

はじめに——SI 単位 (国際単位)

0.1 重力単位系（工学単位系）と SI 単位系（質量単位系・絶対単位系）

従来，産業界および工学の分野での単位系（工学単位系）は，“長さ”，“力”，“時間”を基本単位とする重力単位系であるが，物理学や工学の学術研究では，“長さ”，“質量”，“時間”を基本単位とする質量単位系（絶対単位系）が用いられていた。

単位を国際的に統一するための国際単位系（SI 単位系）は質量単位系のもので，問題なのは，工学単位系が“力”を基本単位とする重力単位系であるのに対して，SI 単位系が“質量”を基本単位とする質量単位系であり，基本とする単位が異なるためである。

表 0.1 基本単位による質量と力

単 位 系	単 位	
	質 量	力
重力単位系	kgf · s ² /m	kgf
SI (絶対単位系)	kg	kg · m/s ²

0.2 重量キログラム [kgf] と質量キログラム [kg]

ニュートンの力学の法則によって，

$$\text{力} = \text{質量} \times \text{加速度} \quad \text{質量} = \text{力} / \text{加速度}$$

の関係がある。

重力単位系での質量の単位は，その基本単位の“力”の単位 [kgf]（キログラムフォース）を加速度の単位 [m/s²] で割ったものになる。

一方，質量単位系での質量の単位は，その基本単位の“質量” [kg] で，力の単位は質量 [kg] に加速度の単位 [m/s²] を掛けたものになる。

重力単位系においては，質量単位系の質量 1kg（質量キログラム）の物体に，地球上の標準の重量加速度の下で作用する重力を 1kgf（重量キログラム）と定義して，これを基本単位としている。したがって，次の関係がある。

$$1 \text{ [kgf]} = 1 \text{ [kg]} \times 9.80665 \text{ [m/s}^2\text{]} = 9.80665 \text{ [kg} \cdot \text{m/s}^2\text{]} = 9.80665 \text{ [N]}$$

(重力単位) (質量キログラム) (重力加速度) (SI 単位) (ニュートン)

$$1 \text{ [N]} = 1 \text{ [kg} \cdot \text{m/s}^2\text{]} = 1 \text{ [kg]} / 9.80665 \text{ [m/s}^2\text{]} = 0.1019716 \text{ [kgf]}$$

(ニュートン) (SI 単位) (質量キログラム) (重力加速度) (重力単位)

これが [kgf]（重力単位）と [kg]（SI 単位）の関係を示す式で，単位系の変換に重要な式となる。

物体に作用する重力すなわち重量は，重力単位系では特に断わりのない限り地球上での標準の重力加速度（9.80665m/s²）に対する重量（標準重量）を意味しており，質量 1kg の物体の重量は

1kgf である。

本来, [kg] は質量単位系の質量の単位記号であるが, その kg を力の単位すなわち重量キログラム [kgf] を示す場合にも用いられたことがあり, 従来, 産業界で一般に使用されていた [kg] は力の単位 [kgf] を意味している場合があった。今後 [kg] と [kgf] の区別を明確にするために, 重力単位系で力の概念を表している重量・重さ・荷重などには単位記号 [kgf] を用い, SI 単位系では, 力の単位としてニュートン [N] を用いることになる。

0.3 SI 単位系の単位と接頭語

SI 単位系では, その単位を基本単位・補助単位・組立て単位から成る SI 単位と, 10 の整数乗倍を示す接頭語から成り立っている。

(A) 基本単位

基本単位は, SI 単位系の基本となるもので, 明確に定義された七つの単位である。単位の定義は省略する。

(B) 補助単位

補助単位は, 表 0.3 の二つの単位である。単位の定義は省略する。

(C) 組立て単位

組立て単位とは, 基本単位や補助単位を組み合わせることによって構成する単位である。環境および建築設備に関係の深いもののみを次に示す。もちろん単位はこれだけではない。

表 0.2 SI の基本単位

量	単 位	
	名 称	記 号
長 さ	メートル	m
質 量	キログラム	kg
時 間	秒	s
電 流	アンペア	A
熱力学温度	ケルビン	K
物 質 量	モル	mol
光 度	カンデラ	cd

表 0.3 SI の補助単位

量	単 位	
	名 称	記 号
平 面 角	ラジアン	rad
立 体 角	ステラジアン	sr

表 0.4 SI 固有の名称をもつ組立て単位

量	S I 単 位			
	名 称	記 号	他の SI 単位 による表し方	SI 基 本 単 位 による表し方
周 波 数	ヘルツ	Hz		s^{-1}
力	ニュートン	N		$m \cdot kg \cdot s^{-2}$
圧力, 応力	パスカル	Pa	N/m^2	$m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-2}$
エネルギー, 仕事, 熱量	ジュール	J	$N \cdot m$	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2}$
仕 事 率	ワット	W	J/s	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3}$
電位, 電圧, 起電力	ボルト	V	W/A	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-1}$
電気抵抗	オーム	Ω	V/A	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-2}$
セルシウス温度	セルシウス度	$^{\circ}C$		K
光 束	ルーメン	lm		$cd \cdot sr$
照 度	ルクス	lx	lm/m^2	$m^{-2} \cdot cd \cdot sr$

(D) SI 接頭語

単位の 10 の整数乗倍を構成するものである。

表 0.5 10 の整数乗倍を表す接頭語とその記号

倍 数	接 頭 語	記 号	倍 数	接 頭 語	記 号
10^{18}	エ ク サ	E	10^{-1}	デ シ	d
10^{15}	ペ タ	P	10^{-2}	セ ン チ	c
10^{12}	テ ラ	T	10^{-3}	ミ リ	m
10^9	ギ ガ	G	10^{-6}	マ イ ク ロ	μ
10^6	メ ガ	M	10^{-9}	ナ ノ	n
10^3	キ ロ	k	10^{-12}	ピ コ	p
10^2	ヘ ク ト	h	10^{-15}	フ ェ ム ト	f
10^1	デ カ	da	10^{-18}	ア ト	a

(E) SI 単位と従来の単位の比較

表 0.6 SI 単位と従来の単位との比較

量	SI 単位	SI 単位と併用してよい単位	従 来 使 用 され て い た 単 位	SI 単位にするための換 算 率	備 考
長 さ	m (メートル)			—	
面 積	m ²			—	
体 積	m ³	l (リットル)		— $1 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	
平 面 角	rad (ラジアン)	° (度) ' (分) " (秒)		— $1.745\,33 \times 10^{-2} \text{ rad}$ $2.908\,88 \times 10^{-4} \text{ rad}$ $4.848\,14 \times 10^{-6} \text{ rad}$	$1^\circ = (\pi/180) \text{ rad}$ $1' = (1/60)^\circ$ $1'' = (1/60)'$
時 間	s (秒)	min (分) h (時) d (日)		— $6 \times 10 \text{ s}$ $3.6 \times 10^3 \text{ s}$ $8.64 \times 10^4 \text{ s}$	$1 \text{ min} = 60 \text{ s}$ $1 \text{ h} = 60 \text{ min}$ $1 \text{ d} = 24 \text{ h}$
周 波 数	Hz (ヘルツ)		c/s (毎秒サイクル)	— 1Hz	
回 転 数	s ⁻¹	min ⁻¹	rpm (回毎分)	— $1.666\,67 \times 10^{-2} \text{ s}^{-1}$	
質 量	kg (キログラム)	t (トン)		— $1 \times 10^3 \text{ kg}$	
密 度	kg/m ³	kg/l t/m ³		— $1 \times 10^{-3} \text{ kg/m}^3$ $1 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$	
圧 力	Pa (パスカル)	bar (バール)	mmAq, mmH ₂ O mAq, mH ₂ O kgf/cm ² mmHg	— $1 \times 10^5 \text{ Pa}$ 9.806 65 Pa $9.806\,65 \times 10^3 \text{ Pa}$ $9.806\,65 \times 10^4 \text{ Pa}$ $1.332\,2 \times 10^2 \text{ Pa}$	流体の圧力に用いる
エネルギー 仕事量 熱量	J (ジュール)		kcal (キロカロリー) kgf·m kW·h	— 4.186 05 kJ 9.806 65 J 3.6MJ	計量法の値を示す IT カロリー (International Steam Table) によれば, $1 \text{ kcal}_{\text{IT}} = 4.186\,80 \text{ kJ}$
仕事率 電力 熱流	W (ワット)		kgf·m/s PS (馬力) (メートル制) kcal/h	— 9.806 65W $7.355 \times 10^2 \text{ W}$ 1.162 79 W	

(表 0.6 つづき)

量	SI 単位	SI 単位と併用してよい単位	従来使用されていた単位	SI 単位にするための換算率	備 考
温度	K (ケルビン) °C (セルシウス度)				熱力学温度 セルシウス温度 $T[^\circ\text{C}] = T[\text{K}] - 273.15$
温度間隔	K °C				以前は deg と表していた
熱伝導率	W/(m·K)		kcal/m·h·°C	1.162 79W/(m·K)	
熱伝達係数	W/(m²·K)		kcal/m²·h·°C	1.162 79W/(m²·K)	
熱容量	J/K		kcal/°C	4.186 05kJ/K	
比熱 比エントロピー	J/(kg·K)		kcal/kg·°C	4.186 05kJ/(kg·K)	

(『空気調和・衛生工学便覧』改訂第 13 版)

0.4 熱流の [W] と電力の [kW]

たとえば、空気調和の冷房負荷と暖房負荷においては、熱伝達率 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ 、外壁の構成材料の厚さ $[\text{m}]$ 、熱伝導率 $[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$ から熱貫流率 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ を求め、それに面積 $[\text{m}^2]$ と温度差 $[\text{K}]$ を掛け合わせて合計した熱流 $[\text{W}]$ (それを 10 の 3 乗した) $[\text{kW}]$ として求められる。

この冷房負荷 $[\text{kW}]$ と暖房負荷 $[\text{kW}]$ から、空気調和設備・機器の冷房能力 $[\text{kW}]$ と暖房能力 $[\text{kW}]$ が決定されることになる。

一方、電気設備・機器の能力は、その電動機の出力電力 $[\text{kW}]$ で表されることがあり、ヒートポンプエアコンの能力も、従来、慣習的に一部で圧縮機の電動機の出力電力 $[\text{kW}]$ で示されることがあった。

