

第1章 空調機の概要

空調機の代表的な形式

新晃工業(株) 朝田 満

1-1 空調機の概要

空気調和（空調）とは、温度、湿度、清浄度および気流分布まで総合的に調整して快適な環境となるようにすることである。

空調には一般に以下の二つに分類できる。

一般空調とは、建築物（オフィスビル・ホテル・デパート・病院等）内の人員に対して快適環境を確保することである。

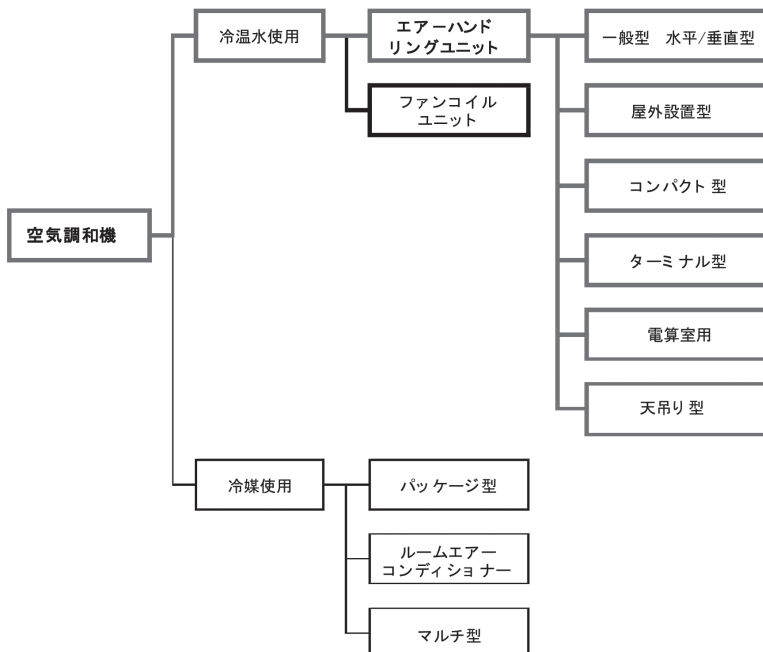
産業空調とは、製品製造・生産物・生産過程に対して適合する室内環境を確保すると同時に室内活動を従事している人員にも許容できる環境を提供することである。工場、倉庫、電算室

等がこれに該当する。

空気調和機（空調機・エアハンドリングユニット）は、室内の要求環境に応じて、温湿度および空気清浄度を調整し、室内に送風する機器であり、送風機・熱交換器（冷却・加熱コイル）・加湿器・各種フィルタ等で構成され、ケーシングに収められている。

構成機器は、要求される仕様により都度選定され、還気ファン、外気ファン、排気ファン等の各種送風機や全熱交換器、自動制御装置などが組込まれることもある。

空調機の種類を第1図に示す。写真1、写真



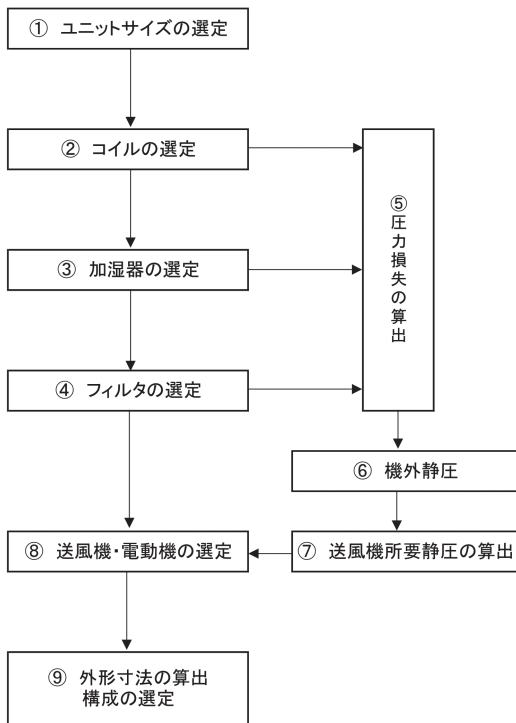
第1図 空調機の種類

2に代表的な空調機の外観を示す。

通常、空調機は機械室に収まっており、人目に触れないところに設置されている（写真3）。

空調機には冷温水を利用する機器と冷媒を利用する機器があるが、ここでは、冷温水を利用する一般空調向けの空調機を対象として記述する。

一般空調機選定に必要な手順を第2図に示す。



第2図 一般空調機選定の手順

1-2 空調機の代表的な形式

形式としては、ユニットの設置の仕方により、水平型（第3図）と垂直型（第4図）があり、他に屋外設置型空調機、電算型空調機、（第5図）、天吊り型空調機（第6図）、床吹き出し型空調機（第7図）等の用途・設置する空間によって選択する。

一般に機械室並びに屋外空調機設置面積の制約により、水平型か垂直型を選択する。

電算型空調機は、IT環境での信頼性、省エネ性、コンパクト化と安定した室内温度を制御する空調機である。

天吊り型空調機は、工場等で天井高があり、機械室が必要とならない空調機である。

但し、空調機が居住域・作業域に隣接している為、結露・騒音等の対策が必要となる可能性



写真2 コンパクト型空調機 外観

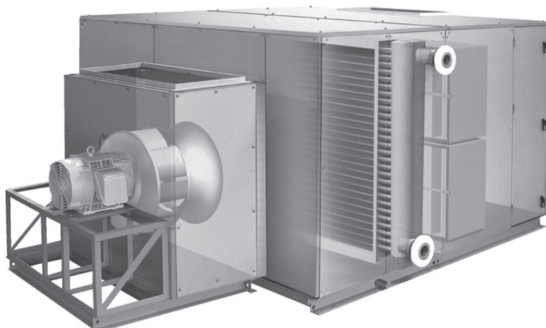


写真1 一般型空調機（水平型）外観

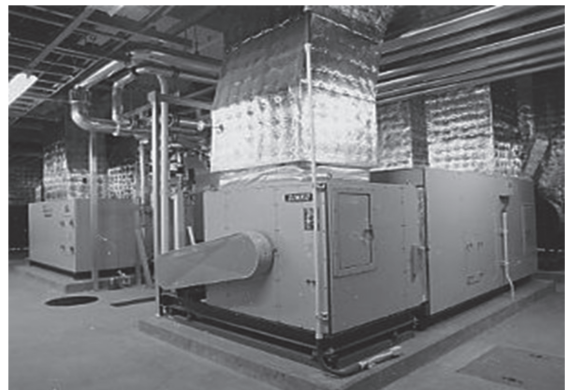
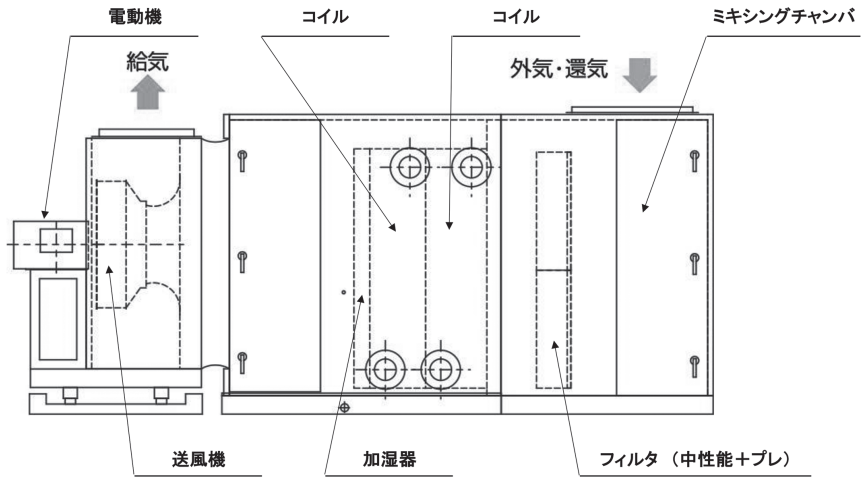
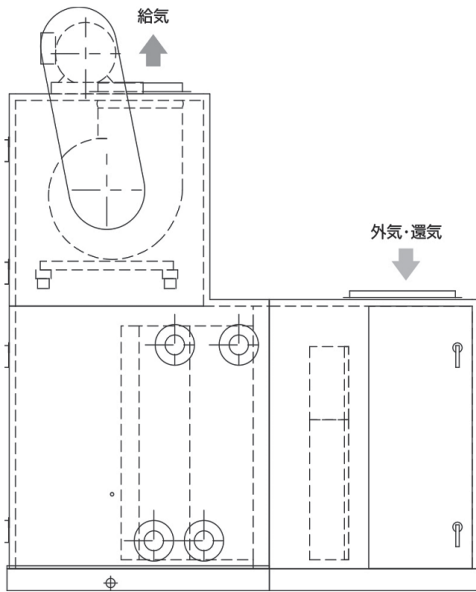


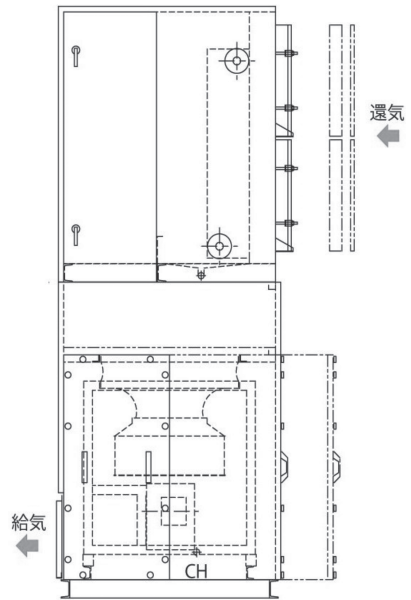
写真3 空調機設置状況



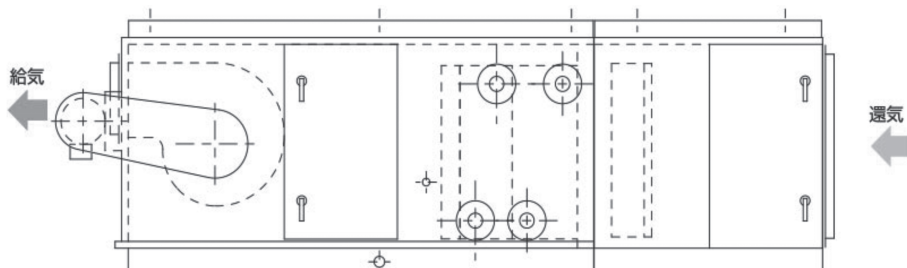
第3図 水平型 (プラグファン組込型)



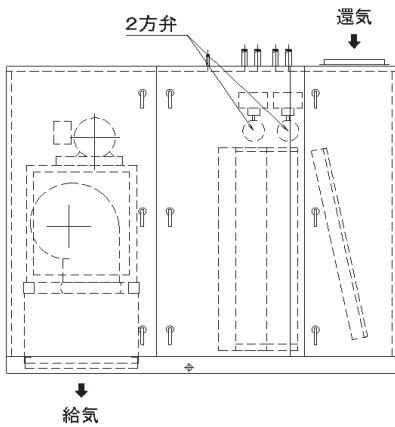
第4図 垂直型 (シロッコファン組込型)



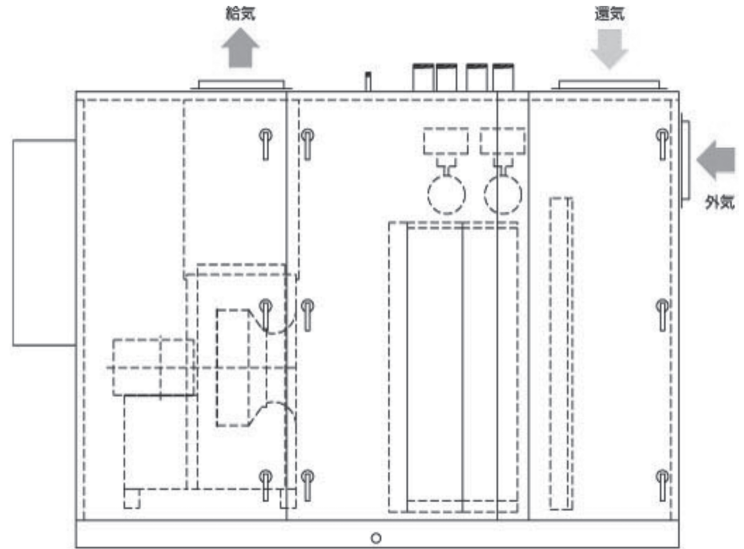
第5図 電算型空調機



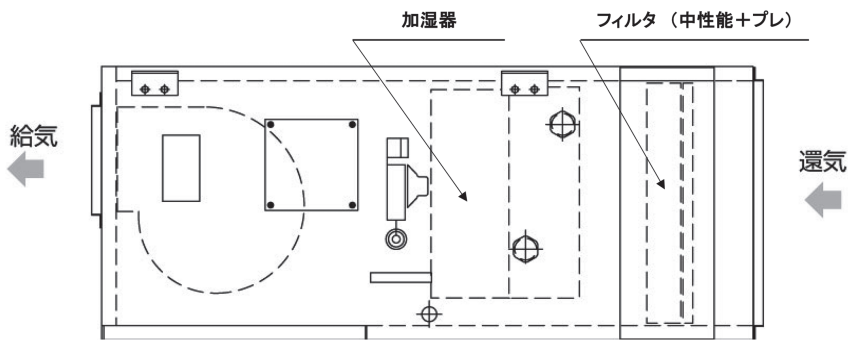
第6図 天吊り型空調機



第7図 床吹き出し空調機



第8図 コンパクト型空調機



第9図 ターミナル型空調機

がある。

床吹き出し型空調機は、空調機の吹出し口が床面にあり、OAフロア内のワイヤリングスペースを空調機用給気流路として兼用した空調機で、ダクト工事が不要である。

また、標準型以外に、コンパクト型空調機、ターミナル型空調機がある。コンパクト型空調機は、建物のデッドスペースや狭い空間に設置できるよう小型化した空気調和機で、低騒音・低振動化が図られている（第8図）。

