

往復運動する伝熱面からの対流熱伝達

橋 詰 健 一*・中 石 大 輔**

(平成17年7月25日受理)

Convective Heat Transfer from Heat Transfer Surfaces in Reciprocating Motion

Kenichi HASHIZUME and Daisuke NAKAISHI

(Received Jul. 25, 2005)

Abstract

An experiment was conducted to investigate the heat transfer characteristics of surfaces in reciprocating motion. The test surfaces were flat plates having vertically brazed cylinders. Comparing the experimental data in reciprocating motion with those of forced convection, it was revealed that a bias Reynolds number exists, which may be due to the un-steady convection effect. The bias Reynolds number depends, within this experimental range, not on the moving speed but on the surface geometry. The heat transfer coefficients in reciprocating motion agreed well with those of forced convection using the equivalent Reynolds number, which consists of the ordinary Reynolds number and the bias Reynolds number.

Key Words: Convective Heat Transfer, Heat Transfer Coefficient, Reciprocating Motion, Equivalent Reynolds Number

1. 緒 言

対流熱伝達は強制対流熱伝達と自然対流熱伝達に分類される。さらに、強制対流にあっても周囲流体と伝熱面との温度差が大きいときには自然対流の影響が加わって、これを共存対流熱伝達と分類することもあるが、これらの伝熱機構についての研究は古くから行われ、基本的な伝熱面形状については熱伝達率を実用上十分な精度で予測可能な状況にある。

これに対して静止流体中で往復運動する伝熱面からの熱伝達に関する研究は見当たらない。このときの熱伝達は瞬時的に見れば非定常の強制対流熱伝達であり、時間平均的に見れば準定常の自然対流熱伝達になる。このような伝熱面からの対流熱伝達率を予測するには現状では実験による以外に方法がない。しかし、往復運動の実験には装置の製

作に多大の時間と費用を要する。そこで本報では往復運動するときの対流熱伝達と強制対流熱伝達との関係を調べて両熱伝達率の間に何らかの関係を見出し、比較的簡単に実施できる後者の実験データから前者の熱伝達率を予測することを試みる。供試伝熱面としては一例として円柱状突起物を有する平板を用い、これを静止空气中で往復運動させた。

記 号

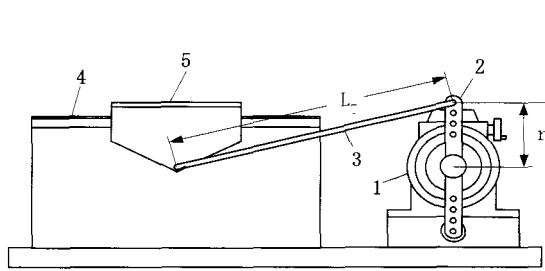
h : 円柱の高さ
 L : 往復運動方向の平板の長さ
 Nu_L : ヌセルト数 $= \alpha L / \lambda$
 Re_B : バイアスレイノルズ数
 Re_L : レイノルズ数 $= u_{max} L / \nu, u_0 L / \nu$
 $Re_{L,eq}$: 等価レイノルズ数 $= Re_L + Re_B$

* 広島工業大学工学部知能機械工学科

** 広島工業大学大学院工学研究科機械システム工学専攻

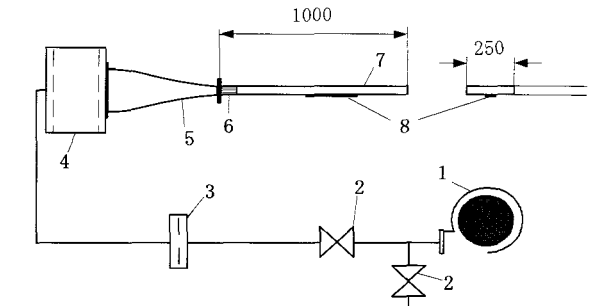
Table 1 Geometry and number(Pno.) of test heat transfer surface

