

博士論文

小型吸収ヒートポンプ給湯機に関する研究

岡本 洋明

目次

第1章 序論

- 1.1 第2章の研究背景
- 1.2 第3章の研究背景
- 1.3 本研究の目的と本論文の構成

第2章 吸収ヒートポンプの給湯機のサイクル解析

- 2.1 緒言
- 2.2 吸収ヒートポンプシステムの各種サイクル
- 2.3 解析概要
- 2.4 給湯機としての吸収ヒートポンプの特徴
- 2.5 各サイクルの解析モデル
 - 2.5.1 LiBr/H₂O型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機の要素モデルと仮定
 - 2.5.2 H₂O/NH₃型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機の要素モデルと仮定
 - 2.5.3 デュアルサイクル吸収ヒートポンプ給湯機の要素モデルと仮定
 - 2.5.4 解析条件
- 2.6 解析結果
 - 2.6.1 最適な吸収器温度から外れた場合のCOPへの影響
 - 2.6.2 最適な吸収器温度での3サイクルの性能比較
- 2.7 吸収ヒートポンプ給湯機のサイクル解析のまとめ

第3章 断熱吸収器のモデリングと性能解析および実験

- 3.1 緒言
- 3.2 断熱吸収式吸収ヒートポンプ給湯機のサイクル解析と運転条件の決定
 - 3.2.1 断熱吸収式吸収ヒートポンプ給湯機サイクルのモデル化
 - 3.2.2 解析結果と運転条件の決定
- 3.3 トレイ散布式断熱吸収器のモデリングと性能解析
 - 3.3.1 散布トレイから落下する液柱のモデル化と散布性能
 - 3.3.2 トレイ散布式断熱吸収器の吸収性能解析
 - 3.3.3 トレイ散布式断熱吸収器のまとめ
- 3.4 充填層式断熱吸収器のモデリングと性能解析
 - 3.4.1 充填材表面の有効濡れ面積と充填層部のモデル化
 - 3.4.2 充填層式断熱吸収器の吸収性能解析
 - 3.4.3 充填層式断熱吸収器のまとめ

- 3.5 ノズル噴射式断熱吸収器のモデリングと性能解析および実験
 - 3.5.1 スワールノズルでの流量係数と内部構造の関係についての理論
 - 3.5.2 流量係数の実測と推算式の補正
 - 3.5.2.1 水噴射実験の方法・条件・装置
 - 3.5.2.2 実験結果と推算式の補正
 - 3.5.3 溶液微粒化のモデリング
 - 3.5.4 液滴径測定実験と推算式の補正
 - 3.5.4.1 液滴径の測定手法
 - 3.5.4.2 実験と推算式の補正
 - 3.5.5 溶液微粒化モデルを用いたノズルの選定
 - 3.5.6 ノズル噴射式断熱吸収器の吸収能力解析
 - 3.5.7 ノズル噴射式断熱吸収器での吸収性能計測実験
 - 3.5.7.1 実験装置の概要
 - 3.5.7.2 実験条件・吸収率の算出
 - 3.5.7.3 実験手順
 - 3.5.7.4 吸収性能実験の結果・考察
 - 3.5.8 ノズル噴射式断熱吸収器のサイズの検討
 - 3.5.9 ノズル噴射式断熱吸収器のまとめ

第4章 結論

参考文献

謝辞

記号一覧

サイクル解析

| | | |
|------------|---|--------------------------------|
| a | = | 溶液循環比 |
| α | = | 熱交換器温度効率 |
| COP_H | = | 加熱COP |
| γ | = | 再循環比 (断熱吸収サイクル) |
| η_B | = | ボイラー効率 |
| η_E | = | 一次エネルギー換算係数 |
| η_P | = | ポンプ効率 |
| L_P | = | ポンプ動力, kJ/kg |
| Q | = | 熱量, kJ/kg |
| ΔT | = | 温度差, °C |
| P_H | = | 高压側圧力, Pa |
| P_L | = | 低压側圧力, Pa |
| H/H_R | = | 吸収溶液比エンタルピー / 冷媒比エンタルピー, kJ/kg |
| T/T_R | = | 吸収溶液温度 / 冷媒温度, °C |
| W/W_R | = | 吸収溶液質量流量 / 冷媒質量流量 (※無次元) |
| X/X_R | = | 吸収溶液濃度 / 冷媒液濃度 |
| Y_R | = | 冷媒蒸気濃度 |

Subscripts

| | | |
|-----------|---|------------------|
| A | = | 吸収器 |
| C | = | 凝縮器 |
| D | = | 分縮器 |
| E | = | 蒸発器 |
| G | = | 再生器 |
| M | = | 溶液合流部 (断熱吸収サイクル) |
| R | = | 精留器 |
| S | = | 過冷却器 (断熱吸収サイクル) |
| RX | = | 冷媒熱交換器 |
| X/SX | = | 溶液熱交換器 |
| W_{in} | = | 入水状態 |
| W_{mid} | = | 温水中間状態 |
| W_{out} | = | 出湯状態 |
| air | = | 空気, 外気 |

| | | |
|------------|---|-------------------------|
| <i>HW</i> | = | 温水 |
| <i>HTC</i> | = | デュアルサイクルでの高温サイクル |
| <i>LTC</i> | = | デュアルサイクルでの低温サイクル |
| <i>AG</i> | = | 吸収器⇒再生器 |
| <i>AR</i> | = | 吸収器⇒精留器 |
| <i>AX</i> | = | 吸収器⇒溶液熱交換器 |
| <i>CE</i> | = | 凝縮器⇒蒸発器 |
| <i>CX</i> | = | 凝縮器⇒冷媒熱交換器 |
| <i>DC</i> | = | 分縮器⇒凝縮器 |
| <i>DG</i> | = | 分縮器⇒再生器 |
| <i>EA</i> | = | 蒸発器⇒吸収器 |
| <i>EX</i> | = | 蒸発器⇒冷媒熱交換器 |
| <i>GA</i> | = | 再生器⇒吸収器 |
| <i>GC</i> | = | 再生器⇒凝縮器 |
| <i>GR</i> | = | 再生器⇒精留器 |
| <i>GX</i> | = | 再生器⇒溶液熱交換器 |
| <i>MA</i> | = | 溶液合流部⇒吸収器 (断熱吸収サイクル) |
| <i>MS</i> | = | 溶液合流部⇒過冷却器 (断熱吸収サイクル) |
| <i>RD</i> | = | 精留器⇒分縮器 |
| <i>RG</i> | = | 精留器⇒再生器 |
| <i>SA</i> | = | 過冷却器⇒断熱吸収器 (断熱吸収サイクル) |
| <i>XA</i> | = | 溶液熱交換器⇒吸収器 / 冷媒熱交換器⇒蒸発器 |
| <i>XE</i> | = | 冷媒熱交換器⇒蒸発器 |
| <i>XG</i> | = | 溶液熱交換器⇒再生器 |
| <i>XM</i> | = | 溶液熱交換器⇒溶液合流部 (断熱吸収サイクル) |
| <i>XR</i> | = | 溶液熱交換器⇒精留器 |

断熱吸収器共通

| | | |
|-----------|---|-------------------------|
| C_p | = | 定圧比熱, J/ kg K |
| D | = | 拡散係数, m ² /s |
| D_{clm} | = | 液柱直径, m |
| D_{drp} | = | 液滴直径, m |
| r | = | 半径, m |
| Re | = | レイノルズ数 |
| t | = | 時間, s |
| T | = | 温度, °C |

| | | |
|-----------|---|-----------------------|
| We | = | ウェーバー数 |
| X | = | 濃度, % |
| λ | = | 熱伝導率, W/m K |
| μ | = | 粘度, Pa s |
| ϕ | = | 吸収率 |
| ρ | = | 密度, kg/m ³ |
| σ | = | 表面張力, N/m |

Superscript

| | | |
|---|---|------------|
| * | = | 臨界点 (分裂位置) |
|---|---|------------|

Subscripts

| | | |
|-------|---|----------|
| i | = | 任意の位置・状態 |
| sat | = | 飽和状態 |

トレイ散布式断熱吸収器の吸収性能解析

| | | |
|------------|---|----------------|
| D_{pore} | = | トレイ穴直径, m |
| N_{stg} | = | トレイ段数 |
| Oh | = | オーネゾルゲ数 |
| U | = | 液膜の流動方向流速, m/s |
| ΔX | = | トレイ穴ピッチ, m |
| y | = | トレイからの落下距離, m |

Subscripts

| | | |
|-------|---|-------|
| 0 | = | 初期状態 |
| adj | = | 実験補正值 |
| l | = | 液 |
| wat | = | 水 |

充填層式断熱吸収器の吸収性能解析

| | | |
|---------------|---|--|
| a_{ph} | = | 単位容積当りの有効接触面積, m ² /m ³ |
| a_t | = | 単位容積当りの充填材総表面積, m ² /m ³ |
| D_{abs} | = | 吸収器直径, m |
| D_h | = | 水力直径, m |
| g | = | 重力加速度, m/s ² |
| Fr | = | フルード数 |
| l_τ | = | 不規則充填材の等価円筒長さ, m |
| \dot{m} | = | 質量流量, kg/s |
| ε | = | 充填材の空隙率, m ³ /m ³ |

σ_c = 充填材材質の臨界表面張力, N/m

ノズル噴射式断熱吸収器の吸収性能解析および実験

A = 断面積, m^2

C = 乱流粘性に関する係数

C_D = 流量係数

d = 直径, m

D_{drp} = Fraser *et al.*の理論式から得られる液滴直径, m

$D_{0.632}$ = Rosin-Rammler分布関数 $F(D)=0.032$ となる液滴径, m

E = 不安定波の振幅に関する定数

F = Rosin-Rammler 分布関数 (累積頻度分布)

h = 液膜厚さ, m

h' = 液膜厚さの半分, m

h_s = 噴出直後の液膜厚さ, m

H = 比エンタルピー, kJ/kg

k_0 = ノズル流量に関する固有値, m^2

K_1 = うず巻室形状特性値

l = 長さ, m

L = 液膜および液柱の長さ, m

p = スワールノズル内静圧, Pa

P = 圧力, Pa

ΔP = 圧力差 (噴射圧力), Pa

Pr = プラントル数

R = 曲率半径, m

s = 実測値と解析値の偏差

Sc = シュミット数

SMD = ザウター平均粒径

u = スワールノズル内での接線方向流速, m/s

v = スワールノズル内での軸方向流速, m/s

X = 空洞係数

β = 不安定波の速度と減衰に関する複素数因子

β = Rosin-Rammler 分布関数のフィッティングパラメータ

β_r = 不安定波の速度に関する因子

β_l = 不安定波の振幅の成長率

η = 不安定波の振幅, m

θ = 噴角の半分, °

Subscripts

| | | |
|------------|---|-----------------------------|
| <i>0</i> | = | 噴口部 (スワールノズル出口) |
| <i>a</i> | = | 噴口部での空洞 |
| <i>eff</i> | = | 実効値 |
| <i>exp</i> | = | 実測値 |
| <i>G</i> | = | 再生器での状態 |
| <i>GM</i> | = | Giffen and Muraszew の理論に基づく |
| <i>in</i> | = | 断熱吸収器入口状態 |
| <i>out</i> | = | 断熱吸収器出口状態 |
| <i>P</i> | = | うず巻室入口 (ポート) |
| <i>prd</i> | = | 推算値 (解析値) |
| <i>S</i> | = | うず巻室外周位置 |
| <i>t</i> | = | 乱流 |
| <i>TK</i> | = | 棚澤・小林の理論に基づく |
| <i>v</i> | = | 蒸気 |

第1章

序論

一口にエネルギーといっても、それには多様な形態があり (Fig. 1-1), それぞれに利用可能性がある¹⁻¹⁾. しかし現在の身の回りのものを見渡すと, 電気エネルギーに関するものがほとんどで, 身近に他のエネルギーに関するものを見出すことが少なくなっている. 昨今は民生部門での太陽エネルギー利用もさかんになってきてはいるが, それも太陽光発電によって電気をつくって利用するものがほとんどである.

しかし, 特に2011年の東日本大震災以降, エネルギー形態の多様性を社会の中で十分に確保することの重要性が広く認知されてきている. そのような状況を踏まえて, 我々は空調分野における熱エネルギーの有効利用の可能性を検討し, その一翼を, 熱駆動式ヒートポンプである吸収ヒートポンプ (吸収冷凍機) が担えないだろうかと考えてきた.

ここで簡単に, 吸収ヒートポンプの基礎的な解説をする. ヒートポンプ技術の根本的な発想である低圧環境下での液の蒸発については, William Cullenが, 減圧ベル型容器の中で水を蒸発させて製氷を行なったことが始まりとされており, 1777年にはEdward Gerald Nairneが, 真空下で発生した水蒸気を硫酸に吸収させ, 吸収ヒートポンプに関する理論を発表している¹⁻²⁾. 1859年および1860年には, Ferdinand Carréが冷媒にアンモニア, 吸収剤に水を用いた ($\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ 型) 吸収ヒートポンプの特許を提出しており, 吸収ヒートポンプの発明者として知られている. 1945年には, 冷媒に水, 吸収剤に臭化リチウムを用いた ($\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ 型) 吸収ヒートポンプが米国Carrier社によって製造が開始された. 現在の吸収ヒートポンプの基本的な原理はこの時まで確立されたが, それ以降, 現在に至るまで, 高効率化, 小型化, 排熱利用などに関する技術開発や研究はさかんに行われている.

吸収ヒートポンプの概念図を Fig. 1-2 に示す. 吸収ヒートポンプは, 主に凝縮器, 蒸発器, 吸収器, 再生器, 溶液熱交換器からなり, 熱の移動媒体である冷媒の他に, その冷媒を吸収する吸収剤が封入されている. 蒸発器で冷媒が外部熱源 (冷水など) から熱を奪って蒸発し, そこで発生する冷媒蒸気は, 吸収器で外部冷却源 (冷却水など) へ熱を捨てながら吸収剤に吸収される. 冷媒を吸収した吸収剤はポンプで再生器へ送られ, 加熱されて溶液と冷媒が分離され, 冷媒蒸気は凝縮器へ, 濃度を回復させた吸収剤は吸収器へ送られる. 吸収ヒートポンプでは, 再生器に熱投入することで, 蒸発器では外部を冷却し, 吸収器と凝縮器から外部へ熱が放出される. ここで, 再生器と吸収器の機能が, 蒸気圧縮式サイクルにおける圧縮機の役割を担っていることになる.

この吸収ヒートポンプサイクルにおける吸収溶液フローを把握する際にはDühring線図を用いると分かりやすい. Dühring線図は, 縦軸が圧力, 横軸が温度, 斜線が等濃度線になっ

ており、高温側の斜線が冷媒濃度の薄い（吸収剤濃度の濃い）状態を示している。Fig. 1-3 に、LiBr/H₂O型冷房サイクルの一例をDühring線図¹⁻³⁾上に示す。蒸発器ではFig. 1-3における(1)の状態の冷媒蒸気が発生し、再生器からの戻り溶液は定圧条件下で(1)を吸収して(2)の状態になる。吸収器からポンプで再生器へ送られた溶液は、再生器で加熱されて(3)の状態まで濃縮され、(4)の冷媒蒸気を凝縮器へ送る。Fig. 1-3には、例として蒸発温度 5 °C、凝縮温度 40 °C、吸収器温度 40 °C、再生器温度 92 °Cで、吸収器出口溶液濃度 60 %、再生器出口溶液濃度 64 %となる冷房サイクルを示している。

吸収ヒートポンプでは、高効率化のために再生器を増設することがある、この場合、再生器を出た溶液を一段下の再生器へと送り、上段の再生器で発生した冷媒蒸気の凝縮熱で以って再度加熱して冷媒蒸気を発生させ、潜熱を回収させる方法であり、例えば二重効用は再生器が 2 つ、三重効用では 3 つとなる。

本章では、吸収ヒートポンプに関連付けられる様々な従来研究を整理し、この分野の中での本研究の立ち位置を探りながら、その目的を述べる。

1.1 第 2 章の研究背景

吸収ヒートポンプの研究は、システム研究と要素研究に大別される。システム研究の目的は、吸収ヒートポンプの新規応用の可能性を探ることと、新たなサイクルシステムの考案の 2 つがある。新規応用の可能性に関する近年の研究は、吸収ヒートポンプが熱駆動である点に着目して、未利用熱源、排熱、太陽熱などによる駆動やアシストを想定したシステムの検討が多く、それらはほとんど全てLiBr/H₂O系のサイクルで検討されている。著者は、夏季三重効用（効用数については後述する）、冬季二重効用の切り替え式のLiBr/H₂O型吸収ヒートポンプで、夏季は外気温より低く冬季はそれより高い、かつ年間を通して温度変化の小さい下水処理水を利用し、かつガスエンジン排熱を潜熱回収することで、冬季も冷媒である水の凍結を防ぐことができ、従来システムと比較して高効率な運転が可能であることを、部分付加特性を含めた静特性解析によって示した¹⁻⁴⁾。Liu and Wangは、二重効用機の低温再生器に太陽熱を投入して通年稼働することを想定し、サイクルシミュレーションと経済性評価から、空冷ヒートポンプとガスボイラーの併用の場合と比べてランニングコストが低く抑えられることを示している¹⁻⁵⁾。井上は日本国内におけるサイクルシミュレーション分野で非常に多くの研究や開発を報告している。同氏らは、排ガス駆動吸収冷凍機のサイクルフローを 19 パターンに分類して最適なパターンを解析によって検討し、全てのパターンであまり違いが無いことを確認するとともに、パラレルフロー型機を試験機とした実験と解析によって排ガス駆動機の運転範囲を明らかにしている¹⁻⁶⁾。また、暖房運転でも冷媒蒸気移動経路を 5 パターンに分類し、前述の試験機を用いて実験と解析を行ない、

適切な運転を探っている¹⁻⁷⁾。同氏の研究や開発については、2005年の論文で、一重効用機から三重効用機までのあらゆるフローパターンや制御パターンの解析や開発について、詳細に言及している¹⁻⁸⁾。Jeong *et al.*は、一重効用機に低温排熱を投入した場合の動特性解析を行ない、実運転データと比較して良好な一致がみられることを示し、熱交換器の伝熱面積や溶液流量がシステムCOP（成績係数; Coefficient of Performance）に与える影響を検討している¹⁻⁹⁾。これらの研究は、未利用熱源、排熱、太陽熱を用いた場合に、どの程度性能が上昇するのか、どのような設計仕様（溶液流量や熱交換器面積など）とすべきなのか、温度、圧力、濃度の変化に対して、どのような運転をするのが良いのか、ということ調べるための解析が主であり、実験によってその妥当性を示しているものもある。

また、新たなシステムの考案を目的としたサイクル解析研究では、従来システムではできなかったような運転性能を得ることを目的とされており、開発前段階の多重効用機やアドバンストサイクルの検討が数多くある。三重効用機については、Kaitaの報告が最初期のものである。三重効用とすることでシステムが高温・高圧化するため、ここでは溶液フローパターンを4つ提案し、最も高温・高圧化するパターンや、最もCOPが高くなるものをサイクルシミュレーションにより探り、三重効用機の運転に際し、注意すべき点を示している¹⁻¹⁰⁾。同氏は、三重効用機の温度・圧力では、従来サイクルシミュレーションで使用されてきた熱物性値の適用範囲を超えるため、高温・高圧の条件下でも使用可能な物性式を、併せて提案している¹⁻¹¹⁾。三重効用機の開発研究は、2000年以降の吸収ヒートポンプ開発事業の中でも最も大きなトピックの1つであり、2002年に高田が雑誌「冷凍」で解説をしており¹⁻¹²⁾、2001年度から4年間、新エネルギー産業技術総合開発機構（NEDO）のもとで東京ガスとメーカー4社によって研究開発が行われ^{1-13), 1-14), 1-15)}、2005年に商品化されている。そのような中で、著者らも前述の解析研究を行ない、三重効用機での未利用エネルギーの利用可能性を検討した。

LiBr/H₂O型は現在考案されている吸収剤と冷媒の組み合わせの中で最も性能が高く、また安全で安価であるため、現在多くの場所での稼働実績があるが、冷媒に水を用いているため、0℃以下で凍結してしまう点と、LiBr溶液が結晶化する恐れがある点が欠点である。そのため、冷凍分野や寒冷地での運転といった低温条件や、大きな濃度幅を必要とする運転条件では使用できず、そのようなケースでは主にH₂O/NH₃型が活躍している¹⁻¹⁶⁾。このタイプでは、結晶化や凍結などの恐れが無いとため、濃度範囲や昇温幅を大きく取ることができ、そのメリットを最大限に利用した、複数のアドバンストサイクルが提案されている¹⁻¹⁷⁾。そのうち、GAXサイクルというのは、再生熱の一部を吸収熱で賄うもので、Park *et al.*がその理論解析を行なっている¹⁻¹⁸⁾。中島と武居は、極低温域（冷凍温度域）をH₂O/NH₃系、高温域をLiBr/H₂O系で運転し、それらを組み合わせたデュアルサイクル機を開発し、高COPと大温度幅の両方を達成している¹⁻¹⁹⁾。この方式については後述するが、低温側サイクルの再生熱を高温側からの放熱により、高温側の蒸発熱を低温側からの放熱により賄う方式となっており、サイクル内部は独立しているが、サイクル間で熱の授受をすることで、冷凍

分野でもLiBr/H₂O系を用いることができるようになった。さらにZiegler and Alefeldは、複数の多元サイクルCOPを、一重効用サイクル効率の関数として±10%以内の精度で推算できる式を示している¹⁻²⁰⁾。

このように、吸収ヒートポンプのサイクル研究によって、様々なサイクルや、多様な熱源の利用方法が検討されてきており、それは現在も数多く発表されている。しかし、これらの研究対象となっている吸収ヒートポンプは非常に大型であり、排熱もガスエンジン排熱を想定しているケースがほとんどで、その設置場所は、工場や大型施設などに限られてしまう。今後、吸収ヒートポンプの利用可能性を拡大するには、今までになかったような利用方法で、今まで利用されてこなかったような場所に設置することを考える必要がある。

そこで、本研究では戸建店舗や事務所、可能であれば一般家庭のような小規模建築での給湯利用を検討した。Table 1-1 は、民生部門におけるエネルギー消費原単位の推移を示したものである¹⁻²¹⁾。これより民生部門では生活水準の向上とともに民生用エネルギーの消費は増大しており、特に給湯需要はその約 30%を占めている。よってエネルギー消費の抑制には、民生用給湯機器の高効率化が欠かせない。また、業務部門においても動力供給の小さな事務所などでは、民生部門に近いエネルギー消費形態となっていると考えられる。

給湯機器の効率については、CO₂ヒートポンプ給湯機（エコキュートと呼ばれる）の登場によって、3以上の高成績係数（COP）が実現され^{1-22), 1-23)}、一次エネルギー換算COPでも1を超える省エネ性と、深夜電力を利用する低運転費から、民生部門で普及した。一方、ガス給湯器については燃焼ガス中の潜熱を回収する高効率機器（エコジョーズと呼ばれる）が開発されたが、その熱効率（一次エネルギー換算COPに同じ）は燃焼機器であるため、1を超えることができない。

そこで省エネルギーの推進の観点から、ガス給湯においても熱効率が1を超える機器の開発が不可欠と考え、吸収ヒートポンプを給湯システムに採用することで高効率なガス給湯機を開発することを考えた。従来の研究や開発の報告を調べても、これまで給湯機としての利用可能性を検討したものはほとんど無い。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) 0°C以下の外気温度でも運転できること。
- (4) 一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。
- (5) 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、デュアルサイクルの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、前述の(1)~(4)を達成できる可能性があるかどうかを検討した。

1.2 第3章の研究背景

一方で、一般的な吸収ヒートポンプは大型なため、小規模建築での普及には前述(5)の小型化が必要不可欠である。そこで、吸収ヒートポンプの研究の中で、要素研究の報告を探った。

吸収ヒートポンプの小型化につながる研究は、既に数多くあるが、蒸発器と凝縮器に関しては、蒸気圧縮式ヒートポンプの要素研究と共通するため、吸収ヒートポンプ独自の問題として小型化を検討しているものは、必然的に冷媒ラインではなく、吸収溶液ラインを担う再生器と吸収器の要素に着目しており、特に吸収器に関する研究が非常に多い。

一般的な吸収器の構造は、流下液膜式という吸収方式を採用している。Fig. 1-4 に、流下液膜式吸収器の概略図を示す。これは冷却水が流れる平板や円管の上に、吸収溶液を液膜として流下させて、その周囲を満たしている冷媒蒸気を吸収させる方式である。この吸収現象は複雑なため、現象を解明することを目的とする研究が多く、吸収器の小型化を直接の目的としている研究は少ない。また、界面活性剤を添加したり、配管形状や平板形状を加工したりすることで吸収能力を向上させて、背景として小型化につなげるものも多い。

Hihara and Saitoは、平板上を流下するLiBr水溶液に界面活性剤として 2-ethyl-1-hexanolを添加することで、吸収能力が4~5倍に向上することを実験によって示している¹⁻²⁴⁾。Daiguji *et al.*は、その界面活性剤によって引き起こされるマランゴニ効果のメカニズムを、線形安定理論を用いて解析し、実験結果と良好な一致があることを示している¹⁻²⁵⁾。また、Grossmanは、垂直管を流下する液膜への吸収を、層流の場合と乱流の場合の両方について解析を行ない、熱伝達率および物質伝達率の関係式を示し、それらの移動現象を表現している^{1-26), 1-27)}。Yoon *et al.*は垂直平板型吸収器を想定して、そこを流下する液膜の熱および物質伝達をモデル化して解析し、温度および濃度のプロファイルを示している¹⁻²⁸⁾。これら流下液膜式吸収の研究については、Killion and Garimellaが 57 報の論文をまとめている¹⁻²⁹⁾。これらはLiBr/H₂O系に関する報告だが、H₂O/NH₃系の流下液膜式吸収については、Kang *et al.*が、プレートフィン式吸収器における熱伝達率および物質伝達率の実験相関式を示している¹⁻³⁰⁾。同様に井上らは水平円管上の流下液膜を対象に実験相関式を報告している¹⁻³¹⁾。

一方、流下液膜方式に対して、断熱吸収方式という吸収方式もある。Fig. 1-5 にその概略図を示す。これは再生器からの戻り溶液を、最初に冷却水で過冷却させ、その後気液接触器で冷媒蒸気を吸収させる方式である。この方式の研究に関しては、そもそも吸収器小型化のために実施されており、小型化に有効であるとの報告がある。川上らは再生器にプレート式、吸収器に断熱吸収方式を採用したガスエンジン排熱駆動の小型吸収冷凍機を開発

し、それをガスエンジンヒートポンプ（GHP）と組み合わせ、GHPの高効率化を達成している¹⁻³²。李は、エジェクタを用いた断熱吸収器を設計し、溶液を過冷却後に噴射して冷媒蒸気と接触させるプロセスを多段化することで、短い距離で十分な吸収量を得られることを示している¹⁻³³。Arzoz *et al.*は、LiBr水溶液を、液滴、液ジェット、流下液膜の3形態で落下させて、液膜落下が最も小型化が期待できること、また断熱吸収器流入前における過冷却度が非常に重要であることを報告している¹⁻³⁴。

また、断熱吸収は湿式デシカント空調の分野でも研究されており、Fumo and Goswamiは湿式デシカントにおける充填材で塩化リチウム水溶液に水を断熱吸収させ、空気流量、湿度、溶液濃度、空気温度などをパラメータとして吸収性能を実験によって調べている¹⁻³⁵。Chen *et al.*はFumo and Goswamiの実験結果を再現できるモデルを提案している¹⁻³⁶。Wang *et al.*はパラレルフロー型二重効用機の吸収器に断熱吸収方式を導入した場合の性能を、外気温度と溶液分配比をパラメータとしてサイクル解析を行っており、適切な運転となる条件を探っている¹⁻³⁷。なお、ここではノズル噴射式と充填層式のハイブリッド型断熱吸収器を想定しているが、その詳細についてはモデル化されていない。

吸収器に関する研究の数は膨大で、吸収現象の研究、吸収性能向上のための方法の研究、小型化の方法の研究など、目的は非常に多岐に渡っている。その中で、本研究では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。断熱吸収方式を用いた吸収器の小型化におけるキーポイントは、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、本研究では断熱吸収器に、トレイ散布式、充填層式、ノズル噴射式の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。その際の解析条件には、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たものを用いることで、給湯機としての断熱吸収を検討した。

特に、本研究ではノズル噴射式断熱吸収器のモデル化を重点的に実施した。ノズル（噴射弁）には様々な種類のものがあり、ノズルからの噴流に関する研究も非常に多くなされている。最も活発に研究されている分野は、航空機や自動車などでの燃料噴射の分野で¹⁻³⁸、最近では、自動車などの塗装¹⁻³⁹やミストによる潜熱冷却¹⁻⁴⁰、野菜用ショーウィンドウのエアカーテン¹⁻⁴¹、ホッカイロなどに用いる鉄粉の生成¹⁻⁴²などでも応用されており、さらには、水を微粒化させないように噴射して、表面張力と慣性力の釣り合いを保ってウォーターベルを形成し、その形の美しさを楽しむといった用途¹⁻⁴³もある。このように、ノズルの用途は非常に多くあり、その数だけノズルの種類がある。

その中で本研究では、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、かつ安価であるという理由から、ノズル噴射式断熱吸収器には、スワールノズル（うず巻噴射弁）を採用した。Fig. 1-5に、いけうち社のスワールノズルの写真を載せる¹⁻⁴⁴。このスワールノズルを断熱吸収器に用いるには、ノズルの設計値（各種寸法）がどのような影響を与えるのかを検討する必要がある、そのためにはノズルにおける各種

寸法が、流量やノズル出口で生成される液滴径の大きさに、どのような影響を与えるのかを知る必要がある。

そこで本研究では、ノズル内部での流動および流出流量を、ノズル内部の設計値と関連付けてモデル化し、実験によってモデルの検証と補正を行なった。また、微粒化モデルと結合させて、ノズル内部流動から微粒化までの統合的なモデルを与えた。さらにノズル噴射式断熱吸収方式を採用した吸収ヒートポンプ実験装置を作製して、実測値と推算値でどの程度一致するのかを検証するために、吸収性能計測実験を行なった。最終的に、この断熱吸収器がどのぐらいの大きさになるのかを簡単に見積もった。

1.3 本研究の目的と本論文の構成

ここまでの背景を踏まえて、改めて本研究の目的を、本論文の構成とともに述べる。

本研究では、小型吸収ヒートポンプ給湯機の性能の検討とその小型化のための指針を与えることを目的とする。そのために、以下の検討を行なった。

第 2 章では、給湯機としての可能性があると考えられる複数のサイクルを、数多く提案されている吸収ヒートポンプサイクルの中から絞り込み、その性能をサイクルシミュレーションによって解析し、従来のボイラー式給湯機とCO₂ヒートポンプ給湯機と性能比較を行ない、吸収ヒートポンプを給湯機として用いることの意義を確認するとともに、最も適したサイクルシステムを選定した。

第 3 章では、機器の小型化のために吸収器を従来の流下液膜式に代わり断熱吸収方式を採用することを想定し、その方式としてトレイ散布式、充填層式、ノズル噴射式の 3 つを想定し、これら 3 方式の吸収性能解析を行なうために、断熱吸収式吸収ヒートポンプ給湯機のサイクルシミュレーションを実施し、運転条件を定めた。さらにトレイ散布式、充填層式、ノズル散布式の各断熱吸収器での溶液の流れの形態をモデル化して、前述の運転条件下における吸収性能を解析し、小型化可能かどうかを検討した。特にノズル噴射式については実験を行ない、流量および微粒化性能の推算モデルを補正し、吸収性能実験によって、解析値との比較を行ない、断熱吸収器をどの程度の大きさになるのかを簡単に見積もった。

第 4 章は結論である。

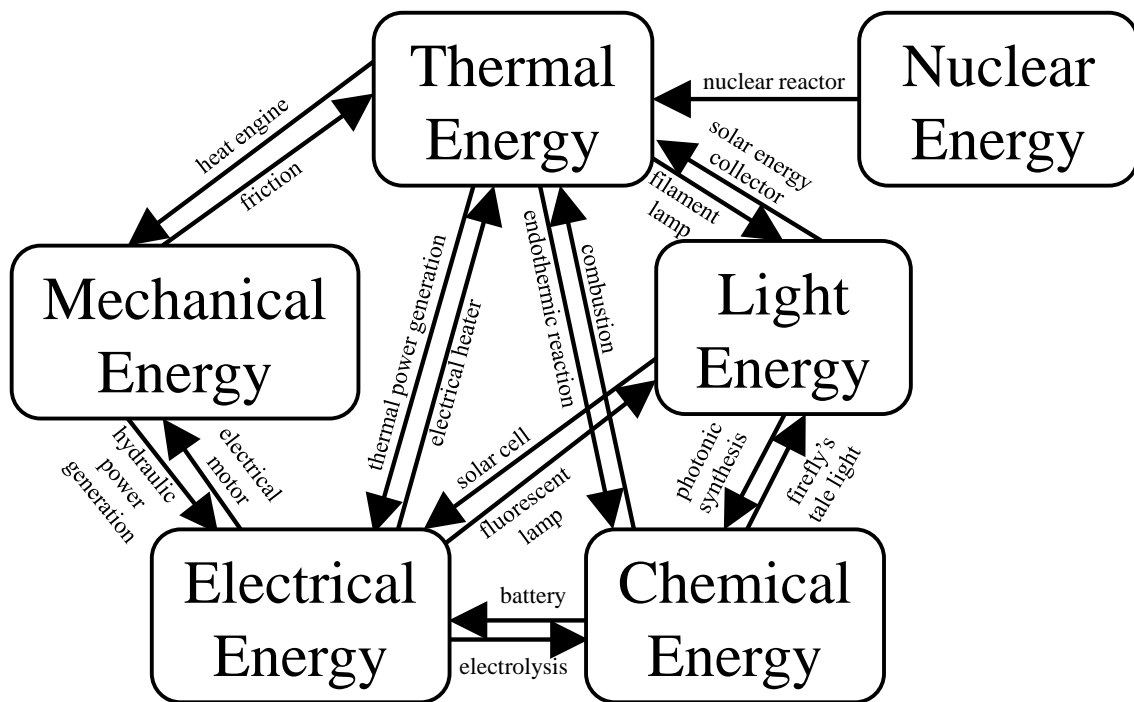


Fig.1-1 Various energy forms and energy conversions
 (“Source: Saito and Hyodo (1997)”)

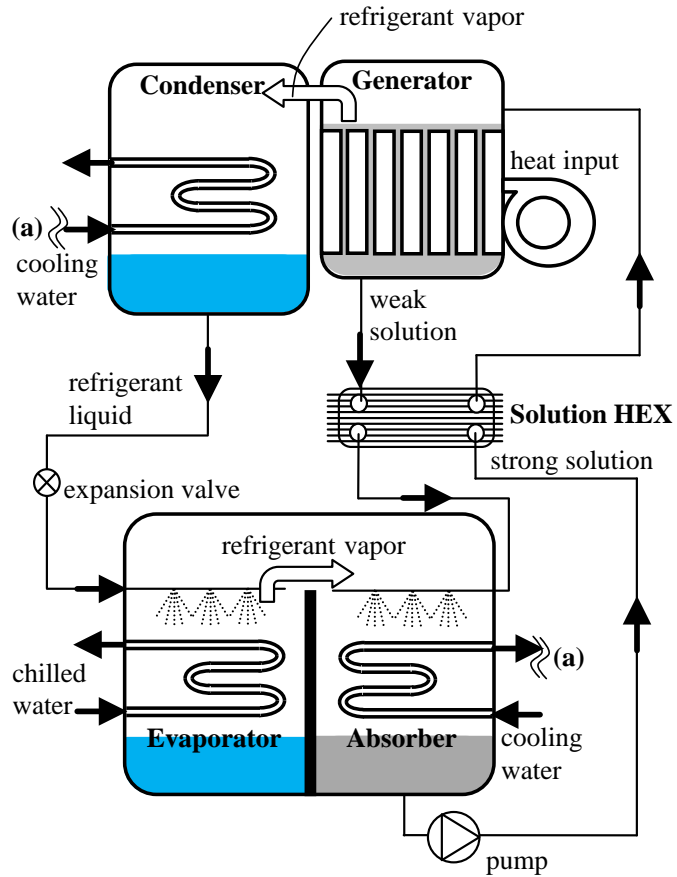


Fig. 1-2 Schematic of an absorption chiller/heat pump

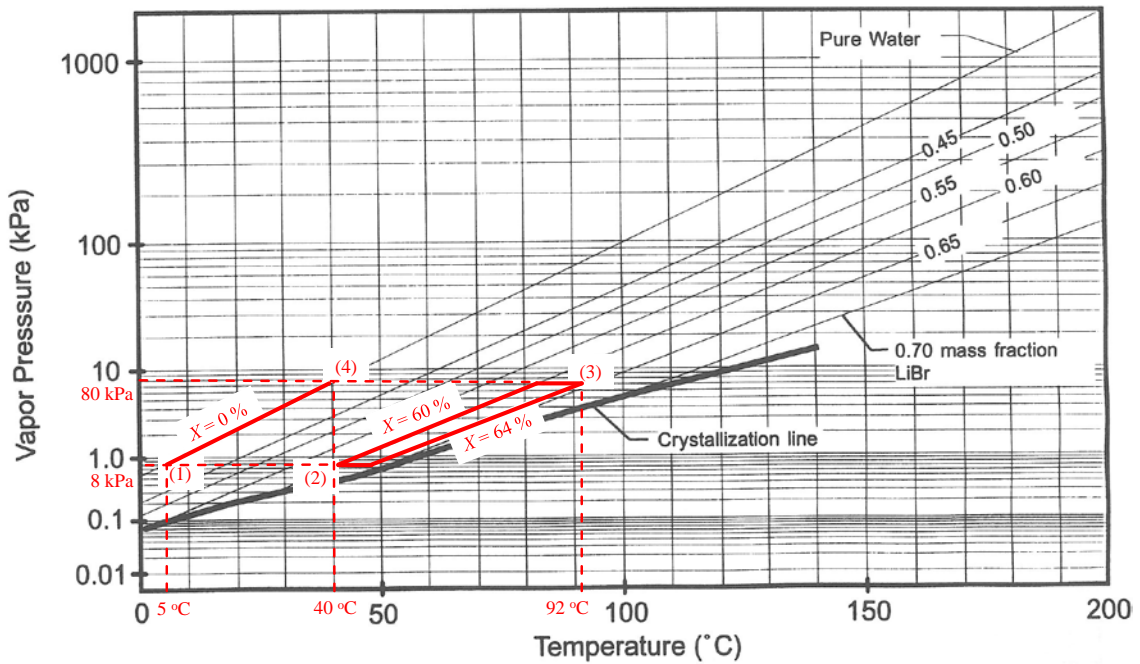


Fig. 1-3 Cooling operation on Dühring diagram (“Source: Herold, K.E. *et al.* (1996)”)

Table 1-1 Transition of the specific energy consumption in residential sector of Japan

(“Source: Agency for Natural Resources and Energy (2013)”)

| Year | Specific energy consumption, 10^6 J/family | | | | | Total |
|------|--|----------------------------|------------------|---------|----------------------------|-------|
| | Air-conditioning (cooling) | Air-conditioning (heating) | Hot water supply | Kitchen | Power supply, lights, etc. | |
| 1965 | 90 | 5379 | 5936 | 2803 | 3336 | 17545 |
| | 0.51 % | 30.66 % | 33.83 % | 15.98 % | 19.02 % | 100 % |
| 1973 | 381 | 9056 | 9603 | 4270 | 6958 | 30268 |
| | 1.26 % | 29.92 % | 31.73 % | 14.11 % | 22.99 % | 100 % |
| 2011 | 860 | 10230 | 10859 | 3115 | 13294 | 38358 |
| | 2.24 % | 26.67 % | 28.31 % | 8.12 % | 34.66 % | 100 % |

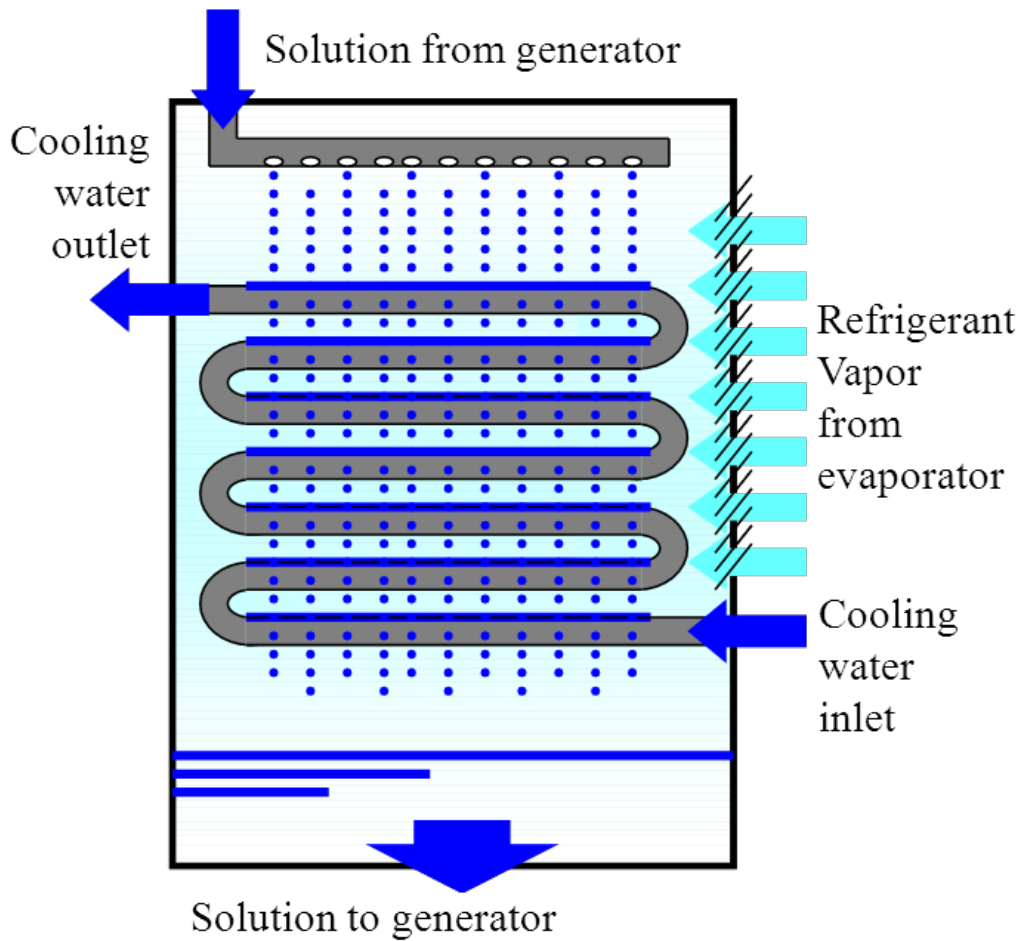


Fig. 1-4 Schematic of a falling-film absorber

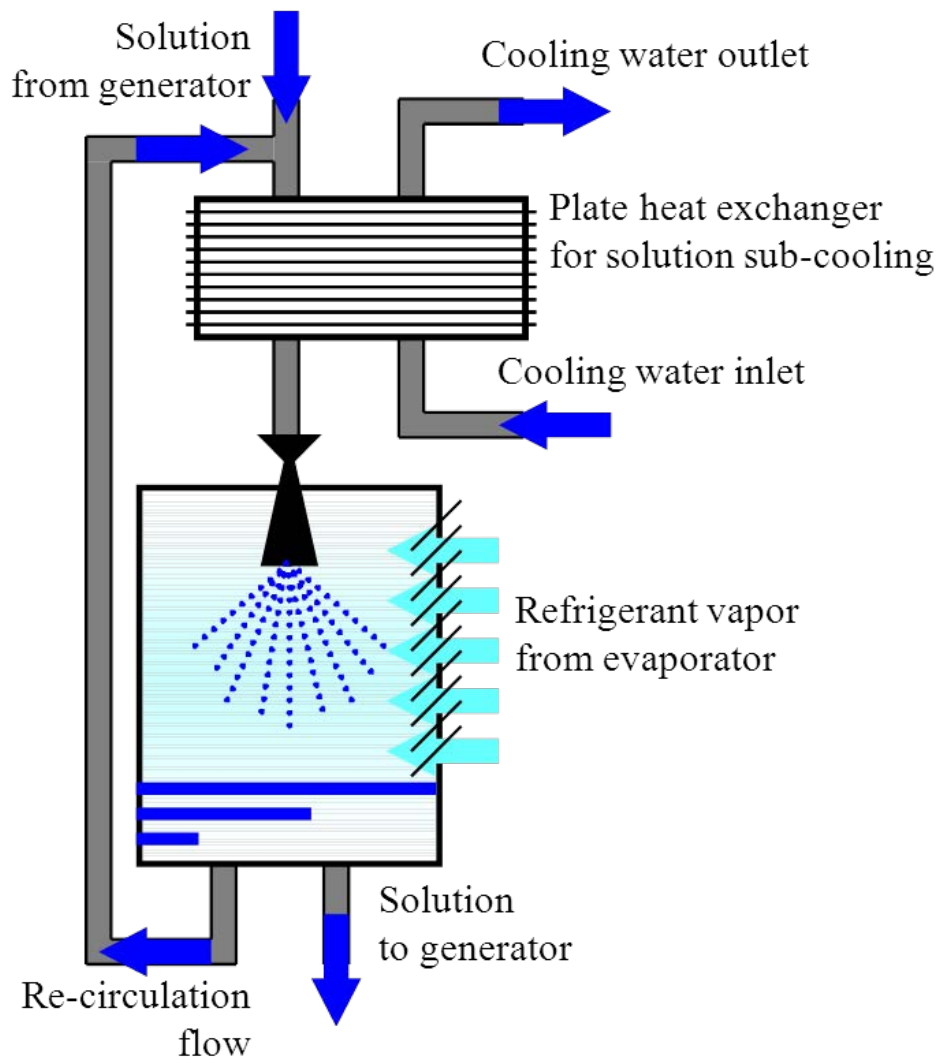


Fig. 1-5 Schematic of an adiabatic absorber



Fig. 1-6 Swirl nozzle (“Source: H. Ikeuchi & Co., Ltd., hollow cone spray KB series”)

第2章

吸収ヒートポンプの給湯機のサイクル解析

2.1 緒言

吸収ヒートポンプシステムの給湯機への応用は高COP獲得に効果的で、エネルギー消費削減に大きく寄与できると考えられる。しかしながら、吸収ヒートポンプの高効率化に関する研究や開発の事例は膨大な量があるにもかかわらず、現状のガス給湯では未だにガス直焚きボイラーが採用されており、吸収ヒートポンプを給湯機として用いることを検討した研究は、実験的なものも解析的なものもほとんどない。1件、「吸収ヒートポンプ給湯機」の検討を行なっている論文があるが、これは作動媒体として水酸化ナトリウム、水酸化カリウム、水酸化セシウムの3成分を40:36:24で混合したものをを用いており²⁻¹⁾、劇薬が使用されていることから、民生部門での普及は厳しいと考えられる。また、高COPを得ることが可能であると考えられるアドバンストサイクルに関しては、サイクルの提案自体は幾つかかなされているものの、給湯運転を想定したものは未だなされてはいない。

そこでここでは給湯運転を想定できる吸収ヒートポンプサイクルを検討し、それらのサイクルシミュレーションを行なうことによって性能評価を行ない、従来のガス給湯器やCO₂ヒートポンプ給湯機と性能比較することで、吸収ヒートポンプの給湯機への利用可能性を示すことを目的とする。

2.2 吸収ヒートポンプシステムの各種サイクル

ここで、吸収ヒートポンプの各種サイクルについて述べる。アドバンストサイクルについては、1990年代中ごろを中心に盛んに報告されてきた²⁻²⁾。Table 2-1は、功刀と柏木が1998年に整理したアドバンストサイクルの種別である²⁻³⁾。ここで元数、段数、効用数という用語の意味は以下の通りである。

元数 : 互いにまじりあわない作動媒体の組み合わせの数

段数 : 吸収器と蒸発器の対数、または溶液サイクルの数

効用数 : 冷媒の再生回数

各種アドバンストサイクルは、それぞれに目的があるが、功刀はそれを Table 2-1 に示す

ように、「COP 向上」、「昇温幅拡大」、「凝縮圧力低減」の3つに分類している。ここに挙げられているサイクルは、提案・発表されているものであり、全てが実用化されているわけではなく、一般的に認知されているものもあれば、滅多に議論されないものもある。

ところで、吸収ヒートポンプ給湯機として用いる上で重要な点は、以下の4つが考えられる。

- (1) 機器の構成要素が少ないこと
- (2) 高温・高圧にならないこと
- (3) 昇温幅が大きいこと
- (4) 効率が1を超えること

その上で改めて Table 2-1 を見てみると、三元サイクルや三重以上の元数、効用数のサイクルは、明らかに小型化には向かない。また、圧縮機を持つようなサイクルも、従来のガス直焚き給湯器に変わる給湯機器としてはコンセプトから外れる。ここでは、ある程度一般的なシステムを幾つか挙げ、その中から可能性のあると考えられるものについて、サイクルシミュレーションを実施し、その適用可能性を検討することとする。

LiBr/H₂O型一重効用吸収ヒートポンプ (Fig. 2-1 参照)

このサイクルは最も一般的な吸収サイクルで、再生器、凝縮器、蒸発器、吸収器、溶液熱交換器で構成される。吸収剤はLiBr（臭化リチウム）、冷媒はH₂O（水）である。水道水は先ず吸収器で低温排熱によって中間温度まで加熱され、続いて凝縮器で高温排熱を受けて高温まで昇温される。また、蒸発器の熱源は空気である。

最も基本的なサイクルとして、給湯運転を想定した性能評価をする意義は大きいと考えられる。

H₂O/NH₃型一重効用吸収ヒートポンプ (Fig. 2-2 参照)

このサイクルは吸収剤にH₂O（水）、冷媒にNH₃（アンモニア）を用いている吸収サイクルで、再生器、精留器、分縮器、凝縮器、蒸発器、吸収器、溶液熱交換器、冷媒熱交換器で構成される。H₂O/NH₃型吸収サイクルでは、再生器で吸収剤を加熱して冷媒であるアンモニア蒸気を発生させるが、その際、アンモニアは吸収剤である水との沸点差が小さいために、かなりの水蒸気がアンモニア蒸気に混入してしまい、冷媒純度が落ちてしまう。そのため、精留器と分縮器を設けている。再生器で発生した蒸気は、精留器で再生器に流入する濃溶液と接触することで冷媒蒸気中の水蒸気の一部を凝縮離脱させ、また分縮器では、精留器で一段精留された冷媒蒸気を、凝縮器からのリフラックスとの潜熱交換により水分を凝縮離脱させ、実用上必要な冷媒濃度まで高められる。LiBr/H₂O型機と同様、水道水は先ず吸収器で低温排熱によって中間温度まで加熱され、続いて凝縮器で高温排熱を受けて

高温まで昇温される。また、凝縮器と蒸発器の間に冷媒熱交換器を設けている。

Fig. 2-3 は再生器、精留器、凝縮器でのアンモニア水溶液ならびにアンモニア水蒸気の組成図である。点(1)は、再生器で発生した冷媒蒸気で、それが精留器で吸収器からの低温で高濃度の溶液と触れることで冷却され、それにより凝縮離脱する低濃度の液(2)と精留された蒸気(3)が生成される。蒸気(3)は分縮器でさらに放熱し、凝縮離脱する溶液(4)と、冷媒として用いるのに十分な濃度まで精留された冷媒蒸気(5)が生成されることになる。

水の蒸発潜熱が例えば 16 °C で 2463 kJ/kg、65 °C で 2345 kJ/kg である一方、アンモニアの蒸発潜熱は 16 °C で 1202 kJ/kg、65 °C で 969 kJ/kg と小さい²⁻⁴⁾ので、一般的に LiBr/H₂O 型機の方が H₂O/NH₃ 型機よりも高 COP であるとされるが、臭化リチウム水溶液は濃度約 65 % で結晶化するという欠点があるために LiBr/H₂O 型では昇温幅に制約があるのに対し、H₂O/NH₃ 型ではそのような制約が無いと見られる。給湯機という高昇温が必要な用途においてはその利用可能性の検証は必要であると考えられる。また、水は 0 °C で凍結してしまうため、LiBr/H₂O 型機は 0 °C 以下での運転が不可能である一方、アンモニアの凝固点は -78 °C と極めて低いため、0 °C 以下での運転が十分に想定可能であるという特徴もある。

よって、十分給湯運転を想定できると考えられる。

二重効用吸収ヒートポンプ (Fig. 2-4 参照)

吸収ヒートポンプの高効率化の一般的な方法として、再生器を増設する多重効用化が挙げられる。これは、高温再生器を出た溶液を一段下の低温再生器へと送り、高温再生器で発生した冷媒蒸気の凝縮熱で以って再度加熱して冷媒蒸気を発生させるという潜熱回収方式で、例えば二重効用は再生器が 2 つ、三重効用では 3 つとなる。溶液の流し方にも複数種類があり、高温再生器、低温再生器の順に溶液を流すシリーズフロー、低温再生器、高温再生器の順に流すリバースフロー、双方に分流するバイパスフローなどがある。Fig. 2-4 はリバースフロー型二重効用サイクルである。

しかし、多重効用化の最大の欠点は、サイクルが高温高圧化することである。低温再生器の温度と圧力は凝縮器側で圧力が決定されるため、給湯運転のように凝縮器温度が固定される場合、低温再生器の状態は、一重効用機の再生器と同等の条件になると考えられる。そのため、低温再生器の熱源を供給する高温再生器は、それ以上に高温高圧になる。一般的な LiBr/H₂O 型機の場合、冷房運転において一重効用機では最高温度が 80 °C ~ 90 °C、二重効用機では 130 °C ~ 150 °C となる。その上、給湯運転のような高昇温運転では、さらなる高温・高圧化を招いてしまう。また、そもそも高温高圧となる H₂O/NH₃ 型機の給湯運転の場合には適用が困難となる。LiBr/H₂O 型機の場合でも、前述の通り、凍結の問題により 0 °C 以下での運転が不可能な為、多重効用化しても年間を通しての利用はできない。

よって、給湯サイクルとしては適用が困難であると考えられる。

AHEサイクル吸収ヒートポンプ (Fig. 2-5 参照)

GAXサイクル吸収ヒートポンプ (Fig. 2-6 参照)

H₂O/NH₃型機では、濃溶液と稀溶液との濃度差を大きくとれるのが特徴のひとつである。濃度差が大きいと、Fig. 2-5 およびFig. 2-6 のDühring線図に示すように、吸収器における吸収プロセスと、再生器における再生プロセスの温度がオーバーラップする。そこで、この部分の吸収熱を、再生器へ流入する溶液の予加熱に用いることが可能となる (AHEサイクル; Absorber Heat Exchanger)。また同様に、吸収熱の一部を、再生器での再生プロセスに用いることもできる (GAXサイクル; Generator Absorber Heat Exchanger)。これらは、吸収熱の内部回収によって、冷房運転での外部への放熱および再生器での熱投入を減らすことに効果的であり、特に吸収熱を潜熱として回収できるGAXサイクルについては、高効率化に有効であるとされている²⁻⁵⁾。

一方、冷房運転においては有効であるが、暖房運転では吸収器からの放熱が加熱源として必要となる。しかし、これらのサイクルにおいては、水道水の加熱源となるべき吸収器からの放熱が内部回収されてしまうため、加熱量の増大を見込めなくなる。そのため、内部回収による再生器熱投入量の減少効果が、吸収器での放熱量の減少によって完全にトレードオフとなってしまう、通常の一重効用機と性能が同程度となってしまう²⁻⁶⁾。

よって、これらのシステムは給湯システムとしては適切でないと考えられる。

高COP型デュアルサイクル吸収ヒートポンプ (Fig. 2-7 参照)

高昇温型デュアルサイクル吸収ヒートポンプ (Fig. 2-8 参照)

デュアルサイクルは2つの一重効用吸収サイクルから構成され、H₂O/NH₃型一重効用吸収サイクルを低段側 (低温サイクル: LTC) に、LiBr/H₂O型一重効用吸収サイクルを高段側 (高温サイクル側: HTC) にそれぞれ設けている。LiBr/H₂O型機は高COP且つ低温低圧であるが、昇温幅の大きい給湯システムの場合はLiBrに結晶化の恐れがある上、冷媒が水であるため冬季は凍結の恐れがある。一方H₂O/NH₃型機はLiBr/H₂O型機と比べて高温高圧ではあるが、濃度に制約条件が無く、また凍結の恐れも無い。この2つのサイクルを結合することで低温環境下でのLiBr/H₂O型の運転が可能となる。第1章で言及したが、中島と武居は、このサイクルを用いることで、冷凍分野でもLiBr/H₂O系を用いることができるようになり、その結果、COPと大温度幅の両方を達成している¹⁻¹⁹⁾。

デュアルサイクルでは、LTCとHTCが互いに熱を授受することでサイクルが成立しているが、その熱の受け渡し方で高COP型と高昇温型の2つに分けられる。Fig. 2-7のDühring線図に示すように、高COP型では、HTC吸収熱とHTC凝縮熱をLTC再生器への熱投入として用い、LTC凝縮熱の一部はHTC蒸発器への熱投入に用いられる。一方、高昇温型では、Fig. 2-8のDühring線図に示すように、LTC凝縮熱は全量がHTC蒸発器への熱投入に用いられ、またHTC吸収熱はLTC再生器への熱投入に用いられる。高COP型では、LTCへの熱投入にHTC吸収熱に加えてHTC凝縮熱も用いるため、HTC側の熱量規模がLTC側と比べ

て小さくなるため、HTC 再生器での熱投入量も減り、COP が高くなる。しかし、高温排熱源である HTC 凝縮熱を内部回収してしまうため、高昇温は見込めず、給湯運転はできない。一方高昇温型では、LTC 側と HTC 側の熱量規模が同等となるため、前者ほどの高 COP は見込めないが、HTC 凝縮熱を利用できるため、高昇温幅の確保が可能となる。このタイプでは、水道水は LTC 吸収器で低温排熱を受けて中間温度まで加熱され、続いて HTC 凝縮器で高温排熱によって出湯温度まで昇温されることになる。

これらのことより、高昇温型については、給湯運転を検討する意義があると判断した。

以上より、本研究ではLiBr/H₂O型一重効用吸収ヒートポンプ、H₂O/NH₃型一重効用吸収ヒートポンプ、高昇温型デュアルサイクル吸収ヒートポンプの3つの吸収ヒートポンプサイクルについて給湯運転の検討を行なった。

Table 2-1 Advanced absorption cycles (“Source: Kunugi and Kashiwagi (1998)”)

| 目的 | 方式 | 一元 | | | 二元 | 三元 |
|----------------|----------|--|--|---------------------------------|--|-----------|
| | | 一段 | 二段 | 三段 | 二段 | 三段 |
| COP向上 (増熱型) | 凝縮熱回収 | ・二重効用 ・三重効用 ・四重効用 (圧縮機付) ・六重効用 | ・三重効用 (リゾープション+ 圧縮機付) | | ・二重効用 | |
| | 吸収熱回収 | ・GAX ・RA | ・中圧二重効用 ・Semi GAX (1,2) ・Advanced RA | ・リゾープション付 中圧二重効用 (低圧三重効用) | | |
| | 凝縮・吸収熱回収 | | 三重効用 | 四重効用 | ・三重効用 ・デュアルサイクル ・吸着付三重効用 ・リゾープション付 四重効用 ・四重効用 ・五重効用 ・六重効用 | ・トリプル七重効用 |
| | 蒸発熱増大 | ・補助冷媒 | ・リゾープション 1 | | | |
| | その他 | | | ・第三種 ヒートポンプ | | |
| 昇温幅拡大 (昇温型) | | ・SRATA | ・二段吸収 ・二段リゾープション付 高温吸収 2 | | ・二元 | |
| | 冷暖房同時運転 | | | ・リゾープション付 高温吸収 1 | | |
| 凝縮圧力低減 | | | ・リゾープション 2 | | | |

