



Title	人体を円筒モデルとした対流熱伝達率の研究
Author(s)	持田, 徹; Mochida, Tohru; 森山, 敏彦 他
Citation	北海道大學工学部研究報告, 140, 39-50
Issue Date	1988-05-30
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/42100
Type	departmental bulletin paper
File Information	140_39-50.pdf



人体を円筒モデルとした対流熱伝達率の研究

持田 徹 森山 敏彦

Convective Heat Transfer Coefficient for a Man-Equivalent Thermal Cylinder

Tohru MOCHIDA and Toshihiko MORIYAMA

(Received December 26, 1986)

Abstract

This paper describes the mean convective heat transfer coefficient for an unclothed man, which is one of the most important factors when the rate of convective heat transfer between the body surface and the air is calculated.

An equation of mixed heat transfer coefficient by convection for an unclothed man was derived based on the heat and mass transfer theory.

First, a general expression to give human body's convective heat transfer coefficient was theoretically obtained from the heat equilibrium between man and his environment. The general expression is the sum total of local convection coefficients weighted with each skin area ratio.

Second, using the expression and the dimensionless equation on forced convective heat transfer, the diameter of a man-equivalent thermal cylinder was set at 15.5 cm.

Third, by leveling vectorially the heat transfer coefficients by forced and natural convections and by formulating it with an approximate equation, the following equation as the mean convective heat transfer coefficient of an unclothed man was proposed.

$$hc = 1.14 + 6.28 V^{0.61}$$

The value of this formula, compared with those of earlier workers, agrees well with the values proposed by Nelson et al and Nishi et al, especially in the region of high air velocities. In the low air velocity region, however, the locus of the formula derived here is different from many other ones except for that of Colin et al, that is to say, authors' present formula clearly represents the effect of natural convection coexisting with forced convection. The shape of the locus resembles that of Colin et al, although the values of convection coefficients are different between them. The experiments using a heated cylinder were performed to verify the effect of natural convection on forced convection in a low air movement environment and the natural convection effect was observed from the experimental results.

1. 緒 言

対流による伝熱量は一般に、対流熱伝達率、温度差、面積の3つの積で表わされる。人体からの対流放熱も同様の形式で記述できるが、形状の複雑さや生体という特殊性などから、無生物の対流熱伝達とは異なる種々の問題点が挙げられる。例えば、裸体の場合と着衣時では、対流熱伝達率、表面温、面積がそれぞれ異なり、たとえ裸の状態であっても、姿勢や動作によりこれらの値が異なる。上に述べた対流熱伝達に関する3つの要素のうち人体に関する対流熱伝達率については、過去多くの研究者によって種々の値や式が提案されてきた。それらを概観すると、殆どが人を用いた実験を主として得られた式であり、実測条件などの違いを考慮に入れても、提案されている式の相互間にかなりの差異がみられ、実際に対流熱伝達率の値を用いる場合に、どの式を用いればよいか判断に迷うなど問題点が多い。

本論文では熱伝達論を主とした理論的考察および人体を想定した模型実験により、人の対流熱伝達率に関する検討を試みる。検討を進めるに際し、まず、複雑な形状をした人体を、熱伝達的に平均化した単一の垂直円筒で代表させる。この扱いは、円筒の特性が伝熱学的に良く解明されており、解析が可能なことと、人体形状の点からも円筒とみなすことが妥当と考えられるからである。なお、立体と椅座、あるいは着衣状態と裸体状態では、対流熱伝達率に違いがみられるかもしれないが、本論文では上記の点を配慮して、とりあえず裸体・立体状態を念頭に置いて論を進め、導いた対流熱伝達率の式と、過去に提案されている諸式との比較検討を行なう。

2. 人体実験による対流熱伝達率の算出法

人体に関する対流熱伝達率は、1934年の Buettner 以来生理学および生体工学の分野から多くの式が提案されてきたが、それらの多くは人を用いた実験を基に定められた実験式である。過去に発表された諸式を表1に一覧する。

表1 人体に関する対流熱伝達率の算出式

提 案 者 (年)	提 案 式	備 考
1) : Hall(1930)	$hc=10V^{0.8}$	ダミー
2) : Wislow(1939)	$hc=10.4V^{0.5}$	軽衣
3) : Colin et al(1967)	$hc=2.3+7.5V^{0.67}$	椅座・裸体
4) : Colin et al(1967)	$hc=2.3+5.6V^{0.67}$	立位・裸体
5) : Nishi et al(1970)	$hc=7.39V^{0.531}$	歩行・軽衣
6) : Nishi et al(1970)	$hc=6V^{0.391}$	トレッドミル・軽衣
7) : Nelson et al(1947)	$hc=7.01V^{0.5}$	立位・裸体
8) : Mitchell et al(1969)	$hc=6.23V^{0.6}$	椅座・裸体
9) : Buettner(1934)	$hc=6.3V^{0.5}$	仰臥
10) : Mochida(1976)	$hc=(23+270V^2)^{\frac{1}{3}}$	円筒・裸体
11) : Horikoshi(1977)	$hc=10.49V^{0.66}$	角柱
12) : Horikoshi(1977)	$hc=9.99V^{0.699}$	立方体
13) : Mochida et al(1986)	$hc=1.14+6.28V^{0.61}$	円筒・裸体

