

博士論文

自然エネルギーを活用したデシカント空調システムに関する研究
Study on a Desiccant Air-Conditioning System using Natural Energy

2017年3月

生 田 紀 夫

山口大学大学院理工学研究科

自然エネルギーを活用したデシカント空調システムに関する研究

— 目 次 —

第 1 章 序論	…1
1.1 研究の背景	…1
1.2 既往の研究	…4
1.3 研究の目的	…8
1.4 本論文の構成	…9
【参考文献】	
第 2 章 空気式太陽熱集熱器を用いたデシカント空調システム	…15
2.1 はじめに	…15
2.2 自然エネルギーを活用したデシカント空調システム	…16
2.2.1 システムの概要	…16
2.2.2 実験概要	…19
2.2.3 実験結果	…20
2.3 ロータ冷却流路を備えたデシカント空調ユニット	…27
2.3.1 デシカント空調ユニットの概要	…27
2.3.2 実験概要	…28
2.3.3 実験結果	…29
2.4 まとめ	…34
【参考文献】	
第 3 章 太陽熱を活用したヒートポンプ組み込み型 デシカント空調システム	…37
3.1 はじめに	…37
3.2 デシカント空調機（試作機）の概要	…38
3.3 実験概要	…41
3.3.1 デシカント空調システムの運転条件	…41
3.3.2 制御方法	…41
3.3.3 実験条件	…42
3.4 デシカント空調システムの COP 評価	…43
3.5 実験結果	…44
3.6 期間消費エネルギーの試算	…50
3.6.1 試算条件	…50

3.6.2	試算方法	…55
3.6.3	試算結果	…58
3.7	まとめ	…61
	【参考文献】	
	【付録】	
第4章	太陽熱・蒸発潜熱を活用した吸着熱の処理方法の検討	…71
4.1	はじめに	…71
4.2	小型蒸発促進冷却塔による冷却効果検証実験	…72
4.2.1	実験概要	…72
4.2.2	実験結果	…75
4.3	実スケール冷却塔による冷却効果検証実験	…82
4.3.1	実験概要	…82
4.3.2	実験結果	…84
4.4	まとめ	…85
	【参考文献】	
第5章	地中熱を活用した吸着熱の処理方法の検討	…87
5.1	はじめに	…87
5.2	地中熱採熱パイプの概要	…88
5.3	地中熱・太陽熱併用型冷暖房システムの概要	…89
5.4	実験概要	…90
5.4.1	実験装置	…90
5.4.2	実験条件	…93
5.5	実験結果	…94
5.5.1	空気温度	…94
5.5.2	取得熱量	…96
5.5.3	地中温度	…101
5.6	まとめ	…103
	【参考文献】	
第6章	結論	…107
6.1	本研究のまとめ	…107
6.2	今後の展望・課題	…111
	謝辞	…112

第1章 序論

1.1 研究の背景

クールビズや節電の取り組みにおいて、オフィスにおける夏期の冷房設定温度としては、「建築物における衛生的環境の確保に関する法律（建築物衛生法）」の管理基準温度の上限に相当する 28℃が推奨されている¹⁾。しかし、人間の温冷感は空気温度のみでは決まらず、湿度、放射温度（周囲の壁等の表面温度）、気流速度、代謝量（活動量）、着衣量にも依存するために、これらに配慮せずに単に空気温度を 28℃に設定すると、居住者に我慢を強いることになり、居住者の快適性、知的生産性が低下してしまう²⁾。特に、除湿ができていなければ、快適性、知的生産性の低下には著しいものがある。また、現在使われている空調機では結露が発生し、微生物の発生による衛生環境の低下が懸念される。このような中、除湿制御を正確に行うことが可能で空調機内で結露が発生しないデシカント空調システムが注目されている。

デシカント空調はシリカゲルやゼオライト等の吸着剤を用いて除湿を行う方式である。デシカント空調システムは 1955 年に Pennington³⁾ により提案された。図 1-1 に除湿ロータを用いた水の吸着と脱着のイメージを示す。吸着剤を担持したロータの片側を処理側の流路として、除湿したい空気を通過させる。反対側を再生側の流路として、ロータに温風を通して水蒸気を脱着させる。ロータは数分間に 1 回転する程度のゆっくりとした速度で回転しており、連続的な除湿を行うことができる。デシカントロータは 1960 年にスウェーデンのカール・ムンター博士によって発明されて以来、現在までに様々なタイプのもものが製作されている。一般的にはロータ状のハニカム材に乾燥剤（吸着剤）が担持されており、シリカゲル系ロータ、ゼオライト系ロータ等がある。1965 年に Dunkle⁴⁾ が太陽熱を利用した固体吸着ロータシステムを開発して以来、様々な分野で用いられるようになった。

デシカント空調機は冷却減湿方式に比べて低湿空気が効率的に得られることから、低湿環境が必要とされる工業用空調あるいは減湿装置として使用されることが多い。また、外気の潜熱処理を行う外調機として一般空調や工業用空調に幅広く使用されている。

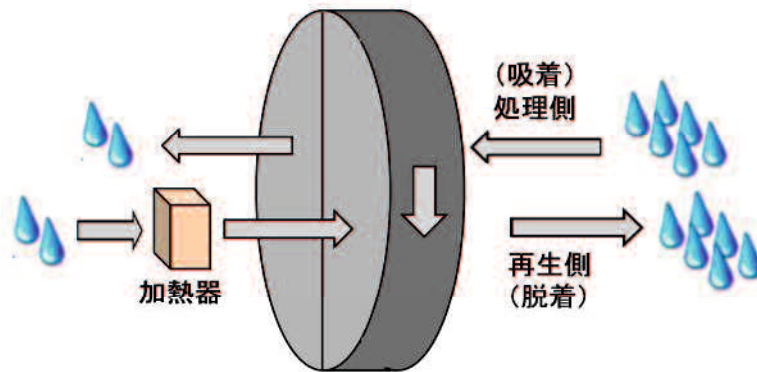


図 1-1 除湿ロータを用いた水の吸着と脱着のイメージ

表 1-1 に国内におけるデシカント空調の推定市場を示す。国内におけるデシカント空調の推定市場は、飲食料品小売業分野が件数ベースで約 30 %、容量ベースで約 25 %であり、最も割合の高い用途である。これは国内に店舗数が非常に多いスーパーマーケット等における冷凍・冷蔵ショーケースとの組合せが主要用途となっており、ショーケースの冷気漏れによる寒さ対策（コールドアイルの解消）、着霜による商品価値の低下防止、さらに冷凍機の霜取り運転の頻度低減のための期待が大きいことが理由と考えられる。近年は大型スーパーマーケット等の競争が激化していることから、デシカント空調が他店との差別化のポイントとなり得るので、普及拡大が大いに期待される⁵⁾。

また、医療業・社会福祉業分野で採用される例が増えているが、これは、近年報告されている院内感染などの障害を予防するために、デシカント空調による空気質の向上効果に対する期待が大きいことが背景にある。今後もこの業種ではデシカント空調の普及拡大が大いに期待される²⁾。

一方、産業用用途のなかでも、食品製造業分野、化学工業分野、電機・機械製造業分野は合計で、件数ベース、容量ベースともに約 30 %から 40 %を占めている。製品の品質維持・向上が他社との差別化のポイントとなることから、生産ライン等の乾燥・結露防止、製品の吸湿防止、クリーンルームでの空気清浄等を目的とした採用例の増加が見込まれている⁵⁾。

昨今では事務所ビルの外気処理用の外調機としての採用事例も増えてきており、今後湿度制御を得意とするデシカント空調機による調湿を行う例が増えると考えられる。

表 1-1 国内におけるデシカント空調の推定市場⁵⁾

対象業種	全国推定市場 a [件]	平均容量 b [m ³ /h/件]	全国推定市場 c=a×b [10 ⁶ m ³ /h]
A. 食品製造業	36,614	8,546	313
B. 化学工業	47,352	9,595	454
C. 電機・機械製造業	32,684	16,777	548
D. 運輸・倉庫業	2,418	6,504	16
E. 飲食料品小売業	106,989	8,010	857
F. 医療業・社会福祉業	99,033	12,165	1,205
G. 教育・学術研究機関	24,292	4,648	113
H. 娯楽業	3,003	7,400	22
I. スポーツ施設	1,319	9,646	12
合計	353,704	—	3,541

デシカント空調システムの利点をまとめると、①湿度と温度を独立して制御することができる、②一般的な空調方式のように除湿のために過度に冷却して再加熱する必要がない、③一般の空調方式のように空調機内で結露が発生しないために微生物の発生、繁殖を抑えられ衛生的である、④デシカント（乾燥剤）の再生に排熱や太陽熱等の熱源を利用することが可能である、⑤オゾン層破壊や地球温暖化につながるフロンを用いない等が挙げられる。

しかし、従来のデシカント空調システムでは、吸着熱の処理に必要な冷却エネルギーとデシカントの再生に必要な加熱エネルギーを作るために膨大なエネルギーを要してしまい、システム COP（Coefficient of Performance：成績係数）が 1 以下と低いことが問題である。そこで、効率化を図るために除湿で生じる吸着熱の処理に必要な冷却エネルギーとデシカントの再生に必要な加熱エネルギーの熱源に太陽熱等の自然エネルギーや排熱等をいかに有効に活用するかが課題である。

また、国際的な重要テーマとして ZEB（Zero Energy Building：ゼロ・エネルギー・ビル）の実現が取り上げられており、日本においても 2014 年 4 月にエネルギー基本計画が閣議決定され、2020 年までに新築公共建築物等で、2030 年までに新築建築物の平均で ZEB（ゼロ・エネルギー・ビル）を目指している。2030 年の目標として定められている省エネルギー量を達成するには、ZEB（ゼロ・エネルギー・ビル）実現に向けた取り組みにより高度な省エネルギー性能を有する建築物の普及を推進することが前提であり、図 1-2 に示すように ZEB（ゼロ・エネルギー・ビル）化を進める上で自然エネルギーや設備システムの高効率化の手法である潜熱・顕熱分離空調を利用した空調技術はキーテクノロジーの一つになる。デシカント空調システムは、潜熱・顕熱分離空調において、潜熱を処理する代表的な手法として注目されている。

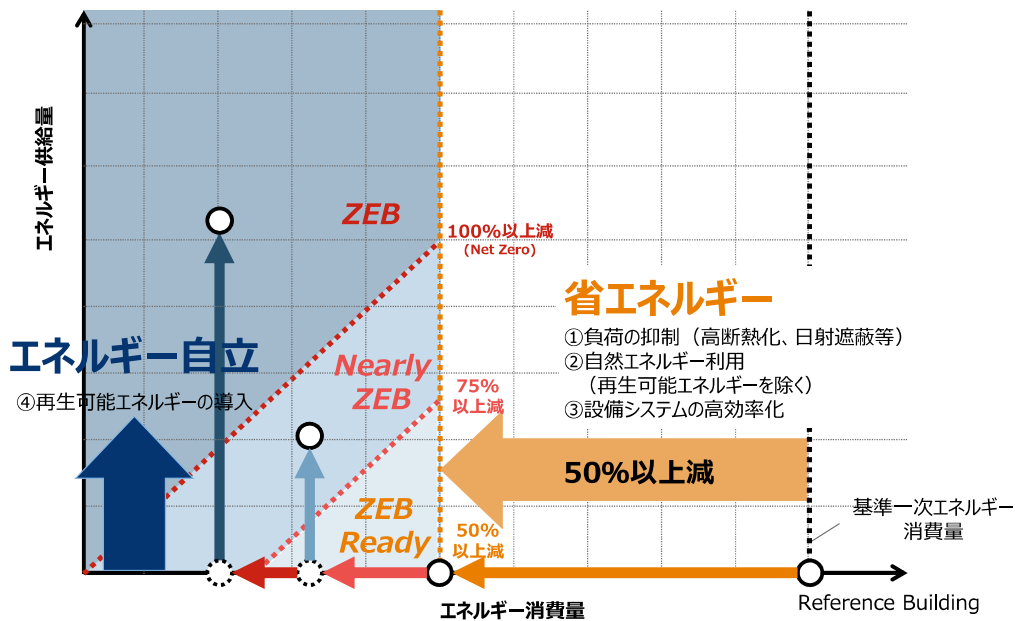


図 1-2 ZEB チャート⁶⁾

1.2 既往の研究

現代の空調は、20 世紀初頭にウィリス・キャリアが湿り空気の露点の概念を見出し、冷却コイルやエアワッシャによる冷却減湿プロセスを実用化したことに始まる。しかし、ここでは潜熱と顕熱との区別はなされていたものの、冷却と減湿は一連のプロセスで扱われていた。そして、今日の空調システムのほとんどは基本的にその延長線上にあり、冷却減湿あるいはそれに再熱を加えて冷房時の潜熱負荷と顕熱負荷を同じフローの中で処理しているが、図 1-3 に示すように潜熱と顕熱をそれぞれに適した方法で処理する潜熱・顕熱分離空調が近年注目されている。このような方法はもともと生産機器等の発熱が支配的で顕熱負荷処理が主体の産業用クリーンルーム等で既使用されていたが、昨今のオフィスビルでの顕熱負荷割合の増加により一般空調にも適用されるようになってきた²⁾。

図 1-4 に潜熱・顕熱分離空調における熱負荷処理の考え方を示す。外気の全熱負荷（潜熱負荷+顕熱負荷）に加え、室内での発生潜熱分を見越して外調機で室内設定絶対湿度よりも低い絶対湿度の空気をつくり、室内に導入することによって外気的全熱負荷のみならず室内の潜熱負荷までを処理することが可能となる。空調機を室内の顕熱負荷処理の専用とすれば、低温冷水（一般的な空調では約 7 °C の冷水を使用）が不要となり、室内機側の冷凍機の COP（成績係数）を上げることができる。冷水温度を高め設定できるので、例えばフリークーリングを用いた場合、その適用可能期間

を延ばすことが可能となり省エネ効果が期待できる。また、放射パネルを用いた場合、パネル表面での結露発生リスクを低減させることができ、壁面のみならず天井面への放射パネルの設置が可能となる。

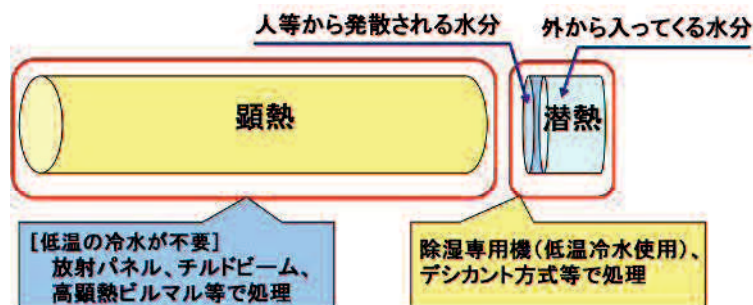


図 1-3 潜熱処理と顕熱処理の分離

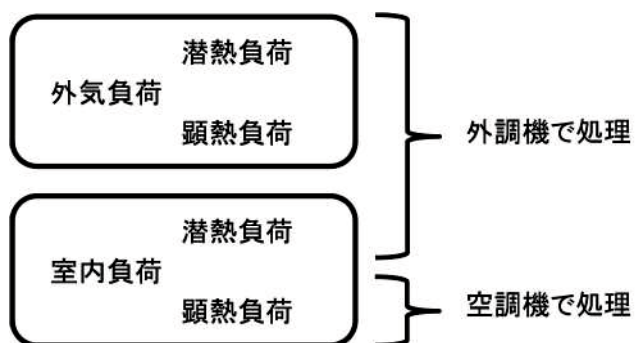


図 1-4 潜熱・顕熱分離空調における熱負荷処理の考え方

デシカント空調システムは、潜熱・顕熱分離空調において潜熱を処理する代表的な手法として注目されている。デシカント空調システムを潜熱・顕熱分離空調に利用する場合、デシカント空調機によって外気の顕熱負荷、潜熱負荷のみならず、室内の潜熱負荷までを処理しなければならないため、除湿ロータには高い除湿性能が求められる。しかし市販のロータ 1 段では除湿能力が不足することがわかっている。このため、デシカント空調機の性能向上に関する研究が多く行われるようになってきている。

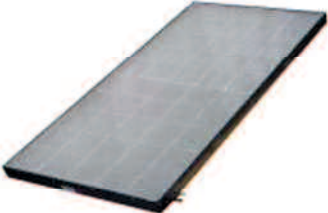

デシカント空調のシステム COP (成績係数) の向上に関する研究事例として、金ら⁷⁾ は水噴霧式熱交換器を含む 3 つのロータを用いた多段式プロセスを導入したシステムを開発し、最適な再生温度及びロータの回転数を提案している。西村ら⁸⁾ は再生風量を半分にした省エネルギープロセスを提案している。頭島ら⁹⁾ は再生風量削減が可能な最適再生風量制御方式を提案している。Zhang¹⁰⁾、Dai¹¹⁾ らは空気熱・物質交

換について数値解析を行うことにより、効率の改善方式を提案している。

エネルギーの有効利用の一環として、マイクロガスタービンなど発電機等の排熱をガス・温水・低圧蒸気などに変換して再生熱源として利用するコージェネレーション方式が一般的に用いられている^{12)~14)}。また、太陽熱等の自然エネルギーや低温排熱等を再生熱源として利用するシステムの提案もなされている。

太陽熱を利用したデシカント空調についてはこれまでも多くの実証研究が行われている。児玉ら¹⁵⁾は太陽熱温水器を駆動熱源とするデシカント空調機と顕熱処理用の冷却コイルを組み合わせた太陽熱利用デシカント空調システムについて、全冷房出力に対するデシカント空調部の寄与割合に着目し、室内全熱負荷、顕熱比、換気回数の影響を調べている。桃井ら¹⁶⁾はデシカント空調機を用いた通年利用型ソーラー給湯・空調換気システムのフィールド実験施設を構築し、実測と年間数値シミュレーションによる評価を行っている。佐竹ら¹⁷⁾は太陽熱集熱器とデシカント空調装置を組み合わせた居住系施設向け空調システムを構築し、実測とシミュレーションにより評価を行っている。これらはいずれも水式の太陽熱集熱器を使用したものであるが、水式の場合、温水から再熱用の空気に熱を伝える際に温度低下が生じる¹⁸⁾。また、水の熱容量が大きいため、システムが定常になるのに時間を要する。これに対して空気式の集熱器を用いた場合には、立ち上がりが早く、得られた高温空気を直接乾燥剤の再生に用いることができる。表 1-2 に空気式太陽熱集熱器の特徴を水式太陽熱集熱器との比較で示す。

表 1-2 太陽熱集熱器の特徴¹⁹⁾

水式集熱器	空気式集熱器
	
<p>金属ケースの受熱箱内部に集熱板を配置し、太陽熱集熱器が平板状になっており、表面は透明な強化ガラスで覆われている。下部は熱が逃げないように断熱材を使用。</p> <p>《特徴》</p> <ul style="list-style-type: none"> ・既存の設備に接続が可能 ・比較的安価である ・傾斜角度を付ける必要がある ・水漏れ、凍結の心配がある ・温水から再熱用の空気に熱を伝える際に温度低下がある 	<p>集熱面を屋根面材として設置し、屋根の通気層の空気を暖め、上部のダクトに暖かい空気を集める。</p> <p>《特徴》</p> <ul style="list-style-type: none"> ・水漏れ、凍結の心配がない ・建築との一体化が可能でデザイン性に優れている ・ダクトが大きく施工スペースが必要 ・集熱空気を直接使用するので、利用効率が高い

また、低温排熱を利用したデシカント空調システムについては、産業用の工場等でコージェネレーションの排熱の採用事例が多く、オフィス等の一般空調では再生熱源として使用可能な温度域での排熱が多くないのが現状である。そこで蔡ら^{20)~23)}は、安定して温熱を供給できる CO₂ ヒートポンプを再生熱源に利用したデシカント空調システムを提案し、実験とシミュレーションにより評価を行った。主としてシリカゲルを吸着剤とした除湿ロータを用いており、その再生温度として必要な 80°C 程度の空気を取り出せる CO₂ ヒートポンプを再生熱源に利用している。昨今では 50°C 程度で再生可能な除湿ロータの開発が進み、実用化に至っているため、一般のヒートポンプの排熱を再生熱源に活用することも可能となっている²⁴⁾。

デシカント空調システムは、除湿はできるが吸着熱を処理する冷却機能が別途必要となる欠点がある。冷却熱源として井水が使用できない場合には、通常は冷凍機等によって室温レベルにまで冷却する必要があるため、システム COP (成績係数) が低くなっている。そこで吸着熱を処理できる自然エネルギーとして、フリークーリングや地中熱の利用が考えられる。しかし、地中熱については外気の予冷のために活用している事例^{25)、26)}はあるが、デシカント空調システムの吸着熱の処理として活用した報告は少ない。

1.3 研究の目的

前節で述べたように除湿制御を正確に行うことが可能で空調機内で結露が発生しないデシカント空調システムに着目し、太陽熱を主とした自然エネルギーを有効に活用することで、デシカント空調システムの効率化を図り、実用化に資する技術を確立することを目的とする。本論文では、以下のような具体的な研究開発項目を設定した。

(1) 太陽熱を活用したデシカント空調システム

太陽熱を主とした自然エネルギー活用の冷暖房システムにおいて、夏期・冬期の晴天日における室内環境、省エネルギー効果について把握するとともに、夏期・冬期の一定期間におけるエネルギー使用量を把握する。

(2) 太陽熱を活用したヒートポンプ組み込み型デシカント空調システム

ヒートポンプに太陽熱を活用することでシステムの効率化を図り、また、太陽熱が得られない場合にもヒートポンプにより安定的な熱源を提供できる高効率のデシカント空調システムを開発する。

(3) 太陽熱や地中熱を活用した吸着熱の処理方法の検討

デシカント空調システムは、除湿はできるが吸着熱を処理する冷却機能が別途必要となる。通常は冷凍機等によって室温レベルにまで冷却しているため、システム COP（成績係数）が低くなっている。ここでは吸着熱を処理するための手法として、太陽熱や地中熱の活用を検討する。

デシカント空調システムの高効率化により、ZEB（ゼロ・エネルギー・ビル）のキーテクノロジーの一つである潜熱・顕熱分離空調における潜熱処理装置としての普及が期待され、ひいては我が国における ZEB の普及・推進に貢献できると考えられる。

1.4 本論文の構成

本論文は6章から構成されている。

第1章「序論」では、研究の背景及び既往の研究から本論文の研究目的を明らかにし、具体的な研究開発項目について述べる。

第2章「空気式太陽熱集熱器を用いたデシカント空調システム」では、デシカント除湿機、空気式太陽熱集熱器を柱に、太陽光・風力発電も取り込んだ自然エネルギー主体の冷暖房システムについて述べる。空気式太陽熱集熱器は通常冬期の換気暖房に用いられるが、夏期においても高温の空気が得られるため、これをデシカント除湿機の乾燥剤の再生に活用し、夏期・冬期の晴天日における室内環境、省エネルギー効果を把握する。また、夏期・冬期の一定期間におけるエネルギー使用量を試算し、自然エネルギー供給率の概略値を明らかにする。

第3章「太陽熱を活用したヒートポンプ組み込み型デシカント空調システム」では、業務用ビルの外気負荷と室内潜熱負荷の処理方法として、高効率ヒートポンプにより生成する高温冷水・低温温水及び空気式太陽熱集熱器により回収した熱エネルギーを熱源として活用することにより高効率化を図ったデシカント空調システムについて述べる。開発中の高効率ヒートポンプを見立てた高温冷水・低温温水と空気式太陽熱集熱器の回収熱を熱源とするデシカント空調機（試作機）を製作し、夏期の外気条件下における消費エネルギーと外気処理熱量の実測値からデシカント空調システム全体のCOP（成績係数）を評価する。さらに、夏期の期間消費エネルギーを試算し、太陽熱活用によるエネルギー削減効果を明らかにする。

第4章「太陽熱・蒸発潜熱を活用した吸着熱の処理方法の検討」では、吸着熱を処理する冷却機能として、蒸発促進冷却塔を付加した場合の効果について述べる。デシカント空調機のロータ及び冷水コイルを通過した湿球温度の低い空気の一部を冷却塔に導入することで、冷却塔内の水の蒸発を促進させ、より低温の冷水を作る仕組みを設け、作られた冷水を吸着熱の処理に活用するデシカント空調システムを構築し、システム全体の省エネルギー効果を把握する。

第5章「地中熱を活用した吸着熱の処理方法の検討」では、吸着熱を処理する冷却機能として、地中熱採熱パイプを付加した場合の効果について述べる。デシカントロータ通過後の高温空気を直接地中熱採熱パイプに導入した場合の地中熱による冷却効果を明らかにする。

第6章「結論」では、各章で得られた結果を要約して本論文の結果を明らかにする。以上のことをまとめた本論文の構成を図1-5に示す。

なお、本論文に関する既発表論文は以下の通りである。

- 1) 小金井真、生田紀夫、柏瀬芳昭、空気式太陽熱集熱器を用いたデシカント空調システムに関する研究、日本冷凍空調学会論文集、Vol.29、No.1、pp.59-68、2012。
[第2章に相当]
- 2) 生田紀夫、河野仁志、小金井真、岩本静男、趙旺熙、湯澤秀樹、加藤信介、太陽熱を利用したヒートポンプ組み込み型デシカント空調システムに関する研究、空気調和・衛生工学会論文集、No.225、pp.1-11、2015。
[第3章に相当]
- 3) Norio SHODA, Hitoshi KOHNO, Makoto KOGANEI, Shizuo IWAMOTO, Wanghee CHO, Hideki YUZAWA, and Shinsuke KATO, Desiccant Air-Conditioning System Consisting of Heat Pump and Solar Heat Collector, International Conference on Power Engineering 2015 (ICOPE-15), CD-ROM, 2015。
[第3章 3.1~3.5に相当]

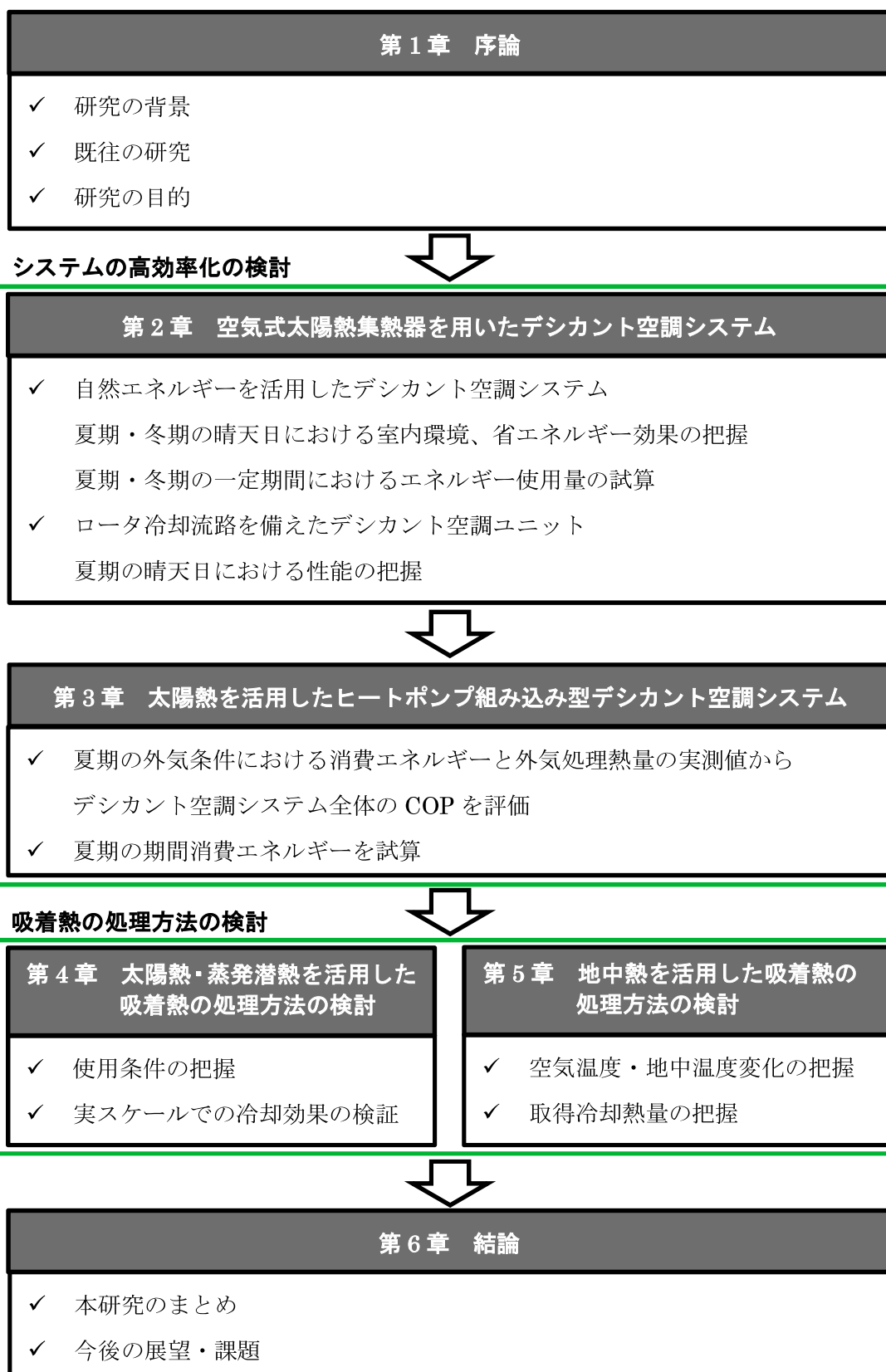


図 1-5 本論文の構成

参考文献

- 1)空気調和・衛生工学会 温熱環境委員会報告書、我慢をしない省エネへー夏季オフィスの冷房に関する提言一、2014.
- 2)小金井真、潜熱・顕熱分離空調の基礎知識、BE 建築設備 2月号、pp.61-64、2015.
- 3)Neal. A. Pennington, Humidity changer for air-conditioning, U.S. Patent No.2700537A, Jan. 1955.
- 4)R. V. Dunkle, A method of solar air conditioning, Mech. and Chem. Eng. Trans. I.E. Aug. 1, pp.73-78, 1965.
- 5)ヒートポンプ・蓄熱センター 低温排熱利用機器調査研究会、改定版デシカント空調システム、日本工業出版、2013.
- 6)経済産業省資源エネルギー庁省エネルギー対策課、ZEB ロードマップ検討委員会とりまとめ、2015.
- 7)金偉力、児玉昭雄、後藤元信、広瀬勉、吸着式除湿冷房システムの性能に及ぼす操作条件の影響、化学工学論文集 Vol.24、No.6、pp.894-900、1998.
- 8)西村浩一、高橋惇、三橋太、万尾達徳、省エネルギー型デシカント空調機、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.1445-1448、2000.
- 9)頭島康博、杉浦匠、大島昇、杉原義文、デシカント空調システムの特性に関する検討（その 1）制御方式の検討、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.445-448、2002.
- 10)X. J. Zhang, Y. J. Dai, R. Z. Wang, A simulation study of heat and mass transfer in a honeycombed rotary desiccant dehumidifier, Applied thermal Engineering Vol.23, pp.989-1003, 2003.
- 11)Y. J. Dai, R. Z. Wang, H. F. Zhang, Parameter analysis to improve rotary desiccant dehumidification using mathematical model, International Journal Thermal Sciences. Vol.40, pp.400-408, 2001
- 12)岡野浩志、金偉力、広瀬勉、マイクロガスタービン発電機の排熱を利用した吸着式デシカント空調システムの検討と実証試験、化学工学論文集 Vol.28、No.6、pp.726-732、2002.
- 13)後藤功一、山下勝也、土方常夫、マイクロガスタービン排熱利用デシカント空調システムの開発 第 1 報 構成検討と除湿性能試験、日本機械学会関東支部ブロック合同講演会講演論文集、pp.21-22、2002.

- 14)金偉力、岡野浩志、船戸浩史、広瀬勉、ダーティな低温排ガスを利用する高性能デシカント空調システムの実証試験、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.549-552、2003.
- 15)児玉昭雄、大蔵将史、太陽熱利用デシカント空調システムに対する室内空調負荷および換気回数の影響評価、空気調和・衛生工学会論文集、No.127、pp.11-18、2007.
- 16)桃井良尚、義江龍一郎、佐竹晃、吉野博、通年利用型ソーラー給湯・空調換気システムの実測及び年間シミュレーション、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.901-904、2008.
- 17)佐竹晃、吉野博、義江龍一郎、三田村輝章、今野賢一、持田灯、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 全体研究の概要、日本建築学会大会学術講演梗概集、D-2、環境工学 II、pp.1329-1330、2009.
- 18)廣瀬勉、児玉昭雄、川崎春夫、岡野浩志、太陽熱利用デシカント空調、太陽エネルギー、Vol.27、No.2、pp.19-26、2001.
- 19)経済産業省資源エネルギー庁、太陽熱利用システム、経済産業省資源エネルギー庁ホームページ、http://www.enecho.meti.go.jp/category/saving_and_new/attaka_eco/system/、(参照日 2016年6月7日)。
- 20)蔡耀賢、加藤信介、大岡龍三、小金井真、生田紀夫、非結露型次世代空調システムに関する研究 第1報 CO₂ヒートポンプを組み込んだデシカント空調システムの提案及び性能検討、空気調和・衛生工学会論文集 No.110、pp.1-8、2006.
- 21)小金井真、加藤信介、大岡龍三、蔡耀賢、生田紀夫、川本光一、西田耕作、非結露型次世代空調システムに関する研究 第2報 CO₂ヒートポンプを組み込んだデシカント空調機システムの実用化に関する検討、空気調和・衛生工学会論文集 No.116、pp.51-57、2006.
- 22)蔡耀賢、加藤信介、大岡龍三、小金井真、生田紀夫、川本光一、非結露型次世代空調システムに関する研究 第3報 加湿・暖房運転時の性能検討、空気調和・衛生工学会論文集 No.126、pp.11-18、2007.
- 23)川本光一、加藤信介、大岡龍三、趙旺熙、小金井真、西田耕作、蔡耀賢、非結露型次世代空調システムに関する研究 第4報 CO₂ヒートポンプを組み込んだデシカント外調機システムの冷房期通期での評価、空気調和・衛生工学会論文集、No.146、pp.1-10、2009.

- 24)稲葉英男、吸湿能力 2 倍以上の新素材—高分子収着剤の展開、建築設備と配管工事、
1月号、pp.32-36、2006.
- 25)田中宏明、静岡ガス本社ビル nnZEB を目指した取り組み、平成 25 年度東京都環
境建築フォーラム、2014.
- 26)桑原亮一、結城了介、戸室泰洋、佐藤英樹、三建設備工業つくばみらい技術センタ
ーにおける ZEB 改修、空気調和・衛生工学会 空気調和・衛生工学、第 88 巻、第 7
号、pp.85-88、2014.

