

住宅用の二重ダクト熱回収換気方式の考案と性能検討

Design and Performance of a Double-Duct Heat-Recovery Ventilation System for Residential Buildings

技術フェロー ○奥山 博康*¹ (神奈川大学) 正会員 菅野 颯馬*² (早稲田大学)

Hiroyasu OKUYAMA*¹ Soma SUGANO*²

*¹ Kanagawa University *² Waseda University

Synopsis: In the ventilation of residential buildings, total heat recovery can be problematic because exhaust air from the bathroom and kitchen often contains water vapor and odors, respectively. Therefore, we devised a counterflow sensible heat-recovery method, using double spiral ducts with inner and outer ducts. Network models of the heat, air, and water-vapor transfer for the entire house including the ventilation system were built, and the reduction in heating load and cold draft sensation was analyzed. We also investigated the use of duct insulation to prevent water condensation inside the duct.

1. はじめに

フラットとも呼ばれる集合住宅では、建物の高さを利用した煙突効果による自然換気は実施し難いため、機械換気が必要になる。そして浴室やトイレを常時機械排気することによる第三種換気が行われている。従って各室の窓や室間ドアの開閉状況により、空気流動経路の抵抗も変化すれば、換気不足の室が生じる恐れもある。

さらに厨房での排気が加わると、住戸内は非常に低い室内圧になり、玄関ドアを開けるのも困難になる。そこで居間等の外気給気口が連動して開く対策等が行われているが、冬季の冷風感の問題も生じやすい。もし第一種換気であれば、低い室内圧による問題も起こり難く、給気と排気にダクトを用いれば、熱回収も行いやすい。

しかし集合住宅での浴室等からの排気は多量の水蒸気を含み、また厨房からの排気には臭気も含む場合が多く、これらが回収され屋内へ還流するのは望ましくない。

そこでスパイラルダクトを内筒と外筒の二重にして、これらの間も給・排気経路に用いることにより、向流型の熱交換器として熱回収する方法を考案し検討している。これは、薪ストーブの煙突を包むダクトで外気を予熱昇温して導入し送風機不要な換気方法の考察に端を発する。

本論では、熱・換気・水蒸気回路網モデル計算プログラム NETS を用いて、熱回収の二重ダクトも含む住戸全体の伝熱系の計算モデル化を行い、省エネ効果だけでなく、結露等の検討も行う。

2. 検討住戸と二重ダクト換気の概要

試算例とするのは集合住宅と似た構造の博多の某ホテルである。そこでは 2022 年 2 月に熱性能現場測定法の実験¹⁾を行っている。ただし壁体は無断熱である。この現状の換気方式を、仮想的に二重ダクト熱回収換気システムに変更して計算モデル化を行った。

図 1 は集合住宅の一住戸に想定する一客室であるが、計算モデル上は、ベッドのある居室と、玄関側にユニッ

トバスと洗面所の室、そして玄関と居室を結ぶ廊下と小厨房の 3 ゾーンと見なした。現状の換気は、浴室から外気へダクト経路で第三種換気の排気を行い、外気は小厨房を天井付近で通過するダクトで居室に導入している。

上下の隣室との床スラブは、コンクリート厚が 0.13 m で、合板やカーペットと空気層を持つ。床面積は 7.2 m × 3.0 m = 21.6 m² とした。左右の隣室との隔壁は、コンクリート系で厚みは 0.15 m とし、壁の長さが 7.2 m、高さが 2.8 m とした。南北の外壁は 2 面あり、各 3.0 m × 2.8 m = 8.4 m² とした。ベランダのガラス戸は 1.8 m × 1.7 m = 3.06 m² とした。

浴室から排気し居室に給気する図 2 の様な二重ダクトの外筒と内筒の直径は其々 0.15 m と 0.1 m とした。現状は無いが、小厨房用にも二重ダクトで給・排気する。なお結露防止等でダクトに断熱被覆する場合も検討する。

