

固体黒塗り円筒に対する温熱環境の冷却力による 室内温熱環境の総合的評価に関する研究

孫 章 烈*¹
磯 田 憲 生*²
松 井 昌 幸*³
小 林 陽 太 郎*⁴

室内温熱環境の評価を目的とし、直径 0.05 m、長さ 0.2 m のアルミニウム (Al) および銅 (Cu) の固体黒塗り円筒を縮小モデルとして用い、黒塗り円筒に対する温熱環境の冷却力について、理論解析と実験を行った。

理論解析の妥当性を実験結果から検証し、黒塗り円筒の冷却力が理論的・直接的な温熱環境評価方法として、環境の気温・気流・熱ふく射を総合的に表現することが判明した。黒塗り円筒の冷却力と、黒塗り円筒に対する作用温度およびグローブ温度との比較から、冷却力は他の温熱環境評価方法より気流の影響をさらに明らかに表すことがわかり、人体を目標とした温熱環境の評価に適することが確認された。

はじめに

室内の温熱環境を建築環境および建築設備の面から計画・保持・評価するために、気温・湿度・気流・熱ふく射など温熱環境の各要素を総合的に評価することは重要である。その目的のために、直接測定器による評価方法としては、グローブ温度計 (Globe Thermometer)¹⁾、カタ計 (Kata Thermometer)^{2),3)} など、環境の各要素を理論的に、実験的に組み合わせた結果による評価方法としては、有効温度 (Effective Temperature)⁴⁾、等価温度 (Equivalent Temperature)⁵⁾、作用温度 (Operative Temperature)^{6),7)} など、数多くの提案がなされている。しかし、近年の建築設備の発達による人工的温熱空間の一般化、パネルヒーティング (Panel Heating) 方式の普及など、冷暖房システムの多様化による設備方式の変化、および韓国の温突 (Ondol) の居住性に関する科学的究明の必要性などを考えれば、従来の指標としての温熱環境条件を判断する方法では、必ずしも十分と

は言えない。ここで、熱力学的熱交換量に基づいて、温熱環境条件を理論的かつ実験的に把握する試みは、より有効な評価手段と考える。

また、温熱環境の状態を感覚的、あるいは生理的状态の目盛りになる単一の尺度によって表現しようとする試みとして、実際の人体を用いた研究が行われており、人体と環境との間の熱平衡式は理論的にはほぼ確立されていて、それぞれ意義がある。しかし、人体の温熱感覚は多くの人々の間で必ずしも一致せず、人種・性別・年齢などの天性的要素、健康・栄養状態・生活履歴などの身体的要素、着衣・作業などの現場要素など、さまざまな要素が複雑にからみ合い、それを統一的・総合的に単一尺度にとらえることは非常に困難である。

著者らは、人体と温熱環境の総合的物理条件との関係を人体を単純化したモデル (例えば、中空球、中実球、中空円筒) と温熱環境との間の熱交換量として、冷却力または加熱力より表現する研究^{8),9),10)}を行ってきた。冷却力とは常温の環境における温体の冷却現象を表す物理的尺度であり、特に、L. Hill のカタ計の冷却力がよく知られている。カタ計は形が人体に比べて小さ過ぎるので、体積に対する表面積の比が大きく、熱的定数が人体

*1 東京工業大学 正会員

*2 奈良女子大学 正会員

*3 東京工業大学

*4 豊橋技術科学大学 特別会員

とかなり異なること、また理論的にその冷却力を予測しにくいことなどが問題点となっている。

本論文ではカタ計の冷却力の概念を導入し、中実の円筒モデルとして、アルミニウム (Al) および銅 (Cu) の固体黒塗り円筒を用いて環境の冷却力について理論解析と実験を行い、その結果から、固体黒塗り円筒に対する環境の冷却力は、温熱環境の物理条件の総合的評価方法として、測定によっても、計算によっても妥当であることを述べる。中実の固体は、中空の固体と比較して対流に基づく上下の温度差が少なく、均等であるので、Al と Cu を選んだ。

1. 理論解析

本論文で使用する記号は、つぎのとおりである。

CP : 冷却力	[W/m ²]
c_{pa} : 空気の定圧比熱	[J/(kg·K)]
c_b : 黒塗り円筒の比熱	[J/(kg·K)]
D : 黒塗り円筒の直径	[m]
K : 熱ふく射における温度係数	[K ²]
F_i : 平面 i の面積	[m ²]
F_s : 黒塗り円筒の表面積	[m ²]
F_{s1} : 黒塗り円筒の柱面の面積	[m ²]
F_{s2} : 黒塗り円筒の上下底面の面積	[m ²]
MRT : 平均ふく射温度	[°C]
n : 表面の法線方向	[—]
OT : 黒塗り円筒に対する温熱環境の作用温度	[°C]
Q : 積算熱伝達量	[J]
q_r : ふく射熱伝達量	[W]
t : 時間	[h]
V : 黒塗り円筒の体積	[m ³]
u : 風速	[m/s]
α : 総合熱伝達率	[W/(m ² ·K)]
α_c : 対流熱伝達率	[W/(m ² ·K)]
α_{c1} : 黒塗り円筒の柱面における対流熱伝達率	[W/(m ² ·K)]
α_{c2} : 黒塗り円筒の上下底面における対流熱伝達率	[W/(m ² ·K)]
α_r : ふく射熱伝達率	[W/(m ² ·K)]
ε_i : 平面 i のふく射率	[—]
ε_s : 黒塗り円筒表面のふく射率	[—]
θ_a : 環境の気温	[°C]
θ_i : 平面 i の表面温度	[°C]
θ : 黒塗り円筒内の温度	[°C]
θ_s : 黒塗り円筒の表面温度	[°C]
θ_0 : $t=0$ における黒塗り円筒の平均温度	[°C]

$$\theta_i : \theta_i + 273 \quad [\text{K}]$$

$$\theta_s : \theta_s + 273 \quad [\text{K}]$$

$$\lambda_a : \text{環境空気の熱伝達率} \quad [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$$

$$\lambda_b : \text{黒塗り円筒の材料の熱伝達率} \quad [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$$

$$\rho_a : \text{環境空気の密度} \quad [\text{kg}/\text{m}^3]$$

$$\rho_b : \text{黒塗り円筒の密度} \quad [\text{kg}/\text{m}^3]$$

$$\nu : \text{環境空気の動粘性係数} \quad [\text{m}^2/\text{s}]$$

$$\sigma_b : \text{Stefan-Boltzmann の定数} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^4)]$$

$$\varphi_{s,i} : \text{黒塗り円筒 } s \text{ の全表面と平面 } i \text{ との間の形態係数} \quad [—]$$

1.1 冷却時間 Δt , 温度降下 $\Delta\theta$ および冷却力 CP

室内環境において、環境温度と異なる物体の温度が変化する場合に、単位時間・単位面積より放散する熱量は、近似的に環境との間の温度差に比例する¹¹⁾。環境温度の影響としては、対流とふく射の両面で考えなければならないので、物体の表面における熱流として、次式が成立する。

$$-\lambda_b \left(\frac{\partial\theta}{\partial n} \right) = \alpha_c(\theta_s - \theta_a) + \alpha_r(\theta_s - MRT) \quad \dots\dots(1)$$

ここに、 $MRT = \sum_{i=1}^n \theta_i \varphi_{s,i}$ と表され、式 (16) から

式 (18) に説明されるが、これは多くの熱ふく射面温度 θ_i と形態係数 $\varphi_{s,i}$ による総合的熱ふく射量と、等価な熱ふく射量を与える代表的黒体の温度と定義されている¹²⁾。

式 (1) の右辺は、

$$\begin{aligned} & \alpha_c(\theta_s - \theta_a) + \alpha_r(\theta_s - MRT) \\ & = \alpha_c + \alpha_r \left(\theta_s - \frac{\alpha_c \theta_a + \alpha_r MRT}{\alpha_c + \alpha_r} \right) \end{aligned}$$

