

全熱回収型集中換気装置の戸建住宅における省エネルギー効果研究
 (第1報) 工学的計算モデルの概要
**Energy Saving Effect by Central Ventilation with Total Heat Recovery
 Installed in a Detached House**
Part1 Outline of Applied Engineering Model

正会員 奥山 博康 (清水建設) 正会員 倉淵 隆 (東京理科大学)
 正会員 鳥海 吉弘 (東京理科大学) 正会員 七岡 寛 (大和ハウス工業)
 Hiroyasu OKUYAMA*¹ Takashi KURABUCHI*² Yoshihiro TORIUMI*² Hiroshi NANAOKA*³
 *¹ Shimizu corporation *² Tokyo University of Science *³ Daiwa House Industry Co., Ltd

Synopsis: The heat, air and water vapor transfer network model, based on a systematic set of simultaneous equations, has been constructed to investigate the energy saving effect by the total heat recovery apparatus installed in the ventilation system. The apparatus model does not assume efficiency of heat recovery but is a more realistic model taking into consideration air leakage through the heat exchanging media. This component is coupled with the multi-zonal building model via the air duct. In addition, the whole model can simulate structural changes, e.g., when windows are opened or closed, according to the temperature. This paper describes the outline of the model and its characteristics.

1. はじめに

従来、熱交換器の計算モデルには、熱交換効率を定数的に仮定する算術計算的なモデル[1]や、対数平均温度差を用いた半解析的なモデル[2]等がある。いずれも入口空気の状態は与えて出口空気の状態を算出するが、入口空気の状態自体が、本来は建物と熱交換器を連成して解かなければ分からない未知数である。また特に全熱交換器の場合には、熱交換素子等にかかる圧力によって漏れが生じることが知られており、この現象も考慮するには従来の計算モデルでは不十分である。既報[3]の、通気層による湿気排出をする外断熱の研究事例も全熱回収器を組み込んだ集合住宅モデルであったが、この度、石川らの全熱回収器の換気モデル的な研究[4]を踏まえて、熱、水蒸気、換気が連成した回路網モデル[5]に改良した。さらにこれが建物と組み合わせられ、システムとなると複雑な挙動を模擬しなければならない。例えば本事例検討でも、窓・戸の開閉など、システムの構造とパラメータ自体が時間的に変動し、また状態に依存して変動する時変性と非線形性の問題が出てくる。本論では、全熱回収器と建物のモデル化だけでなく、こうした問題を解決する方法と計算プログラムの理論的な特徴も述べる。

2. 全熱回収器のモデル

熱交換器本体には各部に微小隙間が存在し、ここからの漏気は、熱移動、水蒸気移動の一因となり、熱交換効率、エンタルピー交換効率にも大きな影響を及ぼすものと考えられる。このため、まず換気回路網モデルを構築し、各部風量、漏気量等を再現した上で、熱回路網、水蒸気回路網モデルを構築した。換気回路網については図1の様なモデル構造を仮定した。全熱交換器本体内部はゾーンに分割し、その間の各流路を次の(1)式のように圧力損失係数と指数という形で表現する。

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{A} \right)^n \quad (1)$$

ここに、Pは差圧[Pa]、Qは流量[m³/s]、 ζ は圧力損失係数[-]、nは圧力損失指数[-]、 ρ は空気密度[kg/m³]、そしてAは流路断面積[m²] (=1m²としてを計算)である。各流路の隙間特性については、既往の試験方法[6][7]を参考に、石川らが実験した結果[4]から、熱交換素子部の圧力損失係数を解析的に分配することで、表1の様に与えている。またSAシステムおよびEAシステム其々のファンのPQ特性を図2に示す。