第2章 空気式太陽熱集熱器を用いたデシカント空調システム

2.1 はじめに

太陽熱を利用したデシカント空調についてはこれまでも多くの実証研究が行われている。児玉ら¹⁾は太陽熱温水器を駆動熱源とするデシカント空調機と顕熱処理用の冷却コイルを組み合わせた太陽熱利用デシカント空調システムについて、全冷房出力に対するデシカント空調部の寄与割合に着目し、室内全熱負荷、顕熱比、換気回数の影響を調べている。桃井ら²⁾はデシカント空調機を用いた通年利用型ソーラー給湯・空調換気システムのフィールド実験施設を構築し、実測と年間数値シミュレーションによる評価を行っている。佐竹ら³⁾は太陽熱集熱器とデシカント空調装置を組み合わせた居住系施設向け空調システムを構築し、実測とシミュレーションにより評価を行っている。これらはいずれも水式の太陽熱集熱器を使用したものであるが、水式の場合、温水から再熱用の空気に熱を伝える際に温度低下が生じる⁴⁾。また、水の熱容量が大きいため、システムが定常になるのに時間を要する。これに対して空気式の集熱器を用いた場合には、立ち上がりが早く、得られた高温空気を直接乾燥剤の再生に用いることができる。

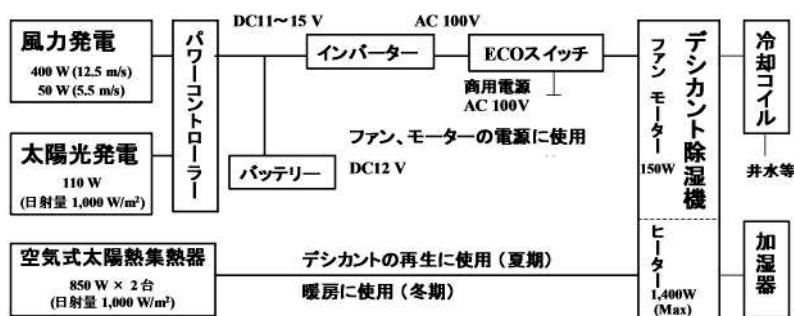
本章では乾燥剤の再生に空気式太陽熱集熱器⁵⁾で得られる高温の空気を活用する方式について検討した。空気式太陽熱集熱器は通常冬期の換気暖房に用いられるが、夏期においても高温の空気が得られるため、これをデシカント除湿機の乾燥剤の再生に活用することにした。本章ではデシカント除湿機、空気式太陽熱集熱器を柱に、太陽光・風力発電も取り込んだ自然エネルギー主体の冷暖房システム^{6)~8)}について、夏期、冬期の晴天日における室内環境、省エネ効果について調べ、その結果を報告する。また、夏期・冬期の一定期間におけるエネルギー使用量の試算結果も報告する。

デシカント空調機の課題の一つとして、パッケージ空調機等と比較して、本体が大きく広い設置スペースを必要とする点が指摘されており、コンパクト化や小型システムの開発が望まれている。そこで、病院の病室などの小空間向けの太陽熱利用小型室外ユニット⁹⁾を考案した。このユニットにはデシカントロータの吸着性能向上及び室内排気からの冷熱回収のために再生側流路と処理側流路との間にデシカントロータ冷却のための第3の流路が設けられている。したがって顕熱ロータ無しに室内排気からの冷熱をある程度回収することができ、空調機の小型化をはかることができる。本章ではこのユニットについて夏期の晴天日における性能を調べた結果についても併せて報告する。

2.2 自然エネルギーを活用したデシカント空調システム

2.2.1 システムの概要

本システムは図 2-1 に示す 3 つの自然エネルギー（①風力、②太陽光、③太陽熱）を利用したシステム⁶⁾である。①風力、②太陽光により発電を行い、ファン等の電源とする。また、③太陽熱（空気式太陽熱集熱器）により得られた高温空気をデシカント除湿機の乾燥剤の再生（夏期）及び暖房（冬期）に使用する。電気でなければ動かないファン動力等には電気ので、また、熱が必要な乾燥剤の再生や暖房には熱の形で、自然エネルギーを供給するシステムとした。また、（補助用冷暖房機器を除いて）化石燃料、フロンを使用しない方式とした。



機器名	仕様・機能	備考
太陽電池	定格出力 55 W × 2 台 (日射量 1,000 W/m ² 時)	単結晶型 (セル数 36 × 2 台)
風力発電機	定格出力 400 W (風速 12.5 m/s時) 50 W (風速 5.5 m/s時)	直径 117cm超軽量カーボン ファイバー製ブレード
パワーコントローラー	プロペラスピードコントロール機能 充放電レギュレーター機能 微風発電チャージ機能	
バッテリー	12 V 210 Ah	完全密閉型
インバーター	DC 11~15 V / AC 100 V、250 W	疑似正弦波インバーター
デシカント除湿機	処理側風量 100 m ³ /h 再生側風量 40 m ³ /h 再生ヒーター 1,400 W (Max)	質量 60 kg シリカゲルハニカムロータ
空気式太陽熱集熱器	外寸 900 × 1,800 × 110 ^t 有効集熱面積 1.41 m ² /1台 × 2 出力 850 W / 1台 (日射量 1,000 W/m ² 風量 85 m ³ /h時)	ガラス付き 南向き、30°傾斜
冷却コイル	流量 3 l/min	8列4段
加湿器	蒸気発生量 1 kg/h	

図 2-1 システム構成

図2-2~4にそれぞれ冷房システム、暖房システム及び電源システムの概要を示す。冷房時にはデシカント除湿機を用いた除湿冷房を行う。外気(OA)または室内還気(RA)を除湿ロータに通すことにより除湿した後、さらに冷却コイルにより冷却して室内に供給する(SA)。冷却水として、通常の冷房用冷水よりかなり温度の高い井戸水等が使用できる。通常のデシカント空調においては水噴霧型の気化冷却器が使われることが多いが、空気温度の低下に伴い絶対湿度が上昇して空気のエンタルピーを減少させることができず、場合によっては細菌増殖への対策も必要となるため¹⁰⁾、冷却コイルによる間接冷却方式とした。なお、冷却水として井水を供給することを想定しているが、本実験では冷凍機を用いて井水温度レベルの冷却水を供給した。再生側においては、外気(OA)を空気式太陽熱集熱器(2台直列接続)⁶⁾により昇温させた後、除湿ロータの再生部に供給し、排気(EA)する。補助として電気ヒータを組み込んでいる。室温は冷水コイルの三方弁による冷水量制御、室内の湿度はその絶対量[g/kg(DA)]によって電気ヒータの入力値を変える制御とした。

図2-5に高温空気が得られる2段式空気式太陽熱集熱器の試験機の概要を示す。直列2段方式となっており、1段目のユニット(900 mm×1,800 mm)で昇温させた空気を2段目のユニットでさらに昇温させ高温空気が得られる仕組みになっている。空気式太陽熱集熱器は外部風速が大きい場合には効率が低下する⁵⁾ので、その対策として表面を強化ガラスで覆った。

暖房時には空気式太陽熱集熱器を用いた換気暖房を行う。外気(OA)または室内還気(RA)を空気式太陽熱集熱器により昇温させた後、必要に応じてデシカント除湿機に設置されている電気ヒータによってさらに昇温させ、室内に供給する(SA)。これによりデシカント除湿機内の加熱用機器の通年利用も可能となる。加湿には蒸気式加湿器を使用した。室内温度は補助電気ヒータによる制御、室内の湿度は加湿弁のON-OFF制御とした。冷房時には除湿ロータのモータ、ファン(2台)の電源として、暖房時にはファン(1台)の電源として太陽光・風力発電を用いている。バッテリー内の蓄電量が不足した場合には、自動的に商用電源に切り換えることができる。

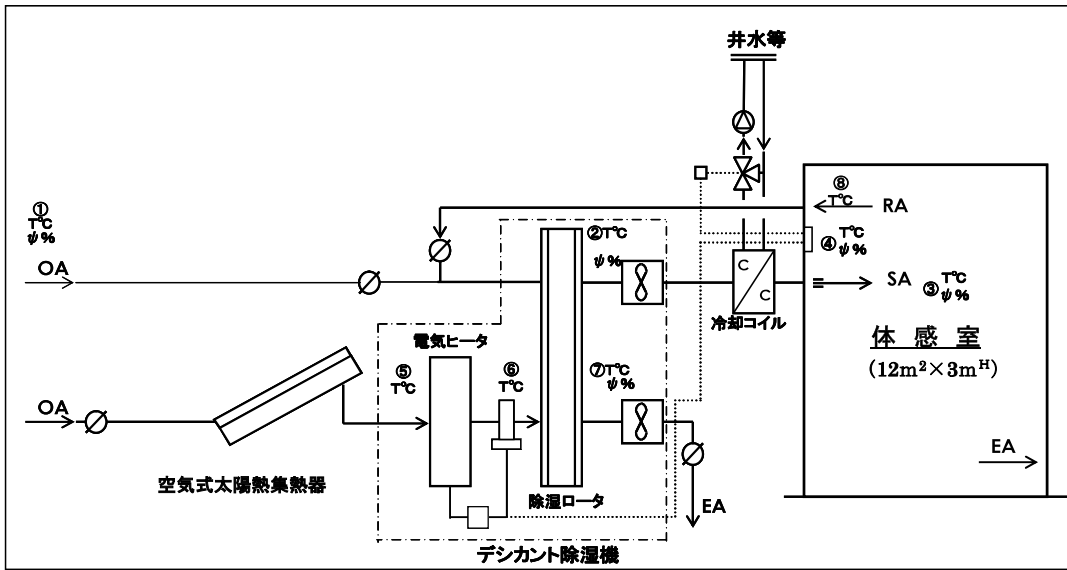


図 2-2 冷房システム概要

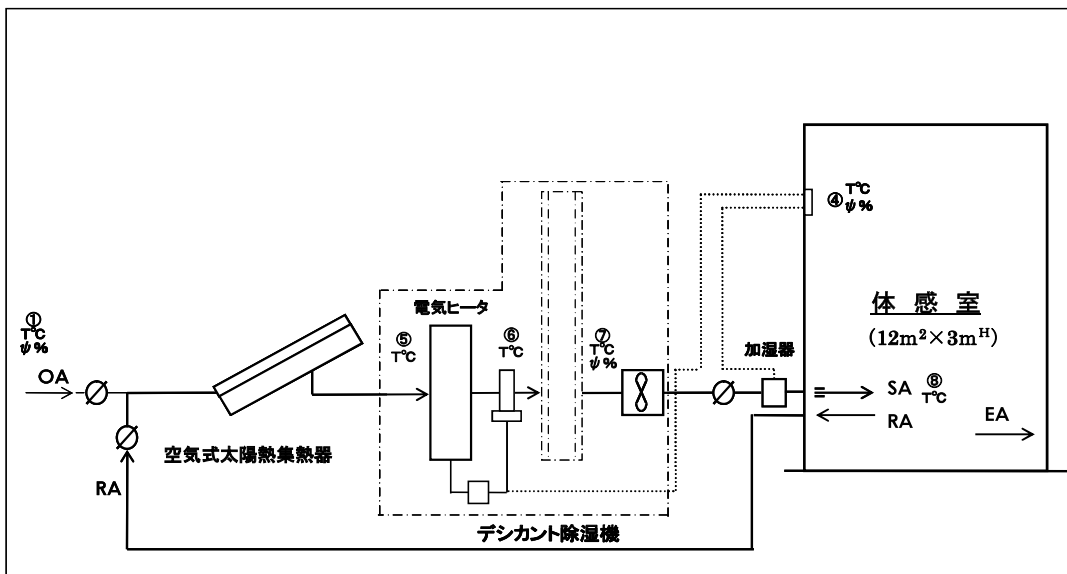


図 2-3 暖房システム概要

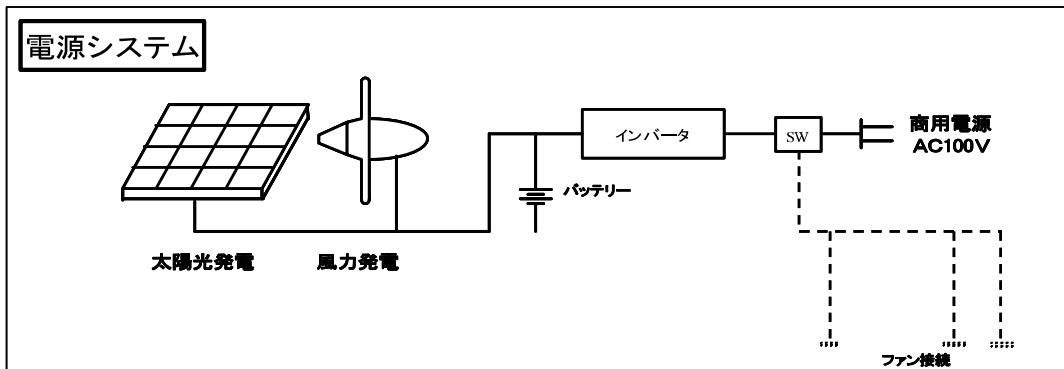
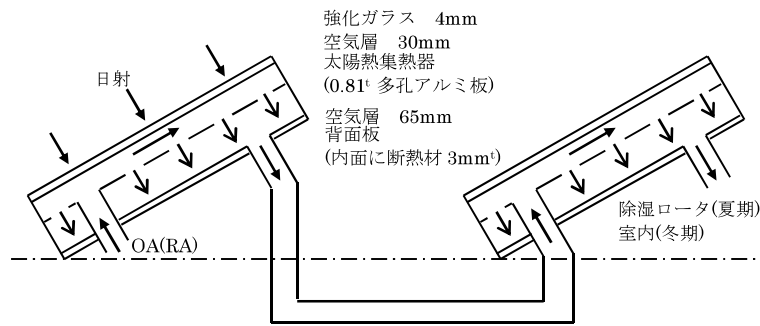


図 2-4 電源システム概要



外寸 [mm]	900×1,800×110 ^t
有効集熱面積 [m ²]	1.41m ² /台
吸収率 [-]	0.96

図 2-5 2 段式空気式太陽熱集熱器概要

2.2.2 実験概要

実験期間は夏期:2003年7月31日～9月10日(うちデータ採取日13日)及び2002年9月1日、冬期:2004年1月8日～3月10日(うちデータ採取日14日)、運転時間は8:30～17:00とした。実験は千葉県習志野市(東経140°、北緯35°)にある(株)朝日工業社技術研究所にて実施した。

表2-1に夏期及び冬期における実験条件を示す。夏期には室内潜熱(LH)源として1名在室し、①1名分の外気量を導入した場合及び②外気を導入しない場合(全量還気:All RA)について実験を行った。冬期には①空気式太陽熱集熱器による換気暖房を実施した場合及び②外気を導入しない場合(全量還気:All RA)について実験を行った。夏期の除湿ロータの処理側(給気(SA)側)風量は、0.0403 m³/s (145 m³/h:体感室(12 m²×3 m^H)換気回数=約4回/h)、再生側風量(=空気式太陽熱集熱器の

通過風量)は0.0153 m³/s(55 m³/h)とした。また、冬期の風量は0.0244 m³/s(88 m³/h)とした。

冷却水として井水を供給することを想定しており、冷却コイル入口水温は13～15℃(流量は3 l/min)とした。室内にはデスクトップ型パソコン1台、照明(24W×4灯)を設置した。体感室(断熱パネル:K=0.49 W/m²・Kで構成)は実験室(非空調、室温:夏期32℃、冬期17℃)内に設置されており、室内顕熱(SH)負荷は、冷暖房時共40 W/m²程度(うち外部負荷:22 W/m²程度)で実施した。夏期の室内絶対湿度の設定値は10.5 g/kg(DA)(26℃、50%)～11.2 g/kg(DA)(27℃、50%)、冬期の室温設定値は22℃とした。

表 2-1 実験条件

	室内設定 温湿度	室内発生熱			風量			備考
		人体	照明	パソコン	処理(給気)	再生	外気	
夏期	26℃ 50%	1名 54W(SH) 64W(LH)	96W (4灯)	90W (1台)	0.0403 m ³ /s	0.0153 m ³ /s	0.0069 m ³ /s	人数に応じた外気量
							0 m ³ /s	外気量ゼロ SA=RA(All RA)
冬期	22℃ 50%	0名	96W (4灯)	90W (1台)	0.0244 m ³ /s	—	0.0244 m ³ /s	全量外気 (太陽熱集熱器による換気暖房)
							0 m ³ /s	外気量ゼロ SA=RA(All RA)

2.2.3 実験結果

図2-6～8に夏期晴天日における温湿度、供給熱量等の一日の変化の一例を示す(外気を導入しない場合(全量還気:All RA))。室内温度及び湿度は早朝の立ち上がり時を除いて、それぞれ26～27℃及び45～50%(絶対湿度10.5～11.5 g/kg(DA))に維持できていることが分かる。空気式太陽熱集熱器出口において最高約80℃の高温空気が得られている(外気(OA)に対して約+45℃)。図2-8に乾燥剤の再生に要した熱エネルギーの1日の変化を示す。乾燥剤再生のために電気ヒータが入る時間は午前中が主で、かなりの時間帯において太陽熱のみで乾燥剤の再生が行われていることが分かる。

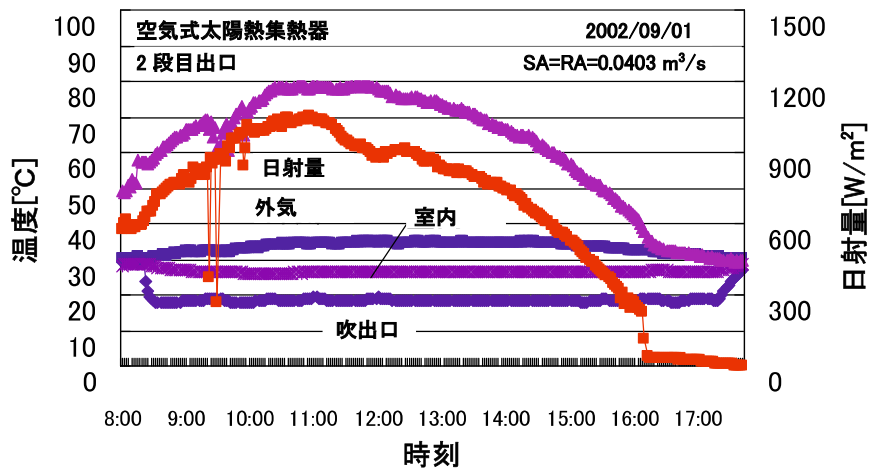


図 2-6 夏期晴天日における温度日変化の一例

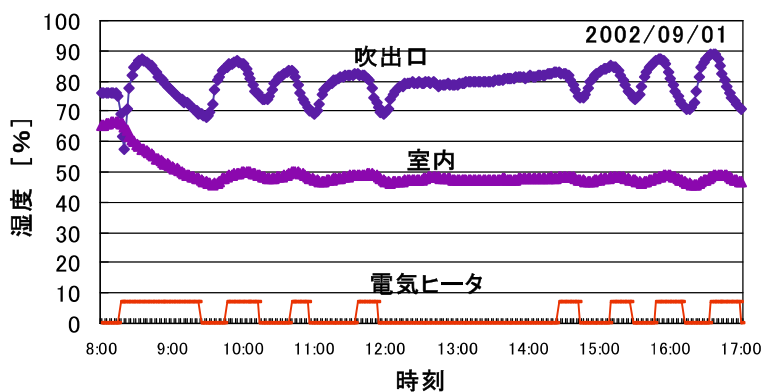


図 2-7 夏期晴天日における湿度日変化の一例

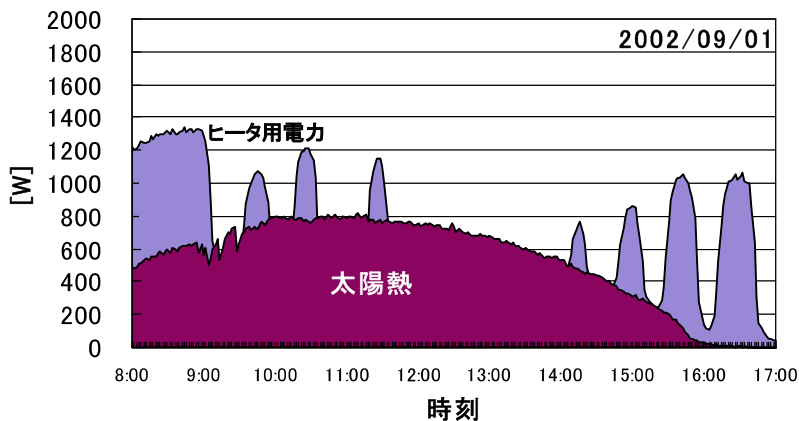


図 2-8 乾燥剤の再生に要した熱エネルギーの日変化の一例

図 2-9 及び図 2-10 に冬期の測定結果（全量還気：All RA）の 1 例を示す。最高 50 °C 程度の空気式太陽熱集熱器の出口温度が得られており、体感室内は早朝の立ち上がり時を除いて 22 °C 程度に維持されている。図 2-10 に暖房用必要エネルギーの 1 日の変化を示す。電気ヒータが入る時間は主として早朝の立ち上がり時及び 15:30 以降の時間帯で、その他の時間帯は主として太陽熱のみで暖房が行われていることが分かる。

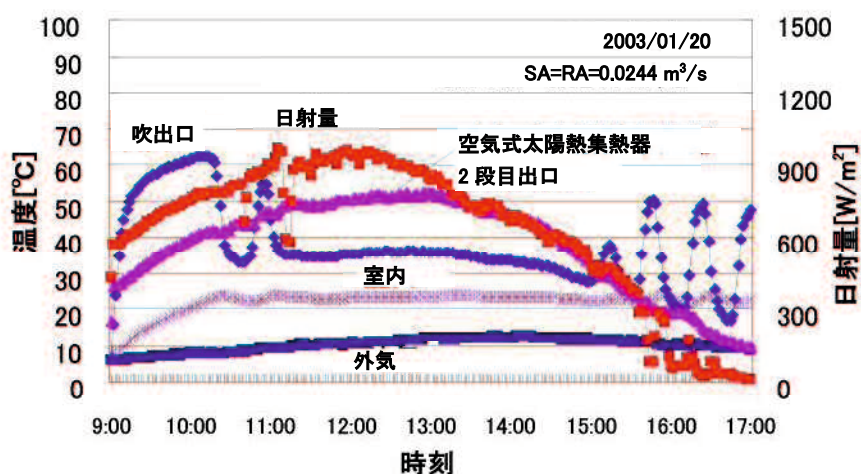


図 2-9 冬期晴天日における温度日変化の一例

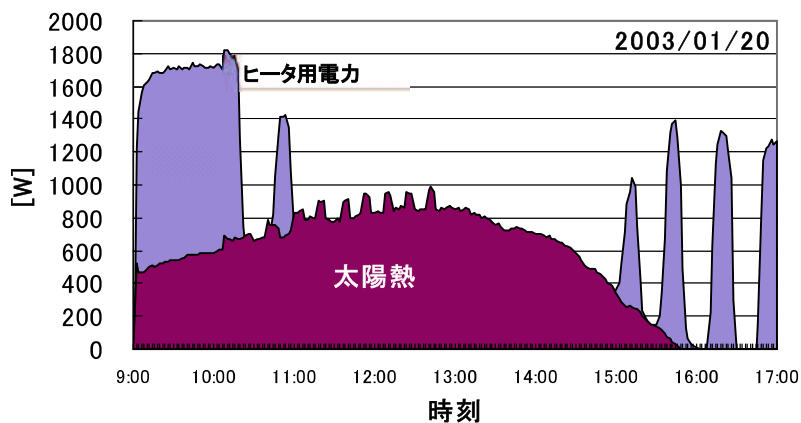


図 2-10 暖房用必要エネルギーの日変化の一例

表 2-2 に実験期間（夏期：2003 年 7 月 31 日～9 月 10 日、冬期：2004 年 1 月 8 日～3 月 10 日）中の平均エネルギー使用量（1 日当り）を示す。自然エネルギー供給率は、夏期には必要エネルギー（乾燥剤再生熱エネルギー、送風機・ロータモータ及び冷却水用ポンプ動力）に対する自然エネルギー供給の割合と定義した。冬期には必要エネルギー（暖房用熱エネルギー、送風機動力）に対する自然エネルギー供給の割合と定義した。乾燥剤再生エネルギーは午前の時間帯のように目標湿度に達しない場合にも供給された熱エネルギーに含めた。夏期には、乾燥剤再生に要した熱エネルギー（外気温から電気ヒータ出口側の空気温度まで昇温するのに要した熱エネルギーと定義）に対する空気式太陽熱集熱器により供給された熱エネルギー（外気温から空気式太陽熱集熱器 2 段目出口側の空気温度まで昇温するのに加えられた熱エネルギーと定義）の割合は 1 名分の外気 (OA) を導入した場合 44 %、外気を導入しない場合（全量還気：All RA）60 %となる。ファンやポンプの搬送動力分まで含めた全体でみると、それぞれ必要エネルギーの 35 %及び 42 %が自然エネルギーで賄われていることが分かる。また、必要エネルギーから自然エネルギー供給量を差し引いた分をシステムにおける消費電力とし、システム COP(成績係数)を算出すると 1 名分の外気(OA)を導入した場合 1.55、外気を導入しない場合（全量還気：All RA）1.71 となる。

暖房に要した熱エネルギー（空気式太陽熱集熱器入口温度から電気ヒータ出口側の空気温度まで昇温するのに要した熱エネルギーと定義）に対する空気式太陽熱集熱器により供給された熱エネルギー（空気式太陽熱集熱器入口温度から空気式太陽熱集熱器 2 段目出口側の空気温度まで昇温するのに加えられた熱エネルギーと定義）の割合は全量外気 (All OA) とした場合 72 %、外気を導入しない場合（全量還気：All RA）90 %となる。ファンの動力まで含めた全体でみると、それぞれ必要エネルギーの 73 %及び 91 %が自然エネルギーで賄われていることが分かる。冬期の外気を導入しない場合（全量還気：All RA）の自然エネルギー供給率が特に高いのは、実験期間中の晴天率が高かった（晴天日／実験日数≒0.90）上に、室温が設定値より高い 24 °C 程度まで上昇する日が発生し、これを見積りに加えたことによる（室温が 24 °C 程度まで上昇したが、暖房で 24 °C は快適許容範囲であり、且つ設定値である 22 °C まで冷却するには別途冷却エネルギーが必要となるため、24 °C を見積りに加えることが妥当だと判断した）。

表 2-2 平均エネルギー使用量 (1 日当り)

夏期(OA 0.0069 m³/s) (×10³ kJ)

	必要エネルギー(A)	自然エネルギー供給量(B)	B/A	エネルギー供給手段
再生熱エネルギー	25.3	11.1	0.44	太陽熱集熱器、電気ヒータ
送風機、ロータ用モータ	2.9	0.9	0.33	風力、太陽光発電
冷却水用ポンプ	5.9	0.0	0.00	商用電源
総合	34.2	12.1	0.35	

夏期(All RA)

	必要エネルギー(A)	自然エネルギー供給量(B)	B/A	エネルギー供給手段
再生熱エネルギー	18.3	10.9	0.60	太陽熱集熱器、電気ヒータ
送風機、ロータ用モータ	2.8	0.8	0.29	風力、太陽光発電
冷却水用ポンプ	7.1	0.0	0.00	商用電源
総合	28.2	11.7	0.42	

冬期(All OA)

	必要エネルギー(A)	自然エネルギー供給量(B)	B/A	エネルギー供給手段
暖房用エネルギー	25.3	18.3	0.72	太陽熱集熱器、電気ヒータ
送風機	1.3	1.0	0.79	風力、太陽光発電
総合	26.6	19.3	0.73	

冬期(All RA)

	必要エネルギー(A)	自然エネルギー供給量(B)	B/A	エネルギー供給手段
暖房用エネルギー	18.0	16.2	0.90	太陽熱集熱器、電気ヒータ
送風機	1.3	1.3	1.00	風力、太陽光発電
総合	19.3	17.5	0.91	

図2-11~14に各測定日における自然エネルギー供給率と日積算日射量との関係を示す。測定期間中、風力発電の発電量は1日平均で0.025 kWh、太陽光発電の発電量は0.26 kWhとなっており、発電量のほとんどが太陽光によるものであった。風力発電の発電量が小さかったのは風力発電機設置位置の風況調査が不十分であったため、十分な風速が得られなかったことによる。したがって、自然エネルギー供給率は日射量に大きく依存するものと考え、このような整理法を採用した。自然エネルギー供給率は日積算日射量の増加に伴いほぼ比例的に大きくなることが分かる。夏期の自然エネルギー供給率は1名分の外気(OA)を導入した場合、約20~50%、外気を導入しない場合(全量還気: All RA)、約30~65%の間で変化しており、8・9月平均日積算日射量(東京、真南、30度傾斜、『NEDO 全国日射関連データマップ』)における値はそれぞれ約32%及び約42%となる。乾燥剤再生必要熱量に対する太陽熱供給割合は、1名分の外気(OA)を導入した場合及び外気を導入しない場合(全量還気: All RA)それぞれ約30~65%及び約45~90%となる。冬期の自然エネルギー供給率は全量外気(All OA)を導入した場合、約30~93%、外気を導入しない場合(全

量還気：All RA)、約 65～97 %の間で変化しており、1～3 月平均日積算日射量における値はそれぞれ 62 %及び 73 %となる。データ数は少ないが、図 2-11～14 により平均的日射量（統計値）における自然エネルギー供給率の概略値を把握することができる。

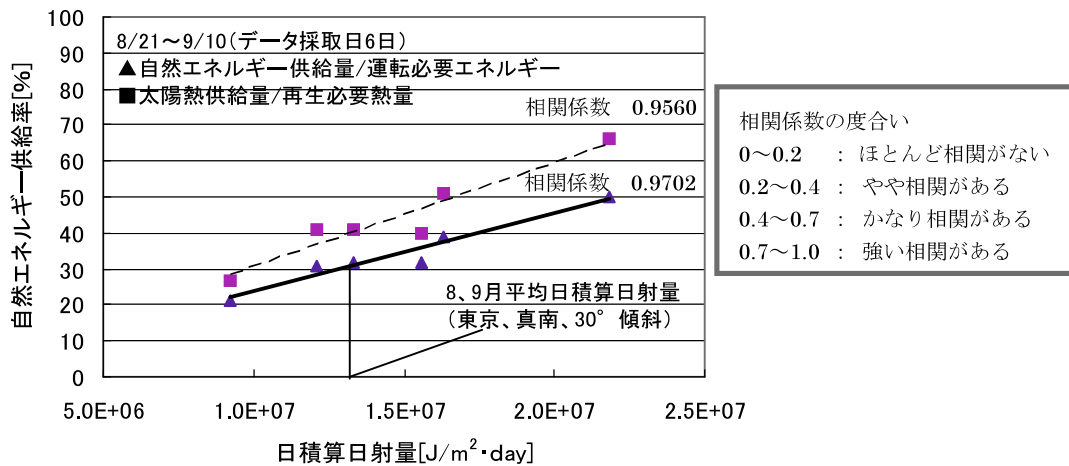


図 2-11 自然エネルギー供給率：夏期 (OA 0.0069 m³/s)

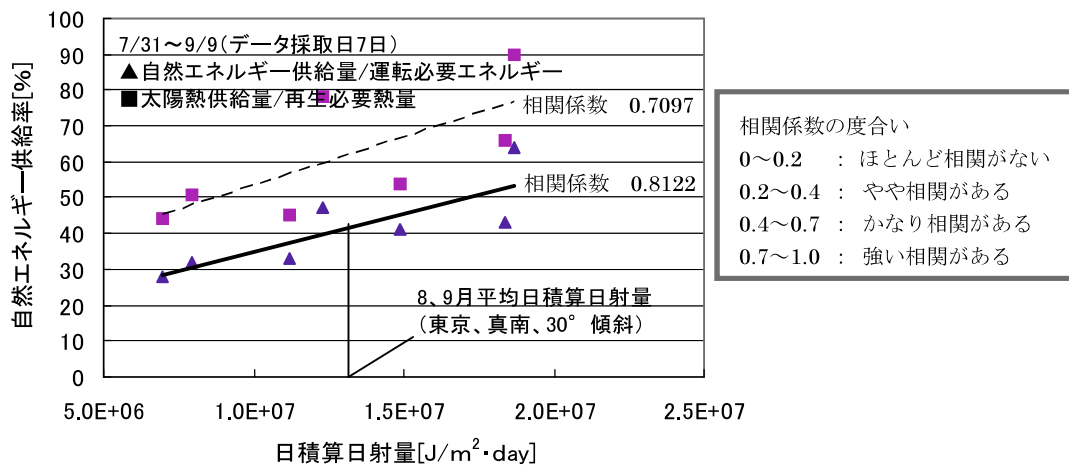


図 2-12 自然エネルギー供給率：夏期 (All RA)

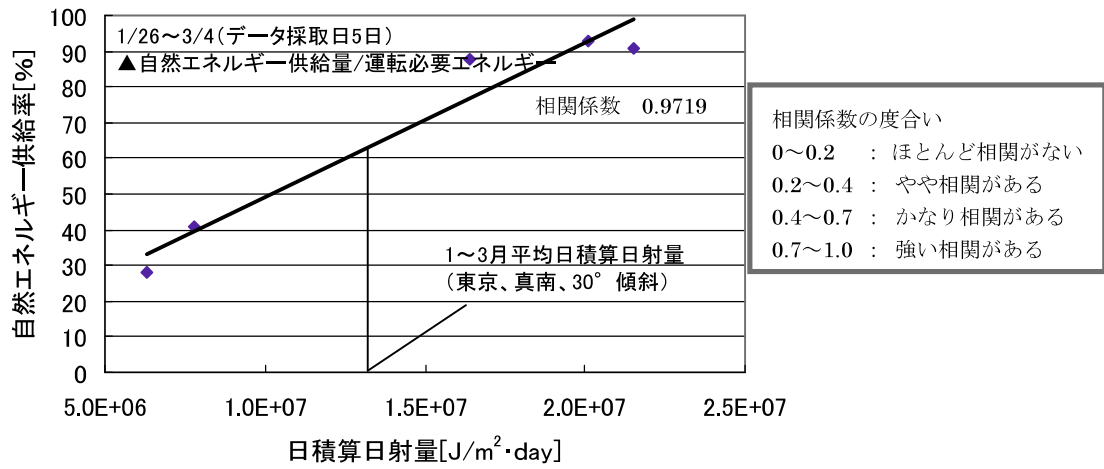


図 2-13 自然エネルギー供給率：冬期 (All OA)