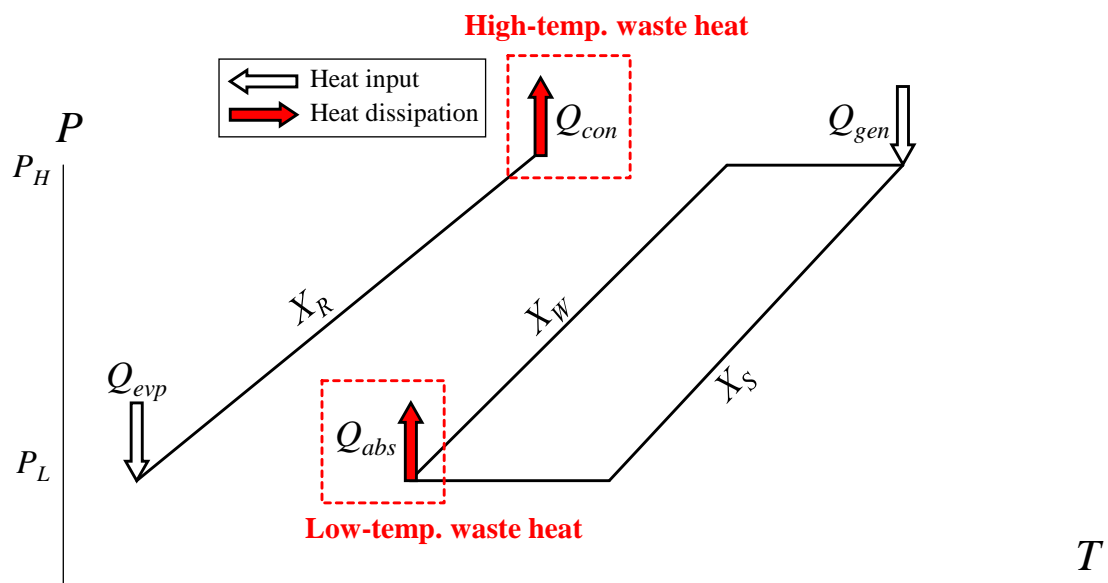
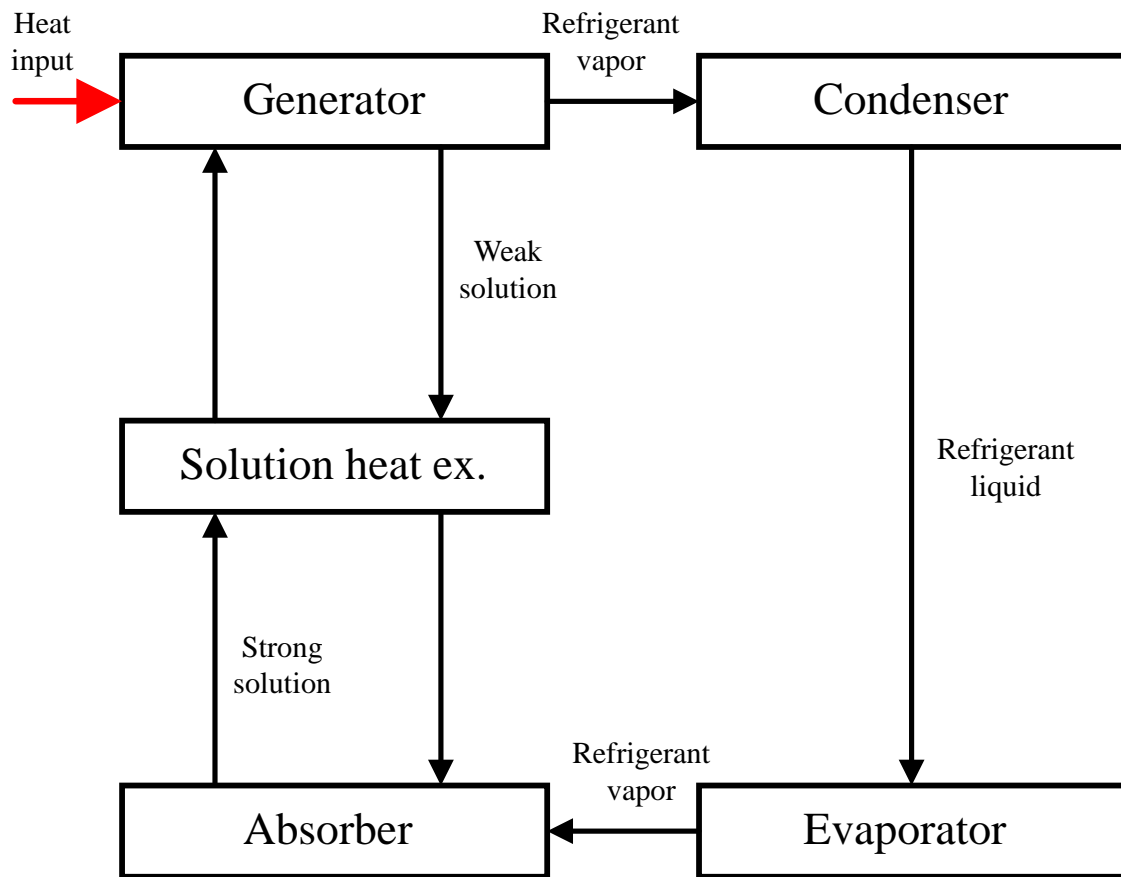


Fig. 2-1 Schematic and Dühring diagrams of LiBr/H₂O type single-effect absorption heat pump
(upper) schematic diagram / (lower) Dühring diagram

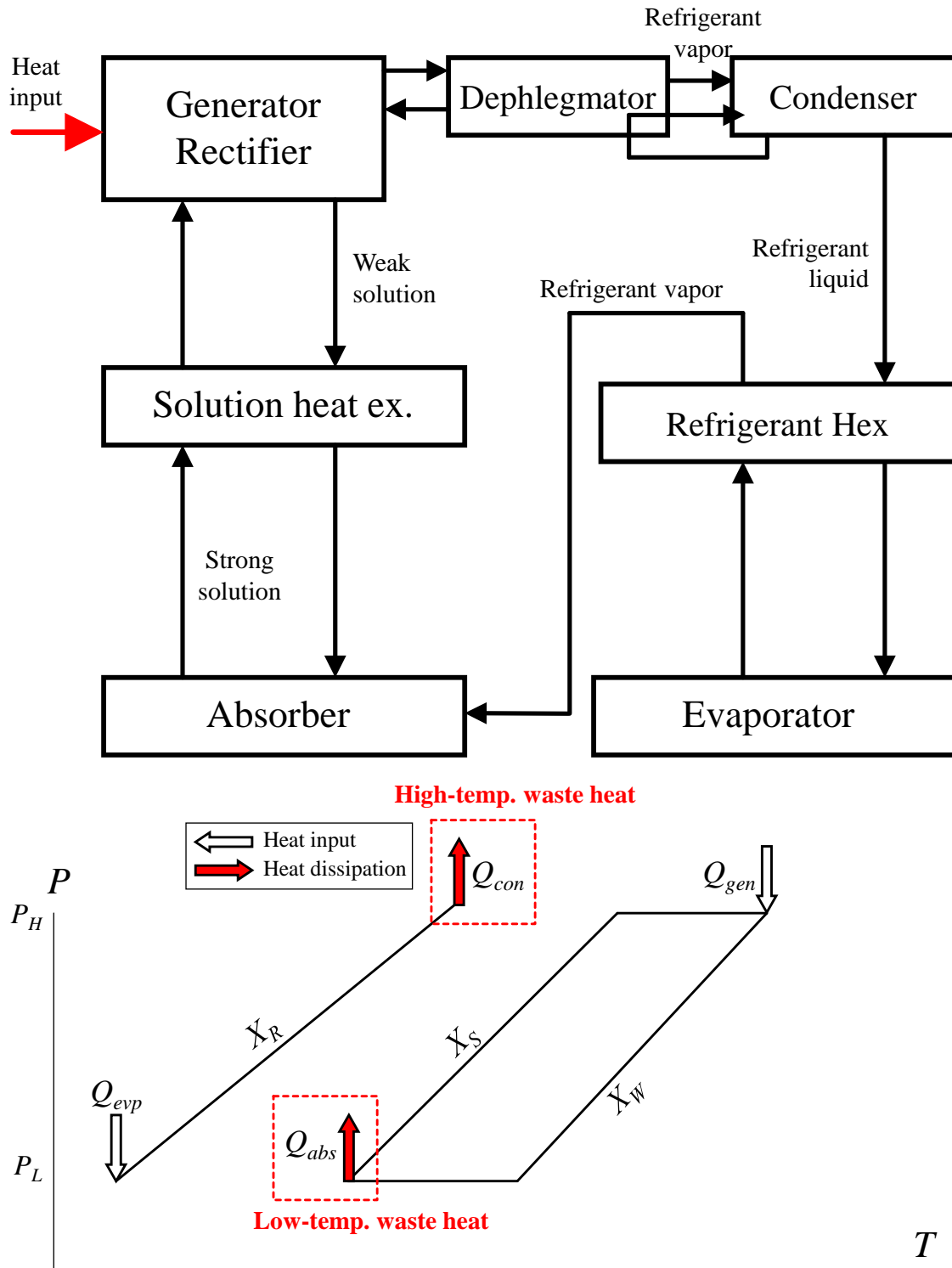


Fig. 2-2 Schematic and Dühring diagrams of H_2O/NH_3 type single-effect absorption heat pump
(upper) schematic diagram / (lower) Dühring diagram

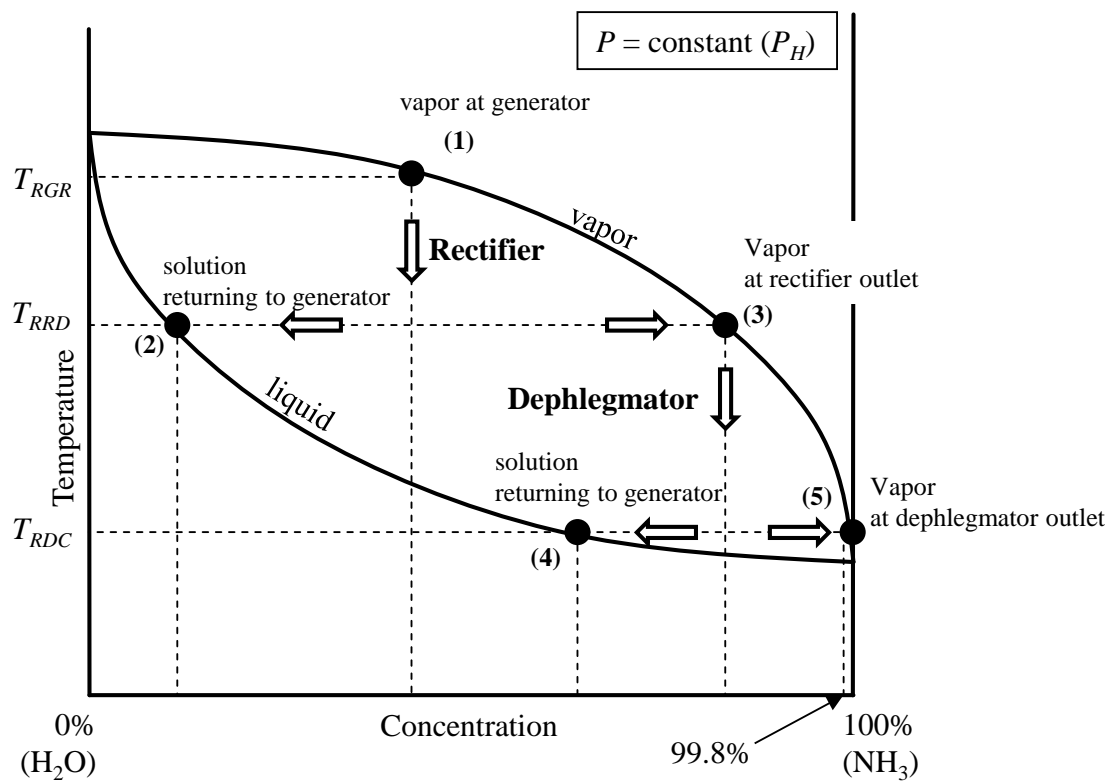


Fig 2-3 Changes of temperature and concentration of H₂O/NH₃ vapor/solution in rectifier and dephlegmator

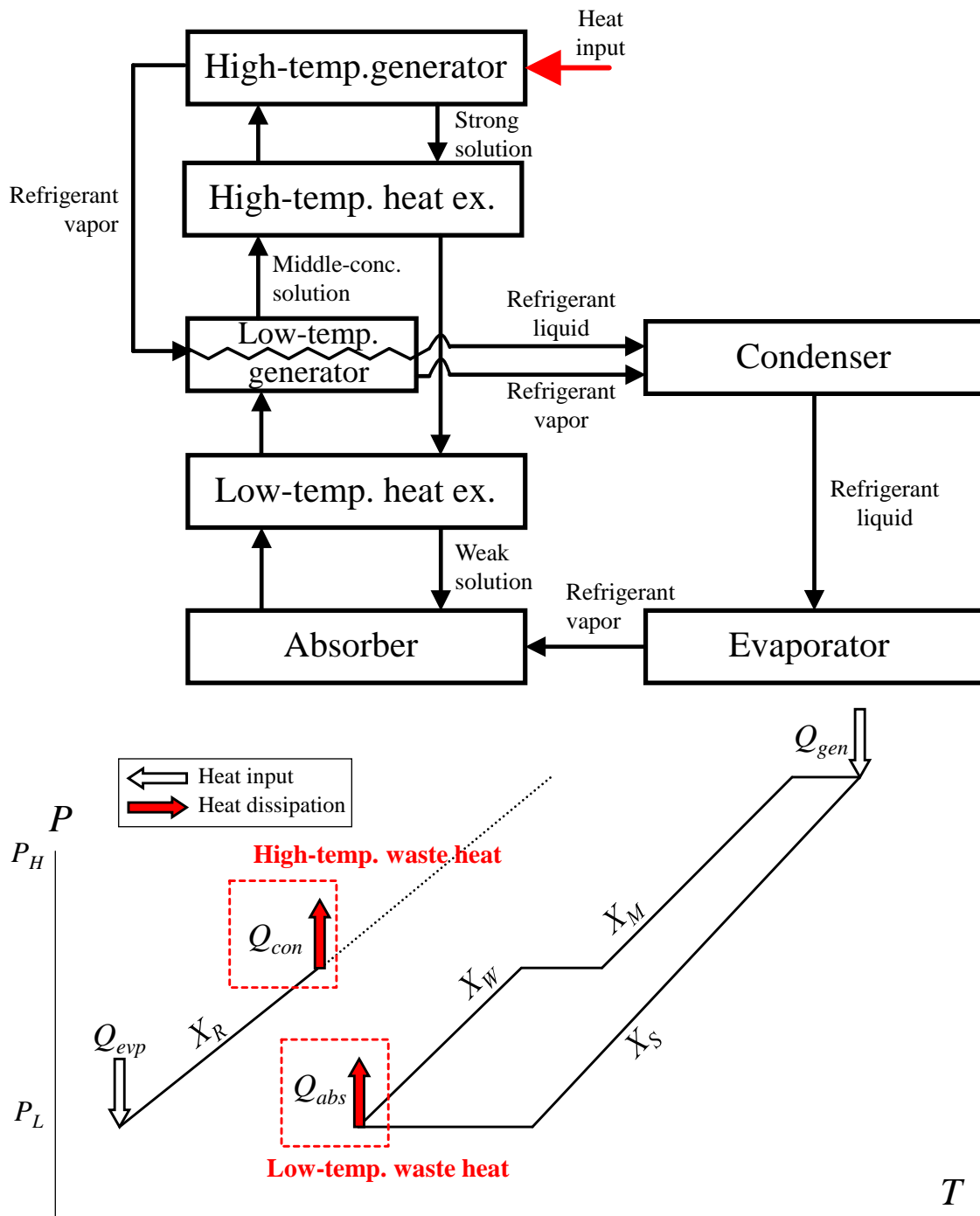


Fig. 2-4 Schematic and Dühring diagrams of LiBr/H₂O type double-effect absorption heat pump (reverse flow type)
(upper) schematic diagram / (lower) Dühring diagram

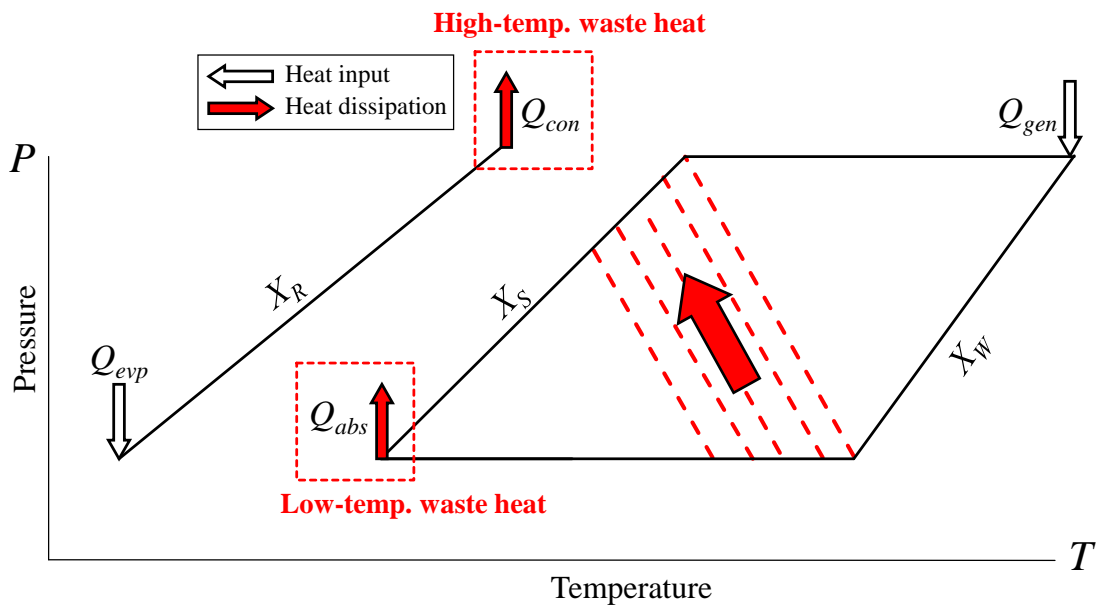
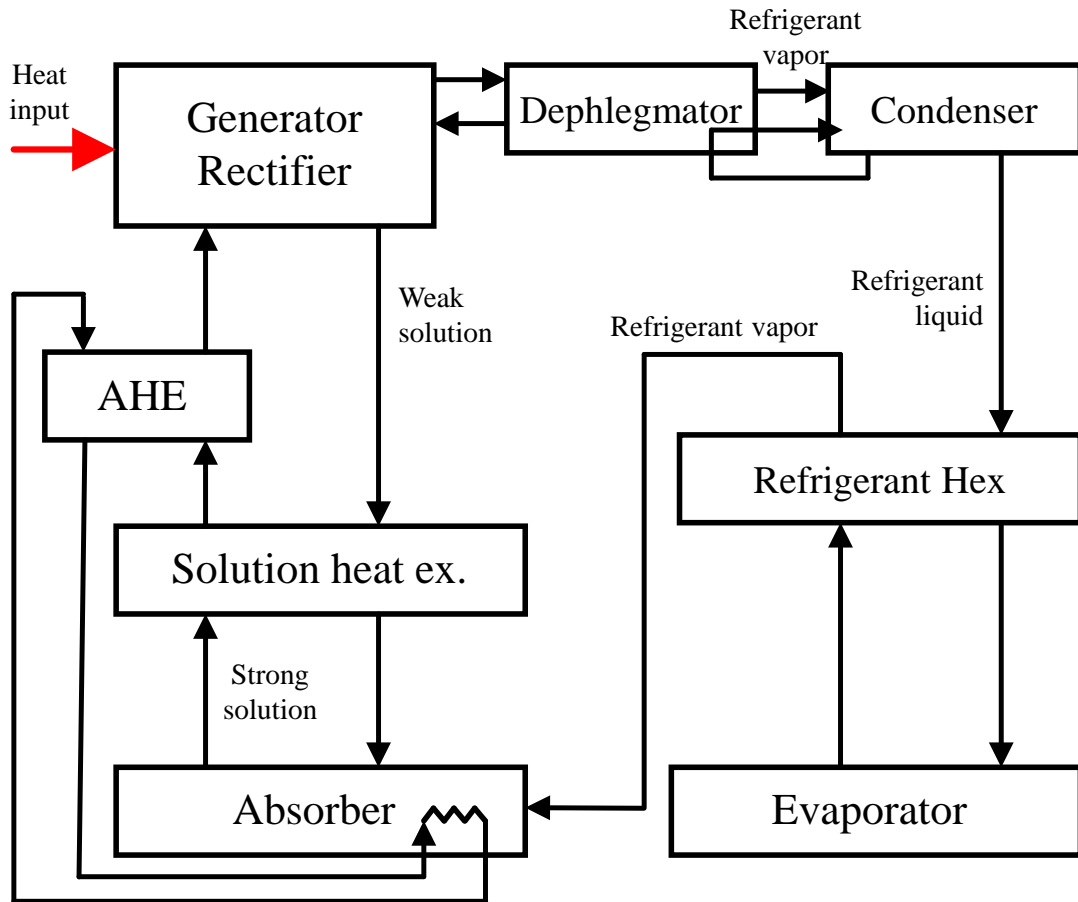


Fig. 2-5 Schematic and Dühring diagrams of AHE cycle absorption heat pump
(upper) schematic diagram / (lower) Dühring diagram

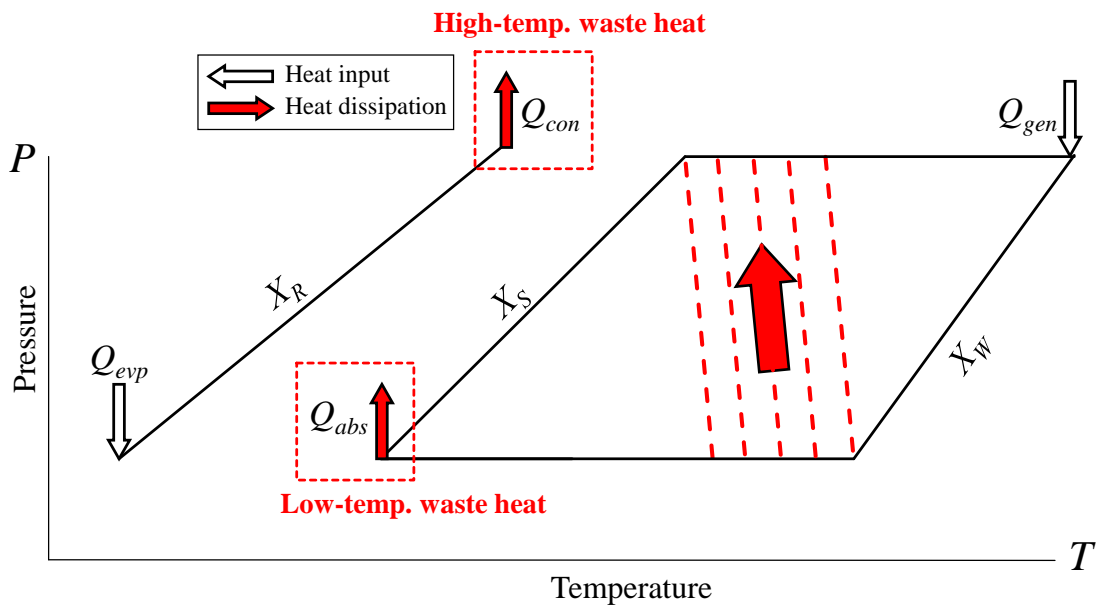
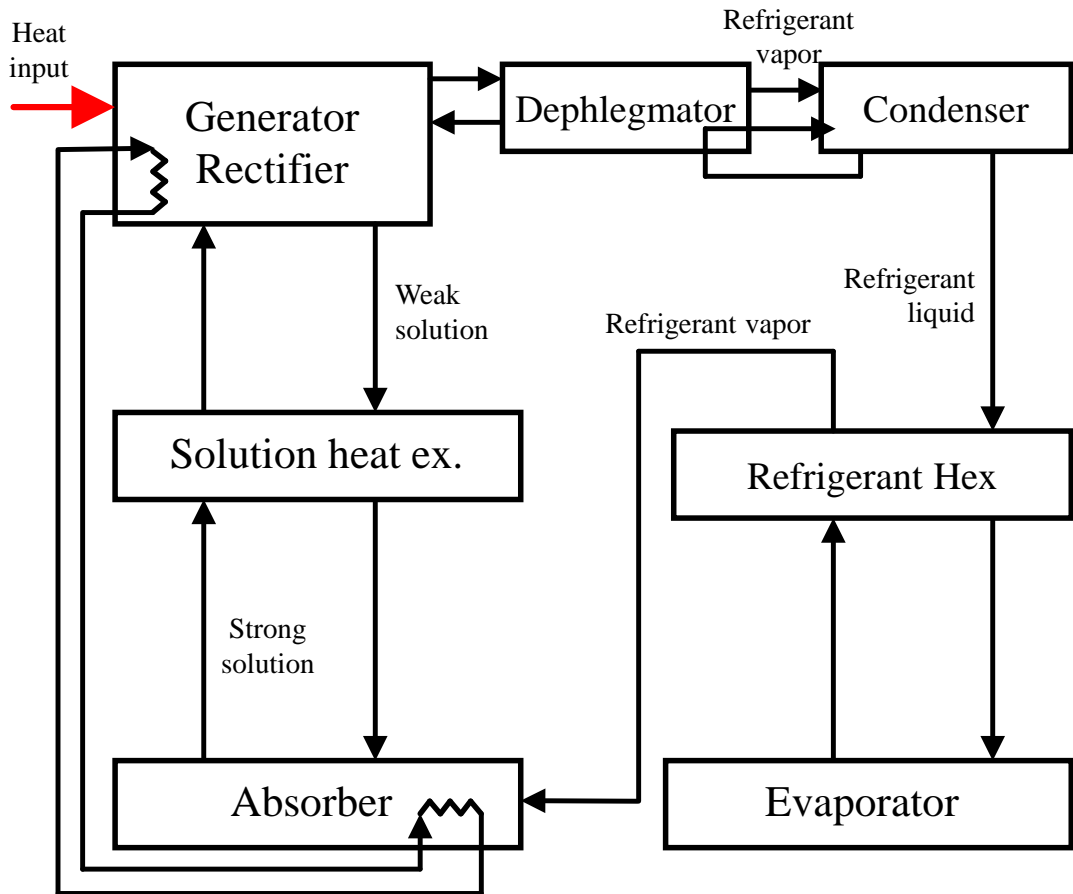


Fig. 2-6 Schematic and Dühring diagrams of GAX cycle absorption heat pump
(upper) schematic diagram / (lower) Dühring diagram

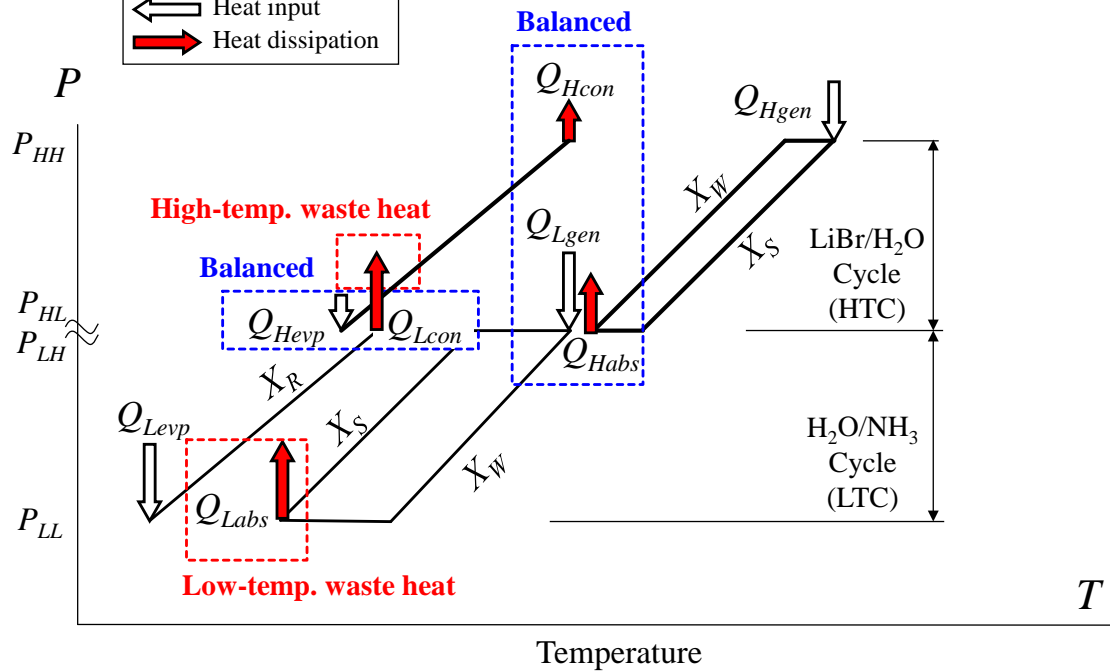
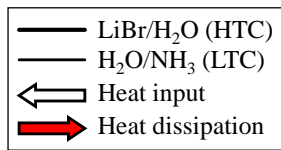
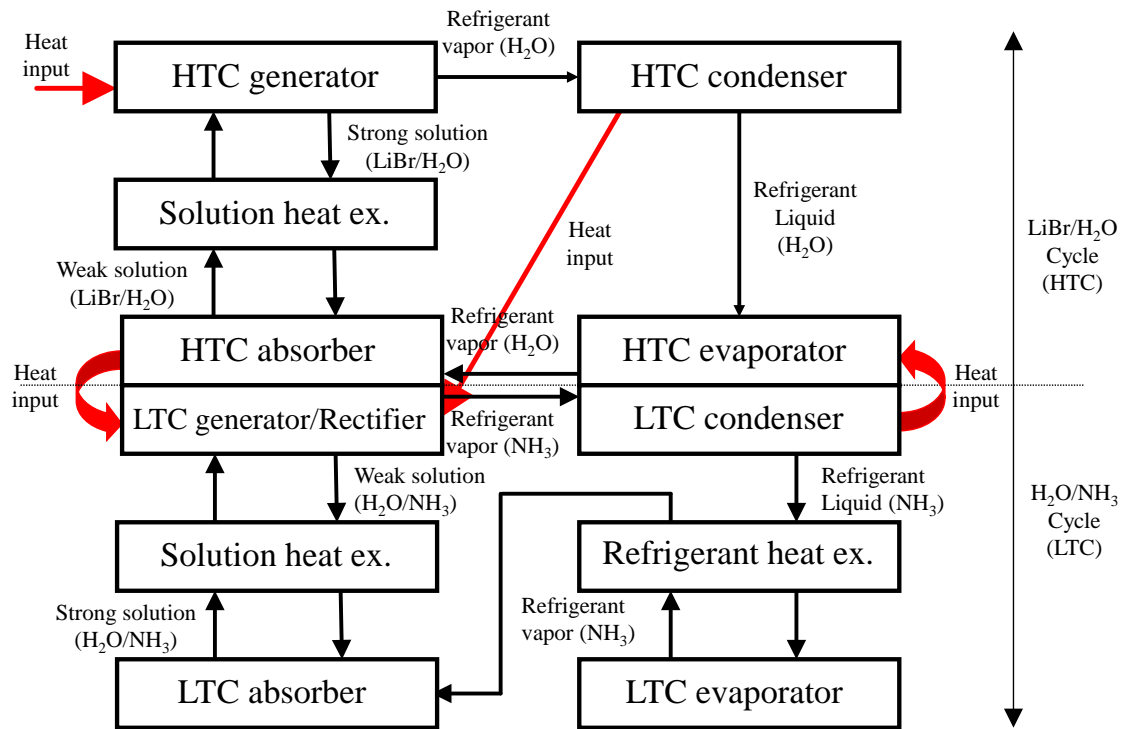


Fig. 2-7 Schematic and Dühring diagrams of high-COP type dual cycle absorption heat pump (upper) schematic diagram / (lower) Dühring diagram

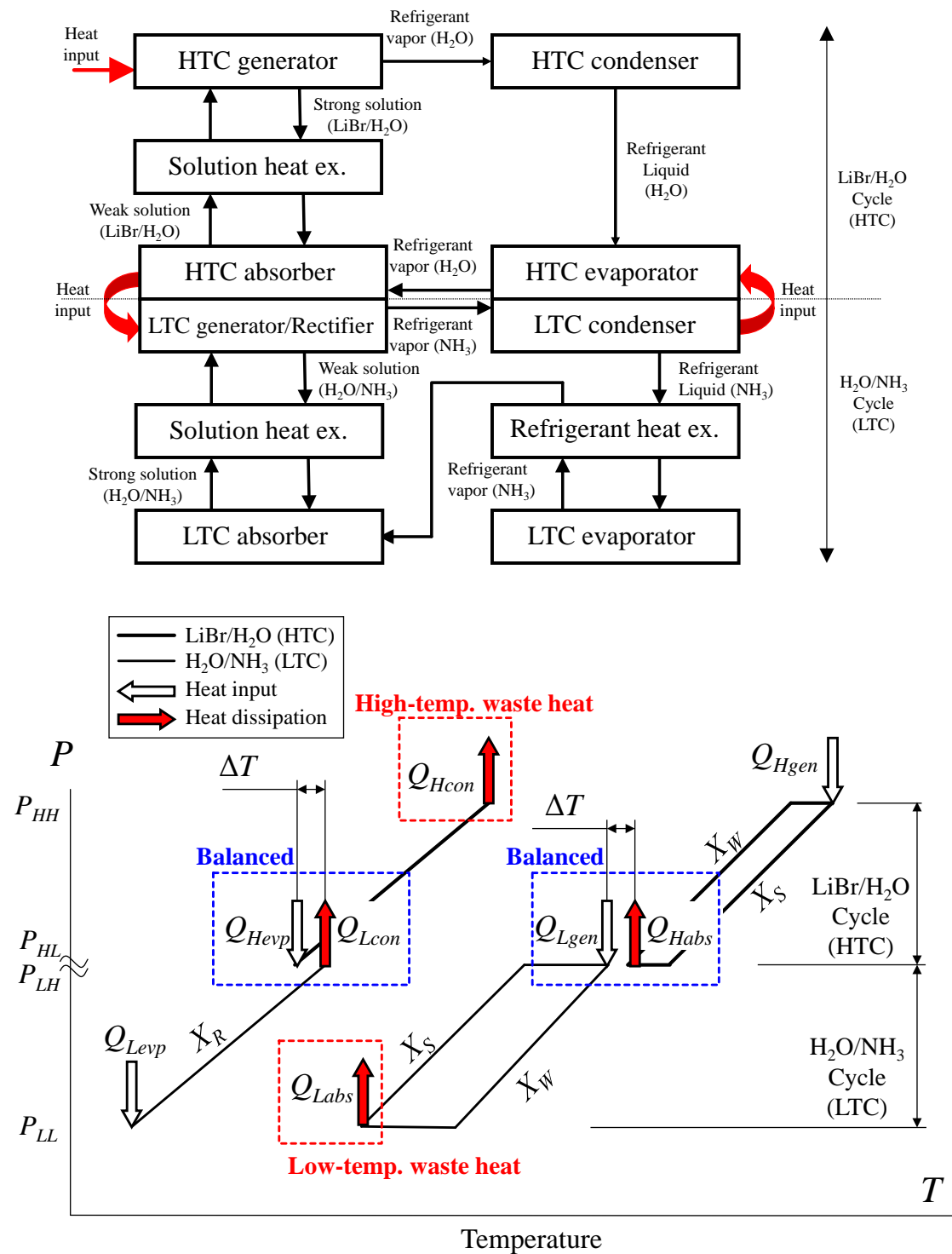


Fig. 2-8 Schematic and Dühring diagrams of high-temperature-rising type dual cycle absorption heat pump
(upper) schematic diagram / (lower) Dühring diagram

2.3 解析概要

ここでは、LiBr/H₂O型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機、H₂O/NH₃型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機、デュアルサイクル吸収ヒートポンプ給湯機の3つの吸収ヒートポンプ給湯機について解析を行ない、それぞれのシステム性能を示す。

各サイクルにおける低温排熱、高温排熱、給湯COPは以下で表現されることになる。

LiBr/H₂O型機とH₂O/NH₃型機の場合：

$$\text{COP} = \frac{Q_A + Q_C}{Q_G + L_P} \dots\dots\dots(2-1)$$

デュアルサイクル機の場合：

$$\text{COP} = \frac{Q_{A_LTC} + Q_{C_HTC}}{Q_{G_HTC} + L_{P_LTC} + L_{P_HTC}} \dots\dots\dots(2-2)$$

ここで Q_A 、 Q_C 、 Q_G 、 L_P はそれぞれ吸収器熱量、凝縮器熱量、再生器熱量、ポンプ動力を意味し、添字の LTC 、 HTC はそれぞれデュアルサイクルにおける低温サイクル側と高温サイクル側を意味する。ポンプ動力には、ポンプ効率と一次エネルギー換算係数を含めている。ただし、LiBr/H₂O型機においては、システムが負圧系で高低圧力差は非常に小さいため、ポンプ動力は再生器熱量と比べて無視できるほど小さい。

前述の3サイクルシステムに、温度条件（外気温度、入水温度、出湯温度）を与えて解析を行なった。以下に本解析で用いた支配方程式の基本形を記す。

$$W_{out} = W_{in} \dots\dots\dots(2-3)$$

$$(XW)_{out} = (XW)_{in} \dots\dots\dots(2-4)$$

$$Q_{out} = Q_{in} \dots\dots\dots(2-5)$$

(2-3)～(2-5)式はそれぞれ質量保存、濃度保存、エネルギー保存を表す式である。ここで W 、 X 、 Q はそれぞれ質量流量、濃度、熱量を意味する。これらの式を各要素に当てはめて、入力と出力をバランスさせることで解析を行なう。

熱物性値は、臭化リチウムに関してはMcNeelyの文献²⁻⁷⁾を、アンモニアおよびアンモニア水溶液に関してはZiegler and Treppの文献²⁻⁸⁾を参照した。

解法はNewton法を用いた。全ての方程式(2.5節で述べる)と全ての変数を一次元のマトリックスで表記し、Jacobi行列はピボット選択によるGauss消去法を用いている²⁻⁹⁾。

2.4 給湯機としての吸収ヒートポンプの特徴

ここで、吸収ヒートポンプを給湯運転することの性能面における特徴を紹介する。Fig. 2-9は、吸収ヒートポンプにおける熱バランスの概念図である。吸収ヒートポンプでは、再生器に熱を投入し、蒸発器で外部から熱を奪い、吸収器と凝縮器の2ヶ所から外部へ熱が放出される。ところで、吸収ヒートポンプでの加熱方法には、温度一定型（潜熱型）と昇温型の2種類があると考えられる。温度一定型では、加熱プロセス全域において温度を一定とし、加熱対象を相変化させて熱を回収させる。よって、吸収器と凝縮器の温度が同じとなる。一方、昇温型では、加熱対象は徐々に昇温され、最終的に出口において要求される温度に達するため、吸収器、凝縮器の順にシリーズで流される。よって吸収器の温度は凝縮器温度よりも低くなり、それにより溶液フローを低温・低濃度に保つことができる。吸収ヒートポンプ給湯機は、この昇温型が適切である。

吸収ヒートポンプ給湯機では、水道水が加熱対象となる。まず吸収器熱量によって中間温度まで1段昇温され、次いで凝縮器熱量によって出湯温度まで昇温される。ここでは加熱源が2ヶ所あるため、適切なバランスで昇温することによって、1を超える給湯COPを得ることができるようになる。

ここで重要なこととして、温水中間温度には最適温度があることが挙げられる。昇温過程においては、大量の熱があったとしても、それに適した温度差を設けられないポイントでは熱量は余ってしまう。よって、2段階昇温でCOPが最大となる点では、2熱源の熱量比と流入する水の温度差比が一致し、過不足なく熱が用いられる。吸収器熱量を低温排熱、凝縮器熱量を高温排熱とすると、COPが最大となる点では以下の式が成り立つ。

$$W_{HW} = \frac{Q_{LWH}}{C_{PW}(T_{Wmid} - T_{Win})} = \frac{Q_{HWH}}{C_{PW}(T_{Wout} - T_{Wmid})}$$

変形すると

$$\frac{Q_{LWH}}{Q_{HWH}} = \frac{T_{Wmid} - T_{Win}}{T_{Wout} - T_{Wmid}} = \frac{\Delta T_{LWH}}{\Delta T_{HWH}} \dots \dots \dots (2-6)$$

ここで W_{HW} と C_{PW} はそれぞれ、温水流量と水の定圧比熱、 T_{Win} 、 T_{Wmid} 、 T_{Wout} は入水温度、温水中間温度、出湯温度、添字のLWHとHWHはそれぞれ低温排熱と高温排熱を意味する。

この関係をFig. 2-10に図示する。ここで、(2-6)式の出湯温度 T_{Wout} は凝縮温度から決まるが、これは給湯の需要温度であるため拘束される。また、入水温度 T_{Win} は季節毎の水道水温度であり、外気温度によって決まるため、これも季節条件として拘束される。よってここで自由度を持つのは T_{Wmid} であり、それを決定する低温排熱温度、つまり吸収器温度（デュアルサイクル機ではLTC吸収器温度）が重要となる。吸収器温度は入水温度と凝縮器温度の間どこかにあるのだが、吸収器温度が低温で入水温度に近い場合 ΔT_{LWH} が小さくなり、 Q_{LWH} は捨てきれずに余ってしまう。そして吸収器温度が入水温度と等しくなると、低温排熱は

全く投入されることなく他の低熱源へ放熱せざるを得ず、全加熱量を凝縮器で賄うこととなり、COPは大きく低下する。逆に吸収器温度が高温で凝縮器温度に近い場合は、 Q_{LWH} が全量投入されても温度差 ΔT_{LWH} の昇温を得ることができなくなり、最終的に吸収器温度が凝縮器温度に至ると、前述の温度一定型となってしまふ。そうなると、吸収器温度が上昇する影響で、昇温プロセスに不必要な溶液フローの高温・高濃度化を招き、再生器での投入熱量が増加し、COPが低下する。このように、吸収器温度に最適なポイントが存在するのが吸収ヒートポンプによる給湯の特徴である。

本解析では、吸収器温度が最適な温度条件から高温側へシフトした場合のCOPへの影響を解析した後、最適COPで性能を比較するため、(2-6)式を満たせるように方程式を与えた。

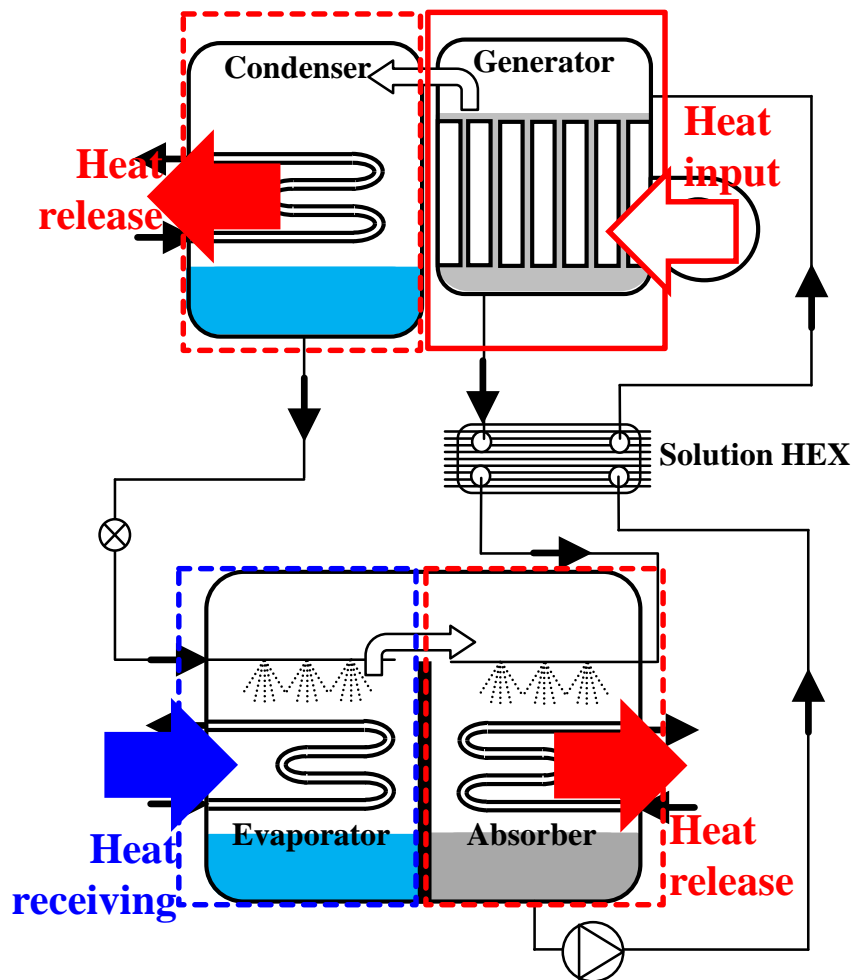


Fig. 2-9 Conceptual diagram of heat balance in absorption heat pump

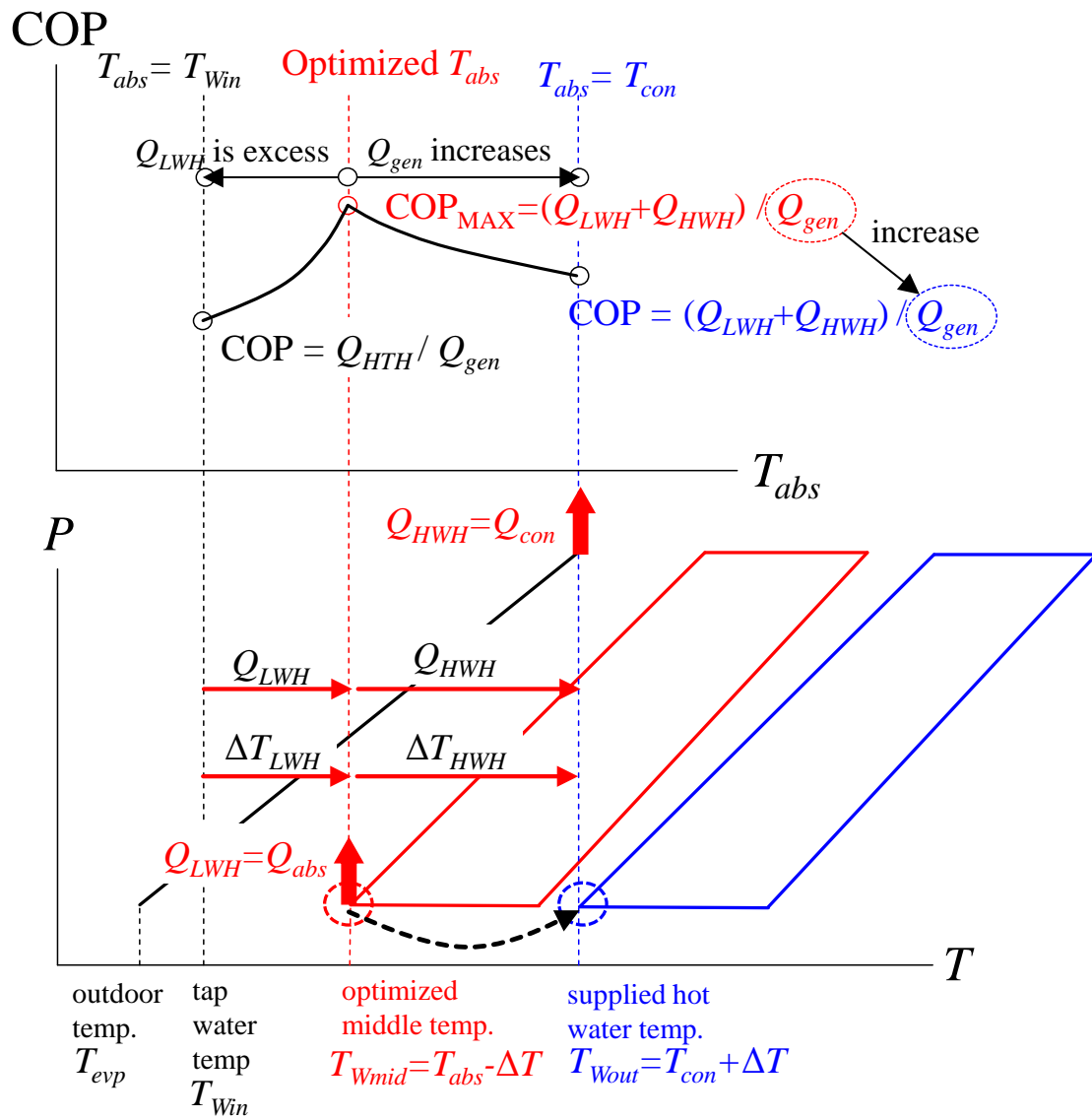


Fig. 2-10 Relationship between the optimized absorber temperature (maximum COP) and two-stage waste heat recovery in case of a single-effect absorption heat pump water heater

2.5 各サイクルの解析モデル

2.3 節にて、解析方法の概要を述べたが、ここでは具体的に、3 サイクルシステムの各構成要素の解析モデルと、解析での入力条件を示す。

2.5.1 LiBr/H₂O型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機の要素モデルと仮定

Fig. 2-11 に構成要素毎の概略図を示す。また、各構成要素での関係式を以下に示す。

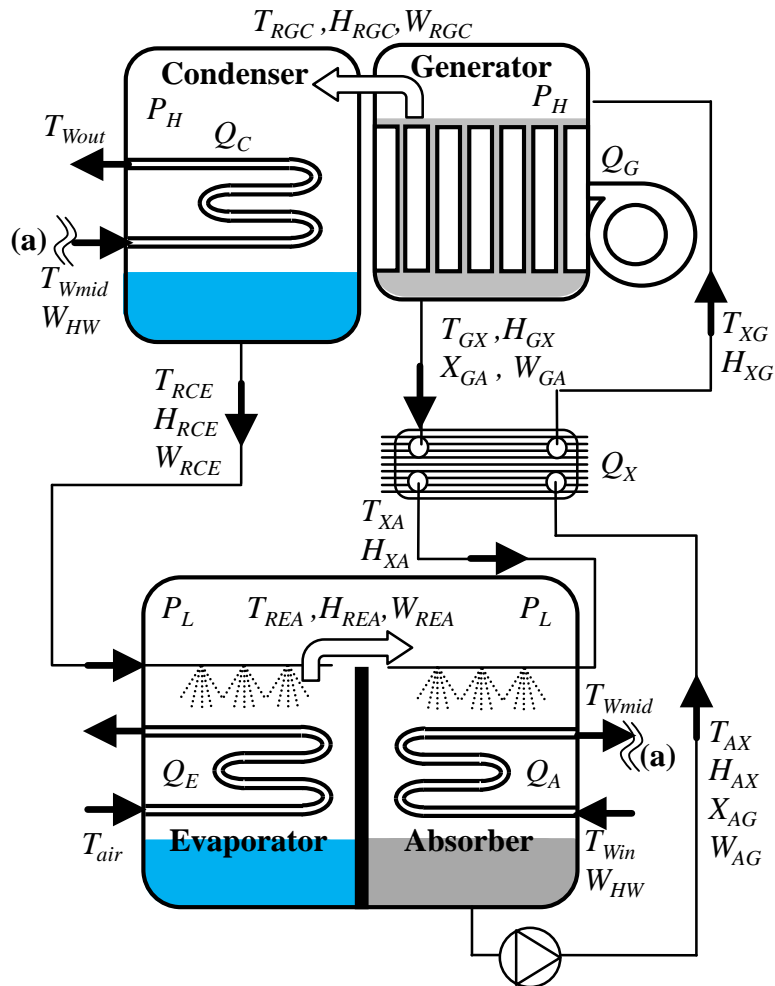


Fig. 2-11 Analytical model of the LiBr/H₂O absorption heat pump cycle system

蒸発器

$$W_{REA} - W_{RCE} = 0$$

$$W_{REA} H_{REA} - W_{RCE} H_{RCE} - Q_E = 0$$

$$T_{REA} - T_{air} + \Delta T = 0$$

$$P_L - W_{tr} T_2 P(T_{REA}) = 0$$

$$H_{REA} - W_{gas} T_2 H(T_{REA}) = 0$$

凝縮器

$$W_{RCE} - W_{RGC} = 0$$

$$W_{RCE} H_{RCE} + Q_C - W_{RGC} H_{RGC} = 0$$

$$Q_E - W_{HW} C_{PW} (T_{Wout} - T_{Wmid}) = 0$$

$$T_{RCE} - T_{Wout} - \Delta T = 0$$

$$H_{RCE} - W_{liq} T_2 H(T_{RCE}) = 0$$

$$P_H - W_{tr} T_2 P(T_{RCE}) = 0$$

吸收器

$$W_{AG} - a W_{REA} = 0$$

$$W_{AG} - W_{GA} - W_{REA} = 0$$

$$X_{AG} W_{AG} - X_{GA} W_{GA} = 0$$

$$W_{AG} H_{AX} + Q_A - W_{REA} H_{REA} - W_{GA} H_{XA} = 0$$

$$Q_A - W_{HX} C_{PW} (T_{Wmid} - T_{Win})$$

$$\alpha - \frac{T_{Wmid} - T_{Win}}{T_{XA} - T_{Win}} = 0$$

$$X_{AG} - \text{LiBr} T_2 P_2 X(T_{AX}, P_L) = 0$$

$$H_{AX} - \text{LiBr} X T_2 H(X_{AG}, T_{AX}) = 0$$

再生器

$$W_{GA} H_{GX} + W_{RGC} H_{RGC} - W_{AG} H_{XG} - Q_G = 0$$

$$T_{GX} - \text{LiBr} X T_2 P(X_{GA}, P_H) = 0$$

$$H_{GX} - \text{LiBr} X T_2 H(X_{GA}, T_{GX}) = 0$$

$$T_{RGC} - T_{GX} = 0$$

$$H_{RGC} - \text{FHRG}(P_H, T_{RGC}) = 0$$

溶液熱交換器

$$Q_X - W_{GA} (H_{GX} - H_{XA}) = 0$$

$$Q_X - W_{AG} (H_{XG} - H_{AX}) = 0$$

$$\alpha - \frac{T_{GX} - T_{XA}}{T_{GX} - T_{AX}} = 0$$

$$H_{XA} - \text{LiBr} X T_2 H(X_{GA}, T_{XA}) = 0$$

$$H_{XG} - \text{LiBr} X T_2 H(X_{AG}, T_{XG}) = 0$$

COP

$$COP_H - \frac{Q_C + Q_A}{(Q_G / \eta_B) + L_P} = 0$$

$$\eta_P \eta_E L_P - W_{AG} \frac{P_H - P_L}{\rho_{AG}} = 0$$

物性関数式の意味は以下の通りである。これらはMcNeelyの文献²⁻⁷⁾をもとにしたものである。

- WtrT2P(T) : 温度 T の飽和水 (水蒸気) の圧力
 WliqT2H(T) : 温度 T の飽和水の比エンタルピー
 WgasT2H(T) : 温度 T の飽和水蒸気の比エンタルピー
 FHRG(P, T) : 圧力 P , 温度 T の加熱水蒸気の比エンタルピー
 LiBrTP2X(T, P) : 圧力 P , 温度 T の飽和 LiBr 水溶液の濃度
 LiBrXT2H(X, T) : 濃度 X , 温度 T の飽和 LiBr 水溶液の比エンタルピー

また, a は溶液循環比で, 吸収器に流入する冷媒蒸気量に対する, 再生器へ送られる溶液流量の比であり, LiBr/H₂O型一重効用機では以下で表される。

$$a = \frac{W_{AG}}{W_{REA}} = \frac{X_{GA}}{X_{GA} - X_{AG}} \dots\dots\dots(2-7)$$

ここで, W_{AG}, W_{REA} はそれぞれ, 吸収器から再生器へ送られる溶液の流量と, 冷媒循環量で, X_{GA}, X_{AG} はそれぞれ, 再生器出口溶液濃度 (濃液溶液濃度) と, 吸収器出口溶液濃度 (稀溶液濃度) である。この溶液循環比はサイクルにおける濃度幅を意味することとなる。溶液循環比が大きくなると濃度幅は狭くなるため, 一定量の冷媒蒸気を吸収器で吸収させるときに, 吸収ポテンシャルの小さな溶液を多く流して, 流量でカバーすることとなる。この溶液循環比は, 溶液ポンプのストローク長さや回転数を制御することによって変化させることができ, 最も制御しやすいパラメータである。

LiBr/H₂O型一重効用吸収ヒートポンプ給湯サイクルを解析するに当たって, 以下のような仮定をおいた。

サイクル全体

- (1) 定常状態である。
- (2) 各要素機器における熱損失は無視する。
- (3) 管内流動による圧力損失や熱損失等は全て無視する。
- (4) 各容器内では温度, 溶液濃度, 圧力は飽和関係とする。

再生器・凝縮器

- (1) 再生器で発生する冷媒蒸気は加熱蒸気であり, その温度は器内の溶液の状態で決定される。
- (2) 凝縮器内圧力は再生器圧力と等しい。

蒸発器・吸収器

- (1) 吸収器内圧力は蒸発器圧力と等しい。

2.5.2 H₂O/NH₃型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機の要素モデルと仮定

Fig. 2-12 に構成要素毎の概略図を示す．また，各構成要素での関係式を以下に示す．

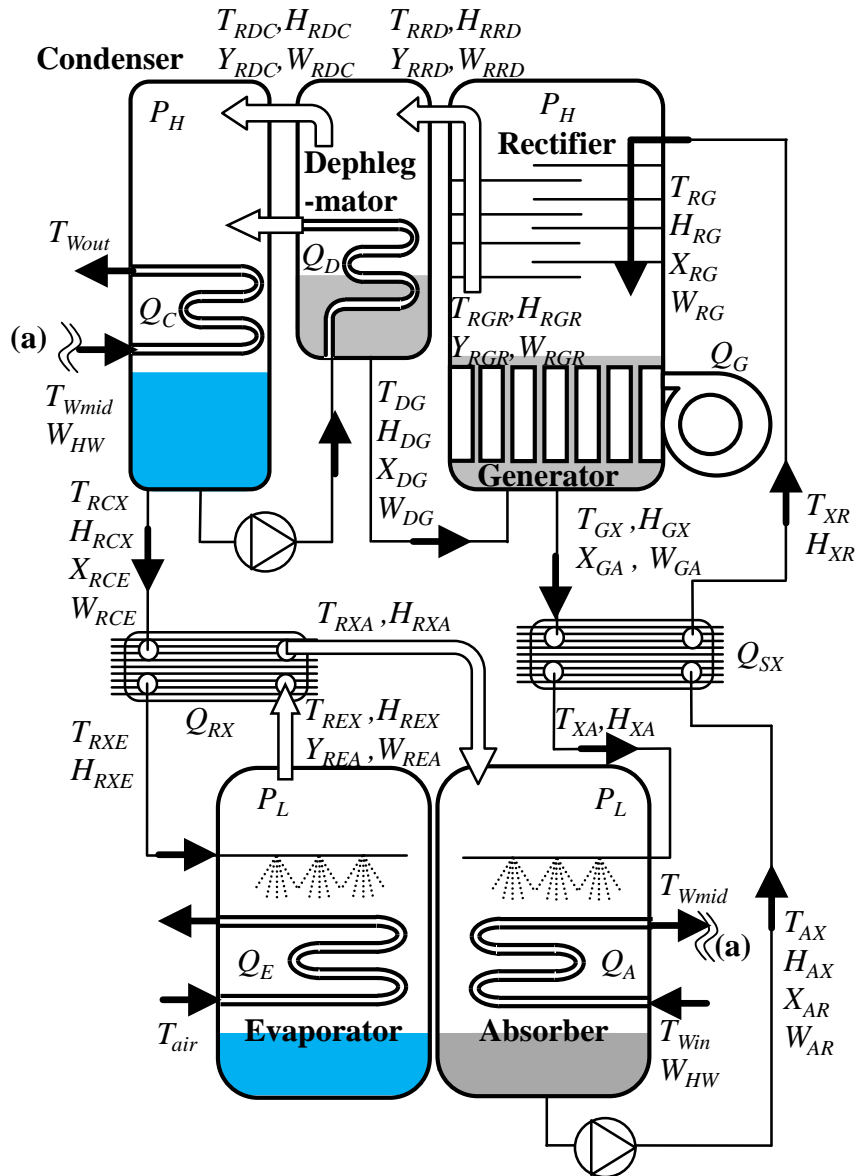


Fig. 2-12 Analytical model of the H₂O/NH₃ absorption heat pump cycle system

蒸発器

$$W_{REA} - W_{RCE} = 0$$

$$Y_{REA} - X_{RCE} = 0$$

$$W_{REA} H_{REX} - W_{RCE} H_{RXE} - Q_E = 0$$

$$T_{REX} - T_{air} + \Delta T = 0$$

$$P_L - \text{PTY}(T_{REX}, Y_{REA}) = 0$$

$$H_{REX} - \text{HgTPY}(T_{REX}, P_L, Y_{REA}) = 0$$

凝縮器

$$W_{RCE} - W_{RDC} = 0$$

$$X_{RCE} - Y_{RDC} = 0$$

$$W_{RCE} H_{RCX} + Q_C - W_{RDC} H_{RDC} - Q_R = 0$$

$$Q_C - W_{HW} C_{PW} (T_{Wout} - T_{Wmid}) = 0$$

$$T_{RCX} - T_{Wout} - \Delta T = 0$$

$$H_{RCX} - \text{HITPY}(T_{RCX}, P_H, Y_{RCE}) = 0$$

$$P_H - \text{PTX}(T_{RCX}, X_{RCE}) = 0$$

吸收器

$$W_{AG} - aW_{REA} = 0$$

$$W_{AG} - W_{GA} - W_{REA} = 0$$

$$X_{AR} W_{AR} - X_{GA} W_{GA} - Y_{REA} W_{REA} = 0$$

$$W_{AR} H_{AX} + Q_A - W_{GA} H_{XA} - W_{REA} H_{RXA} = 0$$

$$Q_A - W_{HW} C_{PW} (T_{Wmid} - T_{Win})$$

$$\alpha - \frac{T_{Wmid} - T_{Win}}{T_{XA} - T_{Win}} = 0$$

$$T_{AX} - \text{TPX}(P_L, X_{AR}) = 0$$

$$H_{AX} - \text{HITPX}(T_{AX}, P_L, X_{AR}) = 0$$

再生器

$$W_{GA} H_{GX} + W_{RGR} H_{RXR} - W_{RG} H_{RG} - W_{DG} H_{DG} - Q_G = 0$$

$$T_{GX} - \text{TPX}(P_H, X_{GA}) = 0$$

$$H_{GX} - \text{HITPX}(T_{GX}, P_H, X_{GA}) = 0$$

$$T_{RGR} - T_{GX} = 0$$

$$T_{RGR} - \text{TPY}(P_H, Y_{RGR}) = 0$$

$$H_{RGR} - \text{HgTPY}(T_{RGR}, P_H, Y_{RGR}) = 0$$

精留器

$$W_{RG} + W_{RRD} - W_{AR} - W_{RGR} = 0$$

$$W_{RG} H_{RG} + W_{RRD} H_{RRD} - W_{AR} H_{XR} - W_{RGR} H_{RGR} = 0$$

$$X_{RG} W_{RG} + Y_{RRD} W_{RRD} - X_{AR} W_{AR} - Y_{RGR} W_{RGR} = 0$$

$$T_{RG} - \text{TPX}(P_H, X_{RG}) = 0$$

$$H_{RG} - \text{HITPX}(T_{RG}, P_H, X_{RG}) = 0$$

$$\alpha_R - \frac{T_{RGR} - T_{RRD}}{T_{RGR} - T_{RG}} = 0$$

$$T_{RRD} - \text{TPY}(P_H, Y_{RRD}) = 0$$

$$H_{RRD} - \text{HgTPY}(T_{RRD}, P_H, Y_{RRD}) = 0$$

分縮器

$$W_{RDC} + W_{DG} - W_{RRD} = 0$$

$$Y_{RDC} W_{RDC} + X_{DG} W_{DG} - Y_{RRD} W_{RRD} = 0$$

$$W_{RDC} H_{RDC} + W_{DG} H_{DG} + Q_R - W_{RRD} H_{RRD} = 0$$

$$T_{DG} - \text{TPX}(P_H, X_{DG}) = 0$$

$$H_{DG} - \text{HITPX}(T_{DG}, P_H, X_{DG}) = 0$$

$$T_{RDC} - T_{DG} = 0$$

$$T_{RDC} - \text{TPY}(P_H, Y_{RDC}) = 0$$

$$H_{RDC} - \text{HgTPY}(T_{RDC}, P_H, Y_{RDC}) = 0$$

溶液熱交換器

$$Q_{SX} - W_{GA} (H_{GX} - H_{XA}) = 0$$

$$Q_{SX} - W_{AR} (H_{XR} - H_{AX}) = 0$$

$$\alpha - \frac{T_{GX} - T_{XA}}{T_{GX} - T_{AX}} = 0$$

$$H_{XA} - \text{HITPX}(T_{XA}, P_H, X_{GA}) = 0$$

$$H_{XR} - \text{HITPX}(T_{XR}, P_H, X_{AR}) = 0$$

冷媒熱交換器

$$Q_{RX} - W_{R23} (H_{RCX} - H_{RXE}) = 0$$

$$Q_{RX} - W_{REA} (H_{RXA} - H_{REX}) = 0$$

$$\alpha - \frac{T_{RXA} - T_{REX}}{T_{RCX} - T_{REX}} = 0$$

$$H_{RXE} - \text{HITPX}(T_{RXE}, P_H, X_{RCE}) = 0$$

$$H_{RXA} - \text{HgTPY}(T_{RXA}, P_L, Y_{REA}) = 0$$

COP/ポンプ動力

$$COP_H - \frac{Q_C + Q_A}{(Q_G / \eta_B) + L_P} = 0$$

$$\eta_P \eta_E L_P - W_{AG} \frac{P_H - P_L}{\rho_{AG}} = 0$$

物性関数式の意味は以下の通りである。これらはZiegler and Treppの文献²⁻⁸⁾をもとにしている。

PTX(T, X) : 温度 T , 濃度 X の $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 液の飽和圧力