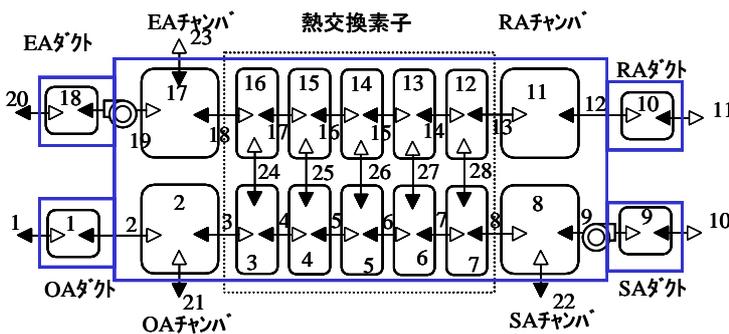


図1 換気回路網モデル

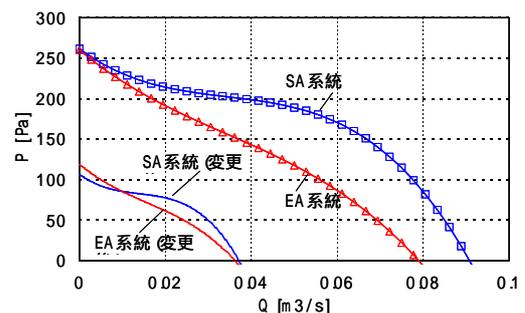


図2 ファンのPQ特性

表 1 全熱回収器の隙間特性

流路No.	種別	部位	ゾーン番号	ζ	η
1	OA-SA系統	OA圧損	外気-1	15584	1.975
2	OA-SA系統	OAダクト-チャンパー	1-2	31601	2.000
3~8	OA-SA系統	熱交換素子抵抗(S)	2-3, 3-4, 4-5, 5-6, 6-7, 7-8	491	1.542
10	OA-SA系統	SA圧損	9-外気	64611	1.970
11	RA-EA系統	RA圧損	外気-10	14818	2.000
12	RA-EA系統	RAダクト-チャンパー	10-11	5628	2.000
13~18	RA-EA系統	熱交換素子抵抗(E)	11-12, 12-13, 13-14, 14-15, 15-16, 16-17	387	1.413
20	RA-EA系統	EA圧損	18-外気	8066	2.000
21	ケーシング漏気	OAチャンパー内外	外気-2	684567	1.030
22	ケーシング漏気	SAチャンパー内外	外気-8	163899	1.169
23	ケーシング漏気	EAチャンパー内外	外気-17	85103	1.000
24~28	素子漏気	熱交換素子移流	3-16, 4-15, 5-14, 6-13, 7-12	453311	1.086

