

論文の内容の要旨

論文題目：小型吸収ヒートポンプ給湯機に関する研究

氏名：岡本洋明

吸収ヒートポンプの給湯機のサイクル解析

本研究では吸収ヒートポンプを用いた給湯機の利用可能性を検討した。吸収ヒートポンプを給湯機として利用する上では、以下の課題があると考えられる。

- (1) 水道水温度から出湯温度までの高昇温幅を得られること。
- (2) 通年で利用できること。
- (3) 1次エネルギー換算でCO₂ヒートポンプ給湯機と同等程度の効率があること。
- (4) 小型であること。

本研究では、まず、LiBr/H₂O型一重効用吸収ヒートポンプサイクル、H₂O/NH₃型一重効用吸収ヒートポンプサイクル、二元サイクルの3サイクルシステムの給湯機運転を考え、サイクルシミュレーションを行なうことによってそれらの性能評価を行ない、(1)~(3)を達成できる可能性があるかどうかを検討した。3システムが運転される条件として、夏季、中間期、冬季、極寒期の4条件での外気温度と水道水温度を与え、出湯温度は通年で65℃とした。

サイクルシミュレーションより、夏季および中間期においてはLiBr/H₂O型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機の効率が良いという結果となった。そのCOPは夏季で1.55、中間期で1.51であり、これをCO₂ヒートポンプ給湯機のCOP(1次エネルギー換算)と比較すると、夏季で-3.1%、中間期で+4.8%と、概ね同等の性能となる。ガス直焚きボイラー給湯器の効率と比較すると、夏季で+71.6%、中間期で+71.6%であった。ただし、冬季条件においては、濃度制約の問題と凍結の問題で運転ができない。

年間を通して性能を出せるのはH₂O/NH₃型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機であり、そのCOPは夏季1.38、中間期1.32、冬季①1.26、冬季②(極寒期)1.19で、CO₂ヒートポンプ給湯機のCOP(1次エネルギー換算)と比較すると、夏季-13.7%、中間期-8.3%、冬季①+1.6%であり、夏季、中間期においては若干劣るが、冬季では概ね同等の性能となることがわかった。ガス直焚きボイラー給湯器の効率と比較すると、夏季+56.8%、中間期+50.0%、冬季①+43.2%であった。

二元サイクル吸収ヒートポンプ給湯機は、給湯運転のように冷却水の入口条件と出口条件が固定され、かつ2段昇温となる場合では、駆動範囲に厳しい制約を受けてしまい、現実的な運転条件が成立しないことがわかった。

よって、年間を通して高い性能を得るにはH₂O/NH₃型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機を用いるのが良く、従来のガス直焚きボイラー給湯器と比べ、43.2~56.8%の効率向上となるという結果となった。

断熱吸収器のモデリングと吸収性能解析

サイクルシミュレーションによって、吸収ヒートポンプ給湯機の性能面においては利用可能性を示したが、一方で、一般的な吸収ヒートポンプは大型なため、上記(4)を満たすためには小型化が必要不可欠である。そこで本研究では、吸収ヒートポンプの心臓部である吸収器の小型化のための方式として提案されている断熱吸収方式に着目した。断熱吸収方式では、再生器からの戻り溶液を過冷却器で冷却し、その後断熱吸収器で冷媒蒸気と気液接触させることで吸収を行なう。この方式での小型化のキーポイントは、気液接触器である断熱吸収器を、いかに小さく作るか、という点である。そこで、ここでは断熱吸収器に、ノズル噴射式、トレイ散布式、充填式の3タイプを想定し、それぞれでの溶液流動をモデル化して吸収性能解析を行ない、どの方式が良好なのかを探った。その際、給湯運転を行なった場合の断熱吸収サイクルの運転条件を、サイクルシミュレーションによって求め、解析条件には用いた。

ノズル噴射式では、スワールノズルを用いて溶液を微粒化させる。過冷却状態の溶液は、スワールノズルによって空円錐液膜状に器内へ噴射され、ノズル出口から遠ざかりながら薄くなってゆく。その液膜表面では不安定波が発生し、液膜厚さが臨界値に達すると、液膜は微細な液滴へと分裂し、吸収器底部へと落下してゆく。モデル化するに際して、液膜の分裂位置と、最終的に生成される液滴の大きさを、不安定性理論に基づいた以下の *Fraser et al.* の式¹⁾をもとに検討した。

$$D_{dnp} = 4.76 \left(\frac{k_0}{E} \right)^{1/3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/6} \left(\frac{\sigma}{\rho_l U^2} \right)^{1/3}$$