となり、Winslow, Herrington, Gagge らの提案^{6),7)}により $(\alpha_c \theta_a + \alpha_r MRT) / (\alpha_c + \alpha_r) = OT$ 、すなわち、作用温度を表すので、式 (2) となる。

$$-\lambda_b \left(\frac{\partial\theta}{\partial n} \right) = \alpha(\theta_s - OT) \quad \dots\dots(2)$$

本来、 OT は上記研究者らにより、人体を対象として組み立てられた環境の気温と熱ふく射の合成としての温度の概念であるが、 OT を単純な物体を対象とし、理論的解析のために使用することができる。

均質な材料によって作られている物体の表面近傍を除き、内部温度分布を一様であるとして、物体の温度降下および冷却時間について考えると、微小時間 dt 内の温度変化 $d\theta$ による保有熱量の変化は、式 (2) から式 (3) が得られる。

$$-\rho_b c_b V d\theta = \alpha F_s (\theta_s - OT) dt \quad \dots\dots(3)$$

式 (3) は、式 (4) となる。

$$\frac{d\theta}{\theta_s - OT} = - \left(\frac{\alpha F_s}{\rho_b c_b V} \right) dt \quad \dots\dots(4)$$

式(4)の両辺を積分すれば、 $\ln(\theta_s - OT) = -(\alpha F_s / \rho_s c_b V)t + C$ 、 $t=0$ で、 $\theta_s = \theta_0$ とすると、次式である。

$$e^{-(\alpha F_s / \rho_s c_b V)t} = \left(\frac{\theta_s - OT}{\theta_0 - OT} \right)$$

時間 t での θ_s は、式(5)である。

$$\theta_s = OT + (\theta_0 - OT)e^{-(\alpha F_s / \rho_s c_b V)t} \quad \dots\dots(5)$$

式(5)の θ_s を θ_0 から $\Delta\theta$ だけ冷却する時間を Δt とすれば、式(6)となる。

$$\Delta t = -\frac{\rho_s c_b V}{\alpha F_s} \times \ln\left(\frac{\theta_0 - \Delta\theta - OT}{\theta_0 - OT}\right) \quad \dots\dots(6)$$

物体として、Al および Cu の黒塗り円筒を考え、その表面の温度分布は均等であり、 α は時間による温度変化に対して一定とすれば、 t 時間における表面放散する総熱量、すなわち環境と黒塗り円筒との間の積算熱交換量 Q は、式(7)になる。

$$Q = \alpha F_s \int_0^t (\theta_s - OT) dt = -\rho_s c_b V (\theta_0 - \theta_s) \quad \dots\dots(7)$$

なお、円筒に対する温熱環境の冷却力(以下、冷却力) CP は単位時間・単位面積あたりの熱交換量として定義し、温度降下 $\Delta\theta$ における冷却時間 Δt に対して式(8)、(9)が与えられる。

$$CP = \frac{\alpha F_s \int_0^t (\theta_s - OT) dt}{F_s \Delta t} \quad \dots\dots(8)$$

$$= \frac{-\rho_s c_b V \Delta\theta}{F_s \Delta t} \quad \dots\dots(9)$$

既報^{8),9)}などにおいては、冷却力の温熱環境評価への適用性を検討するために、式(8)の冷却力の計算値と実験値を検討し、計算値と実験値がよく一致することを示した。一方、現場における実測の場合では、正確な作用温度 OT を計算することは複雑な条件の下で困難である場合が多い。そこで式(9)を用いた。すなわち、一定温度範囲において黒塗り円筒が冷却する場合、その温度範囲 $\Delta\theta$ における冷却時間 Δt がわかれば CP を求めることができる。その冷却力の対象になる温度範囲を人体の温度に近い $38 \sim 35^\circ\text{C}$ ($\Delta\theta = 3^\circ\text{C}$) とし、冷却過渡状態の冷却時間 Δt を、計算値では前に述べた Δt の算出式(6)から、実験値では測定結果から求め、式(9)に適用した。常温の場合、 $\rho_s c_b$ の変化を無視して一定とし、Al は 2.43×10^6 、Cu は 3.73×10^6 J/($\text{m}^3 \cdot \text{K}$)¹⁸⁾ とした。

最終的に、 CP の計算値は、式(6)と式(9)から

$$CP = -\rho_s c_b V \Delta\theta / \left\{ -\frac{\rho_s c_b V}{\alpha F_s} \times \ln\left(\frac{\theta_0 - \Delta\theta - OT}{\theta_0 - OT}\right) \times F_s \right\} = \alpha \Delta\theta / \ln\left(\frac{\theta_0 - \Delta\theta - OT}{\theta_0 - OT}\right) \quad \dots\dots(10)$$

本研究においては、 $\theta_0 = 38^\circ\text{C}$ 、 $\Delta\theta = 3^\circ\text{C}$ としたので、

$$CP_{38-35} = 3\alpha / \ln\left(\frac{35 - OT}{38 - OT}\right) \quad \dots\dots(11)$$

付言すれば、既発表のとおり $(\alpha F_s / \rho_s c_b V) = m$ [1/h] は、時定数 (Time Constant) の逆数である。 m を構成する各物性値としては、日本機械学会編“伝熱工学資料¹⁸⁾”による値を用いた。

1.2 円筒の熱伝達率 α

式(6)と式(10)において、未知の要素である円筒の熱伝達率 α は、対流による熱伝達率 α_r と、ふく射による熱伝達率 α_c の和である。円筒の α_c は柱面のみ α_{c1} と上下底面の α_{c2} の表面積重み平均として取り扱う。

円筒柱面の平均熱伝達率は、工学的計算の立場から Hilpert¹⁴⁾、McAdams¹⁵⁾、五十嵐¹⁶⁾らにより多くの研究がなされているが、本論文では Hilpert の式を検討した上に、Zhukauskas らの式を Eckert が低 Reynolds Number に拡張させた式¹⁷⁾を用いる。

1) $1 < Re < 10^3$ の範囲では、

$$Nu = (0.43 + 0.50 Re^{0.5}) Pr^{0.38} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \dots\dots(12)$$

2) $1 \times 10^3 < Re < 2 \times 10^5$ の範囲では、

$$Nu = 0.25 Re^{0.6} Pr^{0.38} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \dots\dots(13)$$

ここに、

Re : Reynolds Number ($=uD/\nu$)

Pr : Prandtl Number ($=\rho_a c_p a \nu / \lambda_a$)

Nu : Nusselt Number ($=\alpha_c D / \lambda_a$)

Pr_w : 円筒表面における Prandtl Number

Pr_f : 環境空気流における Prandtl Number

本論文においては、 $\nu = 0.166 \times 10^{-4}$ [m^2/s]、 $\lambda = 0.0264$ [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$]、 $Pr = 0.71$ を用いた。

上下底面の平均熱伝達率は、平板の速度分布の解から強制対流熱伝達率の式¹⁷⁾により、式(14)となる。

$$Nu = 0.664 Pr^{1/3} Re^{1/2} \quad \dots\dots(14)$$

柱面と上下底面の面積を各々 F_{s1} 、 F_{s2} とすると、

$$\alpha_c = (\alpha_{c1} \cdot F_{s1} + \alpha_{c2} \cdot F_{s2}) / F_s \quad \dots\dots(15)$$

つぎに、 α_r については、 n 個の面より囲まれている室内を考え、黒塗り円筒からすべての室内面への熱伝達量 q_r は、式(16)で得る。

$$q_r = \sum_{i=1}^n \sigma_b \varepsilon_s \varepsilon_i (\theta_s^4 - \theta_i^4) \varphi_{s,i} F_s \\ = \sigma_b \varepsilon_s F_s \{ \varepsilon_1 (\theta_s^4 - \theta_1^4) \varphi_{s,1} + \dots + \varepsilon_n (\theta_s^4 - \theta_n^4) \varphi_{s,n} \} \quad \dots\dots(16)$$

