + \frac{y}{k} \frac{D_0}{D_{av}} + \frac{1}{h_d} \frac{D_0}{D_i} + \frac{1}{h_i} \frac{D_0}{D_i} \quad (3)$$

また、管内を流れる流体の h_i には次の一般的な関係式があり、層流、乱流のレイノルズ数の設定は便宜上2300を境とした。

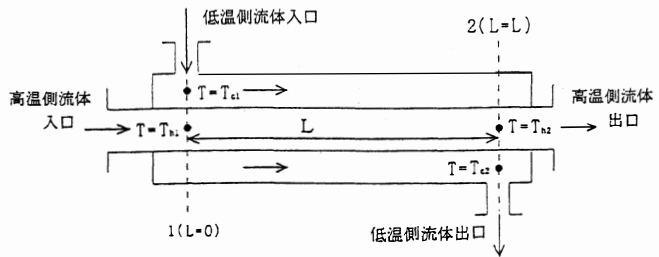


Fig. 3 二重管熱交換器

$$h_i = 1.86 \frac{k}{D_i} \left(\frac{\rho u D_i}{\mu} \frac{C_p \mu}{k} \frac{D_i}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad 2300 > \text{Re} \quad (4)$$

$$h_i = 0.023 \left(\frac{k}{D_i} \right) \left(\frac{\rho u D_i}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.4} \quad \text{Re} \geq 2300 \quad (5)$$

ある温度範囲内で流体の物性値 (k, Cp, ρ, μ) が一定であれば、これらの値を一括してC', C''で表し、hiと流速uとの間に

$$h_i = C' u^{\frac{1}{3}} \quad (\text{層流}) \quad (6)$$

$$h_i = C'' u^{0.8} \quad (\text{乱流}) \quad (7)$$

の簡単な関係が存在する。式(3)においてD0/Diは一定とし、伝熱面が全く清浄であると仮定すれば汚れ抵抗は1/hd = 0となる。また、h0は管内の流速にはほとんど影響はなく、

$$\frac{1}{U_0} = K + \frac{1}{C' u^{\frac{1}{3}}} \frac{D_0}{D_i} \quad 2300 > \text{Re} \quad (8)$$

$$\frac{1}{U_0} = K + \frac{1}{C'' u^{0.8}} \frac{D_0}{D_i} \quad \text{Re} \geq 2300 \quad (9)$$

となる。ここで、Kは定数を表す。これより流速を変化させ、1/u^{0.8}, 1/u^{1/3}に対し1/U0をプロットすると、1/C · D0/Diの傾斜を持った直線が得

Table. 2 vおよびU0の測定結果

V [m/s]	0.07	0.10	0.17	0.30	0.43	0.66	0.88
U0 [J/m ² · s · K]	532	600	667	866	900	934	967

られる。以上のことより内管内流体の伝熱係数hiが求められる。これらの事項を踏まえ次の条件において説明する。

内径19mm, 外径22mmの内管中に50℃の温水, 外管側に冷却水を流し, 内管内流体(温水)の流速を変えて, 内管外面基準の総括伝熱係数を測定したところ, Table 2の結果が得られた。これより乱流域である温水u=1m/sの時の温水側の伝熱係数hiを求める。ただし、管は新しいものとし、スケールはないので、式(3)は次式で表される。

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_0} + \frac{y}{k} \frac{D_0}{D_i} + \frac{1}{h_i} \frac{D_0}{D_i} \quad (10)$$

式(7)より式(10)は

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_0} + \frac{y}{k} \frac{1}{C'' u^{0.8}} \frac{D_0}{D_i} \quad (11)$$

となる。また、式(10), (11)より、次式となる。

$$\frac{1}{h_i} \left(\frac{D_0}{D_i} \right) = \frac{1}{C'' u^{0.8}} \frac{D_0}{D_i} \quad (12)$$

