

5

FPT 法による変風量空調システム（VAV 空調システム）の省エネルギー  
設計・施工・調整・試験方法に関する技術解説書

10

## 第 1 編 設計編

v.20.1 2024 年 1 月 6 日（吉田改訂→20231122 委員会後）  
吉田治典（1～6）、松下直幹（5.6、6.6、6.7）

15

20

25

30

35

# 第1編 設計編

## 目次

	1. はじめに.....	4
	2. 用語の定義と解説.....	5
5	3. VAV空調システムの省エネとその課題.....	8
	3.1 給気風量と圧力.....	8
	3.2 給気風量と給気温度.....	8
	3.3 熱負荷性状の異なる複数室の室温制御.....	10
	3.4 給気・還気・排気・取入外気のエアバランス.....	11
10	3.5 室温制御と空気質.....	11
	3.6 暖房とVAVシステム.....	11
	3.7 まとめ.....	12
	4. 省エネ評価の範囲と対象とするVAV空調システム.....	12
	4.1 省エネ評価の範囲.....	12
15	4.2 システム要件.....	13
	4.3 対象とするシステムの基本構成.....	14
	4.3.1 共用排気ファン.....	16
	4.3.2 対象外とするシステム.....	16
	5. 省エネ設計法.....	16
20	5.1 ゾーニングと空調システムの構成.....	16
	5.1.1 ゾーニング.....	16
	5.1.2 システム構成.....	17
	5.1.3 最小風量設定値.....	17
	5.2 給気ダクト系とファンの設計.....	23
25	5.2.1 VAVユニットの選定.....	23
	5.2.2 給気ダクトの設計.....	25
	5.2.3 給気ファンの選定.....	26
	5.2.4 給気ファンの最大・最小回転数.....	28
	5.2.5 ファンの電動機・インバータの効率.....	28
30	5.3 ファン回転数と給気温度の制御.....	28
	5.3.1 給気ファンの回転数制御.....	28
	5.3.2 空調機の給気温度制御.....	34
	5.4 エアバランスと給気系以外の設計.....	37
	5.4.1 Type-A.....	37
35	5.4.2 Type-B1.....	42
	5.4.3 Type-B2.....	43
	5.4.4 Type-B3.....	44
	5.4.5 Type-C.....	44
	5.4.6 Type-D.....	44

	5.5	ファン消費電力の推定 .....	45
	5.5.1	顕熱負荷に対する消費電力推定方法の手順（給気ファン） .....	45
	5.5.2	還気風量に対する消費電力推定方法の手順（還気ファン） .....	47
	5.5.3	外気取入・余剰排気・換気ファン .....	47
5	5.5.4	年間一次エネルギー消費量 .....	47
	5.6	初期調整に必要な測定センサと計測方法 .....	47
	5.6.1	自動制御メーカーのツールを用いた計測・操作 .....	48
	6.	FPT法によるVAV空調システムの搬送エネルギー削減計画書 .....	49
	6.1	FPT法が対象とするVAV空調システムのゾーニングと構成 .....	49
10	6.1.1	ゾーニング .....	49
	6.1.2	VAV空調システムの構成 .....	49
	6.1.3	最小風量 .....	50
	6.2	給気ダクト系とファンの設計 .....	50
	6.2.1	VAVユニットの選定と仕様指示 .....	50
15	6.2.2	給気ダクトの設計 .....	51
	6.2.3	給気ファンの選定 .....	51
	6.2.4	給気ファンの最大・最小回転数 .....	52
	6.2.5	ファンの電動機・インバータの効率 .....	52
	6.3	ファン回転数と給気温度の制御 .....	52
20	6.3.1	給気ファンの回転数制御とフィードフォワード線の決定 .....	52
	6.3.2	空調機の給気温度制御 .....	53
	6.4	エアバランスと給気系以外のシステム .....	53
	6.5	ファン消費電力の推定 .....	54
	6.5.1	顕熱負荷比から給気ファンの消費電力比を推定する回帰式 .....	54
25	6.5.2	還気風量比に対する還気ファンの消費電力を推定する回帰式 .....	54
	6.5.3	可変速ファンの年間一次エネルギー消費量 .....	55
	6.5.4	外気取入・余剰排気・排気／換気ファンの消費電力と一次エネルギーの推定 .....	55
	6.6	初期調整に必要な測定センサ .....	55
	6.6.1	常設センサによる必要計測ポイント .....	55
30	6.6.2	テンポラリな風量計測ポイント .....	56
	6.6.3	自動制御メーカーのツールを用いた計測・操作 .....	56
	6.7	初期調整・機能性能試験に関する特記仕様 .....	56
	6.8	その他 .....	57

# 1. はじめに

本書は、オフィスのような一般的な非住宅建築の保健空調で採用される変風量空調システム（以下 VAV 空調システム）における搬送動力の省エネルギー性能を高めるための設計・施工・調整・試験方法に関する技術解説である。

- 5 VAV 空調システムは、室またはゾーン（以後総称して室と呼ぶ）の熱負荷の大小に応じて VAV ユニットの供給風量を制御して複数の室の室温を個別に維持することができるため、搬送動力が低減でき省エネ性能が高いと世界中で多用されている。確かに空調システムの省エネは重要ではあるが、室温の制御、適切な気流分布や上限温度分布、換気量の確保、空気質の維持、外界からの漏気を防ぐための適切なエアバランスなど、環境の維持という空調システム本来の性能が備わっていないければ意味はない。また、
- 10 VAV システムを採用しさえすれば、様々な熱負荷や使用条件において高い省エネ性能を得られると期待するのは早計であり、以下に述べるような課題に対して十分な配慮をした設計・施工・調整がなされなければ適切な VAV システムの実現は難しい。実際、想定したほどの省エネ性能が得られていない事例が実システムにおいて多数確認されているが、これらの殆どがこうした配慮と対応の不足が原因であるといえる。
- 15
- ・ ファンの消費エネルギー（搬送動力）は風量と出入口差圧の積にほぼ比例する。そのため省エネのためには風量制御だけではなく、必要十分な最小の差圧に制御して運転する必要がある。しかし通常、例えば差圧が大き過ぎても風量調整は VAV ユニットで問題なく制御されるため過剰差圧という不具合が顕在化することはない。必要最小限の差圧に制御するための設計配慮と初期調整が不足すると、この不具合が生じる。
- 20
- ・ 供給空気処理される熱負荷（正確には顕熱負荷）は風量×給気温度差（＝室温－給気温度）に比例するので、搬送動力の省エネのためには給気温度差をできる限り大きくする必要がある。しかし VAV ユニットで制御できる風量には機械的な制約による上限と下限がある。そのため、例えば、給気温度差が小さいと熱負荷が大きい室では上限風量でも熱負荷が処理できず室温制御が適切にできない、逆に給気温度差が大きいと熱負荷が小さい室では下限風量でも熱負荷の過剰処理となり室温
- 25
- ・ 制御が適切にできない、という現象が発生する。従って、給気温度差を適切に制御する機能が必要であるが、例えこの機能があっても、熱負荷状態が余りに異なる室が同一ゾーンに併存すると全ての室の室温維持が満足できる給気温度が見いだせないことがある。このような不具合を避けるためには適切なゾーニング計画が不可欠である。
- 30
- ・ 空調の目的は室温維持だけではなく、室やゾーンの CO<sub>2</sub> 濃度制御、上下や平面の温度分布の均一化などという環境維持もある。室温維持に必要な風量と環境維持に必要な風量は一般的に相反することが多く、この場合、どちらか一方を満たす風量とするか両者の妥協的な風量としなくてはならない。
- ・ VAV 空調システムは常に供給風量が増えるため、給気量の変化に対応して還気・排気などの風量も制御をして空調システム全体として適切なエアバランス制御をしなくてはならない。エアバランスが不適切になると、外界と室の圧力差が大きくなって想定外の漏気・漏入が発生し、熱エネルギーの無駄が生じたり外気取入ダクトから規定の外気量が取れなくなって空気質が不適切になったりする。
- 35

本書では、搬送動力を減らす意味の省エネと、上記したような不具合のない VAV 空調システムを構築することを目的として、1) 適切に VAV 空調システムを設計する方法と、それを 2) 適切に初期調整する方法について解説する。本書では、この 1)と 2)とを合わせて FPT 法<sup>\*</sup>と称する。

※ FPT とは Functional Performance Testing:（機能性能試験）の省略形である。

## 2. 用語の定義と解説

### a. 可変風量空調システム (VAV 空調システム、Variable Air Volume Air Conditioning System)

可変風量空調システム (VAV 空調システム) は、空調対象室への給気風量を増減して室温を制御する空調システムであり、定風量空調方式に比べて年間の送風動力を減ずることができる。本システムは、給気ファンを有する空調機に加えて、還気ファン、排気ファン、余剰排気ファンなどと、可変風量 (VAV) ユニット、風量制御モータダンパ (MD) など風量調整のための機器と、これらを制御する装置を有し、室温制御だけではなく室の空気質の維持や制御も合わせて行う機能を有する。また特殊なものとして、外気を冷却・加熱・加湿して処理するための給気ファンを有する空調機 (いわゆる外調機) と可変風量 (VAV) ユニットの組み合わせた外気処理空調システムも本システムに含むこととする。

### 10 b. 可変風量 (VAV) ユニット (Variable Air Volume Unit)

可変風量 (VAV) ユニットとは、内蔵されたアクチュエータとダンパなどによって風量を制御する機構と電子的な制御装置を持ち、要求信号に基づいて風量を制御することができるユニットをいう。

### c. デュアル VAV ユニット

デュアル VAV ユニットとは、ペリメータゾーンとインテリアゾーンの境目に両系統の VAV ユニットの併設し、ペリメータゾーンが暖房モードで稼働している場合にペリメータゾーンで冷房要求が発生すれば、冷房モードで稼働しているインテリアゾーン系統に接続されたユニットを稼働して冷房要求に対応できるようにするユニットをいう。

### c. 室内顕熱負荷

室内顕熱負荷とは、室温を設定温度に保つために必要な供給顕熱量をいう。これは窓・外壁・内壁の貫流熱・放射、透過日射・放射、すきま風、内部発熱などの顕熱負荷の合算値である。

### d. VAV 最大風量設定値

VAV 最大風量設定値とは VAV ユニットが供給できる風量の上限值であり、ユニット毎に設定する制御パラメータで決める。通常この値は、設計最大風量とし風量制御時に、この値以上の風量にはなることはない。設計最大風量は設計最大顕熱負荷の処理に必要な給気量である。

### 25 e1. VAV ユニット最小風量設定値

VAV ユニット最小風量設定値とは、VAV ユニットが供給する風量の下限值でユニット毎に設定する制御パラメータで決める。通常、この値は、室が要求する CO<sub>2</sub> 濃度など、環境維持に必要な最小風量とする。運転中、風量がこの値以下にはなることはない。

### e2. VAV ユニット供給限界最小風量

30 VAV ユニット供給限界最小風量とは、VAV ユニットが供給可能な風量の下限值\*をいう。VAV ユニット風量には適切な制御ができるという意味での最小風量があり、これはユニットの風速センサが精度よく計測できる最低風速と対応している。なお、VAV ユニット最小風量設定値  $\geq$  VAV ユニット供給限界最小風量である。

※ メーカーにもよるが下限風量はユニット定格風量の 10~20%程度とされ、これはユニット内で計測される最小風速 (約 1.0~1.5m/s 程度) に対応している。

### f. 定風量 (CAV) ユニット (Constant Air Volume Unit)

定風量 (CAV) ユニットとは、ユニットの前後差圧の変動にかかわらず風量を一定の設定値に制御することができるユニットをいう。自力式の専用 CAV ユニットが基本であるが、代用として VAV ユニットの定風量設定として用いてもよい。

#### g. 風量調整モータダンパ (MD, Motor Damper)

風量調整モータダンパとは、風量を調整するためにダクトや空調機器に設けるダンパで、モータで開度調整する制御機能が付加されている。

#### h. 給気温度制御

- 5 給気温度制御とは、空調機の給気温度が設定値となるように冷温水コイルの流量を制御弁で調整する制御をいう。制御弁は通常二方弁でPI制御とするのが一般的である。

#### i. 給気温度リセット制御

給気温度リセット制御とは、当該空調機配下にある全てのVAVの要求風量信号を用いて判定し、上記の給気温度制御設定値に補正を加える制御をいう。

#### 10 j. CO2濃度制御

CO2濃度制御とは、空調機への還気空気、あるいは指定する対象室のCO2濃度が設定値となるように取入外気量を調整する制御をいう。

#### k. ATF (Air Transfer Factor)

- 15 ATFとは、空調機の除去熱量を給気ファンと還気ファンの合計入力電力(熱量換算値)で除した値で、空気搬送に対する省エネルギー指標である。この値が大きい方が省エネである。除去熱量を顕熱とする場合と全熱とする場合の2つの定義がある。「エネルギー消費性能計算プログラム(非住宅版)(通称Webプログラム)」関係の文書では全熱としている。

以下は、図-2.1を参照。

#### 20 l. 外気導入ダクト

外気取入口と空調機を結ぶ外気を取り入れるためのダクト。

#### m. 給気ダクト

空調機と空調対象室を結ぶ給気用のダクト。

#### n. 還気ダクト

- 25 空調対象室と空調機を結ぶ還気用のダクト。

#### o. 余剰排気ダクト

空調対象室と外気に通じる排気口を結び室の余剰空気を排気するためのダクト。

#### p. 排気/換気ダクト

- 30 空調対象室から廊下などの共用空間を経由してトイレやパントリーなどに空気を流し、換気が必要な空間から外界へ排気するためのダクト。

#### u. 給気ファン

空調機から空調対象室に給気するためのファン。

#### w. 還気ファン

空調対象室から空調機まで還気するためのファン。

#### 35 v. 外気取入ファン

外界から外気を空調機に導入するためのファン。

#### x. 余剰排気ファン

余剰空気を外界に排気するためのファン。

y. 排気／換気ファン

トイレやパントリーなど、換気が必要な空間から外界へ排気するためのファン。

z. 設計外気量

設計で規定した居室人員や燃焼器具に対して必要となる新鮮空気の種類。

5 aa. 必要換気量

トイレやパントリーなどの換気に必要な風量。

ab. 外気冷房用風量

外気冷房用風量とは、外界から外気を取入れ、その熱的ポテンシャルを利用して冷房するための風量をいう。外気冷房の効果を最大にするには給気ファンの風量と同じにするのがよいが、外気取入口・外気導入ダクトなどが大きくなるとか、ファン風量を最大にすると消費電力が大きくなりトータルとして省エネでなくなる等の理由で、それ以下の風量で設計することもある。

10

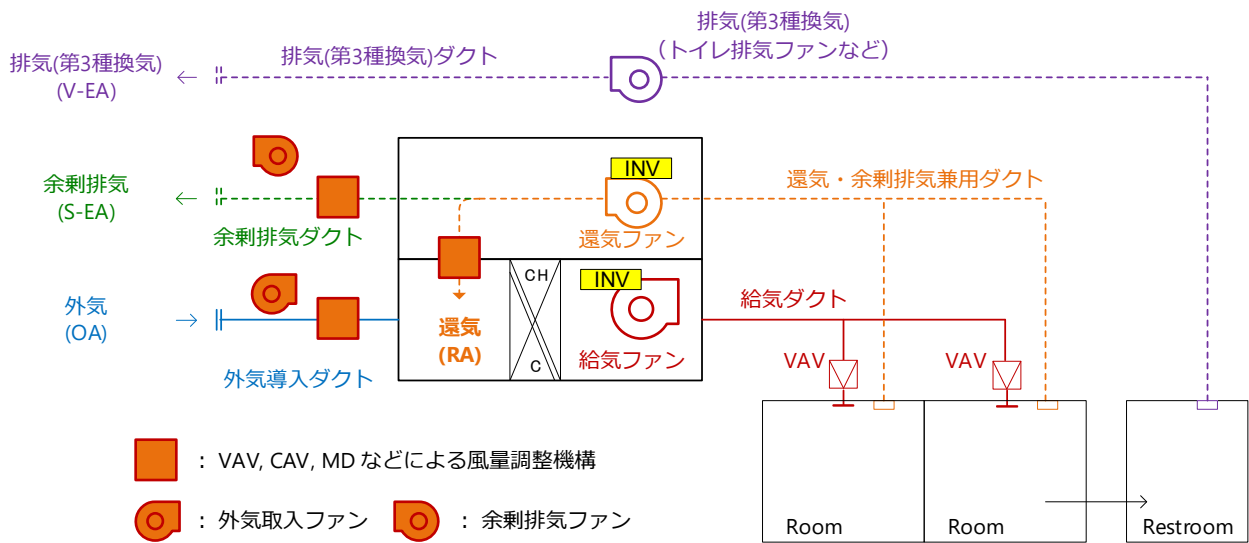


図-2.1 標準的な VAV 空調機システムの構成

注) 外気導入ダクトと余剰排気ダクトにファンと風量調整機構が併記されているのは、どちらかが設置されるという意味である。

15

20

25

30

### 3. VAV 空調システムの省エネとその課題

本章では VAV 空調システムが抱える省エネ上の課題を整理する。図 3.1 に示すように、一般に VAV 空調システムは、給気ファンを有する空調機、還気ファン、排気ファン、複数の VAV ユニットで構成されるが、空調ゾーンが1つしかないシステム、排気ファンがないシステム、余剰排気ファンやダクトが別にあるシステム、変風量ではあるが VAV ユニットの有しないシステムなどシステム構成は多様である。以下では、これらのシステムに共通する課題を整理する。

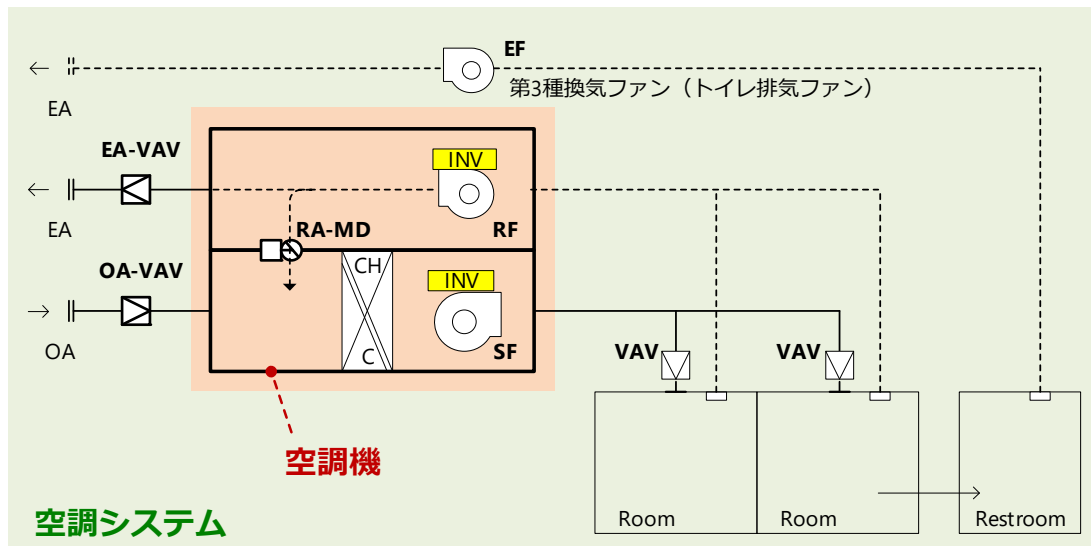


図-3.1 標準的な空調機・空調システム例

#### 3.1 給気風量と圧力

10 原理的にファンの消費電力は風量×圧力にほぼ比例する。通常、VAV 空調システムでは風量制御による省エネがクローズアップされるが、これから分かるように圧力も同じインパクトをもつことが軽視されがちである。ダクト内の必要な最小圧力は、VAV ユニットが風量を適切に制御できる最小の圧力で決まり、必要な最大圧力は VAV ユニットが風量を適切に制御できる圧力と VAV ユニットが発生する騒音値で決まる。過剰に高い圧力で運転すると省エネではなくなるが、VAV の本来の制御目的である室温制御に悪影響が出ることもなく騒音値も許容範囲にできる運転であれば、居住者からのクレームはなく不  
15 具合はないと見なされる。

一般論でいえば、ダクト内の圧力は空調機からみて末端の圧力が低く根元の圧力が高い。しかし、各室の熱負荷の大小や室の使用／不使用により風量は時々刻々変化するため常に末端ダクトの圧力が低いとは限らない。また複雑に分岐するダクト系では末端がどれかが不鮮明である。そのため、ダクト内のどこに最低圧力が生じるかを設計時に判断することは簡単ではない。  
20

旧来の VAV 空調システムでは、ダクト内に圧力センサを設置し、その計測値を用いてファンの回転数を制御していたが、最近では当該系統に存在する全ての VAV ユニットの適正開度（一般に 85～100%未満をいう）と全開（100%）の位置をリミットスイッチで感知し、それらの状態信号に基づいてファンの回転数を制御する方法が一般的になってきている。この方法により必要最小限の圧力に調整することが以前より容易かつ適切にできるようになってはいる。しかし、複数 VAV ユニットからの増減要求が相反する状態が生じることもあるので問題が完全に解消した訳ではない。  
25

#### 3.2 給気風量と給気温度

VAV ユニットは室の顕熱負荷を処理して適切な室温を維持するように給気量を制御する。顕熱負荷（=供給熱量）は風量×給気温度と室温の差（以後、給気温度差と呼ぶ）に比例するため、風量だけでは



なく給気温度差の制御にも注意を払わなくてはならない。給気温度差を大きくすると風量が少なくでき搬送動力の削減となり省エネではあるが、最小風量設定値まで絞っても熱負荷を処理し過ぎとなり室が過冷却や過熱状態になったりすることがある。そのため、常に一定の大きな温度差でなく風量が少なくなると温度差を小さくし風量が増えれば温度差を増すという、給気温度差の可変制御が求められる。これは通常、給気温度最適化制御とかロードリセット制御などと呼ばれるが、本書ではこれを給気温度リセット制御と呼ぶ。

給気温度リセット制御は系統内にある VAV ユニットの風量の状態信号を複数のユニットから得て、総合判定するような制御方法が採られている。以下、冷房運転の場合についてこれを説明する。

空調機系統に VAV ユニットが 1 台しかない場合には、図 3.2(左)に示すように、最大熱負荷時に最大風量と最大給気温度差で運転され、熱負荷が減るに従って風量が減じる(①の矢印の方向に変化する)。VAV ユニットが最小設定風量になってから更に熱負荷が減ると、給気温度差を増す給気温度リセット制御が働き、給気温度差が減じられる(②の矢印の方向に変化する)。このように運転点は青い太線上を動く。これを、通称、L 字制御と呼ぶ。搬送動力の省エネのためには L 字の線上に乗るような制御が望ましい。

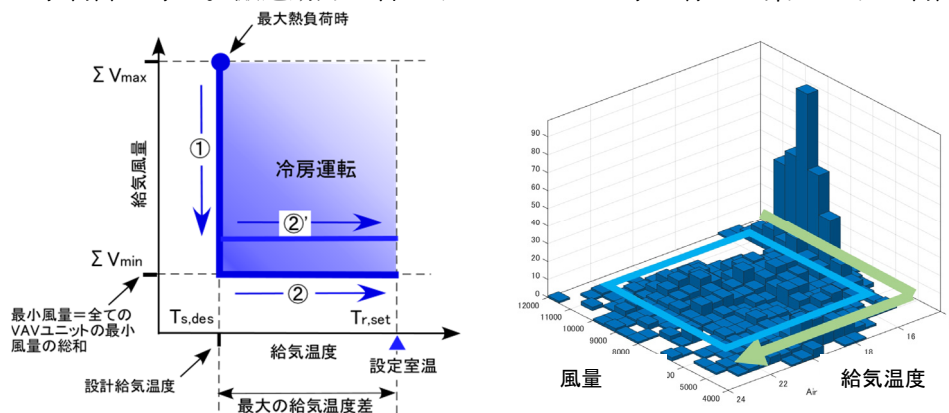


図 3.2 VAV システムの L 字制御概念図 (注：右図は給気温度の軸が左図とは左右逆である)

次に VAV ユニットが複数ある通常のシステムについて考える。この場合、全てのユニットの熱負荷が同時に減って最小設定風量に到達することは希で一部のユニットだけが最小風量になるため、空調機の風量が②の運転に移行するのは、 $\Sigma V_{\min}$  よりも大きい風量で生じる。つまり②'のような変化となる。②'の青線の位置は熱負荷の状況によって様々であるので、運転点は青い線状ではなく面的に分布する。また、あるユニットの状態判定によって給気温度差が小さい運転がなされていても、別のユニットでは熱負荷が大きく風量が多い場合もあり得るので、風量が多い場合でも給気温度差が最大ではないことも起こり得る。つまりユニットが複数あると L 字線状を動く制御ではなく、青線から離れた面的な稼働域となる。図 3.2 (右) はこれを示す実際の運転状態の頻度分布の例である (右図は給気温度の軸が左図とは左右が逆なので注意)。