ターミナル型空気調和機は、空気調和機を天

井内にコンパクトに分散設置できる空調機で、その設置条件に対応するため、薄型で低騒音化が図られている（第9図）。

筆者紹介

朝田 満
 新晃工業(株) 技術本部 研究開発部 副部長
 URL : <https://www.sinko.co.jp/>

第2章 空調機の構成 空調機仕様書の読み方

新晃工業(株) 朝田 満

2-1 空調機の構成

空調機の構成部品とその役割について記述する。

(1) 送風機

空調機用の送風機（ファン）は、空調空気その目的の場所まで搬送するためのもので、必要な風量・静圧によって選定される。

一般に遠心送風機（ファンの軸方向から空気を吸込み、軸に直角方向に空気を送る）に分類される製品である。



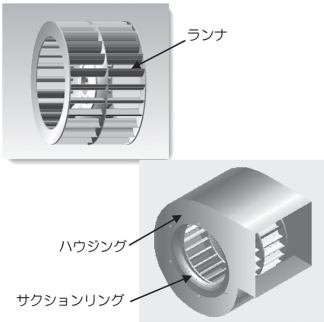
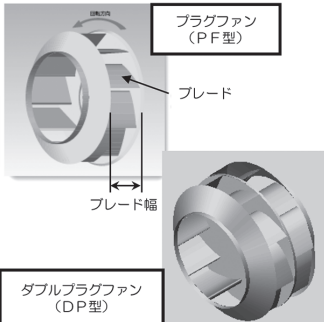
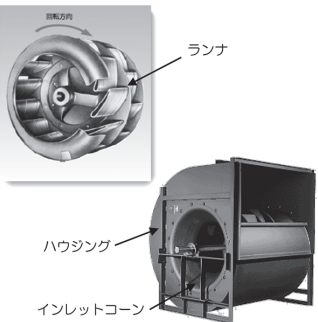
代表的なものに多翼送風機であるシロッコフ

アン・後向き送風機、翼型送風機であるプラグファンがそれに該当する。

第1表に送風機分類を示す。

シロッコファンは、空調機に最も多く採用されている。ファン効率は50%前後であるものの、広い風量範囲となっている。但し、構造上、高速回転に適さない為、高静圧に対応できない場合がある。また、風量が大きくなる程、軸動力も増加する為、電動機選定に注意が必要である。

プラグファンは、後向き（バックワード）翼型送風機に分類され、単板、エアフォイルブレ

項目	シロッコファン	プラグファン	リミットロードファン
風量範囲	~45,000 m³/h	~100,000 m³/h	~100,000m³/h
静圧範囲	~1500 Pa	~2000 Pa	~2500 Pa
ランナ	 多翼型	 後向き翼型	
平均効率	55%	60~75%	70~85%
特徴	風量の増加とともに軸動力が増大する。	大風量 高効率 ブレード幅オーダーメイド対応 → 現場仕様に合わせて設計 軸動力はリミットロード特性	大風量・高静圧 高効率 軸動力はリミットロード特性
イメージ			

第1表 送風機分類

ードを採用し高効率・低騒音化が可能である。

効率はシロッコファンより10～20%アップしており、省エネルギー性に貢献している。

ハウジングを必要としないが、ガイド等を設けることで更なる効率アップを可能とした型式もあり、多用途に対応可能である。

また、任意の風量で動力が最大となるリミットロード特性の為、最大動力に見合った電動機を選定することで過負荷の対応が可能である。

基本的に送風機は、ベルト・プーリを介して電動機により駆動され、プーリサイズの組み合わせで回転数を設定する。電動機軸にファンランナを直結したタイプもあるが、その際はインバータ等にて電動機の回転数自体をコントロールする。

可変風量制御方式に使用する場合などは、ベルト・プーリによる駆動の場合でも、インバータにて回転数制御することがある。

(2) コイル

冷温水を通水する主管と送風空気とを熱交換するプレートフィンで構成され、空気調和機に取り込んだ外気や還気を目的の温度まで熱交換するためのものである。

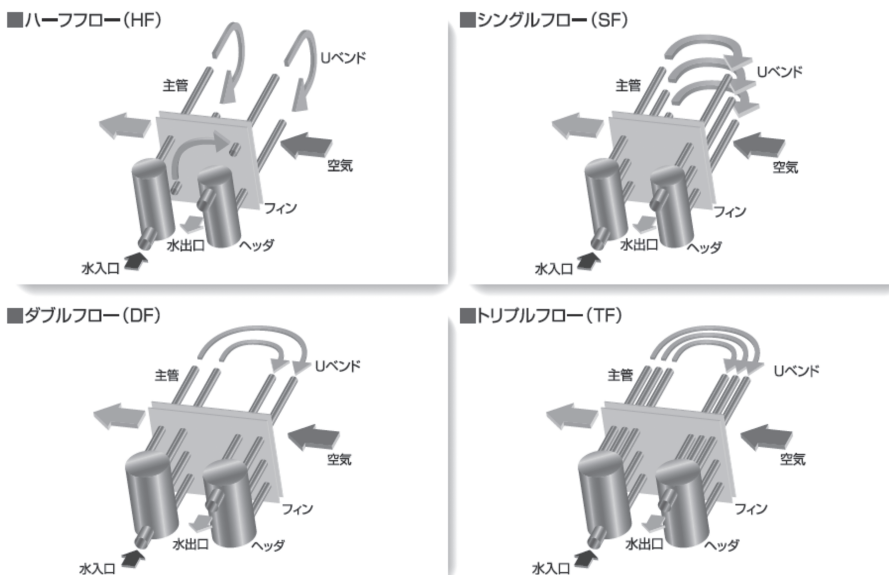
一般的に主管は銅、プレートフィンはアルミ製が使用されている。高い熱貫流率と少ない空気抵抗を実現するため、各メーカーは独自のフィン形状にて、使用用途に応じたフィンピッチと最適な水速を得るためのフローを選択できる。第1図にコイルフローを示す。

第2表にコイルフローによる水速を示す。コイルは、エロージョン・コロージョン（銅管に発生する腐食）防止の為に水速Vcを0.5m/s～2.0m/sに納まる様にフローを選定する。

大温度差対応時は、水量が減少する事により水速が低下し、フローを変更する可能性があるため注意が必要である。例えば、SF（シングル

第2表 コイルフローによる水速

水速範囲	フロー	水速計算式
$V_w \leq 1.01$	HF ハーフフロー	$V_c = 2 \times V_w$
$1.01 < V_w \leq 2.01$	SF シングルフロー	$V_c = V_w$
$2.01 < V_w \leq 4.02$	DF ダブルフロー	$V_c = V_w / 2$
$4.021 < V_w \leq 6.03$	TF トリプルフロー	$V_c = V_w / 3$



第1図 コイルフロー

ルフロー) からHF (ハーフフロー) もしくは、DF (ダブルフロー) からSF (シングルフロー) へ選定する可能性がある。

フィンの材質には、塩害や、窒素化合物 (NOx) 等への耐食性に優れた、銅フィン等が採用されている場合もある。

コイルの目的としては以下のものがある。

(a) 冷却コイル

冷水コイル：主管に冷水を流す
冷却専用コイル

(b) 加熱コイル

温水コイル：主管に温水を流す
加熱専用コイル

蒸気コイル：主管に蒸気を流す
加熱専用コイル

(c) 冷却加熱兼用コイル：冷温水コイル

1台のコイルを時期により冷水・温水を切り替えて使用するコイル

第2図にコイル配列形式代表例を示す。

(3) 加湿器

暖房運転時では空気中の相対湿度が低下 (乾燥) し、喉や鼻がかわき不快になる。また、静電気が発生しやすく、OA機器に悪影響を及ぼす恐れがあるなど、加湿運転は不可欠である。

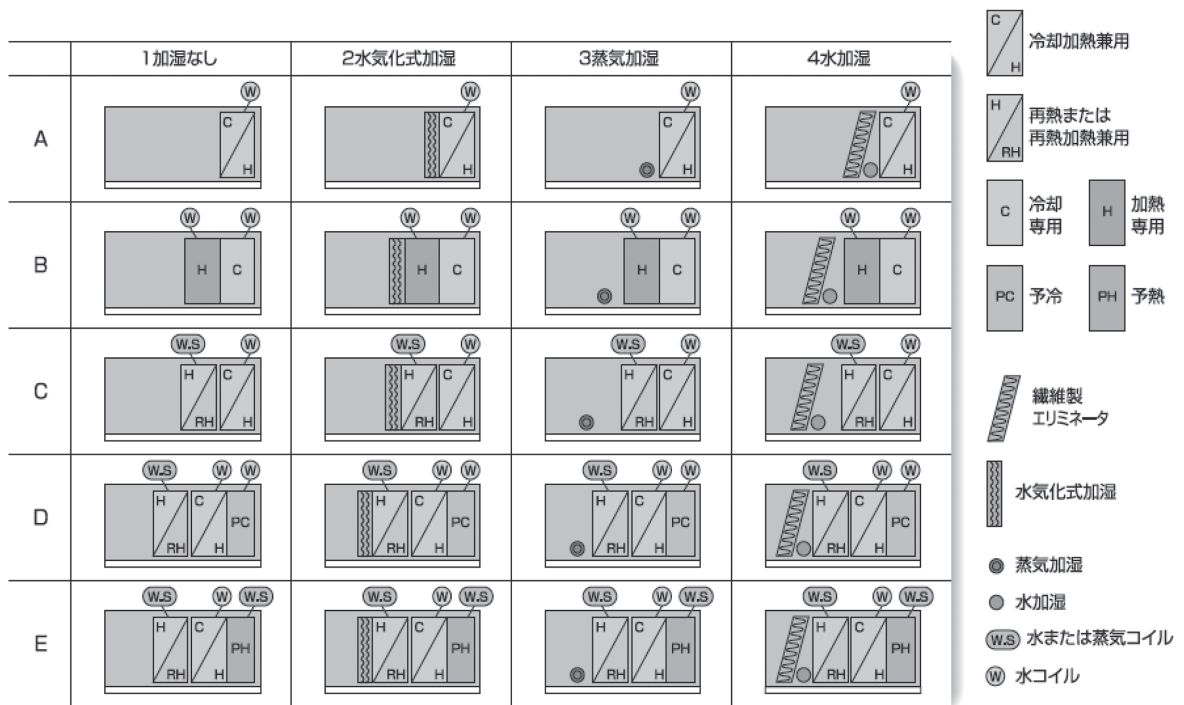
加湿を必要とする場合には、一般的に水気化式加湿器や、水スプレー式加湿器、蒸気加湿器、電熱式加湿器、間接蒸気式加湿器等があり、使用条件、用途、組込まれる空調機の種類により選択する必要がある。

(4) エアフィルタ

フィルタは空調機の最も上流側に配置され、空気を浄化する目的の他に下流側のコイルや加湿器等の機器にほこりが付着・堆積して、機能低下を防ぐ役割も果たしている。

空気調和機用エアフィルタとしては、乾式ユニット型が多く使用されている。

一般的にファンやコイルの風上側に粗塵用プレフィルタと高性能ユニット型のメインフィルタの組み合わせによって使用される場合が多い。



第2図 コイル配列形式代表例

プレフィルタは、パネル型の他に、連続巻き取式のロールフィルタなどが使用される場合もある。

メインフィルタには中性能のセル型不織布フィルタが多用されているが、さらに高性能なフィルタとしてHEPA（ヘパ）フィルタや、ULPA（ウルパ）フィルタと呼ばれるフィルタを使用する場合もある。

海岸近傍の潮風にさらされる環境では、特殊な材の対塩害防止フィルタを使用する。

有害ガスや悪臭除去の目的で、活性炭フィルタなどの特殊なフィルタが使用される場合もある。

(5) ケーシング

ケーシングは各機能部品を納めるためのもので、鋼製やステンレス折り曲げ角材、アルミニウム合金押出型材等で骨組みしたフレームに、鋼板製外板を貼り付けたボックス状ものが一般的である。

コンパクト型空調機の一部には、外板自身の強度アップに伴いフレームレス構造も採用されている。外板表裏面に塗装不要のガルバリウム鋼板を用い硬質ウレタンフォームをサンドイッチ構造にし、搬入時の外力、運転時の機内圧力・振動に耐えられる構造・強度と、断熱性能、遮音性能を有している。この外板は、従来の外板構造（塗装鋼板に表面処理したグラスウール等の断熱材を貼付）より、断熱性能、遮音性能と耐久性が向上している。また、耐食性能向上の為、表面板にステンレスパネルを採用する場合もある。

