

## 冷凍用回転圧縮機の動的挙動の計算モデル\*

柳 沢 正\*<sup>1</sup>, 福田 充宏\*<sup>1</sup>, 鈴木 秀明\*<sup>2</sup>Mathematical Modeling of Transient Behavior  
of a Refrigerating Rotary Compressor

Tadashi YANAGISAWA, Mitsuhiro FUKUTA, and Hideaki SUZUKI

Computer simulation of a refrigerating cycle is effective in predicting the performance of the cycle. The simulation program employs mathematical models of cycle components such as a compressor, a condenser, an evaporator and an expansion device. Concerning the compressor model, ideal or very simple models are used in conventional simulations, which present difficulties in correctly predicting various behaviors of heat pumps with wider operating range. In this paper, a mathematical model of a rotary compressor is developed which can simulate transient behaviors of the compressor and can be easily integrated into heat pump simulations. The model takes compression work and heat transfer between refrigerant and the compressor materials into consideration and consists of governing differential equations on the enthalpy of the refrigerant and temperature of the material. The effectiveness of the model is confirmed by comparisons between calculated results and experimental results which are obtained under several operating conditions such as starting operations at high and low temperature, and continuous operation with wet vapor suctioning.

**Key Words:** Compressor, Positive-Displacement Fluid Machinery, Heat Pump, Refrigeration, Rotary Compressor, Simulation, Mathematical Model, Transient Behavior

## 1. 緒 言

蒸気圧縮冷凍サイクルは、圧縮機、凝縮器、膨張装置、蒸発器で構成されており、その運転性能の予測には計算機によるサイクルシミュレーションが有効である<sup>(1)</sup>。従来のシミュレーションでは、熱交換器や膨張機構に重点を置いてモデル化がなされており、圧縮機に関しては理想化ないしは大幅に簡略化したモデルの用いられていることが多かった<sup>(2)~(5)</sup>。しかしそのようなモデルでは、ヒートポンプのように運転範囲が広く湿り冷媒が吸い込まれたりする場合には計算結果が実際の運転状態と異なってくることが予想される。

そこで本研究では、小形空調機に用いられている回転圧縮機を対象として、冷凍サイクルシミュレーションに適用可能で簡便な圧縮機の動的計算モデルの構築を試みる。具体的には、圧縮機内部での冷媒の状態変化を圧縮機構部と密閉容器部での変化に分け、前者では圧縮作用と圧縮機構部材との熱交換を、後者では電動機部材との熱交換を考慮に入れて数式モデル化する。また圧縮機部材は圧縮機の内部冷媒および外気と

熱交換しながら一体となって温度変化するものとして扱う。一方、さまざまな運転条件における圧縮機の過渡的挙動を測定し、それらの結果と圧縮機モデルによる計算結果とを比較してモデルの妥当性を検討する。

## 2. 理論解析

**2.1 モデル化の概要** 本研究でモデル化の対象とした小形空調機用ローリングピストン形回転圧縮機の概要を図1に示す。密閉容器の上部に電動機、下部に圧縮機構が収納されており、吸込冷媒は直接圧縮機

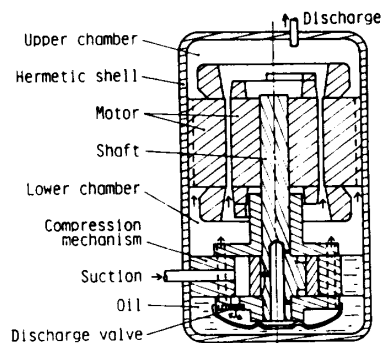


図1 モデル化する圧縮機の概要

\* 平成2年3月13日 東海支部第39期総会講演会において講演、原稿受付 平成元年10月2日。

\*<sup>1</sup> 正員、静岡大学工学部 (〒432 浜松市城北3-5-1)。

\*<sup>2</sup> 静岡大学工学部 (現在(株)東芝)。

構の内部へ導かれて圧縮されたのち吐出し弁を經由して密閉容器下部の空間に吐出される。この下部空間冷媒は、電動機のすきま流路を通して密閉容器上部の空間に至り吐出し管より流出していく。このような構造の冷媒圧縮機をモデル化するにあたり、定常運転状態のみならず、過渡的な状態や湿り冷媒の吸込状態などにおいてもその挙動が模倣でき、かつ比較的容易にサイクルシミュレーションのプログラムに組み込むことのできるモデルの作成に重点を置く。すなわち圧縮機内部で起こっている現象を詳細にモデル化することよりも、適当な簡略化を行いながらもサイクル全体のシミュレーション結果に大きな影響を及ぼす要素は的確に計算できるようなモデルの構築を心がける。

