

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 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 ー

小林 信裕*1・佐竹 晃*2

A Research on the Practical Usage of Outdoor-Air Heating and Desiccant System by Using Solar Water Heating

Nobuhiro KOBAYASHI, Akira SATAKE

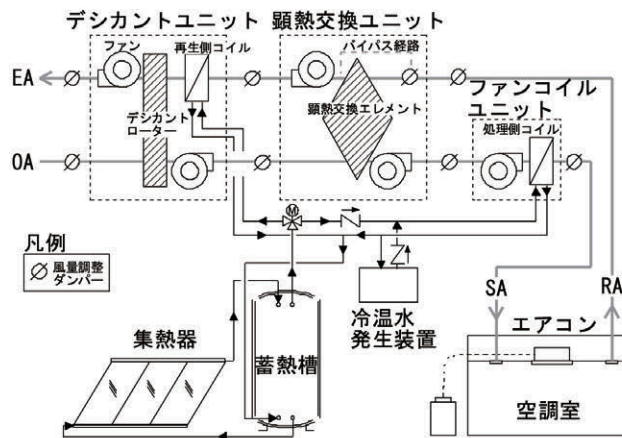


図-1 太陽熱利用暖房・除湿システムの概要図

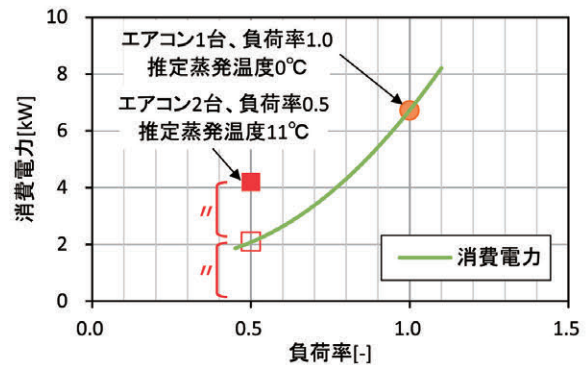


図-2 エアコンの部分負荷時の消費電力（計算例）

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、夏に熱が余る。この余剰熱を有効利用するため、換気のための外気を冬は加温し、夏は除湿する太陽熱利用暖房・除湿システムを開発し、実証研究を開始した。この実証研究では、夏は、開発システムで太陽エネルギーを利用して取入れ外気と室内の潜熱負荷を処理し、組み合わせるインバーター式の空冷式パッケージエアコンで顕熱負荷を処理する、潜熱・顕熱分離方式を採用した高効率な冷房システムを目指している。本報告では、オフィスに開発システムを構築し、長期実測、改良を加えながら性能データを取得し、さらに同データを使い開発システムの性能予測方法、実用化仕様の設計方法を整備することを目的としている。

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除湿する。これまでの実測により、開発システムの暖房・除湿性能、エアコンの部分負荷時の性能を確認した。更に、同エアコンのメーカー公表の圧縮機定格運転時の冷却能力、消費電力から、部分負荷時のそれらを推定する手法を考案し、部分負荷時の機器効率の向上効果の推定や、部分負荷特性を考慮した計画が可能となった。

主な結論

- ・ オフィスに構築した実証装置で、太陽熱暖房時 $COP_{SYS} 6.6$ 、除湿運転時 $COP_{SYS} 4.0$ を確認した。また、エアコンが部分負荷時に高顕熱冷房運転となり、 COP が約 20%向上することを確認した。
- ・ 実測より得た除湿係数を用いて、開発したデシカントユニットの、処理側入口の空気温湿度と再生温度別の除湿量を計算し、除湿量の簡易推定図を作成した。
- ・ エアコンのメーカー公表の圧縮機定格運転時の冷却能力、及び消費電力から、部分負荷時のそれらを推定する手法を提案し、同推定手法により、エアコン 1 台が負荷率 1.0 で運転した場合に対し、エアコン 2 台が負荷率 0.5 で運転すると、消費電力を 38%削減できると推定された。

*1 本店 技術研究所

*2 本店 技術研究所 建築環境研究室

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 -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-

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、換気のための取入れ外気を冬は加温し、夏は除湿する太陽熱利用暖房・除湿システムを開発し、実証研究を開始した。この実証研究では、夏は、開発システムで太陽エネルギーを利用して取入れ外気と室内の潜熱負荷を処理し、組み合わせるインバーター式の空冷式パッケージエアコンで顕熱負荷を処理する、潜熱・顕熱分離方式を採用した高効率な冷房システムを目指している。本報告は、既存オフィスに開発システムを構築し、長期実測、改良を加えながら性能データを取得し、さらに同データを用い開発システムの性能予測方法、実用化仕様の設計方法を整備している。これまでの実測により、開発システムの暖房・除湿性能を確認し、また、空冷式パッケージエアコンが部分負荷時に高顕熱冷房運転をし、機器効率が約20%向上することを確認した。更に、同エアコンのメーカー公表の圧縮機定格運転時の冷却能力、及び消費電力から、部分負荷運転時のそれらを推定する手法を考案し、部分負荷時における機器効率の向上効果の推定や、部分負荷特性を考慮した計画が可能となった。

キーワード 太陽熱利用／デシカント外調機／実証研究／空冷式パッケージエアコン／推定手法

目 次

- | | |
|----------------|----------------|
| 1. はじめに | 4. 集熱システムの実測結果 |
| 2. 開発システムの概要 | 5. 性能予測方法の検討 |
| 3. 空調システムの実測結果 | 6. まとめ |

A RESEARCH ON THE PRACTICAL USAGE OF OUTDOOR-AIR HEATING AND DESICCANT SYSTEM BY USING SOLAR WATER HEATING

Nobuhiro KOBAYASHI Akira SATAKE

Synopsis:

Solar water heating system is able to use solar thermal energy for heating efficiently. However this system makes surplus heat energy in summer. Therefore the authors developed an air conditioning system which heats outdoor-air in winter and dehumidifies outdoor-air in summer using solar thermal energy, and started an empirical study of this system. This study targets on the high performance air cooling system using latent-heat/sensible-heat separation method, i.e. dehumidifying outdoor air by solar thermal energy and cooling inside air by inverter air conditioner. This paper describes long term survey results of the heating and dehumidification performances of this system which was applied for an existing office room. As a result, it was clarified that the coefficient of performance was improved by 20% when the air-conditioner operated with the low power load condition. In Addition, a prediction method of electric power consumption of the air conditioners in the low power load condition was suggested.

