快適性と省エネを両立させる連携省エネ空調制御技術

高 木 康 夫*・米 沢 憲 造*・村 山 大*
西 村 信 孝*・花 田 雄 一*・山 崎 謙 一*

The HVAC Control Technology Making Energy Saving Compatible with Comfort

Yasuo TAKAGI*, Kenzo YONEZAWA*, Dai MURAYAMA*, Nobutaka NISHIMURA*,
Yuuichi HANADA* and Kenichi YAMAZAKI*

The new air-conditioning control technology for the energy saving for buildings is proposed. The method is mainly focused on the compatibility of energy savings and comfort. The energy saving is achieved through the next generation air handling unit that controls room humidity without energy loss and the optimal operation of HVAC (Heating, Ventilating and air-conditioning) system, manipulating the supplying airflow temperature to the rooms, room temperature and the humidity. The comfort is kept by the index (PMV: Predicted Mean Vote) that calculated with room temperature, humidity, radiation temperature, wind velocity and so on. In order to find the HVAC system operation conditions that satisfy the comfort and energy saving at the same time, very large-scale nonlinear programming with nonlinear constraints must be solved on real time basis. To make the programming of the system practical, the driving function loaded onto a control computer is introduced. The function is made by the spline interpolation to achieve calculation stable and to adapt to various HVAC operation modes. The effectiveness of the HVAC control technology is proved through a building HVAC data and the simulations using the data.

Key Words: air-conditioning, energy saving, comfort, control, optimization, simulator, interpolation

1. ま え が き

京都議定書が2005年2月16日発効したのに伴い、日本は2008年～2012年における温室効果ガスの排出量を、基準年(CO₂, CH₄, N₂Oについては1990年, HFCs, PFCs, SF₆については1995年)の総排出量の6%削減を求められている。しかし、2007年度の温室効果ガスの総排出量は、13億7,400万トン(CO₂換算)であり、上記基準年と比較して9.0%上回った。この温室効果ガスの中で、エネルギー由来の排出量が90.6%を占めることから、温室効果ガス削減には省エネルギーが重要である。特に、事務所ビルが属する業務その他部門は2005年度で約45%増加と、主要部門では最大の増加となっている^{1),2)}。また、この事務所ビルの消費エネルギーの50%～40%は空調に係るエネルギーであるので³⁾、空調システムの省エネ性能が事務所ビルのエネルギー性能を大きく左右する要素となっている(Fig. 1)。

以上述べたように、ビルなどの空調システム関係の省エネルギーを進めることは、地球温暖化防止の観点から重要な課題である。

一方、空調システムの本来の目的は、快適な空調空間の提供であるので、快適性の確保と省エネルギーの達成という二律背反の目標を克服することが必要である。特に、省エネルギーの達成だけに着目するならば、夏季の冷房期間にビル空調空間の温度設定を高く設定することにより、経験的には約10%/2°Cの省エネルギー効果が得られる。しかし、高すぎる温度設定は快適性を損ない、同時に事務の作業効率低下を招く可能性があり、本来の空調システムの目的を損なう。

この二律背反の課題を克服するために、本論文では連携省エネ空調システムを提案する。本システムでは、個々の空調

Fig. 1 Energy consumption in an office building

* (株)東芝 電力・社会システム技術情報開発センター 府中市東芝町1

* Power and Industrial Systems Research and Development Center, Toshiba Co. Ltd., 1 Toshiba-cho, Futyu
(Received November 10, 2009)
(Revised July 26, 2010)

機の効率向上だけでなく、従来、空調エンジニアリングで決められ固定とされた給気温度などのパラメータを、きめ細かく変化させることによりシステム全体の最適化を行なう。このとき、快適性を表わす指標(PMV)を制約条件として用いることにより、空調空間の快適性も確保する。これにより、快適性と省エネルギーの両立を図る。

また、空調空間の快適性には温度だけでなく湿度も大きな要素である。しかし、従来、冷房時の湿度制御は空氣の過冷却と再熱が必要なため、エネルギーを多量に消費する。これが高コストのため、現在、ビルの空調では厳密な湿度制御が実施されない例もある。しかし、快適な環境を実現するためには湿度制御も必要である。そこで本システムでは主に潜熱(水蒸気)を除去する冷水コイルと顕熱(温度)を除去するコイルを備え、おのおのを独立に制御することにより温度と湿度を独立に制御する新機能空調機を開発した。この新機能空調機と、快適性と省エネルギーの両立を実現する連携省エネ空調制御を組み合わせて、次世代空調システムを開発した^{4)~6)}。つぎに、次世代空調システムの省エネルギー性能を、空調システムシミュレーションを用いて評価した。この結果、20%を上回る省エネルギー効果のある見込みが得られた。