JIS 規格が改正されてヒートポンプエアコンの冷房能力/暖房能力が、単位時間当たりの熱量 (kcal/h) から熱流 $[\text{kW}]$ で示されるようになった。能力としての熱流 $[\text{kW}]$ と圧縮機の出力電力 $[\text{kW}]$ が、単位的には同じ仕事率 $[\text{kW}]$ であるが、エアコンの能力、冷房能力/暖房能力は、熱流の単位の $[\text{kW}]$ 単位で示されているのであって、圧縮機の出力電力の $[\text{kW}]$ ではない。

0.5 ギリシャ文字

本書で記載があるギリシャ文字とその読み方を表 0.7 に示す

表 0.7 ギリシャ文字とその読み方

大文字	小文字	読み方	大文字	小文字	読み方	大文字	小文字	読み方
A	α	アルファ	I	ι	イオタ	P	ρ	ロー
B	β	ベータ (ビーター)	K	κ	カッパ	Σ	σ	シグマ
Γ	γ	ガンマ	Λ	λ	ラムダ	T	τ	タウ
Δ	δ	デルタ	M	μ	ミュー	Y	υ	ウプシロン
E	ε	エプシロン	N	ν	ニュー	Φ	ϕ	ファイ (フィ)
Z	ζ	ゼータ (ゼータ, ジータ)	Ξ	ξ	グザイ (クシー, クサイ)	X	χ	カイ
H	η	イータ	O	$\omicron$	オミクロン	Ψ	ψ	プサイ (プシー, サイ)
Θ	θ	シータ	Π	π	パイ	Ω	ω	オメガ

注) 1. ギリシャ文字は全部で 24 文字である

2. () 内は別の読み方

第 1 部 建築環境

1 室内環境

1.1 温熱環境

(A) 快適条件（温熱条件）

人体は常に熱を発生している。その熱を発散しすぎると寒く感じ、発散が足りないと暑く感じる。

人間の体感、すなわち、暑さ寒さの感覚は、基本的には温度、湿度、風速、放射（周囲壁面からの放射）の四つの要素による。**環境4要素**は室内環境の物理的要素である。そして、さらに室内快適環境を検討する場合に、人間側の要素の作業量〈メット値〉、着衣量〈クロ値〉を加えて、**環境6要素**という。環境要素を表す尺度の関係を表1.1に示す。なお、表中の△は、多少なりとも尺度に考慮されることを表す。

表 1.1 環境要素を表す尺度

	温 度	湿 度	風 速	放 射	作業量	着衣量
不 快 指 数	○	○	×	×	×	×
作 用 温 度	○	×	○	○	×	×
有 効 温 度	○	○	○	×	×	×
修正有効温度	○	○	○	○	×	×
新 有 効 温 度	○	○	○	○	△	△
標準新有効温度	○	○	○	○	○	○
PMV(予測平均申告)	○	○	○	○	○	○

(B) 不快指数（discomfort index, DI）

快適環境の評価で最も簡単なものが不快指数で、気温（乾球温度）と湿球温度（湿度の指標）から求める。

$$DI = 0.72 (\text{乾球温度} [^{\circ}\text{C}] + \text{湿球温度} [^{\circ}\text{C}]) + 40.6$$

これは夏期における屋外の蒸し暑さしか示すことができない。

DIの値が75以上で「やや暑さを感じる」、80以上で「暑くて汗が出る」、85以上で全員「不快」とされる。

(C) 作用温度（OT, Operative Temperature）

気温、気流、放射の影響を数値化することによって、体感温度を示す尺度であり、湿度の影響は加味しない。一般に、発汗の影響が小さい環境下における熱環境に関する指標として用いられ、空気温度と平均放射温度の重み付け平均で表される。たとえば、無風（0.2m/s 以下）の場合における作用温度（OT）は、次式（p.8）のように、気温（ T_i ）と平均放射温度（MRT）との相加平均に等しくなる。主に放射暖房の設計に使用されている。

$$OT \doteq \frac{T_i + MRT}{2}$$

T_i : 気温 (室温), MRT: 平均放射温度 (Mean Radiant Temperature)

ここで、**平均放射温度 (MRT)** とは、温度が異なる壁体に囲まれた人体表面の放射熱取得量と、これに等しい放射熱が取得できるような室の均一な放射温度をいう。近似的には、室内の平均表面温度となるが、厳密には在室者の位置などで異なる。なお、平均放射温度 (MRT) は、グローブ温度、空気温度及び気流速度を用いて求められる。

作用温度は、主に発汗の影響が小さい環境下における熱環境に関する指標として用いられ、空気温度と平均放射温度の重み付け平均で表される。

(D) 有効温度 (ET)

これは、ヤグローなどによって研究されたもので、感覚温度、実効温度ともいわれている。有効温度は、室内空気の温度、湿度、風速の三つの要素の組合わせから図表によって求める、体感を示す一つの尺度である。この三要素の組合わせによる体感とまったく同じ体感を与える湿度 100%、風速 0 のときの気温で表す。たとえば、ET 20℃ というのは、20℃、100%、無風時と同等に感じる、あらゆる温度、湿度、風速の組合わせの状態を示すもので、多数の被験者を使つての実験から導き出された指標である。ET 17℃～20℃ の範囲を快感帯、特にそのなかで湿度 40%～60% の範囲を最適快感帯という。

(E) 修正有効温度 (CET)

有効温度 (ET) は、周壁の放射の効果を考えていないので、乾球温度の代わりにグローブ温度を用いて図表によって求める。すなわち、**温度、湿度、風速、放射熱**によって体感を表す。

(F) 新有効温度

新有効温度 (ET*, イーティースター) は、温熱 4 要素を室内環境の要素とし、これに人間側の要素として作業量、着衣量を加えたものである。有効温度は湿度

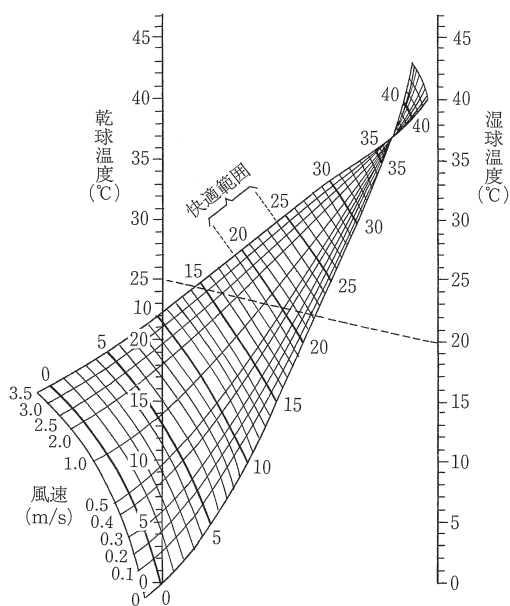


図 1.1 有効温度表 (静止して上着を脱いだ場合)
(日本建築学会編『建築設計資料集成』)

新有効温度 (ET*) による快適範囲

(例) 気温 24℃ 湿球温度 15℃ の時
ET* 23.5℃ (快適)

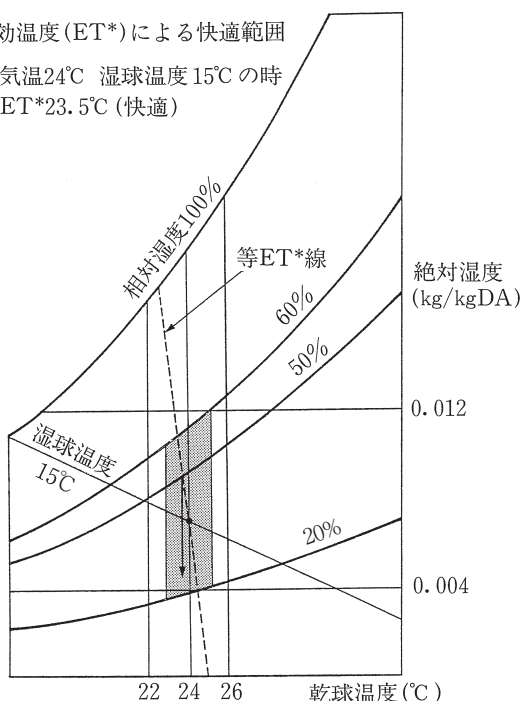


図 1.2 新有効温度 (ET*) のイメージ

100%を基準にしているが、新有効温度は湿度 50%、風速 0m/s を基準としている。新有効温度は、椅子に座っている状態(作業量)で、ワイシャツ程度の軽装(着衣量)の人に適用されるものである。

(G) 標準新有効温度

標準新有効温度 (SET*, エスイーティースター) は、温熱 4 要素に加え、作業量、着衣量も考慮した指標である。新有効温度 (ET*) は、任意の作業量、着衣量で個々に算出され、同一の作業量、着衣量の時だけしか快適度を比較できない。そこで、標準新有効温度は、相対湿度 50%、椅子に座った状態、着衣量 0.6clo、風速 0m/s の状態に標準化して、異なる作業量、着衣量の時にもそれぞれの快適度を比較できるように工夫した指標である。SET*では、22.2～25.6℃が快適許容できる範囲とされている。なお、SET*が 20℃の場合であっても、必ずしも温冷感は「快適、許容できる」という範囲になるとはいえない。

(H) PMV (予測平均温冷感申告) と PPD (予測不満足者率)

デンマーク工科大学のファンガー (P. O. Fanger) 教授が、1967 年に快適方程式の導出を発表し、これを出発点として人体の熱負荷と人間の温冷感を結びつけた PMV (Predicted Mean Vote, 予測平均温冷感申告) および PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied, 予測不満足者率: その温熱環境に不満足・不快を感じる人の割合) の提案をし、ISO7730 (1994) ともなっている。

人体の熱的快適感に影響する要素は、室内の温熱感覚に関係する六つであるが、PMV は、空気温度、放射温度、相対湿度、気流速度の四つの物理的要素と、人間側の要素である在室者の着衣量と人体の代謝量といった二つを考慮した温熱環境指標である。

これらの要素に関して、その複合効果を、どのように評価するかについての理論である。快適方程式に、この六つの要素を代入すると、人間が、その時、暖かいと感じるか、寒いと感じるかを「7 段階の評価尺度による数値」で表している。

