温暖地における住宅用全熱交換換気ユニットの導入効果

戸建住宅における全熱交換換気ユニットの導入効果に関する研究 その1

EFFECTIVENESS OF RESIDENTIAL TOTAL HEAT EXCHANGER UNITS IN MILD CLIMATE REGIONS

A study on effectiveness of total heat exchanger units in detached houses Part 1

鳥海 吉弘*, 倉 渕 隆**, 奥 山 博康***, 七 岡 寛****

*Yoshihiro TORIUMI, Takashi KURABUCHI, Hiroyasu OKUYAMA
and Hiroshi NANAOKA*

Total heat exchangers are useful in reducing thermal load of heating and cooling systems with high electric power consumption because they decrease fresh air load, and consequently are the subject of much expectation - especially with regards to their energy saving effect in regions with under cold climatic conditions. In the present study, an evaluation was on the thermal comfort and energy saving effect when total heat exchangers were adopted for detached houses in a mild climate region. The results of the study suggest that the heating load can be reduced by about 10% and heat recovery may have a reverse effect in intermediate seasons, and also have a small effect on the cooling load, but the cooling load can be reduced by about 20% by utilizing natural ventilation.

Keywords : *Simulation, Total heat exchanger, Mechanical ventilation, Thermal load, Energy conservation, Mild climate region*

シミュレーション, 全熱交換器, 機械換気, 熱負荷, 省エネルギー, 温暖地

1. はじめに

2003 年 7 月の建築基準法の改正により, 原則として住宅への機械換気設備の設置が義務付けられ, 省エネルギーの観点から寒冷地では全熱交換器の導入が増えると予想される。日本の住宅用エネルギーのうち, 冷暖房設備による消費が 3 割程度を占める²⁾ことから, その有効性を把握することが重要であるといえる。全熱交換器は, 室内空気汚染対策の一つであるが, 冬季の外気の直接流入による不快感及び水分排出による過乾燥の防止など健康・快適性に加えて, 換気による熱損失を防止することで省エネルギー化が図れるなどの利点がある³⁾。しかしながら, 使用する地域や, 全熱交換器を利用するデメリット, 例えば全熱交換換気ユニットの構造上起こりうる有効換気量率の問題や, 全熱交換器の熱交換素子による換気動力(搬送動力)の増加などが問題になってくる。この問題に関して, 系統的に研究した例はほとんどない。

熱交換効率やエンタルピー交換効率から全熱交換器の導入効果が試算されるが, 外界気象条件, 建物の断熱・気密性能, 窓の開閉状況, 冷暖房設備の発停・内部発熱スケジュールなど, 全熱交換器がエネルギー消費に及ぼす影響を総合的に分析する必要がある。中村

ら⁴⁾は, 断熱性・気密性の高い実験住宅を蒸暑地(鹿児島)に設置し, 梅雨期の全熱交換器の熱交換状況測定を行い, 換気ダクト内の給気温度が外気温度や室温よりも高い値で供給されていることや, 全熱交換器による換気だけでは室内が高湿となっていることから, 従来の全熱交換器を連続運転するのは問題点が多いことを指摘している。しかしながら, 地域が鹿児島に限定されており, 全熱交換器のない状況との比較や, 調理・家電機器による発熱や発湿を考慮していない。一方, 持田ら^{5), 6), 7)}は, 集合住宅に太陽熱や外気等の自然エネルギーを効率的に導くシステムを提案し, その中でバイパス機能を備えた全熱交換器を組み込み, シミュレーションによる省エネルギー効果と実測によるシステムの運転状況を評価している。ここでも地域が限定されており, シミュレーションによる検討では, 空気式集放熱パネルをシステムに組み込んだ自然冷暖房換気システムとして評価しているため, 全熱交換器単体としての省エネルギー効果が評価されておらず, 住戸も単室として全館冷暖房している。また, 実測による検討では, 居住状態での計測になっていない。

本研究では, 実測から得られた特性値を使用して全熱交換換気ユニットのモデルを構築し, 在室・内部発熱や窓開閉スケジュールを含めた建物・全体モデルに組み込み, 地域性を含めた全熱交換器の

本論文は, 既発表論文¹⁾をもとに加筆・修正したものである。

* 職業能力開発総合大学校 講師・博士(工学)

** 東京理科大学工学部 教授・博士(工学)

*** 清水建設株式会社 上席研究員・工博

**** 大和ハウス工業株式会社 総合技術研究所

Lect., Polytechnic University, Dr. Eng.

Prof., Faculty of Engineering, Tokyo University of Science, Dr. Eng.

Chief Research Engineer, Institute of Technology, Shimizu Corporation, Dr. Eng.

Central Research Laboratory, Daiwa House Industry Co., Ltd.

導入効果を、年間を通じて様々な角度から評価することを目的としている。実測でこの効果を調査し結論を導く事は困難であるが、シミュレーションによれば可能である。シミュレーションプログラムに NETS[®]を使用し、全熱交換器の導入効果を検証する。本報（その1）では、計算モデルの概要と温暖地（東京）における全熱交換器の導入効果と利用法について報告する。

2. 全熱交換換気ユニットのモデル

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⁹⁾や、対数平均温度差を用いた半解析的なモデル¹⁰⁾などがあるが、いずれも入口空気の状態を与えて出口空気の状態を算出するものである。また、全熱交換器と送風機を一体化して用いられている全熱交換換気ユニットでは、排気系(RA-EA)空気が給気系(OA-SA)空気に混入することや、ユニットからの吸引・吹出しも考えられる。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。そこで、関連する既往研究¹¹⁾から、熱・水蒸気・換気を連成した回路網モデルに改良した。

2.1 換気回路網モデル

全熱交換換気ユニット本体には各部に微小隙間が存在し、ここからの漏気は、熱移動や水蒸気移動の一因となり、熱交換効率及び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、熱回路網及び水蒸気回路網モデルを構築する。対象ユニットは、ユニット内部が負圧となる直交流型全熱交換器とし、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。ユニット内部をゾーンに分割し、その間の各流路を式(1)のようにモデル化する⁸⁾。

ΔP=ζ^ρ/₂(^Q/_A)^η ... (1)

ここに、ΔP：差圧[Pa]、ζ：圧力損失係数又は局部抵抗係数[-]、ρ：空気密度[kg/m³]、Q：風量[m³/s]、A：流路断面積[m²]、η：圧力損失指数[-]、である。

各流路の隙間特性については、既往研究¹¹⁾から、熱交換素子部の圧力損失係数を表1の様に与える。送風機特性(PQ特性)を図2に示す。建物モデルへ本ユニットをそのまま適用するには風量が大き過ぎるため、必要換気量まで減らす必要があった。図2で「変更」と示すように、ユニットの圧力損失に、設計時の想定全圧を加えた状態で設計風量が得られるように、給気(SA)・排気(EA)ファン共にPQ特性を極座標的に相似になるよう修正している^{注1)}。なお、シミュレーションの入力上の都合から、変更後のPQ特性は、全圧基準としている。

2.2 熱・水蒸気回路網モデル

換気回路網モデル構築後、熱と水蒸気に関する特性をカタログ性能(技術資料、熱・エンタルピー交換効率―風量の特性曲線)からモデル化した。移流を除く熱・水蒸気回路網モデルを図3に示す。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5分割している。さらに、ダクト系の圧力損失を加えた状態でカタログ性能を再現する様に、熱コンダクタンスと湿気コンダクタンスを調整した。熱と水蒸気に関する特性を表2に示す^{注2)}。

