円筒体の表面熱伝達率について (第2報)*

坪内 為雄** 佐藤千之助*** 宇佐見久雄****

On the Heat Transfer Coefficients of Cylindrical Bodies (2nd Report)

by Tameo Tsubouchi, Sennosuke Satō and Hisao Usami

In the previous paper the writers published a report on the experimental results on the heat transfer coefficients of inclined circular cylinders of finite length due to the free convection in which the heat losses from their end surfaces were excepted.

In this investigation, the heat losses from the end surfaces of a circular cylinder, which are located horizontally upward or downward in the still air, have been measured by "the temperature boundary layer method" together with the usual "heat quantity method" in either case where the cylindrical surface is heated or not. From the experimental results, the local and the mean heat transfer coefficients of each surface are evaluated and expressed by empirical formulae which show remarkable difference from the case of horizontal plate.

1. 緒 言

平面や円柱面等の基礎的な面から周囲の流体への熱伝達については、古くから多くの研究⁽¹⁾が行われた。しかし面の組合わせたる円筒体、直方体等の物体および更にこれらの組合わせからなる熱交換器の設計においては、各面は相互の影響を受けるので、面としての結果を直ちに適用することはできない。従来は全体としての平均の熱伝達率を求めているのが多く、相互の影響を受けた個々の面の熱伝達率の状態を明らかにしたものは少い。

著者らは先に有限の長さの傾斜円柱の自由対流による表面熱伝達率を測定したが⁽²⁾、円柱端面が直接流体に接する場合については触れなかった。本報告は円柱の端面が上向きまたは下向きに水平におかれた場合の表面熱伝達率を測定したもので、厚さの薄い通常の水平平板の場合に比較してどんな差異があるかを明らかにしたものである。実験は加熱した円柱端面を水平にして静止空気中におき、側面をなす垂直な円筒面を加熱した場合と加熱しない場合に分けて、上向きおよび下向きのおのおのに対し、自由対流による局所表面熱伝達率および平均表面熱伝達率を測定し、実験式を求め、水平板の場合と比較し、その差異を検討した。

2. 実験方法

約 $5 \times 3 \times 3 \text{ m}^3$ の部屋を外部とシャ断し、高さ 1.5 m の位置に第1図または第2図のような直流電源に

より加熱された試片を端面上向き、または下向きにおき、定常態になったとき室外から遠隔操作した測定を行った。第1図で①が供試端面で直径 35, 70, 100 および 200 mm, 厚さ 2 mm の銅板、その裏面に雲母板で絶縁された加熱コイル②を蔵し、軸方向の熱損失を測定するため3層のベークライト板③を介し、

第1図 試片断面図
(側面加熱しない場合)第2図 試片断面図
(側面加熱した場合)

木製同筒④を取付けて円柱とし、側面には白紙⑤をはり表面を一樣ならしめ、中央のボルト⑥により

* 昭和 30 年 4 月 6 日 第 32 期定時総会講演会において講演、原稿受付 昭和 30 年 9 月 30 日。

、* 正員、東北大学高速力学研究所。

**** 正員、富士重工業会社宇都宮製作所。

支持棒に軸を垂直に固定する。第 2 図はベークライト板の後に更に ② と同様の加熱コイルを設けてベークライト板の両面の温度を等しくするようにし、また側面は厚さ 1 mm の銅板 ⑦ で作り、その内部に電熱線 ⑧ を配置してある。なお、各試片は相似形であって、円筒部分の長さは試片直径の 2.5 倍とした。

試片各部の温度測定は端面上 5 ないし 6 個所、円筒面上 4 個所および熱平衡用ベークライト板両面に 8 個所に各 0.12 mm の銅・コンスタンタン熱電対を埋め込み、端面および円筒面に接する流体内の温度分布は、直径 0.025 mm のアルメル・クロメル熱電対を測定面に平行に張り、これを測定室外の微動装置に取付け、精密級電位差計によって測定した。

さて、面積 $F \text{ m}^2$ 、温度 $T_w^\circ\text{C}$ なる表面から $T_a^\circ\text{C}$ なる流体へ対流により失われる熱量を $Q_c \text{ kcal/h}$ とすると表面熱伝達率 $\alpha_c \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ は

$$\alpha_c = Q_c / F \cdot (T_w - T_a) = Q_c / F \cdot \Delta T \quad \dots\dots\dots (1)$$

