

水集熱式太陽熱利用暖房・除湿システムの実用化に関する研究

— 集熱器出口水温の最適制御値の検討 —

小林 信裕*1・佐竹 晃*2

Research of Outdoor-Air Heating and Desiccant Cooling System by Using Solar Water Heating

Nobuhiro KOBAYASHI, Akira SATAKE

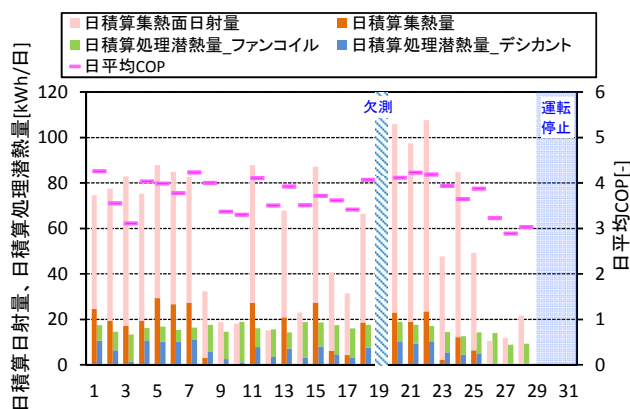


図-1 実証システムの除湿運転の実測結果
(2014年8月)

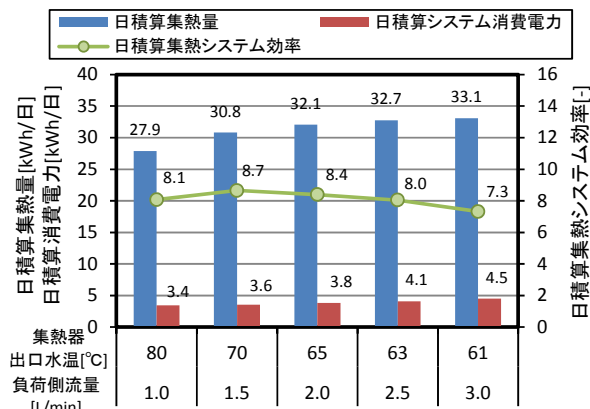


図-2 集熱器出口水温別の日積算集熱量と日積算消費電力
(計算値)

研究の目的

太陽熱利用暖房システムは、太陽エネルギーを高効率に利用でき暖房エネルギーの削減効果が高いが、夏に熱が余剰する。この余剰熱を有効利用するため、夏に換気のための外気をデシカント方式により除湿する水集熱式太陽熱利用暖房・除湿システムを開発した。既報の「オフィスに導入した開発システムの実測結果と性能予測手法の検討」では、太陽熱利用暖房・除湿システムを実際のオフィスに導入し（実証システム）快晴日の暖房・除湿性能、除湿性能の予測方法、また、顕熱負荷処理のためのインバーター式の空冷パッケージエアコンの部分負荷運転時の冷却能力と消費電力を推定する手法を考案した。本報では、実証システムの夏 1 ヶ月間の除湿運転の実測結果を示し、夏期の気象条件における集熱器出口水温の最適制御値のシミュレーション検討を行うことで、除湿性能を更に向上させることを目的とする。

技術の説明

太陽熱利用暖房・除湿システムは、集熱器で生産した温水を蓄熱槽経由後に、冬はファンコイルユニットの処理側コイルへ送水し換気のための外気を加温、夏はデシカントユニットの再生側コイルへ送水し換気のための外気を除湿する。集熱器の循環ポンプは集熱器出口水温が一定になるよう集熱器循環水量を変流量制御している。集熱器出口水温は、集熱量、除湿能力や各所ポンプ電力に影響を与え、集熱器出口水温には最適制御値があると考えられた。しかし、その制御最適値の決め方は明らかになっていない。本技術は集熱器出口水温の違いによる集熱量と消費電力の影響をシミュレーションにより検討し、最適な集熱器出口水温の制御値を決める方法である。

主な結論

- ・ 実証システムは、夏 1 ヶ月間、連日安定して 18kWh/日前後の潜熱を処理でき、日平均 COP は 2.9～4.3 で運転することを確認した（図-1）。
- ・ 実証システムを対象としたシミュレーションにより、最も効率が良く集熱できる集熱器出口水温は、8 月の快晴日では 70℃（図-2）、夏期 6 月～9 月の間では 63℃と推定された。

*1 本店 技術研究所

*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

水集熱式太陽熱利用暖房・除湿システムの実用化に関する研究 ー集熱器出口水温の最適制御値の検討ー

小林 信 裕^{*1} 佐 竹 晃^{*2}

要 旨

太陽熱利用暖房システムは、太陽エネルギーを高効率に利用でき暖房エネルギーの削減効果が高いが、夏に熱が余剰する。この余剰熱を有効利用するため、換気のための外気をデシカント方式により除湿する太陽熱利用暖房・除湿システムを開発し、実際のオフィスへの導入と実測評価を行った。本システムは、夏には連日安定して18kWh/日前後の潜熱を処理でき、8月の日平均COPは2.9～4.3と良好な性能で除湿運転することを確認した。本実測において、本システムの集熱ポンプは、集熱器出口水温が70℃一定になるよう変流量制御を行った。この集熱器出口水温は、集熱量、除湿能力や各所ポンプ電力に影響を与えるが、制御最適値の決め方は明らかになっていない。そこで、集熱器出口水温の違いによる集熱量と消費電力の影響について、シミュレーションによるケーススタディを行った。その結果、最も効率が良く集熱できる集熱器出口水温は、8月の快晴日1日間では70℃、夏期6月1日～9月31日の期間では63℃と推定された。