以上のような観点から、本研究では図1の圧縮機を近似的に図2のような物理モデルに置き換える。このモデルでは、圧力  $P_s$ 、質量流量  $G_s$  の吸込冷媒が圧縮機構部で圧縮動力  $L_c$  を受領するとともに圧縮機構の内外で熱流量  $Q_c$  を放出して下部空間では圧力  $P_c$  (=吐出し圧力  $P_d$ ) で均一状態となる。この冷媒は質量流量  $G_c$  で上部空間に向かって流出し、電動機を含む密閉容器内で熱流量  $Q_d$  を放出して上部空間では吐出し圧力  $P_d$  で再び均一状態となり、さらに質量流量  $G_a$  で密閉容器から流出していく。一方、圧縮機構、電動機、密閉容器から成る圧縮機部材は、全体が一体の温度であり、冷媒からの熱流量  $Q_c, Q_d$  に加えて圧縮機の損失動力に相当する熱流量  $Q_l$  を受領しながら、外気に熱流量  $Q_a$  を放出する。なお図2において、量記号  $T, h, v, x$  は、それぞれ、冷媒の温度、比エンタルピー、比体積、乾き度を表す。

**2.2 支配方程式** 図2の物理モデルにおいて、下部空間の冷媒に着目すると次のエネルギー式および連続の式が成り立つ。

$$h_c(dm_c/dt) + m_c(dh_c/dt) = h_s G_s - h_c G_c + L_c - Q_c \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$dm_c/dt = G_s - G_c \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに  $t$  は時間、 $h_s$  は吸込冷媒の比エンタルピー、 $h_c$

および  $v_c$  は下部空間冷媒の比エンタルピーおよび比体積、 $V_c$  および  $m_c$  は下部空間の体積および冷媒質量 (=  $V_c/v_c$ ) である。上式より次の関係が得られる。

$$dh_c/dt = \{G_s(h_s - h_c) + L_c - Q_c\} / m_c \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$G_c = G_s + (V_c/v_c^2)(dv_c/dt) \quad \dots\dots\dots (4)$$

同様にして、上部空間における冷媒に対しても次のエネルギー式および連続の式が成り立つ。

$$h_a(dm_a/dt) + m_a(dh_a/dt) = h_c G_c - h_a G_a - Q_d \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$dm_a/dt = G_c - G_a \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここに  $h_a$  および  $v_a$  は上部空間冷媒の比エンタルピーおよび比体積、 $V_a$  および  $m_a$  は上部空間の体積および冷媒質量 (=  $V_a/v_a$ ) であり次の関係が導かれる。

$$dh_a/dt = \{G_c(h_c - h_a) - Q_d\} / m_a \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$G_a = G_c + (V_a/v_a^2)(dv_a/dt) \quad \dots\dots\dots (8)$$

なお式(4)と式(8)における比体積の時間微分  $dv/dt$  は、それぞれにおける圧力  $P$ 、温度  $T$  を用いて乾き度  $x$  (過熱蒸気の場合  $x > 1$ ) に応じて次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= \frac{\partial v}{\partial T} \frac{dT}{dt} + \frac{\partial v}{\partial P} \frac{dP}{dt} \quad (x > 1) \\ \text{ここに} \quad \frac{dT}{dt} &= \left( \frac{dh}{dt} - \frac{\partial h}{\partial P} \frac{dP}{dt} \right) / \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right) \\ \frac{dv}{dt} &= \frac{\partial v}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial v}{\partial P} \frac{dP}{dt} \quad (x \leq 1) \\ \text{ここに} \quad \frac{dx}{dt} &= \left( \frac{dh}{dt} - \frac{\partial h}{\partial P} \frac{dP}{dt} \right) / \left( \frac{\partial h}{\partial x} \right) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (9)$$

