

琉球大学学術リポジトリ

振動片挿入による円管内熱伝達促進

メタデータ	言語: 出版者: 琉球大学工学部 公開日: 2008-04-01 キーワード (Ja): キーワード (En): Convective Heat Transfer, Heat Transfer Augmentation, Oscillating Plate, Pressure Drop, Strouhal Number, Frequency 作成者: 親川, 兼勇, 大見謝, 恒弘, 新里, 隆男, 馬淵, 幾夫, Oyakawa, Kenyu, Omija, Tsunehiro, Shinzato, Takao, Mabuchi, Ikuo メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/20.500.12000/5490

振動片挿入による円管内熱伝達促進

親川兼勇* 大見謝恒弘* 新里隆男** 馬淵幾夫*

Augmentation of Heat Transfer in a Tube with an Oscillating Thin Plate

Kenyu OYAKAWA*, Tsunehiro OMIJA*, Takao SHINZATO** and Ikuo MABUCHI*

Abstract

This paper shows how the heat transfer coefficients along a heated tube are affected by the ratio of the first plate to the second plate of oscillating plates of various types which are oscillating by an internal flow in a circular tube is inserted at the inlet in order to augment heat transfer along the tube wall. The heat transfer performance was evaluated under the condition of a fixed pumping power, and it was found that the performance ratio, η , for the entrance region attained the maximum at $\lambda^{1/2}Re = 8 \times 10^3$ and became 1.5, for fully developed turbulent region took nearly one, because the oscillating plate could not be set closer to the tube wall and Strouhal number was very small.

Key Words : Convective Heat Transfer, Heat Transfer Augmentation, Oscillating Plate, Pressure Drop, Strouhal Number, Frequency.

1. 緒言

シェルアンドチューブ熱交換器は廃熱回収をはじめ、空調機などに広く利用され、これに伴い管内单相流の熱伝達促進法が数多く提案されている。伝熱促進体として有効な方法は大別すると2つある。一つは流路内に旋回流を与え、遠心力による二次流れ効果によるもので、他は管内流路にリブ状突起を挿入し、流れのほく離・再付着効果によるものである。しかし、何れにしても、熱伝達の増加に対して流動損失の増加が上回る場合が多い。

上記の旋回流を与えるために通常ねじれテープが挿入されるが、最近 Fernandez-Poulter(1987)⁽¹⁾

は管内に小さなフラッグ(本研究では振動片と呼ぶ)を挿入する新しい試みを行っている。振動片は流路内の流れにより、可動し、乱流域 ($1.5 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^4$) において、熱伝達促進効果があり、しかも、流動損失の増加が極めて小さいことを報告している。しかし、振動片下流周方向、流れ方向の局所熱伝達特性、ならびに振動片自身の振動の挙動、したがって伝熱促進機構については不明である。

本研究はこれらの点を明確にすることを目的として実験を計画したが、単一ヒンジの振動片では振動せず、やむなく、二重ヒンジにすることにより、振動片を振動させた。本報では二重ヒンジの振動片を挿入した場

受付: 1991年5月13日, 第27回日本伝熱シンポジウム発表(1990年5月)

* エネルギー機械工学科, Dept. of Energy & Mechanical Engineering.

** 短大部機械工学科, Dept. of Mechanical Engineering, Junior College.

合の管内入口助走域の伝熱特性を調べた。

なお、円管内での振動片の使用は形状に制限があり、多くの形状についての実験はできなかった。すなわち振動片の端面を円管内壁に接近させることができなかった。このことを考えると、振動片の挿入は平行平板流路内に適用するのが容易と思われる。それらの一部の実験結果も示し、今後の振動片挿入による熱伝達増進の可能性も併せて検討した。

2. 実験装置及び実験方法

流体は空気を用い、流路内は吸い込み型である。装置の概要を図1(a)に示す。図中①で示す入口部には、一様吸い込みのためのノズルを設置し、②の測定部は、図1(b)に示す伝熱管要素を継ぎ合わせて構成される。

