

プロセス制御系設計用CADソフト (その15)

—加湿器を分離した空調のための物理モデル—

渡利久規、黒須 茂、星野剛志*

CAD Software for Designing Process Control System

—Physical Model with separation of Humidifier—

Hisaki WATARI, Shigeru KUROSU, Takeshi HOSHINO*

1. はじめに

制御系を設計するさい、対象となるシステムのモデリングは重要である。そこで、筆者らは空調システムに対して、入出力データを基に統計的手法により数学モデルでのモデリングを行ってきたが、それぞれの係数のもつ物理的意味に疑問がもたれた¹⁾。

本研究では、空調システムに物理法則を適用し、物理モデルを提案する。このモデルを用いたシミュレーションにより可制御領域の確立およびPIコントローラの調整法を検討する。

前稿²⁾では、空調空間(部屋)のほかに、空調機を考慮して部屋の温度、湿度の制御系について検討してきたが、空調機の給気温度に対して、絶対湿度が固定されてしまい、設定湿度が高い場合において制御不能となった。そこで本稿では、加湿器内の給気温度の上昇を考慮するため、加湿器を空調機から分離している。

2. 制御対象

対象となる空調システムはFig.1に示すようなVAVシステム(Variable Air Volume)とよばれる空調制御のシステムで、空調機は部屋へ供給する空気のと湿度を、VAV装置は供給風量により室内温度と室内湿度をそれぞれ制御するシステムである。制御対象となる部屋は、分布系を反映するため5つの領域に区切って考え(Fig.2)、それぞれを瞬時完全混合空間として扱うこととする。この際、領域間の流れによる圧力変化は考慮していない。また、本稿では冷房モードで運転する場合を考える。

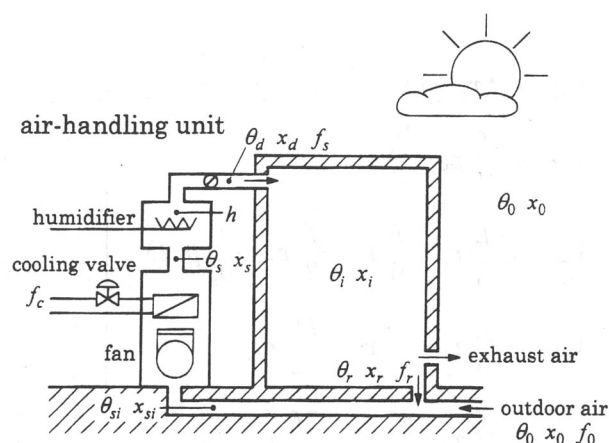


Fig.1 A schematic of VAV system

*平成9年度機械工学科卒業生(現京浜産業株)