- 1) J. Hall, Copper manikin regional heat loss and cooling constants, Memo. Rept. MCREXD-696-1058, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, 1950.
- 2) C-E. A. Winslow, A. P. Gagge and L. P. Herrington, The influence of

表1の各式の間には、実験などがなされた状況や背景が異なるものもあるが、Colinらの式3)とMitchellらの式8)は、ともに椅座・裸体の実験から得られた式であり、またColinらの別式4)とNelsonらの式7)とは、立体・裸体状態での結果である。これらの式を互いに比較してみると、まず式3)と式8)で風速が0.6 m/sの時には、前者が対流熱伝達率 $hc=7.6 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ 、後者からは $hc=4.5$ が算出され、1.5倍以上の差がみ

- air movement upon heat losses from the clothed human body, Am. J. Physiol. 127, p. 505, 1939.
- 3), 4) J. Colin and Y. Houdas, Experimental determination of coefficient of heat exchanges by convection of human body, J. Appl. Physiol. 22, p. 31, 1967.
 - 5), 6) Y. Nishi and A. P. Gagge, Direct evaluation of convective heat transfer coefficient by naphthalene sublimation, J. Appl. Physiol. 29, p. 830, 1970.
 - 7) N. Nelson, L. W. Eichna, S. M. Horvath, W. B. Shelley and T. F. Hatch, Thermal exchange of man at high temperature, Am. J. Physiol. 151, p. 626, 1947.
 - 8) D. Mitchell, C. H. Wyndham, A. J. Vermulen, T. Hodgson, A. R. Atkins and H. S. Hofmeyr, Raidant and convective heat transfer of nude men in dry air, J. Appl. Physiol. 26, p. 171, 1969.
 - 9) K. Buettner, Die Wärmetübertragung durch Leitung und Konvektion verdunstung und Strahlung in Bioklimatologie und Meteorologie, Veröffentlichungen des Preussischen meteorologischen Instituts Abwandlungen 10, No. 5, 1934.
 - 10) 持田 徹, 人体に関する対流およびふく射熱伝達率, 日本建築学会論文報告集, 258, p. 63, 1977.
 - 11), 12) 堀越哲美, 建築空間における熱ふく射を中心とした温熱環境条件の人体影響評価方法の研究, 東京工科大学位論文, p. 227, 1978.
 - 13) 持田 徹, 森山敏彦, 本論文集.

られる。また Mitchell らの式 8) を低風速の領域にまで適用して式 3) と比較すると、風速が 0.1 m/s では前者が $hc=3.9$ kcal/m²h°C、後者では $hc=1.5$ となり、実に 2.5 倍もの差異となる。一方、式 4) と式 7) とは立位・裸体時での実験式であるが、日常の室内環境で経験する微風速域では、この場合も両者の間に倍近くの差がある。このように実験から定められた対流熱伝達率の値に開きがみられるのは大凡、次のような理由によるものと想像される。

人体と環境との間で交換される定常状態における熱授受は、呼吸に伴う放熱などの微少項を省略し、かつ気温とふく射温が等しい環境で裸体の場合には、体内で発生された熱量との間で、次の熱平衡式が成り立つ¹⁾。

$$H = Hc + Hr + He = hc(Ts - Ta)A + hr(Ts - Tr)A + \kappa hc(Ps - Pa)A = (hc + hr)(Ts - Ta)A + LGA \quad (1)$$

ここに、H : 産熱量(単位時間当たり)

Hc : 対流放熱量

Hr : ふく射放熱量

He : 蒸汗放熱量

hc : 対流熱伝達率

hr : ふく射熱伝達率

κ : ルイスの係数

Ts : 平均皮膚温

Ta : 気温

Tr : 平均ふく射温

Ps : 皮膚表面の水蒸気分圧

Pa : 環境の水蒸気分圧

L : 蒸発潜熱

G : 蒸汗量

A : 体表面積(本論文では、対流、ふく射、蒸汗に関与する面積を全体表面積に等しいとみなす)

式(1)における熱伝達率、温度、水蒸気分圧などは、それぞれ人体をマクロな立場から見た平均値を示している。式(1)を変形すると、式(1)'が得られる。

$$hc = \frac{\frac{H}{A} - LG}{T_s - T_a} - hr \quad (1)'$$

式(1)'において、産熱量 H をはじめとする右辺の各量は、人を用いた実験により全て直接測定が可能であり、また、ふく射熱伝達率 hr の値も実験を行なった温度範囲から算出できるので、結局、対流熱伝達率 hc が間接的に求まることになる。しかし、生体に関する実験の計測は一般に難しく、例えば、ある部位の皮膚温を測る場合を考えると、熱電対を貼った場所が同一被験者でも、偶々血管直上にあった場合と少しずれた位置で測った場合では違った値を示し、さらに部位毎に異なる皮膚温から全身の平均値を算出する過程で、多数提案されている平均化式のいずれを採用するかによっても違いが出てくる。このような問題点に関して、平均皮膚温 T_s に 1°C の差があった場合、最終的に式(1)' から求められる対流熱伝達率 hc の値に及ぼす影響を見たのが表-2である。

