

〈特別研究課題〉 稚内層珪質頁岩デシカント空調システムの
省エネルギー性と IAQ 改善効果の定量的評価
助 成 研 究 者 豊橋技術科学大学 鍋島 佑基



稚内層珪質頁岩デシカント空調システムの 省エネルギー性とIAQ改善効果の定量的評価

鍋島 佑基
(豊橋技術科学大学)

Evaluation of energy conservation and IAQ improvement effect of WSS desiccant air conditioning system

Yuki Nabeshima
(Toyohashi University of Technology)

Abstract :

The nuclear power station accident resulting from the Great East Japan Earthquake disaster has resulted in a constrained electricity supply. However, in this Asian region there is high temperature and high humidity and consequently dehumidification process requires a huge amount of energy. This is the reason for the increasing energy consumption in the residential and commercial sectors. Accordingly, a high efficiency air-conditioning system is needed to be developed. The desiccant ventilation system is effective to reduce energy consumption for the dehumidification process. This system is capable of dehumidifying without dew condensing unlike a conventional air-conditioning system. Then we focused on Wakkanai Siliceous Shale (WSS) as a desiccant material to develop a new desiccant ventilation system. This is low priced, high performance, new type of thing. The aim of this study is to develop a desiccant ventilation unit using the WSS rotor which can be regenerated with low-temperature by numerical calculation. The results of performance prediction of the desiccant unit, indicate that it is possible to regenerate the WSS rotor at low-temperature of between 35 – 45 °C. In addition, we produced an actual measurement for the desiccant unit and air-conditioning unit. This air-conditioning system was capable to reduce roughly 40 % of input energy consumption.

1. はじめに

我が国の家庭で消費されるエネルギーのうち、冷房・暖房のシェアは25.7%となっており、これらの削減が強く求められている。加えて3.11以降、民生部門の消費エネルギー削減の必要性が高まっており、冷暖房電力の削減の必要性は一層高まっている。この対策として、潜熱と顕熱の分離処理によって空調消費電力を大幅に削減可能であるデシカント空調の導入が注目されている。これらはZero Energy Houseを目指した住宅には必須の技術でもある。一方、本空調方式は快適性向上、湿度制御によるカビの抑制等、空気質 (IAQ) 改善による健康リスク低下が謳われるが、その効果は明確化されておらず、設備導入に対する効果の評価が正確に行われていない。そこで本提案では、デシカント空調システムの省エネルギー性と居住環境の質を定量的に評価することを目的に、稚内層珪質頁岩デシカント空調機の省エネルギー性とIAQや温冷感評価による空気質改善効果を実建物による実証によって明らかにする。

2. 夏期消費電力削減効果と浮遊真菌類の実態調査

2.1 デシカントユニットの概要

実証試験に用いたデシカント換気ユニットはビル用、家庭用利用を想定したデシカント換気ユニットである。デシカントユニットの概略図を図1に示す。本ユニットの機器構成は、対向流型全熱交換素子、予冷冷却・再生加熱用のヒートポンプ熱交換器、WSSデシカントローター、送風機である。デシカントローターは厚み60 mm、面風速0.8 m/secのものを使用した。除湿過程を説明すると、OA空気は対向流型全熱交換素子を通り、デシカントローターの吸着性能向上のために、ヒートポンプ熱交換器により予冷され、相対湿度が上昇した状態となる。そしてデシカントローター通過時に除湿されて、SAとして室内に供給される。

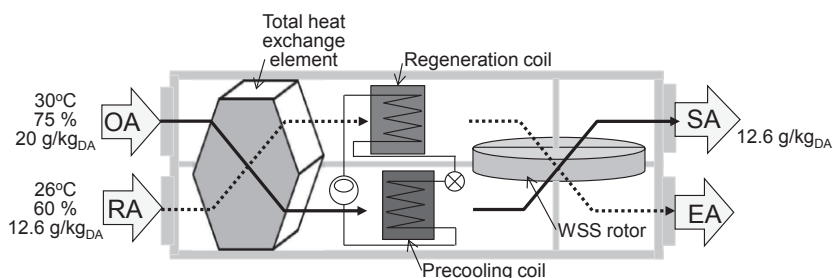


図1 デシカントユニットの概要

2.2 夏期省エネルギー性評価

1) 実測概要

夏期省エネルギー性評価については既設の実証施設を用いて実施した。施設は滋賀県大津市に位置する鉄骨造の6階建て構造物である。空調の対象空間はフィルター加工作業(5F)であり、室面積は260.8m²である。天井高は約4.5m、室容積は約1174m³である。対象空間の作業場には職員が約10名常駐している。外調機は青い枠で囲まれた場所に設置されている。図2に空調空間における空調システムの系統図を示す。対象空間には天井カセット型ビル用マルチエアコン室内ユニットが6機設置されている。外調機は、デシカント換気ユニットと直交流型全熱交換換気ユニット(以下、従来換気)が設置されており、これら換気装置の切替えは電源およびダンパによって行った。

ビル用マルチエアコンの運転モードは、標準運転と、高顕熱運転がある。標準運転では、室内機

の蒸発温度が約8℃程度と設定され、室内機において、顕熱負荷と共に潜熱負荷も処理する(冷却除湿)運転モードである。一方、高顕熱運転では、室内機の蒸発温度を約13℃程度に設定するため、室内機において顕熱負荷のみの処理を考慮した運転モードである。デシカントシステムは潜熱負荷を個別処理することでエアコンが潜熱負荷を処理する必要がなくなるため、COPの向上につながる事が予測できる。以上2パターンの空調システムについて、夏期冷房期間の実証試験を行い、冷房能力、消費電力、COPなどの比較を行った。