* 1 本店 技術研究所

* 2 本店 技術研究所 建築環境研究室

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、同システムの問題となる夏の余剰熱を有効利用するため、換気のための取入れ外気を冬は加温し、夏には除湿する太陽熱利用暖房・除湿システム（以下、デシカント外調機）の実証研究を開始した。夏は、デシカント外調機により取入れ外気の潜熱負荷を処理し（室内潜熱負荷も処理する）、インバーター式の空冷式パッケージエアコン（以下、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・顕熱分離方式の高効率な冷房システムを目指している。本研究では、既存オフィスにデシカント外調機とエアコン（以下、両者まとめて開発システム）を構築し、長期実測、改良を加えながら性能データを取得し、同データを使い開発システムの性能予測方法、実用化仕様の設計方法を整備している。本報告では、デシカント外調機の暖房・除湿性能、エアコンの部分負荷時の性能の実測結果を初めに示す。次に、エアコンのメーカー公表値である、圧縮機定格運転時の冷却能力、及び消費電力から、部分負荷運転

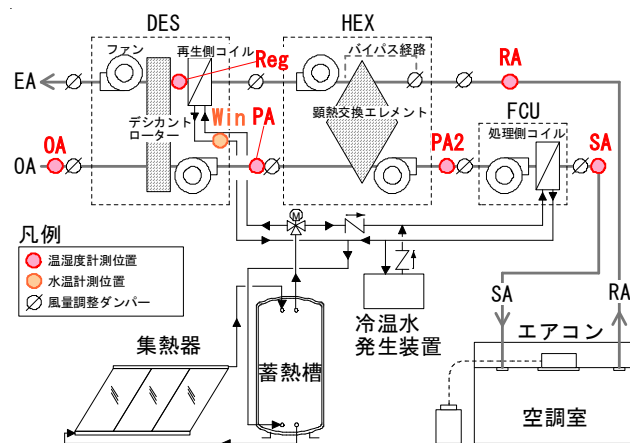


図-1 開発システムの概要と温湿度・水温計測位置

表-1 対象建物とデシカント外調機の仕様

	場所	東京都練馬区
	対象室	2F事務室、RC造、床面積：369m ² 、天井高：2500mm
	運転条件	設定風量：400m ³ /h デシカント再生用温水流量（除湿）、FCU加熱用温水流量（暖房）：コイル出口水温一定（変流量）
デシカント外調機	DES	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
	HEX	熱交換方式：空気対空気透過式
	FCU	冷房能力：4.94kW（水量14.2L/min、入口水温7℃時、入口空気乾球温度27℃、湿球温度19℃時）、暖房能力：8.75kW（水量14.2L/min、入口水温60℃時、入口空気乾球温度20℃時）、消費電力：45W
	冷温水発生装置	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℃ 循環水量：15.4L/min（定流量）
集熱システム	集熱器	集熱器A：（定流量） 集熱媒体 不凍液、設置角 90°、集熱面積 4m ² 集熱器A：（定流量） 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（変流量） 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1196W/(m ² ・℃)

時のそれらを推定する手法を提案し、同手法により推定した結果を示す。

2. 開発システムの概要

図-1 に開発システムの概要、表-1 に仕様を示す。開発システムはデシカント外調機とエアコンで構成される。デシカント外調機は、空調システムと集熱システムで構成され、空調システムは、デシカントユニット（DES）、顕熱交換器（HEX）、ファンコイルユニット（FCU）で構成される。補助熱源として空冷ヒートポンプ式の冷温水発生装置を組み込んでいる。HEX、FCU、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生産した温水を蓄熱槽経由後に、冬はFCUの処理側コイルへ送水し取入れ外気を加温、夏はDESの再生側コイルへ送水しデシカントローターの再生に利用する。

3. 空調システムの実測結果

3.1 暖房運転

図-1 にデシカント外調機の温湿度計測位置、図-2 に太陽熱利用暖房時の日射量、デシカント外調機各部の温度、COP_{sys}^{注1}の推移を示す。処理側の気温は、10℃の取入れ

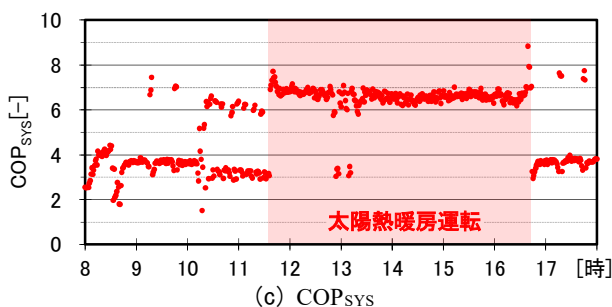
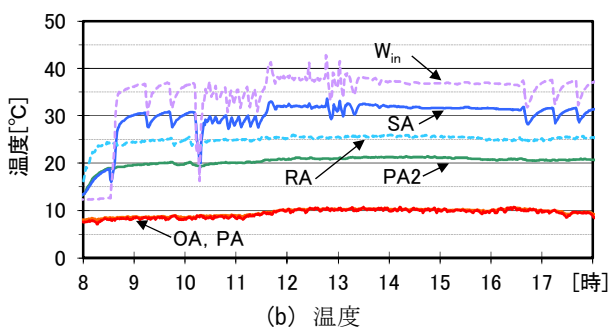
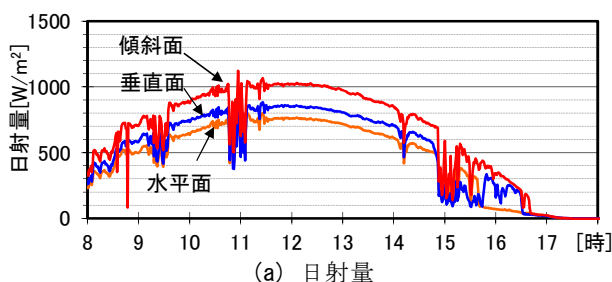


