設　計　計　算　書

令和　1年　5月

・建築設備設計計算書の手引（平成30年版）の様式集をエクセル版で用意しました。発注者からこの様式に基づいた書式で提出して下さいと求められた場合にご利用下さい。
ほとんど手入力ですが慣れれば労働時間の短縮に役立ちます。
・各シートの追加は左上のシートの追加をクリックすることで可能です。大規模物件で10枚以上追加が必要な場合は、一旦保存して再度別ファイルとして立上げて下さい。

確　認　印					

空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算

設計基準関連ページ 347、352、358

（様式　機－001）

屋内・屋外温湿度条件、建物方位，太陽位置図

建物名称	○　○　庁　舎	所在地	東　京　都　内	屋外条件選定地名	東京

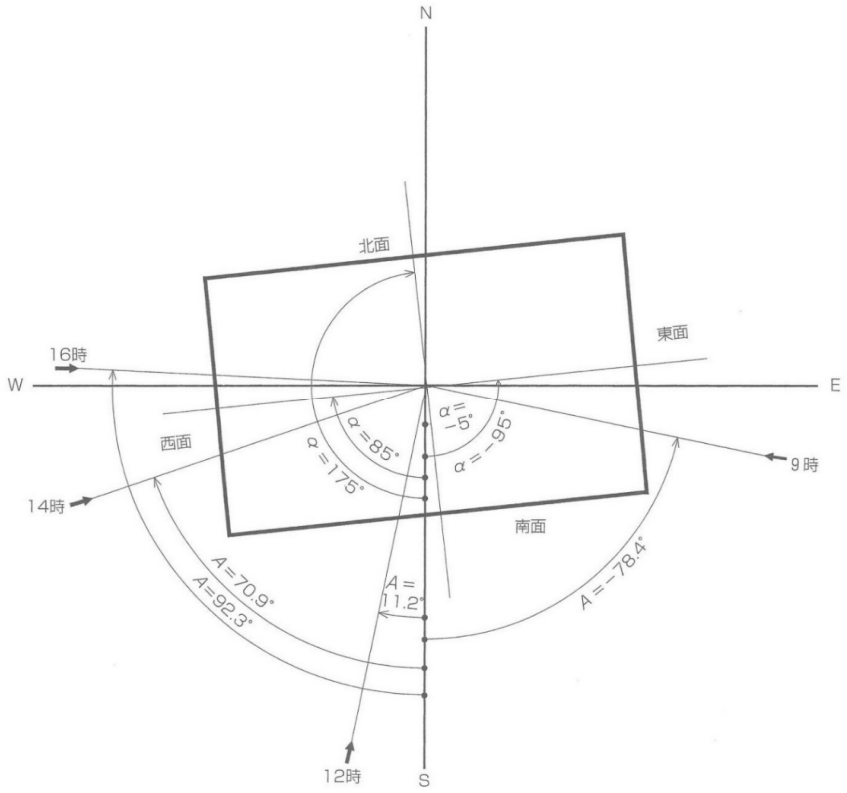
温湿度条件			夏期 DB [℃]	夏期 RH [%]	夏期 x [kg/kg(DA)]	夏期 h [kJ/kg(DA)]	冬期 DB [℃]	冬期 RH [%]	冬期 x [kg/kg(DA)]	冬期 h [kJ/kg(DA)]
屋内	1*	居室系統	28	45	0.0107	55.4	19	40	0.0054	32.9
屋内	2*	○○								
屋内	3*	○○								
屋外	最高		34.7	―	―	―	1.8	40.1	0.0017	6.1
屋外	9時		31.8	64.1	0.0192	81				
屋外	12時		34.2	56.3	0.0193	83.8				
屋外	14時		34.7	53.5	0.0188	83.1				
屋外	16時		33.5	58.1	0.0191	82.7				

クールビズ設定を考慮し、相対湿度を45%に設定した。

外気条件の4時刻表記

建物方位、太陽位置図

建物毎に作図する。



太陽高度 h 及び太陽方位 A

高度・方位＼時刻	9時	12時	14時	16時
高　度　h	50.3 °	74.2 °	57.0 °	33.0 °
方　位　A	−78.4 °	11.2 °	70.9 °	92.3 °

設計基準 表2-14
(p.366)東京地区より

窓面の法線と南のなす角 α

窓　面	北面	東面	南面	西面
α	175.0 °	−95.0 °	−5.0 °	85.0 °

空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算

設計基準関連ページ 348、354～355

（様式　機－002）

各　室　設　計　条　件

階	室名	設計用屋内条件（様式機－001の＊番号）	室の大きさ 縦 [m]	横 [m]	面積 A [m²]	天井高 [m]	容積 [m³]	階高 [m]	人員による負荷、及び必要外気量 人員密度 [人/m²]	人員 n [人]	人体発熱量 q_{HSP} q_{HLP} [W/人] LH	SH	人体負荷 q_{HS} q_{HL} [W] LH	SH	一人当たりの外気量 Q_p [m³/(h・人)]	外気量 Q_o [m³/h]	照明による負荷 消費電力より算出 一台当たりの消費電力 [W]	台数 [台]	設計照度より算出 形式	照度 [lx]	設計照度による電力消費量 W_L [W/m²]	照明負荷 q_e [W]	その他の内部発熱負荷 事務機器、OA機器 消費電力 P_1 [W/m²]	負荷率 ϕ	負荷 q_{m1} (=P_1・A・ϕ) [W]	大型事務機器 消費電力 P_2 [W]	負荷率 ϕ	負荷 q_{m2} (=P_2・ϕ) [W]	事務機器負荷 q_M=q_{m1}+q_{m2} [W]
2	所長室	1	7.5	7.5	56.3	2.7	152.0	3.75	0.1	6	66	55	396	330	30	180	－	－	LEDルーバー	750	11	619	15	0.6	507	－	－	－	507
	事務室A	1	7.5	26.2	196.5	2.7	530.6	3.75	0.15	30	66	55	1,980	1,650	30	900	－	－	LEDルーバー	750	11	2,162	25	0.6	2,948	－	－	－	2,948
	前室	1	3.0	1.9	5.7	2.7	15.4	3.75	－	－	－	－	－	－	－	－	－	－	LED下面開放	100	2	11	－	－	－	－	－	－	0
	休養室	1	2.9	5.7	16.5	2.4	39.6	3.75	0.1	2	66	55	132	110	30	60	－	－	LEDルーバー	300	5	83	10	0.6	99	－	－	－	99
	交換室	1	5.5	3.2	17.6	2.7	47.5	3.75	実人員	2	66	55	132	110	30	60	－	－	LEDルーバー	500	8	141	10	0.6	106	－	－	－	106
	交換機械室	1	7.5	4.0	30.0	2.7	81.0	3.75	－	－	－	－	－	－	－	－	－	－	LED下面開放	500	7	210	－	－	－	1,500	0.6	900	900
	事務室B	1	7.5	14.4	108.0	2.7	291.6	3.75	0.15	17	66	55	1,122	935	30	510	－	－	LEDルーバー	750	11	1,188	25	0.6	1,620	－	－	－	1,620
	事務室C	1	7.5	14.4	108.0	2.7	291.6	3.75	0.15	17	66	55	1,122	935	30	510	－	－	LEDルーバー	750	11	1,188	25	0.6	1,620	－	－	－	1,620
	会議室	1	7.5	4.7	35.3	2.7	95.3	3.75	0.5	18	62	55	1,116	990	30	540	－	－	LEDルーバー	500	8	282	25	0.6	530	－	－	－	530
	更衣室	1	7.5	2.8	21.0	2.7	56.7	3.75	0.15	4	66	55	264	220	30	120	－	－	LEDルーバー	200	3	63	－	－	－	－	－	－	0
	エレベーターホール	1	8.3	4.5	37.4	2.7	101.0	3.75	－	－	－	－	－	－	－	－	－	－	LED下面開放	100	2	75	－	－	－	－	－	－	0

仮定値

（交換機）

人員密度は、**設計基準 表2-8**（p.355）により算定した。

照明による負荷は、設計照度を元に**設計基準 表2-7**（p.354）により算定した。

備考	この様式は、詳細負荷計算に入る前の設計条件を入力するものです。

空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算

設計基準関連ページ 355～356、370～372

（様式　機－003）

各　室　設　計　条　件（すきま風）

階	室名	期間	外壁方位	設計用屋内条件 温度 t_i[℃]	設計用屋内条件 絶対湿度 x_i[kg/kg(DA)]	室内外温度差、湿度差 温度差 夏 $\Delta t(=t_o-t_i)$[℃] 冬 $\Delta t(=t_i-t_o)$[℃] 9時	12時	14時	16時	湿度差 夏 $\Delta x(=x_o-x_i)$[kg/kg(DA)] 冬 $\Delta x(=x_i-x_o)$[kg/kg(DA)] 9時	12時	14時	16時	窓サッシのすきま風量 サッシの種類	気密性	サッシ面積 A[m²]	面積辺りのすきま風量 Q_i[m³/(m²・h)]	すきま風量 Q_i (=A・Qi)[m³/h]	顕熱負荷 $q_{LS}(=0.33Q_i\cdot\Delta t)$[W] 9時	12時	14時	16時	潜熱負荷 $q_{LL}(=833Q_i\cdot\Delta x)$[W] 9時	12時	14時	16時	ドアによるすきま風量（外気に面するドア） 室容積 V[m³]	換気回数（ドア） n[回]	すきま風量 $Q_i(=n\cdot V)$[m³/h]	顕熱負荷 $q_{LS}(=0.33Q_i\cdot\Delta t)$[W] 9時	12時	14時	16時	潜熱負荷 $q_{LL}(=833Q_i\cdot\Delta x)$[W] 9時	12時	14時	16時
2	所長室	夏期	S	28.0	0.0107	3.8	6.2	6.7	5.5	0.0085	0.0086	0.0081	0.0084	引違い	B	11.0	2.4	26.40	33	54	58	48	187	189	178	185																				
	事務室Ｂ	冬期	N	19.0	0.0054	17.2	—	—	—	0.0037	—	—	—	引違い	B	22.1	2.7	59.67	339	—	—	—	184	—	—	—																				
	事務室Ｃ	冬期	N	19.0	0.0054	17.2	—	—	—	0.0037	—	—	—	引違い	B	22.1	2.7	59.67	339	—	—	—	184	—	—	—																				
	・																																											
	・																																											
	・																																											
	・																																											

夏期は、4時刻の温度差、湿度差より算定する。

窓のサッシからすきま風があると仮定して計算例を示す。

設計用屋外条件		最多風向	最多風向に近い外壁2面の方位	風速[m/s]	温度 t_o[℃] 9時	12時	14時	16時	絶対湿度 x_o[kg/kg(DA)] 9時	12時	14時	16時
	夏期	S	S、W	6.0	31.8	34.2	34.7	33.5	0.0192	0.0193	0.0188	0.0191
	冬期	NNW	N、W	8.0	1.8				0.0017			

備考

入力必須。入力することによって計算に反映されます。

空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算

設計基準関連ページ 346～370

（様式　機－004）

構造体負荷・ガラス面日射負荷設計条件

構造体負荷						夏期				冬期	
階	方位	外壁・屋根の種類	壁タイプ	分類記号	熱通過率 K [W/(m²・K)]	実効温度差 ETD [℃] 9時	12時	14時	16時	温度差 Δt [℃]	方位係数 δ
1～5	N	コンクリート壁	Ⅲ	OW-1	0.9	2.0	4.0	5.0	6.0	17.2	1.1
〃	E	〃	〃	〃	〃	7.0	12.0	12.0	11.0	〃	1.1
〃	S	〃	〃	〃	〃	2.0	5.0	9.0	10.0	〃	1.0
〃	W	〃	〃	〃	〃	2.0	4.0	6.0	10.0	〃	1.1

設計基準 361ページを参照。

階	方位	ガラス面・内壁の種類	分類記号	熱通過率 K [W/(m²・K)]	温度差 Δt [℃] 9時	12時	14時	16時	温度差 Δt [℃]	方位係数 δ
1～5	S	低放射ｶﾞﾗｽ6mm (Low-εｶﾞﾗｽ) +透明ｶﾞﾗｽ6mm	OG－1	2.2	3.8	6.2	6.7	5.5	17.2	1.0
1～5	N	低放射ｶﾞﾗｽ6mm (Low-εｶﾞﾗｽ) +透明ｶﾞﾗｽ6mm	OG－1	2.2	3.8	6.2	6.7	5.5	17.2	1.1
〃		内　壁	IW－1	2.8	1.1	1.9	2.0	1.7	5.2	－

内壁IW－1は廊下と接しているので、温度差は**設計基準352～353、369ページ**より、廊下一部還気方式の非空調隣室温度差係数γ＝0.3を用いて算定する。

建築図を見ながら全て手入力します。

ガラス面日射負荷

$SG=1$　$q_{G2n}=I_G \cdot SC$　　SGは「ガラス面日射面積率の算定」より

$SG<1$　$q_{G2n}=\{(I_G-I_{GS})\cdot SG+I_{GS}\}\cdot SC$

階	方位	ガラスの種類	ﾌﾞﾗｲﾝﾄﾞの有無	遮へい係数 SC・ガラス面日射面積率 SG	9時	12時	14時	16時	ガラス面日射負荷 q_{G2n} [w／㎡]	9時	12時	14時	16時
2	N	明色ﾌﾞﾗｲﾝﾄﾞ +低放射ｶﾞﾗｽ6mm (Low-εｶﾞﾗｽ) +透明ｶﾞﾗｽ6mm	有（明色）	SC	0.34	0.34	0.34	0.34	I_G	42	43	42	38
				SG	0	0	0	0	q_{G2n}	14	15	14	12
〃	S	〃	〃	SC	0.34	0.34	0.34	0.34	I_G	77	180	108	36
				SG	0	0.99	0.29	0	q_{G2n}	14	61	21	12
				SC					I_G				
				SG					q_{G2n}				
				SC					I_G				
				SG					q_{G2n}				
				SC					I_G				
				SG					q_{G2n}				
				SC					I_G				
				SG					q_{G2n}				
									I_{GS}	42	43	42	36

ブラインドの使用状況は、日射取得I_Gの大きさ、施設の使用状況等に基づき決定する。ここでは、ブラインドの使用状況は常に閉じていると仮定した。0.34は**設計基準365ページ**を参照。

空　気　調　和　設　備

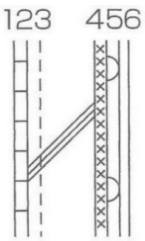
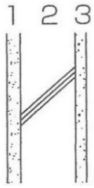
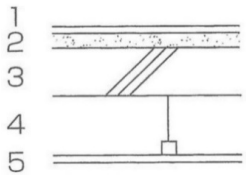
空　調　熱　負　荷　計　算　（一般構造壁体）

設計基準関連ページ 349～350、365

（様式　機－005）

熱　通　過　率　$K=\left(\frac{1}{\alpha_i}+\Sigma\frac{\ell}{\lambda}+\Sigma\gamma_a+\frac{1}{\alpha_o}\right)^{-1}$

外表面熱伝達率	記号	種類	材質	風速 [m/s]	α_o [W/(m²·K)]	内表面熱伝達率	記号	種類	熱流の方向	α_i [W/(m²·K)]
	α_{o1}	壁			23		α_{i1}	壁・床・天井	水平・垂直	9
	α_{o2}						α_{i2}			
	α_{o3}						α_{i3}			

階	記号	構造	番号	材料	厚さ ℓ [m]	熱伝導率 λ [W/(m·K)]	ℓ/λ γ_a [m2·K/W]	熱通過率 K [W/(m²·K)]	備考
	外壁 OW－1			$\alpha o1$			0.043		
			1	外装タイル	0.010	1.3	0.008		
			2	増打コンクリート	0.025	1.4	0.018		
			3	ＲＣ	0.150	1.4	0.107		
			4	ポリスチレンフォーム	0.025	0.037	0.676		
			5	空気層		—	0.070		
			6	石こうボード	0.012	0.17	0.071		
				$\alpha i1$			0.111		
						計	1.104	0.9	
	外壁 OW－1	低反射ガラス（Low－εガラス）6mm（外側）＋透明ガラス6mm(内側) 設計基準 365ページ 表2-13						2.2	
				$\alpha i1$			0.111		
	内壁 IW－1		1	モルタル	0.020	1.5	0.013		
			2	ＲＣ	0.150	1.4	0.107		
			3	モルタル	0.020	1.5	0.013		
				$\alpha i1$			0.111		
						計	0.355	2.8	
	天井 C－1			$\alpha i1$			0.111		
			1	ビニル床タイル	0.003	0.12	0.025		
			2	モルタル	0.027	1.5	0.018		
			3	ＲＣ	0.120	1.4	0.086		
			4	空気層		—	0.070		
			5	石こうボード	0.009	0.17	0.053		
				$\alpha i1$			0.111		
						計	0.474	2.1	

熱伝導率は、設計基準表2-4 (p.350)による。

代表的な壁体について算定例を示す。

一般構造体の熱通過率　K [W/(m²·K)]

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}+\Sigma\frac{\ell}{\lambda}+\Sigma\gamma_\alpha+\frac{1}{\alpha_O}}$$

α_o：外壁外表面熱伝達率 [W/(m²·K)](＝23)

α_i：室内表面熱伝達率 [W/(m²·K)](＝9)

ℓ　：構造体構成材料の厚さ [m]

λ　：構造体構成材料の熱伝導率 [W/(m·K)](表参照)

γ_α：中間空気層の熱抵抗 [m²·K/W]

（非密閉中間層 $\gamma_\alpha=0.07$
密閉中間層 $\gamma_\alpha=0.15$）

材料の熱定数表

材料名	熱伝導率 λ [W/(m·K)]	材料名	熱伝導率 λ [W/(m·K)]
鋼	45	アスファルト類	0.11
土壌(粘土質)	1.5	防湿紙類	0.21
土壌(砂質)	0.9	畳	0.15
土壌(ローム質)	1.0	合成畳	0.07
土壌(火山灰質)	0.5	カーペット類	0.08
砂利	0.62	木材(重量)	0.19
PCコンクリート	1.5	木材(中量)	0.17
普通コンクリート	1.4	木材(軽量)	0.14
軽量コンクリート	0.78	合板	0.19
コンクリートブロック(重量)	1.1	グラスウール(24K)	0.042
コンクリートブロック(軽量)	0.53	グラスウール(32K)	0.040
モルタル	1.5	ロックウール保温材	0.042
プラスタ	0.79	ロックウール吹付け	0.051
石こう板・ラスボード	0.17	ロックウール吸音板	0.064
ガラス	1.0	ポリエチレンフォーム(ビーズ)	0.047
タイル	1.3	ポリエチレンフォーム(押出)	0.037
合成樹脂・リノリウム	0.19		

空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算　（土壌に接する構造体）

（様式　機－005）

熱　通　過　率　$K=\left(\frac{1}{\alpha_i}+\Sigma\frac{l}{\lambda}+\frac{\ell_e}{\lambda_e}\right)^{-1}$

外表面熱伝達率	記号	種類	材質	風速 [m/s]	α_o [W/(m²･K)]
	α_{o1}				
	α_{o2}				
	α_{o3}				

内表面熱伝達率	記号	種類	熱流の方向	α_i [W/(m²･K)]
	α_{i1}			
	α_{i2}			
	α_{i3}			

階	記　号	構　　造	番号	材　料	厚　さ ℓ [m]	熱伝導率 λ [W/(m･K)]	ℓ/λ γ_a [m2･K/W]	熱通過率 K [W/(m²･K)]	備考

土壌に接する構造体の熱通過率　K_e [W/(m²･K)]

$$K_e=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}+\Sigma\frac{\ell}{\lambda}+\frac{\ell_e}{\lambda_e}}$$

α_i：室内表面熱伝達率 [W/(m²･K)](＝9)

ℓ：構造体構成材料の厚さ [m]

λ_e：土壌の熱伝導率 [W/(m･K)](表参照)

ℓ_e：土壌の厚さ [m](ℓ_e≒1mとする。)

材料の熱定数表

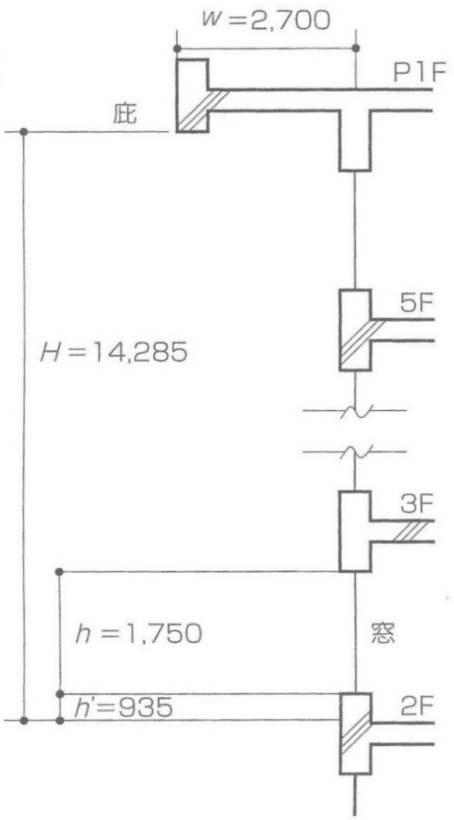
材料名	熱伝導率 λ [W/(m･K)]	材料名	熱伝導率 λ [W/(m･K)]
鋼	45	アスファルト類	0.11
土壌(粘土質)	1.5	防湿紙類	0.21
土壌(砂質)	0.9	畳	0.15
土壌(ローム質)	1.0	合成畳	0.07
土壌(火山灰質)	0.5	カーペット類	0.08
砂利	0.62	木材(重量)	0.19
PCコンクリート	1.5	木材(中量)	0.17
普通コンクリート	1.4	木材(軽量)	0.14
軽量コンクリート	0.78	合板	0.19
コンクリートブロック(重量)	1.1	グラスウール(24K)	0.042
コンクリートブロック(軽量)	0.53	グラスウール(32K)	0.040
モルタル	1.5	ロックウール保温材	0.042
プラスタ	0.79	ロックウール吹付け	0.051
石こう板・ラスボード	0.17	ロックウール吸音板	0.064
ガラス	1.0	ポリエチレンフォーム(ビーズ)	0.047
タイル	1.3	ポリエチレンフォーム(押出)	0.037
合成樹脂・リノリウム	0.19		

