HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	床吹出し空調システムの高効率化
Author(s)	羽山, 広文
Citation	日本建築学会技術報告集 : journal of architecture and building science, 2, 110-114
Issue Date	1996-03-20
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/50507
Rights	日本建築学会、本文データは学協会の許諾に基づきCiNiiから複製したものである
Type	journal article
File Information	AIJT.2.110-114.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

Architectural Institute of Japan

日本建築学会技術報告集　第2号, 110-114, 1996年3月
AIJ J. Technol. Des. No. 2, 110-114, Mar., 1996

床吹出し空調システムの高効率化

HEIGHTENING THE EFFICIENCY OF UNDERFLOOR AIR-CONDITIONING SYSTEMS

羽山広文 ——*1

*1

Hirofumi HAYAMA

Consideration is given to the relationship between the supply and return air-flow distribution system, which uses the raised flooring and the ceiling as chambers, and energy consumption. The following four points are covered: 1) the definition of an index for evaluating the uniformity of the chambers' supply and return air-flow distribution; 2) a proposed formula for estimating the relationship between the air-flow distribution non-uniformity rate and the chamber-aperture rates and loss of pressure; 3) experiments using scale models to verify the accuracy of the calculation method; and 4) clarification of how the air-flow distribution non-uniformity rate and the ventilation temperature-difference of the equipment in the room affect the energy consumption of the air-conditioning system.

キーワード：
省エネルギー，床吹出し空調，気流方式，風量分布

Keywords:
Energy conservation, Underfloor air conditioning, Air flow system, Air flow distribution

1 はじめに

情報処理および通信設備は，業務の効率化，高度化を支える重要な役割を担っている。近年，これらの装置は技術の進歩が著しく，高機能，低コストを目指した高集積化が進み，専用機械室のみならずオフィスにも設置される機会が多くなってきた。そのため，これらの装置を収容する室内の発熱密度は上昇する傾向にある。このような室内の効率的な空調には，空気搬送動力を削減するため空調給気量を小さくすること，すなわち室内機の送風温度差を増大することが有効である。中尾らは[1),2)]高発熱機器室を対象に主要な空調気流方式について実験により比較検討を行った結果，二重床およびプレナム天井内をチャンバに利用した二重床吹出し天井吸込み気流方式が効率的な空調気流方式であることを示している。この空調システムの高効率化を実現するには，室内温度環境を考慮しつつ空気搬送動力の削減を目指した空調気流分配が重要である。

ダクトあるいはチャンバを用いた吹出しおよび吸込み気流に関するこれまでの研究についてみると，佐藤[3)]，久保ら[4)]，早川ら[5)]，新津ら[6)]，戸河里ら[7),8)]，斉藤[9)]は換気用ダクトあるいは二重床・プレナム天井内の静圧分布，吹出しおよび吸込み風量分布について報告している。また，クリーンルームの吹出しおよび吸込み気流分布に関して，鈴木ら[10)]，田中ら[11)]は，気流解析による検討を行っている。これらの研究成果を用いれば，チャンバの寸法，通気抵抗，開口面積や風量などの条件を与えることで，チャンバの吹出しおよび吸込み風量分布，チャンバの圧力損失を求めることができるが，逆に目標とする風量分布を得るために必要な開口面積やチャンバの圧力損失を求めるのは簡便とはいえない。また，吹出しおよび吸込み風量分布やチャンバの性能を決定する各パラメータが空調システムのエネルギー消費に及ぼす影響を直接的に評価することが困難である。

本報告は，二重床吹出し・天井吸込み気流方式を用いた室を対象に，二重床，天井の吹出しおよび吸込み風量分布と空調システムのエネルギー消費の関係について検討したものである。

