

異なる熱負荷条件における全面床吹出し置換空調システムの室内熱環境に関する実験研究

秋元孝之
(技術研究所)
野部達夫
(設計本部)
竹林芳久
(技術研究所)

§ 1. はじめに

エネルギー消費と快適な生活とは様々な側面で相反することが多い。空調設備の分野においても熱的な快適を得るために必要なエネルギー消費量の大きさが議論されてきており、この問題を解決できる新たな空調システムの出現が望まれてきた。

北欧で開発されたディスプレイースメント・ベンチレーション（置換換気）方式は室内に温度成層を積極的に形成することによって居住域を常に新鮮な給気で包み込み、居住域で発生した熱や汚染物質を周囲に拡散させずに上部空間へ排除する換気（空調）方式である。発熱体上部には上昇気流（ブルーム）が生じるため、床面からの給気は自律的に発熱体へと引き寄せられ、従来の攪拌混合型空調方式よりも換気性能などの面で優れているため、熱的快適性と省エネルギー性の点から注目されている。通常、室内の壁または隅部下方に設置した吹出し口より室内への給気を行うため、特に吹出し口近傍では居住者の足元を這う低温の気流に起因する不快感が指摘され、また暖房への適用も難しい。著者らは、これらの問題点を解決すべく、床全面から空調空気を吹出す全面床吹出し置換空調システム^{1),2),3)}を開発、実用化した。本システムは通気性を有するタイルカーベットを孔あき二重床の上に敷き込み、空調対象室全体の床全面から給気を非常に低い速度で均一に供給することにより、ドラフト（不快な気流）を引き起こすことなく、室内熱負荷に応じてより大風量の給気を可能とするものである。

全面床吹出し置換空調システムはディスプレイースメント・ベンチレーション（置換換気）方式の一種であり、その特性として室内に温度成層を形成するため、上下方向の温度差が居住者の熱的快適感に影響し、問題となる場合がある。これらの上下温度分布には室内の熱負荷総量だけでなく、熱負荷の垂直

方向、水平方向の位置も影響を与えらる。

本研究では、0A化により内部負荷が種々の状態で配置されているオフィス空間に全面床吹出し置換空調システムを適用した際の室内温熱環境および人体の熱的快適性を実験により評価することを目的としている。

§ 2. 実験方法

2.1 環境試験室

実験は1996年の夏季に奥行き16m、幅6m、天井高さ2.7mのオフィス空間1スパン分を模擬した清水建設（株）技術研究所内の環境試験室にて行われた。

環境試験室の平面図、断面図および測定点を図-1に示す。内部チャンバーの床全面に通気性タイルカーベットと多孔0Aフロアを敷設することにより高さ120mmの二重床内プレナムを構成し、その一端に給気ダクトを接続している。全面床吹出し置換空調システム概念図を図-2に示す。厚さ7mmの通気性タイルカーベットはその表地に通常のタイルカーベットと同じ素材を使用しているが、バックング材にはガラス繊維で補強した特殊繊維素材を用いて通気性が確保されている。別途実施したテストピースによる通風実験の結果、通気性タイルカーベットの通気抵抗は面風速が0.01m/sのときに約14Paとなることがわかった。二重床内プレナムを通った空調空気は、カーベット内部で面状に拡散し室内にほぼ均一に給気される。内部チャンバーからの排気は、天井に配したダブルTバーの排気スリットを通して行う天井レタンチャンバー方式とした。また、窓の外側の外気室には夏季および冬季の外乱を再現するための空調システムおよび人工太陽灯が備わっている。

Item	Instrument	Height
Air Temperature	Thermocouple	0.1, 0.6, 1.1, 1.6 m
Globe Temperature	Small Globe Thermometer	0.1, 0.6, 1.1, 1.6 m
Air Velocity	Indoor Climate Analyzer	0.1, 1.1, 1.6 m
Solar Radiation	Solar Meter	1.1 m
Humidity	Relative Humidity Sensor	0.6 m
Equivalent Temperature	Comfort Meter	0.6 m
Radiant Temperature	Indoor Climate Analyzer	1.1 m / 6 sides

表-1 移動測定カート測定項目

Vertical Distribution	8 heights (0.0, 0.1, 0.6, 1.1, 1.7, 2.2, 2.7, 3.0 m) × 7 points
Under Floor	42 points
Wall Surface	7 points
Window Surface	15 points
Room Air Outlet	9 points
Outer Chamber	6 points
Air-Conditioning Unit (return / supply air etc.)	7 points