表 2 皮温の微少変化が対流熱伝達率に及ぼす影響

平均皮温 $T_s(^{\circ}\text{C})$	33.0	33.2	33.4	33.6	33.8	34.0
対流熱伝達率 hc ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$)	3.50	3.19	2.90	2.64	2.39	2.16

式(1)'に代入した数値

$H/A = 50 \text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}$, $LG = 10 \text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}$

$T_a = 28^\circ\text{C}$, $hr = 4.5 \text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$

表-2の結果から、平均皮膚温が 33°C と 34°C の 1°C 差の違いで、 hc の値に 50%程度差がみられるが、実測値そのものの誤差の他に、平均皮膚温の算出式が 10 数種提案されていることを考慮すると、どの算出式を用いるかにより、平均皮膚温の算出に $0.5 \sim 1^\circ\text{C}$ 位の差、即ち前述した実験式にみられるように、対流熱伝達率に換算して倍近い開きは度々起り得るものと想像される。

3. 人体を円筒モデルとみた場合の等価径の検討

2章で述べた実験を主とした対流熱伝達率の求め方に対し、熱伝達論を主とした理論的考察によって対流熱伝達率を求めるには、理想化した人体モデルの設定が基礎となる。

円筒に関する対流熱伝達の無次元式は、伝熱工学の分野から多数提案されている。これを応用する為に、本節では、複雑な形状をした人体と、体表面積あるいは容積が等しい場合の円筒の直径について検討を行なう。

3.1 体表面積と等価な円筒径

日本人の成人の平均体表面積は 1.65 m^2 、欧米人は 1.8 m^2 程度²⁾である。円筒直径 d は式(2)、(3)から得られるので、人体の表面積と円筒の表面積が等しい場合の筒径 d は、図-1、2で示される。

$$A = \pi dl \quad (\text{側面のみ}) \quad (2)$$

$$A = \pi dl + n\pi\left(\frac{d}{2}\right)^2 \quad (\text{上下端面も含む}) \quad (3)$$

ここに、 d : 円筒直径

A : 表面積

l : 円筒高さ

n : 端面の数 (1 又は 2)

図-1より、円筒の高さを身長に当てはめると、身長 170 cm で表面積 1.65 m^2 の人は、直径が約 31 cm と算出され、円筒の上下端面も考慮すれば、図-2に見るように約 $1 \sim 2 \text{ cm}$ の径減となる。

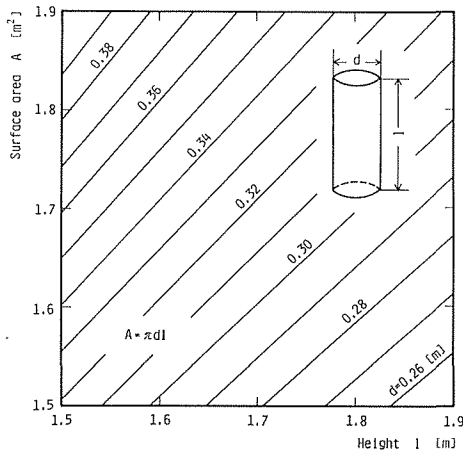


図1 体表面積が等価な円筒直径(側面のみ)

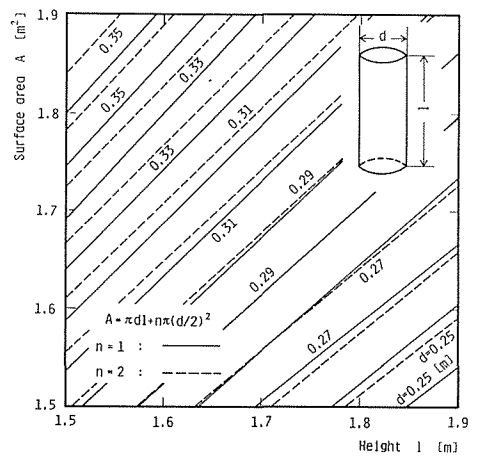


図2 体表面積が等価な円筒直径(上下端面含み)

3.2 容積の等価な円筒径

血液の比重は 1.05 位³⁾であり、人が水に浮くことを考えると、人体の平均密度 ρ は 1000 kg/m^3 前後と設定できるので、容積を等しいと仮定した時の円筒直径 d は式(4)で表わされ、図-3 が得られる。

$$\frac{W}{\rho} = \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 l \quad (4)$$

ここに、 W : 体重

ρ : 人体の平均密度

図-3 を見れば、身長 170 cm で体重 60 kg の人は約 21 cm の直径に相当することが読みとれ、表面積を等しいとみなした場合の直径に比し、約 10 cm ほど細くなる。