記号表

A：チャンバの断面積 [m^2]
c：空気の比熱 [J/kg]
D：チャンバの相当直径　$D=2h$[m]
E：エネルギー消費量 [W],
　添字；F；ファン，P；ポンプ，HS；冷凍機，COM；コンプレッサ
H_L：発熱量 [W]
h：チャンバの高さ [m]
k：チャンバ特性係数 [−],
　吹出し気流：$k_d=\frac{\lambda L}{3D}-1$，吸込み気流：$k_c=\frac{\lambda L}{3D}+2$
L：チャンバの長さ [m]
l：区間の長さ [m]
O_P：吹出し・吸込み口の開口率 [−]
P：圧力 [Pa]
Q：風量 [m^3/s]
q：吹出し・吸込み風量 [m^3/s]
R_e：レイノルズ数 [−]
V：風速 [m/s]
W：チャンバの幅 [m]

*1 NTTファシリティーズ研究開発部　主幹研究員・修士(工学)

*1 Senior Research Engineer, Supervisor, R & D Dept. NTT POWER AND BUILDING FACILITIES INC., M. Eng.

NII-Electronic Library Service

Architectural Institute of Japan

ΔT：送風温度差 [°C]
ρ：空気の比重量 [kg/m³]
ε：風量分布の不均一率 [−]
ε：エネルギー消費係数 [−]
添字；F；ファン，REF；冷凍機＋ポンプ等，COM；コンプレッサ
λ：チャンバの摩擦係数 [−]
ζ_i：合流損失係数 [−]，ζ_o：分岐損失係数 [−]
ζ_p：多孔板の損失係数 [−]
η_T：ファンの総合効率 [−]
j：チャンバの区間を示す添字
m：二重床または天井を示す添字
r：室内を示す添字
s：チャンバの始端を示す添字

2 チャンバの吹出し・吸込み気流の特性

吹出し・吸込みチャンバの風量分布，圧力損失は，空調対象室の室内環境，送風機容量および空気搬送動力を左右する大きな要因である。チャンバの位置により詳細な開口調整を実施するのであれば，従来の空調用ダクトの設計方法を用い目標とする風量分布を実現できる。しかし，一様な開口率を有する単一種のパネルのみを用いても従来法と同等な必要風量が確保できれば，開口調整の稼働量や吹出しおよび吸込み口のコストが削減できる。ここでは，二重床および天井を一次元の連続分配・集合管と見なし，チャンバの風量分布，圧力損失，開口率について検討する。

2.1 吹出し・吸込み風量分布の評価

チャンバの形状，チャンバ内の通気抵抗の条件により，チャンバ内の圧力分布および吹出し・吸込み風量分布が変化する。このような吹出しおよび吸込み風量分布の一様性を評価するため，チャンバの吹出しおよび吸込み風量の最大，最小，平均を用い(1)式に示す風量分布の不均一率 ε を定義する。

$$\text{風量分布の不均一率 } \varepsilon=\frac{\text{最大風量}-\text{最小風量}}{\text{平均風量}} \quad \cdots\cdots(1)$$

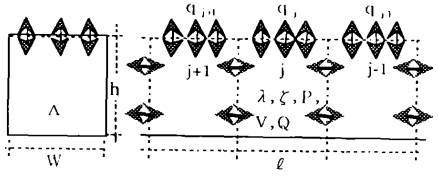

図1 吹出し・吸込み気流の計算モデル

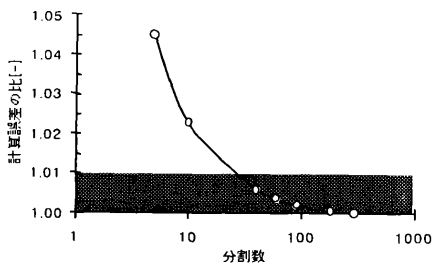

図2 分割数と計算誤差の関係

2.2 チャンバの吹出し・吸込み風量と圧力の基本式

チャンバを平行平板の一次元連続分配・集合管と見なすと，吹出し・吸込み風量 q_j は，図1に示す j 番目の開口をはさむ距離 l の区間でチャンバにかかる室内圧力 P_r とチャンバ内の圧力 P_j との圧力差から次式で求められるものとする。

$$q_j=\frac{O_p}{\sqrt{\zeta_p}}\sqrt{\frac{2}{\rho}(P_j-P_r)} \quad \cdots\cdots(2)$$