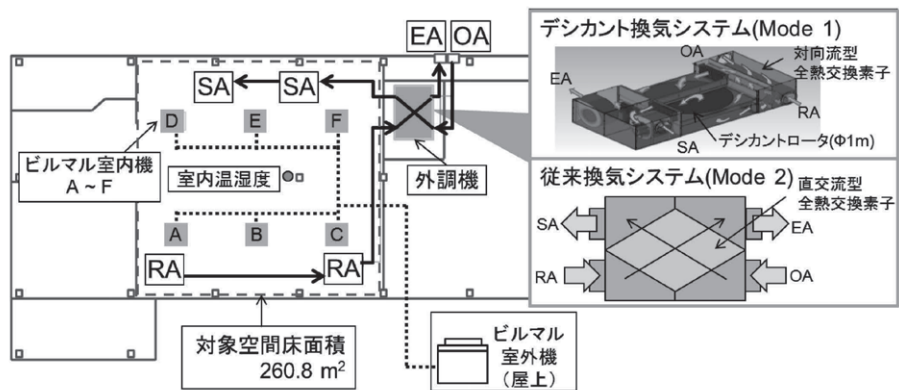


図2 空調空間における空調システム系統図

表1 運転モードと運転スケジュール

運転モード	デシカント空調	従来空調
外調機	デシカント換気システム	従来換気システム
室内空調機	高顕熱運転	標準運転
室内機蒸発温度	約 13℃	約 8℃
運転時間	7:30~17:00	
エアコン設定温度	26℃	
室内設定条件	26℃, 60%, 12.6 g/kg _{DA}	

2)実測結果

夏期期間におけるデシカント空調と従来空調の運転比較を行う。まず、OA条件と室内条件の日平均値が類似する日を、運転モード別に各4日間抜き出した。デシカント空調の代表日は7/22, 7/29, 7/30, 8/6 である。また、従来空調の代表日は8/20, 8/21, 8/22, 8/23である。表2に代表日の各空気の温湿度を示す。OA空気は温度約30℃、絶対湿度約20 g/kg_{DA}、室内空気は温度26℃、絶対湿度12.6 g/kg_{DA}を基準として代表日を選択した。この時、デシカント空調では、SA絶対湿度が約11 g/kg_{DA}となっており、デシカント換気装置によって、外気潜熱負荷が処理されていることが確認できる。一方、従来空調では、SA絶対湿度が約15 g/kg_{DA}となっており、換気装置により外気潜熱負荷がすべて処理されていないことが分かる。この時、ビルマルの蒸発温度はデシカント空調では約13℃に制御されており、高顕熱運転が行われていることが確認できる。また、従来空調では約8℃に制御されており、標準運転であることが確認できた。これら、計8日間の日積算冷房能力と日積算消費電力、COPを図3に示す。デシカント空調では、デシカント換気装置により、潜熱処理を多くしているため、空調機の処理能力は従来空調よりも低くなっている。一方、従来空

調では換気装置で処理しきれない外気潜熱負荷も空調機で処理するため、処理能力は大きくなっている。次に消費電力についてみると、処理能力と同様の関係が見て取れ、デシカント空調では消費電力が従来空調よりも小さくなった。各運転モードの代表日4日間の平均日積算消費電力を比較すると、従来空調に比べて、デシカント空調では約28.3%の消費電力を削減できることが確認できた。

表2 代表日の各空気の温湿度

	Desiccant air conditioning				Conventional air conditioning			
	7/22	7/29	7/30	8/6	8/20	8/21	8/22	8/23
$T_{OA}[^{\circ}\text{C}]$	31.6	29.4	33.1	32.6	33.1	32.6	30.7	31.8
$x_{OA}[\text{g}/\text{kg}_{\text{DA}}]$	20.3	19.9	21.2	21.2	18.5	19.1	19.9	18.2
$T_{RA}[^{\circ}\text{C}]$	25.6	25.4	25.2	26.5	27.0	26.7	26.1	26.3
$x_{RA}[\text{g}/\text{kg}_{\text{DA}}]$	12.6	12.7	13.0	13.7	11.7	12.1	12.3	12.6
$T_{SA}[^{\circ}\text{C}]$	26.6	20.8	21.1	22.4	29.5	29.0	28.3	28.5
$x_{SA}[\text{g}/\text{kg}_{\text{DA}}]$	11.4	10.9	11.4	11.7	14.8	15.1	15.5	15.1
$T_{\text{eva}}[^{\circ}\text{C}]$	13.9	13.7	13.3	14.4	8.2	8.1	7.6	8.0

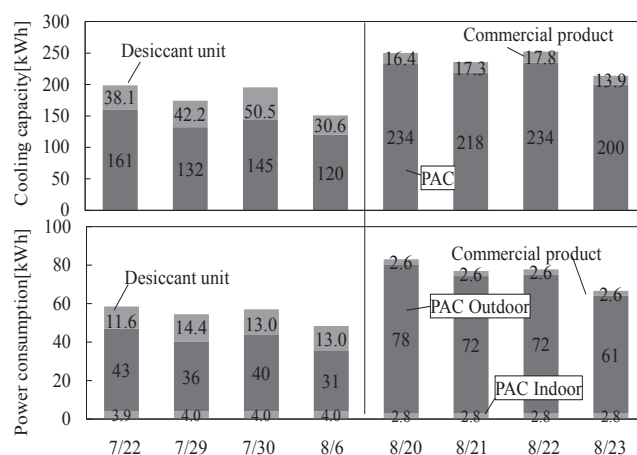


図3 運転モードによる比較(日積算処理能力, 日積算消費電力, COP, PAC:空調機)