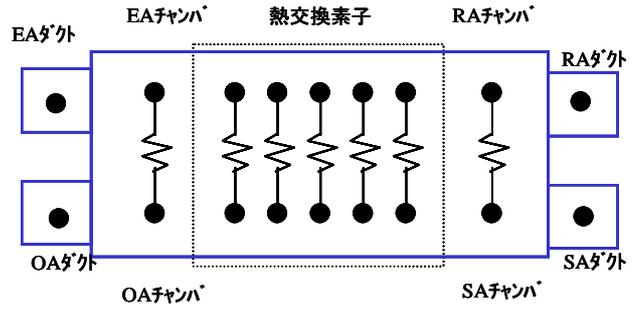


図 3 熱・水蒸気回路網モデル

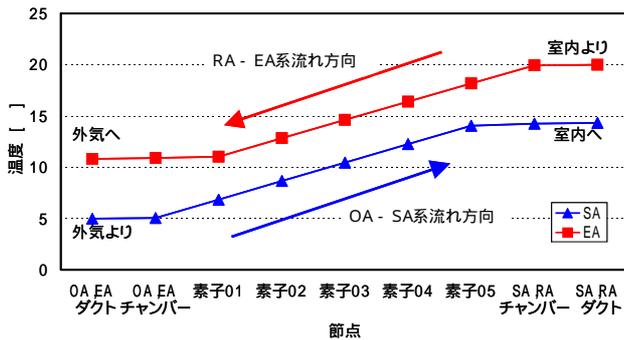


図 4 全熱回収器内各部の温度

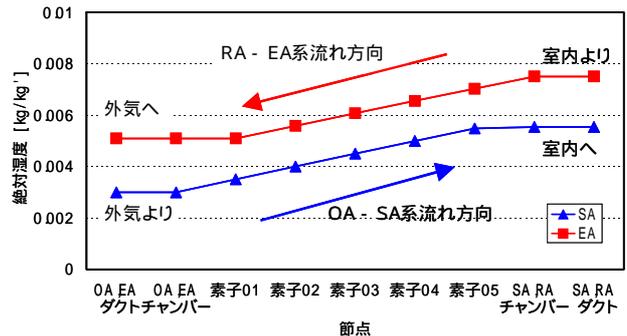


図 5 全熱回収器内各部の絶対湿度

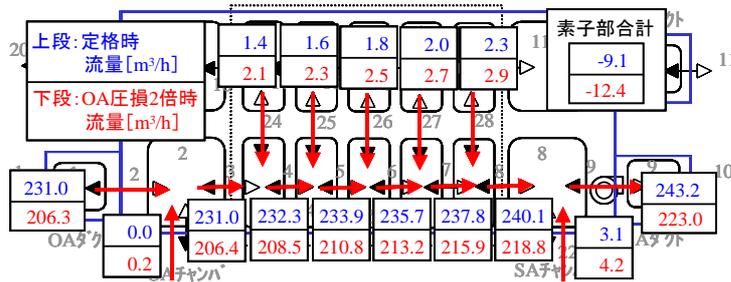


図 6 定格及びOA圧損2倍時の風量分布

表 2 カタログ値と計算結果比較

	熱交換効率	エンタルピー交換効率
カタログ値	62.0	57.0
計算値	62.7	55.6

表 3 圧力バランスの変化による各種効率変化

	有効換気量率	熱交換効率	エンタルピー交換効率
定格	95.0	62.7	55.6
OA圧損2倍	92.5	64.7	59.6
EA圧損2倍	94.5	62.7	57.0
RA圧損2倍	95.5	62.5	56.6
SA圧損2倍	95.7	62.6	56.6

なお換気回路網の図表示において、流路番号は両方矢印で示す流路の近くに、ゾーン番号は四角でこれを表す中に記している。

建物モデルへ本器をそのまま適用するには風量が大きすぎるので、必要換気量まで減らすため、図2中(変更)と示すように、SA、EA共にPQ特性を極座標的に相似となるよう修正している。表1中の流路21から23はケーシング漏気、流路24~28は素子漏気である。熱と水蒸気に関する特性は実験できなかったため、カタログ性能からモデル化した。移流を除く熱や水蒸気回路網モデルは図3で表示される。移流分は、換気回路網計算結果の風量が逐次に一般化コンダクタンスに換算され、熱・水蒸気回路網を構成する。

熱交換素子については、まず対数平均温度(湿度)差の考え方により貫流率×面積を求め、熱・水蒸気の交換過程を滑らかに模擬するためにこれを5分割している。さらにダクト・フード等の部分も加えて、カタログ性能の

条件を再現する様に調整した。

このモデルで計算した結果、OA-SA系、RA-EA系それぞれの各部の温度は図4の様になり、OA-SA系では外気から室内に近づくに従って熱交換により昇温していく様子がわかる。図5は絶対湿度の分布を表したものであり温度と同様の結果である。この様な計算結果とカタログ値を比較したものが表2であり、概ねカタログ値を再現できている。

さらにこのモデルについて、本器につながるダクト系の抵抗を増加させ、各効率の変化を計算した結果が表3である。圧力バランスの変化に伴い各効率も異なってくる。本報では特にその変化が大きいOAダクト系の圧力損失係数を2倍にした時(以後OA圧損2倍と呼ぶ)の結果について考察する。定格とOA圧損2倍のそれぞれのOA-SA系統における風量分布を図6に示す。OAダクトの圧力損失の増加に伴い、ファンの風量が小さくなる。また抵抗のバランスが変化したために、ケーシングや熱交換

素子部分など隙間部分から OA - SA 系統に流入する風量は大きくなる。このため、有効換気量率は低下するが、逆に熱交換効率及びエンタルピー交換効率はこれらのリークにより増加することがわかる。

すなわち交換効率一定値モデルではなく、より物性的なパラメータによる本演繹のモデルにより、これらの変化を表現できていることがわかる。

3. 全体モデルと特徴

用いた計算機シミュレーションプログラムは NETS と呼ぶ。図7には事例の建物平面図と換気設備図を示す。

この多数室系でダクトと送風機および全熱回収器からなる換気モデルを図8に示す。本換気回路網はゾーンと流路の要素だけから成るが、全圧節点系概念[5]によりダクト系も包括的にモデル化できる。また送風機は固定風量ではなく前述の様な P-Q 特性を考慮する。解法は修正ニュートンラプソン法[5]と呼ぶ。これは通常のニュートンラプソン法で起こる収束計算上の振動の仕組みを明らかにし、対策を施したものである。