いま、面積 $dF \text{ m}^2$ の部分からの対流熱損失量を $dQ_c \text{ kcal/h}$ で表わせば、この熱量はその部分の境界層内の流体の伝導熱量と等しいから面から $x \text{ m}$ の点の流体温度を $\theta^\circ\text{C}$ 、その熱伝導率を $\lambda \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ とすると

$$dQ_c = -\lambda (\partial\theta/\partial x)_{x=0} dF \quad \dots\dots\dots (2)$$

したがって、局所表面熱伝達率 α_c および平均表面熱伝達率 $\bar{\alpha}_c$ はそれぞれ次式で表わされる。

$$\alpha_c = dQ_c / dF \cdot \Delta T = -\lambda (\partial\theta/\partial x)_{x=0} / \Delta T \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\bar{\alpha}_c = - \int_0^a \lambda \left(\frac{\partial\theta}{\partial x} \right)_{x=0} r dr / \int_0^a \Delta T r dr \quad \dots\dots\dots (4)$$

また、端面全面積にわたる平均温度差 $\bar{\Delta T}^\circ\text{C}$ は

$$\bar{\Delta T} = 2 \int_0^a \Delta T r dr / a^2 \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここに、 a は端面の半径、 r は中心からの距離を表わす。この方法を温度境界層法と名付ける。また、加熱電熱線の総熱量 $Q_T \text{ kcal/h}$ を測定すると、 Q_c および $\bar{\alpha}_c$ は次式からも求めることができる。

$$Q_c = Q_T - (Q_E + Q_{ER} + Q_{sc} + Q_l) \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\bar{\alpha}_c = Q_c / F \cdot \Delta T \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここに、 Q_E は供試端面からのふく射損失、 Q_{ER} は軸方向の円柱内での伝導損失、 Q_{sc} 、 Q_{sc} は側面よりのそれぞれふく射および対流損失、 Q_l は加熱引出線からの伝導損失である。なお Q_E は第 2 図の試片の場合には補償加熱コイルの調整により $Q_E = 0$ となる。

Q_{ER} 、 Q_{sc} は表面のふく射係数を仮定することにより定まり、 Q_{sc} は温度境界層法により、 Q_E はベークライトの熱伝導率により、また Q_l は導線の熱伝導率から定まるので Q_c が決定され、(6) 式から直接 $\bar{\alpha}_c$ を求めることができる。これを熱量法と名付ける。第 3 図は試片端面上の一点の温度分布の一例を示したもので、端面の向きによって温度分布が異なり、端面下向きの場合には温度境界層が安定であるが上向きの場合には周知のように著しく不安定で不規則に変化する。温度境界層法は端面下向きの場合のごとく境界層が安定した場合には精度の高い方法であるが、上向きの場

第 3 図 温度分布の一例 (試片直径 35 mm, $r=11 \text{ mm}$)

合には、特に中心部で上昇気流が不安定で境界層の測定が困難になる。したがって上向きの場合には熱量法によって直接 $\bar{\alpha}_c$ を算出する方法と、温度境界層で測定回数を多くして平均を求める方法とを併用した。すなわち端面下向きの場合には境界層法によって正確に対流熱量が求まるから、これと同一条件に対する熱量法による結果を比較して、最初に仮定した各面のふく射係数の適否を調べる。このようにして決定されたふく射係数の値は、端面たる銅表面で 1.1、側面たる白紙の場合 4.6 であった。これを用いて端面上向きの場合の $\bar{\alpha}_c$ を熱量法によって定め、境界層法によって繰返し測定した値と一致するか否かを調べた。第

第 4 図 熱量法による測定例 (直径 100 mm, 側面加熱の場合)

第 5 図 上面向き端面に対する温度境界層法と熱量法の比較 (第 4 図の場合)

4 図は円筒面加熱の場合の熱量法による(6)式の熱量関係を示す一例である。この場合、 Q_{sc} は直接境界層法によって測定した値を用いている。第5図はこのようにして求めた $\bar{\alpha}_c$ を境界層法による値と比較したもので、熱量法による値とよく一致するものであることが確かめられた。