PTY(T, Y) : 温度 T , 濃度 Y の $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 蒸気の飽和圧力

HITPX(T, P, X) : 温度 T , 圧力 P , 濃度 X の $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 液の比エンタルピー

HgTPY(T, P, Y) : 温度 T , 圧力 P , 濃度 Y の $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 蒸気の比エンタルピー

H₂O/NH₃型一重効用機では溶液循環比の定義式が(2-7)式とは若干異なり，以下のようになる．

$$a = \frac{W_{AR}}{W_{REA}} = \frac{Y_{REA} - X_{GA}}{X_{GA} - X_{AG}} \dots\dots\dots(2-8)$$

ここで， Y_{REA} は冷媒の純度である．実質的な意味はLiBr/H₂O型一重効用機のもと同じで，吸収器に流入する冷媒蒸気量に対する，再生器へ送られる溶液流量の比である．

また，仮定については基本的にLiBr/H₂O型と同様であるが，精留器と分縮器については以下の仮定をおいた．

精留器・分縮器

- (1) 精留器内圧力および分縮器内圧力は再生器圧力と等しい．

2.5.3 デュアルサイクル吸収ヒートポンプ給湯機の要素モデルと仮定

Fig. 2-13 に構成要素毎の概略図を示す。各構成要素での関係式および仮定は、前述のLiBr/H₂OサイクルおよびH₂O/NH₃サイクルと同じものを用いている。

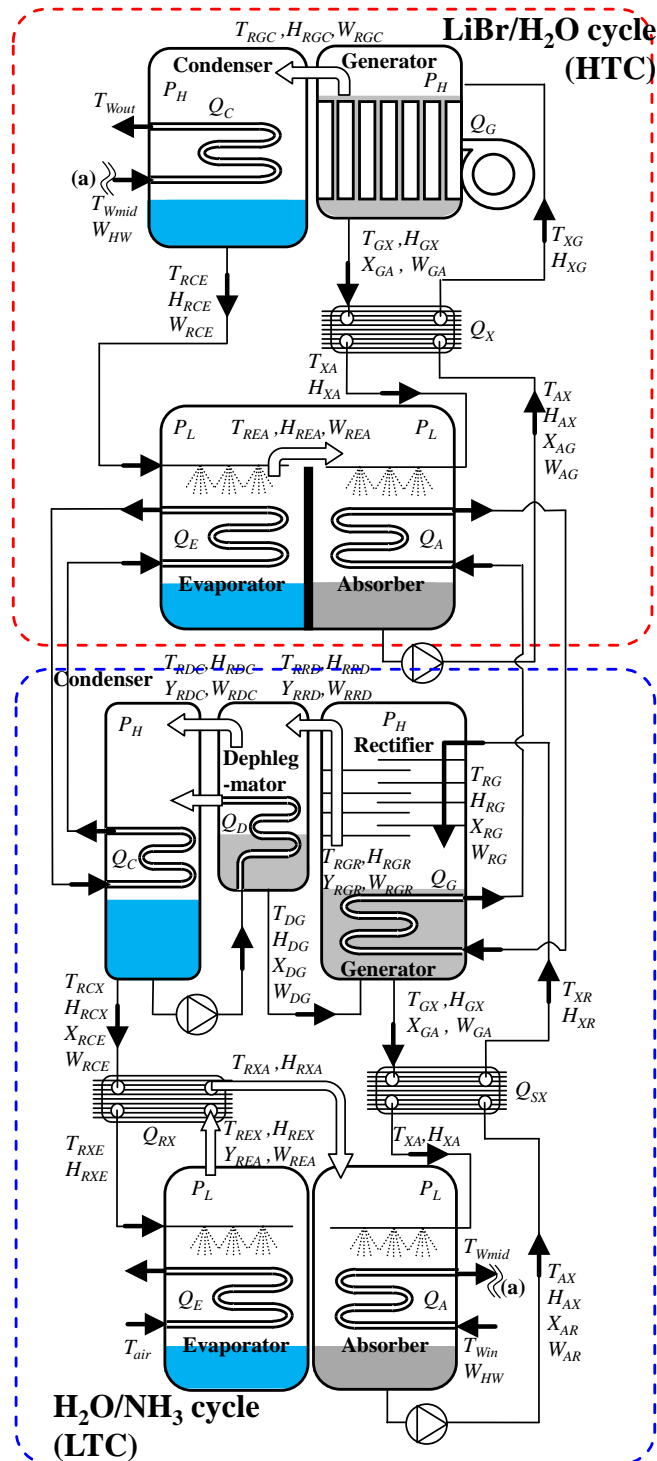


Fig. 2-13 Analytical model of the dual cycle system

ただし、高温側サイクル (HTC) と低温側サイクル (LTC) との間の熱交換についての式と、デュアルサイクルの COP 式は、以下の式を与えている。

LTC凝縮器⇒HTC蒸発器

$$T_{RCX_LTC} - T_{REA_HTC} - \Delta T = 0$$

$$\eta_B Q_{C_LTC} - Q_{E_HTC} = 0$$

HTC吸収器⇒LTC再生器

$$T_{AX_HTC} - T_{GX_LTC} - \Delta T = 0$$

$$\eta_B Q_{A_HTC} - Q_{G_LTC} = 0$$

COP

$$COP_H - \frac{Q_{A_LTC} + Q_{C_HTC}}{(Q_{G_HTC} / \eta_B) + L_{P_HTC} + L_{P_LTC}} = 0$$

2.5.4 解析条件

Table 2-2 に、サイクル解析で用いた入力条件を示す。ここで、外気温度と入水温度（水道水温度）の関係については、JIS C 9220 家庭用ヒートポンプ給湯機に示されているFig. 2-14 の関係を適用している²⁻⁹⁾。また、外気温度、入水温度、出湯温度については、Table 2-3 に示す夏季、中間期、冬季①、冬季②（極寒期）の4条件で比較を行なった。これらは3サイクル共通の条件である。なお、冬季②は外気が 0 °C以下となっており、水冷媒であるLiBr/H₂O型機は凍結のため、運転が不可能となる。

LiBr/H₂O型では、LiBr結晶化を考慮し、濃溶液濃度 X_{GA} が63%を越えない範囲で、溶液循環比をパラメータとして解析した。H₂O/NH₃型では、分縮器から凝縮器へ流れるアンモニア蒸気の純度を、一般的な産業用機で採用されている99.8%とし、溶液循環比をパラメータとして解析を行なった。デュアルサイクルでは、LTC側（H₂O/NH₃型）の溶液循環比と、HTC側（LiBr/H₂O型）の濃溶液濃度をパラメータとして解析を行なった。

この条件の基でパラメータ値変化によるサイクルシステムのCOPへの影響を調べ、給湯運転の可否を検討した。

Table 2-2 Input conditions of three cycle systems

| | | |
|----------------------------------|--|---------------------|
| | Outdoor temperature (T_{air}), °C | 0 ~ 35 (parameter) |
| | Supplied hot water temperature (T_{Wout}), °C | 60 ~ 90 (parameter) |
| | Boiler efficiency (η_B) | 0.88 |
| | Pump efficiency (η_P) | 0.5 |
| | Power generation efficiency (η_E) | 0.4 |
| LiBr/H ₂ O | Circulation ratio (α) | 5 ~ 30 (parameter) |
| | Temperature difference at HEX (ΔT), °C | 5 |
| | Mass flow rate of refrigerant (W_{RGC}) | 1 |
| | Temperature efficiency at sensible HEX (α) | 0.88 |
| H ₂ O/NH ₃ | Circulation ratio (α) | 3 ~ 10 (parameter) |
| | Refrigerant purity at dephlegmator outlet (Y_{RDC}) | 0.998 |
| | Temperature difference at HEX (ΔT), °C | 5 |
| | Mass flow rate of refrigerant (W_{RDC}) | 1 |
| | Temperature efficiency at sensible HEX (α) | 0.88 |
| | Temperature efficiency at rectifier (α_R) | 0.88 |
| Dual | LiBr concentration at HTC generator outlet (X_{GA_HTC}) | ~ 63 (parameter) |
| | Refrigerant purity at LTC dephlegmator outlet (Y_{RDC_LTC}) | 0.998 |
| | Circulation ratio at LTC (α_{LTC}) | 3 ~ (parameter) |
| | Temperature difference at HEX (ΔT), °C | 5 |
| | Mass flow rate of refrigerant at LTC (W_{RDC_LTC}) | 1 |
| | Temperature efficiency at sensible HEX (α) | 0.88 |
| | Temperature efficiency at LTC rectifier (α_{R_LTC}) | 0.88 |

Table 2-3 Four seasonal temperature conditions

| | summer | intermediate | winter_1 | winter_2 |
|---|--------|--------------|----------|----------|
| Outdoor temperature (T_{air}), °C | 25 | 17 | 7 | -3 |
| Incoming tap water temperature (T_{win}), °C | 24 | 16 | 9 | 5 |
| Supplied hot water temperature (T_{wout}), °C | 65 | 65 | 65 | 65 |

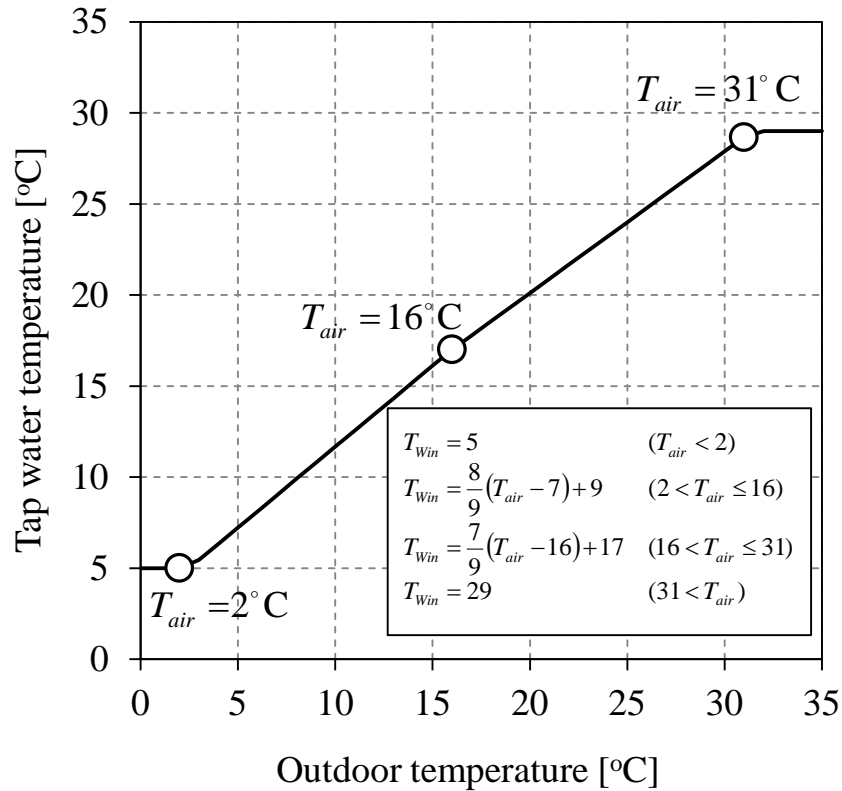


Fig. 2-14 Relationship between outdoor temperature and tap water temperature
 (“Source: Japan Industrial Standard (2011)”)

2.6 解析結果

2.6.1 最適な吸収器温度から外れた場合の COP への影響

まず、吸収器の温度が最適値から外れた場合に、性能にどの程度影響があるのかを、LiBr/H₂O型一重効用機とH₂O/NH₃型一重効用機で比較した。吸収器温度が最適値より低下した場合については、熱を捨てざるを得なくなることからCOPが大きく低下するのは自明であるため、本解析では、高温側に外れた場合の検討を行なった。その場合、吸収器温度が上昇し得る最大値は、凝縮器温度となる。

Fig. 2-15 にその結果を示す。ここで横軸は、最適な吸収器温度を 0、凝縮器温度を 1 としたときの吸収器温度を無次元で表したもので、縦軸は、最適なCOPとの差を同じく無次元で表したものである。これより、吸収器温度が高温側へずれると、両サイクルともCOPが低下すること、そしてその低下幅がLiBr/H₂O型一重効用機で 1.58 から 1.41、H₂O/NH₃型一重効用機で 1.44 から 1.06 となり、H₂O/NH₃型において性能低下がより顕著であることがわかる。このように吸収器温度が上昇することで性能が低下するのは、定圧条件で溶液フローが高温化し、再生器における濃度回復に必要な投入熱量が増加してしまうことによるが、H₂O/NH₃型一重効用機での影響が顕著なのは、高温化することで再生器で発生する冷媒蒸気の純度が低下してしまうため、その分多くの蒸気を発生させないといけなくなることによる。Fig. 2-3 の点(1)は再生器で発生する冷媒蒸気の状態だが、これが高温側にシフトすると、その純度が低下することがわかる。よって、H₂O/NH₃型一重効用機での再生器投入熱量が大きくなることでCOPが最大 26 %程度低下すると考えられる。

しかしこれらの議論を換言すれば、吸収ヒートポンプによる給湯運転では、冷房運転時とは異なり熱源を 2 つ有するため、それらを最適なバランスで用いれば、両サイクルとも高い COP を得ることができるということになる。よって、これ以降の解析では、最適な吸収器温度となる運転条件での解析により、性能の検討を行なった。

2.6.2 最適な吸収器温度での 3 サイクルの性能比較

LiBr/H₂O型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機

Fig. 2-16 に、LiBr/H₂O型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機における、溶液循環比変化による季節毎のCOP（下図）と濃溶液濃度（再生器出口溶液濃度）（上図）への影響を、Fig. 2-17 に外気温度（と入水温度）変化による影響を、Fig. 2-18 に出湯温度変化による影響を、そしてTable 2-4 とFig. 2-19 に、各季節条件におけるCOP最大となる点での運転仕様を、表とDühring線図でそれぞれ示す。ここで、冬季②（極寒期）の結果が無いのは、外気温度条件が 0 °C 以下となり、冷媒である水の凍結が起こるためである。これはLiBr/H₂O型を全年で稼働さ

せる上での欠点である。

溶液循環比が大きくなると再生器～吸収器間の濃度幅が狭くなり、その分を流量でカバーすることとなる。そうすると再生器に流れ込む低温の稀溶液の量が増えるために、単位冷媒循環量に対する熱投入量が増加してしまうため、COPは低下する。一方、溶液循環比が非常に小さくなると、再生器での熱投入量は減少するが、吸収器からの放熱量も減ってしまい、この減少幅が熱投入量の減少幅よりも大きくなってしまい、結果的にCOPが低下してしまう。よって、溶液循環比に対してCOPには最適値が存在する。しかし、COPが低下するほど溶液循環比が小さくなるときは、機器の大きさに対して溶液量が小さくなりすぎて、熱交換器の温度効率が低下する恐れがあり、一般的にはぎりぎりまで溶液循環比を下げることは無い。

外気温度や入水温度が上昇するとCOPが上昇する理由は、ヒートポンプにおける低熱源と高熱源の温度幅が狭まり、ヒートポンプ負荷が低減されることによる。逆に出湯温度が上昇すると、ヒートポンプの負荷が大きくなり、COPは低下する。

解析の結果より、溶液循環比10で夏季はCOPが1.58、中間期で1.54、冬季①で1.51となることがわかった。斎川らによると、家庭用CO₂ヒートポンプ給湯機のCOPは、夏季で4.0、中間期で3.6、冬季①で3.1であるという¹⁻²³⁾。ここで一次エネルギーからの発電効率を0.4とすると、夏季で1.60、中間期で1.44、冬季①で1.24となる。また従来のボイラー給湯の効率は0.88程度である。Table 2-5に、LiBr/H₂O型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機、CO₂ヒートポンプ給湯機COP（一次エネルギー換算）、ガス直焚きボイラー給湯器効率を記して比較した。これより、ガス直焚きボイラー給湯器と比較すると夏季で79.5%、中間期で75.0%、冬季①で71.6%の効率向上となる。一方、外気温度0℃以下においてはボイラー運転を行なうことになるため、冬季②（極寒期）ではボイラー給湯器と効率が同じとなる。またCO₂ヒートポンプ給湯機と比較しても、夏季、中間期、冬季①において、同等かそれ以上の効率が得られると考えられる。

しかし、LiBr/H₂O型には結晶化の問題があるため、濃度63%を上回ることはできない。また、温度条件が厳しくなる（冬季になる）と、蒸発器～吸収器の圧力が低下する一方で、出湯温度が決まっているため、凝縮器での処理熱量は季節条件にあまり影響を受けない。そのため、吸収器の圧力は低下しても、温度はあまり下げることができなくなり、吸収器出口溶液濃度（稀溶液濃度）が上昇する。高濃度側には上限があるため、結果的に濃度幅が狭くなる。Fig. 2-16およびFig. 2-17より、夏季条件や中間期条件では、高濃度側に十分な余裕を設けられるが、冬季①条件では、溶液循環比を10程度とすると、制約を満たす濃度範囲の限界に近く、余裕が無くなり、外気温度0℃付近になると、運転をすることができなくなることが確認される。そのため、若干のCOP低下を犠牲にして溶液循環比を大きくしなければならない。

そのような場合においては、吸収器からの熱の一部を捨てて、吸収器温度を下げ、濃度上昇を回避するという方法もあるにはあるが、吸収器からの放熱はCOP定義式である(2-1)

式の分子に含まれており、これを無駄に捨てざるを得なくなると、当然その分だけ COP は低下することになる。

H₂O/NH₃型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機の解析結果

Fig. 2-20 に、H₂O/NH₃型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機における、溶液循環比変化による季節毎のCOPへの影響を、Fig. 2-21 に外気温度（と入水温度）変化による影響を、Fig. 2-22 に出湯温度変化による影響を、そしてTable 2-6 とFig. 2-23 に各季節条件におけるCOP最大となる点での運転仕様を、表とDühring線図で示す。溶液循環比変化に対するCOPへの影響について、定性的にはLiBr/H₂O型で述べたことと同様である。ただし、LiBr/H₂O型は負圧系で高低圧力差が非常に小さいため、ポンプ動力をほとんど必要としない一方で、H₂O/NH₃型は高低圧力差が大きいため、溶液循環比が大きくなるとポンプ動力が大きくなり、COP低下の要因となる。よって、H₂O/NH₃型においては溶液循環比を低く抑える必要があるが、LiBr/H₂O型のように濃度制約が無いため、溶液循環比を低くすることがシステム上問題となることは無い。

H₂O/NH₃型がLiBr/H₂O型と比べて大きく異なる点は、濃度に制約が無い点、0℃以下での運転が可能なる点、そして精留プロセスが必要な点である。濃度制約が無く、0℃以下での運転が可能であることで、冬季①や冬季②（極寒期）でも安定した運転が可能となる。一方、精留プロセスに関しては、H₂O/NH₃型におけるシステム上の最大の欠点であるが、本システムでは、分縮器からの放熱は、凝縮器冷媒液への潜熱として回収させるため、分縮熱も給湯に使うことができる。気温条件が厳しくなると、吸収器から再生器へ流入する溶液の濃度が低下するため、再生器で発生する冷媒蒸気濃度も低下し、精留プロセスでの除熱すべき熱量が増加する。その分が凝縮熱として給湯に寄与することになる。Table 2-6 において、冬季の凝縮熱量が大きくなっているのはそのためである。

夏季は溶液循環比3でCOPが1.43、中間期は溶液循環比3でCOPが1.38、冬季①が溶液循環比3でCOPが1.33、冬季②（極寒期）は溶液循環比5でCOPが1.27となる。これをLiBr/H₂O型と同様に、CO₂ヒートポンプ給湯機COP（一次エネルギー換算）とガス直焚きボイラー給湯器の効率と比較したものがTable 2-7である。CO₂ヒートポンプ給湯機と比較すると、夏季は-10.6%、中間期は-6.0%と及ばないが、冬季①は7.3%の効率向上となり、また冬季②（極寒期）でも運転が可能で、その条件においても1を超える高COPを得られると考えられる。また、ボイラーと比較すると夏季で62.5%、中間期で56.8%、冬季①で51.1%、冬季②（極寒期）で44.2%の効率向上となる。

デュアルサイクル吸収ヒートポンプ給湯機の解析結果

Table 2-8 とFig. 2-24 に解析によって得られたデュアルサイクル吸収ヒートポンプ給湯機の運転仕様を、表とDühring線図で示す。ここに示すように、デュアルサイクルでは夏季条件以外では解を得ることができなく、また夏季条件においても、HTC（LiBr/H₂O型）側の溶

液循環比が 55.7 と、凡そ現実的とは言えない解となっている。その原因は、給湯サイクルが高圧側と低圧側両方に制約を持つために、サイクルが成立する範囲が制約されてしまうことにある。この点について考察する。

このデュアルサイクルでは、LTC 凝縮器が HTC 蒸発器の熱源となり、また HTC 吸収器が LTC 再生器の熱源となっている。つまり、どちらか一方が運転を主導するわけではなく、互いに強く依存し合った関係で成り立っている。よってどちらか一方だけが優位に稼働するという条件は存在しない。しかし、本解析のような給湯条件では、低温側は入水温度、高温側は出湯温度で制約を受けているため、サイクルが成立する範囲の上限と下限が予め決まっている。しかも、LTC と HTC は熱源を共有しているため、1 段目の昇温を担う LTC 吸収器の熱量と、2 段目の昇温を担う HTC 凝縮器の熱量に大きな差が無い。この熱量比で、各段での昇温幅が決まるのだが、そうすると LTC 側での昇温幅を HTC 側の昇温幅と同等程度設ける必要があり、LTC 吸収器の温度が比較的高温側に位置するようになる。その結果、LTC 吸収器と HTC での溶液濃度 63 % の間で 2 サイクルを駆動させるには狭くなり過ぎてしまい、各サイクルで濃度幅が得られない分、溶液循環比が非常に大きくなってしまう。夏季条件でもこの状態で、さらに気温条件が厳しくなるとサイクルが成立しなくなる。サイクルを成立させるためには、LTC 吸収器の温度を大きく下げる必要が出てくるが、そうすると LTC 側からの給湯加熱量を無駄かつ大量に捨てざるを得なくなり、COP が大きく低下してしまう。

CO₂ヒートポンプ給湯機の COP (一次エネルギー換算) とガス直焚きボイラー給湯器の効率とを比較したものが Table 2-9 である。サイクル成立が夏季条件のみであるが、そのときの COP は 1.25 で、CO₂ヒートポンプ給湯機と比較すると -21.2 %、ガス直焚きボイラー給湯器と比較すると 42.0 % の効率向上となるが、ここまでの考察より、デュアルサイクル吸収ヒートポンプシステムの給湯機運転は、適用が難しいと考えられる。

全システム比較

ここまでの結果をもとに、LiBr/H₂O 型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機、H₂O/NH₃ 型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機、デュアルサイクル吸収ヒートポンプ給湯機の 3 つのサイクルシステムについてサイクルシミュレーションによって、サイクル特性と COP の比較をした。各サイクルの COP を比較したものを Table 2-10 に示す。これより、夏季、中間期、冬季 ① においては LiBr/H₂O 型の効率が良いことが分かった。しかし、外気温度が低くなると LiBr/H₂O 型の運転は濃度制約や凍結の問題により、安定した運転が難しくなることもわかった。一方、通年で安定して高性能を出せるのは H₂O/NH₃ 型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機であることが分かった。

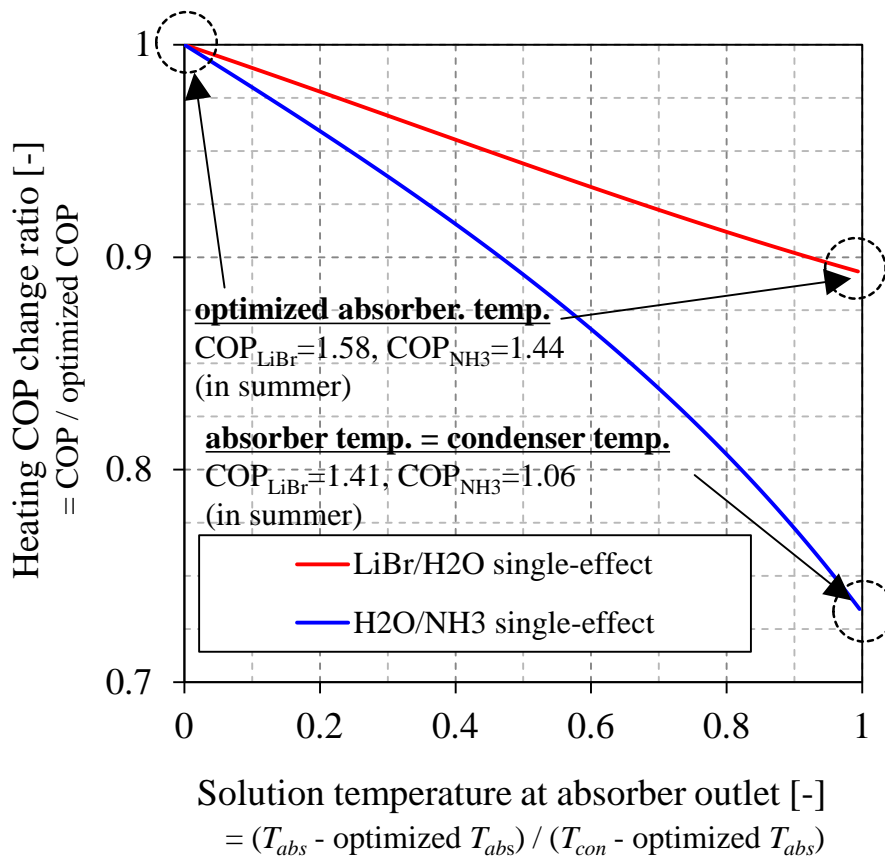


Fig. 2-15 Effect of absorber temperature on COP

(LiBr/H₂O: Circulation ratio is 10, hot water temperature is 65°C, summer condition)

(H₂O/NH₃: Circulation ratio is 5, hot water temperature is 65°C, summer condition)

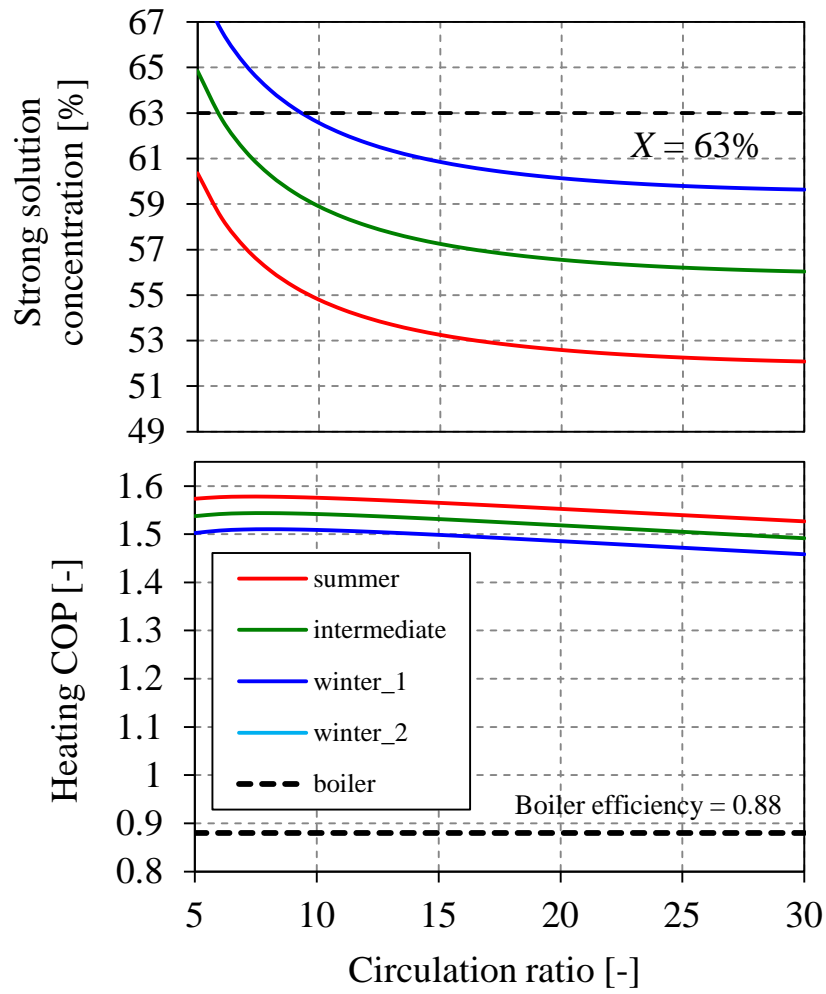


Fig. 2-16 Effect of circulation ratio on heating COP of a LiBr/H₂O type single-effect absorption heat pump water heater
(Circulation ratio is 10, hot water temperature is 65°C)

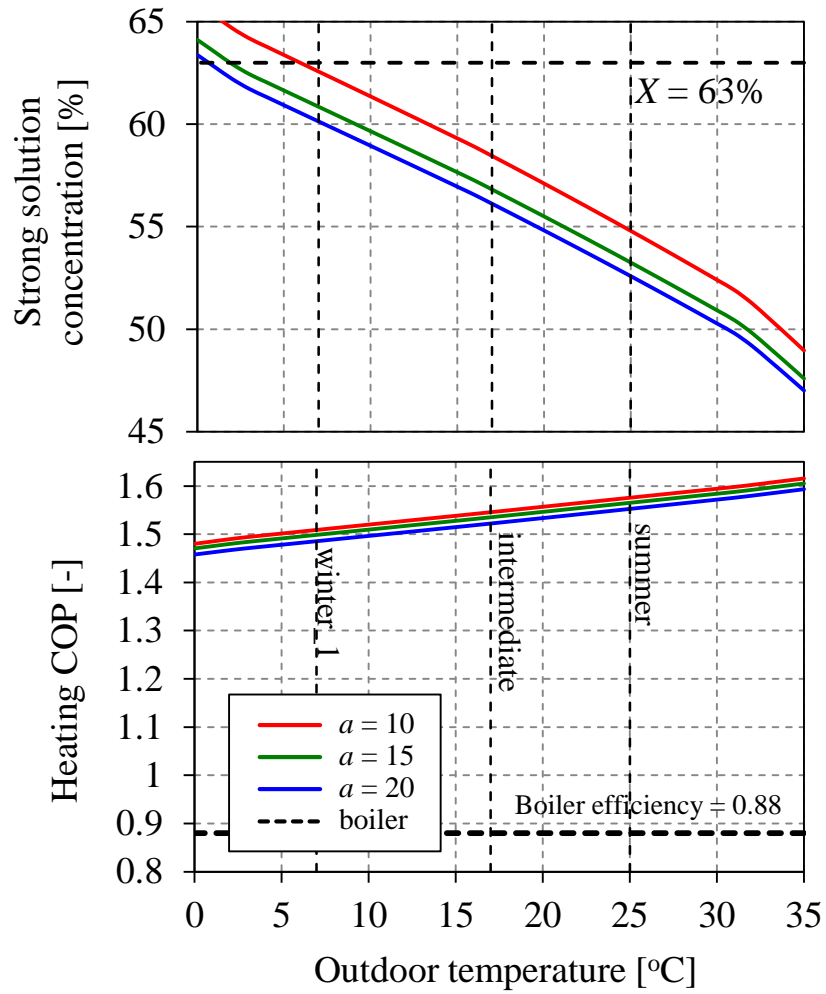


Fig. 2-17 Effect of outdoor temperature (and tap water temperature) on heating COP of a LiBr/H₂O type single-effect absorption heat pump water heater
(Hot water temperature is 65°C)

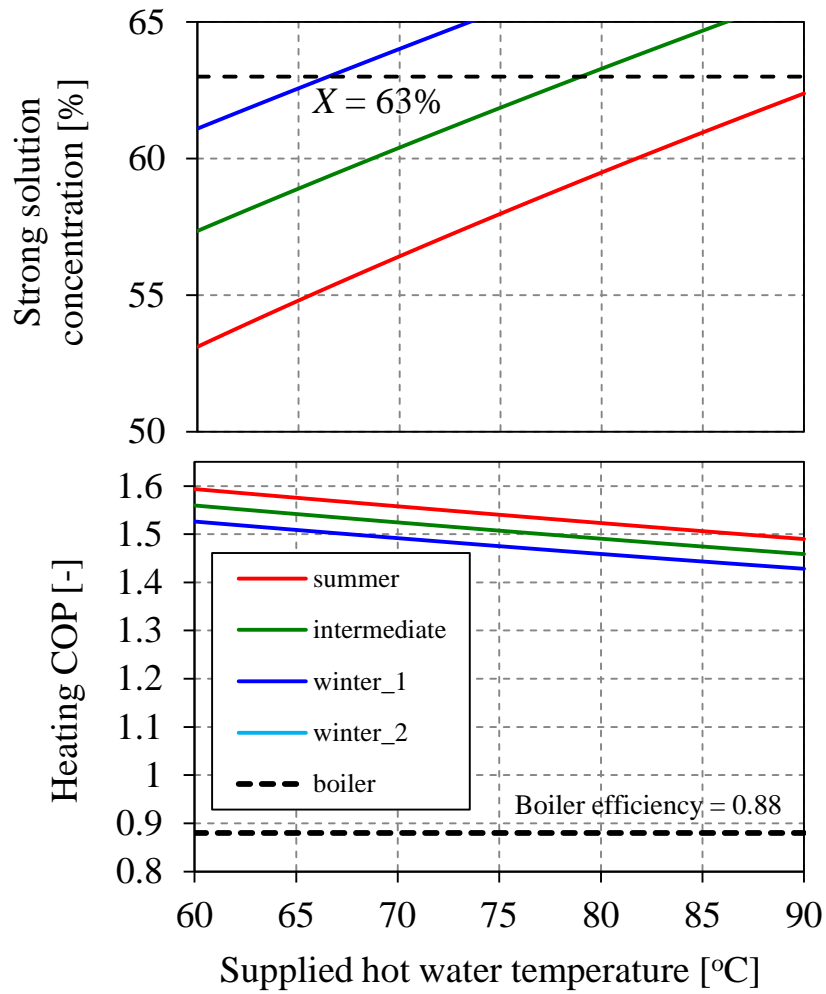


Fig. 2-18 Effect of supplied water temperature on heating COP of a LiBr/H₂O type single-effect absorption heat pump water heater
(Circulation ratio is 10)

Table 2-4 Operating condition of a LiBr/H₂O type single-effect absorption heat pump water heater

| | | summer | intermediate | winter_1 | winter_2 |
|--|-----------------------------|--------|--------------|----------|----------|
| Circulation ratio | | 10.0 | 10.0 | 10.0 | |
| Concentration difference, % | | 5.5 | 5.9 | 6.0 | |
| COP (containing pump power input) | | 1.58 | 1.54 | 1.51 | (0.88) |
| Circulation amount of refrigerant | | 1 | 1 | 1 | |
| Supplied hot water amount | | 29.6 | 25.8 | 22.6 | |
| Generator | Pressure, kPa | 32.2 | 32.2 | 32.2 | |
| | Temperature, °C | 107.9 | 117.1 | 126.4 | |
| | Concentration, % | 54.8 | 58.9 | 62.6 | |
| | Mass flow rate | 9.0 | 9.0 | 9.0 | |
| | Heat input, kJ/kg | 2836.9 | 2959.9 | 3092.1 | |
| Absorber | Pressure, kPa | 2.42 | 1.36 | 0.73 | |
| | Temperature, °C | 41.3 | 37.4 | 33.2 | |
| | Concentration, % | 49.3 | 53.0 | 56.6 | |
| | Mass flow rate | 10.0 | 10.0 | 10.0 | |
| | Released heat, kJ/kg | 2673.9 | 2762.5 | 2860.0 | |
| Condenser | Temperature, °C | 70.0 | 70.0 | 70.0 | |
| | Mass flow rate | 1 | 1 | 1 | |
| | Released heat, kJ/kg | 2407.1 | 2425.0 | 2443.1 | |
| Evaporator | Temperature, °C | 20.0 | 12.0 | 9.0 | |
| | Mass flow rate | 1 | 1 | 1 | |
| | Received heat, kJ/kg | 2244.0 | 2227.6 | 2211.0 | |

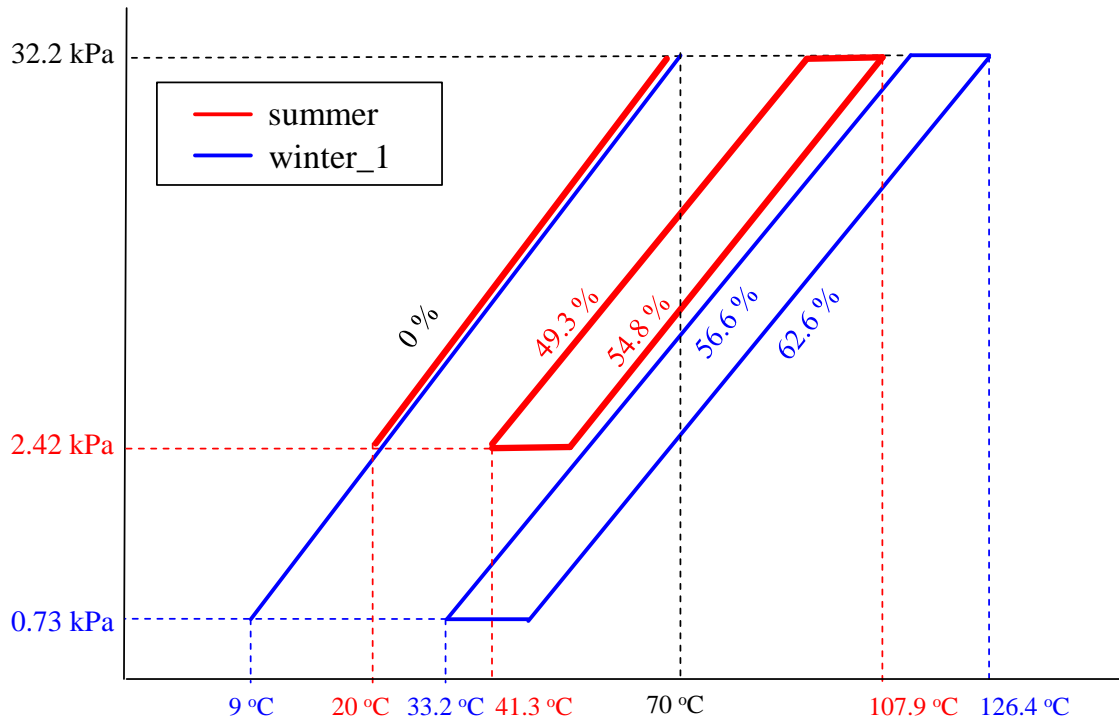


Fig. 2-19 Operating condition of a LiBr/H₂O type single-effect absorption heat pump water heater in summer and intermediate seasonal conditions on Dühring diagram

Table 2-5 Comparison of the COPs between a LiBr/H₂O type single-effect absorption heat pump water heater and three other water heating systems

| | COP | | | |
|---|-----------|--------------|-----------|----------|
| | summer | intermediate | winter_1 | winter_2 |
| LiBr/H₂O type absorption heat pump water heater | 1.58 | 1.54 | 1.51 | (0.88) |
| CO₂ heat pump water heater¹⁻²³⁾ | 1.60 | 1.44 | 1.24 | - |
| *converted into primary energy standard COP | (-1.3 %) | (+6.9 %) | (+21.8 %) | (-) |
| Gas boiler | 0.88 | 0.88 | 0.88 | 0.88 |
| | (+79.5 %) | (+75.0 %) | (+71.6 %) | (±0%) |
| Gas boiler (sensible heat recovery type) | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 |
| | (+66.3 %) | (+62.1 %) | (+58.9 %) | (-7.4 %) |

* power generation efficiency was assumed to be 0.4

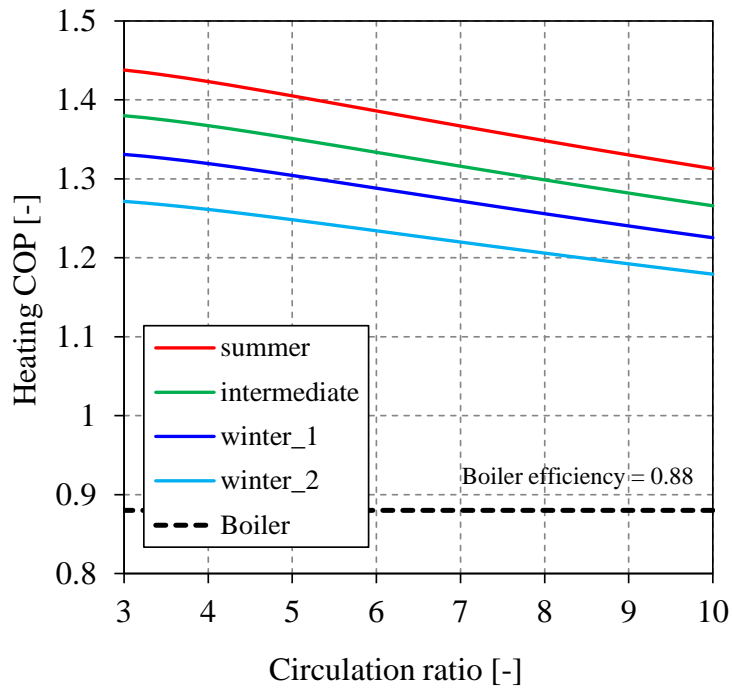


Fig. 2-20 Effect of circulation ratio on heating COP of a H_2O/NH_3 type single-effect absorption heat pump water heater

(COP contains pump power input, circulation ratio is 3, hot water temperature is $65^\circ C$)

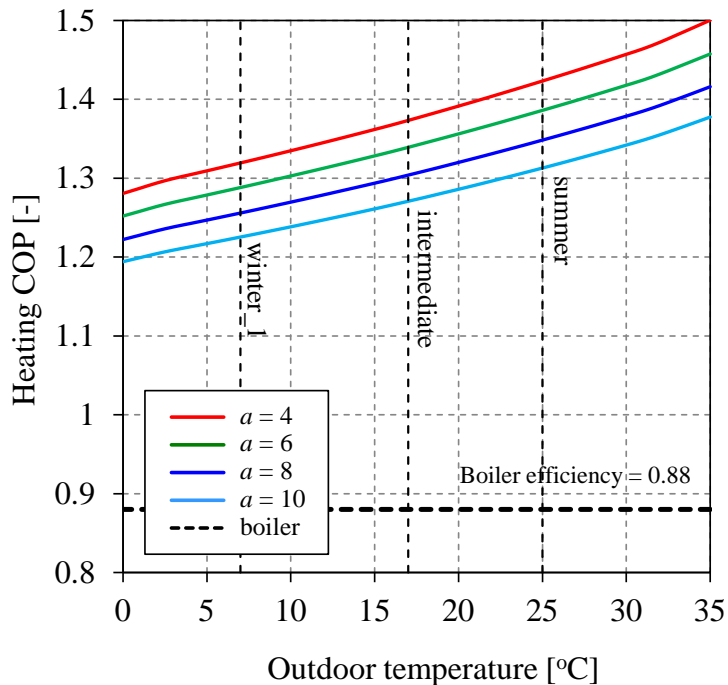


Fig. 2-21 Effect of outdoor temperature (and tap water temperature) on heating COP of a H_2O/NH_3 type single-effect absorption heat pump water heater

(COP contains pump power input, hot water temperature is $65^\circ C$)

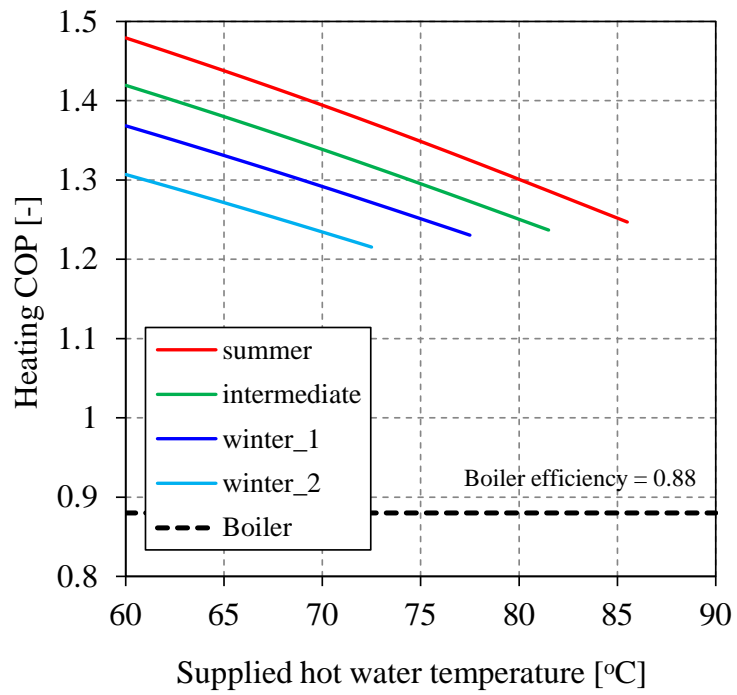


Fig. 2-22 Effect of supplied hot water temperature on heating COP of a H₂O/NH₃ type single-effect absorption heat pump water heater
(COP contains pump power input, circulation ratio is 3)

Table 2-6 Operating condition of a H₂O/NH₃ type single-effect absorption heat pump water heater

| | | summer | intermediate | winter_1 | winter_2 |
|--|-----------------------------|--------|--------------|----------|----------|
| Circulation ratio | | 3.0 | 3.0 | 3.0 | 3.0 |
| Concentration difference, % | | 18.8 | 21.1 | 23.1 | 25.5 |
| COP (containing pump power input) | | 1.43 | 1.38 | 1.33 | 1.27 |
| Circulation amount of refrigerant | | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Supplied hot water amount | | 14.8 | 13.6 | 12.5 | 12.9 |
| Generator | Pressure, kPa | 3303 | 3303 | 3303 | 3303 |
| | Temperature, °C | 131.1 | 145.7 | 159.0 | 176.0 |
| | Concentration, % | 43.2 | 36.3 | 30.4 | 23.3 |
| | Mass flow rate | 2.0 | 2.0 | 2.0 | 2.0 |
| | Heat input, kJ/kg | 1515.7 | 1702.7 | 1898.4 | 2199.8 |
| Absorber | Pressure, kPa | 855 | 634 | 461 | 314 |
| | Temperature, °C | 40.9 | 36.3 | 31.3 | 26.6 |
| | Concentration, % | 62.1 | 57.5 | 53.5 | 48.8 |
| | Mass flow rate | 3.0 | 3.0 | 3.0 | 3.0 |
| | Released heat, kJ/kg | 1447.7 | 1556.2 | 1659.9 | 1781.8 |
| Condenser | Temperature, °C | 70.0 | 70.0 | 70.0 | 70.0 |
| | Mass flow rate | 1 | 1 | 1 | 1 |
| | Released heat, kJ/kg | 1098.7 | 1184.8 | 1282.2 | 1465.6 |
| Evaporator | Temperature, °C | 20.0 | 11.0 | 2.0 | -3.0 |
| | Mass flow rate | 1 | 1 | 1 | 1 |
| | Received heat, kJ/kg | 1030.8 | 1038.2 | 1043.6 | 1047.7 |

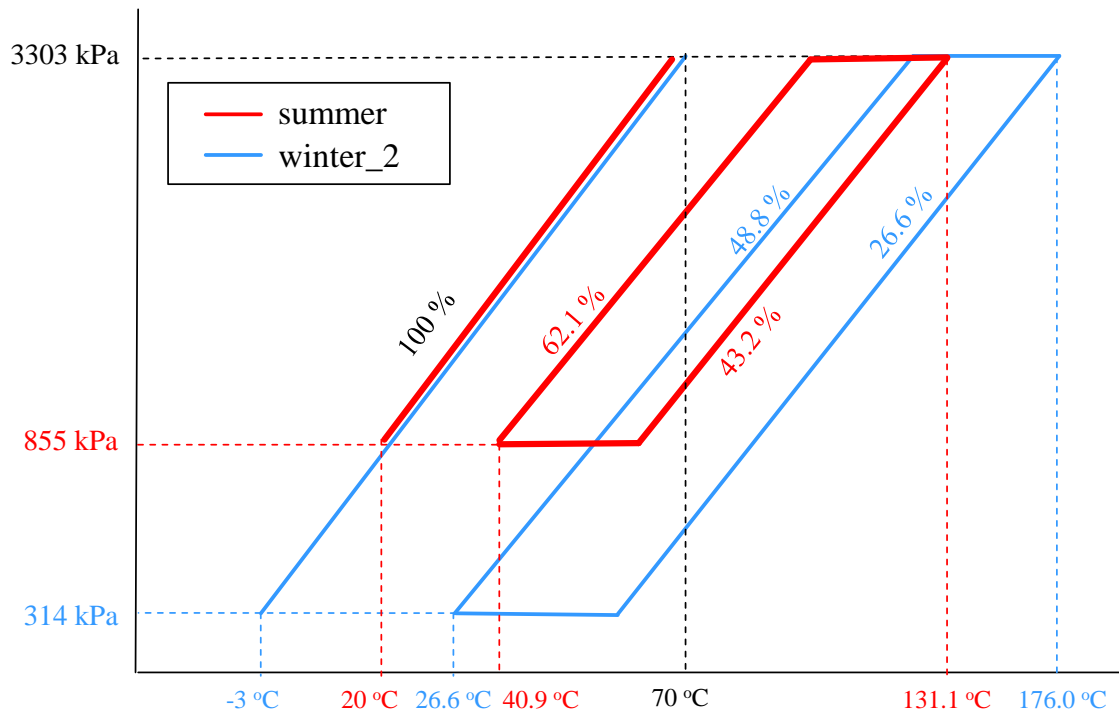


Fig. 2-23 Operating condition of a H₂O/NH₃ type single-effect absorption heat pump water heater in summer and winter_2 conditions on Dühring diagram

Table 2-7 Comparison of the COPs between a H₂O/NH₃ type single-effect absorption heat pump water heater and three other water heating systems

| | COP | | | |
|---|-----------|--------------|-----------|-----------|
| | summer | intermediate | winter_1 | winter_2 |
| H₂O/NH₃ type absorption heat pump water heater | 1.43 | 1.38 | 1.33 | 1.27 |
| CO₂ heat pump water heater¹⁻²³⁾ | 1.60 | 1.44 | 1.24 | - |
| *converted into primary energy standard COP | (-10.6 %) | (-6.0 %) | (+7.3 %) | (-) |
| Gas boiler | 0.88 | 0.88 | 0.88 | 0.88 |
| | (+62.5 %) | (+56.8 %) | (+51.1 %) | (+44.2 %) |
| Gas boiler (sensible heat recovery type) | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 |
| | (+50.5 %) | (+45.3 %) | (+40.0 %) | (+33.7 %) |

* power generation efficiency was assumed to be 0.4

Table 2-8 Operating condition of a dual cycle absorption heat pump water heater

| | | summer | intermediate | winter_1 | winter_2 |
|--|--|--------|--------------|----------|----------|
| COP (containing pump power input) | | 1.25 | (0.88) | (0.88) | (0.88) |
| Supplied hot water amount | | 14.4 | | | |
| (HTC) | HTC COP (containing pump power input) | 1.45 | | | |
| | Circulation ratio | 55.7 | | | |
| | Circulation amount of refrigerant | 0.48 | | | |
| Generator (HTC) | Pressure, kPa | 32.19 | | | |
| | Temperature, °C | 127.6 | | | |
| | Concentration, % | 63.0 | | | |
| | Mass flow rate | 26.4 | | | |
| | Heat input, kJ/kg | 1668.8 | | | |
| Absorber (HTC) | Pressure, kPa | 3.07 | | | |
| | Temperature, °C | 70.0 | | | |
| | Concentration, % | 61.9 | | | |
| | Mass flow rate | 26.9 | | | |
| | Released heat, kJ/kg | 1575.0 | | | |
| Condenser (HTC) | Temperature, °C | 70.0 | | | |
| | Mass flow rate | 0.48 | | | |
| | Released heat, kJ/kg | 1179.0 | | | |
| Evaporator (HTC) | Temperature, °C | 70.0 | | | |
| | Mass flow rate | 0.48 | | | |
| | Received heat, kJ/kg | 1086.7 | | | |
| (LTC) | LTC COP (containing pump power input) | 1.59 | | | |
| | Circulation ratio | 6.8 | | | |
| | Circulation amount of refrigerant | 1 | | | |
| Generator (LTC) | Pressure, kPa | 1.13 | | | |
| | Temperature, °C | 65.0 | | | |
| | Concentration, % | 51.8 | | | |
| | Mass flow rate | 5.8 | | | |
| | Heat input, kJ/kg | 1386.0 | | | |
| Absorber (LTC) | Pressure, kPa | 0.86 | | | |
| | Temperature, °C | 45.9 | | | |
| | Concentration, % | 58.0 | | | |
| | Mass flow rate | 6.8 | | | |
| | Released heat, kJ/kg | 1292.5 | | | |
| Condenser (LTC) | Temperature, °C | 28.9 | | | |
| | Mass flow rate | 1 | | | |
| | Released heat, kJ/kg | 1234.9 | | | |
| Evaporator (LTC) | Temperature, °C | 20.0 | | | |
| | Mass flow rate | 1 | | | |
| | Received heat, kJ/kg | 1141.5 | | | |

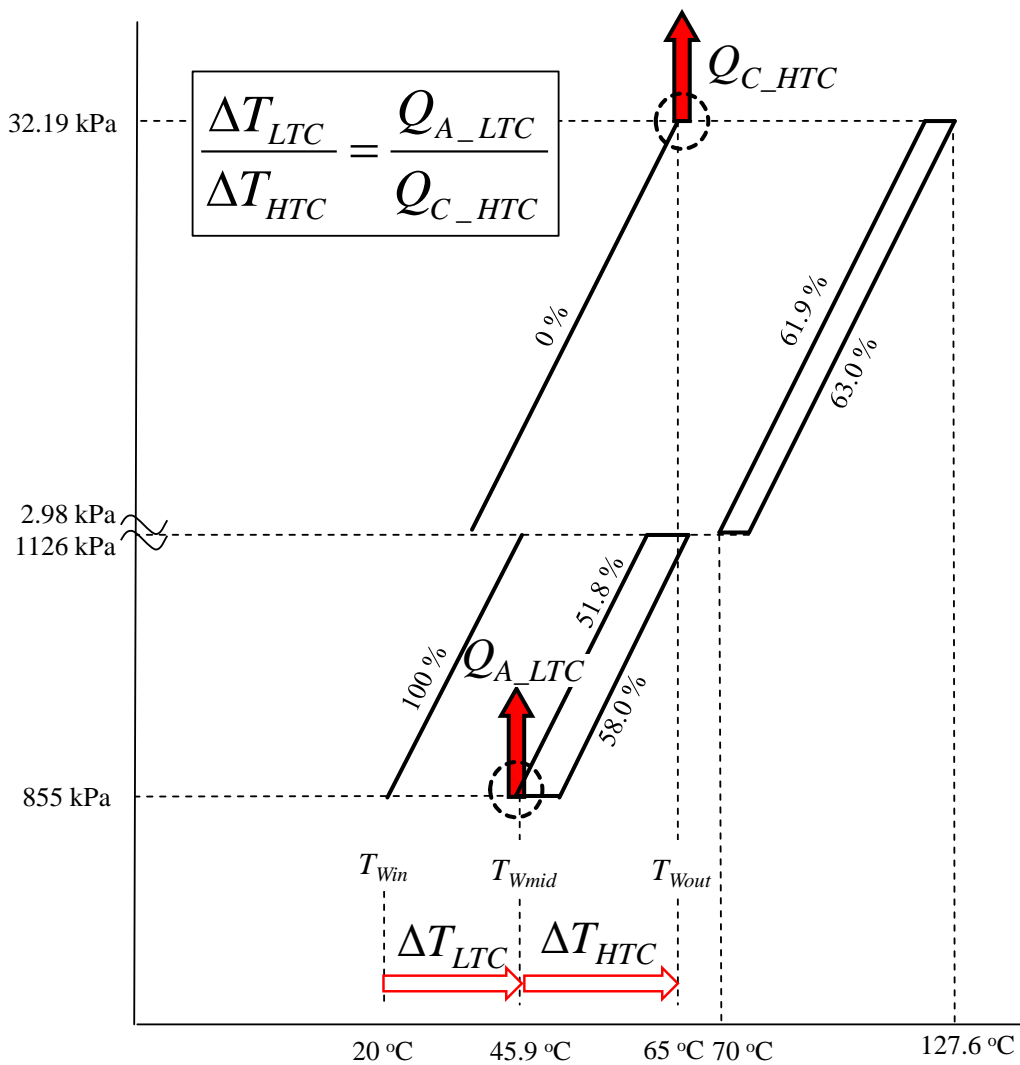


Fig. 2-24 Operating condition of a dual cycle absorption heat pump water heater in summer condition on Dühring diagram

Table 2-9 Comparison of the COPs between a dual cycle absorption heat pump water heater and three other water heating systems

| | COP | | | |
|--|-----------|--------------|-----------|----------|
| | summer | intermediate | winter_1 | winter_2 |
| Dual cycle absorption heat pump water heater | 1.25 | (0.88) | (0.88) | (0.88) |
| CO₂ heat pump water heater¹⁻²³⁾ | 1.60 | 1.44 | 1.24 | - |
| *converted into primary energy standard COP | (-21.2 %) | (-38.9 %) | (-29.0 %) | (-) |
| Gas boiler | 0.88 | 0.88 | 0.88 | 0.88 |
| | (+42.0 %) | (±0%) | (±0%) | (±0%) |
| Gas boiler (sensible heat recovery type) | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 |
| | (+31.6 %) | (-7.4 %) | (-7.4 %) | (-7.4 %) |

* power generation efficiency was assumed to be 0.4

Table 2-10 Comparison of the COPs between three absorption water heating systems

| | LiBr/H₂O | H₂O/NH₃ | Dual |
|---------------------|----------------------------|--------------------------------------|-------------|
| summer | 1.58 | 1.43 | 1.25 |
| intermediate | 1.54 | 1.38 | (0.88) |
| winter_1 | 1.51 | 1.33 | (0.88) |
| winter_2 | (0.88) | 1.27 | (0.88) |

