

太陽熱利用と冷房効率向上を同時に実現する居住系施設向け空調システムの開発研究

ー試作システムの性能向上を目的とした実測調査と空調システムシミュレーションー

山口 福太郎*1・佐竹 晃*1・義江 龍一郎*2・吉野 博*3

Research and development on an air conditioning system for residential facilities which achieves both the utilization of solar heat energy and the improvement of the cooling performance

Fukutaro YAMAGUCHI, Akira SATAKE, Ryuichiro YOSHIE, Hiroshi YOSHINO

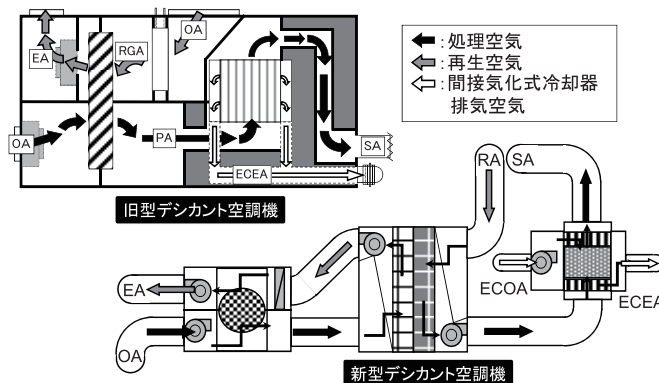


図-1 デシカント空調機の概要（改良前後）

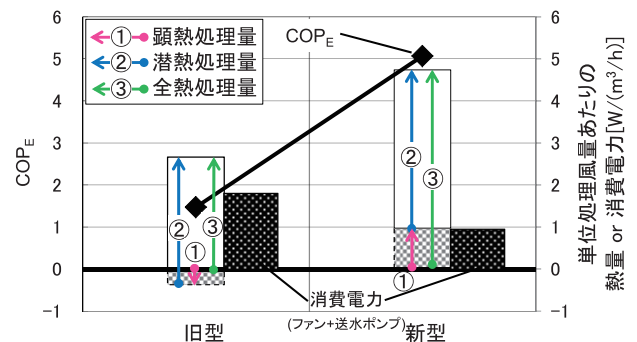


図-2 デシカント空調機の性能比較（実測値）

研究の目的

太陽熱利用システムは、高効率かつ比較的安価に自然エネルギーを利用できることから中国や欧州を中心に急速に導入が進んでいる。しかし、これまでのシステムは太陽熱を給湯や暖房に利用するものが多く、夏に太陽熱が余ってしまうため適用分野が限定されてしまう課題を抱えている。この課題に対し、近年、熱エネルギーで除湿が行えるデシカント空調機に太陽熱を利用するシステムが研究されている。筆者らの研究グループも公共、住宅、産業などの幅広い分野への適用を目指し、太陽熱を暖房と除湿に利用するシステムの開発研究を行ってきた。本報は、開発初期に大学研究室に構築した試作システムの性能をさらに向上させることを目的とする。

技術の説明

デシカント空調機とは、シリカゲル等の除湿剤に湿った外気を接触させて空気中の水蒸気を吸着除湿し、吸着熱によって高温となった除湿後の空気を冷却して室内へ給気する外調機である。デシカント空調機で除湿することによりエアコン等で過冷却除湿する必要がなくなるため、冷房エネルギーの削減やカビの抑制が可能となる。デシカント空調機で連続的に除湿するためには熱エネルギーを用いて除湿剤から水蒸気を放出させる必要がある。本システムは、これに夏期の余剰太陽熱を利用するものである。また、太陽熱を用いたデシカント空調機と放射空調設備（床冷暖房）とを組み合わせることで室内の空気質や快適性を保ちつつ省エネルギーを実現することができる。

主な結論

試作システムの実測調査の結果、旧型のデシカント空調機において空気の加熱・冷却方式に無駄が多いことや、機内の水蒸気漏れが多いこと等の問題があり、特に夏の開発空調機のエネルギー利用効率に向上の余地があることが明らかになった。そこで、実現を精度良く再現できる空調システムシミュレーションモデルを構築した上で、ケーススタディを行って改良空調機の仕様を導き、これを基に実用化を想定した新型の空調機を開発した。新型へ換装後の実測調査の結果、新型では給気風量 1m³/hあたりの全熱処理量が旧型の 1.8 倍に増加して、消費電力が半分程度に減少したことから電力基準COPが 1.5 から 5.1 へと飛躍的に向上し、試作システム全体における省エネルギー性能も 3 割ほど向上したことを確認した。

*1 本店 技術研究所 先端技術研究グループ
*2 東京工芸大学 工学部 建築学科 教授

*3 東北大学 大学院 工学研究科 名誉教授

太陽熱利用と冷房効率向上を同時に実現する居住系施設向け空調システムの開発研究 - 試作システムの性能向上を目的とした実測調査と空調システムシミュレーション -

山口 福太郎*¹義江 龍一郎*²佐 竹 晃*¹吉 野 博*³

要 旨

太陽熱を利用する給湯，床暖房システムは太陽エネルギーを高効率に利用でき省エネルギー性が高い。本研究は，このシステムを発展させて，夏に余剰する太陽熱をデシカント空調機(外気の潜熱除去)に利用し，また床暖房パネルを夏の冷房(顕熱除去)にも利用することで，通年の省エネルギー性と快適性を共に高める独自の空調システムの開発を目指す。本報は，開発研究の初期に構築したフィールド実証用システムの高効率化を目的とする。長期実測の結果，冬には太陽熱利用床暖房により高いシステム効率を発揮するが，夏のシステム効率が従来式システムより低いことが確認され，デシカント空調機に改善課題があることを特定した。この課題に対して，実現現象を再現できる動的シミュレーションを用いて，改善の方法，効果を検討し，デシカント空調機の改良仕様を決定した。改良機への換装後の実測の結果，デシカント空調機の性能が飛躍的に向上し，システム全体の省エネルギー性が3割以上向上することを確認した。

キーワード 太陽熱利用／床冷暖房／デシカント空調機／空調システムシミュレーション

目 次

- | | |
|----------------------------|-------------------|
| 1. はじめに | 4. 試作システムの改良と性能評価 |
| 2. 改良前の試作システムの性能評価と問題点抽出 | 5. おわりに |
| 3. 空調システムシミュレーションによる改良策の検討 | |

RESEARCH AND DEVELOPMENT ON AN AIR CONDITIONING SYSTEM FOR RESIDENTIAL FACILITIES WHICH ACHIEVES BOTH THE UTILIZATION OF SOLAR HEAT ENERGY AND THE IMPROVEMENT OF THE COOLING PERFORMANCE

Fukutaro YAMAGUCHI Ryuichiro YOSHIE
Akira SATAKE Hiroshi YOSHINO

Synopsis:

Hot-water-supply system and floor heating system using solar collector has high efficiency on using solar energy. This research intends to utilize this system for the desiccant cooling system and floor-cooling system in summer season, and to develop a new air conditioning system which has higher efficiency and comfort through all seasons. This paper describes the improvement of proto-type model system for field trial. As a result of trial, it was clarified that this proto-type system has higher efficiency in winter but lower efficiency in summer in comparison with the conventional system due to poor performance of desiccant cooling unit. Therefore, specification of this unit was reviewed and improved by using dynamic computer simulation model. The performance of desiccant cooling unit was improved by this review. Finally, the energy saving performance of whole system was increased by 30%.