キーワード 太陽熱利用／デシカント空調／夏期実測／制御最適化

目 次

- | | |
|---------------------|-----------------------------------|
| 1. はじめに | 4. シミュレーションによる集熱器出口水温と集熱量、消費電力の関係 |
| 2. 実証システムの概要 | 5. まとめ |
| 3. 実証システムの除湿運転の実測結果 | |

RESEARCH OF OUTDOOR-AIR HEATING AND DESICCANT COOLING SYSTEM BY USING SOLAR WATER HEATING

Nobuhiro KOBAYASHI Akira SATAKE

Synopsis:

Heat collection system controls the flow rate of water to a constant temperature at the outlet of the heat collector. As the water temperature at the outlet of the heat collector is low, the integration of the current amount of heat and dehumidification and power consumption of the pump is increased. So power consumption the effect of the heat collection outlet water temperature and the current amount of heat, was carried out case studies by simulation. As a result, the most efficient heat collector outlet water temperature is in the clear day one day of August was 70 °C. Furthermore, the duration of summer 1 June September 31 was estimated to be 63 °C.

* 1 本店 技術研究所

* 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

1. はじめに

地球温暖化や化石起源エネルギー枯渇の対策のため、再生可能エネルギー利用技術の需要が拡大している。筆者らはその中でも太陽エネルギー利用効率が高い太陽熱利用暖房システムに着目し、同システムでは夏に余剰する太陽熱をデシカント材の再生熱に利用し、換気のための外気を除湿する太陽熱利用暖房・除湿システムを開発し、実際のオフィスへの導入と実測評価を行った。夏は、本システム（以下、実証システムという。）により外気と室内の潜熱負荷を処理し、空冷式パッケージエアコンで顕熱負荷を処理する、自然エネルギーを利用した潜熱・顕熱分離空調方式による高効率な冷房システムを目指している。

既報¹⁾では、実証システムの快晴日の冬期暖房熱量や夏期除湿量の実測結果、除湿性能の予測方法、実証システムと組み合わせるインバーター式の空冷パッケージエアコンの部分負荷運転時の冷却能力と消費電力を推定する手法を報告した。

本報では、初めて集熱器出口水温の制御値を 69°C として運用した場合の夏の除湿運転の実測結果を報告する。次に、除湿性能の更なる向上のため、夏期の気象条件における集熱器出口水温の最適制御値をシミュレーションにより明らかにした。

2. 実証システムの概要

図-1 に実証システムの概要、表-1 に実証システムの仕様を示す。実証システムは、空調システムと集熱システムで構成される。空調システムは、デシカントユニット、顕熱交換器、ファンコイルユニットで構成され、補助熱源として冷温水発生装置を組み込んでいる。顕熱交換器、ファンコイルユニット、冷温水発生装置は汎用品を採用し、品質向上と低コスト化を図った。集熱システムは集熱器で温水を生産し、生産した温水は蓄熱槽を経由させた後に、冬はファンコイルユニットへ送水し外気の加温に利用、夏はデシカントユニットへ送水し外気の除湿に利用する。集熱システムは、実験的に 2 種類とした。集熱システム A は市販の不凍液式で、集熱器 A、A' と混合型蓄熱槽 A で構成され、集熱器用の循環ポンプは定流量 ON-OFF の簡易な制御となる。集熱システム B は水式で、集熱器 B と温度成層型の蓄熱槽 B で構成され、集熱器出口水温を一定に保つ変流量制御を行う仕様とすることで集熱器入口水温の低下による集熱効率と蓄熱効率の向上を図っている。

3. 実証システムの除湿運転の実測結果

図-2 に実証システムの夏の除湿運転の実測結果を示す。2014 年 8 月の空調運転時間は 9:00~19:00 とした。日積算処理潜熱量は、集熱面日射量の大小に関わらず、 18kWh/ 日前後で連日安定し、晴天日では集熱システムで日積算

