

放射温度計による室内各面取合いの対流熱伝達率測定法

小林 定教*, 萩原 文雄**

Convective Heat Transfer Coefficient Measurement Method for Indoor Wall Joints Using a Radiant Energy Thermometer

Sadanori KOBATASHI

Natural Resources Process Engineering

Fumio HAGIWARA

Dept. of Architecture, Faculty of Engineering, Fukuyama Univ.

(Received December 31, 1996)

Abstract

Research as to the conventional indoor wall heat transfer coefficient is restricted to the local or wall average heat transfer coefficient, and such research programs on the measurement of the heat transfer coefficient for indoor wall joints are very few. The purpose of this study is to develop the measurement method for heat transfer coefficient distribution on a wall surface, using a radiant energy thermometer in order to clarify the heat transfer coefficient characteristics on the wall joints using the measuring method thus developed.

The measurement method is characterized in that the surface temperature on the wall of a neoprene model structure attached to an aluminum thermostatic water tank is measured with a radiant energy thermometer in order to find the convective heat flux density according to the difference between the front and rear surface temperatures on that wall of the neoprene model structure and heat conductance. In this report, careful consideration was give to the method for measuring the heat transfer coefficient with a radiant energy thermometer, and heat transfer coefficient characteristics for a joint (ceilling height 2m) of two equal temperature walls, ceiling and floor surface.

1. はじめに

従来の室内壁面熱伝達率に関する研究は、壁面の局所または平均熱伝達率²⁾に限定されており、室内各面取合いの熱伝達率を測定した研究は少ない。本研究の目的は、放射温度計による壁面の熱伝達率分布の測定方法を開発し、その方法を用いて自然対流時における壁面取合いの熱伝達特性を明らかにすることにある。この測定方法の特徴は AI 製恒温水槽に貼付したネオプレン製模型壁面の表面温度を放射温度計により測定し、その模型壁面の表裏面温度差と熱コンダクタンスより伝達熱流量密度を求めるところにある。本報では放射温度計を

* 材料プロセス工学科

** 福山大学工学部建築学科

用いた熱伝達率の測定方法，ならびに等温の面（二壁面，天井面，床面）よりなる取合い（天井高 2 m）の熱伝達特性について考察する。

2. 実験装置

実験装置は，部屋模型装置，赤外線放射温度計，ならびに気温，表面温度測定装置より構成され，25°C の恒温実験室内に設置されている。

2.1 部屋模型装置 (図 1a, 図 1b)

部屋模型 (250 cm×250 cm×200 cm) は，図 1a のように，四つの模型壁面よりなる壁取合い (100 cm×100 cm×200 cm) と，その周りを囲んだビニールシート部分よりなる。その壁取合い対向面の上下に給排気口 (20 cm×135 cm) が設けられている。また，模型室内のビニールシート部分には二重の黒色ネットを設置し，その表面温度を周囲表面温度 (T_{wn}) とした。

模型壁面は，Al 製水槽 (壁面 A, B: 2 m×1 m×9.5 cm, 天井面・床面: 1 m×1 m×9.5 cm) に熱流板となるネオプレン [厚さ $d=20$ mm, 熱伝導率 $\lambda=0.430$ W/(m·K)] を貼付し黒色塗装仕上げ (シリコン樹脂: 放射率 $\epsilon=0.95$) した模型壁面部と，4 台の恒温水槽装置よりなる。Al 製水槽内には，図 1a に示すごとく，仕切り板を 9 枚 (天井・床: 5 枚) 設け，恒温水を水槽下部からポンプにより送水し水槽上部より恒温水槽装置へと循環

