バッチ式デシカントシステムの空気調湿・調温性能に関する実験的検討 コジェネレーション排熱利用バッチ式デシカント外気処理システムの開発（その2）

EXPERIMENTAL EVALUATION OF THE PERFORMANCE OF BATCH TYPE DESICCANT SYSTEM

Development of batch type desiccant air-conditioning system using cogenerated hot water (Part 2)

朴 炳 龍*, 李 時 桓**, 加藤 信 介***, 市川 徹****, 工月良太****

*Beungyong PARK, Sihwan LEE, Shinsuke KATO,
Toru ICHIKAWA and Ryota KUZUKI*

The central thrust of this study involves developing a new desiccant-based energy recovery system useful for effective humidity control and featuring integrated design and analysis. The system heat source uses unutilized energy, heated water from solar panels and cool water from cooling towers. It consists of two air-water heat exchangers with adsorbent material coated on the fins and employs directly-heated desorption or directly-cooled adsorption for absorbent material created from the effective reuse of adsorbent materials. This paper describes the adsorption/desorption characteristics and performance of the air-water heat exchanger using the coating absorption material. Measurements involving the moist air being passed into the air-water heat exchanger via the coating of adsorbent material were conducted under various conditions. Consequently, the air-conditioning performance of the proposed system was found to be strongly dependent on the water temperature under constant air condition. The operating cycle of the system was also determined. The measured results make efficient use of the basic data from the numerical analysis model.

Keywords : Cogeneration, Batch-type desiccant system, System performance, Measurement

コジェネレーション, バッチ式デシカントシステム, システムの性能, 実験

1. はじめに

本研究は低温排熱を利用するバッチ式デシカント外気処理システム（以下、提案システム）を提案し、建築への適用性評価を行っている。固体吸着剤を用いたデシカントシステムは、シリカゲル、ゼオライトなどの固体の吸着剤を加熱冷却するサーマルサイクルを連続的に行うことにより、継続的に処理空気中の水蒸気を吸・脱着し、除湿もしくは加湿を行う。吸・脱着の過程で液水が現れないので、微生物汚染のリスクを低くすることが可能で有り、衛生的なシステムとなる。加熱冷却のサーマルサイクルを行う過程で加熱源と冷却熱源の熱エネルギーを必要とする。排熱を利用するなど効率的な運用を行うためには、加熱源と冷却熱源が、デシカントシステム動作時の環境温度（室温もしくは外気温）と温度差が少なくとも効率的に作動すること、サーマルサイクルの過程で生じる加熱源から冷却熱源に移行する熱量を少なくすることが重要になる。

筆者ら¹⁾は低温排熱などの自然エネルギーで駆動されるバッチ式デシカント外気処理システムを提案した。また、提案システムの技術的適用可能性を検討するために建築の各換気方式²⁾について性能比較を行い、室内温熱環境の改善効果および省エネルギー効果を

報告した。特に提案システムの数値解析用簡易モデル（性能推定値利用）を用いて提案システムの性能把握を行い、その性能がさまざまなパラメータ（室内外温・湿度）によって大きく異なることを確認した。

本研究で提案したシステムを実用化するには、既報で考慮しえなかったさまざまなパラメータである各地域の気候条件・建物の用途・熱源などのシステムへの依存性を踏まえた総合的な適用可能性を検討する必要がある。このような個別条件に関して逐一検討するのは時間的、費用的な制約から容易ではない。したがって、数値解析による検討が有効であると考え。数値解析により提案システムの適用性を検討するためには、実運転時におけるシステムの性能の再現性が数値解析モデルに確保されなければならない。そのためにさまざまな環境条件下におけるシステム性能と数値解析モデルの解析結果との比較により、数値解析モデルの解析精度を高める作業が必要である。

以上より本報では、提案システムの精密な数値解析モデルを作成するためにシステムの性能に関する基礎データを取得することを目的とする。ここでは下記の二つの実験を行う。

* 東京大学生産技術研究所 協力研究員・工博
(東京理科大学 助教)

** 東京大学生産技術研究所 特任研究員・工博
(東京理科大学 助教)

*** 東京大学生産技術研究所 教授・工博

**** 東京ガス(株)エネルギー企画部 研究員

Cooperative Researcher, Institute of Industrial Science, The University of Tokyo, Ph. D.
(Assistant Prof., Tokyo University of Science)

Project Researcher, Institute of Industrial Science, The University of Tokyo, Ph. D.
(Assistant Prof., Tokyo University of Science)

Prof., Institute of Industrial Science, The University of Tokyo, Ph. D.

Researcher, Energy Sales and Service Planning, Dept., Tokyo Gas Co., Ltd.

① 提案システムの構成要素である吸着剤が塗布された水・空気式熱交換器（以下、熱交換器）に供給する冷・温水投入温度と流量の変化による水蒸気吸着と脱着性能の評価実験をそれぞれ実施した場合の性能評価を行い、吸・脱着特性と調湿量の関係および吸・脱着完了時間の検討の上、提案システム連続運転に必要なサイクル時間の最適値を求める。

② 一定のサイクル（交互に繰り返す）でシステムを連続運転した場合、空気冷却・水蒸気吸着（除湿）性能および空気加熱・水蒸気脱着（加湿）を外気温・湿度の変化により検討する。