図-2 日射量、デシカント外調機各部の温度、COP_{sys}の推移（暖房運転）

外気が、HEX で室還気と顕熱交換され、20～21℃に、更に FCU（太陽熱）で 32℃に加温され室へ供給された。COP_{sys} は、8:00～11:40、16:40～18:00 の冷水発生装置稼働時は平均 4.0 で、11:40～16:40 の太陽熱利用暖房時は平均 6.6 と高効率であった。

3.2 除湿運転

図-3 に太陽熱利用除湿時の日射量、デシカント外調機各部の温湿度、COP の推移を示す。処理側の気温は 30～34℃の取入れ外気が、DES での除湿に伴い 43～50℃になり、HEX で 30～33℃に、FCU で 23～24℃に冷却され室へ供給された。絶対湿度は 15～16g/kg'の取入れ外気が、システム全体で 4.5g/kg'前後除湿され室へ供給された。

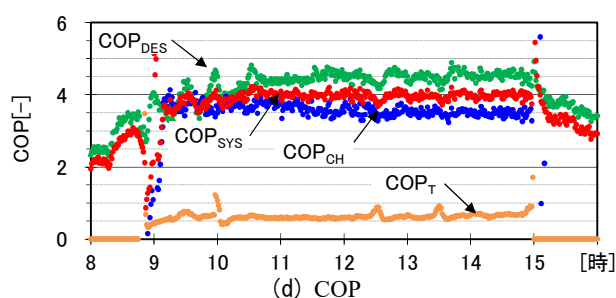
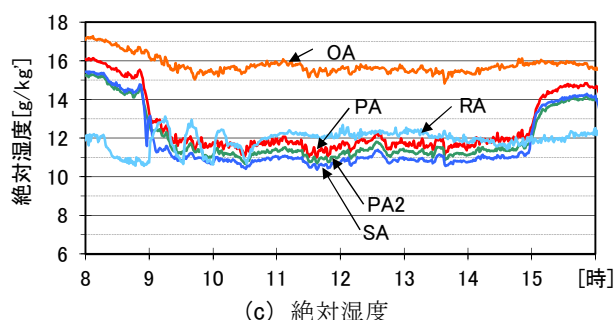
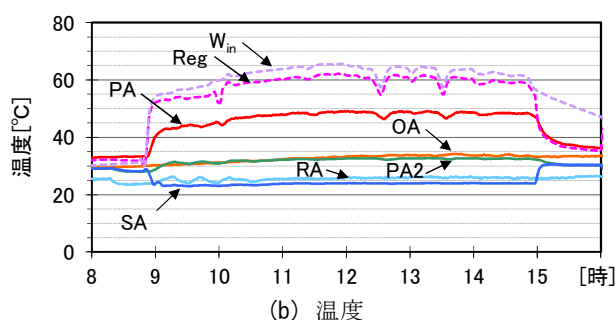
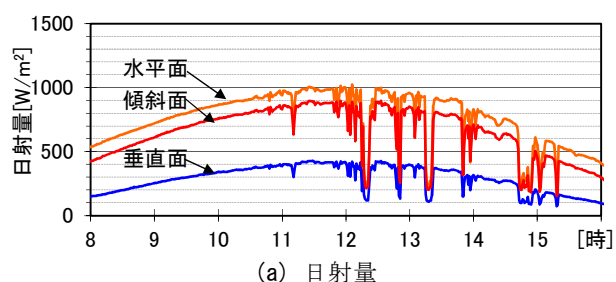


図-3 日射量、デシカント外調機各部の温湿度、COP の推移(除湿運転)

9:30～14:30 の平均 COP_{sys} は 4.0、COP_{DES} 注2 は 4.4、COP_{CH} 注3 は 3.6、COP_T 注4 は 0.7 前後であった。

図-4 に 9:00～15:00 のエアコンとデシカント外調機の処理熱量、消費電力の積算値とエアコン COP、デシカント外調機 COP_{sys} を示す。エアコンは顕熱のみ処理するように設定温度を調節し、顕熱 105kWh を処理した。デシカント外調機は顕熱 7kWh、潜熱 9kWh を処理した。エアコン COP は 3.7 で、デシカント外調機の COP_{sys} は 3.8 であった。エアコンの定格 COP に、室外機吸込乾球温度、室内湿球温度の補正を行った場合の COP3.1 に比べ、実測値は約 20%高く、高効率な運転をしていた。

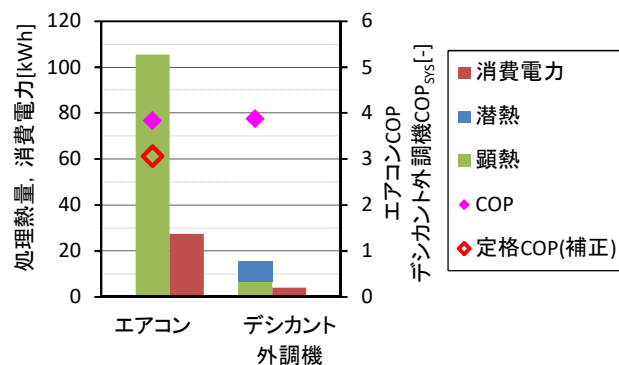


図-4 エアコン、デシカント外調機の処理熱量、電力と、エアコン COP、デシカント外調機 COP_{sys}

4. 集熱システムの性能実測

4.1 集熱システムの概要

図-5 に集熱システムの概要を示す。集熱システムは、実験的に 2 種類とした。集熱システム A は不凍液式で、集熱器 A、A' と蓄熱槽 A で構成され、集熱流量は定流量 ON-OFF の簡易な制御とした。集熱システム B は水式で高効率化を図り、集熱器 B と蓄熱槽 B で構成される。集熱器出口温度を制御量とした変流量制御で再生に必要な温度で集熱している。集熱システム A は、集熱器 A、A' で加温された不凍液と、蓄熱槽 A からデシカント外調機の再生側・処理側コイルへ送る水と熱交換することで、一方、集熱システム B は、温度成層の蓄熱をすることで、集熱開始直後の蓄熱槽水温が低い時でも高温水を供給できるよう計画している (図-9)。

