

# 重要機器室の実測に基づく空調機負荷特性の分析

高知工科大学 システム工学群 建築・都市デザイン専攻 建築環境工学研究室  
 重要機器室 実測 空調機負荷 1160106 中川克也  
 室内外温度差 顕熱比 機器発熱量 指導教員：田島昌樹

## 1. はじめに

重要機器室とは、電力会社にある重要機器(通信機器や計算機、継電器など)が設置された室であり、電力会社において各地域への電力供給のための重要な拠点として位置づけられている。事業継続の観点から、その空調設備については安全性と冗長性(障害発生後にシステム全体の機能を維持し続けられるようにバックアップ機器を備えること)を重視した計画・運用がされている。そのため、空調能力に余裕のある複数台の機器とバックアップ機器が共に設置される場合が多く、熱負荷が少ない時期などは低効率な運転を行っている場合が見受けられる。既往の研究<sup>[1][2][3][4]</sup>では、室内環境や機器発熱の実態について調査されているが、機器発熱量について整理された事例はほとんどない。そこで本研究では重要機器室の温熱環境や空調機負荷に関する分析を行い、重要機器の発熱量について整理を行った。

## 2. 研究概要

一般的な空調設備の設計は室における最大熱負荷を算出し、その負荷に応じて空調機器を選定する。本研究で対象とする重要機器室は「十分な日射遮蔽」「通常は無人、消灯」「外気導入がない」という条件であり、さらに重要機器による機器発熱が大きいことから、室内は年中冷房されている。以上の事から PAC エアコンの空調設計における熱負荷の構成要素は式(2-1)のように表せ、本研究では各要素についての実測結果をもとに、1日の平均値を用いて分析を行った。

$$q = q_s + q_L$$

$$= q_{K1} + q_{K2} + q_{M5} + q_L \quad (2-1)$$

$q$  : 空調機負荷(全熱)[kW]       $q_{K1}$  : 外壁\*からの通過熱負荷(顕熱)[kW]  
 $q_s$  : 空調機負荷(顕熱)[kW]       $q_{K2}$  : 内壁\*からの通過熱負荷(顕熱)[kW]  
 $q_L$  : 空調機負荷(潜熱)[kW]       $q_{M5}$  : 室内発熱負荷(顕熱)[kW]

\*外壁は外気に接する部位、内壁は他の室内空間に接する部位を表す

### 2.1 対象室の概要

本研究では重要機器室 計 10 室の実測結果を基に分析を行った。表 1 に実測対象である 5 建物 10 室の概要を示す。本稿では主に詳細な実測結果がある建物 A の計算機室に関する分析結果を示す。

### 2.2 実測の概要

実測項目は計 6 項目で、室内温湿度、室内機温湿度(還気および給気)、排熱温湿度、外気温湿度、隣室温湿度、空調機消費電力量である。温湿度の測定にはおんどとり(型番:RTR-53A)、電力消費量の測定には電力量測定器(型番:クランプオンパワーハイテスタ 3169)を用いた。

表 1 実測対象室の概要

建物	地域*	対象室	実測期間**	床面積[m <sup>2</sup> ]	機器面積[m <sup>2</sup> ]	空調機容量×台数
A	滝宮	計算機室	8/1~8/26	56.3	19.6	11.2kW×3台
			1/20~2/1			
B	多度津	通信機械室	7/30~8/17	106.9	20.5	7.1kW×4台
C	西条	通信機械室	9/17~10/7	73.6	8.9	7.1kW×3台
		電源室		46.5	2.4	4.0kW×3台
D	松山	配電盤室	10/15~11/3	462.7	88.4	8.0kW×9台
		通信機械室		115.2	28.7	11.2kW×2台
		電源室		59.9	7.1	5.0kW×2台
E	徳島	配電盤室	9/11~10/2	169.7	31.3	7.3kW×2台
		電源室		71.6	12.6	4.7kW×1台
		計算機室		106.5	18.0	23.6kW×5台