点検口に関しては、サンドイッチパネルの採用により外板強度が向上し、外板自身が開閉する全面点検扉方式が一般的になりメンテナンス性も向上している。

(6) 全熱交換器

全熱交換器は、ローターの回転により全熱または顕熱を排気から給気に熱回収する蓄熱式熱交換器である。オフィスビル、一般ビル、工場など冷暖房時の外気負荷軽減に、夏冬を通して

省エネルギー効果のある機器である。

一般的にはローターは、アルミ素材を使用する。温水プール、動物飼育室などの腐食性空気を扱う場合は、必要に応じて端面防食処理を行う等の対応が可能である。

また、静止型全熱交換器もある。

(7) ドレンパン

コイル室のケーシングの底面は、冷却や加湿などによるドレンを排水するため、ドレンパンとなっている。ドレンパンはドレン水が滞留しないよう勾配を持ち、ドレン排水管より機外へ排水できるようになっている。

ドレンパンは防水・耐食処理が必要で、材質にステンレスを使用することによって防錆性能を向上させたものが一般的である。

2-2 空調機仕様書の読み方

(1) 記載項目

空調機を選定する際に仕様書に記載されている主項目を以下に示す。

第3図に空調機共通仕様書（サンプル）を示す。

- (a) 風量・機外静圧・送風機・電動機
- (b) コイル仕様、用途
- (c) 冷却能力（全熱量）
- (d) 加熱能力
- (e) 加湿器
- (f) エアフィルタ
- (g) 防振装置
- (h) 外板
- (i) 付属品
- (j) その他

(2) 各項目の解説

(a) 風量・機外静圧・送風機・電動機

- 風量に関しては、一般に給気風量を示し、還気ファン、外気ファン、排気ファンがある場合は、各々の風量を示す。
- 機外静圧は、空調機から外（ダクト、ダンパ、吹出口等）の圧力損失を示す。
- 送風機に関しては、風量、静圧および省エ

<p>【共通仕様】</p> <p>〔外板〕</p> <ul style="list-style-type: none"> ウレタン発泡パネル（発泡密度40kg/m³） 裏面材：t 0.5ガルバリウム鋼板（塗装なし） 厚み：t 30mm <p>〔ドレンパン〕</p> <ul style="list-style-type: none"> t 1.0ステンレス製（SUS304）排水口共 配管接続口：ニップル <p>〔ドレンパン・底板断熱材〕</p> <ul style="list-style-type: none"> コイル室以降のドレンパン・底板裏面には発泡ウレタンフォーム（約t15）吹付とする。 <p>〔送風機〕</p> <ul style="list-style-type: none"> シロココファン（手動式スクロールダンパ付） <p>〔電動機〕</p> <ul style="list-style-type: none"> 全閉外扇型 3φ 200V 50Hz（トッピングナーモータ JISC 4213:2014） インバータ方式 <p>〔コイル〕</p> <table border="1"> <tr> <td>主管</td> <td>銅管（Cu）</td> </tr> <tr> <td>フィン</td> <td>アルミフィン（A1） アクリコート処理 フィン形状 スリット型</td> </tr> <tr> <td>ヘッダー</td> <td>銅管（Cu）</td> </tr> </table> <ul style="list-style-type: none"> 配管接続口 ラップジョイント（JIS10K ナイロンコーティング 絶縁フランジ付 相フランジは含まず） 常用圧力（水コイル） 0.98MPa以下 <p>〔加湿器〕</p> <ul style="list-style-type: none"> 水気化式加湿器（非循環式） 減圧弁 ・ ストレーナ ・ 電磁弁付 1Φ 200V 配管接続口：SUSニップル <p>〔フィルタ〕</p> <ul style="list-style-type: none"> 中性態フィルタ（プレフィルタ付） ※フィルタ圧損（仕様風量に対する静圧損失）は下記値を機内静圧に含んでいます。 メイン：初期圧損値×1.5 プレ：初期圧損 <p>〔防振装置〕</p> <ul style="list-style-type: none"> 防振スプリング 耐震ストッパ付 <p>〔キャンバス〕</p> <ul style="list-style-type: none"> ガラスターボリン（1重） <p>〔付属品〕</p> <ul style="list-style-type: none"> 風量調整器付（インバータ付、商用回路付、ACL・DCL・ノイズフィルタ付） 	主管	銅管（Cu）	フィン	アルミフィン（A1） アクリコート処理 フィン形状 スリット型	ヘッダー	銅管（Cu）	<p>【注意事項】※ 取付施工や運転管理についての内容の為、必ずお読み下さい。</p> <p>〔ファン・モータ 関係〕</p> <p>〔コイル 関係〕</p> <ul style="list-style-type: none"> コイル内の水が凍結しないような処置を講じて下さい。 冬季、氷点下の空気が流入する場合や運転停止中周辺が氷点温度以下になる場所ではコイル内の水が凍結してコイルチューブを破損することがあります。 排水口の密封トップ高さは最小限、送風機の全静圧分として下さい。 また、空調機と機に複数の排水口がある場合は、個別に配管をご施工ください。 集合配管すると機内の圧差により排水が吹き上げるおそれがあります。 コイル配管径は、仕様条件における水量にて算出しています。 Wコイルのエア抜き、ドレーン抜きは配管途中に貴方にてご施工願います。 コイルの内面腐食を防止す為には、供給冷水/温水の水質につきましては、日本冷凍空調工業会(JIRA)の冷凍空調機器用水質ガイドライン(JIRA-GL-02)に準拠して供給願います。 <p>〔加湿器 関係〕</p> <ul style="list-style-type: none"> 水気化式加湿器の場合 給水は市水等の上水とし、給水圧は0.08～0.75MPa、水温5℃～40℃でご設計願います。 又、純水器は使用しないで下さい。 水気化式加湿器より異臭発生未然防止の為、給水量は規定水量を厳守して頂くと共に、試運転及びシーズンインに入る前に、送風機停止の上、手動（強制）給水にて30分以上必ず水洗浄後に本運転して下さい。…併せて取扱説明書を参照願います。 <p>〔フィルタ 関係〕</p> <ul style="list-style-type: none"> フィルタ圧損（仕様風量に対する静圧損失）は下記値を機内静圧に含んでいます。 メイン：初期圧損値×1.5 プレ：初期圧損値 湿気箱の吸込口部の静圧損失は4.9Paとみなし機内静圧に含みます。 （その他の場合はご指示願います。） <p>〔搬入据付け 関係〕</p> <ul style="list-style-type: none"> 空調機据え付けの際、水平レベルの調整を確実にお願い致します。 フォーグリフトでユニットを持ち上げる際や搬送する際は、荷重にならないようにしてください。 荷重での荷役は、ユニットが転倒する恐れがあります。 ダクト接続の際、ダクト自重を直接ユニットに持たせたり、無理な接続の無い様ご注意ください。 アンカーボルトに対し、穴径が大きい場合は、十分な厚みを確保した穴きめのワッシャを用いるなどの施工をお願いいたします。 一部製品に於いて、搬入用フレームが付いている場合があります。 <p>搬入用フレームはラベル等で表示しておりますので、チャンバ接続作業前に取り外して廃棄願います。</p> <p>〔電気 関係〕</p> <ul style="list-style-type: none"> 動力回路（モータ、全熱交換器、ロールフィルタ、電気ヒータ等）は、絶縁抵抗（DC500V、1MΩ以上）の確認を行ってください。 <p>〔その他 関係〕</p> <ul style="list-style-type: none"> ベルトがなじむには数日かかります。約100時間の運転経過後、貴方にてベルトの張りの初期調整をお願いします。
主管	銅管（Cu）						
フィン	アルミフィン（A1） アクリコート処理 フィン形状 スリット型						
ヘッダー	銅管（Cu）						

第3図 空気調和機 共通仕様書（サンプル）

ネ性、騒音等の条件により、送風機選定する為、種類およびサイズを示す。

- 電動機：電源電圧（200V、400V）電源周波数（50/60Hz）、電動機仕様（全閉外扇型、屋外型、防爆型、絶縁強化型等）、インバータ運転等を示す。

(b) コイル仕様、用途

コイル仕様、用途に関しては、コイル種類（水コイル、蒸気コイル）と、各部材（主管、フィン、ヘッダー、配管接続口等）の材質等（銅管、鋼管、アルミフィン、銅フィン、常用圧力）およびフィン形状等の詳細を示す。

コイル用途に関しては、冷暖兼用もしくは冷却、加熱専用コイルを示す。

一般に配管接続口については、異種金属による接触腐食防止の為、絶縁フランジ付としてい

る。

(c) 冷却能力（全熱量）

冷却能力に関しては、仕様空気条件（処理風量、入口空気条件（温湿度）、出口空気条件（温湿度）、入口水温、出口水温もしくは温度差）での冷却能力とその運転条件での水量、圧力損失（水圧）を示す。

(d) 加熱能力

加熱能力に関しては、冷却能力と同様に仕様空気条件での加熱能力と水量、圧力損失（水圧）を示し、蒸気コイルの場合は、水量に代わって蒸気量、蒸気圧力を示す。

(e) 加湿器

加湿器に関しては、使用用途に応じて加湿器種類を示す。

(f) エアフィルタ

エアフィルタに関しては、仕様用途と性能、サイズを示す。

(g) 防振装置

防振装置に関しては、空調機から躯体への振動・騒音の伝播を塞ぐ為、仕様条件によって選定が異なる。選定結果（ユニット全体防振、FMU（ファンモータユニット）部だけの防振、防振無し）と防振材の種類を示す。

(h) 外板

外板に関しては、客先仕様・条件（断熱性能、騒音対策、耐久性等）による外板仕様を示す。

(i) 付属品

付属品に関しては、ユニット組込み部品（制御盤、インバータ盤、電動2方弁、全熱交換器等）を示す。

(j) その他

その他の例として、たわみ継手（キャンバス等）や、現場組み立て式等を示す。

筆者紹介

朝田 満

新晃工業(株) 技術本部 研究開発部 副部長

URL : <https://www.sinko.co.jp/>

第3章 空調機の組込機器の選定

新晃工業(株) 朝田 満

3-1 コイル選定（コイル計算）

仕様条件（風量、入口空気温湿度、入口水温、水温度差等）によるコイル能力は各空調機メーカーのカatalogに記載されているが、通常のコイル計算は以下の要領にて行う。

<仕様条件（例）>

- コイル用途 冷却加熱兼用コイル
- 所要風量 Q_T : 40,000m³/h
- 冷却時コイル入口空気条件
乾球温度 DB_1 : 26.0℃
湿球温度 WB_1 : 18.7℃
- 冷却時コイル出口空気条件
乾球温度 DB_2 : 15.0℃
湿球温度 WB_2 : 14.5℃
- 冷却コイル入口水温 t_{w1} : 7℃
- 冷却コイル出口水温 t_{w2} : 12℃
- 加熱時コイル入口空気条件
乾球温度 DB_1 : 22.0℃
- 加熱時コイル出口空気条件
乾球温度 DB_2 : 35.0℃
- 温水コイル入口水温 t_{w1} : 50℃
- 温水コイル出口水温 t_{w2} : 45℃

コイル選定・計算に当たり、先ず空調機サイズ（ユニットサイズ）を選定する必要がある。

ユニットサイズは風量を基準として選択し、通常コイル正面風速2~3m/s程度の範囲で選定されている場合が多い。

コイル正面風速が早いほどユニットサイズは小さくできるが、3m/sを越える風速を選択した場合は、コイル結露水の飛散の恐れがあり、

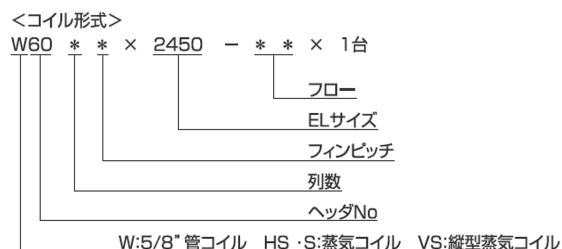
飛散防止用のエリミネータの取り付けが必要となる。蒸気コイルの場合は、3m/s以上で選択されている。

