The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	クリーンルームにおける清浄環境の維持のための室圧設計・制御方法に関する研究
Author(s)	山口, 太朗
Citation	大阪大学, 2011, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/102
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka

博 士 論 文

クリーンルームにおける清浄環境の維持のための室圧設計・制御方法に関する研究

2011 年 9 月

大阪大学大学院 工学研究科 環境・エネルギー工学専攻
共生環境評価領域

山口 太朗

目次

第１章　諸論 1
1.1 序論 1
1.2 室圧計画による室間気流の管理 2
1.3 室圧制御と実現方法 2
1.4 外乱と問題点 5
1.5 本研究の目的 6
1.6 論文の構成 8
参考文献 9
第２章　シミュレーション手法の構築 11
2.1 序論 11
2.1.1 シミュレーション技術の必要性 11
2.1.2 既往の研究 12
2.1.3 本章の目的 13
2.2 等価回路網による計算アルゴリズム 13
2.2.1 アルゴリズムの概要 13
2.2.2 等価回路網の解法と抵抗係数の合成による簡略化 14
2.2.3 構成要素のモデル化 16
2.3 本章のまとめ 25
参考文献 25
APPENDIX 27
第３章　扉の開閉への対策手法と評価 29
3.1 序論 29
3.1.1 背景 29
3.1.2 扉開閉に伴うクロスコンタミネーションのリスク 29
3.1.3 既往の研究と既往の対策手法 30
3.1.4 言葉の定義 31
3.1.5 本章の目的 32
3.2 扉開閉への対策手法 32
3.2.1 対策方法の方針 32
3.2.2 ハイブリッド室圧制御 32
3.2.3 扉開閉時の扉通過風量 34
3.2.4 扉の開閉とセンサリング方法 34
3.2.5 ハイブリッド室圧制御のシステム構成 36
3.2.6 ハイブリッド室圧制御の適用条件 36
3.3 扉開閉への対策手法の評価方法 36
3.3.1 評価項目 36
3.3.2 検証環境 37
3.3.3 比較する従来制御 39
3.4 扉開閉時の圧力変動の低減効果の評価 39
3.4.1 実験による扉開閉時の室圧変動の低減効果の評価 39

3.4.2 シミュレーションによる室圧変動の低減効果の評価 40
3.5 扉開口部の気流の評価 42
3.5.1 扉開口部の気流形成の確認 42
3.5.2 クロスコンタミネーションのリスクに対する検証 46
3.5.3 動的な状況に対する考察 51
3.6 前室について 55
3.7 本章のまとめ 56
参考文献 56
第４章　局所換気設備の操作影響への対策手法と評価 59
4.1 序論 59
4.1.1 背景と問題点 59
4.1.2 課題と求められる要件 59
4.1.3 既往の研究 59
4.1.4 本章の目的 59
4.2 局所換気設備の操作影響への対策手法 59
4.2.1 対策方針 59
4.2.2 ハイブリッド室圧制御 60
4.3 対策手法の評価 60
4.3.1 検証環境 60
4.3.2 実験とシミュレーションによる結果の比較 63
4.3.3 室圧変動を抑えるための対策検討 63
4.4 本章のまとめ 64
参考文献 64
第５章　空調設備の操作影響への対策手法と評価 66
5.1 序論 66
5.1.1 背景と問題点 66
5.1.2 除染操作 67
5.1.3 既往の研究 68
5.1.4 本章の目的 69
5.2 空調設備の操作影響への対策手法 69
5.2.1 原因の考察と対策方針 69
5.2.2 ハイブリッド室圧制御 71
5.2.3 室圧優先制御 71
5.2.4 提案手法のシステム構成 72
5.3 ハイブリッド室圧制御による圧力変動の低減効果の評価 74
5.3.1 検証環境 74
5.3.2 対策手法の評価 74
5.4 室圧優先制御による圧力変動の低減効果の評価 76
5.4.1 シミュレーションによる対策手法の評価 76
5.4.2 実験による対策手法の評価 80
5.5 本章のまとめ 82
参考文献 82

第６章　屋外の突風影響への対策手法と評価 84
6.1 序論 84
6.1.1 背景と問題点 84
6.1.2 課題と求められる要件 84
6.1.3 既往の対策 84
6.1.4 本章の目的 85
6.2 大気開放面への吹き込みへの対策方法 86
6.2.1 原因の考察と対策方針 86
6.2.2 ダクト挿入型除圧機構 87
6.3 給気側への対策効果の評価 88
6.3.1 検証環境と評価方法 88
6.3.2 対策手段の評価 89
6.4 排気側への対策効果の評価 95
6.4.1 検証環境と評価方法 95
6.4.2 対策手段の評価 95
6.5 本章のまとめ 96
参考文献 97
第７章　基準圧の平準化対策 98
7.1 序論 98
7.1.1 背景と問題点 98
7.1.2 課題と求められる要件 98
7.1.3 既往の対策 99
7.1.4 本章の目的 101
7.2 基準圧の平準化手法 101
7.2.1 原因の考察と対策方針 101
7.2.2 距離減衰を利用した大気圧変動の緩和手段 101
7.3 基準圧の平準化対策の評価方法 102
7.3.1 検証環境 102
7.3.2 変動の抑制効果に対する評価指標 102
7.4 基準圧の平準化効果の評価 103
7.4.1 静圧測定用ピトー管による変動抑制効果 103
7.4.2 空気管路による変動の距離減衰効果 103
7.4.3 空気管路による変動の距離減衰効果の考察 105
7.5 本章のまとめ 106
参考文献 106
第８章　総括 107
8.1 総括 107
8.2 論文の課題と発展 108
謝辞 109

第１章　諸論

1.1 序論

技術の発達に伴って近年ますます，それを支える様々な産業活動のための作業空間に対しても注意を払う必要性が生じてきた．航空機などの精密部品は，その製造環境に粉塵が多いと故障の原因となることから，清浄管理を目的とするクリーンルーム技術が発展してきた[1.1)]．今日では，クリーンルームは半導体・フラットパネルディスプレイ・ハードディスクドライブなどを生産する産業で，空気の汚染に起因する数多くの障害への対策として用いられている．このような工業品の製造に用いられるクリーンルームを ICR(インダストリアルクリーンルーム)と呼ぶ.

一方で，医療関係，食品産業，医薬品製造，実験動物施設などの，生命や健康にダメージを与える恐れのある生産プロセスや作業空間で用いられるクリーンルームを BCR(バイオロジカルクリーンルーム)と呼ぶ．手術行為や医薬品・食品の製造工程において，細菌混入の防止・食品変質の防止・日持ち改善のためなど，極力，微生物が検出されない状態に室内を維持するために用いられる．また，外部への流出防止対策が必要なウイルス・菌を取扱うバイオセーフティ施設，危険性の高い物質(ダイオキシンなど)を取扱うケミカルハザード対策施設，放射線を扱うラディエーションハザード対策施設も，部屋の仕上げを高気密化し，厳密な室圧管理がなされるため，本研究では BCR の一種として扱う.

日本工業規格 JIS で定義されるクリーンルームでは[1.2)]，清浄度の保持と温湿度・圧力の管理が要求されているが，製造される製品の種類や作業内容により，建築的仕上げからのアウトガスや除電・耐震に対しても一定の仕様を達成することが求められる場合もある．一般にクリーンルームでは室内で発生する生産排熱相当の空調負荷への対応や，清浄度合いの維持のために，一般居室よりも多くの空調空気の供給が計画される．換気回数としては 10―200 回/h である．換気回数が大きいことによって温度・湿度分布の偏在は少なくなる．つまり，求められる温度・湿度の変動の許容幅が小さい場合，換気回数を多く設計することで対応でき，他の要求事項に比べ比較的容易に達成できる．アウトガスや除電・耐震に対しては，計画時点の建築的な配慮が重要である．一方で，清浄度の保持は，クリーンルームの 4 原則「1.発塵させない, 2.外部からの塵埃を持ち込まない, 3.塵埃を速やかに排除する, 4.堆積させない」に示されるように人・モノの管理と空気調和設備(以降，空調設備)の双方からの対処が必要であり，運用段階でも十分な注意が求められるものである．清浄度管理を行うには，直接，汚染対象となる空気中の微粒子の濃度を常に計測することが望ましい．しかし，計器の維持管理は施設運用に大きな負担となることから，室間の差圧維持により気流方向を規定し，その室間の差圧(特に基準点との差圧を室圧と呼ぶ)を計画通りに管理することと，人・モノが正しく運用規定に従っていることを記録する行為によって清浄度の保証を行っている．そのため，クリーンルーム内の生産活動に対する品質保証において空調設備の果たす役割は大きく，室圧の維持を的確に行えるように設計されることが求められる[1.3)].

さらに近年では，安全・安心を志向する社会的要求から，クリーンルームの運用中にとどまらず外乱の発生時や運用状態の切替え時などの過渡的な状況下でも，室圧管理を規定範囲に管理することが求められる施設も増えつつあり，ますます室圧制御に求められる課

題も多くなってきた．

本研究では，外乱発生時の空調設備によるクリーンルームの清浄維持を目的とした，室圧維持のための空調設備の設計・制御手法について取りまとめることを目的とする．

1.2 室圧計画による室間気流の管理

清浄環境の維持および管理物質の封じ込めには，室間の微粒子や空気の移送の方向を，規定方向に制御することが重要であり，そのために室圧の計画が行われる．室圧計画は，清浄度を高めたい部屋の室圧を高く，より清浄度の低い部屋の室圧を順次低く計画する．クリーンルーム内の室圧が隣室や周囲環境より高いことで，クリーンルームと周囲環境の間に圧力勾配が生じる．圧力勾配に応じて気流が生じるので，隣室との間にわずかに空気の出入りする隙間があっても，気流方向は常にクリーンルームから隣室や周囲環境へ向かい，結果的にクリーンルーム内に塵埃やその他の浮遊粒子が侵入するのを防ぐことができる．管理物質の漏出を防ぐ場合は，周囲の部屋より低く室圧を設定する．

つまり，室圧計画は，管理対象の部屋だけでなく，その周囲の関連する部屋や廊下も含めた区画で行う必要がある．

図 1-1 は室圧計画の一例であり，陽圧化のレベルを非常に強く「＋＋＋」，強く「＋＋」，一般領域よりもやや強く「＋」，一般領域程度「±0」などの圧力差の度合いで表現している．バイオハザード室などは，「－」「－－」など，周囲環境より低い設定室圧として計画される．

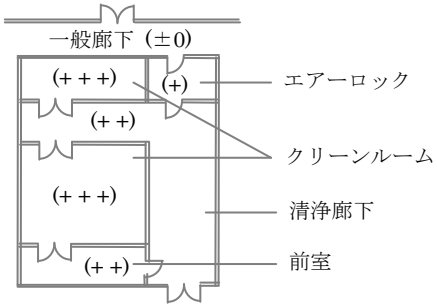


図 1-1 室圧計画の例

1.3 室圧制御と実現方法

室圧計画通りの陽圧・陰圧を確立するために，空調設備の設計にはエアバランス(空気の出入りの収支)の調整や室圧制御システムの構築が求められる．具体的には，対象となる部屋への給気風量と排気風量の差を管理して室圧を生じさせる．

もっとも簡単な方法は，固定ダンパにより給気風量と排気風量を調整するだけで室圧を形成するものであるが，外乱に対する追従性はなく，また，所定の範囲で室圧が維持される保証もない．

図 1-2 のように室間の壁面に設置する，差圧ダンパやバロメトリックダンパ・バランスダンパと呼ばれる自然開閉式の可動開口を設ける方法[1.4)]がある．差圧の異なる二室間に設け，1) 羽根がバタつかず，一定の角度で開いていることを目視することにより，差圧が安定していることを確認することができ，2)差圧に応じてパッシブに開閉し通過気流が調整されるので，二室間の圧力差の変動を緩和することができる．動作特性は図 1-3 に示す(後述，

2.2.3.4 2 差圧ダンパ).

差圧ダンパは，室圧が規定の順位になっていることを目視により確認でき，管理面では重宝されるが，1)室圧の調整範囲が限定されていること，2)空調設備の停止時に空気が逆方向へ流れる交叉汚染の可能性の指摘，3)空調空気を常に漏出させることによるエネルギーロス，4)開口部や差圧ダンパそのものへの塵埃の堆積などの懸念から，近年では使用されにくくなりつつある[1.5]．海外では，図 1-4 に示すような閉塞容器内のボールの動きによって室圧の高低が目視で確認できる"Airflow Direction Indicator" などが採用されることもある．

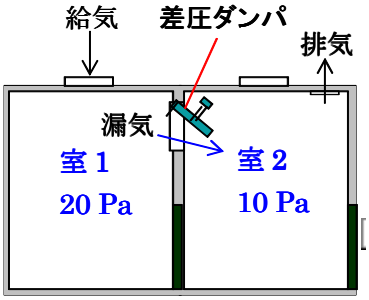


図 1-2 差圧ダンパによる室圧制御例
(断面図)

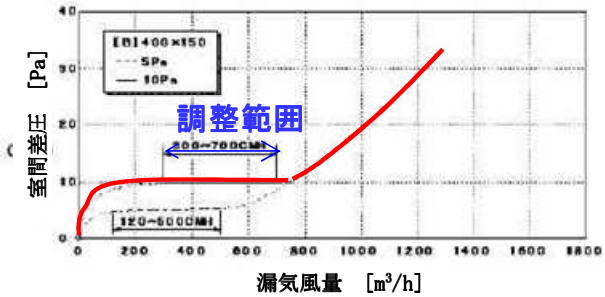


図 1-3 差圧ダンパの特性例

図 1-4 差圧の目視管理に用いる治具 "Airflow Direction Indicator"
(メーカホームページより)

また，CAV(Constant Air Volume unit: 定風量装置，図 1-6)や VAV(Variable Air Volume unit: 変風量装置)を用いて給排気の風量を設定通りに維持することで，室圧を維持する方法[1.6),1.7)]がある．CAV・VAV は，風量計測を随時行い設定風量となるように自動動作する制御ユニットである．室圧制御に用いる場合，VAV は夜間運転などの運用モードに応じて，換気回数を複数の設定値に変更するための多段 CAV として用いられるが，基本的には一定風量を維持する CAV と同等に使用される．CAV・VAV は，一般的な居室の温度制御のための風量の自動調整を目的として製品化されたものであるため，ダンパの応答速度は，60—210 s/FS (FS: Full Scale，s/FS は，全閉から全開へ動作する時間)程度である．一方で室圧の変化は，1 s 単位で大きく変化するため，瞬間的な外乱などに対する追従性は十分ではない．また，風速の計測精度も 5—10%程度の誤差がある．換気回数が，10 回/h であるとしても，0.5—1 回/h に相当する給気風量と排気風量の差の誤差が発生すると，10—100 Pa の室圧変動となるため，厳密な室圧管理に用いるには制御精度も十分であるとはいえない．

応答性の速い自力式の CAV が用いられる場合もある．流路を閉塞する部材が風圧を受けるようになっている．受ける風圧とばねの反力の平衡により管路の断面積が変化するため，

風速と断面積の積である流量が一定に保たれる構造となっている．図 1-7 に示す自力式 CAV を採用することで，空調空気の風量の安定化を図ることができる．外乱による室内への空気の出入りが生じた場合に対応するために，室圧を計測し風量の補正量を演算する対策などが取られている例 [1.8),1.9)]もあるが，瞬間的な外乱による室圧変動の安定化にはさらなる工夫が必要である．

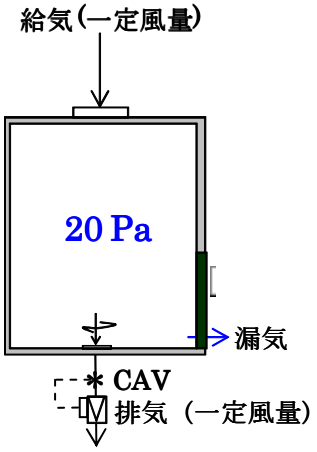


図 1-5 CAV による室圧制御例(断面図)

図 1-6 電子式 CAV
(メーカホームページより)

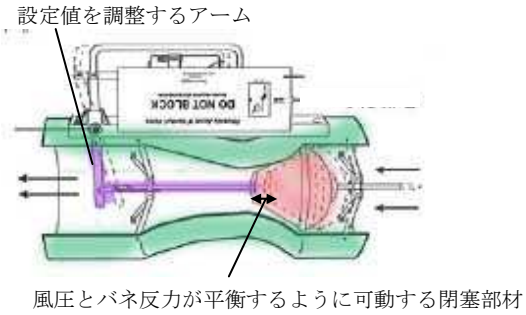


図 1-7 自力式 CAV

厳密な室圧制御のために，室圧を直接検知し流量を自動調整する圧力調整ダンパ(PCD: Pressure Control Damper と呼ぶ)を用いる方法 [1.10),1.11)]がある．安定した制御を行うために圧力調整ダンパは，給気側ダクトか排気側ダクト一方に採用し，もう一方のダクトは CAV などを用いて一定風量とする．圧力調整ダンパによる制御は，直接室圧を検知するため，運用状況の変更時や外乱によるエアバランスの変化の発生に対しても特別な補正操作なしに追従できる．ただし，後述（1.4 外乱と問題点）のように急峻な外乱に対しては，追従途中では大きな室圧変動が発生することが知られている．

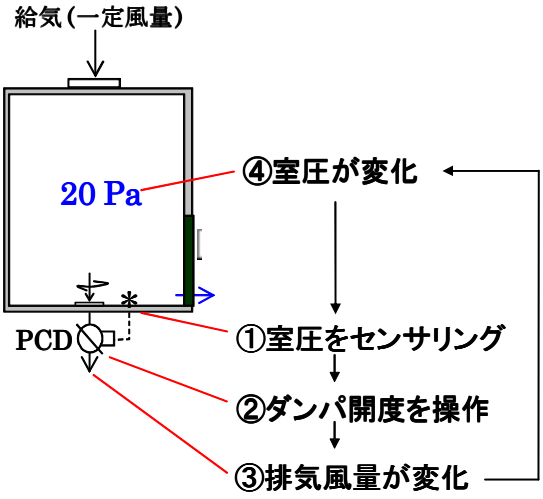


図 1-8　PCD による室圧制御例(断面図)

1.4 外乱と問題点

クリーンルームのように気密性が高い部屋では，給排気される風量収支の僅かなずれによって室圧が変動する．例えば，20 回/h の空調空気に対して，0.5 回/h 分の給気風量の過多により 100 Pa 以上の室圧の変化が数秒を待たずに発生する．室間の圧力差を，10—15 Pa で維持する上では，差圧の逆転の可能性が十分大きく，非常に大きな変化と言える [1.12),1.13)]．つまり，通常 5—10% の誤差が許容される空調設備の風量制御技術に対して，室圧制御は非常に高精度な制御が要求される．

さらに，空気設備の設計時点では，施設の運用状況は定常状態であるとの前提で機器の仕様決定が行われるのが通例である．しかし，実際の施設では，扉の開閉や運用状況に応じて給排気風量の変更・切替え操作を行うなど，室圧制御システムによる室圧形成に対して外乱となる要素が多数ある．外乱は室間差圧の逆転を引き起こし，その結果，無塵・無菌状態の維持や管理物質の完全封じ込めが保証できなくなる．

ICR の場合は瞬間的な室圧変動は許容されることが多い [1.14)]．背景として，1) ICR の生産装置そのものが室内環境と物理的に隔絶されるようにアイソレート化が進んでいることと，2) 汚染の発生源は外気中の成分や建材からのアウトガスによるため，外気処理や建材の選定が対処の主体であるためである．

一方 BCR の場合，汚染対象物である細菌や他のラインで使用している粉体成分は，室圧の維持が混入を制限する主体となるため，厳格な室圧の維持・管理が求められる．

室圧制御に影響を与える外乱要因としては，扉の開閉やファンの操作などの人為的なものと屋外で発生する強風などの自然発生のものがある [1.13)]．扉の開閉動作は，室内の運用中に頻繁に行うものであり，直接的なクロスコンタミネーションのリスクを伴う重要な課題であることから，多方面の研究がある [1.15),1.16),1.17)]．

また，生産を行う施設では，生産装置に付帯する排熱や余剰物の除去を目的とする排気ファンが備え付けられており，生産時と生産準備中などの非生産時で起動・停止の操作が空調設備と独立して行われる．実験施設では，安全キャビネット・ドラフトチャンバー・クリーンベンチなどが用いられており，実験対象物への局所的な給排気操作が行われる．

この操作に伴う給排気量の変化も室圧制御としては大きな外乱となる[1.18]．

クリーンルームの空調設備は，一旦停止すると塵埃が増加するため[1.19]，通常 24 時間運転がなされることが多い．省エネルギーの観点から，夜間などの非運用時には，入退室がほとんどないため人体発熱・発塵が少なく，生産排熱もないことから，清浄環境を最低限維持できる程度まで換気回数を落とす低風量運転を行う場合もある[1.20]．通常風量での運転と低風量での運転の切替え操作時に，給気風量と排気風量のバランスを正確に維持したまま行うことは非常に困難であり，室圧制御への外乱となる．

このような生産装置に付随する給排気風量の変動[1.21]や，低風量運転との切替え操作は，運用中の外乱ではないため，生産活動に対する直接的なリスク要因と見なされず，室圧の変動は許容されていることも多いが，ワクチン製造施設などでは，より厳格な管理の観点から室圧の逸脱を避けることが求める．

さらに，製造プロセスの無菌化が求められる製薬工場やバイオハザード施設では，除染操作が行われる[1.22]．除染操作とは，空調を停止し室内の開口部を全て養生して塞いだ状態で，ホルマリンや過酸化水素ガスなど除菌効果のある薬品で燻蒸を行い室内の菌数を減らす行為である．除染後に空調設備を起動し，一定の室圧が確立するまでの間に，室間の差圧順位が入り乱れたり，陰圧・陽圧の逆転が起きたりすると，除染した効果が効率的に維持できていないこととなる．運用中に感染性の高いウイルスを扱った雰囲気を除染するために空調停止する間も同様に室圧の乱れは極力避けなければ，漏出汚染のリスクを低減できない．

自然発生による外乱としては，屋外の強風による影響が挙げられる．季節風や台風により屋外の風方向や速度が大きく変化すると，クリーンルームの室圧制御に悪影響が生じ，室圧が所定範囲から逸脱することがよく知られている[1.23]．生産中に室圧が所定範囲から逸脱すると，品質管理上，製品を出荷できないため，その間生産を停止としている施設もある．

本研究では，特に製薬施設において対策が要求される以下の外乱について取り上げ，対策方法を提案し，その効果を評価する．

・扉の開閉による室圧変動およびクロスコンタミネーションのリスク
・生産装置の操作影響による室圧変動
・空調設備の操作影響による室圧変動
・空調取入れ口に吹き付ける屋外の突風影響による室圧変動
・屋外の突風影響による基準圧の変動

1.5 本研究の目的

クリーンルーム内の生産活動に対する品質保証における空調設備の果たす役割は大きく，室圧の維持を的確に行えるように設計されることが求められている．一方で，室圧制御に対する外乱要素は多数あり，これら外乱の発生時でも安定した室圧の確保を実現する空調設備の設計・制御方法について取りまとめることが，本研究の目的である．

まず，外乱発生時における動的な室圧変動を再現するため，室圧および空調設備の挙動をシミュレーションするアルゴリズムを構築する．外乱として，”扉の開閉による室圧変動およびクロスコンタミネーションのリスク”，”生産装置の操作影響による室圧変動”，” 空調設備の操作影響による室圧変動”，”空調取入れ口に吹き付ける屋外の突風影響による室圧変動”，”屋外の突風影響による基準圧の変動”の５つを取り上げ，図 1-9 に示すように，

対策方法を提案し，シミュレーションと実験により，その実施効果について評価してゆく．

外乱への対策の目的は，対象となる室と隣接室のクロスコンタミネーションを防止し，清浄度管理を規定通りに行うことである．クロスコンタミネーションを防止する手段としては，①室圧の安定化(室圧の設定値からの変動幅を室間差圧の半分以下とする)，②室圧の順位の逆転の防止，③室間気流の形成によるコンタミネーションリスクの低減により行うものとし，対策方針は，①②③の順に上位の事項での解決を優先的に図り，達成が不可であれば順次下位の手段により解決する．なお,”空調取入れ口に吹き付ける屋外の突風影響による室圧変動”,”屋外の突風影響による基準圧の変動”については，室圧の安定化を目的とした外乱影響の抑制を対策方針とする．

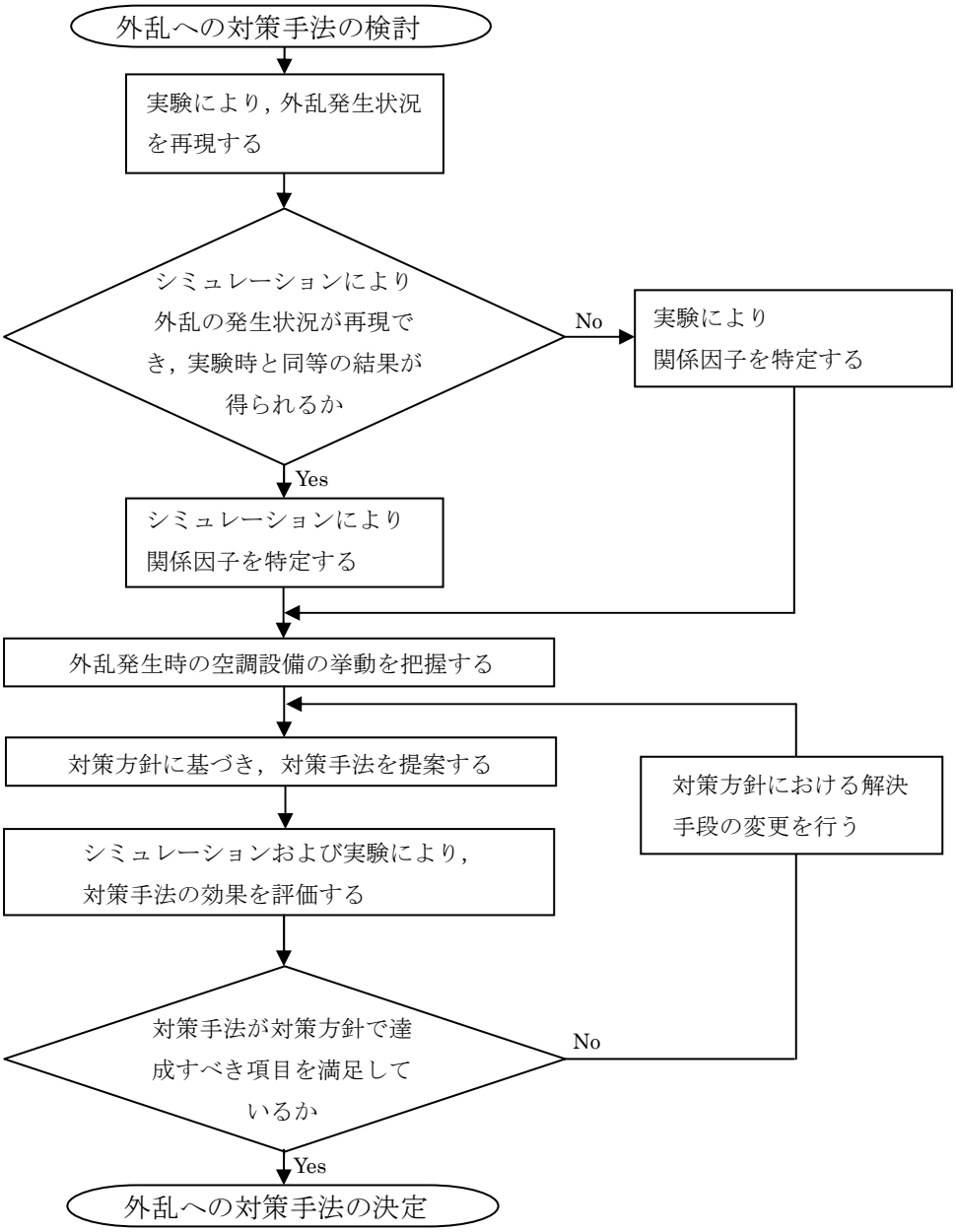


図 1-9 外乱への対策手法の検討フロー

1.6 論文の構成

本論文の構成を以下に示す．また，各々の外乱への対策と各章の関係を図 1-10 に示す．

第１章：諸論

クリーンルームにおける室圧計画の重要性を確認するとともに，室圧の形成方法と課題となる外乱について説明し，本研究の目的を示す．

第２章：シミュレーション手法の構築

外乱への対策手法を評価するため，外乱発生時の空調設備の挙動と室圧変動を再現できるシミュレーションアルゴリズムを構築する．

第３章：扉の開閉への対策手法の評価

扉開閉による課題を整理し，対処すべき方針を決定し，新たな制御手法を提案する．シミュレーションや実験により，室圧変動が低減できるかを評価し，また，菌の散布実験や浮遊粒子の計測などにより扉開口部に形成する気流によるクロスコンタミネーションのリスク低減効果について評価する．

第４章：生産装置の操作影響への対策手法の評価

生産装置の操作影響による課題を整理し，対処すべき方針を決定し，新たな制御手法を提案する．シミュレーションや実験により，室圧変動の低減効果について評価する．

第５章：空調設備の操作影響への対策手法の評価

空調設備の操作影響による課題を整理し，対処すべき方針を決定し，新たな制御手法を提案する．シミュレーションや実験により，室圧変動の低減効果について評価する．

第６章：屋外の突風影響への対策手法の評価

季節的な突風発生の影響による課題を整理し，対処すべき方針を決定し，新たな制御手法を提案する．実験により室圧変動の低減効果について評価する．

第７章：基準圧の平準化対策

季節的な突風発生影響による課題を整理し，基準圧平準化のための対策技術について検討し，その効果について評価する．

第８章：総括

本研究について総括し，今後の課題と発展について述べる．

（外乱の分類）		（該当章）	（提案手法）	（評価）
人為的外乱	扉の開閉	第 3 章	ハイブリッド室圧制御	室圧，コンタミネーション
	生産装置の操作	第 4 章	ハイブリッド室圧制御	室圧
	空調設備の操作	第 5 章	ハイブリッド室圧制御，室圧優先制御	室圧
自然発生的外乱	屋外の突風(吹き込み)	第 6 章	除圧機構	室圧
	屋外の突風(基準圧変動)	第 7 章	距離減衰	減衰率

図 1-10 各々の外乱と各章の関係

参考文献

1.1) 早わかり Q&A クリーンルームの設計・施工マニュアル編集委員会,「早わかり Q&A クリーンルームの設計・施工マニュアル」, 日本工業出版株式会社 (2008).

1.2) JIS Z 8122,「コンタミネーションコントロール用語」.

1.3) 助宮賢治,「製剤施設の空調設備とバリデーション」, 建築設備と配管工事 (2005.7), Vol.42, No.8, pp.73-79.

1.4) 大野貴志, 中村慎二, 大谷光幸,「クリーンルームの室圧制御方式に関する研究.」, 三建設備工業(株)つくば総合研究所 研究報告 (2000), No.7, pp.43-52.

1.5) 村江行忠, 岩村多美勇,「クリーンルームにおける室圧変動に関する実験的測定」, クリーンテクノロジー (2008.2), pp. 34-38.

1.6) 佐久間正芳, 木下雅史, 高橋稔, 杉原義文, 大島昇,「多室間差圧制御システムに関する研究(その 1)」, 第 19 回空気清浄とコンタミネーションコントロール研究大会 (2001), pp.113-114.

1.7) 広川直紀, 関口正博, 井ノ口将樹,「手術室における新室圧制御方式の評価」, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (1994), pp.729-732.

1.8) 石原正也, 尾池聡, 大曲康仁, 東島浩史,「バイオハザード対策実験室の風量・室圧制御」, クリーンテクノロジー (2010.9), pp.18-23.

1.9) 茂木正史, 得田健一,「室間汚染防止のための流量直接指令方式の研究」, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (2004), pp.1823-1826.

1.10) 村江行忠, 岩村多美勇,「クリーンルームにおける室圧変動に関する実験的測定 その 3」, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (2009), pp.2099-2102.

1.11) 山口太朗, 吉田一也, 長谷川雅一,「クリーンルームにおける扉開閉に伴うクロスコンタミネーションの制御手法とその効果検証」, 空気調和・衛生工学会論文集 (2008), No.138, pp. 9-17.

1.12) Coogan, J. J, "Effects of surrounding spaces on rooms pressurized by differential flow control", *ASHRAE Transactions* (1996), Vol. 102, Pt. 1, pp.18-25.

1.13) 助宮賢治,「室圧制御に影響を与える要因と対策」, PDA Journal of GMP and Validation in Japan (1999), Vol.1, No.1, pp.45-51.

1.14) 社団法人 日本空気清浄協会編,「クリーンルーム環境の計画と設計」 (2006), 1.6 汚染物質と諸問題, pp.14-19, 株式会社オーム.

1.15) 藤井修二, 任太淋, 金光映,「バイオクリーン手術室の清浄度に与える扉の影響について」, 第 7 回空気清浄とコンタミネーションコントロール研究大会 (1988), pp.279-282.

1.16) 本田重夫, 喜多義隆, 磯野一智, 柏瀬芳昭, 森川馨,「固形製剤工場におけるクリーンルームの扉開放の動特性と開閉による浮遊粒子の移送に関する研究」, 空気調和・衛生工学会論文集 (2004), No.95, pp.63-70.

1.17) 松平晏明, 小暮佑紀, 杉原義文, 小原弘道,「スイング式ドア開閉によるクリーンルーム内の空気流動」, 日本機械学会論文集(B 編) (2004-10), Vol.70, No.698, pp.2515-2522.

1.18) 平原茂人,「内服固形製剤製造における空調環境維持」, クリーンテクノロジー (1997.4), pp. 5-7.

1.19) 千葉孝男, 寺井弘孝, 坂本数彦, 稲毛亮太, 鯉江健司, 水谷旬,「クリーンルーム停止時における布塵埃挙動」, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (1994), pp.1257-1259.

1.20) 助宮賢治,「医薬品製造施設における省エネ対策」, クリーンテクノロジー (1993.9), pp. 31-36.

1.21）辻出卓也，米津晋，飯嶋和明，松藤久良，「ファジイ制御を用いた医薬品用クリーンルームの差圧管理」，空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (1995)，pp.645-648.

1.22）千野祐一，石田博一，米津晋，大角敬三，飯嶋和明，松藤久良，「バイオクリーン設備の空調制御 その 2」，空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (1993), pp.197-200.

1.23）森岡宏次，助宮賢治，中山博行，「建物周囲の風圧変動が製剤施設の室圧に与える影響に関する研究 第 1 報」，空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (1997)，pp.1-4.

第２章　シミュレーション手法の構築

2.1 序論

2.1.1 シミュレーション技術の必要性

室圧計画通りの陽圧・陰圧を確立し室間の差圧順位を維持するために，空調設備の設計にはエアバランスの調整や適切な室圧制御システムの構築が求められる．空調設備の設計時点では，施設の運用状況は定常状態であるとの前提で機器の仕様決定が行われるのが通例である．一方で，実際の施設運用は，前述(1.4 外乱と問題点)の通り室圧制御システムによる室圧形成に対して外乱となる要素が多数ある．近年では，設計条件では考慮しきれない運用上の変化が起こった際にも，設定された室圧が維持できることが清浄管理に求められるようになってきた．運用上の状態変化により外乱が起こった場合でも，室間の差圧順位が少なくとも逆転しないように空調設備を設計するためには，室圧やダクト系の圧力変動を予測し評価することが求められる．

シミュレーション技術を採用する目的は以下の通りとなる．

1) 外乱などによる過渡的な状況に対して，空調設備としての応答性を十分発揮し得るように，空調設備に採用する制御機器の仕様(動作速度や検出周期など)が妥当であるか判断する [2.1),2.2)].

2) 外乱に対する制御の安定性を向上させるために施す対策の効果を予測する．

3) 室圧の変動や空調設備の挙動を再現することで，各制御機器の動作特性による影響を理解でき，重要となる調整パラメータを把握する．

ここで，1)選定機器の妥当性評価や 2)対策効果の予測は設計・計画時において重要であり，3)制御機器の動特性を把握した結果をもとに対策方針を検討する．また，3)重要なパラメータの把握は現場調整時の作業性の効率向上につながる．研究の上では，

4) 提案手法を評価するために実施できる実験条件は限られている．そのため，シミュレーションを併用することにより，より幅広い条件での検討を行う．

本研究でも，3)制御機器の動作影響の理解を踏まえた上で対策の方針を決定し，4)幅広い条件での検証の結果に基づいて，2)対策の有効性の判断を行うとの目的からシミュレーション技術が必要である．

一般的な空調設備の挙動と，クリーンルームにおける室圧制御を行う空調設備の挙動との大きな違いとして，クリーンルーム内の室内気圧(室圧)の変化が給排気風量へ影響することが挙げられる．室圧が高ければ，空調設備による給気ファンに対しては吐出側の開放端に背圧がかかり，給気風量が低下する．排気ファンに対しては吸込み側での押し込み圧となるため，風量が増す．つまり，室圧変化とダクト系の風量解析は連成させて解かなければならない．そのため，一般建物用途の空調設備シミュレータや水道管回路網と異なる工夫が解法に求められる．更に製薬施設のクリーンルーム用の空調設備では，一系統内に配置される室数が 10 を超える多室となり，ダクト系の分岐と合流，給気系統と排気系統間の循環があり，連立式が複雑になる．

そこで本章では，室圧変動を伴う空調設備の動的な変化をシミュレーションする手法の構築を行うことを目的とする．

2.1.2 既往の研究

空調設備のシステム動作をシミュレーションするツールとしては，HVACSIM＋[2.3),2.4),2.5)]があり主に温度変化の動特性を空調設備の挙動から建物内部全体で解くことができる．その中で，ダクト・管路内の圧力・風量変動を解くことができる．しかし，HVACSIM＋は一般的な居室を対象としたツールであり，気密性の高いクリーンルームにおける室圧変動は対象とされてない．また，温度変化と圧力変動はタイムスールが大きく異なる．

管路の圧力変動を解く試みとしては，水道網を対象とした管路網解析[2.6),2.7)]がよく知られている．管路を各要素に分割し，その接点の圧力と，その接点間の流量を変数として解析されている．空気調和用のダクトや配管についても応用されている[2.8)]．しかし，気密性が高いクリーンルームの室圧変動は，部屋からの漏気量と関連付けられているなど特有の性質に対する考慮がされておらず，また，管路網解析には，初期値を適切に与えなければ反復回数が多くなるなどの課題もある．本論文では，従来の管路網解析の手法を発展させ，クリーンルームをモデル化し解析要素として取り込む為の工夫を行っており，また，変数を減らすことで計算の反復回数を大幅に減らしている．

山崎ら[2.1),2.9)]や佐久間[2.10),2.11)]・田中[2.12)]は室間の漏気抵抗から室圧変動をモデル化し，解法にボリューム・ジャンクション法を用いた．しかし，2 次方程式の解の公式による解法を用いているため，ファンの特性曲線を含め全て関係式を 2 次式で与える必要があった．ASHRAE[2.13)]や Wei[2.14)]によると，室圧変動は漏気量の 1.3 次の特性があるとされている．本論文では，ニュートン・ラプソン法を採用することにより，モデルにおける次数に対する制限を与えることなく解が求められる．

松山・平間ら[2.2),2.14)]は，ダクト系や室内での圧力の伝達の遅れを再現するため，伝達関数を導入しラプラス変換を用いて，部屋やダクト・チャンバなどを分布常数系として扱っている．空気の圧縮性の影響には，以下の二通りが考えられる．①圧縮性により室内での空気量の変化が発生する．これは容量成分のある電気回路と類似の現象である．コンデンサ（容量 C）と抵抗（R）が直列に並んでいる直流回路では，変化の時定数は τ ＝CR で，3 τ 程度の時間経過で定常値の 95%に達する（exp(-3)＝0.05）．管路網の場合，これに対応する時定数は，

$$\tau = V_{room}（\Delta P/P_0）／Q =（\Delta P/P_0）／N$$

ここで，V_{room}：室体積，ΔP：圧力変化，P_0：大気圧，Q：空気流量，N：換気回数である．これは，ΔP の圧力変化により室内で増加する空気量を，流量 Q で供給するのに要する時間である．第 3 章の例では，ΔP＝20 Pa，N＝20 回/ h ＝1/180 回/ s であるので，τ ＝（20／10^5）×180＝0.036 s となり，3 τ で 0.1 s となる．一方，制御機器の制御周期はせいぜい 1 秒程度であるため，外乱に対する影響評価を行う観点では，圧縮性による時間遅れに対する考慮は省略可能であると考える．なお，容量成分による圧縮性の影響は圧力変化をなます作用をするので，圧力変動のピークの大きさを問題にする本論文のような場合には，圧縮性を無視することとはピークを大きめに見積もることとなり，安全側での検討となっている．

②特にダクト内で圧縮性により圧力変化の伝播の遅れが発生し，制御機器の動作に影響を与える可能性がある．例えば，ファン出口から室圧を制御する室までの距離が L の場合，ファン出口の静圧の変化が室に伝わるまでに，τ ＝L/a（a：音速）の時間遅れがある．L＝100 mなら τ ＝0.3 秒となる．この遅れが，インバータ等の制御機器の応答遅れと比較して

問題になるなら，時間遅れをモデルに取り込む必要がある．しかし，制御機器の制御周期はせいぜい 1 秒程度であるため，本論文で取り扱う程度の空調設備の制御動作に対しては圧縮性による圧力変化の伝播する時間を考慮する必要はないと考える．

また，本論文で取り扱う室圧変動はせいぜい ± 100 Pa 程度の圧力変化であるため，室内における圧力分布を詳細に把握するには及ばない[2.7),2.16)]ものと考える．

本章では，多室のクリーンルームが外乱により動的に圧力変動する場合の室圧の変化および空調設備の挙動を把握するため，従来の管路網解析を拡張し，クリーンルームの室圧変動をモデル化して取り込むとともに，解法に工夫をすることで，取り扱う連立方程式を簡素し，収束性を向上させたアルゴリズム構築を行う．

2.1.3 本章の目的

本章では，管路と圧力を制御する室の室圧変動特性を等価な電気回路網に置き換えることで，ダクト系と室圧変動を同時に考慮して計算できる新しいシミュレーション手法を提案する．2.1 節では シミュレーション技術の必要性について述べ，既往の研究について整理した．2.2 節では，本研究で提案する等価回路網による計算アルゴリズムについて，詳細に説明する．

本章で提案したシミュレーション手法を使って，次章以降では個々の外乱に対する対策手法の効果について評価を行う．

2.2 等価回路網による計算アルゴリズム

2.2.1 アルゴリズムの概要

図 2-1a に示す空調設備の系統図を例に本研究で用いるシミュレーション手法を説明する．図 2-1b に本手法で用いるシミュレーションのアルゴリズムを示す．室圧変動を動的に予測するために考慮すべき項目は，ダクト系の流量と圧力，室圧の変動，ダクト系の制御動作と外部の変動要因である．

このうち，ダクト系と室圧の変化は，制御動作や外部の変動要因に比べ，十分短い時間で応答する現象であり，非圧縮流体として扱える[2.7)]ので，各瞬間で定常とみなせる．その為，提案する手法では図2-1bに示すように，ダクト系と室圧の変化は，同時に陰的に解き，その後，制御動作や外部の変動要因を陽的に扱う．

ダクト系と室圧の変化は，ダクト系の構成部材の接点の圧力Pと接点間の風量(部材を通過する風量)qを変数とした連立方程式として表せる．これまでの管路網計算ではこの連立方程式を解いていた[2.5)]．本研究では，ダクトの風量を電流とし，ファンによる揚圧を起電力，摩擦抵抗(圧力損失)ΔP を電気抵抗による電圧降下に見立てた等価な電気回路網として計算処理を行う[2.15)]．

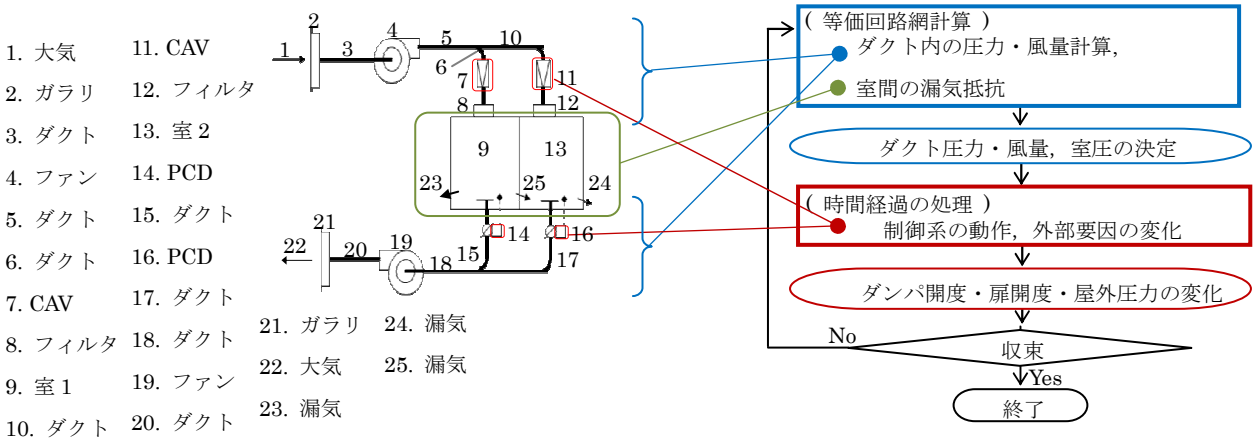
各部材の圧力損失は，電流に相当する風量q の関数であり，抵抗係数K を用いて次式で表わされる．

$$\Delta P = Kq^n. \tag{2.1}$$

ここで，n は風量に対する次数であり定数である．ダクトの分岐・合流点などでは，質量保存則(連続式)が成立する．これは，キルヒホッフの第一法則（任意点に流れ込む電流（風量）の総和はゼロ）に相当する．これと，キルヒホッフの第二法則（任意の閉回路に沿う電圧変化（圧力損失）の総和はゼロ）に従って，空気の流れに沿って各部材の抵抗式を連

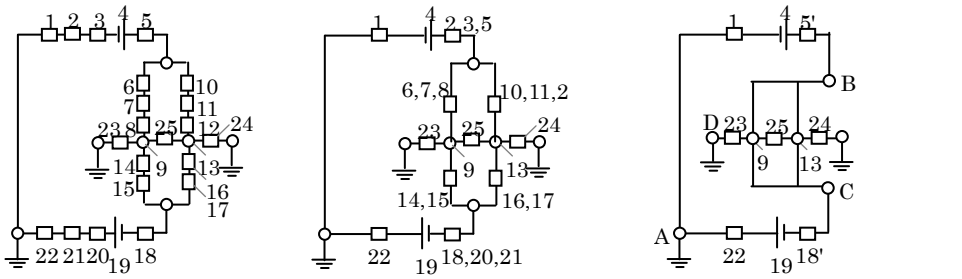
立させることで，回路途中の圧力の一部は消去できる．さらに次数nが等しい場合，直列または並列に配置された部材の圧力損失係数は，後述(2.2.2 等価回路網の解法と抵抗係数の合成による簡略化)に示すように合成が行える[2.17]．

