

シミュレーションツールBEST によるオフィス熱負荷・熱環境解析
第4報 外気処理システムのためのモジュール改良と数値解析

正会員 ○ 小林信裕 *1
正会員 郡 公子 *2
正会員 石野久彌 *3

全熱交換器 外気冷房 BEST

1. 序 BESTでは、各機器の計算をそれぞれ独立したモジュールにまとめ、モジュールの接続指定によりシステム全体をモデル化する。規則に従って作成すれば、モジュールの追加・利用は自由である。本研究は、このフレームワークを利用し、空調機モジュールを改良し、全熱交換器・外気冷房システムとの統合モジュールとし、その有効性を確認したものである。

2. プログラム概要 表1に計算手順を示す。モジュール接続で計算を行う場合、全熱交換・外気冷房

表1 プログラムの計算手順

①初期値の設定	全熱交換器能力(熱交換効率・制御法など) 外気冷房能力(最低外気導入量など)
②空調システムの処理熱量を計算	最低外気導入時AHUのみの運転を基準として、PID制御理論を用いて空調システムの処理熱量を計算する。 $t_{CTRL,n} = K_p \cdot (t_{AHUIn,n} - t_{AHUIn,n-1}) + K_i \cdot (t_{AHUIn,n} - t_s) + K_d \cdot (t_{AHUIn,n} + t_{AHUIn,n-2} - 2.0 \cdot t_{AHUIn,n-1}) + t_{CTRL,n-1}$
③全熱交換器の有効判断	②の処理熱量よりAHUの冷房・暖房運転を判断し、外気・室内空気・システム除熱量から全熱交換器の運転判断を行う。
④全熱交換器の処理熱量計算	全熱交換器の処理熱量を次式で計算。 $t_{CTRL,THX} = x_{fresh} \cdot \eta \cdot (t_{room} - t_{out})$
⑤外気冷房の有効判断	全熱交換器と同様に最適運転判断を行う。外気導入量は②の値より逆算して逆負荷が生じない最大導入量を求める。 $x_{fresh,OC} = (t_{CTRL,min} + x_{fresh,min} \cdot (t_{out} - t_{room})) / (t_{out} - t_{room})$
⑥外気冷房の処理熱量計算	外気冷房の処理熱量を次式で計算。 $t_{CTRL,OC} = (x_{fresh,OC} - x_{fresh,min}) \cdot (t_{out} - t_{room})$
⑦空調機処理熱量の計算	②の処理熱量から全熱交換器・外気冷房の処理熱量を差し引いて、空調機処理熱量を算出し、AHU吹き出し空気状態を計算する。

t_{CTRL} : AHUの乾球温度操作量、 t_{AHUIn} : コイル入り口乾球温度、 t_s : 設定温度、 K_p 、 K_i 、 K_d 、 G : 比例ゲイン、 T_i : 積分時間、 T_d : 微分時間、 Δt : 計算時間間隔、 n : n 番目の時間ステップ、 $t_{CTRL,MIN}$: 最低外気導入時のAHUの乾球温度処理熱量、 $t_{AHUIn,MIN}$: 最低外気導入時のコイル入り口乾球温度、 t_{CTRL} : AHUの乾球温度処理量、 $t_{CTRL,THX}$: 全熱交換器の乾球温度処理量、 t_{room} : 室内乾球温度、 t_{out} : 外気温度、 η : 全熱交換効率、 x_{fresh} : 外気導入率、 $x_{fresh,OC}$: 外気冷房時の外気導入量

の有効判断が問題となる。全熱交換・外気冷房をAHUと切り離して個別で制御を行う場合、全熱交換・外気冷房の有効判断は前時間ステップのAHU冷暖房操作量を基に行う。この方法では、全熱交換・外気冷房のONOFFが頻繁に切り替わる冬期日没時にAHU入り口空気温度が急変する事で送風温度がハンチングを起こす。今回の計算法は最低外気導入時を基準とし、空調システム処理熱量を先に計算することにより、全熱交換・外気冷房のONOFFに起因しない計算法とした。

