

4章 省エネルギー設計手法－省エネルギーはどのように実現するか－

非住宅建築物における省エネルギーがどのように達成できるものであるのか、エネルギーの用途別（ここでは空調、給湯及び照明に限定）に具体的にみることにする。

4.1 空調エネルギー消費

(1) 外皮の断熱性及び日射遮蔽性能の確保

非住宅建築物と住宅を比較すると前者は後者に比べて、内部発熱及び換気量が大きいことが特徴と言える。後述する平成 28 年省エネルギー基準で標準的であるとして仮定されている内部発熱及び換気量は、各々年間 8760 時間における平均（単位床面積当たり）で、事務室については $13.6\text{W}/\text{m}^2$ （照明、人体、機器の合計）及び $1.9\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、住宅については $5.6\text{W}/\text{m}^2$ （照明、人体、家電、調理の合計）と $1.2\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ （全般換気のみ）となっている。また、すべての非住宅建築物が該当するわけではないが、奥行きのある大きな部屋が多く、階数も多いために、建物全体としては外皮表面積の床面積に対する比率が小さな非住宅建築物が、規模の大きな建物を中心に数多く存在する。内部発熱が大きい建物や、外皮表面積の比率が小さな建物においては、単位床面積当たりの暖房負荷が小さく、冷房負荷が大きくなる傾向があるため、安易に考えると暖房負荷や外皮の断熱を軽視しがちとなり注意を必要とする。一方で、住宅の場合は、内部発熱が比較的小さく、奥行きのある大きな部屋は少ないことから、寒冷地を中心にかなり以前から外皮の断熱性向上に注力がなされ、近年では温暖地も含めて断熱性に優れた住宅が増加してきている。

旧省エネ基準（平成 25 年度末に完全廃止）において使用されてきた外皮性能に関する性能評価指標である PAL（Perimeter Annual Load, 屋外周囲空間の年間熱負荷係数、呼称はパール）は、外壁から 5m 以内の空間又は屋根直下・ピロティ直上の空間における年間空調負荷、即ち暖房負荷と冷房負荷の合算値を空間の床面積で除した値として定義されていた。この指標を用いると、外壁や窓の断熱性能を低下させた場合に暖房負荷は増加するが、日射遮蔽性能を落とさない限り冷房負荷は減少するため（夜間における放熱が促進されることが主因）、暖冷房負荷の合算値としては増加がみられない、という現象が生じ、断熱性能の向上促進には必ずしも結びつかないという課題を有していた。一方で、実際には内部発熱がさほど大きくない種類の非住宅建築物においては、冬期暖房期において断熱性能の劣る外皮の影響で劣悪な温熱環境、例えば著しい上下温度分布の発生などが生じてきたとすることができる。多くの非住宅建築物の場合、建物の持ち主と住まい手が一致している住宅とは異なり、外皮性能に投資する立場の人々には感得し得ないところで、劣悪な温熱環境の課題が見過ごされてきたとも言える。

PAL* は、「建築物の省エネルギー性能向上に関する法律」（平成 27 年法律第 53 号）の第 30 条

で規定された「建築物エネルギー消費性能向上計画認定基準」のための外皮性能指標（読み方：パルスター）である。様々な議論を経て、いわゆる平成 29 年 4 月以降の義務基準には適用されていないものの、非住宅建築物の外皮の熱的性能の総合指標としてほぼ唯一のものである。PAL* の概要を以下に示す。

$$PAL* = \frac{Q_p}{A_p}$$

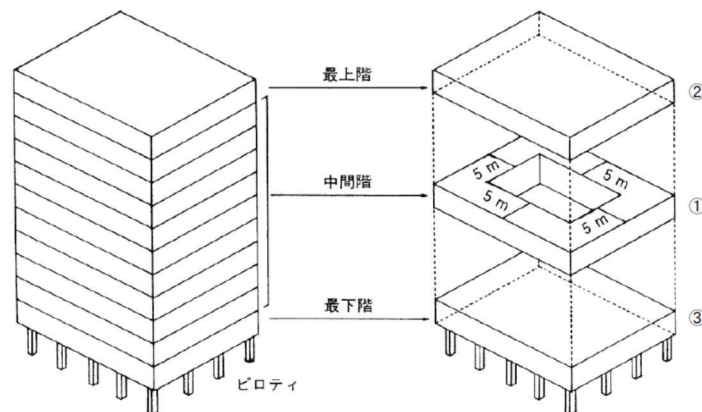
ここで、

Q_p : 屋内周囲空間の年間熱負荷。単位は MJ/年。

A_p : 屋内周囲空間の床面積の合計。単位は m^2 。

分子の年間熱負荷は、建物及び室用途毎に仮定された内部発熱や外気導入量、年間空調時間の条件の下で算定される。

この PAL* の値が、建物用途及び地域区分毎に定められた基準値以下であれば基準に適合したと判断される。屋内周囲空間とはペリメーターゾーンに相当するものであり、外壁、窓、屋根等を通して外界の気象条件の影響を受ける建築物の内部空間のことである（図 4-1）。



- ① 各階の外気に接する壁の中心線から水平距離が5m以内の屋内の空間
- ② 屋根の直下階の屋内の空間
- ③ 外気に接する床の直上の屋内の空間

図 4-1 PAL* の算出対象である屋内周囲空間

ここでは、PAL* がどのような指標であるのかを、建物用途 3 種類（事務所等、学校等、物販店舗等）×地域区分 3 種類（2 地域、6 地域、8 地域）に関する計算事例を用いて解説する。計算に使用した建物の特徴と主な室用途の室使用条件を表 4-1 に示す。

表 4-1 PAL*の計算に用いた建物の特徴と主な室用途の室使用条件

建物用途	床面積 (m ²)	地上階数 ※括弧内は地下階数	主な室用途及び室使用条件					
			室用途名称	年間空調時間(h)	照明発熱 (W/m ²)	在室者数 (人/m ²)	機器発熱 (W/m ²)	外気導入量 (m ³ /m ² h)
事務所等	10,353	7	事務室	3374	12	0.1	12	5.0
学校等	14,750	4(1)	小中学校教室	1568	20	0.5	0.5	12.5
物販店舗等	11,250	3(1)	大型店の売場	4745	30	0.2	40	7.5

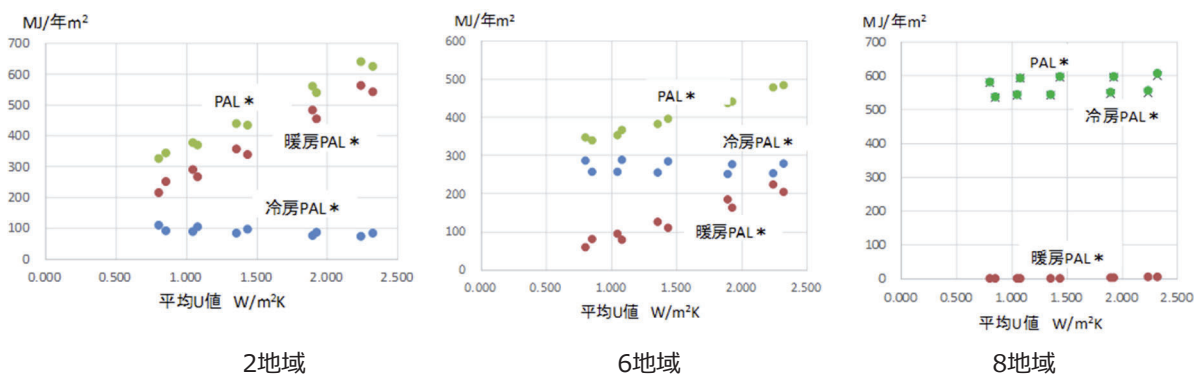


図 4-2 PAL*、冷房 PAL*、暖房 PAL* と平均 U 値の関係 (建物用途「事務所等」)

図 4-2 は外皮の断熱性 (窓を含めて、壁と屋根について面積平均した熱貫流率 (以下、「平均 U 値」) と PAL* との関係 (冷房負荷と暖房負荷に関する部分に分解した PAL* も合わせて表示する。以下、前者を「冷房 PAL*」、後者を「暖房 PAL*」と称す。PAL* = 冷房 PAL* + 暖房 PAL* である。) を示す。6 地域 (東京などの温暖地) の場合、平均 U 値が約 2.3 から約 0.8 (単位は W/m²K) と、断熱性が向上するにつれて PAL* はゆるやかに減少する一方、暖房 PAL* は急激に減少し、冷房 PAL* はほとんど変化しない。2 地域 (札幌などの寒冷地) の場合、PAL* の絶対値自体は 6 地域と大きな違いはないものの、PAL* に占める暖房 PAL* の割合が 6 地域とは大きく異なるとともに、断熱性向上による暖房 PAL* の低減効果は 6 地域同様に大きい。8 地域 (那覇など蒸暑地) の場合、PAL* はほとんど冷房 PAL* で構成される。冷房 PAL* に対する断熱性向上の効果はさほど明確では無い。

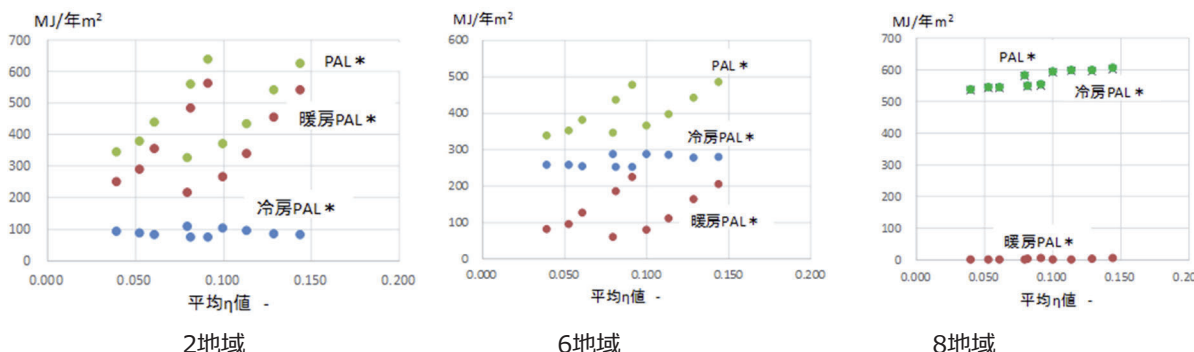


図 4-3 PAL*、冷房 PAL*、暖房 PAL* と平均η値の関係 (建物用途「事務所等」)

図 4-3 は外皮の日射遮蔽性 (面積平均した日射熱取得率 (以下、「平均η値」)) と PAL* との関係

を示す。6 地域及び 2 地域の図で、平均 η 値の低減（日射遮蔽性能向上）に伴って暖房 PAL* が減少する関係が見受けられるが、実際には平均 η 値の低減によって暖房 PAL* が改善したわけではなく、躯体部分（窓以外の壁及び屋根）の断熱材厚さの増加によって関係部位の平均 U 値が低減されていることに起因するものである。断熱性能がほぼ同等な条件同士で比較をすると、平均 η 値の低減によって冷房 PAL* はわずかに減少し、暖房 PAL* はわずかに増加している。

学校等及び物販店舗等については巻末に掲載するが、建物の形状（外壁面からの空調空間の奥行きの大い）や室使用条件（年間空調時間、内部発熱、外気導入量等）が事務所等とは異なるため、PAL*、冷房 PAL* 及び暖房 PAL* に対する外皮の断熱性及び日射熱取得性の影響の様相は異なっている。

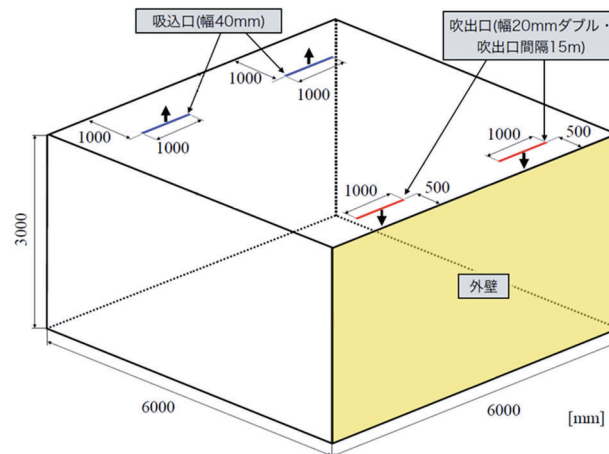
このように PAL* は、建物全体としての外皮の熱性能を、単一指標によって評価可能とするものである。しかしながら、PAL* による評価事例に見られるように、冷房負荷と暖房負荷を単純に合計していること、建物内部の屋内周囲空間全体で平均化していることから、設計の参考とする際には次のような諸点に注意が必要と思われる。

- ①屋内周囲空間全体で平均化された数値であるため、窓面積率の大きな室や最上階の室など、特に屋外条件の影響を受けやすい室における外皮の熱的性能の良否、空調設備のエネルギー効率への影響、室内温熱環境への影響については個別に検討する必要がある。
- ②冷房負荷と暖房負荷を単純に合計しているが、空調方式によっては空調設備のエネルギー効率が冷房と暖房とで異なる場合が少なくないため、省エネルギーを目的とするのであれば設備効率も考慮しエネルギー消費量を算定して評価すべきである。
- ③非住宅建築物の空調負荷は、外皮を通しての熱貫流負荷以外にも、換気や内部発熱の影響が大きい。しかしながら、PAL* では、外調機による外気負荷の事前処理や外気冷房・自然換気の影響は考慮しておらず計算が単純化されているため、空気調和設備の設計や自然換気計画によっては PAL* とは異なる外皮性能の評価が必要となる。

(2) 断熱性能が室内の上下温度分布及び必要吹出風量に及ぼす影響

PAL や PAL* におけるように、外皮の熱的性能の違いが空調エネルギー消費量に及ぼす影響については室内の温度分布を考慮せずに評価が行われてきた。しかしながら、外壁や窓面における下降冷気流、いわゆるドラフトが足下付近の温度を低下させ、温熱快適性を損うとともに、上下温度分布の考慮無しに算出された暖房負荷を上回る暖房負荷が発生することは容易に予測されることである。また、上下温度分布の解消のためにはより多くの空調吹出風量が必要となり、暖房負荷では評価されない空調エネルギー消費量の増加要因となることも危惧される。下記は、流体数値計算を用いて、外壁の断熱性能、空調吹出し風量、外気温が上下温度分布形成に及ぼす影響を評価した結果である。図 4-4 に解析領域及び解析ケースを示す。解析領域は、間口 6m、奥行き 6m、天井高 3m で 1 面のみを外壁とした単室で

あり、天井面の外壁側にラインディフューザーを想定した吹出口（2ヶ所）、室奥側に吸込口（2ヶ所）を配置している。なお、外壁以外の内壁、天井、床を通じては熱損失は無いと仮定した。解析ケースは、外気温度2条件（0、-15℃）、吹出風量4条件（2、5、8、11回/h）、外壁熱貫流率4条件（0.5、1.0、2.0、4.0 W/(m²K)）の計32ケースとした。それぞれのケースにおける吹出温度は、室温23℃一定として、外気温度と外壁熱貫流率に基づいた熱負荷と吹出風量から算出している。なお、照明等の内部発熱はゼロとしている。



外気温度 ^{※1} [°C]	0				-15			
吹出風量 ^{※2} [回/h]	2	5	8	11	2	5	8	11
外壁熱貫流率 [W/m ² K]	吹出温度 [°C]							
0.5	25.9	24.2	23.7	23.5	27.8	24.9	24.2	23.9
1.0	28.8	25.3	24.4	24.0	32.5	26.8	25.4	24.7
2.0	34.5	27.6	25.9	25.1	42.0	30.6	27.8	26.5
4.0	46.0	32.2	28.8	27.2	61.0	38.2	32.5	29.9

※1 別途夜間放射を想定し、外壁の外側表面の相当外気温度として以下を設定した。

外気温 -0℃のケースの相当外気温度: -1.36℃ 外気温 -15℃のケースの相当外気温度: -16.8℃

※2 1時間あたりの吹出風量[m³/h]を室容積[m³]で除した換気回数[回/h]として表記。

図 4-4 解析領域及び解析ケース

外気温 0℃と-15℃における室中央の垂直温度分布をそれぞれ図 4-5、図 4-6 に示す。

垂直温度分布の発達具合は、外壁部分での室内空気の冷却、吹出風量による室内空気の攪拌、及び、吹出温度と室温の差で生じる浮力による影響が大きい。したがって、図のように、外壁熱貫流率が高い（断熱性能が低い）と外壁部分で空気の冷却が進むとともに、吹出風量が少ないと室内の空気が攪拌されにくくなる上、高い吹出温度が必要となり、上下の温度差が大きくなる。外気温 0℃の結果（図 4-5）を見ると、外壁熱貫流率が 0.5、1.0 W/(m²K) のとき、吹出風量 5 回/h で上下の温度差はほぼゼロとなる。このときの吹出温度は、0.5 W/(m²K) のとき 24.2℃、1.0 W/(m²K) のとき 25.3℃であり（図 4-4）、断熱性能が高いほど、同じ吹出風量でも低い吹出温度で均一な室温を維持できている。外気温

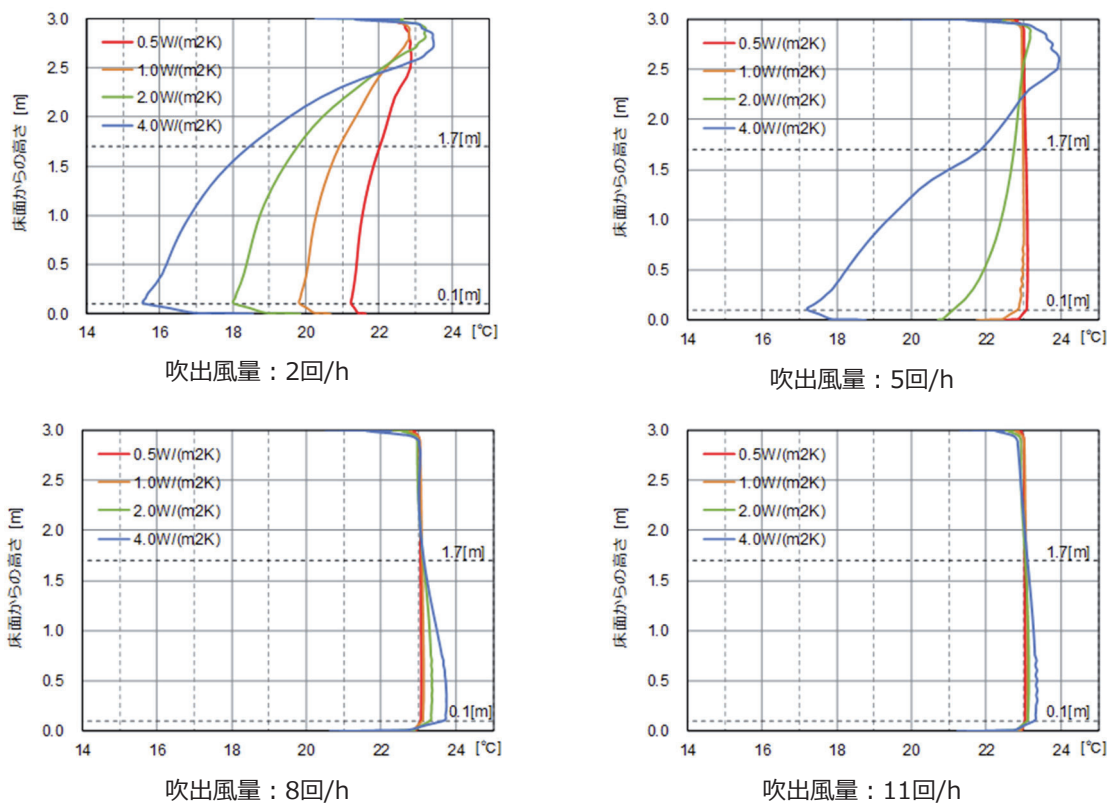


図 4-5 外気温 0°Cにおける室中央の上下温度分布

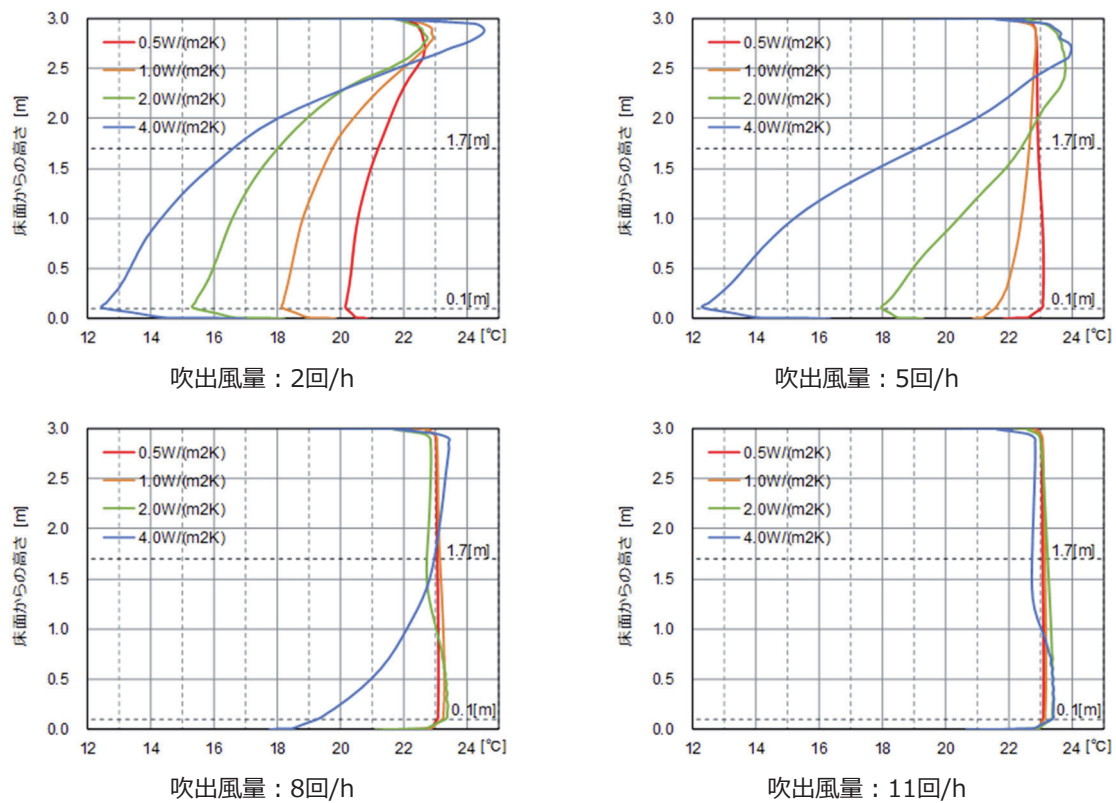


図 4-6 外気温 -15°Cにおける室中央の上下温度分布

-15℃でも同じ傾向ではあるが、上下の温度差をなくすためには、外気温 0℃の場合と比べて高い断熱性能、或いは、大きな吹出風量が必要となる(図 4-6)。このように、本解析結果から、以下のことが言える。

- 同じ吹出風量の条件では、断熱性能の向上により上下温度分布の発達を抑えることができる。例えば断熱性能の低下によって上下温度分布が発生したとすると、床上 1.5m に設置した空調制御用の温度センサーの位置の温度を上げるために空調設備による室への熱投入量を増やさねばならないことになり、熱源エネルギー消費量の増加を招く。
- 同じ断熱性能の条件では、吹出風量を増やす(例えば 5 回/h から 8 回/h 等) ことにより上下温度分布は解消に向かう。吹出風量を維持することは上下温度分布を抑制するために有効であるが、空気搬送動力の削減とは逆方向となる。暖房時においては、室温が設定温度になることをもって吹出風量を削減する制御方式は、上下温度分布解消の面からは一考を要する。

外壁近くの屋内空間(ペリメーター)の温熱環境は外皮の断熱性能及び日射遮蔽性能に著しく影響を受ける。冬期において、ペリメーターには著しい暖房の必要性が、反対に内部空間(インテリア)では冷房が必要となる状況が生じ得る。軽率に考えた場合、ペリメーターの暖房負荷はインテリアの冷房負荷と相殺されて、設計段階で見逃されることもあるが、これからの省エネルギー設計においては、例えばインテリアで冷房負荷が生じていても、ペリメーター空間の健康快適性を犠牲にしないように、外皮の断熱性を向上させることが必要である。特に、窓の大きな設計案の場合には、窓の断熱性を確保するために、高性能ガラス(最低でも複層ガラス)と窓枠の断熱化、そして壁体部分の断熱を充実させることが必要である。

最後にひとつ付言するとすれば、鉄筋コンクリート造や鉄骨造の場合、躯体を構成する材料の熱伝導率が木材と比べ大きいため、躯体の熱橋となる部位の断熱補強に配慮を払うべきと言える。熱橋により外皮性能が低下する不確定要素を残したままであると、空調設備の容量設計の安全率も大きくせざるを得ず、省エネルギー上の課題となる。また、表面結露や躯体内部結露の原因ともなり得る。

(3) 外皮の開口部に求められる性能

非住宅建築物の空調設備には、しばしば空気を循環させて温湿度制御を行う方式が採用される。給気口と還気口の配置にも拠るが、居室に空調のための給気を行い、還気を廊下等で集中的に行う場合には、居室はそれによって加圧されるため、外皮の気密性能の確保に注意が必要である。コンクリートの躯体部分や、パネルや鉄板などの面材部分には隙間は生じにくいと言えるが、パネル同士の接合部分や、サッシ周囲の納まりや施工には注意が必要となる。カーテンウォールの接合部分も同様である。

ア ビル用サッシ

(ア) 種類、取付方法

ビル用サッシ（※業界では一般的に、ビル用サッシ≒非木造サッシであり、集合住宅に採用されるサッシもその一部に含まれる）は、いくつかの方法で分類することができるが、ここでは、納まりや開閉形式によって分類する。

納まりによる分類を表 4-2 に示す。サッシの納まりは建物の工法によるところが大きく、RC 用、ALC 用、鉄骨用等に分類される。RC 用サッシは、事前にサッシ開口周囲の躯体（コンクリート）に一定間隔で埋め込まれたアンカーまたは鉄筋とサッシ枠周囲に取り付けたアンカーとを溶接することで固定される。加えて躯体とサッシ枠との間にモルタルを流し込むことによってより強固に固定される。RC 用サッシは、さらに外壁とサッシの屋外側表面の位置関係で分類され、外壁の屋外側表面よりもセットバックした位置に設置される一般枠とほとんど同じ面に設置される同面（面一）枠とがある。ALC 用サッシは、ALC パネルで形成されたサッシ開口に設けられた開口補強鋼材とサッシ枠周囲に一定間隔で取り付けられたアンカーとを溶接することで固定される。加えて ALC パネルとサッシ枠との間にモルタルを流し込むことによってより強固に固定される。ALC 用サッシには、ALC パネルとサッシ枠との取り合いを考慮したシール受けがある特徴がある。鉄骨用サッシは、サッシ開口周囲に設けられた鋼材とサッシ枠とを一定間隔でビス止めすることによって固定される。鉄骨用サッシには、鋼材とサッシ枠とを固定するためのフィンが特徴となっている。

開閉形式による分類を表 4-3 に示す。開閉形式は大きく分けて FIX 系、スライディング系、スイング系の三つに分類され、意匠や用途（換気、排煙、非常用進入口等）等に応じて選択される。

表 4-2 サッシの納まりによる主な分類¹⁾

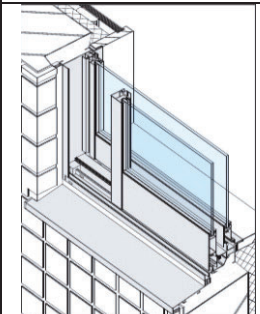
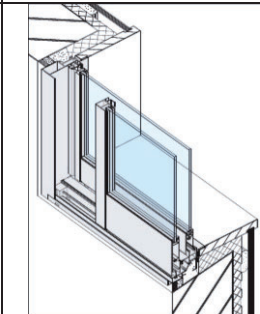
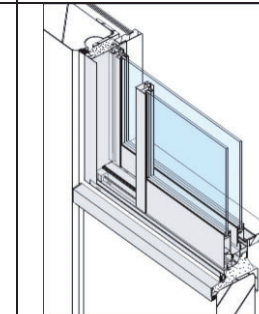
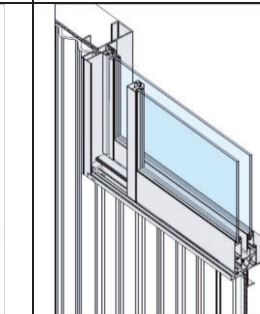
RC造用		S造用	
一般	同面（面一）	ALC用	鉄骨用
			

表 4-3 サッシの開閉形式による主な分類¹⁾



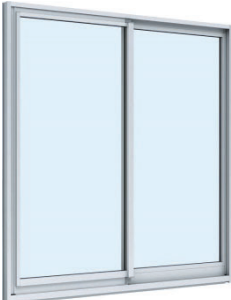







FIX系		
FIX		
		
スライディング系		
引違い	片引き	上げ下げ
		
スイング系		
外開き	内開き	たてすべり出し
		
たて軸回転	外倒し	内倒し
		

表 4-3 サッシの開閉形式による主な分類（続き）



(イ) 要求性能

サッシ（窓）に要求される性能は多岐に渡るが、「耐風圧」、「水密」、「気密」の基本三性能の他、「遮音」、「断熱」、「開閉力」、「開閉繰返し」、「戸先かまち強さ」といった主要な性能が JIS A 4706 に規定されている。また、JIS には規定されていないものの近年注目されている性能として「遮熱（日射取得）」、「防火」、「防露」、「防犯」等がある。ここでは、省エネルギーとの関連性が深い「気密」、「断熱」、「遮熱（日射取得）」の諸性能について概説する。

a 気密

気密性能はサッシ枠と障子や部材の接合部に存在する微小な隙間から、どれくらいの空気が漏れるかを表すもので、単位面積当たり、1 時間当たりの通気量 $q[m^3/(h \cdot m^2)]$ を基準とした等級で表現される。窓の気密性能の等級は、JIS A 4706 において表 4-4 の様に規定されている。等級に示す数値が大きいくほど気密性能は高く、隙間が少ないことを意味する。また、気密性能は断熱性能、遮音性能と関連が深く、それぞれ空調負荷の低減、騒音の侵入低減に寄与することから、一般的に建築物におけるサッシの気密性能は最高等級である A-4 等級が求められ、実際に現在上市されているビル用サッシは、エントランス等に用いられるごく一部のサッシを除き、ほとんどの窓種で最高等級の A-4 等級を満足している。

気密性能の評価は、JIS A 1516 に建具の気密性試験方法として定められており、図 4-7 に示す圧力箱と戸気密箱の間にサッシを取り付け、10、30、50、100Pa の圧力差を加えたときの通気量を気密箱に設置した流量測定装置で計測。図 4-8 に示す気密等級線に測定値をプロットし、それらの点がすべて下回る等級線を読みとりその等級とする。

なお、一般的にサッシの気密性能は開閉部位における気密形式の単純さに従い向上する傾向があることから、サッシの開閉形式で見ると、スライディング系、スイング系、FIX 系の順に気密性能は高くなる。

表 4-4 気密性能の等級²⁾

性能項目	等級	気密等級線	判定基準
気密性	A-1	A-1等級線	該当する等級について、通気量が図 4-8 に規定する気密等級以下でなければならない。
	A-2	A-2等級線	
	A-3	A-3等級線	
	A-4	A-4等級線	

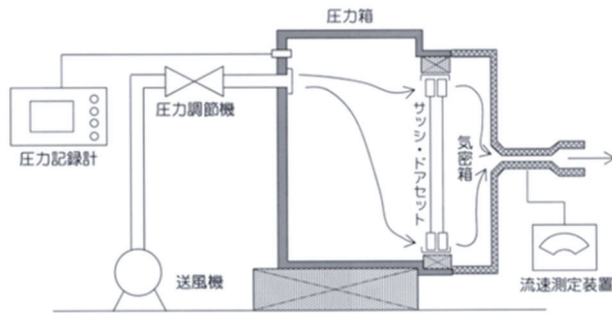


図 4-7 気密性試験装置の概要³⁾

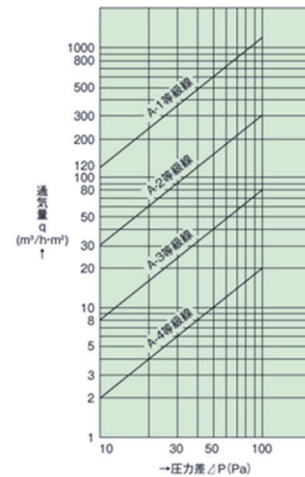


図 4-8 気密等級線²⁾

b 断熱

断熱性能は、建物の室内と屋外の（環境）温度差によって生じる熱移動の度合いを表すもので、熱貫流率で表現される。窓の断熱性能の等級は、JIS A 4706 において表 4-5 のように規定されている。（以下 2）