温度係数 $K_i = (\theta_s^4 - \theta_i^4) / (\theta_s - \theta_i)$ を用い、線形化すれば、式(17)である。

$$q_r = \sigma_b \varepsilon_s F_s \{ \varepsilon_1 K_1 (\theta_s - \theta_1) \varphi_{s,1} + \dots + \varepsilon_n K_n (\theta_s - \theta_n) \varphi_{s,n} \}$$

$$= \sigma_b \varepsilon_s F_s \{ (\varepsilon_1 K_1 \varphi_{s,1} + \dots + \varepsilon_n K_n \varphi_{s,n}) \theta_s - (\varepsilon_1 K_1 \theta_1 \varphi_{s,1} + \dots + \varepsilon_n K_n \theta_n \varphi_{s,n}) \} \quad \dots\dots(17)$$

ε_i の値は、室内の一般材料の場合ほぼ等しいと考え、また円筒の表面温度 θ_s が 38~35°C の範囲において、壁面との間の温度差が 15°C 以内のとき、 K_i の計算に壁面温 θ_i の平均値を取れば、その値は約 4% 以内で等しくなる（例えば、室内の 1 面が 30°C、他面が 15°C、円筒の表面が 36.5°C とすれば、 K_i は最大が 1.149×10^8 、最小が 1.067×10^8 、その平均は 1.115×10^8 となり、 K_i の値の平均化による誤差は 3.7% となる）。また、 s 面は 1~ n 面により囲まれているので、形態係数の和、 $\varphi_{s,1} + \dots + \varphi_{s,n} = 1$ となる。これを用いて、 εK により、 $\varepsilon_1 K_1$ から $\varepsilon_n K_n$ の各形態係数による重み平均を示せば、式 (17) は式 (18) で表すことができる。

$$q_r = \sigma_b \varepsilon_s F_s \{ \varepsilon K (\theta_s - (\theta_1 \varphi_{s,1} + \dots + \theta_n \varphi_{s,n})) \} = \sigma_b \varepsilon_s \varepsilon K F_s (\theta_s - MRT) \quad \dots\dots(18)$$

ここで、 α_r は式 (19) のようである。

$$\alpha_r = \sigma_b \varepsilon_s \varepsilon K \quad \dots\dots(19)$$

形態係数 $\varphi_{s,i}$ としては、射場本・西¹⁸⁾の円筒要素と長方形面との間の形態係数の計算理論に、円筒の上下底面要素を加え、補正した堀越・小林の改良式¹⁹⁾を用いて算出した。それによれば、下式となる。

$$\varphi_{s,i} = \frac{1}{F_s} \int_{F_s} \varphi_{ds,i} dF_s$$

ただし、 $\varphi_{ds,i}$ ：円筒全表面の任意の位置の微小面 ds と平面 i との間の形態係数
ここで、

$$\varphi_{ds,i} = \frac{1}{F_s} \left(\bar{\varphi}_{ds1,i} F_{s1} + \bar{\varphi}_{ds2,i} \frac{F_{s2}}{2} + \bar{\varphi}_{ds3,i} \frac{F_{s3}}{2} \right)$$

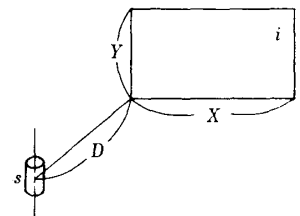
ただし、 $\bar{\varphi}_{ds1,i}$ ：射場本らにより求められた回転微小面の形態係数¹⁸⁾。

$\bar{\varphi}_{ds2,i}$ 、 $\bar{\varphi}_{ds3,i}$ ：底面 s_2 、 s_3 の上の微小面 ds_2 、 ds_3 と平面 i との間の形態係数、 $\bar{\varphi}_{ds2,i}$ に対しては渡辺²⁰⁾より $\bar{\varphi}_{ds3,i}$ は 0 になる。

右図のような円筒と平面との間の位置関係において、 $P=X/D$ 、 $Q=Y/D$ として、 $\varphi_{ds1,i}$ と $\varphi_{ds2,i}$ は、

$$\varphi_{ds1,i} = \frac{1}{4\pi^2} \left[2 \int_{\pi/2}^{\pi/2 + \tan^{-1} P} \tan^{-1}(Q \sin \alpha) d\alpha \right. \\ \left. + \frac{1}{2\sqrt{Q^2+1}} \ln \left\{ \frac{[P - \{Q\sqrt{Q^2+1} + (Q^2+1)\}(\sqrt{P^2+1} + P)] [P - \{Q\sqrt{Q^2+1} - (Q^2+1)\}(\sqrt{P^2+1} - P)]}{[P - \{Q\sqrt{Q^2+1} - (Q^2+1)\}(\sqrt{P^2+1} + P)] [P + \{Q\sqrt{Q^2+1} + (Q^2+1)\}(\sqrt{P^2+1} - P)]} \right\} \right]$$

$$\varphi_{ds2,i} = \frac{1}{2\pi} \left(\tan^{-1} P - \frac{1}{\sqrt{1+Q^2}} \tan^{-1} \frac{P}{\sqrt{1+Q^2}} \right)$$



付 図

2. 実 験

2.1 実験室の概要および温熱環境条件の維持・制御装置

実験は図-1に示すような芝浦工業大学建築工学科人工気候室を用いて行った。人工気候室は、再熱器併用単一ダクト方式空調設備により温湿度が自動制御される。その制御範囲は、温度 15~40°C、湿度 40~80% である。幅は 5.30 m、奥行きが 4.05 m、高さは 2.65 m で、平行気流を得るために給気用チャンバ（幅 5.3 m × 長さ 1.3 m = 6.9 m²）が設けてあり、前後面は黒塗りつや消し有孔セミハードボード（厚さ 4.5 mm、直径 5 mm の孔 25 mm 間隔、格子状）としてある。天井面には電気的発熱体によるふく射熱発生装置（ガラスクロスにカーボン塗布）が取り付けられており、サーミスタ精密温度調節器により制御される。床上はコンクリート上にじ

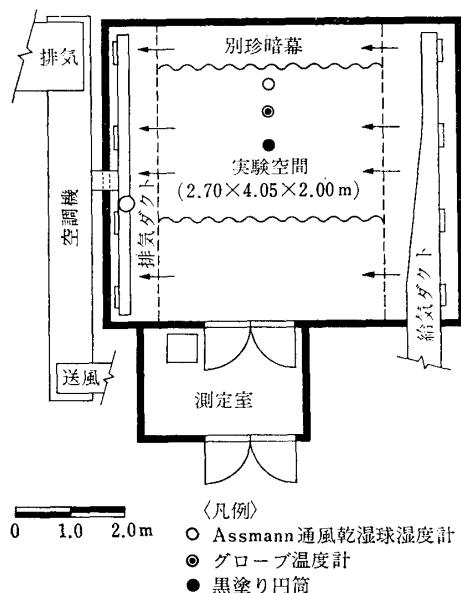


図-1 人工気候室および測定室の平面

固体黒塗り円筒に対する温熱環境の冷却力による室内温熱環境の総合的評価に関する研究

表-1 黒塗り円筒および温熱環境の測定項目別測定器具および測定方法

測定項目	測定方法および器具	
Al・Cu 黒塗り円筒の温度	円筒の中心部の1点, 表面の5点(上・下と横・前・後)を1分および3分間隔で測定する. C-C 熱電対 (0.2 mmφ), デジタルボルトメータを使用する.	
温熱環境の条件	温度	1分および3分間隔で, アスマン通風乾湿球湿度計を用いて測定する.
	湿度	
	気流	熱線風速計を用いて円筒周囲の9点を測定し, その値を平均する.
	熱ふく射	ベックマン型熱ふく射計 (Model-H 188-13) を用い, 円筒の位置において測定する.
天井・壁・床の表面温度	天井の3点, 壁・床の各面の中央に各各1点を1分および3分間隔で測定する. C-C 熱電対 (0.3 mmφ), デジタルボルトメータを使用する.	