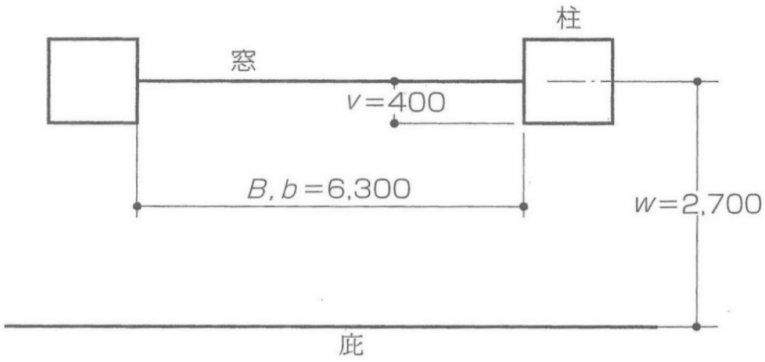
空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算

ガラス面日射面積率（ SG ）の算定

2階南面の窓について計算例を示す。

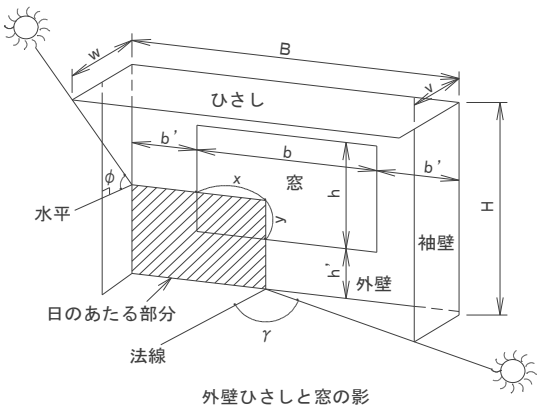




階	2	方位	S					
各部	B	6,300	b'	0	$B-b'$			6,300
寸法	H	14,285	h'	935	$H-h'$			13,350
〔mm〕	b	6,300	h	1,750	v	400	w	2,700

	9時	12時	14時	16時	備考
$\lvert\tan\gamma\rvert$	4.88	0.20	2.89	—	
$v\lvert\tan\gamma\rvert$	1,952	80	1,156		
x （$=B-b'-v\lvert\tan\gamma\rvert$）	4,348	6,220	5,144		
$\frac{x}{b}$	0.69	0.99	0.82		
$\tan\phi$	6.01	3.61	4.72	—	
$w\tan\phi$	16,227	9,747	12,744		
y （$=H-h'-W_{\tan\phi}$）	-2,877	3,603	606		
$\frac{y}{h}$	0	1	0.35		
$SG=\frac{x}{b}\cdot\frac{y}{h}$	0	0.99	0.29	0	

SGは $\frac{x}{b}$ 、 $\frac{y}{h}$ が、負の場合は0
1以上の場合は1



外壁ひさしと窓の影

太陽高度φ、太陽方位角γは、**設計基準 367 ページ 表 2-15** による。16時については日照がないので計算は行われない。

空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算

設計基準関連ページ 350～373

（様式　機－006）

室　内　負　荷						ゾーン名	インテリア	階	2	室名	所長室（１／２）　インテリアゾーン					
室面積	56.3 ㎡	階高	3.75 m	天井高	2.7 m	室容積	152 ㎥	設計用屋内条件		一般設計用			夏期	28 ℃	45%	
													冬期	19 ℃	40%	

									夏　　期											冬　期		
		方位	構造体の種類	寸法 [m×m]	窓面積 [㎡]	面積 A [㎡]	熱通過率 K [W/(㎡･K)]	KA [W/K]	9 時 温度差 [℃]	9 時 間欠運転係数	9 時 冷房負荷 [W]	12 時 温度差 [℃]	12 時 冷房負荷 [W]	14 時 温度差 [℃]	14 時 冷房負荷 [W]	16 時 温度差 [℃]	16 時 冷房負荷 [W]	Δt [℃]	方位係数 δ	暖房負荷 [W]
構造体負荷・ガラス面通過熱負荷	外皮																				
	構造体等負荷（外皮）小計 S1																				
	内部	W	OW-1	7.5× 3.75	—	28.1	0.9	25.3	2.0	—	51	4.0	101	6.0	152	10.0	253	17.2	1.1	479
		N	IW-1	7.5× 2.70	—	20.3	2.8	56.8	1.1	—	62	1.9	108	2.0	114	1.7	97	5.2		295
	構造体等負荷（内部）小計 I 1										113		209		266		350			774

インテリアゾーンの算定であるため外皮に入力はしていません。

構造体負荷･ガラス面通過熱負荷の温度差及び、ガラス面日射負荷は**様式　機－004**より記載する。

		方位	ガラスの種類	幅･高さ [m×m]	面積 [㎡]		単位負荷 [W／㎡]	冷房負荷 [W]	単位負荷 [W／㎡]	冷房負荷 [W]	単位負荷 [W／㎡]	冷房負荷 [W]	単位負荷 [W／㎡]	冷房負荷 [W]
ガラス面日射負荷	外皮													
	ガラス面日射負荷（外皮）小計 S 2													
	内部													
	ガラス面日射負荷（内部）小計 I 2													

照明負荷	内部	照明負荷 q_e [W]			SH [W]			
		619		619	619	619	619	
人体負荷	内部	人体負荷 q_{HL} q_{HS} [W]		LH [W]	SH [W]			
		LH [W]	SH [W]					
		396	330	396	330	330	330	330
その他の負荷	内部	その他の内部発熱負荷 q_M[W]			SH [W]			
		507			507	507	507	507
照明･人体･その他の負荷（内部）小計 I 3				396	1,456	1,456	1,456	1,456

照明負荷、人体負荷、その他の内部発熱負荷は、**様式　機－002**の値を記載する。

			LH [W]				SH [W]				LH [W]	SH [W]
			9時	12時	14時	16時						
すきま風負荷	外皮	S 3										
	内部	I 4										
集計	補正係数	余裕係数(1.0～1.1)				—	1.05	1.05	1.05	1.05		1.05
		夏期:送風機負荷係数(1.05) 冬期:間欠運転係数(1.0～1.1)					1.05	1.05	1.05	1.05	—	1.1
		余裕係数×送風機負荷(間欠運転)係数 (1)				—	1.10	1.10	1.10	1.10	—	1.16
	外皮負荷小計 (SH･LH 別) SH=S1+S2+S3 LH=S3 (2)						0	0	0	0		0
	内部負荷小計 (SH･LH 別) SH=I1+I2+I3+I4 LH=I3+I4 (3)		396	396	396	396	1,569	1,665	1,722	1,806	0	774
	室内負荷小計 (SH･LH別) 補正前 (4)=(2)+(3)		396	396	396	396	1,569	1,665	1,722	1,806	0	774
	室内負荷小計 (SH･LH別) 補正後 (5)=(4)×(1)						1,726	1,832	1,894	1,987	0	898
	室内全熱負荷 (SH･LH合計) (6)						2,122	2,228	2,290	2,383		898
	㎡当たりの室内全熱負荷 (6)/室面積						38	40	41	42		16

備　　考

空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算

設計基準関連ページ350～373

（様式　機－006）

室　内　負　荷						ゾーン名	ペリメーター	階	2	室名	所長室（２／２）　ペリメーターゾーン			
室面積	56.3 ㎡	階高	3.75 m	天井高	2.7 m	室容積	152 ㎥	設計用屋内条件	一般設計用			夏期	28 ℃	45%
												冬期	19 ℃	40%

									夏　期									冬　期		
		方位	構造体の種類	寸法 [m×m]	窓面積 [㎡]	面積 A [㎡]	熱通過率 K [W/(㎡･K)]	KA [W/K]	9 時 温度差 [℃]	9 時 間欠運転係数	9 時 冷房負荷 [W]	12 時 温度差 [℃]	12 時 冷房負荷 [W]	14 時 温度差 [℃]	14 時 冷房負荷 [W]	16 時 温度差 [℃]	16 時 冷房負荷 [W]	Δt [℃]	方位係数 δ	暖房負荷 [W]
構造体負荷・ガラス面通過熱負荷	外皮	S	OG－1	6.3× 1.75	－	11.0	2.2	24.2	3.8		92	6.2	150	6.7	162	5.5	133	17.2	1.0	416
	外皮	S	OW－1	7.5× 3.75	11	17.1	0.9	15.4	2.0	1.1	34	5.0	77	9.0	139	10.0	154	17.2	1.0	265
	外皮																			
	外皮																			
	外皮																			
	外皮																			
	外皮																			
	外皮																			
	構造体等負荷（外皮）小計 S1										126		227		301		287			681
	内部																			
	内部																			
	内部																			
	内部																			
	内部																			
	内部																			
	内部																			
	構造体等負荷（内部）小計 I 1																			

ペリメーターゾーンの算定であるため外皮に入力はしていません。

		方位	ガラスの種類	幅・高さ [m×m]	面積 [㎡]	単位負荷 [W／㎡]	冷房負荷 [W]	単位負荷 [W／㎡]	冷房負荷 [W]	単位負荷 [W／㎡]	冷房負荷 [W]	単位負荷 [W／㎡]	冷房負荷 [W]
ガラス面日射負荷	外皮	S	OG-1	6.3× 1.75	11.0	14.3	157	60.7	668	20.6	227	12.2	134
	外皮												
	ガラス面日射負荷（外皮）小計 S 2						157		668		227		134
	内部												
	内部												
	ガラス面日射負荷（内部）小計 I 2												

照明負荷	内部	照明負荷 q_e [W]		SH [W]	
人体負荷	内部	人体負荷 q_{HL} q_{HS} [W]	LH [W]	SH [W]	
		LH [W] / SH [W]			
その他の負荷	内部	その他の内部発熱負荷 q_M[W]		SH [W]	
	照明・人体・その他の負荷（内部）小計 I 3				

			LH [W]				SH [W]				LH [W]	SH [W]
			9時	12時	14時	16時						
すきま風負荷	外皮	S 3										
	内部	I 4										
集計	補正係数	余裕係数(1.0～1.1)					1.05	1.05	1.05	1.05		1.05
		夏期:送風機負荷係数(1.05) 冬期:間欠運転係数(1.0～1.1)					1.05	1.05	1.05	1.05		1.1
		余裕係数×送風機負荷(間欠運転)係数 (1)					1.10	1.10	1.10	1.10		1.16
	外皮負荷小計（SH･LH 別） SH=S1+S2+S3 LH=S3 (2)						283	895	528	421		681
	内部負荷小計（SH･LH 別） SH=I1+I2+I3+I4 LH=I3+I4 (3)		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	室内負荷小計（SH･LH別） 補正前 (4)=(2)+(3)		0	0	0	0	283	895	528	421	0	681
	室内負荷小計（SH･LH別） 補正後 (5)=(4)×(1)						312	984	580	463	0	790
	室内全熱負荷（SH･LH合計） (6)						312	984	580	463		790
	㎡当たりの室内全熱負荷 (6)/室面積						6	17	10	8		14

備　　考

空　気　調　和　設　備

熱　源　機　器　の　算　定

（様式　機－011）

熱負荷の集計(様式 機-022-1等(空気調和機の熱負荷計算)(全空気式)	用途	吸収冷温水機　RH－1用

階	系統	時刻	冷房負荷 室内負荷	冷房負荷 外気負荷	時刻別負荷[W]（＝室内負荷＋外気負荷） 9時	12時	14時	16時	暖房負荷 室内負荷	暖房負荷 外気負荷	暖房負荷 負荷合計(=室内負荷+外気負荷)	備考
		時	[W]	[W]					[W]	[W]	[W]	
B1	ACU－B1	9	38,293	39,168	77,461				44,273	41,004	85,277	
		12	44,020	43,452		87,472						
		14	43,855	42,381			86,236					
		16	41,816	41,769				83,585				
1	ACU－1	9	37,460	23,552	61,012				22,684	24,656	47,340	
		12	43,187	26,128		69,315						
		14	42,005	25,484			67,489					
		16	40,103	25,116				65,219				
2	ACU－2	9	37,509	23,552	61,061				17,728	24,656	42,384	
		12	43,509	26,128		69,637						
		14	41,028	25,484			66,512					
		16	39,969	25,116				65,085				
3	ACU－3	9	36,467	23,808	60,275				14,269	24,924	39,193	
		12	38,613	26,412		65,025						
		14	39,011	25,761			64,772					
		16	38,435	25,389				63,824				
4	ACU－4	9	36,385	23,808	60,193				13,869	24,924	38,793	
		12	38,470	26,412		64,882						
		14	38,847	25,761			64,608					
		16	38,274	25,389				63,663				
5	ACU－5	9	39,135	23,808	62,943				24,650	24,924	49,574	
		12	45,431	26,412		71,843						
		14	49,245	25,761			75,006					
		16	50,143	25,389				75,532				
		9										
		12										
		14										
		16										
		9										
		12										
		14										
		16										
		9										
		12										
		14										
		16										
		9										
		12										
		14										
		16										
小計	空気調和機系統				382,945	428,174	424,623	416,908			302,561	
	FCU系統				－	－	－	－			－	
合計					382,945	428,174	424,623	416,908			302,561	
					(MAX)							

外気負荷についても、4時刻の計算をする。

H30

空　気　調　和　設　備

熱　源　機　器　の　算　定

（様式　機－011）

熱負荷の集計　（**様式 機-022-1**等（空気調和機の熱負荷計算）
様式 機-026（ファンコイルユニットの熱負荷集計）より）

用途　**吸収冷温水機　RH-1用**

階	系統	冷房負荷 時刻	室内負荷	外気負荷	時刻別負荷[W]（＝室内負荷＋外気負荷） 9時	12時	14時	16時	暖房負荷 室内負荷	外気負荷	負荷合計（=室内負荷+外気負荷）	備考
		時	[W]	[W]					[W]	[W]	[W]	
B1	ACU－B1	9	36,415	39,168	75,583				38,712	41,004	79,716	
		12	41,411	43,452		84,863						
		14	41,078	42,381			83,459					
		16	39,264	41,769				81,033				
1	ACU－1	9	33,333	23,552	56,885				12,144	24,656	36,800	
		12	35,171	26,128		61,299						
		14	35,281	25,484			60,765					
		16	34,918	25,116				60,034				
2	ACU－2	9	35,298	23,552	58,850				7,866	24,656	32,522	
		12	36,455	26,128		62,583						
		14	36,574	25,484			62,058					
		16	36,411	25,116				61,527				
3	ACU－3	9	33,156	23,808	56,964				5,422	24,924	30,346	
		12	33,978	26,412		60,390						
		14	34,034	25,761			59,795					
		16	33,871	25,389				59,260				
4	ACU－4	9	33,090	23,808	56,898				5,129	24,924	30,053	
		12	33,867	26,412		60,279						
		14	33,921	25,761			59,682					
		16	33,774	25,389				59,163				
5	ACU－5	9	35,839	23,808	59,647				15,910	24,924	40,834	
		12	40,829	26,412		67,241						
		14	44,320	25,761			70,081					
		16	45,642	25,389				71,031				
		9										
		12										
		14										
		16										
全	ファンコイルユニット（南側）	9	10,920		10,920				27,435		27,435	
		12	21,039			21,039						
		14	18,089				18,089					
		16	15,237					15,237				
全	ファンコイルユニット（北側）	9	7,198		7,198				24,882		24,882	
		12	10,480			10,480						
		14	10,694				10,694					
		16	9,623					9,623				
		9										
		12										
		14										
		16										
		9										
		12										
		14										
		16										
小計	空気調和機系統				364,827	396,655	395,840	392,048			250,271	
	FCU系統				18,118	31,519	28,783	24,860			52,317	
合計					382,945	428,174	424,623	416,908	137,500	165,088	302,588	

(MAX)

H30

空　気　調　和　設　備

冷　熱　源　機　器　の　算　定

様式　機－011より。

設計基準関連ページ 379～388

（様式　機－012）

冷熱源機器		種別	吸収冷温水機	記号	RH-1	台数	1

冷凍能力 H_{RC} [kW]	$H_{RC}=K_1\cdot K_2\cdot K_3\cdot K_4\cdot K_5\cdot q_m/1{,}000$ $K_1.K_2\cdot K_3$：ポンプ・配管損失・装置負荷係数(=1.00～1.05) K_4：経年係数(=1.05) K_5：能力補償係数(=1.05) q_m：建物時刻別冷房負荷集計の最大値 [W] JIS条件への補正(＝H_{RC}÷設計条件能力比)	$K_1\cdot K_2\cdot K_3=$	1.05	設計仕様			
		$K_4=$	1.05	形式		吸収冷温水機	
		$K_5=$	1.05	冷凍能力		496	[kW]
		$q_m=$	428,174	加熱能力		368	[kW]
		$H_{RC}\fallingdotseq$	496	冷媒		水	
				冷水	水量	1,420	[L/min]
		H_{RC}(JIS)≒	–		出口温度	7.0	[℃]
加熱能力 H_{Rh} [kW]	$H_{Rh}=K_2\cdot K_3\cdot K_4\cdot K_5\cdot q_h/1{,}000$ K_2：配管損失係数(=1.00～1.05) K_3：装置負荷係数(=1.00～1.10) K_4：経年係数(=1.05) K_5：能力補償係数(=1.05) q_h：暖房負荷の集計値 [W] JIS条件への補正(＝H_{Rh}÷設計条件能力比)	$K_2=$	1.05		入口温度	12.0	[℃]
		$K_3=$	1.05		損失水頭	107	[kPa]
		$K_4=$	1.05	温水	水量	1,420	[L/min]
		$K_5=$	1.05		出口温度	55.0	[℃]
		$q_h=$	302,588		入口温度	—	[℃]
		$H_{Rh}\fallingdotseq$	368		損失水頭	—	[kPa]
		H_{Rh}(JIS)≒	–	冷却水	水量	2,322	[L/min]
冷水量 L_c [L/min]	$L_c=\dfrac{3600\cdot H_{RC}}{60\cdot 4.19\cdot(t_{wc1}-t_{wc2})}\fallingdotseq\dfrac{14.3\cdot H_{RC}}{t_{wc1}-t_{wc2}}$ t_{wc1}：冷水入口温度 [℃] t_{wc2}：冷水出口温度 [℃]	$t_{wc1}=$	12.0		出口温度	37.5	[℃]
		$t_{wc2}=$	7.0		入口温度	32.0	[℃]
		$L_c\fallingdotseq$	1,420		損失水頭	111	[kPa]
				電源	主電源・相	3,200,50	[相, V, Hz]
温水量 L_w [L/min]	$L_W=\dfrac{3600\cdot H_{Rh}}{60\cdot 4.19\cdot(t_{wh2}-t_{wh1})}\fallingdotseq\dfrac{14.3\cdot H_{Rh}}{t_{wh2}-t_{wh1}}$ t_{wh1}：温水入口温度 [℃] t_{wh2}：温水出口温度 [℃] ($L_w=L_c$とした場合、$t_{wh1}=t_{wh2}-\dfrac{14.3\cdot H_{Rh}}{L_c}$)	$t_{wh1}=$	51.0		操作電源・相	、　、	[相, V, Hz]
		$t_{wh2}=$	55.0	電動機	圧縮機ほか	5.7（製造者値）	[kW]
					バーナー	1.5（製造者値）	[kW]
		$L_w=L_c$			電動機遮断容量		[kA]
				バーナー	形式	ガンタイプ	
					燃焼量	38.3	[m3(N)/h]
冷却水量 L_{ct} [L/min]	352kWを越える場合は，冷凍能力に基づき決定する。（様式　機－14による）	$L_{ct}=$	2,322		制御方式	比例	
				燃料	種類	都市ガス（13A）	
					低位発熱量	40,640	[kJ/m^3(N)]

製造者名					
記号・形番					
冷凍能力 [kW]					
加熱能力 [kW]					
冷媒					
冷却水出口温度 [℃]					
冷却水入口温度 [℃]					
冷却水量 [L/min]					
損失水頭	冷水 [kPa]				
	温水 [kPa]				
	冷却水 [kPa]				
圧縮機バーナー	定格出力 [kW]				
	燃焼量 [m^3(N)/h],[L/h]				
	制御方式				
蒸気流量 [kg/h]					
蒸気圧力 [kPa(G)]					
高温水流量 [L/min]					
高温水温度 [℃]					
電気容量 [kW]					
法定冷凍能力 [RT]					
必要保有水量 [L]					
運転質量 [kg]					
寸法 [m]					

冷凍能力が、352kW（100USRT）以下の場合は、**設計基準 3-3**「選定図表」(p.378) の選定形番にJIS補正した数値とする。352kW（100USRT）を超える場合は、求めた計算値とする。

設計仕様の値に合致する製造者値をそれぞれ記載する。なお、計算値が製造者仕様値をわずかに超えるために形番が上がるような場合は、係数の余裕と思われる範囲内で設計仕様の調整を検討してもよい。