上記で、L 字上から外れる原因を説明したが、意図的に最小風量を増す設計をする場合もある。それは、低風量時の空気の停滞感や室内の温度ムラが生じることを防ぐため、あるいは CO2 濃度など室の空気質を適切に維持するための風量を確保するため、などという理由で、最小風量を VAV ユニット供給限界最小風量より大きく設定するものである。これは上記した②の青線を上(②'の方向へ)にずらす運転となり省エネ効果は減る。

また、制気口に結露が生じないようにするため給気温度を高く設定する設計指示がなされることがある。これは①の青線が右に移動するため風量が増えることを意味し、同じく省エネ効果は減る。

以上のような課題に対応し、かつ稼働点ができるだけ理想的な L 字上を動く制御となるように設計配慮をし、それに基づく調整をすることが必要である。図 3.3 は実ビルにおける給気風量と給気温度の関係を 1 年間の実測データをもとにグラフ化した例である。図 3.3 左は 5.2 節の「空調機の給気温度制御」で

述べる要求事項に沿って再調整する前の運転状態、図 3.3 右は再調整した後の運転状態である。このように適切な調整により L 字により近い運転が可能となることがある。本例では、この再調整の結果、搬送動力が 33%削減できたとされている。

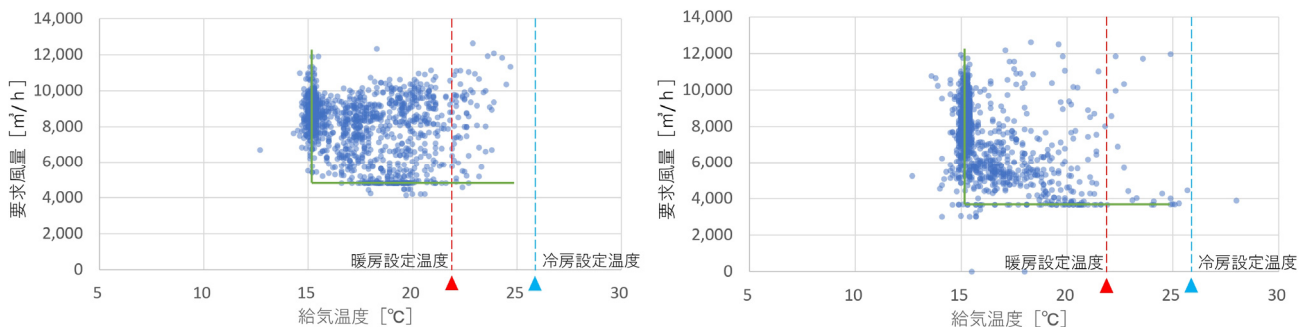


図 3.3 VAV 制御の調整前と調整後の給気温度と風量の発生散布図

一方、暖房モードの場合は上下温度分布の解消のため熱負荷が減っても供給風量を減らさない制御が優先されるのが一般的である (図 3.4)。これは通称、逆 L 字動作と呼ばれる。従って本書では、暖房時の搬送動力の削減は評価しないこととする。

【参考】

・文献 1 では、VAV 空調システムの給気温度リセット制御とゾーンの湿度制御について考察している。

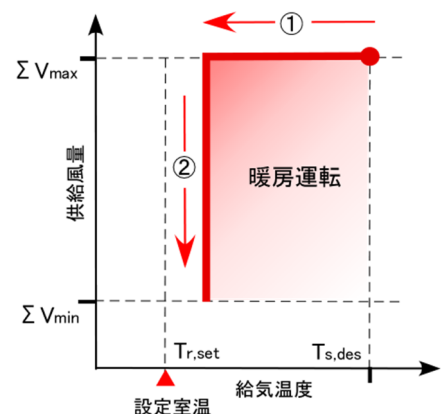


図 3.4 暖房時の VAV 制御

### 3.3 熱負荷性状の異なる複数室の室温制御

VAV 空調システムは、複数室で熱負荷がそれぞれランダムに変動しても室温維持でき、適応性が高く省エネなシステムだとされる。しかしその適応性には限界もある。例えば、ある系統に、大面積の事務室と、不定期に使用する小さな会議室や内部発熱が少ない役員室などが併存すると、両者の熱負荷性状が大きく異なるため、例えば、事務室では給気温度差を増す要求となり会議室では給気温度差を減らす要求となるなどという矛盾した要求がでることがあり、給気温度リセット制御が適切に稼働せず室の過冷却や過熱が生じることがある。そのため、適応性が高いとはいえ、熱負荷が類似した室を同じ系統とするいわゆるゾーニングが必要である。しかし、各室間の熱負荷のアンバランスがどの程度であれば同一ゾーンとして設計していいのかの判断は明解ではなく、現状の設計ではシミュレーションを用いた詳細な検討もしていないため、ゾーニングの不適切さに起因する問題がまだ実際に発生している。また、ゾーニングを徹底することは VAV 空調システムのメリットである適応性が損なわれるというジレンマでもある。これを防ぐため、熱負荷性状が大きく異なる室にはダクト末端にレヒータを設けるなどという処置をすれば適応性はより増すが、省エネ上は好ましくない。

【参考】

- ・文献 2 では実 VAV システムの計測データを検証し、熱負荷バランスの異なるゾーンがあると室温制御に不具合を起こすことがあることを指摘している。
- ・文献 3 では実 VAV システムの計測データを検証し、特定ゾーンの VAV ユニットの状態により給気ファンの回転数が適切に下がらず非省エネとなる不具合を起こすことがあることを指摘している。
- ・文献 4 には、居住者が自由に室温設定できるように設計していると熱負荷のアンバランスと同じ状況が生じ易いため、室温設定範囲に制限を設けることが好ましいとしている。

### 3.4 給気・還気・排気・取入外気のエアバランス

空調システムの給気・還気・排気・取入外気の各風量は常に適切にバランスしていなければならない。エアバランスが崩れると、例えば、1) 新鮮空気量や換気量が不足して空気環境が悪化する、2) 新鮮空気が過剰になって空調機の処理熱量が増え非省エネとなる、3) 室やゾーンの室内圧力と外界圧力の差が大きくなり過ぎて室の漏気や漏洩が増え非省エネとなる、4) 階段や廊下など非空調ゾーンから想定外の空気流入出が生じ非省エネとなるなどの不具合が起きることがある。

定風量の空調システムであれば各風量を施工時に調整しておけばエアバランスが維持できるが、VAV空調システムでは給気量が増えるため、他の風量（還気・排気・取入外気）も呼応して適切に制御する仕組みが必要である。しかし、給気風量の変化に応じて他の風量を制御しエアバランスを確実に維持することは容易ではない。還気・排気・取入外気にもそれぞれ VAV ユニットや CAV ユニットの設置して対処する方法はあるが、クリーンルームのように緻密なエアバランスが求められてはいない一般空調ではシステムが複雑になり過ぎコストもかかるし、VAV・CAV ユニットの稼働させるのにも圧力が要るので、常にこれが省エネ的に適切だとは限らない。

そのため、通常は、給気量を基準にした簡易な推定式で還気ファンの回転数（風量ではない）を制御するとか、換気のための排気量は制御せず一定とするなど、便法で設計される。しかし設計の配慮不足があるとエアバランスの不具合が発生する例が実システムでよく確認される。

#### 【参考】

・文献5では建物とシステム全体のエアバランスを考慮してVAVシステムを設計する手法が提案されている。

### 3.5 室温制御と空気質

VAVシステムは、室の顕熱負荷を処理して室温を設定値に維持するために風量を制御する。一方、室には人が滞在していたり火気の使用があったりするので、CO<sub>2</sub> や CO 濃度など空気質を維持するために必要な量の新鮮空気を供給することも要求される。しかし、単一ダクト方式の VAV 空調システムであれば、還気の濃度の測定値を基にして必要な量の新鮮空気を導入して空調システム全体の平均的な空気質の維持はできても、各室の空気質を設定値に制御することはできない。もしも各室の室温も空気質の設定値に維持することが要求されるなら、例えば新鮮空気供給用のダクトと VAV を別に設けて空気質を室温とは別に制御するようなシステムが必要になる。

### 3.6 暖房と VAV システム

本来、VAV 空調システムは冷房用として開発されたシステムである。そのため、このシステムを暖房に用いると次のような不具合が生じることがある。

- ・供給風量が減ったときに上下温度分布が大きくなり居住域の気温が不適切になる。
- ・室の利用度が増すと、滞在人員ならびにパソコンや照明からの内部発熱も増えて暖房負荷が減るため風量は少なくてよいが、室の活動量は増すので空気質維持のために風量を増やす必要があり、要求が矛盾する。

インテリアゾーンで暖房要求が生じることは多くないので、基本、この状況はペリメータゾーンで発生する。これを防ぐには、空調システムの設計対応としては、別途熱処理をするシステム（ファンコイルなど）を設ける、末端にレヒータを設けて給気温度を変えられるようにする、あるいは VAV システムを避ける、などの工夫や配慮が考えられる。制御の対応としては、暖房時に生じる上限温度差を予測して給気温度を制御するというアルゴリズムを導入する方策がある。最近では、外壁の断熱性がよくなってペリメータゾーンの暖房負荷が少ないため、全て VAV 空調システムだけで対応する設計も多いが、こうした点には十分な配慮がいる。

ペリメータゾーンは方位やファサードの形状によって複雑な熱負荷が生じ、特に中間期や冬期に同じ系統で冷房と暖房の混在が生じることがある。しかし、同一系統のシステムでは冷房か暖房かどちらかしか対応できないので、最近、暖房モードのペリメータ系統と冷房モードのインテリア系統の VAV ユニ  
5 ャットを併設した特殊な構造の VAV ユニット（デュアル VAV ユニットと称される）を設置して冷暖両方の要求を満たすことができるようにする工夫がみられるようになった。

なお、既に述べたが VAV 空調システムは暖房時の搬送動力の削減に殆ど貢献しないことには留意する必要がある。

#### 【参考】

・文献 6 には、暖房時の給気温度が高くなりすぎないように室温との差（給気温度差）を 8~11℃以下とすべきである  
10 という ASHRAE などの基準に関する記述がある。

### 3.7 まとめ

以上のように、VAV 空調システムは原理的には搬送動力の削減に有効なはずではあるが、設計・施工および調整・運用が不適切であれば種々の不具合が生じて搬送動力の省エネが十分に達成されない。そこで次章では、これらの不具合が生じないようにする設計・施工・調整・試験方法に関して解説する。

## 15 4. 省エネ評価の範囲と対象とする VAV 空調システム

3 章で述べたような課題を解消して確実に省エネを達成するには、型どおりの方法で設計する仕様規定による設計ではなく、設計者が課題の原因をよく理解した上で、性能規定による設計が求められる。そこで本章では、機能や性能を左右する種々の知見を添えて VAV 空調システムの搬送動力削減を目指す省エネ設計法について解説する。

### 20 4.1 省エネ評価の範囲

空調システムが消費するエネルギーは、ファンが消費する電力（搬送動力）と冷水・温水コイルで処理する熱エネルギー（熱負荷）の 2 つに分けられる。前者の搬送動力の省エネが VAV 空調システムに特有な課題であり、本書ではこれを対象にして解説する。

搬送動力と熱負荷の両方に関係する省エネ手法として、取入外気量を CO<sub>2</sub> 濃度によって制御する手法や、中間期や初冬の外気エンタルピーが低い時期に外気を積極的に取り入れて冷房効果を得る外気冷房  
25 手法がある。これらによる省エネは以下の理由により本書の対象外とする。

CO<sub>2</sub> 濃度制御によって外気取入量が減れば、熱負荷の削減と同時に空調や換気の風量が減る場合があり搬送動力の削減にもなるが、その効果を評価するには CO<sub>2</sub> 濃度制御のシナリオと関連して評価することが必要であり、搬送動力だけを切り離した単独評価はできない。そのため、この制御による省エネに  
30 ついては別途評価方法を規定することとする。ただし、外気取入量の削減による搬送動力の削減と VAV 空調システムを適切に運転するために重要なエアバランスとは深く関係するので、この観点については本解説書の対象とする。

外気冷房は、冷房の熱エネルギーを減じることができても搬送動力は増加する。そのため、外気冷房ができるシステムの場合は、外気冷房の仕組みが冷暖房運転時の障害とならないように配慮されている  
35 ことを求めた上で、省エネ効果については通常の冷暖房運転時の搬送動力の省エネだけを対象とし、外気冷房期間は対象外として評価する。

なお、本書では風量を体積風量として扱っている。空気は温度による密度変化があるため、同じ質量の空気でも温度が変わると体積が変化するがその変化は無視している。

## 4.2 システム要件

VAV 空調システムの構成には様々なバリエーションがある。そのため、例えばファンによる搬送動力の削減という観点に絞ったとしても、あらゆるシステム構成に対して共通した設計方法や調整方法を定めることは難しい。そこで本技術解説書が対象とする VAV 空調システムは、以下のような要件を満たし、

5 かつ次節 4.3 のようなシステム構成と機能を有するものに限定する。

### 【システム要件】

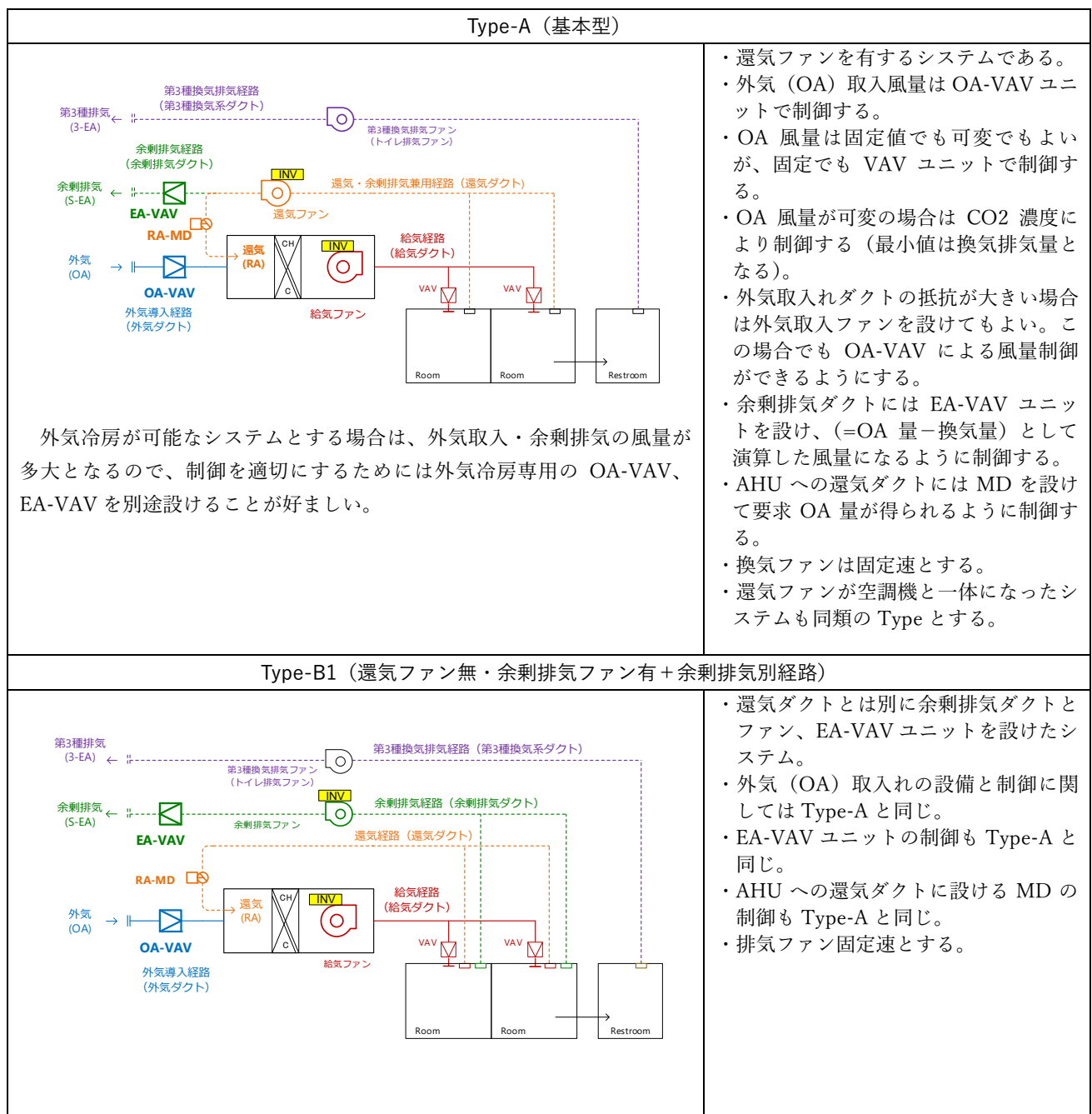
- 1) 空気循環方式： 給気用制気口は天井など空調室の高所にあるような空気循環方式の VAV システムを対象とする。この方式は暖房時に上下温度分布が付きやすく、通常、暖房時には冷房時と異なり風量を優先して減ずる制御が採られない。そのため暖房時の搬送動力削減は評価の対象としない。
- 2) 給気ファンの回転数制御： 空調機の給気ファンの回転数は、各 VAV への要求風量を積算した全供給風量と VAV ユニットの開度情報に基づいて制御する機構とする。
- 3) 各室・各ゾーン（以下、各室という）への給気量制御： VAV ユニットの給気量は設定室温により制御する。なお、共用部分などの給気には CAV ユニットの併設してもよい。
- 4) 還気ファンの回転数制御： 還気ファンを有する場合は、給気ファンの回転数制御の情報と連携して回転数制御を行い、エアバランスの適切な維持を目指す。
- 5) 換気用排気ファン： 空調ゾーンから直接排気したりトイレなどの非空調空間から第三種換気で排気したりするための換気用排気ファンは原則として固定回転数とする。ただし、外気導入量と連動して可変とする場合は、インバータで回転数制御してエアバランスを取るよう制御する。また、複数の VAV 空調システムに対して共用となる排気ファンの場合は、時間外に空調機が停止された場合のエアバランスについて配慮した制御法を採用するように考慮する。
- 6) 外気取入： 外気取入量は、空調対象室の空気質の維持のためとトイレなどの換気を考慮した風量とする。外気取入れは、外気ガラリなどと空調機を直接ダクトで接続して取り入れる場合と、このダクト圧損が大きいため外気取入用の給気ファンを別に設けて取り入れる場合とがある。いずれの場合も要求される外気量を規定するために VAV ユニットなどの風量制御機構を設ける。
- 7) 余剰排気ファン： 取り入れた外気量から換気の排気量を引いた風量は余剰空気となる。この余剰空気は還気ファンの後流側からダクトで直接外界に排気する場合と、余剰空気用の排気ファンを別途設ける場合とがある。いずれの場合も、エアバランス保持のために風量を適切に制御する機構を設ける。
- 8) エアバランス： 上記した給気・還気・換気・外気取入のエアバランスは、ファンの回転数制御だけではなく、適切な部分に VAV、CAV、MDなどを設けて制御により維持できるようにする。
- 9) ペリメータゾーンの VAV： 主として冬期、ペリメータ系統は時間と場所によって冷房と暖房の要求が同時に生じることがある。このような性状のペリメータゾーンになる可能性があれば、ペリメータゾーンの VAV ユニットの併設し（デュアル VAV と称される）、冷暖どちらの要求にも対応できるような考慮する。これによりペリメータゾーンの室温が安定するとされている。
- 10) 外気冷房： 外気冷房が可能なシステムであっても本解説書の対象とするが、それが通常の冷暖房運転時の障害にならないような構造であるものとする。なお、設計で想定する外気冷房期間は、本書でいう省エネの対象外期間として評価する。
- 11) CO<sub>2</sub> 濃度による外気風量制御： 還気空気の CO<sub>2</sub> 濃度によって外気量を可変に制御するシステムも本解説書の対象とするが、この可変による搬送動力の削減は対象外とし、空調系統全体として必要な設計外気量が常に取入れられるものとして評価する。

### 4.3 対象とするシステムの基本構成

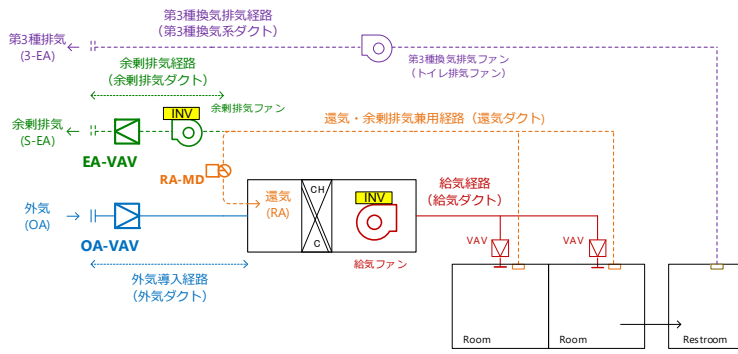
本書が対象とする VAV 空調システムの構成は、下図のようなタイプに限定し、備考に記すような機構や機能を有するものとする。

なお、

- 5
- 1) VAV ユニットからの供給空気は天井面あるいは室の上部にある制気口から給気されるシステムとする。(床吹出口システムは本書の対象外とする。)
  - 2) 取入外気量が一定の場合は設計定格値を OA-CAV にて制御し、可変の場合は室の CO<sub>2</sub> 濃度により、OA-VAV あるいは外気取入用給気ファンを制御する機構とする。
  - 3) トイレやパントリーなどからの排気量は原則一定値とするが可変の場合は外気取入量を連動して制御できる機構とする。
- 10
- 4) トイレやパントリーなど、共用スペースからの排気系統が複数の VAV 空調システムを共用されていてもよいが、ファンの風量制御や台数制御により風量バランスが保たれる工夫をすることが望まれる。

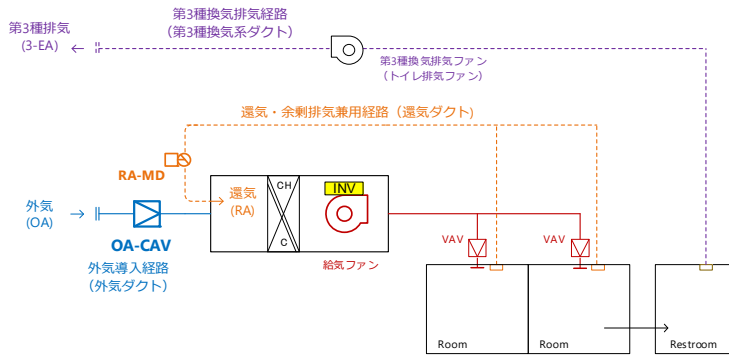


Type-B2 (還気ファン無・余剰排気ファン有+還気と余剰排気は兼用経路)



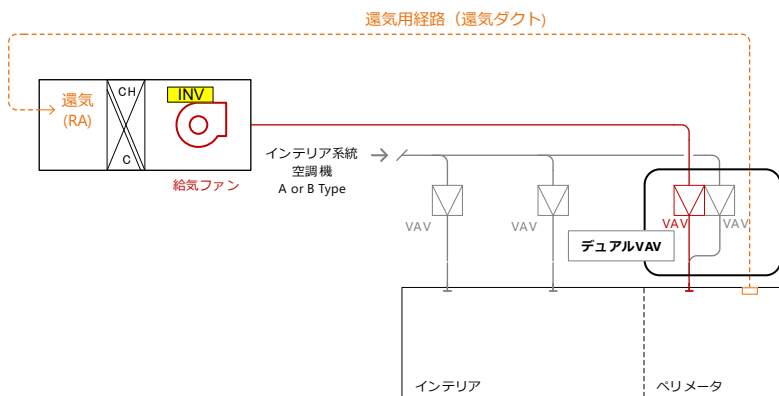
- 還気ダクトと余剰排気ダクトを兼ねるシステム。
- 余剰排気ファンと EA-VAV ユニットとを設ける。
- 外気 (OA) 取入れの設備と制御に関しては Type-A と同じ。
- EA-VAV ユニットの制御も Type-A と同じ。
- AHU への還気ダクトに設ける MD の制御も Type-A と同じ。
- 排気ファンは固定速とする。

Type-B3 (還気ファン無・余剰排気ファン無+換気ファン固定速)



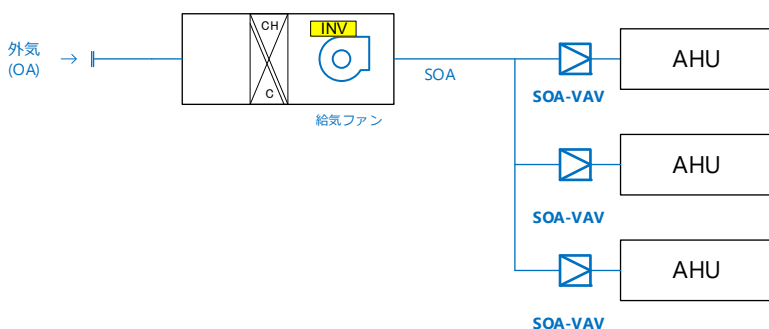
- 還気ファンも余剰排気ファンもないシステム。
- 取入外気は全て換気ファンで排気され、取入れ外気量は固定値 (CAV) である。
- AHU への還気ダクトに設ける MD の制御は Type-A と同じ。

Type-C (外気取入無・還気・余剰排気・換気ファン無)