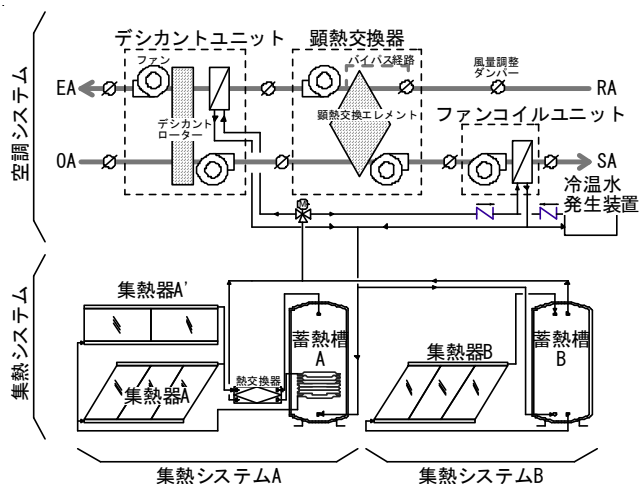


図-1 実証システムの概要

表-1 実証システムの仕様

対象室	所在地	・東京都練馬区
	概要	・事務室(3階建の2階部分) ・床面積: 369m^2 、天井高: 2500mm
空調システム	デシカントユニット	・設定風量: $400\text{m}^3/\text{h}$ ・除湿ロータ材質: スポンジ酸化チタン ・ローター径: 500ϕ 、ローター回転数: 20rph ・再生コイル出口水温一定の変流量制御
	顕熱交換機	熱交換方式: 空気対空気透過式
	ファンコイルユニット	・冷房能力: 4.94kW (水量 $14.2\text{L}/\text{min}$ 、入口水温 7°C 時、入口空気乾球温度 27°C 湿球温度 19°C 時) ・暖房能力 8.75kW (水量 $14.2\text{L}/\text{min}$ 、入口水温 60°C 時、入口空気乾球温度 20°C 時) ・太陽熱暖房時はコイル出口水温一定の変流量制御 ・消費電力: 45W
	冷温水発生装置	・方式: 空冷ヒートポンプ式 ・定格空調能力: 温 7.0kW 、冷 5.0kW ・定格消費電力: 温 1.75kW 、冷 2.17kW ・冷房時循環水温: 15°C ・循環水量: $15.4\text{L}/\text{min}$ (定流量)
集熱システム	集熱器	・集熱器A': 定流量制御 集熱媒体 不凍液、設置角 90° 、集熱面積 4m^2 ・集熱器A: 定流量制御 集熱媒体 不凍液、設置角 40° 、集熱面積 6m^2 ・集熱器B: 集熱器出口水温一定の変流量制御 (集熱器出口水温 69°C) 集熱媒体 水、設置角 40° 、集熱面積 6m^2
	蓄熱槽	・蓄熱槽A: 容量: 320L 、蓄熱槽B容量: 370L
	熱交換器	・一次側: 水、二次側: 不凍液 ・伝熱面積 0.54m^2 、総括伝熱係数 $1196\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$

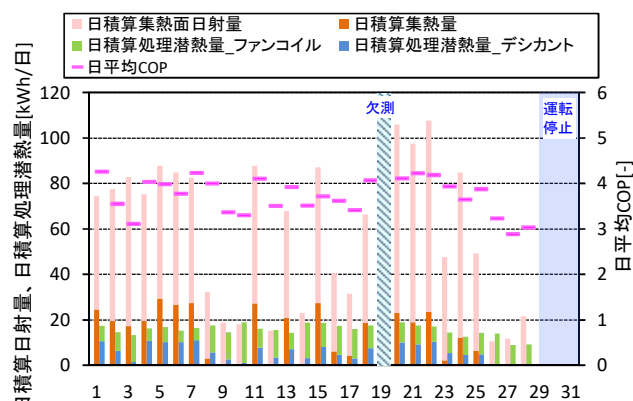


図-2 実証システムの除湿運転の実測結果
(2014 年 8 月)

日射量の 30%前後を集熱し、デシカントユニットでその 45%前後の潜熱を処理していた。また、日平均 COP^{注1}は 2.9～4.3 で運転することを確認した。

既報では、温度成層型蓄熱の集熱システム B の方が集熱システム A に比べ、集熱器出口の高温水が蓄熱槽内で混合せず、日没後も蓄熱槽上層の高温の蓄熱水を使えるため、長時間安定した太陽熱暖房・除湿ができる優位性を示した。この集熱システム B は集熱器出口水温が一定になるよう集熱器循環水量を変流量制御しているが、本実測では 60℃再生のために経験をもとに集熱器出口水温の制御値を 70℃として実測評価を行った。集熱器出口水温は、低いほど積算集熱量が増加し、60℃再生の条件では積算除湿量が増加するが、集熱側と負荷側の両ポンプ消費電力も増加する。すなわち、積算集熱量・積算除湿量とポンプ消費電力はトレードオフの関係にあり、集熱器出口水温には最適制御値があると考えられたが、この制御値の決め方は明らかになっていない。そこで、除湿性能の更なる向上のため、次章で再生温度（除湿能力）が同一の条件において、集熱器出口水温の最適制御値についてシミュレーションにより検討を行った。

4. シミュレーションによる集熱器出口水温と集熱量、消費電力の関係

4.1 計算対象システム

図-3 に計算対象システムの概念図を示す。集熱器入口水温 θ_{ColIn} は定数で、蓄熱槽からの熱損失は無いものとして検討した。集熱器用の循環ポンプ（以下、集熱側ポンプ）は集熱器出口温度 θ_{ColOut} を、再生コイル用の循環ポンプ（以下、負荷側ポンプ）は再生コイル出口空気温度（再生温度） θ_{AOut} を一定に保つ変流量制御を行う。

