

# 冷凍システムのモデルベース制御設計技術の開発

河合 富貴子 (富士電機株式会社), ヘンリク・ラスムセン (アールボロ大学), ヤコブ・ストウストラップ (アールボロ大学)

## Model based control design for refrigeration systems

\* F.kawai (Fuji Electric Co., Ltd.), Henrik Rasmussen (Aalborg University),

Jakob Stoustrup (Aalborg University)

**Abstract** — This paper presents model based control design for refrigeration systems. The refrigeration systems are traditionally controlled using relay and PID controller. These control problems are strong interactions and disturbances in the systems and these problems decrease control performance. This paper proposes a new control strategy that uses disturbance attenuation control with PID controllers. Simulation results show the effectiveness of the proposed method comparing conventional method.

**Key Words:** Model based control, refrigeration systems

### 1 はじめに

近年、わが国においては「Cool Earth-エネルギー革新技術計画」が掲げられており、ヒートポンプの効率を2030年までに1.5倍、2050年までに2倍までに高めると目標値を設定している<sup>1)</sup>。このため、冷凍サイクル制御技術開発の必要性が高まっている。これを実現するためには、負荷変動等の外乱、機器間の干渉等を適切に制御し最適な運転を実現する必要がある。

これまでの冷凍システム制御では、経験に基づくリレー制御やPID制御が広く適用されてきた。リレー制御は、システムの知識や情報が少なくても設計や調整が可能であり、実装コストも安いことから広く製品に適用されてきた。またPID制御も同様に、冷凍システム制御において広く適用されてきた。しかし、これらの制御は最も普及している手法であるものの、干渉や外乱に弱いという課題を持つ。特に冷凍サイクルは、圧力や温度などの状態量が相互に干渉するシステムである。さらに冷凍サイクルは、冷媒と他の媒体(空気または水)と熱交換をする機構を持つことから、空気や水からの影響、すなわち外乱を受けるシステムでもある。

この問題に対してこれまでに、モデル予測制御等の多変数制御によって非干渉化が試みられてきた<sup>2)</sup>。しかしモデル予測制御は元来、外乱を考慮した制御手法ではないため、冷凍システムに適用するためには何らかの改善が必要である。さらに多変数制御に必要な設計技術や設計期間・コストの問題が、普及への障壁となっている<sup>3)</sup>。

そこで、著者らは冷凍サイクルモデルを活用した外乱抑制と非干渉化を実現する制御手法を開発し、その有効性を検証した。

### 2 制御対象

冷凍サイクルの基本的なシステムを、制御対象とした<sup>4)</sup>。Fig.1に制御構造を併せたシステム概要図を示す。このシステムは、圧縮機、凝縮器、膨張弁、蒸発器が各1つずつ設置されたシンプルな冷凍システムである。典型的な冷凍システムでは、制御構造は、Fig.1に示されたように1入力1出力の制御機器が分散して設置されており、各々の制御器が運転条

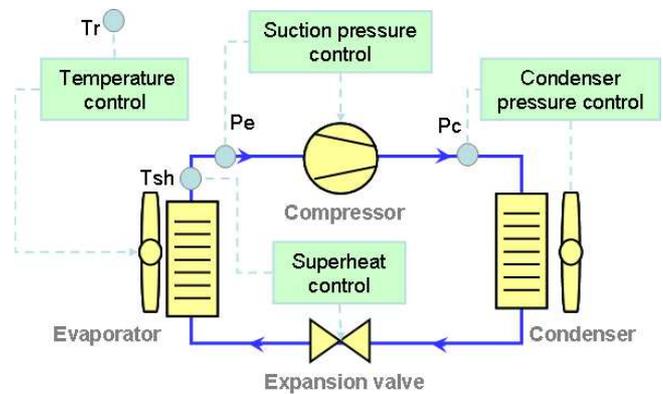


Fig. 1: A layout of the test refrigeration system with basic control structure.