* 1 本店 技術研究所 先端技術研究グループ

* 3 東北大学 大学院 工学研究科 名誉教授

* 2 東京工芸大学 工学部 建築学科 教授

1. はじめに

1.1 研究背景

地球温暖化をはじめとする環境問題やエネルギーの安定供給への対応として、近年、風力発電や太陽光発電といった新エネルギー利用技術の導入普及が期待されている¹⁾。この新エネルギー利用技術の中で太陽熱利用システムは、上記技術に比べて高効率かつ安価に自然エネルギーを利用可能であることから、中国や欧州を中心に急速に導入が進んでいる²⁾。日本国内においても2020年までに2005年基準で1.5~3倍の導入を図るとの政府目標³⁾が掲げられているほか、ポスト京都議定書への提案として2050年までに新エネルギー全体の導入目標の23%に相当する太陽熱利用システムの導入を図るとの提言²⁾が自然エネルギー団体から掲げられている。また、東日本大震災での電力不足を教訓に「過度の電力依存社会からの脱却」を目的に太陽熱利用の普及拡大を進める自治体⁴⁾もある。しかし、日本国内の導入傾向をみると、2度の石油危機により戸建て住宅を中心に技術の確立⁵⁾と導入が進んだものの補助制度の終了や石油価格の低位安定により1990年初頭をピークに減少傾向にあり⁶⁾、目標達成は困難であると言わざるを得ない。ここでこの原因を考えると、これまでに普及した太陽熱利用システムの多くは太陽熱の利用先が給湯のみであり、給湯の少ない分野への適用が難しいことが挙げられる。また、太陽熱を暖房に利用した場合であっても暖房が不要となる夏期には大量の余剰太陽熱が発生してしまう。したがって、上記目標を達成するためには、給湯から暖房へと太陽熱の利用先転換を図るだけでなく、夏期の余剰太陽熱を有効利用できるシステムを開発し、戸建て住宅以外の公共、集合住宅、産業などの幅広い分野へ適用可能となる太陽熱利用技術確立して普及を促進させる必要があると言える。

このような現状に対して当社では、大学やメーカーとの共同で太陽熱を用いたデシカント空調機と床放射冷暖房設備とを組み合わせることで室内の空気質や快適性を保ちつつ太陽熱の通年利用と省エネルギーを同時に実現するシステムの研究開発^{7,8)}に着手し、研究初期に試作システムを大学の研究室内に構築した。デシカント空調機は、シリカゲルやゼオライト等に代表される除湿剤に湿った外気を接触させて空気中の水蒸気を吸着除湿し、吸着熱によって高温となった除湿後の空気を冷却して室内へ給気する外調機である。デシカント空調機で除湿することによりエアコン等で過冷却除湿する必要がなくなるため、冷房エネルギーの削減やカビの抑制が可能になると言われている⁹⁾。ただしデシカント空調機で連続的に除湿するためには熱エネルギーを用いて除湿剤から水蒸気を放出させる必要がある。試作システムでは、この熱エネルギーに夏期の余剰太陽熱を利用する。

本報では、開発した試作システムの省エネルギー性や経済性をさらに高めることを目的として行った実測によ

る改善課題の調査や数値シミュレーションによる改良策の検討の結果、また改良策を適用した後の実測結果について報告する。

1.2 試作システムの概要

図-1 に試作システムの概要、図-2 に空調対象室の平面図と床断面図、表-1 に各機器の仕様を示す。試作システムは、太陽集熱器、密閉式水蓄熱槽、補助熱源用空気熱源式ヒートポンプ(以後、空気熱源式ヒートポンプはHP)、床冷暖房(床冷房時冷熱源は床冷房用HP)、デシカント空調機、給湯設備の6要素で構成されており、これらは密閉回路で接続されている。また空調対象室にはファンコイルユニット(FCU。熱源はFCU用HP)も併設されている。

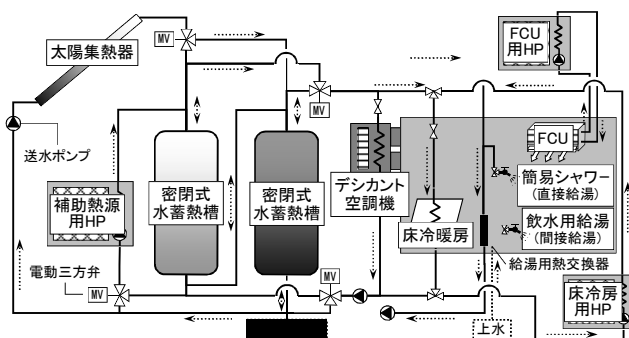


図-1 試作システムの概要

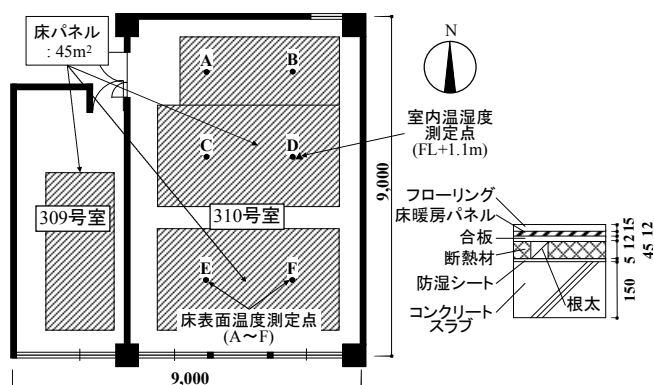


図-2 実大実証試験施設(空調対象室)の平面図・床断面図

表-1 機器仕様

種類	種類	平板型
		集熱器
集熱器	集熱面積	30m ² (有効集熱面積:2m ² ×15枚)
	方位/傾斜角	0°(南向き)/40°
補助熱源	冷媒	自然冷媒(CO ₂)
	能力	定格加熱能力:24.7kW / COP:3.3
蓄熱層	容量	2000L(1000L×2本)
床冷暖房	床パネル面積	45m ²
	床冷房用HP	定格冷却能力:3.5kW / COP:2.5
デシカント空調(旧型)	除湿ロータ	スポンジ酸化チタン Φ:570mm t:140mm
	間接気化式冷却器	定格顕熱処理能力:1.5kW 定格風量:600m ³ /h(室給気:420m ³ /h、気化冷却:180m ³ /h)
	温水コイル	4列12段
	処理風量	600m ³ /h(内420m ³ /hが室給気)
	再生風量	600m ³ /h
	気化風量	180m ³ /h
FCU	FCU用HP	定格冷却能力:7.0kW / COP:2.5
	FCU風量	弱(820m ³ /h)中(1000m ³ /h)強(1280m ³ /h)
建物	構造等	RC造3階建て(最上階室) / 床面積77.6m ²
	窓	11.7m ² (真空断熱ガラス)

集熱器は平板型であり対象室の建物屋上に南向き、傾斜角 40° で計 30m^2 が設置されている。また、蓄熱槽は容量 1000L のものが 2 つ直列に接続されている。集熱は蓄熱槽下部の水を直接送水する水集熱方式で行われ、昇温後の温水は蓄熱槽上部へと返されて蓄熱槽内に温度成層を作って蓄熱される。また、集熱器内部温度を制御量として集熱流量を変流量制御することにより負荷設備の要求温度に応じた任意の水温で集熱・蓄熱することができ、夏期(5～10 月)にはデシカント空調機の再生用熱源として常時 70°C 程度、冬期(11～4 月)には床暖房の熱源として 50°C 程度の温水を作る。

補助熱源用 HP は、曇天や雨天時に十分な集熱ができなかった場合に蓄熱層下部の水を 80°C に焚上げてこれを蓄熱槽上部に返す。

床冷暖房は、図-2 の床パネル 45m^2 に冷温水を通すことで床面を加熱・冷却する。床暖房時には床パネル出口水温を制御量とした変流量制御により蓄熱槽上部の温水が床パネルに送られ、床パネルからの還水が蓄熱槽下部へと返される。床冷房時には、床冷房用 HP で作った冷水を送水流量一定で循環させており、床パネル入口水温を制御量として床冷房用 HP の出力が制御される。