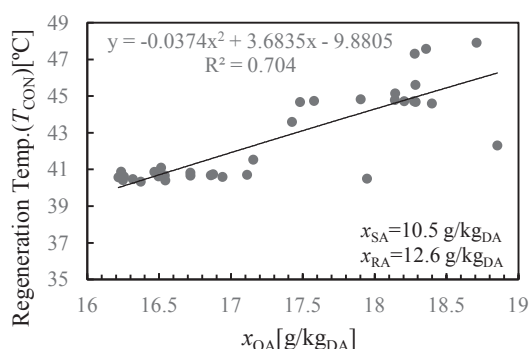
3) 省エネルギー性評価

夏期の消費電力削減効果の定量化に当たって、実測から得た結果を元に消費電力と処理能力を予測した。本来ならば熱負荷計算を行い、室内の冷暖房負荷を推定しなければならないが、今回行った実測現場は空調負荷の予測が困難な状況であったため、室内RAの温度条件は夏期に26℃に制御されているという前提で予測計算を行った。まず、全熱交換素子の熱交換量については、実測結果を確認した結果、夏期の空調時間における潜熱交換効率は72%、顕熱交換効率は81%を示していた。次に外気条件に対するデシカントユニットの消費電力と吹き出し温度の関係を明らかにした。図4左側に供給空気(以下、SA)絶対湿度を10.5 g/kg_{DA}で供給するための再生温度(TCON)条件を示す。この結果は既往の研究で行った実験値から求めたものである。次に、図4右側にデシカントユニットの予冷・再生にかかる消費電力の分布を示す。横軸に示す $T^*[\text{C} \cdot \text{C}]$ とは、「全熱交換素子通過後のRA温度(T_{RA}^*)とTCONの温度差」と、「再生温度(T_{con})から予冷温度(T_{eva})の差」を掛け合わせて算出したものであり、ヒートポンプの理論効率から式(1)によって定義した。この T^* とデシカントユニットの関係は直線的であり、消費電力の予測が可能である事がわかる。

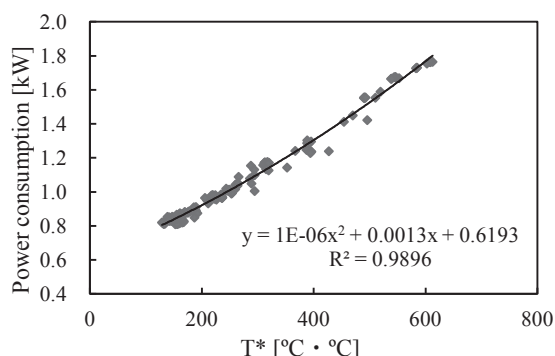
ビルマルチエアコンの蒸発温度は給気SAの露点温度を2℃上回るように13℃～15℃で制御さ

れている。したがって、室内の露点温度が15℃を上回る場合、PACは潜熱処理を行う。冷房能力の算出については、購入したPACの技術資料を基に算出した。OA温度(室外機の吸込温度)に対するPACの処理能力は蒸発温度毎に算出可能であり、蒸発温度とOA温度からビルマルチエアコンの能力を求めた。次に、図5に空調機の冷房能力に対する消費電力の分布を示す。蒸発温度13～15℃において、冷房能力は4～17 kW、消費電力は2～4 kWで分布している。蒸発温度が7～9℃の場合、冷房能力は最大30 kWまで上昇し、消費電力も10 kWを示しており、蒸発温度が上昇することで、消費電力が大幅に減少できると考えられる。そこで、これらの結果を用いて夏期の消費電力を計算した。

$$T^* = (T_{reg} - TRA^*) \times (T_{reg} - T_c) \quad (1)$$



(a) Relationship between x_{OA} and regeneration



(b) Relationship between T^* and power consumption.

Temp.

図4 実測結果から得たデシカントユニットの消費電力の推定式

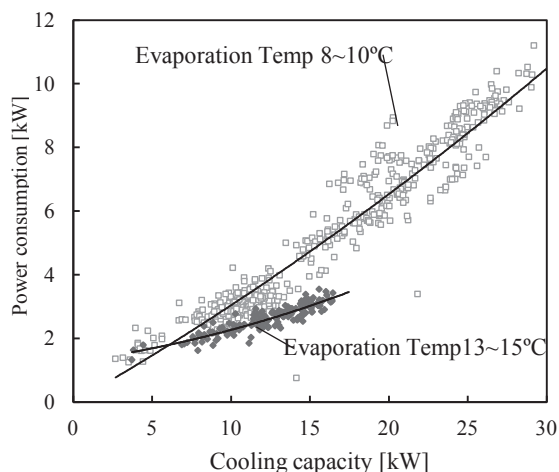


図5 蒸発温度毎の冷房能力と消費電力の関係

表3 計算条件

計算条件	デシカント (ModeA)	従来空調 (ModeB)
外調機	WSS ユニット	熱回収換気
熱交換素子	$\eta L=72\%$	$\eta L=65\%$
蒸発温度	13℃	8℃
計算期間	2013 年 7 月～9 月	
空調温度	26℃	
外気温湿度	実測値	
日射負荷	アメダスデータ	
内部負荷	10 人(100W/人・hr, 40 cc/hr)	
潜熱処理	蒸発温度から算出	