表-2 温度分布測定位置

Legend	Heat Load	Height of Heat Source	Arrangement of Heat Source	Perimeter Load	Supply Air Volume
26HS-7	26 W/m ²	High (2.0 m)	Scattered	-	1890 m ³ /h ^{*1}
26MS-7	26 W/m ²	Middle (1.0 m)	Scattered	-	1890 m ³ /h
26LS-7	26 W/m ²	Low (0.2 m)	Scattered	-	1890 m ³ /h
26HC-7	26 W/m ²	High	Clustered	-	1890 m ³ /h
26MC-7	26 W/m ²	Middle	Clustered	-	1890 m ³ /h
26LC-7	26 W/m ²	Low	Clustered	-	1890 m ³ /h
26MS-5	26 W/m ²	Middle	Scattered	-	1350 m ³ /h ^{*2}
26MS-3	26 W/m ²	Middle	Scattered	-	810 m ³ /h ^{*3}
36HS-7	36 W/m ²	High	Scattered	-	1890 m ³ /h
36MS-7	36 W/m ²	Middle	Scattered	-	1890 m ³ /h
36LS-7	36 W/m ²	Low	Scattered	-	1890 m ³ /h
36MC-7	36 W/m ²	Middle	Clustered	-	1890 m ³ /h
SMR	26 W/m ²	Middle	Scattered	Artificial sunlight	1890 m ³ /h
WTR	26 W/m ²	Middle	Scattered	Cold window	1890 m ³ /h

*1 7 room air changes per hour *2 5 room air changes per hour *3 3 room air changes per hour

表-3 実験条件

(外周部)の空気温度は不要な熱の移動を防ぐために制御された。測定機器やサーマルマネキンによる実験中の発熱量については積算電力計により測定した。

§ 3. 実験結果

3.1 熱バランス

環境試験室の天井仕上げ材には 15mm 厚の岩綿吸音板を用いた。天井材の熱特性や温度にもよるが、

天井プレナムの熱環境は床からの放射により少なからず影響を受けると考えられる。しかしながら、本実験では天井排気口と天井プレナム内の平均温度は、内部負荷が 26W/m² のときそれぞれ 26.7℃, 26.8℃, 36W/m² のとき 27.0℃, 27.0℃であり、その温度差が極めて小さかったため、天井材の熱通過に関しては特別に考慮しなかった。図-3に空調機の給気から室内排気までの処理熱量の推移を示す。実験は 36W/m², 26W/m² の 2 種類の内部負荷で行われたが、空調機の給気から室内排気までの空気温度差により算出された除去熱量はこの熱負荷とほぼ一致した。

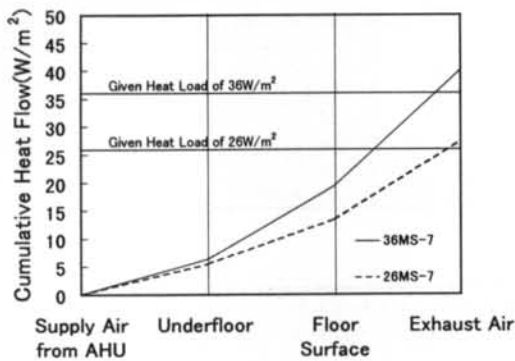


図-3 実験の熱バランス

室内に給气される直前である室内側床表面に至るまでに全処理熱量の 50~60%が処理された。これは床全面からの給气により床全体が冷却されて床下への相当な熱貫流が発生したためと考えられる³⁾。

3.2 温度分布

給气風量が 1890m³/h で 36W/m² の内部負荷を分散させ、上下高さを変化させた 3 条件 (36HS-7, 36MS-7, 36LS-7) の上下温度分布を図-4 に示す。熱電対により測定した 7 地点の全データをプロットしているが、部屋全体を通じてほぼ一様に温度成層が広がっていることが分かる。また、負荷位置の高さにより温度勾配の不連続点に変化が見られた。これは負荷位置にて暖められた温度の高い空気の層が上部に形成されるためである。すなわち熱負荷の位置が低いと居住域での上下温度差が大きくなり、逆に高いと温度差は小さくなる。室内負荷の増加によりいずれの条件についても上下温度差は大きくなったが、高

