

大面積の窓を有する空間における冬期暖房時の 熱環境予測手法に関する研究

第3報——窓面冷却時の窓対策設備近傍における温度・気流分布および窓面熱伝達率の測定

加藤正宏^{*1}
小林知広^{*3}

山中俊夫^{*2}
渡部朱生^{*4}

大面積の窓を有するエントランス・吹抜空間や、窓性能が低く暖房時に窓近傍の温熱環境悪化が懸念される場合にはペリメータファンおよび自然対流型ペリメータヒータなどの窓対策設備の使用が検討される。本報告では冷却された窓面下部に機器を設置した場合の詳細な現象の把握とシミュレーション検証データ取得を目的とした温度分布およびPIVによる風速分布測定を行った。また、特に上下温度分布予測モデルの検証やモデル化に反映するため、窓面近傍の上昇流・下降流風量の推定と、室温・窓面熱流の測定値より、対流・放射熱伝達率を算出した結果について報告する。

キーワード：実験・暖房・窓・PIV・熱伝達率

はじめに

暖房時の窓近傍では冷放射やコールドドラフト、上下温度差により温熱環境が悪化しやすく、設計時の建築・設備仕様の事前検討の重要性が高い。そのため、温熱環境の改善を目的として設置される、窓回りの吹出・吸込やヒータ・ファンなどの機器の効果を上下温度分布予測モデル^①やCFDなどのシミュレーションにより予測し、比較を行うことが求められる。しかしながら、設備機器により発生する気流の特性や、窓面近傍での熱伝達現象については十分に把握されているとは言えず、実験によるデータ収集とシミュレーション入力条件の検討や計算モデル構築、予測精度の検証が必要であると考えられる。

これまで暖房時の窓対策設備を取り扱った研究として、内海ら^②による面状のパネルヒータを窓下部のペリカウンタ内に組み込んだ方式に関する実験・CFDによる検討、立野岡ら^③による窓上部に設置されたブリーズライン吹出に関する実験が行われている。また、暖房室内での熱伝達率については小林^④による模型壁体近傍の測定、小野ら^⑤による床暖房室内の床面における測定、山口ら^⑥による床暖房およびエアコン使用時の室内

表面における対流熱伝達率の測定が行われている。

筆者らは既報^⑦において、エントランス・吹抜空間や、窓性能が低く窓近傍の温熱環境悪化が懸念される場合に使用が検討される、ペリメータファンおよび自然対流型ペリメータヒータを対象とし、自由場における温度・風速測定と噴流・ブルームモデルによる再現計算を実施した。本報では、冷却された窓面下部に設置した場合の詳細な現象の把握と、シミュレーション検証データ取得を目的とした温度・風速分布測定を行う。また、特に上下温度分布予測モデルの検証やモデル化^⑧に反映するため、窓面近傍の上昇流・下降流風量の推定と、室温・窓面熱流の測定値より、対流・放射熱伝達率を算出した結果を報告する。

1. 測定方法

1.1 実験室・機器の設定

実験室の概要を図-1に、実験室の建築仕様を表-1に、窓対策設備の外観と設置位置を図-2に示す。隣室・上下階温度を制御可能な実験室(幅5.27m×奥行き7.62m×高さ2.76m)の窓下にペリメータファン(以降ファンと表記、三菱電機:APF-2815YSB)3台を図-2(a) ファン①～③の位置に、自然対流型ヒータ(以降ヒータと表記、インターベンタル:CBH-500、消費電力

*1 鹿島建設(株)技術研究所 正会員

*2 大阪大学大学院工学研究科 SHASE 技術フェロー

*3 大阪大学大学院工学研究科 正会員

*4 鹿島建設(株)建築設計本部 正会員

500W×1台を図-2 (b) ヒータ①, CBH-750, 消費電力750W×3台を図-2 (b) ヒータ②～④の位置) 合計4台を設置する。これらの機器を窓下の床面に設ける溝やペリカウンタ内に埋め込むことを想定し、鉄製の収納箱(ファン用:幅1,566mm×220mm×高さ180mm, ヒータ用:幅1,260または894mm×204mm×高さ184mm)内に機器を設置する。測定断面位置を図-3に示す。ファンについては吹出中央の断面F1を基準としF1～F4の4断面、ヒータについては放熱する発熱体部分の中央断面H1を基準としH1～H4の4断面を設定した。窓対策設備なしの場合はヒータの測定断面と同じとし、断面N1～N4と表記する。実験条件を表-2に示す。断熱性の低い単板ガラスを有する空間で外気温度が2°Cとなる状態を想定した。室温設定は22°Cとし、窓近傍気流への影響を無くすため、実験室内の吹出等による室温制御は行わず、隣室の温度を制御することで、窓面から3m・床上1.1mの空気温度を設定温度に維持した。実験室は上下階との間に天井裏・OA床下空間を有しており、上下階チャンバの設定温度は非空調空間を想定し16°Cとした。ファンは定格で連続運転とし、ヒータは発熱体近傍のサーモスタットの制御温度を最高値(40°C)とした。

1.2 連続測定項目

連続測定・移動測定項目を表-3に示す。室内の上下温度分布を、窓面から1～5m離れた位置に設置したポールの床上高さ0.1～2.7mにT型熱電対(0.2mmΦ1芯)を固定し測定した。床・天井・壁表面温度は熱電対シートを表面に貼り付けて測定した。記録間隔は1分とした。発熱体表面温度は、図-3に示す位置にあるフィンに、熱電対シートを熱伝導性両面テープで貼り付け表面温度を測定した。また、ヒータの電流値をクランプロガーにより測定し消費電力を算出した。記録間隔は1秒とした。

1.3 移動測定項目

(1) 窓面近傍空気温度分布

図-2の4断面上で、窓から10mm～1mの位置において300秒間の空気温度をT型熱電対により1秒間隔で測定した。

(2) 窓表面温度・熱流

放射率の異なる熱流センサ2枚1組(DENSO:D0006TC・TCA)を熱伝導性両面テープで窓ガラス面の表-3に示す位置に貼り付け、300秒間の表面温度と熱流を1秒間隔で測定した。

(3) PIVによる風速分布

表-4に示す機器にて風速分布を測定した。PIV測定パラメータを表-5に示す。撮影領域は2,048×1,640pixel(幅1,030mm×高さ825mm程度)であり、撮影領域を高さ方向に4～5位置とし、上下方向に重ねて測定を行った。2画像間の時間間隔は断面ごとに設定し1,000～4,000μsとした。レーザ・カメラの周波数は3Hzで、300秒間で900×2枚のペア画像を撮影した。解析には直接相互相関法を使用し、平均風速を算出した。

2. 室温および表面温度分布の測定結果

2.1 室温の測定結果

温度測定結果を表-6に示す。窓面から3m・床上1.1mの空気

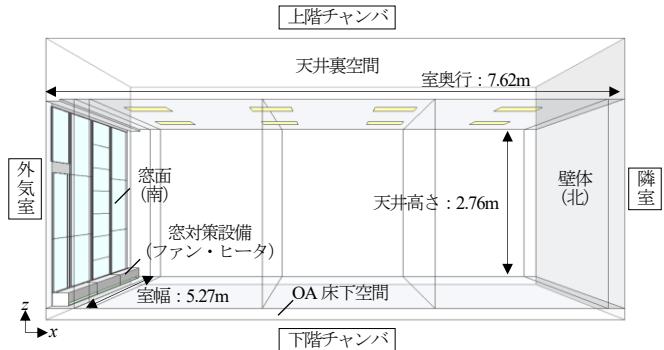
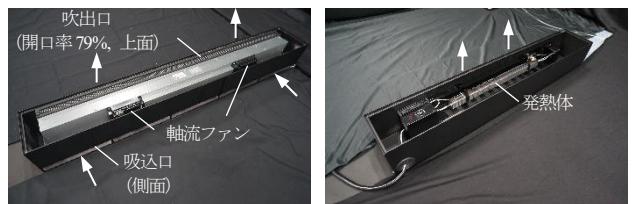