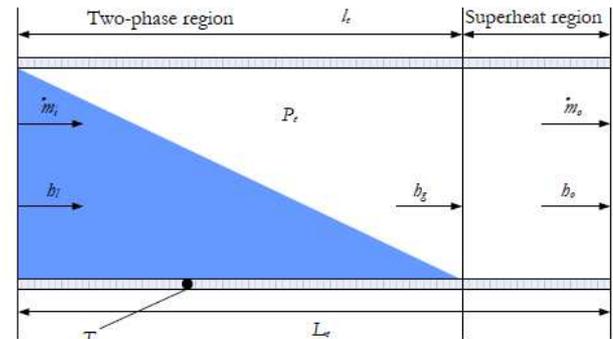


Fig. 2: An illustration of the evaporator with moving-boundary.

件に基づき圧力や温度を制御している。

圧縮機は、吸入冷媒の圧力( $P_e$ )が一定になるように回転数を制御する。これを圧縮機低圧圧力制御 (Suction pressure control) と呼ぶ。

電子膨張弁は、蒸発器の過熱度(Tsh)が一定になるように膨張弁開度を制御する。これを、過熱度制御 (Superheat control) と呼ぶ。

蒸発器は、負荷側の温度( $T_r$ )が一定になるように、ファン回転数を制御する。凝縮器は、凝縮圧力( $P_c$ )が一定になるように、ファン回転数を制御する。

### 3 モデリング

冷凍サイクルの物理モデルについて記述する<sup>5)6)</sup>。

#### 3.1 コンプレッサモデル

ピストンコンプレッサモデルは次式で表される。

$$\dot{m}_{comp} = \alpha_c P_e f_{comp} \quad (1)$$

ここで、 $m_{comp}$  は圧縮機の冷媒質量流量、 $\alpha_c$  は係数、 $P_e$  は蒸発器の冷媒圧力、 $f_{comp}$  は圧縮機の回転数である。

#### 3.2 蒸発器モデル

蒸発器モデルは、気液二相の移動境界モデルを用いる (Fig.2 参照)。蒸発器の冷媒圧力の動特性は次式で表される。

$$B H l_e \kappa \frac{dP_e}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_{comp} \quad (2)$$

ここで、 $B$  は蒸発器の幅、 $H$  は蒸発器の高さ、 $l_e$  は蒸発器の気液二相部分の長さ、 $\kappa$  は係数、 $m_e$  は蒸発器の冷媒質量流量である。

過熱度 (過熱蒸気の温度と飽和蒸気の温度との差) は、次式で表される。

$$T_{sh} = (T_w - T_e) \left[ 1 - \exp \left\{ - \frac{\alpha_l B (L_e - l_e)}{c_{p,e} \dot{m}_e} \right\} \right] \quad (3)$$

ここで  $T_{sh}$  は過熱度、 $T_w$  は蒸発器と熱交換する水 (負荷) の温度、 $T_e$  は冷媒の蒸発温度、 $\alpha_l$  は冷媒と水との熱通過率、 $L_e$  は蒸発器の長さ、 $C_{p,e}$  は定圧比熱である。

蒸発器の動特性は次式によって表される。

$$C_1 \frac{dx_e}{dt} = \dot{m}_e (h_o - h_i) - C_2 (T_w - T_e) x_e \quad (4)$$

ここで、 $C_1$ 、 $C_2$  は係数、 $x_e$  は  $l_e/L_e$ 、 $h_o$  は蒸発器出口側の比エンタルピ、 $h_i$  は蒸発器入口側の比エンタルピである。

#### 3.3 電子膨張弁モデル

電子膨張弁モデルは、次式で表される。

$$\dot{m}_e = K_m OD \quad (5)$$

ここで  $K_m$  は係数、 $OD$  は膨張弁開度である。

### 4 提案する制御手法

提案する制御手法の概要を説明する。ブロック線図を Fig.3 に示す。ここで、 $r$  は指令入力、 $u$  は制御入力 ( $u=u_1+ud$ )、 $y$  は制御出力、 $d$  は外乱、 $P$  は制御対象、 $K$  はフィードバック制御器、 $P_n$  はノミナルプラント、 $L$  は外乱抑制ゲイン、 $y_n$  はノミナルプラントの出力、 $e$  は制御出力  $y$  とノミナルプラントの出力の差である。

Fig.3 より、外乱  $d$  を  $ud$  にて補償しており、外乱 ( $d$ ) を観測していることがわかる。この制御手法は、ノミナルプラントモデル出力と、外乱と干渉項の影響を含めた制御対象の出力との誤差を、外乱抑制ゲイン ( $L$ ) によって補償する制御である。このため、外乱や干渉による影響が強いシステムに有効な手法になり得る。

