

## 建築エネルギー・環境シミュレーションツール BEST の開発

## 第 67 報 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

正会員 ○小林 信裕\*<sup>1</sup> 同 郡 公子\*<sup>2</sup>  
同 石野 久彌\*<sup>3</sup> 村上 周三\*<sup>4</sup>

BEST 水蓄熱空調 変流量制御

## 1. はじめに

建物の改修時における性能検証はエネルギー使用の合理化を行う上で有効な手段となる。本計画では、実際の高層オフィスビルを含む複合施設の省エネ改修を目的に、シミュレーションツール BEST を、各種改善手法導入の効果の把握、改修後の運用改善、更なる省エネ項目の抽出と継続して利用する。BEST は空調・電気・衛生および室内環境シミュレーションを総合的に行うことができ、複数の省エネ技術の複合導入効果の検証に優れている。また、建築部材、設備機器データが拡充され続けている点も優れている。今回用いた BEST 専門版は、モジュール単位のシステム構築により、詳細に建物のエネルギー性能、建築環境が検証可能であり、且つ、本対象建物の水蓄熱空調システムのように、複雑な熱源システムも建物毎の特徴を反映しながらモデルを構築し易い。本報では水蓄熱空調システムのモデルを構築し、本モデルのオフィス棟冷水系統部分を用いて、システム全体の消費電力が最も少なくなる AHU の SA 温度と熱交換器出口水温の制御設定値を検討した結果を報告する。

## 2. 建物・熱源システムの概要

表 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となっている。図 1 に熱源システムの概要と検討対象を示す。

## 3. モデル化と検証

図 2 に 2014 年 8 月の冷房負荷の大きかった平日 5 日間における冷水槽 2 次側出口水温、AHU 系統の熱交換器 2 次側出口水温、東西 AHU の SA 温度の実測と計算の比較を示す。計算では冷水槽 2 次側入口水温と流量を境界条件として与えている。計算は実測を概ね再現できた。

## 4. AHU の SA 温度と熱交換器出口水温の制御設定値の検討

本検討では、全ケースとも冷却コイルが図 3 に示す顕熱量を処理し、任意の SA 温度になるように送風機の風量を変化させて比較した。冷却コイル処理顕熱量は 2014 年 8 月の日変動の実測平均値を用いた。表 2 に機器の仕様を示す。図 4 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 次側流量は増加し、2 次側流量は減少する。1,2 次側ポンプの合計流量、合計消費電力は 6℃の時が最も少なくなった。図 5 に SA 温度別のポンプ、送風機、熱

表 1 建物概要

所在地	東京都練馬区			
面積	敷地面積: 16,287.07m <sup>2</sup> 、建築面積: 6,420.92m <sup>2</sup> 、 延床面積: 62,995.34m <sup>2</sup>			
構造	鉄骨造			
建物用途	オフィス	ホテル	スポーツ施設	駐車場
階数	地上24階	地上7階	地上2階	-
	地下3階			