縦の平均温度 $(\frac{38.42 + 38.31 + 38.22}{3})$

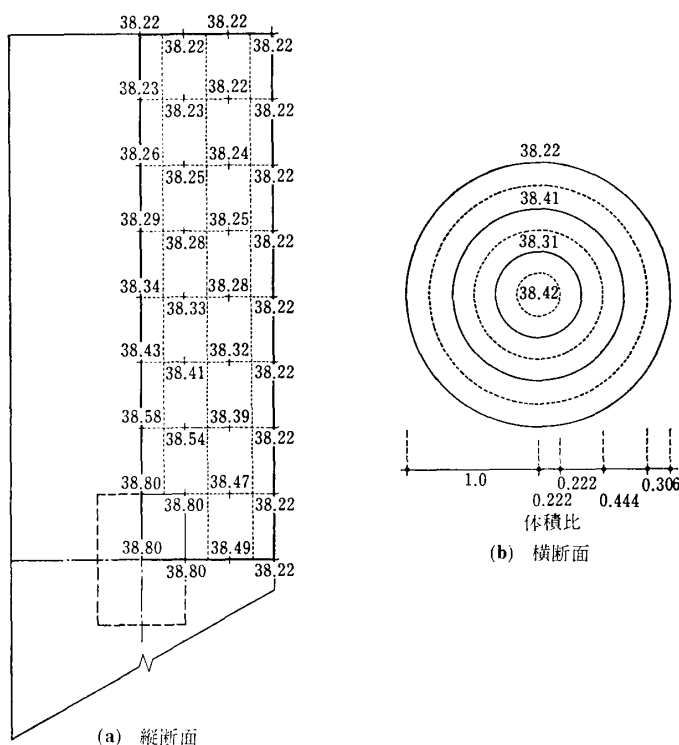


図-2 黒塗り円筒の温度分布例

ゆうたん敷き, 床上 65 cm の高さに格子状に架台を設置し, 別珍暗幕 ($\epsilon=1.0$ とみなす) を張り, 上げ床として, その上下面に気流を通した. 側壁面は上げ床と同様に別珍黒幕張りとして, その両側に気流を通した. 別珍製黒幕および天井のふく射板に囲まれている実験空間は, 幅 2.70 m × 奥行 4.05 m = 10.94 m², 高さ 2.00 m である.

給気の吹出し口 (幅 0.9 m × 長さ 2.0 m = 1.8 m²), および実験空間のほうに向けて取り付けられた局所ファンにより, 黒塗り円筒の位置において 0.19 m/s および 0.29 m/s の2段階の気流を得た.

2.2 設定条件

表-2 の (1) に示す気温・気流・熱ふく射の8種類の組合せについて, Al と Cu の2種類の円筒を用い, 合計 16 回の実験を行った. 熱ふく射のある設定条件, すなわち, $\theta_a \neq MRT$ の場合は, 天井のふく射熱発生装置により, 黒塗り円筒の測定点において, 熱ふく射計 (Beckman 型, Model-H 188-13) を用いて, 熱ふく射量 100 kcal/m²・h に制御した. 本実験においては潜熱の収支はないので, 相対湿度を 40~60% に保つことにより, その影響を考慮しなかった.

2.3 黒塗り円筒

黒塗り円筒は中身の Al および Cu の2種類ともに, 直径 0.05 m, 長さ 0.2 m, 表面に黒色つや消し塗料 (3M 社: Velvet Coating, カタログ $\epsilon=0.99$) を塗布した. 円筒の初期温度を 38°C 以上とし, 人工気候室内の

各種温熱環境条件に暴露させ, 38°C から 35°C になるまで温度降下状態と降下時間を測定した. 円筒はその中心部を実験空間の中央で, 床上 1 m に位置させた. 円筒の平面位置は図-1 に示す.

2.4 測定項目および方法

黒塗り円筒の温度および人工気候室内の温熱条件の測定項目別測定器具・方法は, 表-1 のとおりである. アスマン通風乾湿球湿度計とグローブ温度計の測定位置は図-1 に示されている. 円筒温度の測定時間間隔は, 冷却速度が大きい場合については1分間隔とし, 小さい場合については3分間隔とした. 実験による冷却力は, 温度降下時間 Δt の測定結果から式 (6) を用いて算出した. 円筒の温度の分布は一樣と考え, 表面温度5点の平均値を用いた. しかし, 円筒の温度の平均化による誤差を検討するために, 中心部の1点の温度を測定した. 実験空間内の気流を除いた温熱環境条件は, 黒塗り円筒の測定間隔と等しい間隔で測定・制御し, 全実験過程における測定値を平均した.

3. 円筒の温度分布の検討

本論文の理論解析および実験に基づいた計算値ならびに実験値を算出するためには, 円筒内の温度分布を一樣と考え, 表面温度の平均値を用いて円筒の温度とした. ただし, 実際にはある程度の温度分布があるはずなので, それによる誤差の程度を確かめるために, 測定結果

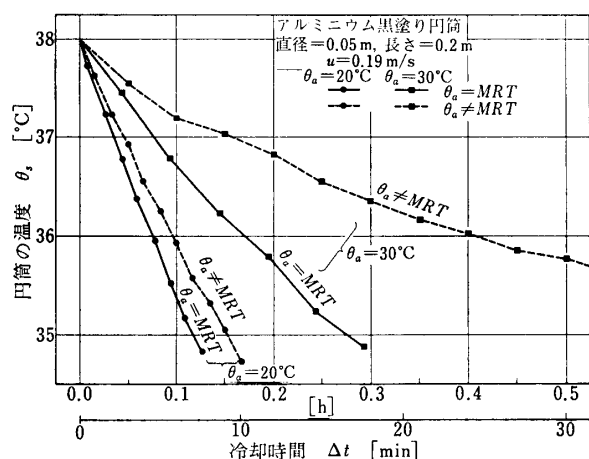
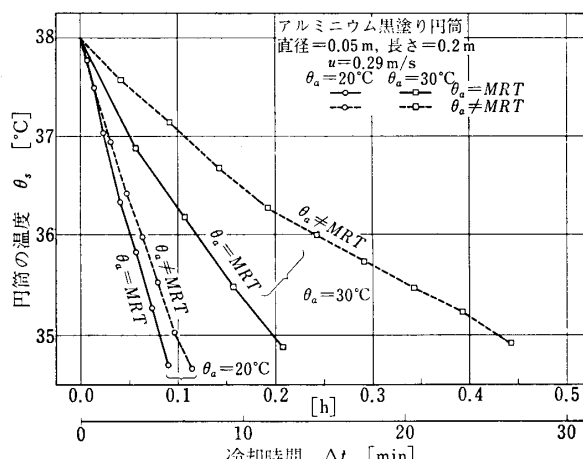
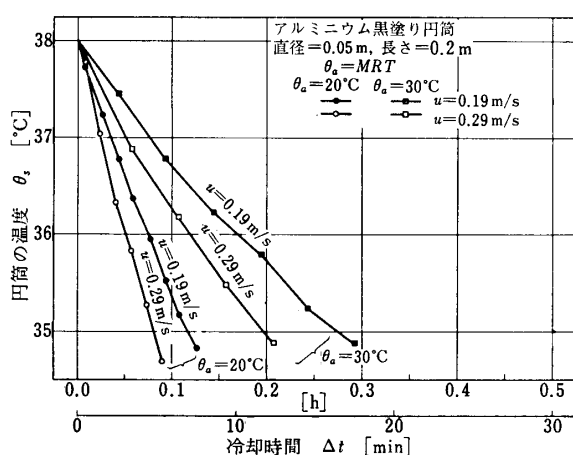
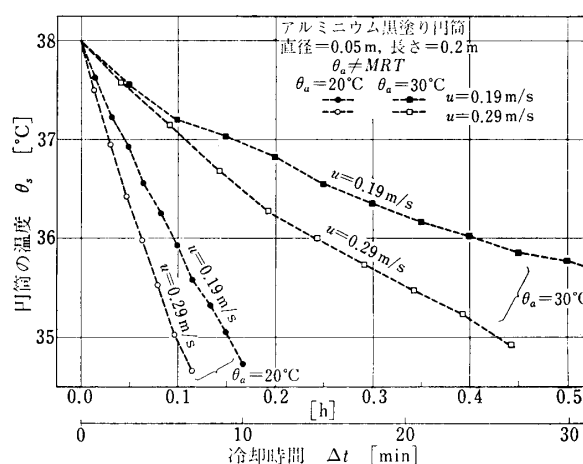
(a) 気流 $u=0.19$ m/s の場合の気温と熱ふく射の影響(b) 気流 $u=0.29$ m/s の場合の気温と熱ふく射の影響(c) $\theta_a = MRT$ の場合の気温と気流の影響(d) $\theta_a \neq MRT$ の場合の気温と気流の影響