2. 提案システムの概要

図1に低温排熱を利用するバッチ式デシカントシステムの構成図

図1 低温排熱を利用するバッチ式デシカントシステムの構成図と各運転モード

写真1 提案システムの外観

図2 吸着剤の水蒸気吸着等温線²⁾

と空気冷却・水蒸気吸着モード、空気加熱・水蒸気脱着モードの空気と熱源水の流れを示す。表 1 に提案システムの構成要素の概要および写真 1 に提案システムの外観を示す。提案システムの外形寸法は横幅(W) 1,800×奥行き(L) 1,250×高さ(H) 800 mm である。提案システムは、熱交換器 2 台と共に、ファン 2 台、空気経路制御用電動ダンパー 8 台、熱源経路制御用電動三方弁 8 台で構成されている。熱交換器の寸法は横幅(W) 264.0×奥行き(L) 400.0×高さ(H) 65.2 mm であり、伝熱面積は 5.50 m² (管部面積 0.29 m², フィン部面積 5.20 m²) である。熱交換器のアルミフィン上部の表面には、ゼオライト系の水蒸気吸着剤 (質量 0.98 kg, 熱容量 0.805 kJ/(kg・K) (303 K の場合) ²⁾) が塗布されている。提案システムは除湿側と加湿側でそれぞれの空気経路が分離されており、熱交換器に冷水・温水を投入し、サーマルサイクルによる水蒸気の吸着・脱着をおこなう。それにより、外気 (outdoor air, OA) を空気冷却・水蒸気吸着 (除湿側) もしくは空気加熱・水蒸気脱着 (加湿側) することが可能になる。

空気冷却・水蒸気吸着モード (図 1(a)) におけるサーマルサイクルの空気と熱源水の流れで空気の状態変化をみると除湿側 (外気→熱交換器 A→給気) では外気を冷却・水蒸気吸着し加湿側 (還気→熱交換器 B→排気) では還気 (return air, RA) を加熱・水蒸気脱着する。既存のヒートポンプ式デシカントシステム ³⁾ の駆動原理も同様であるが、提案したシステムは空気加熱・水蒸気脱着 (加湿) にコジェネレーションや燃料電池などで得られた低温排熱を用いた温水 (40～70℃) を活用するという特徴がある。また、空気冷却・水蒸気吸着 (除湿) にはクーリングタワー (cooling tower) による冷水 (10～22℃) もしくは、冬期には熱交換器を通過する空気 (外気) を活用する。図 2 に熱交換器に塗布された吸着剤の 25℃ (吸着), 45℃ (吸着), 65℃ の水蒸気吸・脱着等温線を示す²⁾。吸着特性は 10 %RH 以下の相対湿度 (空気の水蒸気圧/飽和水蒸気圧) 域では水蒸気をほとんど吸着せず、相対湿度 15 %RH 付近から急激に吸着し始め、狭い相対湿度範囲で多量の水蒸気が吸着されるという特性がある²⁾。

3. 提案システムの性能評価方法

本研究では、提案システムの精密な数値解析モデルを作成するた

表 1 提案システムの構成概要

項目	内 容		数量
本体	寸法	横幅(W) 1,800×奥行き(L) 1,250 ×高さ(H) 800 mm	-
吸着剤が 塗布された 熱交換器	寸法	横幅(W) 264.0×奥行き(L) 400.0 ×高さ(H) 65.2 mm	2 台
	銅管外径	9.53 mm	
	吸着剤	0.98 kg (ゼオライト系水蒸気吸着材)	
	伝熱面積	5.50 m ² (管部: 0.29, フィン部: 5.20)	
	アルミ フィン	ピッチ: 1.80 mm, 厚み: 0.12 mm	
送風機	風量	500 m ³ /h	2 台
電動ダンパー	寸法	φ200 mm (空気経路切り替え)	8 台
電動三方弁	寸法	φ20 mm (熱源経路切り替え)	8 台

め基礎データを実験により取得する。そのためにさまざまなパラメータ (室内外温・湿度, 風量, 投入冷温水温度, 投入流量, サーマルサイクル) の変化による水蒸気吸・脱着特性, 空気冷却・水蒸気吸着性能および空気加熱・水蒸気脱着性能について評価をおこなう。風量は日本工業規格 (JIS B 8628) ⁴⁾ に基づき評価測定をおこなう。それぞれの評価項目は以下の式に基づいて算出する。

- ・ 空気の密度補正

$$\rho_{air} = \rho_0 \times \frac{273.15}{273.15 + T} \quad (1)$$

ここに、 ρ_{air} は空気の温度補正した密度 [kg/m³], ρ_0 は 1 気圧 0℃ 気体の密度 1.293 [kg/m³], T は風量測定点の空気温度 [℃] である。

- ・ 風量の算出

$$Q_s = A \times v \times 3600 = A \times \alpha \times \sqrt{\frac{2}{\rho_{air}}} \times \Delta P \times 3600 \quad (2)$$

ここに、 Q_s は測定風量 [m³/h], A は測定配管の断面積 [m²], α は流量係数 [-] (ここでは流量計測に用いたエアロアイの流量係数 0.77 [-] を使用), v は気流速度 [m/s], ΔP : 差圧 [Pa] である。