図中の矢印・数値は、流路・番号を表し、アンダーライン付き数字はゾーン番号を示す。OA：外気，SA：給気，RA：還気，EA：排気

図1 全熱交換換気ユニットの換気回路網モデル

表1 全熱交換換気ユニット各部位の隙間特性

流路No.	系統(種別)	部 位	ゾーンNo.	ζ	η
1 ^{†1}	OA-SA	外気-OAダクト	外気-1	—	—
2	OA-SA	OAダクトーチャンバ	1-2	31601	2.000
3~8	OA-SA (抵抗)	熱交換素子	2-3,3-4 4-5,5-6 6-7,7-8	491	1.542
9 ^{†1}	OA-SA	SAチャンバー室内	8-各室	—	—
10 ^{†1}	RA-EA	室内-RAダクト	1階ホール-9	—	—
11	RA-EA	RAダクトーチャンバ	9-10	5628	2.000
12~17	RA-EA (抵抗)	熱交換素子	10-11,11-12 12-13,13-14 14-15,15-16	387	1.413
18 ^{†1}	RA-EA	EAチャンバー外気	16-外気	—	—
19	(漏気)	OAチャンバ内外	1階ホール-2	684567	1.030
20	(漏気)	SAチャンバ内外	1階ホール-8	163899	1.169
21	(漏気)	EAチャンバ内外	1階ホール-16	85103	1.000
22~26	(漏気)	熱交換素子	3-15,4-14 5-13,6-12 7-11	453311	1.086
27 ^{†2}	OA-SA	バイパス回路	2-8	14605	2.000

文献¹¹⁾から、流路面積 A=1m²として設定。
^{†1} 各ダクトの設計による。
^{†2} 流路27 (バイパス回路) は、流路が開の状態の想定値。通常は閉。流路27が開いた時、流路3が閉じる設定。

図2 送風機のPQ特性(「変更」は全圧基準)

図3 全熱交換換気ユニットの熱・水蒸気回路網モデル

全熱交換換気ユニットの設置は1階ホールに想定している^{注3)}。また、全熱交換換気ユニットの構造上、ケーシング漏気はチャンパ漏気として取り扱う。

2.3 モデルの検証

このモデルで JIS B 8628³⁾の熱交換効率測定方法に従い計算し、カタログ値と比較したものが表3であり、概ねカタログ値を再現できているが、冷房時のエンタルピー交換効率はカタログ値より16%高い値となった。エンタルピー交換効率は、熱交換素子の顕熱と潜熱の交換効率の違いや測定時の空気条件に依存するが、計算値はカタログ値のような暖房時と冷房時のエンタルピー交換効率に大きな差が見られない。冷房時の潜熱交換を過大評価することになるが、潜熱交換の絶対量が小さいため、水蒸気移動の定性的傾向に変化を及ぼさないと考え、熱・湿気特性に変更を加えなかった。このモデルについて、本ユニットにつながるダクト系の圧力損失を変化させ、有効換気量率（排気系から給気系への混入率^{注4)}）の変化を計算した結果を表4に示す。なお、ダクト抵抗の変化は、定格状態から変化させ、当該ダクト以外のダクトの圧力損失はなりゆきとした。有効換気量率は、給気(SA)系統の圧力損失減少に対しては微減、還気(RA)系統の圧力損失増加に対しては増加、排気(EA)系統の圧力損失増加に対しては微増（表4では変化なし）、外気(OA)系統の圧力損失増加に対しては大きく減少しており、表4は既往研究¹¹⁾の結果を反映している。

3. 建物・全体モデル

対象とした住宅は、図4に示す都市型の戸建住宅とした。延床面積は122.1m²、建物全体の気積（小屋裏・床下空間を含む）は363.1m³となっている。

3.1 気象データ・風圧係数

気象データは、拡張 AMeDAS 標準年気象データ¹²⁾を使用する。風速は、ベキ指数 $\alpha=0.25$ で風圧力計算用基準高さ5.8mの値に高度補正した。風圧係数は住宅の密集度により変化すると思われるが、グロス建蔽率が30%を超えると壁面風圧係数の差が小さい¹³⁾ことから、模型の周辺環境を市街地として想定した風洞実験による実測値（日本大学生産工学部建築工学科 丸田研究室）を使用する。なお、ダクトや換気口などの屋外端末にも当該壁面の風圧係数を割り当てている。

3.2 断熱性能・気密性能

地域の区分に応じた「熱貫流率の基準値」（鉄筋コンクリート造等以外のその他の住宅）⁹⁾に従い、必要に応じて断熱材の厚さを調整した。外皮（断熱部位）となるのは、外壁面、天井（上部小屋裏）、床（下部床下）とした。使用した室内側及び外気側表面の熱伝達抵抗を表5に示す。

気密性能に関して、窓・玄関ドアの開口部は、I・II地域が「A-4等級」、それ以外の地域が「A-3等級」（JIS A 4702, JIS A 4706）相当とした。隙間に関しては、 $1/n=0.65$ （ n ：隙間特性係数）、建具の周囲に沿って細長い隙間が存在するものとし、縦隙間を上下2分割、横隙間を建具の上下（開口部によっては上中下）に設定した。内部扉に関しては、アンダーカット（相当隙間面積 $\alpha A=125\text{cm}^2$ ）を想定、 $1/n=0.5$ （単純開口）とした。なお、ドア・内部扉以外の内壁等一般部や1・2階間の床は完全気密とした。建物全体の気密性能

表2 全熱交換換気ユニット各部位の熱・湿気特性

節点No.	部 位	熱コンダクタンス [W/K]	湿気コンダクタンス [kg/s(kg/kg)]
2-16	OA-EAチャンパ	0.78875	0
3-15 4-14 5-13 6-12 7-11	熱交換素子	34.8837	0.025
8-10	SA-RAチャンパ	0.78875	0
0-2	1階ホールーチャンパ	1.04	—
0-3 0-4 0-5 0-6 0-7	1階ホールー熱交換素子	0	—
0-8	1階ホールーチャンパ	1.04	—
0-10	1階ホールーチャンパ	1.04	—
0-11 0-12 0-13 0-14 0-15	1階ホールー熱交換素子	0	—
0-16	1階ホールーチャンパ	1.04	—

表3 カタログ値と計算値の比較

項 目	熱交換効率 [%]	エンタルピー交換効率[%]		SA風量 [m ³ /h]	EA風量 [m ³ /h]
		冷房	暖房		
カタログ値	67	48	66	135	不明
計 算 値	68	64	67	135	122

表4 ダクトの圧力損失変化による有効換気量率の変化

項 目	ダクトの圧力損失[Pa]				有効換気量率[%] (給気系の混入率)
	SA	RA	EA	OA	
定 格	110.2	29.7	19.9	20.0	94.5
SA×0.5	55.1	29.7	19.9	20.0	94.4
RA×2	110.3	59.8	19.9	21.2	97.2
EA×2	110.2	30.6	39.8	20.0	94.5
OA×2	110.2	30.7	19.9	39.8	91.2
EA×2 OA×2	110.1	31.7	39.8	39.8	91.2

