

# プレートキャリア式デシカント空調システムに関する研究

## A study on Plate Carrier Type Desiccant Dehumidification System

17N3100010I 賈 永淳 (環境・エネルギー研究室)

Eijun KA/ environment- energy Lab.

**Key words:** dehumidification, insulation, isothermal, absolute humidity, desiccant air conditioner

### 1. 緒言

最近の住宅は高断熱・高气密化が進み、接着剤から発生するVOC(Volatile Organic Compounds)により、シックハウス症候群が増加した。そのため平成15年に建築基準法が改正されて24時間換気が義務化された。昨今の極端な高温・多湿条件では空調が必須であるが、住宅の高断熱化により顕熱負荷(温度)が減少している。その一方、換気によって潜熱負荷(湿度)は増加している。そのためカビや雑菌など健康に影響する問題が生じている。蒸気圧縮式の空調は露点以下まで温度を下げることで空気中の水分を凝縮させて除湿するが、温度制御が主体のため運転時間が短く、除湿(潜熱除去)が不十分である。再熱除湿は低温の空気を再加熱するためエネルギー的に無駄が多い。

デシカント空調は、温度と湿度を分離制御する省エネ型のシステムである。除湿剤が空気中の水分を直接除去し、結露がない。また、除湿剤再生に低温排熱が利用可能で未利用の低温エネルギーを有効活用できる。

現行のロータ式デシカント空調システムは除湿ロータの回転速度が変わらないため、負荷変動対応が難しい。また、固定層となるハニカム内の流路が狭く断熱除湿と断熱再生になるため、除湿性能は等温除湿に比べて低い。

このような点を解消するために粒子循環型デシカント空調システムの研究が行われてきた。このシステムでは等温除湿や伝導加熱併用再生が可能なことからロータ式よりも優れた除湿性能を得られる事が分かった<sup>1)</sup>。また、向流固気接触により、さらに高性能化出来るが、粒子磨耗による微粉発生の可能性があった<sup>2)</sup>。

本研究では、上記の課題を解決するために提案されたプレートキャリア式デシカントシステムの除湿特性と再生特性を明らかにするため、これまで市販のシリカゲルシートを使用して検討を行ってきた。しかし、除湿剤量が少なく表面積も狭い事から除湿能力が十分では無かった。そこで、除湿能力を高めるためシリカゲル粒子を使うことが出来るプレートキャリアを自作し、空気流速をロータシステムと同じ2.0m/sに設定しプレートキャリア式除湿装置の性能を検討した。

### 2. デシカント空調概要

#### (1) 商用ロータ式システム

市販のハニカムロータ式デシカント空調システムを図1に示す。これはハニカム状の流路にシリカゲルやゼオライト等を担持した除湿ロータ①⑥とアルミ製顕熱交換ロータ②④、冷却器③、加熱器⑤で構成される<sup>3)</sup>。

除湿操作は外気(給気)を除湿ロータの除湿部①を通過させる。断熱除湿により温度が上昇し、相対湿度が急速に低下するため吸着速度も急速に低下する。給気は熱交換ロータ②で冷却され、③で目標温度まで下げられる。

再生は室内空気(還気)を用い、熱交換ロータ④を冷却し還気は暖められ、さらにヒーター⑤で升温して除湿ロータの再生部⑥を乾燥する。吸着した水分の蒸発が奪われ急速に温度が低下するため、相対湿度が増加し、再生速度も低下する。

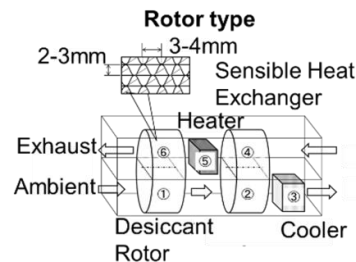


図1 ロータ型デシカント空調システム

#### (2) プレートキャリア式デシカントシステム

プレートキャリア式デシカント空調システムの概略図を図2に示す。除湿剤をプレート内に保持し、箱状のプレートキャリア容器内に複数設置する。プレートキャリアを複数、除湿区間に入れ、空気入口側に移動させることで向流接触による除湿を行う。

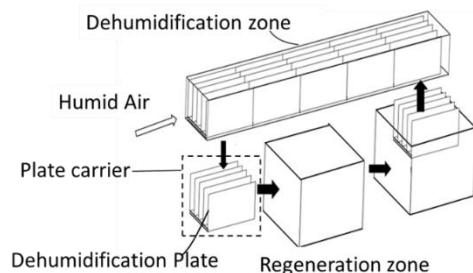


図2 プレートキャリア式デシカント空調システム

再生は除湿空間から離れた場所で行うことも可能であり、熱輸送にも使用可能となる。プレートキャリアの移動速度を変えることで負荷変動への追従が可能となる。また、除湿プレート間隔が広いため冷却面を挿入し等温除湿を可能にするなどの特徴を有する。