- 空気循環のみのシステム。
- ペリメータゾーン用の AHU システムで、デュアル VAV として、冷・暖の要求に対応するため給気をインテリアシステムと選択できる構造にすることがある。

Type-D (給気系統のみ)



- 外気処理用の AHU で末端供給先に VAV ユニットを設けるシステム。
- 各系統 AHU の給気ダクトに直接ダクト接続するシステムもこれに含む。

Type	還気ファン	排気ファン	余剰排気ファン	外気取入ファン	
A	◎可変	○固定	—	△(可変)	基本型
B1	×	○固定	◎可変(固定)	△(可変)	還気ファンなし・余剰排気ダクトあり
B2	×	○固定	◎可変(固定)	△(可変)	還気ファンなし・余剰排気ダクトなし
B3	×	◎可変(固定)	×	△(可変)	余剰排気ダクトなし
C	×	×	×	×	主としてペリメータゾーン用
D	×	×	×	×	外気処理空調機

図-4.1.1 VAV 空調システム構成の Type 分け

◎回転数制御あり ○回転数制御なし △設置する場合がある(原則回転数制御あり)。

### 4.3.1 共用排気ファン

5 上記、A・B タイプのシステムでは、取り入れた外気の一部を共用部のトイレなどから排気ファンで排気するが、一般に、大規模なビルなどでは同じ階に複数の VAV 空調システムがあったとしても排気ファンは共用とされることが多い。この場合、排気ファンが固定速であれば、空調時間外に一部の空調システムが停止されると給排気のバランスが崩れてしまう。このように、時間外の運転などで一部のテナントシステムを停止する頻度が高い場合は、共用排気ファンを固定速とせず、可変速にするとか排気ファンを  
10 台数制御できるようにするとかして風量バランスを維持するような設計をすることを考慮する。

### 4.3.2 対象外とするシステム

15 図-4.1.2のように、還気と余剰排気のダクトが兼用のシステムで、余剰排気ファンが設置されていない Type-B-2 と似た構成のシステムが実システムに見られる。このシステムは、還気ダクトの経路が長く抵抗が大きいと外界に対する室内圧力が相当高くなるため室からの漏気が多くなって非省エネとなる。そのため本書では非推奨(評価対象外)とする。  
20

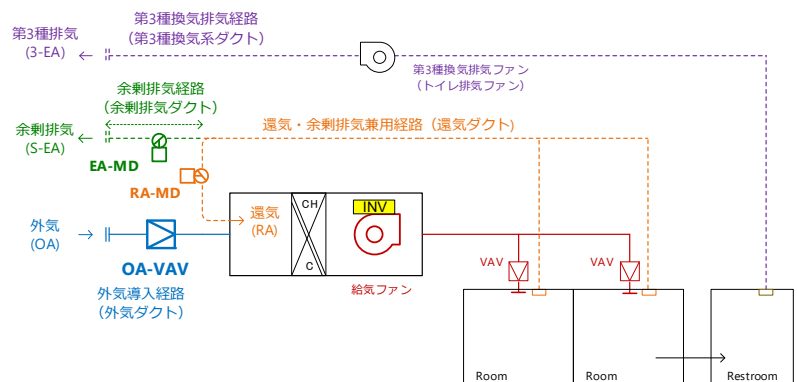


図-4.1.2 非推奨とするシステム

## 5. 省エネ設計法

3 章で VAV 空調システムにおける搬送動力の省エネ効果を十分に得るには様々な課題があることを述べた。本章では、それらの課題を解消して、VAV 空調システムの搬送動力の省エネを達成する設計方法  
25 について解説する。

### 5.1 ゾーニングと空調システムの構成

#### 5.1.1 ゾーニング

4 章で述べたように、VAV 空調システムの設計においては、室の熱負荷や利用形態に基づいた適切なゾーニングをして系統分けをすることが搬送動力削減のために重要である。特に、標準オフィスシステムに  
30 会議室や役員室という特殊な熱負荷や使用条件の室がある場合には、VAV 空調システムの制御が安定か



つ適切となり搬送エネルギーの削減につながるように、そういう室の熱負荷を別途処理するためのシステマ的な配慮をすることが好ましい。

#### (1) 建築的配慮

5 ペリメータゾーンには方位や区画の違いによって冬期や中間期に冷暖房が同時に発生することがある。特にファサードの形状が複雑な場合や日射制御の工夫が不足する場合に同時発生が起きやすい。同一系統の空調システムは、冷房か暖房かどちらかしか対応できないので、同時発生が生じるとそのゾーンに部分的な過冷や加熱が発生し室温維持が不適切となる。そのため、ペリメータゾーンの熱負荷に大きな不均質がある場合は、庇を設ける、外壁や窓の断熱性を増す、ダブルスキンとするなどの建築的な工夫をして、できる限り時間的にも空間的にも熱負荷を均質化するように配慮する。

#### 10 (2) 設備的配慮

設備的には、ファンコイルなどの熱処理をするシステムを別に設けるなどして、VAV 空調システムに作用する熱負荷の不均質を少なくする、冷暖房が同時に生じてでも対応できるように暖房モードのペリメータ系統と冷房モードのインテリア系統の VAV ユニットの併設したデュアル VAV ユニット設置して冷暖両方の要求を満たすことができるようにするなどの配慮をする。

### 15 5.1.2 システム構成

各ゾーンの要求と熱負荷や環境維持の特性により、4.3 節で説明した A~D のシステム Type のどれが当該ゾーンに適切かを判断して設計する。

20 VAV 空調システムを採用する目的は搬送動力の削減だけにあるとは限らない。例えば、通常、熱負荷が小さいときには供給風量が少なくなるが、そういう状況になると室の空気が停滞するためそれを避けるために最小風量を多めに設定して必要な換気回数を確保するという設計意図があってもよい（ただし、省エネ効果は減じる）。VAV 空調システムを採用する目的とその付帯事項、特に最小風量をどのように規定したのかを明確にし、システム構成とその設計意図を設計計画書に記載することが重要である。

#### 5.1.3 最小風量設定値

25 VAV ユニット自体が風量調整できる VAV ユニットの最小値を VAV ユニットの供給限界最小風量と呼ぶ。これはメーカーにもよるが定格風量の 10~20%程度とされる。このようにユニット自身の風量調整範囲は広く、搬送動力の省エネの観点からは好ましい制御性を持つが、前述したように、以下の理由により必ずしもこの供給限界最小風量まで絞らず、意図的にそれよりも大きい最小風量で運転するように設定して設計することがある。

1. 各室の環境条件（CO<sub>2</sub> 濃度など）を維持するための外気量を確保するため。
- 30 2. 室内空気の停滞感をなくすための循環風量を確保するため。
3. 供給空気を絞り過ぎると還気ファンの風量が極小になりサージング運転となってファンが振動したり過熱したりという不適切な運転となることがあるので、この不具合が発生しないような風量を確保するため。

35 一般に VAV 空調システムの設計では、「熱負荷が減れば VAV ユニットが風量を絞り、それに応じて各ファンは、適切に回転数が減るように制御される」としていて、風量が少ない運転における設計配慮が不足している。風量制御に下限があるということは搬送動力の省エネにも限界があるということを意味するため、風量の下限値を意識することは重要である。そのため設計者が、上記の課題や空調システム全体のエアバランスを考慮した上で、どのように最小風量を決め、その制御方法をどのように設計したかを設計計画書に記すことが重要である。なお、最小風量は、

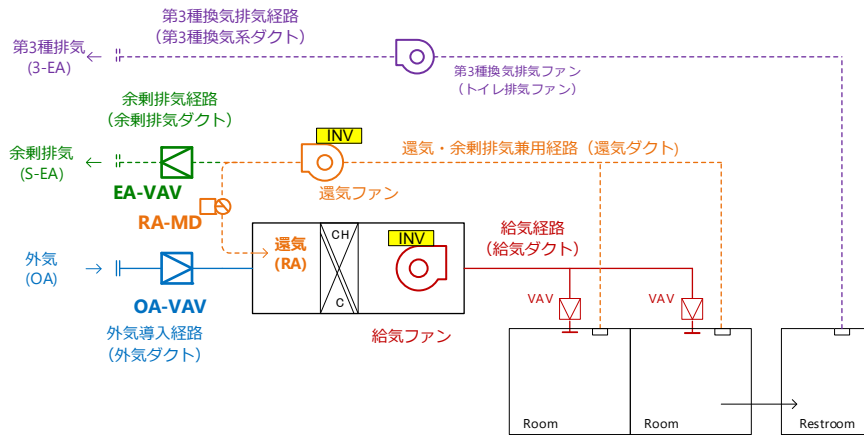
- 40 1) VAV ユニットの最小風量設定値

2) 回転数制御を行う給気ファンや還気ファンの最小風量  
 について設計で規定することが必要である。以下に、最小風量をどのように規定すればいいかについて例示する。

## 5 ■ 標準 Type-A の例

Type-A は還気ファンがあるため還気風量をゼロにはできないという制約がある。このため、余剰排気量  $V_{EA}$  は還気ファンが最小回転数で運転されるときにの最小風量  $V_{R,min}$  (サージングが生じない下限) より大きくなってはならないという制約があるので  $V_{R,min}$  と等量とする。つまり、 $V_{EA} = V_{R,min}$

なお、第3種換気排気量は  $V_{VE} = V_{OA} - V_{EA}$  となる。



10

次に、VAV ユニットの最小風量設定値、各ファンの最小風量などを規定する3種類の方法を説明する。

### 【例-A1】 各 VAV の必要外気量を基に規定する方法

本方法では、各 VAV ユニットの最小風量設定値を、空調機で取り入れる外気量を VAV ユニットの定格風量で按分して求める。また、還気ファンの風量をゼロにはできないので、それを考慮してファンの最小風量を決定する。

<手順>

- 1) 各室 ( $k$ ) の人数などから必要外気量  $V_{OA,k}$  を求める。
- 2) 各室の必要外気量  $V_{OA,k}$  の全室合計  $\sum^{all} V_{OA,k}$  を空調機で取り入れる外気量  $V_{OA,AHU}$  とする。
- 3) 各 VAV ユニット ( $k$ ) の最小風量設定値  $V_{VAV,min,k}$  を次式で求める\*。

20

$$V_{VAV,min,k} = V_{OA,AHU} \times \frac{V_{VAV,max,k}}{\sum_n V_{VAV,max,n}} \quad \dots(5.1.1)$$

ここで、

- |    |                                |  |        |
|----|--------------------------------|--|--------|
| 25 | $V_{OA,AHU}$ :                 | 空調機で取り入れる外気量 ( $= \sum_k^{all} V_{OA,k}$ ) | [m3/h] |
|    | $V_{VAV,max,k}$ :              | VAV( $k$ )の 定格風量 (=設計風量)                   | [m3/h] |
|    | $\sum_n^{all} V_{VAV,max,n}$ : | 上記の全室合計値 (=空調機の定格風量 $V_{r,AHU}$ )          | [m3/h] |

ただし、最小風量設定値  $V_{VAV,min,k}$  は VAV ユニット供給限界最小風量より小さくはできないので、

$$V_{VAV,min,k} \leq V_{VAV,Lmin,k} \quad \text{ならば} \quad V_{VAV,min,k} = V_{VAV,Lmin,k}$$

ここで、 $V_{VAV,Lmin,k}$  : VAV ユニット供給限界最小風量 [m3/h]

- 5 ※) 単一ダクト方式の VAV システムの場合、滞在人員に対して空調系統全体で必要とされる換気量は供給できるが、各室の滞在人員に応じて各室で必要な新鮮空気量を供給することはできない。(3.5 節参照)

10 本方法で VAV ごとの最小風量設定値を各室に按分しても、様々な熱負荷で稼働する状況下では熱負荷が大きい室に多くの風量が供給されるため、常に各室に必要な外気量の配分がなされるとは限らない。つまり本方法は空調系統全体で平均的な外気量を配分することしかできない。従って他室と比較して在室人員密度が高い室では外気量が不足する可能性が高い。これを解消するために設計で最小風量設定値を無理に増やすように指示すると、VAV ユニットから風量不足の信号がでて給気温度リセット制御が働き、給気温度差が小さくなるように制御され、非省エネな運転状態になる割合が高くなる。設計でこういう指示をしないように注意する。他室と比較して在室人員密度が高い室があり、その外気量を確実に担保  
15 したい場合は VAV ユニットに頼らず、別途、外気導入機構を付加するなどの方策を考慮すべきである。

- 4) 給気ファンの最小風量  $V_{AHU,min}$  は下式で決まる。

$$V_{AHU,min} = V_{OA,AHU} = \sum_k^{all} V_{OA,k} \quad \dots(5.1.2)$$

- 20 5) 還気ファンの最小風量  $V_{R,min}$  を決める。

最小風量で運転されるとき、エアバランス上は還気ファンの風量をゼロとする設計もできるが、回転しているファンの風量をゼロにするとサージング域に入り振動する、ファンが過熱するなどの障害があるので実際上は避けなくてはならない。ファンの最小風量を決める詳細な方法として、サージング域に入らない最小風量  $V_{R,min}$  をファン特性から求める方法もあるが、設計段階でこの方法によることは面倒  
25 あるので以下のような便法を採る。

ファンの最小回転数が 30%程度とされること、更にサージング域に入るのは 30%運転時の定格に相当する風量の 1/3 程度であると想定し、最小風量  $V_{R,min}$  を回転数 100%時の定格風量  $V_{R,max}$  の  $1/3 \times 1/3 = 1/9 \doteq 1/10$  とする<sup>\*1</sup>。つまり、

30 
$$V_{EA} = V_{R,min} = 0.1 \times V_{R,max} \quad \dots(5.1.3)$$

ここで、

$V_{R,max}$  : 還気ファンの定格風量 [m3/h]

$V_{EA}$  : 余剰排気量 (個定値) [m3/h]

35  $V_{R,min}$  : 最小回転数時にサージングが起きないと想定される最小風量 [m3/h]

設計段階では還気ファンの回転数比を給気ファンの回転数比と同じとして制御するものとする。しかし初期調整時に、還気ファンの回転数比をより省エネに制御するためのフィードフォワード線 (一次式) のパラメータを実システムに対して見出し、それを実装することとする<sup>\*2</sup>。

6) 第三種換気の排気ファンの風量 $V_{vent}$ は固定値であり下記となる。

$$V_{vent} = V_{OA,AHU} - V_{EA} \quad (\text{固定値}) \quad \dots(5.1.4)$$

5 ※1 運転ファンの運転可能最小風量を定格風量の何分の1にすればいいかはファンの特性による。ファン特性が定格風量の1/3の程度でサージング域に入るようなものなら、回転数比制御の下限値が定格値の30%程度までなので、ファンの相似則からして、定格風量の $1/3 \times 1/3 = 1/9$ 程度までは運転ができると考える。本来、定格風量の何分の1まで運転が可能かをファン特性から判断しなくてはならないが、設計段階ではメーカーが未定で適切にファン特性を得るのは難しいためこれを1/10とする。

10

※2 給気ファンはVAV開度情報により制御されるので省エネ上最適な運転がなされる。通常、還気ファンは給気ファンと同じ回転数比で制御されることが多いが、これでは還気ファンは最適運転なされたといえない。その理由は、一般にファン能力は過大に設計される傾向にあるため、還気ファンは給気ファンよりも小さな回転数比で運転できる可能性があるためである。そこで本FPT法では、初期調整時に還気ファンの回転数比をより省エネに制御するためのフィードフォワード線（一次式）のパラメータを実システムに対して見出し、それを制御装置に実装する。

15

なお、本方法により調整しても、室の熱負荷が減ってVAVユニットがon-off運転の状態になると外気導入量が不足気味の運転になることには注意が要る。

20 **【例-A2】 同一空間内の必要外気量を基に規定する方法**

A1の方法ではVAVユニットごとの必要外気量で最小風量を規定したが、壁で仕切られた室（同一空間ゾーンと呼ぶ）に複数のVAVユニットがある場合は、VAVユニットごとの必要外気量ではなく、ゾーンが必要とする外気量を基にした制御ができる<sup>※)</sup>。この場合の最小風量の決め方を以下に説明する。

<手順>

25

- 1) 同一空間ゾーン ( $k$ ) の人数などから必要外気量 $V_{OA,k}$ を求める。
- 2) 同一空間ゾーン ( $k$ ) の必要外気量 $V_{OA,k}$ の全室合計 $\sum^{all} V_{OA,k}$ を空調機で取り入れる外気量 $V_{OA,AHU}$ とする。
- 3) 同一空間ゾーンの最小風量設定値 $V_{min,zone}$ を、当該ゾーンVAVユニットの定格風量合計値に対する全VAVユニットの定格風量合計値の比で配分した風量とする。つまり、

30

$$V_{min,zone} = V_{AHU,OA} \times \frac{\sum_i^{zone} V_{VAV,max,i}}{\sum_n^{all} V_{VAV,max,n}} \quad \dots(5.1.5)$$

ここで、

$$V_{OA,AHU} : \quad \text{空調機で取り入れる外気量} \quad (= \sum_k^{all} V_{OA,k}) \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$\sum_i^{zone} V_{VAV,max,i} : \quad \text{同一空間ゾーン} (i) \text{ の定格風量} \quad (= \text{設計風量}) \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$\sum_n^{all} V_{VAV,max,n} : \quad \text{上記の全ゾーン合計値} \quad (= \text{空調機の定格風量} V_{r,AHU}) \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

35

なお本方法では、制御装置として、風量をこのゾーンの最小風量設定値 $V_{min,zone}$ を基に制御するようなロジックを組むことを前提にしている。

4) 各 VAV ユニットの最小風量設定値は供給限界最小風量とする。つまり、

$$V_{VAV,min,k} = V_{VAV,Lmin,k} \quad \dots (5.1.6)$$

5) ここで、 $V_{VAV,Lmin,k}$ ： VAV ユニット供給限界最小風量 [m3/h]

本方法の長所は、

- VAV ユニットの風量制御範囲が広くなり制御性が良くなる。
- 熱負荷が減って on-off 運転となり VAV ユニットが閉止運転する率が高くなってもゾーン全体では外  
10 気供給量が確保される。
- ファンの最小風量は VAV ユニット毎に最小風量設定値を規定する方法よりも小風量で運転できる時  
間が長くなり搬送動力の省エネになる。
- 局所的空間の過冷や過熱という不具合を減らすことが期待される。

5) 給気ファンの最小風量  $V_{AHU,min}$  と還気ファンの最小風量  $V_{R,min}$  の決め方は【例-A1】と同じである。

15 ※) あるメーカーでは、この制御を風量総和制御と呼んでいる。

#### 【例-A3】 室の最低空気循環量を基に規定する方法

本方法では、室空気の停滞感をなくすために、VAV ユニットの最小風量設定値を例えば定格風量の  
20 50%などとして定める。本方法の場合、循環空気量が多いので還気ファンの風量がゼロになるような運  
転状態は生じないので、【例-A1】のように還気ファンの最小風量を考慮する必要は特になく、【例-A1】  
と同様に給気ファンと連動した回転数比で運転すればよい。

<手順>

1) 各 VAV ユニット ( $k$ ) の最小風量設定値  $V_{VAV,min,k}$  を室空気の停滞感をなくすための風量比  $p_{VAV,k}$   
25 を設計値として規定する。つまり、

$$V_{VAV,min,k} = p_{VAV,k} \cdot V_{VAV,max,k} \quad \dots (5.1.7)$$

ここで、 $p_{VAV,k}$ ： 室空気の停滞感をなくすための風量比

30

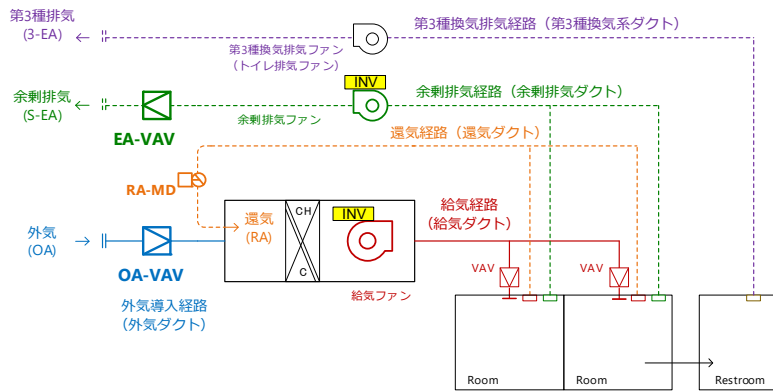
2) 余剰排気量  $V_{EA}$  は下記となる。

$$V_{EA} = V_{OA,AHU} - V_{vent} \quad (\text{固定値}) \quad \dots (5.1.8)$$

35 本方法は、VAV ユニットの風量制御範囲が狭くなるため制御性が悪く、かつ最小風量が大きいため搬  
送動力の省エネが損なわれるという短所がある。

#### ■ Type-B1 の例

Type-B1 は、原則、取入外気量  $V_{OA}$  が一定値で余剰排気も一定となる（余剰ファンに INV を設けるの  
40 は  $V_{OA}$  が可変となる場合のみである）。



**【例-B1】 最小風量を各 VAV ユニットで規定する例**

VAV ユニット最小風量設定値として、必要外気量を確保する風量として Type-A と同様に配分する。

5 <手順>

- 1) 各 VAV ユニット ( $k$ ) の最小風量設定値  $V_{VAV, \min, k}$  は【例-A1】と同様の方法で決める。
- 2) 給気ファンの最小風量も【例-A1】と同様の方法で決める。
- 3) 余剰排気ファンの風量は下式で決まる。

10 
$$V_{EA} = V_{OA} - V_{vent} \quad \dots (5.1.9)$$

- 4) 余剰排気ファンに INV が付く場合は OA-VAV への風量指示値と連動して制御する。ファンの最小風量に対する大きな制約は生じないので最小風量を規定する必要は特にない。

15 ■ Type-C の例

Type-C は給気ファンしかないため、給気ファンの回転数が最小で運転される場合にサージングが起きない最小風量  $V_{AHU, \min}$  を定め、それを各 VAV に配分して VAV ユニット最小風量設定値を定める。

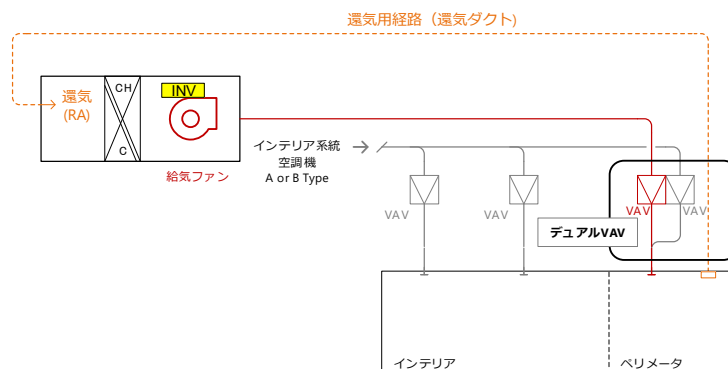
<手順>

- 1) 各 VAV ユニット ( $k$ ) の最小風量設定値  $V_{VAV, \min, k}$  を次式で求める。

20 
$$V_{VAV, \min, k} = V_{AHU, \min} \times \frac{V_{VAV, \max, k}}{\sum_n V_{VAV, \max, n}} \quad \dots (5.1.10)$$

ただし、最小風量設定値  $V_{VAV, \min, k}$  は VAV ユニット供給限界最小風量より小さくはできないので、

$$V_{VAV, \min, k} \leq V_{VAV, L \min, k} \quad \text{ならば} \quad V_{VAV, \min, k} = V_{VAV, L \min, k}$$



## 5.2 給気ダクト系とファンの設計

### 5.2.1 VAV ユニットの選定

VAV 空調システムの核となる VAV ユニットの能力と制御仕様を、以下で述べる方法により決める。

#### 【能力】

- 5  $V_{\max}$  : 定格風量 (最大風量) [m<sup>3</sup>/h: CMH]  
 $r_{\min}$  : 運転可能な最小風量比 (VAV ユニット供給限界最小風量に対応) [-]  
 $\Delta p_{VAV,\min} / \Delta p_{VAV,\max}$  : 適正に稼働できる最小/最大の稼働前後静圧 [Pa]  
(VAV ユニットの前後静圧がこの圧力範囲にあれば最大給気風量から最小給気風量まで安定して給気できる)

#### 10 【制御機能仕様】

- ・ 空調停止信号により VAV ユニットの全閉にする機能を有すること
- ・ VAV ユニットの「全開信号 (100%)」、「適正開度信号 (一般に 85~100%未満をいう)」を発信する機能を有すること

#### (1) 定格風量 (最大風量)

- 15 VAV ユニットの最大給気風量  $V_{\max}$  は対象室の顕熱負荷をもとに下式で決める。ただし、冷暖房共に生じる室であれば、冷房時の  $V_{\max,\text{cool}}$  と暖房時の  $V_{\max,\text{heat}}$  の両方を求めて大きい方を採用する。

$$V_{\max} = 3600 \times \frac{q_s}{\rho c_{p,a} (T_{\text{set}} - T_s)} \quad \dots \quad (5.2.1)$$

