垂直管内を流下する臭化リチウム水溶液膜中への水蒸気吸収*

清田正徳^{*1}, 森岡 斎^{*2}, 松山智洋^{*3}Steam Absorption into Aqueous Lithium Bromide Solution Films
Falling inside Vertical PipesMasanori KIYOTA^{*4}, Itsuki MORIOKA and Tomohiro MATSUYAMA^{**} Tokushima University, Dept. of Ecosystem Engineering,
Minami-Jyosanjima 2-1, Tokushima-shi, Tokushima, 770-8506 Japan

Realization of compact and efficient air-cooled absorber is the key technology for the small capacity absorption refrigerator for domestic use. Vertical pipe with absorbent flowing inside and air flowing outside is the best choice for the air-cooled absorber due to easy addition of fins to enhance heat transfer of the air side. In this paper, firstly the modeling of the absorption process in the vertical pipe for constant heat transfer coefficient on the outer surface is described. Then, experimental results are presented for pipes of inner diameters 8~26 mm, pressure of 5 and 6 mmHg and outer surface heat transfer coefficient of 2 000 and 3 300 W/(m²·K). It was found that for pipes with diameter of 13 mm or more, the absorption process is well estimated by the proposed model. The absorption with addition of surfactant is estimated by the pseudo turbulent method. The necessary heat transfer area of the air-cooled condition is about 3 times that for the water-cooled condition.

Key Words: Absorption Refrigeration, Heat Transfer Coefficient, Mass Transfer Coefficient, Mass Absorption Rate

1. 緒 言

夏季における空気調和の需要は地球温暖化に伴ってますます増加する傾向にある。空気調和の冷凍機として中心的な役割を担っているのは、電気駆動の空気調和である。これらは非常に完成度が高いが、その普及とともに夏季の電気の需要が増加し、電力不足が起きる状況にまでなりつつある。一方、電動の空気調和に対して、都市ガスを駆動源とする吸収冷凍機が主としてビル空気調和に使用されており、かなりな実績を上げているが、いっそうの高効率化と小形化が模索されている⁽¹⁾。しかしこれまで吸収冷凍機は大容量機が中心であり小容量化はあまり進んでいないと思われる。一般家庭用とするためには、空冷機のほうが適しているとされている。これは水そのものが不要であり、冷却水の配管が不要であるため据え付けが容易になるからである。吸収冷凍機において冷却が必要とされるのは、吸収器と凝縮器であるが、一般に吸収器の占める体積が大きくなる。空気側の熱抵抗が大きいため、吸

収器を空冷化するためにはフィンなどの伝熱促進のための加工の容易な管外表面を空気冷却し、管内に吸収液を流すのが適すると思われる。すなわち垂直管内で冷媒蒸気を吸収させる形状になる。これまでに、管内吸収に関してはいくつかの研究がある。大内ら⁽²⁾は内径8.73 mm長さ1 025 mmと内径14.8 mm長さ1 625 mmの単管による熱伝達率、物質伝達率を測定している。また河野ら⁽³⁾は内径13.7 mmの管8本で吸収器を構成し同様な実験を行っている。西山ら⁽⁴⁾は内径23.8 mm長さ1 mの平滑管および3種類の溝付管により活性剤を添加した吸収液を用いて吸収実験を行い、溝を付けることにより熱伝達は促進されるが物質伝達は低下すると結論している。また巖ら⁽⁵⁾は内径25 mm長さ1 mを用いて実験を行い、入口温度および冷却条件などの影響を調べている。しかしながら管内吸収における、管径の影響、活性剤の影響などについて十分に解明されているとはいえない。そこで本論文では、垂直管内を吸収液が流下する場合の水蒸気の吸収過程のモデル化と実験を行った。まず管内吸収の計算モデルについて述べる。その後、実験とモデル計算との比較検討を行う。さらに、擬乱流の考え方をを用いて活性剤を加えた場合の吸収の予測を行う。また管外表面の冷却熱伝達率、管長を広範囲に変化させ