以上によって，本手法は，連立させて解くべき変数を大幅に減らすことが可能であり，連立方程式を簡素できるので，収束性が向上し，計算時間も短くできる．



a）空調設備の系統図例　　b）アルゴリズムの概略

図2-1　空調設備の系統図例とアルゴリズムの概略の対応関係



a）図 2-1a に相当する等価回路網　　b）直列部分の抵抗の合成を行った結果　　c）ダクトの分岐部分で抵抗の合成を行った結果

図 2-2　等価回路網における抵抗合成の例

2.2.2 等価回路網の解法と抵抗係数の合成による簡略化

抵抗係数の合成の手順を説明する．図 2-2a は図 2-1a に対応する等価回路網である．ここで，部材 2, 3, 5-8, 10-12, 14-18, 20, 21 は，次数 $n = 2$ であることから APPENDIX に示すように直列部分において抵抗が合成できる．回路途中の圧力を消去した等価回路網を図 2-2b に示す．図 2-2c は，各室への給排気を行うダクトの分岐・合流点に着目し，並列に配置された抵抗係数を合成した結果である．

次に，連立式について説明する．室 9 に対する給排気のダクト経路に着目し，図 2-2c の経路 A,B,9,D および経路 D,9,C,A に沿ってキルヒホッフの第二法則を適用すると式(2.2)(2.3)が導かれる．

$$P_1 - Pf_4(q_4) + K'_5 q_4^2 + P_9 = 0, \qquad (2.2)$$

$$P_{22} - Pf_{19}(q_{19}) + K'_{18}\, q_{19}^2 + P_9 = 0. \tag{2.3}$$

ただし，

$$\begin{cases} K'_5 = K_{2,3,5} + \left(\dfrac{A_5}{\sum_i \eta_{si}} \right)^2, \quad K'_{18} = K_{18,20,21} + \left(\dfrac{A_{18}}{\sum_i \eta_{ei}} \right)^2, \\ \eta_{s1} = \dfrac{A_6}{\sqrt{K_{6,7,8} + 2P_9 \big/ (\rho\, v_6{}^2)}}, \ \eta_{s2} = \dfrac{A_{10}}{\sqrt{K_{10,11,12} + 2P_{13} \big/ (\rho\, v_{10}{}^2)}}, \\ \eta_{e1} = \dfrac{A_{14}}{\sqrt{K_{14,15} - 2P_9 \big/ (\rho\, v_{14}{}^2)}}, \ \eta_{e2} = \dfrac{A_{16}}{\sqrt{K_{16,17} - 2P_{13} \big/ (\rho\, v_{16}{}^2)}}, \end{cases}$$

$$P_9 = K_{23} q_{23}^{1.3}. \tag{2.4}$$

ここで，各変数の添え字は対応する部材番号を，抵抗係数 K'_5, K'_{18} は，室 9 へ分岐するダクトの枝流の抵抗係数を，APPENDIX に示すように並列する抵抗を合成することで得られたものであることを示し，抵抗係数 $K_{2,3,4}$,$K_{18,20,21}$ に表わされる複数の添え字は，直列する部材の抵抗係数を合成したものであることを示す．$Pf(q)$ はファンの流量 q に対する揚程圧力を示す．P_1,P_{22} は屋外の静圧であり，屋外の気圧や建物に風が衝突して変化する．屋外の静圧は外部要因の一種であるとして処理するため，$n = 0$ となり抵抗係数の合成は行わない．室 9 の室圧 P_9 は後述の式(2.22)に示すように，室内から隣室への漏気風量 q_{23} に関連付けられており，本研究では次数 n = 1.3 であるため合成は行えない．ρ は流体の密度を，A は部材の断面積を示す．

η は APPENDIX に示すように，ダクト本管に対するダクト支流の流量比率を示す係数である．v は平均風速であり式(2.5)により求まる．

$$q = vA. \tag{2.5}$$

また，各室 9,13 における風量収支に，室間の漏気抵抗を組み合わせて，式(2.6)—(2.9)が導かれる．

$$q_6 - q_{14} = q_{25} + q_{23}, \tag{2.6}$$

$$q_{10} - q_{16} = -q_{25} + q_{24}, \tag{2.7}$$

$$q_{25} = \left\{ \left(K_{24} q_{24}^{1.3} - P_9 \right) / K_{25} \right\}^{1/1.3}, \tag{2.8}$$

$$q_{24} = (P_{13} / K_{24})^{1/1.3}, \tag{2.9}$$

ここで枝部の流量 q_6,q_{10},q_{14},q_{16} は，合流部の流量 q_4,q_{19} に対する分流比 η_{s1}, η_{s2}, η_{e1}, η_{e2} によって以下のように表わされる．

$$\begin{cases} q_6 = \eta_{S1} \Big/ \sum_i \eta_{Si} \times q_4, & (2.10) \\ q_{10} = \eta_{S2} \Big/ \sum_i \eta_{Si} \times q_4, & (2.11) \\ q_{14} = \eta_{e1} \Big/ \sum_i \eta_{ei} \times q_{19}, & (2.12) \\ q_{16} = \eta_{e2} \Big/ \sum_i \eta_{ei} \times q_{19}. & (2.13) \end{cases}$$

ηを既知とし，枝部の流量 $q_6, q_{10}, q_{14}, q_{16}$を消去すれば，未知数は，$q_4, q_{19}, q_{23}, q_{24}, q_{25}$となり，式(2.2)—(2.4)と(2.6)—(2.9)の連立式を解けば未知数 P, q が求まる．

空調設備のシステム構成によって部材数や室数が変化するが，以上の手順に基づいて連立式が導かれる．分流比率係数ηはその部屋の室圧の変数であるが定常計算を行うので定数と見なせ，q_6, q_{10} に相当する枝部の風量も，q_4, q_{19}に置き換えることで消去できる．

抵抗の合成による解くべき変数の数について，図2-2a—2cを比較して説明する．図2-1aに示す空調系統では，構成要素は 25 である．抵抗の合成を行わない場合には，構成要素につき風量q ，部材の接点で圧力pとの2つの変数をおき，部材の接点での質量保存則と，式(2.1)などの部材の圧力損失と風量の関係式により解くこととなる．よって 式の数は，部材数の2倍となる．図2-2aの場合は，

$$NEQ = NRoom \times 18 + 11 \quad (NEQ \geqq 1) \tag{2.14}$$

となる$NRoom$ は部屋の数を示す．つまり，部屋の数が 2, 5, 20 の場合では，式の数は,それぞれ 47, 101, 371 となる．図2-2bのように直列部の抵抗係数の合成を行った場合は，部屋数が増えるごとに，式(2.6)に相当する部屋における風量収支の式と式(2.8), (2.9) に相当する部屋からの漏気抵抗の式が加わり，増えた分岐毎に分岐点での風量収支式と，キルヒホッフの第二法則に相当する分岐から部屋へつながる経路の式が必要になる．ダクトの分岐の数は，給気ダクトと排気ダクトがあるので部屋数の2倍とすると，解くべき連立方程式の数 NEQ は，

$$NEQ = NRoom \times 7 - 3 \quad (NEQ > 1) \tag{2.13}$$

となる．$NRoom$ は部屋の数を示す．部屋の数が 2, 5, 20 の場合では，式の数は,それぞれ 11, 32, 137 となる．

図2-2cのように並列部の合成を行った場合は，部屋数が増えた場合は，部屋数が増えるごとに，部屋における収支式(2.6)と漏気抵抗を表す式(2.8),(2.9)が増えることとなる．

$$NEQ = NRoom \times 3 + 1 \quad (NEQ > 1) \tag{2.14}$$

部屋の数が 2, 5, 20 の場合では，式の数はそれぞれ 7, 16, 61 となる．このように連立させる式が少ないため，収束性が向上し計算時間も短くできる．特に，室圧を既知とすると式(2.2),(2.3)は 1 変数の多項式であり容易に解くことができる．

ただし，抵抗Kは(2.16)式に示されるようにレイノルズ数（流量）の弱い関数であるから，陰的な収束計算(繰り返し計算)が必要である．また，ファンにより発生する圧力も図2-3 のように流量に依存するので，制御ダンパの開度などが変化するごとに，ファン特性曲線を用いた繰り返し計算が必要となる．本報では数値解法としてニュートン・ラプソン法を採用した．ここで示したシミュレーションアルゴリズムの適用範囲は，圧力変動が非圧縮性とみなせる範囲内である．また，室内での圧力分布も一様と見なせることが条件となる．

以上によって，本手法は，連立させて解くべき変数を大幅に減らすことが可能であり，連立方程式を簡素できるので，収束性が向上し，計算時間も短くできる．製薬施設のクリーンルームなど部屋数の多い場合に効果的である．

2.2.3 構成要素のモデル化

先に導いた等価回路網を用いた計算方法を実際のクリーンルームの空調設備にあてはめるために，空調設備の構成部材の基礎式を明らかにし，定式化を行う．

2.2.3.1 ダクト経路

ダクト経路上の部材の摩擦損失抵抗は，ダルシーワイズバッハを適用した．一般に空調設備では，気体の圧力変化が 3% 以内の非圧縮流体としてみなせる[2.7),2.16)]ので，ダクト内で生じる圧力損失$\triangle P(v)$と風速vの関係は，ベルヌーイの式から次のように表わされる．ただし，空気の密度は小さいので位置エネルギーは無視されている．圧力損失$\triangle P(v)$と風速vの関係は次のように表わされる．ただし，位置エネルギーの変化は動圧の変化に比べ十分小さいので無視されている．

$$\triangle P(v) = \frac{1}{2} k \rho v^2. \tag{2.15}$$

ここで，ρは密度，風速vである．部材がダクトの直管部分であれば，抵抗係数k はダクト径D とその部材の長さL と，粗度係数εとレイノルズ数Reにより求まる．

$$k_i = \lambda \frac{L}{D} \tag{2.16}$$

$$\lambda = 0.0055 \times \left\{ 1 + \left(20000 \times \frac{\varepsilon}{D} + \frac{10^6}{\mathrm{Re}} \right)^{\frac{1}{3}} \right\} \tag{2.17}$$

ここで，摩擦損失係数λ はムーディの近似式を用いた．ダクトが矩形の場合はダクト径として，等価直径を用いる．部材がエルボなどの変形ダクトやダンパなどの場合は，実験値[2.6),2.18)]から抵抗係数k が求まる．また，設計時点ではエルボの個数や変形ダクトの要否などが詳細に決まっていないことがほとんどである．その場合は，相当長を用いてもよい．フィルタや消音チャンバなどのその他の抵抗部材の場合は，メーカから抵抗係数k が提供される．

2.2.3.2 ファンの特性曲線

ファンの特性は，ファンによって発生する圧力(ファンの揚程と呼ぶ)$Pf(q)$ とダクトの風量qで関係づけられる曲線で示される．ここではファンの特性曲線(または，PQ曲線)と呼ぶ．ファンはモータの回転数が一定であれば，図2-3の太線で示すような特性曲線上で運転される．ファンの特性曲線のデータは，実際には離散的な数点で実験的に与えられる．本研究では，この離散点データをニュートン補間で近似する．つまり，データ数 $nDATA$ を次数とする風量qの多項式に近似する[2.19)]．

$$Pf(q) = c_{NDATA} q^{NDATA} + c_{NDATA-1} q^{NDATA-1} + \cdots + c_0. \tag{2.18}$$

ここで，c はニュートン補間で求まる係数である．この揚程$Pf(q)$ は，ファンが受け持つダクト経路の摩擦抵抗の合計に等しくなる．ただし，ダクトの開放端に圧力差dP_{OPEN} が生じている場合は加味する必要がある．その結果，式(2.19)が導かれる．

$$Pf(q) = dP_{open} + \triangle P(v). \tag{2.19}$$

図2-3の細線はダクト経路の摩擦抵抗$\triangle P(v)$を示し，ファンの特性曲線との交点Aがファンの運転点となる．式(2.19)は式(2.2),(2.3)に相当し，点Aでの風量と圧力で成立する．

坂東[2.8)]が示すように，このファンの特性曲線は，ダクト系の風量に対する寄与が大きいため，空調システムの動的な特性を解析するためには，できるだけ厳密に表現する必要がある．坂東[2.8)]は3次の多項式で示した．山崎ら[2.1),2.8)]はその解法の特徴から2次式としたが，本研究では式(2.18)に示すように高次でも比較的容易に解を求めることが可能であるため

次数を制限する必要はない．ただし，ファンの性能曲線としてメーカから提示されるデータはせいぜい6点程度であり，本研究ではニートン補間を用いているため，最高次数はデータの点数となる．

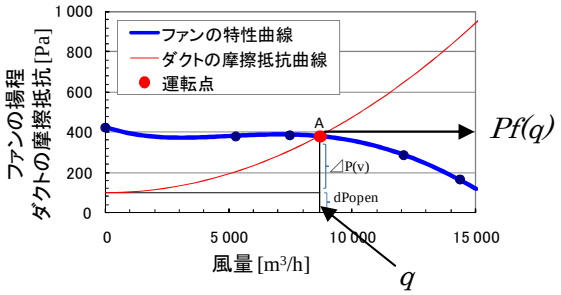


図 2-3 ファンの揚程および摩擦損失抵抗と風量の関係

（ 太線はファンの特性曲線であり，細線は摩擦抵抗曲線を示す．）

2.2.3.3 室圧と漏気の関係

室圧は式(2.21)により，その対象となる部屋からの周囲への漏気量と関係付けられている[2.13),2.14),2.20),2.21),2.22)]．

$$dP_{rij} = \frac{1}{2}\zeta \ \rho \ \cdot (q_{leaki,j} / A_{ij})^n \qquad (2.21)$$

ここで，dP_{rij} は部屋iと部屋jの差圧であり，q_{leak} は室間の隙間から洩れる漏気量である．図2-2aの q_{23}，q_{24}，q_{25}に相当する．A_{ij} は部屋i から部屋j へ漏気する隙間の面積であり，壁と天井や床の隙間，壁を貫通する配管・ダクトとの隙間などを含んだものである．ζは開口の圧力損失係数である．n は定数である． ASHRAE[2.13)]やWei[2.14)] は実験により，n = 1.3 と示している．図2-4に著者らが実験によって得られたデータをプロットした結果を示す．また，n = 1.3 (ζ = 1)として式(2.21)により計算した値を実線でプロットした．計算結果は実験値とよく一致しており，本研究では n = 1.3, ζ = 1 を採用した．式(2.4)(2.8) (2.9)は式(2.21)から導かれる．

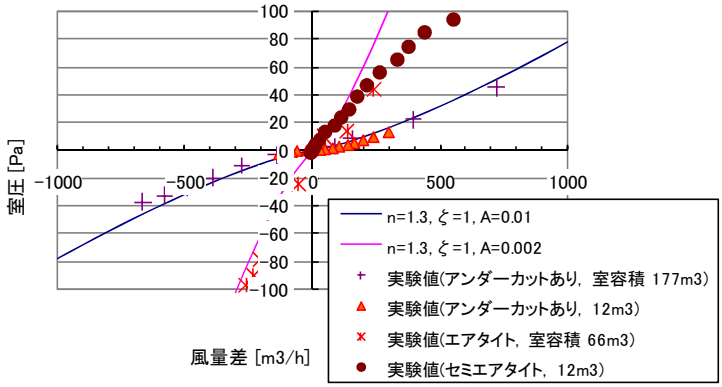


図2-4　室間の漏気と室間差圧の関係

また，一方で室間の差圧は次式として表わされる．

$$dP_{ri,j} = P_{ri} - P_{rj}, \quad i \neq j. \tag{2.22}$$

ある部屋の漏気風量の合計は，その部屋への給気排気量の差に等しい．つまり，

$$\sum \left(q_{\sup pliy} - q_{exhaust} \right) = \sum q_{leak} \tag{2.23}$$

この式は，室を中心とした質量保存則で，キルヒホッフの第一法則で示されている．式(2.23)は式(2.6)(2.7)に相当する．Wei[2.14]は，静的な状態で各室圧Prが既知のときに漏気風量qを求める方法を示している．ここで示した方法は，Wei の方法を動的に給排気風量が変化した場合に適用できるように拡張したものである．

2.2.3.4 制御部材・制御機器のモデル化

1) 室圧制御における制御部材・制御機器

室圧に対する空調設備の自動制御としては，ダンパ制御，ファンのインバータ制御[2.23]などがある．また，パッシブな動きとして差圧ダンパがある．ダンパ制御は，設定値に対して一定の風量を維持するためのもの，要求風量の変化に対応するためのもの，検出圧力が一定となるためのものなどがある．用途に応じて，それぞれ 定風量装置(CAV: Constant Air Volume unit)，変風量装置(VAV: Variable Air Volume unit)，圧力調整ダンパ(PCD: Pressure Control Damper) と呼ばれており，検出値と設定値との偏差に応じたダンパ制御装置である．ここでは，室圧制御を行う場合に，制御機器・制御部材について念頭に置くべき事項をまとめる．

空調設備の制御機器の動作のサイクルタイムは1秒程度であるのに対し，ダクト系の圧力変化は1秒より十分小さい瞬間で伝搬するので，シミュレーション上では自動制御は圧力変化に対して陽的に解くことが可能である．そのため，例えばダンパ制御装置が動作した場合，図2-1bの時間経過処理において自動制御によるダンパ開度の変更などが反映され，その結果，ダクト系の抵抗係数が変化することで表現される．

2) 差圧ダンパ（リリーフダンパ/バロメトリックダンパ）

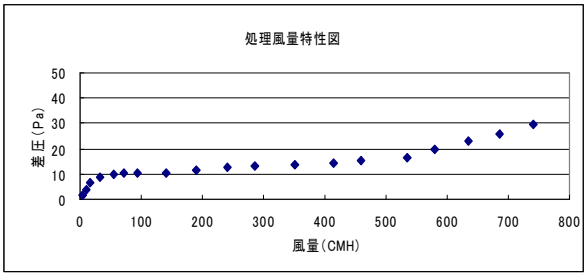
差圧ダンパは，リリーフダンパ・バロメトリックダンパと呼ばれ，部屋の間仕切り壁に設置されるものである．片方向のみに開くダンパ構造になっており，二室の差圧に応じてダンパ部分が開いてゆく．形状は図2-5a,b,cのように，ダンパの羽根がスイングして重り(錘)と平衡を取るタイプと，e,f のようにバネなどを利用し羽根が平行移動するタイプがある．この他にも，重力を利用したフロート式[2.24),2.25)]提案されている．

図 2-6 は図 2-5 に示した差圧ダンパの特性曲線であり，差圧と通過風量の関係を示している．いずれの場合も，1)差圧が小さい部分では上に凸の曲線となり，つづいて，2)差圧に対してフラットな部分(フラット特性)，それを過ぎて 3)右上がりの部分となる三つの変化特性を有している．1)は羽根が全閉から開き始めるまでの状態である．2)フラットな部分では，室間に流れる風量に対応して羽根が自然に稼働している範囲であり，室圧が一定に維持できる範囲であることを示している．3)は羽根の稼働できる限界を超えたところで，羽根が最大限開いているため開口形状の変化がなく，摩擦抵抗一定となり二次曲線を描く．この曲線の範囲では圧力を維持する効果はない．

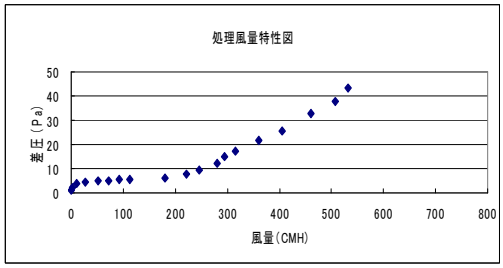
つまり，差圧の維持に適しているのは，フラット特性を示す範囲内で動作している場合となる．

a)　　b)　　c)　　d)　　e)

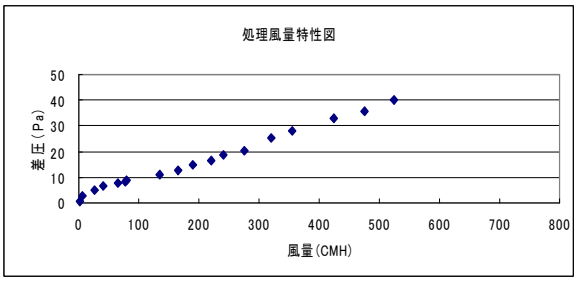
図 2-5 バランスダンパの外観例



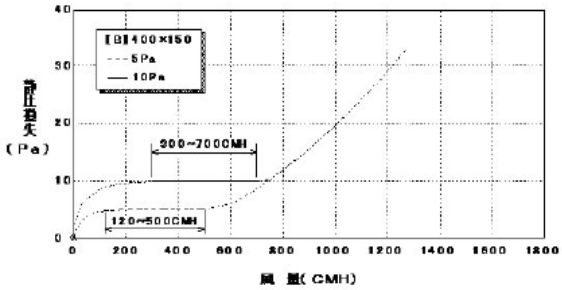
a)



b)



c)



d)

図 2-6 差圧ダンパの特性曲線(差圧と通過風量の関係)

特に，図 2-5a, b のタイプを想定したモデル化について説明する．1)羽根が全閉から開き始めるまでと 2)風量に対応して羽根が自然に稼働している範囲は，次に示すモデル A として考える．3)羽根の稼働できる限界を超えた場合は，モデル B として考える．

・モデル A

差圧ダンパの前後の圧力変化を図 2-7 とする．高圧側の圧力 P_1は，差圧ダンパ内で圧力勾配が α の減衰率で解消され，$P_3 = \alpha P_1$ となる．このとき，差圧ダンパの羽根の低圧側面には，低側の圧力 P_2(ここでは，0 Pa として扱う)がかかるとする．この時，差圧ダンパの羽根を押し上げる力 F_pは，

$$F_p = (P_3 - P_2) \times A_0 = \alpha P_1 A_0 \tag{2.28}$$

ここで，A_0 はダンパの羽根面積である．次に，差圧ダンパの羽根に対して垂直にかかる力は，図 2-8 に示すように $mg\sin\Theta$ であり Fp と吊合うので，

$$mg\sin\Theta = \alpha P_1 A_0 \tag{2.29}$$

ここで，差圧ダンパを通り抜けた圧力 P_3が開放される面積 A_1 は，図 2-8 から，

$$A_1 = 2\, A_0 \sin(\Theta/2) \tag{2.30}$$

このとき，開放面 A_1 の通過風速は，漏気抵抗の式(2.21)から導かれる．

$$\alpha P_1=\zeta\rho\,(Q/A_1)^n \tag{2.31}$$

ここで，$\zeta = 1$, $\rho = 1.2$, $n = 2$ とした．ただし，式(2.28),(2.29),(2.30),(2.31)は，物理的な開度の限界値 Θ_{limit} 以下で成立する．ここで，$\Theta = \Theta_{\mathrm{limit}}$ の圧力 P_3 を P_{limit}, 開放面積 A_1 を A_{limit} とする．

$$Q_{\mathrm{limit}} = A_{\mathrm{limit}}\,\{\alpha P_1 / (\zeta\rho)\}^{(1/n)} \tag{2.32}$$

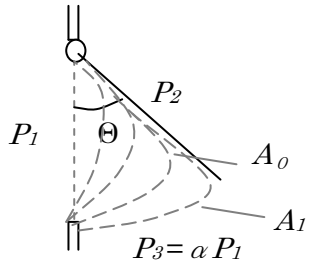


図 2-7 差圧ダンパ周囲の圧力分布

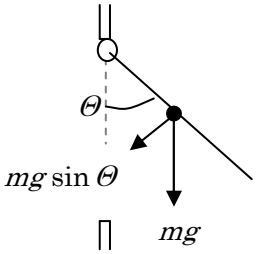


図 2-8 差圧ダンパの羽根にかかる力

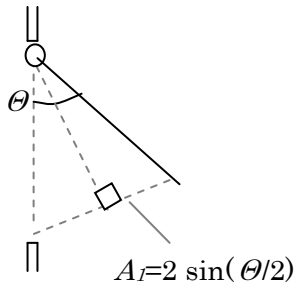


図 2-9 開放面積 A_1

・モデル B

P_1 が Θ_{limit} 以上の開度を必要とする場合でも，開放面 A_1 では P_{limit} までにしか圧力降下が起こらない．その為，$\alpha(P_1 - P_{\mathrm{limit}})$の圧力が開放面 A_1 にさらにかかるので，差圧ダンパの通過風量 Q は，

$$Q = A_{\mathrm{limit}}\,\{\alpha P_1/(\zeta\rho)\}^{(1/n)} \tag{2.33}$$

とする．

モデル A, B を用いた計算例を図 2-10, 2-11 に示す．このモデル化におけるパラ―メータの感度解析について以下のとおりであり，実際に即している．

・開度の限界 Θ_{limit} が変化する場合，差圧が変化しにくいフラット特性の風量範囲 Q_{limit} に影響する．1)には影響しない．単に曲線 1)－2)と曲線 3)の切替地点が変化することと対応している．

・重りの重量 m が変化する場合，フラット特性 2)となる圧力 P_{limit} に影響する．重りの調整で設定差圧を調整できることに対応する．

・蓋の面積 A_0 が変化する場合，処理風量が比例して大きくなる．結果として，3)の傾き dP/dQ に影響する．

・差圧ダンパ内の圧力降下度合いを示す α が変化する場合，P_{limit} に影響する．α は，差圧ダンパでの摩擦損失抵抗を示し形状に応じて決定する．

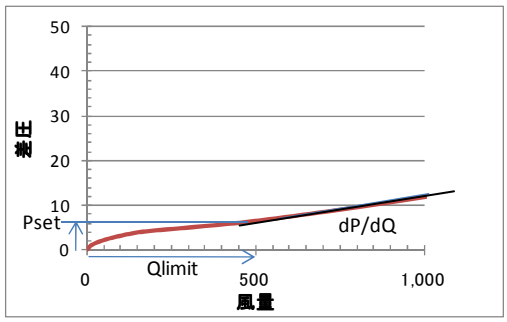
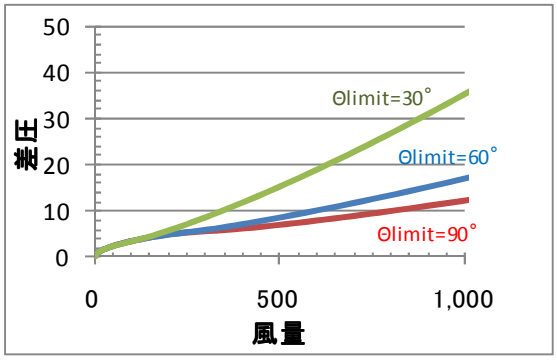
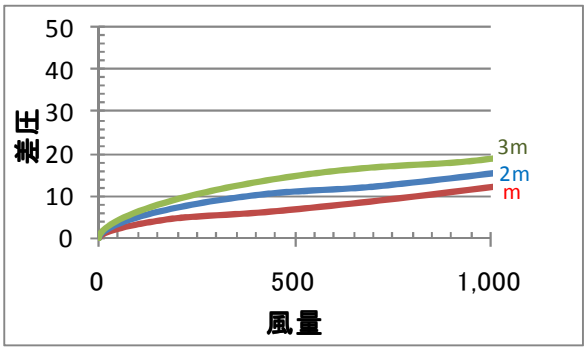


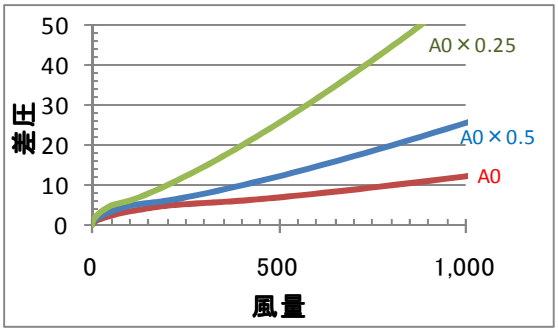
図 2-10　モデル A,B を用いた差圧ダンパの特性曲線の計算例



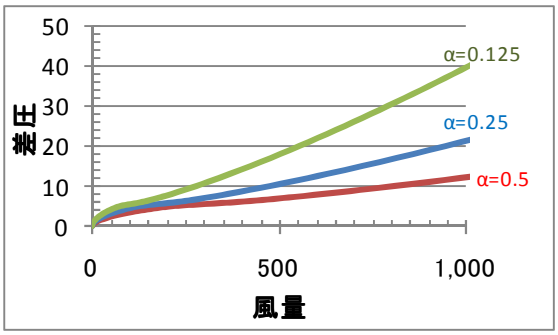
a) 羽根の限界角度 Θlimit が変化した場合
圧力上昇が激しくなる風量/差圧が変わる



b) 重りの重量 m が変化した場合
フラット特性を示す圧力 $Pset$ が変わる



c) 最大の有効面積 A_0 が変化した場合
通過風量が変わる



d) 差圧ダンパ内の圧力降下率 α が変化した場合，通過風量が変わる

図 2-11　パラメータの感度解析

3) ファンの回転数制御 (インバータ制御)

ファンのインバータ制御は省エネルギーの観点から導入されることが多く[2.23]，インバータで回転数を変更すると，回転数の比に対して，風量は比例し，吐出圧は回転比の二乗，軸動力は三乗に比例して変化することが知られている．

室圧制御を行っている空調設備では，ダクト系全体の脈動を抑えるため，給気ファンの吐出側のダクト静圧と，排気ファンの吸込み側のダクト静圧を一定にするインバータ制御(ダクト静圧一定制御)が用いられる場合もある(図2-12).

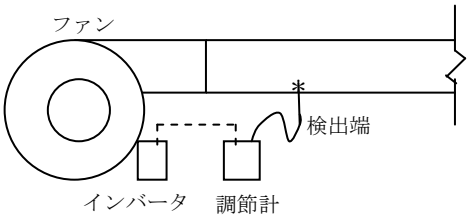


図 2-12　吐出側のダクト内静圧一定制御の構成例

4) 定風量装置 CAV (Constant Air Volume unit)

定風量装置は，ダクト通過風量を一定に保つために用いられる．前述(1.3 室圧制御と実現方法)のように，機械式と電子式のものがある．機械式のものは，風圧に応じてダンパが閉まる構造であるが，風圧を受ける部分の抵抗が大きいため，所定の前後差圧が必要となる．電子式のものは，ベーン式，差圧式，渦式などの方法で風速を検知し，演算処理でダンパが開閉する仕組みである．風速の検知の精度や検出値の振れのためと，本来，温調用に開発されたものであるため，緩慢に動作する(90―150 s/FS (FS:Full Scale, FS/s:全開から全閉までの動作時間))．多くのもは，単速度動作である．クリーンルームでは，1)クリーンルーム内の熱負荷の主たるものが生産装置であるため熱負荷処理のための空調空気がほぼ一定であることと，2)浮遊粒子濃度を一定以下に常に保つ必要があるため，給気風量を所定の換気回数に維持することが求められている場合が多く，定風量装置を給気側に用いることが多い．また，ダクト末端に高性能フィルタ(HEPA フィルタ)を用いるため，高性能フィルタの目詰まり分の圧力損失を CAV で確保しておき，目詰まりに応じて CAV が開くことで，ダクト枝部分での圧力損失が一定になるように計画されることが多い．

また，夜間モードなど非生産時に給気風量を落とすため多段の設定値を持つ CAV や VAV を用い，設定値の変更を行う場合もある．

5) 圧力調整ダンパ PCD (Pressure Control Damper)

室圧制御においては，前述(1.3 室圧制御と実現方法)のように室内の圧力を一定に維持する必要性があり，追従性がよく調整が比較的容易なPCDによる制御が近年多く採用されつつある．本研究でも，給気側を一定風量とし圧力調整ダンパで室圧制御を行うシステム構成を基本的な室圧制御用の空調設備として取り扱う．PCDは，室内の圧力を常時検出し，ダンパ開度を制御するものである．室圧制御は応答性が瞬時であり，オフセットが生じにくいことからP制御を用いるのが通例である．ダンパの応答速度は, 30 s/FS程度である．

2.2.3.5 外部環境影響，タイムイベント

外部要因が変化するのに対応したシミュレーションを行うために，外部要因の変化をタイムイベントとして与える．タイムイベントとしては，扉の開閉，外風変動，非生産時に給気風量を下げるモード切替え操作などがある．タイムイベントの例を次に挙げる．

扉が開く場合，図 2-13 のように扉の開口面積が時間経過とともに変化し，式(2.23)の隙間面積に加算される，結果として扉が開くと室間の差圧がゼロになる．図 2-14 は空調設備のモード変更操作が行われた場合を示し，CAV の風量の設定値の信号変更が結果としては制御機器の抵抗係数として表わされる．図 2-15 はファンの起動と停止を示し，ファンの特性曲線が拡大･縮小する. 図 2-16 は屋外の静圧 Poa (図 2-2 の P_1, P_{22} に相当)の変動を示す．

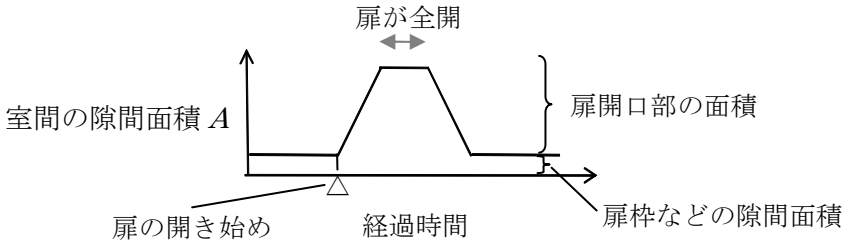


図 2-13 扉の開閉を表すタイムイベントイメージ

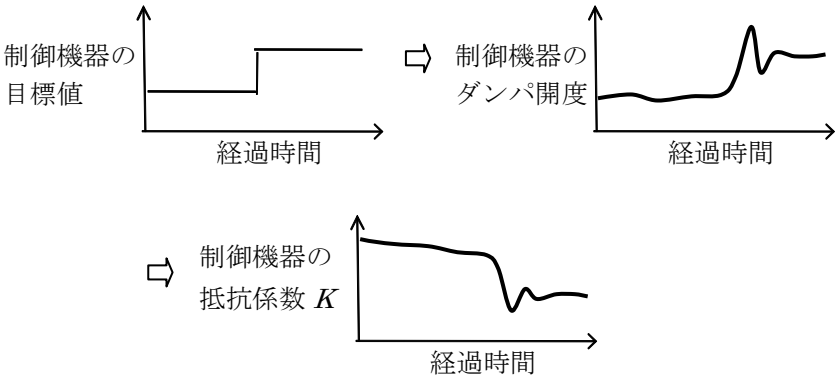


図 2-14 モード変更を表すタイムイベントイメージ

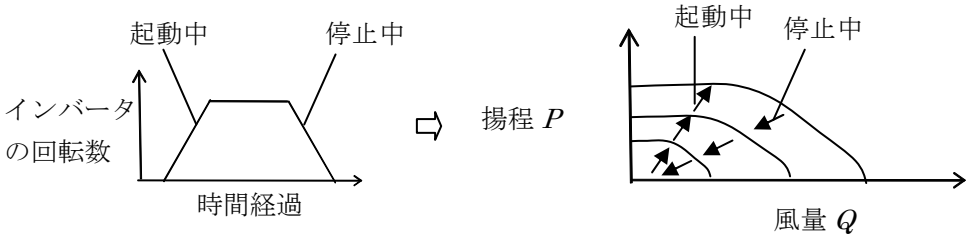


図 2-15 ファンの起動と停止を表すタイムイベントイメージ

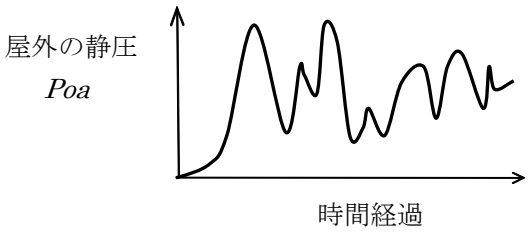


図 2-16 屋外の風による静圧変化を示すタイムイベントイメージ

2.3 本章のまとめ

本章では，外乱発生時の空調設備の挙動と室圧変動を再現するため，管路と圧力制御室の室圧制御特性を等価な電気回路網に置き換えるシミュレーションアルゴリズムを構築した[2.26),2.27)]．また，等価回路を構成する空調設備の部材やクリーンルームの室圧変動については，個々にモデル化の方法を示した．さらに，室圧制御において留意すべき制御機器の動作や外部要因の変化の表現の仕方について示した．本章で構築したアルゴリズムをもとに，第 3 章から第 5 章で紹介する外乱への対策方法を評価してゆく．

参考文献

2.1) 山崎一彦，後藤立夫，山崎均，「室・ダクト系の空調システムシミュレーション」，空気調和・衛生工学会論文集 (1998)，No.70，pp. 9-19.

2.2) 小池隆允，立野繁之，松山久義，「空調系の室圧変動トラブルの未然防止に関する研究」，電子情報通信学会技術研究報告 (2005)，R 信頼性，Vol.105，No.376，pp.17-20.

2.3) 中原信生，朱頴心，「空調システムの動的シミュレーションの動向とその意義」，空気調和・衛生工学 (1994.3)，pp.161-170.

2.4) 渡邊剛，「動的シミュレーションプログラム HVACSIM+(J)」，建築設備と配管工事 (2003.10)，pp.54-58.

2.5) 鄭明傑，西谷義彦，林茂広，中原信生，「動的シミュレーション HVACSIM+の再現性の検証とパラメータの調整に関する研究」, 空気調和・衛生工学会論文集 (1999), No.75, pp. 39-48.

2.6) 日本機械学会編，「技術資料　管路・ダクトの流体抵抗」 (2004)，日本機械学会.

2.7) 木内龍彦,「節点解析法による管路網の定常流計算」, 日本機械学会論文集(B 編) (1991-8), Vol.57，No.540，pp.2784-2790.

2.8) 坂東修，「Ecxel で解く配管とポンプの流れ」 (2008)，工業調査会.

2.9) 山崎尚，山崎均，山下一彦，「変風量方式により室温・温度・室圧を制御した空調シミュレーション」，日本建築学会計画系論文集 (2001)，No.548，pp.37-43.

2.10) 佐久間正芳，上杉直樹，丹治順一，「原子力空調設備の動特性解析シミュレータ」，日本原子力学会 (1993) 秋の大会予稿集，p.38.

2.11) 佐久間正芳，木下雅史，高橋稔，杉原義文，大島昇，「多室間差圧制御システムに関する研究(その 1)」，第 19 回空気清浄とコンタミネーションコントロール研究大会 (2001)，pp.113-114.

2.12) 田中真，「バイオロジカルクリーンルームにおける換気設備の圧力解析手法」，第 27 回空気清浄とコンタミネーションコントロール研究大会 (2009)，pp.25-28.

2.13) American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ed., *ASHRAE Handbook-Fundamentals* (2009), Chapter 16, 14 Residential Are Leakage.

2.14) Wei, S., "Quantitative Multistage Pressurizations in Controlled and Critical Environments", *ASHRAE Transactions* (2004), Vol.110 Part.2, pp.759-769.

2.15) 平間一歩，田中伸宏，三宅孝之，立野繁之，松山久義，「空調設備における室圧制御系設計審査用シミュレータの開発」, 電子情報通信学会技術研究報告 (2007), R 信頼性, Vol.107, No. 270，pp.31-36.

2.16) JIS B8330 送風機の試験及び検査方法.

2.17) Yamaguchi, T., Kaga, A. and Kondo, A., "Prediction Technique for Pressure Change in Rooms by Using an Equivalent Circuit Network", *JSME Technical Journal* (2010), Vol.5,

No.2, pp.444-455.

2.18) ASHRAE, *Handbook-Fundamentals* (2009), Chapter 21 Duct Design.

2.19) 松本博,「多数室換気計算法におけるファンの特性曲線近似について」, 日本建築学会 東海支部研究報告集 (1990), Vol.28, pp.301-304.

2.20) 空気調和・衛生工学会便覧. 第 2 編 環境計画 3.3.1 執務・居住環境計画, p.500.

2.21) Anderson, S. "Control Techniques for Zoned Pressurization", *ASHRAE Transactions* (1987). Vol. 93, Pt. 2, pp. 1123-1139.

2.22) Coogan, J. J, "Effects of surrounding spaces on rooms pressurized by differential flow control", *ASHRAE Transactions* (1996), Vol. 102, Pt. 1, pp.18-25.

2.23) ASHRAE, *Handbook-HVAC Applications* (2007), Chapter 46 Design and application of controls.

2.24) 大谷光幸, 大野貴志, 中村慎二, 篠原克明,「フロート式差圧調整ダンパによる室圧制御と室内気流清浄の検討」, 第 20 回空気清浄とコンタミネーションコントロール研究大会 (2002), pp.62-65.

2.25) 中村慎二, 大野貴志, 大谷光幸,「微小差圧設定可能な差圧保持ダンパの開発」, 三建設備工業(株) つくば総合研究所 研究報告 (1999), No.6, pp.39-46.

2.26) 山口太朗, 加賀昭和, 近藤明,「空調シミュレータ」, 日本国特願第 2010-021874 号(2010).

2.27) 山口太朗, 古川悠,「変動データ演算装置」, 日本国特願第 2010-173404 号 (2010).

APPENDIX

1) ダクト系の直列部での抵抗の合成

ダクト経路内で直列の部分については，抵抗を合成することができる．ダクト径が均一であれば，合成抵抗の係数kは，各エレメントの抵抗k_iの単純な合計となる．

$$k = \sum k_i. \tag{2.32}$$

ダクトの径が経路途中で変化する場合，このとき，ダクト系が基準面積A_0であった場合に相当する k'_i を求め，式(2.32)にk_iに代用して適用する．

$$k'_i = (A_0/A_i)^2 \bullet k_i. \tag{2.33}$$

2) 開放端に圧力差があるダクト系の並列部での抵抗の合成(各部屋への分岐部)

実際の空調設備のダクト系は，複数の部屋への給排気を担うことが多く，分岐が発生することが一般的である．つまり，ダクト系は一般に開放系であり，樹状構造となる．我々の手法では，枝部分の抵抗係数を合成することで，ダクト系の計算を単純化している．

抵抗係数の合成は，電気回路に比して考える．電流Iが電圧Eの1/2 乗に比例する場合，図2-17に示す並列回路の抵抗R は次のように合成される．

$$I = E^{1/2} / R. \tag{2.34}$$

変数の添え字を，各枝部に対してi を与え，合成後の変数の添え字を0とするとき，

$$I_0 = \sum I_i = E^{1/2} \bullet \sum 1/R_i \tag{2.35}$$

$$1/R_0 = \sum 1/R_i \tag{2.36}$$

ここで，$1/R_i$ をη_i とおくと，式(2.37)(2.38)(2.39)が成立する．

$$1/R_0 = \sum \eta_i \tag{2.37}$$

$$\frac{I_i}{I_0} = \frac{1/R_i}{\sum_j 1/R_j} = \frac{\eta_i}{\sum_j \eta_j} \tag{2.38}$$

$$I_i = \frac{\eta_i}{\sum_j \eta_j} I_0 \tag{2.39}$$

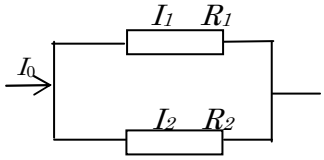


図 2-17　電気回路における抵抗の合成

つまりηを求めることで，各分岐部の流量(電流)の比率が計算できる．

ダクト系における合成の手順を，図2-18を例に説明する．分岐前の圧力P_0と開放端の圧力P_i は，抵抗係数k_iによって次の式(2.40)のように表わされる．ここで，開放端の圧力P_iは例えば，室圧である．また，風速v_iと風量Q_iの関係は式(2.41)で表わされる．

$$\frac{1}{2}\rho k_i v_i^2 = P_0 - P_i \tag{2.40}$$

$$q_i = A_i v_i \tag{2.41}$$

よって

$$P_0 = \left(k_i + \frac{P_i}{\rho\, v_i^2/2} \right) \bullet \frac{1}{2}\rho \left(\frac{q_i}{A_i}\right)^2 \tag{2.42}$$

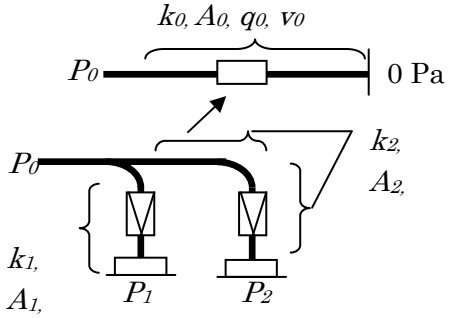


図 2-18　ダクト系における抵抗の合成

q_i について解くと，

$$q_i = P_0^{1/2} \Big/ \left\{ \left(k_i + \frac{P_i}{\rho\, v_i^2/2} \right) \bullet \frac{1}{2} \rho (\frac{1}{A_i})^2 \right\}^{1/2} \tag{2.43}$$

ここで，風量q_i を電流，圧力P_0 を電圧と読み換えると，式(2.39)(2.43)より合成抵抗k_0 は式(2.44)となる．

$$k_0 = \left(\frac{A_0}{\sum \eta_j} \right)^2 \tag{2.44}$$

ただし，

$$\eta_i = \frac{A_i}{\sqrt{k_i + 2P_i/(\rho\, v_i^{\,2})}} \tag{2.45}$$

となる．η_i を流量比率係数と定義すると，式(2.39)より枝部の風量は式(2.46)となる．

$$q_i = \frac{\eta_i}{\sum_j \eta_j} \bullet q_0 \tag{2.46}$$

流量比率係数η_i は開放端の圧力P_i, 枝の風速v_i の関数であるので，ある部屋の室圧変動が隣の部屋の風量に影響することを式(2.45)(2.46)は示唆している．

第３章　扉の開閉への対策手法と評価

3.1 序論

3.1.1 背景

室圧制御を行っているクリーンルームの扉を開閉すると，大きな室圧変動が起きることが知られている[3.1),3.2),3.3),3.4)]. 扉開閉操作は, 室内の運用時に最も頻発する外乱要因であり，隣室との圧力勾配は維持できなくなり，クロスコンタミネーションのリスクが生じるため，特に BCR を対象とした，汚染状況の把握や制御についての多くの研究がある.

ICR の場合は，汚染源とみなされる対象が浮遊粒子・金属・酸・アルカリ・有機物(接着剤やシール材の成分)などと外気由来または建築材料由来[3.5)]である．また，クリーンルームの室容積が比較的大きく，前室を設けることによる圧力変動の緩和対策がされており，生産装置のアイソレート化(周囲雰囲気との隔絶化)が進んでいるため，扉開閉による瞬間的な室圧変動は許容されている場合も多い.