送風機と煙突効果等による室内圧のリアルな再現を行い、廊下等を経由した空間空気流動を模擬するために、建物外皮の隙間も流路でモデル化した。これで気密測定試験も再現できるので、実測から知られている 5cm²/m²程度になる様にモデル化した。

図9には熱回路網を示すが、換気回路網と連成して重力換気も考慮できる。壁体伝熱は有限要素法によりモデル化し、部品として登録でき、引用して全体モデル構成

を容易にできる。また必要に応じて箱状に縮小表示しモデル図を見やすくできる。

空間的な離散化法は有限要素法と有限体積法を取り混ぜて用いることができる。熱回路網とはこれらを繋ぎ合わせ一体的な連立方程式にするための骨組みでもある。

両図中の破線は節点やゾーンの同一化を表わし、モデル図表示を分かりやすくする工夫である。水蒸気回路網は熱回路網の部分集合に対応し節点数も少ない場合が多いが、本建物に関するモデル図は紙幅の関係で省略する。どちらのモデルも数学モデルは同様で、汎用性と計算安定性が特徴である。

汎用性が実現できるのは、伝導、表面伝達、対流あるいは放射等の拡散形態によらず一種類の一般化コンダクタンス c_{ij} を定義していることと、計算対象物の空間次元や形態によらず成立する完全連結システム節点方程式[5]を定義していること等による。

熱水分同時移動の水蒸気吸着率と放出率は一定値扱いの連成モデルである。何れのモデル図でも、建築図あるいは他のモデル図が背景図として透けて見え、理解し易くするレイヤー表示を工夫している。

この熱・換気回路網の図表示は VentSim や COMIS 等と異なり、必ずしも電気回路網表示とは一致せず、特に換気回路網ではゾーンを点ではなく四角で表示する。

NETS の一つの特徴は、例えば窓・戸の開閉の模擬等の、モデルの構造的またはパラメータ的な変化をスケジュールや状態フィードバックで行えることにある。これはモデル構成要素の全体集合において、部分と呼ぶ部分集合