一方、圧縮機部材全体についてのエネルギー式から部材の代表温度  $T_w$  に関して次の関係式が得られる。

$$dT_w/dt = (Q_c + Q_d + Q_l - Q_a) / C \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここに  $C$  は圧縮機部材全体の熱容量である。なお圧縮機部材の代表温度に対してある特定部分の温度に注目する場合には、その温度  $T_x$  は温度係数  $\mu$  を導入して次の関係式で表されるものと仮定する。

$$dT_x/dt = \mu dT_w/dt \quad \dots\dots\dots (11)$$

**2.3 計算方法** 支配方程式における諸量の算出方法を以下に述べる。まず、圧縮機構部、電動機部、容器外壁における伝熱流量  $Q_c, Q_d, Q_a$  は、各部における熱伝達率  $\alpha_c, \alpha_d, \alpha_a$  と伝熱面積  $A_c, A_d, A_a$  および伝熱冷媒の代表温度  $T_{rc}, T_{rd}$ 、外気温度  $T_a$ 、部材代表温度  $T_w$  を用いて以下のように表される。

$$Q_c = \alpha_c A_c (T_{rc} - T_w) \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$Q_d = \alpha_d A_d (T_{rd} - T_w) \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$Q_a = \alpha_a A_a (T_w - T_a) \quad \dots\dots\dots (14)$$

上式における伝熱係数  $\alpha A$  (= 熱伝達率 × 伝熱面積) の値は後述するように圧縮機の標準運転状態における性能測定値から決定する。また冷媒代表温度  $T_{rc}, T_{rd}$  も

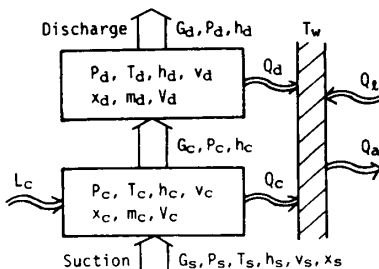


図2 圧縮機の物理モデル

一概には決定できないので、後ほど圧縮動力  $L_c$  とともに種々の値を与えてその適否を検討する。

次に、損失動力に相当する発熱流量  $Q_t$  は式(16)の圧縮機電気入力  $L_{in}$  と圧縮動力  $L_c$  の差で表される。

$$Q_t = L_{in} - L_c \dots\dots\dots(15)$$

$$L_{in} = L_{ad} / \eta_t \dots\dots\dots(16)$$

ここに  $\eta_t$  は圧縮機の全効率 (= 電動機効率 × 機械効率 × 図示断熱効率 × 体積効率) である。また  $L_{ad}$  は断熱圧縮動力であり、吸込冷媒の比エンタルピー  $h_s$  と、それを吸込圧力  $P_s$  から吐出し圧力  $P_d$  まで断熱圧縮したときの比エンタルピー  $h_{ad}$  を用いて次式で表される。

$$L_{ad} = G_s (h_{ad} - h_s) \dots\dots\dots(17)$$

ここに  $G_s$  は吸込質量流量であり、圧縮機の理論吸込体積  $V_{th}$ 、体積効率  $\eta_v$ 、回転数  $N$ 、吸込冷媒の比体積  $v_s$  を用いて次式で表される。

$$G_s = \eta_v V_{th} N / v_s \dots\dots\dots(18)$$

以上の計算において、回転数  $N$  は圧縮負荷の関数として、体積効率  $\eta_v$  は運転圧力、温度および回転数の関数として与えられる。また全効率  $\eta_t$  は体積効率  $\eta_v$  および回転数の関数である電動機効率  $\eta_{mt}$  に比例して変化するものと仮定して与えられる。なお圧縮機部材の特定部分の温度を表す温度係数  $\mu$  は、標準運転状態における特定部分の温度  $T_x$ 、代表温度  $T_w$  および外気温度  $T_a$  の値を用いて次式で与えられる。

$$\mu = (T_x - T_a) / (T_w - T_a) \dots\dots\dots(19)$$

さて、冷凍サイクルのシミュレーション計算において、圧縮機モデルに対しては、吸込冷媒の圧力  $P_s$ 、比エンタルピー  $h_s$  (あるいは温度  $T_s$  と乾き度  $x_s$ ) ならびに吐出し冷媒の圧力  $P_d$ 、変化率  $dP_d/dt$  が圧縮機に接続する熱交換器モデルから境界条件として与えられる。それゆえ圧縮機に関する初期状態を与えれば、2・2節で導いた支配方程式を連立して数値積分することにより圧縮機の内部冷媒の比エンタルピー  $h_c$ 、 $h_d$  および代表部材温度  $T_w$  の時間変化が求められる。