図-3 黒塗り円筒の温度降下における温熱環境条件の影響

から数値解析により円筒の温度分布を検討した。

全実験過程中、円筒の温度が最も高く、したがって温度の分布較差が最も大きいと思われる $t=0$ のときにおいて、円筒の中心を通る縦断面について繰返し法 (Iteration Method)²¹⁾ の図式解法を用いて温度分布を解析した。そのときの条件として、初期温度 θ_0 の測定値を平均した表面温度と中心部分の測定値を用い、半径方向と長さ方向について温度分布を検討した。誤差の程度の確認が目的であるので、問題の単純化のために、時間的温度的変化および熱量の変化については検討しない。

一例として 16 回の実験中、最も円筒の温度と環境温度との差が大きく、表面平均温度と中心温度との差が大きい場合、つまり $\theta_a = 21.14^\circ\text{C}$ 、 $u = 0.29\text{ m/s}$ 、 $MRT = 20.85^\circ\text{C}$ 、 $OT = 20.47^\circ\text{C}$ における Al 黒塗り円筒の温度分布の解析結果を図-2 に示す。図-2 の (a) は中心を通る縦断面であり、各点における温度の解析結果を示す。最上段の数字は、各点の縦方向の平均値である。同図の (b) は横断面であり、円筒内の数字は各点における縦方向の平均温度、実線は等温線を示す。この場合、本論

文において用いた円筒の温度、すなわち表面の平均温度 38.22°C 、中心温度 38.8°C であり、図の点線のように円筒を分割し、図に示すような体積比を用いて体積重み平均により円筒の平均温度を算出すると、円筒温度は 38.35°C となり、本論文で用いた温度との差は 0.13°C となり、誤差はわずかであることが認められる。他の場合は、この場合より環境温度が高く、円筒の温度に接近するので、また Cu の場合は熱伝導率が大きいため、当然温度の分布較差は小さくなる。したがって、一般的な室内の場合、例えば方向別ふく射の差が大きくなり温度も常温に近い場合、固体の温度分布による冷却力の誤差は無視してもよいと考える。

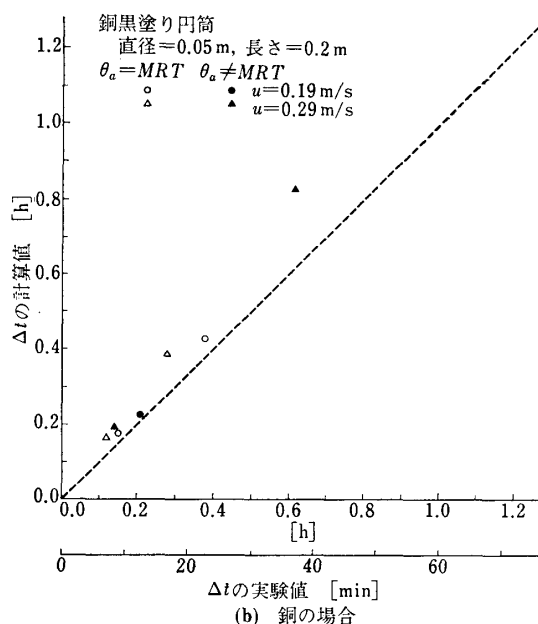
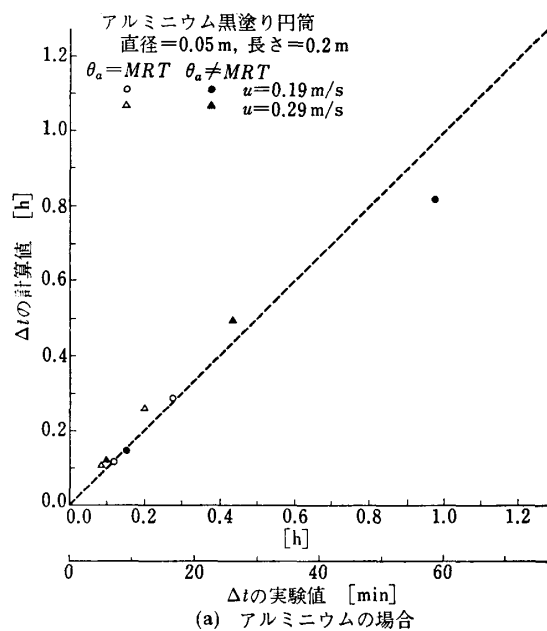
4. 計算値と実験値の比較および検討

4.1 温度降下および冷却時間

各種の温熱環境条件において、Al 黒塗り円筒温度の 38°C から 35°C までの降下の測定結果を、図-3 に示す。図-3 の (a) と (b) は、Al 黒塗り円筒の場合における気流は各々同じ条件のときに気温と熱ふく射の条件

表-2 実験設定条件および冷却時間 Δt , 冷却力 CP などの計算値と実験値

(1) 実験設定条件			(2) 実験結果			(3) α [W/(m ² ·K)]		(4) Δt [h]		(5) CP [W/m ²]		
対象	u [m/s]	θ_a [°C]	熱ふく射	θ_a [°C]	MRT [°C]	OT [°C]	計算値	実験値	計算値	実験値	計算値	実験値
(a) アルミニウム円筒 (0.05×0.2 m)	0.19	20	$\theta_a = MRT$	20.19	21.18	20.70	12.18	12.09	0.1173	0.1182	191.90	190.43
			$\theta_a \neq MRT$	20.16	27.93	24.27	12.40	12.06	0.1485	0.1534	151.56	146.71
	30	$\theta_a = MRT$	29.86	30.07	29.97	12.46	12.69	0.2816	0.2764	79.91	81.41	
		$\theta_a \neq MRT$	30.13	37.38	34.05	12.69	10.59	0.8139	0.9750	27.65	23.08	
	0.29	20	$\theta_a = MRT$	20.14	20.85	20.47	13.53	16.75	0.1041	0.0840	216.21	267.80
			$\theta_a \neq MRT$	19.55	26.81	23.01	13.71	16.88	0.1216	0.0988	185.00	227.78
30	$\theta_a = MRT$	29.83	30.36	30.09	13.83	18.00	0.2584	0.1986	87.10	113.31		
	$\theta_a \neq MRT$	29.83	36.44	33.05	14.02	15.90	0.4902	0.4320	45.91	52.09		
(b) 銅円筒 (0.05×0.2 m)	0.19	20	$\theta_a = MRT$	20.08	20.87	20.49	12.17	14.36	0.1776	0.1505	194.28	229.32
			$\theta_a \neq MRT$	20.07	27.60	24.05	12.39	13.18	0.2238	0.2113	154.17	163.31
	30	$\theta_a = MRT$	29.78	30.08	29.94	12.46	14.00	0.4295	0.3821	80.33	90.29	
		$\theta_a \neq MRT$	30.29	37.28	34.07	12.69	12.44	1.2634	1.2877	27.31	26.79	
	0.29	20	$\theta_a = MRT$	20.27	21.01	20.61	13.53	18.53	0.1610	0.1175	214.35	293.53
			$\theta_a \neq MRT$	19.98	26.97	23.31	13.72	18.49	0.1907	0.1415	180.90	243.80
30	$\theta_a = MRT$	29.82	30.05	29.93	13.82	19.08	0.3870	0.2803	89.15	123.11		
	$\theta_a \neq MRT$	30.04	36.77	33.33	14.03	18.85	0.8260	0.6146	41.77	56.14		