2.7 吸収ヒートポンプ給湯機のサイクル解析のまとめ

本章では、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、デュアルサイクルの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、③一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の3点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ことが分かった。そのCOPは夏季で1.58、中間期で1.54、冬季①で1.51であり、これをCO₂ヒートポンプ給湯機のCOP（一次エネルギー換算）と比較すると、夏季で-1.3%、中間期で+6.9%、冬季①で+21.8%と、同等かそれ以上の性能となる。ガス直焚きボイラー給湯器の効率と比較すると、夏季で+79.5%、中間期で+75.0%、冬季①で+71.6%であった。ただし、冬季②（極寒期）条件においては、凍結の問題で運転ができない。また、外気温度が0℃付近では濃度制約の問題で安定した運転が困難となる。

通年で安定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1.43、中間期1.38、冬季①1.33、冬季②（極寒期）1.27で、CO₂ヒートポンプ給湯機のCOP（一次エネルギー換算）と比較すると、夏季-10.6%、中間期-6.0%、冬季①+7.3%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+62.5%、中間期+56.8%、冬季①+51.1%、冬季②+44.2%であった。

デュアル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。

以上から、どのような外気温度においても安定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、44.2～62.5%の効率向上となることが分かった。以後の吸収ヒートポンプ給湯機の開発においては、H₂O/NH₃型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機を対象とすることにした。

第3章

断熱吸収器のモデリングと吸収性能解析および実験

3.1 緒言

前章では吸収ヒートポンプを給湯運転させることでの高性能化の検証を解析によって行った。その結果、 $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ 型一重効用吸収ヒートポンプサイクルを給湯運転することにより、通年で安定して高効率を得ることができることがわかった。しかし民生用給湯機として求められる仕様は、高効率かつ小型なものである。前章では機器サイズに関しては触れていない。そもそも従来の吸収ヒートポンプは比較的大型であるとされており、本研究で対象としている吸収ヒートポンプ給湯機の戸建店舗・事務所、さらには民生部門での普及のためには、小型化に関する何らかの技術を確立し、適用することが非常に重要である。

本研究では、吸収ヒートポンプの構成要素のうち、吸収器の小型化を目指した。吸収ヒートポンプにおける吸収器の役割は、いわば心臓であり、吸収器での冷媒吸収が全てのプロセスに律速する。吸収器は、溶液を冷却水で冷却して冷媒を吸収させる場所なので、冷却器と気液接触器の2つの機能を有する必要がある。従来の吸収器の構造は、シェル・アンド・チューブ式やプレート・フィン式の熱交換器を有しており³⁻¹⁾、その基本的な機能は、冷却水が流れる配管上に吸収溶液を垂らし液膜状にして冷却し、液膜に接する冷媒蒸気を吸収させる、というものである（流下液膜式吸収）。この方式は、冷却水配管上で溶液の冷却と濃縮が同時に起こっているため、物理的には大変合理的な方法であるといえる。しかし、一般的に冷却水配管は、十分な冷却と吸収を保証するために、配管群として大きなスペースを有しており、結果的にそれが吸収器の大型化の要因となっている。よって、この冷却水配管群を有さない構造を検討することが、吸収器の小型化に繋がる。

そこで本研究では、従来の流下液膜式吸収に換えて、断熱吸収方式を採用することを提案する。断熱吸収方式での吸収部は、過冷却器と断熱吸収器の2つの構成要素から成る。再生器からの戻り溶液は、先ず過冷却器で過冷却状態となり、その後、何らかの気液接触構造を持った断熱吸収器で、過冷却を解消するまで冷媒蒸気を吸収することになる。

Fig. 3-1 に、流下液膜方式と断熱吸収方式の比較を示す。流下液膜方式では、溶液は冷却されながら濃縮されるため、吸収器出口に向かって溶液温度は、理想的には冷却水入口温度まで連続的に低下し、濃度もその温度と器内圧力に対して飽和となる濃度まで連続的に上昇する。一方、断熱吸収方式では、最初に過冷却器で一気に冷却水温度まで冷却されて過冷却状態となり、その後、断熱吸収器において過冷却度が解消されるまで冷媒蒸気を吸収する。よって、溶液温度は、断熱吸収器入口から出口に向かって上昇してゆく。そのた

め、流下液膜方式ほどの濃度上昇は期待できず、再循環によって溶液循環量を増やして、その分をカバーすることになる。

過冷却器は単なる液対液の顕熱交換器で間に合うため、一般的に流通している小型プレート熱交換器を用いることができる。よって、この方式の吸収部を小型化するということは、気液接触器である断熱吸収器をいかに小さく作るか、ということに換言される。Fig. 3-2に、断熱吸収方式を採用した吸収ヒートポンプ給湯機の概略図を示す。

本研究では、断熱吸収器として以下のトレイ散布式、充填層式、ノズル噴射式の3タイプを想定した。Fig. 3-3にそれぞれの概略図を示す。

トレイ散布式吸収器 (Fig. 3-3(a)参照)

この方式の吸収器には、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。この方式の利点は、構造が単純かつ安上がりであること、目詰まりが起こりにくいことが挙げられる。一方で空間占有率が小さく、また気液接触面積を大きくとることが難しいという欠点がある。この方式のモデル化では、液柱の分裂位置と生成液滴径を検討し、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。

充填層式吸収器 (Fig. 3-3(b)参照)

この方式の吸収器内部は、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。この方式の利点は、溶液が充填材表面を流下するため、流速が遅くなり、吸収空間内の滞留時間が長くなることや、空間占有率を大きくとれることが挙げられる。一方で、下流に行くにしたがって液膜は中心部に偏って流れることが避けられないため、有効濡れ面積をどこまで大きくできるかが課題となる。この方式のモデル化では、その有効濡れ面積がどの程度となるかを検討した。また吸収性能を解析することで、必要な充填層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。

ノズル噴射式吸収器 (Fig. 3-3(c)参照)

この方式では、スワールノズル（圧力旋回噴射弁）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。このプロセス全域で溶液は冷媒蒸気を吸収する。この方式の最大の利点は、非常に微細な液滴を生成

させられることであり，それによって単位空間当りの気液接触面積を大きく確保することが期待できる．欠点は，ノズルからの噴流が高速であるため，吸収空間内の滞在時間が短いことと，目詰まりの恐れがあることが挙げられる．ただし，気液接触面積の拡大によって，短時間で吸収を完了させられれば，滞在時間が短いという欠点は十分カバーされる．ノズル噴射式吸収器を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，液膜の不安定性理論に基づいて検討した．また，給湯機運転を想定したときのヒートポンプ運転パラメータが，その液滴径に及ぼす影響について解析を行なった．さらに，吸収性能解析を行なって，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．

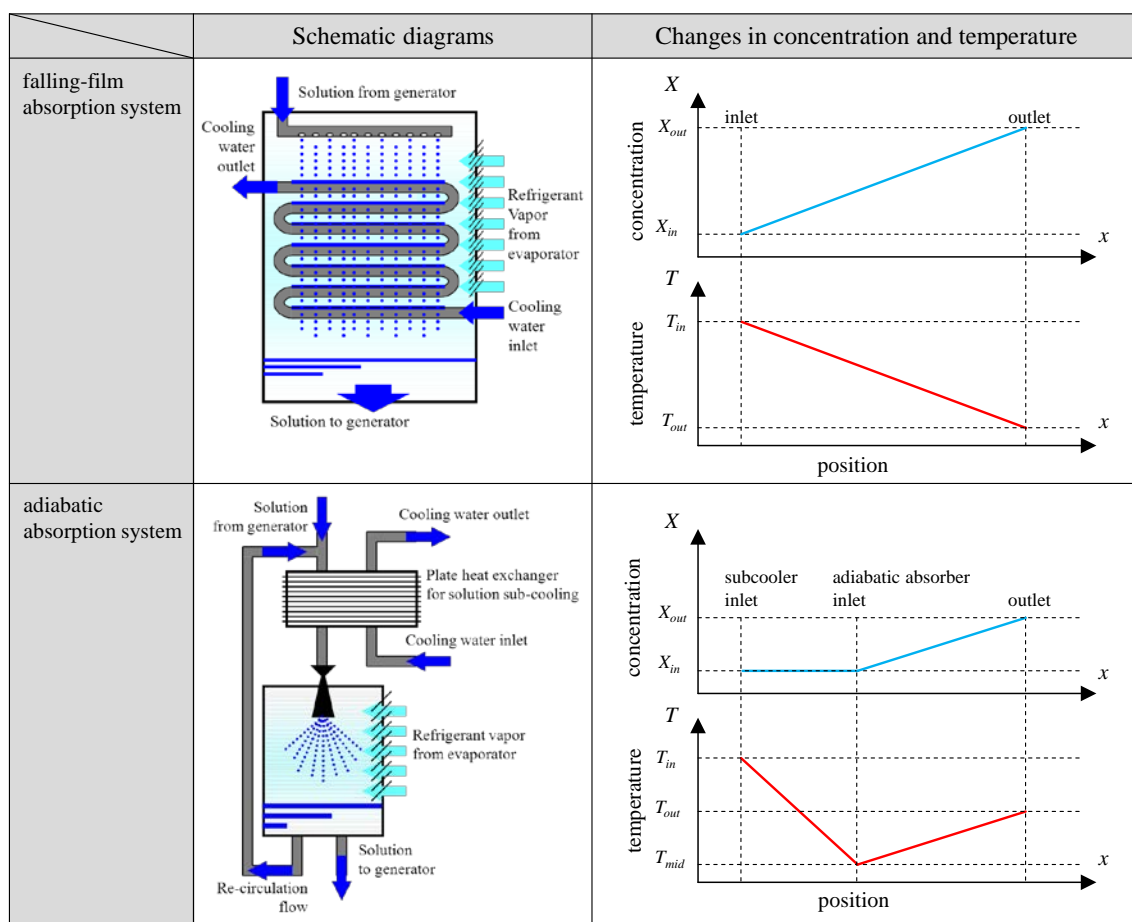


Fig. 3-1 Comparison between the falling-film absorption and the adiabatic absorption
(left) Schematic diagrams / (right) Changes in concentration and temperature

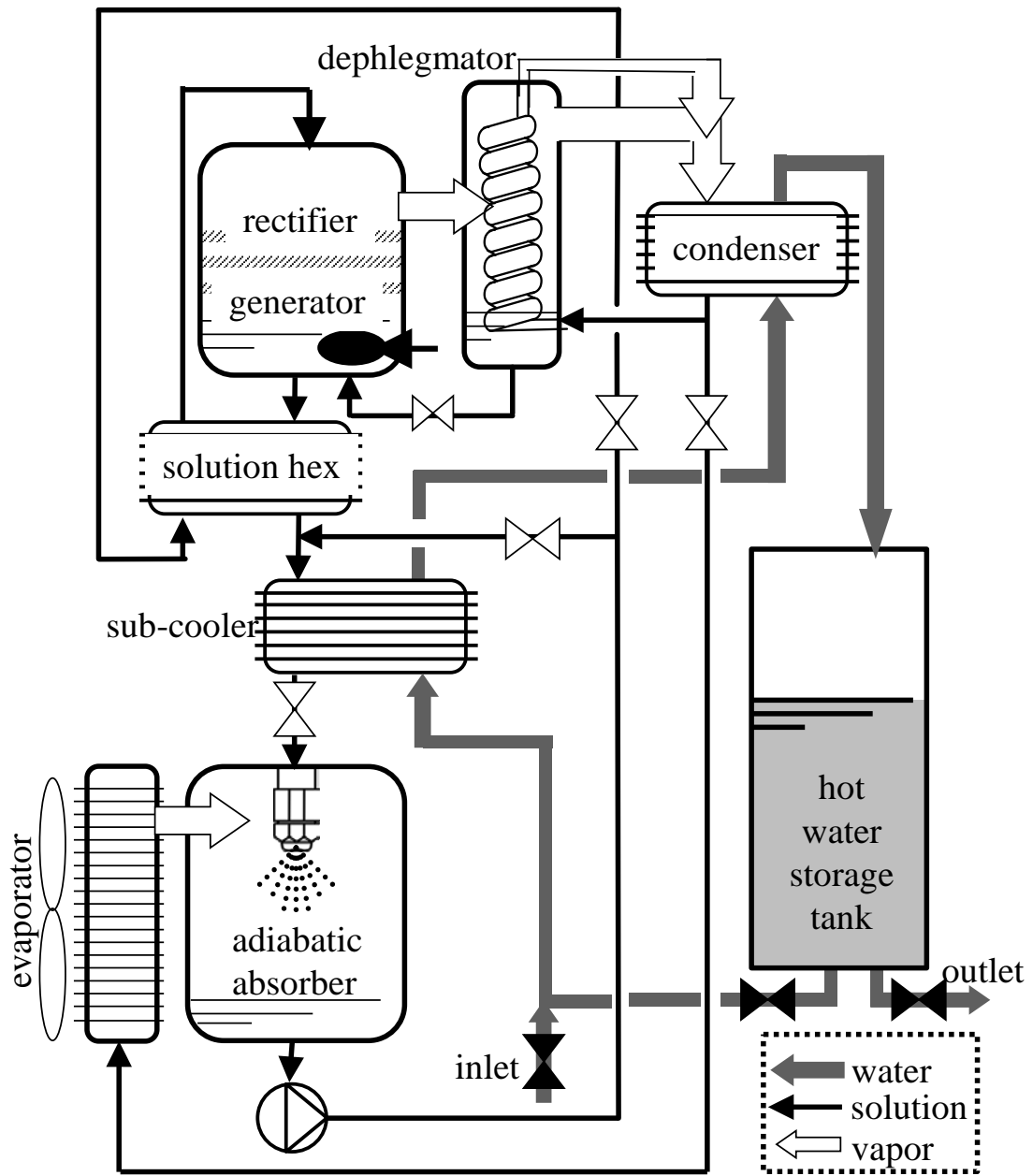
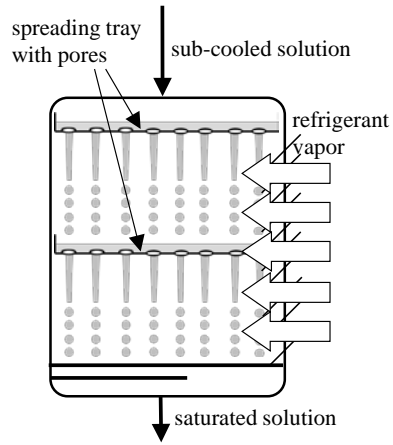
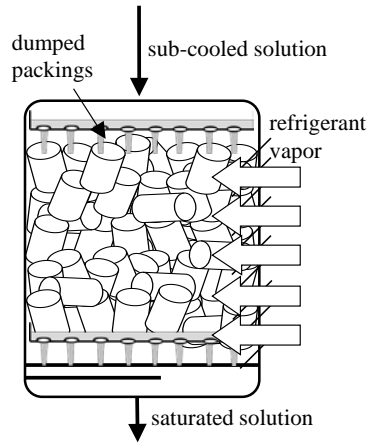


Fig. 3-2 Schematic diagram of the adiabatic absorption type absorption heat pump water heater

(a) spreading-tray-type



(b) packed-column-type



(c) atomizing-nozzle-type

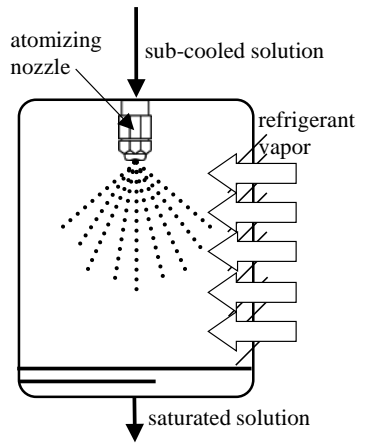


Fig. 3-3 Schematic diagrams of three types of adiabatic absorbers

3.2 断熱吸収式吸収ヒートポンプ給湯機のサイクル解析と

運転条件の決定

3.2.1 断熱吸収式吸収ヒートポンプ給湯機サイクルのモデル化

まず、夏季、中間期、冬季①、冬季②（極寒期）の4季節における断熱吸収式吸収ヒートポンプ給湯機のシステム運転条件を、サイクルシミュレーションによって求め、その条件のもとで、3つの断熱吸収方式を比較することとする。

Fig. 3.4 に、断熱吸収器を有するH₂O/NH₃型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機の概略図を示す。サイクルのモデル化ならびに入力条件については、基本的には2.5.2節で述べた通りだが、吸収器およびおポンプ動力のモデルについては、前述のものに換えて、以下に示す断熱吸収器のモデルを与えた。

分配

$$W_{XR} - aW_{REA} = 0$$

$$W_{XM} - \gamma W_{XR} = 0$$

$$W_{XR} + W_{XM} - W_{AX} = 0$$

合流

$$W_{MA} - W_{GM} - W_{XM} = 0$$

$$X_{MA}W_{MA} - X_{GM}W_{GM} - X_{AR}W_{XM} = 0$$

$$W_{MA}H_{XS} - W_{GM}H_{XM} - W_{XM}H_{AX} = 0$$

$$H_{MS} - \text{HITPX}(T_{MS}, P_H, X_{MA}) = 0$$

過冷却器

$$Q_A - W_{MA}(H_{MS} - H_{SA}) = 0$$

$$Q_A - W_{HW}C_{PW}(T_{Wmid} - T_{Win})$$

$$\alpha - \frac{T_{MS} - T_{SA}}{T_{MS} - T_{Win}} = 0$$

$$H_{SA} - \text{HITPX}(T_{SA}, P_H, X_{MA}) = 0$$

断熱吸収器

$$W_{AX} - W_{MA} - W_{REA} = 0$$

$$X_{AR}W_{AX} - X_{MA}W_{MA} - Y_{REA}W_{REA} = 0$$

$$W_{AX}H_{AX} - W_{MA}H_{SA} - W_{REA}H_{RXA} = 0$$

$$T_{AX} - \text{TPX}(P_L, X_{AR}) = 0$$

$$H_{AX} - \text{HITPX}(T_{AX}, P_L, X_{AR}) = 0$$

ポンプ動力

$$\eta_P \eta_E L_P - W_{AX} \frac{P_H - P_L}{\rho_{AX}} = 0$$

ここで a は溶液循環比で、定義は(2-8)式である。また γ は再循環比であり、分配ポイントにおける再生器へ送られる溶液流量と吸収器へ還る溶液流量の比を意味し、以下で表される。

$$\gamma = \frac{W_{XM}}{W_{XR}} \dots\dots\dots(3-1)$$

ここで、 W_{XM} は分配ポイントにおける吸収器への還流溶液流量を、 W_{XR} は再生器へ送られる溶液流量を意味する。

また、仮定については基本的に第 2 章の H_2O/NH_3 型と同様であるが、断熱吸収器と再循環については以下の仮定をおいた。

断熱吸収器

- (1) 断熱吸収器内圧力は蒸発器圧力と等しい。
- (2) 断熱吸収器出口溶液濃度は器内圧力に対して飽和である。

再循環

- (1) 吸収器出口溶液は、一度再生内圧力まで持ち上げてから、分配ポイントにて再生器へ送られる溶液と再循環溶液とに分配され、後者は合流ポイントにて再生器からの戻り溶液と合流する。

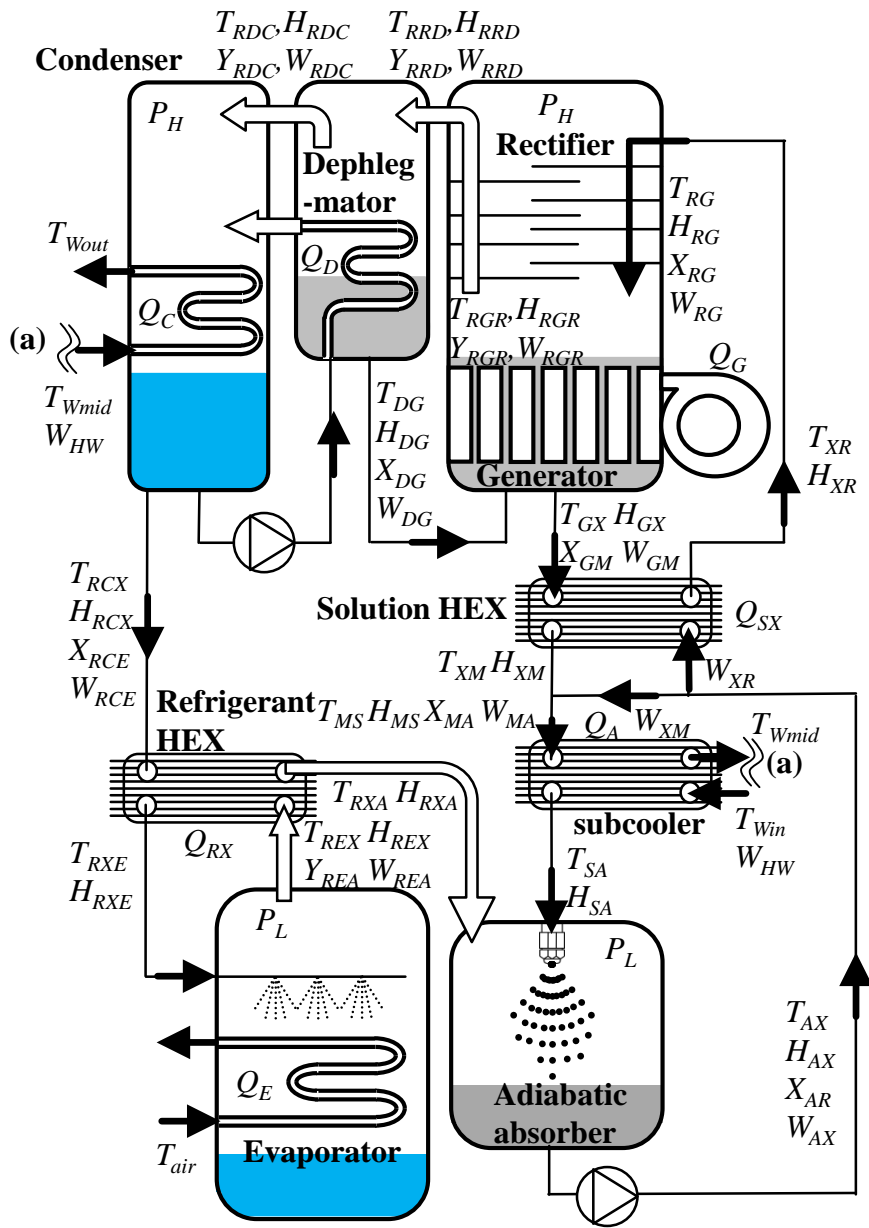


Fig. 3-4 Analytical models of a $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ absorption heat pump water heater equipped with an adiabatic absorber

3.2.2 解析結果と運転条件の決定

Fig. 3-5 に、断熱吸収方式を採用した $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ 型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機における、溶液循環比と季節毎のCOPの関係を、Fig. 3-6 に外気温度（と入水温度）とCOPの関係を、Fig. 3-7 に出湯温度とCOPの関係を示す。ここで、比較対象として第2章で検討した従来型の $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ 型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機の性能を併せて掲載している。これより先ず、断熱吸収サイクルのCOPが従来式のものより低くなっていることがわかる。これは3.1節で述べたように、断熱吸収方式においては吸収に必要な冷却が過冷却器で前で行われるために、断熱吸収器で溶液温度が上昇するため、従来型（流下液膜式）と比べて濃度回復幅が小さくなること、そのため再循環流によってカバーしていることの影響であると考えられる。また、溶液循環比変化によるCOPへの影響も、断熱吸収サイクルにおいては顕著に表れている。これも再循環による影響で、溶液循環比が増えると、必然的に再循環流量も増えるため、昇圧すべき溶液流量がその分だけ増加するためである。外気温度（と入水温度）および出湯温度を変化させる場合は、昇圧すべき溶液流量に変化が無いため、COPの低下幅は、いずれの条件においても概ね10%程度である。

一方で、従来型（流下液膜式）と比較するとCOPは低くなるが、それでも1以上のCOPを安定して得られることもわかる。Table 3-1 に、断熱吸収方式を採用した $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ 型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機の運転仕様を示す。これは、水道水温度から出湯温度 $65\text{ }^\circ\text{C}$ までの昇温が可能な加熱能力 6.0 kW の給湯機を想定した仕様である。ここで、溶液循環比4、再循環比3の条件において、COPは夏季1.27、中間期1.23、冬季①1.21、冬季②1.16と、良好な性能を示している。この仕様を第2章で検討した従来型の $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ 型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機、 CO_2 ヒートポンプ給湯機COP（一次エネルギー換算）、ガス直焚きボイラー給湯器の効率と比較したものがTable 3-2である。 CO_2 ヒートポンプ給湯機と比較すると、夏季-20.6%、中間期-14.6%、冬季①-2.4%と低くなるが、ボイラーと比較すると夏季で44.3%、中間期で40.0%、冬季①で37.5%、冬季②（極寒期）で31.8%の効率向上となる。

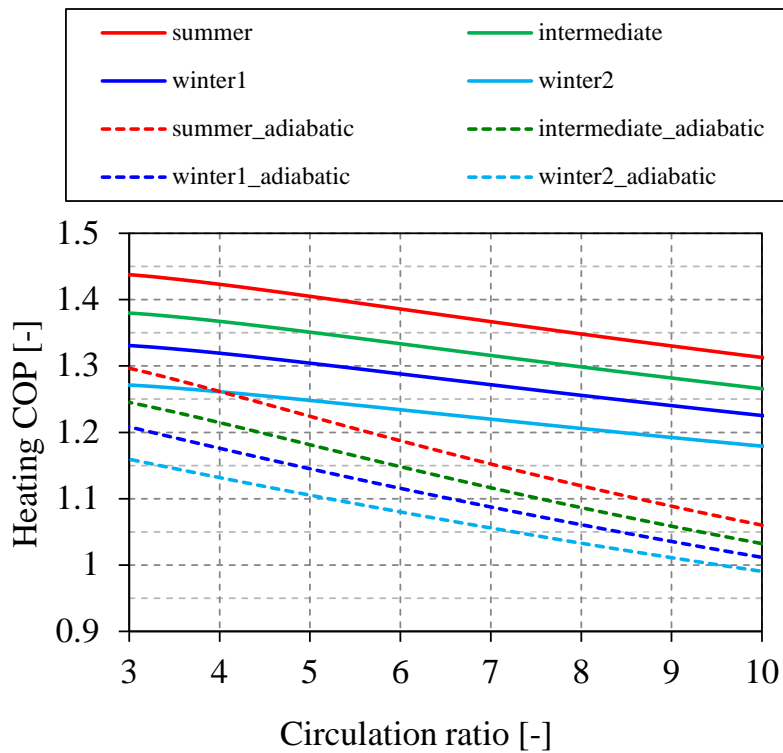


Fig. 3-5 Effect of circulation ratio on heating COP of a conventional and adiabatic absorption type H_2O/NH_3 absorption heat pump water heaters (Circulation ratio is 4, recirculation ratio is 3, hot water temperature is $65\text{ }^\circ\text{C}$)

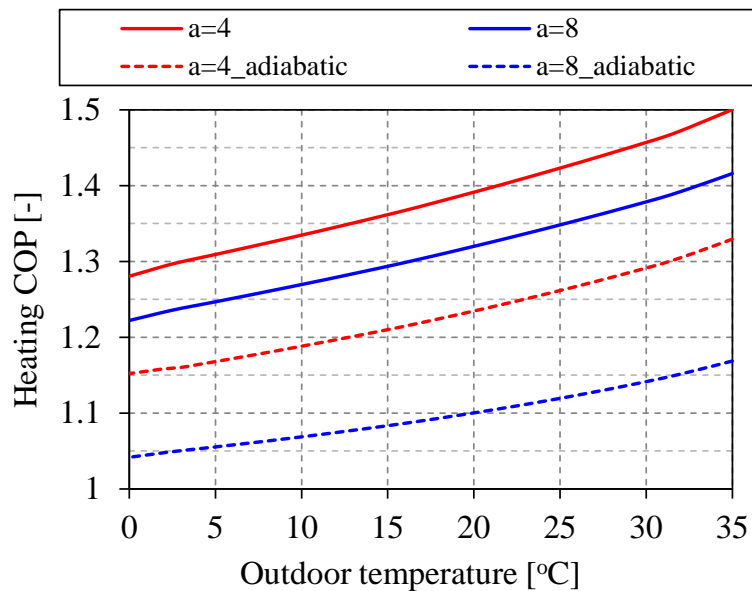


Fig. 3-6 Effect of outdoor temperature (ans tap water temperature) on heating COP of a conventional and adiabatic absorption type H_2O/NH_3 absorption heat pump water heaters (Recirculation ratio is 3, hot water temperature is $65\text{ }^\circ\text{C}$)

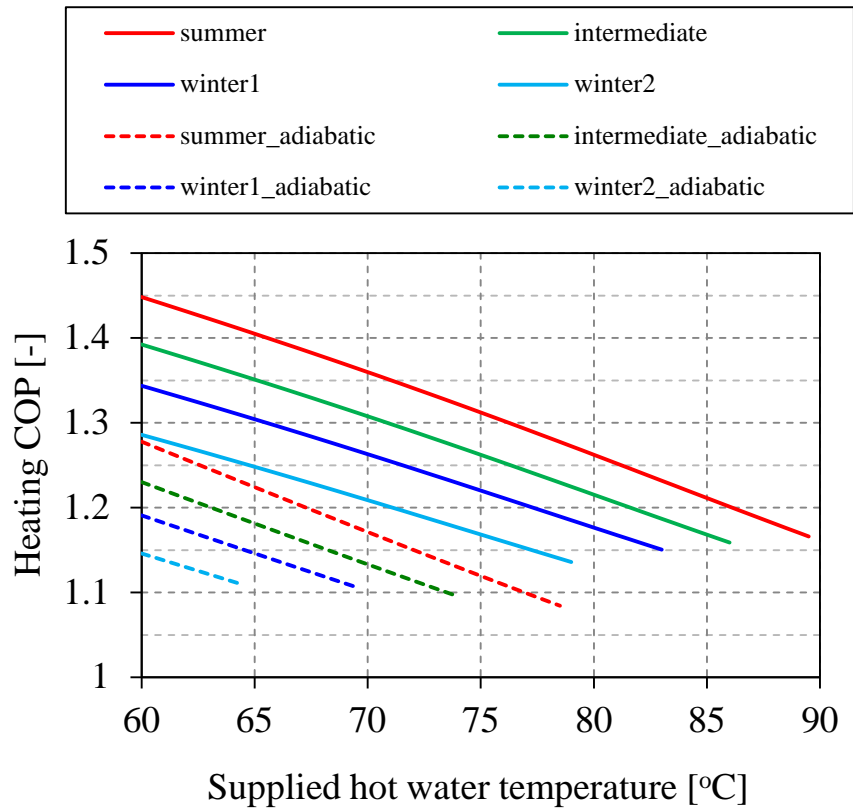


Fig. 3-7 Effect of supplied water temperature on heating COP of a conventional and adiabatic absorption type H₂O/NH₃ absorption heat pump water heaters (Circulation ratio is 4, recirculation ratio is 3)

Table 3-1 Operating conditions of absorption heat pump water heating system

| Season | | Summer | Intermediate | Winter_1 | Winter_2 |
|---------------------------|--|--------|--------------|----------|----------|
| | Circulation ratio | 4.0 | 4.0 | 4.0 | 4.0 |
| | Recirculation ratio | 3.0 | 3.0 | 3.0 | 3.0 |
| | Heating capacity, kW | 6.0 | 6.0 | 6.0 | 6.0 |
| | Hot water mass flow rate, kg/h | 125.8 | 107.5 | 92.1 | 86.0 |
| | Tap water temp., °C | 24.0 | 17.0 | 9.0 | 5.0 |
| | Supplied hot water temp., °C | 65.0 | 65.0 | 65.0 | 65.0 |
| Sub-cooler | Pressure at nozzle inlet, MPa | 3.30 | 3.30 | 3.30 | 3.30 |
| | Sol. mass flow rate, kg/h | 118.0 | 100.0 | 84.9 | 78.7 |
| | Sol. concentration, % | 55.4 | 51.9 | 49.4 | 43.3 |
| | Sol. temp. at sub-cooler inlet, °C | 47.8 | 42.3 | 35.5 | 33.2 |
| | Sol. temp. at sub-cooler outlet, °C | 25.7 | 18.8 | 10.9 | 7.0 |
| | sub-cooling degree, °C | 22.1 | 23.6 | 24.7 | 26.2 |
| | Released heat, kW | 3.35 | 3.37 | 3.40 | 3.26 |
| Adiabatic absorber | Pressure at nozzle outlet, MPa | 0.86 | 0.63 | 0.46 | 0.31 |
| | Pressure difference, MPa | 2.45 | 2.67 | 2.84 | 2.99 |
| | Saturated temp., °C | 45.7 | 39.8 | 32.7 | 29.7 |
| | Saturated conc., % | 58.2 | 54.9 | 52.6 | 46.8 |
| | Conc. difference, % | 2.8 | 3.0 | 3.1 | 3.5 |
| COP | containing pump power input | 1.27 | 1.23 | 1.21 | 1.16 |

Table 3-2 Comparison of the COPs between an adiabatic absorption type, a conventional type, and three other water heating systems

| | COP | | | |
|---|-----------|--------------|-----------|-----------|
| | summer | intermediate | winter_1 | winter_2 |
| Adiabatic absorption type H₂O/NH₃ AHP water heater | 1.27 | 1.23 | 1.21 | 1.16 |
| Conventional H₂O/NH₃ AHP water heater | 1.43 | 1.38 | 1.33 | 1.27 |
| | (-11.2 %) | (-11.1 %) | (-9.2 %) | (-8.7 %) |
| CO₂ heat pump water heater¹⁻²³⁾ | 1.60 | 1.44 | 1.24 | - |
| *converted into primary energy standard COP | (-20.6 %) | (-14.6 %) | (-2.4 %) | (-) |
| Gas boiler | 0.88 | 0.88 | 0.88 | 0.88 |
| | (+44.3 %) | (+40.0 %) | (+37.5 %) | (+31.8 %) |
| Gas boiler (sensible heat recovery type) | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 |
| | (+33.7 %) | (+29.5 %) | (+27.4 %) | (+22.1 %) |

* power generation efficiency was assumed to be 0.4

3.3 トレイ散布式断熱吸収器のモデリングと性能解析

ここでは、トレイに開いている穴の径や数によって、液柱の落下速度や液滴への分裂位置がどのように変化するかを調べ、トレイ形状や段数をパラメータとした吸収性能解析から、断熱吸収器のサイズを検討することを目的としている。

3.3.1 散布トレイから落下する液柱のモデル化と散布性能

3.1節でも述べたが、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おり、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、ある臨界径に達すると液柱は液滴へと分裂する。そして次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・濃度境界層が解消されて、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。

解析に際しては、トレイから自由落下する液柱の分裂を考慮する必要がある。今井らは、LiBr/H₂O型の吸収ヒートポンプにおけるトレイ散布式断熱吸収器の解析で、液柱分裂を考慮しているが³⁻²⁾、ここでは川上らによる吸収性能実験¹⁻³²⁾の結果に合うように液柱分裂位置を与えており、理論的に分裂条件を与えているわけではない。ここでは、分裂位置を理論的に推算するために、Grant and Middlemanが提案する水平方向の液ジェットに関する下記の式³⁻³⁾を元に、自由落下する液柱が液滴へ分裂する条件を、実験式として提案する。

$$\text{Re}^* = 3250\text{Oh}^{-0.28} \dots\dots\dots(3-2)$$

ここで Re はレイノルズ数で、上付きの*は液柱分裂時の臨界状態を示す。(3-2)式中のオーネゾルゲ数は $\text{Oh} = \sqrt{\text{We}} / \text{Re}$ なので (We : ウェーバー数)、(3-2)式を変形して、臨界レイノルズ数を臨界ウェーバー数の関数として表すと

$$\text{Re}^* = 3065\text{We}^{*-0.194} \dots\dots\dots(3-3)$$

これらの無次元数における代表長さや代表速度はそれぞれ、トレイの穴直径と分裂時の液ジェットの落下速度としている。この式は、水平方向の液ジェットに関する分裂条件を表現したものであるため、自由落下する液柱の分裂の条件として、そのまま適用することはできない。そこで、Table 3-3 に示す条件で実験を行ない、自由落下する液柱の分裂長さを、ハイスピードカメラを用いて計測し、重回帰分析によって(3-3)式の係数を決定した³⁻⁴⁾。実験装置の概略図をFig. 3-8 に載せる。データ整理により、次の実験式を得た。

$$\text{Re}_{adj}^* = 272 \left(\frac{\mu_l}{\mu_{wat}} \right)^{-1.24} \text{We}_{adj}^{*0.634} \dots\dots\dots(3-4)$$

ここで添字の adj は補正を意味する。この実験式では、新たに粘度の違いとトレイ穴での初期速度の影響を考慮しているため、水の粘度 μ_{wat} と対象溶液の粘度 μ_l の比に関する項を導入し、臨界レイノルズ数と臨界ウェーバー数の代表速度を、以下の様に、分裂時の液柱落下速度と初期速度との差で表現している。

$$\text{We}_{adj}^* = \frac{\rho_l (U^* - U_0)^2 D_{pore}}{\sigma_l} , \quad \text{Re}_{adj}^* = \frac{\rho_l (U^* - U_0) D_{pore}}{\mu_l} \dots\dots\dots(3-5)$$

(3-4)式で推算した分裂位置と実測結果とを比較した結果を Fig. 3-9 に載せる。これより、この推算式の精度が $\pm 20\%$ 程度であることがわかる。

液滴径は、以下のRayleighの理論³⁻⁵⁾に基づいて、液柱分裂長さから算出する。

$$\frac{D_{drp}}{D_{clm}^*} = 1.89 \dots\dots\dots(3-6)$$

ここで D_{drp} は液滴径、 D_{clm} は液柱径を表す。液柱は重力によって落下速度が上昇し、それに伴い液柱径が小さくなる。分裂長さが短いと、分裂してできる液滴の径が大きくなってしまう。一方で、分裂長さが長くなると、より小さな液滴を得ることができる上に、径液柱表面での気液接触面積も拡大するため、液柱を長く保つことは高い吸収性能を得るために重要となる。概略図をFig. 3-10 に示す。

ここでは、散布トレイの穴径や孔数、段数などの設計値が、液柱の形状変化にどの程度影響を与えるのかを検証し、吸収性能へと繋げる。

散布トレイの形状を Fig. 3-11 に、解析でのトレイ仕様条件を Table 3-4 に載せる。穴直径と散布トレイ内の液深をパラメータとした。穴直径はあまり大きすぎると、性能低下と大型化に直結することが明らかであることから、1 mm から 2 mm の間で計算を行なった。また、液深については、浅すぎると安定した流動が得られなくなり、深すぎると流れが速くなりすぎて性能低下を招いてしまうことが明らかなので、5 mm から 15 mm の間で計算を行なった。

Fig. 3-12 に、最も溶液流量が多く、吸収に時間がかかる夏季条件における解析結果を示す。このグラフで、穴直径毎の結果を示す線の横軸に対する範囲は、トレイ内の液深の範囲に対応している。例えば、最下段のグラフより、穴直径を 1.0 mm とした場合、液深の範囲を 5 mm ~ 15 mm とすると、その液深を保つのに必要な穴数の範囲は 95 ~ 150 ということになり、また、1.0 mm の穴を 95 ~ 150 個開けた場合、そのトレイの直径は 28 mm ~ 35 mm になることが分かる。

これより、液柱の分裂長さは凡そ 1.0 mm ~ 3.0 mm となること、また分裂によってできる

液滴径は 2.0 mm ~ 3.5 mm となることがわかる。この液滴径や液柱分裂位置が，吸収性能や吸収器サイズにどの程度影響するのかを，次項で検証する。

Table 3-3 Experimental Conditions for Measuring the Breakup Position of a Liquid Column

| | |
|------------------------------------|---------------------------|
| Subject liquid | Propylene glycol solution |
| Solution concentration, wt% | 0, 25.3, 31.5 |
| Solution depth, mm | 10.0 ~ 40.0 |
| Pore diameter, mm | 1.0 ~ 4.0 |

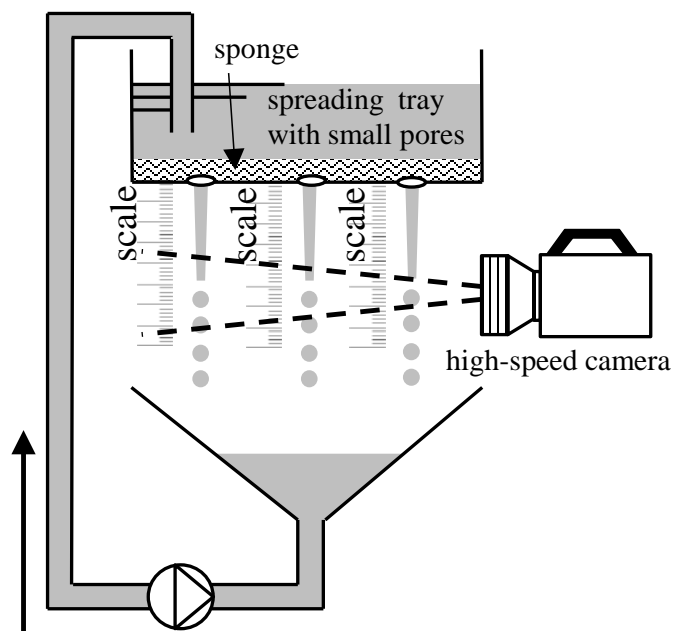


Fig. 3-8 Schematic diagram of an experimental apparatus for measuring the breakup position of the liquid column

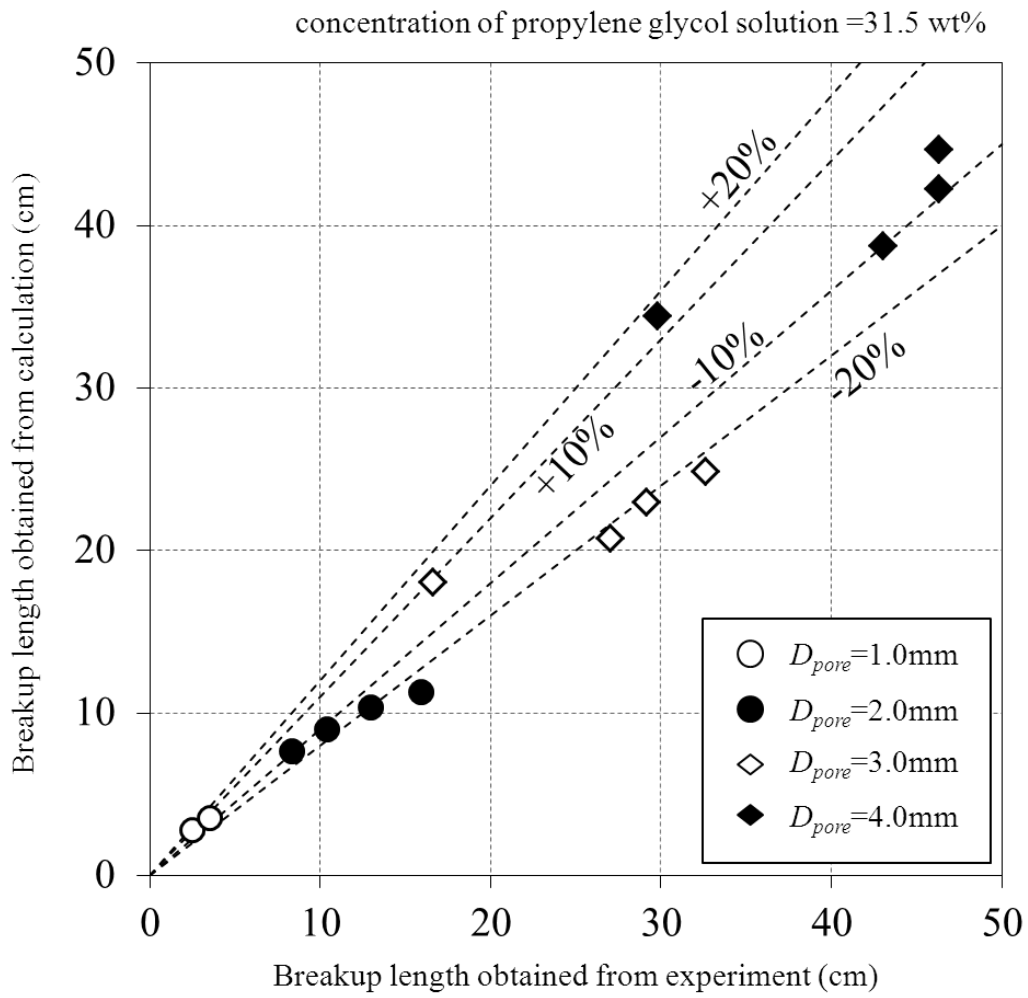


Fig. 3-9 Comparison of the measured and predicted breakup lengths
(in the case of propylene glycol concentration = 31.5wt%)
("Source: Hayashi, Y. (2012)").

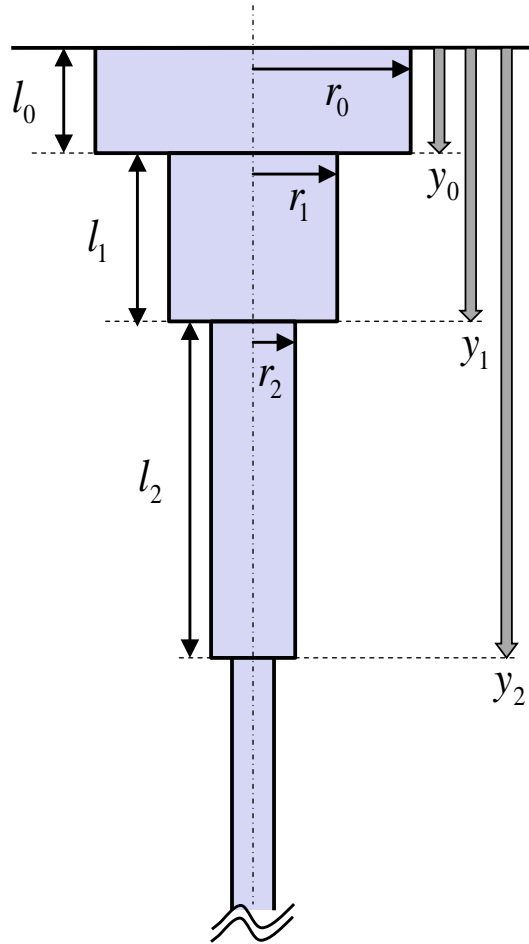


Fig. 3-10 Schematic of the changes in a liquid column length and diameter

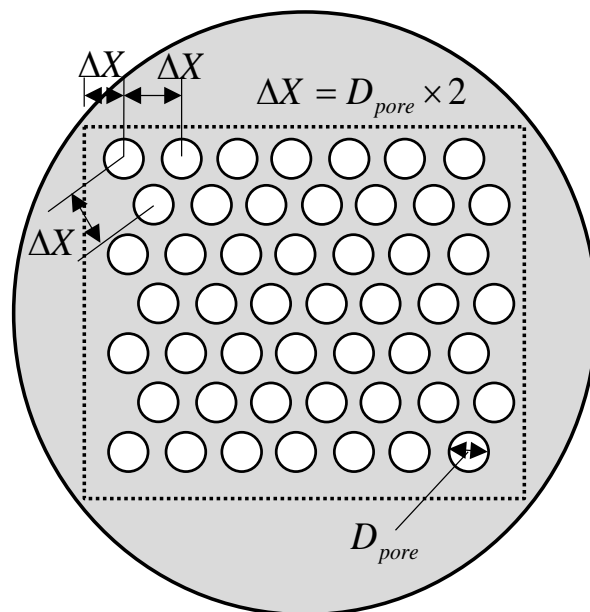


Fig. 3-11 Pore arrangement on spreading-tray

Table 3-4 Input conditions for spreading-tray specifications

| | |
|---------------------------------|-----------------------------|
| Pore diameter, mm | 1.0 ~ 2.0 |
| Solution depth, mm | 5.0 ~ 15.0 |
| Tray diameter, mm | Values satisfying the above |
| Number of pores per tray | Values satisfying the above |

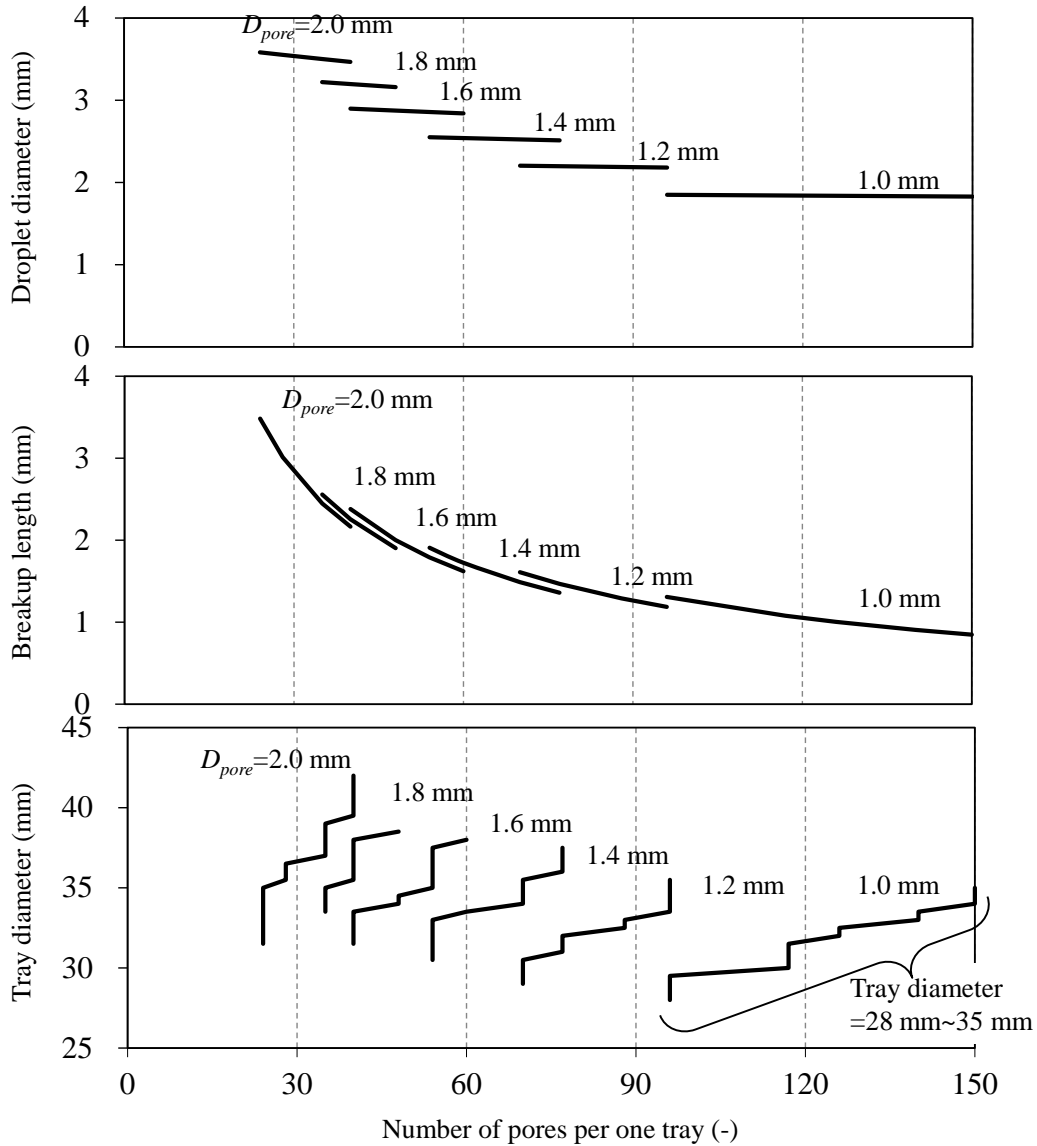


Fig. 3-12 Relationship between number of pores and the diameter of the generated droplets, the breakup length of the liquid column, and the tray diameter

3.3.2 トレイ散布式断熱吸収器の吸収能力解析

ここでは、散布トレイの仕様による液柱の形状変化が吸収性能にどの程度影響するのかを、トレイ穴から落下する溶液の位置を追いかけて吸収到達度を解析することで検証する。

吸収解析のモデル化では、液柱部と液滴部の 2 つに分割して考える。液柱部での吸収性能解析の支配方程式として、円筒座標系の一次元熱伝導方程式ならびに拡散方程式を用い、液滴部の支配方程式は、球座標系の一次元熱伝導方程式を適用した。

液柱部：

$$\rho_l C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r \frac{\partial T}{\partial r} \right) , \quad \rho_l \frac{\partial X}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\rho_l D r \frac{\partial X}{\partial r} \right) \dots\dots\dots(3-7)$$

液滴部：

$$\rho_l C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) , \quad \rho_l \frac{\partial X}{\partial t} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(\rho_l D r^2 \frac{\partial X}{\partial r} \right) \dots\dots\dots(3-8)$$

ここで、 ρ, λ, D はそれぞれ密度、熱伝導率、拡散係数である。
また、境界条件とモデル化に際しての仮定は下記の通りである。

- (1) 液滴は完全な球形とする。
- (2) 溶液内対流は無視する。
- (3) 気液界面は飽和関係にあるとする。
- (4) 液柱および液滴の中心では断熱で、物質拡散も無いとする。
- (5) 冷媒蒸気吸収は溶液表面で均等に生じるとする。
- (6) 冷媒蒸気吸収による変化は体積変化のみを考慮し、長さ変化や面積変化は無視する。
- (7) 溶液周辺の冷媒蒸気との対流熱伝達は無視する。
- (8) 液柱から液滴への分裂条件については、(3-4)式に基づくものとする。
- (9) 分裂直後の液膜での温度・濃度分布は、分裂直前の液柱での温度・濃度分布の平均値で一様になるものとする。
- (10) 散布トレイに溜まった溶液の温度・濃度は、トレイ到達直線の液柱での温度・濃度分布の平均値で一様であるとする。

解析条件は、トレイ仕様条件を Table 3-5 に示す通りとし、システム側の運転条件は Table 3-1 とした。トレイ段数は溶液の攪拌回数を意味し、トレイに落下して攪拌されると、温度・濃度境界層が解消されるため、攪拌回数は吸収能力に大きく影響するが、あまり段数が多いと大型化に繋がるため、最大で 15 段とした。

熱伝導率は井上らの報告³⁻⁶⁾を、アンモニアの拡散は門出らの研究³⁻⁷⁾によって得られた値を採用した。さらに、吸収完了までの到達度として、吸収率を以下の式で定め、95%に到達したときを吸収完了とした。

$$\phi = \frac{X_i - X_0}{X_{sat} - X_0} \dots\dots\dots(3-9)$$

ここで X_i , X_{sat} , X_0 はそれぞれ、任意の位置の濃度、飽和時の濃度、初期状態での濃度であることを意味する。

Fig. 3-13 に解析結果を示す。ここには、最も溶液流量が多く、吸収に時間がかかる夏季条件において、もっとも良好な結果でとなった穴直径 1.0 mm の場合を載せる。左側の 2 つのグラフはトレイ直径 28 mm の場合で、液深 15 mm に対応する。また右側のグラフはトレイ直径 35 mm の場合で、液深 5 mm に対応する。下段の図は断熱吸収器の高さと内容積の関係を、上段の図は吸収器高さと吸収率の関係を、トレイ段数毎に示している。

気液の接触面積を拡大するうえで、そして高い吸収性能を得る上で、微細な液滴径を得ることは効果的である。散布トレイ式では、溶液は重力で加速されることで液柱径が縮小し、液滴へと分裂する。よって、小さな液滴径を得るには小さな液柱径になる必要があり、そのためには分裂長さ、つまり液柱状態を長く保つ必要がある。さらに液柱が長くなれば、液柱表面での気液接触面積も拡大する。しかし Fig. 3-12 中段より、トレイ散布式での分裂長さは非常に短いため、液柱部で十分な吸収量を得ることが期待できない。そのため、95 % の吸収率を得るためには、Fig. 3-13 に示すように、トレイ直径（吸収器直径）を 28 mm（トレイ液深 15 mm）とした場合は、トレイを 15 段設けたとしても約 1500 mm の吸収器高さが、またトレイ直径を 35 mm（トレイ液深 5 mm）、トレイ段数 15 段とした場合でも約 1200 mm の吸収器高さが必要となってしまう結果となっている。

今回の条件の場合、(3-4)式からもわかるように、アンモニア水溶液のような低粘度液では、分裂までの距離を長く保つのは難しく、そのことが液滴の大径化に繋がっている。加えて、分裂距離が非常に短く液滴径が大きいいため、気液接触面積が拡大せず、その結果、トレイ段数を増やしても吸収性能はあまり向上していない。

これらのことより、トレイ散布式では、小流量で高吸収率を得るような設計ではなく、低吸収率で大量に流す設計の方が向いていると考えられるが、そのためには更なる溶液の再循環が必要となり、小型化には向かない。よって本研究における断熱吸収方式には不向きであると考えられる。

Table 3-5 Input conditions for the specifications of a spreading-tray absorber

| | |
|---------------------------------|-----------------------------|
| Pore diameter, mm | 1.0 ~ 2.0 |
| Solution depth, mm | 5.0 ~ 15.0 |
| Number of tray stages | 1 ~ 15 |
| Tray depth, mm | 20.0 |
| Absorber height, mm | 10.0 ~ 3000 |
| Tray diameter, mm | Values satisfying the above |
| Number of pores per tray | Values satisfying the above |

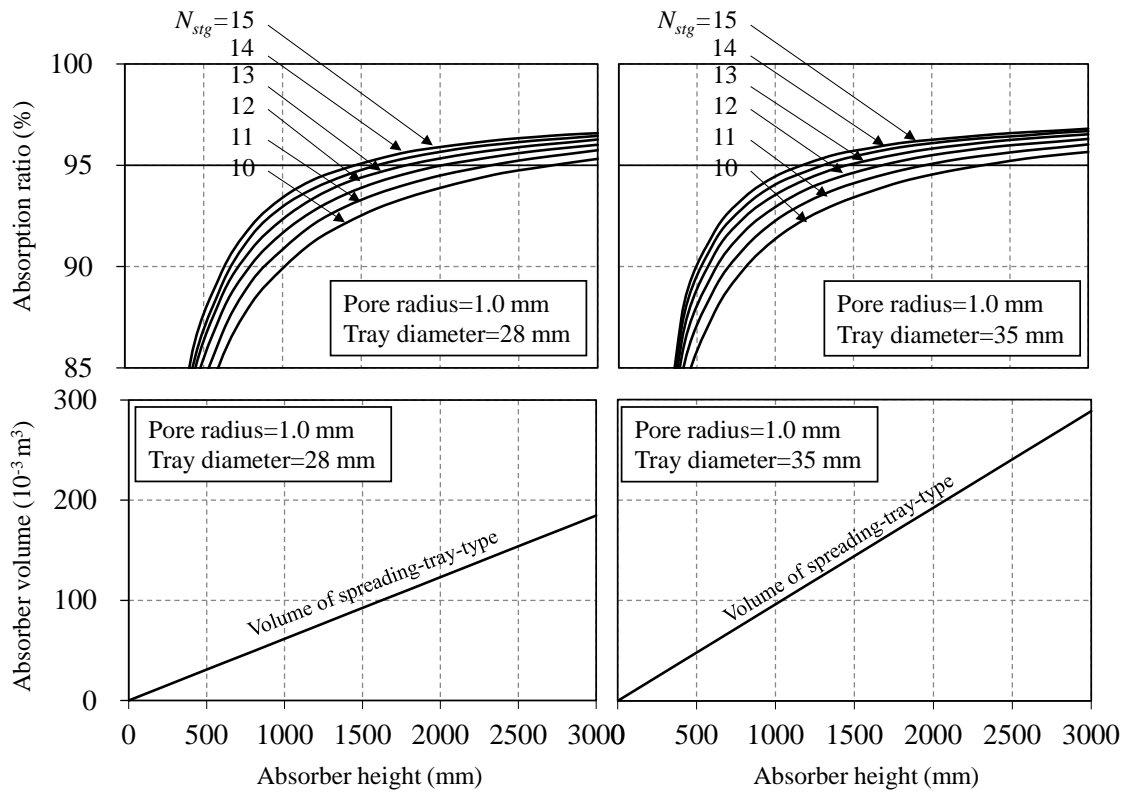


Fig. 3-13 Relationship between the height of the spreading-tray absorber and the absorption ratio and the absorber volume

3.3.3 トレイ散布式断熱吸収器のまとめ

本章では、トレイ散布式断熱吸収器の溶液流動をモデル化して吸収性能解析を行なった。

モデル化では、液柱の分裂位置と生成液滴径を検討する必要があり、そのため、Grant and Middleman の水平噴射での実験相関式を参考に、トレイから自由落下する液柱の分裂条件式として新たに以下の実験式を得た。

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

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。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い、十分吸収するには 1200 mm ~ 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。

よって、トレイ散布式では、小流量で高吸収率を得るような設計ではなく、低吸収率で大量に流す設計の方が向いていると考えられるが、そのためには更なる溶液の再循環が必要となり、小型化には向かない。よって本研究における断熱吸収方式には不向きであると考えられる。

3.4 充填層式断熱吸収器のモデリングと性能解析

ここでは、精留や蒸留で用いられることの多い不規則充填材の表面を流れる液膜をモデル化して、充填材の材質や形状が有効濡れ率や液膜厚さ、吸収性能にどのような影響を与えるのかを調べることを目的としている。

3.4.1 充填材表面の有効濡れ面積と充填層部のモデル化

充填層式吸収器の内部は、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。この方式は、溶液が充填材表面を流下するため、他の2方式と比べて流速が遅く、吸収空間内の滞留時間が長くなることが期待できる。さらに、溶液の流路には多くの充填材が存在するため、連続的で滑らかな面に沿って流れることは無く、それ故に溶液の攪拌回数が多くなり、それが吸収性能向上につながることも期待される。しかしこの方式では、溶液が下流へ行くにつれ、流れが偏って、有効濡れ面積が低下するという欠点がある。そうなると、流下する液膜が厚くなり、吸収性能の低下や充填層容積の増加を招いてしまう。そのため、有効濡れ面積の見積もりは、充填層式吸収器のモデル化において重要となる。

