集合住宅向け床吹出し式全館空調システムの実験住戸における評価

福　岡　良　介[*1]　　佐　竹　晃[*1]
太　田　修　平[*1]　　河　原　博　之[*1]

要　　旨

集合住宅で普及する乾式二重床の床先行工法で生まれる住戸全体で連続する二重床空間を全館空調の給気経路に利用した集合住宅向けの床吹出し式全館空調システム（本空調）の開発研究を進めてきた.

本空調は，2010年に小規模分譲マンションに導入され，2020年以降都内を中心に本格導入が始まり，2022年の大規模マンションへの導入により累計1000戸に達するなど普及が進んでいる.

本報は，本空調の技術改良および技術紹介の場として2025年1月に構築した実験住戸の概要と室内温熱環境，エアコン運転特性等の実測調査結果を報告する.

本実験住戸では，本空調を実装し，各種性能評価を行うとともに構成部品改良，全館空気清浄ユニットの開発，エアコン対応機種の拡張に関する研究を進めている．その結果，本空調の良好な温熱環境性能，エネルギー消費特性および空気清浄性能を確認するとともに，設計・評価手法構築に向けた知見が得られた.

キーワード　集合住宅／全館空調／乾式二重床／床吹出し空調／実験住戸／空気清浄機／CFD

目　　次

１．はじめに
２．建物・システム概要
３．冷暖房運転実測
４．熱流体解析モデルの構築
５．全館空調用空気清浄機の評価
６．まとめ

EVALUATION OF EXPERIMENTAL CONDOMINIUM-UNIT EQUIPPED WITH UNDER-FLOOR CENTRAL AIR CONDITIONING SYSTEM

Ryosuke FUKUOKA　　**Akira SATAKE**
Shuhei OTA　　**Hiroyuki KAWAHARA**

Synopsis:

We have conducted research and development of an under-floor central air conditioning system for multi-family residential buildings that utilizes the continuous under-floor cavity throughout a dwelling unit created by a raised floor system, as a conditioned-air supply plenum.

The system was first introduced in a small-scale condominium building in 2010. Since 2020, its deployment has expanded mainly in the Tokyo metropolitan area, and the cumulative number of installed units has exceeded 1,000 since its adoption in a large-scale condominium project in 2022, demonstrating its growing prevalence.

This paper presents an overview of an experimental dwelling unit constructed in January 2025 as a platform for technology development and demonstration of the system, together with the results of field measurements on indoor thermal conditions and air-conditioner operating characteristics.

The experimental dwelling unit is equipped with the system, enabling various performance evaluations. In addition, research is being conducted on system component improvements, the development of a whole-house air-cleaning unit, and the expansion of compatible air-conditioner models. The results demonstrated favorable thermal-environment performance, energy-consumption characteristics, and air-cleaning performance of the system, while also providing useful insights for establishing design and evaluation methodologies.

＊１本店　建築事業本部　設備部　環境技術グループ

1. はじめに

近年の建築物カーボンニュートラル化への要請や建築物省エネ法の改正に伴い，高断熱・高気密性の向上とともに冷暖房技術が発達してきた．集合住宅では ZEH-M 基準の高断熱外皮計画が標準化し始め，年間を通じて省エネと快適性の向上が期待できる．また，空調最大負荷の低減に伴い，今後は全館空調システムの需要が高まると予想される．

筆者らは，集合住宅で普及する乾式二重床の床先行工法で生まれる二重床空間を全館空調の給気経路に利用した集合住宅向けの床吹出し式全館空調システム（以下，本空調）の開発研究を進めてきた [1) 2)]．本報では，今般自社施設に構築した本空調を導入した実験住戸で得られた成果を述べる．

2. 建物・システム概要

2.1 建物・実験住戸概要

表-1 に実験住戸を設けた建物の概要を示す．本建物は茨城県取手市に位置し，廃校となった小学校の校舎を研修施設兼宿舎として改修した建物である．そのうち2階の1室に本空調を導入した実験住戸を構築した．

表-2 に実験住戸の概要，**表-3** に空調設備諸元，**表-4** に換気設備諸元，**図-1** に平面図と温度測定点を示す．本実験住戸は，「見る・感じる・泊る・探る」というコンセプトに基づいて計画されている．機器や開発部材を視覚的に確認することや，見学や宿泊を通じて体験・各評価を行うことが可能である．

本実験住戸は約 82m² の 2LDK の間取りであり，比較評価を可能にするため，BR2 に床置型エアコンを設置した．本施設外壁の内側に新たに壁を設けて実験住戸を構築し，開口部は既存サッシの内側に樹脂サッシを設けて二重とした．外皮の平均熱貫流率（U_A 値）は 0.72［W/m²・K］（計算値）[注1)]である．

2.2 本空調システム概要

図-2 に本実験住戸の 3D 写真及びシステム概要図を示す．システムは汎用の天井埋込型ハウジングエアコン，全熱交換形換気装置と各室床吹出口で構成され，同床吹出口は各室の空調負荷に見合う寸法の物を配し，風量調節シャッターを備える．

住戸の床は乾式二重床の床先行工法とし，二重床内の気密を確保して空気経路として利用する．廊下天井内の天井埋込型エアコンで温度調節された空調空気を，洗面室天井内の全熱交換形換気装置の換気給気と混合の上，立下げダクトで二重床内に給気する．立下げダクトの下端には空気清浄機を設け，全館の空気清浄がされる．本給気は，二重床内で二重床材と温度交換しながら各室の床吹出口から室内に給気され，室内を空調しながら内部建具（ドア）のアンダーカットやドアガラリを通って廊下に設置されているエアコン吸込口に還る．このとき，

表-1　建物概要

場所	茨城県取手市
用途	宿舎（自社研修所）
構造	RC 造，地上 3F，塔屋 1F
延床面積	1,810m²

表-2　実験住戸概要

位置	2F 南向き・東妻側
床面積	82m²（2LDK）
U_A 値	0.72W/m²・K [注1)]
断熱仕様	サッシ：二重 ｶﾞﾗｽ：外/単板,内/Low-e 複層 air12,SC 0.43
空調方式	床吹出し式全館空調(本空調) (BR2 は比較用床置型エアコン設置)
換気方式	第一種全熱交換形