* 原稿受付 2001年4月23日。

^{*1} 正員、徳島大学大学院(〒770-8506 徳島市南常三島町2-1)。^{*2} 正員、徳島大学工学部。^{*3} 徳島大学大学院。

E-mail: kiyota@me.tokushima-u.ac.jp

てその影響についてモデル計算により検討する。

おもな記号

- D : 拡散係数 m^2/s
 K : 熱伝導率 $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
 $\dot{m}$: 蒸気吸収量 $\text{g}/(\text{m}\cdot\text{s})$
 p : 圧力 Pa
 Re_f : 液膜レイノルズ数 $=4\Gamma/\mu$
 T : 温度 K
 α : 熱伝達率 $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
 β : 物質伝達率 m/s
 λ : 管摩擦係数
 ω : 水成分の質量分率

添字

bulk: 混合平均

sat: 飽和(平衡)状態

w : 冷却壁

2. モデル化

管内吸収過程を次のように考える。ある長さの管内を臭化リチウム水溶液が水蒸気を吸収しながら流下し、管外は一定の熱伝達率で冷却媒体により冷却されている。実機でも空気を管に直交流とするので、管軸方向の熱伝達率分布はほぼ一様とみなせる。液膜の流れは周方向に一様で、流量が小さく管径に対して膜厚は十分に小さいので、液膜については垂直平板を流下する場合と同じ扱いをするものとする⁽⁶⁾。液膜が蒸気流から受けるせん断力の速度分布への影響は小さく無視した。しかし、水蒸気側は、せん断のため、管長手方向にわずかながら圧力降下を起こす。蒸気の絶対圧が低く熱平衡の関係式への影響が大きいため、その影響を加味した。気液界面における境界条件⁽⁶⁾の一つである。液膜の平衡条件は

$$T=f(\omega, p) \quad (1)$$

と表される。吸収液が管外を流下する場合 p は一定値としてよいが、管内を流れる場合は p は変化する。管内を流れる水蒸気の流量 $\dot{M}$ は入口で最大で吸収により減少する。3章で示す実験のように下端で行止まりになっている場合、 $\dot{M}$ は下端で零になる。管径 d の管内を蒸気が速度 w で流れているとき、流路 dl における圧力降下 Δp は

$$\Delta p = \lambda \cdot (dl/d) \cdot (1/2 \cdot \rho w^2) \quad (2)$$

$$\lambda = 64/Re \quad (3)$$

$$Re = wd/\nu \quad (4)$$

$$\dot{M} = \rho w \cdot (\pi/4 \cdot d^2) \quad (5)$$

で表されるものとした。ここで ρ と ν はそれぞれ水

Fig. 1 Equilibrium equation of aqueous solution of LiBr

蒸気の密度と動粘性係数である。管摩擦係数 λ は層流の値を用いた。これらより求めた圧力と平衡条件式(1)を界面の境界条件として液膜側の温度と濃度を求めて吸収量を求める。入口蒸気流量すなわち管内の全蒸気吸収量はわかっていない。そこで、仮定した入口蒸気流量に対する出口の蒸気流量を求めて、これが零になるまで入口蒸気流量の修正を反復する。ここで臭化リチウム水溶液の平衡関係式は McNeely⁽⁷⁾ の論文で与えられるが、長く反復計算には適さないため次式で近似した。その関数形は Clausius-Clapeyron の式から得られる近似式⁽⁸⁾の定数部を濃度の一次式とした。

$$\log(p) = (-5196.973\omega - 2938.87)/T + 4.627799\omega + 23.07575 \quad (6)$$

図1はこの式で求めた点と McNeely の式で求めた値とを比較したものである。両者の一致はよく式(6)で十分近似できることがわかる。

3. 実験装置

2章で述べたモデルと同じ条件での吸収実験を行うための実験装置を図2に示す。これは供試管を設置する吸収器部を除いて、著者らの一連の装置⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾と基本的に同じである。吸収器部は、上部容器と下部容器からなっており、これに吸収伝熱管として垂直管①を3本まで取付けることができる。吸収管は上部容器の底板に板面から20mm程度突き出した状態で固定されている。吸収液である臭化リチウム水溶液はポンプ⑩で上部容器に送られ、吸収管の上端部からオーバーフローして管内面を流下するようになっている。伝熱管の外部にはアクリル製の環状流路②を設けてあり、ここ

1: Absorber pipe 2: Cooling water path 3: Connecting bar
4: Flash tank 5: Heater 6: Heat exchanger 7, 8, 13: Flow meter
9, 10, 12: Pump 11: Water bath 14, 15: Mixing chamber

