



Title	データセンターにおける機器冷却特性に関する研究 : その2 ラック形態と空調用エネルギー消費量の関係
Author(s)	降旗, 由紀; 羽山, 広文; 木下, 学 他
Citation	大会学術講演梗概集. D-2, 環境工学II, 熱, 湿気, 温熱感, 自然エネルギー, 気流・換気・排煙, 数値流体, 空気清浄, 暖冷房・空調, 熱源設備, 設備応用, 2005, 1055-1056
Issue Date	2005-07-31
Doc URL	<a href="https://hdl.handle.net/2115/50660">https://hdl.handle.net/2115/50660</a>
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	GKKD-2_1055-1056.pdf



## データセンターにおける機器冷却特性に関する研究

## その2 ラック形態と空調用エネルギー消費量の関係

許容温度 換気流量比 再循環温度差比  
吸込み温度予測 トータルエネルギー消費係数

## 1. はじめに

第1報を受けてデータセンター内機器の空調効率向上に向けたラック設計の検討を行う。

本報では、ラック内の再循環を左右する遮蔽パネル・ラック給気形態・ラック風量を三要素とし、それらの変更に伴う効率変動をエネルギー消費係数を算出することにより評価する。

## 2. ラック形態の三要素

本研究では、機器の吸込み温度を上昇させる原因は排気の再循環によるものと考え、ラック内外の再循環を防ぐ効率的な冷却方式を提案する。具体的には、以下に示すラック内の三要素の変更における、周辺温度の改善および省エネルギー化を検討する。

## a. 遮蔽パネル

ラック内の再循環は機器の間を通じて起こるものであり、これを防ぐための遮蔽パネルを機器前方の上下および左右部分に設置する。

## b. ラック-機器風量比

ラックおよび機器に設置されたファンの風量比によって、再循環や機器冷却に寄与しない流れが発生する。両者を防ぐ風量比の解明を行う。

## c. ドア形状

底面給気はガラスドアにより前方をふさぎ、底面の開口から給気を行い、側面給気は底面をふさぎ側面全体に設けられた給気孔から室内空気を取り入れる。側面給気においては、下方から1/3, 2/3, 全面に孔を分散させたパターンを比較対象とし、全4ケースの比較を行う。

## 3. 実大規模実験

## 3.1 実験概要

本実験ではラック1台分の領域について実大規模実験を行う。断熱箱によって実機ラックと通路空間を含めたスペースを設け、排気ファンを取り付けて、風量を変化させた。ラック内には、100~300[W]の範囲で制御が可能な模擬発熱体を10台設置した。以下、各装置の仕様を示す。

## 3.2 測定方法

熱電対を用いて各機器・ラック・断熱箱の吸込み温度および吹出し温度、外気温度を測定した。機器の風量および発熱量は定格風量を実質値とし、断熱箱およびラック風量は実験値より熱貫流率・圧力損失を考慮して算出した。実験室は、空調給気温度を想定して室温を19[°C]に保った。それぞれの測定温度は5分毎の値を出力し、十分に定常に

正会員 ○降旗由紀\*1 同 羽山広文\*2 同 木下学\*3  
同 絵内正道\*4 同 森太郎\*5

達した15分間の平均を計測した。

## 3.3 実験パターン(表1)

2で示した三要素を2~4段階で変更し、それらが吸込み温度に与える影響を分析する。

## 4. 実験結果

## 4.1 再循環温度差比による評価

定量的評価を行うため、無次元化したパラメーターである換気流量比と再循環温度差比を用いた。以下に両者の算出式を示す。

$$\kappa_{m1} = \frac{V_a}{V_r} \quad \text{または、} \quad \kappa_{m2} = \frac{V_r}{\sum V_{m(k)}} \quad (1)$$

$$m_a = \frac{\theta_{om} - \theta_o}{\theta_i - \theta_o} \quad (2)$$

換気流量比は空気搬送エネルギーを抑えるため、 $\kappa_{m1} < 1$ が望ましい。ユニット再循環温度差比 $m_a$ は空調温度差( $\theta_i - \theta_o$ )に対するユニット再循環温度差( $\theta_{om} - \theta_o$ )の比で定義し、再循環がなされるほど大きい値をとる。

