

中央式水蓄熱空調システムの冷房時における制御設定値がエネルギー消費量と熱的快適性に与える影響の解析

小林 信裕*1・佐竹 晃*2・郡 公子*3・石野 久彌*4

The Influence of The Setting Supply Air Temperature of Air Handling Unit for Thermal Comfort and The Energy Consumption in Water Thermal Storage HVAC System

Nobuhiro KOBAYASHI, Akira SATAKE, Kimiko KOHRI, Hisaya ISHINO

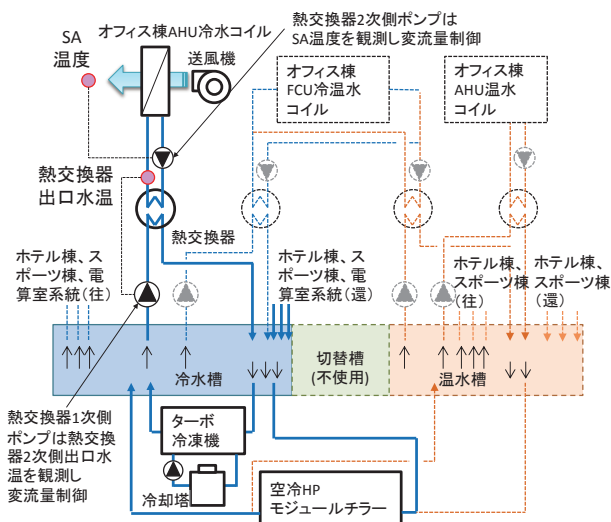


図-1 改修後の熱源システムの概要

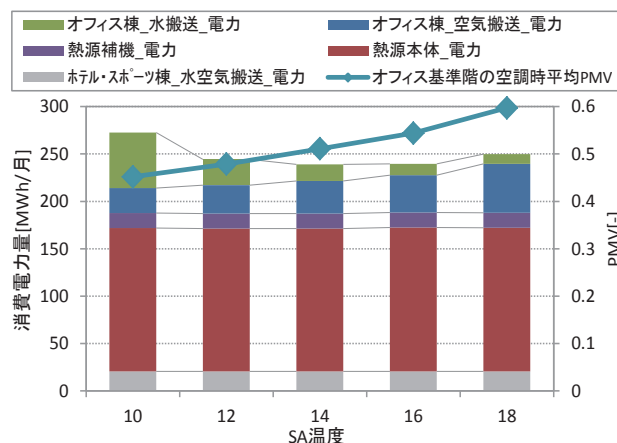


図-2 SA温度別の空調システムの消費電力量(8月)

研究の目的

現在、高層オフィスビル、ホテル等からなる複合施設において、中央式水蓄熱空調システムの更新を始めとする総合改修が計画されている。本空調システムは、蓄熱槽、熱源、ポンプ、空調機等の多様な機器で構成される（図-1）。これらの機器の能力・制御等の改修仕様は、年間エネルギー消費量や室内の熱的快適性の動的シミュレーションに基づき決められることが理想的である。本研究は、建築物の総合的なエネルギーシミュレーションツール「BEST」を用いて、建物・空調システム全体のシミュレーションを行い、改修計画の詳細を決めることを目的とする。

技術の説明

今回用いた BEST 専門版は、空調・熱源システムを構成する様々な機器がモジュール化され、それらを組み合わせ、シミュレーションモデルを構築することで、本建物の中央式水蓄熱空調システムにも適用できる。また、建築と設備を連成させたシミュレーションにより、室内環境の評価も可能である。本報では、中央式水蓄熱空調システムにおける空調機給気温度の制御設定値に着目した。空調システムの空気搬送電力を削減するには、空調機給気温度を低温化する手法が有効と言われるが、中央式水蓄熱システムで本手法を用いる場合、熱源電力、水搬送電力の増加等の悪影響や、室内快適性が変化するという影響が考えられる。そのため、夏の冷房時に空調機給気温度が空調消費電力やオフィスの PMV に与える影響をシミュレーションにより明らかにした。

主な結論

夏の冷房時に空調機給気温度が空調消費電力やオフィスの PMV に与える影響をシミュレーションにより明らかにした。検討の結果、本建物において、空調消費電力は SA 温度 14℃の 때가最も少なく、省エネルギー性と室内快適性を両方考慮した場合、SA 温度は 13℃が適すると判断された。（図-2）。

*1 本店 技術研究所
*3 宇都宮大学

*2 本店 技術研究所 高度空間・エネルギーマネジメント研究室
*4 首都大学東京

中央式水蓄熱空調システムの冷房時における制御設定値が エネルギー消費量と熱的快適性に与える影響の解析

小林 信 裕^{*1} 佐 竹 晃^{*2}
郡 公 子^{*3} 石 野 久 彌^{*4}

要 旨

現在、高層オフィスビル、ホテル等からなる複合施設において、中央式水蓄熱空調システムの更新を始めとする総合改修が計画されている。本空調システムは、蓄熱槽、熱源、ポンプ、空調機等の多様な機器で構成される。これらの機器の能力・制御等の改修仕様は、年間エネルギー消費量や室内の熱的快適性の動的シミュレーションに基づき決められることが理想的である。本研究は、建築物の総合的なエネルギーシミュレーションツール「BEST」を用いて、建物・空調システム全体のシミュレーションを行い、改修計画の詳細を決めることを目的とする。本報では、中央式水蓄熱空調システムにおける空調機給気温度の制御設定値に着目し、夏の冷房時に空調機給気温度が空調消費電力やオフィスのPMVに与える影響をシミュレーションにより明らかにした。検討の結果、本建物において、空調消費電力はSA温度14℃の時が最も少なく、省エネルギー性と室内快適性を両方考慮した場合、SA温度は13℃が適すると判断された。

キーワード 建築・設備連成解析／BEST／水蓄熱空調／消費電力／PMV

目 次

- | | |
|-------------------|----------------------|
| 1. はじめに | 5. 制御設定値の室内快適性への影響 |
| 2. 改修計画の概要 | 6. 建物全体の空調消費電力量と室内環境 |
| 3. 空調システムのモデル化の手法 | 7. おわりに |
| 4. 制御設定値の搬送動力への影響 | |

The Influence of The Setting Supply Air Temperature of Air Handling Unit for Thermal Comfort and The Energy Consumption in Water Thermal Storage HVAC System

Nobuhiro KOBAYASHI
Kimiko KOHRI

Akira SATAKE
Hisaya ISHINO

Synopsis:

Optimization of the supply air temperature of the air handling unit was considered as a part of the plan which repairs Water thermal storage HVAC system in compound facilities which consist of high-rise office and hotel, etc. There is a method to make the supply air temperature low under cooling condition and reduce fan power consumption. But, it is expected that its method makes the indoor comfortable, and increase of pump power consumption on the first side of a heat exchange. The influence of setting temperature gives to the electric power consumption and comfortableness was made clear in water thermal storage HVAC system using the BEST program professional edition for the purpose of energy saving repair in an existence building. The supply air temperature by which air conditioning electric power consumption in the whole building becomes least was 14 °C. When considering both of air conditioning electric power consumption and comfortableness in an office, the most appropriate supply air temperature is 13 °C.