ビル用サッシは、戸建住宅のような低層建物と比較して高層建物に使用されるため、高い耐風圧性能を要求される。それに伴いガラスは厚くなり、ガラスにかかる耐風圧や自重を支えるサッシにも高い強度が要求される。また、一般的に冷房負荷主体のビルにおいて、これまで断熱性能が重視されてこなかった。そのため、ビル用サッシには、木製や樹脂製に比べて断熱性能の劣るアルミ等の金属製が現在もなお多くの物件で採用されている。一方で昨今の省エネルギー基準の強化に伴って、集合住宅やホテル、病院等の居住性が重視される建物用途向けに樹脂サッシやアルミ樹脂複合サッシ等の断熱性能の高いサッシが徐々に上市されてきている。

表 4-5 断熱性能の等級²⁾

等級		H-1	H-2	H-3	H-4	H-5	H-6
熱貫流率	W/(m ² ·K)	4.65	4.07	3.49	2.91	2.33	1.90
	kcal/(m ² ·h·°C)	4.0	3.5	3.0	2.5	2.0	1.63

※H-1からH-5までの断熱性の等級は、SI単位系導入前に規定された。H-6の断熱性の等級は、SI単位系導入後に規定された。

断熱性能を評価する手法には、大きく分けて試験法と計算法がある。

試験法は、JIS A 4710 に規定された熱箱を用いる方法である（図 4-9 参照）。試験手順の概要は、まず熱伝導率が既知の校正板で低温室の（環境）温度を 0℃、高温室の（環境）温度を 20℃、室内外の合計表面熱伝達抵抗を $0.17 \pm 0.01 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ となるようにファン及びヒーターの出力を調整する。その後、校正板と試験体（窓）を取り替え、ファンの出力を変えずにヒーターの出力を調整して低温室の（環境）温度を 0℃、高温室の（環境）温度を 20℃にする。熱箱に供給した熱量と試験体以外から通過した熱量との差から求めた試験体を通過する熱量を室内外（環境）温度差と試験体面積で除したのち、表面熱伝達抵抗を補正することで試験体（窓）の熱貫流率が求められる。

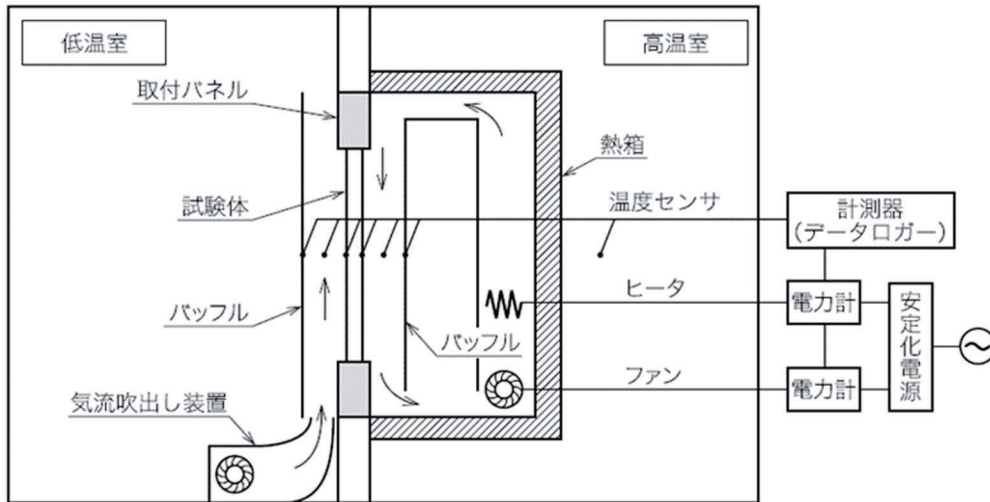
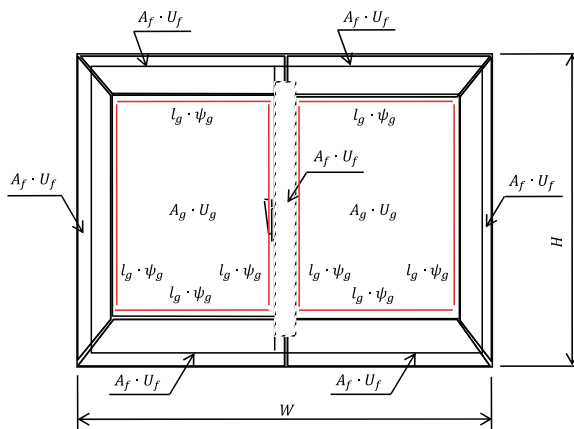


図 4-9 断熱試験装置の概要⁴⁾

計算法は、JIS A 2102-1 及び JIS A 2102-2 に規定された方法である（図 4-10 参照）。計算手順の概要は、まずガラス部分（グレージング）の熱貫流率を一次元の数値計算で求め、次にサッシ部分（フレーム）の部位毎の熱貫流率を境界要素法等の二次元の数値計算で求める。さらにグレージングとフレームの接合部分の線熱貫流率を同様に二次元の数値計算で求め、最後にこれらを面積 (A_g 、 A_f) 及び接合部分の見付け長さ (l_g) によって加重平均し、窓全体の熱貫流率が求められる。



$$U_w = \frac{\sum A_g \cdot U_g + \sum A_f \cdot U_f + \sum l_g \cdot \psi_g}{\sum A_g + \sum A_f}$$

U_w : 窓の熱貫流率 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]
 A_g : グレージング面積 (m^2)
 U_g : グレージングの熱貫流率 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]
 A_f : フレーム面積 (m^2)
 U_f : フレームの熱貫流率 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]
 l_g : グレージングの総見付周囲長 (m)
 ψ_g : グレージングとフレームの間の線熱貫流率 [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$]

図 4-10 窓の熱貫流率の計算法の概要⁵⁾

c 遮熱（日射取得）

遮熱（日射取得）性能は、窓に照射される日射熱のうち室内側に入射する日射熱の割合を表すもので、日射熱取得率で表現される。サッシ（窓）の遮熱（日射取得）性能の等級は、現在のところ JIS 等で規定されていない。

遮熱（日射取得）性能を評価する手法には、大きく分けて試験法と計算法がある。試験法は JIS A 1493 に規定されたソーラーシミュレータを用いる方法である（図 4-11 参照）。試験手順の概要は、まず照射日射がある状態で試験体背面側にある計測箱の熱収支から試験体を通過する熱量（照射日射取得熱量 + 貫流熱量）を測定する。次に照射日射がない状態で試験体背面側にある計測箱の熱収支から試験体を通過する熱量（貫流熱量）を測定する。これらの熱量に温度補正を施したのち、その差をとることで試験体の照射日射取得熱量を得る。この値を照射日射熱量で除すことで試験体（窓）の日射熱取得率が求められる。

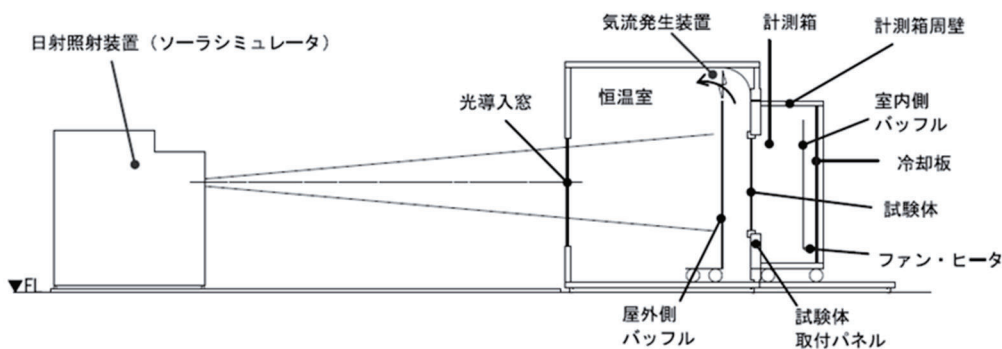


図 4-11 遮熱（日射取得）試験装置の概要⁶⁾

計算法は、JIS A 2103 に規定された方法である（図 4-12 参照）。計算手順の概要は、まずグレーディング複合体（グレーディングと日射遮蔽物を平行に組み合わせた複合体）の日射熱取得率を一次元の数値計算で求め、次にサッシ（フレーム）の部位毎の日射熱取得率を境界要素法等の二次元の数値計算で求めるかサッシ（フレーム）の熱貫流率から算出する。最後にこれらを面積（ A_{glz} 、 A_f ）によって加重平均し、窓全体の日射熱取得率が求められる。日射熱取得率の計算においては、熱貫流率の計算とは異なり、熱橋は評価しない。

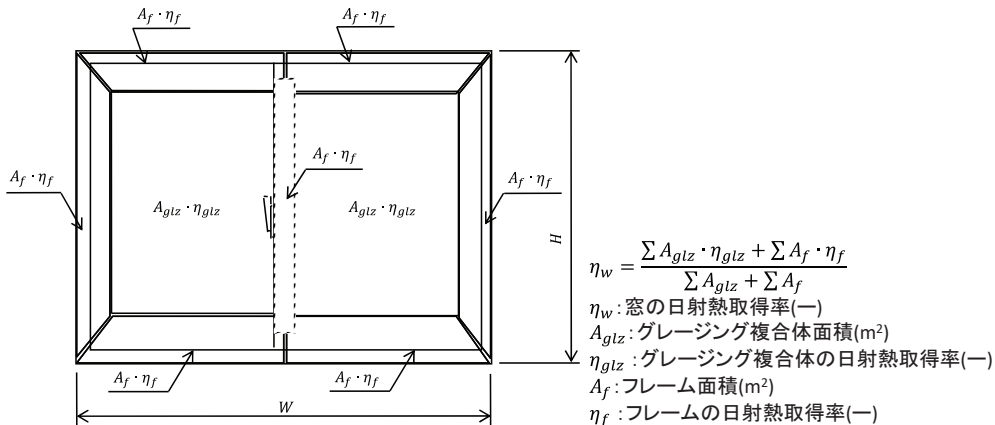


図 4-12 窓の日射熱取得率の計算法の概要⁷⁾

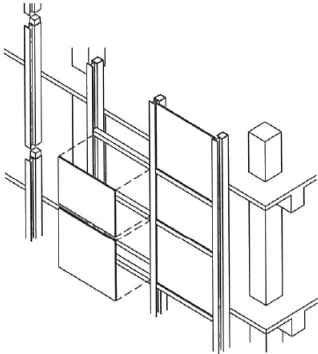
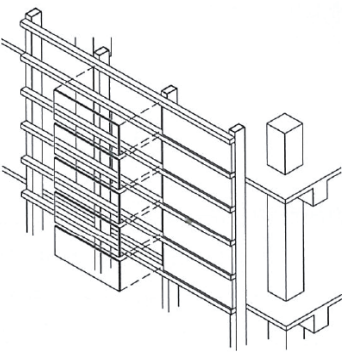
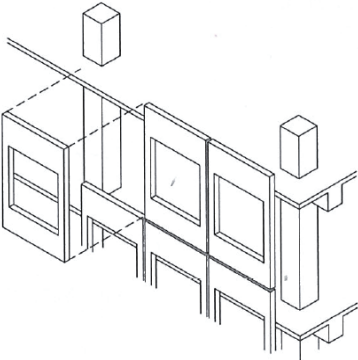
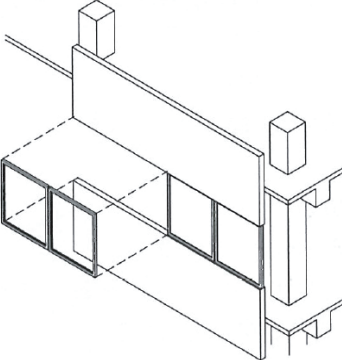
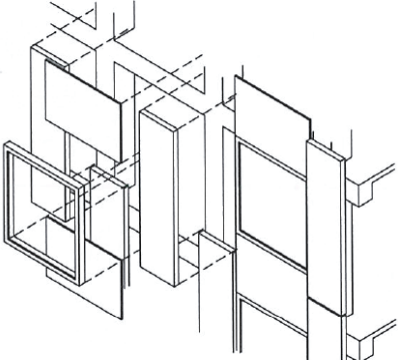
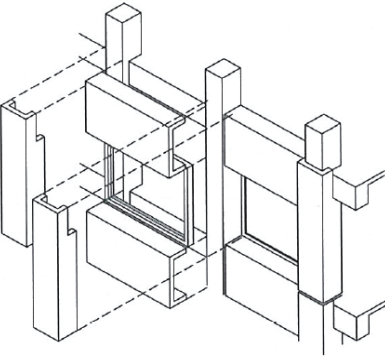
イ カーテンウォール

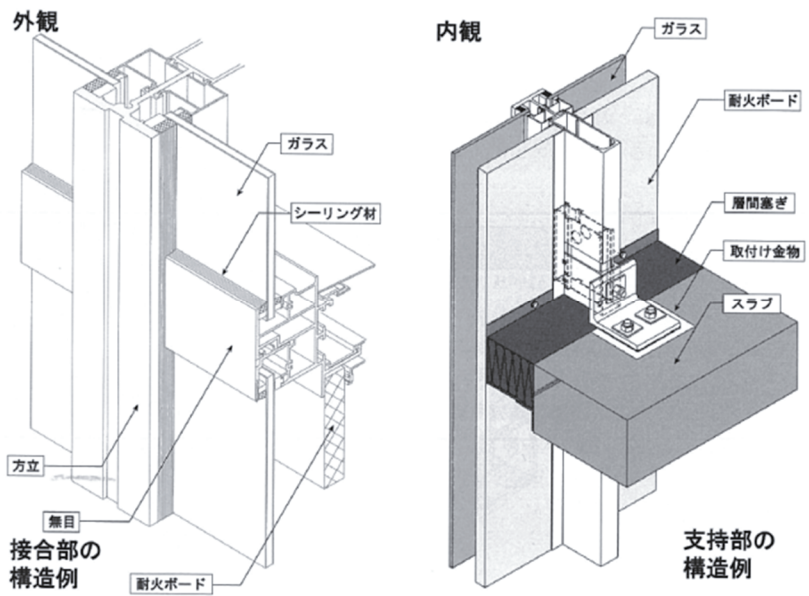
(ア) 種類、取付方法

カーテンウォール（帳壁）とは、一般的には建物の外周部を室内と屋外とに仕切る非耐力壁のことを指す。

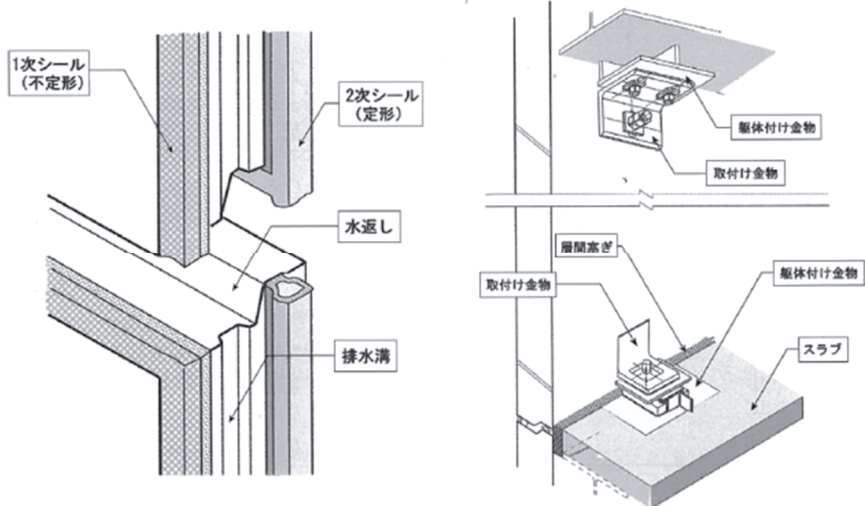
カーテンウォールの構成方法による分類を表 4-6 に示す。方立方式は、上下階の床または梁等の間に方立を掛け渡して取り付け、ガラス・スパンドレルパネル等の面材をはめ込む方法であり、メタルカーテンウォールの一般的な工法である。パネル方式は、床または梁等にパネルを直接取り付ける方法であり、PCカーテンウォールの一般的な工法である。図 4-13 にそれぞれの一般的なディテールを示す。

表 4-6 カーテンウォールの構成方法による分類⁸⁾

	フレーム	フレームレス
方立方式		
パネル方式	層間（壁）パネル	
	スパンドレルパネル	
	パネル組合せ	柱・梁カバー
		



方立方式 (メタルカーテンウォール)



パネル方式 (PCカーテンウォール)

図 4-13 カーテンウォールの一般的なディテール⁸⁾

メタルカーテンウォールは、工法によってさらに大きく二つに分類される(図 4-14 参照)。ひとつは、ロックダウン工法であり、建設現場で上下の構造体に方立を掛け渡して取り付け、そこに無目、ガラス、パネルと順次取り付けていく方法である。中低層ビルでの採用事例が多い。もうひとつは、ユニット工法であり、工場でフレームにガラスやパネル等を組み込みユニット化したのち、建設現場で上下の構造体にユニットを掛け渡して取り付けしていく方法である。高層ビルでの採用事例が多い。

メタルカーテンウォールの開閉形式は、ビル用サッシに準ずる。

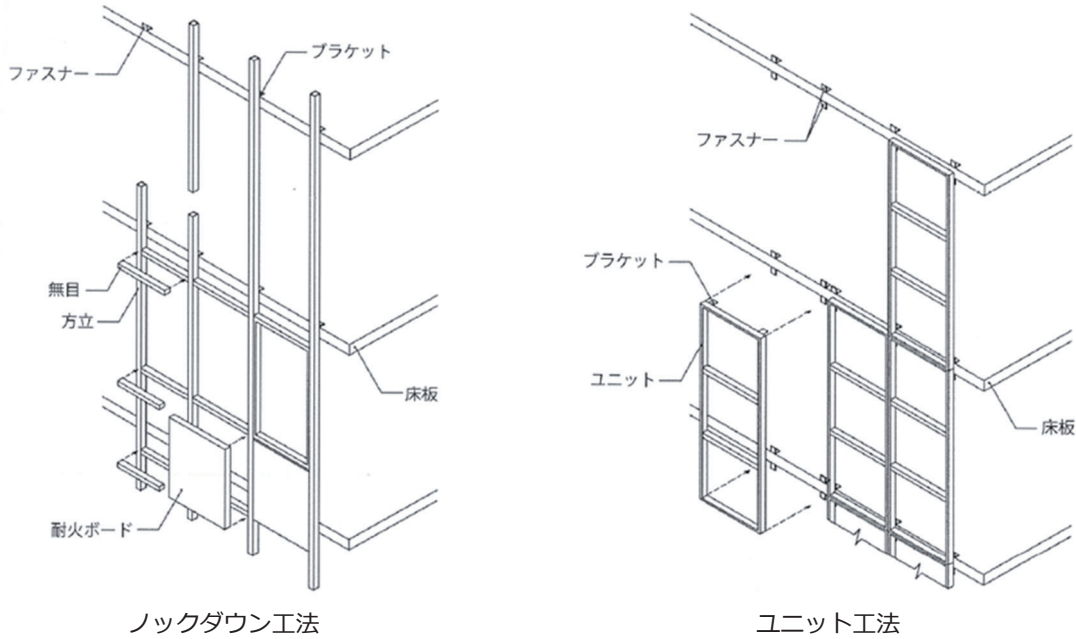
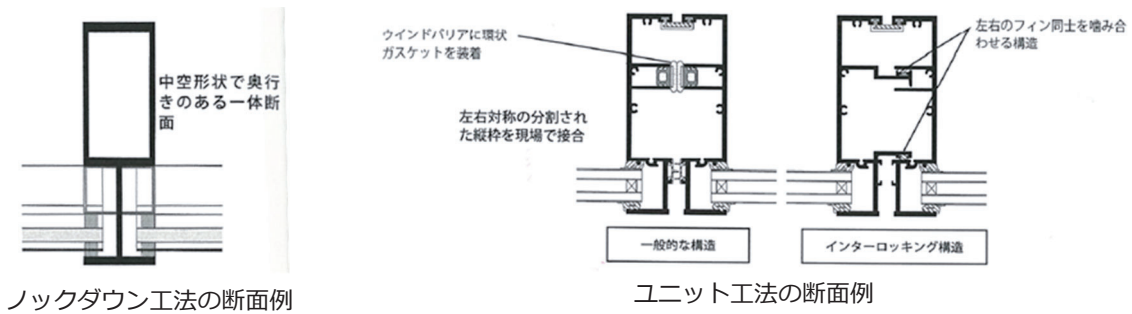


図 4-14 メタルカーテンウォールの工法による分類⁸⁾

(イ) 要求性能

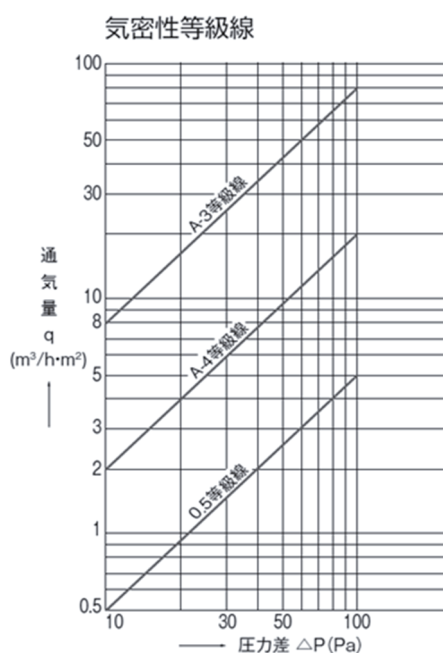
カーテンウォールに要求される性能もサッシと同様に多岐に渡るが、JASS 14 カーテンウォール工事では、サッシに求められる性能に加えて、「耐火」、「耐震」、「耐温度差」等の性能が規定されている。ここでは、「気密」、「断熱」、「遮熱(日射取得)」の諸性能についてサッシ(窓)との相違点を概説する。

a 気密

カーテンウォールにおける気密性能の考え方はサッシと同様であるが、カーテンウォールは高層の建築物に用いられることが多く、煙突効果により発生する出入口ドアの開閉障害や、空調バランス、空調負荷への影響等を最小限にするため、より高い気密性能が要求される。一般的にカーテンウォールの構成はFIX部が多く、また開閉可能な部分もスイング系の窓が使用されることが多いことから、一般サッシに比べ気密性能は高くなる傾向にある。その性能等級は、カーテンウォール性能基準⁹⁾に記載されており、サッシの気密性能で示した上位2グレードとさらに上位グレード(0.5等級)の3グレードで示される(図 4-15)。

気密性能の評価についてもサッシと同様であるが、カーテンウォール全体を試験装置で評価することは物理的に不可能であるため、その構成部位の一部を切り出した形で評価する。特に、開閉可能な部位を含む場合は、FIX部より性能が劣ることから、その部位の評価結果を代表性能として扱う場合が多い。また、建物の複数層を再現した実大試験における総合性能試験の一項目として、極々まれに気密性能を評価することもあるが、測定精度の問題があり、あまり一般的ではない。

なお、カーテンウォールの場合、4.1(3)イ(ア)種類、取付方法で示した通り、現地における部材の組み立て施工が多いことから、気密性能（に限らずすべての性能）の担保は、厳格な施工管理が求められる。



気密性グレード

性能グレード	等級（等級線）
1	JIS等級A-3(A-3等級線)
2	JIS等級A-4(A-4等級線)
3	0.5等級(0.5等級線)

[グレードの目安]

グレード1：穏やかな環境のもとで通常の空調設備を持つ建物

グレード2：市街地の高層建築物

グレード3：風の強い地域や超高層建築物

図 4-15 カーテンウォールの気密性能の等級²⁾

b 断熱

カーテンウォールの断熱性能の等級は、カーテンウォール性能基準⁹⁾に記載されており、H-6等級がないことを除いてサッシと同様である。また、断熱性能を評価する手法のひとつである試験法は、サッシと同じ試験法（JIS A 4710）、試験装置で実施される。

計算法は、JIS A 2105に規定された方法である(図 4-17 参照)。これにより、ガラスだけではなく、方立・無目といったフレームやスパンドレルパネルを含むカーテンウォール全体の熱貫流率を計算することができる。計算手順は、まず、計算対象となるカーテンウォール全体を基準FIX部、基準可動部、下端FIX部、下端可動部…のように計算対象要素ごとに分割する(図 4-16 参照)。さらに、分割した計算対象要素をビジョン部グレーディング（ガラス）、スパンドレル部パネル、ビジョン部方立フレーム、スパンドレル部方立フレーム、無目フレーム…といった構成部材ごとに分割する。ビジョン部グレーディングやスパンドレル部パネルの熱貫流率は、一次元の数値計算で求められる。フレームの熱貫流率（線熱貫流率）は、境界要素法等の二次元の数値計算によって求められるが、熱橋

単一評価法と熱橋成分別評価法の二通りの評価方法がある（図 4-17 参照）。熱橋単一評価法は、グレーディングまたはパネルとフレームの接合部分の線熱貫流率をフレームの熱貫流率（線熱貫流率）に含めて評価する手法で、グレーディングまたはパネルとフレームの接合部分の組み合わせが少ないオーダーカーテンウォールの評価に適している。熱橋成分別評価法は、フレームの熱貫流率とグレーディングまたはパネルとフレームの接合部分の線熱貫流率を別々に評価する方法で、方立フレーム、無目フレーム、組込み窓フレーム、グレーディング、パネルなどの部材に多数のバリエーションがあり、その組み合わせでカーテンウォールが構成されるカタログ商品の評価に適している。これらの構成部材ごとの熱貫流率（及び線熱貫流率）を面積（及び／又は見付け長さ）で加重平均することで計算対象要素ごとの熱貫流率が求められる。最後に、計算対象要素ごとの熱貫流率をカーテンウォール全体の面積に占める計算対象要素ごとの面積で加重平均することでカーテンウォール全体の熱貫流率が求められる。

c 遮熱（日射取得）

カーテンウォールの遮熱（日射取得）性能の等級は、サッシ（窓）と同様に現在のところ規定されていない。

また、カーテンウォールの遮熱（日射取得）性能を評価する手法として、試験法・計算法ともに現在のところ標準化された手法がない。

d 実建物における性能担保の考え方

先に述べたように、カーテンウォールにおける個々の性能は、試験、計算等で評価され要求性能を担保している。しかしながら a 気密でも述べた様に、実建物における性能は、正確な施工が行われて初めて担保されるものであり、厳格な施工管理が求められる。

一般的に、建築物の工事は総合建設業者（ゼネコン）の監理の元に行われ、その下で各種工事毎に施工管理が行われる。カーテンウォールの場合も同様、その工事はサッシメーカーが施工管理を行う。表 4-7 にカーテンウォール施工時における検査項目の例を示す。作業工程毎に検査項目定め、検査を実施することにより要求性能の担保を行う。

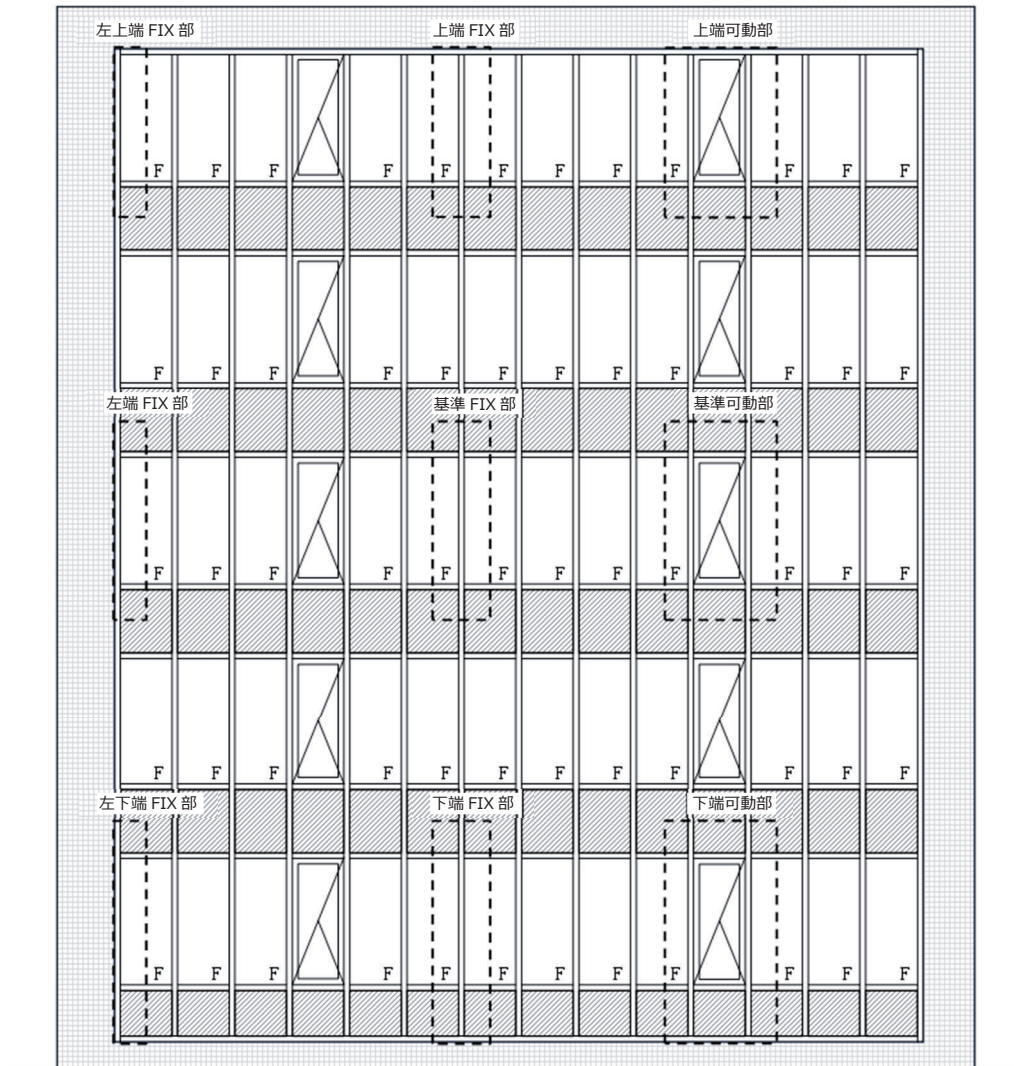


図 4-16 カーテンウォールの計算対象要素¹⁰⁾

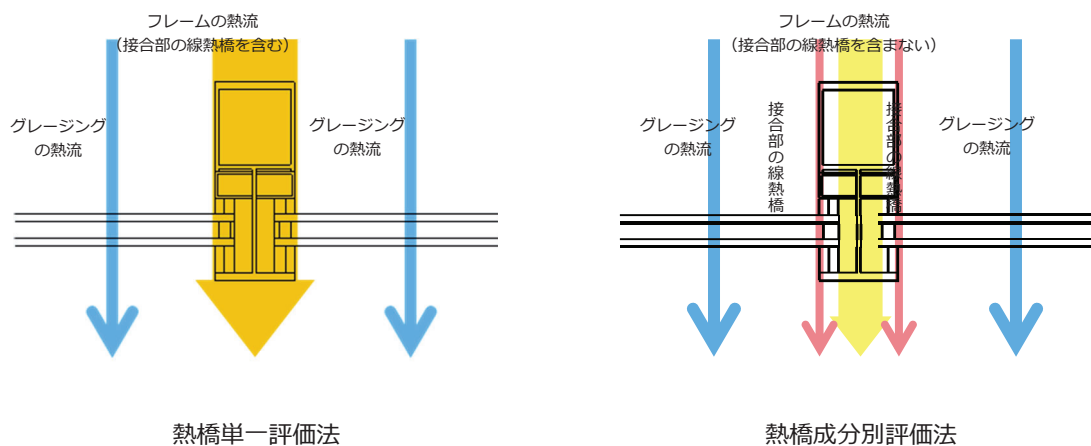


図 4-17 評価方法のイメージ

表 4-7 カーテンウォール施工時における検査項目の例⁸⁾

作業	検査項目	検査方法	合否判定資料
取付基準の設定	施工精度 a) 使用計測器の精度 b) ピアノ線の基点の位置 c) ピアノ線の張り具合	計測 照合	原寸 カーテンウォール図面
先付け・後付け アンカー工事	a) 取付部位 b) 施工精度 c) 固定状態 d) 品質—ネジ部の損傷・変形・発錆 e) その他—防錆処理の状況	計測 目視 打診*	カーテンウォール図面 アンカーの取付許容誤差値 アンカーの施工仕様**
ファスナー取付工事	a) 取付部位 b) 施工精度—全体の通り、ジョイント目地の寸法、 取合い工事と納りの具合 c) 固定状態—ボルト、ビスの締付状態、溶接の状況*** d) その他—防錆処理状況	計測 目視	カーテンウォール図面 カーテンウォール図面 指示寸法の許容差 標準トルク値 溶接仕様
本体取付工事	a) 取付部位 b) 施工精度—全体の通り、ジョイント目地の寸法、 取合い工事と納りの具合 c) 固定状況—ボルト、ビスの締付状態、溶接の状況*** d) 外観仕上げ—色調、色ムラ汚れ、打痕、傷、腐食 e) 機能性能—雨水・結露水等の流水経路、気密材の 密閉度、工場シール、工場施工の無機繊維材の状況、 障子、金具等の作動状況 f) その他—防錆処理の状況	計測 目視 照合 感触	カーテンウォール図面 カーテンウォール図面 指示寸法の許容差 標準トルク値 溶接仕様 (色調) 限度見本
付属部材取付工事	a) 取付部位 b) 施工精度—全体の通り、(ジョイントの目違い、 段違い) 取り合い工事との納り具合 c) 固定状況—ボルト、ビスの締付状態、溶接の状況*** d) 外観仕上げ—色調・仕上げ程度 e) その他—防錆処理の状況	計測 目視 照合 感触	カーテンウォール図面 カーテンウォール図面 指示寸法の許容差 溶接仕様 (色調) 限度見本
シーリング工事	a) 施工漏れ b) 施工状況—施工面の清掃状況、バックアップ材の接着 状況 (シール材の充てん目地深さ)、プライマー処理 の状況、シール材の混合状況シールの充てん状態(ガ ンノズル形状、ヘラ押さえ) c) 品質—硬度、伸び、接着強度、断面状況、気泡の混入 d) 外観仕上げ—色調・仕上げ程度 e) その他—プライマー・シール材による施工箇所周辺の 汚れ、マスキングテープの残り	計測 目視 照合 感触 採取	カーテンウォール図面 品質見本 施工見本 (色調) 限度見本
清掃工事	a) 施工漏れ b) 施工状態—清掃拭きムラ、テープ糊残り	目視 感触	