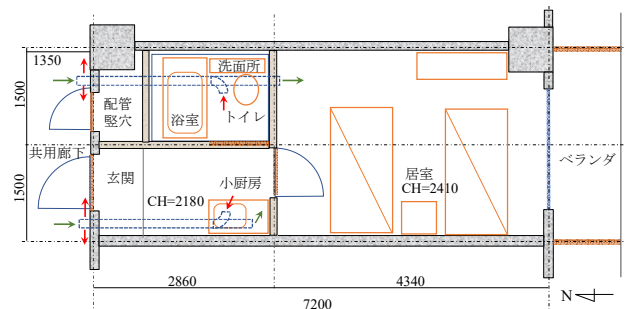


図 1 一住戸相当の客室内の浴室と小厨房と居室の三室と換気二重ダクト(破線)

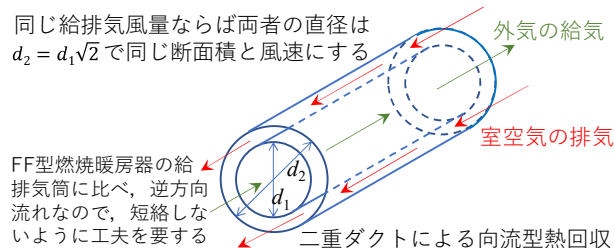


図 2 熱回収二重ダクト

二重ダクト換気システムと三室の関係を図3に示す。浴室からの排気と居室への給気は常時行い、小厨房の給・排気の稼働は、6時と18時から其々1時間とした。送風機は、風量がダクト長さ20~30mの抵抗に応じ55~60 m³/hだが、計算は56.5 m³/hの固定風量とした。ダクトの漏気を考慮し、吸出す側の出入口付近に設けた。ダクト内の流れ方向は、ダクト周りの結露の配慮から、内筒を外気導入に、外筒との間は排気にした。其々逆方向に流せば、ダクトが外気に露出する付近での短絡は少ないと思われる。今後その出入口の仕組みの工夫を要する。

近年の厨房では、コンロの上の排気フード開口を整流板と呼ぶ板で狭め、動圧増大による静圧低下を利用した誘引方式が見映えから好まれている。昔は深めのブーツ内の暖気による浮力効果も利用されていたと思われる。何れにせよ局所排気は行われても、局所給気はなされていないので、玄関ドアの開き困難だけでなく、給気口等から冷たい外気を吸い込み、暖房負荷と冷風感の増大を招いている。そこで局所給気を併用する可能性も検討したい。懸念される捕集効率の低下は今後の課題とする。

3. 熱回収率の評価式と流れ方向分割モデル

各種温度の計算結果から、熱回収率の評価を行うために、図4の左に測定可能な変数を定義する。二重ダクトに、外気は温度 [°C] が θ_{e1} で入り、 θ_{e2} が出る。室内空気は θ_{r1} で入り θ_{r2} が出る。各熱容量の流量は me [W/K] と mr [W/K] とする。もし熱交換面積が無限に大きければ、両者の出口温度は等しい究極温度 θ_{∞} になり、熱交換系での熱流収支式から次の(1)式で計算される。

$$\theta_{\infty} = \frac{(\theta_{e1} \cdot me + \theta_{r1} \cdot mr)}{(me + mr)} \quad (1)$$

熱回収率 η は、究極出口温度 θ_{∞} の理想的な交換熱流に対して、実際の制約条件での出口温度 θ_{e2} の交換熱流の比率で表されるので、次の(2)式で評価できる。

$$\eta = \frac{(\theta_{e2} - \theta_{e1}) \cdot me}{(\theta_{\infty} - \theta_{e1}) \cdot me} = \frac{\theta_{e2} - \theta_{e1}}{\theta_{\infty} - \theta_{e1}} \quad (2)$$