デシカント空調機(図-3)は、①除湿ロータ、②間接気化式冷却器、③温水コイルの 3 つで構成されており、外気(OA)を除湿ロータに通して吸着除湿し、吸着熱で高温となった空気(PA)を間接気化式冷却器で冷却して室内に給気(SA)する。また、外気を温水コイルで直接加熱して再生空気(RGA)を作って除湿ロータを再生させる。除湿ロータには新素材であるスポンジ酸化チタン¹⁰⁾を用いており、間接気化式冷却器には「水の気化現象と顕熱交換が連続的に行われることで空気の絶対湿度を上昇させずに入口空気の温度を最大でその湿球温度にまで冷却できる」という特徴を持つもの¹⁰⁾を用いている。この間接気化式冷却器では気化冷却用の空気として入口空気(除湿後の空気, PA)の一部を排気する(図-3 中の ECEA)。温水コイルには温水コイル出口水温を制御量に変流量制御された蓄熱槽の上部から温水が供給され、還水が蓄熱槽下部へと返される。以後これを旧型デシカント空調機と呼ぶ。

給湯設備は、飲水用として給湯用の熱交換器を介して蓄熱槽の温水を利用する給湯方式(間接給湯方式)と、蓄熱槽の温水を簡易シャワーに直接利用する給湯方式(直接給湯方式)¹¹⁾の 2 つの方式で蓄熱槽内の温水を利用する。

空調対象室は、RC 造 3 階建ての最上階の妻側に位置する研究室 2 室であり(図-2)、合計の床面積 77.6m^2 に対して床パネル 45m^2 が設置されている。南北面の窓 11.7m^2 は真空断熱ガラスを用いることで高断熱化が図られている。

FCU は、FCU 用 HP で作った冷水を流量一定で循環させており、FCU の入口水温を制御量として FCU 用 HP の出力が制御される。

集熱器、補助熱源、デシカント空調機、床暖房、給湯

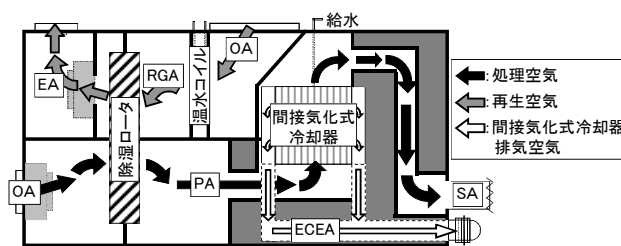


図-3 旧型デシカント空調機の概要

設備の同時運転も可能である。ただし、床冷暖房は同時使用することはできず、季節によって流路を切換えて使用する。また、3 つの空調設備(床冷暖房、旧型デシカント空調機、FCU)は、それぞれ個別に設定した目標値(床パネル出入口水温、FCU 入口水温、温水コイル出口水温)に基づいて制御されており、共通の目標値(例えば室内温湿度)に基づいて 3 つの空調設備が自動的に統合してコントロールされていない。

2. 改良前の試作システムの性能評価と問題点抽出

2.1 実測概要

冬期および夏期にそれぞれ約 1 ヶ月間の実測調査を行った。表-2 に実測の期間と条件を示す。

冬期には、床暖房のみで室内を暖房することとし、実験室の利用状況や事前実験の結果を参考に、運転時間を 8 ～24 時(16 時間/日)²⁾、床パネルからの出口水温の目標値を 33°C とした。室内の温湿度は成行きとした。

夏期には、10～20 時に室内温湿度が 28°C 、 12g/kg 程度、床表面温度が 24°C 程度となるように床冷房と旧型デシカント空調機を運転し、床パネルの入口水温を 13°C 固定とした。なおこの間に室温が 28°C を上回った場合には FCU を併用し、室温が 28°C 程度となるように FCU の入口水温を随時変更した。10～20 時以外の時間は FCU のみで冷房を行い、利用者の好みの室温に応じて FCU 入口温度を変更した。太陽集熱器出口温度の目標値は 60°C の再生空気が得られるように 70°C 、温水コイル出口水温の目標値は 45°C とした。旧型デシカント空調機の処理・再生風量や除湿ロータの回転数、間接気化式冷却器の分流比(室給気風量と気化冷却風量の比)等は、事前に行った性能調査の結果をもとに決定した。

このような条件の下、屋外温湿度、日射量、集熱器や補助熱源、床暖房など各機器の出入口水温や流量、生産・消費熱量、室内温湿度、旧型デシカント空調機からの給気温湿度や給気風量(室換気量)等を 10 秒毎にスキャンし 1 分毎に平均した値を自動記録した。

2.2 実測結果

図-4～6 に実測対象期間の積算値から求めた集熱効率³⁾、太陽依存率⁴⁾、および、(1)式による電力基準のシス

テム $COP(COP_{Sys})$ を示す．ここで，全システム利用熱量 q_{Sys} は各空調機器(デシカント空調機，床冷暖房，FCU)の処理全熱量と給湯熱量を合計した熱量[GJ]，全消費電力量 E_{Sys} はシステム全体で消費した電力量[GJ]である．なお本報では，消費電力基準で省エネルギー性能を評価する指標として，システム全体の性能を表す COP_{Sys} と，機器毎の性能を表す COP_E (電力基準 COP) ^{注5)}を用いる．

$$COP_{Sys} = \frac{\sum q_{Sys}}{\sum E_{Sys}} \quad (1)$$

冬期は，集熱効率が 33%，太陽依存率が 69%となり，熱需要の 7 割を太陽エネルギーで賄った結果， COP_{Sys} が 4.5 となった．この COP_{Sys} は，定格の COP_E が 4.0~4.4 である市販の HP を熱源とする温水床暖房の実使用条件下における COP_E が 2.3~2.7 程度との既往の調査報告 ¹¹⁾と，試作システムの補助熱源用 HP の定格の COP_E が 3.3 であること，さらに床暖房を設計想定(1 日 10 時間)より長時間(1 日 16 時間)連続して運転したことにより補助熱源用 HP が毎日のように(27 日中 24 日)稼働していたことを踏まえると高い値と言える．

夏期は，集熱効率が 33%，太陽依存 85%となり，熱需要の 8 割以上を太陽熱で賄ったにもかかわらず COP_{Sys} が 3.0 にとどまった．

以上より試作システムの COP_{Sys} は，冬期には一般的な暖房設備より高い値を示すが，夏期には十分に高くないことが明らかとなった．

2.3 夏期システムCOPの低下原因の検討

夏期の COP_{Sys} が十分に高くない原因を明らかにするため，実測結果を以下のように処理して分析した．

- ① 空調設備による影響を確認するため給湯消費熱量を評価から除外した．
- ② FCU を 24 時間稼働させており全空調処理熱量に対して FCU 処理熱量の占める割合が大きすぎることから，各空調機器(床冷房，デシカント空調機，FCU)の処理熱量の積算時間を 10~20 時とした．
- ③ デシカント空調機の有無による影響を確認するため，デシカント空調機を併用した場合と併用しなかった場合でデータを分類した．

図-7 に上記 3 つの条件で分類した場合の COP_{Sys} の結果を示す．図から明らかなように，旧型デシカント空調機を併用した場合の方が併用しなかった場合より COP_{Sys} が低くなっている．また各空調機の COP_E を求めると図-8 となり，旧型デシカント空調機の性能が HP を熱源とする空調機器(FCU や床冷房)より低い結果となった．以上より COP_{Sys} の低下原因が旧型デシカント空調機であることが明らかとなった．