### 3. 実験装置及び実験方法

#### (1) 実験装置

図3に実験装置の概略図を示す。除湿装置本体は透明アクリル製で除湿区間は奥行き40 mm、高さ50 mm、長さ400 mmで上流には整流用の拡大部を設けた。次に説明する除湿プレートを4枚保持したプレートキャリアを4セット除湿装置に設置した。そのため、除湿部の全長は320 mmとなる。

除湿プレートとプレートキャリアの写真を図4示す。除湿プレートは金網製のカゴで厚さ $t=2$  mm、高さ $Y=40$  mm、長さ $Z=80$  mmとした。プレート当たり約6 gの除湿剤を充填した。プレートキャリアはこれらのプレートを10 mm間隔で最大で4枚保持するため、横幅40 mm、高さ40 mm、長さ80 mmとした。

除湿区間内の5か所に小型半導体式温湿度センサー(Syscom, Sensirion SHT75-M)を80 mm間隔で設置し湿度と相対湿度を連続的に測定した。

#### (2) 実験方法

実験はブロワーの空気を供給開始した後でロータリーポンプから一定量の水を図3のマントルヒータ部(加熱部)に供給する。コンプレッサーからの空気も同時に供給し全量を気化させ、ブロワーからのガスと混合する。除湿区間に導入し、除湿装置内の温湿度測定を開始する。

供給開始1000 s後に水の供給を停止し、速やかにプレートを回収し、加熱式赤外線水分計で除湿剤の吸着量を測定して実験前後の水分量差から水分吸着量を求めた。

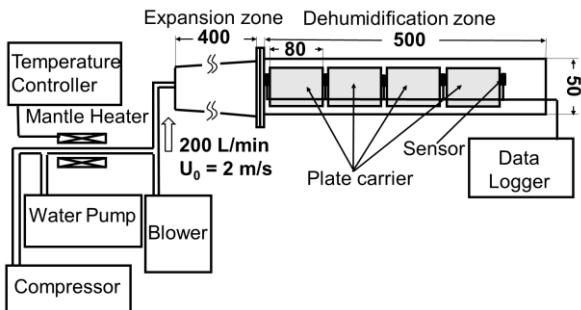


図3 実験装置概略図

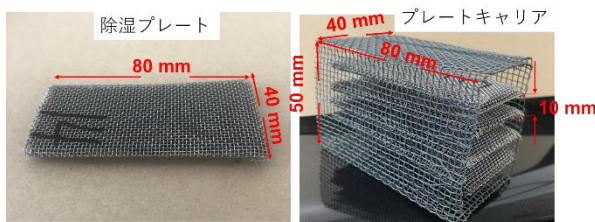


図4 除湿プレート(左)とプレートキャリア(右)写真

Adsorption Isotherm of Silica gel (NB<sub>L</sub>) in 25°C

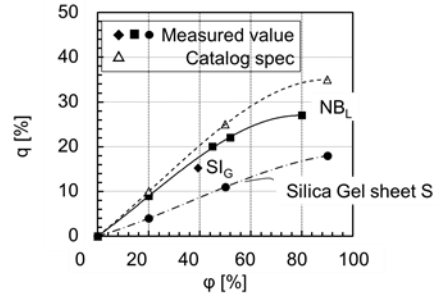


図5 除湿剤吸着等温線

#### (3) 使用粒子

実験には除湿剤として粒子径の異なる2種類のシリカゲルを用いた。SI<sub>G</sub>(シリカゲル中粒)は粒子径が3-4 mm、NB<sub>L</sub>(ネオブルー)の粒子径は1-2 mmであり、共にシリカゲルA型である。昨年度使用したシリカゲルシートと今年度使用したシリカゲル粒子の吸着等温線を図5に示す。黒い点は測定値、白い点はメーカーのカタログデータである<sup>4)</sup>。

