

B. 線形結合系の周波数軌跡と非線形要素の振幅軌跡をゲイン一位相平面上で重ね合わせ、それらの交点の存在により、安定なリミットサイクルを描くハンティング現象の解明ができた。これにより、ハンティング現象の測定結果を解析と対比し、その説明ができる。

(3) 最後に、本研究の結果から結合系の安定化とハンティング防止の対策として、表1に示したような指針が得られた。

終りに臨み、本研究の理論計算に協力していただいた森島明、堀切勉の両君に感謝の意を表します。

文 献

1) J. Nagaoka ; Experiments on stability of thermostatic expansion valves, 12th. International Congress of Refrigeration, (1967), p.1017.
 2) Z.R. Hulle ; Matching of the evaporator and thermostatic expansion by using a digital computer, 13th. International Congress of Refrigeration, (1973), p.751.
 3) P. Danig ; Liquid feed regulation by thermostatic expansion valves, Journal of Refrigeration, (1963), p.52.
 4) 斎藤・ほか2名 ; 蒸気圧縮冷凍機の動特性, 日本機械学会論文集, 39-324 (昭48), p.2530.

正 誤 表

図 番	誤	正
図 3	$\left\{ \frac{\partial P_B}{\partial \theta_B} \right\}$	$\left\{ \frac{\partial P_B}{\partial \theta_B} \right\}_0$
図 3	$\left\{ \frac{\partial \theta_B}{\partial P_B} \right\}$	$\left\{ \frac{\partial \theta_B}{\partial P_B} \right\}_0$
図 3	$\frac{G_{R0}}{x_0}$	$\frac{G_{R0}}{X_0}$

5) W. F. Stoecker ; Stability of an evaporator—expansion valve control loop, ASHRAE Transactions, Part II, Vol.72 (1966), p. IV3.1.
 6) P. M. T. Broersen and M. F. G. van der Jagt ; Hunting of evaporators controlled by a thermostatic expansion valve, Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.102 (1980) p.130-135.
 7) P. M. T. Broersen ; Control with a thermostatic expansion valve, International Journal of Refrigeration, Vol.5, No.4 (1982), p.209.
 8) 樋口, 早野 ; 温度自動膨張弁の動特性, 第1報 : 解析的研究, 冷凍, 55-636 (昭56), p.859.
 9) 樋口, 早野 ; 温度自動膨張弁の動特性, 第2報 : 実験的研究, 冷凍, 55-636 (昭56), p.869.
 10) 樋口 ; 流入冷媒量変動にともなうプレートフィンコイル形蒸発器出口温度の応答, 冷凍, 58-672 (昭58), p.941.
 11) 市川 ; 体系自動制御理論, (昭45), 朝倉書店, p.334.
 12) 計測自動制御学会編 ; 自動制御便覧, (昭43), コロナ社, p.233.

研究論文 空調機におけるマトリクス電子制御方式

Electric Control Methods in matrix form in Air Conditioners.

松 岡 文 雄*
Fumio MATSUOKA

Summary

In order to save energy, air conditioners must be controlled to use the least electric energy. First, I developed a simulation program to analyze the refrigerating cycle, and I researched how much the elements of air conditioners affect the system properties (performance or EER) Second, I totaled the effects of elements of airconditioners and the system properties in matrix form, and I tested this control theory with air conditioners.

Use of this matrix permits easy calculation and decision in regard to which components are to be changed in which way to obtain the desired system Characteristics.

This time, the matrix was stored in a microcomputer, the effects were confirmed with actual equipment operation, and the results are reported in the following.

1. 結 言

近年、電子制御技術を駆使して、省エネルギー・使用効率の向上をはかる機器の開発が促進されているが、冷媒を使った冷凍サイクル方式の空調機も時代の要請に応じ、省エネルギー型機器の開発および制御が必要となってきている。

そこで、空調機の各構成要素が、能力・成績係数などのシステム特性におよぼす影響を、模擬してマトリクスとしてまとめた。

このように多数の外的要因、機器特性要因を総合して最適制御できるように多対多の対応動作マトリクスとしてまとめることにより、複雑な空調機の機能を容易に制御することが可能となった。本論文はこのマトリクス電子制御方式の理論と、マトリクスをマイクロコンピュータに記憶させて実機運転にて使用する制御方法を述べる。

2. 冷凍サイクルのモデルと理論式

本解析に使用した冷凍サイクルのモデルを図1に示す。圧縮機はレシプロ型の定格出力2.2kWクラスのものとし、膨張弁は温度式膨張弁を使い、膨張弁入口における冷媒のサブクール度又は圧縮機入口における冷媒のスーパーヒート量を変更できるようなモデルを

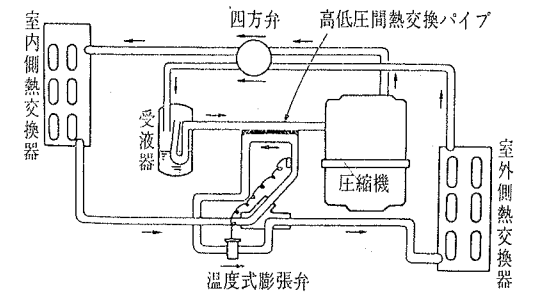


図1 冷凍サイクルモデル (暖房運転)

作成した。

2.1 圧 縮 工 程

吐出冷媒温度 T_d と容積効率 η_v と入力 L と流量 G を求める式を次に示す。

$$T_d = T_s \times \rho^n \dots \dots \dots (1)$$

$$\eta_v = C_1 - C_2 \times \rho^{n-1} \dots \dots \dots (2)$$

$$L = \frac{1}{\eta_m} \times \frac{1}{n-1} \times P_s \times v_g \times G \times \left(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \times K \dots \dots \dots (3)$$