なお、最近の多くのビルのインテリアゾーン(窓際を除く内部空調空間)は年間を通して冷房モード(断熱性がよく、PCやOA機器が多いため)であるので、冷房(外気冷房も含む)の場合を扱う。

2. 連携省エネ空調制御

従来から実施されているビルの空調制御方式には、CAV(Constant Air Volume)方式とVAV(Variable Air Volume)方式が代表的である。CAV方式では、部屋の温度は部屋に供給される空気(以降、給気と呼ぶ)の温度で制御される。給気の流量は一定である。一方、VAV方式では、部屋の温度は給気の流量で制御される。給気の温度は出成り、または、一定である。

提案する連携省エネ空調制御では、省エネルギーを達成するために給気の温度も流量も同時に制御する。また、快適性を保ちつつ、冷房エネルギーを最小化するのに最も都合のよい部屋の温度・湿度を見つける。この制御を実現するための主要な技術は、(1)温度と湿度を独立に制御することのできる新機能空調機、(2)快適性を保ちながら消費エネルギーが最小になるように、給気温度、給気湿度、部屋の温度・湿度指示値を演算する最適化計算、(3)快適性指標 PMV、である。以下に、それぞれを紹介する。

2.1 新機能空調機

空調空間の温度と湿度を独立に制御することを目的に開発した次世代空調システムの水と空気および冷媒の流れを、Fig. 2に示す。なお、図示していないが、送風機や冷水、冷却水を駆動するポンプおよび冷凍機の圧縮機が設置され、これらは冷却塔のファンと共に動力を消費する主要な機器であ

Fig. 2 Fluid flows of Next Generation Air-conditioning System

る。空調システムの基本は、冷房を例にとると、その機能はつぎの2つに大別される。

- ・新鮮外気の除湿と冷却をする(主に潜熱冷房負荷)。
- ・建物内部での照明、OA機器、人体などの顕熱発熱を冷却する(顕熱冷房負荷)。

今日までほとんどの空調システムではこの2つの冷却を同時に行なっている。すなわち従来空調システムでは外気(OA)と還気(RA)を混合して1つのコイルで処理していた。本空調システムではFig. 2に示すようにインテリア空調(窓際を除く内部空間の空調)に対しては、外気処理(OA)用コイルと還気処理(RA)用コイルを設けた。RA用コイルでは主にRAの熱を奪うことにより、空調負荷のうちの顕熱を奪う。OA用コイルでは、外気に大量に含まれる潜熱(水蒸気)を奪う。十分な除湿を達成するために、OA用コイルの出口空気は、深く冷却する必要があるが、いずれにしてもRAコイルの除熱量とOAコイルの除熱量の和は、空調負荷(顕熱+潜熱)として、外気条件や部屋の空調条件が与えられると決まる所与の量であり、この湿度制御により余分な冷房負荷が発生することはない。それに対して、従来の湿度制御では深く冷却して除湿した後、冷えすぎを防ぐために加熱するという無駄なエネルギーの使用が必要である。

したがって、従来の空調機による湿度制御と比べて、省エネルギーを達成しながら温度と湿度を独立に制御できるようになり、無駄なエネルギーの消費なく快適な環境を作るのに適したシステム構成である。

2.2 最適化問題

提案する連携省エネ制御では、空調システム全体の消費エネルギーが与えられた条件下で最小となるように、空調システムの運転条件を最適化演算により求める。本節では、最適化する問題を示す。

ビル空調(HVAC)システムの消費エネルギーは、Fig. 2に示した冷凍機などの機器動力やポンプ、ファン動力から構成される。この総和を最小化するのが目的である。

(目的関数) $J =$

冷却塔消費エネルギー + 冷凍機消費エネルギー
+ ポンプ消費エネルギー + 送風機消費エネルギー
(制約条件) 機器の動作範囲、部屋の温度・湿度が
PMV 快適範囲、冷水コイルの伝熱特性、
ファン・ポンプの特性 など