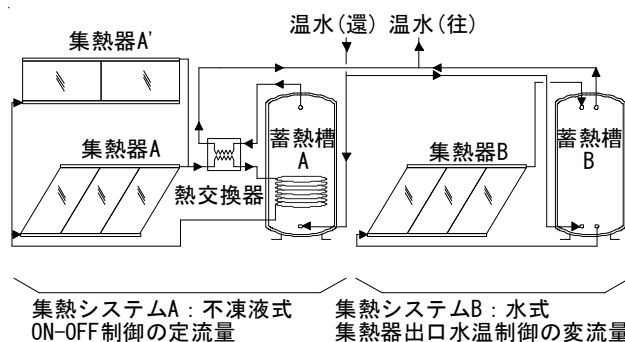


図-5 集熱システムの概要

4.2 集熱器性能

図-6 に 2013 年 8 月 12～18 日の外気温と集熱面日射量を示す。この期間は連続して太陽熱除湿運転を行った。外気温は 25～35℃で、40° 傾斜面日射量が最大 800W/m²、垂直面日射量が最大 450W/m²であった。図-7 に集熱器別の集熱効率を示す。集熱器 A'は集熱効率 0.2～0.4、集熱器 A は 0.3～0.6、集熱器 B は 0.3～0.6 であった。図-8 に集熱器別の日射量、集熱量の日積算値と集熱効率の日平均値を示す。集熱器 A'は日射量約 9MJ/m²・日のうち、約

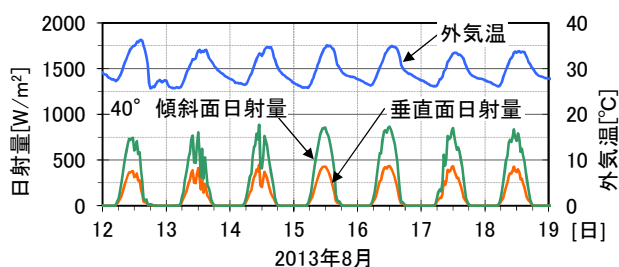


図-6 外気温と集熱面日射量

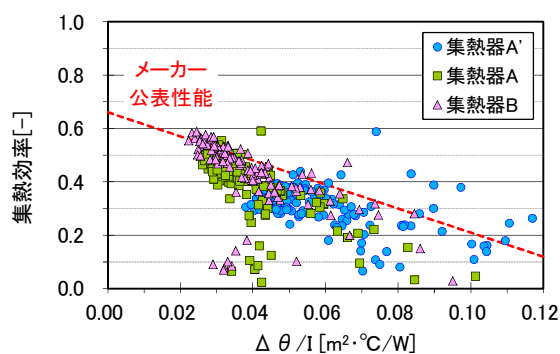


図-7 集熱器別の集熱効率

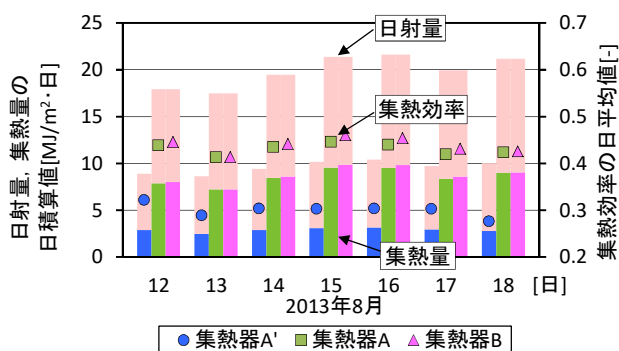


図-8 集熱器別の日射量、集熱量の日積算値と集熱効率の日平均値

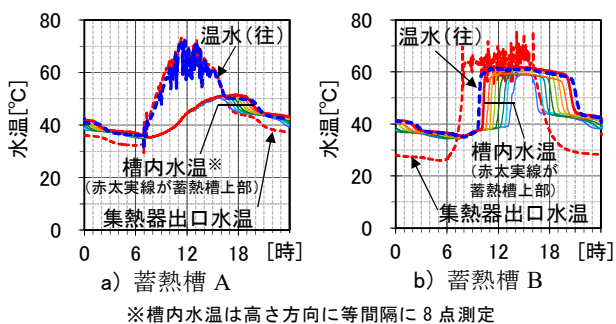


図-9 蓄熱槽内の水温の推移 (2013 年 8 月 18 日)

3 MJ/m²・日集熱しており、集熱効率は約 0.3 であった。集熱器 A、B は日射量約 20MJ/m²・日のうち、8 MJ/m²・日集熱しており、集熱効率は約 0.45 であった。傾斜角が 90° の集熱器 A'は傾斜角 40° の集熱器 A、B に比べ約 1/3 の集熱量となり、熱媒と流量の制御方法が違う、集熱器 A と集熱器 B の差はほとんどなかった。

4.3 蓄熱槽性能

図-9 に 2013 年 8 月 18 日の蓄熱槽内の水温の推移を示す。蓄熱槽 A は温度成層が形成されない。また、温水 (往) の温度は、7:00～16:30 は熱交換器の効果で、蓄熱槽上部水温より高い温度となるが、定流量制御のため、35～74℃となる。一方、蓄熱槽 B は、温度成層が形成される。また、集熱器出口水温は 60～75℃で変動しているが、変流量制御にすることで、蓄熱槽上部水温が約 60℃で保たれ、10:00～20:00 は温水 (往) の水温がほとんど低下せず、約 60℃で温水を供給できている。安定した太陽熱暖房・除湿を行うには、集熱器出口温度を制御量とした変流量制御と温度成層蓄熱が適していることを確認した。

