

湿り空気を用いた直接熱交換式ヒートポンプの発熱性能

弘中, 秀至
九州大学大学院工学研究院化学工学部門

花木, 基史
九州大学大学院工学研究院化学工学部門

WIJAYANTA, Agung Tri
セベラスマレット大学

深井, 潤
九州大学大学院工学研究院化学工学部門

<https://hdl.handle.net/2324/7347439>

出版情報 : Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers.
39 (1), pp.77-85, 2022. Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers
バージョン :
権利関係 : © 2022 Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers



湿り空気を用いた直接熱交換式ヒートポンプの発熱性能

弘中 秀至* 花木 基史* Agung Tri Wijayanta** 深井 潤*†

* 九州大学大学院工学研究院化学工学部門 (819-0371 福岡県福岡市西区元岡 744)

** Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Sebelas Maret University
(Jl. Ir. Sutami 36A Ketingan Surakarta 57126, Indonesia)

要 約

13X ゼオライトの充填層を用いた吸着式ヒートポンプに飽和湿り空気を流通することで、高温水蒸気の生成を試みた。湿り空気温度を 30 °C から 70 °C まで変更した条件で発生した水蒸気の最高温度を測定した結果、湿り空気を 70 °C まで加熱することで水蒸気の最高温度は 150 °C 以上となった。水蒸気の最高温度は湿り空気の空塔速度には大きく影響されなかったことから、ゼオライトと湿り空気間の熱伝達が水蒸気の最高温度に与える影響は小さいことがわかった。そこで、湿り空気とゼオライトの温度が等しいという仮定の下で、熱収支および吸着平衡から水蒸気の最高温度を推算した。その結果、湿り空気温度が高温の条件ではこれらの関係から最高温度を推算可能であることがわかった。

キーワード: 吸着, ヒートポンプ, ゼオライト, 湿り空気, 蒸気生成, 充填層

1. 緒 言

日本工業機械連合会の調査によると、化学プラントから排出される未利用熱はガス廃熱および温水排熱としてそれぞれ毎年約 24 万 Tcal、約 2 万 Tcal 排出されている¹⁾。これらの排熱のうち、9 割以上が 150 °C 未満の低温排熱として未利用のまま排出されているため、低温排熱の有効利用が課題となっている。低温排熱を高温熱源として再利用する機器として、顕熱蓄熱および潜熱蓄熱が挙げられる。

物質の温度変化を利用した顕熱蓄熱法では、蓄熱可能な温度の範囲が広い、および蓄熱密度が小さいという点が特徴として挙げられる。物質の潜熱を利用する潜熱蓄熱法では、蓄熱密度が大きい、および一定温度の熱源の取り出しが容易であるという点が特徴として挙げられる。既往の潜熱蓄熱を利用した例として、製鉄所や工場、ごみ焼却場などにおける 200 °C 以下の中低温廃熱に対してエリスリトールを潜熱蓄熱材として輸送するシステムが挙げられる²⁾。このシステムでは、90 °C 以上の温水を取り出すことに成功しているものの、蓄熱時の温度以上の熱源を得ることはできないため、高温熱源を生成可能な蓄熱装置とはならない。

これらの蓄熱装置に対して、ヒートポンプは

より高温の熱源が生成可能である。一般的なヒートポンプの種類としては、圧縮式ヒートポンプおよび化学式ヒートポンプが挙げられる。圧縮式ヒートポンプは冷媒の圧縮膨張を利用して熱を移動させる技術である。化学式ヒートポンプは水和脱水反応や吸脱着反応などによる吸熱発熱を利用して熱を移動させる技術である。

廃熱を再利用する際の安全面や、産業プロセスにおける普及性を考慮した結果、本研究では飽和湿り空気を熱媒体として高温水蒸気を生成するためのヒートポンプの発熱性能を検討した。蓄熱材として、広範な温度範囲で利用可能な 13X ゼオライト粒子を蓄熱材とした直接熱交換式の吸着式ヒートポンプに着目した。

このヒートポンプに対して、30~70 °C の飽和湿り空気を流通させたところ、最高温度が 180 °C 程度となる高温水蒸気が得られた。水蒸気がゼオライトへ吸着する際に発熱している充填層内の湿り空気および粒子温度経時変化を数値解析で検討したところ、本稿における実験条件ではいずれの温度も同様の経時変化を示すことがわかった。その結果、充填層内の湿り空気およびゼオライト粒子についての総括熱収支と吸着平衡の関係から、最高温度が推算できることを示した。