地域冷暖房(DHC: District Heating and Cooling)のビル

の場合の定式化を下記に示す。DHC では冷水などの熱媒は配管を通じて外部から供給されるので (Fig. 3), 中央熱源に関する式は不要である。関係式は複数の空調ゾーンとそれに対応した空調機およびそれに供給する冷水システムとして定式化できる。

Evaluation Function

$$J = \min_{\text{ポンプ・ファン}} \sum_{i,j} E_{fan}^{i,zone-j,floor} + \sum_{i,j} E_{chilled\ water}^{i,zone-j,floor} + E_{pump}$$

$$\text{Constraints} \quad (1)$$

$$F_w^{\min} \leq F_w \leq F_w^{\max} (\text{for } \forall \text{ water flow}) \quad (2)$$

$$F_{air}^{\min} \leq F_{air} \leq F_{air}^{\max} (\text{for } \forall \text{ AC Floor } 1 \sim N, \text{ Zone } A \sim \dots) \quad (3)$$

$$E_{fan}^{i,zone-j,floor} = k_1 \cdot (F_{air}^{OA})^3 + k_2 \cdot (F_{air}^{RA})^3 + k_3 \cdot (F_{air}^{PE})^3 \quad (4)$$

$$E_{chilled\ water}^{i,zone-j,floor} = \text{各フロアゾーンの消費冷水}$$

$$E_{pump} = \text{冷水ポンプの消費動力} = k_w \cdot F_w \quad (5)$$

$$Q = C_w \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \cdot F_w = k \cdot \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln(\Delta T_{in} / \Delta T_{out})} \quad (6)$$

…… (冷水コイルの熱収支)

$$Q_s = C_a \cdot F_{sa} \cdot (T_r - T_{sa}) \dots (\text{部屋顕熱の収支}) \quad (7)$$

$$H_r = H_{sa} + l_r / (F_{sa} \cdot \rho) \dots (\text{部屋水蒸気の収支}) \quad (8)$$

室温 T_r 湿度 H_r は快適な範囲 (PMV)

$E_{fan}^{i,zone-j,floor}$: 空調ゾーン i, j 階のファン動力

$E_{chilled\ water}^{i,zone-j,floor}$: 空調ゾーン i, j 階の冷水消費量

E_{pump} : ポンプ動力

$F_w^{\min}, F_w, F_w^{\max}$: 冷水流量 (下限, 値, 上限)

$F_{air}^{\min}, F_{air}, F_{air}^{\max}$: 空気流量 (下限, 値, 上限)

$F_{air}^{OA}, F_{air}^{RA}, F_{air}^{PE}$: OA (外気), RA (還気), PE (外周部) 空気流量

C_w : 水の比熱

$T_{w,in}, T_{w,out}$: 冷水のコイル入り, 出口温度

T_{in}, T_{out} : 冷水と空気の温度差 (コイル入口, 出口)

Fig. 3 Office building (DHC) HVAC system

C_a, F_{sa}, T_{sa}, T_r : 空気比熱, 給気流量・温度, 部屋温度

H_r, H_{sa}, l_r, ρ : 部屋湿度, 給気湿度, 蒸気発生量, 空気密度

k_1, k_2, k_3, k_w, k : 定数パラメータ

この最適化問題の規模は, ビルの大きさに依存しており, 一般の大型ビルの場合は数百変数以上の最適化問題となる。また, 制約条件も同規模となり, 数百の式を含む。さらに, (1)~(8)式から理解されるように, これらの制約条件は非線形な式である。この特徴から, この最適化問題を安定に解くことは容易ではない。この困難さがあるがゆえに, ビル全体のリアルタイム最適運用が実行されてこなかったものと考えられる。

2.3 快適性指標 PMV

本提案では, 人の快適性を PMV インデックスにより評価する。そこで, PMV について簡単に説明する。人間の快適性に影響を与える変数としてつぎの状態量が知られている⁷⁾。