以上のことから、Fig. 4より傾斜0.000123/1が得られ、D0/Di=1.16によりu=1m/sのときの伝熱係数が得られる。

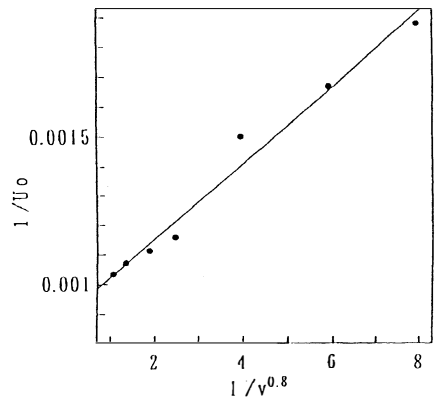


Fig. 4 Wislson Plat

3. 実験装置および伝熱評価の妥当性

平滑管および直溝管における伝熱係数の測定結果をFig. 5に示す。実線は層流におけるSieder-Tate³⁾の自然対流を考慮しない実験式

$$Nu = 1.86 (\text{RePr}D_i L)^{1/3} (\mu / \mu_w)^{0.14} \quad (13)$$

一点鎖線はGnielinski⁴⁾の経験式

$$Nu = \frac{(f/2)(\text{Re}-100)\text{Pr}}{1+12.7\sqrt{f/2}(\text{Pr}^{2/3}-1)} \quad \text{Re} = 2 \times 10^3 \sim 10^4 \quad (14)$$

ここで流体摩擦係数 f は、以下のBlasiusの式¹⁾より表される。

$$\text{層流} : f = 16/\text{Re} \quad \text{Re} \leq 3000 \quad (15)$$

$$\text{乱流} : f = 0.0791/\text{Re}^{0.25} \quad 3000 \leq \text{Re} \quad (16)$$

である。さらに点線は乱流域におけるDittus-Boelter⁵⁾の実験式を示したものである。

$$Nu = 0.023\text{Re}^{0.8}\text{Pr}^{0.4} \quad \text{Re} \geq 10^4 \quad (17)$$

直溝管（縦溝）は、円管内面を加工し伝熱促進特性の向上を目的としているが、Fig. 5より乱流域では平滑管に比べ僅かながら増大しているものの大差なく、直溝管単体での伝熱促進効果は期待できない。しかしながら他の促進体と組み合わせることで、直溝が流れを乱すことによる複合伝熱促進効果（相乗効果）が期待できる。

以上のことより層流及び乱流域にわたって、本実験によるNu数の値が従来より提案されている上記の関係式と良好に一致することから、本実験装置の妥当性が確認される。そこで、平滑管における実験データをもとにして、以後の実験データとの比較によって伝熱促進管の性能評価を行うこととする。

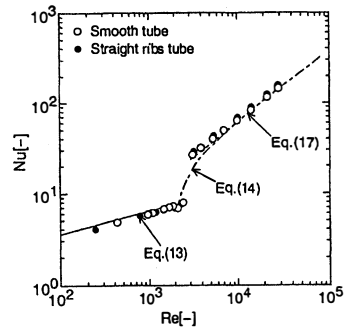


Fig. 5 平滑管および直溝管による伝熱相関

4. 実験結果及び総合性能評価

4. 1 結果及び促進体評価

ここでは、Table 1に示すコイル2種類、リボン1種類の3種類の伝熱促進体を用いて、それぞれを平滑管内および直溝管内に挿入し、6種の伝熱促進管条件により測定を行った。その結果より検討を行う。

4. 1. 1 平滑管に伝熱促進体を挿入した場合 平滑管における各種の伝熱促進体を挿入した場合の結果をWilson Plot法により伝熱相関するとFig. 6-(a)のようになる。層流域ではいずれの促進体においても伝熱係数の向上が見られ、コイルb、リボン、コイルaの順となった。乱流域では層流域の場合より伝熱係数が小さいほかは相違ないが、リボンとコイルbは同等の性能を示している。

(a) 層流域 コイルbがコイルaより高い伝熱係数を示した。要因として稲葉⁹⁾により提唱されたコイル寸法比による促進効果が考慮できる。また、コイルの直径の違いによることもあげられる。