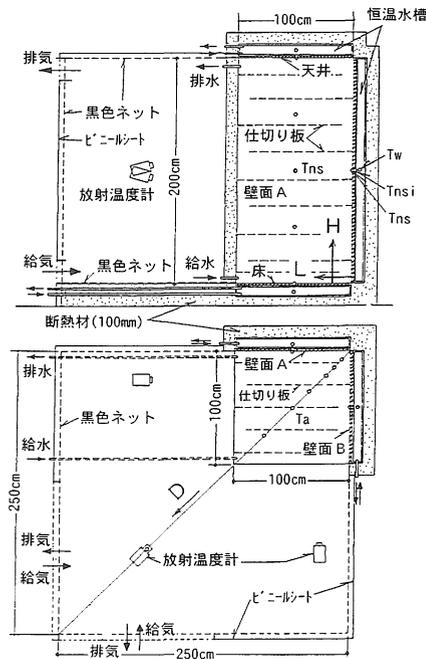


図 1a 壁取合い熱伝達率測定装置

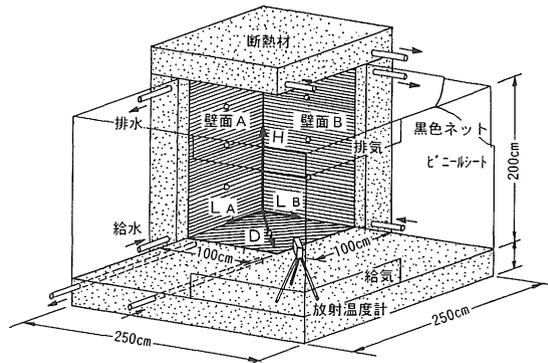


図 1b 壁取合い熱伝達率測定装置

する方法をとっている。水槽には水槽表面の温度むらを小さくするため Al 板 [厚さ=10 mm, $\lambda=209 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$] を用いた。壁取合いは、模型壁面の出隅が線接触する状態で直角に設置し、ネオプレン貼付以外の水槽部分は厚さ 100 mm の発砲ポリスチレンで保温した。

2.2 表面温度測定装置

模型壁面の表面温度測定には放射温度計 (TH1101, 30°C における最小検知温度差: 0.1°C) を用いた。また、較正のため、模型壁面に 8 点の測定点を設け、熱電対 ($0.2 \text{ mm}\phi$, タイプ T) による測定値を用いて放射温度計の値を補正した。

2.3 温度測定装置

温度測定には熱電対 (タイプ T, $0.2 \text{ mm}\phi$) を用い、ハイブリットレコーダにより測定した。

壁取合いの気温については、予備実験の結果より壁取合いからの距離 (L) が 500 mm までの範囲を対象とし、床・天井面付近を密に 9 点 (床からの高さ $H=2, 5, 10, 50, 100, 150, 190, 195, 198 \text{ cm}$)、その各高さ毎に壁近傍を密に 17 点、計 153 点の測定点を設けた。また、黒色ネットの表面温度測定には 28 点 (壁 18 点、天井 3 点、床 7 点) の測定点を設けた。

3. 実験方法

この装置は実験遂行上次の制約がある。1) 恒温実験室内気温は 25°C 以下に出来ない、2) 模型壁面と部屋模型室温に 5°C 以上の温度差が必要である、3) 模型壁面を模型室内より低温にした場合その表面に結露が生じる。即ち、暖房時の実験は出来ない。

本研究では、上記の制約内において実験 I, II を計画した。

実験 I は、模型壁面背後の水槽内温度を 50°C (高温度)、 34°C (低温度)、恒温実験室内を 25°C としたもので、その四模型壁面温度の組み合わせは 12 通りである。実験 II は、高温面を 50°C 一定とし、低温面の温度を 4 段階 ($46, 42, 38, 34^\circ\text{C}$) に変化させた場合である。

本報では、実験Ⅰのうち二壁面・天井・床の水槽を等温（50℃）に設定した場合について検討した。

実験に際しては、模型壁面温度が一定に達した後、熱電対により気温、壁面、壁面周囲の黒色ネットの温度を、放射温度計により模型壁面温度を測定した。放射温度計による壁面温度測定は、壁面、各面取合い全体については2分割し、1つの実験につき8画像に収録した。気温は各点とも1分間隔で10回測定し、その平均値とした。壁面温度は、気温測定点と同じ高さにおいて、壁取合いから75 cmの間を測定対象とし、その間を4 mm間隔で読み取ったが、黒色塗装材による粒子状表面粗度の影響を受け、測定値に小さな変動がみられた。そのため測定点から上下ともに4 mm、8 mm離れた位置の温度も読みとり、計5点の平均値を採用した。

4. 伝達熱流量密度・表面熱伝達率

伝導熱流は表面温度むらの小さい壁面中央部においては1次元流となる。壁取合いにおける熱流は3次元流であるが、本報では1次元流として取り扱う。従って模型壁面の任意の点(x)における伝導熱流量密度 $q_{\lambda x}$ (W/m²) は、上述したように、恒温水槽表面に貼付したネオプレン（模型壁面）の表裏面温度差 ($T_{nsix} - T_{nsx}$) と熱コンダクタンスより算出する。

$$q_{\lambda x} = (\lambda/d) \cdot (T_{nsix} - T_{nsx}) \quad (1)$$

ネオプレンの表面温度 T_{nsx} は放射温度計で測定し、裏面温度（水槽表面温度） T_{nsix} は熱電対により測定した値を恒温水槽内温度 (T_{ti}) でチェックするとともに、5.2で後述する方法により補正した。 T_{ti} と気温 (T_a) との差が25 Kのとき、 T_{nsi} と T_{ti} の差は0.6 Kであった。