- ・ 有効換気量の算出

有効換気量は空気流路の実際換気量であり、測定風量 (Q_s) と漏えい量の差から算出する。

- (a) 二酸化炭素移行率

二酸化炭素移行率 (式(3)) は実証実験装置 (提案システム) の漏気, 空気流路内の隙間による別経路への漏気を含めた, 漏気量 (式 4) を算出するために求める。本検討では提案システムで適用されている吸着剤によって吸着もしくは脱着された二酸化炭素による影響は無視する。ここでは、RA・EA 側固定流路の間に RA 側 (空気入口で濃度発生点) で二酸化炭素を流し、RA 側と OA 側 (流路外の大気濃度基準点) の濃度差と EA 側 (空気出口濃度点) と OA 側の濃度差の比から二酸化炭素移行率を算出する。

$$E_G = (C_{EA} - C_{OA}) / (C_{RA} - C_{OA}) \times 100 \quad (3)$$

- (b) 漏えい量

$$q = Q_s \times (E_G / 100) \quad (4)$$

- (c) 有効換気量

$$Q_E = Q_s - q = Q_s \cdot \{ (E_G / 100) \} \quad (5)$$

ここに、 E_G は二酸化炭素移行率 [%], C_{EA} は給気側の二酸化炭素濃度, C_{OA} は外気側の二酸化炭素濃度, C_{RA} は還気側の二酸化炭素濃度, q はシステムの漏えい量 [m³/h], Q_s は測定風量 [m³/h], Q_E は有効換気量 [m³/h] である。

- ・ 空気側の熱収支

$$Q_{Air_sensible} = \int_0^t \left\{ \frac{c_p \times \rho_{air} \times Q_E}{3600} \times (T_{in} - T_{out}) \right\} \quad (6)$$

$$Q_{Air_latent} = \int_0^t \left\{ \frac{h_s \times \rho_{air} \times Q_E}{3600} \times (X_{in} - X_{out}) \right\} \quad (7)$$

$$Q_{Air} = Q_{Air_sensible} + Q_{Air_latent} \quad (8)$$

ここに、 $Q_{Air_sensible}$ は空気処理顕熱量 [kW], Q_{Air_latent} は空気処理潜熱量 [kW], Q_{Air} は空気処理全熱量 [kW], c_p は空気の定圧比熱 (25℃, 1atm 基準 1.006 [kJ/(kg・K)]), T_{in} は入口側空気の温度 [℃], T_{out} は出口側空気の温度 [℃], h_s は水蒸気の蒸発潜熱 [kJ/kg] (20℃, 1atm 基準 2,454 kJ/kg), X_{in} は入口側空気の絶対湿度 [kg(vapor)/kg(air)], X_{out} は出口側空気の絶対湿度 [kg(vapor)/kg(air)] である。

図 3 提案システムの測定点

- ・熱源の加湿側と除湿側の投入熱量

$$Q_{Hot_water} = \int_0^t c_w \times G_h \times (T_{win} - T_{wout}) \quad (9)$$

$$Q_{Cool_water} = \int_0^t c_w \times G_c \times (T_{cin} - T_{cout}) \quad (10)$$

ここに、 Q_{Hot_water} は加湿側の投入熱量 [kW]、 Q_{Cool_water} は除湿側の投入熱量 [kW]、 c_w は水の定圧比熱 (25 °C, 1 atm 基準, 4.18 [kJ/(kg·K)]、 G_h は加湿側の水の流量 [kg/s]、 G_c は除湿側の水の流量 [kg/s]、 T_{win} は加湿側の流入水の温度 [°C]、 T_{wout} は加湿側の還水温度 [°C]、 T_{cin} は除湿側の流入水の温度 [°C]、 T_{cout} は除湿側の還水温度 [°C] である。

- ・成績係数 (coefficient of performance, COP)

COP は外気側から投入された空気処理全熱量 / 加湿側・除湿側の投入熱量で計算する。

$$COP = Q_{air} / (Q_{Hot_water} + Q_{Cool_water}) \quad (11)$$

ここに、COP はシステムの成績係数 [-] である。

4. 吸着剤が塗布された熱交換器の検討

4.1 実験概要

実験は千葉県習志野市(株)朝日工業社技術研究所で実施する。提案システム内の熱交換器へ投入する熱源条件の変化に対する水蒸気の吸・脱着特性について検討する。ペアで構成されている熱交換器の一方のみを実験対象とする。実験装置は空気の経路を還気側 (return air, RA) から排気 (exhaust air, EA) 側の方向に固定し (空気経路制御用電動ダンパー切り替えなし)、RA 側から給気 (supply air, SA) した空気が電気ヒータ、冷水コイル、電熱式蒸気加湿器などを通過することで温・湿度制御ができるように構成する。OA 側から SA 側への空気経路はダンパーを閉状態にしてファンも駆動しなかった。表 2 と図 3 に測定項目および各測定点を示す。風量はピトー管式丸型エアロアイ (WETMASTER 社) を測定点⑨、⑩に設置し、高精度差圧トランスデューサ (MKS 社、バラトロン) を用いて測定する。空気の温・湿度は VAISALA 社製の測温抵抗体 (RTD) センサー (空気温度, 計測範囲 -20 ~ 80 °C, 精度 ±0.1 °C) と高分子静電容量式センサー (空気湿度, 計測範囲 0 ~ 100%, 精度 ±1% at 20 °C DB) を用いた。温湿度センサーの測定点位置は、予備計測として行われたダクト内の高さ別の測定 (JIS 規格 A1431) に基づいて定めた。ダクト内において 10 点の計測を行い、平均値と同じ高さを測定点位置とした。システムの気密性、有効換気量の検討では一定発生法を用いて測定する。トレーサガス (二酸化炭素) を RA 側