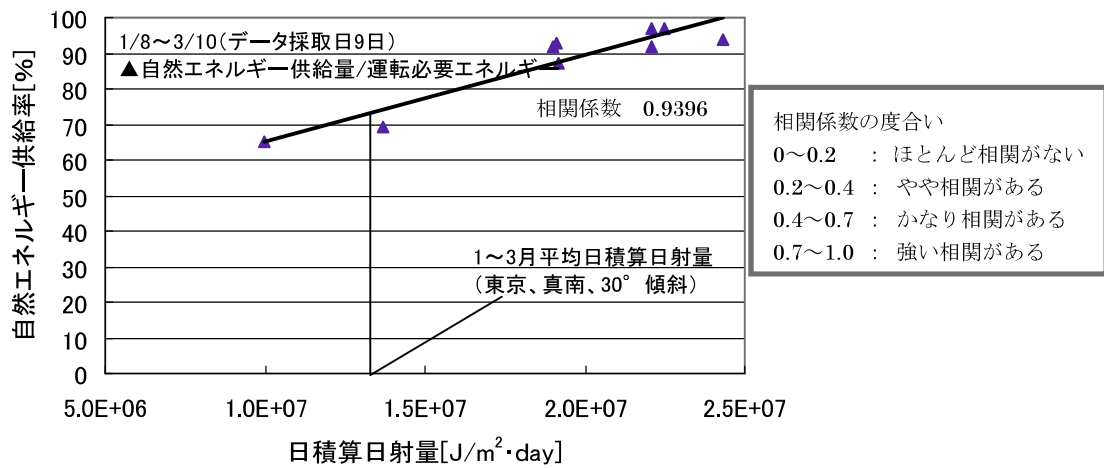


図 2-14 自然エネルギー供給率：冬期 (All RA)

2.3 ロータ冷却流路を備えたデシカント空調ユニット

2.3.1 デシカント空調ユニットの概要

本システムは図 2-15 に示すように処理側・再生側流路の他にデシカントロータ冷却のための第 3 の流路を設けたシステムである。外気 (OA) または室内還気 (RA) をデシカントロータに通すことにより除湿した後、さらに室内ユニットにより冷却して室内に供給する (SA)。冷却水として、通常の冷房用冷水よりかなり温度の高い井水等が使用できる (実験では冷凍機を用い、井水温度レベルの冷水を供給した)。再生側においては、外気を空気式太陽熱集熱器により昇温させた後、デシカントロータの再生部に供給し、排気 (EA) する。補助として電気ヒータを組み込んでいる。室温は冷水コイルの三方弁による冷水量制御、室内の湿度はその絶対量 $[g/kg(DA)]$ によって補助ヒータの入力値を変える制御とした。

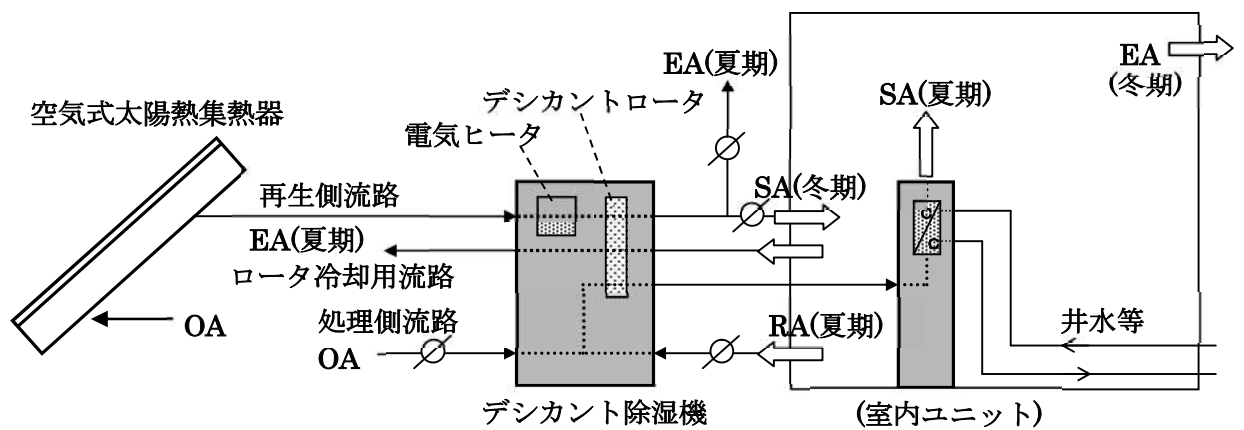


図 2-15 システム概要

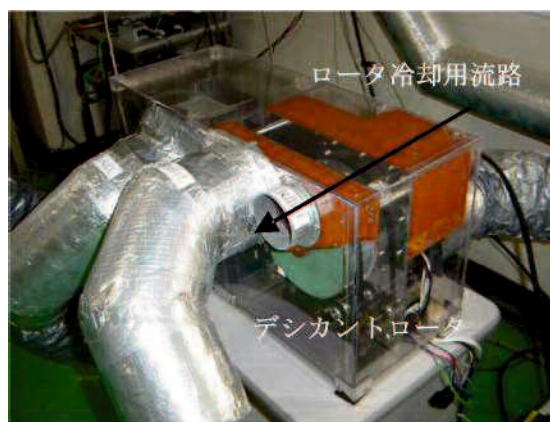


図 2-16 デシカント除湿ユニット

図2-16及び図2-17に試作機の外観及び除湿機内のデシカントロータの概要を示す。デシカントロータには直径 180 mm、厚さ 50 mm のシリカゲルハニカムロータを使用した。デシカントロータは 24 rph のゆっくりとした速度で回転している。流路面積の比率は処理側流路 210°、再生側流路 90°、ロータ冷却用流路 60°とした。

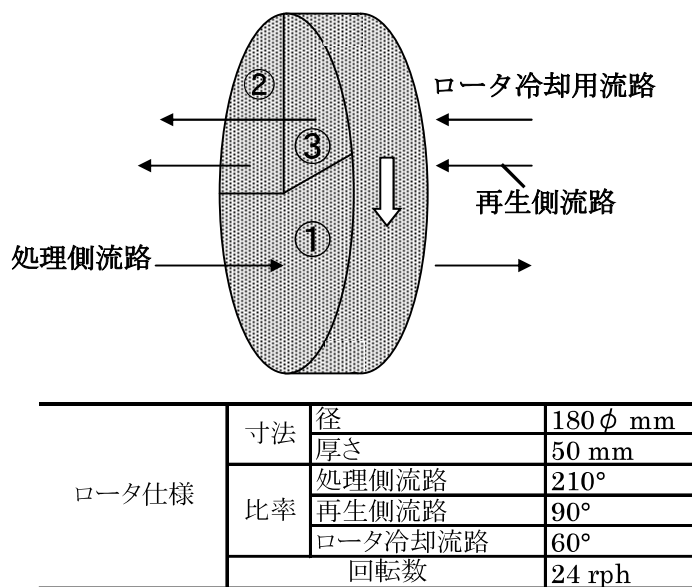


図 2-17 デシカントロータ概要

2.3.2 実験概要

表 2-3 に実験条件を示す。室内潜熱 (LH) 源として 1 名在室し、①1 名分の外気量を導入した場合及び②外気を導入しない場合 (全量還気 : All RA) について実験を行った。運転時間は 8:30~17:00 とした。デシカントロータの処理側 (給気 (SA) 側) 風量は 0.0306 m³/s (110 m³/h : 実験室 (7.3 m²×3 m^H) 換気回数=約 5 回/h)、再生側風量 (=空気式太陽熱集熱器通過風量) は 0.0111 m³/s (40 m³/h)、冷却水として井水を供給することを想定しており、冷却コイル入口水温は 13~15 °C (流量は 3 l/min) とした。室内にはデスクトップ型パソコン 1 台、照明 (24 W×4 灯) を設置した。室内絶対湿度の設定値は 11.2 g/kg(DA) (27 °C、50 %) とした。実験室は非空調室内に設置されており、室内顕熱 (SH) 負荷が比較的小さい状態 (約 40 W/m²、2.2.2 参照) で実施した。なお、希薄な太陽熱エネルギーを効率良く得るためには、既往の研究⁷⁾からヒートロスを減少させる対策が必要であることが明らかになったため、空気式太陽熱集熱器の背面の断熱材を補強した (押出法ポリスチレンフォーム : 厚さ 3 mm → 50 mm)。また、ロータ冷却の効果を確認するためにロータ冷却ファ

ンを起動した場合と停止した場合のデシカントロータの除湿量の変化及び室内排気（EA）からの冷熱回収の効果について調べた。ロータ処理部には外気（OA）を供給した。室内からロータ冷却部まではダクトを通して室内空気を送っているため多少の温度上昇はあるが、室内の設定条件である 27 °C、50 %に近い温湿度条件の空気をロータ冷却部に供給した。ロータ冷却ファンを起動した状態で実験を開始し、12:00 にロータ冷却ファンを停止した。デシカントロータ出入口の絶対湿度差により求めた除湿量及びデシカントロータ出入口の温度差により求めた必要冷却熱量（ここでは発生吸着熱除去量と定義した）によりロータ冷却の効果を調べた。

表 2-3 実験条件

室内設定 温湿度	室内発生熱			風量			
	人体	照明	パソコン	処理側	再生側	ロータ冷却	外気
27 °C 50%	1名	96 W	90 W	0.0306 m ³ /s	0.0111 m ³ /s	0.0050 m ³ /s	0.0069 m ³ /s
	55 W(SH) 64 W(LH)						0 m ³ /s

2.3.3 実験結果

図 2-18~21 に夏期晴天日における各所の温度、供給熱量などの一日の変化の一例を示す。図 2-18~20 は 1 名分の外気量を導入して除湿冷却を行った場合の結果、図 2-21 は室内空気をデシカント除湿機に戻し循環して除湿冷却を行った場合（全量還気：All RA）の結果である。空気式太陽熱集熱器 2 段目出口においてデシカントロータの再生に有効な 80 °C 以上の高温空気が得られている（最高約 85 °C：外気（OA）に対して約 +50 °C）。室温は 27~28 °C の間で変動しているが、今回のような自然エネルギー活用方式の場合には許容できるものと考えた。図 2-19 及び図 2-20 よりデシカントロータの再生に要した熱エネルギーの 50 % 以上が太陽熱で賄われていることが分かる。

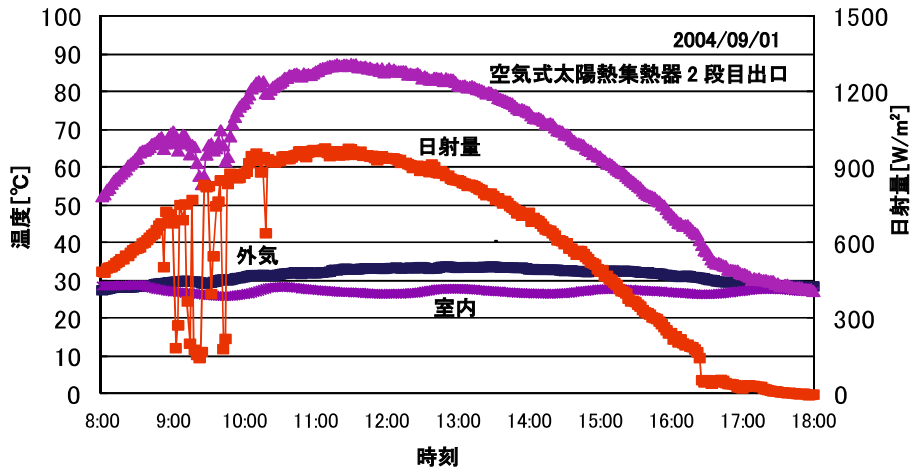


図 2-18 夏期晴天日における温度日変化の一例 (OA 0.0069m³/s)

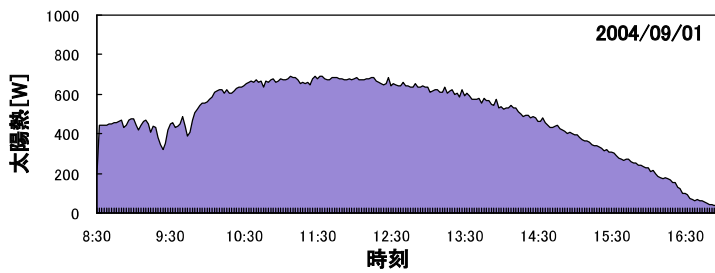


図 2-19 集熱エネルギーの日変化の一例 (OA 0.0069m³/s)

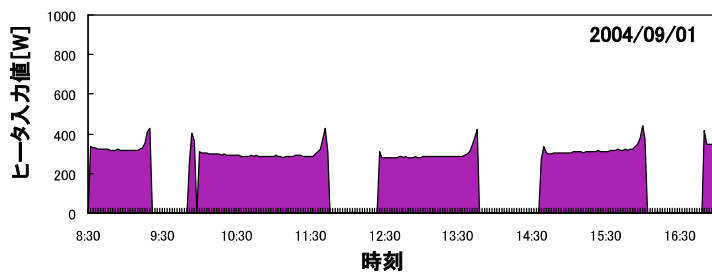


図 2-20 電気ヒータ入力値の日変化の一例 (OA 0.0069m³/s)

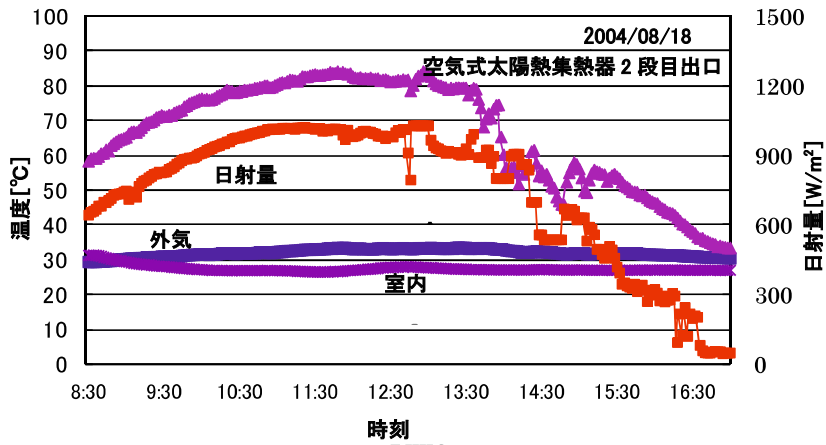


図 2-21 夏期晴天日における温度日変化の一例 (All RA)

図 2-22 に空気式太陽熱集熱器の断熱材補強効果の一例を示す。空気式太陽熱集熱器の背面の断熱材の補強により空気式太陽熱集熱器の温度上昇度が約 30 %大きくなっていることが分かる。

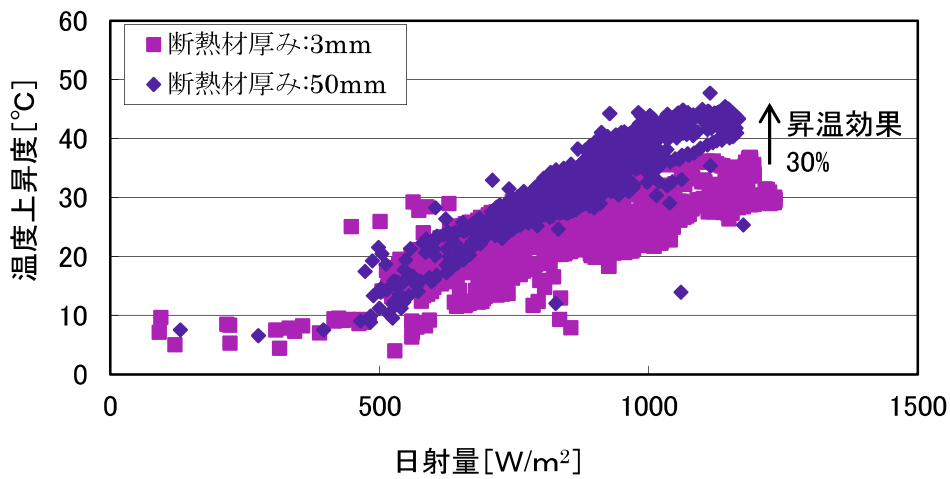
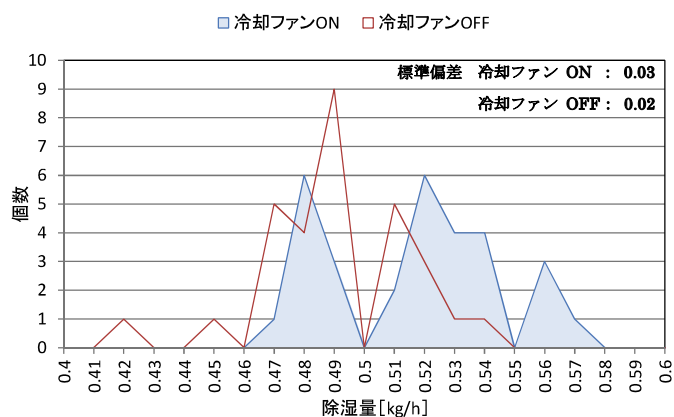
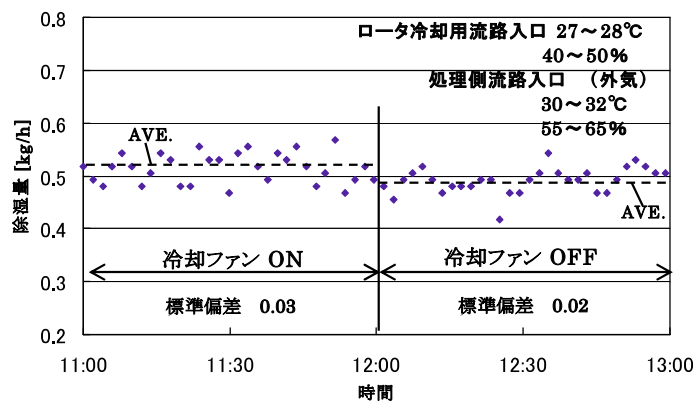


図 2-22 断熱材補強効果の一例

図2-23にロータ冷却ファンを起動した場合と停止した場合のデシカントロータの除湿量の変化を示す。再生温度は実験中ほぼ一定で72~79℃であった。ロータ冷却ファンを起動している場合の除湿量は0.144 g/s (0.52 kg/h) となり、停止している場合に比して約6%除湿能力を向上させることができた。

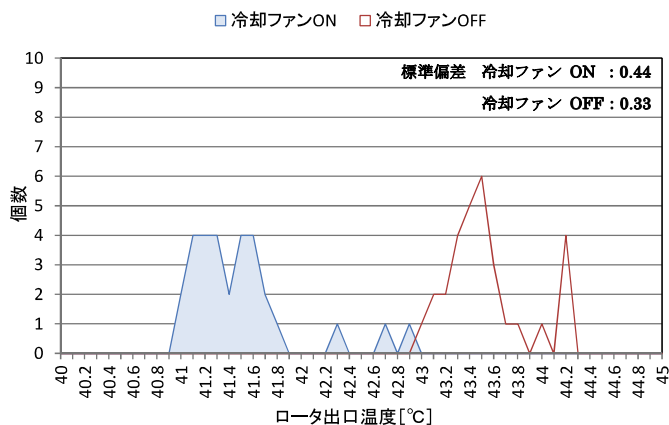
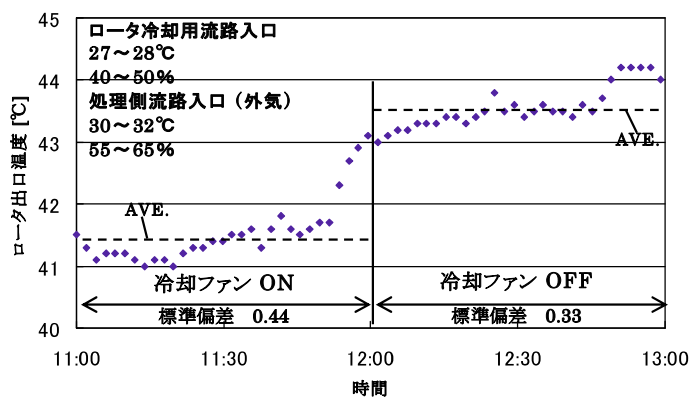


再生温度(AVE.)		77℃
除湿量(AVE.)	ロータ冷却用ファン ON	0.52kg/h
	ロータ冷却用ファン OFF	0.49kg/h

図 2-23 ロータ冷却による除湿効果

図2-24にロータ冷却ファンを起動した場合と停止した場合のロータ出口空気温度及び必要冷却熱量の値を示す。ロータ冷却ファンを起動させることにより、デシカントロータ出口空気温度を約2℃低下させることができる。ロータ冷却ファンを起動している場合、必要冷却熱量は停止している場合に比して、約8%小さくなること分かる^{注)}。

ロータ再生プロセスでは再生側流路に進入した最初のエリアにおいてほとんど脱着が終了し、再生側流路面積が大きい場合、脱着に使われなかった熱が処理側ゾーンに伝わりやすくなる可能性がある。



必要冷却熱量 (AVE.)	ロータ冷却用ファン ON	353W
	ロータ冷却用ファン OFF	383W

図 2-24 ロータ冷却による必要冷却熱量の変化

2.4 まとめ

デシカント除湿機、空気式太陽熱集熱器を柱に、太陽光・風力発電も取り込んだ自然エネルギー主体の冷暖房システムについて、夏期、冬期の晴天日における室内環境、省エネ効果について調べるとともに、夏期・冬期の一定期間におけるエネルギー使用量の試算を行った。また、ロータ冷却流路を備えたデシカント空調ユニットについて夏期の晴天日における性能を調べた。本章では以下の知見が得られた。

- (1) 平均的日射量（東京、夏期・冬期）における自然エネルギー供給率の概略値を把握することができた。
- (2) 夏期のシステム COP（成績係数）は外気（OA）を導入した場合 1.55、外気を導入しない場合（全量還気：All RA）1.71 となった。
- (3) 第 3 の流路を設けて室内排気（EA）を供給することにより冷却に要するエネルギーを約 8 %削減することができた。また、除湿能力を約 6 %向上させることができた。
- (4) 空気式太陽熱集熱器 2 段目出口において、デシカントロータの再生に有効な 80 °C以上の高温空気が得られた。

試作した自然エネルギーを活用したデシカント空調システム及びロータ冷却流路を備えたデシカント空調ユニットは、本来空調対象室外壁に近接して設置することを想定しているが、実験施設の制約上実験室から離れた位置に設置し、ダクトからのヒートロスが大きい状態で行われたものである。空気式太陽熱集熱器、デシカントユニット及び空調対象室を近接して設置することにより更なる性能向上が期待できる。

注) 実験ではロータ冷却ファンを起動した場合と停止した場合との比較を行ったが、冷却ファンを停止した場合には本来使用可能なロータ面積を 100 %有効に活用していないことになる。そこで、冷却ファンを停止した場合にデッドゾーンとなっている冷却用流路を再生側流路として有効活用した場合との比較を行うための実験装置を別に試作し、実験を実施した（ロータ分割比が処理：再生：冷却=2:1:1 の場合と 1:1:0 の場合を比較した）。その結果、冷却流路がある場合は無い場合に比して除湿能力を約 13 %向上させることができ、必要冷却熱量を約 15 %向上させることができることが分かった。

参考文献

- 1) 児玉昭雄、大蔵将史、太陽熱利用デシカント空調システムに対する室内空調負荷および換気回数の影響評価、空気調和・衛生工学会論文集 No.127、pp.11-18、2007.
- 2) 桃井良尚、義江龍一郎、佐竹晃、吉野博、通年利用型ソーラー給湯・空調換気システムの実測及び年間シミュレーション、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.901-904、2008.
- 3) 佐竹晃、吉野博、義江龍一郎、三田村輝章、今野賢一、持田灯、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 全体研究の概要、日本建築学会大会学術講演梗概集、D-2、環境工学 II、pp.1329-1330、2009.
- 4) 廣瀬勉、児玉昭雄、川崎春夫、岡野浩志、太陽熱利用デシカント空調、太陽エネルギー、Vol.27、No.2、pp.19-26、2001.
- 5) 小金井真、柏瀬芳昭、太陽熱集熱外壁材に関する実験的研究、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.949-952、2000.
- 6) 小金井真、柏瀬芳昭、自然エネルギー利用冷暖房システムに関する研究（その 1）システム概要及びソーラーウォールに関する試験結果、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.1305-1308、2002.
- 7) 生田紀夫、小金井真、柏瀬芳昭、自然エネルギー利用冷暖房システムに関する研究（その 2）夏期及び冬期の晴天日における試験結果、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.1081-1084、2003.
- 8) 小金井真、生田紀夫、柏瀬芳昭、自然エネルギー利用冷暖房システムに関する研究（その 3）夏期及び冬期の試験結果、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.485-488、2004.
- 9) 生田紀夫、小金井真、ロータ冷却流路を備えた小型デシカントユニットの開発、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.1229-1232、2005.
- 10) 廣瀬勉、児玉昭雄、熱のカスケード利用末端を担うデシカント空調、建築設備と配管工事、Vol.39、No.11、pp.1-6、2001.

第3章 太陽熱を活用したヒートポンプ組み込み型 デシカント空調システム

3.1 はじめに

本章では業務用ビルの外気負荷と室内潜熱負荷の処理方法として、高効率ヒートポンプにより生成する高温冷水・低温温水及び空気式太陽熱集熱器により回収した熱エネルギーを熱源として活用することにより高効率化を図ったデシカント空調システムを提案し、検討を行った。室内顕熱負荷は放射パネルやファンコイルユニット等により処理することを想定している。従来のデシカント空調システムでは、システム COP（成績係数）が 1 以下と低いことが問題であり、効率化を図るために除湿で生じる吸着熱の処理に必要な冷却エネルギーとデシカントの再生に必要な加熱エネルギーの熱源に太陽熱等の自然エネルギーをいかに有効に活用するかが課題である。しかし、2 章で明らかになったように、自然エネルギーのみでは安定的な熱源を提供できないので、自然エネルギーと安定的な熱源（ヒートポンプ等）との融合を図った効率的なシステムが求められている。

既往の研究から空冷ヒートポンプを熱源に利用した冷却除湿再熱方式¹⁾や CO₂ヒートポンプを再生熱源に利用したデシカント空調システム^{2)~5)}では、高負荷条件時のシステム COP（成績係数）が 2 程度と報告されている。ここではヒートポンプに太陽熱を活用し、システム COP（成績係数）が 2 以上になることを目標とした。

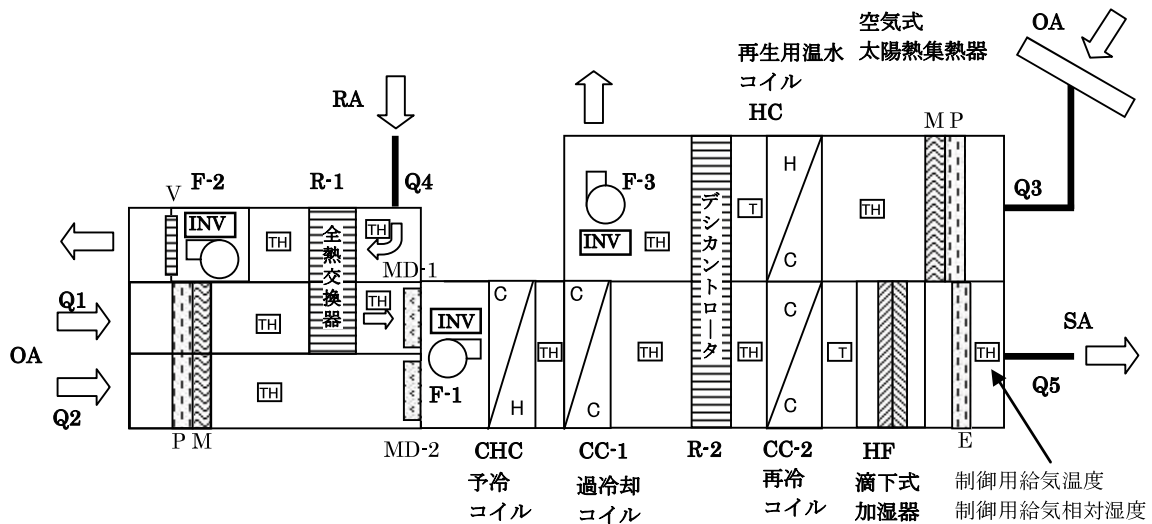
本章では開発中の高効率ヒートポンプからの生成を見立てた高温冷水・低温温水と空気式太陽熱集熱器の回収熱を熱源とするデシカント空調機（試作機）を製作し、夏期の外気条件下における消費エネルギーと外気処理熱量の実測値からデシカント空調システム全体の COP（成績係数）を評価した。ここで、高効率ヒートポンプとは 20 °C 冷水と 55 °C 温水が同時取り出し可能で COP 7 の性能を持つメーカーで開発中のヒートポンプである。さらに、夏期の期間消費エネルギーを試算した結果についても併せて報告する。

3.2 デシカント空調機（試作機）の概要

実験で使用したデシカント空調機（試作機）の外観及び概要を図 3-1 及び図 3-2 に示す。デシカント空調機（試作機、処理風量 1,000 m³/h）は、排熱回収用回転型全熱交換器（R-1）、デシカントロータ（R-2、ロータ径 600 mm）、ロータ再生用温水コイル（HC）、予冷コイル（CHC、冬期は加熱コイルとして使用）、過冷却コイル（CC-1）、再冷コイル（CC-2）、冬期用滴下式加湿器（HF）、給気ファン（F-1）、排気ファン（F-2）、ロータ再生用ファン（F-3）から構成される。室内還気（RA）から全熱回収した外気（OA：Q1 系統）と無処理外気（OA：Q2 系統）の混合外気（OA：F-1 系統）は、予冷コイル（CHC）・過冷却コイル（CC-1）にてプレ冷却除湿した後、デシカントロータ（R-2）で除湿され、再冷コイル（CC-2）で吸着熱を処理して室内へ供給される（SA）。高効率ヒートポンプ（冷却能力 69.5 kW、加熱能力 92.5 kW、COP（成績係数）=7）で作られた温水は、再生用温水コイル（HC）に供給されることを想定し、高効率ヒートポンプと空冷ヒートポンプ（冷却能力 205 kW、COP（成績係数）=5.2）で作られた冷水は、予冷コイル（CHC）及び再冷コイル（CC-2）に供給されることを想定している。高効率ヒートポンプを必要温熱量基準で運転すると、冷熱が不足するため、冷熱の不足分を空冷ヒートポンプで補うことを想定している。また、冷凍機（冷却能力 53 kW、COP（成績係数）=0.47）で作られた冷水は、過冷却コイル（CC-1）に供給されることを想定している。今回の実験では予冷コイル（CHC）及び再冷コイル（CC-2）に既設の実験設備から約 20 °C の高温冷水を供給し、再生用温水コイル（HC）に電気温水器を用いて約 55 °C の低温温水を供給し、過冷却コイル（CC-1）に冷凍機を用いて約 7 °C の冷水を供給した。



図 3-1 デシカント空調機（試作機）外観



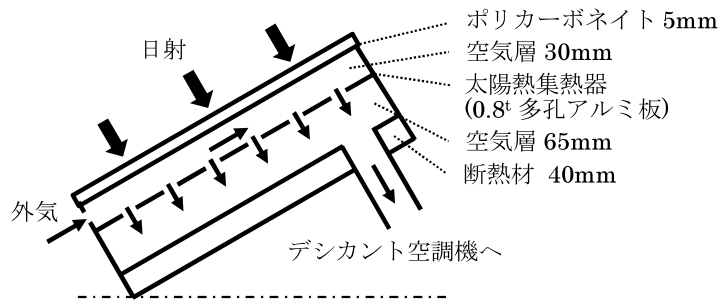
TH : 温湿度センサ (高分子静電容量式)、T : 温度センサ (Pt100Ω)、P : 粗塵フィルタ、M : 中性能フィルタ、E : エリミネータ、V : 風量調整ダンパ、MD : モータダンパ、INV : インバータ

図 3-2 デシカント空調機概要

デシカントロータの再生空気は、外気 (OA) を空気式太陽熱集熱器と再生用温水コイル (HC) で昇温して作られ、デシカントロータ (R-2) に供給される。ここで、デシカントロータ剤は、80 °C 以上の高温空気を必要とするシリカゲルやゼオライトではなく、50 °C 程度で水分の脱着再生が可能な高分子素材 (高分子収着剤⁶⁾) を採用している。空気式太陽熱集熱器の外観及び概要を図 3-3 及び図 3-4 に示す。太陽熱集熱器は外部風速が大きい場合には効率が低下する⁸⁾ ため、表面をポリカーボネイトで覆った。今回の実験に用いた実験装置には、夏期気候条件を模擬できるように、外気取入れダクト手前に外気温度設定用の電気ヒータと外気湿度設定用の電極式加湿器を設けている。デシカント空調システム内における空気状態の測定点を図 3-5 に示す。デシカント空調機内において一つ前 (上流側) のポイントからの水分変化が想定されるすべてのポイントに温湿度センサ (高分子静電容量式 : 精度 ±1 %RH (0~90 %RH)、±1.7 %RH (90~100 %RH)、±0.2 °C) を設置し、水分変化が想定されないポイントには温度センサ (Pt100Ω : クラス A) を設置した。