ζ_p は吹出しおよび吸込み口の損失係数である。吹出し気流の場合，連続の条件から

$$\frac{dV}{dx}=-\frac{q_j}{A},\ or\ \frac{dQ}{dx}=-q_j \quad \cdots\cdots(3)$$

また，運動量の法則から

$$\frac{dP}{dx}=-\frac{dV}{dx}V\frac{\rho}{2}-\left(\zeta_o+\frac{\lambda}{D}\right)\frac{\rho}{2}V^2 \quad \cdots\cdots(4)$$

が得られる。上記の連立方程式を解析的に解くことは困難なため，距離 l の区間で差分近似すると次式となる[11]。

$$Q_{j+1}-Q_j=A(V_{j+1}-V_j)=-q_j,\ Q_s=\sum_{j=1}^{n}q_j \quad \cdots\cdots(5)$$

$$P_{j+1}-P_j=\frac{\rho}{2}(V_j^2-V_{j+1}^2)-\left(\zeta_o+\lambda\frac{l}{D}\right)\frac{\rho}{2}V_j^2 \quad \cdots\cdots(6)$$

ζ_o は分岐損失係数であり，その値は佐藤[3]の実験結果より，主流と支流の流量比が 50：1 以下の場合 $\zeta_o=0$ とすることができる。

同様に，吸込み気流の場合も連続の条件および運動量の法則から次式が得られる。

$$\frac{dV}{dx}=\frac{q_j}{A},\ or\ \frac{dQ}{dx}=q_j \quad \cdots\cdots(7)$$

$$\frac{dP}{dx}=-\frac{dV}{dx}V\frac{\rho}{2}+\left(\zeta_i+\frac{\lambda}{D}\right)\frac{\rho}{2}V^2 \quad \cdots\cdots(8)$$

距離 l の区間で差分近似すると次式となる[11]。

$$Q_{j+1}-Q_j=A(V_{j+1}-V_j)=q_j,\ Q_s=\sum_{j=1}^{n}q_j \quad \cdots\cdots(9)$$

$$P_{j+1}-P_j=\frac{\rho}{2}(V_j^2-V_{j+1}^2)+\left(\zeta_i+\lambda\frac{l}{D}\right)\frac{\rho}{2}V_j^2 \quad \cdots\cdots(10)$$

ζ_i は支管からの流入で主管の流速が増加した場合の合流損失係数を表している。合流流量比が小さな場合，合流損失係数は次式で表される[11]。

$$\zeta_i=\frac{V_{j-1}^2-V_j^2}{V_j^2} \quad \cdots\cdots(11)$$

以上の関係式を連立させ，チャンバの吹出しおよび吸込み風量，チャンバ内の圧力分布を求めることができる。

2.3 計算結果

2.3.1 計算精度

前項の基本式は非線形なため解析的に解を得ることが困難である。そこで，チャンバを複数の区間に分割し逐次二分法を用い，吹出し・吸込み風量および圧力を求めた。図2は分割数 300 でのチャンバ始端の圧力を1とし，各分割数での圧力の比を示したものである。チャンバ始端の圧力は分割数が 200 以上になると概ね一様となる。分割数 300 の解を精解と見なすと，これとの誤差が 1%以内に収めるためには少なくとも 30 分割が必要となることがわかる。

2.3.2 チャンバの吹出し・吸込み風量分布

チャンバ性能を決定するパラメータは，長さ L，高さ h，摩擦係数 λ である。これらのパラメータと風量分布の関係を明確にするため風量分布を求め，図3に示す。この結果，以下のことがいえる。

NII-Electronic Library Service

1) 吹出し気流では，$k_d<0$ の場合には，チャンバ内の摩擦による圧力降下と比べ静圧再取得による昇圧の方が大きくなるので，始端より終端での吹出し風量が大きい。また，$k_d>0$ の場合，逆に終端より始端での吹出し風量が大きくなる。