Plate length L [mm]	Pitch p [mm]	Number of cylinders	Cylinder height h [mm]						
			1.0	2.5	5.0	10.0	15.0	25.0	40.0
270	20	33	Pno.11	Pno.12	Pno.13		Pno.15	Pno.16	
	40	18	Pno.21		Pno.23	Pno.24	Pno.25		Pno.27
150	20	18	Pno.31		Pno.33		Pno.35		
	40	10	Pno.41		Pno.43		Pno.45	Pno.46	



1:Variable speed motor 2:Crank mechanism
3:Tie rod 4:Guide rail 5:Slide table

Fig.1 Apparatus for reciprocating motion experiment



1:Blower 2:Control valve 3:Orifice 4:Buffer chamber
5:Reducer 6:Calming section 7:Test duct 8:Test surface

Fig.2 Apparatus for forced convection experiment

- s : 往復運動のストローク
- u_{max} : 往復運動における最大移動速度
- u_0 : 強制対流における主流の流速
- α : 平均熱伝達率
- ν : 空気の動粘性係数
- λ : 空気の熱伝導率

2. 実験装置

図1に往復運動実験装置を示す。これは変速機付きモータ(1)に直結されたクランク機構(2)と連結棒(3)によってガイドレール(4)上に載せたスライドテーブル(5)を往復運動させるものである。ストロークはクランク半径(r)位置の変更により、また周期はモータ回転数の調節により任意に設定できる。供試伝熱面はスライドテーブル上に固定した。

図2は強制対流実験装置で、開放型の吹き出し風洞である。風量はブロワー(1)駆動モータの回転数制御と流量調節弁(2)の開度により設定する。風量はコーナータップオリフィス(3)の差圧をベッツ型マノメータにより測定し、 JIS により算出した。オリフィスを出た空気は沈静室(4)、絞りダクト(5)、整流格子(6)を経て試験ダクト(7)に流入する。供試伝熱面(8)は試験ダクトの中央部下面に設置した。

図3に供試伝熱面を示す。これは幅が60mm、長さ(L)が270mmまたは150mmの平板に直径10mm、高さ(h)が1mm~40mmの円柱を千鳥配列状に差し込んで裏面からハンダ付けしたもので、材質は真鍮である。この平板

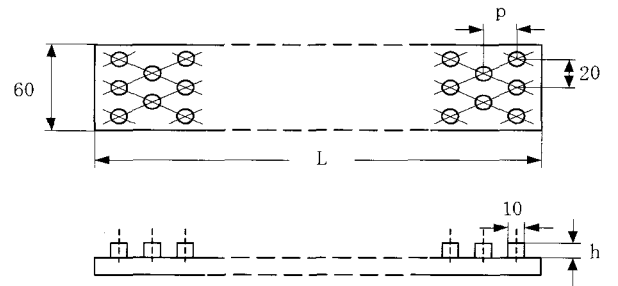


Fig.3 Test heat transfer surface

を面状ヒータの上にサーマルコンパウンドを挟んで載せ、周囲からボルト締めで密着させた。平板の側面および面状ヒータの下面は空気層を持つベークライトとグラスウールで断熱した。伝熱面温度の測定は平板の下面に埋め込んだ3本のT型シース熱電対によった。この供試伝熱面を往復運動実験装置および強制対流実験装置に設置して熱伝達率を測定した。

表1に供試伝熱面の形状寸法と供試伝熱面番号(Pno.)を示す。

3. 実験データの整理方法

図1に示した往復運動実験装置のスライドテーブルは

$$u = r\omega \left(\sin\theta + \frac{r}{2L_T} \sin 2\theta \right) \dots\dots\dots (1)$$

$$\omega = \frac{2\pi F}{60}$$

の速度で移動する。ここで L_T は連結棒長さで 600mm, r

はクランク半径で 75mm ~ 150mm の可変, F は毎分回転数で 0 ~ 166rpm の可変である。往復運動実験のデータ整理に際しては代表速度としていくつか考えられるがここでは最も分かり易い最大移動速度 u_{max}