図 3-3 空気式太陽熱集熱器外観



外寸 [mm]	2,000×6,000×150 ^t
有効集熱面積 [m ²]	10.8
吸収率 [-]	0.96

図 3-4 空気式太陽熱集熱器概要⁷⁾

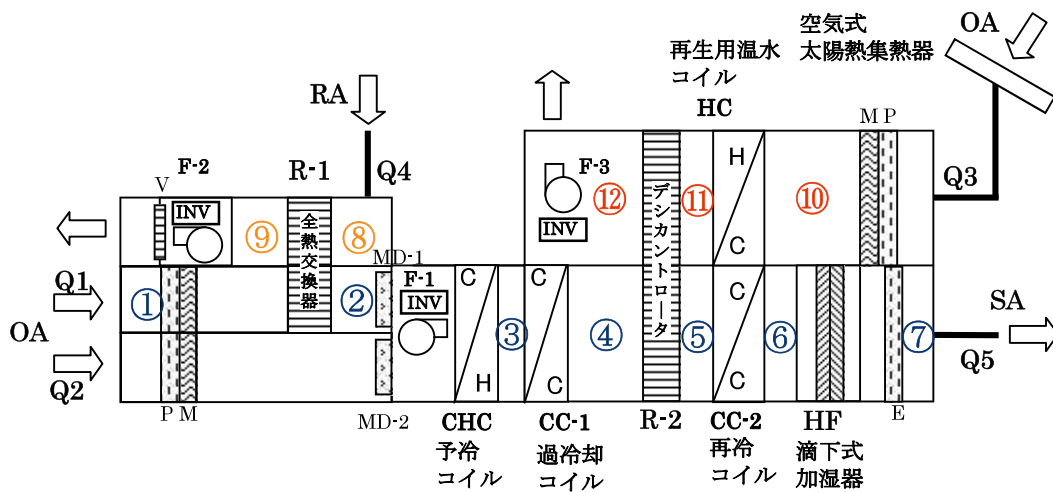


図 3-5 システム内における空気状態の測定点

3.3 実験概要

3.3.1 デシカント空調システムの運転条件

処理側外気 (OA) はすべて Q1 系統の流路を通過させ、全熱交換器 (R-1) を利用して室内還気 (RA) から全熱を回収した。

3.3.2 制御方法

給気温湿度 (処理側出口⑦) による制御を行い、設定値は温度 25.5 °C、相対湿度 55.4 % (絶対湿度 11.3 g/kg(DA)) とした。室内顕熱負荷は放射パネル等での処理を想定している⁹⁾。給気湿度は室内での人体潜熱負荷処理を見込んでの設定値である。室内の PMV (Predicted Mean Vote : 予測温冷感申告) が 0.5 以下となるように室内条件を温度 25.5 °C、相対湿度 66 %、着衣量 0.58 clo、活動量 1.2 Met、平均放射温度 25.5 °C、平均風速 0.1 m/s とし、一人当たりの換気量 30 m³/h、蒸発潜熱 2,256 kJ/kg から算出した。

(1) 給気温度

再冷コイル (CC-2) の冷水量の三方弁制御を行った。

(2) 給気湿度

1) 再生用温水コイル (HC) の温水量の三方弁制御を行った。

2) デシカントによる除湿量が不足の場合は、予冷コイル (CHC) の冷水量の三方弁制御、それでも不足の場合は過冷却コイル (CC-1) の冷水量の三方弁制御を行った。

3.3.3 実験条件

夏期気候条件（温度 29.6～32.5 °C、絶対湿度 15.5～21.4 g/kg(DA)）を模擬し、表 3-1 に示す夏期実験条件にて実験を行った。外気負荷条件は絶対湿度が 20 g/kg(DA) 以上の時を高負荷条件、絶対湿度が 15～16 g/kg(DA)の範囲を低負荷条件とした。設計処理風量 1,000 m³/h（200%、参考実験）に対して基準運用時処理風量を 500 m³/h（100%）と設定し、他に運用時処理風量 350 m³/h（70%）、運用時処理風量 250 m³/h（50%）の条件を設定した。

処理風量と再生風量の比率は 1 : 1 を基準とし、条件（5）では搬送動力低減による省エネ性の確認を行うために再生風量の比率を変更した。室内からの排気は湯沸室等の一般排気を想定しており、各条件ともに処理風量（SA）から一般排気（216 m³/h : 換気回数 5 回分）を差し引いた分を全熱交換器（R-1）に戻した（処理風量 500 m³/h 時 : 還気風量 284 m³/h、処理風量 350 m³/h 時 : 還気風量 134 m³/h、処理風量 250 m³/h 時 : 還気風量 34 m³/h、処理風量 1,000 m³/h 時 : 還気風量 784 m³/h）。

表 3-1 実験条件

条件	処理風量[m ³ /h]	再生風量[m ³ /h]	負荷条件 ^{※1}	太陽熱 ^{※2}
(1)	500 (100%)	500 (100%)	高	有
(2)	500 (100%)	500 (100%)	高	無
(3)	500 (100%)	500 (100%)	低	有
(4)	500 (100%)	500 (100%)	低	無
(5)	500 (100%)	300 (60%)	低	無
(6)	350 (70%)	350 (70%)	高	無
(7)	250 (50%)	250 (50%)	高	無
(8)	1,000 (200%)	1,000 (200%)	高	無

※1 高 : 外気絶対湿度 20 g/kg(DA)以上、低 : 外気絶対湿度 15～16 g/kg(DA)

※2 日射量が 200 W/m²以下を太陽熱無とした

3.4 デシカント空調システムの COP 評価

本空調システムの省エネルギー性能は、エネルギー消費が大きい夏期の外気条件下において、デシカント空調システム全体の消費電力と外気処理熱量から求めるシステム COP（成績係数）で評価した。デシカント空調システムの COP（成績係数）は、外気処理熱量 [kW] をデシカント空調システム全体の消費電力 [kW] で除して算出した。また、高効率ヒートポンプを再生用温水コイル（HC）、予冷コイル（CHC）及び再冷コイル（CC-2）の熱源に、空冷ヒートポンプを予冷コイル（CHC）及び再冷コイル（CC-2）の熱源として評価した。高効率ヒートポンプを必要温熱量基準で運転すると、冷熱が不足するため、冷熱の不足分を空冷ヒートポンプで補うことを想定している。

以下にシステム COP（成績係数）の算出式を示す。

$$COP_{SYSTEM} = H_{COOL} / E_{SYSTEM} \quad (3-1)$$

$$H_{COOL} = W_s (h_{OA} - h_s) \quad (3-2)$$

$$E_{SYSTEM} = E_{HP-L} + E_{HP} + E_{CC-1} + E_M \quad (3-3)$$

$$E_{HP-L} = (H_{HC} + 3/4 \cdot H_{HC}) / COP_{HP-L} \quad (3-4)$$

$$E_{HP} = (H_{CHC} + H_{CC-2} - 3/4 \cdot H_{HC}) / COP_{HP} \quad (3-5)$$

$$E_{CC-1} = H_{CC-1} / COP_{CC-1} \quad (3-6)$$

H_{COOL} : 処理熱量 [kW]

H_{HC} : 温水コイルでの加熱量 [kW]

H_{CC-1} : 過冷却コイル（CC-1）での冷却量 [kW]

H_{CC-2} : 再冷コイル（CC-2）での冷却量 [kW]

H_{CHC} : 予冷コイル（CHC）での冷却量 [kW]

W_s : 給気（SA）風量 [kg/s]

h_{OA} : 外気（OA）のエンタルピー [kJ/kg]

h_s : 給気（SA）のエンタルピー [kJ/kg]

E_{HP-L} : 高効率ヒートポンプの消費電力 [kW]

E_{HP} : 空冷ヒートポンプの消費電力 [kW]

E_{CC-1} : 冷凍機の消費電力 [kW]

E_M : ファン及びロータでの消費電力 [kW]

E_{SYSTEM} : デシカント空調システム全体での消費電力 [kW]

COP_{HP-L} : 高効率ヒートポンプ COP = 7（開発目標値：温熱側 4、冷熱側 3 の合計 7 を想定）

COP_{HP} : 空冷ヒートポンプ COP = 5.2 (メーカーカタログ値)

COP_{CC-1} : 冷凍機 COP = 3.87 (メーカーカタログ値)

COP_{SYSTEM} : デシカント空調システム全体での COP

3.5 実験結果

実験条件 (1) ~ (8) における空気状態、実験条件 (1)、(4) における処理流路の空気状態及び実験条件 (1)、(4) における再生流路の空気状態を表 3-2~9、図 3-6、7 及び図 3-8、9 に示す。太陽熱を活用した場合と活用しない場合の代表例として実験条件 (1)、(4) を選択し、空気の状態を示した。処理側と再生側の風量がほぼ同じであるにもかかわらず、再生側の絶対湿度の上昇 (空気線図⑪→⑫への動き) が処理側の絶対湿度の降下 (空気線図④→⑤への動き) に比して小さい。このような現象はデシカント空調機の実機では一般的によくみられる現象である。これは、回転体構造であるデシカントロータを空調機に組み込んで運用する際に高温多湿の再生側空気が処理側流路に移動しないように処理側のファンをロータ部に対して押し込み側に、また再生側のファンをロータ部に対して吸い込み側になるように配置し、処理側から再生側への空気のリークが必然的に発生する¹⁰⁾ ように設計されているためである。また、処理側と再生側で別々のヒータと加湿器を用いて外気温湿度条件を作っているため、測定点①と⑩の絶対湿度に若干の差が生じている。

実験条件 (1)、(2) の結果から夏期の高負荷条件において基準運用時風量 500 m³/h (100 %) で給気湿度条件 (温度 25.5 °C、相対湿度 55.4 %) にて処理側出口 (⑦) を制御できていることが分かる。実験条件 (3)、(4) の結果から夏期の低負荷条件において基準運用時風量 500 m³/h (100 %) では処理能力に余力があるため、処理側出口 (⑦) の絶対湿度は給気湿度条件よりも低くなっている。搬送動力低減による省エネ性の確認を行うために風量比率を変更した条件 (5) において給気湿度条件にて処理側出口 (⑦) を制御できていることが分かる。条件 (3) ~ (5) の結果から、低負荷条件下では再生風量を 60 %程度に低減することが可能であることが確認できた。また、運用時風量を減らした条件 (6)、(7) においても設定給気湿度で制御できていることを確認できた。参考実験である設計風量条件 (8) においても給気湿度条件を満たすことが可能であることを確認できた。

デシカントロータの再生温度 (⑩) は、高負荷条件において 51.5~54.1 °C、低負荷条件において 46.5~48.4 °Cであった。すべての実験条件において給気湿度条件を満たすことが可能で、50 °C程度の再生温度で高分子収着剤の十分な脱着再生が可能

であることを確認できた。

夏期条件における実験結果のまとめを表 3-10 に示す。条件 (8) (参考実験) 以外において、従来のデシカント空調システム¹¹⁾と比較してシステム COP (成績係数) は 2.09~3.84 と高い結果となった。高負荷条件下では、システム COP (成績係数) は太陽熱を活用しない場合でも 2.91~3.27、太陽熱を活用した場合で 3.84 となった。また、日射量が約 800 W/m²以上の場合、デシカントの再生熱量の太陽熱依存率が 78% 以上であることが確認できた。

表 3-2 実験条件 (1) における空気状態

	乾球温度[°C]	相対湿度[%]	絶対湿度[g/kg(DA)]
① 処理側外気	30.7	77.0	21.4
② 処理側全熱交換器出口	29.1	63.0	16.0
③ 過冷却コイル入口	25.0	81.6	16.2
④ デシカントロータ入口	25.4	79.6	16.2
⑤ デシカントロータ出口	37.1	29.9	11.7
⑥ 再冷コイル出口	25.6	56.9	11.7
⑦ 処理側出口	25.5	55.3	11.3
⑧ 排気(全熱交換器入口)	27.7	53.2	12.4
⑨ 排気(全熱交換器出口)	30.1	76.3	20.4
⑩ 再生側加熱コイル入口	48.9	29.8	20.8
⑪ 再生側ロータ入口	53.9	22.2	20.8
⑫ 再生側ロータ出口	35.7	65.0	24.1

処理風量実測値 : 576 m³/h、再生風量実測値 : 500 m³/h

表 3-3 実験条件 (2) における空気状態

	乾球温度[°C]	相対湿度[%]	絶対湿度[g/kg(DA)]
① 処理側外気	30.5	76.2	21.2
② 処理側全熱交換器出口	29.1	64.9	16.5
③ 過冷却コイル入口	24.6	84.8	16.5
④ デシカントロータ入口	25.6	80.0	16.5
⑤ デシカントロータ出口	37.9	28.5	11.7
⑥ 再冷コイル出口	25.6	57.3	11.8
⑦ 処理側出口	25.4	55.6	11.3
⑧ 排気(全熱交換器入口)	28.4	56.2	13.7
⑨ 排気(全熱交換器出口)	29.9	77.0	20.6
⑩ 再生側加熱コイル入口	29.4	81.4	21.1
⑪ 再生側ロータ入口	53.6	22.6	21.1
⑫ 再生側ロータ出口	36.2	63.7	24.5

処理風量実測値 : 557 m³/h、再生風量実測値 : 492 m³/h

表 3-4 実験条件 (3) における空気状態

	乾球温度[°C]	相対湿度[%]	絶対湿度[g/kg(DA)]
① 処理側外気	30.6	55.9	15.5
② 処理側全熱交換器出口	29.4	51.1	13.2
③ 過冷却コイル入口	30.8	47.7	13.3
④ デシカントロータ入口	30.5	48.3	13.2
⑤ デシカントロータ出口	36.6	28.5	10.9
⑥ 再冷コイル出口	25.5	53.4	10.9
⑦ 処理側出口	25.5	52.3	10.6
⑧ 排気(全熱交換器入口)	28.6	47.1	11.5
⑨ 排気(全熱交換器出口)	30.0	55.9	14.9
⑩ 再生側加熱コイル入口	45.3	25.4	15.4
⑪ 再生側ロータ入口	46.5	23.9	15.4
⑫ 再生側ロータ出口	36.6	42.5	16.5

処理風量実測値 : 575 m³/h、再生風量実測値 : 488 m³/h

表 3-5 実験条件 (4) における空気状態

	乾球温度[°C]	相対湿度[%]	絶対湿度[g/kg(DA)]
① 処理側外気	31.5	53.7	15.6
② 処理側全熱交換器出口	30.0	52.4	14.0
③ 過冷却コイル入口	29.3	53.6	13.6
④ デシカントロータ入口	29.6	52.3	13.6
⑤ デシカントロータ出口	36.3	29.3	11.0
⑥ 再冷コイル出口	25.7	53.4	11.0
⑦ 処理側出口	25.4	52.5	10.7
⑧ 排気(全熱交換器入口)	28.9	51.5	12.8
⑨ 排気(全熱交換器出口)	30.8	54.3	15.1
⑩ 再生側加熱コイル入口	29.9	57.9	15.4
⑪ 再生側ロータ入口	48.4	22.4	15.4
⑫ 再生側ロータ出口	36.7	43.6	17.0

処理風量実測値 : 552 m³/h、再生風量実測値 : 493 m³/h

表 3-6 実験条件 (5) における空気状態

	乾球温度[°C]	相対湿度[%]	絶対湿度[g/kg(DA)]
① 処理側外気	32.5	51.1	15.7
② 処理側全熱交換器出口	31.2	47.6	13.5
③ 過冷却コイル入口	30.5	50.1	13.7
④ デシカントロータ入口	30.6	49.6	13.6
⑤ デシカントロータ出口	36.8	30.0	11.6
⑥ 再冷コイル出口	25.3	57.5	11.6
⑦ 処理側出口	25.5	55.2	11.3
⑧ 排気(全熱交換器入口)	30.0	44.9	11.9
⑨ 排気(全熱交換器出口)	32.0	51.5	15.3
⑩ 再生側加熱コイル入口	31.6	55.9	15.6
⑪ 再生側ロータ入口	48.0	22.7	15.6
⑫ 再生側ロータ出口	35.3	47.9	17.2

処理風量実測値 : 575 m³/h、再生風量実測値 : 289 m³/h

表 3-7 実験条件 (6) における空気状態

	乾球温度[°C]	相対湿度[%]	絶対湿度[g/kg(DA)]
① 処理側外気	31.9	70.5	21.2
② 処理側全熱交換器出口	31.7	57.6	17.0
③ 過冷却コイル入口	24.3	89.8	17.2
④ デシカントロータ入口	25.3	84.4	17.2
⑤ デシカントロータ出口	39.9	25.1	11.6
⑥ 再冷コイル出口	25.4	56.8	11.6
⑦ 処理側出口	25.4	55.4	11.3
⑧ 排気(全熱交換器入口)	31.5	44.0	12.8
⑨ 排気(全熱交換器出口)	31.4	70.5	20.6
⑩ 再生側加熱コイル入口	31.3	72.0	20.8
⑪ 再生側ロータ入口	54.1	21.7	20.8
⑫ 再生側ロータ出口	35.4	65.6	24.1

処理風量実測値：384 m³/h、再生風量実測値：350 m³/h

表 3-8 実験条件 (7) における空気状態

	乾球温度[°C]	相対湿度[%]	絶対湿度[g/kg(DA)]
① 処理側外気	30.3	73.8	20.3
② 処理側全熱交換器出口	29.1	70.6	17.9
③ 過冷却コイル入口	23.0	98.5	17.5
④ デシカントロータ入口	22.9	98.2	17.3
⑤ デシカントロータ出口	39.6	24.9	11.2
⑥ 再冷コイル出口	25.4	55.3	11.2
⑦ 処理側出口	25.2	55.5	11.1
⑧ 排気(全熱交換器入口)	26.2	62.5	13.3
⑨ 排気(全熱交換器出口)	29.1	76.3	19.4
⑩ 再生側加熱コイル入口	27.3	88.2	20.2
⑪ 再生側ロータ入口	53.5	21.7	20.2
⑫ 再生側ロータ出口	34.2	67.6	23.1

処理風量実測値：233 m³/h、再生風量実測値：240 m³/h

表 3-9 実験条件 (8) における空気状態

	乾球温度[°C]	相対湿度[%]	絶対湿度[g/kg(DA)]
① 処理側外気	29.6	77.7	20.5
② 処理側全熱交換器出口	28.5	56.3	13.7
③ 過冷却コイル入口	23.0	81.4	14.4
④ デシカントロータ入口	26.8	60.8	13.5
⑤ デシカントロータ出口	32.7	37.3	11.5
⑥ 再冷コイル出口	25.7	55.8	11.5
⑦ 処理側出口	25.4	53.8	10.9
⑧ 排気(全熱交換器入口)	28.3	52.0	12.5
⑨ 排気(全熱交換器出口)	28.9	72.7	18.3
⑩ 再生側加熱コイル入口	29.5	78.7	20.6
⑪ 再生側ロータ入口	51.5	24.6	20.6
⑫ 再生側ロータ出口	40.2	47.5	22.5

処理風量実測値：967 m³/h、再生風量実測値：933 m³/h

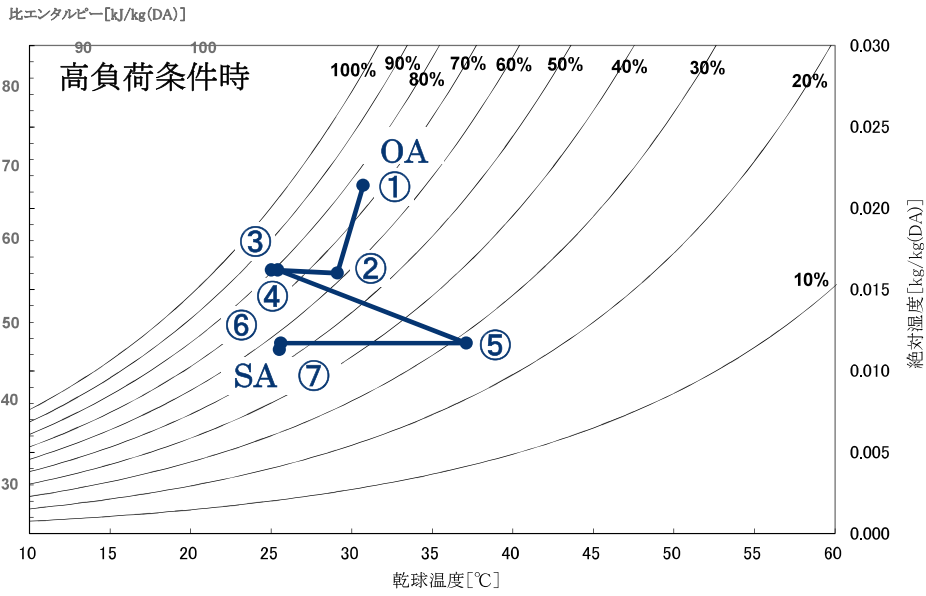


図 3-6 実験条件 (1) における処理流路の空気状態

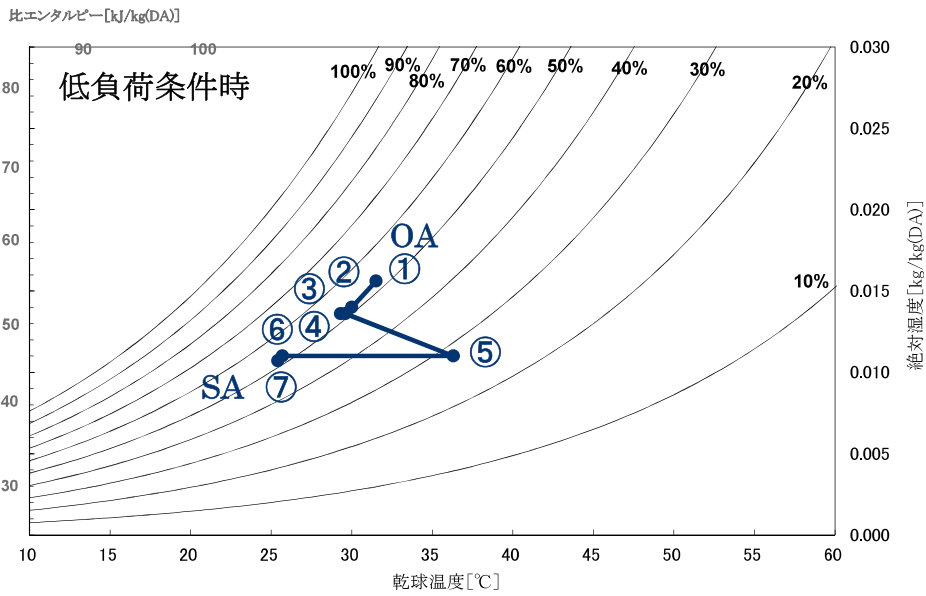


図 3-7 実験条件 (4) における処理流路の空気状態

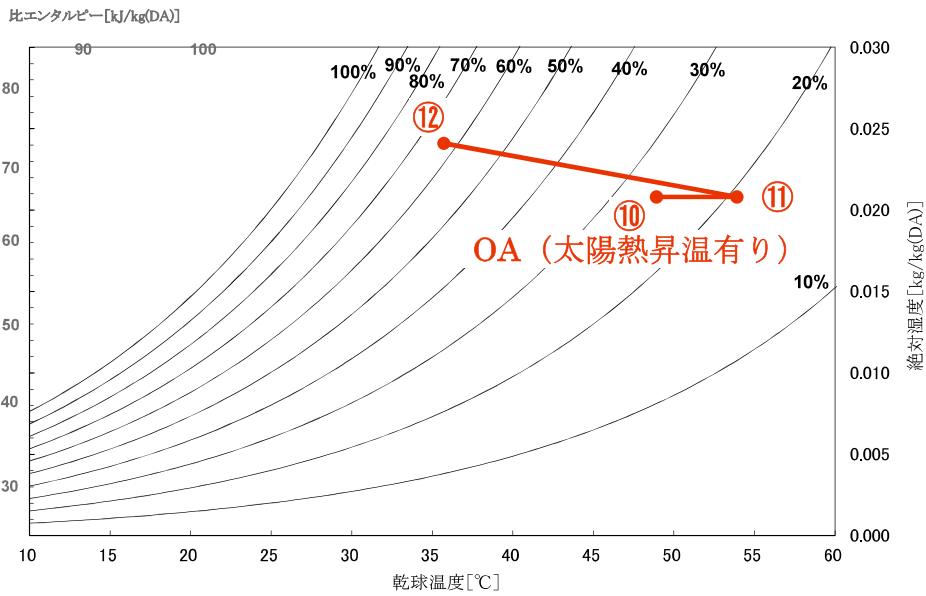


図 3-8 実験条件 (1) における再生流路の空気状態

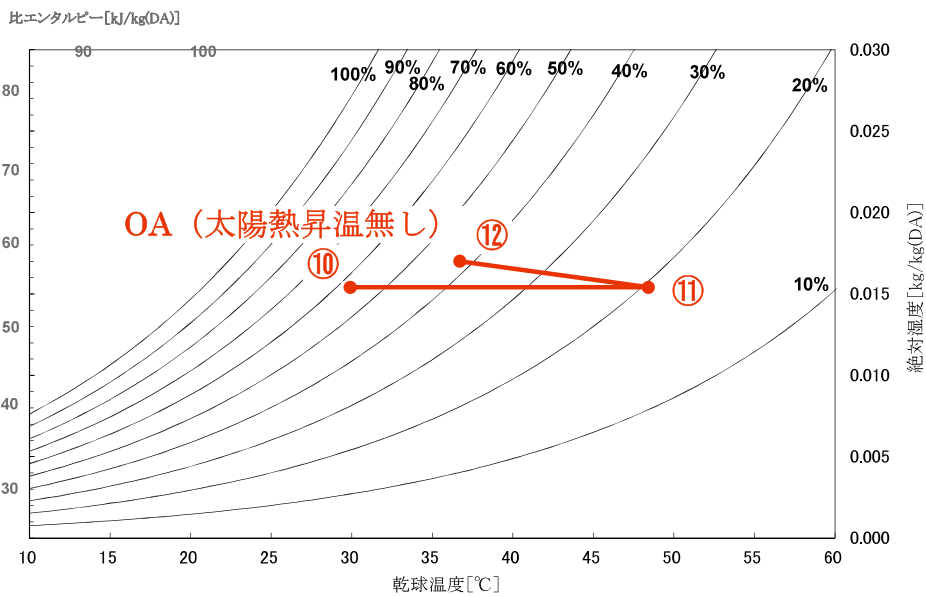


図 3-9 実験条件 (4) における再生流路の空気状態

表 3-10 夏期条件における実験結果のまとめ

条件	処理熱量[kW]	消費電力[kW]				COP _{SYSTEM}	日射量[W/m ²] (傾斜角30°)	再生熱量[kW]	太陽熱依存率 [%]
		高効率HP	空冷HP	冷凍機	モータ				
(1)	5.99	0.21	0.49	0.00	0.86	3.84	795	0.84	78.1
(2)	5.68	0.94	0.16	0.00	0.86	2.91	0	3.74	-
(3)	3.37	0.05	0.39	0.02	0.86	2.57	908	0.20	92.3
(4)	3.47	0.69	0.11	0.00	0.86	2.09	0	2.76	-
(5)	3.55	0.39	0.28	0.00	0.75	2.51	116	1.56	-
(6)	4.11	0.66	0.16	0.00	0.44	3.27	0	2.63	-
(7)	2.22	0.52	0.00	0.00	0.21	3.03	0	2.08	-
(8)	9.27	1.69	0.00	0.00	4.83	1.42	0	6.77	-

3.6 期間消費エネルギーの試算

3.6.1 試算条件

延べ床面積 3,000 m²程度の 6 階建ての業務用オフィスビルを想定し¹²⁾、基準運用時取り入れ外気量 7,500 m³/h の外調機として本デシカント空調システムを適用した時の夏期期間消費エネルギーを試算した。その際の一般排気量は 3,240 m³/h、還気風量は 4,260 m³/h とした。外気量は建物内の在席人員によりデマンド制御するものとした。基準運用時風量に対する時刻別の風量比 [%] を表 3-11 に示す。各機器の集熱面積や断面積等の単位面積あたりの通過風量が同じであれば、集熱効率、熱交換効率、除湿特性も等しいと仮定して、給気風量条件が 500 m³/h 時の結果を 7,500 m³/h 時のデータ、350 m³/h 時の結果を 5,250 m³/h 時のデータ、250 m³/h 時の結果を 3,750 m³/h 時のデータ、1,000 m³/h 時の結果を 15,000 m³/h 時のデータに拡張して用いた。気象条件は東京の拡張アメダス気象データの標準年 (1981~2000)¹³⁾ を用い、夏期は 5 月 1 日から 10 月 31 日までとした。

実測結果のうち、空気式太陽熱集熱器の集熱効率、全熱交換器の熱交換効率、デシカントロータの除湿特性、給気系及び再生空気系の送風機動力特性を以下のように試算に利用した。

表 3-11 時刻別外気風量比

時刻	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
風量比	100	100	100	50	100	100	100	100	70	70	50	50

風量比単位: [%]

(1) 空気式太陽熱集熱器の集熱効率

空気式太陽熱集熱器（有効集熱面積 10.8 m²）による日射量と温度上昇度について風量別にまとめた結果を図 3-10 に示す。風量 1,000 m³/h、500 m³/h、350 m³/h 時のデータは実測値の結果をプロットし、それぞれに線形の近似式と決定係数（ R^2 ）を求めた。風量 250 m³/h 時の関係式はそれらの結果を外挿して求めた。なお、日射量が 200 W/m² 未満の時は温度上昇無しとした。

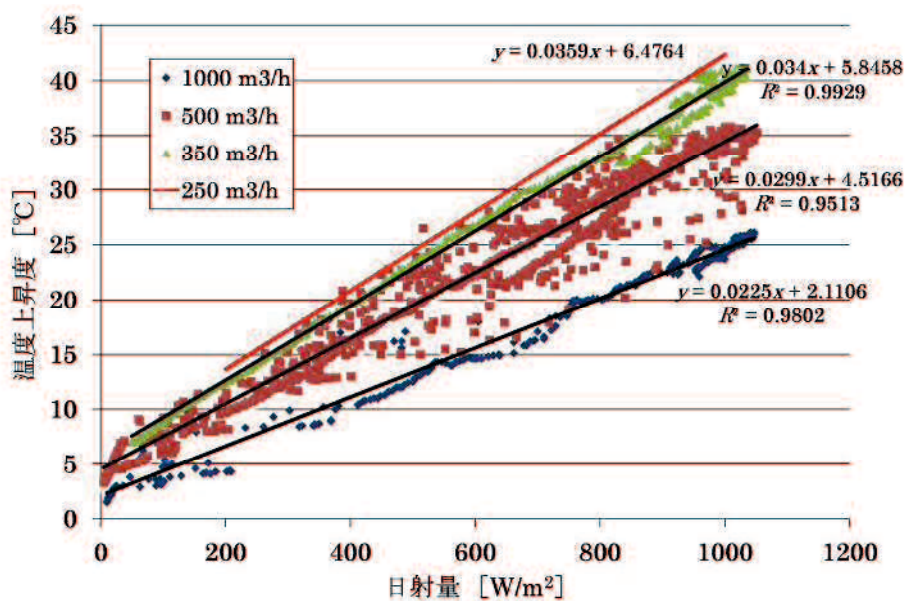


図 3-10 空気式太陽熱集熱器の集熱特性

(2) 全熱交換器の熱交換効率

風量の実測値に対応した熱交換効率のデータから内挿して設計風量、運用時風量の熱交換効率を求めた結果を図 3-11 に示す。250 m³/h 時の最小風量のみは外挿して求めた計算値とした。試算時の全熱交換器の熱交換効率を表 3-12 に示す。モデルオフィスの一般排気量は 3,240 m³/h で、外調機からの給気風量からそれを差し引いた量が室内から還気される。

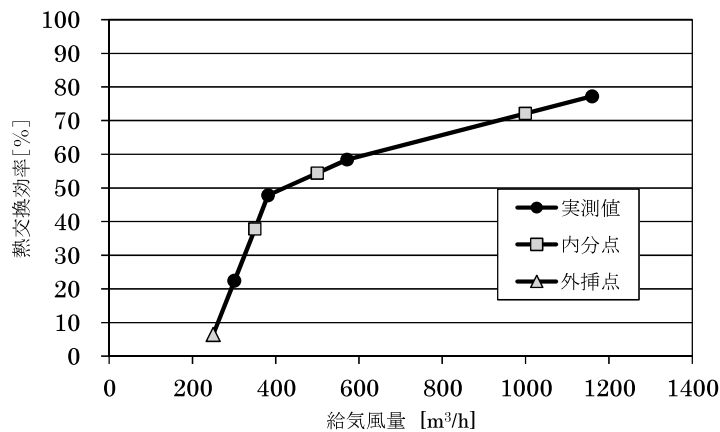


図 3-11 給気風量と熱交換効率の関係

表 3-12 全熱交換器の熱交換効率

給気風量 [m ³ /h]	還気風量 [m ³ /h]	熱交換 効率[-]
15000	11760	0.72
7500	4260	0.54
5250	2010	0.38
3750	510	0.06

(3) デシカントロータの除湿特性

実測結果を反映して、以下の条件で解析した。

- 1) 給気風量と再生風量の比率は 1 : 1 とした。
- 2) 処理側空気の状態量は等比エンタルピーで変化する。
- 3) 図 3-12 に示すように再生風量を横軸に、処理側空気のデシカントロータ通過後の相対湿度と再生側空気のデシカントロータ入口の相対湿度の湿度差を縦軸にした時、線形の関係があることが推測された。この回帰式を用いて試算時の風量に対する相対湿度差を求めた結果を表 3-13 に示す。
- 4) 再生側空気のデシカントロータ入口温度は、55 °Cの温水によって得られた最大値 53 °Cまで加熱可能とした。

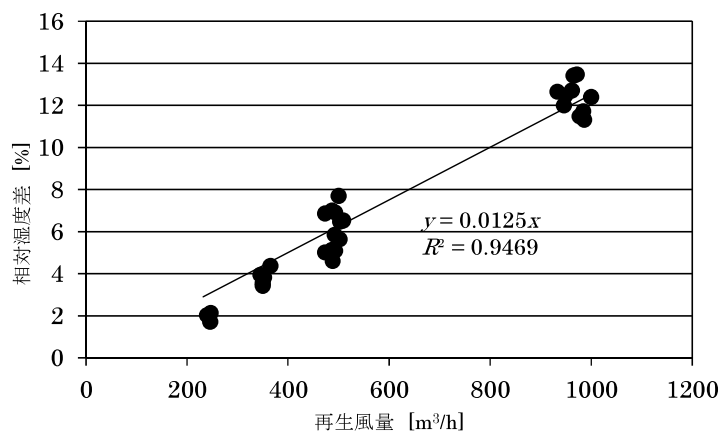


図 3-12 再生風量と相対湿度差の関係

表 3-13 風量に対する相対湿度差

給気風量 [m³/h]	相対湿度差 [%]
15000	12.5
7500	6.25
5250	4.38
3750	3.13

(4) 送風機動力特性

図 3-13 及び図 3-14 に示されるように給気系及び再生空気系に関しては、送風機動力は風量のほぼ 2 乗に比例する関係であったことを試算に反映させた。また、還気風量の 11,760 m³/h～2,010 m³/h の範囲（表 3-12 参照）は同様に 2 乗に比例させるが、最小還気風量 510 m³/h 時のみインバータの設定範囲外となるため、ダンパの調整を想定し還気風量 2,010 m³/h 時の動力に対して風量に比例して動力が減少することとした。