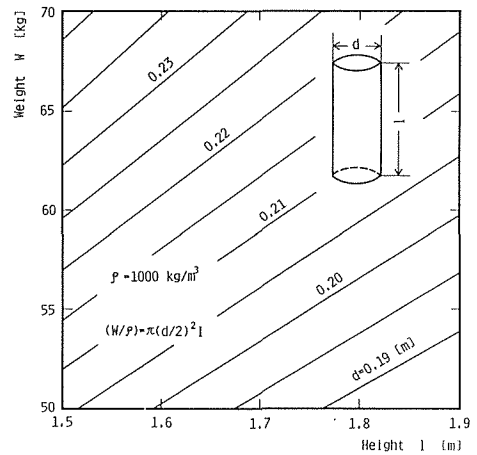


図3 容積が等価な円筒直径

4. 熱伝達的に等価な円筒径とその対流熱伝達率

4.1 熱伝達的に等価な円筒径の算出

複雑な形状をした人体をモデル化して考える時、全身をいくつかの部分に分割し、各部位を一定の代表寸法を持つ円筒に置き換え、それらから成る集合材とみなすことができる⁴⁾。このような考え方にに基づき、人体を代表直径を有する n 個の円筒で構成されている発熱体とみなせば、各部位からの放熱量の合計は、呼吸などの微少項を省略して考えると、全身からの放熱量に等しいので、式(1)と類似の式(5)で表わされる。

$$\begin{aligned} H &= \sum_{i=1}^n H_i = \sum_{i=1}^n H_{ci} + \sum_{i=1}^n H_{ri} + \sum_{i=1}^n H_{ei} \\ &= \sum (h_{ci} + h_{ri}) (T_{si} - T_a) + \sum \kappa h_{ci} (P_{si} - P_a) \end{aligned} \quad (5)$$

ここに、 H : 全放熱量

H_i : 部位 i からの放熱量

H_{ci} : 部位 i からの対流放熱量

H_{ri} : 部位 i からのふく射放熱量

Hei : 部位 i からの蒸汗放熱量

hci : 部位 i の対流熱伝達率

hri : 部位 i のふく射熱伝達率

κ : ルイスの係数

Tsi : 部位 i の皮膚表面温

Ta : 気温(気温の分布, 特に上下方向の分布はないものとみなす)

Psi : 部位 i の水蒸気分圧

Pa : 環境の水蒸気分圧

いま, 気温(=ふく射温)と皮面温がほぼ等しくなるような暑熱環境における人間の状態を考えると, 放熱を促進させる為に皮膚表面血液が増加するので, 各部位の皮面温は皆ほぼ等しい値に近づく。このように, 部位間の皮膚温差が殆ど無くなると共に, 気温も高いので対流およびふく射による放熱も殆ど無く, 大部分は蒸汗に伴う放熱のみで熱平衡が保たれることになる。従って, 人体をマクロに見た場合の人間と環境との間の熱平衡式(1)と, 各部位からの放熱量を集計した式(5)とから, 次の関係が得られる。

$$H = \kappa hc(Ps - Pa)A = \sum \kappa hci(Psi - Pa)Ai \quad (6)$$

さらに, このような過酷な条件の下では, 汗によって皮膚全面が濡れてしまうので, 皮膚表面における水蒸気分圧は皮膚温に対する飽和値で全身ほぼ均等になり, 式(6)の水蒸気分圧差も $(Ps - Pa) = (Psi - Pa)$ とみなせるから, 結局, 人体を平均的に見た場合の対流熱伝達率を与える式として, 下記の関係が導かれる。

$$hc = \sum_{i=1}^n hci \frac{Ai}{A} \quad (7)$$

ここに, hc : 人体の平均対流熱伝達率

hci : 部位 i の対流熱伝達率

A : 全体表面積

Ai : 部位 i の面積

式(7)は各部位の対流熱伝達率を, その部位の面積比によって加重平均したものが, 人体の平均対流熱伝達率になることを意味している。言い換えれば, 全体表面に対する当該部位の面積比率と代表寸法を与えれば, 人体をマクロにみた平均対流熱伝達率や, さらには人体を熱伝達的に等価な単一円筒とみなす場合の直径を逆算することも可能になる。なお, 式(7)の形式は, 既に Nishiらが提案しているが⁵⁾, その導き方が記載されておらず, 結果の形のみが示されているので, 本論文で敢えて導出を試みた。

さて, 人体の部位の分け方, 代表寸法, 面積比率などについては種々の考え方があるが, 本稿では平均皮膚温の算出式の一つである Hardy-DuBois の 7 点面積加重値⁶⁾を採用し, それに対応した各部位の代表寸法を Parker らの円筒モデルの数値⁴⁾を参考にする。Hardy と DuBois は全身

を 7 つの部位に分割して, その面積比率を表 3 に示す数値で与えている。

一方, Parker らは全身の各部位を一定の代表寸法を有する円筒で置き換えた人体モデルを提案しており, その数値を参照して Hardy-DuBois の 7 点分割

表 3 Hardy-BuBois の面積比と Parker らの部位代表円筒径

部 位	頭顔	胸背	胴腹	上腕	前腕	大腿	下腿
面積比 A_i/A [-]	0.07	0.18	0.18	0.13	0.12	0.16	0.16
円筒直径 d_i [m]	0.19	0.31	0.31	0.10	0.08	0.15	0.10

に対応させた直径を表-3に示す。

対流熱伝達は自然対流が優勢な領域、遷移領域および強制対流が卓越する領域に分類されるが、人体と熱伝達的に等価な単一直立の円筒直径を知る為に、まず強制対流に対する無次元式を適用して論を進める。

通常の室内環境を考えれば、プラントル数はほぼ一定とみらせるので、強制対流熱伝達に関する無次元式の一般形は次式で表わされる。

$$Nu_{for} = nMe^m \tag{8}$$

ここに、 Nu_{for} : 強制対流のみのヌセルト数

Re : レイノルズ数

m, n : 定数

式(8)を先に導いた平均対流熱伝達率を与える一般式(7)に代入して整理すれば、等価直径 d の算出式(9)が得られる⁷⁾。

$$d = \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{d_i^{1-m}} \cdot \frac{A_i}{A} \right)^{\frac{1}{m-1}} \tag{9}$$

