

大規模熱システムのモデリングとシミュレーション －空冷チラーおよび吸収式冷凍機の特性解析－

日大生産工 ○松島 均

1 まえがき

熱流体シミュレーションと聞くと大多数の方が、基礎式の微分方程式を基に詳細な数値解析を行うことを連想するだろう。実際、設計現場で使用されている市販の熱流体解析ソフトでは殆んど全てこのような方法が用いられている。しかし、システムが大規模になるほど、計算機の実力の限界から、このようなアプローチが難しくなってくる。その際に有効なのが、基礎式をマクロ的に扱う積分的アプローチである。本報告では、そのようなアプローチの一例として、空冷チラーおよび吸収式冷凍機の特性解析を行った場合について報告する。

2 空冷チラーの静特性解析¹⁾

2. 1 対象とする冷凍サイクル

空調システムの省エネルギー性を検討する上で、熱源機の運転特性シミュレーションは大変有効である。本報告では公開されているカタログデータ（外形寸法、定格点での冷却能力、消費電力、送風機風量、冷水流量など）を基に熱源機として広範囲に適用可能な、空冷チラーを対象に、その運転特性を同定することを試みた。空冷チラーは空気を熱源とする冷凍機であり、中小のビルの空調用に使われている。空冷チラーのサイクルについては、詳細に見た場合には機種により様々な構成が採られているが、広範囲の熱源機に対応できる点を重視し、図1に示すような基本サイクルを対象とする。想定するチラーは、ビルの蓄熱空調で用いられるような大型のものとし、圧縮機の形式としては、大型チラーでよく使用されているスクリータイプとする。空調システム全体の熱容量は熱源機自体に比べ十分に大きいので、熱源機の運転特性の変化は準定常的と考えられる。

2. 2 主要機器モデル

(1) 蒸発器モデル

蒸発器は、空冷チラーで最も一般的なシェルチューブ型を想定し、熱交換器全体を集中系として扱った。

(2) 凝縮器モデル

エアコンの室外機などで一般的に用いられて

いるプレートフィンチューブ熱交換器を想定し、熱交換器全体を集中系として扱った。

(3) 圧縮機モデル

最も一般的な、一定速半密封型のスクリー圧縮機を想定しており、吸入冷媒ガスの吐出圧力までの断熱圧縮と、機械損失、モータ損失、および周囲への放熱などによるエンタルピー変化を考慮した。

(4) 膨張弁モデル

与えられた冷媒循環量において所望の圧力差を確保する理想的な制御弁とし、弁前後の物理条件を等エンタルピー変化として扱った。

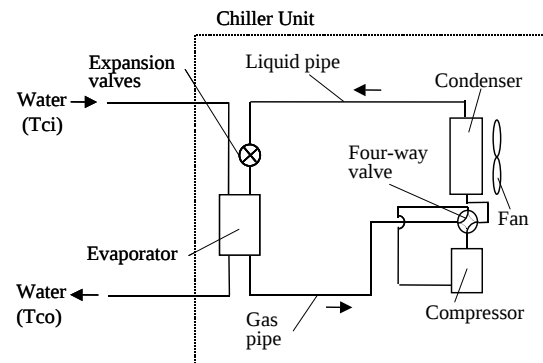


Fig. 1 Cycle model of air-cooled chiller

2. 3 冷凍サイクル計算

対象とするチラーでの圧縮機の吐出量や熱交換器の寸法などの機器仕様と、冷媒量、凝縮器出口サブクール量などのサイクル条件を与えて、冷凍サイクル運転点での吐出圧力、吸入圧力、冷却能力などを求める。計算においては、これらのサイクル・運転条件を全て満たすバランス点を探すべく繰返し計算が実行し、すべての要素機器におけるバランスがとれた状態を収束とみなす。