## 4.3 実験まとめ

図1に示す実験結果から以下の三要素の評価結果を示す。

## a. 遮蔽パネル

遮蔽パネルの設置は効果的がある。特に底面給気の場合、上下パネルの機器背後部設置の優位性が示された。

## b. ラック-機器風量比

ラック風量の増加によって、吸込み温度を低下させることができた。

## c. ドア形状

パネルが設置されている場合、底面給気で若干の効果が得られた。パネルが設置されていない場合、適正風量範囲が狭く制御が困難である。

## 5. 空調用エネルギー消費量の評価

## 5.1 トータルエネルギー消費係数

一般的な与条件の下、三要素の実質的な効率を評価するため、熱源系と空気搬送系の和で表されるトータルエネルギー消費係数を用いた。これは、効率の逆数となりその値が小さいほど効率的となる。

## 5.2 評価手順

表-1 実験パターン

実験変数	実験条件			パターン数
	2	3	9	
発熱量[kW]	2	3	9	2
ラックファン個数	5	7	9	3
遮蔽パネル	なし	パネル1+2		2
扉種類	クローズ	前面1/3	前面2/3	4
			全面	4
			実験総数	48

a. 再循環温度差の近似式

ラック周辺気流のブロックモデルから、熱平衡および風量収支式を用いて再循環温度差比を導くと、換気流量比の増加に伴い再循環温度差比は減少し、ある境界点を超えると漸増する。よって、再循環温度差比と換気流入比に関する近似式を、2つの一次関数によって示した。

$$m_a = \begin{cases} a \cdot \kappa_{m1} + b & (\kappa_{m1} \leq \frac{1-\gamma}{\eta_v}) \\ a' \cdot \kappa_{m1} + b' & (\kappa_{m1} \geq \frac{1-\gamma}{\eta_v}) \end{cases} \quad (6)$$

b. 必要空調風量を算出

与条件と許容吸込み温度から、許容再循環温度差比および空調風量が求められ、最小値を必要空調風量とした。

$$\frac{b\kappa_{m2} \cdot \sum H_m}{C_p \rho \Delta T_m} \leq V_a \leq \frac{b'\kappa_{m2} \cdot \sum H_m}{C_p \rho \Delta T_m} \quad (7)$$

$$\frac{\kappa_{m2}(\theta_{0m} - \theta_0) - a}{\Delta T_m} \leq \kappa_{m1} \leq \frac{\kappa_{m2}(\theta_{0m} - \theta_0) - a'}{\Delta T_m}$$

c. エネルギー消費係数の導出

各系のエネルギー消費係数は必要空調風量から以下の式で導かれる。

・空気搬送系 
$$\varepsilon_A = \frac{V \cdot P_T}{H_L \cdot \eta_T} \quad (8)$$

・熱源系 
$$\varepsilon_{COM} = \frac{H_L + E_F}{H_L \cdot COP_{COM}} \quad (9)$$

空調給気温度-機器吸込み温度(送風温度差)とトータルエネルギー消費係数の関係を図2に示す。送風温度差の増加に伴い空気搬送エネルギーを抑制し効果があることがわかる。また、パネルの設置ラック風量の抑制、下方給気などの手法により、最大約10%の省エネルギーとなる(図3)。

6. まとめ

各要素によって効率が左右されるデータセンターの空調システムにおいて、遮蔽パネル・ラック風量・ドア形状に着目し、その評価を行った結果、以下の知見を得た。

- 1) 実大規模実験により、ラック内部特性が機器周囲の温度特性に与える影響を定量的に把握した。
- 2) 換気システムのエネルギー消費特性を把握し、再循環を抑制する三要素の有効性を評価した。

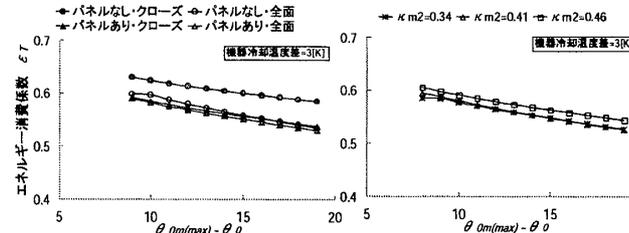


図-2 送風温度差とエネルギー消費係数 (パネル・ラック風量・ドア形状)