表-3　空調設備諸元

空調方式	機器	各定格値
本空調	天井埋込型 エアコン	能力：冷房 4.0kW／暖房 5.3kW 電力：冷房 1.19kW／暖房 1.45kW 電流：冷房 6.5A／暖房 7.9A APF：4.9
床置型空調 (BR2 のみ)	床置型 エアコン	能力：冷房 5.0kW／暖房 6.3kW 電力：冷房 1.59kW／暖房 2.03kW 電流：冷房 8.5A／暖房 10.7A APF：4.6

表-4　換気設備諸元

方式	概要
第一種換気 （全熱交換形）	排気風量：110 m³/h（24 時間換気モード） 電力：20.5W 熱交換効率（温度）：77%

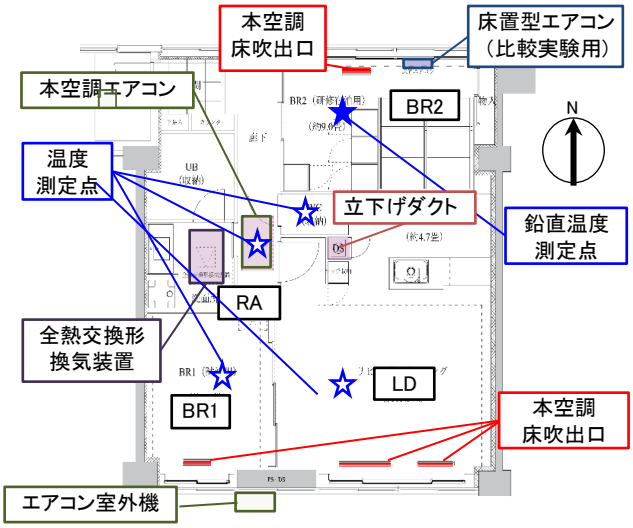


図-1　実験住戸平面図と温度測定点

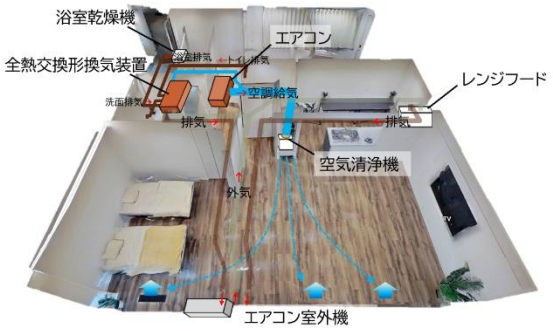


図-2　実験住戸の 3D 写真及びシステム概要図

エアコンは吸込温度により能力・風量制御を行う．本構造により，住戸全体の床面を放射面として利用する全館空調を実現している．

3. 冷暖房運転実測

3.1 実測条件

本空調における室内温度，鉛直温度差，エアコンの消費電力特性を把握するために実測を行った．**表-5** に冷暖房共通の実測条件，**表-6**，**7** に各実測ケースを示す．実測期間中は原則，人の入室はなく，入室のある期間は分析対象外とした．いずれの実測も風量設定は自動とし，換気装置を 24 時間換気モードで運転させた．

暖房時実測の「立上り」では，前日は空調運転を行わず自然室温とし，エアコンの設定温度は 20℃とした．「本空調 1，2」では，エアコンの設定温度を 18℃，20℃で連続運転をし，比較のための「床置型空調」では，本空調 1 と FL+1.1m の実測値が同等となる設定温度 21℃とした．冷房時実測では，「立上り」は暖房時と同様に前日は空調運転を行わず自然室温とし実測した．エアコンの設定温度は，本空調，床置型空調ともに 26℃とした．

3.2 実測方法

表-8 に測定機器概要を示す．各室温度は，**図 1** の☆印の位置（FL+1.1m）で温度ロガーを用いて 10 分間隔で測定した．本空調用エアコンの電流は，住戸内分電盤にデータロガーとクランプ式センサを設置し 10 分平均値を測定した．エアコン消費電力量は，家庭用エネルギー管理システムを用いて 30 分間隔で測定した．

図-3 に BR2 の鉛直温度測定点を示す．床表面，FL+0.1m，0.6m，1.1m，1.6m，2.3m(CH-0.1m)の計 6 点とした．測定点は床吹出口及び床置型エアコンから離した位置とした．

3.3 暖房運転時の評価

(1) 立上り運転時

図-4 に暖房測定時の外気，各室 FL+1.1m の温度とエアコン電流の推移を示す．暖房運転開始は対象日（2025/2/8）の 6 時からとした．各室 12～13℃の自然室温状態から暖房運転開始後，エアコン電流は瞬時に約 10A（定格 7.9A，**表-3**）まで上昇し，徐々に低下して出力が抑制され，8 時間後に約 4A となった．各室温は徐々に上昇し，設定温度の 20℃に到達するまでに LD と BR1 は約 3.5 時間，BR2 は約 6 時間を要した．

図-4 の後半は設定温度到達後の温度推移となる．室温は LD で 22～27℃，BR2 で 20～23℃となった．夜間は室温が安定した推移をするが，日中は室温が上昇し，エアコンが停止した．

図-5 に**図-4** の設定温度到達後（2/8 13:00～2/10 0:00）の各所温度の箱ひげ図を示す．日平均の最大室間温度差は LD と BR2 間に生じ，約 3℃であった．室間温度差の原因の一つとして，南向き掃き出し窓がある LD と，北向き腰高窓がある BR2 の日射侵入量の差が考えられる．

表-5 実測条件（共通）

項目	内容
内部条件	未入居(不在，家電無し)，内部建具：全閉
日射条件	遮光カーテン(白)とレースカーテン(白)を全閉
換気設備	24 時間換気モード

表-6 暖房時実測ケース

実測ケース	本空調用エアコン		床置型エアコン		実測期間
	設定温度	風量	設定温度	風量	
立上り	20℃	自動	停止		2025/2/8 6:00～2/10 0:00
本空調 1	18℃	自動	停止		2025/3/8 12:00～3/10 17:30
本空調 2	20℃				2025/3/10 17:30～3/25 0:00
床置型空調	停止		21℃	自動	2025/3/7 17:30～3/8 12:00

表-7 冷房時実測ケース

実測ケース	本空調用エアコン		床置型エアコン		実測期間
	設定温度	風量	設定温度	風量	
本空調（立上り含む）	26℃	自動	停止		2025/8/31 0:00～9/7 0:00
床置型空調	停止		26℃	自動	2025/9/8 0:00～9/15 0:00