†Fax:+81 92-802-2794 E-mail:jfukai@chem-eng.kyushu-u.ac.jp

記 号

a	界面積濃度	m^2/m^3
c	比熱	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
D	拡散係数	m^2/s
F	質量流量	$\text{m}^3_{\text{N}}/\text{s}$
d	直径	m
h	熱伝達係数	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
H	絶対湿度	kg/kg
K	吸着速度定数	s
k	物質移動係数	m/s
L	充填容器長さ	m
M	モル質量	kg/mol
m	質量	kg
p	圧力	Pa
Pr	Prandtl 数	—
R	ガス定数	$\text{J}/(\text{mol}\cdot\text{K})$
r	吸着速度	$\text{kg}/(\text{kg}\cdot\text{s})$
Re	Reynolds 数	—
Sc	Schmidt 数	—
T	温度	K
U	空塔速度 (標準状態)	m/s
V	体積	m^3
t	時間	s
v	流速	m/s
x	水蒸気の吸着量	kg/kg
z	充填層軸方向位置	m
ギリシャ記号		
ΔH	エンタルピー	J/kg
Δt	経過時間	s
ε	充填層の空隙率	m^3/m^3
λ	熱伝導率	$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
μ	粘度	$\text{Pa}\cdot\text{s}$
ρ	密度	kg/m^3
τ	屈曲度	—
ω	質量分率	kg/kg
添字		
ads.	ゼオライトへの水蒸気吸着	
air	乾き空気	
atm.	環境雰囲気	
ave.	空間平均	
e	助走区間	
eq.	吸着平衡	
g	湿り空気	

in	充填層入り口
ins.	断熱材
LDF	LDF モデル
macro	ゼオライト粒子のマクロ孔
micro	ゼオライト粒子のミクロ孔
max	最大値
p	ゼオライト粒子
r	充填容器
sat.	飽和状態
v	水蒸気
w	液水
0	設定値

2. 実 験

Figure 1 に実験装置を示す。実験装置は、施設の集中配管より分岐した乾燥空気の供給配管、マスフローメータ、ヒータ、バブリング槽、ゼオライト粒子充填層およびコールドトラップから構成されている。充填層の容器は、内径 30 mm、全長 350 mm のステンレス管を用いた。この容器全体を断熱したうえで、直径約 4 mm のビーズ状 13X ゼオライト (Union showa K. K. 製) を高さ 200 mm で充填することでゼオライト粒子充填層を作製した。充填層に流入する湿り空気および充填層中の温度の経時変化を測定するために、充填層入口から 0.06m 上流、充填層中に入口から 67 mm 間隔で充填層内部および壁面に K 熱電対を取り付けた。

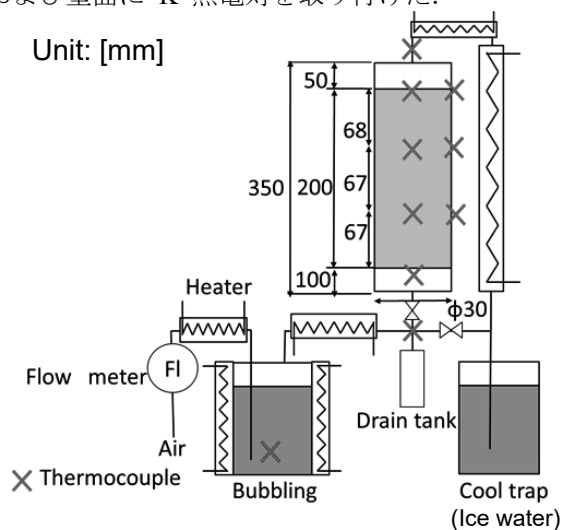


Fig. 1 Schematic of experimental apparatus

実験前に、使用するゼオライトを加熱することで初期水分吸着量を 0.07 kg/kg に調節した。湿り空気を流通する前の充填層中には、室温 $T_{\text{atm}} 25^\circ\text{C} \sim 30^\circ\text{C}$ 程度の乾燥空気を充填した。設定温度 T_0 の飽和湿り空気は、ヒータを用いて T_0 に加熱した乾燥空気を水温 T_0 のバブリング槽へ流通させることで生成した。湿り空気を充填層に流通させる前に、湿り空気が飽和状態であることを確認するために空気中の水蒸気量を 3 回測定した。飽和湿り空気の生成を確認した後、湿り空気はバブリング槽の直前で T_0 $30, 50$ および 70°C と加熱した。バブリング槽と充填層は断熱された配管で接続されているものの、湿り空気の温度は充填層入り口で T_0 よりも $5 \sim 10^\circ\text{C}$ 程度低下した。飽和湿り空気は、乾き空気ベースの空塔速度 $U_{\text{air}} 0.11 \text{ mN/s}$ (5 l/min) および 0.22 mN/s (10 l/min) で充填層中へ流通した。各熱電対についての温度の経時変化を観察しつつ、充填層内の温度分布が定常になるまで飽和湿り空気を流通した。

