

建物空調システム設計が運用時のエネルギー消費量 に与える影響

姜, 信愛
九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻修士課程

赤司, 泰義
九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門

宮田, 征門
(独)建築研究所

小塩, 真奈美
九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻修士課程

他

<https://doi.org/10.15017/20649>

出版情報：都市・建築学研究. 17, pp.55-61, 2010-01-15. 九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門
バージョン：
権利関係：

建物空調システム設計が運用時のエネルギー消費量に与える影響

Influence of Building Air-conditioning System Design Method upon the Energy Consumption in the Operation Phase

姜 信愛*, 赤司泰義**, 宮田征門***, 小塩真奈美*, 浦山真一****

Shinae KANG, Yasunori AKASHI, Masato MIYATA,
Manami KOSHIO and Shin-ichi URAYAMA

It has been often reported that energy consumption during an operation phase is the largest in a building lifecycle. The amount of building energy consumption during the operation phase depends on the system design. Improper system makes largely decrease the effects of energy saving by proper operation of the system. Therefore, it is important to consider the building system design method from a view point of building lifecycle including energy consumption in the operation phase. This paper presents simulation results on influences of building air-conditioning system design method such as differences of capacity, performance curve, number of heating/cooling machine, etc. upon the energy consumption in the operation phase targeted a middle scale office building.

Keywords: *Excessive design, Maximum heat loads, Capacity of heating/cooling machine, Performance curve, Multiple units control*

過大設計, 最大負荷, 装置容量, 性能曲線, 台数制御

1 はじめに

建物の設計から廃棄に至るまでのライフサイクルエネルギーにおいて、運用段階でのエネルギー消費量が極めて大きいことは良く知られている。建物運用時のエネルギー消費量は空調システムの設計に因るところが大きく、不適切に設計されたシステムは適切な運用方法による省エネルギーの効果を大きく低減させることにもなりかねない。空調システム設計において、安全率や余裕率を過剰に見込むことは空調システムの過大設計につながり、機器効率の悪い低負荷で空調システムが運転されることになるという報告もされている¹⁾。よって、運用段階のエネルギー消費を含めたライフサイクル的な観点から空調システムの設計を考えることが重要である。

本報では、標準的な中規模オフィスビルを想定し、2種類の設計法によって設定した空調システムの各仕様を対象に、装置容量、熱源機の性能曲線、低負荷時の熱源機の性能の与え方、台数分割の違いが空調システムのエネルギー消費量にどのような影響を与えるかについて、シミュレーションにより検討を行った結果について報告する。

2 空調システム仕様の設定

日本建築学会オフィス用標準問題の建物モデル²⁾を基に作成した建物を対象とする。建物の基準階平面図を図1に、基準階断面図を図2に、建物モデル概要を表1に、壁体部位構成を表2に示す。本建物は10階建てであるが、簡単のために最下階と最上階を含め、全ての階の平面は基準階の平面と同じとし、基準階が10層あるものとして計算を行った。空調システム概要(熱源機4台分割時)を図3に示す。空調システムの最大負荷計算に関して、設計法の違いにより以下の2種類のシステムを考える。

1) システムA

建築設備設計基準(平成18年度版)³⁾に基づいて最大負荷計算を行って装置容量を決定し、機器選定を行ったシステムである。内部発熱の設定を表3に示す。この場合の最大負荷計算結果を表4(システムA)に示す。

2) システムB

非定常熱負荷計算を行って最大負荷を求め、この最大負荷を用いて建築設備設計基準(平成18年度版)を基に機器選定を行ったシステムである。非定常熱負荷計算にはHASP/ACLD/8501を改良して計算時間間隔を1時間から1分に変更したプログラムを用いた。内部発熱の設定はシステムAと同じとし、空調運転時間は平日8:00~19:00とした。気象データには東京の標準気象データを用いた。最大負荷計算結果を表4(システムB)に、非定常熱負荷計算により求

* 空間システム専攻修士課程

** 都市・建築学部門

*** (独)建築研究所

**** 工学部建築学科

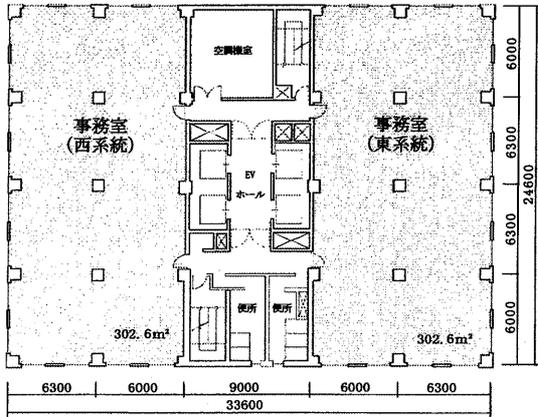


図1 基準階平面図(単位:mm)