(a) 空気加熱・水蒸気脱着モードの実験ながれ

(b) 空気冷却・水蒸気吸着モードの実験ながれ

図 4 各運転モードにおける実験ながれ

表 2 測定項目・測定機器・測定点

項目	機器	測定点
空気温湿度	温度：測温抵抗体センサー 湿度：高分子静電容量式センサー	①, ②, ③, ④
表面温度	T 型熱電対 線径：0.2 mm	熱交換器前・後
冷温水温度	3 線式白金測温抵抗体	⑤, ⑥, ⑦, ⑧
風量	丸型エアロアイ (ピトー管式) + 差圧計	⑨, ⑩
流量	流量計 (2.5 ~ 100 l/min) 電極非接液型電磁式流量センサー	⑪, ⑫
気密性 (漏えい量) 有効換気量	マルチガスモニタ (二酸化炭素)	⑬, ⑭, ⑮, ⑯
データ	高速型多点分散データロガー	-

表 3 空気加熱・水蒸気脱着実験モードにおける実験ケース

ケース	温水温度	流量	ケース	温水温度	流量
ケース 1	40 °C	0.18 kg/s	ケース 7	60 °C	0.18 kg/s
ケース 2		0.33 kg/s	ケース 8		0.33 kg/s
ケース 3		0.50 kg/s	ケース 9		0.50 kg/s
ケース 4	50 °C	0.18 kg/s	ケース 10	70 °C	0.18 kg/s
ケース 5		0.33 kg/s	ケース 11		0.33 kg/s
ケース 6		0.50 kg/s	ケース 12		0.50 kg/s
空気温・湿度	19 °C, 65 %RH, 8.9 g/kg(DA)				
風量	500 m³/h, 熱交換器面風速 1.32 m/s				

表 4 空気冷却・水蒸気吸着実験モードにおける実験ケース

ケース	冷水温度	流量	ケース	冷水温度	流量
ケース A	26 °C	0.18 kg/s	ケース G	22 °C	0.18 kg/s
ケース B		0.33 kg/s	ケース H		0.33 kg/s
ケース C		0.50 kg/s	ケース I		0.50 kg/s
ケース D	24 °C	0.18 kg/s			
ケース E		0.33 kg/s			
ケース F		0.50 kg/s			
空気温・湿度	30 °C, 60 %RH, 16.2 g/kg(DA) → 露点温度 21.4 °Cdp				
風量	500 m³/h, 熱交換器面風速 1.32 m/s

(a) 熱交換器 A を通過時の各点の濃度測定結果

(b) 熱交換器 B を通過時の各点の濃度測定結果

図 5 各測定点における二酸化炭素濃度測定結果

の入口に散布し、マルチガスモニタとマルチポイントサンプラ（INNOVA 社）を用いて測定点①，②，③，④のガス濃度分析をおこなう。提案システムの連続運転（RA・EA 側ファンと OA・SA 側ファン稼動）では各経路の空気入口（図 3 の⑬と⑭点）の圧力差がゼロになるように補助ダンパーを調節し、各経路に同一な風量が流れるようにインバータ制御をおこなう。熱源条件による熱交換器の特性検討では、熱交換器へ投入する熱源なしの条件に関して空氣の風量変化（250 m³/h，500 m³/h）による空氣温度・絶対湿度変化および水蒸気吸・脱着特性の検討をおこなう。実験準備室のそのままの空氣を RA 側に供給し，EA 側から排気し長期間検討する。

熱源あり条件の検討では空氣加熱・水蒸気脱着モード（図 4(a)），空氣冷却・水蒸気吸着モード（図 4(b)）の 2 パターンに分け，投入する空氣の温・湿度が定常状態になってから熱交換器に熱源水（温水もしくは冷水）を供給し，熱交換器前・後の空氣の温・湿度変化を一定時間（吸・脱着完了時間）の間隔で測定する。図 4 に各運転モードにおける実験のながれを示す。表 3 に熱交換器の空氣加熱・水蒸気脱着モードにおける実験ケース（全 12 ケース）を示す。表 4 に熱交換器の空氣冷却・水蒸気吸着モードにおける実験ケース（全 9 ケース）を示す。ダクトの周囲にグラスウール保温材（厚さ 30 mm，熱伝導率 4.3×10^{-2} W/(m・K)），熱交換器周辺の本体部分もスポンジシート型断熱材（厚さ 30 mm，熱伝導率 5.0×10^{-2} W/(m・K)）を設置し装置外と流路間との断熱を確保した。

4.2 熱交換器の特性検討結果

4.2.1 システムの気密性と有効換気量の検討結果

RA 側の空氣が熱交換器 A を通過する場合と熱交換器 B を通過する場合の各測定点の濃度測定結果を図 5(a)，(b)に示す。風量 500 m³/h（図 3 の⑩）の条件において熱交換器 A を通過した空氣経路の二酸化炭素移動率は 0.40 %，漏えい量は 2.0 m³/h であり，有効換気量は 498.0 m³/h である。熱交換器 B を通過した空氣経路の二酸化炭素移動率は 0.12 %，漏えい量は 0.6 m³/h であり，有効換気量は 499.4 m³/h である。以上の結果から熱交換器 A を通過する空氣経路と熱交換器 B を通過する空氣経路は分離されて固定経路（還

