

特集 吸着式冷凍機の小型化の研究*

Research into Miniaturization of Adsorption Refrigerators

井上 哲 三枝 弘

Satoshi INOUE Hiroshi MIEDA

If a good adsorbent is used, it is possible to improve the performance of adsorption refrigerators. However in this paper, it proposes a new system that can improve the performance even if the adsorbent of the same performance is used. The new system consists of multi-stage adsorber. Each adsorber has two heat exchangers. One is an adsorption heat exchanger filled up with adsorbents, and the other is an evaporator. The heat exchangers are connected with the series respectively, and the flow of fluid is a counter-flow type. We made the simulation of this system. Using this simulation, we showed that the system performance was calculated, and the system performs well.

Key words : Adsorption, Refrigerator, Miniaturization, Simulation

1. 序論

近年、我々は先進国でのエネルギー消費の増大による温暖化、酸性雨、石油の枯渇といった環境問題に直面しており、更に今後、発展途上国の経済成長によりこの問題に拍車がかかると考えられている。エネルギーはいろいろな形態で利用されるが、最終的にはすべて利用価値の低い100 以下の熱として地球環境へ棄てられている。この棄てられている熱を再度エネルギー源として利用できれば、エネルギー効率を向上させることが可能である。

我々はその一つ的手段として、低温の熱で駆動し冷熱を得られる吸着式冷凍機が有効であると考えた。吸着式冷凍機はシリカゲルやゼオライト等の吸着剤に冷媒（水、アルコール等）を吸着させ、冷媒の蒸発を促し、その気化熱を取り出して冷凍効果を得るものである。吸着式冷凍機の考え方は一般に知られているにもかかわらず、実用化に成功した例は少ない。ビル・工場用の一部で実用化されている程度である。その主な要因は体格が大きくなるということである。この課題に対し我々は吸着剤にシリカゲルを、冷媒に水を使った吸着式冷凍機において、新規システムにより吸着剤の水分吸着量を向上させることで、約20%の小型化の見込みを得た。

2. 吸着式冷凍機の課題

2.1 吸着式冷凍機の作動原理

吸着式冷凍機の作動原理をFig. 1で説明する。吸着器の基本構成は、Fig. 1に示すように吸着剤を詰めた熱交換器（吸着コア）と冷媒を蒸発・凝縮させる熱交換器（蒸発/凝縮コア）と冷媒である水、及びそれら

を大気から隔離する密閉容器からなっている。連続的に性能を出すためこの構成を2セット用いる。

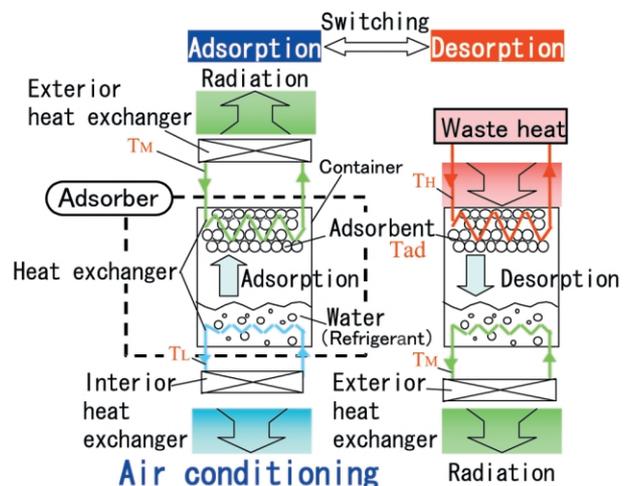


Fig. 1 Adsorption refrigerator

次に冷凍効果を生み出す作用について説明する。冷房性能を得る工程（Fig. 1 Adsorption）では吸着剤が水蒸気を吸着することで容器内が減圧し、冷媒である水が蒸発する。このときの蒸発潜熱により蒸発コア内を流れる熱交換流体を冷却し、室内熱交換器で冷房効果を得る。吸着剤は水分を吸着することにより発熱するため、吸着コアに外気等で冷やした熱交換流体（冷却水）を流して吸着熱を除去する。吸着剤の水分吸着量には限界があるので、別工程（Fig. 1 Desorption）で吸着コアに高温の熱交換流体（温水）を流して吸着剤を加熱し、吸着した水分を吐出させる。この水蒸気は凝縮コアにて冷却され復水される。この時凝縮コア