なお、冷媒の熱物性値やそれらの変化率は、圧力および温度の関数として適当な相関式<sup>(6)(7)</sup>から算出され、逆に圧力と比エンタルピーから温度を求めることも可能である。また湿り冷媒の熱物性値は、飽和液および飽和蒸気の値から乾き度を勘案して求められる<sup>(8)</sup>。

### 3. 実験

図3は本研究に使用した実験用冷凍サイクルであり、冷媒 R 22 を作動流体として、供試圧縮機、二重管式凝縮器、手動膨張弁、二重管式蒸発器で構成されており、熱負荷として凝縮器には自動給水弁より冷水が、

蒸発器には手動給水弁より温水が供給されている。供試圧縮機は小形空調機用のローリングピストン形回転圧縮機であり、密閉容器を改造して内部観察用のぞき窓および温度測定用熱電対が取付けられている。

実験では、圧縮機を起動してから定常に至るまでの過渡的な状態において、圧縮機の吸込みおよび吐出し圧力、圧縮機ならびにサイクル各部の温度の変化をデータロガーを介してパーソナルコンピュータに記録する。その際、蒸発器の熱負荷を調整して湿り冷媒を吸い込ませたり定常運転状態から膨張弁を開いて湿り冷媒を吸い込ませたりした場合の過渡的挙動も測定する。

モデルの計算に必要な供試圧縮機の仕様は、理論吸込体積  $V_{th} = 13.5 \text{ cm}^3$ 、下部空間体積  $V_c = 350 \text{ cm}^3$ 、上部空間体積  $V_d = 750 \text{ cm}^3$ 、熱容量  $C = 10.4 \text{ kJ/K}$ 、標準運転時の体積効率  $\eta_v = 0.82$ 、全効率  $\eta_t = 0.55$  である。また電動機は二極单相誘導電動機であり、標準運転時の回転数  $N = 3420 \text{ rpm}$ 、電動機効率  $\eta_{mt} = 0.82$  である。なお圧縮機の周囲温度  $T_a$  は  $15 \sim 20^\circ\text{C}$  であり、強制的な通風はない。

### 4. 結果とその考察

4・1 計算パラメータの検討 蒸発器に大きな熱負荷を与えた過熱吸込条件で圧縮機を起動した場合の実験における各部の温度 (吸込温度  $T_s$ 、吐出し温度  $T_d$ 、下部空間温度  $T_c$ 、密閉容器中央外壁温度  $T_x$ ) ならびに吸込みおよび吐出し圧力  $P_s$ 、 $P_d$  (対応する飽和冷媒温度  $T_s'$ 、 $T_d'$ ) の時間応答を図4に示す。起動時 (時

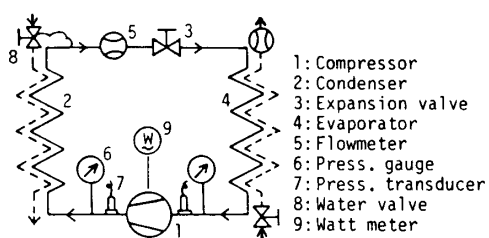


図3 実験用冷凍サイクル

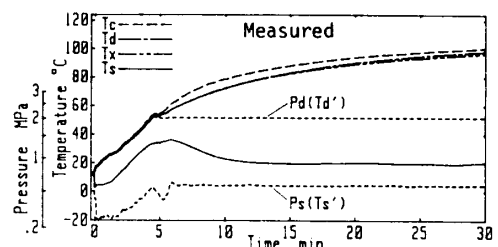


図4 起動時の過渡的挙動 (測定結果)

刻=0) から過熱吸込状態 ( $T_s > T_s^*$ ) であるにもかかわらず、起動 5 min では、下部温度  $T_c$  および吐出し温度  $T_d$  が吐出し飽和温度  $T_d^*$  とほぼ等しく、密閉容器内は湿り状態となっている。またその後は下部温度  $T_c$  が吐出し温度  $T_d$  および壁面温度  $T_x$  よりいくぶん高い状態で安定に向かって上昇している。