### 5 冷凍システムへの適用

提案する制御を、冷凍システムの圧縮機低圧圧力制御 (Suction pressure control) と過熱度制御 (Superheat control) に適用し、2 入力 2 出力システムを構築した。プラントモデルは、1 次遅れ + むだ時間系の伝達関数で表現し、物理モデルを用いて作成した。この時、非線形性を持つ変数は線形化を行い、物理モデルパラメータはプラントゲイン、時定数、むだ時間の 3 つの集中定数にまとめている。これによって、2 入力 2 出力システムは、次式によって表される。

$$\begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{K_{11}}{1+T_{11}s} e^{-L_{11}s} & \frac{K_{12}}{1+T_{12}s} e^{-L_{12}s} \\ \frac{K_{21}}{1+T_{21}s} e^{-L_{21}s} & \frac{K_{22}}{1+T_{22}s} e^{-L_{22}s} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} \quad (6)$$

ここで、 $K_{ij}$  はプラントゲイン、 $T_{ij}$  は時定数、 $L_{ij}$  はむだ時間である ( $i=1,2, j=1,2$ )。

圧縮機低圧圧力制御の制御入力は圧縮機回転数 ( $f_{comp}$ ) であり、出力が低圧圧力 ( $P_e$ ) である。また過熱度制御の制御入力は膨張弁開度 ( $OD$ ) であり、出力が

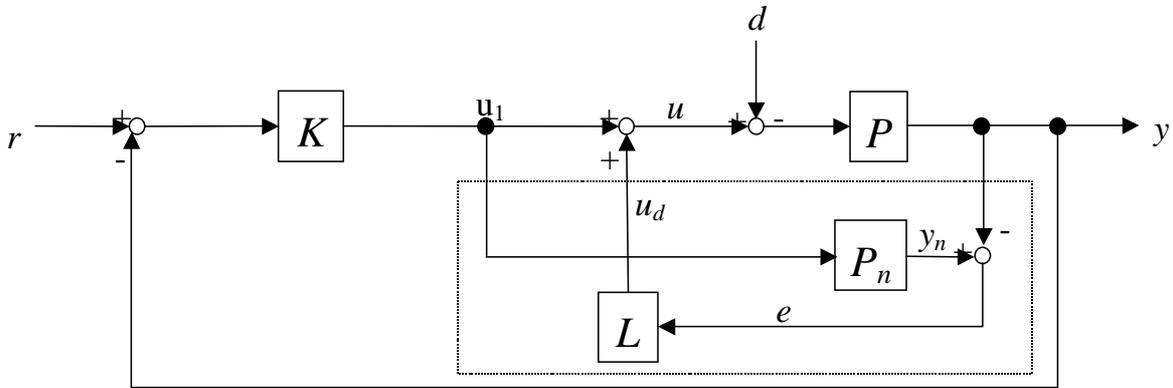


Fig. 3: A block diagram of the proposed method.

過熱度( $T_{sh}$ )である。各変数及び集中定数を 6 式に代入すると、以下の式を得る。

$$\begin{pmatrix} Pe \\ T_{sh} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{-0.028e^{-0s}}{1+11.8s} & \frac{-0.36e^{-3.21s}}{1+8.37s} \\ \frac{0.60e^{-25.2s}}{1+57.1s} & \frac{-26.6e^{-20.9s}}{1+49.2s} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_{comp} \\ OD \end{pmatrix} \quad (7)$$

7 式のプラントモデルの特徴は、過熱度のモデルにある。他の伝達関数と比べてプラントゲイン( $K_{22}$ )が大きく、むだ時間 ( $L_{22}$ ) と時定数( $T_{22}$ )が長い。さらに、圧縮機の低圧圧力モデルに対する干渉の影響が大きい。具体的には、干渉項のプラントゲイン ( $K_{12}$ ) が対角項のプラントゲイン( $K_{11}$ )の 10 倍以上大きい。これらの特徴が、制御を難しくする要因となっている。

