

吸収式冷凍機の動特性シミュレータ

白 山 裕 也*・栗 原 伸 夫**

Dynamic Simulator for Absorption Refrigerating System

Yuuya SHIRAYAMA* and Nobuo KURIHARA**

Abstract

A dynamic simulator of absorption refrigerating system was developed for the evaluation of plant performance in advance. The simulator can be used being included in DAYSEBIC*, which is a simulator of biomass cogeneration. A personal computer is used effectively for the simulator. It is possible to reproduce the dynamic characteristic of the cold water when heating or cooling a coolant of the absorption refrigerating system. Physical models are constituted for every element apparatuses of generator, condenser, evaporator, and absorber, and their parameters can be set up based on design data and experiment data.

It was confirmed by the result of a simulation that a suitable characteristic was shown.

*Dynamic Simulator for Evaluation of Biomass Cogeneration

Key words: Absorption Refrigerating System, Computer Simulation, Dynamic Simulation

1. はじめに

近年、環境問題やエネルギー資源の枯渇が大きな問題となっている。その様な中現在廃棄物として扱われているものや、未利用であったものをエネルギー資源として有効利用できる資源循環型発電プラントが注目されている。このシステムでは未利用エネルギーの活用だけではなく化石燃料の消費を抑制し、CO₂の排出量を削減するなど環境問題の面からも優れた発電システムであるといえる。現在建築廃材や間伐材、製材クズ等の多くは廃棄物として扱われているがこれらの木質資源をバイオマスガス化炉で使用してガス化すればガスエンジン発電機へ燃料として供給することができる。さらにガスエンジン発電機から出る廃熱は吸収式冷凍機で駆動熱源として利用でき、冷温水を得る事ができる。

吸収式冷凍システムは自然冷媒である水やアンモニアを使用でき、駆動源に廃熱や太陽熱が利用できるなど省エネルギー性から環境に優しい冷凍機である。同じ冷凍機であるターボ冷凍機の冷凍能力は高いが、冷媒であるフロンガス(CFC, HCFC)による環境破壊が深刻な環境問題となっている。オゾン層を破壊しないとされている代替フロンもGWP(地球温暖化係数)が高いという問題があり、環境問題におおきな難点が残る。

吸収式冷凍機の性能向上を行うためにはシステム全体の最適な制御方法を検討する必要がある。本研究では制御対象である吸収式冷凍機を近年その性能の向上が著しいパーソナルコンピュータを利用してシミュレータの構築を行い、事前検討用計算機シミュレータとして用いれば設計、製作するにあたり経済的、時間的なコストの削減が可能である。構築したシミュレータは吸収式冷凍機の冷水出力、入力熱量等による負荷変動時、運転要求に伴った出力調整時等のシステム全体での動特性を再現できるも

平成 16 年 12 月 17 日受理

* 大学院工学研究科機械システム工学専攻博士
後期課程・1 年

** 大学院工学研究科機械システム工学専攻・教授

のとなった。そして今回構築した吸収式冷凍機シミュレータと、シミュレーションによる吸収式冷凍機全体の動特性について検討を行った。

2. シミュレータ開発環境

構築ソフトはMathWorks社で開発している汎用数値解析プログラムMATLAB/Simulinkを用いて吸収冷凍機のシミュレータの開発を行った。Simulinkを用いる利点として他のプログラム言語等とは違い比較的容易に、本格的な動的シミュレータを構築できる点、サブシステム機能等、視覚的に見やすく作業性の向上が図れる点が上げられる。前者は本研究のシステム性能が変化していく様子を評価するにあたって重要な点であり、後者は比較的大きなシミュレーションモデルを構築する場合に効率面から言って重要な点であるといえる。ハードウェアはDOS/V機（スペックはCPU Pentium4 3GHz, メモリ 512 Mbyte)を使用した。

3.1 吸収式冷凍機シミュレータ

構築したシミュレータはモデルサイズが228 kbyte, 総ブロック数が約30となった。シミュレーション実行速度はシミュレーションタイプを可変ステップ連続ソルバ(ode23tb)としたときに約5倍の速度となった。