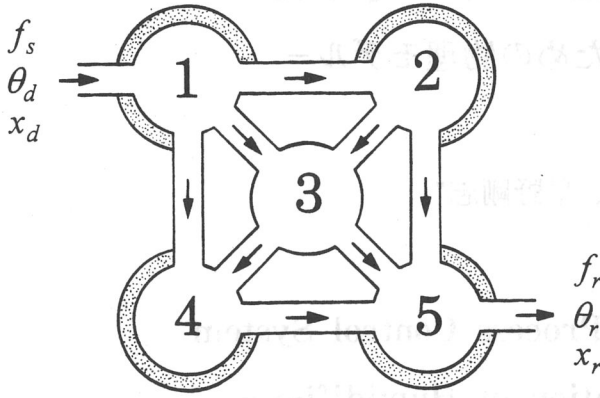


Fig.2 Zone model

3. 数学モデル

制御対象領域はFig.2の領域3が示す居住領域とする。以後はこの領域に注目して進める。ここで、各領域についてつぎの微分方程式がなりたつ。

室内の熱収支と物質収支

$$\left. \begin{aligned} C_1 \dot{\theta}_1 &= w\theta_d - w\theta_1 + \alpha_1(\theta_{w1} - \theta_1) \\ C_2 \dot{\theta}_2 &= \frac{w}{3}\theta_1 - \frac{w}{3}\theta_2 + \alpha_2(\theta_{w2} - \theta_2) \\ C_3 \dot{\theta}_3 &= \frac{w}{3}\theta_1 + \frac{w}{6}\theta_2 - \frac{w}{2}\theta_3 + \alpha_3(\theta_{w3} - \theta_3) + q(t) \\ C_4 \dot{\theta}_4 &= \frac{w}{3}\theta_1 + \frac{w}{4}\theta_3 - \frac{7w}{12}\theta_4 + \alpha_4(\theta_{w4} - \theta_4) \\ C_5 \dot{\theta}_5 &= \frac{w}{6}\theta_2 + \frac{w}{4}\theta_3 + \frac{7w}{12}\theta_4 - w\theta_5 + \alpha_5(\theta_{w5} - \theta_5) \end{aligned} \right\} \dots\dots(1)$$

$$\left. \begin{aligned} V_1 \dot{x}_1 &= f_s x_d - f_s x_1 \\ V_2 \dot{x}_2 &= \frac{f_s}{3} x_1 - \frac{f_s}{3} x_2 \\ V_3 \dot{x}_3 &= \frac{f_s}{3} x_1 + \frac{f_s}{6} x_2 - \frac{f_s}{2} x_3 + \frac{1}{\rho_a} p(t) \\ V_4 \dot{x}_4 &= \frac{f_s}{3} x_1 + \frac{f_s}{4} x_3 - \frac{7f_s}{12} x_4 \\ V_5 \dot{x}_5 &= \frac{f_s}{6} x_2 + \frac{f_s}{4} x_3 + \frac{7f_s}{12} x_4 - f_s x_5 \end{aligned} \right\} \dots\dots(2)$$

壁の熱収支

$$\left. \begin{aligned} C_{w1} \dot{\theta}_{w1} &= \alpha_1(\theta_1 - \theta_{w1}) + \beta_1(\theta_0 - \theta_{w1}) \\ C_{w2} \dot{\theta}_{w2} &= \alpha_2(\theta_2 - \theta_{w2}) + \beta_2(\theta_0 - \theta_{w2}) \\ C_{w3} \dot{\theta}_{w3} &= \alpha_3(\theta_3 - \theta_{w3}) + \beta_3(\theta_0 - \theta_{w3}) \\ C_{w4} \dot{\theta}_{w4} &= \alpha_4(\theta_4 - \theta_{w4}) + \beta_4(\theta_0 - \theta_{w4}) \\ C_{w5} \dot{\theta}_{w5} &= \alpha_5(\theta_5 - \theta_{w5}) + \beta_5(\theta_0 - \theta_{w5}) \end{aligned} \right\} \dots\dots(3)$$

空調機の熱収支と物質収支

$$C_a \dot{\theta}_s = w(\theta_{si} - \theta_s) + \alpha_a(\theta_0 - \theta_s) - f_c \rho_w c_w (T_0 - T_i) \dots\dots(4)$$

$$V_a \dot{x}_s = f_s(x_{si} - x_s) \dots\dots(5)$$

空調機まわりの熱収支と物質収支

$$w\theta_{si} = w_0\theta_0 + w_r\theta_r \dots\dots(6)$$

$$f_s x_{si} = f_0 x_0 + f_r x_r \dots\dots(7)$$

加湿器の熱収支と物質収支

$$C_d \dot{\theta}_d = w(\theta_s - \theta_d) + \alpha_d(\theta_0 - \theta_d) \dots\dots(8)$$

$$V_d \dot{x}_d = f_s(x_s - x_d) + \frac{1}{\rho_a} h(t) \dots\dots(9)$$

ここに、

物理定数

c_p : 空気の定圧比熱 (0.24 [kcal/kg℃])

c_w : 水の比熱 (1.0 [kcal/kg℃])

ρ_a : 空気の密度 (1.3 [kg/m³])

ρ_w : 水の密度 (998.2 [kg/m³])

諸定数

C_i : 部屋の熱容量 [kcal/℃]

C_{wi} : 壁の熱容量 [kcal/℃]

C_a : 空調機の熱容量 [kcal/℃]

α_i : 壁から部屋に通過できる単位熱量 [kcal/min℃]

β_i : 外気から壁に通過できる単位熱量 [kcal/min℃]