一方 BCR の場合，真菌と菌，他のラインで使用している粉体成分[3.6)]などが汚染物となる．真菌は外気由来が主体であるため，外気を HEPA フィルタに通すことでほとんど除去できるが，細菌は人間の活動範囲との関連が高く[3.7)]，他のラインの粉体成分と伴に廊下を通じて侵入，つまり，扉開閉時に侵入する可能性が高い．前室は室圧変動を緩和する効果はあるが, 塵埃や浮遊粒子の移送を完全に妨げる効果は期待できない. 実験動物施設では，BCR である飼育室の実験動物自体が発塵源であり，飼育室につながるクリーン廊下へ流出することを制限しなければ，他の BCR である飼育室が汚染される．その他に，BCR で扉の開閉操作が着目される理由として，①比較的小さな部屋に区切られているため，すべての部屋に前室を設置することは容易ではないこと，②製薬施設やバイオセーフティ施設などでは，室圧のモニタリングが生産活動の品質保証・安全保障のための管理対象であり，瞬時の逸脱でも施設管理者には対処が求められることなどがある.

3.1.2 扉開閉に伴うクロスコンタミネーションのリスク

室圧の設定値が異なる室間の扉が開閉された場合に生じる問題を整理する.

1）扉開放中の気流

1.2 節(1.2 室圧計画による室間気流の管理)に述べたように，クリーンルームでは清浄度の異なる室間に室圧の差を設け，その圧力勾配によって室から出入りする気流の方向を制御している．扉が一旦開かれると，扉開口部での圧力勾配が解消され，隣室空間とほぼ同一の室圧となる．圧力勾配がほとんどない扉開口部近傍の気流は，その方向が定まらず気流の混合が起こり(後述，写真 3-2)，扉開放中に扉開口部を通じた粒子の移送が起きる[3.8)].

また，扉を開く際に扉自体のスイング動作が渦流を起こし[3.9),3.10),3.11)]，さらに，室内空気を誘引することで圧力変動を起こす[3.12),3.13)] (後述，写真 3-7)．さらに，人や物品が扉開口部を通過するのに伴って気流が乱され，後流に渦が発生する(後述，図 3-38)．人や物品自体に付着して持ち込まれる汚染物もある.

2）扉閉鎖直後の室圧変動

図 3-1 のようなオーバーシュートと呼ばれる偏差解消時に設定値を大きく超える圧力の変動が，扉を閉止した直後に生じる[3.1), 3.2), 3.3)]．大きな変動に付随して，さらにハンチング

動作を起こす場合もある．

このオーバーシュートは，室圧制御を行う制御機器が適切に動作しないために起きる．扉を開放した状態では，扉開口部を通じて気流が出入りするので，室圧を設定値に制御することができない．そのため，操作対象であるダンパの開度は最大限あるいは最小限の位置まで移動することになる．この状態から扉が閉まると，扉が閉まりきった瞬間には，操作対象であるダンパの開度は，最適値から大きく離れ，高清浄側では，過剰な給気で室圧が極端に上がる．逆に低清浄側では，過剰な排気となり極端に室圧が下がる(後述，図 3-33)．

また，室圧が極端に設定値から外れることは，隣室との室圧の差が逆転するなどクロスコンタミネーションのリスクを高める[3.14]だけでなく，隙間へ圧力勾配が集中することにより強い気流を生じさせて，大きな摩擦や局所的な応力の発生により，シールを破損させるなど構造体の劣化を招く可能性がある．

3) 気流の変動

室内に大きな気流の変動が発生する現象は，室圧が大きく変動することを別の視点から捉えた問題である．大きな室圧変動が起きるということは，室内の圧力分布が変動し，室内の流れ場全体が大きく変化していることを意味する．定常状態に保たれていれば，生産ラインから遠く外れた区域で，わずかに滞留する塵埃があっても問題にならない．しかし，流れ場が大きく変わると，定常状態では問題とならなかった区域の気流をかき回し，塵埃が巻き上がり[3.15]，部屋全体に広がるなどのリスクが大きくなる[3.8]．

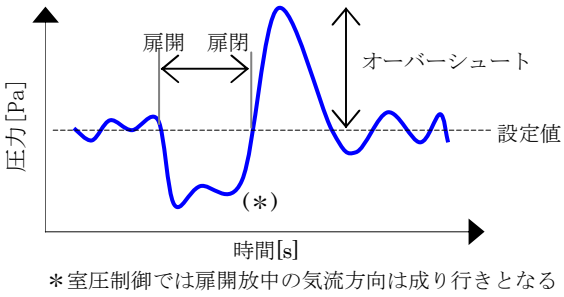


図 3-1 扉の開閉により生じる室圧変動の例

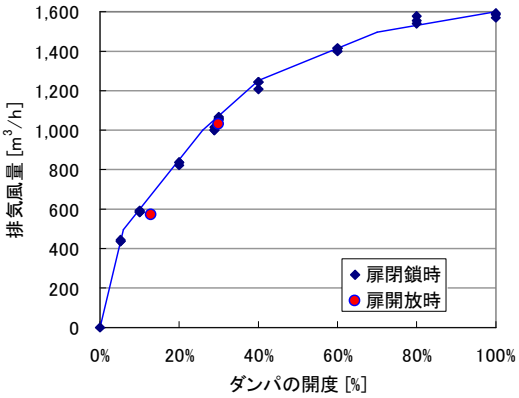


図 3-2 室圧制御用のダンパ開度と排気風量の関係例

3.1.3 既往の研究と既往の対策手法

藤井ら[3.7]は手術室内の浮遊粒子に着目し，扉開閉に伴い浮遊粒子の濃度が 10 倍程度に上昇することを報告している．松本ら[3.16]は前室の有無により浮遊粒子の移送量が 30%に低減されると報告している．本田ら[3.6]は，固形製剤の成分が，扉開閉に伴い廊下へ移送する量を定量的に評価しており，その移送量は室間の設定室圧によらないことを示した．

Wiseman[3.9]は，扉の開閉に伴う渦の発生に着目し，松平・杉原ら[3.10),3.11]は，PIV による可視化によりその渦の動きを明らかにした．瀬野ら[3.12]，田中[3.13]は扉のスイング動作に伴う圧力変動の特性と，逆転気流による空気の流入出の存在を報告している．いずれの報告も扉の開閉時には，室間差圧が崩れ，隣室とのクロスコンタミネーションが発生すること

を示している．

対処方法としては，Wiseman[3.9]は前室の設置を，大曲ら[3.17]，茂木ら[3.18]は，扉開口部に一方向の気流を形成させることを推奨しており，多田野[3.18]はその風量を 200―400 m³/h と提案している．

また，大野ら[3.2]，広川[3.4]は，扉を閉めた直後に大きな圧力変動が生じることを示し，助宮[3.1]，村江ら[3.3]，山口ら[3.20]は，扉開放時に隣室との差圧が解消してしまうために制御機器の過剰応答が起こり，その結果，室圧変動が生じることを示した．櫛山ら[3.14]は大きな室圧変動で室内が負圧になった場合，室外の粉塵が侵入することを報告している．Dale[3.21]，助宮[3.1]，柴田[3.22]，大野ら[3.2]，米津ら[3.23]は，扉の開放中において，ダンパの制御を停止する，または変化の幅が小さくなるようにする方法を提案している．しかし，これらの対処方法では，扉閉止後の室圧の極端な変動を防ぐことはできるが，扉開放中に気流が扉の開口部を出入りすることを抑制できないため，クロスコンタミネーションのリスクを緩和できない．

本研究では，扉開放中には一方向の気流を生じることでクロスコンタミネーションのリスクを軽減し，扉閉止後の圧力変動も緩和できる新しい制御方法について示し，その有効性について検証する．

3.1.4 言葉の定義

1）室圧制御と風量差制御

ここで，室圧制御と風量差制御の定義を改めて述べておく．ただし，給気風量は常に一定となっていることを前提とする．

・「室圧制御」

室圧を管理対象とし，ダンパ開度の操作により，排気風量を変更して，室圧が設定値となるようにするフィードバック制御を室圧制御とする．

・「風量差制御」[3.24]

排気風量を一定に保ち，給気風量との風量差を確保する制御を風量差制御とする．室圧を精度よく一定に保つことはできない．図 3-2 に排気側のモータダンパ(MD ；motorized damper)の開度と排気風量の関係の一例を示す[3.25]．給気風量が一定の場合，扉の開閉の状態にかかわらず，ダンパの開度に応じて，排気風量がほぼ一定の値を示すことが分かる．つまり，室圧に関わらずダンパの開度を所定の値に保つ制御は，一定の給気と排気の風量差を制御でき，本報では風量差制御と同等と位置づける．

2）安定開度

図 3-2 から，室圧制御を行う場合に給気風量が変化しなければ，室圧制御側のダンパ開度もある所定値付近に保つことで，室圧が安定することが分かる．この状態の室圧制御側のダンパ開度を以下，「安定開度」と呼ぶ．また，安定開度の状態では，室内の給気風量と排気風量が室圧を一定に保つ程度のわずかな差で収支がとれているため，扉が開閉されても，扉閉鎖直後の室圧の極端な変動やオーバーシュートが生じにくい[3.1),3.2),3.20),3.21),3.22),3.24]．つまり，扉が完全に閉まり切る直前に，ダンパの開度をこの安定開度とすると室圧の大きな変動を緩和できる．

3）扉通過風速と扉通過風量

扉開口部を通過する風量は，室内の給気風量と排気風量の差により制御できる[3.26]．安定開度の状態では，後述の写真 3-2 で示すように扉開口部の気流がほとんど方向が定まっらな

いことから，安定開度の状態での給排気の風量差を基準として位置付ける．扉が開放している場合に安定開度における風量差より，給気風量と排気風量の差を大きくとることで生じる扉を通過する風量を「扉通過風量」と定義する．給気風量が一定の条件下では，扉開放中の排気風量と，安定開度における排気風量の差を「扉通過風量」と見なすことができる．また，扉開口部での平均風速(以下，扉通過風速)は，扉通過風量を扉開口部の面積で割った値と定義する．

3.1.5 本章の目的

本章では，扉開閉における室圧変動を抑制し，クロスコンタミネーションのリスクを軽減する方法を提案し，その有効性について評価する．

3.2 扉開閉への対策手法

3.2.1 対策方法の方針

扉開閉への対策として着目されるのは，3.1.2 節(3.1.2 扉開閉に伴うクロスコンタミネーションのリスク)に示したように，1) 扉開放中の気流，2) 扉閉鎖直後の室圧変動，3) 圧力変動に伴う気流の変動である．3)は 2)を実現することで結果的に軽減できるので，具体的な要求事項は，「扉を開放している際には，低清浄側の浮遊粒子などが扉開口部を通じて高清浄側へ移送されないこと」，「扉を閉めた直後に大きな圧力変動・気流変動を起こさないこと」となる．

1)の対策として，扉開放中に高清浄側から低清浄側方向に，一方向の気流を生じさせることで浮遊粒子の移送を低減させる．扉自体のスイング動作による渦流による移送の問題は，扉の開閉速度をできるだけ遅くすることや，スライド扉を用いるなどの対処が重要となる．人に付着して移送されるものは，パスルームの使用，エアシャワーやクリーン服の更衣などの運用面の手段がある．本研究では空調設備側の対処を主とし，運用面での対処については取り上げないものとする．

2)は扉が開放されている間にダンパ制御が適正に動作しない[3.20]ことによるので，扉の開閉状況をセンサで確認し，扉が閉まる前にダンパ開度を安定開度とすることで対処する．

以上の方針を実現する具体的な対策技術の一例として，次のハイブリッド室圧制御を提案する．

3.2.2 ハイブリッド室圧制御

ハイブリッド室圧制御を以下のように実現する(図 3-3,4,5)[3.27] [3.28]．ハイブリッド室圧制御は，従来の室圧制御と風量差制御を組み合わせたものであり，扉の開閉状態に応じて制御を切り替える仕組みとする．

ⅰ）扉が閉まっている状態では，室圧制御を採用し，フィードバック制御により室圧を一定に維持する圧力調整ダンパ(PCD)を用いて，排気側のダンパ開度を制御する．

ⅱ）扉が開いた状態では，風量差制御を採用する．すなわち，室圧に関わらず給気と排気の風量差を維持するように排気側のダンパ開度(PCD のダンパ開度)を制御する．このとき，給気風量と排気風量の差となるオフセット風量は，主に扉を通過する気流となることを利用する[3.26]．

ⅲ）扉の開度状況によって，扉を通過する気流の風量を制御する．扉が所定開度まで開いていない状態では，PCD のダンパ開度を「安定開度」とすることで扉が閉まっている場合

の風量差となり，「扉通過風量」はゼロとなる．扉が所定開度以上開いていれば，所定の扉通過風量となるように PCD のダンパ開度を制御する．つまり，高清浄度側は排気側のダンパを「安定開度」より閉める方向に動作させる．低清浄度側は逆に「安定開度」より開く方向に動作させる．

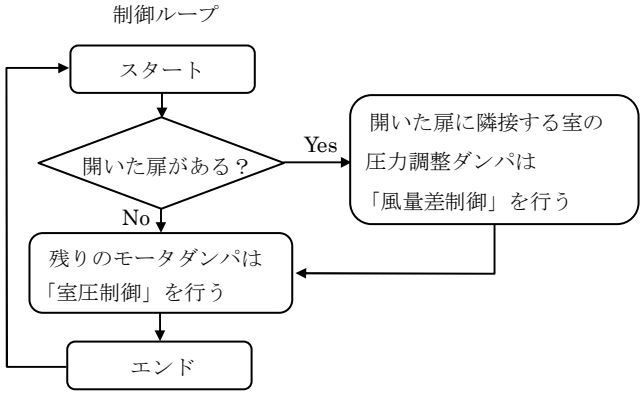


図 3-3 扉開閉時のハイブリッド室圧制御の制御ループ

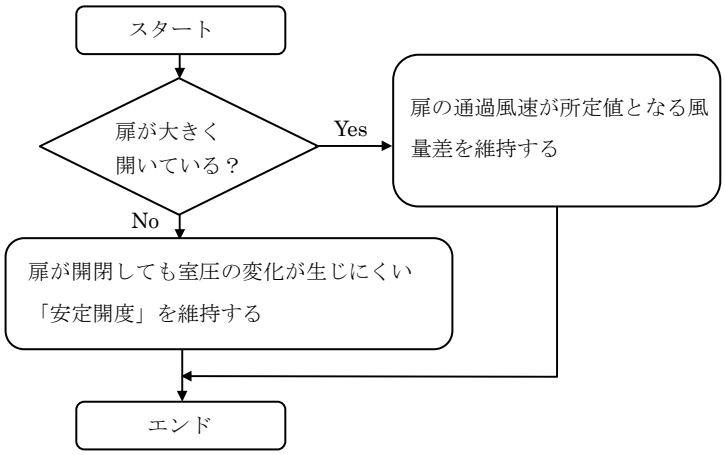


図 3-4 ハイブリッド室圧制御の扉通過風量の切替えループ

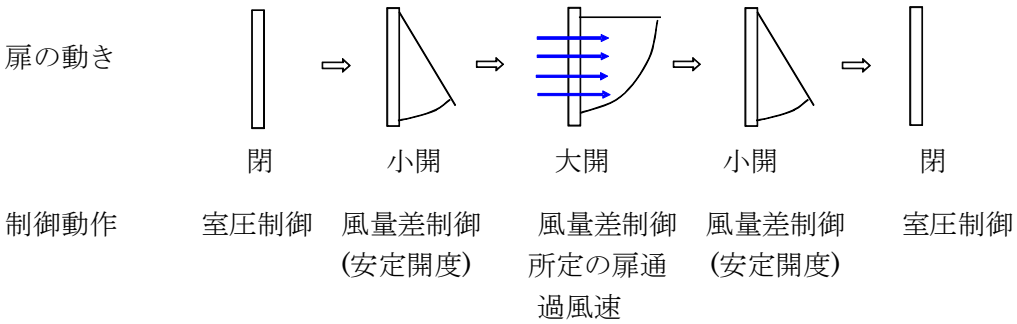


図 3-5 ハイブリッド室圧制御の動作イメージ

3.2.3 扉開閉時の扉通過風量

次に扉通過風量が扉の開閉動作に伴い変化する過程について考える．扉通過風速 v と変動する圧力の関係は式(2.21)である．ここで，許容される室圧の変動幅を dP とすると式(3.1)が導かれる．ζ は定数，ρ は密度である．風速 v について解くと式(3.2)が得られる．v_1 は v の最大値である．一般に dP は，2 室間の設定された差圧の半分以下である．

$$dP \geq \frac{1}{2}\zeta\ \rho \cdot v^{1.3} \tag{3.1}$$

$$\left(\frac{2dP}{\zeta\ \rho}\right)^{\frac{1}{1.3}} = v_1 \geq v \tag{3.2}$$

扉の開口面積 A は，扉が開かれた角度 θ と扉の幅 w 扉の高さ h により表わせる．ただし，簡単のため扉上部と下部の開口面積は無視する．圧力変動を規定以下とするための扉通過風量の最大値 V_1 は次のようになる．

$$A = wh\sin\theta \tag{3.3}$$

$$vA \leq v_1 wh\sin\theta = V_1 \tag{3.4}$$

次に，清浄環境を維持するために必要な気流の下限速度 v_2 は，後述(3.5.2 クロスコンタミネーションのリスクに対する検証)のように移送率から決定することができるので，扉通過風量の最小値 V_2 は次のように求まる．

$$vA \geq v_2 wh\sin\theta = V_2 \tag{3.5}$$

つまり，V_1 と V_2 の間で扉通過風量を形成することが理想となる．現実的には，扉通過風量には操作できる最大値 V_3 が存在する．本研究での実現方法では，空調用の給排気風量に依存する．結果として，図3-6に示す斜線の範囲が理想的な扉通過風量の範囲となる．ここで，扉の開閉動作による圧力変動を避けるため，(3.4)式を(3.5)式より優先させるものとし，扉開閉のタイミングと制御動作のずれを考慮すると，図3-6の太線が現実的な動作条件となる．

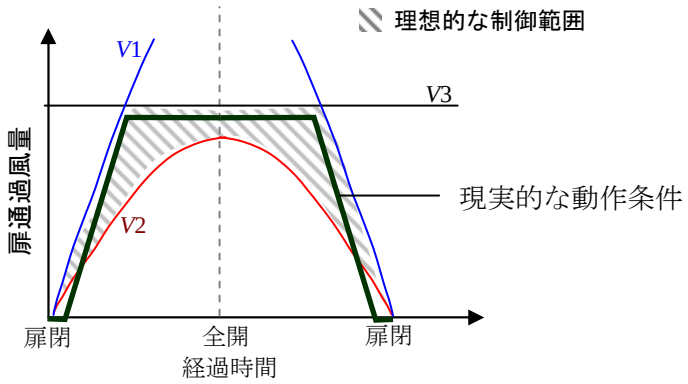


図 3-6 扉の開閉に伴う扉通過風量の理想条件

3.2.4 扉の開閉とセンサリング方法

扉の開閉動作のセンサリング方法は，リミットスイッチなどを用いた物理的な接触による方法，電気錠の信号による方法，マグネットスイッチを用いた扉と扉枠の近接を磁界変化で検知する方法や赤外線センサを用いて人の接近を検知する方法 [3.29]，扉の回転角度を計

測する方法などがある．扉の開閉状況の検知を多段で行うか，比例で行うかによっても用いる方法は異なる．

本研究では，比較的安価でメンテナンス等が不要で扱いやすいもとして，マグネットスイッチを利用して 2 段階で扉の開閉状態を検知する方法を用いた(図 3-7) [3.27]．マグネットスイッチは，接点側とマグネット側が 5—10 cm の近接距離内に入ると接点が入るものである(図 3-8)．2 つのマグネットスイッチを用い，一段目は扉のノブ側上部に設置し，扉が開放された瞬間に対して，できるだけ即座に反応するように設置する．二段目は扉の回転軸側に用いることで，扉がある程度開かれるまで反応せず，所定の開度状態以上となったところを検知する．二段目の検知開度は，扉の回転軸からマグネットスイッチの設置位置までの距離やスペーサーにより， 10—40° 程度で調整可能である．引き戸(スライド扉)の場合は，リミットスイッチを用いてもよい．

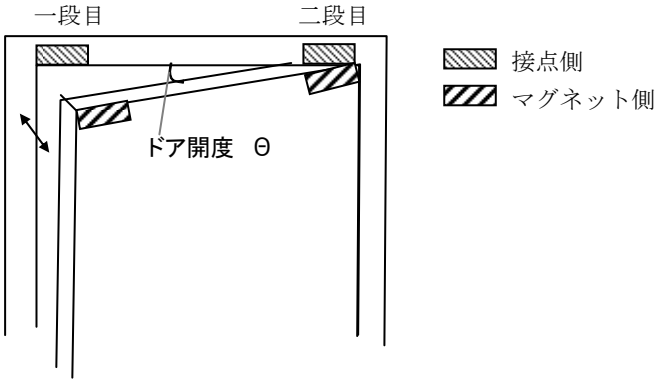


図 3-7 マグネットスイッチにより扉開閉状況を二段階で検知する方法例

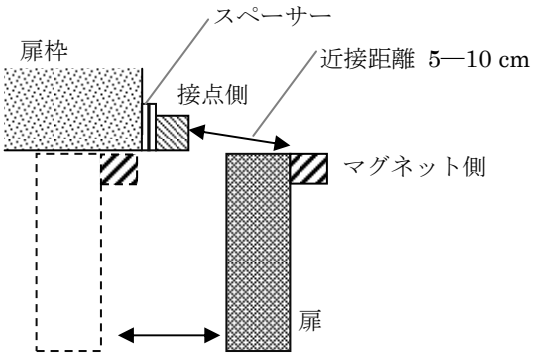


図 3-8 マグネットスイッチの近接範囲(断面図)

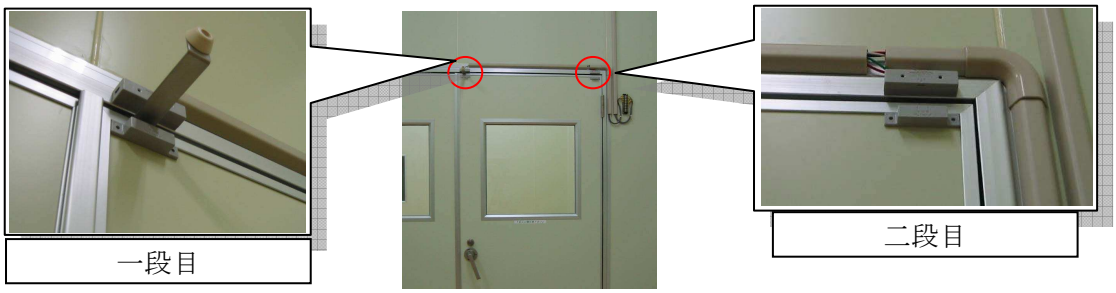
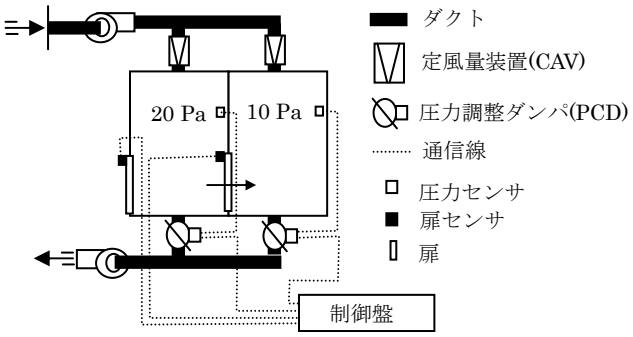


図 3-9 マグネットスイッチの設置例

3.2.5 ハイブリッド室圧制御のシステム構成

ハイブリッド室圧制御を，図 3-10 のようなシステム構成により実現した．給気側は定風量装置(CAV unit) によって一定風量を維持する．排気側には圧力調整ダンパを設ける．圧力調整ダンパは，室圧制御と風量差制御を切替えて実行できるものを用いた.制御盤は，扉センサの信号に応じて，圧力調整ダンパに対し室圧制御または風量差制御の切替えと風量差制御時のダンパ開度を指示する．



＊扉が閉まっている場合は，室内の圧力を維持し，扉が開いた場合は，矢印方向(←)となるように気流の方向を制御する．

図 3-10 ハイブリッド室圧制御のシステム構成例

3.2.6 ハイブリッド室圧制御の適用条件

ハイブリッド室圧制御の適用が不可能となるのは，扉のスイング動作自体が開閉時に起こす圧力変動を抑制できない場合と，清浄度確保に必要な扉通過風量が確保できない場合とになる．

床面積 10 m² 程度以下の小さな部屋では，扉のスイング動作による圧力変動が顕著に生じ，図 3-6 の $V_1 < V_2$ となるため，扉の開閉動作を遅くするなどの対処を併用する必要がある．また，スライド式扉を採用することで解消できる．

扉通過気流は，室内に流れる空調空気の流路を，隣室から排気するように流路を切り替える操作により形成させるている．部屋が小さい場合は，空調空気の量自体が少なく，有効な扉通過風量が確保できない．つまり，$V_3 < V_2$ となり適用が不可となる．

以上により，ハイブリッド室圧制御は部屋の大きさに対する制限があり，目安として床面積 10 m² 程度以上であることが望ましい．

3.3 扉開閉への対策手法の評価方法

3.3.1 評価項目

扉開閉時の問題点は，1)扉閉鎖直後の室圧変動と 2)扉開放時のクロスコンタミネーションのリスクであるため，以下の項目について評価する．評価にあたって使用する測定機器の一覧を表 3-1 に示す．

1) 扉の開閉に伴う室圧の変化

高清浄側と低清浄側の室圧の変化を測定する．扉が閉鎖している状態から扉を開放し約 1 分後に扉を閉鎖する．扉を閉鎖した直後に起きるオーバーシュートの様子と，室圧が設定値に回復するまでの時間を評価する．

2) 扉開放中の扉通過気流の方向

扉開口部で気流の可視化を行い，扉開口部に一方向流が形成され，逆転がないことを評価する．また，三次元風速計で速度分布に偏りがないことを評価する．

3) 扉の開閉に伴う浮遊粒子の移送

扉の開閉動作に伴い高清浄側と低清浄側とにおける浮遊粒子の濃度変化を評価する．また，高清浄側へ移送される浮遊粒子・浮遊菌の濃度が，一方向気流により低減される効果を評価する．

表 3-1 測定機材一覧

室圧測定	精密デジタル圧力計 GC15　長野計器(株) 範囲±100 Pa，精度±0.1 Pa，間隔:100 ms
気流の可視化	純水ミスト発生装置 ACV-500 日本エアーテック(株)
風速測定	ANEMOMETER　MODEL WA-390　ULTRASONIC 社 範囲 0～±10 m/s，分解能 0.005 m/s (センサ)　KAIJO SONIC 社　TR-90T 型プローブ (ロガー)　NR-1000　(株)キーエンス，間隔:100 ms
浮遊粒子測定	AIRBORNE　PARTICLE　COUNTER　KR-11A リオン(株)　光軸交角 90 度側方散乱方式 2.83 L/min (粒径 0.3 μm 以上，0.5 μm 以上)
浮遊菌測定	
(エアーサンプラ)	RSC HIGH FLOW BIOTEST 社　吸引速度 100 L/min
(培地)	細菌用 ： TC　BIOTEST 社　SCD-LP 培地 真菌用 ： YM　BIOTEST 社　ローズベンガル培地
(培養条件)	細菌 37℃ 24～48 時間，真菌 27℃ 1 週間
(噴霧した標準細菌)	MicroBioLogics 社，枯草菌 Bacillus spizizenii Epower ATCC 6633 1.0^5～1.0^6 CFU　(噴霧時は，純水 10ml に溶解)
(超微細噴霧器)	木下式超微細噴霧器(ネブライザ) 東京木下理化工業(株)　J-753 15mmφ 強力ミニポンプ　KP-20-A
(コンプレッサ)	東京木下理化工業(株)　最大 13 L/min 20 kPa

3.3.2 検証環境

検証は図 3-11，表 3-2 に示す二室のクリーンルームで行った．クリーンルーム周囲を室圧制御の基準点とした(基準点と制御対象室との差圧を室圧と呼び，室圧制御を行う．基準点の圧力を基準圧という)．室 1（高清浄側）は 20 Pa，室 2（低清浄側）は 10 Pa を設定値とする室圧制御を行っている．換気回数は両室とも 20 回/h とした．温度環境は等温条件とした．低清浄側は換気を行っていない前室につながっており，前室は廊下に面している．座標軸は，扉開口部に対して水平方向を x，垂直方向を y (高清浄度側が正)，高さ方向を z として示す．

清浄度は粒径 0.5 μm 以上である浮遊粒子の数が高清浄側においては 17,660 個/m^3 (500 個/ft^3) 程度，低清浄側においては 35,310 個/m^3 (1,000 個/ ft^3) 程度であった．空中浮

遊菌はいずれの室内でも，細菌は 10 CFU/m³ 以下であり，真菌は検出されなかった．また，実験に用いたファンの性能特性を図 3-12 に示す．

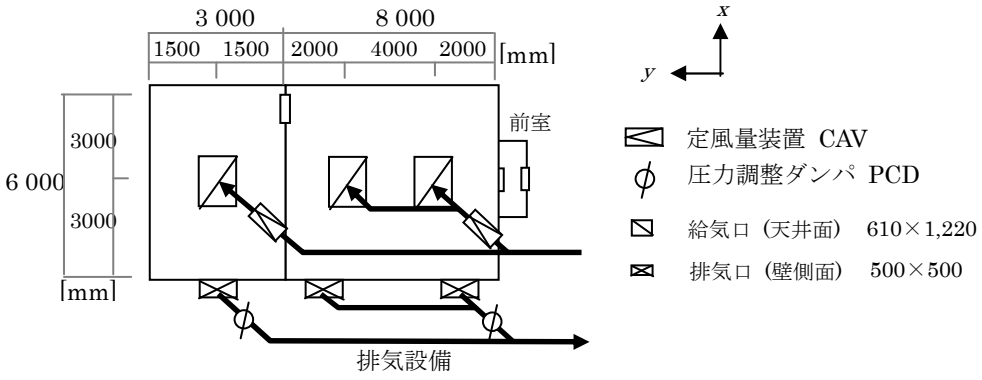


図 3-11 検証環境

表 3-2 実験設備の条件一覧

	室 1	室 2
大きさ	6 m × 3 m × 3.7 m	8 m × 6 m × 3.7 m
給気風量 換気回数	1 300 m³/h 20 回/h	3 600 m³/h 20 回/h
設定室圧	20 Pa	10 Pa
扉の大きさ	0.86 m × 2.05 m	
給気設備	定風量装置(CAV)；全閉-全開速度 120 s, 給気用ファン 35 Hz 運転	
排気設備	圧力調整ダンパ(PCD)；全閉-全開速 30 s, 排気用ファン 40 Hz運転	
浮遊粒子濃度 粒径 0.5μm 以上	17,660 個/m³ (500 個/ft³)	35,310 個/m³ (1,000 個/ft³)
浮遊菌数	真菌 検出されず 細菌 0～10 CFU/m³	真菌 検出されず 細菌 0～10 CFU/m³

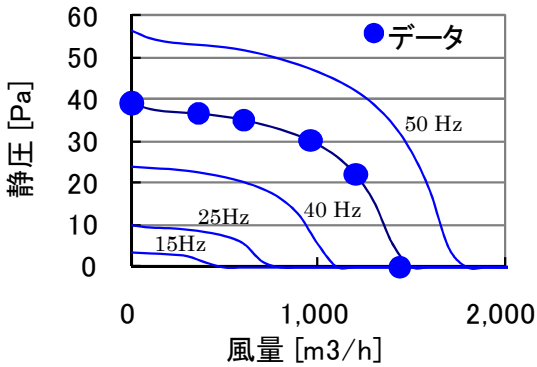


図 3-12 ファンの性能特性

3.3.3 比較する従来制御

比較対象として，「従来の室圧制御」と「従来の風量差制御」を合わせて評価する．「従来の室圧制御」は扉の開閉に関わらず常にフィードバック制御を行う室圧制御であり，佐久間ら [12]が示すように，制御の安定性から排気側に設けた PCD による室圧制御とした.制御速度は 30 秒で全開から全閉となる速度 30 s/(Full Scale)とし，設定値の ±10 Pa 以下では設定値との偏差の絶対値に応じて減速させる．不感帯はなし，積分動作および微分動作なしとした．

「従来の風量差制御」は，室圧が設定値となるダンパ開度を事前に調べその開度で PCD のダンパ開度を固定するのもとした．

3.4 扉開閉時の圧力変動の低減効果の評価

3.4.1 実験による扉開閉時の室圧変動の低減効果の評価

対策を行わない従来の室圧制御の場合における扉開閉時の室 1（高清浄側，設定圧力 20 Pa)と室 2（低清浄側，設定圧力 10 Pa)の室圧変動の様子を図 3-13 に示す．縦軸は室圧を示し，横軸は時間経過を示しており，扉が閉鎖している状態から時刻 0 s に扉を約 60 s 開放し，扉を閉鎖した．扉の開放中は設定室圧を維持できず室 1 と室 2 の室圧差はなくなり，10—20 Pa の範囲内となっている．扉の閉鎖直後に室圧は設定値を逸脱するオーバーシュートを生じ，設定室圧に回復するまで約 40 s 程度を要した．特に，室 2 (低清浄側）では室圧が一時的に 0 Pa 以下に落ち込み，廊下(基準圧)との室圧の逆転を招いていることが分かる．このような設定室圧からの大きな乖離，特に隣接する空間との瞬間的な室圧の逆転が起こった場合に，コンセントなど思わぬ箇所から粒子の混入がおこることが櫛山ら [3.13]により指摘されている．

図3-14は，PCDのダンパ開度の変化を示す．扉開放前は，室1・室2では20%，74%で安定していたが，扉開放中に安定する開度「安定開度」から外れていく様子が分かる．扉閉鎖直後では，室1側は開度が閉まり過ぎているため圧力上昇がおき，室2側は開度が開き過ぎているため，排気過多となっていることが分かる．その後，徐々にダンパ開度が安定していた開度に戻るに従って室圧も設定値に回復した．

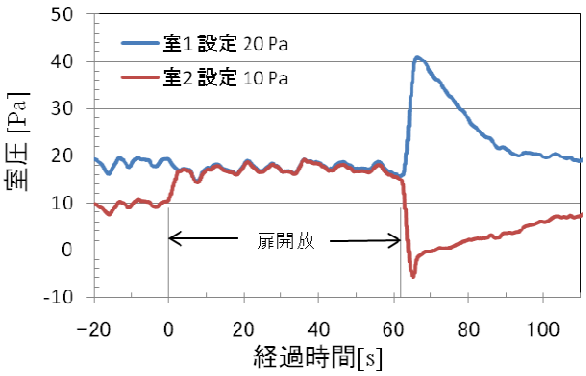


図 3-13 従来の室圧制御における扉開閉時の室圧変動

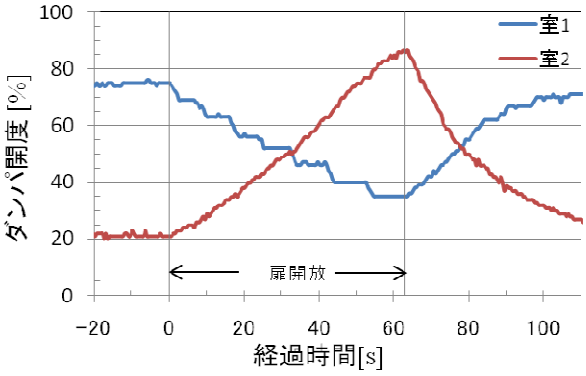


図 3-14 従来の室圧制御における扉開閉時のダンパ開度の変化

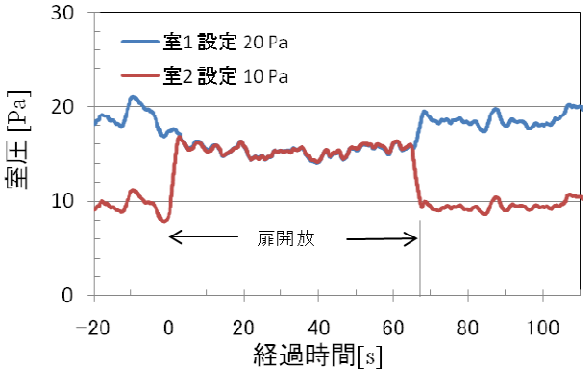


図 3-15 ハイブリッド室圧制御における扉開閉時の室圧変動

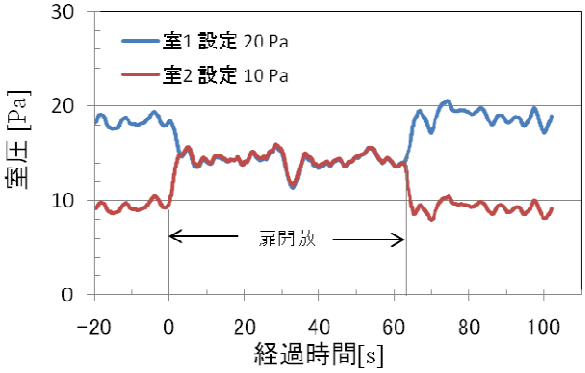


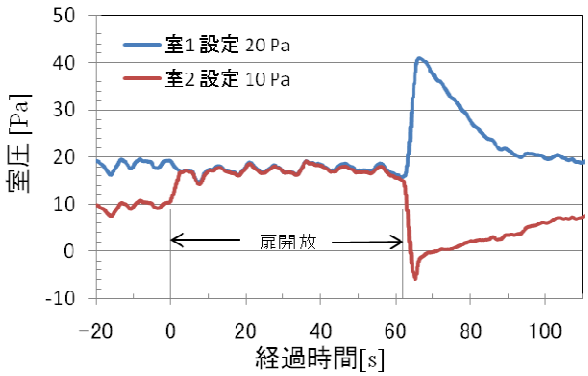
図 3-16 従来の風量差制御における扉開閉時の室圧変動

図 3-15 はハイブリッド室圧制御の場合，図 3-16 は従来の風量差制御の場合の同条件での室圧変動を示す．扉開放時は従来の室圧制御と同様に二室間の差圧はなく，15 Pa 程度を示しており，扉閉鎖直後は速やかに設定室圧に回復した．扉を閉止する前に PCD のダンパ開度「安定開度」とすることにより，扉閉鎖直後のオーバーシュートを防ぐことが可能であることが示された．

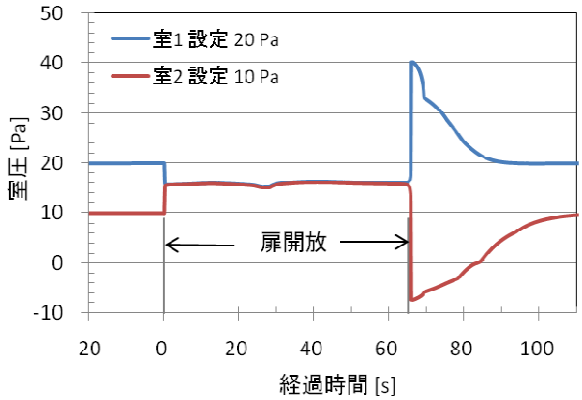
3.4.2 シミュレーションによる室圧変動の低減効果の評価

3.4.2.1 実験とシミュレーションによる結果の比較

実験と同じ条件での扉開閉時の室圧変動の様子をシミュレーションにより再現した結果を図3-17b に示す．図3-17aは，実験結果であり図3-13と同じものである．シミュレーションによる結果は実験結果と同様に，扉を閉めた直後は圧力がいったん大きな変動を起こしている．変動の大きさは，実験結果の場合，室 1 側 21 (= 41 − 20) Pa，室 2 側 − 16 (= -6 − 10) Paであり，室圧が回復するまでの時間は，38.3 sであった．この圧力の設定値からの乖離や，回復時間が室圧管理の上で重要な着目点となる．シミュレーション結果の場合, 扉が閉まったときの圧力の乖離幅は, 20.1 (= 40.1 − 20) Pa, −17.2 (= − 7.2 − 10) Paであった．室圧が回復するまでの時間は，42.4 sであった．実験結果と十分な一致が見られた．



a) 実験結果



b) シミュレーション結果

図 3-17 扉開閉時の室圧変動

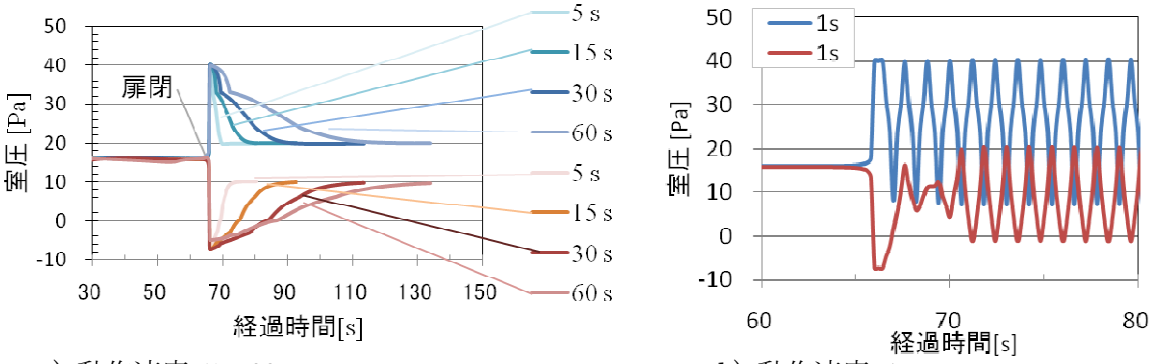
3.4.2.2 室圧変動を抑えるための対策検討

従来の室圧制御において，制御機器の仕様を見直すことによる室圧変動の抑制効果について，シミュレーションを使って検討する．室圧変動の抑制効果は，圧力の乖離幅や回復時間が小さくなることで評価する．

図 3-18 は，PCD のダンパの開度が 0% (全閉)から 100% (全開)まで動作する時間を示す制御速度を 1 s，5 s，15 s，30 s，60 s に変化させた場合のそれぞれの結果を示している．PCD の動作速度が早ければ早いほど，回復時間が短くなっていることが分かる．しかし，動作速度が 1 s の結果では，ハンチングを起こした．この PCD のダンパ操作量演算にかかる時間であるサイクルタイムが 0.6 s であるのに対して，動作速度が 1 s の設定では早すぎると判断でき，動作速度を 1 s にすることが不適切であることが分かる．

次に，隙間面積の影響を 0.5, 1.5 倍に変化させた結果を図3-19に示す．隙間面積が小さいほど乖離幅が大きくなり，隙間面積が大きいとその逆になる．隙間面積は，部屋の気密仕上げや扉枠の気密仕様を意味するが，隙間面積自体を意図して設計することは難しい．部屋への供給風量も，室間の漏気量や隙間面積と関連付けられたパラメータなので，乖離幅を下げるためには関連する変数を見直すことが有効である．

しかし，制御機器の仕様変更のみにより対処しても，オーバーシュートを根本的に解消するのは困難であることが分かる．



a）動作速度 5－60 s　　b）動作速度 1 s

図 3-18　制御機器の動作速度による室圧変動の違い

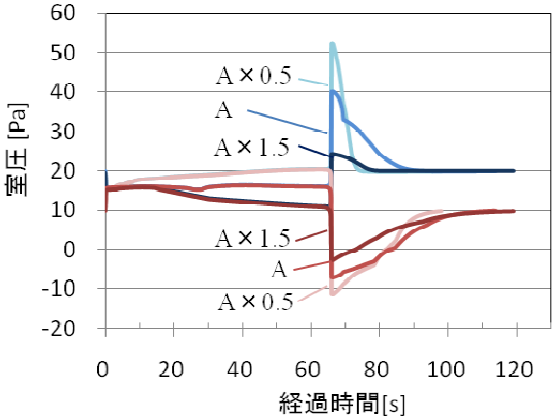
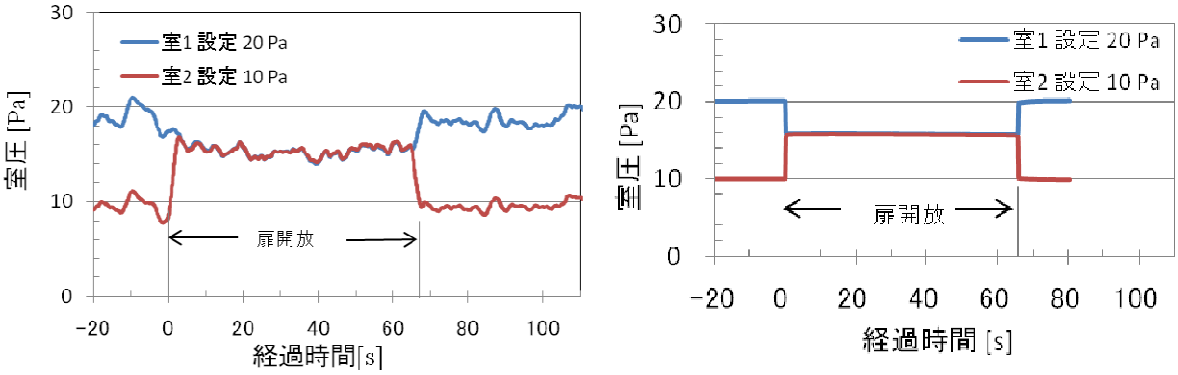


図 3-19　部屋の気密性による室圧変動の違い

つぎに，従来の風量差制御やハイブリッド室圧制御を用いた場合の扉開閉時の室圧変動の様子を図3-20に示す．図3-14,15に示した実験結果と同様にオーバーシュートが全く起こらず，非常に有効性があることがシミュレーションでも確認できることが分かった．

図3-20に示すように，ダンパ開度を扉開放中に動作させることによる室圧への影響はほとんど見られないことが分かる．

従来の風量差制御は，室圧変動のみに着目すれば，ハイブリッド室圧制御と同等の効果が得られることが分かる．しかし，従来の風量差制御では扉が開いている間に扉開口部で気流が行き来するため，クロスコンタミネーションが発生するリスクが伴うことを次節(3.5 扉開口部の気流の評価)で示す．



a) 実験結果　　b) シミュレーション結果

図 3-20　扉開閉時の室圧変動

3.5 扉開口部の気流の評価

3.5.1 扉開口部の気流形成の確認

3.5.1.1 扉開放中の扉開口部の気流の可視化

従来の風量差制御，ハイブリッド室圧制御下における扉開放中の扉開口部での気流の様子をトレーサにより可視化した結果を写真 3-1,2 に示す．トレーサは純水ミストを使用した．扉開口部に対して高清浄側から撮影した画像である(図 3-22)．ハイブリッド室圧制御では，写真 3-1 のように扉開口部に対して，高清浄側から低清浄側へ一方向流を形成している．従来の風量差制御を行った場合は，扉付近の気流がゆらいでいた(写真 3-2)．つまり，扉開放中に低清浄側から高清浄側への粒子の移動を許容していることになる．気流がゆらぐ原因は，扉が開いてもほぼ各室内で風量の収支がとれており扉開口部の風向が定まらないことによる(図 3-23)．