3. 数 値 解 析

発熱中の充填層において、ゼオライトへの水蒸気吸着量や温度分布を把握するために数値解析を実施した。Figure 2 に解析系、初期条件および境界条件を示す。解析体系はゼオライトを充填した区間および上流側 100 mm の助走区間を対象とした。充填層の鉛直上向きの対称軸を z 軸とした一次元の有限差分法に基づき、湿り空気の全圧 p 、水蒸気分圧 p_v 、湿り空気、ゼオライト粒子への水蒸気吸着量 x 、粒子および反応壁温度 T_g 、 T_p 、 T_r の経時変化を数値的に計算した。これらの変数は、以下に示す水蒸気の質量保存則、Ergun の式、水蒸気吸着速度、ゼオライト、湿り空気および充填層容器のエネルギー保存則より計算した³⁾。

$$\frac{\partial \rho_v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(\rho_v v_g) = \frac{\partial}{\partial z} \left(D_{v,\text{air}} \frac{\partial \rho_v}{\partial z} \right) - r_{\text{ads}} \rho_p \left(\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \right) \quad (1)$$

$$-\frac{dp}{dz} = 150 \left(\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \right)^2 \cdot \frac{\mu_g v_g}{d_p^2} + 1.75 \left(\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \right) \frac{\rho_g v_g^2}{d_p} \quad (2)$$

$$\frac{dx}{dt} = r_{\text{ads}} \quad (3)$$

$$(1-\varepsilon) \rho_p c_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = -h_{pg} a_p (T_p - T_g) + \Delta H_{\text{ads}} r_{\text{ads}} (1-\varepsilon) \rho_p \quad (4)$$

$$\varepsilon c_g \frac{\partial}{\partial t}(\rho_g T_g) + \varepsilon c_g \frac{\partial}{\partial z}(\rho_g v_g T_g) = \varepsilon \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial z} \right) - h_{pg} a_{pg} (T_g - T_p) - h_{rg} a_{rg} (T_g - T_r) \quad (5)$$

$$c_r \rho_r \frac{\partial T_r}{\partial t} = \lambda_r \frac{\partial^2 T_r}{\partial z^2} - h_{rg} a_{rg} (T_r - T_g) - \lambda_{\text{ins}} a_{\text{r,ins}} \left(\frac{T_r - T_{\text{atm}}}{\delta_{\text{ins}}} \right) \quad (6)$$

ここで、湿り空気中の水蒸気の物質移動では対流、拡散およびゼオライトへの吸着による現象を考慮した。充填層中の圧力損失は Ergun の式により考慮しているため、流体の慣性力および粘性力の影響を考慮している。Eq. (3) はゼオライト上の水蒸気吸着量を考慮した。

ゼオライト粒子の顕熱は、吸着熱および湿り空気との熱伝達に影響されるものとした。

湿り空気の顕熱は、対流、熱伝導を考慮したうえで、粒子および反応器内壁表面における熱伝達を考慮した。反応器の温度は、 z 方向の熱伝導、湿り空気間の熱伝達および周囲に巻いた断熱材への熱伝導を考慮した。

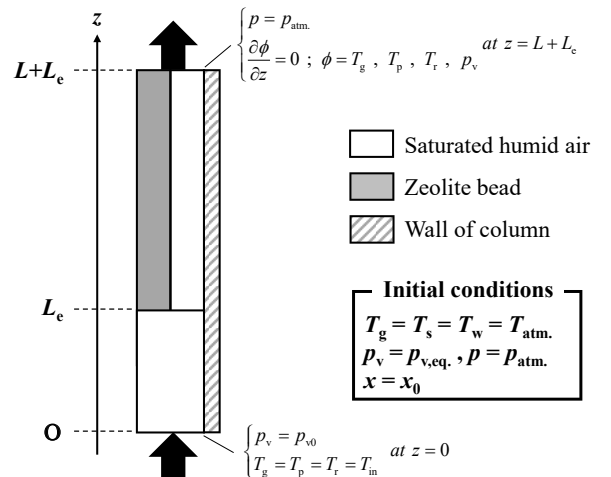


Fig. 2 Computational domain with initial and boundary conditions specified

水蒸気密度および空気中の水蒸気拡散係数は、それぞれ次式で計算した⁴⁾。

$$\rho_v = \frac{M_v p_v}{RT_g} \quad (7)$$

$$D_{v,air} = \frac{1.0 \times 10^{-7} \cdot T_g^{1.75}}{p/101325} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_v} + \frac{1}{M_{air}}} \times \frac{1}{(V_v^{1/3} + V_{air}^{1/3})^2} \quad (8)$$