模型壁面の任意の点(x)の伝導熱流量密度 $q_{\lambda x}$ は、対流伝達熱流量密度 q_{cx} と放射熱流量密度 q_{rx} の和となる。

$$(\lambda/d) \cdot (T_{nsix} - T_{nsx}) = q_{cx} + q_{rx} \quad (2)$$

ここで

$$q_{cx} = h_{cx} (T_{nsx} - T_a) \quad (3)$$

$$q_{rx} = \sum \phi \varepsilon_1 \varepsilon_2 \sigma_b [(T_{ns})^4 - (T_{ss})^4] \quad (4)$$

とすると

$$h_{cx} = (q_{\lambda x} - q_{rx}) / (T_{nsx} - T_a) \quad (5)$$

なお、 q_{rx} は、測定点 x と壁取合いの他方の壁面、天井、床ならびにその周囲に設置した黒色ネット表面との放射熱流量である。

記号

T_{nsi} : ネオプレン裏面温度 [K]	d : ネオプレンの厚さ [m]
T_{ns} : ネオプレン表面温度 [K]	T_a : 気温 [K]
T_{wn} : ネット表面温度 [K]	ε : 放射率

T_{ss} : 周囲物体の表面温度 [K] ϕ : 面点形態係数
 h_c : 対流熱伝達率 [$\text{w}/\text{m}^2\text{K}$] σ_b : 完全黒体放射定数
 λ : ネオプレン熱伝導率 [w/mK]

5. 測定装置に関する検討

5.1 放射温度計の測定角度と表面温度測定誤差の関係

壁取合いの温度測定に際しては、放射温度計を法線方向からずれた角度に設置して測定することになる。この影響をみるため、図2のように設置角度を 90° から 7.5° 間隔で変化させた実験を行い、法線方向における値を基準とした場合との差を求めた。その結果 45° 以内ならば、 0.2 K 以内の温度差で測定できる。

5.2 恒温水槽 AI 表面温度分布

この測定方法の精度を上げる条件の一つとして、ネオプレン裏面温度となる水槽表面温度分布の均一化があげられるが、実際には温度むらがある。その温度むらによる伝導熱流量密度への影響を小さくするため、熱流板（ネオプレン）を貼付する前に水槽表面温度分布を測定し、実験の際補正する方法を採った。

恒温水槽 AI 面(周囲, 裏面断熱)の表面温度むらは、室内気温 20°C 、水槽内温度 (T_w) 50°C の状態で、図3のように、恒温水槽表面中央に定点Fと移動点 M (模型壁面周囲付近を密に272点) を設け、熱電対 ($0.2 \text{ mm}\phi$, タイプ T) により順次 F, M 点の表面温度 (T_F, T_M) を同時測定した。その際、壁面となる水槽面は垂直に、床、天井となる水槽面は水平状態で、それぞれ上面、下面の表面温度を個別に測定した。

図3に壁面 A における定点と移動点の温度差 ($T_M - T_F$) の分布を示す。恒温水槽上下 10 cm の範囲を除いた中央部 180 cm の範囲においては $\pm 0.25 \text{ K}$ の範囲が一部みられるが、大部分は $\pm 0.1 \text{ K}$ 以内の温度分布である。その傾向は上方になるに従い低温となっている。恒温水槽下部 10 cm の範囲は送水側では -0.2 K 以内に留まっているが、対向壁のコーナーにおいては $-0.2 \sim 0.4 \text{ K}$ の範囲がみられる。また上方では下方に比べ温度むらも

