

データセンター向け高効率空調システムの実大模型実験

土屋 貴史 諏訪 好英 原 嶋 寛
 須藤 修二 矢部 周子 古本 恭一
 (東京機械工場)

Actual Scale Model Experiment of High-Efficiency Airflow Design for Data Centers

Takashi Tsuchiya Yoshihide Suwa Hiroshi Harashima
 Syuji Suto Chikako Yabe Kyoichi Furumoto

Abstract

With the popularization of ICT, demand for data centers has also increased. Highly reliable and efficient air conditioning systems are essential for stable server operation. An airflow system with both the supply and return flows on the ceiling was developed for this purpose. This paper, presents the cooling characteristics of the developed system and the results for an actual-scale model. The supply air temperature, supply air volume, length of hanging walls, and surface temperature distribution of the rack inlet were selected as control variables to evaluate the system. The results shows the effect of the control variables on the cooling characteristics.

概 要

ICT機器の普及に伴い、データセンターの需要は増大しつつある。サーバの安定的な運用には、空調システムの信頼性と高効率化が必要不可欠である。そこで、著者らは天井吹出し天井吸込み方式の空調気流方式(クールエアキャプチャ[®])を開発した。本研究では、クールエアキャプチャの実大模型を製作し、基礎的なデータである空調の制御変数が冷却特性に与える影響の把握を行った。空調の制御変数は空調給気温度、換気流量比、および無次元垂壁長さである。機器給気面温度分布と無次元の評価指標で冷却特性の評価を行った。

1. はじめに

近年、インターネットやICT機器の普及に伴って、データセンターの需要は増大しつつある。ICT機器は情報の処理のために膨大な熱を発生する。安定的な動作の確保と省エネルギーを達成するためには、高く信頼できる高効率な空調システムが必要不可欠である。近年は特に、ブレードサーバに代表されるように発熱量の大きなICT機器が開発、導入される傾向にある。更なる省エネルギー化、ランニングコストの増大抑制のためにも、高効率化の要求は更に高まりつつある。

高効率化の実現には、空調気流方式の改善が考えられる。そこで中尾ら¹⁾は、上部排気方式のラックを有するデータセンターを対象とした実大実験を行い、複数の空調気流方式の比較を行った。その結果、二重床吹出し天井吸込み気流方式が最も効率的であると結論付けている。しかしながら、中尾らの検討は現在主流となっているホットアイル・コールドアイル方式を検討対象としておらず、状況が異なる可能性がある。

一方、諏訪²⁾は数値流体解析を用いて、ホットアイル・コールドアイル方式を対象として複数の空調気流方式の検討を行っており、天井吹出し天井吸込み方式が最も効率的であると結論付けている。加えて、諏訪らは縮小模型実験を用いて同様の検討³⁾を行い、数値流体解析と同

様の結論を得ている。これらの検討に加え、実大スケール模型を用いて定量的なデータの蓄積を行うことは適切な設計・制御に極めて重要であると考えられる。

そこで、本研究では天井吹出し天井吸込み方式(以下、クールエアキャプチャ)の実大模型を制作し、基本的な制御条件、すなわち空調給気温度、空調給気風量、垂壁の長さなどが冷却特性に与える影響を検討した。現象の検討には、機器吸込み温度差比(無次元化したサーバ冷却温度)を用いた。また、同様の評価指標を用いて検討された既往の研究結果との比較により、クールエアキャプチャの冷却性能を評価した。

2. 各用語の定義

2.1 実験条件に用いる用語

本研究では、評価の普遍性を考慮し、換気流量比、無次元垂壁長さなどの無次元数を変数として用いた。Fig. 1のサーバ室の断面図に各変数を示す。式(1)で表わされる換気流量比は、空調給気風量と機器吸込み風量の比であり、空調気流特性を支配する変数の一つである(羽山ら⁴⁾)。ここでは更に垂壁の有無および垂壁を使用する場合には、その長さについても検討した。垂壁長さは、ラック上端から天井までの高さ H と垂壁長さ L の比として式(2)に示す無次元垂壁長さとして用いた。