* : アンカー回りのコンクリートの充填状態、スタッドボルトの溶接状態

** : 金属拡張型アンカー工法、アークスタッド溶接工法

*** : 溶接箇所、溶接長さ、細長溶接のど厚、溶接欠損

参考文献

- 1.YKK AP(株)ホームページ(表 4-2、表 4-3)
- 2.JIS A 4706「サッシ」:(一財)日本規格協会(表 4-4、図 4-8、表 4-5、図 4-15)
- 3.JIS A 1516「建具の気密性試験方法」:(一財)日本規格協会(図 4-7)
- 4.JIS A 4710「建具の断熱性試験方法」:(一財)日本規格協会(図 4-9)
- 5.JIS A 2102-1, 2「窓及びドアの熱性能－熱貫流率の計算」:(一財)日本規格協会(図 4-10)
- 6.JIS A 1493「窓及びドアの熱性能－日射熱取得率の測定」:(一財)日本規格協会(図 4-11)
- 7.JIS A 2103「窓及びドアの熱性能－日射熱取得率の計算」:(一財)日本規格協会(図 4-12)
- 8.カーテンウォールってなんだろう 2016:(一社)カーテンウォール・防火開口部協会(現:(一社)建築開口部協会)(表 4-6、図 4-13、図 4-14、表 4-7)
- 9.カーテンウォール性能基準 2013:(一社)カーテンウォール・防火開口部協会(現:(一社)建築開口部協会)
- 10.JIS A 2105:(一財)日本規格協会(図 4-16)

ウ ガラス

(ア) ガラスの熱性能

a ガラスの熱貫流率

ガラスの熱貫流率とは、室内外の温度差が 1℃のときにガラスを通過する単位時間、単位面積あたりの熱量で表される。単位は $[W/(m^2 \cdot K)]$ 。数値が小さいほどそのガラスを通過する熱量が小さいため、断熱性能が高いことになる。

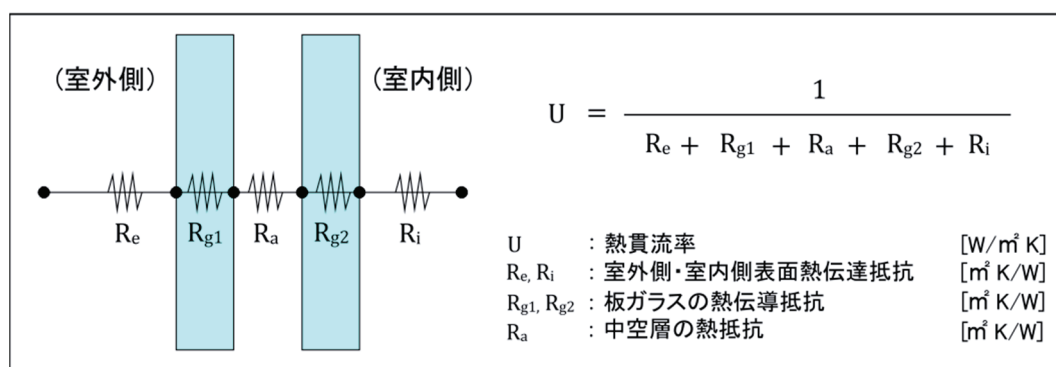


図 4-18 複層ガラスの熱貫流率の算出

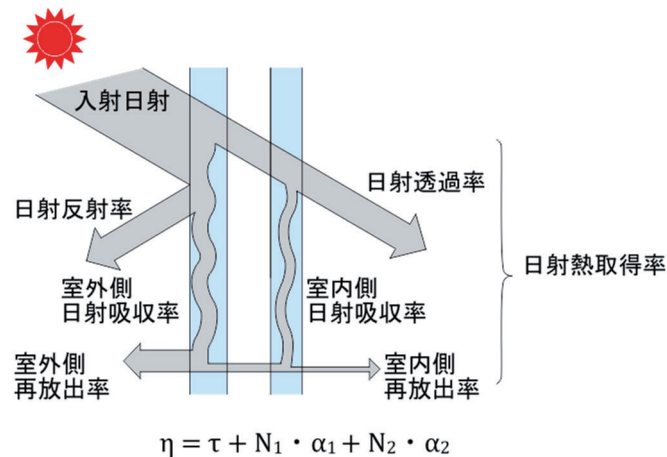
測定値としては、各ガラス厚さ、複層ガラスの場合、中空層厚さと膜付ガラスの場合は膜面の垂直放射率が必要(膜がないガラスの表面は JIS 規格に規定値があるので測定不要)であり、これら測定値を JIS R3107 に準じて算定することで、室内外の表面熱伝達抵抗(室内外の熱伝達係数の逆数)、板ガラス部分の熱抵抗など(複層ガラスの場合、中空層の熱抵抗を含む)が定まり、それら全ての熱抵抗の合計の逆数として、ガラス中央部の熱貫流率は求められる。表記は有効数字 2 桁となっている。

複層ガラスの場合は中空層熱抵抗が熱貫流率の値を決定づけるキーファクターとなっており、中空層表面の放射率や中空層幅などの違いにより、中空層熱抵抗が変わるので、熱貫流率は変化する。

b ガラスの日射熱取得率

ガラスの日射取得性能は一般に日射熱取得率（Solar Heat Gain coefficient : SHGC、JIS R 3106では η 値；単位[-]）で表す。日射熱取得率は窓ガラスに入射する日射熱に対する室内へ侵入する日射熱の比率を表したものである。室内へ侵入する日射熱はガラスを直接透過する成分とガラスに吸収されて室内側に再放熱される成分の両方を含んでいる。

測定値としては、各ガラスの分光透過率、分光反射率と膜付ガラス膜面の垂直放射率が必要（膜がないガラスの表面は JIS 規格に規定値があるので測定不要）であり、これら測定値を JIS R3106 に準じて算定することで、総合可視光透過率、総合可視光反射率、総合日射透過率、総合日射反射率、各ガラスの総合日射吸収率、室内外の表面熱伝達抵抗（室内外の熱伝達係数の逆数）、複層ガラスの場合の中空層熱抵抗が求められ、最終的にガラス中央部の日射熱取得率は算出することができる。表記は小数第 2 位となっている。



- η : 日射熱取得率
- τ : 日射透過率
- α_1, α_2 : 室外側ガラス・室内側ガラスの日射吸収率
- N_1, N_2 : 吸収された日射熱が室内へ伝達される割合

図 4-19 複層ガラスの日射熱取得率の算出

c Low-E 複層ガラス

Low-E ガラスとは、片側の板ガラスの表面に垂直放射率が 0.2 以下の銀や酸化錫などの薄膜（以後 Low-E 膜と称する）を施したもので、この Low-E ガラスを（Low-E 膜が中空層側に配置されるように）用いた複層ガラスを Low-E 複層ガラスと称している。Low-E 複層ガラスは中空層内の放射による熱移動を低減させる効果があるので、通常の透明ガラスを用いた複層ガラスと比べて断熱性能が高い。また、Low-E 膜は通常、複層ガラスの中空層の片側だけに用いられる。これは、片側の Low-E 膜による中空層の放射熱伝達低減効果が十分であるのと、中空層両側の Low-E 膜使用は、複層ガラスの可視光透過率の低減につながるからである。また、Low-E 膜はその種類を変えることで可視

光、近赤外域の透過率の低減度合、反射率の増加割合を変化させることができる。

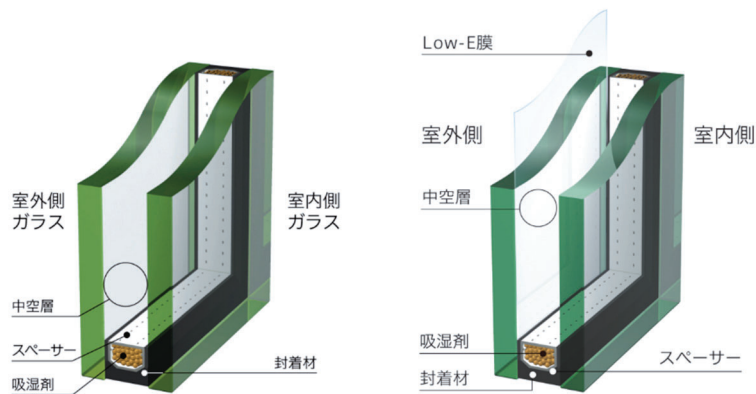


図 4-20 複層ガラスと Low-E 複層ガラスの断面イメージ

d Low-E 複層ガラスの熱光学性能と Low-E 複層ガラスの日射区分

下表に住宅用、及び非住宅用の代表ガラス構成とその熱光学性能値を示す。

表 4-8 住宅用代表ガラス構成と熱光学性能値

名称	ガラス構成	可視光透過率 (%)	可視光反射率 (%)	日射透過率 (%)	日射反射率 (%)	日射吸収率 (%)	日射熱取得率	熱貫流率 (W/(m ² ・K))
サンバランス日射遮蔽タイプ アクアグリーン	Low-E3 +A12+FL3	72.4	14.3	35.5	42.1	22.4	0.39	1.6
サンバランス日射取得タイプ ピュアクリア	FL3+A12 +Low-E3	78.9	12.4	50.9	32.9	16.2	0.58	1.7
ペアガラス (透明)	FL3+A12+FL3	82.2	14.8	75.7	13.4	10.8	0.80	2.9

表 4-9 非住宅用代表ガラス構成と熱光学性能値

名称	ガラス構成	可視光透過率 (%)	可視光反射率 (%)	日射透過率 (%)	日射反射率 (%)	日射吸収率 (%)	日射熱取得率	熱貫流率 (W/(m ² ・K))
サンバランス日射遮蔽タイプ アクアグリーン	Low-E6 +A12+FL6	70.8	13.8	33.4	35.8	30.8	0.38	1.6
サンバランス日射取得タイプ ピュアクリア	Low-E6 +A12+FL6	77.2	12.9	46.4	27.8	25.8	0.52	1.6
サンバランス日射遮蔽タイプ ブルーグレー	Low-E6 +A12+FL6	42.6	13.0	21.5	27.4	51.0	0.28	1.7
サンバランス日射遮蔽タイプ スーペリアクール	Low-E6 +A12+FL6	41.3	23.4	18.9	38.8	42.4	0.24	1.6
ペアガラス (透明)	FL6+A12+FL6	80.5	14.2	67.3	12.0	20.7	0.75	2.8

建築物省エネ法のモデル建物法の入カマニュアルには「ガラス建築確認記号の判断の規則」として、Low-E複層ガラスの日射区分については、省エネ基準 JIS R 3106の夏期の日射熱取得率の値が0.50以上のものを「日射取得型」、0.49以下のものを「日射遮蔽型」と判断している。熱貫流率については日射取得型、日射遮蔽型で殆ど差はなく、一般には中空層 12mm の空気の場合、1.6~1.9

[W/(m²·K)] 程度である。

住宅の場合、エネルギー使用として冷房負荷よりも暖房負荷が重視される。庇のある南面の窓に関しては、夏期の太陽高度の高い日中は庇により直達日射が遮られるが太陽高度の低くなる冬期は、なるべく日射を取り入れて、暖房負荷を低減すべく、日射取得型の Low-E 複層ガラスが推奨される。また、庇のない東西面など、夏期の直達日射をなるべく遮蔽する場合は日射遮蔽型が望ましい。なお、眺望を犠牲にするなら外部遮蔽物を設置することが日射遮蔽対策としてより効果的である。非住宅の場合、事務所ビルなどでは住宅よりも人、機器、照明などの内部発熱が大きいので、日本では冷房負荷が重視される。特に、庇等による十分な日射遮蔽が見込みにくいのであれば日射遮蔽型の Low-E 複層ガラスを使用されるケースが多い。また、日射遮蔽型の Low-E 複層ガラスは日射取得型よりも日射透過率が低いので、直達日射が室内に照射される時に、室内の室温分布は日射取得型よりも安定しやすいというメリットがある。

(イ) その他ガラス性能

a 耐風圧強度

ガラスの設計において、建築基準法施工令第 82 条の 4（平成 12 年建設省告示 1458 号）によって、台風時に所定の風圧に耐えうる強度、いわゆる『耐風圧強度』を確保することが定められている。板ガラスの耐風圧強度は再現期間、基準風速、建築物の高さ、ガラスの寸法・厚さ・種類などから算出することができる。耐風圧強度の計算は多くのガラスメーカー、サッシメーカーなどで実施できる。設計者はまずはこれらのメーカーに相談し、計算を適切に実施もしくは実施の依頼をするなどして、板ガラスを安全に設計できるよう配慮する必要がある。

b 防災性

自然災害や人的災害の際に、ガラスによって被害を軽減できるようにすることも設計上大切である。例えば前述の耐風圧強度の計算によって、風荷重に対する強さは確保できるが、飛来物の衝突までは考慮されていない。そこで、地震や台風、突風などの自然災害による衝突に対してもガラス破損の被害を抑えられるようなガラスを選定できることが好ましい。

(一社)日本建築防災協会の「安全・安心ガラス設計施工指針」では開口部の安全設計指針と自然災害（地震、強風）に有効なガラスのガイドラインが示されており、ガラスが割れても破片が飛び散らない『合わせガラス』は、大きな穴が開きにくく防犯にも有効とされている。特に中間膜 60 ミル以上の合わせガラスを板硝子協会では「防災安全合わせガラス」と称し、優良住宅部品「BL-bs 部品」認定を取得している。図 4-21、図 4-22 にガラスに衝撃物が当たった時のガラスの割れ方の例を示す（JIS R3205 規定の加撃体によるショットバック試験より）。



図 4-21 フロート板ガラスの割れ方



図 4-22 合わせガラスの割れ方

c 防火性

ガラスは単体としての防火材料とは認められていないが、ガラスの種類とフレームを適切に選定することで防火設備^{*}とすることもできる。例えば告示仕様では、網入板ガラスは、鉄製枠との組み合わせで防火設備として認められており、網のない耐熱強化ガラスについても特定の構成で防火設備として認められている。

^{*}防火設備：建築基準法 2 条九号の二口及び第 64 条の政令で定める防火戸、ドレンチャー、その他火災を遮る設備。適合させるべき法において要求される遮炎性能を満たす必要がある。

d 耐久性

複層ガラスは、封着部が高温多湿、紫外線照射などの条件にさらされると、封着材の劣化によって水分が中空層内に侵入し、中空層内結露の発生や Low-E 複層ガラスでは Low-E 膜が劣化する恐れがある。また、ガス入り複層ガラスの場合、ガスの密閉性が不十分であると、断熱性能の低下が生ずる。これらの不具合に対処すべく複層ガラスの製造規格 JIS R 3209 では、封止の加速耐久試験、光学薄膜の性能の加速耐久試験が規定されている。また、JIS R3209 は 2018 年に改訂され、新たに、中空層内の乾燥気体のガス密閉性の加速耐久試験が追加されている。耐久性能を維持するためにこれらの試験に合格する複層ガラスであることはもちろんであり、さらに適切な納まり(水抜き穴の確保、適切なセッティングブロックの高さ、紫外線アタックを防止する所定のかかりしろ高さ)とすることが重要である。(図 4-23)

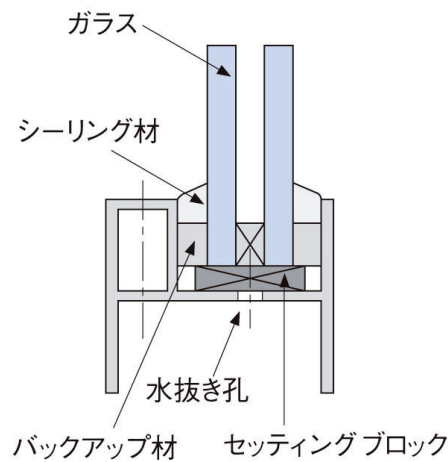


図 4-23 複層ガラスの基本納まり図（弾性シーリング材構法の場合）

(ウ) 避難所にとって最適なガラスとは

大地震などの災害が発生し、避難所に大勢の方が避難されるような場合、避難所のガラスの破損は危険であるとともに施設の継続使用に支障がきたすため、万が一破損しても開放しにくいガラスが望ましい。また、電気・ガスの供給が絶たれている場合、避難所で真冬に暖房機器がない時は、室温をなるべく下げないようにする必要がある。そのためには窓ガラスとして断熱性能の良いガラスが使われることが避難者の健康や生命を守ることにつながる。以上のことから、避難所では、合わせ Low-E 複層ガラス（図 4-24）などの丈夫で断熱性の高いガラスが推奨される。

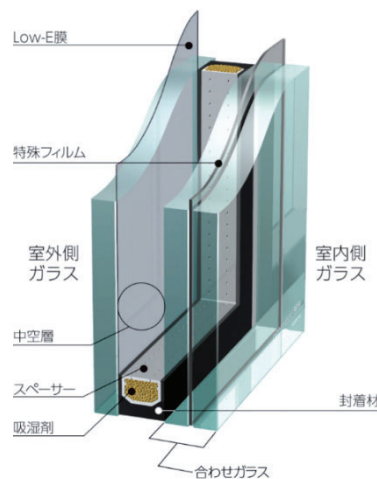


図 4-24 合わせ Low-E 複層ガラスの断面イメージ

(4) 室温調節のための自然換気機能（中小ビルを中心として）

中間期には室内が少し暑いと感じられることがある。そうした場合に窓を開けて室内よりも低温な外気を導入することにより室温調節を行うことが可能である。部屋の奥行きが深く窓から遠い空間の多い大規模な建物では困難であるが、中小ビルであればそのような窓開けによる自然換気を活用する

ことによって冷房負荷を削減することが可能である。自然換気とは、機械動力に拠らず自然の換気駆動力、即ち風力と浮力（温度差換気駆動力）を用いて、空調用の開口の類い（ダクト末端に設けられる外気取り入れ口、排気口など）よりも大きい面積の開口部を設けることによって多量の換気を生じさせる工夫を意味する。

建物の形状と風向によって、建物の各部分には異なる風圧、即ち風圧分布が生じるが、異なる風圧が作用する複数の位置に開口部（窓や自然換気用の換気口）を設けることによって、高い風圧が作用する開口部から空気が建物内部に流入し、低い風圧が作用する開口部から屋外に流出する。建物内外に温度差が存在する場合には、それに起因する内外差圧分布が風圧分布に重なって作用する。建物の各部分にどのような内外差圧が生じるかについては、風圧分布と各室内空間の室温をもとに、換気回路網計算を用いて計算する場合もある。図 4-25 は典型的な自然換気経路を示すが、(a)の場合は風力のみを利用する方式、(b)の場合は排気塔を設けて温度差換気駆動力の利用も行う方式である。いずれの方式においても、室内に入った外気は経路上の空間の熱を吸収しながら移動するが、その移動距離が長くなると昇温してしまう。そのため、室の外気の入口から出口までの距離が小さい場合のほうが自然換気の冷房負荷削減効果は大きいと言える。

一方、開口部の開口量については、実際の寸法に基づく面積ではなく、有効開口面積によって評価することが不可欠である。自然換気用の換気部材の中には内部の経路が複雑なものや防虫網が設けられたものがあり、両側差圧と通過風量との関係を求める試験を実施することで有効開口面積を求めておく必要がある。

春や秋などの中間期に、外気が冷涼で低湿度のときに、自然換気によって外気を室内に導入し、室内に溜った熱を屋外に排出し、室温を低下させつつも、湿度を低く保つのが自然換気の主旨である。外気が十分に冷涼でない場合には、自然換気に防暑効果を期待することはできないため、開口部を閉鎖して冷房設備を運転する必要がある。

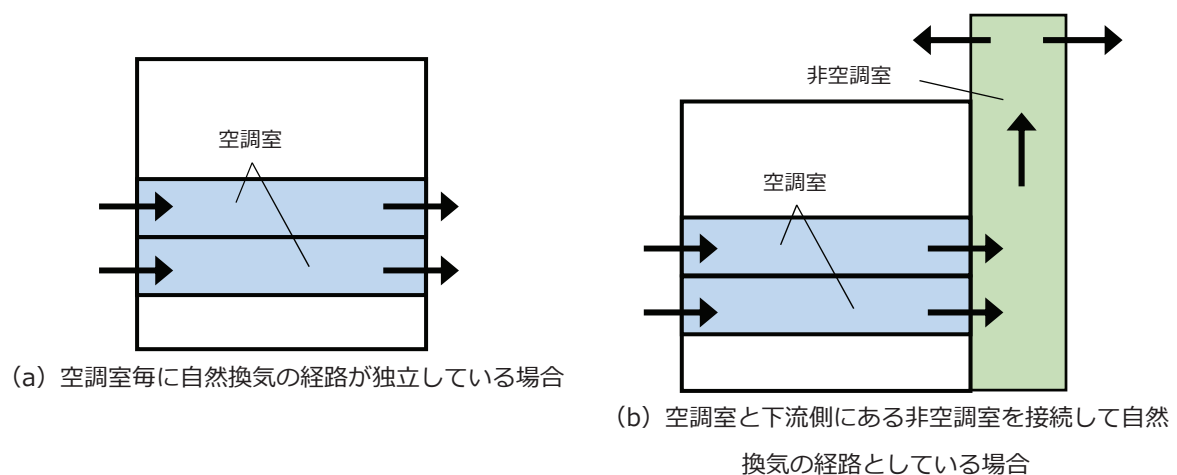


図 4-25 業務建築のための典型的な自然換気経路

なお、現実には、図 4-25 で示すような自然換気計画はむしろ希であり、単一の窓の開放によって窓面内で温度差換気又は風力換気を行うことで排熱や室内風速の増加を得る工夫や、図 4-25 ほどの

明確な計画は行わないが、複数の窓間を通じて風力換気が行われる効果を期待する工夫が多いと言える。特に比較的低層の事務所や学校などにおいては、そのような在室者による自発的な窓開放行為を活かした自然換気が行われ、防暑や冷房負荷の削減に効果を発揮していると言える。

(5) 最大負荷の計算と部分負荷への対応

空調設備の各部の容量を決めるために最大負荷に関する計算を行う必要がある。

中央式空調設備のための空調機の送風能力を決めるには、室内負荷（外皮経由の熱貫流や日射取得、内部発熱、発湿、外皮を通じた漏気に起因する負荷、蓄熱に起因する負荷などを考慮）、外気負荷、ダクトからの熱損失や送風機発熱に起因する負荷を考慮する必要がある。また、熱源の容量を決めるには、それらに加えて、熱源と空調機間の配管からの熱損失やポンプ発熱に起因する負荷、装置類の立ち上げに要する熱負荷、などを考慮する必要がある。

個別分散型空調設備の容量を決めるためにも、室内負荷、外気負荷、冷媒配管からの熱損失に起因する負荷を考慮する必要がある。

上述のような負荷に加えて、部屋の使われ方などの不確定要因や機器能力の経時的な低下を加味した安全率を乗じるのが通常であり、空調設備の容量は実際の負荷に比べて大きめにせざるを得ない側面がある。建物使用者からの暑さ寒さに関するクレームの発生を回避するためにも、容量が大きめになることはある程度やむを得ないことであると言える。

しかし、一方で、熱源のエネルギー消費量は、ある部分負荷率以下の運転状態では一定となって減少しない特性があることも認識すべきである（図 4-26 に平成 28 年省エネルギー基準で用いられている特性の一部を示す、参考文献 1）。エネルギー消費量が一定となり減らなくなる範囲は熱源の種類によって異なるが、広いものでは部分負荷率が 0~0.3 の範囲で一定となり、その範囲に入ると熱源負荷が減ってもエネルギー消費量は減らない。このことは、最悪の場合には、空調負荷を減らす努力をしたにもかかわらず、熱源分についてはエネルギー消費量が減らない可能性があることを意味している。したがって、熱源部の設計をするときには、定格条件（通常は最大能力時）におけるエネルギー効率の優れたものを選ぶとともに、低い部分負荷条件においても負荷の減少に合わせてエネルギー消費量も減るような特性を持たせることが重要となる。

また、中央式空調設備の場合は、空調機の送風のためのエネルギー消費量が、熱源運転に要するエネルギーに匹敵する大きさとなることがある。空調機の送風能力は前述のように室内負荷などを考慮して決められるが、部分負荷条件下においては風量を減らして送風機の出力及び消費電力を下げる制御（変風量制御）が省エネのための有効な手段として期待される。その省エネ効果を発揮させるためには、送風機についても過大な能力を持った機種を設置は避け、インバータにより出力及び消費電力を空調負荷に合わせて十分に下げられる設計が望まれている。

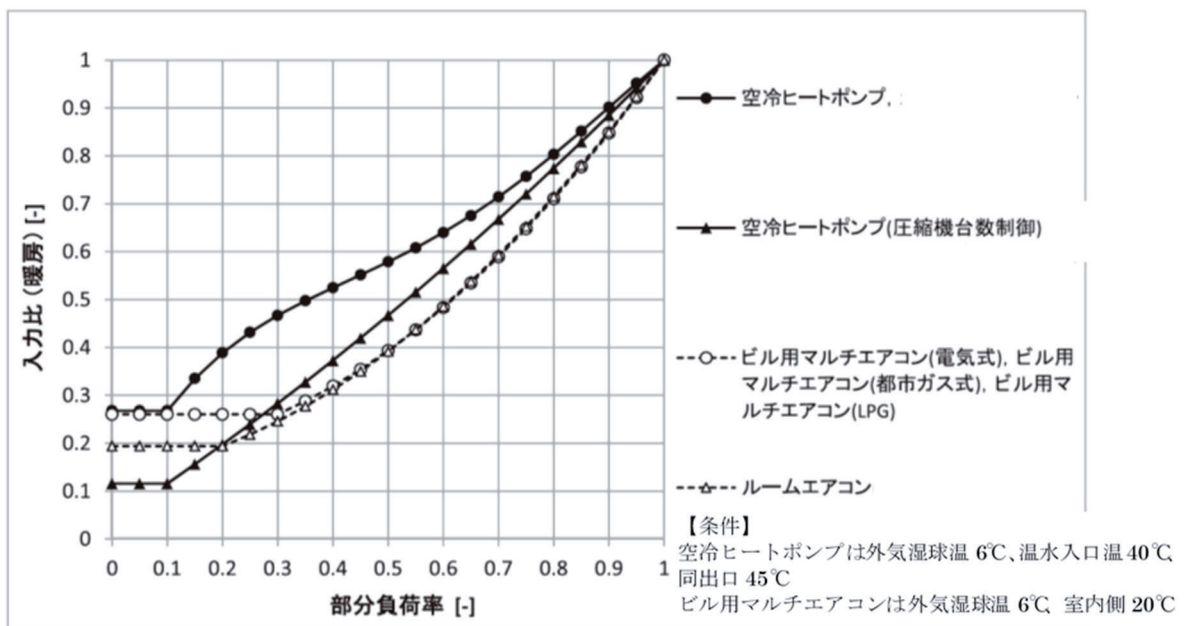
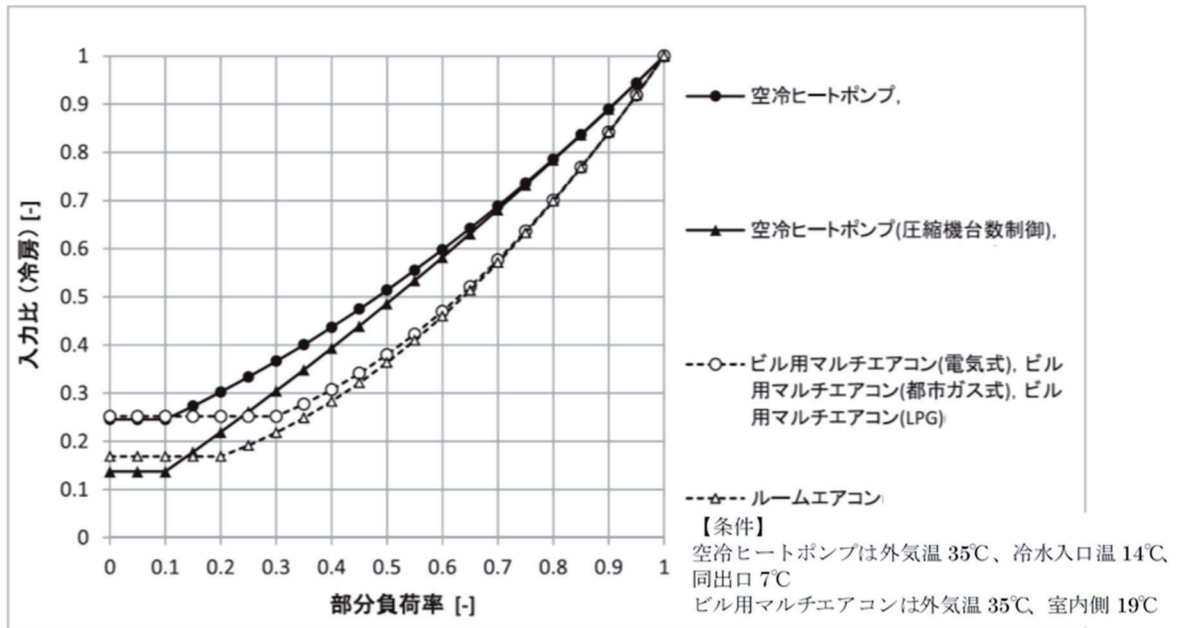


図 4-26 平成 28 年省エネルギー基準で用いられている熱源特性の例 (参考文献 1)

(6) 空調設備における省エネルギー設計

空調方式には、中央式空調設備と個別分散型空調設備がある。後者はビルマルチエアコンと呼ばれるもので、屋外に設置された室外機（熱源）、複数の室内機、両者の結ぶ冷媒配管及び換気設備で構成される。個別分散型空調設備は、設計が比較的簡便なことなどの理由から、中小規模の建物を中心に普及が進んでいる。一方で、中央式空調設備は、建物の使われ方などを考慮して、室内環境の質や省エネルギー化などに関してきめ細やかな設計が可能であると言われている。

ア 中央式空調設備

(ア) 熱源部

熱源の容量を決める際には、空調対象空間に関する熱負荷計算を参考にする。その際の与条件のうち機器・人体・照明による内部発熱条件は、従来は負荷を小さく見積もらないように冷房については大きめに、暖房については小さめに設定することが行われている。そうした場合には、負荷を過大に見積もることになるため、平成 28 年省エネルギー基準のための室使用条件などの通常の使用条件に近い条件における熱負荷を把握しておくことも重要となろう。その上で、酷暑・極寒日や、実際の室使用条件が想定と異なる場合における熱源の能力の不足がなるべく発生しないように安全率を加味して熱源容量の目安（冷暖房各々）を決める。空調の能力不足が頻繁に発生してクレームになることは避けねばならず、熱源容量に余裕を見込むことは不可欠と言えるが、一方で過大な容量の選定は熱源の実稼働効率を低下させるリスクのあることも考慮すべきと言える。省エネルギー設計においては、余裕を十分に持たせつつも、実稼働効率を向上させる工夫が必要不可欠と言える。