$q(t)$: 発生顕熱 (1.5 [kcal/min])

$p(t)$: 発生した水蒸気量 (0.00133 [kcal/min])

V_i : 各領域の体積 [m³]

V_a : 空調機の体積 [m³]

プロセス制御系設計用CADソフト（その15）—加湿器を分離した空調のための物理モデル—

変数

θ_d : 加湿器の温度 [°C]
 θ_i : 室内温度 [°C]
 θ_{wi} : 壁温度 [°C]
 θ_s : 給気温度 [°C]
 θ_{si} : 空調機の入口温度 [°C]
 θ_0 : 外気温度 [°C]
 θ_r : 循環気の温度 [°C]
 f_s : 吹出風量 [m³/min]
 f_0 : 外気流入量、排気量 [m³/min]
 f_r : 循環気量 [m³/min]
 f_c : 冷水流量 [m³/min]
 w : 流量×比熱×密度 [kcal/min°C]
 x_d : 加湿器の絶対湿度 [kg/kg(DA)]
 x_i : 各領域の絶対湿度 [kg/kg(DA)]
 x_0 : 外気絶対湿度 [kg/kg(DA)]
 x_s : 給気絶対湿度 [kg/kg(DA)]
 x_{si} : 空調機の入口絶対湿度 [kg/kg(DA)]
 φ_i : 各領域の相対湿度 [%RH]
 T_i, T_0 : 冷水の入口、出口温度
 (4 [°C]、9 [°C])
 h : 加湿器の水蒸気発生量 [kg/min]

物理モデルのための空調領域の大きさは、2 [m] × 2.5 [m] × 2.5 [m] であり、5つの領域の容積はすべて等しく 2.5 [m³] とした。内部の熱負荷として、領域3にヒト1人がいると考え、冷房の場合の物理モデルを構築する。使用したパラメータをTable1にまとめる。

Table 1 Summary of significant parameters in the development of a room model

Zone i	1	2	3	4	5
C_i	1.56	1.56	21.56	21.56	21.56
C_{wi}	4.48	4.58	1.53	63.34	63.34
V_i	2.5				
α_i, β_i	0.04	0.06	0.01	0.21	0.21

Air-handling unit		Humidifier	
C_a	1.56	C_d	0.052
V_a	1.0	V_d	0.5
α_a	0.78	α_d	0.26

4. シミュレーション

4.1 設計仕様

本研究で用いた初期条件及び各目標値を以下のTable2に示す。ただし、室内温度、湿度の初期条件は、外気と同一状態とする。

Table 2 Summary of Design Specification

	Temperature	Humidity
Outdoor conditions	$\theta_0 = 32.5$ [°C]	$\varphi_0 = 62$ [%]
Indoor conditions	$\theta_3 = 26$ [°C]	$\varphi_3 = 50$ [%]
Supply conditions unit of air handling	$\theta_s = 10$ [°C]	($\varphi_s = 100$ [%])
Supply conditions of humidity	($\theta_d = 16$ [°C])	($\varphi_d = 70 \sim 100$ [%])

PIゲインの調整に用いた制御対象は3の部屋、空調機の伝達関数は1次おくれ+むだ時間系近似したものを用いる。

$$\frac{\Theta_3(s)}{F_s(s)} = \frac{2.5e^{-2.2s}}{1+37.0s} \quad \dots\dots(10)$$

$$\frac{X_3(s)}{H(s)} = \frac{e^{-0.22s}}{1+2.9s} \quad \dots\dots(11)$$

$$\frac{\Theta_s(s)}{F_c(s)} = \frac{1544e^{-0.14s}}{1+2.5s} \quad \dots\dots(12)$$

4.2 制御則

制御対象である部屋の領域3について、Table2を設定条件として、(a)PI制御及び(b)I-P制御を実施する。制御則はPI制御、I-P制御について、つぎのように書ける。