* 1 本店 技術研究所
* 3 宇都宮大学

* 2 本店 技術研究所 高度空間・エネルギーマネジメント研究室
* 4 首都大学東京

1. はじめに

現在、築 23 年の大型複合施設（オフィスビル、ホテル等）において、中央式水蓄熱空調システムの熱源更新を始めとする総合改修が計画されている。この計画では BEST 専門版を、改修の計画の検討、改修後の空調システムの運用改善と継続して活用する予定である。今回用いた BEST 専門版は、空調・熱源システムを構成する様々な機器がモジュール化され、それらを組み合わせ、シミュレーションモデルを構築することで、本建物の中央式水蓄熱空調システムにも適用できる^{2)~4)}。また、建築と設備を連成させたシミュレーションにより、室内環境の評価も可能である^{5)~8)}。

中央式水蓄熱空調システムを適切に運用するには、本建物における適切な空調運転方法を知る必要があり、今回、空調機給気温度（以降、SA 温度という）の制御設定値に着目した。空調システムの省エネルギー手法として、冷房時に空調機（以降、AHU という）の SA 温度を下げ低温送風を行い、空気搬送電力を削減する手法がある。土山¹⁾らは、夏期冷房時に事務所ビルの AHU の SA 温度を下げることで、空気搬送電力を大幅に低減できることを実測で確認している。しかし、本手法を中央式水蓄熱空調システムで採用する場合、SA 温度は空調システム全体に影響を与えることに注意する必要がある。例えば、冷房時に SA 温度を低くすると、①同じ熱負荷を処理するにも、給気風量を減らせるため、AHU の空気搬送電力を削減できる。②AHU の冷却コイルの送水温度を下げるために送水量を増やすため、水搬送電力が増える。③AHU の冷却コイルの成り行き除湿量が増えるため、処理潜熱量が増える。④③と同じ理由で、室内の絶対湿度が低くなり室内快適性が変化する。これらの影響を考慮して改修後の空調システムの年間エネルギー消費量を抑え、室内の熱的快適性を最適化して運用するため、本論文で



図-1 建物概要

は、改修後の空調システム全体を BEST 専門版で入力し、夏の冷房時に SA 温度が空調消費電力やオフィスの PMV に与える影響をシミュレーションにより明らかにした。

2. 改修計画の概要

2.1 建物概要

図-1 に建物概要を示す。本建物はオフィス、ホテル、スポーツ施設、駐車場の用途をもつ複合施設である。本建物は築 23 年が経過し、空調熱源や蓄熱槽を始めとして、各種設備の大規模修繕期を迎えている。図-2 に改修前の熱源システムの概要を示す。蓄熱槽は冷水槽、切替槽、温水槽で構成される。2 次側は AHU 冷水、AHU 温水、FCU 冷温水の 3 系統で、それぞれ熱交換器を介する。熱源は、ターボ冷凍機、ダブルバンドルヒートポンプ、ヒーティングタワーヒートポンプを採用している。

2.2 改修計画の概要

表-1 に、オフィス棟の建築と空調システムの改修項目を示す。照明電力の削減が見込める LED 化改修は、冷房負荷が減る半面、暖房負荷が増え、熱源の暖房能力の増強が必要になる。そこで、窓の高断熱化、冷房時の電動ブラインドのスラット角の制御を組み合わせ、冷房・暖房負荷ともに削減を図る。窓の高断熱化は、窓付近の快適性向上、冬期の窓面の結露防止に加え、窓際の FCU 運転時間の短縮による空調搬送電力の削減も意図している。また、現状の熱負荷に合わせ熱源容量を再検討することで、熱源容量と蓄熱容量の縮小を図る。蓄熱容量を縮小する主な理由は、劣化している蓄熱槽の断熱の補修範囲を減らし、改修コストを削減することにある。