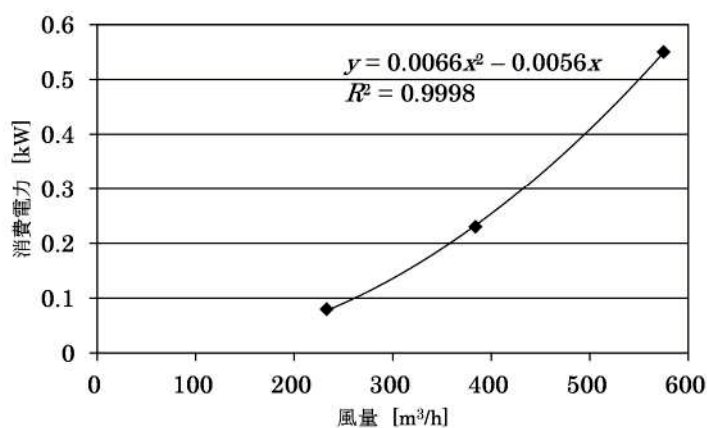


図 3-13 給気系送風機の動力特性

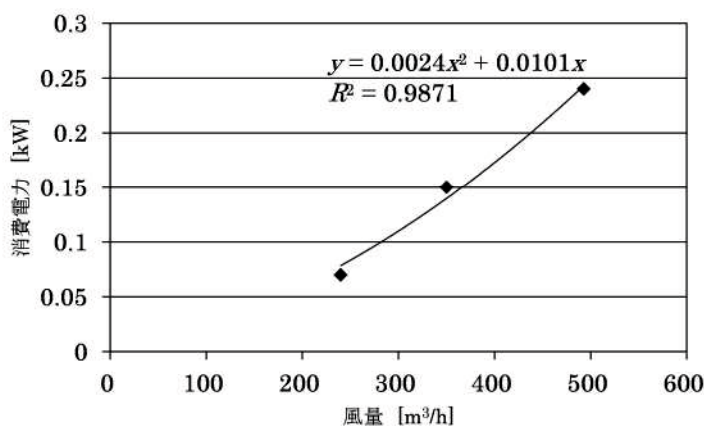


図 3-14 再生空気系送風機の動力特性

3.6.2 試算方法

夏期のある時刻における各点の空気状態量等を求める計算フローを図 3-15 と図 3-16 に分けて示す。還気と全熱交換処理した外気に対して、室内環境が快適な温熱環境となるために必要な状態まで除湿及び冷却処理した空気を室内に給気するまでを計算させる。還気 (=室内空気) の状態量を設計値である温度 25.5 °C、相対湿度 66 % (絶対湿度 13.5 g/kg(DA))⁹⁾ として計算を開始し、求められた給気の温湿度から還気の温湿度を導出して、その数値を用いて再度計算をさせる。各数値の変化の最大値が 0.001 以下となるように、最大 100 回繰り返し計算するよう設定した (図 3-15)。その結果を用いて消費エネルギーやシステム COP (成績係数) を算出している (図 3-16)。図中の記号 t, x, h, i はそれぞれ温度 [°C]、絶対湿度 [g/kg(DA)]、相対湿度 [%]、比エンタルピー [kJ/kg] を示し、添え字は図 3-5 のシステム内の測定点を示した丸囲い数字の数字部分を表している。空気状態量はそのうちの 2 つのパラメータから解析的に解いている。ただし、 h と i からの計算のみは、必要な範囲における近似式を求めて他のパラメータを算出している。この計算を 5 月 1 日から 10 月 31 日の各時刻について行い期間消費エネルギーを試算した。

ここで、還気温湿度 (=室内温湿度) がどのように決定されるかについて説明する。デシカント外調機の機能は、室内顕熱処理用の放射パネルやファンコイルユニット等と組み合わせて室内温熱環境を一定あるいは許容範囲内に制御することが可能となるように、取り入れ外気を除湿及び冷却することである。本章では外気温湿度の高い外気条件で室内温湿度を一定とするために給気温湿度を温度 25.5 °C、相対湿度 55.4 % (絶対湿度 11.3 g/kg(DA)) に制御した場合の結果を報告したが、外気の湿度が低い中間期に近い時期は、給気の絶対湿度が設定値 11.3 g/kg(DA) を下回ることが生じる。そのような場合、室内温熱環境が $-0.5 \leq \text{PMV}$ (予測温冷感申告) ≤ 0.5 かつ相対湿度が 40 % から 70 % の範囲となるように顕熱処理システムで室内温度を制御するとして還気温湿度を求めている⁹⁾。

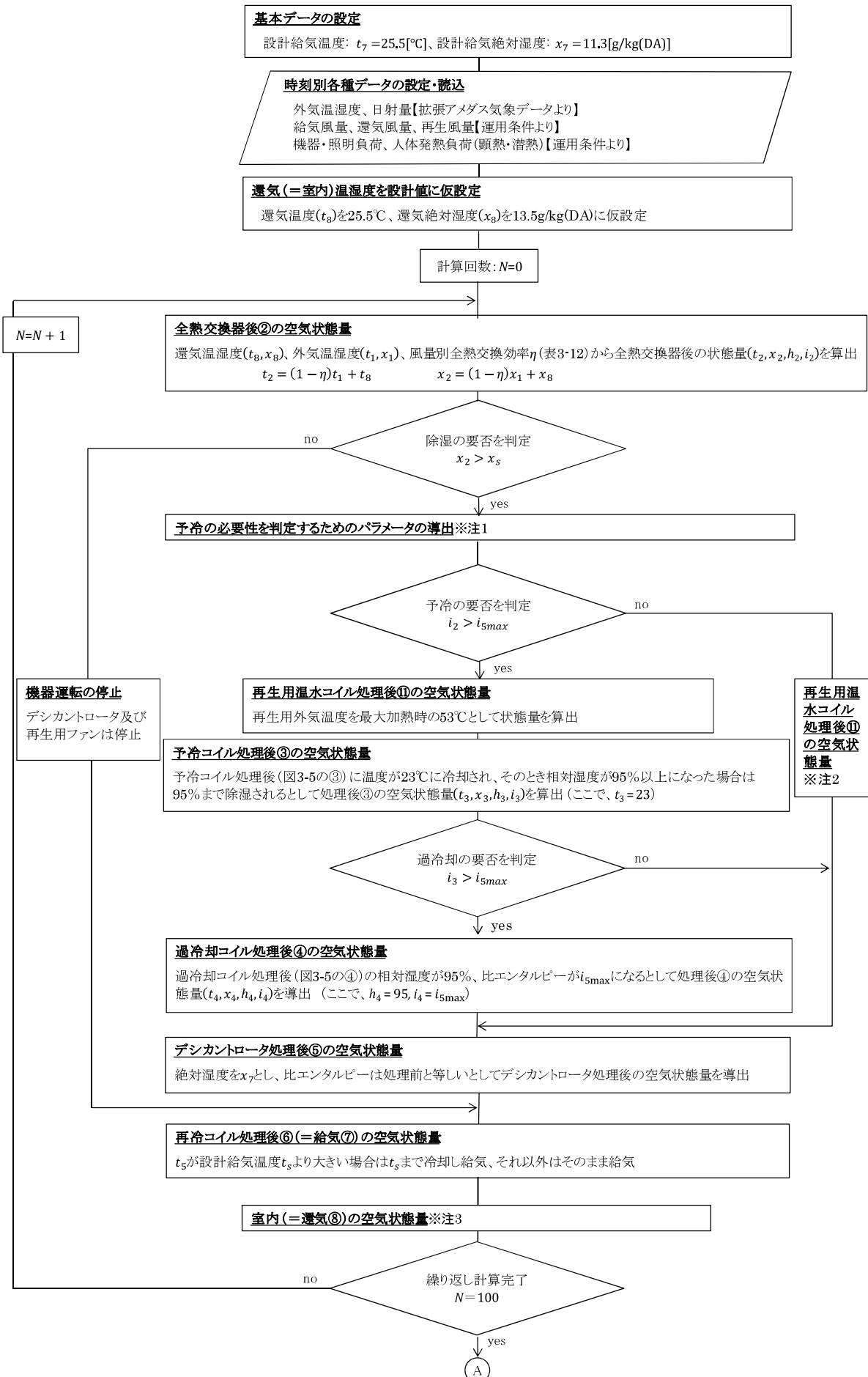
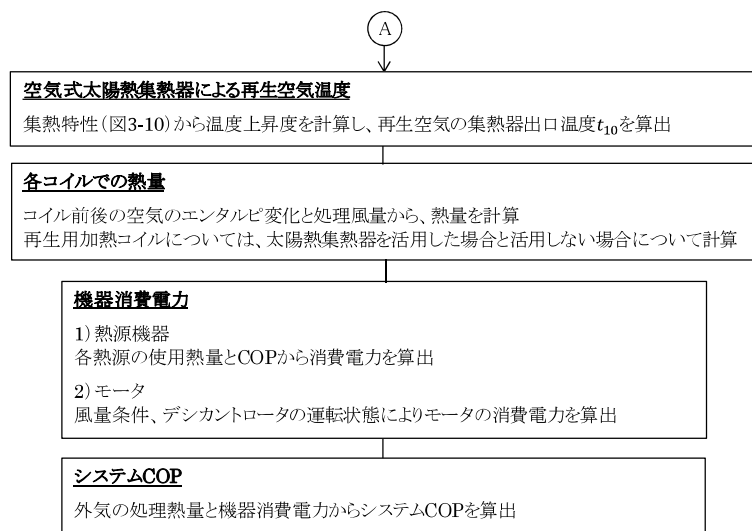


図 3-15 消費エネルギーの計算フロー1 [処理空気の状態量の繰り返し計算]



※注1 再生側最大加熱時(温度 53°C時)のデシカントロータの除湿能力のみで設定給気絶対湿度 x_s まで除湿可能かどうかを判定

Step1 外気の最大加熱時(温度 53°C時)の状態量($t_{11}, x_{11}, h_{11min}, i_{11max}$)を算出(ここで、 $t_{11} = 53$)

Step2 外気の最大加熱時(温度 53°C時)の相対湿度と風量に対する相対湿度差 Δh (表 3-13)からデシカントロータ処理後の最小相対湿度 h_{5min} を算出 $h_{5min} = h_{11min} + \Delta h$

Step3 デシカントロータ処理後の最小相対湿度 h_{5min} 時に設計給気絶対湿度 x_s となるときの比エンタルピー i_{5max} と h_{5min} の関係式を導出 $i_{5max} = 0.0212h_{5min}^2 - 1.8348h_{5min} + 101.5$

※注2 再生用温度 t_{11} を必要とされる相対湿度(h_{11})と絶対湿度(x_{11})から、

下記の特性近似式を用いて算出 $t_{11} = A \cdot h_{11}^B - 273.15$

ここで $A = -0.62696x_{11}^2 + 3.8077x_{11} + 342.02$

$B = 0.0000091782x_{11}^2 - 0.0005593x_{11} - 0.0529$

※注3 **Step1** 絶対湿度 x_8 を算出 $x_8 = x_7 + 2.3$

Step2 絶対湿度範囲に応じて室内温度を算出

[$8.5 \leq x_8$ の場合] PMV=0.5 基準で室内温度を近似計算 $t_8 = -0.1377x_8 + 27.407$

[$x_8 < 8.5$ の場合] 相対湿度 h_8 基準で室内温度を近似計算 $t_8 = 2.152x_8 + 8.0044$

図 3-16 消費エネルギーの計算フロー2 [消費エネルギーの計算]

3.6.3 試算結果

空気式太陽熱集熱器を未活用の場合と活用した場合についての期間消費エネルギー（電力量）の月別の結果を図 3-17 及び図 3-18 に示す。全日について消費エネルギーを計算し、週 5 日間運転として、月ごとの合計に 5/7 を乗じて算出した数値である。期間中、冷凍機の消費エネルギーが発生することはなかった。太陽熱活用により期間で 1.82 MWh（13.6%）の消費エネルギーが削減できることが試算された。さらに処理熱量を求めて期間システム COP（成績係数）を算出した結果を表 3-14 に示す。中間期に近い時期で処理熱量が負となる場合は処理熱量を 0 として計算した。最も処理熱量の大きい 8 月では太陽熱未活用で 2.60、太陽熱活用で 3.15 の高いシステム COP（成績係数）が得られると試算された。

また、代表的な高負荷時のデータとして 8 月 1 日から 8 月 5 日までの時間別の消費エネルギーの試算結果を図 3-19 及び図 3-20 に示す。この期間内では太陽熱活用により 19.2%の消費エネルギーが削減されている。デシカントの再生に要する加熱量のうち、高効率ヒートポンプによるものと太陽熱によるものとに分けて図 3-21 に示す。晴天時（8 月 1 日から 4 日）には全加熱量（7,654 MJ）の 57.5%（4,404 MJ）が太陽熱で賄われていることが試算された。8 月 1 日から 8 月 5 日までの高負荷時における日別のシステム COP（成績係数）の試算結果を表 3-15 に示す。太陽熱を活用しない場合でもシステム COP（成績係数）は 2.51~3.43、太陽熱を活用した場合には 2.76~4.24 となった。

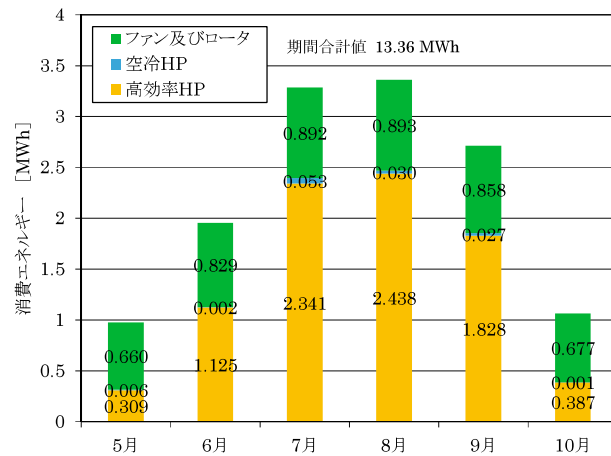


図 3-17 期間消費エネルギー試算結果（太陽熱未活用）

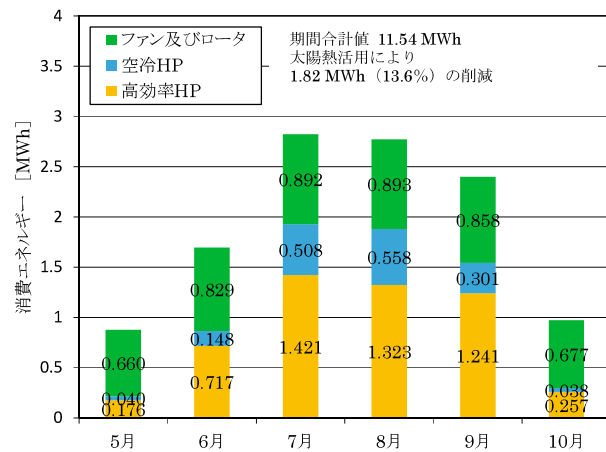


図 3-18 期間消費エネルギー試算結果（太陽熱活用）

表 3-14 期間システム COP の試算結果

期間	処理熱量 [MWh]	消費電力[MWh]		システムCOP	
		太陽熱未活用	太陽熱活用	太陽熱未活用	太陽熱活用
5月	0.216	0.975	0.876	0.22	0.25
6月	1.630	1.956	1.694	0.83	0.96
7月	7.867	3.286	2.821	2.39	2.79
8月	8.746	3.361	2.774	2.60	3.15
9月	4.661	2.713	2.400	1.72	1.94
10月	0.357	1.065	0.972	0.34	0.37
全体	23.48	13.36	11.54	1.76	2.03

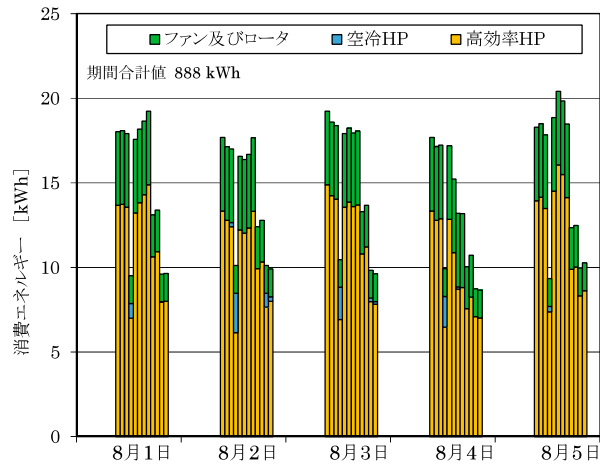


図 3-19 高負荷時の時間別消費エネルギー（太陽熱未活用）

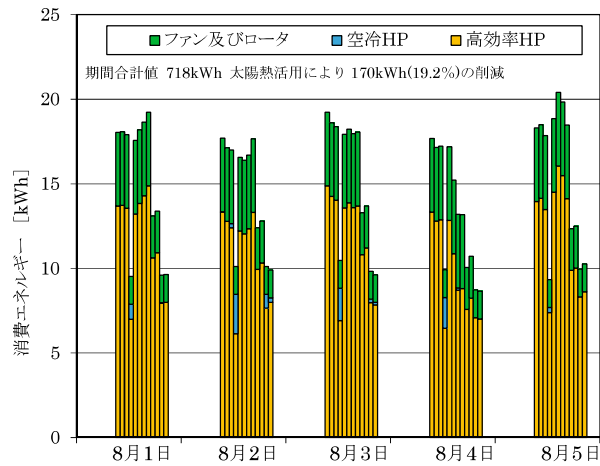


図 3-20 高負荷時の時間別消費エネルギー（太陽熱活用）

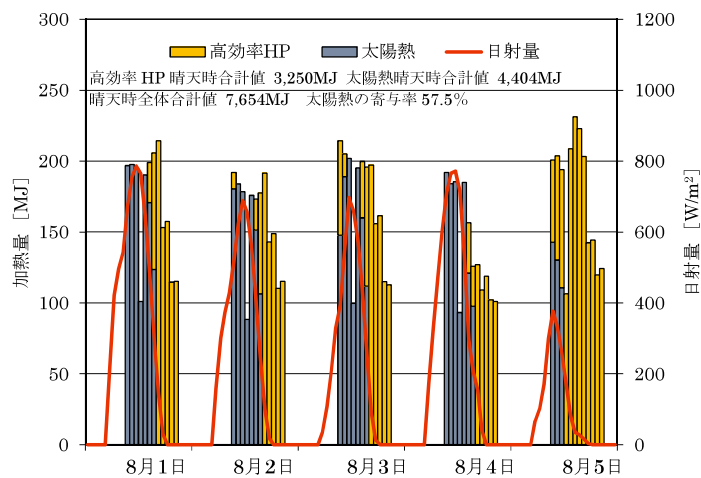


図 3-21 デシカント再生用加熱量に対する太陽熱の寄与

表 3-15 日別システム COP の試算結果

日付	太陽熱 未活用	太陽熱 活用
8月1日	2.93	3.87
8月2日	3.43	4.24
8月3日	3.13	3.99
8月4日	3.09	3.98
8月5日	2.51	2.76

3.7 まとめ

太陽熱とヒートポンプの排熱で再生熱を賄うデシカント空調システムを提案し、試作機を用いた実験で得られた夏期の外気条件における消費エネルギーと外気処理熱量を用いてデシカント空調システム全体の COP（成績係数）を算出し、性能評価を行った。また、実測値を用いて夏期の期間消費エネルギーを試算した。本章では以下の知見が得られた。

- (1) 高負荷条件下（外気絶対湿度 20 g/kg(DA)以上）では、システム COP（成績係数）は太陽熱を活用しない場合でも 2.91～3.27、太陽熱を活用した場合には 3.84 を達成し、今回目標としたシステム COP 2 を上回ることができた。
- (2) 日射量が約 800 W/m² 以上の場合、太陽熱によりデシカントの再生熱量の 78 % 以上が賄えることが確認でき、高い太陽熱依存率を検証することができた。
- (3) 低負荷条件時の処理能力に余力がある場合には、搬送動力の低減で COP（成績係数）のさらなる改善が可能であることが示唆された。
- (4) 実測値を用いた試算から、太陽熱活用により夏期の期間消費エネルギーを 13.6 % 削減できることが分かった。

謝辞

本章は、NEDO（独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構）「戦略的省エネルギー技術革新プログラム／実用化開発／業務用ビル液冷空調システムの開発」（技術開発責任者 故松縄堅）によるものである。関係各位に謝意を表す。

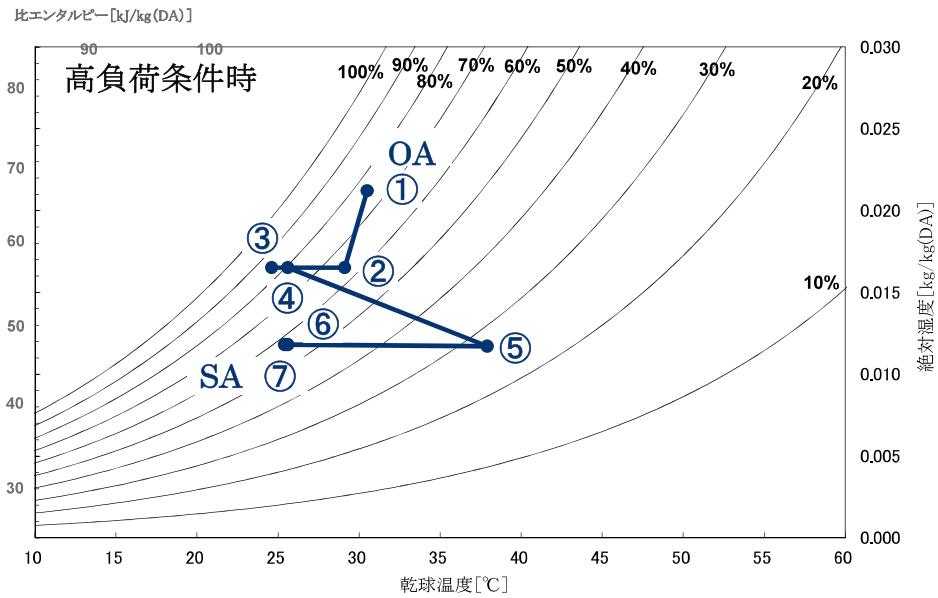
参考文献

- 1)岡田裕也、外気冷却を用いたデシカント空調システムの省エネルギー性と有用性に関する研究、大阪電気通信大学博士学位論文、2014.
- 2)蔡耀賢、加藤信介、大岡龍三、小金井真、生田紀夫、非結露型次世代空調システムに関する研究 第1報 CO₂ヒートポンプを組み込んだデシカント空調システムの提案及び性能検討、空気調和・衛生工学会論文集 No.110、pp.1-8、2006.
- 3)小金井真、加藤信介、大岡龍三、蔡耀賢、生田紀夫、川本光一、西田耕作、非結露型次世代空調システムに関する研究 第2報 CO₂ヒートポンプを組み込んだデシカント空調機システムの実用化に関する検討、空気調和・衛生工学会論文集 No.116、pp.51-57、2006.
- 4)蔡耀賢、加藤信介、大岡龍三、小金井真、生田紀夫、川本光一、非結露型次世代空調システムに関する研究 第3報 加湿・暖房運転時の性能検討、空気調和・衛生工学会論文集 No.126、pp.11-18、2007.
- 5)川本光一、加藤信介、大岡龍三、趙旺熙、小金井真、西田耕作、蔡耀賢、非結露型次世代空調システムに関する研究 第4報 CO₂ヒートポンプを組み込んだデシカント外調機システムの冷房期通期での評価、空気調和・衛生工学会論文集、No.146、pp.1-10、2009.
- 6)稲葉英男、吸湿能力2倍以上の新素材—高分子収着剤の展開、建築設備と配管工事、1月号、pp.32-36、2006.
- 7)小金井真、生田紀夫、柏瀬芳昭、空気式太陽熱集熱器を用いたデシカント空調システムに関する研究、日本冷凍空調学会論文集、Vol.29、No.1、pp.59-68、2012.
- 8)小金井真、柏瀬芳昭、太陽熱集熱外壁材に関する実験的研究、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.949-952、2000.
- 9)松縄堅、加藤信介、湯澤秀樹、近藤武士、杉原義文、林立也、森川泰成、関根賢太郎、河野仁志、岩本静男、小金井真、樋山恭助、業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発 (第1報)液冷空調システム導入の必要性、および開発課題、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.17-20、2013.
- 10)吉田一輝、青柳泰之、左勝旭、和田一樹、山田裕明、高橋幹雄、篠原正明、鈴木俊介、常温再生型デシカント空調システムの性能評価 (第2報)実機における機器性能検証、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.2965-2968、2012.

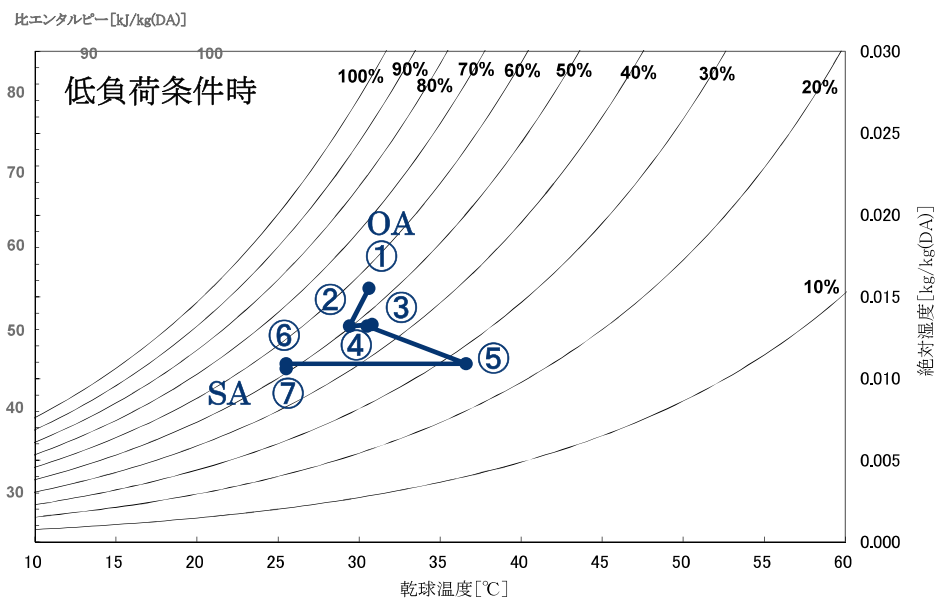
- 11)村上栄造、河野仁志、岩本静男、趙旺熙、小金井真、松縄堅、加藤信介、業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発 (第 7 報)ヒートポンプ熱源を利用するデシカント空調システムにおける COP の検討、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.41-44、2013.
- 12)湯澤秀樹、杉原義文、近藤武士、林立也、関根賢太郎、河野仁志、松縄堅、加藤信介、業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発 (第 2 報)モデル建物とモデル空調システムの検討、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.21-24、2013.
- 13)日本建築学会、拡張アメダス気象データ(1981-2000)

付録

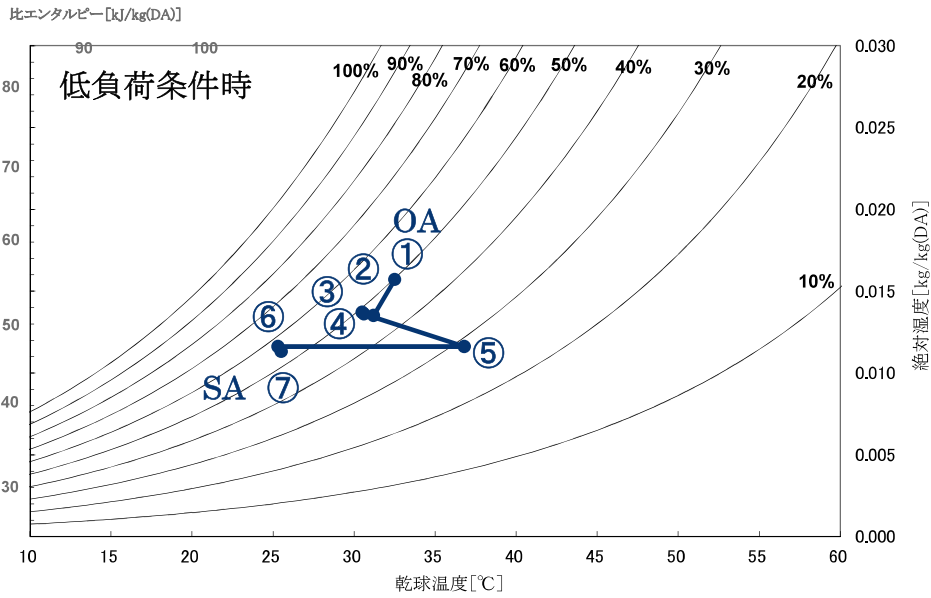
付録では本章で載せていない実験条件 (2)、(3) 及び (5) ~ (8) における処理流路の空気状態及び再生流路の空気状態を付図 3-1~12 に示す。