\*地域は最寄りのアメダス気象観測所を示す

\*\*実測は 2014 年度に行った

## 3. 建物 A 計算機室を対象とした空調機負荷の特性の分析

建物 A 計算機室の平面図と各測定位置図を図 1 に示す。実測結果を用いて、式(2-1)の構成要素毎に PAC エアコンの処理熱量や室内外温度差について精査し、空調機負荷の特性を分析した。室内外温度差 $\Delta\theta_o$ は主に下記に示す式(3-1)より実測に基づいて以下の 3 種類に設定した。

$$\Delta\theta_o = \theta_o - \theta_{RA} \quad (3-1)$$

$\theta_o$  : 外気温度[K]       $\theta_{RA}$  : PAC エアコンの還気温度[K]

- ・室内外温度差 $\Delta\theta_o$ が 0 K の条件  
(外壁や内壁からの通過熱負荷が無い条件)
- ・室内外温度差 $\Delta\theta_o$ が夏期実測時の平均室内外温度差 $\Delta\theta_{Oave}$ の条件
- ・室内外温度差 $\Delta\theta_o$ が夏期実測時の最大負荷発生時の実測値 $\Delta\theta_{Omax}$ の条件

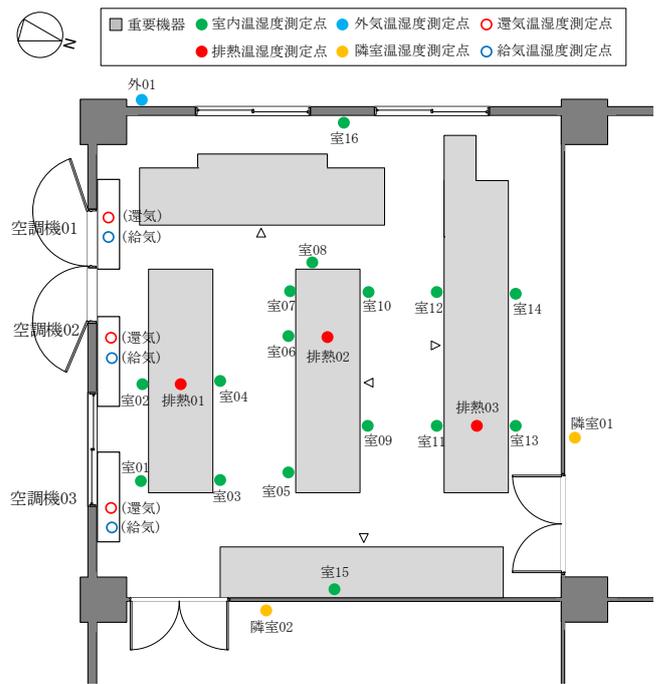


図 1 建物 A 計算機室の平面図と各測定位置図

### 3.1 空調機負荷(顕熱)

空調機負荷(顕熱)は式(3-2)により  $h$  を顕熱のみを考慮し PAC エアコンの処理熱量  $q$  から推定した。

$$q = G \times (h_{RA} - h_{SA}) / 3600 \quad (3-2)$$

$q$ : 処理熱量[kW]      RA: 還気  
 $G$ : 質量流量[kg/h]      SA: 給気  
 $h$ : 比エンタルピー[kJ/kg]

実測期間(夏期と冬期)における PAC エアコンの顕熱処理量と室内外温度差の関係を図 2 に示す。また設定した室内外温度差  $\Delta\theta_0$  のそれぞれの条件における空調機負荷(顕熱)の計算結果を表 2 に示す。

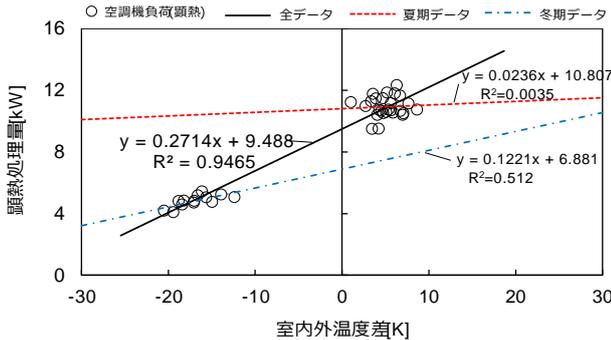


図 2 建物 A 計算機室における室内外温度差と顕熱処理量(日平均値)