表-8 測定機器概要

測定項目	測定機器
温度	RTR502B，RTR503B（T&D 社）
エアコン電流	RTR505B（T&D 社） CTT-10-CLS-CV25，同-CV10（URD 社）
エアコン消費電力量	家庭用エネルギー管理システム AiSEG2（Panasonic 社）

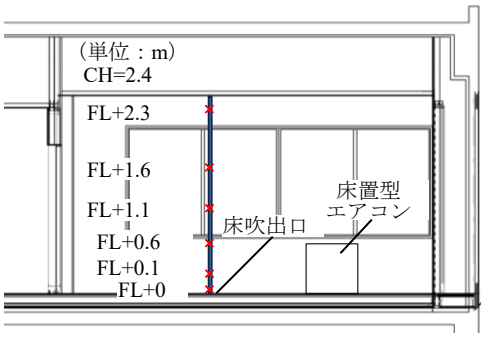


図-3 鉛直温度測定点（BR2 断面図，北外壁面）

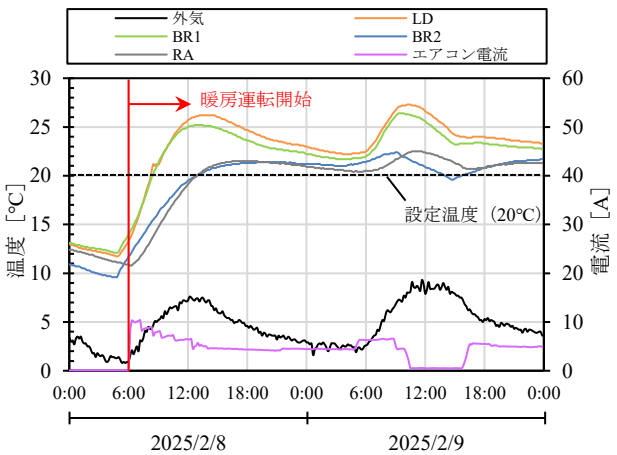


図-4 暖房時「立上り」 各室温度（FL+1.1m）とエアコン電流の推移

(2) 鉛直温度差

本空調は気流と床面放射を調和させる空調計画により，床面温度を調節し，鉛直温度差が小さくなることを意図している．本節では，床置型エアコンが設置されているBR2 を対象に，本空調と床置型空調を比較することで鉛直温度差の評価を行った．

表-9 に比較対象期間の概要を示す．分析対象とする時間帯は，日射による影響を受けない 17:30～翌 7:00 とした．また，対象日の選定は除霜運転が発生せず，測定期間の中で平均外気温度が最低の日とした．

図-6 に本空調と床置型空調の各ケースにおける BR2 の鉛直温度性状を示す．最大鉛直温度差は，本空調は 1.5℃，床置型空調は4.6℃であり，床置型空調と比較すると約1/3倍の温度差に抑制できることが確認できた．これより，本空調は鉛直温度差が殆ど無く，床面から暖かい環境を保ち，生活者の快適性向上に寄与できることが分かった．

(3) 消費電力特性

図-7 に日平均内外温度差と本空調の日積算消費電力量の関係を，**図-8** に本空調 1，2 ケースの外気，各室温度及びエアコン消費電力量（30 分間値）の推移を示す．分析対象は本空調 1,2 ケースの期間のうち入室人数が多かった 1 日間を除く 15 日間とした．日平均内外温度差は各居室の平均値と外気温度の差から算出した．

図-7 より，内外温度差と日積算消費電力量の単回帰分析による決定係数（R^2）は 0.91 であり，両者に強い線形関係が確認された．同図中の回帰式により，暖房消費電力量を内外温度差から予測できることが分かり，内外温度差が約 3℃，つまり室温 20℃想定時に平均外気温 17℃以下で暖房が必要となることがわかった．

(4) 除霜運転時の温熱環境

「本空調 1」の実測期間において，外気が低温高湿でエアコンが発停を繰り返す，除霜運転が推測される時間帯が確認された．**図-9** に対象時間帯（2025/3/8 20:00～3/9 8:00）を含む期間の外気温湿度の推移を，**図-10** に各室温度とエアコン電流の推移を示す．

図-9 より，対象時間帯において平均外気温度は約2℃，外気相対湿度は約 90%を推移した．また**図-10** より，エアコン電流が大きく変動を繰り返したことや既往研究 [3]より，除霜運転が発生していたと考えられる．

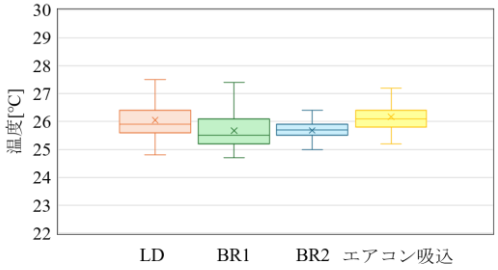


図-5 暖房時 各所温度の箱ひげ図
（2/8 13:00～2/10 0:00）

表-9 暖房時 鉛直温度差の比較対象期間

実測ケース	比較対象期間	平均外気温度
本空調 1	2025/3/9 17:30～3/10 7:00	5.1℃
床置型空調	2025/3/7 17:30～3/8 7:00	3.7℃