* 2003年2月14日 原稿受理

には外気等で冷やされた熱交換流体が流れている．連続冷房のために吸着器は常に一方が吸着状態で，もう一方が脱着状態である．

2.2 吸着式冷凍機の問題点

吸着式冷凍機の問題点を以下に示す冷房性能 Q の計算式より考察する．

$$Q = G \times C \times H_L / \tau \quad (1.1)$$

G : 吸着剤重量 C : 水分吸着率

H_L : 水の蒸発潜熱 τ : 吸着時間

式(1.1)より冷房性能 Q が吸着剤重量 G と水分吸着率 C に比例することから， Q が一定であれば， C が大きいときは G を小さく，すなわち小型化でき， C が小さいと G を大きく，すなわち大型化する必要がある． C は吸着剤の特性と作動条件により一義的に決まる値である．ここでは吸着剤をシリカゲルとして作動条件の影響を考察する．

吸着剤の特性である吸着剤の水分吸着率 C はFig. 2に示す吸着等温線(シリカゲル)で表される．横軸は相対湿度 ψ ，縦軸は吸着剤1g当たりの水分吸着量 C (g/g)を示す．相対湿度 ψ は吸着剤自身の温度 T_{ad} に対する飽和水蒸気圧 P_s と周りの水蒸気圧 P から以下の式により決まる値である．

$$\psi = P / P_s(T_{ad}) \quad (1.2)$$

吸着式冷凍機の使用外気温度(20 ~ 40)に対応する冷却水温度 T_M を25 ~ 45，廃熱温度 $T_H = 90$ ，冷房に必要な冷水温度 $T_L = 10$ と仮定する．ここで，吸着時は $T_{ad} = T_M$ 脱着時は $T_{ad} = T_H$ とする．冷却水温 $T_M = 30$ の時の相対湿度 ψ は，

$$\begin{aligned} \text{吸着時: } \psi &= 1.23\text{kPa} (T_L = 10) / 4.24\text{kPa} (T_M = 30) = 0.29 \\ \text{脱着時: } \psi &= 4.24\text{kPa} (T_M = 30) / 70.1\text{kPa} (T_H = 90) = 0.06 \end{aligned}$$

でFig. 2より水分吸着率差 $\Delta C = 0.12$ となる．

冷却水温度 T_M が上昇，すなわち外気温が上昇すると，吸着時の相対湿度 ψ は小さく，逆に脱着時の相対湿度 ψ は大きくなっていき， ΔC の差が小さくなる．これにともない C が減少するため，冷房性能 Q を維持するには吸着剤量 G を増加させる必要があり，その分装置が大型化する．そしてついに $T_M = 44.5$ となった時の相対湿度 ψ は

$$\begin{aligned} \text{吸着時: } \psi &= 1.23\text{kPa} (T_L = 10) / 9.34\text{kPa} (T_M = 44.5) = 0.132 \\ \text{脱着時: } \psi &= 9.34\text{kPa} (T_M = 44.5) / 70.1\text{kPa} (T_H = 90) = 0.133 \end{aligned}$$

との差が無くなり，Fig. 2の点Aに示すように $C = 0$ ，すなわちどんなに G を大きくしても冷房に必要な冷水温度 $T_L = 10$ を得ることはできず，必要な性能は得られないといった課題がある．

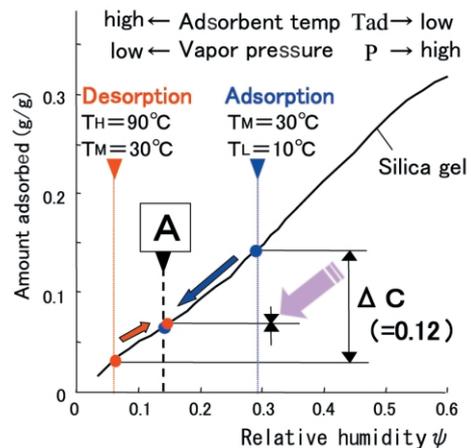


Fig. 2 Adsorption isotherm of water vapor

3. 新規多段吸着システムの考案

3.1 水分吸着量を増加させる考え方

水分吸着率 C を増加させるには，吸着時と脱着時の相対湿度 ψ の差を拡大する必要がある．そのためには吸着時の相対湿度 ψ を高湿度側(Fig. 2の右方向)へシフトさせるか，あるいは脱着時の相対湿度 ψ を低湿度側(Fig. 2の左方向)へシフトさせなければならない．すなわち，

吸着時：吸着剤温度 T_{ad} (T_M)を下げて P_s を下げるか，水蒸気圧 P を上げる．

脱着時：吸着剤温度 T_{ad} (T_H)を上げて P_s を上げる．

等の工夫が必要である．このうち脱着時の T_H を上げるには，温水温度を上げる必要があるが，本研究は100以下の廃熱利用を目的としているので，この方法は主旨に反する．よって，吸着時の相対湿度 ψ を高湿度側へシフトさせることにする．