表 2 室内外温度差  $\Delta\theta_0$  における空調機負荷(顕熱)

室内外温度差	空調機負荷(顕熱) $q_s$ [kW]
$\Delta\theta_0$	9.49
$\Delta\theta_{0\text{ ave}}$	10.93
$\Delta\theta_{0\text{ max}}$	12.33

### 3.2 空調機負荷(潜熱)

重要機器における発熱は顕熱のみであり、室内発熱負荷のほとんどを占めると考えられる。しかし、実測期間中に作業者の立ち入りなどを原因とする潜熱負荷が生じていたことも考えられるため、その値について検討を行った。実測期間(夏期と冬期)における PAC エアコンの全熱処理量と顕熱処理量の関係を図 3 に示す。近似直線の傾きが顕熱比を表すことから建物 A 計算機室における PAC エアコンの処理熱量の顕熱比は 90.8%であった。つまり、空調機負荷においては潜熱がおよそ 9%含まれるという結果となった。

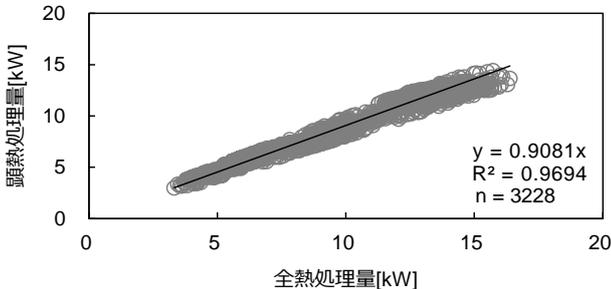


図 3 建物 A 計算機室における全熱処理量と顕熱処理量

### 3.3 外壁からの通過熱負荷(顕熱)

外壁からの通過熱負荷は式(3-3)を用いて算出した。

$$q_{K1} = \Sigma U \cdot A \cdot H \cdot \Delta\theta \quad (3-3)$$

$U$ : 壁体の熱通過率[W/(m²·K)]       $H$ : 温度差係数(H=1.0)  
 $A$ : 壁体の面積[m²]       $\Delta\theta$ : 室内外温度差[K]

なお設計図書より  $\Sigma U \cdot A \cdot H = 0.156$  kW/K であった。

#### 3.3.1 室内外温度差を $\Delta\theta_0$ とした場合

表 3 に室内外温度差を  $\Delta\theta_0$  とした場合における外壁からの通過熱負荷を算出した結果を示す。

表 3 室内外温度差  $\Delta\theta_0$  における外壁からの通過熱負荷

室内外温度差	外壁からの通過熱負荷 $q_{K1}$ [kW]
$\Delta\theta_0$	0.000
$\Delta\theta_{0\text{ ave}}$	0.804
$\Delta\theta_{0\text{ max}}$	1.928

#### 3.3.2 室内外温度差を $\Delta\theta_{SAT}$ とした場合

室内外温度差における外気温度  $\theta_0$  の代わりに SAT を用い  $\Delta\theta_{SAT}$  とすることで(式 3-4)、外壁からの通過熱負荷について日射と夜間放射による影響を加味した。  $\Delta\theta_0$  の各条件において室内外温度差  $\Delta\theta_{SAT}$  を算出するため、式(3-1)、式(3-5)および式(3-6)より式(3-4)'と変形した。

$$\Delta\theta_{SAT} = SAT - \theta_{RA} \quad (3-4)$$

$$SAT = \theta_0 + (\alpha_s J - \varepsilon J_e) / \alpha_0 \quad (3-5)$$

$$\theta_e = (\alpha_s J - \varepsilon J_e) / \alpha_0 \quad (3-6)$$

$$\Delta\theta_{SAT} = \Delta\theta_0 + \theta_e \quad (3-4)'$$

SAT: 相当外気温度[K]       $J_e$ : 面の実効(夜間)放射量[W/m²]  
 $\alpha_s$ : 面の日射(短波)吸収率[-]       $\alpha_0$ : 外気側(総合熱伝達率)[W/m²·K]  
 $J$ : 面に入射する全日射量[W/m²]       $\theta_e$ : 等価温度[K]  
 $\varepsilon$ : 面の長波長吸収率[-]