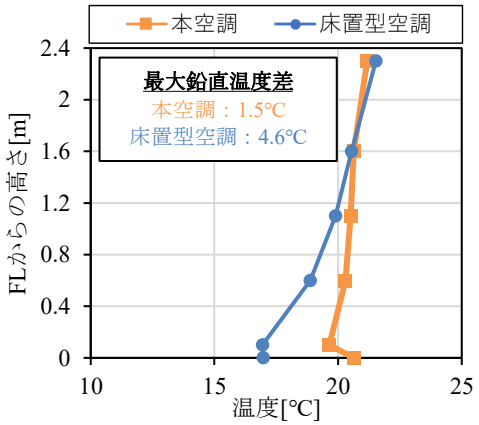


図-6 暖房時 各ケースにおける鉛直温度性状

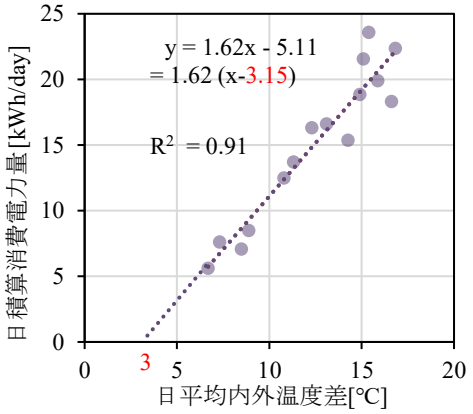


図-7 暖房時 日平均内外温度差とｴｱｺﾝ日積算消費電力量

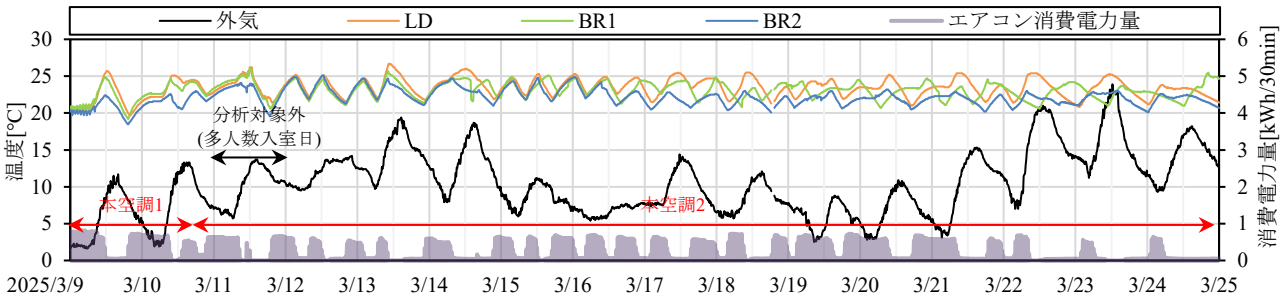


図-8 暖房時「本空調 1, 2」外気，各室温度，エアコン消費電力量の推移

本空調 1 の全期間における各居室の夜間平均温度は，LD は 20.9℃，BR1 は 21.2℃，BR2 は 20.4℃であった．一方で図-10 より，除霜運転の発生が推定される当該時間帯の各居室の平均温度は，LD は20.5℃，BR1 は20.8℃，BR2 は 20.2℃であり，通常の運転時と比べて 0.5℃以上の温度低下は確認されなかった．これより，本空調は除霜運転が発生する場合においても，居室の温熱環境が大きく悪化しない傾向が確認できた．

3.4 冷房運転時の評価

(1) 立上り運転時

図-11 に冷房時の本空調運転開始から 2 日間（8/31,9/1）の外気温湿度，各室 FL +1.1m の温度とエアコン電流の推移を示す．冷房運転開始は初日の 6 時からとした．

冷房運転開始後，エアコン電流は瞬時に約 6A（定格 6.5A，表-3）まで上昇し，外気温度が低下した 15 時頃から徐々に低下して出力が抑制され，運転開始から 12 時間後に約 1.5A となった．また，各室温度は約 31℃の自然室温から徐々に低下し，設定温度の 26℃に到達するまでに LD は約 8 時間，BR1 は約 6 時間，BR2 は約 4.5 時間を要した．

図-11 の後半は設定温度到達後の室温推移であり，LD，BR1 で 25～28℃，BR2 で 24～27℃となった．日射のない時間は室温が安定した推移をするが，日中は外気温度の上昇と日射熱により室温が上昇し，エアコンが高負荷状態で運転した．

(2) 室間温度差

図-12 に本空調の実測期間全体の外気，各室温度及びエアコン消費電力量（30 分間値）の推移を示す．対象期間の最高外気温度は35.5℃，平均外気温度は29.0℃であった．

時刻別の室間温度差を見ると 1.6℃が最大であり，最大室間温度差が生じた時間帯は，外気温度が約 35℃となった 9/1~3 の 12 時頃であった．これは LD の南向き掃き出し窓からの日射熱により南北の居室間に温度差が生じたと考えられる．

図-13 に設定温度到達後（8/31 14:00～9/7 0:00）の各所温度の箱ひげ図を示す．日平均の最大室間温度差は LD と BR1 間に生じ，0.4℃であった．3.3(1)の図-5 で確認された暖房運転時の 3℃差と比較すると小さかった．差異の原因として，夏期の高い太陽高度により，LD の南向き掃き出し窓からの日射熱が少なく，北側居室 BR2 との日射侵入量の差が小さいためと考えられる．また，エアコン吸込温度の期間平均値は 26.2℃となり，各室温度と乖離せず，空調空気が制御に対して理想的に室内機にレターンしていることが確認できた．