ここに、 d : 熱的に等価とみなした場合の単一直立円筒直径

d_i : 部位 i の代表直径

A : 全体表面積

A_i : 部位 i の面積

m : 無次元式の指数(定数)

式(9)は人体各部位の局所の風速分布を無視し、平均流の風速のみに着目して導いたが、これによれば対流熱伝達的に等価な人体の平均内筒径が風速の関数とはならず、皮膚面積比と各部位の代表直径で定まるという結果を示している。

強制対流熱伝達の一般式(8)は、具体的には式(10)~(12)などで与えられ、また、式(8)と形式は異なるが式(13)も係数が都合よく消去できるので、これらの式の指数 m と表-3に一覧する Hardy-DuBois の面積比 A_i/A および Parker らの代表直径 d_i を式(9)に代入して、平均直径 d を算出したところ、表-4の結果が得られ、いずれの無次元式からも約 15.5 cm の径値となった。

表 4 無次元式から算出された円筒直径

提案者	Hilpert	McAdams	Mikheyev	Douglas
直径[cm]	15.48	15.45	15.49	15.24

$$\text{Hilpert} \quad : \quad Nu_{for} = 0.174 Re^{0.618} (4000 \leq Re \leq 40000) \tag{10}$$

$$\text{McAdams} \quad : \quad Nu_{for} = 0.24 Re^{0.6} (1000 \leq Re \leq 50000) \tag{11}$$

$$\text{Mikheyev} \quad : \quad Nu_{for} = 0.18 Re^{0.62} (1000 \leq Re \leq 200000) \tag{12}$$

$$\text{Douglas} \quad : \quad Nu_{for} = 0.464 Re^{0.5} + 0.0004 Re \tag{13}$$

なお、Atkinsらは人体の相当円筒径を 14.1 cm⁸⁾、Stolwijk は 16 cm⁹⁾ が妥当と報告している。また、表-1の Winslow の式 2)、Nishi らの式 6) について、自然対流の影響を無視できる風速 1 m/s の状態で Hilpert の無次元式(11)を適用したところ、それぞれ約 6 cm と 25 cm の直径が逆算された。

4.2 対流熱伝達率の算出式

2章および4-1節で標準的な人について、表面積を等しいと見た場合の円筒直径は約31 cm, 容積を等しくした場合には約21 cm, 熱伝達の等価な時には約15.5 cmの直径を得た。本節では、人体を直径15.5 cmの円筒という熱伝達論からの分析による結果を採用して、その対流熱伝達率の具体値を求める。

通常室内環境は風速が0.1~0.3 m/s程度、かつ方向不定であり、自然対流と強制対流のどちらも無視しえない併存領域にある。対流熱伝達率の算出に際し、垂直円筒の場合は一般に、自然対流では軸長、また強制対流に関しては代表長にとって特性を論ずるが、上記のように自然および強制対流ともに無視しえない領域での取り扱いとして、本論文では軸長を基に算出した自然対流熱伝達率と、直径を用いて算出した強制対流熱伝達率の値を、ベクトル的な和として表現した混合対流熱伝達率の式(14)¹⁰⁾を用いることにする。また、強制対流の無次元式はレイノルズ数の範囲に制限のない前掲の式(13), 自然対流に関しては式(15)¹¹⁾を用いる。

$$hc_{\text{mix}} = \sqrt{hc_{\text{for}}^2 + hc_{\text{nat}}^2} \quad (14)$$

$$Nu_{\text{nat}} = 0.652 Gr^{\frac{1}{4}} \left(\frac{Pr^2}{1.1 + Pr} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (Pr > 0.5) \quad (15)$$

ここに、 hc_{mix} : 混合対流熱伝達率
 hc_{nat} : 自然対流熱伝達率
 hc_{for} : 強制対流熱伝達率
 Nu_{nat} : 自然対流のみのヌセルト数
 Gr : グラスホフ数
 Pr : プラントル数

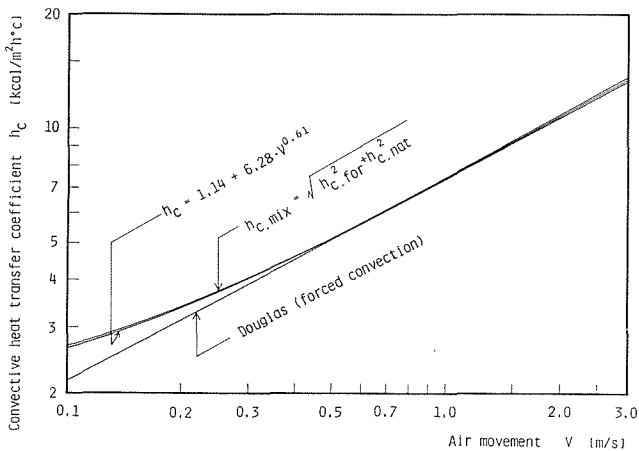


図4 人体に関する対流熱伝達率の近似式

は関数形を $hc = A + BV^n$ (A, B, n : パラメータ) として、Simplex 法によるパラメータ探索により決定した。関数形に上記の形式を採用したのは、表-1 にみられるように、現在までに提案されている式の形に合わせたものであり、 A および $B \cdot V^n$ がそれぞれ自然および強制対流熱伝達率を必ずしも意味している訳ではない。なお、流れの干渉による影響などについては、今後の重要な検討課題と考える。