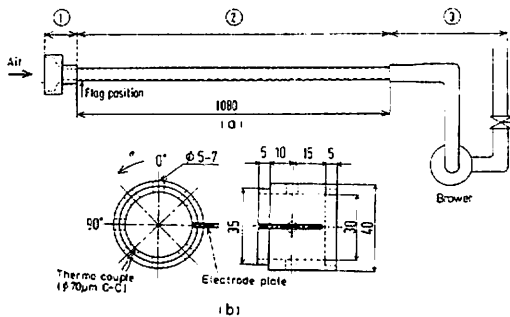


Fig.1 Experimental apparatus and an element of heated tube

③は空気吸い込み用の導管と吸い込みブローアである。伝熱管要素は内径φ30mmのベークライト管で、その内壁に厚さ30μmのステンレス箔が接着され、その裏面に銅・コンスタンタン熱電対が45°間隔で7本ハンダ付けされている。伝熱管要素は熱電対付きのもの(8個)と無しのもの2種類が用意された。測定部の伝熱管はそれらを互いに接続することにより構成され、これより流れ方向の局所壁面温度 t_{wx} 、かつ各々を回転させることにより、周方向温度 t_{θ} が得られる。伝熱管の加熱条件は熱流束 q を一定とした。円管への振動片の取り付け法を図2(a)に示す。振動片は入口より45mmにφ0.3mmのピアノ線を軸として管内流れにより自由に振動するようになっている。その振動片の形状および寸法を図2(b)に示す。本実験に用いた二重ヒンジ振動片は図に示す $L_1 : L_2$ の寸法によりA, B, C Typeの3種類とした。すべての振動片について幅は10mm、板厚は0.1mm、材質はリン青銅である。管壁面の熱伝達率 h_x および h_{θ} は、 $h_x = q / (t_{wx} - t_b)$ および $h_{\theta} = q / (t_{\theta} - t_b)$ よりそれぞれ求めた。ここで t_b は管内の混合平均温度で、加熱量に等価な温度上昇を主流温度に加えることにより求めた。管内レイノルズ数は管内平均速度 U を用い、 $Re (U \cdot d / \nu, d : \text{管内径}, \nu : \text{空気の動粘性係数}) = 9 \times 10^3 \sim 5 \times 10^4$ の範囲で変化させた。入口主流の乱れ強さは0.5%である。なお平行平板流路への振動片の適用を考えた実験に用いた流路は幅15mm、スパン長さ400mm、流れ方向への流路長さは1020mmである。入口部の境界層は層流を呈している。

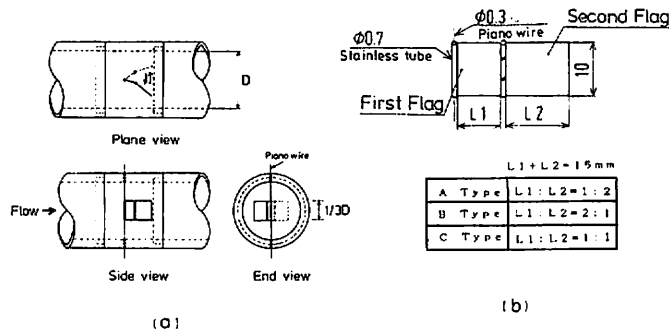


Fig.2 Set of oscillating plate and its configuration

3. 実験結果および考察

3. 1 振動の様子

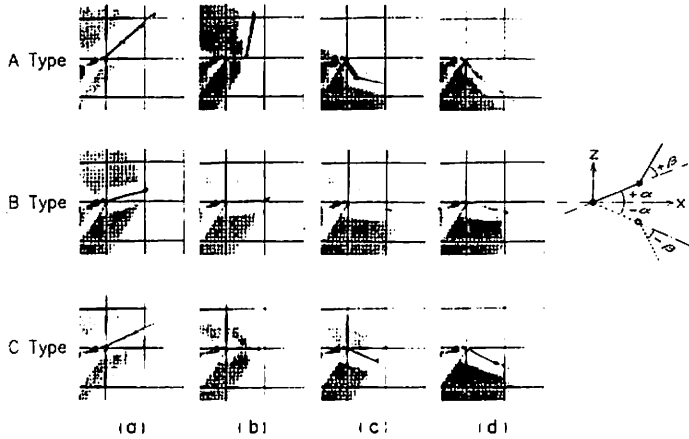


Fig. 3 Change of oscillating pattern with plate configuration in the parallel plate duct

