

高圧型アンモニア／活性炭系吸着式ヒートポンプに適用する吸着器の開発 Development of the adsorber in the ammonia and AC combination adsorption heat pump

渡辺 藤雄[†], 架谷 昌信^{††}, 小林 敬幸^{†††}
Fujio Watanabe[†], Masanobu HASATANI^{††}, Noriyuki KOBAYASHI^{†††}

Abstract The adsorption heat pump system is considered to be one of the leading technologies for utilizing low temperature thermal energy, because it can generate cold heat energy at around 283 K for air conditioning without any mechanical power by utilizing low temperature heat as the regeneration heat source of an adsorbent. Many theoretical and experimental studies have already been conducted with the objective of enhancing the cold-heat output of the adsorption heat pump system. However, there are still some problems in the practical use of the adsorption heat pump system. The most serious problem is that the small cold heat output per unit volume of the adsorption heat pump, and its reasons were the bad vapor diffusion and heat transfer in the adsorption layer. For increasing the cold heat output, we have considered ammonia / SAC combination adsorption heat pump from the viewpoint of the promoting the vapor diffusion. We modeled in the heat transmission and the vapor diffusion of the adsorption layer, and estimated them. The result indicated that ammonia heat pump has the very good vapor diffusion, and the only heat transmission is rate-controlling step in the ammonia adsorption heat pump.

1. 緒言

近年、地球温暖化などの環境問題から省エネルギー技術の革新が強く求められており、低温排熱を動力源とする吸着式冷凍機は環境にやさしい冷凍機として注目されている¹⁾²⁾。一般的に冷媒には、蒸発潜熱が大きいことや環境に優しいことを理由に主として水が用いられている。現在、市販されている吸着式冷凍機はその躯体体積が大きいことから、民生への普及にまでは至っていない。その原因は冷凍機全体の8割を占める吸着器の大型化にあると言われており、小型化を目的とした研究が行われている。ここで、大型化の要因は(課題 1) 吸着剤粒子により形成される充填層内の熱伝導性の低さから、吸/脱着熱の除去及び供給が遅いこと、及び(課題 2) 充填層内への冷媒蒸気の拡散性が低いことにあることが知られてい

る。(課題 1)を解決するために、熱交換器のフィンの隙間に吸着剤を充填する方式の吸着器が研究されており、層内伝熱性の課題を改善することによる小型化が進んできた³⁾。しかし、伝熱性の改善のためにより伝熱性に優れた熱交換器を用いる場合、フィンピッチが小さくなり吸着剤の粒子径に近づくほど、熱交換器に粒子を充填する際の充填率が低下するという新たな課題が生ずる。よって、フィンピッチの小さい高性能な熱交換器を採用し、且つ充填率を低下させないためには、より小さな粒子を用いる必要がある。このとき、冷媒の吸着材粒子充填層内への透過係数 κ は、Blake-Cozeny 式により以下の式で示される。

$$\kappa = \frac{1}{150} \frac{\varepsilon^3}{(1-\varepsilon)^2} d_p^2 \quad (1)$$

透過係数 κ は吸着材の充填率 ε と粒子径 d_p に依存する値であるため、粒子径を小さくし充填率を向上させると蒸気拡散性が低下する(課題 2)。山本ら⁵⁾によると、シリカゲル充填層内の水蒸気の拡散において $d_p < 500 \mu\text{m}$ の条件では、

[†] 愛知工業大学 総合技術研究所 (豊田市)

^{††} 愛知工業大学工学部機械学科 (豊田市)

^{†††} 名古屋大学 エコとピア科学研究所 (名古屋市)

充填層厚みに比例して性能が低下し、水を冷媒に用いた際には充填率と蒸気拡散性がトレードオフの関係となることが報告されている。これは、空調温度での水の蒸気密度が低いことに起因する蒸気拡散性の低さによるものであり、吸着層内拡散現象を表す式

$$\frac{\varepsilon\mu\rho_0}{\kappa} \frac{\partial\rho}{\partial t} = \nabla^2\rho^2 \quad (2)$$

(κ : 透過率、 μ : 粘度、 ρ_0 : 単位圧力当たりの蒸気密度、 ε : 充填率、 t : 時間)