物性値を定める基準温度を、裸体時の快適状態すなわち、平均皮膚温 34°C , 気温 28°C とし、先に導いた人体と熱伝達の等価な直径 15.5 cm, 平均身長を 170 cm とみた円筒に対して、式(13), (15)より式(14)の定義に従って混合対流熱伝達率を算出すると図-4の線が得られる。図-4の hc_{mix} の値を実際に使用する場合に、このままの形では不便なので、風速の関数として近似曲線化すると、式(16)で表わされ、これを人体に関する平均対流熱伝達率とみなす。近似曲線 hc

$$hc_{mix} \doteq hc = 1.14 + 6.28 V^{0.61} \quad (16)$$

ここに、hc：人体に関する平均対流熱伝達率[kcal/m²h°C]

V：風速(m/s)

式(8)の形式で表わされる強制対流熱伝達率は、式の形から判るように、両対数グラフ上では直線を示し、Douglasの式(13)も右辺第2項の係数が微少の為、式(8)と大差がなく、ほぼ直線を描く。

また、式(16)はグラスホフ数Grを算出する際の温度差ΔTを34-28=6°Cとして導いたが、ΔT=4, 8°Cで試算した結果も式(16)と殆ど差はなかった。

5. 人体を想定した発熱円筒による熱伝達実験

対流熱伝達率の値を熱伝達論を基礎にした理論的考察によって、最終的に式(16)の形で定めたが、後に掲げる図-10に見るように、高風速域はともかく、低風速域で多くの提案式が直線を示しているのに対して、式(16)はColinらの式と同じく曲線を描いているので、自然対流の影響をみる為に、次のような実験を行なった。

5.1 発熱円筒の熱平衡

表面で一定発熱する円筒と環境との間の定常熱平衡は次式で与えられる。

$$Q = hc(T_s - T_a)A + hr(T_s - T_r)A \quad (17)$$

ここに、Q：発熱量(=放熱量)

hc：対流熱伝達率

hr：ふく射熱伝達率

T_s：円筒表面温

T_a：気温

T_r：ふく射温

A：同筒表面積

いま、気温とふく射温とが等しい環境を考えれば、式(17)は式(18)へ変形される。

$$hc = \frac{Q}{(T_s - T_a)A} - hr \quad (18)$$

式(18)の右辺で、発熱量Qは給電量から、また、表面温T_sと気温T_aは熱電対により、さらにふく射熱伝達率hrと表面積Aも容易に計算できるので、結局、対流熱伝達率hcの値を知ることができる¹²⁾。

5.2 発熱円筒

発熱円筒は図-5に示すように、塩化ビニール管の外面に直径3.1mmの被覆電熱線を隙間なく巻き付け、表面で一定発熱させた。直径15.5cmの円筒を入手できなかったため、止むを得ず直径17.1cm、高さ70cmの円筒を使用して、中央部50cmに電熱線を巻き、上下端部の各々10cmを断熱構造とした。また、表面は黒塗りつや消しに仕上げ、計算に際してのふく射率は1.0を用いた。この発熱円筒を図-6に示す、気温とふく射温の等しい布製小室(2.5×2.5×2.5m)内に置かれた回転装置に取り付けて実験を行なった。

5.3 実験方法

図-6の回転装置を回すことにより、相対風速を起こさせ対流熱伝達の実験を行なったが、実験環境や装置の制約から風速が約0.1~0.8m/sの範囲で測定をした。なお、円筒直径が約17cmも

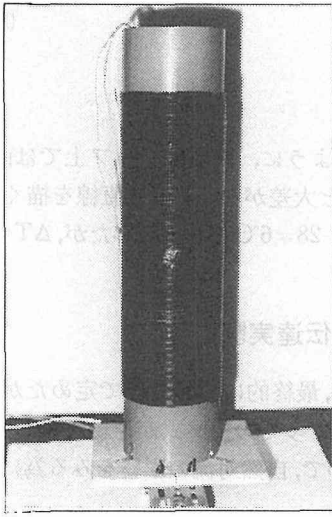


図5 発熱円筒

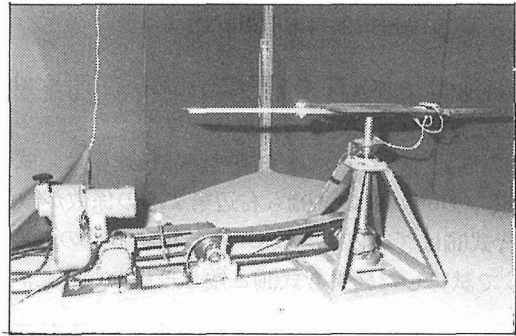


図6 回転装置

ある為、回転装置の中心から最遠の円筒外殻と最内の円筒外殻までの距離は異なり、流れの状態も多少異なると思われるが、相対風速の値は回転装置の中心から円筒の中心までの距離によって算出した。円筒の表面温は代表点8カ所に熱電対を貼って平均値を得、気温とともに連続記録させた。また、円筒表面温と気温の温度差を 6°C に保つようにスライダックで調整して送電したが、これは静穏な室内で椅座・裸体の人が快適に感じる時の平均皮膚温 34°C と気温 28°C の温度差を想定したものである。実験観察期間中の平均表面温と気温は、各々 $23.4 \pm 2.2^{\circ}\text{C}$ 、 $17.4 \pm 2.1^{\circ}\text{C}$ であった。回転装置は終始、滑らかで振動の殆どない一定速度の回転をした。