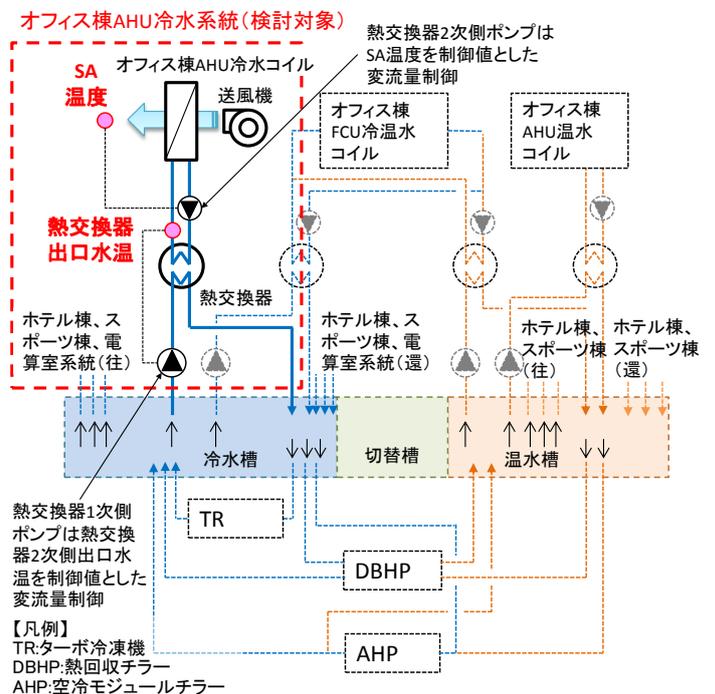


図 1 熱源システムの概要と検討対象

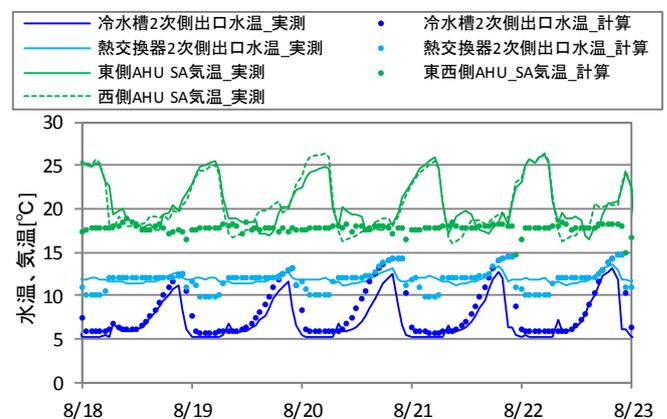


図 2 各部の計算値と実測値の比較

Development of a Building Energy and Environment Simulation Tool, the BEST

Part 67 A study on the optimization of variable water volume control in water thermal storage HVAC system using the BEST

Nobuhiro KOBAYASHI, Kimiko KOHRI, Hisaya ISHINO, Shuzo MURAKAMI

源、冷却塔の消費電力と冷却コイル処理熱量を示す。図5の結果をもとに、熱交換器2次側出口水温は6°Cで計算した。SA温度が低いほど合計消費電力は多くなった。これはSA温度が低いほど、処理潜熱量が増加し、熱源+冷却塔の消費電力が増加した影響が大きい。一方、室内の湿度が下がるため、快適性に応じて室内設定温度を緩和でき更に送風機消費電力を削減できる可能性も考えられ、検討の余地がある。図6にSA温度別の熱交換器の出入口水温の日平均値を示す。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容量が減少することになる。また、熱源の入口水温を12°Cで計画した場合、熱交換器1次側出口水温が12°Cより低くなると熱源が部分負荷運転となる。水蓄熱空調システムでは、SA温度は低いほど全体消費電力を削減できるが、熱交換器1次側出口水温が低くなりすぎないように、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°C以下にならない制御とする必要がある。

### 5. まとめ

水蓄熱空調システムの2次側AHU冷水システムのモデルを作成し、実測を再現できることを確認した。また、本モデルを用いて、空調システム全体の消費電力が最も少なくなるAHUのSA温度と熱交換器出口水温を検討した。

【謝辞】本研究の一部は、(財)建築環境・省エネルギー機構内に設置された産官学連携による環境負荷削減のための建築物の総合的なエネルギー消費量算出ツール開発に関する

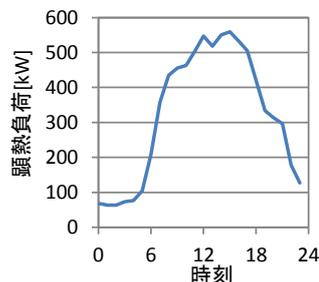


図3 冷却コイル処理顕熱

表2 機器の仕様

熱交換器	熱通過率2200kW/°C
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
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
冷却コイル	コイル入口空気: 27°C、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 <sup>3</sup> /h、設計水量: 124L/min、正面面積0.625m <sup>2</sup> 、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 <sup>3</sup> /h、定格機外静圧: 794Pa、INV制御、台数: 44台、 【RAファン】定格風量9000m <sup>3</sup> /h、定格機外静圧: 304Pa、INV制御、台数: 44台
熱源+冷却塔	COP: 4、消費電力量の日積算値[kWh/日]=冷却コイル処理全熱量の日積算値[kWh/日]/COP