粒子と湿り空気の間および壁面と湿り空気間の熱伝達係数はそれぞれ以下の式で計算した^{5, 6)}。

$$\frac{h_{pg} d_p}{\lambda_g} = 2 + 0.6 \text{Pr}^{1/3} \text{Re}^{1/2} \quad (9)$$

$$\frac{h_{vg} d_p}{\lambda_g} = 4.0 \text{Pr}^{1/3} \text{Re}^{1/2} \quad (10)$$

ここで、 Re および Pr はそれぞれ以下の式で与えた。

$$\text{Re} = \frac{\rho_g d_p v_g}{\mu_g} \quad (11)$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu_g c_g}{\lambda_g} \quad (12)$$

湿り空気中の水蒸気がゼオライトへ吸着する速度 r_{ads} は LDF モデルに基づく次式で計算した⁷⁾。

$$r_{ads} = -K_{LDF} (x - x_{eq}) \quad (13)$$

ここで、 K_{LDF} は次式で与えられる。

$$\frac{1}{K_{LDF}} = \frac{d_p \rho_p x_{eq}}{3k_{gp} \rho_g} + \frac{d_p^2 \rho_p x_{eq}}{15\epsilon_p D_{eff} \rho_g} + \frac{d_{p,micro}^2}{60D_{micro}} \quad (14)$$

ここで、右辺第 1 項～ 3 項は、それぞれゼオライト粒子表面における境膜中の水蒸気移動抵抗、ゼオライト粒子中のマクロ孔内の水蒸気移動抵抗およびミクロ孔内の水蒸気移動抵抗を表す。

有効拡散係数 D_{eff} および物質移動係数 k_{gp}

はそれぞれ次式で与えた。

$$\frac{1}{D_{eff}} = \frac{\tau}{\epsilon_p} \left(\frac{1}{D_{KN}} + \frac{1}{D_{v,air}} \right) \quad (15)$$

$$D_{KN} = \frac{2}{3} \cdot \frac{d_{p,macro}}{2} \cdot \sqrt{\frac{8RT_r}{\pi M_v}} \quad (16)$$

$$\frac{k_{gp} d_p}{D_{v,air}} = 2 + 0.6 \text{Sc}^{1/3} \text{Re}^{1/2} \quad (17)$$

ここで、 Sc は次式で与えられる Schmidt 数である。

$$\text{Sc} = \frac{\mu_g}{\rho_g D_{v,air}} \quad (18)$$

吸着平衡時の粒子温度 $T_{p,eq}$ および吸着量 x_{eq} の間には Erifina *et al.* によって得られた、本研究で用いる 13X ゼオライト (Union showa K. K. 製) に対する次式の関係が成り立つとした⁸⁾。

$$\begin{aligned} T_{g,eq} = & 3.23 \times 10^5 x_{eq}^4 - 2.26 \times 10^5 x_{eq}^3 \\ & + 5.50 \times 10^4 x_{eq}^2 - 6.12 \times 10^3 x_{eq} \\ & + 3.27 \times 10^2 - 2.32 (\log p_{sat})^2 \\ & + 5.54 \times 10 \log p_{sat} - 2.60 \times 10^2 \end{aligned} \quad (19)$$

4. 結果

4.1 温度の経時変化

Figure 3 に実験で得られた充填層中心軸における温度 T および数値解析の結果による温度の経時変化を示す。Figure 3 では、充填層入り口から 67 mm 間隔の 3 か所および流入口の各位置における T の経時変化を示している。Figure 3 における数値解析の結果は、eq. (4) and (5) で得られたゼオライト粒子および湿り空気の温度 T_p および T_g を示している。本解析モデルでは、ゼオライト粒子における水蒸気の吸着熱によって T_p が増加した結果、ゼオライト粒子と湿り空気間の熱伝達によって T_g が増加する。また、反応壁面からの熱損失は湿り空気のみ考慮しているモデルであるため、Fig. 3 に示