Fig. 2 Experimental apparatus

に冷却水を流す。冷却水の除熱量は⑭⑮の混合室に設置した熱電対の示度の差から求めた温度差と冷却水の流量とから求めた。

実験を行ったパラメータの範囲を表1にまとめてある。液膜流量は、質量流量を管の周長で除して単位幅あたり流量 Γ とし、さらに無次元化して液膜レイノルズ数 Re_f により表してある。管外の熱伝達率は空冷では数 $100 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ と考えられるが、空気を直交流で長手方向に一樣に冷却すること、除熱量を正しく求めることなどに、実験上の困難があり冷却媒体は水とした。吸収伝熱管として用いたパイプはすべて銅製で肉厚は 1 mm である。管径を四とおりに変化させた。冷却水による冷却区間は 0.92 m である。冷却水の熱伝達率は $3300 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ と $2000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ とした。これは冷却水流を、乱流でかつ、ポンプ動力が過大にならない範囲でできるだけ大きく変化した結果である。その際冷却水の流量は流路の等価直径から Dittus-Boelters の式を用いて決めた⁽¹⁾。これ以外のパラメータは実機の条件を含んでできるだけ広範囲に変化するようにした。15 mm 以上の径の管については1本の管によるが、10 mm の管については3本を

Table 1 Experimental conditions

Absorbent		
Inlet concentration	59 mass%	
Inlet temperature	312K(39°C)	
Flow rate (in Re_f)	5 – 200	
Cooling water		
Inlet temperature	303K(30°C)	
Heat transfer coefficient	2000, 3300W/(m ² ·K)	
System pressure	800Pa(6mmHg), 667 Pa(5mmHg)	
Heat transfer pipe	OD 28 mm	ID 26 mm
Cooling water passage	OD 34 mm	ID 28 mm
Heat transfer pipe	OD19.05mm	ID 17.05mm
Cooling water passage	OD 24 mm	ID 19.05mm
Heat transfer pipe	OD 15 mm	ID 13 mm
Cooling water passage	OD 19 mm	ID 15 mm
Heat transfer pipe	OD 10 mm	ID 8 mm
Cooling water passage	OD 14 mm	ID 10 mm

設置して測定を行った。

4. 実験結果と考察

垂直管内に吸収液を流下させた場合の水蒸気吸収実験を表1の実験条件のもとで行った。目標値に対し濃度は $\pm 0.1\%$ 、温度は $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 、圧力は $\pm 10 \text{ Pa}$ の範囲内に設定した。水蒸気の吸収量、液膜側の熱伝達率および物質伝達率の3種類の値を求めた。これらの測定結果を図3にまとめて示す。図3の左列は水蒸気吸収量を中央列は熱伝達率を、右列は物質伝達率を示し、最上段より順に、管径が28, 19.05, 15 mm および 10 mm の場合の結果である。図3中の曲線は2章で示した数値計算モデルに基づいて計算した予測値である。

まず水蒸気の吸収量について見てみる。管径が異なると表面積が異なるため1本あたりの吸収量では直接比較することができない。そこで液膜の単位流路幅あたりの吸収量で示してある。入口温度は平衡温度に近く、上部容器での吸収は無視できる。管出口では温度が下がるが濃度も低下しており、また吸収熱が大きい。そのため、わずかの吸収で液温が上昇して吸収能力を失う。したがって冷却部以外の吸収は無視できる。どの管径においても圧力の違いによる蒸気吸収量の差ははっきりと出ることがわかる。しかしながら冷却水の流量を大きく変化させて熱伝達率を $2/3$ に減らしても蒸気吸収量への影響はわずかであることがわかる。667 Pa においては予測値と実験値は、10 mm の管を除いてよく一致すると考えてよいが管径が細くなると実験値がやや下回る傾向がある。10 mm においては、予測値をかなり下回る。800 Pa においてもほぼ同様な傾向が見られる。ただ実験値は Re_f が100付近ま

Fig. 3 Experimental results

では予測値とよく一致するがその後予測値よりも大きくなる傾向がある。以上のように蒸気吸収量で見るとおおよそ予測値と合うと考えられるが、管径が細くなるにつれて予測値よりも小さくなる傾向がある。非加熱状態では出口での流出は静かで一様だが、蒸気吸収を始めると、そうではなくなる。蒸気流に伴って液膜流のようすが変化して、摩擦係数が、層流の値よりも大きくなると考えたほうがよいのかもしれない。それと Re_f が 100 を超すと予測では吸収量が低下するはずなのにほぼ横ばいの傾向を示す。これはどの管で