* 三菱電機株式会社 商品研究所
Mitsubishi Electric Corporation Consumer Products Research Laboratory.
原稿受理 昭和58年7月20日

$$G = V_p \times \eta_o / v_g \dots (4)$$

記号 T_d : 吐出温度 °K, T_s : 吸入温度 °K, $\rho = \frac{P_d}{P_s}$: 圧縮比, P_d : 吐出圧力 kg/cm², P_s : 吸入圧力 kg/cm², $C_1 C_2$: 定数, n : 修正ポリトロプ指数, η_m : 全機械効率, v_g : 吸入比容積 m³/kg, K : 単位換算係数, V_p : 理論ピストン押し量 m³/h

2.2 熱交換器

熱交換器における基本的な理論式は次のようになる。

連続の式

$$\frac{\partial}{\partial t} \cdot \left(\frac{1}{v} \right) + \frac{1}{S_0} \frac{\partial G}{\partial x} = 0 \dots (5)$$

エネルギーの式

$$\frac{\partial}{\partial t} \cdot \left(\frac{H}{v} \right) + \frac{1}{S_0} \frac{\partial (G \cdot H)}{\partial x} = \frac{4}{d_i} \cdot K_o \cdot (T_a - T_r) \dots (6)$$

運動量の式

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} - F \dots (7)$$

圧力損失の式

$$F = \frac{1}{d_i} \cdot \lambda' \cdot \frac{u^2}{2g \cdot v} \times 10^{-4} \dots (8)$$

記号 v : 比容積 m³/kg, S_0 : 管断面積 m², G : 重量流量 kg/h, x : 管長 m, t : 時間 h, H : エンタルピー kcal/kg, d_i : 管内径 m, T_a : 管外空気温度 °C, T_r : 管内冷媒温度 °C, K_o : 熱通過率 kcal/m²·h·°C, ρ : 比重 kg/m³, u : 流速 m/s, t_s : 時間 s, g : 重力加速度, P : 圧力 kg/cm², F : 摩擦抵抗 kg/cm²/m, λ' : 修正摩擦抵抗係数

2.3 膨張弁

図2に示すような膨張弁において、バルブピンの変位と開度を表す式は次のようになる。

バルブピンの変位

$$x = \frac{A}{K_d + K_R} \cdot (P_c - P_B) + \frac{F_d + F_R}{K_d + K_R} \dots (9)$$

開度

$$S = S_p + S_B - \pi \left\{ \left(\frac{S_B}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} - x \cdot \tan \theta \right\}^2 \dots (10)$$

記号 x : バルブピンの変位 cm, K_R : スプリングのバネ定数, K_d : ダイアフラムのバネ定数, A : ダイアフラムの受圧有効面積 cm², F_d : ダイアフラムの初期力 kg, F_R : スプリ

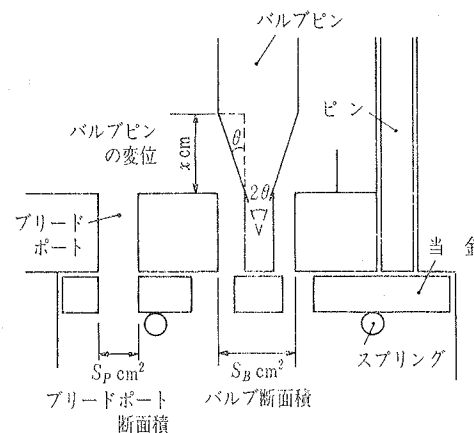
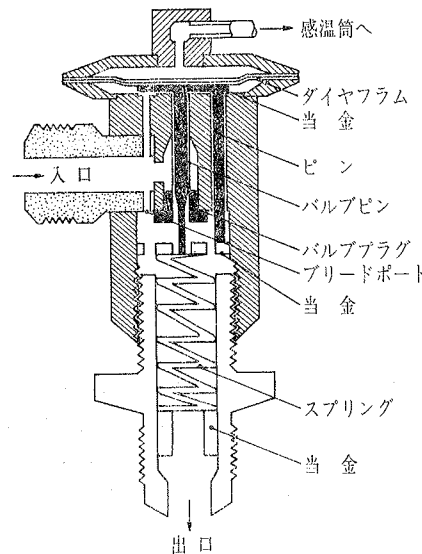


図2 膨張弁

G : 初期力 kg, P_c : 膨張弁入口圧力 kg/cm², P_B : 感温筒内圧力 kg/cm², S : 開度 cm², S_p : プリードポート断面積 cm², S_B : バルブ断面積 cm², θ : 円錐部角度

3. シミュレーションプログラム

2章で述べた理論式を使ったシミュレーションプログラムのゼネラルフローチャートを図3に示す。

4. 冷凍サイクル各種要素とシステム特性との相関

4.1 室内側熱交換器とシステム特性

熱交換面積と総括熱通過率の積 ($A_i K_i$) の現状値を規格化して1とし、これを $A_i K_i = 0.5, 0.8, 1.0,$

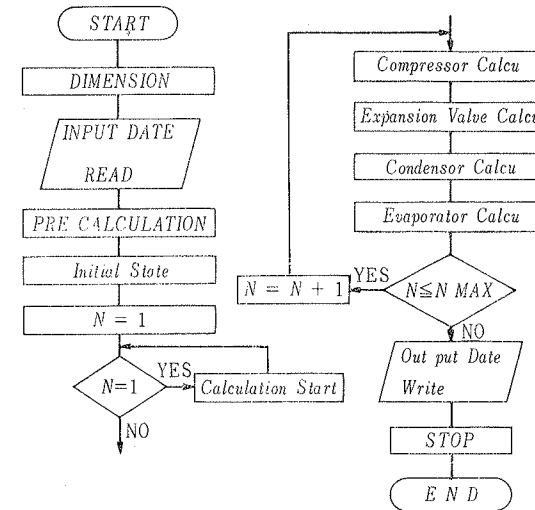


図3 シミュレーションプログラムゼネラルフローチャート

1.2, 1.5に変化させた場合について計算した。その結果を図4と図5に示す。冷・暖房能力および成績係数は、 $A_i K_i$ の値と正の相関関係にある。冷房運転時、室内側熱交換器は蒸発器になるため $A_i K_i$ を変化させると低圧側圧力の変化により、圧縮機吸入冷媒ガスの比容積が大きく変化し、循環冷媒流量の変化が冷房能力に直接大きく効いてくる。それに対し、低圧側圧力の上昇と相まって、高圧側圧力も上昇するので、圧縮比 ρ と成績係数に大きな変化はない。これを定量的に表現すると式(11)となる。