- ①空気温度 ②相対湿度 ③平均輻射温度 ④気流速度
- ⑤活動量 (人体の内部発熱量) ⑥着衣量

デンマーク工科大学の Fanger 教授は 1967 年に上記変数を用いて快適方程式を導出し, これを出発点として人体の熱負荷と人間の温冷感を, 多数の欧米人被験者のアンケートから統計分析して結び付け, PMV を提案した。PMV の規格は ISO 規格にも取り上げられ, 制御にも用いられるようになっている^{8),9)}。また, 同時に PPD (Predicted Percentage of Dissatisfaction), 不満率も (10) 式で表現され, PMV と PPD は Fig. 4 a の関係がある。

$$PMV = (0.352 e^{-0.042M/A_{Du}} + 0.032)L \quad (9)$$

$$PPD = 100 - 95 e^{-(0.0353 PMV^4 + 0.2179 PMV^2)} \quad (10)$$

ここで, M : 活動量 [kcal/h]

A_{Du} : 人体表面積 [m^2]

L : 人体熱負荷 [kcal/ m^2 h] (Fanger の快適方程式 7) より算定)

Fig. 4 a から理解できるように, PMV は, 不満率 PPD に対して強い関係を持ち, PMV=0 付近が最も快適である。

Fig. 4 a Relation between PPD and PMV

Fig. 4 b Comfortable condition and air diagram

Fig. 4 c The relation between PMV, temperature, humidity and wind velocity

一般には、つぎの7段階評価尺度による数値として表現する。

- +3:暑い +2:暖かい +1:やや暖かい
0:どちらでもない, 快適
-1:やや涼しい -2:涼しい -3:寒い

人間の快適な範囲を $PPD < 10\%$ の範囲に取れば、Fig. 4 a の関係から PMV は $-0.5 \sim +0.5$ の範囲が快適な範囲となる。夏季の典型的な事務所の条件(着衣量=0.5, 人の活動量=1.2, 空気流速=0.1 m/sec)を仮定し、文献10)の PMV 式を用いてこの快適範囲の空気条件を、空気線図上にプロットした(Fig. 4 b)。快適な温度範囲($-0.5 < PMV < 0.5$)は $22^{\circ}\text{C} \sim 27^{\circ}\text{C}$ であり、湿度に依存することが見て取れる。

つぎに、PMV 指標は温度・湿度のほか、風速に対する依存性をもつ。このような Fig. 4 c に示す。この図は、PMV =0.45 一定値となる、風速、温度、湿度の条件を面として表現したものである。空調空間として適切な湿度は40%~60%程度であるので、気温を 28°C とした上で快適性を確保するためには、0.4 m/sec 以上の風が必要である。

3. リアルタイム最適制御

連携省エネ空調制御の基本は、前章に詳述したように、従

来から知られている最適化問題と快適性を表わす PMV 指標を組み合わせ、必要な湿度制御を経済的に実現するための新機能空調機を採用した、という3点にある。本章ではこれをリアルタイム制御として実現するための工夫を説明する。特に、前章で定式化した最適化問題は、規模の大きな非線形最適化問題なので、リアルタイムに最適運用条件を求めるのが容易でない。そこで、①問題の簡略化、②あらかじめ最適解を求めておく、という2つの工夫により、この問題を克服した。

3.1 空調エネルギーの独立性

最適化問題(1)~(8)式について、DHC より熱を購入している高層ビルに関しては、エネルギーの消費量という意味において、各空調空間が概ね独立と考えて差し支えないことを示す。この問題には、(4)式や(6)式など、きわめて非線形性の強い式が含まれているが、これらはすべてそれぞれの空調機とそれに対応した空調空間の中の関係式である。すなわち、他の空調空間には関係しない。DHC より熱源を購入しているビルでは、Fig. 2 に示された中央熱源がないので、複数の空調ゾーンに関係した式は、冷水ポンプ動力式(5)式のみである。この特性により、エネルギー評価関数(1)式の中の変数で、空調ゾーンをまたいで関係している変数はポンプ動力のみとなる。

ここで、ポンプ動力(5)式は、ビルが十分高く、各階の冷水コイルの圧損が適切に制御されているならば、必要動力は、揚程 $L \times$ 水量 $F + \alpha$ と考えることができる。すなわち、ポンプの所要動力は、各階で消費した冷水の単純和に比例する。これにより、評価関数(1)式は以下のように、各階・各空調ゾーンの消費エネルギーの和として表現できる。