従来の室圧制御の場合は，後述(3.5.1.2 扉開放中の扉開口部の風速の変化)のように扉を開放した直後から遷移してゆく．扉開放直後は写真 3-2 と同様に気流がゆらぎ，徐々に写真 3-1 のような気流形成となった．扉の開放により室圧が設定値から外れて，圧力調整ダンパが動作をし始めるが，有効な扉通過風速となるまでに時間がかかる．そのため，従来の室圧制御でも気流のゆらぎが発生する．

写真 3-1 扉開口部での気流形成
(ハイブリッド室圧制御)

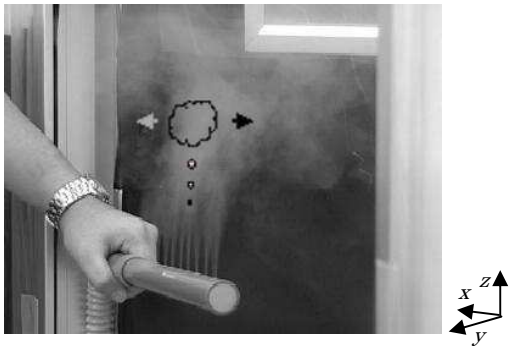


写真 3-2 扉開口部での気流形成
(従来の風量差制御)

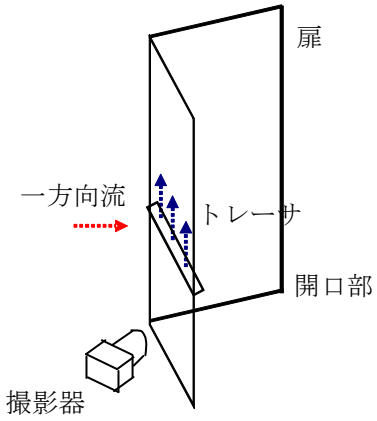


図 3-22 扉開口部の気流可視化の様子

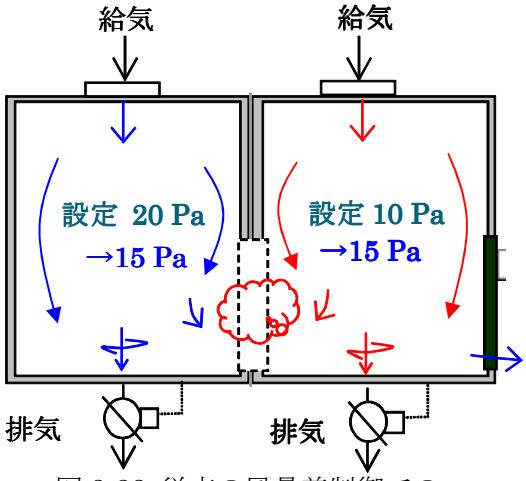


図 3-23 従来の風量差制御での
気流のイメージ

3.5.1.2 扉開放中の扉開口部の風速の変化

扉開口部にける気流の時系列変化を捉えるために，図 3-24 に示すように扉開口部の中央で，表 3-1 の超音波風三次元風速計により風速測定を行った．

図 3-25 は従来の室圧制御における-y 方向成分の風速を測定した結果である．0 s に扉を開放した．図中①のように扉開放直後である 30 s 経過までにおいては，風量差制御と同様に平均値 0.0 m/s を基準として正負に変化していた．遷移過程は圧力調整ダンパの動作速度や各室の風量の差によって変化の様子が異なると推測されるが，高清浄側と低清浄側のそれぞれで，徐々にダンパの開度が変化した結果，その排気風量のバランスに応じて扉中央の風速が，②③④にような変化をしながら最終的にはハイブリッド室圧制御と同様に高清浄側から低清浄側へ安定した一方向流となった．

図 3-26 は，従来の風量差制御における-y 方向成分の風速を測定した結果である．平均値はほぼ 0.0 m/s であり，気流が往き来しており写真 3-2 の様子と整合する．

図 3-27 は，ハイブリッド室圧制御における-y 方向成分の風速を測定した結果である．ハイブリッド室圧制御では，圧力調整ダンパのバランスが設定されているため，扉通過風量はほぼ一定に生じる．実際にはある程度の変動幅をもっている．図 3-27 の場合は，平均 0.12 m/s の一方向流が形成され，気流が瞬時的にも逆転することはなかった．

ここで図 3-27 の時系列データを度数分布で示したものが図 3-28 である．図 3-28 の実線は，平均値と標準偏差を一致させた正規分布でありほぼ測定値と一致した．つまり，風速の測定データはおおよそ正規分布であると推定でき，正規分布の特性から，平均値から標準偏差の 2 倍の範囲に約 95%のデータが存在すると推定できる．

図 3-29 に扉通過風量と，扉中央における-y 方向の風速成分の平均値を示す．扉通過風量を扉開口面積で割った平均風速を点線で示した．その結果，平均風速と扉中央の-y 方向の風速成分の平均値がほぼ一致していた．以降の扉を通過する気流を評価するにあたり，どの程度の気流が発生しているかを示す指標「扉通過風速」として，扉通過風量を扉開口面積で割った平均風速を用いる．

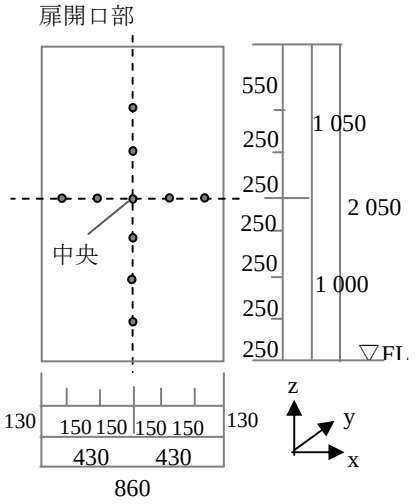


図 3-24 扉開口部における風速の測定点

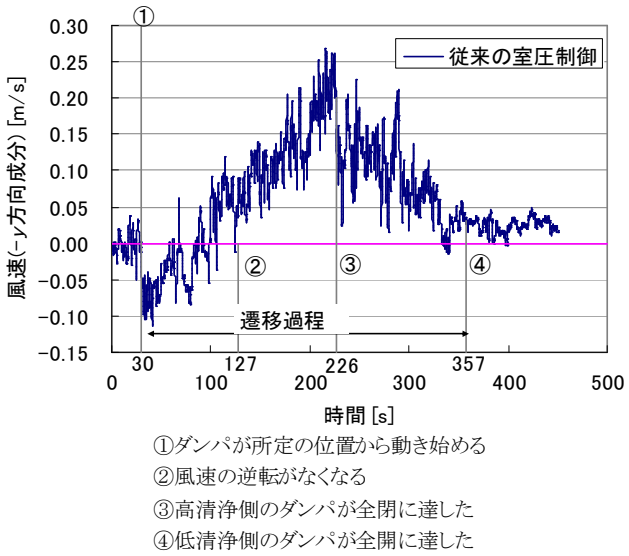


図 3-25 扉開口部中央における風速の時系列変化（ 従来の室圧制御 ）

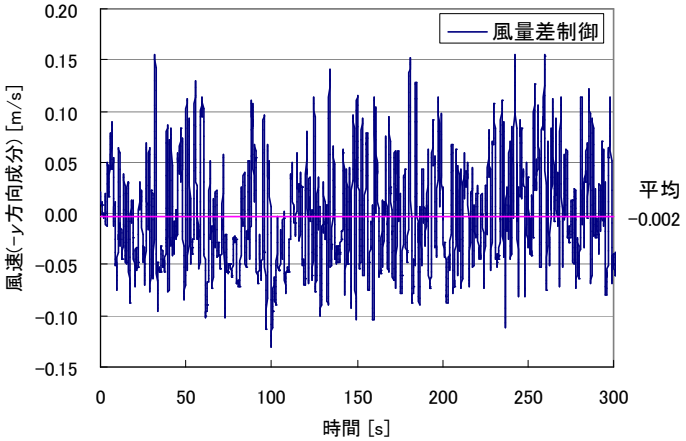


図 3-26 扉開口部中央における風速の時系列変化（ 従来の風量差制御 ）

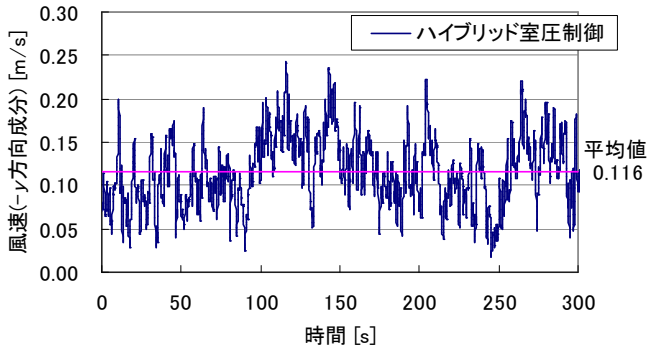


図 3-27 扉開口部中央における風速の時系列変化（ ハイブリッド室圧制御 ）

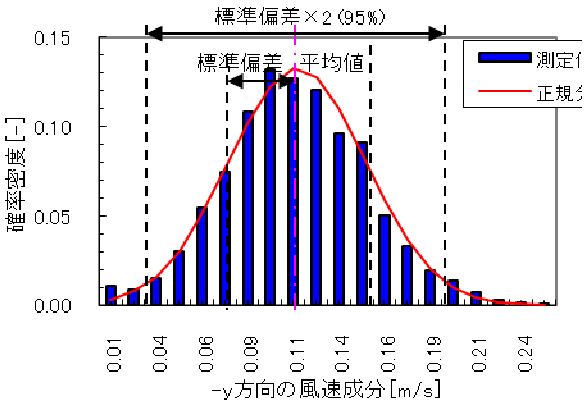


図 3-28 風速成分の度数分布

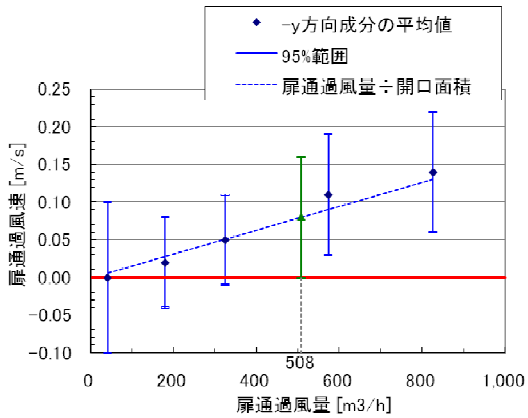


図 3-29 扉通過風速と平均値

3.5.1.3 ハイブリッド室圧制御による一方向気流の速度分布

次に扉開口部において一方向気流の大きな偏りがないことを確認するため，図3-24に示す10点で風速を測定した．図3-30はベクトル表示したものであり，ベクトル始点は測定点を示す．ベクトルの終点は平均値を，点線は平均値±標準偏差×2のベクトルの終点の範囲を示す．図3-30-1 は扉枠の端を原点とした時の*xy*断面の風速分布であり，図3-30-2は床面を原点とする*yz*断面の風速ベクトルである．図3-30-1,-2とも，概ね一様な風速分布を示していることを確認した．

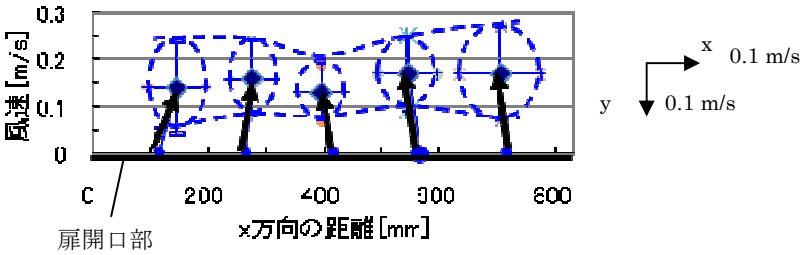


図 3-30-1 扉開口部における風速ベクトル(*xy* 断面)

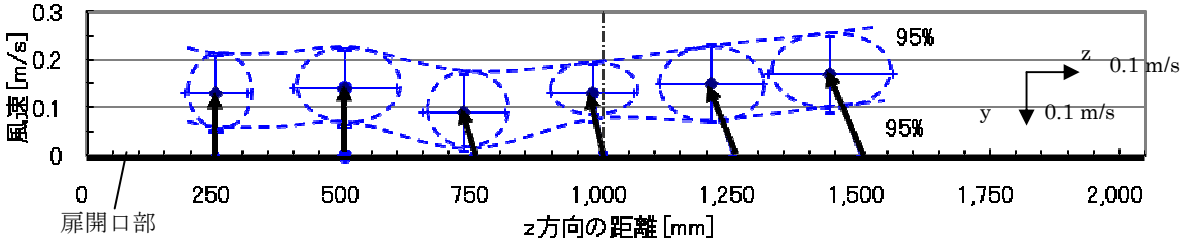


図 3-30-2 扉開口部における風速ベクトル(*yz* 断面)

3.5.2 クロスコンタミネーションのリスクに対する検証

3.5.2.1 扉の開閉に伴う浮遊粒子濃度の変化

制御方法の違いによる扉開閉時のクロスコンタミネーションのリスクを評価するために，扉開閉時の浮遊粒子濃度の時系列変化を計測した．図 3-31 はハイブリッド室圧制御，図 3-32 は従来の風量差制御，図 3-33 は従来の室圧制御についての扉に対して低清浄度側での計測結果である．いずれの場合も扉開放前では，低清浄側で粒径 0.3 μm 以上では 35,300 個/m³ (1,000 個/ft³)，0.5 μm 以上では 24,710 個/m³ (700 個/ft³)程度を示した．

図 3-31 に示すハイブリッド室圧制御の結果では，扉開放中は高清浄側とほぼ同じ程度であり粒径 0.5 μm 以上で 17,650 個/m³ (500 個/ft³) 以下となった．扉開口部を通過する気流が形成された結果によると考えられる．扉を閉鎖した直後は，扉開放前を上回るような浮遊粒子濃度の増加はほとんど起こらなかった．扉閉鎖後の清浄度の回復時間は，100 s 程度となった．

図 3-32 に示す従来の風量差制御の結果では，扉の開閉の直後に粒子濃度の増加が見られた．浮遊粒子濃度の増加の原因は写真 3-2 で示したように，気流のゆらぎが生じているためと考えられる．

図 3-33 に示す従来の室圧制御の結果では，扉開放中は 100 s ほど経過すると図 3-31 と同様に浮遊粒子濃度が少なくなった．扉閉鎖直後では，粒径 0.5 μm 以上での粒子は速やかに回復するものの，粒径 0.3 μm 以上での粒子は 353,000 個/m³ (10,000 個/ft³)近くまで上昇し，回復に 1,000 s 近くを要した．回復時間が長いことは局所的な浮遊粒子の増加ではなく，比較的広い範囲で浮遊粒子が増加していることがうかがえる．この浮遊粒子濃度の増加は，図 3-31 ではほとんど見られないことからも，扉の閉鎖動作による扉の動きや計測者の影響によるものとは考えにくい．高清浄度側から低清浄度側への二室全体で大きな流れ場の形成が扉の閉鎖によって遮断され，高清浄側で極端な排気不足となり，低清浄度側で排気過多となることで，圧力場が急激に変化し流れ場も急激に変化したため，結果として，滞留していた床面のほこりを舞い上げていると考えられる(図 3-34)．つまり，極端な室圧変動を生じさせないことは清浄度管理において重要である．

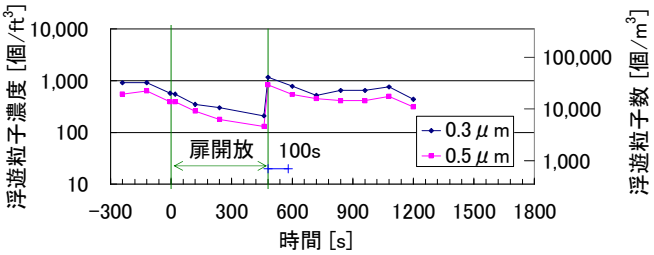


図 3-31 扉開閉時の浮遊粒子濃度の時系列変化（ハイブリッド室圧制御）

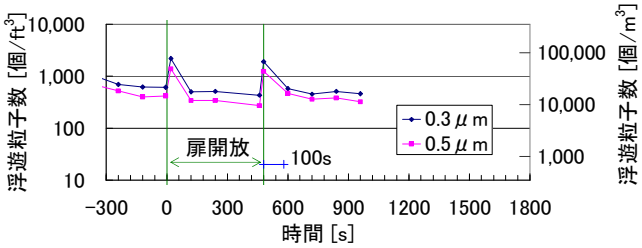


図 3-32 扉開閉時の浮遊粒子濃度の時系列変化（従来の風量差制御）

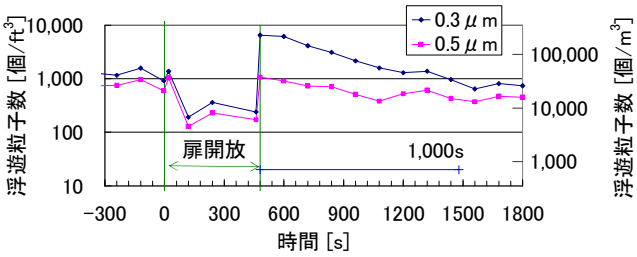


図 3-33 扉開閉時の浮遊粒子濃度の時系列変化（従来の室圧制御）

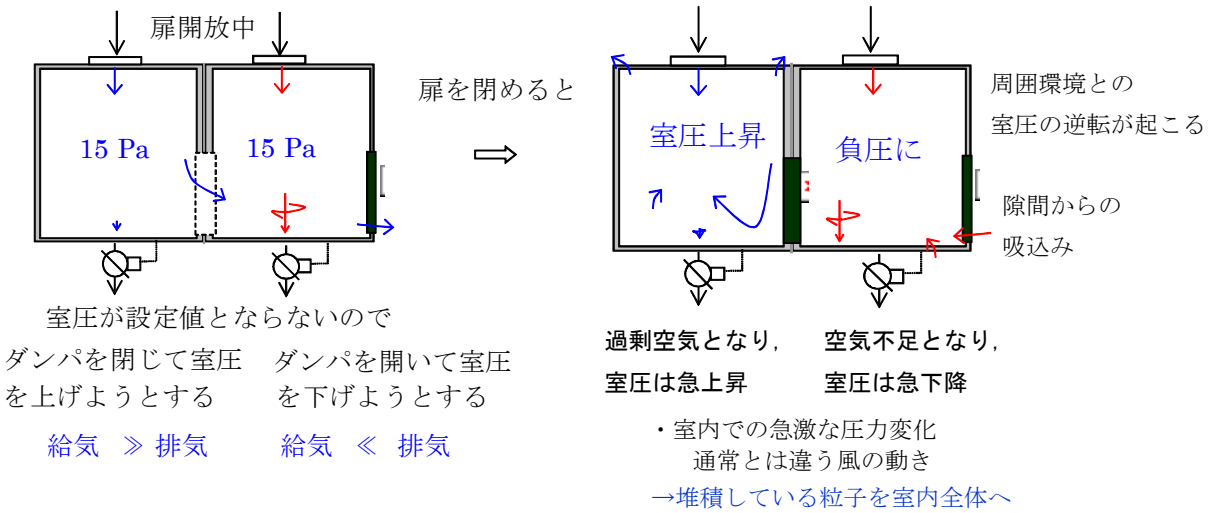


図 3-34 扉閉鎖時の極端な圧力変動によるコンタミネーションリスクのイメージ

3.5.2.2 一方向気流による浮遊菌の移送抑制効果の評価

わずかでも扉開口部に気流が流れていれば，先(図 3-31)に示したように扉開口部付近には高清浄側の気流が流れ，比較的清浄度が高くなる．気流方向も高清浄側から低清浄側に生じているので，逆流する汚染はわずかしかない．しかし，わずかな汚染でも検出されれば製造環境の清浄度維持管理上では問題となる．扉開口部に形成される一方向気流による効果をより明確にするために，低清浄側から高清浄側への方向つまり，扉通過風速と逆方向に初速を持つ模擬の汚染を扉開口部上で発生させ，高清浄側の室内に侵入した浮遊菌を測定した．

模擬の汚染源として，図 3-35,36 および写真 3-3 に示すように扉開口部中央（ 高さは，床面より 1,000 mm)にネブライザ(噴霧器)を配置し，低清浄度側から高清浄度側へ向かって，初速 0.5 m/s 程度で標準菌を溶かした液を噴霧した．つまり，低清浄度側で 0.5 m/s 程度の

外乱が高清浄度側へ起こった場合のコンタミネーションを想定している．噴霧は，1.0^5～1.0^6 CFU を含んだ 20 mml を 20 分かけて行った．写真 3-4,5 はそれぞれ，扉の気流(扉通過風速)を 0.0 m/s，0.05 m/s とした場合の噴霧気流を撮影したものである．扉の気流が 0.0 m/s の状態が，従来の風量差制御に相当し，噴霧気流は高清浄側へ勢いを保ったまま侵入していた．0.05 m/s の状態がハイブリッド室圧制御に相当し，扉開口部に形成された一方向流によって低清浄度側へ吹き戻されていた．菌の測定は定常状態で行うため，遷移的な変化を示す従来の室圧制御については行わなかった．図 3-25 の気流の時系列変化から推測すると，ここで用いた検証環境では，写真 3-4 の状態から写真 3-5 の状態に遷移するのに少なくとも 100 s を要すると考えられる．

侵入した菌数の評価は，本来の施設運用を鑑みると生産装置付近に対してどの程度到達するかという観点から，室内中央で評価することが望ましい．しかし，その場合室内の給排気の配置や気流のルートなど室内環境の固有の条件に左右された結果となるため，本研究では，室内環境に影響を受けにくい扉付近で評価を行うこととした．

測定位置は，噴霧位置から高清浄度側へ 500 mm の地点(高さは，床面より 1,000 mm)とし，空中浮遊菌をエアーサンプラで培地 [3.30]に捕捉し，培養して浮遊菌数を測定した[3.7),3.31),3.32),3.33),3.34)]．エアーサンプラ [3.35]による吸引操作が扉開口部の気流に影響を与えないようにエアーサンプラは扉開口部の気流に対して直角に配置した．培養条件などの詳細は表 3-1 に示す．ただし，真菌はバックグラウンドの測定から，外気取入れ側および HEPA フィルタで十分除去できている [3.7]ことが確認でき，実際のクリーンルームの室内環境でも内部発生することは稀であると判断し，細菌のみを今回の検証の対象とした．なお噴霧する標準菌としては，毒性が無く環境影響が比較的少ない枯草菌(*Bacillus spizizenii*)を用いた．枯草菌は，牛乳，土壌，味噌，醤油，空気中など自然界に汎生しており，納豆菌も分類上は同じ菌種である．病原性のない極めて安全性の高い菌である．写真 3-6 に，採取し培養した菌の様子を示す．バックグラウンド値，つまり浮遊菌を噴霧せずに測定した場合の値は検出限界以下 [3.36]であった．

扉開口部の気流を変化させた場合の，測定点における浮遊菌数を図 3-37 に示す．横軸は扉通過風速を，縦軸は検出された菌数を示す．扉通過風速 0.0 m/s では，1,000 CFU/m^3 程度であり，扉通過風速が大きくなるに従って，検出数は減少した．つまり，扉通過風速を設定することで，扉開口部から菌が侵入するのを抑えることが可能であることが確認できた．バックグラウンド値以上の値を示す測定データについて指数近似を行った結果は，決定係数 R^2 値が 0.97 でありよくデータの特性を示している．

ただし，図 3-37 における浮遊菌濃度は，噴霧する初期の菌濃度などの実験条件に依存する値である．そこで，扉通過風速 0.0 m/s 条件で検出された菌数を基準値 100%とし，各扉通過風速での検出数をその割合とした値を移送率 [3.37]と定義することで相対評価を行う．図 3-37 の指数近似線から，浮遊菌の移送率を扉開口部の気流ごとに表 3-4 にまとめた．この結果は，扉通過気流の速度を決定することで，浮遊菌が高清浄度側へ移送する確率を設定できることを意味し，例えば移送率 1%となる気流は 0.10 m/s である．ただし，表 3-4 の値は枯草菌における数値であり，実際の案件では対象とする菌の特性を考慮した検討が必要である．

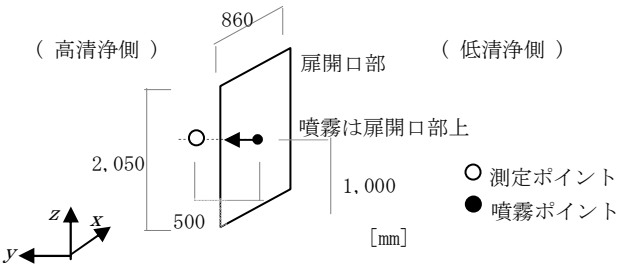


図 3-35 模擬汚染の噴霧ポイントと測定ポイントの配置

写真 3-6 培養した菌の一例

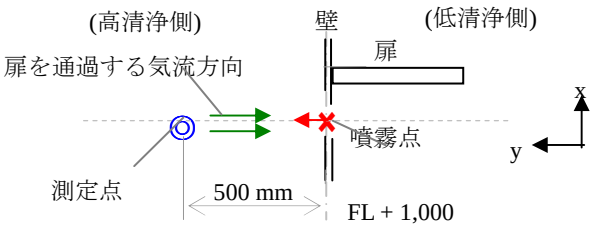


図 3-36 模擬汚染の測定の様子

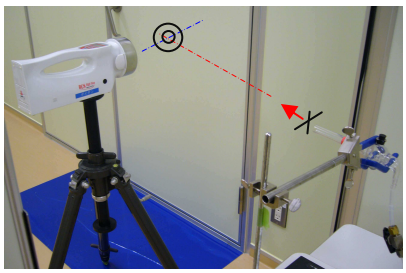


写真 3-3 測定の様子

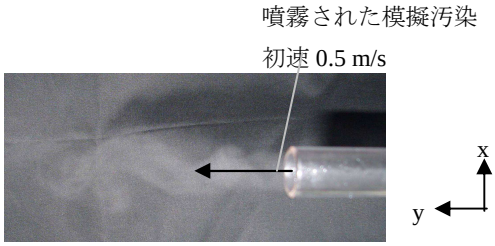


写真 3-4 噴霧気流の様子
(扉通過風速 0.0 m/s)

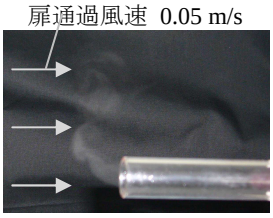


写真 3-5 噴霧気流の様子
(扉通過風速 0.05 m/s)

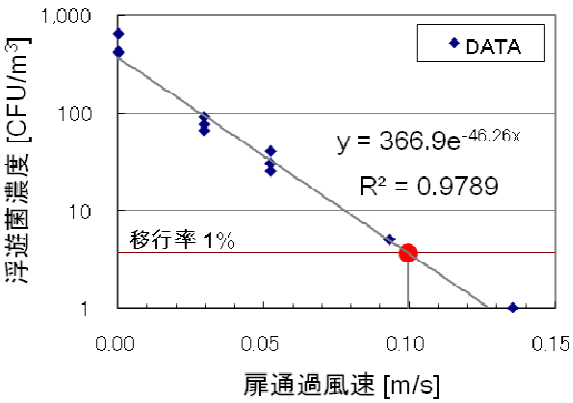


図 3-37 扉通過風速と扉開口から侵入した浮遊菌濃度

表 3-4 浮遊菌の移送率

浮遊菌の移送率 (TCR)	扉通過風速 [m/s]
0.001 %	0.25
0.01 %	0.15
1 %	0.10
10 %	0.05
100 %	0.0

3.5.2.3 一方向気流による浮遊粒子の移送抑制効果

扉通過風速による浮遊粒子の移送低減効果を確認するために，図3-35,36と同じ条件の噴霧を行い，図3-35に示す高清浄側の測定ポイントで計測した．計測機器は表3-1に示すパーティクルカウンターであり，粒子区分は，0.3, 0.5,1,5,10,25 μmであった．

扉開口部の気流を変化させた場合の測定点における浮遊粒子濃度を図3-38に示す．縦軸は浮遊粒子濃度を示す．0.3—5.0 μm未満の浮遊粒子濃度は扉開口部の気流に対してほぼ同程度の傾きの減衰傾向を示した．5.0—25 μm未満は，0.03 m/s 程度まで横ばいで，その後は減衰が大きく0.05 m/s以上ではカウントされなかった．扉通過風速は, 0.05 m/s以上とすることが望ましいと考えられる．25 μm以上の粒子については扉開口部の気流を小さくしてもカウントされなかった．0.5—1.0 μm以上の粒子に着目して考える．バックグランドに影響を受けない浮遊粒子濃度1.0^3 counts/m^3以上の測定値に対して，指数近似線を求めた．その近似線から先ほどと同様に処理してもとめた移送率を表3-5に示す．この結果を使うと，移送率1%にするためには扉の通過気流は0.042 m/sとなる．

浮遊菌の場合との数値の違いは，浮遊菌はバックグランドにはほとんどない状態であるので，模擬汚染として噴霧された実数が評価されており，浮遊粒子濃度の場合は，バックグランドがある程度の数値であるので, 移流によらない(拡散による)侵入分が評価されていないと考えられる．扉通過風速の決定に際しては，浮遊粒子濃度で計画するか浮遊菌で計画するかは，室内の用途を考え合わせて判断する必要がある．また，比較的大きな粒子5.0—25 μm未満への対策としては，少なくとも0.05 m/s以上に扉開口部の気流を設定する必要がある．

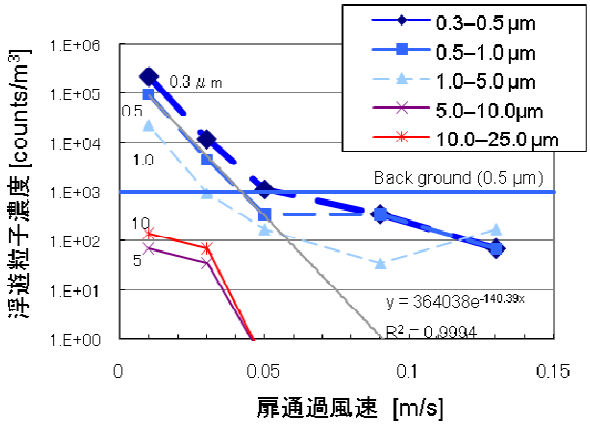


図 3-38 扉通過風速と扉開口を通じた浮遊菌の検出量

表 3-5 浮遊粒子の移送率

浮遊粒子の移送率(TCR)	扉通過風速 [m/s]
0.001 %	0.075
0.01 %	0.058
1 %	0.042
10 %	0.026
100 %	0.0

3.5.3 動的な状況に対する考察

3.5.3.1 CFD を用いた人や物の通過に対する扉通過気流の評価

実際には，扉開口部を人や物が通過することによるクロスコンタミネーションのリスクがある．扉通過気流による効果を確認するため，気流解析シミュレーションを行った．計算には，差分法による三次元流体解析を行う汎用ソフト「STREAM」(株式会社ソフトウェアクレイドル社作成)を使用した．乱流モデルは k-ε モデルを，移流項の差分スキームにはべき乗則を，解法は SIMPLE アルゴリズムを適用した．扉を移動境界条件とし，扉を閉じた状態から一定速度で低清浄側へ開くものとした．扉が 90°開放されてから，人を模擬した立体を低清浄側から高清浄側まで移動させた．扉が 90°開放された状態から扉が閉まり始める前までの間に，扉通過気流が生じるものとした．また，室内にはパーティクルを配置し，初期状態で高清浄側にあるパーティクルは青，低清浄側にあるものを赤とした．パーティクルに働く作用は移流効果のみで拡散，重力による沈降，発生・消滅はないものとした．

図 3-39,40 は水平面内の様子を示したものであり，左側を低清浄空間，右側を高清浄空間とした．扉がある壁は図中央にあり，その左側(低清浄空間)に人が配置されている．扉は 3 s で開き，人は 0.5 m/s で動作するものとした．図 3-39 は扉通過風速がない場合であり，図 3-40 は扉通過風速を 0.1 m/s とした場合の 1 s 毎の様子である．

図 3-39 の扉通過風速がない状態では，低清浄空間のパーティクルが人の後流域にとどまり，人の移動に伴って高清浄側へ侵入している様子である．

図 3-40 は扉通過風速による影響で，扉付近は高清浄側の雰囲気になり，人の後流域のパーティクルも徐々に少なくなっていることが伺える．また，人が高清浄側に移動した際に持ち込まれる低清浄からのパーティクル数は，扉通過風速がない状態よりも少なかった．

扉の回転方向や，扉通過風速の条件により結果に差異が生じるが，以上により，扉通過風速を設定することで，人や物の移動に伴って侵入する浮遊粒子数を低減できる可能性が定性的に確認できた．

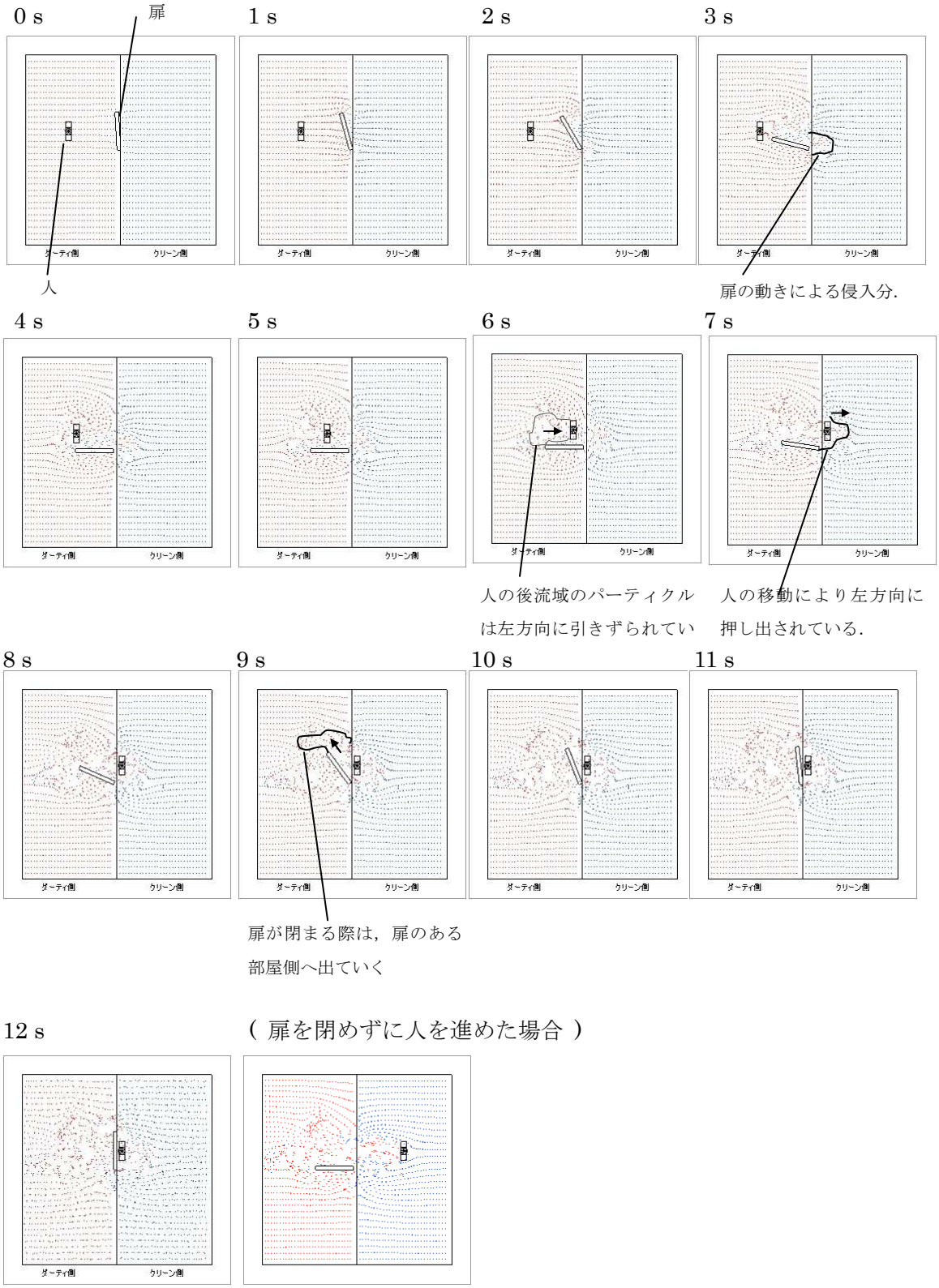


図 3-39 扉開閉時の浮遊粒子の移送の様子（扉通過風速なし）

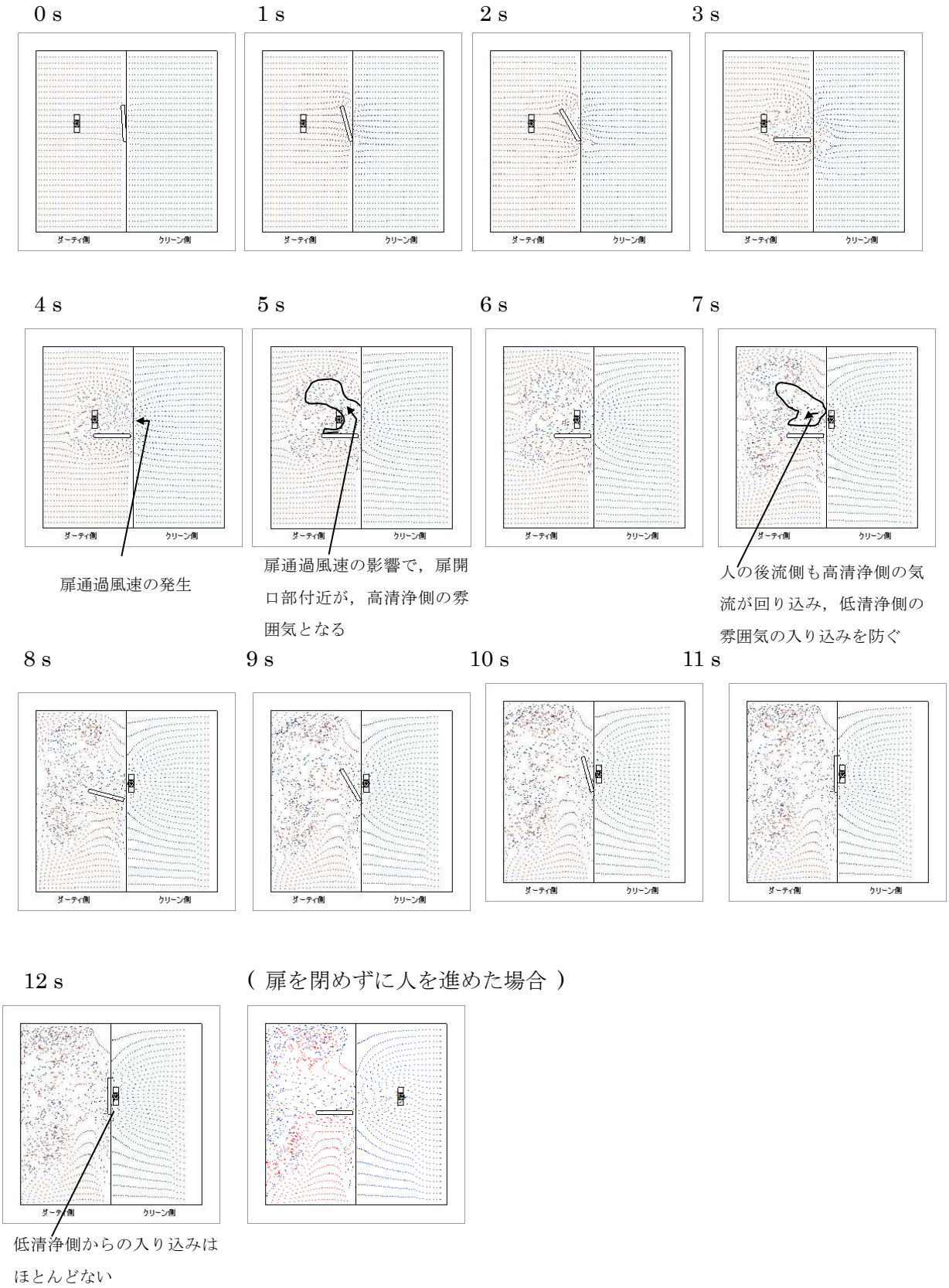


図 3-40 扉開閉時の浮遊粒子の移送の様子（扉通過風速 0.1 m/s）

3.5.3.2 扉のスイング動作に伴う渦の発生

扉のスイング動作に伴う渦の発生を可視化した[3.38]．トレーサは，液体界面活性剤の膜に覆われた気泡を用いた．

図 3-41，写真 3-7 に示すように，扉を開けた瞬間，扉の動きにより形成される流れは，空気が混合する様子をよく表している．扉を開けるとまず，室 1 側から扉の動きに引き寄せられる流れ 1，扉に沿う流れ 2 と，扉の先端でできた渦が，室 1 に流れ込む流れ 3 が生じる．その後，室 1 側からの流れ 1’と流れ 2’が扉付近で混合する．流れの形成は扉の動きに起因するため，設定された差圧に関わらず[3.6]ほぼ同様となった．この結果は，先(3.5.3.1 CFD を用いた人や物の通過に対する扉通過気流の評価の図 3-39, 0—4 s)と一致する．

また，扉の動作速度が速いほど顕著に生じた．つまり，扉の開閉動作速度を遅くすることで，クロスコンタミネーションを起こす可能性のある気流および渦を弱めることが可能である．扉チェッカーなどで，運用者にストレスを与えない範囲で動作速度を遅くすることが望ましい．また，流れ 2’は，室内に深く入り込むため，流れ 2’の侵入する位置に重要な生産装置が配置されないように計画することが望ましい．

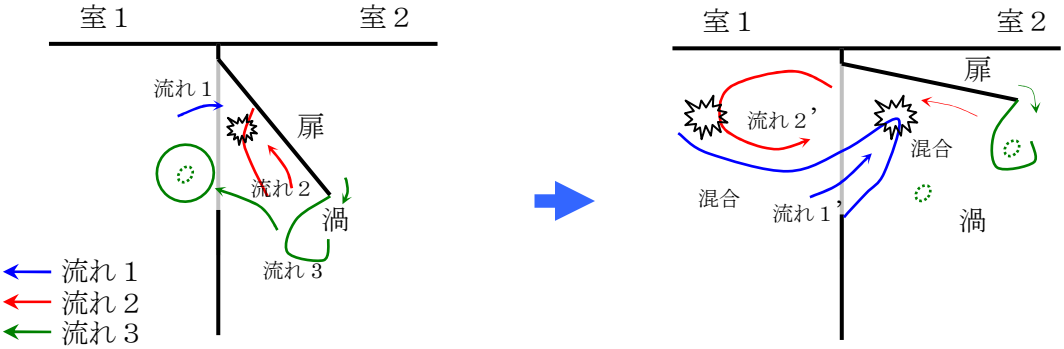


図 3-41 扉が開く瞬間の渦の発生と流れのイメージ

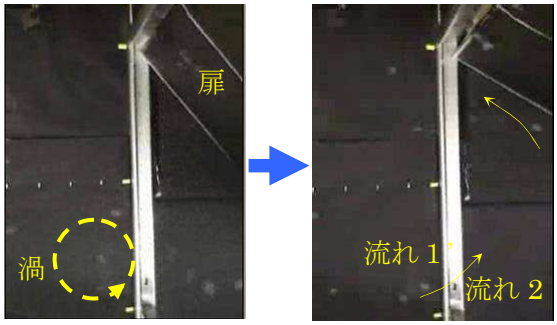


写真 3-7 扉が開く瞬間の渦の発生の様子

3.6 前室について

前室を設置することで扉開閉時の圧力変動に対する対策は十分に行える．しかし，浮遊粒子の移送を遮断するには，前室内の換気回数を高くしていても，所定の滞在時間が必要となる[3.24]．室内の清浄度の回復性能は以下で与えられる[3.5]．

$$\frac{c}{c_0} = \exp(-N \bullet T). \tag{3.6}$$

ここで，c が浮遊粒子濃度，c_0 は初期の浮遊粒子濃度，N は換気回数[回/s]，T は経過時間[s]である．つまり，前室入室による前室浮遊粒子濃度を初期濃度 c_0 とし，経過時間を前室の滞在時間とすると，図 3-42 のような関係となり，1 桁の濃度減衰でも 10 分程度を要する．施設の運用面から考えると，一般エリアとクリーンエリアの境界に設置されるエアーロックでは数分程度の滞在は許容されるが，クリーンエリア内でのクリーン廊下とクリーンルーム内の出入りに滞在時間を設けることはほとんどなく，重要な居室でさえ，扉のインターロックを設ける程度であり，前室での滞在時間は 1 分に満たないのが実状である．実際の効果としては，松本ら[3.15]は実測により前室を設置することで移送される浮遊粒子量が 30% となったと報告している．

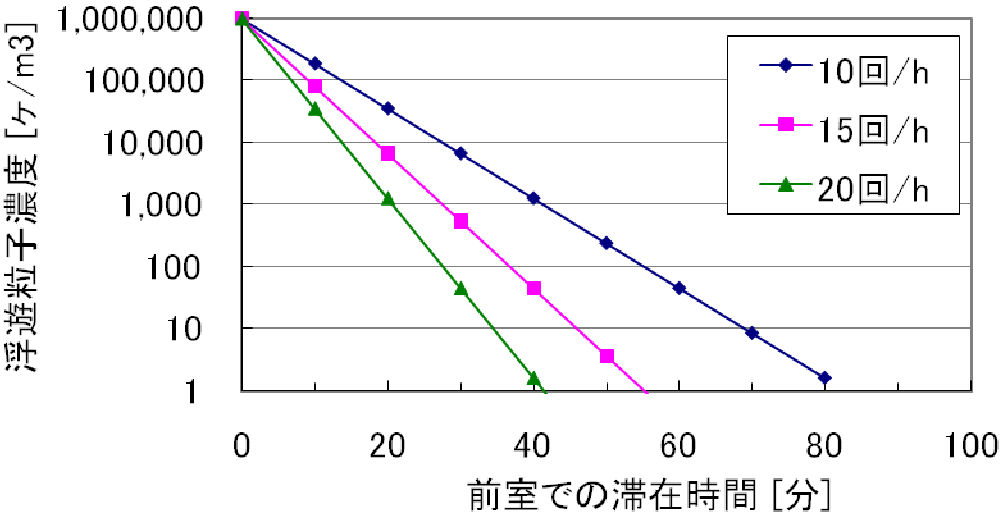


図 3-42 前室での滞在時間と浮遊粒子濃度の減衰効果
（ 回復性能計算に基づく ）

また，本田ら[3.6]は室内で発生させた浮遊粒子の 1/100 が 1 回の扉の開閉で隣室へ漏出すると報告している．浮遊粒子の移送の管理をより厳格に行う際には，先(3.5.2 クロスコンタミネーションのリスクに対する検証)に示したように，扉通過気流との併用を行うことが望ましいと考える．

3.7 本章のまとめ

本章では扉開閉時の対策手法についての室圧設計・制御方法についてまとめた．3.1 序論では，対策が求められる背景と扉開閉によって生じるリスクを示し，既往の研究を紹介した．

3.2 扉開閉時のコンタミネーションへの対策手法では，空調設備として扉開閉時の課題へ対処する方法を検討し，ハイブリッド室圧制御を提案した．3.4,3.5 はその効果の評価にあたる．3.6 は，対策についての補足的説明にあたる．

3.3 扉開閉への対策手法の評価方法では，扉開閉時のリスクとその対策による有効性を評価するための項目を定め，実験およびシミュレーションを行う条件をまとめた．

3.4 扉開閉時の圧力変動の低減効果の評価では，シミュレーションと実験を用いて従来の制御方法および提案手法による圧力変動の低減効果を評価した．その結果，従来の風量差制御もしくはハイブリッド室圧制御により，圧力変動が抑えられえることを示した．

3.5 扉開放中のコンタミネーションリスクに対する扉開口部の気流の評価では，気流の可視化や風速測定により，ハイブリッド室圧制御を用いて一方向気流は偏りが少なく生じることを確認した，浮遊粒子の濃度および浮遊細菌に対して，移送量が減少する効果があることを示した．扉通過風速は，移送率を部屋の重要度に応じて設定することで決定できる．ただし，慣性力が大きく働く比較的大きな浮遊粒子に対処するため 0.05 m/s 以上とすることが必要である．

また，人の出入りや扉の回転動作に伴う浮遊粒子の移送についても，シミュレーション(CFD)や可視化を用い定性的な考察を行った．シミュレーション(CFD)により，一方向気流により扉開口部付近が高清浄側の雰囲気となり，浮遊粒子の移送の可能性が低減していることを確認した．また，可視化により確認できた扉の回転動作に伴う気流の動きは，室内の配置計画時に考慮することが望ましい．

3.6 前室についてでは，前室は室圧変動抑制には効果があるものの，浮遊粒子の移送に対してはそれほど効果がなく，扉通過気流との併用が望ましいことを記した．

実際の設計では室内の使用目的に応じて，本研究で示した方法を使い分けることが必要である．室圧変動のみを抑制する場合には，前室の設置や風量差制御等の扉開放時に制御が不適切に作動しない工夫を行うことで対処できる．

無菌環境の維持や汚染物質の漏出管理を行う場合には，本研究で提案したハイブリッド室圧制御などの方法を用いることが望ましい．

参考文献

3.1） 助宮賢治,「室圧制御に影響を与える要因と対策」, PDA Journal of GMP and Validation in Japan (1999)，Vol.1，No.1，pp.45-51.