$$COP = (Q_{cool}) / (W_{air conditioner}) \quad (2)$$

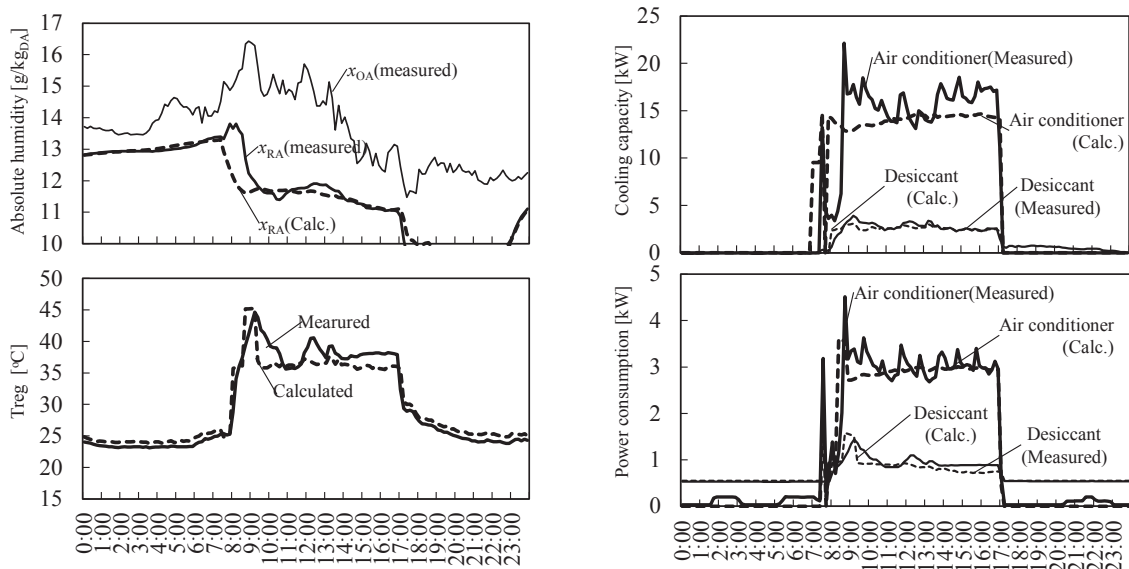
$$SCOP = (Q_{cool} + Q_{desiccant}) / (W_{ac} + W_{ventilator}) \quad (3)$$

次に、計算条件について説明する。表3に計算条件を示す。デシカント運転では、図4、図5で得られた結果をもとに、デシカントユニット、空調機の消費電力を算出した。従来空調では、空調機メーカーから得た技術資料をもとに外気温と室内温度の関係から蒸発温度8℃の冷房能力を算出

した。さらに、内部潜顕熱負荷として軽作業職員10名からの発熱・発湿、日射負荷としてアメダス日射量データから日射負荷を予測し、負荷として与えた。室内外負荷を合算した値をもとに消費電力をもとめた。

図6にデシカントシステムの計算結果と実測結果の比較を示す。図中破線が計算結果、実線が実測結果を意味する。図から、実測では空調機の発停が起こるため、能力が安定せず、ハンチングを繰り返していたが、室内絶対湿度、冷房除湿能力、再生温度、消費電力の一日の変動を概ね再現できていることを確認した。本計算を夏期の実測期間(2013年7月から9月)に得た実測データすべてにあてはめ、デシカント空調と従来空調の期間投入電力量を算出した。結果を図7に示す。

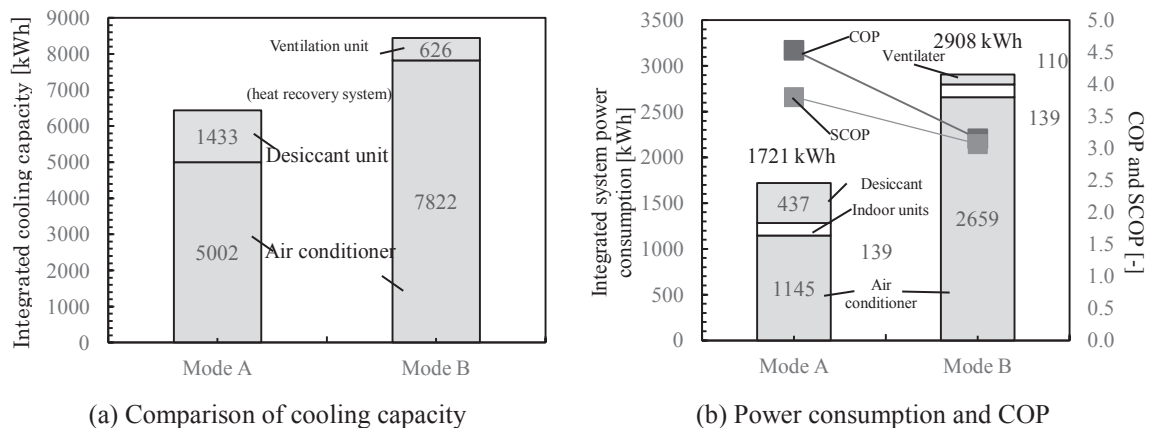
図7からデシカント空調時の期間冷房能力(6435 kWh)は従来空調時(8448 kWh)よりも23%程度低い値であった。これは、デシカントユニットによって潜熱負荷を個別処理したことによって、空調機による潜熱処理に要するエネルギーが不要となったためである。図7右側に示す消費電力の積算結果についてみると、デシカントシステム (Mode A) の期間消費電力は1721 kWhであったのに対し、従来空調システム (Mode B) の積算電力は2908 kWhであり、デシカントシステムの方が40 %



(a) Comparisons of x_{RA} and regeneration Temp.

(b) Power consumption and cooling capacity.