図4 平面図兼換気設備図（左：1階、右：2階）

は、床面積当たりの相当隙間面積（C 値）が建物全体で、Ⅰ・Ⅱ地域が 2cm²/m²、Ⅲ～Ⅵ地域が 5cm²/m² となるように設定した。建物全体の αA から、開口部の αA を差し引いたものを、開口部を除く外皮の面積に応じて按分し、隙間は上下方向に 2 分割とした。

3.3 伝熱・外表面の熱受受

南側北側には日照の障害はないものとし（隣棟の影響を無視）、東側西側は隣接住戸が近接しており日照はないものとする。開口部の日射遮蔽物として、レースカーテン（日射透過率 0.53）、庇（屋根、バルコニー）を想定した。レースカーテンに関しては、透過率のみ考慮し、吸収率や反射率については考慮していない単純なモデルとした。日射吸収率は外壁面を 0.3、屋根面を 0.7、伝達形態は一定値とし、長波長放射に関しては考慮しない。

3.4 省エネルギー基準

設定した各地域の熱損失係数（Q 値）、夏期日射取得係数（μ 値）、床面積当たりの相当隙間面積（C 値）、建具の基準（気密性等級）を表 6 に示す。なお、表 6 の Q 値は換気量を一定値（換気回数 0.5 回/h）として算出しており、文献⁹⁾の換気用熱回収装置による「3.9.2 (2)熱損失係数における換気回数の低減効果」は考慮していない。なお、建物モデルの作成数が小さくなるよう Q 値を設定しているため、Q 値は基準値よりも若干小さな値となっており、暖房負荷は基準値を使用して算出した値よりも小さくなることが予想される。

4. 設備計画

4.1 全般換気設備

図 4 に示すように、全熱交換換気ユニットは 1 階ホールに設置（G.L.+2.9m）、1 階天井裏をダクトスペースとし、ユニットを通じて各居室へ給気（1 階：天井吹出し、2 階：床吹出し）され、内部扉のアンダーカットを経由してホールから還気される。OA と EA の外部への開放口（屋外端末）の設置高さは同一だが、距離は十分離れていることとし、EA が OA に与える影響（ショートサーキット）は無視する¹⁴⁾。全般換気設備の設計風量を表 7 に示す。必要換気量は給気側で計画し、換気対象室が換気回数 0.5 回/h 以上の給気量が得られるように計画した。ホール 1 及びホール 2 は、全般換気の換気経路となるため居室と一体とみなし、ホール分の給気量を各居室に振り分けている。給気量はダクト設計が容易になるように各居室等しく設定し、同時に各階への給気量も等しく設定した。なお、LDK は給気量が他居室に対して 2 倍となっているが、ダクトを 2 本設定し、ダクト 1 本あたりの給気量を等しくした。同様に、排気量の設定に関しても、各階の排気量が等しくなるよう計画した。各室の給排気経路長がなるべく等しくなるように計画し、換気経路の圧力損失を計算して与えている^{注 5)}。

4.2 局所換気設備

レンジフードファンは、後述の「5. 在室・内部発熱スケジュール」に基づき、調理していると思われる 2,000W 程度の顕熱発熱があるときに稼動するように設定し、浴室天井扇については、洗面所を使用している時間帯及び浴室を使用している時間帯に連続して稼動するようにし、就寝時に停止するよう設定する（図 5）。各ファンにはそれぞれ PQ 特性を与え、逆止弁等の設置を想定し外気の流入はないものとした。なお、便所パイプファンについては、在室・内部発熱スケジュールからは運転状況が不明なことから運転しないものと

表 5 室内側・外気側の表面熱伝達抵抗

部位	室内側表面熱伝達抵抗 [m ² K/W]	外気側表面熱伝達抵抗 [m ² K/W]
屋根	0.09	0.04
天井	0.09	0.09
外壁	0.11	0.04
床	0.15	0.15

表は文献⁹⁾の pp.138、附表 2 に基づく

表 6 省エネルギーの基準値と設定値（カッコ内数値は基準値）

地域区分	Q 値 [W/m ² K]	μ 値 [-]	C 値 [cm ² /m ²]	建具の 気密性等級
Ⅰ	1.4(1.6以下)	0.04(0.08以下)	2.0(2.0以下)	A・4 (A・4)
Ⅱ	1.4(1.9以下)			
Ⅲ	2.1(2.4以下)	0.04(0.07以下)	5.0(5.0以下)	A・3 (A・3又はA・4)
Ⅳ	2.1(2.7以下)	0.03(0.07以下)		
Ⅴ	2.1(2.7以下)	0.03(0.07以下)		
Ⅵ	3.4(3.7以下)	0.03(0.06以下)		

表 7 全般換気設備の設計風量

階	室名	名称	室容積 [m ³]	換気回数 [回/h]	必要給気量 [m ³ /h]	給気量 [m ³ /h]	排気量 [m ³ /h]
1階	子供室1	BR1	30.5	0.5	15.2	21	—
	寝室	MBR	38.1	0.5	19.0	21	—
	子供室2	BR2	22.9	0.5	11.4	21	—
	ホール	Hall1	34.2	0.5	17.1	—	60
	小 計		125.7	0.5	62.8	63	60
2階	和室	JR	31.8	0.5	15.9	21	—
	LD+台所	LDK	63.6	0.5	31.8	42	—
	ホール	Hall2	27.8	0.5	13.9	—	60
	小 計		123.2	0.5	61.6	63	60
合 計			248.9	0.5	124.4	126	120

図 5 局所換気設備の運転スケジュール

図 6 LDK の在室人員・内部発熱スケジュール（平日）

する。排気風量は、台所 300m³/h、浴室 80 m³/h とした。

5. 在室・内部発熱スケジュール

「自立循環型住宅開発委員会（B2）実証実験手法の開発と実施」の研究成果¹⁵⁾をもとに作成（東京理科大学 長井達夫准教授）した

表 8 冷暖房設備の能力

種別	能 力	居室			非居室			
		子供室1・2 和室	寝室	LDK	ホール1	ホール2	洗面所	便所
冷房	冷房[kW]	3.4	3.7	6.5	—	—	—	—
	除湿[L/h]	1.4	1.6	3.6	—	—	—	—
暖房	暖房[kW]	6.2	7.7	9.8	3.2	2.3	0.7	0.35

非居室の暖房は、Ⅰ・Ⅱ地域のみ

表 10 冷暖房設備の設定温湿度

状態	設備依存型	一般型
冷房	26℃, 60%RH	26℃, 60%RH or 通風
(就寝時)	28℃, 70%RH	28℃, 70%RH or 通風
暖房	22℃	22℃ or 通風
(就寝時)	18℃	—

暖房時の相対湿度はなりゆき

Ⅰ・Ⅱ地域における非居室の暖房設定温度は終日18℃

「在室・内部発熱スケジュール¹⁶⁾」を使用する。研究成果は、1)「平日スケジュール」及び「休日在宅型スケジュール」、2)「行為と使用機器の関連」、3)家電機器の運転スケジュール、4)調理に伴う部屋への発熱量、水蒸気発生量に関する実測結果、5)家電機器の消費電力の日変動、6)部屋別照明器具の定格消費電力、7)一日の電力消費量実測結果、から構成される。「在室・内部発熱スケジュール」は、この内の資料 1), 2), 4)のデータに基づいている。スケジュールは、平日と休日(土、日、祝祭日)に分けられ、室ごと、15分ごとの顕熱発熱量及び水蒸気発生量を設定している。図 6 に平日の LDK の在室人員・内部発熱スケジュールを示す。就寝時は家電機器により 100W 程度の顕熱発熱が生じ、炊事時間帯は照明器具・調理・在室人員・家電機器により 1900～2200W 程度の顕熱発熱と調理・在室人員による 200～300g/h 程度の水蒸気発生が生じている。通常の在室時は、人員・行為・家電機器により 170～700W 程度の顕熱発熱と人員に応じた水蒸気発生が生じている。なお本研究では、文献¹⁵⁾における和室を寝室に、洋室 1 を子供室 1 に、洋室 2 を子供室 2 に置き換えている。

