

間接外気冷房型データセンターの高効率運用方法に関する研究 その2 数値流体解析による適正空調給気量の検討

データセンター 数値流体解析 間接外気冷房
空調給気量 空調機稼働台数

正会員 ○町田 一樹*1 同 羽山 広文*2
同 任 雅欣*3 非会員 前田 健蔵*4
正会員 三浦 克弘*5 同 小野 永吉*5

1. はじめに

前報では、間接外気冷房システムを導入した北海道石狩地方のデータセンターの新棟(以下、対象施設)の空調に関する実測結果を示し、運用当初は理想的な運用ができていなかったことを述べた。また、空調機の稼働台数を増やして室内機ファンの回転数を低減することで、以前より高効率な運転が可能となることを示した。しかし、実際の運用において最優先事項はサーバの機器吸込み温度が許容範囲内で運用されることであり、上記のような空調機の設定変更をした場合にサーバ室内環境がどのように変化するかを調査する必要がある。本報では、数値流体解析を用いて現状および空調機稼働台数を増加させた場合のサーバ室内環境を評価し、適切な空調給気量の検討を行う。

2. 数値流体解析によるサーバ室内特性の検証

2.1 概要

数値流体解析によって以下の2点を検証する。まず、1つのキャッピングを構成する2列のラックを模擬し、給気量およびラック前面のブランクパネル(以下、BP)の有無を変更した際のサーバ室内状況を解析する(計算A)。次に、サーバ室全体を模擬し、空調機の運転台数および給気量を変更した際の室内環境の変化の再現を試みる(計算B)。

表1に解析ソフトおよび基本設定を示す。また、図1に計算A、図2に計算Bのモデル外観を示す。計算Aではサーバ室のみを作成したのに対し、計算Bでは空調機ごとの還気温度を把握するため、室内機ゾーンも解析対象とした。表2に各モデルの対象とメッシュ設定を示す。なお、本報では

前報のI期、II期を、I A期(4/10~5/25)、I B期(5/26~7/4)、II A期(7/6~9/5)、II B期(9/20~11/20)と4つの期間に区分する。想定期間は計算AではI B期、計算BではII B期とした。ラックごとのサーバ数は、対象期間に現地視察が行えなかったため表3のようにサーバの消費電力から設定した。なお、サーバの消費電力は図3に示す。表4に各種開口率設定を示す。現地視察より、BP設置部分の隙間はかなり小さかったため、開口率1%と設定した。

2.2 給気量およびBPの有無による影響(計算A)

表5に示すパラメータによりA1~A12の計算を行った。図4にて前面温度と空調温度差の関係を給気量別に表示した。給気量を減らすと前面温度は上昇する傾向にあるが、一方で空調温度差は大きく取れるようになる。これらの計算結果と対象期間のI B期およびII A期の空調温度差、前面上昇温度実測結果を比較すると、I B期のI J列への給気量は1,000m³/minを超えていたことが示唆される。II A期ではI J列の負荷に大きな変化はないものの、CD列に負荷が加わったためI J列への給気量は減少し、約1,000m³/minとなったと考える。



図1 計算Aモデル



図2 計算Bモデル

表1 解析ソフト、基本設定

使用ソフト	FlowDesigner2018
乱流モデル	高レイノルズ数型k-εモデル
収束判定条件	残差-3.5 または 反復回数200回
解析項目	速度・温度(輻射なし)

表2 対象メッシュ設定

計算A	
対象	想定期間 I期(5/26~)
	想定ラック IJ列
メッシュ設定	基本幅 0.1m
	ラック周囲幅 0.02m
	総要素数 664,470
領域寸法	幅(短辺) 6,000mm
	奥行き(長辺) 10,000mm
	領域高さ 4,700mm
計算B	
対象	想定期間 II期(9/20~)
	想定ラック 全ラック
メッシュ設定	基本幅 0.2m
	ラック周囲幅 0.1m
	総要素数 2,363,020
領域寸法	幅(短辺) 44,400mm
	奥行き(長辺) 13,700mm
	領域高さ 4,700mm