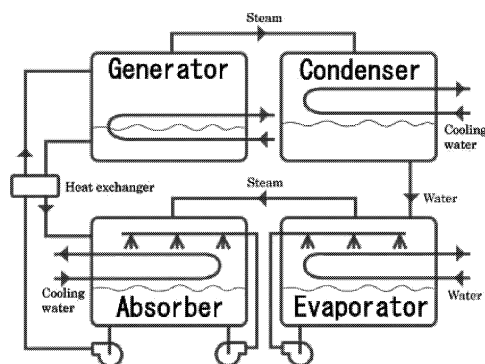


Fig. 1 Absorption Refrigerating System

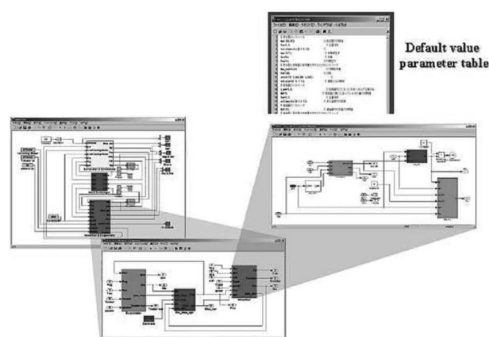


Fig. 2 S Layered structure

シミュレーションの対象モデルは、一般的に使用されているLiBr-水タイプで単効用とした。吸収式冷凍機のシステム図をFig. 1に示す。熱交換器, 吸収器, 蒸発器などの要素機器ごとに物理式を導いてそれぞれのブロックを製作してモデルを構築した。吸収式冷凍機の体積や各機器での熱伝達率などのシミュレーション初期条件はシミュレーション開始時に設定している。各物性値は実測値からテーブルとした。発生器, 凝縮器は温度, 圧力, 蒸気量が共通のため一つのモデルとし, 吸収器, 発生器も同様にしてある。

構築したシミュレータは各機器ごとに階層化し, モデルの改良が容易に行えらるとともに, 視覚的に扱いやすいものとなった。本シミュレーションで監視しているパラメータは各機器の温度, 濃度, 流量, 質量である。

3.2 発生器モデル

発生器は吸収器で冷媒蒸気を吸収して濃度の薄くなった吸収液を外エネルギーの熱源を用いて, 再び濃度を回復させて吸収器に戻す役割がある。発生器での計算は発生器の冷媒蒸気発生量, 吸収質量, 吸収液温度である。

発生器モデルでは入力された吸収液量を質量から体積に変換し, 吸収液量を計算している。式(1)で発生器モデルの吸収液濃度を計算, 式(2)で吸収液の単位を質量から体積に変換して

いる。発生器モデルでの圧力計算を体積で行っているためである。

$$q_ratio = \frac{u_1}{u_1 + u_2} \quad (1)$$

u_1 : 発生器モデルの冷媒量 [kg]

u_2 : 発生器モデルの吸収液量 [kg]

q_ratio : 吸収液濃度 [%]

$$q_vol = \frac{(u_1 + u_2)}{Ratio2Density \text{ at } T[T]} \quad (2)$$

$Ratio2Density \text{ at } T$: 比容積テーブル [m^3/kg]

T : 温度 [$^{\circ}C$]

下記の式 (3) で体積から発生器内の圧力を計算している。

$$p = \int \frac{bmg \times u}{Vg} \times 7.60e-3 + dt \quad (3)$$

p : 圧力 [mmHg]

bmg : 体積弾性率 [m^3]

Vg : 吸収器体積 [m^3]

式 (4) は圧力差から吸収液量を計算している。発生器で吸収液がなくなると管内は空の状態になる。この計算ブロックで吸収量の減少から発生器内の吸収液が負の値にならないように制限を入れた。

$$qhg = fcg \sqrt{\frac{Pag - Pcg}{Ratio2Density[q_ratio]}} \quad (4)$$

qhg : Generator 内吸収液量 [m^3]

fcg : 流量係数

Pag : 発生器内圧力 [mmHg]

Pcg : 蒸発器内圧力 [mmHg]

q_ratio : 吸収液濃度 [%]

$Ratio2Density[u]$: テーブル濃度

式 (5) では温度と濃度から吸収液体積を吸収質量に変換している。

$$q_mass = (1 - q_ratio; q_ratio) \times q_vol \\ \times Ratio2Density_at_T[T; q_ratio] \quad (5)$$

q_mass : 吸収液質量 [kg]

q_vol : 吸収液体積 [m^3] * qhg と同じ

$Ratio2Density \text{ at } T$: 濃度テーブル [$T; q_ratio$]

式 (6) は発生器モデルの吸収液温度計算である。

$$T = \frac{Q - Evp.Energy[qgc_evp] - \{(Tg - Thg) \\ cp[est_ratio: memory[Tg]]\} \times Mg}{\times cp1[Ratio: Thg] + qhg} \quad (6)$$