2) 吸込み気流の場合，合流による風速増加と摩擦損失がいずれも圧力降下として働くため，吸込み風量は終端へ向かって減少傾向となる。

3) k_d は1以上，k_c は2以上の場合，チャンバの終端へ向かって吹出し・吸込み風量は減少し，k_d, k_c の値に係わらず風量分布はほぼ同一の傾向となる。

2.3.3 チャンバの形状と圧力損失・開口率

チャンバの長さ L，チャンバの相当直径 D，チャンバの摩擦係数 λ，チャンバの開口率 O_p を変化させ，各条件でのチャンバの吹出し・吸込み風量分布，チャンバ始端での圧力（チャンバの圧力損失）を求め図4に示す。この結果以下のことがいえる。

1) 吹出し・吸込みいずれの気流においても，風量分布の不均一率 ε が増加すると，チャンバの特性係数 k に対するチャンバの圧力損失は減少し，一方，チャンバの開口率は増大する。

2) 吹出し気流の場合，チャンバの特性係数が $-1<k<0$ の区間で，k の増加に伴いチャンバの圧力損失は減少し，チャンバの開口率は増加する。$k=0$ の点でチャンバの圧力損失は最小となり，チャンバの開口率は最大となる。これは，チャンバ内の摩擦による圧力損失が静圧再取得で相殺されたためである。$0<k$ の区間で，k の増加に伴いチャンバの圧力損失は増大し，チャンバの開口率は減少する。このことから，空気搬送動力削減の観点では $k=0$ となるようなチャンバが理想的であるが，二重床および天井をチャンバとして利用する場合，チャンバの高さに制約があり k の値が大きくなることが多い。

3) 吸込み気流の場合は，チャンバの特性係数 k の増加に対し，チャンバの圧力損失および開口率は減少する。

4) チャンバの特性係数が $k>2$ の場合，吹出し・吸込み気流の圧力損失，開口率は概ね一致し，吹出し・吸込み気流の両者に対し，同一のチャンバの特性係数 k を用い表現することができる。

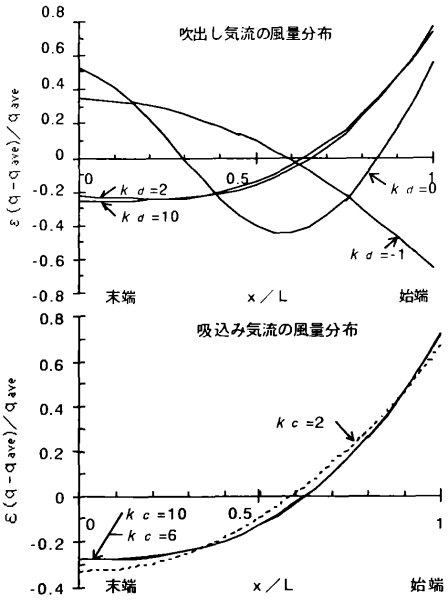

図3 吹出し・吸込み風量分布

2.4 チャンバの圧力損失・開口率の近似

図4に示したチャンバの特性係数 k とチャンバの圧力損失・開口率の関係を一般化するため，圧力損失と開口率の計算結果を最小二乗法を用い以下の近似式（適用範囲 $k\geqq 2$）を求めた。

$$P_s=0.8150\varepsilon^{-0.8204}k\frac{\rho}{2}V_s^2,\ R^2=0.9967 \quad \cdots\cdots(12)$$

$$O_p=2.326\frac{\varepsilon^{0.5540}}{\sqrt{k}}\frac{h}{L},\ R^2=0.9970 \quad \cdots\cdots(13)$$