表3 サーバ数

消費電力 [kW/ラック]	サーバ台数 [台]
~0.5	0
0.5~1.0	1
1.0~1.5	2
1.5~2.0	3
2.0~3.0	4
3.0~	5

表4 開口率

ラック前面開口率	ラック背面開口率	天井開口(計算A)	天井開口(計算B)
76%	90%	1%	全開
			現状

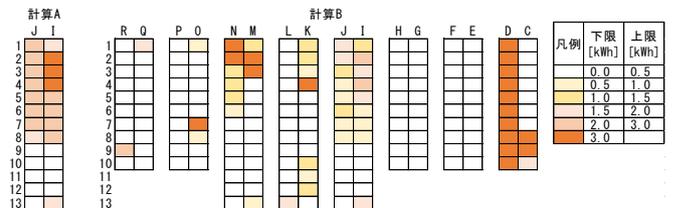


図3 サーバ負荷カウンター図

表5 計算Aパラメータ

	給気量 [m ³ /min]	サーバ搭載ラックBP開口率 [%]	空ラックBP開口率 [%]	給気量 [m ³ /min]	サーバ搭載ラックBP開口率 [%]	空ラックBP開口率 [%]
A1	250	1	1	A7	500	100
A2	250	1	100	A8	500	100
A3	250	100	1	A9	1000	1
A4	250	100	100	A10	1000	1
A5	500	1	1	A11	1000	100
A6	500	1	100	A12	1000	100

表6 計算Bパラメータ

	AHU1	AHU2	AHU3	AHU4	AHU5	AHU6	AHU7	AHU8	AHU9	AHU10	AHU11	AHU12	AHU13	合計風量 [m ³ /min]	BP設置状況	負荷1kWあたりの風量 [m ³ /min]
B1	0	0	500	500	500	500	500	0	0	0	0	0	0	2,500	現状	16.3
B2	0	250	250	250	250	250	250	250	0	250	250	250	0	2,500	現状	16.3
B3	0	250	250	250	250	250	250	250	0	250	250	250	0	2,500	設置	16.3
B4	0	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	0	1,650	設置	10.8

図5に前面温度と空調温度差の関係をBPの有無別に表示した。当然BPがないと前面温度は上昇するが、図4と合わせて見ると給気量が小さいほどBPがない場合の温度上昇が大きくなるのがわかる。一方で、BPが適切に設置されていれば、給気量250m³/minでも前面温度上昇度は1℃以内に抑えられる。以上より、BPが適切に設置されていれば給気量を現状より減らすことが可能で、空調温度差が大きく確保できるだけでなく、風量減少により空調機動力を削減でき大きな省エネルギー効果が見込める。

2.3 空調機台数および風量変更の影響(計算B)

表6に示すパラメータによりB1~B4の計算を行った。図6に各モデルの前面温度の計算結果を示す。B1とB2より、BP条件を変えずに運転台数を増加すると、新しく稼働した空調機付近で温度が低下するものの局所的な高温部分ではさらに温度が上昇する点もみられる。一方で、B2とB3を比較するとBPを設置することで前面温度が局所的に上昇する部分は解消される。

B4ではB3のようにBPを設置した上で、給気量を負荷1kWあたり約10m³/minとした。これは式(1)で表される換気流量比¹⁾が2.0、サーバ前後の温度差が10℃の時、式(1)及び式(2)の熱平衡式から求まる空調給気量である。負荷が大きいCD列で若干前面温度が上昇するものの許容範囲内であると考えられる。このことから、BPが適切に設置されていれば負荷1kWあたり約10m³/minまで給気量を抑えてもサーバ室内環境に問題は生じないと考える。

$$\kappa_m = \frac{V}{V_m} \quad (1)$$

$$V_m = \frac{Q}{c\rho\Delta t} \quad (2)$$

3. 提案運転方法時の電力試算

B4の場合の空調機動力を概算する。2018年11月の試運転

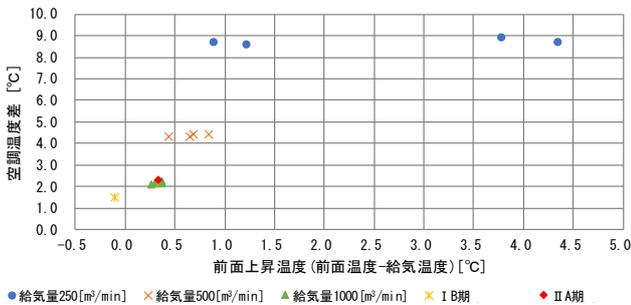


図4 計算A前面温度と空調温度差の関係(給気量別表示)