予測平均温冷感申告 (PMV) は、主に均一な環境に対する温熱快適指標であるため、不均一な放射環境、上下温度分布が大きな環境および通風環境に対しては適切に評価できない場合がある。一方、PPD (予測不満足者率) は、人間が、ある暑い寒い状態の時に何%の人が、その環境に不満足かを表すのに用いられる。なお、この指標は、執務空間など、通常、人が、居住する比較的、快適温度範囲に近い温熱環境を評価するのに適している。PMV が -2 から +2 の範囲内の温熱環境評価に用いるのがよいとされている。予測平均温冷感申告 (PMV) の値が 0 に近づくに従って、予測不満足者率 (PPD) は低くなるが、図 1.3 のように、0%にはならない。ISO 7730 (1994) では、PMV が ±0.5 以内に収まり、かつ、PPD が 10%未満となるような温熱環境を推奨している。

表 1.2 PMV の適用範囲と 7 段階の基準値

PMV の適用範囲		PMV の 7 段階の評価尺度	
PMV	$-2 < PMV < +2$	+3	Hot 暑い
代謝量	0.8 ~ 4met	+2	Warm 暖かい
着衣量	0 ~ 2clo	+1	Slightly warm やや暖かい
空気温度	10 ~ 30℃	0	Neutral 中立
平均放射温度	10 ~ 40℃	-1	Slightly cool やや涼しい
平均風速	0 ~ 1m/s	-2	Cool 涼しい
相対湿度	30 ~ 70%	-3	Cold 寒い

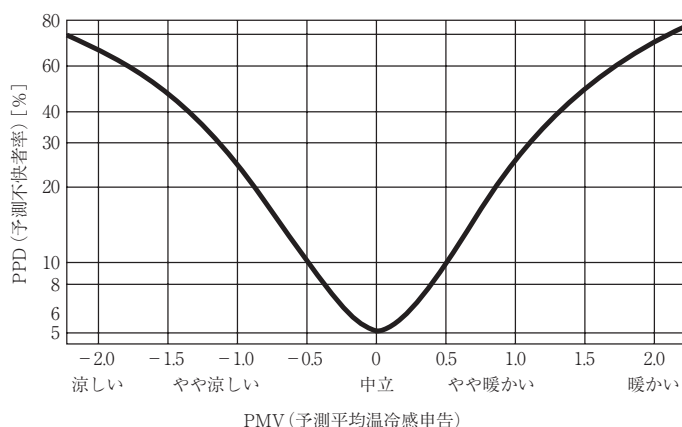


図 1.3 PMV と PPD の関係

(I) 熱的快適性と局所的不快感

熱的快適性は「その温熱環境に満足を示す心の状態」として定義されるが、快適と感じる温度には個人差があるために、在室者の少なくとも 80% が許容できる温熱環境とされている。

高齢者は代謝量が低下するので、やや高い温度が好まれ、実際の生活環境下では女性のほうが一般的に着衣量が少ないこともあり、女性のほうが男性よりも寒さを感じやすい。

また、次のような局所的な条件によって不快感を感じることもある。

(a) 周辺からの放射

暖かい天井、壁に対する周辺からの放射の不均一の限界は 5℃ 以内、冷たい窓面に対する周辺からの放射の不均一の限界は 10℃ 以内とされる。開口部（冷たい窓面）の断熱性が重要となる。

(b) 気流の乱れ・ドラフト

夏期には気流を増すことによって、涼感を得ることができるが、気流を増加させすぎるとドラフトを感じる。ドラフトとは「望まれない局部気流」と定義されるが、特に温度の低い冷たい気流によるドラフトは、コールドドラフトと呼ばれ、実際の温度以上に寒さを感じることになる。空調におけるドラフトによる不快感には、平均風速だけでなく、空気温度も影響する。室内の気流の乱れは、冬期 0.15 m/s 以下、夏期 0.25 m/s 以下がドラフトに対する許容限界とされる。

(c) 室内の上下の温度

椅座位の場合、くるぶしの高さ（床上 0.1 m）と頭部の高さ（床上 1.1 m）の上下温度差は、3℃ 以内とすることが推奨されている。

(d) 床面温度

通常の室内の床面温度としては、19～26℃ が推奨され、床暖房装置がある時でも、その表面温度は 29℃ 以下とすることが勧められている。特に体温よりも高い表面温度による床暖房は、低温やけどを起こす危険があり、避けるべきである。

(e) 温度変動

周期的な温度の変動は、その変動の許容範囲として、1.1℃ 以内、また、温度変動率では 2.2℃/h を超えないこととされている。また、冷たい壁面による温熱の局所的な不快感を防ぐため

には、**放射の不均一性（放射温度の差）**を10℃未満にすることが望ましい。冷暖房機器は、一般に、外部負荷の少ない場所に設置するより、外部負荷の多い窓付近に設置するほうが、良好な室内の温熱環境が得られる。

(J) 人体からの発熱

人体からの熱放散は、放射・対流・蒸発・飲食・呼吸・排泄物などによるが、人体からの発熱は室温を上げる顕熱と水蒸気を発生することによる潜熱とに分けることができる。たとえば、空調調和の熱負荷では顕熱と潜熱に分けて扱っている。安静時には顕熱による発熱の比率が高いが、重作業になるほど潜熱による発熱の比率が高くなる。

なお、室温のうち、**自然室温**とは空調設備・暖房設備などをしていない状態の室温のことをいう。

(a) 顕熱

人体からの放射・伝導などによるもので、安静時室温24℃のとき約58 W/人である。重作業時には130 W/人以上となる。

(b) 潜熱

人体からの水蒸気の蒸発による潜熱は、室温の高低、作業の状態などで差は大きく、通常23～46 W/人であるが、重作業時には210 W/人以上にも達する。つまり、作業の程度に応じて代謝量が増えると、人体からの総発熱量に占める潜熱発熱量の比率は、室温が高くなると、増加する。

(K) 作業量（代謝量）

表 1.3 人体からの放射熱量

作業状態	met	放射熱量 (W)		
		顕熱	潜熱	合計
いす座（安静時）	1.0	70	23	93
重作業（工場等）	3.7	162	210	372

作業量（代謝量）として、人体の代謝熱量を単位 **met**（メット、Metabolic Equivalent）という運動強度を示す単位で表すことがある。

椅座（いす座）安静時には身体表面積1 m² 当たり 58.2 W の発熱量があるので、これを基礎代謝として1 met とする。立って軽作業をしている時は2 met、重労働時では6 met 以上と増大する。なお、着席安静時における日本人の平均的な体格の成人男性の作業量（代謝量）は、約100 W/人である。

(L) エネルギー代謝率

エネルギー代謝率（Relative Metabolic Rate, RMR）は、労働代謝の基礎代謝に対する比率で表され、人間の作業強度を表す指標である。

$$\begin{aligned}\text{エネルギー代謝率} &= (\text{活動時総代謝量} - \text{安静時代謝量}) / \text{基礎代謝量} \\ &= \text{活動（労働）代謝量} / \text{基礎代謝量}\end{aligned}$$

(M) 着衣量

着衣量は衣服の断熱性を表す単位 **clo**（クロ）によって表される。着衣なしの状態が0 clo、普通の事務服で1 clo、新有効温度測定時は0.6 cloの着衣とする。

$$1 \text{ clo} = 0.155 \text{ (m}^2 \cdot \text{K) / W}$$

(N) 微気候

微気候とは、一般に、建築物や人体への影響が大きい地表面近くの気候、室内環境における建築部材付近や人体の皮膚付近の気候等をいう。微気候の概念は、住宅や街づくりに微気候デザインとして導入されている事例もある。

重要語句	放射の不均一性	放射温度の差	自然室温	顕熱	潜熱	作業量 (met)	代謝量
	エネルギー代謝率	着衣量 (clo)	微気候				

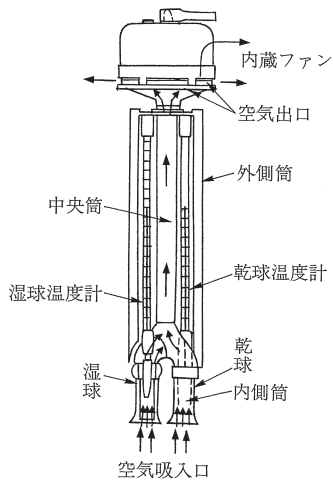


図 1.4 アスマン通風乾湿度計

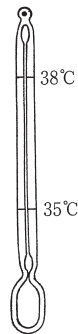


図 1.5 カタ計

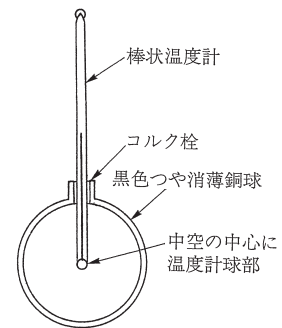


図 1.6 グローブ温度計

(O) 測定器具

(a) アスマン通風乾湿度計

周囲の放射熱の影響を防ぐために、温度計を2重の円筒で囲み、上部の付属ファンを回して感熱部に気流を与え、一定時間経過したのち、乾球と湿球の温度目盛を読み取るものである。

(b) カタ計

一種のアルコール寒暖計である。一定温度間の降下時間を計測して微風速を測定する。現在は、ほとんど用いられていない。

(c) グローブ温度計

中空の銅球の表面に黒ツヤ消しエナメル塗装をし、球の中心部に温度計を入れ、気温と周壁の放射熱の効果を温度で示す。

(d) 抵抗温度計

金属の抵抗が温度によって変化することを利用するもので、精密温度測定に適している。

(e) 熱線風速計

気流中に置いた熱線の温度は、電力による加熱量と風速による冷却量によるので、温度を一定に保つときの供給電力で風速が推定（計測）できる。風速の測定範囲、応答の善し悪しで数多くの種類があるので、目的にあったものを選択し、また、指向性のあるものが多く、気流の方向と検出部の指定方向を正しく合わせる必要がある。

(f) 赤外線サーモカメラ

モニター上にカラーで物体の表面温度を表示して、常温近くの表面温度を精度よく測定できる。建築物や配管の表面温度分布からの欠陥調査や人体表面温度から快適性を調べられる。