ここで、

- 20  $V_{\max}$  : 定格風量 (最大給気風量) [m<sup>3</sup>/h (CMH) ]  
 $T_{\text{set}}$  : 設定室温 [°C]  
 $T_s$  : 給気温度 [°C]  
 $q_s$  : 室の顕熱負荷 [kW]  
 $c_{p,a}$  : 空気の比熱 [kJ/kg・K]  
25  $\rho$  : 空気密度 [kg/m<sup>3</sup>]

#### (2) VAV ユニット供給限界最小風量

- VAV ユニット供給限界最小風量比とは VAV ユニットが安定的に供給できる下限風量をいい、メーカーにもよるが一般に機器定格風量の 10~20%程度とされる。最小風量は、物理的に供給可能な最小の風量ではなく適切な制御ができる下限風量であり、ユニットの風速センサが精度よく計測できる最低風速 (1.0~1.5m/s 程度) と対応している。

- VAV ユニットのサイズは規格化されており、あるサイズに対する機器定格風量の範囲が定められている。従って、この範囲を満足するからといって大きいサイズのユニットを選ぶと供給限界最小風量が相対的に大きくなって制御性が悪くなる。前項で述べたように、冷房時と暖房時では定格風量が異なるため、例えば、暖房時の定格風量が冷房時より小さければ、冷房時より暖房時の最小風量比の方が大きくなり制御性がより悪化する。供給限界最小風量が大きいと制御性が悪く搬送動力の省エネも達成できないことがあるため設計時に考慮すべき重要な値である。

#### 【参考】

通常、メーカーの設定によって計測可能な最低風速以下になれば VAV ユニットは全閉になるように制御される。つまり、熱負荷が小さいと on/off 制御となって制御性が悪くなる。ただし、熱負荷が小さくても後述するように給気温度リ

セット制御がなされれば給気温度と室温の差が小さくなり、結果として風量が増えて on/off 運転にはならないが搬送動力が増え省エネではなくなる。なお 5.1.3 で述べたように、VAV ユニット供給限界最小風量とは別に、制御パラメータとして最小風量設定値を規定する。

### (3) VAV ユニット前後の稼働最小差圧

5 VAV ユニットはユニットの入口静圧（正確にはユニット前後の静圧差）があるレベル以下になると風量が適切に制御できなくなる。この最小レベルの前後差圧を稼働最小差圧  $\Delta p_{VAV,min}$  という。現在市場で供給されている VAV ユニットの稼働最小差圧は 20Pa 程度と過去と比べて格段に小さい。搬送動力の省エネのためにはできるだけ小さな稼働最小差圧の VAV を選択するようにし、その値を設計図に記す。

### (4) VAV ユニット前後の稼働最大差圧と騒音

10 VAV ユニットの前後差圧が大きくなるに従って内部ダンパ機構が絞り運転となるので騒音レベルが増す。ダクト系の設計時に VAV ユニットの前後に生じる差圧  $\Delta p_{VAV}$  を求め、それに対応した騒音発生量により必要に応じてダクト系の騒音設計を行う。これに関しては次節で記す。VAV の仕様としては、設計最大差圧  $\Delta p_{VAV,max}$  と騒音レベルを記すものとする。

### (5) VAV ユニットの全開信号と適正開度信号

15 VAV ユニットの機構は種々あるが、基本的には流れを阻止するダンパのような部品を制御モータで操作して風道の断面積を変えることにより風量を制御している。断面積が最大になる状態が VAV 開度 100%、断面積がゼロで風が流れない状態が VAV 開度 0% である。できるだけ大きな開度を維持して運転するのが抵抗が小さく省エネ上好ましいが、開度が 100% になると制御不能の状態になる。一般に、開度が 85% 程度以下であれば制御可能とされる。この制御可能な最大開度を適正開度と呼ぶ。

20 VAV ユニットは全開信号（100% で on）と適正開度信号（一般には 85~100% で on）の 2 つの開度をリミットスイッチなどのセンサで感知し on/off 情報として出力する。この 2 つの信号は VAV 制御に必須なので、適正開度値と全開信号とを出力することを設計図で記す。

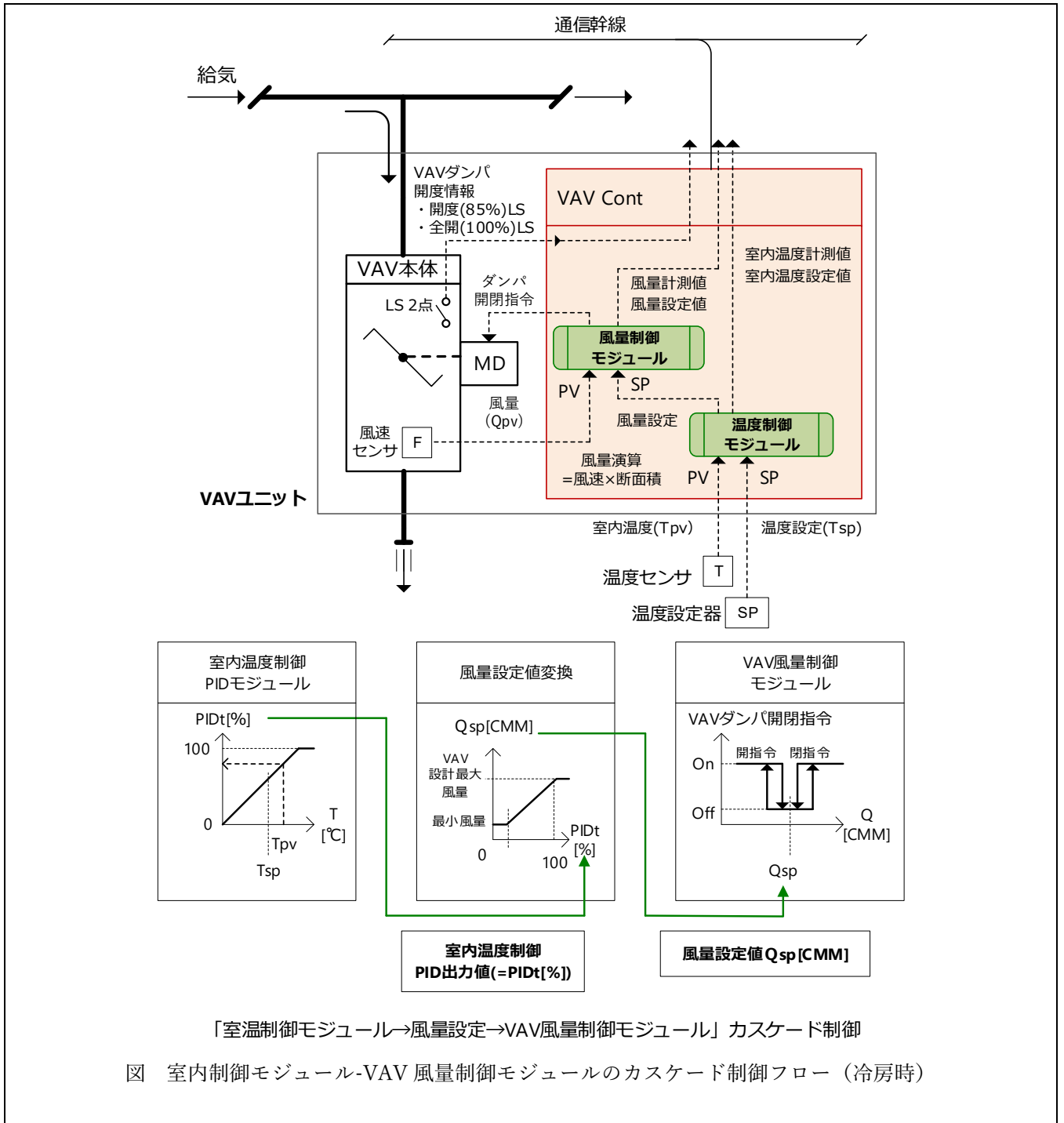
### (6) VAV ユニットの制御

25 VAV の制御器（コントローラ）は、室内温度とその設定値の差  $\Delta T$  をもとに VAV 風量設定値を出力する。この制御器の内部には、次の図表のように、 $\Delta T$  から風量設定値に変換する温度制御モジュールと、この値を用いてダンパ開度の制御を行う風量制御モジュールがあり、この 2 つが連携して制御をおこなっている（これをカスケード制御という）。初期調整作業で試験時に設定する風量を直接与えて VAV ユニット運転するためにはこの機構が必要なので、設計図書でこのような制御機構となるような指示をする。

### 30 【参考：VAV ユニット制御の詳細】

対象装置	制御項目	制御概要
VAV ユニット	室内温度制御	<p>室内温度制御(PID 制御)の出力値 (0-100%) により要求風量 (=設定風量) を決定し、これを設定風量とする風量制御 (PID 制御) とするカスケード制御である。すなわち、室内温度制御がマスタ側、風量制御をスレーブ側とするカスケード制御であり、室内温度が室内温度設定値になるように風量を制御する。本書ではそれぞれ以下のように呼ぶ。</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>・マスタ側の制御モジュール：「<a href="#">VAV ユニット温度制御モジュール</a>」</li> <li>・スレーブ側の制御モジュール：「<a href="#">VAV ユニット風量制御モジュール</a>」</li> </ul> <p>風量制御は、この風量目標値に対して、VAV ダンパへの開指令と閉指令の 2 つの DO(Digital Output)で制御する。</p>





## 5.2.2 給気ダクトの設計

### (1) ダクト圧損

ダクトに接続されている全ての VAV ユニットにバランス良く給気し、かつ搬送動力の削減を目指すのが VAV 空調システムにおけるダクト設計の基本である。ある VAV ユニットがかなり遠方にあり他のユニットに比して圧損が大きくなるダクトルートがあればダクト径を増して圧損を減じる工夫をし、反対に、ダクトルートが給気ファンに近くて圧損が他と比して小さすぎるようであればダクトを迂回させて抵抗を増す工夫をするなど、ダクト系全体の圧力バランスが適切になるように設計する。可能であれば静圧再取得法を適用して設計し、系全体の圧力バランスを適切にするような設計努力をすることが好ましい。

ダクト設計は、全ての VAV ユニットに定格風量が供給されるとして行い、VAV ユニットの前後差圧が最大となるユニットと最小となるユニットを見出す。通常は最遠となる VAV ユニットの前後差圧が最少となり、給気ファンに最も近い VAV ユニットが最大となるが、必ずしも常にそうなるとは限らない。特にダクト系が複雑に分岐していると最大／最小となるユニットがどれかの判断は直感的に判定できず、

5 全系についてダクトの抵抗計算をしないと判らない。  
 AHU から、ある VAV ユニット( $k$ )までのダクト圧損 $\Delta p_{k,duct}$  に稼働最小差圧 $\Delta p_{VAV,min}$  (例えば 20Pa) を加えた圧力を給気ダクトの圧損 $\Delta p_{s,k,duct}$  とし、これの最大値をダクト系の最大(定格)圧損 $\Delta p_{R,s,duct}$  とする。つまり、

10 
$$\Delta p_{R,s,duct} = \max_k(\Delta p_{s,k,duct}) \quad \dots \quad (5.2.2)$$

ここで、
$$\Delta p_{s,k,duct} = \Delta p_{VAV,min} + \Delta p_{k,duct}$$

ダクト経路が分岐している場合はそれぞれの末端での圧損を求めてそれらの最大値を取る。

15 (2) VAV 発生騒音対策

VAV ユニットは、供給風量が同じでも前後差圧が大きくなるに従って内部ダンパ機構が絞り運転となるので騒音レベルが増す。通常、給気ファンに最も近いユニットの前後差圧が最大になるので、これを最大の前後差圧 $\Delta p_{VAV,max}$  とする。VAV ユニットの定格風量におけるこの最大差圧での発生騒音をメーカーの特性表から求め、ダクト騒音対策が必要かどうかを判定する。騒音対策が必要と判断されればファンやダクト内の発生騒音も加味してダクト騒音の計算を行い、適切な減衰量をもつ消音器や消音エルボウなどを設ける。なお、ファンの発生騒音による計算は、これとは別に行う必要がある。

20 騒音の発生を抑えるために、各 VAV ユニットの手前に VD を設けて抵抗を加え過大な前後差圧が生じないようにという設計がなされることがある。しかし、この対策をしても風量が少なくなると VD の抵抗が減るため必ずしも有効ではない、VD 自体も騒音の発生源となる、省エネ上からも弊害がある、などのためできる限り避ける。

25 なお、前後差圧が大きすぎると、騒音問題とは別に VAV ユニットの適切な制御ができないようになる可能性も考えられるが、現在市販されているユニットには、通常設計するダクトの圧力範囲においてはこの限界はないようである。ただし、前後差圧が通常よりかなり大きく(約 800Pa 以上)になる場合には VAV メーカーに確認する必要がある。

30 5.2.3 給気ファンの選定

ファンの仕様は最大給気風量とダクト系の最大圧損 $\Delta p_{s,duct}$  により選定するが、最大給気風量は、5.2 のダクト設計で用いた個々の VAV ユニットの定格風量の和 $V_{s,VAV} = \sum V_{max}$  ではなく、当該系統の熱負荷の合計値 $q_{s,dll}$  をもとに式(5.2.1)によって見出した風量 $V_{s,load}$  とする。つまり最大風量は、系統全体の同時発生熱負荷の最大値から見出す。これは過大なファンを選定しないためである。従って、 $V_{s,load} \leq V_{s,VAV}$  が成り立つ。この風量はダクト圧損の計算で用いる風量よりも少ないので、正確にはダクト圧損は式(5.2.2)で計算した値よりは小さくなるが安全側としてこれを無視する。

35 ファンの必要静圧(定格静圧) $\Delta p_{R,s,fan}$  は、通常、室内と外気の圧力が等圧になるという条件を課して設計するので、式(5.2.2)で定めたダクト圧損 $\Delta p_{R,s,duct}$  に、空調機の定格機内抵抗 $\Delta p_{R,AHU}$ 、外気取入ダクトの圧損 $\Delta p_{OA,duct}$  などを加えて定める。

空調機の機内抵抗はエアフィルターの圧損を含む。フィルターの圧損は目詰まりにより運用中に徐々に増え、初期圧損の2倍になればフィルターの交換時期とされる。そのため、ファンの必要静圧を求める際には、一般にフィルターの圧損を初期圧損の1.5倍とすることが一般的である。なお、外気取入ファンを別途設ける場合は外気取入ダクトの圧損 $\Delta p_{OA,duct}$ をゼロとする。

- 5 室内と外気の圧力を等圧とせず、室内に若干の正圧を与えて廊下などの非空調ゾーンへの排気をパスしたり、汚染ゾーンからの漏気を防止したりする場合には、その正圧分 $\Delta p_{room}$ を加えて $\Delta p_{R,s, fan}$ とする。つまりファンの正圧は、

$$\Delta p_{R,s, fan} = \Delta p_{VAV, min} + \Delta p_{R,s, duct} + \Delta p_{R, AHU} + \Delta p_{OA, duct} + \Delta p_{room} \quad \dots \quad (5.2.3)$$

10

定格回転数 $N_{s, fan}$ は機器により決まっているので、これでファンの仕様、つまり定格風量 $V_{R,s, fan} (= V_{s, load})$ と定格圧力 $\Delta p_{R,s, fan}$ を決める。

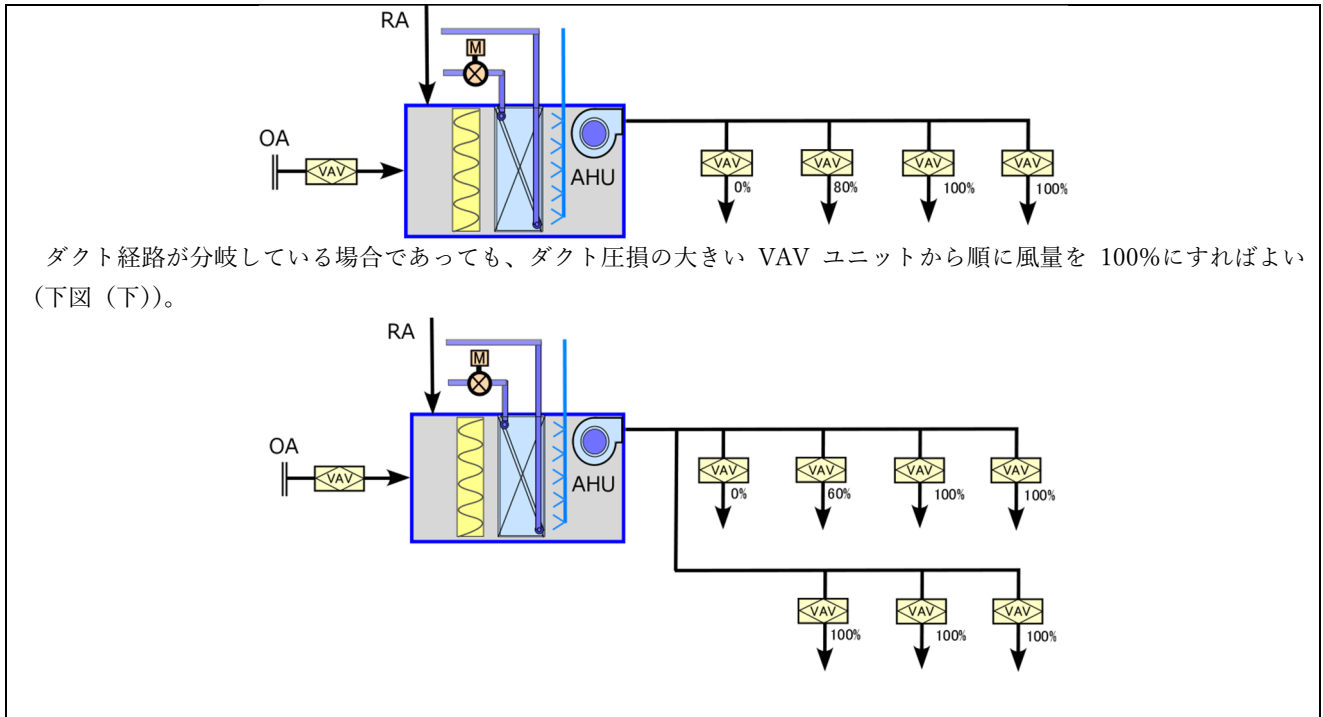
### 【考察】

一見、ダクト設計における風量 $V_{s, VAV}$ とファンの選定における風量 $V_{s, load}$ が異なることは整合性がないように見えるが、これには次のように説明できる。なお、 $V_{s, VAV} \geq V_{s, load}$ である。

- ・ 実運転時に生じる各ダクトの風量は各室の熱負荷が気象条件や内部発熱の変動によりランダムに生じるため確定的に決めることはできないが、上記したように全てのVAVユニットに定格風量が供給されるという決め方であれば、余裕のある、つまり安全側（どんな状況でも供給可能）のダクト設計となる。また、搬送動力の削減という面からは運転時に必ず設計圧損よりも小さくなり省エネとなるので妥当である。
- ・ 給気ファンの能力をダクト設計と同じ $V_{s, VAV} (\geq V_{s, load})$ によって選定すると、熱負荷計算上不要な風量となるのでファンの過大設計となり搬送動力の削減に反する。
- ・ ダクトの圧損を、上記で決めた給気ファンの風量 $V_{s, VAV}$ で設計するには、周期定常計算で求めた熱負荷をもとにして各時刻・各室の配分風量のセットを求め、各セットに圧損を計算して必要最大静圧を見出す方法が考えられる。しかし、これはあらかじめ設計したダクトに様々に変化する風量セットを指定して圧損を求めるという、通常とは逆の計算を各時刻について行う必要があるので作業が非常に煩雑であり、現実的な設計法とは言えない（これに特化したコンピュータープログラムを作成し自動化することは可能かもしれない）。

従って、各VAVユニットの最大風量を基に必要静圧を一方的に決めるという本設計方法は、便法ではあるものの現実的である。後述するように運転時には回転数制御により圧力を制御するので、この方法はファンの過大設計に繋がることは皆無ではないが、通常は問題にはならないと考えられる。

上記の決定方法よりも更にファンの必要静圧（定格静圧） $\Delta p_{s, fan}$ を小さくする方法として、ダクト末端のVAVユニットから順に定格風量が供給されると想定し、合計風量が $V_{s, load}$ を満たすように先詰めで配分してダクト圧損を求め、 $\Delta p_{s, fan}$ を決める方法がある。この方法と上記した方法による圧損にどれほどの差が生じるか、つまりどれほど省エネが期待されるかは $V_{s, VAV}$ と $V_{s, load}$ の差によって決まる（ $V_{s, VAV} = V_{s, load}$ なら両者は同じ）。設計作業が面倒にはなるが、この方法によって（つまり $V_{s, VAV}$ ではなく $V_{s, load}$ によって）定格時の静圧 $\Delta p_{s, fan}$ を見出してもよい。例えば下図（上）のようなダクト経路をもつ空調システムの例でこの方法を説明すると、 $V_{max} = 1$ 、 $V_{s, VAV} = 4$ で、 $V_{s, load} = 2.8$ とすると（つまり $V_{s, load} / V_{s, VAV} = 0.7$ ）、末端から2台のVAVユニットの風量を1（=100%）、末端から3番目の風量を0.8（=80%）としてダクトの圧損を見出してもよい。



### 5.2.4 給気ファンの最大・最小回転数

給気ファンの定格回転数は、通常、60Hz や 50Hz という商用周波数によって運転される回転数とされるが、インバータにより回転数制御がなされる給気ファンの場合、商用周波数より高い周波数の運転が  
5 定格とされることがある。一方、最小回転数は円滑な回転が阻害されないようにとの配慮からメーカーが  
下限を設けている (例えば定格回転数の 30% 程度、あるいはインバータの周波数で 20Hz など)。周波数  
で規定される場合は定格回転時の周波数が大きければ回転数制御の幅が広がるので好ましい。

通常、最小回転数以下に回転数を下げるような制御要求が生じることは少ないが、最小回転数を大き  
く設定し過ぎると VAV で風量を絞ってもファンの省エネにならず、かつサージングが起きる可能性もあ  
る。従って、できるだけ最小回転数を小さく設定しその値を設計値として記すようにする。

10

#### 【参考】

- ・ ASHRAE の基準では最低回転数を定格回転数の 10% としている。

### 5.2.5 ファンの電動機・インバータの効率

ファンに付属する電動機とインバータの効率も搬送動力に与える影響が少なくない。これらにも配慮  
15 し高効率の機器を選択するようにする。いずれも回転数の制御時、つまり部分負荷時には効率が減じる  
が、これに関する情報提供が進んでいないので、当面、それぞれ定格時の効率で評価することとする。  
設計では定格効率を記す。

20

#### 【参考】

- ・ 現在進行形で部分負荷時の効率に関する規格化が国際的に進展している。

## 5.3 ファン回転数と給気温度の制御

VAV 空調システムにおいて、給気ファンの回転数制御と給気温度の制御は搬送動力の省エネに大きく  
関わる。本章ではこの 2 つの制御設計に関して配慮すべき点を解説する。

### 5.3.1 給気ファンの回転数制御

25

ファン回転数が一定で運転される場合はサージング域に入らない領域において運転が可能で、運転点

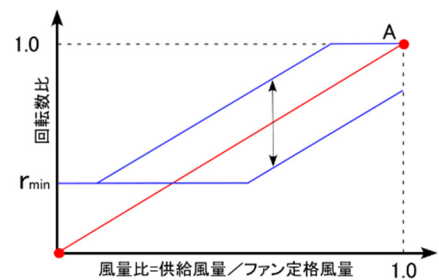
は給気量の変化に伴ってファンの特性である PQ 線上を移動する。一般に、給気量が少ないと圧力が高くなりエネルギー消費量は僅かに少なくなる。理論上、ダクト系の圧損はほぼ風速の 2 乗に比例するので、給気量が減ればファンの必要圧力は急激に減る。そのため、給気量と共に回転数を制御して圧力も減らすように運転をすれば省エネ効果が大きい。

- 5 ファンの供給風量は各 VAV ユニットで制御される風量の合計として従属的に決まるため、ファンの回転数制御は、その要求風量に対して必要とされる最低限の静圧を維持するように制御するのが省エネ上最適である。VAV 空調システムが登場した初期はファンの吐出位置での静圧を一定にするように制御されたり、それでは圧力が高すぎて省エネでないため、主ダクト長のおよそ 2/3 の位置の静圧を一定にするように制御したりしていた。しかし最近では、VAV ユニットの開度情報を得ることができるようになったので、この情報を用いてより最適かつ合理的に必要な回転数を制御するようになってきている。設計者はこの制御アルゴリズムをブラックボックスとして扱うことなく良く理解し、「3. VAV 空調システムの省エネとその課題」で述べたような不具合が生じないように省エネ設計をすることが求められる。

### 【考察】

#### (1) 現在の一般的な回転数制御方法

ファン動力の省エネを達成する上でキーとなるのは、“風量の増減に応じてどのように回転数を制御するか”、である。現在一般に、給気ファンの回転数は、要求風量に対して回転数 (=インバータ出力) を一意に決める関係式 (右図赤線) を与えて制御している。このように回転数制御はフィードバック制御ではなく、式によって一意に回転数を定める制御 (フィードフォワード制御) である。そのため、この線は通称フィードフォワード線と呼ばれる。