空　気　調　和　設　備

冷　熱　源　機　器　の　算　定

様式 機－011より。

設計基準関連ページ 379～388

（様式 機－013）

冷熱源機器		種別	空気熱源 ヒートポンプユニット	記号		台数	3

冷凍能力 H_{RC} [kW]	$H_{RC}=K_1\cdot K_2\cdot K_3\cdot K_4\cdot K_5\cdot q_m/1{,}000$ $K_1.K_2\cdot K_3$：ポンプ・配管損失・装置負荷係数(=1.00～1.05) K_4：経年係数(=1.05) K_5：能力補償係数(=1.05) q_m：建物時刻別冷房負荷集計の最大値 [W] JIS条件への補正(＝H_{RC}÷設計条件能力比)	$K_1\cdot K_2\cdot K_3=$	1.05	設計仕様			
		$K_4=$	1.05	形式			モジュール形
		$K_5=$	1.05	冷凍能力			166 [kW]
		$q_m=$	428,174	加熱能力			135 [kW]
		$H_{RC}\fallingdotseq$	496	冷媒			R410A
				冷水	水量		520 [L/min]
		H_{RC}(JIS)$\fallingdotseq$	496		出口温度		7 [℃]
加熱能力 H_{Rh} [kW]	$H_{Rh}=K_2\cdot K_3\cdot K_4\cdot K_5\cdot q_h/1{,}000$ K_2：配管損失係数(=1.00～1.05) K_3：装置負荷係数(=1.00～1.10) K_4：経年係数(=1.05) K_5：能力補償係数(=1.05) q_h：暖房負荷の集計値 [W] JIS条件への補正(＝H_{Rh}÷設計条件能力比)	$K_2=$	1.05		入口温度		12.0 [℃]
		$K_3=$	1.05		損失水頭		166 [kPa]
		$K_4=$	1.05	温水	水量		520 [L/min]
		$K_5=$	1.05		出口温度		45.0 [℃]
		$q_h=$	302,588		入口温度		— [℃]
		$H_{Rh}\fallingdotseq$	368		損失水頭		— [kPa]
		H_{Rh}(JIS)$\fallingdotseq$	404	電源	主電源・相		3,200,50 [相, V, Hz]
冷水量 L_c [L/min]	$L_c=\dfrac{3600\cdot H_{RC}}{60\cdot 4.19\cdot(t_{wc1}-t_{wc2})}\fallingdotseq\dfrac{14.3\cdot H_{RC}}{t_{wc1}-t_{wc2}}$ t_{wc1}：冷水入口温度 [℃] t_{wc2}：冷水出口温度 [℃]	$t_{wc1}=$	12.0	電動機容量			94.2 [kW]
		$t_{wc2}=$	7.0	モジュールユニット全体の能力(モジュール形の場合)			
		$L_c\fallingdotseq$	1,420	冷凍能力			498 [kW]
		※モジュール形の場合は参考値		加熱能力			405 [kW]
温水量 L_w [L/min]	$L_w=\dfrac{3600\cdot H_{Rh}}{60\cdot 4.19\cdot(t_{wh2}-t_{wh1})}\fallingdotseq\dfrac{14.3\cdot H_{Rh}}{t_{wh2}-t_{wh1}}$ t_{wh1}：温水入口温度 [℃] t_{wh2}：温水出口温度 [℃] ($L_w=L_c$とした場合、$t_{wh1}=t_{wh2}-\dfrac{14.3\cdot H_{Rh}}{L_c}$)	$t_{wh1}=$	41.0	冷水	水量		1,560 [L/min]
		$t_{wh2}=$	45.0	温水	水量		1,560 [L/min]
				電動機容量			282.6 [kW]
		$L_w=L_c$					

冷媒は、オゾン層破壊係数 ODP：0のR-410Aとしている。

冷房能力が352kW(100USRT)を超えているので、求めた計算値としている。冷房能力からモジュール形を3台した場合の例としている。

製造者名		
記号・形番		
冷凍能力 [kW]		
加熱能力 [kW]		
冷媒		
損失水頭	冷水 [kPa]	
	温水 [kPa]	
圧縮機	電動機出力 [kW]	
送風機	電動機出力 [kW]	
ポンプ	電動機出力 [kW]	
法定冷凍能力 [RT]		
必要保有水量 [L]		
運転質量 [kg]		
寸法 [m]		

設計仕様の値に合致する製造者値をそれぞれ記載する。なお、計算値が製造者仕様値をわずかに超えるために形番が上がるような場合は、係数の余裕と思われる範囲内で設計仕様の調整を検討してもよい。

空　気　調　和　設　備

冷　却　塔　の　算　定

設計基準関連ページ 388～393

（様式　機－014）

冷　却　塔			記　号	CT-1	系　統	RH-1
冷熱源機器	種　　類	二重効用吸収冷凍機	時間平均補給水量 Q_{ch} [L/h]	（参考）$Q_{ch}=60\ K_3\cdot q_c\cdot H_{RC}$		二重効用
	冷凍能力 H_{RC} [kW]	496		＝ 60 × 0.01 × 4.8 × 496		
				≒ 1,428		
冷却能力及び冷却水量の計算				K_3：補給水係数 ＝ 0.01		
				q_c：1kW当りの冷却水量 [L/(min･kW)] ＝ 4.8		

冷却能力 H_{ct} [kW]

$H_{ct}=K_6\cdot H_{RC}$ [圧縮式冷凍機の場合]

＝

K_6：冷却定数(=1.3)

様式　機－012より。

$H_{ct}=K_7\cdot H_{RC}$ [吸収式冷凍機の場合]

＝ 1.8 × 496 ＝ 893

＝ 1.8

（＝2.7　一重効用吸収冷凍機　＝1.8　二重効用吸収冷凍機　吸収冷温水機）

冷却水量 L_{ct} [L/min]

$L_{ct}=\dfrac{3{,}600\cdot H_{ct}}{60\cdot 4.19\cdot \Delta t}\fallingdotseq\dfrac{14.3\cdot H_{ct}}{\Delta t}$

＝ 14.3×893÷5.5＝ 2,322

Δt：冷却水出入口温度差 37.5-32.0＝ 5.5

機種 ＼ 冷却水温度	入口	出口
圧縮式冷凍機	37℃	32℃
一重効用吸収冷凍機	40℃	32℃
二重効用吸収冷凍機、吸収冷温水機	37.5℃	32℃

設　計　仕　様

形　　式		直交流形
冷　却　能　力		893 [kW]
冷　却　水　量		2,322 [L/min]
冷却水温度	入　口	37.5 [℃]
	出　口	32.0 [℃]
外気湿球温度		27.1 [℃]
電動機	電　源	3、200、50 [相, V, Hz]
	定格出力	5.5（製造者値） [kW]
塔内圧力損失		47（製造者値） [kPa]
騒　音　値		64（製造者値） [dB(A)]
補　給　水　量		— [L/min]
凍結防止ヒーター		— [kW]
台　　数		1 [台]
運　転　質　量		[kg]

カタログ等で確認する。

製　造　者　名					
記　号　・　形　番					
冷　却　能　力 [kW]					
冷　却　水　量 [L/min]					
電動機	定格出力 [kW]				
	台　数				
塔内圧力損失 [kPa]					
騒　音　値 [dB(A)]					
運　転　質　量 [kg]					
寸　　法 [m]					

設計仕様の値に合致する製造者値をそれぞれ記載する。騒音値は、敷地境界における、規制値を考慮した数値を記載する。

空　気　調　和　設　備

温　熱　源　機　器　の　算　定

設計基準関連ページ 394～399

（様式　機－015）

温　熱　源　機　器	種類	鋳鉄製ボイラー	記号	BS－1

暖房用熱交換器　（様式　機－016-2　熱源付機器(2)より）

厨房貯湯タンク　（様式　機－113-2　貯湯タンク　加熱能力より）

負荷集計 [kW]

熱交換器なし

負荷の種類	暖房負荷(空調機負荷) q_1	給湯負荷等 q_2
計		

熱交換器あり

負荷の種類	熱交換器の交換熱量 H_E	熱交換器を除く負荷 q_3
暖房用熱交換器	419	
暖房貯湯タンク		119.2
計	419	119.2

温熱源機器定格出力 H [kW]

熱交換器なし

$H = K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 (q_1 + q_2)$

K_2：配管損失係数(=1～1.05(温水)、1～1.1(蒸気))

K_3：装置負荷係数(=1～1.1(温水)、1～1.15(蒸気))

K_4：経年係数(=1.05)

K_5：能力補償係数(=1.05)

q_1 =	
q_2 =	
K_2 =	
K_3 =	
K_4 =	
K_5 =	
H =	

熱交換器あり

$H = (H_E + K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot q_3) \cdot K_5$

$= (419 + K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 . 119.2) \cdot K_5 = 599$

K_2：配管損失係数(=1～1.05(温水)、1～1.1(蒸気))

K_3：装置負荷係数(=1～1.1(温水)、1～1.15(蒸気))

K_4：経年係数(=1.05)

K_5：能力補償係数(=1.05)

H＝599となるので、表4-1より

定格出力599kWを選定

H_E =	419
q_3 =	119.2
K_2 =	1.1
K_3 =	1.1
K_4 =	1.05
K_5 =	1.05
H =	599

バーナーの標準燃焼量

$$C = \frac{3{,}600 \cdot H}{\eta_B \cdot H_l \cdot \rho_o} = \frac{3{,}600 \times 599}{0.90 \times 40{,}640} = 59$$

C：燃料消費量 [L/h、m³(N)/h]

H：温熱源機器定格出力 [kW]

η_B：温熱源機器効率 [－]

(鋳鉄製ボイラーは0.86)

H_l：燃料の低位発熱量

[kJ/kg、kJ/m³(N)]

ρ_o：燃料の密度 [kg/L]

(ガスの場合は不要)

製造者提示値による。

H =	599
η_B =	0.9
H_l =	40,640
ρ_o =	—
C =	59.0

設　計　仕　様

形式		鋳鉄製ボイラー	
種類		蒸気	
最高使用圧力		0.1	[Mpa]
使用圧力		0.035	[Mpa]
温水出口温度		—	[℃]
バーナー	消費量	59.0	[m³(N)/h]
	制御方式	Hi-Lo-OFF	
	電動機	1.5	[kW]
	電源	3、200、50	[相, V, Hz]
燃料	種類	都市ガス（13A）	
	低位発熱量	40,640	[kJ/m³(N)]
台数		1	台

製造者名				
記号				
定格出力 [kW]				
最高使用圧力 [MPa]				
バーナー	形式			
	燃焼量[L/h],[m³(N)/h]			
	制御方式			
伝熱面積 [㎡]				
安全弁・逃し管 [mm]				
煙道接続径 [mm]				
缶水容量 [L]				
効率 [%]				
運転質量 [kg]				
外形寸法 [m]				

空　気　調　和　設　備

熱 源 付 属 機 器 の 算 定

設計基準関連ページ 400～403

（様式　機－016-1）

熱　源　付　属　機　器　(1)

記号	機種名	計　　算　　式	計　　算	仕　　様	備　　考
TOS-1	オイルサービスタンク	タンク容量 [L]：$V_s=C\cdot t_1$ C：熱源機器の燃料消費量 [L/h] t_1：貯蔵時間(1～1.5) [h]	V_S= 70×1.25 ≒ 88	TOS- 100	C= 70.0 t_1= 1.25
TOSF-1	地下オイルタンク	タンク容量 [L]：$V_o=C\cdot t_2\cdot d$ C：熱源機器の燃料消費量 [L/h] t_2：運転時間(=6,標準) [h/d] d：貯蔵日数(=7,標準) [d]	V_O= 70×6×7 ≒ 2,940	TO- 3	C= 70.0 t_2= 6 d= 7
PO-1	オイルポンプ	吐出量 [L/min]：$Q_o=K_9\cdot C/60$ 揚程 [m]：h=K_{10}(h_1+h_2) C：熱源機器の燃料消費量 [L/h] K_9：余裕係数(=2.0) K_{10}：余裕係数(=1.2) h_1：実揚程 [m] h_2：配管摩擦抵抗 [m]	Q_O= 2×70/60 = 2.3 h= 1.2×(0+4.6) = 5.5	口　径　20(製造者値)　[mm] 吐出量　2.4　[L/min] 揚　程　6.0　[m] 電動機　0.4(製造者値)　[kW] 台　数　2　[台]	C= 70.0 K_9= 2.0 K_{10}= 1.2 h_1= 0 h_2= 4.6 (仮定)

BS－1を灯油だきとした場合の、算定例を示す。
オイルタンクよりも下方にオイルサービスタンクが設置される例とし、オイルポンプの実揚げ程（h_1）は0とした。

空　気　調　和　設　備

熱 源 付 属 機 器 の 算 定

設計基準関連ページ 400～403、583

（様式　機－016-2）

熱　源　付　属　機　器　(2)

ボイラー定格出力　　（様式　機－015温熱源機器の算定より）

熱交換器　加熱負荷　（様式　機－011暖房負荷合計より）

記号	機種名	計　算　式	計　算	仕　様	備　考
PB-1	ボイラー給水ポンプ	給水量 [L/min]：$Q=K_{12}\cdot 1.60\cdot H/60$ 揚程 [m]：$h=K_{13}\cdot(h_1+h_2+h_3)$ H：ボイラー定格出力 [kW] K_{12}：余裕係数(=1.5～2.0) K_{13}：余裕係数(=1.1～1.2) h_1：ボイラーの最高使用圧力に相当する水頭 [m] h_2：配管損失水頭 [m] h_3：ボイラー水面と還水タンク水面との高低差による水頭 [m]	$Q=$ 2.0×1.60×599/60 $=$ 31.9 $h=$ 1.2×(10+3+0) $=$ 15.6	形　式　遠心ポンプ 口　径　32 [mm] 給水量　32 [L/min] 揚　程　16 [m] 電動機　0.75 [kW] 液体温度　80.0 [℃]	$H=$ 599 $K_{12}=$ 2.0 $K_{13}=$ 1.2 $h_1=$ 10 $h_2=$ 3 (仮定) $h_3=$ 0 (仮定)
HE-1	熱交換器	交換熱量 [kW]：$H_E=K_2\cdot K_3\cdot K_4\cdot q_4$ K_2：配管損失係数 K_3：装置負荷係数 K_4：経年係数(=1.05) q_4：加熱負荷 [kW] 設計凝縮水量 [kg/h]：$G=1.6\cdot H_E$	$H_E=$ 1.1×1.2×1.05×302.588 $=$ 419 $G=$ 1.6×419 $=$ 670 トラップ能力 $Q=$ $G\times 3$ $=$ 670×3 $=$ 2,010	形　式　U字管式円筒多筒管 交換熱量　419 [kW] 温水量　1,198 [L/min] 入口温度　50.0 [℃] 出口温度　55.0 [℃] 最高使用水頭　300 [kPa] 損失水頭　30(製造者値) [kPa] 蒸気圧力　0.035 [Mpa] 蒸気量　670 [kg/h] トラップ形式　フロート式 トラップ能力　2,010 [kg/h] トラップ口径　40(製造者値) [mm] コイル形式	$K_2=$ 1.1 $K_3=$ 1.2 $K_4=$ 1.05 $q_4=$ 302.588

設計凝縮水量は、

$$G=\frac{H_E\times 3{,}600}{\gamma}=1.6H_E$$

γ：蒸気の潜熱2,257[kJ/kg]として求めた。

空　気　調　和　設　備

熱 源 付 属 機 器 の 算 定

設計基準関連ページ 400～403

（様式　機－016-3）

熱　源　付　属　機　器　(3)

ボイラー定格出力　（様式　機－015熱源付属機器の算定より）

熱交換器　（様式　機－016 - 2より）、厨房貯湯タンク　（様式　機113－2より）

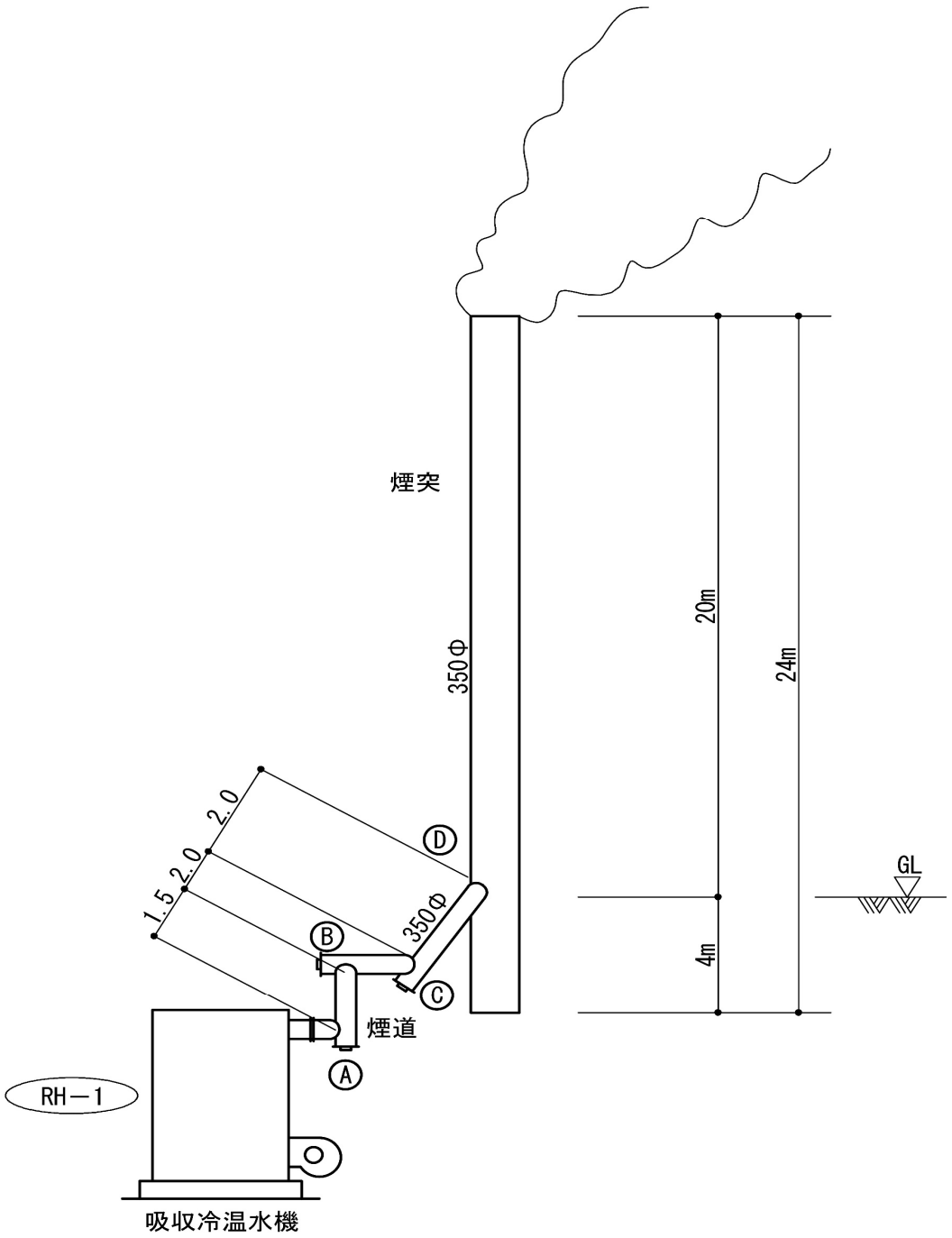
記号	機種名	計　　算　　式	計　　算	仕　　様	備　　考
THW-1	還 水 タンク	タンク容量 [L]：$V_R = K_{11} \cdot Q_v$ K_{11}：余裕係数(1.5～2.0) Q_v：最大蒸発量　[L/h] (=1.60×ボイラー定格出力) H：ボイラー定格出力 [kW]	V_R= 2×1.6×599 ≒ 1,917	寸法及び板厚	K_{11}= 2.0 H= 599 Q_v= 1.6×599
PV-1	真空給水ポンプユニット	(ボイラーに給水する場合) 相当放熱面積 [m²]：EDR $= \frac{860 \cdot H}{650}$ H：ボイラー定格出力 [kW]	EDR= ≒	形　式 給水量　[L/min] 揚　程　[m] 電動機　[kW]	H=
		(還水タンクに給水する場合) $EDR = K_{14} \frac{860 \cdot q_5}{650}$ K_{14}：余裕係数(＝1.5～2.0) q_5：放熱器，熱交換器などの相当放熱量　[kW]	EDR= 2.0×860 ×538.2/650 ≒ 1,424	形　式　複式 給水量　100(製造者値)　[L/min] 揚　程　10.0　[m] 電動機　0.75x4(製造者値)　[kW] EDR　1,424　[m²]	K_{14}= 2.0 'q_5= 419 ＋ 119.2 ＝ 538.2

空　気　調　和　設　備

煙　突　・　煙　道　の　算　定

（様式　機－017）

煙　突　・　煙　道　系　統　図



空　気　調　和　設　備

煙　突　・　煙　道　の　算　定

設計基準関連ページ 404～411

（様式　機－017-1）

煙突・煙道（排ガス平均温度・排ガス量）の算定				系統	RH-1
燃料消費量（様式　機－012又は様式　機－015より）					
燃料種類		都市ガス(13A)	低位発熱量	H_l= 40,640	kJ/m³(N)
		計　算　式		計　算	備　考
燃料消費量	気体燃料	$Q = C$ [m³(N)/h] C：燃料消費量 [m³(N)/h]		Q= 59	C= 59.0
機器出口排ガス温度		t_b= 300.0 [℃]			（製造者）
煙突入口排ガス温度		$t_{g1} = t_b - L \cdot \Delta t$ [℃] L：煙道長さ [m] Δt：煙道内の温度降下 [℃/m]		t_{g1}= 300－5.5×1 = 294.5	L= 5.5 Δt= 1
煙突出口排ガス温度		$t_{g2} = t_{g1} - H_c \cdot \Delta t$ [℃] H_c：煙突高さ [m] Δt：煙突内の温度降下 [℃/m]		t_{g2}= 294.5－20×1 = 274.5	H_c= 20 Δt= 1
煙道内排ガス平均温度		$t_f = (t_b + t_{g1}) / 2$ [℃]		t_f= (300＋294.5)/2 = 297.3	
煙突内排ガス平均温度		$t_g = t_{g1} - 0.6(t_{g1} - t_{g2})$ [℃]		t_g= 294.5－0.6×(294.5－274.5) = 282.5	
外気の密度（表 7-2）		ρ_a= 353/(273＋t_a) [kg/m³] t_a：外気温度 [℃]		ρ_a= 353/(273＋35) = 1.146	t_a= 35
排ガスの平均密度	気体燃料	煙道内 ρ_{g1} [kg/m³] $\rho_{g1} = 358 / (273 + t_f)$		ρ_{g1}= 358/(273+297.3) = 0.63	t_f= 297.3
		煙突内 ρ_{g2} [kg/m³] $\rho_{g2} = 358 / (273 + t_g)$		ρ_{g2}= 358/(273+282.5) = 0.64	t_g= 282.5
理論空気量（表 7-2）		L_o= 10.71 [m³(N)/m³(N)]			
理論排ガス量（表 7-2）		G_o= 11.80 [m³(N)/m³(N)]			
標準単位排ガス量（表 7-2）		$G_N = G_o + (m-1)L_o$ [m³(N)/kg] m：空気比		G_N= 11.8＋(1.2-1)×10.71 = 13.94	m= 1.2
単位排ガス量	煙道内 G_{tf}	$G_{tf} = G_N(273 + t_f) / 273$ [m³/kg] t_f：煙道内排ガス平均温度 [℃]		G_{tf}= 13.94×(273＋297.3)/273 = 29.12	t_f= 297.3
	煙道内 G_{tg}	$G_{tg} = G_N(273 + t_g) / 273$ [m³/kg] t_g：煙突内排ガス平均温度 [℃]		G_{tg}= 13.94×(273＋282.5)/273 = 28.37	t_g= 282.5
排ガス量	煙道内 G_f	$G_f = G_{tf} \cdot Q$ [m³/h]		G_f= 29.12×59 = 1,718	Q= 59 G_f= 1,718
	煙道内 G_c	$G_g = G_{tc} \cdot Q$ [m³/h]		G_c= 28.37×59 = 1,674	Q= 59 G_c= 1,674