両者とも近似式の決定係数(寄与率)は1.0に近い。さらに，(12)，(13)式から得られる近似解と，前項で示した精算解を比較し図5に示す。この結果，近似解は精算解と比較しチャンバの特性係数の小さな領域でやや誤差があるが，実用的には十分な精度で近似されているものといえよう。なお，チャンバの特性係数 k を決定するには，チャンバ内の配管および配線を考慮したチャンバの摩擦係数が必要となる。これらの摩擦係数は実験により求める方法の他，流れに対し直交する垂直フィンの通気抵抗に関する実験結果[18]を応用する方法などもあるが，今後これらのデータを整備することが課題と考えられる。

3 模型実験による計算結果の検証

3.1 実験の概要

前章で示した計算法を検証するため，図6に示す模型を作成し実験を行った。長さ6000[mm]のチャンバに整流装置を介して送風機を接続し上面に多孔板を設置した。チャンバには静圧測定孔を600[mm]間隔で合計10ヶ所設置し，チャバャから吹出しおよび吸込み気流を生じさせた状態で，室内とチャンバ内の静圧差を微差圧計で測定した。送風機の風量はラミナーフロー流量計で測定した。チャンバ始端の風速 V_s は，送風機の風量をチャンバの断面積で除して求めた。チャンバの摩擦係数は，多孔板を全閉した状態でチャ

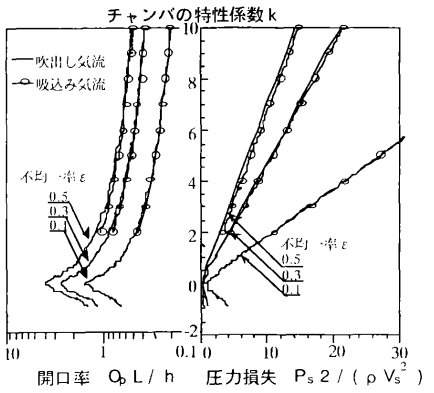

図4 チャンバの特性係数と圧力損失・開口率

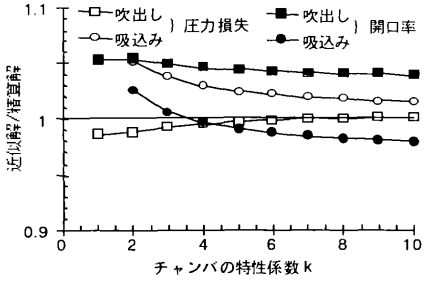

図5 近似式の精度 ($\varepsilon=0.3$)

NII-Electronic Library Service

ンバの始端と終端の圧力差および風量から求め，$\lambda=0.019(2\times10^4\leqq Re\leqq10^5)$と得られた。チャンバの上面に設置した多孔板は孔径5[mmϕ]，ピッチ20[mm]，厚さ1.6[mm]，開口率が5%である。開口率の調整にはテープを使用した。多孔板の損失係数ζ_pは気密試験機を用いて測定し，$\zeta_p=2.0(10^3\leqq Re\leqq10^4)$と得られた。

3.2 チャンバ内圧力の実験と計算結果の比較

吹出しおよび吸込み気流の状態での実測と計算結果を図7に示す。これによれば，実験と計算結果にやや差が生じている。しかし，多孔板からの吹出しおよび吸込み風量は静圧の約0.5乗に比例することから，風量に換算した誤差は平均風量に対し最大5%程度であり，計算結果は実用上十分な精度で実験結果を表現しているといえよう。

4 空調システムの消費エネルギー評価方法

4.1 空調システムのエネルギー消費

高発熱機器室空調の場合は空気給気量が多いので，消費エネルギーの評価に際し，室内機の空気搬送エネルギー消費を考慮することが重要である。室内機がパッケージ形空調機あるいはエアハンドリングユニットの場合，室内ファンは室内機内部に設置されることが多く，ファンの発熱を熱源負荷に含める必要がある。ここでは，空気搬送動力に着目するため，室内熱量係数，空気系熱量係数などの各種の熱量損失・利得[19]を全て1とし，各部のエネルギー消費係数を定義した。(15)式，(16)式に示すように空気搬送エネルギー消費量が熱源の負荷になっている点が従来の定義[19]と異なっている。