第1表にユニットサイズに対するコイルサイズ一覧表を示す（新晃工業）。

ユニットサイズの決定により、基本的なコイルの段数（高さ方向の主管本数）、エレメント長さ（横方向）が決まり、冷却能力・加熱能力によりコイル列数が決定する。

所要風量 Q_T が40,000m³/hの場合、ユニットサイズは#40、冷温水コイルサイズは“W60×2,450×1”を選定する。

“W60”は、ヘッドサイズでコイル有効高さを示す。“2,450”はEL寸法と呼び、コイル幅寸法を示す（第1図）。



第1図 コイル形式

(1) 冷却コイル計算

(a) 冷却負荷 q_t , q_s [kW] の算出

$$q_t = Q_T \times \rho_a \times (i_{a1} - i_{a2}) / 3,600$$

$$q_s = Q_T \times \rho_a \times C_P \times (DB_1 - DB_2) / 3,600$$

第1表 ユニットサイズに対するコイルサイズ一覧表

最大風量、コイルサイズ

ユニット サイズ	風量 (m³/h)	冷却加熱兼用コイル(W型)		蒸気コイル(HS型)		蒸気コイル(VS型)	
		正面面積 (m²)	コイルサイズ	正面面積 (m²)	コイルサイズ	正面面積 (m²)	コイルサイズ
3	2,950	0.274	W21×515	0.221	HS18×485	0.205	VS27×300
4	4,000	0.372	W21×700	0.306	HS18×670	0.292	VS36×320
5	5,680	0.532	W30×700	0.458	HS27×670	0.395	VS39×400
6	6,560	0.610	W33×730	0.532	HS30×700	0.484	VS39×490
7	7,380	0.684	W36×750	0.602	HS33×720	0.524	VS39×530
8	8,000	0.748	W36×820	0.660	HS33×790	0.563	VS39×570
9	9,430	0.876	W36×960	0.777	HS33×930	0.660	VS42×620
10	10,800	1.01	W39×1020	0.903	HS36×990	0.755	VS42×710
11	11,750	1.10	W42×1030	0.988	HS39×1000	0.827	VS24×680×2
12	12,400	1.15	W45×1010	1.04	HS42×980	0.876	VS24×720×2
13	13,500	1.25	W48×1030	1.06	HS42×1000	0.948	VS24×780×2
14	14,650	1.36	W48×1120	1.16	HS42×1090	1.02	VS24×840×2
15	15,950	1.48	W48×1220	1.27	HS42×1190	1.12	VS27×820×2
17	18,100	1.68	W48×1380	1.44	HS42×1350	1.28	VS30×840×2
20	20,100	1.87	W48×1540	1.61	HS42×1510	1.40	VS39×840×2
21	22,350	2.08	W48×1710	1.79	HS42×1680	1.57	VS36×860×2
22	24,100	2.24	W48×1840	1.93	HS42×1810	1.70	VS39×860×2
25	27,200	2.52	W51×1950	2.04	HS42×1920	1.90	VS39×960×2
27	28,100	2.61	W51×2020	2.12	HS21×1990×2	1.98	VS39×1000×2
30	31,100	2.89	W57×2000	2.40	HS24×1970×2	2.17	VS39×1100×2
32	33,800	3.13	W60×2060	2.47	HS24×2030×2	2.37	VS39×1200×2
35	36,800	3.42	W60×2250	2.70	HS24×2220×2	2.60	VS30×1140×3
40	40,200	3.72	W60×2450	2.94	HS24×2420×2	2.81	VS33×1120×3
45	47,300	4.39	W60×2890	3.33	HS24×2740×2	3.34	VS36×1220×3
50	52,450	4.87	W33×2910×2	4.20	HS30×2760×2	3.68	VS39×1240×3
55	57,750	5.36	W36×2940×2	4.67	HS33×2790×2	4.03	VS39×1360×3
60	63,050	5.85	W39×2960×2	5.13	HS36×2810×2	4.42	VS39×1490×3
65	68,250	6.32	W39×3200×2	5.56	HS36×3050×2	4.76	VS42×1490×3
70	73,500	6.82	W39×3450×2	6.02	HS36×3300×2	4.88	VS33×730×8
75	78,800	7.30	W42×3430×2	6.48	HS39×3280×2	5.25	VS36×720×8
80	84,000	7.79	W42×3660×2			5.61	VS39×710×8
90	94,500	8.76	W45×3840×2			6.64	VS39×840×8
100	105,000	9.73	W48×4000×2			7.35	VS39×930×8

Pa : 空気の密度 [標準状態1.2kg/m³]

q_t : 冷却負荷・全熱量 [kW]

q_s : 冷却負荷・顕熱量 [kW]

Q_T : 所要風量 [m³/h]

C_P : 空気の定圧比熱 (1.0[kJ/(kg・K)])

i_{a1} : 入口空気エンタルピ [kJ/kg(DA)]

i_{a2} : 出口空気エンタルピ [kJ/kg(DA)]

DB₁ : 冷房時入口空気乾球温度 [°C]

DB₂ : 冷房時出口空気乾球温度 [°C]

$$\begin{aligned}
 q_t &= Q_T \times \rho_a \times (i_{a1} - i_{a2}) / 3,600 \\
 &= 40,000 \times 1.2 \times (52.7 - 40.5) / 3,600 \\
 &= 162.7 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 q_s &= Q_T \times \rho_a \times C_P \times (DB_1 - DB_2) / 3,600 \\
 &= 40,000 \times 1.2 \times 1 \times (26.0 - 15.0) / 3,600 \\
 &= 146.7 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

(b) コイル正面風速 U_f [m/s] の算出

$$U_f = \frac{Q_T}{3,600 \times A_f}$$

U_f : コイル正面風速 [m/s]

A_f : コイル正面面積 [m²]

Q_T : 所要風量 [m³/h]

コイルサイズ : W60×2,450から、コイル正面面積A_fは、3.72m²、所要風量Q_Tは、40,000m³/h、コイル正面風速U_fは、

$$\begin{aligned}
 U_f &= 40,000 / (3.72 \times 3,600) \\
 &= 2.99 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

(c) コイルを通過する水量 W [L/min]
 および 水速 V_w [m/s] の算出

$$W = 60 \times q_t / (4.186 \times WTR)$$

$$V_w = \frac{W}{A \times n}$$

- W : コイルを通過する水量 [L/min]
- V_w : コイルを通過する仮の水速 [m/s]
- V_c : コイルを通過する水速 [m/s]
- q_t : 冷却負荷 [kW]
- WTR: 水温差 [°C]
- A : 管肉厚に関する定数 (第2表)
- n : 1列当たりの主管本数

$$\begin{aligned} W &= 60 \times 162.7 / (4.186 \times 5) \\ &= 467 \text{ L/min} \\ V_w &= 467 / (10.8 \times 40) \\ &= 1.08 \text{ m/s} \end{aligned}$$

第2表 管肉厚に関する定数

管肉厚	0.45mm	0.6mm	0.8mm	1.2mm
A	10.8	10.2	9.7	8.6

コイル水速 V_w より、フローを第3表より決定する。

フローについては管内の熱伝達率が大きくか

第3表 コイルフローと水速 (冷却時)

水速範囲	フロー	水速計算式
$V_w \leq 1.01$	HF ハーフフロー	$V_c = 2 \times V_w$
$1.01 < V_w \leq 2.01$	SF シングルフロー	$V_c = V_w$
$2.01 < V_w \leq 4.02$	DF ダブルフロー	$V_c = V_w / 2$
$4.021 < V_w \leq 6.03$	TF トリプルフロー	$V_c = V_w / 3$

$$\begin{aligned} V_c &= V_w \\ &= 1.08 \text{ m/s} \end{aligned}$$

V_c : コイルを通過する水速 [m/s]

つ水圧損失が低く、エロージョン・コロージョンがおこらない水速範囲とする必要がある。
 フローは、SF (シングルフロー) に決定する。

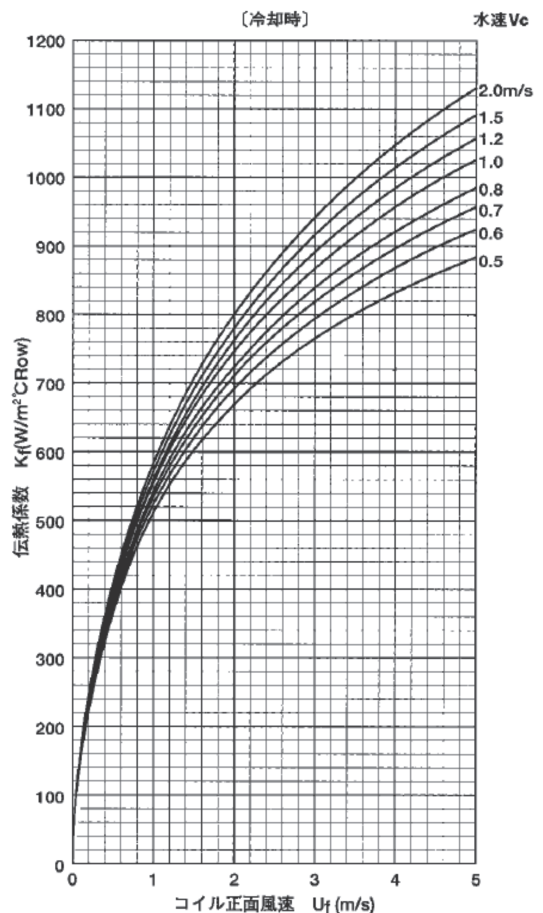
(d) 伝熱係数 K_f [$W/(m^2 \cdot ^\circ C \cdot Row)$] の算出
 フィン型式による伝熱係数 K_f の表により、コイル正面風速 U_f および水速 V_c に対するの伝熱係数 K_f を求める。

第2図に7フィン型の伝熱係数 K_f を示す。
 第3図に10フィン型の伝熱係数 K_f を示す。
 7フィンの場合、第2図より、

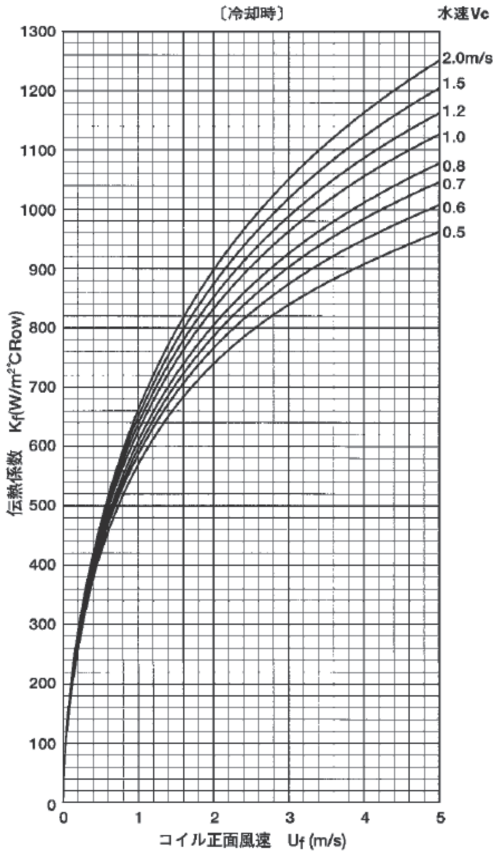
$$U_f = 2.99 \text{ m/s}, V_c = 1.08 \text{ m/s}$$

のときの K_f を読み取る。

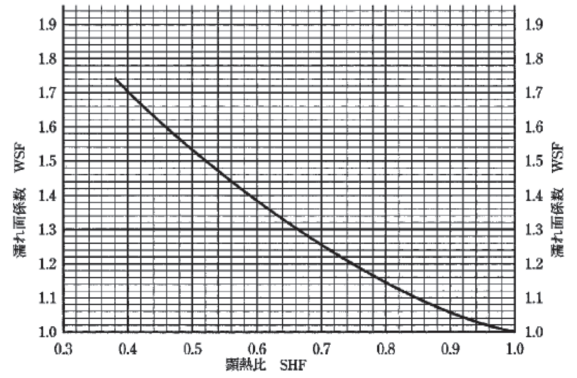
$$K_f = 879 W / (m^2 \cdot ^\circ C \cdot Row)$$



第2図 7フィン型伝熱係数 K_f



第3図 10フィン型伝熱係数 Kf



$$SHF = \frac{q_s}{q_t} = \frac{(DB_1 - DB_2)}{i_{s1} - i_{s2}}$$

注) SHF ≤ 0.38 の場合は SHF = 0.38 として計算して下さい。

第4図 濡れ面係数 (WSF)

(e) コイル列数の算出

$$Row = \frac{1,000 \times q_t}{Kf \times \Delta t_{lm} \times Af \times WSF}$$

Row : コイル列数

qt : 冷却負荷 [kW]

Kf : 伝熱係数 [W/(m²·°C·Row)]

Af : コイル正面面積 [m²]

WSF : 濡れ面係数

第4図に濡れ面係数を示す。

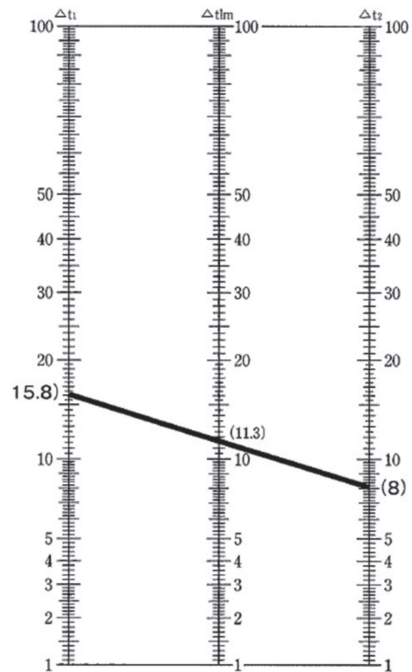
(WSF = 1.04 × SHF² - 2.63 × SHF + 2.59)

SHFが0.38以下の場合、SHF = 0.38として算出する。

SHF : 顕熱比 qs/qt (但し SHF ≥ 0.38)

Δtlm : 対数平均温度差 [°C]

第5図に対数平均温度差を示す。



第5図 対数平均温度差

$$\Delta t_{lm} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{2.3 \times \log_{10} \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$\Delta t_1 = |DB_1 - t_{w2}|$$

$$\Delta t_2 = |DB_2 - t_{w1}|$$

• 顕熱比 SHFの算出

$$\begin{aligned} \text{SHF} &= q_s/q_t \\ &= 146.7/162.7 \\ &= 0.902 \end{aligned}$$