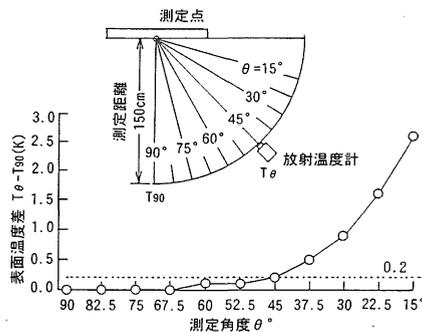


図2 放射温度計の測定角度と表面温度

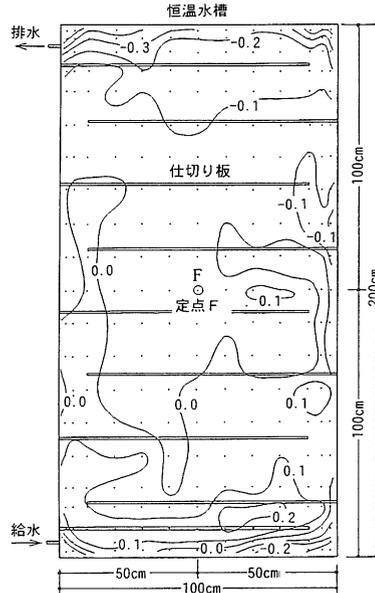


図3 恒温水槽表面温度分布
(中央部定点 F との温度差)

-0.2~-0.6 K と大きくなっている。

なお、壁取合いの伝導熱流量密度算出の際には、恒温水槽の表面温度比 $(T_M - T_F)/(T_a - T_F)$ を求め、温度むらのある部分については補正を行い、ネオプレンの裏面温度を推定した。

6. 等温面取合いの実験結果とその検討

6.1 壁取合い^{注1)}の気温特性

部屋模型内の空気の流をみると、ビニールシート部分の断熱床面から壁取合いに流入する低温空気は、模型床面上向き対流と合流する形で模型壁面下方に向かって流れると考えられる。その後壁面に沿って上昇し壁二面と天井の入隅（以下天井入隅とする）に達して厚い温度境界層を形成し、天井面に沿って流れ、模型天井外（ビニールシート部分）へ流出している。床（天井）・壁取合いには気流の停滞部分が存在するが、天井・壁取合いの方が大きい。

図4は高さ $H=1$ m における壁取合いの水平方向の気温分布を示したものである。 L_A (L_B)=50 cm の位置における壁面の温度境界層は壁取合いに比べ薄く、この位置の壁面に沿って流れる上向き対流は床面上向き自然対流に比べて強い。

図5は壁取合いから D 方向断面 ($D=0\sim 500$ mm) の垂直気温分布を示したものである。壁二面と床の入隅（以下床入隅とする）、壁取合い、天井入隅では気流が停滞し上記の壁面部分に比べ大きい温度境界層が生じるが、中でも天井入隅の温度境界層が最も大である。

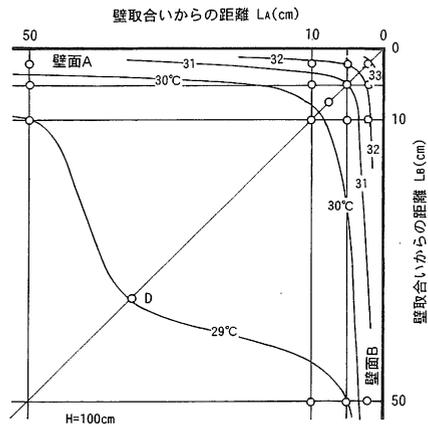


図4 壁取合い部分の水平方向の気温分布
(高さ $H=1$ m)

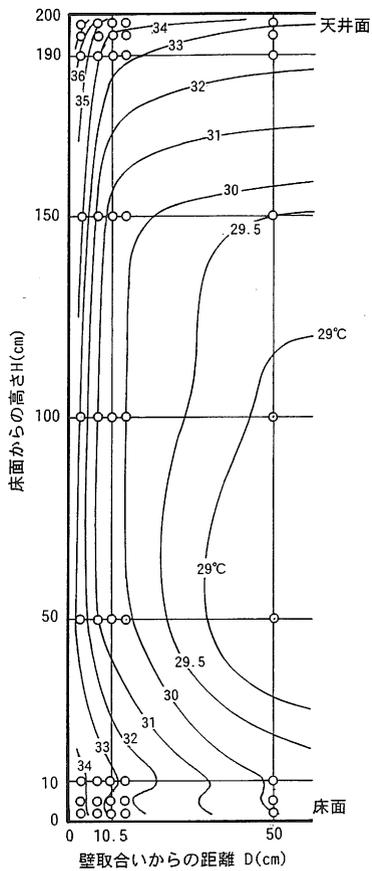


図5 壁取合い部分の垂直気温分布
(D 方向断面: $D=0\sim 50$ cm)