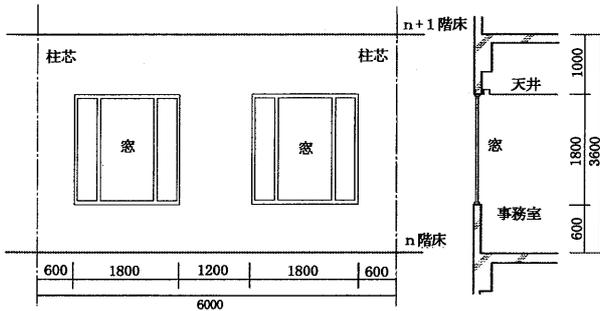


図2 基準階断面図(単位:mm)

表1 建物モデルの概要

所在地	東京
階数	地上10階
延床面積	8265.6㎡
基準階床面積	826.56㎡
基準階事務室床面積	605.16㎡
階高	3.6m
天井高	2.6m
窓面積比	30%

表2 壁体部位の構成

部位	構成(室内側から室外側の順で記載、0内数値は厚さmm)
外壁(居室)	プラスチックボード(12), 密閉空気層, フォームポリスチレン(25), コンクリート(150), モルタル(20), タイル(8)
外壁(天井内)	フォームポリスチレン(25), コンクリート(150), モルタル(20), タイル(8)
床(天井)	プラスチックタイル(3), コンクリート(150), 半密閉空気層, プラスチックボード(9), 岩綿吸音板(12)
内壁(空調機室)	グラスウール(25), モルタル(20), コンクリート(120), モルタル(20)
内壁(空調機室以外)	モルタル(20), コンクリート(120), モルタル(20)
窓	吸熱ガラス(8), 室内側に中等色ブラインド

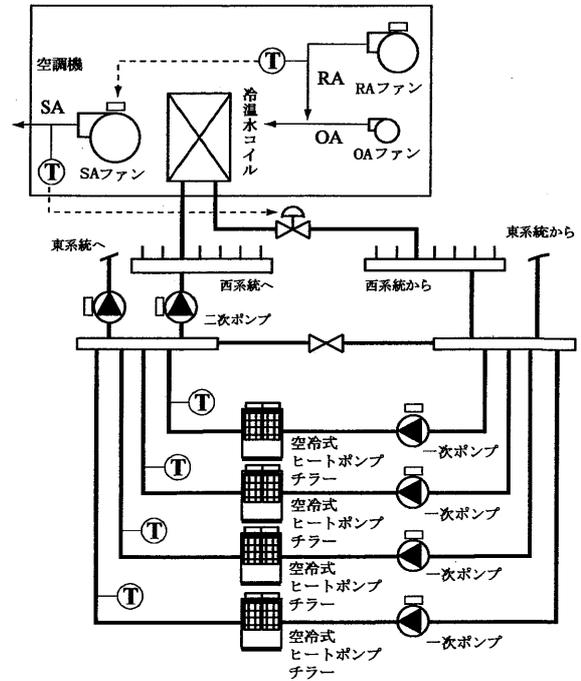


図3 空調システムの概要(熱源4台分割時)

表3 内部発熱設定値

在室人数0.15人/m², 室内発熱(器具) 20W/m²(顕熱), 室内発熱(照明) 20W/m², 外気取入量 30 m³/(h・人), 隣室条件0.3

表4 最大負荷計算結果

	室内負荷[W/m ²]	空調機負荷[W/m ²]	熱源機負荷[W/m ²]
システムA	95(東系統)	150(東系統)	167
	115(西系統)	159(西系統)	
システムB	58(東系統)	87(東系統)	109
	68(西系統)	98(西系統)	

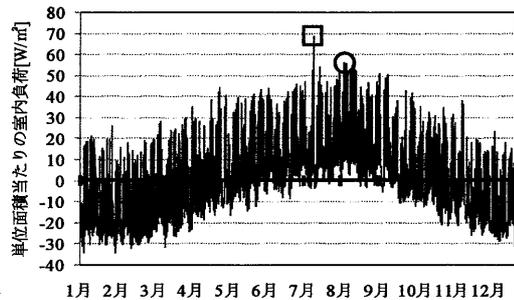


図4 非定常熱負荷計算の年間室内負荷(西系統)

めた西系統の単位面積当たりの室内負荷を図4に示す。図4において、実際の最大値は7月14日16時(図中の□印)であるが、この値は明らかに特異であるため、8月8日16時(図中の○印)の負荷を最大負荷とした。

システムBの最大負荷はシステムAと比較すると約40%小さく、その結果として熱源機負荷はシステムAが167W/m², システムBが109W/m²とシステムAに比べてシステムBの方が約35%小さい。システムAとシステムBの最大負荷計算結果に従って、両システムの空調機器の仕様を決定した(表5)。各システムの熱源機の台数については、分割なし、

2台分割, 4台分割と3種類設定したが、この場合の熱源機の冷凍・加熱能力及び動力は複数台の合計値が同じになるように選定している。

3 空調システムシミュレーションプログラム構築

機器モデル, 制御モデル, 室熱収支モデルを組み合わせる空調システムシミュレーションプログラムを構築した。シミュレーションの入力は、外界気象条件及び空調システムの各温度設定値であり、出力は、ファン, 二次ポンプ, 一次ポンプ, 熱源機のエネルギー消費量である。表6に空調システ