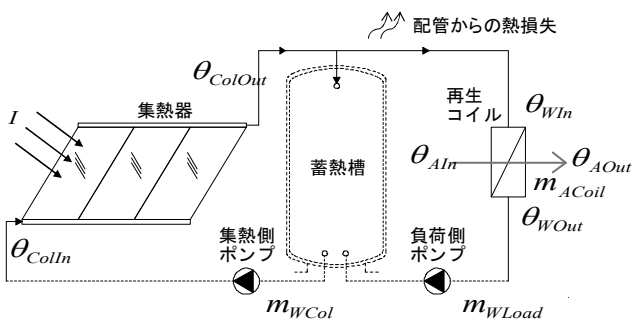


図-3 計算対象システムの概念図

4.2 シミュレーションで用いる算定式

集熱器出口水温 θ_{ColOut} と集熱量 Q_{Col} の関係は、式[1]～[3]、[8]～[10]を用いて求め、システム消費電力 E は式[1]、[12]～[15]で求める。以下に各算定式を示す。

(1) 集熱量

集熱量 Q_{Col} は、集熱効率 η_{Col} 、集熱面日射量 I 、集熱面積 A_{Col} の積で表せる（式[1]）。また、集熱効率 η_{Col} は Hottel-Whillier の一次の定義式²⁾（式[2]）で表せる。

$$Q_{Col} = \eta_{Col} \cdot I \cdot A_{Col} \quad [1]$$

$$\eta_{Col} = a - b \cdot \frac{\frac{\theta_{ColIn} + \theta_{ColOut}}{2} - \theta_{Amb}}{I} \quad [2]$$

(2) 集熱器出口水温

蓄熱槽の熱損失は無いものとした場合、集熱器出口水温 θ_{ColOut} は、再生コイル入口水温 θ_{WIn} に集熱器から再生コイルまでの配管の温度低下分を加えた値となる。このことから、集熱器出口水温 θ_{ColOut} は輸送流体の温度降下式³⁾を用いて式[3]で表せる。

$$\theta_{ColOut} = \theta_{Amb} - \frac{\theta_{Amb} - \theta_{WIn}}{\exp\left(\frac{-k \cdot x}{60 \cdot \rho_w \cdot C_w \cdot m_{WLoad}}\right)} \quad [3]$$

(3) 温度効率

温度効率 η_A 、 η_w は水、空気それぞれの再生コイル出入口温度差と、コイル入口の水と空気の温度差の比として式[4]、[5]で定義される。また、再生コイルにおける水-空気間の交換熱量 Q_{Coil} は式[6]、[7]で表せる。

$$\eta_A = \frac{\theta_{AOut} - \theta_{AIn}}{\theta_{WIn} - \theta_{AIn}} \quad [4]$$

$$\eta_w = \frac{\theta_{WIn} - \theta_{WOut}}{\theta_{WIn} - \theta_{AIn}} \quad [5]$$

$$Q_{Coil} = \rho_w \cdot C_w \cdot m_{WLoad} (\theta_{WIn} - \theta_{WOut}) \quad [6]$$

$$= \rho_A \cdot C_A \cdot m_{ACoil} (\theta_{AOut} - \theta_{AIn}) \quad [7]$$

式[4]～[7]を整理すると、温度効率（空気） η_A は温度効率（水） η_w を用いた式[8]で表せる。

$$\eta_A = \frac{\eta_w \cdot \rho_w \cdot C_w \cdot m_{WLoad}}{\rho_A \cdot C_A \cdot m_{ACoil}} \quad [8]$$

温度効率（水） η_w は負荷側温水流量 m_{WLoad} により変化する。図-4 に負荷側温水流量と再生コイルの温度効率（水） η_w の関係の実測結果^{注2}を示す。4L/min 以下の負荷側温水流量 m_{WLoad} と温度効率（水） η_w に線形の相関がみられ式[9]で近似した。

$$\eta_w = -0.13m_{wLoad} + 0.93 \quad [9]$$

なお、表-2 に示す水と空気の密度，比熱，コイル通過風量の条件で，式[8]，[9]を用いて計算した温度効率（空気） η_A は，表-4 に示す通り実測値と概ね一致した．式[8]，[9]を用い，負荷側温水流量 m_{wLoad} を決めると，温度効率 η_A ， η_w はそれぞれ一意に決まると言える．

(4) 再生コイル出入口水温

再生コイル入口水温 θ_{wIn} ，再生コイル出口水温 θ_{wOut} は式[4]，[5]を整理すると，式[10]，[11]で表せる．

$$\theta_{wIn} = \theta_{AIn} + \frac{\theta_{AOut} - \theta_{AIn}}{\eta_A} \quad [10]$$

$$\theta_{wOut} = \theta_{wIn} - \eta_w \cdot (\theta_{wIn} - \theta_{AIn}) \quad [11]$$

(5) 集熱側温水流量

集熱側温水流量 m_{wCol} は，集熱量と集熱器内の水の受熱量の熱平衡式で求める（式[12]）．

$$m_{wCol} = \frac{60 \cdot \eta_{Col} \cdot I \cdot A_{Col}}{1000 \cdot \rho_w \cdot C_w \cdot (\theta_{ColOut} - \theta_{ColIn})} \quad [12]$$