PI制御：

$$f_s = k_{c1} \left\{ (\theta_3 - \theta_r) + \frac{1}{T_{i1}} \int_0^t (\theta_3 - \theta_r) dt \right\} \quad \dots\dots(13)$$

$$h = k_{c2} \left\{ (\varphi_r - \varphi_3) + \frac{1}{T_{i2}} \int_0^t (\varphi_r - \varphi_3) dt \right\} \quad \dots\dots(14)$$

$$f_c = k_{c3} \left\{ (\theta_s - \theta_{sr}) + \frac{1}{T_{i3}} \int_0^t (\theta_s - \theta_{sr}) dt \right\} \quad \dots\dots(15)$$

I-P制御：

$$f_s = k_{c1} \left\{ \theta_3 + \frac{1}{T_{i1}} \int_0^t (\theta_3 - \theta_r) dt \right\} \quad \dots\dots(16)$$

$$h = k_{c2} \left\{ -\varphi_3 + \frac{1}{T_{i2}} \int_0^t (\varphi_r - \varphi_3) dt \right\} \quad \dots\dots(17)$$

$$f_c = k_{c3} \left\{ \theta_s + \frac{1}{T_{i3}} \int_0^t (\theta_s - \theta_{sr}) dt \right\} \quad \dots\dots(18)$$

ここに、最大操作量はつぎのとおり

$$\left. \begin{array}{l} \text{吹出風量: } 0 \leq f_s \leq 4 \text{ [m}^3/\text{min]} \\ \text{水蒸気発生量: } 0 \leq h \leq 0.087 \text{ [kg/min]} \\ \text{冷水流量: } 0 \leq f_c \leq 8 \times 10^{-3} \text{ [m}^3/\text{min]} \end{array} \right\} \quad (19)$$

このとき、偏差の積分値が飽和限界を越えたときに生ずるアンチリセットwindアップ対策を施している。両制御系ともPIゲインは部分的モデルマッチング法においてオーバーシュートなしの参照モデルを適用して求めている。ただし、今回用いたモデルは非線形であるため、線形系と見なしてPIゲイン調整を行っている。

部分的モデルマッチング法によって求められたPIゲインの調整値をTable3に示す。

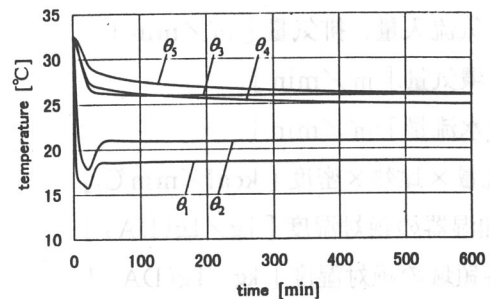
Table3 Tuning parameters for PI and I-P controllers

	PI action	I-P action
k_{c1}	2.5	2.8
T_{i1}	37 (min)	11 (min)
k_{c2}	0.0015	0.0017
T_{i2}	2.9 (min)	1.1 (min)
k_{c3}	0.0044	0.005
T_{i3}	2.5 (min)	0.72 (min)

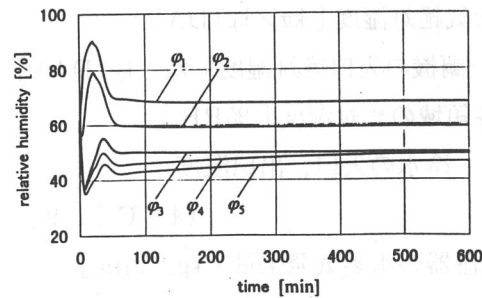
4.3. シミュレーション結果

空調プラントの技術者にとって、操作量の大幅な変化はアクチュエータに対して多大な負荷をかけるので、できるだけ避けるように配慮されている。本研究で提案した物理モデルにPI制御を適用した場合をFig.3(a)に、IP制御を適用した場合をFig.3(b)に示す。両制御系とも応答に大差はなく、良好な制御効果が得られている。温度制御に関しては、PI制御よりもI-P制御の方が操作量の立ち上がりが若干ではあるが緩やかであり、急激な変化をおこしにくいように思われる。したがって、操作量の大幅な変化を嫌う空調システムには適し