が蒸気密度 ρ の 2 乗の勾配で変化する式である⁴⁾ことから説明される。ここで、数種類の活性炭(KOH 賦活性炭)について平均粒子径を揃えて、容積 50cc のメスシリンダーにより充填密度を測定した結果を表 1 に示す。また、それぞれの活性炭の全細孔容積 $V_{\text{Total}}[\text{ml/g}]$ 、真密度 $\rho_s[\text{kg/m}^3]$ 及び見かけ密度 $\rho_p[\text{kg/m}^3]$ の値を表 2 に示した。各活性炭の真密度はほとんど変わらないのに対して、見かけ密度は大きく異なる活性炭である。どの活性炭においても充填密度は平均粒子径の減少に伴い向上していく。これは、メスシリンダー一壁面の影響の減少及び、活性炭粒子表面の立体的なひずみが、 d_p の減少に伴って粒子形状が均一化されるためである。

図 1 に吸着器熱交換器モデルの概念図を示す。図 1(a)は現在市販されている吸着式冷凍機において採用されている充填方式であり、シリカゲル粒子(100 ~ 800 μm 程度)が熱交換器のフィン間の空隙に充填された構造となっている。図 2(b)は、上述の蒸気拡散性の課題を解決するために、微小粒子 (10 μm 以下) をバインダーと共に熱交換器のフィン表面に塗布する方式で、小さな粒子径の採用による充填率の向上と拡散距離の低減による拡散速度の向上により吸着速度が大幅に向上することが報告されている⁹⁾。図 1(c)は、微小粒子 (10 μm 以下) をバインダーと共にフィン間隙に固着させてしまう方式である。充填率の向上が期待できる半面、冷媒に水を用いた際には固着層への冷媒の拡散が律速になることが予想されるが、冷媒の拡散が可能となれば最も高い性能が期待できる。今後、現在以上の性能を達成していくには吸着剤の高い充填率と高い蒸気の拡散性を同時に達成することが必要となる。本研究では、吸着式冷凍機の更なる小型化の可能性の追求を目的として、常温付近で蒸気だが、蒸発潜熱が高く環境負荷が小さな自然冷媒の中からアンモニアを作動媒体とした吸着式冷凍器の吸着器の設計についての基礎検討を実験や数値解析を用いて行うことにより、性能向上の可能性を検討した。具体的には、アンモニアを作動媒体とする吸着式冷凍

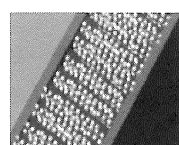
機における常温雰囲気下での冷熱生成のために、高圧雰囲気下でのアンモニアの吸着特性の把握を行った。また、アンモニアの吸着特性の基礎的データを基にした、アンモニア吸着式冷凍器の吸着器における吸着速度の基礎性能の予測評価を数値解析により行い、水蒸気系の吸着器の吸着速度と比較した。

表 1 各種活性炭の充填密度と粒子径の関係

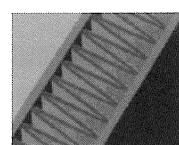
d_p [μm]	AC0 [kg/m^3]	AC1 [kg/m^3]	AC2 [kg/m^3]	AC3 [kg/m^3]
110	230	396	433	-
190	198	344	380	460
300	175	308	339	417
390	154	270	312	363
460	142	249	282	-
550	134	235	258	-

表 2 各種活性炭の物性値

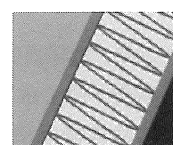
Sample	ρ_s [kg/m^3]	V_{total} [ml/g]	ρ_p [kg/m^3]
AC0	1890	2.26	358
AC1	1770	1.25	550
AC2	1880	1.18	583
AC3	1920	1.02	646



(a) 充填タイプ



(b) 塗布タイプ



(c) 固着タイプ

図 1 吸着器熱交換器モデル

2. 吸着材の選定と物性評価

アンモニア系吸着ヒートポンプの開発に当たり、まず作動媒体であるアンモニアに対して優れた吸着性能を有する吸着材の選定を行った。Liら⁷⁾は、種々の活性炭に対して、吸着温度 278 K (飽和蒸気圧: 516 kPa) における各種活性炭のアンモニア吸着特性を得ている。知見によると、スーパー活性炭(以下 SAC)が他の吸着材に比べて比表面積、細孔容積が非常に大きく、細孔が発達した活性炭であること

がわかり、高いアンモニア吸着性能を有する。そこで、本研究で検討する吸着材は SAC とした。本研究では 303 K 以上での吸・脱着を想定していることから、冷凍機の稼働温度条件における SAC のアンモニア吸着特性を明らかにすることを目的として、第一段階として吸着平衡の測定を行った。実験は図 2 に示す容量法を測定原理とする高圧自動吸着測定装置を使用し、平均粒子径が 350 μm の SAC について、吸着温度 T_{ads} (278, 303, 313 K) をパラメータとして機器の限界(740 kPa)まで実施した。