$$\begin{aligned} J &= \min_{\text{Pump/Fan } i,j} \sum E_{\text{fan}}^{\text{zone} \cdot \text{jfloor}} + \sum E_{\text{chilled water}}^{\text{zone} \cdot \text{jfloor}} + E_{\text{pump}} \\ &= \min_{\text{Pump/Fan } i,j} \sum E_{\text{fan}}^{\text{zone} \cdot \text{jfloor}} + \sum E_{\text{chilled water}}^{\text{zone} \cdot \text{jfloor}} \\ &\quad + \sum L \cdot F_{\text{chilled water}}^{\text{zone} \cdot \text{jfloor}} + \alpha \\ &= \min_{\text{Pump/Fan } i,j} \sum (E_{\text{fan}}^{\text{zone} \cdot \text{jfloor}} + E_{\text{chilled water}}^{\text{zone} \cdot \text{jfloor}} \\ &\quad + L \cdot F_{\text{chilled water}}^{\text{zone} \cdot \text{jfloor}}) + \alpha \end{aligned} \quad (11)$$

(11)式より、建物全体の大規模な最適化問題が、各空調ゾーンに分解した小規模問題の和として表現できることがわかる。各空調ゾーンのエネルギー消費量は当然‘非負’なので、この各空調ゾーンエネルギー独立の原理により、ビル全体のエネルギー最適化は、各空調ゾーンのエネルギー最適化問題を解くことにより得られることがわかる。これにより、問題の規模は大きく縮減する。このように分解した各空調ゾーンの最適化問題を、制約条件付き非線形最適化手法の1つである逐次2次計画法により最適解を求めた。

3.2 運転関数による運用の安定化

前節で説明した空調エネルギーの独立性原理により、非線形最適化問題の規模は大きく縮減した。しかし、それでも解くべき問題は非線形な制約条件の付いた最適化問題である。そこで、リアルタイムでの運用の確実性を確保するために、

各空調ゾーンのエネルギー最小化問題を代表的な運用条件について事前に解いておいて、Spline 補間法により最適運転関数を作成し、上位制御コンピュータに搭載した。

補間とは、与えられた複数の点 $(x_i, y_i) \Delta(x_n, y_n)$ をすべて通る曲線において、ある値 x に対してその曲線上の y 値を求める計算である。ここで、 x は温度や湿度などの気象条件や空調負荷であり、 y 値は HVAC システムの運用条件、たとえば、部屋温度、給気温度などである。ここで用いた Spline 関数は下式で定義される。

$$y_i = a_i + b_i(x - x_i) + c_i(x - x_i)^2 + d_i(x - x_i)^3 \quad (12)$$

ここで、 $x_i \leq x < x_{i+1}$, a_i, b_i, c_i は Spline パラメータである。

Spline パラメータは、以下の条件から求められる。

- (1) 与えられた複数の点 $(x_i, y_i) \Delta(x_n, y_n)$ を通過する。

$$y(x_i) = y_i^{given} \quad (13)$$

- (2) i 番目の区間関数の微分は、その両端で $i-1$ 番目の区間関数の微分、および、 $i+1$ 番目の区間関数の微分と、連続接続する。

$$y'_i(x_i) = y'_{i+1}(x_i) \quad (14)$$

- (3) i 番目の区間関数の 2 回微分は、その両端で $i-1$ 番目の区間関数の 2 回微分、および、 $i+1$ 番目の区間関数の 2 回微分と、連続接続する。

$$y''_i(x_i) = y''_{i+1}(x_i) \quad (15)$$

- (4) 両端では適切な終端条件を満たす。たとえば、線形外挿条件では、下式となる。

$$y'_i(x_1) = y'_n(x_{n+1}) = 0 \quad (16)$$

以上の条件を満たす Spline 関数を導出する市販ソフトウェアを用いることにより、必要なパラメータを求める。

本論文では、空調システムの運転関数を求めるために、気象・空調負荷条件(外気温度、外気湿度、空調顕熱負荷)に対して、メッシュ状の条件について空調エネルギー最適化計算をオフラインで行ない、最適運転点を求めた。これらの運転点をすべて通過する運転関数を、Spline 補間を使って生成した。この(上位からの)指示値(Set Point Control)は、下位のコントローラの自由度が残るように部屋温度、部屋湿度、給気温度の 3 設定値とした。

入力の空調顕熱負荷はオンラインでの計測値から下記の演算式で算出するようにしたので、空調ゾーンごとの人数、OA 機器数や、位置(東西南北)による日射量の違いから、それぞれ異なってくる空調顕熱負荷がリアルタイムで反映される。