振動片の振動の様子を知るため、同一片を平行平板流路に設置し観察した。ビデオカメラで撮影した振動の様子を半周期について図3に示す。図の説明のため、第1の振動片とX軸（流れ方向）とのなす角度を α とし、第1の振動片と第2振動片のなす角度を β とした。A, C Typeの場合、(a)は α が+最大角、 $\beta=0$ の状態である。振れ始めると第2振動片が取り残される形となる。(図b, c)。 α が負の最大角となると $\beta=0$ となり(図d)、再び同様の挙動でスパン方向Zの+側へ振れる。B Typeの場合は、 α が+最大角をとる時、 β も+最大角をとる(図a)。 α の減少とともに β も減少する。このB Typeは単一ヒンジの振動片に近い振動する。これは第2振動片($L_2/L_1 < 1$)が、生物の尾ヒレの役割をもち、第2の振動片のヒービングにより振動片が振動する⁽²⁾。しかし、その振幅はA, C Typeに比べてかなり小さく、A, C, Bの順となる。

3. 2 振動数

上述の振動の様子は可視化の簡便さより平行平板流路内に振動片を設置したものであり、円管の場合ではないが、振動の様子に本質的な差異はないと思われる。円管内に振動片を設置し、振動片下流の速度変動を熱線風速計の出力をFFT Analyzer (ONO SOKKI,

CF-350) を通して卓越周波数をもとめることにより、振動数を求めた。また振動数域ではビデオ・テープを再生することよりも求めた。求めた振動数と流速の関係を図4に示す。A, B, C Typeのいずれの場合も、振動数 f は流速 U に直線的に比例し、形状の違いによる差異はみられない。なお本実験における振動片の長さ($L_1 + L_2$)はいずれも15mmであり、この長さが

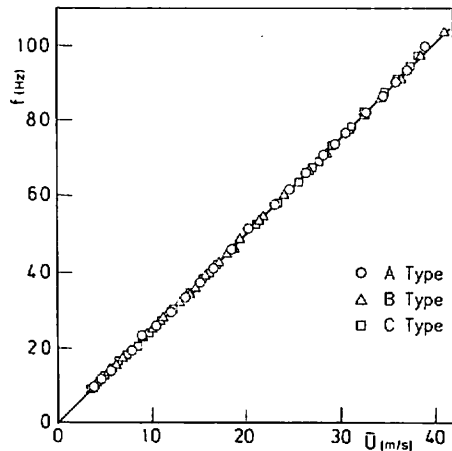


Fig. 4 Relation between frequency f and velocity \bar{U}

円管内における振動数を決めているようである。平行平板流路内における振動片の振動は円管の場合に比べて、ある程度の振幅の自由度があり、Type の別によりそれぞれ同一流速に対して若干の差異があることを付け加えておく。ここで円管径 d を代表長さとしたストローハル数 ($St = d \cdot f / U$) は $St = 0.078$ で円柱後流のカルマン渦のストローハル数 $St = 0.2$ に比べて著しく小さい。

3. 3 抵抗係数

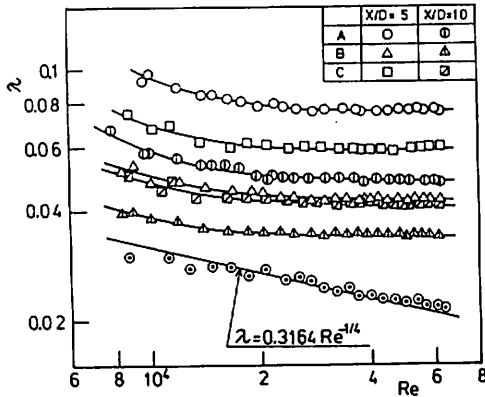


Fig. 5 λ-Re diagram

振動片を振動させた場合の流動抵抗を入口ノズル部と振動片下流 $X/d=5$ 、および $X/d=10$ における、それぞれの圧力降下 Δp より見掛けの管摩擦係数 λ と Re との関係を図5に示す。なお図中に滑面流路の値も示してあるが、滑面の場合も上述のと同様に求めているために、入口助走部の影響により、従来の管内の発達した乱流値より Re の大きい領域において高い値を示している。 λ の値は振動片の形状により大きく異なり、A Type の場合が最も大きく、C、B Type の順となる。 λ の Re による変化は、 Re の増大とともに僅かながら減少するようであり、これは従来の促進体設置の場合の抵抗係数が Re に対してほぼ一定という結果に比べると、伝熱促進体として、高レイノルズ数域で有効と思われる。