3.2) 大野貴志，中村慎二，大谷光幸，「クリーンルームの室圧制御方式に関する研究.」，三建設備工業(株)つくば総合研究所 研究報告 (2000)，No.7，pp.43-52.

3.3) 村江行忠，岩村多美勇，「クリーンルームにおける室圧変動に関する実験的測定」，クリーンテクノロジー (2008.2)，pp. 34-38.

3.4) 広川直紀，「手術室における新室圧制御方式の評価」，空気調和・衛生工学会講演会講演論文集 (1994)，pp.729-732.

3.5) 社団法人 日本空気清浄協会編，「クリーンルーム環境の計画と設計(改訂 2 版)」 (2006)，1.6 汚染物質と諸問題，pp.14-19，株式会社オーム.

3.6) 本田重夫，喜多義隆，磯野一智，柏瀬芳昭，森川馨，「固形製剤工場におけるクリーンルームの扉開放の動特性と開閉による浮遊粒子の移送に関する研究」，空気調和・衛生工学会論文集 (2004-10)，No.95，pp.63-70.

3.7) R&D プランニング，「空気清浄のための浮遊微粒子の計測・制御総合技術 (1987)」，26. 微生物エアロゾルの計測，pp.1040-1065，株式会社 R&D プランニング.

3.8) 藤井修二, 任太淋, 金光映,「バイオクリーン手術室の清浄度に与える扉の影響について」，第 7 回空気清浄とコンタミネーションコントロール研究大会 (1988)，pp.279-282.

3.9) Wiseman, B, "Room pressure for critical environments", *ASHRAE Journal* (2003), pp. 34-39.

3.10) 松平晏明，小暮佑紀，杉原義文，小原弘道，「スイング式ドア開閉によるクリーンルーム内の空気流動」，日本機械学会論文集(B 編) (2004-10)，Vol.70，No.698，pp.2515-2522.

3.11) 杉原義文，洞井慶久，阿部良太郎，小原弘道，「扉開閉による空気流動 PIV を用いた基本的流れの解明」，空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (2001)，pp.197-200.

3.12) 瀬野友伸，金岡千嘉男，田中稔，篠原克明，「ドア開閉に伴うクリーンルーム室内環境変化」，第 15 回空気清浄とコンタミネーションコントロール研究大会 (1997)，pp.259-264.

3.13) 田中真，「バイオロジカルクリーンルームにおける換気設備の圧力解析手法」，第 27 回空気清浄とコンタミネーションコントロール研究大会 (2009)，pp.25-28.

3.14) 櫛山一利，東圭，阿部敏之，蛭田陽一，「粒子モニタリングシステム」，クリーンテクノロジー (2005-11)，pp.21-26.

3.15) 大久保義典，「クリーンルーム省エネルギー技術のメリットとデメリット」，空気清浄 (2010)，Vol.48，No.4，pp.32-38.

3.16) 松本隆利，谷恵介，河野仁志，永坂和子，松本佳代，今井康治，「前室を設けた手術室方式のコンタミネーション防止効果」, 第 36 回日本医療福祉設備学会予稿集 (2007), pp.94-95.

3.17) 大曲康仁，香川利春，川嶋健嗣，荒井啓輝，出崎洋成，「有害物質の封じ込めと室間の交差汚染防止のための風量制御手法の研究」，第 22 回空気清浄とコンタミネーションコントロール大会 (2004), pp.131-133.

3.18) 茂木正史，得田健一，「室間汚染防止のための流量直接指令方式の研究」，空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (2004), pp.1823-1826.

3.19) 多田野安正，「病院における空調，クリーン設備」，空気清浄 (1999)，Vol.37.3，pp.230-238.

3.20) 山口太朗，吉田一也，長谷川雅一，「クリーンルームにおける扉開閉に伴うクロスコンタミネーションの制御手法とその効果検証」，空気調和・衛生工学会論文集 (2008)，No.138，pp. 9-17.

3.21) Dale H., "Laboratory Space Pressurization Control Systems", *ASHRAE Journal* (1994), Vol.36, No.2, pp.36-40.

3.22) 柴田克彦，「医薬品製剤工程等における室圧制御について」，クリーンテクノロジー (2005-6)，pp.18-22.

3.23) 米津晋，石田博一，千野祐一，米津晋，大角敬三，飯嶋和明，松藤久良，「バイオクリーン設備の空調制御 その 1」，空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (1993)，pp.193-196.

3.24) 石原正也，尾池聡，大曲康仁，東島浩史，「バイオハザード対策実験室の風量・室圧制御」，クリーンテクノロジー (2010.9)，pp.18-23.

3.25) 山口太朗，「室圧制御システム」，日本国特開第 2006-317082 号 (2006).

3.26) Wei, S., "Quantitative Multistage Pressurizations in Controlled and Critical Environments", *ASHRAE Transactions* (2004), Vol.110 Part.2, pp.759-769.

3.27) 山口太朗，長谷川雅一，橋本明洋，「室圧制御方法およびその装置」，日本国特開第 2008-151483 号 (2008).

3.28) 長谷川雅一, 佐々木洋二, 前園武, 山口太朗,「空調システム」, 日本国特開第 2006-317082 号 (2006).

3.29) 橋本明洋, 長谷川雅一, 山口太朗,「空調システム」, 日本国特開第 2007-24326 号 (2007).

3.30) 加藤千温，池上和之，枝尚，長谷部進，「クリーンルーム環境微生物測定及び培地充填試験に適した培地の検討」，防菌防黴 (2000)，Vol.28，No.11，pp.695-699.

3.31) JIS K 3836，空中浮遊菌測定器の捕集性能試験方法.

3.32) JIS K 3800，バイオハザート対策用クラスⅡキャビネット.

3.33) 狩野文雄,「ビル空調における加湿装置の微生物汚染とその制御対策」, 空気清浄(2005), Vol.43，No.3，pp.209-219.

3.34) 石松維世,「空気中の微生物捕集・検出と評価」, 建築設備と配管工事 (2009.11), pp.9-13. 培養方法.

3.35) 日本空気清浄協会,「空中菌・表面汚染菌測定法指針」 (1994)，No.28.

3.36) 葭原鶴二,「製薬環境における微生物の測定と制御」, 空気清浄 (2001.6), Vol.38, No.6, pp.380-389.

3.37) Yamaguchi, T., Kondo, A. and Kaga, A, "Study on Doorway Airflow for Maintaining Clean Environment", *International Symposium on Contamination Control 2010 Tokyo* (2010), pp.210-215.

3.38) 山口太朗，長谷川雅一，橋本明洋，「クリーンルームのコンタミネーションを抑止する制御システムの開発 その 1」，ダイダン技報 (2005)，Vol.97，pp.19-24.

第４章　局所換気設備の操作影響への対策手法と評価

4.1 序論

4.1.1 背景と問題点

クリーンルームや実験施設では，空調設備以外に設けられる換気設備が存在する場合が多い．生産を行う施設では，排熱や余剰物の除去を目的とした排気ファンが生産装置に付帯して備え付けられている場合が多い．実験施設では，クリーンベンチ，安全キャビネット(セイフティーキャビネット)・ドラフトチャンバーなどの実験対象物への局所的な給排気操作が行われる．これら空調設備と独立する局所的な換気設備を，本研究では局所換気設備と呼ぶ(一般には排気装置が多く，局所排気装置と呼ばれている)．

これらの局所換気設備は生産稼働時には必要であるが，生産準備中などの非生産時には稼働させる必要がなく，省エネルギーの観点から停止させておくべきものである．しかし，空調設備と独立して行われる発停操作は，室内の給排気のバランスを著しく乱すため，空調設備の室圧制御に対して大きな外乱となる．その為，それら局所換気設備の発停操作時においても圧力変動を緩和できる対策を検討することが重要となる．

4.1.2 課題と求められる要件

局所換気設備の発停操作に伴い圧力変動することで，管理対象の部屋とその隣室の差圧が逆転することが問題となる．差圧が逆転することで，室間の気流方向が逆転し清浄環境の低下や管理物質の流出を招く．そのため，求められる要件は，圧力変動を隣室との室圧逆転が起きない範囲にとどめることとなる．隣室との室圧逆転が起きない程度とは，設定されている室間差圧の半分が目標値となる．

4.1.3 既往の研究

局所換気設備の発停による室圧変動への影響について，村江ら[4.1)]は圧力調整ダンパの追従性や隙間面積との関連性を実験的に求めた．

助宮[4.2),4.3)]は，空調設備の制御の追従が間に合うように，局所換気設備のファンの周波数の変化速度を，インバータを用いて低速で行うことが有効であると示している．しかし，空調設備側の要求で局所換気設備の発停速度を緩和させることが不可能な場合もある．そのため空調設備側での対策方法が求められている．

また，石原ら[4.4)]は局所換気設備の発停操作に合わせて，室内の風量を増減する方法を提案しているが，この方法は起動および停止の瞬間的な圧力変動には追従できない．

4.1.4 本章の目的

本章では，局所換気設備の発停操作における室圧変動を抑制する方法を提案し，その有効性について評価する．

4.2 局所換気設備の操作影響への対策手法

4.2.1 対策方針

局所換気設備の発停による室圧変動は，空調設備側の制御の追従性の遅れによる．しか

し，空調設備側の制御の追従性を局所換気設備の発停による室圧変動に合わせることは困難である．空調設備側の制御の追従速度は，外乱がない定常状態における微弱な変動に対して安定した室圧制御が行えるように設定されている．外乱がない状態でもファンの風量が変動するなどの影響があるためである．

すべての状態で安定した制御を行うパラメータの最適値はなく，重要な状態を優先したパラメータ設定を行うか，状態が変化することを検知して，パラメータを変更することが対策として考えられる．緩やかな遷移過程を除いては，パラメータの変更は状態変化が起こる前に行わなければならない(後述，図 4-7).

また，遷移過程に再現性があり，起きる時機が予測可能である場合は，フィードフォワード制御による対処，つまり，予測動作による対処を行うことも有効であると考える．

局所換気設備の発停は，操作スイッチにより行われるため，その操作信号を利用することが可能であり，操作信号に応じたパラメータの切替えや制御方法の切替えによる対処が可能である．特に局所換気設備の発停操作は，風量変更量が一定であり，再現性のある状態変化であるため予測動作による対処が行える．

以上の方針を実現する具体的な対策技術の一例として，前章でも用いたハイブリッド室圧制御，つまり，室圧制御と風量制御の切替え手法を提案する．

4.2.2 ハイブリッド室圧制御

ハイブリッド室圧制御を以下のように実現する(図 4-1)[4.5]．ハイブリッド室圧制御は，従来の室圧制御と風量差制御を組み合わせたものであり，局所換気設備の発停操作信号を受けて制御を切り替える仕組みとする．

ⅰ）局所換気設備の発停操作が行われない状態では，室圧制御を採用し，フィードバック制御により室圧を一定に維持するよう排気側の圧力調整ダンパ(PCD)を制御する．

ⅱ）局所換気設備の発停操作が行われた場合，その発停操作信号を受けた直後から所定時間は，風量差制御を採用する．このとき，局所換気設備による給排気の変更分を加味して室圧が安定するダンパ開度を予測し，室圧の計測値に関わらず，そのダンパ開度に所定の速度で移行させる．この時，ダンパ開度の動作速度は，局所換気設備の風量の切替え速度に合わせて設定された速度とする．

ⅲ）局所換気設備の発停操作信号から所定時間経過後に，室圧制御に切替える．

4.3 対策手法の評価

4.3.1 検証環境

局所排気ファンの起動停止に伴う室圧変動に対して，第 2 章で構築したシミュレーションと，実験により評価する．検証環境のダクト系統は，図 4-2 に示すように二部屋のうち室 2 側に局所排気ファンを設置したものである．また，検証環境の設備の様子を図 4-2b,c に，設備の仕様を表 4-1 に示す．検証環境に用いたファンの特性曲線は図 4-3 に示す，メーカが提示した性能評価シートのデータから内挿したものを用いた．ダンパの抵抗曲線は，ダンパ開度と抵抗係数について実測し図 4-4 のように内挿した．

室 1，室 2 はそれぞれ 5 Pa，10 Pa の設定室圧で制御している．時刻 30 s において局所排気ファンを停止状態から起動させ，時刻 90 s において停止させた [4.6]．

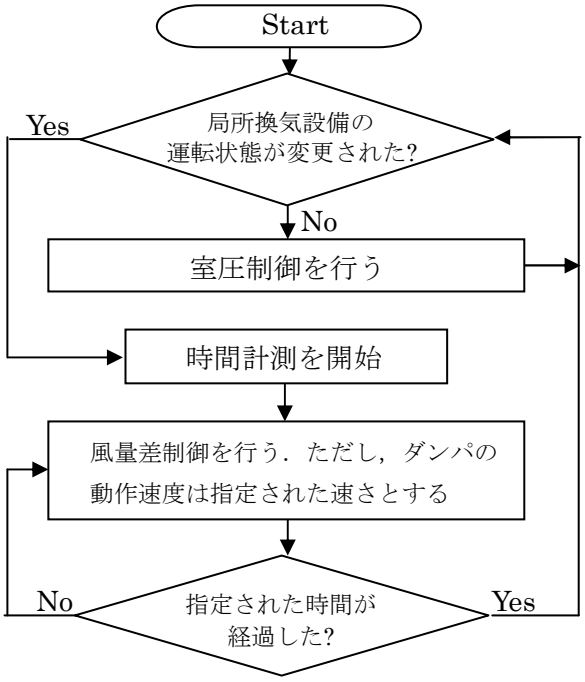
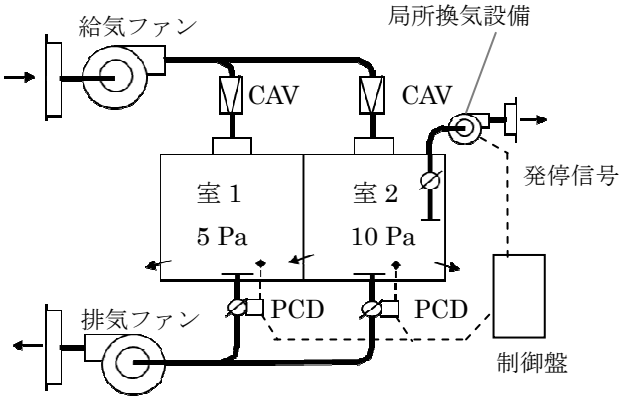
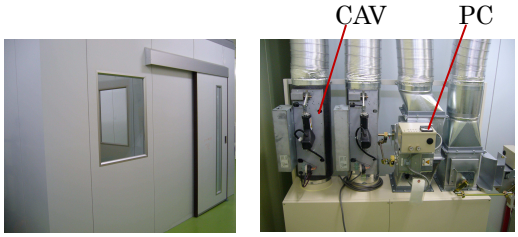


図 4-1 局所換気設備の操作時のハイブリッド室圧制御の制御ループ

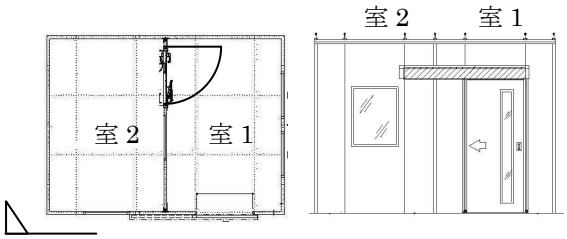


a) ダクト系統図



部屋の外観　　制御装置

b) 検証環境の外観写真



c) 部屋の平面図と立面図

図 4-1 検証環境

表 4-1 検証環境の条件

	室 1	室 2
部屋の大きさ	2.7 × 1.8 × 2.6 m	2.7 × 1.8 × 2.6 m
給気風量 換気回数	420 m³/h 33.3 回/h	470 m³/h 37.3 回/h
設定室圧	5 Pa	10 Pa
給気設備	ファンの運転周波数: 50 Hz 制御装置: CAV, 動作速度: 0.83 %/s ダクトサイズ: 200 mm	
排気設備	ファンの運転周波数: 60 Hz 制御装置: PCD, 動作速度: 1.7 %/s ダクトサイズ ：200 mm	
局所換気設備	189 m³/h ダクトサイズ ：100 mm	

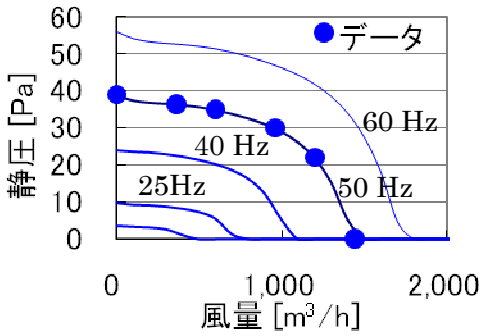


図 4-3 ファンの性能曲線

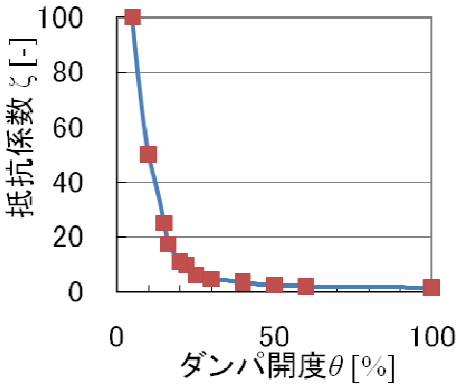


図 4-4 PCD のダンパ開度特性

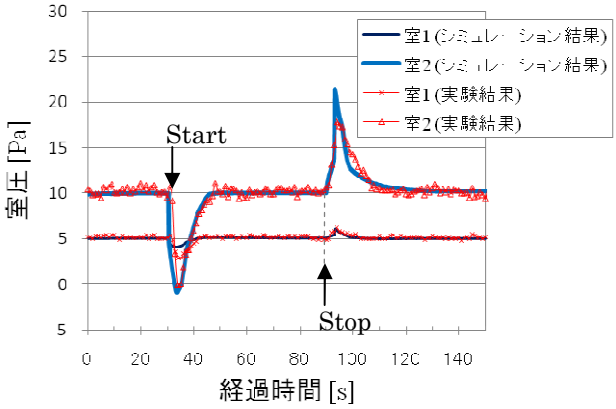


図 4-5 局所換気設備の発停操作に伴う圧力変動

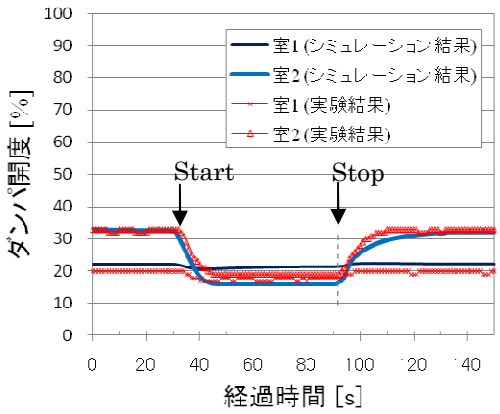


図 4-6 局所換気設備の発停操作に伴うダンパ開度の変化

4.3.2 実験とシミュレーションによる結果の比較

実験結果およびシミュレーションを行った結果の室圧変動を図 4-5 に，PCD のダンパ開度の変化を図 4-6 に示す．

実験結果では，局所排気ファンが作動し始めた 30 s に室 2 からの排気風量の総量が増えたため，室内の給排気のバランスが崩れ室 2 の室圧が，－0.1 Pa まで低下し，その後，PCD が室圧の回復のために，開度が 33% から 20% まで変化した．室 2 の室圧が低下している間，室 1 と室 2 との隙間を通じた漏気の影響で，室 1 の室圧も 3.4 Pa まで低下した．局所排気ファンが停止し始めた 90 s では，給気風量の過多が起こり，室 1，室 2 の室圧が，5.7 Pa，17.8 Pa となり，その後それぞれの設定室圧に回復した．

シミュレーションの結果は，実験値の結果とよく一致しており，圧力変動およびダンパの開度変化を再現した．ただし，以下については差異がみられた．一つ目として，排気開始時の室 1 側の室圧の変化量が異なった．室 1 と室 2 間の漏気面積データが計算値では過小評価されたと考えられる．二つ目として，排気停止時の室 2 側の室圧変化のピーク値が異なった．正確には確認できないが，実験値では検出器の反応遅れのため検出できなった圧力上昇を再現していると考えられる．三つ目は，排気停止時の室圧回復過程における室 2 側のダンパ開度の変化状況にずれがある点である．PCD の制御動作が設定した条件よりも，偏差の小さい部分で実験値の方が早く動作しているためと考えられる．以上のように細部では差異があるが，本研究で構築したシミュレーションを用いることで，室圧変化を予測することが可能であることが確認できた．

4.3.3 室圧変動を抑えるための対策検討

次に室圧変動を抑えるための対策について，圧力シミュレーションで検討する．PCD の動作速度を変化させた場合における室 2 の室圧変動のシミュレーションの結果を図 4-7 に示す．PCD の動作速度は追従速度を意味し，早ければ早いほど，圧力変動後の復旧に要する時間が短くなる．しかし，PCD の動作はフィードバック制御であるため，圧力変動がある程度発生した後に発揮される機能であり，根本的に圧力変動そのものを解消するには至らないことが分かった．

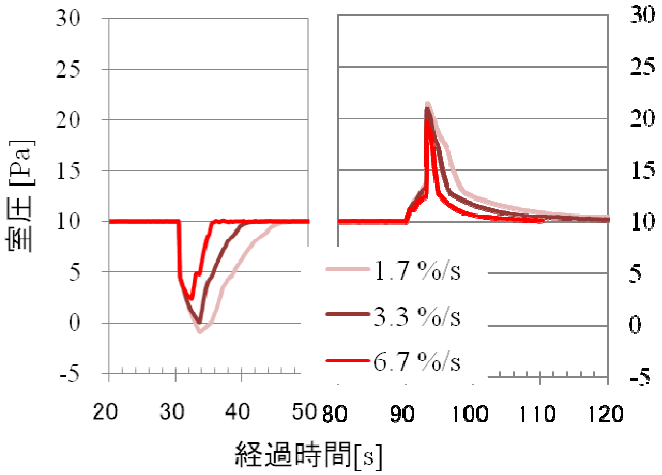


図 4-7 PCD の動作速度を変化させた場合の局所換気設備の発停操作に伴う圧力変動

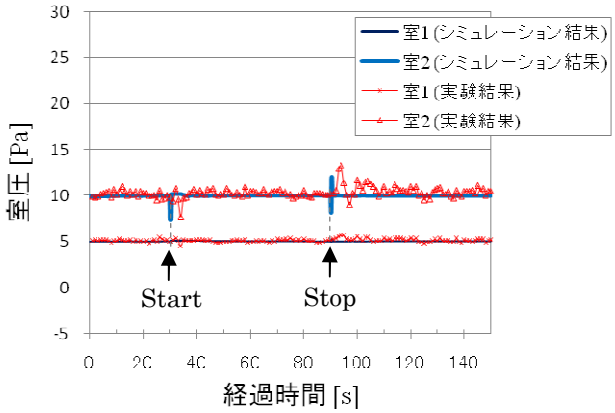


図 4-8 ハイブリッド室圧制御を適用した場合の圧力変動

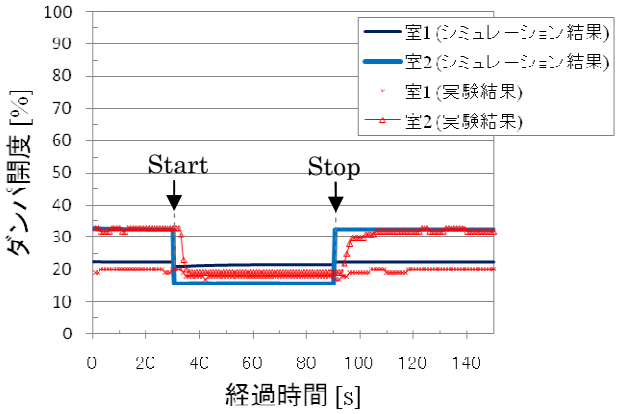


図 4-9 ハイブリッド室圧制御を適用した場合のダンパ開度の変化

次に，図 4-1 のハイブリッド室圧制御の動作フローに従って，PCD の制御動作を排気装置の起動・停止の操作信号により，所定時間(5 s)だけ風量差制御で指定開度に動作させた場合のシミュレーションの結果と，同条件で行った実験結果を図 4-8,9 に示す．シミュレーション結果および実験結果から，圧力変動が目標値である室間差圧の半分である±2.5 Pa 程度に抑制されることが示された．以上により，ハイブリッド室圧制御が有効であることが評価できた．

4.4 本章のまとめ

本章では局所換気設備の操作影響への対策手法についての室圧設計・制御方法についてまとめた．4.1 序論では，対策が求められる背景と求められる要件を示し，既往の研究を紹介した．

4.2 局所換気設備の操作影響への対策手法では，対策方針として操作信号を用いた予測制御を行うこととし，具体的な対策技術として，ハイブリッド室圧制御を提案した．

4.3 局所換気設備の操作影響による圧力変動の低減効果の評価では，実験とシミュレーションにより，提案手法の有効性を評価した．

また，次章(第 5 章　空調設備の操作影響への対策手法と評価)で示すように，空調設備においても運用の都合上で室内の給気風量の切替えを行う場合がある．この切替える風量が軽微な場合や，変化速度が比較的遅い場合は，本章で示したハイブリッド室圧制御を適用することで対応可能である．

参考文献

4.1) 村江行忠，岩村多美勇，永井裕之，栗木茂，小出剛男，柿沼正道，長野耕司，平原省三，佐々木信光，「クリーンルームにおける室圧制御に関する研究 その 1」，戸田建設 技術研究報告 (2007)，vol.33，pp.3.1-3.6.

4.2) 助宮賢治，「室圧制御技術の変遷と今後の課題」，クリーンテクノロジー (2005.1)，pp. 61-64.

4.3) 助宮賢治，平原茂人，「空調装置」，日本国特公平 6-7018 号 (1994).

4.4) 石原正也，尾池聡，大曲康仁，東島浩史，「バイオハザード対策実験室の風量・室圧制御」，クリーンテクノロジー (2010.9)，pp.18-23.

4.5) 山口太朗, 長谷川雅一, 橋本明洋,「室圧制御方法およびその装置」, 日本国特許第 4485476 号 (2006).

4.6) 山口太朗，古川悠，近藤明，加賀昭和，「等価回路網モデルを用いた室圧制御室の外乱による圧力変動の予測」，日本機械学会論文集(B 編) (2011)，Vol.77，No.774，pp.247-254.

第５章　空調設備の操作影響への対策手法と評価

5.1 序論

5.1.1 背景と問題点

クリーンルームや実験施設の空調設備に対して行う主な操作は，1)空調設備の起動操作と停止操作と，2)風量の切替え操作などがある．一旦，クリーンルームの空調設備を停止すると塵埃が増え [5.1)]，空調設備を立ち上げても数時間から数日の運転を行わなければ所定の清浄度まで回復しない．その為，空調設備は 24 時間運転を行い，定期的なメンテナンスなどの必要性がある場合にのみ停止させる場合が多い．また，後述(5.1.2 除染操作)の除染行為を行う場合に，空調設備を停止し，室内を除染用の薬剤にて除菌を行ったのちに起動させる操作を行う．これを「除染操作」といい，本研究では空調設備の起動停止操作の一形態として扱う．

クリーンルーム内で生産等を行わない時間帯では，人や機器の動作が少なく，熱負荷の発生や発塵も少ない．そのため，非生産時の換気回数は，生産時の回数よりも少なくすることができる．非生産状態を「非生産モード」と呼んだり，夜間が非生産状態である場合も多いため「夜間モード」と呼ぶ場合もある．非生産時に風量の切替えを行う操作は，省エネルギーの観点から近年では特に励行されるようにってきている [5.2)]．

空調設備の起動・停止操作や除染操作，および風量の切替え操作と，先の局所換気設備の操作との違いは，変化する風量が非常に大きく，ファンの周波数の変更を伴うなど空調設備の制御機器全体が関与する場合が多いことにある．その為，より室圧制御を安定させることがより困難であり [5.3),5.4)]，±100 Pa を超す変動が生じる例も珍しくない．その結果，次のような問題が生じる．

・室内の過大な圧力変動が壁や天井の接合部分に影響し，シール材の劣化を起こし，最終的には，壁の倒壊などに至る場合もある．

・室内の過大な圧力変動により，設定値と正負が逆転した室圧に変化することにより，清浄度の著しい低下を招く．

・停止時に除染，清掃を行った後，空調設備の起動に伴って，上記の清浄度の低下を起こすことで，除染効果が損なわれる．または，除染を行った効果が確実に保たれていると保証できなくなる．

ただし，すべての問題を解決することを求めない場合もある．室内の用途に応じて，非生産時に室圧の逸脱や逆転を起こしても，生産中に十分な清浄度が確保されていれば支障がないと判断するためである．そのため施設側の要求に応じて，対策すべき度合いを決定する．以下の項目の順に，満たすべき条件が厳しくなる（図 5-1）．

1）過剰なオーバーシュートを抑え，建物に負担がかからない程度の圧力変化とする．例えば，±100 Pa 以下の変動とする．

2）室圧の正負の逆転を起こさないようにし，清浄度の大幅な低下を避ける．

3）隣接する室間の差圧逆転を起こさせない．

4）室圧変動を所定範囲内とする．

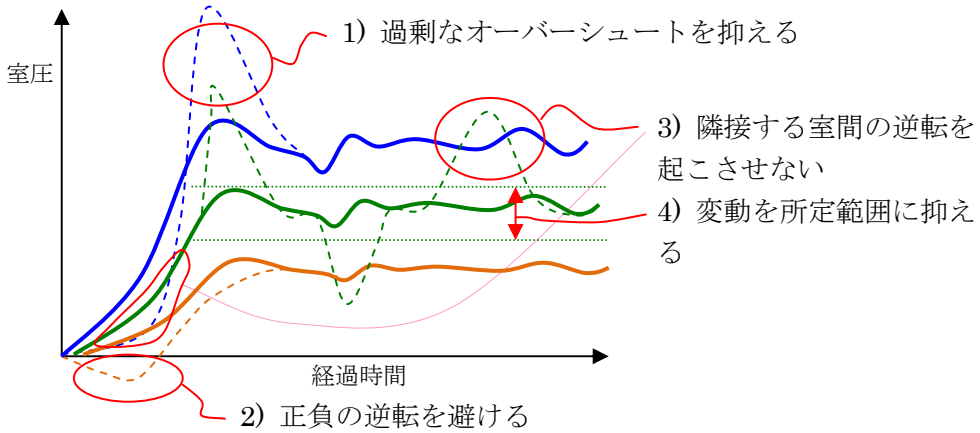


図 5-1 空調設備の起動時における室圧変動の満たすべき条件

5.1.2 除染操作

製薬施設では，体に直接的に投与される薬剤の生産工程の一部など，菌が検出されない無菌環境で行うことが義務付けられている場合がある．また，伝染性や毒性の高いウイルスを取り扱う施設では完全な封じ込めが義務付けられている．そのような施設では，定期的に除染行為を行う．

空調設備を停止した状態で室内の隙間を養生材で塞ぎ，ホルマリンや過酸化水素ガス，オゾン，次亜塩素酸など[5.5),5.6)]の気化成分で室内を満たし，空気中および壁面や生産装置や什器などの内部設置のものすべての表面の真菌や細菌またはそれに類するものの活動を低下させる行為を，室内の「燻蒸」・「滅菌」・「除染」などと呼ぶ．その後，空調設備を起動させる．この空調設備の起動・停止および除染行為には，ファンの発停操作と，空調設備のダクトを通じて周辺へ薬剤が漏気するのを防ぐためのダンパ操作と，除染薬剤の気化を促す空調温度の設定変更と，除染薬剤を特殊なフィルタで回収するためのダクト経路の切替え操作，および除染排気ファンによる強制全外気換気(「エアレーション」と呼ぶこともある)などの各種の機器の操作を伴う．この除染行為に伴う空調設備全体の動作フローを含めて本研究では「除染操作」と呼ぶ．また，この除染操作に含まれる機器の一連の動作のシーケンス制御と，除染設備との通信処理等を含めて自動化して行う場合がある[5.7),5.8),5.9),5.10)]．

本研究では室圧制御に関わる機器の操作についてのみ取り上げるものとし，その場合には，通常の空調の停止操作と起動操作を一連で行う場合と同等と位置付けられるので，本章では空調設備の起動・停止操作に含めて議論する．

また，除染操作での空調設備の起動時に特有の問題がある．空調を起動させる前の状態では，室内は除染に用いた薬剤の気化成分が充満している．空調設備を起動させることによって換気を行い室内の濃度を低下させていくのだが，クリーンルーム内が 30 Pa などの高い陽圧に設定されている場合，室内の濃度が低下する前に，周辺の一般廊下や天井内などに薬剤の気化成分が漏れ広がってゆく．このとき薬剤成分は人や機材，実験環境に対してもダメージを与える可能性がある．

複数の実験エリアを抱える施設では，一つのエリアの除染を行った場合に，他のエリアの空調系統に薬剤成分が侵入する可能性がある．例えば隣接エリアで試薬検査を行ってい

る動物や対比する動物が飼育されている場合に，漏出した薬剤雰囲気が実験結果に予期しない作用を起こし適切な実験データが得られない可能性がある．

つまり，除染操作時の空調設備の起動に対しては，除染に用いた薬剤の気化成分が高い濃度で漏出しにくいように配慮することが望ましい．例えば，室圧制御の設定値を，空調の起動開始直後は低い値(3 Pa 程度の微小な室圧)に抑え，所定の時間経過の後に，所定の設定値に変更するような操作が考えられる(図 5-2).

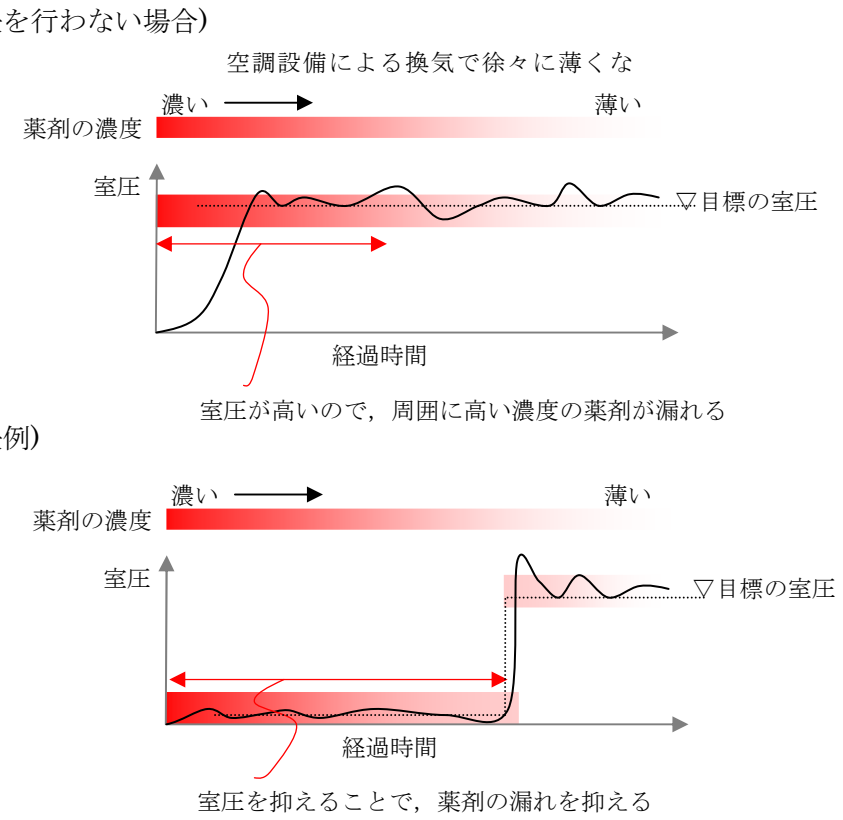


図 5-2 除染後の空調起動時に除染薬剤の高濃度での漏出を抑える工夫例

5.1.3 既往の研究

空調設備の操作に伴う過剰な室圧変動は，壁の倒壊など致命的な損失を伴うことから，多くの取り組みが行われている．助宮 [5.11]はインバータを用いて空調設備の給気ファンと排気ファンの動作速度を抑えることを推奨している．多くの施設でこのような試みがされており，通空調設備の起動に数時間を要する例も珍しくない．柴田 [5.12]・高橋ら [5.13]は，給気ダクト経路上に設けたダンパを徐々に動作させることで室内への給気量が急激に増加するのを防ぐ方法を提案している．

さらに，松井 [5.14]は，複数の部屋の室圧の順位を乱さず起動するために，室圧制御の目標値を起動時には一旦，0 Pa とし，その後，順次設定室圧の高い部屋から，目標設定値へと切替える方法を提案している．しかしこれらの方法は，±100 Pa を超える極端な室圧変動を抑えることはできるが，圧力調整ダンパ PCD を用いることを前提としており，フィードバック制御が行われるため室圧のオーバーシュートを防ぐことは困難である．

大曲ら [5.15]は，風量差制御を行っている場合に，風量の切替え動作に伴い定風量装置 CAV

の設定値を変更する方法を提案しているが過渡的には室圧の逸脱を許している．以上のように，いまだ空調設備の操作に伴う室圧変動を抑制する十分な手法は提案されていない．

5.1.4 本章の目的

本章では，空調設備の操作に伴う室圧変動を抑制する方法を提案し，その有効性について評価する．なお，空調設備の操作影響が最も顕著に表れるのは起動時であるため，本章における評価は，空調設備の起動時について行うものとする．

5.2 空調設備の操作影響への対策手法

5.2.1 原因の考察と対策方針

空調設備の起動操作に伴う室圧変動の要因は，1)局所排気設備の操作影響の場合と同じく，状態の変化に対する制御動作の追従の遅れと，2)制御する圧力調整ダンパ PCD が，操作開始時に適切な開度となっていない，つまり，全閉または全開になっていることに起因する．

設定室圧が陽圧の場合，空調設備の停止状態では，室圧は目標値より低い 0 Pa となっているため PCD は全閉となる．その後，空調機が起動しても給気風量が一定量になるまでは室圧は目標値以下であるため全閉のまま動作しない．つまり，排気側が遮断されたまま，給気風量は所定の速度で増え続けることとなるため，室圧が目標値を超えた瞬間に急激な上昇を起こす．室圧の過剰な上昇後，PCD は徐々に開き始めるが給気風量の増加速度に対して，PCD の制御速度はそれほど速くないため，一定時間，過剰な室圧上昇が続くことになる(図 5-3)．陰圧設定の場合には PCD 開度が全開の状態で急激に還気風量が増加するので，排気過多になり，大きく負圧になる．

要因側の変化そのものを遅くする手段として，空調設備の給排気のファンの動作速度を遅くする[5.11]ことは有効である．しかし，瞬間的な圧力変動を起こさないほどファンの動作速度を低減させると，空調設備の操作に数時間を要することになり，施設運営に大きな負担となる．

対処方針として，空調設備の起動操作の開始直後に PCD が全閉や全開にならない状況にすることとする．例えば，空調設備の起動操作の開始直後に室圧にかかわらず圧力調整ダンパ PCD を適切な開度に維持させることで，室内に風が流通する状況とする．一定の給排気が行われた後に，室圧制御を開始する．つまり，前章(第 4 章　局所換気設備の操作影響への対策手法と評価)で用いたハイブリッド室圧制御，つまり，室圧制御と風量制御の切替え手法を応用する．

また，空調風量の切替え操作の場合は，先の局所排気設備の操作影響の場合と同じく，操作信号にもとづき，過渡的状況下のみ制御方法を切替えることで対処[5.16),5.17)]することが有効であり，ハイブリッド室圧制御を用いる．

空調設備の停止操作に伴う室圧変動は，局所排気設備の操作影響の場合と同じく，状態の変化に対する制御動作の追従の遅れによるものである．しかし，起動操作時と異なり遷移の開始時では PCD の開度は適切な開度であるので，極端に動作させなくとも追従できる．そのため，ファンの動作を遅くする[5.11]ことで対処が可能である．

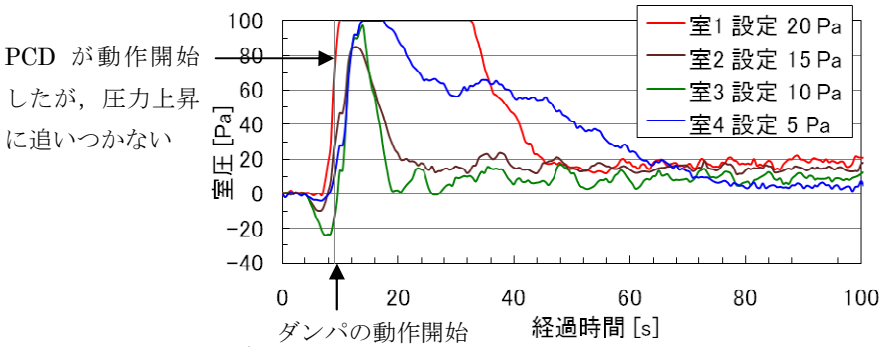
しかし，空調設備の操作影響による室圧変動は，PCD の動作やファンの動作速度による対策だけでは解決しにくい場合がある．複数種類の制御機器が同時にそれぞれの異なる目標に対して動作する場合である(後述，図 5-5 参照)．ファンのインバータ制御は，空調の起動時や風量の変更に伴い目標値の変更がなされるため，操作開始時点で目標値との大きな乖離が発生し，許容される最大速度で動作を行う．同様に，定風量装置 CAV も，空調設備

の起動時には全開状態からの動作となり，動作が激しくなる．風量変更の場合も，必要換気回数(給気風量の設定値)が変更されるため，大きな制御動作を開始する．ファンのインバータ周波数の制御も，定風量装置 CAV の風量制御も，その制御動作が室圧制御に対する外乱となる．ハイブリッド室圧制御のような単純な予測制御のみでは，複数の外乱要因がある遷移過程に対処することは困難である．

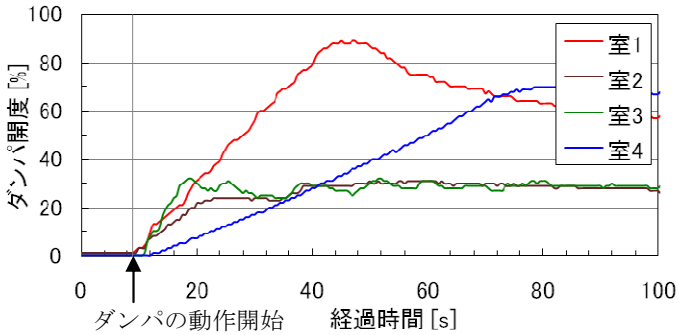
対策方針としては，複数の制御機器がそれぞれの目的で動作する場合，最も優先されるべきは室圧制御であるとする．インバータによる周波数の設定を変更する目的は，運用時に必要な風量を確保するため，あるいは，必要な風量が減少したためそれに追従し動力を削減するため，あるいは，停止するためであり，状態遷移の結果，目的の設定値に到達していればよいので特段優先的な制御ではない．定風量装置 CAV の設定値変更も状態遷移の結果到達していればよく，遷移過程で，所定の風量から外れることで生産環境の品質を落とすものではないので，厳格に維持する必要性はない．しかし，室圧制御は，その遷移過程でも所定の室圧を許容する範囲内に維持しなければ，室間の室間の差圧逆転などを起ここすなどの汚染リスクが伴うためである．

よって，室圧制御に対して外乱となる他の制御を，室圧制御が可能な範囲で動作させる協調的な対策が効果的と考える [5.18),5.19)]．この協調的対策を行う一連の制御体系を本研究では「室圧優先制御」と呼ぶ．

つまり，空調設備の操作影響への対策は，システム全体の制御動作の複雑性や PCD への影響の大きさなどを加味して，ハイブリッド室圧制御と，室圧優先制御を使い分けて対処するものとする．



a) 圧力変動



b) ダンパ開度の変化

図 5-3 空調設備の起動直後の過剰圧力上昇の様子

5.2.2 ハイブリッド室圧制御

空調設備の起動時のハイブリッド室圧制御を以下のように実現する(図 5-4)[5.17]. ハイブリッド室圧制御は，従来の室圧制御と風量差制御を組み合わせたものであり，空調設備の起動信号を受けて制御を切り替える仕組みとする．なお，風量切替え時の場合は，風量の切替え信号を受け図 4-1 と同様の制御を行う．