(1) 空気搬送エネルギー消費係数ε_A

$$\varepsilon_A=\frac{E_F}{H_L} \quad \cdots\cdots(14)$$

(2) 熱源エネルギー消費係数ε_{COM}, ε_{REF}

$$\varepsilon_{COM}=\frac{E_{COM}}{H_L+E_F} \quad \text{パッケージ形空調方式} \quad \cdots\cdots(15)$$

$$\varepsilon_{REF}=\frac{E_{HS}+E_P}{H_L+E_F} \quad \text{中央熱源空調方式} \quad \cdots\cdots(16)$$

(3) トータル空調エネルギー消費係数ε_T

$$\varepsilon_T=\frac{E_F+E_{COM}}{H_L} \quad \text{パッケージ形空調方式} \quad \cdots\cdots(17)$$

$$\varepsilon_T=\frac{E_F+E_{HS}+E_P}{H_L} \quad \text{中央熱源空調方式} \quad \cdots\cdots(18)$$

4.2 空気搬送エネルギー消費

空調システムの空気搬送エネルギー消費量は空調給気量および圧力損失を用い次式から求めることができる[20]。

$$E_F=\frac{QP_T}{\eta_T} \quad \text{ただし } P_T=P_C+P_S \quad \cdots\cdots(19)$$

P_Cは室内機の機内圧力損失および室内機の吹出し・吸込み口の圧力損失を表している。室内機の機内圧力損失は，送風温度差と室内機の形状が定まれば，定数で与えることができる。一方，P_Sは(12)式の二重床および天井の圧力損失を総和し(20)式となる。これは，二重床および天井の形状，風量分布の不均一率，空調給気量により求めることができる。

$$P_S=\sum_m 0.8150\varepsilon^{-0.8204}k_m\frac{\rho}{2}\left(\frac{H_L}{c\rho\Delta TW_mh_m}\right)^2 \quad \cdots\cdots(20)$$

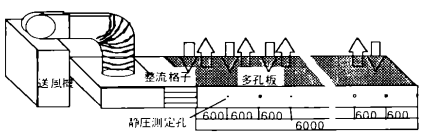

図6 実験装置の概要

5 空調気流方式の評価

5.1 不均一率と空気搬送エネルギー消費

風量分布の不均一率は，室温分布および空気搬送エネルギーを左右する重要な設計パラメータである。この値を小さくすることにより風量分布は均一となるが，チャンバの圧力損失が大きくなり空気搬送エネルギーは増大する。一方，不均一率を大きくすると，最小風量の位置で冷却に必要な風量の確保が困難となり，この位置での風量を満足するため空調給気量を増加させる必要がある。そこで，表1の条件で，風量分布の不均一率を変化させた場合の空気搬送エネルギー消費係数を求め図8に示す。この結果，室内発熱密度が小さな場合，ε_Aの最小値は不均一率の値が小さな領域で実現し，発熱密度が上昇するのに伴い大きな領域へ移行する。一般的な電算機室の発熱密度400～500[W/m^2]において，風量分布の不均一率は0.2～0.4程度の範囲でε_Aが最小となることがわかる。

5.2 送風温度差とトータル空調エネルギー消費

前項と同様の条件で送風温度差を変化させた場合のトータル空調エネルギー消費係数ε_Tを求め図9に示す。なお，ここでは熱源エネルギー消費係教を0.2とし，室内発熱密度は600[W/m^2]の条件で計算した。この結果，送風温度差の減少に伴いファン発熱の比率が著しく高くなり，熱源エネルギー消費係数も増加するのがわかる。電算機室空調システムなどの高発熱機器室では送風温度差の小さな領域で運転していることが多く，送風温度差の増加が可能となれば，空気搬送エネルギーの削減と同時に熱源エネルギーも削減でき，大きな効果が期待できる。