(a) 風量 250 m³/h における空氣温・湿度変化（熱源なし）

(b) 風量 500 m³/h における空氣温・湿度変化（熱源なし）

図 6 空氣風量変化における熱交換器の吸・脱着特性

気→熱交換器 A→排気，還気→熱交換器 B→排気）では気密製作されたと判断される。

4.2.2 空氣風量変化における熱交換器の吸・脱着特性の検討結果

図 6 に空氣風量変化による空氣の温・湿度変化の測定結果を示す。風量は 250 m³/h，500 m³/h 条件，熱源は供給しないという条件で長期間測定した結果，風量 250 m³/h（測定時間：約 18 時間）の空氣の出入口（RA→EA）の温度差は平均 0.5 °C，湿度差は平均 0.1 g/kg(DA)で非常に小さかった。風量 500 m³/h（測定時間：約 25 時間）の空氣の出入口の温度差は平均 0.4 °C，湿度差は平均 0.2 g/kg(DA)である。実験の開始後に出入口の空氣絶対湿度はほぼ一定となり，吸着剤と空氣が平衡状態になったと考えられる。しかし，入口空氣の湿度を変動させて行っても湿度差は見られなかった。以上のことから吸着剤と空氣が平衡状態になるとこれ以上の吸着はできなくなる。また，ある時間の平衡状態より低い絶対湿度が投入されても水蒸気脱着は見られなかった。つまり吸着剤に吸着された水蒸気を脱着するためには吸着力以上の力（熱など）を掛ける必要があると考えられる。また，温度差に関してはセンサーの誤差とファンの発熱によって EA 側の温度が約 0.5 °C 上昇した^{注 2)}。ここでは，二つの風量に関して検討したが，より広範囲の風量変化に対して検討が必要と考えられる。

4.2.3 熱源条件による熱交換器の吸・脱着特性の検討（熱源有り）

(1) 空氣の状態変化

図 7 に空氣温度 19 °C，相対湿度 65 %RH，空氣風量 500 m³/h，供給温水流量 0.50 kg/s の設定条件下で，温水温度を 40 °C，50 °C，60 °C，70 °C（ケース 3，6，9，12）に変化させた場合の空氣加熱・水蒸気脱着モードにおける空氣温度と絶対湿度の測定結果を示す。実験開始と同時に熱交換器に温水を投入すると，吸着剤からの水蒸気の脱着が行われるものの，時間経過に伴い水蒸気脱着量（加湿度）が徐々に減少した。空氣湿度は実験開始後 60 秒～180 秒の間に大きく変化しているが，420 秒後には湿度変化が見られなくなった。これは吸着剤から空氣中への水蒸気の脱着が完了したと考えら

れる。脱着現象の約 90 %以上（420 秒基準の積分量）が経過時間 360 秒間に以内に発生した（図 7(a)）。空気温度は脱着が起こるとともに上昇し、脱着完了後には約 34 ~ 50 °C に達した（図 7(b)）。これらの結果から投入熱量は実験開始から脱着完了まで空気加熱・水蒸気脱着に使用されているが、脱着完了後には全ての投入熱量は流入

(a) 空気絶対湿度変化

(b) 空気温度変化

図 7 空気加熱・水蒸気脱着モードにおける空気温度・湿度変化
※ 温水流量 0.50 kg/s で、19 °C、65 %RH の空気 500 m³/h が供給された場合

(a) 空気絶対湿度変化

(b) 空気温度変化

図 8 空気冷却・水蒸気吸着モードにおける空気温度・湿度変化
※ 冷水流量 0.50 kg/s で、30 °C、60 %RH の空気 500 m³/h が供給された場合

(a) 投入流量を変化させた場合の温水温度と加湿量の関係

(b) 投入加熱量と加湿量の関係（流量 0.50 kg/s、一定）

図 9 熱源条件による水蒸気脱着量（加湿量）の検討結果
※ 空気側条件：19 °C、65 %RH の空気 500 m³/h が供給された場合

(a) 投入流量を変化させた場合の冷水温度と除湿量の関係

(b) 投入冷却量と除湿量の関係（流量 0.50 kg/s、一定）

図 10 熱源条件による水蒸気吸着量（除湿量）の検討結果
※ 空気側条件：30 °C、60 %RH の空気 500 m³/h が供給された場合

投入する空気の湿度は、冷却調湿装置の湿度制御により、約±0.3 g/kg(DA)のばらつきが発生したが、全ての条件において時間の経過とともに水蒸気吸着量(除湿量)が徐々に減少する傾向が見られた。水蒸気脱着の約 80 %以上(420 秒間の積分値基準)が経過時間 360 秒以内に行われた(図 8(a))。空気温度は吸着完了までには約 2.0 ~ 4.5 °C 低下した。以上の結果より、提案システムのサーマルサイクル(連続運転サイクル)は 360 秒が有効であると考えられる。また、水蒸気吸・脱着量は時間経過とともに徐々に減少し、投入熱量が大きくなるほど吸・脱着完了時間が早くなることが確認された。

(2) 投入熱量による水蒸気吸・脱着特性

図 9(a)に温水温度・流量と加湿量の関係を示す。加湿量は投入熱量に大きく影響を受けることが確認された。図 9(b)に 420 秒間のデータの積分値を用いた投入熱量と加湿量の関係を示す。温水温度と投入熱量が大きくなると加湿量が増えるが、温水温度 50 °C で、15 g 以上の加湿量を得られることが確認された。図 10(a)に投入流量を変化させた場合の冷水温度と除湿量の関係、図 10(b)に投入熱量による除湿量の検討結果を示す。除湿量は流量より冷水温度の変化に敏感で、冷水温度が低くなる(投入冷却熱量が大きくなる)と除湿量が増加した。以上の結果から提案システムを構成した熱交換器の調湿量は、温・冷水流量より温・冷水温度の方がより大きな影響因子であると判断される。また、提案システムを構成した熱交換器の場合、比較的短時間での水蒸気吸・脱着特性が見られ、より少量の吸着剤でシステムを構成することが可能であると考えられる。