吸着温度 T_{ads} をパラメータとする吸着等温線を図 3 に示す。縦軸は吸着材重量当たりのアンモニア吸着量 q [kg/kg]、横軸は相対圧 ϕ [-] である。 T_{ads} が 303 K の吸着等温線は 308 K の等温線とほぼ一致している。これに対して 313 K の場合は、 ϕ が 0.15 程度までは 278 K の吸着等温線にほぼ一致しているが、相対圧が大きくなるに従い吸着量が小さくなる傾向が見られた。これらの異なる吸着温度の 2 点を用いて、Clausius - Clapeyron 式

$$\frac{d \ln P}{d(1/T)} = \frac{\Delta H}{nR} \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) \quad (3)$$

を用いてアンモニアの吸着熱 ΔH を算出すると、1028 kJ/kg となり蒸発潜熱の 1217 kJ/kg に比較して小さい値となった。

次に、吸着平衡に到達するまでの圧力の経時変化から定容法による吸着速度測定を行った。表 3 に測定条件を示す。ここで、吸着量の測定精度は、圧力計の精度(± 3.5 kPa) 及び全容積の測定精度(± 0.1 %)から、2.2 % (P_{∞} =158 kPa)、1.3 % (P_{∞} =258 kPa) 及び 1.0 % (P_{∞} =158 kPa) 程度であると考えられる。350 μm の活性炭について、平衡圧力をパラメータとして吸着速度を測定した結果を図 4 に示す。縦軸の q/q_{∞} は、任意の時刻における吸着量を平衡吸着量で除したものである(P_{∞} : 平衡圧力[kPa]、 q_{∞} : 量[kg/kg])。

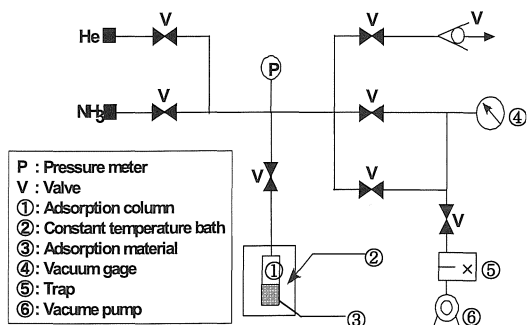


図 2 容量法測定装置

図 4 に示した吸着速度曲線と数値解析を用いてアンモニアの SAC 内表面拡散係数 D_s の決定を行った。具体的図 2 には、 D_s をパラメータとして、SAC 単一粒子内の物質移動式

$$\frac{\partial q}{\partial \theta} = D_c \left[\frac{\partial^2 q}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial q}{\partial r} \right] \quad (4)$$

$$\bar{q} = \frac{3}{r_c^3} \int_0^{r_c} r^2 q dr \quad (5)$$

を以下の 5 つの仮定に基いてフィッティングすることにより求めた。

仮定

- 1) SAC 内におけるアンモニアの物質移動は表面拡散が支配的である。
- 2) 拡散係数は吸着質濃度、粒子内位置に無関係に一定である。
- 3) 細孔壁での吸着速度は拡散速度に比較し十分に速く、粒子表面では吸着平衡が成立している。
- 4) 等温吸着である。
- 5) 吸着材粒子は球形である。
- 6) アンモニアと SAC の吸着平衡関係として、フロインドリッヒ型の吸着平衡である。

表 3 吸着速度の測定条件

平衡圧力[kPa]	158	258	358
導入圧力[kPa]	307	506	700
試料重量[kg]	1.01 × 10 ⁻⁴		
全容積[m ³]	7.4 × 10 ⁻⁵		