温度境界層外の $H=50\sim 150$ cm の垂直気温差は約 1.5 K あるが、各高さの水平方向の気温差は小さい。

6.2 各面取合いの熱伝達率を算出する際の基準気温の採り方

壁面 (温度 T_s) からそれに接する空気 (T_a) への移動熱量 (対流伝達熱流量密度 q_c) は、 $q_c = h_c (T_s - T_a)$ で表示され、対流熱伝達率 h_c はこの式により定義される。熱伝達率を求める実験の難しさは、仮に正確な対流伝達熱流量密度 q_c と表面温度 T_s の測定が可能であっても、気温 (T_a) の採り方により対流熱伝達率が変化するところにある。

伝熱計算システムの実用上の基準気温は、一般に供給された熱は瞬時に一様に拡散すると仮定した設計室温を用いている。

一方、熱伝達現象からみた基準気温としては、当該伝熱面からの熱流の影響を直接受けない十分離れた点の気温、すなわち、温度境界層外の気温が考えられてきた。この場合、閉空間においては、伝達面近傍の気温は壁面に沿って上昇 (または下降) する気流の存在により局所的に最大値 (または最小値) を生じ、しかも室温は高さ方向にも変化するため、実際には基準気温を決め難い場合が多い。

本研究では、中央部の高さ方向の気温勾配が小さいこと、また、室内中央点の気温が室内平均気温にほぼ等しい²⁾ ことから、各面取合いの熱伝達率の算出の際には $H=1$ m, $D=0.5$ m の気温を採用した。

6.3 各面取合いの表面温度、伝導・放射・対流伝達熱流量密度・対流熱伝達特性

写真 1 に各面取合いの表面温度分布を示す。各面取合いの表面温度が各面中央部分より高いことがわかる。特に天井入隅の壁部分が高温になっている。

解析に当たっては、各面取合いの表面温度、伝導・放射・対流伝達熱流量密度および熱伝達率は、①壁 A (B) 取合いについては、床入隅の $H=10$ cm, 中央部分の $H=50$ cm, 100 cm, 150 cm, 天井入隅の $H=190$ cm の高さにおける L_A (L_B) 方向、② (③) 床 (天井) 入隅の壁 A (B) 部分と床 (天井) 部分については L_A (L_B) = 10 cm の H 方向と L_B (L_A) 方向、④ (⑤) 床 (天井)・壁 A (B) 取合いについては L_A (L_B) = 25 cm, 50 cm の壁部分の H 方向ならびに床 (天井) 部分の L_B (L_A) 方向について求めた。

本報では、壁取合いについては $H=100$ cm の位置、床 (天井)・壁取合いの壁部分と床 (天井) 部分は L_A (L_B) = 50 cm の位置の表面温度 (T_{ns})、伝導 (q_λ)・放射 (q_r)・対流 (q_c) 熱流量密度、ならびに熱伝達率 (h_c) 分布特性について述べ、他の高さ (H)、位置 $\{L_A(L_B)\}$ の諸特性については特記すべき点について述べる。

6.3.1 壁取合い (図 6 : $H=100$ cm)

壁取合い水平方向の表面温度は、 L_A (L_B) = 50 cm 付近から壁取合いに近づくに従い徐々に上昇し、壁取合いでは L_A (L_B) = 50 cm における表面温度より約 2°C 高い温度を示す。この温度分布を高さ (H) 毎にみると $H=100$ cm における値が最も低く、天井入隅 ($H=190$ cm) の表面温度ならびにその分布幅が、写真 1 で見られるように、最も高く、かつ広い。なお、今回の測定においては、画像より L_A (L_B) = 75 cm 付近からビニールシートで