5. 性能予測手法の検討

開発システムの性能予測方法、設計方法の整備として、DES の除湿能力の簡易推定方法と、エアコン運転特性の推定手法を検討した。

5.1 除湿能力の推定

DES の除湿量を推定するため、実測より得た除湿係数を用いて、再生温度、外気温湿度別の除湿量を計算し、図にまとめた。図-10 に実測で得た除湿係数を示す。動的

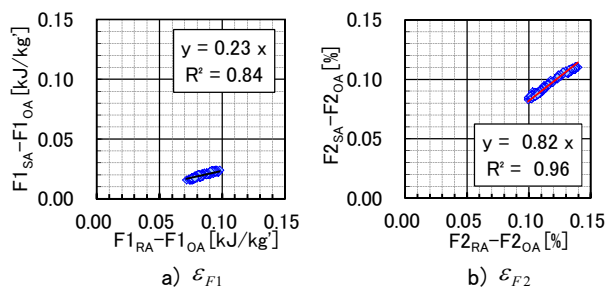


図-10 実測で得た除湿係数

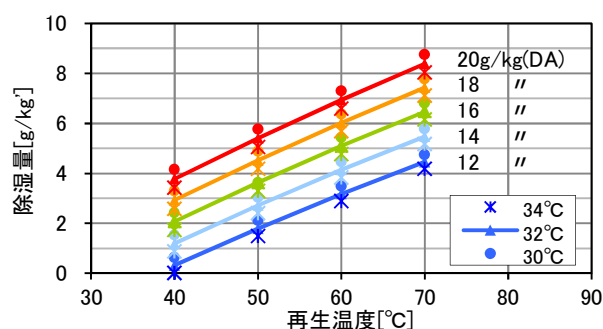


図-11 処理側入口の空気温湿度と再生温度別の除湿量 (計算値)

シミュレーションソフト TRNSYS¹⁾の回転式除湿ローターモジュール²⁾注⁵によりローター通過後の空気温湿度を計算する。除湿係数は[1]～[2]式で計算される。

$$\varepsilon_{F1} = \frac{F1_{SA} - F1_{OA}}{F1_{RA} - F1_{OA}} \quad [1]$$

$$\varepsilon_{F2} = \frac{F2_{SA} - F2_{OA}}{F2_{RA} - F2_{OA}} \quad [2]$$

$$F1 = -\frac{2865}{T^{1.490}} + 4.344X^{0.8624} \quad [3]$$

$$F2 = -\frac{T^{1.490}}{6360} - 1.127X^{0.07969} \quad [4]$$

図-11 に処理側入口の空気温湿度と再生温度を変えた場合の除湿量の計算結果を示す。外気による変化は、気温が±2℃変化すると、除湿量が約±0.2g/kg'変化し、絶対湿度が2g/kg'増加すると、除湿量は0.8～1g/kg'ずつ増加する。また、再生温度が10℃高くなると、除湿量が1.2～1.5g/kg'ずつ増加する。

5.2 エアコン冷房運転特性の推定

高顕熱冷房運転をさせるエアコンの選定にあたっては、部分負荷時の冷房能力・消費電力が必要であるが、通常メーカー公表値は、室外機吸込乾球温度 T_{out} 、室内機吸込湿球温度 T_w 別の圧縮機定格運転時の冷房能力・消費電力である。そこで、同公表値から理論冷凍サイクルを推定し、任意の T_{out} 、 T_w 、負荷率 L 時のエアコン消費電力や除去熱量の顕熱比を推定する計算手法^{注6}を考案した。

(1) 計算対象システム

計算対象システムを図-12 に示す。熱源機器は空気熱源ヒートポンプを想定する。冷房サイクルにおいて、膨張弁を出た低温低压の冷媒（液）は室内空気から吸熱して蒸発し、圧縮機を経て高温高压になり、凝縮器で外気に放熱して凝縮する。

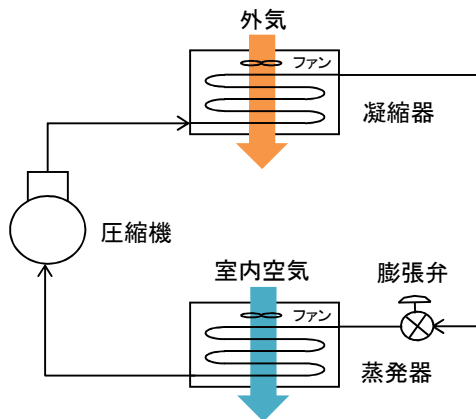


図-12 計算対象システム

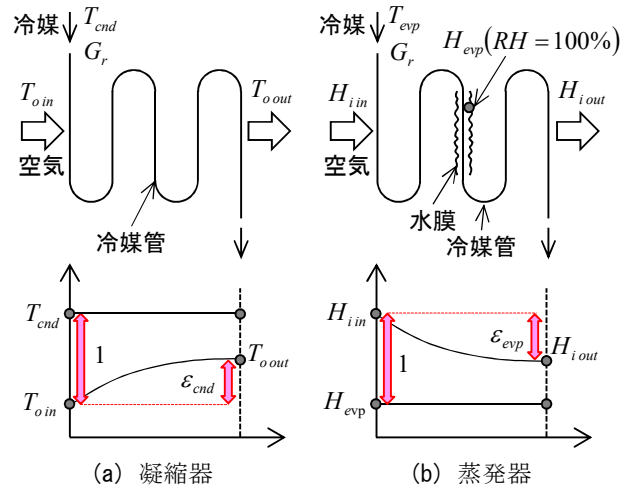


図-13 空気-冷媒熱交換のモデル

(2) 計算モデル

① 凝縮器、蒸発器の空気-冷媒の熱交換

凝縮器、蒸発器の空気-冷媒熱交換のモデル³⁾を図-13 に示す。凝縮器の交換熱量 Q_h は、凝縮器温度交換効率 ε_{cnd} を用いて表し、蒸発器の交換熱量（冷却能力） Q_c は、蒸発器エンタルピー交換効率 ε_{evp} を用いて表す。

$$Q_h = R_v \cdot V_{out} \cdot C_p \cdot (T_{cnd} - T_o) \cdot \varepsilon_{cnd} \quad [5]$$