(P) 暑さ指数 (WBGT)

暑さ指数 (Wet Bulb Globe Temperature, 湿球黒球温度, 以下, WBGT) とは、熱中症を予防することを目的として、1954年（昭和29年）にアメリカで提案された指標である。単位は気温と同

じ摂氏度(℃)で示されるが、その値は気温とは異なる。WBGTは、人体と外気との熱のやり取り(熱収支)に着目し、人体の熱収支に与える影響の大きい①湿度、②日射・放射など周辺の熱環境、③気温の3つを取り入れた指標であり、屋外、室内におけるWBGTは、以下の式で求められる。

$$\text{WBGT} = 0.7 \times \text{湿球温度} + 0.2 \times \text{黒球温度} + 0.1 \times \text{乾球温度}$$

ここで、乾球温度：通常の温度計が示す温度で、いわゆる気温のことである。

湿球温度：湿度が低いほど水分の蒸発により、気化熱が大きくなることを利用した空気の湿り具合を示す温度。湿球温度は湿度が高いときに乾球温度に近づき、湿度が低いときに低くなる。

黒球温度：図1.6のようなグローブ温度計で計測した温度である。なお、日射や高温化した路面からの放射熱の強さ等によって黒球温度は高くなる。

なお、室内に限った場合のWBGTは、湿球温度とグローブ計で計測した温度から求めることができる。

1.2 湿り空気と湿り空気線図

1.2.1 湿り空気の性質

(A) 湿り空気

空気は、酸素、窒素、アルゴン、二酸化炭素、水蒸気などの混合気体である。水蒸気を混合している空気を**湿り空気**という。湿り空気に混合している水蒸気量は質量比で1~2%以下である。また、まったく水蒸気を含まない空気を**乾き空気**と呼ぶ。したがって、湿り空気は乾き空気と水蒸気の混合気体として取り扱われる。

湿り空気を表す要素としては、絶対湿度、相対湿度、乾球温度、湿球温度、露点温度、比エンタルピーなどがある。

(B) 絶対湿度、飽和絶対湿度

湿り空気を同容積 V [m³] の乾き空気 G_a [kg] と水蒸気 G_v [kg] に分け、 $G_v/G_a = x$ とすれば、この湿り空気は1kgの乾き空気に対し、 x [kg]の水蒸気が混合する状態を示すことになり、この x を絶対湿度 [kg/kg (DA)] という。なお、DAは、乾き空気 (Dry Air) の意味である。また、**飽和絶対湿度**は、ある温度の空気を含むことのできる限界の水蒸気量を、単位乾燥空気あたりの水蒸気量で示したものである。

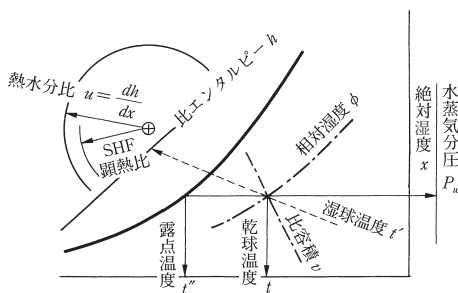


図 1.7 湿り空気線図の構成

(C) 相対湿度

空気中に含まれる水蒸気量は、温度、圧力によって含まれる量に限界があり、これ以上水蒸気を含めない状態の空気、すなわち、100%の水蒸気を含んだ空気を**飽和空気**という。いま、ある状態の湿り空気の水蒸気分圧を P_w [kPa]、同じ温度における飽和空気の水蒸気分圧を P_s [kPa] とすれば、相対湿度 ϕ [%] は次式で与えられる。

$$\phi = (P_w / P_s) \times 100 \text{ [%]}$$

重要語句	乾球温度	湿球温度	黒球温度	湿り空気	乾き空気	絶対湿度	飽和絶対湿度
	相対湿度	飽和空気					

相対湿度は人間の湿度感の表示用に、絶対湿度は水蒸気の絶対量を表すので、それぞれの目的に応じて使われる。

(D) 乾球温度、湿球温度

普通の温度計で測った湿り空気の温度を乾球温度 t [°C] という。湿球温度 t' [°C] は温度計の感温部にガーゼを巻き、水でぬらした水膜温度として計測できるもので、感温部に当たる風速によって異なる値を示す。しかし、風速が 5m/s 程度以上になると一定の値を示すので、湿り空気線図などでは、この値を湿球温度として用いている。なお、相対湿度が同一でも、乾球温度が異なれば、空気 1m³ 中に含まれる水蒸気量は異なる。

(E) 露点温度

ある状態の空気を冷却し、温度を下げると飽和空気となる。つまり、絶対湿度を一定に保ちながら空気を冷却した場合に、相対湿度が 100% となる温度を**露点温度** [°C] という。湿り空気を露点温度以下に冷却すると水蒸気が過剰になり、これが凝縮水として生じる。身近な例では、コップに冷えたビールを注いだときにその表面に水滴が生じる現象である。

(F) 比エンタルピー

湿り空気の比エンタルピー h [kJ/kg(DA)] は、1kg の乾き空気を持つ熱量（顕熱）と x [kg] の水蒸気を持つ熱量の合計値であり、下式で計算される。

$$h = C_{pa} \cdot t + (r + C_{pv} \cdot t)x$$

C_{pa} : 乾き空気の定圧比熱 [1.006kJ/(kg(DA)・°C)]

C_{pv} : 水蒸気の定圧比熱 [1.805kJ/(kg(DA)・°C)]

r : 1 気圧, 0°C の水蒸気潜熱 [2501kJ/kg],

t : 湿り空気の温度 [°C]

x : 絶対湿度 [kg/kg(DA)]

この湿り空気の比エンタルピー h は、同じ温度でも絶対湿度が大きいほど大きな値となる。

(G) 比容積

乾き空気 1kg あたりの湿り空気が占める容積で、比容積 = $0.45545(x + 0.622)T/100$ で表される。ここで、 x は絶対湿度、 $T = 273.15 + t$ (K) である。なお、比容積の単位は、m³/kg(DA) である。

(H) 顕熱および潜熱

顕熱とは、たとえば、空気の温度が 10°C から 20°C に上昇するのに必要な熱（式では $C_{pa} \cdot t$ あるいは $C_{pv} \cdot t$ ）をいい、潜熱とは、水が水蒸気になる際に必要な（または蒸気から水になる際に放出される）熱（式では $r \cdot x$ ）をいう。湿り空気には水蒸気が含まれており、必ず顕熱と潜熱の両方をもっている。

1.2.2 湿り空気線図

(A) 湿り空気線図の原理

湿り空気線図 ($h-x$) は、湿り空気の状態を標準大気圧 (101.325kPa) のもとで比エンタルピー h 、絶対湿度 x を座標軸とし、線図化したものである。湿り空気線図の構成を図 1.7 に、実際の湿り空気線図を図 1.8 に示す。

乾球温度 t [°C] : 横軸

露点温度 t'' [°C] : 相对湿度 100% の温度

相对湿度 ϕ [%] : 右上がりの曲線

水蒸気分圧 P_w [kPa] : 縦線

熱分圧比 u : 円内の斜線

湿球温度 t' [°C] : 斜め点線

比容積 v [m³/kg (DA)] : 斜め 1 点鎖線

絶対湿度 x [kg/kg (DA)] : 縦軸

比エンタルピー h [kJ/kg (DA)] : 斜め実線

このうち二つの状態、たとえば、乾球温度と相对湿度がわかれば、他はこの線図から読み取ることができる。これにより、湿り空気の加熱、冷却、加湿等の状態変化が定量的にわかり、空調設備の検討などに広く利用されている。たとえば、図 1.8 の湿り空気線図から、乾球温度が一定の場合、相对湿度が低くなるほど露点温度は低くなることや、乾球温度と湿球温度が与えられれば、その空気の相对湿度および水蒸気分圧を求めることができること、また、相对湿度を一定に保ったまま乾球温度を上昇させるには、加熱と加湿を同時に行う必要があることなどもわかる。

(B) 空気の状態変化

(a) 混合 (図 1.9)

たとえば、夏期、外気の状態 1 と室内の状態 2 における空気が空気調和機の入口で $(1-k):k$ の割合で混合するとき、混合空気の状態点 3 は 1 と 2 を直線で結んだ線上の $(1-k):k$ の内分点 3 となる。

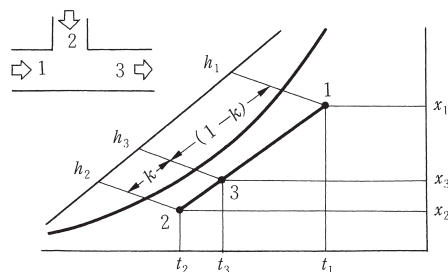


図 1.9 混合空気の状態変化

(b) 加熱・加湿

(1) 加熱 (図 1.10)

室内の空気 1 を加熱器で加熱するとき、この加熱では絶対湿度 x の変化はないので x 線上を 2 の方向に移動する。このとき相对湿度は低下する。

(2) 加湿 (図 1.10)

加熱器の出口空気 2 が加湿器によって加湿される場合は、加湿の方式によって、変化は異なる。

① 加湿器が水噴霧方式の場合には、水の蒸発潜熱によって、空気が冷却されるとともに絶対湿度が増加するので空気の状態は $2 \rightarrow 3$ と左上へ変化する。

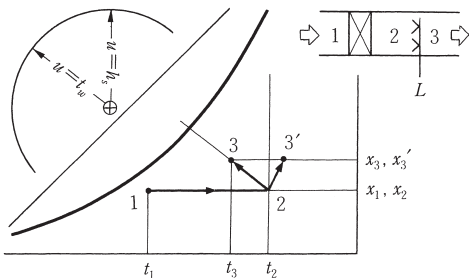


図 1.10 加熱・加湿の変化

② 蒸気噴霧方式の場合は、蒸気を持つ熱が室温に影響を与えることになるので、空気の状態は $2 \rightarrow 3'$ へ右上向きに移動する。

(c) 冷却・減湿 (図 1.11)

空気を冷却するとき、冷却器の特性によって、変化は異なる。

- (1) 冷却器表面の温度が、空気の露点温度よりも低い場合は、空気 3 が冷却されるとともに、水分は除去され、左下がりで 4 の状態になる。
- (2) 冷却器表面の温度が、空気の露点温度よりも高い場合には、空気 1 は水分を除去されないで冷却され絶対湿度 x の線に沿って左へ、2 に移動する。