なお図4の右に例として流れ方向を3分割して温度変化を表現する熱回路網を示す。分割不要のモデル^[2]も考えたが、そのモデルは周囲空気との連成が未了である。

4. 計算モデルと計算条件

本検討では、換気の熱回収効果だけではなく、導入外気による冷風感と、ダクトの外表面や断熱材との界面での結露も検討するため、NETSの熱、空気、水蒸気の移動回路網モデルを構築した。換気回路網の編集画面を図5に示す。ダクトは、内外ダクトの並行長さを約1.8mとし4分割した。圧力損失係数等は、等圧法の1 Pa/mを基本にして定めた。室間のドア開口は、上下の最少2本の

流路でモデル化し、温度差対流を表現した。今回は給・排気同量の送風機なので問題は少ないが、第三種換気等の室内圧の正確な計算には隙間モデルが重要なので、相当隙間面積の多数の実測例^[9]を参考にし、前述と同様に、外皮の隙間流路も均等かつ上下に分散配置した。

小厨房の給排気の送風機発停はモード変化と呼ぶ方法でシミュレートする。図6にモード変化のチャート表を定義して各モードのモデルを編集する画面を示す。送風量やダンパの開閉等のモデルのパラメータ変化は、ユーザーの定義による部分の番号と、各部分の中でのモード番号により管理し、スケジュールだけでなく、状態フィードバックでも実施することができる。

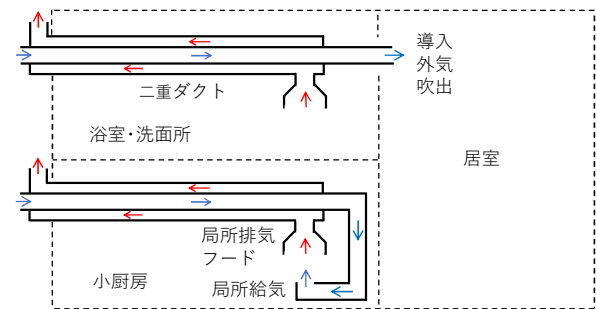


図3 二重ダクト換気システムと三室の関係

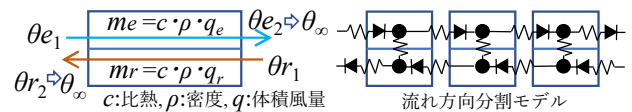


図4 二重ダクトの熱回収率の変数定義と熱回路網

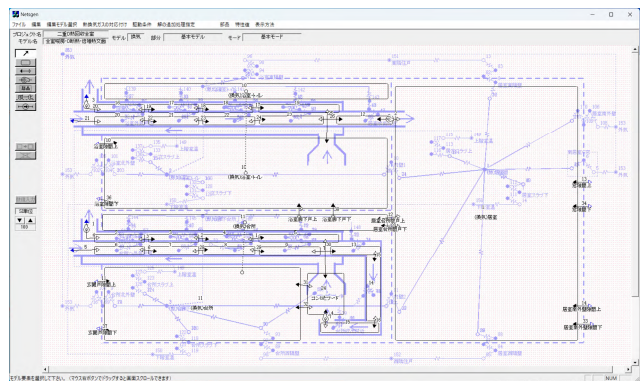


図5 換気回路網モデルの作成画面

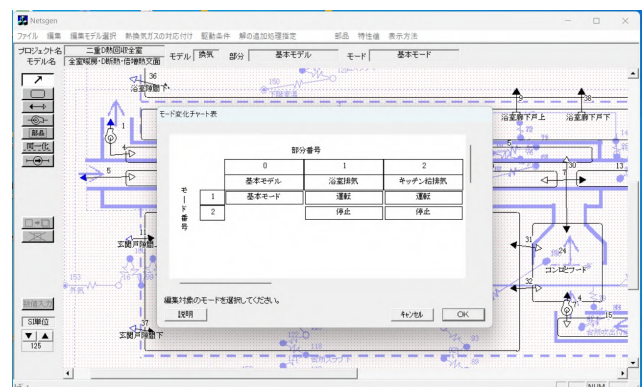


図6 送風機発停のモード変化チャート表とモデル編集

熱回路網の編集画面を図7に示す。換気回路網のゾーン温度に対応する熱回路網の節点がある。またダクト内の風量による一般化熱コンダクタンス c_{ij} は、熱回路網モデルからは与えず、換気回路網で計算された風量 q_{ij} により $c_{ij} = c_p \cdot \rho \cdot q_{ij}$ として生成される。図4に示した二重ダクト内の給・排気ゾーン間の伝熱は、簡単な貫流のモデル化をしたが、図7では、内訳の表面伝達と板厚の伝導に分けたモデル化をしている。ダクト内表面の対流熱伝達率はユルグスの式^[4]によった。問題の検討に適したモデル化は工夫を要し重要である。