表 5 空調機器の仕様

機器名称	システムA		システムB	
	仕様	台数	仕様	台数
分割なし 熱源機 (空冷式ヒート ポンプチャラー)	冷凍能力1200 kW, 加熱能力1265 kW, 冷温水量34410/min, 動力310 kW	1台	冷凍能力720 kW, 加熱能力759 kW, 冷温水量20650/min, 動力186 kW	1台
	冷温水量34410/min, 揚程15m, 動力15 kW		冷温水量20650/min, 揚程15m, 動力9 kW	
2台分割 熱源機 (空冷式ヒート ポンプチャラー)	冷凍能力600 kW, 加熱能力633 kW, 冷温水量17200/min, 動力155 kW	2台	冷凍能力360 kW, 加熱能力380 kW, 冷温水量10320/min, 動力73 kW	2台
	冷温水量17200/min, 揚程15m, 動力7.5 kW		冷温水量10320/min, 揚程15m, 動力4.5 kW	
4台分割 熱源機 (空冷式ヒート ポンプチャラー)	冷凍能力300 kW, 加熱能力316 kW, 冷温水量8600/min, 動力78 kW	4台	冷凍能力180 kW, 加熱能力190 kW, 冷温水量5160/min, 動力52 kW	4台
	冷温水量8600/min, 揚程15m, 動力3.75 kW		冷温水量5160/min, 揚程15m, 動力2.25 kW	
空調機 (東, 西系統)	送風量8000 m ³ /h, 冷却能力52.3 kW, 冷温水量1500/min, 動力3.75 kW	10×2 系統	送風量5000 m ³ /h, 冷却能力32.5 kW, 冷温水量930/min, 動力2.2 kW	10×2 系統
二次ポンプ	冷温水量15000/min, 揚程30m, 動力15 kW	2台	冷温水量9300/min, 揚程30m, 動力11 kW	2台

ムの各温度設定値を示す。一次側冷水流量は定流量とし、往還ヘッダ間バイパス冷水流量は一次側冷水流量と二次側冷水流量の差とする。シミュレーションの計算時間間隔を1分とし、計算期間は1月1日から12月31日、助走期間を前年の12月22日から12月31日までとした。

本システムに組み込まれている制御を以下に示す。

1) 給気風量制御

室内温度が設定値に達するように、給気風量をPI制御で調整する。

2) 二次側冷温水流量制御

給気温度が設定値に達するように、二次側冷温水流量をPI制御で調整する。

3) 熱源機出力制御

熱源機出口冷温水温度が設定値に達するように、熱源機部分負荷率をPI制御で調整する。

4) 熱源機運転台数制御

熱源機運転台数が n 台のとき、システム全体の処理熱量が (n-0.1)Q_R を超えると一台増台する(Q_R:一台あたりの定格処理熱量)。また、システム全体の処理熱量が (n-1.2)Q_R を下回ると一台減台する。システム全体の処理熱量に対する熱源機運転台数の関係を図5に示す。増減台実施後10分間は運転台数を変更しない。

5) 給気温度設定値リセット制御

給気風量が下限値(外気導入量)になれば給気温度設定値を冷房時は1℃上げ、暖房時は1℃下げる。給気風量が定格値になれば設定値を冷房時は1℃下げ、暖房時は1℃上げる。変更後10分間は設定値の変更はない。給気温度設定範囲を超える場合は、ファンとポンプのみが運転し、熱源機は停止する。

表 6 空調システム各設定温度

給気温度設定値	冷房期・中間期	13~22℃
	暖房期	24~38℃
熱源機出口冷温水温度設定値	冷房期・中間期	5~12℃
	暖房期	35~48℃
室内温度設定値	冷房期	26℃
	中間期(冷房)	24℃
	暖房期	22℃

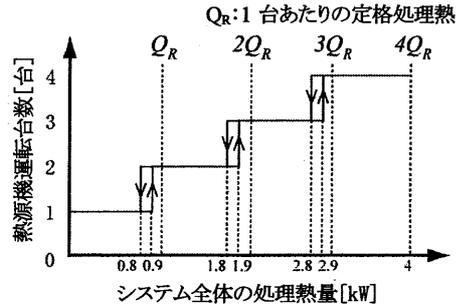


図 5 処理熱量と熱源運転台数の関係(4台の場合)

6) 熱源機送水温度設定値リセット制御

二次側冷温水流量が定格値の20%になれば、送水温度設定値を冷房時は1℃上げ、暖房時は1℃下げる。二次側冷温水流量が定格値になれば、設定値を冷房時は1℃下げ、暖房時は1℃上げる。変更後10分間は設定値を変更しない。熱源機送水温度設定範囲を超える場合は、ファンとポンプのみが運転し、熱源機は停止する。

7) 空調システム停止条件

冷房時、室温が室内温度設定値よりも2℃低くなれば、熱源機とポンプを30分間停止する。暖房時は設定値よりも2℃高くなれば同様に停止する。

4 ケーススタディ

構築した空調システムシミュレーションプログラムを用いて、装置容量、熱源機の性能曲線、低負荷時における熱源機の性能の与え方、台数分割の違いに着目し、ケーススタディを行った。計算結果を図6に、検討ケース(case1~case18)を表7に示す。空調システムの装置容量の違いはcase1、熱源機の性能曲線の違いはcase1とcase10、低負荷時における熱源機の性能の与え方の違いはcase1とcase2とcase3、台数分割の違いはcase1とcase4とcase7に着目して比較検討を行った。