なお  $\theta_e$  の算出に関して  $\alpha_s$  を 0.75、 $\varepsilon$  を 0.9 とし、 $J$ 、 $J_e$  は外壁の方位を考慮した。気象データについては拡張アメダス気象データ 1981-2000 の直達日射量、天空日射量、夜間放射量(標準年 1995)<sup>[5]</sup>を用いた。また以下において室内外温度差を  $\Delta\theta_{SAT}$  における負荷には「 $\rho$ 」を添える。表 4 に室内外温度差を  $\Delta\theta_{SAT}$  とした場合における外壁からの通過熱負荷を算出した結果を示す。

表 4 室内外温度差  $\Delta\theta_{SAT}$  における外壁からの通過熱負荷

室内外温度差	外壁からの通過熱負荷 $q_{K1}$ [kW]
$\Delta\theta_{SAT}$	0.532
$\Delta\theta_{SAT\text{ ave}}$	1.336
$\Delta\theta_{SAT\text{ max}}$	2.807

#### 3.4 内壁からの通過熱負荷(顕熱)

式(3-7)より内壁からの通過熱負荷を算出した。

$$q_{K2} = \Sigma U \cdot A \cdot H \cdot \Delta\theta_N \quad (3-7)$$

なお設計図書より  $\Sigma U \cdot A = 0.278$  kW/K であった。室内外温度差  $\Delta\theta_N$  は  $\Delta\theta_0$ 、温度差係数  $H$  は 0.3 と設定し、 $\Delta\theta_0$  の各条件における内壁からの通過熱負荷を算出した結果を表 5 に示す。また冬期の実測結果では  $\Delta\theta_{N\text{ ave}}$  は -3.2 K となり  $q_{K2}$  は -0.890 kW となった。

表 5 室内外温度差  $\Delta\theta_0$ 、 $H=0.3$  における内壁からの通過熱負荷

室内外温度差	空調機負荷(顕熱) $q_{K2}$ [kW]
$\Delta\theta_0$	0.000
$\Delta\theta_{0\text{ ave}}$	0.428
$\Delta\theta_{0\text{ max}}$	1.028

#### 3.5 室内発熱負荷(顕熱)

前述したとおり重要機器室では通常は無人・消灯・換気設備停止状態で運用されるため本研究では室内発熱負荷(顕熱) = 機器発熱量と仮定する。機器発熱量の推定には、電流計測値より求めた消費電力から推定する方法(以下、方法①)がある。また PAC エアコンの顕熱処理熱量から推定する方法(以下、方法②)考えられる。なお方法①

については重要機器室の電気系統が複雑であること、測定器数が限られること、測定時の制約が大きいことなどから全ての対象室において実測を行うことは困難である。方法②については測定誤差や実測が長期にわたることにより空調機負荷の条件が変動する可能性がある。本研究では機器発熱量のデータの蓄積を目的とし、方法②について検討を行った。3.5.1 電流計測値より求めた消費電力

既往の研究<sup>[1][2]</sup>では電流計測値から求めた消費電力は時間変動がほとんどなく一定であるという結果がある。求めた消費電力より機器発熱量  $q_{Ms}$  は 9.57 kW となった。

### 3.5.2 顕熱処理熱量からの推定

室内外温度差の検討から、室内発熱負荷(顕熱)を式(3-8)より算出した。

$$q_{Ms} = q_s - (q_{K1} + q_{K2}) \quad (3-8)$$

方法①と方法②より算定した機器発熱量を図4に示す。方法②より算定された室内発熱負荷(=推定機器発熱量)の内、方法①による機器発熱量と最も近い値となったものは室内外温度差  $\Delta\theta_0$  が 0 K の条件における室内発熱負荷(顕熱)  $q_{Ms0}$  であった。また分析条件間の算定機器発熱量の差はおよそ 10%であった。なお図2に示すように夏期もしくは冬期みのデータでは  $\Delta\theta_0$  が 0 K の条件における推定機器発熱量を正確には推定できなかった。