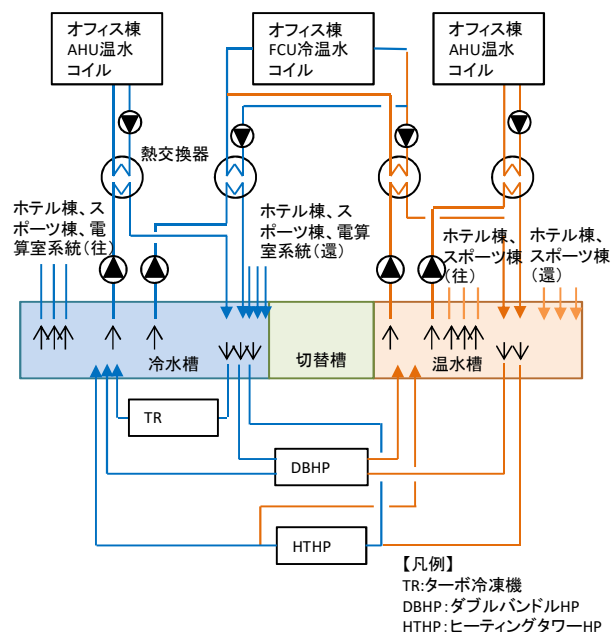


図-2 改修前の熱源システムの概要

表-1 オフィス棟と空調システムの改修項目

項目		改修前	改修後	
建築	窓	熱線反射ガラス	熱線反射ガラス（既設） + Low-εガラス（後施工）	
		電動ブラインド （タイマー制御）	電動ブラインド （夏：日射遮蔽制御）	
	照明	FHF 蛍光灯	高効率 LED	
		制御なし	昼光制御 初期照度補正	
空調	熱源	ターボ冷凍機 定格冷却能力:386kW 定格冷却 COP:4.5	ターボ冷凍機 定格冷却能力:949kW 定格冷却 COP:6.5	
		ヒーティングタワーHP 定格冷却能力:1758kW 定格冷却 COP:4.7 定格加熱能力:1332kW 定格加熱 COP:2.2	空冷 HP モジュールチラー 定格冷却能力:1275kW 定格冷却 COP:4.1 定格加熱能力:1275kW 定格加熱 COP:3.9	
		ダブルバンドル HP （冷房専用運転） 定格冷却能力:1261kW 定格冷却 COP:2.7 （冷暖同時運転） 定格冷却能力:1261kW 定格加熱能力:1105kW 定格冷暖房 COP:5.1		
		水搬送	熱交換器 1 次側 （定流量制御）	熱交換器 1 次側 （インバータ制御）
		蓄熱槽	冷水槽 1602m ³ , 14 槽	〃
			空調利用	空調利用（高断熱改修）
	温水槽 688m ³ , 7 槽		〃	
	空調利用		空調利用（高断熱改修）	
	切替槽 2114m ³ , 16 槽		〃	
	空調利用	空調不使用 （非常時貯水利用）		

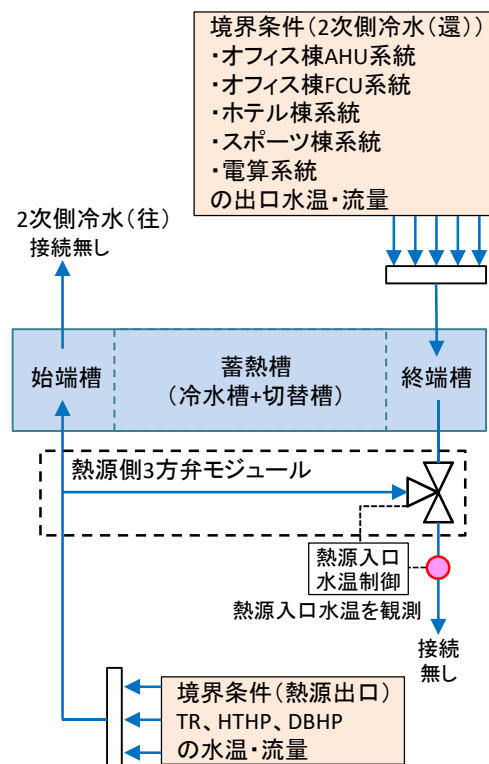
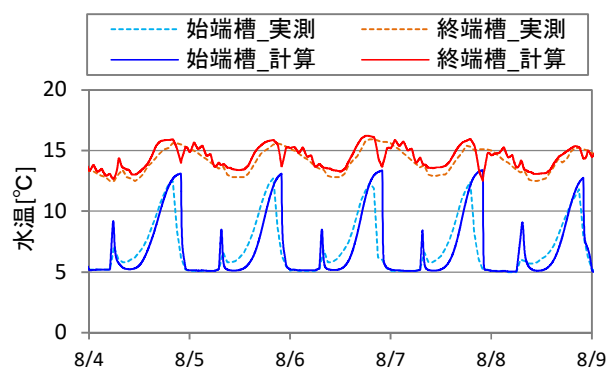
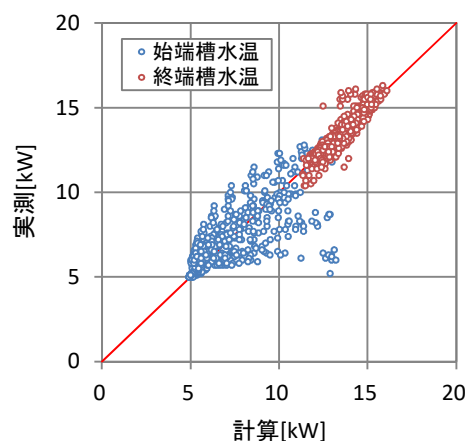


図-3 蓄熱槽の計算精度の検討モデル概要



a) 始端槽・終端槽水温の時刻変動（2014年度）

b) 始端槽・終端槽水温の実測と計算の比較
図-4 冷水槽の始端槽・終端槽の計算精度

3. 空調システムのモデル化の手法

3.1 機器別の計算精度

本建物の中央式水蓄熱空調システムは、蓄熱槽、熱交換器、AHU など様々な機器で構成され、各機器の性能や運転状態が全体に影響する。各機器の性能や運転状態を考慮した空調システム全体のモデル化を行うためには、各機器の計算精度の確認が必要である。本報では、比較に必要な実測データが揃っている蓄熱槽と熱交換器について実測と計算を比較した。今後、不足する実測データを取得し、冷却コイル等についても計算精度の検証を行う必要がある。

(1) 蓄熱槽

図-3 に検討モデルの概要を示す。冷水槽への2次側冷水（還）と、熱源出口の水温・流量を境界条件として与え、蓄熱槽の始端槽と終端槽の水温を確認した。図-4 に2014年8月の平日5日間の始端槽・終端槽の計算精度の検討結果を示す。温度プロファイルの安定を考慮して、8月4日以前に20日間の助走計算を行った。蓄熱槽の水量は設計仕様を入力した。計算は、終端槽では2次側の水温の変動に影響されやすく、始端槽は日変動に遅れがあった（図-4 a）。終端槽は概ね水温は一致し、始端槽は前述の遅れの影響でばらつきが見られた（図-4 b）。

(2) 熱交換器

図-5 に検討モデルの概要を示す。AHU 冷水系統の熱交換器の熱交換器の 1 次側, 2 次側の入口水温・流量を境界条件として与え, 1 次側, 2 次側の出口水温を確認した。

図-6 に計算精度の確認結果を示す。計算は, 夜間の 1 次側出口水温は高く, 2 次側出口水温は低くなっている。特に夜間の 1 次側出口水温の計算結果は約 3℃の乖離が生じた(図-6 a))。この夜間は 1 次側, 2 次側とも実測流量(図-6 b)), 実測交換熱量(図-6 c) d))ともに少ない時間であった。夜間の交換熱量は実測より少なく計算されたが, 計算と実測は概ね一致した(図-6 e))。なお, 1 次側と 2 次側の交換熱量の実測値は一致するはずであるが, 交換熱量が 50kW 以下の時に乖離があり, 今後, 実測値の検証を行う必要がある。