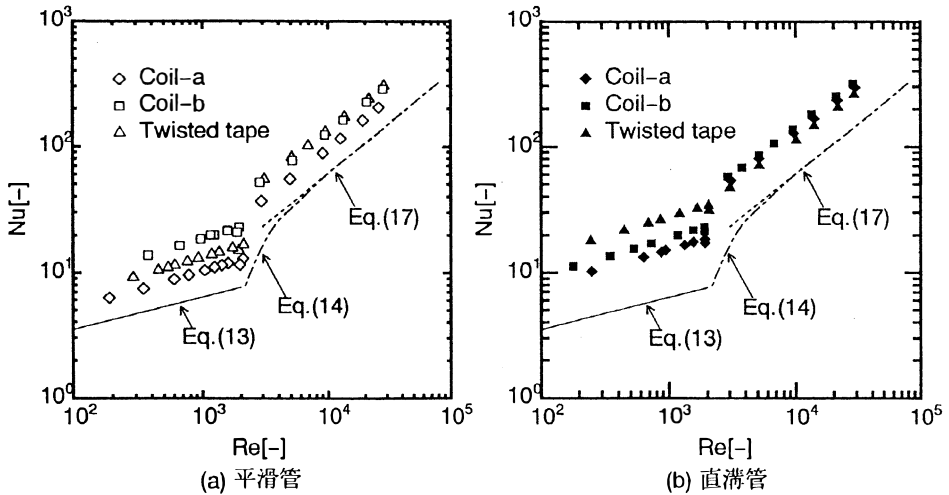


Fig. 6 伝熱促進体挿入による伝熱相関

リボンを挿入した場合、流路内に発生する旋回流の影響により高い伝熱係数を示した。

(b) 乱流域 コイルa, bの場合に層流域ほど伝熱係数の向上が見られないのは、乱流域では既に流れが乱れており、コイル挿入による効果が小さいことによる。リボン挿入の場合、層流域と同様に流路内に発生する旋回流の影響により、層流域と変わらない伝熱係数の向上を示しており、促進体の中で最も高い伝熱係数を得た。

4. 1. 2 直溝管に伝熱促進体を挿入した場合 直溝管と各種の伝熱促進体挿入による伝熱相関をFig. 6-(b)に示す。層流域ではいずれの促進体においても伝熱係数の向上が見られ、リボン、コイルb、コイルaの順となった。乱流域では層流域の場合より伝熱係数は小さいが、コイルa, bは同等の性能を示している。

(a) 層流域 コイルbでは平滑管とほぼ同じ伝熱係数を示すが、コイルaにおいて大きく向上している。リボン挿入においてコイル挿入よりもかなり高い伝熱係数を示した。平滑管での層流域と比較して伝熱促進体挿入により高い伝熱係数を示した。これは平滑管の促進体による効果の他に直溝による複合伝熱促進効果が働き、伝熱係数の向上につながったものと推測される。

(b) 乱流域 コイルa, bにおいて、平滑管と同様に層流域ほどの向上は見られなかったが、コイルaの挿入では平滑管よりも高い伝熱係数を示すことより、やはり、複合伝熱促進効果があると言える。リボン挿入時の層流域との伝熱係数を比較すると大差なく、伝熱促進効果がみられない。また、平滑管にリボンを挿入したときよりも低い値を示した。

4. 1. 3 促進体評価 2種類の促進管形状においてコイルbがコイルaよりも大きな値をとるのは、前述したコイル寸法比による影響が大きい。稲葉は、水平に設置した伝熱促進管に、 $P/e=2.45 \sim 52.2$ に変えられるコイルを挿入して性能評価を行った。その実験より $P/e=8 \sim 10$ 付近が最も高い伝熱係数を示すことを得ている。 $P/e=10$ のコイルbでは、コイル上流よりの剥離流れが円管伝熱面に再付着するため伝熱係数が向上する。一方、 $P/e=17.5$ のコイルaでは、コイル上端における剥離流れの伝熱面への再付着が減少する。また、コイルbにおいて、Fig. 6-(a), 6-(b)により伝熱面の形状を変えても伝熱相関ではほぼ同様な値をとる。しかし、コイルaはコイルbより低い値を示しており、直溝管の場合においてコイルbの伝熱係数に近い値を示しているが、これは、直溝による複合伝熱促進効果によるものである。このことから伝熱係数は、伝熱面形状ではなく P/e に支配される