顕熱負荷

$$= \sum_{\text{ゾーン}} (\text{室内温度} - \text{VAV 給気温度}) \times \text{空気比熱} \times \text{VAV 風量} \quad (17)$$

Spline 補間により求めたある大規模ビルの空調最適運転関数の例を以下に示す。快適性指数 PMV は $-0.2 \sim 0.4$ の快適な範囲としている。運転関数の入力は、外気温度、外気湿度、顕熱負荷の 3 変数であるが、3 次元の図で表現するた

めに顕熱負荷を固定した。室内温度、室内湿度、給気温度の 3D 図(Fig. 5 a, Fig. 5 b, Fig. 5 c)の縦軸が最適運転関数の出力である。参考のために縦軸を目的関数(消費エネルギー最小)および PMV の 3D 図(Fig. 5 d, Fig. 5 e)も示した。なお、グラフ中の細かなメッシュは Spline 補間の曲面形状を見やすくするために付加したものであり、オフラインで求めた最適化計算点を示すものではない。

Fig. 5 a において、外気温度が $15^\circ\text{C} \sim 20^\circ\text{C}$ のあたりに溝状の部屋温度指示値の低下が現われる。

Fig. 5 a Operating function of room temperature

Fig. 5 b Operating function of room humidity

Fig. 5 c Operating function of supply air temperature

Fig. 5 d Spline 3D graph of energy consumption

Fig. 5 e Spline 3D graph of PMV

この原因は、快適な外気温度に対応した外気冷房の実施に伴うものである。一方、快適性を維持したエネルギーの最小化を目指す限り、部屋温度指令値は、外気温度が高くても26°C程度となる。一方、給気温度の最適値は、外気の湿度や温度により複雑である。また、最適計算が多峰性であるための影響も見られる。

エネルギー消費量において、中央部が低いのは外気冷房の効果である。外気条件が良好であれば、外気冷房は省エネに有効である。また、高温・多湿を表わす右手前のエネルギー消費量が多いのも、当然である。また、この最適化問題が多峰性をもっているにもかかわらず、エネルギー消費関数が概ね滑らかなことから、ほぼ最適解が得られているものと判断する。

PMVは設定した快適な範囲に保たれているが、一方、外気条件により涼しい条件のほうが省エネルギーになる場合と、暖かい条件が好ましい場合のあることがわかる。

4. シミュレーションによる省エネ評価

提案する次世代空調システムの性能を検証するために、ビル空調システムシミュレーションを行なった。本章では、その概要とシミュレータを用いた省エネ性能評価の結果について述べる。

Fig. 6 Coil characteristics

4.1 ビルモデル

省エネ性能を評価するビルは、大規模なDHC熱源購入ビルである。したがって、Fig. 3に示すようにビルには空調機 (Air Handling Unit) とポンプ・ファンが存在する。

(空調機: Air Handling Unit)

AHUは冷水と空気を熱交換する機器である。この性能が空調システムの効率に大きな影響を与える。特に、コイルの熱貫流率が重要な機器となっている (Fig. 6)。シミュレータでは、すでに確立された、以下の式を用いた。

$$Q = Nr \times Fa \times K \times Cws \times \Delta T \quad (18)$$

Nr : コイルの列数

Fa : コイル正面面積

K : 熱貫流率 $W/m^2 K$

Cws : ぬれ面係数

ΔT : 対数平均温度差

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{5117.9 \cdot v_w^{0.8758}} + \frac{1}{728.95 \cdot v_a^{0.6045}} + 0.00022 \quad (19)$$

v_w, v_a : 水・空気の流速

(ポンプ・ファン)

ポンプおよびファン動力は、流量の k 乗則に従うものとした。

$$P_{\text{pump}} = P_0 (F_w / F_0)^k \quad (20)$$

ファンの k は実験データから推定した。ポンプは1乗則とした。また、 P_0, F_0 は基準電力、基準流量。

(部屋モデル)

(1) 負荷モデル

人の密度 (hd) = 0.2 人/ m^2

水蒸気発生量 (lw) = 0.0278 g/人・秒

人の顕熱 (qh) = 69 W/人

電気消費量 (qe) = 174.5 W/人 + 5 W/ m^2

照明電気消費量 (ql) = 30 W/ m^2

太陽光の入射量は、部屋の角度と窓面積から計算。

(2) 顕熱バランス

$$q_s = C_a \cdot F_{sa} \cdot (T_r - T_{sa}) \quad (21)$$

ここで C_a : 空気の比熱, F_{sa} : 給気流量, T_r : 部屋温度,

T_{sa} : 給気温度

(3) 潜熱バランス

$$H_r = H_{sa} + lw / (F_{sa} \cdot \rho) \tag{22}$$

ここで H_r : 部屋の絶対湿度, H_{sa} : 給気の絶対湿度, ρ : 空気の密度.