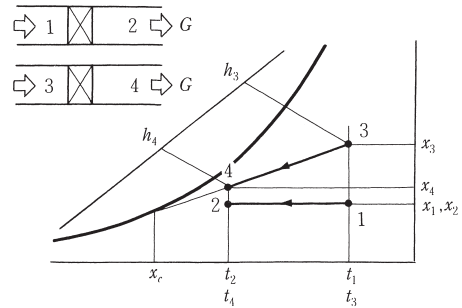


図 1.11 冷却の変化

(d) 空調設備における状態変化

空調機には、加熱器、冷却器、加湿器が設けられており、これによって空気を加熱、冷却、加湿する働きをもっている。これら機器は、空調機 筐 体きやうたいの中に取り付けられており、空気はこれら機器を順々に通過していくことになり、空気の状態はこれら機器を通過するごとに変化する。

1.2.3 湿り空気と結露

通常の大気は、乾き空気（湿度 0%）と飽和空気（湿度 100%）の間にある。飽和空気が何らかの原因で冷却されると、空気中に存在することができない余分な水蒸気は凝縮し、これが大気中では霧となり、地表では露となる。また、ガラスや壁が冷却されると表面上に凝縮すると、それが水となって、ガラスや壁面の表面をたれ流れる、いわゆる**結露現象**となる。

次に、結露現象を湿り空気線図（図 1.12）で説明する。たとえば、外壁の結露についていえば、室温が 18℃、湿度 60% で、外気温が 0℃ とすると、外気温の影響で外壁は冷やされ、室内側の壁の表面温度が室温よりも低くなる。室内の空気は、室温よりも低い温度の壁表面に接触することになる。湿り空気線図でこの状態を示すと、室温 18℃、湿度 60% の空気に含まれている水蒸気質量（絶対湿度）は A 点である。

A 点の空気が、このまま冷却されて、温度が C 点になると相対湿度は 70% になる。さらに温度の低下が続くと、湿度 100% の B 点に達する。この相対湿度 100% の状態を**露点温度**という。露点温度を過ぎてさらに温度を下げていくと、空気中に水蒸気は存在できなくなり、存在できない余分になった水蒸気が凝縮して水滴となり、結露といわれる現象になる。

図 1.12 の例では、露点温度が 10℃ であり、室内側の壁の表面温度が 10℃ 以上であれば、壁表面に接触している空気の状態は図の A 点から B 点の間にある。たとえば、表面温度 15℃ の壁に接触している場合（C 点）では、相対湿度が 70% になる。

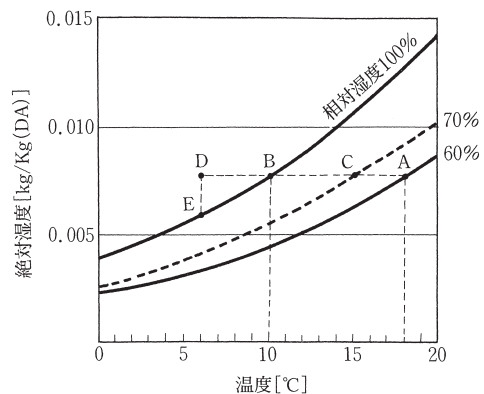


図 1.12 湿り空気線図上の結露現象の説明

しかし、室内側の壁の表面温度が露点以下になると、その部分に接触している空気の状態は、たとえば、表面温度が6℃の場合には、D点に相当する、6℃の空気を含むことのできる水蒸気量（絶対湿度）は、E点までであり、DE間に相当する水蒸気は、空気中に含むことのできない余分な水蒸気となり、結露となって水になるのである。

このように結露は、湿った空気が露点以下の材料に接した場合に生じるので、結露の有無は、室内側の各部の表面温度で決まる。つまり、「表面温度」が「表面近傍の空気を含む水蒸気量から求められる露点温度」を下回る場合に、表面結露が発生すると判断できる。

結露が生じると、ダニや真菌の育成を促進させる結果となり、室内空気環境に悪影響を及ぼすので対策が必要である。20～30℃の温度条件では、相対湿度が70%を超えるとカビの発育が促進され、相対湿度が高いほど、その繁殖率は高くなる。なお、結露対策の詳細については、3.2節「結露対策」(p.63)を参照されたい。

1.3 空気汚染、室内環境に関連した物質

(A) 居住者の呼吸による室内空気の汚染

成人安静時の呼吸量を表1.4に示す。安静時で0.012 m³/h、普通の事務作業程度で0.02 m³/hの二酸化炭素(CO₂)を発生する。

CO₂は、よほど高い濃度にならない限り、人体に有害ではない。むしろ、同時に、水蒸気、臭気その他の人体からの発散物の量も増大し、それらが空気の質を悪化させると考えられる。したがって、室内空気のCO₂濃度をもって汚染の程度を示す指標とすることが広く行われている。

(B) 二酸化炭素(CO₂)の許容濃度

室内におけるCO₂の許容量は、通常1,000 ppm(0.1%)以下とされる(表1.5)。多数の人間が継続して在室している時の許容量は700 ppm(0.07%)、2,000 ppm(0.2%)以上で相当不良をきたす。身体への有害性は10,000 ppm(1%)程度以上から始まり、4%以上では顕著になる。

表 1.5 CO₂濃度の許容量および生理的有害限度

濃度 (%)	意 義	摘 要
0.07	多数継続在室する場合の許容量	CO ₂ そのものの有害限度ではなく、空気の物理的、化学的性状が、CO ₂ の増加に比例して悪化すると仮定したときの汚染の指標としての許容量を意味する
0.10	一般の場合の許容量 (1,000 ppm)	
0.15	換気計算に使用される許容量	
0.2～0.5	相当不良と認められる	
0.5以上	最も不良と認められる	
4～5	呼吸中枢を刺激して呼吸の深さ、回数を増す。呼吸時間が長ければ危険。O ₂ の欠乏を伴えば障害は速く生じ決定的となる	
8	10分間呼吸すれば、強度の呼吸困難、顔面紅潮、頭痛を起こす。O ₂ の欠乏を伴えば障害はなお著しくなる	
18以上	致命的	

重要語句 二酸化炭素 (CO₂)

表 1.4 成人安静時の呼吸量

毎時呼吸量	240～360 l
毎時O ₂ 消費量	0.01～0.018 m ³
毎時CO ₂ 発生量	0.006～0.013 m ³

- (注) 1. 安静時とは横臥安静ないし立位安静のことである。
 2. 女子はO₂消費量以外は一般に男子よりやや小である。
 3. 児童は成人の40～70%、平均50%。

(C) 一酸化炭素 (CO) の許容濃度

室内への新鮮空気の給気が不足し、室内空気の酸素濃度が低下すると、暖房器具等の燃料が不完全燃焼を起こし、一酸化炭素 CO を発生するようになる。CO は有毒であり、その許容量は、100ppm (0.01%) 以下とされている。表 1.6 に許容 CO 濃度と中毒症状を示す。各種法令による許容度は 6ppm (0.0006%) 以下とされている。

中毒症状の程度は濃度と呼吸時間との積で示され、濃度 (ppm) × (h) が 600 以上になると中毒症状があらわれるといわれる。人間は、空気中の一酸化炭素濃度が 1% を超えると、数分間で死に至る。

開放型燃焼器具の使用によって、室内の酸素濃度が 18% 以下になると、不完全燃焼による一酸化炭素の発生量が増加し、一酸化炭素中毒の危険性が高くなる。なお、室内の酸素濃度が 18% 近くに低下した場合、人体に対しては生理的に大きな影響を与えにくいですが、開放型燃焼器具の不完全燃焼をもたらすおそれがある。

表 1.6 許容 CO 濃度と中毒症状

濃 度 (%)	許容度および呼吸時間と症状
0.01	長時間の呼吸時の許容度
0.02	2～3 時間内に前頭に軽度の頭痛
0.04	1～2 時間で前頭痛、吐き気、2.5～3.5 時間後頭痛
0.08	45 分で頭痛、めまい、吐き気、けいれん、2 時間で失神
0.16	20 分で頭痛、めまい、吐き気、2 時間で致死
0.32	5～10 分で頭痛、めまい、30 分で致死
0.64	10～15 分で致死

(D) 浮遊粉じん

大気中の粒子状物質は、「降下ばいじん」と「浮遊粉じん」に大別され、さらに「浮遊粉じん」は、環境基準が設定されている粒径 $10\mu\text{m}$ 以下の浮遊粒子状物質 (SPM, Suspended Particulate Matter) とそれ以外に区別される。近年では、 $2.5\mu\text{m}$ 以下のものを PM2.5 として基準が設定されるようになった。

粒径が $10\mu\text{m}$ 以上のものは、痰とともに排出されるが、 $10\mu\text{m}$ 以下のものは、肺の奥まで吸収される。これらの人体への影響は、じん肺、気管支炎、肺水腫、ぜんそくなど吸収による直接的なものと、大気中の物質による日光の遮断が原因のくま病の発生増加のような間接的なものがある。

建築物衛生法（建築物における衛生的環境の確保に関する法律）における浮遊粉じんに関する基準は、中央管理方式の空調設備を設ける居室において、 $0.15\text{mg}/\text{m}^3$ 以下とするように規定されている。

(E) シックハウスと化学物質による室内汚染

シックハウスとして問題になる背景には、① 住宅の高気密化、② 新築住宅の割合が多い、③ 新建材（天然ものから高加工品）の使用割合が高い、④ 家庭内薬剤（殺虫剤、芳香剤、消臭剤等）の多用、⑤ 施工時における接着剤の多用、⑥ 工期（乾燥期間）の短縮などの要因があり、多種の汚染源に囲まれているともいえる。

一方、物質が体内に入ってくる主なルートには、① 呼吸による空気から、② 食べ物や飲み物から、③ 皮膚が触れたものからなどがあり、このなかで、呼吸は 24 時間休みなく常時行われている