空　気　調　和　設　備

煙　突　・　煙　道　の　算　定

設計基準関連ページ 404～411

（様式　機－017-2）

煙突・煙道（煙突高さ、煙突断面積）の算定

煙道内排ガス平均流速 V_f[m/s]、煙突内排ガス平均流速 V_c[m/s]を風速(3～5)[m/s]の範囲で仮定する。

ここでは、　Vf= 5 [m/s]　Vc= 5 [m/s]　と仮定する

排ガス量	煙道内 G_f	1,718 [m³/h]			様式　機－017-1より
	煙突内 G_c	1,674 [m³/h]			様式　機－017-1より
断面積	煙道部 A_f	A_f= G_f/(3,600・V_f) [m²]	A_f= 1,718/(3,600×5) =	0.095	V_f= 5
	煙突部 A_c	A_c= G_g/(3,600・V_c) [m²]	A_c= 1,674/(3,600×5) =	0.093	V_c= 5
直径（等価直径）	煙道部 D_f (D_{fe})	D_f= 1.13√A_f 、D_{fe}=4A_f /P_f　P_f：煙道内面の周長 [m]	D_f= 1.13×√0.095=	0.348	A_f= 0.095
	煙突部 D_c (D_{ce})	D_c= 1.13√A_c 、D_{ce}=4A_c /P_c　P_c：煙突内面の周長 [m]	D_c= 1.13×√0.093=	0.345	A_c= 0.093

煙突の高さH_c[m]、煙道の断面積D_f(D_{fe})、D_c(D_{ce})[mm]を仮定し、Z＞h_zとなるまで計算を繰返す。

上記の計算と、図面よりここでは　H_c= 20　D_f= 0.35　D_c= 0.35　と仮定する。

すると、煙道内排ガス平均流速 V_f[m/s]、煙突内排ガス平均流速 V_c[m/s]は

V_f= 1.27×G_f/((D_f)²・3,600)= 4.95 [m/s]

V_c= 1.27×G_c/((D_f)²・3,600)= 4.82 [m/s]　と再計算される。

この値を用いて、通風力(Z)が通風抵抗(h_z)より大きいことを確認する。

	計算式	計算	備考
煙道の通風力	Z_1= H_f・g(ρ_a−ρ_{g1}) [Pa] H_f：煙道の通風高さ(図面より) [m] ρ_a：外気の密度 [kg/m³] ρ_{g1}：煙道内排ガスの平均密度 [kg/m³] g：重力加速度(=9.81)	Z_1= 1.5×9.81×(1.146−0.63) = 7.59 $p_a p_{g1}$は様式　機－017-1より	H_f= 1.5 ρ_a= 1.146 ρ_{g1}= 0.63
煙突の通風力	Z_2= H_c・g(ρ_a−ρ_{g2}) [Pa] H_c：煙突高さ [m] ρ_a：外気の密度 [kg/m³] ρ_{g2}：煙突内排ガスの平均密度 [kg/m³] g：重力加速度(=9.81)	Z_2= 20×9.81×(1.146−0.64) = 99.28 $p_a p_{g2}$は様式　機－017-1より	H_c= 20 ρ_a= 1.146 ρ_{g2}= 0.64
送風機による強制通風力		Z_3=	
通風力の合計	Z= Z_1+Z_2+Z_3 [Pa]	Z= 7.59+99.28+0= 106.87	

		計算式	備考
摩擦抵抗	煙道部 h_{f1}	h_{f1}= λ・$\frac{L}{D_f}$・$\frac{V_f^2}{2}$・ρ_{g1} [Pa]	λ：摩擦抵抗係数 (金属板0.03　RC その他 0.06)
	煙突部 h_{c1}	h_{c1}= λ・$\frac{H_c}{D_c}$・$\frac{V_c^2}{2}$・ρ_{g2} [Pa]	ζ：抵抗係数
局部抵抗	煙道部 h_{f2}	h_{f2}= ζ・$\frac{V_f^2}{2}$・ρ_{g1} [Pa]	
	煙突部 h_{c2}	h_{c2}= ζ・$\frac{V_c^2}{2}$・ρ_{g2} [Pa]	
煙突排出部の通風抵抗 h_d		h_d= $\frac{V_c^2}{2}$・ρ_{g2} [Pa]	
機器内抵抗 h_b		h_b= 0 [Pa]	
通風抵抗の合計 h_z		h_z= h_{f1}+h_{c1}+h_{f2}+h_{c2}+h_d+h_b	

L：煙道の長さ(図面より)	5.5	m
H_c：煙突の高さ	20	m
D_f：煙道直径	0.35	m
D_c：煙突直径	0.35	m
V_f：煙道内排ガス平均流速	4.95	m/s
V_c：煙突内排ガス平均流速	4.82	m/s
ρ_{g1}：煙道内排ガスの平均密度	0.63	kg/m³
ρ_{g2}：煙突内排ガスの平均密度	0.64	kg/m³

D_e= $\frac{4A}{P}$　D_e：等価直径 m　A：断面積 m²　P：内面の周長 m²

種類	排ガス量 [m³/h]	平均密度 [kg/m³]	排ガス流速 [m/s]	煙路寸法(直径)[m]	動圧 [Pa]	長さ [m]	摩擦抵抗係数 λ	抵抗係数 ζ	抵抗 [Pa]	抵抗計 [Pa]
街道	1,718	0.63	4.95	0.35	7.72	5.5	0.03		3.64	
A	1,718	0.63	4.95	0.35	7.72			1.10	8.49	
B	1,718	0.63	4.95	0.35	7.72			1.10	8.49	
C	1,718	0.63	4.95	0.35	7.72			1.10	8.49	
D	1,718	0.63	4.95	0.35	7.72			1.10	8.49	
煙突	1,674	0.64	4.82	0.35	7.43	20	0.06		25.47	
排出部	1,674	0.64	4.82	0.35	7.43				7.43	
										70.50

確認 Z＞h_z	Z 値	h_z 値	寸法 煙道	寸法 煙突 ϕ[m]×H_z[m]
	106.87	＞ 70.50	0.35φm	0.35φ×24m

空　気　調　和　設　備

エ　ア　バ　ラ　ン　ス

設計基準関連ページ 348

室構成、風量については、当該ページで個別に設定し、記載している。

（様式　機－021）

エ　ア　バ　ラ　ン　ス

階	系統	室名	空調			換気				エアバランス [㎥/h]
			機器番号	SA [㎥/h]	RA [㎥/h]	機器番号	OA [㎥/h]	機器番号	EA [㎥/h]	
B1	B-01	便所						FE-1	570	
B1	B-02	熱源機械室				FS-1	1,890	FE-1	1,890	
B1	B-03	電気室				FS-2	3,400	FE-2	3,400	
B1	ACU-B1	食堂	ACU-B1	4,800	2,880					
B1	B-5	厨房				FS-3	6,200	FE-3	7,300	
B1	B-7	湯沸室						FE-4	70	
		階小計		4,800	2,880		11,490		13,230	180
1	1-01	ロビー	ACU-1	300	180					
1	1-02	事務室	ACU-1	1,800	1080					
1	1-03	便所						FE-1	490	
1	1-04	湯沸室						FE-4	70	
		階小計		2,100	1,260		0		560	280
2	2-01	事務室	ACU-2	3,000	1,800					
2	2-02	会議室	ACU-2	900	540					
2	2-03	便所						FE-1	660	
2	2-04	湯沸室						FE-4	70	
2	2-05	倉庫						FE-6	680	
		階小計		3,900	2,340		0		1,410	150
3	3-01	事務室	ACU-3	2,700	1,620					
3	3-02	所長室	ACU-3	150	90					
3	3-03	会議室	ACU-3	900	540					
3	3-04	便所						FE-1	660	
3	3-05	湯沸室						FE-4	70	
3	3-06	倉庫						FE-6	680	
		階小計		3,750	2,250		0		1,410	90
4	4-01	事務室	ACU-4	3,000	1,800					
4	4-02	会議	ACU-4	900	540					
4	4-03	便所						FE-1	660	
4	4-04	湯沸室						FE-4	70	
4	4-05	倉庫						FE-6	680	
		階小計		3,900	2,340		0		1,410	150
5	5-01	事務室	ACU-5	3,000	1,800					
5	5-02	会議	ACU-5	900	540					
5	5-03	便所						FE-1	660	
5	5-04	湯沸室						FE-4	70	
5	5-05	倉庫						FE-6	680	
		階小計		3,900	2,340		0		1,410	150
合計				22,350	13,410		11,490		19,430	1,000

空　気　調　和　設　備

空　気　調　和　機　の　算　定

（様式　機－022-1）

熱負荷集計・各室風量

系　統：2F　　空調機記号：ACU－2

インテリアゾーン及びペリメーターゾーンの集計　冷房負荷　暖房負荷（**様式　機－006**より）　外気量（**様式　機－002**より）
線図上吹出温度差Δt_c[℃]（**様式　機－022 - 2**より）

階	室名	室容積 V [m³]	冷房：時刻別室内負荷[W] SH_i 9時	12時	14時	16時	TH_i 9時	12時	14時	16時	時刻別外気負荷[W]（$=Q_0\cdot\Delta h/3\times\eta$） TH_0 9時	12時	14時	16時	時刻別熱負荷（室内＋外気）[W] $TH(=TH_i+TH_0)$ 9時	12時	14時	16時	各室の最大熱負荷時刻における室内冷房顕熱負荷 qrs[W]	外気量 Q_0 [m³/h]	送風量 Q_r [m³/h]	Q_0/Q_r [%]	換気回数 [回/h]	暖房：室内負荷 q_{rh} [W] SH	TH	外気負荷 [W]	熱負荷（室内＋外気）q_h [W]	暖房温度差 Δt_h [℃]
																						（参考）							（参考）
2	所長室	152.0	2,038	2,816	2,474	2,450	2,434	3,212	2,870	2,846	1,536	1,704	1,662	1,638	3,970	4,916	4,532	4,484	2,816	180	680	26	4.5	1,688	=SH	1,608	3,296	7.4
	事務室A	530.0	10,989	13,834	12,253	11,711	12,903	15,748	14,167	13,625	7,424	8,236	8,033	7,917	20,327	23,984	22,200	21,542	13,834	870	3,320	26	6.3	5,157	=SH	7,772	12,929	4.7
	前室	15.4	70	110	110	96	70	110	110	96					70	110	110	96	110	—	30	—	1.9	263	=SH		263	26.3
	休養室	39.6	584	862	695	655	716	994	827	787	512	568	554	546	1,228	1,562	1,381	1,333	862	60	210	29	5.3	449	=SH	536	985	6.4
	交換室	47.5	655	1,001	770	716	787	1,133	902	848	512	568	554	546	1,299	1,701	1,456	1,394	1,001	60	240	25	5.1	403	=SH	536	939	5.0
	交換機械室	81.0	1,758	2,287	2,043	1,947	1,758	2,287	2,043	1,947					1,758	2,287	2,043	1,947	2,287	—	550	—	6.8	1,198	=SH		1,198	6.5
	事務室B	291.6	6,001	6,394	6,404	6,267	7,057	7,450	7,460	7,323	4,096	4,544	4,432	4,368	11,153	11,994	11,892	11,691	6,394	480	1,630	29	5.2	2,847	=SH	4,288	7,135	5.6
	事務室C	291.6	5,926	6,269	6,279	6,160	6,982	7,325	7,335	7,216	4,096	4,544	4,432	4,368	11,078	11,869	11,767	11,584	6,269	480	1,500	32	5.1	2,510	=SH	4,288	6,798	5.0
	会議室	95.3	2,541	2,719	2,723	2,659	3,729	3,907	3,911	3,847	4,608	5,112	4,986	4,914	8,337	9,019	8,897	8,761	2,719	540	650	83	6.8	1,188	=SH	4,824	6,012	5.5
	更衣室	56.7	627	785	845	920	825	983	1,043	1,118	768	852	831	819	1,593	1,835	1,874	1,937	920	90	220	41	3.9	1,283	=SH	804	2,087	17.5
	エレベーターホール	101.0	248	360	360	316	248	360	360	316					248	360	360	316	360	—	90	—	0.9	742	=SH		742	24.7
				(MAX)				(MAX)				(MAX)				(MAX)												
合　計		31,437	37,437	34,956	33,897	37,509	43,509	41,028	39,969	23,552	26,128	25,484	25,116	61,061	69,637	66,512	65,085	—	2,760	9,120	30	—	17,728	—	24,656	42,384	—

外気負荷についても、4時刻で算定する。

	設計用屋内条件 夏期	冬期	設計用屋外条件 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期	コイル入り口の外気条件（全熱交換器有の場合） 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期
温度[℃]	28.0	19.0	31.8	34.2	34.7	33.5	1.8	—	—	—	—	—
湿度[kg/kgDA]	0.0107	0.0054	0.0192	0.0193	0.0188	0.0191	0.0017	—	—	—	—	—
比エンタルピー[kJ/kg(DA)]	55.4	32.9	81.0	83.8	83.1	82.7	6.1	—	—	—	—	—
Δh（＝外気－室内）[kJ/kg(DA)]			25.6	28.4	27.7	27.3	-26.8	—	—	—	—	—

全熱交換効率 η [%]	基準時刻	SHF（冷）	線図上吹出温度差 Δt_c[℃]	外気量 Q_0 決定値 [m³/h]	Q_0/Q_r 修正値 [%]	SHF（暖）	吹出温度差 Δt_h[℃]（**下記計算より**）
—	12時	0.86	12.5	—	—	—	5.9

$$SHF=\frac{SH_{i\ 基準時刻}}{TH_{i\ 基準時刻}}\qquad Q_S=\Sigma Q_r\qquad Q_s=\frac{3.6q_{rs}}{C_p\rho\Delta t_c}=\frac{3.6q_{rs}}{1\times1.2\times\Delta t_c}=\frac{3q_{rs}}{\Delta t_c}\ [m^3/h]\qquad \Delta t_h=\frac{3\times各室暖房負荷(q_{rh})の累計値}{送風量(Q_s)}$$

H30

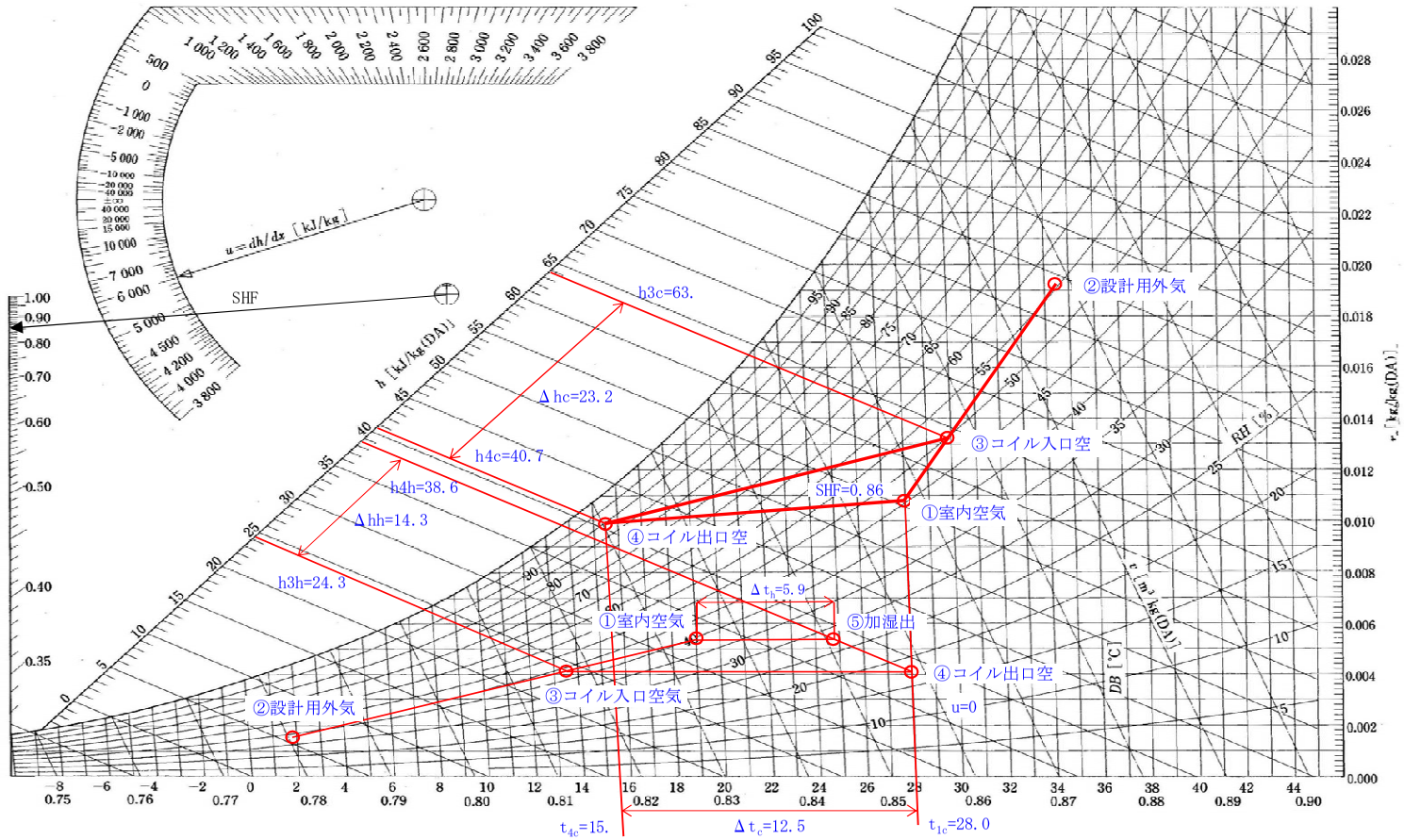
空気調和設備

空気調和機の選定（湿り空気線図）

（様式 機－022-2）

設計基準関連ページ 412～417

シングルコイル空気調和機	種類		記号	ACU－2	系統	2階	時刻	12時



	SHF	① 室内空気 温度t_1[℃]	湿度x_1[kg/kgDA]	比エンタルピー[kJ/kgDA]	② 設計用外気(全熱交換器の場合は、コイル入り口外気) 温度t_2[℃]	湿度x_2[kg/kgDA]	比エンタルピー[kJ/kgDA]	風量[m^3/h] 送風量Q_s	外気量Q_o	$\frac{Qo}{Qs}=\frac{①③}{①②}$
冷房	0.86	28.0	0.0107	55.4	34.2	0.0193	83.8	9,020	2,760	0.31
暖房	—	19.0	0.0054	32.9	1.8	0.0017	6.1			

	④コイル出口温度 t_{4c}[℃]	吹出温度差 $\Delta t_c=(t_{1c}-t_{4c})$[℃]		$\Delta h_c=(h_{3c}-h_{4c})$[kJ/kg(DA)]	冷却量 $(=Q_s\cdot\Delta h_c/3)$[W]			空気温度[℃] ③コイル入口 DB	WB	④コイル出口 DB	WB
冷房	15.5	12.5		23.2	69,755			30.1	21.8	15.5	14.5

	吹出温度差 $\Delta t_h=(t_{5h}-t_{1h})$[℃]	⑤吹出空気温度 $t_{5h}=(\Delta t_h+t_{1h})$[℃]	熱水分比 u[kJ/kg]	$\Delta h_h=(h_{4h}-h_{3h})$[kJ/kg(DA)]	加熱量 $(=Q_s\cdot\Delta h_h/3)$[W]			空気温度[℃] ③コイル入口 DB	WB	④コイル出口 DB	WB	⑤加湿出口 DB	WB	加湿量 $Gs=1.2Qo(x_1-x_2)$[kg/h]
暖房	5.9	24.9	0	14.3	42,995			13.5	7.7	27.9	13.9	24.9	13.9	12.3

空　気　調　和　設　備

空 気 調 和 機 の 算 定

設計基準関連ページ 412～427

（様式　機－022-3）

機器能力・機器選定	ユニット形空気調和機	記 号	ACU－2	系 統	2階

冷却量、加熱量及び風量は、様式 機-022-2 より

能力算定

① 冷却能力 H_C

$$H_C=\frac{Q_S\cdot\rho\,(h_{3c}-h_{4c})\cdot K_4}{3.6}=K_4\,\frac{Q_S\triangle h_c}{3}=K_4\times\text{コイルの冷却量}=69,775\times1.05=73,264\ [W]$$

$$H_C=\frac{Hc}{1,000}\fallingdotseq 73.3\ [kW]$$

コイル冷却量 ＝ 69,775

H_C ＝ 73.3

② 加熱能力 H_H

$$H_h=\frac{Q_S\cdot\rho\,(h_{4h}-h_{3h})\cdot K_4}{3.6}=K_4\,\frac{Q_S\triangle h_h}{3}=K_4\times\text{コイルの加熱量}=42,995\times1.05=45,145\ [W]$$

$$H_H=\frac{H_h}{1,000}\fallingdotseq 45.1\ [kW]$$

コイル加熱量 ＝ 42,995

H_H ＝ 45.1

H_c：冷却能力 [W]　H_h：加熱能力 [W]　Q_S：送風量 [m^3/h]　ρ：空気の密度 [kg/m^3](≒1.2)　K_4は経年係数(1.05)

h_{3c}、h_{4c}：冷却コイル入口、出口空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]　h_{3h}、h_{4h}：加熱コイル入口、出口空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]