ｉ）空調設備の起動操作が行われた場合，風量差制御を採用し，予め設定されたダンパ開度とし，所定時間維持する．

ii）所定時間の経過後に，室圧制御に切替え，フィードバック制御により室圧を一定に維持するよう排気側の圧力調整ダンパ(PCD)を制御する．

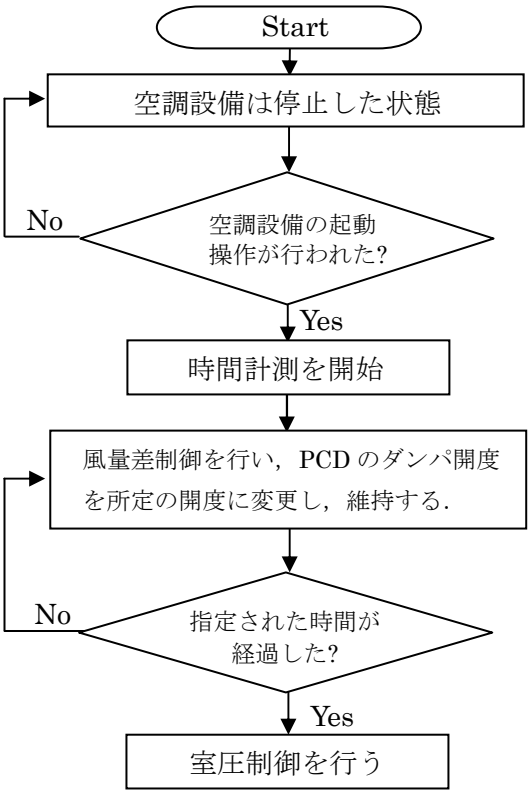


図 5-4 空調設備起動時のハイブリッド室圧制御の制御ループ

5.2.3 室圧優先制御

図 5-5 の動作イメージを実現する室圧優先制御の具体的な対策技術の一例として，図 5-6 に示す動作フローに従った以下の様な制御を提案する．

ｉ）中央指令装置を用意し，室圧を常時モニタリングする．

ii）室圧が所定範囲から逸脱した場合に，中央指令装置から，室圧変動に影響し得る動作している制御機器に対して，制御動作を一旦停止，または，動作速度を緩和する信号を与える．

iii）他の制御機器が一旦停止，または，動作速度を緩和している間，圧力調整ダンパ PCD にて室圧制御を行い，室圧が所定範囲に復旧したのを確認する．

iv）中央指令装置から出力している動作の一旦停止や緩和信号を取り消す．

さらに空調設備の起動時の場合には，PCD はハイブリッド室圧制御を行うものとする．CAV は空調設備の停止開始時に制御動作を停止し，その開度を維持させて，各室への配風バランスを保持するものとする．空調設備の起動中も開度を維持させ，室圧制御等が安定した後に，制御を再開させるものとする．

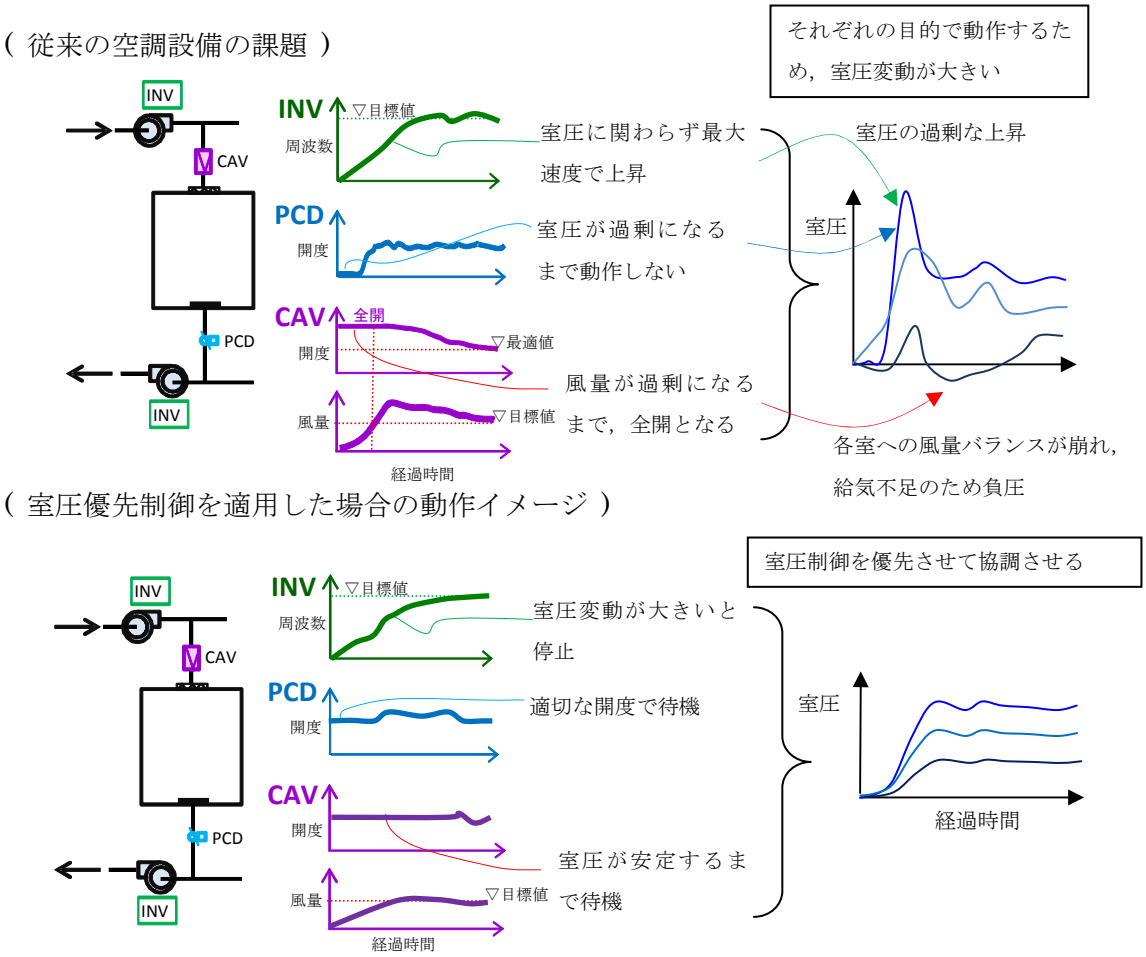


図 5-5 空調設備の起動時の制御機器の動作イメージ

5.2.4 提案手法のシステム構成

また，ハイブリッド室圧制御のシステム構成は図 3-9 と同様とする．室圧優先制御のシステム構成を図 5-7[5.20]に示す．つまり，室圧の計測器，および，インバータや CAV と自動制御盤を結ぶ配線がハイブリッド室圧制御に追加した構成とする．

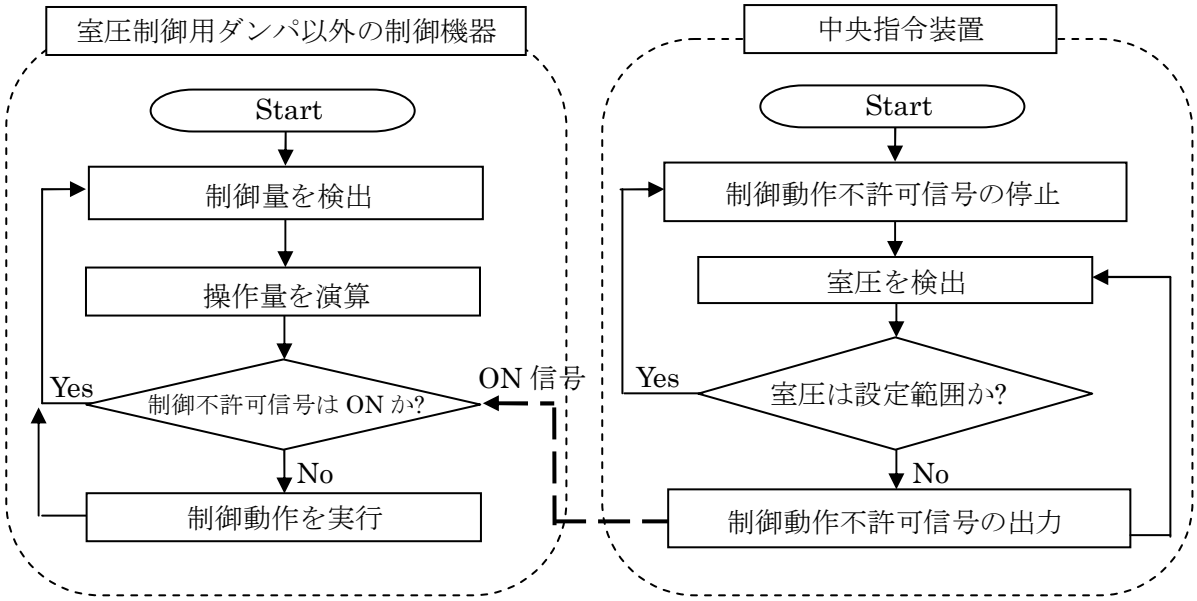


図 5-6 室圧優先制御の制御ループ

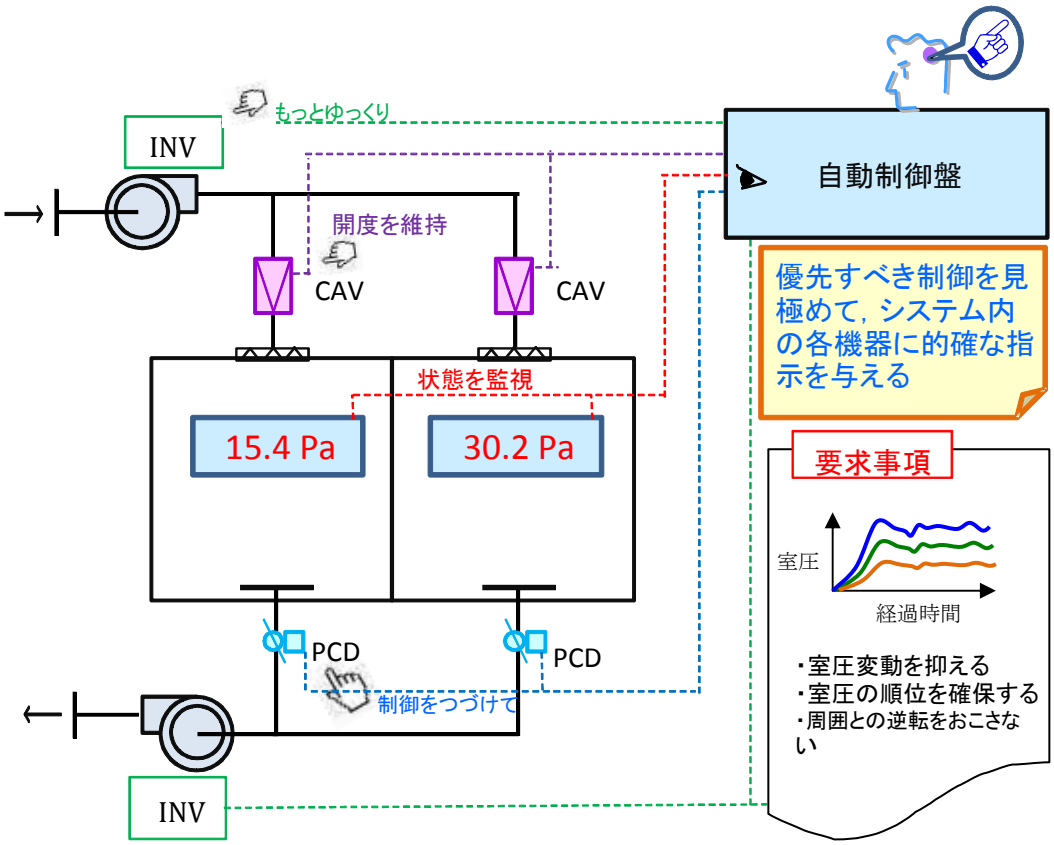


図 5-7 室圧優先制御のシステム構成

5.3 ハイブリッド室圧制御による圧力変動の低減効果の評価

5.3.1 検証環境

空調設備の給排気ファンの起動時の室圧変動に対して，第 2 章で構築したシミュレーションと，実験により検証する．検証環境のダクト系統および，設備の仕様は，前章と同じく図 4-2，表 4-1 のものを用いた．設定室圧は室 1，室 2 それぞれ 5 Pa，10 Pa であり，給気ファンおよび排気ファンが停止した状態から始め，時刻 0 s において給気ファンおよび排気ファンを同時に起動させた場合について室圧変動を評価する [5.21)].

5.3.2 対策手法の評価

5.3.2.1 実験とシミュレーションによる結果の比較

実験結果およびシミュレーションを行った結果の室圧変動を図 5-8 に示す．また PCD のダンパ開度の変化を図 5-9 に示す．

実験値・計算値ともに，0 s の空調設備の起動により室 1 は 30 Pa まで，室 2 は 70 Pa まで圧力が過剰に上昇し，30 s 後にそれぞれの設定圧力となった．開度の変化をみると，室圧が設定値を超える 2 s までは PCD のダンパ開度が全閉であり，その後徐々に開いて，定常状態で各室圧が設定値になる開度 20%，32%に収束した．つまり，給排気ファンの起動時には，排気側の PCD の開度が安定時の開度と大きく乖離しているために室圧の過剰な上昇を起こしている．PCD はフィードバック制御により圧力の上昇が緩和される方向に動くが，ファンの回転数の上昇による風量の上昇の速度に追いついていないため，設定室圧への到達までに時間を要していることが分かった．

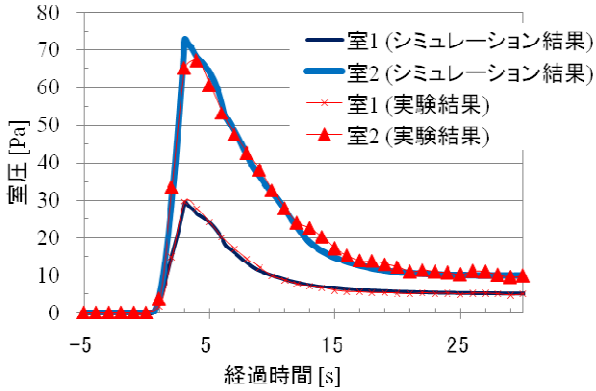


図 5-8 空調設備の起動時の室圧変動

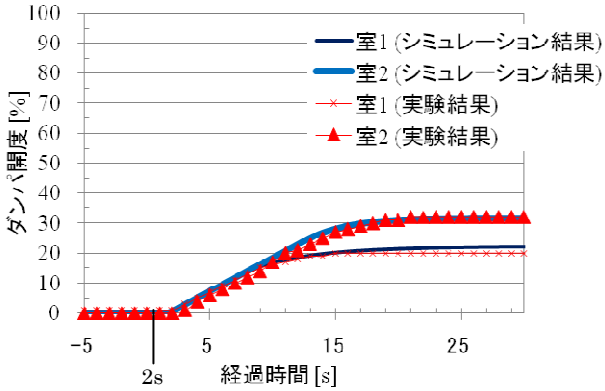


図 5-9 空調設備の起動時のダンパ開度の変化

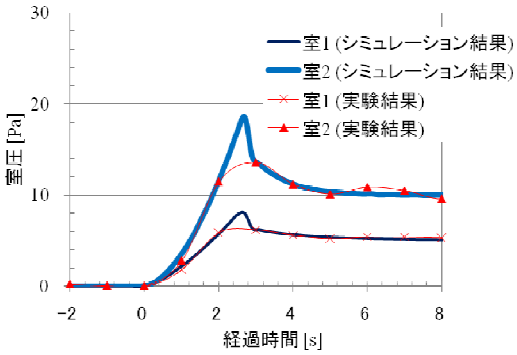


図 5-10 ハイブリッド室圧制御を適用した場合の空調設備の起動時の室圧変動

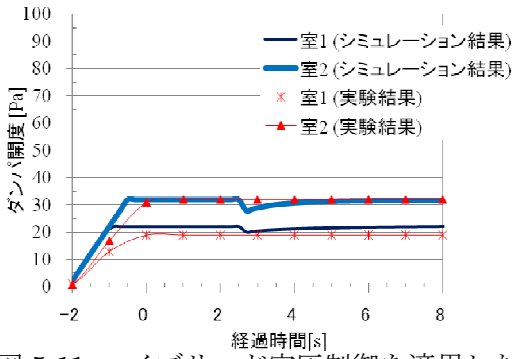


図 5-11 ハイブリッド室圧制御を適用した場合の空調設備の起動時のダンパ開度の変化

次に室圧変動を抑えるための対策として図 5-6 のハイブリッド室圧制御を導入した場合について，シミュレーションと実験を行った結果を図 5-10,11 に示す．起動操作の 2 s 前に PCD を風量差制御で所定の開度まで動作させた．その後，起動操作開始より 3 s 後に室圧制御に切り替えた．ここで所定の開度は，定常時に安定する開度を目安とした．なお室圧順位の逆転が起こる場合は，高圧側となるに従って，定常時の安定する開度より小さく設定する．シミュレーションと実験の結果ともに室圧のオーバーシュートは室 1 では 10 Pa 以下，室 2 では 20 Pa に抑えられ，対策が効果的であることが示された．また，結果の比較から，実験の場合のピークが計測のインターバルによって検出されていないことも推定された．

5.3.2.2 室圧順位の逆転が生じる場合の対策手法の効果

先(5.3.2.1)の例に対して，部屋の気密の度合いとダクト部材の抵抗を変化させた結果を図 5-12 に示す．室 2 の気密性を下げ(隙間面積を 5 倍)，室 1 側の排気ダクトの抵抗を 2 倍に増やした．設計時点では不明確な要素であり，施工状態に依存する．室 2 の気密性を緩和したことにより室 2 側のピークが下がり，室 1 側の排気ダクトの抵抗を増やしたことにより，PCD はより開度が開いた状態で安定するため，全閉からの動作では，オーバーシュートからの回復が遅くなった．その結果，空調設備の起動に，室圧の逆転が生じた．

図 5-13 はハイブリッド室圧制御を適用した場合の結果である．このような場合でも，ハイブリッド室圧制御に，空調設備の起動直後の PCD を適切に設定することで，室圧の順番の逆転を解消できることが確認できた．

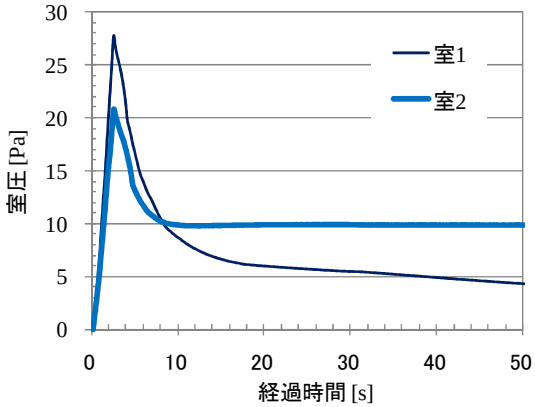


図 5-12 空調設備の起動時の室圧変動

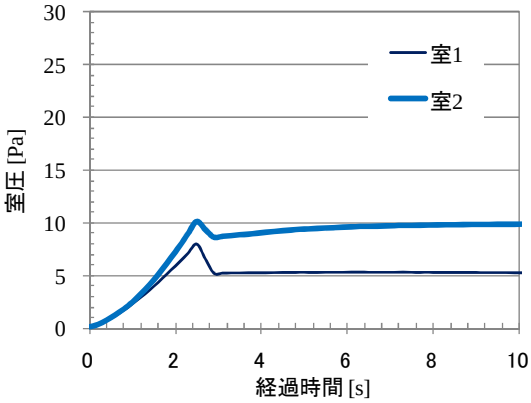


図 5-13 ハイブリッド室圧制御を適用した場合の空調設備の起動時の室圧変動

5.3.2.3 ハイブリッド室圧制御の限界

ハイブリッド室圧制御による空調設備の起動操作への対応は，このように起動開始直後の PCD の開度を適正に設定することで，室圧制御のオーバーシュートを緩和でき，また室圧順位の逆転を解消できることが分かった．ただし，次節(5.4 室圧優先制御による圧力変動の低減効果の評価)に示すような場合では，CAV や INV の動作の影響により室圧変動が大きくなり，ハイブリッド室圧制御では対応できない．つまり，PCD 以外の機器に対する工夫が求められる．他の制御機器による室圧変動への対策としては，室圧優先制御で対応するものとする．

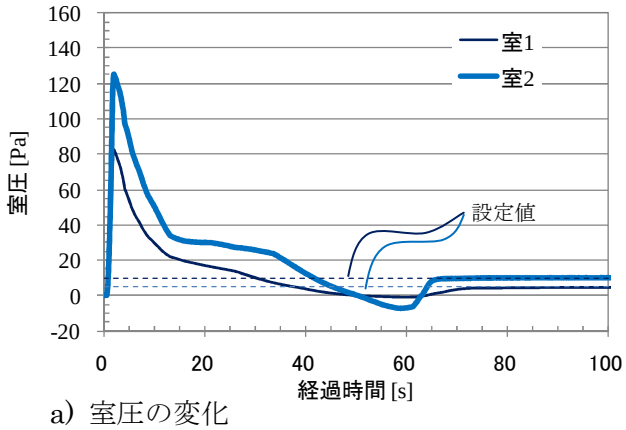
5.4 室圧優先制御による圧力変動の低減効果の評価

5.4.1 シミュレーションによる対策手法の評価

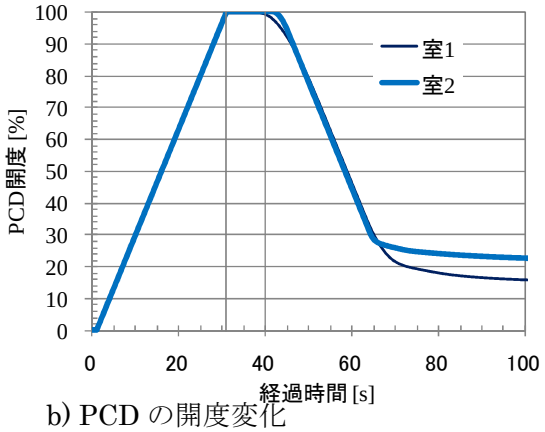
5.4.1.2 ハイブリッド室圧制御だけでは対処しにくい場合

先(5.3.2.1)の例の条件を変更し，PCD 以外の機器の動作影響により室圧が大きく変化する場合をシミュレーションにより再現する．例えば，経年変化によるフィルタの圧力損失を大きく見込んだ結果，給気ファンの必要能力を非常に大きくして選定して設計する場合がある．クリーンルームでは室内の清浄環境を高めるため，集塵効率の高い HEPA フィルタを用いるが，HEPA フィルタの目が細かいために経年変化で目詰まりがすすむ．このような場合は，フィルタ交換時の終端圧力損失は，初期よりも 500 Pa 大きくなる．一般的な設計では，CAV をフィルタに直列になるように配置し，CAV の圧力損失が大きくなるようにする．フィルタの目詰まりによる圧力損失の上昇分は，CAV が開度を大きくして抵抗を下げることでバランスさせていく．実際上も非常に多く実施される設計手法である．

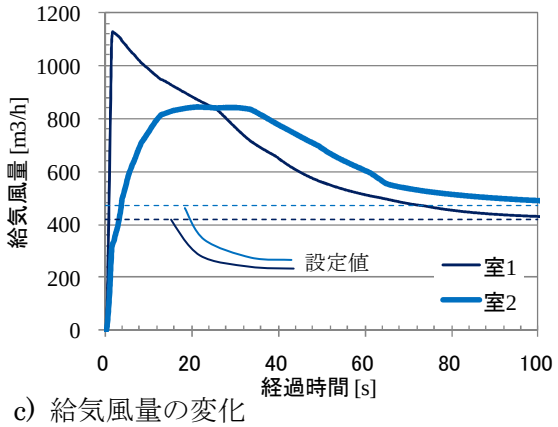
この場合の計算結果を図 5-14 に示す．d)CAV の開度をみると，起動開始時は 100%となっている．これは，空調設備の停止時では，風量の計測値は 0 m³/h であり，設定値より低いため CAV のダンパは開く動作をし，最大開度に到達するためである．空調設備の起動開始後，徐々に閉動作により風量制御を行ってゆく．しかし，CAV の制御動作は比較的遅いため，c)給気風量をみると，開始直後から 80 s 経過までは，設定値を大幅に超えていた．b)PCD は，起動開始後に処理できる風量を超え，31―40 s には開度は 100%となった．つまり，PCD による室圧制御が行えない状態となっている．結果的に，a)室圧は 40 s 経過まで設定値を超えており，安定したのは起動開始より 70 s 後であった．



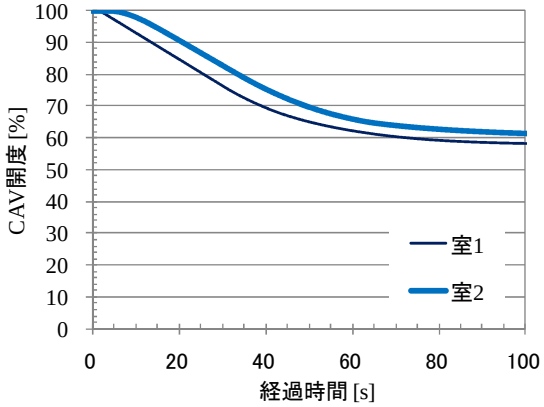
a) 室圧の変化



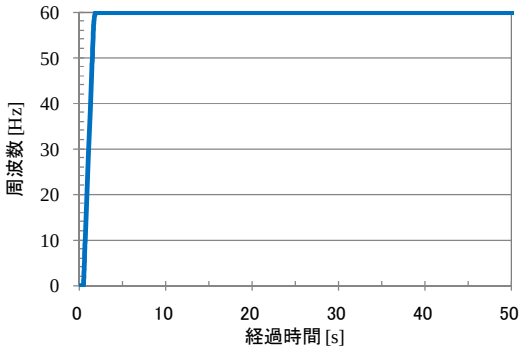
b) PCD の開度変化



c) 給気風量の変化



d) CAV の開度変化



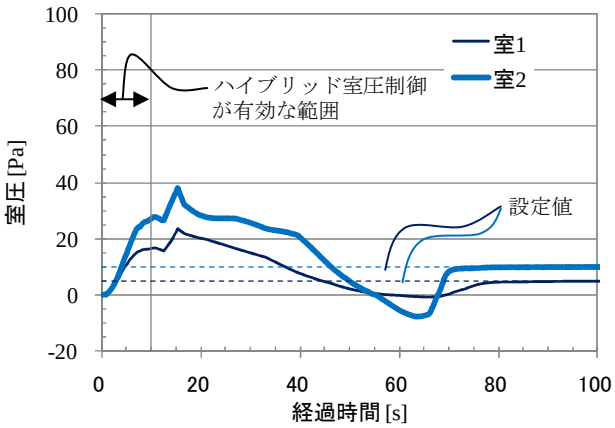
e) インバータの周波数の変化

図 5-14 空調設備の起動時のシミュレーション結果

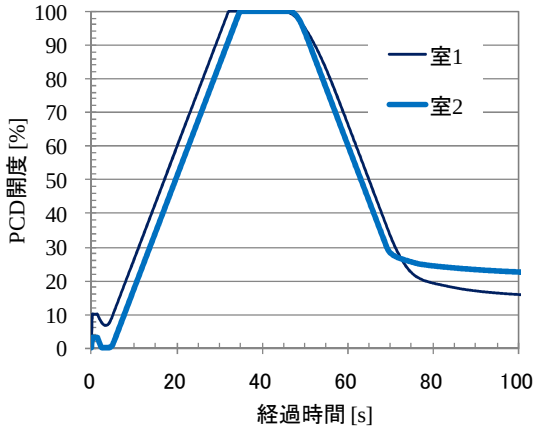
5.4.1.3 ハイブリッド室圧制御とインバータの動作速度の緩和による対策効果

前節で用いたハイブリッド室圧制御と，ファンの動作速度を緩和することにより対処を行った結果を図 5-15 に示す．a)室圧は，起動開始直後のオーバーシュートを抑制することはできた．しかし，ハイブリッド室圧制御で開度制御を行うのは初期の数秒程度であり，10 s 経過以降は図 5-14 の場合と同様に，PCD による制御の限界を超えており，50 s 経過まで設定値を超えた状態となった．d)CAV が適正な開度となっていないため c)給気風量が非常に大きくなっているためである．

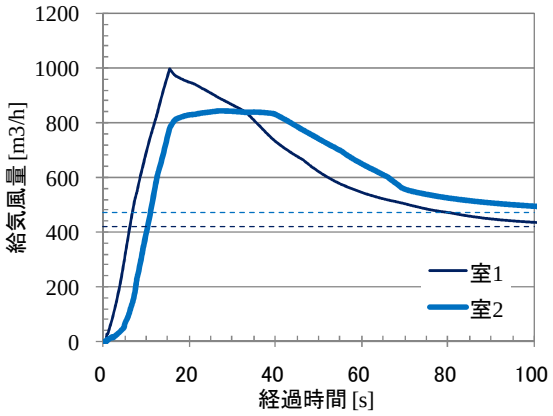
室圧制御が適正に動作できるように CAV による風量制御を見直す必要がある．つまり，室圧を優先に行うための制御を導入する．



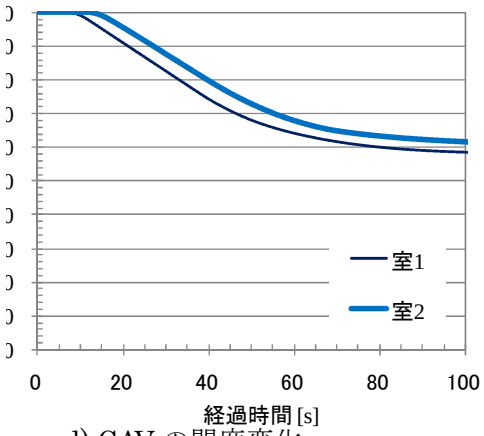
a) 室圧の変化



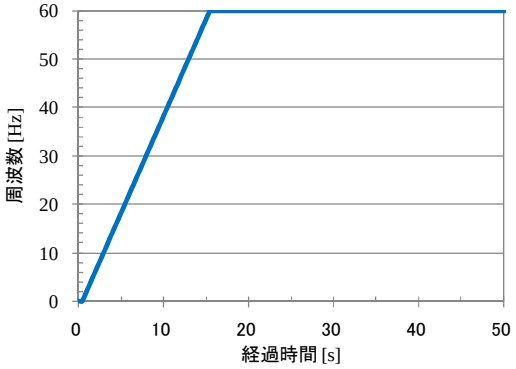
b) PCD の開度変化



c) 給気風量の変化



d) CAV の開度変化



e) インバータの周波数の変化

図 5-15 ハイブリッド室圧制御を適用した場合の
空調設備の起動時のシミュレーション結果

5.4.1.4 室圧優先制御による対策効果

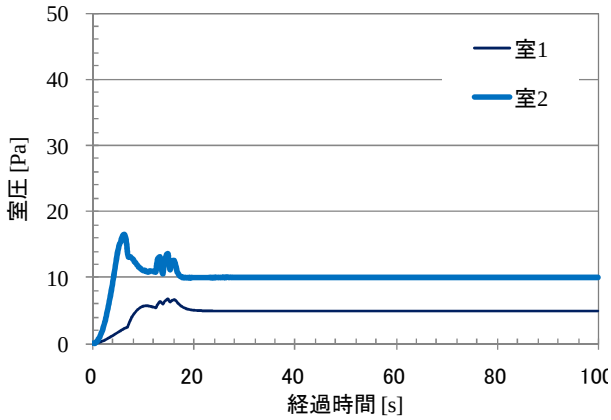
CAV に対する工夫として，空調設備の停止時および起動中は制御を行わず，一定開度を保持するものとした(図 5-5)．CAV の制御開始は，ダクトの内圧が所定範囲内となることで判定した. 空調設備を停止することで CAV が一旦全開になり, ダクト内の圧力損失抵抗が, 通常運転時から大きく変化してしまうことを防ぐ目的である.

また，インバータの動作速度も適切な速度となるように工夫した．つまり，室圧が所定範囲を逸脱した場合には，一旦，周波数の変更を停止しさせる．ここでは設定値＋2.5 Pa を超えた場合に停止を行うものとした．単にインバータの動作速度を緩和するより，室圧変動の激しい場合のみ動作を緩和させ，室圧への影響が少ない場合には動作速度が大きくなるようにすることで，空調起動の時間が極端に長くならないことを目的とする(図 5-6). このような工夫を室圧優先制御と呼ぶ．PCD はハイブリッド室圧制御を行うものとし，起動開始から 7 s まで開度制御を行った.

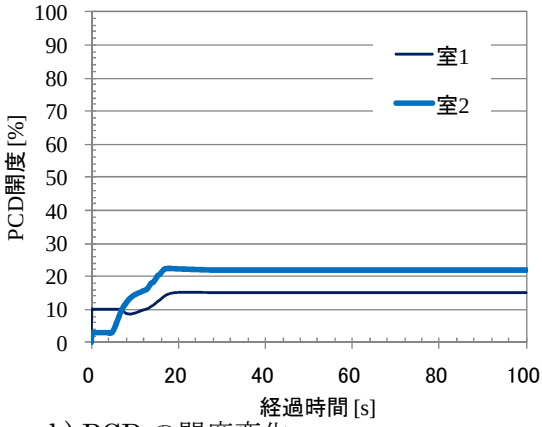
室圧優先制御を行った結果を図 5-16 に示す． d)CAV が適正な開度を維持させていることにより, c)給気風量がオーバーシュートせずに速やかに設定値である 420, 470 m^3/h に到達した．その結果，b)PCD のダンパ開度も極端な動きをせずに a)室圧を安定させることができた．結果的に，室圧の大きな変動を伴わず，空調設備の起動開始から安定するまでの時間が 20 s 程度となり，大きく短縮された．e)ファンの停止の効果はこの場合は 15 s 経過

後にわずかにしか現れなかった．

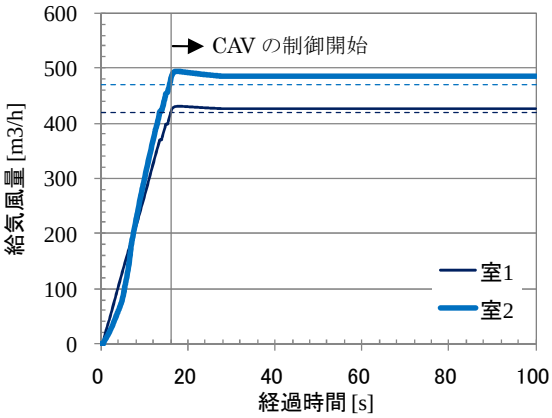
以上により，シミュレーションを用いて，室圧優先制御を行うことで空調設備の操作影響による室圧変動を抑制できることを確認した．次に，実験により室圧優先制御の効果を確認する．



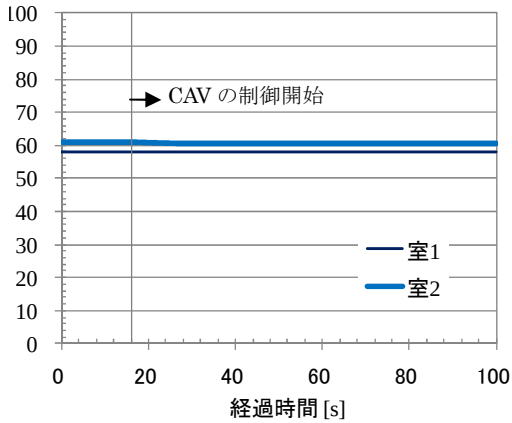
a) 室圧の変化



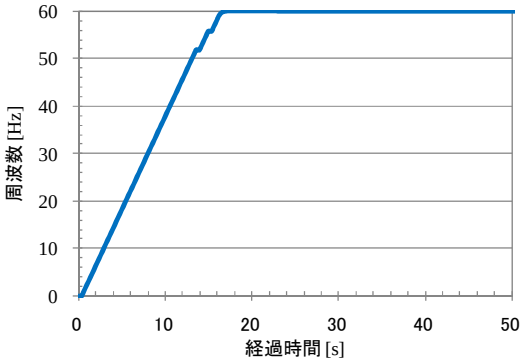
b) PCD の開度変化



c) 給気風量の変化



d) CAV の開度変化



e) インバータの周波数の変化

図 5-16 室圧優先制御を適用した場合の
空調設備の起動時のシミュレーション結果

5.4.2 実験による対策手法の評価

空調設備の起動操作時に，複数種類の制御機器が動作する場合として図 5-17 と表 5-1 の検証環境を用いて室圧優先制御の効果を評価する．室圧の設定値は，室 1: 30 Pa，室 2: 15 Pa，室 3:－10 Pa とした．許容する圧力変動の範囲は±7 Pa とする．また，ファンの動作速度は極端な室圧変動を起こさないように 2 s/Hz 以下で動作するように調整した．

対策を行わず空調設備を起動した場合の室圧変動の様子を図 5-18 に示す．ファンの動作速度を調整したため極端な室圧変動はないものの，許容範囲からの逸脱がみられた．起動開始より 20 s 経過後に生じるオーバーシュートは，ファンの動作速度に対して PCD の制御速度が追い付かないためである．室 3 が 30 s 経過後に正圧に逆転しているのは，CAV による給気風量の制御が十分ではないため，所定よりも多くの給気がなされており，PCD が 100%開度の状態で制御不能となっていることによる．

図 5-19 は室圧優先制御を行った場合の室圧変動である．室圧の変動は許容範囲内に抑えられており，室圧優先制御の有効性が確認できた．図 5-20 はファンの周波数の様子である．ファンは最低周波数以下では安定した運転ができないため一旦停止など複雑な制御ができない．そのため最低周波数までは，対策の有無によらず上昇速度は一定となる．その後は，対策なしでは，一定速度で上昇するのに対して，室圧優先制御では室圧が許容範囲内となるように一旦停止を行いないがら上昇している様子が分かる．

以上により，室圧優先制御の有効性を評価できた．

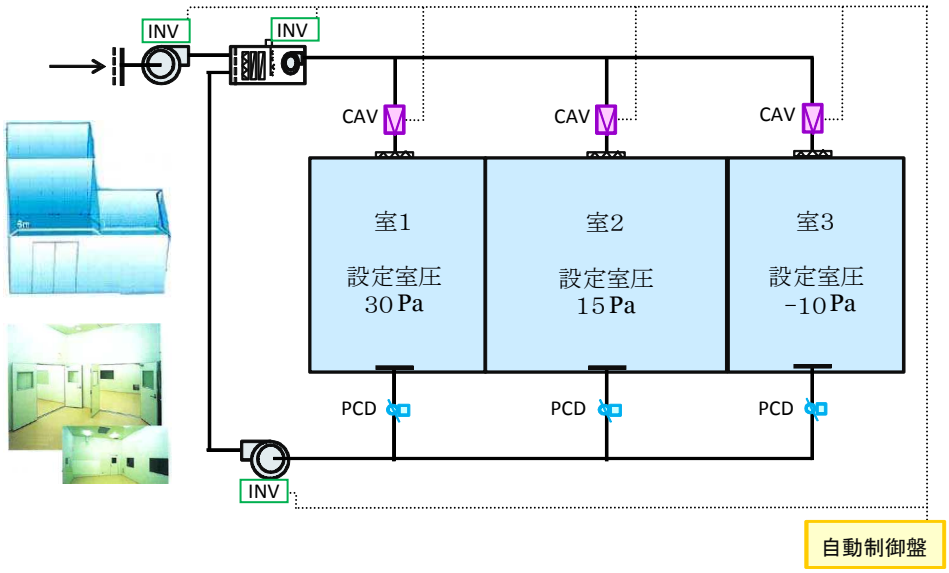


図 5-17 検証環境の空調設備

表 5-1 実験設備の条件一覧

	室 1	室 2	室 3
部屋寸法	6 m × 3 m × 3.7 m	8 m × 6 m × 3.7 m	4.5 m × 4.5 m × 2.4 m
給気風量 換気回数	1 300 m³/h 20 回/h	3 600 m³/h 20 回/h	1 000 m³/h 20 回/h
設定室圧	30 Pa	10 Pa	−10 Pa
給気設備	定風量装置(CAV); 全閉-全開速度 120 s, 給気用ファン 50 Hz 運転		
排気設備	圧力調整ダンパ(PCD); 全閉-全開速 30 s, 排気用ファン 45 Hz 運転		

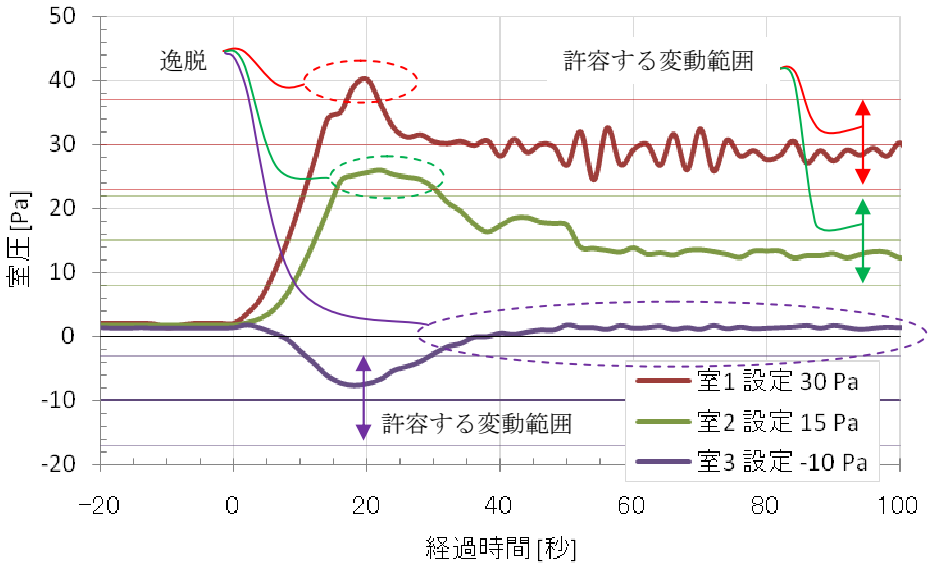


図 5-18 空調設備起動時の室圧の変化（対策なし）

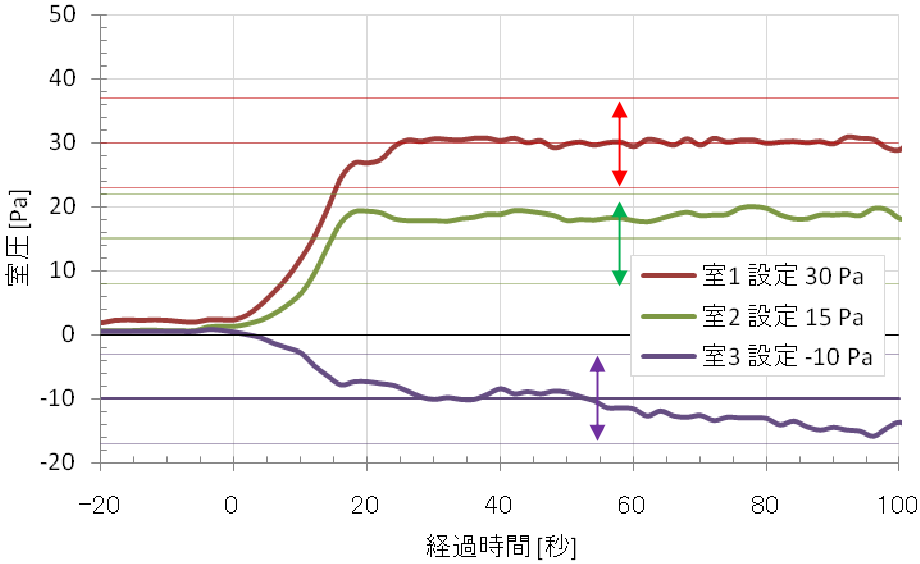


図 5-19 空調設備起動時の室圧の変化（室圧優先制御）

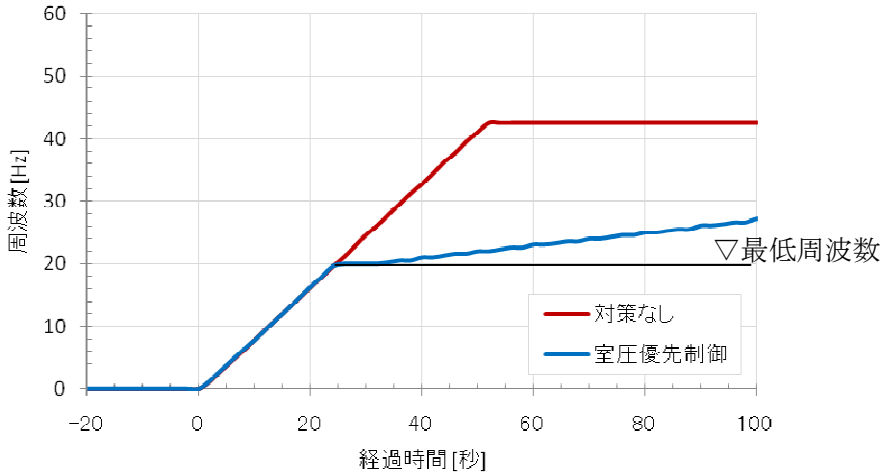


図 5-20 空調設備起動時のファンの周波数の変化

5.5 本章のまとめ

本章では空調設備の操作影響への対策手法についての室圧設計・制御方法についてまとめた．5.1 序論では，対策が求められる背景と求められる要件を示し，既往の研究を紹介した．

5.2 空調設備の操作影響への対策手法では，システム全体の制御動作の複雑性に応じた使い分けを行うものとし，複雑性が小さい場合での対策として操作信号を用いた予測制御を行う，ハイブリッド室圧制御を提案した．

複雑性が大きい場合は，制御機器同士の協調的対策として，室圧優先制御を提案した．

5.3 ハイブリッド室圧制御による空調設備の操作影響による圧力変動の低減効果の評価では，実験とシミュレーションにより，ハイブリッド室圧制御の有効性を示し評価し，また適用の限界について記した．

5.4 室圧優先制御による空調設備の操作影響による圧力変動の低減効果の評価では，実験とシミュレーションにより，室圧優先制御の有効性を評価した．

参考文献

5.1) 千葉孝男，寺井弘孝，坂本数彦，稲毛亮太，鯉江健司，水谷旬，「クリーンルーム停止時における布塵埃挙動」，空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (1994)，pp.1257-1259.

5.2) 助宮賢治，「医薬品製造施設における省エネ対策」，クリーンテクノロジー (1993.9)，pp. 31-36.

5.3) 中村慎二，大野貴志，大谷光幸，「クリーンルームの室圧制御方式の検討」，第 19 回空気清浄とコンタミネーションコントロール研究大会 (2001)，pp.109-112.

5.4) 村江行忠，岩村多美勇，永井裕之，栗木茂，齊藤充，「クリーンルームにおける室圧変動に関する実験的測定 その 4」，空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (2010)，pp.381-384.

5.5) 伊藤公一，「医薬品製造の室内無菌化」，空気清浄 (2009)，Vol.45，No.6，pp.17-22.

5.6) 池田卓也，「実験動物飼育施設の消毒」，クリーンテクノロジー (2010.9)，pp.24-28.