$$\left. \begin{aligned} \text{冷房能力 } Q_c &= 2520 A_i K_i + 3610 \\ \text{冷房成績係数 } COP_c &= 0.220 A_i K_i + 1.85 \\ \text{暖房能力 } Q_h &= 394 A_i K_i + 6100 \\ \text{暖房成績係数 } COP_h &= 0.633 A_i K_i + 2.14 \end{aligned} \right\} \dots (11)$$

4.2 室外熱交換器とシステム特性

熱交換面積と総括熱通過率の積 ($A_o \times K_o$) の現状値を規格化して1とし、これを $A_o K_o = 0.5, 0.8, 1.0, 1.2, 1.5$ に変化させた場合について計算した。その結果を図6, 図7に示す。冷暖房能力および成績係数は $A_o K_o$ の値と正の相関関係にある。例えば冷房時室外熱交換器の $A_o K_o$ を增大させるということは、凝縮器側熱交換能力を上昇させ、凝縮温度つまり高圧側圧力を低下させることになり、圧縮比が小さくなって容積効率が上昇し、循環流量が増大する方向になる。しかし低圧側はそれに見合うだけの熱交換能力を有していないため、低圧側温度つまり低圧側圧力を低下させる方向にむかう。蒸発温度の低下は熱交換量を増大させ、同時に圧縮機吸入ガスの比容積は大きく(希薄)になり、冷媒循環流量は減少の方向に向かう。このことから $A_o K_o$ の増加は、高圧側圧力の低下によって圧縮機容積効率の増大と冷媒循環流量の増大を促す反面、低圧側圧力の低下を誘引し、希薄な冷媒ガスの吸入によって冷媒循環流量の減少をもたらす動きとが相殺し、冷媒循環流量と能力は余り変化しない。しかし高圧の下がり方が相対的に大きく成績係数は著しく変化する。これらを定量的に表現すると次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \text{冷房能力 } Q_c &= 763 A_o K_o + 5430 \end{aligned} \right\}$$