$$Q_c = V_{in} \cdot (H_i - H_{evp}) \cdot \varepsilon_{evp} \quad [6]$$

蒸発器内の冷媒及び管表面の温度、凝縮器内の冷媒及び管表面の温度は、入口から出口まで一定とし、その管内経路での圧力損失は無いと仮定する。

また、 Q_h は、 Q_c と圧縮機の仕事量の和であり、[7],[8]式で表される。

$$Q_h = Q_c + E_{cmp} \cdot \eta \quad [7]$$

$$E_{cmp} = E - E_f \quad [8]$$

② 冷凍サイクル

ヒートポンプ各部の冷媒状態は図-14 に示すように理想的な蒸気圧縮冷凍サイクルとして取扱ひ、圧縮機では可逆断熱圧縮を、凝縮器、蒸発器では等圧変化を仮定する。圧縮機前後の比エンタルピー差 Δi_{cmp} 、凝縮器前後の比エンタルピー差 Δi_{cnd} 、蒸発器前後の比エンタルピー差 Δi_{evp} 、圧縮機入口の冷媒比容積 γ は、冷媒熱物性値表に基づく計算ソフト⁴⁾を用いて求めた。 Δi_{cmp} 、 Δi_{cnd} 、 Δi_{evp} は、凝縮温度 T_{cnd} 、蒸発温度 T_{evp} 、過熱度 SH 、過冷却度 SC を変数とした関数 $f_1 \sim f_3$ で表せる。 γ は、 T_{evp} 、 SH を変数とした f_4 の関数で表せ、冷媒種類と冷媒温度で決まる。

$$\Delta i_{cmp} = f_1(T_{cnd}, T_{evp}, SH, SC) \quad [9]$$

$$\Delta i_{cnd} = f_2(T_{cnd}, T_{evp}, SH, SC) \quad [10]$$

$$\Delta i_{\text{evp}} = f_3(T_{\text{cnd}}, T_{\text{evp}}, SH, SC) \quad [11]$$

$$\gamma = f_4(T_{\text{evp}}, SH) \quad [12]$$

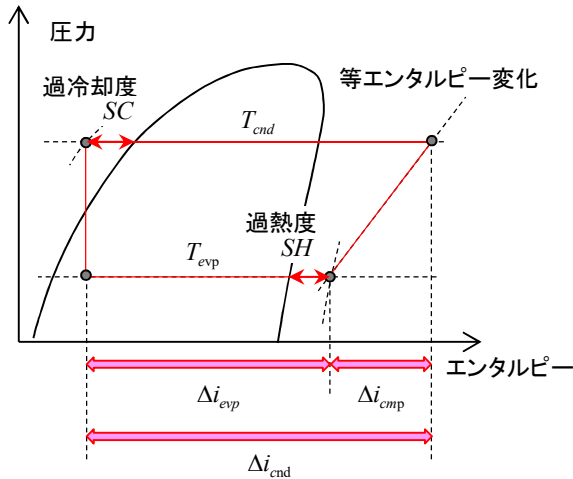


図-14 冷凍サイクル

③冷媒質量流量

冷媒質量流量 G_r は、圧縮機消費電力 E_{cmp} 、 Q_h 、 Q_c それぞれから計算でき、[13]式で表される。

$$G_r = \frac{E_{\text{cmp}} \cdot \eta}{\Delta i_{\text{cmp}}} = \frac{Q_h}{\Delta i_{\text{cnd}}} = \frac{Q_c}{\Delta i_{\text{evp}}} \quad [13]$$

圧縮機定格運転時の冷媒体積流量 $G_r \cdot \gamma$ は、 T_{out} 、 T_w によらず同値と仮定する。つまり、メーカー公表値のうち、冷房定格運転時（本報告では、 $T_{\text{out}}:35^\circ\text{C}$ 、 $T_w:19^\circ\text{C}$ 、以下同条件時の各変数を添え字 0 で示す）の冷媒体積流量 $G_{r0} \cdot \gamma_0$ は、任意の T_{out} 、 T_w で一定と仮定し、[14]式で表される。

$$G_{r0} \cdot \gamma_0 = G_r \cdot \gamma \quad [14]$$

④負荷率と冷却能力

負荷率 L と冷却能力 Q_c 、 Q'_c の関係は、[15]式で表される。

$$Q'_c = Q_c \cdot L \quad [15]$$

(3) 計算手順

図-15 に $T_{\text{out}}:A^\circ\text{C}$ 、 $T_w:B^\circ\text{C}$ 、 $L:C$ 時（部分負荷運転時）の E を計算するフローを示す。 T_{evp} 、 R_v 、 E は反復法を用いて収束計算した。手順①では、 $T_{\text{out}}:35^\circ\text{C}$ 、 $T_w:19^\circ\text{C}$ 、 $L:1$ （定格条件）時のメーカー公表冷房特性値、設定値、初期値を入力し、冷凍サイクルを推定し、 T_{evp} 、 G_r 、 γ を得る。手順②では、 $T_{\text{out}}:A^\circ\text{C}$ 、 $T_w:19^\circ\text{C}$ 、 $L:1$ 時のメーカー公表冷房特性値 Q_c 、 E を入力し、同条件時の T_{evp} 、 R_v を得る。

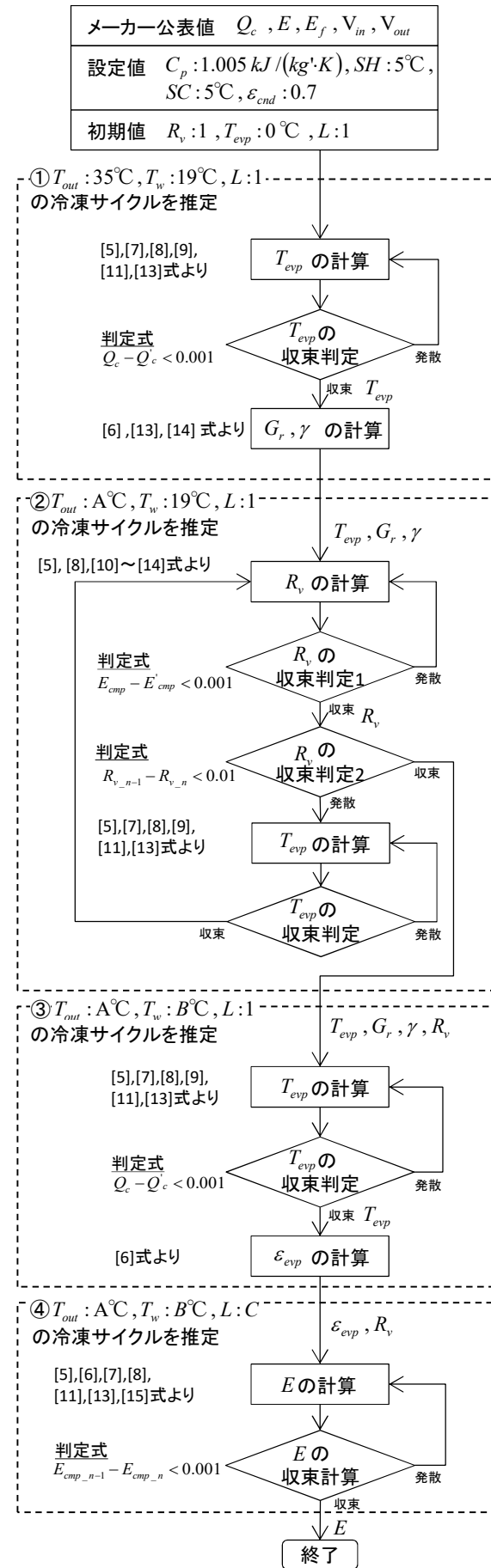


図-15 $T_{\text{out}}:A^\circ\text{C}$ 、 $T_w:B^\circ\text{C}$ 、 $L:C$ 時の E を計算するフロー