3. 実験結果

第6, 7図は $\Delta T = 75^\circ\text{C}$ の場合の局所表面熱伝達率の分布を図示した。下向きの場合には安定境界層が得られ周辺に至るほど大である。上向きの場合には複雑な曲線となり、その値は中心付近では直径の大なるほど大きく、周辺では直径の小なる方が大きい。したがって平均表面熱伝達率は測定範囲においては、ほぼ等しい値となる。円筒面を加熱しない場合と加熱した場合と

第6図 局所熱伝達率の分布
(側面加熱しない場合)

第7図 局所熱伝達率の分布
(側面加熱した場合)

比較すると、下向きの場合には、ほぼ類似しているが、後者は側面の吸上げ作用に影響されて全体としての数値が幾分大きい。一方上向きの場合には前者は周辺で大きくなるが、後者は側面の高温上昇気流のため周辺部で低下する。その低下率は、直径の大なるほど著しく、水平正方形板に対する R. Weise⁽³⁾の実験例と類似な分布曲線となる。

第8, 9図は平均表面温度差 ΔT に対する平均表面熱伝達率 $\bar{\alpha}_c$ の関係を表わしたもので、実線(D, U曲線)は後述の実験式を示し、実験誤差の範囲内で一致

第8図 平均熱伝達率と平均温度差の関係
(側面加熱しない場合)

している。比較のため水平正方形板に対する機械工学便覧所載の式⁽⁴⁾を点線(d, u曲線)で示した。ただし D, d および U, u はそれぞれ下向きおよび上向きの場合を表わす。いま、ヌセルト数 N_u , グラスホフ数 Gr を次式のようにとって整理する。

$$N_u = \bar{\alpha}_c D / \lambda_m, \quad Gr = D^3 \gamma_m^2 \Delta T / g \mu_m^2 T_m \quad \dots\dots (8)$$

ただし、 D は試片直径、 λ_m , γ_m , μ_m および T_m はそれぞれ周囲流体の熱伝導率、平均比重、粘性係数および絶対温度の平均値を表わす。これを図示すると、第

第 9 図 平均熱伝達率と温度差の関係 (側面加熱した場合)

第 10 図 上向きおよび下向き端面の Nu と Gr の関係
(側面加熱しない場合) 第 11 図 上向きおよび下向き端面の Nu と Gr の関係
(側面加熱した場合)

10, 11 図のようになる。これより $2 \times 10^5 < Gr < 10^8$ の範囲で次の形の実験式をうる。

$$Nu = K Gr^n \dots\dots\dots (9)$$

K, n の値は第 1 表に示す。また、図には機械工学便覧の水平正方形板の式⁽⁴⁾で、プラントル数 $Pr = 0.71$ としたものを点線で示した。その K, n の値は第 2 表に示す。

第 1 表

円筒側面	端面	K	n
加熱しない	上向き	0.096	1/3
	下向き	0.75	1/5
加熱した	上向き	0.11	1/3
	下向き	0.76	1/5

両図から、本実験の結果は大略、水平平板の上・下面の中間になっているが、その傾向は異なっている。すなわち、水平板の場合、上向き面は下向き面* の約 2.2 倍の値を示しているが、

* McAdams は下向き水平板に対し $K = 0.23$ よりも 0.25 の方が実験に合うと推奨している。McAdams, *Heat Transmission*, p. 180.

第 2 表

水平平板	K	n	適用範囲
上向き面	0.50 0.13	1/4 1/3	$7 \times 10^7 > Gr > 1.4 \times 10^5$ $Gr > 7 \times 10^7$
下向き面	0.23	1/4	$1.4 \times 10^{10} > Gr > 1.4 \times 10^6$

本実験の場合には下向き端面の方が, $Gr=10^6$ 以下において逆に大きくなる。これは直径の小なるほど, 円筒面の影響を受けて端面が冷い上昇気流の作用をうけて熱伝達率が著しく大になるためと考えることが出来る。下向き端面の場合には, 平板の場合のように必ずしも $Gr^{1/4}$ に比較せず, $Gr^{1/5}$ に比例する結果を得た。また端面上向きの場合は, $Gr=10^6$ 以上になって, 下向き端面よりも大になり, 更に直径が大になって $Gr=10^8$ 付近では水平板の値に近似する傾向がある。従来, 上向き水平平板の場合には $Gr=7 \times 10^7$ 付近で, $Gr^{1/3}$ に比例する直線に遷移するとされているが, 本実験の場合には円筒側面の影響によって, 遷移が Gr の小なる方に著しく移行したものと推察することができる。