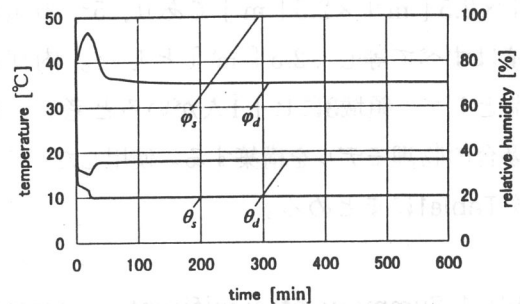
ているものと思われる。しかし、湿度制御に関しては、I-P制御では操作量が多く、応答も振動的になってしまった。これはTable3から明らかなように、比例ゲイン k_{c2} と積分時間 T_{i2} のちがいによるものである。加湿器の水蒸気発生量 h から絶対湿度 x_3 への伝達関数(11)式を基にPIパラメータを求めたが、実際に運用するさいは相对湿度 φ_3 を用いているのでゲイン k_c を減少させている。試行錯誤の結果、ゲインの減少率は1/50,000であった。



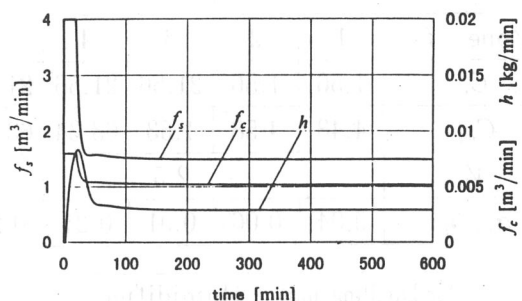
Indoor temperature



Indoor humidity



Air-handling unit



Control inputs

(a) PI-control

Fig.3 Transient responses of closed-loop system

プロセス制御系設計用CADソフト（その15）—加湿器を分離した空調のための物理モデル—

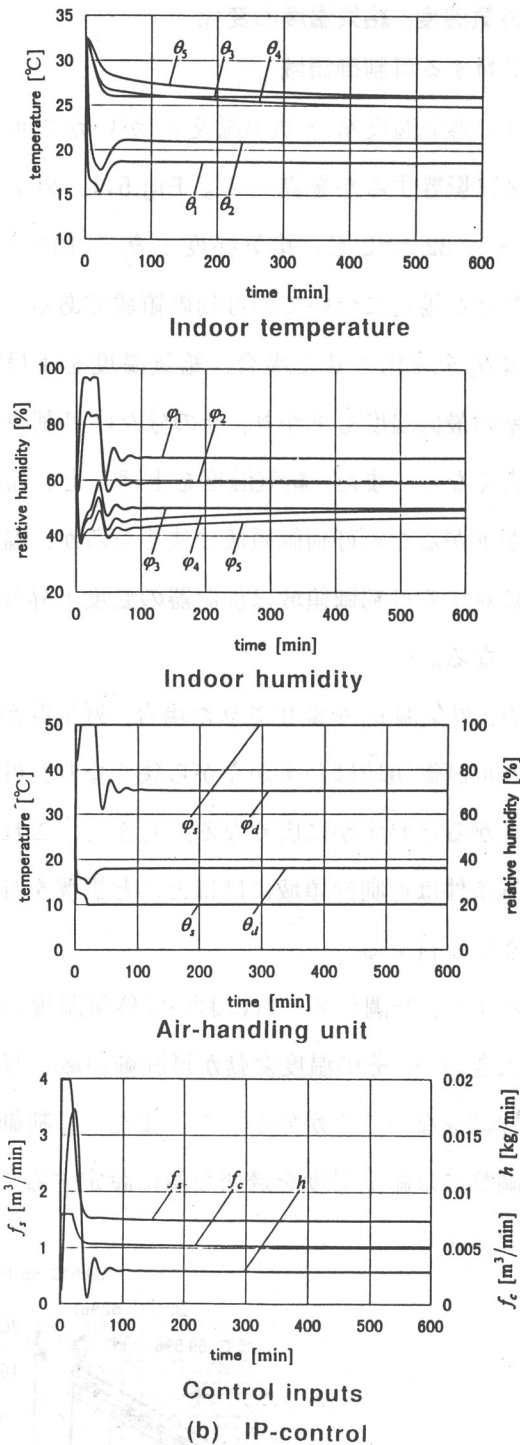


Fig.3 Transient responses of closed-loop system

5. 湿り空気線図における可制御領域

5.1. 可制御領域

Table1に示した設計仕様において、シミュレーションから可制御領域を調べた。ここで、最終状態が温度 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 、湿度 $\pm 0.5\%$ 以下に到達すれば可制御と見なす。得られた可制御領域を湿り空気線図上にプロットするとFig.4のようになり、4つの制御領域に区分された。