さ 0.1m と 1.1m 間の温度差は、最も上下温度分布がつくと予想される「36LS-7」で最大 2.1℃となった以外は 1.5℃以内であった。

内部負荷が 26W/m² で給气風量を変化させた場合 (26MS-7, 26MS-5, 26MS-3) の平均上下温度分布を図-5 に示す。給气風量を減少させると上下温度差は大きくなり、810m³/h のときには室内負荷を全て除去できずに全体の室温が上昇した。本システムを計画する場合、熱負荷条件に対応する給气風量を選択することが重要になる。空調機がその性能ゆえに、あるいは床近傍温度を考慮して給气温度をあるレベル以下にすることができない場合には、給气風量を増すことを検討する必要がある。

実験条件により給排気温度が異なるが、これらの上下温度分布を比較するために無次元化したものを図-6 に示す。図中の無次元温度は、室温と給气温度の差 (T-Ts) を給排気温度差 (Te-Ts) で除したものである。本論文では空調機と床下プレナムとの間の給气ダクト内の空気温度を給气温度 (Ts) とし、天井排気口の空気温度を排気温度 (Te) とした。図中の Tf は通気性タイルカーベットの表面温度を示す。給气風量 1890m³/h にて熱負荷の高さが 1.0m (M)、または 2.0m (H) で分散している場合 (26HS-7, 26MS-7, 36HS-7, 36MS-7)、床表面における無次元温度 (Tf) がおよそ 0.5 となり、その点と室温制御用サーモスタットの置かれている高さ 1.1m での空気温度、天井吸込口での排気温度の 3 点がほぼ一直線上にあることがわかった。給气風量が減少すると給气温度が下がるために床面の無次元温度が相対的に高くなるが、同様に 3 点は一直線上であった (26MS-5, 26MS-3)。しかし、熱負荷高さが 0.1m (L) と低い

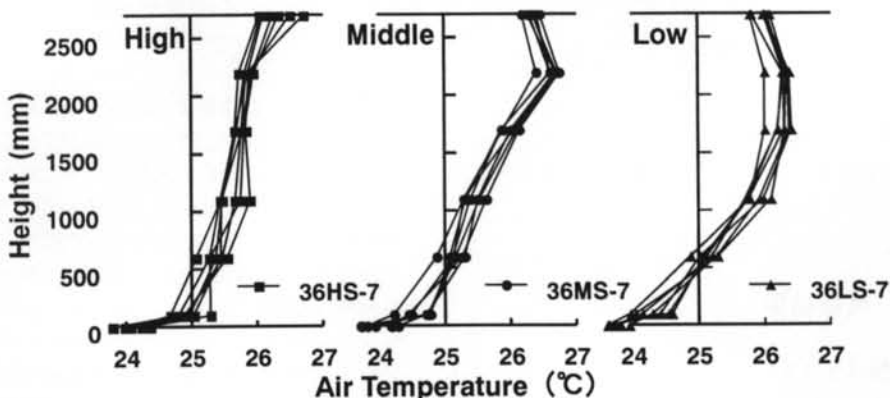


図-4 負荷位置の高さの異なる 3 条件の上下温度分布

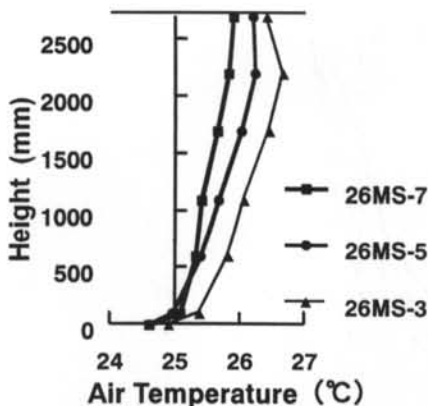


図-5 給気風量の異なる3条件の上下温度分布

場合(26LS-7, 36LS-7)は室下部での温度上昇が激しいため直線にはならなかった。

負荷集中時の室内空気温度および温度勾配を図-7に示す。熱負荷を窓より8mの地点に集中させた場合、集中点に近づくにつれ0.3~0.5°Cの室温上昇が見られたが、温度勾配は室全体を通してほぼ一定に保たれた。負荷集中点のそばにおける高さ0.1mと1.1m間の上下温度差も1.0°C以内となった。空気の水平拡散性が大きく、水平方向の温度分布が室内全体を通してほぼ均一となったためと考えられる。負荷を分散させた場合でも室中央部にて若干の空気温度上昇が見られたが、これは本システムの給気方法の特性によるものであると考えられる。