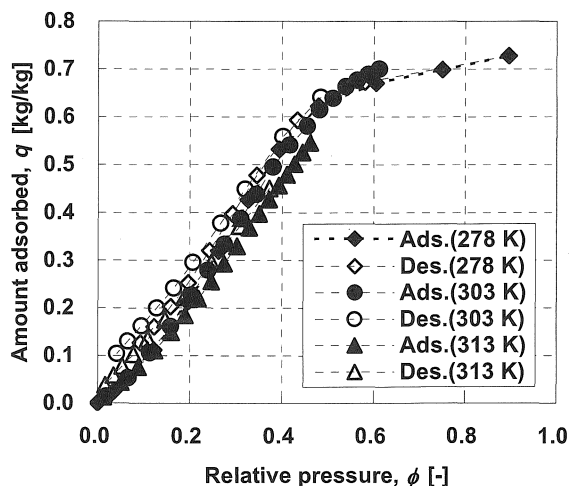


図 3 アンモニア/活性炭系吸着等温線

解析により算出された拡散係数 D_s は本検討範囲内では $1.1 \sim 3.0 \times 10^{-11} \text{ m}^2/\text{s}$ の範囲内にあることがわかった。この加圧系での値は、273 K 付近のアンモニアの SAC への拡散係数 ($1.0 \sim 1.2 \times 10^{-11} \text{ m}^2/\text{s}$)⁷⁾ や水系におけるシリカゲル (450 μm) への拡散係数 $1.2 \times 10^{-11} \text{ m}^2/\text{s}$ ⁸⁾ と比較すると同程度であり、単一粒子の表面拡散係数は高圧系においてもほぼ同等であることがわかった。

3. アンモニア吸着式冷凍機の性能予測

吸着器の設計にあたり、前述の吸着特性の測定結果ならびに Li ら⁹⁾ の円筒型フィンチューブモジュール (以下 FT モジュール) の手法を用いて、アンモニア系吸着式冷凍機の熱出力の理論予測および、熱・物質移動現象の解析を行った。本解析・実験で用いたモジュール構造を図 5 に示す。FT モジュールに用いるフィン付き熱交換器としては、耐圧性およびアンモニアに対する耐腐食性から、本図に示す寸法のフィン付 SPCC 製伝熱管 (フィンピッチ 2.8mm、フィン長さ 11.5mm、パイプ外径 19.0 mm) を選定し、1 フィンピッチ間を軸方向 (x 方向) に 5 分割、半径方向 (r 方向) に 5 分割したモデルを仮定した。この熱交換器は、窪田ら³⁾ により実証試験が行われている水蒸気系で最適化された FT モジュールとほぼ同様の構造となっている。この伝熱管のフィンピッチ間に SAC 吸着材を充填し、モジュールの周りをステンレスメッシュで巻くことにより SAC をフィンピッチ間に保持した構造を仮定した。上記した FT モジュールにおける物質移動については、アンモニアの蒸気密度差により生じる吸着材充填層内の間隙における蒸気透過 (1) 式と吸着材粒子内におけるアンモニアの物質移動・吸着が起こると考えられることから、この 2 項で表現される充填層内蒸気移動モデルを適用した。熱移動に関しては、伝熱管内部に熱交換流体を流通して伝熱管およびフィンにより熱の供給および除去を行っていることから、充填層内軸方向および半径方向の二次元熱伝導モデルを適用した。さらに、吸・脱着操作の熱・物質移動モデルを数値解析するにあたり、以下の仮定を設けた。

仮定

- 1) 吸着材は均一粒径の球形粒子が一樣に充填されている。
- 2) 粒子外表面は常に粒子温度における平衡に達している。
- 3) 粒子内における物質移動は表面拡散が支配的である。
- 4) モジュール外表面は断熱されている。

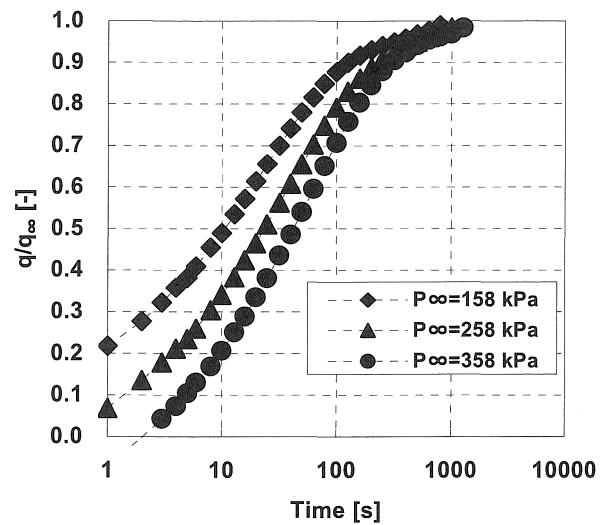


図 4 吸着量の経時変化

- 5) 充填された粒子と伝熱管壁面との伝熱抵抗は無視できる。
- 6) 吸着材保持のためのメッシュの拡散抵抗は無視できる。

以上の仮定に基づいた充填層内吸・脱着に伴う熱・物質移動の基礎方程式および境界条件は以下のように与えられる。

吸着材層内の熱収支式

$$(1 - \epsilon_B) C_p \rho_s \frac{\partial T}{\partial \theta}$$

$$= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_e r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(k_e \frac{\partial T}{\partial x} \right) + (1 - \epsilon_B) \rho_s \Delta H \frac{\partial \bar{q}}{\partial \theta} \quad (6)$$