I : 温度、湿度とも可制御

II : 温度だけ可制御

III : 湿度だけ可制御

IV : 温度、湿度とも不可制御

可制御領域Iは湿り空気線図上の3つの直線(①, ②, ③)によって規定されたことがわかった。

これらの直線群は最大給気風量, 最大水蒸気発生量によって湿度と温度の定常的な関係はほぼ直

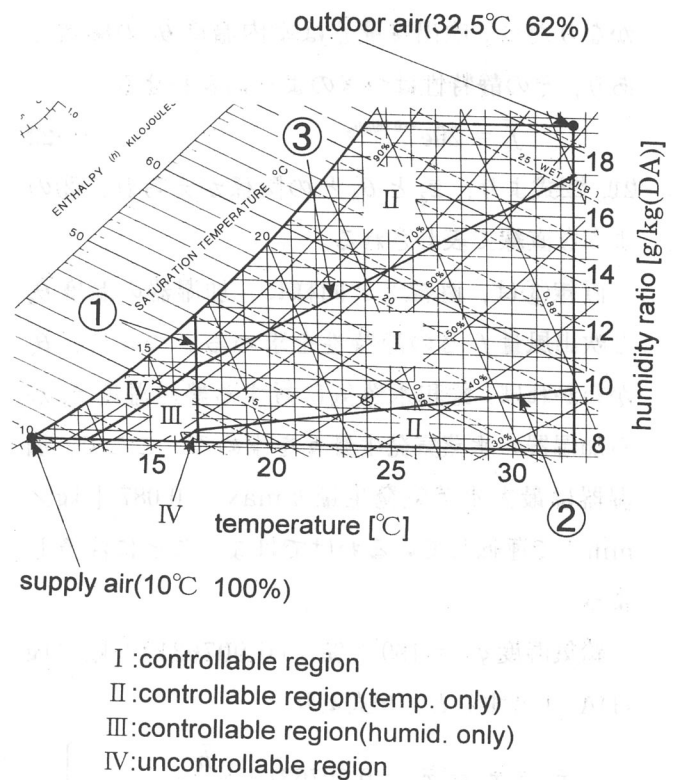


Fig.4 Controllable region

線で近似できる事実から、つぎのように説明できる。

直線①は最大吹出風量 $f_s \text{ max}$ によって達成可能となる最低温度を示している。 $f_s \text{ max} = 4 [\text{m}^3/\text{min}]$, $\bar{\theta}_s = 10 [^{\circ}\text{C}]$, $\bar{\theta}_{wi} = \bar{\theta}_0 = 32.5 [^{\circ}\text{C}]$ として、壁温の影響を無視する。入力 f_s に対する出力 θ_3 の定常値 $\bar{\theta}_3$ を(1), (8)より求めると,

$$\left. \begin{aligned} \bar{\theta}_d &= 13.9 [^{\circ}\text{C}], \bar{\theta}_1 = 14.5 [^{\circ}\text{C}] \\ \bar{\theta}_2 &= 16.8 [^{\circ}\text{C}], \bar{\theta}_3 = 17.9 [^{\circ}\text{C}] \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

となる。シミュレーション結果では, $\bar{\theta}_3 = 17.1 [^{\circ}\text{C}]$ であり, これは壁の動特性を無視したことによる。

直線②は加湿器が作動していないとき ($h = 0$) の人間によって発生する水蒸気量 p と室内温度 $\bar{\theta}_3$ との静特性によって決まる。給気相対湿度 $\varphi_s = 100\%$ ($x_s = 0.007631$ [kg/kg (DA)]) とすると, (2), (9)式より, 定常状態では

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}_d = \bar{x}_1 = \bar{x}_2 &= 0.007631 \text{ [kg/kg (DA)]} \\ \bar{x}_3 &= 7.361 \times 10^{-3} + \frac{2.046 \times 10^{-3}}{f_s} \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