• 濡れ面係数WSFの算出

第4図より、顕熱比SHF = 0.902のときのWSFを読み取る。

$$\begin{aligned} \text{WSF} &= 1.07 \\ (\text{WSF} &= 1.04 \times 0.902^2 - 2.63 \times 0.902 + 2.59 \\ &= 1.07) \end{aligned}$$

• 対数平均温度差 Δt_{lm} の算出

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= DB_1 - t_{w2} = 26 - 12 = 14 \\ \Delta t_2 &= DB_2 - t_{w1} = 15 - 7 = 8 \\ \Delta t_{lm} &= (14.0 - 8.0) / (2.3 \times \log_{10}(14.0/8.0)) \\ &= 10.7 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Row} &= 1,000 \times q_t / K_f \times \Delta t_{lm} \times A_f \times \text{WSF} \\ &= 1,000 \times 162.7 / (879 \times 10.7 \times 3.72 \times 1.07) \\ &= 4.37 \text{ (冷却コイル必要列数)} \end{aligned}$$

(2) 加熱コイル計算

加熱コイルには温水コイルと蒸気コイルがある。温水コイルで冷温水兼用コイルの場合は、冷房時と暖房時でそれぞれ列数を算出し、大きい方の列数を採用する。

(a) 加熱負荷 q_H [kW] の算出

$$q_H = Q_T \times \rho_a \times C_p \times (DB_2 - DB_1) / 3,600$$

q_H : 加熱負荷 [kW]
 Q_T : 所要風量 [m^3/h]
 C_p : 空気の定圧比熱 (1.0 [kJ/(kg·°C)])
 ρ_a : 空気の密度 (標準状態1.20 [kg/ m^3])
 DB_1 : 暖房時入口空気乾球温度 [°C]
 DB_2 : 暖房時出口空気乾球温度 [°C]

$$\begin{aligned} q_H &= Q_T \times \rho_a \times C_p \times (DB_2 - DB_1) / 3,600 \\ &= 40,000 \times 1.2 \times 1 \times (35.0 - 22.0) / 3,600 \\ &= 173.3 \text{ kW} \end{aligned}$$

(b) コイル正面風速 U_f [m/s] の算出

冷却コイルと同様の計算式にて算出する。

(c) コイルを通過する水量 W [L/min]

および水速 v_w [m/s] の算出

冷却コイルと同様の計算式にて算出する。

$$W = 60 \times q_H / (4.186 \times \text{WTR})$$

$$V_n = \frac{W}{A \times n}$$

W : コイルを通過する水量 [L/min]

V_w : コイルを通過する仮の水速 [m/s]

V_n : コイルを通過する水速 [m/s]

q_H : 加熱負荷 [kW]

WTR : 水温差 [°C]

A : 管肉厚に関する定数 (第2表)

n : 1列当たりの主管本数

$$W = 60 \times 173.3 / (4.186 \times 5)$$

$$= 497 \text{ L/min}$$

$$V_w = 497 / (10.8 \times 40)$$

$$= 1.15 \text{ m/s}$$

コイル水速 V_n より、フローを第4表より決定する。

フローはSF (シングルフロー) に決定する。

第4表 コイルフローと水速 (加熱時)

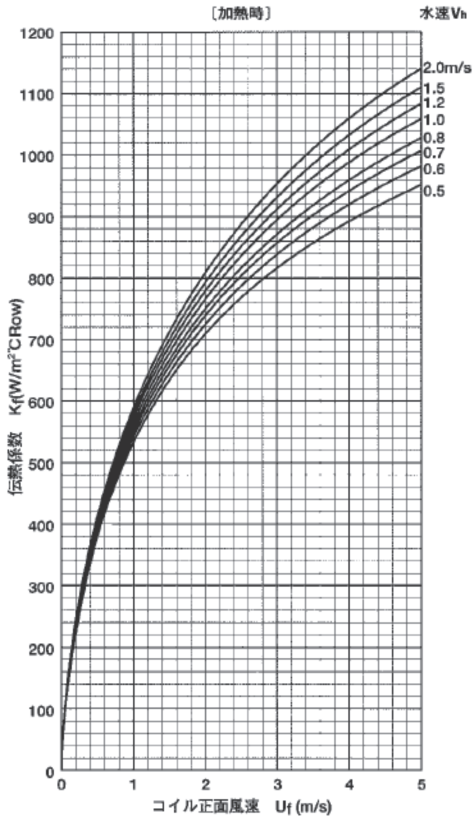
水速範囲	フロー	水速計算式
$V_w \leq 1.01$	HF ハーフフロー	$V_h = 2 \times V_w$
$1.01 < V_w \leq 2.01$	SF シングルフロー	$V_h = V_w$
$2.01 < V_w \leq 4.02$	DF ダブルフロー	$V_h = V_w / 2$
$4.021 < V_w \leq 6.03$	TF トリプルフロー	$V_h = V_w / 3$

$$\begin{aligned} V_h &= V_w \\ &= 1.08 \text{ m/s} \end{aligned}$$

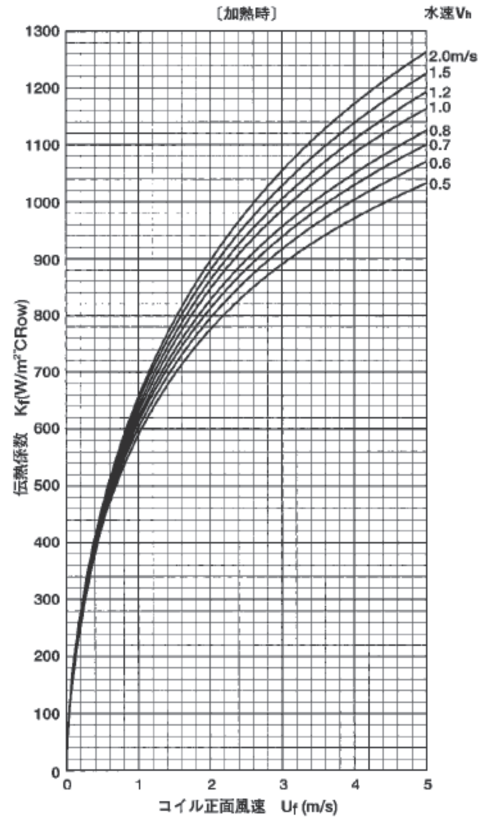
V_h : コイルを通過する水速 [m/s]

(d) 伝熱係数 K_f [$W/(m^2 \cdot ^\circ C \cdot \text{Row})$] の算出

フィン型式による伝熱係数 K_f の図により、



第6図 7フィン型伝熱係数 Kf



第7図 10フィン型伝熱係数 Kf

コイル正面風速 U_f および水速 V_w に対しての伝熱係数 K_f を求める。

第6図に7フィン型の伝熱係数 K_f を示す。
第7図に10フィン型の伝熱係数 K_f を示す。

7フィンの場合、第6図より、
 $U_f = 2.99\text{m/s}$ 、 $V_w = 1.11\text{m/s}$
のときの、 K_f を読み取る。

$$K_f = 906\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C} \cdot \text{Row})$$

(e) コイル列数の算出

$$\text{Row} = \frac{1,000 \times q_H}{K_f \times \Delta t_{lm} \times A_f}$$

Row : コイル列数

q_H : 加熱負荷 [kW]

K_f : 伝熱係数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C} \cdot \text{Row})$]

A_f : コイル正面面積 [m^2]

Δt_{lm} : 対数平均温度差 [$^{\circ}\text{C}$]

$$\Delta t_{lm} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{2.3 \times \log_{10} \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$\Delta t_1 = |t_{w2} - \text{DB}_1|$$

$$\Delta t_2 = |t_{w1} - \text{DB}_2|$$

• 濡れ面係数

加熱の場合は $\text{WSF} = 1$ となる。

• 対数平均温度差 Δt_{lm} の算出

$$\Delta t_1 = t_{w2} - \text{DB}_1 = 45 - 22 = 23$$

$$\Delta t_2 = t_{w1} - \text{DB}_2 = 50 - 35 = 15$$

$$\Delta t_{lm} = (23.0 - 15.0) / (2.3 \times \log_{10}(23.0/15.0)) = 18.7$$

$$\text{Row} = 1,000 \times q_H / K_f \times \Delta t_{lm} \times A_f \times \text{WSF}$$

$$= 1,000 \times 173.3 / (906 \times 18.7 \times 3.72 \times 1.0)$$

$$= 2.75 \text{ (加熱コイル必要列数)}$$

(f) コイル列数決定

もとめたコイル必要列数に安全率を掛けて第5表よりコイル決定列数を求める。

冷却コイル必要列数

$$\text{RowC} = 4.37 \times 1.05 \text{ (安全率)}$$

$$= 4.59$$

フローはSF (シングルフロー)

加熱コイル必要列数

$$\text{Rowh} = 2.75 \times 1.05 \text{ (安全率)}$$

$$= 2.89$$

フローはSF (シングルフロー)

第5表 コイルフローによる決定列数

計算列数 (安全率5%含む)	決定列数			
	HF	SF	DF	TF
~0.99	1	2	2	3
1.01~2.00	2			
2.01~3.00	3	4	4	6
3.01~4.00	4			
4.01~5.00	5	6	6	9
5.01~6.00	6			
6.01~7.00	7	8	8	12
7.01~8.00	8			
8.01~9.00	9	10	10	12
9.01~10.00	10			
10.01~11.00	11	12	12	12
11.01~12.00	12			

冷却加熱兼用コイルの場合は、各々の計算結果から列数とフローを以下の条件に従って決定する。

- ① 冷却側と加熱側の計算結果のフローが同一で、計算列数が異なる場合は、大きい列数にて決定する。
- ② 冷却側と加熱側の計算結果のフローが異なる場合は、小フロー側を大フロー側に合

わせて計算する。

(例えば、HFからSFへ変更)

(c)の水速 V_w から再計算する。

今回の場合は、冷却時と加熱時のフローはSF (シングルフロー) で同一であることから、計算列数4.61列のSFでの決定列数は6列となる。

よって、コイルサイズは以下となる。

$$W60 \ 67 \times 2,450 - \text{SF} \times 1 \text{台}$$

(g) コイル空気側圧力損失 ΔPa [Pa]

コイルの空気側圧力損失はフィン形状、コイル列数、コイル正面風速と濡れ面状態の指標となるSHF (顕熱比) から算出する。

• 顕熱計算時

$$\text{SPD} = \text{Row} \times A_1 \times Uf^{n1}$$

SPD : 乾面圧力損失 [Pa]

Row : 決定列数

Uf : コイル正面風速 [m/s]

A_1 : メーカーによる圧力係数

n_1 : メーカーによる圧力係数

• 濡れ面計算時

$$\text{SPD1} = \text{Row} \times A_1 \times Uf^{n1}$$

$$\text{SPW1} = \text{Row} \times A_2 \times Uf^{n2}$$

$$\text{SPW} = (\text{SPW1} + (\text{SPD1} - \text{SPW1}) \times (\text{SHF} - 0.38) / 0.62)$$

SPW : 濡面圧力損失 [Pa]

SPD1 : 乾面圧力損失1 [Pa]

SPW1 : 濡面圧力損失1 [Pa]

Row : 決定列数

Uf : コイル正面風速 [m/s]

A_2 : メーカーによる圧力係数

n_2 : メーカーによる圧力係数

SHF : 顕熱比 q_s/q_t (但しSHF ≥ 0.38)

ここでは、SPW = 160Paとなる。

(h) コイル水側圧力損失 ΔPw [kPa]

$$\Delta Pw = 1.196 \times V_w^{1.73} \times L$$

ΔPw : コイル水側圧力損失 [kPa]

V_w : 水速 [m/s] = 1.15

L : 直管相当長さ [m]

$$L = \frac{EL \times Row}{KS \times 1,000} + KH \times \left(\frac{Row}{KS} + 1 \right)$$

Row : コイル列数 = 6

KS : HF = 0.5 SF = 1 DF = 2 TF = 3

KH : TH型 (Uベント式) = 0.11

$$L = ((2,450 \times 6) / (1 \times 1,000)) + 0.11 \times (6/1+1) = 15.47$$

$$\Delta P_w = 1.196 \times 1.15^{1.73} \times 15.47 = 23.56 [\text{kPa}]$$

(i) コイル逆計算

決定した列数でコイル計算 (コイル逆計算) を実施すると、列数が多い分能力が過剰となる。

実質、風量 Q_T 、水量 W が同一ならば、能力 q_t が大きくなり、コイル出口空気温度が低くなる。

再度、決定列数にて能力指定 (出口空気温度指定) で計算すると、水量を低く変化させることで対応が可能である。

第6表に冷却コイル列数計算とコイル逆計算結果の一例を示す (色付き部が変化した箇所)。

ここで、①はコイル列数計算結果を示す。

②~④は、コイル列数計算条件下の決定列数での結果を示す (コイル逆計算)。

②は、水量を固定した場合を示し、出口空気

温度 DB_2 の 1.1°C の低下と全熱量 q_t の24.6%アップとなる。

③は、水側温度差 $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ に固定した場合を示し、②と同様な状態で出口空気温度 DB_2 の 1.7°C の低下、水量 W が $639\text{L}/\text{min}$ 必要となり、全熱量 q_t は36.4%アップとなる。