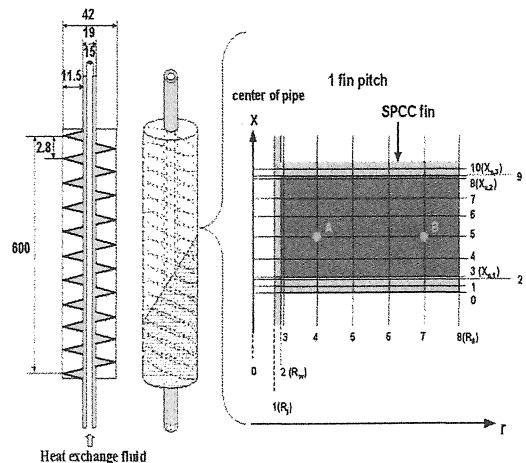


図 5 解析モデル

ε_b :空隙率[-] C_p :比熱[kJ/kg・K] k_c :吸着材熱伝導度[W/m・K]、 ρ_s :吸着材充填密度[kg/m³] T :吸着材温度[K] θ :時間[s]

$$Cp = Cp_s + \bar{q} Cp_w \quad (7)$$

Cp_s :吸着材比熱 [kJ/kg・K] Cp_w :冷媒比熱 [kJ/kg・K]

$$q = q(\phi)$$

伝熱管およびフィンの熱収支式

$$Cp_c \rho_c \frac{\partial T_c}{\partial \theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_c r \frac{\partial T_c}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(k_c \frac{\partial T_c}{\partial x} \right) \quad (8)$$

Cp_c :熱交換器比熱 [kJ/kg・K] k_c :熱伝導度[W/m・K]
 T_c :熱交換器温度 [K] ρ_c :熱交換器密度 [kg/m³]

熱交換流体の熱収支式

$$Cp_F \rho_F \frac{\partial T_F}{\partial \theta} + Cp_F \rho_F u_F \frac{\partial T_F}{\partial x} = \frac{4}{D} h [T_{F,R=R_1} - T_w] + k_f \left(\frac{\partial^2 T_F}{\partial x^2} \right) \quad (9)$$

Cp :熱交換流体比熱[kJ/kg・K] h :対流伝熱係数[W/m²・K]
 k_f :熱交換流体熱伝導度[W/m・K]
 ρ_f :熱交換流体密度[kg/m³] T_w :熱交換流体温度[K]

吸着材層内の物質収支式

$$\varepsilon_b \frac{\partial \rho_v}{\partial \theta} = \frac{\kappa}{\mu \rho_0} \left\{ \rho_v \left(\frac{\partial^2 \rho_v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \rho_v}{\partial r} \right) + \left(\frac{\partial \rho_v}{\partial r} \right)^2 \right\} - (1 - \varepsilon_b) \rho_s \frac{\partial \bar{q}}{\partial \theta} \quad (10)$$

μ :冷媒粘度[Pa・s] ρ_0 :単位圧力当たりの冷媒密度[kg/m³]
 ρ_v :冷媒密度[kg/m³]

吸着材粒子内の物質収支式

$$\frac{\partial q}{\partial \theta} = \frac{1}{r_A^2} \frac{\partial}{\partial r_A} \left(D_s r_A^2 \frac{\partial q}{\partial r_A} \right) \quad (11)$$

$$\bar{q} = \frac{3}{R_A^3} \int_0^{R_A} r_A^2 q dr_A \quad (12)$$

吸着平衡

$$q = q(\phi) \quad (13)$$

初期条件および境界条件

$$\theta = 0, 0 \leq r \leq R_0, 1 \leq x \leq X_{S,3} \\ T_w = T_c = T = T_0 \quad (14)$$

$$R_m \leq r \leq R_0, X_{S,1} \leq x \leq X_{S,2} \\ q = q_{\text{initial}} \quad (15)$$