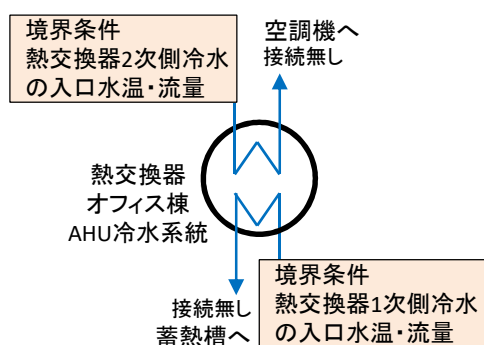
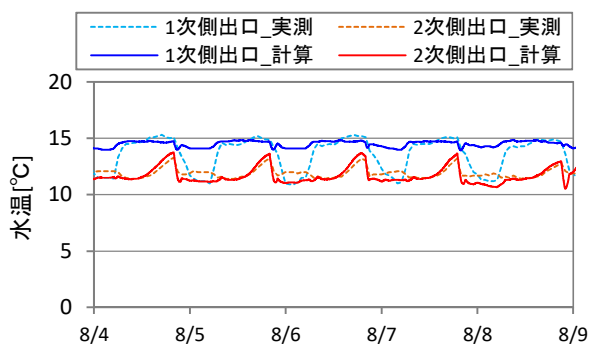
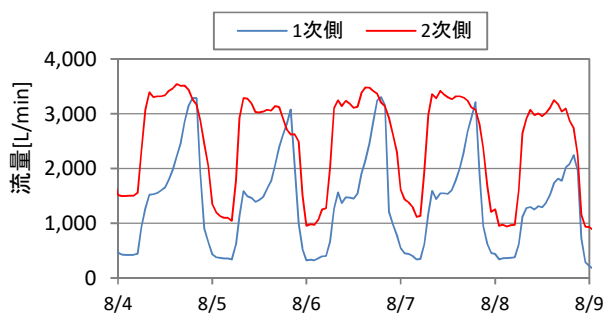


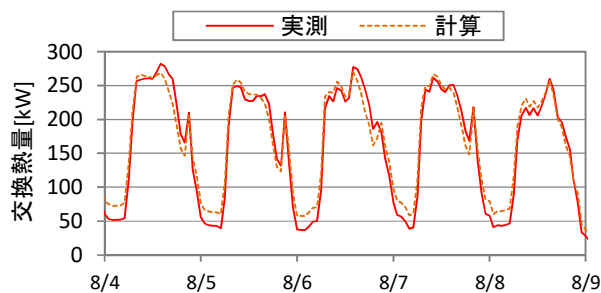
図-5 熱交換器の計算精度検討モデルの概要



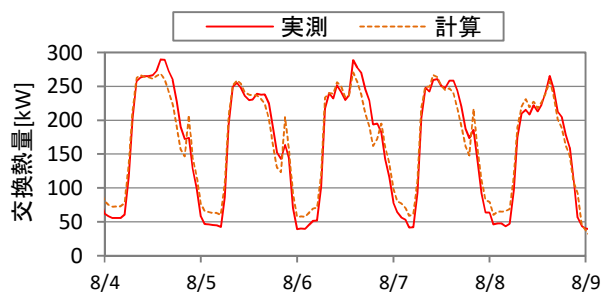
a) 出口水温の時刻変動



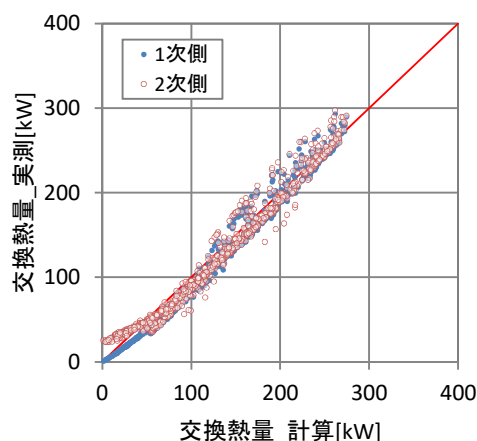
b) 熱交換器 1 次側・2 次側流量の時刻変動(実測値)



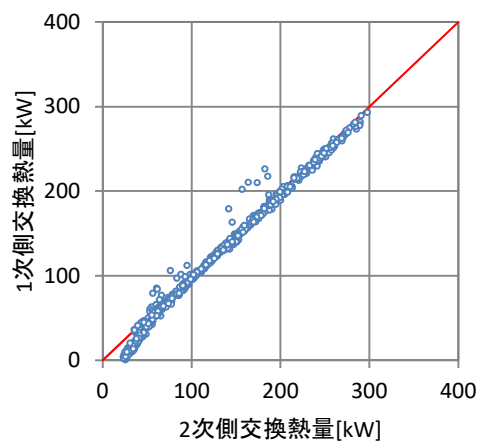
c) 熱交換器 1 次側の交換熱量の時刻変動



d) 熱交換器 2 次側の交換熱量の時刻変動



e) 熱交換器の交換熱量の実測と計算の比較(8月)



f) 熱交換器 1 次側と 2 次側交換熱量(8月実測値)

図-6 AHU 冷水系統の熱交換器の計算精度

3.2 空調システム全体の運転状態の確認

蓄熱槽、熱源側3方弁、熱源、AHUの冷却コイルは設計仕様の特性値を各モジュールに与え、熱交換器は実測値をもとにした特性値を与え、各機器を組み合わせた検討モデルを構築し、水温・気温の計算結果が意図した設定値に制御されているかの制御性を確認した。図-7に検討モデルの概要を示す。熱源は改修後の仕様とし、熱源2台が正しく運転されるか確認した。図-8に各機器の水温・気温と設定水温を示す。蓄熱槽の温度プロフィール（図-8 a））は実測同等（図略）で適正であった。熱源側3方弁の熱源側出口水温、熱交換器の2次側出口水温、冷却コイルの空気出口温度は、空調時に設定温度で制御され、想定通りの計算となった（図-8 b）d）。熱源運転時間の深夜22:00～8:00において、ターボ冷凍機の出口水温（図-8 c））は、8/5のみ設定温度5℃で制御され、他の期間は両熱源とも6℃前後であり、外気温の影響による熱源能力の低下が再現されていた。以上の検討から水温・気温の計算結果が設定値通りに制御されていることを確認した。