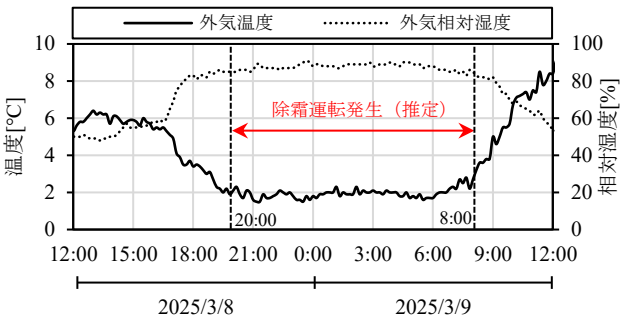


図-9 除霜運転時 外気温湿度の推移

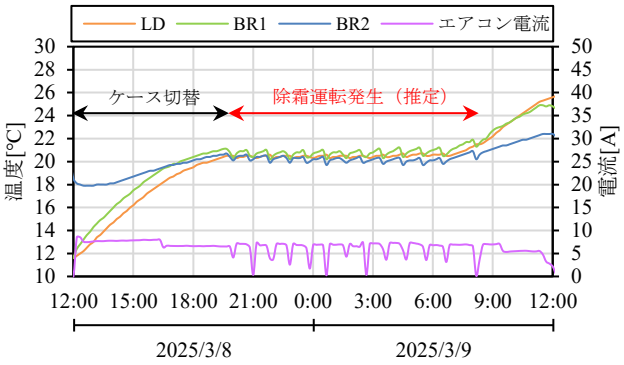


図-10 除霜運転時 各室温度（FL+1.1m）とエアコン電流の推移

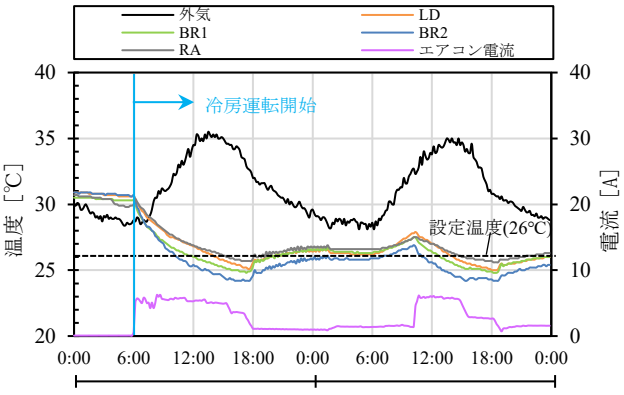


図-11 冷房時「立上り」 各室温度（FL+1.1m）とエアコン電流の推移

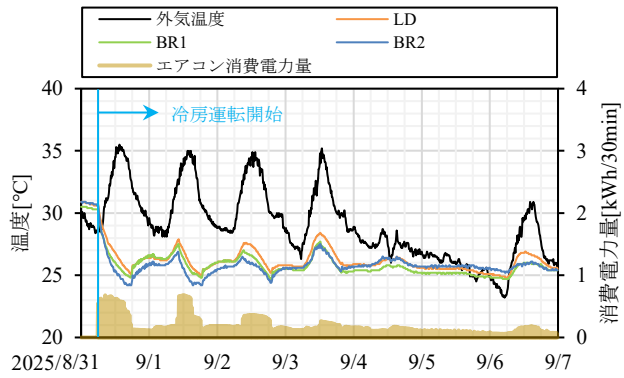


図-12 冷房時「本空調」 外気，各室温度とエアコン消費電力量の推移

(3) 消費電力特性

図-14 に日平均内外温度差と本空調の日積算消費電力量の関係を示す．分析対象は本空調ケースの期間の全日であるが，初日の運転開始までの時間は除いた．日平均内外温度差は各居室の平均値と外気温度の差から算出した．

図-14 より，内外温度差と日積算消費電力量の単回帰分析による決定係数（R^2）は 0.93 であり，両者に強い線形関係が確認された．

(4) 鉛直温度差

本節では，床置型エアコンが設置されている BR2 を対象に，本空調と床置型空調を比較し，鉛直温度差の評価を行った．

表-10 に比較対象期間の概要を示す．分析対象とする時間帯は，日射による影響を受けない夜間の 18:00～翌 5:00 とした．また，対象日の選定は両ケースの測定期間の中で上記夜間の平均外気温度が最も近い日とした．

図-15 に本空調と床置型空調の各ケースにおける鉛直温度性状を示す．最大鉛直温度差は，本空調は 1.8℃，床置型空調は 3.0℃であり，床置型空調と比較すると 6 割程度に温度差を抑制できることが確認できた．また，本空調では二重床内を経路とすることで冷房時に床面の温度が低くなり足元が冷えることが懸念されるが，床表面温度は 24.7℃となり，FL+1.1m 位置の温度と比較しても－0.6℃と極端な低温にはならなかった．これより，本空調は冷房時においても鉛直温度差が小さく，生活者の快適性向上に寄与できることが分かった．

4. 熱流体解析モデルの構築

本空調は，エアコン運転条件や，床吹出口の面積及び開度等，システムを構成する要素は多く，シミュレーションによる温熱環境の検討は不可欠である．そこで，熱流体解析（以下，CFD 解析）のシミュレーションモデルを構築し，各室温度の予測精度検証をした．

4.1 概要

図-16 に CFD 解析モデル図を示す．シミュレーションモデルの構築には，熱流体解析ソフト Flow Designer 2024 を使用した．本モデルは対象住戸のみを解析領域とし，解析境界面となる外壁，戸境壁，界床・界天井をパネルで構築し，熱貫流率を設定した．

表-11 に解析設定条件を示す．本報では，暖房時夜間の室温が安定した状態を模擬し評価するため，日射を考慮しない定常計算とした．対象実験住戸の熱境界となる外気及び隣室温度は，代表日の夜間平均温度の実測値を入力した．代表日の選定は 3 章の本空調 1 ケース期間の抜粋（2025/3/9 17:30～3/10 7:00）とした．モデルに入力する各部材の厚み，熱伝導率，比熱，密度は，実住戸の意匠設計図と文献[4]を基に算出した．

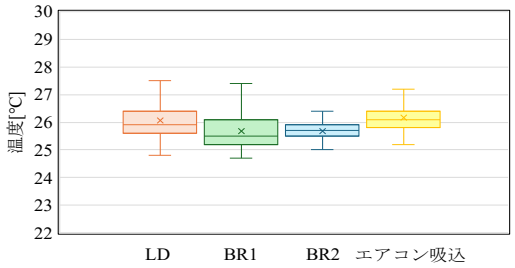


図-13 冷房時 各所温度の箱ひげ図
（8/31 14:00～9/6 24:00）

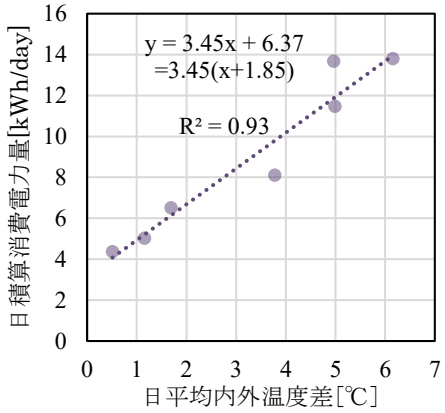


図-14 冷房時日平均内外温度差とｴｱｺﾝ日積算消費電力量

表-10 冷房時 鉛直温度差の比較対象期間

実測ケース	比較対象期間	平均外気温度
本空調	2025/9/2 18:00～9/3 5:00	28.8℃
床置型空調	2025/9/9 18:00～9/10 5:00	28.3℃

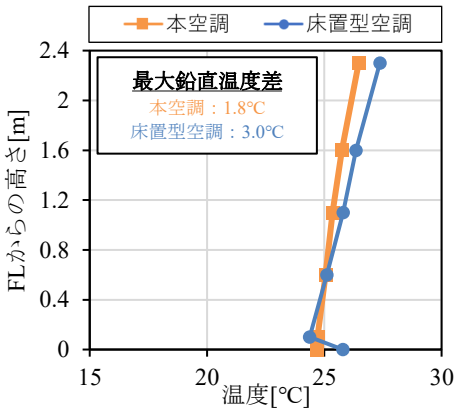


図-15 冷房時 各ケースにおける鉛直温度性状

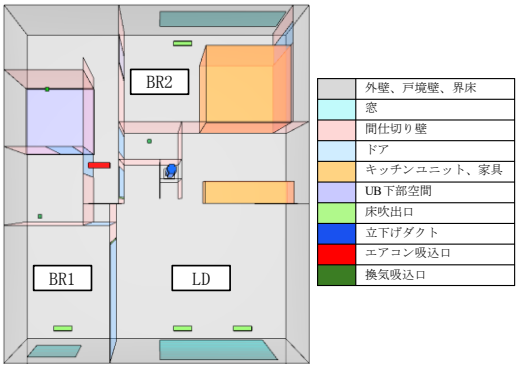


図-16 CFD 解析モデル図

空調空気の経路である各室の内部建具（ドア）の隙間は，アンダーカットやドアガラリに相当する面積を与えた開口パネルをドア面に設けて再現した．メッシュ分割は解析境界面付近や吹出・吸込口は細かく分割し，総分割数は約 15 万メッシュとした．エアコンは能力をカタログ値の最大暖房能力 5.3kW とし，出力制御は廊下天井面に設置した吸込口近傍の温度に応じた比例制御とした．設定温度は実測時のエアコン吸込温度相当の 22℃とした．