冷暖房共用の熱源とする場合に、熱源容量の設計値は冷房負荷及び暖房負荷のいずれか大きい方により決めることになる。実際には、容量に比べて相当程度小さな空調負荷（能力の 2 割～3 割）となる時間帯が多くなることに考慮して、熱源容量を 2 分割や 3 分割、あるいはそれ以上に分割するなどして複数の熱源を設けることが望ましい。冷房需要が卓越するものの暖房は欠かせない気象条件と建物用途の場合には、暖房熱源の部分負荷率を維持することに着目して熱源の分割を行うことも一考に値しよう。負荷の状況に応じて運転台数を制御することにより、運転する熱源の負荷率（容量に対する時々の能力の比率）をなるべく上げて、熱源のエネルギー効率を向上させる。ただし、熱源によって部分負荷特性が異なり、かなりの低負荷域まで効率を維持できるものや、中間負荷条件において高い効率が得られるものなどがあるため、選定した熱源の種類を考慮して台数分割を検討するべきと言える。

冷却塔を必要とする熱源の場合には、冷却水の配管及びポンプの設計や循環流量制御によって搬送動力の削減に努める。また、冷却水の温度を極力下げようにして熱源の効率を向上させる。ただし、熱源が許容できる温度範囲を逸脱しないよう、冷却塔についても容量を分割して複数設置し、台数制御を行うことで冷却水温度の正確な制御を可能とすることが望まれる。

(イ) 搬送部

a 水搬送部

水搬送部は熱源と空調機等（空調機及びファンコイルユニット）の放熱部との間に位置し、冷温水を用いて空気調和に必要な熱エネルギーを熱源から搬送する役割を担っており、空調設備の中のサブシステムと位置づけられる。また、空調機等から求められる熱量に対応する流量の冷温水を供給しており、室温制御に支障が発生することによるクレームや空調システムのエネルギー効率低下を防ぐ上で重要な役割を果たしている。ここでは、水搬送部のうち、二次側の水搬送部、即ち行きヘッダーから空調機等を経て還りヘッダーまでの負荷側の配管系について解説する。

従来の二次側の水搬送部は定流量（CWV: Constant Water Volume）システムが主流であったが、現在は変流量（VWV: Variable Water Volume）システムの採用が増えている。安価で高性能なインバータを用いて交流周波数を制御し、ポンプ回転数を変更する事が容易になったこともその一因である。

一方、ポンプメーカーは通常は商用周波数下の一定回転数における特性を提供しており、運転実態との間に差異が生じることもある（ただし、近年では要請に応じて複数の周波数条件の特性が提供されることもあり、設計図書に記載される傾向も見られる。後述の(v)を参照されたい。）。

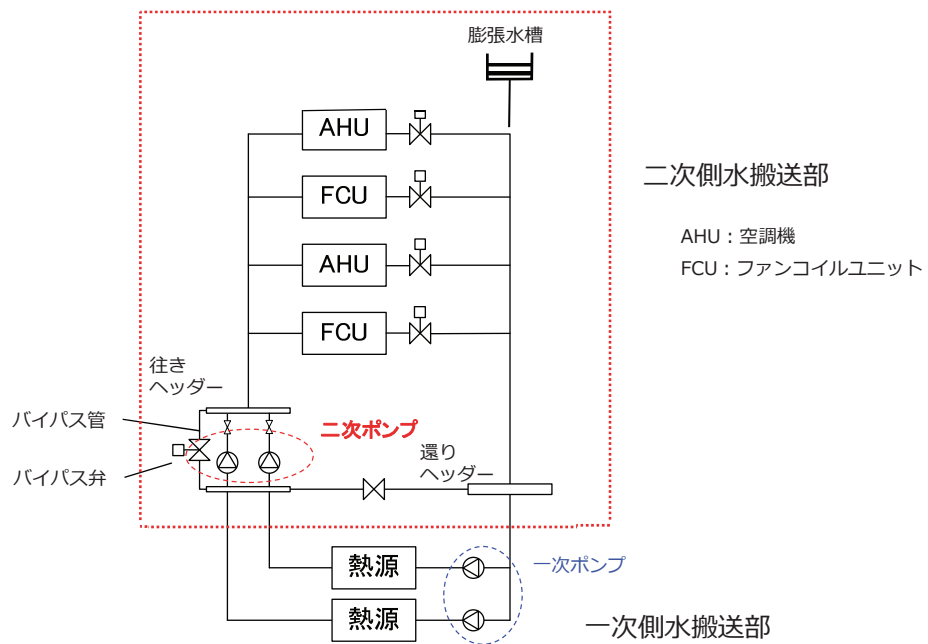


図 4-27 中央式熱源方式の水搬送部（矩形点線内部が二次側水搬送部）

(a) 二次側水搬送部の構成

(i) 二次側水搬送部

二次側水搬送システムは概略、図 4-27 に示すような構成であり、蓄熱槽などの大気に開放された部分を配管系に含まない限り密閉回路となっており、水路の高低差に起因する押し上げ揚程は加わず、その分のポンプ動力を低減することができる。

熱を輸送する水に求められる水質の目安としては(社)日本冷凍空調工業会が作成する「冷凍空調機器用水質ガイドライン」(参考文献 2)などが参考になるが、水質の基準として pH、電気伝導率、腐食性イオン濃度、カルシウム硬度など範囲が規定されている。循環する水及び補給水の水質を維持する対策が必要である。

温度による管内水の体積変化に対処するための膨張水槽(剰余水の排水や不足分の給水を行う機能を有すタンク)は二次側水搬送部の最高所よりもさらに高い位置に設置され、接続される。

空調機等は並列に接続され、冷温水の変流量方式を採用する場合には、各々の空調機等と直列に二方弁が設けられる。定流量方式を採用する場合は、冷温水が空調機等をバイパスする管路が設けられ、空調機等を通る冷温水と、バイパス管を通る冷温水の量が三方弁によって調節される。

二次水搬送部の送水容量は、接続される空調機等が必要とする水量の総和がひとつの目安となる。空調機は、日本冷凍空調工業会規格 JRA4036:2014 において定義され、①風量と機外静圧の関係、②想定した風量条件での冷房能力及び暖房能力、③冷房能力及び暖房能力時における冷温水流量、④冷房能力及び暖房能力時におけるコイル通水抵抗及びコイル空気抵抗、⑤電動機の軸動力、等の性能についても試験又は計算方法が規定されている。ファンコイルユニットは、日本工業規格 JIS A 4008:2008 において定義され、①風量、②消費電力、③定格通水量条件下における冷房能力及び暖房能力、④定格通水量条件下における通水抵抗、等の性能について試験方法が規定されている。このような性能指標を参考とし、空調対象室の冷暖房負荷に応じて選定された空調機等について、二次水搬送部が実現せねばならない水量と空調機等や二方弁等の前後の水圧差(通水抵抗)を把握することによって同部の設計が開始される。

変流量方式においては(本ガイドラインでは主として変流量方式を扱う)、空調機の場合は、給気温度又は室内温度の調節のため通水量が電動バルブ(以前は空気圧により開閉するバルブもあったが近年は電動バルブが主流である)によって調節され、ファンコイルユニットの場合は、室温の調節のため同様に通水量が電動バルブによって調整される。通水量調節の機能を持つ電動バルブにも通水抵抗(圧力損失)が発生する。一方、近年はあまり採用されることのない定流量方式においては、空調機等をバイパスする管路が設けられ、三方弁により冷温水を一部バイパスさせることによって空調機等に流入する冷温水流量を調節するようになっている。加えて、配管の直管部分、曲がり、分岐部等における圧力損失も加味して、建物内部の配管経路及び管径を決定する。配管経路については、各空調機等に作用する水圧を均等化することにも配慮する必要があるが、各空調機等への配管長さを均等化するための方法として、リバースリターン方式(図 4-28)がある。

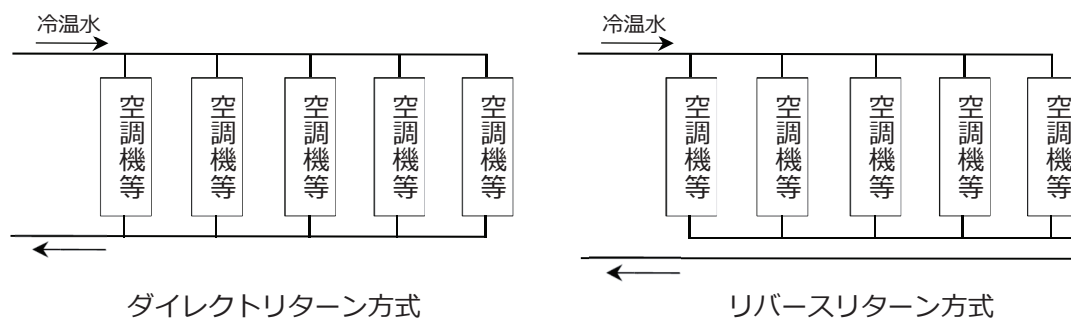


図 4-28 二次側送水部の配管方式

(ii) 二次ポンプシステム

中央熱源方式において、熱源から空調機等までのポンプシステムの構成は冷熱源、温熱源それぞれの熱源と連動する一次ポンプと、空調機等の要求に応じて冷温水を供給する二次ポンプに分けられることが多い（図 4-27）。ここでは二次ポンプを含む二次ポンプシステムについて解説する。二次ポンプシステムは並列に配置された複数台のポンプ、ポンプの回転数を制御するためのインバータ、バイパス弁及びバイパス管で構成される。バイパス弁及びバイパス管の主たる役割は空調機等の二方弁がすべて閉鎖されてポンプが締切運転となることを防止することと、制御方法によってはインバータを設けずにバイパス弁開度の調節によって二次側配管の送水圧調節が行われることがある。二次ポンプは空調機等が必要とする熱量を冷水もしくは温水で供給する。空調負荷の時変性に対応するために、冷温水流量を変流量とすることにより、合わせてポンプ動力の低減を図る。複数の空調機等から発せられる異なる要求水量に対して、ポンプを制御するのが変流量方式（VWV 方式）である。

ポンプの電動機にインバータを設置し回転数を変えるとポンプの特性が変化する。負荷側の流量と揚程（圧力損失）の関係曲線に沿って運転点を変えることができるため、目的の揚程になるように制御することができる。ただし、低い揚程にて運用するためには並列に設置されるポンプ全てが回転数制御可能でインバータの下限周波数も十分低く設定されている必要がある。

回転数を変化させた場合、ポンプ前後の管路の流量と揚程（圧力損失）の関係が一定である条件においては式 4-1～式 4-3 のように、流量（ Q ）は回転数（ n ）に比例して変化、揚程（ H ）は回転数の 2 乗に比例して変化、動力（ P ）は回転数の 3 乗に比例して変化する。

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{式 4-1}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad \text{式 4-2}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \times \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad \text{式 4-3}$$

動力は、ポンプの消費電力に関係するが、インバータの効率に関係するため、消費電力までもが回

回転数の3乗に比例するとは限らない。ただし、回転数を低下させることによってポンプの消費電力が低減されることは間違いない。

(iii) 二次ポンプシステムの構成と制御

二次ポンプシステムは複数台のポンプで構成されることが多く、インバータは供給電力の周波数を変更してポンプ回転数を変化させる。従って、ポンプシステムの主たる制御対象としては①ポンプ運転台数と②ポンプ回転数となる。二次ポンプシステムでは二次側流量と管路中の特定の二点間の圧力差を組み合わせて、運転台数と回転数を操作することが多い。測定項目との組み合わせでは運転台数を二次側流量、回転数を配管内の圧力差で操作する場合はほとんどである。(表 4-10)

表 4-10 操作量と測定項目の関係

		操作量	
		運転台数	回転数
測定項目	二次側流量	○	
	圧力差		○

空調機等に冷温水を供給する二次側水搬送部については、必要な冷温水流量に応じてポンプの運転台数と回転数を制御することにより搬送動力の低減を目指す。なお、ポンプの回転数を制御するに際して、周波数の制御範囲はポンプの故障を避けるために製造業者による保証範囲が一般に限られる(例えば、商用電源周波数の6割程度。送風機ほど下げることができない)。

二次ポンプ前後のヘッダー間に設置されるバイパス弁は、回転数の下限に制約のあるポンプの特性のため、吐出圧を抑制制御するために使用されると考えられる。それにより回転数は下げられないものの、ポンプの前後差圧を低減することが可能となる。

ポンプの回転数制御の方法としては、行きヘッダーの絶対圧(吐出圧)を計測し、その値が一定になるように制御する(吐出圧一定制御)か、末端に位置する空調機等の二方弁前後差圧又は空調機等及び二方弁を跨ぐ前後差圧が一定になるよう制御する(末端差圧一定制御)か、あるいは、吐出圧又は行きヘッダー・還りヘッダー間差圧(往還差圧)から末端差圧を推定して、その値が一定になるように制御する(推定末端差圧一定制御)といった方法も存在する。ただし、推定末端差圧制御のためには、竣工前に二次側水搬送部の各部の圧力や流量を測定し、それらの値を参考にする必要がある。

制御に関する測定点は二次側水搬送部の全体に設ける必要がある(図 4-29)。二次側流量は空調機等への分岐前もしくは合流後となる行き又は還りヘッダー近傍で測定される。差圧計測については、末端差圧一定制御の場合はポンプから冷温水系統の最遠端になる空調機等の二方弁の両側又は空調機等と二方弁を跨ぐ両側間において差圧を測定し、吐出圧一定制御又は推定末端圧制御の場合の往還差圧に関しては行きヘッダーの絶対圧と還りヘッダーの絶対圧推定値から求めるか、直接的に往還

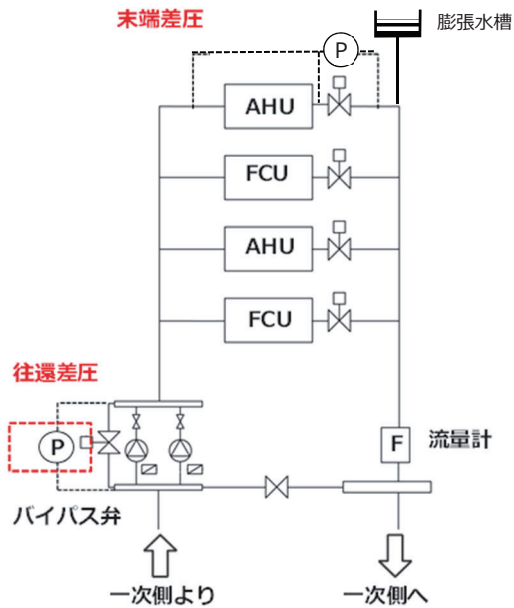


図 4-29 二次側水搬送部の制御用測定点位置の例

ヘッダー間の差圧を測定する。

二次ポンプシステムのそれらの制御方法を比較すると、省エネルギー的には末端差圧一定制御が最も優れていると言える。ただし、ポンプの制御には省エネの観点でさらに工夫の余地がある。

(iv) 二次ポンプシステムの変流量方式の詳細

■ 単純な回路例における各部の流量及び差圧の変化

ある空調機等の流量を下げるために二方弁の開度を絞ったときの、他の空調機等やポンプへの影響について考察するため、図 4-30 のようなポンプ 1 台、空調機 2 台から成る単純な二次水搬送部を取り上げることとする。配管上の各位置を丸数字で示す。

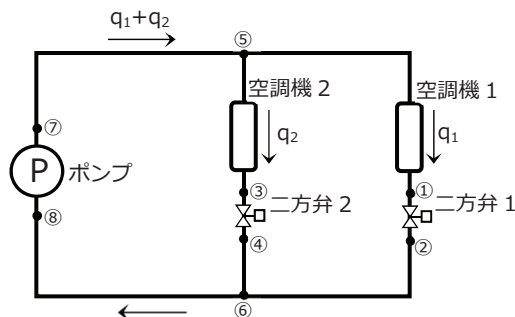


図 4-30 空調機 2 台とポンプから構成される二次水搬送部の例

配管の直管部の圧力損失及び曲がり・分岐・合流・コイルや二方弁などの局部抵抗による圧力損失は

流速又は流量の2乗に比例するため、図4-30の①-②、⑤-①、②-⑥、③-④、⑤-③、④-⑥、⑦-⑤、⑥-⑧の各部の圧力損失 $\Delta P_{①②}$ 、 $\Delta P_{⑤①}$ 、 $\Delta P_{②⑥}$ 、 $\Delta P_{③④}$ 、 $\Delta P_{⑤③}$ 、 $\Delta P_{④⑥}$ 、 $\Delta P_{⑦⑤}$ 、 $\Delta P_{⑥⑧}$ は、各管路部分の係数を $a_{①②}$ 、 $a_{⑤①}$ 、 $a_{②⑥}$ 、 $a_{③④}$ 、 $a_{⑤③}$ 、 $a_{④⑥}$ 、 $a_{⑦⑤}$ 、 $a_{⑥⑧}$ 、とすると下記のような関係が成り立つ。

$$\Delta P_{①②} = a_{①②} \times q_1^2, \Delta P_{⑤①} = a_{⑤①} \times q_1^2, \dots, \Delta P_{⑥⑧} = a_{⑥⑧} \times (q_1 + q_2)^2$$

なお、単純化のため位置⑤の分岐及び⑥の合流における圧力損失は分岐後又は合流前の管路の流速により決まることと仮定する。管路⑤-①-②-⑥と管路⑤-③-④-⑥を並列合成したときの圧力損失と流量の関係式は次式となる。

$$\Delta P_{\text{合成⑤⑥}} = \left(\sqrt{\frac{1}{a_{⑤①} + a_{①②} + a_{②⑥}}} + \sqrt{\frac{1}{a_{⑤③} + a_{③④} + a_{④⑥}}} \right)^{-2} \times (q_1 + q_2)^2 \quad \text{式 4-4}$$

これに管路⑦-⑤及び⑥-⑧を直列合成することにより、ポンプの揚程 $\Delta P_{\text{ポンプ}}$ は下式となる。

$$\Delta P_{\text{ポンプ}} = \left\{ a_{⑦⑤} + \left(\sqrt{\frac{1}{a_{⑤①} + a_{①②} + a_{②⑥}}} + \sqrt{\frac{1}{a_{⑤③} + a_{③④} + a_{④⑥}}} \right)^{-2} + a_{⑥⑧} \right\} \times (q_1 + q_2)^2 \quad \text{式 4-5}$$

さて、ここで空調機1の要求水量が減り二方弁1の開度が絞られた状況を想定すると、管路①-②の抵抗が増加する、即ち $a_{①②}$ が大きくなることから式4-5中の{ }内の係数も大きくなり、管路全体の流量-圧力損失（揚程）曲線は図4-31に示すように上方に移動（二次曲線A→B）、その結果としてポンプの運転点は特性曲線上を反時計方向に移動する（運転点a→b）。そのことは、ポンプの揚程が増加し流量 $q_1 + q_2$ は減少することを意味している。このときに図4-30に示す管路全体においては以下のような変化が生じる。

- ・ $\Delta P_{\text{ポンプ}}$ が増加し、 $q_1 + q_2$ の減少によって管路⑦-⑤及び管路⑥-⑧の圧力損失は減少するため、空調機2を含む管路⑤-⑥の圧力損失は増加する。同管路の特性に変化はないため流量 q_2 は増加する。
- ・流量 $q_1 + q_2$ が減少し、流量 q_2 は増加するため、流量 q_1 は減少する。
- ・管路⑤-⑥の圧力損失は増加し、流量 q_1 は減少するため、空調機1と二方弁1を挟む両側の差圧は増加し、空調機1の両側の差圧は流量 q_1 の減少により低下するため、 $\Delta P_{①②}$ は増加することになる。

つまり、空調機1の二方弁1の開度を絞ることにより、他の空調機の流量が増加し、管路全体としては流量が減少、ポンプの揚程は増加するという変化が生じる。また、二方弁1の両側の差圧は増加する。

このように、ある管路及び空調機等の流量を調節するために二方弁の開度を変更すると、他の管路の流量及びポンプの運転点に変化をもたらすため、場合によっては他の管路にある二方弁の開度調節を引き起こし得る。

■吐出圧一定制御

二次側水搬送部は、その回路上にあるすべての空調機等の定格（最大）能力時における冷温水流量が充足するように、手動バルブの開度調節等による枝管間の圧力損失調整、及びポンプの回転数・揚程の調節を予め初期調整されている必要がある。その状態から、空調機等が処理すべき空調負荷が低減した場合においては、二方弁の開度が低下することによって、前項で確認したようにポンプの揚程は増加するが、その状態では空調機等には必要以上の差圧が作用しており、ポンプの揚程を下げる余地が発生している。少なくとも初期調整時における揚程まで下げても、各空調機等の流量は、二方弁の開度を上げることで必要な冷温水流量は確保できるはずである。

吐出圧一定制御は、ポンプの揚程 $\Delta P_{\text{ポンプ}}$ が、初期調整時における揚程（即ち、すべての空調機等の二方弁を全開にした状態で、必要な冷温水流量が得られるポンプの揚程）を維持するようにポンプの回転数を制御するものである。

ポンプの揚程(図 4-29 においては往還差圧)が一定となるようにポンプの回転数を制御することで揚程を抑えることによって、ポンプの電力消費を削減できる。

当然、ポンプの揚程の目標値を不必要に大きくしないことが省エネにつながるため、設計計算値では大きめの値となりやすい配管抵抗（配管内の粗度の経年変化を勘案して計算することもある）は、完成後の回路の実際の抵抗を考慮（回路上に設けられた圧力計の計測値を参考にする）して検証する必要がある。

図 4-31 は、吐出圧一定制御におけるポンプの運転点の変化を説明するものである。ポンプの回転数が 100% で、管路全体の流量-揚程特性が A であるとき、運転点は a である。このとき、ある空調機等の二方弁の開度が低下すると、その二方弁の抵抗は増加し、流量は減少するのに対して、他の空調機等及びそれらの二方弁を通過する流量は増加する。したがって、他の空調機等を通過する流量の調節のため、それらの二方弁の開度も低下することが考えられ、それら他の二方弁の開度の変化も含めて、管路全体の流量-揚程特性の曲線は上方に移動し B となり、ポンプの運転点は b に移動する。このときに、吐出圧を一定に維持するため、ポンプの回転数は下げられるが、管路全体の特性が B のままであると回転数変更前の流量が確保できなくなるため、ポンプの回転数が漸次下げられるとともに、各二方弁の開度の調節もなされ、B よりも下方に管路全体の特性は移動、b と流量の等しい b' が新たな運転点となる。ポンプの回転数低下によってその消費電力も低下する。

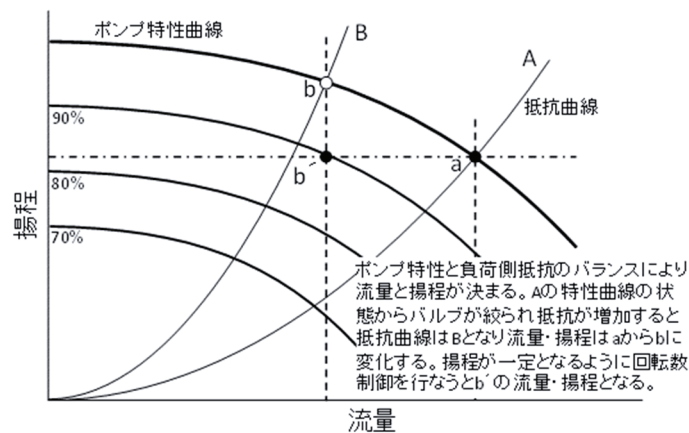


図 4-31 吐出圧一定制御の場合の運転点の変化 (a→b→b')

■末端差圧一定制御

前項にて解説した吐出圧一定制御では、吐出圧の下限（一定制御の目標値）は、あくまでも全ての二方弁が全開時において全ての空調機等に定格流量を供給し得る吐出圧とせざるを得ないため、空調負荷が全般的に小さくなり空調機等の要求する流量が非常に少なくなった条件においては過大な圧力差を空調機等にかけることになる。そこで、さらに吐出圧を下げることを可能とするため、空調機等の要求する冷温水流量に応じて吐出圧を極力下げようとする制御方式に、末端差圧一定制御という方式が提案されている。

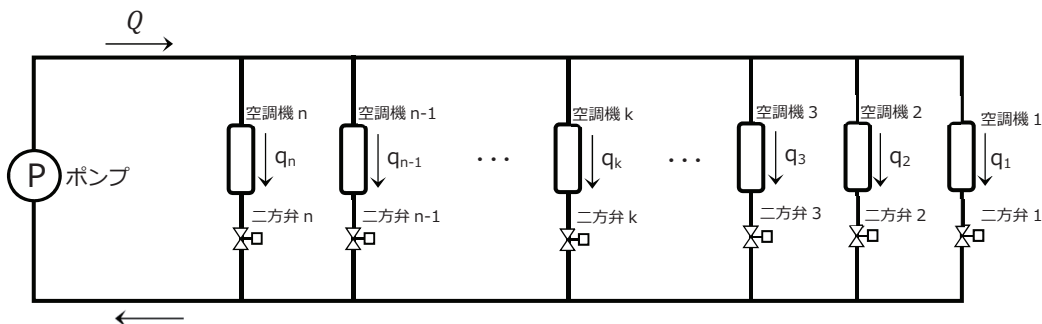


図 4-32 n枝の分岐回路のある二次側水搬送部

図 4-32 に n 枝の分岐回路のある二次側水搬送部の例を示す。ある目安となるポンプ揚程のときに、すべての二方弁が全開の条件ですべての空調機等に定格冷温水流量が流れるように調整されているとする（手動弁等で圧力損失バランスが実現されている状態）。

この回路が実際に使用されると、各二方弁は空調機等の要求水量に応じて開度が維持又は低下し、空調機等及び二方弁の両側の差圧は上昇した状態となる。この状態ではポンプの揚程が必要以上となっているため、回転数を低下させることにより揚程を低下させ消費電力も抑えることが可能であるが、問題はどこの差圧の計測値を参照してポンプの回転数を変更するか、である。

空調機等 k 及び二方弁 k が設置された回路 k (分岐から合流までの間の管路) の両端の圧力差を ΔP_k とすると、ポンプにより近い回路のその値は、より遠い回路のその値よりも大きく、不等式 4-6 が

成立する。下流に行くほど管内圧力が低下することに因る。

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 \leq \Delta P_3 \leq \dots \leq \Delta P_k \leq \dots \leq \Delta P_{n-1} \leq \Delta P_n \quad \text{式 4-6}$$

ポンプから最も離れた ΔP_1 を空調機等 1 に定格冷温水流量が流れている場合の同回路両端間の圧力差 ΔP_{1r} (初期調整時の計測で得られる) に維持するとき、二方弁 1 が全開であれば定格冷温水流量が流れていることになり、中間開度であれば当然ながら空調機等が要求する冷温水流量が得られていることを意味する。それよりポンプに近い空調機等 k の回路の両端の差圧 ΔP_k は、式 4-6 により ΔP_{1r} 以上となっている。

さて、初期調整時に空調機等 k に定格冷温水流量が流れた状態における ΔP_{kr} と ΔP_k を比較すると、次式が成り立つ。理由は、回路 1 と回路 k の間の主管の流量が、実使用時には初期調整時よりも少なく、両回路間の圧力損失も小さいためである。

$$\Delta P_1 - \Delta P_k \leq \Delta P_{1r} - \Delta P_{kr} \quad \text{式 4-7}$$

ΔP_1 を ΔP_{1r} に維持する制御を行った場合は、式 4-7 より式 4-8 が成り立ち、空調機等 k の回路 k の差圧が、空調機等 k に定格冷温水流量を流すのに十分な値であることが証明されたことになる。

$$\Delta P_k \geq \Delta P_{kr} \quad \text{式 4-8}$$

ただし、 ΔP_1 に基づくポンプ制御のための差圧計測方法は、二方弁 1 が完全に閉鎖された場合においても、回路 1 の次にポンプから遠い回路 2 の圧力差 ΔP_2 を計測できなければならない。例えば、 ΔP_1 を直接計測可能な位置である、空調機等 1 の上流と二方弁 1 の下流のしかるべき位置に圧力測定孔を設けておけば、二方弁 1 が完全閉鎖された場合において自動的に ΔP_2 を計測していることになる。

このように、ポンプから最も遠い末端の回路の両側差圧を、初期調整時の定格冷温水流量が流れる状態の差圧値に一定となるようにポンプの回転数を制御する方法が、末端差圧一定制御である。

■ 推定末端差圧一定制御

ポンプシステムの往還差圧 (吐出圧で決まる) から末端差圧を推定するためにどのような方法が採られているかの情報で公開されているものは限られている。その方法によって、この制御方法による省エネルギー効果も左右されるはずのため、推定末端差圧一定制御による有効性について断定的に論じることは困難と言え、以下の考察は理論的な推定の域を出ない。

しかし、末端差圧推定の基本としては、吐出圧と末端差圧の差が、当該二次水搬送部の冷温水流量の多寡に関係することであると考えられ、冷温水流量の測定が不可欠と考えられる。定性的には、流量が増加すると、ポンプシステムの吐出口から末端までの往きの主管に沿った圧力損失が増加し、末端からポンプシステムの吸入口までの還り主管に沿った圧力損失も増加する。したがって、それらの

圧力損失分だけ、末端差圧は往還差圧よりも小さくなる。

当該二次水搬送部の各枝の流量が、初期調整時に流した各空調機等の定格流量に比例していると仮定すると（実際には時々刻々において各空調機等が処理する負荷によって比例せず、主管の各部位の流量を推定することは困難）、初期調整時の往還差圧 $\Delta P_{\text{ポンプ},r}$ 、末端差圧 $\Delta P_{1,r}$ 、流量 Q_r 、実際に運転されているときのそれらを $\Delta P_{\text{ポンプ}}$ 、末端差圧 ΔP_1 、流量 Q とすると、それらは式 4-9 の関係にある。この関係を利用して末端差圧が推定できれば、式 4-10 が成り立つようにポンプの回転数を制御すればよいことになる。

$$\Delta P_{\text{ポンプ}} - \Delta P_1 = \left(\frac{Q}{Q_r}\right)^2 \left(\Delta P_{\text{ポンプ},r} - \Delta P_{1,r}\right) \quad \text{式 4-9}$$

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{ポンプ}} - \left(\frac{Q}{Q_r}\right)^2 \left(\Delta P_{\text{ポンプ},r} - \Delta P_{1,r}\right) \geq \Delta P_{1,r} \quad \text{式 4-10}$$

しかし、初期調整時に流した各空調機等の定格流量に比例するという仮定と異なり、末端に近い空調機等により大きな流量が発生した場合には、実際の ΔP_1 のほうが推定値よりも小さくなるため、要求水量を充足し得ないリスクが高まり、推定結果を補正するなどの対処が求められる可能性が生じる。

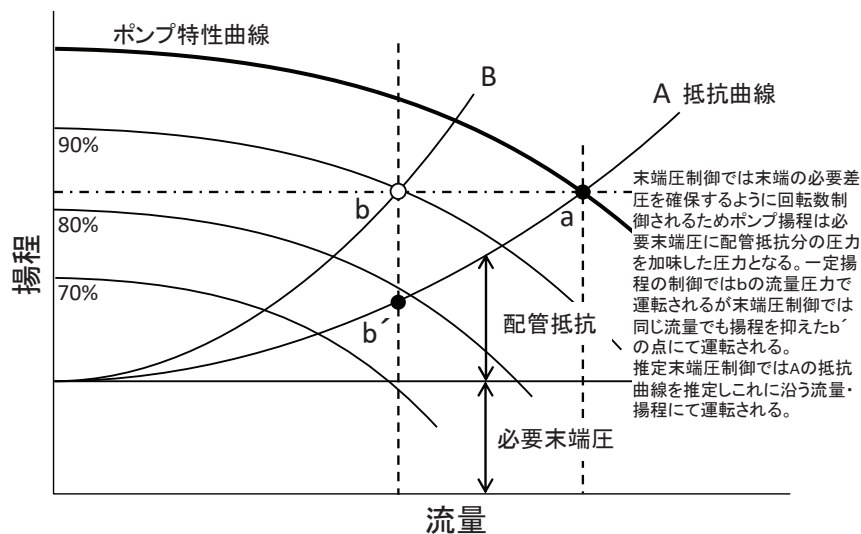


図 4-33 末端圧一定制御及び推定末端圧一定制御におけるポンプの運転点の変化

末端圧一定制御及び推定末端圧一定制御の場合のポンプ運転点の変化を図 4-33 に示す。bで運転していた場合に、末端圧が目標値を超えていると末端圧が目標値になるまでポンプの回転数を下げる。同時に二方弁の開度が増えることにより管路全体の特性はBからAに変化し、運転点はbからb'に移動し、流量が維持されつつポンプ動力の低減が達成される。推定末端圧一定制御の場合には、推定がうまく行った場合にはAの特性が推定されて同様に運転点がbからb'に移動する。