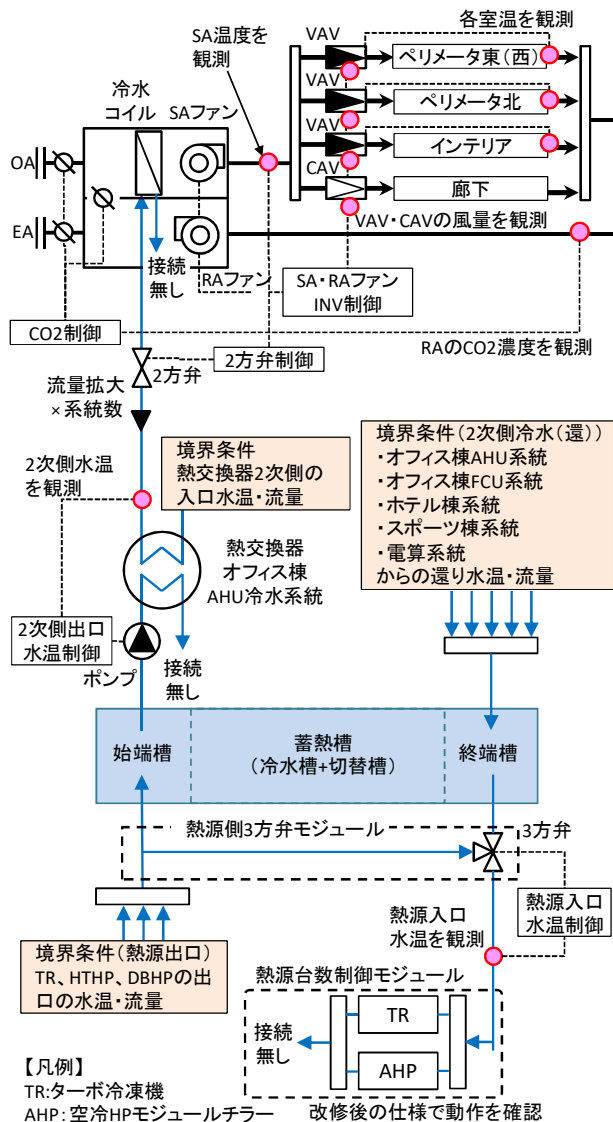


図-7 機器の制御性検討モデルの概要

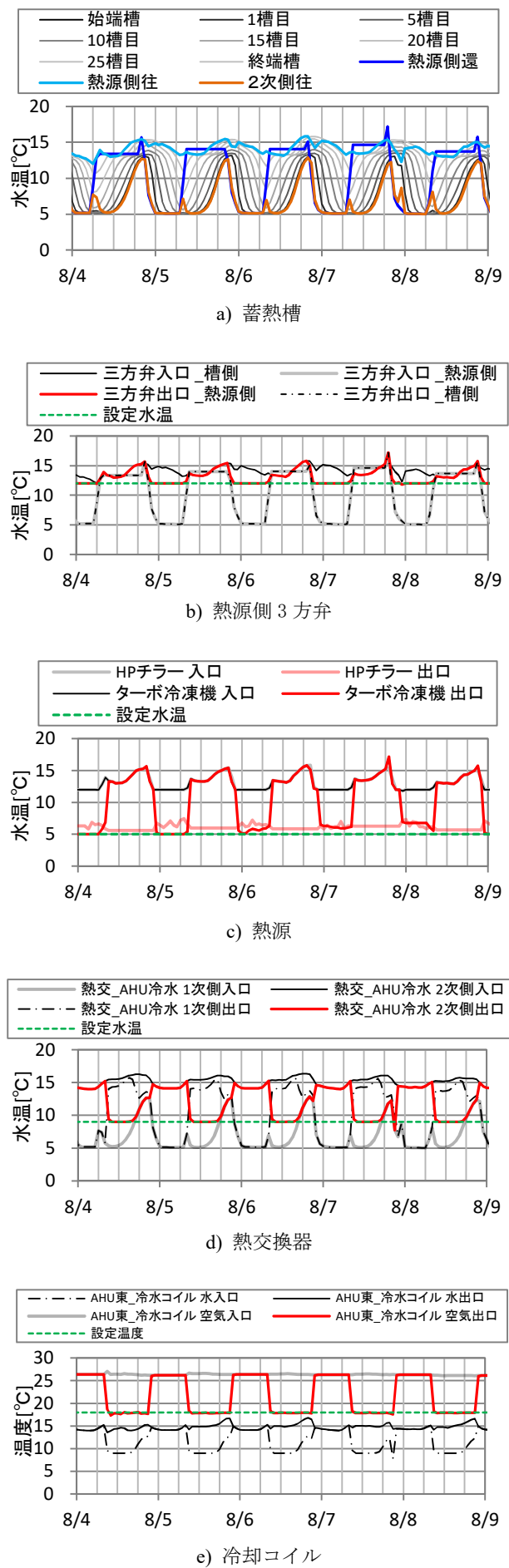


図-8 各機器周りの水温・気温と設定水温

4. 制御設定値の水・空気搬送電力への影響

4.1 ケーススタディの計算条件

オフィス棟の AHU 冷水系統を対象に、夏の 1 日における SA 温度、熱交換器出口水温の制御設定値と消費電力の関係を調べた。図-9 に検討モデルを、表-2 に空調機器の仕様と計算条件を示す。空調機器は既存の仕様とした。全ケースとも AHU 内の冷却コイルの処理顕熱量は、図-10 に示す値とし、AHU 内送風機の風量は、各ケースの設定 SA 温度になるよう設定した。同処理顕熱量は 2014 年 8 月の平日の平均の実測値を用いた。