4.1 装置容量の違いによるエネルギー消費量の比較

case1のシステムAとシステムBでエネルギー消費量の比較を行った。

1) 熱源機のエネルギー消費量

熱源機のエネルギー消費量の算出方法の式を以下に示す。

$$E_{airHP} = P_r \times R_p \times R_{pc} \times N_{airHP} \dots (1)$$

ここで、E_{airHP}:熱源機のエネルギー消費量、P_r:熱源機の定

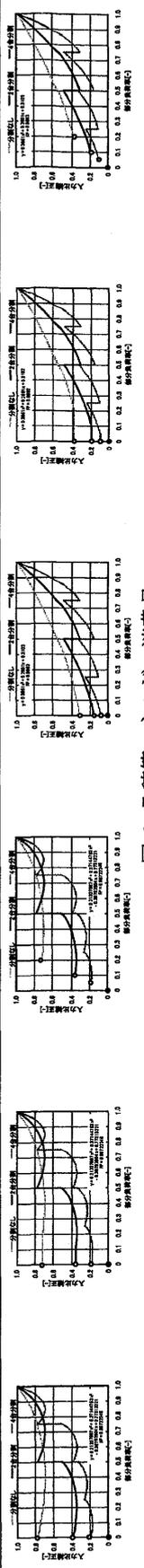
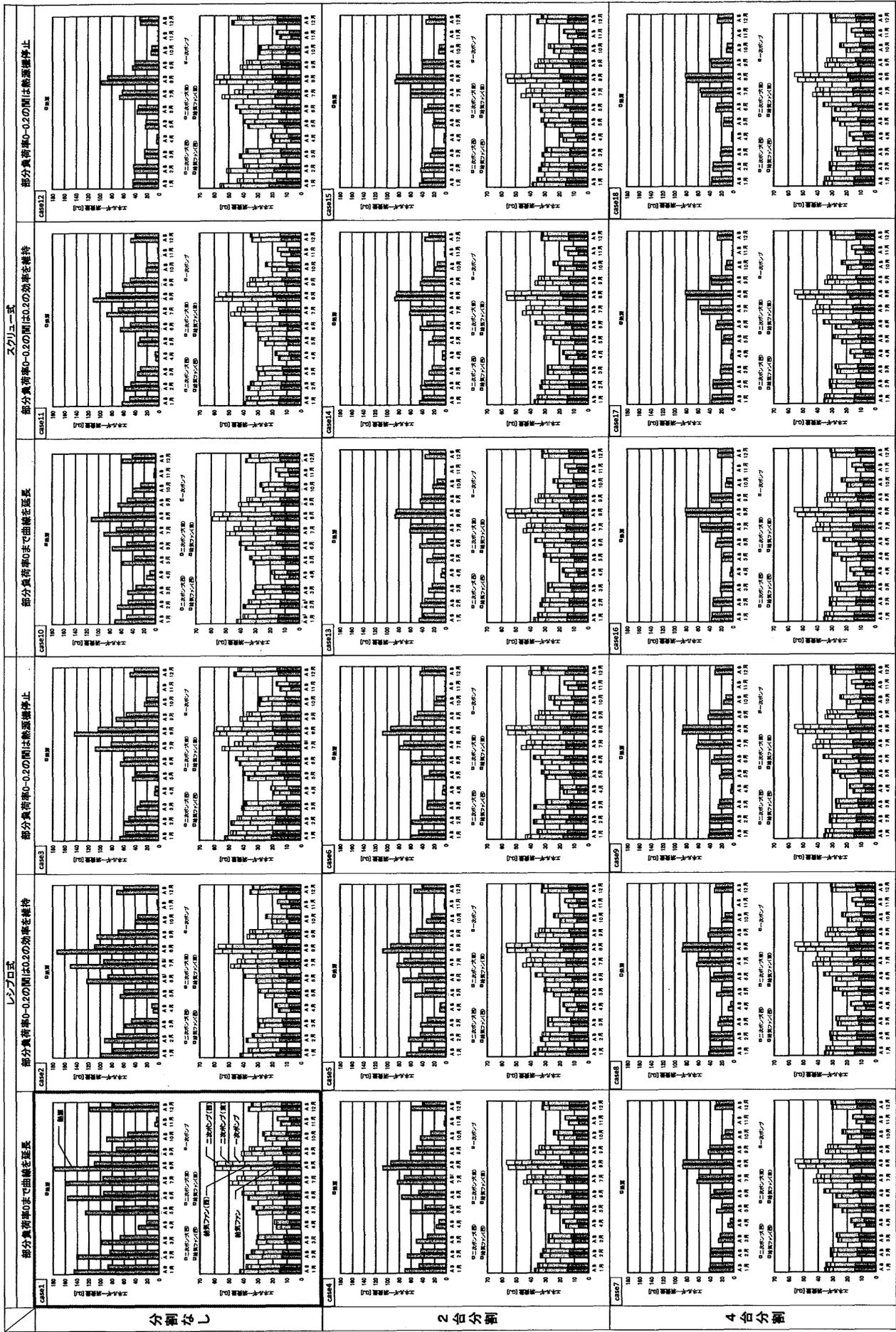