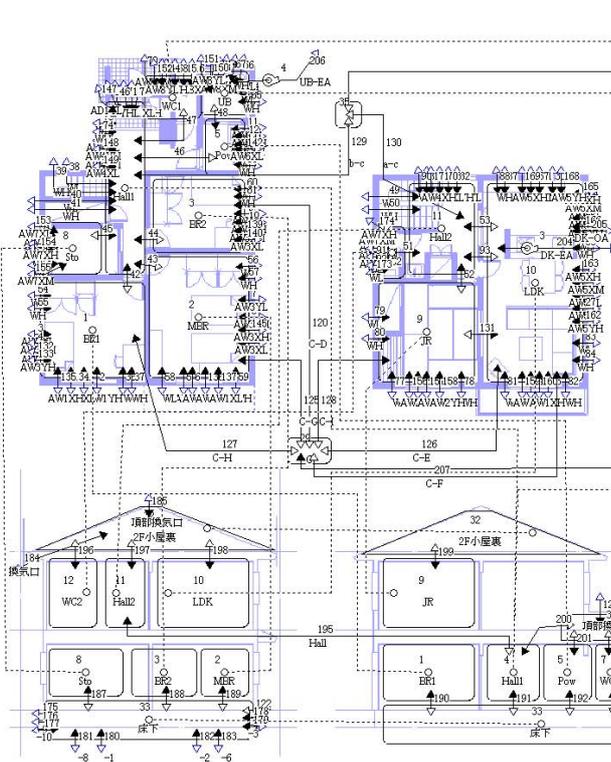


図8 機械設備を含めた換気モデル

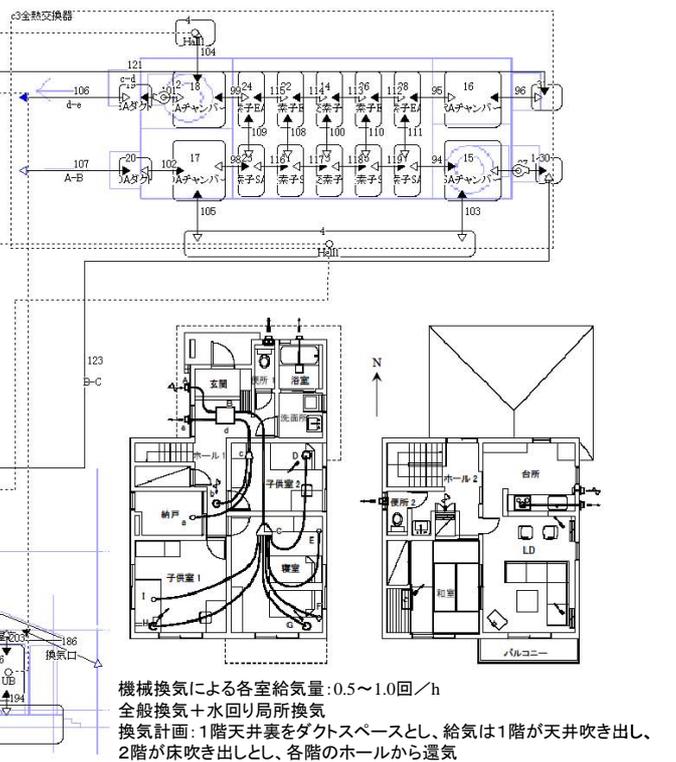


図7 平面図及び換気設備図

を任意に仮定し、これら部分集合の中での変化をモード変化と呼ぶ概念で管理する。つまり各部分は独立したモード変化が実施できる。そしてモード変化は、即物的な制約は無く、任意のモデル要素の変数とパラメータに対して行うことができる。

熱負荷計算に関しては、室空気の温湿度を目的の一定値に維持するための室空気への冷却・加熱量として計算する普通の方法だけでなく、PID 制御による方法が適用できる。どちらも立ち上がり時等に室空気からの除去熱量や除湿量が装置容量を超えれば自然温湿度になる。PID 制御は躯体蓄熱モデルの様に、制御量と操作量が夫々躯体温度と冷却コイル除去熱流であって異なる節点の場合や、PMV 制御の場合に用いる。PID の係数は予備的計算で求める。最大の装置容量による冷却や加熱を励振とし、これによる PMV や室温等の過渡応答から、Chien-Hrones-Reswick 法[8]で定めている。

気象条件は空衛学会の動的熱負荷計算用の標準気象データを用いている。夜間放射や大気放射は、仮想天空温度節点と呼ぶものを導入し、建物外表面温度によって変化する長波長放射熱交換として扱う。また放射熱伝達の線形近似化された一般化熱コンダクタンスだけでなく、表面の対流熱伝達のそれも温度差依存として扱える。

4. まとめ

全熱交換器の圧力バランスの変化に伴う漏気量の変化などの影響を考慮するために、熱・湿気コンダクタンスや圧力損失係数といった物性的パラメータを用いた演繹

的な熱・水蒸気・換気回路網連成モデルを作成し、実験及びカタログデータの再現を行った。このモデルによりダクト系の抵抗変化に伴う各効率の変化を模擬できることを示した。さらに建物とつながる全体モデル化について述べ、計算プログラムの理論的な特徴も述べた。

【謝辞】

国交省の総合技術開発プログラム「自立循環型住宅開発委員会」により本研究を実施することができました。また同僚の大西由哲氏にはモデル作成等で御協力頂きました。

【参考文献】

- [1](財)建築環境・省エネルギー機構、住宅の省エネルギー基準の解説、pp.119-124、2002年6月
- [2]井上宇一、空気調和ハンドブック改訂3版、丸善、pp.172-180、1982年1月
- [3]奥山博康、木村建一、川島亮平「内部結露と暖房負荷に関する内断熱と外断熱の比較検討」空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、E-49、2001年9月、pp1609-1612
- [4]石川和良ら、全熱交換器の有効換気量率評価法に関する研究その1・2、日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2、pp.767-770、2004年8月
- [5]奥山博康、博士号学位請求論文「建築物の熱回路網モデルに関する理論的研究」早稲田大学、'87年12月
- [6](財)ベタリビング、優良住宅部品性能試験方法書「換気ユニット BLT VU : 2003」、2003年6月
- [7]日本規格協会、JIS B 8628「全熱交換器」、2003年3月
- [8]増淵正美、「改訂 自動制御基礎理論」標準機械工学講座 19、コロナ社、pp.181-182、1984年7月