表-2 実測条件 (改良前)

		冬期	夏期
実測期間		2008/12/20~ 2009/1/15	2010/8/20~2010/9/17 (28日間)
室内	室温	成り行き	28℃
	湿度	成り行き	12g/kg (50%)
	床表面温度	30℃	24℃
	室換気量	420m ³ /h	
床冷暖房	流入水温	33℃(流出)	13℃(流入)
	運転時間	8~24時(16時間/日)	10~20時(10時間/日)
デシカント 空調	流出水温	-	43℃
	処理風量	-	600m ³ /h (内420m ³ /hが室換気量)
	再生風量	-	600m ³ /h
	気化冷却用風量	-	180m ³ /h
	ロータ回転数	-	20rph
	運転時間	-	10~20時(10時間/日)
FCU	流入水温	-	随時変更
	処理風量	-	1280m ³ /h
	運転時間	-	24時間
集熱	流出水温	48℃	75℃
補助熱源	流出水温	80℃	

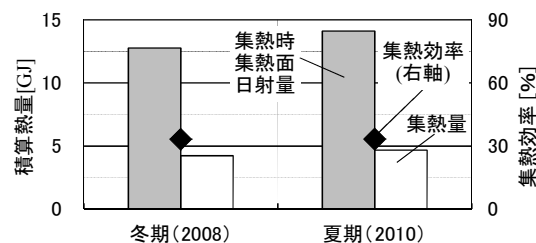


図-4 集熱効率 (改良前)

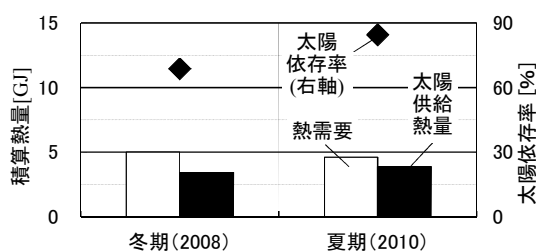


図-5 太陽依存率 (改良前)

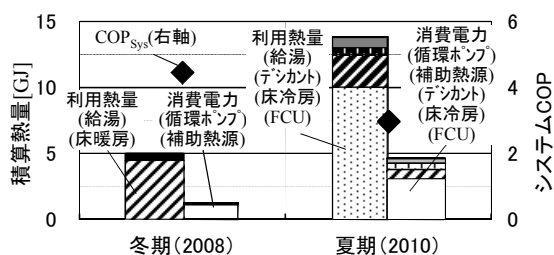


図-6 COP_{Sys} (改良前)

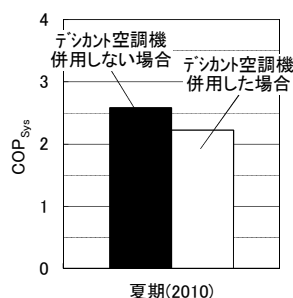


図-7 COP_{Sys} (分類後)

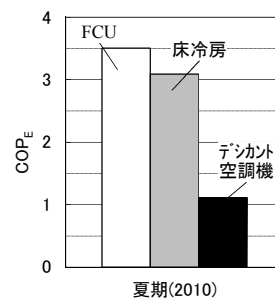


図-8 各空調機の COP_E

2.4 旧型デシカント空調機の問題点の抽出

夏期の COP_{sys} の低下原因が旧型デシカント空調機であることから、旧型デシカント空調機の COP_E が低くなる原因を調査した。その結果、旧型デシカント空調機には以下の問題点があることが判明した。

- ① 再生空気に OA を用いているため、OA が多湿の場合に除湿ロータの除湿能力が低下する。
- ② 図-9 のように間接気化冷却器では入口空気温度に比例して処理側出口の空気(室給気)の絶対湿度が上昇する傾向が確認された。また、給気温度が OA より高くなる場合があり、間接気化冷却器だけでは吸着熱(顕熱)を十分に処理できていない。
- ③ 除湿ロータの処理側風量は、室給気と間接気化式冷却器の気化冷却用空気の合計量であり、再生側風量もこれと同量必要となる。よって、気化冷却用空気の風量分だけ再生側風量も多く必要となることから、再生流路のファン動力や再生投入熱量が増加してしまう。
- ④ 旧型デシカント空調機は、流路が複雑であり急拡大や急縮小する箇所が多く圧力損失が大きい。また流路間の圧力差が大きく機内で漏気も発生しており、ファンの消費電力が 700W 程度と大きい。

以上より旧型デシカント空調機の COP_E を向上させるためには、デシカント空調機全体の顕熱・潜熱処理能力を向上させるとともにファンの消費電力を削減する必要があると言える。

3. 空調システムシミュレーションによる改良策の検討

旧型デシカント空調機の問題点に対する改良策を考案し、それぞれの改良策の性能向上効果を空調システムシミュレーションにより定量的に評価した。

3.1 空調シミュレーションモデル概要

空調システムシミュレーションモデルの構築には TRNSYS Ver.16³⁾ を用いた。集熱器の集熱効率、補助熱源(自然冷媒 HP)の成績係数(COP_E)、床表面の熱伝達率、除湿ロータの除湿係数、間接気化式冷却器の冷却係数、床冷房用 HP の成績係数(COP_E)などシステムを構成する機器の特性値は、2 章で得た冬夏期の実測結果をもとに同定した値を用いた。

3.2 空調シミュレーションモデルの妥当性の確認

実測と同条件で空調システムシミュレーションを行い、実測と計算の結果と比較した。解析条件を表-3 に示す。気象データ、給湯流量、室換気量、室内機器消費電力、室内在室人数等については実測値を 1 時間平均したものを入力データとして与えた。

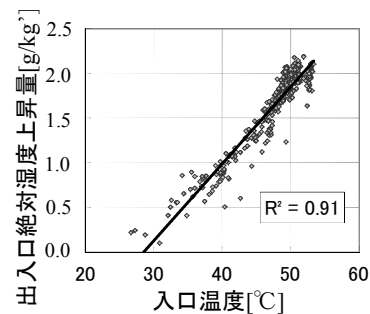


図-9 間接気化式冷却器入口空気温度と絶対湿度上昇量

表-3 機器特性値および解析条件

計算期間		2009/8/17～9/18
計算間隔		1hour
気象データ		実測値
集熱器	集熱面積	30m ²
	傾斜角/方位角	40° / 7°（真南＝0°）
	集熱温度	70℃
	集熱効率	$\eta_s = 0.58 - 6.8 (\theta_s - \theta_{OA})/I$
蓄熱槽	容量	2000L
	熱貫流率	0.6W/(m ² ・℃)
補助熱源	焚上げ水温	80℃
デシカント 空調機	処理・再生風量	600m ³ /h
	室給気風量	300m ³ /h(換気回数:1.7回/h)
	運転時間	10～18時
床冷房	パネル面積	45m ²
	流入水温	実測値(7・11・15・20℃)
	送水流量	7.0L/min
	運転時間	10～18時
ファン コイル ユニット	処理風量	1120m ³ /h
	流入水温	実測値(7～20℃)
	送水流量	20.5L/min
	運転時間	実測時に運転された時間
給湯	給湯流量	実測値
対象建物	構造	RC造3階建て/最上階室
	床面積/天井高さ	77.6m ² / 2.3m
	窓	11.7m ² (真空断熱ガラス)
	在室者人数	実測値
	室内機器発熱	実測値(消費電力)