3. 標準条件 図1の基準階平面南側室を対象として計算し、内部発熱は図2のスケジュール値を用いた。ケーススタディは表2の条件を基準とした。

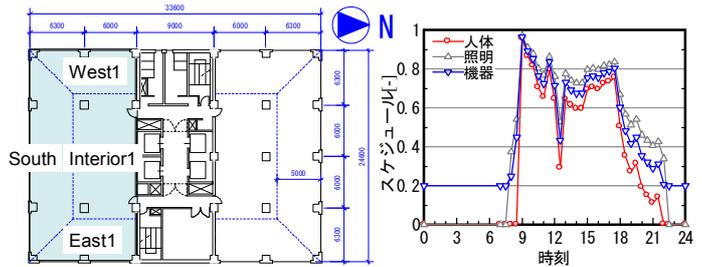


図1 標準オフィスの基準階平面図 図2 内部発熱スケジュール

表2 標準条件

気象	東京2006年実データ(1分間隔)
室	南北室床面積302.6㎡、ペリメータ奥行き5m、天井高2.7m、窓高さ2.7m、窓面積率68%
全熱交換器	熱交換効率70%、エンタルピ制御
外気冷房	エンタルピ制御、最低外気導入量3.78CMH/㎡、最高外気導入量19CMH/㎡
外壁	吹付け硬質ウレタン(フロン発泡)25mm、普通コンクリート150mm、モルタル20mm、タイル80mm、日射吸収率0.7、長波長放射率0.9
窓	Low-eグリーン(銀2層)+透明、ガラス厚8mm、空気厚6mm、中間色ブラインド
侵入外気量	0.2回/h
ゾーン換気量	200CMH/m(インテリアペリメータ間)
内部発熱(最大値)	照明 20W/㎡、機器タイプ:露出型
	人体 0.15人/㎡、1.2met、0.6clo(6-9月)、0.85clo(12-3月)、0.7clo(4.5,10,11月)
	機器 15W/㎡(顕熱)
空調条件	空調時間:8:00~22:00、設定室内温湿度:冷房26°C、暖房22°C50%、除湿時吹出湿度90%、冷暖房期間:冷房5-10月、暖房11-4月、空調方式:FCU併用AHU(CAV)方式、AHUはペリメータゾーンにも熱供給、風量:AHU 7回/h(空容積基準)、FCU 15回/h(ペリメータ容積基準)、外気量:3.78 CMH/㎡、冷温水供給:冷房期-冷水、暖房期-FCUは温水、AHUは冷温水

4. 全熱交換・外気冷房によるケーススタディ 図3にそれぞれのシステムを用いた場合の1/27(金)時刻変動の結果を示す。冬期では日射の影響で16時以降に暖房負荷となり全熱交換器が働く。システム不使用时に比べ25W/㎡ほど装置負荷が削減される。また日中は外気冷房が働き、AHU装置全熱負荷約25W/㎡を賄う結果となった。図4にシステム別の月積算室負荷を示す。全熱交換を使用する事で冷房負荷ピークの8月に冷房負荷10MJ/㎡を削減し、暖房負荷ピークの1月に暖房負荷15MJ/㎡を削減する。また外気冷房を併用する事で、12月から4月までの中間期・冬期冷房負荷を完全に賄う。図5に外気量を変更した場合の装置負荷を示す。全熱交換は夏期より冬期に顕著に効果が現れ、暖房負荷をどの外気量でも25MJ/㎡以下に抑える。冬期では室内外温度差が大きいため全熱交換器の効果が顕著となる。また冷房負荷も外気導入量に関わらず190MJ/㎡程度で一定となっている。この事から両システムを併用する事で冷暖房負荷の削減と、積極的な外気導入による空気衛生管理の両方を実現する

事が可能と言える。図6に設定温度を変更した場合の装置負荷を示す。両システムを用いると夏期では100MJ/㎡の削減効果となる。冬期では設定温度が2℃低くなるにつれ負荷削減量が25MJ/㎡ずつ増加する。

5. 結 全熱交換器・外気冷房モジュールの作成を行い、そのケーススタディの結果を示した。

【文献】村上・石野他：外皮・躯体と設備・機器の総合エネルギーシミュレーションツール「BEST」の開発 その1~18、空調学会大会学術論文集、pp.1969-2949、2007.9