Tg : 発生器モデルの吸収液温度 [$^{\circ}C$]

Q : 外部からのエネルギー [kcal]

$Evp.Energy$: テーブル, 比エントロピ

hg : 流入吸収液温度 [$^{\circ}C$]

$cp1$: テーブル, 濃度 [%]

qhg : 流入吸収液量 [kg]

cp : テーブル, 濃度 [%] * $cp1$ と同じ

$memory$: 入力の 1 ステップ分遅れたものを出力

Mg : Generator 吸収液量 [kg]

式 (7) は冷媒蒸気量の計算で冷媒蒸気量が負の値にならないように信号に制限をいれた。

$$qgc_evp = Selector[Mg] \times 0.1 \\ \times (Tg - Tg_evp) \quad (7)$$

qgc_evp : 冷媒蒸気量 [kg]

Mg : Generator 吸収液量 [kg]

$Selector$: 行列の選択, 再配置

* この場合 Mg 内の冷媒量

Tg : Generator 冷媒温度 [$^{\circ}C$]

Tg_evp : 冷媒蒸気温度 [$^{\circ}C$]

発生器モデルへの入力には管内圧力, 吸収液量, 吸収液温度, 加熱量で, 出力は冷媒蒸気発生量, 吸収質量, 吸収液温度である。発生器モデルではまず入力された吸収液量を比容積テーブルで質量から体積に変換している。そして体積から管内圧力を計算し, 管内の温度を求めている。発生器モデルでの冷媒蒸気の発生量は冷媒質量, 冷媒温度, 冷媒蒸気温度から蒸気発生量の式は以下の式 (8) とした。

$$qg = Mg \times 0.1 \times (Tg - Tg_evp) \quad (8)$$

qg : 冷媒蒸発量 [kg]
 Mg : Generator 吸収液量 [kg]
 Tg : Generator 冷媒温度 [°C]
 Tg_evp : 冷媒蒸気温度 [°C]

3.3 蒸発器モデル

蒸発器モデルでは管内にある冷媒が蒸発し、気化熱を利用して冷水を得るようになっていく。Fig. 2 が作成した蒸発器モデルで凝縮器からの冷媒温度、管内圧力、冷水質量、冷水温度から冷水冷却量、管内冷媒量、蒸気発生量を算出した。

蒸発器の方が凝縮器よりも低圧で稼動しているので、凝縮器の冷媒は蒸発器へ噴出しようとしている。この噴出量は噴出圧力の平方根にほぼ正比例して増減する (式 9)

$$Q_x = Q \sqrt{\frac{P_x}{P}} \quad (9)$$

上記の式 9 を使用し、蒸発器の冷媒量は流入量－流出量 (蒸発量) であるから、下記の式 10 で求めることができる。

$$qce = fce \sqrt{(Pcg - Pae)} - qee \quad (10)$$

qce : 蒸発器流入媒量 [kg]
 fce : 流入係数
 Pcg : 凝縮器内圧力 [mmhg]
 Pae : 蒸発器内圧力 [mmhg]
 qee : 蒸発器流出量 [kg]

蒸発器の蒸発量が流入量を超える場合がある。実機では管内が空になるだけだが式 (10) では負の値の計算結果が出てしまうので、比較ブロック (Switch) を設置し蒸発器が負になったら “0” を出力するよう (管内にたまらず熱交換用のパイプ表面ですべて気化する状態) にした。式 (10) で求めた流入量を比容積と温度を元に体積から質量に変換し、冷媒蒸発量の計算で使用する。冷水出力温度は凝縮器から流入温度と蒸発器管内圧力、冷水乳入力温度から求めた。比エンタルピをテーブル (Look-Up Table

(h')) に入力しており、圧力を元に求めた値を熱交換器を通して求めた。

ここでも負の値にならないよう Switch を用いて溶液温度以上は減算しないようにした。

冷媒蒸発量は冷媒温度、蒸発器流入媒量、蒸発器流出量、冷水質量、比エンタルピから式 11 で計算している。

$$qea_evp = (qce + qee) - \frac{Tce}{580} x (qce - qee) - \frac{qwater \times h'}{580} \quad (11)$$

qe : 冷媒蒸発量 [kg]
 Tce : 冷媒温度 [°C]
 $qwater$: 冷水質量 [kg]
 h' : 比エンタルピ [kcal/kg]
 qce : 蒸発器流入媒量 [kg]
 qee : 蒸発器流出量 [kg]