6. 計算モデルと冷暖房・通風

6.1 冷暖房設備の能力

冷暖房設備の能力を表 8 に示す。冷房時は除湿を想定するが、暖房時の加湿は想定しない。

6.2 計算モデル・モード

計算モデルとして、都市部を想定し、立地条件などから清掃以外は窓開け換気(通風)を行わない「設備依存型」、冷暖房に標準的と思われる通風を加え、就寝時の暖房を取り止めた「一般型」を作成した(表 9)。窓の開閉条件は冷房負荷に、就寝時の暖房設定は暖房負荷に大きな影響を与えるが、ここではある特定の条件を想定し、冷暖房負荷の抑制効果を考察する。

6.3 冷暖房設備の設定室温度・発停条件

冷暖房の設定温湿度、とりわけ冷房時の室温・発停・通風の設定は冷房負荷に大きな影響を及ぼす。設定温度に関しては 26～28℃程度と報告されているが¹⁷⁾、典型的な冷房の使い方は存在しない。ここでは冷暖房運転の温湿度設定を表 10 とし、発停は「在室・内部発熱スケジュール」に基づく(一時的な 30 分未満の退出時には停止しない)。冷暖房対象室について、Ⅰ・Ⅱ地域は全室暖房、他の地

表 9 計算モデルと開口部の状態

開口種類	一般型			設備依存型		
	通常	掃除 ^{†2)}	就寝	通常	掃除 ^{†2)}	就寝
風上開口 ^{†1)}	窓全開	窓全開	就寝開 ^{†3)}	窓閉	窓全開	窓閉
間仕切り	扉閉	扉閉	扉閉	扉閉	扉閉	扉閉
風下開口 ^{†1)}	窓全開	窓全開	就寝開 ^{†3)}	窓閉	窓全開	窓閉

^{†1)} 「風上開口」、「風下開口」は、共に同一室の開口。

^{†2)} 「掃除」とは LD 及び寝室の清掃を指し、台所の窓は清掃時「開」、通風(通常及び就寝時の窓開け)時「閉」とする。

^{†3)} 「就寝開」とは、窓を片側 25cm 開けた状態とする。通風時の窓の相当開口面積は、開口面積に網戸の流量係数 0.5 を乗じる。また、清掃時の窓の流量係数は 0.65 とする。通風に関しては、就寝時を除き、冷房期は外気温が 20～25℃の時に窓を開け、暖房期は外気温が 18～26℃の時に窓を開け通風をとることとする。

冷房期の就寝時の通風に関しては、外気温が 25～28℃の時に行う。

域は在室している居室のみ暖房し、冷房に関しては全地域在宅している居室のみ冷房する。また、暖房期間以外を冷房期間として冷房のみを行い、室温が暖房設定温度より下がっても暖房は行わない。

6.4 全熱交換器の設置を想定しないモデル

全熱交換器設置の有無による冷暖房負荷の違いを確認するために、全熱交換器の設置を想定しないモデルを作成した。換気方式を変更すると換気性状も変化し、機械換気量や隙間風量、隣室への熱損失など、冷暖房負荷自体が異なり、全熱交換器の導入効果を評価することは困難である。そこで、同一の換気方式とし、図 1 の換気回路網モデルにおいて、給気系(OA-SA)から排気系(RA-EA)への熱・水蒸気・空気の移動がないことを想定した。熱・水蒸気回路網モデルにおいては、熱交換素子の一般化熱コンダクタンス及び一般化湿気コンダクタンス(図 3 のコンダクタンス 3-15, 4-14, 5-13, 6-12, 7-11)を、それぞれ 0W/K, 0kg/s(kg/kg)とした。また、熱交換素子移流(図 1 の流路 22, 23, 24, 25, 26)を閉じる設定とした。

6.5 全熱交換器のエンタルピー制御

夏期の冷涼な日や夜間、中間期においては、内部発熱や日射による受熱、室間の影響など、建物全体システムの挙動により、還気エンタルピーが外気エンタルピーを上回り、熱回収が逆効果になる場合が予想される。そのため、還気エンタルピーが外気エンタルピーを超える場合は、給気系である OA-SA 系統において、熱交換素子を通さないバイパス経路を想定した(図 1, 表 1)。図 1 において、バイパス回路(流路 27)が開いた時には、通常の流路(流路 3)が閉じる設定としている。

7. 温暖地域(東京)における全熱交換器の導入効果

本報では、特に寒冷地での暖房負荷の抑制効果が期待されている全熱交換器を、温暖地(東京)の戸建住宅に採用した場合の導入効果と利用法について検討する。「設備依存型」は、「全熱交換器あり」(以降、熱交あり)、「全熱交換器なし」(以降、熱交なし)及び「全熱交換器あり エンタルピー制御」(以降、熱交あり エンタルピー制御)を計算し、「一般型」は「熱交あり」のみ計算した。暖房期と冷房期に関しては、日平均気温が 15℃以下になる期間を算出して暖房期間とし、暖房期間以外は冷房期間として設定した(冷暖房設備の発停条件は 6.3 による)。計算助走期間は 3 日間、計算時間間隔は 15 分、熱回路網・水蒸気回路網共に非定常計算とする。