$$u_{max} = r\omega \quad \dots\dots\dots (2)$$

を用いることにし, 代表長さには平板の往復運動方向長さ L をとってレイノルズ数を

$$Re_L = \frac{u_{max} L}{\nu} \quad \dots\dots\dots (3)$$

と定義する。強制対流実験においては図 2 の試験ダクト内での平均流速 u_0 を代表速度として

$$Re_L = \frac{u_0 L}{\nu} \quad \dots\dots\dots (4)$$

とする。

実験は往復運動実験, 強制対流実験ともに定常状態に達してから温度測定を行い, 平均熱伝達率 α を

$$\alpha = \frac{Q}{(T_p - T_a) A_t} \quad \dots\dots\dots (5)$$

により算出した。ここで Q はヒータの入力電力, T_p は平板の平均温度, T_a は空気温度, A_t は供試伝熱面の全表面積 (平板の上面と円柱の表面積) である。

4. 実験結果とその評価

上向きの供試伝熱面では周囲空気と伝熱面との温度差 ΔT が大きければ自然対流の影響が現れる。図 4 は供試伝熱面 Pno.15 を用いた強制対流実験の結果で, パラメータは ΔT である。図 4 中の実線は $\Delta T=20K$ のデータを貫く線であるが, 実験範囲内では ΔT が 10K ~ 30K のデータは $\pm 7\%$ 以内で一致している。しかし $\Delta T=40K$ では低レイノルズ数領域においてわずかに自然対流の影響がみられるので, 以降の実験はすべて $\Delta T=20 \pm 2K$ の条件で行った。

供試伝熱面ごとの実験結果を図 5 に示す。ここで小さな○印は往復運動実験でストローク ($s=2r$) 150mm のデータ, 小さな△印はストローク 300mm のデータ, ●印は強制対流実験のデータである。一点鎖線は一定熱流束の平板の強制対流における平均熱伝達率 (層流) を表わす次式⁽¹⁾

$$Nu_L = 0.916 Pr^{1/3} Re_L^{1/2} \quad \dots\dots\dots (6)$$

の値である。また, 二点鎖線は単一円柱の表面における平均熱伝達率を表わす次式⁽²⁾

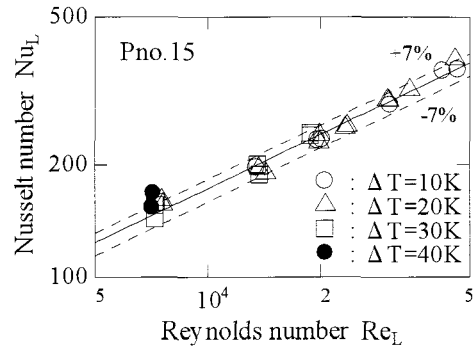


Fig.4 Effect of natural convection

$$Nu_d = 0.683 Pr^{1/3} Re_d^{0.466} \quad \dots\dots\dots (7)$$

: $40 \leq Re_d \leq 4000$

でヌセルト数とレイノルズ数の代表長さを円柱直径 d から平板長さ L に代えて示したものである。実線は最小二乗法で求めた強制対流実験のデータ (●印) を貫く線である。ここで強制対流実験のデータは平板と単一円柱の計算値の中間にあるので, 実線は式(6)と式(7)のレイノルズ数の指数の平均をとって

$$Nu_L \propto Re_L^{0.48}$$

としている。

ところで, 図 5 において往復運動実験のデータ (小さな○印と△印) は同一レイノルズ数 Re_L に対して強制対流実験のデータ (●印) よりも大きな熱伝達率を示している。しかも, 往復運動実験ではレイノルズ数の代表速度として最大移動速度をとっているから平均移動速度をとればレイノルズ数はさらに小さくなるにも拘らず単一円柱の平均熱伝達率を超えるデータさえ見られる。そこで仮説として, 往復運動では非定常対流熱伝達の効果によって移動速度に関係しない何らかのバイアス値が存在すると考える。このバイアス値を調べるために, 往復運動実験のデータが強制対流と同一の熱伝達率を与えるレイノルズ数を求めてみた。つまり, 同一熱伝達率を与える強制対流と往復運動のレイノルズ数の差を調べてみた。そしてそれらの値を各供試伝熱面のストロークごとに平均して示したのが図 6 である。図 6 において縦軸はこうにして求められた値をバイアスレイノルズ数 Re_B としたもので, 横軸は円柱の高さ h と平板の長さ L との比 h/L である。パラメータはストローク s と平板の長さ L との比 s/L であるが顕著な影響は認められず, バイアスレイノルズ数 Re_B は h/L のみの関数として