している解析結果では $T_g < T_p$ である。Table 1 に数値解析で用いた物性値を示す。数値解析において、 $z = 0$ における温度の境界条件は、Fig. 1 において充填層から 0.06 m 上流の熱電対による温度の時間平均値を用いたため、助走区間の長さは 0.06 m とした。飽和湿り空気を流通する前の充填層中の温度は室温 T_{atm} であるため、飽和湿り空気流通後、 T はまず充填層入り口温度まで上昇した。その後、湿り空気中の水蒸気がゼオライトに吸着する際の発熱によって T はさらに上昇した。 T_0 が高温の場合、湿り空気中の水蒸気量は T_0 が低温の場合に比べて多いため、ゼオライトへの吸着速度が大きい。これは、 T_0 が高温の場合には吸着熱が短時間で大量に発生することを意味している。この結果、湿り空気流入後に、 T は T_0 に対してより高温の最高温度を示すようになるとともに速やかに最高温度に到達するという傾向がある。湿り空気の温度が低温かつ流速が小さい条件 Fig. 3 (a) および (b) では、数値解析の温度は実験よりも解析結果の方が速やかに達する傾向があるものの、解析における温度の経時変化は充填層中のすべての測定位置において実験と同様の傾向を示している。 T_0 が低温かつ U_{air} が小さい条件では、eq. (14) に基づいて計算される吸着速度が実際よりも大きいため、数値解析では実験よりも速やかに充填層内の温度が上昇する結果となった。

以上の結果から、本研究で提案した解析モデルは吸着時の T の経時変化の傾向を評価するうえで妥当な解析モデルであることがわかった。

4.2 最高温度の推算

蓄熱層の性能を設計時に決定する際に、取り出し可能な最高温度の推算は重要である。Figure 3 より、本研究における検討の温度の範囲では、湿り空気およびゼオライト粒子の最高温度差は 10 °C 程度であったことから、充填層中の湿り空気およびゼオライト粒子の平均的な最高温度を対象とするモデルで最高温度の推算を試みた。

Figure 4 に充填層中の測定温度の平均値 T_{ave} の経時変化を示す。 T_{ave} は Fig. 3 に示した充填層中の 3 点において測定された温度の算術平

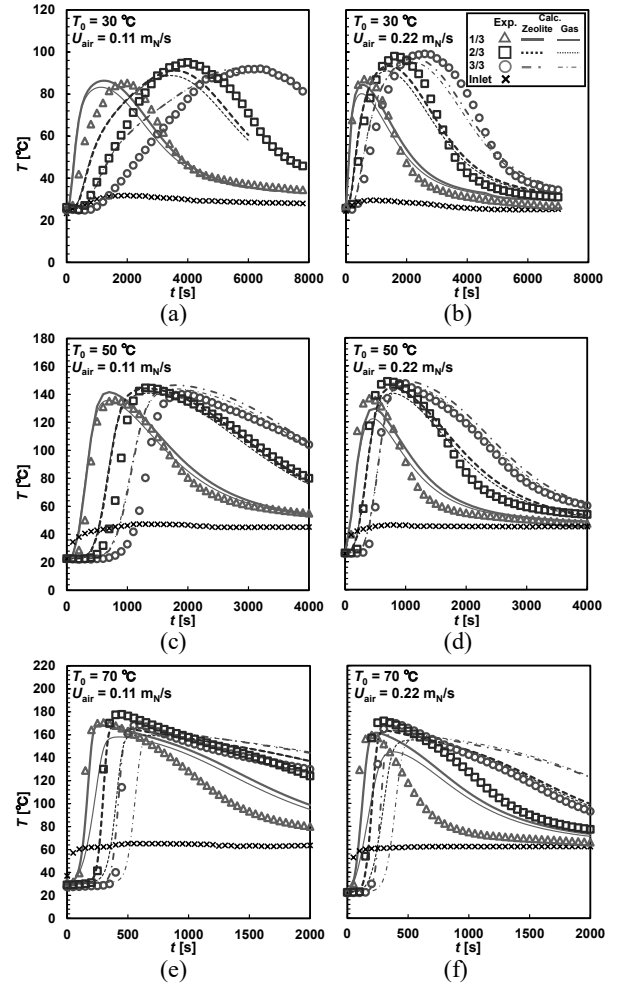


Fig. 3 Time variation of temperature in column

Table 1 Physical properties used in calculation

ε [m ³ /m ³]	0.4
d_p [m]	4.0×10^{-3}
$d_{p,\text{macro}}$ [m]	3.5×10^{-7}
$d_{p,\text{micro}}$ [m]	9.0×10^{-10}
L [m]	0.2
L_e [m]	0.06
M_v [kg/mol]	1.8×10^{-2}
M_{air} [kg/mol]	2.9×10^{-2}
D_{micro} [m ² /s]	6.0×10^{-10}
ρ_p [kg/m ³]	2.478×10^3
λ_p [W/(m·K)]	8.0×10^{-2}
$\lambda_{\text{ins.}}$ [W/(m·K)]	8.0×10^{-2}
$\delta_{\text{ins.}}$ [m]	2.0×10^{-2}
V_{air} [cm ³]	20.1
V_v [cm ³]	12.7
c_r [J/(kg·K)]	4.6×10^2
Δt [s]	1.0×10^{-3}
Δz [m]	4.0×10^{-3}