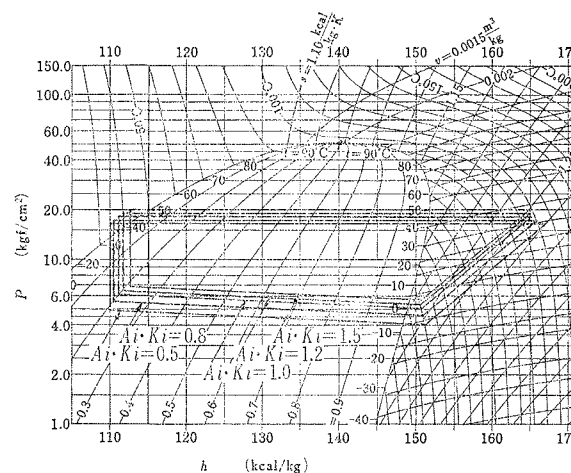


図4 暖房時モデル線図表示

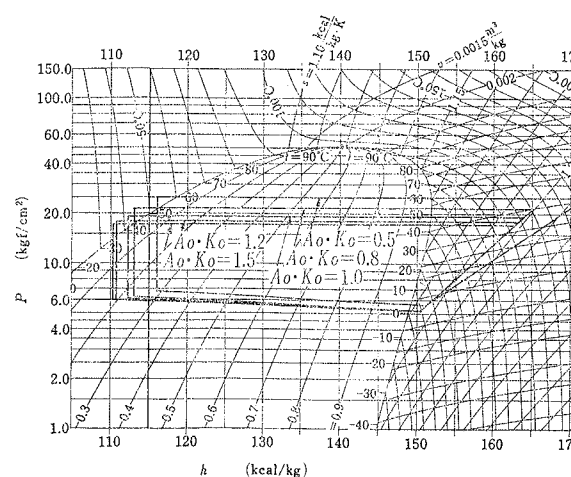


図5 冷房時モデル線図表示

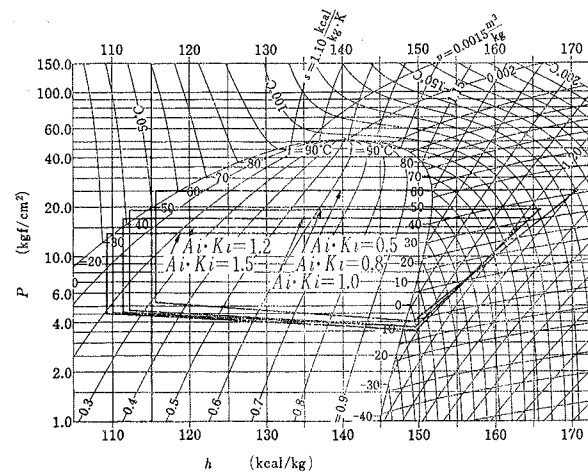


図6 暖房時モリエル線図表示

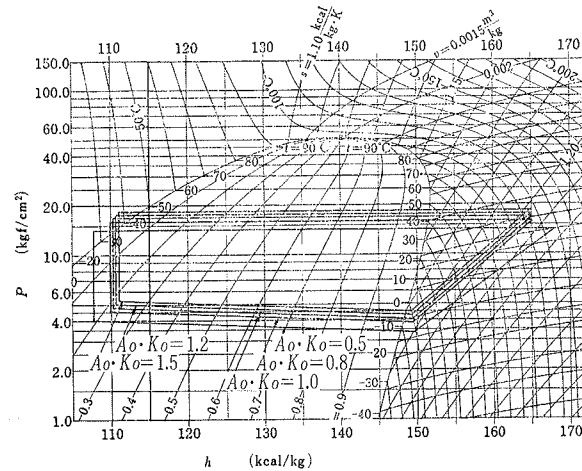


図7 冷房時モリエル線図表示

$$\left. \begin{aligned} \text{冷房成績係数 } COP_c &= 0.562 A_0 K_0 + 1.56 \\ \text{暖房能力 } Q_h &= 1790 A_0 K_0 + 4710 \\ \text{暖房成績係数 } COP_h &= 0.0241 A_0 K_0 + 2.80 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

更に前項の室内側熱交換器の $A_i K_i$ の変化と本項の室外側熱交換器の $A_0 K_0$ の変化による冷・暖房能力と COP におよぼす影響を整理すると表1のようになる。

表1 $A_i K_i$ と $A_0 K_0$ と能力と COP との相関

システム特性	冷房能力 Q_c	冷房成績係数 COP_c	暖房能力 Q_h	暖房成績係数 COP_h
構成要素				
室内熱交換器 $A_i K_i$	+Correlation Great	+Correlation small	+Correlation small	+Correlation Great
室外熱交換器 $A_0 K_0$	+Correlation small	+Correlation Great	+Correlation Great	Correlation nothing

以上のことから、能力は蒸発器（低圧側）の AK の増減によって大きく左右され、成績係数の方は凝縮器（高圧側）の AK の増減によって大きく左右されていることが判る。

4.3 理論ピストン押しのけ量とシステム特性

理論ピストン押しのけ量 V_p の現状値を規格化して1とし、 V_p を 0.5, 0.8, 1.0, 1.2, 1.5 に変化させた各場合の計算結果のうち暖房時のみ図8に示す。

暖房能力は、ピストン押しのけ量と正の相関が大であり、成績係数は逆に負の相関関係にある。容量制御を必要とする場合、ピストン押しのけ量をインパーターなどの方法で小さくすることができるならば、成績係数の向上を計ることができる。能力および成績係数を定量的に式化すると次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \text{冷房能力 } Q_c &= 3180 V_p + 3010 \\ \text{冷房成績係数 } COP_c &= -0.843 V_p + 2.91 \\ \text{暖房能力 } Q_h &= 4940 V_p + 1560 \\ \text{暖房成績係数 } COP_h &= -0.672 V_p + 3.45 \end{aligned} \right\} (13)$$

4.4 凝縮器出口冷媒のサブクール度とシステム特性

サブクール度を 0.0°C, 4.0°C, 8.0°C の3通りに変化させてシステム特性を計算させ、その結果のうち冷房時を図9に示す。能力も成績係数も大きな変化はない。例えばサブクール度が大きいと、利用エンタルピー量は増加する。しかし凝縮器側の $A_0 K_0$ が一定であるために熱交換能力は変化していないので、逆にサブクールをとるために凝縮温度が上昇する。更に低圧側圧力も低下する。この圧縮比の増大は容積効率の低下につながり、又低圧側圧力の低下は圧縮機吸入冷媒ガスの比容積 v の増大となり、結果的に循環流量は減少する。

以上の結果、サブクール度を大きくとることは、利用エンタルピーの増加と共に循環流量の減少となり、両者が相殺しあって能力はあまり変化しない。これらを定量的に表現すると式(14)となる。