次に結露検討の水蒸気移動の回路網モデルを図8に示す。水蒸気移動は、主に換気回路網の風量で移動するものとし、ダクト鉄板等の厚み方向の伝導は無いと見なす。固体表面には温度に対応する相対湿度を計算する水蒸気容量が0の節点を設け、接する空気と湿気伝達でつなく、ダクトの外側表面を断熱材で覆っても、湿気伝導ではなく隙間からの移流により、ダクトとの境界面まで侵入し、内部結露を起す事が懸念される。

二重ダクト熱回収の熱的性能評価のための暖房負荷計算は、成り行き室温等の変動要因は少なくするため、居室だけでなく、浴室と厨房・廊下の全三室を常時一定の22℃として行った。気象条件は当ホテルが存在する福岡の標準気象データとしたが日射熱は考慮しなかった。計算時間間隔 Δt は5分で、計算期間は1月1日から21日迄とし、助走期間は7日間としたので、使用できる期間は1月8日0時から1月22日0時迄である。結露検討のために、室内湿度一定ではなく、様々な水蒸気発生量は文献^[4]を参考にして各室やゾーンで仮定し、成り行きの絶対湿度を計算した。外壁だけでなく隣住戸との隔壁や床も無断熱であり、隣住戸温度は仮定する。時々刻々の外気温の割合を0.2とし、 Δt 前の熱負荷評価室の室温は0.5で、残りの各隣室温の割合0.3は各間仕切壁の面積に応じて内分して、時々刻々に与えた。

5. 性能比較した4種類の計算モデル

前述した熱、換気、水蒸気移動の回路網モデルに部分的な修正を加えることで、[a]から[d]の4種類のモデル、すなわち、[a]熱回収無し：ダクトに沿った分割はあるが

筒面外の伝熱を断ち切ったモデル、[b]断熱無し：ダクトの外側の断熱厚み方向の部分削除したモデル、[c]基準熱回収面積：ダクト長さが約1.8mのモデル、[d]倍増熱回収面積：ダクトの長さが倍の3.6mまたは内ダクトが凹凸を持ち伝熱面積が倍のモデル、を作成した。