3. 4 局所熱伝達率分布

振動片挿入による局所熱伝達率の増大を求めるのに先立ち、滑面円管の場合の流れ方向の局所熱伝達率 h_x を流速度を種々変化させた場合について図6に示す。入口近傍の h_x は図中の平板層流熱伝達率の理論値とほぼ一致し、遷移域(ただし、入口境界層を吸い込んだ Mills⁽³⁾の報告より早く遷移が生じている)を経て、発達した管内乱流のヌセルト数⁽⁴⁾

$$Nu_{\infty} = 0.019 Re^{0.8} \quad (1)$$

に漸近する傾向を示す。つぎに抵抗係数などからみて、最も熱伝達率が高いと思われる A Type の結果を

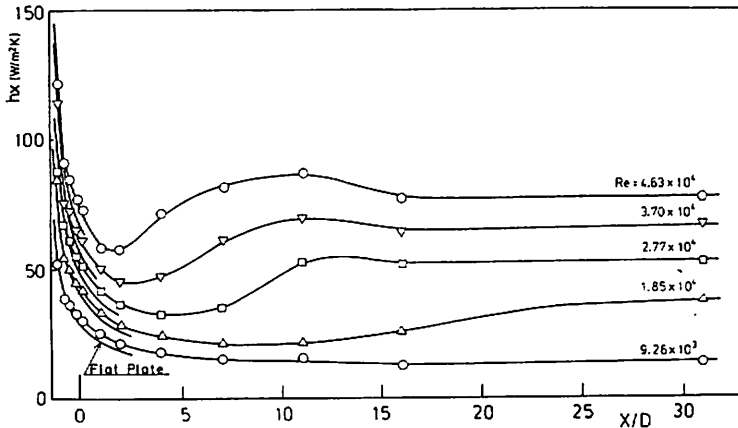


Fig. 6 Change of distributions of streamwise local heat transfer coefficients with Reynolds number in entrance region

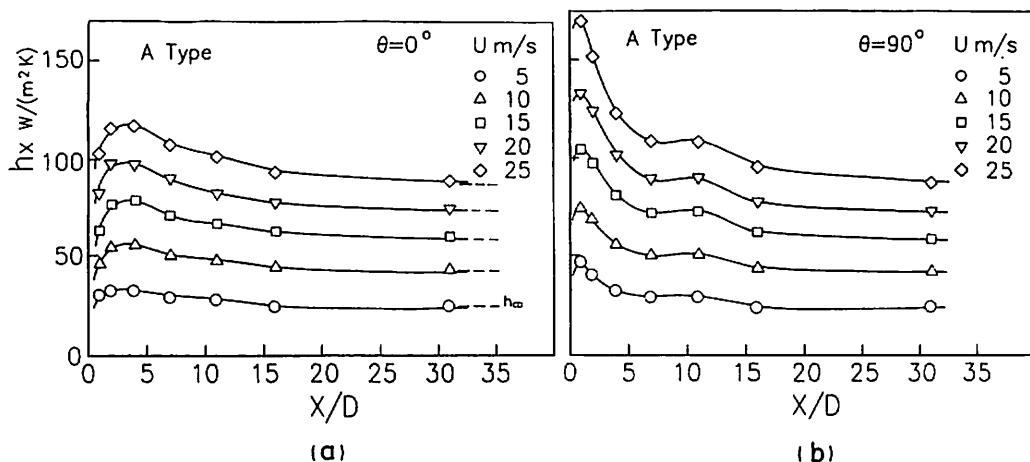


Fig. 7 Change of streamwise local heat transfer coefficients with velocity for A type configuration