表 1 1 年間冷暖房負荷計算結果

地域区分 (地点)	計算 モデル	計算条件	月積算値[MJ]														年積算値 [MJ]	暖冷房 年積算値	
			1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月					
Ⅳ 地域 (東京)	設備 依存型	a 熱交なし	暖房	顕熱	4470	3735	3395	831	0	0	0	0	0	220	1492	3110	17252	26471	
			冷房	顕熱	0	0	0	52	337	575	2191	2385	1190	370	24	0	7124	[MJ]	
				潜熱	0	0	0	5	5	139	659	881	369	37	0	0	2095	217	
		b 熱交あり	冷房	全熱	0	0	0	57	343	714	2851	3266	1559	407	24	0	9219	[MJ/m ²]	
				顕熱	4056	3380	3064	718	0	0	0	0	0	194	1292	2790	15494	24748 [MJ] 203 [MJ/m ²]	
				顕熱	0	0	0	60	377	634	2228	2423	1227	400	28	0	7378		
				潜熱	0	0	0	5	9	145	582	761	336	38	0	0	1876		
		全熱	0	0	0	66	386	779	2810	3184	1563	438	28	0	9254				
		負荷比(b/a*100)[%]		90.7	90.5	90.3	88.3	112.6	109.2	98.6	97.5	100.3	100.9	87.1	89.7	93.5	[MJ/m ²]		
		負荷低減量(a-b)[MJ]		414	355	331	104	-43	-66	41	81	-4	-5	196	319	1723			
	c 熱交あり エンタル ピー制御	暖房	顕熱	4056	3380	3064	718	0	0	0	0	0	194	1292	2790	15494		24512 [MJ] 201 [MJ/m ²]	
			冷房	顕熱	0	0	0	52	340	581	2201	2405	1200	371	24	0	7174		
				潜熱	0	0	0	5	5	136	575	758	329	36	0	0	1844		
				全熱	0	0	0	57	346	716	2776	3162	1529	408	24	0	9018		
		負荷比(c/a*100)[%]		90.7	90.5	90.3	87.3	100.9	100.4	97.4	96.8	98.1	96.1	86.8	89.7	92.6	[MJ/m ²]		
		負荷低減量(a-c)[MJ]		414	355	331	113	-3	-3	75	103	30	25	200	319	1959			
	一般型	d 熱交あり	暖房	顕熱	3345	2555	2373	577	0	0	0	0	0	182	990	2138	12162	19136 [MJ] 157 [MJ/m ²]	
				冷房	顕熱	0	0	0	21	91	95	1951	2242	963	142	19	0		5525
					潜熱	0	0	0	0	1	11	479	683	260	15	0	0		1450
					全熱	0	0	0	21	92	106	2430	2926	1223	157	19	0		6975
		負荷比(d/a*100)[%]		74.8	68.4	69.9	67.5	26.8	14.8	85.2	89.6	78.5	54.2	66.6	68.8	72.3	[MJ/m ²]		
		負荷低減量(a-d)[MJ]		1125	1180	1021	289	251	608	421	340	335	287	506	971	7334			
		負荷比(d/b*100)[%]		82.5	75.6	77.5	76.4	23.8	13.6	86.5	91.9	78.3	53.7	76.5	76.6	77.3			
		負荷低減量(b-d)[MJ]		712	825	691	184	294	673	380	258	340	293	310	652	5612			
		給気(SA)風量[m ³ /h]		135	135	135	136	136	136	136	136	136	136	136	135	設備依存型, b 熱交あり			
		建物全体換気回数[回/h]		0.96	0.97	0.95	0.89	0.86	0.83	0.79	0.80	0.78	0.82	0.89	0.90				

7.1 用語の定義

全熱交換器の冷暖房負荷抑制効果を評価する上で、本研究で用いる用語を以下のように定義する。

負荷比[%]：例えば、「熱交あり」の「熱交なし」に対する暖房負荷又は冷房負荷の比。

負荷低減率[%]：100－負荷比

負荷低減量[MJ]：例えば、「熱交なし」と「熱交あり」の暖房負荷又は冷房負荷の差。

各モデルの地域で共通である内部発熱や日射による受熱が冷暖房負荷に与える影響が大きいため、負荷低減量に対して負荷比が過大評価となる恐れがある。そのため、全熱交換器による冷暖房負荷の抑制効果を、相対値である負荷比（又は負荷低減率）と併せて、絶対値である負荷低減量で評価する。

同時に、通風・換気性状を評価する用語を以下のように定義する。

建物全体換気回数[回/h]：モデル化した空間（建物全体）に流入する新鮮外気量[m³/h]の合計値を、建物全体の気積[m³]で除した値。季節毎の自然換気量の変動を考察するために用いる。本研究では、小屋裏・床下空間も建物全体の気積に含んでいる。

気流通過率[回/h]：換気回数とその室への新鮮外気量をその室の気積で除した値であるのに対し、気流通過率は、その室へ流入する新鮮外気量と他室経由の風量を合わせた風量[m³/h]をその室の気積で除した値。

気流通過率は、評価対象室の汚染質発生量と濃度から求められる新鮮外気量換算値である実効換気量¹⁸⁾のように換気評価に適した指標でないが、換気回数と比較することにより、その室の換気性状の評価に利用できる。

7.2 冷暖房負荷抑制効果とコールドドラフトの緩和

年間冷暖房負荷計算表を表 11 に示す。「設備依存型」における「a

図 7 建物全体換気回数の変移（設備依存型，b 熱交あり）

熱交なし」と「b 熱交あり」を比較し、全熱交換器の冷暖房負荷抑制効果について検討する。「設備依存型」における「b 熱交あり」の給気(SA)風量は 135m³/h 程度(換気対象室に対する換気回数 0.54 回/h) でほとんど変動しないが、室内外温度差や外部風圧力などの外乱により、建物全体換気回数は変動する。建物全体換気回数の変移は時刻ごとにみるとさらに顕著になるが(図 7)、全熱交換換気ユニットの給排気量はほとんど変化しない。

室内外温度差の大きい 12 月及び 1～3 月の冬期には、10%程度の暖房負荷の低減率が見られる。「設備依存型」における 2/1(水)のユニット内の温度変化を図 8 左に示す。還気(RA)と外気(OA)の温度差(RA－OA)は、最大で 10.9℃、最小で 4.9℃、平均で 8.4℃となっている。給気(SA)温度から、特に外気温が低い時に給気によるコールドドラフトが緩和され、温熱環境が改善されている。なお、11 月は 10%以上の暖房負荷の低減率が見られるが、低減量は小さい。

夏期である 7・8 月は、2～3%程度の冷房負荷の低減率となる。「設備依存型」における 8/9(水)のユニット内の温度変化を図 8 中央に示す。RA と OA の温度差(OA－RA)は、最大で 2.3℃、最小では OA<RA

図8 全熱交換換気ユニット内の温度・エンタルピー変化（設備依存型，b 熱交あり）

図9 LDKの室温・暖房負荷（設備依存型）

図10 LDKの室温・気流通過率・換気回数（一般型）

となり -2.8°C ，平均で -0.5°C となっている。夏期は，外気温度と還気温度の差が小さく，還気温度が外気温度を上回っている時間帯が多い。

中間期の5～6月及び9～10月には負荷比が100%を超え，全熱交換器が逆効果となっている。特に5月は冷房期であるが，全熱交換器を設置することにより10%以上冷房負荷が増加している。中間期の冷房日には，夏期の夕刻～朝方と同様，内部発熱や日射による受熱，室間の影響など，建物全体システムの挙動で，還気エンタルピーが外気エンタルピーを上回り（図8右），熱回収が逆効果になっているためである。夏期の7～8月に関しても同様の現象から，外気と還気のエンタルピー差が小さく，日時によっては逆転してしまう場合があるため，全熱交換器の設置による冷房負荷の低減はほとんど見られず，2%程度の冷房負荷の低減率となった。

7.3 エンタルピー制御した全熱交換器の冷暖房負荷抑制効果

熱回収が逆効果になる場合があることから，エンタルピー制御を持つ全熱交換換気ユニットを想定した。表11の「設備依存型」における「a 熱交なし」と「c 熱交あり エンタルピー制御」を比較し，冷暖房負荷の抑制効果について検討する。

5・6月の負荷比を見ると，1%未満であるが「a 熱交なし」と比較して冷房負荷が増加している。これは，ユニットのバイパス回路（図1の流路27）が開いた時には通常の流路（図1の流路3）が閉じる設定としたが，想定したユニットのモデルは給気系(OA-SA)経路の圧力が排気系(RA-EA)経路の圧力より低いため，僅かであるが排気系空気が流路22～26を経て給気系空気へと混入しているためである。排気系空気が給気系空気に混入してしまう今回のようなモデルでは，還気エンタルピーが外気エンタルピーを上回る冷房日において，予想される空気質の悪化に加えて冷房負荷も増加する。7・