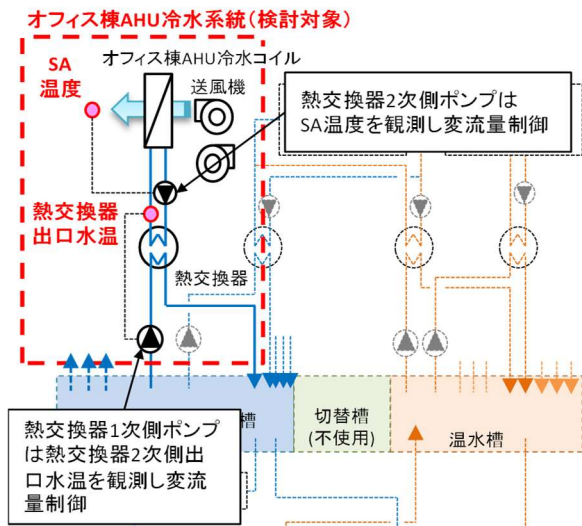


図-9 検討モデルの概要（オフィス棟 AHU 系統）

表-2 空調機器の仕様と計算条件

熱交換器	熱通過率400kW/℃
熱交換器1次側ポンプ	定格流量:3370L/min、定格揚程:412kPa、台数:2台、末端差圧一定制御、電動機出力:22kW(1台あたり)
熱交換器2次側ポンプ	定格流量:3370L/min、定格揚程:235kPa、台数:2台、末端差圧一定制御、電動機出力:37kW(1台あたり)
冷却コイル	コイル入口空気:27℃、0.0138kg/kg、過冷却除湿時の出口相対湿度:95%、台数:44台 設計風量:9000m ³ /h、設計水量:124L/min、正面面積0.625m ² 、列数:5、フィン数:7、チューブ数:20本、シングルフロー
送風機	【SAファン】定格風量9000m ³ /h、定格機外静圧:794Pa、INV制御、台数:44台、電動機出力:5.5kW(1台あたり) 【RAファン】定格風量9000m ³ /h、定格機外静圧:304Pa、INV制御、台数:44台、電動機出力:2.2kW(1台あたり)

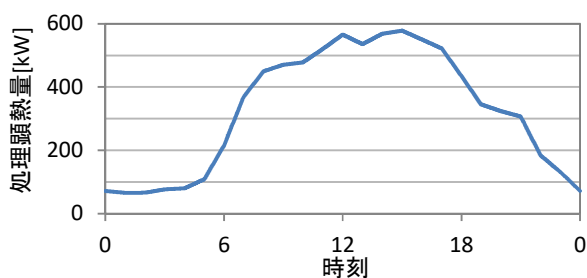


図-10 冷却コイルの処理顕熱量

4.2 ケーススタディの計算結果

図-11 に SA 温度 18℃ 時における熱交換器 2 次側出口水温別のポンプ流量と消費電力を示す。熱交換器 2 次側出口水温が低いほど、1 次側流量は増加、2 次側流量は減少し、両ポンプの合計消費電力は少なくなる傾向が見られた。合計消費電力は 5.5～10℃ の間で 10% 程度の差であり、6℃ の時が最も少なかった。

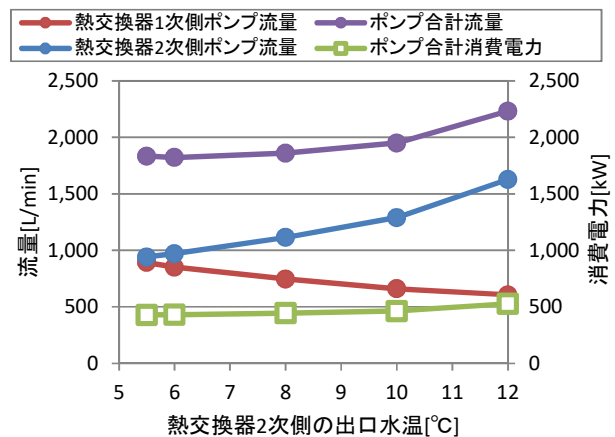


図-11 熱交換器 2 次側出口水温別のポンプ流量と消費電力（SA 温度 18℃）

図-12 に SA 温度別のポンプ、送風機の消費電力と冷却コイルの処理全熱量を示す。図-11 の結果をもとに、熱交換器 2 次側出口水温はポンプ消費電力の少ない 6℃ で計算した。SA 温度が高いほど、冷水の往還温度差が大きくなり、ポンプの消費電力は減少するが、AHU の送風機電力は増加する。合計消費電力は SA 温度が 14℃ の時に最小であった。なお、冷却コイルでの処理潜熱量が減少する。このことから、SA 温度が高いほど、室内の湿度が上がり、室内快適性が低下する可能性が示唆された。

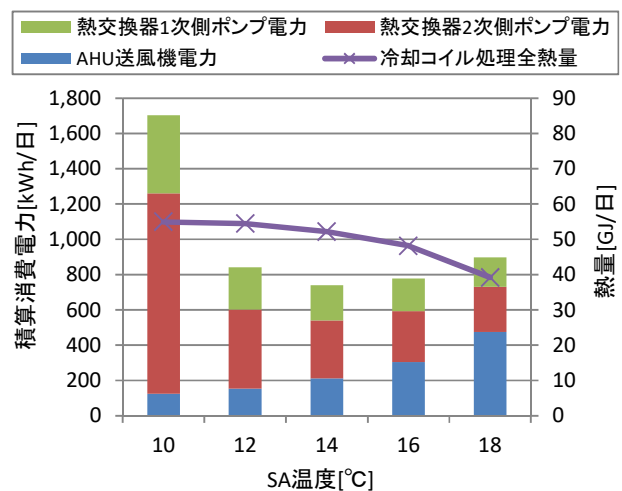


図-12 SA 温度別のポンプ、送風機の消費電力と冷却コイル処理全熱量

図-12 の計算のうち、SA 温度別の熱交換器の出入口水温の日平均値を図-13 に示す。SA 温度が低くなるほど熱交換器 2 次側入口水温が低下し、熱交換器 1 次側出口水温も低下する。熱交換器 1 次側出口水温が低下すると、冷水槽の温度差が確保できず蓄熱量が減少することになる。また、熱源の入口水温を 12℃で計画した場合、熱交換器 1 次側出口水温が 12℃より低くなると熱源が部分負荷運転となる。

以上の検討から、水蓄熱空調システムの省エネルギーには、ポンプと送風機の最適な制御設定値の検討に加えて、室内快適性、熱交換器 1 次側出口水温が低くなりすぎないように検討として、冷水コイルの温度効率が良いものを選定するか、熱交換器 1 次側出口水温が 12℃以下にならない制御とする検討が必要なが分かった。