$\theta = 0^\circ$ (片の支え軸の面) 及び $\theta = 90^\circ$ (片の支え軸と垂直な面) における流れ方向の局所熱伝達率分布を $U = 5 \sim 25 \text{ m/s}$ に対して図 7 (a), (b) に示す. $\theta = 0^\circ$ では振動片下流 $X/d < 5$ で高めの h_x を示すものの、全体的に余り高い値とはならない. 図中に点線で示す h_∞ の値に比べて余り大きくならない. $X/d < 5$ で高めの h_x をとるのは、振動片の振動に伴う壁近傍の流れのスイープ効果によるものである.

一方 $\theta = 90^\circ$ では振動片によるヒービング効果により、コア部の流れを管壁方向に押しやるため振動片直後の $X/d = 1$ 近傍で、 h_x は最大値をとり、それ以後急激に減少するが、 $X/d \approx 11$ で僅かな h_x ピーク (hump) を示し、以後単調に減少する. $\theta = 0^\circ$ の効果を高めるためには片を壁面に接近させる必要がある. しかし円管の場合に、それには限界があり、そのため流れのスイープの効果が得られない. この効果を利用した伝熱促進をはかるには、平行平板流路に流路幅よりわずかに小さな振動片を挿入すべきと考える.

図 6 に示すように、 $\theta = 0$ と $\theta = 90^\circ$ では両者の局所分布値は大きく異なっている. すなわち、振動片の流れの攪乱による促進効果は円管周方向で異なる. いま一例として $X/d = 1$ における周方向局所熱伝達率 h_θ の流動による変化を図 8 (a) に示す. h_θ は $0 \leq \theta \leq 20^\circ$ では余り大きな変化はなく、 $\theta > 20^\circ$ では角度の増大とともに h_θ は増大し、 $\theta = 90^\circ$ で最大となる. 以上熱伝達促進は振動片によるヒービング効

果が支配的で、その周方向の影響範囲は $45^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ であることが明らかとなった. つぎに周方向の h_θ 変化を発達流に対する h_∞ の値を基準とした h_θ / h_∞ の形で、流れ方向にどのように変化するかを $X/d = 1 \sim 16$ に対して図 8 (b) に示す. 振動片の設置の状態を示しておく. $X/d = 1$ では、 $\theta = 0^\circ$ の h_θ は $X/d = 2, 4$ における値より小さいが、 $\theta = 90^\circ$ の h_θ / h_∞ は 2 倍の値となる. X/d が大きくなると $\theta = 0^\circ$ の値が増大し、 $\theta = 90^\circ$ の値は小さくなる. $X/d \leq 4$ では周方向分布に大きな変化がみられるが、下流になるにつれ周方向の差異はなく、 $X/d \geq 7$ では周方向にほぼ均一 (軸対称) 分布となっている. すなわち振動に伴うヒービング効果による伝熱促進 (対流効果) は、かなり早く減衰すること、そして $X/d = 16$ では $h_\theta / h_\infty = 1.1$ であり、発達流の約 10% の増加にすぎない.

3. 5 形状による局所熱伝達率分布の変化

つぎに $\theta = 0^\circ, 90^\circ$ における流れ方向の局所熱伝達率 h_x の振動片の形状による変化を図 9 に示す. 振動片の形状によらず X 方向局所熱伝達率分布は $\theta = 0^\circ, 90^\circ$ とほぼ相似である. また $\theta = 90^\circ$ における $X/d = 11$ 近傍の hump 位置も振動片の形状によらない.