といえる。以上のことから、 P/e の評価は有益である。

次にコイル径について考察すると、コイルbの直径は、促進管内径とほぼ同じであるが、コイルaはコイル直径が管の内径よりも小さく内壁に接触していない。層流域においてコイルbでは内壁に接したコイルの影響により管壁近傍の流れを乱すため温度境膜が乱され高い伝熱係数を示す。これに対してコイルaでは、コイルの影響による主流の乱れが管壁近傍の流れを乱すが、その影響はコイルbほどではない。乱流域において、コイルa、bともに主流自体の乱れによる促進効果は、それほど顕著に示されていない。管壁に接していないコイルaでは、コイルの振動による温度境膜の更新が考えられるが結果より見ることができない。

リボン挿入時では、流体の線流速の増加・混合および遠心力により壁面近傍の温度境膜を乱し伝熱係数を向上させる。それにより、コイルよりも高い促進効果を示す。直溝管においては、平滑管での促進体による効果の他に管壁の溝に流れが入り込み温度境膜を乱す効果がより高まり、複合伝熱促進効果が現れた結果といえる。

4.2 性能評価基準

最適促進体形状の追求において、伝熱促進体を挿入した場合の総合的な性能評価基準はないのが現状である。本研究では、伝熱促進効果と流動性能の両者を考慮した総合的な評価法として、最も適切であると考えられる等ポンプ動力基準の性能比を用いた佐野ら¹⁰⁾の性能評価法を採用する。以下にそれらの評価法について述べる。

4.2.1 流体摩擦係数 圧力損失 Δp は、四塩化炭素および水銀を封液としたU字管の封液の差Hから式(18)で求められ、Fanningの式¹⁾(19)により流体摩擦係数 f は求められる。

$$\Delta p = \rho' gH \{ (\rho' - \rho_{H_2O}) / \rho_{H_2O} \} \quad (18)$$

$$\Delta p = 4f (l/D) (\rho u^2 / 2) \quad (19)$$

平滑管における流体摩擦係数の測定値を最小自乗法により整理すると次式となる。また、式(15)、(16)との比較をFig. 7に示す。

$$f = 0.2612 (Re)^{-0.361} \quad (20)$$

上の式は実験結果からみて、層流域から乱流域にかけて流体摩擦係数は連続と仮定している。また、実験条件でのレイノルズ数が3000~20000において、Blasiusの式(16)に比してほぼ20%程度高い値を示すが、工学的精度として大差はなく装置の妥当性がほぼ確認される。

4.2.2 等ポンプ動力基準性能比 ここでは、佐野らにより提唱された性能評価法を採用し評価を行う。圧力損失に関しては式(20)を用い装置内流体単位当たりの消費動力 ϵ は次式で表される。

$$\epsilon = \frac{\Delta p u}{\rho l} = \frac{2fu^3}{D} \quad (21)$$

$$Re = \frac{uD}{\nu} \quad (22)$$

式(22)より

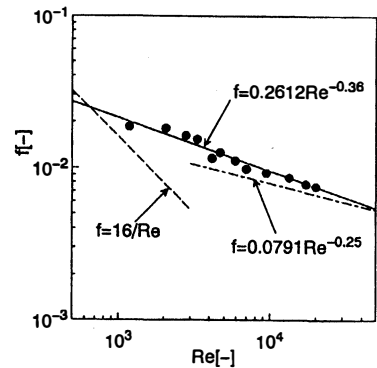


Fig. 7 流体摩擦係数分布

$$\frac{\varepsilon D^4}{\nu^3} = 2f\text{Re}^3 \quad (23)$$

レイノルズ数が流速で流動状態を示す無次元数であるのに対し、式(21)の左辺は消費動力で表した流動状態を示す無次元項である。

平滑管の伝熱係数および流体摩擦係数は、Blasiusの式(16)、Dittus-Boelterの実験式(17)で与えられる。以下、平滑管の場合添え字に0をつける。