要求風量が最大 (定格) の場合、インバータ出力は 100%\*である (A 点)。

後述するように、フィードフォワード線は本来は直線でも原点を通るものでもないが、別途下記のような補正制御が働くため、基準線 (赤線) として原点を通る直線とするのが一般的である。

ファンの静圧は、上記の赤線の回転数で運転されていれば全ての VAV ユニットに対して必要十分な稼働最小差圧が満たされるかといえばそうではない。ダクト内の圧力分布は各ユニットの風量に依存して多様に変化するため不足も過大も生じる。そこで、次に述べるような追補正制御を加えて必要十分な静圧となるように回転数を制御する。具体的には赤線を基準に回転数を上下に補正する制御である。

\* 設計では定格風量時に回転数 100%としていいが、ファン選定時の能力には余裕があるので実運転では 100%以下で定格風量となることが多い。これについては初期調整の章で解説する。

#### 【回転数の補正制御】

全 VAV ユニットについて“全開信号の on-off (開度 100%で on、100%より小で off)”と“適正開度信号 (開度 ≧ 85%以上で on、それより小さいと off)”をおよそ 1 分おきにチェックして、次のような判定とそれに伴う回転数の補正制御をする。

- 1) 圧力不足： 全開信号が on になる VAV ユニットが 1 台でもあればファンの静圧不足と判定し、現在のファンの回転数を少し (2~5%) 増して、つまり圧力を上げて、全てのユニットの全開信号が off になる方向に制御する。
- 2) 圧力過剰： 全ての VAV ユニットの適正開度信号が off (全て適正開度以下) であれば静圧が過剰と判断して回転数を少し (2~5%) 減じ、つまり圧力を下げて、適正開度信号が on (適正開度以上) になる方向に制御する。
- 3) 圧力適正： 全ての VAV ユニットの全開信号が off で、かつ最低 1 台のユニットの適正開度信号が on (適正開度以上) であれば回転数の増減はしない。

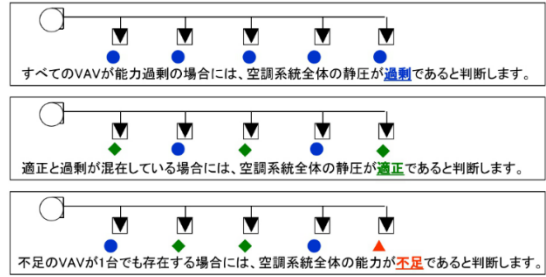
4) ただし、ファン回転数の下限閾値（一般にインバータ値で 15Hz とされる）があるのでこれ以下には下げない。

右図はこの判定の概念図である（azbilの資料による）。この制御方法によれば、他の室と比べて熱負荷が何かの異常で大きくなり全開になる VAV ユニットが一つでもあると回転数が徐々に大きくなりいずれ過大になる。しかし、例えば回転数が過大でも他の室の室温制御には影響がないので、非省エネの運転状態が放置されるという弊害が発生することがある。回転数が過大になる原因は後述する給気温度リセット制御とも関係しており複雑である。

過剰  
(●)

適正  
(◆)

不足  
(▲)



回転数の補正制御は、青線から上下にどこまで補正を許すかの範囲を論理的に決めることは難しい。省エネ上重要なのは回転数が過大にならないような制限をどのように決めるかである。そこでこれを分析するために、以下に要求風量とファン静圧の関係について更に考察する。

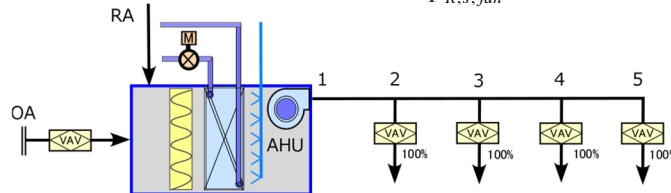
## (2) 風量とファン回転数に関する考察

### A. 圧損の考察 (1)

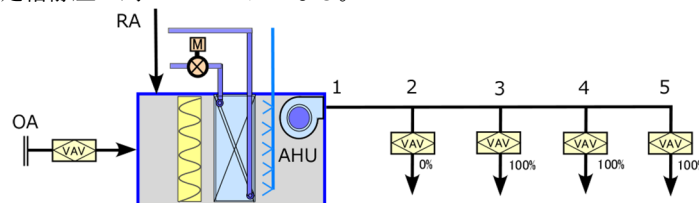
簡単なダクトの例（下図）をもとに VAV ユニットへの風量配分が変わる場合の圧損を考察する。

1) ファンが最大風量、すなわち定格風量  $V_{R,s,fan} (= V_{s,load})$  で運転されるときに必要な静圧は前記したファンの定格静圧  $\Delta p_{R,s,fan}$  となる。

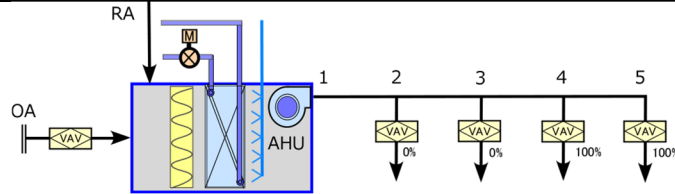
具体的に考察するため下図のような簡単なダクト系を考える。ダクト圧損は主ダクトのみを考え区間当たり全て 100Pa とする。末端 VAV ユニットまでのダクト圧損  $\Delta p_{s,duct}$  は 400Pa である。これに稼働最小差圧  $\Delta p_{VAV,min}$ 、機内圧損  $\Delta p_{AHU}$ 、外気取入 VAV などの圧損  $\Delta p_{OA,duct}$  を加算した値がファンの定格静圧  $\Delta p_{R,s,fan}$  となる。例えば、稼働最小差圧  $\Delta p_{VAV,min}$  を 50Pa、空調機の機内抵抗  $\Delta p_{AHU}$  を 300Pa、外気取入 VAV+ダクトの圧損  $\Delta p_{OA,duct}$  を 100Pa（外気量は固定とするので常に一定とする）、とすれば、合計の圧損は 850Pa（ $\Delta p_{R,s,fan}$  =ファンの定格静圧）となる。



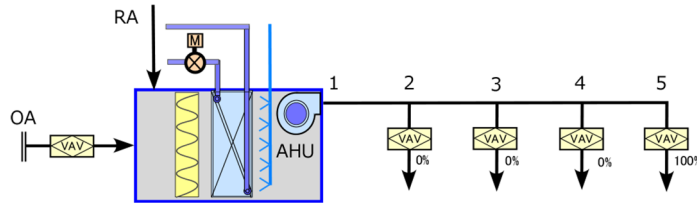
2) 次に風量がファン定格風量の 75% になった場合、最大の必要静圧は末端に近い 3 つの VAV ユニットの風量が 100% のときに生じる。これは極端なケースであるが、室が使用されていないと VAV ユニットは閉止するため確率的に発生する可能性はゼロではない。このとき下図のような風量配分となり、圧損は、区間 (5-4)=区間 (4-3)=区間 (3-2)=100Pa、区間 (2-1)= $100 \times (3/4)^2 = 56.3\text{Pa}$  となり、合計で 356.3Pa で定格時の 89.0% となる。空調機の機内抵抗は  $300 \times (3/4)^2 = 168.8\text{Pa}$ 、外気取入ダクト+VAV の圧損は 100Pa、稼働最低静圧は不変で 50Pa なので、合計圧損は 675.1Pa となり、ファンの定格静圧に対して 79.4% となる。



3) 次に風量がファンの定格風量の 50% になった場合、最大の必要静圧は末端に近い 2 台のユニットの風量が 100% になるときに生じる。このとき下図のような風量配分となり、圧損は、区間 (5-4)=区間 (4-3)=100Pa、区間 (3-2)= $100 \times (2/3)^2 = 44.4\text{Pa}$ 、区間 (2-1)= $100 \times (1/2)^2 = 25\text{Pa}$  となり、合計で 269.4Pa で定格時の 67.4% となる。空調機の機内抵抗は  $300 \times (1/2)^2 = 75\text{Pa}$ 、外気取入ダクト+VAV の圧損は 100Pa、稼働最低静圧は不変で 50Pa なので、合計圧損は 494.4Pa となり、ファンの定格静圧に対して 58.1% となる。

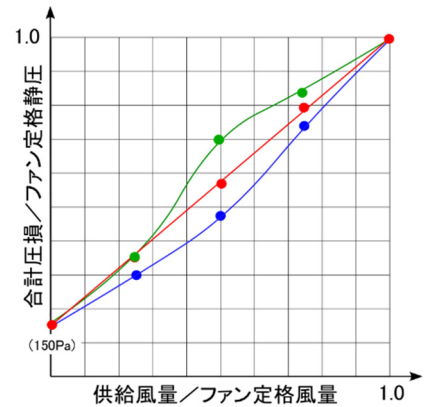


4) 更に風量が減りファンの定格風量の 25%になった場合は、下図のように圧損は、区間 (5-4)=100Pa、区間 (4-3)= $100 \times (1/2)^2=25\text{Pa}$ 、区間 (3-2)= $100 \times (1/3)^2=11.1\text{Pa}$ 、区間 (2-1)= $100 \times (1/4)^2=6.3\text{Pa}$  となり、合計で 142.4Pa で定格時の 35.6%となる。空調機の機内抵抗は  $300 \times (1/4)^2=18.8\text{Pa}$ 、外気取入ダクト+VAV の圧損は 100Pa、稼働最低静圧は 50Pa なので、合計圧損は 311.2Pa となり、ファンの定格静圧に対して 36.6%となる。



以上をまとめると、

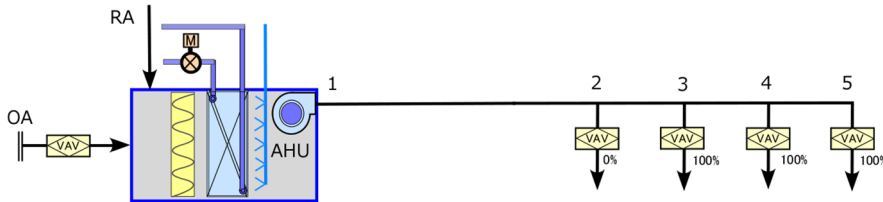
風量	圧損	圧力比
100% →	850Pa	100%
75% →	575Pa	79.4%
50% →	494Pa	58.1%
25% →	311Pa	36.6%



この結果を、横軸に風量比、縦軸に圧力比（合計圧損／ファンの定格静圧）として関係性を見ると右図（赤線）のようにほぼ線形の関係となる。なお、風量ゼロの切片 150Pa は、室と取入外気用の VAV ユニットが必要とする圧損と稼働最小差圧の和である。

### B. 圧損の考察 (2)

次に、常にほぼこのような線形の関係になるかどうかを確認するために、区間(1-2)のダクト長さが 4 倍（下図）になったとして上記と同様の計算をすると下記ようになる。

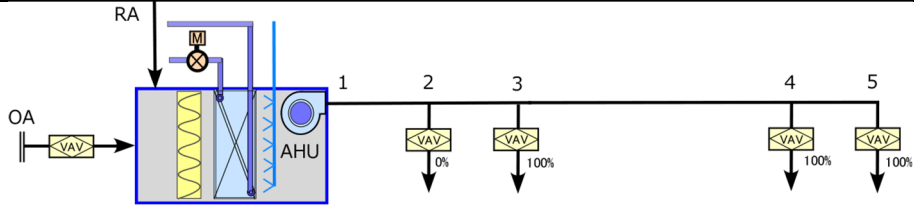


風量	圧損	圧力比
100% →	1150Pa	100%
75% →	844Pa	73.4%
50% →	569Pa	49.5%
25% →	330Pa	28.7%

この関係は上図左の青線で示すように線形関係ではなくなる。

### C. 圧損の考察 (3)

更に、区間(3-4)のダクト長さが 4 倍（下図）になったとして上記と同じ計算をすると下記のようになり、この関係は上図緑線となる。

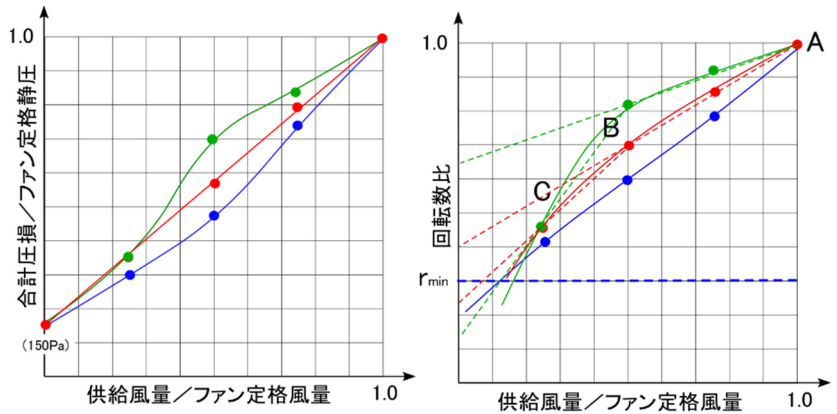


風量	圧損	圧力比
100% →	1150Pa	100%
75% →	975Pa	84.8%
50% →	794Pa	69.0%
25% →	386Pa	33.6%

以上から、赤線のように線形に近い関係になるか、青線のように赤線の下に凸になるか、あるいは緑線のように赤線の上に凸になるかはダクト経路や各ユニットの風量によって変わる。

ここで注目しておくべき点は、上記のようにして求めた圧力（比）はある供給風量に対する最大静圧であり、「これ以上の圧力は不要」ということである。つまり上の検討では、ある風量に対して必要な搬送動力の最大消費エネルギーになる結果を求めたことになる。

以上は、風量比と圧力比の関係であるが、制御のために必要なのは風量比から直接的に回転数比を見出すフィードフォワード線である。圧力と回転数の関係は線形ではなくファンの特性によって様々である。右図右は、ある実ファンの特性を用いてこの関係を試算した例である（ファン特性を見出すのシミュレーションモデルを用いている）。このように風量比と回転数比の関係は、直線ないし上に凸の関係となる。（右図右は再掲）



以上の考察で判るように、一般に、給気風量比から回転数を求めるフィードフォワード線の形状はダクト経路や各 VAV ユニットの給気量に依存した「曲線」になる。そこで、本書では、以下のような簡便な方法で直線（1 次式）としてフィードフォワード線を定めることとする。設計ではこの式の係数  $a$ 、 $b$  を求めて自動制御図に記載するようにする。設計段階で自動制御に関わる係数を定めることを要請するのは、後述するように、このフィードフォワード線を用いて搬送動力の推定を行うために不可欠な値だからである。なお、竣工時には、最初このフィードフォワード線の係数を制御パラメータとして与え、初期調整では実システムに合わせるようにこの係数に修正を加えることとする。

$$10 \quad n_{s,FAN} = a r_{s,FAN} + b \quad \dots (5.2.4)$$

$n_{s,FAN}$ : 回転数比

$r_{s,FAN}$ : 給気風量比 (=要求給気量/ファン定格風量)

### 【フィードフォワード線の決め方】

15 フィードフォワード線を直線（1 次式）とする。



$$n_{s,FAN} = a r_{s,FAN} + b$$

1) 定格風量比における回転数比を 1.0 とする。これで右端の点Aを定める。

2) 風量比 50%の場合の必要ファン静圧を、考察で示したような方法、つまりダクト末端の VAV ユニットから順に設計風量を与える方法で配分しダクトの圧損を求める。この圧損を元にファンの必要静圧を求め、ファンの特性曲線から回転数比を見出す。風量比 50%の回転数比の点を B とする。

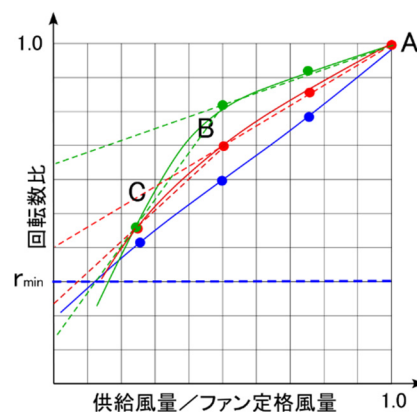
3) 直線 AB をフィードフォワード線と定義する。

<右図（再掲）の赤点線あるいは緑点線>

4) 本式で求めた回転数比がファンの最小回転数比  $r_{min}$  を下回る場合はそれを下限値とする。

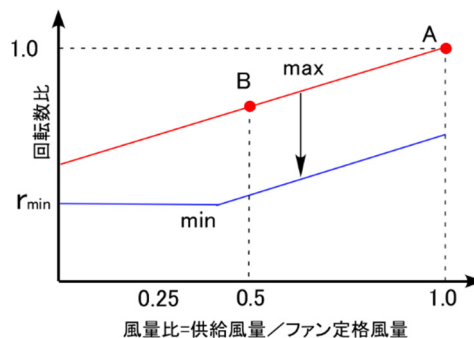
<右図の例では、切片が  $r_{min}$  以上であるからこの制限はかからない>

なお、風量比が 50%以下になると急激に必要な回転数が小さくなり、より小さい回転数で運転することができるが、フィードフォワード線が複雑になるので、これを無視する。



運転期間中に各 VAV ユニットに様々な風量配分が生じて、本方法で回転数比を定めれば VAV ユニットが稼働するために必要な圧力が常に満たされる。つまり必要な上限の回転数となるので、ファンのエネルギー消費量はこれ以上にはならない。そのため、例えば空調機に近い VAV ユニットの配分風量が多いときは、この回転数では圧力が余剰となるので「回転数の補正アルゴリズム」により回転数を下げる方向（右図の青線へ向かう回転数の低減）に補正制御され（つまり省エネの方向に補正され）、過大な回転数で運転されるという不適切な運転がなされなくなる\*。

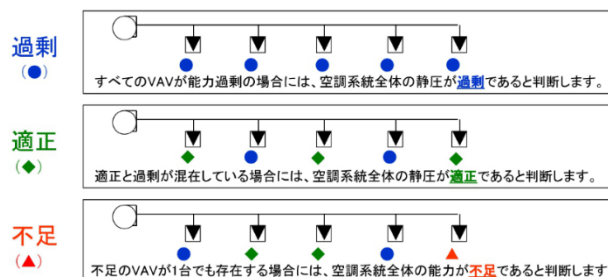
※) フィードフォワード線をこのように決める意図は、現在一般に行われている回転数補正制御は回転数を減らす方向にも増す方向にも制御され、前述したように何らかの不具合が発生すると過大な回転数で運転され続けるため、風量比に対する回転数の上限を規定してそのような非省エネの運転を防止するためである。



### ■ 回転数補正制御における設計指示事項

上述の【参考】において、回転数を補正するアルゴリズムについて説明し、そのなかで、「他の室と比べて熱負荷が異常に大きいなど、全開になる VAV ユニットが一つでもあると回転数が徐々に過大になってゆく」という不具合が発生する可能性を指摘した。実システムではこの不具合が散見されるため、「特殊な熱負荷が生じる室を同一システムにしないよう

に配慮して設計すると共に、少しでもそうなる可能性がある室があれば、下記のように回転数補正判定の対象から除外する」というような特記を省エネ計画書と設計図に記すことが重要である。なお、このような除外によって当該室は風量不足となる危険性があることを認識しておかなくてはならない。



【特記の例】（回転数制御に関わる自動制御図において）

室 A は熱負荷が対象ゾーンの平均的な熱負荷性状とは若干異なるため回転数制御の判定対象から外すこととする。

### 5.3.2 空調機の給気温度制御

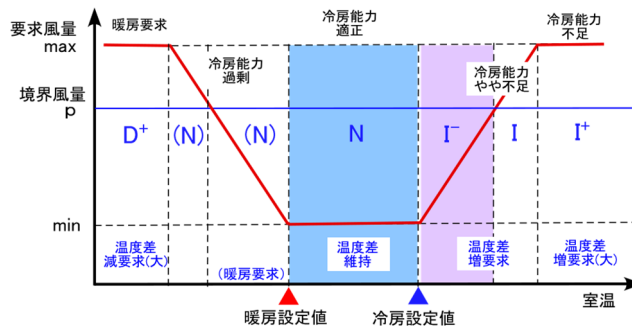
空調機では、冷・温水コイルなどで空気を冷却・加熱し給気温度が設定した値になるように制御する。ファン搬送動力の省エネには給気温度と室温との差（給気温度差）をできるだけ大きくすることが求められる。しかし温度差が大きいと、室の顕熱負荷が小さい場合に VAV ユニットの風量を最小に制御しても負荷が過剰に処理されて設定室温が維持できなくなることがある。そこで、こういう状況になれば温度差を小さくし風量を増やして室温制御が適切にできるように制御される。この制御は、一般に給気温度最適化制御とかロードリセット制御とか呼ばれる。本書ではこれを「給気温度リセット制御」と呼ぶ。

この制御は一見合理的に見えるが、例えば、顕熱負荷が小さい室と大きい室が併存すると、温度差を小さくする要求と大きくする要求という、相反する要求が同時に生じて制御は妥協を余儀なくされる。これを極力避けるために、設計では各室で発生する熱負荷ができるだけ均質となるように、つまりゾーニングが求められる。しかし現実のシステムでは、制御が適切に働かず給気温度差が小さくなったまま、つまり給気風量が増えたままとなり、搬送動力が増えた状態が継続されるという現象がよく見られる。これを避けるには、初期調整時に適切な制御パラメータ値を設定するように、「設計で指示」することが必要である（一般の設計ではここまでは指示しない）。以下では、給気温度リセット制御のアルゴリズムと制御パラメータについて考察し、このような設計で指示すべき事項を見出す。

#### 【考察】

##### (1) VAV ユニットの制御動作

【冷房モード時】 下図は、ある制御機器メーカーの冷房モード時の制御動作の説明を参考にして作成した VAV ユニットの室温と要求風量の関係を示す概念図である。

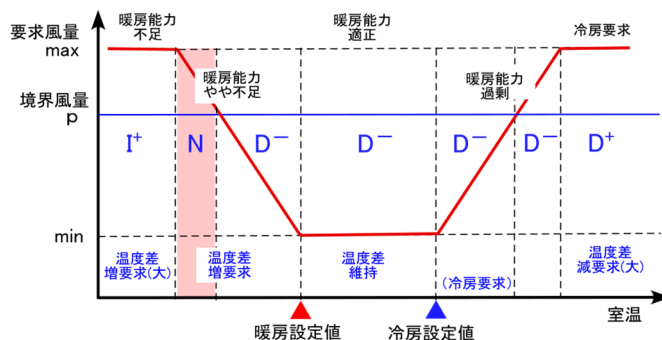


以下は図で示す、各領域における VAV ユニットからの要求状態である。

- I<sup>+</sup>： 要求風量は最大(max)であるが室温が設定値より高いため冷房能力不足と判定して給気温度差を大きく増やす（例えば 1.0°C 給気温度を下げる）。
- I： 要求風量は最大(max)ではないものの境界風量(p)よりも多いため冷房能力がやや不足と判定して給気温度差を少し増やす（例えば 0.5°C 給気温度を下げる）。
- I<sup>-</sup>： 要求風量は境界風量(p)を超えないので原則は冷房能力適性と判断して給気温度差を維持する（給気温度差を僅かに増やすという調整方法もある： 給気温度を僅かに(例えば 0.2°C)下げるなど）。
- N： 要求風量は最小(min)であり室温は適切に維持されているので冷房能力は適性と判断して給気温度差を維持する（給気温度を変えない）。
- (N)： 室温が暖房設定温度以下であるが要求風量を最小(min)のまま給気温度差も維持する（給気温度を変えない）。
- D<sup>+</sup>： 要求風量が最大(max)であり、室温が暖房設定温度以下かつ暖房能力増の要求なので給気温度差を大きく減じる（例えば 1.0°C 給気温度を上げる）。

この制御の結果、大多数の室の室温は N または I<sup>-</sup> の領域に入る。つまり供給風量が少ない（搬送動力の少ない）制御が達成できる。なお、境界風量(p)を大きく設定すると供給風量が最小(min)と境界風量(p)の間に留まる VAV ユニットの風量が最小(min)近傍とならず、VAV ユニットが要求する風量の合計値（=給気ファン風量）が最小にならないため、境界風量(p)をできる限り小さくしておくことも重要である。

【暖房モード時】 下図は、暖房モード時の VAV ユニットの室温と要求風量の関係を示す概念図である。



以下に各領域における VAV ユニットからの要求状態を表す。

- I<sup>+</sup>： 要求風量は最大(max)であるが室温が設定値より低いので暖房能力不足と判定して給気温度差を大きく増す（例えば 1.0℃給気温度を上げる）。
- N： 要求風量は境界風量(p)を超えているが暖房能力は適正と判定して給気温度差を変えない（給気温度を変えない）。
- D<sup>-</sup>： 要求風量は境界風量(p)を超えないが給気温度差を少し減じる（例えば 0.5℃給気温度を下げる）。
- D<sup>+</sup>： 要求風量が最大(max)であり、室温が冷房設定温度以上かつ冷房要求なので給気温度差を大きく減じる（例えば 1.0℃給気温度を下げる）。