均である。Figure 4 には $T_{\text{ave.}}$ の最大値 T_{max} , T_{max} の発生時間を併せて示した。Figure 4 より, T_{max} は U_{air} よりも T_0 に大きく依存する傾向があることから, 本実験条件ではゼオライト粒子と湿り空気間の熱伝達よりもゼオライト上への水蒸気の吸着速度が T_{max} へ影響を与えていると考えられる。

充填層中のゼオライトと湿り空気の温度が等しいと仮定した場合, 以下のような熱収支および吸着平衡関係の Eq. (20) から T_{max} を推算可能である。

$$\begin{aligned} & \left\{ m_p (c_p + x_0 c_w) + m_g (c_{\text{air}} + H_{\text{in}} c_v) \right\} \frac{T_{\text{max}} - T_{\text{atm}}}{\Delta t} \\ &= (c_{\text{air}} + H_{\text{in}} c_v) \rho_{\text{air}} F_{\text{air}} (T_{\text{in}} - T_{\text{max}}) \\ & \quad + \frac{m_p (x_{\text{max}} - x_0) \Delta H_{\text{ads.}}}{\Delta t} \quad (20) \end{aligned}$$

Eq. (20) の左辺は充填層中のゼオライト粒子および湿り空気の温度上昇分, 右辺第一項および第二項はそれぞれ湿り空気の持込む顕熱および吸着による発熱である。ここで, m_p および m_a は充填層中のゼオライトおよび湿り空気の質量で, 充填層容器の体積 V_r を用いてそれぞれ Eqs. (21) and (22) で与えられる。

$$m_a = \rho_g \varepsilon V_r \quad (21)$$

$$m_p = \rho_p (1 - \varepsilon) V_r \quad (22)$$

Eq. (20) は, 吸着熱によって, 充填層中の温度が $T_{\text{atm.}}$ から T_{max} まで上昇する状態を表している。ここで, Δt は湿り空気として供給される水蒸気量と吸着速度の関係から, Eq. (23) で与えた。

$$\Delta t = \frac{m_p (x_{\text{max}} - x_0)}{H_{\text{in}} \rho_{\text{air}} F_{\text{air}}} \quad (23)$$

Eq. (23) を Eq. (20) へ代入して x_{max} について解くと次式が得られる。

$$\begin{aligned} & x_{\text{max}} = x_0 \\ & + \frac{\left\{ m_p (C_p + x_0 C_w) + m_g (C_{\text{air}} + H_{\text{in}} C_v) \right\} (T_{\text{max}} - T_{\text{atm}}) H_{\text{in}} \rho_{\text{air}}}{m_p \{ (C_a + H_{\text{in}} C_v) (T_{\text{in}} - T_{\text{max}}) + H_{\text{in}} \rho_{\text{air}} \Delta H_{\text{ads.}} \}} \quad (24) \end{aligned}$$