これを用いて、給湯機運転を想定したときのヒートポンプ運転条件で、生成液滴径がどのぐらいになるのかを検討した。さらに、熱伝導方程式と物質拡散方程式を用いて吸収性能解析を行ない、断熱吸収器の大きさと、用いるべきノズルの種類の検討も行なった。その結果、ノズル噴射式の場合、システム側で要求される流量条件を満たす適切なスワールノズルを選定すると、直径およそ 30 ~ 50 μm の微細な液滴が生成されるという結果となった。また、吸収性能解析より、ノズル噴射から十分吸収が完了するまでの距離は 60 mm 程度であった。

トレイ散布式断熱吸収器には、小穴が複数開いたトレイが複数段設けられている。過冷却状態の溶液は、そのトレイに溜まり、穴から液柱として自由落下する。液柱は重力によって加速してゆき、それにともない液柱の径は縮小し、臨界径に達すると液柱は液滴へと千切れる。そして次段のトレイに到達すると、溶液はそこで一度攪拌されて、温度ならびに濃度の分布が一様になり、再び小穴から落下する。これを最下段まで繰り返しながら、溶液は冷媒蒸気を吸収してゆく。この方式のモデル化では、ノズル噴射式と同様に、液柱の分裂位置と生成液滴径を検討する必要があるため、*Grant and Middleman* の水平噴射での実験相関式²⁾を、トレイから自由落下する液柱の分裂条件式として補正し、以下の式を得た。

$$\text{Re}_{adj}^* = 272 \left(\frac{\mu_l}{\mu_{wat}} \right)^{-1.24} \text{We}_{adj}^*{}^{0.634}$$

これをもとに熱伝導方程式と物質拡散方程式を用いて吸収性能を解析することで、必要な吸収空間を見積もった。解析パラメータは、トレイ穴径、トレイ液深、トレイ段数、吸収器高さとした。

その結果、トレイ散布式の場合、アンモニア水溶液が低粘度であることより、分裂距離が非常に短く、分裂後の液滴の直径が小さくならないことがわかった。そのため 2.0 mm ~ 3.5 mm 程度の大きな液滴として吸収する時間が長くなってしまふ。この液滴径はノズル噴射式で得られる液滴径と比べると 100 倍のオーダーの差があり、十分吸収するには 1500 mm 以上の吸収器高さが必要になるという結果となった。

充填式断熱吸収器の内部は、不規則充填材で満たされており、溶液はこの充填材の表面に沿って、液膜状に流下しながら冷媒蒸気を吸収してゆく。方式では偏流が避けられないため、モデル化では、夏季の Onda *et al* の実験関連式³⁾を用いて有効濡れ面積を見積もった。

$$\frac{a_{ph}}{a_t} = 1 - \exp \left\{ -1.45 \left(\frac{\sigma_c}{\sigma_l} \right)^{0.75} We^{0.2} Re^{0.1} Fr^{-0.05} \right\}$$

また、不規則充填物は以下の Billet and Schultes の式⁴⁾を用いて等価円筒として扱った。

$$D_h = l_r = 4 \frac{\varepsilon}{a_t}$$

これらをもとに熱伝導方程式と物質拡散方程式を用いて吸収性能を解析することで、必要な充填高さや充填材の種類をパラメータとして、必要な吸収空間容積を見積もった。解析パラメータは、充填材の種類、充填部高さ、吸収器直径とした。充填材としては、汎用性の観点から、空隙率 0.69、比表面積 312 m²/m³ の磁製ラッシヒ・リングと、空隙率 0.98、比表面積 240 m²/m³ の SUS 製ディクソン・パッキンの 2 種類を想定した。その結果、充填材側面を流れ落ちる液膜厚さが 2.5 mm ~ 4.8 mm となった。これもノズル噴射式の液滴径と比べると 100 倍のオーダーの差があり、必要な充填高さや吸収器直径はラッシヒ・リングの場合とディクソン・パッキンの場合でそれぞれ 1300 mm と 1000 mm という結果となった。

トレイ散布式と充填式については、小流量で高吸収率を得られるような設計ではなく、低吸収率で大流量を流す設計が適していると考えられるが、小型化の観点からはノズル噴射式が適切であると考えられ、その場合の断熱吸収器の容積は 1.0 × 10⁻³ m³ で十分であると考えられる。