図6 月積算エネルギー消費量

表7 システムシミュレーションの検討ケース

ケース	システム	熱源機の性能曲線	低負荷時の性能の与え方	台数分割
case1	A	レシプロ式	部分負荷率0まで曲線を延長	分割なし
	B			
case2	A	レシプロ式	部分負荷率0-0.2の間は0.2の効率を維持	分割なし
	B			
case3	A	レシプロ式	部分負荷率0-0.2の間は熱源機停止	分割なし
	B			
case4	A	レシプロ式	部分負荷率0まで曲線を延長	2台分割
	B			
case5	A	レシプロ式	部分負荷率0-0.2の間は0.2の効率を維持	2台分割
	B			
case6	A	レシプロ式	部分負荷率0-0.2の間は熱源機停止	2台分割
	B			
case7	A	レシプロ式	部分負荷率0まで曲線を延長	4台分割
	B			
case8	A	レシプロ式	部分負荷率0-0.2の間は0.2の効率を維持	4台分割
	B			
case9	A	レシプロ式	部分負荷率0-0.2の間は熱源機停止	4台分割
	B			
case10	A	スクリー式	部分負荷率0まで曲線を延長	分割なし
	B			
case11	A	スクリー式	部分負荷率0-0.2の間は0.2の効率を維持	分割なし
	B			
case12	A	スクリー式	部分負荷率0-0.2の間は熱源機停止	分割なし
	B			
case13	A	スクリー式	部分負荷率0まで曲線を延長	2台分割
	B			
case14	A	スクリー式	部分負荷率0-0.2の間は0.2の効率を維持	2台分割
	B			
case15	A	スクリー式	部分負荷率0-0.2の間は熱源機停止	2台分割
	B			
case16	A	スクリー式	部分負荷率0まで曲線を延長	4台分割
	B			
case17	A	スクリー式	部分負荷率0-0.2の間は0.2の効率を維持	4台分割
	B			
case18	A	スクリー式	部分負荷率0-0.2の間は熱源機停止	4台分割
	B			

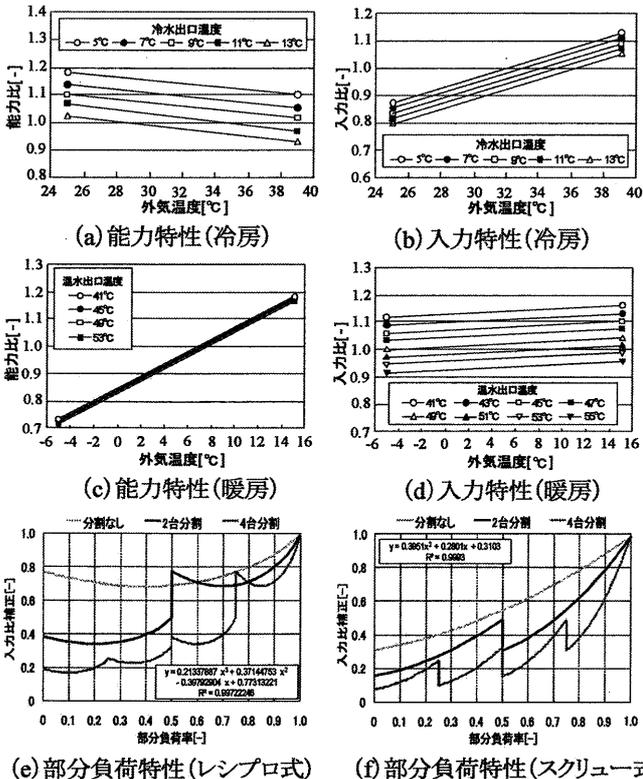


図7 熱源機の性能曲線

格消費電力, R_p :入力比, R_{pc} :入力比補正, N_{airHP} :熱源機の運転台数

空冷式ヒートポンプチャラーとしてレシプロ式とスクリー式を想定し, これらの部分負荷特性は熱源機の台数分割数に応じて設定した(図7). case1の場合, システムAの装置容

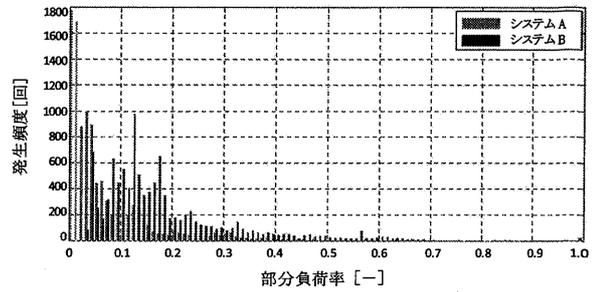


図8 システム全体の部分負荷率の発生頻度(年間)