図-4 冷却時間 Δt の計算値と実験値の比較

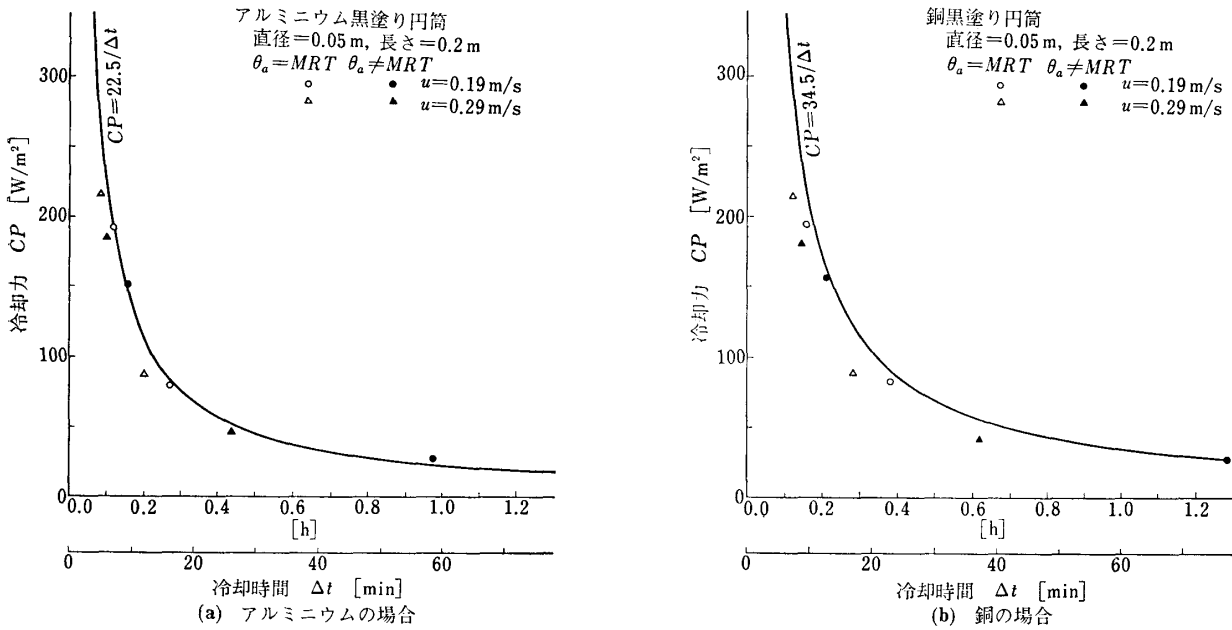
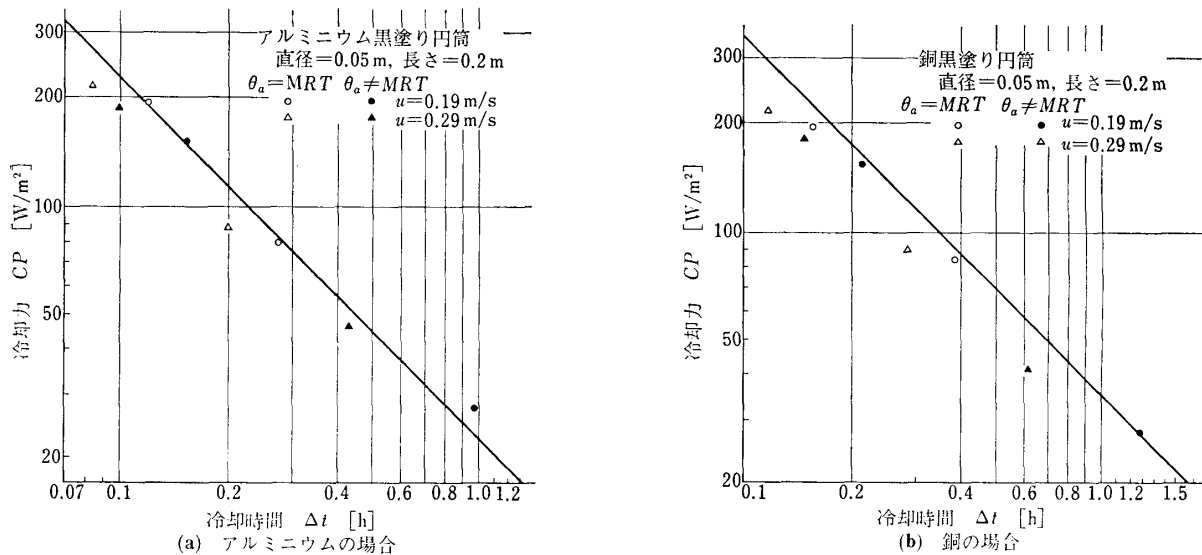
の相違による円筒の温度変化と冷却時間との関係であり、(c)と(d)は熱ふく射の無($\theta_a = MRT$)と有($\theta_a \neq MRT$)の場合における気温と気流条件の相違による円筒の温度変化と冷却時間との関係を示す。図-3により冷却時間は温熱環境の各要素により変化し、気温・ふく射温度が大および気流が小となれば、冷却速度は小となり、したがって、冷却時間は大となることがわかる。また逆に、冷却時間がわかれば、総合的に温熱環境の状態が判明することがわかる。Cu黒塗り円筒についても全く同じことが言える。

図-4と表-2の(4)の冷却時間 Δt の計算値と実験値との比較により、両者を温熱環境の評価の観点から

検討すると、(a)のAl、(b)のCuについて、両者ともに計算値と実験値はほぼ同様な傾向で温熱環境の各要素を表している。なお、Al黒塗り円筒は、Cu黒塗り円筒より冷却速度は大、冷却時間は小となる。このことは、黒塗り円筒の密度 ρ_b と比熱 c_b との積が、AlよりCuが大きいことにより理論的にも説明できる。

4.2 冷却力と冷却時間

式(11)を本研究の実験に対応させると、Alの場合 $CP = 22.5/\Delta t$ 、Cuの場合 $CP = 34.5/\Delta t$ となり、その冷却力 CP と冷却時間 Δt との関係を図-5、および図-6にはその関係を両対数座標として表す。直線は計算値、各種の印は実験値を示す。これらの図から、冷却