図-1 実験室概要

表-1 実験室の建築仕様

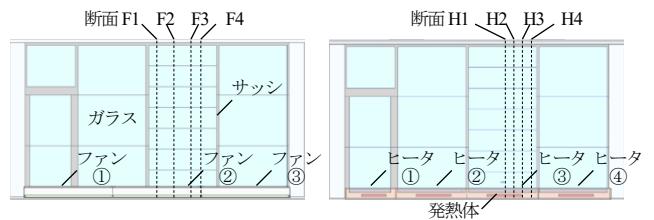
種類	構成(室内側から記述)
窓	透明フロートガラス6mm+アルミサッシ
内壁	メラミン化粧板3mm+ボード12.5mm+空気層+ボード12.5mm
天井裏空間⇒上階チャンバ間	構造用合板12mm+12mm
天井	岩綿吸音板15mm(システム天井)
OA床	タイルカーペット6.5mm+OAフロア(OAフロア高さ150mm)
OA床下空間⇒下階チャンバ間	コンクリート150mm



※測定時には箱上面に幅15mmの吹出スリットを有する蓋を設置



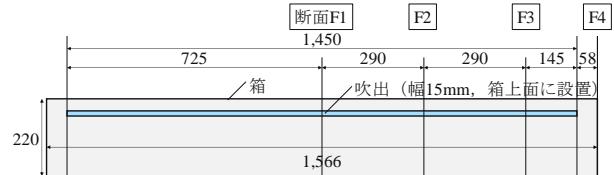
※測定時の箱上面は開放状態とする



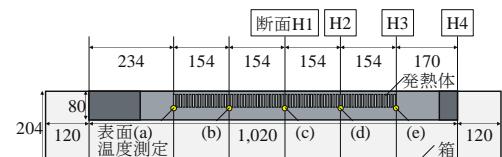
(a) ファン

(b) ヒータ

図-2 窓対策設備の外観と設置位置



(a) ファン (ファン②)



(b) ヒータ (ヒータ③)

図-3 測定断面位置

表-2 実験条件

	窓対策 設備なし	ペリメータ ファン	ペリメータ ヒータ
外気室設定	2°C		
室温目標	22°C		
上階チャンバ設定	16°C		
下階チャンバ設定	(室内温度×0.7 + 外気温度×0.3で算出)		

表-3 連続・移動測定項目

■連続測定項目	
上下温度分布	<ul style="list-style-type: none"> ・T型熱電対0.2mmφ ・窓面から1, 2, 3, 5m : 床上0.1, 0.6, 1.1, 1.7, 2.2, 2.7mの6点
壁体表面 温度	<ul style="list-style-type: none"> ・熱電対シート ・天井・床表面(室中央断面), 東西壁表面(室中央高さ) : 窓面から0.2, 0.5, 1.7, 4.0, 6.3, 7.5mの6点 ・北壁面: 中央1点
ヒータ表面温度 消費電力	<ul style="list-style-type: none"> ・熱電対シート, 5点 ・クランプロガー
■移動測定項目	
窓面近傍 空気温度分布	<ul style="list-style-type: none"> ・T型熱電対0.2mmφ ・窓面から10, 50, 100, 150, 200, 500, 1,000mm : 床上0.01, 0.03m, 0.05~0.25m(0.05m間隔), 0.3~0.9m(0.1m間隔), 1.0~2.6m(0.2m間隔)の24点
窓表面 温度・熱流	<ul style="list-style-type: none"> ・熱流センサ ・中央窓(断面N1, F1, H1~H4) : 床上0.2, 0.6, 1.0, 1.4, 1.7, 2.1, 2.5mの7点 ・左窓・右窓: 中央1点
窓面近傍 風速分布	<ul style="list-style-type: none"> ・PIVシステム ・窓面から1m, 床上0~2.7m, 断面N1, F1~F4, H1~H4

表-4 PIV 機器詳細

カメラ	FtrNPC2, 2,048 x 1,640 pixel
レンズ	Nikkor 50mm f1.2
レーザ	FtrLPS, ダブルパルスNd:YAGレーザ, 300mJ
煙発生器	FtrOMG
ソフトウェア	FtrPIV Ver.3.3.1.0

表-5 PIV 測定パラメータ

撮影領域	1,030 mm x 825 mm 程度
画像サイズ	2,048 x 1,640 pixel
撮影時間間隔	3 frame/s
撮影フレーム数, 時間	900 frame, 300 s
画像間の時間間隔	1,000~4,000 μ s (風速による)
計算手法	直接相互関法
計算格子	16 x 16 pixel
検査領域	33 x 33 pixel
探索範囲	± 10 pixel
誤ベクトル 判定条件	相関係数0.3未満, および風速ベクトルの大きさが周囲8点の中央値の1.5倍を超える場合

温度は21.7~21.9°Cでほぼ設定温度となった。外気室は1.8~2.2°Cに制御され, 窓ガラス表面の平均値は8.6~12.6°Cでヒータ使用時が高い。天井表面は20.9~22.3°C, 床表面は20.0~21.6°Cである。隣室温度により室温を制御しているため, 壁体表面温度は内部発熱のあるヒータ使用時に対して窓対策設備なし, ファン使用時が高い。

2.2 上下温度分布・窓表面温度分布

上下温度分布および窓表面温度を図-4に示す。(a) 床上0.1m 温度は窓対策設備なしの場合に低く19.0°Cであり, 床上1.1mとの上下温度差が2.7°Cと大きい。上下温度差は

表-6 室温・表面温度測定結果

温度 [°C]	窓対策 設備なし	ペリメータ ファン	ペリメータ ヒータ
窓ガラス	8.6	9.9	12.6
サッシ	9.3	10.4	9.9
天井	21.6	22.3	20.9
床	20.4	21.6	20.0
東壁	25.1	26.3	20.7
西壁	25.1	27.0	20.7
北壁	25.7	27.3	21.0
室温床上1.1m	21.7	21.9	21.8
グローブ温度	21.9	22.3	21.3
外気室	2.2	1.8	2.2

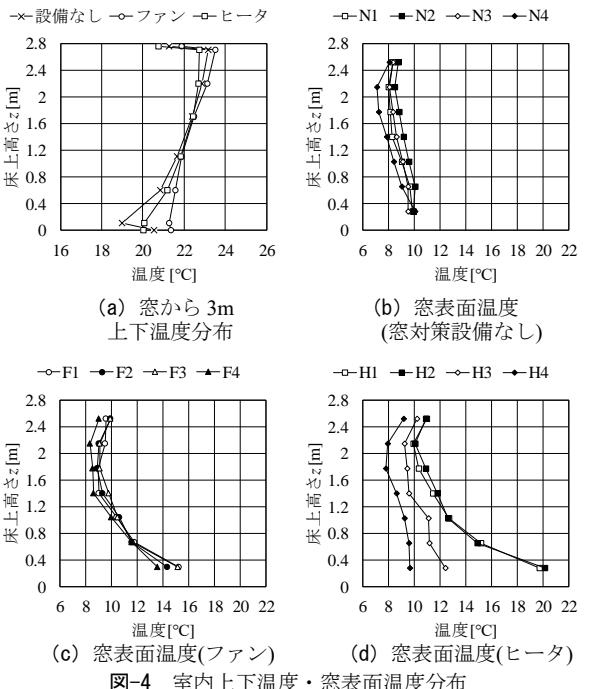


図-4 室内上下温度・窓表面温度分布

ヒータ使用時1.8°C, ファン使用時0.6°Cの順に小さい。(b) 窓対策設備なしの窓表面温度は8~10°C程度であり, 床上2m付近の温度が低い傾向がある。これは外気室の温度を均一化するための循環ファンの気流があることに起因している。(c) ファン使用時は上部の窓表面温度は窓対策設備なしの場合に近く, 窓下のファンからの気流が当たる下部の温度が13~15°C程度まで上昇している。ファンの吹出は室幅方向におおむね連続的に設置されており, 水平方向の分布は小さい。(d) ヒータ使用時は発熱体上部にある断面H1・2の窓表面温度が上昇し, 下部で18~20°C程度, 床上高さ2m程度まで上昇している。発熱体端部に位置する断面H3では温度上昇がやや小さく, 発熱体のない断面H4では窓対策設備なしの場合に近い。