この制御の結果、大多数の室の室温は N 領域に入る。つまり供給風量が多めに制御される。このように冷房時と暖房時で同じ判定アルゴリズムとしないのは、暖房時に最小風量となるように制御して運転すると室の上部に暖気が滞留し居住域の室温が適切に維持しにくいためである。つまり、最小風量で運転するよりも、室内の上下温度分布を抑制するための運転を優先するためである。そのため本書では暖房時の搬送動力の省エネ効果は評価しないことにする。

ペリメータゾーンのように暖房負荷が多い室の場合は、このような制御設定がよく行われるので、暖房時の VAV による省エネ効果は少ない。ただ、ファサードの断熱性能が良くなってきているので暖房モードの時間数は冷房に比して少なく、暖房時の省エネ効果を評価しなくても年間の省エネへの影響は大きくない。

注) 上記の判定方法は、VAV ユニットによる給気が室の上部（主に天井面）からなされているシステムを前提としている。床吹出口の場合は空気の滞留が冷房時に起きるので、上記と逆の判定を行うように設定される。どのような判定方法を採用するかは自動制御の調整時に決められているのが現状であるが、このような判定方法が採られていることを設計者が理解して、どのような判定方法を採用するかを設計で決める必要がある。

以上は各 VAV ユニットの判定方法である。次ぎに多数のユニットがあるときに給気温度リセット制御をどのように行うかという総合判定方法を説明する。

- 例えば、以下のように各判定に対する具体的な温度の変更値を決め、
- 給気温度差大幅増 → 1.0℃増、 給気温度差増 → 0.5℃増
- 給気温度差維持 → 不変
- 給気温度差大幅減 → -1.0℃減、 給気温度差減 → 0.5℃減

判定の優先度を以下のように、左の事象を優先とし、

- 給気温度差大幅増 > 給気温度差増 > 給気温度差維持
- 給気温度差大幅減 > 給気温度差減 > 給気温度差維持

もしも、温度差の増と減とが同時に発生するような相反する要求が出る場合は、現状維持か多数決で決定する。このような場合は妥協で判断することになるため、どこかの室温が適切に維持できなくなることを許容しなくてはならない。

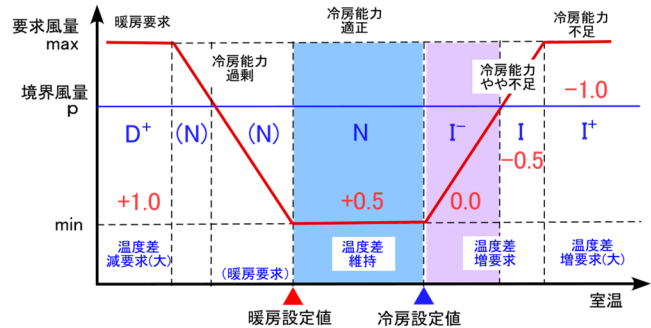
このように判定するアルゴリズムが総合判定方法である。通常このアルゴリズムは制御機器メーカーの調整範囲とされ設備設計者が指示・介入することは少ない。

## (2) VAV ユニットの制御パラメータ

多くの VAV システムにおいて、運転中に給気温度差が小さくなる、つまり給気風量が增大する運転傾向にあり、なかなか搬送動力の省エネが達成されないという不具合が指摘されている。この原因の多くが上記した給気温度制御における実システムのパラメータ設定に関係している。ここで、この原因について考察する。

### 1) 温度増減パラメータ

右図の赤フォントの数字は、ある制御メーカーの冷房時の給気温度リセット増減値のデフォルト値の例である。これによると、本来、温度差維持の判定 N がでる領域では給気温度不変であるべきなのに  $+0.5^{\circ}\text{C}$  変更するとされている。そのため、このデフォルト値のまま制御すると結果的に各室への風量は I<sup>-</sup> の領域に集まり、また室温が冷房設定温度より少しでも下がると  $+0.5^{\circ}\text{C}$  の指示がだされるため、給気温度は常に高く維持され続けてしまう。つまり風量が少なくならないような制御になってしまう（なぜこういうデフォルト値が採用されているのかは、搬送動力の省エネが優先ではないという過去の経験によるようである）。



### 2) 冷房・暖房設定値

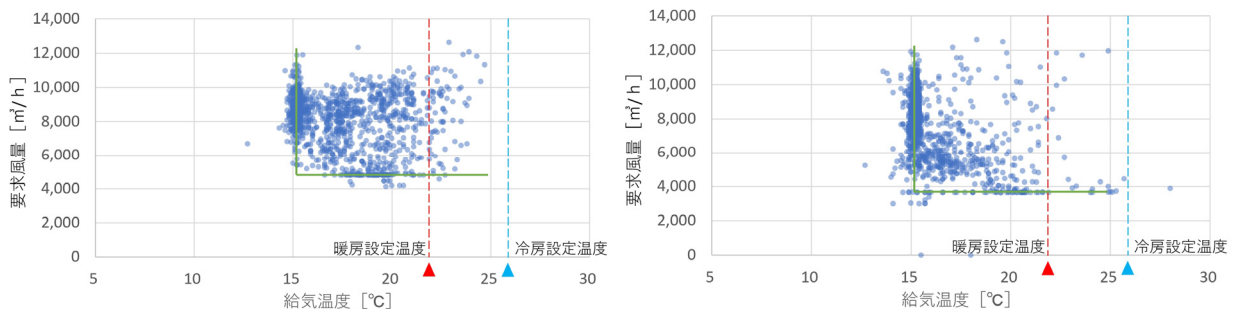
そこで、上記したことが起きないことを目指して、N 領域の給気温度増減値を  $0.0^{\circ}\text{C}$  にし、その上で、暖房と冷房の室温設定値の差を小さく設定すると（極端な場合、両者をほぼ同じとして設定すると）N 領域がなくなり、直ぐに暖房設定値（≒冷房設定値）を下回る D<sup>+</sup> 領域の判定となって給気温度が  $+1.0^{\circ}\text{C}$  されて上記と同じ不具合が起きてしまう。つまりこの設定方法でも適切な制御にはならない。

### 3) 最小給気量

給気風量の最小値(min)も制御パラメータである。これが大きくなるように、設計で決めた最小給気風量比を基に設定しなくては省エネが達成できない。

このように、VAV システムの搬送動力削減には「給気温度リセット制御に関わるパラメータの調整」が非常に重要である。そのため、搬送動力の省エネを達成するために調整者がこうしたパラメータ値を適切に設定するように設計図書で指示する必要がある。

下図は、ある実システムにおけるこれらのパラメータ調整による改善の例である。調整前は L 字の制御から外れる作動点が多いが、調整後はかなり L 字に近くなり、その結果、搬送動力が 33% 減じたとされる。



(再掲) 図 3.3 VAV 制御の調整前と調整後の給気温度と風量の発生散布図

上記の考察で述べたように、給気温度リセット制御が適切に機能しないと給気温度差を最大に（風量を最小に）するという搬送動力の削減が達成できない。そのために削減計画書に下記の例のように設計図に指示事項として明記する。

5

- 冷風モード時に給気風量をできるだけ最小に制御するため計画書に下記を明記する。
  - ・初期調整で給気温度リセットの増減値をデフォルト値に拘らず適切な値とする。
  - ・冷房・暖房の設定室温を指示する。特に両者が近接してゼロエナジーバンド（冷房・暖房の設定温

度の間の不感帯)が無くなるような設定にならないようにすることも指示する。

- ・ 運転管理マニュアルを作成して、運用時に上記のような近接した設定とならないようにという注意事項を明記する。
- ・ VAV ユニット最小風量設定値を定めて設計図に示し、それを初期調整時に制御パラメータとして反映するように指示する

■ 室温設定値を在室者が異常な値にセットすると非省エネな運転が行われるため、可能な限り中央から運転管理者が設定できる設計とする。

10 なお、前記したように温風モード時は風量を減じると上下温度分布が生じるので、通常、制御パラメータはメーカーのデフォルト値でよい。なお、インテリア系統が暖房モードになる時間帯は殆どないと考えられるので、搬送動力の削減上大きな問題にはならないと考えている。ペリメータゾーンであっても断熱性がよい場合は同様である。

#### 5.4 エアバランスと給気系以外の設計

15 VAV 空調システムの搬送動力の省エネでは、上記したように空調機の給気ファン・VAV ユニットなど、給気ダクト系の設計配慮が中心になるが、還気ファン・余剰排気ファン・換気ファン・外気取入ファンなどにおける省エネへの配慮も無視できない。ただこれらは、自身の省エネもさることながら、VAV による風量変化が生じて空調システム全体のエアバランスが適切に保たれるようにすることがより重要である。エアバランスが不適切だと次のような不具合が発生する。

- 20
- 1) 必要な外気取入れ量が確保できず室の空気環境が悪化する。
  - 2) 室と外界との間に想定外の漏気が発生して非省エネになる。
  - 3) トイレやパントリーなどで適切な換気量が確保できない。

こうした不具合を防ぐには、ファンに加えて、その周辺のダクトや制御ダンパ設置などに関する設計配慮が不可欠である。ただ一般に、クリーンルームのように室の圧力制御を厳密に行う必要性の低い保健空調では、給気・還気・排気の厳密なエアバランス設計までは行わない。そのため、本稿でいうエア

25

バランス保持に対する配慮には曖昧さが残り妥協が生じることは否めない。

適切なエアバランスとは、給気風量に変化しても室と外界の圧力差をほぼゼロに、還気・排気・取入外気などを設計通りの風量に、維持することをいう。つまりエアバランスが適切であれば、外壁・窓・開口部などの隙間を通じた漏入・漏洩がほぼなく省エネな運転ができ、かつ室の空気環境も適切に維持

30

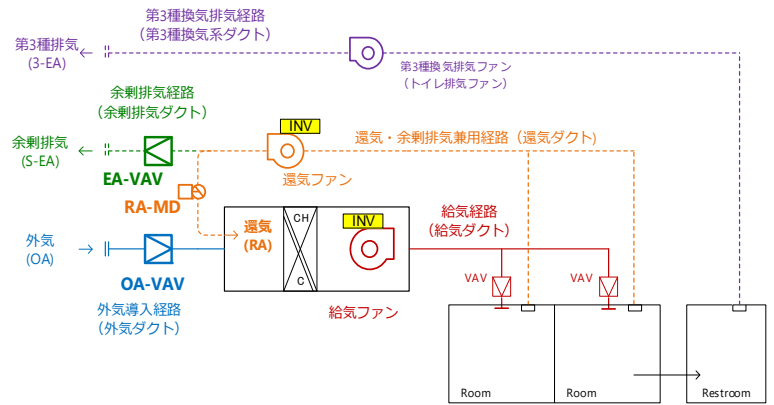
できる。なお、室から廊下などの共用部にパスダクトなどを設けて空気を流し、その空気がトイレやパントリーなどから換気ファンで排気される場合には室の圧力ほうが共用部より僅かに高くなるが、この程度の微差圧は無視するものとする。

エアバランスの保持には空調システムの Type によってそれぞれ特有の設計配慮が要するため、以下に Type 毎に解説する。ただし給気系統については前項までで解説したので、原則として除いている。

##### 35 5.4.1 Type-A

Type-A 空調システムの要件は下記である。

- ・ 還気ファンを有するシステムである。
- ・ 外気 (OA) 取入風量は OA-VAV ユニットで制御する。
- ・ OA 風量は固定値でも可変でもよいが、固定でも VAV ユニットで制御する。
- 5 固定でも VAV ユニットで制御する。
- ・ OA 風量が可変の場合は CO2 濃度により制御する (最小値は換気排気量となる)。
- ・ 外気取入れダクトの抵抗が大きい場合は外気取入ファンを設けてもよい。この場合でも OA-VAV による風量制御ができるようにする。
- 10 余剰排気ダクトには EA-VAV ユニットを設け、(=OA 量 - 換気量) として演算した風量になるように制御する。
- ・ AHU への還気ダクトには RA-MD を設けて要求 OA 量が確実に得られるように制御する (RA-MD の設置と制御が必要な理由は以下の(3)で後述する)。
- 15 換気ファンは固定速とする。
- ・ 還気ファンが空調機と一体になったシステムも同類の Type とする。



### (1) 還気ダクト

20 一般に、還気ダクトの吸込口はダクトに直結するだけで VAV ユニットのような風量制御機能を設けず、各室からの還気量の制御はしない。このような設計でも、大部屋に VAV ユニットが複数設置されゾーン間に壁やパーティションがない室の場合はエアバランス上特に大きな問題は生じない。しかし、壁などで区画された小部屋があれば、室を使用しない場合には給気 VAV ユニットの完全閉止し、還気ダクトには MD を設置して還気を閉止できるようにするのがエアバランス上適切である。

### (2) 還気ファン

還気ファンの定格風量は次式で求める。

$$25 \quad V_{R,R} = V_{R,S} - V_{EA} \quad \dots (5.4.1)$$

ここに、

$V_{R,R}$  : 定格還気量

$V_{R,S}$  : 定格給気量

$V_{EA}$  : 定格換気量

30

給気量が増える時、空調機への還気量は次式となる。

$$V_{R,AHU} = V_S - V_{OA} \quad \dots (5.4.2)$$

ファンの静圧  $\Delta p_{R, fan}$  は下式で表される。

$$\Delta p_{R, fan} = \Delta p_{R, duct} + \Delta p_{EA-VAV} + \Delta p_{EA, duct} \quad \dots (5.4.3)$$

35 ここに、

$\Delta p_{R, duct}$  : 還気ダクトの圧損

$\Delta p_{EA-VAV}$  : 余剰排気用 VAV ユニットの圧損 (稼働最小差圧)

$\Delta p_{EA,duct}$  : 余剰排気用ダクトの圧損 (緑の経路)

本式で定格風量時の  $\Delta p_{R,R, fan}$  を求めてファンの選定をする。

### (3) OA-VAV・EA-VAV・RA-MD

5 エアバランスを保持するためには下記のような機構を設けて適切なエアバランス制御ができるように設計することが必要である。

#### 1) 外気取入れダクトに OA-VAV ユニットの設ける

10 外気取入れダクトには、必要取入外気(OA)量に制御するために、全開信号 (100%) と適正開度信号 (一般に約 85%) を発信する機能を有する VAV または CAV ユニットの設ける (MD や VD は計測機能がなく精度の高い風量制御ができないため)。

#### 2) 還気ダクトにモータダンパを設ける

15 空調機への還気ダクトにはモータダンパ (RA-MD) を設け、この開度を OA-VAV ユニットの適正開度 (一般に 85~100%未満) となるように制御する。この理由は、もしも、還気ファンの出口圧力が高かつ空調機への還気ダクトの圧損が僅かなとき、還気と外気の空調機混合 BOX 内の圧力が外気よりも高くなって必要な外気を取入れることができなくなるためである。そのため、還気ダクトの RA-MD の開度を制御して抵抗をつけて OA-VAV ユニットの適切に機能する圧力まで下げるようにする既往がないと必要な OA 量が確保できない。制御は外気取り入れファンがある場合とない場合とで異なるので、それぞれに対応した制御機構とする。詳細は下記の【参考】を参照のこと。

#### 3) EA-VAV ユニットの設ける

この VAV ユニットの定格余剰排気量は下式により求める。

$$V_{EA} = V_{OA,AHU} - V_{vent} \quad \dots (5.4.4)$$

ここに、

25  $V_{vent}$  : 第3種排気ファンの風量

外気取入量が一定値であれば CAV ユニットのでもよいが、適正開度信号が出せる機構を有するものとする。外気量を可変とする場合は、余剰排気量が運転中に変化するのでそれを制御系の演算で求め、その値により EA-VAV に風量指示を送るよう設計する。

### 30 【参考】

記した制御は必要外気量の確保のために不可欠な制御機構なので、より詳細に説明する。

#### A. 外気取入ファンがない場合

<運転の前提>

- ・ 給気ファンのインバータは VAV の開度情報で制御されている。
- ・ 還気ファンの回転数は給気ファンと連携して回転数制御がなされている。
- ・ EA-VAV の風量 (余剰風量) は計測値と固定値を用いて下式で求める。

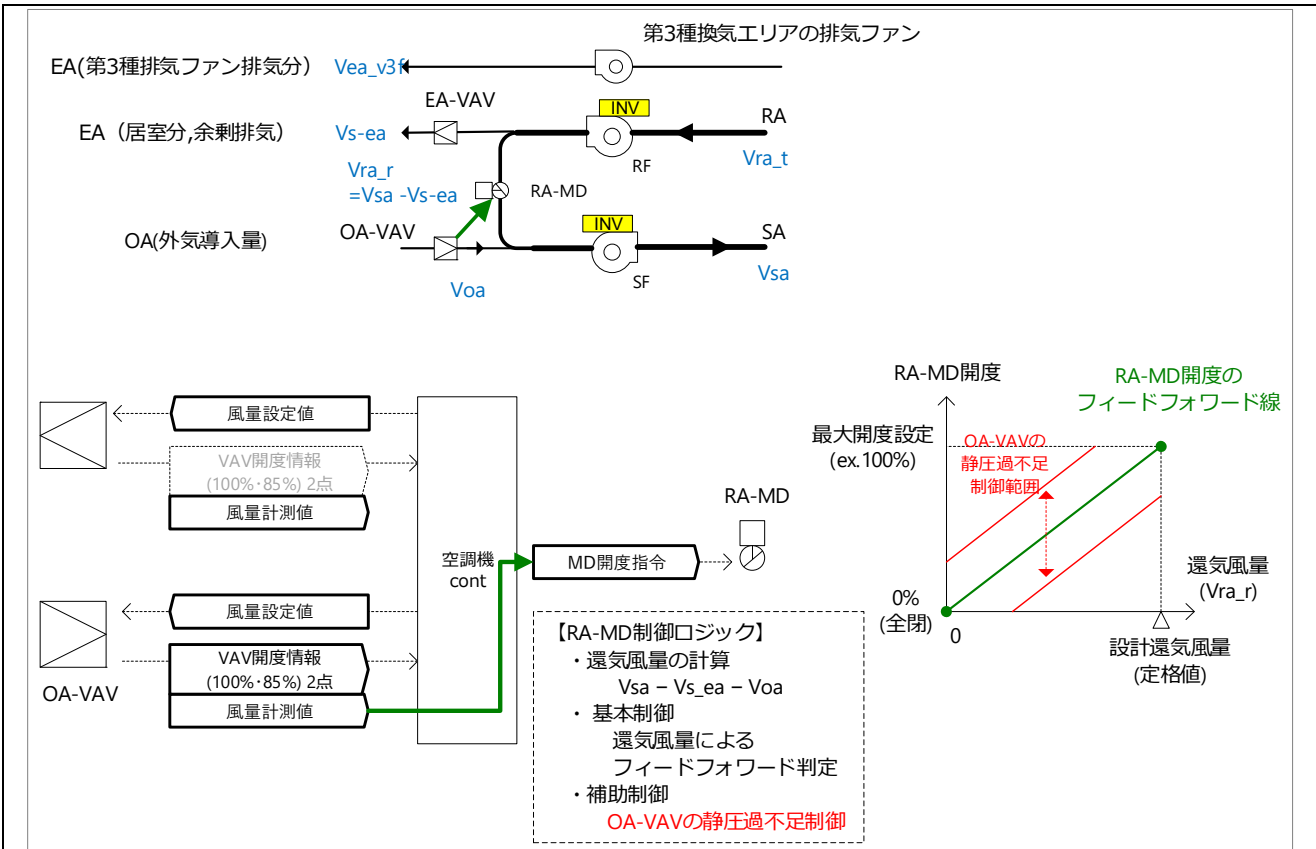
$$\text{EA-VAV 風量 (余剰風量要求値)} = \text{OA 量 (VAV 要求風量)} - \text{第3種換気ファンの風量 (固定値)}$$

<制御>

STEP-1: 下図右のフィードフォワード線を用いて「空調機への還気風量」(図では設計還気風量) から RA-MD の開度を定める。ただし、「空調機への還気風量」は計測値を用いて下式で求める。

$$\text{空調機への還気風量} = \text{給気風量} (= \Sigma(\text{VAV 計測風量})) - \text{OA 量 (VAV 要求風量)}$$

STEP-2: OA-VAV ユニットの VAV 開度が適正值 (85~100%) となるように RA-MD の開度をすこしずつ僅かに増減して補正する (これを静圧過不足補正という)。



## B. 外気取入ファンがある場合

### B-1 空調機ごとに外気取入ファンがある場合

<運転の前提>

- ・ 給気ファンのインバータはVAVの開度情報で制御されている。
- ・ 還気ファンの回転数は給気ファンと連携して回転数制御がなされている。
- ・ EA-VAVの風量(余剰風量)は計測値と固定値を用いて下式で求める。

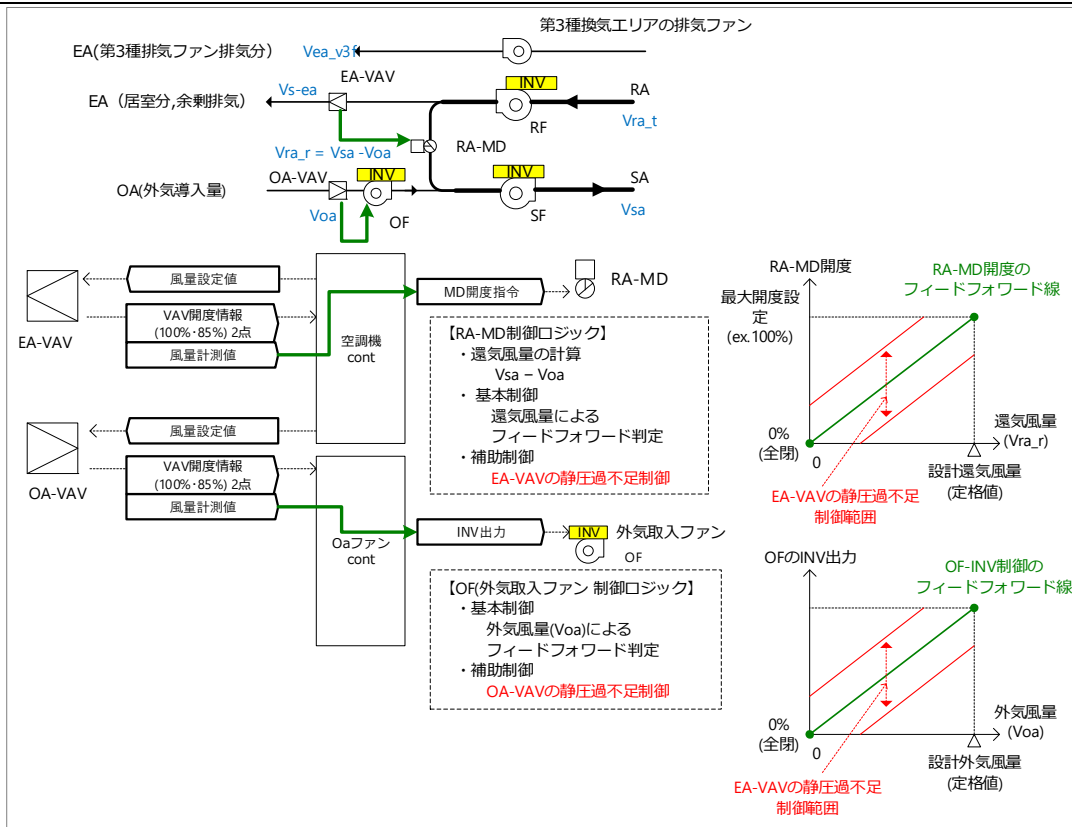
$$\text{EA-VAV風量(余剰風量要求値)} = \text{OA量(VAV要求風量)} - \text{第3種換気ファンの風量(固定値)}$$

<制御>

STEP-1: 下図右のフィードフォワード線を用いて「空調機への還気風量」(図では設計還気風量)からRA-MDの開度を、「外気取入量風量」(図では設計外気風量)から還気ファンのINV出力を、決める。