(6) システム消費電力

システム消費電力 E は，両ポンプ，ファン，ローターの消費電力の和で求める（式[13]）．

$$E = E_{PLoad} + E_{PCol} + E_{FR} \quad [13]$$

両ポンプの消費電力は，密閉循環系の定常運転時のポンプ理論動力が流量の 3 乗に比例する⁴⁾ことから，式[14]，[15]で求める．

$$E_{PLoad} = E_{CP} \cdot \left(\frac{m_{wLoad}}{m_{CP}} \right)^3 \quad [14]$$

$$E_{PCol} = E_{CP} \cdot \left(\frac{m_{wCol}}{m_{CP}} \right)^3 \quad [15]$$

[4.2 で用いた記号]

θ_{wIn} θ_{wOut} : 再生コイル出入口水温 [°C]， θ_{AIn} θ_{AOut} : 再生コイル出入口空気温度 [°C]， θ_{ColIn} : 集熱器入口水温 [°C]， θ_{ColOut} : 集熱器出口設定水温 [°C]， θ_{Amb} : 外気温 [°C]， η_A : 再生コイル温度効率（空気）[-]， η_w : 再生コイル温度効率（水）[-]， η_{Col} : 集熱効率[-]， m_{Acoil} : コイル通過風量 [m³/h]， m_{wLoad} : 負荷側温水流量 [L/min]， m_{wCol} :

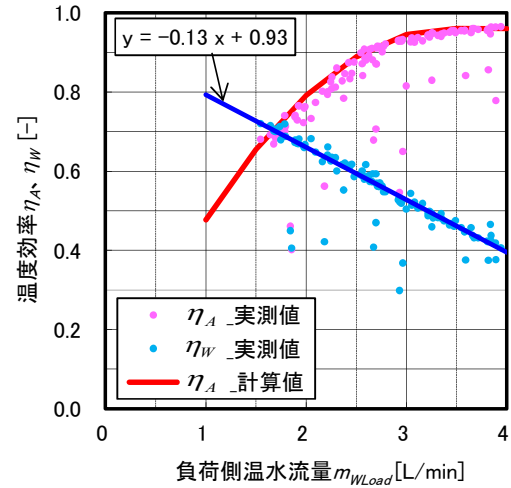


図-4 負荷側温水流量と再生コイル温度効率の関係

表-2 シミュレーションの条件

空調システム	外気温度: 33°C 再生コイル入口空気: 44°C (顕熱交換後を想定) 再生コイル出口空気 (再生温度): 60°C 再生コイル通過風量: 350m³/h ファン・ローター消費電力: 360W
集熱システム	集熱器入口水温: 51°C、集熱面積: 10m² 集熱器の方位: 南 集熱効率係数 a: 0.7、b: 5.8W/(m²・°C) ポンプ定格流量: 7.23L/min ポンプ定格消費電力: 115W
配管	集熱器から再生コイルまでの配管長さ: 50m 配管の熱貫流率: 0.31W/(m・°C)
空気・水条件	空気密度: 1.2kg/m³ 空気比熱: 1.007kJ/kg 水密度: 1.000kg/m³ 水比熱: 4.2kJ/kg

集熱側温水流量 [L/min]， m_{CP} : ポンプ定格流量 [L/min]（負荷集熱側共通）， I : 集熱面日射量 [W/m²]， A_{Col} : 集熱面積 [m²]， Q_{Col} : 集熱量 [W]， Q_{Coil} : 再生コイルにおける水-空気間の交換熱量 [W]， ρ_w : 水の密度 [kg/m³]， ρ_A : 空気の密度 [kg/m³]， C_w : 水の比熱 [kJ/kg]， C_A : 空気の比熱 [kJ/kg]， x : 配管長さ [m]， k : 配管熱貫流率 [W/(m・°C)]， a ， b : 集熱効率係数 [-]， E : システム消費電力 [W]， E_{PLoad} E_{PCol} : 負荷側・集熱側ポンプ消費電力 [W]， E_{FR} : ファン・デシカントローター消費電力 [W]， E_{CP} : ポンプ定格消費電力 [W]（負荷側，集熱側共通）

4.3 負荷側流量から必要な集熱器出口水温，集熱量，消費電力を求める方法

負荷側温水流量 m_{wLoad} を 1～4L/min に変化させた時の，表-2 のシミュレーション条件における，温度効率 η_A ， η_w ，再生コイル出入口水温 θ_{wIn} ， θ_{wOut} ，集熱器出口水温 θ_{ColOut} ，集熱効率 η_{Col} を求めた．

図-5 に，式[8]，[9]で求めた，負荷側温水流量 m_{wLoad} と再生コイル温度効率 η_A ， η_w の関係を示す．負荷側温水流量 m_{wLoad} が増加するほど，温度効率（空気） η_A は増加し，温度効率（水） η_w は減少する．（図-4 の η_w の実測値の近似式， η_A 計算値を再掲）