### 4. モデル

本装置の除湿区間における微小区間は図6のようなモデルで表され、水蒸気収支は式(1)、(2)、熱収支は式(3)、(4)で表される<sup>5)</sup>。

$$S_g \cdot dz \cdot \rho_g \cdot \frac{\partial H}{\partial t} + S_g \cdot U_g \cdot \rho_g \cdot \frac{\partial H}{\partial z} - N_{gp} = 0 \quad (1)$$

$$S_p \cdot dz \cdot \rho_p \cdot \frac{\partial q}{\partial t} + S_p \cdot v_p \cdot \rho_p \cdot \frac{\partial q}{\partial z} + N_{gp} = 0 \quad (2)$$

$$C_{pg} \cdot S_g \cdot dz \cdot \rho_g \cdot \frac{\partial T_g}{\partial t} + C_{pg} \cdot S_g \cdot U_g \cdot \rho_g \cdot dT_g + Q = 0 \quad (3)$$

$$C_{pp} \cdot S_p \cdot dz \cdot \rho_p \cdot \frac{\partial T_p}{\partial t} + C_{pp} \cdot S_p \cdot V_p \cdot \rho_p \cdot dT_p + S_p \cdot dz \cdot \rho_p \cdot \lambda \cdot \frac{\partial q}{\partial t} - Q = 0 \quad (4)$$

除湿速度 $N_{gp}$ 、熱交換量 $Q$ は式(5)、式(6)で表される。この時 $\phi^*$ は粒子の含水率 $q$ に平衡な湿度を吸着等温線上で求めた値である。 $n$ は吸着プレート1枚当たりのガス接触面の数である。本研究では両面で吸着するため、 $n=2$ とした。

$$N_{gp} = \rho_p \cdot n \cdot S_{gp} \cdot k_{gp} \cdot (\phi - \phi^*) \quad (5)$$

$$Q = S_{gp} \cdot n \cdot h_{gp} \cdot (T_p - T_g) \quad (6)$$

シミュレーションはこれらの式を差分化して行った。

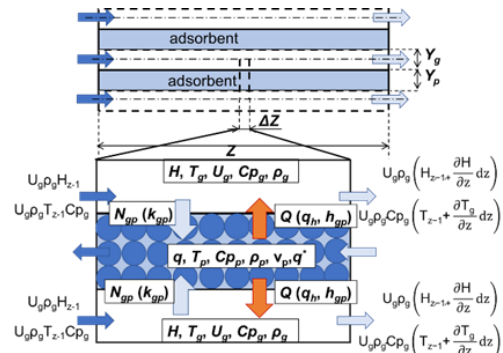


図6 除湿シミュレーションモデル

## 5. 実験結果

### 温度と湿度の時間変化

NB<sub>L</sub> を使用した際の、絶対湿度と温度の時間的変化を図7に示す。入口から相対湿度80%、温度25℃絶対湿度15 g/kgDAの空気を供給し、実験を行った。入口から徐々に絶対湿度の変化幅が小さくなる、温度上昇も緩やかになり、出口では39℃に到達した。

入口絶対湿度が比較的安定した250 sまでのデータを用いて検討した軸方向温湿度分布の結果を図8に示す。湿度低下 $\Delta H = (H_{in} - H_{out})$ はおよそ5 g/kgDAであった。

SI<sub>G</sub>の場合、出口の相対湿度は25%、温度は38℃になった。絶対湿度11 g/kgDAに下がっていた。

除湿シートは出口絶対湿度12.4 g/kgDAまで低下し、湿度低減 $\Delta H$ は2.6 g/kgDAであり、NB<sub>L</sub>、SI<sub>G</sub>と比較して除湿性能は低かった。

図9に実験装置の長さを変えた際の除湿の検討結果を示す。実験装置は0.32 mしか除湿区間が取れないため、図9の様に $H_{c,0,n} = H_{c,i,n+1}$ とした条件の結果をつなげ、除湿区間を長くした場合の検討を行う。また、入口空気は25℃まで下げるために除熱したと仮定している。その結果、軸方向に入口相対湿度90%から出口相対湿度10%まで低下する結果を得た。これは除湿区間長1.28 mの場合、絶対湿度約4 g/kgDAまで除湿可能であることを意味する。

再生過程について検討を行うため、 $T = 40^\circ\text{C}$ 、 $\phi = 5\%$ 、 $U_g = 2\text{ m/s}$ の条件下で吸湿済みのプレートを用いた再生実験を行った。図10に $t = 230, 1500, 2500\text{ s}$ 相対湿度、温度、絶対湿度の軸方向分布を示す。入口絶対湿度は $H_{in} = 2\text{ g/kgDA}$ で、出口絶対湿度は230, 1500, 2500 sの時それぞれ7, 5, 4 g/kgDAであった。2500 sの時点でプレートの重量変化を測り反応前後のプレート含水率を比較し図11に示す。含水率は5%まで低下したが図10に示すように $H_{in}$ と $H_{out}$ は一致しておらず、再生が完了していない。