冷温水量 L_{cw} [L/min]

$$L_{cw}=\frac{3,600\cdot H_c}{60\cdot4.19\cdot\triangle t_{wc}}\fallingdotseq\frac{14.3\cdot H_c}{\triangle t_{wc}}\qquad\frac{3,600\times73.3}{60\times4.19\times5.0}=210$$

$\triangle t_{wc}$：冷水出口温度差

H_C＝ 73.3

$\triangle t_{wc}$＝ 5.0

L_{cw}＝ 210

風量 [m^3/h]			入口空気温度 [℃]				冷水入口温度 [℃]	
	送風量	9,020		冷　房　WB	21.8			7.0
	外気量	2,760		暖　房　DB	13.5		温水入口温度 [℃]	55.0

空気調和機の選定

形番選定(仮)（表 7-1）	ACU	—100	機器風量 [m^3/h]	10,000	コイル列数	8 列	③ 冷却能力 [kW]	82.5
					冷温水量 [L/min]	234	④ 加熱能力 [kW]	93.0

風量比による補正値（図 7-2）

風量比 ＝ 送風量 / 機器風量 ＝ 9,020 / 10,000 ＝ 0.90

㋑ 冷却 0.94

㋺ 加熱 0.92

入口空気温度による補正値（図 7-3 ～ 8）				計算式		計算	
㋐	冷却	1.12		冷却能力 ＝ ③ × ㋑ × ㋐ ＝		82.5×0.94×1.12 ＝	86.9
㋑	加熱	1.05		加熱能力 ＝ ④ × ㋺ × ㋑ ＝		93×0.92×1.05 ＝	89.8

判定：8 列　86.9 ≧ ①　／　8 列　89.8 ≧ ②

加湿量 G_S [kg/h]（様式 機－022-2より） 12.3

噴霧量 G_T [kg/h]　$G_T=\frac{G_S}{\eta}=\frac{12.3}{0.4}=30.8$

加湿効率 η：気化式 0.4

設計仕様

形式	風量 [m^3/h]			コイル				フィルター種類	ろ材通過風速 [m/s]
	送風量	外気量	還気量	列数	面風速 [m/s]	冷温水量 [L/min]	損失水頭 [kPa]		
	9,020	2,760	6,260	8	2.5	210	65	自動巻取形	2.5

空気温度 [℃]							能力 [kW]			備考
区分	冷却			加熱			冷房		暖房	
	入口	出口	再熱出口	入口	出口	加湿出口	① 冷却	再熱	② 加熱	
DB	30.1	15.5	—	13.5	27.9		73.3	—	45.1	
WB	21.8	14.5	—	7.7	13.9					

加湿形式	加湿量 G_s [kg/h]	噴霧量 G_T [kg/h]	蒸気量 [kg/h]		送風機			
					抵抗 [Pa]			電動機 [kW]
			加熱	再熱	機外全圧	動圧	機外静圧	
気化式	12.3	30.8	—	—	460	140	320	5.5

備考

損失水頭は**設計基準 425 ページ 図8-12** より求めた。
フィルターは**様式　機－031**より、送風機の動圧及び機外制圧は**様式　機－051**より選定する。

形番は、送風量に基づき仮選定する。コイル列数は用途に応じて仮選定し、その能力を風量比及び入口空気温度により補正を行い、能力算定値以上であることを確認する。
能力が不足する場合は、形番及びコイル列数を調整し再度確認する。

空　気　調　和　設　備

空　気　調　和　機　の　算　定

（様式　機－022-1）

熱負荷集計・各室風量

系　統：2F　　空調機記号：ACU－2

インテリアゾーン及びペリメーターゾーンの集計　冷房負荷　暖房負荷（**様式　機－006**より）　外気量（**様式　機－002**より）
線図上吹出温度差$\triangle t_c$[℃]（**様式　機－022 - 2**より）

階	室名	室容積 V [m³]	冷房 時刻別室内負荷[W] SH_i 9時	12時	14時	16時	TH_i 9時	12時	14時	16時	時刻別外気負荷[W]（$=Q_0\cdot\triangle h/3\times\eta$） TH_0 9時	12時	14時	16時	時刻別熱負荷（室内＋外気）[W] $TH(=TH_i+TH_0)$ 9時	12時	14時	16時	各室の最大熱負荷時刻における室内冷房顕熱負荷 qrs[W]	外気量 Q_0 [m³/h]	送風量 Q_r [m³/h]	Q_0/Q_r [%]	換気回数 [回/h]	暖房 室内負荷 q_{rh} [W] SH	TH	外気負荷 [W]	熱負荷（室内＋外気）q_h [W]	暖房温度差 $\triangle t_h$ [℃]
																						（参考）							（参考）
2	所長室	152.0	2,038	2,816	2,474	2,450	2,434	3,212	2,870	2,846	1,536	1,704	1,662	1,638	3,970	4,916	4,532	4,484	2,816	180	600	30	3.9	1,688	=SH	1,608	3,296	7.4
	事務室A	530.0	10,989	13,834	12,253	11,711	12,903	15,748	14,167	13,625	7,424	8,236	8,033	7,917	20,327	23,984	22,200	21,542	13,834	870	2,960	29	5.6	5,157	=SH	7,772	12,929	4.7
	前室	15.4	70	110	110	96	70	110	110	96					70	110	110	96	110		20	—	1.3	263	=SH		263	26.3
	休養室	39.6	584	862	695	655	716	994	827	787	512	568	554	546	1,228	1,562	1,381	1,333	862	60	180	33	4.5	449	=SH	536	985	6.4
	交換室	47.5	655	1,001	770	716	787	1,133	902	848	512	568	554	546	1,299	1,701	1,456	1,394	1,001	60	210	29	4.4	403	=SH	536	939	5.0
	交換機械室	81.0	1,758	2,287	2,043	1,947	1,758	2,287	2,043	1,947					1,758	2,287	2,043	1,947	2,287	—	490	—	6.0	1,198	=SH		1,198	6.5
	事務室B	291.6	6,001	6,394	6,404	6,267	7,057	7,450	7,460	7,323	4,096	4,544	4,432	4,368	11,153	11,994	11,892	11,691	6,394	480	1,370	35	4.7	2,847	=SH	4,288	7,135	5.6
	事務室C	291.6	5,926	6,269	6,279	6,160	6,982	7,325	7,335	7,216	4,096	4,544	4,432	4,368	11,078	11,869	11,767	11,584	6,269	480	1,340	36	4.6	2,510	=SH	4,288	6,798	5.0
	会議室	95.3	2,541	2,719	2,723	2,659	3,729	3,907	3,911	3,847	4,608	5,112	4,986	4,914	8,337	9,019	8,897	8,761	2,719	540	580	93	6.1	1,188	=SH	4,824	6,012	5.5
	更衣室	56.7	627	785	845	920	825	983	1,043	1,118	768	852	831	819	1,593	1,835	1,874	1,937	920	90	200	45	3.5	1,283	=SH	804	2,087	17.5
	エレベーターホール	101.0	248	360	360	316	248	360	360	316					248	360	360	316	360	—	80	—	0.8	742	=SH		742	24.7
				(MAX)				(MAX)				(MAX)				(MAX)													
合　計			31,437	37,437	34,956	33,897	37,509	43,509	41,028	39,969	23,552	26,128	25,484	25,116	61,061	69,637	66,512	65,085	—	2,760	8,030	34	—	17,728	—	24,656	42,384	—

	設計用屋内条件 夏期	冬期	設計用屋外条件 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期	コイル入り口の外気条件（全熱交換器有の場合） 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期
温度[℃]	28.0	19.0	31.8	34.2	34.7	33.5	1.8	—	—	—	—	—
湿度[kg/kgDA]	0.0107	0.0054	0.0192	0.0193	0.0188	0.0191	0.0017	—	—	—	—	—
比エンタルピー[kJ/kg(DA)]	55.4	32.9	81.0	83.8	83.1	82.7	6.1	—	—	—	—	—
$\triangle h$（＝外気－室内）[kJ/kg(DA)]			25.6	28.4	27.7	27.3	-26.8	—	—	—	—	—

全熱交換効率 η [%]	基準時刻	SHF（冷）	線図上吹出温度差 $\triangle t_c$[℃]	外気量 Q_0 決定値 [m³/h]	Q_0/Q_r 修正値 [%]	SHF（暖）	吹出温度差 $\triangle t_h$[℃]（**下記計算より**）
—	12時	—	14	—	—	—	6.6

$$SHF=\frac{SH_{i\ 基準時刻}}{TH_{i\ 基準時刻}}$$

$$Q_S=\Sigma Q_r \quad Q_s=\frac{3.6q_{rs}}{C_pp\triangle t_c}=\frac{3.6q_{rs}}{1\times1.2\times\triangle t_c}=\frac{3q_{rs}}{\triangle t_c}\ [m^3/h] \quad \triangle t_h=\frac{3\times各室暖房負荷(q_{rh})の累計値}{送風量(Q_s)}$$

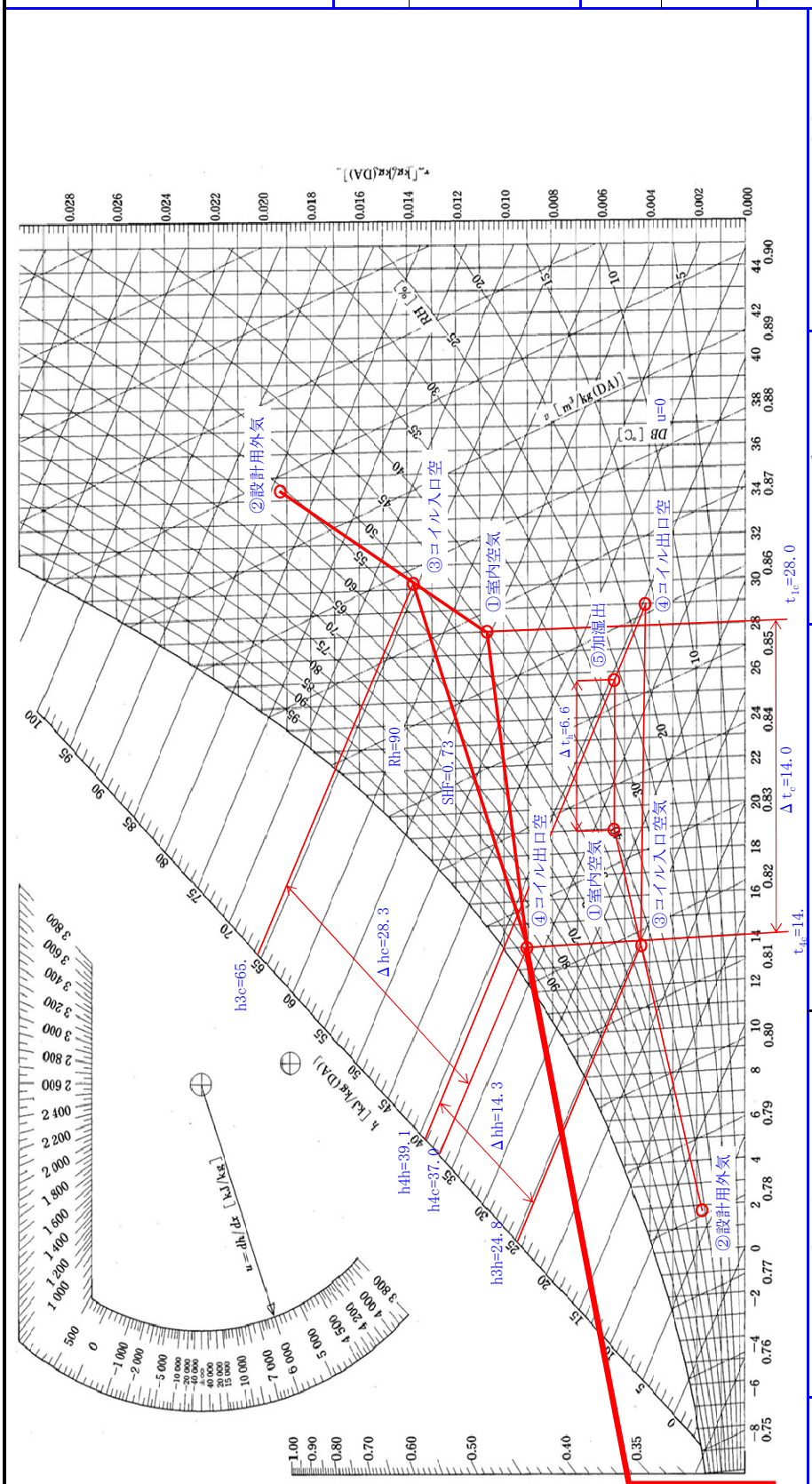
空　気　調　和　設　備

空気調和機の選定（湿り空気線図）

設計基準関連ページ 412～417

（様式　機－022-2）

シングルコイル空気調和機	種類	大温度差	記号	ACU－2	系統	2階	時刻	12時



	SHF	① 室内空気 温度t_1 [℃]	① 室内空気 湿度x_1 [kg/kgDA]	① 室内空気 比エンタルピー [kJ/kgDA]	② 設計用外気(全熱交換器の場合は、コイル入り口外気) 温度t_2 [℃]	② 設計用外気(全熱交換器の場合は、コイル入り口外気) 湿度x_2 [kg/kgDA]	② 設計用外気(全熱交換器の場合は、コイル入り口外気) 比エンタルピー [kJ/kgDA]	風量 [m³/h] 送風量Q_s	風量 [m³/h] 外気量Q_o	$\frac{Q_o}{Q_s}=\frac{①③}{①②}$	空気温度 [℃] ③コイル入口 DB	空気温度 [℃] ③コイル入口 WB	空気温度 [℃] ④コイル出口 DB	空気温度 [℃] ④コイル出口 WB	空気温度 [℃] ⑤加湿出口 DB	空気温度 [℃] ⑤加湿出口 WB	加湿量 $G_S=1.2Q_O(x_1-x_2)$ [kg/h]
冷房	—	28.0	0.0107	55.4	34.2	0.0193	83.8	8,030	2,760	0.34	30.4	22.1	14.0	13.0			
暖房	—	19.0	0.0054	32.9	1.8	0.0017	6.1										
冷房	④コイル出口温度 t_4 [℃]	吹出温度差 $\Delta t_c=(t_1-t_4)$ [℃]			冷却量 $(=Q_s\cdot\Delta h_c/3)$ [W]											
	14.0	14.0			28.3		75,750									
暖房	吹出温度差 $\Delta t_h=(t_{5h}-t_{1h})$ [℃]	⑤吹出空気温度 $t_{5h}=(\Delta t_h+t_{1h})$ [℃]	熱水分比 u [kJ/kg]		加熱量 $(=Q_s\cdot\Delta h_h/3)$ [W]						③コイル入口 DB	③コイル入口 WB	④コイル出口 DB	④コイル出口 WB	⑤加湿出口 DB	⑤加湿出口 WB	
	6.6	25.6	0		38,276						13.9	7.7	29.0	14.0	25.6	14.0	12.3

空　気　調　和　設　備

空 気 調 和 機 の 算 定

設計基準関連ページ　412～425

（様式　機－022-3）

機器能力･機器選定	ユニット形空気調和機（大温度差）	記 号	ACU－2	系 統	2階

冷却量、加熱量及び風量は、様式 機-022-2 より

能力算定

項目	計算		値
① 冷却能力 H_C	$H_C=\frac{Q_S\cdot\rho(h_{3c}-h_{4c})\cdot K_4}{3.6}=\frac{Q_S\Delta h_c}{3}K_4$ =コイルの冷却量×K_4= 75, 750×1. 05= 79, 538 [W]		コイル冷却量 ＝ 75, 750
	$H_C=\frac{Hc}{1,000}$ ≒ 79. 5 [kW]		H_C = 79. 5
② 加熱能力 H_H	$H_h=\frac{Q_S\cdot\rho(h_{4h}-h_{3h})\cdot K_4}{3.6}=\frac{Q_S\Delta h_h}{3}K_4$ =コイルの冷却量×K_4= 38, 276×1. 05= 40, 190 [W]		コイル加熱量 ＝ 38, 276
	$H_H=\frac{H_h}{1,000}$ ≒ 40. 2 [kW]		H_H ＝ 40. 2

H_c：冷却能力 [W]　H_h：加熱能力 [W]　Q_S：送風量 [m^3/h]　ρ ：空気の密度 [kg/m^3](≒1.2)　K_4は経年係数(1.05)

h_{3c}、h_{4c}：冷却コイル入口、出口空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]　h_{3h}、h_{4h}：加熱コイル入口、出口空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]

冷温水量 L_{cw} [L/min]	$L_{cw}=\frac{3,600\cdot H_c}{60\cdot 4.19\cdot\Delta tw c}$ ≒ $\frac{14.3\cdot H_c}{\Delta twc}$	$\frac{3,600\times 79.5}{60\times 4.19\times 7}$ ＝ 163	H_C= 79. 5 / Δt_{wc}= 7. 0 / L_{cw}= 163

Δt_{wc}：冷水出口温度差

風　量 [m^3/h]	送風量	8, 030	入　口 空気温度 [℃]	冷　房　*WB*	22. 1	冷水入口温度 [℃]	7. 0
	外気量	2, 760		暖　房　*DB*	13. 9	温水入口温度 [℃]	55. 0

空気調和機の選定

形 番 選 定 (仮) (表 3-1)	ACU	仮 90	機器風量 [m^3/h]	12, 500	コ イ ル 列 数	8 列	③ 冷却能力 [kW]	94. 1
		決定 125			冷温水量 [L/min]	192. 8	④ 加熱能力 [kW]	104. 6

風量比による補正値 (図 7-2)	風量比 ＝ $\frac{送風量}{機器風量}$ ＝ $\frac{8,030}{12,500}$ ＝ 0. 64	㋑ 冷却	0. 87
		㋺ 加熱	0. 84

入 口 空 気 温 度 に よ る 補 正 値 (図 7-3 ～ 8)	㋩ 冷却	1. 02	計算式	冷却能力 ＝ ③ × ㋑ × ㋩ ＝	計 算	94. 1×0. 87×1. 02 ＝ 83. 5
	㊁ 加熱	1. 05		加熱能力 ＝ ④ × ㋺ × ㊁ ＝		104. 6×0. 84×1. 05 ＝ 92. 3

判定	8 列　83. 5 ≧ ① / 8 列　92. 3 ≧ ②	加湿量 G_S [kg/h] (様式 機－022-2より)	12. 3	噴霧量 G_T [kg/h]	$G_T=\frac{G_S}{\eta}=\frac{12.3}{0.4}$ ＝ 30. 8	加湿効率 η ： 気化式 0. 4

設計仕様

形 式	風量 [m^3/h] 送 風 量	外 気 量	還 気 量	コイル 列 数	面風速 [m/s]	冷温水量 [L/min]	損 失 水 頭 [kPa]	フィルター 種 類	ろ材通過風速 [m/s]
	8, 030	2, 760	5, 270	8	2. 5	162	63	自動巻取形	2. 5

区分	空気温度 [℃] 冷却 入口	冷却 出口	冷却 再熱出口	加熱 入口	加熱 出口	加熱 加湿出口	能力 [kW] 冷房 ① 冷 却	冷房 再 熱	暖房 ② 加 熱	備 考
DB	30. 4	14. 0	—	13. 9	29. 0	25. 6	79. 5	—	40. 2	
WB	22. 1	13. 0	—	7. 7	14. 0	14. 0				

加湿形式	加湿量 G_s[kg/h]	噴霧量 G_T[kg/h]	蒸気量 [kg/h] 加熱	蒸気量 再熱	送風機 抵抗 [Pa] 機外全圧	動圧	機外静圧	電動機 [kW]
気化式	12. 3	30. 8	—	—	460	140	320	5. 5

備考

空　気　調　和　設　備

空　気　調　和　機　の　算　定

（様式　機－023-1）

熱負荷集計・各室風量（潜熱・顕熱分離方式（ダブルコイル空調機））

系　統：2F　　空調機記号：ACU－2

インテリアゾーン及びペリメーターゾーンの集計　冷房負荷　暖房負荷（様式 機－006より）
外気量(様式 機-002より)、線図上吹出温度差Δt_c[℃]（様式　機－023-2より）

$$q_{cr}=q_{cSH}-q'_{co}=q_{cSH}-\frac{Q_o\cdot\rho\cdot(t_{1c}-t_{4c})}{3.6}=q_{cSH}-\frac{Q_o\cdot(t_{1c}-t_{4c})}{3}$$

$$Q_{RA}=q_{cr}-\frac{q_{cr}\cdot3.6}{\rho\cdot\Delta t_{cr}}=\frac{q_{cr}\cdot3}{\Delta t_{cr}}$$