夏季および冬季条件における窓近傍の上下温度分布を図-8に示す。夏季条件(SMR)ではブライン

ドを下げていたにもかかわらず窓面近くの床が放射で暖められ、温度成層が乱れた。また、冬季条件(WTR)では窓面近傍にてコールドドラフトの影響が見られたものの床上0.6m以上での温度成層は保たれていた。温熱快適性を保ちつつ置換換気の効果を得るには適切なペリメータ処理が必要であると考えられる。

3.3 熱的快適感

冬季条件を除くすべての条件について気流速度は0.1m/sを超えることはなかった。冬季条件では窓面近傍でコールドドラフトにより0.15m/sまでの気流速度の増加が見られたが、いずれの条件についてもISO-7730⁵⁾やASHRAE 55-92⁶⁾の基準値以内に抑えられていた。図-9, 10, 11に負荷分散時のPMVを示す。代謝量1.1met, 着衣量0.6cloとして計算により求めたPMVの値は夏季、冬季条件を除いて0~0.5の範囲内であった。さらに詳細な居住者の熱的快適性を調査するためにサーマルマネキンの皮膚温測定が行われた。窓から1.5m離れた位置におけるサーマルマネキンの皮膚温を図-12に示す。周辺空気温度および放射が皮膚温に大きな影響を与えることが確かめられた。

§ 4. 考察

既報³⁾において著者らは全面床吹出し置換空調システムと壁吹出しディスプレイメント・ベンチ

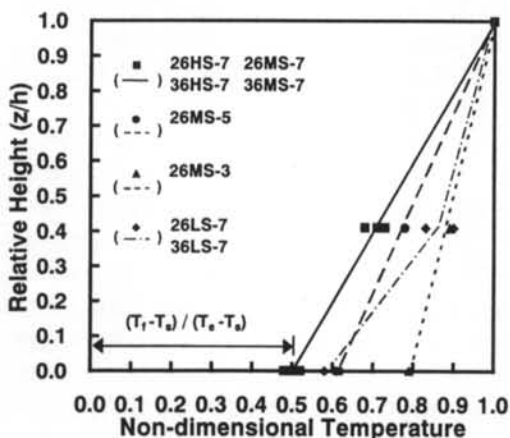


図-6 無次元温度分布

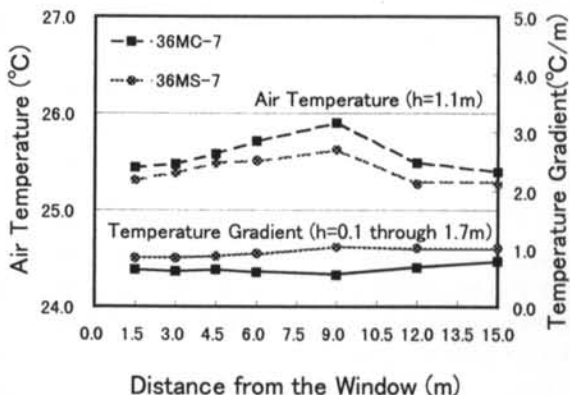


図-7 負荷集中時の空気温度、温度勾配

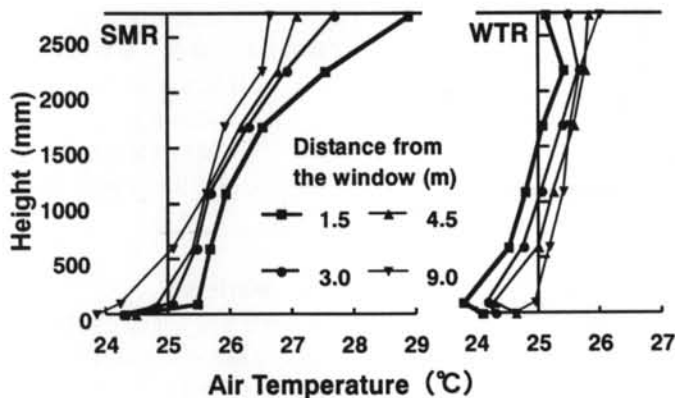


図-8 夏季、冬季条件時の上下温度分布

レーション（置換換気）を比較した実験結果を報告した。比較的小規模な環境試験室（5.1m × 6.3m × 2.6m）において実験した「給気風量 800m³/h, 熱負荷 25W/m²」の条件、および「給気風量 400m³/h, 熱負荷 25W/m²」の条件では、全面床吹出し置換空調システムの方が壁吹出しディスプレイメント・ベンチレーション（置換換気）よりも上下温度分布が大きくなった。本報に示すとおり全面床吹出し置換空調システムは床冷却効果があるが、システム的设计時には床面積、室内熱負荷の総量や位置を十分に考慮する必要がある。ディスプレイメント・ベンチレーション（置換換気）における床近傍の無次元化した最小温度である T_f と室内温度分布は、熱負荷の種類、さらに給気風量、熱負荷総量にも大きく影響される⁷⁾。本研究では、室内負荷位置が 2.0m (H) または 1.0m (M) の条件では相対的に低温の居住域環境が実現された。