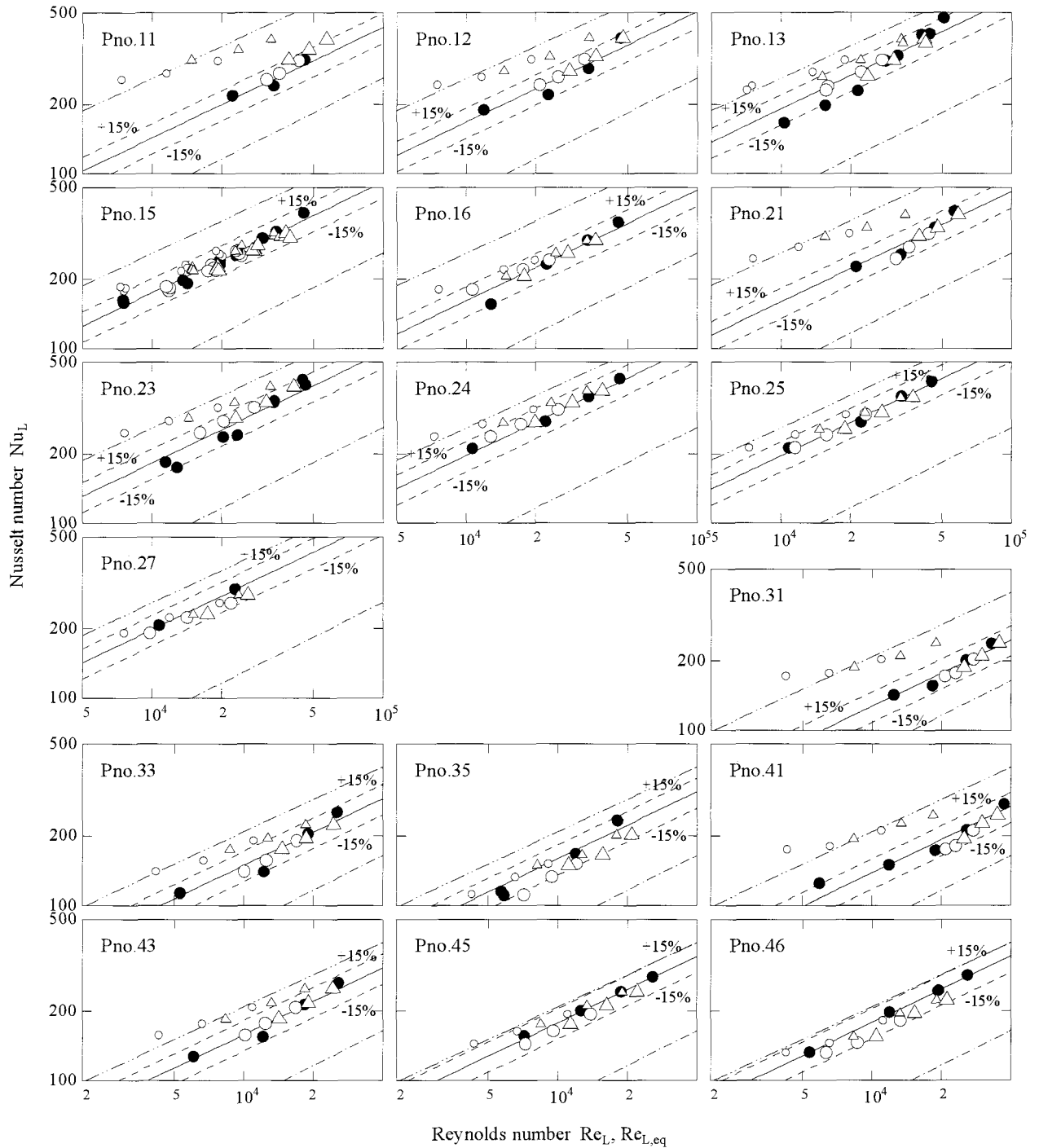
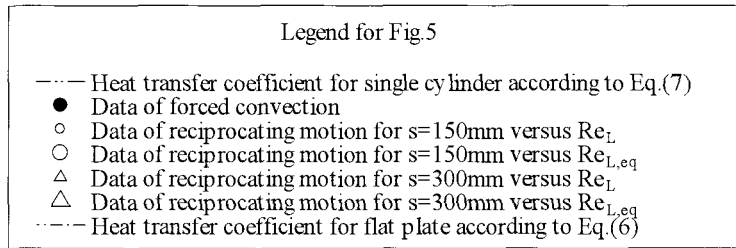