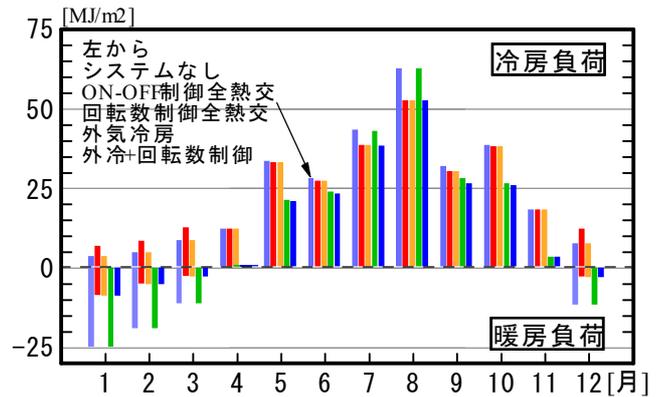


図4 システム別月積算装置負荷

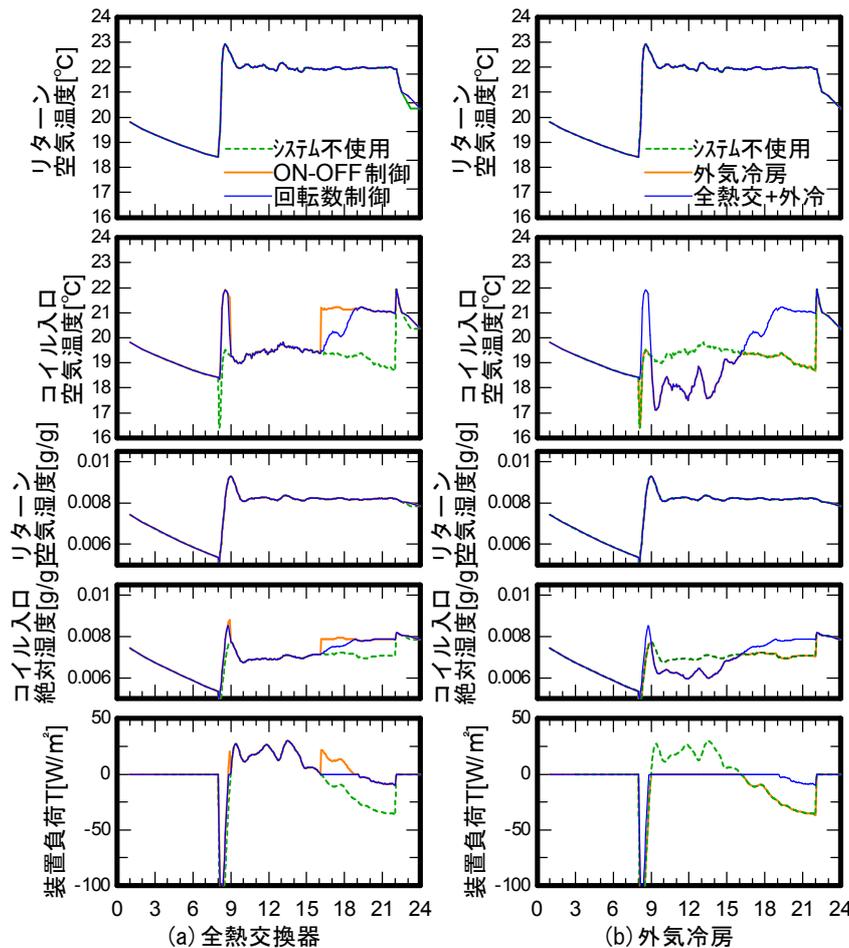


図3 システム別代表日時刻変動 (1/27(金))

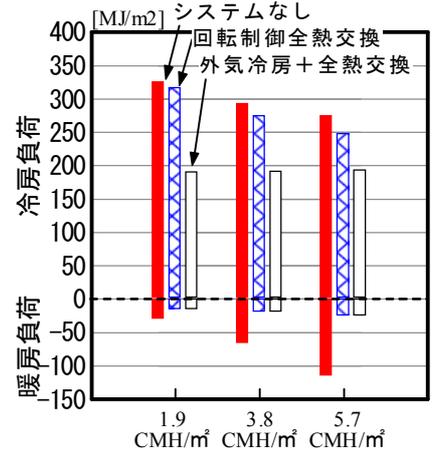


図5 外気量別の年間積算装置負荷

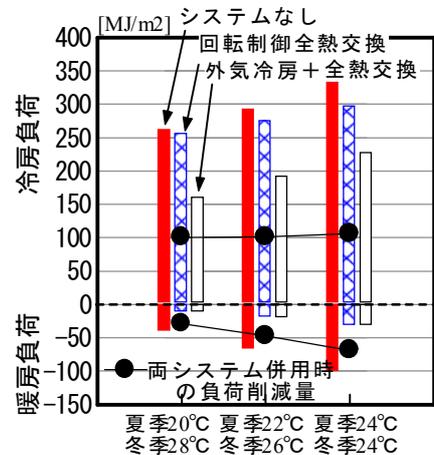


図6 設定温度別の年間積算装置負荷

*1 前田建設工業株式会社 (当時宇都宮大学大学院博士前期課程) Maeda Corporation

*2 宇都宮大学大学院 准教授・工博

*3 首都大学東京 名誉教授・工博

Associate Prof., Utsunomiya Univ., Dr. Eng.

Emeritus Prof., Tokyo Metropolitan Univ., Dr. Eng.