[kg/kg (DA)]

がなりたつ。吹出風量 $\bar{f}_s$ は室内温度 $\bar{\theta}_3$ の関数であり, その静特性はつぎのように表わせる。

$$\bar{f}_s = 20e^{-0.094\bar{\theta}_3} \quad \dots\dots(22)$$

(21), (22)式より, $\bar{x}_3$ と $\bar{\theta}_3$ との関係がえられ, ②のような直線で表わされる。

直線③は, 直線②と同様に, 加湿器の温度 $\bar{\theta}_d$ と吹出風量 $\bar{f}_s$ との静特性を求める。つぎに, $\bar{\theta}_d$ がわかれば, 飽和水蒸気に対する絶対湿度 $\bar{x}_d$ から加湿器の水蒸気発生量 $\bar{h}$ を求める。ここで, 加湿器は最大水蒸気発生量 $h_{\max} = 0.087$ [kg/min] で運転しているわけではないことに注意しよう。

給気湿度 $\varphi_s = 100$ [%] (0.007631) [kg/kg (DA)] とすると, (9)式より

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}_d = \bar{x}_1 = \bar{x}_2 &= 0.007631 + \frac{\bar{h}}{1.3\bar{f}_s} \\ \bar{x}_3 &= 7.631 \times 10^{-3} + \frac{\bar{h}}{1.3\bar{f}_s} + \frac{2.046 \times 10^{-3}}{\bar{f}_s} \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

吹出風量 $\bar{f}_s$ と室内温度 $\bar{\theta}_3$ との静特性は, (22)式によって与えられている。(8)式より加湿器の温度 $\bar{\theta}_d$ が計算でき, $\bar{\theta}_d$ の飽和水蒸気に対する絶対湿度 $\bar{x}_d$ から, つぎの式によって水蒸気発生量 $\bar{h}$ が求められる。

$$\bar{h} = 1.3\bar{f}_s(\bar{x}_d - 7.631 \times 10^{-3}) \quad \dots\dots(24)$$

これが加湿器として性能限界となる。室内温度 $\bar{\theta}_3$ において制御できる絶対湿度 $\bar{x}_3$ は(23)式によって求められる。

$17 \leq \bar{\theta}_3 \leq 32$ の範囲について $\bar{x}_3$ を求めると, ③のような直線で表わされる。

5.2. 外気温度, 給気温度の変化

に対する可制御領域

つぎに外気温度 θ_0 と吹出温度 θ_s がいかに可制御領域に影響するかを調べる。Fig.5は, 外気温度: $\theta_0 = 32.5 \pm 2^\circ\text{C}$, 給気温度: $\theta_s = 10 \pm 2^\circ\text{C}$ 変化させた場合についての可制御領域である。給気温度 θ_s を変化させた場合, 給気温度を下げれば部屋の最低温度も下がり, その分だけ可制御領域も広がる。また, 給気温度を上げると, 冷房能力が下がるため可制御領域は狭くなるが, 温度のみに対する可制御領域は加湿器の温度上昇分だけ広がる。

一方, 外気温 θ_0 を変化させた場合, 外気温が下がると可制御領域はわずかながら狭くなり, 外気温が上がるとわずかに広がる。しかし, これらの外気条件は可制御領域にはほとんど影響を与えていないと言える。

これより, 空調システムにおいて外気温度の影響は大きい, その温度変動が可制御領域に与える影響は少ないことが分かった。また, 可制御領域の調整には給気温度を適切な値に設定することが重要である。