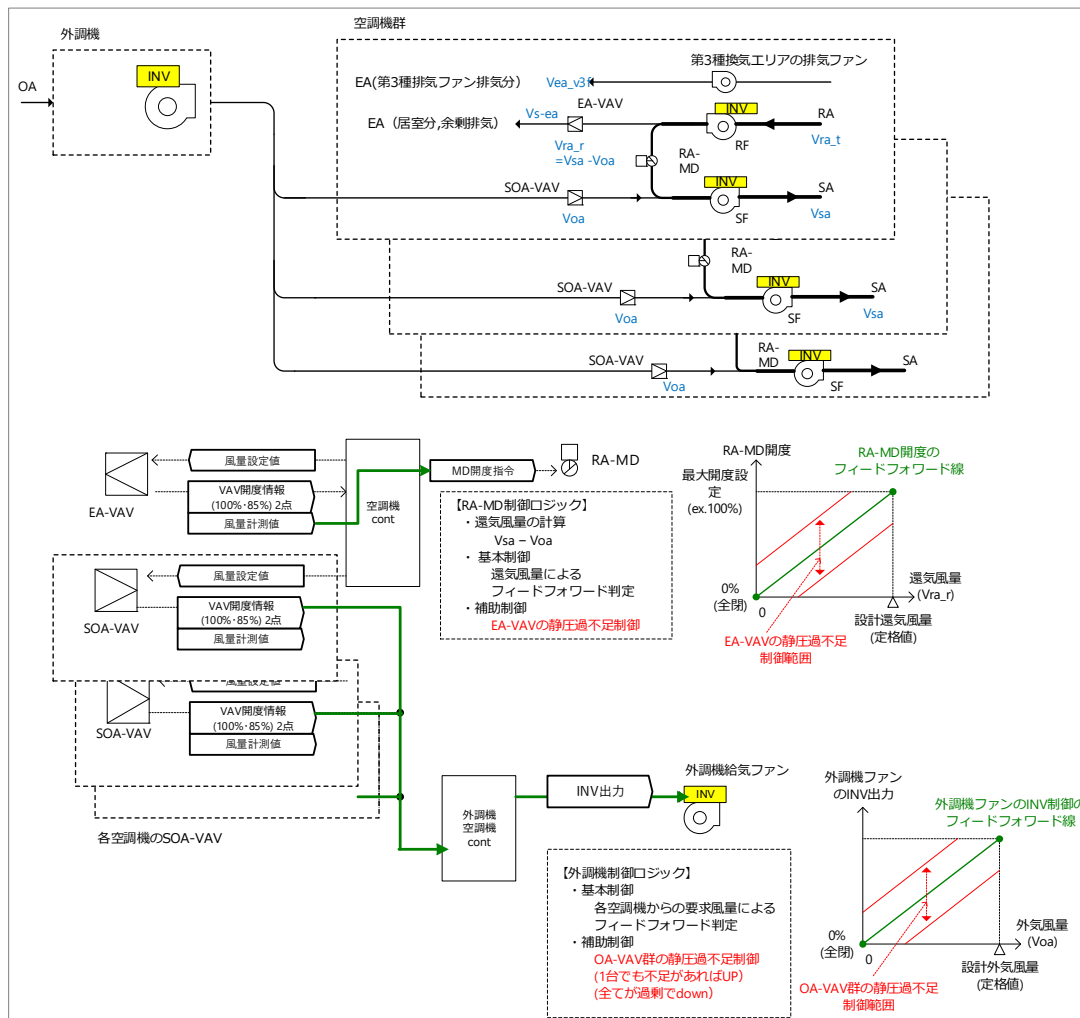
STEP-2: OA-VAVユニットのVAV開度が適正值(85~100%)となるように、還気ファンのINV出力をすこしずつ僅かに増減して補正する(静圧過不足補正)。また、EA-VAVユニットのVAV開度が適正值(85~100%)となるようにRA-MDの開度をすこしずつ僅かに増減して補正する(これを静圧過不足補正という)





## B-2 複数の空調機に対して1台の外気取入ファンがある場合

基本は B-1 と同じである。OA ファンは複数台の空調機の要求外気風量の合計で制御する。



#### (4) 排気ファン

固定速ファンとして通常の方法で設計する。

#### (5) 給気・還気ファンの最小風量と回転数制御

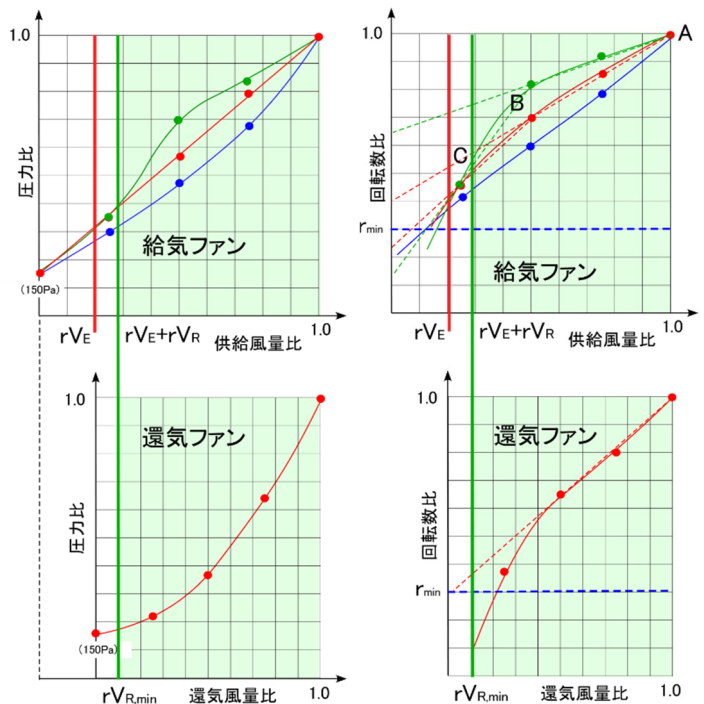
##### 1) 給気・還気ファンの最小風量

5 給気・還気ファンの最小風量  $V_{AHU,min}$ 、 $V_{R,min}$  の決め方は「5.1.3 最小風量設定値」を参照のこと。

##### 2) 還気ファンの回転数制御のためのフィードフォワード線の決め方

10 還気風量は給気風量と直接的な関係にあるので還気ファンの回転数は給気ファンの回転数制御に従属（連携）して制御するのが一般的であり、給気ファンの回転数制御と同様にフィードフォワード線による制御方法が採られる。還気ファンのフィードフォワード線（風量比と回転数の関係）は給気ファンと同様の方法（5.3.1 給気ファンの回転数制御を参照）で1次式として定める。なお、この式はファン消費電力の推定に用いる。

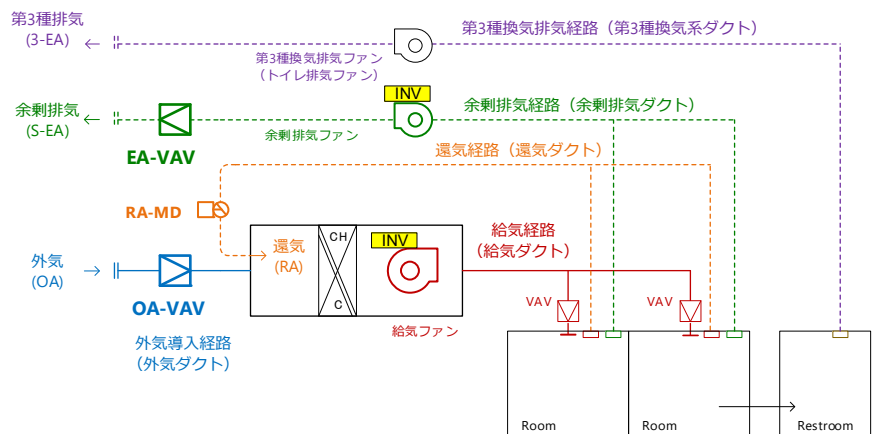
20 右図は、ある実ファンにおいて試算した給気・還気ファンのフィードフォワード線の例である（右図右）。薄緑のハイライト部は運転する風量範囲を示す。なお、右図左は風量比と圧力比の関係である。



#### 5.4.2 Type-B1

25 Type-B1 空調システムの要件は下記である。

- 還気ダクトとは別に余剰排気ダクトとファン、EA-VAV ユニットを設けたシステム。
- 外気 (OA) 取入れの設備と制御に関しては Type-A と同じ。
- EA-VAV ユニットの制御は Type-A と同じ。
- AHU への還気ダクトに設ける RA-MD の制御は Type-A と同じ。
- 排気ファンは固定速とする。



##### (1) 余剰排気ファン・ダクト

通常的设计法で設計する。排気量は Type-A と同じ。

$$V_{EA} = V_{OA,AHU} - V_{vent}$$

40 余剰排気ファンの回転数制御は EA-VAV ユニットが適正開度（一般に 85~100%未満）になるように

制御する。最小風量は通常のファンと同じ制約がある。

(2) OA-VAV・EA-VAV・RA-MD

エアバランスを保持するための OA-VAV ユニット、EA-VAV ユニット、RA-MD の制御は Type-A と同じ。

5 (3) 排気ファン

固定速ファンとして通常の方法で設計する。

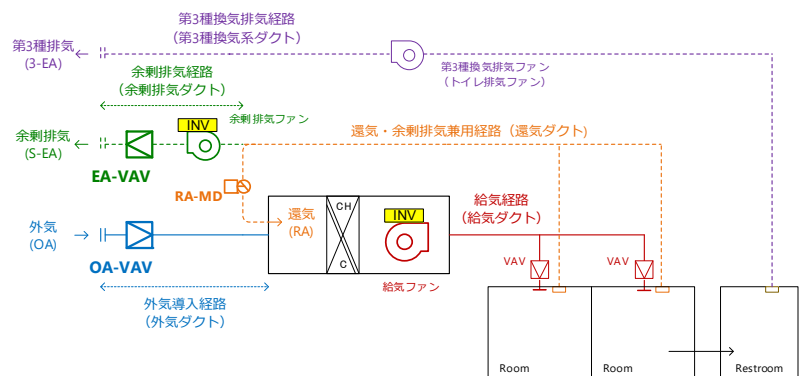
(4) 給気ファンの最小風量と回転数制御

給気ファンの最小風量と制御方法は Type-A と同じ。

10 5.4.3 Type-B2

Type-B2 空調システムの要件は下記である。

- ・ 還気ダクトと余剰排気ダクトを兼ねるシステム。
- 15 ・ 余剰排気ファンと EA-VAV ユニットとを設ける。
- ・ 外気 (OA) 取入れの設備と制御に関しては Type-A と同じ。
- ・ EA-VAV ユニットの制御も Type-A と同じ。
- 20 ・ AHU への還気ダクトに設ける MD の制御も Type-A と同じ。
- ・ 排気ファンは固定速とする。



(1) 余剰排気ファン・ダクト

通常的设计法で設計する。排気量は Type-A と同じ。

25 
$$V_{EA} = V_{OA,AHU} - V_{vent}$$

余剰排気ファンの回転数制御は EA-VAV ユニットが適正開度 (一般に 85~100%未満) になるように制御する。最小風量は通常のファンと同じ制約がある。

(2) OA-VAV・EA-VAV・RA-MD

エアバランスを保持するための OA-VAV ユニット、EA-VAV ユニット、RA-MD の制御は Type-A と同じ。

30 (3) 排気ファン

固定速ファンとして通常の方法で設計する。

(4) 給気ファンの最小風量と回転数制御

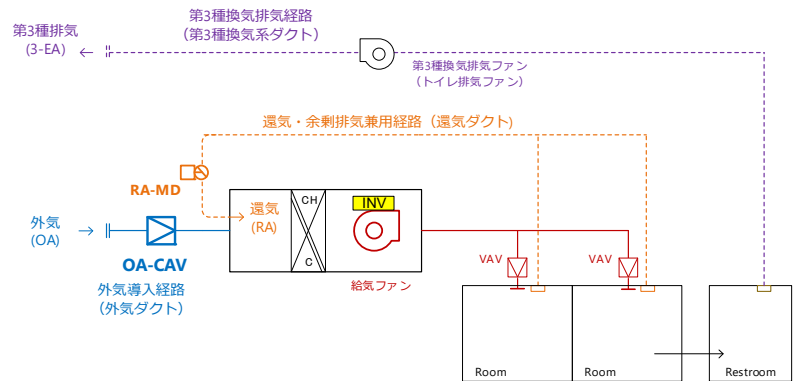
給気ファンの最小風量と制御方法は Type-A と同じ。

35

#### 5.4.4 Type-B3

Type-B3 空調システムの要件は下記である。

- 還気ファンも余剰排気ファンもないシステム。
- 取入外気は固定風量であり、全て換気ファンで排気される。
- 換気ファンは固定速とする。
- AHU への還気ダクトに設ける MD の制御は Type-A と同じ。



##### 10 (1) OA-VAV・RA-MD

エアバランスを保持するための OA-VAV ユニット、RA-MD の制御は Type-A と同じ。

##### (2) 排気ファン

回転数固定であり、通常の方法で設計する。

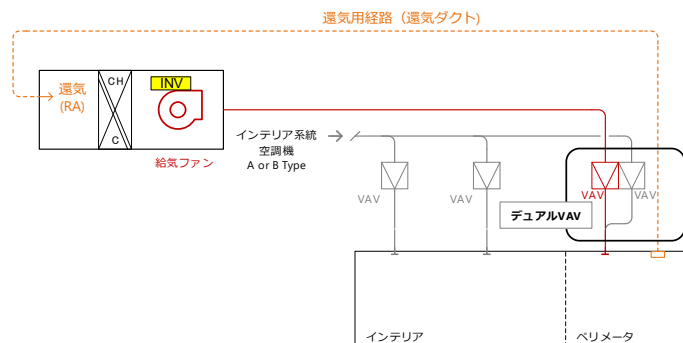
##### (3) 給気ファンの最小風量と回転数制御

15 給気ファンの最小風量と制御方法は Type-A と同じ。

#### 5.4.5 Type-C

Type-C 空調システムの要件は下記である。

- 空気循環のみのシステム。
- ペリメータゾーン用の AHU システムでは、インテリアシステムの AHU が冷房、ペリメータシステムの AHU が暖房の運転であれば、ペリメータゾーンにデュアル VAV を設置して冷暖どちらの要求にも対応できるようなシステムにすることも考慮する。



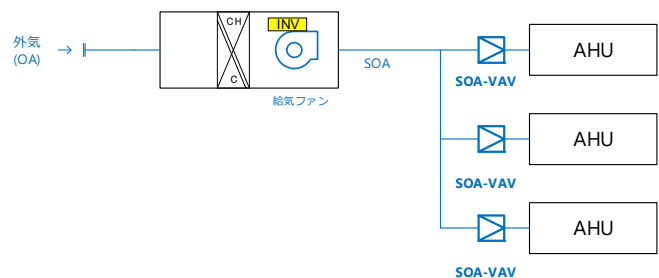
##### (1) 給気ファンの最小風量

最小風量はファンがサージング域に入らない範囲でほぼゼロまで絞れる。一般にこのような運転の頻度は少ないと想定できる。

#### 30 5.4.6 Type-D

Type-D 空調システムの要件は下記である。

- 外気処理用の AHU で末端供給先に VAV ユニッ トを設けるシステム。
- 各系統 AHU の給気ダクトに直接ダクト接続するシステムもこれに含む。



##### (1) 給気ファンの最小風量

末端 AHU が全て停止される場合は外気処理用 AHU も連動して停止するように制御する。末端 AHU の外気取入の SOA-VAV が閉止され、ファンがサージング域に入るような運転の可能性があればバイパス

を設けることも考慮する。

## 5.5 ファン消費電力の推定

5 本解説書では、ファンの年間エネルギー消費量を設計段階で推定する方法を示し、省エネの事前評価  
5 をすることを目的としている。常套手段として、年間に亘る各 VAV ユニットの時々刻々の要求風量と圧  
力をシミュレーションで推定しそれを基にファンの年間消費エネルギー量を求める方法があるが、これ  
はモデル化と結果の整理などの作業負担が大きい。そこで、本解説書では web プログラムと同様に、各  
室の熱負荷の頻度分布を与情報として推定する概算法をとる。以下に、これを説明する。

### 5.5.1 顕熱負荷に対する消費電力推定方法の手順（給気ファン）

10 ファンの消費電力は、風量、圧力（ファンの静圧）、回転数の関係で決まるが、以下にその推定方法の  
手順を示す。

- 1) 本計算方法では web プログラムを利用することを想定している。
- 2) VAV 空調機系統の顕熱負荷に対してファン消費電力が推定できる多項式を作成する。ただし顕熱負  
荷は全熱負荷と等価な関係にある（比例する）と仮定する。
- 15 3) 顕熱負荷の処理量は風量と給気温度差の積に比例するが、給気温度差は設計で想定する給気温度と  
室温の差とする。つまり一定値と考え、次式で空調機顕熱負荷  $q_{s,AHU}$  から時々刻々の給気風量を求め  
る。なお、顕熱負荷  $q_{s,AHU}$  は各室の最大負荷の合計ではなく、各時刻の同時発生を考慮した合計負荷  
である。ただし給気ファンの最小風量は 5.1.3 で定義した  $V_{AHU,min}$  とする。

$$20 \quad V_{S,FAN} = 3600 \times \frac{q_{s,AHU}}{\rho c_{p,a} (T_{set} - T_s)}$$

$$\text{ただし if } V_{S,FAN} \leq V_{AHU,min} \quad V_{S,FAN} = V_{AHU,min} \quad \dots \quad (5.5.1)$$

ここで、

$V_{S,FAN}$ :	給気ファン風量	[m <sup>3</sup> /h (CMH) ]
$T_{set}$ :	設定室温	[°C]
25 $T_s$ :	給気温度	[°C]
$q_{s,AHU}$ :	空調機の顕熱負荷	[kW]
$c_{p,a}$ :	空気の比熱	[kJ/kg・K]
$\rho$ :	空気密度	[kg/m <sup>3</sup> ]

30 「5.3 ファン回転数と給気温度の制御」で解説したように、VAV 空調システムでは給気温度リセット  
制御が導入されているので給気温度差  $\Delta T = |T_{set} - T_s|$  は VAV ユニットの開度状況に応じて変化する。  
設計給気温度  $T_s$  を用いた  $\Delta T$  が最大で、このとき給気風量は最小となる。既に述べたように実運転の  
給気風量は  $\Delta T$  が最大として求めた風量より大きくなるが、本方法では、初期調整が確実に  
35 ことを想定してこの  $\Delta T$  が最大として求めた風量を用いる。これは「3.2 給気風量と給気温度」で説  
明した L 字制御が完全に達成され、かつ L 制御には乗らない低風量時にも  $\Delta T$  が維持されるという仮  
定をすることを意味するので簡単化のための近似である。これは、VAV 空調機が処理する顕熱負荷と  
風量は等価な変数であることを意味する。

3) 多項式の係数は、ある風量(顕熱負荷と等価)に対するファンのエネルギー消費量を数点求め、これらから最小二乗近似により係数を求める。ある風量 $V_{S,FAN,k}$ の数点とは、最大風量(定格値)、最小風量(5.1.3節で決めた値)の2点とその間を4分割した風量とし、合計5点である。

5

4) 上記した各風量 $V_{S,FAN,k}$ に対する回転数比 $n_{S,FAN,k}$ を下式(給気ファンのフィードフォワード線)により見出す。

$$n_{S,FAN,k} = a r_{S,FAN,k} + b \quad \dots \text{再掲(5.2.4)}$$

ただし if  $n_{S,FAN,k} < n_{S,FAN,k} \rightarrow n_{S,FAN,k} = n_{S,FAN,min}$

10 ここで、

$$r_{S,FAN,k} = \frac{V_{S,FAN,k}}{V_{R,S,FAN}} \quad \text{ここで } V_{R,S,FAN} : \text{ファンの定格風量}$$

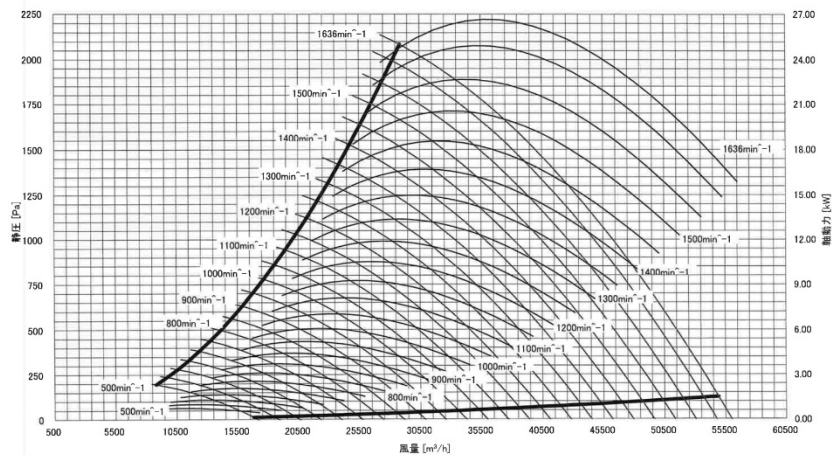
フィードフォワード線で見出す回転数は必要な最大値であり、実運転では回転数制御によってこれより小さく制御される。つまり実際にはこれより消費電力が少なくなるが、これを評価しないのは、2)で給気風量を見出す際に給気温度差が最大 $\Delta T$ となっているとした、つまり理想的なL字制御を想定しているため、結果として消費電力が小さく推定され過ぎることに対する代償(ペナルティ)と考えることとする。

15

5) 上記した、各風量 $V_{S,FAN,k}$ と回転数比 $n_{S,FAN,k}$ に対するファンの消費電力 $E_{S,FAN,k}$ および静圧 $\Delta p_{S,FAN,k}$ をファンの特性曲線あるいはファン特性のモデル式から求める。なお、通常のファン特性曲線は定格回転数のみの性能が記載されているが、本法による計算では右図のように回転数が変化したときの性能が記載された性能曲線が必要である。

20

25

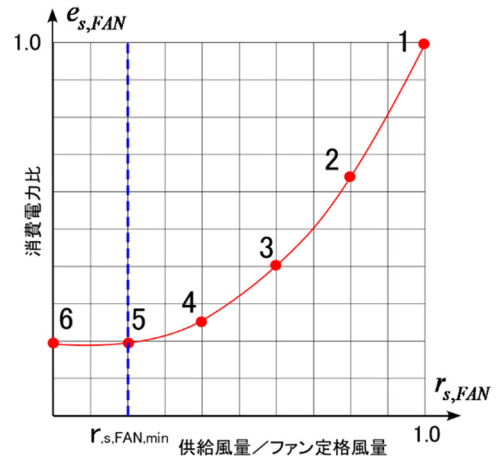


- 6) 各風量比  $r_{S,FAN,k}$  と消費電力比 ( $e_{S,FAN,k} = E_{S,FAN,k} / E_{R,S,FAN}$ ) の 5 点セットの値に、風量比ゼロの点の消費電力比を最小風量比の消費電力比と同じとして加え、これら 6 点をもとに最小二乗法により風量比  $r_{S,FAN}$  に対する消費電力比  $e_{S,FAN}$  の回帰式を 3 次多項式として定める。風量比ゼロの点を加えるのは WEB プログラムを用いる際に風量比 (= 顕熱負荷比と等価\*) がゼロまで評価できるようにするためである。

$$e_{S,FAN} = \alpha_3 r_{S,FAN}^3 + \alpha_2 r_{S,FAN}^2 + \alpha_1 r_{S,FAN} + \alpha_0 \quad \dots(5.5.4)$$

なお、顕熱負荷と風量は等価な変数なので、上式は顕熱負荷比と消費電力比の関係式と等価である。

右図は以上の関係を模式的に示した例である。



- ※) 空調機の供給空気温度と室温の差 (給気温度差) は一定と仮定し、風量は熱負荷に比例する (変数として等価) と仮定する。従って顕熱負荷  $\propto$  風量  $\propto$  全熱負荷と仮定する。

### 5.5.2 還気風量に対する消費電力推定方法の手順 (還気ファン)

還気ファンは Type-A にしかない。

- 1) 下式で還気風量を求める。

$$V_{R,R} = V_{R,S} - V_{EA} \quad \dots \text{再掲 (5.4.1)}$$

- 2) 最小風量  $V_{R,\min}$  を「5.1.3 最小給気風量」で定めた値とする。  
 3) 給気ファンと同様に 5 点の換気ファンの風量  $V_{R,FAN,k}$  を求める。  
 4) 回転数比  $n_{S,FAN,k}$  を給気ファンと同様、フィードフォワード線を用いて求める。  
 5) 給気ファンと同様の方法でファンの消費電力  $E_{R,FAN,k}$  を求める。  
 6) 給気ファンと同様の方法で風量比  $r_{R,FAN}$  に対する消費電力比  $e_{R,FAN}$  の組み合わせを 6 点として回帰により 3 次多項式を定める。

### 5.5.3 外気取入・余剰排気・換気ファン

本書では CO2 制御のような外気風量を制御するシステムは対象としていないので、外気取入・余剰排気・換気ファンはそれぞれ定格風量となるため固定速ファンとして推定する。

### 5.5.4 年間一次エネルギー消費量

上記のようにして得た風量比 (= 顕熱負荷比と等価) とファンの消費電力の関係式を用いて WEB プログラムにより年間の一次エネルギー消費量を求める。本方法では暖房時の VAV 空調システムの搬送動力削減は評価しないため、冷房負荷に対してのみ一次エネルギー消費量を求める。

## 5.6 初期調整に必要な測定センサと計測方法

VAV 空調システムは、これまでに述べた事項について配慮した設計だけではなく、それが設計意図通

りに稼働するように初期調整することによりはじめて省エネ性能が発揮される。この初期調整には、例えば、VAV ユニットの開度やファンのインバータ周波数などの運転パラメータを意図する値に設定したり、消費電力を計測したりという作業が必要である。運転パラメータの設定は制御システムから指示できることもあるが、場合によりメーカーの調整機器が必要になることもある。計測も、中央監視装置（広義の BEMS）で常設ポイントとして収集できるものもあれば、現地にテンポラリーに計測装置を設置しなくてはならないものもある。そこで、これらの作業が迅速かつ正確に実施できるように、どのような計測ポイントを持つべきかを設計で規定しておく必要がある。

なお、本 FPT 法が求める常設すべき計測ポイントと、テンポラリーでもよい計測ポイントについては 6 章で規定する。

10

### 5.6.1 自動制御メーカーのツールを用いた計測・操作

初期調整作業の効率を上げるためには、VAV ユニットの計測値の確認、運転条件設定の操作・設定に自動制御メーカーのツールを用いることが不可欠である。参考として、表-5.6.1 にある自動制御メーカーのツールでモニタできる項目及び操作・設定できる項目の一覧を示す。