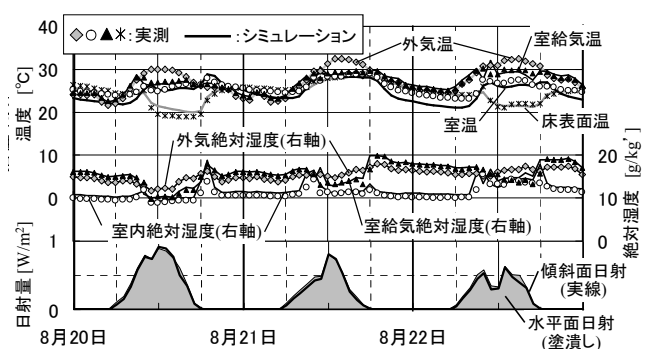


図-10 外気象条件と室温および床表面温度の推移

(1) 運転挙動の比較

図-10 に実測値と解析値における気象条件、室内温湿度、床表面温度の推移を比較した一例を示す。なお、図中の実測値は記録間隔 1 分の実測値を 1 時間平均したものをを用いている。実験値と解析値を比較すると、日中(10~18 時)の目標温湿度条件(室温は 28°C、室内絶対湿度や床表

面温度，旧型デシカント空調機の室給気温湿度は成り行き)に対して両者ともに室給気温湿度は 27～30℃，10～16g/kg'程度となり，室内温湿度も 26～29℃，11g/kg'程度となった．また床表面温度も床冷房を運転した 20 日と 22 日には 20℃程度にまで低下し，運転しなかった 21 日には室温と同程度となり，推移が一致している．FCU だけで冷房している夜間(夜 18 時～翌朝 10 時，室内温湿度は成り行き)についても概ね一致している．

図-11 に太陽集熱器出入口水温，太陽集熱器と補助熱源による生産熱量，旧型デシカント空調機内の温水コイルによる消費熱量を比較した一例を示す．集熱器や補助熱源が運転されるタイミングが一致し，各機器の生産・処理熱量や水温の推移も概ね一致した．

図-12 に空調機器(旧型デシカント空調機，床冷房，FCU)による処理全熱量の推移を比較した一例を示す．各空調機による処理熱量の推移についても実測と解析がよく一致する結果となった．

(2) 生産・消費熱量積算値，処理熱量積算値，システムCOPの比較

図-13 に各機器の生産・消費熱量の評価期間約 30 日分の積算値を示す．集熱量や温水コイル消費熱量等の機器毎の熱量積算値が実測値と解析値でよく一致し，全生産熱量(集熱量+補助熱源生産熱量)や全消費熱量(温水コイル消費熱量+給湯消費熱量+蓄熱槽熱損失)も両者でよく一致する結果となった．

図-14 に各空調機器(旧型デシカント空調機，床冷房，FCU)の処理顕熱・潜熱量積算値を示す．なお FCU については，FCU 入口出空気温湿度やドレン水流量を測定しておらず処理熱量を潜熱と顕熱に分離できないため FCU 出入口温度差と送水流量から求めた処理全熱量を示している．各空調機器の処理熱量積算値も両者がよく一致した．

図-15 に積算値から求めた COP_{Sys} を示す．実測の 2.7 に対して解析では 2.8 となりほぼ一致する結果となった．よって，空調システムシミュレーションでは熱量，消費電力の両方を精度よく再現できていると言える．

以上より構築した空調システムシミュレーションにより実現象を再現できると判断される．なお冬期の再現性についても確認済みである¹²⁾．

3.3 改良策の提案

問題点を解決して旧型デシカント空調機の性能を大幅に向上させることを目的に以下の改良策を考案した．

- ① 除湿ロータでの潜熱処理能力を向上させるため再生空気に OA より低湿な室還気 (RA)を用いる．
- ② 間接気化冷却器通過による絶対湿度上昇を防ぐため除湿ロータと間接気化冷却器の間に顕熱交換器を追加し，RA の冷熱を回収して除湿ロータ通過後の高温空気を予冷する．また，RA を予熱して再生

エネルギーを削減する．

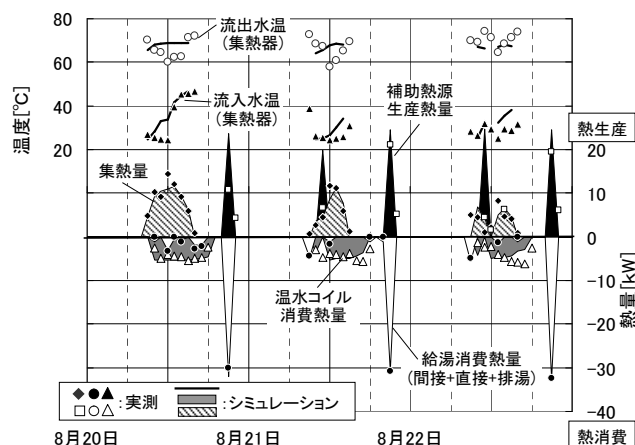


図-11 集熱器出入口水温と生産・消費熱量の推移

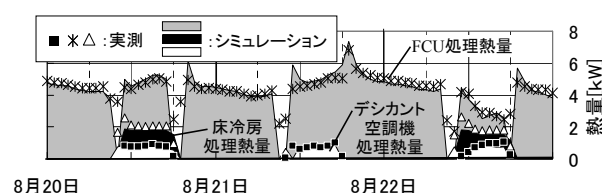


図-12 空調機器全熱処理量の推移

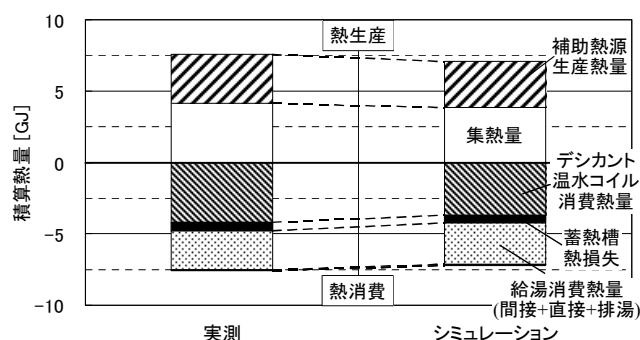


図-13 生産・消費熱量積算値の比較

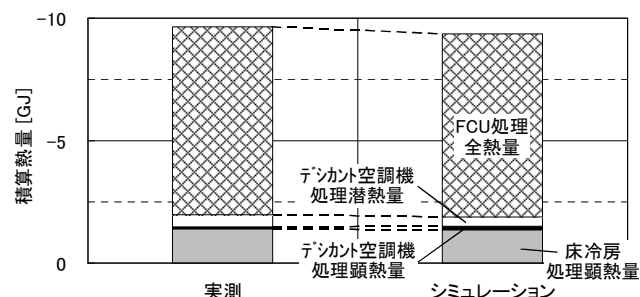


図-14 空調機器顕熱・潜熱処理量積算値の比較

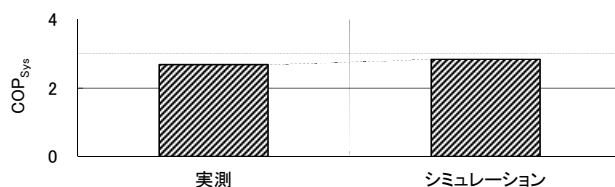


図-15 COP_{Sys} の比較

- ③ 除湿ロータ部での処理・再生風量を減らして再生エネルギーやファン消費電力を削減するため、間接気化冷却器の気化冷却用空気に OA または RA を使用する。

- ④ 機内圧力損失を減少させるとともに漏気を抑制してファン消費電力を削減するため、単純な流路かつ圧力差が小さくなるような機器構成とする。

なお、機器の組合せによって各機器への入口空気条件が変化して各機器が処理する顕熱量や潜熱量も変化することから、本研究では上記 4 つの改良策を基に全 9 パターンの機器配置を考案した。