$$Nu = 0.023 (\text{Re})^{0.8} (\text{Pr})^{0.4} \quad (24)$$

式(20), (23), (24)より次式を得る。

$$Nu_0 = 0.028 (\varepsilon D^4 / \nu^3)^{0.303} (\text{Pr})^{0.4} \quad (25)$$

促進体を平滑管に挿入し、平滑管と同一の流路における流体摩擦係数を f 、伝熱係数を h とする。平滑管との比をとると

$$\alpha_1 = f / f_0 = \varepsilon / \varepsilon_0 \quad (26)$$

$$\alpha_2 = h / h_0 = Nu / Nu_0 \quad (27)$$

促進体設置時と同じ ε における平滑管の伝熱係数を h_0' とすると

$$h_0' / h_0 = Nu_0' / Nu_0 = (\varepsilon / \varepsilon_0)^{0.303} = \alpha_1^{0.303} \quad (28)$$

$$h_0' = h_0 \alpha_1^{0.303} \quad (29)$$

従って、促進体設置時と同じ ε における伝熱係数の比 η は次式で表される。

$$\begin{aligned} \eta &= h_0 / h_0' = \alpha_2 / \alpha_1^{0.303} \\ &= (Nu / Nu_0) / (f / f_0)^{0.303} \end{aligned} \quad (30)$$

この評価法は促進体を設置した場合、同一消費エネルギーで伝熱係数が平滑管の場合と比較して増大することにより伝熱が促進されたことを示す。すなわち、 $\eta > 1$ でエネルギー的に促進体使用が有効であることを示す。また、直溝管についても同様に求めることができる。

4. 3 総合性能評価

平滑管を基準とした各促進体の流体摩擦係数をFig. 8に、性能比をFig. 9に示す。

各レイノルズ数における流体摩擦係数比は、各促進体の形状において異なる傾向が見られた。全体的に直溝管の方が、一様にやや高い値を示している。このことから、直溝に潜り込む分流による影響が推測でき、消費動力の面よりやや不利となる。コイルbがコイルaよりも一様に大きな値を示す。これは、 P/e の効果により、コイルbによる乱流促進効果が大きいことを示す。リボン挿入時には、コイル挿入時よりもレイノルズ数による f / f_0 の変化が明確であり、層流域では f / f_0 が最大となる。その理由として、リボン挿入時の層流域では、流路内に発生する旋回流の淀みが大きく、それが f 値の増加となって現れたものと考えられる。逆に乱流域では流速が速く、流体の慣性力が勝り流路を通り抜けるため、コイルよりも大幅に低い値となると考えられる。そのため、コイル挿入時とは傾向が異なる。