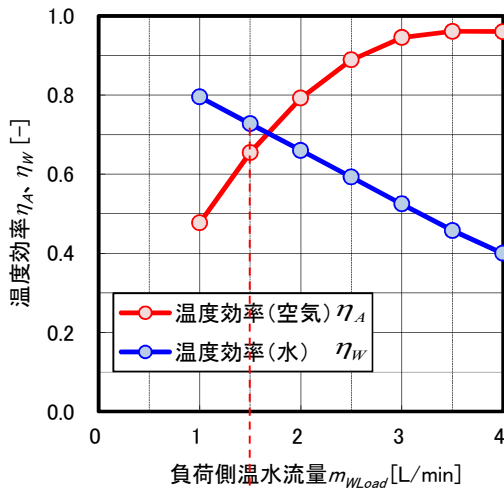


図-5 負荷側温水流量と再生コイル温度効率の関係
(式[8], [9]による計算値)

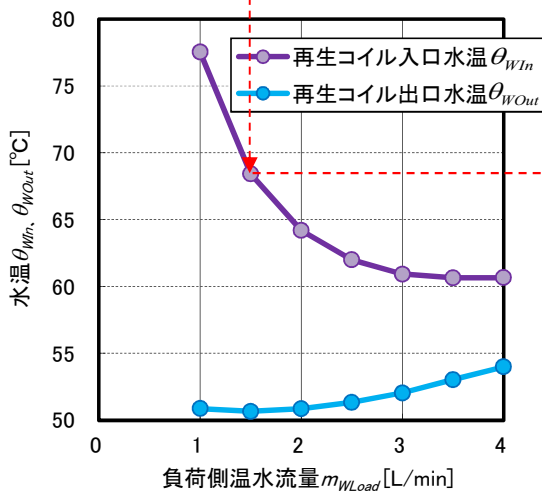


図-7 負荷側温水流量と再生コイル出入口水温の関係
(式[8]～[11]による計算値)

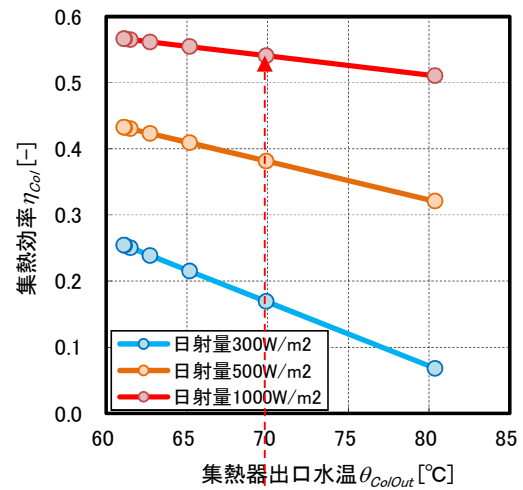


図-6 集熱器出口水温、集熱面日射量と
集熱効率の関係 (式[2]による計算値)

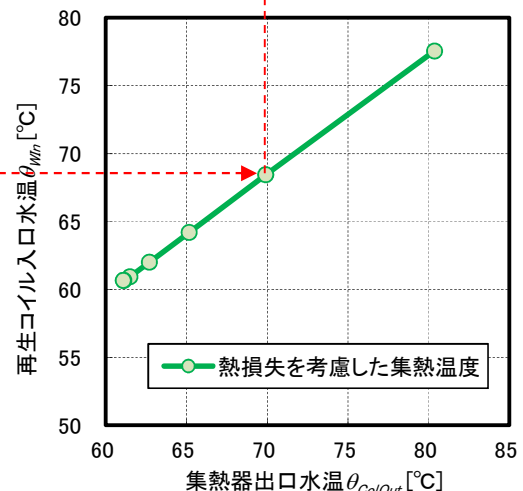


図-8 集熱器出口水温と再生コイル入口水温の関係
(式[3]による計算値)

図-6 に、式[1], [2]で求めた、集熱器出口水温 θ_{ColOut} と集熱効率 η_{Col} の関係を示す。式[2]の計算に必要な集熱器出口水温 θ_{ColOut} は、図-8 と同じ値を与えている。集熱器出口水温 θ_{ColOut} が低いほど、また、集熱面日射量 I が増加するほど集熱効率 η_{Col} は向上する。

図-7 に式[8]～[11]で求めた、負荷側温水流量 m_{WLoad} と再生コイル出入口水温 θ_{WIn} 、 θ_{WOut} の関係を示す。負荷側温水流量 m_{WLoad} が増加するほど、再生コイル入口水温 θ_{WIn} が低い温度でも再生温度 60°C が確保できる。これは、再生コイルの温度交換効率 η_A が増加するためである。また、再生コイルの出入口温度差は負荷側温水流量 m_{WLoad} が増加するほど減少する。

図-8 に式[3]で求めた、集熱器出口水温 θ_{ColOut} とコイル入口水温 θ_{WIn} の関係を示す。同図のプロットは図-5, 7 に示した負荷側流量 m_{WLoad} の各設定値に対応する。集熱器出口水温 θ_{ColOut} と再生コイル入口水温 θ_{WIn} の差は、集熱器出口水温 θ_{ColOut} が低いほど増加する。これは、負荷側流量 m_{WLoad} が減少することにより、配管内外の温度差が増加し、配管の熱損失が増加するためである (式[3])。