我々はこの考えを実現できる多段吸着方式(Fig. 3)を考案した．それは複数の吸着器(Fig. 3では2台)を連結し，吸着時には吸着コア側の熱交換流体が室外熱交換器 低温側吸着コア 高温側吸着コア 室外熱交換器と流れ，蒸発コア側は室内熱交換器 高温側蒸発器 低温側蒸発器 室内熱交換器と流れる対向流方式である．着目すべき点は吸着コア出口の温度と蒸発コア出口の温度から決まる相対湿度 ψ であり，次の条件では以下の値になる．

条件：室外熱交換器入口45 / 出口35 ，室内熱交換器入口10 / 出口20

低温側の吸着器（低段）： $\psi = 1.23\text{kPa} (T_L = 10) / 7.83\text{kPa} (T_M = 40) = 0.17$

高温側の吸着器（高段）： $\psi = 1.7\text{kPa} (T_L = 15) / 9.58\text{kPa} (T_M = 45) = 0.18$

これを単段吸着方式の相対湿度

$= 1.23\text{kPa} (T_L = 10) / 9.58\text{kPa} (T_M = 45) = 0.13$

と比較すると、低段では吸着剤の温度が下がり、高段では蒸発温度が上がるため、両者ともFig. 4に示すように吸着時の相対湿度 ψ を高湿度側にシフトでき、 C を増加させることが可能である。

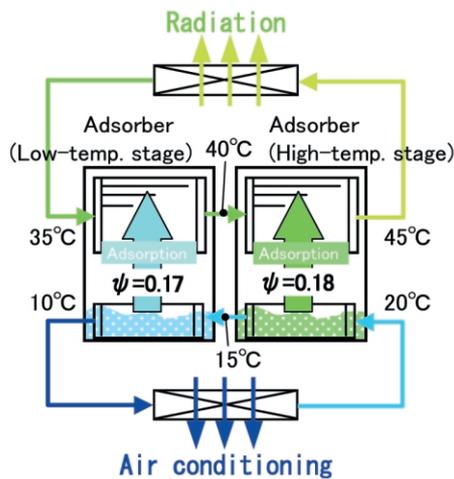


Fig. 3 Multi-stage adsorption system

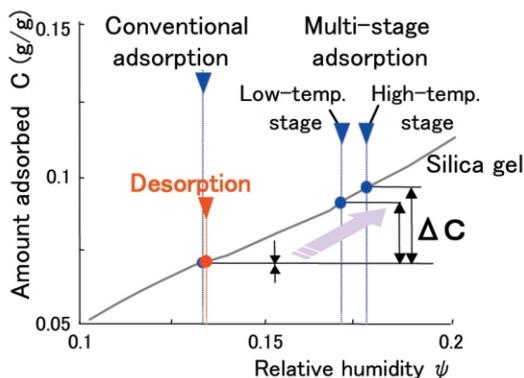


Fig. 4 ΔC of multi-stage adsorption system

3.2 多段吸着の性能予測

単段吸着及び多段吸着の性能をそれぞれシミュレーションにて解析し、多段吸着の優位性を検証する。

3.2.1 吸着器の解析モデル

性能解析をするにあたり、吸着器内の吸着・脱着は単位容積内では均一に進行し、熱・物質移動モデルが適用できるものとする。適用した吸着コアはFig. 5に示すようにコルゲートフィン及びチューブで構成される熱交換器にシリカゲルが均一に充てんされ、接着剤で固着した構造であり、チューブ内側を熱交換流体が流れ、シリカゲル層外表面は水蒸気圧雰囲気にある。また、蒸発凝縮コアはFig. 6に示すようにチューブで構成され、チューブ内側を熱交換流体が流れる。ここで、以下の仮定を設ける。

- (1) 熱交換流体は非圧縮性である。また、温度上昇による膨張は無視できる。
- (2) 吸着剤層とフィン・チューブの界面の伝熱抵抗は無視できる。
- (3) 吸着器内の空間は低圧であり、コア外表面からの熱損失は無視できる。
- (4) 熱物性値は一定とする。
- (5) 容器内の水及び水蒸気は圧力・温度が均一で分布はない。