次に、性能比をFig. 9より層流域、乱流域に区別して検討を行う。層流域において、各促進体と

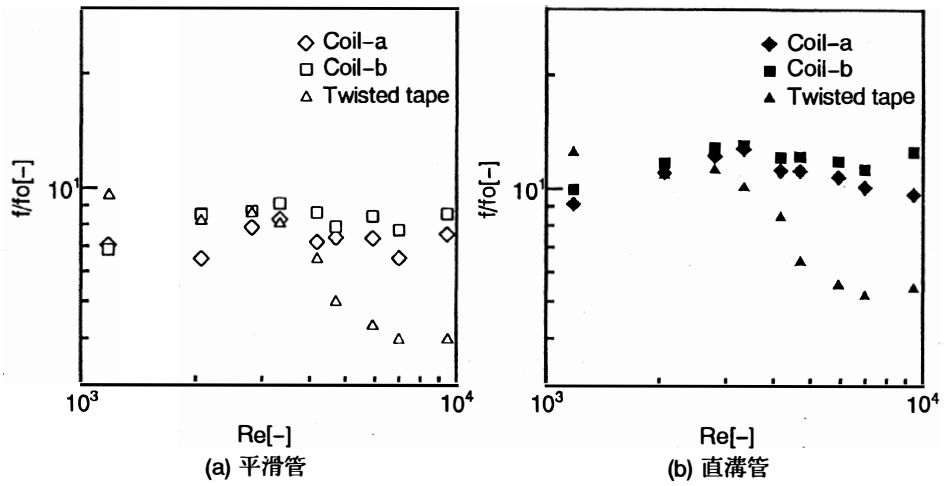


Fig. 8 流体摩擦係数

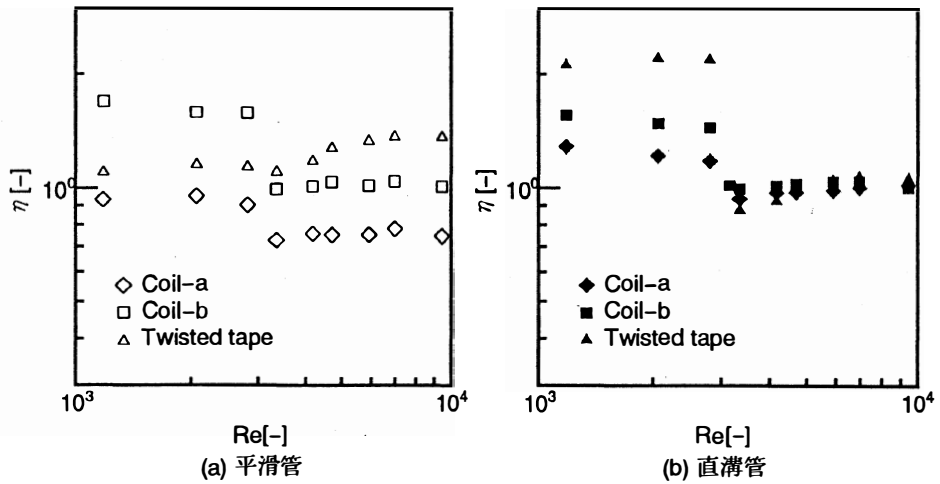


Fig. 9 性能比

も一様に最大値をとる。また、直溝管においてコイルa、リボンの大幅な向上が見られた。コイルaでは、平滑管において、 η は1を下回っているが、直溝管においては向上を示している。これは、コイルaでは、 P/e の特性が低い分、複合伝熱促進効果により補われているが、コイルbでは、管内面形状と合わないといえる。またリボンでは、直溝管において、大幅な向上を示している。これは旋回流により、伝熱促進効果をより高めたことによる。乱流域において、コイルでは両管とも性能の向上は見られなかったが、リボンでは平滑管において、層流域よりも幾分高い値を示している。直溝管では、各促進体とも η は1付近を示しエネルギー的に性能の改善は見られなかった。これは流れが既に乱れており伝熱係数の向上につながらなかったことによる。コイルaは、平滑管よりも向上しているが、これは、直溝による複合伝熱効果により補われたことによる。また、リボンでの直溝管乱流域での落ち込みは、層流域での大幅な向上を示しているだけに気にかかることである。

総合的な評価として直溝管を用いた場合、平滑管を用いるよりも層流域での性能が高くなる。直溝管では促進体により乱された流れが、さらに管壁の溝に潜り込み境膜を乱すためその影響が大きくなる。