以上のモデルを組み合わせるエネルギー評価用ビルモデルを準備した. 開発した評価用シミュレータの構成を Fig. 7 に示す. 与えられた気象条件やビルの負荷条件の下で, 逐次 2 次計画法により最適な運転条件とそのときの消費動力を評価する. 逐次 2 次計画法は, 空調機器の制約条件と前述のビルモデルに従い, 最小エネルギーとなる運用条件を求める.

また, このモデルを用いたエネルギー評価量と実際のデータとの比較とを行なった (Fig. 8). 一致は, 消費エネルギー

の評価モデルとしては十分なレベルである. このことから, このシミュレータはエネルギー評価に適切であると判断する.

4.2 省エネルギー効果

このビルモデルを用いて, 連携省エネ空調制御+新機能空調機を用いた HVAC システムの省エネ性能を評価した. その結果を Fig. 9 に示す. 縦軸の Primary エネルギー量は, 消費した冷水や電気を製造するのに要した 1 次エネルギーを示す. 消費した電気など 2 次エネルギーと Primary エネルギーとの関係は, 下式で計算した.

$$E_{pri} = 9.76 / 3.6 E_{fan} + 1.36 / 3.6 Q_{chill} + 2432 / 3600 F_{steam} \tag{23}$$

ここで, E_{fan} : ファン消費電気(kWh), Q_{chill} : 冷水消費量(MJ), F_{steam} : 蒸気消費量(kg)である.

この評価により, 大きな省エネ効果の見込めることが予測された. この省エネ効果の理由に関して, 運用最適化には以下の効果のあることがわかった.

- ① OA 用コイルと RA 用コイルそれぞれに送風ファンが設置されている. この結果, 常に最も適した量の OA が導入されている. 特に, 夏季は OA 風量が過大であると, 大きなエネルギーの浪費につながる.
- ②最適な空調条件(温度・湿度)の実現による冷房負荷の削減. そのようすを Fig. 10 に示す. 外気条件として, 暑い夏の日中を想定し, 気温 33°C, 湿度 50%とする. これに対し, 部屋の中の空調条件として, 比較例では 27°C, 35%, 最適ポイント例として, 26°C, 68%を選んだ. すると, 外気のエンタルピー 75 kJ/kg を, 比較例では 45 kJ/kg まで冷やす必要がある. 一方, 最適ポイントでは, 63 kJ/kg まで冷やせばよく, 必要冷水量の

Fig. 7 Schematic diagram of the evaluation simulator

Fig. 8 Comparison of the energy consumption

Fig. 9 Energy consumption performance

Fig. 10 Energy saving by room air condition optimization

削減効果は明らかである。

これらの効果の寄与度は、外気や負荷の条件により変化し、定量的に述べることはできないが、全体としては Fig. 9 に示した効果を見込むことができる。

5. おわりに

京都議定書が2005年2月発効したのに伴い、日本は温室効果ガスの排出量を、基準年の総排出量の6%削減を求められている。しかし、2007年度の温室効果ガスの総排出量は、基準年と比較して9.0%上回った。この温室効果ガスの中で、事務所ビルが属する業務その他部門は2005年度で約45%増加と、主要部門では最大の増加となっている。この事務所ビルの消費エネルギーの40%以上は空調に係るエネルギーであるので、ビル空調システムの省エネ性能は温暖化ガス排出量を抑制するための大きな要素となっている。