2. 4 熱源機運転特性の同定

本報告では、一般的な製品カタログに記載されているデータのみを使用して、下記要領にて熱源機の運転特性の同定を実施した。

同定手順

1) カタログ等の公開文献に記載された値(外

観図など)を基に、熱交換器の概略寸法を推定した。

2) 50Hz 定格条件において、計算結果が公表された定格値とほぼ等しくなるように吐出量およびサイクル条件を調整した。オーダ的には、冷却能力は圧縮機の吐出量で、入力・COP (Coefficient of Performance: 冷却能力に対する入力の比) はサブクール量で、ほぼ調整が可能であり、冷却能力、COP が公表値に近くなるスペックの組み合わせを見出せることを確認した。

3) そして、この運転点において算出された冷媒循環量を用いて、これを一定とした条件において、種々の運転条件に対するサイクル計算を実施した。

同定結果

図 2 に熱源機運転特性同定後の呼称馬力 40HP クラスの空冷チラー (全負荷時) における計算結果を示す。図 2 は電源周波数が 50Hz の場合について示した。また、計算と同一条件における公表性能値をプロット点で示している。図 2 に示されるごとく、チラーの冷却能力の同定結果は、外気温度、冷水出口温度の変化に対しカタログ値の傾向を良く再現している。また、空冷チラーではその性能が、外気温度に対して極めて敏感であることも認められる。

表 1 はクリーンルーム用の 60HP クラス空冷チラーでの実測値と、本シミュレータによる計算値を比較したものである。測定した条件では、外気温度が低く、冷凍機の容量制御下限付近での運転となるが、求められた予測値はこの状態を的確に推定できていることがわかる。

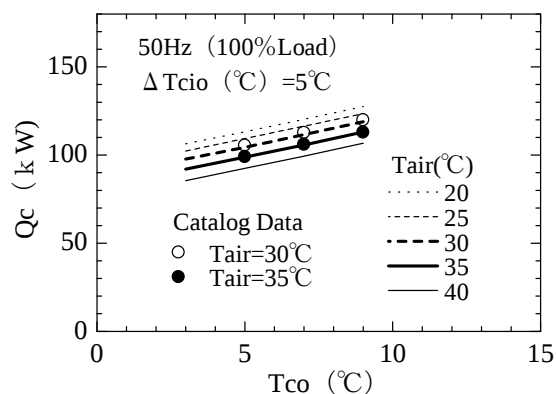


Fig. 2 Predicted cooling capacity of 40HP chiller

Table 1 Predicted and measured input power of 60HP chiller (A) for clean room

Tair °C	Tci °C	Tco °C	Gc kg/s	Pc (Exp.) kW	Pc (Cal.) kW
8.8	10.1	7.2	8.82	25.0	23.1
12.5	10.3	8.6	8.71	14.6	12.6
10.0	11.0	8.8	8.72	16.4	16.5
6.8	12.5	10.7	8.82	14.2	12.6
11.8	13.9	12.0	8.85	13.9	13.0

2. 4 水蓄熱空調システムの最適化

次に、上記熱源機特性の同定結果を動的計画法²⁾と組み合わせることにより、蓄熱空調システムの運転最適化に関する検討を実施した。動的計画法は、多段階過程での状態量の最適組み合わせを模索するための最適化手法であり、蓄熱空調システムにおける熱源機の最適運転パターンの究明に好適な手法である。

蓄熱槽は温度成層型のものを想定した。温度成層型は、槽内の上部に高温の水塊が、下部に低温の水塊が溜まるようにし、かつ両者が混合しないよう槽内の水移動にも配慮した蓄熱槽である。図 3 に、本研究で対象とした水蓄熱槽モデルを示す。熱源機と蓄熱槽の間はオープンループとなっており、その間を冷水がポンプ駆動により循環する。計算モデルでは、蓄熱槽を一つに集中定数化している。このモデルでは、空調機側から戻った温度 Twi の高温水が水槽上部にたまり、熱源機から戻った温度 Tco の低温水が水槽下部にたまと想定する (平均温度 Ts)。