4.2 精度検証結果

3.3 に報告した暖房測定データを用いて各居室の温度について実測値と解析値を比較した．比較対象とする実測値は前節で選定した代表日における夜間の各所温度とし，解析値は各室中央と床吹出口の空気温度とした．

表-12 に各室温度の実測値と解析値を，**図-17** に水平断面温度を示す．実測値と解析値の差はいずれの箇所も 1℃未満で概ね一致した．さらに，BR2 が他の LD, BR1 と比べて低温となる傾向も一致した．これより，暖房時夜間の室温が安定した定常状態は概ね再現ができた．今後は負荷変動の大きい日中において日射を考慮した非定常計算モデルの構築や精度検証を行う予定である．

5. 全館空調用空気清浄機の評価

大気には天然･人工物の破砕粒子（黄砂，花粉を含む）や燃焼ガスを起因とする大小多くの粉塵が含まれる [5]．近年，微小粉塵『PM2.5』の呼吸･循環器系への健康影響が明らかになり [6]，世界保健機関(WHO)は 2021 年に大気中の年平均濃度の指針をかつての 15μg/m³から 5μg/m³へ大幅に下げた．国内多地点の年平均値はここ 10 年間 約 15μg/m³ [7] で指針を大きく上回る（**図-18**）．また住宅内には皮脂，カビ，歩行･掃除機かけ等を起因とする内部発生源もあるため，24 時間換気される通常の住宅内では，PM2.5 濃度が継続的に同指針を上回ると考えられ，住宅･設備分野での技術開発が必要と考えられる．

そこで，全館空調システム用の空気清浄機の開発を行い，本住戸への実装（**図-2**）と室内粉塵濃度の実測を行った．

5.1 実測概要

図-19 に実験住戸・システムの概要と粉塵濃度測定点（使用機器：**表-13**）を示す．住戸中央付近に空調立下げダクトが配置され，同ダクト上流からは全熱交換形換気装置と天井埋込型エアコンからの合流空気が流れる（機器風量:**表-14**）．同ダクトの下流末端に静電式の空気清浄機が設置され，住戸全体の空気清浄が行われる．

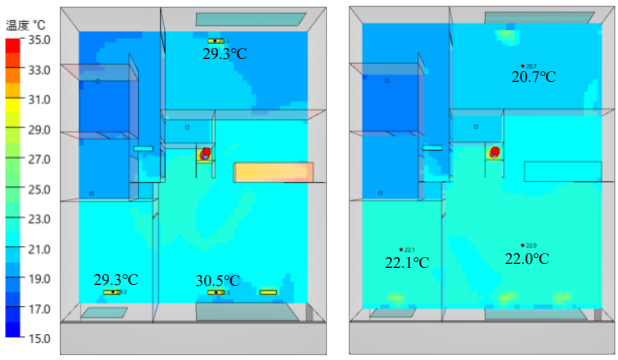
表-15 に実測条件を示す．換気装置は連続運転し，エアコンの強風量（**表-14-V6**）／停止，空気清浄機の運転／停止，廊下での発塵の有／無を組み合わせた運転 1～6 を設定した．粉塵濃度測定は PM センサ 5 台で各所を連続測定した（**図-19**，**表-13**）．PM センサの公称精度が±10μg/m³

表-11 解析設定条件

項目	設定
計算ツール	アドバンスナレッジ研究所，FlowDesigner2024
解析対象	流れ(xyz，乱流)，温度，浮力，輻射
状態	定常計算
乱流モデル	標準 k-ε モデル
壁境界(流れ)	対数則
収束判定	- 4 (0.01%)
熱伝達境界	熱伝達率 自動計算 （空気-固体間）
熱境界（外気）	5.1℃
熱境界（戸境）	10.8℃
熱貫流率 [W/m²K]	界天井：0.89(ｺﾝｸﾘｰﾄ 0.2m/断熱材 0.02m/空気/ﾎﾞｰﾄﾞ 0.012m) 界床：0.78(ｺﾝｸﾘｰﾄ 0.2m/断熱材 0.02m/合板 0.012m/ﾊﾟｰﾁ 0.025m) 注2) 外壁・戸境壁：0.56(ｺﾝｸﾘｰﾄ 0.1m/断熱材 0.04m/空気/ﾎﾞｰﾄﾞ 0.012m) 窓：3.49(Low-E 複層) ﾕﾆｯﾄﾊﾞｽ下：熱伝導率 4.5W/mK の固体を配置
メッシュ分割	総要素数：153,120(x66 * y80 * z29)
空調機	風量：450 m³/h 能力(最大)：暖房 5.3 kW 出力制御：吸込み温度に応じた比例制御(ﾃﾞｨﾌｧﾚﾝｼｬﾙ：1℃) 吸込み設定温度：暖房 22℃
日射熱 内部発熱	無し

表-12 各所温度の実測値と解析値の比較

室名称	LD	BR1	BR2	LD	BR1	BR2
位置	+1.1m			床吹出口		
実測値[℃]	21.4	21.6	20.5	30.7	29.7	29.8
CFD 解析値[℃]	22.0	22.1	20.7	30.5	29.3	29.3
差[℃]	0.6	0.5	0.2	0.2	0.4	0.5



a) FL+0.1m　　b) FL+1.1m

図-17 水平断面温度（定常解析）

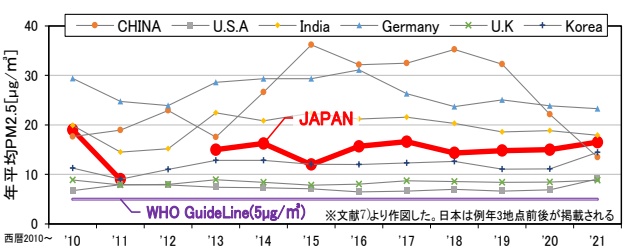


図-18 各国平均の PM2.5 観測値の推移

と悪いため，パーティクルカウンタ（PC センサ）の測定による精度比較及び粒径別特性を確認した．PC センサでは基本 LD で連続測定をし（5 分間隔），実測中 2 回清浄機前後で除去率の評価を行った（表-15 の下に※で補記）．測定中は 1 人のみ静穏に滞在した．