図6 デシカントシステムの計算結果と実測結果の比較。



(a) Comparison of cooling capacity

(b) Power consumption and COP

図7 期間冷房能力と消費電力の積算値比較

小さい値を示した。

夏期において、工場で行った実測結果を再度整理し、両システムの消費電力予測を行った。試算の結果、WSSデシカントシステムの夏期の消費電力削減効果は40 %を示し、高い省エネルギー性が期待できる。

3. 夏期の浮遊真菌数の測定

夏期におけるデシカントシステムのメリットとして、除湿による浮遊真菌増加の抑制が期待されている。特に近年、消費エネルギー削減の観点から住宅の高断熱・高気密化が促進されたが、それに伴って室内空気の汚染が問題となっている。CO₂濃度やVOC(Volatile Organic Compounds)の上昇、真菌の発生などがIAQ(Indoor Air Quality)の低下や健康被害をもたらしている。

そのため、オフィスビルでは電力コストの約半分を空調・換気装置が占めるなど重要なものとなっている。また、カビの生育環境は概ね温度0～45℃、相対湿度60%以上の範囲であると知られており、デシカント空調を用いて浮遊真菌の抑制を積極的に抑えることが可能であると考えられる。そこで室内および空調内のカビ生育抑制方法の確立を目的に、空調システム構成が真菌数に与える影響と種々の培養条件における真菌生育条件の基礎的な調査を行った。

1) 温湿度制御に伴う浮遊真菌数の調査

実験では、種々の空調機を稼働させた場合の室内の浮遊真菌数に与える影響を測定した。実験は本学実験室(図8)で行った。実験条件を表5に示す。培養にはPDA(Potato Dextrose Agar)培地を使用した。

表4 浮遊真菌類の生育環境

Types of fungus	Growth	Growth
	temp.[°C]	RH.[%]
Aspergillus	20～45	80～100
Penicillium	20～45	80～100
Cladosporium	～10	90～100
Eurotium	20～45	65～90
Alternaria	～10	90～100

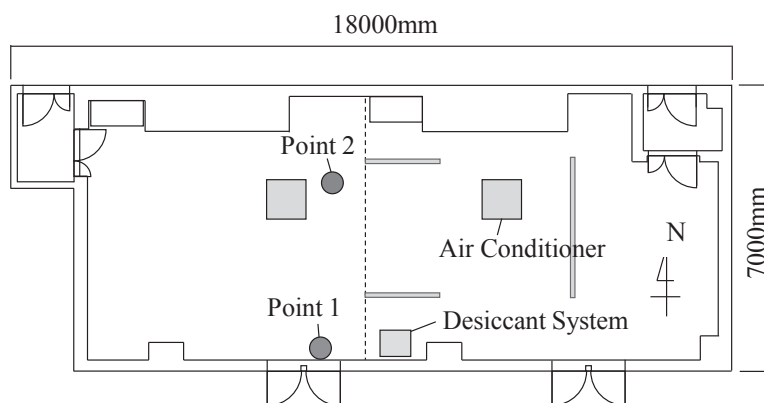


図8 実験現場とサンプリング位置

実験前に室内外の空気を入れ換えた後、測点1でエアースAMPLERを用いて100ℓの空気採取する。採取後、測点2で同様に採取を行う。その後モードごとの空調機を稼働させ、室内温湿度の制御を行う。温湿度が安定するまで運転を行い、再び測点2でサンプリングを行う。終了後、空調

機の設定を変更する。全ての室内条件が終了後、培養条件に設定した恒温恒湿器内で培養を行い、真菌数を計数した。

表5 浮遊真菌サンプリング条件と培養条件

Case	Medium	Mode	Indoor condition		Cultivate condition	
			Temp.	RH.	Temp.	RH.
Case 1	PDA	AC	28～25℃	Uncontrolled	26℃	90%
Case 2		AC+ V	28～25℃	Uncontrolled		
Case 3		AC+ DS	26℃	70～60%		
Case 4		DS	Uncontrolled	80～60%		

AC: Air Conditioner, V: Type 1 Mechanical Ventilation, DS: Desiccant System

2) 空調モードごとの温湿度・浮遊真菌の変動

計数した真菌数より式(1)によって浮遊真菌濃度を求めた。

$$\text{浮遊真菌濃度}[\text{CFU}/\text{m}^3] = n \times 1000 / V \dots (1)$$

ここに、 n : 得られた真菌数[個], V : サンプルング空気量[ℓ]

モードごとの室温と浮遊真菌濃度の関係を図9左側に示す。温度制御を行ったCase 1, 3では温度の低下に伴って真菌濃度が減少している。次に、相対湿度と浮遊真菌濃度の関係を図9右側に示す。湿度制御を行ったCase 3, 4では相対湿度の低下と共に真菌濃度が減少している。また、Case 2では温度・相対湿度の低下は起こらなかったが、真菌数の減少が見られた。