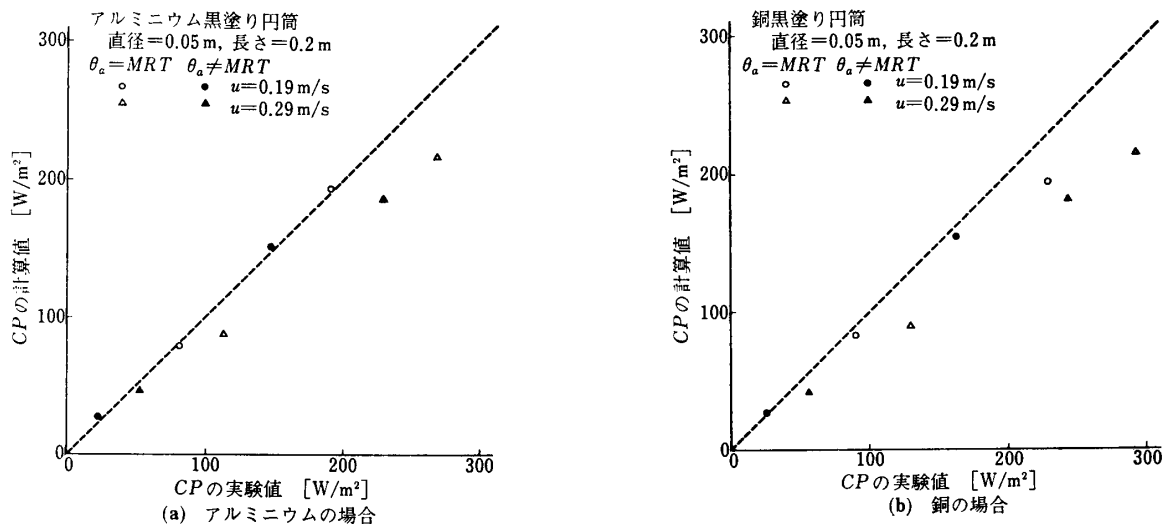
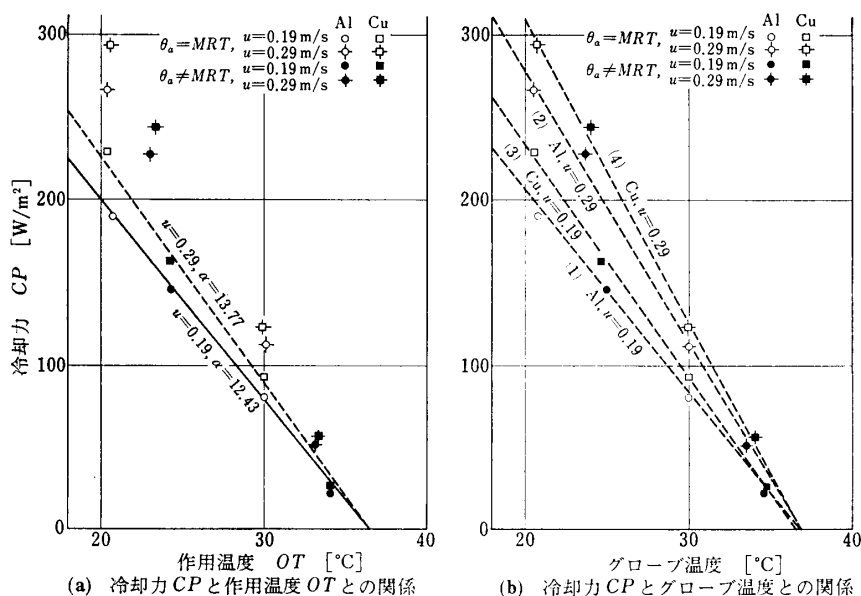
図-5 冷却力 CP と冷却時間 Δt との比較図-6 両対数座標における冷却力 CP と冷却時間 Δt との関係

時間による冷却力の変化は、計算値と実験値においてほぼ一致しており、冷却力は冷却時間により変化し、温熱環境を総合的に表すことがわかる。

4.3 冷却力

図-7 と表-2 の (5) に、冷却力の計算値と実験値の比較を示す。冷却力の計算値と実験値は若干の差を見せているが、温熱環境を同じ傾向で表す。このことから、本論文において用いた温熱環境評価のための冷却力の理論式は妥当であると言え、また黒塗り円筒の冷却力によって温熱環境を評価することは、理論的にも実測的にも可能である。すなわち、固体の黒塗り円筒の $38 \sim 35$ °C の冷却時間を測定し、既知の物性値を用いて冷却力

が測定によりわかり、また式 (11) に式 (15)、式 (19) からの熱伝達率 α の計算値を代入し、理論式からも冷却力の算出は可能である。ただし、図-7 から、(a) の Al、(b) の Cu の場合において、ともに気流 $u = 0.19$ m/s の場合は、実験値と計算値がよく一致するが、 $u = 0.29$ m/s の場合は、計算値が実験値より全般的にやや低い値を示すことがみられる。これは、実験において気流が大きくなることにより、気流の測定・円筒温度の測定などの実験的誤差が大きくなったものと考えられ、今後は大きな気流の場合、より精度の高い実験および測定を行う必要があると考えられる。

図-7 冷却力 CP の計算値と実験値との関係図-8 冷却力 CP と他の温熱環境評価方法との比較

5. 他の温熱環境評価方法との比較および総合的温熱環境評価方法としての冷却力

冷却力の総合的温熱環境の評価方法としての妥当性と特性を確かめるために、本研究から得た冷却力の結果と同じ条件における黒塗り円筒について解析した作用温度、およびグローブ温度計 (15 cm ϕ) による測定結果との比較を図-8に示す。同図の (a) は冷却力と作用温度の関係で、図の中の実線 ($u=0.19$ m/s) と破線 ($u=0.29$ m/s) は計算による結果を、各種の印は実験による結果を示す。表-2の(2)にその作用温度を示す。計算結果の場合に熱伝達率 α としては気流 $u=0.19$ m/s において $\alpha=12.43$ W/(m 2 ·K)、 $u=0.29$ m/s において $\alpha=13.77$ W/(m 2 ·K) という平均値を用いた。

表-2の(3)の α の計算値からわかるように、 α の平均化による誤差は無視できる程度である。この図により、冷却力と作用温度との関係は気流が等しい条件の場合において、環境の熱ふく射と気温をパラメータとする直線として表すことができるが、気流の条件が変化する場合においては、作用温度は微小の変化しかしないが、冷却力はかなりの変化を表している。図-9に、Al 黒塗り円筒の場合の気流の影響のみについて検討し、(a) に作用温度と気流、(b) に冷却力の計算値と気流の関係を示す。図の中の左側の数字は、気流の変化による (a) 作用温度、(b) 冷却力の変化量を示し、右側の

数字はその変化量を (a) 作用温度の $u=0.29$ m/s の値、(b) 冷却力の $u=0.19$ m/s の値に対する百分率を示す。気流 $u=0.19$ m/s から 0.29 m/s の変化により、作用温度は最高 5%、最低 0.3% 変化するが、冷却力は最高 40%、最低 8% 変化する。

なお、図-8の (a) から黒塗り円筒の材料が同じ大きさ・形態の場合、材料が違っても冷却力は理論的に全く不変であるが、今回の実験値の場合、Al と Cu の円筒の冷却力は、ある程度差が現れる。

図-8の (b) は冷却力とグローブ温度との関係で、冷却力は実験値だけを各種の印で示す。破線は黒塗り円筒の材料と気流により分類した本実験の四つの条件 [(1) Al, $u=0.19$ m/s, (2) Al, $u=0.29$ m/s, (3) Cu, $u=0.19$ m/s, (4) Cu, $u=0.29$ m/s] について、冷却

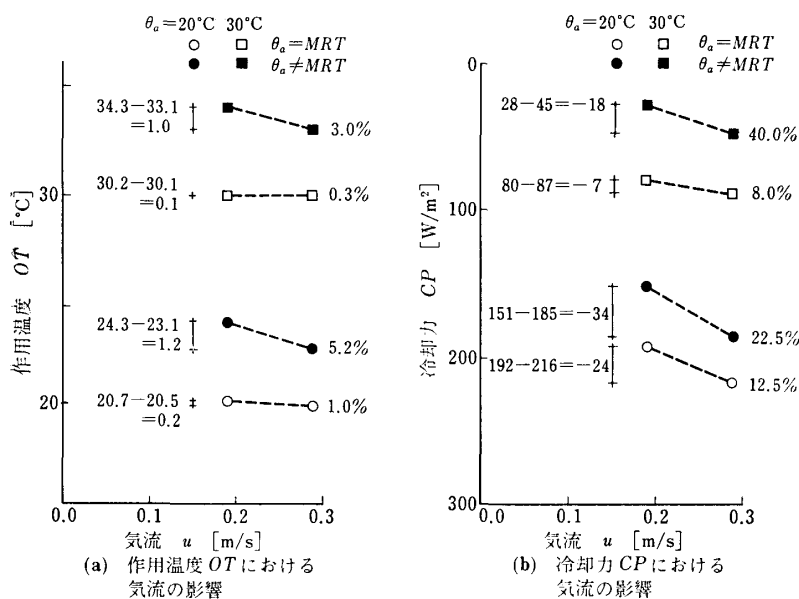


図-9 アルミニウム円筒における気流の影響

力のグローブ温度への回帰直線である。この図から、円筒の材料と気流が同じであれば（計算値の場合は材料による差はない）、冷却力とグローブ温度は、かなりの相関関係（相関係数 ≈ 0.995 ）があり、直線的に変化する。また、円筒に対する作用温度と同様に、グローブ温度も気流の変化によりほとんど変化しないことがわかる。