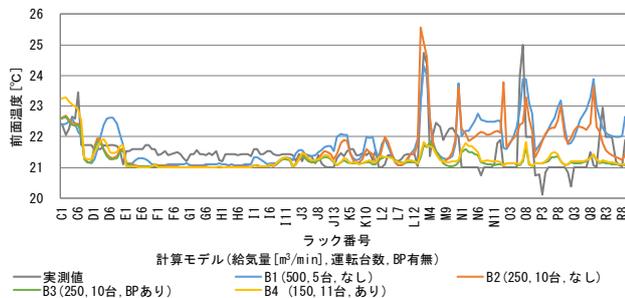


図6 計算B前面温度比較

により構成要素別電力消費量の近似式を式(3)~式(5)と導いた。表7に近似式から求めたII B期とB4モデルの電力概算値を示す。風量設定から室内機ファンの回転数は30%となり、負荷率の減少に伴いブラインポンプと室外機ファンの出力も半分程度に抑えられると仮定した。B4モデルでは室内機ファン、ブラインポンプの動力が大幅に改善し、室全体の電力は60~85%程度削減できる。II B期のICT負荷が153.1kWであったため、p. PUEは1.04~1.17に相当する。

$$E_{f-in} = 2.27x^2 - 0.704x + 0.0812 \quad (R^2 = 0.9979) \quad (3)$$

$$E_{f-out} = 3.42x^2 - 0.726x + 0.0662 \quad (R^2 = 0.9995) \quad (4)$$

$$E_p = 4.07x^2 - 2.77x + 0.648 \quad (R^2 = 0.9998) \quad (5)$$

4. 総括

- 1) 数値流体解析の結果、BPが適切に設置されていれば空調給気量をサーバ負荷1kWあたり約10m³/minまで抑えてもサーバ室内環境に問題は生じないと考える。
- 2) 空調機台数を増加し、室全体の給気量を減らすことで、空調機動力を現状の60~85%削減可能であると試算した。

【記号表】

κ_m	換気流量比[-]	Δt	サーバ温度差[°C]
V	空調給気量[m ³ /s]	x	風量比, 流量比[-]
V_m	機器換気量[m ³ /s]	E_{f-in}	室内機ファン電力[kW]
Q	サーバ発熱量[kW]	E_{f-out}	室外機ファン電力[kW]
c	空気の比熱[J/g·K]	E_p	ブラインポンプ電力[kW]
ρ	空気の比重[kg/m ³]		

【参考文献】

- 1) 羽山広文ら：データセンターの機器冷却特性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，pp. 721-728，2009. 6

【謝辞】

本報の発表および検証の機会を与えていただいた、さくらインターネット株式会社様に謝意を表す。また、本研究の一部は科学研究費助成事業基盤研究(B) (課題番号：18H01591)による。

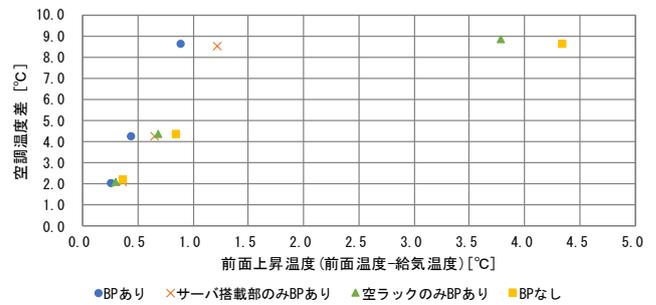


図5 計算A前面温度と空調温度差の関係(BP有無別表示)

表7 空調機動力試算

		5台運転 (現状)	11台運転 (B4モデル)
室内機ファン	風量比	[%] 100	30
	電力	[kW/ファン1台] 1.65	0.07
室外機ファン	風量比	[%] 30~100	20~60程度
	電力	[kW/ファン1台] 0.16~2.75	0.06~0.86
ブラインポンプ	流量比	[%] 100	40~60程度
	電力	[kW/空調機1台] 1.95	0.19~0.45
合計	電力	[kW/空調機1台] 7.22~12.42	0.53~2.39
		[kW/室] 36.1~62.1	5.83~26.3

*1 株式会社山下設計

*2 北海道大学 大学院工学研究院教授・博士 (工学)

*3 北海道大学 大学院工学院修士課程

*4 鹿島建設株式会社

*5 鹿島技術研究所

*1 Yamashita Sekkei Inc.

*2 Prof., Faculty of Eng., Hokkaido Univ., Dr. Eng.

*3 Graduate Student, Graduate School of Eng., Hokkaido Univ.

*4 Kajima Corporation.

*5 Kajima Technical Research Institute