3.4 空調シミュレーションによる性能予測

(1) 改良型デシカント空調機の仕様検討

表-4 に旧型(Case0)および考案した 9 パターンのうち代表的な 2 つ(Case1,2)の条件、図-16 にその機器・流路構成を示す。Case1 が除湿ロータでの減湿を優先する構成、Case2 が間接気化式冷却器での冷却を優先する構成となる。この検討では前節の空調システムシミュレーションモデルにおけるデシカント空調機部分だけを計算対象とし、OA 温湿度(30℃, 16.6g/kg³)や RA 温湿度(28℃, 14.2g/kg²)、再生空気温度(60℃)には一定値を与えた。

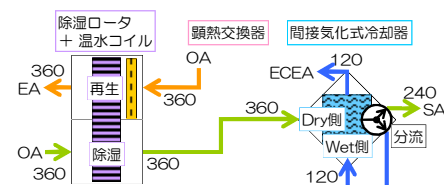
図-17 に各 Case のデシカント空調機の COP_E を処理顕熱・潜熱量の内訳と消費電力とともに示す。Case0(既存)の COP_E が 1.2 に対して Case1 が 6.0, Case2 が 5.2 となり、除湿ロータでの減湿を優先する Case1 の構成が最も良いと判定された。よって Case1 をデシカント空調機の実用化仕様とし、以後これを新型デシカント空調機と呼ぶこととする。

(2) 新型デシカント空調機、および、これを組み合わせた改良後の試作システムの性能予測

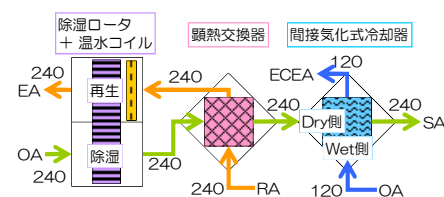
新型デシカント空調機の仕様が決定されたことから、これを太陽熱利用システムと組み合わせた方式(以後、開発空調)の年間性能を空調システムシミュレーションにより予測した。また、対流式冷暖房器と第 1 種換気を組合わせた一般的な空調方式(以後、一般空調)の年間性能についても予測し、性能差を定量的に評価した。表-5 に解析条件を示す。空調システムシミュレーションモデルは前節で構築したものを用いている。気象条件には拡張アメダス気象データ(東京、標準年)¹³⁾を与え、空調対象時間を朝 8 時～夜 18 時(1 日 10 時間)としてこの時間帯の室内温湿度が目標値となるように空調機器(床冷暖房、新型デシカント空調機、FCU)を運転させた。なお開発空調では、坂井ら¹⁴⁾の被験者実験の結果をもとに室内温湿度の目標値を設定しており、床冷暖房により人体を熱放射と熱伝導で加熱(冷却)できるため、室内の目標温湿度が緩和されている。また、空調設備としての性能を比較するため開発空調における給湯負荷は無しとした。

表-4 空気・風量条件

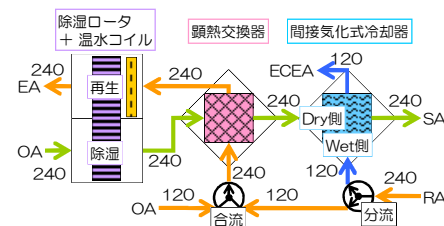
計算 Case	除湿ロータ				顕熱 交換器	間接気化式冷却器		
	処理側		再生側			気化側		給気側
	処理 空気	風量 [m³/h]	再生 空気	風量 [m³/h]		気化 空気	風量 [m³/h]	
Case0	OA	360	OA	360	無	PAの一部	120	240
Case1		240	RA	240	有	OA		
Case2			RA+OA		RA			



Case0 (既設方式)



Case1



Case2

図-16 改良策の機器・流路構成

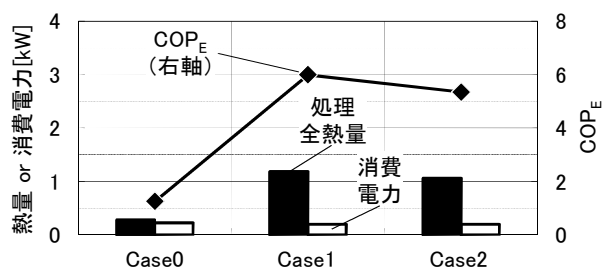


図-17 デシカント空調機の COP_E

表-5 解析条件 (年間シミュレーション)

		一般空調	開発空調
対象期間		1/1~12/31(365日間)	
気象データ		拡張アメダス気象データ(東京・標準年)	
室内	夏期(5~10月)	26℃ / 10.5g/kg ³	28℃ / 12g/kg ³
	冬期(11~4月)	22℃ (湿度成り行き)	20℃ (湿度成り行き)
床冷暖房	出入口水温	-	33℃(暖房) / 17℃(冷房)
デシカント空調機	処理風量	-	240m ³ /h (外気)
	温水コイル出口水温	-	45℃(再生温度成り行き)
FCU	入口水温	室内外負荷により変動(7~45℃)	
	風量	820m ³ /h (固定)	
建物	面積/容積/構造	54m ² /124m ³ /RC造(最上階角部屋)	
	換気	運転時間	24時間
		風量	240m ³ /h
	在室人数	8人(8~18時)	
	内部機器発熱	2500W (8~18時)	

図-18 に両空調方式の季節別の COP_{Sys} を示す。開発空調の COP_{Sys} は一般空調より夏期には 2 割、冬期には 5 割、年間では 3 割高くなり 4.0 となった。

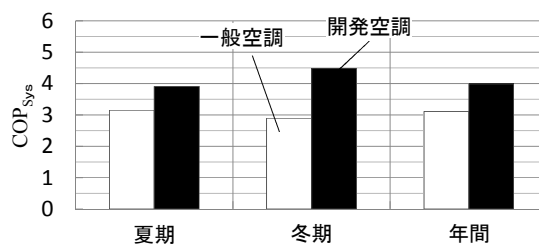


図-18 季節別の COP_{Sys} の比較

4. 試作システムの改良と性能評価

4.1 新型デシカント空調機の概要

前章の検討結果をもとに新型デシカント空調機を屋上に設置した。図-19に新型デシカント空調機の概要を示す。デシカント空調機の開発課題である「コンパクト化」を念頭の 1 つに、従来の床置型(装置高さ：1000mm 以上)に変わる天井埋め込み可能な小型デシカント空調機(装置高さ：430mm 以下)を開発した。

新型デシカント空調機は、除湿ロータで吸着除湿後の高温空気を顕熱交換器および間接気化式冷却器で冷却して室内に給気する。なお間接気化式冷却器の気化冷却用空気には外気を用いており(図-19中の ECOA)、除湿後の空気全てが室内に給気される。また、除湿ロータの再生空気には、外気(OA)より低湿な室還気空気(RA)を用いており、室還気空気を顕熱交換器で予熱してこれを温水コイルで加熱して得た高温空気をを使う。室内へ給気される空気温湿度は、旧型と同様に外気条件や再生空気温度により変動して成行きとなる。

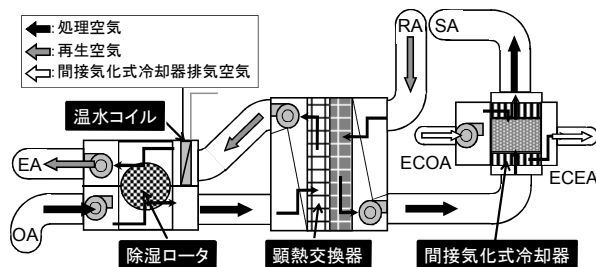


図-19 新型デシカント空調機の概要

表-6 実測条件 (改良後)