(b) 作用温度は理論的な温熱環境の総合的指標として、またグローブ温度は測定による温熱環境の総合的指標として、今日まで一般的な評価を得ているが、図-8の(a), (b)の二つの図の検討により、黒塗りの冷却力は作用温度・グローブ温度とともに温熱環境の気温・熱ふく射の効果を複合的に表現することがわかる。また、図-8, 9から、冷却力は気流の影響を作用温度・グローブ温度より明らかに表すことがわかる。

気流は、人間の温熱感覚に影響を及ぼす重要な要素の一つであることは、被験者の生理的・心理的反応の研究などにより検討されている。例えば磯田・小林ら²²⁾は、気流の人体に及ぼす生理的影響を表す尺度としての平均皮膚温と気流の間かなりの相関があることを確かめ、また気流と温冷感とも相関が高いことを述べている。

以上により、黒塗りの円筒に対する温熱環境の冷却力は、作用温度およびグローブ温度よりも人体を対象とした物理的温熱環境の顕熱交換量をよく評価し得ると考える。ただし、温熱環境の人体への影響は単なる物理条件だけではなく、人体は発汗・着衣などにより、その放熱量を調節する機能があり、人体側の生理的・心理的作用も含めて考えなければならない。したがって、温熱環境の円筒に対する冷却力と人体に対する冷却力は、必ずし

も比例しているとは思われない。その関係は、今後の課題にしたい。

6. 結 論

- 1) 本論文は温熱環境の総合的評価を目的とし、人体の縮小モデルとして、Al および Cu の黒塗りの円筒と周囲温熱環境との熱交換量についての研究である。室内温熱環境において、黒塗りの円筒に対する環境の冷却力について理論解析および実験を行い、冷却力が温熱環境条件をかなりよく表現することが判明した。
- 2) 理論解析では、環境温度として黒塗りの円筒に対する作用温度を使用した。その作用温度と冷却力、およびグローブ温度と冷却力をそれぞれ比

較した結果、冷却力が温熱環境の総合的評価方法として適当であると思われる。

- 3) 本論文では湿度をほぼ一定に保つことより、その影響を考慮しなかったが、今後は湿度および表面湿潤などの影響下における熱交換量による温熱環境評価の研究を必要とする。すでに湿度の影響を考慮した場合の黒塗りの球の冷却力については、著者らにより一部発表されている²³⁾。
- 4) 本研究の結果から、Al 黒塗りの円筒と Cu 黒塗りの円筒を比較すると、Al のほうが Cu より熱伝導率が小さく、温度分布は若干大きい、熱容量が小さく、冷却時間が短く、また軽いので、測定の簡便さの面からは、Al 黒塗りの円筒が環境評価のために適していると考えられる。ただし、冷却力測定用黒塗りの円筒は、人間を対象とした物理的温熱環境を評価する人体モデルであって、人体の生理的・心理的反応の解明を意図するものではない。

最後に、本研究を行うにあたり実験室を使用させていただくとともに、ご指導下さいました芝浦工業大学の藤井正一・南野脩の両先生に心からお礼申し上げます。また終始ご協力いただいた同大学の井上輝彦氏、神奈川大学の関根秀久氏、東京工業大学の松井研究室の方々に感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) Vernon, H.M.: The measurement of radiant heat in relation to human comfort, *Journal of Physiology*, 70 (July, 1930), p.15
- 2) Hill, L., Vernon, H.M. and Hargood, D.: The Kata Thermometer as a measure of ventilation,

- Proceedings of the Royal Society of London, Series B, XCIII (1922), p. 198
- 3) JIS B-7351: カタ計 (Kata Thermometer)
 - 4) Houghten, F.C. and Yaglou, C.P.: Determining lines of equal comfort, ASHVE Transactions, 29 (1923), p. 163
 - 5) Bedford, T. and Warner, C.G.: The globe thermometer in studies of heating and ventilation, Journal of Hygiene, 34 (1934), p. 458
 - 6) Winslow, C.E. A., Herrington, L.P. and Gagge, A.P.: Physiological reactions of the human body to varying environmental temperatures, The American Journal of Physiology, 120-1 (1937)
 - 7) Gagge, A.P.: Standard operative temperature, a generalized temperature scale, applicable to direct and partitioned calorimetry, The American Journal of Physiology, 131-1 (1940)
 - 8) 孫 章烈・磯田憲生・小林陽太郎: 冷却力による室内環境評価に関する基礎的な研究, 日本建築学会関東支部研究報告集, (昭 52), p. 53
 - 9) 孫 章烈・磯田憲生・松井昌幸・小林陽太郎: 室内温熱環境の総合的評価に関する研究 (3), 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, (1978-10), p. 69
 - 10) 孫 章烈・磯田憲生・松井昌幸・小林陽太郎: 室内温熱環境の総合的評価に関する研究 (5), 日本建築学会関東支部研究報告集 (昭 54), p. 137
 - 11) 川下研介: 熱伝導論 (1975 年複製版), p. 20, 生産技術センター
 - 12) Hutchinson, F.W.: Heating and humidifying load analysis, (1962), p.285, The Ronald Press, New York
 - 13) 日本機械学会伝熱工学資料 調査分科会 編: 伝熱工学資料, (昭 44), 日本機械学会
 - 14) Hilpert, R.: Wärmeabgabe von geheizten Drähten und Rohren im Luftstrom, Forschung Gebeite Ingenieurwesens, 4-5 (1933, 9/10), p.215
 - 15) McAdams, W.H.: Heat Transmission, (1954), p. 260, McGraw-Hill
 - 16) 五十嵐保・平田 賢: はく離流の熱伝達に関する研究, (第 2 報) 理論的解析, 日本機械学会論文集 (第 2 部), 39-322 (昭 48-6), p. 1890
 - 17) Eckert, E.R.G.: Analysis of heat and mass transfer, (1972), p. 403, p.314, McGraw-Hill
 - 18) 射場本勘市郎・西 安信: 体感温に及ぼす気湿の影響とその暖冷房への応用, 空気調和・衛生工学, 42-3 (昭 43-3), p. 283
 - 19) 堀越哲美・小林陽太郎: 人体のモデルとしての円筒要素と矩形面との間の形態係数について, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, (1976-10), p. 133
 - 20) 渡辺 要: 建築計画原論 II, (昭 40), p. 13, 丸善
 - 21) 甲藤好郎: 伝熱概論 (1971), p. 395, 養賢社
 - 22) 磯田憲生・小林陽太郎・堀越哲美・池田信己: 風洞内気流と人体皮膚温との関係に関する実験的研究 (着衣), 日本建築学会論文報告集, 229 (昭 50-3), p. 121
 - 23) 孫 章烈・磯田憲生・松井昌幸・小林陽太郎: 室内温熱環境の総合的評価に関する研究 (6), 日本建築学会大会学術講演梗概集, (昭 54-9), p. 537

(昭和 54. 10. 11 原稿受付)

Synthetic Evaluation of Room Thermal Environment by Cooling Power between Ambient Environment and Solid Black Cylinder

by Jang Yeul SOHN*¹, Norio ISODA*², Masayuki MATSUI*³
and Yotaro KOBAYASHI*⁴

Synopsis: Cooling Power between the thermal environment and the black cylinder as human model, has been analyzed and experimented with two solid cylinders made of aluminium (Al) and copper (Cu). Its purpose is the evaluation of room thermal environment. Size of the cylinder is diameter=0.05 m, length=0.2 m.

The fitness for the theoretical analysis of this paper is verified by the experimental results. It is understood that Cooling Power of the black cylinder evaluates the thermal environment, theoretically and directly, and expresses synthetically air temperature, air velocity and heat radiation of environment. When Cooling Power of the black cylinder is compared with Operative Temperature of the black cylinder, or measurement of Globe Thermometer, Cooling Power can express air velocity better than the other evaluation methods and it is good to evaluate the human environment.

(Received October 11, 1979)

*¹ Department of Architecture and Building Engineering, Tokyo Institute of Technology, Member

*² Nara Women's University, Member

*³ Department of Environmental Engineering, Tokyo Institute of Technology

*⁴ Department of Architecture and Regional Planning, Toyohashi University of Technology, Fellow Member