熱負荷の放射成分と対流成分の比率は温度分布に対して重要なパラメータとなる。放射成分の比率が大きければ、床面へ供給される熱量が増加するために上下温度分布曲線は高温側へと移動することになる⁷⁾。本研究では室内模擬負荷としてアルミの筒で覆った電球を利用している。このアルミの筒は比較的放射率の低い材料ではあったが、上下方向すなわち環境試験室の天井および床に面した開口部分はその形状のため局所的に高放射率となった。さらに熱負荷の表面温度も室内温度分布に影響を与えると考えられるため今後の検討を要する。

Skistad⁸⁾は一般的な天井高（2.5m～3.5m）の部屋でかつ通常の負荷条件において壁吹出しディスプレイメント・ベンチレーション（置換換気）を用

いた場合、床近傍の空気温度は給気温度と排気温度のほぼ半分になるとしている。本研究では、給気風量が 1890m³/h で熱負荷の高さが 1.0m (M)、または 2.0m (H) で分散している場合(26HS-7, 26MS-7, 36HS-7, 36MS-7)、通気性タイルカーベットの無次元表面温度は約 0.5 であった。また、給気風量が 1350m³/h で熱負荷の高さが 1.0m (M) で分散している場合(26MS-5) は約 0.6 となり、これらの条件では Skistad の法則に適合していると考えられる。

「26MS-3」の条件では空調機が熱供給条件を満たすことができず、通気性タイルカーベットの無次元表面温度は約 0.8 であった。著者らは既報²⁾にて数種の熱負荷条件下におけるこの無次元温度を 0.2 として示したが、このときの給気温度を空調機と床下プレナムチャンバ間のダクト内空気温度ではなく、孔あき二重床を通過する空気温度と定義していた。空気分布を表現する上で、無次元温度を用いる手法は簡便であるが、特に床吹出しシステムと他システムの比較に用いる場合には給気温度の定義を明確にすることが重要である。

これまでの研究ではディスプレイメント・ベンチレーション（置換換気）は床から天井まで直線の上下温度分布をもたらすとして報告されている例が多い^{7), 8), 9)}。本研究では熱負荷の上下位置が低い場合(26LS-7, 36LS-7)に環境試験室の下部における温度上昇が顕著であり、上下温度分布は直線とはならなかった。全面床吹出し置換空調システムには壁吹出しディスプレイメント・ベンチレーション（置換換気）と異なる特性があると考えられるが、給気量、熱負荷条件と上下温度分布との関係についてさらなる研究を要する。