結 言

本研究では、円管2種、伝熱促進体3種を用いて実験的研究を行い、以下の知見を得た。

- 1) 伝熱促進体挿入による伝熱促進の特徴としては、乱流域の場合よりも層流域の場合の方が伝熱係数の向上が見られ、また、乱流域での伝熱係数は伝熱促進体の種類にはあまり依存しないことが分かった。
- 2) コイルを挿入する場合、コイル寸法比 P/e の違いによって、伝熱係数に変化を示した。本実験でコイルを2種類用いて比較・検討を行った結果、コイルaよりもコイルbの方が高い伝熱係数を示し、また、コイルbでは、内管の伝熱面形状にあまり影響されず、高い伝熱係数を示した。これにより、 $P/e=8\sim 10$ 付近におけるコイルの使用が有効であるということが分かった。
- 3) 伝熱促進管として、平滑管、直溝管の2種類の円管を用いた結果、直溝管において、伝熱促進体を挿入しない場合、伝熱係数は平滑管と大差ないが、伝熱促進体を挿入することによって壁面近傍の流体の流れと溝による複合伝熱促進効果が得られるため、乱流域でのリボン挿入管を除いたほかは、伝熱促進体挿入によるより高い伝熱係数の向上につながるということが分かった。
- 4) 促進体の圧力損失を考慮した等ポンプ動力基準における評価では、エネルギー的にも有効でありかつ促進効果が高かったのは直溝管へのリボン挿入の場合の層流域であった。

謝 辞

本研究遂行にあたり、(株)加積製作所社長福元勝氏のご援助、ご協力を頂いた。さらに、本論文の実験に際し、富山大学工学部卒業生、山口武志氏のご協力を頂いた。ここに記して感謝の意を表する。

記号表

A	: 伝熱面積	[m ²]	D _i	: 内管内径	[m]
D ₀	: 内管外径	[m]	D _{av}	: 内管の平均径	[m]
W	: 質量流量	[kg/s]	f	: 流体摩擦係数	[-]
f ₀	: 平滑管流体摩擦係数	[-]	L	: 熱伝対間距離	[m]
L _i	: 内管長さ	[m]	L ₀	: 外管長さ	[m]
q	: 伝熱量	[J/s]	y	: 管壁厚さ	[m]
U ₀	: 内管外面基準の総括伝熱係数	[-]	T _h	: 内管内流体温度	[K]
T _c	: 外管内流体温度	[K]	h _i	: 内管内流体の伝熱係数	[-]
h _d	: 内管内流体の伝熱係数	[-]	h _d	: 汚れ係数	[-]
p	: 圧力	[Pa=kg/(m·S ²)]	C _p	: 比熱容量	[J/kg·K]
k	: 熱伝導度	[w/(m·K)]	μ	: 粘度	[Pa·s]
μ _w	: 壁面平均温度における粘度	[Pa·s]	u	: 流速	[m/s]
ρ	: 密度	[kg/m ³]	P	: コイルピッチ	[mm]
e	: 素線直径	[mm]	ε	: 流体単位当たりの消費動力	[-]
ν	: 動粘度(=μ/ρ)	[Pa·s·m ³ /kg]	η	: 性能比	[-]
ρ _{H2O}	: 水の密度	[kg/m ³]	l	: 促進体長さ	[m]
Nu	: ヌッセルト数(=h _i D _i /k)	[-]	Nu ₀	: 平滑管におけるヌッセルト数	[-]

Pr : プラントル数($=C_p \mu / k$) [-] Re : レイノルズ数($=\rho v D_i / \mu$) [-]
 ρ' : 封液の密度(Hg: $=13546.1$) [kg/m^3] H : マノメーター封液の差 [m]
(CCl_4 : $=1600$)

参考文献

- 1) 水科篤郎, 萩野文丸: 輸送現象 産業図書 (1981)
- 2) Perry: Chemical Engineers' Handbook., Ed-4 (1963)
- 3) Sieder, E.N. & Tate, G.E.: Ind. Eng. Chem., 28 (1936), 1429.
- 4) Gnielinski, V.: Int. Chem. Eng., 16 (1976), 359.
- 5) Dittus, F.W. & Boelter, L.M.K.: Univ. Calif. Pubs. Eng., 2 (1930), 443.
- 6) Junkhan, G.H., Bergles, A.E., Nirmalan, V. & Ravigururajan, T.: J. Heat Transf., 107-5 (1985), 354.
- 7) Chiou, J.P.: J. Heat Transf., 109-5 (1987), 300.
- 8) Sethumadhavan, R. & Raja Rao, M.: J. Heat Transf., 108-2 (1986), 55.
- 9) 稲葉英男: 日本機械学会論文集, 60, 571 (1994), 1005.
- 10) 佐野雄二, 薄井洋基: 化学工学論文集, 8, 516, (1982)