謝辞：本研究の一部は、科学研究費補助金基盤研究(C)2, 16560522 (研究代表：羽山広文)で行った。記して感謝する。  
[記号表]

- $V$ : 風量 (a 空調機, r ラック, m 機器) [ $m^3/h$ ]
- $\gamma$ : 再循環比[-]
- $\eta_v$ : 排熱効率  $(\theta_{1m} - \theta_0) / (\theta_{1m} - \theta_0)$  [-]
- $\theta_{0m(k)}$ : k 段目の機器吸込み温度 [ $^{\circ}C$ ]
- $\theta_{0,1}$ : 空調給気, 排気温度 [ $^{\circ}C$ ]
- $P_T$ : 機内静圧 [ $Pa$ ]
- $\eta_T$ : ファンの総合効率 [-]
- $H_L$ : 発熱量 [ $W$ ]
- $E_F$ : ファンのエネルギー消費量

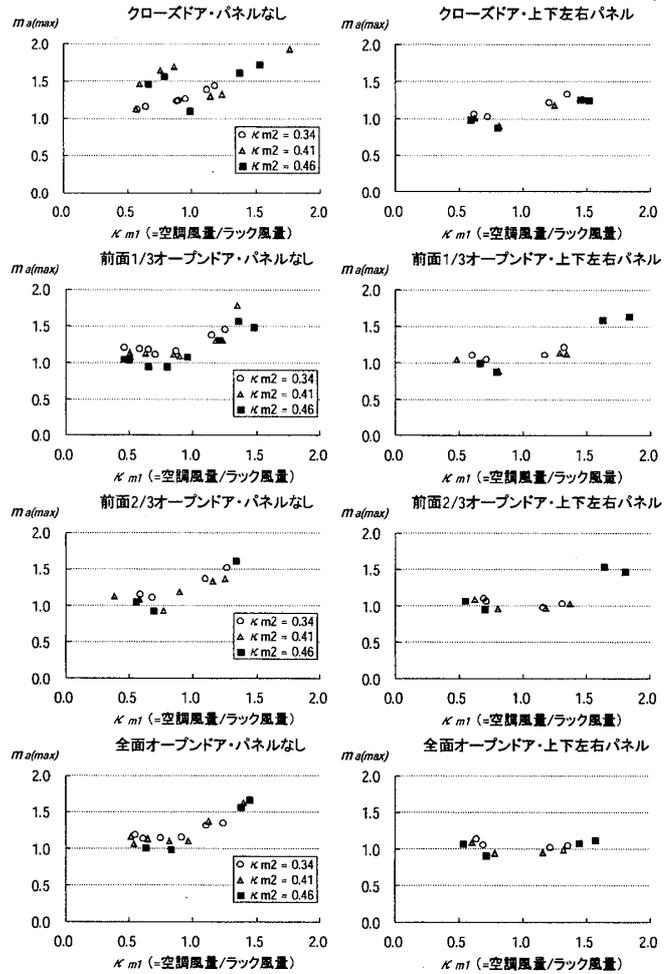


図-1 各ケースの最大再循環温度差比

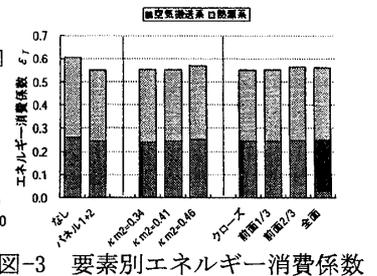


図-3 要素別エネルギー消費係数

- \*1 中部電力株式会社・修士 (工学)
- \*2 北海道大学大学院助教授・博士 (工学)
- \*3 NTTファシリティーズ研究開発本部・博士 (工学)
- \*4 北海道大学大学院教授・工学博士
- \*5 国立釧路工業高等専門学校助教授・博士 (工学)

- \*1 CHUBU Electric Power Co., Inc., Mr. Eng.
- \*2 Assoc. Prof., Graduate School of Eng., Hokkaido Univ., Dr. Eng.
- \*3 Research and Development HQ, NTT Facilities Inc., Dr. Eng.
- \*4 Prof., Graduate School of Eng., Hokkaido Univ., Dr. Eng.
- \*5 Assoc. Prof., Kushiro National College of Technology, Dr. Eng.