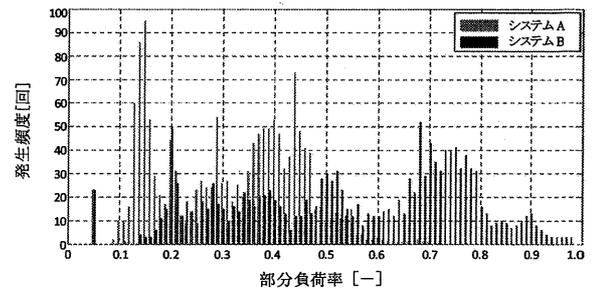


図9 システム全体の部分負荷率の発生頻度(8月)

量は冷凍能力が1,200kW, 加熱能力が1,265kW, システムBの装置容量は冷凍能力が720kW, 加熱能力が759kWであり, システムBがシステムAに比べて冷凍・加熱能力が約40%小さい. 熱源システム全体の部分負荷率の発生頻度(年間)を図8に示す. 部分負荷率の年平均値はシステムAが0.08, システムBが0.19となり, システムBに比べて装置容量の大きいシステムAの方が低負荷運転の頻度が多い. 空調負荷が大きい期間の8月にも, その年平均値はシステムAが0.31, システムBが0.51である(図9). レシプロ式の性能曲線は低負荷時の効率が悪く, 熱源機の月積算エネルギー消費量は, 最大で41%(5月), 最小で31%(3月)とシステムBがシステムAより小さい結果となった. また, 年間エネルギー消費量はシステムBがシステムAより39%小さい.

2) 搬送系のエネルギー消費量

搬送系のエネルギー消費量の算出方法の式を以下に示す.

$$E_{1stP} = E_{p1} \times N_r \quad \dots (2)$$

$$x = V/V_r \quad \dots (3)$$

$$E_{2ndP} = E_{p2} \times x^3 / (Ef_{inv} \times Ef_{moter}) \quad \dots (4)$$

$$E_{SAfan} = E_{fan} \times x^3 / (Ef_{inv} \times Ef_{moter}) \quad \dots (5)$$

ここで, E_{1stP} :一次ポンプのエネルギー消費量, E_{p1} :一次ポンプの定格消費電力, N_r :熱源機運転台数, x :流量比(風量比), V :流量(風量), V_r :二次ポンプの定格流量(給気ファンの定格風量), E_{2ndP} :二次ポンプのエネルギー消費量, E_{p2} :二次ポンプの定格消費電力, E_{SAfan} :給気ファンのエネルギー消費量, E_{fan} :給気ファンの定格消費電力, Ef_{inv} :インバータ効率, Ef_{moter} :モータ効率(図10)

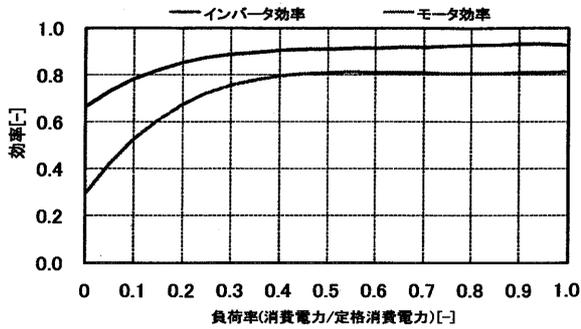


図10 インバータ効率及びモータ効率

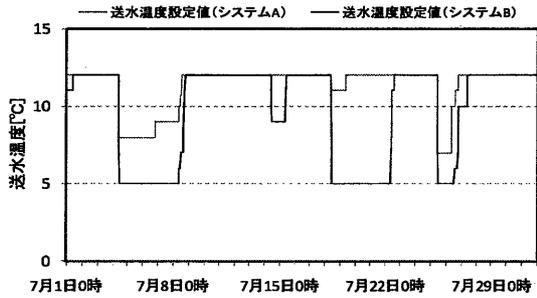


図11 熱源出口冷温水温度設定値(case1)

一次ポンプのエネルギー消費量は、年間を通じてシステムAがシステムBよりも大きい。一次ポンプは定流量なので、装置容量の違いがエネルギー消費量の差に表れる。中間期や冬期は、空調システム停止条件によって一次ポンプも停止する時間帯があり、夏期よりもエネルギー消費量が少ない。

二次ポンプのエネルギー消費量は、年間を通じてシステムAがシステムBに比べ若干大きい。システムAは装置容量が大きいので、システムAの方が熱源機送水温度設定値リセット制御の設定範囲を超える割合が多く、冷温水流量が多くなる傾向にある(図11, 図12)。

給気ファンのエネルギー消費量は、冬期以外でシステムBがシステムAより大きい。負荷が小さい中間期は空調システム停止条件により、外気量だけ取り込む時間が長くなる。同量の外気量を取り込む場合、システムAに比べ給気ファンの容量が小さいシステムBが風量比は大きく、式(5)の3乗則によりシステムBのエネルギー消費量が大きい。

3) 室内環境への影響

図13に月別の平均室温を示す。システムAとシステムBにおいて室温に大きな差異は生じておらず、室温設定値近辺で制御されていることから、システムAとシステムBのエネルギー消費量の差の重要な原因は実現している室温の差ではないことを確認した。

4.2 熱源機の性能曲線の違いによるエネルギー消費量の比較

case1とcase10でエネルギー消費量の比較を行う。熱源機のエネルギー消費量は部分負荷率と正比例するのが理想であるが、実際の熱源機は負荷率が小さいほど効率は悪く