5.7) 千野祐一，石田博一，米津晋，大角敬三，飯嶋和明，松藤久良，「バイオクリーン設備の空調制御 その 2」，空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (1993)，pp.197-200.

5.8) 嶋村和行，加藤美好，三宅伸幸，砂賀浩之，若山恵英，上田有三，小坂教由，熊澤智一，「製薬工場クリーンルームのオゾン殺菌空調システムの開発」，空気調和・衛生工学，Vol.80，No.10，pp.53-58.

5.9) 三宅伸幸，野上俊宏，永代尚武，加藤美好，砂賀浩之，小阪教由，奥田慎一，「製薬工場クリーンルームのオゾン殺菌空調システムの開発と実証 その 1,2」，空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (2005)，pp.1869-1876.

5.10) 小寺恵介，塩原卓也，「無菌室に適した過酸化水素除染システム」，クリーンテクノロジー (2011.2)，pp. 65-69.

5.11) 助宮賢治，「室圧制御技術の変遷と今後の課題」，クリーンテクノロジー (2005.1)，pp. 61-64.

5.12) 柴田克彦，高橋淳，大神龍幾，木山昌良，「微差圧制御システムの開発」，空気調和衛生工学会講演論文集 (2004)，pp.129-132.

5.13) 高橋惇，白石裕紀，「室内微差圧空調設備」，日本国特開昭 59-231347 号 (1984).

5.14) 松井義明，野尻明哉，「室圧制御装置」，日本国特許第 3418634 号 (2003).

5.15) 大曲康仁，香川利春，川嶋健嗣，荒井啓輝，出崎洋成，「有害物質の装置封じ込めと空間の交差汚染防止のための風量制御手法の研究」，第 22 回空気清浄とコンタミネーションコントロール研究大会 (2004)，pp.131-133.

5.16) 山口太朗，長谷川雅一，橋本明洋，「室圧制御方法およびその装置」，日本国特許第 4485476 号 (2006).

5.17) 山口太朗，三浦祐一，「室圧制御システム」，日本国特開第 2009-47379 号 (2009).

5.18) 吉田篤司，「室圧制御装置」，日本国特開第 2007-24363 号 (2007).

5.19) 山口太朗，古川悠，笹木寿男，井上正史，三浦祐一，有村哲郎，吉田篤司，枇杷孝久，森宅信次郎，「室圧コントロールシステム」，日本国特願第 2010-225503 号 (2010).

5.20) 山口太朗，古川悠，笹木寿男，麻生博，井上正史，三浦祐一，有村哲郎，「室内気圧制御システム」，日本国特願第 2010-225384 号 (2010).

5.21) 山口太朗，古川悠，近藤明，加賀昭和，「等価回路網モデルを用いた室圧制御室の外乱による圧力変動の予測」，日本機械学会論文集(B 編) (2011)，Vol.77，No.774，pp.247-254.

第６章　屋外の突風影響への対策手法と評価

6.1 序論

6.1.1 背景と問題点

クリーンルームの室圧制御に対する自然発生による外乱要因として，季節風や台風などの屋外の突風がある．強い突風が生じるのに呼応して室圧が大きく乱れるという現象が起こる[6.1)]．その結果，製品の歩留まりが低下するなどの問題があるため，突風が発生する期間はクリーンルームの使用を停止する施設もある．

屋外の突風がどのように室圧に対して影響を与えるかを明らかにした研究は，いまだ見受けられないが，おおよそ以下の状況が想定される．

1) 建物と外部との隙間を通じて突風が侵入し，建物内の風量バランスを乱すことにより室圧が変動する．

2) 室内換気のために設けられた給排気用の大気開放面を通じて突風が侵入し，ファンに対して背圧の変化を与えるため，空調の給排気バランスが著しく乱れ，室圧が変動する[6.2), 6.3)]

3) 室圧制御の差圧計測を行うための基準点の周辺において，突風により強い流れが生じることで，基準点の周囲の圧力または基準点における検出値を大きく乱すため，室圧制御動作が不安定となり，室圧が変動する．

1)の隙間風の問題は, 搬入出用の大きな外部開口や隙間風の多い工場において考え得る現象であるが，クリーンルームを扱うような精密な工場では，建物自体の気密性が比較的高く，また，クリ―ルームを含むエリアとその周囲の一般エリアとの空気の流通を極力抑え込むエンクロージャー(囲い込み)対策が施されることが多いため，主たる原因とは考えにくい．また，空調設備側の対策からは外れるので本研究では除外して考える．

2)の空調用ファンに対して影響を与える可能性は, 2 章の図 2-3, 式 2.19 からも考え得る．つまり, ファンに接続するダクトの一方の開放端の圧力が大きく変動すれば, 式 2.9 の dP_{open} が変化する．つまり，図 2-3 の dP_{open} が上下すると，運転点 A も変動し，結果として空調用風量が大きく変動することから説明できる．本章ではこの状況を想定した対策を検討する．

3)の基準点が影響を受ける場合も実際多くの施設で起きており, 室圧変動の一因と考えられる．次章(第 7 章　基準圧の平準化対策)で別途議論するものとする．

6.1.2 課題と求められる要件

突風が発生した場合でも室圧を大きく変動させないような対策を行うことが求められる要件である．本章では特に，大気開放面に突風が吹きつける場合を想定した対策を行うものとする．

6.1.3 既往の対策

突風の大気開放面からの侵入への対策としては，開放面に覆いを設置し直接突風が入り込むのを避ける工夫などがある(図 6-1). 突風の発生が瞬時のみの場合には効果的であるが, 建物全体に対して吹く強い季節風などの場合は，建物の風が当たる外壁面が周囲より加圧

される．その場合，突風の風向と大気開放面が相対していなくとも加圧により生じた気流が回り込み大気開放面からダクトへ侵入するので，覆いは圧力損失抵抗としての役割を発揮する程度となり，対策としては限界がある(後述，図 6-12).

得田ら[6.4]は 3 本のバネを段階的に利用するダンパを提案している(図 6-2). 図 2-3 の摩擦抵抗曲線，式 2.9 では⊿*P(v)* を突風の力を利用して変化させる調整方法と位置付けられる．しかし，受動的な機構は微細な調整に向かず，また調整範囲も限られる(後述，図 6-15). 摩擦抵抗曲線による調整としては，定風量装置 CAV を設置する例もある．しかし，CAV の動作速度は突風のような急峻な変動よりも遅い[6.5]ため室圧制御を安定化させる効果は薄い．

野尻・橋上ら[6.6),6.7]は，大気開放面の形状を二重円筒とすることで，突風が網面に垂直にあたる場合に網面上の静圧分布の偏りを軽減する方法を提案している(図 6-3).

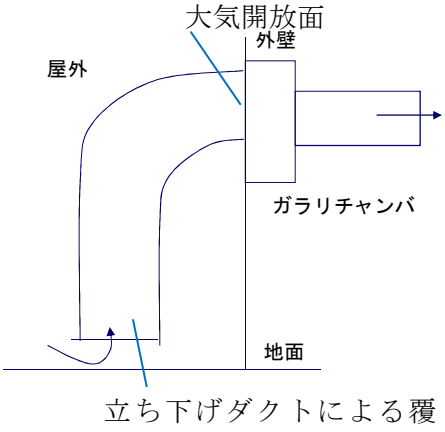


図 6-1 ダクトを立ち下げ大気開放面を覆う工夫例

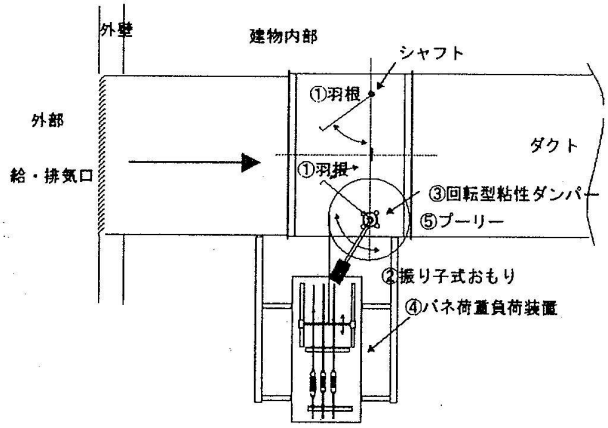


図 6-2 バネを使った外風軽減ダンパ
(参考文献 6.4 より)

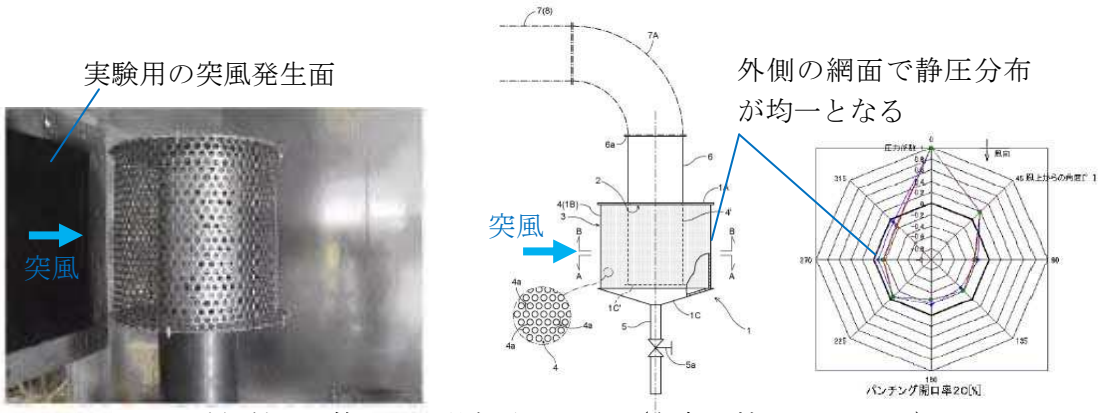


図 6-3 二重網付き円筒による外気取り入れ口(参考文献 6.6,6.7 より)

6.1.4 本章の目的

空調設備の大気開放面から，屋外の突風が侵入する場合において，空調用のファンに与える影響を極力小さくすることで，室圧変動を抑える手段を提案することが本章の目的である．

6.2 大気開放面への吹き込みへの対策方法

6.2.1 原因の考察と対策方針

突風は，先(6.1.1 背景と問題点)に示したように空調設備の大気開放面に作用し，ファンの風量変動を引き起こす場合がある．その結果，室圧制御が不安定な動作を起こすため室圧変動が大きくなる．このような場合の対策方法として，これまで提案してきた予測制御は適用できない．変動が起こる前兆または契機となる信号を検知することが困難であり，信号を得られたととしても制御で応答するよりも変動が急峻であるためである．

また，空調設備用の風量や室圧を安定させるために一般的に用いられる制御として，ファンのインバータ制御・定風量装置 CAV による風量制御・圧力調整ダンパ PCD による室圧制御があるが，これらも突風のような急峻な変動に対する十分な追従性がない[6.5]．また，室内側の要求によって，空調設備および制御機器の構成が異なるため，都度，突風の影響を考え合せた設備の計画を行うことは，設計者に負担となる．

そこで本研究では，対策方法を室内側のシステム構成と干渉なく独立させたものとし，空調用ファンに対して突風が影響を与える前に，その影響を極力低減させる対策手段を考案する方針とする．対策手段は，大気開放端に接続するダクトと空調用ファンとの途中経路に施すものとする．

突風による影響は，吹き込みによる風量変化またはそれに起因するダクト内圧の変化と，建物の外壁面における静圧変化に分けて考える．吹き込みのような瞬時の風量変化は，電子的な制御では高速な追従性が必要であるため，吹き込む際の慣性力を利用した機械的(受動的)な対策で外部へ増加分を逃がす機構[6.8),6.9),6.10]を採用する．しかし，機械的(受動的)な対策は処理量に限界があり，また精密な調整には向かない(後述，図 6-14)．一方，静圧変化と受動的対策の残量を調節するために電子的(能動的)な制御を採用する(図 6-4)．つまり，本研究の対策手段の構成は，二段階の機構の組合せ[6.11]とする．

なお，このような突風の対策手段は，突風による過剰な動圧と静圧の変化への対策であると解釈し，以降「除圧」機構と呼ぶ．

以上の方針を実現する具体的な対策手段の一例として，次節のダクト挿入型除圧機構を提案する．

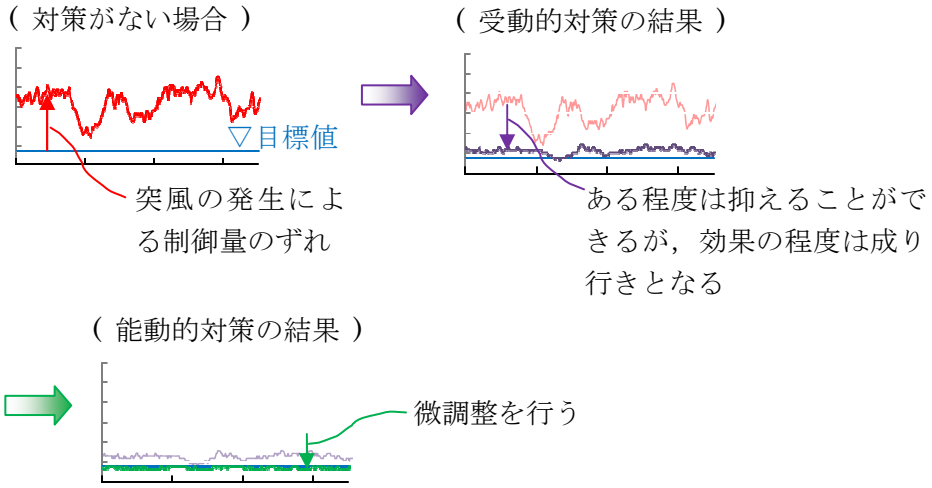


図 6-4 受動的対策と能動的対策を組合せた対策結果のイメージ

6.2.2 ダクト挿入型除圧機構

給気側に対するダクト挿入型除圧機構を図 6-5 のように実現し，図 6-6 のように空調設備に設置する．

ｉ）大気開放口に接続するダクトに，ダクト内が周囲(機械室や天井内)に対して正圧となった場合にのみ開く逃がしダンパを設ける．突風が発生していない状態では，給気ファンより上流のダクト内はその周囲より負圧となっているため，逃がしダンパは閉止状態となる．突風が侵入した場合に，ダクト内が周囲に対して正圧となり，一部の空気が周囲へ放出される仕組みである．

ⅱ）逃がしダンパより下流側にダクト内の圧力を調整する圧力調整ダンパを設ける．圧力調整ダンパの下流側が周囲に対して常に一定の圧力となるように動作させる．

この除圧機構による突風が生じた場合の調整イメージを図 6-7 に示す．つまり結果的に dP_{OPEN} の突風による変化量を相殺するよう作用するため，除圧機構以降の空調設備側に対しては影響を与えないので，摩擦抵抗曲線側の調整や運転点の変更による応答を必要としない．

なお，排気側に除圧機構を設置する場合は，ダクト内が周囲に対して常に正圧となるので，逃がしダンパは大気開放面のチャンバに設ける．

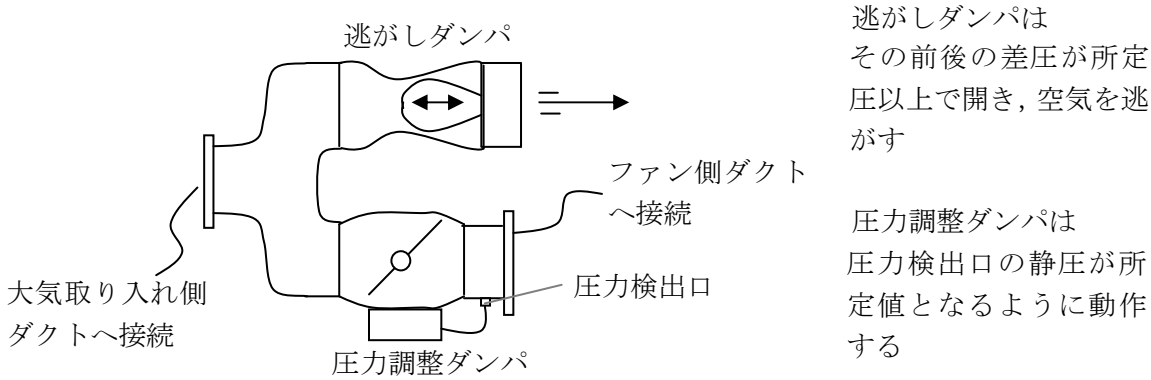


図 6-5 ダクト挿入型除圧機構の構成イメージ

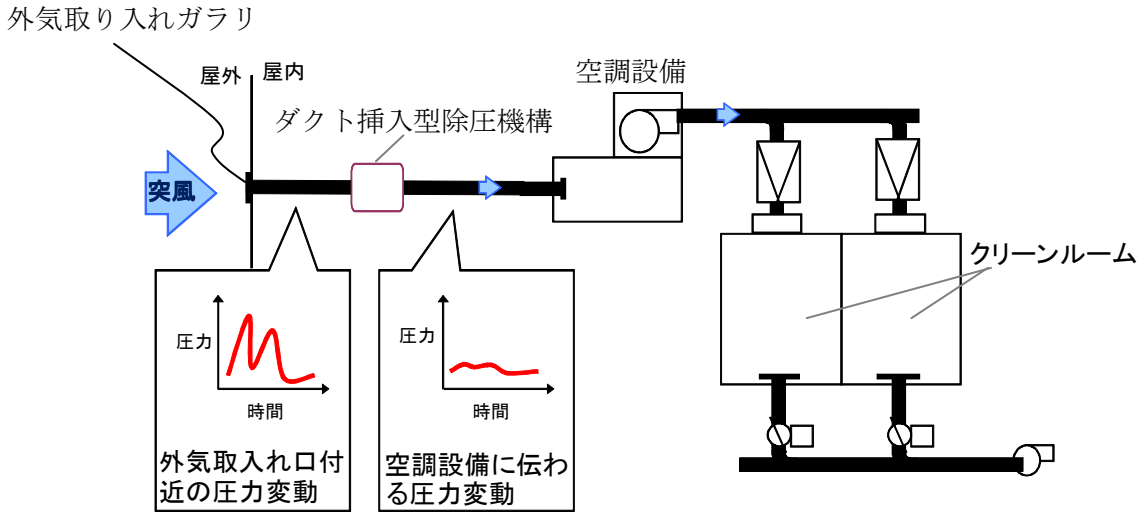


図 6-6 ダクト挿入型除圧機構を空調設備の給気側に設置した例

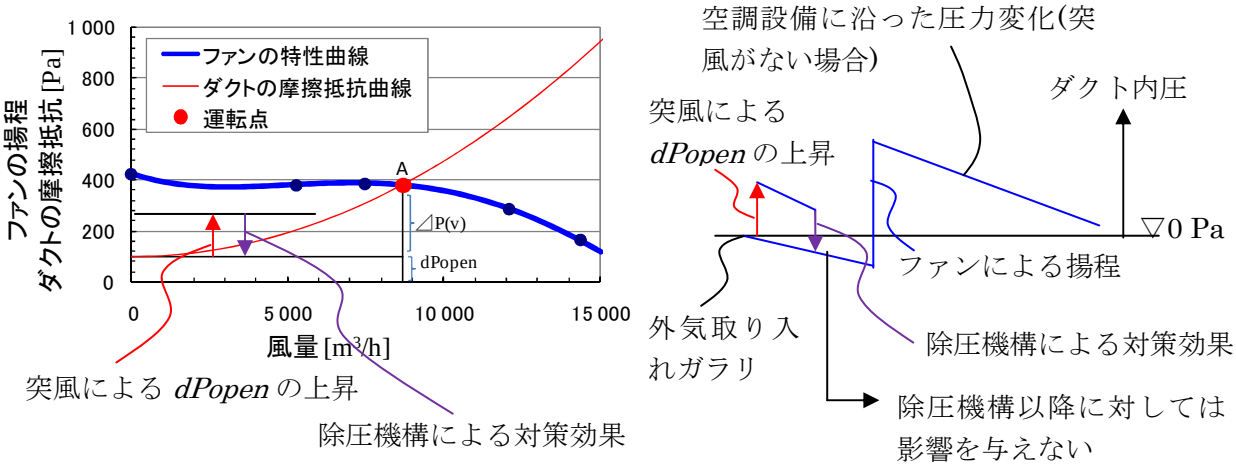


図 6-7 ダクト挿入型除圧機構による対処イメージ

6.3 給気側への対策効果の評価

6.3.1 検証環境と評価方法

突風影響への対策手段は，ダクトの途中経路において影響を抑制することを目標としている．そのため，評価方法は大気開放面からダクトの途中における評価を行う単体検証と，室圧制御を行う空調設備を含めて評価を行うシステム検証の二段階で行うものとする．

単体検証は図 6-8 に示す単体検証装置を用いて行う．模擬外風発生装置により発生させる気流を大気開放面に向けて吹き出す．大気開放面で最大 20 m/s 程度とした．模擬の突風は，一定強さ，パルス波，自然変動波の 3 種類の波形で変化させるものとした(図 6-9)．それぞれ，一定の強さの風が連続的に吹いている場合，変動の幅が極端に大きい場合，変動に規則性がない場合に対する評価を目的である．自然変動波としては，別途，屋外で計測した風速の変動パターンを，模擬外風発生装置の出力幅に縮尺を変更して調整したものを用いた．

大気開放面(大気開放ガラリ)にはチャンバが接続されており，チャンバにダクトが取り付けられている．突風の発生状況は，チャンバでの静圧変化により確認する．単体性能検証の評価は，対策手段を設置したダクトの下流側におけるダクト内の静圧と風速により行い，無風時と同程度となることを目標とする．突風を与えない場合，ファンの下流側のダクト内静圧は 16 Pa であり，下流側の風速は 3.1 m/s であった．

システム検証は，図 6-10 に示すように単体検証装置にクリーンルーム(1 m × 1 m × 1.5 mh)と空調設備を接続したシステム検証装置で行った．空調設備は，クリーンルームに給排気を行う給気ファンと排気ファン，および，風量制御を行う定風量装置 CAV，室圧制御を行う圧力調整ダンパ PCD で構成した．システム性能の評価は，クリーンルームの室圧の変化，および給気風量の変化により行う．

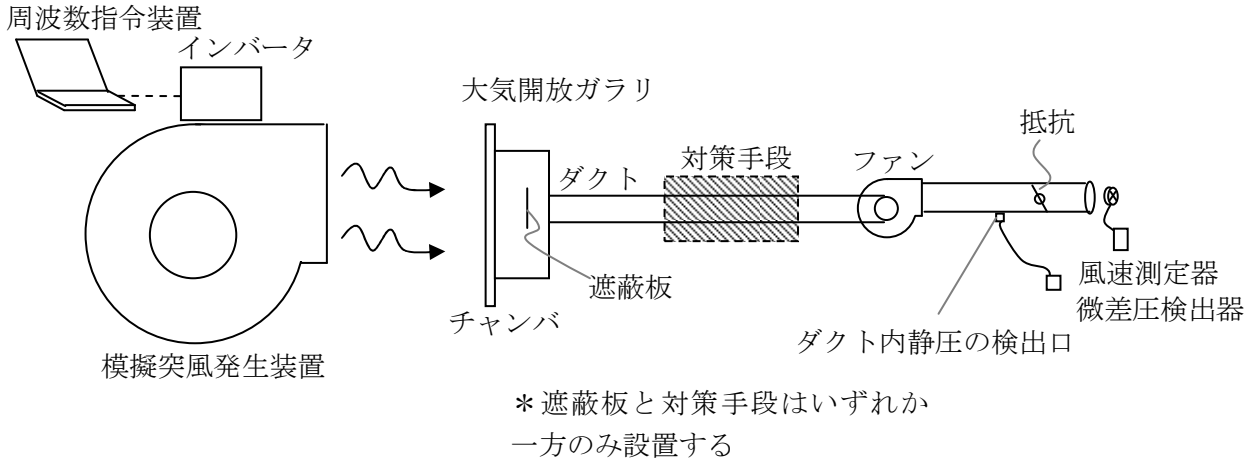


図 6-8 模擬突風による対策手段の単体検証装置

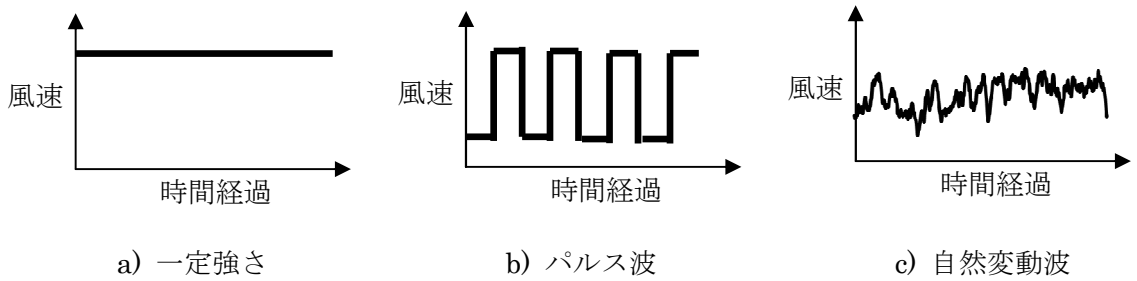


図 6-9 模擬突風の発生イメージ

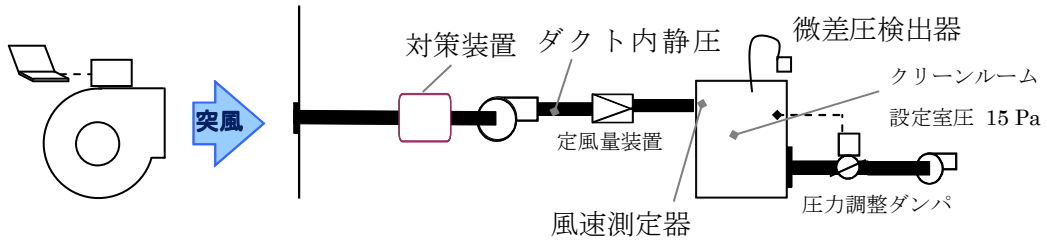


図 6-10 模擬突風による対策手段のシステム検証装置

6.3.2 対策手段の評価

6.3.2.1 遮蔽板の単体性能評価

突風への対策として，図 6-1 のように大気開放面に直接的に突風が入り込まないような手段を用いる場合がある．このような手段による効果を確認するため，遮蔽板の単体性能評価を行った．ただし，本研究の実験装置で発生できる模擬突風の風量が限られているため，図 6-11 のように給気チャンバに接続する給気ダクトに遮蔽板を設置し評価を行った．

図 6-12 は遮蔽板の有無による下流側のダクト内の静圧の違いを示している．横軸は時間を示し，縦軸はダクト内の静圧の変化を示す．チャンバ内の静圧は，対策手段より上流で生じた圧力変化であり，遮蔽板の有無を問わず同程度の値を示した．対策の下流で測定し

たダクト内の静圧を比較することにより，遮蔽板の効果が分かる．遮蔽板の効果で，突風による静圧の上昇分が減少しており，一定強さで対策なしで 90 Pa 程度であったが，15 Pa の減少効果がみられた．パルス波や自然変動波でも効果は同程度であった．

図 6-13 は遮蔽板の有無による下流側の風速の様子である．対策なしでは最大の風速 7 m/s となったのに対して，0.5 m/s 程度の減少効果がみられた．

遮蔽板は，変動を若干軽減するが，気流に対する摩擦抵抗と同程度の効果であると考えられる．図 6-1 の遮蔽物による対策の場合も，立ち下げた先に風が回り込むような建物の全体に吹き付ける強い突風に対しては，摩擦抵抗と同程度の効果となることが推測される．

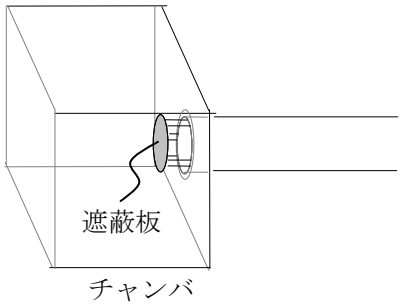
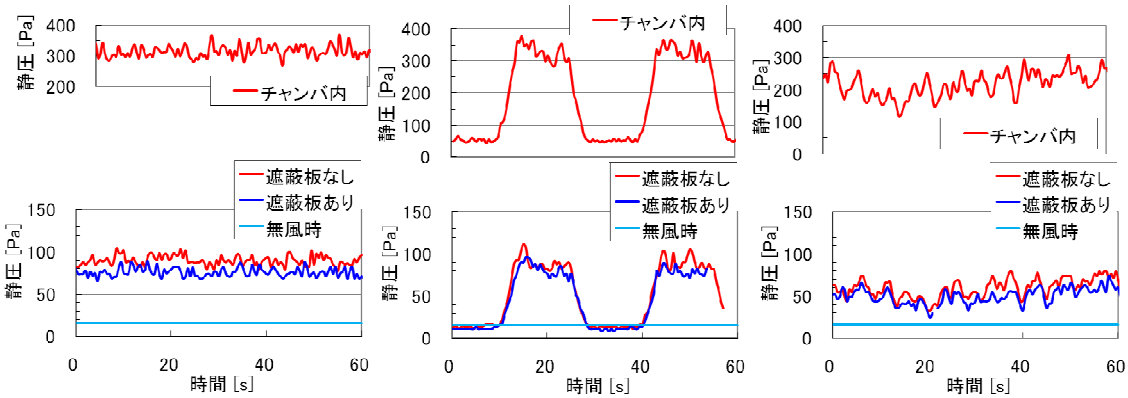
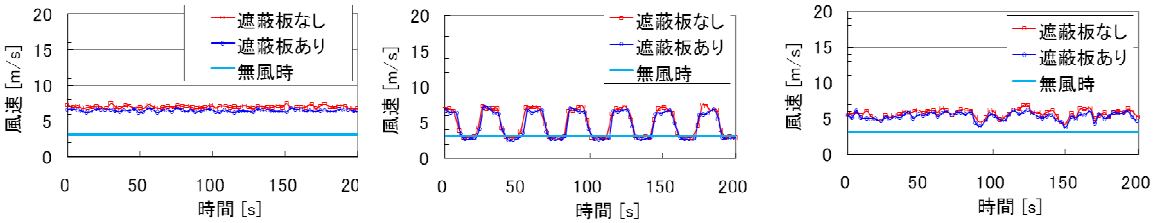


図 6-11 遮蔽板の設置の様子



a) 一定強さ　　b) パルス波　　c) 自然変動波

図 6-12 遮蔽板の有無による下流側のダクト内静圧の様子



a) 一定強さ　　b) パルス波　　c) 自然変動波

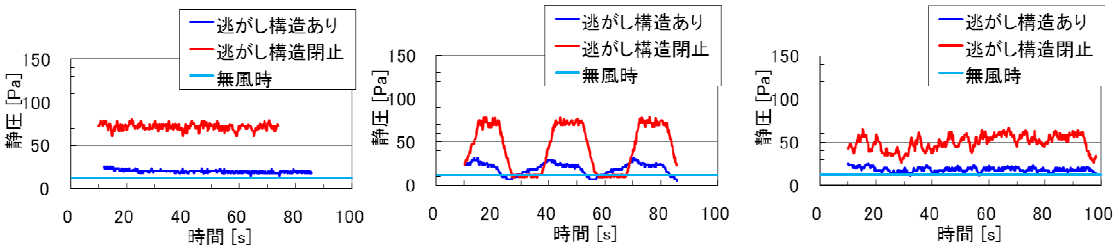
図 6-13 遮蔽板の有無による下流側の風速の様子

6.3.2.3 逃がし機構の単体性能評価

次に，対策方針(6.2.1 原因の考察と対策方針)で示した機械的(受動的)な対策として，逃がし機構の単体性能評価を行った．図 6-5 の圧力調整ダンパがないものを用いた．逃がし機構は，前後差圧が＋20 Pa 程度で開き始め，負圧または 20 Pa 以下では閉止するものを用いた．突風がない状態では，逃がし機構を設置しているファンの上流でのダクト内圧は－6 Pa であり，逃がし機構は閉止していた．

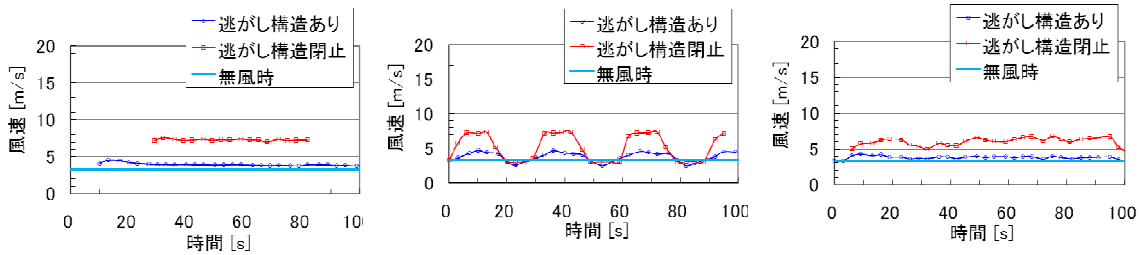
図 6-14 は逃がし機構がある場合と，逃がし機構が開放しないように強制閉止させた場合の下流側のダクト内の静圧の様子である．逃がし機構の効果により，突風による静圧の上昇分が減少した．逃がし機構閉止の場合，無風時より最大 60 Pa の上昇であったが，逃がし機構により上昇分は 8 Pa となった．図 6-15 は同条件での下流側の風速の様子である．風速も逃がし機構閉止の場合は，無風時より 4 m/s の上昇であったが，逃がし機構により 0.6 m/s の上昇となった．

逃がし機構は，瞬間的な変動があるパルス波や自然変動波に対してもよく追従して平準化する効果があり，突風による変動影響を抑える効果があることが示された．ただし，処理量に限界があり，また，無風状態と同程度に調整するような精密な動作は期待できないことが分かった．



a) 一定強さ　　b) パルス波　　c) 自然変動波

図 6-14 逃がし機構の有無による下流側のダクト内の静圧の様子



a) 一定強さ　　b) パルス波　　c) 自然変動波

図 6-15 逃がし機構の有無による下流側の風速の様子

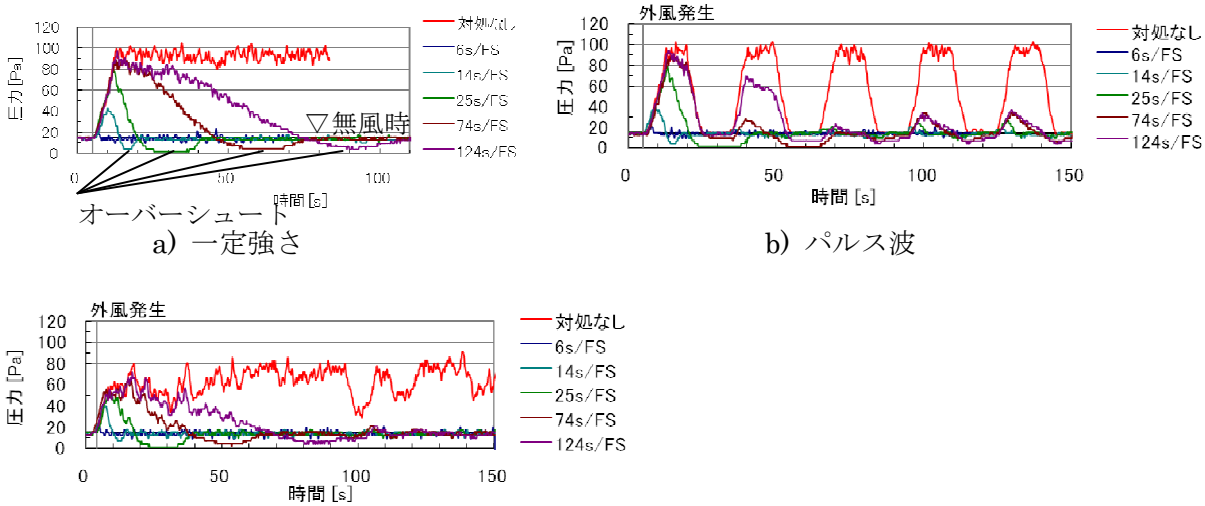
6.3.2.4 圧力調整ダンパの単体性能評価

次に，対策方針(6.2.1 原因の考察と対策方針)で示した電子的(能動的)な対策として，圧力調整ダンパの単体性能評価を行った．圧力調整ダンパは，図 6-5 のように下流の静圧を一定にするように動作させるものとする．動作速度は，6, 14, 25, 74, 124 s/FS (FS:Full Scale, FS/s:全開から全閉までの動作時間)と変化させた．

図 6-16 は圧力調整ダンパの下流側のダクト内の静圧の様子である．図 6-17 は風速の様子である．いずれの動作速度の場合も最終的には目標値に収束したが，突風の発生直後か

ら収束するまでの時間が異なった．また，過剰応答によるオーバーシュートがみられた．また，パルス波に対する応答では突風が弱まった直後にも，静圧や風速も目標値を超えて下がり追従の遅れがあった．このように圧力調整ダンパによる対策では，極端な変動が発生した瞬間に，制御の遅れや過剰応答の可能性がある．変動が追従できる範囲内であれば精密な制御を行え，下流側へ影響をほとんど与えない状態にまで制御できることが分かった．

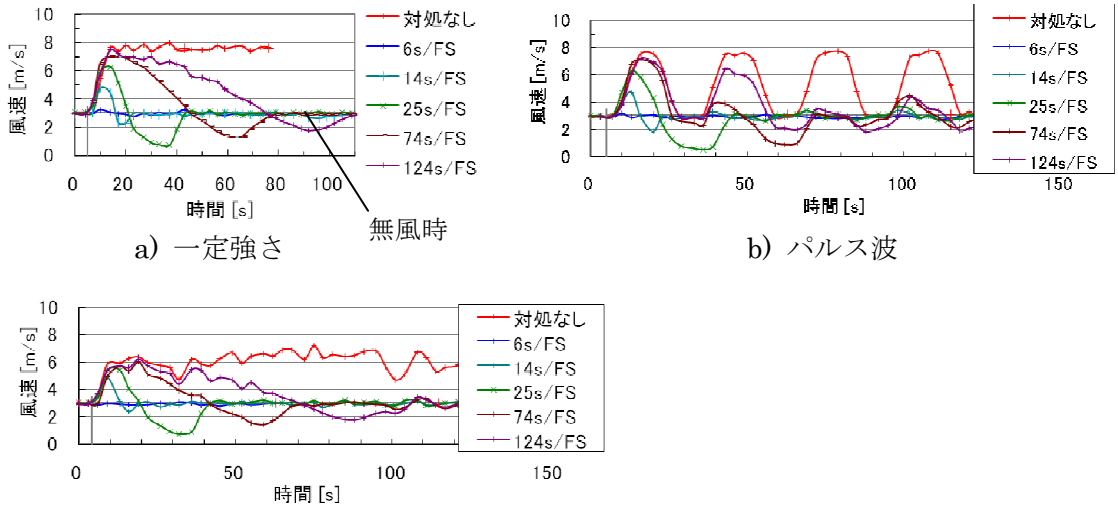
機械的(受動的)と電子的(能動的)な対策にはそれぞれの利点と課題があるが，両者を組み合わせることで課題を補う補完的な効果が期待できる．次に，本章で提案する機械的(受動的)な対策と電子的(能動的)を組合せたダクト挿入型除圧機構の単体性能評価を行う．



a) 一定強さ　　b) パルス波

c) 自然変動波

図 6-16 圧力調整ダンパによる下流側の静圧の様子



a) 一定強さ　　b) パルス波

c) 自然変動波

図 6-17 圧力調整ダンパによる下流側の風速の様子

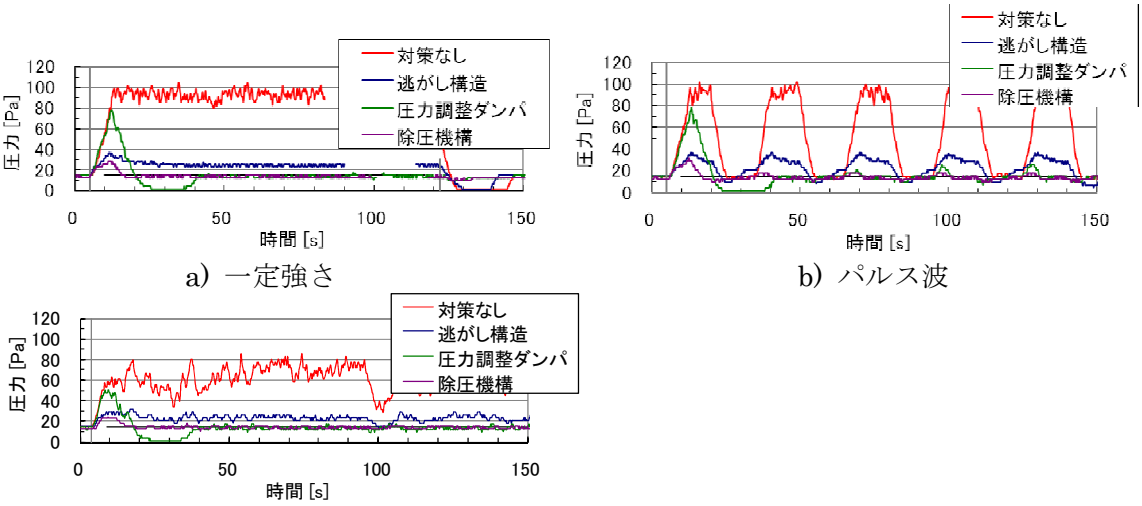
6.3.2.5 ダクト挿入型除圧機構の単体性能評価

本章で提案したダクト挿入型除圧機構の単体性能評価を行った．除圧機構には，最も入手が容易である 25 s/FS の圧力調整ダンパを用いた．図 6-18 に静圧の様子，図 6-19 に風速の様子を示す．先に示した逃がし機構および，圧力調整ダンパの結果も合わせて示した．

除圧機構を用いた場合の静圧の変化は，圧力調整ダンパの特徴をいかせており 20 s 経過以降では，目標値 16 Pa に正確に制御できており，また，逃がし構造により突風の影響を抑えることによって，突風の発生開始時に起きる逸脱が軽減できていた．風速についても同様の傾向がみられた．

以上により，ダクト挿入型除圧機構は，単体性能評価で所定の効果が得られることが確認できた．次に，クリーンルームの室圧制御を含めたシステム性能評価を行う．

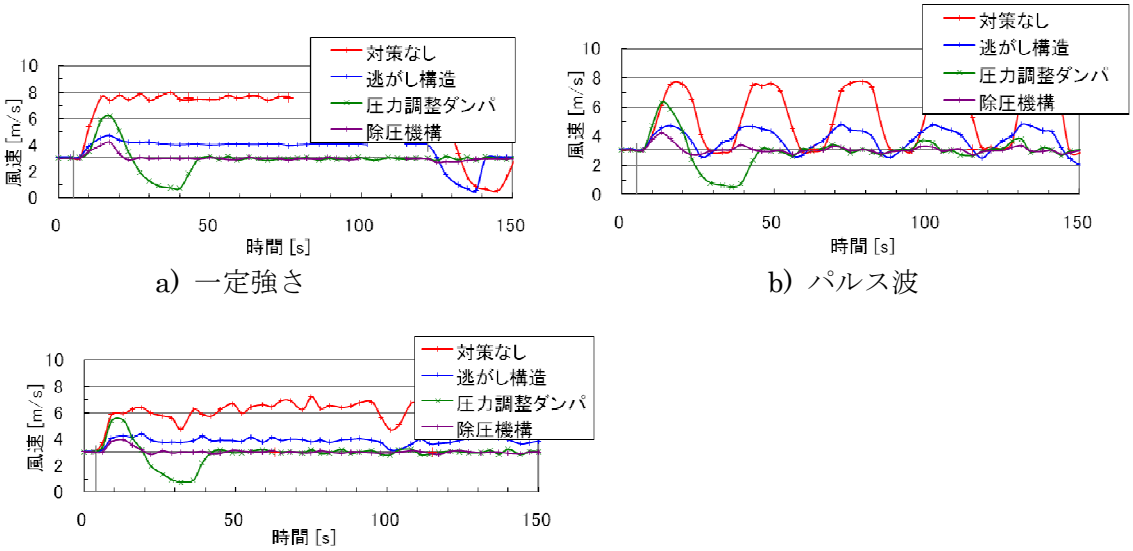
また，性能検証はパルス波に対する応答結果によく特徴が表れることが分かったので，以降はパルス波で行った結果のみを示す．



a) 一定強さ　　b) パルス波

c) 自然変動波

図 6-18 除圧機構による下流側の静圧の様子



a) 一定強さ　　b) パルス波

c) 自然変動波

図 6-19 除圧機構による下流側の風速の様子

6.3.2.6 ダクト挿入型除圧機構のシステム性能評価

ダクト挿入型除圧機構のシステム性能評価を図 6-10 の検証装置を用いて行った．パルス波の突風を与えた場合の結果を示す．図 6-20 は給気ファン下流のダクト内静圧を，図 6-21 はクリーンルームの室圧を，図 6-22 はクリーンルームへの給気風速を示す．クリーンルームに対しては，給気側は定風量装置 CAV を用いた風量一定制御を，室圧制御はクリーンルーム下流の圧力調整ダンパ PCD により 15 Pa の自動制御を行っている．

ダクト挿入型除圧機構を用いた場合，ダクト内の静圧，室圧，風速とも，突風の変動による乱れが少なく，除圧機構により一定に保たれていた．以上により，ダクト挿入型除圧機構はシステム性能評価でも，突風の影響を軽減できる効果があると評価する．