式 12 では流入冷媒量から冷媒蒸発量を減算して、蒸発器冷媒量を計算する。

$$Ma = qce - qea_evp \quad (12)$$

Ma : 蒸発器冷媒量

このブロックでも冷媒量が負に値にならないように下限に制限を設けた。

3.4 吸収器モデル

吸収器の役割は蒸発器で発生した冷媒蒸気を吸収液で吸収させ、機器内部の圧力が上昇しないようにする事である。作成した吸収器モデルは熱交換器からの吸収液流入量、吸収液温度、冷却水流量、冷却水温度、管内圧力から吸収器での水蒸気吸収量を計算している。

Fig に今回作成した吸収器モデルを示す。下記の式 13 で吸収器の吸収液の濃度を計算している。

$$q_ratio = \frac{u_2}{u_1 + u_2} \quad (13)$$

u_1 : 発生器モデルの冷媒量 [kg]
 u_2 : 発生器モデルの吸収液量 [kg]
 q_ratio : 吸収液濃度 [%]

吸収器モデルでは関数を使い冷却水流量, 冷却水温度, 溶液中の水の割合, 溶液温度, 圧力から吸収蒸気量, 温度を計算している。

式 14 は管内の LiBr 水溶液量を求めるブロックで, 吸収液量は熱交換器から吸収器に流入する吸収液と吸収した水を足したものから発生器に出て行く吸収液量を引いたものとなっている。

$$Ma = (qha + qea_abs) - qah \quad (14)$$

Ma : Absorber 内 LiBr 水溶液量 [kg]
 qha : 熱交換器から流入する LiBr 水溶液量 [kg]
 qah : 熱交換器へ流出する LiBr 水溶液量 [kg]
 qea_abs : Absorber で吸収する蒸気量 [kg]

3.5 凝縮器モデル

凝縮器では発生器で発生した冷媒蒸気を冷却水を用いて冷媒に戻し, 蒸発器の冷媒量を確保している。

このモデルでの計算するのは冷媒量, 冷媒温度, 冷媒蒸気凝縮量である。

冷媒蒸気凝縮量は次式 15 で冷却水温度, 冷却水質量, 冷媒蒸気温度, 管内圧力から計算している。

$$qgc_lq = \frac{Pcg \times qcool(Tcg - tcool)}{Tcg} \times 0.00001 \quad (15)$$

qgc_lq : 冷媒蒸気凝縮量 [kg]
 Tcg : 冷媒蒸気温度 [K]
 Pcg : 管内圧力 [mmHg]
 $qcool$: 冷却水質量 [kg]
 $tcool$: 冷却水温度 [K]

冷媒量は式 15 で計算した冷媒蒸気凝縮量と蒸発器モデルで計算した冷媒蒸発量から式 16 で計算する。

$$Mc = qgc_lq - qce \quad (16)$$

Mc : 冷媒量 [kg]
 qgc_lq : 冷媒蒸気凝縮量 [kg]
 qce : 冷媒蒸発量 [kg]