モジュールの境界条件

$$x = 1, 0 \leq r \leq R_0 \\ \frac{\partial T_w}{\partial x} = \frac{\partial T_c}{\partial x} = 0 \quad (16)$$

$$x = X_{S,1}, X_{S,2}, R_m \leq r \leq R_0 \\ \frac{\partial \rho_v}{\partial x} = 0 \quad (17)$$

$$k_c \frac{\partial T_c}{\partial x} = \frac{\partial T}{(1/h_c)} = k_e \frac{\partial T_s}{\partial x} \quad (18)$$

$$r = R_1, 1 \leq x \leq X_{S,3} \\ h_w (T_c - T_w) = k_c \frac{\partial T_c}{\partial r} \quad (19)$$

$$r = R_m, X_{S,1} \leq x \leq X_{S,2} \\ \frac{\partial \rho_v}{\partial r} = 0 \quad (20)$$

$$k_c \frac{\partial T_c}{\partial r} = \frac{\partial T}{(1/h_c)} = k_e \frac{\partial T_s}{\partial r} \quad (21)$$

$$r = R_0, X_{S,1} \leq x \leq X_{S,2} \\ \rho_v = \rho_{v,\text{initial}} \quad (22)$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial r} = 0 \quad (23)$$

吸着材粒子の境界条件

$$r_A = 0$$

$$\frac{\partial q}{\partial r_A} = 0 \tag{24}$$

$$r_A = R_A$$

$$q = q(\phi) \tag{25}$$

2 節での測定結果を基に本検討で用いた各種物性値を比較のために検討した水/シリカゲル系吸着式冷凍機モデルの値と併せて表 4 に示す。ここで、充填密度 ϵ_B は実際の熱交換器に充填した際の値を用いた。

4. 結果及び考察

図 6 及び図 7 に図 5 におけるフィン内側の代表点 A(x,r)=(4,5)と、外側の代表点 B(x,r)=(7,5)における圧力及び温度の経時変化の解析結果を示す。水蒸気系では、初期圧力から、緩やかに上昇し 1500 秒の経過後も内部は平衡圧力には到達していない。また、約 120 秒経過後に内部で温度上昇が最大となり、その後は緩やかに減少している。また、1500 秒経過時点においても内部、外部共に、平衡温度には到達していない。アンモニア系では、初期圧力より瞬間的に平衡圧付近まで到達した後、フィン内側で 13 秒を経過するまでは圧力が減少し、その後フィンのどの部分においても平衡圧力まで上昇した。また、約 12 秒後に急激な温度の最大値をとった後、緩やかに減少し、約 1000 秒経過時点ですべての温度が平衡温度に到達した。アンモニア系で、温度の上昇の最大値が大きいのは、今回の検討条

表 4 物性値の比較

	アンモニア	水/シリカゲル
	/SAC	ル
平均粒子径 d_p [μm]	350	350
表面拡散係数 D_s [m^2/s]	$1.9 \cdot 10^{-11}$	$1.2 \cdot 10^{-11}$
透過率 κ [m^2]	$1.4 \cdot 10^{-11}$	$8.2 \cdot 10^{-12}$
充填密度 ρ_s [kg/m^3]	237	482
空隙率 ϵ_B [-]	0.62	0.57
熱伝導度 k_c [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$]	0.30	0.14
比熱 C_p [$\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$]	1045	920
吸着熱 ΔH [kJ/kg]	1017	2500
吸着温度 T_{ads} [K]	303	303
蒸発温度 T_{eva} [K]	288	288
脱着温度 T_{des} [K]	353	353