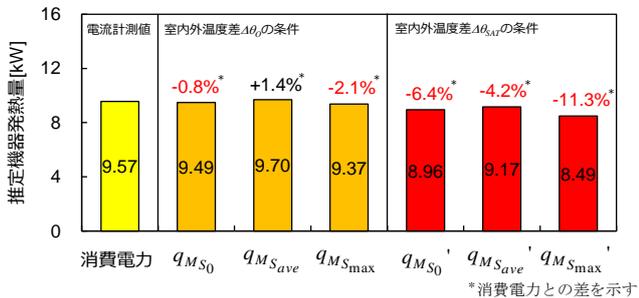


図4 分析条件における推定機器発熱量の比較

### 3.6 空調機負荷の構成に関する考察

空調機負荷(全熱)の各構成に関して分析結果を図5(室内外温度差を  $\Delta\theta_0$  とした場合)、図6(室内外温度差を  $\Delta\theta_{SAT}$  とした場合)に示す。空調機の処理熱量の顕熱比はほぼ全対象室において 90%程度であり、潜熱はほとんど無い結果となった。

通過熱負荷における熱授受は内壁側の表面温度との差で決まると考えられるが、本研究では空調機負荷から機器発熱量を算定する手法を取っているため、 $\theta_{RA}$  を用いて外壁からの通過熱負荷を算出した。その結果、室内外温度差を  $\Delta\theta_{SAT}$  とした条件における空調機負荷  $q_{max}$  においてその割合は 20%程度となり、室内発熱負荷(顕熱)が過半を占める結果となった。しかしながら内壁側の表面温度に分布がある場合においてはサーモ画像等からの詳細な分析も必要であると考えられる。

建物 A 計算機室では温度差係数  $H$  は 0.3 と設定した場合の空調機負荷  $q_{max}$  において内壁からの通過熱負荷の割合は 8%となった。

室内発熱負荷(=推定機器発熱量)の割合は室内外温度差の各条件において空調機負荷の過半を占めていた。方法②による正確な機器発熱量の推定には夏期と冬期を含むような長期における実測が望ましい。

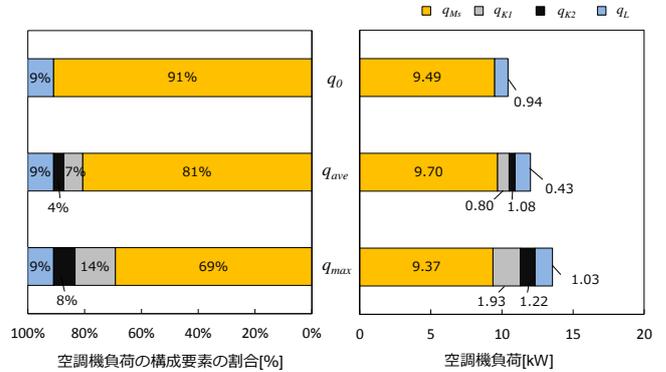


図5 空調機負荷と構成要素の割合(室内外温度差を  $\Delta\theta_0$  とした場合)

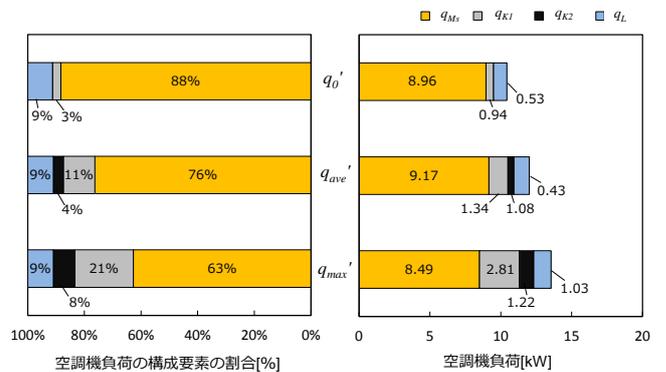


図6 空調機負荷と構成要素の割合(室内外温度差を  $\Delta\theta_{SAT}$  とした場合)