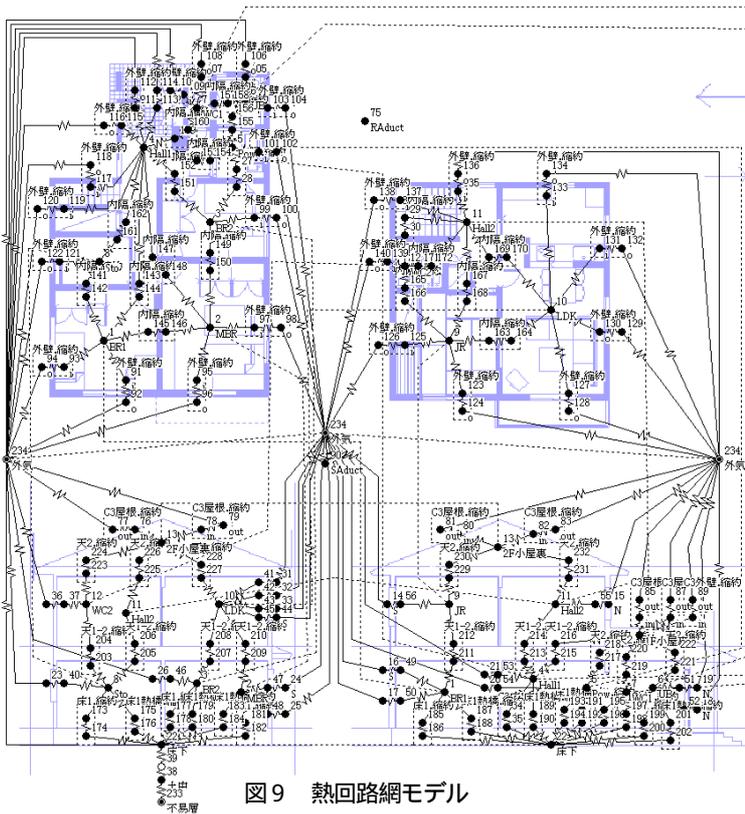


図9 熱回路網モデル

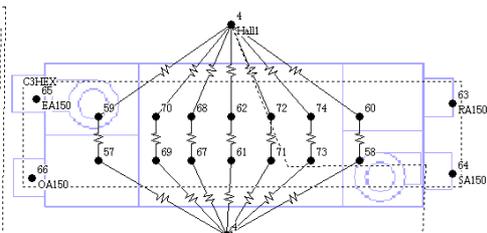


表4 壁仕様(次世代省エネ基準相当の断熱仕様)

部位	層構成(室内側より。カッコ内は厚さ[mm])	断熱材の熱抵抗値
外壁	石膏ボード(12)+ウレタン発泡断熱材(48)	1.7[m ² K/W]
内壁・隔壁	石膏ボード(12)+非密閉中空層+石膏ボード(12)	-
天井(1Fと2Fの間)	石膏ボード(12)+非密閉中空層+合板(25) (1F側からの層構成を示す)	-
天井(上部は小屋裏)	石膏ボード(12)+ウレタン発泡断熱材(112)	4.0[m ² K/W]
床(1Fの床)	合板(15)+ウレタン発泡断熱材(70)	2.5[m ² K/W]
屋根	合板(25)+アスファルト類(2)+石綿スレート(7)	-

表5 部分とモード変化のチャート表

部分番号	1	2	3	4	5
モード番号	和室窓	子供室窓	寝室窓	LDK窓	全熱交換器
1	閉	閉	閉	閉	運転
2	閉	閉	閉	閉	SAファン停止
3	-	就寝時の開	清掃時の開	清掃時の開	-
4	-	-	就寝時の開	就寝時の開	-

通風に関しては、冷房期間中は外気温度が16~25 の時、暖房期間中は18~26 時に窓を開け通風をとる。