8月は「a 熱交なし」と比較して3%程度，「b 熱交あり」と比較しても1%程度の冷房負荷の低減率となる。

7.4 暖房負荷と室温

図9に「設備依存型」のLDKの室温・暖房負荷を示す。LDKは，南面と東面に外壁が配置されるLDと，東面と北面に外壁が配置される台所からなる2階の居室である。床面積が大きく，使用時間帯も多く，在室人員も多い。9時過ぎに室温が低いのは，清掃時の窓開けによるものである。朝の外気温が低いときに暖房が立ち上がり，暖房負荷がピークとなる。冷暖房設備の運転時間が長く，室温が安定している時に全熱交換器の冷暖房負荷抑制効果が高い。

7.5 通風と就寝時の暖房取り止めによる冷暖房負荷抑制効果

表11の冷房負荷の年積算値は，統計¹⁹⁾や実態調査^{20), 21)}と大きな開きがあるが，これは冷房の使用実態がシミュレーションと異なることや，世帯間のばらつきによるものである^{注6)}。ここでは，設定した条件で窓開閉を行った居室の室温・気流通過率・換気回数を考察することにより，モデルの妥当性の検証を行う。「一般型」における5/27(土)のLDKの室温・気流通過率を図10に示す。外気温は，最低 15.5°C ，最高 27.1°C ，平均 21.3°C で，11:30～13:00及び16:00～17:30は冷房制御が働いている。清掃窓明けを行っている時間帯の室温は外気温に近い。換気回数と気流通過率の関係から，LDKに流入するのはほとんどが新鮮外気であるが，窓閉の状態でレンジフードファンを移動させると，ホールや和室からの流入風量が増加する。朝方の清掃窓明け・通風時は外部風速（軒高）： $0.5\sim 1.5\text{m/s}$ ，風向：N・NNE・NNW，気流通過率は清掃窓明け時で7～9回/h程度，通風時で3～7回/h程度となった。また，夕刻から夜間の通風を行っている時間帯は，外部風速（軒高）： $1.5\sim 2.1\text{m/s}$ ，風向：S・SSW，気流通過率は9～11回/h程度となった。

表 12 断熱・気密性能の異なる建物の年間冷暖房負荷計算結果

地域区分 (地点)	断熱・気密性能 計算モデル		計算条件	期間積算値[MJ]					年積算値 [MJ]	暖冷房 年積算値	
				1－3月	4月	5－9月	10－11月	12月			
IV 地域 (東京)	C値 5.0cm ² /m ²	a 熱交なし	暖房	顕熱	11600	831	0	1712	3110	17252	26471
			冷房	顕熱	0	52	6678	394	0	7124	[MJ]
				潜熱	0	5	2053	37	0	2095	217
				全熱	0	57	8731	431	0	9219	[MJ/m ²]
	Q値 2.1W/m ² K	b 熱交あり	暖房	顕熱	10500	718	0	1486	2790	15494	24748
			冷房	顕熱	0	60	6890	428	0	7378	[MJ]
				潜熱	0	5	1832	38	0	1876	203
				全熱	0	66	8722	466	0	9254	[MJ/m ²]
			負荷比(b/a*100)[%]		90.5	88.3	99.9	91.1	89.7	93.5	
	C値 2.0cm ² /m ²	c 熱交なし	暖房	顕熱	7541	478	0	940	1958	10916	20584
			冷房	顕熱	0	83	6911	521	0	7515	[MJ]
				潜熱	0	5	2106	40	0	2152	169
				全熱	0	88	9017	562	0	9667	[MJ/m ²]
	Q値 1.4W/m ² K	d 熱交あり	暖房	顕熱	6186	355	0	686	1576	8803	18662
			冷房	顕熱	0	106	7250	602	0	7958	[MJ]
				潜熱	0	7	1851	43	0	1902	153
				全熱	0	113	9101	645	0	9859	[MJ/m ²]
			負荷比(d/c*100)[%]		82.0	82.8	100.9	88.7	80.5	90.7	
			負荷比(c/a*100)[%]		65.0	63.8	103.3	70.1	63.0	77.8	
			負荷比(d/b*100)[%]		58.9	59.8	104.3	68.2	56.5	75.4	
			負荷比(d/a*100)[%]		53.3	52.8	104.2	62.1	50.7	70.5	

表 11 の「設備依存型」における「b 熱交あり」と「一般型」における「d 熱交あり」を比較し、通風時及び就寝時の暖房設定変更による冷暖房負荷の抑制効果について検討する。12 月及び 1～3 月は清掃時を除き窓明けは行っていないことから、各月 20%前後、暖房期間で 22%の暖房負荷の低減率は、就寝時の暖房制御（18℃）の取り止めによるものである。5～6 月及び 10 月は冷房負荷の低減率が 45%を超えているが、低減量でみれば 5 月及び 10 月は月間で 300MJ 程度となっており、7 月及び 8 月と大差がない。7～9 月は通常の窓明けに加えて就寝時の窓明けも行っており、10～20%程度の冷房負荷の低減率となった。また、冷房期である 5～9 月の冷房負荷積算値は、「依存型（b 熱交あり）」で 8,722MJ、「一般型（d 熱交あり）」で 6,777MJ となっており、窓明け通風により 22%の冷房負荷の低減率がみられる。実態調査²⁰⁾において、暑さを感じた際に窓開け行動と扇風機等の使用をする行動パターンは、エアコンのみを使用する行動パターンと比較して、冷房消費エネルギーが 30%弱少ないと報告されている。

8. 建物の断熱・気密性能向上時の冷暖房負荷抑制効果

住宅の省エネルギーの基準値の内、断熱・気密性能を向上させた場合の冷暖房負荷の抑制効果について考察する。建物の断熱・気密性能を、IV 地域の仕様から I 地域の仕様（表 6）に変更した。C 値を 5.0cm²/m²から 2.0cm²/m²、Q 値を 2.1W/m²K から 1.4W/m²K へと向上させた。冷暖房負荷計算結果を表 12 に示す。計算モデルは清掃時以外窓開け換気を行わない「設備依存型」を使用し、それぞれの断熱・気密仕様において「熱交あり」、「熱交なし」について計算を行った。

8.1 全熱交換器による冷暖房負荷抑制効果の変化

各断熱・気密性能向上による全熱交換器の冷暖房負荷抑制効果の変化は、表 12 の冷暖房負荷比 b/a と d/c を比較することで評価する。通年でみると、冷暖房負荷の低減率が 6.5%から 9.3%に若干であるが向上している。これは、外皮からの熱損失が小さくなり、換気に

よる熱損失の割合が大きくなり、全熱交換器の効果が大きくなったことによるものである。期間ごとにみると、暖房期間における全熱交換器の負荷低減率は大きいですが、冷房期間には逆に負荷比が増加している。建物の保温性能が向上したことにより、「設備依存型」のような通風を想定していないモデルでは外部に熱が逃げにくく、内部発熱や日射受熱等の影響により室温が外気温より高くなり、全熱交換器が熱回収してしまうことが原因と考えられる。

8.2 断熱・気密性能向上による冷暖房負荷抑制効果

断熱・気密性能向上による建物の冷暖房負荷抑制効果は、表 12 の冷暖房負荷比 c/a 又は d/b で評価できる。c/a を通年でみると、暖房負荷の低減率は 37%、冷房負荷比は逆に 5%程度増加し、冷暖房負荷としての低減率は 22%となる。断熱・気密性能を向上させた時の暖房負荷抑制効果は、全熱交換器を設置した時の暖房負荷抑制効果より大きい。断熱・気密性能が高い住宅で冷房負荷を減らすには、通風利用や日射遮蔽性能の向上が必要である。