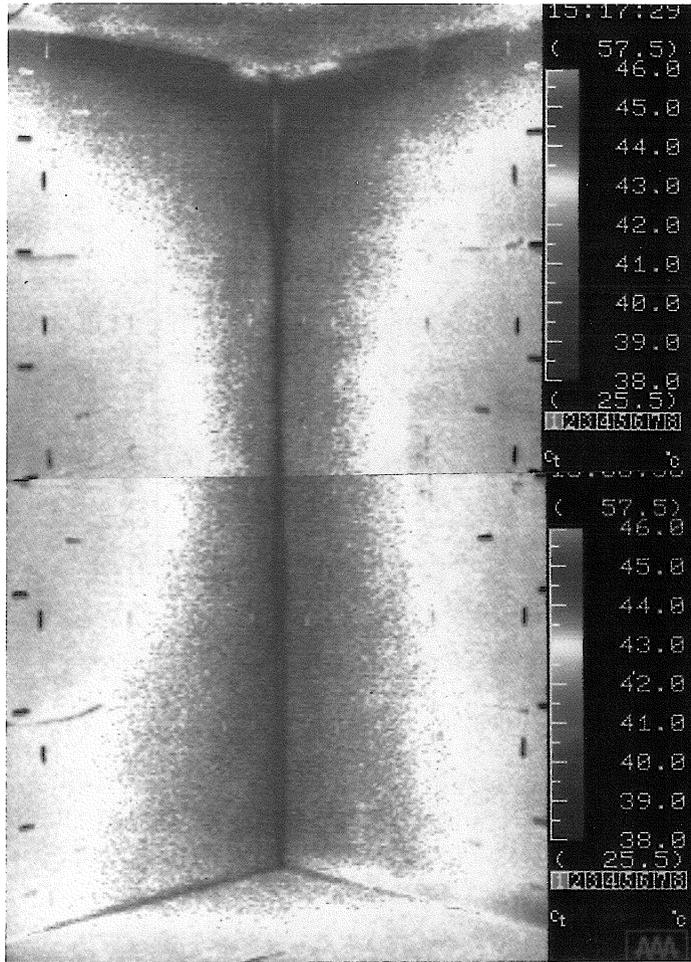


写真1 各面取合い部分の表面温度分布

囲まれた部屋模型の低温空気による影響を受け始めていることがわかる。

伝導熱流量密度 q_k は、壁面の裏面温度 T_{nsi} がほぼ一定であるため、表面温度 (T_{ns}) とは逆の関係を示し、壁取合いから離れるに従い増大する。 q_r は壁取合いから離れるに従い次第に増大し、その値は壁面が高温のため q_k の1/2に達する。

対流伝達熱流量密度 q_c は、壁取合いで最小値をとり、壁取合いから約 30 cm 離れるとほぼ一定になる。 q_c は、上述したように表面温度と逆の分布となり、その値は上方に行くに従い小さくなる傾向を示す。H=190 cm (天井入隅) における q_c は、高温層の影響を受け、床入隅 (H=10 cm) における値より全体に 25~30 W/m² 小さくなっている。壁面 A, B における q_c の分布状態は、各高さにおいて左右対称になるのを期待したが、壁面 B の壁取合い付近に

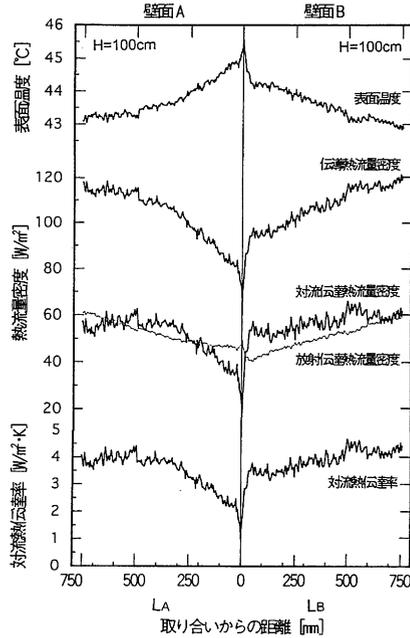


図6 壁取合い表面温度・伝達・放射・対流伝達熱流密度，対流熱伝達特性 (H=100 cm)

における q_c は，壁面Aに比べ大きくなる結果となった。この点については更に検討を要す。

対流熱伝達率 (h_c) は，壁取合いにおいても垂直壁面同様，下方 H=10 cm (床入隅) で最大値を示し，上方へ行くに従い小さくなる特性を示す。H=100 cm, $L_A=50$ cm, の h_c は約 4 W/m²K である。特に天井入隅で急激に小さくなる傾向を示す。

6.3.2 床・壁 (A) 取合いの中央部分 (図7)

1) 床面 ($L_A=50$ cm の L_B 方向)

床面温度は壁面温度より低く，壁から離れるに従い表面温度が下がる傾向にある。これは床に沿って流入する低温空気の影響と，上向き熱流により熱伝達率が大きいためと考えられる。床入隅の床部分 ($L_A=10$ cm) の温度の低下割合は中央部分 ($L_A=50$ cm) より小さくなっている。 q_l は取合いから離れるに従い増大し， q_r も同様な傾向で増大する。その結果 q_c はほぼ一定値となる。