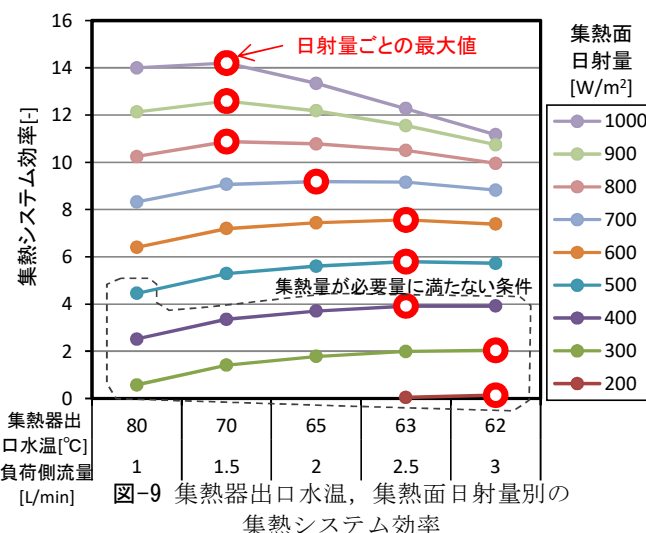
任意の負荷側流量 m_{WLoad} に対する、温度効率 η_A 、 η_w 、

再生コイル出入口水温 θ_{WIn} 、 θ_{WOut} 、集熱器出口水温 θ_{ColOut} 、集熱効率 η_{Col} の関係と、集熱量 Q_{Col} 、両ポンプ消費電力 E_{PLoad} E_{PCol} を求める方法を、負荷側温水流量 m_{WLoad} が 1.5L/min の時を例に説明する (図-5～8 に赤点線で示す)。

図-5 より、負荷側温水流量 1.5L/min では、再生コイルの温度効率 (空気) は 0.66 、温度効率 (水) は 0.73 と求まり、図-7 より、再生温度 60°C を確保するための、再生コイル入口水温は約 68°C と求まる。この時、図-8 より集熱器出口から再生コイル入口までに水温が約 2°C 低下するため、必要な集熱器出口水温は 70°C と求まる。図-6 より、再生温度 70°C の時の集熱効率 η_{Col} は、日射量 1000W/m^2 の時に 0.54 、日射量 500W/m^2 の時に 0.38 、 300W/m^2 の時に 0.17 と求めることができる。この集熱効率 η_{Col} 、集熱器出口水温 θ_{ColOut} と式[1], [12]～[15]を用いると、集熱量 Q_{Col} 、両ポンプ消費電力 E_{PLoad} E_{PCol} が求まる。このように、再生温度 60°C の条件において、負荷側温水流量 m_{WLoad} から一意に定まる必要な集熱器出口水温 θ_{ColOut} と集熱量 Q_{Col} 、両ポンプ消費電力 E_{PLoad} E_{PCol} を求める方法を提案した。

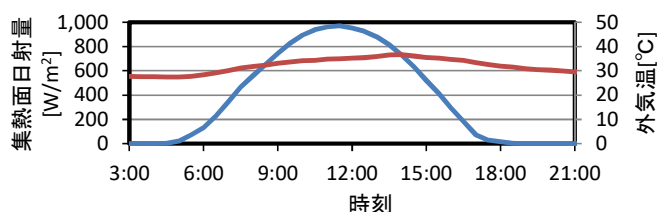
4.4 集熱器出口水温の最適制御値の推定

図-9 に集熱面日射量（負荷側温水流量）別の集熱器出口水温と集熱システム効率の関係を示す。集熱システム効率は集熱量 Q_{col} をシステム消費電力 E で除した値と定義する。集熱面日射量 1000W/m^2 の時は集熱器出口水温 70°C 、集熱面日射量 500W/m^2 の時は集熱器出口水温 63°C 、集熱面日射量 200W/m^2 の時は集熱器出口水温 62°C の場合、集熱システム効率が最も高い。集熱面日射量が少ない時ほど集熱器出口水温を低くした方が、集熱システム効率が向上する傾向がみられた。なお、集熱面日射量が 400W/m^2 以下の時は、再生温度 60°C を確保するのに必要な熱量を集熱できず、蓄熱槽からの供給等が必要となる。蓄熱槽の蓄熱量を合わせても必要な熱量が確保できない場合は、負荷側ポンプを停止する必要がある。