9. まとめ

本論文では、寒冷地では暖房負荷の抑制効果が、温暖地ではコールドドラフトなどの温熱環境の改善が期待されている全熱交換器を、冷暖房の設定温度や通風の条件などについて特定の条件を想定し、温暖地（東京）の戸建住宅に採用した場合の導入効果と利用法について検討した^{注7)}。

都市部を想定し、立地条件などから清掃以外は窓開け換気（通風）を行わない「設備依存型」を計算モデルとして、以下の知見を得た。

・ 冷暖房負荷抑制効果とコールドドラフトの緩和

- 1) 室内外温度差の大きい 12 月及び 1～3 月の冬期には 10%程度暖房負荷が低減する。
- 2) 外気温の低い冬期に給気によるコールドドラフトが緩和され、温熱環境が改善されるが、夏期には給気温度が外気温を上回る場合もある。
- 3) 夏期である 7・8 月は、2～3%程度の冷房負荷の低減となる。

- 4) 中間期の5～6月及び9～10月には負荷比が100%を超え、全熱交換器が逆効果となる場合がある。中間期の冷房日には、夏の夕刻や朝方と同様、内部発熱や日射による受熱、室間の影響など、建物全体システムの挙動で、還気エンタルピーが外気エンタルピーを上回り、熱回収が逆効果になっているためである。
- 5) したがって、夏の夜間（就寝時に冷房するケースを除く）や中間期には、熱交換をしないような工夫が必要である。
- 6) 全熱交換換気ユニット内部において、排気系空気が給気系空気に混入してしまう本研究で想定した全熱交換換気ユニットでは、中間期の還気エンタルピーが外気エンタルピーを上回る冷房日において、予想される空気質の悪化に加えて冷房負荷も増加する。
- 7) 運転時間が長く、室温が安定している時に、全熱交換器は冷暖房負荷の抑制効果が高い。

- ・ 建物の断熱・気密性能向上時の冷暖房負荷抑制効果に関して
- 1) 外皮からの熱損失が小さくなり、換気による熱損失の割合が増加し、全熱交換器の暖房負荷の抑制効果が大きくなる。
- 2) 高断熱・高气密化により、全熱交換器の暖房負荷の抑制効果は大きくなるが、内部発熱・日射受熱等により冷房負荷は増加する傾向にある。

また、冷暖房に標準的と思われる通風を加え、就寝時の暖房を取り止めた「一般型」を計算モデルとして、以下の知見を得た。

- 1) 冷房負荷の年積算値は統計や実態調査と大きな開きがあり、冷房の設定温度・発停条件や通風条件が冷房の使用実態と異なっていると考えられるが、通風による冷房負荷の低減率は22%であり、実態調査の冷房負荷低減率の30%弱に近いものとなった。
- 2) 就寝時の暖房（18℃）の取り止めにより、20%程度暖房負荷が低減される。

温暖地域で全熱交換器の導入効果を高めるためには、断熱・気密・日射遮蔽などの建築的省エネルギー手法を採った上で、利用法に関しては、夏の冷涼な夜間（就寝時に冷房するケースを除く）や中間期に熱交換をしないような工夫が必要であり、状況に応じて通風をとることが望ましい。

全熱交換換気ユニットを採用することにより様々な効果が期待できるが、換気動力は増加する傾向にある。第1種換気方式は、確実な給気・排気が期待でき、空気質の観点からは望ましいが、給気・排気の両方に機械力を用いるため、電力消費量が問題となる。集合住宅では、水周りに開口部がないことも多く、換気動力の抑制や水周り排気的重要性を考えると、室内空気質に加えて、省エネルギーや温熱環境の観点から、第3種換気方式との総合的な性能評価比較が必要だといえる。

謝 辞

本研究の一部は、国土交通省総合技術開発プロジェクト「循環型社会及び安全な環境の形成のための建築・都市基盤整備技術の開発」及び独立行政法人建築研究所研究課題「エネルギーと資源の自立循環型住宅に係わる普及支援システムの開発」の一環として実施した。ここに記して委員各位に感謝の意を表します。また、モデルの作成に際しご協力を頂いた長井達夫准教授（東京理科大学）、大西由哲氏（清水建設技術研究所）に厚く御礼申し上げます。

注

- 注1) 本研究では、全熱交換換気ユニットの圧力バランスと有効換気量率に関する既往研究¹¹⁾の実験結果を基にユニットをモデル化している。風量調整は給排気口などの端末で調整するのが一般的であるが、実験は換気モード「強」のみで行っており、この換気モードにおいて端末の圧力調整で風量を減少させるとユニット内が極度の負圧になり、想定外の使用状況となって実験結果が反映されない。他に詳細なデータが入手できないことから、送風機のPQ特性を原点に関して相似に縮小した²²⁾。
- 注2) ユニットのケーシングの熱コンダクタンスは、材質が亜鉛鋼板であることから、熱伝導率を48.05W/m²、材厚さを1.5mm、ケーシング面積を0.162m²とし、(総合)熱伝達率は室内側9W/m²K、チャンバ内側23W/m²Kとして算出した。
- 注3) ユニットのケーシングの熱コンダクタンスを設定していることから、各チャンバはユニットを設置した空間温度の影響を受ける。本モデルでは小屋裏は断熱空間外であり、ユニットを小屋裏に設置した場合は全熱交換器による冷暖房負荷低減量が小さくなることが考えられる。しかしながら、ユニットや部材は断熱空間内に設置することが一般的であること、メンテナンス性を考慮してホール内や納戸にユニットが設置されているケースがあること、小屋裏や天井裏にもF☆☆☆☆の建材の使用が一般的となり空気質が室内に近いことが予測されることなどから、ユニットの設置場所を1階ホールに設定している。
- 注4) 有効換気量率測定時のバックグラウンドのトレーサガス濃度を0とすると、質量収支から式(2)が成り立つ。

$$C_{OA}Q_{OA}=C_{SA}Q_{SA} \quad \dots(2)$$

ここに、 C_{OA} : 外気トレーサガス濃度、 C_{SA} : 給気トレーサガス濃度、 Q_{OA} : 外気経路の風量[m³/h]、 Q_{SA} : 給気経路の風量[m³/h]である。

有効換気量率(NAVR)は、JRA 4056²³⁾の有効換気量率測定法の外気基準法より、

$$NAVR = \frac{C_{SA} - C_{RA}}{C_{OA} - C_{RA}} \quad \dots(3)$$

式(2)、式(3)より、有効換気量率（給気系の混入率）は式(4)となる。

$$NAVR = \frac{C_{SA}}{C_{OA}} = \frac{Q_{OA}}{Q_{SA}} \quad \dots(4)$$

- 注5) ダクト系の圧力損失の計算は、全圧基準で行い、式(5)により計算した²⁴⁾。各部材は対象ユニットと同一メーカーのものを採用し、端末・分岐・曲りの圧力損失係数、ダクトの摩擦係数などはメーカーの技術資料の値を用いた。

$$P_r = \zeta_o \cdot P_{v0} \cdot (Q_o / Q_{s0})^2 + \zeta_l \cdot P_{v1} \cdot (Q_l / Q_{s1})^2 + \sum_i (\lambda_i \cdot L_i / D_i + \zeta_{B_i}) \cdot P_{vi} \cdot (Q_i / Q_{si})^2 \quad \dots(5)$$