②と③の様な運転時、コイル出口温度 DB_2 が低下することにより、結露の発生の要因となる可能性がある。

④は、全熱量 q_t 、出口空気温度 DB_2 固定状態で、水量 W を可変した時の値を示す。

一般に、吹出し空気温度制御し、空調機給気ダクト内の温度にてダクト内のVAV開度及び冷温水バルブの開度制御により、風量もしくは水量または、その両方を制御することで能力を調整している。

第7表に加熱コイル列数計算とコイル逆計算結果の一例を示す (色付き部が変化した箇所)。

ここで、①はコイル列数計算結果を示す。

②~④は、コイル列数計算条件下の決定列数での結果を示す (コイル逆計算)。

②は、水量を固定した場合を示し、出口空気温度 DB_2 の 6.5°C 上昇と能力 q_t の50.8%アップとなる。

③は、水側温度差 $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ に固定した場合を示し、出口空気温度 DB_2 の 7.6°C 上昇、水量 W が $789\text{L}/\text{min}$ となり、能力 q_t の58.8%アップとなる。

第6表 コイル列数計算とコイル逆計算結果例 (冷却時)

	空気側条件				水側条件				列数 Row	フロー	全熱量 q_t [kW]	伝熱係数 Kf	平均対数温度差 Δt_{lm} [$^\circ\text{C}$]	濡れ面係数 WSF	
	風量 Q_T [m^3/h]	入口温度 [$^\circ\text{C}$]		出口温度 [$^\circ\text{C}$]		入口水温 [$^\circ\text{C}$] TW_1	出口水温 [$^\circ\text{C}$] TW_2	水量 [L/min] W							水速 [m/s] V_c
		乾球温度 DB_1	湿球温度 WB_1	乾球温度 DB_2	湿球温度 WB_2										
①	40,000	26.0	18.7	15.0	14.5	7.0	12.0	467	1.08	6 (4.37)	SF	163.32	879	10.7	1.07
②	40,000			13.9	13.4		13.2	467	1.08			203.46	879	9.5	1.16
③	40,000			13.3	12.8		12.0	639	1.48			222.72	914	9.6	1.19
④	40,000			15.0	14.5		15.9	264	0.61			163.32	799	9.0	1.07

① 列数 6 : 決定列数 (4.37) : 計算列数

第7表 コイル列数計算とコイル逆計算結果例（加熱時）

	空気側 条件				水側 条件				列数 Row	フロー	全熱量 [kW] q _t	伝熱 係数 Kf	平均 対数 温度差 [°C] Δt _{lm}	濡れ 面係数 WSF	
	風量 Q _T [m ³ /h]	入口温度 [°C]		出口温度 [°C]		入口 水温 [°C] TW ₁	出口 水温 [°C] TW ₂	水量 [L/min] W							水速 [m/s] V _n
		乾球 温度 DB ₁	湿球 温度 WB ₁	乾球 温度 DB ₂	湿球 温度 WB ₂										
①	40,000	22.0	-	35.0	-	50.0	45.0	497	1.15	6 (2.75)	SF	173.33	906	18.7	1.00
②	40,000			41.5	-		42.5	497	1.15	6		261.33	905	13.6	1.00
③	40,000			42.6	-		45.0	789	1.83			275.19	943	13.7	1.00
④	40,000			35.0	-		30.0	124	0.29			173.45	734	11.1	1.00

① 列数 6：決定列数 (2.75)：計算列数

②、③の様な運転時、コイル出口温度DB₂が上昇することにより、コイル下流側の組込部品の耐熱温度等を注意する必要がある。

④は、能力q_t、出口空気温度DB₂固定した場合で、水量Wを可変した時の値を示す。

x₂：加湿後の絶対湿度 x₂ = 0.0123
(乾球温度 28.6°C、湿球温度 20.9°C)

SG = 40,000 × 1.2 × (0.0123 - 0.0099)
= 115.2kg

3-2 加湿器の選定

加湿器の種類については、水気化方式・水噴霧方式・蒸気方式に大別できる。

また、赤外線・電熱式あるいは低温加湿に対応した製品等、多種多様であり、使用条件や用途によって適正に選択する必要がある。

第8表に加湿器の種類と特性を示す。

加湿器は入口空気条件に対する加湿量と、使用用途に合った形式から選定する。

$$SG = Q_T \times \rho_a \times (x_2 - x_1)$$

SG：加湿量 [kg/h]

Q_T：所要風量 [m³/h]

ρ_a：空気の密度 (標準状態1.20 [kg/m³])

x₂：加湿後の絶対湿度 [kg/kg(DA)]

x₁：加湿前の絶対湿度 [kg/kg(DA)]

例えば、以下に示す条件での必要加湿量は次の通りである。

加湿器種類：水気化式加湿器

Q_T：所要風量 [m³/h] = 40,000m³/h

ρ_a：空気の密度 (標準状態1.20 [kg/m³])

x₁：加湿前の絶対湿度 x₁ = 0.0099

(乾球温度 35.0°C、湿球温度 21.0°C)

加湿器種類が、水気化式加湿器を選定した場合は、入口空気条件と同一エンタルピー上に移動し、蒸気加湿器の場合、入口空気乾球温度上に移動する。

加湿効率 [%] とは、空気中に噴霧される水量もしくは蒸気量の内、どれだけの量が空気に付加されたかを表す。

例えば、気化式加湿器の場合、水を含んだ加湿器 (エレメント) と接触した空気により気化蒸発する水分は全て空気に付加する為、加湿効率は100%となる。

水噴霧方式は、空気中に蒸発しきれずに水滴化による落下やエリミネータで捕捉され加湿効率は低下する。

給水有効利用率 [%] とは、加湿器への給水量に対する加湿量の比率を表す。

水有効利用率 = 加湿量 / 加湿器への給水量

例えば、水気化式加湿器の場合、加湿エレメント洗浄する為に、必要加湿量の水量以上を給水する比率を表し、その量により給水有効利用率が変化する。

第8表 主な加湿器種類と加湿特性

加湿方式	水気化式	2重管式蒸気式	TY型蒸気加湿管	電熱式	間接蒸気式	高圧水スプレー式
構造略図						
加湿性状	高湿度空気	乾燥蒸気/飽和蒸気	乾燥蒸気/飽和蒸気	飽和蒸気	飽和蒸気	水微粒子
空気線図状の変化 (線図上の動き)						
加湿効率 (%)	100	100	100	100	100	25~50
給水有効利用率 (%)	30~70	(蒸気供給)	(蒸気供給)	75~95	75~90	25~50
制御特性	ON-OFF	可(自己調整)	可	可	可	可
	比例制御	不可	可	可	可	不可
	応答性	ふつう	よい	よい	よい	よい
給水水质 供給蒸気質	水道水同等	清浄蒸気	清浄蒸気	純水・軟水	軟水・水道水同等 (純水は特注仕様)	水道水同等
加湿の清浄度	よい	供給蒸気による	供給蒸気による	よい	よい	よい
蒸発吸収距離	不要	使用条件による	従来の噴霧機方式に 比較して大幅に短縮	使用条件による	使用条件による	必要 (エリミネータ要)
交換部品	※加湿モジュール (汚れによる)	なし	ノズル	シーズヒータ (約25,000時間)	加熱コイル (約6,000時間)	ポンプ部品
消費電力(W/kg) (加湿量1kg当り)	低消費電力	0	0	約750 (3φ) 200V(400V)	低消費電力	20以下 (3φ) 200V(400V)

飽和効率とは、加湿による空気が、飽和空気(相対湿度100%)に至るまでにどこまで加湿ができるかを表す目安を示す。

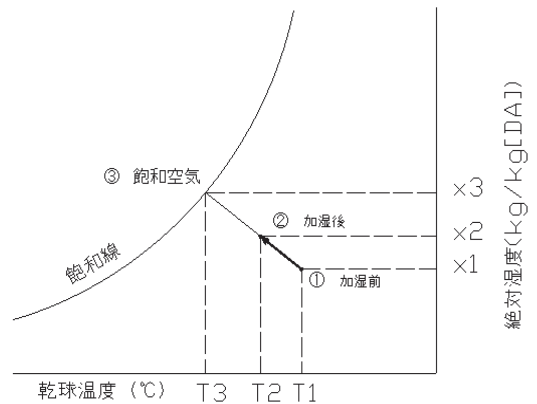
- 水気化式加湿器、水噴霧式加湿器の場合 (第8図)

$$\begin{aligned} \text{飽和効率}[\%] &= (T1 - T2) / (T1 - T3) \times 100 \\ &= (x2 - x1) / (x3 - x1) \times 100 \end{aligned}$$

T1：加湿前乾球温度 [°C]

T2：加湿後乾球温度 [°C]

T3：加湿前と同一湿球温度、相対湿度100%時の乾球温度 [°C]

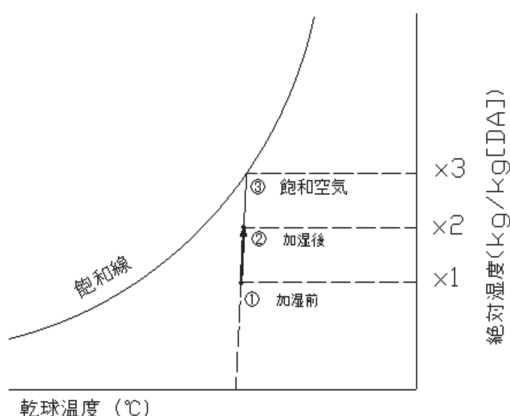


第8図 加湿状態変化
(水気化式加湿器・水噴霧式加湿器の場合)

- x1 : 加湿前絶対湿度 [kg/kg(DA)]
- x2 : 加湿後絶対湿度 [kg/kg(DA)]
- x3 : 飽和空気絶対湿度 [kg/kg(DA)]
- 蒸気加湿器の場合 (第9図)

飽和効率[%] = $(x2 - x1) / (x3 - x1) \times 100$

- x1 : 加湿前絶対湿度 [kg/kg(DA)]
- x2 : 加湿後絶対湿度 [kg/kg(DA)]
- x3 : 飽和空気絶対湿度 [kg/kg(DA)]



第9図 加湿状態変化 (蒸気加湿器の場合)

3-3 エアフィルタの選定

エアフィルタは、空気の清浄化およびエアフィルタ下流にあるコイルや加湿器等の機器にはこりの付着・堆積による機能低下防止のために設置する。

目的や用途・効率に応じたフィルタを選定す

る必要がある。第10図にエアフィルタの種類を示す。

フィルタ効率に関して、一般に効率を表す方式は・質量法、・比色法、・計数法がある。各方式、エアフィルタ種類等を第11図に示す。

エアフィルタ選定する際には、使用している間に粉塵がろ材に堆積して圧力損失が大きくなる為、フィルタメーカーは初期圧力損失と最終圧力損失を提示している。

これは、送風機選定時に必要であり、圧力損失が増加しても、所要風量を確保する為には注意が必要である。

3-4 送風機の選定

送風機を選定するにあたり、空調機機内の各組込み部品の圧力損失と機外静圧の合計に、ケーシングロスによる補正を加える必要がある。

TSP = 機外静圧 + Pac + Paf + Pah + Pca

TSP : 送風機所要静圧 [Pa] = 全静圧

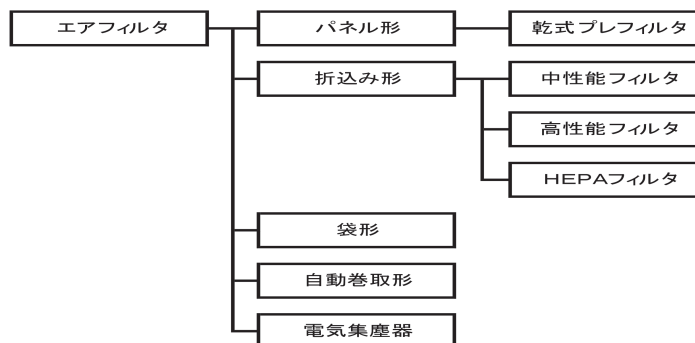
Pac : コイル圧力損失 [Pa]

Paf : エアフィルタ圧力損失 [Pa]

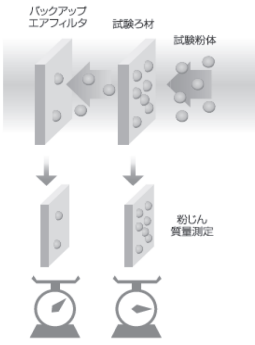
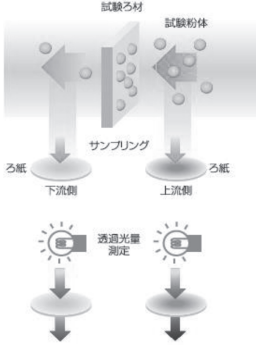
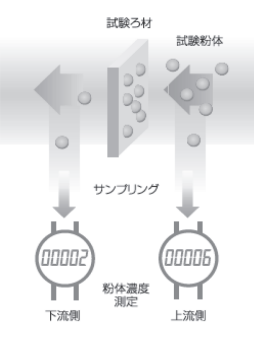
Pah : 加湿器 (エリミネータを含む) 圧力損失 [Pa]

Pca : ケーシングロスによる補正值 [Pa]