5.2 実測結果

(1) PM2.5 濃度の推移

図-20 に PM センサによる PM2.5 濃度の推移を示す．運転 1 では①屋外と②廊下が混合した③清浄前 6μg/m³前後が，④清浄後 2μg/m³前後に低下し⑤LD も同等の低濃度で推移した．運転 2 で空気清浄機の停止後は④清浄後と⑤LD が①屋外に近づき約 10μg/m³に上昇した．運転 3 では当日の強風に伴い①屋外が倍増した中で運転 1 に近い濃度まで低下した．運転 4 では①屋外が最大 100μg/m³まで上昇した中，清浄機処理風量が少ないため清浄後④が微小になり⑤LD は 20μg/m³と①屋外比では低く推移した．運転 5 で廊下にて発塵すると②廊下が 200μg/m³に⑤LD が 25μg/m³に上昇し，運転 6 の清浄機停止後は⑤LD が 100μg/m³超に大幅増加した．

(2) 空気清浄機の除去率

図-21 にエアコン風量別（停止+風量 6 段階（表-14））の清浄機前後（測点③④）の粒径別個数濃度を示す．清浄機風量が少ないエアコン停止時は清浄後に凡そ 1/10 に低下し，エアコン運転時は低下度合が減り，風量 V1～V6 の差は少なかった．

図-22 に清浄機処理風量別の粒径別粉塵除去率を示す．清浄機風量が増加すると除去率が低下し，メーカーの試験室測定値に近い傾向であったが，粒径 1～2.5μm は除去率 0.8 に留まり試験室測定値と傾向が異なった．

(3) PM センサ測定値の評価

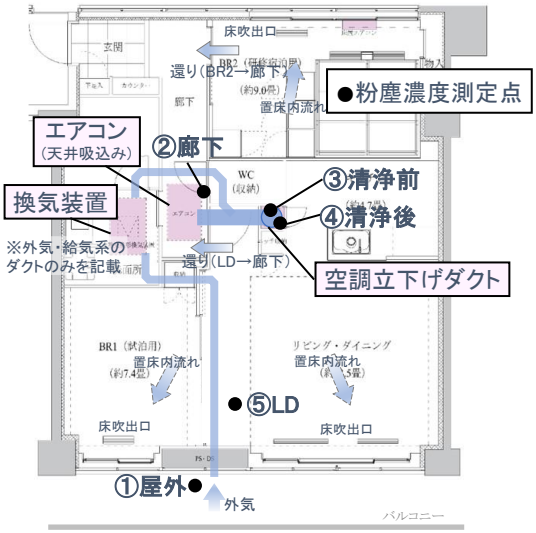
図-23 に PM センサと PC センサから計算（方法:図-23 の下に※で補記）した PM2.5 の比較を示す．④清浄後を除くと相関がみられ，2～20μg/m³の範囲では PM センサが信頼できると分かった．

5.3 エアコン風量別の空間除去率計算の実測検証

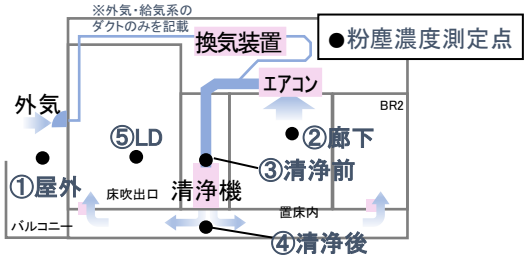
図-24a）にエアコンの風量別の清浄機前後の PM2.5 濃度（PC センサ換算値）と除去率を示し，図-24b）にこれを清浄機風量別に換算した結果と運転／停止別の近似式を示す．

表-16 に図-21 の各運転下･間の LD の PM2.5 濃度から読取り計算した空間除去率[8)]を示す．空間除去率から清浄機導入時の住戸内 PM2.5 濃度の低減度が分かり，例えば除去率 0.8 時の住戸内は同濃度が 20%に低減すると分かる．

図-25 は瞬時一様拡散のガス濃度計算によるエアコン風量別の清浄機の空間除去率の特性図である．実験住戸の



a) 平面図



b) 断面概念図

図-19　実験住戸･空調システム概要と粉塵濃度測定点

表-13　粉塵濃度測定器の仕様

機器	仕様
PMセンサ(PM)	測定粒径 0.3～2.5μm、測定間隔 10秒(1分平均を分析)
パーティクルカウンタ(PC)	測定粒径 0.3～10μm(6レンジ)、測定空気量 2.83L(or1.43L)

表-14　機器風量（実測）

機器	換気装置	エアコン吸込み(送風モード)					
風量設定	24hr換気 外気	V1	V2	V3	V4	V5	V6
風量[m³/h]	110	227	276	311	345	384	424

表-15　実測中の空調運転・内部発塵条件

名称	時刻(2025/3/26)	換気装置	エアコン風量	空気清浄機	内部発塵
運転 1	～8:00	24時間換気	V6（強）	運転	無し
運転 2	～9:30			停止	
運転 3	～11:20			運転	
運転 4	～13:50		停止		
運転 5	～15:00		V6（強）		廊下 線香
運転 6	～16:10			停止	