2.3 ヒータ発熱体表面温度・近傍空気温度

ヒータの動作状況を図-5に示す。(a) 消費電力の変動から, 4台のヒータがそれぞれ本体のサーモスタットにより制御され100秒程度で発停を繰り返していることがわかる。

消費電力の時間平均は、500Wのヒータが359W（定格の72%）、750Wのヒータが507～523W（定格の68～70%）であった。（b）発熱体（フィン）表面温度はヒータの発停に合わせて温度が上昇/下降しており、最も高温となる表面bでは126～176°Cで50°C程度変動している。発熱体上の空気温度（窓面から50mm、床上200mm）の変動を、 $t=0$ 秒から各時点までの時間平均値と合わせて（c）に示す。空気温度は41～81°Cで40°C程度変動している。時間平均値はヒータ発停の1周期分の100秒程度では安定していないが、300秒後にはおおむね一定に近づき57°C程度となった。

3. 窓対策設備なしの場合の風速・温度分布

3.1 風速分布および温度分布

断面N1での風速・温度分布を図-6に示す。（a）窓最上

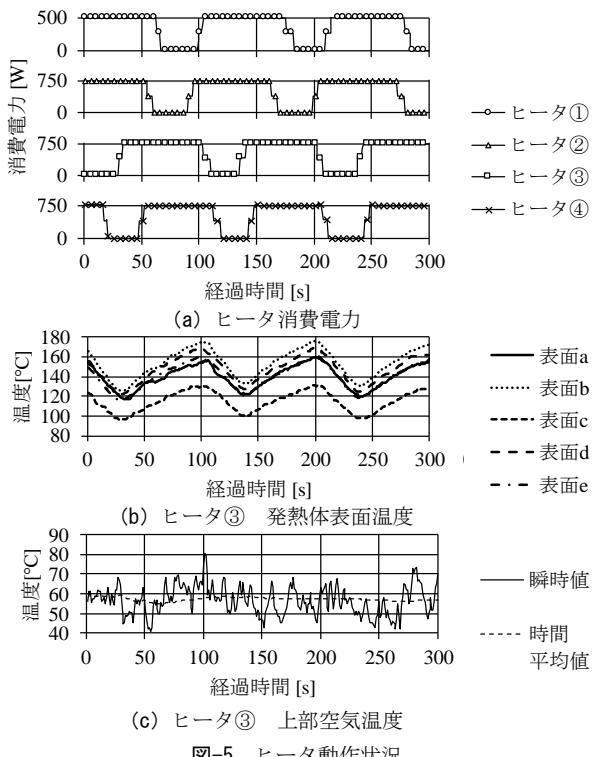


図-5 ヒータ動作状況

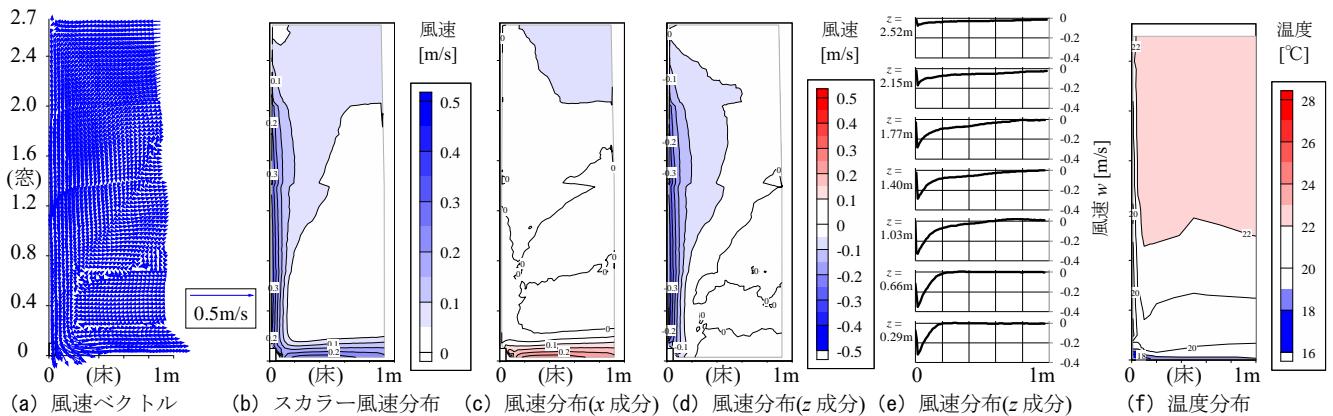


図-6 風速・温度分布（窓対策設備なし・断面N1）

部から最下部にかけて、窓面の冷却により窓面に沿う下降流が生じている。下降流は床面に沿って室内側に流入している。（b）窓面に沿う下降流の風速は窓最上部から増加し床上1.6m付近で0.3m/sを超えており。床面に沿う流れにより、窓から0.2～0.7m付近で0.25～0.3m/sの風速が見られている。（c）風速分布（x成分）は室最上部の床上2～2.7m付近において、下降流に誘引される流れが室内側から窓側に生じており、x成分風速に-0.1m/s程度の負の値が見られる。また室最下部の床上0.2m程度まで、床面に沿う流れによる0.25～0.3m/s程度の正の値が見られる。（d）（e）風速分布（z成分）は下降流により、窓面付近に-0.3m/s以下の負の値が表れている。風速の高い範囲は窓面に近い領域で生じており、-0.1m/s以下の風速は窓面からおおよそ0.2m以内の範囲に現れている。（f）窓面近傍の空気温度は室上部の空気温度22°Cから低下し、床上1.2m程度で20°C以下となる領域が見られ、窓最下部の最も低い部分では16°C程度となっている。温度が低下している範囲は窓面に最も近い、窓面からの距離10mmおよび50mmの測定点である。既往の実験結果と比較すると、山口⁹による温度測定結果（ガラス高さ2.7m、暖房時室内外温度差20°C）から推定される温度境界層厚さ40mmとの対応が見られる。一方、風速分布は（d）（e）に示すように窓上部から中央付近で-0.05m/s以下の風速が窓面から0.4～0.6m程度の範囲まで見られている。これは単純な平板を仮定した風速分布⁹よりも広くなっている、その理由は実際の室形状では室内全体での循環流の影響により、窓面近傍に現れる風速の範囲が拡がるものと推察される。

3.2 窓面に沿う下降流の風速

窓面に沿う下降流の最大風速を示すため、鉛直成分風速の負値の絶対値のうち最大値を高さ毎に抽出した。また、床面に沿う気流についても同様に、水平方向風速の最大値を窓面からの距離毎に抽出した。結果を図-7に示す。対象とする範囲は図-6の分布より、それぞれ窓面および床面から200mmまでと設定した。（a）窓面に沿う流れについては

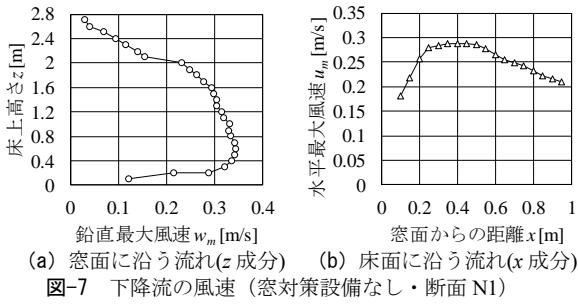


図-7 下降流の風速（窓対策設備なし・断面N1）

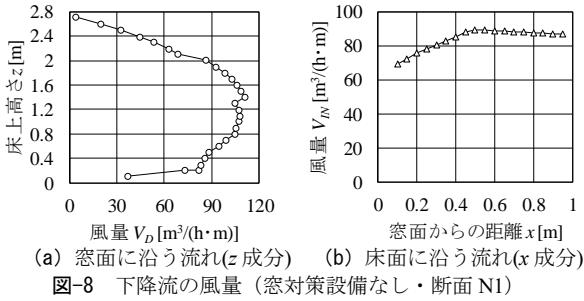


図-8 下降流の風量（窓対策設備なし・断面N1）

窓最上部から徐々に増加し、床上 0.6m 付近で最大 0.35m/s となった。(b) 床面に沿う流れについては、窓面から 0.2m から 0.4m 付近で最大 0.29m/s となった。