5.4 実験結果と考察

本実験から得られた対流熱伝達率と風速の関係を図-7に示す。図中の破線は本実験で使用した円筒寸法を、式(14)に当てはめて算出した対流熱伝達率の値である。図-7によれば、式(14)を求めた対流熱伝達率と実測値にかなりの開きがみられる。等者らはその主な原因が断熱した上下端面からの放熱よりは、むしろ直径3.1mm

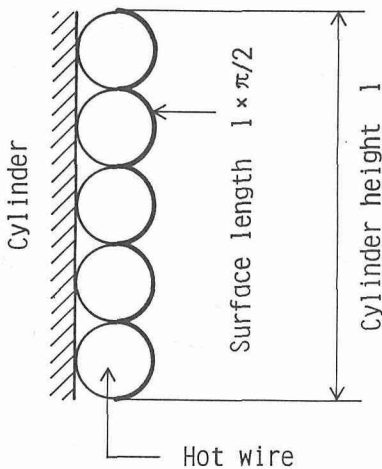


図8 代表円筒長さ

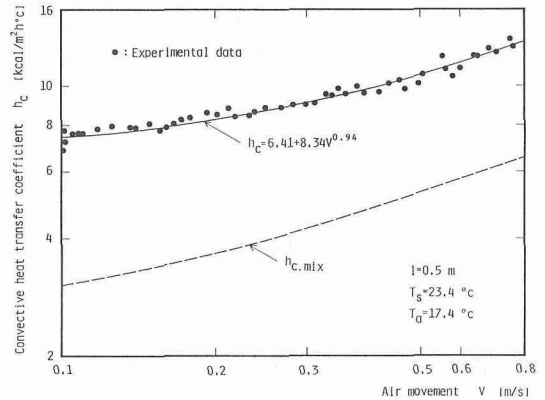


図7 実験結果と $hc_{mix}(l=0.5\text{ m})$ の計算値

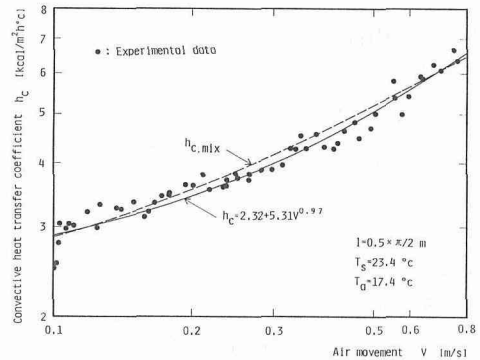


図9 実験結果と $hc_{mix}(l=0.5 \times \frac{\pi}{2}\text{ m})$ の計算値

の電熱線の影響とみて、風が円筒側面に触れる実際の長さを考慮し、代表円筒長を図-8に示すように、長さに対して、実際は π/d 倍あるので、整理し直したのが図-9である。図-9では、実験値と理論値がほぼ一致しており、同時に低風速域での自然対流の影響も確認できた。