※11:20～40、13:50～14:30にエアコン風量別に清浄機前後をPCセンサで測定した(空気量1.43L)。

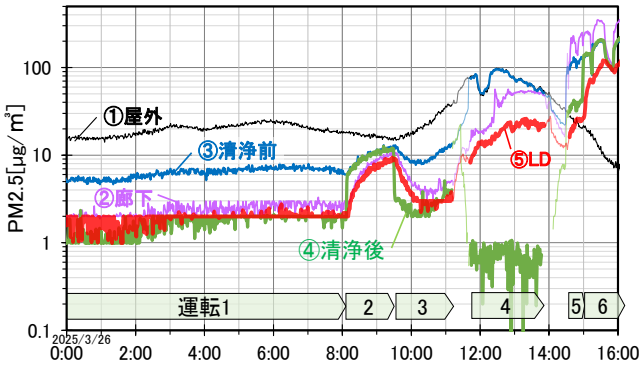


図-20　PM2.5 濃度(PM センサ)の推移

24 時間換気風量 110m³/h 時に加え，住戸規模が異なり換気風量が増減する場合の確認もした．通常はエアコンを停止する中間期にエアコンを送風運転すると空間除去率が 0.45 から 0.75 前後に上昇し，清浄機非導入時に対する PM2.5 濃度は 55%から 25%に凡そ半減すると推計された．

また，併記した本住戸の換気風量 110 m³/h 時の実測値（表-16）は特性図に近い傾向であることを確認し，今後の詳しい測定調査により適切な設計計算法が導ける目途を得た．

6. まとめ

乾式二重床空間を給気経路として利用する集合住宅向け床吹出し式全館空調システムを導入した実験住戸を整備し，冷暖房時の温熱環境，エネルギー消費特性，CFD 解析モデル構築および空気清浄性能の検証を行った．

その結果，本空調は室間温度差および鉛直温度差の小さい均一な温熱環境を形成できることを確認した．また，エアコンの日積算消費電力量は日平均内外温度差と高い相関があることを確認した．CFD 解析では，各室温度を概ね良好に再現できることを確認した．さらに空気清浄機について，機器単体と住戸への効果の実測評価を行ったことで清浄効果の予測特性図を提案した．

今後はシステム改良による性能向上及びコストダウンと CFD 解析精度の向上，設計･評価手法簡略化を検討する．

注

注 1) 上下階隣戸との温度差係数 0.7(本施設相当)の場合．実マンションでは(同係数0)0.35[W/m²・K]に相当する．

注 2) 本実験住戸の床は実験的に二層の二重床で構成した．熱負荷の計算上，躯体と一層目(断熱材，合板，パーチクルボード)の二重床を境界条件とした．

参考文献

1) 佐竹ら：住宅の床吹出し式全館空調システムの未入居住戸での調査研究(その 1,2)，日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2，2023/9
2) 佐竹ら：合住宅向け床吹出し式全館空調システムの実験住戸における評価 (その 1,2,3) 日本建築学会大会学術講演梗概集，2025/7
3) 細井ら：実使用時のルームエアコンディショナの COP 評価 その 3 ルームエアコンディショナの冷暖房時 COP およびエネルギー消費量に関する研究，日本建築学会環境系論文集 第 77 巻 第 681 号 pp.881-888，2012/11
4) 空気調和・衛生工学会編， 空気調和・衛生工学便覧 1 基礎編 第 14 版，2010
5) 環境省：微小粒子状物質健康影響評価検討会報告書，2008/4
6) World Health Organization : WHO global air quality guidelines，2021/9
7) 同上：WHO Ambient Air Quality Database(update2023)
8) 村上ら：換気下における空気清浄機の必要能力決定に関する研究，同上，2014/9

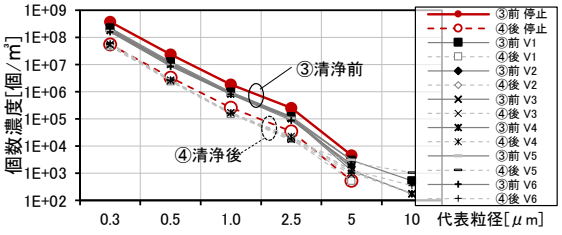


図-21 エアコン風量別の清浄機前後の粒径別個数濃度(PC センサ)

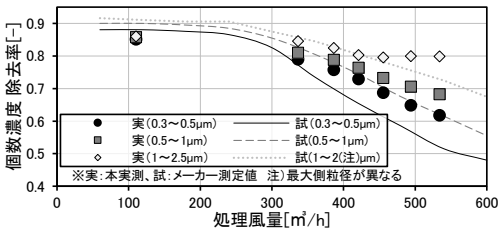


図-22 清浄機処理風量別の粒径別除去率(PC センサ)

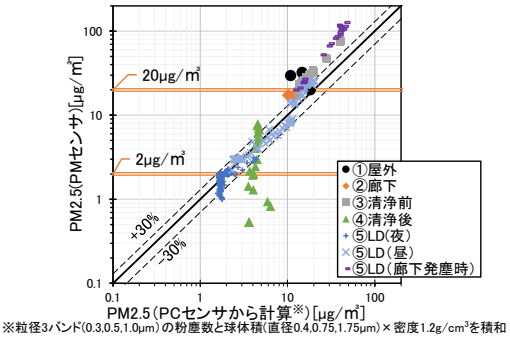
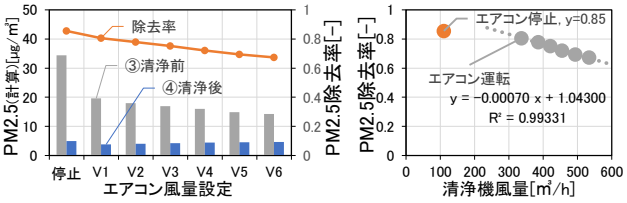


図-23 センサ間の PM2.5 測定値の比較



a) 風量設定別　b) 風量別

図-24 清浄機の PM2.5 除去率

表-16 LD の PM2.5 濃度と空間除去率

	清浄機風量 [m³/h]	LDのPM2.5濃度[μg/m³] 清浄機 停止時 Pf	運転Pn	空間除去率※[-]
実測a) 運転1⇔2	534	9	2	0.78
実測b) 運転5⇔6		122	26	0.79
実測c) 運転4③⑤	110	52	22	0.58

※空間除去率=1-(運転時濃度Pn/停止時濃度Pf)

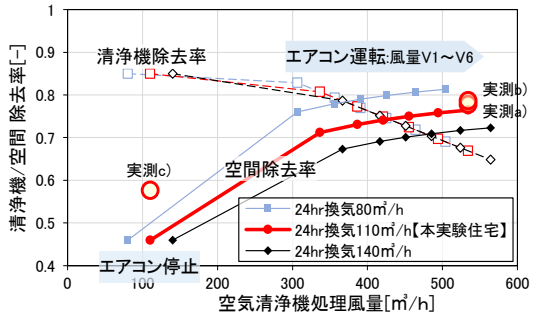


図-25 風量と除去率の関係の計算と実測の比較