実測期間		2012/7/10 ~ 2012/9/30
室内	室温	28℃
	湿度	12g/kg' (50%)
	床表面温度	24℃
	室換気量	270m³/h
床冷暖房	流入出水温	13~15℃(冷房時流入)
	運転時間	8~21時(11時間/日)
デシカント空調	流出水温	60℃
	処理風量	270m³/h(全て室換気量)
	運転時間	10~21時(9時間/日)
FCU	流入水温	室内が目標湿度となるように随時調整
	処理風量	1280m³/h(強)
	運転時間	24時間
集熱	流出水温	70℃
	補助熱源	流出水温 80℃

4.2 実測概要

夏期に3ヶ月程度の実測調査を行った。表-6に実測条件を示す。8~21時の室内温湿度が28℃、12g/kg'程度、床表面温度が24℃程度となるように床冷房と新型デシカント空調機を運転し、床パネル入口水温を13~15℃、FCUの運転条件は2010年と同様とした。太陽集熱器出口水温の目標値は60℃の再生空気が得られるように70℃、温水コイル出口水温の目標値は60℃^{注6)}とした。新型デシカント空調機の処理・再生風量や除湿ロータの回転数、間接気化式冷却器の分流比(室給気風量と気化冷却風量の比)等は、事前に行った性能調査の結果をもとに決定した。

4.3 実測結果

(1) 旧型、新型デシカント空調機の性能比較

図-20 に①OA の温湿度がほぼ同じ条件(30℃、17g/kg')における旧型と新型デシカント空調機内の温湿度を示す。旧型では、除湿後の高温空気(②PA)をそのまま間接気化式冷却器へ流入させるため間接気化式冷却器の通過(②⇒③)により絶対湿度が 2g/kg'程度上昇し、空調機全体(①⇒③)で 4g/kg'弱の減湿にとどまった。また、③SA の温度が OA より 2℃以上高くなっており除湿ロータで発生した吸着熱(顕熱)を間接気化式冷却器で冷却しきれていない。これに対して新型では、除湿ロータで減湿(①⇒②)後に顕熱交換器で予冷する(②⇒②')ため、間接気化式冷却器を通過(②'⇒③)による絶対湿度上昇が無く、空調機全体で 5g/kg'の減湿となった。③SA の温度も①OA より 3℃以上

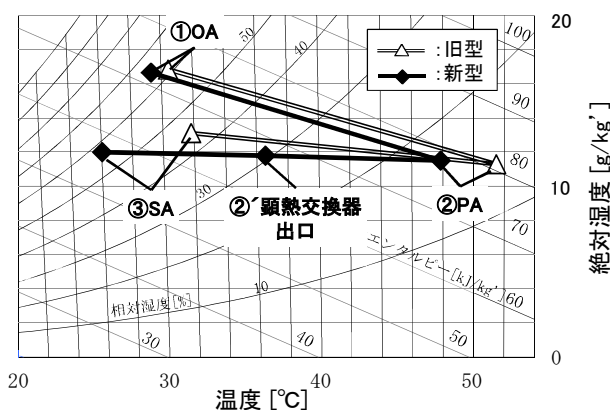


図-20 旧型と新型デシカント空調機内の温湿度

低くなっており、①OA の冷却もできるようになった。

図-21 に旧型および新型デシカント空調機の単位給気風量あたりの顕熱・潜熱処理量、消費電力の内訳と COP_E を示す^{注7)}。なお同一条件下における性能を比較するため、

比較には外気温湿度条件や再生空気温度が両年度で一致する日(2010/9/6 と 2012/8/31)の実測結果を用いた。旧型では、 $3.0\text{W}/(\text{m}^3/\text{h})$ の潜熱(矢印②)を処理しているが吸着熱を十分に処理できず顕熱処理量(矢印①)がマイナスとなることから全熱処理量(矢印③)は $2.7\text{W}/(\text{m}^3/\text{h})$ 、消費電力は $1.8\text{W}/(\text{m}^3/\text{h})$ 、 COP_E は 1.5 となった。これに対して新型では、潜熱処理量(矢印②)が旧型の 1.3 倍の $3.8\text{W}/(\text{m}^3/\text{h})$ となり、外気の顕熱処理(矢印①)も $1.0\text{W}/(\text{m}^3/\text{h})$ できるようになったことから、全熱処理量(矢印③)は 1.8 倍の $4.8\text{W}/(\text{m}^3/\text{h})$ 、消費電力も半分の $1.0\text{W}/(\text{m}^3/\text{h})$ 程度にまで削減され、 COP_E が 5.1 と性能が飛躍的に向上した。

(2) 新型デシカント空調機の性能特性の導出

夏期 3 ヶ月分の実測結果をもとに新型デシカント空調機の性能特性を導出した。図-22, 23 に外気温、外気絶対湿度と COP_E の関係を示す。図中のプロットは各階級の平均値、エラーバーは標準偏差($\pm\sigma$)を示している。新型の COP_E は、外気温度や外気絶対湿度との相関が強く、これらが高いほど上昇する結果となった。また、図-24, 25 に同様の手法で床冷房と FCU の性能特性を導出した結果を示す。床冷房、FCU とともに HP を熱源としていることから、両者の COP_E は外気温度の上昇に伴い低下している。3 つの空調機の性能特性を比べると、外気温度 25°C 以上、または、外気絶対湿度 $13\text{g}/\text{kg}^\circ$ 以上の条件で新型デシカント空調機が床冷房、FCU より高くなる結果となった。

(3) 改良後の試作システムの性能評価

図-26～28 に実測対象期間における積算値から求めた、期間平均集熱効率、太陽依存率、(1)式による COP_{Sys} を示す。期間平均集熱効率は 37%程度、太陽依存率は 100%程度、 COP_{Sys} は 3.7 程度となった。ここで、2010 年度の夏期実測と同じ期間(8/20～9/17)の積算値を用いて COP_{Sys} を求めると 4.0 となった。条件が異なるため単純には比較できないが、試作システムの省エネルギー性能を 2010 年度($\text{COP}_{\text{Sys}}=3.0$)より 3 割強高くなる結果となった。

5. おわりに

本報では、研究初期に構築した太陽熱を利用したデシカント空調機と放射空調設備とを組合せた試作システムの省エネルギー性や経済性をさらに向上させることを目的とした。

まず、試作システムの性能評価と問題点を抽出するために冬期、夏期に実測調査を行った。その結果、冬には床暖房を 16 時間連続運転させるという厳しい条件でも COP_{Sys} が 4.5 と一般的な HP を熱源とする温水床暖房より高い値を示すが、夏には熱需要の 8 割以上を太陽熱で賄っても COP_{Sys} が 3 程度にとどまることが明らかとなった。そして、この原因が旧型デシカント空調機にあることを特定し、その問題点を明らかとした。