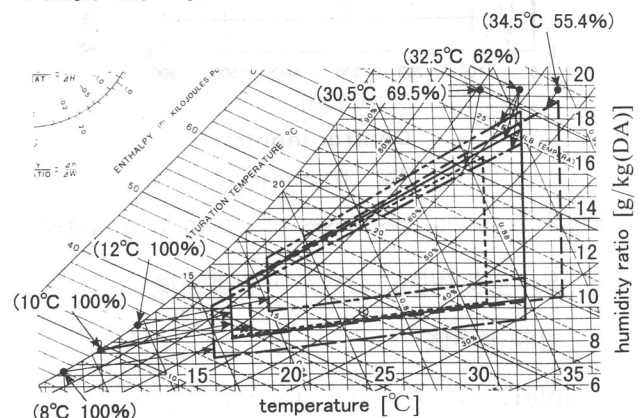


Fig.5 Effects of outdoor temperature and supply air temperature on the region

6. おわりに

本研究では、空調システム全体を簡易化した物理モデルを構築し、シミュレーションから湿り空気線図上における可制御領域を調べた。可制御領域は主に空調機からの給気温度に依存し、外気温度の変動からの影響はあまり受けないことがわかった。

また、VAVシステムは双線形系であるにもかかわらず、線形系とみなしパラメータ調整を行った。PI及びI-Pパラメータ調整に部分的モデルマッチング法を適用した結果、つぎのことがわかった。操作量を押さえる目的でI-P制御を実施したが、湿度に関しては期待した結果は得られなかった。しかしながら、このシステムにおいては線形系とみなしてPIパラメータの調整を行える可能性を示した。

参考文献

- 1) A. Kimbara et al : A Modeling Environmental Chamber, ASHRAE Transactions, 101-1, 262/273, ASHRAE(1995)
- 2) 村澤ほか：空調制御のための物理モデル（その2）、空気調和衛生工学会学術講演会論文集（1997）

討 論

質問：部屋モデルを5つに分けているが、空調制御の場合に本当にこのモデルでよいのか。

回答：数学モデルは現象のひとつの解釈であることを理解されたい。5つに分けて、現実にはありえない現象が起これば、その解釈はまちがいのことになる。本研究は5つの部屋に分けて検討した一例であって、これがよいといっているのではない。

質問：部屋モデルを5つに分けた場合と1つの場合との相違点は何か。

回答：1つの場合というのは、部屋モデルを1次おくれ系として扱っている場合である。とくにプロセス制御では、1次おくれ+むだ時間系で近似することは一般に行われるが、空調システムのように複雑なプラントは1次おくれ系で近似すべきではないと考えている。

1970～80年後半にかけて多くの文献では、アクチュエータ、センサについては詳しく解析しているが、制御系の動特性に一番影響する部屋モデルは1次おくれ系なのである。最近、アメリカで開発したソフトを使っている技術者より、部屋モデルは1次おくれ系であるが、配管中の輸送おくれとしてむだ時間も入力できるというが、輸送おくれとはごく微小時間（秒）であり、プラントから生じた本来のむだ時間とはちがう。

質問：部屋モデルを5つに分けているが、領域間での逆流は考えなくてよいのか。

回答：圧力差に基づいた流体の流れの動特性は考慮していない。実際には分布系であり、流れの分布を検討している研究もあるが、かならずしも制御に結びついてはいないようである。本研究は制御工学的な観点から、なるべくかんたんな数学モデルに基づいてどんな知見がえられるかという点に意義がある。

質問：冷房時に加湿というのは不合理ではないのか。

回答：一般には冷房時に加湿という状況は少ないようである。本研究では、外気条件（ 32.5 [°C]， $\phi_0 = 62\%$ ）の基で、室内の設定条件（ 26 [°C]， $\phi_3 = 50\%$ ）で制御したさいには、加湿器を運転しなければ実現できないことを示している。現場では、加湿器がなければ設定条件を狭めることになるであろうし、給気温度 θ_5 を変えて所望の湿度に調節しているのであろう。

質問：一般的にPI制御によりI-P制御の方が目標値変化に対する応答は緩やかとされているが、湿度制御ではI-P制御の方が振動的になっているのはなぜか。

回答：本文でも述べているように、湿度に関しては物質収支に基づいて水蒸気発生量 h から絶対湿度への伝達関数よりPIパラメータの調整を行っている。しかし、制御系では相对湿度をそれぞれ目標値、制御量にしている。したがって、PIパラメータは試行錯誤によって減少させなければ不安定になってしまう。I-P方式に振動している部分が顕著なのは、Table 3に示すようにゲインのちがいによるものと考えられる。

（受理年月日 1998年8月20日）