図 4 は、熱源機側の消費電力量 (熱源機+ポンプ) を最小とする条件での計算結果である。実線がシミュレーションにより得られた最適運転パターンである。最適運転パターンでは、電力料金の深夜割引開始直後 (22 時 ; = 0) からではなく、その 2 時間後 (24 時 ; = 2) から蓄熱運転が開始され、空調機が稼働を開始する 10 時間後 (8 時 ; = 10) にかけて徐々に蓄熱していく。その後、空調機がフル稼働する日中においても、部分負荷運転による追っかけ運転を継続する。図 4 には、比較のために、通常運転パターンにおける計算結果を破線で示した。これは、電力料金の深夜割引が得られる 22 時から蓄熱が完了するまで全負荷運転により蓄熱を行う場合である。この場合、蓄熱開始後 6 時間程度で蓄熱が完了し、放熱も同様に 6 時間程度で終了している。図 4 より、蓄熱完了時 (検討開始 10 時間後) および放熱完了時 (22 時間後) のいずれにおいても、最適運転パターンの方が通常運転パターンよりも消費電力量が、それぞれ約 5% 少なくなっている。なお、最適運転モードにおいては、熱源機負荷率は蓄熱時で約 70%、追っかけ運転時で約 25% である。これは、熱源機として用いた空冷チラーの部分負荷効率、全負荷時の効率よりも若干高くなるためである。

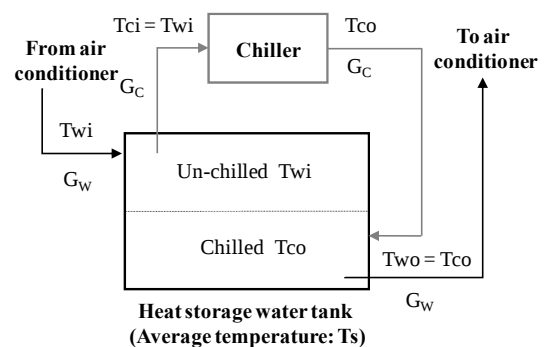


Fig. 3 Model of water thermal storage tank (flow rate of chilled water is controlled)

図 8 に、図 7 の試験機と同一仕様の吸収式冷凍機に対する解析結果と実機試験結果との比較を示す。これは、起動後 75 分間正常運転した後、希釈運転に入った場合である。起動時のシーケンスに関しては、起動と同時に各種ポンプを始動させた。図 8 より、計算結果は起動から停止に至るまでの間の実機におけるサイクル挙動を定性的にはほぼ的確に捉えていることがわかる。詳細に見ると計算の立上がり段階において、冷力 Q_{cool} が高い領域が生じているが、このようなピークが生じるのは、初期濃度が比較的高めの場合であり、吸収器において急激な蒸気の吸収が起きたためと考えられる。図 8 に示すように、この傾向は実機試験でも確認されている。

次に、本シミュレータを三重効用の吸収式冷凍機の開発に適用した場合を示す。三重効用の吸収式冷凍機には図 9 に示すように高温、中温、低温の三つの再生器があり、極めて高い効率の実現が期待できる。この場合のサイクルネットワークは図 10 のようになる。