- ・換気流量比 κ_m

$$\kappa_m = \frac{V}{V_m} = \frac{\theta_{1m} - \theta_{0m}}{\theta_1 - \theta_0}, \quad \kappa_m \geq 0 \quad (1)$$

- ・無次元垂壁長さ r_{hw}

$$r_{hw} = \frac{L_{hw}}{L_c - L_r} \quad (2)$$

ここに、

V	: 空調給気風量	[m ³ /s]
V _m	: 機器換気量	[m ³ /s]
θ_{1m}	: 機器吹出し温度(サーバラック排気温度)[°C]	
θ_{0m}	: 機器吸込み温度(サーバラック給気温度)[°C]	
θ_1	: 空調環気温度	[°C]
θ_0	: 空調給気温度	[°C]
L _{hw}	: 垂壁長さ	[mm]
L _c	: サーバ室天井高	[mm]
L _r	: ラック高さ	[mm]

2.2 冷却特性の評価指標

サーバの安定的な運用には、機器吸込み温度を一定の温度以下に保つことが重要である。本研究では羽山らが提案した機器吸込み温度差比(機器吸込み温度を、空調給気温度と空調還気温度の差で無次元化した値、式(3))を適用した。この値が小さい程機器吸込み温度は空調給気温度に近いことを示し、逆にこの値が大きくなると高温の排気が機器吸込み気流に混入していることを示す。羽山らの論文ではラック内部の機器吸込み面の温度を用いているが、本検討ではラック給気面の温度を用いた。これは、サーバの機種に依存する機器吸込み面の温度より、ラック給気面の温度を制御するほうが重要であると考えられるためである。また予備実験を行い、クールエアキャプチャでは機器吸込み面の温度とラック給気面の温度がほぼ同等であり、機器吸込み温度差比が大きくなることを確認している。

- ・機器吸込み温度差比 m_{0m}

$$m_{0m} = \frac{\theta_{0m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} \quad (3)$$

3. 実大模型実験の概要

3.1 サーバ室

制作した実大模型の外観をPhoto 1に、立面図をFig. 2に、平面図をFig. 3に示す。模型は鉄骨構造に木製の床・壁・天井を張り、構成したものである。また、屋内設置のため、日射の影響は受けないが、貫流熱の影響を排除するため壁に400mmの空気層を設けた。サーバ室は内寸法で4,500mm×5,450mm、天井高は3,000mmであり、サーバ室内部にサーバラックを2列配置した。天井吸込み天吹き方式の空調気流方式を再現するため、2列のサーバ列中央の天井に空調給気口を設置してコールドアイルとし、