このように hump 位置が振動片の形状および流速 (図 7 (b)) によらないのは、図 4 に示した振動片の振動数が振動片の形状にかかわらず U に比例するためと考えられる. ただし h_x の絶対値は $\theta = 0^\circ, 90^\circ$ と A ,

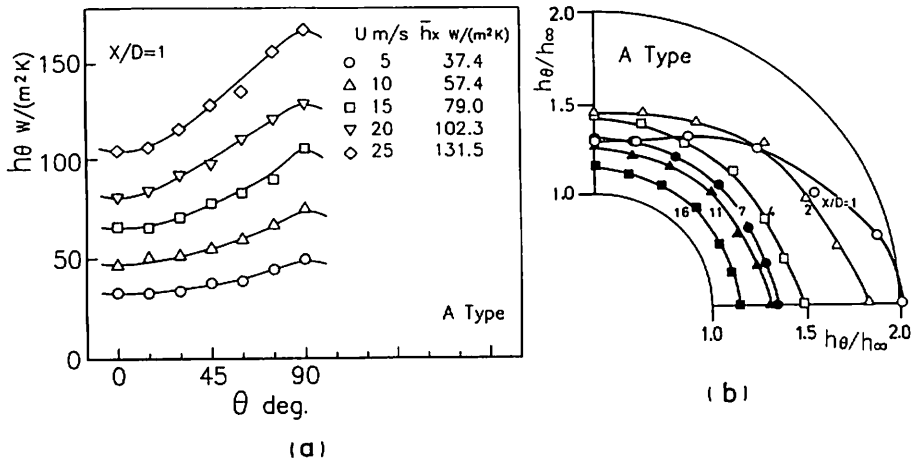


Fig. 8 Changes of Circumferential distributions of local heat transfer coefficients with velocity and discrete location

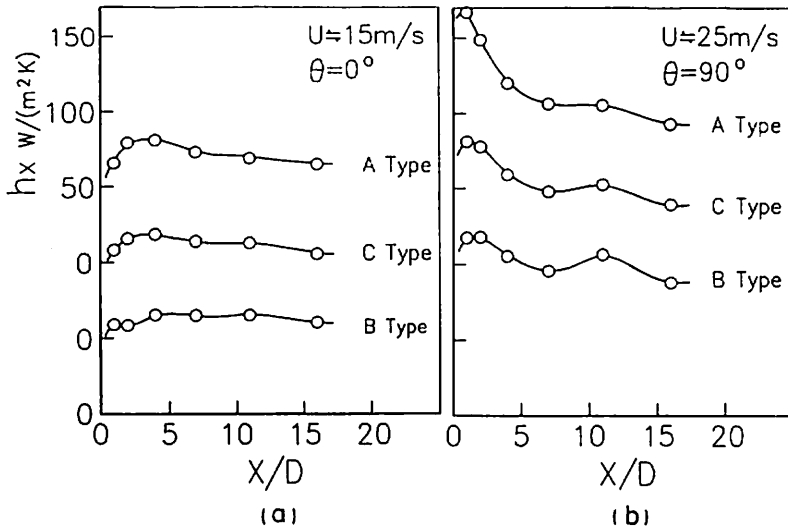


Fig. 9 Change of streamwise local heat transfer coefficients with plate configuration

C、Bの順となり、振幅の大きさに比例している。

3. 6 平均ヌセルト数

図8に示す各断面の周方向局所熱伝達 h_{θ} を全周にわたり積分し、周方向平均熱伝達率 \bar{h}_{θ} を求め、これを管入口から $X/d=5$ および $X/d=10$ まで流れ方向に

積分し、それぞれの平均熱伝達率 h を算出した。 $X/d=5$ 、および $X/d=10$ までの平均ヌセルト数は $\bar{Nu} = h \cdot d / \lambda$ (λ : 空気熱伝導率) で定義した。各振動片について得られた \bar{Nu} と Re との関係を図10に示す。なお図中には滑面流路におけるヌセルト数も示しておいた。本実験の Re の範囲内では \bar{Nu} は発達した