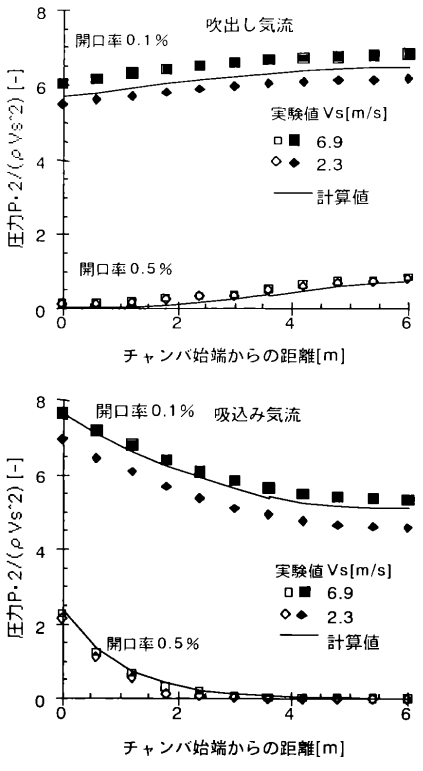

図7 吹出し・吸込み気流の実験と計算結果

NII-Electronic Library Service

Architectural Institute of Japan

表1　計算条件

空調気流方式	二重床吹出し・天井吸込み
室奥行き L	18 m
有効二重床高さ h	0.4 m
チャンバの特性係数 k	二重床、天井とも　6.5
室内機の機内圧力損失 +室内機の吹出し・吸込み口の圧力損失	196 Pa　(20 mmAq) +49 Pa　(5 mmAq) +49 Pa　(5 mmAq)
空調給気量	最小風量の位置で所定風量確保
ファンの総合効率 η_T	0.5 [-]

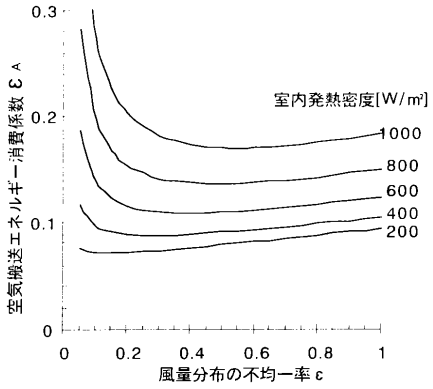

図8　不均一率と空気搬送エネルギー消費係数

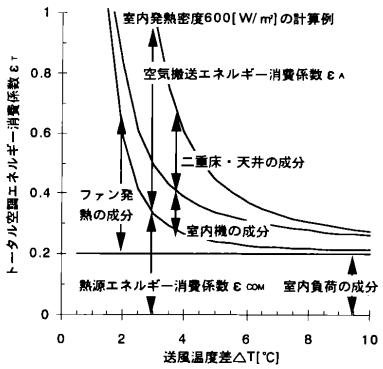

図9　送風温度差とトータル空調エネルギー消費係数

6 結　論

二重床吹出し・天井吸込み気流方式を用いた室を対象に，吹出しおよび吸込み風量分布と空調システムのエネルギー消費の関係について検討した。その結果，以下の知見が得られた。

1) チャンバの吹出しおよび吸込み風量分布の一様性を評価する指標として，風量分布の不均一率を定義した。この風量分布の不均一率を用い，チャンバの形状と圧力損失，開口率の関係を示す近似式を求めた。その結果，各パラメータとチャンバの圧力損失・開口率の関係を容易に表現できるようになった。

2) チャンバ内圧力分布の計算方法の精度について，模型実験との比較を行い実用的な精度であることを検証した。

3) チャンバの圧力損失を求める近似式を用い，風量分布の不均一率と空調システムのエネルギー消費係数の関係を計算例で示した。その結果，空調給気量の増加に伴いチャンバの圧力損失が増大するため，最適な風量分布の不均一率が存在することがわかった。

4) チャンバや室内機の圧力損失を考慮した空気搬送エネルギー消費係数およびトータル空調エネルギー消費係数の計算方法を示した。この方法を用いることにより，エネルギー消費に対する各成分の寄与率を明確にすることができる。