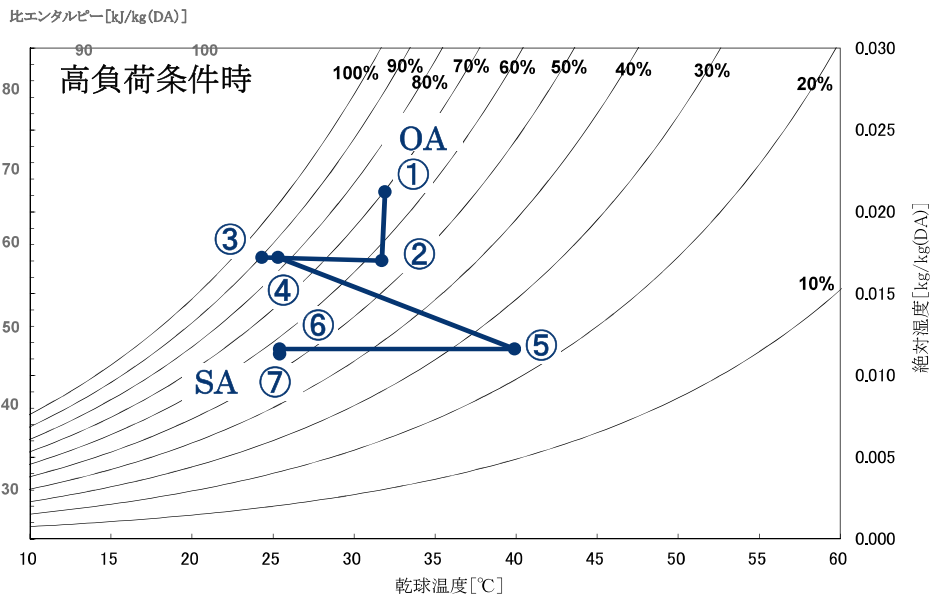
付図 3-1 実験条件 (2) における処理流路の空気状態



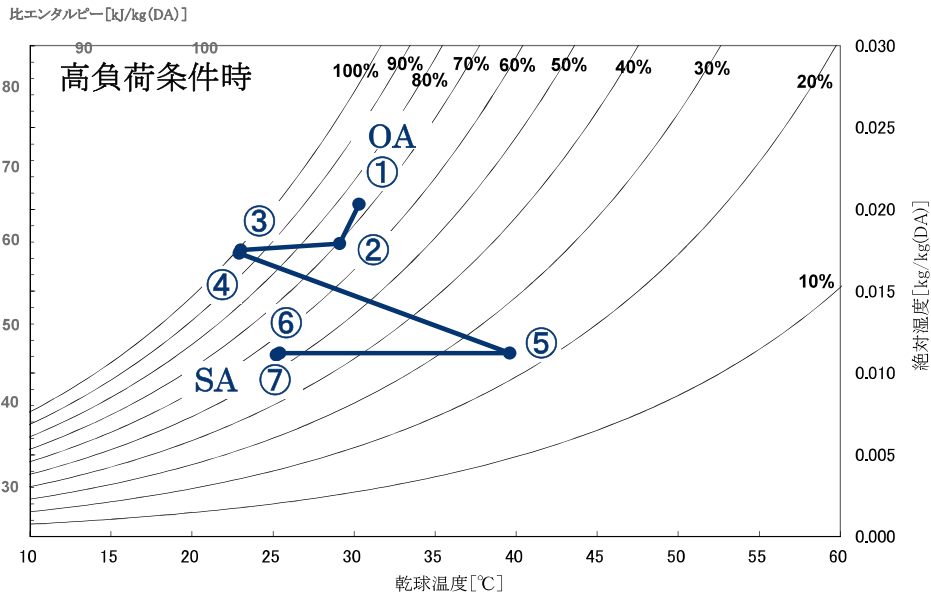
付図 3-2 実験条件 (3) における処理流路の空気状態



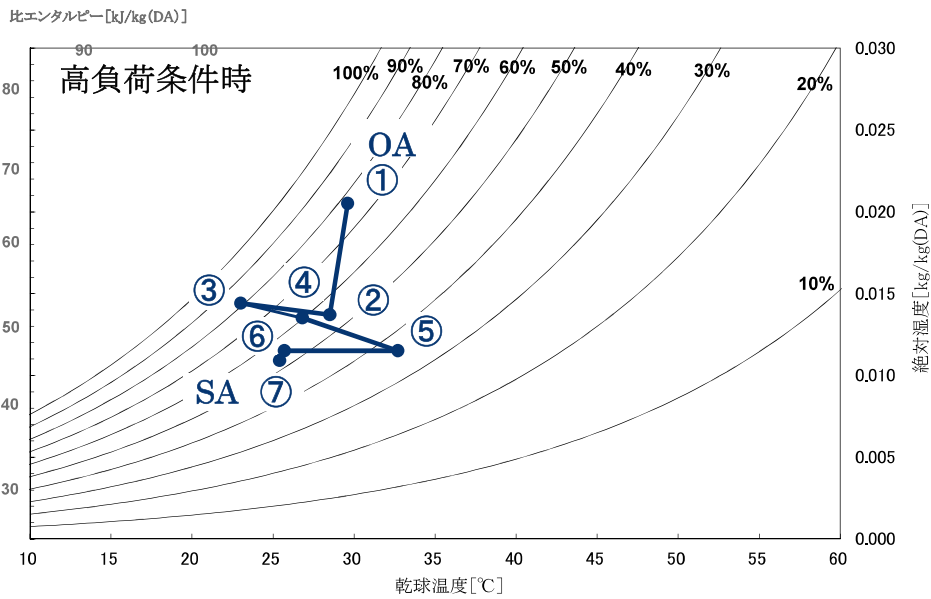
付図 3-3 実験条件 (5) における処理流路の空気状態



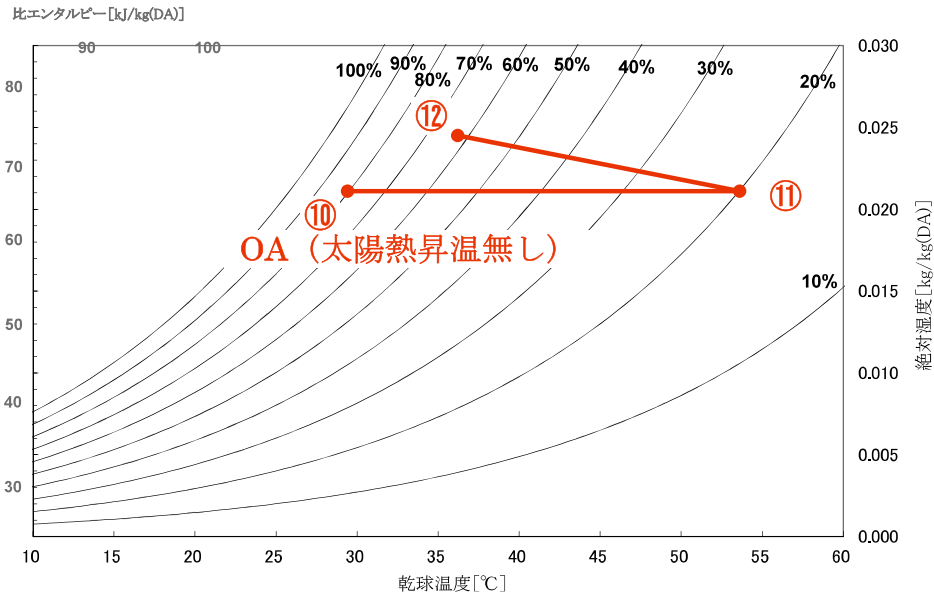
付図 3-4 実験条件 (6) における処理流路の空気状態



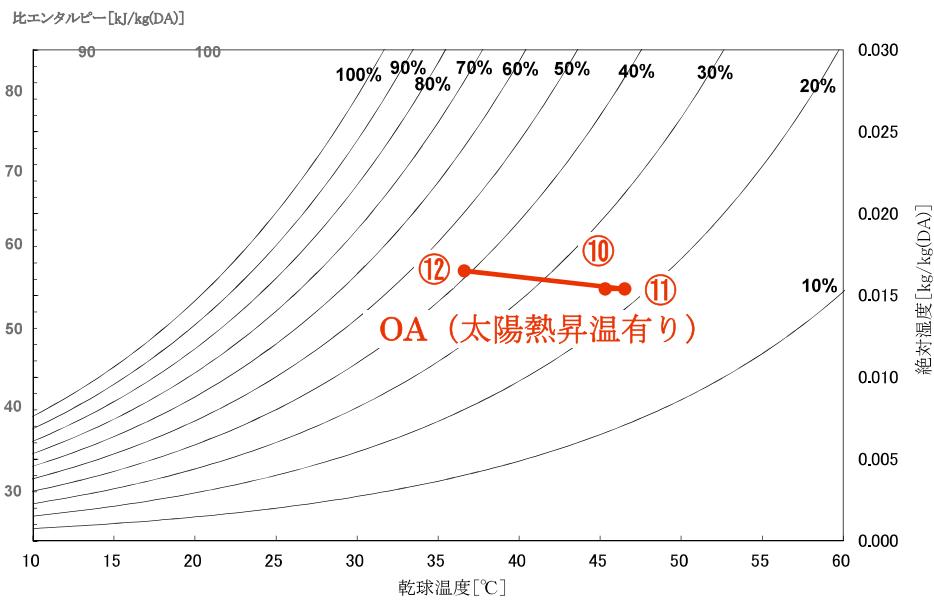
付図 3-5 実験条件 (7) における処理流路の空気状態



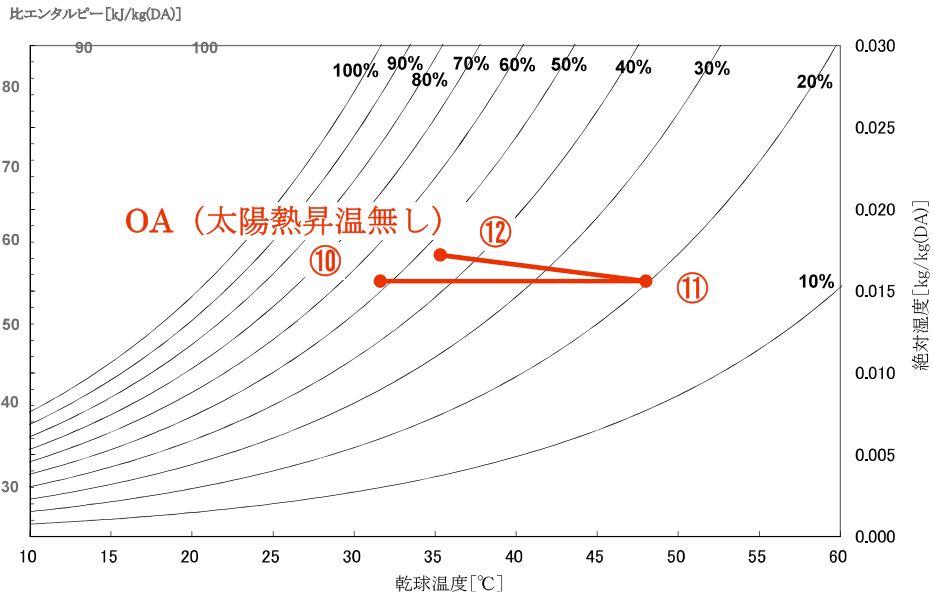
付図 3-6 実験条件 (8) における処理流路の空気状態



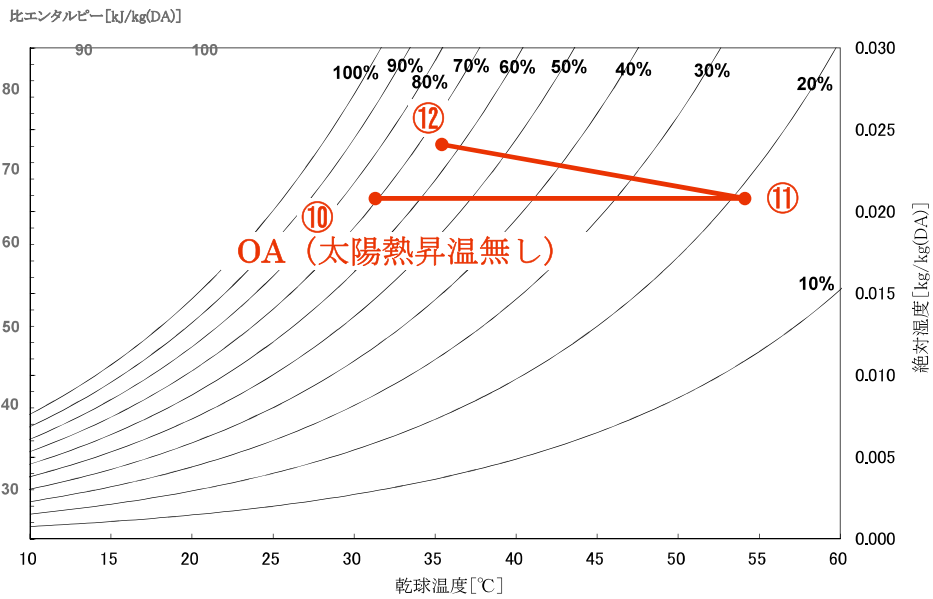
付図 3-7 実験条件 (2) における再生流路の空気状態



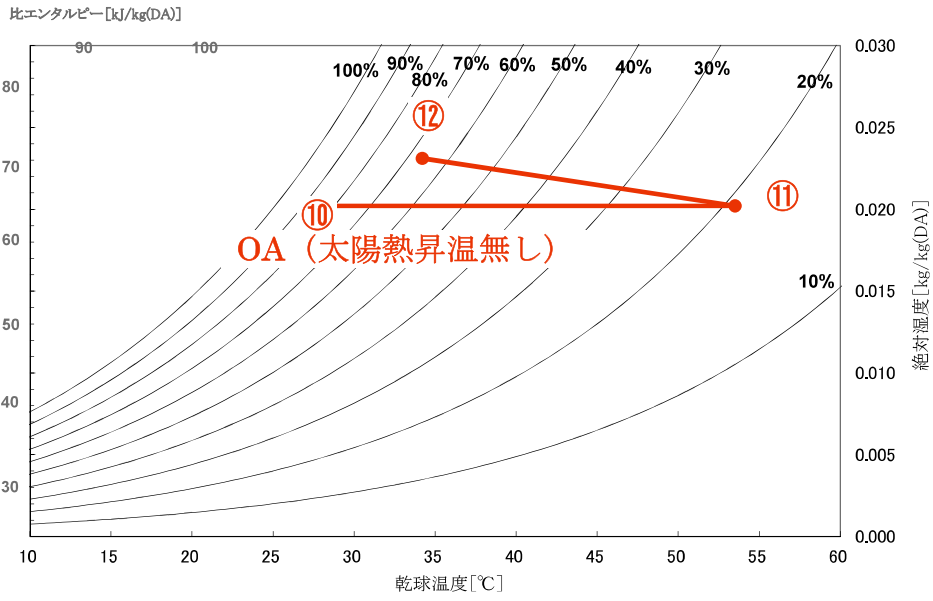
付図 3-8 実験条件 (3) における再生流路の空気状態



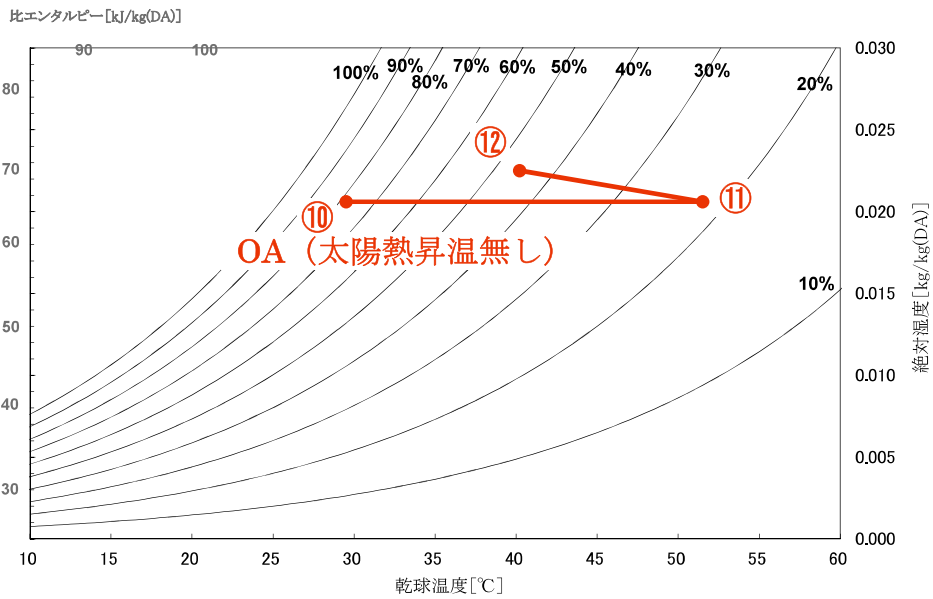
付図 3-9 実験条件 (5) における再生流路の空気状態



付図 3-10 実験条件 (6) における再生流路の空気状態



付図 3-11 実験条件 (7) における再生流路の空気状態



付図 3-12 実験条件 (8) における再生流路の空気状態

第4章 太陽熱・蒸発潜熱を活用した吸着熱の処理方法の検討

4.1 はじめに

デシカント空調システムは、除湿はできるが吸着熱を処理する冷却機能が別途必要となる欠点がある。冷却熱源として井水が使用できない場合には、通常は冷凍機等によって室温レベルにまで冷却する必要があるため、システム COP（成績係数）が低くなっている。そこで吸着熱を処理できる自然エネルギーとして、フリークーリングや地中熱の利用が考えられる。しかし、外気の予冷として利用されている事例^{1)、2)}はあるが、デシカント空調システムの吸着熱を処理する冷却機能として利用された報告は少ない。

本章では吸着熱を処理する冷却機能として、蒸発潜熱で冷却された冷水を冷水コイルに送ることで、冷却コイル内を流れる空気を効率的に冷やすことを検討した。デシカント空調機のロータ及び冷水コイルを通過した乾燥空気の一部を冷却塔に導入することで、冷却塔内の水の蒸発を促進させ、より低温の冷水を作る仕組みを設けた小型蒸発促進冷却塔を製作し、パラメータを広い条件で設定して最適な使用条件を把握した。さらに、その結果を実スケール装置の設計に活用し冷却効果の確認を行った。

4.2 小型蒸発促進冷却塔による冷却効果検証実験

蒸発促進冷却塔の概要を図 4-1 に示す。蒸発促進冷却塔とは、冷却塔内部の降下水をデシカント空調機で作られた乾燥空気（低湿球温度の空気）に触れさせて蒸発を促進させ、蒸発潜熱で冷却された冷水を冷却コイルに送ることで、冷却コイルを通過する空気を効率的に冷やすことができる装置である。冷却塔内部に吸水性及び保水性の高い不織布製の充填材を入れることで、空気と水の接触面積が大きく、接触時間が長くなるように工夫されている³⁾。

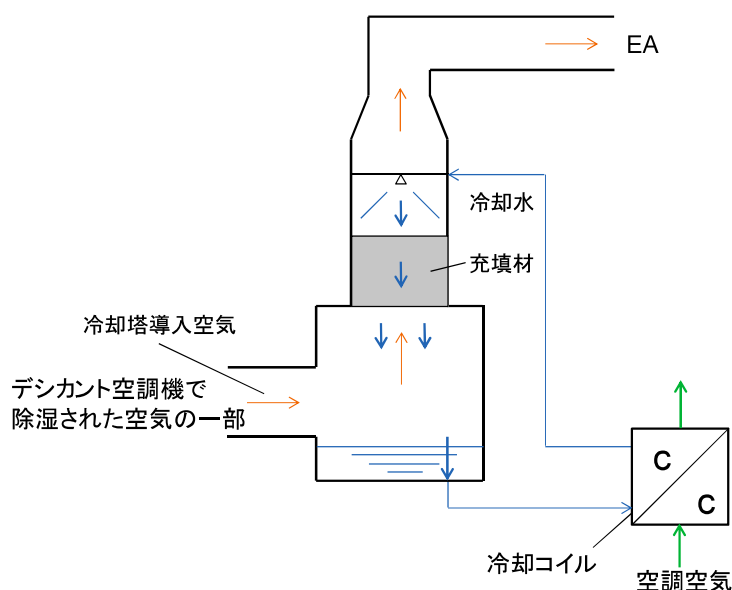


図 4-1 蒸発促進冷却塔概要

4.2.1 実験概要

実験で使用した小型蒸発促進冷却塔の外観を図 4-2 に示す。実験期間は 2013 年 9 月 5 日～29 日、運転時間は 8:30～19:00 とした。実験は山口県宇部市にある山口大学常盤キャンパス感性デザイン工学科実験棟にて実施した。実験条件を表 4-1 に示す。デシカント空調機によって作られた乾燥空気 100 m³/h のうち、冷却塔に供給される風量を 75 m³/h、50 m³/h、37.5 m³/h、25 m³/h の 4 種類にて実験を行った。冷却塔の循環水量はいずれの導入風量の時も 1.3 l/min とした。水空気比（循環水量 [l/h] × 水の比重 [kg/l] / 冷却塔導入風量 [kg/h]）には、従来の冷却塔でよく使用される 1.3 を含む 4 つの値を選んだ。充填材の種類を図 4-3 に示す。充填材はポリ塩化ビニル繊維（図 4-2 参照）、吸湿蒸散素子、ハニカム状 A 及びハニカム状 B を用いた。

2 段式空気式太陽熱集熱器の概要及び外観を図 4-4 及び図 4-5 に示す。直列 2 段

方式となっており、1段目のユニット（900 mm × 1,800 mm）で昇温させた空気を2段目のユニットでさらに昇温させ高温空気が得られる仕組みになっている。空気式太陽熱集熱器は外部風速が大きい場合には効率が低下する⁴⁾ため、表面を強化ガラスで覆った。

測定ポイントは図4-6に示すように、①外気温度 [°C]、外気相対湿度 [%]、②ロータ出口温度 [°C]、ロータ出口相対湿度 [%]、③吹出口温度 [°C]、④再生入口温度 [°C]、⑤分岐前空気温度 [°C]とし、その他に蒸発促進冷却塔入口水温 [°C]、蒸発促進冷却塔出口水温 [°C]及び日射量 [W/m²]を測定している。吹出口温湿度の目標値は温度 27 °C、相対湿度 50 %（絶対湿度 11.2 g/kg(DA)）とした。

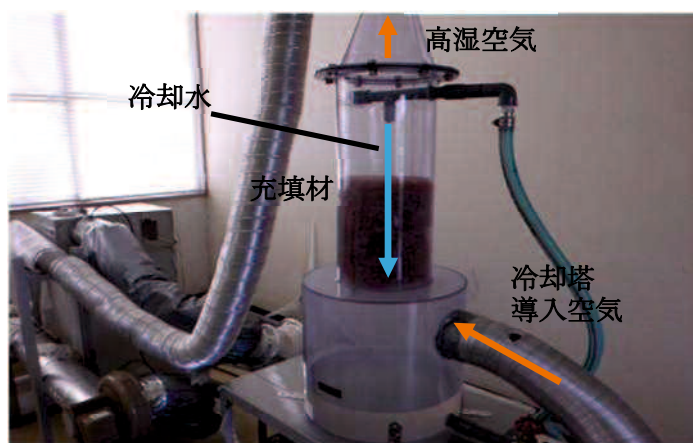


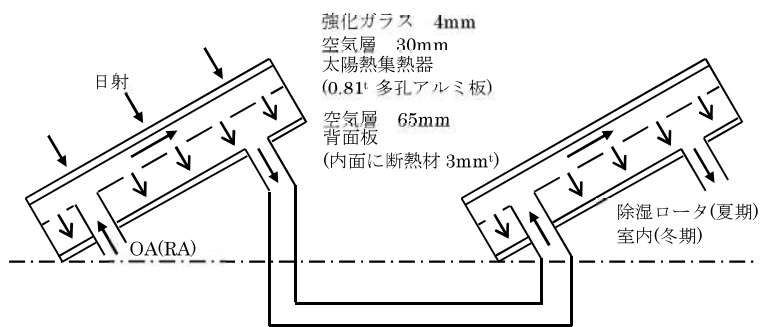
図 4-2 小型蒸発促進冷却塔外観

表 4-1 実験条件

再生側風量 [m ³ /h]	処理側風量 [m ³ /h]	冷却塔導入風量 [m ³ /h]	循環水量 [ℓ/min]	水空気比
55	100	75	1.3	0.86
		50		1.3
		37.5		1.73
		25		2.6



図 4-3 充填材の種類



外寸 [mm]	900×1,800×110 ⁺
有効集熱面積 [m ²]	1.41m ² /台
吸収率 [-]	0.96

図 4-4 2 段式空気式太陽熱集熱器概要



図 4-5 2 段式空気式太陽熱集熱器外観

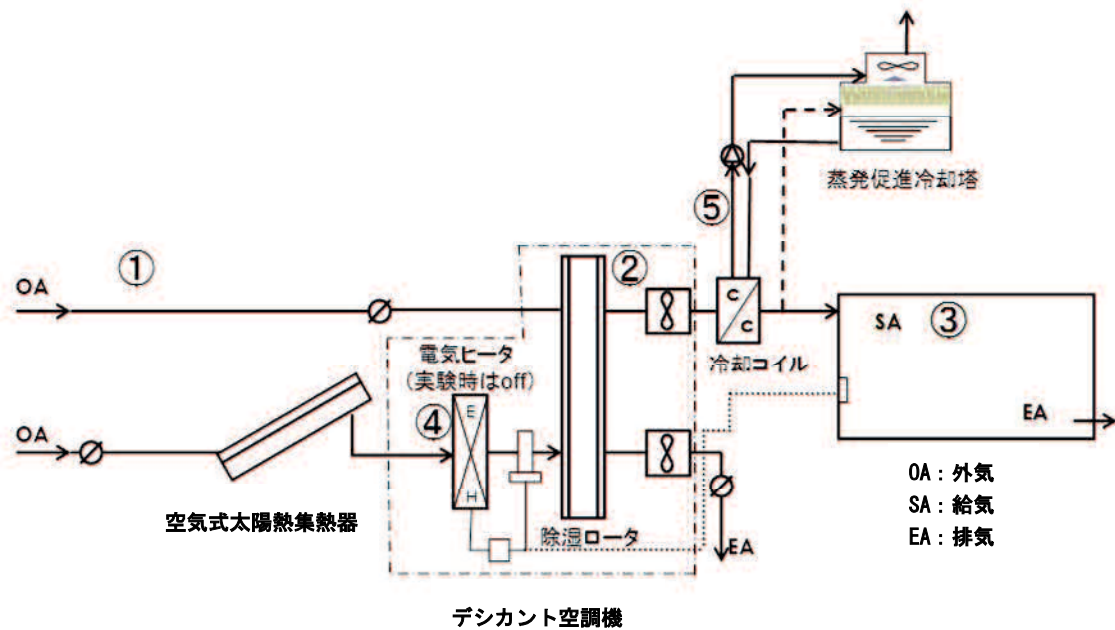


図 4-6 測定ポイント

4.2.2 実験結果

水空気比が 1.3 の場合の夏期晴天日における温度及び日射量の日変化の一例を図 4-7 に示す。再生入口温度（空気式太陽熱集熱器の出口温度）とロータ出口温度は日射量と同様の変化をしており、12 時ごろに日射量が約 $1,000 \text{ W/m}^2$ 程度に達し、再生入口温度において最高約 $75 \text{ }^\circ\text{C}$ の高温空気が得られている（外気（OA）に対して約 $+45 \text{ }^\circ\text{C}$ ）。

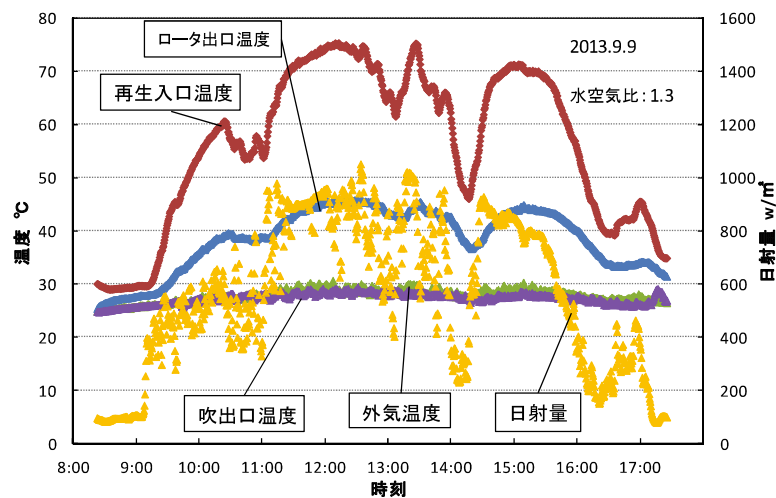


図 4-7 夏期晴天日における温度及び日射量の日変化の一例（水空気比：1.3）

水空気比が 1.3 及び 1.73 の場合の冷却塔入口湿球温度及び水温降下度の関係を図 4-8 及び図 4-9 に示す。図 4-8 に示す実線は、一般に使われている冷却塔の入口水温 33 °C の時の水温降下度を示している⁵⁾ (一般に設計で用いられている入口水温 37 °C の場合には、入口湿球温度 26 °C 時に水温降下度は約 5 °C となる)。水空気比がどちらの場合も、充填材が吸湿蒸散素子の時に水温降下度が最も高くなっており、水空気比が 1.3 の場合では一般の冷却塔と同程度の水温降下度が得られている。

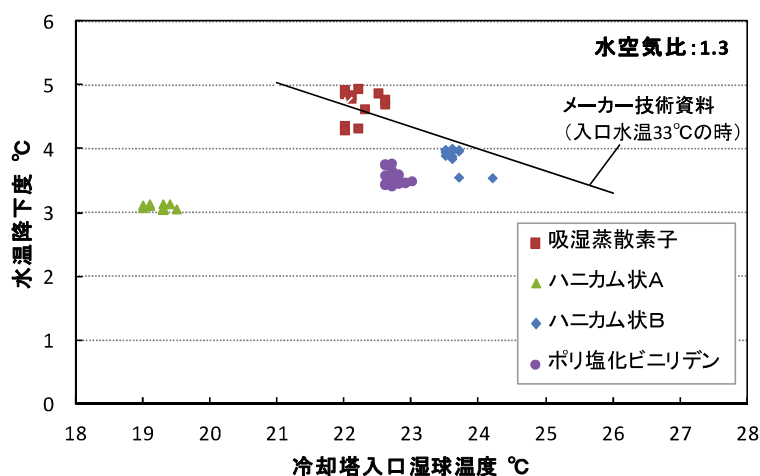


図 4-8 冷却塔入口湿球温度及び水温降下度の関係 (水空気比 : 1.3)

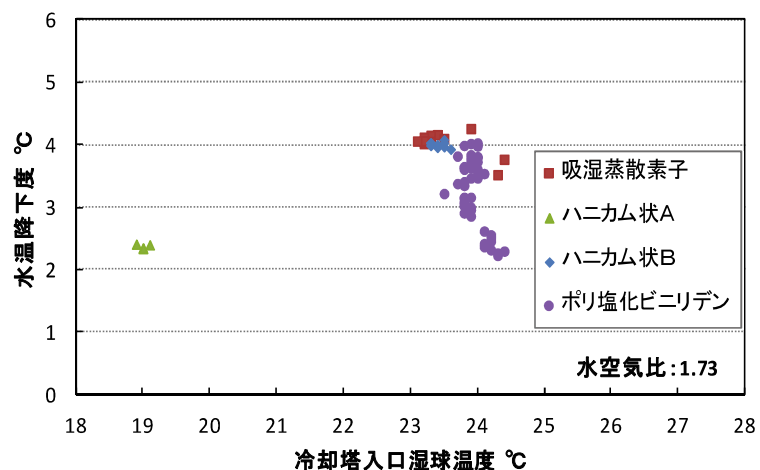


図 4-9 冷却塔入口湿球温度及び水温降下度の関係 (水空気比 : 1.73)

水空気比が 1.3 の場合の夏期晴天日における冷却塔による冷却熱量の日変化の一例を図 4-10 に示す。必要冷却熱量 q_{cn} [W] は式 (4-1) より、供給冷却熱量 q_{cs} [W] は式 (4-2) より求めた。

$$q_{cn} = 0.33 \times Q_s \times (T_2 - T_s) \quad (4-1)$$

$$q_{cs} = 0.33 \times Q_s \times (T_2 - T_3) \quad (4-2)$$

Q_s : 処理側風量 100 [m³/h]

T_s : 吹出口目標温度 27 [°C]

T_2 : ロータ出口温度 (実測値) [°C]

T_3 : 吹出口温度 (実測値) [°C]

12 時頃に 2 つの熱量がピーク値を示している。供給冷却熱量の最大値は約 580 W となっており、必要冷却熱量と概ね一致している。いずれの時間においても、供給冷却熱量と必要冷却熱量が概ね一致しており、蒸発促進冷却塔によって必要な冷却熱量が供給されている。

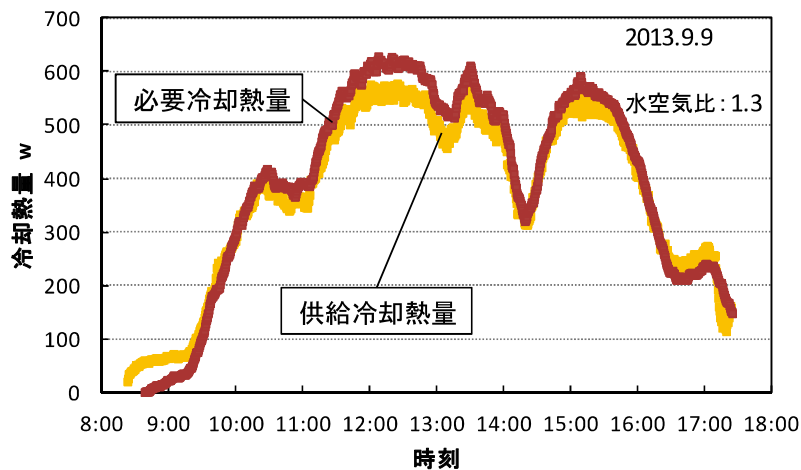


図 4-10 夏期晴天日における冷却熱量の日変化の一例 (水空気比 : 1.3)

水空気比が 1.3 の場合の除湿量と再生入口温度の関係を図 4-11 に示す。以下に示す式 (4-3) は、実験データより算出した除湿量と再生温度との関係を示す近似式であり⁶⁾、この式により外気湿度を目標値の絶対湿度まで除湿するのに必要な再生温度 T_n を求めている。

$$T_n = (x_n + 0.001629) / 0.000053 \quad (4-3)$$

x_n : 除湿量 [kg/kg(DA)]

T_n : 再生温度 [°C]

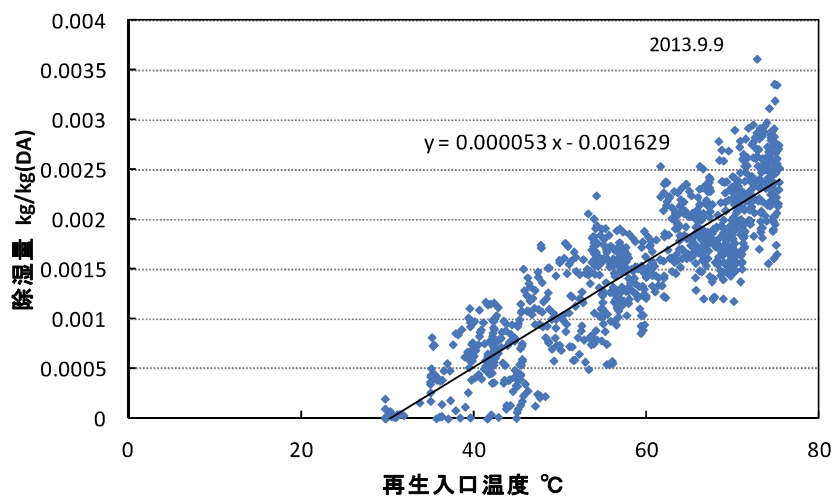


図 4-11 除湿量と再生入口温度の関係 (水空気比 : 1.3)

水空気比が 1.3 の場合の夏期晴天日における加熱量の日変化の一例を図 4-12 に示す。必要加熱量 q_{hn} [W] は式 (4-3) より算出した T_n を式 (4-4) に代入して求めた。供給加熱量 q_{hs} [W] は式 (4-5) より求めた。式 (4-3) より必要再生温度 T_n を求める際の必要除湿量 x_n はのちに示す式 (4-6) より算出している。

$$q_{hn} = 0.33 \times Q_R \times (T_n - T_o) \quad (4-4)$$

$$q_{hs} = 0.33 \times Q_R \times (T_b - T_o) \quad (4-5)$$

Q_R : 再生側風量 55 [m³/h]

T_n : 必要再生温度 [°C]

T_o : 外気温度 (測定値) [°C]

T_b : 再生温度 (測定値) [°C]

供給加熱量が最大となるのは 12 時から 13 時半頃であり、日射量のピーク時とほぼ同じ時刻である。供給加熱量の最大値は約 850 W となっており、必要加熱量の約 50 % を占めている。この日は、雲が多かったため、十分な日射量が得られず、供給加熱量が少なくなったと考えられる。

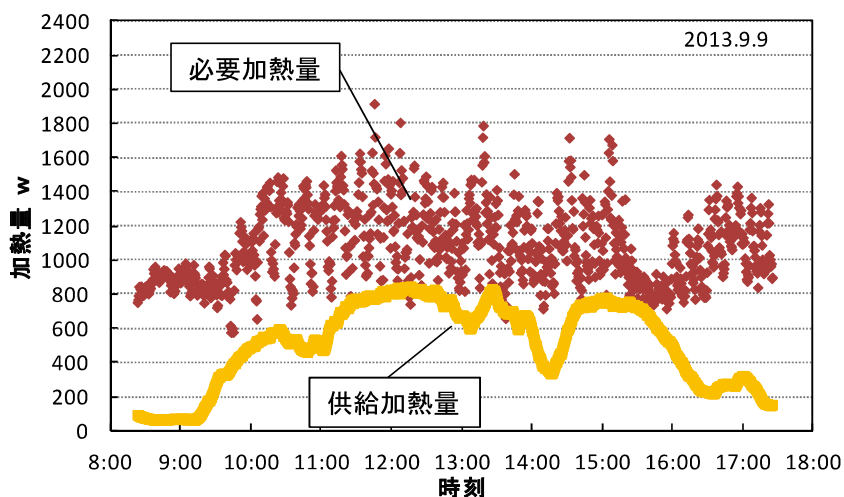


図 4-12 夏期晴天日における加熱量の日変化の一例 (水空気比 : 1.3)

水空気比が 1.3 の場合の夏期晴天日における除湿量の日変化の一例を図 4-13 に示す。必要除湿量 x_n [kg/kg(DA)] は式 (4-6) より、供給除湿量 x_s [kg/kg(DA)] は式 (4-7) より求めている。

$$x_n = x_o - 0.0112 \quad (4-6)$$

$$x_s = x_o - x_2 \quad (4-7)$$

x_o : 外気絶対湿度 (実測値) [kg/kg(DA)]

x_2 : ロータ出口絶対湿度 (実測値) [kg/kg(DA)]

除湿量は最大で約 3.5 g/kg(DA) となっている。除湿量の値が小さいのは、実験を実施した時期が 9 月で外気の絶対湿度が真夏日の外気の絶対湿度に比べて、小さかったためと考えられる。このときの必要除湿量は約 4.5 g/kg(DA) であるので、約 78 % の除湿量を空気式太陽熱集熱器により得られていることになる。

なお図 4-10、図 4-12 及び図 4-13 はいずれも吹出口の温度、相対湿度、絶対湿度の目標値を、27°C、50%、11.2 g/kg(DA) とした場合の値を示している。