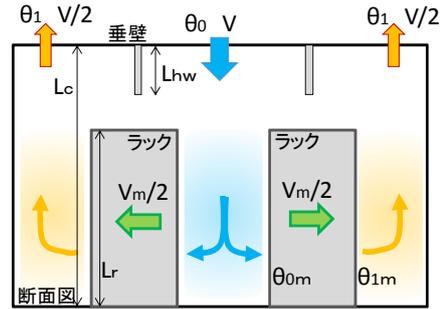


Fig. 1 サーバ断面図における各変数 Control Variables in Section



Photo 1 実大実験装置の外観 Outlook of Actual Size Experiment Room

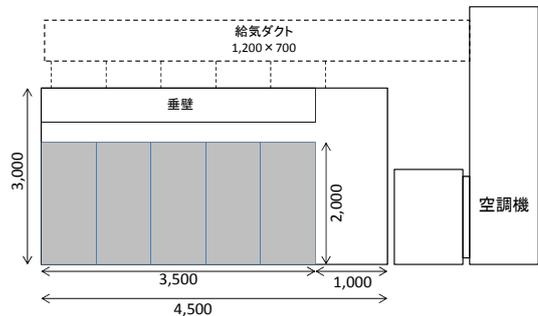


Fig. 2 実大模型の構成(立面図) Actual Size Experiment Room in Section

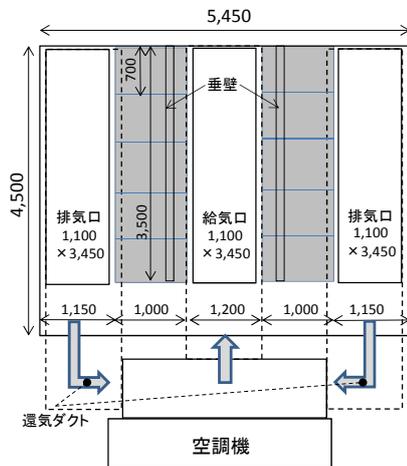


Fig. 3 実大模型の構成(平面図) Actual Size Experiment Room in Plan

ラック列外側の天井に空調還気口を設置してホットアイ
ルとした。

3.2 空気調和設備

Table 1に空調機, チラー, ポンプの概要を示す。空調機は給気風量23,000[m³/h], 全熱量72.0[kW]を用いた。チラーは全熱量75.0[kW], ポンプは吐出し量0.154[m³/min]である。空調機は, 空調給気温度と風量を制御することができる。空調給気口および空調還気口にはダンパーを設け, 風量が均等に出るように調整を行った。

3.3 模擬サーバ

Photo 2にラック列を, Photo 3にラック内部を示す。実際のデータセンターで用いられているサーバラックを, 5台×2列設置した。1ラックの大きさは, 縦1,000mm, 横700mm, 高さ2,000mmである。ラック内部は, 鉄板を用いて5段に仕切り, それぞれの段に発熱体としてヘアドライヤ(パナソニック製EH5216P)を設置した。一般的なサーバラックと条件を一致させるため, ヘアドライヤを設置し, 発熱体とした。1台の発熱量が1.2kWのヘアドライヤを1ラックに5台設置し, 合計で60[kW]とした。

3.4 温度測定

3.4.1 測定装置 温度測定はT型熱電対の素線径0.2mmのものを用いた。定常と判断した時点から5分間のデータを用いた。

3.4.2 測定位置 温度測定点の位置をFig. 4, Fig. 5に示す。機器の安定的な運用には機器吸込み空気温度を一定以下に保つことが重要である。したがって, ラック給気面の温度を各ラックの上下方向に5点ずつ, 合計50点設置した。同様にラック排気面にも50点設置した。また, ホットアイルからコールドアイルへの再循環を評価するため, 空間の温度分布も測定した。各ラックの間に3点ずつ設置し, これに空調給気口, 空調還気口, 外部温度などを加え, 合計207点測定を行った。

4. 実験ケース

Table 2に実験ケースを示す。Case0を基準ケースとした。基準ケースは空調給気温度18℃, 換気流量比1.1, 垂壁は設けていない。Case1シリーズは換気流量比の影響を把握するための実験である。換気流量比を1.2から1.6まで0.2刻みで変化させた。Case2シリーズは垂壁長さの影響を把握するための実験である。無次元垂壁長さ(式(2)参照)は0.2から0.8まで0.2刻みで変化させた。Case3シリーズは, 空調給気温度の影響を把握するための実験である。空調給気温度を20℃から26℃まで2℃刻みで変化させた。

Table 1 空調設備の概要
Outline of Air Conditioning System

機器名	概要	
空調機	給気風量 23,000[m ³ /h]	全熱量 72.0[kW]
チラー	冷却能力 75.0[kW]	
ポンプ	出力 1.5[kW]	吐出し量 0.154[m ³ /min]