関係から、空気から取り込まれるものの割合は非常に大きい。したがって、シックハウスの予防には、発生源に注意するとともに、換気が極めて重要となる。室温が高くなると、発散量が多くなり、汚染濃度が高くなる傾向がある。表 1.7 に厚生労働省が定めた主な室内濃度指針値を示す。表中、 $1\mu\text{g}/\text{m}^3$ は、 $0.001\text{mg}/\text{m}^3$ に換算できる。たとえば、ホルムアルデヒドの場合、 $100\mu\text{g}/\text{m}^3$ は、 $0.1\text{mg}/\text{m}^3$ となる。なお、中央管理方式の空調設備を用いた居室において、許容されるホルムアルデヒドの量の上限は、 $0.1\text{mg}/\text{m}^3$ である。

表 1.7 厚生労働省が定めた主な室内濃度指針値

物質名	室内濃度指針値		主な用途、補足
	$\mu\text{g}/\text{m}^3$	ppm	
ホルムアルデヒド	100	0.08	工場で用いる木質材料用接着剤原料、防腐剤
アセトアルデヒド	48	0.03	接着剤原料、防腐剤
トルエン	260	0.07	接着剤、塗料などの溶剤
キシレン	870	0.2	接着剤、塗料などの溶剤
エチルベンゼン	3,800	0.88	接着剤、塗料などの溶剤
パラジクロロベンゼン	240	0.04	衣類の防虫剤、芳香剤
クロルピリホス	1	0.0007 (0.07ppb)	防蟻剤
総揮発性有機化合物 (TVOC)	400	—	—

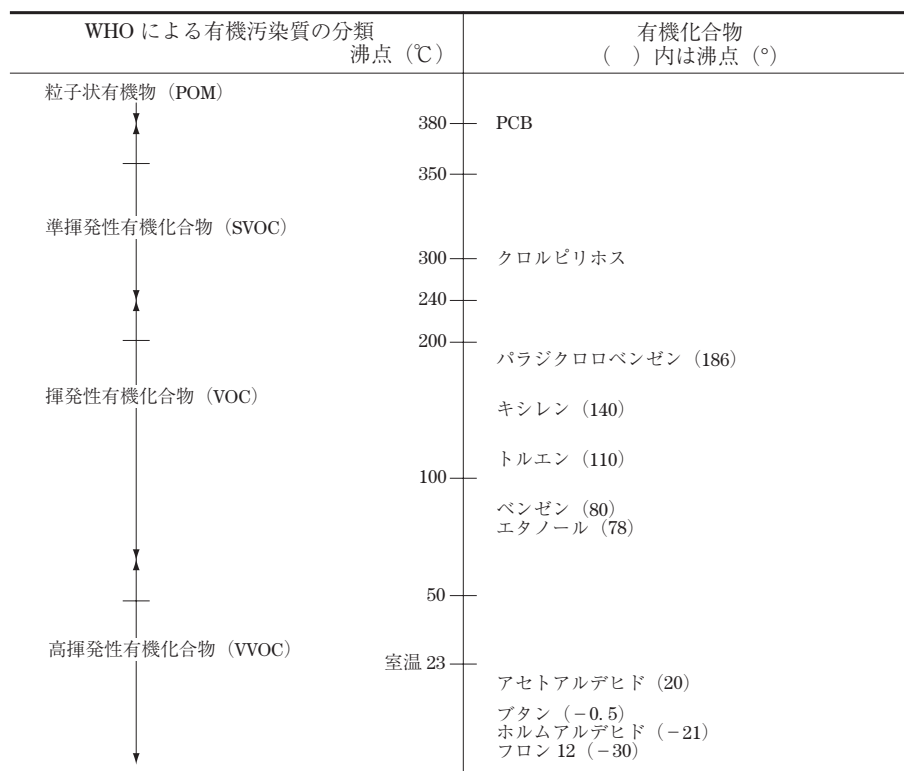


図 1.13 室内空気における有機化合物の分類と沸点

重要語句 ホルムアルデヒド アセトアルデヒド トルエン 総揮発性有機化合物 (TVOC)
揮発性有機化合物 (VOC) 高揮発性有機化合物 (VVOC)

1.4 屋外環境の関連知識

(A) 地球温暖化、ヒートアイランド現象

(a) 地球温暖化

地球は、太陽光のエネルギーを受けて温められている一方、この温められた熱エネルギーを宇宙空間へ放出している。この双方の反復運動がバランスよく行われることによって、我々人類が住みやすい平均した温度が保持されている。

ところが、二酸化炭素（CO₂）などの温室効果ガスの濃度が上がると、温められた熱を宇宙空間に放出する運動が妨げられ、地球が温室バリアーで包まれた状態になり、地表の温度が必要以上に上がってしまう。地球温暖化とは、このように、地球表面の大気や海洋の平均温度が長期的に見て上昇する現象である。地球温暖化は、人間の産業活動に伴って排出された**温室効果ガス**が主因となって引き起こされている。

(b) ヒートアイランド現象

ヒートアイランド現象は、都心部の気温が郊外に比べて島状に高くなる現象で、たとえば、東京においては過去 100 年間に年間の平均気温が約 3℃ 上昇するなど、大都市において、特に顕著にあらわれている。なお、都心部と郊外との温度差は 3～5℃ あるといわれている。

その主な原因を示すと

- ① アスファルトの道路は昼間の太陽の熱射で深層まで高温となり、夜間に蓄積された熱が放出される。
- ② 樹木は、大量の水を空气中に吐き出している。緑地面積が小さくなると、植物や地表からの水分の蒸発量が減少し、蒸発潜熱が減少する。
- ③ 都市への人口集中によって、各種のエネルギー使用量が増え、排熱量が増加する。
- ④ 高層建築物などの壁面で多重反射するため、都市の構造物が加熱されやすくなる。

なお、ヒートアイランド現象の緩和には、緑化の推進などが有効であるとされている。なぜなら、緑には、その蒸散作用などによって、気温の上昇を抑える効果があるからである。

また、都市部にある建築物の屋上に高反射性塗料を塗ることにより、ヒートアイランド現象を抑制する効果が期待されている。

(B) 風と気圧

(a) 風

風は**風向**と**風速**でその性質が決まる。風向とは、風の吹いてくる方角をいい、一般に図 1.14 のように 16 方位で表される。

わが国の風向は、夏期には太平洋側の高気圧から中国大陸側の低気圧に向かって吹き、冬期には逆に大陸側から太平洋側に吹くことが多い。しかし、地上近くを吹く風は、地形や障害物によって一定した風向にならない場合がある。

風速は、空気の流れの速さを示し、メートル毎秒 [m/s] で表示され、風速データは、測候所等の地上 10 [m] 以上の高さの開放した場所での観測値で、市街地の低層建築物と風通しの良い高台や高層建築物での風速はかなり異なり、補正を必要とする。図 1.15 に示すように、ある場所で

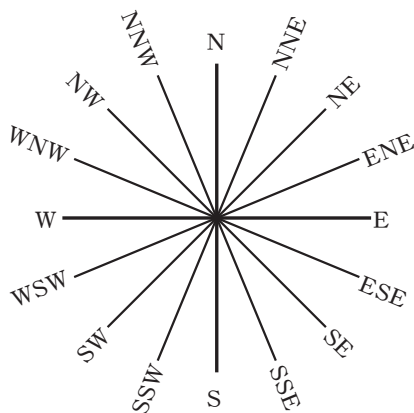
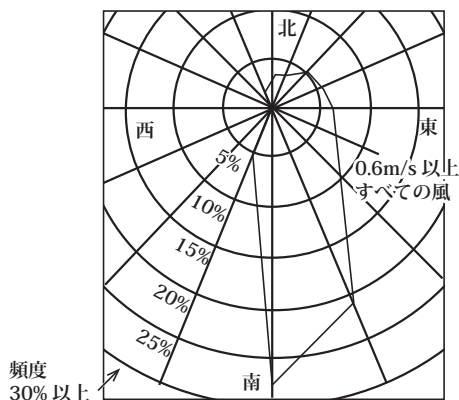


図 1.14 風の 16 方位

図 1.15 東京における風配図の例
(8 月, 14 時の計測例)

吹く風の状態を表したものを風配図といい、もっとも頻度の高い風向を最多風向あるいは**卓越風**という。

建築物に風があたると、風上側ではその表面に圧力が加わり、風下側では圧力が減じられて、建築物にいろいろな方向からの力が加わる。このような建築物に作用する力を風圧力といい、局地的な強風や突風、さらに台風などによって大きな被害を受けやすい。それを防ぐには軒の出を浅くしたり、屋根勾配を緩やかにするほか、屋根ぶき材料が飛散しないように下地を緊結するなどの配慮が必要である。

また、高層建築物の周辺では、その建築物によって風向や風速が変化して、局地的な強風が起こり、付近の建築物に被害を及ぼすことがある。これがいわゆる**ビル風**である。なお、ビル風の詳細については、3.2 節「結露対策」(F) 出隅・入隅部分 (p.66) を参照されたい。

(b) 気圧

大気中においては、地上の物体表面に働く圧力で、単位水平面積上にある上空までの大気の重量によって決まる。SI 単位系では、圧力を Pa (パスカル) で表す。

(C) 気温と湿度

(a) 気温

人々の生活は、その地域の気候から、いろいろな影響を受ける。とくに、気温は、大気中の空気の温度をいい、室内温度に対しては外気温、湿度を求めるために乾湿計のガーゼを巻き湿した方の示度である湿球温度に対しては乾球温度という。外気温は放射などの影響がないように百葉箱内に設けた温度計で測定する。

気温は、太陽エネルギーなどの影響で絶えず変化し、季節により、1 年を周期とする年変化と、1 日を周期とする日変化を繰り返す。気温の日変化は日の出の頃に最低となり、以後上昇して午後 2 時頃最高となる。1 日の最高気温と最低気温との差を**日較差**といい、その地域の気温の日変化の程度を表すものである。わが国では、どの地域でも、10℃ 前後で、比較のおだやかな日変化を示す。また晴天日は昼間の受熱量も多いが、夜間放射も大きく、曇った日より日較差が大きくなる。

気温の年変化を**年較差**といい、一般に月別平均気温で示される。年較差とは、年間の最高気温と最低気温との差のことである。一般に、高緯度地域ほど大きくなる傾向といえるが、この違いは、主として冬期の温度によって生じる。各地域によって、月別平均気温による年変化の程度は異なり、札幌で約 26℃、東京約 22℃、鹿児島約 21℃、那覇約 12℃で、緯度の高低によって差がある。