手順③では、 $T_{out}:A^{\circ}\text{C}$, $T_w:B^{\circ}\text{C}$, $L:1$ 時の、メーカー公表冷房特性値 Q_c , E を入力し、同条件時の ε_{evp} を得る。手順④は手順①～③で得た ε_{evp} , R_v を入力し、 $T_{out}:A^{\circ}\text{C}$, $T_w:B^{\circ}\text{C}$, $L:C$ 時のエアコン消費電力 E を得る。手順④の計算過程では、蒸発温度 T_{evp} も計算されるため、部分負荷時の高顕熱冷房運転特性を推定することも可能となる。

(4) 推定手法の妥当性確認

①メーカー公表値との比較

表-2 に示す仕様のエアコンのメーカー公表値を用いて、推定手法の妥当性を検証した。図-16 に定格運転時のエアコン消費電力について、メーカー公表値と、同定した構成機器特性値に基づく計算値との比較を示す。室外機吸込乾球温度 T_{out} , 室内機吸込湿球温度 T_w 別の消費電力を精度よく計算できている。

②実測結果との比較

図-17 に冷房運転時のエアコン消費電力を示す。実測時は外気温が 25～30℃, 室内機吸込湿球温度が 19℃前後であった。室外機吸込乾球温度を 25, 30℃とした場合の計算値を併記する。計算値と実測値は精度良く一致していた。

(5) エアコンの運転方法・選定手法と効果

図-18 に部分負荷時のエアコン消費電力^{注7}の計算値を示す。同図から、エアコンを負荷率 1.0 で運転させた場合のエアコン消費電力が 6.3kW であるのに対して、エアコン 2 台を負荷率 0.5 で運転させた場合の合計エアコン消費電力は 4.2kW であり、後者の計画でエアコン選定することでエアコン消費電力を 38%削減できると推定できる。また、本計算で推定された理論冷凍サイクルによると、負荷率 1.0 は、蒸発温度は 0.5℃, 負荷率 0.5 は 11℃であり、エアコンが部分負荷時の高顕熱冷房運転特性を推定できた。

6. まとめ

まず、既存オフィスに構築した実証装置で、デシカント外調機の暖房・除湿性能、エアコンの部分負荷時の性能を実測し、以下の結果を得た。

- ・デシカント外調機の太陽熱暖房時 COP_{sys} は 6.6, 除湿運転時 COP_{sys} は 4.0 であった。
- ・エアコンの定格 COP に、室外機吸込乾球温度, 室内湿球温度の補正を行った場合の $\text{COP}3.1$ に比べ、実測値 $\text{COP}3.7$ は約 20%高く、高効率な運転をしていた。

次に、開発システムの性能予測方法、設計方法を整備した。

- ・実測より得た除湿係数を用いて、DES の処理側入口の空気温湿度と再生温度別の除湿量を計算した (図-11)。
- ・エアコンのメーカー公表の圧縮機定格運転時の冷却能

力、及び消費電力から、部分負荷運転時のそれらを推定する手法を提案し、部分負荷時の機器効率の向上効果の推定や、部分負荷特性を考慮した計画が可能となった。

- ・同推定手法により、エアコン 1 台が負荷率 1.0 で運転し

表-2 計算に用いたエアコンの仕様

定格冷房能力 20.0kW, 定格電力 6.84kW, 最小冷房能力 9.0kW, 最小消費電力 2.09kW, ファン消費電力 0.46kW, 室内機風量(強)3120m³/h, 室外機最大風量 7800m³/h, 圧縮機インバーター制御(室内機吸込乾球温度と設定温度の偏差で P 制御)

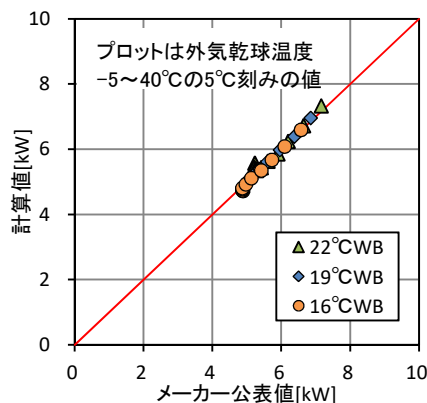


図-16 定格運転時消費電力(メーカー公表値と計算値)

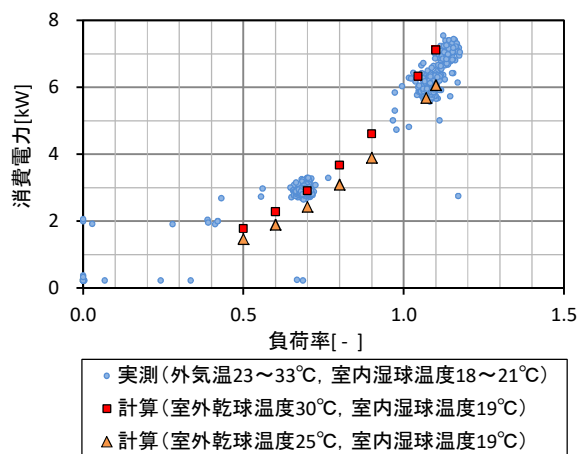


図-17 冷房運転時のエアコン消費電力

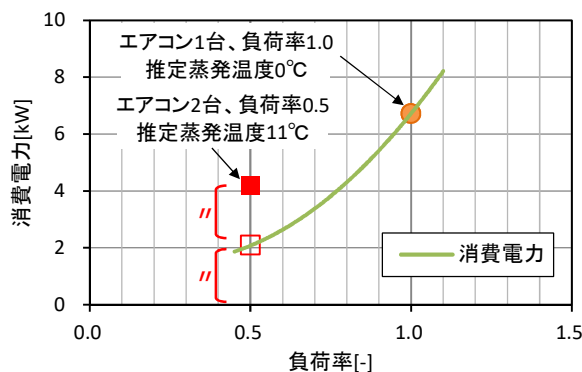


図-18 部分負荷時のエアコン消費電力の計算値 (室外機吸込乾球温度 35℃, 室内機吸込湿球温度 19WB℃)