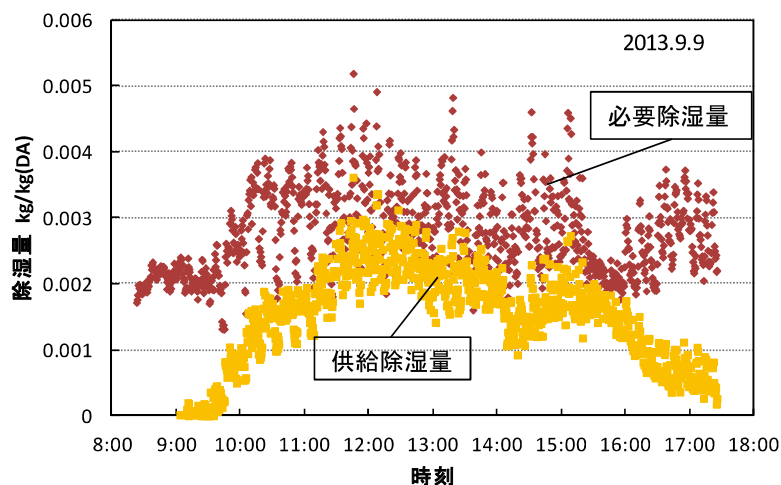


図 4-13 夏期晴天日における除湿量の日変化の一例 (水空気比 : 1.3)

水空気比が 1.3 の場合の夏期晴天日において除湿量が最大になった時の空気線図を図 4-14 に示す。デシカント空調機の処理側ロータ出口の絶対湿度は 12.5 g/kg(DA) となっており、システムの目標値（吹出口条件：温度 27 °C、相対湿度 50 %、絶対湿度 11.2 g/kg(DA)）より若干高い値になっている。再生側入口温度は空気式太陽熱集熱器によって約 74 °C まで加熱されている。冷却塔で作られる冷水は 29 °C となっており、この冷水によってロータ通過後の温められた空気は 45 °C から 29 °C まで冷却できている。

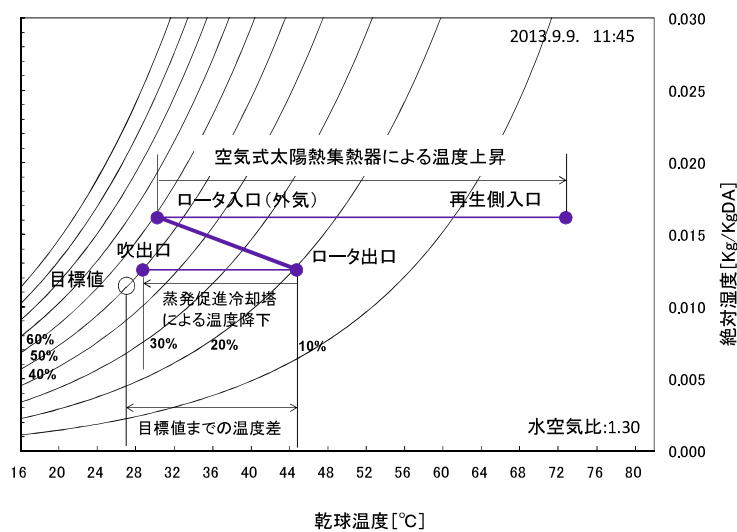


図 4-14 夏期晴天日における空気線図の一例（水空気比：1.3）

除湿量が最大である時（11 時 45 分）の供給冷却熱量は 528 W となっており、必要冷却熱量 584 W の約 90 % を占めている（図 4-10）。同時刻において供給加熱量は 772 W、必要加熱量が約 1,300 W となっていた（図 4-12）。総合して、除湿量が最大となる時間においてシステムの運転に必要な加熱量及び冷却熱量の約 70 % を空気式太陽熱集熱器と蒸発促進冷却塔によって供給することができた。

4.3 実スケール冷却塔による冷却効果検証実験

4.3.1 実験概要

前項から充填材として吸湿蒸散素子を用いることにより、一般の冷却塔と同程度の冷却性能が得られることが分かった。さらに、小嶋⁶⁾は前項の実験で得られた結果及びメーカーカタログに基づいてシミュレーションを行い、期間システム COP (成績係数) が冷却塔の水空気比 1.3~1.5 において、最大となることを明らかにした。

本項では実スケールの装置を用いた性能検証を実施した。図 4-15 及び図 4-16 に示す実スケールの実験装置を構築するにあたり、特殊な蒸発促進冷却塔を別に設計することによるイニシャルコストの上昇を避けるため、実験では市販の冷却塔にデシカント空調機で除湿された空気の一部を導入する実験装置を構築した。処理側外気はすべて全熱交換器系統の流路を通過させ (室内からの還気 (RA) と全熱交換)、デシカントロータ (R-2) で除湿後、再冷コイル (CC-2) で吸着熱を処理して室内 (SA) 及び蒸発促進冷却塔へ供給される。実験では、再生用温水コイル (HC) に電気温水器を用いて約 55 °C の温水を供給し、再冷コイル (CC-2) に蒸発促進冷却塔で冷却された冷水を供給した。また、デシカントロータの再生空気は、外気 (OA) を空気式太陽熱集熱器と再生用温水コイル (HC) で昇温して作られ、デシカントロータ (R-2) に供給される。ここで、デシカントロータ剤は、80 °C 以上の高温空気を必要とするシリカゲルやゼオライトではなく、50 °C 程度で水分の脱着再生が可能な高分子素材 (高分子収着剤⁷⁾) を採用している。デシカント空調機内において一つ前 (上流側) のポイントからの水分変化が想定されるすべてのポイントに温湿度センサ (高分子静電容量式: 精度 ±1 %RH (0~90 %RH)、±1.7 %RH (90~100 %RH)、±0.2 °C) を設置し、水分変化が想定されないポイントには温度センサ (Pt100Ω: クラス A) を設置した。

市販の冷却塔の最適水空気比は 1.5 程度であるが、既設のデシカント空調システムに市販の最小のサイズの冷却塔を設置 (図 4-17) すると、外調機として使用できる空気量が減少してしまう。そこで処理風量の半分を冷却塔導入風量と考えると、水空気比は 2.6 となる。小嶋⁶⁾のシミュレーション結果から水空気比 1.5 から 2.6 の変化で期間システム COP (成績係数) は約 24 % 減少する。この減少率は決して小さいとは言えないが、特殊な小型冷却塔を別に設計することによるイニシャルコストの上昇、実用化の観点から、多少の効率減少はやむをえないと考え、蒸発促進冷却塔の水空気比は 2.6 とした。吹出口温湿度の目標値は温度 27 °C、相対湿度 50 % (絶対湿度 11.2 g/kg(DA)) とした。

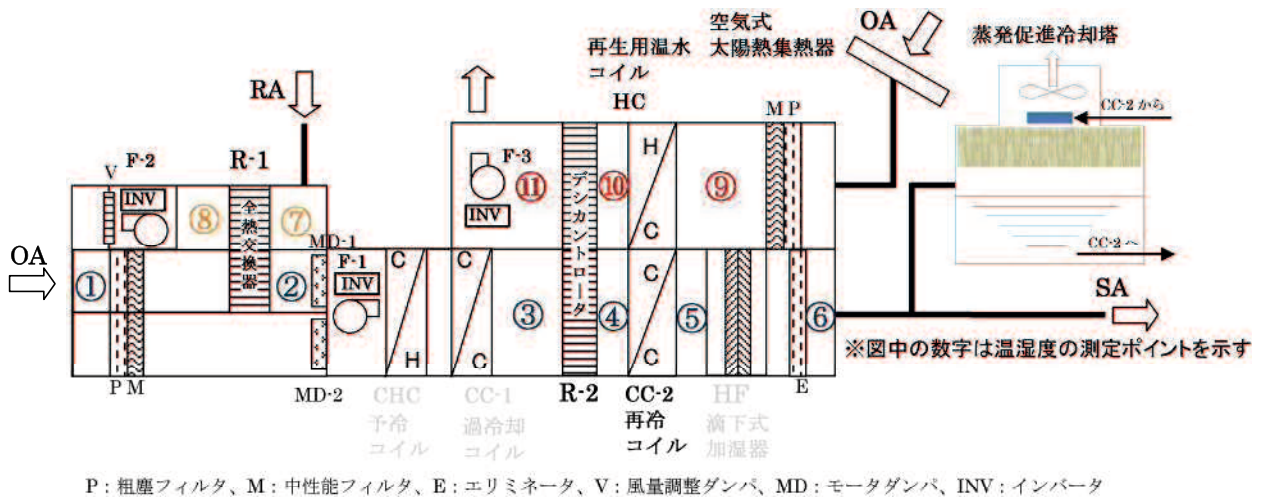


図 4-15 実スケールの実験装置概要

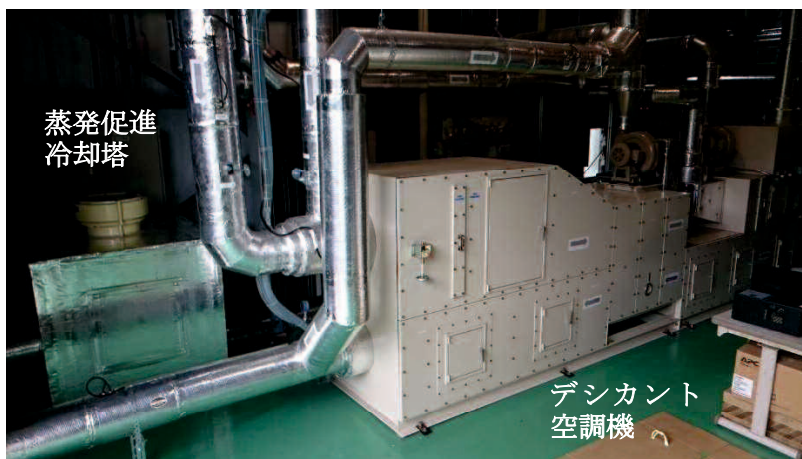


図 4-16 実験装置外観



図 4-17 蒸発促進冷却塔

4.3.2 実験結果

各測定ポイントにおける温湿度及び処理側流路の空気状態を表 4-2 及び図 4-18 に示す。処理側出口 (⑥) の絶対湿度は 11.3 g/kg(DA)となっており、目標絶対湿度 (27 °C、50 %RH の時の絶対湿度 11.2 g/kg(DA)) とほぼ同値である。再生側加熱コイル入口温度 (⑨) は空気式太陽熱集熱器によって 48.8 °Cまで加熱されている。その際の日射量は約 950 W/m²であり、太陽熱によりデシカントの再生熱量の約 72 %を賄っていることになる。

また、蒸発促進冷却塔で作られる冷水は 28.5 °Cであり、この冷水によってロータ通過後の高温空気は 41.6 °Cから 31.8 °Cまで冷やされている。27 °C給気とした場合の冷却熱量の約 66 %が賄われていることになる。総合して、システムの運転に必要な加熱量及び冷却熱量の約 70 %を空気式太陽熱集熱器と蒸発促進冷却塔によって供給することができた。

表 4-2 各測定ポイントにおける温湿度

	乾球温度[°C]	相対湿度[%]	絶対湿度[g/kg(DA)]	比エンタルピー[kJ/kg]
① 処理側外気	35.6	43.5	15.9	76.6
② 処理側全熱交換器出口	32.6	47.5	14.7	70.4
③ デシカントロータ入口	33.1	46.9	14.9	71.5
④ デシカントロータ出口	41.6	23.9	12.0	72.9
⑤ 再冷コイル出口	31.8	41.0	12.0	62.8
⑥ 処理側出口	31.9	38.1	11.3	60.9
⑦ 排気(全熱交換器入口)	29.0	54.4	13.7	64.1
⑧ 排気(全熱交換器出口)	35.0	43.4	15.3	74.4
⑨ 再生側加熱コイル入口	48.8	21.0	15.3	88.7
⑩ 再生側ロータ入口	54.0	16.2	15.3	94.1
⑪ 再生側ロータ出口	45.5	26.5	16.4	88.2

処理側入口風量実測値 1082 m³/h、再生側入口風量実測値 941 m³/h

処理側出口風量実測値 600 m³/h、冷却塔風量実測値 345 m³/h、日射量 954 W/m²、再生温度 55 °C

再冷コイル流量実測値 18.2 l/min、再冷コイル入口水温実測値 28.5 °C、再冷コイル出口水温実測値 30.8 °C

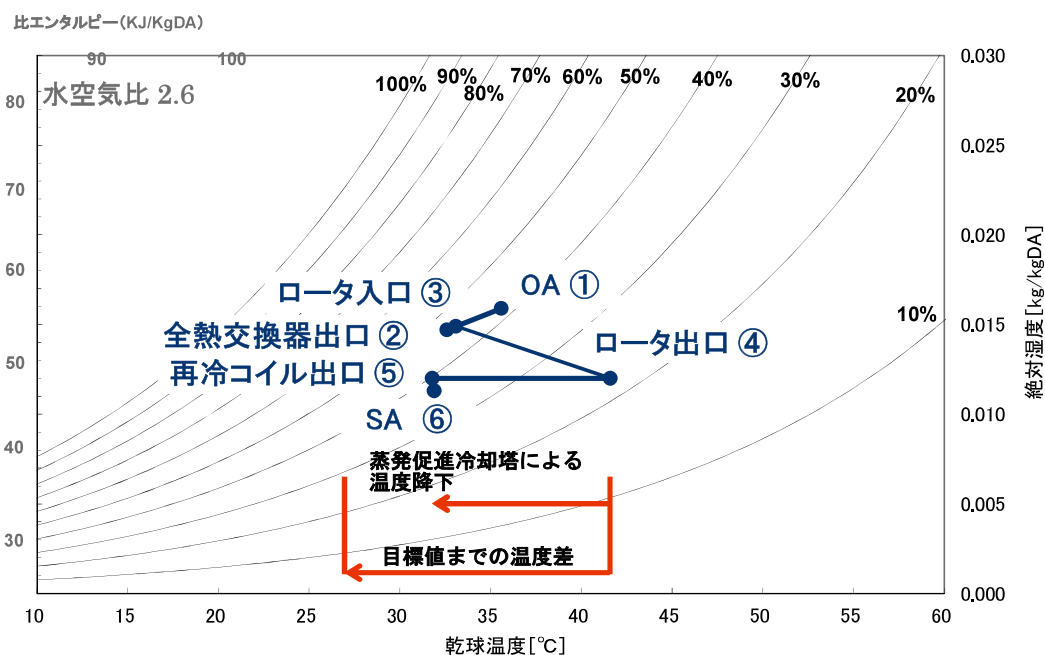


図 4-18 処理側流路の空気状態

4.4 まとめ

デシカント空調機のロータ及び冷水コイルを通過した湿球温度の低い空気の一部を冷却塔に導入することで、冷却塔内の水の蒸発を促進させ、より低温の冷水を作る仕組みを設けた小型蒸発促進冷却塔を付加したデシカント空調システムを構築し、パラメータを広い条件で設定して最適な使用条件を把握した。さらに、その結果を実スケール装置の設計に活用し冷却効果の確認を行った。本章では以下の知見が得られた。

- (1) 小型デシカント空調機の実験において、最適な水空気比が 1.3~1.5 であることが分かった。
- (2) 実スケールの蒸発促進冷却塔を付加したデシカント空調システムでは、蒸発促進冷却塔で作られた冷水によって、ロータ通過後の高温空気 (41.6 °C) を 31.8 °C まで冷却できることが確認でき、27 °C 給気とした場合の冷却熱量の約 66 % を賄うことができた。
- (3) システムの運転に必要な加熱量及び冷却熱量の約 70 % を空気式太陽熱集熱器と蒸発促進冷却塔によって供給できることが分かった。

参考文献

- 1)田中宏明、静岡ガス本社ビル nnZEB を目指した取り組み、平成 25 年度東京都環境建築フォーラム、2014.
- 2)桑原亮一、結城了介、戸室泰洋、佐藤英樹、三建設備工業つくばみらい技術センターにおける ZEB 改修、空気調和・衛生工学会 空気調和・衛生工学、第 88 巻、第 7 号、pp.85-88、2014.
- 3)三浦渚彩、小嶋秀彰、小金井真、河野仁志、自然エネルギー利用空調システムの研究ー太陽熱を利用した除湿・冷却システムの性能評価ー、日本建築学会中国支部研究報告集、pp.325-328、2014.
- 4)小金井真、柏瀬芳昭、太陽熱集熱外壁材に関する実験的研究、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.949-952、2000.
- 5)日本スピンドル製造株式会社技術資料、CTA-2NL 型冷却塔
- 6)小嶋秀彰、自然エネルギー利用空調システムの年間省エネルギー性能評価、山口大学修士学位論文、2015.
- 7)稲葉英男、吸湿能力 2 倍以上の新素材ー高分子収着剤の展開、建築設備と配管工事、1 月号、pp.32-36、2006.

第5章 地中熱を活用した吸着熱の処理方法の検討

5.1 はじめに

地中熱利用の主な方式として、ヒートポンプの熱源として活用する方式及び地中熱の直接利用方式が挙げられる。前者については、長野ら¹⁾が寒冷地で蒸発器の表面の着霜問題から空気熱源ヒートポンプの効率が低下するため、空気に代わる熱源として地中熱を利用している。加賀ら²⁾は建築躯体の一部である基礎杭を採熱管として利用する基礎杭利用地熱空調システムの実大実験システムの性能検証を行い、濱田ら³⁾は建築物の摩擦杭を空調用熱交換器として利用するエネルギーパイル方式を採用した実験を行っている。これらはいずれも地中熱をヒートポンプの熱源として活用する方式である。また、後者については、山口大学学術資料館において地中熱の直接利用方式が採用され、省エネルギー効果や温熱環境を評価する研究がなされている^{4)~7)}。

著者らは地中熱換気システムと太陽熱活用デシカント空調システムを効率良く組み合わせることにより、電力使用量を極力減らすことができる冷暖房システムについて検討している⁸⁾。地中熱換気システムは地中熱による換気空気の冷却はできるが、除湿ができないため室内湿度が上昇してしまう⁹⁾。一方、デシカント空調システムは除湿できるが、吸着熱の除去のために冷却が必要であり、通常は冷凍機等が必要となる¹⁰⁾。両者を相互補完的に組み合わせることで、これらの課題を解決することができる。

両者を組み合わせた地中熱・太陽熱併用型デシカント空調システムにおいて、発生した吸着熱を地中熱で除去するためには、デシカントロータ通過後の比較的高温（50～60℃程度）の空気を地中熱採熱パイプにより冷却する必要がある。そのため、高温空気が導入された場合の地中熱採熱パイプの冷却性能を把握しておく必要がある。

本章ではデシカントロータ通過後の高温空気を直接地中熱採熱パイプに導入した場合の地中熱による冷却効果を実験で明らかにする。

5.2 地中熱採熱パイプの概要

実験で使用した地中熱採熱パイプの概要を図5-1に示す。地中熱採熱パイプは二重パイプ構造になっており、外側のパイプは熱が伝わりやすいアルミを防食加工したパイプを使用し、内側のパイプは熱を伝えにくい樹脂製のポリエチレンパイプを使用している。そのため地中熱を効率的に空気に伝え、室内に取り込むことができる(SA)。

また、給水パイプにより給水し、地中熱採熱パイプの底に少量の水を溜めることにより、空気中に含まれる花粉、塵埃等の不純物を除去することができる。結露により増水した場合は、パイプの底に水が溜まると水抜き(水位)センサが検知し、水抜きパイプにより自動的に排水される仕組みになっている。

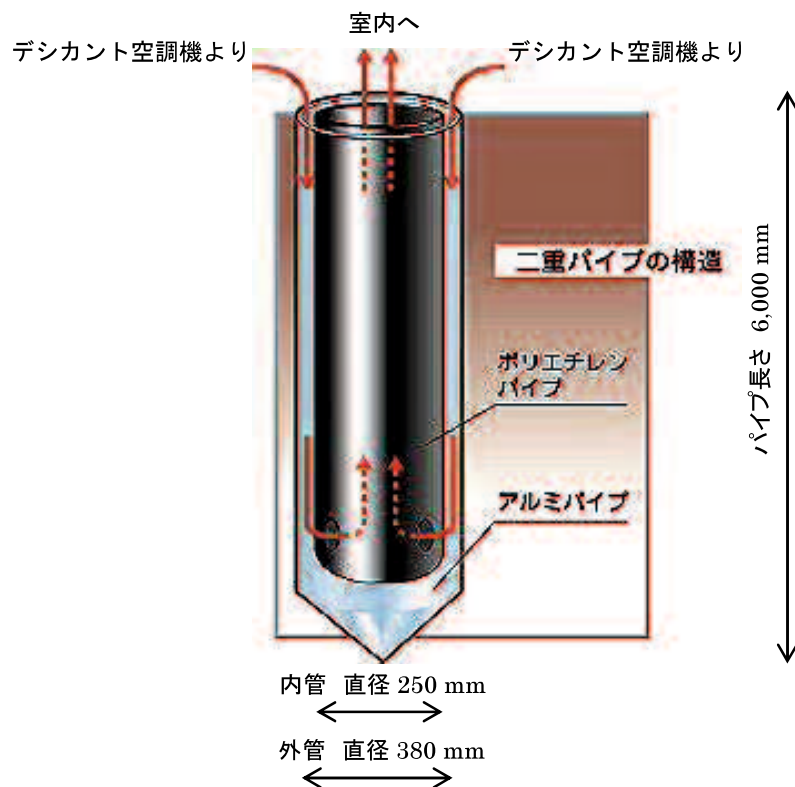


図5-1 地中熱採熱パイプ概要

5.3 地中熱・太陽熱併用型デシカント空調システムの概要

地中熱・太陽熱併用型デシカント空調システムの構成を図 5-2 に示す。空気式太陽熱集熱器で得られた高温の空気は、デシカント空調機のロータの再生（冬期は暖房として使用）に使用する。室内に導入する外気（OA）は、夏期は太陽熱活用デシカント空調機によって除湿後、地中熱採熱パイプによって冷却される。冬期の晴天日は、空気式太陽熱集熱器によって、また曇天・雨天日には地中熱採熱パイプによって加熱される。

本システムでは夏期にデシカントロータを通った後の空気は除湿されているが、除湿の際に発生する吸着熱によって通常 50~60℃まで加熱されている。一般のデシカント空調システムではこの加熱された空気を冷凍機やヒートポンプによって室温レベルにまで冷却する必要があるが、本システムでは地中熱採熱パイプによる冷却を行い、少しでも室温に近づけることによって補助冷凍機や補助ヒートポンプの電力を削減することが可能となる。

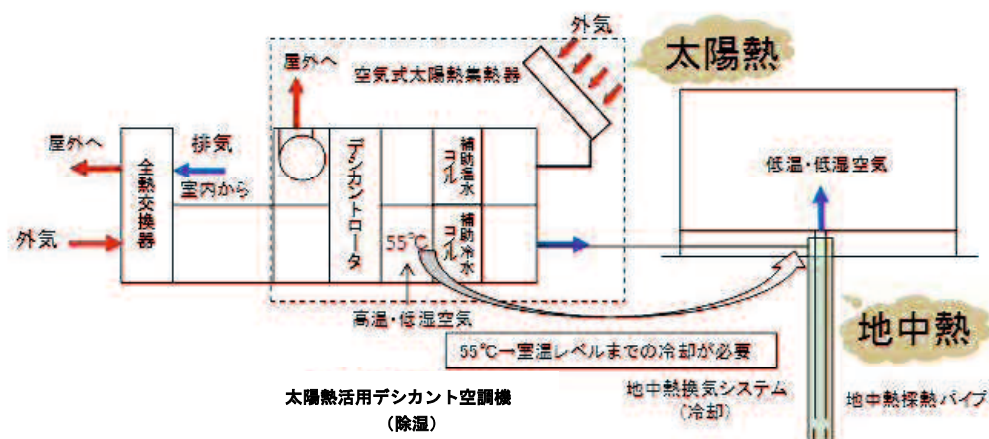


図 5-2 地中熱・太陽熱併用型デシカント空調システム（夏期フロー）

5.4 実験概要

5.4.1 実験装置

地中熱採熱パイプの冷却性能を調べるための実験装置の概要及び外観を図 5-3 及び図 5-4 に示す。実験装置は山口大学工学部キャンパス内の学術資料館横の空き地に設置した。また、地中熱採熱パイプの内側、外側、地中熱採熱パイプの埋設状況及び地中熱採熱パイプの設置状況を図 5-5～図 5-8 に示す。

長さ 6 m のパイプを地中に埋設し、地中熱採熱パイプの入口部分に、ダクト接続式の電気ヒータ (2.2 kW×2 台) 及び風量計 (複合ピトー管) を組み込んでいる。外気 (OA) はダクト導入後、電気ヒータによって加熱され、所定の温度まで昇温された後に地中熱採熱パイプに導入される。地中熱採熱パイプ入口、出口にはいずれも温湿度センサ (高分子静電容量式: 精度 $\pm 1\%$ RH (0~90 %RH)、 $\pm 1.7\%$ RH (90~100 %RH)、 $\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$) を設置し、地中熱採熱パイプ周りの地中温度分布の測定には、土中埋設用測温抵抗体 (Pt100 Ω : クラス B) を設置した。土中埋設用測温抵抗体はパイプから半径方向に 0 m、0.3 m、0.6 m、4 m の位置及び深度方向に 0 m、1 m、2 m、3 m、4 m、6 m の位置に埋設した。土壌は砂+粘土質に近く、比熱、熱伝導率及び熱容量は 1.2 kJ/(kg \cdot K)、2.1 W/(m \cdot K)及び 2,352,000 J/(m³ \cdot K)程度である¹⁾。

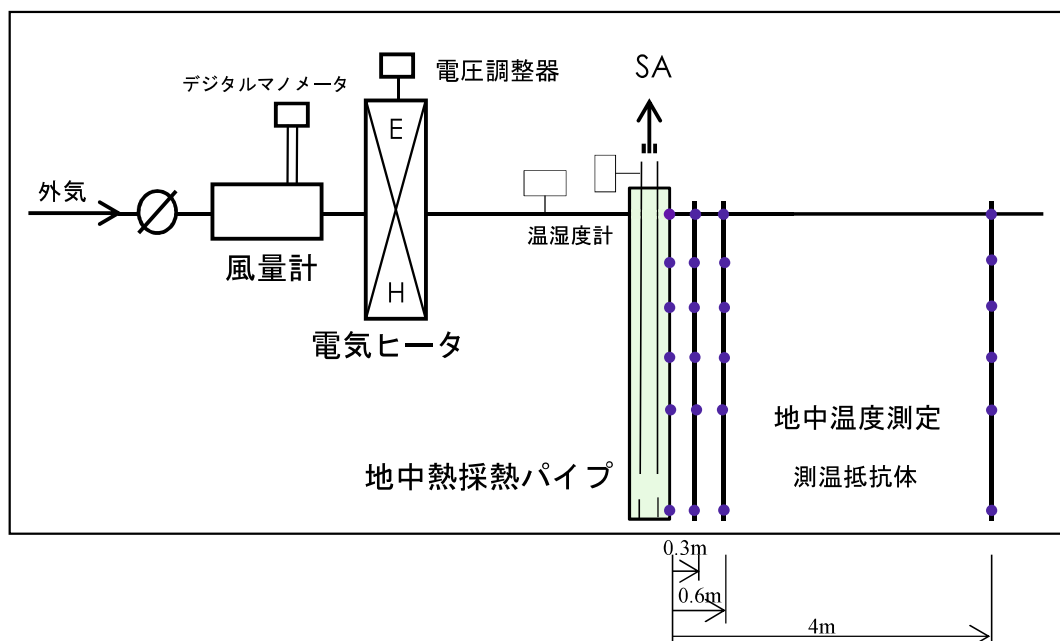


図 5-3 実験装置概要



図 5-4 実験装置外観



図 5-5 地中熱採熱パイプ内管（ポリエチレンパイプ）



図 5-6 地中熱採熱パイプ外管（アルミパイプ）



図 5-7 地中熱採熱パイプ埋設状況



図 5-8 地中熱採熱パイプ設置状況

5.4.2 実験条件

実験条件及び実験期間を表 5-1 に示す。8 時間運転及び 24 時間運転（以下、間欠運転及び連続運転という）を行った。間欠運転は太陽熱活用デシカント空調機を 9:00～17:00 に運転することを想定した条件、連続運転は太陽熱活用デシカント空調機を 24 時間連続で運転することを想定した条件である。実験期間は、運用を想定している夏期ではなく中間期となっているが、熱交換に関わる土中温度が夏期と大きく変わらないことが分かっているため（例えば 10 月と 7～8 月の 1 m～5 m 深さの土中温度平均値の差は約 1.3 °C¹²⁾）、入口空気温度との差が約 30 °C あることを考えると、熱交換量の結果は夏期に実施した場合の結果と大きく変わらないと判断した。

実験では地中熱採熱パイプ入口温度が 50±5 °C になるようにボルトスライダ（電圧調整器）で電気ヒータ入力値を調整した。一般的な空調用熱交換器の通過面風速 2.5 m/s から地中熱採熱パイプの定格風量 450 m³/h を決定し、定格風量及び定格風量の 2/3 にあたる 300 m³/h で実験を行った。

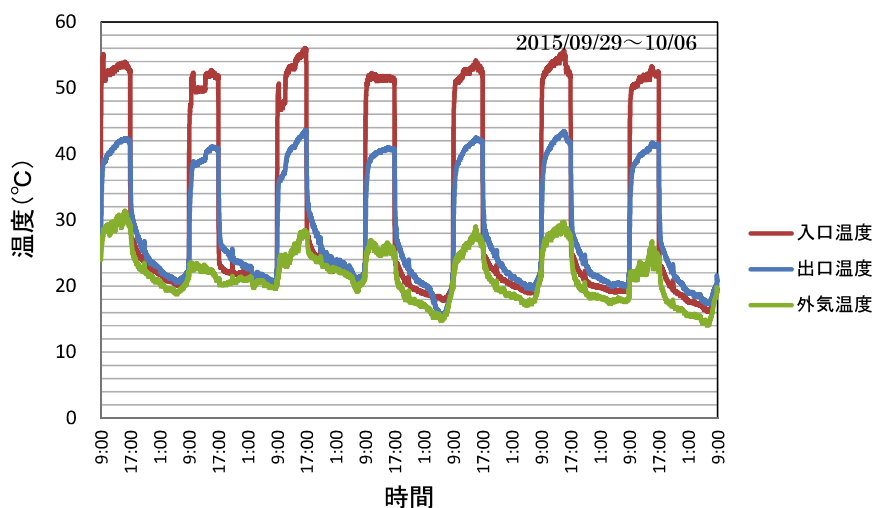
表 5-1 実験条件及び実験期間

運転モード	運転時間	入口設定温度	風量	実験期間
間欠	9:00～17:00	50±5°C	450 m ³ /h	2015年9月29日～10月6日
連続	24時間			2015年10月13～20日
間欠	9:00～17:00		300 m ³ /h	2015年10月26日～11月2日
連続	24時間			2015年11月6～13日

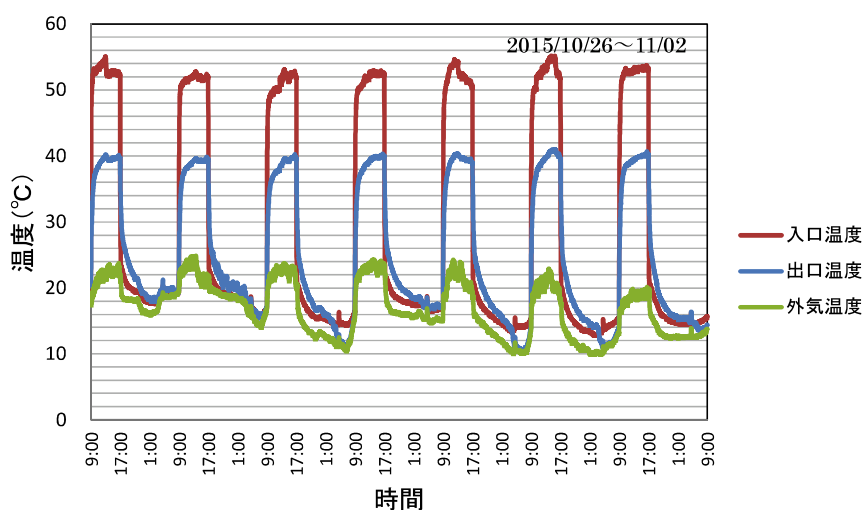
5.5 実験結果

5.5.1 空気温度

間欠運転時の地中熱採熱パイプの入口温度、出口温度及び外気温度の測定値を図5-9に示す。運転開始直後を除いては風量 $450 \text{ m}^3/\text{h}$ では約 $10\sim 12 \text{ }^\circ\text{C}$ 、風量 $300 \text{ m}^3/\text{h}$ では約 $12\sim 14 \text{ }^\circ\text{C}$ の温度降下が見られた。連続運転時の地中熱採熱パイプの入口温度、出口温度及び外気温度の測定値を図5-10に示す。運転開始直後を除いては風量 $450 \text{ m}^3/\text{h}$ では約 $8\sim 10 \text{ }^\circ\text{C}$ 、風量 $300 \text{ m}^3/\text{h}$ では約 $9\sim 12 \text{ }^\circ\text{C}$ の温度降下が見られた。ロータ通過後の高温空気(約 $52 \text{ }^\circ\text{C}$)を約 $40 \text{ }^\circ\text{C}$ まで冷却できることが確認でき、 $27 \text{ }^\circ\text{C}$ 給気とした場合の冷却熱量の約 48% を賄うことができた。