階	室名	室容積 V [m^3]	冷房：時刻別室内負荷[W] SH_i 9時	12時	14時	16時	TH_i 9時	12時	14時	16時	時刻別外気負荷[W]（$=Q_o\cdot\Delta h/3\times\eta$） TH_o 9時	12時	14時	16時	時刻別熱負荷（室内＋外気）[W] $TH(=TH_i+TH_o)$ 9時	12時	14時	16時	各室の最大熱負荷時における室内冷房顕熱負荷 q_{RS}[W]	顕熱（室内負荷用）コイルの顕熱負荷の最大値 q_{cr} [W]	外気量 Q_o [m^3/h]	還気量 Q_{RA} [m^3/h]	送風量 Q_S $(=Q_o+Q_{RA})$ [m^3/h]	Q_o/Q_S [%]	換気回数 [回/h]	暖房：室内負荷 q_{rh} [W] SH	TH	外気負荷 [W]	熱負荷（室内＋外気）q_h [W]	暖房温度差 Δt_h [℃]
																									（参考）						（参考）
2	所長室	152.0	2,038	2,816	2,474	2,450	2,434	3,212	2,870	2,846	1,536	1,704	1,662	1,638	3,970	4,916	4,532	4,484	2,816	1,976	180	520	700	26	4.6	1,688	=SH	1,608	3,296	7.4
	事務室A	530.0	10,989	13,834	12,253	11,711	12,903	15,748	14,167	13,625	7,424	8,236	8,033	7,917	20,327	23,984	22,200	21,542	13,834	9,774	870	2,570	3440	25	6.5	5,157	=SH	7,772	12,929	4.5
	前室	15.4	70	110	110	96	70	110	110	96					70	110	110	96	110	110		30	30	—	1.9	263	=SH	0	263	26.3
	休養室	39.6	584	862	695	655	716	994	827	787	512	568	554	546	1,228	1,562	1,381	1,333	862	582	60	150	210	29	5.3	449	=SH	536	985	6.4
	交換室	47.5	655	1,001	770	716	787	1,133	902	848	512	568	554	546	1,299	1,701	1,456	1,394	1,001	721	60	190	250	24	5.3	403	=SH	536	939	4.8
	交換機械室	81.0	1,758	2,287	2,043	1,947	1,758	2,287	2,043	1,947					1,758	2,287	2,043	1,947	2,287	2,287		600	600	—	7.4	1,198	=SH	0	1,198	6.0
	事務室B	291.6	6,001	6,394	6,404	6,267	7,057	7,450	7,460	7,323	4,096	4,544	4,432	4,368	11,153	11,994	11,892	11,691	6,404	4,164	480	1,100	1580	30	5.4	2,847	=SH	4,288	7,135	5.4
	事務室C	291.6	5,926	6,269	6,279	6,160	6,982	7,325	7,335	7,216	4,096	4,544	4,432	4,368	11,078	11,869	11,767	11,584	6,279	4,039	480	1,060	1540	31	5.3	2,510	=SH	4,288	6,798	4.9
	会議室	95.3	2,541	2,719	2,723	2,659	3,729	3,907	3,911	3,847	4,608	5,112	4,986	4,914	8,337	9,019	8,897	8,761	2,723	203	540	50	590	92	6.2	1,188	=SH	4,824	6,012	6.0
	更衣室	56.7	627	785	845	920	825	983	1,043	1,118	768	852	831	819	1,593	1,835	1,874	1,937	920	500	90	130	220	41	3.9	1,283	=SH	804	2,087	17.5
	エレベーターホール	101.0	248	360	360	316	248	360	360	316					248	360	360	316	360	360		90	90	—	0.9	742	=SH	0	742	24.7
			(MAX)				(MAX)				(MAX)				(MAX)																
合　計			31,437	37,437	34,956	33,897	37,509	43,509	41,028	39,969	23,552	26,128	25,484	25,116	61,061	69,637	66,512	65,085	37,596	24,716	2,760	6,490	9,250	70	—	17,728	—	24,656	42,384	—

外気負荷についても、4時刻で算定する。

	設計用屋内条件 夏期	冬期	設計用屋外条件 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期	コイル入り口の外気条件（全熱交換器有の場合） 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期
温度[℃]	28.0	19.0	31.8	34.2	34.7	33.5	1.8	—	—	—	—	—
湿度[kg/kgDA]	0.0107	0.0054	0.0192	0.0193	0.0188	0.0191	0.0017	—	—	—	—	—
比エンタルピー[kJ/kg(DA)]	55.4	32.9	81.0	83.8	83.1	82.7	6.1	—	—	—	—	—
Δh（＝外気－室内）[kJ/kg(DA)]			25.6	28.4	27.7	27.3	-26.8	—	—	—	—	—

全熱交換効率 η [%]	SHF（冷）	室内温度－潜熱(外気負荷用)コイル出口空気温度（冷房）$(=t_{1c}-t_{4c})$ [℃]	顕熱(室内負荷用)コイル出入口空気温度差(冷房) Δt_{cr}[℃]$(=t_{1c}-t_{3c})$（様式 機023-2空気線図より）	外気量Q_o 決定値 [m^3/h]	Q_o/Q_r 修正値 [%]	SHF（暖）	吹出温度差 Δt_h[℃]（下記計算より）
—	0.86	14	11.4	—	—	—	5.7

$$SHF=\frac{SH}{TH}\ {}_{i\text{ 基準時刻}}$$

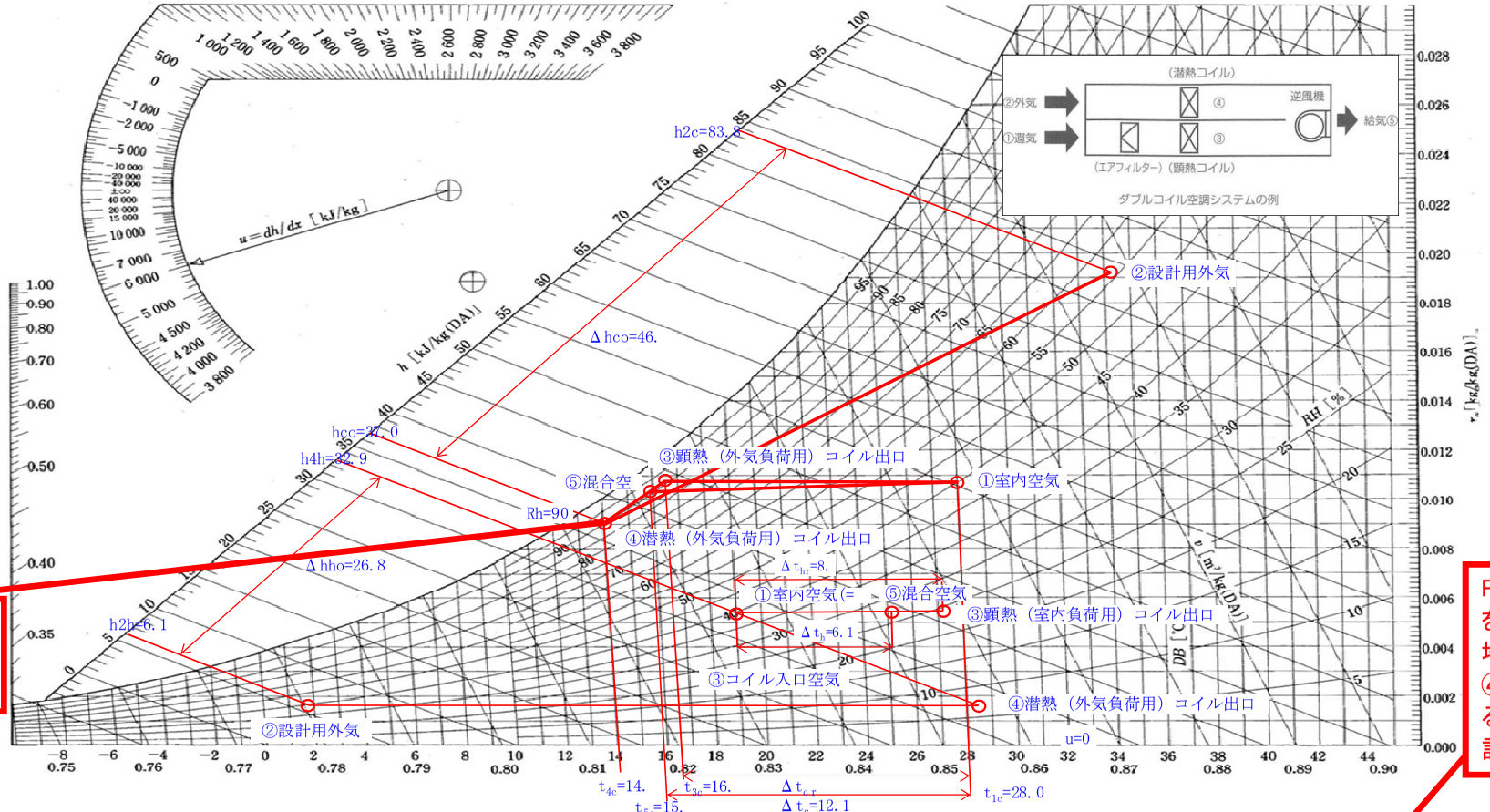
顕熱(室内負荷用)コイル出入口空気温度差(暖房) $\Delta t_{hr}(=3\times q_{rh}$の累計値$/Q_{RA})$ [℃]：8.2

$$\Delta t_{hr}=\frac{3\times\text{各室暖房負荷}(q_{rh})\text{の累計値}}{\text{送風量}(Q_{RA})}$$

空気調和設備

空気調和機の選定（湿り空気線図）

ダブルコイル空気調和機



④は標準の設定とした例を示す。

RH50%を超えた場合は、④を下げる等の検討をする。

設計基準関連ページ 427～431

記号 ACU-2 系統 2階

	SHF	① 室内空気 温度t_1[℃]	湿度x_1[kg/kgDA]	比エンタルピー[kJ/kgDA]	② 設計用外気 温度t_2[℃]	湿度x_2[kg/kgDA]	比エンタルピー[kJ/kgDA]	風量[m^3/h] 送風量Q_s	還気量Q_{RA}	外気量Q_o	$\frac{Q_o}{Q_s}=\frac{③⑤}{③④}$
冷房	0.86	28.0	0.0107	55.4	34.2	0.0193	83.8	9,250	6,490	2,760	0.30
暖房	—	19.0	0.0054	32.9	1.8	0.0017	6.1				

	(顕熱)冷却量q_{cr} (様式 機－023-1より)[W]	(潜熱)冷却量q_{co} (=Q_o・⊿h_{ho}/3)[W]	空気温度[℃] ③顕熱(室内負荷用)コイル出口 DB	WB	④潜熱(外気負荷用)コイル出口 DB	WB	⑤混合空気温度 t_{5c}[℃]	吹出温度差 ⊿t_{cr}=(t_{1c}-t_{5c})[℃]	吹出空気状態点⑤より、SHF線を引いた際の28℃上の湿度判定
冷房	24,557	43,332	16.6	15.6	14.0	13.0	15.9	12.1	50%以下 → ＯＫ

	熱水分比 u [kJ/kg]	(顕熱)冷却量q_{hr} (様式 機－023-1より)[W]	(潜熱)冷却量q_{ho} (=Q_o・⊿h_{ho}/3)[W]	空気温度[℃] ③顕熱(室内負荷用)コイル出口 DB	WB	④潜熱(外気負荷用)コイル出口 DB	WB	④'加湿出口 DB	WB	加湿量 G_s=1.2Q_o(x_{1h}-x_{2h})[kg/h]	⑤吹出空気温度 t_{5h}[℃]	吹出温度差 ⊿t_{hr}=(t_{5h}-t_{1h})[℃]
暖房	0	17,728	24,656	27.2	14.8	28.3	11.6	19.0	11.6	12.3	25.1	6.1

（様式 機－023-2）

H30

空　気　調　和　設　備

空 気 調 和 機 の 算 定

設計基準関連ページ 428～431

（様式　機－023-3）

顕熱・潜熱分離方式（ダブルコイル空気調和機）	記号		系統	2階

冷却量、加熱量及び風量は、様式 機－023-2より

能力算定

顕熱（室内負荷用）コイル

冷却能力 H_{CR}

$$H_{cr}=\frac{(Q_S-Q_0)C_P\rho(t_{1c}-t_{3c})\cdot K_4}{3.6}=\frac{(Q_S-Q_0)C_P\Delta t_{cr}}{3}K_4=24,662\times1.05=25,895\ [W]$$

$$H_{CR}=\frac{Hcr}{1,000}\fallingdotseq 25.9\ [kW]$$

コイル冷却量 ＝ 24,662

H_{CR} ＝ 25.9

加熱能力 H_{HR}

$$H_{hr}=\frac{(Q_S-Q_0)C_P\rho(t_{3h}-t_{1h})\cdot K_4}{3.6}=\frac{(Q_S-Q_0)C_P\Delta t_{hr}}{3}K_4=17,728\times1.05=18,614\ [W]$$

$$H_{HR}=\frac{H_{hr}}{1,000}\fallingdotseq 18.6\ [kW]$$

コイル加熱量 ＝ 17,728

H_{HR} ＝ 18.6

冷温水量 L_{cwr} [L/min]

$$L_{cwr}=\frac{3,600\cdot H_{CR}}{60\cdot4.19\cdot\Delta t_{wcr}}\fallingdotseq\frac{14.3\cdot H_{CR}}{\Delta t_{wcr}}$$

$$\frac{3,600\times25.9}{60\times4.19\times5}=74.2$$

Δt_{wcr} ＝ 5.0

L_{cwr} ＝ 74.2

潜熱（外気負荷用）コイル

冷却能力 H_{CO}

$$H_{CO}=\frac{Q_0\rho(h_{2c}-h_{4c})\cdot K_4}{3.6}=\frac{Q_0\Delta t_{co}}{3}K_4=43,332\times1.05=45,499\ [W]$$

$$H_{CO}=\frac{Hco}{1,000}\fallingdotseq 45.5\ [kW]$$

コイル冷却量 ＝ 43,332

H_{CO} ＝ 45.5

加熱能力 H_{HO}

$$H_{ho}=\frac{Q_0\rho(h_{4h}-h_{2h})\cdot K_4}{3.6}=\frac{Q_0\Delta h_{ho}}{3}K_4=24,656\times1.05=25,889\ [W]$$

$$H_{HO}=\frac{H_{ho}}{1,000}\fallingdotseq 25.9\ [kW]$$

コイル加熱量 ＝ 24,656

H_{HO} ＝ 25.9

冷温水量 L_{cwo} [L/min]

$$L_{cwo}=\frac{3,600\cdot H_{CO}}{60\cdot4.19\cdot\Delta t_{wco}}\fallingdotseq\frac{14.3\cdot H_{CO}}{\Delta t_{wco}}$$

$$\frac{3,600\times45.5}{60\times4.19\times5}=130.3$$

Δt_{wco} ＝ 5.0

L_{cwo} ＝ 130

加湿量 G_S（様式 機－023-2より）[kg/h]

$G_S=1.2Q_0(x_{1h}-x_{2h})$ ＝ 12.3 [kg/h]

噴霧量 G_T [kg/h]

$G_T=\frac{G_S}{\eta}=\frac{12.3}{0.4}$ ＝ 30.8 [kg/h]

加湿効率 η：1.0(蒸気加湿) 0.4(気化式、水加圧噴霧)

G_S ＝ 12.3

G_T ＝ 30.8

H_{cr}：顕熱（屋内負荷用）冷却能力 [W]

H_{hr}：顕熱（屋内負荷用）加熱能力 [W]

H_{co}：潜熱（外気負荷用）冷却能力 [W]

H_{ho}：潜熱（外気負荷用）加熱能力 [W]

Q_S-Q_0：還気量 [m^3/h]

Q_0：外気量 [m^3/h]

ρ：空気の密度 [kg/m^3]（≒1.2）

K_4：経年係数(1.05)

t_{1c}, t_{3c}：顕熱（屋内負荷用）冷却ｺｲﾙ入口、出口空気の温度 [℃]

t_{1h}, t_{3h}：顕熱（屋内負荷用）加熱ｺｲﾙ入口、出口空気の温度 [℃]

h_{2c}, h_{4c}：潜熱（外気負荷用）冷却ｺｲﾙ入口出口空気の比ｴﾝﾀﾙﾋﾟｰ[kJ/kg(DA)]

h_{2h}, h_{4h}：潜熱（外気負荷用）加熱ｺｲﾙ入口出口空気の比ｴﾝﾀﾙﾋﾟｰ [kJ/kg(DA)]

Δt_{wcr}：顕熱（屋内負荷用）ｺｲﾙ冷水出入口温度差 [℃]

L_{cwr}：顕熱（屋内負荷用）ｺｲﾙ冷温水量 [L/min]

Δt_{wco}：潜熱（外気負荷用）ｺｲﾙ冷水出入口温度差 [℃]

L_{cwo}：潜熱（外気負荷用）ｺｲﾙ冷温水量 [L/min]

G_S：加湿量 [kg/h]

x_{1h}, x_{2h}：室内空気、設計外気の絶対湿度[kJ/kg(DA)]

G_T：噴霧量 [kg/h]

設計仕様

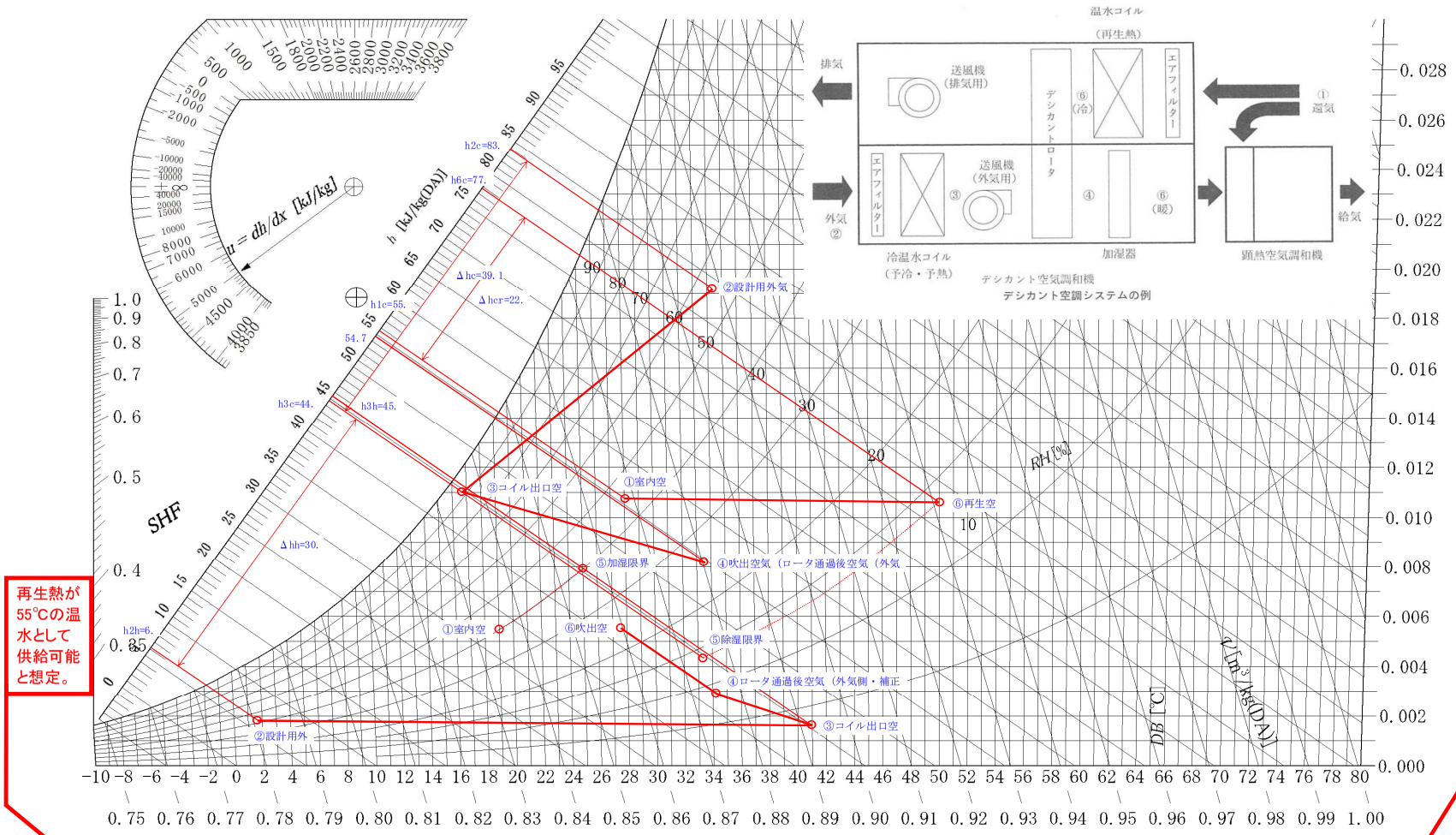
形式	横形	送風機	用途	送風量 [m^3/h]	機外全圧 [Pa]	動圧 [Pa]	機外静圧 [Pa]	台数
			顕熱空調用	6,490				1
			潜熱空調用	2,760				

コイル	用途	列数	面風速	冷温水量	損失水頭	温度条件 [℃]	空気側条件 夏季 DB	夏季 WB	冬季 DB	冬季 WB
		[列]	[m/s]	[L/min]	[kPa]					
	顕熱（屋内負荷用）コイル		2.5	74		入口	28.0	19.5	19.0	11.6
						出口	16.6	15.6	27.2	14.8
	潜熱（外気負荷用）コイル		2.5	130		入口	34.2	26.8	1.8	−1.8
						出口	14.0	13.0	28.3	11.6

加湿器	形式	有効加湿量[kg/h]	噴霧量[kg/h]	蒸気量[kg/h]

エアフィルター	形式	通過風速[m/s]		

備考



再生熱が55℃の温水として供給可能と想定。

再生温水の利用熱量が再生コイル加熱能力以上有としている。

③18℃での算定ではデシカントローター必要効率が55%を超えるため、1℃下げた17℃としている。

	再生熱				再生空気出口⑥		再生コイル加熱能力		再生温水の利用熱量
	種別（温水、蒸気）	温度 [℃]	流量 [L/min]	蒸気量 [kg/h]	温度 t_{6c} [℃]	比エンタルピー h_{6c} [kJ/kg(DA)]	H_{cr} [W] $=Q_{RA}\cdot(h_{6c}-h_{1c})\cdot K_4/3$	H_{cr} [W] ≦ H_R [W]（≦でない場合は、再生空気温度 t_{6c} を再設定）	H_R [W]=流量×Δt×4.19/60×1000
	温水	55.0	340	—	50.0	77.8	115,875	≦ OK	118,717