以上の 4 モデルに熱交換器モデルと吸収器, 蒸発器と発生器, 凝縮器内の冷媒蒸気計算モデルを加えて吸収式冷凍機シミュレータとした。

シミュレーションに必要なパラメータは主に文献値を参考とし, 不足分や物性値等は実測値からパラメータテーブルを作成しシミュレーションに用いた。

4. シミュレーション結果と考察

Fig. 3 の発生器モデルの熱源を変化させた場合の出力変換のシミュレーション結果を Fig. 4

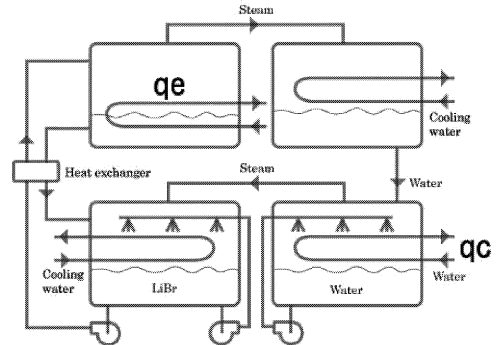


Fig. 3 Sampling point of simulator

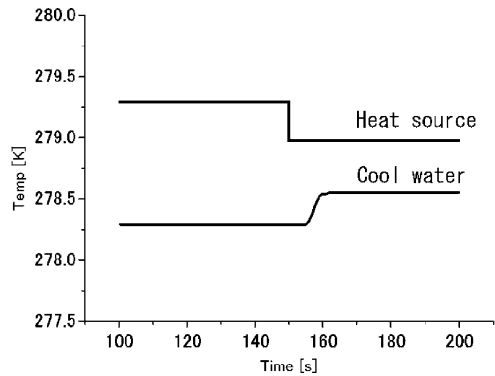


Fig. 4 Output result of cold water

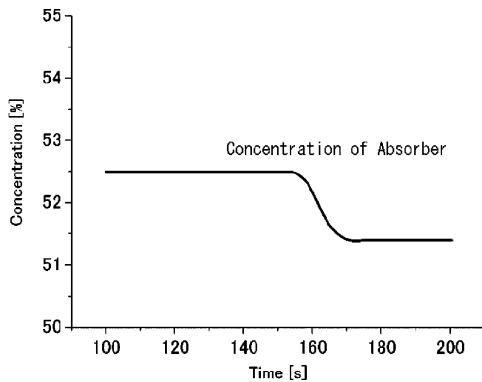


Fig. 5 Li-Br Concentration of Absorber

に示す。発生器モデルへの加熱源が減少すると、吸収器モデルへ戻る吸収液の濃度が低下する (Fig. 5)。その事により吸収器モデルで冷媒蒸気の吸収率が減り吸収器、蒸発器モデルの圧力、温度が上昇してシステムから出力される冷水の温度が上昇する。この吸収式冷凍機の負荷変動による遅れがシミュレータで再現する事ができた。

システムへの入力である熱源を構築したシミュレータは吸収式冷凍機全体の動特性を再現する事ができた。全体としての安定動作が可能で吸収式冷凍機の外乱に対する動特性の検討を行うことができた。このシミュレータを使用して吸収式冷凍機の始動時の短縮や外乱に対する高応答性など制御技術の向上を目指す事ができる。

今後さまざまな条件下でのシミュレーションを行い、吸収式冷凍機の動特性を検討すると共に、シミュレータの改良も行っていく。シミュレータの完成度を高めるために実機から濃度センサーにより得た濃度変化のデータを組み込んでいき、吸収器出口、発生器出口の吸収液の濃度コントロールによる制御方法を検討していく。

6. ま と め

吸収式冷凍機シミュレータを構築するにあたり各要素機器で動特性モデルを誘導しながら作成していった。すべてのモデルの構築、動作確認を終了し、作成したモデルを組み合わせる吸収式冷凍機のシミュレータとして構築した。その後、パラメータの見直し、モデルの改良などを行い吸収式冷凍機シミュレータとしての完成度の向上を図った。吸収式冷凍機シミュレータとして実機のデータを参考にシミュレーションパラメータを設定し、動作確認のシミュレーションを行い、不具合のあったブロックの修正、パラメータの変更を行った。機器固有のパラメータを設定し吸収式冷凍機のシミュレーションを行い、入熱に対する出力の変動、遅れを確認した。本研究で構築した吸収式冷凍機シミュレータは入力される熱エネルギーのみで系の制御を行っているが、より精度を高めるために各部の溶液量の監視、制御するブロックを新たに構築する必要があり、シミュレーション精度、速度の向上を目指す。濃度を含めたコントロールを行う事により、始動性や負荷応答を改善できる制御方法を検討していく。

参 考 文 献

- (1) 高田秋数: 吸収冷凍機とヒートポンプ, 9(1989) pp. 1-89.
- (2) 日本冷凍協会: 新版・第5版 冷凍空調便覧 II 巻 器編, 6(1994) pp. 77-107, 303-330.
関信弘: 冷凍空調工学, 2(2002) pp. 107-115.
- (3) 日本機械学会: 熱工学便覧 B8 熱交換器空調和冷凍, 5(1991) pp.62-64.
- (4) 藤居達郎, 西口章, 福島俊彦, 大内富久, 功刀能文, 相澤道彦: 吸収式冷温水機の動特性解析(第1報, 蒸発器と吸収器の動特性モデル), 日本機械学会論文集 (B編) 60巻572号, 4(1994) pp. 318-323.
- (5) 藤居達郎, 西口章, 福島俊彦, 大内富久, 功刀能文: 吸収式冷温水機の動特性解析(第2報, 蒸発器, 吸収器モデルの実機による検証), 日本機械学会論文集 (B編) 61巻587号, 7(1995) pp. 327-333.

- (6) 白山裕也, 千田洋, 栗原伸夫: 吸収式冷凍システムのシミュレーション評価, 日本機化学会, 2003 年度年次大会公演論文集, Vol. III, pp. 31-32.