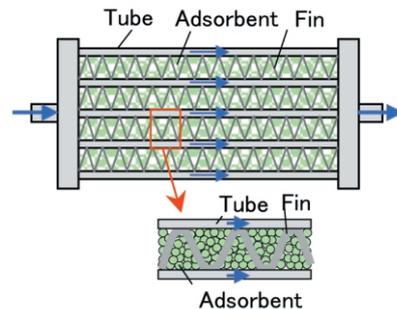


Fig. 5 Adsorption core

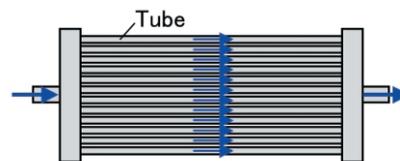


Fig. 6 Evaporation core

また、吸着現象のモデル化においては、吸着剤の平衡吸着量と積算吸着量との(2.1)の関係式から吸着速度を求め、吸着量分に水の吸着熱 H をかけたものを発熱量とした。(2.1)式に用いた総括物質移動係数 $kad^{2)}$ は、別途実験により求めた実験値を使用した。

$$\begin{aligned}
 V &= kad \cdot m (C^* - C) \quad C^* = f(\quad) \\
 C &= C' - V t \quad (2.1) \\
 V &: \text{吸着速度} \quad m: \text{吸着剤質量} \\
 C^* &: \text{平衡吸着量} \quad C: \text{積算吸着量}
 \end{aligned}$$

3.2.2 基礎式³⁾

吸着剤層の熱収支を表す式は、次の(2.2)式を用いた。

$$\begin{aligned}
 (1 - \epsilon) \rho \cdot \frac{T}{t} \\
 = -\frac{1}{x} \left(\frac{T}{x} \right) + \frac{1}{y} \left(\frac{T}{y} \right) + V \cdot H \quad (2.2)
 \end{aligned}$$

ϵ : 空隙率 C_p : 比熱 ρ : 密度
 k : 熱伝導率 H : 吸着熱

熱交換流体の熱収支を表す式は、次の(2.3)式を用いた。

$$\begin{aligned}
 C_p \cdot \left(\frac{T}{t} + u \frac{T}{t} + v \frac{T}{t} \right) \\
 = -\frac{1}{x} \left(\frac{T}{x} \right) + \frac{1}{y} \left(\frac{T}{y} \right) \quad (2.3)
 \end{aligned}$$

u, v : 流体の速度ベクトル

冷媒(水)の熱収支を表す式は次の(2.4)式を用いた。

$$\begin{aligned}
 C_p \cdot \frac{T}{t} \\
 = -\frac{1}{x} \left(\frac{T}{x} \right) + \frac{1}{y} \left(\frac{T}{y} \right) + V \cdot H_L \quad (2.4)
 \end{aligned}$$

3.2.3 サイクルの解析モデル

単段吸着の解析モデルをFig. 7に示す。2基の吸着器にて一方が吸着、もう一方が脱着状態にあり、一定時間(本研究では100s)で吸着・脱着を切り替えるものである。吸着側では吸着コアと室外熱交換器がつながり、熱交換流体が循環する。また蒸発コアと室内熱交換器がつながり、熱交換流体が循環する。脱着側では吸着コア入口より90°の熱交換流体が流入する。また凝縮コアと室外熱交換器がつながり、熱交換流体が循環する。室外熱交換器には吸着側の吸着コアと脱着側の凝縮コアを流れる熱交換流体が流入し、流量は両者の和である。