6. 対流熱伝達率の比較検討

現在まで提案されている、人体に関する平均対流熱伝達率は表-1に一覧したが、それらを図化して図-10に掲げる。

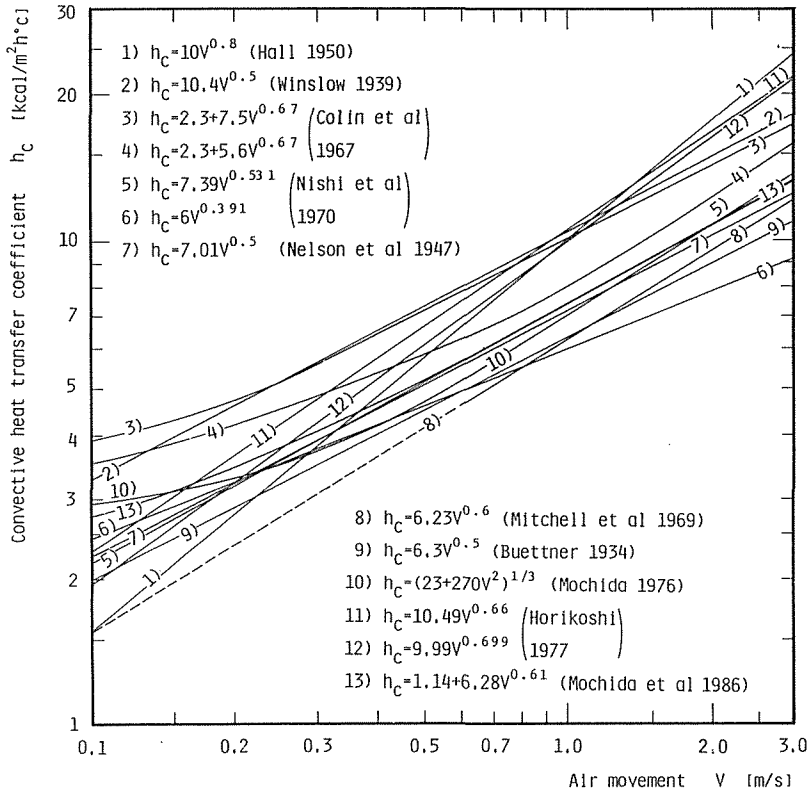


図10 人体に関する対流熱伝達率の比較

本論文で導いた式(16)(図-10の式13))は、表-1の諸式のほぼ中間に位置し、0.3 m/s以上の風速域ではNishiらの式5)やNelsonらの式7)と近い値を示しているが、風速が0.3 m/s以下の低風速域では、強制対流と共存する自然対流の影響が大きくなり、独自の軌跡をたどっている。この有様は殆どの提案式が、両対数グラフ上で直線を示すのに対し、実数値は異なるけれども低風速域で曲線を描いているColinらの実験式3)、4)と同じ傾向にある。また、図-10の式群は表-1に記載されているように、人の姿勢や運動の状態がさまざまであり、状態が変われば対流熱伝達率の値が異なるのは当然である。本稿では一本の垂直円筒で人体を代表させたが、これは椅座よりはむしろ立位に近いと思われ、椅座は球あるいは他の形とみなすのが妥当かもしれない、着衣状態の取り扱いと共に、今後この点についての検討が必要であろう。

7. 結 語

熱伝達論と生理学的知見を基に、人体の平均対流熱伝達率 hc を与える式として式(7)を導いた。これは各部位における局所の対流熱伝達率 h_{ci} がその部位の全体表面積に対する面積比 A_i/A によって加重平均された形となっている。

$$\text{対流熱伝達率の平均化式：} hc = \sum_{i=1}^n h_{ci} \frac{A_i}{A} \quad (7)$$

人体と体表面積や容積が等しいとみなした場合の円筒直径は、それぞれ約 31 cm, 21 cm と求められたが、本論文で導いた平均対流熱伝達率を与える一般式を応用して、熱伝達的に人体と等価な円筒直径を逆算したところ、15.5 cm が得られた。

つぎにこの直径 15.5 cm の円筒を熱的等価人体とみため、これに自然および強制対流熱伝達に関する無次元式を適用し、ベクトル的に平均化した対流熱伝達率を計算によって求めた。さらに、算出された対流熱伝達率の値を曲線近似し、人体の平均対流熱伝達率 hc を与える式として式(16)を導いた。

$$\text{人体の平均対流熱伝達率：} hc = 1.14 + 6.28 V^{0.61} \quad (16)$$

式(16)を過去に提案されている諸式と比較検討したところ、中・高風速の範囲では Nishi らや Nelson らと近い値を呈したが、低風速の領域になるにつれて、自然対流の影響を評価した独自の対流熱伝達率の値を示した。この有様は、実数値は多少異なるけれども、両対数グラフ上の低風速域で曲線を描く Colin らの式と同じ傾向にあった。

本研究を進めるにあたり、実験装置の製作などに北海道大学工学部衛生工学科・嶋倉一實技官の協力を得ました。記して謝意を表します。

文 献

- 1) 持田 徹：人体表面からの対流放熱に関する考察，建築学会環境工学委員会熱小委員会第 16 回熱シンポジウム（人間・熱環境）予稿集，(1986)，p. 51.
- 2) 人間工学用語研究会編：人間工学辞典(1983)，p. 285，日刊工業。
- 3) 蓑島 高編：日本人人体正常数値表(1967)，p. 247，技報堂。
- 4) 人間一環境系編集委員会編：人間一環境系上巻，(1972)，p. 185，人間と技術社(原論文：A. Parker, D. A. Ekberg, D. J. Withy et al; Atmosphere selection and control for manned space stations, General Electric Co., Missile and Space Div., Valley Forge, Pa., Presented at the International Symposium for Manned Space Stations in Munich, 1965).
- 6) E. R. Nadel et al.: Differential thermal sensitivity in the human skin, Pflügers Arch., 340 (1973), p. 71.
- 7) 持田 徹・竹原浩一：人体の等価径と平均対流熱伝達率，空気調和・衛生工学会学術講演論文集(1984)，p. 521.
- 8) A. R. Atkins et al.: A study of temperature regulation in the human body with the aid of an analogue computer, Pflügers Arch., 307 (1969), p. 104.
- 9) J. A. J. Stolwijk: Unpublished lecture, Pierce Foundation Lab., Yale Univ., 1962 (MILSUM: 生体調節の解析，桑原他訳，(1970)p. 72，コロナ社に記載)。
- 10) G. M. Papp: Convective Heat Transfer and Convective Coefficients of Nude Man, Cylinders and Spheres at Low Air Velocities, ASHRAE Trans., 79-1 (1973), p. 75.
- 11) 西川兼康・北方直方：伝熱工学の学び方，オーム社(1982)，p. 181.
- 12) 持田 徹・森山敏彦：人体の対流熱伝達率に関する基礎実験，空気調和・衛生工学会学術講演論文集(1986)，p. 237.