なお、末端圧の計測点への距離が遠い場合や複雑な管路の場合など、制御用ケーブルの長さが非常

に長くなる場合には、推定末端圧一定制御を採用せざるを得ないことがある（図 4-34）

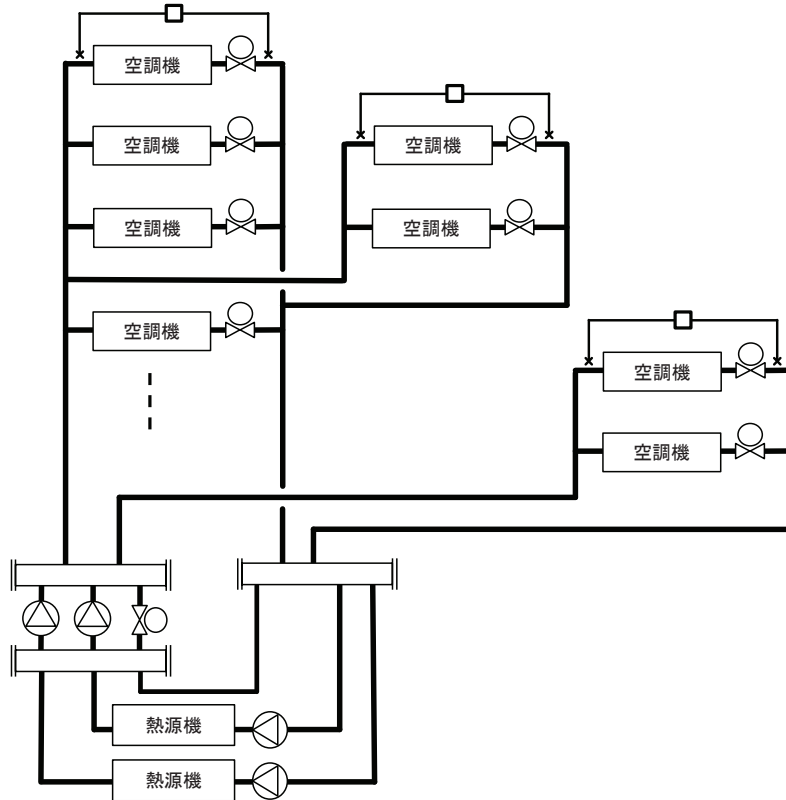


図 4-34 末端圧となる回路の位置が遠い場合や複雑な管路の場合の例

(v) ポンプ運転台数の切替制御

二次ポンプが複数台ある場合では流量による台数制御が行なわれ、運転中のポンプでまかなえる流量を超えるとときにポンプ運転台数を増加させる。ポンプの回転数制御を行なっている場合は消費電力が最小となるように運転台数を切替える目安となる流量が、定格流量と異なる場合があるため、流量に対する消費電力を確認することが望ましい（図 4-35）。

なお、ポンプの台数制御は負荷熱量によって行うのではなく、あくまでも流量によって行うべきである。なぜならば、往還温度差が大きい場合は過剰な台数を運転させることとなり、逆に往還温度差が小さい場合や、温度差確保のためなどポンプ台数を抑制した場合には、台数不足となり過剰流量を招きモータの過電流などによる停止を惹起する恐れがあるからである。

吐出圧一定制御において、インバータによるポンプの回転数制御の代わりに、バイパス弁による変流量制御を行う方法は、バイパス側へ冷温水を流すことにより負荷側の流量が可変となるが、ポンプ吐出量は変化せず台数制御のみによるため、エネルギー削減効果は小さい。

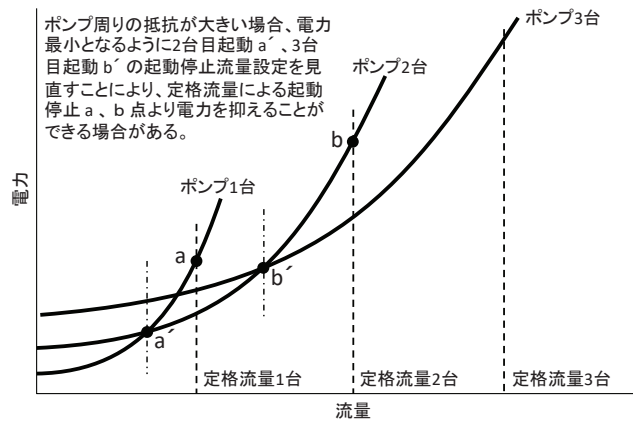


図 4-35 ポンプ回転数制御時の消費電力

(vi) さらに高い省エネルギー性能を追求した変流量制御方法について

末端圧一定制御では空調機等の前後差圧は一定とするが、軽負荷時はコイル前後に必要な圧力が小さくなるため、制御バルブを絞り空調機等の前後圧力を調整することになる。制御バルブを絞ることによるポンプ動力の無駄を少しでも減らすために、各空調機バルブ開度や流量によって負荷状況を把握し、ポンプの回転数制御の設定値を変更することも行なわれる場合がある、これにより末端圧一定制御よりもさらに揚程を下げたポンプの運転が可能となる。このような制御方式は「差圧設定最適化制御」あるいは「制御弁開度情報利用制御」と呼称される。

(b) 二次ポンプの試運転調整

(i) 確認事項

初期調整は機器単体の動作確認に始まり、システム全体の動作確認で終了する。重要な構成要素である、インバータは電気工事で設置され、空調工事でパラメータを設定する場合がある。インバータの設定値を出力[%]で記載せず、周波数[Hz]に換算しておくことが関係者の共通認識を持つ点で重要である。制御パラメータではないが、配管途中に設置されている各種手動バルブは初期調整の開始時点で全開となっている事が前提である。一部のバルブで開度が部分閉の状態にある場合には理由を明記し（枝管間の圧力損失を均等化するために開度を調節してある場合など）、理由が明確でなければ全開にして初期調整を実施する（参考文献 3）。

以下では初期調整の例として末端差圧制御を取り上げる。制御対象である差圧、運転台数を決定する二次側流量と共に、計装システムの操作量となるインバータ周波数、ポンプ運転台数を記録する。差圧の測定に際しては、測定圧力が測定位置の静水圧の影響を受ける点に注意が必要である。測定と記録を中央監視設備や BEMS、空調機コイルの前後差圧計測用の圧力ゲージ等の本設設備を用いて行うことが望ましいが、調整時のみに仮設でセンサー類を設置して測定する場合もあり得る。

メーカーが提供するポンプ特定曲線は商用周波数で運転する場合の値である。試運転調整時に運転

台数と回転数が変化するので、必要に応じて特性曲線の合成と相似則を用いた変換により複数台のポンプを運転する場合の特性曲線を作成する。

(ii) 制御パラメータの設定方法

以下の諸点を中心に制御パラメータを設定する。

- ① 差圧設定値を空調機等に設計流量が流れる場合の圧力差とする。
- ② 運転台数の切替設定値は運転台数に応じてポンプ特性曲線の合成を行い、増減段流量を決定する。増減段流量を適切に調整して、極力ポンプ消費電力を減らすことが重要である。
- ③ 省エネ上はインバータの最低周波数設定値をなるべく低くすることが重要である。ただし、ポンプメーカーの保証範囲を逸脱してはならない。
- ④ 制御パラメータ設定後の試運転で、想定される二次側流量範囲で要求流量を供給できる事を確認する。

ただし、③に挙げたインバータの最低周波数設定値に関しては、設定範囲内において、ポンプや電動機に振動・異常音・異常な温度上昇が生じないこと、回転数が安定していること、ポンプ内の空気が十分に抜けていること、始動トルク不足にならないこと等を確認した上で、カタログ表示の通常の保証範囲を下回る周波数域で使用されることもある。

参考文献：

1. 平成 28 年省エネルギー基準に準拠したエネルギー消費性能の評価に関する技術情報（非住宅建築物）、「2.エネルギー消費性能の算定方法、その他、熱源機器特性係数（平成 30 年 8 月 10 日公開）」、国立研究開発法人建築研究所、<https://www.kenken.go.jp/becc/building.html>
2. (一社)日本冷凍空調工業会：冷凍空調機器用水質ガイドライン（JRA-GL02:1994）
3. (公社)空気調和・衛生工学会 コミッショニング委員会 機能性能試験標準仕様書策定検討小委員会：委員会成果報告書 空調設備の機能性能試験の標準仕様の提案、平成 28 年 10 月 31 日

b 空気搬送系

ダクトを用い室内の温湿度調節や換気のために空気搬送する部分については、送風機を動かすためのエネルギーを削減することが省エネルギーに繋がる。そのためには、①搬送空気の量（風量）を適正化すること、即ち不必要な量の空気を搬送することを避けること、②ダクト系の圧力損失を低減すること、③優れたエネルギー効率の送風機及び電動機を使用すること、の3点が肝要となる。

(a) 空調機による必要送風量の算定

一般に、空調機による必要送風量 Q (m^3/h)は、空調対象室の顕熱負荷合計の最大値 q_s (W)と吹出し空気温度及び設定室温の差 Δt (K)により式 4-11 のように求まる風量が基礎となる。

$$Q (\text{m}^3/\text{h}) = \frac{q_s (\text{W}) \times 3600 (\text{s}/\text{h})}{c_p (\text{J}/\text{kg}/\text{K}) \times \rho (\text{kg}/\text{m}^3) \times \Delta t (\text{K})} \quad \text{式 4-11}$$

c_p : 空気の定圧比熱 (1006 J/kg/K)

ρ : 空気の密度 (1.2kg/m³)

上記の風量に加え、空調対象室の温度分布均一化（特に上下温度分布）のために最低限必要となる風量を考慮する必要がある。その値に関しては諸説あるが、空気調和・衛生工学便覧（参考文献 1）では5回/h という目安が記載されている。また、建築設備設計基準（参考文献 2）には8回/h という目安が記載されている。ただし、第4章 4.1(2)断熱性能が室内の上下温度分布及び必要吹出風量に及ぼす影響の項で紹介した数値流体シミュレーションの結果を参照すると、温度分布均一化のために必要な風量は外気温（負荷の大きさ）や外皮断熱性に依存することには留意すべきである。

また、ダクトからの熱損失防止のためにその断熱を履行したとしても熱損失は皆無にはならないことや空気漏れに関しても皆無とすることは難しいことに配慮し熱負荷を割り増すことにより、上記風量を割り増す判断がなされることもある。

(b) 空調対象室のグルーピングと空調機の割り当て

1 台の空調機の空調対象室の使用条件（外皮由来の空調負荷、内部発熱密度など）が大きく相違している場合には、後述する可変風量方式を採用してもすべての室で満足のゆく空調を行うことが容易ではない。そのため、1 台の空調機ではなるべく類似した使用条件の室を空調対象とすべきであろう。また、在室密度の差異のため必要換気量が異なる室を空調対象とする場合には、室温調節を中心に各室への風量を制御しては、外気導入量が不十分となる室が生じ得る。

図 4-36 は、例として 1 台の空調機が 4 室を空調する場合の模式図であり、ここで 4 室の必要換気量が $P_1 \sim P_4$ （また、各室の必要換気量の合計を P_T とする）、給気量が $Q_1 \sim Q_4$ 、循環風量を $C (= Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4)$ 、空調機の外気取り入れ量を O とする。室内の汚染指標となる物質（通常は CO_2 ）につ

いて、外気濃度は0と仮定し、許容濃度を σ_0 、室 i の濃度を σ_i 、給気の濃度を σ_c とすると、室 i の濃度の対許容濃度比 σ_i/σ_0 は次のように計算できる（参考文献3）。

室 i の汚染指標物質の放散量は $\sigma_0 P_i$ 、流入、流出する同物質の量は各々 $\sigma_c Q_i$ 、 $\sigma_i Q_i$ であるため式 4-12 が成り立つ。

$$\sigma_c Q_i + \sigma_0 P_i = \sigma_i Q_i \quad \text{式 4-12}$$

また、空調機への還気と給気の間には、式 4-13 が成り立つ。

$$(\sigma_c C + \sigma_0 P_T) \frac{C - 0}{C} = \sigma_c C \quad \text{式 4-13}$$

上式を変形すると

$$\sigma_c = \sigma_0 P_T \left(\frac{1}{0} - \frac{1}{C} \right) \quad \text{式 4-14}$$

これを式 4-12 に代入して変形すると

$$\frac{\sigma_i}{\sigma_0} = P_T \frac{C - 0}{0C} + \frac{P_i}{Q_i} \quad \text{式 4-15}$$

上式の右辺が1以下であれば室 i の汚染指標物質濃度は許容濃度以下となり、必要換気量を充足することになり、下式がその要件となる。

$$\frac{P_i}{Q_i} \leq 1 - P_T \left(\frac{1}{0} - \frac{1}{C} \right) \quad \text{式 4-16}$$

上式右辺の第二項は正又は^{ゼロ}0となるため（ $C = 0$ のとき^{ゼロ}0）、右辺は1以下の値をとる。よって、 $C = 0$ （全外気運転）の条件では $Q_i = P_i$ が必要換気量を満たす条件となり、それ以外の条件（ $C > 0$ ）においては $Q_i > P_i$ でなければ必要換気量を充足させることができない。

外気導入量 0 が4室の必要換気量の合計 P_T に比してどの程度余裕を見ているか、循環風量 C が外気導入量 0 に比してどの程度大きいかによって、 Q_i の P_i に対する大きさが決まる。例えば外気導入量が必要換気量の合計の1.2倍、循環風量が外気導入量の2倍であったとすると、次の不等式によって、必要換気量の約1.7倍の給気量が必要となる。

$$\frac{P_i}{Q_i} \leq 1 - P_T \left(\frac{1}{1.2P_T} - \frac{1}{2.4P_T} \right) = \frac{7}{12} \quad \text{式 4-17}$$

$$\therefore Q_i \geq \frac{12}{7} P_i \approx 1.7 P_i$$

VAV方式の場合で、各ユニットの最小風量を、必要外気導入量を目安に定めるのであれば上記の

ような定量的根拠が本来は必要であると言える。このような考察の基礎となっている考え方は純粋外気ではない空気の室間の移動を評価するために開発された理論に基づくものである。

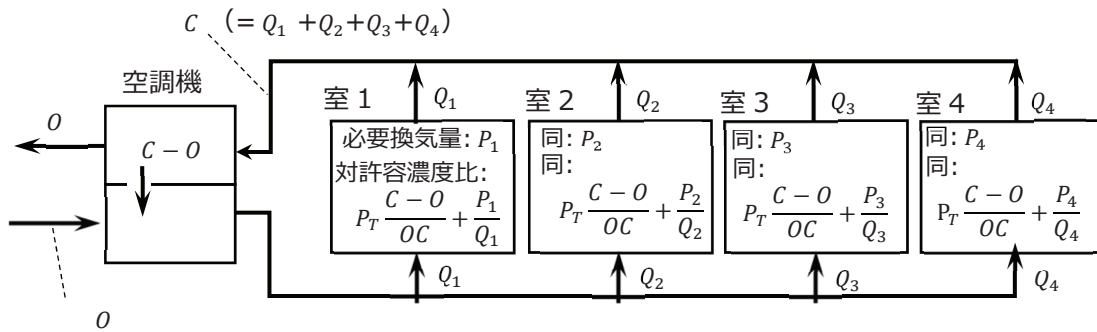


図 4-36 空調機の循環風量 C 、外気取り入れ量 O と各室の換気指標物質濃度（対許容濃度比）の関係

なお、外気導入用の空調機（外気処理空調機）を、室内負荷処理用の空調機等とは別に設けることにより、後者の変風量機能に対する外気導入量面での制約を取り除くことが可能となる。その場合、ダクト及び空調機等に係わる初期費用が上がるものの、温度及び換気量の調節がやりやすくなるメリットが生じる。

(c) 空調機経由の外気導入量の算定

居室の空気質維持のために必要となる外気導入量は、建築基準法では在室者 1 人当たり $20\text{m}^3/\text{h}$ 以上と規定されている。在室者の呼気に含まれる二酸化炭素の室内濃度を空気の清浄度の指標とするのであれば、 1000ppm 以下を維持することが外気導入量の目安となる。各種建物の一般的な設計外気導入量を知りたいければ、建築物省エネルギー法のための室使用条件が参考となる。その一部を表 4-11 に示す（参考文献 4）。

表 4-11 各種の室用途についての一般的と考えられる設計外気導入量

建物用途*	室用途*	在室者数参照値*	設計外気導入量*	換気回数相当 (想定天井高)
事務所等	事務室	0.1人/ m^2	$5.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	1.7回/h (3m)
	会議室	0.25人/ m^2	$12.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	3.0回/h (4m)
	廊下	0.03人/ m^2	$2.5\text{m}^3/\text{hm}^2$	0.8回/h (3m)
	社員食堂	0.5人/ m^2	$15.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	3.0回/h (5m)
病院	病室	0.08人/ m^2	$4.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	1.3回/h (3m)
	看護職員室	0.08人/ m^2	$4.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	1.3回/h (3m)
	診察室	0.2人/ m^2	$5.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	1.7回/h (3m)
	待合室	0.2人/ m^2	$5.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	1.7回/h (3m)
	廊下	0.05人/ m^2	$5.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	1.7回/h (3m)
物販店舗等	売り場	0.2人/ m^2	$7.5\text{m}^3/\text{hm}^2$	1.8回/h (5m)

	荷さばき場	0.1人/m ²	5.0m ³ /hm ²	1.0回/h (5m)
	事務室	0.2人/m ²	5.0m ³ /hm ²	1.7回/h (3m)
	ロビー	0.1人/m ²	2.5m ³ /hm ²	0.5回/h (5m)
集会所等	映画館客席	1.0人/m ²	25.0m ³ /hm ²	2.0回/h (12m)
	映画館ロビー	0.1人/m ²	2.5m ³ /hm ²	0.5回/h (5m)
	図書館図書室	0.2人/m ²	7.0m ³ /hm ²	1.4回/h (5m)
	図書館ロビー	0.2人/m ²	5.0m ³ /hm ²	1.0回/h (5m)

※参考文献4による。

他にホルムアルデヒド濃度に関する基準値（0.08ppm）も建築基準法で定められてはいるが、内装材や家具などの室内設置物への配慮をする限りにおいて必要換気回数は0.3回/hと小さく、他の目的のための必要換気量でカバーされる。

(d) 外気導入量の制御（デマンド換気）

外気導入量を、上述のような目安値を参考に在室状況によらず固定してしまうと、在室率が変動しがちな室の場合や、過剰に安全側に外気導入量関連設備を設計施工した場合に（表 4-1 の事務所等の事務室の設計外気量は1人当たり50m³/hとなっている）、デマンド換気（換気の必要性に応じて換気量を調節する換気方式）の適用による省エネルギーの余地が残る。

間仕切りで分けられた複数室にサービスする空調機の場合、通常は各室の給気風量は、冷房負荷に応じて制御され、在室人数と関係する必要換気量に応じて制御されるわけではない。よって、冷房負荷が小さいが在室人数の大きな室において外気導入量の不足が生じる可能性は残るものの、当該空調機がサービスする複数室全体としては合計の在室者数にふさわしい量の外気導入量を確保することは可能である。

そのためには、空調機に戻る還気の二酸化炭素濃度を計測し、1000ppmを越えないように空調機に取り入れる外気量を増減制御することが考えられる。ただし、空調対象室の温湿度制御のためだけであれば、最低限空調機に給気送風機のみで足りる場合もあろうが、外気導入量及び排気量を確実に制御するためには、外気送風機又は排気送風機、あるいは両方の設置の必要性が高まると言えよう。給気送風機のみと排気・外気・還気各ダクト内のマニュアルダンパの開度調整のみにより外気量及び排気量の安定化を図ることが簡単でないことが想像される。

まして、変風量制御によって給気風量が増減する場合においてはなおさら外気量と排気量の安定化の難易度は増すことになる。デマンド換気を行う場合には、外気及び排気ダクトへのVAVユニットの設置を検討する必要がある。

長期にわたり二酸化炭素濃度センサーの精度が維持できることも肝要である。

(e) ダクト経路の計画及び圧力損失計算

空調機、各室の給気口・還気口、外気取り入れ口・排気口のおおよその位置を決め、梁の位置を確認しつつそれらを結びダクト経路を決めるが、給気口・還気口はそれぞれの複数の口の通気量が均等になるように個数と配置を決めた上で、空調機から各端末までの圧力損失がなるべく均等となるように各部材を配置することが望ましい。その上で、より多くの給気量を要する室には、複数の給気口、還気口を設ければよからう。第5章の計算事例に関する図5-12のようなダクト経路の場合は、空調機から離れる室のダクトほどダクト長が大きくなるため、ダクト径で調整するか、ダクト長の短い枝ダクトには圧力損失調整のためのダンパを設ける。

ダクトの寸法設計は通常「定圧法」（等摩擦法、等圧法とも呼ばれる）で行われる。この方法ではダクトの単位長さ当たりの圧力損失を等しくすることを原則とする。0.8～1.5 Pa/m がその範囲として推奨されている（参考文献2、5、6）が、その値を小さく設定することにより空気搬送システムとしてのエネルギー効率を高めることができる。円形ダクトの場合、単位長さ当たりの圧力損失は式4-18で求められ、摩擦係数を一定と考えれば、風量が同じであればダクト径の5乗に比例して圧力損失は減少する。

$$\Delta P = \lambda \left(\frac{l}{d} \right) \times \frac{\rho}{2} v^2 = \frac{8\lambda\rho Q^2}{\pi^2 d^5} \quad \text{式 4-18}$$

ΔP : 圧力損失 d : ダクト径

Q : 風量 λ : 摩擦係数

l : ダクト長 ρ : 空気密度 v : 風速

例えば、圧力損失を半減させようとする、直管部についてはダクト径を $\sqrt[5]{1/0.5} = 1.15$ 倍、1.0 Pa/m を0.8 Pa/m に2割削減するためには、ダクト径を $\sqrt[5]{1/0.8} = 1.05$ 倍すればよいことになる。ダクト経路には他に分岐、拡大、縮小、曲がり等において圧力損失が生じるため、それら部分についても圧力損失低減の配慮が求められる。空調機中の送風機のエネルギー消費量は風量が同じであればダクト系の圧力損失に比例するため、省エネルギー上でダクト径をより大きくする効果は大きい。即ち、建築計画時においてダクトスペースを確保することが省エネルギー上で極めて重要と言える。

(f) 空調機等の選定

空調機の選定は概ね図4-37のような流れで行われる。

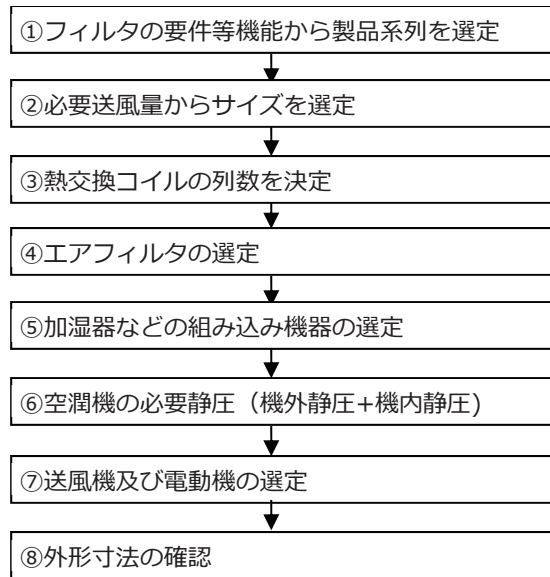


図 4-37 空調機選定の流れの概略

図 4-37 の流れの①により製品系列を、②（冷暖房負荷と還気給気温度差から算出される必要送風量）によりサイズを決める。その後、コイル列数、フィルター類、加湿方法を決めた段階で算定される空調機内部に設ける圧力損失（機内静圧）にダクト系の設計結果により決まる機外静圧に加えて全圧力損失を把握し、送風機及び電動機の選定（⑦）がなされる。

送風機及び電動機は各々の効率が搬送動力低減の鍵となる。送風機効率 η_F 及び電動機効率 η_M は下式により把握することができる。

$$\eta_F = \frac{\Delta P_T \times Q}{L_S} \qquad \eta_M = \frac{P_2}{P_1} = \frac{2\pi \times T \times n}{P_1} \qquad \text{式 4-19}$$

ΔP_T : 全圧差 (Pa) Q : 風量 (m^3/s) L_S : 軸動力 (W)

P_1 : 電力（入力、W） P_2 : 出力(W)

T : トルク($\text{N} \cdot \text{m}$) n : 回転数(s^{-1})

空調機に送風機が設置された状態での送風機の効率の評価に必要となる静圧差及び風量の測定に関しては JRA 4036: 2014「エアハンドリングユニット」の附属書 A「風量静圧試験方法」に則っているものと考えられる。空調機製品の技術資料によって送風機効率を確認の上で選定すべきである。

また、電動機効率については JIS C 4034-2-1: 2011「単一速度三相かご形誘導電動機の損失及び効率の算定方法」で規定されている。

電動機のうち、産業・民生用に非常に多く使用されている三相誘導電動機は、我が国のトップランナー制度の対象とされており、「プレミアム効率モータ (IE3)」の効率が目標とされている。効率クラスの詳細は JIS C 4034-30: 2011「単一速度三相かご形誘導電動機の効率クラス (IE コード)」

で規定されているが、IE3の要件について表 4-12 に示す。

表 4-12 プレミアム効率(IE3)モータの効率値の要件 (2015 年度の目標値)

50Hz				単位 (%)	60Hz				単位 (%)
定格出力 (kW)	極 数				定格出力 (kW)	極 数			
	2	4	6			2	4	6	
0.75	80.7	82.5	78.9		0.75	77.0	85.5	82.5	
1.1	82.7	84.1	81.0		1.1	84.0	86.5	87.5	
1.5	84.2	85.3	82.5		1.5	85.5	86.5	88.5	
2.2	85.9	86.7	84.3		2.2	86.5	89.5	89.5	
3	87.1	87.7	85.6		3.7	88.5	89.5	89.5	
3.7	87.8	88.4	86.5		5.5	89.5	91.7	91.0	
4	88.1	88.6	86.8		7.5	90.2	91.7	91.0	
5.5	89.2	89.6	88.0		11	91.0	92.4	91.7	
7.5	90.1	90.4	89.1		15	91.0	93.0	91.7	
11	91.2	91.4	90.3		18.5	91.7	93.6	93.0	
15	91.9	92.1	91.2		22	91.7	93.6	93.0	
18.5	92.4	92.6	91.7		30	92.4	94.1	94.1	
22	92.7	93.0	92.2		37	93.0	94.5	94.1	
30	93.3	93.6	92.9		45	93.6	95.0	94.5	
37	93.7	93.9	93.3		55	93.6	95.4	94.5	
45	94.0	94.2	93.7		75	94.1	95.4	95.0	
55	94.3	94.6	94.1		90	95.0	95.4	95.0	
75	94.7	95.0	94.6		110	95.0	95.8	95.8	
90	95.0	95.2	94.9		150	95.4	96.2	95.8	
110	95.2	95.4	95.1		180~375	95.8	96.2	95.8	
132	95.4	95.6	95.4						
160	95.6	95.8	95.6						
200~375	95.8	96.0	95.8						

経済産業省 総合資源エネルギー調査会 省エネルギー基準部会 三相誘導電動機判断基準小委員会最終取りまとめ (案) 平成25年6月28日

「(a)空調機による必要送風量の算定」で述べたように、省エネルギー上、送風量は過大であってはならないが、過小にならぬように送風機や電動機のサイズを選定すると少し大きめにならざるを得ない。そのため、建設後においてインバータ等で風量を調整する必要があるが、その際には空調機自体が風量計測機能を有す、又はその一部を担えると省エネルギー上有用である。後述の変風量制御においても有用な機能であるが、現状はそうした製品が少数派である。例えば、複合ピトー管センサーや風量静圧特性が既知のインレットコーンを空調機の吸い込み口に設け、その前後に圧力タップを設けておくなどの工夫がなされた空調機である。

(g) 変風量制御及び給気温度制御

ここで「変風量制御 (VAV 制御)」とは、空調対象室の乾球温度を設定温度に近づけるために VAV ユニットのダンパ開度を調節して給気量を制御するとともに、搬送動力低減のために送風機の出力を制御することを言う。また、「給気温度制御」とは、給気量の制御だけでは室温制御が困難となった場合に空調機内部の熱交換コイルを通過する冷温水の流量を制御することで、給気温度を制御することを言う。

変風量制御の方法には表 4-13 に掲げるようなものがある。

表 4-13 変風量制御の方式分類

ID	制御方式		送風機				室内端末				送風機⇔室内端末の通信	備考	
			機器構成	制御に係る事項			機器構成	制御に係る事項					
				検出部	制御目標	制御対象		検出部	制御目標	制御対象			
1	変風量制御	制圧一定方式	インバータ	吐出圧	吐出圧	周波数	VAV ユニット	室温	室温	VAV 開度 (VAV 風量)	なし	吐出圧が一定となるように送風機の周波数を制御 ・既存建物に多い	
2			インバータ	給気静圧	給気静圧	周波数	VAV ユニット	室温	室温	VAV 開度 (VAV 風量)	なし	給気静圧が一定となるように送風機の周波数を制御 ・給気静圧は、ダクト内で検出	
3		要求風量方式	VAV ユニット	インバータ	VAV 開度	給気風量	周波数	VAV ユニット	室温	室温	VAV 開度	あり	VAV 開度(開度小、開度大の2信号)に応じて送風機の周波数を制御
4			VAV ユニット	インバータ	VAV 開度 VAV 風量	給気風量	周波数	VAV ユニット	室温	室温	VAV 風量	あり	VAV 要求風量に応じて送風機の周波数を制御 ・VAV 開度と同時に VAV ユニットの風速センサーにより風量自体を検出

検出部：制御のために検出（計測）するパラメータ。

制御目標：制御の目標となるパラメータ。検出値から制御目標となるパラメータの値を推定する場合もある。

動作：制御による機器の動作

方式 1 は、空調機の吐出口近傍の静圧（吐出圧：ダクト内静圧とダクト外部空間静圧の差）を一定に維持するように、送風機の回転数を制御するものである。各 VAV ユニットは室温と設定温度の差によってダンパ開度を調節し、全体的に開度が小さくなり給気量が減ってくると、吐出圧を維持するために送風機の回転数が減じられる、というものである。各室への外気導入量の維持や室内温度分布均一化のために給気量を維持しようとする、ダンパ開度の下限をある程度大きめに設定しておく必要が生じる。

方式 2 は吐出口近傍の代わりに、主ダクトの末端近くの静圧（末端圧、ダクト内静圧と室内静圧の差）を一定に維持するように送風機の回転数を制御するものである。末端近くの VAV ユニットのダンパ開度が最大としてその枝ダクトの設計風量が確保できる静圧の値を制御目標値とする。そのようにすれば、主ダクトのさらに上流の枝ダクト及びその VAV ユニットの近傍でも十分な静圧が確保できることを目論んでいる。ただし、末端圧測定の主ダクト末端部に径の縮小箇所がある、上流の枝ダクト上に思わぬ圧力損失となる部材がある、等の場合に必ずしも主ダクト末端近くが最小静圧になるとは限らなくなるので適用には十分に注意を要する。ダンパ開度下限を設定する必要があるのは方式 1 と同様である。

方式 1 及び方式 2 の制御の概略を図 4-38 に示す。

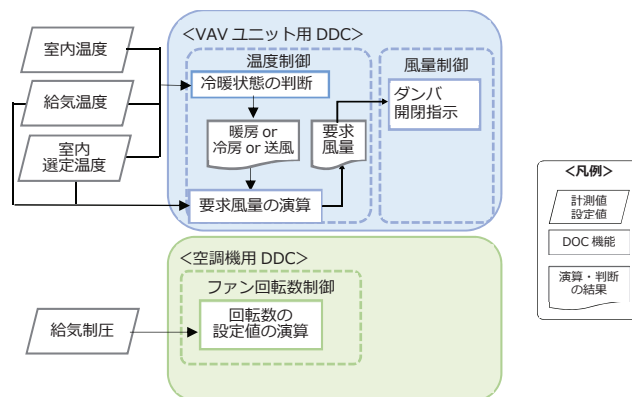


図 4-38 静圧一定方式による変風量制御の概略フロー

方式3及び方式4はVAVユニットのダンパ開度の状態（全開か、適正開度下限より上か下か）をセンシングし、例えばすべてのVAVユニットが適正開度下限よりも下であれば送風機の回転数を下げ、ひとつでも全開のVAVユニットがあれば送風機の回転数を上げる。方式3及び方式4の制御の概略を図4-39に示す。制御方式の名称に「要求風量」という語句が含まれるものの、風量の絶対値に関する情報を受け渡ししているのではなく、要求されている風量がその時点の風量よりも大か小か、またどの程度その時点の風量と要求されている風量の間乖離があるか、について情報を受け渡ししている。