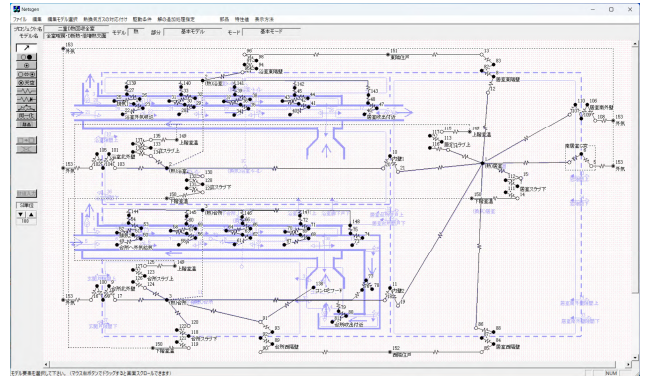


図7 熱回路網モデルの作成画面

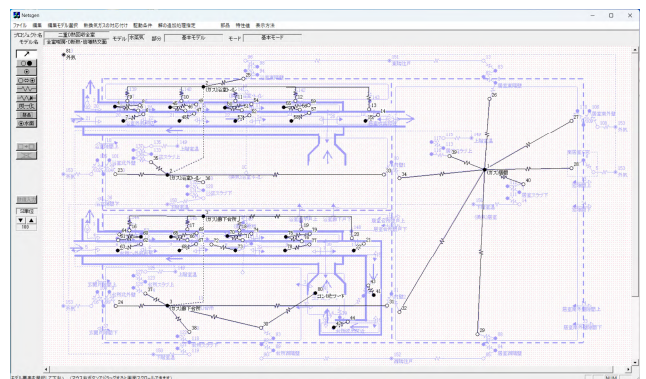


図8 水蒸気移動回路網モデルの作成画面

6. 計算結果と考察

換気のために居室に導入した外気の吹出口温度の変化を図9に示す。条件[c]では、外気温度が-2℃では3℃になり5℃昇温されるが、14℃では2℃しか昇温されない。外気温が室温22℃より低いほど冷風感の緩和が期待できる。条件[d]の熱回収面積が2倍では、最大8℃の昇温となる。次に式(2)で定義する熱回収率 η を図10に示す。何れの条件でも外気温変化によらずほぼ一定である。基準熱回収面積の[c]では約0.4である。熱回収面積が2倍の[d]では約0.65になる。[b]断熱無しが[c]より約0.1だけ良いのはダクトの周囲に温められたからと思われる。

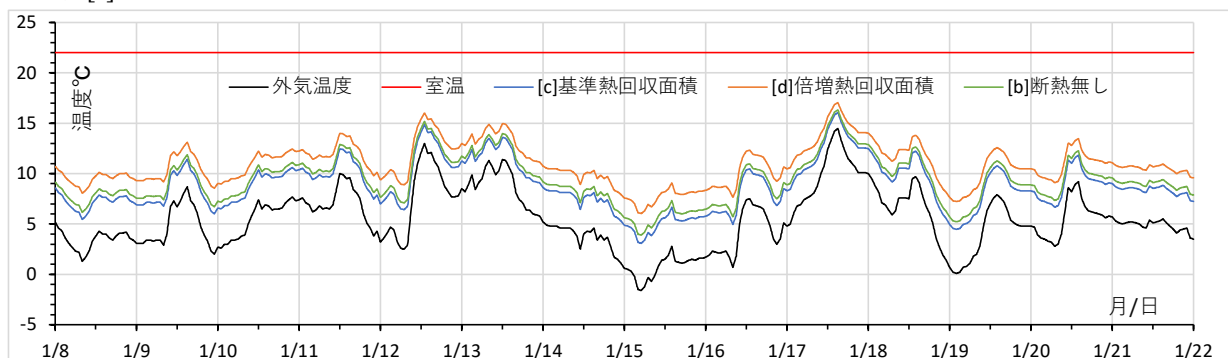


図9 外気の室内導入の吹出口温度比較

次に暖房負荷の比較を行う。まず外気負荷の比較を図11に示す。最も負荷が大きい時で、[a]熱回収無が480Wに対して[c]では380Wになり約20%の省エネ効果が得られ、[d]倍増熱回収面積では320Wとなり約35%の省エネ効果となる。さらに外皮と隣住戸との隔壁の貫流熱損失を加えた3室合計の暖房負荷の比較が図12である。本件の壁体は無断熱なので、毎時1回程度の換気量の外気暖房負荷は何れの熱回収条件でも相対的に小さく、全暖房負荷に占める割合は5%以内と小さい。

次に条件[c]と[d]で結露が懸念される外輪の排気ダクトの出口付近で内側表面の相対湿度を図13に示す。どちらも結露を起こす時間があるが、[b]断熱が無い方が数%低い。総合的にも断熱は無い方が良いと思われる。また結露箇所は、水蒸気が滞留せず、外気に向け開放される場所なので、大きな問題にはならないと思われる。なおコンロの使用時間から、コンロからの水蒸気が主因と考えられるため、フード捕集法とその計算モデル化あるいは発生量仮定の改良か修正は必要と思われる。