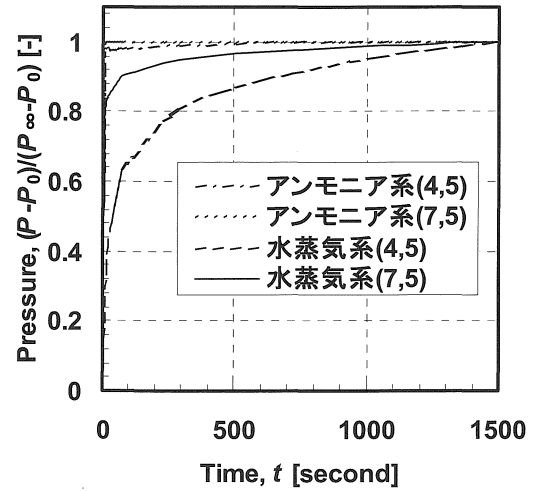


図 6 圧力の経時変化

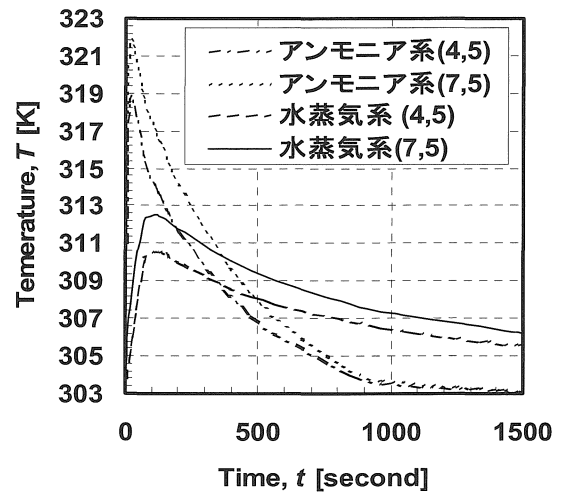


図 7 温度の経時変化

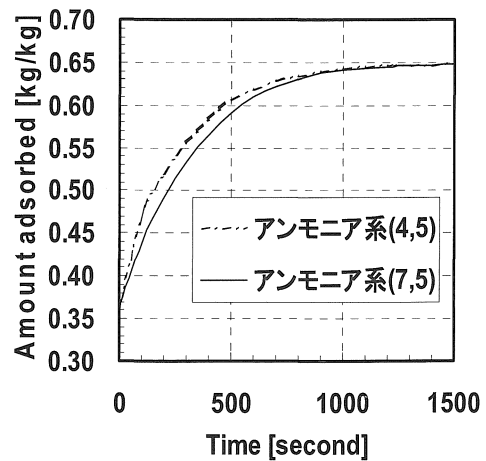


図 8 アンモニア/水系の吸着量変化

件における吸着量の違いによる寄与が大きい、最大値に到達する時間が早いのは、水蒸気系に比べてアンモニア系では蒸気の拡散が非常に速く、それに伴い吸着開始初期からフィン内部でも吸着が開始しているためである。また、図 6 においてアンモニア系での圧力が 13 秒程度まで減少しているのは、フィン内側のほうが外側に比べて除熱による温度の低下が早いためである。また、このときの蒸気密度はフィン内側と外側においてほとんど同じ値であった。これらの結果から、アンモニア系では冷媒の拡散が非常に速く、水蒸気系では蒸気拡散の影響があると知見のある $dp < 500 \mu\text{m}$ の粒子を用いても蒸気の拡散性がほとんど低下しないことが明らかとなった。

図 8 及び図 9 に吸着量の経時変化の解析結果を示す。1500 秒の経過時点で、アンモニア系ではフィン内部、外部ともに吸着平衡に到達しているのに対して、水蒸気系では吸着平衡に到達しておらず、緩やかに上昇している。また、アンモニア系ではフィン内部側の吸着速度が速いのに対して、水蒸気系ではフィン外部の吸着速度が速くなった。これは、図 6 及び図 7 の結果から水蒸気系では冷媒の蒸気拡散と吸着熱の除去の両方が吸着速度を支配しているのに対して、アンモニア系では吸着熱の除熱速度のみが、吸着速度を支配しているためであると考えられる。今回の検討では、水蒸気系の熱交換器をアンモニア系と同等の条件で比較したため、水蒸気系の吸着速度が非常に遅くなっている。そこで、水/シリカゲル系における最適化された銅製 FT モジュール(シリカゲル粒子径 $330 \mu\text{m}$)を採用した窪田らによる実証試験結果³⁾と、今回のアンモニア系の数値解析結果を吸着速度及び、吸着速度から冷熱出力を推算し比較した。その結果を表 5 に示す。ここで、水蒸気系の実証試験の冷熱出力が既報の値より高いのは熱交換器部分の体積を基準とした冷熱出力となっているためである。アンモニア系における吸着速度は、水系と比較すると 2 倍以上速いが、冷熱出力は水蒸気系と比較して小さくなっている。これは、表 4 に示したように SAC の熱交換器への充填密度がシリカゲルと比較して小さいこと、及びアンモニアの蒸発潜熱が水と比較して半分程度であるためである。また、SPCC と銅の熱伝導度の違いが 10 倍以上あるにも関わらず、ほぼ同一の構造で冷熱出力が 6 割程度の出力が出ているのは、蒸気拡散が非常に早いためであり、アンモニア系においても熱伝導性の高い材料を用いた際にはより高い性能が期待できると考えられる。しかしながら、アンモニアは熱伝導性の高い銅や銅合金に対する腐食性が高いことから、その他の腐食性が低く、熱伝導度の