空調システムの本来の目的は、快適な空調空間の提供であるので、快適性の確保と省エネルギーの達成という二律背反の目標を克服することが必要である。この二律背反の課題を克服するために、本論文では連携省エネ空調システムを提案する。本システムでは、個々の空調機の効率向上だけでなく、従来、空調エンジニアリングで決められ固定とされた給気温度などのパラメータを、きめ細かく変化させる。このとき、快適性指標(PMV)を制約条件として用いることにより、空調空間の快適性と省エネルギーの両立を図る。また、主に潜熱を除去する冷水コイルと顕熱を除去するコイルを独立に制御することにより温度と湿度を独立に制御する新機能空調機を開発した。この新機能空調機と、快適性と省エネルギーの両立を実現する連携省エネ空調制御を組み合わせ、次世代空調システムを開発し、空調システムシミュレーションにより20%を上回る省エネルギー効果のある見込みが得られた。

なお、本論文では、最適化の目的関数を消費エネルギーとした場合について説明したが、これをコストおよびCO₂排出量にした場合も同様に最適化することができる。

なお、本開発は、NEDO 技術開発機構から「エネルギー使用合理化技術戦略的開発/エネルギー有効利用基盤技術先

導研究開発/次世代業務用空調機とシステムの研究開発」に係る開発を業務委託されて行なった研究成果の一部を活用して、快適と省エネを両立させる新しい空調制御システムの実用化を目指したものである。

参考文献

- 1) (独)国立環境研究所地球環境研究センター：温室効果ガス排出量・吸収量データベース, <http://www-gio.nies.go.jp/aboutghg/nir/nir-j.html> (2009)
- 2) 環境省：こども環境白書 (2007)
- 3) 建築設計資料集成, Vol. 10, 技術, 日本建築学会編, 丸善
- 4) 村上ほか6名：第49回自動制御連合講演会, SU4-3-2 (2006)
- 5) 高木ほか7名：第49回自動制御連合講演会, SU8-2-4 (2006)
- 6) 米沢ほか6名：平成20年電気学会全国大会講演論文集, 4-208 (2008)
- 7) 空気調和・衛生工学会編：空気調和・衛生工学便覧, 第I巻, 第1編, 第3章, (株)オーム社 (1987)
- 8) 米沢ほか3名：計測自動制御学会産業論文集4-3, 17/24 (2005)
- 9) 特許第3049266号, 特許第3361017号, 特許第3751830号
- 10) 空調工学便覧 I 基礎編, I-68/I-70
- 11) Ito, Murakami, Yonezawa, Nishimura, Takagi, Morimoto, Sugawara and Donen: Next Generation HVAC System, SICE Annual Conference, 2B04-6 (2008)
- 12) Takagi, Yonezawa, Nishimura, Hanada and Yamazaki: Next Generation HVAC System for Office Buildings, ICCAS-SICE, 2C07-4 (2009)

[著者紹介]

高木 康夫 (正会員・フェロー)

1955年10月生まれ。80年京都大学工学部原子核工学修士課程修了。同年(株)東芝入社。主として、発電機制御およびビルの省エネ空調技術開発に従事。87年ミズーリ州ワシントン大学システム科学科修士号取得。2005年京都大学より博士(工学)受領。電気学会、システム制御情報学会の会員。

米沢 憲造

1975年大阪大学大学院工学研究科応用物理専攻修士課程修了。同年(株)東芝に入社。電力・社会システム技術開発センター・エネルギーソリューション開発部に勤務(2009年7月まで)。主としてビルの監視制御および省エネルギーの研究開発に従事。

村山 大 (正会員)

1975年5月生まれ。2001年東京工業大学大学院理工学研究科制御工学専攻修士課程修了。同年(株)東芝入社。現在、電力・社会システム技術開発センター・制御システム開発部勤務。主として省エネ空調システム、自家発BTGシステム運転最適化、発電機制御系最適設計に従事。電気学会、空気調和・衛生工学会会員。

1983年慶應義塾大学大学院管理工学研究修士課程修了，同年(株)東芝に入社。現在ビルシステム技術部勤務，主としてビル施設の監視制御設備，空調自動制御設備のシステムエンジニアリングに従事。電気設備学会会員。技術士(電気・電子部門)。

1991年東京理科大学工学部電気工学科卒業。
同年(株)東芝に入社。現在ビルシステム技術部勤務。
グループマネージャー。主としてビル省エネルギーソリューション業務に従事。電気設備学会、空気調和・衛生工学会各会員。技術士(電気・電子部門)。

Dr. Y. Nakamura

1995年富山大学電気工学科修士課程修了。工学修士。同年(株)東芝に入社。現在、社会システムソリューション部勤務。主に、ビルの省エネルギーソリューションの開発に従事。

[illegible]