室外熱交換器と室内熱交換器の熱収支は、管内側に(2.3)式を、管外側に空気への放熱・空気からの吸熱を考慮した式を用いた。

多段吸着の解析モデルをFig. 8に示す。単段との相違点は、吸着器が多段であることと、熱交換流体の流

れを対向流に限定していることである。

両モデルともサイクル全体で吸着コア、蒸発凝縮コア、室内器、室外器それぞれの熱収支が釣り合うように繰り返し計算で解を求めた。

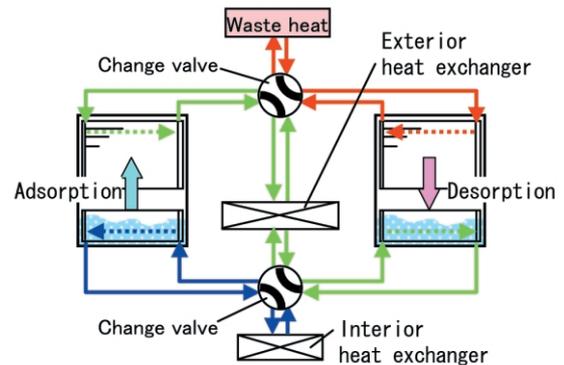


Fig. 7 Simulation model of conventional adsorption system

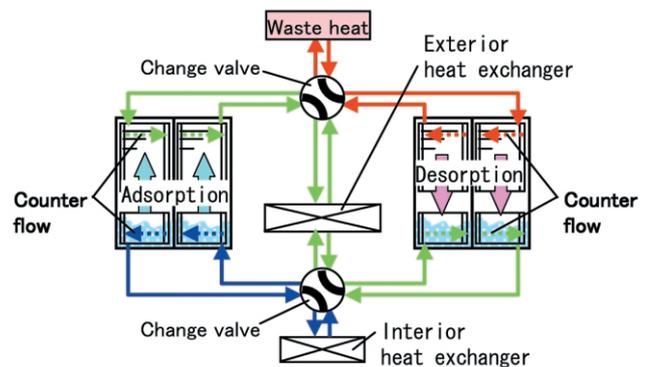


Fig. 8 Simulation model of multi-stage adsorption system

3.2.4 計算条件

熱交換器の仕様をTable 1に、計算条件をTable 2に示す。

3.2.5 解析結果と考察

Fig. 9は多段吸着方式の段数と冷房性能の関係である。段数の増加に伴ない冷房性能が向上するが、効果は徐々に減少し、4段以上でほぼ一定の性能を示す。これは多段化によるCの向上効果が小さくなるためである。よって段数は4段が適当と考えられる。

Fig. 10は単段吸着方式と4段吸着方式の冷房性能を比較したグラフである。4段吸着方式は単段吸着方式に対し22%性能が向上する結果であり、これに相当する吸着器の小型化が可能である。

Table 1 Specification of cores

	Tube				Fin	Adsorbent
	Number (-)	Length (mm)	Width (mm)	Pitch (mm)	Pitch (mm)	Weight (kg)
Adsorption core	152	202.0	10.0	7.0	1.0	1.0
Evaporation core (Condensation core)	118	202.0	32.0	1.7	-	-

Table 2 Simulation conditions

Air-conditioning conditions				
	Inlet air temp. (°C)	Relative humidity (%)	Air flow rate (m ³ /h)	Air velocity (m/s)
Inside	27	50	380	-
Outside	25~45	50	-	4.5

Flow rate of fluid (kg/h)		
	In the adsorption	In the desorption
Adsorption core	400	1000
Evaporation core (Condensation core)	250	600

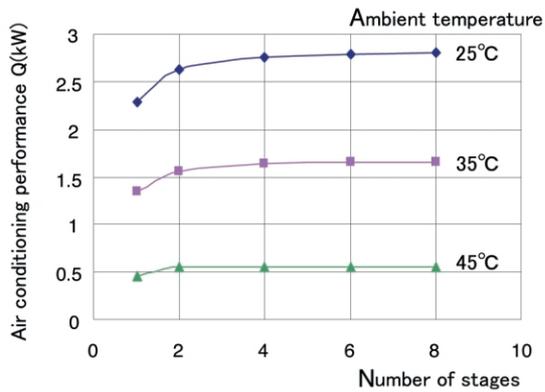


Fig. 9 Performance of each number of stages

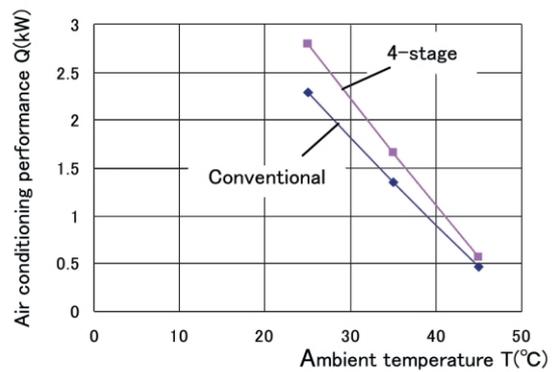


Fig. 10 Performance of multi-stage adsorption system

4. 結論

吸着剤の水分吸着率 C を増加させる多段吸着方式を考案し、約20%の吸着器小型化が可能であることをシミュレーションにて実証した。また、多段吸着の段数は4段が適当であることが予測できた。

<参考文献>

- 1) 吸着の科学 近藤精一ほか
- 2) 真船 利宏ほか 吸着器の性能予測シミュレーション 第37回日本伝熱シンポジウム発表
- 3) 伝熱工学 J.P.ホールマン著



< 著 者 >



井上 哲
(いのうえ さとし)
基礎研究所
吸着式冷凍機の開発に従事



三枝 弘
(みえた ひろし)
基礎研究所
吸着式冷凍機の開発に従事