不規則充填材の濡れ性に関して、ここでは、実験値と比較した結果、もっとも良好な一致をみせたと Sieres and Fernández-Seara³⁻⁸⁾が報告している、Onda *et al.*による以下の実験相関式^{3-9), 3-10)}を参照した。Onda *et al.*は、濡れ面積に影響する因子として、質量流量、粘度、単位体積当たりの表面積、表面張力、臨界表面張力を挙げ、以下の形で整理している。

$$-\ln\left(1 - \frac{a_{ph}}{a_t}\right) = a \times \dot{m}_l^b \mu_l^c a_l^d \sigma_l^e \sigma_c^f \dots\dots\dots(3-10)$$

ここで、 a_{ph} と a_t はそれぞれ単位容積当りの有効接触面積と、単位容積当りの充填材総表面積を表し、 $\dot{m}_l, \mu_l, \sigma_l$ はそれぞれ比例定数、質量流量、液粘度、液表面張力である。また σ_c は臨界表面張力を意味する。これは液体が固体表面に広がっていくときの表面張力で、固体表面の材質の固有値である。(3-10)式のように整理することで、どのような状況に適用しても、濡れ率が1以上にはならないようにしている。Onda *et al.*は、この式における定数 a, b, c, d, e, f を、実験や引用文献のデータをもとに与えている (Fig. 3-14 参照)。その結果、濡れ面積に関する相関式は以下の様に整理された形で与えられている。

$$\frac{a_{ph}}{a_t} = 1 - \exp\left\{-1.45\left(\frac{\sigma_c}{\sigma_l}\right)^{0.75} We^{0.2} Re^{0.1} Fr^{-0.05}\right\} \dots\dots\dots(3-11)$$

ここで、ウェーバー数 We 、レイノルズ数 Re 、フルード数 Fr はそれぞれ以下のように定義

されており、代表長さは、単位容積当りの充填材の総表面積の逆数となっている。

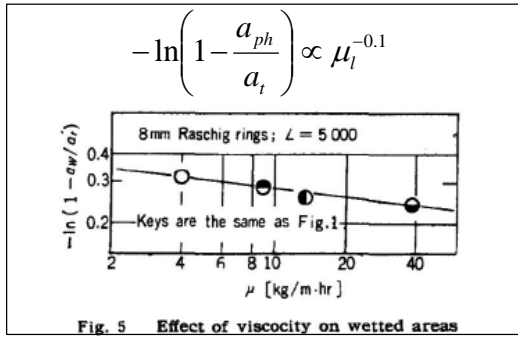
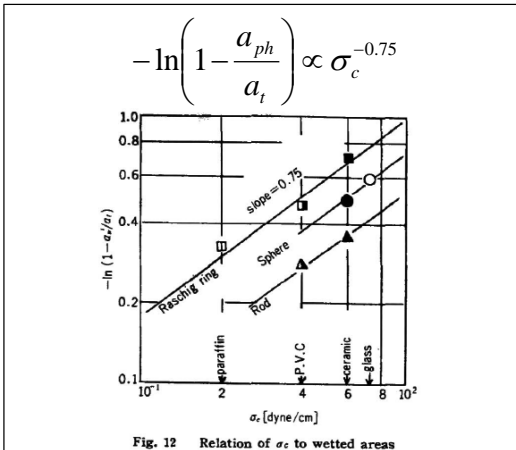
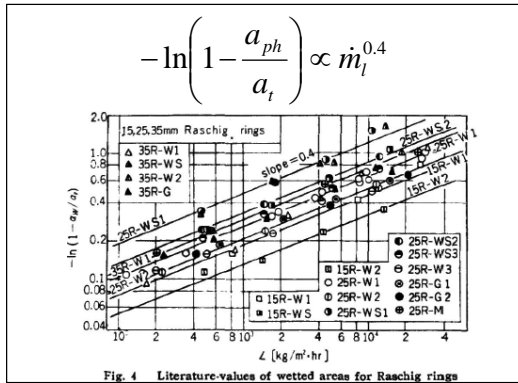
$$\text{We} = \frac{\rho_l U^2}{a_t \sigma_l}, \quad \text{Re} = \frac{\rho_l U}{a_t \mu_l}, \quad \text{Fr} = \frac{a_t U^2}{g} \dots\dots\dots(3-12)$$

ここで g は重力加速度である。

一般に流通している不規則充填材の種類は非常に多く、またそれぞれ複雑な形状をしているため、それらの形状をそのままモデル化するのは非常に難しい。そこで、ここでは辻森らの研究を参考にして、Fig. 3-15 に示すように、充填材を簡単な等価円筒に置き換え、それを整列配置させた充填層部として扱った^{3-11), 3-12)}。有効濡れ率は等価円筒の濡れ面積を減じることで考慮した。水力直径 D_h と等価円筒長さ l_τ は、Billet and Schultes³⁻¹³⁾が提案している以下の式で、充填材空隙率 ε と単位容積当りの総表面積 a_t の関数として扱った。

$$D_h = l_\tau = 4 \frac{\varepsilon}{a_t} \dots\dots\dots(3-13)$$

等価円筒の水力直径が大きくなると、円筒内の空洞が大きくなり、吸収器内に無駄なスペースを作ってしまうため、水力直径はなるべく小さくなるように充填材を選定するのが望ましい。(3-13)式より、水力直径を小さくするには、空隙率が小さく、表面積が大きい充填材が良いことがわかる。



$$-\ln\left(1 - \frac{a_{ph}}{a_t}\right) = 1.45 \left(\frac{\sigma_c}{\sigma_l}\right)^{0.75} \left(\frac{U}{a_t \mu_l}\right)^{0.1} \times \left(\frac{U^2}{\rho_l \sigma_l a_t}\right)^{0.2} \left(\frac{a_t U^2}{g \rho_l^2}\right)^{-0.05}$$

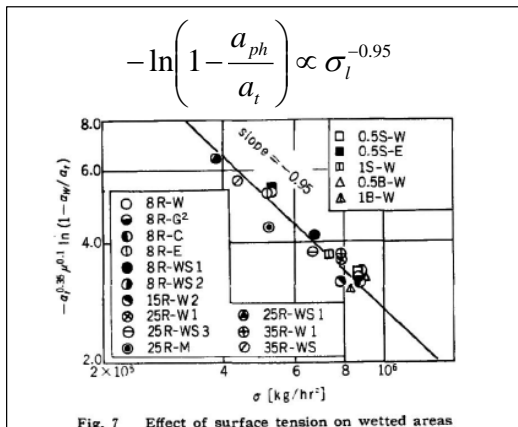
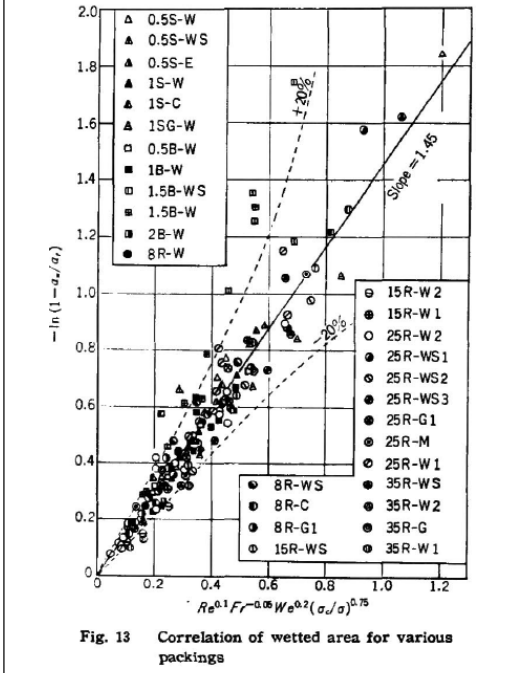
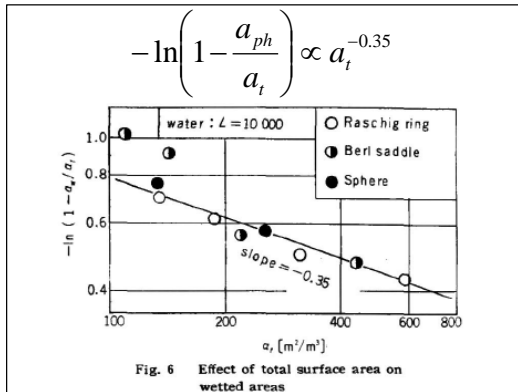


Fig.3-14 Relation of parameters to wetted area

(“Source: Onda, K., et al. (1967)”)

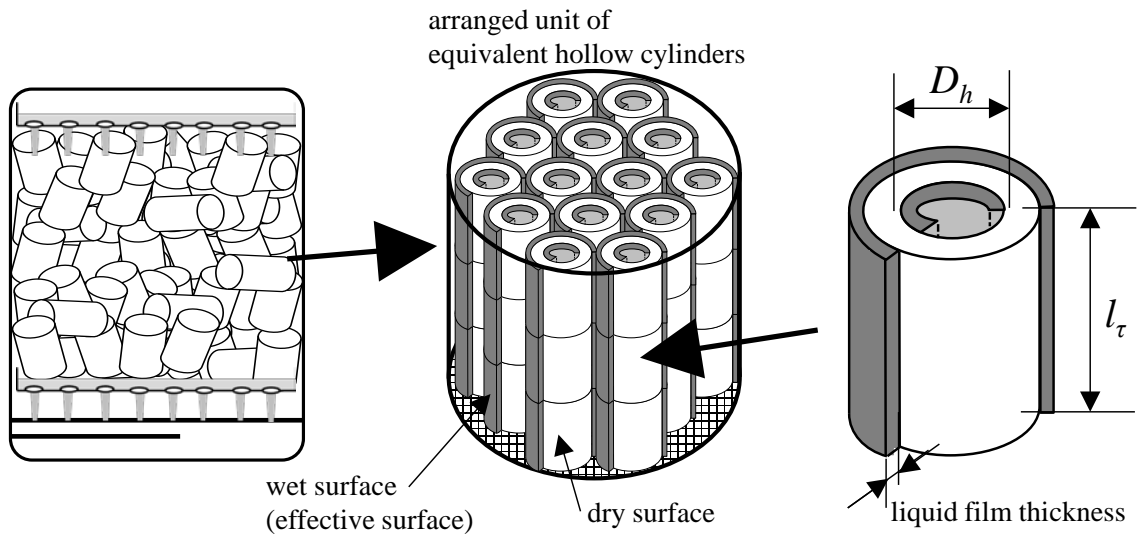


Fig. 3-15 Analytical model of unit packed volume

3.4.2 充填層式断熱吸収器の吸収能力解析

ここでは、充填層式断熱吸収器ではどの程度の吸収性能が得られるのかを、円筒に沿って流れ落ちる溶液の位置を追いかけて吸収率を求めることで検証する。

液膜部での吸収性能解析の支配方程式として、一次元熱伝導方程式ならびに拡散方程式を用い、トレイ散布式の液柱部と同様に円柱座標系で表した(3-7)式を適用した。

$$\rho_l C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r \frac{\partial T}{\partial r} \right) , \quad \rho_l \frac{\partial X}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\rho_l D r \frac{\partial X}{\partial r} \right) \dots\dots\dots(3-7)$$

また、境界条件とモデル化に際しての仮定は下記の通りである。

- (1) 溶液は全ての等価円筒に均一に分配され、液膜厚さは一様、同じ濡れ面積になるとする。
- (2) 溶液内対流は無視する。
- (3) 気液界面は飽和関係にあるとする。
- (4) 液膜と円筒との接触面では断熱で、物質拡散も無いとする。
- (5) 冷媒蒸気吸収は溶液表面で均等に生じるとする。
- (6) 冷媒蒸気吸収による変化は体積変化のみを考慮し、長さ変化や面積変化は無視する。
- (7) 溶液周辺の冷媒蒸気との対流熱伝達は無視する。
- (8) 溶液が円筒の下端に達して次の円筒に移動する際の溶液の温度・濃度は、その直前の液膜での温度・濃度分布の平均値で一様であるとする。
- (9) 吸収完了は、(3-9)式に示す吸収率が 95% に到達したときとする。

解析条件は、充填材使用条件をTable 3-6 に示す通りとし、システム側の運転条件をTable 3-1 とした。解析パラメータは、吸収器直径、充填層高さ、充填材の種類である。吸収器直径と充填層高さから、充填材の個数と充填層式吸収器容積が決まる。また、充填材の種類に関しては、前述のBillet and Schultes の論文³⁻¹³⁾、化学工学便覧³⁻¹⁴⁾、榊奥谷金網製作所のカタログ³⁻¹⁵⁾に掲載されている計 100 種類以上の不規則充填物を、空隙率と単位容積当りの総表面積の関係でFig. 3-16 に整理し、その中から、一般的と考えられる仕様を持つラッシヒ・リングとディクソン・パッキンの 2 種類 (Table 3-6 中の#01, #02)、および高性能と考えられるベルル・サドルとディクソン・パッキンの 2 種類 (Table 3-6 中の#03, #04)、計 4 種類の充填材を選定した。ラッシヒ・リング、ベルル・サドル、ディクソン・パッキンのカタログ写真をFig. 3-17 に示す^{3-16), 3-17)}。

Fig. 3-18 と Fig. 3-19 に、最も溶液流量が多く、吸収に時間がかかる夏季条件における解析結果を示す。Fig. 3-18 は一般的な仕様のラッシヒ・リングとディクソン・パッキンの 2

種類を用いた場合、Fig. 3-19 は高性能なベルル・サドルとディクソン・パッキンの 2 種類を用いた場合の結果である。両図とも、下段が充填部容積に関する結果、上段が吸収率に関する結果を表している。この結果より、どの充填材を用いた場合でも、吸収率は吸収器直径が大きくなるにつれて上昇するのがわかる。これは仮定(1)で述べているように、充填部に溶液が一樣に流れると仮定しているため、吸収器直径が大きくなると、その分だけ充填部単位断面積当りの溶液流量が減って、液膜が薄くなることによる。しかし結果をみると、一般的な充填材を用いた場合の充填部容積は、#01, #02 どちらの充填材を用いてもかなり大きくなっている。ここで想定しているラッシヒ・リング(#01)とディクソン・パッキン(#02)の水力直径はそれぞれ 8.85 mm と 16.35 mm であり、この場合、夏季運転条件での流量が流れるとすると、液膜厚さはそれぞれ約 2.5 mm と約 4.8 mm ということになる。液膜が厚くなれば、吸収完了までにより多くの時間を要するようになり、加えて、流下速度が増すため、必要な充填層高さも増す。よって、小空間での十分な吸収を期待するには、液膜が厚すぎると考えられる。ラッシヒ・リング(#01)を用いた場合、95%の吸収率到達に要する充填層高さとして吸収器直径は、それぞれ 1300 mm と 1000 mm と大きい。

一方、高性能な充填材を用いた場合は、ベルル・サドル(#03)とディクソン・パッキン(#04)の水力直径はそれぞれ 2.67 mm と 1.22 mm と非常に小さく、液膜厚さはそれぞれ約 0.8 mm と約 0.4 mm ということになる。これは前の 2 つの充填材と比べると非常に薄い液膜が生成されることを示している。液膜は薄ければ薄いほど、飽和までの時間は短くなり、さらに重力の影響も小さくなっていくため、流下速度が遅くなる。そのため、吸収能力が大きくなる。この結果からは、これらの充填材を用いた場合では、充填層高さ 20 mm 程度、吸収器直径 300 mm 程度の小さな断熱吸収器が成立することになる。よって充填層式断熱吸収器の小型化には、高性能な不規則充填物を使用することが重要である。

さらに重要なのが充填部上部での均一な溶液散布である。ここで溶液を均一に散布できなければ、最初から有効濡れ面積が小さくなり、液膜も厚くなる。溶液の散布方法としては、トレイ散布とノズル散布の 2 種類が考えられるが、トレイ散布では均一な溶液散布は難しい。よって、充填部上部で溶液をノズルで散布することが望ましいと考えられるが、その場合、ノズル噴射式断熱吸収器との比較をして優位性を検討することになる。

よって、一般的な仕様の充填材を用いた場合は、トレイ散布式と同様に、小流量で高吸収率を得るような設計ではなく、低吸収率で大量に流す設計の方が向いていると考えられ、小型化には向かない。高性能充填材を用いた場合に関しては、吸収に必要な空間が小さくなる可能性はあるが、その場合、充填材上部での均一な溶液散布が必須である。

Table 3-6 Input conditions for specifications of assumed dumped packings and absorber

| Packing No. | #01 | #02 | #03 | #04 |
|--|---------------|----------------|--------------|----------------|
| Packing name | Raschig rings | Dixon packings | Berl saddles | Dixon packings |
| Material | Ceramic | SUS | Ceramic | SUS |
| Void fraction, m ³ /m ³ | 0.69 | 0.98 | 0.60 | 0.92 |
| Total surface area, m ² /m ³ | 312 | 240 | 899 | 3009 |
| Critical surface tension, mN/m | 61.0 | 38.0 | 61.0 | 38.0 |
| Hydraulic diameter, mm | 8.85 | 16.33 | 2.67 | 1.22 |
| Absorber diameter, mm | 100~1000 | | | |
| Packed height, mm | 10~300 | | | |

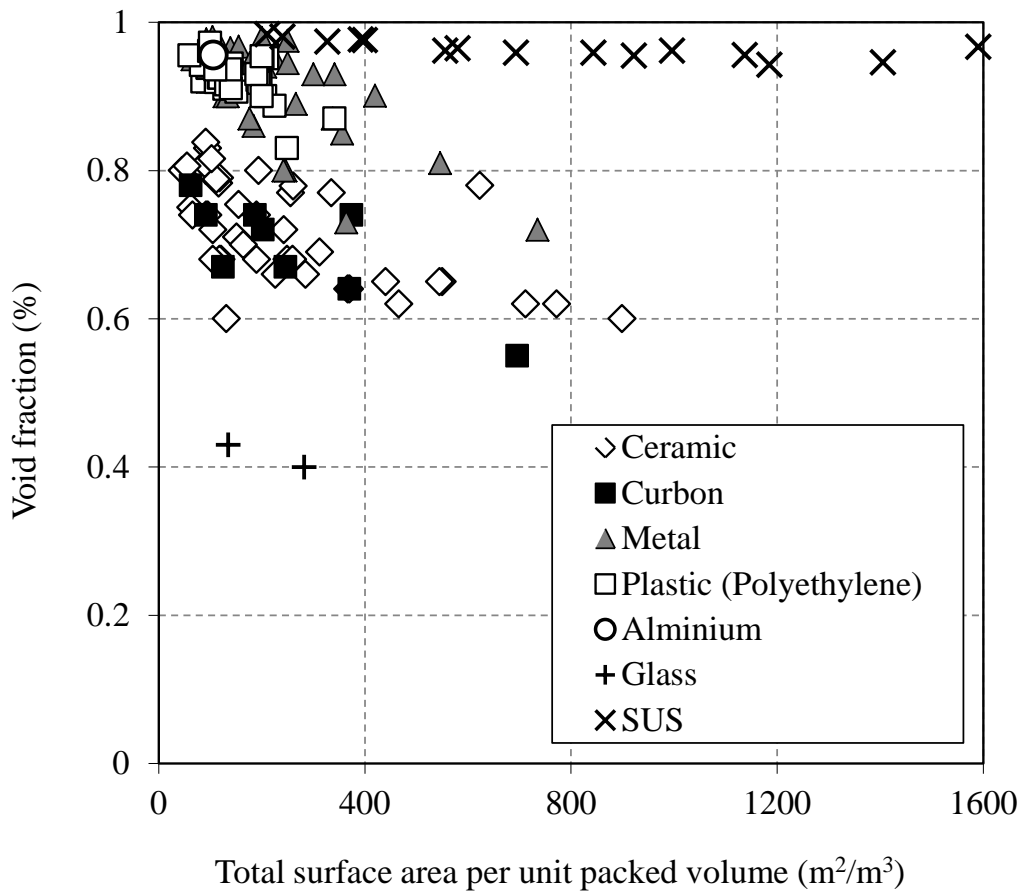


Fig. 3-16 Characteristic data of the dumped packings

(“Source: Bill and Schultes (1993), SCEJ (1988), and Okutani Wire Netting,MFG,Co. Ltd.”)

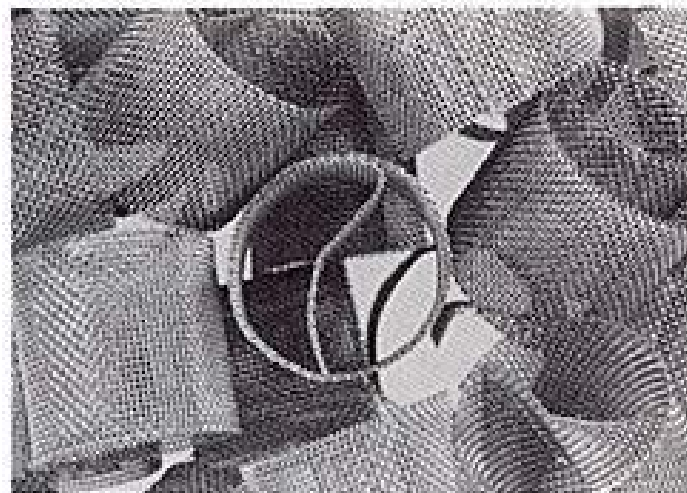


Fig. 3-17 Photographs of three types of packings
(upper): Ceramic Rashig rings (“Source: Christy Catalytics”)
(middle): Ceramic Berl saddles (“Source: Christy Catalytics”)
(lower): SUS Dixon packings (“Source: Takenaka Kanaami Co., Ltd”)

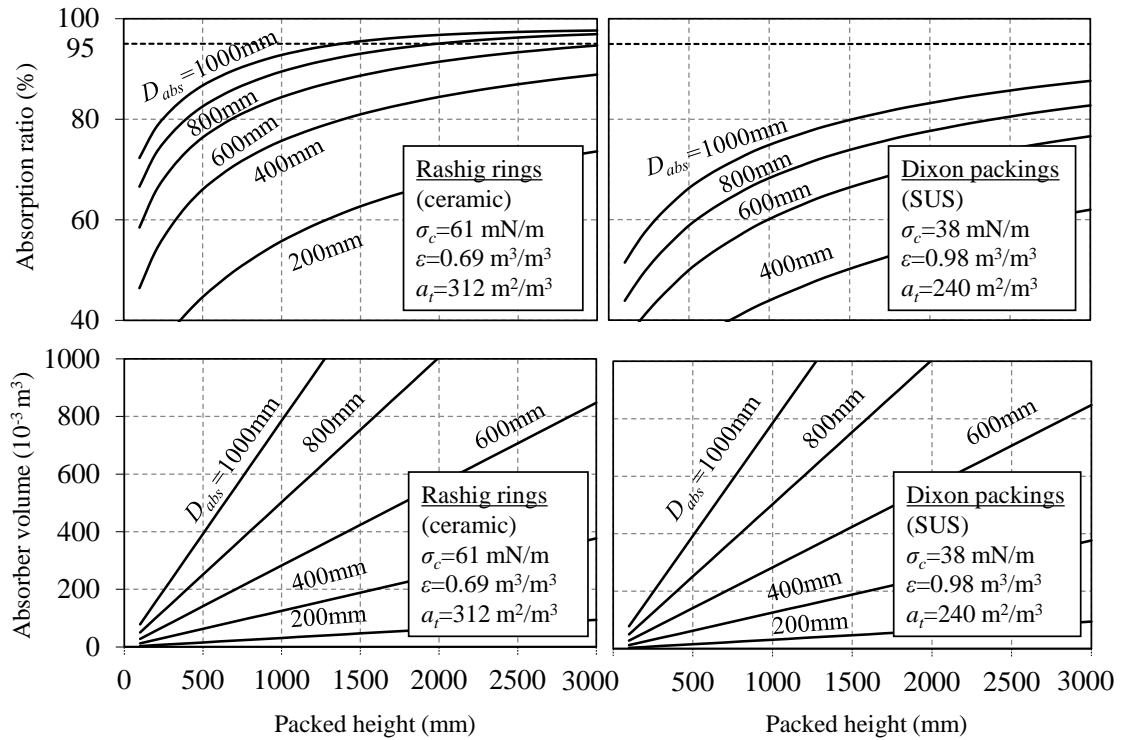


Fig. 3-18 Relationship between the packed height and the absorption ratio and the absorber volume when the packings #01 or #02 listed in table 3-6 is used

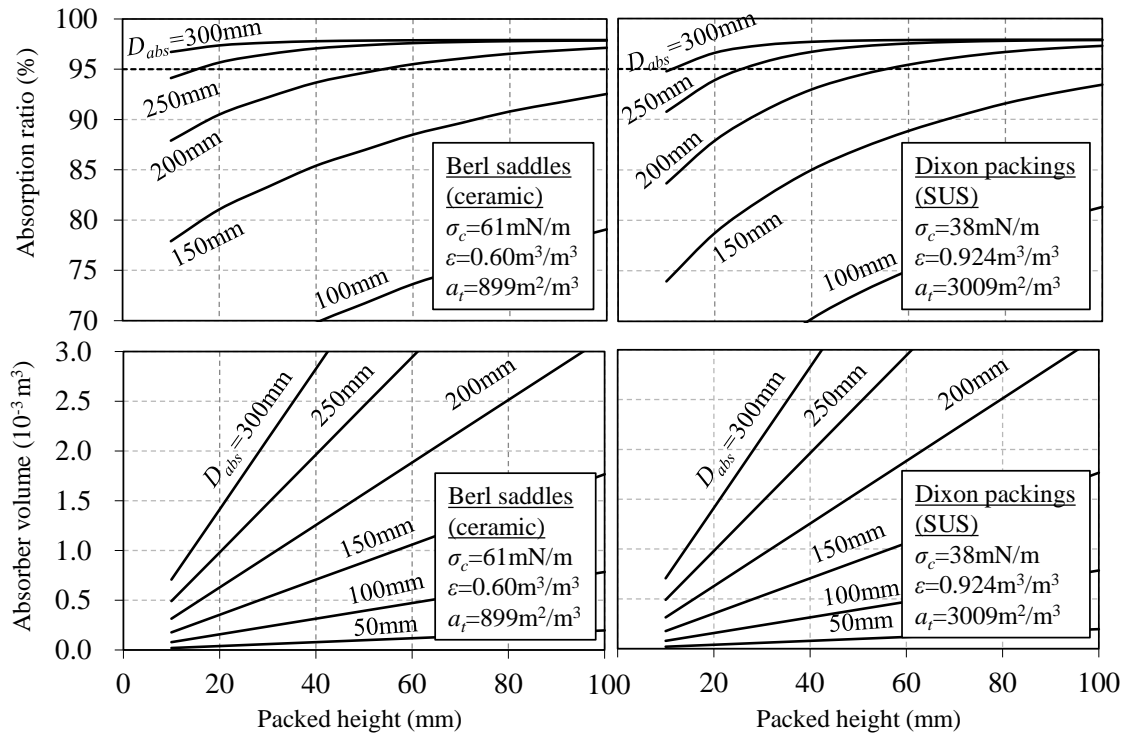


Fig. 3-19 Relationship between the packed height and the absorption ratio and the absorber volume when the packings #03 or #04 listed in table 3-6 is used

3.4.3 充填層式断熱吸収器のまとめ

本章では、充填層式断熱吸収器の溶液流動をモデル化して吸収性能解析を行ない、性能評価を行なった。充填層式断熱吸収器では偏流が避けられないため、モデル化では、下記の Onda *et al.* の実験相関式を用いて有効濡れ面積を見積もった。

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

また、不規則充填物は以下の Billet and Schultes の式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、必要な充填層高さや充填材の種類をパラメータとして、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、必要な吸収空間容積を見積もった。充填材としては、汎用性の観点から、空隙率 0.69, 比表面積 $312 \text{ m}^2/\text{m}^3$ の磁製ラッシヒ・リングと、空隙率 0.98, 比表面積 $240 \text{ m}^2/\text{m}^3$ の SUS 製ディクソン・パッキンの 2 種類を、また高性能の観点から空隙率 0.60, 比表面積 $899 \text{ m}^2/\text{m}^3$ の磁製ベルル・サドルと、空隙率 0.924, 比表面積 $3009 \text{ m}^2/\text{m}^3$ の SUS 製ディクソン・パッキンの 2 種類をそれぞれ想定した。

その結果、一般的な充填材を用いた場合、充填材側面を流れ落ちる液膜厚さが $2.5 \text{ mm} \sim 4.8 \text{ mm}$ となり、必要な充填層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。よって一般的な仕様の充填材を用いた場合は、トレイ散布式と同様に、小流量で高吸収率を得るような設計ではなく、低吸収率で大量に流す設計の方が向いていると考えられ、小型化には向かないと考えられる。

一方、高性能な充填材を適用した場合、液膜厚さが $0.4 \text{ mm} \sim 0.8 \text{ mm}$ 程度と、前述の充填材の $1/6$ 程度の厚さとなり、必要な充填層高さや吸収器直径はベルル・サドル、ディクソン・パッキン両方とも 20 mm と 300 mm 程度あれば良いという結果となった。よって高性能充填材を用いた場合に関しては、吸収に必要な空間が小さくなる可能性はあるが、その場合、ノズルによる充填材上部での均一な溶液散布が必須であると考えられる。

3.5 ノズル噴射式断熱吸収器のモデリングと性能解析および実験

3.1節でも述べたが、この方式の利点は、微細な液滴を得ることで気液接触面積を大きく確保できることである。よってここでは、ノズルの仕様がどのように微粒化に寄与するのか、ノズルから噴射された溶液がどのような理由で微細な液滴が生成されるのかを探るとともに、それが吸収性能にどの程度寄与するのか、断熱吸収器としての必要なサイズはどの程度なのかを検討することを目的としている。

3.5.1 スワールノズルでの流量係数と内部構造の関係についての理論

市販のスワールノズルを分解すると、Fig. 3-20 のようになっている。この4つのパーツのうち、微粒化において重要な部分は Fig. 3-21 に示すうず巻室 (swirl chamber) である。このうず巻室には、入口が複数設けられており、それらから流入する流体は中央の空洞に対して接線方向に入ってゆく。うず巻室空洞部は漏斗のような形状で傾斜が付いており、この中を流体は旋回しながら噴口へと向かってゆき、最終的に軸方向成分と周方向成分を持って噴射されることになる。

スワールノズルの流量係数は、噴口部に空洞ができる影響で、必然的に小さくなる。Radcliffeは、流量係数と噴口径を代表長さとしたレイノルズ数との間の相関について言及しており³⁻¹⁸⁾、高粘度液の場合は液膜が厚くなって流量係数が大きくなるが、低粘度流体においては、ほぼ全ての範囲で流量係数はレイノルズ数と実用上関係が無くなることを示している。よって一般的に、全てのノズルにそれぞれ固有の流量係数が定数で与えられており、これは、流量係数がノズル内部の構造 (各種寸法) の関数として表現されていることを意味する。

スワールノズルでの流動ならびに流量係数に関する理論を示している代表的なものに、棚澤・小林の理論³⁻¹⁹⁾とGiffen and Muraszewの理論³⁻²⁰⁾がある。この2つは非常に似ており、また非常に簡潔にスワールノズルの特徴を表現しているため、多くの文献で引用されている。ここでは、この2つの理論を紹介し、実測値と比較する。なお、両理論における記号は、全て統一表記とした。



Fig. 3-20 Photograph of the dismounted swirl nozzle
(H. Ikeuchi & Co., Ltd., hollow cone spray KB series)

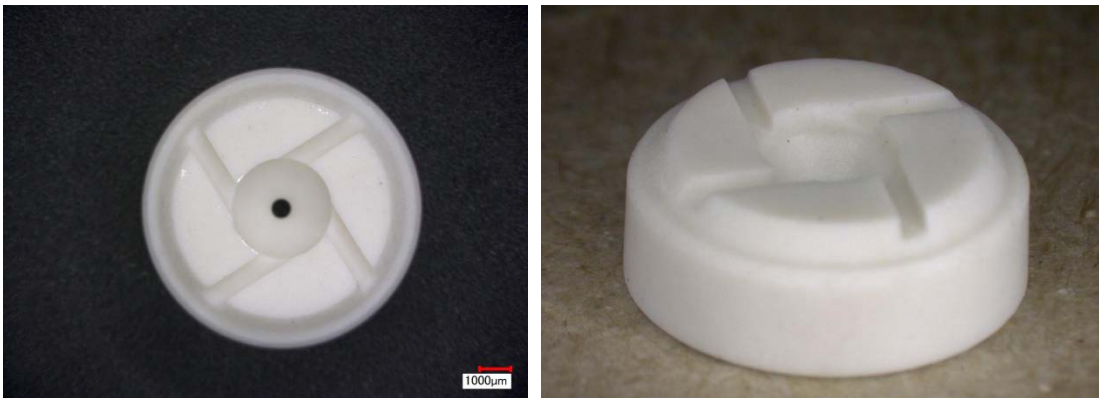


Fig. 3-21 Photographs of the swirl chamber
(H. Ikeuchi & Co., Ltd., hollow cone spray KB series, Mass Flow Class 56)

棚澤・小林のうず巻噴射弁理論

Fig.3-22 に、棚澤・小林のスワールノズル理論に関する概念図を示す。左図はスワールノズルでの流動の模式図、右図はうず巻室内のエネルギープロファイルとなっている。噴射空間よりも高圧の溶液が、うず巻室に接線方向から流入する。溶液の圧力は室内で降下し、その分だけ旋回速度が上昇する。噴口においては大部分が接線方向の運動エネルギーとなり、残りの圧力は軸方向成分となる。そのため、つり鐘状の液膜ができる。

モデル化に際しては自由渦を仮定する。自由渦の接線方向速度は半径に反比例するので

$$u_i r_i = u_s r_s = u_a r_a \dots\dots\dots(3-14)$$

ここで添字の i, s, a はそれぞれ、任意の位置、うず巻室外周位置、噴口部での空洞を意味する。(3-14)式より、 $r=0$ で $u=\infty$ となることから、中心に空洞があることがわかる。また、ベルヌーイの定理より

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho_l u_i^2 + \frac{1}{2} \rho_l v_i^2 = \frac{1}{2} \rho_l u_a^2 \dots\dots\dots(3-15)$$

噴口では、 $r_a < r < r_0$ の範囲（空洞半径～噴口半径；液膜部分）で圧力エネルギーは軸方向の速度エネルギーに変わり、 $r=r_a$ で全エネルギーは全て接線方向速度のエネルギーへと変わる。

質量流量 \dot{m}_l は

$$\dot{m}_l = \int_{r_a}^{r_0} \rho_l v \cdot 2\pi r dr = \rho_l u_s A_p \dots\dots\dots(3-16)$$

(3-14)式と(3-15)式より

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \rho_l v_i^2 &= \Delta P - \frac{1}{2} \rho_l u_i^2 \\ &= \Delta P - \frac{1}{2} \rho_l u_a^2 \left(\frac{r_a}{r_i} \right)^2 \\ &= \Delta P - \Delta P \left(\frac{r_a}{r_i} \right)^2 \end{aligned}$$

よって軸方向流速は

$$v_i = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_l} \left\{ 1 - \left(\frac{r_a}{r_i} \right)^2 \right\}} \dots\dots\dots(3-17)$$

(3-17)式を(3-16)式に代入すると

$$\dot{m}_l = C_D \cdot \pi r_0^2 \sqrt{2\rho_l \Delta P} = C_D A_0 \sqrt{2\rho_l \Delta P} \dots\dots\dots(3-18)$$

ここで流量係数 C_D は

$$C_{D,TK} = \sqrt{1 - \left(\frac{r_a}{r_0}\right)^2} - \left(\frac{r_a}{r_0}\right)^2 \ln \left\{ \frac{r_0}{r_a} + \sqrt{\left(\frac{r_0}{r_a}\right)^2 - 1} \right\} \dots\dots\dots(3-19)$$

添字の TK は棚澤・小林の理論に基づく値を意味する。

また接線方向流速は

$$u_i = \frac{r_a}{r_i} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_l}} \dots\dots\dots(3-20)$$

(3-16)式～(3-20)式より、噴口内空洞 r_a の半径が求まる。

$$\left(\frac{A_p}{\pi r_0^2}\right) \left(\frac{r_0}{r_s}\right) = \sqrt{\left(\frac{r_0}{r_a}\right)^2 - 1} - \left(\frac{r_a}{r_0}\right)^2 \ln \left\{ \frac{r_0}{r_a} + \sqrt{\left(\frac{r_0}{r_a}\right)^2 - 1} \right\} \dots\dots\dots(3-21)$$

ここで以下の係数を与える。

$$X_{TK} = \frac{r_a}{r_0} \dots\dots\dots(3-22)$$

$$K_1 = \frac{A_p}{\pi r_0 r_s} \dots\dots\dots(3-23)$$

ここで X_{TK} 値はノズル噴口部における空洞係数、 K_1 値はスワールノズルのうず巻室形状特性値である。これらを用いて、(3-19)式と(3-21)式を書き換えると

$$C_{D,TK} = \sqrt{1 - X_{TK}^2} - X_{TK}^2 \ln \left\{ \frac{1}{X_{TK}} + \sqrt{\frac{1}{X_{TK}^2} - 1} \right\} \dots\dots\dots(3-24)$$

$$K_1 = \sqrt{\frac{1}{X_{TK}^2} - 1} - X_{TK} \ln \left\{ \frac{1}{X_{TK}} + \sqrt{\frac{1}{X_{TK}^2} - 1} \right\} \dots\dots\dots(3-25)$$

(3-23)式より、うず巻室形状特性値 K_1 は、うず巻室の各種寸法のみで決定される定数であるため、(3-24)式と(3-25)式より、流量係数がうず巻室の形状のみで表現できることがわかる。

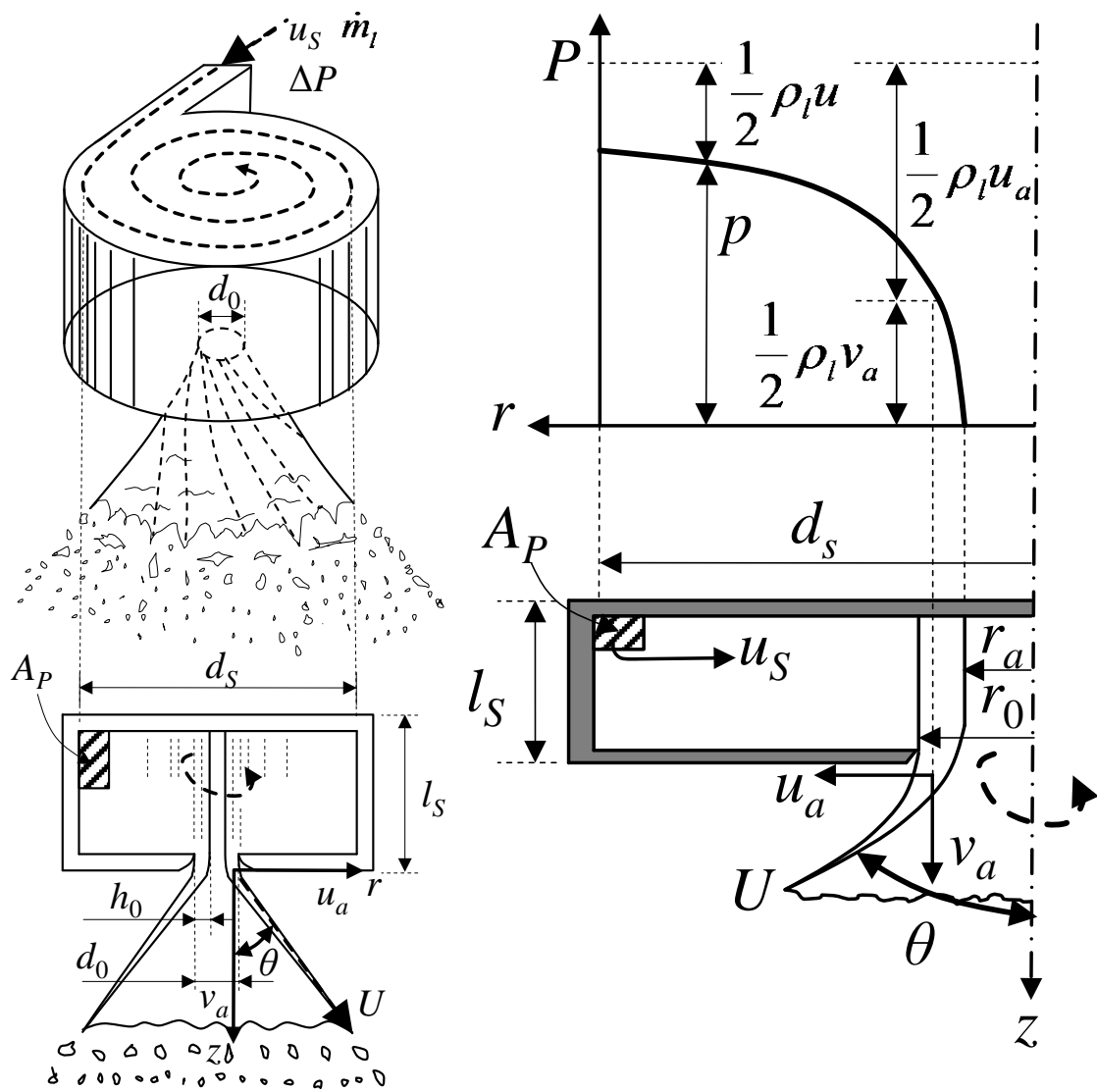


Fig. 3-22 Illustration of flow path in simplex atomizer
 ("Source: Tanasawa and Kobayashi (1951)")

Giffen and Muraszewの理論

Fig.3-23 に、Giffen and Muraszew のスワールノズル理論に関する概念図を示す。この理論でも前述の棚澤・小林理論と同様に、スワールノズル内の流動を、自由渦上におけるらせん状の流れとして与えている。よって、角運動量の保存により

$$u_i r_i = u_s r_s = u_a r_a \dots\dots\dots(3-14)$$

ここで、質量流量とうず巻室への流入速度との関係より

$$\dot{m}_l = \rho_l A_p u_s$$

よって

$$u_s = \frac{\dot{m}_l}{\rho_l A_p} \dots\dots\dots(3-26)$$

この過程において、損失が無いと仮定すると、全ヘッドは、うず巻室内において、噴射圧力 ΔP で一定となる。よってベルヌーイの定理より

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho_l u_a^2 + \frac{1}{2} \rho_l v_a^2 \dots\dots\dots(3-27)$$

また、噴口部での軸方向成分は

$$\dot{m}_l = \rho_l (A_0 - A_a) v_a$$

よって

$$v_a = \frac{\dot{m}_l}{\rho_l (A_0 - A_a)} \dots\dots\dots(3-28)$$

また噴口部での半径方向成分速度については、(3-14)式と(3-26)式より

$$\begin{aligned} u_a r_a &= u_s r_s \\ &= \frac{\dot{m}_l r_s}{\rho_l A_p} \end{aligned}$$

よって

$$u_a = \frac{\dot{m}_l r_s}{\rho_l A_p r_a} \dots\dots\dots(3-29)$$

(3-27)式に(3-28)式と(3-29)式を代入すると

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho_l \left\{ \left(\frac{\dot{m}_l r_s}{\rho_l A_p r_a} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_l}{\rho_l (A_0 - A_a)} \right)^2 \right\} \dots\dots\dots(3-30)$$

ここで流量係数 C_D を導入する。

$$\dot{m}_l = C_D \cdot \pi r_0^2 \sqrt{2\rho_l \Delta P} = C_D A_0 \sqrt{2\rho_l \Delta P} \dots\dots\dots(3-18)$$

(3-30)式に(3-18)式を代入すると

$$\frac{1}{C_{D,GM}^2} = \frac{A_0^2 r_s^2}{A_p^2 r_a^2} + \frac{A_0^2}{(A_0 - A_a)^2} \dots\dots\dots(3-31)$$

添字の GM は、Giffen and Muraszew の理論に基づく値を意味する。

ここで以下の係数を与える。

$$X_{GM} = \frac{A_a}{A_0} \dots\dots\dots(3-32)$$

$$K_1 = \frac{A_p}{\pi r_0 r_s} \dots\dots\dots(3-23)$$

ここで X_{GM} 値は、Giffen and Muraszewの理論におけるノズル噴口部における空洞係数で、断面積に基づいた表記となっており、半径に基づいた棚澤・小林の理論における空洞係数 X_{TK} 値とは以下の関係がある。

$$X_{GM} = X_{TK}^2 \dots\dots\dots(3-33)$$

K_1 値はスワールノズルのうず巻室形状特性値で、これは棚澤・小林の理論のものと共通である。(3-31)式に(3-32)式と(3-23)式を代入すると

$$\frac{1}{C_{D,GM}^2} = \frac{1}{K_1^2 X_{GM}^2} + \frac{1}{(1 - X_{GM})^2} \dots\dots\dots(3-34)$$

(3-34)式は、ノズルの各種寸法と空洞部のサイズと、流量係数の関係を示している。ここで変数を1つ消去する。 K_1 値がどのような値の場合でも、空洞部は流量が最大になるような形状となる。つまり C_D 値が X 値の変化に対して極大値となるような形となる。よって(3-34)式において

$$\frac{d}{dX_{GM}} \left(\frac{1}{C_{D,GM}^2} \right) = 0$$

となる場合

$$\frac{d}{dX_{GM}} \left(\frac{1}{C_{D,GM}^2} \right) = -\frac{1}{K_1^2 X_{GM}^2} + \frac{2}{(1 - X_{GM})^3} = 0$$

よって

$$2K_1^2 X_{GM}^2 = (1 - X_{GM})^3 \dots\dots\dots(3-35)$$

(3-34)式と(3-35)式より

$$C_{D,GM} = \sqrt{\frac{(1 - X_{GM})^3}{1 + X_{GM}}} \dots\dots\dots(3-36)$$

(3-35)式より、 X_{GM} 値は K_1 値の1変数関数であることがわかり、また(3-36)式より、 C_D 値もまた K_1 値の1変数関数であり、噴射圧力 ΔP によらないことがわかる。

Giffen and Murszewは、(3-36)式で算出される理論 C_D 値が、実験 C_D 値と比較して小さくなることを確認し、(3-36)式を用いて補正している。

$$C_{D,GM} = 1.17 \sqrt{\frac{(1 - X_{GM})^3}{1 + X_{GM}}} \dots\dots\dots(3-37)$$

ここまで追ってきてわかるように、両理論は非常に似ているが、異なる点は(3-16)式と(3-28)の違いに表れている。棚澤・小林の理論では、噴口部の液膜速度について、液膜内部の速度分布を加味するために積分を用いて表現しているが、Giffen and Murszewの理論ではここを一様なものとして扱っている。

非常に微細な相違点ではあるが、これがどの程度流量推算に影響するのかを検証する必要がある

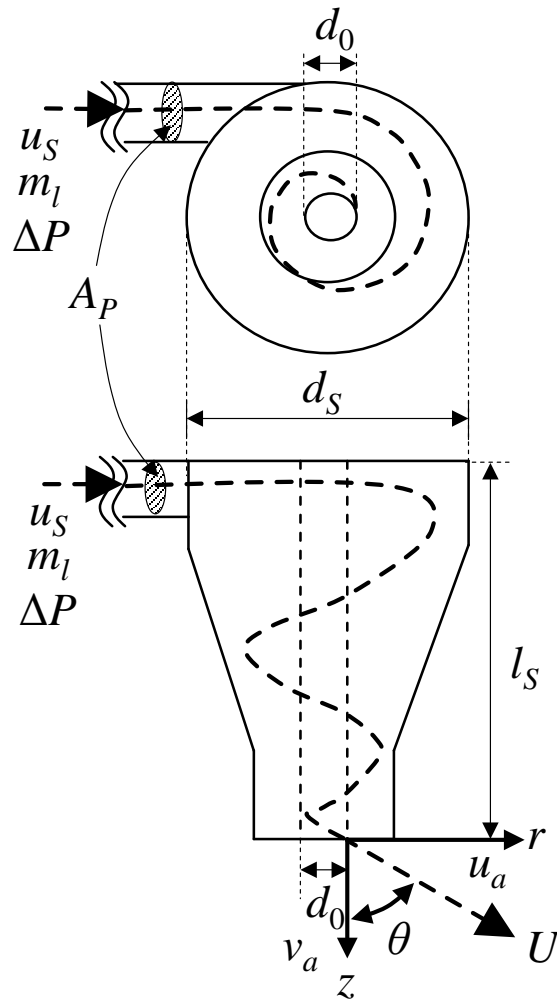


Fig. 3-23 Illustration of flow path in simplex atomizer (“Source: Lefebvre, A.H. (1989)”)

3.5.2 流量係数の実測と推算式の補正

(3-24)式で表される棚澤・小林の流量係数式と、(3-36)式で表される Giffen and Muraszew の流量係数式から得られる推算値と、実際の流量とを比較するため、実験を行なった。対象流体は水とアンモニア水溶液としたが、アンモニア水溶液の流量計測実験は、後述する吸収性能計測実験で取得したデータを用いているため、この実験のためだけに実施したものではない。水での実験については、簡単な実験装置を製作したので、ここで簡単に紹介する。吸収性能計測の実験装置については後述する。

3.5.2.1 水噴射実験の方法・条件・装置

本実験で用いた装置の概略図と写真を Fig. 3-24 と Fig. 3-25 に示す。仕組みは非常にシンプルである。シリンダー内に水を溜めた後に、シリンダー上部から圧縮空気を送り込んで加圧し、圧力をレギュレータで調節しながらノズルから水を噴射させる。その際、流量計と圧力センサーで流量と噴射圧力を計測し、データロガーに計測データを収集する。

データロガーは日置電機の LR8400、圧力センサーは共和電業の PVL-10KD、流量計には KEYENCE の電磁流量計 FD-M-5AT を用いた。またノズルには、いけうちの空円錐ノズル(微霧発生極小噴量形) KB シリーズを用いている。圧力センサーの精度は $\pm 0.03\%$ of RO、流量計の精度は $\pm 0.8\%$ of FS である。

Table 3-7 に実験条件を示す。ノズルは、(株)いけうちの空円錐ノズル/微霧発生極小噴量形KBシリーズ¹⁻⁴⁴⁾から、流量の異なる 6 種類のスワールノズルを選定し、それぞれにノズル番号を与えた。ノズル番号は、番号が大きくなるにつれて大流量の仕様となるように並べている。Table 3-8 に、その 6 種類のノズルの仕様を示す。ここに記されている各種うず巻室寸法については、カタログ値ではなく、実際にノズルを分解してうず巻室を取り出し、顕微鏡で測定した値である。アンモニア水溶液の吸収性能計測実験では、この 6 種類のノズルのうち 4 種類 (ノズル番号#01, #02, #03, #05) を用い、噴射圧力は、0.1 ~ 1.0 MPa の間で、Table 3-7 に示す通りだが、このときの詳細な実験条件は Table 3-13 である。

実験手順は以下の通りである (Fig. 3-24 参照)。

ノズル流量特性把握実験

- 1) バルブ V1, V3 を開いて、バルブ V1 の入口からシリンダーへ水を投入する。
- 2) バルブ V3 の出口から水が出てきたら、水の供給をストップする。
- 3) バルブ V1, V3 を閉める。
- 4) 空気圧縮機をバルブ V4 の位置にあるレギュレータに接続する。
- 5) バルブ V4 を開いて、圧力センサーでの値を見ながらレギュレータで圧力を調整し、圧縮空気を送り込む。

- 6) バルブ V5 を開いてノズルから水を噴射させる。
- 7) 噴射後 30 秒経過したら (流量計の安定待ちのため), データロガーで計測を開始し, 流量データを取得する。
- 8) バルブ V5 を閉じて, レギュレータで再度圧力を調整する。
- 9) 6)に戻る。
- 10) 全ての圧力で計測し終わったら, バルブ V4 を閉じる。
- 11) バルブ V2, V3, V5 を開いて, シリンダー内の水を全て出し, 除圧する。
- 12) ノズルを取り換える。
- 13) 1)に戻る。

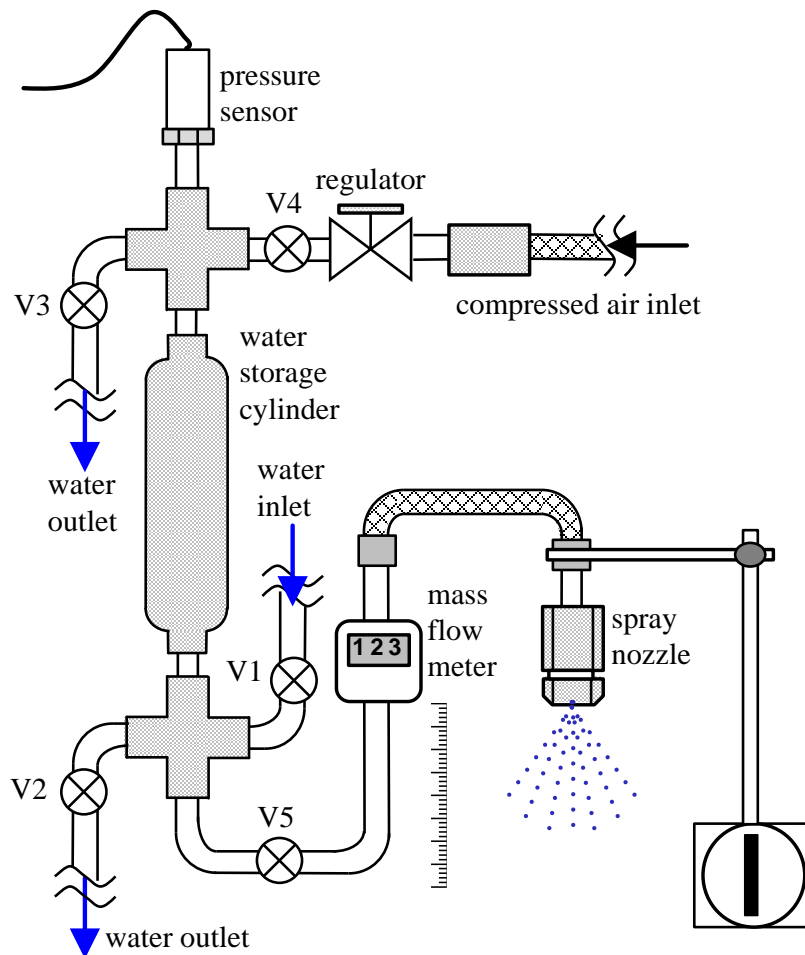


Fig. 3-24 Schematic diagram of the experimental apparatus

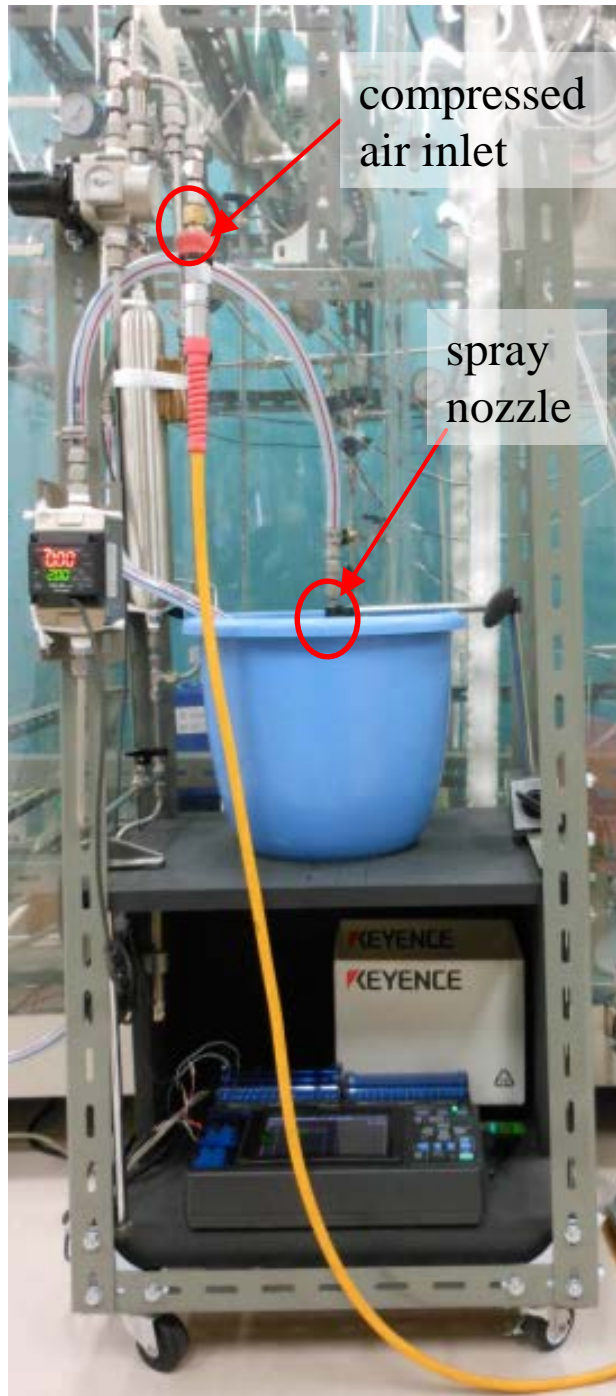


Fig. 3-25 Photograph of the experimental apparatus

Table 3-7 Experimental parameters

| | | |
|-------------------------------|---------------------------------|--|
| for water | Nozzle No. | #01, #02, #03, #04, #05, #06 |
| | Pressure difference, MPa | 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9 |
| for NH₃ aq. | Nozzle No. | #01, #02, #03, #05 |
| | Pressure difference, MPa | 0.1 ~ 1.0 |

Table 3-8 Nozzle specifications (H. Ikeuchi & Co., Ltd., hollow cone spray KB series)

| Nozzle No. | #01 | #02 | #03 | #04 | #05 | #06 |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Spray angle, ° | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 |
| Radius of swirl chamber, mm | 1.752 | 1.578 | 1.572 | 1.536 | 1.681 | 2.072 |
| Number of inlet ports | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| Total area of inlet ports, mm² | 0.225 | 0.286 | 0.286 | 0.362 | 0.386 | 0.503 |
| Orifice radius, mm | 0.291 | 0.323 | 0.401 | 0.380 | 0.413 | 0.407 |
| Height of swirl chamber, mm | 3.423 | 3.534 | 3.507 | 3.517 | 3.497 | 5.437 |

3.5.2.2 実験結果と推算式の補正

Fig. 3-26 と Fig. 3-27 に、実測流量と推算流量の比較を示す。Fig. 3-26 は棚澤・小林の理論に基づいた(3-24)式を、Fig. 3-27 は Giffen and Muraszew の理論に基づいた(3-36)式を、実測値と比較している。

Fig. 3-26 より、棚澤・小林の理論から推算される流量は、水、アンモニア水溶液問わず、概ね±10%以内で実測値と合うことがわかる。ただし、低流量域において若干乖離が大きくなっている。また、Fig. 3-27 より、Giffen and Muraszewの理論から推算される流量は、全体的に少なめに見積もられており、棚澤・小林の推算値と比べると若干精度が劣っている。なお、対象流体が水、アンモニア水溶液を問わないことについては、Radcliffeの言及⁶⁻¹⁾のとおりとなっている。

これらの推算式をより高精度なものにするために、推算式の補正を行なった。LefebvreやJonesによると、スワールノズルの流量係数には、うず巻室の長さ L_S と直径 d_S の比 L_S/d_S や、うず巻室径と噴口径の比 d_S/d_0 の影響もあるという^{3-21), 3-22)}。これに基づいて、以下のような補正式を検討し、重回帰分析を行なった。

$$\frac{C_{D,adj}}{C_D} = a \left(\frac{L_S}{d_S} \right)^b \left(\frac{d_S}{d_0} \right)^c \dots\dots\dots(3-38)$$

ただし、これら補正項のうち、(3-23)式から分かるように、うず巻室径と噴口径については K_1 値の中で一度言及しているため、補正項 d_S/d_0 については、簡便な言及をする上では省略したい。よって、重回帰分析の結果、この項を入れずとも高精度な推算が可能なのであれば、除外することとした。その結果、棚澤・小林の理論の C_D 値 ($C_{D,TK}$) については、 d_S/d_0 を考慮せずとも高精度化することができたが、Giffen and Muraszewの理論の C_D 値 ($C_{D,GM}$) では、高精度化のためには d_S/d_0 が必要となった。重回帰分析の結果得られた式を以下に示す。

$$\frac{C_{D,adj}}{C_{D,TK}} = 1.08 \left(\frac{L_S}{d_S} \right)^{-1.67} \dots\dots\dots(3-39)$$

$$\frac{C_{D,adj}}{C_{D,GM}} = 2.16 \left(\frac{L_S}{d_S} \right)^{-0.97} \left(\frac{d_S}{d_0} \right)^{0.29} \dots\dots\dots(3-40)$$

この補正に基づいて、再度、実験値と推算値を比較した結果を Fig. 3-28 と Fig. 3-29 に示す。これより、両者とも推算精度が向上し、ほぼ同じ値を取るようになったことがわかる。その上で(3-39)式と(3-40)式を比較すると、棚澤・小林の理論に基づく(3-39)式の方がシンプルであると言える。

また、ここまで言及していなかったが、もう一つ、噴射角度の問題がある。噴射角度は、

噴口における軸方向速度と周方向速度の比から，以下の様に求まる．

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{u_a}{v_a}\right) \dots\dots\dots(3-41)$$