以上の測定結果における吸込温度  $T_s$ 、吸込圧力  $P_s$ 、吐出し圧力  $P_d$  の時間経過を 2 章で述べた計算モデルに与えるとともに、計算パラメータとして表 1 の種々のケースの値を採用した場合の計算結果 (下部温度  $T_c$ 、吐出し温度  $T_d$ 、壁面温度  $T_x$ ) を図 5 に示す。表 1 に示した伝熱係数  $\alpha A$  は、標準運転状態における供試圧縮機の性能測定値 (吸込流量  $G_s$ 、電気入力  $L_{in}$ 、吸込温度  $T_s$ 、吐出し温度  $T_d$ 、下部空間温度  $T_c$ ) から次式に従って伝熱流量を求め、それらを式(12)~(14)に代入するとともに便宜的に部材代表温度  $T_w = T_d$  と置いて逆算して求めた値の代表値である。

$$Q_c = L_c - G_s(h_c - h_s) \dots\dots\dots(20)$$

$$Q_d = G_s(h_c - h_d) \dots\dots\dots(21)$$

$$Q_a = L_{in} - G_s(h_d - h_s) \dots\dots\dots(22)$$

まず図 5 のケース 1 は、表 1 ケース 1 のように圧縮動力  $L_c$  として式(17)の断熱圧縮動力  $L_{ad}$  を、上部伝熱冷媒の代表温度  $T_{rd}$  として下部空間温度  $T_c$  と上部空間温度  $T_d$  の平均値を与えるとともに、圧縮機構部の伝熱係数  $\alpha_c A_c = 0$  と置きその部分での伝熱がないものとして計算した場合の結果であり、断熱圧縮温度  $T_{ad}$  に等しくなる下部温度  $T_c$  は測定結果よりも大幅に高くなっている。また外壁温度  $T_x$  は起動後数 min の間は吐出し飽和温度  $T_d^*$  よりもかなり低くなっている。なお式(11)より外壁温度  $T_x$  を計算するにあたり、温度係数  $\mu$  の値には、標準運転時の温度測定値に基づき式(19)より算出した値 0.98 を用いている。

次に図 5 のケース 2 は、表 1 ケース 2 に相当し、圧縮動力  $L_c$  として断熱圧縮動力  $L_{ad}$  を、下部伝熱冷媒の代表温度  $T_{rc}$  として吸込温度  $T_s$  と下部空間温度  $T_c$  の平均値を採用した場合であり、下部温度  $T_c$  は前

の計算例と同様に測定値よりもずっと高くなっている。また図 5 のケース 3 は、表 1 ケース 3 のように圧縮動力  $L_c$  として断熱圧縮動力  $L_{ad}$  を、下部冷媒代表温度  $T_{rc}$  として断熱圧縮温度  $T_{ad}$  も下部空間温度  $T_c$  の平均値を採用した場合の計算結果であり、下部温度  $T_c$  と吐出し温度  $T_d$  はおよそ近い値を取りながら徐々に上昇している。それらの全体的な変化傾向は図 4 の測定結果に近いものとなっているが、部分的には  $T_c$  と  $T_d$  の高低関係が逆転するなど相違がみられる。