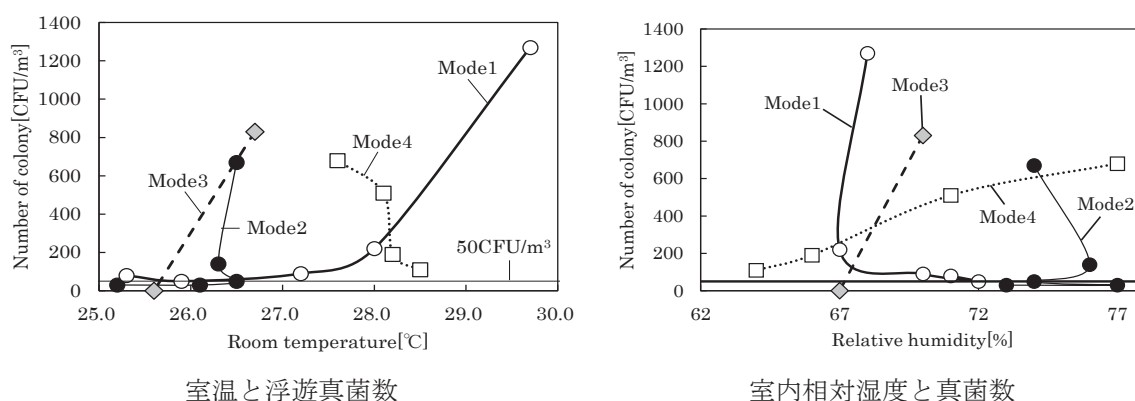


図9 空調モードごとの培養結果比較

室内絶対湿度と浮遊真菌数の関係を図10に示す。図から、絶対湿度の現象に伴う真菌濃度の減少傾向が確認できた。今回の実験範囲では、ほぼ全てのケースにおいて室内絶対湿度 15 g/kg_{DA} 以下の環境では浮遊真菌数の顕著な現象がみられた。このことから、乾燥環境が浮遊真菌数の減少に大きく関わっていることが明らかとなった。

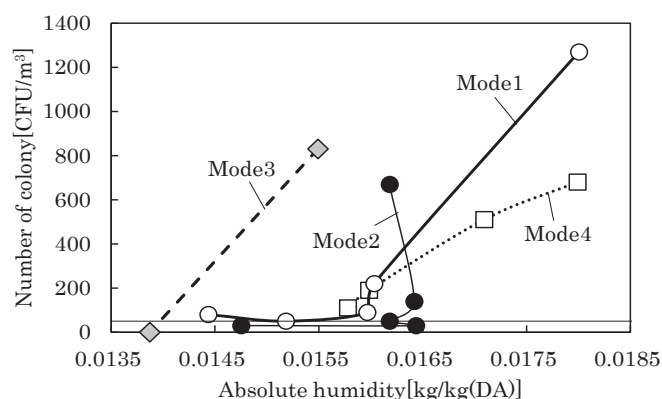


図10 室内絶対湿度と浮遊真菌数の関係

真菌濃度は温度・相対湿度に大きく影響されるといわれているが、今回の実験によって絶対湿度による真菌の制御の可能性が示唆された。日本建築学会で定められている真菌濃度基準は50 CFU/m³である。Case 1では室温26℃で50 CFU/m³と基準値に達しているが、Case 4では最小110 CFU/m³と今回の実験範囲内では基準に達しておらず、デシカントユニット単体では基準には達しなかったものの、エアコンと併用することで浮遊真菌数を低減可能であることは明らかとなった。

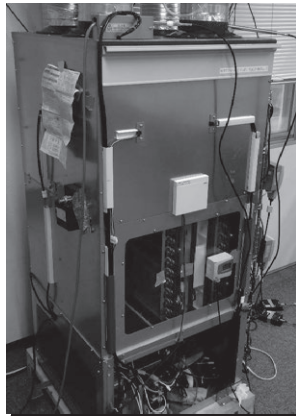
以上のことから浮遊真菌数は、温度制御を行った際には温度に、湿度制御を行った際には相対湿度に伴って減少することが明らかとなった。しかし、温度制御を行う場合、空調機内部の熱交換器表面は結露しており、真菌類の繁殖リスクが高くなることが懸念される。一方、デシカントシステムの場合、潜熱負荷の個別処理によって、空調機内部の結露が抑制可能であることから、このようなリスクは低いと言える。

4. 冬期の加湿性能と温熱環境改善効果

一般的にデシカントシステムは夏期の消費電力削減には有効であるが、冬期については省エネルギー性が確認されていない。デシカントシステムの導入によって無給水での加湿が可能となる事で加湿に伴うウィルス等の蔓延の防止が期待されているものの、これらを現場の実測から立証することは困難である。そこで本研究ではデシカントシステムの性能評価では取り入れられていないSET*を考慮した冬期の温熱環境評価を行った。

4.1 実測概要

本実測は、豊橋技術科学大学実験棟に家庭用WSSデシカントシステムを構築して行った。実測期間は2016年12月からである。システムはWSSデシカントユニット、ビルトインタイプのエアコンディショナから成る。実験に使用するデシカントユニットおよびエアコンの概要を図11に示す。実験室-配置図も図11中に示す。実験は、豊橋技術科学大学の実験室で行った。実験室は、床面積が88.2 m²、高さが3.5 mであり、容積は308.8 m³であり、一戸建ての平均容積とほぼ同等の値である。換気量は0.5回換気とし、150 m³/hとした。



デシカント装置仕様	
定格電力	300 W
デシカントローター	
直径	400 mm
厚さ	60 mm
除湿剤	Wakkanai siliceous shale
回転数	12 rph
全熱交換器	
y_L	80%
y_S	90%
厚さ	2 mm
高さ	400 mm
エアコン仕様	
暖房能力	5.6 / 6.3 kW
消費電力	1.73 / 2.18 kW