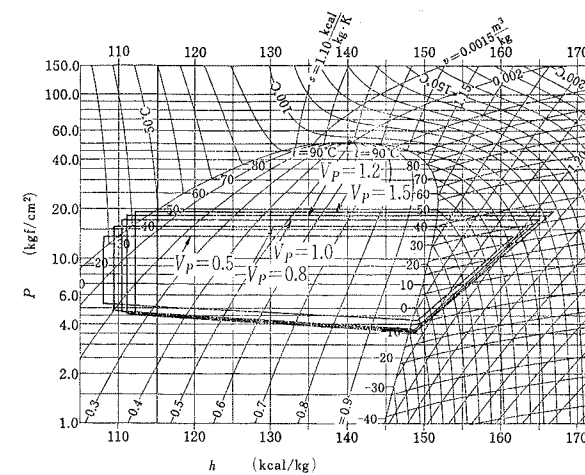


図8 暖房時モリエル線図表示

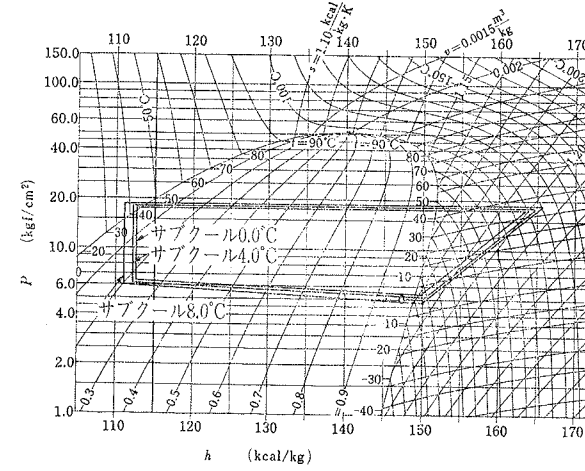


図9 冷房時モリエル線図表示

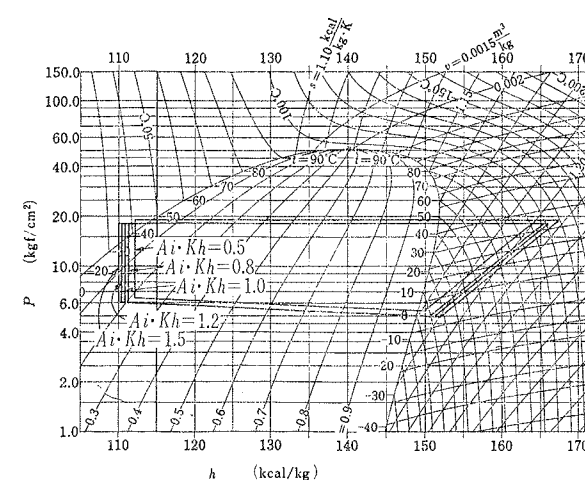


図10 暖房時モリエル線図表示

$$\left. \begin{aligned} \text{冷房能力 } Q_c &= -22.3 S_c + 6280 \\ \text{冷房成績係数 } COP_c &= 0.000375 S_c + 2.07 \\ \text{暖房能力 } Q_h &= 18.3 S_c + 6420 \\ \text{暖房成績係数 } COP_h &= 0.0128 S_c + 2.73 \end{aligned} \right\} (14)$$

S_c : サブクール度 deg

4.5 圧縮機吸入冷媒のスーパーヒート量とシステム特性

高低圧間の熱交換用パイプの熱交換面積と総括熱通過率の積 ($A_h \times K_h$) の値の現状値を規格化して1とし、これを0.5, 0.8, 1.0, 1.2, 1.5に変化させた場合について計算し、暖房時の計算結果を図10に示す。

暖房能力は、圧縮機吸入冷媒ガスがスーパーヒートしてくるにつれて、吐出温度・吐出エンタルピーが共に上昇し、凝縮器側利用エンタルピーが増加してくる。一方、吸込比容積が大きくなって冷媒循環流量が減少してくるが、両者が相殺しあっても 10 deg 程度のスーパーヒート量のところで少し高め的能力が得られる。ここで冷暖房能力と成績係数を熱交換パイプの $A_h K_h$ の関係として直線近似を行なうと次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \text{冷房能力 } Q_c &= -240 A_h K_h + 6430 \\ \text{冷房成績係数 } COP_c &= -0.0391 A_h K_h + 2.17 \\ \text{暖房能力 } Q_h &= 98.3 A_h K_h + 6400 \\ \text{暖房成績係数 } COP_h &= 0.0179 A_h K_h + 2.76 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (15)$$

5. 冷凍サイクルの各構成要素とシステム特性のマトリクス相関

4章では、冷凍サイクルの各構成要素がシステム特性におよぼす影響を定量化してきた。この結果は次式のように表現できる。

$$\left. \begin{aligned} Q_c &= Q_c(A_i K_i, A_0 K_0, V_p, A_h K_h, S_c) \dots\dots\dots (16) \\ COP_c &= COP_c(A_i K_i, A_0 K_0, V_p, A_h K_h, S_c) \dots\dots\dots (17) \\ Q_h &= Q_h(A_i K_i, A_0 K_0, V_p, \dots) \end{aligned} \right\}$$

$$A_h K_h, S_c) \dots\dots\dots (18)$$

$$COP_h = COP_h(A_i K_i, A_o K_o, V_p, A_h K_h, S_c) \dots\dots\dots (19)$$

$$\delta Q_c = \frac{\partial Q_c}{\partial A_i K_i} \delta A_i K_i + \frac{\partial Q_c}{\partial A_o K_o} \delta A_o K_o + \frac{\partial Q_c}{\partial V_p} \delta V_p + \frac{\partial Q_c}{\partial A_h K_h} \delta A_h K_h + \frac{\partial Q_c}{\partial S_c} \delta S_c \dots\dots\dots (20)$$

$$= 2520 \delta A_i K_i + 763 \delta A_o K_o + 3180 \delta V_p - 240 \delta A_h K_h - 22.3 \delta S_c$$

$$\delta COP_c = \frac{\partial COP_c}{\partial A_i K_i} \delta A_i K_i + \frac{\partial COP_c}{\partial A_o K_o} \delta A_o K_o + \frac{\partial COP_c}{\partial V_p} \delta V_p + \frac{\partial COP_c}{\partial A_h K_h} \delta A_h K_h + \frac{\partial COP_c}{\partial S_c} \delta S_c \dots\dots\dots (21)$$

$$= 0.220 \delta A_i K_i + 0.562 \delta A_o K_o - 0.843 \delta V_p - 0.0391 \delta A_h K_h + 0.000375 \delta S_c$$

$$\delta Q_h = \frac{\partial Q_h}{\partial A_i K_i} \delta A_i K_i + \frac{\partial Q_h}{\partial A_o K_o} \delta A_o K_o + \frac{\partial Q_h}{\partial V_p} \delta V_p + \frac{\partial Q_h}{\partial A_h K_h} \delta A_h K_h + \frac{\partial Q_h}{\partial S_c} \delta S_c \dots\dots\dots (22)$$

$$= 394 \delta A_i K_i + 1790 \delta A_o K_o + 4940 \delta V_p + 98.3 \delta A_h K_h + 18.3 \delta S_c$$

$$\delta COP_h = \frac{\partial COP_h}{\partial A_i K_i} \delta A_i K_i + \frac{\partial COP_h}{\partial A_o K_o} \delta A_o K_o + \frac{\partial COP_h}{\partial V_p} \delta V_p + \frac{\partial COP_h}{\partial A_h K_h} \delta A_h K_h + \frac{\partial COP_h}{\partial S_c} \delta S_c \dots\dots\dots (23)$$

$$= 0.633 \delta A_i K_i - 0.0241 \delta A_o K_o - 0.672 \delta V_p + 0.0179 \delta A_h K_h + 0.0128 \delta S_c$$