5. 外気温・湿度変化によるシステムの性能検討

5.1 実験概要

実験は東京大学の生産技術研究所内にある極限環境試験室を用いて実施する。OA 側では極限環境試験室の温・湿度制御を行って一定状態の外気を再現した。RA 側は実験準備室に設置されているエアコンを用いて温度制御(設定温度 20 °C)をおこなう。表 2 に測定項目、測定機器、測定点、表 5 にはシステムの空気加熱・水蒸気脱着モードにおける実験ケース(全 9 ケース)、表 6 にはシステムの空気冷却・水蒸気吸着モードにおける実験ケース(全 6 ケース)をそれぞれ示す。

熱源としては、ガスボイラーから作られた温水と冷却チラーから作られた冷水を、低温排熱からの温水とクーリングタワーからの冷水として想定する。熱源条件は第 4 節の熱交換器の性能評価結果から最大効果が得られる条件を基に設定する。提案システムのサーマルサイクルの構成を図 11 に示す。吸・脱着現象の約 80 ~ 90 %以上が経過時間 360 秒間以内に発生するため、サーマルサイクルは 375 秒の周期(吸着・脱着時間 360 秒、サイクル準備時間 15 秒)に切り替える設定とした。サイクル準備時間にはシステムの電動ダンパーと電動三方弁を制御することで、熱交換器を通過する空気経路と熱交換器に投入される熱源水の経路を同時に切り替える。

空気加熱・水蒸気脱着モードにおける除湿側の冷水温度は 15 °C であり、熱交換器表面の結露発生防止のために RA 空気の露点温度(基準 22.0 °C, 50 %RH) 14 °Cdp 以上の冷水温度を供給する。その一方空気冷却・水蒸気吸着モードにおける除湿側の冷水温度は、投入空気の露点温度 19.5 ~ 24.2 °Cdp(表 6) 以上の冷水温度を供給すべきであるが、熱交換器表面に塗布された吸着剤からの吸着熱により表面温

図 11 提案システムのサーマルサイクル構成

表 5 空気加熱・水蒸気脱着モードの実験ケース

ケース	OA 温度	OA 相対湿度	OA 絶対湿度
ケース A	5.0 °C	50 %RH	3.0 g/kg(DA)
ケース B	5.0 °C	60 %RH	3.4 g/kg(DA)
ケース C	5.0 °C	70 %RH	3.8 g/kg(DA)
ケース D	10.0 °C	40 %RH	3.0 g/kg(DA)
ケース E	10.0 °C	50 %RH	3.8 g/kg(DA)
ケース F	10.0 °C	60 %RH	4.5 g/kg(DA)
ケース G	15.0 °C	40 %RH	4.2 g/kg(DA)
ケース H	15.0 °C	50 %RH	5.3 g/kg(DA)
ケース I	15.0 °C	60 %RH	6.3 g/kg(DA)
熱源条件	加湿側: 60 °C, 0.50 kg/s, 一定 除湿側: 15 °C, 0.50 kg/s, 一定		
風量	500 m³/h, 熱交換器面風速 1.32 m/s, 一定		

表 6 空気冷却・水蒸気吸着モードの実験ケース

ケース	OA 温度 (露点温度)	OA 相対湿度	OA 絶対湿度
ケース 1	28.0 °C (19.5 °Cdp)	60 %RH	14.2 g/kg(DA)
ケース 2	28.0 °C (22.0 °Cdp)	70 %RH	16.7 g/kg(DA)
ケース 3	28.0 °C (24.2 °Cdp)	80 %RH	19.1 g/kg(DA)
ケース 4	30.0 °C (21.4 °Cdp)	60 %RH	16.0 g/kg(DA)
ケース 5	30.0 °C (23.9 °Cdp)	70 %RH	18.8 g/kg(DA)
ケース 6	33.0 °C (24.2 °Cdp)	60 %RH	19.1 g/kg(DA)
熱源条件	加湿側: 60 °C, 0.50 kg/s, 一定 除湿側: 22 °C, 0.50 kg/s, 一定		
風量	500 m³/h, 熱交換器面風速 1.32 m/s, 一定		

度が上がるため、冷水温度を 22 °C まで下げて実験をおこなう。

5.2 実験結果

5.2.1 提案システムの連続運転による空気の温・湿度変化

(1) 空気加熱・水蒸気脱着モードにおける空気の状態変化

冬期の空気加熱・水蒸気脱着モードのケース A における外気(OA)、給気(SA)、還気(RA)、排気(EA)側の空気温度と絶対湿度の測定結果を図 12 に示す。OA の平均温・湿度は 3.0 °C, 85.0 %RH (4.0 g/kg(DA)) であり、RA の平均温・湿度は 18.5 °C, 42.0 %RH (5.5 g/kg(DA)) であった。加湿側には 60.0 °C の温水、除湿側には 22.0 °C 冷水を一定流量(0.50 kg/s)で投入した。OA は加湿側の熱交換器を通過後、60 °C の温水と熱交換し、平均して 35.5 °C まで加熱される。さらに熱交換器への水分の脱着完了後に