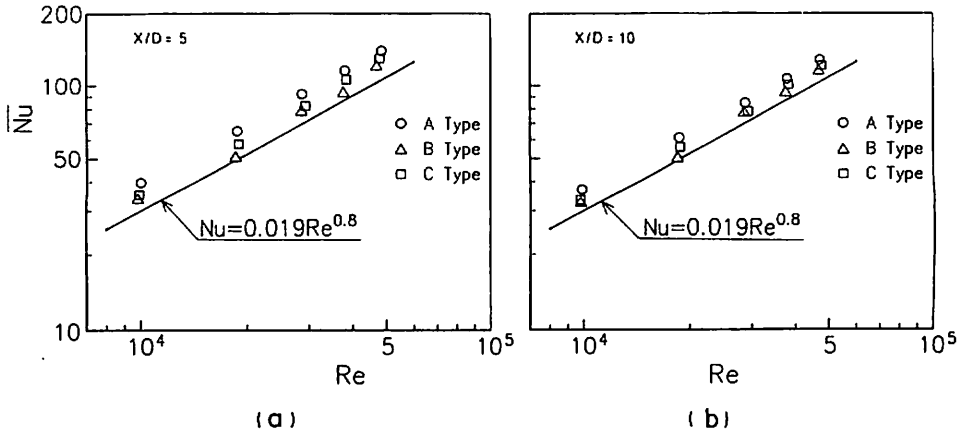


Fig.10 Relation between mean Nusselt number \bar{Nu} and Reynolds number Re

乱流伝達の結果と比べて余り増加していない。 $X/d=5$ でさえ、A Typeの場合でもほぼ30%の増加に過ぎず、B Typeではほとんど増加はみられない。これは上述したようにヒーピング効果による熱伝達増加は振動片のすぐ下流域に留まっていること、さらに円管内への矩形の振動片の挿入は、円管壁と振動片端面との間の流れのスィープ効果が余り得られなかったことに起因すると思われる。

3. 7 熱的性能比

伝熱促進を議論する場合にいろいろ性能評価が考えられ、それぞれの目的に対応した評価をすべきであろうが、最も一般的な方法であるポンプ動力一定の条件における平均熱伝達率の増加比、 η (熱的性能比)、を求める。 η と同一ポンプ動力の指標となる $\lambda^{1/3}Re$ との関係を図11に示す。図は管入口助走域における層流熱伝達率の平均値を基準にした場合と、十分に発達した乱流熱伝達率を基準にした場合の2種類を示してある。まず管入口部の助走部に対しては、 $\lambda^{1/3}Re=8 \times 10^3$ で η は最大となり、その後急激に減少する分布となる。この $\lambda^{1/3}Re=8 \times 10^3$ より小さい範囲において $\lambda^{1/3}Re$ の増大とともに η が増大するのは従来の乱流促進体の場合にみられないことであり、注目にあたいしよう。それ以上では、流速の増大とともに、入口部の境界層は乱流へと遷移を早めるために η は急激に減少する。また η は値は形状により相違し、

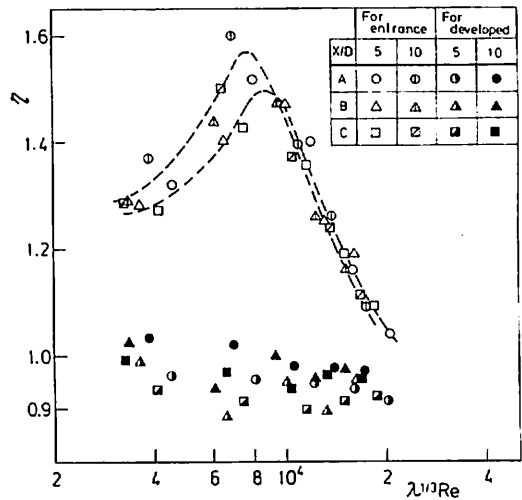


Fig.11 Relation between performance ratio η and equivalent Reynolds number under the fixed pumping power $\lambda^{1/3}Re$ for entrance and developed regions

A Type が最も高い値となっている。しかし十分に発達した乱流熱伝達率を基準とした場合には、 $\eta \leq 1$ である。

3. 8 平行平板流路内で振動させた場合

円管内に矩形の振動片を挿入した場合には振幅の制限、さらに片端を円管壁面に接近させることが不可能なために、このモードでの伝熱促進としては余り好ましくなかった。しかしこのことは片端を壁面に十分接近させ、十分なスweepが行われるとしたら、壁面近傍の境界層の再生という点でも、熱伝達率の増大につながるものと考えられる。そこで平行平板流路内に振動片を入れた場合についての例を示そう。流路幅は $H=15\text{mm}$ 、流れ方向の熱伝達率 h_x 、スパン方向の熱伝達率 h_z が測定できる。円管で用いた A, B, C Type の