もいえる傾向である。

次に流下液膜と伝熱管との間の熱伝達率の値について見てみる。この熱伝達率の定義としてはいくつか考えられるが、ここでは著者らがこれまで用いてきた次の定義⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾による。

$$q = \alpha \Delta T_{ave} \dots \dots \dots (7)$$

$$\Delta T_{ave} = (\Delta T_{in} - \Delta T_{out}) / \ln(\Delta T_{in} / \Delta T_{out}) \dots \dots \dots (8)$$

ΔT_{in} , ΔT_{out} は入口, 出口での次式で表す温度差

$$\Delta T = T_{sat}(\omega_{bulk}) - T_w \dots \dots \dots (9)$$

である。出口液温は受液部での微量の蒸気吸収により

変動し、意味のある整理ができない。一方、入口濃度は、密度が温度と濃度の関数として既知なので、これを利用して測定しており、出口濃度も流量と蒸気吸収量から確定する。つまり液温 T_{bulk} によらず液濃度 ω_{bulk} に対応する飽和温度により駆動温度差を決めた。予測値との比較では吸収量とほぼ同じことがいえ、28, 19.05 mm はやや実験値が上回り、10 mm では下回る。またその値は管径が 15 mm 以上ではほぼ $600 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ であり、10 mm ではおよそ $400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ である。10 mm での低下が大きいのは、蒸気の圧力降下が大きいためそれに対応する飽和温度も下がり駆動温度差が他の場合よりも小さくなるためである。管外熱伝達率を $2/3$ に減少させても液膜側の熱伝達率はほとんど影響を受けていない。これは実験からも計算からもいえることである。

次に物質伝達率について見てみる。物質伝達率は以下のように定義した。

$$\dot{m} = \rho \beta \Delta \omega_{\text{ave}} \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$\Delta \omega_{\text{ave}} = (\Delta \omega_{\text{in}} - \Delta \omega_{\text{out}}) / \ln(\Delta \omega_{\text{in}} / \Delta \omega_{\text{out}}) \quad \dots\dots\dots (11)$$

$\Delta \omega_{\text{in}}$, $\Delta \omega_{\text{out}}$ は入口, 出口での次式で表す濃度差

$$\Delta \omega = \omega_{\text{bulk}} - \omega_{\text{sat}}(T_{\text{cool}}) \quad \dots\dots\dots (12)$$

である。つまり混合平均濃度と冷却水温に対応する飽和濃度との差を駆動濃度差とした。28 mm と 19.05 mm の管においては予測と実験値とはよく一致していることがわかる。15 mm ではやや実験値が下回り、10 mm ではかなり下回ることがわかる。傾向は蒸気吸収量, 熱伝達率の場合とほぼ同様である。以上から 2 章で示したモデルにより管内を流下する場合の吸収過程を予測することができると考えてよい。問題点としては、管径をさらに細くするとどうなるかについては結論を出せない。今回の実験でも 15 mm 以上につ

いてはほぼ良好な一致をしているといえるが、10 mm の場合は予測値をかなり下回る結果になっている。式で予測される以上に圧力降下が生じて吸収量が低下したのか、溶液の分配が適正にできていないために生じたものなのかは現時点では不明である。

図 3 中の計算結果を求める際に得られる出口圧力をまとめたのが、図 4 である。入口圧力が 800 Pa と 667 Pa における圧力降下を管径ごとに示した。入口圧力が高いほうが吸収量が大きいのので圧力降下も大きくなる。800 Pa において 15 mm 以上の太さの管では圧力降下は約 30 Pa 程度で比較的小さい値にとどまっている。しかし 10 mm 管においてはその値は約 100 Pa であり、入口圧力の 15% に相当している。ところで管内の蒸気流速は 800 Pa, $Re_f=5$ において 65 m/s であるのに対して、液膜の表面速度は 0.039 m/s でしかない。したがって液膜の表面速度は無視して管摩擦係数を算出して圧力降下を求めた。