た場合に対し、エアコン 2 台が負荷率 0.5 で運転すると、消費電力を 38%削減できると推定された。

今後の課題として、デシカント外調機の自動運転の長期実測により評価し、組み合わせるエアコンの選定方法をまとめ、実用化を目指す。

[4.2 図-7 で用いた記号]

$\Delta\theta$: 集熱器出入口水温の平均値と外気温の差[°C], I : 集熱面日射量[W/m²]

[5.1 で用いた記号]

$F1$: TRNSYS でエンタルピー表す空気線図上の座標[kJ/kg'],
 $F2$: TRNSYS で相対湿度を表す空気線図上の座標[%], T : 絶対温度[°C], X : 絶対湿度 [kg/kg'], ε : 除湿係数[-]

[添え字]

EA : 再生側出口空気, OA : 処理側入口空気, RA : 再生側入口空気, SA : 処理側出口空気, $F1$: エンタルピーを表す, TRNSYS 内の空気線図上の座標, $F2$: エンタルピーを表す, TRNSYS 内の空気線図上の座標

[5.2 で用いた記号]

C_p : 空気定圧比熱[kJ/(kg・°C)], E : エアコン消費電力[kW]
 E_{cmp} : 圧縮機消費電力[kW], E'_{cmp} : 計算による圧縮機消費電力[kW], E_f : ファン消費電力[kW], G_r : 冷媒質量流量 [kg/s],
 H_{evp} : 管外濡れ面飽和空気エンタルピー[kJ/kg'], H_{in} : 室内機吸込空気エンタルピー[kJ/kg'], Δi_{cmp} : 圧縮機前後の冷媒比エンタルピー差[kJ/kg'], Δi_{cnd} : 凝縮器前後の冷媒比エンタルピー差[kJ/kg'], Δi_{evp} : 蒸発器前後の冷媒比エンタルピー差[kJ/kg'], L : 負荷率[-], Q_c : メーカー公表の冷房能力[kW] (入力値), Q'_c : 計算による冷房能力[kW], Q_h : 凝縮器交換熱量[kW], RH : 相対湿度[%], R_v : 室外機定格風量比[-] (初期値 1), SH : 過熱度[°C] (初期値 5°C), SC : 過熱度[°C] (初期値 5°C), T_{cnd} : 凝縮温度[-] (初期値 0.7), T_{evp} : 蒸発温度[°C] (初期値 0°C), T_{out} : 室外機吸込乾球温度[°C], T_w : 室内機吸込湿球温度[°C], V_{in} : 室内機定格風量[kg/s], V_{out} : 室外機定格風量[kg/s], ε_{cnd} : 凝縮器温度交換効率[-] (初期値 0.7), ε_{evp} : 蒸発器エンタルピー交換効率[-], γ : 圧縮機入口の冷媒比容積 [m³/kg], η : 圧縮機効率[-] (体積効率, 断熱圧縮効率, 機械効率の積) (初期値 0.6)

[添え字]

n : 計算ステップ ($n=0, 1, 2, \dots$), $0 : T_{out} : 35^\circ\text{C}, T_w : 19^\circ\text{C}$ 時

注 1) $COP_{sys}[-] = \text{デシカント外調機の処理全熱量[W]} \div \text{消費電力(ポンプを含む) [W]}$

注 2) $COP_{DES}[-] = \text{DES と HEX の処理全熱量の和[W]} \div \text{DES と HEX の消費電力(ポンプを含む)の和[W]}$

注 3) $COP_{ch}[-] = \text{冷温水発生機の処理全熱量[W]} \div \text{消費電力[W]}$

注 4) $COP_r[-] = \text{空調設備全体の処理全熱量[W]} \div \text{再生側コイル消費熱量[W]}$

注 5) 動的熱負荷計算ソフト TRNSYS の Type683 をベースとし改造を加えたモジュールを使用した。

注 6) 部分負荷時のエアコンの冷房能力, 消費電力の推定方法として, 実験式で試験値を補間する方法⁹⁾や, 構成機器の詳細仕様に基づいた理論式による方法⁹⁾は, 考案, 報告されている。

注 7) エアコン消費電力は室内機と室外機のファン消費電力を含む。

参考文献

- 1) SEL : TRNSYS 16 a TRaNsient Simulation program
TRNSYS 16 documentation Volume A2, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, pp.683.1-683, 2007.3
- 2) 桃井良尚, 義江龍一郎, 佐竹晃, 吉野博 他 : 吸着式デシカント空調システムの数値シミュレーション (その 3) デシカントローターにおける平衡含水率及び物質移動係数の測定, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.1007-1010, 2007.9
- 3) 松岡文雄 : 冷凍サイクルの動特性と制御, 社団法人日本冷凍空調学会, 2009.2.27
- 4) 日本冷凍空調学会 冷媒技術分科会 : 冷凍サイクル計算プログラムソフト (フルオロカーボン) Ver.2 操作説明書, 社団法人 日本冷凍空調学会, 2005.4.14
- 5) 細井昭憲他 : ルームエアコンディショナの冷暖房 COP およびエネルギー消費量に関する研究 その 1 ~ 3, 日本建築学会環境系論文集, No.622, pp.65-71, 2007.12, No.654, pp.741-747, 2010.8, No.681, pp.881-888, 2012.11
- 6) 安田弘他 : 空調用冷凍サイクルの動特性モデリング, 日本機械学会論文集 (C 編), No.573, pp.1589-1596, 1994.5