そこで、実際の圧縮機では電気入力  $L_{in}$  より電動機での電気的な損失を差引いた軸動力が圧縮機構部に供

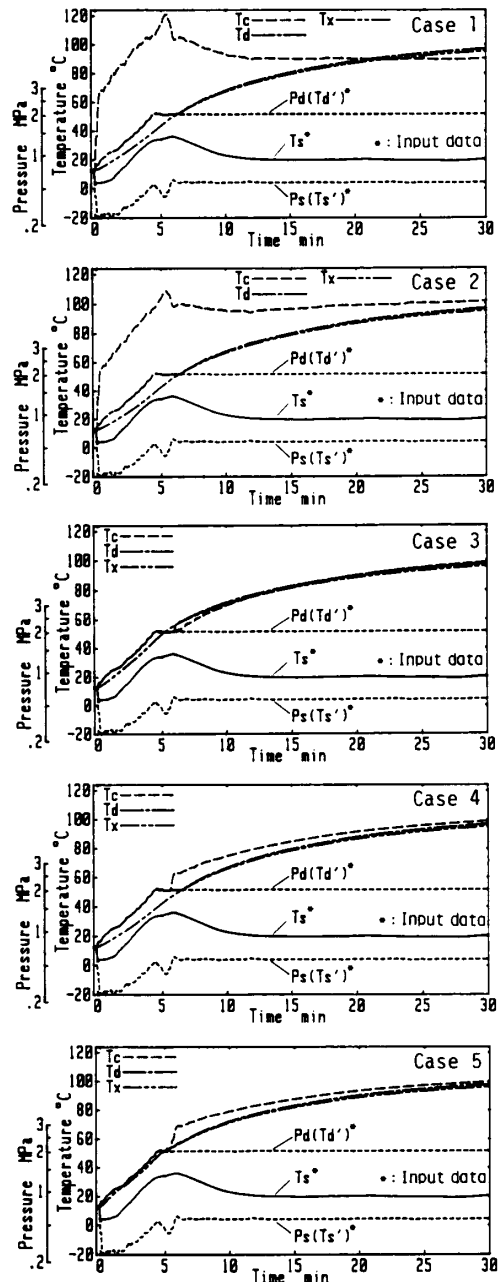


図 5 起動時の過渡的挙動 (計算結果)

表 1 計算パラメータの値

Case	$L_c$	$T_{rc}$	$T_{rd}$	$\alpha_c A_c$ W/K	$\alpha_d A_d$ W/K	$\alpha_a A_a$ W/K	Note
1	$L_{ad}$	—	$\frac{T_c + T_d}{2}$	0	25.7	2.6	—
2	$L_{ad}$	$\frac{T_s + T_c}{2}$	$\frac{T_c + T_d}{2}$	4.0	25.7	2.6	—
3	$L_{ad}$	$\frac{T_{ad} + T_c}{2}$	$\frac{T_c + T_d}{2}$	31.6	25.7	2.6	—
4	$L_b$	$\frac{T_b + T_c}{2}$	$\frac{T_c + T_d}{2}$	17.6	25.7	2.6	—
5	$L_b$	$\frac{T_b + T_c}{2}$	$\frac{T_c + T_d}{2}$	17.6	25.7	2.6	$\alpha_d = 13\alpha_a$

給されていることを考慮に入れて、表1のケース4のように圧縮動力  $L_c$  として軸動力  $L_b (= L_{in} \eta_{mt}, \eta_{mt} : \text{電動機効率})$  を、代表冷媒温度  $T_{rc}$  として圧縮軸動力受領後の冷媒温度  $T_b$  (圧力  $P_d$ , 比エンタルピー  $h_b = h_s + L_b/G_s$  の冷媒温度) と下部空間温度  $T_c$  の平均値を採用した場合の結果を図5のケース4に示す。この場合、起動5 min以降において下部温度  $T_c$  は吐出し温度  $T_d$  よりも常に高いレベルにあり測定結果と良好な相関にある。しかし起動後しばらくの間では外壁温度  $T_x$  が測定値よりもかなり低く、この期間における見積もり伝熱流量が過小であることが示唆される。

ところで、前述の実験では起動後数 min は密閉容器内は湿り状態にあり、そのときのぞき窓からは冷媒と冷凍機油の混合物の発泡する様子も観察されていた。そのような場合、冷媒と圧縮機部材との間の熱伝達は大幅に促進されるものと考えられるが、どの程度になるかを予測することは非常に難しい。そこで大略的ではあるが、容器内部での熱伝達率  $\alpha_d$  が強制対流下の伝熱相関式 (ヌッセルト数  $\propto$  レイノルズ数 $^{0.8} \times$  プラントル数 $^{0.4}$ ) に支配されているものと仮定して、新たな熱伝達率  $\alpha'_d$  の値を次式により見積もってみる。

$$\alpha'_d = \alpha_d (\lambda'/\lambda) / (\nu/\nu')^{0.8} (Pr'/Pr)^{0.4} \dots\dots\dots (23)$$

ここに  $\lambda$  は熱伝導率、 $Pr$  はプラントル数、 $\nu$  は動粘性係数であり、' 付きの場合は液冷媒の値を、' なしの場合は標準運転時の蒸気冷媒の値を表すものとする。 $\alpha'_d$  の値は  $\alpha_d$  の約13倍となり、湿り状態では一例としてこの程度の熱伝達率になるものと思われる。

そこでケース4の計算過程において、圧縮機の内部冷媒の乾き度が1以下の場合には表1ケース5のように伝熱係数  $\alpha_d A_d$  が13倍 ( $= \alpha'_d A_d$ ) となるものと仮定