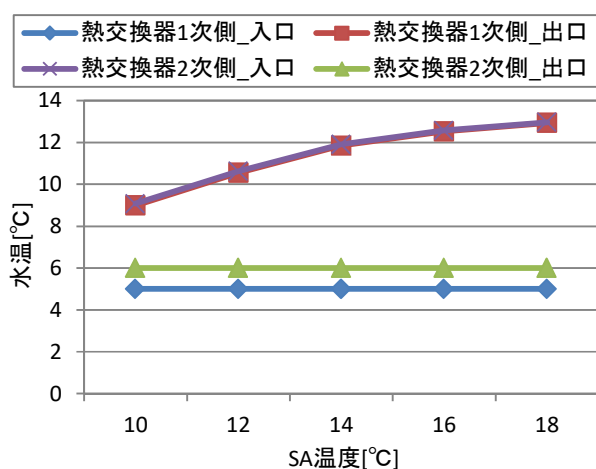


図-13 SA 温度別の熱交換器の出入口水温の日平均値

5. 制御設定値の室内快適性への影響

5.1 ケーススタディの計算条件

オフィス棟の AHU 冷水システムを対象に、SA 温度の制御設定値と、オフィス基準階の 8 月の空調時平均 PMV の関係を明らかにした。図-14 に基準階平面モデル、表-4 に基準階の計算条件を示す。

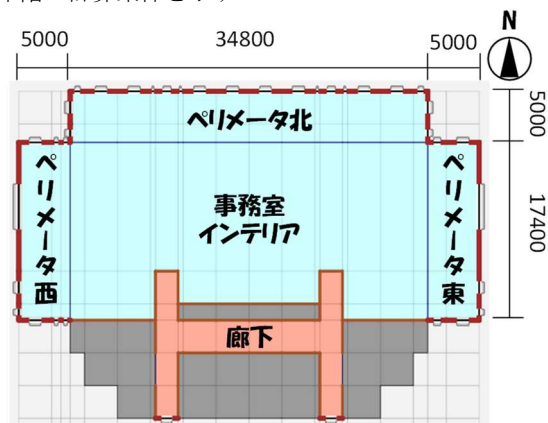


図-14 オフィス基準階モデルの平面図

※BEST の入力モデルの表示であり、窓形状等は実際と異なる。

表-3 オフィス基準階の計算条件

気象データ	実在年BEST1分値データ(東京)
外壁仕様	・御影石+RC+吹付けロックール20mm+中空層+PB (熱貫流率1.37W/m ² ・K)
窓仕様	・窓面積率35% ・熱反グリーン単板ガラス+室内側Low-eガラス (熱貫流率1.6W/m ² ・K、日射熱取得率0.35、 日射透過率0.23、可視光透過率0.47) ・明色ブラインド(スラット角制御)
外気導入量	最大2600m ³ /h (CO2制御)
人員	・密度:事務室0.05人/m ² 、廊下0人/m ² ・夏の着衣量0.6clo、夏の代謝量1.2Met
照明発熱	事務室8W/m ² 、廊下4W/m ²
機器発熱	事務室16W/m ² 、廊下0W/m ²
空調運転時間	8:30-21:00

図-15 に基準階の AHU 系統の概要を示す。基準階には図-15 に示す AHU が、東西に 2 系統あり、単一ダクト VAV 方式となっている。AHU の仕様は表-2 と同様とした。

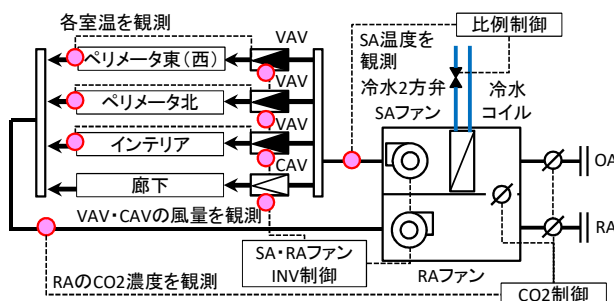


図-15 検討モデルの概要 (基準階の AHU 東 (西) 側系統)

5.2 SA 温度別の処理熱量と PMV の計算結果

図-16 に室温 26℃時の SA 温度別の処理熱量と PMV を示す。2 章で述べたように、SA 温度が低いほど、冷却コイルの処理潜熱量が増加し、室内の湿度が下がることから、同じ室温でも快適性が向上する。最も PMV が高くなるペリメータ西の PMV を、夏 0.5 以下にするには、SA 温度を 14℃以下にする必要があることが分かった。設定温度 27℃でも同様の検討を行ったが、AHU の冷却コイルの過冷却除湿のみで、PMV を 0.5 以下にするには、冷水コイルへの送水温度を、現実的ではない温度まで低くする必要があった。

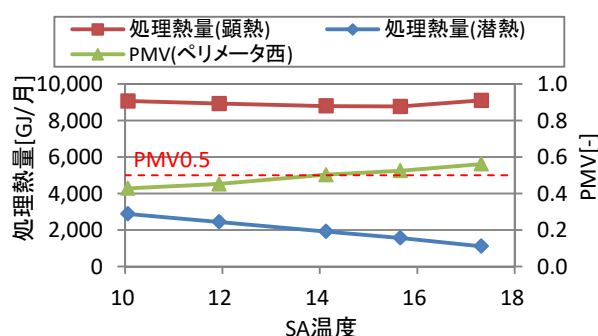


図-16 SA 温度別の処理熱量と PMV (室温 26℃)

6. 建物全体の空調消費電力量と室内環境

6.1 建物全体の消費電力量とオフィス基準階の PMV

オフィス棟の建築・空調をモデル化し、建物全体の空調消費電力量を計算した。図-17 に 8 月の SA 温度別の空調システム全体の消費電力量を示す。ホテル・スポーツ棟の水空気搬送電力量は、2014 年 8 月の実測値を与えた。これまでの結果同様、SA 温度が低いほど、水搬送電力量が増加し、SA 温度が高いほど、水搬送電力量が減少し、空気搬送電力量が増加し、SA 温度が低いほど PMV は下がり快適性が向上した。熱源本体の電力量は SA 温度が高いほど減少する傾向にあったが、その変化量はごく僅かであった。本検討で空調消費電力量は、14℃が最も少なくなったが、SA 温度が 12~16℃の間で約 2%の差であり、空調消費電力量だけでなく快適性も考慮し PMV を 0.5 以下にするには、SA 温度は 13℃が適すると判断された。

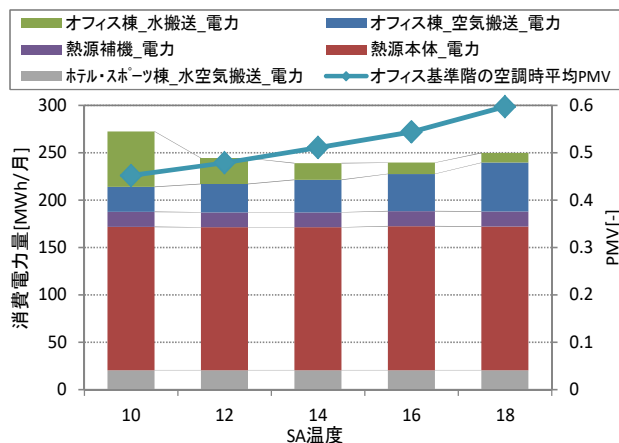


図-17 SA 温度別の空調システムの消費電力量(8月)