床の熱伝達率は，前述したように，上向き熱流時であること，および壁面に沿う対流の影響で，取合いおよび壁面 A から離れてもほぼ一定値を示し，床入隅 ($L_A=10$ cm) で 6 W/m²K, 中央部分 ($L_A=50$ cm) で 7 W/m²K である。

2) 壁面 ($L_A=50$ cm の高さ (H) 方向)

壁面温度は床から高さ方向に離れるに従いやや下がる傾向にある。床入隅 ($L_A=10$ cm) の壁面温度は床から離れた測点においても表面温度の低下は見られない。

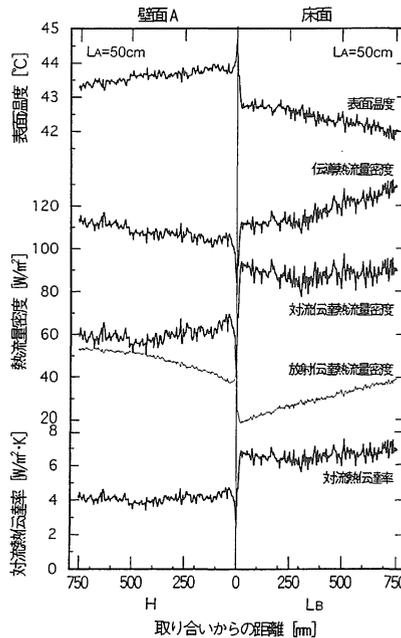


図7 床・壁取合いの中央部分の表面温度・伝達・放射・対流伝達熱流量密度，対流熱伝達率特性($L_A=50\text{ cm}$ の L_B 方向)

q_λ , q_r は床から離れるに従い表面温度と逆にやや増大する傾向にある。従って q_c はほぼ一定値をとるが，床入隅 ($L_A=10\text{ cm}$) では高さ方向に離れるに従いやや減少する。

6.3.3 天井・壁取合いの中央部分 (図8)

1) 天井面 ($L_A=50\text{ cm}$ の L_B 方向)

天井・壁取合い付近の天井面温度は壁面温度より低いが，天井入隅の天井部分に近づくほど低くなっており，他の面と異なった複雑な分布を呈している。これは，壁に沿って上昇する天井面温度より低い気流の影響と考えられる。この傾向は天井入隅に近づくほど顕著である。

高温天井面は下向き熱流であるため， q_c は壁面に比べて小さいと考えられるが，壁面近くの天井面で最大値をとり，天井入隅に近づくほど増大している。その理由としては，上述した壁面に沿って上昇する気流の影響と，ビニールで囲った空間および給排気口が天井に沿う空気の流れを促進させたことが考えられる。

熱伝達率は天井入隅で最大値 ($5\text{ W/m}^2\text{K}$) をとり，天井・壁取合い中央部分ではやや小さくなる傾向をとる。

2) 壁 ($L_A=50\text{ cm}$ の H 方向)

壁面温度は天井近くで最大値をとり，下方に行くに従い低下する。天井入隅に近づくほど高温になりその範囲も広がっている。表面温度， q_λ , q_r , q_c は壁取合いと同様な分布をとり，天井の各値の分布とは大きく異なる。

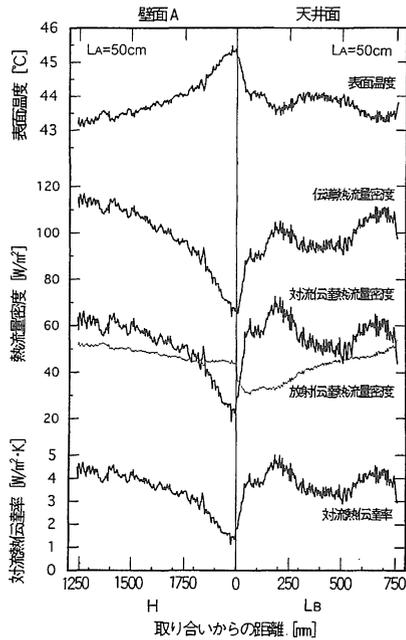


図8 天井・壁取合いの中央部分に表面温度・伝達・放射・対流伝達熱流量密度、対流熱伝達率特性 ($L_A=50$ cm の L_B 方向)

熱伝達率は天井入隅 ($H=190$ cm) の壁部分で最小値をとり、天井・壁取合い中央部分に行くに従いやや大きくなる傾向をとる

6.4 対流熱伝達率比分布 h_c/h_{cs}

壁、天井、床の熱伝達率を比較するため、壁面 A の $H=100$ cm, $L_A=50$ cm の位置における熱伝達率を基準にとり (以下基準熱伝達率 h_{cs} とする) 熱伝達率比 (h_c/h_{cs}) 分布を求めた。