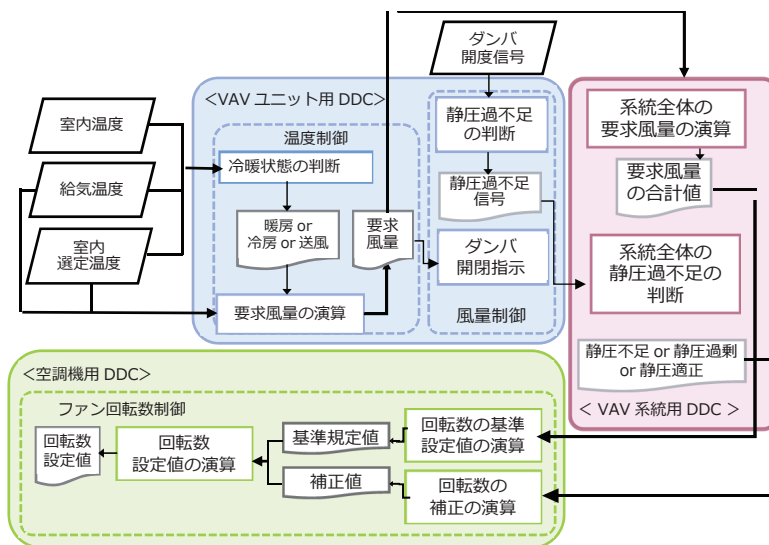


図 4-39 要求風量方式による変風量制御の概略フロー

方式4はVAVユニットに風速又は風量を計測するためのセンサーを有するものであるが、そのようなセンサーで風量を正確に推定するためには施工を要件通りに行うほか、施工後の風量計測値の較正についても検討が必要である。例えば、VAVユニット内に偏流が生じないように、図4-40のような施工要件を遵守しなければならない。正確な風量計測は簡単ではないことを認識する必要がある。

VAVユニットの上流に同断面の直管部でメーカー指定の長さのものを設置すること。

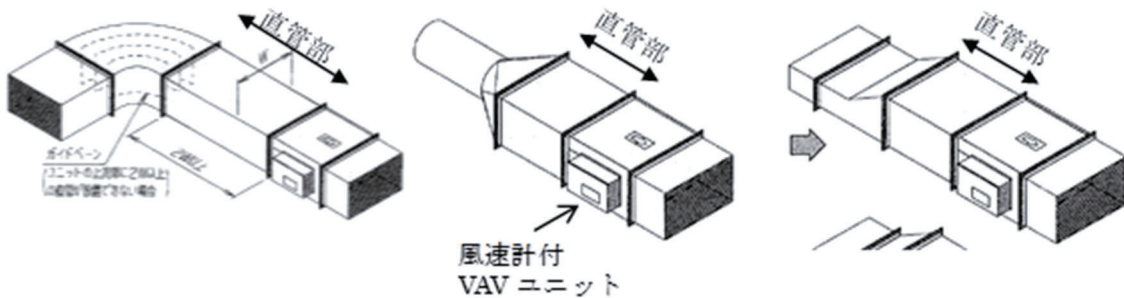


図 4-40 VAVユニットの風量計測機能を活かすための施工上の注意事項（参考文献7）

ところで、室内温度分布の均一化や必要換気量を維持するために給気量の最小値を保つことが必要

なことは前述した通りであるが、そのためにはVAVユニットによる風量計測が重要となる。よって、風速測定部における偏流が生じないように設計施工を行うことは必須である。

給気温度制御は、室温及び設定温度、VAVユニットのダンパ開度から冷房又は暖房の能力の状態（能力不足、能力適正、能力過剰）を判断して、空調機内部の熱交換コイルを流れる冷水又は温水の流量を変化させることによって給気温度を調節するものである。

冷房時の給気温度制御においては、例えばVAVユニットの開度が全開であっても給気対象室の室温が設定温度にならない室が1つでもあれば、空調機の二方弁の開度を大きくして給気温度を下げる。また、すべてのVAVユニットの開度が適正開度下限以下になっている場合には、二方弁の開度を小さくして給気温度を上げる。

一方、暖房時の給気温度制御においては、例えばVAVユニットの開度が全開であっても給気対象室が設定温度にならないものがあれば、二方弁の開度を大きくして給気温度を上げる。また、すべてのVAVユニットの開度が適正開度下限以下になっている場合に、二方弁の開度を小さくして給気温度を下げる。

給気温度制御がうまく機能すれば、冷水又は温水の流量を調節することで水搬送動力の低減にも貢献し得る。

給気温度制御を要求風量方式による変流量制御と合わせて行う場合の制御の概略フローを図4-41に示す。

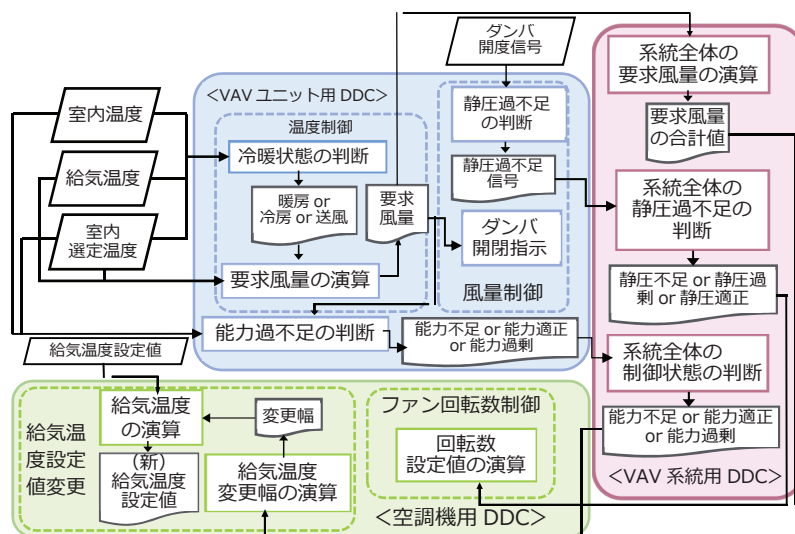


図 4-41 給気温度制御+要求風量方式による変流量制御を行う場合の制御の概略フロー

(h) 変風量制御による空気搬送動力削減効果の確保のための要点

前節(g)では変風量制御の概要について述べたが、VAVユニットとインバータを設けることのみで省エネルギー効果が即確保できる訳ではないことは明白である。また、やみくもに風量を抑えればよいわけではなく、室内温度分布の均一化や各室への外気導入量の確保のためには風量の下限が存在する。地味ではあるが、必要送風量の算定、各空調機の空調対象室のグルーピング、外気導入量の算定

とデマンド換気の適用、圧力損失の低減、送風機・電動機を含む空調機の選定、を適確に履行することが変風量制御など高度な制御を適用することの大前提であるとも言える。

その上で変風量制御及び給気温度制御を確実に機能させるためには以下の要点を押える必要がある。

- ① 空調機の送風機の回転数制御幅を確保すること。そのため過大な送風機の選定は避けること。
- ② 各空調対象室の設計外気導入量及び実際の在室人員を想定して VAV ユニットの最低給気量を設定すること。また、VAV ユニットの風量計測機構が正確に機能するように、ダクトの設計及び施工を確実に行うこと。
- ③ 空調システムの給気と還気の均衡を崩さないため、干渉する可能性のある換気設備（トイレの換気設備等）については個別に給排気の均衡をとるようにすること。
- ④ 完了検査前にダクト系の風量測定、送風機状態の調整、枝ダクト間のバランス調整、VAV ユニットのダンパ動作の確認、同じく風量計測機構の確認を履行すること。
- ⑤ 空調機への冷温水配管の流量制御幅の確認。

参考資料

1. 空気調和衛生工学便覧、第 14 版、空気調和設備編、第 1 章 空調システム設計、公益社団法人空気調和・衛生工学会、2010 年 2 月
2. 平成 25 年省エネルギー基準に準拠した算定・判断の方法及び解説 I 非住宅建築物（第二版）、一般財団法人建築環境・省エネルギー機構、2014 年
3. 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修、建築設備設計基準（平成 27 年度版）、一般社団法人公共建築協会、2016 年
4. T. Sawachi et al.: A New Experimental Approach for the Evaluation of Domestic Ventilation Systems, ASHRAE Transactions, pp.570-611, 104(1), 1998
5. 公益社団法人空気調和・衛生工学会編、空気調和設備計画設計の実務の知識（改訂 4 版）、オーム社、2017 年
6. 一般社団法人建築設備技術者協会編著、最新建築設備設計マニュアル空気調和編、井上書院、2016 年
7. 東プレ、カタログ

(ウ) 放熱部

空気調和機の循環風量の設計値（最大値）は、ペリメーター部（外壁から 5m 程度の範囲。最上階の壁面から 5m 程度以上離れた部分は含まないが、ピロティー上部の室の場合は外壁から 5m 程度以上離れていても含むべきと考えられる）の空調対象室についてはその気積に対して 7～8 回/h 程度を目安とする。この循環風量が不足する場合、特に暖房時において外皮表面からの低温の下降気流

が床面から蓄積する一方で、高温の給気が浮力により室上部に滞留するために生じる上下温度分布が著しいものとなる危険性が生じる。その危険性は暖房負荷の程度を決定する外皮断熱性や気象条件（寒冷度）にもよるが、省エネルギー基準の基準値導出条件程度の外皮断熱性（表 4-14～表 4-16）である場合には、上述のような循環風量の確保が必須となり可変風量制御を行う場合にも給気量下限の制約となる。一方で、インテリア部（ペリメーター部以外）については、さほど循環風量を必要としないと考えられるが、ペリメーター部と連続した空間の場合の目安については明確なものはない。なお、外皮断熱性、気象条件（寒冷度）及び暖房負荷の各条件に応じて、循環風量（各室への給気量）と上下温度分布の発生状況の相関関係については知見が不足しており課題が大きい。なお、上下温度分布の解消のため天井扇の暖房期における活用なども一考に値すると言える。さらに、冷房時における所要循環風量についてはさほどの量を必要としないと考えられるが、その目安については確固とした根拠は存在しない。

表 4-14 省エネルギー基準における基準仕様

（一次エネルギー消費量基準値導出時の主たる外壁仕様）

	1・2地域	3・4地域	5・6・7地域	8地域
不透明部位	押し出しポリスチレン フォーム保温板 1種 100mm	同左 50mm	同左 50mm	同左 20mm
透明部位（窓）	複層（8+A6+8）	同左	単層 8mm	同左

表 4-15 外壁の平均熱貫流率（U値）と平均日射熱取得率（η値）

：基準仕様とそれよりも低下させた場合

	1・2地域		3・4地域		5・6・7地域		8地域	
	U値	η値	U値	η値	U値	η値	U値	η値
1)基準仕様(表 4-14 参照)	1.01	0.137	1.16	0.142	1.60	0.137	1.78	0.143
2)ブラインド無し	1.19	0.215	1.33	0.220	2.10	0.256	2.28	0.263
3)窓面積を 2 倍(60%)	2.06	0.419	2.14	0.422	3.68	0.495	3.78	0.498
4)断熱厚を半分	2.14	0.422	2.24	0.425	3.78	0.498	3.88	0.502

表 4-16 外壁の平均熱貫流率（U値）と平均日射熱取得率（η値）

：基準仕様とそれよりも向上させた場合

	1・2地域		3・4地域		5・6・7地域		8地域	
	U値	η値	U値	η値	U値	η値	U値	η値
1)基準仕様(表 4-14 参照)	1.01	0.137	1.16	0.142	1.60	0.137	1.78	0.143
2)窓仕様を向上 ^{※1}	0.85	0.096	1.00	0.101	1.16	0.142	1.34	0.148
3)窓仕様をさらに向上 ^{※2}	0.67	0.098	0.82	0.103	1.00	0.101	1.18	0.107
4)断熱厚を倍	0.58	0.095	0.67	0.098	0.85	0.096	1.00	0.101

※1 1～4地域については、Low-E（日射遮蔽型）+透明の複層（空気層6mm）、5地域～8地域については、複層（空気層6mm）に変更

※2 1～4地域については、Low-E（日射遮蔽型）+透明の複層（空気層12mm）、5地域～8地域については、Low-E（日射遮蔽型）+透明の複層（空気層6mm）に変更

ダクト系の圧力損失を実際に施工される部材や経路を把握した上で計算し、過大な能力を持った送風機を選ばないように注意せねばならない。過大な送風機が設置された場合には、搬送動力の削減が非常に困難となる。

(工) 外気取り入れ部

外気量の設計値（最大値）は、外気取り入れ部が対象とする建築空間が必要とする外気取り入れ量の合計を目安とする。

排気量の設計値（最大値）は、建築空間及びそれに繋がった周辺のトイレや給湯室等を含む全体からの別途の排気量（中央式空調設備とは別に行われる排気量）を、外気量の設計値から差し引くことを考慮して決める。トイレのための換気量は、居室の換気量に匹敵するほど大きく、換気方式を第三種換気とした場合には、その分の排気からの熱回収は不可能となり、中央式空調設備による熱交換換気の効果は薄れる。したがって、トイレ部分等についても中央式空調設備から独立した熱交換機能付の第一種換気とするなどの対応が推奨される。それにより、外気取り入れ部の排気量制御の複雑化が低減する。

全熱交換器の熱回収効果は、外気量と排気量の比に依存するが、それに関しては理論解析に基づく資料により確認することができる。そのため、外気量と排気量の比を調節するための風量測定装置及び風量調整装置（風量測定値を基に制御されるダンパ（開度）又は送風機）が必要である。

換気負荷が空調負荷全体に占める割合は大きく、無視できないため、空調対象空間の必要換気量に応じて外気量及び排気量を変化させるデマンド換気は省エネルギーに有効である。そのためにも、前項で必要性を示した風量測定方法及び風量調整方法が重要となる。外気導入量の制御の方法としては、曜日や時間帯で換気量を変更する、還気の二酸化炭素濃度を測定して許容値以下に収まる範囲で換気量を絞るなどの方法がある。それらの制御には外気及び排気ダクトに設置する風量調整装置（ダンパ等）を活用する。建物用途によっては必要換気量が在館者数に拠らない場合もあり（例えば、店舗の展示物からの放散汚染物質の希釈が優先するような場合）、そのような場合にはデマンド換気を行わないか、他の換気量制御方法（臭気を調べ調整するなど）を検討する必要がある。

外気冷房、即ち中間期などに低温外気を導入することで冷房負荷を処理する場合は、全熱交換器をバイパスする換気経路が必要であるとともに、複数のダンパの開閉によって外気冷房用の経路を確実に作ることが必要である。（図 4-42）

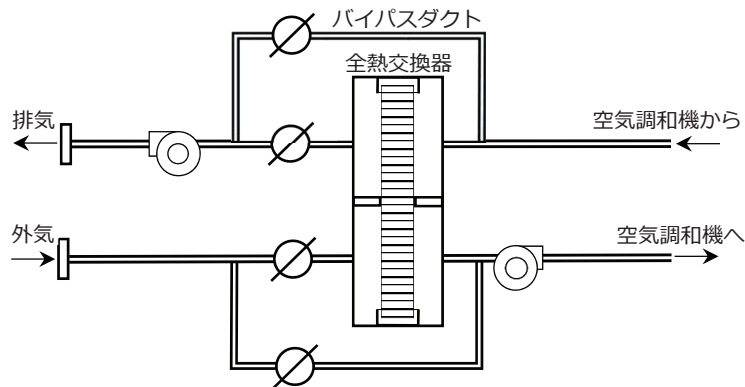


図 4-42 外気取り入れ部の模式図

(オ) 制御部

流量の計測器の測定可能範囲が実際に生じる流量に適したものでなければならず、機種選定の際には注意を要する。

制御のために計測しているデータが簡単に取得でき、運転者が自ら分析可能でなければならない。

センサー類の信頼性を確保するために定期的に清掃を行えるように、センサー類毎に清掃や交換のインターバルを引き渡し時には決めておかねばならない。

設備システムの運転方法が妥当であるか、改善を要するか、改善するとしてどのような方法がよいかの判断材料を計測値により提供できなければならない。熱源の COP（出力、電力・ガス・灯油の消費量）、ポンプの効率（流量、熱量、ポンプ消費電力）、送風機の効率（風量、熱量、送風機の消費電力）、弁、ダンパの開閉状態、構成機器類の運転スケジュール、などは運転方法の妥当性を判断する上で不可欠なものであり、データの取得と参照を運転者が行えるよう、必要機器類の設計と施工が必要である。

(カ) 高いエネルギー効率の機器の活用

空調設備において主としてエネルギーを消費する機器は、熱源、送風機及びポンプであると言える。従って、これらについては極力高いエネルギー効率を持ったものを採用することが省エネルギー化の近道となる。

熱源に関しては、定格条件においてエネルギー効率（定格 COP）の高い機種を選ぶことが基本となり、加えて部分負荷条件におけるエネルギー効率の優れた機種が推奨される。定格条件等における機器特性の試験方法は、JIS（日本工業規格）、JRA（日本冷凍空調工業会規格）、ISO（国際規格）、AHRI（米国暖房冷凍協会規格）、EN（欧州規格）などにより定められており、カタログ値がどのような試験方法により計測されたものであるか、把握しておく必要があると言える。試験結果の精度と再現性の確保のため、試験時における機器の運転状態は実際に建物で使用される自然な状態とは異なることに注意が必要である。実際の状態では、特に部分負荷率の小さな条件において発停が断続的に生じるなどのため、ほぼすべての機種に共通して、試験結果よりも実際のエネルギー効率は低くなる傾向が見られる。

とは言っても、同じ種類、同じ容量（能力）の熱源であれば、より高い定格 COP を持つ機器の採

用が省エネルギー化に結びつく可能性が高いと言える。

(キ) 施工後の初期調整

ダクト利用の中央式空調設備の場合には、ダクト風量の調整（手動ダンパの開度、送風機出力の調整など）を履行することが特に重要である。設計段階でのダクトの圧力損失計算によって送風機は選定されるが、現場でのダクト施工状況によっては竣工段階での圧力損失は設計段階とは異なってくることもあり得るため、ダクト系全体に関して風量調整が必須となる。その他にも、全熱交換器の給気及び還気量間のバランス調整、冷温水流量の調整、熱源の正常運転の確認、室温制御系の正常動作の確認などが必要となる。

ダクト風量の初期調整は、図 3-1 を例にとると、まず手動ダンパ及び VAV ユニットのダンパ開度を全開にし、かつ外気取り入れ部への VAV ユニットのダンパ（2 台）は全閉とした状態で、エアハンドリングユニットの送風機を運転させ、設計風量となるように送風機のインバータを調節する。送風機が過大であるとインバータをかなり低出力にせざるを得ないことが生じるが、そうした場合は、その状態とインバータの許容最小周波数の間においてのみの制御となり、変風量制御による省エネルギー効果が得られなくなる。やむを得ず、周波数の制御範囲を広く確保するためには、主管ダクト（エアハンドリングユニットからの給気ダクト）に設けた手動ダンパを敢えて絞って風量を下げる必要が生じてしまうが、そのことは搬送動力の削減の主旨に反することになってしまう。変風量制御の効果を発揮させたい場合には最大風量時におけるインバータ周波数はある一定以上になっていなければならない。主ダクトの風量調整後における手動ダンパの開度はできるだけ大きいことが望ましい。

主ダクトの風量が調整できた次の段階としては、各空調室の VAV ダンパを全開の状態各空調室の設計風量になるように、各室へのダクトに設けられた手動ダンパを調節する。

主ダクト及び各室への風量調整に VAV ダンパに備わっている風量計を用いる場合は、手動ダンパや直管部の長さを初めとした偏流に影響を及ぼす上流部のダクト形状によって風量計の測定精度が損われることのないように設計時点から配慮が必要となる。また、風量調整時の風量計測をダクト内に風速計を挿入して行う場合には、挿入部分の上流に十分な直管部分を設けておく配慮が欠かせない。いずれにせよ風量測定の精度確保のための配慮が欠かせない。

外気取り入れ部に関しては、排気ダクト上の送風機及び全熱交換器、外気ダクト上の全熱交換器の特性を考慮して、予め全熱交換器の還気部分と給気部分の静圧差がほぼ等しいか、後者のほうが高くなるように設計をする。やむを得ない場合は手動ダンパを設け、開度を調節して静圧差を調整する。外気取り入れ量の調節は、VAV ダンパに指示を出して開度を調節して行うか、デマンド換気を行わない場合には CAV ダンパを使用する。

ダクト風量に関する初期調整のためには、必要な部分の風量を十分に正確に計測できる仕組みが施されていることが必要条件であると言えるが、そのための指針は概ね下記のようなものである。

- ・風量測定は、各制気口から給排気される風量が設計値通りになっているかを確認するもので、最

最終的に制気口全数の測定を行わなければならない。

- ・一般的な方法としては、測定用に製作したフード（制気口サイズに合わせ口を広げ、測定部は絞った形状のダクト）を天井に押し当て、ハンディ風速計で測定した風速から風量を算出する手法が採用されている。この手法は、同一系統内に複数の制気口が接続されている場合、制気口にフードを当てることで変化した抵抗が系統内の風量バランスに影響を与え、正確な風量が測定できないという課題がある。このような課題を克服した測定法もあるが、実用性を重視しハンディ風速計とフードを使った測定が一般的に行われている。その際、フード抵抗の影響を低減する目的で、フード測定部の風速が 3m/s 以下となるようなサイズにするなど工夫を行っている。
- ・このような測定の作業量は制気口の設置数に比例し、大規模な建築物では制気口の数数千から数万か所にもおよび、また実施時期も竣工前の忙しい時期に短期期間で行うことになるので、作業の効率化が求められる。風量測定作業の効率化を目指した機器の一例を写真（図 4-43）に示す。この機器は風速測定装置のデータを自動で風量に算出する機能を持っており、また現場内移動を考慮し手押しにて移動可能となっている。



図 4-43 制気口の風量測定用機器の例

このように空調設備の施工後の初期調整は、省エネルギー性能を確保する上で必須のものと言えるが、省エネルギー基準では評価対象となっていない。その理由は、あくまでも省エネルギー基準が設計内容の評価であると従来から考えられてきたこと、初期調整まで評価対象に含めるための方法論が確立していないこと（初期調整として何を行わねばならないかに関する明確な規定の不在など）であると考えられる。適合性判定の制度は立ち上がったばかりであり、当面は無理のない範囲で制度の運用が順調に推移することが肝要と言える。その上で、将来的には、施工後の初期調整を視野に入れた何らかの評価制度が整備されることが期待される。

(ク) トイレ等の局所換気計画

図 4-44 はある事務所ビルの標準階の配置図である（第 5 章における評価事例）。各室用途の床面積は、事務室 535 m²、会議室 25 m²、湯沸室 12.5 m²、トイレ 54 m²、機械室 25 m²（EV 含む）、階段室 30 m²、廊下 68.5 m²で、合計 750 m²である。必要換気量を、事務室、会議室及び廊下が各々 4m³/h/m²、12m³/h/m²、2.5 m³/h/m²とし、トイレが 15 回/h、湯沸室及び機械室が 5 回/h と仮定した場合には、居室等の必要外気導入量は 2610m³/h/階であるのに対して、トイレ等の必要排気量は 2490m³/h/階となり、ほぼ同程度であることになる。換気に起因する空調負荷の抑制のために用いられる熱回収換気を採用する場合には、全熱交換器の給気量と排気量をほぼ同等にするなどの対策が不可欠となるため、この例のような階においては熱回収換気による省エネルギーは適用できないことになり注意を要する。対策としては、局所換気を必要とする箇所の換気経路を他室のそれとは独立させ、事務室や会議室といった居室については、排気を熱回収換気のために極力利用することが一法である。排熱を目的とする機械室などの室については単に第一種換気（熱交換なし）とすること、トイレの温熱環境もある程度考慮する必要のある建物においては、その空間で独立した第一種換気（熱交換あり、給気よりも排気をやや多めとして廊下等への漏出を抑える）とした上で、放熱部（ファンコイルユニット等）を設けることも考えられよう。



図 4-44 事務所ビル標準階の例

(ケ) 給排気バランスの維持

居室に関しては、建築基準法により人が健康に室内に存在できるための換気に関する規定を定めている。その中で、自然換気に有効な開口面積は居室の床面積に対して 1/20 以上と定めており、この規定を満たさない場合は機械換気設備を設ける必要があり、最低でも 20 m³/ (h・人) の換気量を必要とする。また、シックハウス対策として居室に対しては 0.3 回/h 以上（住宅の場合は 0.5 回/h）の換気量を確保することが求められる。

一般的に人員数から算定する換気量の値の方がシックハウス対策の換気量よりも大きくなるため、換気設備の機器選定は人員により決定する。

居室以外の便所や倉庫といった部分に関しては、部屋の必要換気回数から換気量を算定する。表 4-17 に示す換気回数の目安では便所は 5~15 回/h、倉庫は 5 回/h と示されている。

表 4-17 居室を除く各種室における換気量の目安（参考文献 1 等を加工して作成）

室名	換気量（換気回数）	室名	換気量（換気回数）
便所・洗面所	5~15 回/h	脱衣室	5 回/h
ロッカー室・更衣室	5 回/h	食品庫	5 回/h
書庫・倉庫・物品庫	5 回/h	厨芥置き場	15 回/h
コピー室・印刷室	10 回/h	屋内駐車場	25 m ³ /h /m ² かつ 10 回/h
映写室	10 回/h	厨房・湯沸し室	※1
配膳室	8 回/h	熱源機械室・電気室・エレベータ機械室	※2
シャワー室・浴室	5 回/h		

※1 廃ガス量等を考慮した計算による。

※2 換気対象要因を考慮した計算による。

機械換気設備の方式は、①給排気とも機械換気設備で行う第 1 種機械換気設備、②給気を機械換気設備で行い排気は自然排気口または隙間から行う第 2 種機械換気設備、③排気を機械換気設備で行い給気は自然給気口または隙間から行う第 3 種機械換気設備の 3 つの方式があり、部屋の用途や使い勝手によって使い分けを行っている。

省エネ計算での機械換気設備の評価においては計算対象部分の「機械室」、「便所」、「厨房」、「駐車場」に設置される機械換気設備の性能を入力することになっており、一台当たりの送風量[m³/h]、電動機出力[kW/台]、送風量制御といった諸条件により評価を行うことになっている。そのため中間ダクトファンなどは JIS C 4212・JIS C 4213 に基づく電動機を採用している機器を選定することが望ましい。また換気量制御としては、居室は CO₂ 濃度による制御、機械室は室内温度による制御、屋内の駐車場は CO 濃度制御やスケジュール制御等を採用することによって、さらに評価を向上させることが可能である。

換気量を決定する際は適切な判断が必要となってくる。例えば、便所の換気量を決定する方法として、必要換気回数 5~15 回/h などと示されているが、実際の建物用途や管理状況や清掃頻度等を把握し、換気回数を決定する必要がある。近年は脱臭フィルター付きの大便器や小便器の自動洗浄や尿

石防止や消毒、消臭、洗浄等を目的とした必要量の薬剤を自動的に添加供給する水洗便器用薬剤供給装置の導入と性能向上の理由から、換気回数は 10 回/h 程度で十分であると考えられる。また水廻りの充実で便所スペースも空間的にゆとりを持たせ計画される場合も多く、換気回数が多いと多大な排気量、それに伴う給気量が必要となってしまうため居室の換気計画と同様に省エネに配慮した計画が必要である。

図 4-45 にある建物の換気計画を示す。外気負荷を低減し空調システム全体の省エネ効果を高めるために、居室は全熱交換換気ユニットによる第 1 種換気とし各室毎に給排気が完結するように配慮している。便所や倉庫に関しては共用部である廊下に外気取入口を設けており、中間ダクトファンによる第 3 種換気とし計画している。全熱交換換気ユニットの給気と排気の風量バランスはダクトの延長距離や機器により変化してくる。また、換気対象空間の空気が他所に流れることを抑止するため、給気風量が排気風量より少なくなるように配慮することもある。図 4-45 の計画では居室の建具にアンダーカット処理を施し廊下から不足分の給気量を確保することで、表 4-18 に示すように給排気量のバランス調整を行っている。この計画では廊下及び便所は非空調ゾーンとしているため、外気負荷としては居室の全熱交換換気ユニット給気分のみとなっている。

外気取入口	1050 CMH
EAG	1000 × 400

開口率: 40%、風速: 2m/s以下

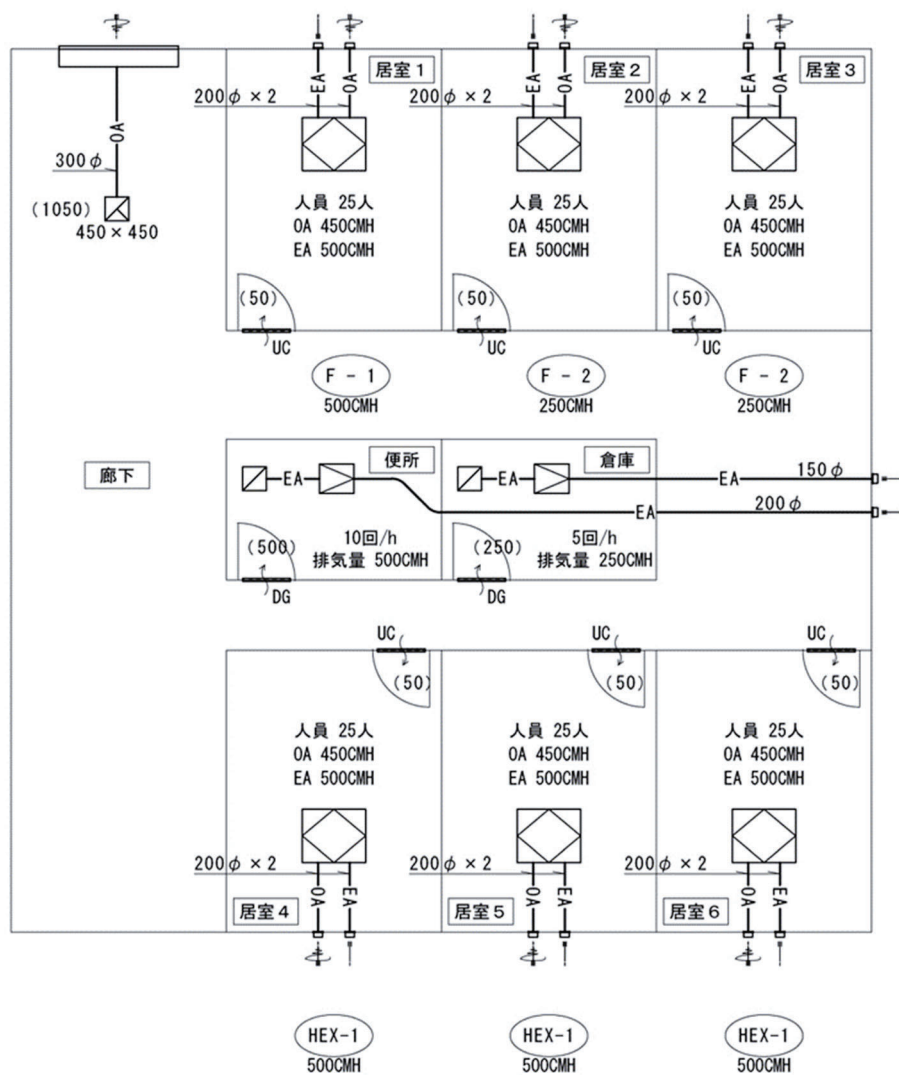


図 4-45 給排気バランスの維持

表 4-18 給排気量のバランス

換気種別	第一種						第三種		合計
部屋名	居室 1	居室 2	居室 3	居室 4	居室 5	居室 6	便所	倉庫	
設置機器	HEX-1	HEX-2	HEX-3	HEX-4	HEX-5	HEX-6	F-1	F-2	
機器排気量 CMH	500	500	500	500	500	500	500	250	3750 …①
機器給気量 CMH	450	450	450	450	450	450			2700 …②
自然給気量 (第 1 種換気機器 不足分) CMH	50	50	50	50	50	50			300 …③
自然給気量 CMH							500	250	750 …④
給排気量の収支 CMH	$\textcircled{1} + (\textcircled{2} + \textcircled{3} + \textcircled{4})$ $3750 - (2700 + 300 + 750) = 0$								

イ 個別分散型空調設備 (VRF システム)

(ア) ゾーニングの適正化及び室内機の負荷バランスの均等化

空調設備においてゾーニング、即ちひとつの空調システムが対象とする空間の範囲の決定は設計の第一段階として極めて重要である。第 3 章で 2 台の室内機が処理する空調負荷の合計が同じであっても、空調負荷の偏りが大きくなるにつれてエネルギー効率が低下する実験結果を示した (図 3-19)。このような負荷偏在による効率低下については未解明な部分が少なくなく、今後さらに影響についての解明を進めるべきであるが、一台又は一群の室外機に接続される室内機は、単一の比較的大きな室か、室使用条件が同一又は類似した複数の室に設置することが望ましい。設計者であれば室使用条件がどのようなものか、設計と条件として把握することは容易であると思われるが、建築物省エネルギー法のために整備された室使用条件 (スケジュール、内部発熱、換気量などの条件、参考資料 1) も参考となろう。また、室使用条件に加えて熱貫流負荷の程度についても加味し、外皮面積や方位などの点で類似条件の室について同一ゾーンとするような配慮が必要であろう。