- \*1 前田建設工業(株) 技術研究所
- \*2 宇都宮大学
- \*3 首都大学東京
- \*4 建築環境・省エネルギー機構

「BEST コンソーシアム」・「BEST 企画委員会(村上周三委員長)」および専門版開発委員会(石野久彌委員長)、統合化WG(石野久彌主査)、建築SWG(郡公子主査)の活動成果であり、関係各位に謝意を表す。

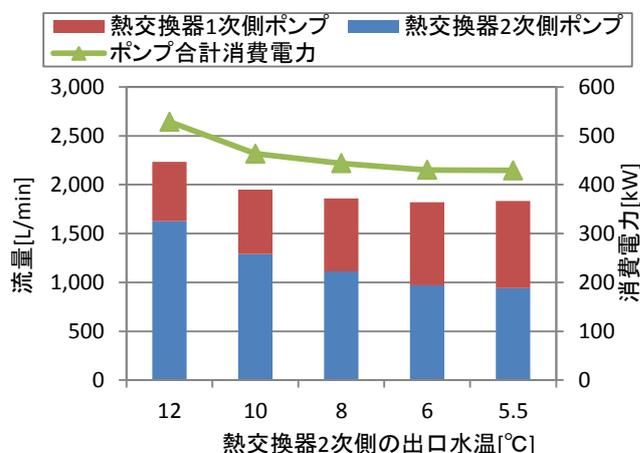


図4 熱交換器2次側出口水温別のポンプ流量(SA温度18°C)

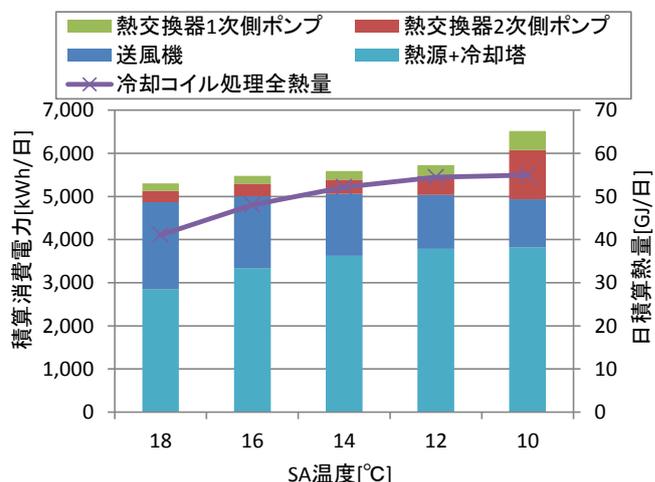


図5 SA温度別の熱源システムの消費電力と冷却コイル処理熱量

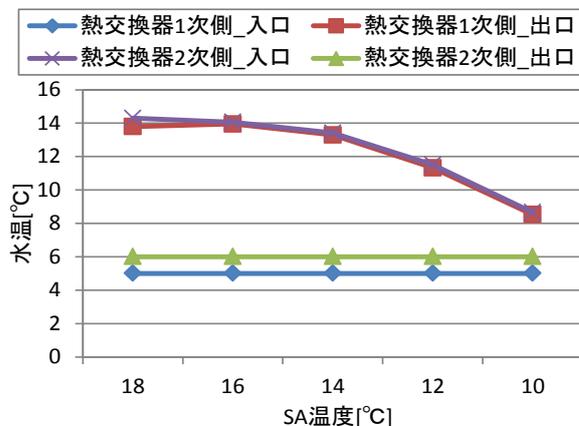


図6 SA温度別の熱交換器の出入口水温の日平均値

- \*1 Technical Research Institute of Maeda Corporation
- \*2 Utsunomiya University
- \*3 Tokyo Metropolitan University
- \*4 Institute for Building Environment and Energy Conservation