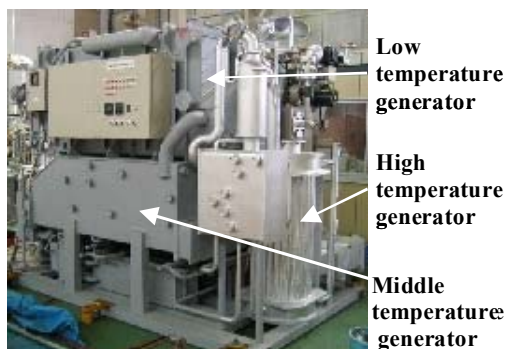


Fig. 9 Triple-effect absorption chiller

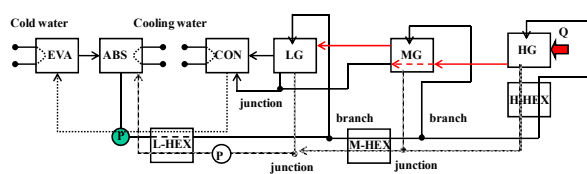


Fig. 10 Cycle network of objects for triple-effect absorption chiller

図 11 は、三重効用吸収冷凍機の起動停止特性であり、時間 0 (min)において起動し、30 (min) で一旦停止して希釈運転に入り、45(min)にて再起動した際の計算結果である。この場合、再起動後約 60(min)でサイクルが概ね安定している。この間、起動中には、各再生器の溶液が濃縮される際に発生した冷媒によって蒸発器の液面が上昇し、同時に吸収器の液面が下降している。また 希釈運転時には逆の現象が見られる。これは、従来の二重効用の吸収式冷凍機での知見と定性的に一致している。なお、図 11 には、図 9 の三重効用吸収式冷凍機で得られた定常状態での実測値を併せて示してある。サイクル安定後での各種物理量の計算値は、実測値と良く一致している。

なお、本章の内容に関しては経済産業省および N E D O より一部援助を頂いたことを付記する。

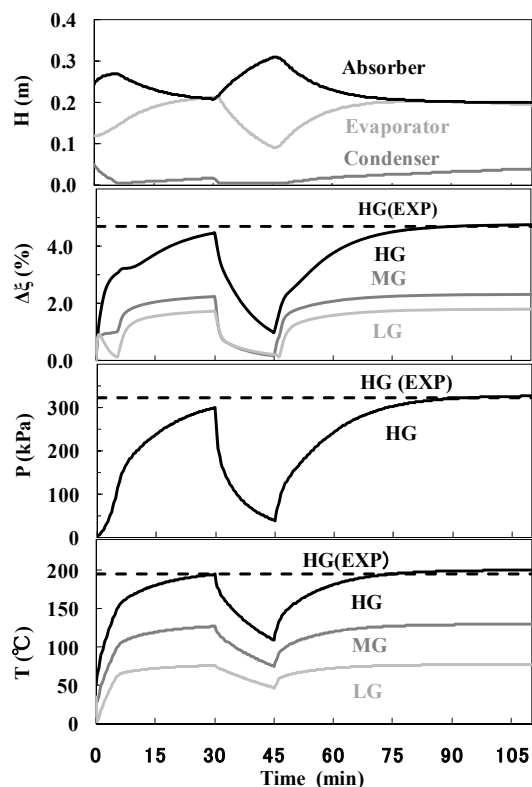


Fig. 11 Simulation results of on-off operation of triple-effect absorption chiller

4 まとめ

大規模システムの熱シミュレーションの一例として、サイクルシミュレーションに基づく、空冷チラーの熱源機特性の同定手法について紹介した。これにより、空冷チラーに対する広範囲な運転特性の把握が可能となった。また、この熱源機特性の同定結果を動的計画法と組み合わせることにより、水蓄熱式空調システムの運転最適化を行った場合についても紹介した。さらに、サイクル適正制御や予防保全への適用を目的として、種々のサイクル構成の吸収式冷凍機における時々刻々のサイクル状態を的確に把握できる、動特性解析手法とその検証、および同解析手法を三重効用吸収式冷凍機の開発に適用した場合について紹介した。

「参考文献」

- 1) 松島・ほか5名, 空調省エネ最適化制御システム (その3) 熱源機の運転特性シミュレータ, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, (2004), pp.887-890.
- 2) W. F. Stoecker, Design of Thermal Systems, McGraw-Hill, (1971), p.160.
- 3) H. Matsushima, T. Fujii, T. Komatsu and A. Nishiguchi, Dynamic Simulation Program with Object-oriented Formulation for Absorption Chillers (Modelling, Verification, and Application to Triple-effect Absorption Chiller), International Journal of Refrigeration (to be published).