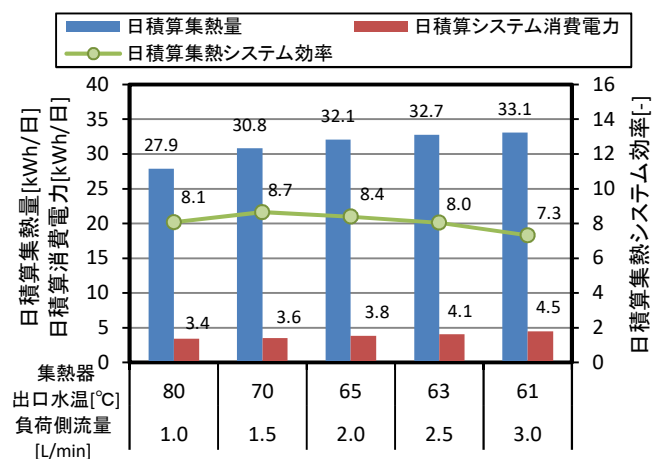
4.5 8月快晴日の集熱量とシステム消費電力の評価

図-10 に示す8月の快晴日の集熱面日射量と外気温で、集熱器出口水温（負荷側温水流量）別の日積算集熱量と日積算消費電力を計算した結果を図-11 に示す。日積算集熱システム効率は、日積算集熱量 Q_{col} を日積算システム消費電力 E で除した値と定義し、同図に合わせて示す。集熱器出口水温が低いほど日積算集熱量、日積算消費電力ともに増加する。8月の快晴日では、集熱器出口水温 70°C の時が最も集熱システム効率が高かった。集熱器出口水温 70°C から、最も効率が低い 61°C になると、日積算集熱量は7%増加するが、日積算消費電力は27%増加するため、日積算集熱システム効率が下がった。



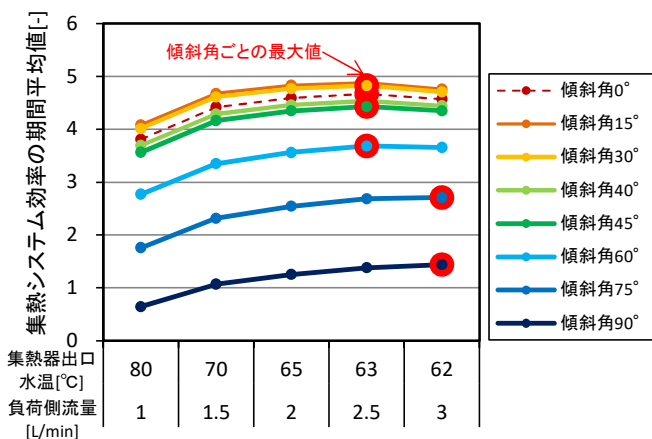
4.6 夏期における集熱量とシステム消費電力の推定

夏期6月1日から9月31日における集熱器出口水温の最適値について検討する。図-12 に集熱器の傾斜角別の夏の集熱システム効率の期間平均値を示す。日射量のデータは拡張アメダス標準年気象データの東京大手町の値を用いた。集熱システム効率の期間平均値は、集熱面日射量ごとの集熱システム効率（図-9）と、6月1日～9月30日の期間における集熱面日射量の出現頻度の積を集計した値である。集熱システム効率の期間平均値は、傾斜角 40° の時、集熱器出口水温 63°C の時が最も高く約4.5であり、集熱器出口水温 70°C の時は約4.3であった。同様に、実証システムの集熱器出口水温を 70°C から 63°C に変えることで、集熱システム効率が約5%向上すると推定される。



5. まとめ

- (1) オフィスに構築した実証システムは、2014年8月の1ヶ月の間、連日安定して 18kWh /日前後の潜熱を処理でき、日平均 COP は $2.9\sim 4.3$ で運転することを確認した。



(2) 実証システムの仕様を想定し、また、再生温度 60℃（除湿能力が同一）の計算条件で、集熱器出口水温の違いによる集熱量と消費電力への影響についてシミュレーションを行い以下の知見を得た。

①集熱面日射量が少ない時ほど集熱器出口水温を低くした方が、集熱システム効率が向上する傾向がみられた。

②8 月快晴日では、集熱器出口水温 70℃の時が最も集熱システム効率が良かった。集熱器出口水温 70℃から、最も効率が低い 61℃になると、日積算集熱量は 7%増加するが、日積算消費電力は 27%増加するため、日積算集熱システム効率が下がった。

③夏期 6 月 1 日～9 月 30 日における集熱システム効率の期間平均値は、傾斜角 40°の時、集熱器出口水温 63℃の時が最も高く約 4.5、集熱器出口水温 70℃の時は約 4.3 であった。このことから、実証システムの集熱器出口水温を 70℃から 63℃にすると、集熱システム効率は約 5%向上し、日積算除湿量も同様に 5%向上すると推定される。

注 1) 日平均 COP [-] = 実証システムの処理熱量の日積算値[kWh/日] ÷ 実証システム全体の消費電力量の日積算値[kWh/日]（集熱システムを含む）

注 2) 2014 年 8 月の太陽熱除湿運転時の実測値を用いている。実用上の外気温や室温の変動による温度交換効率への影響はほとんどないと判断できる。

参考文献

- 1) 小林信裕，佐竹晃：水集熱式太陽熱利用暖房・除湿システムの実用化に関する研究 -オフィスに導入した開発システムの実測結果と性能予測手法の検討- 前田技術研究所報 VOL. 55, 2014
- 2) 松尾 陽，他：日本太陽エネルギー学会，太陽エネルギーハンドブック，初版，P1～45, 178, 1985
- 3) JIS A9501-2014「保温保冷工事施工標準」
- 4) 坂東修：Excel で解く 配管とポンプの流れ，株式会社工業調査会，2008.9