Photo 2 ラック列
Rack Row



Photo 3 ラック内部
Inside of Rack

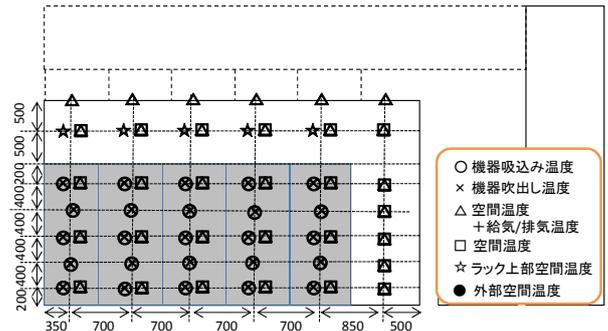


Fig. 4 温度測定位置 (断面図)
Location of Temperature Measurement in Section

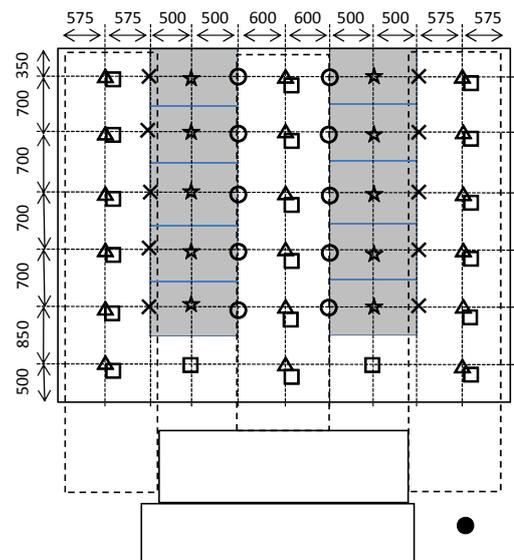


Fig. 5 温度測定位置 (平面図)
Location of Temperature Measurement in Plan

5. 実験結果

5.1 機器吸込み温度差比への換気流量比の影響

5.1.1 機器吸込み温度差比の鉛直分布, 水平分布

Fig. 6およびFig. 7に機器吸込み温度差比の鉛直分布, 水平分布を示す。それぞれの図は, 同じ垂直高さで平均値をとり鉛直分布とし, 同じ水平位置で平均値をとり水平分布として換気流量比ごとに示したものである。

Fig. 6の鉛直分布では, 換気流量比を大きくするほど機器吸込み温度差比は小さくなった。特にラック上部では機器吸込み温度差比がより大きく減少した。これは, 空調給気風量を大きくすると再循環風量が減少し, ラック給気面温度が低くなることを意味している。

Fig. 7の機器吸込み温度差比の水平分布では, 鉛直分布と同様に換気流量比を大きくすると機器吸込み温度差比は低下したが, ラック端部では逆に上昇する傾向が見られた。これは, 空調給気風量の増加に伴い, ラック中央部の給気面温度が低下する一方で, サーバの排熱に寄与しない低温の室内気流がラック端部へ流れ込み, 再循環風量が増加したためと考えられる。このことから, 換気流量比を増加させると, 機器吸込み温度差比が小さくなりホットアイル側の熱排気が混入する割合が小さくなることわかった。前節でも示したように, クールエアキャプチャでは換気流量比が1.0でも十分な冷却性能が得られるため空調給気風量をあまり大きくする必要はないと考えられる。

5.1.2 ラック吸込み面およびラック上部における熱画像

Fig. 8はラックの吸込み面温度, Fig. 9はラック上部の天井面付近を熱画像として示したものである。それぞれ換気流量比を変化させ撮影したものであるが, いずれの場合もラックの吸込み面温度は20~22℃程度と十分に低く, 吸込み面において高い均一性を示している。またここではラック上部に垂壁などの物理的な遮蔽物を使用していないものの, 天井面にはコールドアイル側, ホットアイル側の温度の差がはっきりと現れており, 冷却空気と高温の排気がと良好に分離されている。

5.2 垂壁の有無および垂壁長さの影響

従来方式のデータセンターでは, 垂壁によりラック上部の空間を分離し, ホットアイルからコールドアイルへの高温排気の混入を防止することが多い。そこで, クールエアキャプチャで垂壁を使用した場合の効果について検討した。Fig. 10は垂壁の有無および垂壁長さによる機器吸込み温度比の分布の違いを比較したものである。ここに, 垂壁長さをラックから天井までの距離で正規化した無次元垂壁長さを定義して使用している。無次元垂壁長さ0の場合は垂壁を使用していないことを示している。

実験結果より, 無次元垂壁長さを大きくすると機器吸込み温度差比は若干小さくなることわかった。これは, 垂壁を長くすることで, ラック上部でのホットアイルとコールドアイルの空気の混合が抑えられたためと考えら