Fig.5 Experimental results

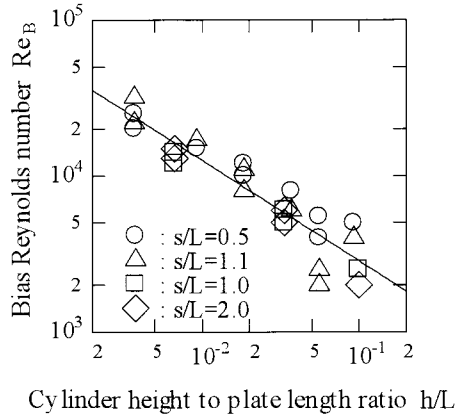


Fig.6 Bias Reynolds number

$$Re_B = 670 \left(\frac{h}{L} \right)^{-0.64} \dots\dots\dots (8)$$

で表わすことができた。そのほかに例えば円柱と平板との面積比などについても調べてみたが、いずれも顕著な影響は認められなかった。

図5に戻って、大きな○印と△印は往復運動実験データにおいてレイノルズ数を等価レイノルズ数 $Re_{L,eq}$

$$Re_{L,eq} = Re_L + Re_B \dots\dots\dots (9)$$

を用いて描き直したもので、この等価レイノルズ数を用いることですべての往復運動実験データは強制対流実験のデータと±15%の範囲内で一致した。

以上述べた実験結果における熱伝達率は式(5)により算出したもので、円柱のフィン効率は考慮していない。実験範囲内でフィン効率が最も低下する円柱高さ40mm (Pno.27) についての平均熱伝達率は最大でも $30W/m^2K$ であった。この値を用いてフィン効率を見積もってみると95%になったので、本実験範囲内ではフィン効率を考慮していない。

5. 結 言

往復運動する伝熱面からの時間平均的な対流熱伝達について調べるために円柱状突起物を有する平板を供試伝熱面として往復運動実験と強制対流実験を行った。その結果、往復運動の対流熱伝達率は、往復運動における最大移動速度を与えた強制対流の熱伝達率より大きいことがわかった。この理由は往復運動に伴う非定常対流熱伝達の効果によるものであり、移動速度に関係しない一定の熱伝達率を与える相当流速(バイアスレイノルズ数)が存在するという仮説のもとに、実験結果からバイアスレイノルズ数を求めてみた。そして最大移動速度を代表速度とするレイノルズ数にバイアスレイノルズ数を加えた値を等価レイノルズ数として強制対流熱伝達率と比較したところ両者は±15%の範囲内で一致した。

バイアスレイノルズ数は今回使用した供試伝熱面については円柱高さと平板長さの比のみの関数となったが、他の形状の伝熱面では別のパラメータが支配的になるであろう。今後、種々の形状を持つ伝熱面について実験的な検討を行って、バイアスレイノルズ数の存在を確認するとともに、バイアスレイノルズ数に支配的なパラメータを定量的に把握して往復運動する伝熱面からの対流熱伝達特性を解明してゆきたい。

なお、本研究における実験には広島工業大学工学部知能機械工学科卒業研究として竹岡大介、島筒健、片山恵介、諸君の協力を得た。また、往復運動実験装置の設計・製作に当っては(株)大阪タイユー殿より多大の協力を得たことを記し、ここに感謝の意を表す。

文 献

- (1) 吉田駿, 伝熱学の基礎, 理工学社, 1999, 69.
- (2) 関信弘編, 伝熱工学, 森北出版, 1988, 42.