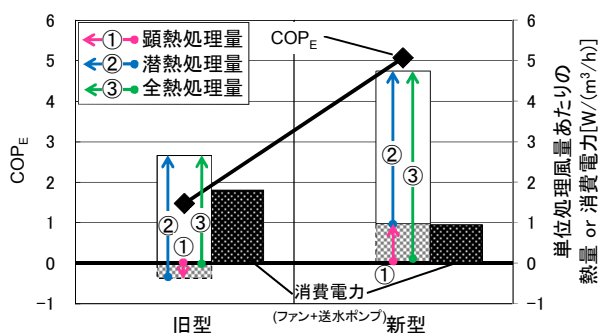


図-21 旧型と新型デシカント空調機の性能比較

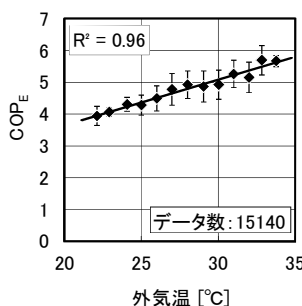


図-22 外気温と COP_E

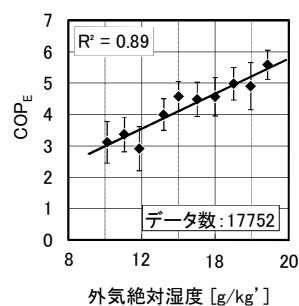


図-23 外気絶対湿度と COP_E

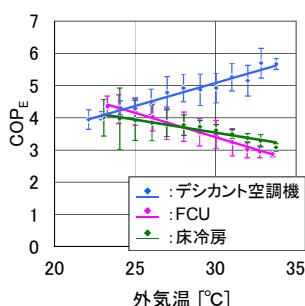


図-24 外気温と各空調機の COP_E

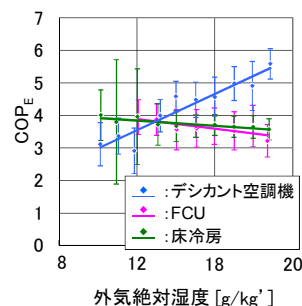


図-25 外気絶対湿度と各空調機の COP_E

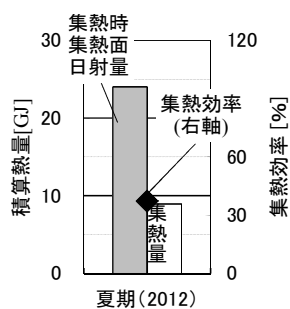


図-26 集熱効率(改良後)

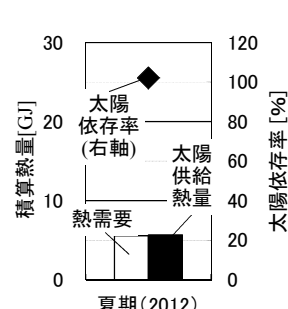


図-27 太陽依存率(改良後)

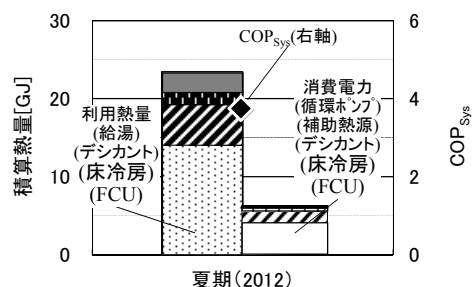


図-28 COP_{Sys} (改良後)

次に空調システムシミュレーションモデルを構築して実測値との比較によりその妥当性を確認した上で、これを用いたケーススタディにより考案したいくつかの改良策の性能を定量的に評価した。その結果、除湿ロータでの減湿を優先する構成が電力基準 COP6 と最も高性能であり実用化仕様に適していることを確認した。また、この新型デシカント空調機を導入した試作システムの性能を予測した結果、対流式冷暖房器を用いた一般的な空調方式より年間性能が高くなることを確認した。

そして、上記の結果をもとに実際に新型デシカント空調機を制作して試作システムへ導入し、実測調査を行った。その結果、新型デシカント空調機の性能が旧型より飛躍的に向上し、試作システムの省エネルギー性能が 3 割強向上したことが明らかとなった。

謝辞：本研究は、平成 20～24 年度環境省委託事業「地球温暖化対策技術開発・実証研究事業」として実施した。関係各位に謝意を表します。また、本報は筆頭執筆者の東京工芸大学大学院における博士論文を抜粋して取りまとめたものである。

[注]

注1) 直接給湯方式は研究費の制限から採用したものであり、実際に本システムを導入する場合には飲水用と同様に間接給湯とする。

注2) 実測期間が卒業論文作成期間を含んでおり、深夜まで空調対象室(研究室)を利用する学生がいることから床暖房運転時間を 8～24 時とした。

注3) 集熱効率[%]

$$= \Sigma \text{集熱量}[\text{GJ}] / \Sigma \text{集熱時集熱面日射量}[\text{GJ}] \times 100$$

注4) 太陽熱依存率[%]

$$= \Sigma \text{太陽供給熱量}[\text{GJ}] / \Sigma \text{全消費熱量}[\text{GJ}] \times 100$$

(Σ は実測期間の積算値を示す。)

注5) 電力基準 COP(COP_E)=機器が個別に生産・処理した熱量[W]/機器が個別に消費した電力[W]。

注6) 新型デシカント空調機の温水コイルの特性が旧型とは異なっていたため旧型より目標温度が高くなった。

注7) 旧型と新型では室給気風量が異なる(旧型：420m³/h、新型：270m³/h)ことから、処理熱量や消費電力を室給気風量で除したもの(単位風量あたりの処理熱量や消費電力)を比較した。

参考文献

- 1) 地球温暖化対策推進大綱，環境省 地球温暖化対策推進本部，2002。
- 2) 自然エネルギー白書 2011，JREPP，2010.3。
- 3) 地球温暖化に係る中長期ロードマップ，環境省，2010.12.28。

- 4) 東京都電力対策緊急プログラム，東京都環境局，2011.5.27。
- 5) 新太陽エネルギー利用ハンドブック，太陽エネルギー学会，2001。
- 6) エネルギー白書 2013，経済産業省，2013.6。
- 7) 吉野博，持田灯，義江龍一郎，佐竹晃，桃井良尚，三田村輝章，高木理恵他：通年利用型ソーラー給湯・空調換気システムの研究開発 その 1～10，日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2，pp.621-630，2007.8，pp.460-466，2008.8，pp.477-478，2009.8。
- 8) 吉野博，持田灯，義江龍一郎，佐竹晃，高木理恵，米倉洋 他：太陽熱利用と冷房効率向上を同時に実現する居住系施設向け空調システムの研究開発 その 1～10，日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2，pp.1329-1336，2009.8，pp.1190-1195，2010.9，pp.1069-1073，2011.9。
- 9) 小金井真，趙旺熙，加藤信介，大岡龍三，蔡耀賢ら：非結露型次世代空調システムに関する研究その 1～4，空気調和衛生工学会論文集，pp.1-8 2006.5，pp.51-57 2006.11，pp.11-18 2007.9，pp.1-11 2009.5。
- 10) 21 世紀が求める革命的省エネ新空調機を実現「アースクリーンデシカント」&「メガクール」，アースクリーン東北，環境時代 1 月号 pp.34-35，2007。
- 11) 北原和人，小林和幸，梶井浩史，三森麻理子：ヒートポンプ式温水床暖房の性能評価およびエアコンとの併用による省エネ・快適性の実フィールド評価 その 1 床暖房単独運転での性能評価，日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2，pp.983-984，2010.9。
- 12) 山口福太郎，義江龍一郎，桃井良尚，佐竹晃，吉野博，持田灯：太陽熱を利用する床暖房・デシカント空調システムに関する研究 その 1 太陽熱床暖房給湯システムの冬期実測による性能評価と数値シミュレーションモデルの検証，日本建築学会環境系論文集，pp.283-292，2012.4。
- 13) 拡張アメダス気象データ 2000，日本建築学会，2003。
- 14) 坂井優香，義江龍一郎，白澤多一，吉野博：太陽熱利用と冷房効率向上を同時に実現する居住系施設向け空調システムの研究開発 その 3 床冷房に対する温冷感・快適感に関する被験者実験，建築学会学術講演梗概集 D-2，pp.1333-1334，2009.7。