送風機の種類としてシロッコファンやリミットロード特性を持つプラグファン等があり、風量と必要静圧より、送風機と電動機を各機器メ



第10図 エアフィルタの種類

	質量法	比色法	計数法
要 約	<p>粗大粒子を除去するエアフィルタの集塵効率性能を優越する試験方法です。質量法試験装置の上部より粉じんを流し、試験ろ材に捕集させます。試験ろ材を通過した粉じんをバックアップエアフィルタに捕集し、この粉じんの捕集量、導入量により重量基準での効率を算出した能力です。</p> <p>質量法捕集効率 (%) =</p> $\frac{m_1}{m_1+m_2} \times 100 (\%)$ <p>m_1 : 試験フィルタに捕集された粉じん質量 (g) m_2 : バックアップフィルタに捕集された粉じん質量 (g)</p>	<p>微細粒子を除去する高・中性能エアフィルタの集塵効率性能を測定する試験方法です。粉じん捕集前と捕集後の空気をろ紙にサンプリングして、ろ紙の透過光量を測定した効率を算出した能力です。</p> <p>光学密度 (OD) = $\log \frac{I_0}{I}$</p> <p>I_0 : 採じん前のろ紙の透過光量の強さ I : 採じん後のろ紙の透過光量の強さ</p> <p>比色法捕集効率 (%) =</p> $\frac{(OD_1 - OD_2)}{OD_1} \times 100 (\%)$ <p>OD_1 : 上流側のOD値 OD_2 : 下流側のOD値</p>	<p>高・中性能エアフィルタ、HEPA、ULPAの集塵効率性能を測定する試験方法です。試験装置の上部より試験粉体を単分散で発生させ、粉じん捕集前と捕集後の粉体濃度を測定し効率を算出した能力です。</p> <p>PAO捕集効率 (%) =</p> $\frac{(C_1 - C_2)}{C_1} \times 100 (\%)$ <p>C_1 : 上流側粉体濃度 C_2 : 下流側粉体濃度</p>
フィルタ種類	パネル型、自動巻取型エアフィルタ	高・中性能フィルタ 電気集塵器	高・中性能フィルタ HEPA、ULPA
原 理			

第11図 フィルタ効率の試験方法

メーカーのカタログにより選定する。

送風機の型式が決定すれば、回転数・軸動力・送風機騒音等の性能が明確となる。

例えば、

Q_T : 所要風量 [m³/h] = 40,000m³/h

機外静圧 : 400Pa

P_{ac} : コイル圧力損失 [Pa] = 160Pa

P_{af} : エアフィルタ圧力損失 [Pa] = 160Pa

フィルタ種類 : ロールフィルタ

P_{ah} : 加湿器圧力損失 [Pa] = 60Pa

P_{ca} : ケーシングロスによる補正值 [Pa] = 50Pa

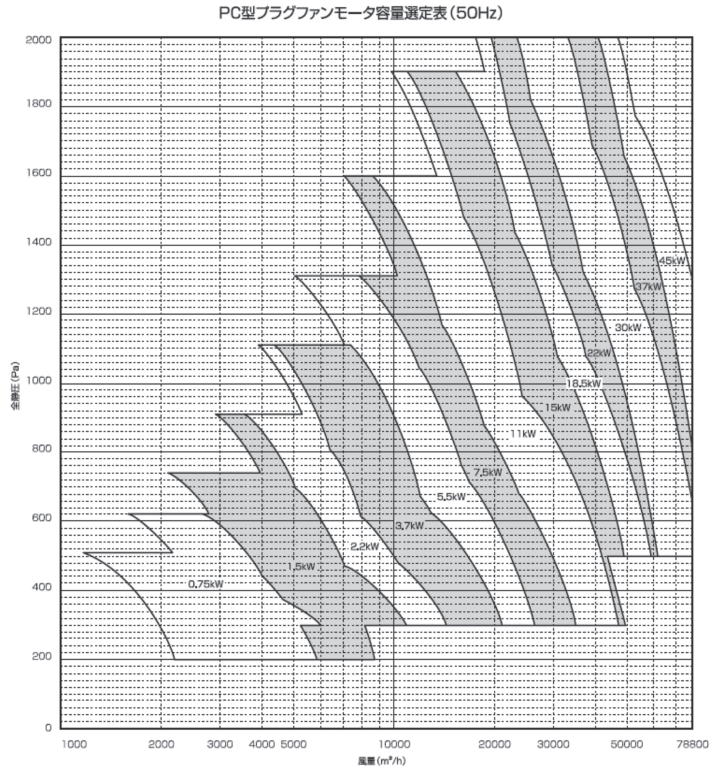
$$TSP = 400 + 160 + 160 + 60 + 50 = 830Pa$$

送風機は、所要風量40,000m³/h・送風機所要静圧830Paにて送風機選定を行う。

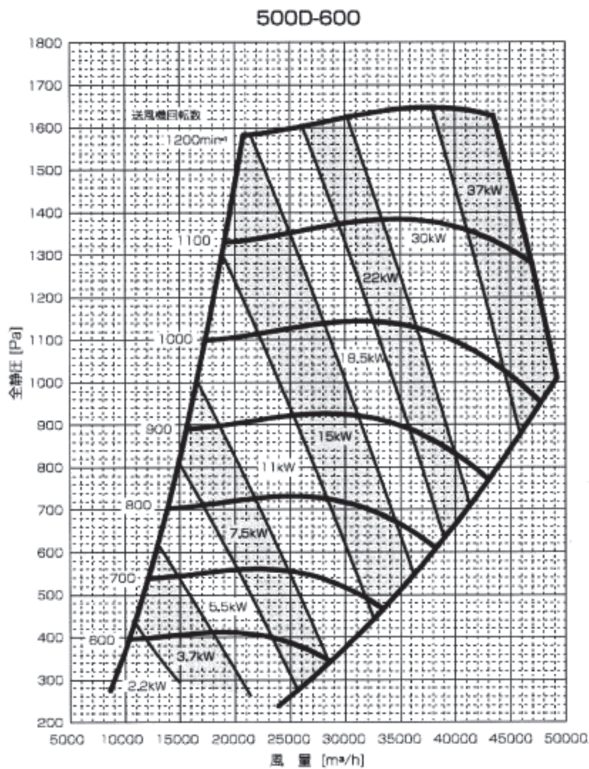
ここでは、第12図、第13図に示すモータ容量選定図により、プラグファンを選定する。その時の電動機容量は18.5kWとなる。ちなみに、シロッコファン選定時でのモータ容量は22kWとなる。

一般に、小さな電動機容量を選択し、同一電動機容量では、より小型送風機を選定する。

空調機の型式(水平型、垂直型)、空調機寸法、



第12図 プラグファン モータ容量選定図



第13図 シロッコファン モータ容量選定図

電動機容量、発生騒音等により各送風機の選定を行う。

筆者紹介

朝田 満
 新晃工業(株) 技術本部 研究開発部 副部長
 URL : <https://www.sinko.co.jp/>

第4章 空調機の関連試験方法 トラブル対策 代表的な省エネルギー空調システム

新晃工業(株) 朝田 満

4-1 空調機の関連試験方法

空調機の性能評価試験方法に関する規定・規格を以下に示す。

JIS規格には、空調機を構成する送風機・熱交換器・電動機等の性能試験に関する規格は有るが、空調機の性能を規定する規格はない。日本冷凍空調工業会(JRA)の「JRA 4036²⁰¹⁴ エアハンドリングユニット」では空調機としての性能に関する試験方法・評価方法が記載され、各試験項目はJIS規格に準じている。

JRA 4036²⁰¹⁴に記載されている試験項目は以下の通りである。

- ① 風量静圧試験
- ② 騒音試験
- ③ 振動試験
- ④ 音響パワーレベル測定
- ⑤ コイル能力模型試験
- ⑥ コイル通水抵抗試験
- ⑦ コイル空気抵抗試験
- ⑧ コイル気密耐圧試験
- ⑨ リーク風量模型試験

① 風量・静圧試験方法

風量・静圧試験に関しては、JIS B 8330「送風機の試験及び試験方法」に準拠した試験方法にて、ピトー管の全圧と静圧の差圧又はノズル前後の差圧をマンメータを用いて測定する方法について規定している。

②、③ 騒音試験及び振動試験方法

騒音・振動試験に関しては、定格運転条件下

での空調機の機側での騒音試験及び本体架台での振動試験について規定している。

ここでの騒音は、音源(空調機)から距離減衰した音圧レベル(SPL)を表す。また、人間の聴覚を考慮した騒音レベル(A特性音圧レベル)でも表現する。

一般的に1/1オクターブバンド周波数で63~8,000Hzの騒音を測定する。

空調機の機側測定方法は、普通騒音計もしくは精密騒音計(JIS C 1509-1にて規定)を用いて、騒音レベル測定方法JIS Z 8731「環境騒音の表示・測定方法」に準ずるが、測定位置は、空調機ケーシング面より側方1.5m、床面上1.0mとし各4面を測定する。

但し、測定位置にダクト又はチャンバ等設置される場合は、その点の測定は行わないとしている。

振動試験は、振動計を用いて空調機を剛体の上に設置し、原則として本体固定部での垂直方向の振幅[μm]を測定する。

④ 音響パワーレベル測定

音響パワーレベルに関しては、音源である空調機のオクターブバンド音響パワーレベル(1/1オクターブバンド、1/3オクターブバンド、A特性)を求める為の測定方法について規定している。

ここでの音響パワーレベルは、空調機の給気口から放射している吐出騒音PWL、還気口から放射している吸込騒音PWLを示す。

騒音計は普通騒音計もしくは精密騒音計(JIS C 1509-1にて規定)と周波数分析器(JIS C 1513

にて規定)を用いて、

- (a) 残響室の平均音圧レベルと残響時間から音響パワーレベルを算出する方法
- (b) 残響室にて標準音源の音響パワーレベルとの比較による測定方法
- (c) 無響室・半無響室又は一般音場における測定法

を規定している。

- (a) 残響室の平均音圧レベルと残響時間から音響パワーレベルを算出する方法

JIS Z 8734「音響－音圧法による騒音音源の音響パワーレベルの測定方法－残響室における精密測定方法」に規定する性能を要する残響室でなければならない。

残響室内での残響時間（音圧レベルが60dB減衰するまでの時間）と残響室内平均音圧レベルから算出する方法である。

第1図に測定概略図を示す。

- (b) 残響室にて標準音源の音響パワーレベルとの比較による測定方法

残響室内にて標準音源による室内平均音圧レベルと空調機から発生する室内平均音圧レベルから算出する方法である。

- (c) 無響室・半無響室又は一般音場における測定法

JIS B 8346「送風機及び圧縮機・騒音レベル測定方法」参考4の方法に準じて、音響パワーレベルを算出する方法である。

音響パワーレベルの算出方法に関して、JIS・JRA以外に空気調和・衛生工学会にてSHASE-

S110「送風機の音響パワーレベル測定方法」、SHASE-S113「個別空調機の音響パワーレベル測定方法」、SHASE-S114「空調機器騒音測定方法」の規格がある。

SHASE-S114では、空調機のみではなく、圧縮機・冷凍機等の一次側（熱源関連）機器も対象としており、特別な音響施設を必要としない音響インテンシティ法を規定している。これは、音源（空調機器本体又は接続口）から放射された騒音と音源を囲む閉曲面積から算出する方法である。

⑤ コイル能力模型試験

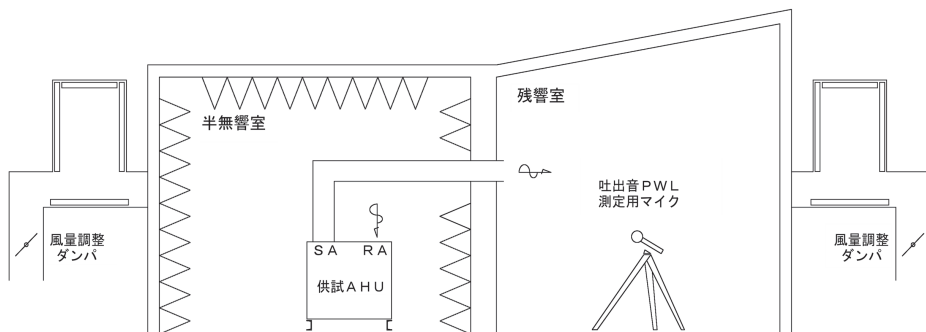
コイル能力模型試験に関しては、空調機の冷水コイル・温水コイル・蒸気コイル・ブライン（不凍液）コイルのコイル能力試験方法について規定している。

空気側温湿度（コイル入口・出口）、風量（オリフィス・ノズル・流量計による測定）、水側温度（コイル入口・出口）、水量、凝縮量、圧力（空気・水圧・蒸気圧）の測定方法を記載している。これら測定結果より、風量、空気側顕熱量 q_{as} ・全熱量 q_{at} 、水側熱量 q_w を算出し、平均熱量を求める。