図-18 に 8 月のオフィス棟、ホテル・スポーツ棟の蓄熱槽 2 次側の処理熱量を示す。オフィス棟の処理熱量は SA 温度が低いほど、処理潜熱量が増加する傾向がみられたが、その変化量はごく僅かであり、ほとんど差がなかった。

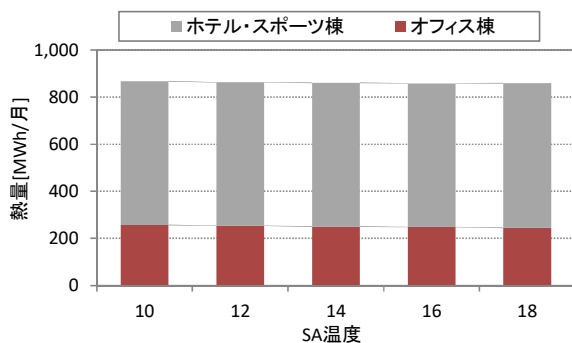
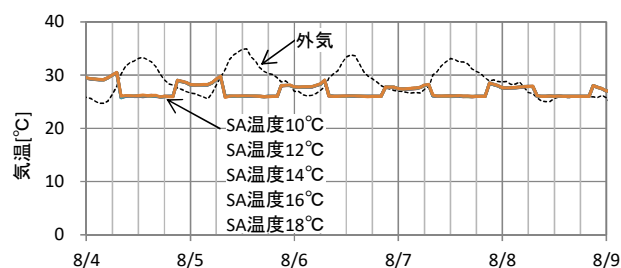


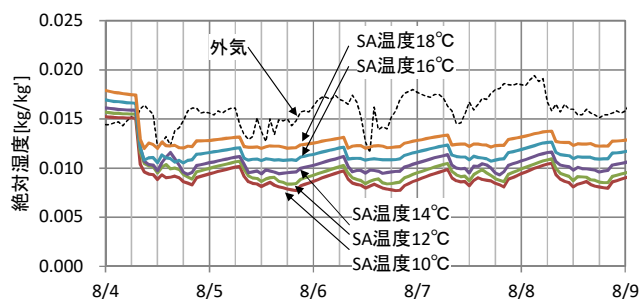
図-18 オフィス棟とホテル・スポーツ棟の蓄熱槽 2 次側の処理熱量(8月)

6.2 オフィス基準階の室内環境

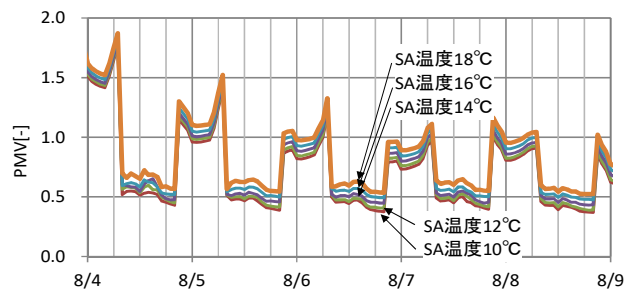
図-19 にオフィス基準階の SA 温度別の室温、室内絶対湿度、PMV の 8 月の平日 5 日間の時刻変動を示す。計算時間間隔は 1 分で、図は 1 時間平均した値とした。各条件とも 26℃の室温だが、室内絶対湿度の各条件の差は約 0.004kg/kg' , PMV は約 0.2 で推移した。



(a) 室温



(b) 室内絶対湿度



(c) 室内 PMV

図-19 オフィス基準階の SA 温度別の時刻変動 (8/4~8/9)

7. おわりに

中央式水蓄熱空調システムにおける SA 温度の制御設定値に着目し、BEST 専門版で建物・空調システム全体のシミュレーションを行い、夏の冷房時に空調機給気温度が空調消費電力やオフィスの PMV に与える影響をシミュレーションにより明らかにした。検討の結果、本建物では、SA 温度 14℃の時、空調消費電力が最も少なくなったが、SA 温度が 12~16℃の間で 2%程度の差であった。空調消費電力に加えて、室内快適性を考慮して PMV0.5 以下とする場合の SA 温度は 13℃が適正と判断された。これらの検討により、中央式水蓄熱空調システムにおいて、水・空気搬送電力や PMV を考慮した検討が可能となった。今後、年間エネルギー消費量や室内の熱的快適性の動的シ

ミュレーションに基づき、機器の能力・制御等の改修仕様の詳細を検討する。

謝辞：本論文は BEST コンソーシアムの関係者各位、並びに、調査にご協力頂きました、株式会社ジェイシティー設備 新生ビルテクノ株式会社の田中氏に謝意を表すものである。

参考文献

- 1) 土山 他：事務所ビルにおける負荷平準化・省エネルギー方策の効果に関する研究 その 5 低温送風による省エネルギー効果，空気調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp.97-100, 2002.8.8
- 2) 河路 他：外皮・躯体と設備・機器の総合エネルギーシミュレーションツール「BEST」の開発（その 33）蓄熱式空調システムのプログラム概要，空気調和・衛生工学会学術講演論文，pp.1133-1136, 2008.8.3
- 3) 河路 他：外皮・躯体と設備・機器の総合エネルギーシミュレーションツール「BEST」の開発（その 77）蓄熱式空調システムの槽内熱挙動検証，空気調和・衛生工学会学術講演論文集，pp.2587-2590, 2010.9
- 4) 小林 他：建築エネルギー・環境シミュレーションツール BEST の開発，BEST 専門版による水蓄熱空調システムのポンプ変流量制御設定値の検討，日本建築学会大会学術講演 2016
- 5) 建築総合エネルギーシミュレーションツール BEST のための建築熱シミュレーション法に関する研究
- 6) BEST コンソーシアム：BEST 建築操作マニュアル 2014.10.8
- 7) BEST コンソーシアム：BEST 空調制御モジュールマニュアル 2014.8
- 8) BEST コンソーシアム：水蓄熱式空調設備操作マニュアル 2013.3.8