この 2 つの速度成分の比は，両理論ともに，流体の物性や噴射圧力を問わないため，常に一定であるとされる．実際に，今回用いた 6 種類ノズルの噴射角度を推算した結果を Table 3-9 に載せる．この結果を見ると，棚澤・小林の理論値では，比較的安定して 80° 付近の値が得られている一方で，Giffen and Muraszew の理論値は，15° 程度も大きく見積もる場合があることがわかった．よって，より安定した結果を推算できる棚澤・小林の理論を補正した(3-24)式および(3-39)式を，これ以降の解析に用いることとした．

Table 3-9 Comparison of spray angles derived from between TK theory and GM theory

| Nozzle No. | #01 | #02 | #03 | #04 | #05 | #06 |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Spray angle (Catalogue), ° | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 |
| Spray angle (Tanasawa and Kobayashi), ° | 78.93 | 72.00 | 78.26 | 78.26 | 72.32 | 72.32 |
| Spray angle (Giffen and Muraszew), ° | 94.57 | 86.86 | 93.83 | 93.83 | 87.21 | 87.21 |

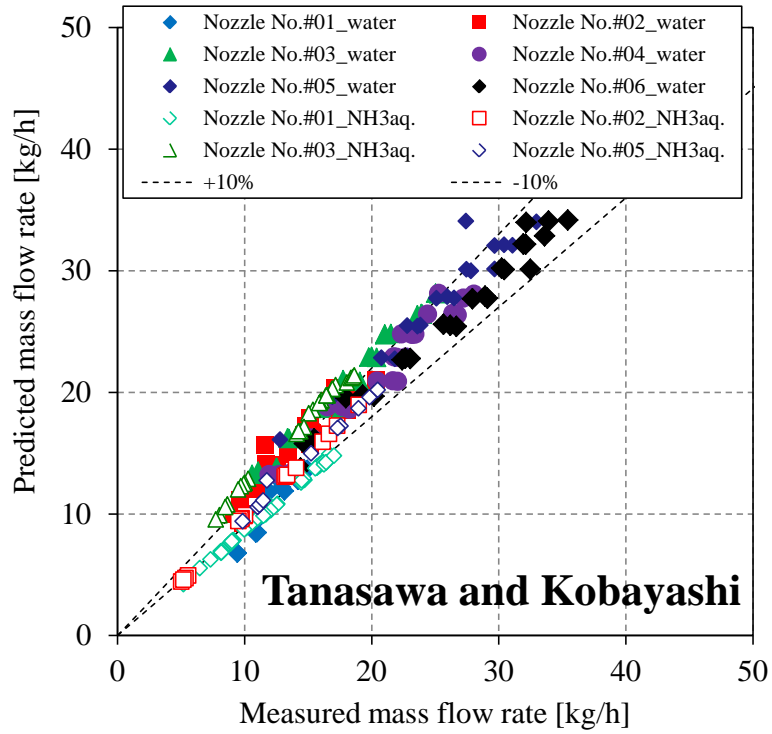


Fig. 3-26 Comparison between measured mass flow rate and the value calculated from Eq.(3-24)

(Tanasawa and Kobayashi)

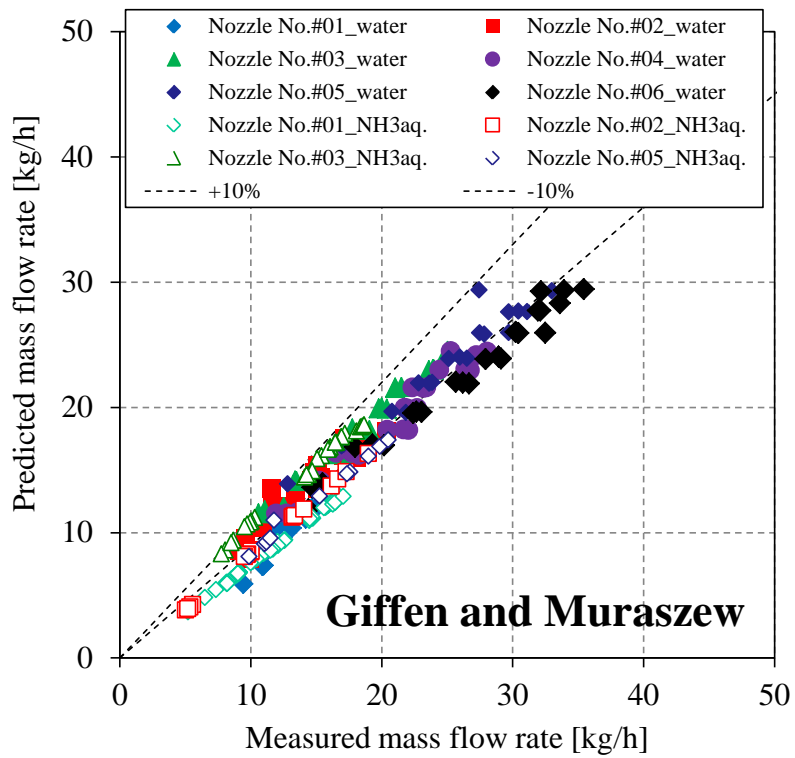


Fig. 3-27 Comparison between measured mass flow rate and the value calculated from Eq.(3-36)

(Giffen and Muraszew)

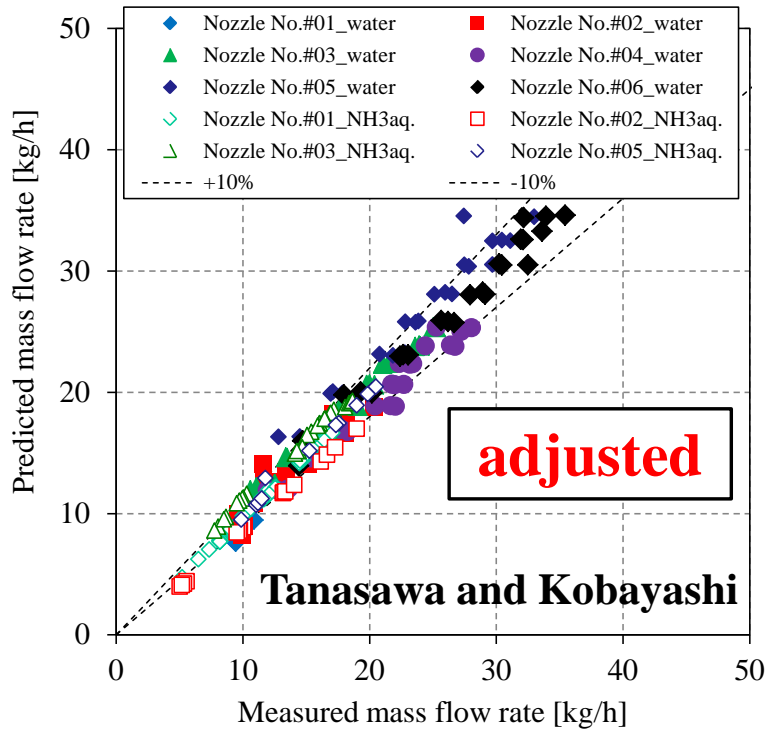


Fig. 3-28 Comparison between measured mass flow rate and the adjusted value calculated from Eq.(3-39) (Tanasawa and Kobayashi)

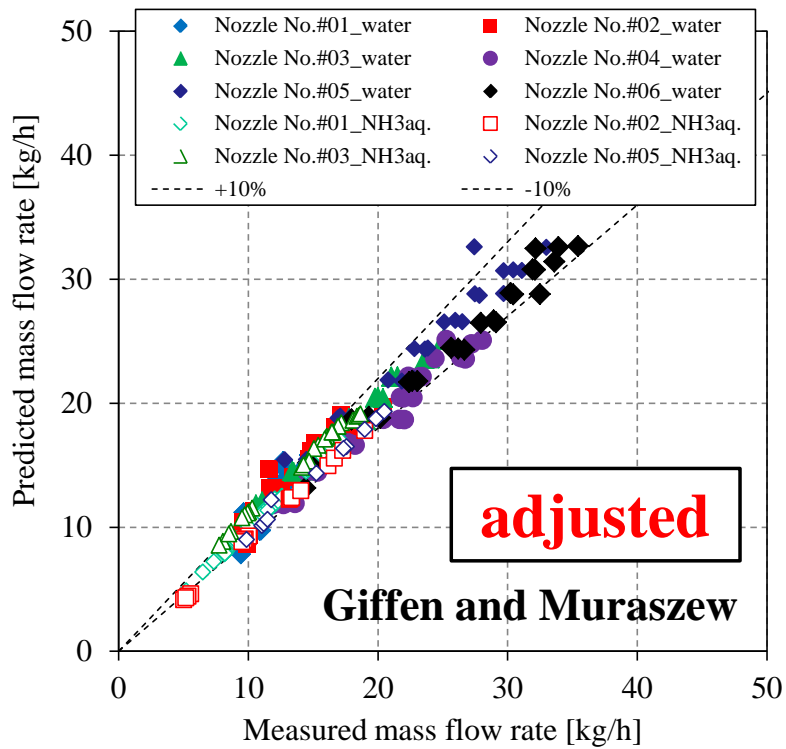


Fig. 3-29 Comparison between measured mass flow rate and the adjusted value calculated from Eq.(3-40) (Giffen and Muraszew)

3.5.3 溶液微粒化のモデリング

溶液が微粒化ノズルを通過して液膜として空間へ噴出すると、液がまとまろうとする力と、気体が液をせん断する力とが液膜表面で競り合い、液膜それ自体の不安定性とも相まって、不安定波が引き起こされる。この波は徐々に増幅し、最終的に液滴へと分裂する³⁻²¹。Hagarty and Sheaによると、液膜の不安定波には非対称波 (sinuous wave) と対称波 (dilatational wave) の 2 種類があり、それらの成長率を比べると、非対称波の方が常に大きくなるのが安定解析によって理論的に示されている³⁻²³。Squireは、同じく安定解析によって、液膜が不安定となる条件と、そのときの非対称波の成長率を示している³⁻²⁴。Fraser *et al.*は、Hagarty and SheaやSquireの研究を進展させ、液膜分裂モデルを提案し、振幅の最大成長率 (液膜の分裂条件) とそれによって生成される液滴径の推算を行なった³⁻²⁵。それによると、液膜は非対称波状に不安定となり、その振幅の成長率が最大となると、先端から半波長毎に帯状にちぎれる。この帯はすぐに液糸となり、液滴へと分裂する。ここでは、液膜から液糸への過程はSquireの理論が、液糸から液滴への過程はReyleighの理論が用いられている³⁻⁵。Fig. 3-30に、Dombrowski and Johns (1962)が示したFraser *et al.*の液膜分裂モデルの概念図を示す³⁻²⁶。

ここで、Squire の文献と Fraser *et al.*の文献を参考にして理論を整理し、必要な式を導出してみる。

Fig. 3-31 に、液膜表面に発生する非対称波の概念図を示す。ここで y 軸に対して正方向にある液膜の境界面での変位 η を以下で与える。

$$\eta = \exp i(kx - \beta t) \dots \dots \dots (3-42)$$

ここで β は複素量であり、不安定波の速度と減衰により決まる。また y 相の速度ポテンシャル ϕ を以下で与える。

$$\phi = -Ux + \phi_1 \dots \dots \dots (3-43)$$

ここで ϕ_1 は乱れポテンシャルである。さらに ϕ_2 を空気の流れポテンシャルとすると、液相と気相の間の自由表面 $y = \pm h'$ (h' は液膜厚さの半分) において以下の 2 式を満たす必要がある。

$$\frac{\partial \eta}{\partial t} + U \frac{\partial \eta}{\partial x} = -\frac{\partial \phi_1}{\partial y} \dots \dots \dots (3-44)$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial t} = -\frac{\partial \phi_2}{\partial y} \dots \dots \dots (3-45)$$

ϕ_1 と ϕ_2 については以下で表される。

$$\phi_1 = ia \left(\frac{\beta}{k} - U \right) \frac{\sinh ky}{\cosh kh} \exp i(kx - \beta t) \dots \dots \dots (3-46)$$

$$\phi_2 = -ia \frac{\beta}{k} \exp \{-k(y - h)\} \exp i(kx - \beta t) \dots \dots \dots (3-47)$$

ここで a は定数である。 ϕ_2 は $y > h'$ の領域を表し、 $y < -h'$ の場合は y を $-y$ と置き換える。

界面付近の液内部での圧力は液のすぐ外側の圧力と比べて σ/R だけ大きい。ここで R は表面での曲率半径である。よって、 $1/R = -\partial^2\eta/\partial x^2$ であるから

$$\rho_1 \left(\frac{\partial \phi_1}{\partial t} + U \frac{\partial \phi_1}{\partial x} \right) - \rho_2 \frac{\partial \phi_2}{\partial y} = -\sigma_1 \frac{\partial^2 \eta}{\partial y^2} \dots\dots\dots(3-48)$$

これは表面 $y = h'$ で満たされる。これに ϕ_1, ϕ_2, η を代入すると、以下の式を得る。

$$\rho_1 \left(\frac{\beta}{k} - U \right)^2 \tanh kh' + \rho_2 \left(\frac{\beta}{k} \right)^2 = \sigma_1 k \dots\dots\dots(3-49)$$

そしてこの式の解は

$$\frac{\beta}{kU} = \frac{1 \pm \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \coth kh' \right)^{\frac{1}{2}} \left\{ -1 + \frac{\sigma_l k}{\rho_l U^2} \left(1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \coth kh' \right) \right\}^{\frac{1}{2}}}{1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \coth kh'} \dots\dots\dots(3-50)$$

不安定波は平方根表記のある括弧内の項が負の場合に発生する。不安定となる条件のうち重要なもののひとつとして $\sigma_l / \rho_l U^2 h' < 1$ という条件がある。モーメントについては、不安定性があるとして β は複素数となると仮定したので、不安定波の速度因子 β_r と不安定波の成長因子 β_i に分けて $\beta = \beta_r + i\beta_i$ と置くと、

$$\frac{\beta_r}{kU} = \frac{1}{1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \coth kh} \dots\dots\dots(3-51)$$

$$\frac{h' \beta_i}{U} = \frac{kh' \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \coth kh' \right)^{\frac{1}{2}} \left\{ 1 - \frac{\sigma_l}{\rho_l U^2 h'} \left(kh' \coth kh' + kh' \frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \right\}^{\frac{1}{2}}}{1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \coth kh'} \dots\dots\dots(3-52)$$

この2式のうち、液膜の分裂条件については(3-52)式を追ってゆけばよい。ここで不安定波の波長は液膜厚さと比べて大きく、通常 kh' は 0.25 以下であることから、 $\coth kh' = 1/kh'$ とすると、(3-52)式は以下の様に変形できる。

$$\frac{h' \beta_i}{U} = \frac{\sqrt{\frac{kh'}{\text{We}^*} \left\{ \frac{\rho_v}{\rho_l} (\text{We}^* - 1) - kh' \right\}}}{1 + \frac{1}{kh'} \frac{\rho_v}{\rho_l}} \dots\dots\dots(3-53)$$

ここで臨界ウェーバー数 We^* は、分裂時の液膜厚さの半分を代表長さとして、以下の様に定

義される.

$$\text{We}^* = \frac{\rho_l U^2 h'^*}{\sigma_l} = \frac{\rho_l U^2 h^*}{2\sigma_l} \dots\dots\dots(3-54)$$

振幅成長率 $\beta_l = 0$ のとき系は安定で, 不安定波の波長が最短となる。この場合 (3-53)式は

$$kh' = \frac{\rho_v}{\rho_l} (\text{We}^* - 1) \dots\dots\dots(3-55)$$

不安定波の最短波長は $k = 2\pi/\lambda$ より

$$\lambda_{\min} = \frac{\rho_l}{\rho_v} \frac{2\pi h'}{\text{We}^* - 1} \dots\dots\dots(3-56)$$

一方, 液膜が分裂する条件は, (3-53)式において振幅成長率 β_l が最大となる場合だとすると

$$\frac{d}{d(kh')} \left(\frac{h'\beta_l}{U} \right) = 0 \dots\dots\dots(3-57)$$

ここで $\frac{1}{kh'} \frac{\rho_v}{\rho_l} \ll 1$ であることを考慮して(3-53)式の分母を無視すると

$$\frac{h'\beta_l}{U} = \sqrt{\frac{kh'}{\text{We}^*} \left\{ \frac{\rho_v}{\rho_l} (\text{We}^* - 1) - kh' \right\}} \dots\dots\dots(3-58)$$

(3-57)式より, (3-58)式を微分すると

$$\begin{aligned} \frac{d}{d(kh')} \left(\frac{h'\beta_l}{U} \right) &= \frac{1}{2\sqrt{\text{We}^*} \sqrt{kh'}} \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_l} (\text{We}^* - 1) - kh'} - \sqrt{\frac{kh'}{\text{We}^*}} \frac{1}{2\sqrt{kh'}} = 0 \\ &= \frac{1}{\sqrt{kh'}} \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_l} (\text{We}^* - 1) - kh'} - 1 = 0 \end{aligned}$$

よって

$$kh' = \frac{1}{2} \frac{\rho_v}{\rho_l} (\text{We}^* - 1) \dots\dots\dots(3-59)$$

不安定波の波数 k を波長 λ へ変換すると, 液膜分裂時の波長は

$$\lambda^* = \frac{\rho_l}{\rho_v} \frac{4\pi h'}{\text{We}^* - 1} \dots\dots\dots(3-60)$$

(3-59)式を(3-53)式に代入すると

$$\left(\frac{h'\beta_l}{U}\right)_{\max} = \frac{1}{2} \frac{\rho_v}{\rho_l} \frac{1}{\sqrt{\text{We}^*}} \frac{(\text{We}^* - 1)^2}{\text{We}^* + 1} \dots\dots\dots(3-61)$$

一般的に $\text{We}^* \gg 1$ であることを考慮すると、(3-60)式と(3-61)は

$$\lambda^* = \frac{4\pi h'}{\text{We}^*} = \frac{4\pi\sigma}{\rho_v U^2} \dots\dots\dots(3-62)$$

$$\left(\frac{h'\beta_l}{U}\right)_{\max} = \frac{1}{2} \frac{\rho_v}{\rho_l} \frac{1}{\sqrt{\text{We}^*}} \frac{\text{We}^{*2}}{\text{We}^*} = \frac{1}{2} \frac{\rho_v}{\rho_l} \sqrt{\text{We}^*} \dots\dots\dots(3-63)$$

ところで、Fig. 3-32 はノズルから噴出する空円錐状の液膜の形状を示したものだが、これより、液膜流速 U が一定とすると、質量保存則より、液膜の断面積は一定となるため、以下の関係が成り立つ。

$$A = 2\pi r_1 h_1 = 2\pi r_2 h_2 = \text{const} \dots\dots\dots(3-64)$$

また、単純な幾何より、液膜長さ L 、液膜の半径方向距離 r 、噴角（の半分） θ の関係は

$$r = L \sin \theta \dots\dots\dots(3-65)$$

ここで液膜長さ L は、ノズル内部の仮想中心からの長さであることに注意が必要である。

(3-64)式と(3-65)式より

$$A = 2\pi L_1 h_1 \sin \theta = 2\pi L_2 h_2 \sin \theta = \text{const} \dots\dots\dots(3-66)$$

これより

$$Lh = k_0 = \text{const} \dots\dots\dots(3-67)$$

これを用いて(3-66)式を書き直すと

$$A = 2\pi k_0 \sin \theta \dots\dots\dots(3-68)$$

質量流量は $Q = \rho_l A v_a = \rho_l A U \cos \theta$ なので、最終的に k_0 値は以下のようなになる。

$$k_0 = Lh = \frac{\dot{m}_l}{2\pi\rho_l U \sin \theta \cos \theta} = \text{const} \dots\dots\dots(3-69)$$

この k_0 値はノズルの流量に関する固有値であり、本章の前半で述べてきた流量係数 C_D 値と直接的に関連のある値であり、ノズル内部構造と微粒化メカニズムの橋渡しをする重要な値である。

Fraser *et al.*の理論は、液膜は非対称波状に不安定となり、その振幅の成長率が最大となる

と、先端から半波長毎に帯状にちぎれ、この帯もすぐに液糸となって液滴へと分裂する、
 というものなので³⁻²⁵⁾、それに基づくと、この液糸の半径 r_{lig} は

$$\pi \cdot r_{lig}^2 = \frac{\lambda^*}{2} h^*$$

よって

$$r_{lig} = \sqrt{\frac{\lambda^* h^*}{2\pi}} \dots\dots\dots(3-70)$$

Rayleighの解析³⁻⁵⁾より、液糸の分裂により生成される液滴の直径は

$$D_{drp} = 2 \times (1.89 \times r_{lig}) \dots\dots\dots(3-71)$$

(3-71)式に(3-70)式を代入すると

$$D_{drp} = 1.508 \sqrt{\lambda^* h^*} \dots\dots\dots(3-72)$$

ところで、(3-63)式より、 $h^* = 2h^*$ を考慮すると

$$\frac{h^* \beta_{l \max}}{U} = \frac{\rho_v}{\rho_l} \sqrt{\text{We}^*}$$

よって

$$\beta_{l \max} = \frac{U}{h^*} \frac{\rho_v}{\rho_l} \sqrt{\text{We}^*} = \frac{U}{h^*} \frac{\rho_v}{\rho_l} \sqrt{\frac{\rho_l U^2 h^*}{2\sigma_l}} \dots\dots\dots(3-73)$$

また、不安定波の振幅とその成長率の関係は

$$\eta = \eta_0 \exp(\beta_l t)$$

これより

$$\beta_{l \max} t^* = \ln\left(\frac{y^*}{y_0}\right) = E \dots\dots\dots(3-74)$$

この E は不安定波の初期振幅と最大振幅の比率を対数で表したもので、常に 12 となること
 が経験的に知られている³⁻²⁷⁾。(3-73)式と(3-74)式より

$$E = U \frac{t^*}{h^*} \frac{\rho_v}{\rho_l} \sqrt{\text{We}^*} \dots\dots\dots(3-75)$$

ここで、分裂長さ L^* について考えると

$$L^* = U \cdot t^* \dots\dots\dots(3-76)$$

(3-66)式と(3-76)式より

$$L^* = \frac{k_0}{h^*} = U \cdot t^* \dots\dots\dots(3-77)$$

よって(3-75)式と(3-77)式より

$$E = \frac{k_0}{h^{*2}} \frac{\rho_v}{\rho_l} \sqrt{\text{We}^*} \dots\dots\dots(3-78)$$

(3-78)式を変形すると

$$E = \frac{k_0}{h^{*2}} \frac{\rho_v}{\rho_l} \sqrt{\frac{\rho_l U^2 h^*}{2\sigma_l}}$$

よって臨界液膜厚さは

$$h^* = \left(\frac{k_0^2}{2E^2} \frac{\rho_v^2}{\rho_l} \frac{U^2}{\sigma} \right)^{1/3} \dots\dots\dots(3-79)$$

さらに、(3-72)式に(3-62)式と(3-79)式を代入すると

$$D_{dnp} = 1.508 \left(\frac{4\pi\sigma_l}{\rho_l U^2} \right)^{1/2} \left(\frac{k_0^2}{2E^2} \frac{\rho_v^2}{\rho_l} \frac{U^2}{\sigma} \right)^{1/6}$$

これを変形すると

$$D_{dnp} = 4.76 \left(\frac{k_0}{E} \right)^{1/3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/6} \left(\frac{\sigma}{\rho_l U^2} \right)^{1/3} \dots\dots\dots(3-80)$$

(3-80)式を、臨界ウェーバー数を用いて整理すると、(3-54)式と(3-79)式より

$$D_{dnp} = 3.78 \left(\frac{k_0}{E} \right)^{1/2} \left(\frac{1}{\text{We}^*} \right)^{1/4} \dots\dots\dots(3-81)$$

(3-80)式と(3-81)式より、各パラメータの液滴径への影響度が分かる。微細液滴を得るには k_0 値は小さく、臨界ウェーバー数は大きいことが望ましく、よって小流量・高噴射速度（大圧力差）が望ましいことが分かる。

(3-80)式において、密度と表面張力は、対象の流体が決まれば与えられるもので、 E 値は $E = 12$ で一定である。よって、液滴径を決定する上で自由度があるのは、ノズル固有値の k_0 と、液膜速度 U となる。

(3-18)式と(3-69)式より

$$k_0 = \frac{C_D r_0^2}{U \sin \theta \cos \theta} \sqrt{\frac{\Delta P}{2\rho_l}} \dots\dots\dots(3-82)$$

また液膜流速 U は(3-28)式より

$$v_a = U \cos \theta = \frac{\dot{m}_l}{\rho_l (A_0 - A_a)}$$

$$= \frac{\dot{m}_l}{2\pi\rho_l r_0 h_0}$$

よって(3-18)式より

$$U = \frac{C_D}{\cos \theta} \frac{r_0}{h_0} \sqrt{\frac{\Delta P}{2\rho_l}} \dots\dots\dots(3-83)$$

(3-83)式を(3-82)式に代入すると

$$k_0 = \frac{r_0 h_0}{\sin \theta} \dots\dots\dots(3-84)$$

噴口部液膜厚さ h_0 を、棚澤・小林の空洞係数 X_{TK} もしくは Giffen and Muraszew の空洞係数 X_{GM} で表すと、(3-84)式は

$$k_0 = \frac{r_0^2}{\sin \theta} (1 - X_{TK}) = \frac{r_0^2}{2 \sin \theta} (1 - X_{GM}) \dots\dots\dots(3-85)$$

これらの空洞係数は流量係数 C_D 値の関数なので、 k_0 値も C_D 値の関数であることがわかる。

(3-83)式と(3-84)式を用いて(3-80)式を書き直すと

$$D_{dnp} = 6.00 \left(\frac{1}{C_D^2 E} \right)^{1/3} \left(r_0 h_0 \cdot \frac{h_0^2}{r_0^2} \frac{\sigma}{\Delta P} \right)^{1/3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/6} \left(\frac{\cos \theta}{\tan \theta} \right)^{1/3} \dots\dots\dots(3-86)$$

(3-86)式が、Fraser *et al.* の理論式をノズル仕様値や使用条件をパラメータとして表現したものであり、本研究では、式中の C_D 値や液膜厚さの算出には、前述の棚澤・小林の理論を用いている。

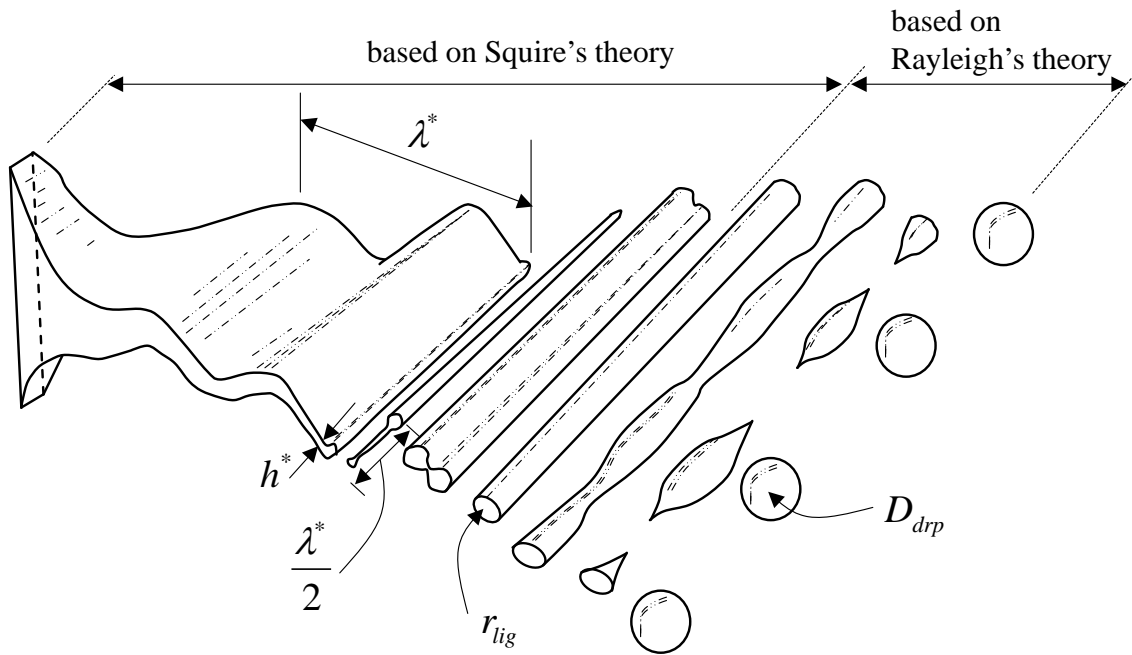


Fig. 3-30 Fraser *et al*'s disintegration model for liquid film
 ("Source: Dombrowski, N. and Johns, W.R. (1963)")

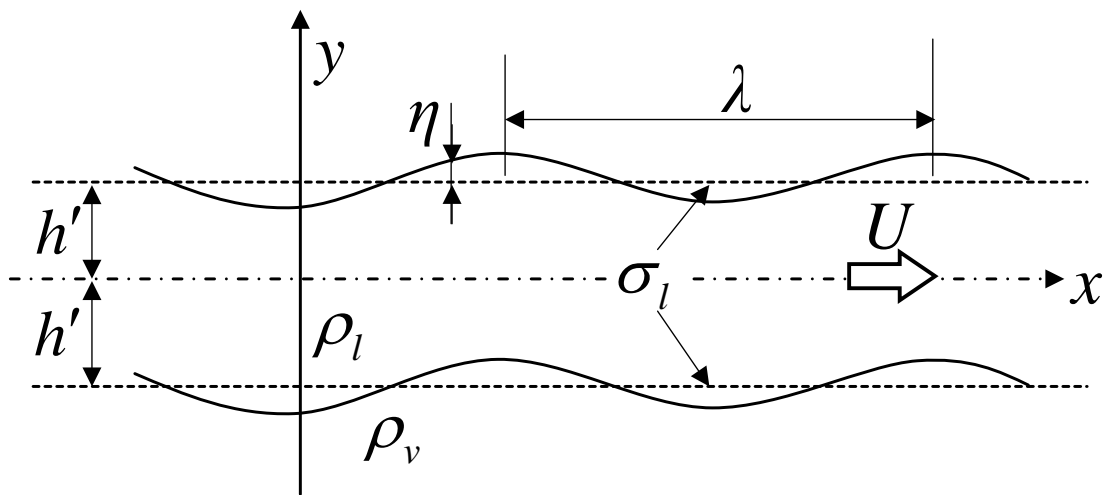


Fig. 3-31 Sinuous wave model on liquid film surface ("Source: Squire, H.B. (1953)")

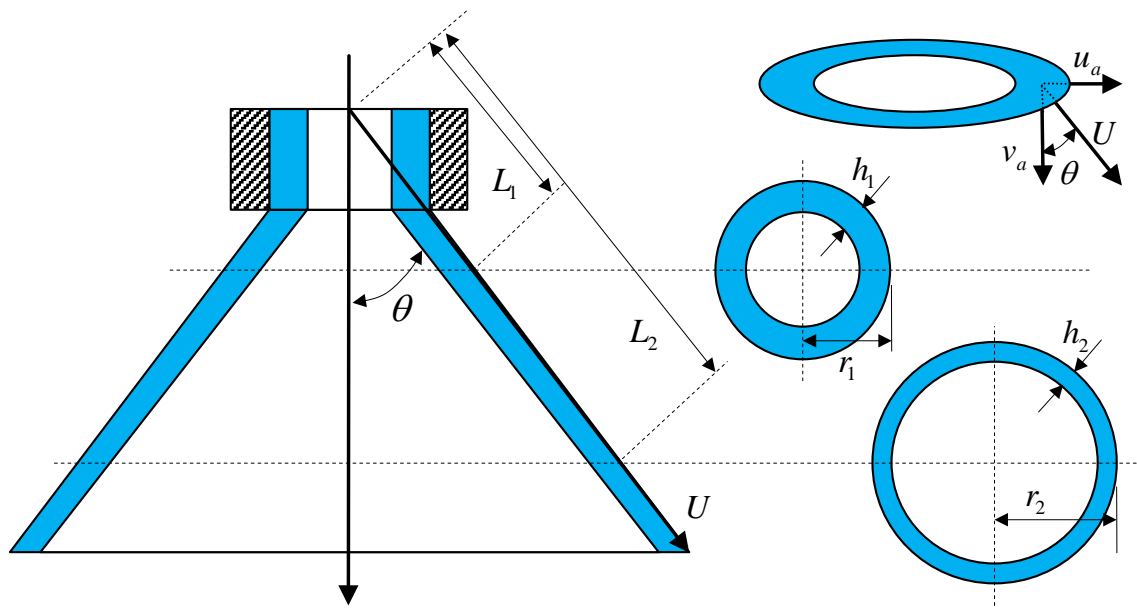


Fig. 3-32 Geometry of a hollow conical liquid film injected from swirl nozzle

3.5.4 液滴径測定実験と推算式の補正

3.5.4.1 液滴径の測定手法

(3-80)式は理論式であるため、実際に適用する際には、誤差を持つことは避けられない。また、実際の噴霧は様々な径の液滴が混在しているため、吸収解析では単一の液滴径ではなく、粒径分布に沿って複数の液滴径を考慮した方が良いと考えられる。そこで本研究では、(3-80)式で示す液滴径推算式の補正を行なうために、液滴径と粒径分布の測定を行なった。まず液滴径の計測方法について、紹介する。

噴霧の測定方法は、機械的方法、電気的方法、光学的方法の3方式に大別される³⁻²⁸⁾。そのうち、機械的方法は受け止め液を用意して液滴を捕集する液浸法や、酸化マグネシウムを付着させた板や着色液によって液滴の痕跡を得る痕跡法、噴霧空間を冷却して、噴霧液滴を凍らせて回収する凍結法などがある。これらは非常に古典的な計測方法であり、簡単な装置でどこでも実施することができるものが多い。電気的手法は、微小距離離れた針状電極を通過液滴が通電させることを利用して、電極間隔を変化させた場合の通電頻度を粒径分布に変換する電極ブリッジ法や、液滴が帯電線へ衝突する際に蒸発により奪われる熱量を粒径と関連付ける熱線法などがある。しかし、これらの方法は非常に手間がかかり、また精度にも難がある。さらに非接触での計測ができない。

液浸法について

機械的方法でも、液浸法は現在も多くの研究がなされている。前述のように、液浸法はガラス板や浅い容器内の受け止め液によって噴霧液滴を捕集し、それを顕微鏡で拡大撮影して粒径を計測する方法である。当初、本研究でもこの方法を用いれば、簡便に計測ができると考え、実際に計測を行なったのだが、満足な結果を得ることはできなかった。廣安や倉林は、液浸法を採用する際には、受け止め液面での液滴の合体、蒸発、分裂などによる計測精度の低下が起こることを報告しており^{3-29), 3-30)}、それ故、受け止め液の選定、液滴の合体、蒸発、分裂、さらに微細液滴の逃げなどを防ぐ方法が多く研究されている。

藤松は、Fig. 3-33に示すような直線移動式シャッターを有する噴霧捕集装置を作製して、現在も液浸法について多くの研究を実施して報告を行なっている³⁻³¹⁾。液滴捕集器はFig. 3-33 (b)に示すような形状をしており、受け止め液溜まり部は4 mm×8 mm×深さ1.5 mmと非常に小さい。シャッタースピードは、おもりとバネを用いて調節する構造となっている。藤松の報告によると、シリコンオイルを用いると、液滴（水滴）と受け止め液の境界が明確で、捕集後もあまり合体が確認されず、また液滴は球形を保つため、受け止め液としてかなり優秀であるとしている。また、液滴採取時から顕微鏡での静止画像撮影までの時間を3秒以内としないと、液滴の蒸発の影響を受けると報告している。さらに、受け止め液面積に対する液滴総面積の割合が0.1を超えると、液滴が合体する確率が急激に上昇してし

まうことも示されている。しかし、これを満足させるためには、顕微鏡の一視野が受け止め液面積と一致しなければならないため、必然的に受け止め液面積は小さくなり、1回で計測できる液滴径の個数も10個程度となるが、この方法で測定精度を保証するためには、2000個以上の計測が必要となるため、大変な手間と時間と経験を要することが分かり、結果的に本研究内で取り組むことは断念した。一方で藤松は、手間と時間を掛ければ、高額の計測機器を用いずとも液滴径の評価は十分可能であると述べており、この分野の研究の重要性を説いている。

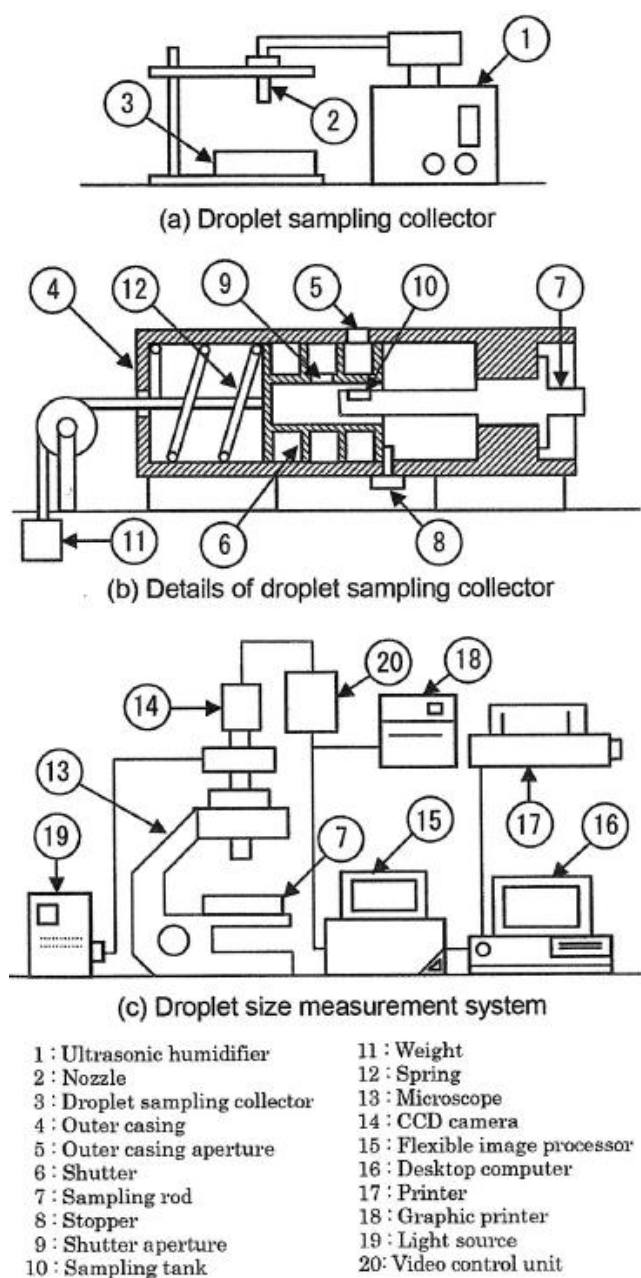


Fig. 3-33 Fujimatsu's experimental apparatus
 ("Source: Fujimatsu, T (2013)")

レーザー回折法について

機械的手法や電気的手法には前述のような欠点があること、また近年の計測機械の技術進歩により、現在の液滴径計測方法は光学的方法が主流になりつつある³⁻³²⁾。光学的方法は多くの場合、実際の噴霧状態で非接触計測が可能であること、また瞬時の計測が可能であることが大きな特徴である。光学的方法は、主に画像撮影により液滴の形状を視覚的にとらえるものと、レーザーを用いて得られたデータを粒径に変換するものの2つに分別される。画像撮影法では、散乱光やレーザーシート光による照射を利用することで、影写真、シュリーレン写真、断面写真などの撮影が可能となる。微粒化における撮影の利点の1つは、分裂の様子や振動の様子を実際に見て確認することができるようになることが挙げられる。一方、ここから液滴径を得るには、光学理論に基づいた方法が有効である。この方法については、レーザーを噴霧塊に照射した場合に生じる液滴群の前方散乱光パターンから粒径分布を得るレーザー回折法や、レーザー光線の2ビーム入射による単一粒子からの光散乱を2ヶ所で測定し、位相偏移から粒径を求めるレーザードップラー法（位相ドップラー法）などがある。本研究では、レーザー回折法を用いて、ノズルから噴射される水液滴の粒径分布を計測し、(3-80)式の補正を行なった。

Fig. 3-34 にレーザー回折法概念図を示す。レーザー回折法では、レーザー光は送光系によりある程度の太さを持った平行光として測定部に入射される。その後、レーザー光は集光されて測定部に達する。測定領域に何も無い場合は全てが中心軸上の一点に集光されるが、粒子が存在する場合は、レーザー光は回折する。その場合、Fig. 3-34 における回折光の広がり角は粒径に依存するため、レンズで集光すると、中心軸上以外の部分に同心円状に回折光が集光される。ここで重要なことは、この同心円状の光の強度は、測定領域における粒子位置に依存せず、粒径のみに依存する点である。また、実際の噴霧には様々な粒径の液滴が含まれているため、回折光は強度分布パターンをもつ。レーザー回折法では、液滴を全て完全な球形とみなし、観測された回折強度分布となるような粒径分布パターンを決定している。よって、個々の液滴径を計測しているのではなく、計測領域内に含まれている液滴群の粒径分布を計測している。ひとたび粒径分布が決定されれば、そこから平均径を求めることもできる。

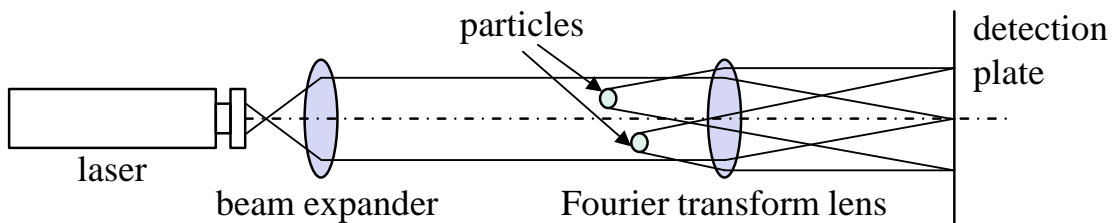


Fig. 3-34 Schematic diagram of laser diffraction method

3.5.4.2 実験と推算式の補正

本研究では、Microtrac社（日本国内では日機装株式会社）のレーザー回折方式噴霧粒径測定装置Aerotrak LDSA-1500A³⁻³³)を用いて、ザウター平均径と液滴径分布を計測し、それを元に(3-80)式を補正した。計測に用いた流体は水で、実験条件は、Table 3-10 に示すように、対象とするノズルはTable 3-8 中のノズル番号#01, #02, #03, #05 の4種類のスワールノズルで、噴射圧力は0.2, 0.3, 0.4, 0.6, 0.8, 0.9 MPaの6条件とした。実験装置の写真をFig. 3-35, 概略図は、Fig. 3-36 に示す。

ザウター平均径 (SMD)

液滴での吸収現象は、先ず、(3-80)式の平均液滴径を、実測のザウター平均径 (SMD; Sauter Mean Diameter) へ補正する。ここで、SMD とは、体面積平均径のことであり、(3-87)式のように全液滴の総体積に関連する量を総表面積に関する量で割って算出する、重み付平均径の1種である。

$$\text{SMD} = \frac{\sum_i n_i D_i^3}{\sum_i n_i D_i^2} \dots\dots\dots(3-87)$$

ここで n は液滴の個数、 D は液滴の直径である。これは、表面積に律速される燃焼反応や化学反応を解析する際に頻繁に用いられる平均径であり、本研究でもSMDを基準にして補正を行なうこととした。その際に、Fraser *et al.*の式で考慮されていない無次元数で補正項を与えることを考えた。Wang and Lefebvreは、ノズルから噴射される液ジェットや液膜が分裂するのは、単に空力学的 (aerodynamic) な力によるものというより、少なくとも部分的には、乱流や、液それ自体に内在する他の力が作用した結果であるという考えを基に、SMD推算式を以下の様に与えている³⁻³⁴。

$$\text{SMD} = 4.52 \left(\frac{\sigma_l \mu_l^2}{\rho_v \Delta P_l^2} \right)^{0.25} (t_0 \cos \theta)^{0.25} + 0.39 \left(\frac{\sigma_l \rho_l}{\rho_v \Delta P} \right)^{0.25} (t_0 \cos \theta)^{0.75} \dots\dots\dots(3-88)$$

ここで t_0 は噴口部での液膜厚さである。(3-88)式の上式右辺は2項に分けて考えられているが、そのうちの第1項にはレイノルズ数が含まれており、このレイノルズ数は、液膜が持つ、自身を分裂させる力に関する指標として与えられている。この力は、液膜流速と液膜厚さが大きくなることで増大し、液粘度が大きくなると減少する。よってここでは、ノズル噴口直径を代表長さとするレイノルズ数を(3-80)式に加えて、補正係数ならびに乗数を回帰分析によって決定したが、その結果、(3-89)式のように、Fraser *et al.*の理論式においては、その影響が全く無く、理論と実測の差は定数倍であることが分かった。

$$\frac{\text{SMD}}{D_{drp}} = 0.289 \left(\frac{\rho_l U d_0}{\mu_l} \right)^{5.78 \times 10^{-4}} \cong 0.289 \dots \dots \dots (3-89)$$

この式を用いて、SMD 実測値と推算値を比較した結果が Fig. 3-37 である。±10 % 以内で推算できるという結果となった。

粒径分布関数

次に、SMD を用いて粒径分布関数を算出した。ここでは、Rosin-Rammler (R-R) 分布関数を適用した。R-R 分布関数は粉体の評価に用いられていたものだが、現在では粒径分布評価において最もよく用いられている分布関数である。R-R 分布関数は累積頻度の関数であり、次の式で表されている。

$$F(D) = 1 - \exp \left\{ - \left(\frac{D}{D_{0.632}} \right)^\beta \right\} \dots \dots \dots (3-90)$$

ここで $D_{0.632}$ は、 $F(D_{0.632}) = 0.632$ となるような値で、 β は R-R 分布関数における唯一のフィッティングパラメータである。この関数を推算するためには、この 2 つの値を推算する必要がある。

Zhao *et al.* は、様々なスワールノズルで様々な燃料を噴射する実験を行なった結果、噴射圧力が大きくなるにつれて β が小さくなるという関係がいつも成り立つことを示している³⁻³⁵⁾。そこで、ここではその知見に加え、さらにノズルの違いも β に影響を与えると考えて、 ΔP と SMD を関数として重回帰分析をおこない、次のように β の実験相関式を得た。

$$\beta = 1.184 \times \Delta P^{-0.063} \text{SMD}^{0.128} \dots \dots \dots (3-91)$$

ここで、 ΔP の単位は“MPa”で、SMD の単位は“ μm ”であることに注意する。さらに、 $D_{0.632}$ と SMD と β には、以下の関係があることが知られている。

$$D_{0.632} = \text{SMD} \times \Gamma \left(1 - \frac{1}{\beta} \right) \dots \dots \dots (3-92)$$

ここで Γ はガンマ関数である。(3-91)式と(3-92)式を(3-90)式に代入すると、R-R 分布関数を推算することが可能となる。

この方法で推算した $D_{0.632}$ と R-R 分布関数の一例を Fig.3-38 と Fig. 3-39 に示す。ここに示した方法によって、 β と $D_{0.632}$ は概ね ±10 % 以内で推算可能となり、その結果、分布関数も推算式と実測式とで良好な一致を示した。

ここで対象とした流体は水のみであるが、アンモニア水溶液を同じように大気中で噴射して計測することは危険で不可能であったため、これ以降、ここで得た関係式は全て、アンモニア水溶液の噴射についても同様に成り立つ、と仮定した。

Table 3-10 Experimental parameters for measuring droplet size distribution

| | | |
|------------------|---------------------------------|------------------------------|
| for water | Nozzle No. | #01, #02, #03, #05 |
| | Pressure difference, MPa | 0.2, 0.3, 0.4, 0.6, 0.8, 0.9 |

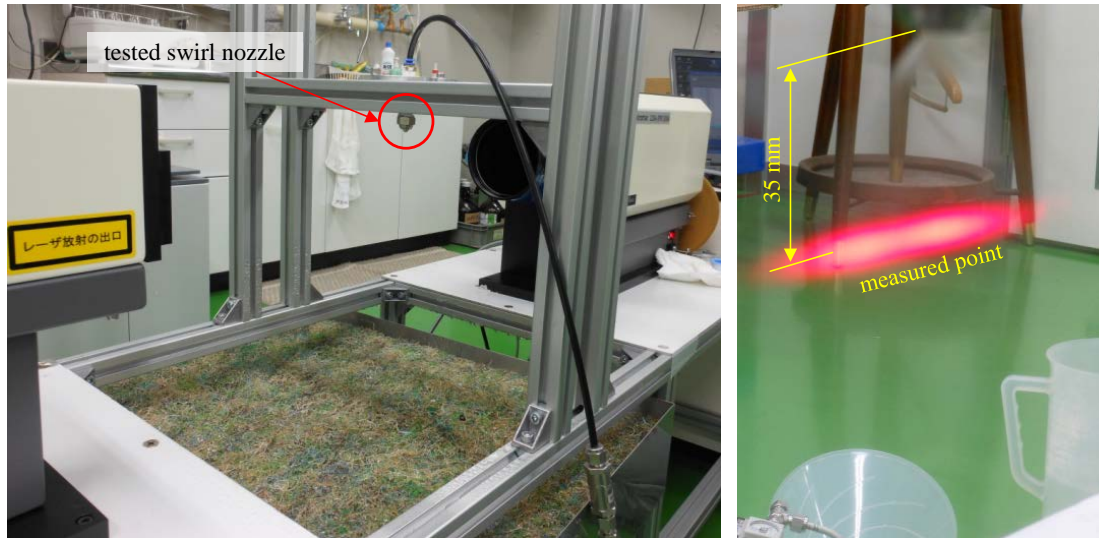


Fig. 3-35 Photographs of Aerotrak LDSA-1500A and the measured point

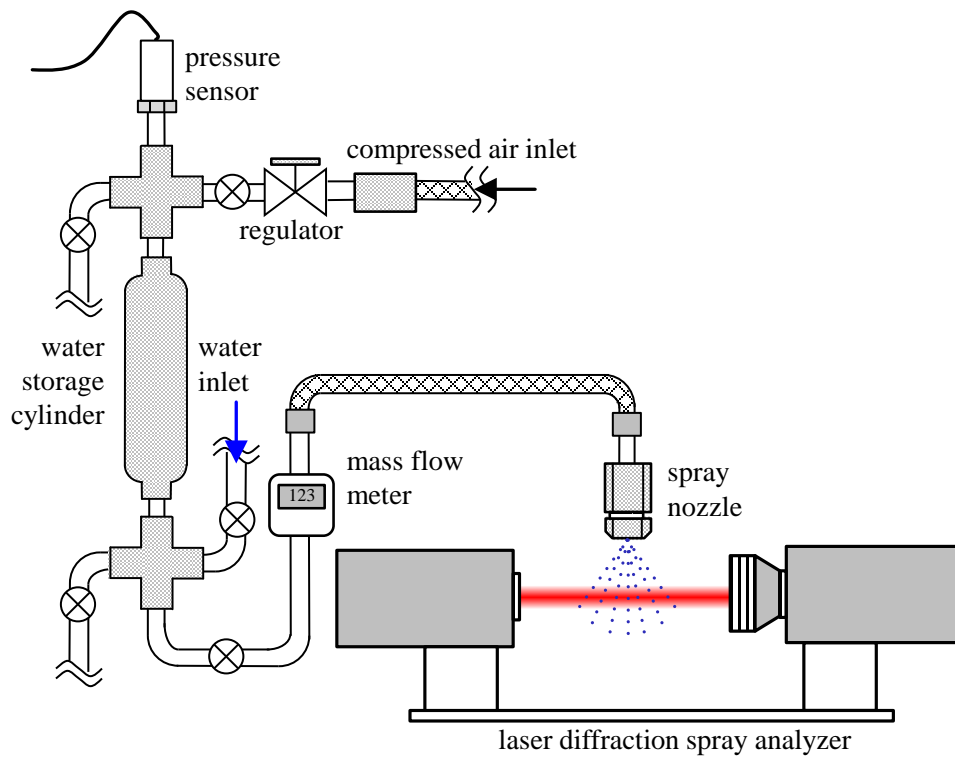


Fig. 3-36 Schematic diagram of the experimental apparatus for measuring droplet size distribution

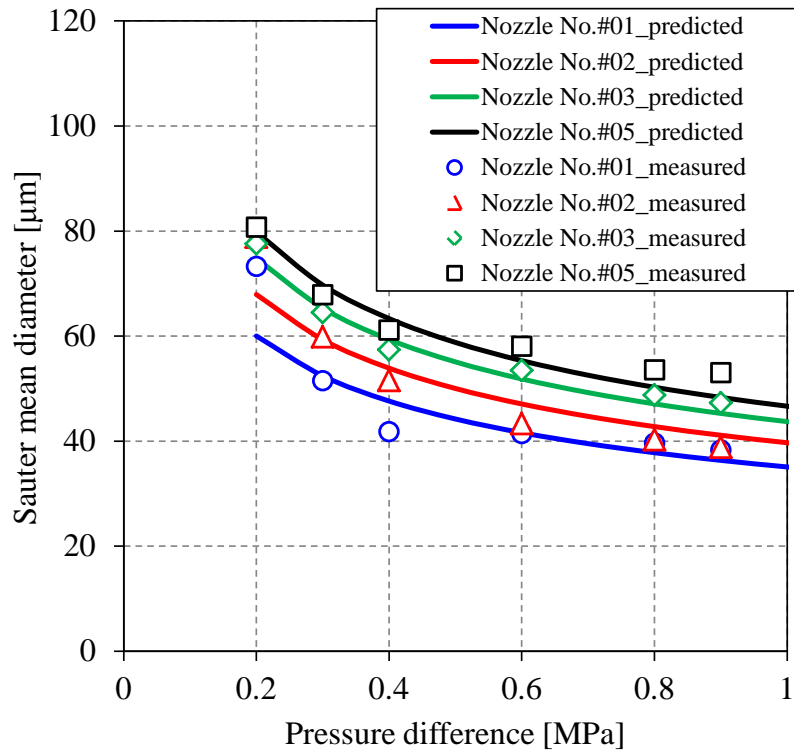


Fig. 3-37 Comparison of measured and predicted SMD

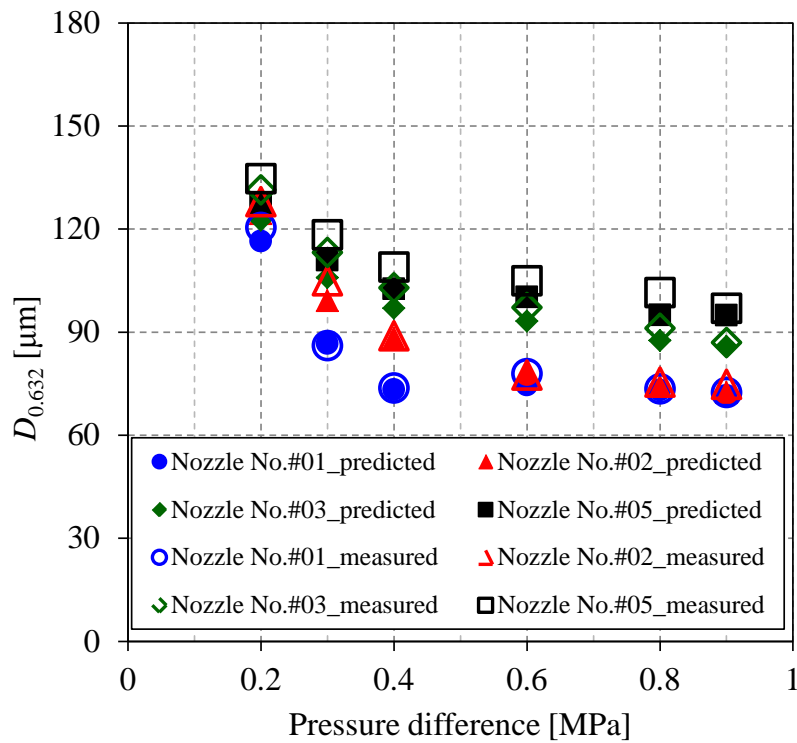


Fig. 3-38 Comparison of measured and predicted $D_{0.632}$

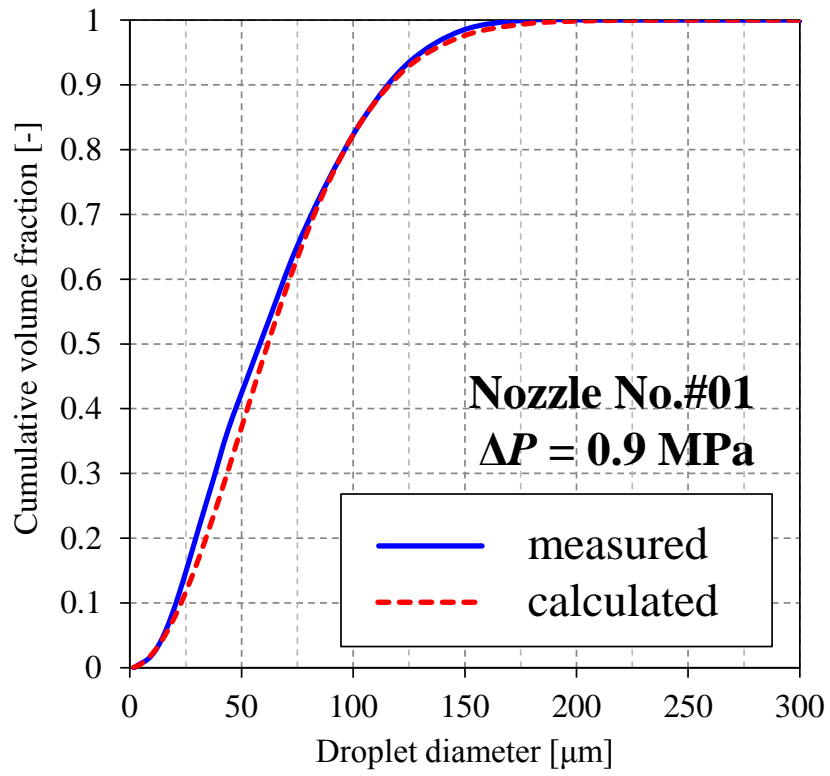


Fig. 3-39 Comparison of measured and predicted cumulative volume fraction
(Nozzle No. #01, $\Delta P = 0.9$ MPa)

3.5.5 溶液微粒化モデルを用いたノズルの選定

このモデルを用いて、まずノズル噴射式吸収器で用いるノズルとして適切な k_0 値とその個数を見積もった。適用システムの運転条件は、サイクルシミュレーションによって求めたTable 3-1とし、ノズル条件はTable 3-11に示す通りとした。

Fig. 3-40は $k_0 = 6.0 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ の場合と $k_0 = 12.0 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ の場合の噴射圧力と質量流量の関係を示している。 k_0 値をパラメータとして計算した結果、縦軸とシステム運転条件 (Table 3-1)の各季節での溶液流量を比較すると、 $k_0 = 6.0 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ となるノズルを2つ用いるか、 $k_0 = 12.0 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ となるノズルを1つ用いる場合に、運転条件側で要求される溶液流量を概ね確保できることがわかった。

ただし、サイクルシミュレーションの結果から得られる運転条件では、最も多く流量が必要となる夏季には圧力差が小さく、最も圧力差の大きくなる極寒期に最も流量が少なくなっており、ノズルの流量特性とは逆の傾向となっている。これは、外気温度と冷却水温度の季節による違いが影響している。夏季は他の3条件と比べて気温が最も高いため、蒸発器ならびに断熱吸収器の圧力も高くなる。また出湯温度を全季節条件で 65°C と固定しているため、凝縮器ならびに再生器の圧力は通年で同じとなり、よって高低圧力差は夏季が最も小さくなる。一方、冷却水には水道水を用いることを想定しているため、その入口温度は夏季に最も高くなる。溶液の過冷却度は、冷却水入口温度で決まるため、水温の高い夏季は過冷却度を大きくとることができなくなる。そのため、断熱吸収器で大きな濃度幅を得ることができなくなり、その分を溶液流量の増加で賄うことになる。よって、前述のような、ノズルの流量特性とは逆の傾向となる。そのため、中間期には2.67 MPaから2.05 MPaへ、冬季①には2.84 MPaから1.45 MPaへ、そして冬季②（極寒期）には2.99 MPaから1.25 MPaまで、断熱吸収器前で減圧を行なって運転する必要がある。

ノズルの選定に際しては、省スペース化のためにも可能な限り1つのノズルで済むことが望ましいが、それによって質量流量や噴出速度が増加し、吸収に必要な落下距離が増大して、断熱吸収器の容積が大きくなるのであれば、小流量ノズルを複数個使用する方がよい場合もあると考えられる。よって、 $k_0 = 6.0 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ となるノズルを2つ用いた場合と $k_0 = 12.0 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ となるノズルを1つだけ用いた場合の微粒化性能の差が、断熱吸収器のサイズにどのぐらい影響があるかを吸収能力解析から確認し、どちらのノズルを選定すべきか判断する必要がある。

Table 3-11 Input conditions for nozzle specifications

| | |
|--|------------|
| Diameter of nozzle outlet, mm | 0.5 |
| Spray angle, ° | 80 |
| k_0 value, $\times 10^{-8} \text{ m}^2$ | 1.0 ~ 15.0 |