3.3 下降流の風量

断面 N1 の 300 秒間の時間平均風速について、鉛直方向風速（負値の場合・窓面から 200mm の範囲）および水平方向風速（正値の場合・床面から 200mm の範囲）に測定点間隔（ x 方向）8.1 mm を乗じて積分することにより、窓幅あたりの下降流の風量を推定した結果を図-8 に示す。(a) 窓面に沿う流れについては、窓最上部から風量が増加し、床上 1.4m の位置で $111 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m})$ まで増加する。(b) 床面に沿う流れについては窓面から 0.5m の位置で $90 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m})$ となり、それ以降では風量が同程度に維持される。

4. 窓対策設備使用時の風速・温度分布

4.1 ファン使用時の風速・温度分布

ファン使用時の風速・温度分布を図-9 に示す。(a) 窓下部のファン吹出から窓面までの距離は約 75mm 離れているが、吹出気流が窓面に付着し上昇している。一方窓最上部からは冷却された窓面による下降流が生じており、床上高さ 1.2~1.6m 程度で吹出気流と衝突し、室内側に流入している様子がわかる。流入した気流は下降し、吹出気流に誘引され循環する流れが形成されている。また、ファンの吹出は室幅方向におおむね連続的に設置されているため、吹出風速のばらつきによる影響は多少あるものの、断面による違いは小さいと言える。(b) ファンの吹出風速は平均 2.7 m/s であるが、窓面に沿って上昇しながら徐々に風速が低下し、床上高さ 1m 付近では 0.6 m/s 程度となっている。下降流の風速は窓上部から徐々に増加し、床上高さ 1.6m 付

近では $0.2 \sim 0.3 \text{ m/s}$ 程度となっている。室内側に流入している風速は 0.2 m/s を超える値が見られている。(c) 風速分布（ z 成分）は窓下部からのファン吹出による上昇気流により窓面に沿う流れは正の値となる。また窓上部や室内側に流入した気流による負の値が下降流として表れている。(d) ファンの吸込・吹出温度となる室下部の空気温度は $21 \sim 22^\circ\text{C}$ である。室上部の窓面に接する空気温度は $22 \sim 23^\circ\text{C}$ であり、窓面に沿って下降するに従い低下している。床上 1.2m 付近で上昇流・下降流が衝突する付近では 18°C 程度の低温の部分が見られる。室内側に流入する循環流により居住域の温度分布は小さくなる。

4.2 ヒータ使用時の風速・温度分布

ヒータ使用時の風速・温度分布を図-10 に示す。(a) 窓下部のヒータ発熱体フィン中央から窓面までの距離は約 65mm 離れているが、ヒータ発熱体上部の断面 H1・H2 では窓下部から最上部まで窓面に付着する上昇流が形成されている。発熱体端部の断面 H3 では、窓最下部においては下降流が見られるが、床上高さ 0.6 m 程度から発熱体から広がってきた上昇流が見られ、窓最上部まで到達している。発熱体のない断面 H4 でも同様に窓下部で下降流が見られるが、床上高さ 1 m 程度以上で上昇流が見られている。また、下降流が室内側に流入する様子は見られない。(b) ヒータ発熱体中央の断面 H1 の上昇流風速は最高 $0.7 \sim 0.8 \text{ m/s}$ であり、断面 H2 では最高 $0.5 \sim 0.6 \text{ m/s}$ 、断面 H3 では $0.2 \sim 0.3 \text{ m/s}$ と発熱体中央から離れるに従い低下している。発熱体のない断面 H4 では窓上部の上昇流・窓下部の下降流風速とともに $0.1 \sim 0.2 \text{ m/s}$ である。(c) 風速分布（ z 成分）は窓下部からヒータの上昇気流により窓面に沿う流れは正の値となる。断面 H3・H4 の窓下部に下降流による負の値がわずかに表れている。(d) 断面 H1・H2 では、ヒータ発熱体直上の空気温度は 60°C を超え、室上部に向かうに従い低下し $24 \sim 26^\circ\text{C}$ 程度となっている。窓面からの下降流の室下部への流入は見られないが、ヒータからの上昇流は室下部の空気を直接温めず、室上部に到達するため床面近傍温度は 20°C 以下となる部分もある。

4.3 上昇流・下降流の風速

窓面に沿う上昇流の最大風速を示すため、鉛直成分風速の正値のうち最大値を各断面・高さについて抽出した。また、下降流についても同様に風速の負値のうち最小値を抽出した。対象とする範囲は図-9・10 の風速分布より、窓面から 400 mm までと設定した。結果を図-11 に示す。(a) ファン使用時の下降流については、窓面最上部から発生し、床上高さ 1.6 m で $0.2 \sim 0.3 \text{ m/s}$ となっている。(b) ファンの上昇流については断面 F4 の最下部を除いては同様の分布となっており、最下部の風速 $1 \sim 1.6 \text{ m/s}$ 程度から減衰していき、床上高さ $1.2 \sim 1.6 \text{ m}$ 程度でほぼ 0 となっている。