は、約 38.4℃ まで加熱されることが確認された。また、湿度はサーマルサイクルによって熱交換器が除湿側から再生側に切り替わった瞬間、急激に吸着された水分が放出されることもあり、絶対湿度 3.0 g/kg(DA) の OA が最大 7.2 g/kg(DA)、平均 4.4 g/kg(DA) に加湿され供給された。RA は除湿側の熱交換器を通過した後、温度は平均して 2.3℃ 上昇し、湿度は 5.5 g/kg(DA) から 3.8 g/kg(DA)

図 12 空気加熱・水蒸気脱着モードにおける空気状態変化 (ケース A)

までに低下し、熱交換器の吸着剤により水蒸気を回収した。空気処理熱量は平均 5.9 kW であり、空気の顕・潜熱はシステムのサーマルサイクルにより変化することが確認された (図 12(c))。

(2) 空気冷却・水蒸気吸着モードにおける空気の状態変化

空気冷却・水蒸気吸着モードのケース 6 における OA, SA, RA, EA 側の空気温度と絶対湿度の測定結果を図 13 に示す。OA の温・

図 13 空気冷却・水蒸気吸着モードにおける空気状態変化 (ケース 6)

図 14 空気加熱・水蒸気脱着モードにおける OA と SA の関係

図 15 空気冷却・水蒸気吸着モードにおける OA と SA の関係

(a) OA 温度と空気処理熱量の関係

(b) OA 絶対湿度と空気処理熱量の関係

図 16 空気加熱・水蒸気脱着モードにおける OA と空気処理熱量および COP の関係

(a) OA 温度と空気処理熱量の関係

(b) OA 絶対湿度と空気処理熱量の関係

図 17 空気冷却・水蒸気吸着モードにおける OA と空気処理熱量および COP の関係

湿度は平均して 33.5 °C, 60.0 %RH (19.7 g/kg(DA)) になり, RA の温・湿度は平均して 21.5 °C, 78.0 %RH (12.6 g/kg(DA)) になった。除湿側には 22.0 °C の冷水を 0.50 kg/s の一定流量で投入した。空気温度 33.0 °C の OA は 22.0 °C の冷水と熱交換し, 平均して 29.3 °C まで冷却され, さらに熱交換器への水分の吸着完了後には約 26.8 °C まで冷却された。絶対湿度 19.6 g/kg(DA) の OA は最低 12.2 g/kg(DA), 平均 16.4 g/kg(DA) に除湿され供給された。SA の最低値は夏季の室内空調設定条件 (温度 26.0 °C, 相対湿度 60.0 %, 絶対湿度 12.6 g/kg(DA)) より低いので, 冷水の温度, サーマルサイクル時間を改善すると外調機として安定的に除湿能力を発揮することが可能であると考えられる。

5.2.2 外気温・湿度と供給温・湿度の関係

1 時間の連続運転の実験データから平均値を算出し, 図 14 に空気加熱・水蒸気脱着モードにおける OA の温・湿度変化による SA の温・湿度変化の関係を示す。OA の温度 (5.0, 10.0, 15.0 °C) と温水 (60 °C) の温度差が高くなるほど OA の温度と SA の温度差も高くなっていることが確認された。それは高温の温水と低温の空気間の温度差が高くなるほど, 移動する熱量が大きくなったからと考えられる。また, OA の温度が約 15.0 °C (図 14(a)) に固定された場合, 湿度が 4.8, 5.3, 5.6 g/kg(DA) (図 14(b)) に高くなるほど SA の湿度も高くなった。

図 15 に空気冷却・水蒸気吸着モードにおける OA の温・湿度変化による SA の温・湿度変化の関係を示す。OA の温度が高くなると OA と SA の温度差が大きくなり空気への冷却効果が増加した。これは, 空気と冷水の温度差が大きくなると熱移動が容易になるためであると考えられる。また, 高湿度になると吸着剤が水分を吸着しやすくなった。これらの結果から, より少量の吸着剤でシステムを構成すれば, 短期間の連続運転によって外気を除湿・加湿できること

が明らかになった。

5.2.3 外気温・湿度と空気処理熱量および COP の関係

図 16 に空気加熱・水蒸気脱着モードにおける OA の温・湿度とシステムの空気処理熱量および成績係数 (COP) の関係を示す。熱源が一定の条件下で外気温・湿度を変化させた場合について考察する。空気全熱処理熱量は OA 温度が低くなると上昇した。例えば図 16(a) で OA の温度が 5 °C の場合, 空気全熱処理熱量が約 5.9 kW (潜熱 0.6 kW, 顕熱 5.2 kW) となり, そのうち約 88 % が顕熱処理分であった。OA の湿度が高くなると空気潜熱処理熱量が少し上がるが, 加湿側に投入した熱エネルギーは殆ど空気の顕熱処理に使用されたと考えられる。空気潜熱処理熱量は OA の温・湿度変動による影響を殆ど受けず, 吸着剤からの水蒸気の脱着に必要な熱と前段階のサーマルサイクルで吸着された水分量に影響されたと考えられる。COP を算出したところ, OA 温度が低下すると COP は上昇し, 例えば OA 温度が 5 °C の場合, COP は 0.57 になった (図 16(a))。