顕熱冷却 q_s の場合は、空気側顕熱量と水側熱量の平均値： $q_s = (q_w + q_{as}) / 2$

全熱冷却 q_t の場合は空気側全熱量と水側熱量の平均値： $q_t = (q_w + q_{at}) / 2$ を能力値としている。

試験精度として、水側能力と空気側能力値が0.95～1.05の範囲内であることが必要とされている。



第1図 残響室法による測定概略図

コイル能力は、これらの能力試験結果より、コイル正面面積基準伝熱係数Kfによって表す。

⑥ コイル通水抵抗試験方法

コイル列数、段数、有効長、パス数など様々なコイルの通水抵抗を計算で求めることを目的としている。

コイル定格水量通水時の入口出口の水圧を測定し、差圧を求める。

⑦ コイル空気側抵抗試験方法

コイル列数、フィンピッチが異なるコイルの空気抵抗を求めることを目的としている。

空気側能力試験時に試験条件下でのコイル前後の差圧を測定する。

⑧ コイル気密耐圧試験方法

コイル使用圧力以上の圧力を加え耐久性の確認を目的としている。

コイルを水槽内に沈め空気圧を加える空気圧試験と、コイルにポンプにて水圧を加える水圧試験がある。

⑨ リーク風量模型試験方法

模型装置を用い、ケーシングのリーク風量を測定し、リーク別クラスによる気密性能評価試験である。

空調機に内蔵もしくは接続されるフィルタのクラスに応じたケーシングの気密性が必要である。

リーク量はケーシングの表面積 1m^2 当たり換算する。表面積は底板を含み、基礎架台は含まない。

また、ケーシングがマイナス圧（ -400Pa ）かプラス圧（ $+700\text{Pa}$ ）かによって基準試験圧力が異なり、それぞれの最大リーク量によってクラス分けされる。

4-2 トラブル対策

空調機の主要トラブルである、コイル凍結対策について記述する。

凍結防止対策に関しては、外気条件・運転条件をもとに施設の重要性に応じて複数の対策が必要である。対策代表例を以下に示す。

・運転停止時

(a) ファン連動のモータダンパの設置

冷気の進入を防ぐために外気取入れダクトやガラリに取り付け、ファン停止時にダンパを閉鎖する必要がある。

(b) 凍結防止用電気ヒータの設置

屋外型や全外気外調機などのヒートロスにより、外気ダンパの全閉だけで安心できない可能性がある為、ヒータ設置の検討が必要である。

(c) 循環ポンプ

加熱専用、冷却加熱兼用コイル、冷却専用コイルは、凍結防止のため、送風機停止中でも水を流した状態にし、温水・冷水の温度低下時に配管の凍結防止を兼ねて循環ポンプの検討が必要である。

・運転開始時

(a) ウォーミングアップ運転

運転開始時に、外気を取り入れないウォーミングアップ制御を行い室内温度上昇後に、外気・排気ダンパを開けることで凍結防止につながる。

(b) 予熱運転

全外気外調機は、運転開始時に送風前に少なくとも10～20分程コイルに温水または蒸気を供給し、予熱を行う。

・運転中

(a) 過大設計

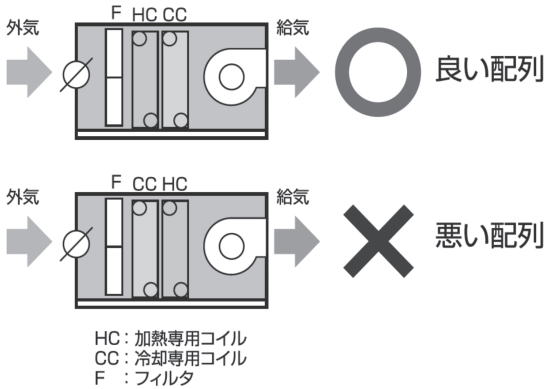
加熱専用コイル、蒸気コイルを過大設計した場合、一時的に絞り運転を行う為、偏流を起し、凍結に至る場合がある。

(b) コイル設置の順番

全外気外調機の場合、冷却専用コイルの凍結防止のために加熱専用コイル、蒸気コイルを風上側に設置する（第2図）。

(c) 制御時の最小水量の確保

冷却加熱兼用コイルの場合、冷却能力でコイルの列数を設計すると暖房過大設計となり、制御運転水量を絞り過ぎないように温水温度を下げるなどの最小水量確保が必要となる。



第2図 コイル配置の順番

(d) その他

予熱コイルと加熱コイルを組合せ、加熱コイルのみで制御する方法や、不凍液の使用等の様々な対策が必要である。

コイル凍結以外のトラブルとして、コイル主管である銅管内面を錫メッキで覆うことで錫の持つ犠牲防食作用により銅管を腐食から防ぐ方法がある。

4-3 代表的な省エネルギー空調システム

温熱環境の変化によって、ビルの居住域の体感温度が上昇により快適性を損なう場合があると考えられる。居住域での温熱環境を維持し、省エネが計られる空調システムを紹介する。

夏季に冷房設定温度を28℃にすることでCO₂排出量の削減を目指すCOOL BIZへの対応を支援する空調システムとして以下の方式がある。

○レヒート方式

COIL TO COILレヒート型空調機

外気からの顕熱回収による、除湿後の再熱に温熱源不要で省エネルギー性を向上を目的とした方式である (第3図)。

○デュアルコイル方式

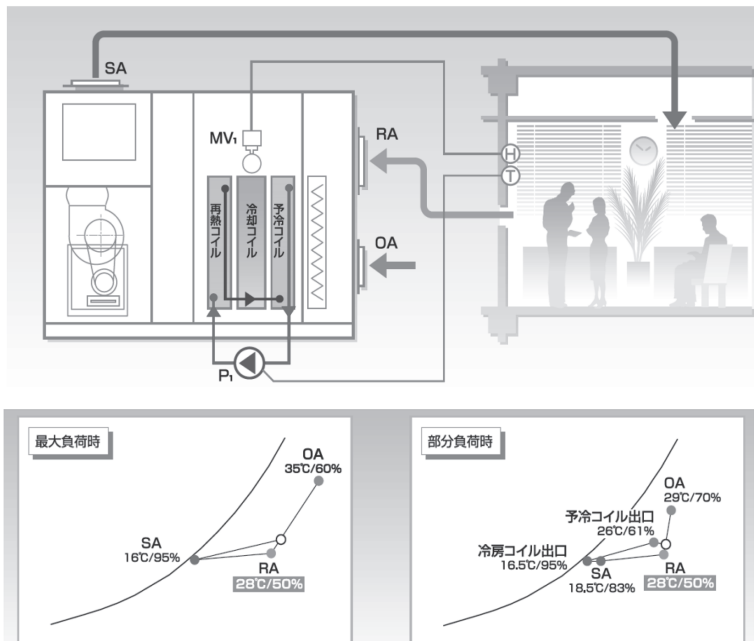
デュアルコイル型空調機

顕熱負荷と潜熱負荷を2台のコイルで別々に処理して、部分負荷時の快適性の向上を目的とした方式である (第4図)。

○コイルバイパス方式

コイルバイパス型空調機

コイルで除湿した空気とバイパス空気の混合



第3図 COIL TO COILレヒート型空調機

により、省エネルギー性とともにより快適性の向上を目的とした方式である（第5図）。

○VAV方式

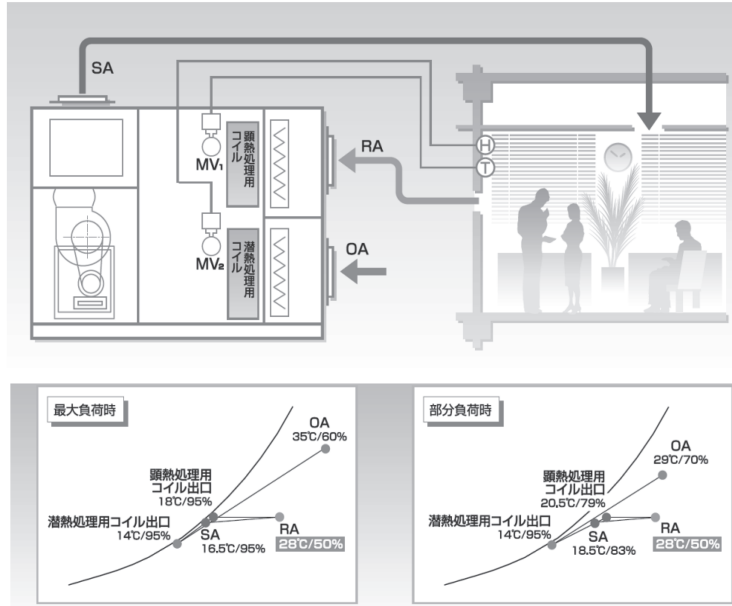
VAV空調機+VAV方式

部分負荷時にも除湿量を確保でき、送風動力の低減が可能で省エネルギー性の高い方式である（第6図）。

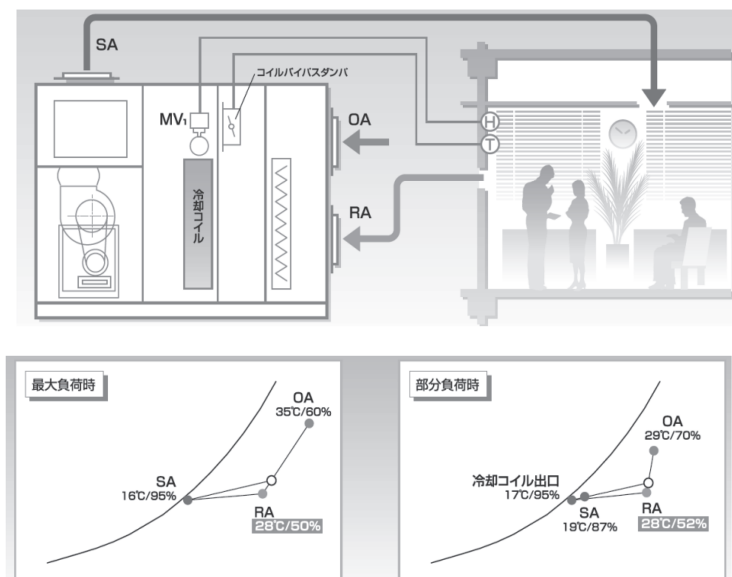
○デシカント方式

デシカント空調機

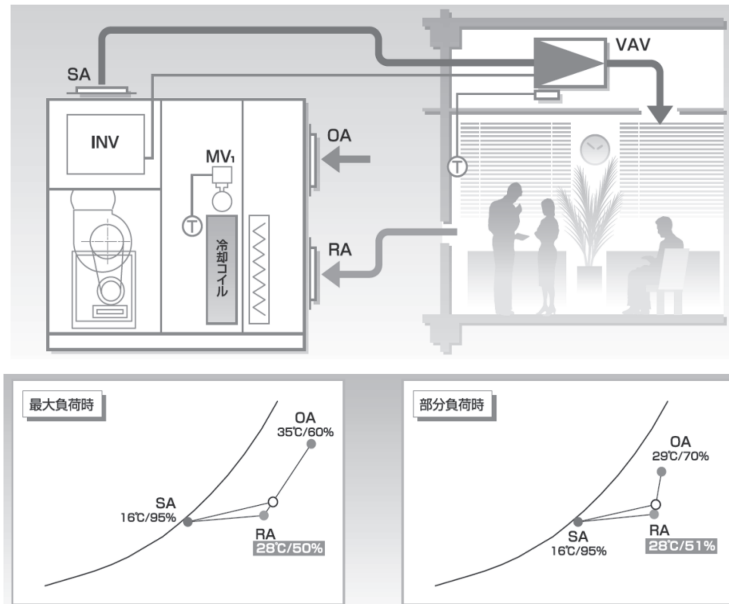
除湿制御用のデシカント空調機を用いることにより、高いレベルでの快適性が実現できる方式である（第7図）。



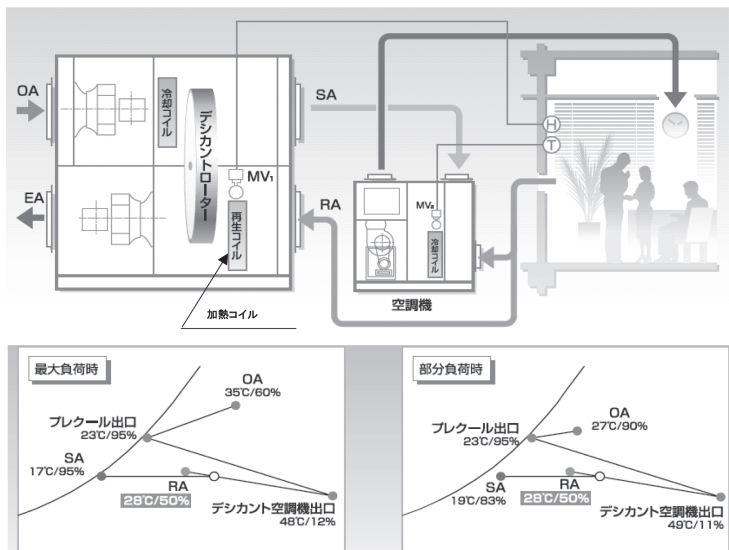
第4図 デュアルコイル型空調機



第5図 コイルバイパス型空調機



第6図 VAV空調機+VAV方式



第7図 デシカント空調機

<参考文献>

- (1) 空気調和・衛生工学会便覧, 第14版, 2機器・材料編, (公社)空気調和・衛生工学会
- (2) 機械設備工事監理指針, 令和元年版, (一社)公共建築協会
- (3) JRA 4036²⁰¹⁴, 「エアハンドリングユニット」, (一社)日本冷凍空調工業会
- (4) SHASE-S 114²⁰¹¹ 「空調機器騒音測定方法」, (公社)空気調和・衛生工学会

筆者紹介

朝田 満
 新晃工業(株) 技術本部 研究開発部 副部長
 URL : <https://www.sinko.co.jp/>