提案法は、対角項のプラントモデルに対して単入力単出力の制御設計を独立に行った。Fig.3 のフィードバック制御器( $K$ )は、PID 制御器とした。また提案法は、干渉項を考慮した補償器を設けていない。すなわち提案法における干渉項の影響は、外乱( $d$ )として扱われ、外乱抑制ゲイン( $L$ )によって補償される。

## 6 シミュレーション

シミュレーション条件とシミュレーション結果について述べる。

### 6.1 シミュレーション条件

従来法の制御は 1 自由度 PID 制御を採用し、制御パラメータは CHR 法によって調整した。なお従来法は、外乱や干渉項を考慮した付加的な補償器を実装していないものとする。

シミュレーションの評価は、設定値への追従性や外乱に対する収束性によって評価した。シミュレーションは、ステップ応答を初めの 500 秒間と、その後ステップ外乱応答を 500 秒間、合計 1000 秒間の計算を実施した。

### 6.2 時間応答シミュレーション結果

従来法のシミュレーション結果を Fig.4 に、提案法の結果を Fig.5 に示す。従来法では、干渉項の影響により過熱度( $y_2$ )が目標値に追従する整定時間が約

400 秒であったが、提案法は干渉や外乱の影響を受けつつも、ステップ応答およびステップ外乱応答共に、300 秒未満で設定値に追従することを確認した。さらに外乱応答の行き過ぎ量は、提案法によって 11.4%改善していることを確認した。これらの結果より、提案法によって設定値への追従性や外乱に対する収束性が改善したことが明らかとなった。

## 7 まとめ

本論文では、外乱抑制制御を冷凍サイクルに適用し、シミュレーションにより外乱や相互干渉を抑制することが明らかとなり、その有効性を確認した。

今後の課題は、提案法の調整則の確立、実機検証による有効性の確認と、適用先の拡大である。

## 参考文献

- 1) 経済産業省, Cool Earth—エネルギー革新技術計画, 経済産業省, (2007)
- 2) L.F.S. Larsen, C. Thybo, J. Stoustrup, and H. Rasmussen. A method for online steady state energy minimization, with application to refrigeration systems. In Proceedings of the 43rd IEEE Conference on Decision and Control, (2004).
- 3) Marik Karel,Rojicek, Jiri, Stluka Petr,Vass Jiri. Advanced HVAC Control: Theory vs. Reality. In Proceedings of the 18th IFAC World Congress, **18**,Part. 1, 3108-3113, (2011).
- 4) Kasper Vinther, Henrik Rasmussen, Roozbeh Izadi-Zamanabadi, and Jakob Stoustrup. Single temperature sensor based evaporator filling control using excitation signal harmonics. In Proceedings of the 2012 IEEE Multi-conference on Systems and Control, (2012).
- 5) Grald,E.W., and MacArthur,J.W.,Moving boundary formulation for modeling time-dependent two-phase flows. Int. J. heat and Fluid Flow, **13**, 266–272, (1992).
- 6) He, X.D., and Asada,H.H., and Liu,S., and Itoh,H. Multivariable control of vapor compression systems. HVAC&R Research, **4**, 205–230, (1998)