れる。Fig. 11は無次元垂壁長さによる機器吸込み温度の水平分布の違いを比較した結果である。鉛直分布と同様に, 無次元垂壁長さを大きくするとラック中央部では機器吸込み温度差比は小さくなるが, ラック端部では大きくなっている。Fig. 12, Fig. 13にラック給気面の温度分布を示す。垂壁を長くするほどラック上部の温度は低下するが, ラック端部では温度が上昇している。これは, 垂壁を長くすることで, ラック上部からの再循環風量は小さくできるが, その分ラック端部での再循環風量が増えるためと考えられる。以上の結果から, 垂壁の設置はラック中央部では冷却性能を向上する上で有効だが, 無次元垂壁長さが大きい場合にはラック端部での再循環風量が増加する場合もあり, 注意が必要なことがわかった。

Table 2 実験ケース
Experiment Case

	換気流量比 [-]	無次元垂壁長さ [-]	空調給気温度 [°C]
Case0	1.1	0	18
Case1シリーズ	1.0~1.6	0	18
Case2シリーズ	1.1	0.2~0.8	18
Case3シリーズ	1.1	0	20~26

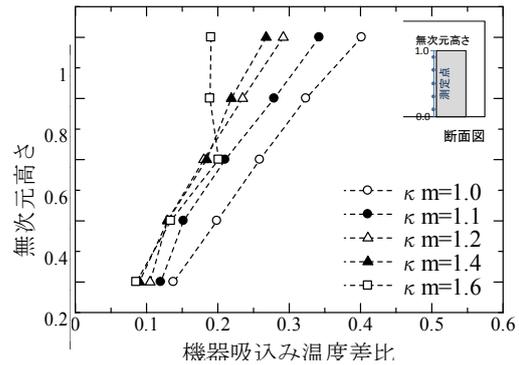


Fig. 6 換気流量比による機器吸込み温度差比鉛直分布の違い

Vertical Distribution of Dimensionless Rack Inlet Temperature