(イ) 室外機の定格標準能力に係る選定の適正化

VRF システムの効率や入力が部分負荷率にどのような影響を受けるかは第 3 章の図 3-14、図 3-22 などに示した通りである。部分負荷率が 0.3~0.6 の範囲ではエネルギー効率は比較的高いものの、0.3 以下の条件、特に 0.2 程度以下の部分負荷率になると定格効率に比してかなり低いエネルギー効率となる。従って、空調時間のうちなるべく多くの時間帯において部分負荷率が 0.2 程度を上回るように、空調負荷分布を把握した上で、室外機の定格標準能力を選定することが望まれる。

VRF システム室外機の冷房能力と暖房能力は大差ないと言えるのに対して、冷房負荷と暖房負荷の大きさは気象条件と建物側の条件により異なってくる。冷房と暖房の両方に関する部分負荷率を考慮して室外機を選定することが望まれる。

(ウ) 低い部分負荷率域におけるエネルギー効率の高い機種採用

低い部分負荷率、例えば 0.1~0.3 の範囲の部分負荷率において高いエネルギー効率を維持できることが望まれるが、その点に関する製品情報を入手することは容易ではないのが残念ながら現状である。第 3 章の表 3-2 に、JIS 規格で規定された特性値の一覧を掲げたが、通常のカatalogには中間能力や最小能力が表示されていることは希であり、それらの特性値は通年エネルギー消費効率(APF)に反映されるに留まっている。しかし、一方で最小能力における特性値が、低い部分負荷率におけるエネルギー効率の良し悪しの判定において十分に参考になる情報であるかと言えば、かならずしもそうとは言えない。エネルギー効率の良し悪しは、実働状態において、どれほど低負荷域まで熱源が連続運転を維持できるか否かに依存するが、JIS 規格では冷房試験方法に関して「通常の制御で、機器が定常運転を維持できない場合は、機器の製造業者は、機器が定常運転できるように調整するか、又は制御を無効にする。」(JIS B 8151-3 の 6.1.1.6 節)と記載があり、実働状態(通常の制御)とは異なる調整が許容されているように解釈できる。関連して、欧州規格である EN14825:2013(電気駆動圧縮機を有すエアコンディショナー、冷暖房用チラー及びヒートポンプ、部分負荷条件の試験と評価及び季節性能の計算)においても、「ユニットは部分負荷試験中、唯一除霜運転時を除いて連続して運転されねばならない。インバータ制御機の場合は、各評価条件の周波数設定値に関して製造者が指定する場合には、その設定が適用されねばならない。」(8.5.1 節)と記載されているのも、同様の考え方ではないかと推察される。

VRF システムのみならず熱源全般に当てはまることであるが、低負荷域の実働状態におけるエネルギー効率の良し悪しを識別できる試験方法や指標の整備が待望されていると言える。

(エ) 空調能力を低減させる要因への配慮

第 3 章の表 3-3 に VRF システムの冷房能力及び暖房能力に影響を及ぼす設計施工要因を掲げた。冷暖房能力が低減しても入力に変化がないと仮定すれば、それらの要因はエネルギー効率を低減させることになる要因であり、設計施工時に配慮が必要と考えられる。室内温湿度条件(②)については在室者の選択であり、設計施工時に配慮することは困難と言える。室外温湿度条件(③)及び外気の着霜条件(④)については建物が建設される地域の気象条件であり、これらは不可避な条件ではあるが、設計時に他の熱源と効率を比較する際には配慮すべき要因、即ち VRF システムのエネルギー効率を割り引いて比較をすべきと言える。室内機の風量変化(⑦)については、JIS 規格に従った試験がどのような風量条件下で行われているかに拠る。JIS B 8615-3 には「機器の室内側は、ダンパの位置、送風機速度などを、機器に附属する製造業者の設置説明書に従って設定しなければならない。

(中略) 製造業者の設置説明書がない場合は、ダンパの位置、送風機速度などは、冷房能力が最大となるように設定しなければならない。」(6.1.3.1 項)とあることから判断して、最大風量かそれに近い条件で試験が行われているものと推測され、実働状況では必ずしもそうした最大風量で使用されるわけではない。したがって、設計時に他の熱源と効率を比較する際には配慮すべき要因と言える。

冷媒配管長及び室内外機間高低差(①)、室内機の合計標準能力の室外機標準能力の比(⑤)、冷

媒配管の断熱（⑥）の三つの要因については設計施工時に配慮することが十分に可能である。

建物の意匠・空間計画が済んでしまった後から、各空調対象空間用の室外機設置場所を探すようであると冷媒配管長が無駄に長くなったり室内外機間高低差が大きくなったりしがちである。したがって、室外機の設置場所を考えた上で建物の意匠・空間計画が行われるべきである。また、冷媒配管の断熱については製造業者の施工マニュアルに沿った配慮が不可欠である。

室内機の合計標準能力を室外機標準能力に合わせる事が基本であり、前者が後者に比して極端に小さいようであると室外機の定格効率を発揮させることができなくなる。

（オ）熱交換換気の適用と機種選定等の適正化

空調負荷の低減のためには換気負荷の低減に配慮することが重要である。熱交換換気はそのための一法であり、排気と給気の間で熱交換（全熱交換又は顕熱交換）を行って給気の温湿度を部屋の温湿度に近づけようとするものである。必要換気量が大きな非住宅建築においては、省エネルギーのため熱交換換気を適用することは必須とも言える。ただし、機能を維持するためにフィルターの清掃など維持管理面での配慮が不可欠であり、維持管理を容易にする設計施工上の配慮（点検口形状、同位置等）や維持管理契約を確実に行う必要がある。

VRF システムに合わせて使用される熱交換換気装置は、一般的には静止形の全熱交換換気ユニットである。全熱交換換気ユニットの性能値は、JIS B 8628: 2017（全熱交換器）及び JIS B 8639: 2017（全熱交換器－風量、有効換気量、熱交換効率測定方法）により規定されており、主な特性値を表 4-19 に示す。

表 4-19 熱交換換気装置（主として静止形）を選択するために重要な主たる特性値

特性値名称	関連する熱交換換気装置の性能
有効換気量率 NSAR	$NSAR = \left(1 - \frac{C_{SA} - C_{OA}}{C_{RA} - C_{OA}}\right) \times 100 (\%)$ C_{SA} : 給気、トレーサーガス濃度 C_{OA} : 取り入れ外気、同 C_{RA} : 還気、同 ※トレーサーガスは取り入れ外気に発生させる場合と、還気に発生させる場合がある。
温度交換効率 ε_T	$\varepsilon_T = \frac{T_{OA} - T_{SA}}{T_{OA} - T_{RA}}$ T_{OA} : 取り入れ外気、乾球温度(°C) T_{SA} : 給気、同 T_{RA} : 還気、同
湿度交換効率 ε_x	$\varepsilon_x = \frac{x_{OA} - x_{SA}}{x_{OA} - x_{RA}}$ x_{OA} : 取り入れ外気、絶対湿度(kg/kg(DA)) x_{SA} : 給気、同 x_{RA} : 還気、同
全熱交換効率 ε_h	$\varepsilon_h = \frac{h_{OA} - h_{SA}}{h_{OA} - h_{RA}}$ h_{OA} : 取り入れ外気、エンタルピー(kJ/kg(DA)) h_{SA} : 給気、同 h_{RA} : 還気、同
静圧－風量曲線	熱交換換気装置の機外静圧と風量との関係。装置及び内蔵する送風機の換気能力を示す。給気系統と排気系統の二つについて存在する。
消費電力	送風機の駆動に要するエネルギー消費量
比消費電力	実働時における消費電力を有効換気量（給気量×有効換気量率/100）で除した値。送風機の高効率化とダクト等換気経路の圧力損失低減によって、大きな値をとることができる。

機種選定に当たって最初に留意すべき特性値は「有効換気量率 NSAR」であると言える。この値が100%に近いほど、換気装置内部での漏気、即ち還気（部屋から排気すべく吸引された汚染物質を含む空気）から給気への戻り空気、及び換気装置周囲から吸い込まれ給気に漏入した空気の量が少ないことを意味する。有効換気量率が低い場合、給気には還気や換気装置周囲の空気が多く含まれていることを意味し、熱交換性能が表示値（全熱交換効率、温度交換効率、湿度交換効率）ほどの実力を有さないことを意味する。カタログに表示される熱交換器効率は、見かけの性能であり、実質的な熱交換性能は下式によって判断することができる（参考文献 2）。例えば JIS に準拠の全熱交換効率の試験値が 0.75（75%）として、有効換気量率が 85%であったとすると、補正後の実質的な全熱交換効率は 0.71（71%）ということになる。

$$\varepsilon' = \varepsilon - \left(\frac{100}{NSAR} - 1 \right) \times (1 - \varepsilon) \quad \text{式 4-20}$$

ε' : 有効換気量率 NSAR で補正した後の熱交換効率

ε : 熱交換効率のカタログ表示値

次に熱交換効率であるが、試験は給気量と排気量がほぼ均衡した条件で行われていることを念頭におくべきである。従来、実際の建物ではトイレの換気が第三種換気で行われ排気過多傾向になるために、熱交換換気の給排気バランスが給気過多になる傾向があった。そうした状況では第三種換気で排気される空気からの熱回収はなされず、熱交換換気装置の熱交換効率も低減してしまい、省エネルギー効果が十分に発揮できないことが少なくなかった。トイレ等の局所換気においても熱交換換気とすることを検討するとともに、熱交換換気装置については給気経路及び排気経路いずれについても圧力損失計算を実施して、給気量と排気量を均衡させるための設計を履行すべきである。

図 4-46 は、局所換気用（臭いが給気に戻らないように顕熱交換としたもの）に開発された製品の特性曲線（給気経路用と排気経路用）であるが、これらを用いて風量計算を行う。

図 4-47 によれば、風量比（排気風量／給気風量）によって熱交換効率がどのように変化するかを把握することができる。

■特性曲線図

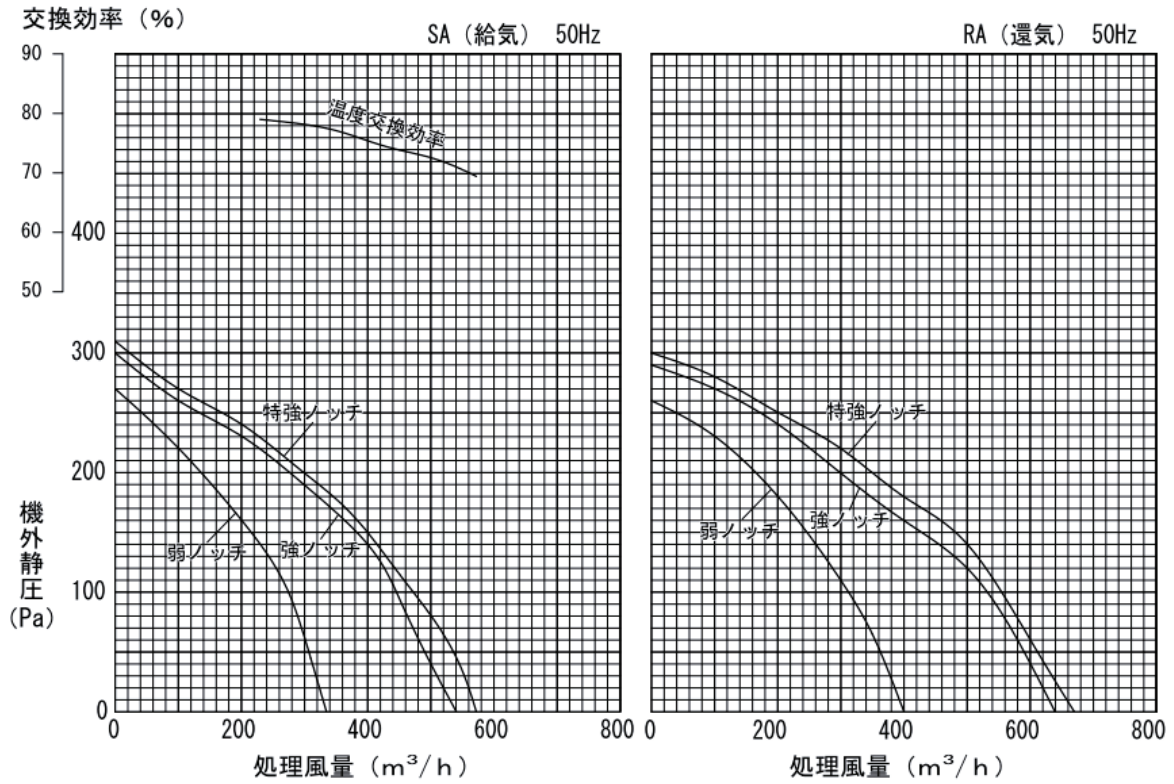


図 4-46 効率補正曲線 (参考文献 3)

■効率補正曲線

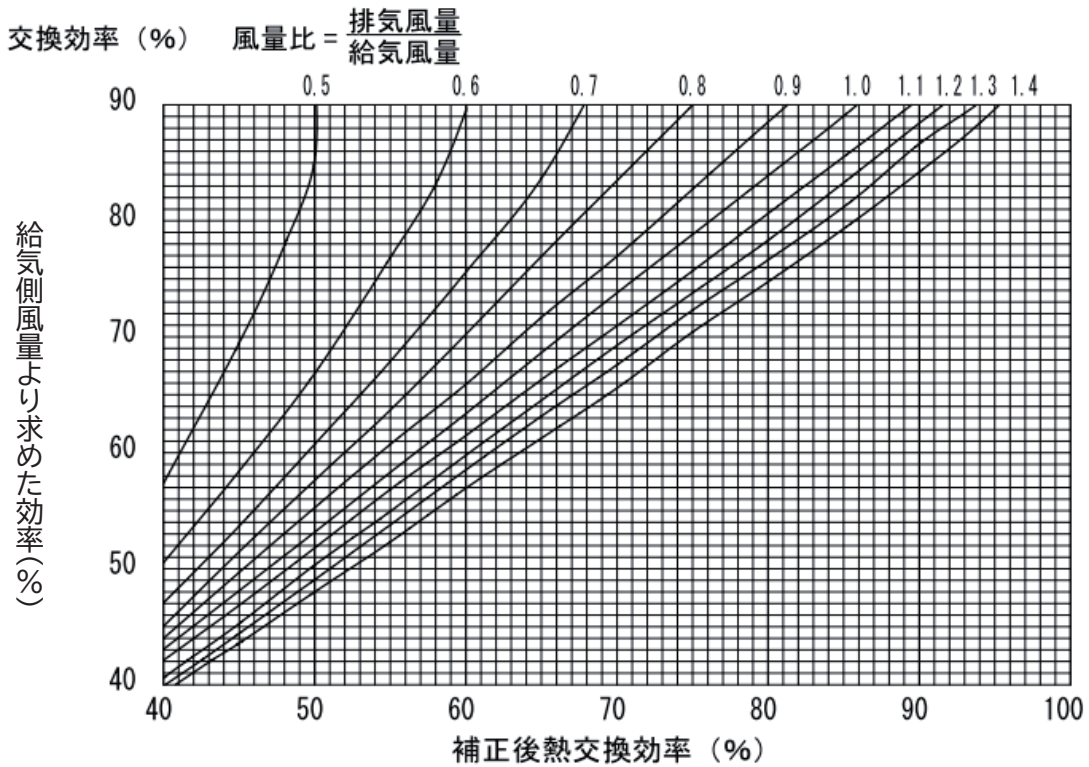


図 4-47 特性曲線図 (参考文献 3)

(カ) デマンド換気制御による換気負荷抑制

デマンド換気制御とは、広義には換気熱負荷や換気動力の低減を図るために、換気の必要性に応じて換気量を制御する手法のことである。換気の必要性が在室者数に関係する場合には、呼気に含まれる二酸化炭素濃度を計測して、例えば 1000ppm を目安として換気量を調節したり、曜日や時間帯による在室者数の多寡が予め予想できる場合にスケジュール制御したりする。一方で、換気の必要性が在室者数に無関係の建材や室内の備品からの放散物質に関係する場合には、常時換気や室使用時に限って換気を行うなどの方策が考えられる。

VRFシステムの場合には、空調のための循環風系統と換気系統が独立していることが通常のため、空調に必要となる風量とは別個に換気量を制御可能であり、デマンド換気には向いていると言うことができる。

参考文献・資料

1. 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修、建築設備設計基準（平成 30 年版）、編集・発行（一社）公共建築協会
2. 平成 28 年省エネルギー基準に準拠したエネルギー消費性能の評価に関する技術情報（住宅）、第三章暖冷房負荷と外皮性能、第一節全般、付録 A 熱交換型換気設備、国立研究開発法人建築研究所（協力：国土交通省国土技術政策総合研究所）
https://www.kenken.go.jp/becc/documents/house/2-1_180112_v07_PVer02.pdf
3. 「三菱電機 換気送風機総合カタログ(2020 年度版) P509」

4.2 給湯エネルギー消費

(1) システムの一般的な設計計画法の概要

ここでは、中央式給湯設備を対象として、システムとしての設計計画法の概要を記す。

ア 給湯配管及び返湯管の管径決定

次に給湯配管の管径の決定を行うが、そのための方法としては複数のものが存在する一方で、根拠となるデータには比較的古いものも含まれ（1941年のHunterによる報告書）、節湯器具使用の有無に対する感度を持った手法で公開されているものは、残念ながら無いと言っても過言ではない。節湯器具による節湯量低減を配管径等の決定に反映させることは困難な状況と言える。

広く推奨されている給湯配管の管径決定法は、上述のHunterによる報告書に基づくものであり、米国暖房冷凍空調技術者協会(ASHRAE)の最新のハンドブックでも紹介されている(参考文献1)。この方法は、空気調和衛生工学便覧(第14版、2010年)(参考文献2)、公共建築協会・建築設備設計基準(平成27年版)(参考文献3)、給排水衛生設備計画設計の実務の知識(2017年)(参考文献4)、建築設備技術者協会・建築設備設計マニュアル給排水衛生編(2013年)(参考文献5)といった我が国の主要な実用書で推奨されている。その方法の骨子は、表4-20のような建物種類及び器具種類毎に定められた給湯単位を、設計対象の中央式給湯設備について合算し、建物種類毎に与えられた「給湯単位と同時使用流量の関係線図」(図4-48)（「修正ハンター曲線」と呼ばれる）に当てはめ、同時使用流量を求める方法である。その後は、給水管の管径を求めるのと同じ方法によって管径を決める。ただし、湯には銅管などを腐食させやすい性質があり、流速の増大によりそのリスクが増えるため、管径の決定に際しては流速を確認し、目安の流速以下になるような管径を選ぶ必要がある。例えば、銅管の場合には0.4~1.5m/s、ステンレス鋼管や樹脂ライニング管あるいは樹脂管で0.4~2.0m/sの範囲とするなどの目安が出されている(参考文献4)。

表 4-20 各種建物における器具別給湯単位（給湯温度 60℃基準）

	集合住宅	体育館	病院	ホテル 及び寄宿舍	事務所建物	学校
洗面器 (執務者等専用)	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75
洗面器(共用)	-	1	1	1	1	1
浴槽	1.5	-	1.5	1.5	-	-
シャワー	1.5	1.5	1.5	1.5	-	1.5
厨房流し	0.75	-	3	1.5	-	0.75

元の文献(参考文献1)に付された注記：

上記データは現代的な低流量の器具及び設備よりも以前のものを想定したものである(訳注：この表及び図4-48は、Hunterによる1941年の資料に基づいた設計資料である)。

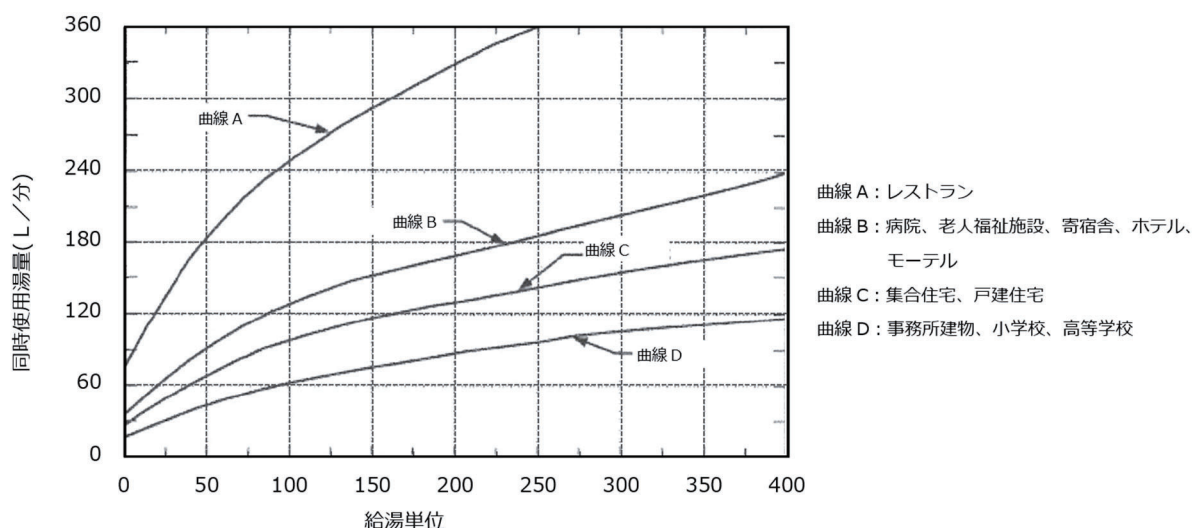


図 4-48 給湯単位による同時使用流量の関係線図

返湯管の管径決定方法については複数のものが存在する。

空調衛生工学便覧や給排水衛生設備計画設計の実務の知識では、まず各系統に 3L/分 で呼び径 15mm の定流量弁を設置すると仮定し、給湯配管と返湯管を合わせた循環配管からの熱損失を算定（管内湯温と周囲温度を例えば 60℃と 25℃と仮定し、管の線熱貫流率と管長から算出）した上で、給湯温度と返湯温度との差及び水の比熱などで除すことによって必要な循環流量を求め、その値が（3L/分×系統数）以下であれば、当初仮定通りの管径とする。必要な循環量が（3L/分×系統数）を越えている場合には、必要な循環量を系統数で除して、各系統の流量を求め、潰食防止のための流速の上限以下になるように返湯管の管径を決める。

公共建築協会・建築設備設計基準や建築設備技術者協会・建築設備設計マニュアル給排水衛生編においては、返湯管の管径は給湯配管の半分とされている。

イ 貯湯槽容量と熱源の加熱能力の決定

貯湯槽容量と熱源の加熱能力の関係は、前者を大きくすれば後者は小さくて済む、逆に前者を小さくすれば後者を大きくする必要が生じる。即ち、1日のピーク時における湯の使用量と、1日合計での湯使用量を仮定して、湯切れを起こさないように両者を決定する。

その前段としての、ピーク時の湯使用量の設定方法には、主として「使用人員（湯を使用する在室者数）などによる方法」と「設置器具数による方法」の二種類がある。

設計用給湯量は表 4-21 を用いて収容人員や床面積などの原単位から算出することが可能となる。この給湯量で時間最大給湯量が得られるから、貯湯槽容量と熱源の加熱能力の関係を決定すれば良いことになる。つまり時間最大給湯量分を貯湯槽に貯湯することができれば、次のピークまでに加熱することができる熱源の加熱能力を決めれば良いことになる。表中に時間最大給湯量の継続時間を病院以外では 2 時間と見込んでいるのは負荷変動への対応と考えている。

表 4-21 給湯設備設計用給湯量（参考文献 2）

建物の種類	年間平均 1 日給湯量	ピーク時給湯量	ピーク継続時間
事務所建物	7~10 L/(人・日)	1.5~2.5 L/(人・h)	2h
ホテル客室	150~250 L/(人・日)	20~40 L/(人・h)	2h
総合病院	2~4 L/(m ² ・日)	0.4~0.8L/(m ² ・h)	1h
	100~200 L/(床・日)	20~40 L/(床・日)	1h
飲食施設	40~80 L/(m ² ・日)	10~20 L/(m ² ・h)	2h
	60~120 L/(席・日)	15~30 L/(席・日)	2h

貯湯槽内の貯湯温度は給湯使用温度（表 4-22）を満足させかつレジオネラ対策として 60℃以上が良いとされているが、皿洗機での給湯使用温度を満足させるため 70~80℃以上で貯湯温度を決めることは省エネルギー上好ましくない。そのため給湯使用箇所直前で昇温させる方法が良い。

表 4-22 用途別の給湯使用温度及び適流量（参考文献 2）

行為	適温(℃)	適流量温(L/分)
食器洗浄	39.0	7.5（普通吐水） 5.0（シャワー吐水）
洗顔	37.5	8.5
洗髪	40.5	8.0
入浴	40.5	—
手持ちシャワー	40.5	8.5
壁掛けシャワー	42.0	13.0

注：空調和衛生工学会・給湯設備の使用感に関する研究委員会成果

ウ 管路及び器具の決定

給湯設備設計の最初の段階では、建物のどの部分でどのような湯の用途と需要が存在し、それに対処するためにどのような器具を設置するかを決める。

次に同一の中央式給湯設備で対処すべき器具を決める。その段階で場合によっては複数の中央式給湯設備（各々は基本的に独立）とすることもあり得る。また、他の器具からは離れた位置にある器具については、同じ中央式給湯設備で対処すると配管長が大きくなり配管熱損失の増大を招くため、局所式給湯設備で対処することもあり得る。他の器具とは湯の使用時間帯が異なる場合や特殊な湯用途の器具である場合に、局所給湯設備や独立した中央式給湯設備で対処することもあり得る。

設計する中央式給湯設備に属する器具が決まった次の段階では、湯水混合栓等の器具の選定を行う。「3. 2 給湯設備」で前述したように、利用者が湯使用に関して同程度の満足感を得る場合であっても、器具の特性によって湯使用量が大きくことなる。いわゆる節湯器具を適用することによって給湯量及び給湯負荷を削減することができる。

(ア) 使用人員（湯を使用する在室者数）などによる方法

ピーク時の湯使用量は、中央式給湯設備が給湯する室の在室人数にピーク時給湯量の原単位（建物種類毎に 1 人当たりの湯使用量が定められている）を乗じて求める。ピークの継続時間は建物種類毎に定められている。

空気調和衛生工学便覧 14 版及び給排水衛生設備計画設計の実務の知識では、ピーク時給湯量及びピーク継続時間に加えて、ピーク時間帯前後の貯湯温度及び給水温度を基に貯湯槽容量と加熱能力を求めるための不等式を推奨している。

$$4.186(t_{h1} - t_{h2})V + HT \geq 4.186\left(\frac{t_{h1} + t_{h2}}{2} - t_c\right)qT \quad \text{式 4-21}$$

t_{h1} : ピーク開始時の貯湯温度（給湯温度）（℃）

t_{h2} : ピーク終了時の貯湯温度（℃）

V : 有効貯湯容量（L） H : 加熱能力（kJ/h） t_c : 給水温度（℃）

q : ピーク時給湯量（L/h） T : ピークの継続時間（h）

この式は、ピーク時間帯の終了時においても有効貯湯部分の湯温が t_{h2} を下回らないための V と H の組合わせに関する要件を示している。

不等式を満たす範囲を図 4-49 に示すが、ピーク時間帯の開始時には貯湯しておかねばならないため、実際にはさらに H の下限条件が加わる。図の縦軸切片は、有効貯湯容量 V を 0 とした場合の加熱能力は、 H の下限、すなわち $H = 4.186\left(\frac{t_{h1} + t_{h2}}{2} - t_c\right)q$ となる。

一方、建築設備技術者協会編マニュアルには式 4-21 とは異なる、式 4-22 が記載されている。

$$Q_t \geq Q_{hm} - \frac{K \times V^*}{d} \quad \text{式 4-22}$$

Q_t : 単位時間に熱交換すべき給湯量（L/h）

Q_{hm} : ピークの単位時間当たりの貯湯槽からの給湯量（L/h）

K : 貯湯槽の有効貯湯係数

V^* : 貯湯槽の全容量（L） d : ピークの継続時間（h）

式 4-22 の両辺に $4.186(t_{h1} - t_c)d$ を乗じ、式 4-21 と記号を合わせると式 4-22 は式 4-23 のようになる。

$$HT \geq 4.186(t_{h1} - t_c)qT - 4.186(t_{h1} - t_c)V \quad \text{式 4-23}$$

この不等式を満たす範囲を同様に図 4-49 に示すが、ピーク時間帯の開始時には貯湯しておかねば

ならないため H の下限条件が加わる。図の縦軸切片は、有効貯湯容量 V を0とした場合の加熱能力は、 H の下限、すなわち $H = 4.186(t_{h1} - t_c)qT$ となる。つまり、加熱装置はピーク時給湯量 q (L/h)の水道水温 t_c (表 4-23) の水を給湯温度 t_{h1} に昇温させる能力を持たねばならないことになる。

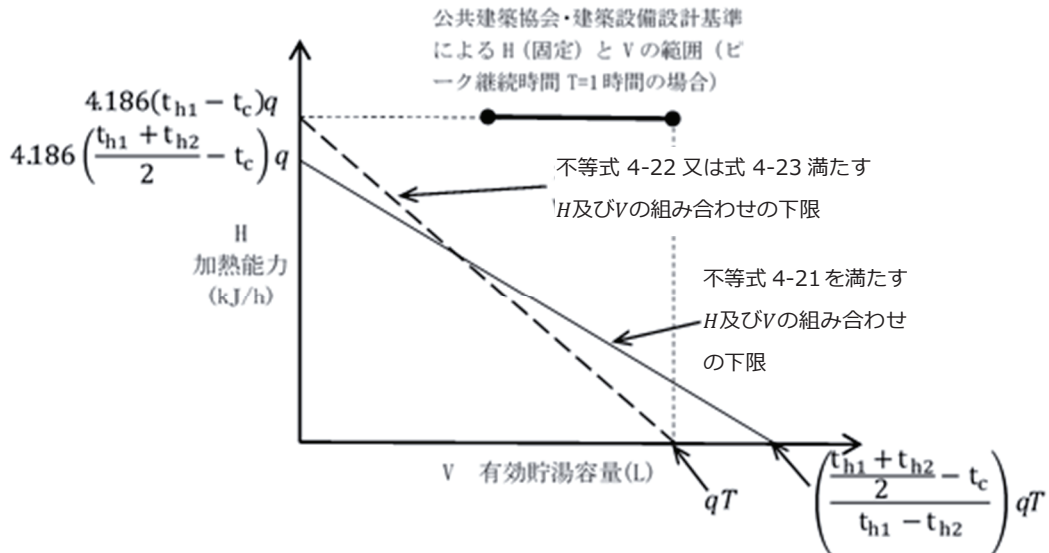


図 4-49 加熱能力と貯湯容量の比較

表 4-23 各地域の最低給水温度 (参考文献 7 から加工して作成)

都市	月平均気温 最低値 (°C)	最低給水温度 (°C)	都市	月平均気温 最低値 (°C)	最低給水温度 (°C)
旭川	-7.7	0.5	東京	5.1	6.8
札幌	-4.7	0.5	静岡	6.0	7.5
室蘭	-2.3	1.4	名古屋	2.4	5.1
盛岡	-2.1	1.9	大阪	5.0	6.3
秋田	-0.9	2.8	米子	3.2	5.7
仙台	0.9	4.0	広島	3.4	5.2
福島	1.5	4.5	高松	4.3	6.3
宇都宮	1.5	3.0	高知	6.2	7.6
新潟	1.7	3.1	熊本	4.1	6.7
松本	-1.5	2.3	福岡	5.8	8.0
富山	1.6	3.0	鹿児島	6.8	10.3
前橋	2.5	3.9	那覇	15.6	15.7

注：月平均気温最低値から最低給水温度の算出は参考文献 7 等を用いて行った。

さらに公共建築協会・建築設備設計基準では、加熱能力はピーク時給湯量、すなわち $4.186(t_{h1} - t_c)qT$ 、貯湯量（有効貯湯容量を意味すると考えられる）は0.5倍から1倍（通常は1倍とのこと）とすべきことが規定されている。その範囲を図4-49中に太線で示す。

このように同じ「使用人員（湯を使用する在室者数）などによる方法」であっても、貯湯槽容量と熱源加熱能力の決定方法として、式4-21によるもの（方法1）、式4-22又は式4-23によるもの（方法2）、そして加熱能力を規定し、貯湯量については範囲を規定する方法（方法3）、の3種類がある。方法1によればピーク終了時において指定の温度（ t_{h2} ）は維持できる。