5. 冷却条件と管長の影響

提案したモデルを用いて管内吸収の予測が可能であることが示されたので、このモデルにより外側冷却条件と管長を変化させた場合の影響について検討する。

5.1 冷却条件の影響 管外の冷却の仕方を変化させた場合の影響について検討する。実験においては吸収液の入口濃度は 59%, 39°C としたが、実機で用いられている 63%, 55°C の入口条件を用いて計算する。管外表面を空気流により強制冷却をする場合、伝熱促進の目的で管にプレートフィンを設けて空気流と管壁の熱抵抗も含めた熱通過係数で $100 \sim 500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 程度になると考えられる。そこで伝熱管長さを実験とほぼ同じ 0.9 m として、冷却媒体と垂直管内壁との間の熱通過係数の値を空冷から水冷の場合まで大きく変化させて蒸気吸収量を求めた。ただし冷却媒体温度は 32°C とした。また垂直管の内径は 6~20 mm の範囲で 2 mm 間隔と 25 mm および 30 mm の管について計算を行った。その結果を図 5 に示す。どの管径においても熱伝達率が $4000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ でほぼ $20000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ の場合の 90% の吸収量を示すことがわかる。管径の影響を見ると、内径が 30 mm ではほとんど圧力降下の影響はなく、30 mm のときの 90% の吸収量を示すのが、内径 10 mm の管である。内径が 10 mm 以下の管では管外側の熱伝達率を増加させても圧力降下の影響が大きくなり、吸収量の増加は見込めないことがわかる。ところで実機においては界面活性剤を添加して運転されている。水平管の管外で吸収させる水平管形吸収器による西村ら⁽¹²⁾の実験によると、活性

Fig. 4 Calculated pressure drop in the pipes

Fig. 5 Effect of overall heat transfer coefficient between cooling medium and pipe inner surface on absorption rate

Fig. 6 Effect of overall heat transfer coefficient between cooling medium and pipe inner surface on absorption rate for pseudo-turbulent flow

剤を添加すると冷凍能力は無添加の場合の約2~2.2倍に増加するとしている。3章で述べた実験装置では蒸気を発生させる際に活性剤も蒸発しこれが蒸気中に混入することが予想されるため実験は行っていないが、モデル計算による検討を行う。鈴木は⁽¹³⁾はこの吸収促進を液膜内が疑似的な乱流状態になるとして説明している。そこで鈴木らの手法に従い、拡散係数および熱伝導率の値に疑似的な拡散項を付加した値を用いて計算する。

$$D' = (1 + \sigma_D)D \quad \text{..... (13)}$$

Fig. 7 Effect of pipe length on absorption

$$\lambda' = (1 + \sigma_r)\lambda \quad \text{..... (14)}$$

ここで σ_D , σ_r の値として鈴木ら⁽¹³⁾は、実験との比較により、0.8と5.5と求めている。これらを用いて計算した結果が図6である。管径が無大の場合で熱通過係数の値が20000 W/(m²·K)のときの吸収量は5.1 g/sで無添加の場合に比べて1.9倍に増加しており、妥当な値が得られる。管内径が30 mm以下の場合においてもほぼ同程度の吸収促進効果が生じている。吸収量が増加して蒸気流入量が増加すると圧力降下が増加するため吸収のための有効温度差が減少するはずであるが、それ以上に見掛けの熱伝導率が乱れのために増加するため吸収量が増加したと考えられる。蒸気吸収量は空冷の場合の熱伝達率として500 W/(m²·K)とすると蒸気吸収量は1.5 g/(m²·s)である。水冷機では熱伝達率は5000 W/(m²·K)程度になると考えられるので、吸収量は約4.2 g/(m²·s)となる。空冷では、これの35%程度に相当する。したがって空冷にすると約3倍の伝熱面積が必要となる。空気側の冷却をかなり促進する必要がある。フィン加工により1000 W/(m²·K)の値をもたせることは可能と思われる。

5.2 管長の影響 管の長さを長くすると表面積が増加するので吸収量は増加するはずであるが、蒸気流入量が増すので圧力降下も増加する。一方圧力降下には限界があるため、蒸気吸収量にも上限があるはずである。そこで管の長さを変えた場合の蒸気吸収量を図7に示す。管の長さの範囲は0.5~5 mである。図7より、内径が10 mmの場合2.5 m以上に長くしてもほとんど吸収量は増加しないことがわかる。内径が20, 30 mmにおいては5 mでもまだ吸収量は増加の傾向を示している。図7中の点線は活性剤を添加した