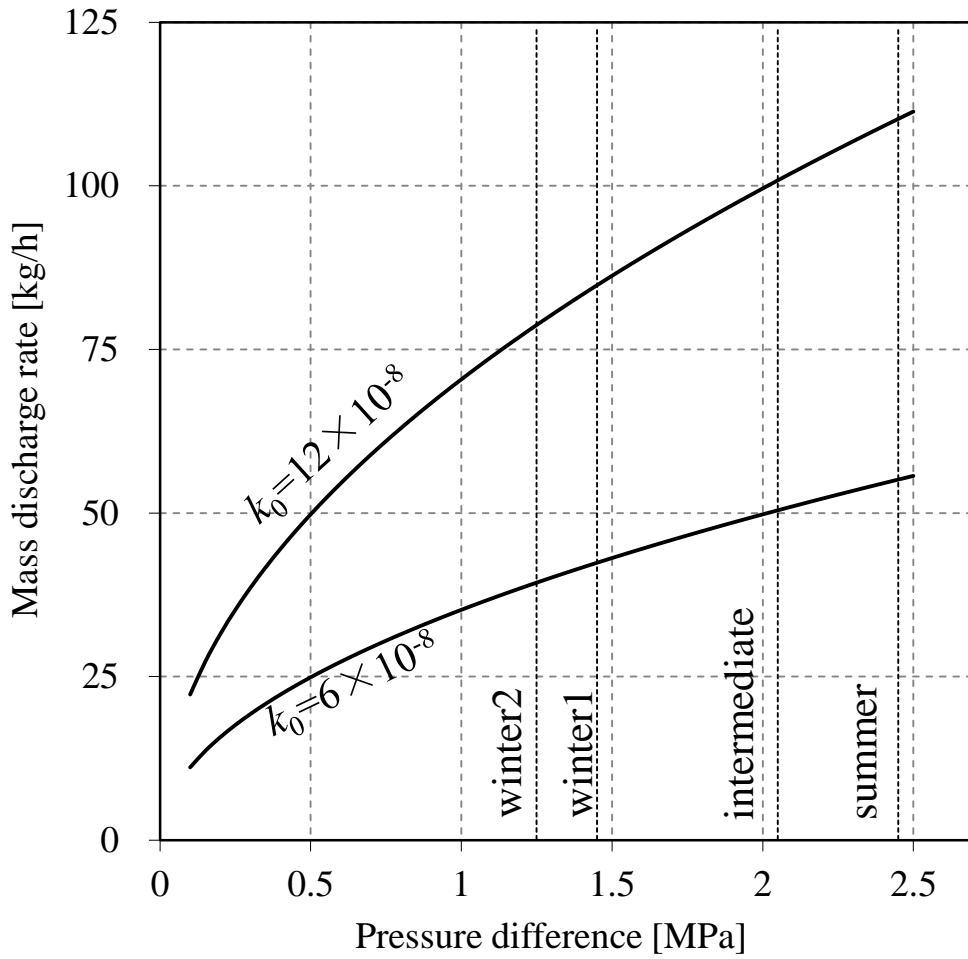


Fig. 3-40 Discharge characteristics of each spray nozzles

3.5.6 ノズル噴射式吸収器の吸収能力解析

ここでは、前述の 2 種類のノズルを用いた場合の吸収性能を解析して、断熱吸収器のサイズを見積もった。具体的には、ノズルから噴出した溶液の位置を追いかけながら吸収率を解析し、どの位置で吸収が十分となるのかを調べた。

過冷却溶液は、スワールノズルから空円錐液膜状に噴出し、外へと広がりながら徐々に薄くなる。そして臨界液膜厚さになると液滴へと分裂し、落下する。冷媒蒸気の吸収は、このプロセス全域で起こる。よって、吸収解析では、液膜部と液滴部に分けてモデル化を行なった。そのうち液膜部形状のモデル化では、簡略化のため、Fig. 3-41 に示すように、液膜を（仮想）中心から流動方向に切り開いて、扇形の平板として扱った。吸収性能解析の支配方程式は、下記の、一次元熱伝導方程式ならびに拡散方程式を用いた。

液膜部：

$$\rho_l C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) , \quad \rho_l \frac{\partial X}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left(\rho_l D \frac{\partial X}{\partial r} \right) \dots\dots\dots(3-93)$$

液滴部：

$$\rho_l C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) , \quad \rho_l \frac{\partial X}{\partial t} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(\rho_l D r^2 \frac{\partial X}{\partial r} \right) \dots\dots\dots(3-8)$$

また、境界条件とモデル化に際しての仮定は下記の通りである。

- (1) 液滴は完全な球形とする。
- (2) 溶液内対流は無視する。
- (3) 気液界面は飽和関係にあるとする。
- (4) 液膜および液滴の中心では断熱で、物質拡散も無いとする。
- (5) 冷媒蒸気吸収は溶液表面で均等に生じるとする。
- (6) 冷媒蒸気吸収による変化は体積変化のみを考慮し、長さ変化や面積変化は無視する。
- (7) 溶液周辺の冷媒蒸気との対流熱伝達は無視する。
- (8) 液膜から液滴への分裂条件については、Fraser *et al.* の液膜崩壊理論に基づくものとする。
- (9) 分裂直後の液膜での温度・濃度分布は、分裂直前の液膜での温度・濃度分布の平均値で一様になるものとする。
- (10) 速度については、液膜部では一定とするが、液滴は抗力を受けて落下し、終端速度に至るものとする。
- (11) 吸収完了は、(3-9)式に示す吸収率が 95% に到達したときとする。

本解析では、(3-90)式の $F(D)$ が 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 0.99 となる液滴径を相乗平均して得た 10 種類の液滴の吸収率を計算し、それぞれの液滴が全体積に対して 10 % ずつを占めるとして、その割合で重み付けをして全体の吸収率を算出している。

解析条件は Table 3-1 と Table 3-12 に準じ、前述の減圧を適用している。熱伝導率は井上らの報告³⁻⁶⁾を、アンモニアの拡散は門出らの研究³⁻⁷⁾によって得られた値を採用した。液滴の抗力係数については、Clift *et al.*の著書³⁻³⁶⁾を参照した。今回解析で想定した Table 3-12 に示すノズル番号#01 と#05 の 2 ノズルは、前述の $k_0 = 6.0 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ と $k_0 = 12.0 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ に近い値のノズルとして想定した。ノズル番号#01 は $k_0 = 4.8 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ 、ノズル番号#05 は $k_0 = 11.8 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ である。また、季節条件については、最も差がある夏季条件と冬季②条件で解析を実施した。

Fig. 3-42 は $F(D) = 0.1 \sim 0.99$ となる 10 種類の液滴の吸収率とノズル出口からの落下距離の関係を示している。全体の吸収率は、これらの累積で算出される。Fig. 3-43 は全体の吸収率を示している。Fig. 3-42 より、 $F(D) = 0.1 \sim 0.3$ 程度の非常に小さな液滴径では、全ての条件において数 mm ~ 10 mm 程度で吸収が完了していることがわかる。Fig. 3-43 をみると、全体の吸収率も 30 mm 程度に達すれば、いずれの条件においても 90 % 以上の吸収が完了しており、40 mm あれば 95 % 以上の吸収率が得られると考えられる。Fig. 3-42 において、 $F(D) = 0.9 \sim 0.99$ となる液滴の吸収率が低くても、全体の吸収率の伸びで見ると、非常に微細な液滴の吸収によって十分カバーされていることがわかる。

また、Fig. 3-44 は季節条件の違いとノズルの種類の違いを全体の吸収率で比較したものである。これより、季節条件の違いはほとんどないことがわかる。冬季条件は、システム側で要求される溶液流量を得るために減圧するため、夏季条件と比べると圧力差が小さくなって液滴径が大きくなるが、全体の吸収率で見ると、その差はほとんど無いと言える。一方 k_0 値の違いは吸収性能にある程度影響を与えている。夏季条件においてノズル番号#01 はノズル番号#05 と比べておよそ 20 mm 程度早く吸収率 95 % に達している。冬季②条件でも同程度の差が確認される。 k_0 値の違いによる液滴径への影響が、季節条件の違いによるそれよりも大きいと考えられる。ただし、この差は実際の吸収器設計においては重要な差とは言えず、どちらのノズルを用いても、同じ吸収器高さを用意して問題無いと考えられる。そうなった場合は、小流量ノズルを複数設けるよりも、大流量ノズル 1 つで賄う方が小型化の観点からは妥当であると考えられる。

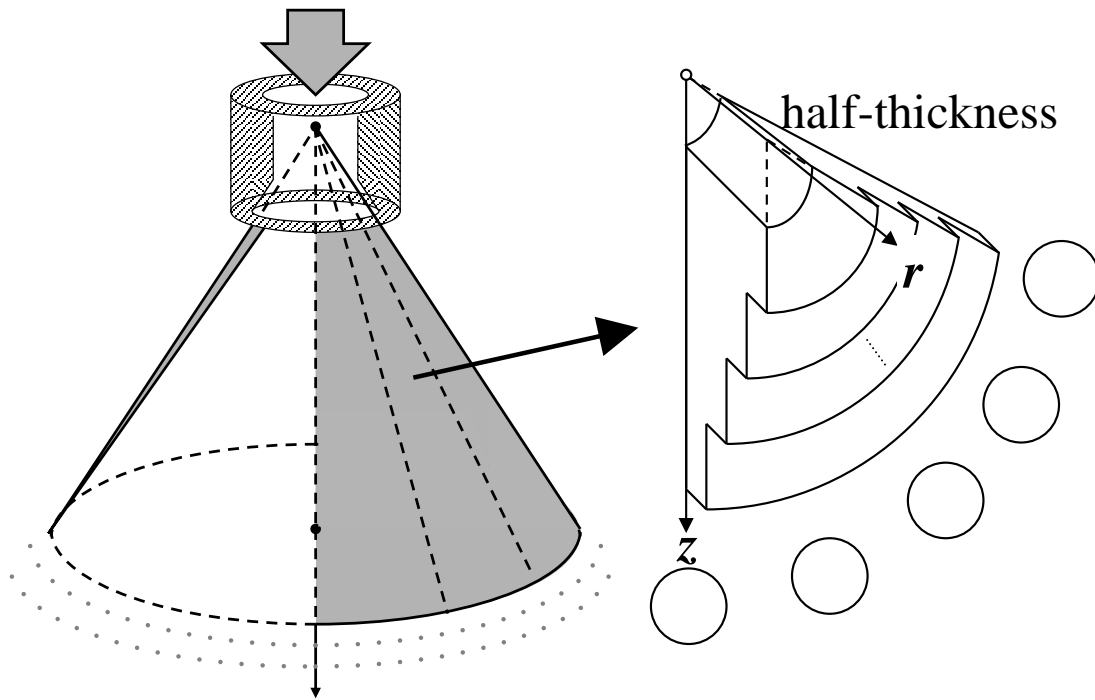


Fig. 3-41 Analytical model of liquid film

Table 3-12 Relationship between cumulative volume fraction and droplet diameter used as input condition

| Nozzle no. Season | #01 summer | | #01 winter_2 | | #05 summer | | #05 winter_2 | |
|---|---------------------------------|--|---------------------------------|--|---------------------------------|--|---------------------------------|--|
| | Droplet diameter, μm | Geometric mean diameter, μm | Droplet diameter, μm | Geometric mean diameter, μm | Droplet diameter, μm | Geometric mean diameter, μm | Droplet diameter, μm | Geometric mean diameter, μm |
| 0 | 0.00 | — | 0.00 | — | 0.00 | — | 0.00 | — |
| 0.1 | 5.74 | 2.87 | 7.66 | 3.83 | 7.60 | 3.80 | 10.27 | 5.13 |
| 0.2 | 9.41 | 7.35 | 12.03 | 9.60 | 12.23 | 9.64 | 15.85 | 12.76 |
| 0.3 | 12.82 | 10.99 | 15.96 | 13.86 | 16.48 | 14.20 | 20.80 | 18.16 |
| 0.4 | 16.25 | 14.43 | 19.81 | 17.78 | 20.69 | 18.46 | 25.61 | 23.08 |
| 0.5 | 19.87 | 17.97 | 23.80 | 21.71 | 25.11 | 22.80 | 30.56 | 27.97 |
| 0.6 | 23.88 | 21.78 | 28.15 | 25.88 | 29.98 | 27.44 | 35.92 | 33.13 |
| 0.7 | 28.59 | 26.13 | 33.17 | 30.56 | 35.65 | 32.69 | 42.07 | 38.87 |
| 0.8 | 34.62 | 31.46 | 39.50 | 36.20 | 42.86 | 39.09 | 49.77 | 45.75 |
| 0.9 | 43.84 | 38.96 | 48.99 | 43.99 | 53.80 | 48.02 | 61.23 | 55.20 |
| 0.99 | 69.24 | 55.10 | 74.34 | 60.35 | 83.52 | 67.03 | 91.47 | 74.84 |
| SMD, μm | 9.66 | | 13.32 | | 13.02 | | 17.94 | |
| $D_{0.632}$, μm | 25.30 | | 29.67 | | 31.69 | | 37.78 | |

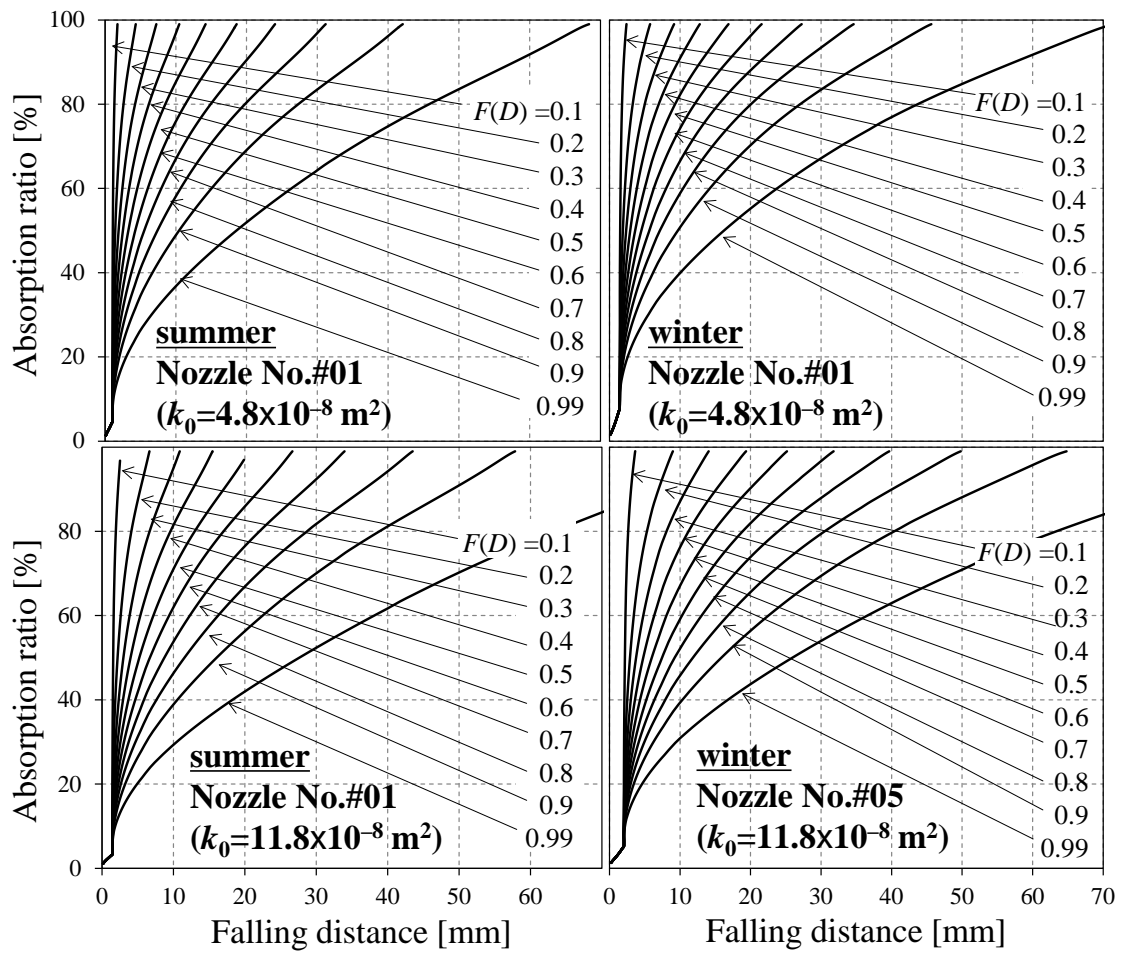


Fig. 3-42 Relationship between the absorption ratios of froplets with $F(D)$ equaling 0.1–0.99 and falling distances from nozzle outlet

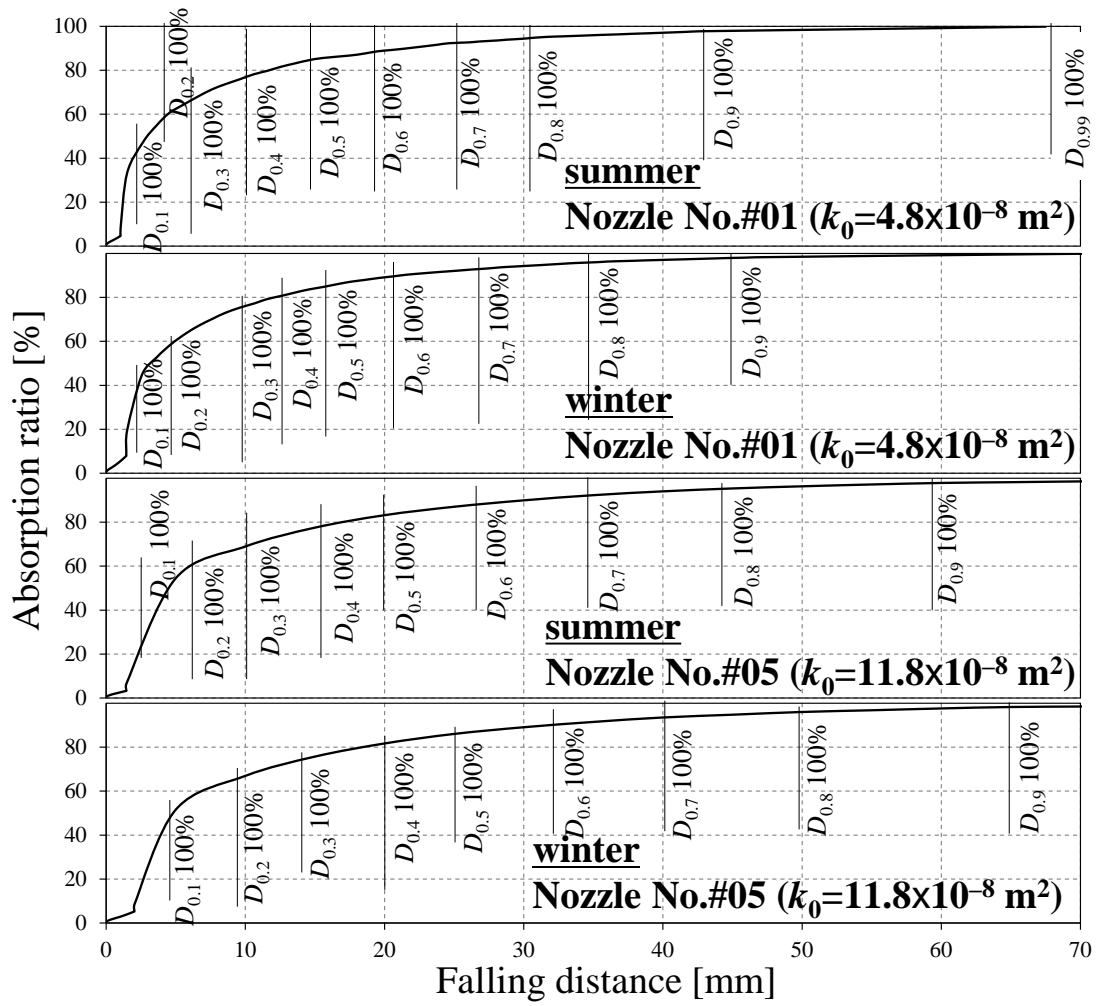


Fig. 3-43 Overall absorption ratio under each condition

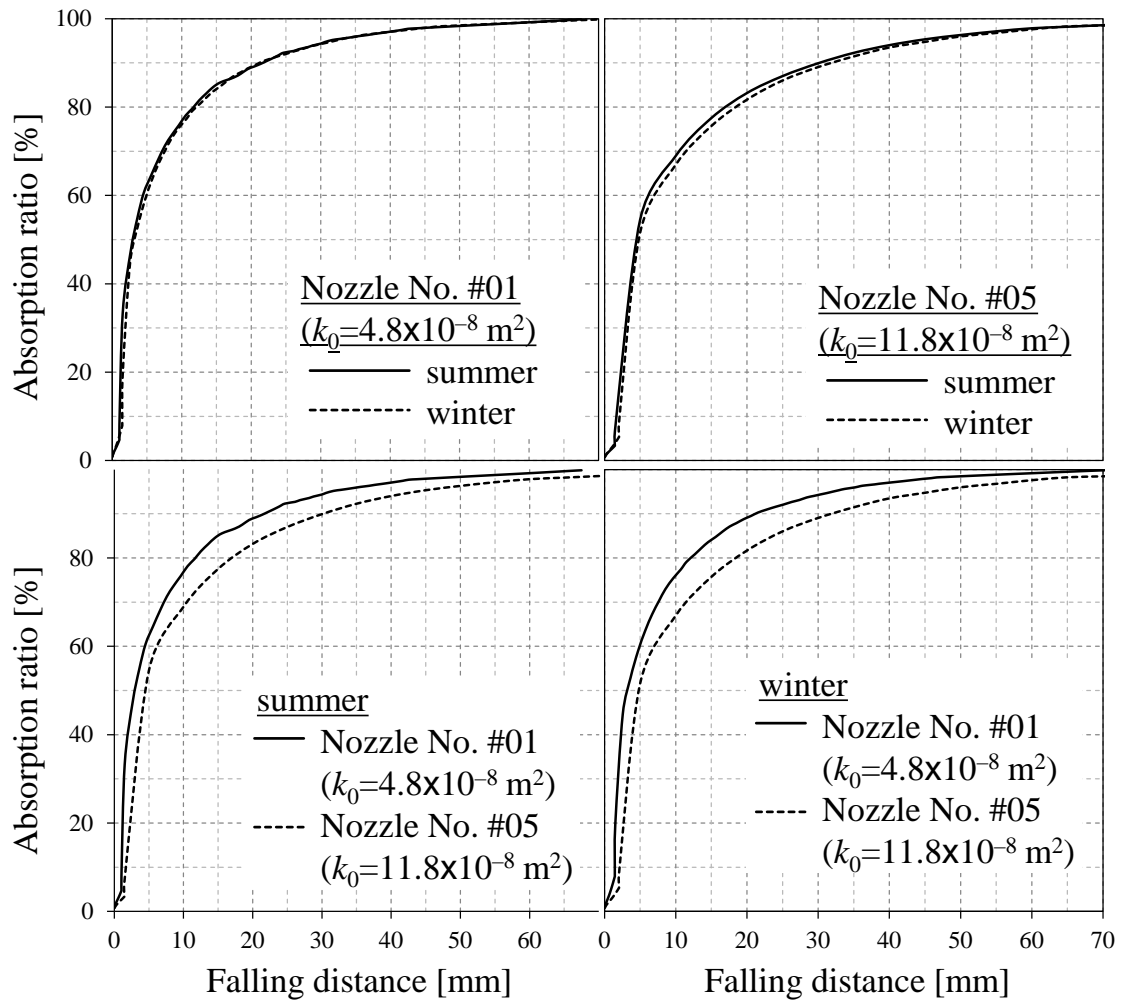


Fig. 3-44 The effect of seasonal condition or the type of nozzle on the overall absorption ratio

3.5.7 ノズル噴射式断熱吸収器での吸収性能計測実験

最後に、ノズル噴射式断熱吸収器を採用した $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ 型一重効用吸収ヒートポンプの実験装置を作製し、吸収性能を調べ、推算値と実測値を比較した。なお、実験では解析の検証を目的とするが、実験装置の設計上、実際に想定している給湯運転条件のような高压条件を再現することが困難であるため、実験装置で運転可能な条件でデータを取得し、その条件の元で再度解析を行なって、その妥当性を検証した。

3.5.7.1 実験装置の概要

Fig. 3-45 に実験装置全体の概略図を、Fig. 3-46 に実験装置の全体写真を示す。 $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ 型一重効用吸収ヒートポンプにノズル噴射式断熱吸収器を設けている。断熱吸収器底部に溜まっているアンモニア水溶液は、ポンプで分縮器、溶液熱交換器を通過して再生器へと送られ、そこで加熱されて水蒸気を発生させ、溶液を濃縮する。濃縮された溶液は溶液熱交換器と過冷却器で冷却された後に、スワールノズルで噴射されて断熱吸収器へと還る。再生器で発生した水蒸気は、分縮器を通過して凝縮器へ送られ、液化され、その後、レギュレータで減圧されて蒸発器へ送られ、蒸気として断熱吸収器でアンモニア水溶液に吸収される。

Fig.3-47 に本実験で用いた断熱吸収部の概略図を示す。Table 3-8 に示すスワールノズルの中から4種類のノズル（ノズル番号#01, #02, #03, #05）を設け、バルブの開閉でどれか1つのノズルを選べるようにした。断熱吸収器上部フランジ中央には、そのノズルの付いたSUS管が4本挿し込まれており、この管を、コンプレッション・フィッティングというOリングを用いた管固定具で固定し、ノズル位置を上下に動かせるようにした。

断熱吸収器底部には三脚台を設けて、その上にテフロン製の皿を置き、そこで噴霧溶液を受けられるようにした。そのテフロン皿の中心に $\phi 18\text{ mm}$ の小穴を開け、そこにプラスチックの筒を挿し込み、側面を粗く切ったシリコンゴムで筒の底を閉じ、また、シリコンゴム底部中央にシース熱電対を挿入し、テフロン皿を滑り落ちて筒内部に溜まる溶液の温度を測ることとした。シリコンゴムと筒の隙間からの漏れ出しと、テフロン皿からのオーバーフローで溶液を流し、運転終了後はテフロン皿にも筒内部にも溶液が溜まらないようにした。

溶液の輸送にはポンプを用いており、再生器での溶液加熱には電気ヒーター、蒸発器用の加熱源と、凝縮器、過冷却器の冷却源には循環恒温水槽を用いた。断熱吸収器、蒸発器、再生器、分縮器はタンクを、過冷却器、溶液熱交換器、凝縮器には、プレート熱交換器を用いた。

データロガーは江藤電気のCADAC21、圧力センサーは共和電業のPVLシリーズ、流量

計には OVAL のコリオリ流量計 OVAL/ULTRAmass MKII CN010, 熱電対には CHINO のシリーズ熱電対を用いた。ノズルは、前述のように、いけうちの空円錐ノズル（微霧発生極小噴量形）KB シリーズを用いている。圧力センサーの精度は $\pm 0.03\%$ of RO, 流量計の精度は ± 0.001 g/ml で、熱電対は精度 $\pm 0.03^\circ\text{C}$ の精密温度計で校正を行なった。

本節最初でも述べたが、実験の目的は解析の検証だが、実験装置の設計上、実際に想定している給湯運転条件を再現することが困難であるため、実験装置で運転可能な条件でデータを取得し、その条件の元で再度解析を行なって、その妥当性を検証した。

3.5.7.2 実験条件・吸収率の算出方法

実験条件を Table 3-13 に示す。ここでは吸収距離の変化による吸収率への影響を調べているが、他のパラメータ感度を調べるために、本研究では以下の 3 種類の実験を行なった。

実験①：ノズルの違い（流量固定・圧力差変化）

吸収ヒートポンプ給湯機では、システム側の需要で断熱吸収器に流入する流量が決まるため、ここでは流量一定の元、ノズルの種類をパラメータとして、吸収率の差を比較することを目的とした。ノズルの種類はノズル番号#01, #02, #03, #05 の 4 種類で、流量が固定されるようにレギュレータで断熱吸収器入口圧力を調整した。

実験②：圧力差の影響（ノズル固定・流量変動）

サイクル内の圧力差は、時間帯変化や季節変化によるシステム側の負荷変動に応じて変動するため、ここここでは、実験①で用いたノズルの中から最も流量係数の小さいノズル番号#01 を用いて圧力差を変化させ、吸収率への影響を調べることを目的とした。その際に、実験①で取得したノズル番号#02 とノズル番号#05 の条件と合わせて、ノズルの違い（流量の違い）による性能の比較も行なった。

実験③：過冷却度の影響（ノズル・流量固定）

3.1 節で述べたように、断熱吸収器での吸収量は過冷却度をどれだけ設けられるかで決まる。そこでここでは、過冷却度を変えた場合の吸収率への影響を調べることを目的とした。ノズルは実験②と同様でノズル番号#01 とし、再生器条件を一定にした状態で、断熱吸収器入口温度を変化させた。

また、解析においては吸収率が非常に重要となるが、吸収率は直接センサーで計測できるわけではないため、取得データから算出する必要がある。その算出に用いる方程式を示す。各値の意味は Fig. 3-48 の中に示す。

再生器出口

$$X_G - \text{XPT}(P_G, T_G) = 0$$

$$H_G - \text{HITPX}(T_G, P_G, X_G) = 0$$

断熱吸収器入口 (過冷却器出口)

$$X_{in} - X_G = 0$$

$$H_{in} - \text{HITPX}(T_{in}, P_{in}, X_{in}) = 0$$

蒸発器出口

$$Y_R - \text{YPT}(P_A, T_R) = 0$$

$$H_R - \text{HgTPY}(T_R, P_A, Y_R) = 0$$

飽和時の断熱吸収器出口

$$\frac{H_R - H_{sat}}{H_{sat} - H_{in}} - \frac{Y_R - X_{sat}}{X_{sat} - X_{in}} = 0$$

$$X_{sat} - \text{XPT}(P_A, T_{sat}) = 0$$

$$H_{sat} - \text{HITPX}(T_{sat}, P_A, X_{sat}) = 0$$

吸収率 (温度基準)

$$\phi - \frac{T_{out} - T_{in}}{T_{sat} - T_{in}} = 0$$

これらを連立して解くことで、吸収率を算出している。なお物性関数式は、第2章と同様にZiegler and Treppの文献²⁻⁸⁾をもとにしている。

吸収率には温度基準と濃度基準があり、理論的には同じとなるが、実験では濃度を直接計測できない上に、吸収による濃度上昇が1~2%程度である一方、温度上昇は10℃前後と大きいため、本実験では吸収率を精度良く得るために、温度基準を採用している。

3.5.7.3 実験手順

実験装置内の全ての機器、バルブ、配管経路をFig. 3-49に示す。これを用いて実験手順を整理する。

実験準備 (溶液封入, 濃縮・脱気運転)

- 1) 濃度28%の市販アンモニア水溶液 (初期溶液) を用意する。
- 2) 実験装置内を真空引きする。
- 3) ポンプセクションのバルブ P3, P4, P5 と断熱吸収器底部のバルブ A5 を開く。
- 4) 流量計切替部のバルブ V1, V3, V7, V9 を開く。
- 5) 低圧部のバルブ A1 (A1-45~90 のいずれか) , E1 を開く。
- 6) 高圧部のバルブ G5, G7, R1 を開く。

- 7) バルブ P5 の入口から初期溶液を圧力差により投入。投入量は電子秤にて管理。
- 8) 断熱吸収器内に溶液がある程度溜まったら、バルブ A4, G3 を開けて再生器へ溶液を送る。
- 9) 再生器に溶液がある程度溜まったら溶液投入を終了。ポンプセクションのバルブ P5 を閉める。
- 10) バルブ A4, G3 を閉め、A5 を開く。
- 11) ポンプセクションのバルブ P3, P4 を閉め、P1, P2 を開き、ポンプを駆動させて溶液を断熱吸収器～ポンプ間で循環させる。
- 12) 恒温槽 1, 2 を駆動させ、低圧側を循環している溶液を冷却する。
- 13) 再生器の電気ヒーターをオンにし、再生器内の初期溶液を加熱する。
- 14) 温度センサーと圧力センサーで溶液の状態を管理する。
- 15) 蒸発器セクションのバルブ E2 を開き、再生器で発生させた冷媒蒸気を、冷却された低圧部を循環する溶液に吸収させる。
- 16) 断熱吸収器内の圧力が負圧でないことを確認して、A3 を開いて脱気トラップへ空気を送り脱気する。
- 17) 低圧部と高圧部の圧力差が概ね無くなるまで冷媒蒸気を送ったら、ヒーターとポンプを停止させる。
- 18) 流量計切替部のバルブ V9 を閉め、V8 を開く。
- 19) 吸収器セクションにあるニードルバルブ A1N で流量を調整しながら、再生器内の溶液の濃度を流量計で計測する。
- 20) 濃度の計測が終了したら V8 を閉める。
- 21) 再生器下にあるバルブ G6 を開いて、氷水を通して冷却させながら稀溶液をポリタンクに回収する。
- 22) 再生器セクションにあるバルブ G2 を開いて初期溶液を投入する。
- 23) 11)～21)を、必要な濃度の溶液が得られるまで繰り返す。
- 24) 運転を停止し、一旦全てのバルブを閉める。

実験開始 (サイクル運転)

- 1) 吸収器セクションのバルブ A1 (A1-45~90 のいずれか) , A5 を開く。
- 2) 蒸発器セクションのバルブ E1 を開く。
- 3) ポンプセクションにあるバルブ P1, P2 を開く。
- 4) 再生器セクションにあるバルブ G1, G5, G7 を開く。
- 5) 分縮器セクションにあるバルブ R1 を開く。
- 6) 流量計切替部にあるバルブ V1, V3, V6, V7 を開く。
- 7) 断熱吸収器に溜まった濃溶液の一部をポンプで再生器へ送る。
- 8) 再生器に十分な溶液が溜まったらポンプを一旦停止する。

- 9) 流量計切替部にあるバルブ V6 を閉める.
- 10) 恒温槽 1,2,3 を駆動させる.
- 11) 再生器のヒーターをオンにし, 溶液を加熱する.
- 12) 運転条件となる温度・圧力になるまで待つ.
- 13) 再生器内がある程度の温度・圧力条件となったら, 蒸発器セクションのバルブ E2 と流量計切替部にあるバルブ V8 を開き, E2N と A1N を適度に関き, 断熱吸収器に流入する溶液流量を調整する.
- 14) 低圧部から高圧部への流量と, その逆の流量とが概ね同じぐらいになるように A1N, E2N とポンプストロークを調整する.
- 15) 温度・圧力条件が安定したら, 実験データを記録する.

運転停止

- 1) 再生器のヒーターを切る.
- 2) 溶液ポンプを停止する.
- 3) 恒温槽 1, 2, 3 を停止する.
- 4) 蒸発器セクションにあるバルブ E2 を閉める.
- 5) 流量計切替部にあるバルブ V6, V8 を閉める.

運転再開

- 1) 恒温槽 1,2,3 を駆動させる.
- 2) 溶液ポンプを駆動させ, 低圧部の溶液を循環させて冷却する.
- 3) 再生器のヒーターをオンにする.
- 4) 十分な圧力差が確保できたら, 流量計切替部にあるバルブ V6, V8 と蒸発器セクションにあるバルブ E2 を開く.
- 5) 各ニードルバルブ E2N, A1N とポンプストロークで流量を調整する.

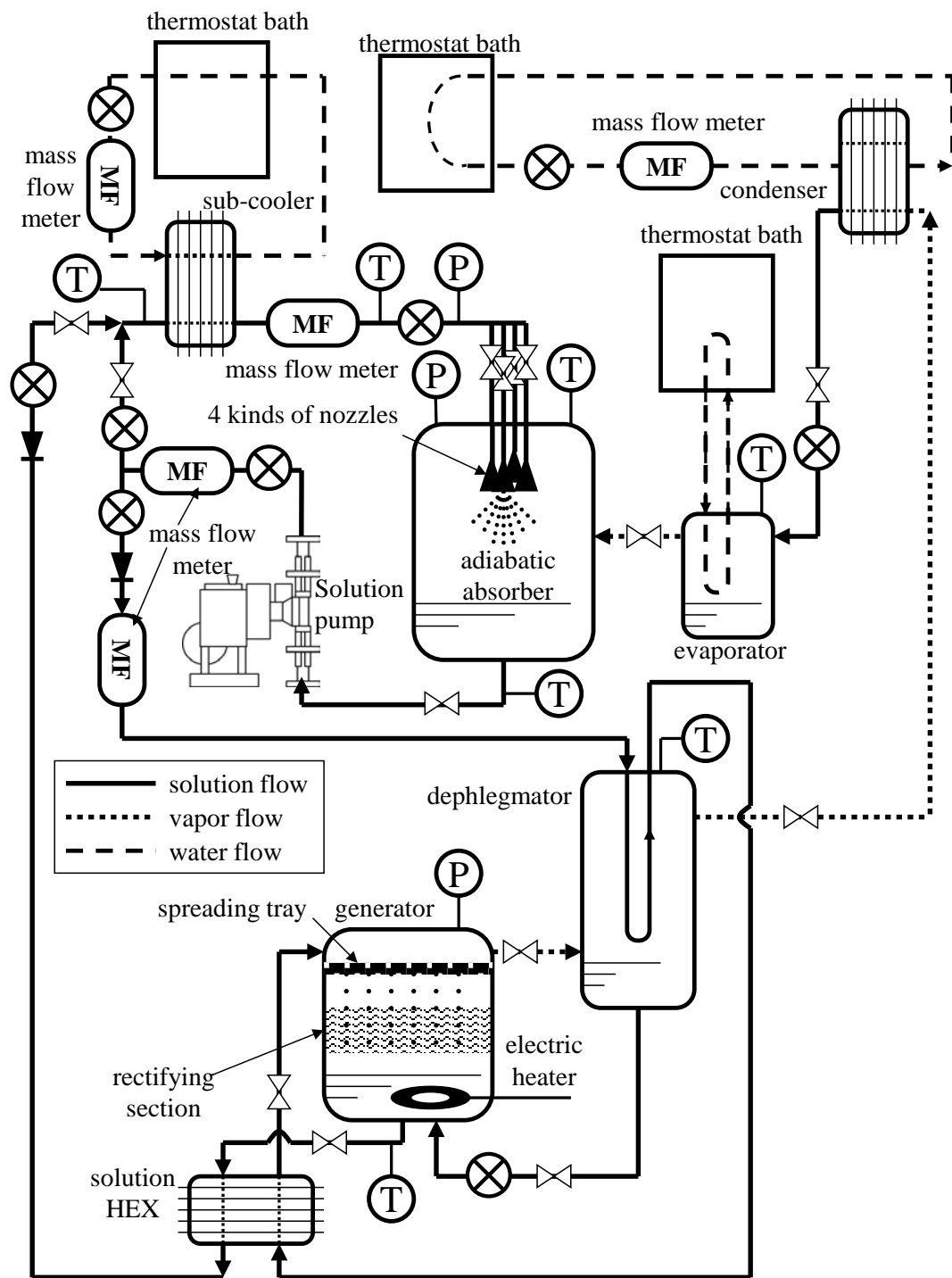


Fig. 3-45 Schematic diagram of the experimental apparatus of a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ type single-effect adiabatic absorption heat pump

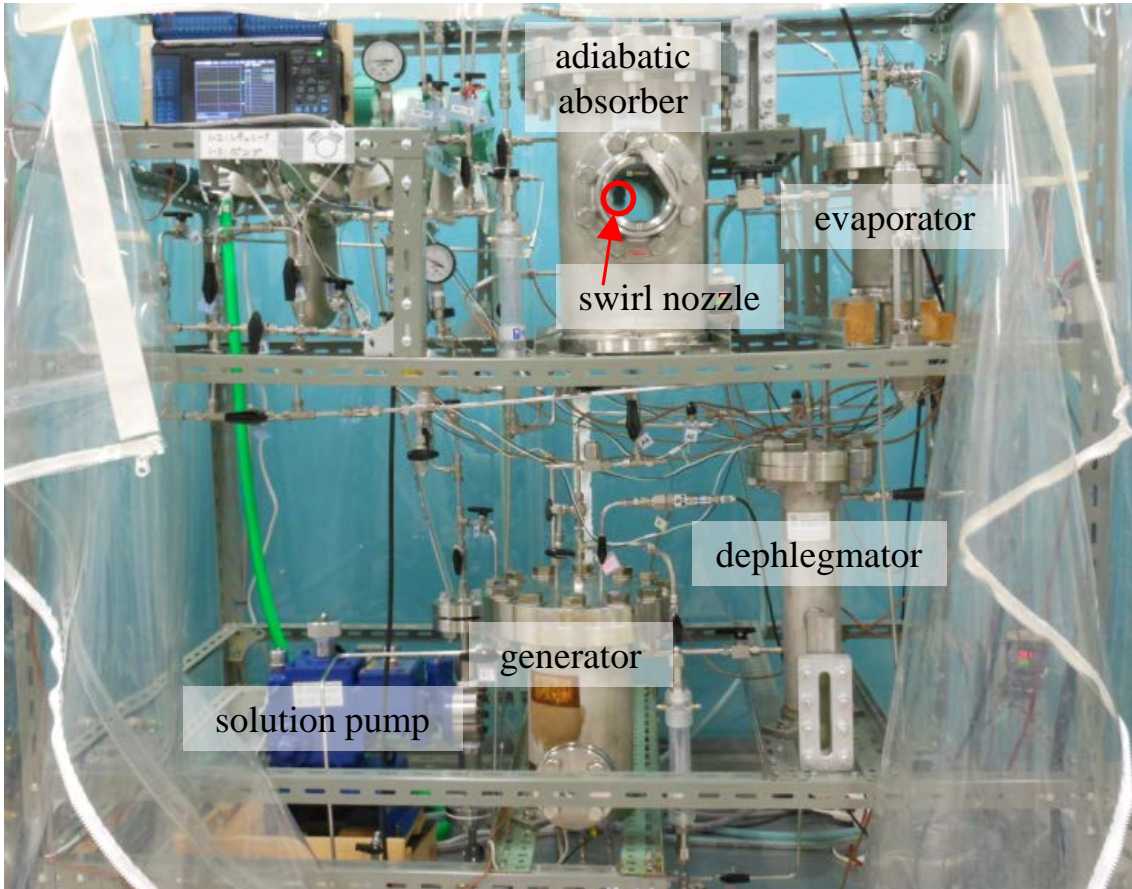


Fig. 3-46 Photograph of the experimental apparatus of a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ type single-effect adiabatic absorption heat pump

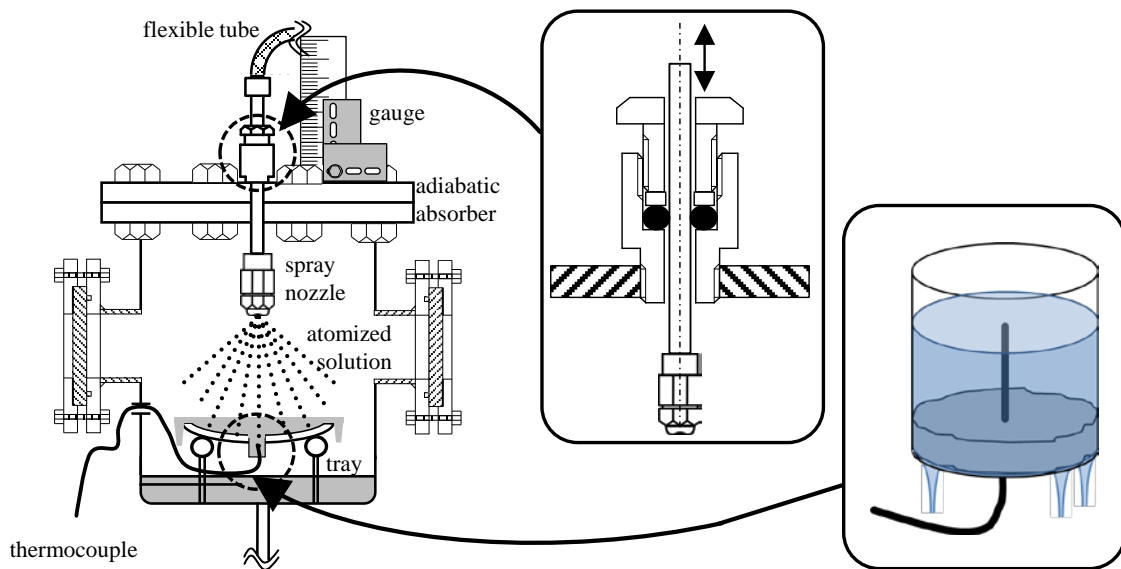


Fig. 3-47 Schematic diagram of the experimental apparatus of a nozzle-atomizing absorber

Table 3-13 Experimental conditions

| Experiment No. #01 | | |
|--|--|------------------|
| Nozzle no. | #01, #02, #03, #05 | parameter |
| Solution temp. at generator outlet, °C | 90.0 | fixed |
| Solution temp. at absorber inlet, °C | 15.0 | fixed |
| Refrigerant vapor temp., °C | 8.0 | fixed |
| Mass flow rate, kg/h | 15.0 | fixed |
| Generator pressure, MPa | 1.00 | fixed |
| Pressure at absorber inlet, MPa | controlled in order to fix mass flow rate | parameter |
| Absorber pressure, MPa | 0.15 | fixed |
| Falling distance, mm | 5.0, 10.0, 15.0, 20.0, 30.0, 40.0 | parameter |
| Experiment No. #02 | | |
| Nozzle no. | #01 | fixed |
| Solution temp. at generator outlet, °C | 90.0 | fixed |
| Solution temp. at absorber inlet, °C | 15.0 | fixed |
| Refrigerant vapor temp., °C | 9.0 | fixed |
| Mass flow rate, kg/h | change in accordance with pressure at absorber inlet | parameter |
| Generator pressure, MPa | 1.00 | fixed |
| Pressure at absorber inlet, MPa | 0.35, 0.70, 1.00 | parameter |
| Absorber pressure, MPa | 0.15 | fixed |
| Falling distance, mm | 5.0, 10.0, 15.0, 20.0, 30.0, 40.0 | parameter |
| Experiment No. #03 | | |
| Nozzle no. | #01 | fixed |
| Solution temp. at generator outlet, °C | 90.0 | fixed |
| Solution temp. at absorber inlet, °C | 15.0, 22.0 | parameter |
| Refrigerant vapor temp., °C | 9.0 | fixed |
| Mass flow rate, kg/h | 15.0 | fixed |
| Generator pressure, MPa | 1.00 | fixed |
| Pressure at absorber inlet, MPa | 1.00 | fixed |
| Absorber pressure, MPa | 0.15 | fixed |
| Falling distance, mm | 5.0, 10.0, 15.0, 20.0, 30.0, 40.0 | parameter |

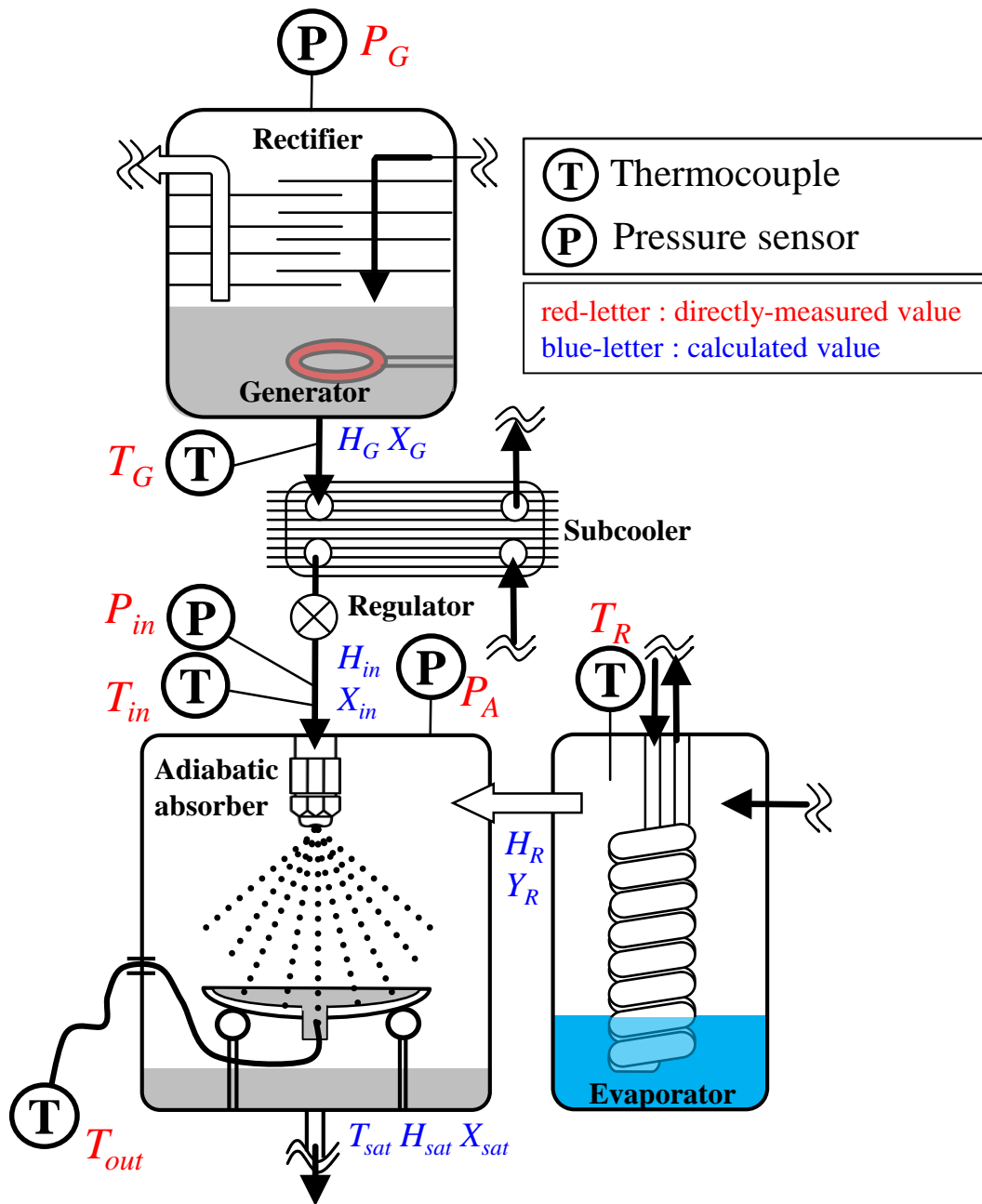
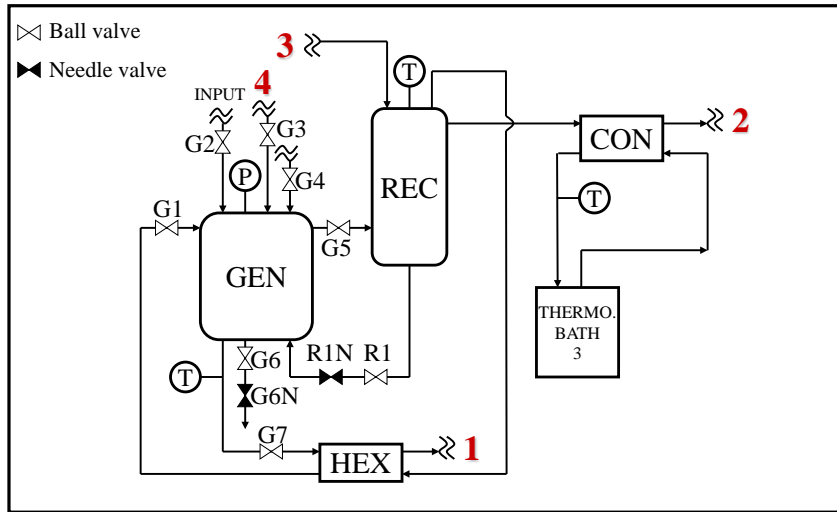
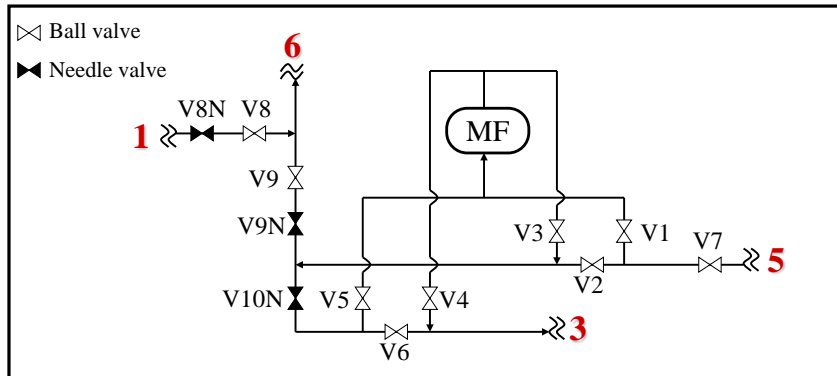


Fig. 3-48 Measuring point of the values required for calculating the absorption ratio

Generator, Rectifier and Condenser (High pressure section)



Valve section



Absorber, Evaporator (Low pressure section)

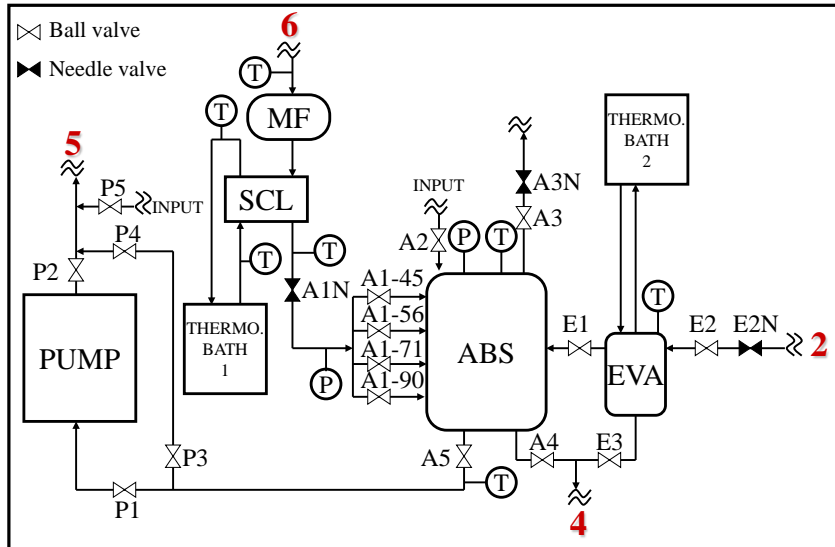


Fig. 3-49 All equipments and piping sections

3.5.7.4 吸収性能実験の結果・考察

本章では、ノズル噴射式断熱吸収器の性能解析と比較しながら、実験値を示す。

まず、Table 3-13 に示す実験条件で取得した全てのデータについて、実験値と解析値を比較してどのような傾向にあるのかを、大きく俯瞰的に眺めてみた。Fig. 3-50 にその結果を示す。これは全てのデータを 1 つのグラフに載せたものであるため、この中のデータは条件の違ったものが混在しており、よってこれから詳細な傾向の議論をすることはできないが、俯瞰的に見て、解析値は条件によって飽和に達するものもあれば、吸収率 60 % 程度のももあり、非常にばらつきがある一方で、実験値はどのような条件でも吸収率は概ね 90 % 以上となっている。

6.6 節での議論を振り返ると、吸収率に大きく寄与するパラメータは、ノズル種類や圧力差よりも吸収距離であった。Fig. 3-50 からわかるように、解析値で低吸収率の条件を見てみると、全て吸収距離の短いものであった。一方、実験では吸収距離が短くても高い吸収率を得ることができているため、噴射直後の吸収に、鍵があると考えられる。

今回用いたノズルの液膜流の速度を調べると、0.2 MPa 程度の低圧噴射の場合でも、凡そ 20 m/s 程度と非常に高速で、この部分での乱れによる攪拌の効果が大きいと考えられるが、ここまでの解析では、攪拌の効果を一切見積もっていないため、何らかの考慮が必要であろうと考えた。このような議論は乱流を扱った流体力学の分野で多数行なわれており、それは、以下の様な実効熱伝導率ならびに実効物質拡散係数を与えることで、攪拌効果を考慮するものである。

$$\frac{\lambda_{eff}}{C_p} = \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \dots\dots\dots(3-94)$$

$$\rho_l D_{eff} = \frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \dots\dots\dots(3-95)$$

ここで μ_t は乱流粘性、 Pr_t および Sc_t はそれぞれ乱流プラントル数と乱流シュミット数である。Dang and Hiharaは、超臨界二酸化炭素の管内冷却熱伝達実験の結果を、低レイノルズ数型 $k-\epsilon$ モデルを元にした 4 つの乱流モデルによる解析結果と比較し、その結果、 $Pr_t = 0.9$ で一定としても誤差は小さいとしている³⁻³⁷⁾。その場合、熱伝導と物質拡散のアナロジーより、 $Sc_t = 0.9$ であると考えられる。また μ_t に関しては簡単に求めることができないため、ここでは以下の様に与え、定数 C をパラメータとして実測値に近い条件を探った。

$$\mu_t = C\mu \dots\dots\dots(3-96)$$

(3-94)式および(3-95)式を、液膜部での熱・物質移動に関する(3-93)式に代入することで、解析を行なった。一方、液滴部に関しては、液膜分裂後、液滴は抗力を受けて急激に速度

が減衰し、一気に終端速度に至るため、液膜部ほど大きな攪拌効果はないと仮定し、液滴部での熱・物質移動に関する(3-8)式については、そのままとした。

攪拌効果を加味するために、(3-96)式における定数 $C = 2$ とした場合の解析値を、再び実験結果と俯瞰的に比較した結果を Fig. 3-51 に示す。前述のように、これから詳細な傾向の議論をすることはできないが、俯瞰的な視点では、吸収距離が短い場合の解析値が大きく向上し、実測値に近付いたように思われる。

これを踏まえて、より詳細に解析結果と実験結果を検討してみる。

実験①：ノズルの違い（流量固定・圧力差変更）

Fig. 3-52 は、ノズル番号#01, #02, #03, #05 の 4 種類のノズルをそれぞれ用いた場合の吸収率の違いを流量条件を固定して比較したものである。Table 3-14 は、この条件で溶液を噴射した場合に予想される生成液滴径分布とSMDおよび $D_{0.632}$ を示している。この実験データより、吸収距離が短い場合に吸収率が若干低下する傾向が確認できる。この条件では、ヒートポンプ運転条件は 4 条件ともほとんど同じ状態で固定し、流量を固定するために圧力差をレギュレータによって調整している。よって、大流量ノズルになると、圧力差が小さくなって液滴径が大きくなるため、性能が低下すると考えられる。ただし、4 条件とも実測値はほとんど同じような高吸収率の値となったため、ノズルを変えた場合にどの程度影響があるのかは、ほとんど判断できない。攪拌の効果については、考慮しない場合から乱流粘性を大きくするにしたがって、特に落下距離の短い範囲において、解析値が実測値に近づいていることが確認できる。

実験②：圧力差の影響（ノズル固定・流量変動）

Fig. 3-53 は、ノズル番号#01 を用いて、前述のノズル番号#02, #05 と同じ圧力差までレギュレータで調整した場合の吸収率の違いを比較したものである。Table 3-14 は、この条件で溶液を噴射した場合に予想される生成液滴径分布とSMDおよび $D_{0.632}$ を示している。ノズル番号#01 で圧力差を変化させた場合、圧力差が小さくなると吸収率が高くなっていることが、実測結果からも推算結果からも確認できる。Table 3-14 に示すように、圧力差が小さくなると、生成される液滴径は若干大きくなる一方で、噴射速度が低下するため、滞留時間が延び、そのことで吸収率の向上が図られている。しかし、その吸収率の向上については、前述の実験結果と同様で、実測値はほとんど同じような高吸収率の値となったため、明確な傾向を捉えることはできない。

同じ圧力差で運転されている 2 つのノズル条件の結果を比べると、大流量ノズルの方が生成液滴径は大きく、また流速も遅いため、吸収率は低くなると考えられるが、実測結果をみると、若干そのような傾向があるようにも見えるが、両条件とも高吸収率であるため、その差は有意であるとは言えない。乱れの効果については、実験①と同様に、考慮しない場合から乱流粘性を大きくするにしたがって、解析値が実測値に近づいていることが

確認できる。

実験③：過冷却度の影響（ノズル・流量固定）

Fig. 3-54 は、ノズル番号#01 を用いて、過冷却度の影響を比較したものである。Table 3-15 は、この条件で溶液を噴射した場合に予想される生成液滴径分布とSMDおよび $D_{0.632}$ を示している。この結果では、解析値、実測値ともに変化が見られない。これは、過冷却度が変わっても飽和までの到達速度に違いがないことを意味している。断熱吸収においては、過冷却度を解消するまで吸収するため、過冷却度が大きくなると、その分吸収量が增大する。しかし、飽和までの到達時間には過冷却度は影響を与えない。その傾向は、解析と実験の両方で確認された。解析値と実験値のずれについては、実験値の方が解析値を上回っているが、定性的な傾向は捉えられていると考えられる。また攪拌効果については、前述の実験①②と同様に、考慮しない場合から乱流粘性を大きくするにしたがって、解析値が実測値に近づいていることが確認できる。

乱流粘性の影響

Fig. 3-55 は、(3-96)式における定数 C をパラメータとして、全ての実測値と解析値の偏差を定量的に示したものである。ここで、偏差は百分率を用いて以下のように定義している。

$$s = \frac{\phi_{exp} - \phi_{prd}}{\phi_{exp}} \times 100 \dots\dots\dots(3-97)$$

Fig. 3-52 ~ Fig. 3-54 からわかるが、Fig. 3-55 より、改めて攪拌効果を考慮しない場合から定数 C を大きくするにしたがって、特に落下距離の短い範囲において、解析値が実測値に近づいていることがわかる。攪拌効果なしの場合、最大 50 % 程度の差があるのが、 $C=2$ で最大 30 %、 $C=5$ で最大 20 % と徐々に近づき、 $C=10$ で全域で $\pm 10\%$ に収まることがわかる。乱流粘性 μ_t を理論的に決定することは簡単にはできないが、このように探った結果、 $\mu_t = 10\mu$ 程度であると考えられる。