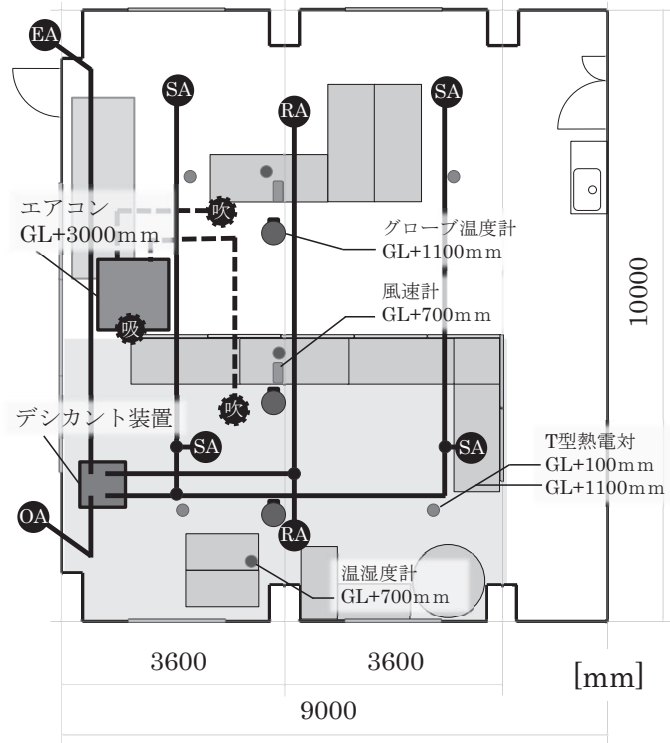


図11 装置概要と実測現場平面図

測定項目について説明する。各機器の能力測定のため、デシカントユニットおよびエアコンの吸込み，吹き出し温湿度をそれぞれ測定した。室内の温熱環境を評価するため，実験室内の3か所にグローブ温度，2か所に風速計，9か所に熱電対，3か所に温湿度セン

サーを設置した。それぞれの取り付け位置について述べる。机上高さ(700mm)に温湿度計および風速計，座位の頭部高さ(1100mm)にグローブ温度計およびT型熱電対，くるぶしの高さ(100mm)にT型熱電対を設置し，エアコン及びデシカントユニットの消費電力はパワーメーターによって連続測定した。表6に使用したセンサー及び仕様を示す。本測定では温熱環境の物理量4要素である温度，湿度，放射，風速を測定することで，標準新有効温度である一般的な2ノードモデルからSET*を算出した。

本試験ではデシカントシステムとの比較対象として，従来換気(第3種換気)と通常暖房の組合せとした。夏期と異なり，冬期は蒸発温度の変更等が不可能であることから，SET* をデシカントシステムと従来空調システムについて算出，比較した。

4.2 実測結果

各運転モードにおいて，同様な日変動が測定されたものを，図12に示す。各運転モード共に，SET*と室温の差がおよそ2.0℃程度であった。絶対湿度に着目すると，デシカントシステムの室内絶対湿度は9 g/kg_{DA}近くまで上昇しており，外気よりも2.0～3.5 g/kg_{DA}程度高いことがわかる。このことから，デシカントシステムは冬期において無給水加湿が可能であることが明らかとなった。

表6 使用センサー一覧

項目	センサー	精度
空気温度	T型熱電対	±0.5℃
相対湿度	静電容量式	±3℃
風量計	熱式風速計	±(指示値の3%+0.1) m/s
微差圧計	電子式差圧計	0.5%FS
電力量計	分割型電流センサ	± (2.0% F.S.+1デジット)

デシカントユニットの稼働によってSET*は最大21℃に達しており、従来空調よりも1～2度高い値を示した。暖房・加湿能力に着目すると、従来空調システムでは、夜間にエアコンの発停が確認されたが、昼間は比較的安定していた。空調機の暖房能力はおよそ7.0 kWを示しており、デシカントユニットの加湿能力は1.4kW一定を示した。

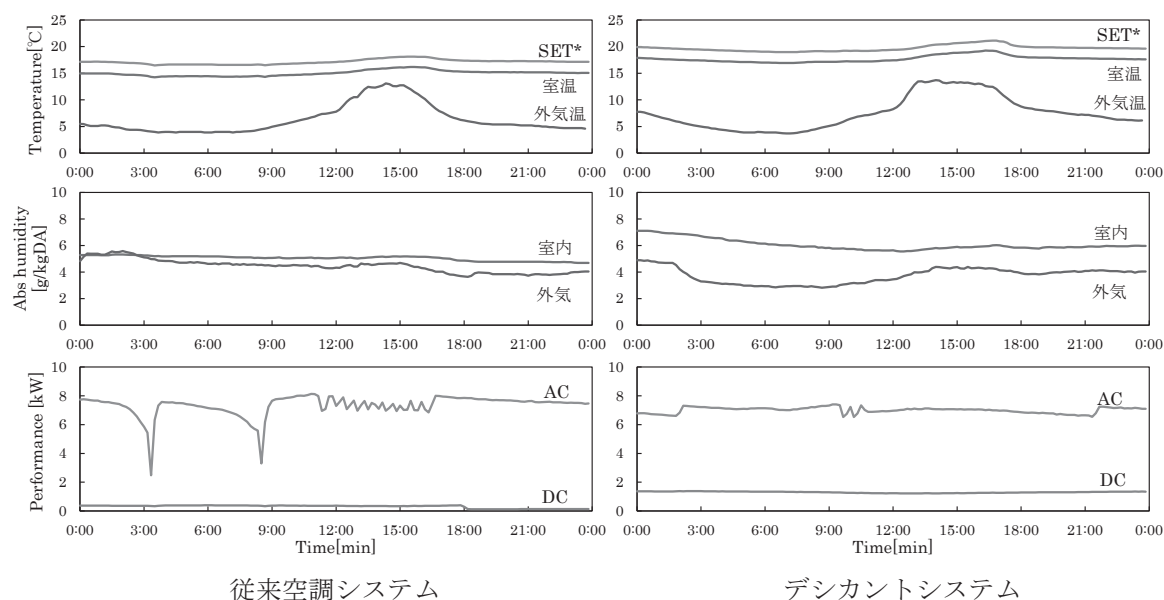


図12 代表日における温湿度及び能力変動

最後に消費電力、SCOPおよびSET*の関係を図13に示す。デシカントユニットを運転したことによって、デシカントシステムの消費電力が全体的に増大してしまった。この原因としては、空調機の容量が過少であったことによって、デシカントユニットが稼働しても、エアコンが最大出力で動き続けたためと推測できる。