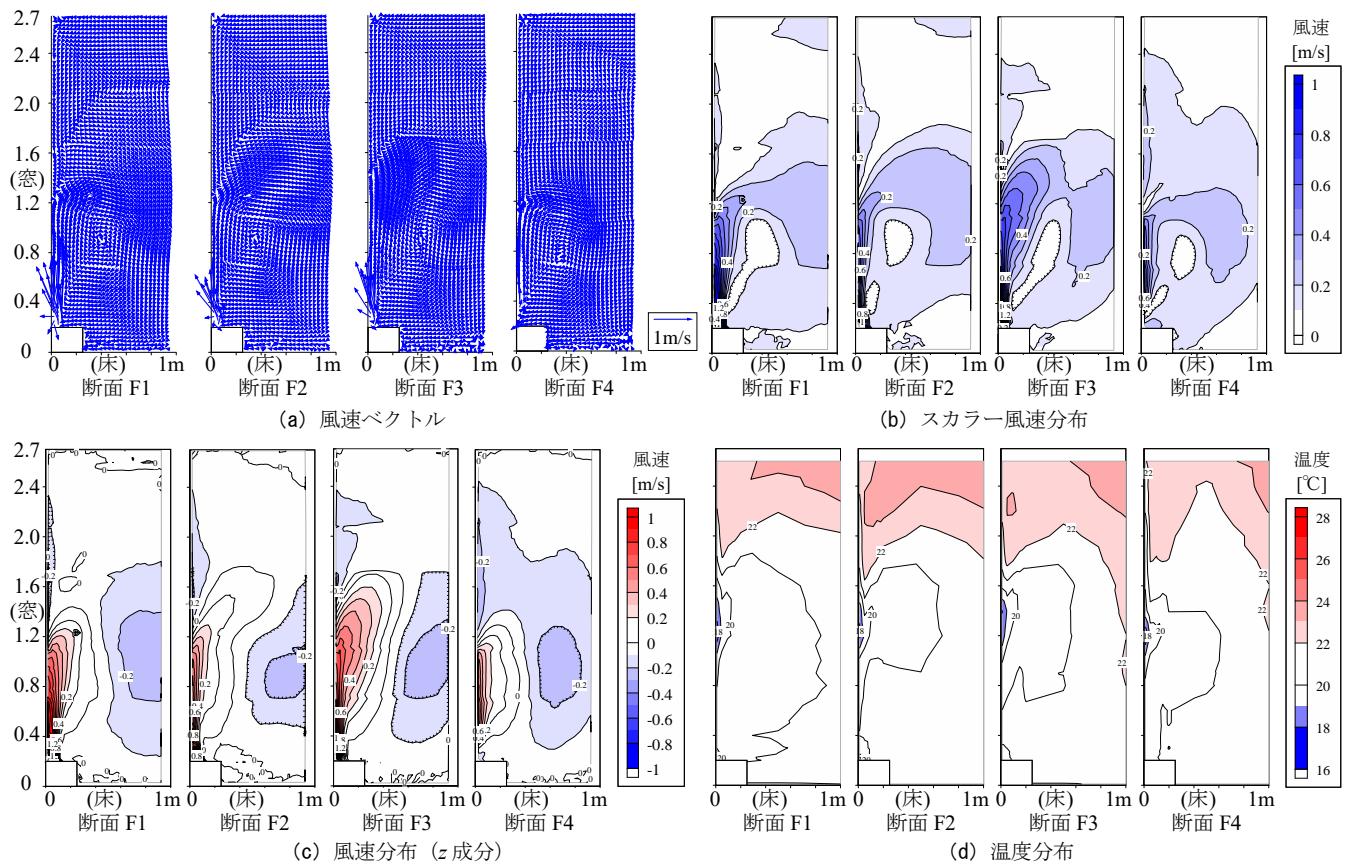


図-9 ファン使用時の風速・温度分布

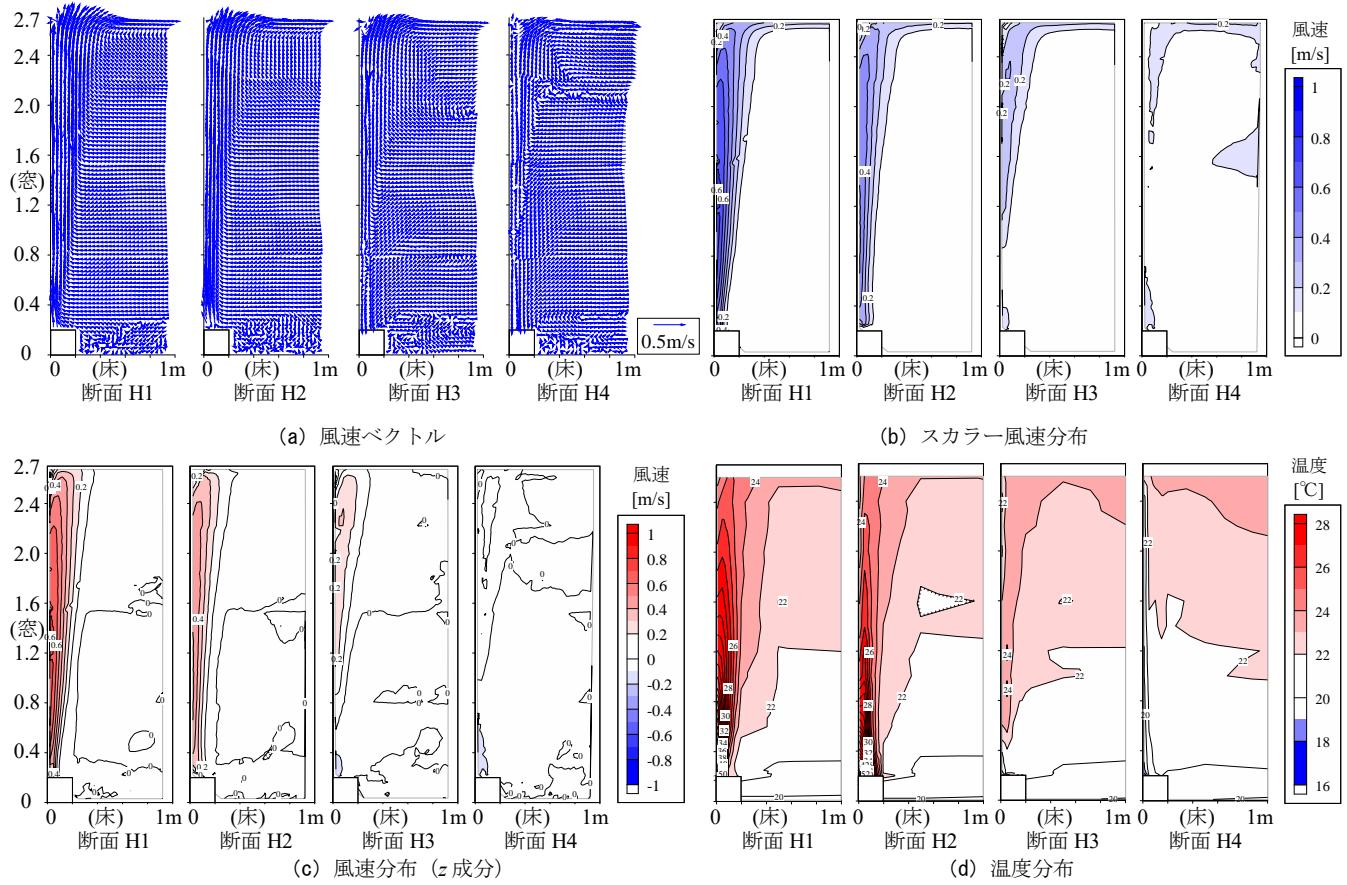


図-10 ヒータ使用時の風速・温度分布

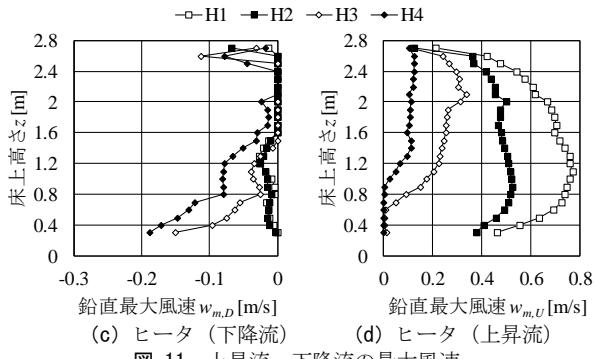
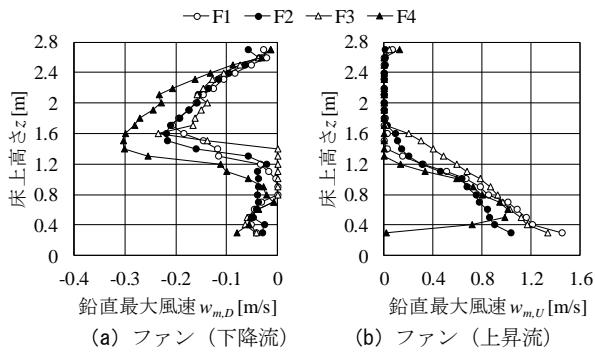


図-11 上昇流・下降流の最大風速

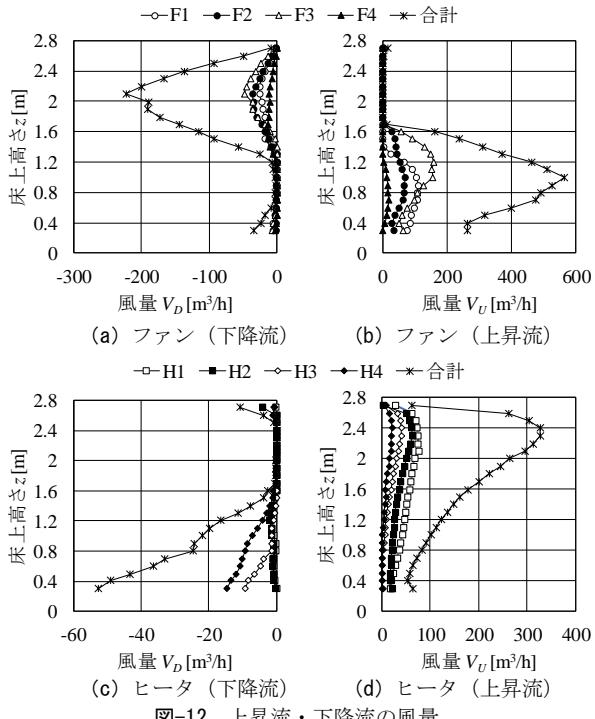


図-12 上昇流・下降流の風量

(c) ヒータの下降流は断面 H3・H4 に現れ窓下部で 0.15~0.2m/s となっている。(d) ヒータの上昇流については発熱体中央断面の H1 の風速が最も高く、最下部の 0.4m/s から床上高さ 1.2m で 0.8m/s 程度まで上昇したのち減衰している。断面 H2 では風速は最大 0.5m/s 程度である。発熱体端部の H3 では床上 0.6m 付近、発熱体のない H4 では床上 1m 付近から上昇流により風速が増加している。