上記式(20)~(23)をマトリックスとして表わすと次のようになる。

$$\vec{S} = \vec{A} \cdot \vec{X} \dots\dots\dots (24)$$

$$\vec{S} = \begin{pmatrix} Q_c \\ COP_c \\ Q_h \\ COP_h \end{pmatrix} \vec{X} = \begin{pmatrix} \delta A_i K_i \\ \delta A_o K_o \\ \delta V_p \\ \delta A_h K_h \\ \delta S_c \end{pmatrix} \vec{A} = \begin{pmatrix} 2520 & 763 & 3180 & -240 & -22.3 \\ 0.220 & 0.562 & -0.843 & -0.0391 & 0.000375 \\ 394 & 1790 & 4940 & 98.3 & 18.3 \\ 0.633 & -0.0241 & -0.672 & 0.0179 & 0.0128 \end{pmatrix}$$

ここでマトリックス \vec{A} は、空調機各要素がシステム特性におよぼす影響を示しているので影響マトリックスと呼ぶことにする。更に空調機各構成要素のうち、影響の少ない $A_h K_h$ と S_c を消去して構成要素を3次元ベクトル \vec{Y} で表わし、システム特性に影響を与える影響マトリックスを \vec{B} (3行3列) とする。更にシステム特性 \vec{T} にも独立なパラメータとして冷房能力、暖房能力、暖房成績係数の3個をとると次のようになる。

$$\vec{T} = \vec{B} \cdot \vec{Y} \dots\dots\dots (25)$$

$$\vec{T} = \begin{pmatrix} \delta Q_c \\ \delta Q_h \\ \delta COP_h \end{pmatrix} \vec{Y} = \begin{pmatrix} \delta A_i K_i \\ \delta A_o K_o \\ \delta V_p \end{pmatrix} \vec{B} = \begin{pmatrix} 2520 & 763 & 3180 \\ 394 & 1790 & 4940 \\ 0.633 & -0.0241 & -0.672 \end{pmatrix}$$

システム特性 \vec{T} が要求される場合は、 \vec{B}^{-1} (\vec{B} の逆マトリックス) を利用して式(25)の左辺から \vec{B}^{-1} をかければ式(26)となるので、空調機各要素の仕様変更量 \vec{Y} を容易に決定することができる。

$$\vec{Y} = \vec{C} \cdot \vec{T} \dots\dots\dots (26)$$

$$\vec{C} = \vec{B}^{-1} = \begin{pmatrix} 0.000286 & -0.000115 & 0.511 \\ -0.000895 & 0.000979 & 2.96 \\ 0.000302 & -0.000144 & -1.11 \end{pmatrix}$$

この \vec{C} ベクトルを構成要素変更ベクトルと呼ぶことにする。これを利用すれば、希望するシステム特性を得るために、構成要素のどこを、どのように変更させればよいかを容易に計算・判定できる。このように、計算と判定が可能な制御方法が、機器に附属するマイクロコンピュータを利用すれば、現空調機の動作を制御するものとして実用可能となってくる。

6. マトリックス電子制御方式

前述のマトリックスを実際の空調装置に適用す

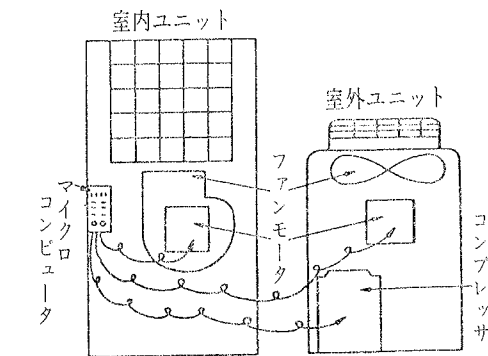


図11 マイクロコンピュータ組込空調装置

る方法を図11、図12を用いて説明する。図11は空調装置にマイクロコンピュータを組み込み、室内側

熱交換器のファン、室外側熱交換器のファン、および圧縮機をコントロールできるようにした例である。図12はこのマイクロコンピュータに式(26)の形の構

成要素変更ベクトルを記憶させて所要システム特性に沿って演算させ、構成要素の変更必要量を出力させるようにした例である。

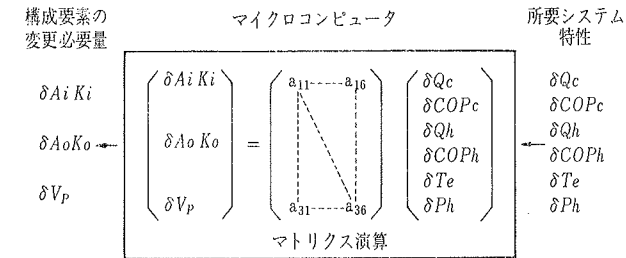
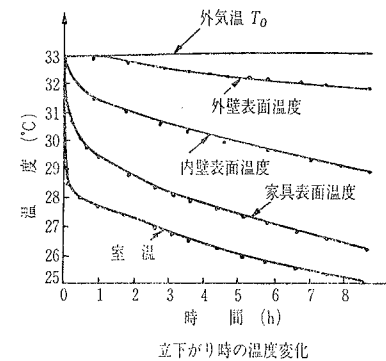
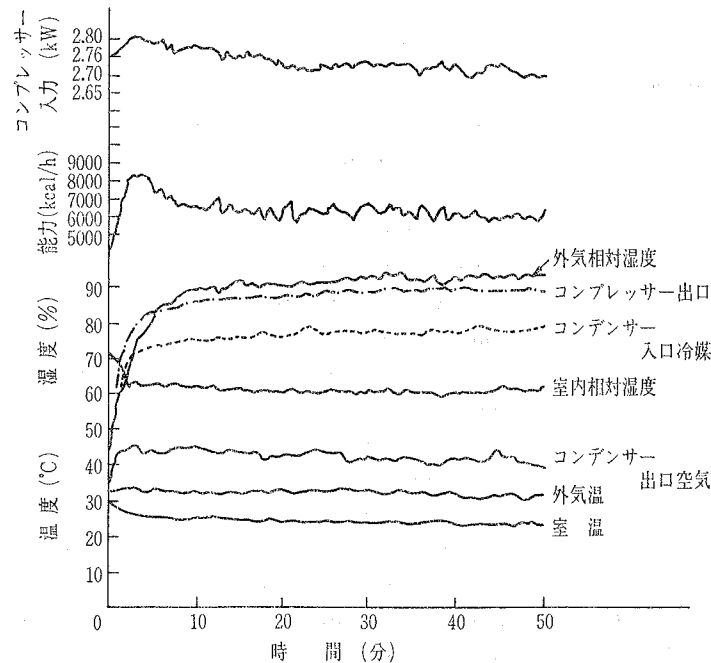