して計算した結果を図5のケース5に示す。この場合、起動から安定に至るまでの長時間にわたっていずれの温度も図4の測定結果と良く一致している。

4.2 さまざまな運転条件での結果の比較 圧縮機の起動温度が高い場合や湿り冷媒が吸込まれる場合などさまざまな運転条件における測定結果と、4.1節で最も良好であったモデルすなわち表1のケース5に相当する方法で計算した結果とを比較して以下に示す。

まず図6は、圧縮機の起動時の温度が図4の場合よりも高い場合であり、実験では起動後直ちに各部の温度が吐出し飽和温度  $T_d$  を上回り、徐々に安定に向かって上昇していく。一方、図6の計算結果は、全体的に測定結果と良く一致した傾向を示している。なお実験では起動後1 minは湿り吸込み ( $T_s = T'_s$ ) が生じているが、この間での乾き度が不明なために計算ではその影響を無視している。そのためにこの期間での下部温度  $T_c$  は測定値よりも高く計算され、また他の温度も測定値よりいくぶん早めに上昇している。

次に、図7は圧縮機を低温状態から起動するとともに蒸発器に与える熱負荷を小さくして湿り吸込状態で運転した場合の結果であり、図4の過熱吸込みの場合に比べて、測定された各部の温度上昇は抑制されて吐出し飽和温度  $T_d$  よりも若干高い程度で安定的に推移している。一方、これに対応して計算した結果は測定結果と非常に良く一致している。なお計算では、吸込温度  $T_s$  と吸込飽和温度  $T'_s$  とが等しくなる6 min以降において吸込乾き度が1から直線的に減少し始め8 min以降は0.88の一定値であると仮定している。この値は、実験の安定的な運転期間においてサイクルの