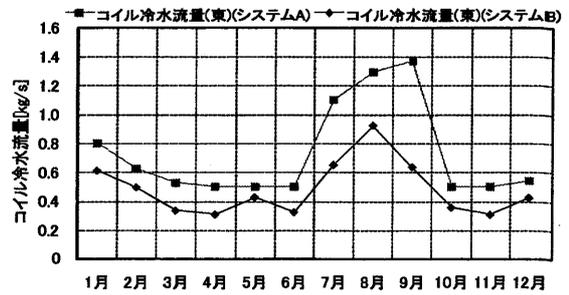


図12 コイル冷温水流量平均値(case1)

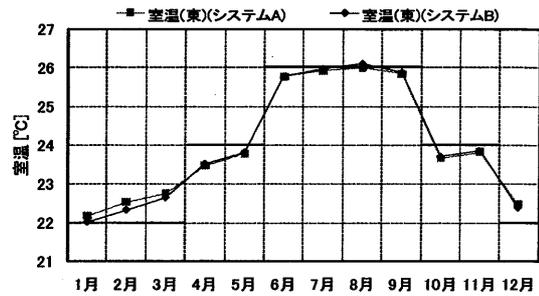


図13 月別の平均温度(case1)

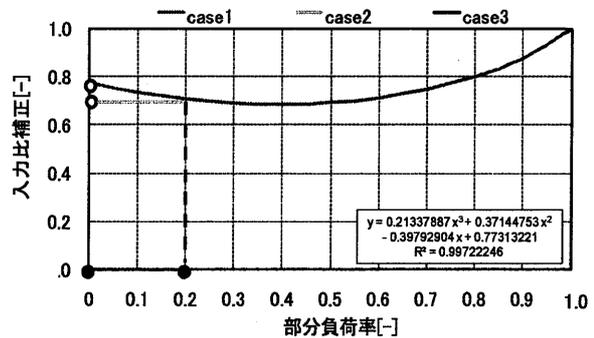


図14 低負荷時の熱源機の性能の与え方(case1, case2, case3)

なり、入力比の補正が必要である。レシプロ式とスクリー式の部分負荷特性を比較すると、スクリー式に比べレシプロ式は負荷が小さくなるほど熱源機の効率が悪くなる(図7の(e), (f))。そのため、レシプロ式のcase1に対して、スクリー式のcase10では熱源機年間エネルギー消費量がシステムAで49%、システムBで40%小さくなる。また、システムBに比べ低負荷運転時間が長いシステムAが部分負荷特性の影響は大きい。そのため、システムAとシステムBの熱源機年間エネルギー消費量の差はレシプロ式では39%、スクリー式では28%となる。

4.3 低負荷時における熱源機の性能の与え方の違いによるエネルギー消費量の比較

熱源機の部分負荷率が0.2以下の低負荷時において、図14に示しているように部分負荷特性の曲線を0まで延長する場合、部分負荷率0.2の性能をそのまま維持する場合、熱源機が停止する場合の3種類を検討した。レシプロ式の性能曲線を用いてシミュレーション計算を行ったcase1, case2, case3のエネルギー消費量を比較した。case2はcase1と比べると、部分負荷率0.2以下で性能がよくなるので、低負荷運

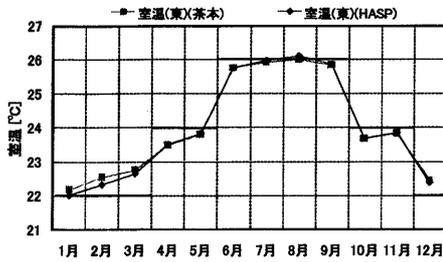


図 15 月別平均室温 (case1)

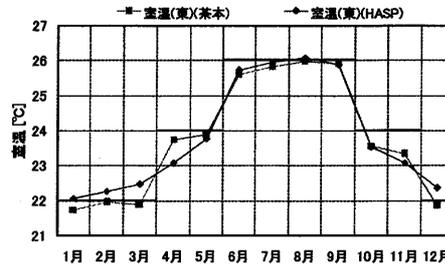


図 16 月別平均室温 (case2)

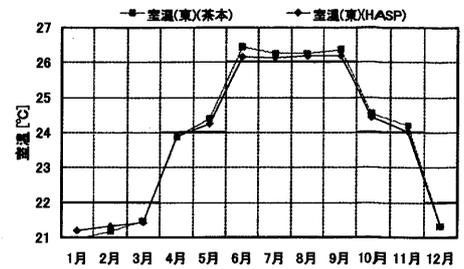


図 17 月別平均室温 (case3)