図12 マイクロコンピュータの利用方法



立上がり時の温度変化



ON-OFF 時の室温変化

図13 空調システムの動特性

6.1 容量制御

通常、空調装置による冷房運転時には、サーモスタットによる ON-OFF 運転制御が行われており、サーモスタットの設定温度・冷房能力・負荷の相対関係によって断続運転がくり返され、過渡運転状態にあることが多いといえる。つまり、機器のもつ最高の運転状態ではなく、成績係数の悪い状態で使用されていることになる。この状態を明確にするため、壁などの熱容量・空調機の動的冷房能力・動的成績係数・サーモスタットの室温制御仕様並びに冷房負荷を含めた空調システム全体の実際による評価を行い、その時間的変化状況を図13に示す。ここで、 T_s はサーモスタットの室温設定温度、 ΔT_s は設定温度幅を示す。更に図14に空調機が ON した時の起動時の入力の時間的変化を示す。この図から、空調機の起動時は安定運転時に比べて入力が多く必要とされることが分かる。すなわち、安定運転時に比べて、起動時の EER は 0 から 2.00 に立ち上るまで 5 分かかり実に 40% の減少となっている。したがって、空調機の連続運転を実施することは、省エネルギーの見地から極めて有効な制御であるといえる。

ところが図13に示すように室内・外の壁面温度などは壁の熱容量のために常に変化しており、たとえ内部発生熱が一定であったとしても、トータル負荷としては動的な変化をしており、室内温度を一定に保つためには、冷房能力を常に変化させてやらなければならない。このような時にこそ、これまで述べてきたマトリックス電子制御方式が有力な武器となってくるわけである。図12に示すように各時刻における必要冷房能力 Q_c がマイクロコンピュータにインプットされると、マトリックス演算が行なわれて各構成要素の変更必要量が出力され、室内側と室外側の熱交換機用ファンの速度調節と圧縮機の容量制御が行なわれる。しかも、所要システム特性の中に成績係数 COP_c を含めてあ

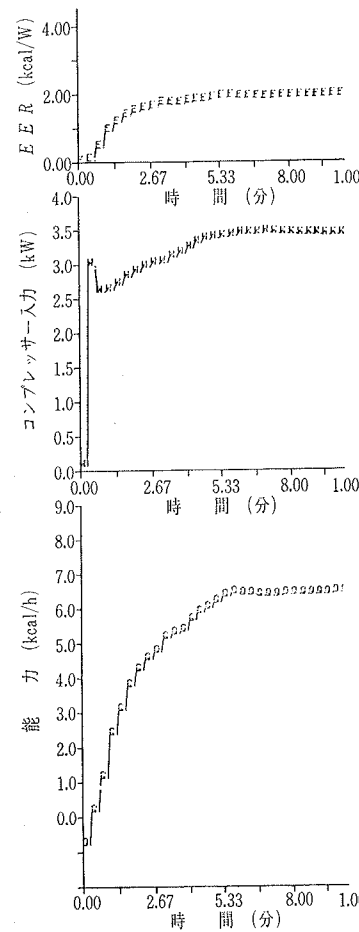


図14 再起動時圧縮機入力の変化的変化

るため、常に最高のCOP_eのもとでの容量制御を行なわせることができる。このようにすれば、複雑なON-OFF運転に比べてトータル的にCOPを向上させるとともに、圧縮機の信頼性をも向上させることが可能となる。

6.2 蒸発温度制御

梅雨時の湿気が多い季節に冷房運転をする場合の室内湿度は、図15に示すような変化をする。この図では、室内相対湿度がまだ70%までしか下がっていないのに、室温が26°Cまで下がっている。このような時に快適な環境を作るためには、顕熱比の小さい(冷房能力のうち顕熱による温度変化より潜熱による除湿能力の大きい)運転が要求される。そのため、蒸発温度を下げて運転する必要がある。そこで、式(25)、(26)の中のシステム特性のうち蒸発温度T_eを含めると式(27)ができる。

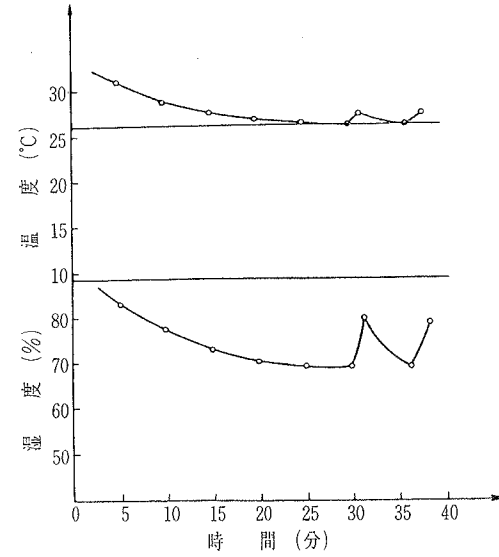


図15 冷房運転中の室内温湿度

$$\begin{pmatrix} \delta Q_c \\ \delta COP_c \\ \delta T_e \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \delta A_i K_i \\ \delta A_o K_o \\ \delta V_p \end{pmatrix} \dots (27)$$