Fig. 8 Variation of pressure and concentration

場合の予想として、擬乱流とした場合の結果を示したものである。吸収量が増えなくなる管長が、活性剤を添加しない場合よりも短くなる傾向があり、10 mm 管では 2 m の長さでほぼ最大吸収量を示す。どちらの場合も管の長さを長くすると吸収量はある一定値になりそれ以上は増加しなくなることがわかる。

そこで各管径における最大吸収量を示す場合の状況を知るために管長を十分長くし 10 m とした場合の、管内の圧力と平均濃度の変化のようすを調べた。それが図 8 である。濃度は流入直後より急激に低下し一定値に収束してゆく。圧力も同様な経過をたどる。それ以上に管を長くしても吸収量が増えなくなる長さは管径が 10 mm では 4 m 付近、20 mm では 9 m 付近であるが、30 mm では 10 m でもわずかではあるが吸収が継続している。吸収がどの長さまで続くのかは吸収液の平衡圧力の経過を見ると理解できる。図 8 の点線は吸収液の平均濃度と平均温度に対応する平衡圧力である。入口は過熱状態なので実際の圧力よりも高い圧力を示す。その後冷却されて温度が下がるとともに、入口付近では濃度が高いため平衡圧力は下がるが、吸収が進むとともに高くなり、実際の圧力との圧力差がなくなるまで吸収は続くと解釈できる。管径によって圧力降下が異なるため、最終的な定常圧力、定常濃度も異なってくる。このように実際はどの程度の長さにするのが最もよいかの検討が必要になると考えられる

が、冷却条件、液膜流量、入口状態などが影響してくるのでこれらを系統的に変化させて調べる必要がある。

6. 結 言

外面を冷却した垂直管内を吸収液が流下する場合の吸収過程についての実験とモデル計算を行い、以下の結論を得た。(2)～(5)は計算から得られたものである。

(1) 管内の水蒸気の圧力分布は摩擦圧力損失により見積もり、液膜は垂直壁を流下するものとして扱うことにより管内吸収は十分予測可能である。

(2) 管長 0.92 m において圧力降下は内径 13 mm 以上の管においては入口圧力の 5% 程度であるが、内径 8 mm の管の場合の圧力降下は入口圧力の 15% に相当する。

(3) 水冷の場合に比べて空冷では、同じ蒸気吸収量を得るためには、0.9 m の管長においては、伝熱面積を水冷の場合の約 3 倍近くに増やす必要がある。

(4) 蒸気吸収量が最大となる管長があり、それ以上長くしても吸収量は変化しない。内径が 10 mm では約 4 m である。

(5) 長さを十分長くすると、管内の圧力と吸収液の平均温度と平均濃度に対応する飽和圧力が一致する位置まで吸収は続く。

文 献

- (1) 設楽敦, 冷論, 17-3 (2000), 257-268.
- (2) 大内富久・ほか 6 名, 第 22 回空調和・冷凍連合講演会講演論文集, (1988), 57-60.
- (3) 河野恭二・ほか 5 名, 第 24 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1987), 495-497.
- (4) 西山教之・ほか 3 名, 平成 2 年度日本冷凍協会学術講演会講演論文集, (1990), 33-36.
- (5) 巖基謙・柏木孝夫, 機論, 59-557, B (1993), 169-176.
- (6) 清田正徳・森岡斎, 機論, 58-554, B (1992), 3167-3172.
- (7) McNeely, L. A., ASHRAE J., 85-1 (1979), 413-434.
- (8) 西川兼康・伊藤猛宏, 応用熱力学 (1983), 118, コロナ社.
- (9) 清田正徳・ほか 2 名, 機論, 61-584, B (1995), 1436-1441.
- (10) 清田正徳・ほか 2 名, 機論, 64-627, B (1998), 3794-3800.
- (11) Bayley, F. J., ほか 2 名, Heat Transfer, (1972), 248, Thomas Nelson and Sons Ltd.
- (12) 西村伸也・ほか 3 名, 冷論, 17-3 (2000), 223-235.
- (13) 鈴木洋・ほか 2 名, 第 37 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (2000), 19-20.