(b) デGREEデー（度日, Degree-day）

冬期、建築物における暖房に必要な熱量、あるいは燃料費などを計算するときには、デGREEデー（度日, Degree-day）を用いる。つまり、暖房のある設定温度とした場合、屋外における気温の日平均が、設定温度よりも低くなった日について、気温と設定温度との差を求め、これを全冬期間にわたって積算し、各地の寒さの目安としたもので、 $D_{20-18} = 3000$ （暖房時の設定温度を 20℃とし、18℃以下の日に暖房する場合の度日数は 3000）などと表示する。デGREEデーの単位は [℃・day] である。なお、デGREEデーは、冷房においても、適用可能である。

(c) 湿度

湿度は、大気中に含まれる水蒸気量を示すもので、気象上は相対湿度で表されるが、空気調和負荷計算などでは絶対湿度が用いられる。

湿度の日変化は、気温の日変化と、ほぼ逆の状態になる。これは、大気中に含まれる水蒸気量があまり日変化しないのに対して、日中の気温が上昇することによって飽和水蒸気量が増大し、その結果、湿度が低下するためである。一方、湿度の年変化は、夏期に高く、冬期に低くなるので、とくに夏期は高温多湿となって、不快な気候状態となる。

気温と湿度は、人々の生活に影響するところが大きく、建築物に対しても、結露を生じさせる要因となるなど、快適性や良好な衛生環境を保持する上で、さまざまな作用を及ぼす。

図 1.16 は、月平均の気温と湿度をプロットし、12 か月を結んだもので、**クリモグラフ**という。

クリモグラフは、気温、相対湿度、降水量等の気候要素のうち 2 種類を座標軸にとり、一般に、月ごとの値をプロットして年間の推移を示した図であり、各地の気候特性を理解するために利用される。

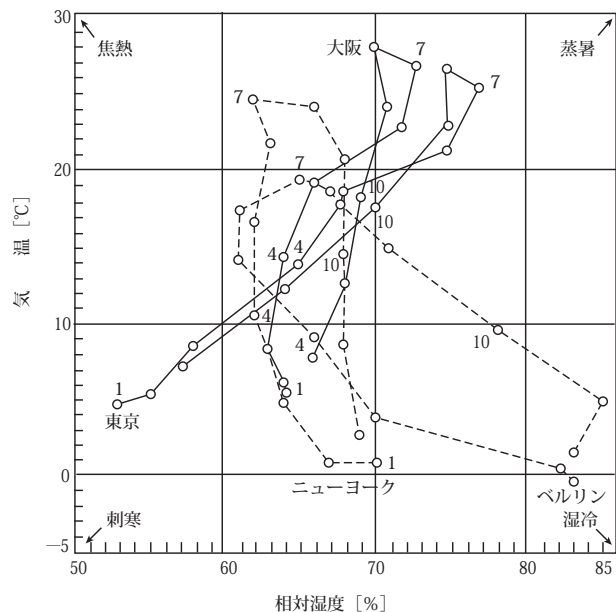


図 1.16 クリモグラフの一例

例題

(この解答と解説は 26 ページに)

[No. 1]

室内の温熱環境に関する次の記述のうち、**最も不適当な**ものはどれか。

1. 予測平均温冷感申告 (PMV) は、空気温度、放射温度、相対湿度、気流速度、着衣量、代謝量を用いて求める。
2. 予測平均温冷感申告 (PMV) の値が 0 のとき、予測不満足者率 (PPD) は、0% になる。
3. 空調におけるドラフトによる不快感には、平均風速だけでなく、空気温度も影響する。
4. 着席安静時における日本人の平均的な体格の成人男性の代謝量は、一人当たり約 100W である。

(R7-2)

[No. 2]

室内の温熱環境に関する次の記述のうち、**最も不適当な**ものはどれか。

1. 冷たい窓面による不快感を生じさせないためには、放射の不均一性 (放射温度の差) は 10℃ 以内とすることが望ましい。
2. SET* (標準新有効温度) が 25℃ の場合、温冷感は「快適、許容できる」ものの範囲内とされる。
3. 室内の暑さ指数 (WBGT) は、湿球温度とグローブ温度から求められる。
4. 床暖房時の床表面温度は、一般に、人が触れたときに温かく感じられるよう、体温よりやや高めにすることが望ましい。

(R6-2)

[No. 3]

室内の温熱環境に関する次の記述のうち、**最も不適当な**ものはどれか。

1. コールドドラフトは、暖房時の室内において、外気により冷やされた窓ガラスからの放射熱伝達により生じる現象である。
2. 人体からの総発熱量に占める潜熱発熱量の比率は、一般に、室温が高くなるほど増加する。
3. 予測平均温冷感申告 (PMV) は、主に均一な環境に対する温熱快適指標であるので、不均一な放射環境や上下温度差が大きな環境等に対しては、適切に評価できない場合がある。
4. 室内の上下温度分布は、椅座位の場合、くるぶしの高さ (床上 0.1m) と頭の高さ (床上 1.1m) の温度差が 3℃ 以内とすることが望ましい。

(R5-2)

[No. 4]

室内の温熱環境に関する次の記述のうち、**最も不適当な**ものはどれか。

1. 予測平均温冷感申告 (PMV) の値が 0 に近づくに従って、予測不満足者率 (PPD) は高くなる。
2. 平均放射温度 (MRT) は、グローブ温度、空気温度及び気流速度から求められる。
3. 冷たい壁面による不快感を生じさせないためには、放射の不均一性 (放射温度の差) を 10℃ 未満にすることが望ましい。
4. 着席安静時における日本人の平均的な体格の成人男性の代謝量は、約 100W/ 人である。

(R3-2)

【No. 5】

室内の湿り空気に関する次の記述のうち、最も不適当なものはどれか。ただし、対象とする湿り空気は1気圧とし、また、室内は無風状態とする。

1. 相対湿度が同一でも、乾球温度が異なれば、空気 1m^3 中に含まれる水蒸気量は異なる。
2. 乾球温度が一定の場合、相対湿度が低くなるほど露点温度は低くなる。
3. 乾球温度と湿球温度が与えられれば、その空気の相対湿度及び水蒸気分圧を求めることができる。
4. 相対湿度を一定に保ったまま乾球温度を上昇させるには、加熱と除湿を同時に行う必要がある。

(R2-3)

【No. 6】

室内の温熱・空気環境に関する次の記述のうち、最も不適当なものはどれか。

1. 予測平均温冷感申告（PMV）は、主に均一な環境に対する温熱快適指標であることから、不均一な放射環境や上下温度分布が大きな環境等に対しては、適切に評価できない場合がある。
2. 中央管理方式の空気調和設備を設ける居室においては、浮遊粉じんの量を概ね $0.15\text{mg}/\text{m}^3$ 以下とする。
3. 室内の酸素濃度が18%近くに低下した場合、人体に対しては生理的に大きな影響を与えにくいですが、開放型燃焼器具の不完全燃焼をもたらすおそれがある。
4. 平均放射温度（MRT）は、室内によらず、グローブ温度及び気流速度の計測値から概算で求められる。

(H29-2)

解答と解説

【No. 1】 2. 予測平均温冷感申告（PMV）の値が0に近づくに従って、予測不満足者率（PPD）は低くなるが、0%にはならない。 【解答】 2

【No. 2】 4. 床暖房時の床表面温度は、29℃以下とすることが勧められている。特に体温よりも高い表面温度による床暖房は、低温やけどを起こす危険があり、避けるべきである。 【解答】 4

【No. 3】 1. コールドドラフトは、冷房時の室内において、気流を増すことによって、涼感を得ることができるが、気流を増加させすぎ、特に温度の低い冷たい気流によって生じる現象をいう。なお、ここでドラフトとは「望まれない局部気流」のことである。 【解答】 1

【No. 4】 1. 予測平均温冷感申告（PMV）の値が0に近づくに従って、予測不満足者率（PPD）は低くなる。なお、ISO7730（1994）では、予測平均温冷感申告（PMV）が ± 0.5 以内に収まり、かつ、予測不満足者率（PPD）が10%未満となるような温熱環境を推奨している。 【解答】 1

【No. 5】 4. p.14の図1.8の湿り空気線図を参照されたい。湿り空気線図において、相対湿度を一定に保ったまま乾球温度を上昇させるには、加熱と加湿を同時に行う必要がある。 【解答】 4

【No. 6】 4. 平均放射温度（MRT）とは、温度が異なる壁体に囲まれた人体表面の放射熱取得量と、これに等しい放射熱が取得できるような室の均一な放射温度のことである。 【解答】 4

2 換気，通風

2.1 自然換気と機械換気

室内の環境衛生状態を良好に保つには，新鮮な空気を取り入れて（給気），汚染された空気を排出（排気）しなければならない．これを**換気**といい，**自然換気**と**機械換気**がある．

2.2 自然換気

(A) 自然換気の概要

自然換気は，風による室内外の圧力差を利用した風力換気と，室内外の温度差による空気の密度の違いで換気する重力換気（温度差換気）がある（図 2.1）．

いずれの場合も窓やその他の開口部から自然な状態で換気が行われるので，直接外気に開放された開口部を大きくとる必要がある．建築基準法では，自然換気だけによる場合は，窓やその他の開口部の換気可能な面積が，その居室の床面積の $1/20$ 以上なければならないと規定されている．

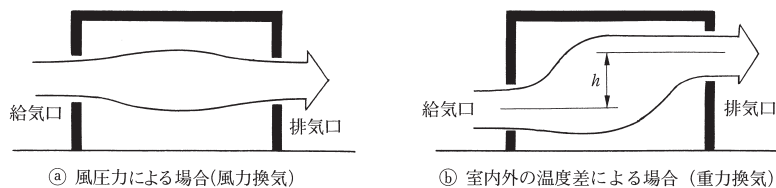


図 2.1 自然換気の概要

(B) 漏気，高気密

開口部の隙間からは，きわめて徐々にではあるが，漏気による換気が行われる．また，省エネルギーの観点から，隙間風を防ぎ，高気密化される傾向にある．なお，建具まわりの隙間から流入・流出する**漏気量**は，隙間前後の圧力差の $\frac{1}{n}$ 乗に比例し， n は $1 \sim 2$ の値をとる．