振動片を用いた実験を行った。1例として、A Type で、 $U=15\text{ m/s}$ の場合を図12, 13に示す。図12は流れ方向の局所熱伝達率 h_x を示し、入口助走域の層流熱伝達率から振動片下流で急激に上昇し、 $X/H=10$ 以降で一定値となる分布である。図13は振動によるスパン方向の局所値の増大域の拡がりを示し、 $X/H=2$ での僅かな拡がりから、下流に行くにつれて大きく拡がっていくことを示している。すなわち平行平板流路内に振動片を入れた場合、その影響が下流までおよぶことを示す。このことから振動片は平行平板流路内で有効と思われる。

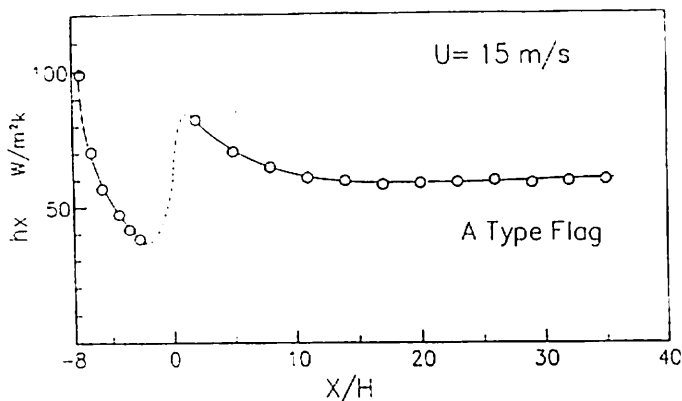


Fig.12 Distribution of streamwise local heat transfer coefficients in parallel plate duct

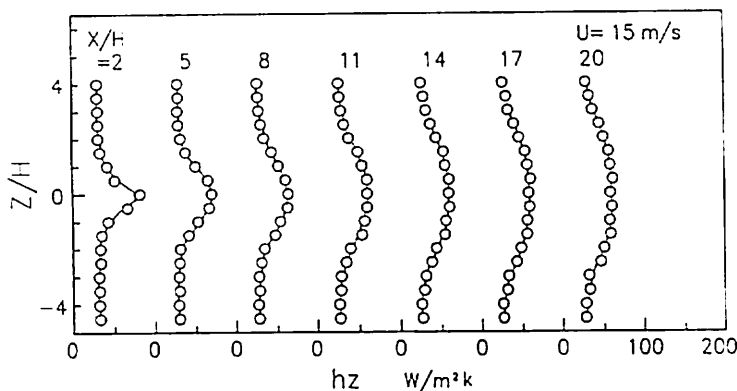


Fig.13 Distributions of spanwise local heat transfer coefficients in parallel plate duct

4. 結 言

本実験に用いられた二重ヒンジの振動片の挿入による円管内熱伝達促進は入口助走域を対象した場合には効果的であるものの、十分に発達した乱流熱伝達率との比較をした場合には $\eta \sim 1$ であった。得られた結果はつぎのとおりである。

- (1) 第1振動片の振れ角度が小さく、第2振動片のヒービング運動が組み合わされても十分な攪乱が得られない。
- (2) $\theta \sim 0^\circ$, $\theta \sim 180^\circ$ に熱伝達増加の低い領域が存在する。
- (3) 各振動片の形状にかかわらず、振動ストローハル数は例えば円柱後流カルマン渦ストローハル数に比べて小さい。

なお、円管内で振動片を用いた場合、振動片の長さ、および振幅の制限がある。平行平板流路内に設置し、長さおよび振幅をより自由に選ぶことにより伝熱促進を図るべきである。その有効性についての議論はつぎに報告する。

参考文献

- (1) J. L. Fernandez & R. Poulter ; Int. Heat Mass Transfer, 30-12 (1987), 2603.
- (2) 日本流体力学会編, 流体力学ハンドブック (1987), 丸善, p.760.
- (3) 甲藤好郎, 伝熱概論 (1977), 養賢堂, p.142.
- (4) 親川・馬淵・機論・47-414, B (昭56), p.315.