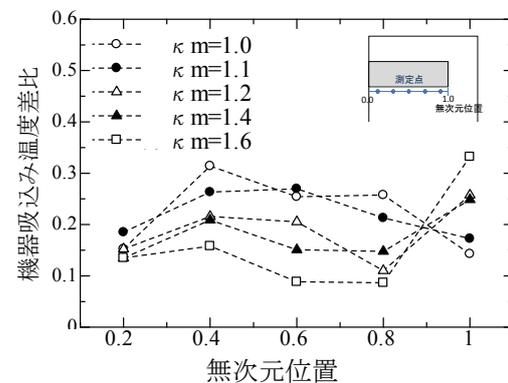


Fig. 7 換気流量比による機器吸込み温度差比水平分布の違い

Horizontal Distribution of Dimensionless Rack Inlet Temperature

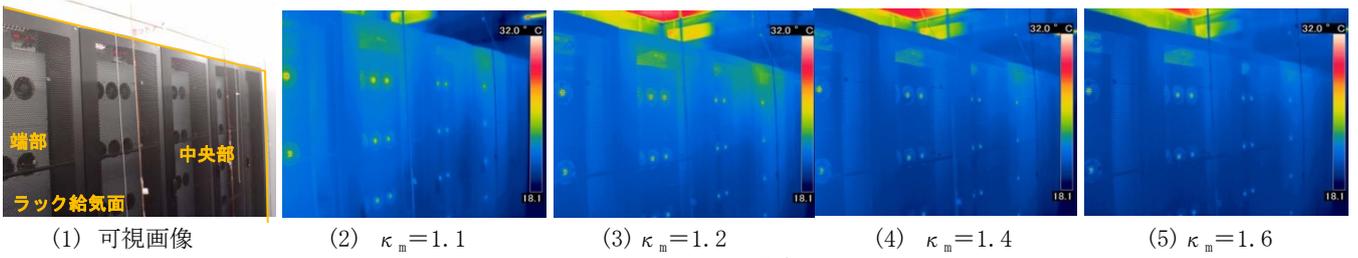


Fig. 8 機器吸込み面温度分布
Temperature Distribution of Rack Inlet

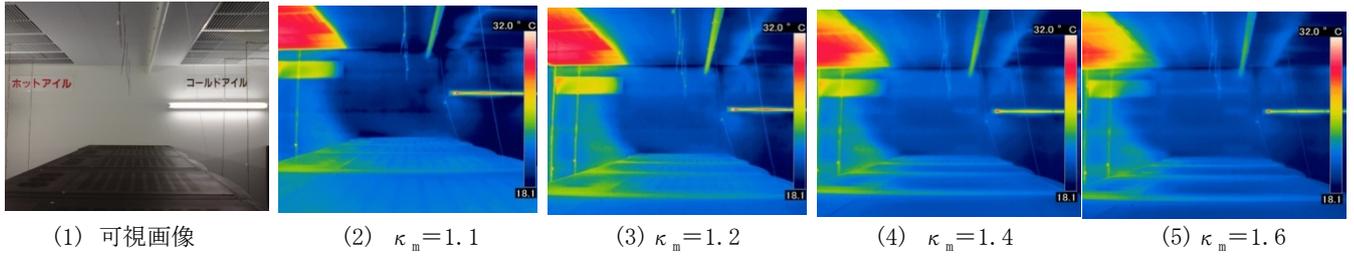


Fig. 9 ラック上部温度分布
Temperature Distribution of Rack Upper Surface

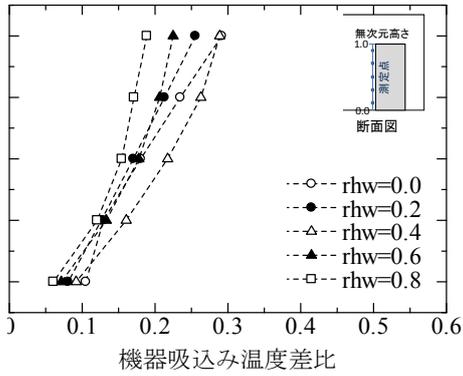


Fig. 10 無次元垂壁長さによる機器吸込み温度差比鉛直分布の違い
Vertical Distribution of Dimensionless Rack Inlet Temperature

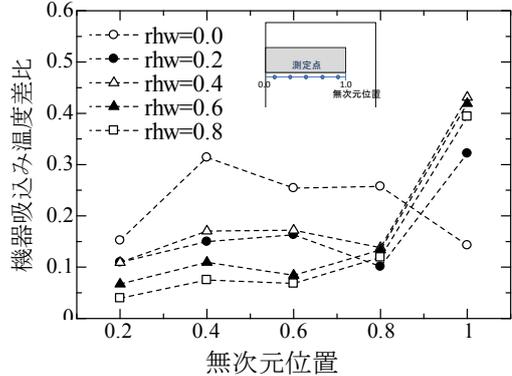


Fig. 11 無次元垂壁長さによる機器吸込み温度差比水平分布の違い
Horizontal Distribution of Dimensionless Rack Inlet Temperature