(C) 並列開口による開口部面積の合成

二つの開口部が並列して並んでいるような場合，合成される開口部面積は，単純にそれぞれの面積の和としてよい．

$$A = A_1 + A_2 \quad A: \text{並列開口部の合成面積} \quad A_1, A_2: \text{開口部面積}$$

(D) 直列開口による開口部面積の合成

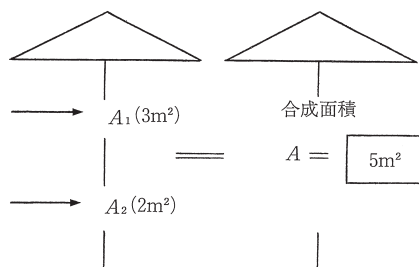
室の換気のように流入口と流出口が直列に並ぶ場合, 合成面積は次式のようになる.

$$\left(\frac{1}{A}\right)^2 = \left(\frac{1}{A_f}\right)^2 + \left(\frac{1}{A_b}\right)^2$$

A : 直列開口部の合成面積 A_f : 流入口面積

A_b : 流出口面積

直列開口による開口部の合成面積の計算例 (ただし, 流量係数を同一と仮定する)



ただし, 流量係数を考慮した有効面積と仮定する

図 2.2 並列開口による開口部の合成

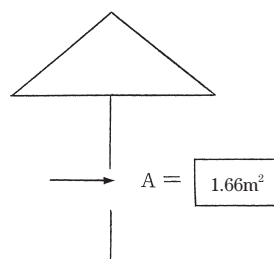
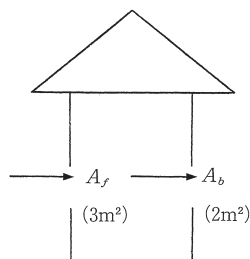


図 2.3 直列開口による開口部の合成

$$\left(\frac{1}{A}\right)^2 = \left(\frac{1}{3}\right)^2 + \left(\frac{1}{2}\right)^2 = \frac{1}{9} + \frac{1}{4} = \frac{13}{36}$$

$$\therefore A = \sqrt{\frac{36}{13}} = \frac{6}{\sqrt{13}} \div 1.66\text{m}^2$$

(E) 温度差による換気——中性帯

室の内外の温度差による換気量は, 開口部面積に比例し, 内外の温度差と中性帯と開口部との高さの差の平方根に比例する. 温度差による換気量 Q_i は, 次式で示される.

$$Q_i = \alpha A \sqrt{2gh \frac{t_i - t_o}{T_i}}$$

Q_i : 換気量 [m^3/s], A : 開口部の面積 [m^2]

α : 流量係数, g : 重力の加速度 ($=9.8\text{m}/\text{s}^2$)

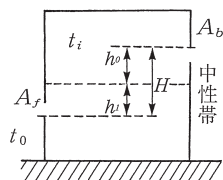
h : 中性帯からの高さ [m] (絶対値をとる)

t_i : 室内気温 [$^{\circ}\text{C}$], t_o : 室外気温 [$^{\circ}\text{C}$]

T_i : 室内絶対温度 $= 273 + t_i^{\circ}\text{C}$

室温が外気温よりも高いと, 室内空気の密度は外気の密度よりも小さいので, 浮力が働いて圧力差を生じる. したがって, 室の上方の開口部から流出し, 下方の開口部から流入する. これを煙

突効果という. 室温が外気温よりも低いと反対の現象となる. いずれにしても, 中間のある高さで室内外圧力差が 0 となっている面があり, これを中性帯 (neutral zone) という. 隙間が均等に



Q : 換気量 (m^3/s)

H : 開口部の高さの差 (m)

h : 中性帯からの高さ (m)

図 2.4 温度差による換気

分布している場合は、高さの中央に、隙間が下方に多いと下方へ、上方に多いと上方に中性帯は移動する。たとえば、温度差による換気において、外気温度が室内温度よりも高い場合、外気は中性帯よりも上側の開口から流入する。また、事務所建築物において、執務室の中央南面に縦シャフトを通し、その頂部を延長したソーラーチムニー方式を採用することで温度差換気が積極的に活用されている。

ここで、ソーラーチムニーとは、太陽熱で空気を暖め、浮力によって温度差換気を行う方法のことで、太陽熱による温度上昇と通風を利用した方法といえる。たとえば、夏期に建築物全体の自然換気を促進し、執務室にこもる熱を排出する。晴天時にはソーラーチムニー内の空気が暖まりやすいため、温度差換気が期待でき、曇天・雨天時では空気が暖まりにくいので温度差換気が減少する。ただし、日射量の変動によって通風量が変化しやすいので、留意する必要がある。

なお、天井の高いアトリウムでは、大きな上下温度差が生じやすいため、居住域を空調ゾーンに限定することも検討する必要がある。

(F) 圧力差による換気

開口部の前後に圧力差があるとき、圧力の大きい方から小さい方へ気流が生ずる。このときの換気量 Q_p は、次式で示される。

$$Q_p = \alpha A \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta P}$$

Q_p : 換気量 [m^3/s]

α : 流量係数

ρ : 空気の密度 ($\approx 1.2 \text{ kg/m}^3$)

A : 開口部の面積 [m^2] ΔP : 内外の圧力差 [Pa]

つまり、圧力差による換気量は、開口部面積に比例し、圧力差の平方根に比例する。

(G) 風圧力による換気

風圧力は風速の2乗に比例する。圧力差による換気の式において、換気量は圧力差の平方根に比例するので、風による換気量 Q_w は、風速の2乗の平方根、すなわち、風速に比例することになる。

風圧力による換気量 Q_w は次式で示される。

$$Q_w = \alpha \cdot A \cdot v \sqrt{C_f - C_b}$$

Q_w : 換気量 [m^3/s]

α : 流量係数

A : 開口部の面積 [m^2]

v : 風速 [m/s]

C_f : 風上側風圧係数

C_b : 風下側風圧係数

つまり、開口部に風圧力が作用したときの換気量は、外部風向と開口条件が一定の場合、概ね外部風速に比例し、風圧係数の差の平方根に比例する。

(H) 風圧係数

ここでは、風圧係数の例題を示す。

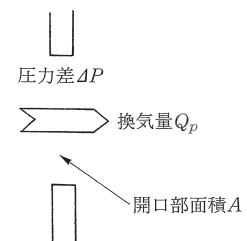


図 2.5 圧力差による換気

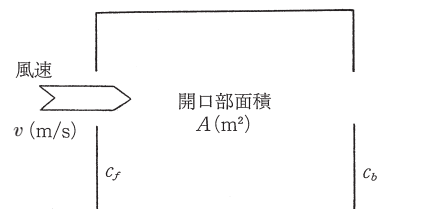


図 2.6 風圧力による換気

【例題】図 2.7 は, ある風向における建築物の風圧係数分布を示したものである。通風量の多いものから, その順序を示せ。ただし, 開口部を設ける高さは同じ位置とし, 開口部の流量係数は同じ値とする。

【解答】基本式 $Q_w = \alpha A v \sqrt{C_f - C_b}$
 α : 流量係数, v : 風速は一定であるから, 結局,
 $A\sqrt{c_f - c_b}$ について比較すればよい (相対的な比較)。したがって, 表 2.1 のとおり $c > a > b$ となる。

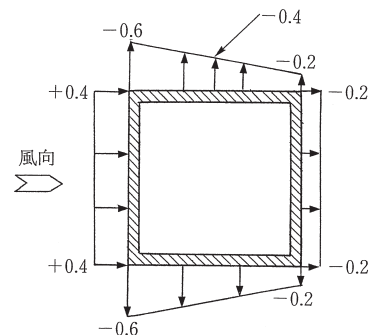


図 2.7 風圧係数

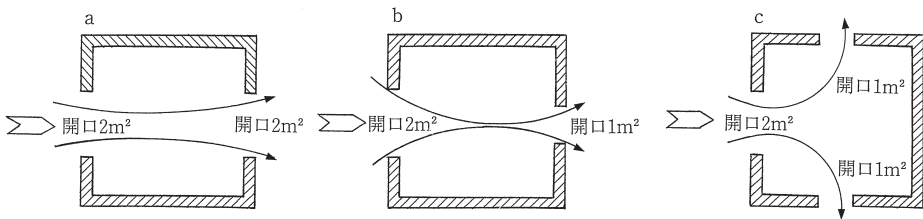


図 2.8 風圧係数の例題

(注) c の流出口は 2 カ所あるので, まず並列開口で合成する。合成開口面積は 2m^2 。

表 2.1 風圧係数の例題からの検討

	a	b	c
開口部面積 A	$A_f = 2$ $A_b = 2$ 直列開口 合成面積 1.41m^2	$A_f = 2$ $A_b = 1$ 直列開口 合成面積 0.89m^2	$A_f = 2$ $A_b = 2$ 並列開口 + 直列開口 合成面積 1.41m^2
風圧係数 $c_f - c_b$	$0.4 - (-0.2) = 0.6$	$0.4 - (-0.2) = 0.6$	$0.4 - (-0.4^*) = 0.8$
$A\sqrt{c_f - c_b}$	$1.41 \times \sqrt{0.6} \div 1.09$	$0.89 \times \sqrt{0.6} \div 0.97$	$1.41 \times \sqrt{0.8} \div 1.26$

* 風圧係数分布図から, -0.4 (-0.2 が2カ所) とする。

2.3 換気量と換気回数の計算

(A) 呼吸による二酸化炭素 (CO_2) の増加と必要換気量

換気は, 室内の空気汚染の許容量を超えないように, 新鮮な空気を取り入れ, 汚染された空気を排出する。換気に必要な新鮮な空気の量を必要換気量といい, 一般的には, CO_2 濃度の許容量を基準にして, 次のザイデルの式で求めることができる。

$$Q = \frac{k}{P_i - P_o}$$

Q : 必要換気量 [m^3/h]

k : 在室者の呼吸による CO_2 の発生量 [m^3/h]

P_i : 室内空気 1m^3 における CO_2 の許容濃度 [m^3/m^3]

P_o : 外気 1m^3 における CO_2 の濃度 [m^3/m^3]