今、冷房能力Q_cと蒸発温度T_eとの要求があれば式(27)で示す行列の演算によって、逆に室内側と室外側熱交換器のファン及び圧縮機の制御量を求めることができる。

6.3 運転範囲の拡大

冬期暖房運転時で暖房負荷が小さいとき、高圧側(凝縮器側)圧力が上昇して高圧カットオフになり、暖房運転が不可能となる場合がある。だからといって、高圧側圧力を下げて運転を続行させるために室外側熱交換器(蒸発器)用ファンの回転数を低下させると、こんどは低圧側圧力が下がり過ぎて蒸発温度が-10.0°C程度になり、霜が着き始めてやがてはデフロストサイクルに入り、これもまた暖房運転継続下可能となる。この様子を図16に示す。暖房運転時には高圧側圧力が26 kg/cm²程度以下で、かつ蒸発温度が-5°C以上であるようなシステム特性をもたすことが望ましい。例えば、室内側熱交換器用ファンと室外側熱交換器用ファンとをいかなる相関関係で制御すれば運転制御限界内に入れることができるかを示したのが図17である。図中、T_eは蒸発温度、P_hは高圧側圧力を示す。斜線部は着霜領域、網目部は高圧カットオフ領域であり、両者を避ける制御領域は極めて狭いことが明確である。この場合のマトリックスは、式(28)

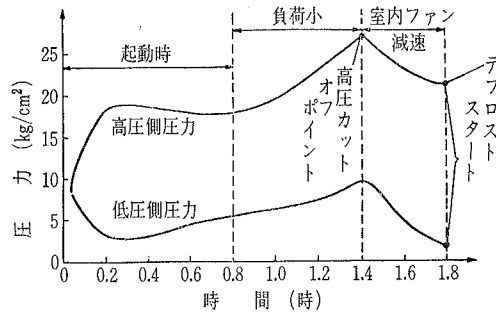


図16 高圧カットオフとデフロスト

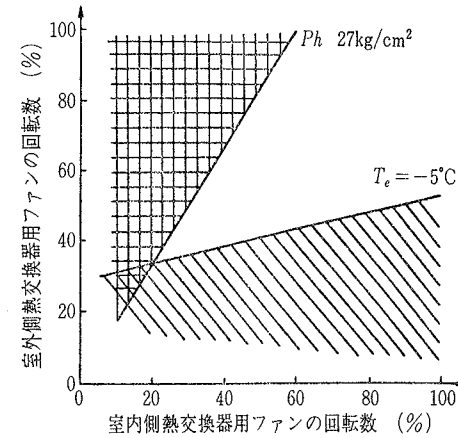


図17 室内・室外熱交換機用ファンの速度調節限界

に示すような暖房能力Q_h、暖房成績係数COP_h、高圧側圧力P_h、蒸発温度T_eを含んだものにすればよい。

$$\begin{pmatrix} \delta Q_h \\ \delta COP_h \\ \delta P_h \\ \delta T_e \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \\ a_{31} & a_{32} \\ a_{41} & a_{42} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \delta A_i K_i \\ \delta A_o K_o \end{pmatrix} \dots (28)$$

この式を図11、図12に示すように応用すれば、その時々に必要な暖房能力に応じ、室内・外の両ファンを図17に示す制限領域内で相関を持たせて制御することができる。

これまで述べてきたように、容量制御・蒸発温度制御・運転範囲の拡大などは、省エネルギー運転制御あるいは快適性の向上、更には機器自体の信頼性の向上を追求したものである。このような、きめ細かい運転

を簡便に統一的に実行する手段としてマイクロコンピュータを使ったマトリクス電子制御方式の開発は極めて有効であると確信している。

7. 結 言

省エネルギーが強い社会的要求となっており、空調装置の省エネルギー運転方法を確立することは、空調冷凍技術の進展のために必要である。

一方、電子技術の発達に伴い、マイクロコンピュータ組み込みの機器が開発されているが、空調装置に関しては、未だその機能を十分に活用しているとは言い難い。本文では、マイクロコンピュータの持つ記憶・演算・判断の機能を利用するマトリクス手法を紹介し、これからの電子制御による空調装置の最適制御の方向を示した。今後とも、ますます省エネルギーでかつ快適な空調を行うために、きめ細かい運転制御が要求されるであろうし、そのための道具としてのマイクロコンピュータを十分に活用する方法が開発されることを期待するものである。

文 献

1. R22冷媒熱物性値表, 日本冷凍協会.
2. 内田: 冷凍機械工学ハンドブック
3. 内田他: 冷凍, 45~515, (昭54-9).
4. 斉藤他: 冷凍, 46~529 (昭46-11).
5. 千秋: 機論, No. 720-13 (1972-8).
6. 小滝他: 冷凍, 50~574 (昭50-8).
7. 室谷: 冷凍空調における新技術, 50.1.16-17.
8. 樋口他: 冷凍, 42-438 (昭42-4).
9. 鈴置: 機論, 41~350 (昭50-10).
10. F. J. Moody: Trans ASME (1965-2).
11. G. L. Wedekind 他: Int Heat Transfer cont 5 [4] 1974.
12. Zivi: Asme Journal of Heat Transfer 247 (1964-5).
13. 斉藤他: 東京大学工学部総合試験所年報, 第38巻 (1979) p. 97.
14. 斉藤他: 東京大学工学部総合試験所年報, 第39巻 (1980) p. 69.
15. 松岡: 三菱電機技報, 53~11, 1979.