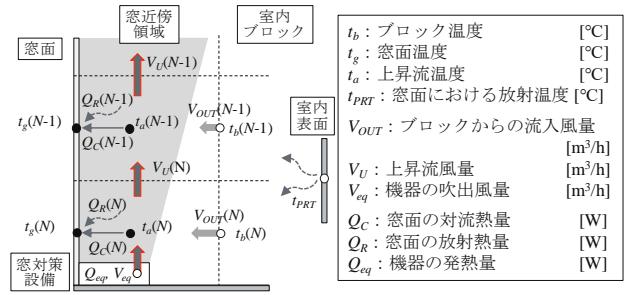


図-13 窓対策設備を設置した窓の風量・熱移動の概要

4.4 上昇流・下降流の風量

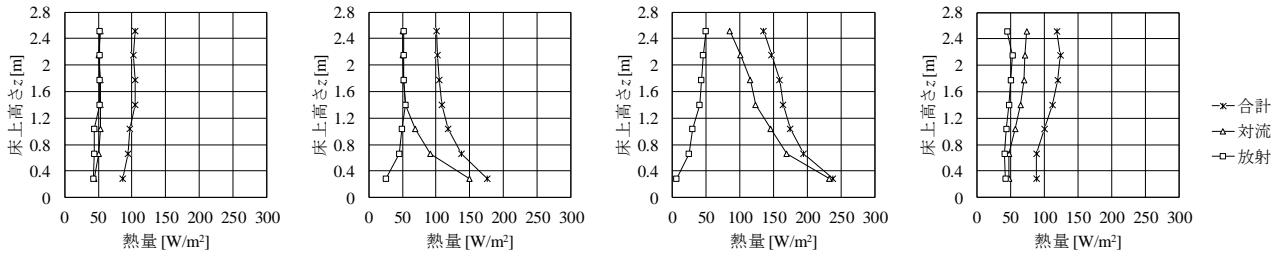
窓面から 400mm までの鉛直成分風速の正・負値それぞれに、測定点間隔 (x 方向) 8.1 mm を乗じて積分した値を、窓幅方向 (y 方向) に線形補間し測定断面間 (断面 F1~2, F2~3 は 290mm, F3~機器端部 F4 は 203mm, H1~2・H2 ~3 は 154mm, H3~4 は 170mm, H4~機器端部は 152mm) にわたって積分することにより、機器 1 台に対する上昇流および下降流の風量を算出した (対称性を仮定し、機器中央から機器端部までの値を 2 倍して合計を算出する)。結果を図-12 に示す。(a) ファン使用時の下降流は窓最上部から床上高さ 2.1m まで、220 m³/h 程度まで増加している。

(b) ファンの上昇流風量は吹出風量 210 m³/h から床上高さ 1m で 564 m³/h まで増加し、床上高さ 1.6m 程度で 0 となっている。自由場における上昇流風量⁷⁾(床上高さ 980mm で 965 m³/h) と比較すると 58% 程度となる。(c) ヒータ使用時の下降流は床上高さ 1.6m 付近から発生し、室下部で 50 m³/h 程度になっている。(d) ヒータの上昇流はヒータ直上の床上高さ 0.3m では 62 m³/h、床上高さ 2.3m では 327 m³/h に増加し、自由場における上昇流風量 (床上高さ 2,070mm で 563 m³/h) と比較すると 51% 程度となる。

5. 窓面熱量および熱伝達率の算出

5.1 窓対策設備を設置した窓の熱移動の評価

設計検討に使用される上下温度分布予測モデルでは壁面に沿う上昇流・下降流を表現する壁面流モデル¹⁾により、窓表面と室内ブロック温度との熱交換を評価している。窓下部にファン・ヒータが設置される場合には、前章の実験結果から吹出気流・ブルームが窓面に沿って上昇する流れが生じており、図-13 に示すように機器からの上昇流と窓表面との熱交換を評価する必要があると考えられる。そこで本章では、窓表面温度・熱流と窓面近傍の空気温度の移動測定結果より、窓面に沿う流れの平均温度を求め、窓面と窓面近傍の上昇流・下降流の間の対流熱伝達率を算出する。また、室内表面温度分布の測定値より、窓面における平均放射温度を求め、窓面の放射熱伝達率についても算出を行う。



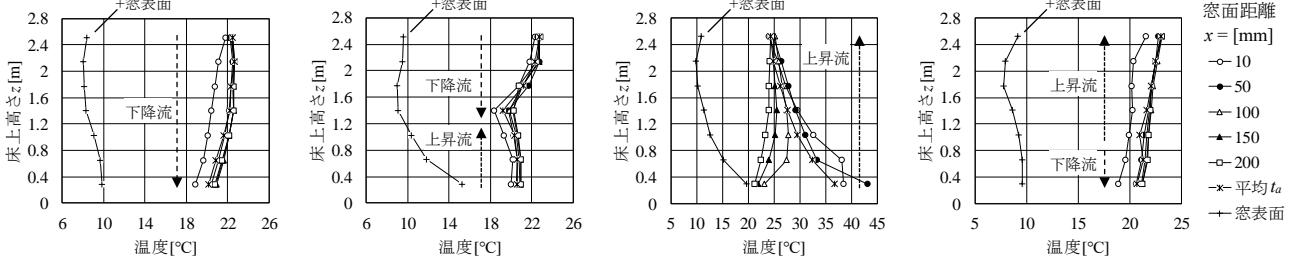
(a) 窓対策設備なし・断面 N1

(b) ファン・断面 F1

(c) ヒータ・断面 H1

(d) ヒータ・断面 H4

図-14 窓面熱量の測定値



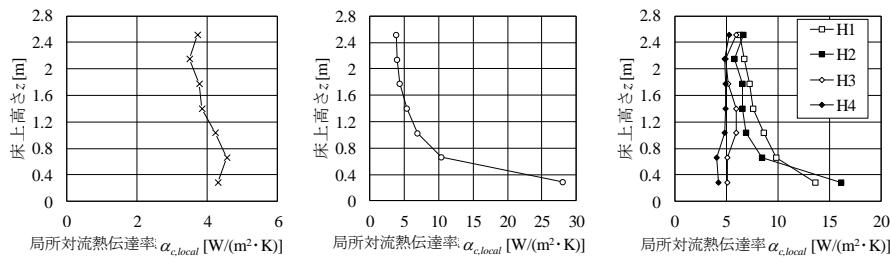
(a) 窓対策設備なし・断面 N1

(b) ファン・断面 F1

(c) ヒータ・断面 H1

(d) ヒータ・断面 H4

図-15 窓面近傍空気温度



(a) 窓対策設備なし・断面 N1

(b) ファン・断面 F1

図-16 局所対流熱伝達率

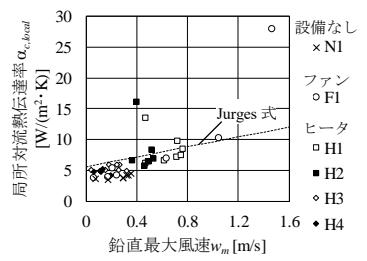


図-17 窓面近傍最大風速と局所対流熱伝達率

5.2 窓面熱量

熱流計による窓面熱量の測定結果を図-14に示す。文献¹⁰⁾の方法と同様に、放射率 $\epsilon_1 = 0.86$ の熱流計による測定値 q_1 [W/m²] と、表面にアルミ蒸着を行った放射率 $\epsilon_2 = 0.05$ の熱流計の測定値 q_2 [W/m²] から、次式により対流 q_c ・放射 q_r ・合計熱量 q_t [W/m²] を算出する^{注1)}。窓ガラス面の放射率は $\epsilon_g = 0.9$ ¹¹⁾ とする。ここでは室内側から外気室側への熱流を正として表示する。

$$q_r = \epsilon_g \cdot (q_1 - q_2) / (\epsilon_1 - \epsilon_2) \quad \dots \dots \quad (1)$$

$$q_c = q_1 - \epsilon_1 \cdot (q_1 - q_2) / (\epsilon_1 - \epsilon_2) \quad \dots \dots \quad (2)$$

$$q_t = q_c + q_r \quad \dots \dots \quad (3)$$

(a) 窓対策設備なしの合計熱量は 87~105 W/m²で上下方向の分布は小さく、対流熱量と放射熱量の割合が同程度である。(b) ファン使用時の合計熱量は、ファンからの上昇流が到達しない窓上部では (a) と同程度の 101 W/m²であるが、下部に向かうにつれ大きくなり、最下部では 175 W/m²である。最下部での対流熱量は 150 W/m²であり、放射熱量 25 W/m²の 6 倍程度大きい。(c) ヒータ使用時・断面 H1 の熱量は発熱体上にあるため窓最下部で 240 W/m²と