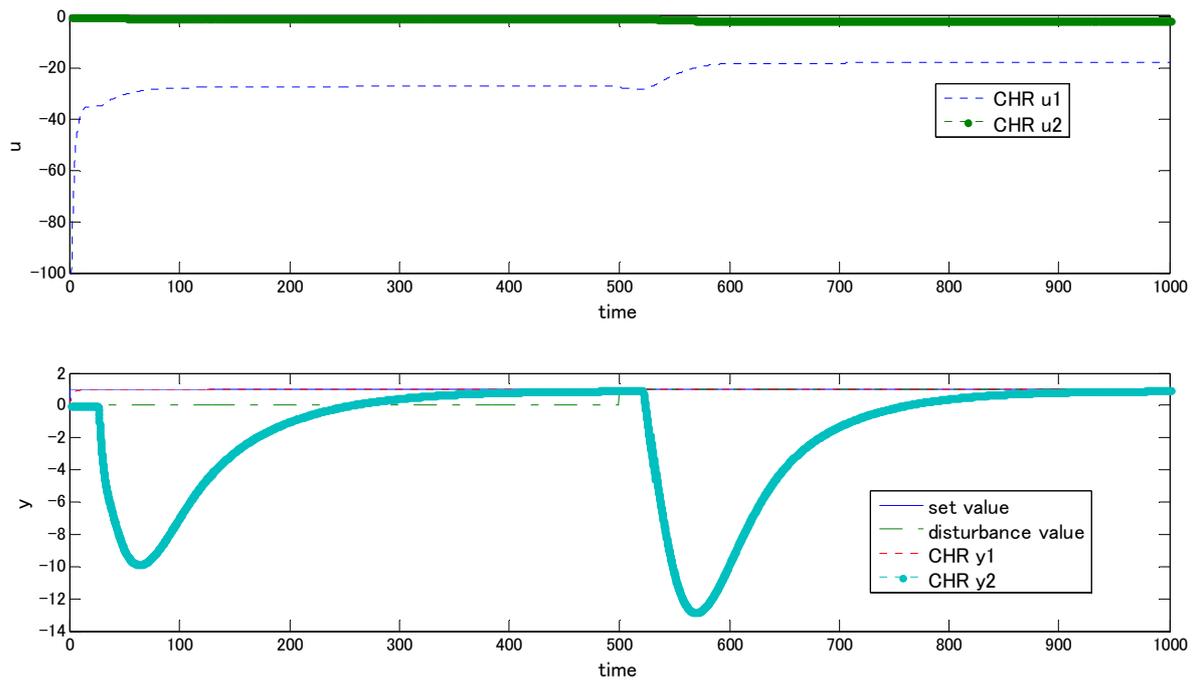


Fig. 4: Simulation results of conventional method.

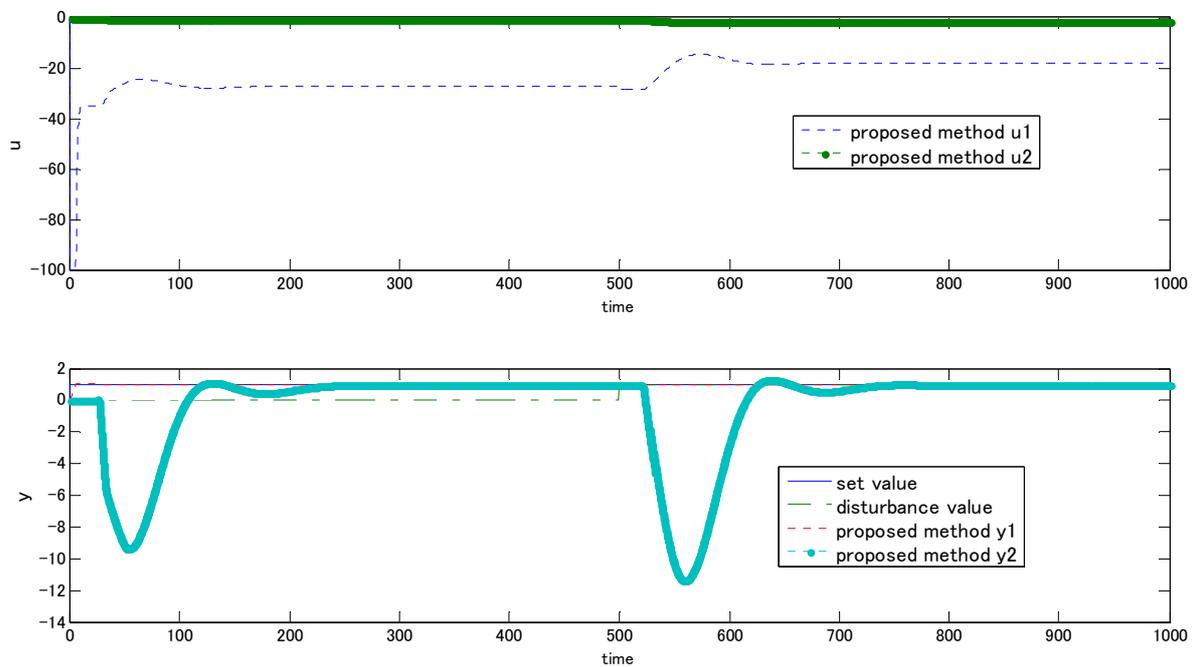


Fig. 5: Simulation results of proposed method.