4. 結 論

水平上・下円柱端面の表面熱伝達率の分布および平均値を, 側面を加熱しない場合と加熱した場合に分けて, 温度境界層法と熱量法を併用する方法で測定し, 水平な正方形板の場合と比較を行い次の結論を得た。

(1) 半径方向の局所表面熱伝達率の分布状況は上向き, 下向きで著しく異なる。

(2) 平均表面熱伝達率は, 従来の水平板の場合と比較して, 本実験の場合は必ずしも上向きの場合の方

が大きくなる。ただし, $Gr=10^6$ 以下では, 下向きの場合の方が大きくなる。 $Gr=10^6$ 以上では上向きの方が大となり, 直径が大になり $Gr=10^8$ くらいになると水平板の結果に近似する傾向がある。

(3) 円筒側面を加熱した場合と加熱しない場合とを比較すると, 著しい差異はないが, 加熱した場合の方がわずかに大きい値を示した。

(4) 平均表面熱伝達率は Nu, Gr 数で整理され, 対数紙上に図示すると各場合につき一直線上にのる。下向き端面の場合は, 直径の小なるほど, 円筒面の影響をうけ, 表面熱伝達率が大きくなり, 水平板のごとく $Gr^{1/4}$ に比例せず, $Gr^{1/5}$ に比例する直線の上の増大する。また, 端面上向きの場合は, 水平板の場合と比較して遷移が早められ, 測定範囲において, $Gr^{1/3}$ に比例する実験式であらわされた。

(5) 実験式から明らかなように, 表面熱伝達率と試片直径の関係は, 温度差が一定であれば, 下向き端面の場合には $\bar{\alpha}_e \propto D^{-2/5}$ であり, 上向き端面では, 直径の大きさに無関係に一定になる。また表面熱伝達率と温度差の関係は, 同一試片直径について, 下向き端面の場合には $\bar{\alpha}_e \propto (\Delta T)^{1/5}$, 上向き端面の場合には $\bar{\alpha}_e \propto (\Delta T)^{1/3}$ なる関係が成立する。

終りに, この実験の遂行に助力された, 明石幸子, 武田茂両君に感謝の意を表する。

文 献

- (1) たとえば McAdams, *Heat Transmission*, 3rd Edition (1954), p. 165, Max Jacob, *Heat Transfer*, Vol. 1 (1949), p. 421.
- (2) 坪内, 宇佐見, 小泉, 機械学会論文集, 20 巻 92 号, 249 ページ (昭 29).
- (3) R. Weise, *Forschung*, Bd. 6, Heft. 6 (1935), s. 281.
- (4) 機械工学便覧 (昭和 26 年版), 11-30 ページ.

ニ ュ ー ス

輪軸用油圧緩衝スラスト軸受

従来車両用ころ軸受としては大部分円すいころ軸受が用いられているが, 輪軸に組立てたものの取扱いが不便であることと, 車両の運動特性を更に向上させるために円筒ころ軸受を用い, スラストに対してさらばね緩衝または弾性フェルト緩衝スラスト座を車両端部に用い, 試験的に使用しているが, 更に高速度運転を行う車両に対処して走行性能を一段と向上させるために, 軸方向の緩衝に油圧装置を用いると更に有効であることが推定され, またレールに及ぼす影響も大いに改善されることも予想されるので, この油圧緩衝スラスト軸受を東洋ベアリング製造会社と豊場工業会社との共同研究で試作し, 国鉄で試験することになった。

鉄道技術研究所車両運動研究室の研究によれば, 2 軸車においては, 横こわさ δ および速度 v による

車両の安定特性は第 1 図のような傾向があることを示されている。

すなわち AOA 曲線の間の領域は, 車体が著しく振動する第 1 次へび運動が不安定になる範囲で, B 曲線より上方は主として車軸が振動する第 2 次へび運動が不安定になる範囲である。

したがって平たん線では平軸受は横支持こわさの値はほとんど 0 で, 低速度において (284 ページへ)

第 1 図 2 軸車のへび行動の限界速度と車軸の横支持こわさの関係