6.4.1 壁取合いの h_c/h_{cs} (図9)

図9に壁取合い ($H=10$ cm, 100 cm, 190 cm) における熱伝達率比を示す。壁取合いに極く近い部分の h_c/h_{cs} は各高さとも約0.5倍、床入隅 ($H=10$ cm)、天井入隅 ($H=190$ cm) における熱伝達率は h_{cs} の約1.1, 0.5倍である。

6.4.2 床・壁取合いの中央部分、床入隅の床・壁部分の h_c/h_{cs} (図10)

1) 床の熱伝達率比

熱伝達率比 (h_c/h_{cs}) は、 $L_B=50$ cm における床・壁取合いの中央部分で1.6倍、床入隅の床部分で1.5倍を示した。他の面より大きな値であるのは、前述したように、上向き熱流、壁面に沿う気流の影響と考える。

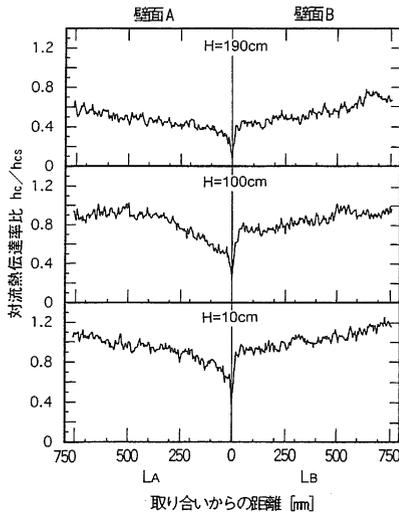


図9 壁取合いの対流熱伝達率比特性

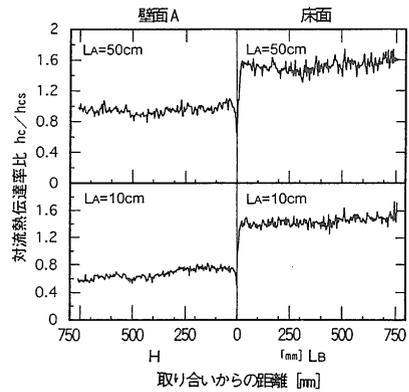


図10 床・壁取合いの対流熱伝達率比特性

2) 壁の熱伝達率比

$H=50\text{ cm}$ の h_c/h_{cs} は、床・壁取合いの中央部分で1.0倍、床入隅は0.7倍で床入隅の床部分の値が小さい。

6.4.3 天井・壁取合いの中央部分、天井入隅の天井・壁部分の h_c/h_{cs} (図11)

1) 天井の熱伝達率比

$L_B=50\text{ cm}$ の熱伝達率比 (h_c/h_{cs}) は、天井・壁取合いの中央部分で1.2倍、天井入隅の天井部分は1.6~1.8倍となる。

2) 壁の熱伝達率比

$H=150\text{ cm}$ の h_c/h_{cs} は、天井・壁取合いの中央部分で1.0倍、天井入隅は0.7倍で天井入隅の壁部分の値が小さい。

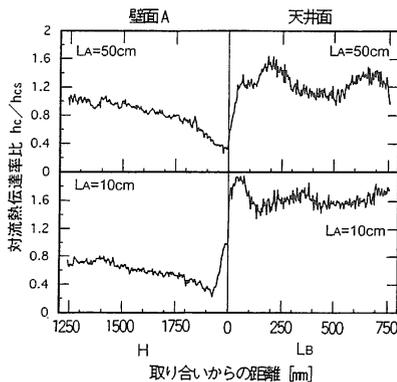


図11 天井・壁取合いの対流熱伝達率比特性

参 考 文 献

- 1) 小林定教：建築物の室内側熱伝達特性に関する実験的研究，第1報，換気のない室内における温度と気流特性，日本建築学会論文報告集第282号，pp. 139～147，1979.8
- 2) 小林定教：建築物の室内側熱伝達特性に関する実験的研究，第2報，換気のない室内における各面の流出入熱量とその熱伝達特性，日本建築学会論文報告集第292号，pp. 79～86，1980.6
- 3) 小林定教，萩原文雄：放射温度計による壁取合い部分の熱伝達率測定法，第33回日本伝熱シンポジウム講演論文集，C-212，pp. 429～430，1996.5