(a) (b) より大きい。また窓表面温度が高くなるため最下部での放射熱量は 6W/m²と非常に小さく、ほとんどが対流成分となる。上部へ向かうにつれ合計熱量・対流熱量は小さく、放射熱量は大きくなる。窓最上部での熱量は 136W/m²で、放射熱量は (a) (b) と同程度の 50W/m²となる。(d) 発熱体のない断面 H4 では窓下部は (a) に近いが、窓上部では発熱体からの上昇流の拡がりの影響により合計熱量・対流熱量がやや大きくなる。

5.3 窓面近傍空気温度

熱電対による空気温度移動測定結果から、窓面での測定高さに対応する空気温度を上下の測定点の値を直線補間して算出し、図-15に示す。さらに、窓面と窓面に沿う流れの間の対流熱伝達率を算出するため、風速測定点間隔 (8.1mm) に直線補間した値 $t(x,y,z)$ と、 z 成分風速 $w(x,y,z)$ を用いて、窓面から風速が 0 になるまでの距離 x_0 にわたり風速による重み付け平均した温度を式 (4) により求め、窓面に沿う流れの平均温度 $t_a(y,z)$ (以降、平均温度) とする。

$$t_a(y,z) = \int_0^{x_0} w(x,y,z) t(x,y,z) dx / \int_0^{x_0} w(x,y,z) dx \quad \dots \dots \quad (4)$$

(a) 窓対策設備なしの断面 N1 の空気温度は窓面からの距離による違いは小さく、20~23°C となり下部の温度が低い。窓面から 10mm では 19~22°C で離れた位置より 1~2°C 程度低い。(b) ファン使用時の断面 F1 では窓下部の吹出からの上昇流と窓上からの下降流が衝突する床上高さ 1.4m 付近での空気温度が低く、窓面から 10mm では 18.4°C となる。窓面から離れると空気温度がやや高い傾向があり、平均温度 t_a は室下部 21°C~室上部 23°C である。(c) ヒータ使用時・発熱体上部の断面 H1 では発熱体直上の窓面から 50mm の空気温度が 43°C 程度と高く、窓最上部で 25°C 程度である。窓面から離れるとヒータからの上昇流の影響を受けにくくなる。平均温度 t_a は窓面から 50mm の値に近い。(d) 発熱体のない断面 H4 では 21~23°C で下部の温度が低く、窓面に最も近い 10mm の位置のみ 19~22°C とやや低い。

5.4 対流熱伝達率

熱流計による窓対流熱量 q_c ・窓表面温度 t_g [°C] の測定結果と、窓面に沿う流れの平均温度 t_a から式 (5) により熱伝達率を算出した。この値を、室内空気の代表温度を基準とする対流熱伝達率に対して、窓面に沿う流れの平均温度を基準とした、平均温度基準局所対流熱伝達率（以下、局所対流熱伝達率） $\alpha_{c,local}$ [W/(m²·K)] とし、図-16 に示す。

$$\alpha_{c,local} = q_c / (t_a - t_g) \quad \dots \dots (5)$$

(a) 窓対策設備なしの $\alpha_{c,local}$ は 3.7~4.5W/(m²·K) であり窓下部ほど大きい傾向がある。小林⁴⁾による、空気温度と表面温度の差が 11°C の場合の対流熱伝達率 3.74 W/(m²·K)、山口ら⁶⁾による、室温 22°C・外気温度 5°C とした室の床暖房時およびエアコン使用時における窓対流熱伝達率、それぞれ 3.68 および 3.93 W/(m²·K) と比較し近い値であることが確認できる。(b) ファン使用時の $\alpha_{c,local}$ は 3.8~28.0 W/(m²·K) となり、吹出気流の影響を受ける窓下部が大きい。

(c) ヒータ使用時・発熱体上部の断面 H1 では $\alpha_{c,local}$ は 6.3~13.6 W/(m²·K) となり、下部が大きい。(d) 発熱体のない断面 H4 では窓上部へ向かうほど $\alpha_{c,local}$ がやや大きく、4.1~5.3 W/(m²·K) となる。図-17 に、同じ断面・高さでの窓面近傍風速の最大値と局所対流熱伝達率の関係を示す。断面 F1・H1・H4 の窓最下部の $\alpha_{c,local}$ が大きい 3 点では、測定点とファンの吹出・ヒータの発熱体との位置関係が複雑であるため相関がやや低くなるものの、それ以外の点では風速と $\alpha_{c,local}$ との間に相関が見られており、設計検討時の予測計算においては Jurges の式¹²⁾（平滑面、風速 5m/s 以下）を用いて簡易的に表すことも可能と考えられる。

5.5 平均放射温度

室内壁面等の表面温度測定結果 t_i と、図-1 に示した室形状を作成し求めた形態係数より算出した Gebhart の放射吸収係数¹²⁾ B_{gi} （窓ガラス面 g に対する室内表面 i の値）から、窓面における平均放射温度 t_{PRT} [°C] を算出した結果を

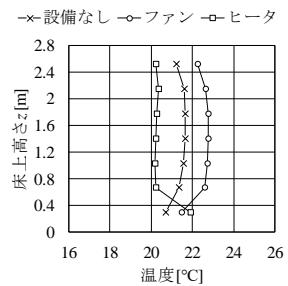


図-18 窓面における放射温度

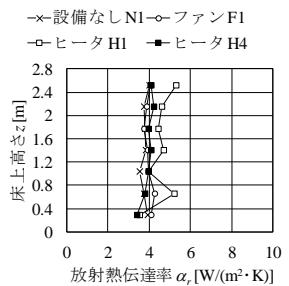


図-19 放射熱伝達率

図-18 に示す。形態係数の算出には STAR-CCM+ (14.04.013) を使用し、室内表面を要素分割し（窓対策設備なし: 279,386 分割、ファン: 332,681 分割、323,066 分割）、レイトレーシング法により形態係数 F_{gi} を算出した¹³⁾。窓ガラス面・室内表面の放射率は 0.9、ヒータ発熱体表面の放射率は 0.1¹⁷⁾ とし、完全拡散面を仮定して宿谷¹⁴⁾ の方法により B_{gi} を算出している。ここでは文献¹²⁾と同様に、窓面と室内表面との間の放射熱量 q_r [W/m²] の算出式 (6) および T_{PRT} を式 (7) で表す。

$$q_r = \varepsilon_g \sigma_b (T_g^4 - T_{PRT}^4) \cong \alpha_r (T_g - T_{PRT}) = \alpha_r (t_g - t_{PRT}) \dots \dots (6)$$

$$T_{PRT} = \sqrt[4]{\sum_{i=1}^n B_{gi} T_i^4} \dots \dots (7)$$

$$\sigma_b : \text{Stefan - Boltzmann 定数} = 5.67 \times 10^{-8} [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)]$$

$$\varepsilon_g : \text{窓ガラス面の放射率 [-]}$$

$$T_g \cdot T_i (t_g \cdot t_i) : \text{窓・室内表面温度 [K] (°C)}$$

$$\alpha_r : \text{放射熱伝達率} [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$$

窓対策設備なしの場合の t_{PRT} は 20.7~21.7°C であり、室内壁よりも表面温度が低い床・天井の影響が大きくなる窓下部・窓上部でやや低くなる傾向がある。室内表面温度は窓対策設備なしの場合と比較して、ファン使用時が高めに、ヒータ使用時が低くなるため、 t_{PRT} にもそれぞれ 1°C 程度差が見られる。ヒータ使用時の窓最下部の t_{PRT} はヒータを収納している箱の表面温度が最高 30°C 程度まで上昇しているため、21.9°C と上部よりやや高くなる。