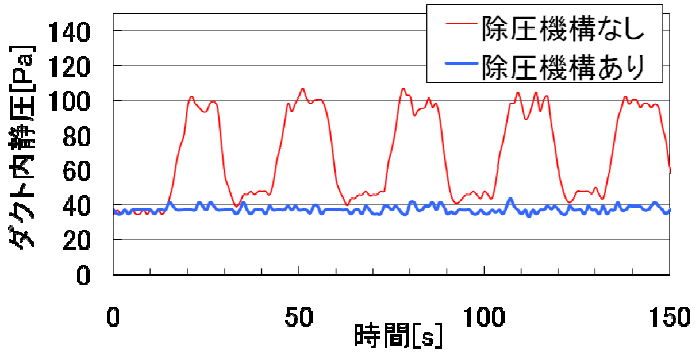


図 6-20 除圧機構の有無による給気ファン下流のダクト内の静圧の変化（給気側）

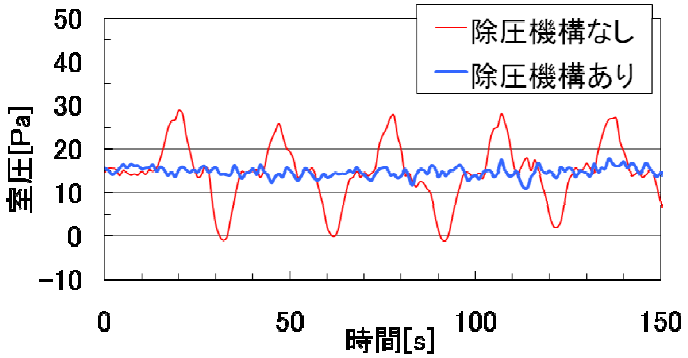


図 6-21 除圧機構の有無による室圧の変化（給気側）

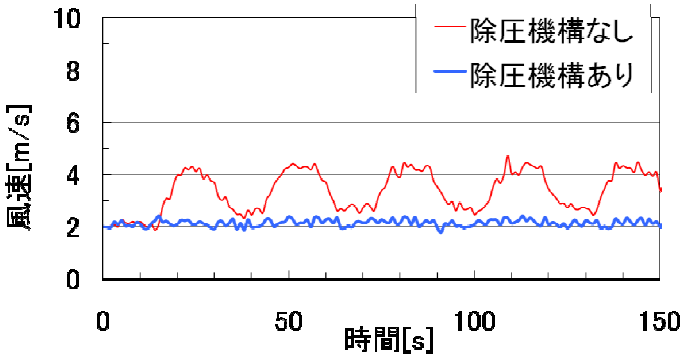


図 6-22 除圧機構の有無による給気風速の変化（給気側）

6.4 排気側への対策効果の評価

6.4.1 検証環境と評価方法

除圧機構は給気側で一定の性能が示されたので，排気側についてはシステム性能検証のみを行った．排気側の場合も，逃がし機構と圧力調整ダンパの併用による構成とするが，排気側はダクト内の静圧が周囲に対して正圧であるため，逃がし機構は，大気開放面に取り付けるチャンバに設けることとした(図 6-23)．逃がし機構はチャンバ内が＋20 Pa 以上で開くものを採用した．突風が発生しない場合は，チャンバ内は 7 Pa 程度であるため逃がし機構は開かない．また，圧力調整ダンパは，クリーンルームの室圧制御に用いるものを兼用させ，図 6-24 のような検証環境とした．室圧制御の設定値は 15 Pa とした．

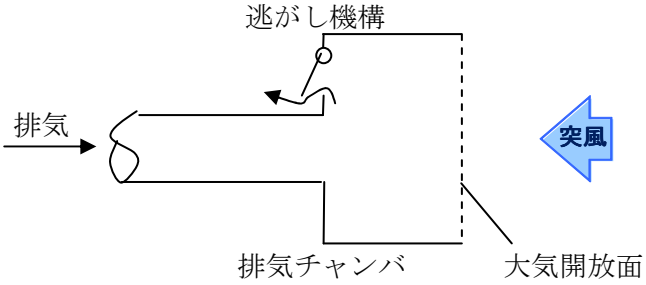


図 6-23 排気側の逃がし機構

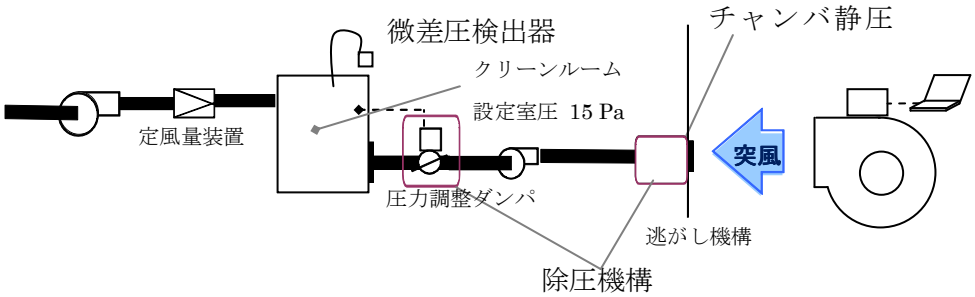


図 6-24 排気側に対する除圧機構のシステム検証装置

6.4.2 対策手段の評価

パルス波の突風を与えた場合の，突風影響に対する実験結果を示す．図 6-25 は排気チャンバの静圧を示す．逃がし機構により，150 Pa まで上昇していた圧力が 80 Pa 程度まで減少した．図 6-26 はクリーンルームの室圧を，図 6-26 はクリーンルームの排気側の風速を示す．室圧・風速とも，除圧機構により突風の変動による乱れが少なく，一定に保たれていた．

以上により，ダクト挿入型除圧機構は排気側でも，突風の影響を軽減できる効果があると評価する．

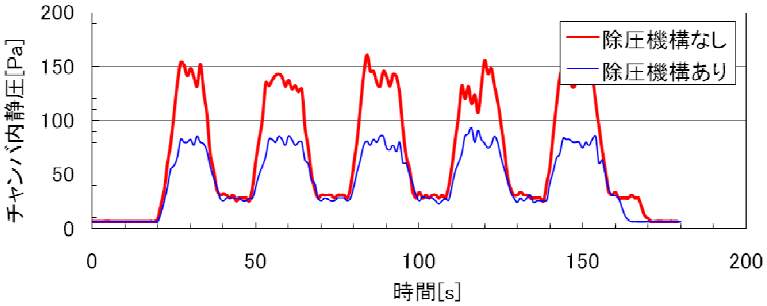


図 6-25 除圧機構の有無によるチャンバ内静圧の変化（排気側）

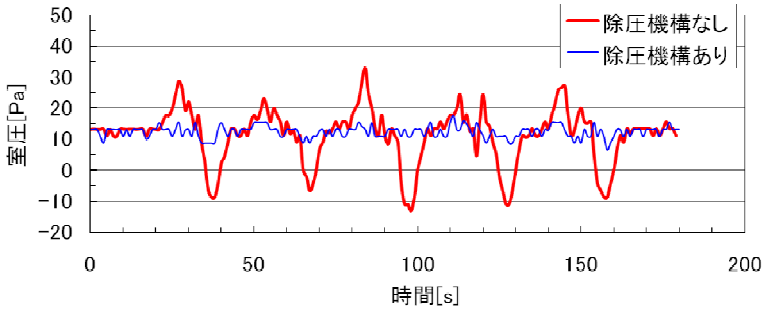


図 6-26 除圧機構の有無による室圧の変化（排気側）

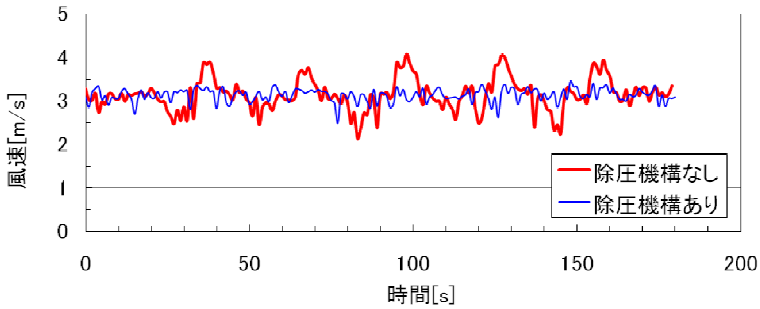


図 6-27 除圧機構の有無による排気風速の変化（排気側）

6.5 本章のまとめ

本章では屋外の突風による影響のうち，大気開放面を通じた突風の侵入への対策についてまとめた．6.1 序論では，対策が求められる背景と求められる要件を示し，既往の研究を紹介した．

6.2 大気開放面への吹き込みへの対策方法では，対策方針として機械的対策と電子的な制御を組み合わせるものとし，ダクト挿入型除圧機構を提案した．

6.3 給気側への対策効果の評価では，実験により，提案手法の有効性を評価した．評価は，給気ファンの出口側までの単体性能評価と，クリーンルームの室圧制御を含むシステム性能評価の二段階で行った．結果として，提案手法の有効性が示された．

6.4 排気側への対策効果の評価では，実験により，提案手法の有効性を評価した．排気側

でも提案手法が有効であることが示された.

次章(第 7 章 基準圧の平準化対策)では，突風の影響で基準圧が変動する場合の対策方法について議論する.

参考文献

6.1) 森岡宏次，助宮賢治，中山博行，「建物周囲の風圧変動が製剤施設の室圧に与える影響に関する研究 第 1 報」，空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (1997)，pp.1-4.

6.2) クリーンテクノロジー編集員会，「クリーンルームのトラブル・クレーム事例①」，クリーンテクノロジー (2010.5)，pp.63-65.

6.3) ASHRAE，*ASHRAE Handbook-Fundamentals* (2005)，Chapter 16 Airflow around Building，pp.16.1-16.12.

6.4) 得田健一，茂木正史，「高度清浄空間における室圧制御技術の研究」，奥村組技術研究年鑑 (2000)，No.26，pp.75-80.

6.5) 古川悠，山口太朗，佐々木洋二，「室圧に対する屋外風の影響に関する研究 第 1 報」，空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (2010)，pp.373-376.

6.6) 野尻明哉，伊藤暢規，橋上勘十，森重公康，「外風の動圧の影響を低減できる外気取り入れ口と排気口」，空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (2007)，pp.1957-1960.

6.7) 橋上勘十，野尻明哉，伊藤暢規，「換気用チャンバおよびそれを用いた室圧制御」，日本国特開第 2008-45864 号 (2008).

6.8) 山口太朗，立石賢太，三浦祐一，「給気装置」，日本国特願第 2009-012938 号 (2009).

6.9) 三浦祐一，「ダクト収容ボックス」，日本国特願第 2009-187910 号 (2009).

6.10) 山口太朗，「ダクト収容ボックス」，日本国特願第 2009-186375 号 (2009).

6.11) 山口太朗，立石賢太，三浦祐一，「給気装置」，日本国特願第 2009-011673 号 (2009).

第７章　基準圧の平準化対策

7.1 序論

7.1.1 背景と問題点

室圧制御は，室内と基準点との差圧を設定値に維持する制御である．そのために基準点での圧力計測が必要となる．室圧管理がなされているクリーンルームを含むクリーンエリアの周囲には，室圧管理がなされていない屋内空間である一般エリアがある(図 7-1)．設計上，基準点を屋外とし．一般エリアも屋外と同程度の圧力であるとすることが多い．

しかし，屋外に設けられた基準点の圧力(基準圧と呼ぶ)は，屋外で発生する突風の影響を受け変動することが問題となる [7.1),7.2)]．突風の変動は急峻であり室圧制御を乱すため，結果的に室圧が大きく変動する．突風などにより基準圧そのものが変動することを嫌い，気密性は確保されていないが，突風が直接吹きこまない場所として，地下ピットや機械室，天井裏などを基準点とする場合もある．しかし，地下ピット内の空気は，地下の朝夕の温度変化の影響を受け，密度が変化するため圧力が変化する．天井裏や機械室はその部屋の扉の開閉や換気による影響があるなど新たな懸念材料がある．

また，屋内を基準点とした場合に屋外と屋内の差圧順位が曖昧になる．万一，屋外より屋内が低い圧であれば，隙間風などにより一般エリアに塵埃が常時侵入して堆積してしまい，結果的には隣接するクリ―ルームの清浄環境に悪影響を及ぼす可能性がある．つまり，長期的な視点では，屋外を基準点として捉えておく必要がある．本章では，屋外を基準点として扱う場合に，屋外の突風影響を軽減する方法について提案する．

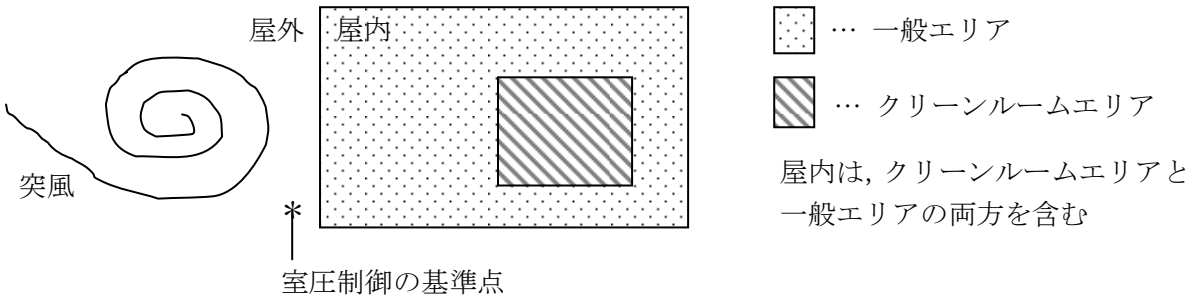


図 7-1 クリーンエリアと一般エリア，屋外との関係

7.1.2 課題と求められる要件

最も望ましいのは屋外の静圧を正しく計測し，常にその基準点に対して制御することであるが，基準点そのものが変動することにより，室圧制御が不安定になり，屋内の各室同士の差圧順位までもが乱れてしまうことは望ましくない．

突風のない状態では，屋外の静圧は安定している．突風が吹く場合は，突風の吹いていない地点あるいは，突風の影響を受けていない遠く離れた地点の静圧が得られれば基準点としての安定性が得られる．その場合，建物の突風が吹きつける面は，遠く離れた安定している地点よりも加圧された状態となるため，建物の突風が吹きつける面では，屋内外の差圧逆転が起こる．しかしその場合でも，近年では建物そのものの気密性は比較的高く，

また，屋内でもクリーンエリアが直接外部と接することのない様配慮されているので，瞬間的に屋外と一般エリアの差圧の逆転が生じても，すぐには大きなダメージとはならない．一般エリアと屋外の差圧逆転が僅かな時間であり，クリ―ルーム内の室圧制御が正しく機能していれば，一般エリアとクリーンエリアの間で汚染の侵入は食い止められると考えられる．つまり，屋外と一般エリアの室圧が常時逆転するような状態とならないような配慮がなされていればよい．しかし，突風の吹いていない地点あるいは，突風の影響を受けていない遠く離れた地点の静圧を計測するのは，現実的には困難であるので，長期的な視点で屋外の静圧に対して追従性のある値を用いればよいと考える．例えば，急峻な変動を平準化させた適度に追従性のある計測値を用いるのも一つの方法である(図 7-2).

検出した差圧の計測値に対して電気的な演算処理を行い，急峻な値の変動を緩和することは可能である．しかし，計測値は，大気開放側と屋内側の差の値であり，その値の変動を緩和した場合，屋内側の変動に対する追従性も失われる．屋内側に変動が生じた場合には，すぐに応答する必要があり，大気側の変動のみを緩和することが電気的な処理では行えないため，電気的な処理をした値は，制御信号としての利用には不向きである．対策に求められるのは，大気開放側の変動のみを緩和することである．

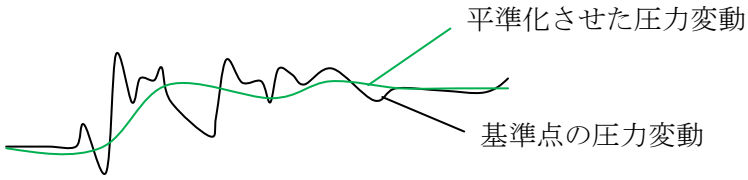


図 7-2 基準点の圧力を平準化させるイメージ

7.1.3 既往の対策

ASHRAE[7.1)]では，複数の地点における計測値の平均処理を行うか，10 分間から 1 時間の時間平均値を用いることを提案している．また，検出値を電気的に処理する移動平均処理やダンピング(減衰)処理がある．しかし，電気的処理を用いた場合には，屋外側の変動だけではなく屋内側の変動も平準化され，制御側と検出の時間のずれが生じハンチングなどを発生するため，制御用としては不適切である．制御用として用いない場合や，制御の瞬時の追従性が求められない場合には採用は可能である．

松井ら[7.3)]は，絶対圧を利用した計測を提案しているが，絶対圧はおよそ 100 kPa であるのに対して，制御する室圧の範囲は 10―100 Pa であり，計測精度以下の値で制御を行うこととなる．

圧力変動への対策機器はすでに多く用いられているが，本研究で取り扱うような微差圧測定においては有効な効果が得られない．圧力計には空気管路の途中に設置して，測定側の変動を抑制する脈動防止器(図 7-3)やダンプナ(図 7-4)と呼ばれる経路の急縮小機構を用いて安定化させる方法もあるが，10―100 Pa の微差圧の計測においては効果が得られない．変動に対してバッファとなるように管路容積を十分大きくさせる基準圧タンク(図 7-5)も，一定の効果があるが十分ではない．風の影響を防止する大気取り込み口(図 7-6)[7.4)]は，計測値の変動の幅を若干抑えるものの微差圧測定に用いられるほどの効果はない(図 7-13).

以上のように，10―100 Pa 程度の微差圧の変動緩和が行える対策方法はいまだ提案されていない．

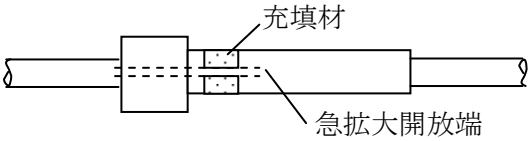


図 7-3 脈動防止器の構造

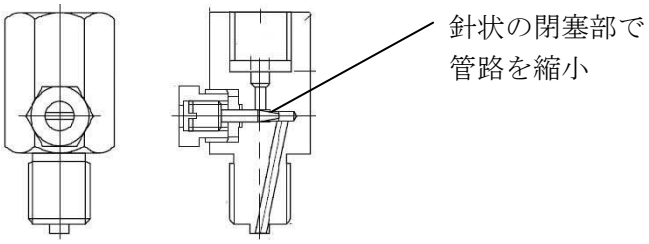


図 7-4 ダンプナの構造（長野計器(株)カタログより）

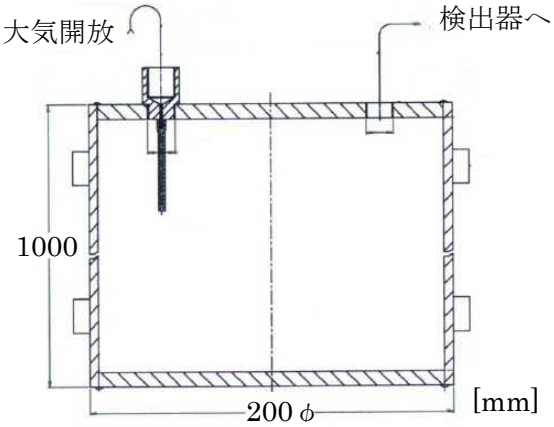


図 7-5 基準圧タンクの構造(SAUTER 社カタログより）

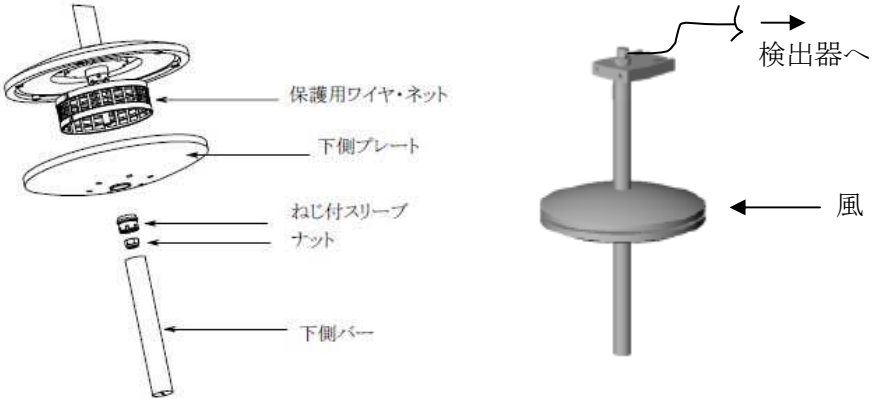


図 7-6 大気取り入れ口の構造（Vaisala 社カタログより）

7.1.4 本章の目的

室圧制御の屋外計測端に対して，屋外の突風による影響を抑え，基準圧を平準化する方法を提案し，その有効性について評価する．平準化の際には，屋内側の変動は瞬時に捉え，屋外側の変動を緩和することが求められる．

7.2 基準圧の平準化手法

7.2.1 原因の考察と対策方針

室圧制御に用いる差圧は，屋外(大気開放側)と屋内の差圧を計測した値を用いるが，検出した値を平準化させると，屋内側の圧力変動も平準化することとなる．そのため，検出器で差圧を検出する以前に，大気に開放している測定端から検出器までの間で，変動成分を減衰あるいは平準化することが望ましい．本研究では，大気開放側の測定端から検出器までの空気管路途中での減衰対策を行うことを提案する．

7.2.2 距離減衰を利用した大気圧変動の緩和手段

結果論として後述(7.3.4 空気管路による変動の距離減衰効果)のように，大気開放端から検出器までの空気管路の距離に応じて，圧力の変位量が減衰することが分かった．また，静圧測定用のピトー管(図 7-7)のように，開放端を閉塞し管路側面に孔を設けた構造を端部処理として施すことによる緩和効果もみられた(後述，図 7-9)．対策方法としては，図 7-8 のように大気開放端と検出器の間の空気管路に距離を設けるものとする．また，直接的な風あたりを防ぐために，大気開放端は側面孔を施すものとする．

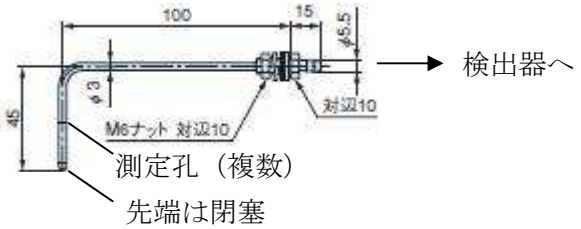


図 7-7 静圧測定用ピトー管

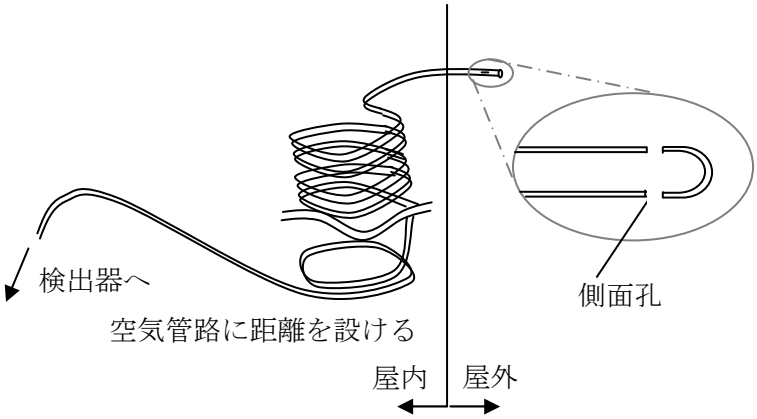


図 7-8 距離減衰を利用した大気圧変動の緩和手段

7.3 基準圧の平準化対策の評価方法

7.3.1 検証環境

検証は実際の突風発生条件下で，屋外と屋内(パイプシャフト内)の差圧を検出して，対策の有無による検出値の差を比較することで行った．図 7-8, 表 7-1 に示すように，複数(最大 5 つ)の検出器(微差圧計)を用いデータロガーに記録した．

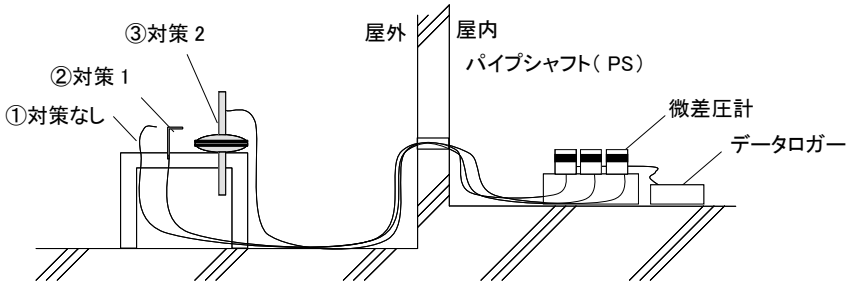


図 7-8 検証環境(3 つの検出値の比較の場合)

表 7-1 測定機材一覧

微差圧測定	デジタル微差圧計 GC30　長野計器(株) 範囲±100 Pa, 精度±1.5Pa, 応答速度:50 ms 以下
データロガー	データ収集システム NR-1000　(株)キーエンス

7.3.2 変動の抑制効果に対する評価指標

基準圧の変動を平準化させる対策を施すことによって，変動幅が軽減されるなどの効果がみられる．しかし，その軽減幅は，突風の風速の挙動や強弱により異なり，対策効果の優劣を評価するためには，評価指標が必要である．評価指標としては以下の点を考慮する．

① 対策効果は，変動の大きさそのものが減衰する場合と変動に遅れが生じる場合がある．

② 対策なしのデータと対策を行った場合のデータにおいて，変動が平準化された場合に，対応する振幅を特定することは困難である．

③変動の大きさによって，減衰効果が異なる．特に，変動の振幅が小さい場合には，減衰効果が計測精度や分解能による誤差で正確に現れない場合がある．

④ 突風の発生状況は，数秒程度～数分程度にわたる複数の周期で変動している．

⑤ 変動は長期的に平均化すると，ゼロになる．

よって，①を受けて，変動の大きさと，変動の遅れを合わせて評価できるように，変動の傾きを評価する．②③④を受けて，一回の振幅ではなく一定の時間区分で評価し，⑤を受けて，変動の平均値ではなく標準偏差を用いることし，式(7.1)のような圧力の変化量の減衰率 γ [(Pa/s)/ (Pa/s)]を指標として用いることとする．

$$\gamma = \frac{\sigma_{\triangle P_i}}{\sigma_{\triangle P_o}}. \tag{7.1}$$

ここで，$\sigma_{\triangle Pi}$ は対策を施した場合の圧力の時間当たりの変化 $\triangle Pi\,(= dPi/dt)$ の標準偏差，$\sigma_{\triangle Po}$ は対策を施さない場合の圧力の時間当たりの変化 $\triangle Pi\,(= dPo/dt)$ の標準偏差である．また，時間区分は突風が 10 m/s 程度で発生している状況下における 10 分間とする．

7.4 基準圧の平準化効果の評価

7.4.1 静圧測定用ピトー管による変動抑制効果

対策として，静圧測定用ピトー管(図 7-7)と大気取り入れ口(図 7-8)を用いた場合の検出値の変動を図 7-9 に示す．静圧測定用ピトー管と大気取り入れ口は，最大で 10 Pa 程度の同程度の軽減する効果があり，減衰率γはそれぞれ 0.77,0.79 であった．しかし，瞬間的な圧力変動が生じており，対策としては十分ではない．

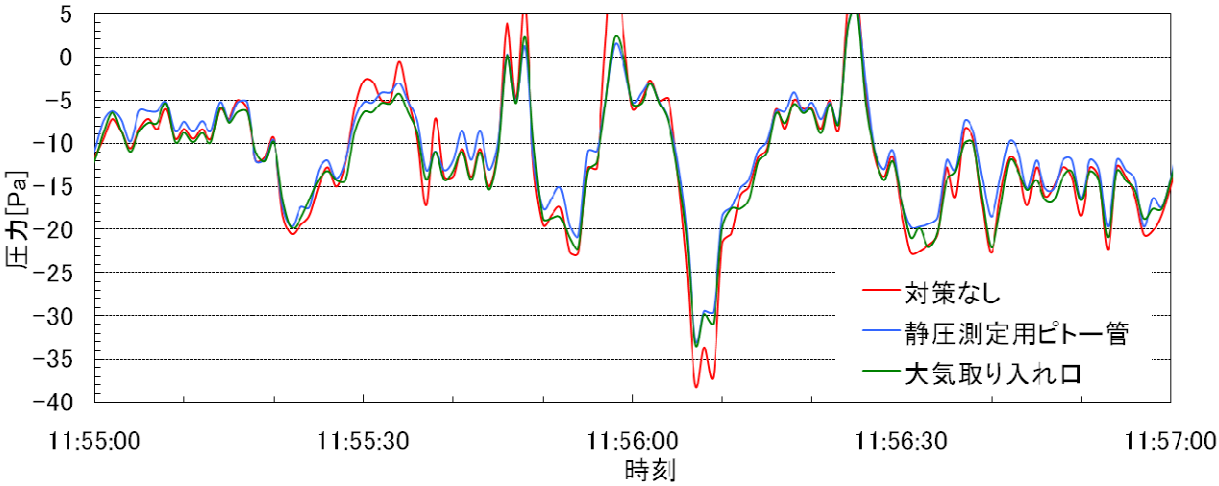


図 7-9 静圧測定用ピトー管と大気取り入れ口を用いた場合の変動抑制効果
測定日：2010 年 10 月 27 日

7.4.2 空気管路による変動の距離減衰効果

対策として，静圧測定用ピトー管と併用して，空気管路の長さを変化させた場合の検出値の変動を図 7-10,11,12 に示す．空気管路は内径 4 mmφのシリコン（軟質）素材とし，150 mm の半径でコイル状に巻いた状態とした．空気管路の長さに応じて，変動は平準化され，図 7-10 の 100 m での減衰率γは 0.34 であり，特に 3 s 以下の変動成分に効果的であった．図 7-11 の 15, 25, 50, 100 m と変化させた場合は，減衰率γはそれぞれ 0.81, 0.80, 0.64, 0.40 であった．25 m 以下では静圧測定用ピトー管の効果が大きくチューブ長さによる効果が得られていないことが分かる．図 7-12 に示す 100，200 m とした場合では，減衰率γは 0.42, 0.19 であった．長さ方向 L と減衰率γの関係を図 7-13 に示す．チューブ長さ L に対して，対数的に減衰率γが小さくなることが分かる．この時，式(7.2)のような近似式が得られた．

$$\gamma = 0.9231 \bullet \exp(-0.0008L). \tag{7.2}$$

同様に，以下の諸条件の変更を行ったが減衰効果への影響は見られなかった．

・空気管路の径を，内径 8 mmφとしたが減衰効果への影響は見られなかった．

・空気管路の素材をナイロン(硬質)素材としたが減衰効果への影響は見られなかった．

・脈動防止装置(図 7-3)を空気管路途中に設置したが，減衰率γは 0.91 と効果は小さかった．

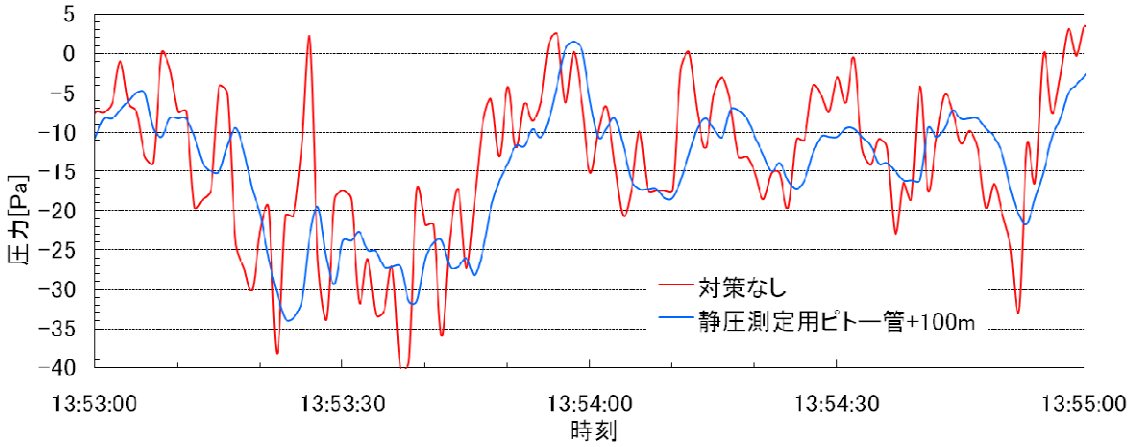


図 7-10 空気管路の距離に応じた変動抑制効果

測定日：2010 年 11 月 23 日

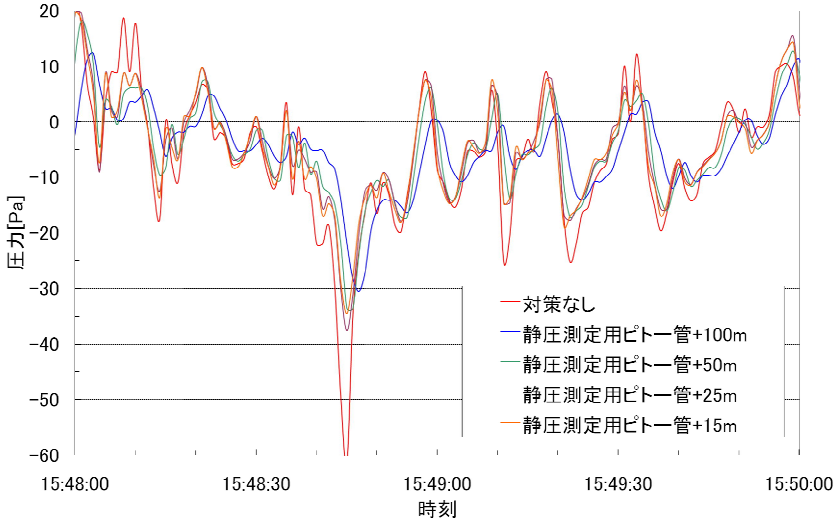


図 7-11 空気管路の距離に応じた変動抑制効果

測定日：2010 年 12 月 3 日

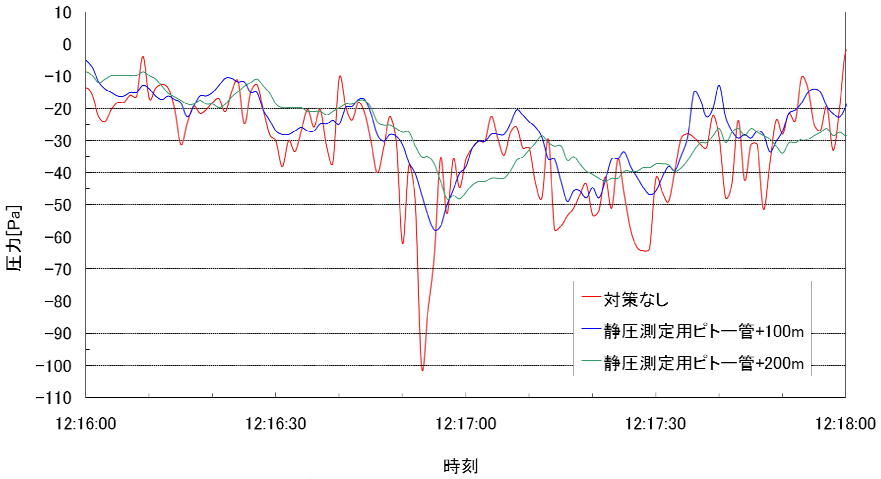


図 7-12 空気管路の距離に応じた変動抑制効果

測定日：2011 年 1 月 10 日

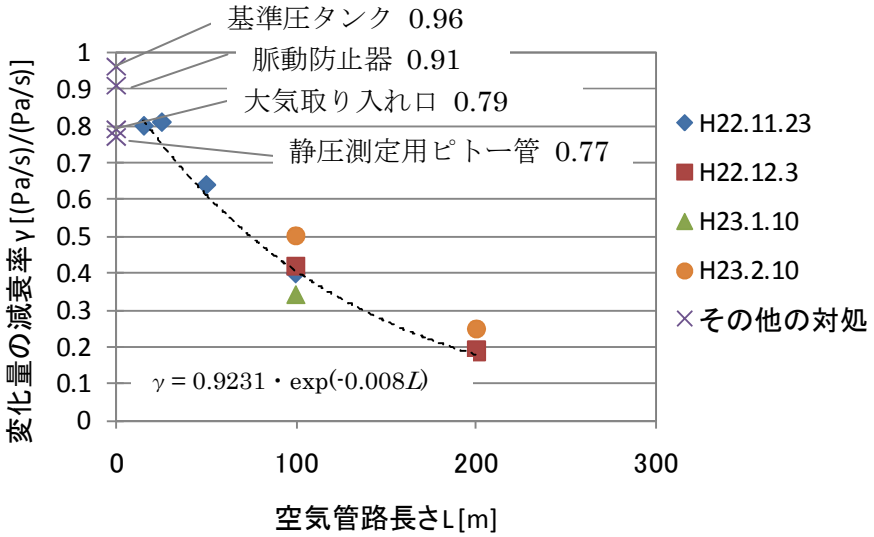


図 7-13 空気管路の距離に対する圧力変化量の減衰率

7.4.3 空気管路による変動の距離減衰効果の考察

図 7-13 に示すように空気管路長さが 100 m における減衰率 γ の値が測定日によらず，ほぼ一致することから，減衰率 γ を用いることで，測定日が異なり変動の様子が完全に一致しない場合の結果に対しても，対策効果の比較が行えることが示された．大気開放端に直接，風が吹き込むことを防ぐために，本研究では静圧測定用ピトー管との併用を推奨する．

また，空気管路の長さに対する減衰傾向が，図 7-13 のように指数関数的であることから，以下のようにエネルギーの伝搬(減衰)現象であるとの仮説が立てられる．

$$\frac{\partial \triangle P}{\partial L} = -k \triangle P. \tag{7.3}$$

ここで，⊿P [Pa/s]は圧力の単位時間当たりの瞬時変化量，L [m]はチューブ長さ，k は定数である．式(7.3)を解くと，式(7.4)が得られる．

$$\triangle P = a \exp(-kL). \tag{7.4}$$

ここで，a は定数，対策を行なわなかった場合の添え字を o，対策時の添え字を i とし，$\triangle Po$ の標準偏差 $\sigma_{\triangle Po}$ と $\triangle Pi$ の標準偏差 $\sigma_{\triangle Pi}$ を比較すると

$$\gamma = \frac{\sigma_{\triangle Pi}}{\sigma_{\triangle Po}} = a \exp(-kL). \tag{7.5}$$

つまり，図 7-13 中の指数関数式が導かれる．よって，k を空気管路内での減衰係数と定義すると，本研究では空気管路内を伝わる場合の長さ方向の減衰係数 k は 0.008 であったと表現できる．

基準圧が突風により変動しても制御の追従が間に合うために必要な減衰率 γ は，空調設備側の構成によって異なるが，圧力調整ダンパ PCD の動作速度が 30 s/FS であり，1 秒間で 5 Pa 程度の室圧変動を制御できるものと仮定すると，基準圧側の変動を 5 Pa/s 以下の傾きに緩和することが必要条件となる．測定結果から，対策なしでの基準圧の変動は最大 27 Pa/s であったので，減衰率としては 0.2 程度が推奨値となり，減衰係数 k が 0.008 の空気管路における距離減衰と静圧用ピトー管を併用した対策では，必要な空気管路の距離は 200 m である．

7.5 本章のまとめ

室圧制御に用いる基準点の圧力は突風の影響を受け変動するため，室圧制御に影響を与える．そのため，基準圧の検出値を平準化させる対策方法について本章でまとめた．7.1 序論では，対策が求められる背景と求められる要件を示し，既往の研究を紹介した．

7.2 基準圧の平準化の手法では，大気開放側の測定端から検出器までの空気管路途中で対策を行うものとし，距離減衰を利用した緩和手段を提案した．

7.3 基準圧の平準化対策の評価方法では，検証環境を示し，変動の減衰効果を一律に評価するための指標として減衰率を導入した．

7.4 基準圧の平準化効果の評価では，空気管路による距離減衰による平準化が有効であることを示した．

突風への対策としては，前章(第 6 章　屋外の突風影響への対策手法と評価)で示した空調ダクト経路の大気開放面への気流の吹き込み対策手法と対をなすものであり併用して用いることが望ましいと考える．

参考文献

7.1) ASHRAE，*ASHRAE Handbook-Fundamentals* (2005)，Chapter 16 Airflow around Building，pp.16.1-16.12.

7.2) 王忠益，中山博行，助宮賢治，森岡宏次，「室圧制御用基準圧に関する研究」，空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (1994)，pp.1261-1264.

7.3) 松井義明，森脇睦，「気圧勾配制御装置」，日本国特許第 3038052 号 (2000).

7.4) 山口太朗，立石賢太，「大気間差圧(基準圧)測定のための検証報告」，ダイダン技報 (2009)，Vol.103，pp.46-48.

第８章　総括

8.1 総括

クリーンルームの清浄環境を維持するために用いられる空調設備の室圧制御は，外乱の影響を受けやすい．それぞれの外乱への具体的な対策技術について研究を行った．以下に示す通り，まず外乱の影響による空調設備の動作特性を把握するためにシミュレーション技術を構築した．そのシミュレーション技術と実験により得られた知見をもとに，それぞれの外乱に対する具体的な対策方法を提案し，その効果を評価した．

各章の概要と得られた知見を以下の通り示す．

第 1 章：諸論

室圧計画の意義と，一般的な室圧制御の実現方法を確認するとともに，外乱要因を整理しその問題点をまとめた．そして，外乱の発生時でも安定した室圧の確保を実現する空調設備の設計・制御方法について取りまとめることが本研究の目的であることを明らかにした．

第 2 章：シミュレーション手法の構築

対策を行うにあたって，その現象を理解し根本的な対策方針を立てることが重要である．そのために，等価回路網による計算アルゴリズムを用いることで，空調設備の挙動および室圧の変動をモデル化してシミュレーションする方法を提案した．

また，等価回路を構成する空調設備の部材やクリーンルームの室圧変動については，個々にモデル化の方法を示した．さらに，室圧制御において留意すべき制御機器の動作や外部要因の変化の表現の仕方について示した．第 3 章から第 5 章では，本章で構築したアルゴリズムを使って，外乱への対策方法を検討し評価した．

第 3 章：扉の開閉への対策手法と評価

外乱として最も着目される扉の開閉動作を取り上げ，その対策が求められる背景を整理し，問題となるのが室圧の変動と，クロスコンタミネーションのリスクであることを明らかにした．対策を行うにあたり，室圧の変動の抑制にはダンパの開度制御(風量差制御)を行うことが重要であり，クロスコンタミネーションのリスクの低減には，一方向気流が効果的であることに着目した．双方を実現する手段としてハイブリッド室圧制御を提案し，その有効性を実験とシミュレーションにより示した．

気流分布の測定と気流を可視化することにより一方向気流が形成されていることが確認できた．さらに，一方向気流を形成させることで，浮遊粒子の濃度および浮遊細菌の移送量が減少することを示した．人の出入りや扉の回転動作に伴う浮遊粒子の移送についても，シミュレーション(CFD)や可視化を用いて考察を行い，定性的に一方向気流を形成させることが有効であると結論付けた．

第 4 章：局所換気設備の操作影響への対策手法と評価

外乱として付帯設備などに設けられる局所換気設備の操作影響を取り上げ，その対策が求められる背景を整理した．局所換気設備の操作信号から予測動作を行うことが対策として有効であることを明らかにし，ハイブリッド室圧制御を応用した対策方法を提案し，一定の効果が得られることを示した．

第 5 章：空調設備の操作影響への対策手法と評価

外乱として空調設備そのものが操作されたことによる影響を取り上げ，その対策が求められる背景を整理した．システム全体の制御動作が比較的複雑ではない場合は，ハイブリッド室圧制御で対応できることを示した．また，複雑性が高い場合は，空調設備における複数の制御機器の動作が，かえって室圧制御に対して影響を与える場合があることをシミュレーションにより示した．これら制御機器が協調して室圧制御を優先的に行えるよう配慮した工夫が必要であることを明らかにし，室圧優先制御が効果的であることを示した．

第 6 章：屋外の突風影響への対策手法と評価

屋外で生じる突風もまた室圧に対する影響を与えることを取り上げ，特に空調設備の大気開放面への吹き込みが一つの要因であることを明らかにした．突風の慣性力を利用した受動的制御と，フィードバック制御を用いた能動的制御を組み合わせることが効果的であることを示し，具体的な対策手段として除圧機構を提案し，有効性を示した．

第 7 章：基準圧の平準化対策

突風による影響の他の側面として，室圧制御に用いる基準地点の圧力計測への影響を外乱として取り上げ，その問題点と課題を整理した．対策手段を定量的に比較して評価するために，評価指標として圧力の変化量の減衰率を導入した．この減衰率を利用して管路長さによる減衰効果が最も効果的であることを示した．

突風への対策としては，前章(第 6 章　屋外の突風影響への対策手法と評価)で示した空調ダクト経路の大気開放面への気流の吹き込み対策手法と対をなすものであり併用して用いることが望ましいと考える．

8.2 論文の課題と発展

本論文では，室圧制御においてこれまで問題になってきた外乱への対策をまとめた．しかし，本論文で提案した対策方法は，圧力調整ダンパによる室圧制御を用いた空調設備を前提とした対策の一例である．より経済的でリスクの少ない対策方法を，さらに追求すべきであることには明らかであり，また，技術発展と伴に空調設備のシステム構成は変化し得るため，その変化に応じて新たな対策手法を追求する必要がある．

社会の発展とともに施設管理側の要求や注目される課題もより深く厳格になると考えられ，本論文で取り上げなかった外乱要因に目を向ける必要が生じ得る．

シミュレーション手法の課題は，設計時には存在していない室と機器に関するパラメータにおける推定誤差がある．実例での検証を蓄積しバックデータとして活用できるようにしてゆく必要がある．また，排気の一部をバイパスダクトを介して給気ダクトに接続し循環利用するダクト系統など，より複雑な系に対しては，使い勝手の面で条件設定の方法を工夫する必要性がある．

以上のように課題と発展の可能性はあるものの，室圧制御の外乱への一通りの対策技術の提案と評価を行えたものと考える．本論文が，室圧制御に関する今後の発展的研究の一助となることを祈念する．

謝辞

本論文は，ダイダン株式会社で手掛けてきた室圧制御に関する著者の研究開発成果を，大阪大学大学院工学研究科環境・エネルギー工学専攻にて指導を受け，さらに発展させ，まとめたものです．

大阪大学　加賀昭和名誉教授には，一貫性のある体系だった科学技術的視点でご指導頂き，ともすれば現場主義的な，結果のみに着目した発想や目先だけの理解とならないように幾度となくご示唆頂きました．

大阪大学大学院工学研究科 環境・エネルギー工学専攻　近藤明准教授には，特に，より巨視的な捉え方や背景を整理する上でのご指導と着想の示唆を頂き，また研究内容を超えて多々ご指導・ご支援頂きました．

大阪大学大学院工学研究科 環境・エネルギー工学専攻　下田吉之教授，地球総合工学専攻　山中俊夫教授には，本論文の査読並びにご校閲を賜り，厚く御礼申し上げます．

また，ダイダン株式会社には，ご理解を頂き社会人ドクタとして大阪大学で研究成果をまとめさせて頂いたことを感謝します．伊藤修一元研究所所長(現営業本部営業企画部長)には，多大なるご尽力を頂きました．佐々木洋二研究所所長には，研究開発におけるご指導はもとより，多方面でのご支援とご支持を頂きました．

また，古川悠主任には研究開発をともに進める一員として活躍頂き，除圧機構や室圧優先制御，基準圧の平準化対策の検証に大きく貢献頂きました．吉田一也産業施設事業部長ならびに三浦裕一課長には，室圧制御を取り巻く社会的背景と要求事項の知見を授けて頂き，さらに対策案のご示唆を頂きました．

その他，研究の開発から事業所での開発成果の導入に渡って，同社の技術研究所，産業施設事業部および事業所の方々のご協力がなければ，成し得なかったものが多々あります．ここに深く感謝致します．

最後に，心のよりどころとして支えてくれた妻 奈保子に感謝致します．そして，今日ここまで筆をすすめることができたのは，父勇男と母邦子があるが故であります．この一筆を以って捧げます．

平成二十三年九月吉日

山口太朗