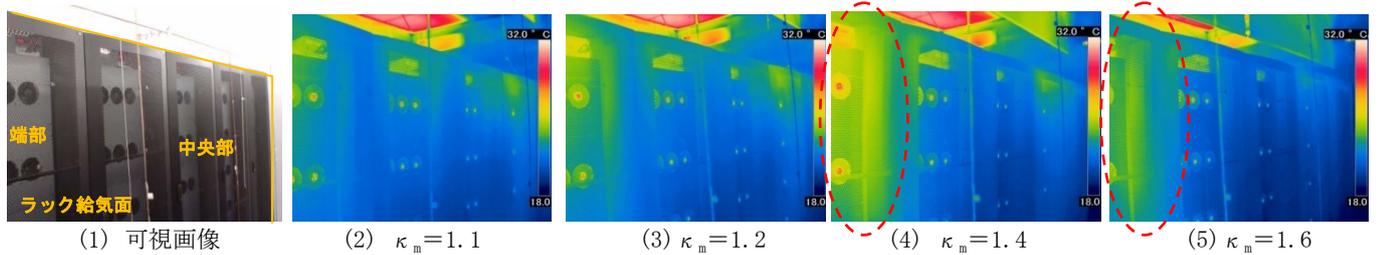


Fig. 12 機器吸込み面温度分布
Temperature Distribution of Rack Inlet

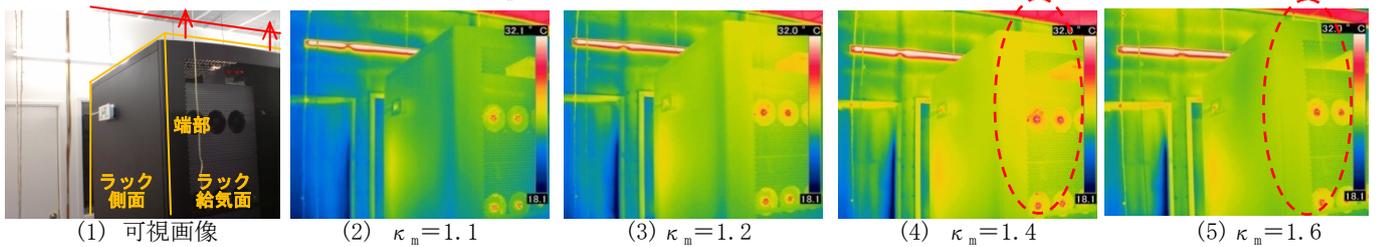


Fig. 13 ラック列端部温度分布
Temperature Distribution of Rack Edge

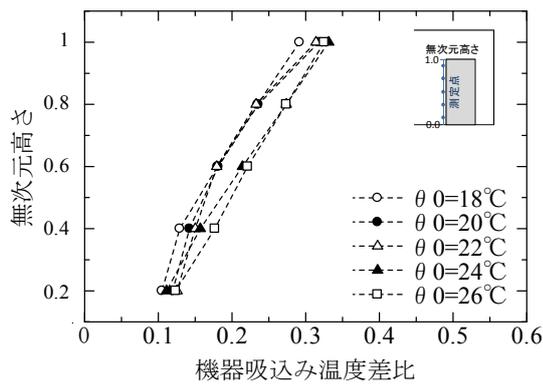


Fig. 14 空調給気温度に対する機器吸込み温度差比鉛直分布の比較
Vertical Distribution of Dimensionless Rack Inlet Temperature

またクールエアキャプチャではコールドアイルとホットアイルの分離が垂壁なしでも十分に実現できる。セキュリティ性の向上や圧迫感、閉鎖感のない空間作りなど垂壁を必要としないクールエアキャプチャのメリットは大きいと思われる。

5.3 空調給気温度の影響

Fig. 14に空調給気温度を変化させたときの機器吸込み温度差比の鉛直分布を示す。空調給気温度の上昇に伴い、機器吸込み面の温度は上昇した。しかし、無次元化した機器吸込み温度差比は、空調給気温度に関わらず同様の傾きを示し、同様の冷却特性を持つことがわかる。空調給気温度の上昇に伴い、機器吸込み温度差比は全体的に0.02から0.05程上昇したものの、空調給気温度は支配的な要因とはならないことがわかった。

6. まとめ

当社で開発したデータセンター向け高効率空調システム「クールエアキャプチャ」の実大実験模型を製作し、冷却特性の把握を行った。その結果、以下の知見を得た。

- 1) 換気流量比を大きくするほど機器吸込み温度差比が小さくなるため、効率的な機器冷却性能が期待できる。しかし換気流量比を1.6以上とすると、ラック列端部からの再循環量が増加する。
- 2) ラック上部に垂壁を設けると、ラック列中央部の機器吸込み温度差比は小さくなるが、ラック列端部において機器吸込み温度差比が大きくなる。換気流量比1.6以上としたときおよび垂壁を設け、垂壁長さを大きくした場合の機器冷却性能の低下は、いずれもラック列端部側面からの巻き込み増加によるものと思われる。
- 3) 空調給気温度を変化させても、冷却特性に大きな変化は認められない。

参考文献

- 1) 中尾他,高発熱機器室用空調気流方式の研究 第1報-気流方式の比較と機器吸込み平均温度計算モデルの実験検討, 空気調和・衛生工学会論文集 No.54, 1994年
- 2) 諏訪好英他, データセンターにおける空調気流方式の高効率化に関する研究, 日本建築学会環境系論文集 76(663), 501-508, 2011年
- 3) 諏訪好英他, データセンター向け空調気流方式の高効率化を目的とした縮小模型実験, 日本建築学会環境系論文集, 第77巻 第675号, 365-374, 2012
- 4) 羽山他, データセンターの機器冷却性能と空調効率に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第74巻, 第640号, 721-728, 2009年