ここに、	
P_r : 圧力損失の合計	[Pa]
ζ_o : 外部端末換気口の圧力損失係数	[-]
ζ_l : 室内端末換気口の圧力損失係数	[-]
λ : ダクトの摩擦係数	[-]
D : ダクトの直径	[m]
L : ダクトの長さ	[m]
ζ_B : 曲り・分岐等の圧力損失係数の検証単位における合計	[-]
P_v : ダクト径に対応して求める基準動圧	[Pa]
$P_r = 0.5 \cdot \rho \cdot (Q_s / 3600 / A)^2$	
ρ : 空気密度	[kg/m ³]
A : ダクト断面積	[m ²]
Q : 検証単位の必要風量	[m ³ /h]
Q_s : ダクト径、端末換気口の接続径に対応する基準風量	[m ³ /h]

この場合において、添字Oは外部端末換気口を、Iは室内端末換気口を、iは最長経路のダクトの曲がり及び分岐毎に分割した検証単位を示すものとする。

- 注6) 世帯あたりの冷房エネルギー消費量の年積算値は、2004年の統計¹⁹⁾で1.2GJ（東京都、戸建・集合の区別なし）、2006年度の実態調査²¹⁾で1GJ程度（Ⅲ地域に近い気候を除くⅣ地域、戸建住宅、暑さを感じた時エアコンのみ使用するパターンでは1.5GJ程度²⁰⁾）となっており、本シミュレーションの結果とは大きな開きがあるが、シミュレーションによる住宅の熱負荷計算結果^{12), 25)}と比較すれば妥当な値である。これは、冷房エネルギー消費量は世帯によりばらつきが大きい²⁶⁾ことや、冷房中の室温は平均で

27.6℃と高く、子供室でエアコンを使用する世帯が少ない¹⁷⁾こと、8割を超える世帯がエアコンの使用と併せて窓開け行動や扇風機等を使用している²⁰⁾ことなどが要因と思われる。

注 7) 近年では、全熱交換器の熱交換効率やエンタルピー交換効率に向上が見られるため、本研究の成果がすべての全熱交換換気ユニットの導入効果を示すものではない。

参考文献

- 1) Yoshihiro TORIUMI et al.: ENERGY SAVING EFFECT BY CENTRAL VENTILATION WITH TOTAL HEAT RECOVERY INSTALLED IN A DETACHED HOUSE, Indoor Air Quality, Ventilation and Energy Conservation in Buildings (IAQVEC 2007) PROCEEDINGS II, pp.546-553, October 2007
- 2) (財)日本エネルギー経済研究所 計量分析ユニット: EDMC/エネルギー・経済統計要覧 (2006 年度版), (財)省エネルギーセンター, pp.91
- 3) 日本工業標準調査会: 全熱交換器 JIS B 8628, 日本規格協会, 2003.3
- 4) 中村公亮ほか: 蒸暑地における断熱気密住宅の温熱環境と空気環境に関する研究 (その 10) 全熱交換器の熱交換状況についての実測結果, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2, pp.971-972, 1999.9
- 5) 持田 灯ほか: バルコニー一体型ソーラー利用集合住宅換気空調システムに関する研究 (その 1) 全体システム概要とその省エネルギー性能の試算, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2, pp.583-584, 2003.9
- 6) 義江龍一郎ほか: バルコニー一体型ソーラー利用集合住宅換気空調システムに関する研究 (その 4) 換気装置の自動制御運転実績, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2, pp.641-642, 2004.8
- 7) 佐竹 晃ほか: バルコニー一体型ソーラー利用集合住宅換気空調システムに関する研究 (その 6) 夏期のシステム運転特性と室内環境実測結果, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2, pp.1309-1310, 2005.9
- 8) 奥山博康: 建築物の熱回路網モデルに関する理論的研究, 学位論文, 早稲田大学, 1987.12
- 9) 次世代省エネルギー基準解説書編集委員会: 住宅の省エネルギー基準の解説, (財)建築環境・省エネルギー機構, 2002
- 10) 井上宇一: 空気調和ハンドブック, 改訂 4 版, 丸善, pp.281-289, 1996
- 11) 倉淵 隆・鳥海吉弘ほか: 住宅用全熱交換換気ユニットの有効換気量率測定法に関する研究 第 2 報—各種ユニットへの測定法の適用と換気回路網モデル, 空気調和・衛生工学会論文集, No.121, pp.1-7, 2007.4
- 12) 日本建築学会: 拡張アメダス気象データ, 丸善, 2000
- 13) 西澤繁毅ほか: 住宅の密集度が風圧係数および通風量に及ぼす影響, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.1889-1892, 2007.9
- 14) 小峯裕己: 住宅ビルダーのための常時換気設備の選定マニュアル, トステム建材産業振興財団, pp.58-69, 2007.7
- 15) 澤地孝男ほか: 省エネルギー効果検証を目的とした生活模擬手法を含む実験手法の提案 住宅のための省エネルギー手法の実験的研究に関する研究 その 1, 日本建築学会環境系論文集, No.621, pp.69-76, 2007.11
- 16) 鳥海吉弘: 戸建住宅における機械換気システムの性能評価に関する研究, 学位論文, 東京理科大学, pp.96-103, 2007.12
- 17) 草刈和利・井上 隆ほか: アンケートによる一般家庭での冷房使用実態調査 (第 1 報) 居間・主寝室・子供室の冷房使用実態, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.1435-1438, 2007.9
- 18) 倉淵 隆・鳥海吉弘ほか: 地域性・建物気密性能を考慮した各種換気システムの性能評価に関する研究 第 1 報—第 IV 地域 (東京) 戸建住宅を対象とした各種換気システムの比較検討, 空気調和・衛生工学会論文集, No.117, pp.1~10, 2006.12
- 19) 住環境計画研究所: 家庭用エネルギー統計年報 2004 年版, pp.221, 2006.1
- 20) 酒井涼子・井上 隆ほか: アンケートによる一般家庭での冷房使用実態調査 (第 2 報) 居間の冷房使用実態と冷房エネルギー消費量の分析, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.1439-1442, 2007.9
- 21) 森原佑介・井上 隆ほか: アンケートによる一般家庭での冷房使用実態調査 (第 3 報) 住宅内エネルギー消費の実態と居住者の認識, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.1443-1446, 2007.9
- 22) 奥山博康・大西由哲: 送風機の設計風量と全圧から P-Q 特性曲線を生成する方法, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.1089-1092, 2006.9
- 23) 日本冷凍空調工業会: 全熱交換器 有効換気量試験方法 JRA 4056, 2003.11
- 24) (財)ベタリービング: 建築基準法に基づく換気設備の型式認定申請ガイド, pp.7-10, 2003.12
- 25) 奥山博康: 換気回路網モデル計算プログラム NETS の検証, IBPSA-Japan 講演論文集, pp.15-22, 2002.6
- 26) 水谷 傑・井上 隆ほか: 住宅内における用途別エネルギー消費と住まい方の実態に関する研究 —アンケート調査に基づく分析—, 日本建築学会環境系論文集, No.609, pp.117-124, 2006.11

(2008年12月5日原稿受理, 2009年4月30日採用決定)