## 4. 建物 A 計算機室における

### 空調機負荷の設計値と推定値の比較

重要機器室について機器発熱量は空調機負荷の過半を占めることから、空調機容量設計では正確な機器発熱量を推定することが重要となる。そのため、空調機負荷(推定機器発熱量とその他の負荷)の実測値と設計値の比較を行った。建物 A 計算機室について「空調設計の際に想定された機器発熱量とその値を負荷計算入出力支援プログラム(MICRO-PEAK/2000)に入力することにより算出された最大負荷(以下、設計値)」、「実測値から推定した機器発熱量  $q_{s0}$  を負荷計算プログラムへ入力し算出した最大負荷(以下、設計値\*)」および「実測における推定機器発熱量  $q_{s0}$  と空調機負荷の最大値(以下、推定値)」の比較結果を図7に示す。

設計値と推定値の比較では「最大負荷」、「推定機器発熱量」および「その他の負荷」において差が大きい結果となった。推定値と設計値\*の比較においても「その他の負荷」に差が見られ、設計値には様々な安全性の考慮がなされていた。また推定機器発熱量の値を把握することが重要となることを再確認した。

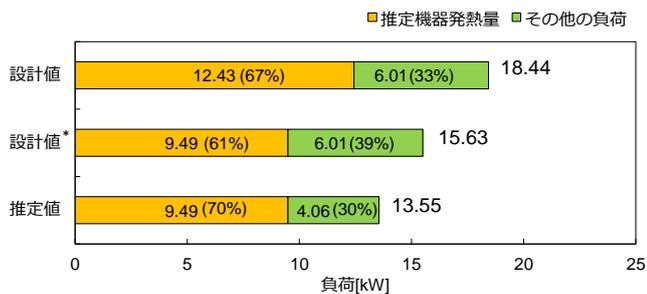


図7 建物A 計算機室における設計値、設計値\*および推定値の比較

## 5. 全実測対象室 10 室における

### 日平均空調機負荷の最大値に関する検討

#### 5.1 日平均空調機負荷の最大値と推定機器発熱量の比較

図8に実測対象室10室における日平均空調機負荷の最大値と推定機器発熱量の割合を示す。推定機器発熱量には $q_{Ms,0}$ (3.5.2参照)を用いた。

図2の例にあるように夏期のみデータに基づいた推定機器発熱量は大きく見積られる可能性がある。そのため、建物A 計算機室以外については日平均空調機負荷の最大値における推定機器発熱量の割合が大きくなっていると考えられるが、全ての実測対象室において最大負荷の過半を推定機器発熱量が占めていることを確認した。

#### 5.2 日平均空調機負荷の最大値と空調機容量の比較

図9に実測対象室10室における空調機容量と最大負荷を示す。空調機容量と最大負荷に差があることが確認され、過大な空調機容量の選定とならないためには前章で述べたとおり設計においては空調機負荷の大部分を占める機器発熱量を適切に把握する必要がある。

#### 5.3 室用途と推定機器発熱量の関係

重要機器室は室用途により計算機室、通信機械室、配電盤室、電源室と分類される。機器発熱量の適切な把握を目的とし、測定対象室10室の室用途における推定機器発熱量の関係について検討を行った。図10に室用途別における機器面積と推定機器発熱量の関係を示す。重要機器室の室用途において機器面積と推定機器発熱量の間に一定の比例関係が見られた。更なるデータの蓄積により、設計においては室の用途と機器面積から推定機器発熱量を正確に把握することが可能となると考えられる。