15

表-5.6.1 自動制御メーカーの調整ツールで扱えるモニタ及び操作・設定情報一覧（参考：A 社の場合）

信号カテゴリ	装置	ポイント	備考
モニタ情報	VAV ユニット	運転状態	
		風量設定値	
		風量計測値	
		室内温度	
		室内温度設定値	
		全開情報	
		適正開度情報	
		温度制御モジュール PID 出力値	
	AHU	運転状態	
		給気温度	
		給気温度設定値	
		INV 制御・基本制御モジュール <sup>(*)</sup> の設定値	要求風量により回転数を決める INV 制御の基本制御モジュールに関する以下の設定値のこと。 1) VAV 最小要求風量時の風量と周波数（下限周波数） 2) VAV 最大要求風量時の風量と周波数（上限周波数）
		INV 制御・補正制御モジュール <sup>(*)</sup> の設定値	各 VAV の静圧過不足により上記の基本制御モジュールにより決まる周波数に対する以下の補正值設定 <sup>(*)</sup> のこと 1) プラス側 X%、2) マイナス側 Y%
操作・設定 情報	VAV	VAV ユニット運転・停止操作	
		VAV ユニット室内温度設定	
		VAV ユニット室内温度制御モジュール有効/無効設定	室内温度制御モジュールを無効とし、要求風量を指定値に固定する機能（機種により、最大風量と最小風量の両方を指定値に設定することで要求風量を固定する方法もある）
		VAV ユニット室内温度制御モジュール風量設定	
	AHU	AHU 運転・停止操作	
		給気温度設定リセット制御有効/無効設定	
		給気温度設定	給気温度設定ロードリセット制御を無効にして、給気温度設定値を固定する。
		ファン回転数制御 有効/無効設定	
		ファン INV 出力設定（固定）	ファン回転数制御を無効にして、INV 周波数（出力）設定値を固定する。





## 【記載項目】

各 VAV 空調システムの系統毎に下記を記載する。ただし、同じシステム構成であればまとめてもよい。

1. システムの Type と構成： システム系統図を示して「4.3 対象とするシステムの基本構成」のうちの Type であるか記載する。
- 5 2. 空気循環方式： 空気循環方式を記載する（床吹出口方式でないことを明記）。
3. CAV ユニットの有無： 共用部分などの給気に CAV ユニットを併設している場合はその個所と風量などについて説明する。
4. 共用部の換気用排気ファン： 複数系統の VAV 空調システムに対して共用部の換気用排気ファンが共通である場合、その発停や風量制御方法について説明する。
- 10 5. エアバランス： VAV で風量制御を行う際に、どのようにシステム全体のエアバランスを保持する設計になっているかを説明する。
6. 外気取入方式： 外気取入が、固定風量か CO<sub>2</sub> 制御などによる可変風量制御か、外気取入ファンが有るかないか、などについて説明する。
7. 外気冷房： 外気冷房を意図した設計であればその期間を記し（外気冷房期間は VAV の搬送動力の省エネ対象期間から除外する）、外気冷房期間には多量の、それ以外の期間では少量の外気導入と余剰排気が生じるような運転になっても適切な風量制御ができる設計になっていることを説明する。
- 15 8. CO<sub>2</sub> 制御： 室内や還り空気の CO<sub>2</sub> 濃度により外気取入量の制御を行うシステムであれば、その制御方法と、それがシステム全体のエアバランスに悪影響を与えないものであることを説明する。

## 20 6.1.3 最小風量

### 【要件】

5.1.3 で記したように、VAV ユニットの最小風量設定値、給気ファン、風量制御を行う還気ファンや余剰排気ファンなどの最小風量は搬送動力の省エネ上重要であり、かつエネルギー消費量の推定にも必要であるためこれらの値を設計で定めて記載する。

### 25 【指針】

顕熱負荷が小さくなれば「VAV ユニットが適切に風量を絞る」と制御任せにするのではなく、設計としての最小風量を定め、それが達成できるシステム・機器・制御となるようにする。

### 【記載項目】

1. 各 VAV ユニットの最小風量設定値： 各 VAV ユニットの最小風量設定値を表 A に記し、この値を VAV 制御の初期調整時のパラメータとするように指示する。なお表 A には定格風量も記す。
- 30 2. 複数の VAV ユニットが同一空間（室）にあれば、これらの VAV の合計風量が最小風量設定値を確保すればよく、各 VAV は極端な場合ゼロでもよい。このような制御法（あるメーカーはこれを風量総和制御と呼んでいる）を採用する場合は、どの VAV ユニットが同一空間にあるかを示し、群としての最小風量を表 A に明記する。
- 35 3. 給気ファンや還気ファンなど回転数制御をするファンについては、最小風量を 5.1.3 の解説を参考にして定め、それを記載する。

## 6.2 給気ダクト系とファンの設計

給気ダクト系とファンの設計については、5.2 を参考にして決めてその内容を記す。

### 6.2.1 VAV ユニットの選定と仕様指示

### 40 【要件】

顕熱負荷により定格風量を求めて適切な VAV ユニットを選定する。

#### 【指針】

定格（最大）風量は冷房時と暖房時とで異なるので、それぞれを考慮して風量制御の範囲を広くカバーできる機器を選定するようにする。

#### 5 【記載項目】

1. 制御機能： 空調停止信号により VAV ユニットを全閉にする機能と、全開信号（100%）、適正開度信号（一般に 85～100%）を発信する機能を有することを設計図書に記す。
2. VAV ユニット供給限界最小風量： 機器として制御可能な限界の最小風量比が、上項 6.1.3 で定めた最小風量設定値より小さな値であることを確認し表 A に記す。将来、室の利用形態が変わることもあるので、余裕をもって、できる限りこの値が小さい機器を選定しておくべきである（10%程度が適切である）。
3. 稼働最小圧力： できるだけ低いファン静圧で VAV ユニットの風量制御ができる機器を選定し、その稼働最小圧力を記す（20Pa 以下が好ましい）。
4. 温度制御機構： VAV 自身に制御機構を持つユニットか持たないユニットかの仕様を記す。
- 15 5. VAV ユニットの設置方法： VAV ユニットの風量センサが精度良く働くにはユニット前後に適切な長さの直管部を設ける必要がある。この施工仕様を設計図に記する。

### 6.2.2 給気ダクトの設計

#### 【要件】

各 VAV ユニットにバランス良く給気しかつ搬送動力の削減を目指すようなダクトを設計する。

#### 20 【指針】

他に比して圧損が大きすぎるダクトルートに VAV ユニットがあればダクト径を増して圧損を減じるなどして、ダクト系全体の圧力バランスが適切になるような工夫をして設計する。バランスが悪くなりそうなダクト系の場合は静圧再取得法で設計することも考慮する。また、VAV ユニットの発生騒音を抑えるために VD で抵抗を付けることは効果が少ないためできる限り避ける。

#### 25 【記載項目】

1. 給気ダクトの圧力損失： ダクトの最大圧損を計算書から引用して記す。
2. VAV ユニットの騒音対策： VAV ユニットの発生騒音が問題となりそうな室用途であれば騒音計算を行って検証しその結果を記す。別途、ダクトの騒音計算書があればそれを引用して結果を明記してもよい。

30

### 6.2.3 給気ファンの選定

#### 【要件】

ファンの定格風量ならびに静圧が過大とならないようにファンを選定する。

#### 【指針】

- 35 1. 給気ファンの定格風量は過大なファンを選定しないように系統全体の同時発生顕熱負荷の最大値から見出す。
2. 通常、給気ファンの静圧は室内と外気の静圧が等しくなるという条件を課し、前項で定めたダクト圧損に、空調機の定格機内抵抗、外気取入ダクトの圧損などを加えて給気ファンの静圧を定めるようにする。

#### 40 【記載項目】

1. 給気ファンの定格風量と静圧： 5.2.3 を参考にしてファンの定格風量と静圧を定め、それを明記す

る。

#### 6.2.4 給気ファンの最大・最小回転数

##### 【要件】

給気ファンの回転数制御はできるだけ低回転で運転できるようなファンを選定する。

##### 5 【指針】

給気ファンのメーカーは回転数の下限に制限を設けている（例えば定格回転数の 30%とかインバータの周波数で 15Hz とか）。これを確認の上できるだけ小さな最小回転数比で運転できるファンを選定する。なお重要なのは回転数そのものではなく、定格回転数と最小回転数の比率なので、例えば定格回転の周波数が商用周波数 50Hz であれば最小回転の周波数が 20Hz であれば比が 0.4 であるのに対して、INV により定格回転を 100Hz としていれば比は 0.2 となり制御範囲が大きくなる。こういう視点でファンの最小回転数を評価する。

10

また、例えば直膨型の空調機など、ファンではなく空調機の最小風量が規定されるものもあるので、ファン以外の制約にも注意を払う。

##### 【記載項目】

15

1. 給気ファンの定格回転数： 定格運転時の回転数 (rpm) と INV 周波数 (Hz) を明記する。
2. 給気ファンの最小回転数比： 定格回転数比を 1.0 として、最小回転数比をインバータの周波数も付して明記する。

#### 6.2.5 ファンの電動機・インバータの効率

##### 【要件】

20

ファンの電動機やインバータの効率が高い機器を選定する。

##### 【指針】

両者とも部分負荷時には効率が減じるが、これに関する情報提供が進んでいないので、当面、それぞれ定格負荷時の効率で評価してよい。

##### 【記載項目】

25

1. ファンの電動機・インバータの効率： それぞれ定格運転時の効率を明示する。

### 6.3 ファン回転数と給気温度の制御

給気ファンの回転数制御と給気温度の制御は搬送動力の省エネに大きく関わるため、以下のように配慮して設計する。

30

#### 6.3.1 給気ファンの回転数制御とフィードフォワード線の決定

##### 【要件】

給気ファンは、給気風量比を基にした関数によりその回転数比を一意に決めるフィードフォワード制御とし、その値を決める関数（フィードフォワード線）の係数を設計で決定する。また、熱負荷が系統内で特異となるような室が存在すると回転数制御が不適切となるので、そのような室を制御の判定対象から除外するよう設計図で指示をする。

35

##### 【指針】

一般にフィードフォワード線は線形ではないが、一次近似式で求めることとする。なお、実運転時の回転数はこの式で求めた値よりは常に小さくなる方向となるように補正制御される。

##### 【記載項目】

40

1. フィードフォワード線の係数： 5.3.1 で解説した方法によりフィードフォワード線の係数  $a$ 、 $b$  を

定め明記する。

2. 熱負荷が特異な室： 熱負荷が系統内で特異となる可能性がある室は、回転数制御の判定対象から除外するよう指示する。

## 5 6.3.2 空調機の給気温度制御

### 【要件】

空調機の給気温度リセット制御を採用する場合は、設計意図通りに搬送動力の削減がなされるように初期調整をすることとその要求事項を設計図書に記す。

### 【指針】

- 10 1. 空調機の給気温度は、給気温度と室温の差が可能な限り最大となるように、つまり給気風量が最小限となるように制御することを目指す。この実現には適切なパラメータ設定をするなど、初期調整が必須である。その方法を 5.3.2 で解説した指示事項を参考にして設計図書に記す。
2. 在室者が室温設定値を異常な値にセットすると非省エネな運転が行われるため、可能な限り中央から運転管理者が設定できる設計とする。

### 15 【記載項目】

1. 初期調整を実施する技術者に向けた指示事項： 冷風モード時に給気風量を最小に制御するために必要な初期調整の指示事項を 5.3.2 の解説を参考にして設計図に記す。下記はその一例である。
  - ・初期調整で給気温度リセットの増減値をデフォルト値に拘らず適切な値とする
  - ・冷房・暖房の設定室温を指示し、両者が近接しないようにパラメータ設定をする

20 なお、設計図では上記のように注意事項として記載するだけでよいが、初期調整法については本解説書の第 2 編「初期調整手順」をそのまま施工に関する特記仕様書の一部として転載する。

2. 室温設定方法： 在室者が現地で室温設定操作ができる設計なのか、中央から遠隔で設定する設計なのかなど、室温設定方法について記す。
- 25 3. 運転管理マニュアルの作成指示： 運転管理マニュアルを作成するように指示し、そこに、室温の冷房・暖房の室温設定値が接近しないようして運転することを指示する。

## 6.4 エアバランスと給気系以外のシステム

### 【要件】

30 VAV によって風量に変化しても空調システム全体のエアバランスが適切に保てるように、還気ファン・余剰排気ファン・換気ファン・外気取入ファンなどの制御を含めた設計を適切に行う。

### 【指針】

1. 適切なエアバランスとは、給気風量に変化しても室と外界の圧力差をほぼゼロに、還気・排気・取入外気などを設計通りの風量に維持できることをいう。つまり、外壁・窓・開口部などの隙間を通じた漏入・漏洩がほぼなく省エネな運転ができ、かつ室の空気環境も適切に維持することである。
- 35 2. 室から廊下などの共用部にパスタクトなどで空気を流し、その空気がトイレやパントリーなどから換気ファンで排気される場合には室の圧力のほうが共用部より僅かに高くなるが、その程度の微差圧は無視するものとする。

### 【記載項目】

40 適切なエアバランスの達成で配慮すべき項目は空調システムの Type によって異なるため、5.4.1 以降に各 Type について設計配慮すべき項目を解説した。以下では、それらをまとめた記載事項として挙げているが、Type によっては記載不要な事項もある。

1. 還気の閉止機構： 小部屋の給気が完全閉止された場合、還気も閉止する機構があるかどうかを記す。
2. 還気ファンの仕様： 定格時の風量、静圧、回転数、運転可能な最小回転数比を記す。
3. 余剰排気ファンの仕様： 定格時の風量、静圧、回転数、運転可能な最小回転数比を記す。
4. 排気用換気ファン： 原則として固定回転数とする。定格の風量、静圧、回転数、運転可能な最小回転数比を記す。
5. エアバランス制御用の VAV・ダンパの設置： 5.4 で解説したように、必要個所にエアバランスの制御を行うための VAV ユニットやモータダンパ (MD) を設けその制御意図を記す。
6. 還気ファンや余剰排気ファンなど回転数制御を行うファンの制御パラメータ： 還気ファンや余剰排気ファンは給気ファンと同じく 1 次式のフィードフォワード線により制御するように設計し、その 1 次式のパラメータを 5.4 で解説した方法で求めて記す。

## 6.5 ファン消費電力の推定

本解説書では web プログラムと同様に各室の熱負荷比の頻度分布を与情報として、年間の一次エネルギー消費量を推定する概算法をとる。

### 6.5.1 顕熱負荷比から給気ファンの消費電力比を推定する回帰式

#### 【要件】

顕熱負荷比から給気ファンの消費電力比を求めるための 3 次多項式を定める。

#### 【指針】

1. 給気温度差 (室温と給気温度の差) は常に一定値 (設計値) と想定し、5.5.1 に沿って空調機の顕熱負荷比からファンの消費電力比を見出す多項式を次のように求める。
2. 最大風量比 (定格値=1.0)、最小風量比 (5.1.3 節で決めた値) の 2 点とその間を 4 分割した風量 (合計 5 点) に風量比ゼロの点を加えた合計 6 点の風量に対するファンの消費電力比を求め、これを用いて風量比 (顕熱負荷比) と消費電力比の 3 次多項式の回帰式を見出す。

#### 【記載項目】

5.5.1 で述べた 3 次回帰式を求める過程で得た下記の値を記す。

1. 顕熱負荷比 (風量比)： 上記の解説で述べた 5 点の顕熱負荷比 (風量比)。
2. ファン回転数比： ファンのフィードフォワード線を用いて得る、風量に対するファンの回転数比 (5 点)
3. 消費電力比： 風量比と回転数比から求めた消費電力比 (5 点)
4. 回帰式の係数： 5 点の風量比と消費電力比に風量がゼロの消費電力比を最小風量時の値として加えた 6 点をもとに 3 次の回帰多項式を最小二乗法で得て、その係数を記す。

### 6.5.2 還気風量比に対する還気ファンの消費電力を推定する回帰式

#### 【要件】

還気風量比から還気ファンの消費電力を求めるための 3 次多項式を定める。

#### 【指針】

給気ファンと同様。

#### 【記載項目】

5.5.2 に沿って 3 次回帰式を求める過程で得る下記の値を明記する。

1. 還気ファンの風量比： 上記の解説で述べた 5 点の風量比。
2. ファン回転数比： 還気ファンのフィードフォワード線と風量比を用いて求めたファンの回転数比

(5点)

3. 消費電力比： 風量比と回転数比から求めた消費電力比 (5点)
4. 回帰式の係数： 5点の風量比と消費電力比に風量がゼロの消費電力比を最小風量時の値として加えた6点をもとに3次の回帰多項式を最小二乗法で得て、その係数を明記する。

5

### 6.5.3 可変速ファンの年間一次エネルギー消費量

#### 【要件】

上記のようにして得た風量比 (=顕熱負荷比) とファンの消費電力比の関係式を用いて WEB プログラムにより年間の積算消費電力量を求める。ただし、本法では暖房時の VAV 空調システムの搬送動力削減は評価しないため、冷房負荷に対してのみ年間の積算消費電力量を求める。

10

#### 【記載項目】

1. 給気ファン、還気ファンなど各可変速ファンの年間の積算一次エネルギー消費量： 推定した各ファンの一次エネルギー消費量の各月および年間の積算値。

15

### 6.5.4 外気取入・余剰排気・排気/換気ファンの消費電力と一次エネルギーの推定

本書では CO2 制御のような外気風量を制御するシステムは対象としていないので、外気取入・余剰排気・換気量は定格風量となるため、固定速ファンとして、一次エネルギー消費量の各月および年間の積算値を同様の方法で推定する。

## 6.6 初期調整に必要な測定センサ

20

初期調整に必要なセンサを、常設設置すべきものとテンポラリに設置してもよいものとに分けて以下のように規定する。

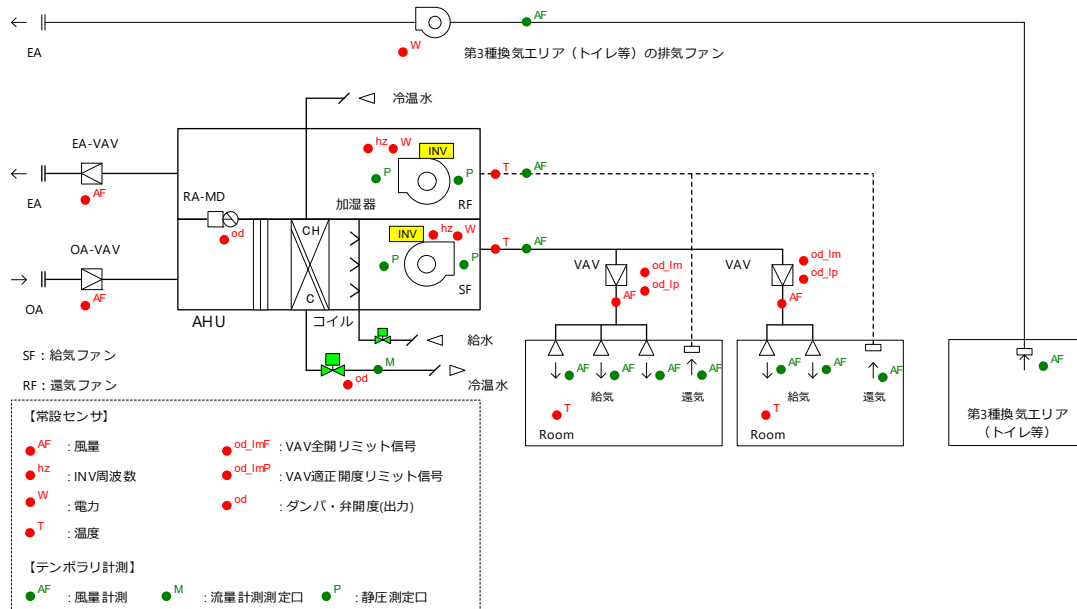


図-6.6.1 VAV 空調システムの測定ポイント

25

### 6.6.1 常設センサによる必要計測ポイント

#### 【要件】

初期調整に必須である常設計測ポイントを設計図に記す。

## 【記載項目】

下記の計測ポイントの一覧を作成するか、設計図書から引用して明示する。

- 1) 制御用に設置する全ての VAV ユニットにおける風量（風速センサによる計測値）、および全開・適正開度リミット信号（VAV コントローラ経由で取得する信号）
- 5 2) 風量制御に関わるダンパの開度
- 3) 給気・還気・余剰排気ファン・第 3 種換気ファンなど回転数制御するファンの電力 [kW]、およびインバータ周波数 [Hz]（制御出力を周波数に換算）
- 4) 室内温度、室内温度設定値
- 5) 風量の演算値（例えば還気風量を直接計測していない場合は、「給気風量 - 外気風量 - 排気風量」として計算した値）

## 6.6.2 テンポラリな風量計測ポイント

### 【要件】

テンポラリーな計測ポイントを特記仕様などの設計図書に記す。なお、これらは常設センサとしてもよい。

## 15 【記載項目】

- 1) 制気口風量計測： 室に設ける VAV ユニットの downstream にある制気口の風量を測定することを設計図で指示していることを示す（設計図書から引用する）。
- 2) ダクト風量計測： ダクト経路において、給気風量、還気風量、余剰排気風量の計測ができるように測定口を設けると指示していることを示す（設計図書から引用する）。

20

## 6.6.3 自動制御メーカーのツールを用いた計測・操作

### 【要件】

初期調整の効率を上げるために「自動制御メーカーの調整ツール」を用いることを特記仕様書などに明記する。

## 25 【記載項目】

- 1) 初期調整で利用するツール： 初期調整に自動制御メーカーの調整ツールを用いることを特記仕様などの設計図書に記し、それを引用して計画書で示す。

## 6.7 初期調整・機能性能試験に関する特記仕様

### 30 【要件】

1. 第 2 編「初期調整手順」において規定する「初期調整」の実施を求める。
2. 初期調整の後、機能性能試験を実施して性能の確認を行うことを求める。

### 【指針】

1. ここでいう初期調整は、通常、施工者が行う試運転調整では実施されない調整内容なので、この違いが施工者に判るようにする。
2. 機能性能試験も一般には実施されない試験なので、その作業内容を示す。

## 35 【記載項目】

1. 初期調整の実施内容： 本解説書を参考にして、「具体的にどのように初期調整をするかが判る文書」を特記仕様書として記す（本解説書から必要な章節を引用してよい）。
- 40 2. 機能性能試験の実施内容： 同上



3. 機能性能試験の実施者： 機能性能試験実施と合否判定は、原則として VAV システムに関する専門的な知識を有する第三者が実施することとするが、同等の資質を有する施工会社の QC 部門の担当者でも可能とする。

## 6.8 その他

- 5 建築物省エネ法に基づく任意評定を取得する際は、別途任意評定ガイドラインに定める要件に従うこと。

### 【参考文献】

- 10 1) Jhon Murphy, “Using VAV to Limit Humidity at Part Load”, ASHRAE Journal, October 2010 (伊藤民雄訳、部分負荷時の湿度制御への VAV の利用、空気調和衛生工学会誌、85 巻第 11 号、2011)
- 2) 大島、又賀、下田、“詳細計測データを用いたオフィスにおける VAV 送風システムの運用実態と性能評価に関する研究”, 空気調和衛生工学会大会学術講演論文集、E-30、第 9 巻、2017
- 15 3) 岡本、柳井、村山、若松、“超高層オフィスビルにおける省エネルギー運用に関する研究－(第 2 報) VAV の制御調整による搬送動力の低減効果”, 空気調和衛生工学会大会学術講演論文集、E-39、2003
- 4) 松元忠雄, “VAV・VWV 制御”, 空気調和衛生工学会誌、83 巻第 2 号、2009
- 5) H.J. Souer Jr., R.H. Howell, “Estimating the Indoor Air Quality and Energy Performance of VAV Systems”, ASHRAE Journal, July 1992 (福山博之訳、VAV システムの室内空気質とエネルギー性能の
- 20 評価、空気調和衛生工学会誌、79 巻第 9 号、2005)
- 6) Steven T. Taylor, Jeff Stein, “Dual Maximum VAV Box Control Logic”, ASHRAE Journal, December 2012 (伊藤民雄訳、デュアルマキシマム VAV の制御ロジック、空気調和衛生工学会誌、88 巻第 3 号、2014)
- 7) 浅田、吉田、宮田、“VAV ユニットの不具合がシステム全体のエネルギー消費量に与える影響に関する研究”, 日本建築学会近畿支部研究報告集、No.4067、2004
- 25 8) 宮田征門、吉田治典、藤井健太、浅田昌彦、VAV ユニットの不具合によるエネルギー浪費の推定手法に関する、日本建築学会大会学術講演梗概集、2005.9、pp.33-36
- 9) 空気調和衛生工学会会誌「特集・VAV 方式の現状」、第 50 巻第 6 号、1976
- 10) “*High-Performance Sequences of Operation for HVAC Systems*”, ASHRAE Guidelines 36-2018, June
- 30 2018