ノズル噴射式断熱吸収器の吸収性能に関する実験

本研究のノズル噴射式断熱吸収器に用いるノズルについては、小流量型で、噴射圧力が小さくても微粒化性能が良く、構造が非常にシンプルで、かつ安価であるスワールノズルを想定している。このスワールノズルの内部流動を、棚沢・小林の理論⁵⁾と Giffen and Muraszew の理論⁶⁾をもとに検討し、それぞれの理論から推算される流量が、実際の流量とどの程度一致するのかを検証し、推算式を実測値に沿って補正した。実測では、水とアンモニア水溶液を用いて、圧力差とスワールノズルの種類をパラメータとし、流量を計測した。その結果、棚沢・小林の理論式に、うず巻室の高さと径の比を補正項として加えることで、ノズルからの流量を ±10% 程度で推算できることがわかった。

$$C_{D,TK} = \sqrt{1 - X_{TK}^2} - X_{TK}^2 \ln \left\{ \frac{1}{X_{TK}} + \sqrt{\frac{1}{X_{TK}^2} - 1} \right\}, \quad \frac{C_{D,adj}}{C_{D,TK}} = 0.08 \left(\frac{L_s}{d_s} \right)^{-1.67}$$

また、吸収性能の実測に際しては、ノズル噴射式断熱吸収器を有する吸収ヒートポンプ実験機

を作成した。主な実験パラメータは吸収高さ（ノズル位置）、噴射圧力とし、噴射後の溶液の吸収率を温度基準で計測した。その結果、ノズル噴射から液膜分裂までの高速液膜流に対して、実効熱伝導率および物質拡散を与えることで ($Pr_f=Sc_f=0.9, \mu_f=2\mu$)、実験値と解析値の差が大幅に改善された。また吸収率は、ノズル噴射直後から急激に上昇し、30 mm 程度でほぼ飽和となるが、低圧噴射の場合は液膜部での吸収が支配的で、高圧噴射の場合は分裂までの距離・時間が短い一方で、生成液滴径が小さくなるため、液滴部での吸収でカバーすることになると考えられる。

圧力差の高低やノズル流量の大小を問わず、30 ~ 40 mm 程度の吸収距離で、ほぼ飽和に至るという結果となっており、どのような条件においてもノズル噴射式断熱吸収器が非常にコンパクトに設計できると考えられる。

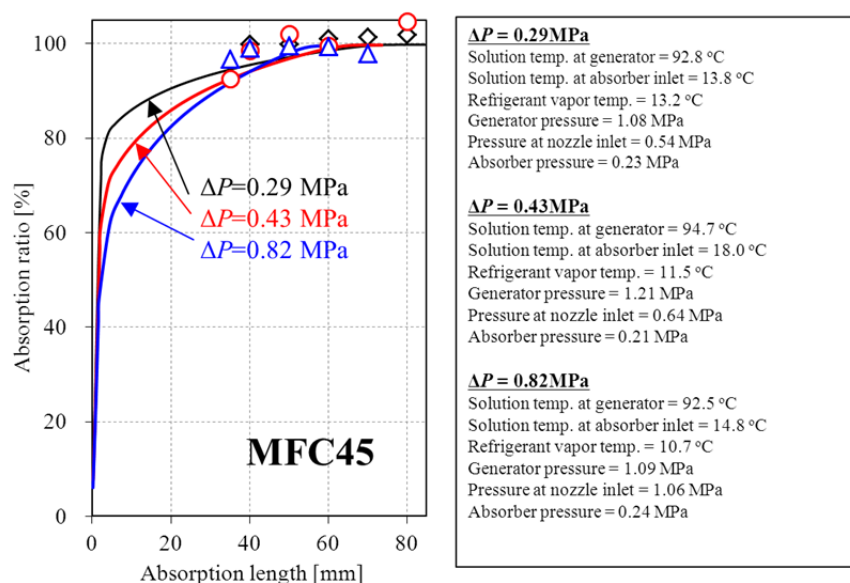


Figure: Difference of the absorption ratio between three kinds of pressure difference when using the nozzle of MFC = 45

- 1) Fraser, R.P., Eisenklam, P., Dombrowski, N., and Hasson, D. 1962. Drop formation from rapidly moving liquid sheets. A.I.Ch.E. Journal, 8(5), 672-680.
- 2) Grant, R.P., and Middleman, S. 1966. Newtonian jet stability. A.I.Ch.E. Journal, 12(4), 669-678.
- 3) Onda, K., Takeuchi, H., and Okumoto, Y. 1968. Mass transfer coefficients between gas and liquid phases in packed columns. Journal of Chemical Engineering of Japan, 1(1), 11-25.
- 4) Billet, R., and Schultes, M. 1993. Predicting mass transfer in packed columns. Chemical Engineering and Technology, 16, 1-9.
- 5) 棚澤泰, 小林清志, 1951. ポテンシャル理論によるうず巻噴射弁の設計法. 日本機械学会論文集, 17(58), 107-111.
- 6) Giffen, E., and Muraszew, A., 1953. Atomization of Liquid Fuels. Chapman and Hall, London.