7. 結語

熱回収の二重ダクト換気システムを考案し、この熱・換気・水蒸気回路網計算モデルも考案した。計算により、ダクト長さが1.8mと2倍の3.6mで、本論で定義した熱回収率は其々0.4と0.65になり実用の可能性はあると思われる。ただし装置的な工夫と改良だけでなく予測計算モデルの改良も必要と考えられる。

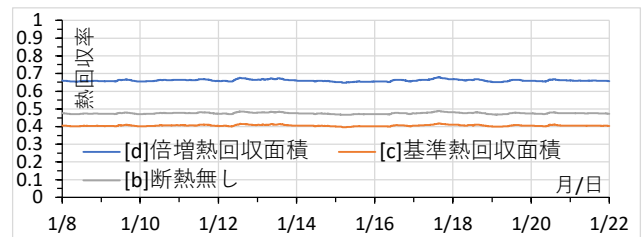


図10 熱回収率 (η : 式(2)) の比較

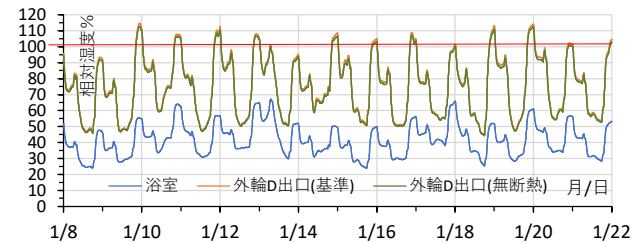


図13 条件[c]と[b]で外輪排気ダクトの内側表面の相対湿度

参考文献

- [1] 奥山博康, 齊藤克也, 牧内邦博, 集合住宅で隣住戸の影響も考慮した熱・換気性能の現場測定法の実験, 日本建築学会, 環境工学委員会, 第51回熱シンポジウム, 2022.12.10-11, pp49-56
- [2] 奥山博康, 藤崎詩織, 吉浦温雅, 並流と向流の熱交換器の相当熱交換一般化コンダクタンスによる熱回路網モデル, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集(オンライン), E-5, 2020.9, pp17-20
- [3] JIS A2201:2003, 送風機による住宅等の気密性能測定方法, 解説 住宅の気密性能基準と測定結果, p30, 等
- [4] 田中俊六, 武田仁, 足立哲夫, 土屋喬雄, 最新・建築環境工学 [改訂2版], 井上書院, 2001.10, 6-1 熱伝導と熱伝達, 7-4 室内の湿度

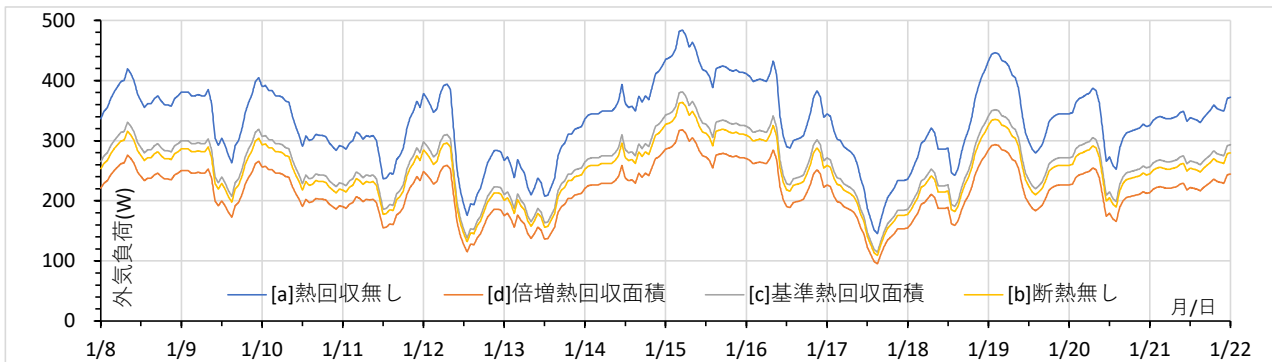


図11 導入外気の暖房負荷の比較



図12 全室の導入外気を含めた暖房負荷の比較