表 8 年積算エネルギー消費量

		レシプロ式						スクリー式					
		部分負荷率0まで 曲線を延長		部分負荷率0-0.2の間 は0.2の効率を維持		部分負荷率0-0.2の間 は熱源機停止		部分負荷率0まで 曲線を延長		部分負荷率0-0.2の間 は0.2の効率を維持		部分負荷率0-0.2の間 は熱源機停止	
		システムA	システムB	システムA	システムB	システムA	システムB	システムA	システムB	システムA	システムB	システムA	システムB
分割 なし	熱源	1369.8	839.2(38.7%)	985.5	724.5(26.5%)	679.0	545.8(19.6%)	704.3	506.9(28.0%)	592.8	481.6(18.8%)	426.8	404.8(5.2%)
	搬送系	423.9	413.6(2.4%)	396.6	399.5(-0.7%)	488.1	470.2(-0.7%)	424.8	413.3(2.7%)	392.9	404.5(-2.9%)	497.5	459.5(7.6%)
	合計	1793.6	1252.8(30.2%)	1382.1	1124.0(18.7%)	1167.1	1016.0(12.9%)	1129.1	920.2(18.5%)	985.8	886.1(10.1%)	924.4	864.3(6.5%)
2台 分割	熱源	698.0	496.9(28.8%)	649.2	492.6(24.1%)	553.6	463.7(16.3%)	451.1	385.9(14.4%)	440.1	385.5(12.4%)	404.2	371.2(8.2%)
	搬送系	376.7	388.3(-3.1%)	373.4	387.1(-3.7%)	415.8	396.5(4.7%)	376.9	388.6(-3.1%)	373.3	387.5(-3.8%)	395.5	395.9(0.1%)
	合計	1074.8	885.2(17.6%)	1022.6	879.7(14.0%)	969.5	860.1(11.3%)	828.0	774.5(6.5%)	813.4	773.0(5.0%)	799.7	767.1(4.1%)
4台 分割	熱源	434.6	394.5(9.2%)	432.4	393.1(9.1%)	414.9	387.3(6.7%)	360.8	351.9(2.5%)	360.4	351.6(2.4%)	352.3	348.3(1.1%)
	搬送系	355.0	377.7(-6.4%)	354.5	377.7(-6.5%)	358.5	379.7(-6.0%)	355.3	378.2(-6.4%)	354.9	378.1(5.4%)	357.8	380.1(-6.2%)
	合計	789.5	772.3(2.2%)	786.9	770.8(2.0%)	773.4	767.0(0.8%)	716.2	730.0(-1.9%)	715.3	729.8(-2.0%)	710.1	728.5(-2.8%)

ただし、0のなかはシステムAに対するシステムBのエネルギー削減率

[単位: GJ]

転となる中間期と冬期において、エネルギー消費量は最大76%(11月)小さくなる。case3は、部分負荷率0.2以下は熱源機が停止し、case1とcase3の熱源機年間エネルギー消費量の差は50%となる。case3の中間期と冬期では、熱源機が停止する時間が長くなるので、システムAとシステムBの差は小さくなる。case1, case2, case3において室温に大きな差異は生じておらず、室温設定値近辺で制御されていることから、case1, case2, case3のエネルギー消費量の差の重要な原因は実現している室温の差ではないことを確認した(図15, 図16, 図17)。

4.4 台数分割の違いによるエネルギー消費量の比較

case1, case4, case7でエネルギー消費量の比較を行った。分割なしと2台分割を比べると、熱源機を2台に分割することでシステムAの熱源機年間エネルギー消費量は49%減少し、システムAとシステムBのエネルギー消費量の差は39%から29%に減少した。分割なしと4台分割を比べると、熱源機を4台に分割することで、システムAの熱源機年間エネルギー消費量は68%減少し、システムAとシステムBのエネルギー消費量の差はほぼ等しくなった。通常、熱源機の装置容量が大きければエネルギー消費量は増えると言われているが、今回の計算結果、装置容量が大きくても適切に熱源機の台数を分割することで低負荷時の性能がよくなり、装置容量の差による影響が減少することが確認できた。

5 おわりに

建物・空調・制御システムのトータルな空調システムシミュレーションを通して、装置容量、熱源機の性能曲線、低負荷

時の熱源機の性能の与え方、台数分割の違いが運用時のエネルギー消費量に与える影響について検討を行った。これらの検討ケースにおける年積算エネルギー消費量をまとめて表8に示す。熱源機のエネルギー消費量は与えた条件によって大きく変化し、熱源機の台数を分割するにつれて、エネルギー消費量は小さくなり、4台分割においてシステムAとシステムBでエネルギー消費量の差はほぼなくなった。

本報の建物モデル、空調システムモデル、制御モデルのいずれもが特殊なモデルではなく、一般的なモデルを想定していることを考えると、本報の検討内容は今後の空調システム設計のあり方にも関わってくる可能性があり、更なる検討の必要性を感じる。今後はライフサイクルエネルギーの観点からの検討を行う。

【謝辞】

本研究は、空気調和・衛生工学会空気調和設備委員会熱負荷シミュレーションと装置容量小委員会(2009年4月～)の活動の一環として行われたものである。関係各位に謝意を表します。

【参考文献】

- 1) 猪岡達夫: 空調設備設計における余裕と省エネルギー, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.203-206, 2004年8月
- 2) 滝沢博: 標準問題の提案(オフィス用標準問題), 日本建築学会環境工学委員会熱分科会第15回シンポジウム資料, pp.35-42, 1985年
- 3) 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18年度版, 2006年

(受理: 平成21年12月3日)