5.6 放射熱伝達率

熱流計による窓面放射熱量 q_r ・窓表面温度 t_g の測定結果と、窓面に対する平均放射温度 t_{PRT} 算出結果から式 (8) により放射熱伝達率 α_r を算出し図-19 に示す。

$$\alpha_r = q_r / (t_{PRT} - t_g) \dots \dots (8)$$

放射熱伝達率は 3.5~5.7 W/(m²·K) 程度であり、室内で一般に用いられることが多い¹²⁾ 5 W/(m²·K) に近く、測定の妥当性を示すものと言える。断面 H1 のみ他の条件・断面より値のばらつきがやや大きいのは、表面温度が高く温度分布が大きいヒータや収納箱の影響が大きくなり t_{PRT} の算出精度が低下することや、窓面温度が高いため放射熱量の測定値が小さくなることが影響していると考えられる。

ま と め

冷却した単板ガラス窓面の直下に窓対策設備を設置し、外気温度 2°C・室温 22°C の条件下で温度・風速分布・窓表面温度・熱流を測定し、以下の知見を得た。

- 1) 窓対策設備なしの場合には窓面に沿って風速 0.3m/s を超える下降流が生じ、床面に沿って室内側に流入する様子が見られた。下降流の風量は最大 $111 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m})$ と推定された。
- 2) ファン使用時には、今回の条件では窓上部からの下降流とファンから上昇する吹出気流が床上高さ 1.2~1.6m で衝突し室内側へ 0.2m/s 程度で流入する様子が見られた。ファンの吹出は連続的に設置されているため室幅方向での違いは小さいことがわかった。
- 3) ヒータ使用時には発熱体上部の空気温度は 60°C を超え、最高 0.7~0.8m/s の上昇流が形成される一方、発熱体のない部分の窓下部では下降流が生じる様子が見られた。上下温度分布予測モデルでの窓近傍における風量・熱移動の評価方法を考える場合、発熱体の有無により異なる計算方法とする必要性が示唆された。
- 4) 窓面と近傍空気の間の局所対流熱伝達率を、窓面に沿う流れの平均温度をもとに算出した。窓対策設備なしで $3.5 \sim 4.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 、ファン使用時で $3.8 \sim 28.0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 、ヒータ使用時の発熱体上部で $6.4 \sim 13.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ の値が得られた。また放射熱伝達率については $3.5 \sim 5.7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ で一般的に用いられる値に近い結果が得られた。今後、上下温度分布予測モデルによる再現計算に反映する予定である。

注 記

注 1) 式 (1) (2) は窓面温度と各熱流計温度が等しい場合に成り立つことを仮定している。熱流計の熱抵抗の影響について、窓の屋外側総合熱伝達率を $23 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 、ガラスを厚さ 6mm、熱伝導率 $0.78 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 、室内側総合熱伝達率を $4 \sim 9 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ を想定すると、厚さ 0.25mm の熱流計の熱抵抗 $0.0013(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$ の熱貫流抵抗に対する比率は $0.4 \sim 0.8\%$ であり、影響は小さいと考えられる。また、熱流計の対流熱伝達量が放射率にかかわらず一定と仮定しているが、そのためには、放射率の異なる 2 つの熱流計の温度と対流熱伝達率が等しくなければならない。そこで、窓対策設備なしの場合の熱流計温度の測定値を比較すると、放射率 $\epsilon_1=0.86$ の熱流計が 8.7°C 、放射率 $\epsilon_2=0.05$ の熱流計が 8.5°C でその差は 0.2°C であった。この温度は、空気温度 22°C 、対流熱伝達率 $4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ の場合に対流熱伝達量が 53.2 または $54.0 \text{ W}/\text{m}^2$ であり、その誤差は 1.9% と非常に小さく、問題のない仮定と考えられる。

参 考 文 献

- 1) 戸河里敏、荒井良延、三浦克弘：大空間における上下温度分布の予測モデル 大空間の空調・熱環境計画手法の研究 その 1、日本建築学会計画系論文報告集、第 427 号、1991.9、pp.9-19.
- 2) Yasuo Utsumi, Hiroshi Kobayashi and Ryushi Kimura : Numerical Simulation on the Prevention Effect of the Cold Draft Along the Window in Wintertime, Eighth International IBPSA Conference, 2003.8, pp.1451-1458.
- 3) 立野岡誠、山本雅之、鈴木正美、横山真太郎：空間シミュレーションルームを用いた冬期のブリーズライン方式の検討 第 2 報—冬期の室内温熱環境の改善の検討、空気調和衛生工学会論文集、No.144、2009.3、pp.11-22.
- 4) 小林定教：対流熱伝達率測定装置の試作とその検討 室内壁面の対流熱伝達特性に関する実験的研究 その 1、日本建築学会計画系論文報告集、第 412 号、1990.6、pp.11-18.
- 5) 小野浩己、小笠原岳、酒井孝司、倉渕隆、岩本静男、加治屋亮一：暖房時の室内壁面における対流熱伝達率の測定（第 1 報）床暖房時の床面における測定、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、2010.9、pp.737-740
- 6) 山口さとみ、倉渕隆、李時桓、小笠原岳、大平昇、阿部加奈子：異なる暖房方式を用いた室内対流熱伝達率に関する実験的研究、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、2013.9、pp.101-104
- 7) 加藤正宏、山中俊夫、小林知広、渡部朱生：大面積の窓を有する空間における冬期暖房時の熱環境予測手法に関する研究 第 2 報—熱環境改善を目的とした窓対策設備近傍の温度・気流分布測定および噴流・ブルームモデルによる再現性の検討、空気調和衛生工学会論文集、No.282、2020.9、pp.1-10.
- 8) 加藤正宏、弓野沙織、山中俊夫、小林知広：暖房時窓近傍の温熱環境に関する基礎的検討（その 7）、日本建築学会大会学術講演梗概集、2019.9、pp.777-778.
- 9) 山口温、佐野武仁：建物外皮に用いるガラスの室内側温度境界層の気流性状と熱負荷特性に関する実験研究、日本建築学会環境系論文報告集、第 622 号、2007.12、pp.25-31.
- 10) 木下碧子、一ノ瀬雅之、山田一樹、水出喜太郎、本郷太郎、矢島大督：放射空調を行う都市型環境建築の性能検証（その 6）パネル単体性能測定手法の提案と熱収支の調査、日本建築学会大会学術講演梗概集、2017.8、pp.991-992.
- 11) ASHRAE : ASHRAE Handbook Fundamental, Chapter4, 2017
- 12) 空気調和・衛生工学会：空気調和衛生工学便覧第 14 版 1 基礎編、2010.2、pp.86-89.
- 13) Siegel, R., and Howell, J.R. : Thermal Radiation Heat Transfer, Third Edition, 1992, Hemisphere Publishing Co.
- 14) 宿谷昌則：数値計算で学ぶ光と熱の建築環境学、1993、丸善（令和 2.7.10 原稿受付）

Prediction Method of Thermal Environment during Heating in Winter for Spaces with Large-Area Window

Part3—Measurement of Temperature and Airflow Distribution around Perimeter Fan and Heater below Cooled Window and Heat Transfer Coefficient of Window Surface

by Masahiro KATOH ^{*1}, Toshio YAMANAKA ^{*2}, Tomohiro KOBAYASHI ^{*3} and Shu WATANABE ^{*4}

Key Words: Experiment, Heating, Window, PIV, Heat Transfer Coefficient

Synopsis: In rooms with large windows, the thermal environment tends to deteriorate during air-conditioned heating in winter. To improve the thermal environment near windows with low insulation performance, equipment such as perimeter fans and natural convection type heaters are used. In this study, temperature and velocity distributions using particle image velocimetry were measured for thoroughly understanding the heat transfer

phenomena and obtaining simulation verification data when the equipment was installed under the cooled window. In particular, the airflow rates during upflow and downflow near windows were estimated for verifying and developing vertical temperature distribution prediction models. The convective and radiative heat transfer coefficients were calculated from the measured room temperature and on the window surface heat flow rate.

(Received July 10, 2020)

^{*1} Kajima Technical Research Institute, Member

^{*2} Graduate School of Engineering, Osaka University, Fellow Engineer

^{*3} Graduate School of Engineering, Osaka University, Member

^{*4} Kajima Corporation, Member