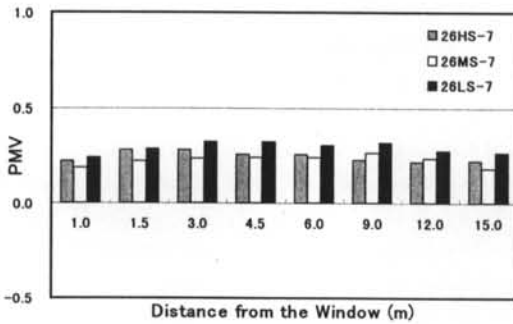


図-9 負荷分散時の PMV
: 26HS-7, 26MS-7, 26LS-7

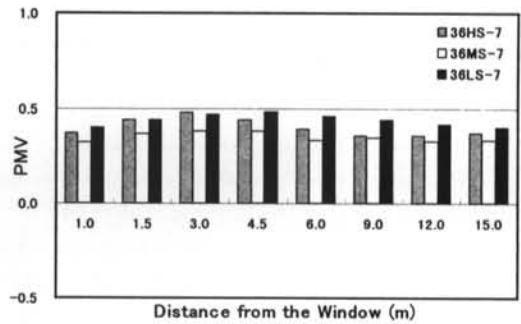


図-10 負荷分散時の PMV
: 36HS-7, 36MS-7, 36LS-7

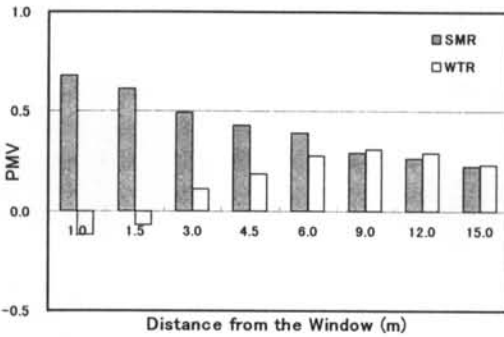


図-11 負荷分散時の PMV
: SMR, WTR

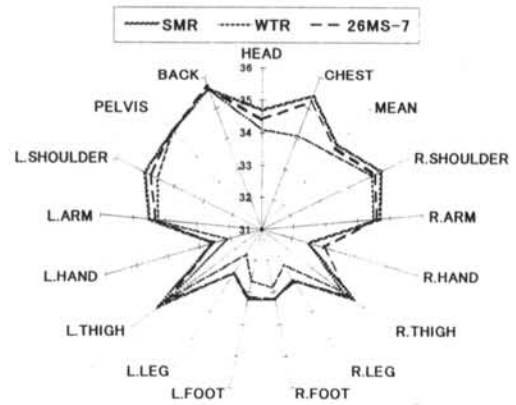


図-12 サーマルマネキンの皮膚温

§ 5. おわりに

環境試験室において給気風量、熱負荷総量、熱負荷位置を変化させ、全面床吹き出し置換空調システムの室内温熱環境を計測した。また、サーマルマネキンを用いた実験も実施した。主要な結論は以下の通りである。

全面床吹き出し置換空調システムでは床パネルによる床冷却効果により居住域における温度勾配が小さくなった。床貫流による熱負荷処理の割合が 50~60%を占めた。

熱負荷の位置が低いほど居住域における上下温度差が大きくなり、内部負荷の増加及び給気風量の減少も大きな温度差を生む結果となった。最も条件の厳しい「36LS-7」で高さ 0.1m と 1.1m 間の温度差が

最大 2.1℃であった。

負荷を集中させると 0.3~0.5℃の空気温度上昇が見られたが温度勾配は全室内を通してほぼ一定に保たれていた。

夏季条件では窓面近傍の床が暖められ、室全体の温度成層が乱れた。冬季条件では窓近傍にてコールドドラフトが確認されたが、高さ 0.6m 以上の温度成層は保たれていた。

冬季条件においてコールドドラフトの影響により窓下の気流は 0.15m/s まで上昇した。1.1met, 0.6clo を想定した負荷分散時の PMV は夏季、冬季条件を除くとすべて 0~0.5 の範囲内であった。

サーマルマネキンの皮膚温に周囲空気温度および放射の影響が強く見られた。

<参考文献>

- 1) 竹林芳久, 小林昌弘, 野部達夫: “全面床吹出し空調システム” 清水建設研究報告, 第 60 号, 1994, pp.111-122.
- 2) Akimoto, T., T. Nobe, and Y. Takebayashi. “Experimental Study on the Floor-Supply Displacement Ventilation System.” *ASHRAE Transactions*, Vol. 101, Pt. 2, 1995, pp. 912-925.
- 3) Akimoto, T., T. Nobe, S. Tanabe, and K. Kimura. “Experimental Study on Indoor Thermal Environment and Ventilation Performance of Floor-Supply Displacement Ventilation System.” 日本建築学会計画系論文報告集, 第 499 号, 1997, pp.17-25.
- 4) Tanabe, S., E.A. Arens, F.S. Bauman, H. Zhang, and T.L. Madsen. “Evaluating Thermal Environments by Using a Thermal Manikin with Controlled Skin Surface Temperature.” *ASHRAE Transactions*, Vol. 100, Pt. 1, 1994, pp. 39-48.
- 5) ISO. *International Standard 7730, Moderate thermal environments - determined of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort*. Geneva: International Standards Organization, 1984.
- 6) ASHRAE. *ANSI/ASHRAE Standard 55-1992, Thermal environmental conditions for human occupancy*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1992.
- 7) Nielsen, P.V. “Temperature Distribution in a Displacement Ventilated Room.” *ROOM VENT '96*, Vol. 3, 1996, pp.323-330.
- 8) Skistad, H. *Displacement Ventilation*, Research Studies Press Ltd., 1994.
- 9) Mundt, E. “Temperature Gradient Models in Displacement Ventilated Models.” *ROOM VENT '96*, Vol. 3, 1996, pp.331-338