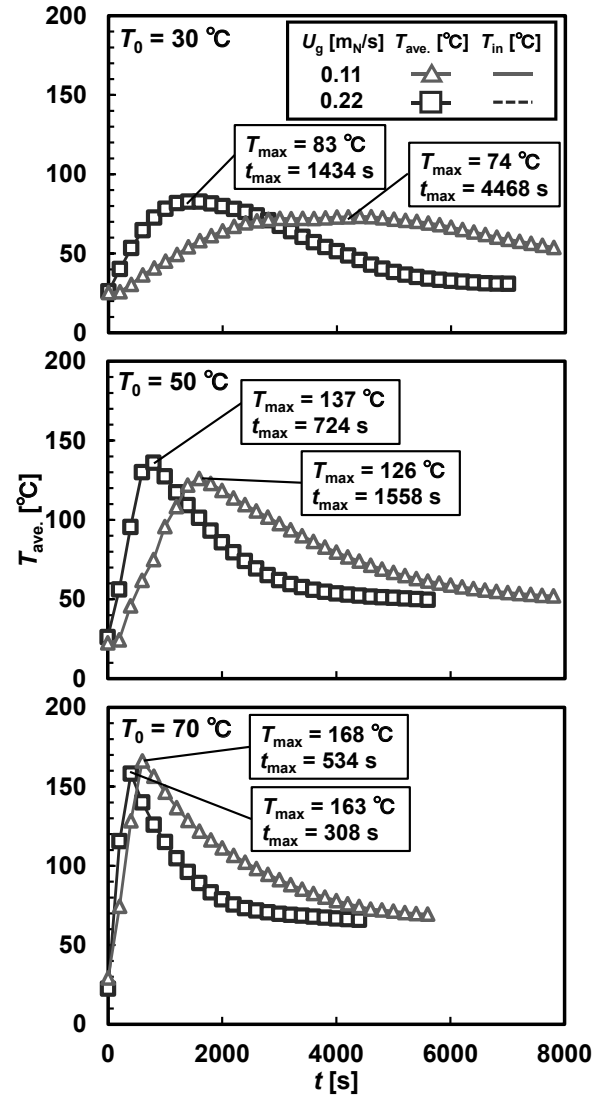


Fig. 4 Time variation of temperature averaged on column

Table 2 Parameters for the each case used to estimate the maximum temperature

T_0 [°C]	30		50		70	
U_{air} [mN/s]	0.11	0.22	0.11	0.22	0.11	0.22
ε [m ³ /m ³]	0.47	0.47	0.47	0.48	0.46	0.45
T_{atm} [°C]	25	26	23	26	29	22
T_{in} [°C]	30	29	47	44	63	60

x T 平面上での Eqs. (19) and (24) の交点が求める T_{max} および x_{max} となる。Figure 5 に $U_{\text{air}} = 0.11$ mN/s の条件で, T_{in} における吸着平衡関係, 数値解析による $x_{\text{ave.}}$ と $T_{\text{ave.}}$ の関係および熱収支式による x と T の関係を示す。また, Table 2 および Table 3 に各条件および共

通のパラメータをそれぞれ示す。Table 2 の ε , T_{atm} および T_{in} はそれぞれ各条件における実験時の実測値である。Figure 5 によれば、高温の飽和湿り空気を流通した場合、 T が T_{max} に達した後の x および T の経時変化は T_{in} における平衡関係を保っている。これは、高温の条件では湿り空気中の水蒸気量が多いため、水蒸気の吸着前後で平衡関係がほぼ変わらないためである。

Table 4 に各条件の T_{max} についての実験値と推算値を示す。 U_{air} によらず、 T_0 が高温の条件ほど推算値は実験値に近い結果となった。

以上の結果から、 T_0 が高温の場合には供給する飽和湿り空気の条件における吸着平衡と充填層の熱収支を用いて T_{max} を推算できることが示された。

5. 結 言

13X ゼオライト粒子の充填層に対して、複数の温度に調節した飽和湿り空気を異なる 2 つの空塔速度で供給した場合の充填層内の温度経時変化を実験および数値解析により検討した。その結果、70 °C まで加熱した飽和湿り空気を充填層に供給することで最高温度が 150 °C 以上の水蒸気が得られた。また、水蒸気の最高温度は湿り空気の空塔速度よりも温度に大きく依存したことから、ゼオライトと湿り空気間の熱伝達が水蒸気の最高温度に与える影響は小さいことがわかった。これにより、ゼオライト粒子と湿り空気の温度が等しいという仮定の下で、熱収支と吸着平衡の関係から水蒸気の最高温度を推算した。その結果、高温の飽和湿り空気を用いた場合は熱収支と吸着平衡の関係から発生する水蒸気の最高温度を推算可能であることを示した。

謝 辞

本研究の一部は、JSPS 科研費 JP18H03856 の助成を受けたものです。

Table 3 Common parameters
used to estimate the maximum temperature

m_p [kg]	0.109
c_p [kJ/kg·K]	0.80
c_a [kJ/kg·K]	1.02
c_g [kJ/kg·K]	1.07
c_v [kJ/kg·K]	1.96
ΔH [kJ/kg]	3600
x_0 [kg/kg]	0.07

Table 4 Maximum temperature
estimated and obtained experimentally

T_0 [°C]	30		50		70	
U_{air} [mN/s]	0.11	0.22	0.11	0.22	0.11	0.22
Experiment	74	83	136	137	168	163
Estimation	152	151	163	163	171	170