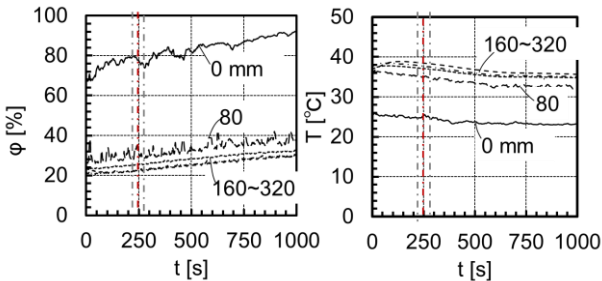


図7  $\phi$ とTの時間変化

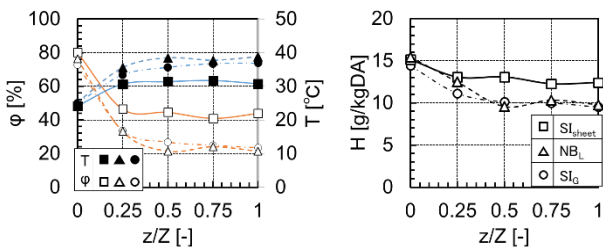


図8  $\phi, T$ とHの軸方向分布

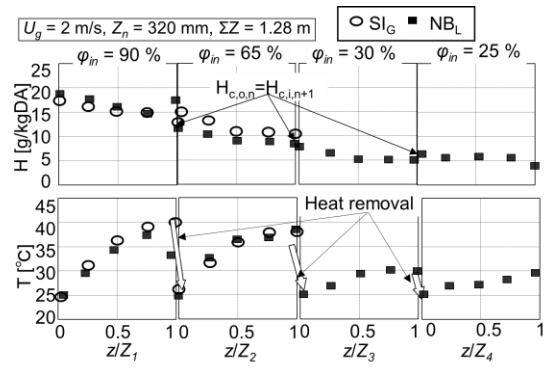


図9 除湿空間1.28 mのHとTの軸方向分布

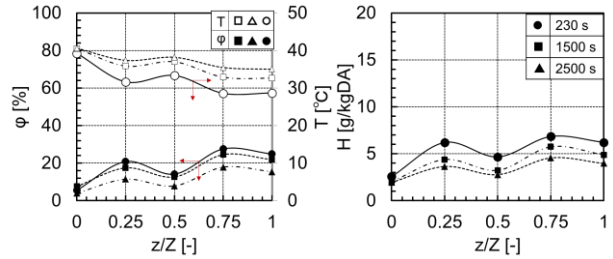


図10 再生時 $\phi, T$ とHの軸方向分布

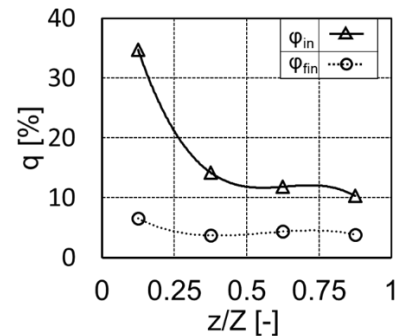


図11 再生前後除湿剤含水率変化

## 6. 考察

### (1) シミュレーションと実験結果との比較

実験装置ではプレートキャリは移動できず、徐熱も行えないため、これらの場合の除湿性能を検討するためにシミュレーションを行った。図12は粒子移動速度0の時、実験結果に物質移動係数 $k = 0.02\text{ m/s} \sim 0.045\text{ m/s}$ のシミュレーションを重ねた図である。 $k = 0.03\text{ m/s}$ のシミュレーション結果と実験結果が最も一致したため、以降の検討は $k = 0.03\text{ m/s}$ を用いて行う。

### (2) プレート移動速度と定常状態除湿

図13はプレート移動速度 $v_p = 0\text{ m/s}$ から $v_p = 0.05\text{ m/s}$ まで変化させた際の出口の絶対湿度時間変化である。 $v_p = 0$ の時、出口絶対湿度は100 sで14.4 g, 300 sで15.8 gと約1.4 g高くなる。動いた場合の効果を明らかにするため、プレート移動速度 $v_p = 0.01 \sim 0.05\text{ m/s}$ までシミュレーションを行った結果を点線で示す。 $v_p > 0.02$ の条件では時間の変化によって、出口絶対湿度はほとんど変化せず、定常状態で除湿される。