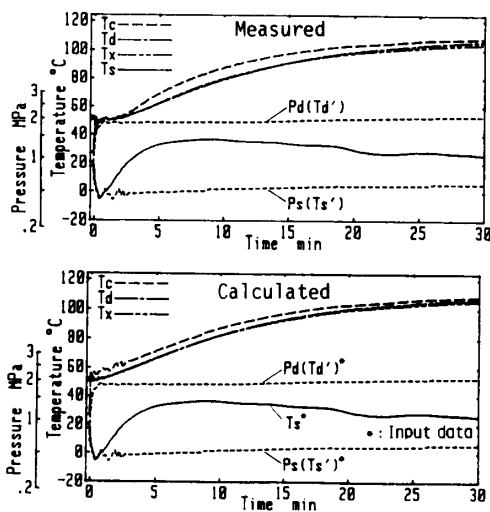


図6 高温起動時の過渡的挙動

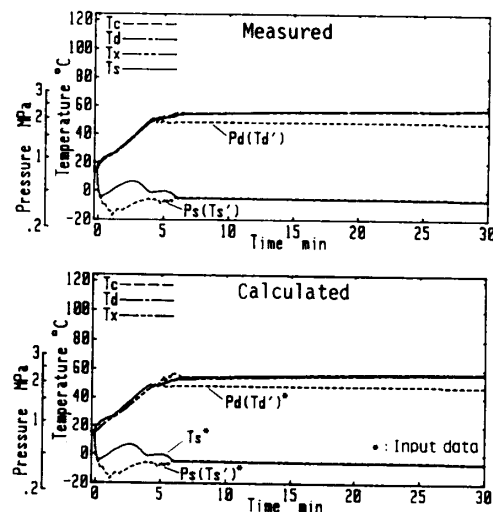


図7 湿り吸込起動時の過渡的挙動

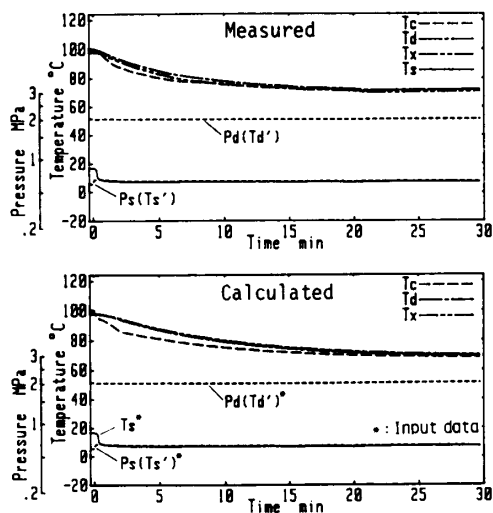


図 8 湿り吸込運転時の過渡的挙動

冷媒流量、ならびに蒸発器の熱負荷流体の流量と温度変化を測定し、その両方から算出した冷凍能力を比較して定めたものである。

さらに、図 8 は標準運転状態から膨張弁を若干開いて湿り吸込運転とした場合の過渡的挙動であり、実験では湿り吸込みの開始とともに下部空間温度  $T_c$  が低下し始め、吐出し温度  $T_d$ 、外壁温度  $T_x$  がこれに続いて低下している。これに対する計算結果もおよそ同様の傾向となっている。なお計算における吸込乾き度は、湿り開始から 2 min までは 1 から直線的に減少しそれ以降は前例と同様の方法で求めた値 0.93 の一定値であると仮定している。

以上のように、本研究で提案した圧縮機モデルは比較的簡単であるにもかかわらず、圧縮機の温度状態や湿り吸込みの有無などによらず広い運転範囲にわたって過渡的な挙動を計算することができる。

**4.3 伝熱係数について** 本計算に用いた冷媒と圧縮機部材間の伝熱係数  $\alpha_c A_c$ 、 $\alpha_d A_d$  を適当な伝熱面積で除して熱伝達率を求めると、その値は一般的な伝熱相関式から予想される値よりもかなり大きな値となってくる。それは、実際の圧縮機では熱伝達が単純に冷媒と圧縮機部材間で起こっているわけではなく、冷媒と混合して飛び回っている冷凍機油を介して多量の熱が伝達されているからである。油の飛散状況により伝熱量が変化するので、飛散状況の異なるさまざまな運転条件下で得られた伝熱係数にはある程度の差異がみられた。また低温起動時のように冷凍機油の発泡が

みられる場合には伝熱係数を大幅に大きくすると計算温度が測定温度に近づくようになった。以上のように圧縮機内での伝熱現象は冷凍機油の影響を大きく受けるので今後より詳細な検討が必要である。

なお、今回の計算では伝熱係数を性能測定値に基づいて定めたが、測定値の得られない場合でも、圧縮機の性能や各部の温度を経験的に推定して伝熱係数を定めれば、十分な計算結果が得られる。

## 5. 結 言

冷凍サイクルシミュレーションに適用するために小形空調機用ローリングピストン形回転圧縮機の動的挙動の計算モデルを提案した。それは、圧縮機構部における圧縮作用と伝熱作用、電動機を含む容器内部における伝熱作用、さらには損失動力による発熱と外気との熱交換を考慮に入れて、下部および上部空間冷媒の比エンタルピー、ならびに圧縮機部材温度に関する時間微分方程式を連立して解くものである。圧縮機モデルにおける計算パラメータとして以下の値を採用した場合に、圧縮機の起動温度や湿り吸込みの有無などにかかわらずさまざまな過渡的な運転状態において計算結果と測定結果の間で良好な一致がみられた。

- (1) 圧縮動力…電動機軸出力
- (2) 圧縮機構部の伝熱冷媒の代表温度…圧縮軸動力受領後の温度と下部空間温度の平均値
- (3) 電動機部の伝熱冷媒の代表温度…下部空間温度と上部空間温度の平均値
- (4) 伝熱係数(=熱伝達率×伝熱面積)…標準運転性能に基づき算出した値(ただし容器内が湿り状態の場合には電動機部の伝熱係数を 10 数倍にする)

## 文 献

- (1) 斎藤, 冷凍, 64-742 (1989), 857.
- (2) 福島・ほか 2 名, 冷凍, 52-593 (1977), 301.
- (3) 松岡, 冷凍, 59-679 (1984), 371.
- (4) Sami, S. M., ほか 3 名, *ASHRAE Trans.*, 93-2 (1987), 471.
- (5) MacArthur, J. W. and Grald, E. W., *Int. J. Refrig.*, 12-1 (1989), 29.
- (6) 日本冷凍協会編, 冷凍空調便覧(基礎編), (1972), 145, 日本冷凍協会.
- (7) 日本冷凍協会編, 冷媒熱物性値表(R 22 蒸気表), (1975), 日本冷凍協会.
- (8) 日本機械学会編, 機械工学便覧(A6), (1985), A6-45, 日本機械学会.