一方、SCOPを見ると、デシカントシステムの方が高い値を示しており、システム全体の効率はデシカントシステムの方が高いことがわかる。このことから、デシカントユニットとエアコンの出力バランスを最適化すれば省エネルギー性の向上が期待できると考えられる。

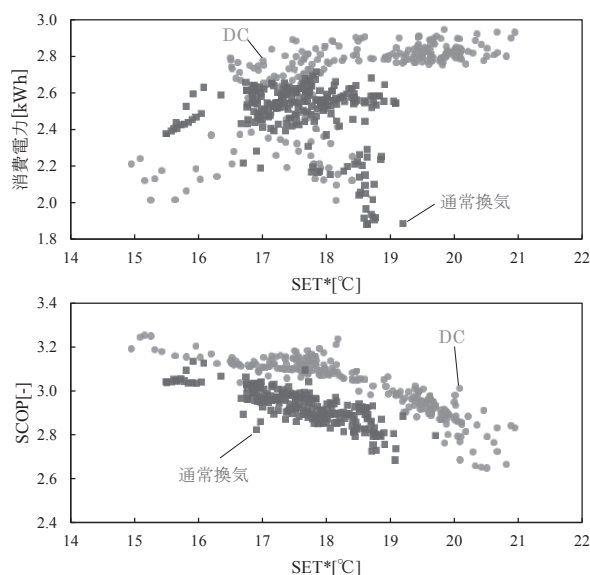


図13 消費電力、SCOPおよびSET*の関係

5. おわりに

稚内層珪質頁岩デシカントシステムの省エネルギー性とIAQ改善効果を明確化するため、夏の省エネルギー性の分析、浮遊真菌実態調査、そして冬の温熱環境改善効果について実施した。こ

これらの研究から得られた知見を以下に示す。

1)WSSデシカントユニットの夏期における連続運転結果の分析を行った。SA絶対湿度は12.5 g/kg_{DA}以下で吹き出していた。また、室内機の蒸発温度を15℃まで上昇させることで、システム全体の消費電力を21.6 kWh削減できた。これは通常の全熱交換換気ユニットの場合と比較して、28%の消費電力削減であった。

2)実測値をもとに空調機処理能力を外気温度と蒸発温度から求め、期間消費電力を予測した。デシカントユニットと市販の換気ユニットで、それぞれ室内温湿度26℃、60%を維持するための消費電力を比較した結果、従来の全熱交換換気装置に比べて消費電力量を40%削減できる事が示された。これはWSSデシカントユニットが潜熱処理を行ったことで室内空調機の蒸発温度が高く維持できたためである。

3)大学研究室にWSSデシカントユニットを設置し、浮遊真菌の削減効果についてサンプラーを用いた実態調査を行った。その結果、空調機の稼動によって浮遊真菌数が減少することが確認された。室温、相対湿度が低下すると浮遊真菌数は減少し、基準値50 CFU/m³に達するのは温度制御のみでは26℃、相対湿度制御のみでは60%を下回る範囲であった。

4)冬期の温熱環境改善効果を調査するため、大学実験棟に家庭用デシカントシステムを構築し、SET*を算出し、加湿が住環境にもたらす効果を調査した。その結果、デシカントユニットによる無給水加湿が可能であることが示された。しかし、2~4 g/kg_{DA}程度の加湿ではSET*に与える影響は小さく、優位に体感温度を上昇させることは困難であることが確認された。ただし、デシカントシステムの方がシステム全体の効率が高く、デシカントユニットと空調機の出力バランスを調整することで、省エネルギー性が向上する可能性が示唆された。

参考文献

- 1.J. Togawa , A. Kurokawa, S. Nakabayashi, K. Nagano, S. Yoshida, (2009) “Development of Desiccant System using Wakkanai Siliceous Shale—1st Report: Development and Evaluation of a Paper-Base for the Desiccant Rotor—” JSRAE volume 26 No. 4 page 543.
- 2.J. Togawa , Y. Nabeshima, K. Nagano, (2012) “Development of Desiccant System using Wakkanai Siliceous Shale —3rd Report: Evaluation of the Dehumidification Performance of Desiccant Rotor—” JSRAE volume 29 No.1 page163
- 3.Y. Nabeshima, K. Nagano, M. Nakamura, J. Togawa, (2012) “Development of Desiccant System using Wakkanai Siliceous Shale, —4th Report: Optimization of the Operational Conditions for the Desiccant System—”: JSRAE volume 29 No.1 page171
- 4.土井隆(豊橋技術科学大学), 鍋島佑基, 都築和代, “冬期におけるデシカント空調システムの省エネルギー性に関する研究”, 中部支部第18回学術研究発表会(名古屋),4- 4
- 5.松浦大介(豊橋技術科学大学), 土井隆, 鍋島佑基, 都築和代, “潜熱分離空調システムによる浮遊真菌数制御に関する基礎的研究”, 中部支部第18回学術研究発表会(名古屋),P1- 7