5) 送風温度差と各エネルギー消費係数の関係について計算例を示した。この結果，室内機の送風温度差が小さな領域で運転した場合，チャンバの圧力損失増加に伴う空気搬送エネルギー消費の増大ばかりではなく，ファン発熱を処理するための熱源エネルギー消費の増大もきたすことがわかった。このことから，チャンバを用いた空調システムの省エネルギーには，空気搬送スペースの拡大および送風温度差の増大が重要であることがわかった。

参考文献

1)　中尾正喜・羽山広文・西岡真稔・松尾陽：高発熱機器室用空調気流方式の研究（第1報），空気調和・衛生工学会論文集，No. 54, pp. 77～89, 1994.2

2)　中尾正喜・羽山広文・西岡真稔・松尾陽：高発熱機器室用空調気流方式の研究（第2報），空気調和・衛生工学会論文集，No. 56, pp. 87～97, 1994.10

3)　佐藤雄二：等流量分配管ならびに集合管，日本機械学会論文集，25-157, pp. 927～938, 1959.9

4)　久保利介・植田辰洋：管寄せの分流および合流に関する研究，日本機械学会論文集，34-268, pp. 2133～2138, 1968.12

5)　早川一也・桜井翰：電算機室の空気調和に関する一考察，空気調和衛生工学，43-7, pp. 591～611, 1969.7

6)　新津靖・加藤孝夫・前田鉄夫：一様吹出しスリット・ダクトの特性（第1報），（第2報），空気調和衛生工学，40-4, pp. 387～395, pp. 396～405, 1966.4

7)　戸河里敏・小原俊平・早川真・日沖正行：チャンバ吹出し方式の空気特性に関する実験的研究（その1），（その2），日本建築学会大会学術講演梗概集，pp. 211～212, pp. 245～246, 1977.10

8)　戸河里敏・早川真：天井チャンバ吹出し空調方式の研究（その2），日本建築学会大会学術講演梗概集，pp. 451～452, 1986.8

9)　鈴木ほか：層流型クリーンルーム内の気流性状・汚染物質拡散に関する研究（その7），空気調和・衛生工学学術講演会講演論文集，1988.10

10)　田中晃・前田真之・浅見欽一郎・斎木篤：クリーンルーム内の気流設計に関する研究（第2報），日本建築学会大会学術講演梗概集，pp. 421～422, 1986.8

11)　管路・ダクトの流体抵抗，日本機械学会編

12)　羽山広文・中尾正喜・光町正宣：チャンバを用いた空調気流の検討（その1），日本建築学会大会学術講演梗概集，pp. 449～450, 1986.8

13)　羽山広文・中尾正喜：チャンバを用いた空調気流の検討（その2），日本建築学会大会学術講演梗概集，pp. 1111～1112, 1987.10

14)　羽山広文・中尾正喜：チャンバを用いた空調気流の検討（その3），日本建築学会大会学術講演梗概集，pp. 885～886, 1988.10

15)　羽山広文・中尾正喜・中北英孝：チャンバを用いた空調気流の検討（その4），日本建築学会大会学術講演梗概集，pp. 717～718, 1987.10

16)　羽山広文・三瓶実：チャンバを用いた空調気流の検討（その5），日本建築学会大会学術講演梗概集，pp. 1203～1204, 1990.10

17)　Hayama et al.: Airflow Distribution in Telecommunications Equipment Rooms, Intelec, 1990.10

18)　植田辰洋，原田一郎：フィン付き伝熱面の熱伝達に関する研究，日本機械学会論文集，30-210, pp. 278～287, 1964.2

19)　(社)空気調和・衛生工学会：建築・設備の省エネルギー技術指針，pp. 192～198, 1994.6

20)　(社)空気調和・衛生工学会：空気調和・衛生工学便覧（第12版），2 汎用機器・空調機器編，p. 36, 1995.3

[1995年6月30日原稿受理　1995年8月25日採用決定]

NII-Electronic Library Service