それに対して、方法2を用いた場合、有効貯湯容量をよほど大きくしない限り（例えばピーク時間帯の合計給湯量の3倍）、ピーク終了時における貯湯温度はピーク開始時の貯湯温度よりも給水温度に近くなる。そうなった場合には、ピーク終了後しばらくの間は循環によって給湯管内の湯温を55℃に維持することができなくなる。ピーク終了後にはしばらく給湯需要が無い建物であればそれでも問題はなかろう。

（イ）設置器具数による方法

設置器具数によってピーク時の給湯量を初めとして、熱源加熱能力、貯湯槽容量を決める方法は、ASHRAE HANDBOOKにおいてその2011年版でも紹介されている方法で、空気調和衛生工学便覧第14版（p.162）、給排水衛生設備計画設計の実務の知識（p.83）、建築設備技術者協会・建築設備設計マニュアル給排水衛生編（p.100）においても紹介されている。具体的内容はそれらを参照されたいが、ASHRAE HANDBOOK（p.50.20）では以下のような記述があるので参考にされたい。

「この表（方法）を利用するときは、データは非常に古く、現在の低流量の器具や機器が導入されるかなり以前に取得されてものであることを注意されたい。」

工 循環ポンプの能力

使用された湯の分の給湯配管への貯湯槽からの湯の補給は、貯湯槽が給水や熱源からの給湯により加圧されていることで為される。ここで扱うのは、湯使用が少なくなる時間帯において、レジオネラ対策のため、給湯配管及び返湯管内の湯温を一定温度（通常は55℃）以上に維持する目的で行われる温水循環のためのものである。

循環ポンプによる必要な循環量は、循環配管からの熱損失を、給湯温度と維持温度との差及び水の単位容積当たりの熱容量で除すことで決めることができる。この関係を式4-24に示す。

$$Q = 0.0143 \frac{H_t}{\Delta t} \quad \text{式 4-24}$$

ただし、 Q は循環量（L/分）、 H_t は循環配管からの熱損失（W）、 Δt は給湯温度と維持温度（返湯管温度）の差（K）である。

一方、循環ポンプの揚程は、循環配管の経路の中で最も圧力損失の大きな経路のそれである。

さて、このように循環ポンプの選定は循環量及び揚程により行われることは、共通しているものの、循環配管のどの部分の熱損失及び圧力損失を考慮すべきかについての考え方は資料によって異なり、表 4-24 のようになっている。

表 4-24 循環ポンプの選定のための循環配管からの熱損失及び圧力損失の算定対象の考え方

資料名称	熱損失の計算対象	圧力損失の計算対象
空調調和衛生工学便覧 第14版	循環配管全体（給湯管及び返湯管）	給湯管による損失水頭は無視できる 場合が多い
給排水衛生設備計画設計の 実務の知識	機器類や弁類を含む循環配管全体	貯湯槽から最も遠い系統の返湯管及 び定流量弁の損失
建築設備技術者協会 建築設備設計マニュアル 給排水衛生編	給湯管及び返湯管からの合計熱損失 に、その30%を機器からの熱損失とし て見込む	給湯管と返湯管について計算し、微小 の圧力損失は無視して合算する。
公共建築協会 建築設備設計基準	最遠湯栓までの配管長（往復）、主配 管の代表管径に対する単位長さ当た りの熱損失、周囲温度15℃を用いて算 出する。	最遠湯栓までの配管長（往復）、主配 管の代表管径による摩擦抵抗値、局部 抵抗相当長（配管長相当としてよい） を用いて算出する。

(2) 節湯器具の活用

湯の用途によって節湯のメカニズムは多少異なるが、同じ出湯量で手洗いや食器洗いに關してより高い満足度を得られる機種（小流量吐水機構）、湯の出しっ放しを防止できる機種（手元止水機構）、不必要な湯の使用を回避できる機種（水優先吐水機構）がある。

(3) 太陽熱利用

太陽熱集熱パネルと貯湯槽の間に不凍液などを循環させることで、太陽熱を利用して水の加温を行うことが可能である。省電力型の循環ポンプを選ぶようにした上で、集熱可能な時間帯に限って運転（差温サーモスタットの利用）するなどの制御上の工夫が必要なことは念頭において設計する必要がある。

(4) 配管・貯湯槽などの断熱その他の対策

局所給湯方式の場合には、配管の断熱は、中央式給湯方式（図 3-27）の場合ほどは省エネ上重要ではないが、湯使用後の配管内の残湯量を少なくするため配管径を抑える必要がある。中央式給湯方式の場合には、循環する温水からの放熱量は、給湯負荷全体において無視できない比率を占めるため、分岐継手や弁などの箇所も含めて配管の断熱が非常に重要となる。貯湯槽がある場合には、局所給湯方式であれ中央式給湯方式であれ、その断熱が非常に重要となる。

(5) 熱源

熱源としての電気ヒーターの使用は、その一次エネルギー効率が 0.37（電力の一次エネルギー換算係数の逆数）を超え得ないという理由から、局所給湯方式で湯使用量が少ない場合に限るべきである。

局所給湯方式にガス又は灯油を用いる給湯機の使用が可能な場合、潜熱回収型給湯機を使用することによってその一次エネルギー効率は最大で 0.9 を超える。しかしながら、規模の大きな建物で湯使用場所近くに燃焼式給湯機を設置できない制約がある場合などは、中央式給湯方式として高効率給湯機を採用した場合の全体のエネルギー効率と比較した上で、電気ヒーターを選択することもあり得る。

ガス又は灯油を用いる給湯機（ボイラ）を使用する場合には、潜熱回収型を選ぶことが強く勧められる。また、電気を用いる場合には電気駆動ヒートポンプ給湯機の活用が強く推奨される。近年は、高効率運転と湯切れ防止をねらい、ボイラと電気駆動ヒートポンプを併設した給湯機ユニットも販売されている。

中央式給湯設備に使用される中大型のボイラや温水発生機（貫流式ボイラ、貯湯式ボイラ、真空式温水発生機、無圧式温水発生機、以下「ボイラ等」と呼ぶ）の効率を評価する際には、効率値が低位発熱量換算の燃料消費量により算出・表示されているのが通常であることに注意が必要である。これは、家庭用のガス・灯油給湯機の類いにはない表示方法である。例えば、資源エネルギー庁による最近の公表資料では、灯油及び都市ガスの発熱量は表 4-25 のようなものとされており、仮にそうした燃料による試験結果に基づいた情報であれば、低位発熱量換算に基づいて表示した場合のエネルギー効率は高位発熱量換算に基づく表示値に対して 1.06 倍（灯油）及び 1.10 倍（都市ガス）となる。多くの熱源は高位発熱量換算によりそれらの効率を表示しているため、公平な比較のためには高位発熱量換算のエネルギー効率同士を比較すべきと言える。

表 4-25 資源エネルギー庁公表資料における灯油と都市ガスの高位発熱量及び低位発熱量

	総発熱量（高位発熱量）		真発熱量（低位発熱量）	
	単位体積当たり	単位重量当たり	単位体積当たり	単位重量当たり
灯油	36.49 MJ/L	45.98 MJ/kg	34.27 MJ/L	43.18 MJ/kg
都市ガス	39.96 MJ/m ³	54.42 MJ/kg	36.44 MJ/m ³	49.62 MJ/kg

出典：資源エネルギー庁、エネルギー源別標準発熱量・炭素排出係数(2018年改訂)の解説、2020年1月

ボイラ等は、熱負荷が定格より減少した場合、バーナーを絞り燃焼を継続できる領域では相対的に伝熱面積が増加するために効率は悪化しないものの、バーナーを絞る限界を下回る熱負荷になった場合には、オンオフ制御領域となり効率が大幅に悪化する。これは、一旦燃焼を停止すると、次に点火する前にボイラ等内部の残存気体を一旦排出し、その後点火するため放熱損失が生じるためである。

ボイラ等の部分負荷領域における効率向上のため、ボイラ等の絞り範囲拡大の取り組みが行われている。ボイラ等の定格能力（熱出力）のボイラの絞り下限能力に対する比は「ターンダウン比」又は TDR と称され、この比が大きいボイラ等ほど部分負荷効率が高い。

例えば、ターンダウン比 2 : 1 の機器は定格の 50%以下の負荷でオンオフ制御となり、ターンダウン比 5 : 1 の機器は、定格の 20%以下の負荷でオンオフ制御となる。従来はターンダウン比 2 : 1 の製品が多かったが、近年はターンダウン比 5 : 1 の機種も普及しはじめていると言われる。また、大型ボイラでは 10 : 1 の機種も開発されている。

(6) 高効率のポンプ

中央式給湯方式の給湯設備や太陽熱利用を図る際には温水や不凍液の循環のためのポンプが必要となるが、長時間運転されるポンプの場合にはエネルギー消費量は無視できないものとなるため、循環流量が適切となる能力のポンプの選定とともに、エネルギー効率の高い機種を選定することが勧められる。

(7) 制御

給湯設備に関する制御の要点としては、まず貯湯槽内の湯温の制御が挙げられる。レジオネラ菌の繁殖防止のため湯温の維持（一般に末端部でも 55℃以上。図 3-27 参照）が必要だが、昇温しすぎると放熱損失が大きくなる、熱源のエネルギー効率が落ちるといった問題が生じる。中央式給湯方式の場合には、温水循環のためのポンプの運転スケジュールの制御、複数の熱源を設置する場合の台数制御が重要となる。

参考文献

1. ASHRAE Handbook, HVAC Applications, Chapter 50 Service Water Heating, 2011 年
2. 空気調和・衛生工学便覧第 14 版、2010 年
3. 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修、建築設備設計基準（平成 27 年版）
4. 空気調和・衛生工学会編、給排水衛生設備計画設計の実務の知識、改訂 4 版、オーム社、2017 年
5. 建築設備技術者協会編著、最新建築設備設計マニュアル、給排水衛生編、井上書院、2013 年
6. 業務用建築物の給湯設備省エネルギーガイドライン Ver.1、建築環境・省エネルギー機構、2019 年
7. 鎌田元康他、給湯用設備設計用基礎データの検討・整備に関する研究（第 8 報）給水温に関する調査（その 5）、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、1997 年

4.3 照明エネルギー消費

(1) 照明設計の要件

照明設計の要件は、省エネルギー設計を行う上での出発点とも言え、何を判断のよりどころとするかが極めて重要となる。ここでは、一般に最も設計で参照され、建築物の省エネルギー基準の基準値の照明レベルにも該当する目安としての JIS Z9110-2011 照明基準総則（表 4-26）（参考文献 1）と、壁面・天井面の輝度など光環境の質をより重視し、省エネの観点から照度レベルも考慮した日本建築学会基準 照明環境規準 AIJES-L0002-2016（参考文献 2）を、人工照明の設計要件として挙げることができる。設計に当たっては、目安としての JIS 基準、より高度な設計としての建築学会基準という両者を考慮した検討を行うと良い。JIS 照明基準では、作業または活動の種類毎の推奨照度（維持すべき照度）について下限と上限の照度範囲が示されており、その範囲内でより低い照度の選択を行うことができるようになっている。省エネ基準の基準値の場合は、推奨照度の値が採用されている。その他、均斉度（視作業上有効な範囲における最低照度を平均照度で除した値）、不快グレアの屋内統一グレア評価法（UGR）と光源の Ra（平均演色評価数）についても示され、それらを満たすようにする。

建築学会照明規準では、照明環境を決定するさまざまな要因の中で、視認性や視作業性の確保については、ターゲット面として具体的な面の照度を規定している。照度範囲はなく、JIS 照明基準で照明エネルギー削減に大きく寄与する事務室が低照度になっている点が特徴であり、JIS 照明基準で照度範囲の設定で設計時の判断が難しかった点についてわかりやすくなっている。また、光環境の質として、空間の明るさ感に影響する壁面及び天井面の平均輝度（壁面の反射率は 0.3 以上、天井面については 0.6 以上の想定）を最低限の値として示している。輝度に配慮することで、タスク・アンビエント照明方式などが採用しやすくなる。その他、顔面への照度が必要な視作業については顔面の鉛直面照度が示され、均斉度（視作業上有効な範囲における最低照度を平均照度で除した値）等の適用範囲は JIS 基準より具体的になっている。不快グレア（UGR）とターゲット面の光源の Ra（平均演色評価数）が示されており、それらを満たすようにする。その他、表以外の設計要件として、光の指向性や対比効果のバランスに注意して、立体的な視対象が適切に見えるように配慮する。

昼光照明の設計要件に関しては基本的に、日本建築学会基準 照明環境規準 AIJES-L0002-2016 によることが推奨される。ただし、昼光のある場合の水平面照度のむらについては、人工照明よりも幅があるため、最低照度を最大照度で除した値で 0.1 を下回らないようにする。不快グレアについては、窓面からの不快グレアを考慮して、DGP（Daylight Glare Probability）や PGSV（Predicted Glare Sensation Vote）によって評価する。また、窓が背になるような位置に存在する人や物体の輪郭が黒く抜けて、シルエット上に見える現象（シルエット現象）が生じないように、採光面の輝度を下げたり、室内の照明光の拡散性を高めたりすることも含め、光の指向性や対比効果のバランスに注意し、立体的な視対象が適切に見えるように配慮する。

表 4-26 JIS Z 9110-2011 (事務所) (参考文献 1)

領域、作業又は活動の種類		Em(lx)	照度範囲	Uo	UGR _L	Ra	
作業	設計、製図	750	500 ~ 1000	0.7	16	80	
	キーボード操作、計算	500	300 ~ 750	0.7	19	80	
執務空間	設計室、製図室	750	500 ~ 1000	-	16	80	
	事務室	750	500 ~ 1000	-	19	80	
	役員室	750	500 ~ 1000	-	16	80	
	診療室	500	300 ~ 750	-	19	90	
	印刷室	500	300 ~ 750	-	19	80	
	電子計算機室	500	300 ~ 750	-	19	80	
	調理室	500	300 ~ 750	-	22	80	
	集中監視室、制御室	500	300 ~ 750	-	16	80	
	守衛室	500	300 ~ 750	-	19	80	
	受付	300	200 ~ 500	-	22	80	
	共用空間	会議室、集会室	500	300 ~ 750	-	19	80
		応接室	500	300 ~ 750	-	19	80
宿直室		300	200 ~ 500	-	19	80	
食堂		300	200 ~ 500	-	-	80	
喫茶室、オフィスラウンジ、湯沸室		200	150 ~ 300	-	-	80	
休憩室		100	75 ~ 150	-	-	80	
書庫		200	150 ~ 300	-	-	80	
倉庫		100	75 ~ 150	-	-	60	
更衣室		200	150 ~ 300	-	-	80	
化粧室		300	200 ~ 500	-	-	90	
便所、洗面所		200	150 ~ 300	-	-	80	
電気室、機械室、電気・機械室などの配電盤及び計器盤		200	150 ~ 300	-	-	60	
階段		150	100 ~ 200	-	-	40	
屋内非常階段		50	30 ~ 75	-	-	40	
廊下、エレベータ		100	75 ~ 150	-	-	40	
エレベータホール		300	200 ~ 500	-	-	60	
玄関ホール (昼間)		750	500 ~ 1000	-	-	80	
玄関ホール (夜間)、玄関 (車寄せ)		100	75 ~ 150	-	-	60	

- ・ Em : 基準面の推奨照度 (維持照度)、Uo : 照度均斉度、UGR_L : 屋内統一グレア評価法によるUGR制限値、Ra : 平均演色性評価数の最小値
- ・ 推奨照度 (維持照度) は基準面の平均照度とするが、基準面を特定できない場合は床上0.8m (机上視作業)、床上0.4m (座業)、床又は地面とする。

(2) 採光・導光手法

太陽の天空光や直達光に照らされた窓面を光源として、室内作業面の照度や、壁面や天井面の輝度を確保する採光は、最も一般的な昼光利用と言える。窓による採光のみでは、窓面からの距離とともに利用できる昼光の量は減少することが避けられない。そこで、奥行きのある室において昼光利用を促進する方法として、工夫を凝らした導光手法が存在する。

太陽光を天井に向けて反射させ、室内を明るくする装置としては、図 4-50 に示すようなライトシエルフや採光ルーバーなどが挙げられる。

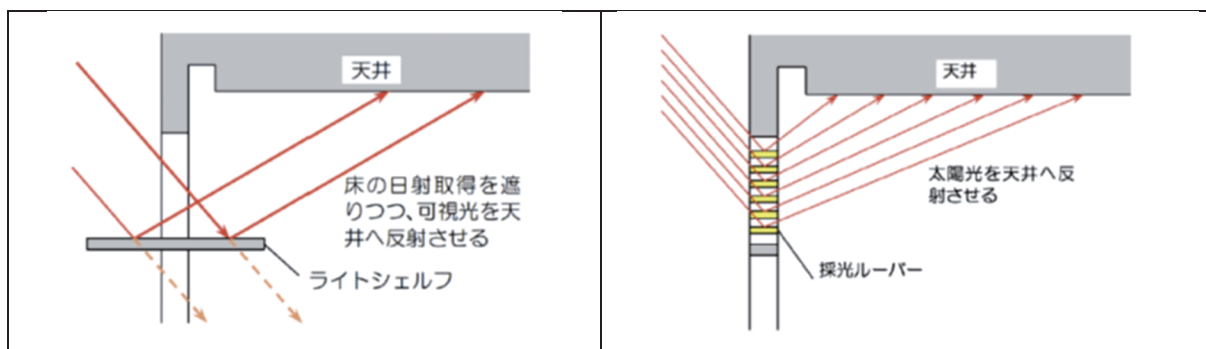


図 4-50 室奥への導光手法

(3) 内装仕上げの反射率

建築部材や室内仕上げ表面、什器表面の可視光反射率（以降、反射率という）を考慮することは、これら反射面の輝度、および反射面から得られる間接光量の多寡を検討する上で重要である。照明光源から発する光束が同じであっても、特に壁や天井の反射率を高くし、反射面の輝度、および反射面からの間接光量を確保することで、空間を明るくすることができる。一方で、反射率が低めの木材等を用いれば、明るさを抑えた落ち着いた空間となる。このように表面の反射率は、その素材の質感や色彩と同様に、室の印象を大きく左右することから、室の用途も十分考慮に入れて素材を選択する必要がある。

(4) タスク・アンビエント照明手法採用の検討

照明の機能的な面での目的には、大きく 2 つに分けて、対象物が正しく、十分に見えることと、周囲の環境や状況が分かることとがある。そして、前者の目的を達成するものがタスク照明であり、空間の雰囲気にも影響を与えるアンビエント照明により後者の目的が達成される。一般的な全般照明では、これらタスクとアンビエントの照明機能を分けて考えず、天井に均一に配灯した照明器具によってタスク照明に必要な照度を確保すると共に、それらの照明はアンビエント照明も兼ねていた。それに対し、照明機能をきちんと分け、それぞれ専用の特性を有するタスク照明とアンビエント照明により構成される照明方式が、タスク・アンビエント照明（以下、TAL と記す）である。この TAL 方式の採用により、アンビエント照明で必要最小限の明るさを確保することで、従来の照明に比べて大幅なエネルギー削減が実現できる一方、高い照度を必要とする視作業領域に対しては、タスク照明できちんと必要な明るさを得ることができる。すなわち、TAL 方式は、必要などころに必要な明るさを提供する適所・適光の照明であり、省エネルギーと快適性を両立させることのできる照明方式である。TAL におけるタスクライトとしては、図 4-51 に示すような、天井付け、吊り下げ、スタンド、パーティション取付などの照明が採用されている。一方、アンビエントライトには、天井取付（直付・埋込）形の照明方式のほか、直接・間接兼用照明（吊り下げ・床置）や、間接照明（天井付・吊り下げ・床置・什器利用）が採用されている。アンビエントライトに吊り下げ形の直接・間接兼用照明器具を、タスクライトにスタンド照明器具を採用した TAL 方式の事例を図 4-52 に示す。

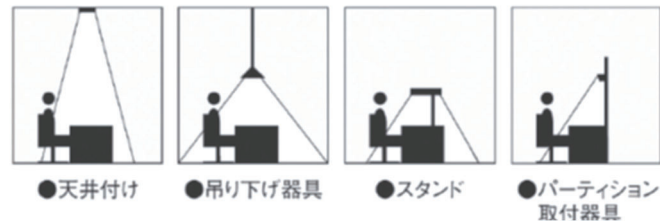


図 4-51 タスクライトの例



図 4-52 T A L方式採用

以下では、TAL方式を採用した際のタスク照明の留意点を a~c に、アンビエント照明の留意点を d 及び e にまとめる。

a タスク照明での必要な照度を確保する

視作業に必要な作業面の明るさ（タスク照度）は、主としてタスク照明で確保する。JIS の推奨照度（表 4-26）を満たすように設定する。視作業エリア内で、照度に明暗差がありすぎると、暗い側でのものの見え方が損なわれるだけでなく、眼も疲れやすくなるので、照度均斉度を適切な範囲内に抑える必要がある。執務室を模擬した空間で、A3 サイズレベルの書類を想定した範囲(360 × 310mm) に対して行った主観評価実験の結果によれば、範囲内の最大照度は最小照度の 2 倍以下にすべきであることが示されている（参考文献 4）。

b 反射グレアが生じにくい位置にタスク照明を配置する

通常、タスク照明は紙面の前方に取り付けることが、照度分布が均一になりやすく好ましいが、つやのある紙などの正反射成分の多い紙面の場合は、タスク照明の位置によっては、紙面に光源が映り込み、作業者にとっては不快な反射グレアが生じる。この解決策としては、タスク照明の光源の位置を前方ではなく、側方にするところであるが、前述の均斉度の問題もあるので、必要に応じて、タスク照明の光源を移動できるよう、可動型のタスクライトを採用することが推奨される。

c 演色性の高い光源を用いる

JIS 照明基準総則において、事務所において推奨する平均演色評価数 Ra は 80 以上となっており、Ra80 以上となるタスク照明を採用することが推奨される。

d アンビエント照明で必要な照度を確保する

タスク照明により視作業に必要な照度を確保していても、アンビエント照明が暗く、視野内の明暗差が大きすぎると、眼は疲労しやすく、心理的にも好ましくない。作業面照度に対する各面の所要照

度を検討した主観評価実験は、周辺机上面照度が、作業面照度の 1/3 以下になると、作業者が我慢できない状態になることを示した。建築環境総合性能評価システム CASBEE では、この下限値を参考に、タスク・アンビエント照明のアンビエント照度（周辺の机上面照度）は、タスク照度（作業面照度）の 1/3 以上 2/3 未満の場合とすること等を示している。

e 空間の明るさ感を確保する

TAL 方式では、アンビエント照明の光束を下げることで、省エネルギーを図っているが、単にアンビエント照明の光束を下げてしまうと、空間の明るさ感が損なわれ、陰鬱な印象の空間となり、好ましくない。

空間の明るさは、設計段階や目的によって評価対象範囲は変化するものの、いずれもある視点から観察した輝度分布によって決まる。例えば、設計初期の段階に空間全体の大まかな明るさを把握したい場合は、空間の中央を視点位置として得た空間全体の輝度分布から求めた平均輝度が一つの目安になる。ただ、視線頻度の高い場所が空間印象を支配することになるため、一般的な空間では、天井面や床面よりも壁面方向の輝度分布が強く影響する事が多い。また、設計段階が進み、座席の配置が決定すると身体の向きにより視線頻度が高い範囲が狭まる。従って、この時点で検討される空間の明るさ感は、全方向を対象として評価するのではなく、座席前方に広がる空間を対象とした輝度分布を検討することとなる。

他にも、廊下などの細長い空間であれば、空間が広がる進行方向への視線頻度が高くなるため、評価対象範囲は狭くなる。つまり、評価したい状況に応じて、視線頻度を考慮しながら平均輝度の算出範囲を決定する必要がある。なお、評価対象範囲が同じ条件において、平均輝度を比較することで空間の明るさの増減を予測できるが、異なる対象範囲の平均輝度同士を単純には比較できない事を注意する必要がある。

(5) 照明器具の選定及び台数の確定

まず、前項（4）で示したように、タスク照明による作業面照度を決めて、それに対するアンビエント照明による周辺机上面照度を決める。ついで照明器具を選定するが、タスク照明・アンビエント照明用の器具を一体で計画する場合や、照明設備として先にアンビエント照明用の器具を選定し、タスク照明は、必要照度が得られる仮の器具を想定して後に具体的に選定する場合など、器具選定の手順はいくつかある。アンビエント照明は、一般的には、天井に設置する照明器具について、光束法によって周辺机上面照度が得られる必要台数を次式により算定する。

$$N = \frac{E \times X \times Y}{F \times U \times M}$$

N : 照明器具の必要台数、 E : 設定照度(lx)、 X : 室の間口(m)、 Y : 室の奥行(m)

F : 器具光束又はランプ光束(lm)、 U : 固有照明率又は照明率、 M : 保守率

ここで、固有照明率及び照明率 U は、第3章3-3(3)照明器具に関わるエネルギー効率の項で解説したように、照明器具又はランプから放出される光束のうち最終的に作業面に入射する光束の比率のことであり、照明器具毎に製造者から提供される資料（一例を表3-3に示した）によって特定することができる。また、保守率 M は、器具やランプの汚れ、器具やランプの性能低下といった要因を見込んだ光束の低減率である。

アンビエント照明用の器具の配置を工夫したい場合は、近年、容易に使用できるようになっている照明シミュレーションにより周辺机上面照度の確認を行う。壁面・天井面の反射率を想定してシミュレーションを行うことで、明るさ感を得るための壁面・天井面の輝度分布を確認することもできる。

タスク照明による作業面照度は、実際には、タスク照明用の器具と、アンビエント照明様の器具による照度を合計したものになるため、それを考慮して照明器具メーカーのカタログ等に示される作業面の照度分布等を参考に選定する。必要台数は、基本的にデスクの台数と同じになる。

(6) 照明制御手法の選択

省エネルギーの実現手段の一つに、センサを用いた照明制御技術がある。センサによる照明設備の制御技術は、利便性、快適性、経済性、安全・安心など照明が果たす役割を満たしながら、さらなる省エネルギーを実現する技術である。以下に照明制御用の各種センサと採用方法について記す。

a 人検知画像センサ

画像センサによる人感センサは、熱線センサのように滞在時でも動かないでいると不在と認識し、消灯または減光制御をしてしまうということがないので、離席率の高い執務室に適している。画像解析により、在席者の器具一台ずつ個別に制御することや、人の滞不在だけでなく移動も区別できるため、きめ細かい制御ができ、その結果、高い省エネルギー率を実現できる（図4-53）。使用状況に応じては明るさセンサ機能への変更も可能である。

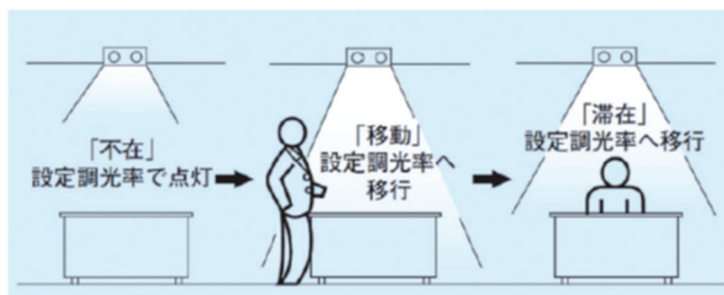


図 4-53 人検知画像センサの特徴

b 明るさセンサ連続調光タイプ

昼光利用による照明制御には、このタイプのセンサを用いる。このセンサを使つての照明制御は、明るさに応じて適正照度となるよう調光制御を行うことから、昼光利用時に省エネルギーを実現でき

るだけでなく、ランプ交換時の照度アップを自動的に抑制することによる省エネルギーも期待できるのである（図 4-54）。

また、このタイプのセンサには、最近では、無線調光により、センサからの信号線なしで制御できるものも商品化されている。

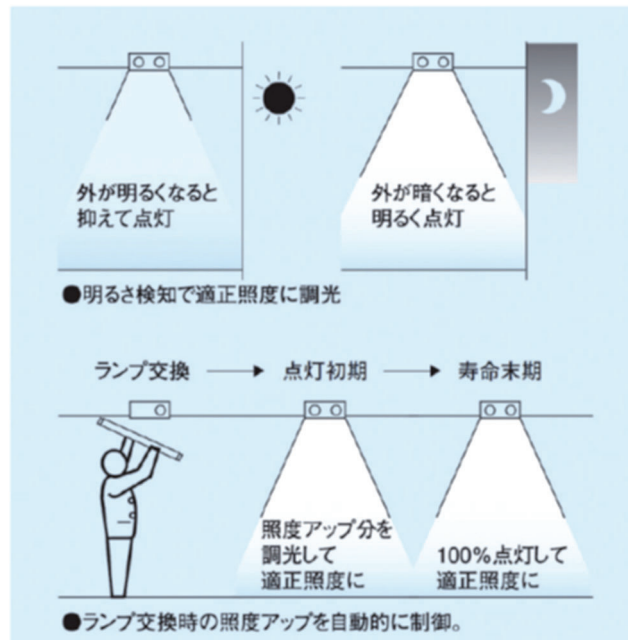


図 4-54 明るさセンサ連続調光タイプの特徴

c 人感センサ・明るさセンサー一体型連続調光タイプ

このタイプのセンサは、離席率の高い執務室に採用されている。前節で述べた明るさセンサ連続調光タイプの特徴に加え、人が不在の時に、積極的に調光することで、さらなる省エネルギーを実現する（図 4-55）。この時の調光下限は、他の滞在者が不快にならないよう、照明器具の調光範囲内で任意に設定できるようになっている。

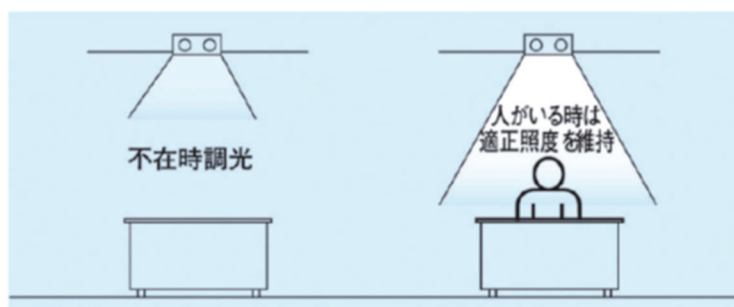


図 4-55 人感センサ・明るさセンサー一体型連続調光タイプの特徴

d 人感センサ点滅制御タイプ

人を検知すると照明器具が点灯し、人不在時が設定時間を過ぎると消灯する機能を持つ人感センサ

である（図 4-56）。化粧室や更衣室、ロッカーなどで採用されている。人不在時の消し忘れの防止により省エネルギーを実現する。熱線センサの場合、人の動きが小さいと不在と検知してしまうため、センサが不在と検知していても点灯する点灯保持時間の設定が重要となる。

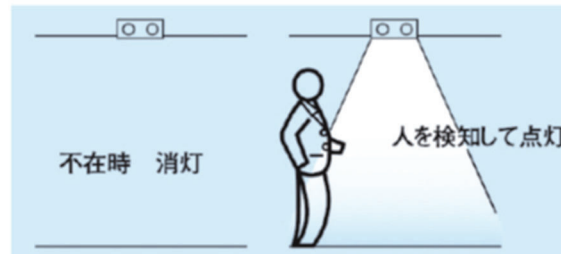


図 4-56 人感センサ点滅制御タイプの特徴

e 人感センサ段調光タイプ

人を検知すると照明器具が 100%で点灯し、人不在時には点灯保持時間を過ぎると 25%などの設定された明るさに減光する機能を持つ人感センサである（図 4-57）。消灯ではなく、減光することで、歩行などの安全性を確保しつつ省エネルギーを実現できる。人の移動の少ない廊下などで採用されている。人不在時の消し忘れの防止により省エネルギーを実現する。

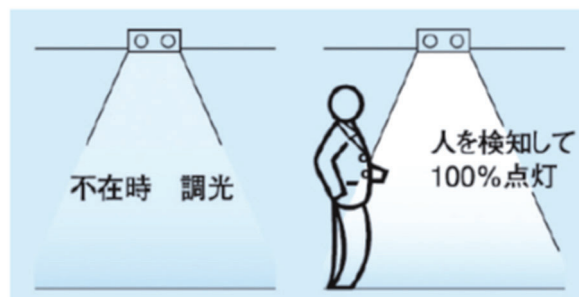


図 4-57 人感センサ段調光タイプの特徴

参考文献

1. JIS Z9110-2011 照明基準総則
2. 日本建築学会基準 照明環境規準 AIJES-L0002-2016
3. 建築環境・省エネルギー機構、事務所ビルの省エネルギーと光環境向上のための昼光利用・照明設計ガイド、2019 年
4. 田淵義彦他、事務所照明における視作業対象と環境の好ましいバランスに関する研究、電気関係学会関西支部連合大会 G13-13、1982 年