	①室内空気			②設計用外気				風量 [m³/h]				※冷房時の必要効率の確認	デシカントローター
	温度(DB) t_1 [℃]	絶対湿度 x_1 [kg/kg(DA)]	比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	温度(DB) t_2 [℃]	絶対湿度 x_2 [kg/kg(DA)]	温度(WB) [℃]	比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	還気量 Q_{RA}	外気量 Q_o	風量比 Q_{RA}/Q_o	デシカントローター効率（潜熱）[%]	（≧でない場合は、③を再設定）	必要効率（潜熱）[%] (=発現率×K_4/K_5)
冷房	28.0	0.0107	55.4	34.2	0.0193	26.8	83.8	14,780	18,480	0.8	55%	≧	52.1%
暖房	19.0	90.0000	32.9	1.8	0.0017	-1.8	6.1				25%	OK	—

	③予冷コイル出口空気			⑤除湿限界点			発現率	④デシカントローター通過後(吹出空気)				(予冷)冷却量 $q_c=Q_o\Delta h_c/3$ [W]
	温度(DB) t_{3c} [℃]	相対湿度 [%]	絶対湿度 x_{3c} [kg/kg(DA)]	温度(WB) [℃]	比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	絶対湿度 x_{5c} [kg/kg(DA)]	相対湿度 [%]	絶対湿度 x_{4c} [kg/kg(DA)]	温度(DB) t_{4c} [℃] $t_{4c}=0.5(t_{3c}+t_{6c})$	温度(WB) [℃]	比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	
冷房	17.0	90.0	0.0109	15.8	44.7	0.0044	13.8	0.45	0.0080	33.5	19.0	54.7	240,856

	③予熱コイル出口空気			⑤加湿限界点			デシカントローターの効率（潜熱）×K_5/K_4（発現率）	④デシカントローター通過後				(予熱)加熱量 $q_h=q_c$	⑥加湿出口		
	温度(DB) t_{3h} [℃]	相対湿度 [%]	絶対湿度 x_{3h} [kg/kg(DA)]	温度(WB) [℃]	比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	絶対湿度 x_{5h} [kg/kg(DA)]	相対湿度 [%]	絶対湿度 x_{4h} [kg/kg(DA)]	温度(DB) t_{4h} [℃] $t_{4h}=0.7t_{3h}+0.3t_{1h}$	温度(WB) [℃]	比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	[W]	加湿量 $G_s=1.2Q_o(x_{1h}-x_{4c})$ [kg/h]	温度(DB) [℃]	温度(WB) [℃]
暖房	40.9	3.8	0.0017	16.2	45.2	0.0080	40.0	0.21	0.0031	34.3	14.8	41.9	240,856	51.0	27.5	14.8

記号：ACU-2　系統：2階

設計基準関連ページ 431～436

空　気　調　和　設　備

空気調和機の算定

設計基準関連ページ 431～436

（様式　機－024-2）

顕熱・潜熱分離方式　デシカント空気調和機	記号		系統	

冷却量、加熱量は、様式　機－024-1より

能力算定

冷温水コイル（予冷・予熱）

冷却能力 H_C

$$H_c = q_c \cdot K_4 = \frac{Q_0\,\rho\,(h_{2C}-h_{3C})\cdot K_4}{3.6} = \frac{Q_0 \triangle h_c}{3} K_4$$ ＝コイル冷却量×K_4＝ 240,856×1.05＝ 252,899 [W]

$$H_C = \frac{H_C}{1{,}000} \fallingdotseq$$ 252.9 [kW]

コイル冷却量 ＝ 240,856

H_C ＝ 252.9

加熱能力 H_H

$$H_h = q_h \cdot K_4 = \frac{0.8Q_0\,\rho\,(h_{3h}-h_{2h})\cdot K_4}{3.6} = \frac{0.8Q_0 \triangle h_h}{3} K_4$$ ＝コイル加熱量×K_4＝ 240,856×1.05＝ 252,899 [W]

$$H_H = \frac{H_h}{1{,}000} \fallingdotseq$$ 252.9 [kW]

コイル加熱量 ＝ 240,856

H_H ＝ 252.9

冷温水量 L_{cw} [L/min]

$$L_{cwr} = \frac{3{,}600 \cdot H_C}{60 \cdot 4.19 \cdot \triangle t_{wc}} \fallingdotseq \frac{14.3 \cdot H_C}{\triangle t_{wc}}$$

$$\frac{14.3 \times 252.9}{5} = 723.3$$

$\triangle t_{wc}$＝ 5.0

L_{cw}＝ 723.3

温水コイル（再生熱）

加熱能力 H_{CR}

$$H_{cr} = \frac{0.8\,Q_0\,\rho\,(h_{6c}-h_{1h})\cdot K_4}{3.6} = \frac{0.8Q_0 \triangle h_{cr}}{3} K_4$$ ＝コイル加熱量×K_4＝ 1.05×110,357＝ 115,875 [W]

$$H_{CR} = \frac{H_{cr}}{1{,}000} \fallingdotseq$$ 115.9 [kW]

コイル加熱量 ＝ 110,357

H_{co} ＝ 115.9

温水量 L_W [L/min]

$$L_{cw} = \frac{3{,}600 \cdot H_{CR}}{60 \cdot 4.19 \cdot \triangle t_{wc}} \fallingdotseq \frac{14.3 \cdot H_{CR}}{\triangle t_{wc}}$$

$$\frac{14.3 \times 115.9}{5} = 331.5$$

$\triangle t_{wcr}$＝ 5.0

L_{cw}＝ 331.5

加湿器

加湿量 G_S（様式 機－024-1より）[kg/h]

$G_S = 1.2Q_0(x_{1h}-x_{2h})$ ＝ 51.0 [kg/h]

噴霧量 G_T [kg/h]

$$G_T = \frac{G_S}{\eta} = \frac{51.0}{0.4}$$ ＝ 127.5 [kg/h]

加湿効率 η：1.0(蒸気加湿) 0.4(気化式、水加圧噴霧)

G_S＝ 51.0

G_T＝ 127.5

H_c：予冷冷却能力 [W]　　H_h：予熱加熱能力 [W]　　H_{cr}：再生加熱能力 [W]　　Q_0：外気量 [m³/h]

ρ：空気の密度 [kg/m³] (≒1.2)　　K_4：経年係数(1.05)　　h_{2c}, h_{3c}：予冷ｺｲﾙ入口、出口 空気の比ｴﾝﾀﾙﾋﾟｰ [kJ/kg(DA)]　　h_{2h}, h_{3h}：予熱ｺｲﾙ入口、出口 空気の比ｴﾝﾀﾙﾋﾟｰ [kJ/kg(DA)]

h1c,h6c：再生ｺｲﾙ入口、出口 空気の比ｴﾝﾀﾙﾋﾟｰ [kJ/kg(DA)]　　$\triangle t_{wc}$：予冷ｺｲﾙ冷水出入口 温度差 [℃]　　L_{cw}：予冷ｺｲﾙ冷温水量 [L/min]　　$\triangle t_{wh}$：再生ｺｲﾙ温水出入口 温度差 [℃]

L_w：再生ｺｲﾙ温水量 [L/min]　　G_S：加湿量 [kg/h]　　x_{1h}, x_{2h}：室内空気、設計外気の絶対湿度[kJ/kg(DA)]　　G_T：噴霧量 [kg/h]

設計仕様

送風機

形式	送風量 [m³/h]	機外全圧 [Pa]	動圧 [Pa]	機外静圧 [Pa]	台数
	18,480				

コイル

用途	列数 [列]	面風速 [m/s]	水量 [L/min]	損失水頭 [kPa]	温度条件 [℃]	空気側条件 夏季 DB	夏季 WB	冬季 DB	冬季 WB
温水コイル（再生熱）		2.5	340		入口	28.0		—	
					出口	50.0		—	
冷温水コイル（予冷・予熱）		2.5	730		入口	34.2	26.8	1.8	-1.8
					出口	17.0	15.8	40.9	16.2

デシカントロータ

形式	通過風速 [m/s]	デシカントロータ効率（潜熱）[%]	圧力損失 [Pa]	温度条件 [℃]	空気側条件 夏季 DB	夏季 WB	冬季 DB	冬季 WB
		55.0		入口	（予冷・予熱コイル出口参照）			
				出口	33.5	19.0	34.3	14.8

加湿器

形式	加湿量 G_S [kg/h]	噴霧量 G_T [kg/h]	蒸気量 [kg/h]			
				入口		↑
				出口		27.5 / 14.8

エアフィルター

種類	ろ材通過風速 [m/s]

備考

空　気　調　和　設　備

空　気　調　和　機　の　算　定

（様式　機－025-1）

熱負荷集計・各室風量（顕熱空気調和機）（デシカント空気調和機用）	系　統	2F	空調機記号	ACU-2

インテリアゾーン及びペリメーターゾーンの集計　冷房負荷　暖房負荷（**様式　機-006**より）　外気量（**様式　機-002**より）
線図上吹出温度差⊿t_c〔℃〕（**様式　機-025-2**より）

階	室　名	室容積 V [m³]	冷房 時刻別室内負荷〔W〕 SH_i 9時	SH_i 12時	SH_i 14時	SH_i 16時	TH_i 9時	TH_i 12時	TH_i 14時	TH_i 16時	室内顕熱負荷の最大値 q_{rs}〔W〕	外気量 Q_o [m³/h]	送風量 Q_r [m³/h]	Q_o/Q_r [%]	換気回数 〔回/h〕	暖房 室内負荷 q_{rh}〔W〕 SH	暖房 室内負荷 q_{rh}〔W〕 LH	暖房 暖房温度差 ⊿th [℃]
														（参考）				（参考）
2	所長室	152.0	2,038	2,816	2,474	2,450	2,434	3,212	2,870	2,846	2,816	180	680	26	4.5	1,688		7.4
	事務室A	530.6	10,989	13,834	12,253	11,711	12,903	15,748	14,167	13,625	13,834	870	3,320	26	6.3	5,157		4.7
	前室	15.4	70	110	110	96	70	110	110	96	110	—	30	—	1.9	263		26.3
	休養室	39.6	584	862	695	655	716	994	827	787	862	60	210	29	5.3	449		6.4
	交換室	47.5	655	1,001	770	716	787	1,133	902	848	1,001	60	240	25	5.1	403		5.0
	交換機械室	81.0	1,758	2,287	2,043	1,947	1,758	2,287	2,043	1,947	2,287	—	550	—	6.8	1,198		6.5
	事務室B	291.6	6,001	6,394	6,404	6,267	7,057	7,450	7,460	7,323	6,404	480	1,540	31	5.3	2,847		5.5
	事務室C	291.6	5,926	6,269	6,279	6,160	6,982	7,325	7,335	7,216	6,279	480	1,510	32	5.2	2,510		5.0
	会議室	95.3	2,541	2,719	2,723	2,659	3,729	3,907	3,911	3,847	2,723	540	650	83	6.8	1,188		5.5
	更衣室	56.7	627	785	845	920	825	983	1,043	1,118	920	90	220	41	3.9	1,283		17.5
	エレベーターホール	101.0	248	360	360	316	248	360	360	316	360	—	90	—	0.9	742		24.7
								(MAX)										
合　計			31,437	37,437	34,956	33,897	37,509	43,509	41,028	39,969	37,596	2,760	9,040	31	—	17,728	—	—

SHF	線図上吹出温度差⊿t_c〔℃〕	外気量Q_o決定値　[m³/h]	Q_o/Q_r修正値[%]	SHF	吹出温度差 ⊿t_h〔℃〕（下記計算より）
0.86	12.5	—	—	—	5.9

$$Q_S = \Sigma Q_r \qquad Q_r = \frac{3.6q_{rs}}{C_p\rho\ \Delta t_c} = \frac{3.6q_{rs}}{1\times1.2\times\Delta t_c} = \frac{3q_{rs}}{\Delta t_c}\ [m^3/h]$$

$$\Delta t_h = \frac{3\times\text{各室暖房負荷}(q_{rh})\text{の累計値}}{\text{送風量}(Q_s)}$$

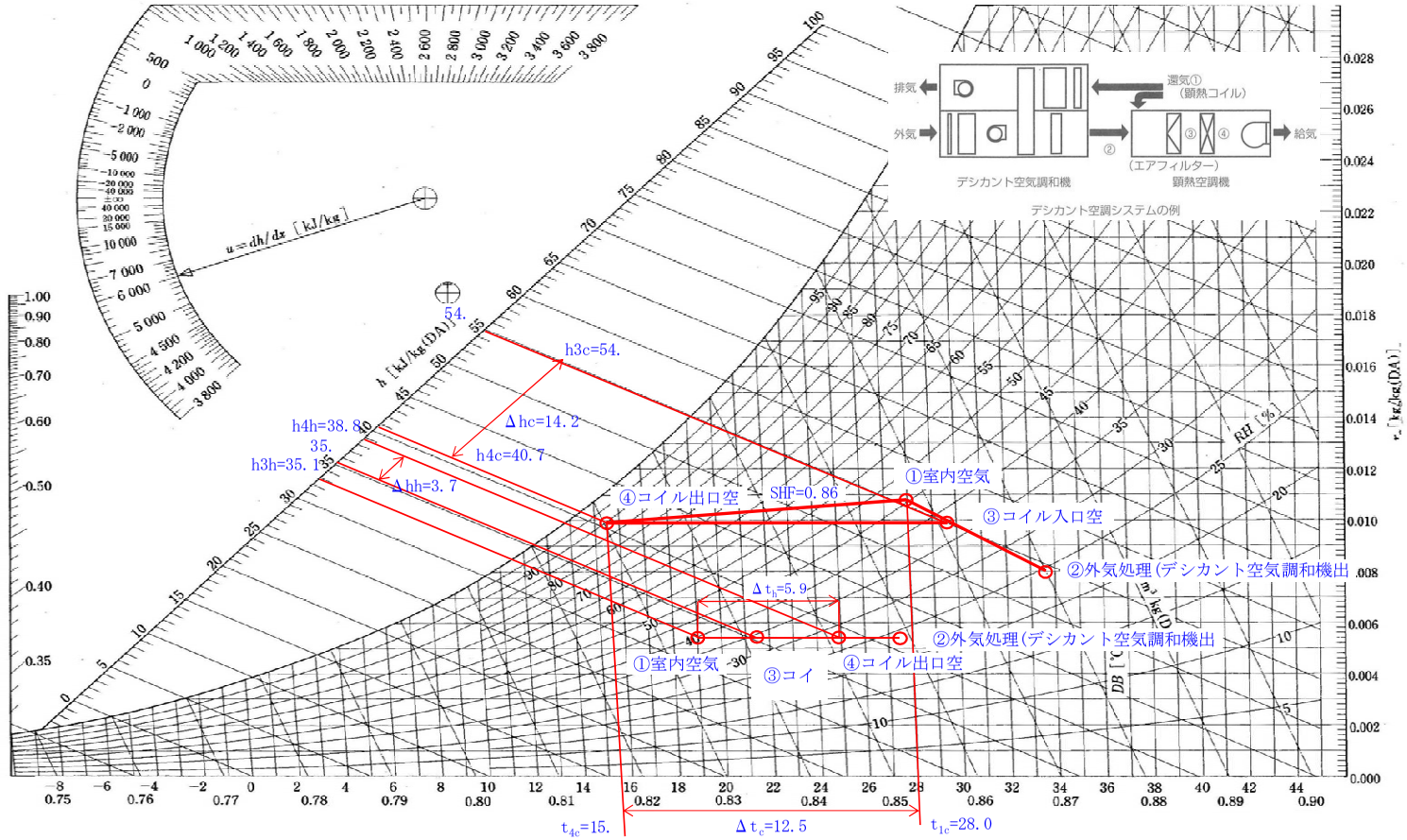
空気調和設備

空気調和機の選定（湿り空気線図）

（様式 機－025-2）

設計基準関連ページ 415～417

シングルコイル空気調和機 | 種類 | デシカント用顕熱 | 記号 | ACU-2 | 系統 | 2階 | 時刻 | 12時



	SHF	① 室内空気			② 外気処理(デシカント空気調和機出口)			風量 [m³/h]		$\frac{Qo}{Qs}=\frac{①③}{①②}$
		温度t_1 [℃]	湿度x_1 [kg/kgDA]	比エンタルピー [kJ/kgDA]	温度t_2 [℃]	湿度x_2 [kg/kgDA]	比エンタルピー [kJ/kgDA]	送風量Q_s	外気量Q_o	
冷房	—	28.0	0.0107	55.4	33.5	0.0080	54.7	9,040	2,760	0.31
暖房	—	19.0	0.0054	32.9	27.5	0.0054	41.9			

	④ コイル出口温度		吹出温度差				空気温度 [℃]			
							③コイル入口		④コイル出口	
冷房	温度⊿t4c=(t1c-tc) [℃]	比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	⊿t_c=(t_{1c}-t_{4c}) [℃]		⊿h_c=(h_{3c}-h_{4c}) [kJ/kg(DA)]	冷却量 (=Q_s・⊿h_c/3) [W]	*DB*	*WB*	*DB*	*WB*
	15.5	40.7	12.5		14.2	42,789	29.6	19.2	15.5	14.5

	吹出温度差	④ コイル出口温度		熱水分比	⊿h_h=(h_{4h}-h_{3h})	加熱量	空気温度 [℃]			
							③コイル入口		④コイル出口	
暖房	⊿t_h=3×qrh/Qs [℃]	温度⊿t4h=(t1h+⊿th) [℃]	比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	u [kJ/kg]	[kJ/kg(DA)]	(=Q_s・⊿h_h/3) [W]	*DB*	*WB*	*DB*	*WB*
	5.9	24.9	38.8	0	3.9	11,752	21.6	12.5	24.9	13.8

空　気　調　和　設　備

空気調和機の算定

設計基準関連ページ 412～425

（様式　機－025-3）

機器能力・機器選定	ユニット形空気調和機（顕熱空調機）	記号	ACU-2	系統	2階

冷却量、加熱量及び風量は、様式 機-025-2より

能力算定

① 冷却能力 H_C

$$H_C=\frac{Q_S\cdot\rho\,(h_{3c}-h_{4c})\cdot K_4}{3.6}=\frac{Q_S\triangle h_c}{3}K_4$$ ＝コイル冷却量×K_4＝ 42,789×1.05＝ 44,928 [W]

$$H_C=\frac{Hc}{1{,}000}\fallingdotseq$$ 44.9 [kW]

コイル冷却量 ＝ 42,789

H_C ＝ 44.9

② 加熱能力 H_H

$$H_h=\frac{Q_S\cdot\rho\,(h_{4h}-h_{3h})\cdot K_4}{3.6}=\frac{Q_S\triangle h_h}{3}K_4$$ ＝コイル冷却量×K_4＝ 11,752×1.05＝ 12,340 [W]

$$H_H=\frac{H_h}{1{,}000}\fallingdotseq$$ 12.3 [kW]

コイル加熱量 ＝ 11,752

H_H ＝ 12.3

H_c：冷却能力 [W]　H_h：加熱能力 [W]　Q_S：送風量 [m³/h]　ρ：空気の密度 [kg/m³](≒1.2)　K_4は経年係数(1.05)

h_{3c}、h_{4c}：冷却コイル入口、出口空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]　h_{3h}、h_{4h}：加熱コイル入口、出口空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]

冷温水量 L_{cw} [L/min]

$$L_{cw}=\frac{3{,}600\cdot H_c}{60\cdot 4.19\cdot\triangle t_{wc}}\fallingdotseq\frac{14.3\cdot H_c}{\triangle t_{wc}}$$

$$\frac{3{,}600\times 44.9}{60\times 4.19\times 5}=129$$

$\triangle t_{wc}$：冷水出口温度差

H_C＝ 44.9

$\triangle t_{wc}$＝ 5.0

L_{cw}＝ 129

空気調和機の選定

風量 [m³/h]			入口空気温度 [℃]			機器風量 [m³/h]				
	送風量	9,040		冷房 WB	19.2		コイル列数	8 列	③ 冷却能力 [kW]	82.5
	外気量	2,760		暖房 DB	21.6	10,000	冷温水量 [L/min]	234	④ 加熱能力 [kW]	93.0

形番選定(仮)（表 8-1）：ACU　-100

風量比による補正値（図 8-11）：風量比 ＝ 送風量／機器風量 ＝ 9,040／10,000 ＝ 0.90

㋑ 冷却 0.94

㋺ 加熱 0.92

入口空気温度による補正値（図 8-5 ～ 10）

㋩ 冷却 0.71

㋥ 加熱 0.87

計算式：冷却能力 ＝ ③ × ㋑ × ㋩ ＝　82.5×0.94×0.71 ＝ 55.1

加熱能力 ＝ ④ × ㋺ × ㋥ ＝　93×0.92×0.87 ＝ 74.4

判定：8 列　55.1 ≧ ①

8 列　74.4 ≧ ②

設計仕様

形式	風量 [m³/h] 送風量	外気量	還気量	コイル 列数	面風速 [m/s]	冷温水量 [L/min]	損失水頭 [kPa]	フィルター種類	ろ材通過風速 [m/s]
	9,040	2,760	6,280	8	2.5	234	65	自動巻取形	2.5

空気温度 [℃] 区分	冷却 入口	出口	再熱出口	加熱 入口	出口	加湿出口	能力 [kW] 冷房 ① 冷却	再熱	暖房 ② 加熱	備考
DB	29.6	15.5	—	21.6	24.9	—	44.9	—	12.3	
WB	19.2	14.5	—	12.5	13.8	—				

送風機 抵抗 [Pa] 機外全圧	動圧	機外静圧	電動機 [kW]

備考

H30

空　気　調　和　設　備

ファンコイルユニットの算定

（様式 機－026）

熱負荷集計・機器能力・機器選定	冷水入口温度	7℃	経年係数 K_4	1.05	ファンコイル冷温水量L_{CW}	標準水量
	温水入口温度	55℃	能力保証係数 K_5	1.05		