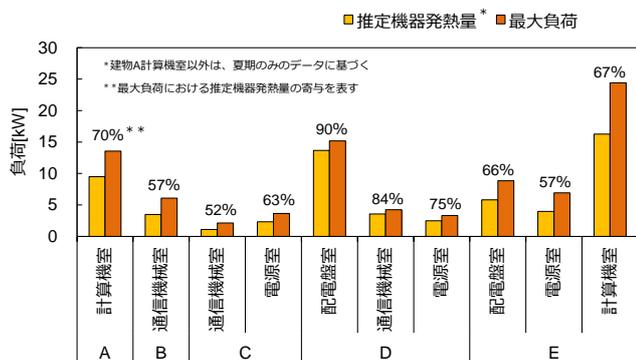


図8 実測対象室の日平均空調機負荷の最大値と推定機器発熱量

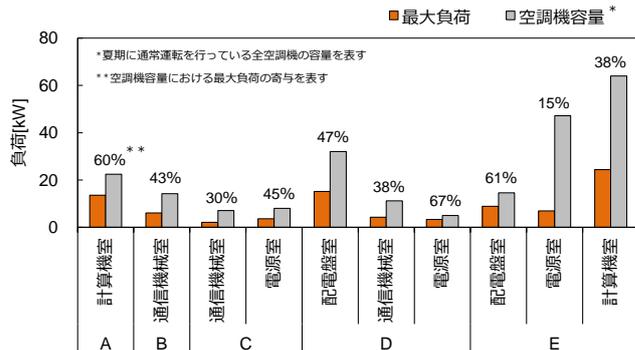
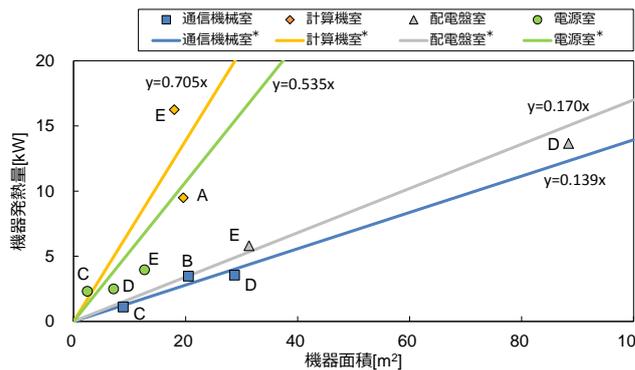


図9 全実測対象室の空調機容量と日平均空調機負荷の最大値



\* 近似直線には各室の機器面積に対する推定機器発熱量の平均値を用いた

図10 室用途別における機器面積と推定機器発熱量の関係

## 6. おわりに

本研究では重要機器室における実測結果から温熱環境や空調機負荷に関する分析を行い、重要機器の発熱量について整理を行った。また重要機器室における空調機負荷の内、過半を占める機器発熱量に関する分析を行うことで設計時に適切に機器発熱量を推定できるデータを作成した。

機器発熱量に関しては夏期と冬期の実測データがあれば室内外温度差 $\Delta\theta_0$ を0 Kとした条件で空調機負荷から消費電力による推定値とほぼ同じ結果が得られることを確認した。空調機負荷の各構成要素に関しては、日平均空調機負荷の最大値も機器発熱量による負荷が7割程度あることを確認した。空調機容量に関しては最大負荷との比較により空調機の選定において容量が過大となっている可能性があることを確認した。

### <参考文献・本研究に関する既発表論文>

- [1]天野 宮永 上野 黒本 田村：重要機器室の空調設備の最適化に関する検討(第1報) 通信機械室の空調環境と機器発熱の実態把握, 空気調和衛生・工学会大会学術講演論文集, pp1787-1790, 2012.9
- [2]天野 宇草 宮永 黒本：重要機器室の空調設備の最適化に関する基礎的研究(その1) 通信機械室の空調環境の実態把握,(その2) 通信機械室の機器発熱の実態把握, 日本建築学会四国支部研究報告集 第13号, 日本建築学会, pp85-86, pp87-88, 2013.5
- [3]天野 宇草 宮永 上野 安岡：重要機器室の空調設備の最適化に関する基礎的研究(その3) CPU室の機器発熱の実態把握, 日本建築学会四国支部研究報告集 第14号, 日本建築学会, pp99-100, 2014.5
- [4]堅田 天野 堀岡 中川 田島：重要機器室の空調設備に関する基礎的研究(その8) 計算機室等の温熱環境調査,(その9) 配電盤室等の温熱環境調査, 日本建築学会四国支部研究報告集 第15号, 日本建築学会, pp41-42, pp43-44, 2015.5
- [5]日本建築学会：拡張アメダス気象データ 1981-2000, 2005.8
- [6]田中俊六他：最新 建築環境工学 改訂4版, 井上書院, 2014, p190, p205, 246
- [7]社団法人 空気調和・衛生工学会：空気調和衛生工学便覧(第14版)1 基礎編, p392, 2010.2
- [8]建築設備技術者協会：MICRO-PEAK/2000 利用者マニュアル
- [9]国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修 建築設備設計基準 平成21年度版, 2009.10