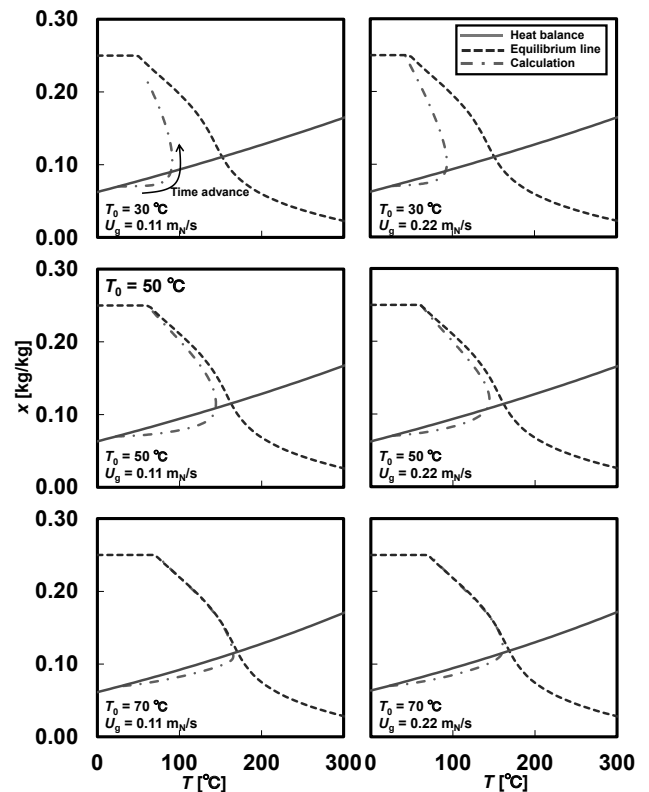


Fig. 5 Relationship between the mass of adsorbed water and temperature during adsorption

References

- 1) Japan Machinery Federation, Survey on New Business Development by Use of Energy-saving Technologies - Report on Special Committee on

- Surve of Buisiness Opportunities by Re-evaluation of Possessed Technologies (II), 2007, pp. 12-13. (in Japanese)
- 2) Takahashi, K., Higashi, Y., Tagashira, S. and Murakami, Y., Development of Thermal Energy Transport Systems Used on Direct Contact Latent Thermal Energy Storage Technology, Kobe Steel Engineering Reports, 2006, **56**(2), pp. 10-14. (in Japanese)
 - 3) Bird, R. B., Stewart, E. S. and Lightfoot, E. N., Transport phenomena 2nd edition, 2007, John, Wiley & Sons Inc., New York, pp. 191.
 - 4) Fuller, E. N., Schettler, P. D. and Giddings, J. C., A new method for prediction of binary gas-phase diffusion coefficients, 1966, **58**(5), pp. 19-27.
 - 5) Ranz, M. and Marshall, W. R., Evaporation from drops part I, Chem. Eng. Progr., **48**(3), 1952, pp. 141-146.
 - 6) Kunii, D., Suzuki, M. and Ono, N., Heat transfer from wall surface to packed beds at high Reynolds number, 1968, J. of Chem. Eng. of Japan, **1**(1), pp. 21-26.
 - 7) Gorbach, A., Stegmaier, M. and Eigenberger, G., Measurement and Modeling of Water Vapor Adsorption on Zeolite 4A – Equilibria and Kinetics, 2004, **10**, pp. 29-26.
 - 8) Oktariani, E., Tahara, K., Nakashima, K., Noda, A., Xue, B., Wjiyanta, A. T., Nakaso, K. and Fukai, J., Experimental Investigation on the Adsorption Process for Steam Generation Using a Zeolite-Water System, J. of Chem. Eng. of Japan, 2012, **45**(5), pp. 355-362.

Performance of Heat Generation for the Heat Pump of Direct Heat Exchanging Method Using Humid Air

Shuji HIRONAKA^{*†}, Motofumi HANAKI^{*††}, Agung Tri Wijayanta^{**} and Jun FUKAI^{*}

^{*}Department of Chemical Engineering, Graduate School of Engineering, Kyushu University
(744 Motoooka, Nishi-ku, Fukuoka, 819-0395, Japan)

^{**}Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Sebelas Maret University
(Jl. Ir. Sutami 36A Kentingan Surakarta 57126, Indonesia)

Summary

The generation of steam with high temperate was investigated when saturated humid air is flowed into the adsorption heat pump used the packed bed with 13X zeolite. As a result of experiments to measure temperature of generated steam, its maximum value was over 150 °C when humid air was preheated to 70 °C. Since the maximum temperature of steam was not drastically affected by superficial velocity of humid air, it was presented that the maximum temperature does not depend on the heat transfer between humid air and zeolite under experimental conditions in this study. Hence, the maximum temperature of steam was estimated by the relationship between the adsorption equilibrium and heat balance under the assumption that both of temperature in gas and zeolite are equal. As a result, it was revealed that the maximum temperature was possible to be estimated by this method under the condition that the temperature of humid air is high.

Keywords: Adsorption, Heat pump, Zeolite, Humid air, Steam generation, Packed bed