図 17 に空気冷却・水蒸気吸着モードにおける OA の温・湿度とシステムの空気処理熱量および成績係数 (COP) の関係を示す。温度 33.5 °C の OA では空気全熱処理熱量が約 2.1 kW (潜熱 1.4 kW, 顕熱 0.7 kW) になり, 約 67 % が潜熱処理分であった。OA の温・湿度が高くなると空気全熱処理熱量も上昇したが, 空気の顕熱比は 0.1 ~ 0.3 であり, ほぼ全ての能力が空気潜熱処理に用いられた。しかし, サイクル準備時間 15 秒では空気経路の切り替えにより, 高湿の加湿側の空気と低湿度の除湿側の空気が混合され除湿の効率が低下すると考えられる。これらの問題は今後の解決すべき課題である。また, 加湿側の熱交換器を除湿側に使用すると, 加湿側で加熱された熱量と装置の熱容量の影響を受けて, 除湿側の空気冷却性能も抑制されたと考えられる。

6. まとめ

本報では提案システムの精密な数値解析モデルを作成するため基礎データを実験により取得した。実験は提案システム構成要素である吸着剤が塗布された熱交換器の特性を検討の上、外気温・湿度の変化による提案システムの空気加熱・水蒸気脱着モード、空気冷却・水蒸気吸着モード性能の検討を行い以下の知見を得た。

- 1) 提案システムを構成した熱交換器の調湿量に関しては、温・冷水流量より温・冷水温度の方がより大きな影響因子であることが分かる。
- 2) 提案システムに投入された少量の吸着剤でも短時間のサーマルサイクル連続運転によって安定的に湿度制御をおこなえることが確認された。また、空気加熱・水蒸気脱着モードでは冬期の低温外気を 35 °C 以上まで加熱できるため、暖房の補助システムとして活用価値が高いと考えられる。
- 3) 空気加熱・水蒸気脱着モードに関して OA 温度が約 5 °C ~ 15 °C、40 ~ 70 %RH の場合、空気全熱処理能力は約 4.8 ~ 5.9 kW であり、顕熱処理能力は 4.1 ~ 5.2 kW であり約 88 %以上が顕熱処理分である。加湿側の導入熱の大半が外気温の上昇、つまり顕熱処理に使われた。空気冷却・水蒸気吸着モードに関して OA 温度が約 28.0 ~ 33.5 °C、60 ~ 80 %RH の場合、空気全熱処理能力は約 1.1 ~ 2.1 kW であり、約 67 %以上が潜熱処理分である。除湿側の導入熱の大半が外気の除湿、つまり潜熱処理に使用された。
- 4) 提案システムの空気加熱・水蒸気脱着モード・空気冷却・水蒸気吸着モードの性能は外気の温・湿度変動より、投入熱量による大きく影響されることが考えられる。

従って、熱源有効利用の観点からシステム効率を向上させるためには熱源温度の最適設定が必要であると考えられる。また、今回のサーマルサイクル時間は、6 min (360 秒) を想定しているがより短期間の切り替えのサイクルによるシステムの性能検討および切り替えのサイクルの最適化検討も必要であると考えられる。

以上の結果は、今後提案システムの数値解析モデル作成の基礎データとして活用できると考えられる。

謝辞

本研究は、(株) 東京ガスとの共同研究により取り組まれたものであり、ここに記して謝意を表します。また、熱交換器の製作に関しまして、(株) 三菱樹脂の窪川清一氏に多大な御協力と御指導を賜りました。

注

注 1) 各換気方式：一般換気システム、全熱交換器、ヒートポンプデシカントシステム、低温排熱を利用する提案システムとヒートポンプデシカントシステムを組み合わせた場合の四つの方式である。

注 2) 送風機の発熱分の検討については下記の式により算出⁵⁾する。

・送風機の動力負荷 [kW]

$$W_F = \frac{(Q \times SP)}{(3600 \times 1000 \times \eta_F \times \eta_M)}$$

・送風機による温度上昇値 [°C]

$$\Delta t_a = \frac{W_F}{\rho_{air} \times Q} \times 3600$$

ここに、 W_F は送風機の動力負荷 [kW]、 Q は風量 [m³/h]、SP は送風機静圧 [Pa] (ここでは 500 [m³/h] の場合は 170 [Pa]、250 [m³/h] の場合は 200 [Pa]、

ファン仕様書参考)、 η_F は送風機静圧効率[%] (ここでは 50 %と想定)、 η_M は電動機効率[%] (ここでは 90 %と想定)、 Δt_a 送風機による温度上昇値、 ρ_{air} は空気の密度 [kg/m³]である。送風機による温度上昇値の算出結果、500 [m³/h]の場合は 0.3 [°C]、250 [m³/h]の場合は 0.37 [°C]温度が上昇した。

参考文献

- 1) 朴炳龍, 李時桓, 加藤信介: コジェネレーション排熱利用バッチ式デシカント外気処理システムの開発, エネルギーシミュレーションによる開発システムの適用可能性検討 (その 1), 日本建築学会環境系論文集第 77 巻第 678 号, pp.671-680, 2012.8
- 2) 垣内博行, 下岡里美, 岩出美紀, 大島一典, 山崎正典, 寺田秀, 渡辺展, 武脇隆彦: 新規水蒸気吸着材 FAM-Z01 の基礎特性評価および吸着ヒートポンプへの適応性検討, 化学工学論文集, 第 31 巻, 第 5 号, pp.361-364, 2005.9
- 3) 高顕熱型ビル用マルチ: デシカシステムカタログ (<http://ec.daikinaircon.com/ecatalog/DKCB010/index.html>), 2012.06.06 参照
- 4) 日本全熱交換器 JIS B 8628, 日本工業規格, 2003.3
- 5) 空気調和衛生工学会: 徹底マスター空気線図の読み方・使い方, オーム社発行, 2007.2

(2012年 7月10日原稿受理, 2013年 3月21日採用決定)