本実験で取得した吸収率は、ほとんど全てが 90% を超えており、高い性能を示す結果となった。吸収実験においては、噴射液滴の温度を瞬時に非接触で計測しているわけではないので、どうしても計測完了までに皿の上で余計な吸収が起こると考えられるが、皿の上の液面の表面積に対して、数 10 μm まで微粒化された溶液の総表面積は十分大きいと考えられるため、大部分の吸収を捉えていると考えられる。この結果から考えると、吸収率 95 % 程度の吸収に必要な距離は 10 mm あれば十分であると考えられる。これを踏まえると、充填層式断熱吸収器の溶液散布にノズルを用いたとしても、溶液が充填部に到着する頃にはほとんど吸収が完了していると考えられ、よって充填材を用いなくても小空間で吸収を十分完了できることが期待できる。

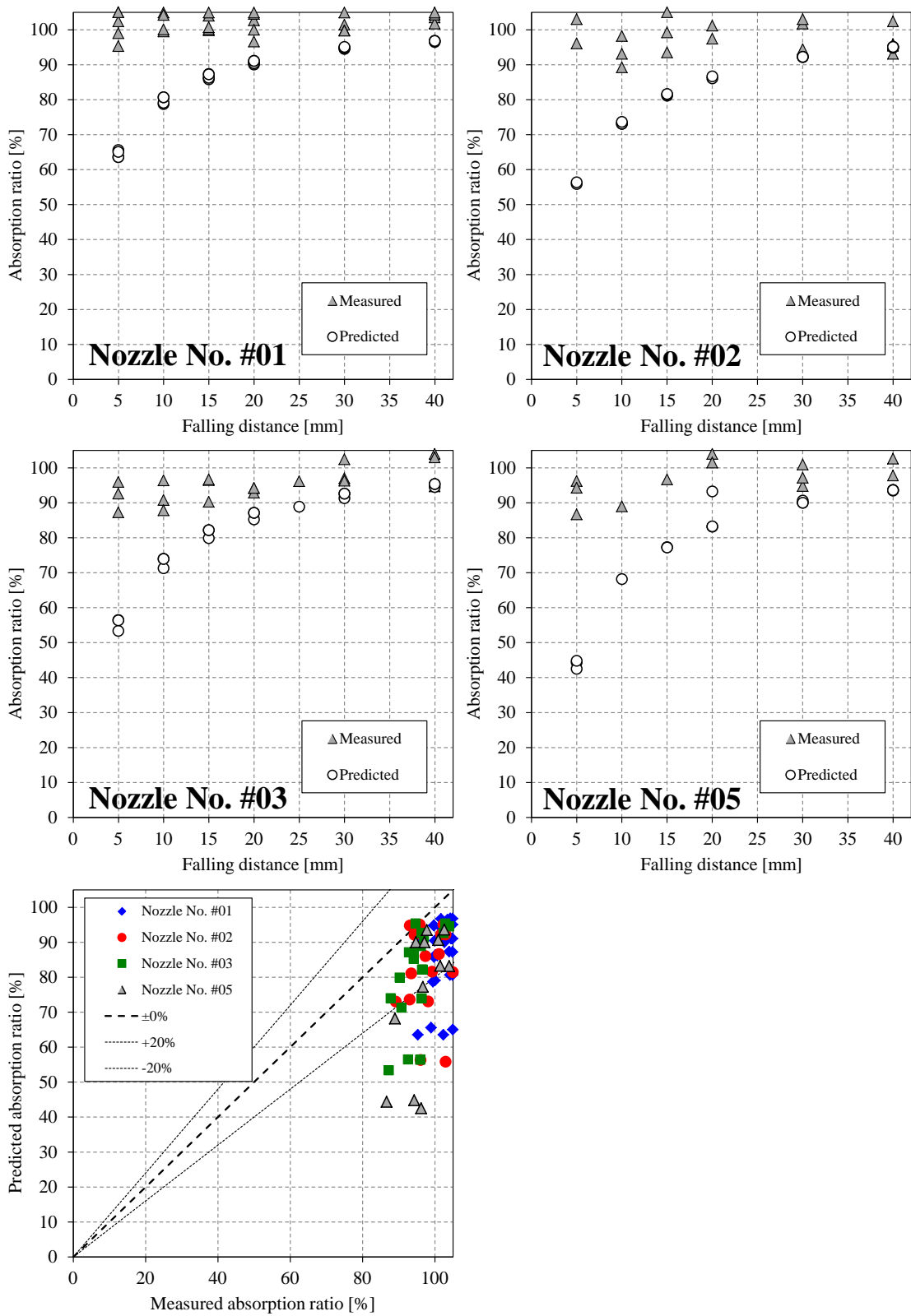


Fig. 3-50 Comparison between measured absorption ratio and predicted value based on the theory indicated in section 3.5.6

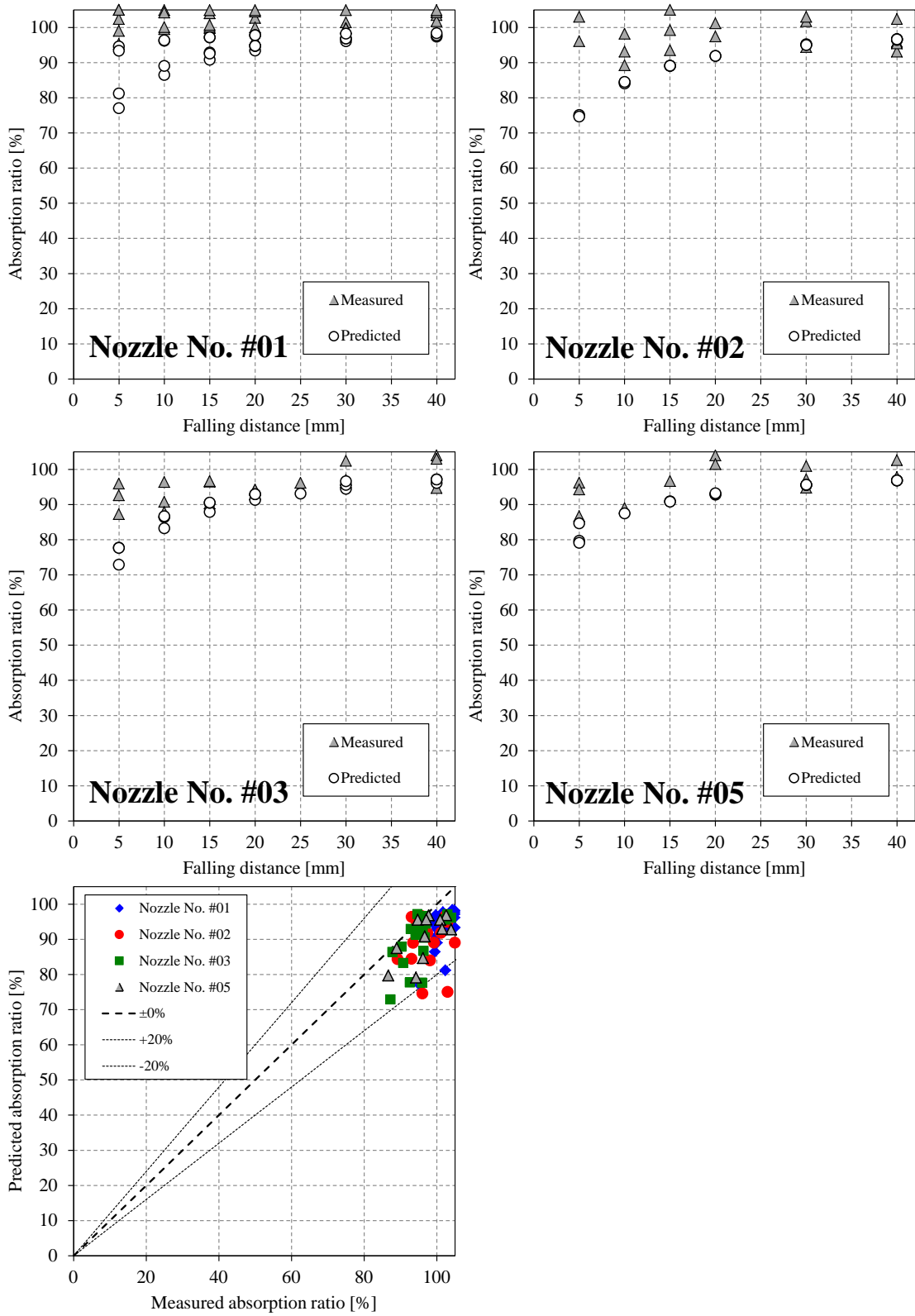


Fig. 3-51 Comparison between measured absorption ratio and predicted value with considering the turbulence effect ($Pr_t = 0.9$, $Sc_t = 0.9$, $\mu_t = 2\mu$)

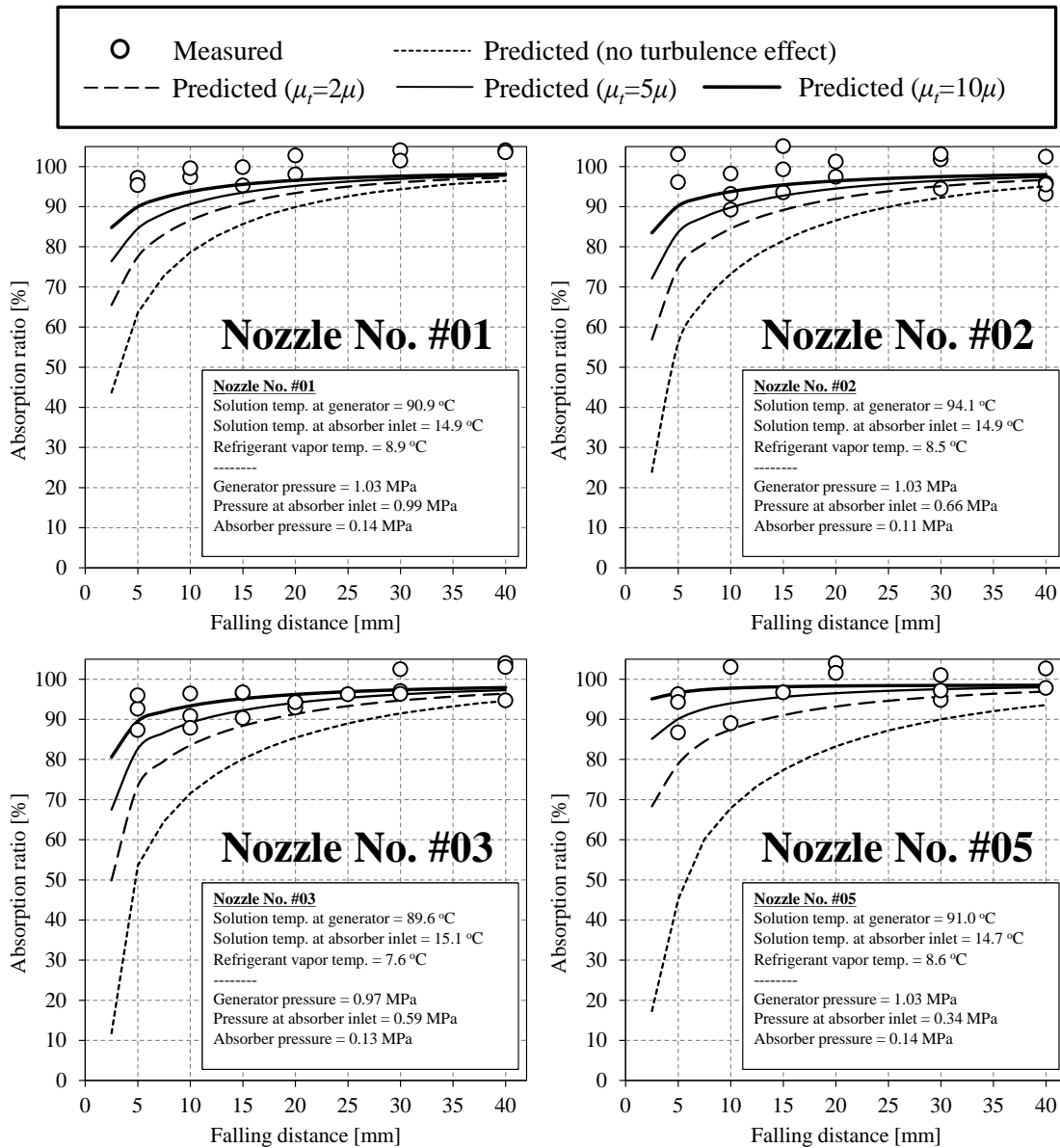


Fig. 3-52 Comparison between measured and predicted absorption ratios from the standpoint of the relationship between falling distance and absorption ratio
 (The effect of change in nozzle-type)

Table 3-14 Predicted droplet size distribution, SMD, and $D_{0.632}$
in case of the condition listed in Fig. 3-52

| Nozzle no. | #01 | | #02 | | #03 | | #05 | |
|---|---------------------------------|--|---------------------------------|--|---------------------------------|--|---------------------------------|--|
| | Droplet diameter, μm | Geometric mean diameter, μm | Droplet diameter, μm | Geometric mean diameter, μm | Droplet diameter, μm | Geometric mean diameter, μm | Droplet diameter, μm | Geometric mean diameter, μm |
| 0 | 0.00 | — | 0.00 | — | 0.00 | — | 0.00 | — |
| 0.1 | 8.76 | 4.38 | 11.67 | 5.83 | 13.39 | 6.69 | 19.07 | 9.54 |
| 0.2 | 13.54 | 10.89 | 17.56 | 14.31 | 19.92 | 16.33 | 27.39 | 22.86 |
| 0.3 | 17.79 | 15.52 | 22.68 | 19.95 | 25.55 | 22.56 | 34.34 | 30.67 |
| 0.4 | 21.92 | 19.75 | 27.58 | 25.01 | 30.90 | 28.10 | 40.84 | 37.45 |
| 0.5 | 26.18 | 23.96 | 32.57 | 29.97 | 36.33 | 33.51 | 47.31 | 43.95 |
| 0.6 | 30.79 | 28.39 | 37.92 | 35.15 | 42.12 | 39.12 | 54.13 | 50.60 |
| 0.7 | 36.09 | 33.34 | 44.01 | 40.85 | 48.68 | 45.28 | 61.74 | 57.81 |
| 0.8 | 42.73 | 39.27 | 51.55 | 47.63 | 56.77 | 52.57 | 71.02 | 66.22 |
| 0.9 | 52.62 | 47.42 | 62.67 | 56.84 | 68.64 | 62.42 | 84.41 | 77.43 |
| 0.99 | 78.74 | 64.37 | 91.44 | 75.70 | 99.11 | 82.48 | 117.92 | 99.77 |
| SMD, μm | 15.30 | | 20.43 | | 23.41 | | 32.96 | |
| $D_{0.632}$, μm | 32.40 | | 39.77 | | 44.12 | | 56.46 | |

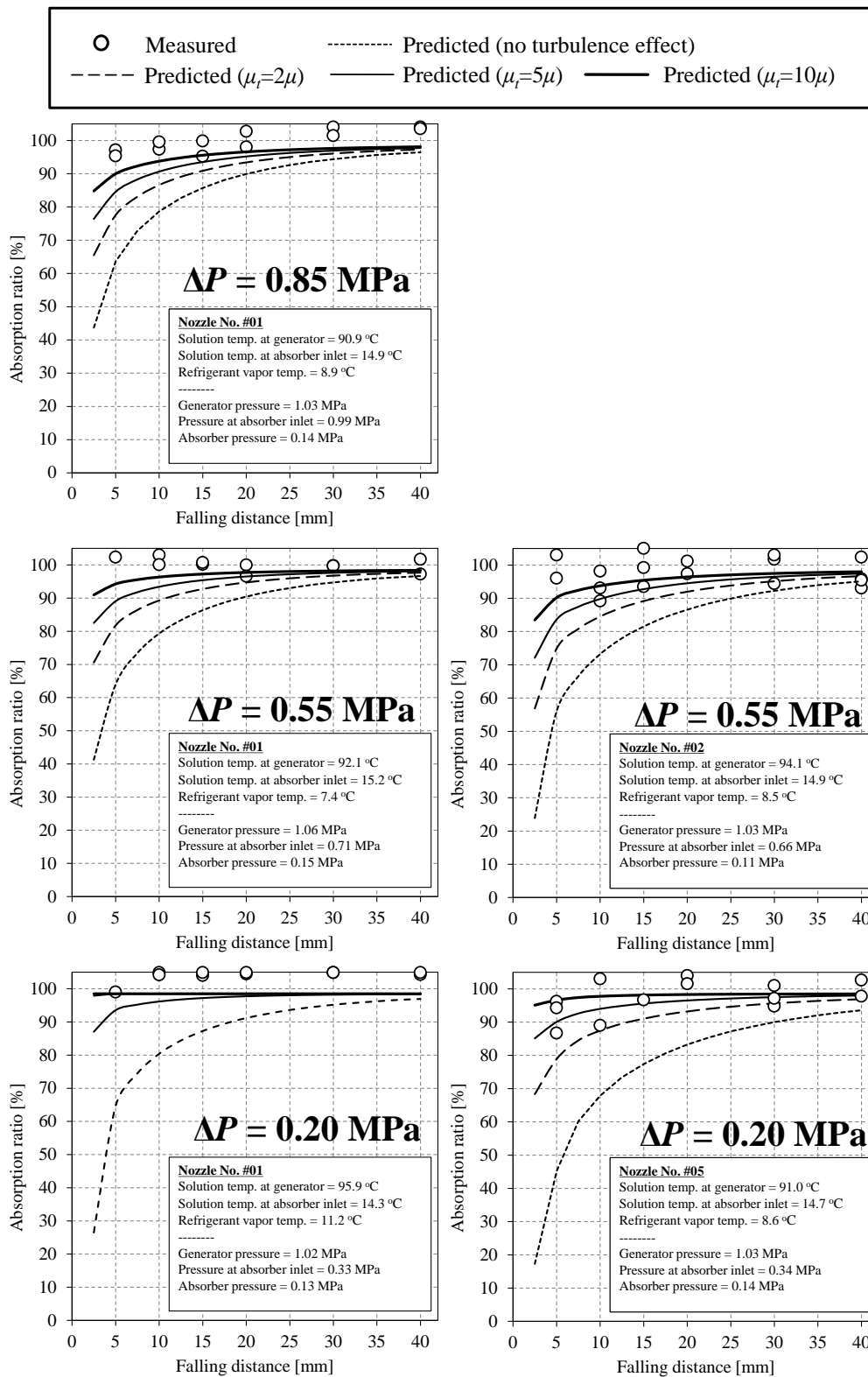


Fig. 3-53 Comparison between measured and predicted absorption ratios from the standpoint of the relationship between falling distance and absorption ratio (The effect of change in pressure difference)

Table 3-15 Predicted droplet size distribution, SMD, and $D_{0.632}$
in case of the condition listed in Fig. 3-53

| Nozzle no. ΔP , MPa | #01 0.85 MPa | | #01 0.55 MPa | | #01 0.20 MPa | |
|---|---------------------------------------|---|---------------------------------------|---|---------------------------------------|---|
| | Droplet diameter, μm | Geometric mean diameter, μm | Droplet diameter, μm | Geometric mean diameter, μm | Droplet diameter, μm | Geometric mean diameter, μm |
| 0 | 0.00 | — | 0.00 | — | 0.00 | — |
| 0.1 | 8.76 | 4.38 | 10.04 | 5.02 | 14.47 | 7.23 |
| 0.2 | 13.54 | 10.89 | 15.24 | 12.37 | 21.02 | 17.44 |
| 0.3 | 17.79 | 15.52 | 19.78 | 17.36 | 26.55 | 23.63 |
| 0.4 | 21.92 | 19.75 | 24.15 | 21.86 | 31.75 | 29.04 |
| 0.5 | 26.18 | 23.96 | 28.62 | 26.29 | 36.97 | 34.26 |
| 0.6 | 30.79 | 28.39 | 33.43 | 30.93 | 42.48 | 39.63 |
| 0.7 | 36.09 | 33.34 | 38.91 | 36.07 | 48.67 | 45.47 |
| 0.8 | 42.73 | 39.27 | 45.73 | 42.18 | 56.24 | 52.32 |
| 0.9 | 52.62 | 47.42 | 55.81 | 50.52 | 67.22 | 61.48 |
| 0.99 | 78.74 | 64.37 | 82.06 | 67.67 | 94.93 | 79.88 |
| SMD, μm | 15.30 | | 17.58 | | 25.13 | |
| $D_{0.632}$, μm | 32.40 | | 35.09 | | 44.37 | |

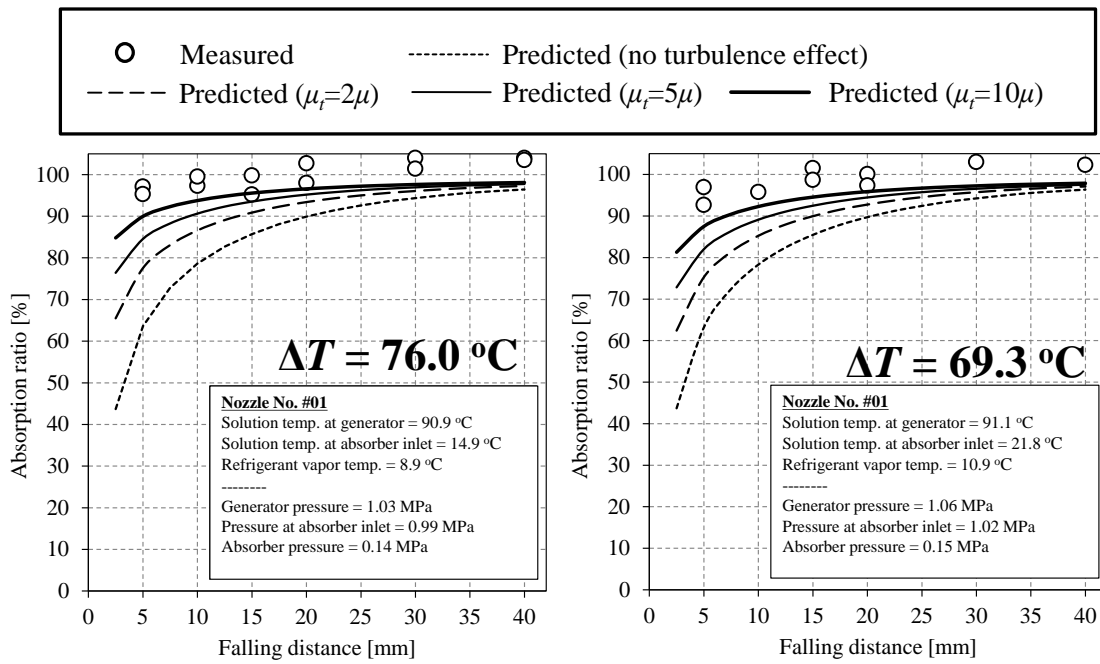


Fig. 3-54 Comparison between measured and predicted absorption ratios from the standpoint of the relationship between falling distance and absorption ratio
(The effect of change in subcooling degree)

Table 3-16 Predicted droplet distribution, SMD, and $D_{0.632}$
in case of the condition listed in Fig. 3-54

| Nozzle no. | #01 | | #01 | |
|--|---------------------------------|--|---------------------------------|--|
| $\Delta T, ^\circ\text{C}$ | 76.0 $^\circ\text{C}$ | | 69.3 $^\circ\text{C}$ | |
| Cumulative volume fraction | Droplet diameter, μm | Geometric mean diameter, μm | Droplet diameter, μm | Geometric mean diameter, μm |
| 0 | 0.00 | — | 0.00 | — |
| 0.1 | 8.76 | 4.38 | 10.04 | 5.02 |
| 0.2 | 13.54 | 10.89 | 15.24 | 12.37 |
| 0.3 | 17.79 | 15.52 | 19.78 | 17.36 |
| 0.4 | 21.92 | 19.75 | 24.15 | 21.86 |
| 0.5 | 26.18 | 23.96 | 28.62 | 26.29 |
| 0.6 | 30.79 | 28.39 | 33.43 | 30.93 |
| 0.7 | 36.09 | 33.34 | 38.91 | 36.07 |
| 0.8 | 42.73 | 39.27 | 45.73 | 42.18 |
| 0.9 | 52.62 | 47.42 | 55.81 | 50.52 |
| 0.99 | 78.74 | 64.37 | 82.06 | 67.67 |
| SMD, μm | 15.30 | | 17.58 | |
| $D_{0.632}, \mu\text{m}$ | 32.40 | | 35.09 | |

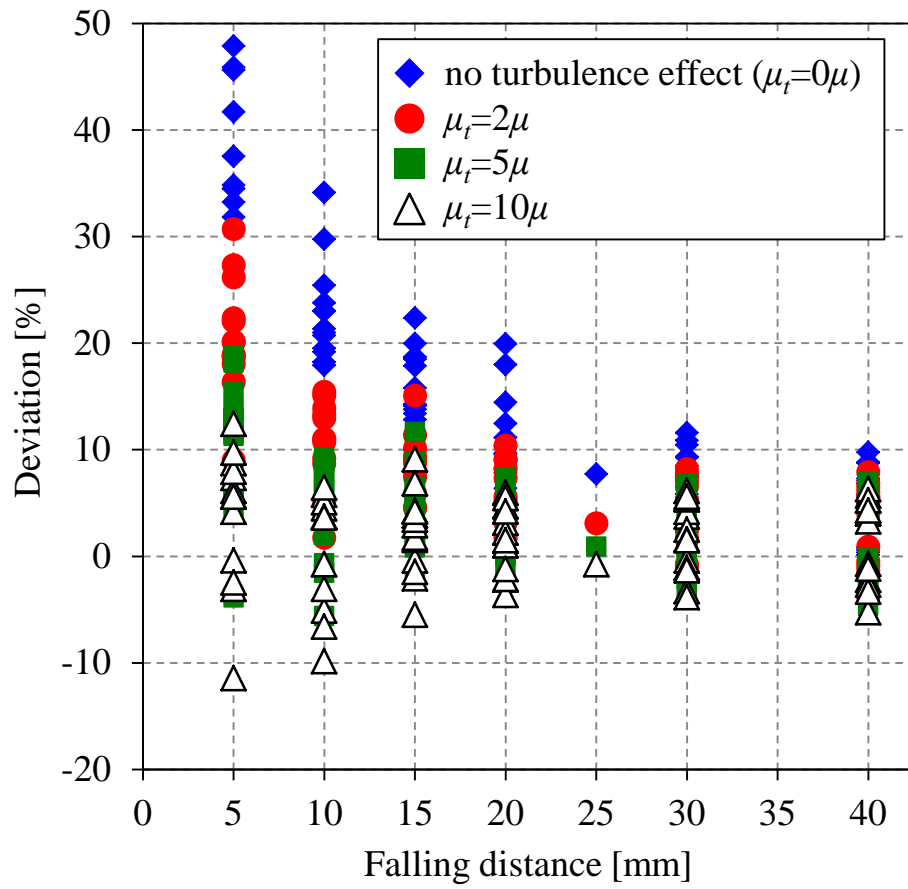


Fig. 3-55 Effect of turbulent viscosity on the deviation between measured and predicted absorption ratios

3.5.8 ノズル噴射式断熱吸収器のサイズの検討

ここまでの研究により，ノズル噴射式断熱吸収器の性能が3種類の断熱吸収器の中で最も良好であることが分かった．よって，ノズル噴射式断熱吸収器の吸収空間容積を検討してみる．実験より吸収距離は10 mmあれば十分であると考えられるが，安全のため攪拌効果を加味しない場合の解析結果を参照して，Fig. 3-43 より40 mmとする．また，それを断熱吸収器の半径と，ノズルから液面までの距離として採用する．ノズル高さを20 mmとすると，吸収空間の容積は $3.0 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ となる．これだけの空間があれば，十分な吸収が可能であると考えられる．

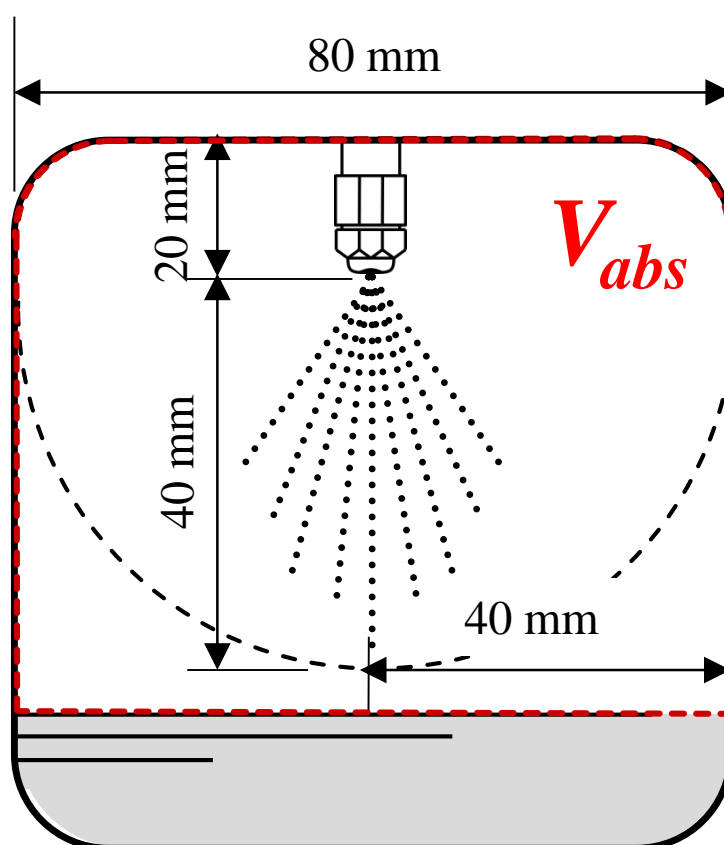


Fig. 3-56 Estimated size of an atomizing-nozzle adiabatic absorber

3.5.9 ノズル噴射式断熱吸収器のまとめ

本章では、ノズル噴射式断熱吸収器を想定して、溶液流動をモデル化して吸収性能解析を行ない、性能を解析した。

ノズル噴射式では、モデル化するに際して、棚澤・小林のうず巻噴射弁理論と Giffen and Muraszew のうず巻噴射弁理論について言及し、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。その結果、棚澤・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。

また、液膜の分裂位置、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.*の式を用いて検討した。

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

これを、レーザー回折方式粒径分布測定装置を用いて計測した水の SMD をもとに、以下の補正式を作成し、粒径分布関数も Rosin-Rammler 分布関数により推算できるようにした。

$$\frac{SMD}{D_{drp}} = 0.289$$

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、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った。その結果、粒径分布のうちの小さな液滴は、全ての条件において数 mm ~ 10 mm 程度で吸収が完了しており、全体の吸収率も 30 mm 程度に達すれば、いずれの条件においても 90%以上の吸収が完了しており、40 mm あれば 95%以上の吸収率が得られると考えられる。また、季節条件の違いはほとんどないことがわかった。ノズルの違いは吸収性能にある程度影響を与えているが、実際の吸収器設計においては重要な影響ではないと考えられる。よって、小流量ノズルを複数設けるよりも、大流量ノズル1つで賄う方が小型化の観点からは妥当であると考えられる。

最後に、ノズル噴射式断熱吸収器を有する一重効用H₂O/NH₃型吸収ヒートポンプ実験装置を作製し、実験と解析の結果を比較しながら、その性能を評価した。その結果、ほとんど全ての条件で90%を超える高い性能となった。この結果から考えると、吸収率95%程度の吸収に必要な距離は10 mmあれば十分であり、充填層式断熱吸収器よりも小さな空間で吸収が十分完了すると考えられる。

また解析値と実測値の差については、特に落下距離の短い範囲において大きいことがわかった。そこで攪拌の効果として、乱流プラントル数および乱流シュミット数をPr_t = 0.9 およびSc_t = 0.9 と与え、乱流粘性をμ_t = Cμとして、定数Cをパラメータとして、解析値と実測値の差を検討したところ、攪拌効果を考慮しない場合から定数Cを大きくするにしたがって差が縮まり、μ_t = 10μで解析値と実測値の差が±10%に収まることがわかった。

解析モデルの妥当性という点では、完全な検証は困難であるが、吸収現象の傾向は示すことができている点、また解析モデルを元に見積もった吸収距離と、実測吸収距離の差については、実際の設計の観点からは差がないと言えることから、断熱吸収器の設計には十分適用可能なのではないかと考えられる。

ここまでの検討を元に吸収空間の容積を見積もると、 $3.0 \times 10^4 \text{ m}^3$ の空間があれば、十分な吸収が可能であると考えられる。

第4章

結論

本研究では、ガス給湯機器の高効率化を図るため、吸収ヒートポンプを給湯機として用いることを提案し、その場合のサイクル性能の検討と、吸収ヒートポンプ給湯機の小型化の方法の検討を行なうことで、小型吸収ヒートポンプ給湯機を民生部門における新たなガス給湯機器として提案することを目的とした。

そのために、まず第2章において、LiBr/H₂O型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機、H₂O/NH₃型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機、デュアルサイクル吸収ヒートポンプ給湯機のサイクル性能解析を実施し、これらがCO₂ヒートポンプ給湯機や従来のボイラー式給湯機と比較してどの程度の性能を得ることができるのか、また最も適したサイクルシステムは何れなのかを検討した。

続いて第3章では、機器の小型化のために吸収器を従来の流下液膜式に代わり断熱吸収方式を採用することを提案し、その方式としてトレイ散布式、充填層式、ノズル噴射式の3つを想定した。そこでまず、断熱吸収式吸収ヒートポンプ給湯機のサイクルシミュレーションを実施し、その性能を従来型のものと比較を行なうとともに、吸収ヒートポンプ給湯機の運転条件を定めた。次いで、トレイ散布式、充填層式、ノズル散布式の各断熱吸収器での溶液の流れの形態をモデル化して、前述の運転条件下における吸収性能を解析し、小型化可能かどうかを検討した。特にノズル噴射式については実験を行ない、流量および微粒化性能の推算モデルを修正し、また吸収性能実験によって、解析値との比較を行ない、断熱吸収器をどの程度の大きさになるのかを簡単に見積もった。その結果、以下の知見を得た。

吸収ヒートポンプの給湯機のサイクル解析

第2章では、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、デュアルサイクルの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った。吸収ヒートポンプ給湯機が成立するために求められる条件は、以下のものである

- (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) 0°C以下の外気温度でも運転できること。
- (4) 一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。
- (5) 小型であること。

このうち、ここでは(1)～(4)が達成でき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ことが分かった。そのCOPは夏季で1.58、中間期で1.54、冬季①で1.51であり、これをCO₂ヒートポンプ給湯機のCOP（一次エネルギー換算）と比較すると、夏季で-1.3%、中間期で+6.9%、冬季①で+21.8%と、同等かそれ以上の性能となる。ガス直焚きボイラー給湯器の効率と比較すると、夏季で+79.5%、中間期で+75.0%、冬季①で+71.6%であった。ただし、冬季②（極寒期）条件においては、凍結の問題で運転ができない。また、外気温度が0℃付近では濃度制約の問題で安定した運転が困難となる。

通年で安定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1.43、中間期1.38、冬季①1.33、冬季②（極寒期）1.27で、CO₂ヒートポンプ給湯機のCOP（一次エネルギー換算）と比較すると、夏季-10.6%、中間期-6.0%、冬季①+7.3%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+62.5%、中間期+56.8%、冬季①+51.1%、冬季②+44.2%であった。

デュアル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。

以上から、どのような外気温度においても安定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、44.2～62.5%の効率向上となることが分かった。以後の吸収ヒートポンプ給湯機の開発においては、H₂O/NH₃型一重効用吸収ヒートポンプ給湯機を対象とすることにした。

断熱吸収器のモデリングと性能解析および実験

第3章ではH₂O/NH₃型吸収ヒートポンプ給湯機を小型化するために、トレイ散布式、充填層式、ノズル噴射式の3種類の断熱吸収方式の概要を示し、それらの解析で必要となるシステム運転条件を求めるために、断熱吸収サイクルの計算をおこなった。その結果、断熱吸収サイクルのCOPが流下液膜式のものより概ね10%程度低くなることがわかった。また、再循環を要するため、溶液循環比が増えると、必然的に再循環流量も増え、昇圧すべき溶液流量がその分だけ増加する影響で、COPが大きく低下することもわかった。一方で、溶液循環比4、再循環比3の条件において、COPは夏季1.27、中間期1.23、冬季①1.21、冬季②（極寒期）1.16と、1以上のCOPを安定して得られることもわかり、よってその優位性は十分あると考えられる。これより、サイクル運転条件を決定し、この条件下で3方式の吸収性能を検討した。

トレイ散布式断熱吸収器の検討では、溶液流動をモデル化して吸収性能解析を行なった。モデル化では、液柱の分裂位置と生成液滴径を検討する必要があり、そのため、Grant and Middleman の水平噴射での実験相関式を参考に、トレイから自由落下する液柱の分裂条件式として新たな実験式を作成した。

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。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い、十分吸収するには1200 mm ~ 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。

よって、トレイ散布式では、小流量で高吸収率を得るような設計ではなく、低吸収率で大量に流す設計の方が向いていると考えられるが、そのためには更なる溶液の再循環が必要となり、小型化には向かない。よって本研究における断熱吸収方式には不向きであると考えられる。

充填層式断熱吸収器の検討では、トレイ散布式と同様に溶液流動をモデル化して吸収性能解析を行ない、性能評価を行なった。充填層式断熱吸収器では偏流が避けられないため、モデル化では、Onda *et al.* の実験相関式を用いて有効濡れ面積を見積もった。また、不規則充填物はBillet and Schultes の式を用いて等価円筒として扱った。

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、必要な充填層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。充填材としては、汎用性の観点から、比表面積の小さな充填材を2種類、また高性能の観点から比表面積の大きな充填材を2種類想定した。その結果、一般的な充填材を用いた場合、必要な充填層高さや吸収器直径は1000 mm ~ 1300 mm という結果となり、一般的な仕様の充填材を用いた場合は、トレイ散布式と同様に、小流量で高吸収率を得るような設計ではなく、低吸収率で大量に流す設計の方が向いていると考えられ、小型化には向かないと考えられる。一方、高性能な充填材を適用した場合、液膜厚さが0.4 mm ~ 0.8 mm 程度と、前述の充填材の1/6程度の厚さとなり、必要な充填層高さや吸収器直径は20 mm と 300 mm 程度あれば良いという結果となった。よって高性能充填材を用いた場合に関しては、吸収に必要な空間が小さくなる可能性はあるが、その場合、溶液のスムーズな流動が起こるのかどうかの検討や、ノズルによる充填材上部での均一な溶液散布が必須であると考えられる。

最後にノズル噴射式断熱吸収器について、実験と解析の結果を比較しながら、その性能を評価した。まずノズル噴射式断熱吸収器を想定して、溶液流動をモデル化して吸収性能解析を行ない、性能を解析した。モデル化に際して、棚澤・小林のうず巻噴射弁理論とGiffen and Muraszew のうず巻噴射弁理論について言及し、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かを検証し、推算式を実測値に沿って補正した。その結果、棚澤・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。また、液膜の分裂位置、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 Fraser *et al.*の式を用いて検討し、これを、レーザー回折方式粒径分布測定装置を用いて計測した水のザウター平均径をもとに補正式を作成し、Rosin-Rammler 分布関数を用いて、粒径分布も推算できるようにした。

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、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った。その結果、粒径分布のうちの小さな液滴は、全ての条件において数 mm～10 mm 程度で吸収が完了しており、全体の吸収率も 30 mm 程度に達すれば、いずれの条件においても 90%以上の吸収が完了しており、40 mm あれば 95%以上の吸収率が得られると考えられる。また、季節条件の違いはほとんどないことがわかった。ノズルの違いは吸収性能に若干の影響を与えているが、実際の吸収器設計においては重要な影響ではないと考えられる。よって、小流量ノズルを複数設けるよりも、大流量ノズル 1 つで賄う方が小型化の観点からは妥当であると考えられる。

また、ノズル噴射式断熱吸収器を有する一重効用H₂O/NH₃型吸収ヒートポンプ実験装置を作製し、実験と解析の結果を比較しながら、その性能を評価した。その結果、ほとんど全ての条件で 90%を超える高い性能となった。この結果から考えると、吸収率 95%程度の吸収に必要な距離は 10 mm あれば十分であり、充填層式断熱吸収器よりも小さな空間で吸収が十分完了すると考えられる。

また解析値と実測値の差については、特に落下距離の短い範囲において大きいことがわかった。そこで攪拌効果として、乱流プラントル数および乱流シュミット数を $Pr_t = 0.9$ および $Sc_t = 0.9$ と与え、乱流粘性を $\mu_t = C\mu$ として、定数 C をパラメータとして、解析値と実測値の差を検討したところ、攪拌効果を考慮しない場合から定数 C を大きくするにしたがって差が縮まり、 $\mu_t = 10\mu$ で解析値と実測値の差が±10%に収まることがわかった。

解析モデルの妥当性という点では、完全な検証は困難であるが、吸収現象の傾向は示すことができている点、また解析モデルを元に見積もった吸収距離と、実測吸収距離の差については、実際の設計の観点からは差がないと言えることから、断熱吸収器の設計には十分適用可能なのではないかと考えられる。

ここまでの検討を元に吸収空間の容積を見積もると、 $3.0 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ の空間があれば、十分な吸収が可能であると考えられる。

これらの検討より、吸収ヒートポンプを給湯機として用いることの有意性と、その小型化にノズル噴射式断熱吸収器を用いる場合の指針を与えることができたと考える。

参考文献

◆第1章

- 1-1) 斉藤晴男, 兵藤申一編, 1997. 高等学校「物理 1B」改訂版, 啓林館, p126.
- 1-2) 日本冷凍空調学会編, 2002. 炎で冷やした半世紀—未来を創る吸収式冷凍機—. 日本冷凍空調学会.
- 1-3) Herold, K.E., Radermacher, R., Klein, S.A., 1996. *Absorption chillers and heat pumps*. CRC Press, Inc.
- 1-4) 岡本洋明, 飛原英治, 坂東茂, 岡雅博, 市川徹, 小島弘, 2006. 未利用エネルギーを利用する吸収ヒートポンプに関する研究. 日本冷凍空調学会論文集, 23(3), 237-248.
- 1-5) Liu, Y.L., and Wang, R.Z., 2004. Performance prediction of a solar/gas driving double effect LiBr-H₂O absorption system. *Renewable Energy*, 29, 1677-1695.
- 1-6) 井上修行, 遠藤哲也, 齋藤潔, 河合素直, 2004. 排ガス駆動吸収冷凍温水機の開発—第1報: 冷房サイクルの検討と性能評価. 日本冷凍空調学会論文集, 21(2), 97-108.
- 1-7) 井上修行, 遠藤哲也, 齋藤潔, 河合素直, 2004. 排ガス駆動吸収冷凍温水機の開発—第2報: 暖房サイクルの検討と性能評価. 日本冷凍空調学会論文集, 21(2), 109-120.
- 1-8) 井上修行, 2005. 吸収サイクルの特性解析とその応用に関する研究. 早稲田大学博士論文.
- 1-9) Jeong, S., Kang, B.H., Karng, S.W., 1998. Dynamic simulation of an absorption heat pump for recovering low grade waste heat, *Applied Thermal Engineering*, 18, 1-12.
- 1-10) Kaita, Y, 2001. Simulation results of triple-effect absorption cycles. *International Journal of Refrigeration*, 25, 999-1007.
- 1-11) Kaita, Y, 2001. Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures. *International Journal of Refrigeration*, 24, 374-390.
- 1-12) 高田秋一, 2002. 三重効用吸収冷凍機について. 冷凍, 77(894), 6-14.
- 1-13) 新エネルギー産業技術総合開発機構, 2001. 「三重効用高性能吸収式冷温水器の開発」, 平成 13 年度成果報告書, NEDO.
- 1-14) 新エネルギー産業技術総合開発機構, 2002. エネルギー使用合理化技術開発「三重効用高性能吸収式冷温水器の開発」, 平成 14 年度成果報告書, NEDO.
- 1-15) 新エネルギー産業技術総合開発機構, 2003. エネルギー使用合理化技術戦略的開発「三重効用高性能吸収式冷温水器の開発」, 平成 15 年度成果報告書, NEDO.
- 1-16) 功刀能文, 1995. 最近のアンモニア冷凍装置 (後編) アンモニア吸収サイクル. 冷凍, 70(813), 759-765.
- 1-17) 功刀能文, 1993. 最近のアドバンスト吸収サイクルと作動媒体. 冷凍, 68(789), 683-691.

- 1-18) Park, C.W., Koo, J., and Kang, Y.T., 2008. Performance analysis of ammonia absorption GAX cycle for combined cooling and hot water supply modes. *International Journal of Refrigeration*, 31, 727-733.
- 1-19) 中島邦彦, 武居俊孝, 2006. アンモニア/水系吸収冷凍機と水/臭化リチウム系吸収冷凍機とのハイブリッド型冷凍機のサイクルシミュレーション解析. 冷凍, 81(948), 807-812.
- 1-20) Ziegler, F., and Alefeld, G. 1987. Coefficient of performance of multistage absorption cycles. *International Journal of Refrigeration*, 10, 285-295.
- 1-21) 資源エネルギー庁, 2013. エネルギー白書 2013.
- 1-22) 齋川路之, 橋本克己, 2001. 給湯用CO₂ヒートポンプサイクルの効率評価—理論効率の評価と特徴把握. 日本冷凍空調学会論文集, 18(3), 217-223.
- 1-23) 齋川路之, 橋本克己, 小早川智明, 草刈和俊, 伊藤正彦, 榊原久介, 2001. 家庭用CO₂ヒートポンプ給湯機の開発—試作機の開発と性能評価. 日本冷凍空調学会論文集, 18(3), 225-232.
- 1-24) Hihara, E., and Saito, T., 1993. Effect of surfactant on falling film absorption, *International Journal of Refrigeration*, 16(5), 339-346.
- 1-25) Daiguji, H., Hihara, E., Saito, T., 1997. Mechanism of absorption enhancement by surfactant, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(8), 1743-1752.
- 1-26) Grossman, G., 1983. Simultaneous heat and mass transfer in film absorption under laminar flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 26(3), 357-371.
- 1-27) Grossman, G., 1984. Simultaneous heat and mass transfer in absorption of gases in turbulent liquid films, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 27(12), 2365-2367.
- 1-28) Yoon, J.I., Phan, T.T., Moon, C.G., Bansal, P., 2005. Numerical study on heat and mass transfer characteristic of plate absorber, *Applied Thermal Engineering*, 25, 2219-2235.
- 1-29) Killion, J.D., Garimella, S., 2001. A critical review of models of coupled heat and mass transfer in falling-film absorption, *International Journal of Refrigeration*, 24, 755-797.
- 1-30) Kang, Y.T., Akisawa, A., Kashiwagi, T., 1999. Experimental correlation of combined heat and mass transfer for NH₃-H₂O falling absorption. *International Journal of Refrigeration*, 22, 250-262.
- 1-31) 井上順広, 藪内宏典, 五島正雄, 2003. 水平円管上流下液膜へのアンモニアガス吸収に関する実験, 2003年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, 東京, A-205.
- 1-32) 川上隆一郎, 今井和哉, 中島秀和, 岡本洋明, 飛原英治, 2011. 吸収冷凍機を用いたガスエンジンヒートポンプエアコンの高効率化—第1報: エンジン排熱駆動空冷吸収冷凍機の開発—. 日本冷凍空調学会論文集, 28(2), 161-170.
- 1-33) 李允煥, 2005. 臭化リチウム水溶液のエジェクタ内断熱吸収特性と二相ノズル内膨張特性, 東京大学大学院新領域創成科学研究科博士論文

- 1-34) Arzoz, D., Rodoriguez, P., Izquierdo, M., 2005. Experimental study on the adiabatic absorption of water vapor into LiBi-H₂O solutions. *Applied Thermal Engineering*, 25, 797-811.
- 1-35) Fumo, N., and Goswami, D.Y., 2002. Study of an aqueous lithium chloride desiccant system: sir dehumidification and desiccant regeneration, *Solar Energy*, 24, 541-550.
- 1-36) Chen, X.Y., Li, Z., Jiang, Y., Qu, K.Y., 2006. Analytical solution of adiabatic heat and mass transfer process in packed-type liquid desiccant equipment and its application. *Solar Energy*, 80, 1509-1516.
- 1-37) Wang, L., Chen, G.M., Wang, Q., and Zhong, M. 2007. Thermodynamic performance analysis of gas-fired air-cooled adiabatic absorption refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, 2, 1642-1652.
- 1-38) Nasr, G.G., Yule, A.J., Bendig, L., 2002. *Industrial Sprays and Atomization—Design, Analysis and Applications*, Springer-Verlag London Ltd.
- 1-39) 安村光太郎, 斎藤泰洋, 庄司正和, 松下洋介, 青木秀之, 三浦隆利, 小笠原慎, 大黒正敏, 城田農, 稲村隆夫, 2010. 高速回転ベルカップ塗装機を対象とした印加電圧およびシェーピングエア流量が噴流粒子挙動に及ぼす影響. 第 19 回微粒化シンポジウム, 東京, 218-223.
- 1-40) 西恭司, 2006. ノズルによるミスト洗浄・冷却. 冷凍, 81(945), 560-563.
- 1-41) 平田賢二, 浅田規, 2006. オープンショーケース (エアカーテン) . 冷凍, 81(945), 523-526.
- 1-42) 小関智弘, 2009. 町工場・スーパーなものづくり. ちくま文庫.
- 1-43) Clanet, C., 2007. Waterbells and liquid sheets. *The Annual Review of Fluid Mechanics*, 39, 469-496.
- 1-44) 梶いけうち, 「空円錐ノズル／微霧発生極小噴量形 KB シリーズ」カタログ.

◆第 2 章

- 2-1) Herold, K.E., Radermacher, R., Howe, L., Erickson, D.C., 1991. Development of an absorption heat pump water heater using an aqueous ternary hydroxide working fluid. *International Journal of Refrigeration*. 14, 156-167
- 2-2) 柏木孝夫, 1995. 吸収ヒートポンプの進展, ガス事業新聞社, 111- 192.
- 2-3) 功刀能文, 柏木孝夫, 1998. 吸収ヒートポンプサイクル. 日本冷凍空調学会論文集, 15(1), 1-21.
- 2-4) NIST RefProp
- 2-5) Zheng, D., Deng, W., Jin, H., Ji, J., 2007. α - h diagram and principle of exergy coupling of GAX cycle. *Applied Thermal Engineering*. 27, 1771-1778.
- 2-6) 北島慶一, 2008. 東京大学工学部卒業論文.

- 2-7) McNeely, L.A., 1979. Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide. *ASHRAE Transactions*, 85(1), 413-434.
- 2-8) Ziegler, B., and Trepp, Ch., 1984. Equation of state for ammonia-water mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 7(2), 101-106.
- 2-9) 日本工業規格, 2011. JIS C 9220 家庭用ヒートポンプ給湯機.
- 2-10) 小国力, 1997. Fortran 95, C & Java による新数値計算法—数値計算とデータ分析—, サイエンス社, 39-49.
- 2-11) 功刀能文, 1989. アンモニア—水系吸収冷凍機について. *冷凍*, 64(745), 1191-1197.

◆第3章

- 3-1) 日本冷凍空調学会編, 2002. アンモニア冷凍技術—第4章: アンモニア吸収冷凍装置, 81-98.
- 3-2) 今井洋輔, 大橋敏伯, 岡本洋明, 飛原英治, 川上隆一郎, 2011. 吸収冷凍機を用いたガスエンジンヒートポンプエアコンの高効率化—第2報: 空冷過冷却断熱吸収器の性能解析—, 日本冷凍空調学会論文集, 28(2), 171-179.
- 3-3) Grant, R.P., and Middleman, S. 1966. Newtonian jet stability. *A.I.Ch.E. Journal*, 12(4), 669-678.
- 3-4) 林良美, 2012. 東京大学大学院新領域創成科学研究科修士論文.
- 3-5) Rayleigh, R.R.S. 1878. On the instability of jets. *Proceedings of the London Mathematical Society, Series I*, 10(4), 4-13.
- 3-6) 井上順広, 藪内宏典, 五島正雄, 2002. アンモニア, 水および混合物の熱・輸送的物性値, 東京海洋大学研究報告, 53, 63-97.
- 3-7) 門出政則, Issa MAHAMOUD, Hatem MUSTAFA, 石田賢治, 2004. アンモニア水溶液へのアンモニア蒸気の吸収量と物質拡散流束. 日本冷凍空調学会論文集, 21(3), 235-245
- 3-8) Sieres, J., and Fernández-Seara, J. 2007. Experimental investigation of mass transfer performance with some random packings for ammonia rectification in ammonia-water absorption refrigeration systems with the 10 mm metal Pall ring packing, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 699-706.
- 3-9) 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.
- 3-10) 恩田格三郎, 竹内寛, 小山恭章, 1967. 充填物材質の濡れ表面積におよぼす影響について. *化学工学*, 31(2), 30-38
- 3-11) 辻森淳, 尾崎永一, 中尾一成, 1997. NH₃-H₂O吸収式ヒートポンプにおける精留器の性能解析—第2報: 充填塔型精留器の特性. 日本冷凍空調学会論文集, 14(1), 19-25.
- 3-12) 辻森淳, 2012. 私信

- 3-13) Billet, R., and Schultes, M. 1993. Predicting mass transfer in packed columns. *Chemical Engineering and Technology*, 16, 1-9.
- 3-14) 化学工学会編, 1988. 化学工学便覧第6版.
- 3-15) (株)奥谷金網製作所, 「精蒸溜用充填物」カタログ.
<http://www.okutanikanaami.co.jp/pdf/2013pdf/P017.pdf>
- 3-16) Christy Catalytics, “Products” Home Page.
<http://www.christycatalytics.com/ceramic-cylindrical-rings/>
- 3-17) 竹中金網(株), 「精蒸溜用充填物」ホームページ.
<http://www.takenaka-kanaami.co.jp/products/towerpack.html>
- 3-18) Radcliffe, A., 1955. The performance of a type of swirl atomizer. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 165, 93-106.
- 3-19) 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.
- 3-20) Giffen, E., and Muraszew, A., 1953. *Atomization of Liquid Fuels*. Chapman and Hall, London.
- 3-21) Lefebvre, A.H. 1989. *Atomization and Sprays*. Taylor & Francis Books, Ltd.
- 3-22) Jones, A.R., 1982. Design optimization of a large pressure-jet atomizer for power plant. *Proceedings of the 2nd International Conference on Liquid Atomization and Sprays*, Madison, Wis., 181-185.
- 3-23) Hagerty, W. W., and Shea, J. F. 1955. A study of the stability of plane fluid sheets. *Transaction of the ASME, Journal of Applied Mechanics: Contributions of the ASME Applied Mechanics Division*, 22, 509-514.
- 3-24) Squire, H.B. 1953. Investigation of the instability of a moving liquid film. *British Journal of Applied Physics*, 4, 167-169.
- 3-25) 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.
- 3-26) Dombrowski, N., and Johns, W.R. 1963. The aerodynamic instability and disintegration of viscous liquid sheets. *Chemical Engineering Science*, 18, 203-214.
- 3-27) Weber, C. 1931. Zum zerfall eines flüssigkeitsstrahles, *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 11(2), 136-154.
- 3-28) 斎藤寛泰, 松浦一哲, 2013. 第9回微粒化セミナー, 3. 測定・評価項目, 日本液体微粒化学会
- 3-29) 廣安博之, 1972. 噴霧の測定, 内燃機関, 11, 127, 105-115
- 3-30) 倉林俊雄, 1974. 噴霧粒径の測定とその問題点, 燃料協会誌, 53, 568, 681-691.
- 3-31) 藤松孝裕, 2013. 第9回微粒化セミナー, 5. 液浸法の測定精度について, 日本液体微粒化学会
- 3-32) 日本液体微粒化学会編, 2001. アトマイゼーション・テクノロジー—微粒化の基礎と基

本用語辞典, 森北出版.

- 3-33) 日機装株式会社ホームページ
<http://www.nikkiso.co.jp/products/particle/technical/principle/microtrac.html>
- 3-34) Wang, X.F., and Lefebvre, A.H., 1987. Mean drop sizes from pressure-swirl nozzles. *AIAA Journal of Propulsion and Powder*. 3(1), 11-18
- 3-35) Zhao, Y.H., Hou, M.H., Chin, J.S., 1986. Dropsizes distributions from swirl and airblast atomizers, *Atomization and Spray Technology*, 2, 3-15.
- 3-36) Clift, R., Grace, J. R., and Weber, M. E., 2005. *Bubbles, Drops, and Particles*, Dover Ed. Chapter 5.3, Drag: Standard drag curve. New York, Dover Publications, Inc.
- 3-37) Dang, C., and Hihara, E., 2004. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide Part 2. Comparison of numerical calculation with different turbulence models. *International Journal of Refrigeration*, 27, 748-760.
- 3-38) Fernández-Seara, J., Sieres, J., Vázquez Manuel, 2002. Simultaneous heat and mass transfer of a packed distillation column for ammonia-water absorption refrigeration systems. *International Journal of Thermal Sciences*, 41, 927-935.
- 3-39) Dang, C., Nakamura, S., Lee, Y., Wang, J., and Hihara, E. 2004. A mixing type absorber in absorption refrigeration system. *Proceedings of the 2nd Asian Conference on Refrigeration and Air-conditioning*, Beijing, China, 441-448.
- 3-40) Ashgriz, N. ed., 2011. *Handbook of Atomization and Sprays*. Springer.
- 3-41) Nasr, G.G., Yule, A.J., and Bendig, L., 2002. *Industrial Sprays and Atomization: Design, Analysis and Applications*, Springer
- 3-42) Simmons, H.C., and Harding, C.F., 1980. Some effects on using water as a test fluid in fuel nozzle spray analysis. *ASME Paper 80-GT-90*.
- 3-43) Inamura, T., Tamura, H., Sakamoto, H., 2003. Characteristics of liquid film and spray injected from swirl coaxial injector. *Journal of Propulsion and power*, 19(4), 632-639.
- 3-44) Rizk, N.K., and Lefebvre, A.H., 1985. Internal flow characteristics of simplex swirl atomizers. *Journal of Propulsion and power*, 1(3), 193-199.
- 3-45) Rothe, P.H., and Block, J.A., 1977. Aerodynamic behavior of liquid sprays. *International Journal of Multiphase Flow*, 3, 263-272.
- 3-46) Taylor, G.I., 1950. The boundary layer in the converging nozzle of a swirl atomizer. *Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, 3(2), 129-139.
- 3-47) Fraser, R.P., Eisenklam, P., 1956. Liquid atomisation and the drop size of sprays. *Transactions of International Chemical Engineers*, 34, 294-319.
- 3-48) Lee, S.Y., and Tankin, R.S., 1984. Study of liquid spray (water) in a non-condensable environment (air). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 27(3), 351-361.
- 3-49) Lee, S.Y., and Tankin, R.S., 1984. Study of liquid spray (water) in a condensable environment

- (steam). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 27(3), 363-374.
- 3-50) Leu, J.S., Jang, J.Y., and Chou, Y., 2006. Heat and mass transfer for liquid film evaporation along a vertical plate covered with a thin porous layer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 1937-1945.
- 3-51) Maher, M., Abou, A.S., and Madjid, B., 2008. Droplet heat and mass transfer in a turbulent hot airstream. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 1313-1324.
- 3-52) Morioka, I., Kiyota, M., Ousaka, A., Kobayashi, T., 1992. Analysis of steam absorption by a subcooled droplet of aqueous solution of LiBr. *JSME International Journal, Series II*, 35(3), 458-464.
- 3-53) Ohba, K., Kitada, H., Nishiguchi, A., 1980. Direct contact condensation of steam on a high speed spray jet of subcooled water. *Proceedings of the International Centre for Heat and Mass Transfer*, 13, 289-300.
- 3-54) Selim, A.M., and Elsayed, M.M., 1999. Interfacial mass transfer and mass transfer coefficient in aqua ammonia packed bed absorber. *International Journal of Refrigeration*, 22, 263-274.
- 3-55) Warnakulasuriya, F.S.K., and Worek, W.M., 2006. Adiabatic water absorption properties of a aqueous absorbent at very low pressures in a spray absorber. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 1592-1602.
- 3-56) Warnakulasuriya, F.S.K., and Worek, W.M., 2008. Drop formation of swirl-jet nozzles with high viscous solution in vacuum-new absorbent in spray absorption refrigeration. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 3362-3368.
- 3-57) Watkins, A.P., 2007. Modelling the mean temperature used for calculating heat and mass transfer in sprays. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28, 388-406.
- 3-58) York, J.L., Stubbs, H.E., Tek, M.R., Arbor, A., 1953. The mechanism of Disintegration of liquid sheets. *Transactions of ASME*, 75, 1279-1286.

謝辞

本論文は、東京大学大学院・新領域創成科学研究科・人間環境学専攻・飛原研究室に博士課程として在籍していたころから継続してきた研究をまとめたものです。執筆に当たっては、東京大学大学院新領域創成科学研究科の飛原英治教授と党超鋺准教授のご指導をいただきました。深くお礼を申し上げます。

またご多忙にもかかわらず審査をしていただいた東京大学大学院工学系研究科教授の岡本孝司教授、東京大学大学院新領域創成科学研究科の宗像鉄雄客員教授、産業技術総合研究所の竹村文男博士には、大変有益なご助言を賜りました。改めて感謝の意を表します。