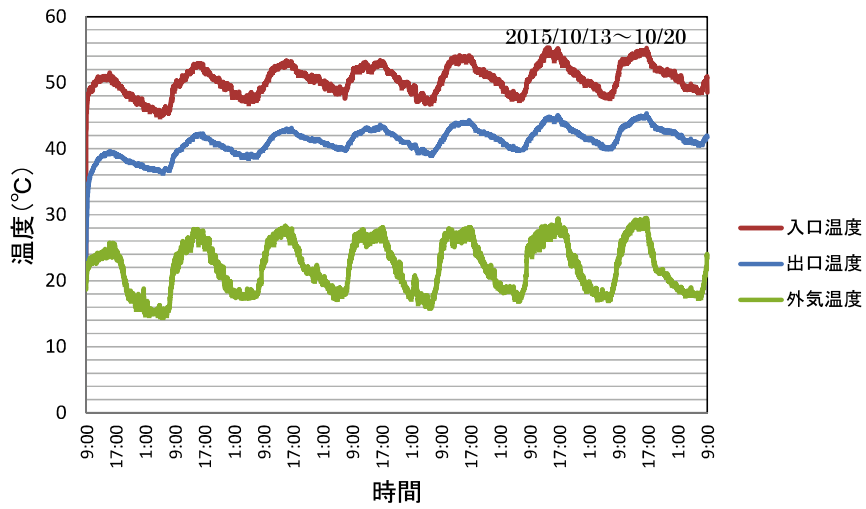


(a) 風量 $450 \text{ m}^3/\text{h}$ の場合

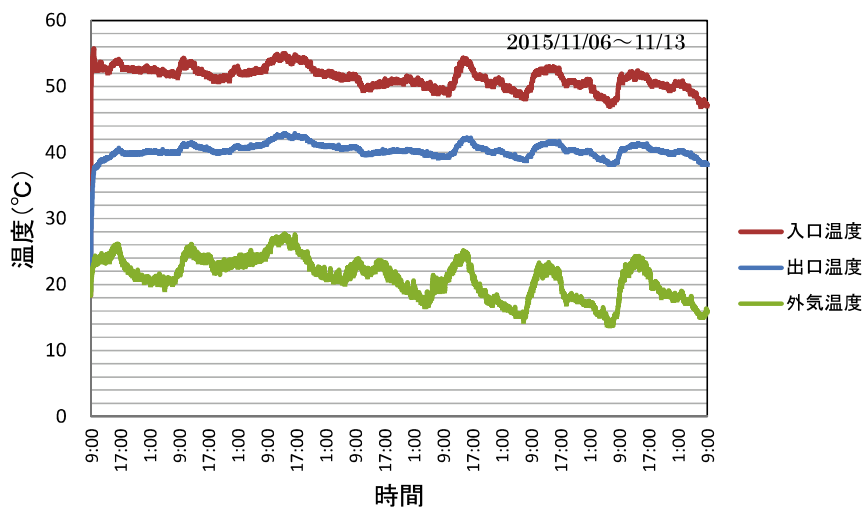


(b) 風量 $300 \text{ m}^3/\text{h}$ の場合

図5-9 間欠運転時の空気温度変化



(a) 風量 450 m³/h の場合



(b) 風量 300 m³/h の場合

図 5-10 連続運転時の空気温度変化

5.5.2 取得熱量

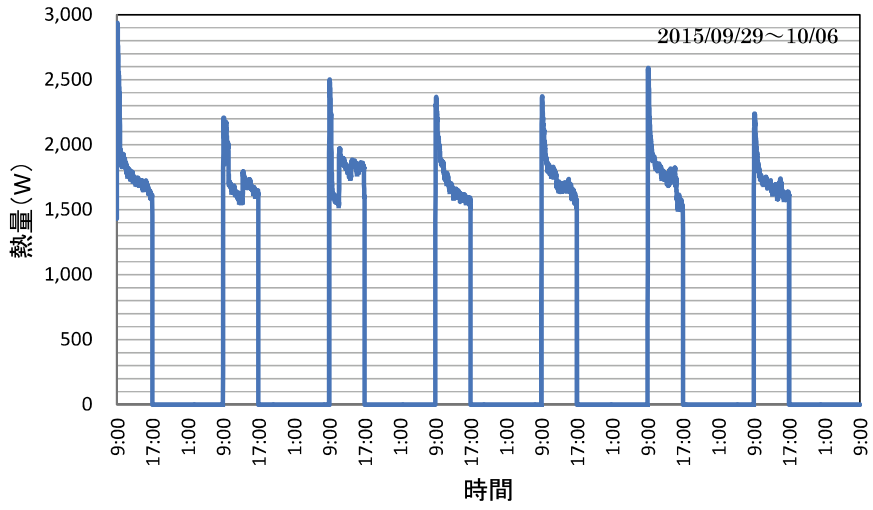
間欠運転時の1週間の取得熱量及び連続運転時の1週間の取得熱量を図5-11及び図5-12に示す。風量450 m³/h及び風量300 m³/hにおける1日ごとの取得熱量の合計値をそれぞれ表5-2及び表5-3に示す。

取得熱量は以下の式で求めた。

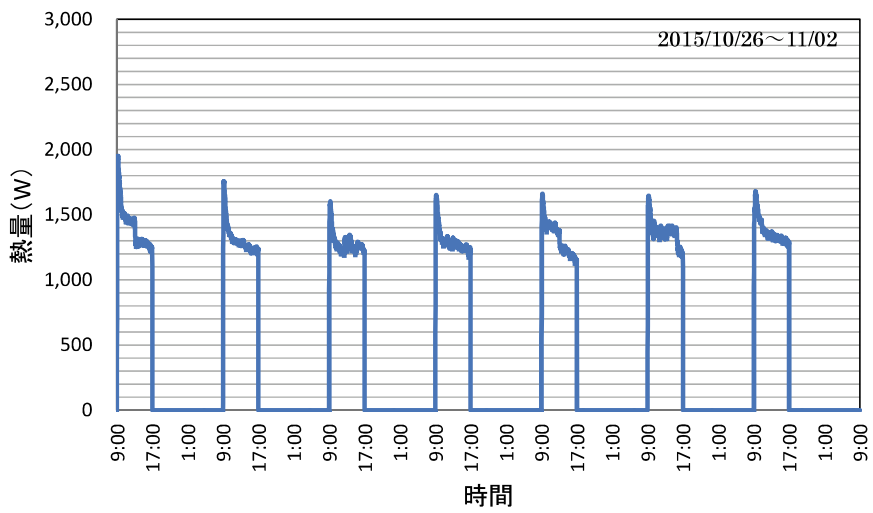
$$q_1 = 0.33 \times Q \times (T_2 - T_1) \quad (5-1)$$

q_1 : 熱量	[W]
Q : 風量	[m ³ /h]
T_1 : 出口温度 (実測値)	[°C]
T_2 : 入口温度 (実測値)	[°C]

1日目の取得熱量は間欠運転の場合、風量450 m³/h時は風量300 m³/h時の約1.3倍、連続運転の場合では約1.25倍であった。最終日(7日目)においても取得熱量は間欠運転で約1.25倍、連続運転で約1.37倍となっており、間欠運転、連続運転ともに風量450 m³/hの場合の取得熱量が風量300 m³/hの場合の取得熱量より大きい結果となった。

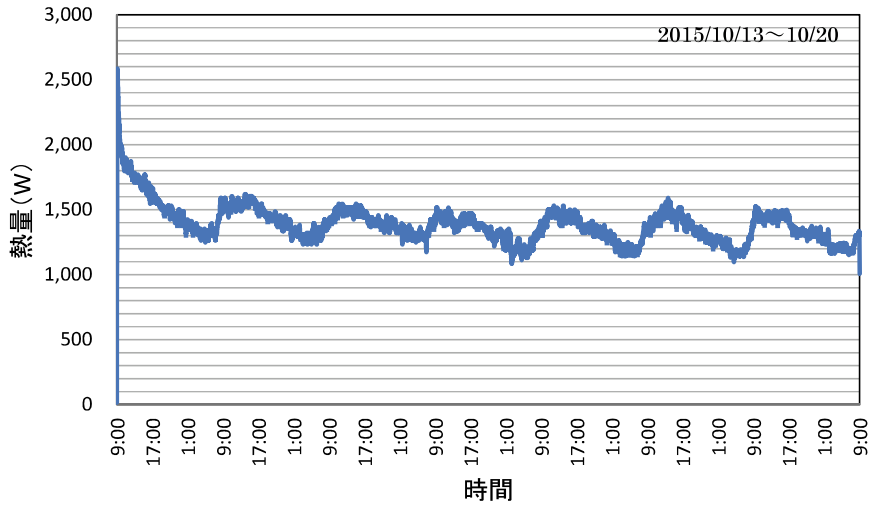


(a) 風量 450 m³/h の場合

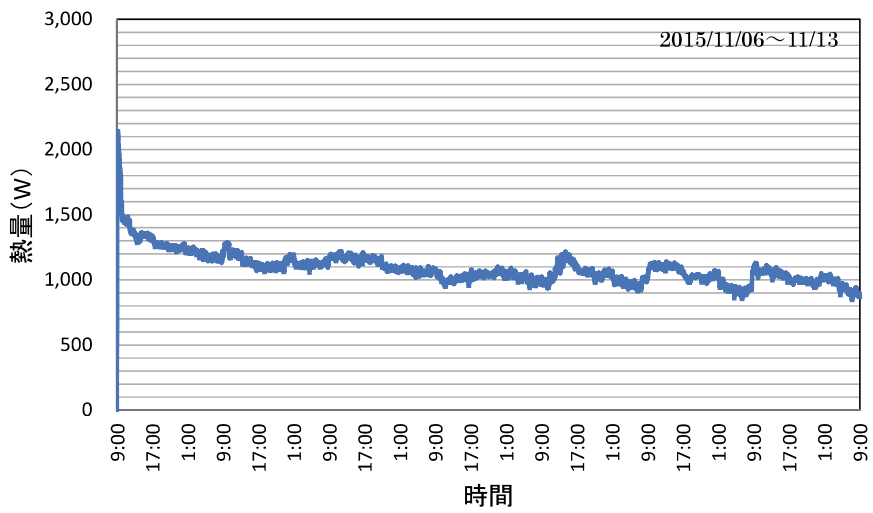


(b) 風量 300 m³/h の場合

図 5-11 間欠運転時の取得熱量



(a) 風量 450 m³/h の場合



(b) 風量 300 m³/h の場合

図 5-12 連続運転時の取得熱量

表 5-2 1日ごとの取得熱量（風量 450 m³/h の場合）

		間欠運転[kJ]	連続運転[kJ]
1週間 9:00~17:00 (450 m ³ /h)	1日目	52,448	51,886
	2日目	49,271	44,438
	3日目	52,159	42,666
	4日目	49,563	41,158
	5日目	50,274	41,588
	6日目	51,496	41,648
	7日目	49,301	41,871

表 5-3 1日ごとの取得熱量（風量 300 m³/h の場合）

		間欠運転[kJ]	連続運転[kJ]
1週間 9:00~17:00 (300 m ³ /h)	1日目	40,625	41,457
	2日目	37,704	33,878
	3日目	36,745	33,812
	4日目	37,255	29,095
	5日目	37,972	31,233
	6日目	39,156	31,696
	7日目	39,327	30,543

1日目と7日目の取得熱量を比較すると、風量 450 m³/h では間欠運転で 6.0 %、連続運転で 19.3 %減少し、風量 300 m³/h では間欠運転で 3.2 %、連続運転で 26.3 %減少している。これらからいずれの風量においても連続運転の 1 週間後の冷却能力が、間欠運転に比べて大きく低下していることが分かる。

1週間の全取得熱量の合計値及び1週間のうち9:00～17:00の取得熱量の1日平均値を表5-4に示す。1週間の全取得熱量の合計値は連続運転の方が、風量450 m³/hでは約3.2倍、風量300 m³/hでは約2.9倍大きくなった。また、9:00～17:00の1日平均取得集熱量はいずれの風量においても間欠運転の方が約1.2倍大きくなった。地中熱採熱パイプを3本(8時間×3)用いて風量450 m³/hで1週間連続運転をすると仮定すると、50,644 [kJ] × 3 [本] × 7 [日] = 1,063,524 [kJ]の集熱量になり、1本の地中熱採熱パイプで1週間連続運転を行った場合(838,095 [kJ])の約1.27倍の集熱量が得られる。したがって、工場等において24時間空調が必要な場合、3本の採熱パイプで連続運転を行う方法が考えられる。1本の採熱パイプで連続運転を行うより、常時いずれかのパイプに空気を流す運転を行う方が約27%大きい集熱量が得られることになる。

運転時(9:00～17:00)の1日平均出力[kW]を表5-5に示す。定格風量(450 m³/h)時の出力は1.76 kW(間欠運転)及び1.51 kW(連続運転)となる。また、1日平均取得集熱量の結果と同様、いずれの風量においても間欠運転の方が約1.2倍大きい出力が得られることが分かる。

表5-4 取得熱量

		間欠運転[kJ]	連続運転[kJ]
全期間 (1週間)	450 m ³ /h	263,683	838,095
	300 m ³ /h	224,594	659,974
1日平均 9:00～17:00	450 m ³ /h	50,644	43,608
	300 m ³ /h	38,398	33,102

表5-5 1日平均出力

		間欠運転[kW]	連続運転[kW]
1日平均 9:00～17:00	450 m ³ /h	1.76	1.51
	300 m ³ /h	1.33	1.15

5.5.3 地中温度

地中熱採熱パイプから 0.6 m の位置における各風量条件での間欠運転及び連続運転の地中温度の測定値を図 5-13~16 に示す。地中の深さ 0 m 地点の温度より他の地中の深さの温度が高くなる傾向が見られた。地中深さ 0 m 地点は地表面に近いいため外気温度の影響を大きく受けるためと考えられる。また、連続運転では地中温度が 1 週間で風量 450 m³/h の場合最大で 3.8 °C (地表から 6m)、風量 300 m³/h の場合最大で 3 °C (地表から 1m) 上昇している。間欠運転では地中深さ 6 m では約 20 °C 程度の地中温度が安定的に得られることが分かった。

運転開始時に最も取得熱量が多いことから分かるが、地中温度が高くなると熱交換性能が低下するため、長時間の連続運転よりも地中熱採熱パイプを複数用いて間欠運転をする方が効率よく冷却効果を得られる。8 時間の運転で上昇した地中温度は、夜間 16 時間の運転停止後、地中温度は運転開始時の地中温度とほぼ等しくなる。しかし、完全に運転開始時の地中温度と等しくするためには、週に 1 日か 2 日の運転停止日を設けることが望ましい。

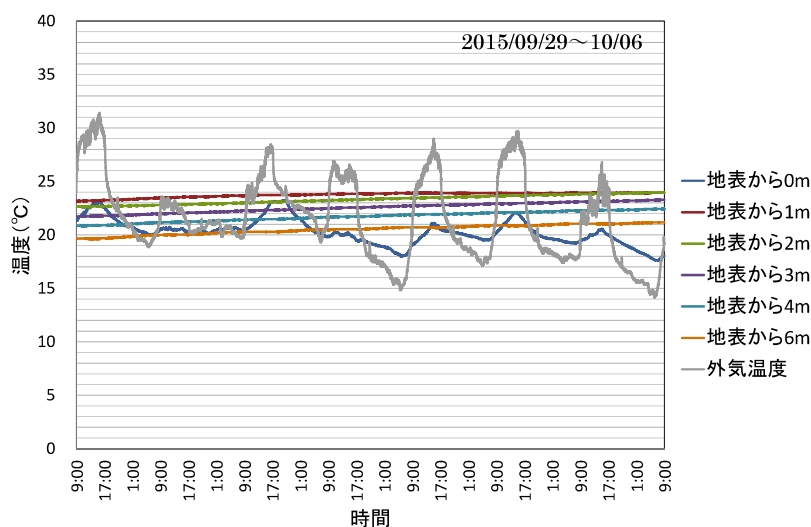


図 5-13 間欠運転時の地中温度 (風量 450 m³/h、採熱パイプから 0.6 m の位置)

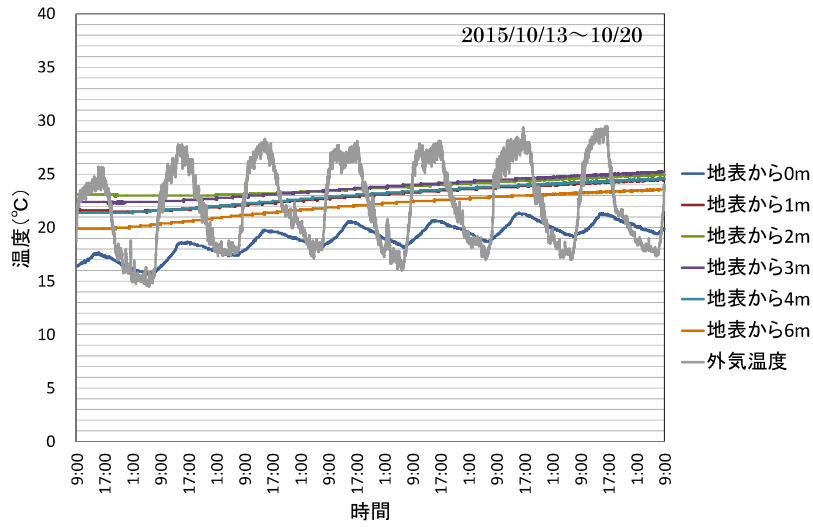


図 5-14 連続運転時の地中温度（風量 450 m³/h、採熱パイプから 0.6 m の位置）

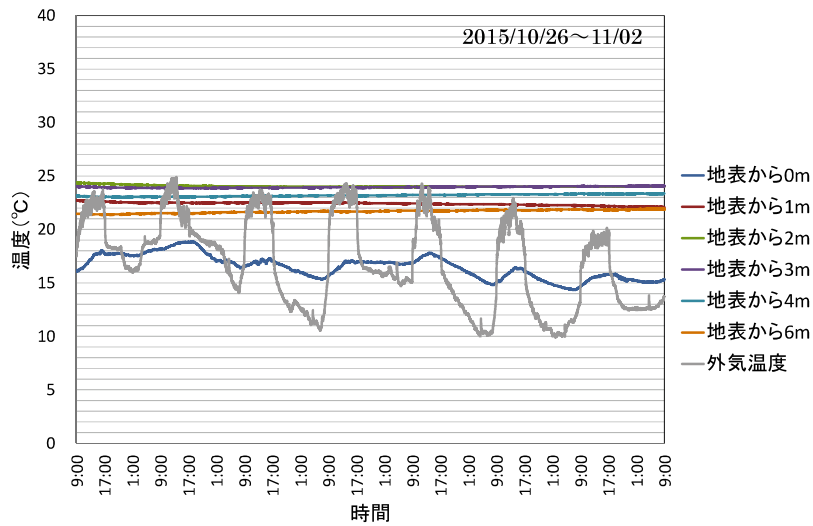


図 5-15 間欠運転時の地中温度（風量 300 m³/h、採熱パイプから 0.6 m の位置）

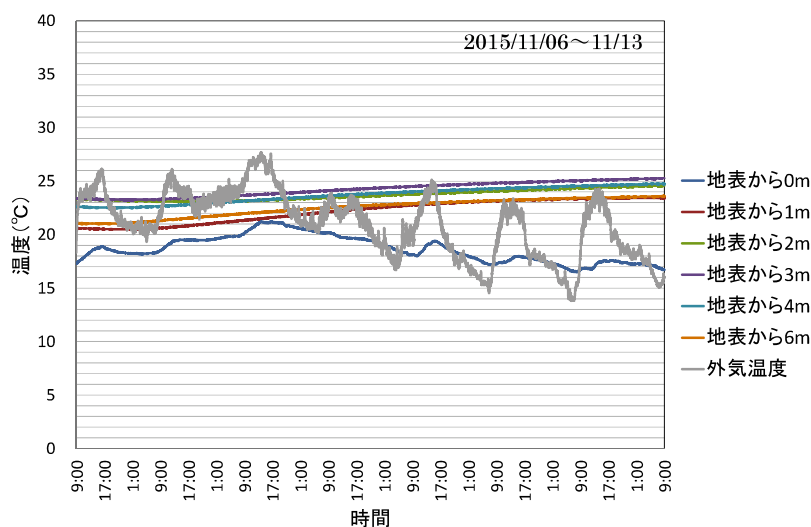


図 5-16 連続運転時の地中温度（風量 300 m³/h、採熱パイプから 0.6 m の位置）

5.6 まとめ

デシカントロータ通過後の高温空気を直接地中熱採熱パイプに導入した場合の地中熱による冷却効果の確認を行った。本章では以下の知見が得られた。

- (1) ロータ通過後の高温空気(約 52 °C)を約 40 °Cまで冷却できることが確認でき、27 °C給気とした場合の冷却熱量の約 48 %を賄うことができた。
- (2) 1 週間の全取得熱量の合計値は連続運転の方が、間欠運転より風量 450 m³/h では約 3.2 倍、風量 300 m³/h では約 2.9 倍大きくなった。また、9:00~17:00 の 1 日平均取得集熱量はいずれの風量においても間欠運転の方が連続運転より約 1.2 倍大きくなった。
- (3) 1 週間後の冷却能力は間欠運転で 3.2~6.0 %、連続運転で 19.3~26.3 %減少し、連続運転の 1 週間後の冷却能力が間欠運転に比べて大きく低下していることが分かった。
- (4) 間欠運転を行えば翌日もほぼ同じ冷却能力が得られるので、日中の運転のみでよい建物の場合には間欠運転で対応できる。一方、工場等の 24 時間空調が必要な場合には同じ採熱パイプに常時空気を流さずに、例えば 3 本のパイプで連続運転を行い、常時いずれかのパイプに空気を流す運転を行うことが望ましい。
- (5) 間欠運転では地中深さ 6 m では約 20 °C程度の地中温度が安定的に得られることが分かった。

参考文献

- 1)長野克則、落藤澄、土壌熱源ヒートポンプに関する研究 第1報 不飽和土における凍結を伴う土壌採熱および土壌温度に関する数値計算と実験、空気調和・衛生工学会論文集、No.54、pp.55-66、1994
- 2)加賀久宣、宮本重信、西畑正一、多田幹男、小林一郎、竹内正紀、大岡龍三、基礎杭利用地熱空調システムの研究開発 実大実験システムによる性能検証、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.345-348、2001.
- 3)濱田靖弘、窪田英樹、中村真人、斉藤央、横山真太郎、落藤澄、圓山彬雄、照井康穂、空調用エネルギーパイルシステムに関する研究、日本建築学会北海道支部研究報告集、pp.155-158、2001.
- 4)西村隆幸、鶴崎明美、後藤伴延、小金井真、内田文雄、白澤多一、山口大学学術資料館における省エネルギー型環境調整手法の効果に関する研究 その1 太陽集熱による効果の検討、日本建築学会中国支部研究報告集、pp.402 1-4、2010.
- 5)武安孝祐、松本尚記、鶴崎明美、後藤伴延、小金井真、内田文雄、山口大学学術資料館における省エネルギー型環境調整手法の効果に関する研究 その2 実測調査による検証、日本建築学会中国支部研究報告集、pp.349-352、2011.
- 6)本門幸介、鶴崎明美、後藤伴延、小金井真、内田文雄、山口大学学術資料館における省エネルギー型環境調整手法の効果に関する研究 その3 クールチューブの流量変更による効果の改善に関する検討、日本建築学会中国支部研究報告集、pp.385-388、2012.
- 7)鶴崎明美、後藤伴延、小金井真、三田村輝章、白澤多一、山口大学学術資料館における冬期の太陽集熱による温熱環境調整効果の予測、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.1639-1642、2010.
- 8)Koganei M., Tashiro K., Hiyama K., Hashimoto M., Yoshihara M., Yokoyama M., Development of an Air Conditioning System Combined with a Geothermal Ventilation System with a Desiccant Outdoor Air-Conditioning Regenerated by Solar Air Heaters, Proceedings of 24th International Symposium on Transport Phenomena, 2013.
- 9)森永麻耶、小金井真、住宅用地中熱換気システムの研究、日本建築学会中国支部研究報告集、pp.373-376、2011.
- 10)小金井真、生田紀夫、柏瀬芳昭、空気式太陽熱集熱器を用いたデシカント空調システムに関する研究、日本冷凍空調学会論文集、Vol.29、No1、pp.59-68、2012.

11)日本機械学会伝熱工学資料改定第4版、pp.321、1986.

12)Motooka T., Koganei M., Fukuyo K., Hashimoto M., Yoshihara M., Yokoyama M., Study on Geothermal Ventilation System for Residential Buildings, Proceedings of 9th International Symposium on Architectural Interchanges in Asia(ISAIA2012)

第6章 結論

6.1 本研究のまとめ

除湿制御を正確に行うことが可能で空調機内で結露が発生しないデシカント空調システムに着目し、太陽熱を主とした自然エネルギーを有効に活用することで、システムの効率化を図り、実用化に資する技術を確立するための研究を実施した。本論文では、①太陽熱を活用したデシカント空調システム、②太陽熱を活用したヒートポンプ組み込み型デシカント空調システム及び③太陽熱や地中熱を活用した吸着熱の処理方法の検討を具体的研究開発項目とした。以下に本研究で得られた主要な結果を各章毎に示す。

第1章「序論」では、研究の背景及び既往の研究から本論文の研究目的を明らかにし、具体的な研究開発項目について述べた。

第2章「空気式太陽熱集熱器を用いたデシカント空調システム」では、デシカント除湿機、空気式太陽熱集熱器を柱に、太陽光・風力発電も取り込んだ自然エネルギー主体の冷暖房システムについて、夏期、冬期の晴天日における室内環境、省エネ効果について調べるとともに、夏期・冬期の一定期間におけるエネルギー使用量の試算を行った。また、ロータ冷却流路を備えたデシカント空調ユニットについて夏期の晴天日における性能を調べた。本章では以下の知見が得られた。

- (1) 夏期のシステム COP (成績係数) は外気 (OA) を導入した場合 1.55、外気を導入しない場合 (全量還気 : All RA) 1.71 となった。
- (2) 第3の流路を設けて室内排気 (EA) を供給することにより冷却に要するエネルギーを約 8 %削減することができた。また、除湿能力を約 6 %向上させることができた。
- (3) 空気式太陽熱集熱器 2 段目出口において、デシカントロータの再生に有効な 80 °C以上の高温空気が得られた。

第3章「太陽熱を活用したヒートポンプ組み込み型デシカント空調システム」では、自然エネルギーの変動に対処するために安定的な熱源であるヒートポンプを組み込み、太陽熱とヒートポンプの排熱で再生熱を賄うデシカント空調システムを提案し、試作機を用いた実験で得られた夏期の外気条件下における消費エネルギーと外気処理熱量の実測値を用いてデシカント空調システム全体の COP (成績係数) を算出した。また、夏期の期間消費エネルギーを試算した。本章では以下の知見が得られた。

- (1) 高負荷条件下 (外気絶対湿度 20 g/kg(DA)以上) では、システム COP (成績係

数)は太陽熱を活用しない場合でも 2.91~3.27、太陽熱を活用した場合には 3.84 を達成し、今回目標としたシステム COP 2 を上回ることができた。

- (2) 日射量が約 800 W/m² 以上の場合、太陽熱によりデシカントの再生熱量の 78 % 以上が賄えることが確認でき、高い太陽熱依存率を検証することができた。
- (3) 低負荷条件時の処理能力に余力がある場合には、搬送動力の低減で COP (成績係数) のさらなる改善が可能であることが示唆された。
- (4) 実測値を用いた試算から、太陽熱活用により夏期の期間消費エネルギーを 13.6 %削減できることが分かった。

第 4 章「太陽熱・蒸発潜熱を活用した吸着熱の処理方法の検討」では、デシカント空調機のロータ及び冷水コイルを通過した湿球温度の低い空気の一部を冷却塔に導入することで、冷却塔内の水の蒸発を促進させ、より低温の冷水を作る仕組みを設けた小型蒸発促進冷却塔を付加したデシカント空調システムを構築し、パラメータを広い条件で設定して最適な使用条件を把握した。さらに、その結果を実スケール装置の設計に活用し冷却効果の確認を行った。本章では以下の知見が得られた。

- (1) 小型デシカント空調機の実験において、最適な水空気比が 1.3~1.5 であることが分かった。
- (2) 実スケールの蒸発促進冷却塔を付加したデシカント空調システムでは、蒸発促進冷却塔で作られた冷水によって、ロータ通過後の高温空気 (41.6 °C) を 31.8 °C まで冷却できることが確認でき、27 °C 給気とした場合の冷却熱量の約 66 %を賄うことができた。
- (3) システムの運転に必要な加熱量及び冷却熱量の約 70 %を空気式太陽熱集熱器と蒸発促進冷却塔によって供給できることが分かった。

第 5 章「地中熱を活用した吸着熱の処理方法の検討」では、デシカントロータ通過後の高温空気を直接地中熱採熱パイプに導入した場合の地中熱による冷却効果の確認を行った。本章では以下の知見が得られた。

- (1) ロータ通過後の高温空気 (約 52 °C) を約 40 °C まで冷却できることが確認でき、27 °C 給気とした場合の冷却熱量の約 48 %を賄うことができた。
- (2) 1 週間の全取得熱量の合計値は連続運転の方が、間欠運転より風量 450 m³/h では約 3.2 倍、風量 300 m³/h では約 2.9 倍大きくなった。また、9:00~17:00 の 1 日平均取得集熱量はいずれの風量においても間欠運転の方が連続運転より約 1.2 倍大きくなった。
- (3) 1 週間後の冷却能力は間欠運転で 3.2~6.0 %、連続運転で 19.3~26.3 %減少

し、連続運転の1週間後の冷却能力が間欠運転に比べて大きく低下していることが分かった。

(4) 間欠運転を行えば翌日もほぼ同じ冷却能力が得られるので、日中の運転のみでよい建物の場合には間欠運転で対応できる。一方、工場等の24時間空調が必要な場合には同じ採熱パイプに常時空気を流さずに、例えば3本のパイプで連続運転(8時間×3本)を行い、常時いずれかのパイプに空気を流す運転を行うことが望ましい。

(5) 間欠運転では地中深さ6mでは約20℃程度の地中温度が安定的に得られることが分かった。

全体のまとめとして、COP(成績係数)及び吸着熱の除去効果を表6-1及び表6-2に示す。太陽熱を主とした自然エネルギー主体のデシカント空調システム(第2章)では、夏期の平均システムCOP1.71を達成した。さらに、太陽熱の変動に対処するために安定的な熱源であるヒートポンプを組み込んだデシカント空調システム(第3章)では、高負荷条件下で従来方式に比べて3倍以上のシステムCOP3.84が得られた。すなわち、従来のデシカント空調機に対して太陽熱のみ活用した場合約2倍、太陽熱とヒートポンプの排熱を活用した場合3倍以上の効率が得られることが分かった。デシカント空調システムの高効率化が図れ、実用化に資する技術を提案することができた。

また、吸着熱の処理方法として太陽熱・蒸発潜熱を活用することにより27℃給気とした場合の冷却熱量の約66%を賄うことができた(第4章)。地中熱を活用した場合には27℃給気とした場合の冷却熱量の約48%を賄うことができた(第5章)。両者を組み合わせることにより吸着熱の除去効果はさらに高まると考えられるが、本研究ではその効果までは明らかにできていない。第4章、第5章で得られた結果は、今後省エネルギー型デシカント空調システムの設計を行う際の参考資料として活用できるものと考えられる。

表 6-1 COP の結果

	従来デシカント	太陽熱活用 デシカント	ヒートポンプ+ 太陽熱活用
システムCOP	1以下(0.7程度)	1.71 ^{※1}	3.84 ^{※2}
		第2章	第3章

※1 夏期の平均値

※2 夏期・高負荷条件時（外気絶対湿度 20 g/kg(DA)以上）

表 6-2 吸着熱の除去効果

冷凍機	太陽熱・蒸発潜熱	地中熱
100%	66%	48%
	第4章	第5章

※ ロータ出口空気温度を 27 °C（給気温度）まで冷却できる能力を 100%とした。

6.2 今後の展望・課題

デシカント空調システムは空調機内で結露を発生させずに除湿制御を正確に行うことが可能であるため、衛生的であるばかりでなく、湿度環境の改善によって居住者の快適性、知的生産性を向上させるポテンシャルが高いことから、今後医療施設はもとより一般建物への普及拡大が期待されている。

太陽熱とヒートポンプの排熱を活用することにより、COPは従来のデシカント空調方式の3倍程度になることが本研究により明らかになった。デシカント空調システムの高効率化により、ZEB（ゼロ・エネルギー・ビル）のキーテクノロジーの一つである潜熱・顕熱分離空調における潜熱処理装置としての普及が期待される。

しかし、以下に示すような課題が残されている。

- ①市販の除湿ロータ1段のシステムでは、潜熱・顕熱分離空調時の除湿量が若干不足する
- ②蒸発促進冷却塔を組み込んだデシカント空調システムのサイズが小さい場合、市販の冷却塔サイズとのマッチングが悪い（市販の冷却塔に小型のものが無い）
- ③年間の最適運転方法及び気象条件に対応した運転条件が不明
- ④システムの複雑化に伴うコスト高

これら課題の解決策として、①についてはロータの多段化やロータ剤のさらなる高性能化、②については蒸発促進冷却塔を組み込んだデシカント空調方式に最適な低コストの小型冷却塔の開発、④についてはロータ剤をはじめとする構成機器の低価格化及びロータ剤の高性能化が求められる。③については本研究でも一部検討を行っているが、本研究では主として夏期の運転モードについてのみ検討しており、今後は中間期・冬期を含めた年間の最適運転方法・運転条件の確立を目指した研究を行う必要がある。今後、自然エネルギー、特に太陽熱を可能な限り活用し、安定化を図るためにヒートポンプを補助的に運転する方式（第3章に記載）の年間最適運転方法の確立を目指したい。

謝辞

本論文を作成するにあたり、終始熱心にご指導頂いた山口大学大学院創成科学研究科の小金井真教授に深く感謝致します。

山口大学大学院博士課程への社会人入学の承認と援助を賜りました株式会社朝日工業社の高須康有代表取締役社長、池田純一取締役専務執行役員総務本部長、瀧川義就取締役常務執行役員技術本部長に深く感謝致します。また、株式会社朝日工業社に入社以来多大なご指導並びに社会人入学への後押しを頂いた柏瀬芳昭顧問、本田重夫技術研究所長、研究の遂行にあたり業務の調整をして頂いた技術企画部の平泉尚部長、田村穂部長代理に深く感謝致します。さらに、本研究を実施するにあたり、実験の細部に渡って常に協力して頂き、終始熱心なご指導と有益なご助言を頂きました技術研究所の河野仁志主席研究員に深く感謝致します。

本論文の第 3 章は、NEDO（独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構）「戦略的省エネルギー技術革新プログラム／実用化開発／業務用ビル液冷空調システムの開発」（技術開発責任者 故松縄堅）によるものであり、株式会社日建設計総合研究所の故松縄堅理事長、東京大学生産技術研究所の加藤信介教授、株式会社日建設計総合研究所の湯澤秀樹上席研究員、神奈川大学の岩本静男教授、東京大学生産技術研究所の趙旺熙特任研究員には多大なるご助言を頂きました。なお、実験では当時神奈川大学大学院生の牧野由佳氏、当時神奈川大学学部生の寺西翔平氏に多大なるご協力を頂きました。また、本論文の第 4 章では、当時山口大学大学院生の小嶋秀彰氏に実験並びにシミュレーションにて多大なるご協力を頂きました。さらに、本論文の第 5 章では、山口大学の山下哲生氏、当時山口大学学部生の多田菜津子氏に実験にて多大なるご協力を頂きました。深く感謝致します。

この他、研究を遂行するにあたり、株式会社朝日工業社技術研究所の方々、山口大学小金井研究室の方々、ここには名前を挙げられなかった数多くの方々のご支援と、家族の協力を深く感謝致します。