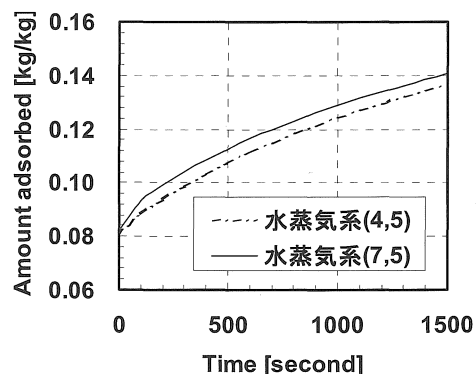


図 9 水/シリカゲル系の吸着量変化

高い熱交換器素材を検討する必要がある。また、今回検討したアンモニア系における吸着式冷凍機の熱交換器設計においては、市販されている円筒型 FT モジュールをそのまま流用する形では、水蒸気系の性能を大きく上回ることは困難であったが、水蒸気系で課題となっている吸着剤充填層内への冷媒の蒸気拡散が非常に速く、吸着熱の除熱速度により吸着速度が決まる特性を有していることから、今後は伝熱性の向上や、より小さな粒子を充填することによる高密度充填を検討し、それらが同時達成可能な熱交換器を考案していくことで、水蒸気系以上のコンパクト化の可能性があると考えられる。

表 5 アンモニア系と水系の冷熱出力

吸着時間 [sec]	100	200	300
アンモニア系数数解析 吸着速度 [kg/(kg·s)]	0.00158	0.00100	0.00077
水蒸気系実証試験 吸着速度 [kg/(kg·s)]	0.00045	0.00037	0.00030
アンモニア系数数解析 冷熱出力 [kW/m ³]	303	191	146
水蒸気系実証試験 冷熱出力 [kW/m ³]	356	292	237

5. 結言

吸着式冷凍機の更なる小型化を目的として、冷媒の蒸気拡散性に優れたアンモニア系吸着式冷凍機を提案し、常温雰囲気下での冷熱生成のための高圧雰囲気下でのアンモニアの吸着特性の把握を行った。また、アンモニアの吸着特性の基礎的データを基にした基礎的性能の予測評価を数値解析により行い、水系の吸着式冷凍機と比較した結果、

以下のことが明らかとなった。

- 1) アンモニアの SAC への吸着熱は、同温度における蒸発潜熱と比較して小さい
- 2) 常温域におけるアンモニアの SAC へ表面拡散係数は、273 K における既知の値と同程度である。
- 3) アンモニア系吸着式冷凍機においては、FT モジュールを用いた際に、冷媒の充填層内への拡散は非常に速やかであり、総合的な吸着速度は伝熱にのみ大きく支配される。

参考文献

- 1) 井上誠司, 井上哲, 小林敬幸, 自動車用吸着式冷凍機の小型吸着器仕様に関する研究, DENSO Technical Review, 11, pp.122-129 (2006)
- 2) 井上哲;三枝弘, 吸着式冷凍機の小型化の研究, DENSO Technical Review, 8(1), pp.14-19(2003)
- 3) M. Kubota, T. Ueda, R. Fujisawa, J. Kobayashi, F. Watanabe N.Kobayashi and M. Hasatani; Cooling output performance of a prototype adsorption heat pump with fin-type silica gel tube module, Applied thermal Engineering , IN PRESS (2007)
- 4) R.Byron Bird, Warren E. Stewart. And Edwin N. Lightfoot; TRANSPORT PHENOMENA, (1960), 150, TOPPAN PRINTING COMPANY, LTD
- 5) E. Yamamoto, K. Katsurayama, F. Watanabe, H. Matsuda, and M. Hasatani; Heat and Mass Transfer Characteristics in Adsorption of Water Vapor for Silica Gel Packed Bed Adsorber, Journal of Chemical Engineering, 33, pp.12-18(2000)
- 6) Y. Hirota, K. Ito, N. Kobayashi, M. Hasatani, T. Takewaki, K. Oshima and H. Kakiuchi; Dynamic analysis of the rate of adsorption and desorption on the new adsorption materials for adsorption heat pump, Proceeding of the Asian Pacific Confederation of Chemical Engineering, (2006)
- 7) J. Li, R. Fujisawa, F. Watanabe, M. Kubota, N. Kobayashi and M. Hasatani; Feasibility study of producing High Level Cold Heat Energy by a Carbon / Ammonia Adsorption Heat Pump, Journal of Chemical Engineering, 36, pp.540-547(2003)
- 8) NEDO 報告書、平成 15 年度成果報告書 エネルギー使用合理化技術戦略的開発 エネルギー有効利用基盤技術先導研究開発 超高性能活性炭およびこれを用いる超コンパクト・高性能AHPの研究開発
- 9) J. Li, M. Kubota, F. Watanabe, N. Kobayashi and M. Hasatani; Optimal Design of a Fin-type Silica Gel Tube Module in the Silica Gel/Water Adsorption Heat Pump, Journal of Chemical Engineering, 37, pp.551-557(2004)