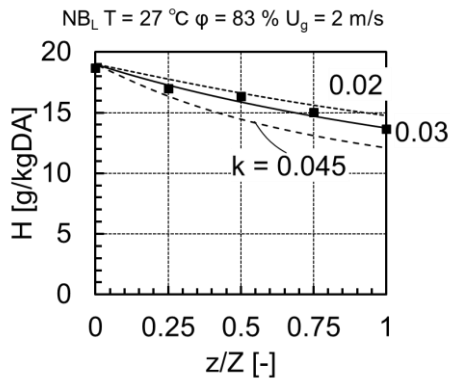


図 12  $k=0.02\sim 0.045$  m/s 絶対湿度シミュレーション結果の軸方向分布

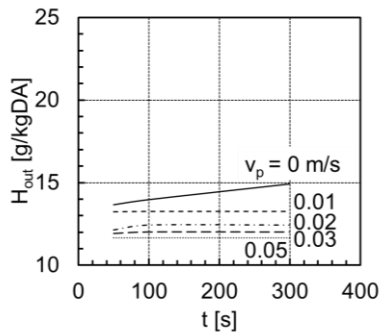


図 13  $v_p=0\sim 0.05$  m/s 出口絶対湿度の時間変化

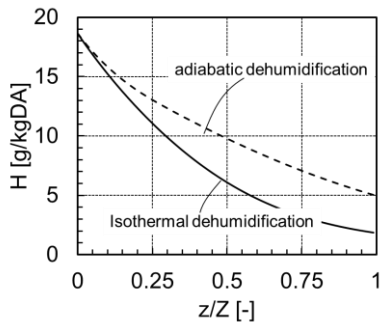


図 14 断熱と等温除湿 H の軸方向分布

### (3) 断熱除湿と等温除湿の軸方向絶対湿度分布

図 14 の点線と実線はそれぞれ断熱除湿と等温除湿のシミュレーション結果である。入口を同じ条件とした時、断熱除湿より、等温除湿の方が出口絶対湿度が低く、除湿性能が高くなるといえる。

## 7. まとめ

金網で自作したプレートを使用して、ロータ式デシカント空調システムと同じ流速 2 m/s で実験を行い、以下のことを明らかにした。

- ガス流速 2 m/s で、プレートキャリア式デシカント空調システムの吸着効果を示し、除湿区間 1.28 m で絶対湿度 5 g/kgDA の空気が製造できる。
- 実験とシミュレーションとは結果がよく合うことが明らかにした。また、プレートキャリアを 0.01

m/s で移動させると、定常状態で除湿ができ、断熱除湿より、等温除湿出口絶対湿度が低く、除湿性能が高い結果を明らかにした。

## 8. 使用記号

$C_{pg}$ : specific heat capacity of gas	[J/kg · K]
$C_{pp}$ : specific heat capacity of particle	[J/kg · K]
H : humidity	[g/kgDA]
$h_{pg}$ : heat transfer coefficient	[J/m <sup>2</sup> · K · s]
$k_{pg}$ : mass transfer coefficient	[J/m <sup>2</sup> · K · s]
$C_{pg}$ : specific heat capacity of gas	[J/kg · K]
$N_{gp}$ : number of mass transfer units	[kg/s]
Q : number of heat transfer units	[J/s]
$T_p$ : temperature of particle	[K]
$T_g$ : temperature of gas	[K]
$U_g$ : superficial gas velocity	[m/s]
$v_p$ : moving velocity of plate carrier	[m/s]
$\rho_p$ : particle density	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_g$ : gas density	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\phi$ : relative humidity	[%]
$S_g$ : area of cross section at gas phase	[m <sup>2</sup> ]
$S_p$ : area of cross section at particle phase	[m <sup>2</sup> ]
$S_{gp}$ : gas-solid contacting area	[m <sup>2</sup> ]
Z : total length of dehumidification section	[m]
z : distance from air inlet at dehumidification section	[m]
z/Z : dimensionless length	[-]
q : moisture content	[kg-w/kg-s]
$Y_g$ : height of air flow zone	[m]
$Y_p$ : thickness of particle layer	[m]
t : time, plate tickness	[s, m]

Superscript

\* : equilibrium

## 引用文献

- 1) 幡野ら, 第14回流動化粒子プロセッシングシンポジウム, “向流接触式デシカント空調システムの除湿性能”, p13 (2008)
- 2) 加藤智充, “デシカント空調システムの除湿特性”, 東京理科大学修士論文, (2009)
- 3) 上之原 康弘, “低圧損化した移動層型デシカント空調の除湿特性と超低露点空気製造に関する研究”, 東京理科大学修士論文, (2013)
- 4) 渡辺ら, “シリカゲル・活性炭/水蒸気・エタノール系の吸着平衡および各吸着系のヒートポンプへの適用性の検討”, (1993)
- 5) 濱本ら, 第7回化学工学会エネルギー部会熱利用分科会研究会, “吸着材を用いた温湿度制御技術の特性解析”, (2003)