ファンコイル系統　室内負荷（**様式 機-006** より）

階	方位	室名	室内負荷 [W] 冷房 SH_1 9時	12時	14時	16時	TH_1 9時	12時	14時	16時	SHF	暖房	台数 N	ファンコイル必要能力[kW] q_{FC}＝室内負荷×K_4・K_5/(1000・N) 冷房 SH	TH	暖房	形式	形番	冷温水量 L_{CW} [L/min]	損失水頭（**表 11-1**） [kPa]
2	S	所長室	312	984	580	463	312	984	580	463	1.00	790	2	0.54	0.54	0.44	床置形	FCU-3	12	18
	S	事務室Ａ	1,208	3,741	2,173	1,746	1,208	3,741	2,173	1,746	1.00	3,091	7	0.59	0.59	0.49	床置形	FCU-3	42	18
	S	休養室	128	389	222	188	128	389	222	188	1.00	333	1	0.43	0.43	0.37	床置形	FCU-3	6	18
	S	交換室	165	512	281	227	165	512	281	227	1.00	403	1	0.56	0.56	0.44	床置形	FCU-3	6	18
	S	交換機械室	184	567	322	265	184	567	322	265	1.00	471	1	0.63	0.63	0.52	床置形	FCU-3	6	18
	S	（2階　計）	1,997	6,193	3,578	2,889	1,997	6,193	3,578	2,889	1.00	5,088								
																		（系統水量　72L/min）		

H30

空　気　調　和　設　備

パッケージ形空気調和機の算定

（様式 機－027）

熱負荷集計	用途	空気熱源ヒートポンプパッケージ形空気調和機 ACP － 例 － 1

内部、外皮及び外気負荷、室内条件、室内負荷（様式 機-002、様式 機-006 より）

階	系統	時刻	室内負荷	冷房負荷 外気負荷 外気量 Q_o	冷房負荷 外気負荷 比エンタルピー [kJ/kg(DA)] 外気	冷房負荷 外気負荷 比エンタルピー [kJ/kg(DA)] 室内	冷房負荷 外気負荷 Δh (=外気－室内) [kJ/kg(DA)]	冷房負荷 外気負荷 負荷 (=$Qo \cdot \Delta h/3$) [W]	時刻別負荷 (＝室内負荷＋外気負荷) [W] 9時	12時	14時	16時	暖房負荷 室内負荷	暖房負荷 外気負荷 外気量 Q_o	暖房負荷 外気負荷 比エンタルピー [kJ/kg(DA)] 室内	暖房負荷 外気負荷 比エンタルピー [kJ/kg(DA)] 外気	暖房負荷 外気負荷 Δh (=室内－外気) [kJ/kg(DA)]	暖房負荷 外気負荷 負荷 (=$Qo \cdot \Delta h/3$) [W]	負荷合計 (=室内負荷+外気負荷) [W]	備考
		時	[W]	[m^3/h]									[W]	[m^3/h]						
2	事務室A	9	12,903	870	81.0	55.4	25.6	7,424	20,327				5,157	870	32.9	6.1	26.8	7,772	12,929	
		12	15,748		83.8		28.4	8,236		23,984										
		14	14,167		83.1		27.7	8,033			22,200									
		16	13,625		82.7		27.3	7,917				21,542								
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
合計				870				31,610	20,327	23,984	22,200	21,542	5,157	870				7,772	12,929	
									(MAX)											

外気負荷についても、4時刻の算定としている。

	設計用屋内条件 夏期	設計用屋内条件 冬期	設計用屋外条件 夏期 9時	夏期 12時	夏期 14時	夏期 16時	設計用屋外条件 冬期	空調機入り口の外気条件(全熱交換器有の場合) 夏期 9時	夏期 12時	夏期 14時	夏期 16時	冬期
温度[℃]	28.0	19.0	31.8	34.2	34.7	33.5	1.8	－	－	－	－	－
湿度[kg/kgDA]	0.0107	0.0054	0.0192	0.0193	0.0188	0.0191	0.0017	－	－	－	－	－
比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	55.4	32.9	81.0	83.8	83.1	82.7	6.1	－	－	－	－	－
Δh(=外気-室内) [kJ/kg(DA)]			25.6	28.4	27.7	27.3	-26.8	－	－	－	－	－

全熱交換効率 η [%]
－

空　気　調　和　設　備

空気熱源ヒートポンプパッケージ形空気調和機の算定

設計基準関連ページ 437～450

（様式　機－028）

空気熱源ヒートポンプパッケージ形空気調和機	記号	ACP－例－1	系統	事務室A

冷房・暖房能力

冷房能力[kW]：$H_c = \dfrac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_m}{1{,}000} = \dfrac{1.05 \times 1.05 \times 23{,}984}{1{,}000} = 26.44$

暖房能力[kW]：$H_h = \dfrac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_h}{1{,}000} = \dfrac{1.05 \times 1.05 \times 12{,}929}{1{,}000} = 14.25$

q_m＝23,984　H_c＝26.44　q_h＝12,929　H_h＝14.25

様式　機－027 による。

K_4：経年係数(=1.05)　K_5：能力補償係数(=1.05)　H_c：冷房能力[kW]　H_h：暖房能力

q_m：時刻別冷房全熱負荷の集計値の最大値[W]　q_h：暖房負荷の集計値[W]

外気量

外気処理ユニット用	必要外気量[m³/h]	送風量Q_o[m³/h]:
	必要外気量 ≦ 送風量 →	

補正値算出

		補正値算定用					諸元値		補正値
外気温度による補正値①(図 10-2、図 10-3 より)	外気温度[℃]	冷房	DB	34.2	WB	26.8			①冷房＝	1.00
		暖房	WB	-1.9	湿度[%]	40.1			①暖房＝	0.83
室内吸込空気温度による補正値②(図 10-4、図 10-5 より)	室内吸込空気温度[℃]	冷房	DB	28.6	WB	20.3			②冷房＝	1.03
		暖房	DB	17.1	WB	10.3			②暖房＝	1.00
冷媒管長さ及び高低差による補正値③(図 10-6(a)(b))	圧縮機	屋内型	冷媒相当配管長(片道)[m]	12.0（仮定）	高低差[m]	-5（仮定）			③冷房＝	0.98
									③暖房＝	0.99

能力補正

冷房能力[kW]：$H_C = \dfrac{H_c}{①_{冷房} \times ②_{冷房} \times ③_{冷房}} = \dfrac{26.44}{1 \times 1.03 \times 0.98} = 26.19$

暖房能力[kW]：$H_H = \dfrac{H_h}{①_{暖房} \times ②_{暖房} \times ③_{暖房}} = \dfrac{14.25}{0.83 \times 1 \times 0.99} = 17.34$

H_c＝26.44　H_C＝26.19　H_h＝14.25　H_H＝17.34

加湿

有効加湿量G_s[kg/h]：$G_s = 1.2 Q_o(x_1 - x_2) = 1.2 \times 870 \times (0.0054 - 0.0017) = 3.9$

Q_o：外気量[m³/h]

x_1：室内空気の絶対湿度[kg/kg(DA)]　x_2：設計用外気の絶対湿度[kg/kg(DA)]

Q_o＝870　x_1＝0.0054　x_2＝0.0017　G_s＝3.9

選定	形式	床置ダクト形	形番選定（表 10-1 ～ 3）			ACP-45
	電源周波数 [Hz]	50	圧縮機			屋内
	定格冷房能力 [kW]	40.0	定格暖房能力 [kW]			45.0
	圧縮機出力 [kW]	10.4				
	補助電気ヒーターの有無及び容量	無 [kW]				
製造者名		設計仕様				
製造者記号						
形式		床置ダクト形				
冷房能力 [kW]		26.2	(Hc より)			
圧縮機	電動機出力 [kW]	10.4				
	容量制御	インバーター				
	圧縮機位置	屋内				
送風機	屋内 電動機出力 [kW]	3.7				
	屋内 送風量 [m³/h]	7,200				
	屋内 機外静圧 [Pa]	730				
	屋外電動機出力 [kW]	0.58				
暖房能力 [kW]		17.4	(H_H より)			
ヒーター	ヒーター種類					
	加熱能力 [kW]					
	温水入口温度 [℃]					
	温水量 [L/min]					
	蒸気量 [kg/h]					
	電気容量 [kW]					
加湿器	形式	水気化式（滴下式）				
	有効加湿量 [kg/h]	3.9				
	消費電力 [kW]	ー				
備考						

設計基準 442 ページ 表 10-2 により ACP-45を選定。
なお、圧縮機電動機出力、送風機電動機出力、屋外機電動機出力、送風量は表中の値を記載した。
機外静圧は、設計図書から計算する必要があるが、ここでは 126～730 [Pa]より、730[Pa]を記載した。

空　気　調　和　設　備

パッケージ形空気調和機の算定

（様式 機－027）

熱負荷集計	用途	マルチパッケージ形空気調和機 ACP － 例 － 2

内部、外皮及び外気負荷、室内条件、室内負荷（様式 機-002、様式 機-006 より）

階	系統	時刻	冷房負荷 室内負荷	外気負荷 外気量 Q_o	外気負荷 比エンタルピー 外気	外気負荷 比エンタルピー 室内	外気負荷 ⊿h (=外気－室内)	外気負荷 負荷 (=Qo・⊿h/3)	時刻別負荷 (＝室内負荷＋外気負荷) 9時	12時	14時	16時	暖房負荷 室内負荷	外気負荷 外気量 Q_o	外気負荷 比エンタルピー 室内	外気負荷 比エンタルピー 外気	外気負荷 ⊿h (=室内－外気)	外気負荷 負荷 (=Qo・⊿h/3)	負荷合計 (=室内負荷+外気負荷)	備考
		時	[W]	[m³/h]	[kJ/kg(DA)]	[kJ/kg(DA)]	[kJ/kg(DA)]	[W]					[W]	[m³/h]	[kJ/kg(DA)]	[kJ/kg(DA)]	[kJ/kg(DA)]	[W]	[W]	
2	交換室	9	787						787				403						403	
		12	1,133							1,133										
		14	902							(MAX)	902									
		16	848									848								
2	交換機械室	9	1,758						1,758				1,198						1,198	
		12	2,287							2,287										
		14	2,043							(MAX)	2,043									
		16	1,947									1,947								
－	外気処理ユニット用	9		1,000	81.0	55.4	25.6	8,533	8,533					1,000	32.9	6.1	26.8	8,933	8,933	
		12			83.8		28.4	9,467		9,467										
		14			83.1		27.7	9,233		(MAX)	9,233									
		16			82.7		27.3	9,100				9,100								
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
合計				1,000				36,333	11,078	12,887	12,178	11,895	1,601	1,000				8,933	10,534	
									(MAX)											

居室相当として、1,000[㎥/h]と仮定した。

入力必須。入力することにより自動計算します。

	設計用屋内条件		設計用屋外条件					空調機入り口の外気条件(全熱交換器有の場合)				
			夏期					夏期				
	夏期	冬期	9時	12時	14時	16時	冬期	9時	12時	14時	16時	冬期
温度[℃]	28.0	19.0	31.8	34.2	34.7	33.5	1.8	－	－	－	－	－
湿度[kg/kgDA]	0.0107	0.0054	0.0192	0.0193	0.0188	0.0191	0.0017	－	－	－	－	－
比エンタルピー[kJ/kg(DA)]	55.4	32.9	81.0	83.8	83.1	82.7	6.1	－	－	－	－	－
Δh(=外気−室内)[kJ/kg(DA)]			25.6	28.4	27.7	27.3	-26.8	－	－	－	－	－

全熱交換効率 η [%]
－

空　気　調　和　設　備

マルチパッケージ形空気調和機の算定

設計基準関連ページ 437～450

（様式 機-029-1）

	種　類	屋内機	記　号	ACP－例－2－1	系　統	交換室

冷房・暖房能力

冷房能力[kW]：$H_{ci}=\dfrac{K_4\cdot K_5\cdot q_{ci}}{1{,}000}=\dfrac{1.05\times1.05\times1{,}133}{1{,}000}=1.25$

暖房能力[kW]：$H_{hi}=\dfrac{K_4\cdot K_5\cdot q_{hi}}{1{,}000}=\dfrac{1.05\times1.05\times403}{1{,}000}=0.44$

K_4：経年係数(=1.05)　K_5：能力補償係数(=1.05)　H_{ci}：冷房能力 [kW]　H_{hi}：暖房能力

q_{ci}：時刻別冷房全熱負荷の集計値の最大値 [W]　q_{hi}：暖房負荷の集計値 [W]

q_{ci}=	1,133
H_{ci}=	1.25
q_{hi}=	403
H_{hi}=	0.44

様式　機－027 による。

補正値算出

		補　正　値　算　定　用　諸　元　値					補　正　値
室内吸込空気温度による補正値①（**図 10-4、図 10-5** より）	室内吸込空気温度［℃］	冷房	*DB*	28.0	*WB*	19.5	①冷房= 1.02
		暖房	*DB*	19.0	*WB*	11.7	①暖房= 1.02

能力補正

冷房能力[kW]：$H_{ci1}=\dfrac{H_{ci}}{①冷房}=\dfrac{1.25}{1.02}=1.23$

暖房能力[kW]：$H_{hi1}=\dfrac{H_{hi}}{①暖房}=\dfrac{0.44}{1.02}=0.43$

H_{ci}=	1.25
H_{ci1}=	1.23
H_{hi}=	0.44
H_{hi1}=	0.43

加湿

有効加湿量G_s[kg/h]：$G_s=1.2Q_o(x_1-x_2)$=

Q_o：外気量 [m^3/h]

x_1：室内空気の絶対湿度 [kg/kg(DA)]　x_2：設計用外気の絶対湿度 [kg/kg(DA)]

Q_o=	
x_1=	
x_2=	
G_s=	

選定	形　式	カセット形（2方向）	形　番　選　定　（表 10-4～5）		ACP-2.2
	電源周波数 [Hz]	50	圧縮機駆動方式		EHP
	定格冷房能力（H_{ci2}） [kW]	2.2	定格暖房能力（H_{hi2}） [kW]		2.5
製造者名		設計仕様			
製造者記号					
形　式		カセット形（2方向）			
冷房能力 [kW]		1.3			
送風機 屋内	電動機出力 [kW]	0.09			
	送風量 [m^3/h]	390			
	機外静圧 [Pa]				
暖房能力 [kW]		0.5			
加湿器	形　式				
	有効加湿量 [kg/h]				
	消費電力 [kW]				
備　考					

設計基準 445 ページ 表 10-5(a) 及び 446 ページ 表 10-5(c)により ACP-2.2を選定。
なお、動機出力、送風量は表中の値を記載した。
但し、冷房能力及び暖房能力は、計算値を記載した。

空　気　調　和　設　備

マルチパッケージ形空気調和機の算定

設計基準関連ページ 437～450

（様式 機-029-2）

外気処理ユニット	種　類	屋内機	記　号	ACP－例－2－3	系　統	○○

冷房・暖房能力

冷房能力[kW]：$H_{ci}=\dfrac{K_4\cdot K_5\cdot q_{ci}}{1{,}000}=\dfrac{1.05\times1.05\times9{,}467}{1{,}000}=10.44$

暖房能力[kW]：$H_{hi}=\dfrac{K_4\cdot K_5\cdot q_{hi}}{1{,}000}=\dfrac{1.05\times1.05\times8{,}933}{1{,}000}=9.85$

K_4：経年係数(=1.05)　K_5：能力補償係数(=1.05)　H_{ci}：冷房能力 [kW]　H_{hi}：暖房能力

q_{ci}：時刻別冷房全熱負荷の集計値の最大値 [W]　q_{hi}：暖房負荷の集計値 [W]

q_{ci}＝	9,467
H_{ci}＝	10.44
q_{hi}＝	8,933
H_{hi}＝	9.85

様式　機－027 による。

外気量

必要外気量[m³/h]:	1,000	送風量Q_o[m³/h]:	1,080
必要外気量　≦　送風量　→	OK		

設計基準 表 1-5(a)(p.445) による。－

加湿

有効加湿量G_s[kg/h]：$G_s=1.2Q_o(x_1-x_2)=1.2\times1080\times(0.0054-0.0017)=4.8$

Q_o：外気量 [m³/h]

x_1：室内空気の絶対湿度 [kg/kg(DA)]　x_2：設計用外気の絶対湿度 [kg/kg(DA)]

Q_o＝	1,080
x_1＝	0.0054
x_2＝	0.0017
G_s＝	4.8

選定

形　式	床置形	形番選定（表 10-4 ～ 6）	ACP-14
電源周波数 [Hz]	50	圧縮機駆動方式	EHP
定格冷房能力 (H_{ci2}) [kW]	14.0	定格暖房能力 (H_{hi2}) [kW]	16.0

製造者名	設計仕様	
製造者記号		
形式	床置形	
冷房能力 [kW]	10.5	
送風機 屋内 電動機出力 [kW]	0.75	
送風機 屋内 送風量 [m³/h]	1,080	
送風機 屋内 機外静圧 [Pa]		
暖房能力 [kW]	9.9	
加湿器 形式		
加湿器 有効加湿量 [kg/h]		
加湿器 消費電力 [kW]		
備考		

設計基準 445 ページ 表 10-5(a) 及び446 ページ 表 10-5(c) により ACP-14を選定。
なお、動機出力、送風量は表中の値を記載した。
但し、冷房能力及び暖房能力は、計算値を記載した。

空　気　調　和　設　備

マルチパッケージ形空気調和機の算定

設計基準関連ページ 437～450

（様式 機-029-3）

		種　類	屋外機	記　号	ACP－例－2－外	系　統	交換室

冷房・暖房能力

冷房能力[kW]：$H_{co}=\dfrac{K_4\cdot K_5\cdot q_{co}}{1{,}000}=\dfrac{1.05\times1.05\times12{,}887}{1{,}000}=14.21$

暖房能力[kW]：$H_{ho}=\dfrac{K_4\cdot K_5\cdot q_{ho}}{1{,}000}=\dfrac{1.05\times1.05\times10{,}534}{1{,}000}=11.61$

$q_{co}=$	12,887
$H_{co}=$	14.21
$q_{ho}=$	10,534
$H_{ho}=$	11.61

様式　機－027 による。

K_4：経年係数(=1.05)　K_5：能力補償係数(=1.05)　H_{co}：冷房能力 [kW]　H_{ho}：暖房能力

q_{co}：時刻別冷房全熱負荷の集計値の最大値 [W]　q_{ho}：暖房負荷の集計値 [W]

補正値算出

	補正値算定用　諸元値						補　正　値
外気温度による補正値 ①(**図 10-2、図 10-3** より)	外気温度 [℃]	冷房	*DB*	34.2	*WB*	26.8	①冷房＝ 1.00
		暖房	*WB*	-1.9	湿度 [%]	40.1	①暖房＝ 0.83
冷媒管長さ及び高低差による補正値 ② (**図 10-6(a)(b)**)	冷媒相当配管長 (片道) [m]		25.0 (仮定)	高　低　差　[m]		-8.0 (仮定)	②冷房＝ 0.94
							②暖房＝ 0.99

能力補正

冷房能力[kW]：$H_{co1}=\dfrac{H_{co}}{①_{冷房}\times②_{冷房}}=\dfrac{14.21}{1\times0.94}=15.12$

暖房能力[kW]：$H_{ho1}=\dfrac{H_{ho}}{①_{暖房}\times②_{暖房}}=\dfrac{11.61}{0.83\times0.99}=14.13$

$H_{co}=$	14.21
$H_{co1}=$	15.12
$H_{ho}=$	11.61
$H_{ho1}=$	14.13

選定

形番選定 （**表 10-6**）	ACP-16	ガス種別		-
電源周波数 [Hz]	50	圧縮機駆動方式		EHP
定格冷房能力(H_{co2}) [kW]	16.0	定格暖房能力(H_{ho2}) [kW]		16.0

製造者名	設計仕様			
製造者記号				
冷房能力 [kW]	15.2			
電動機等 機器入力 [kW]	6.00			
電動機等 ガス消費量 [kW]	-			
電動機等 ガス種別	-			
暖房能力 [kW]	14.2			
備考				

設計基準 447 ページ 表 10-6(a) により ACP-16を選定。
なお、機器入力は表中の値を記載した。
但し、冷房能力及び暖房能力は、計算値を記載した。
※○印の一部メーカーで選定する場合は複数社見積可能か確認する。

空　気　調　和　設　備

マルチパッケージ形空気調和機の算定

設計基準関連ページ 437～450

（様式 機-029-4）

屋内機と屋外機の組合せの確認		記号	ACP－例－2	系統	交換室

		室内機記号	① 定格能力 [kW]（冷房H_{ci2}、暖房H_{hi2}）	② 室内吸込空気温度による補正値（様式 機－029-1）	③ 室内機出力（①×②）[kW]（冷房H_{ci3}、暖房H_{hi3}）
室内機冷房出力	冷房	ACP－例－2－1	2.2	1.02	2.24
		ACP－例－2－2（仮定）	2.8	1.02	2.86
		ACP－例－2－3	14.0	—	14.00
				外気処理ユニットのため補正値は入力しない。	
				（合計）④ H_{ci4}＝	19.10
室内機暖房出力	暖房	ACP－例－2－1	2.5	1.02	2.55
		ACP－例－2－2（仮定）	3.2	1.02	3.26
		ACP－例－2－3	16.0	—	16.00
				（合計）⑤ H_{hi4}＝	21.81

屋外機冷暖房出力	屋外機記号	ACP－例－2－外		
	⑥ 定格能力 [kW]	⑦ 外気温度による補正値（様式 機－029-3）	⑧ 冷媒管長及び高低差による補正値（様式 機－029-3）	屋外機出力（⑥×⑦×⑧）[kW]
冷房	H_{co2}＝ 28.0	1.00	0.94	⑨ H_{co3}＝ 26.32
暖房	H_{ho2}＝ 28.0	0.83	0.99	⑩ H_{ho3}＝ 23.01

確認	④（19.10）≦ ⑨（26.32）かつ ⑤（21.81）≦ ⑩（23.01）→	OK

各室内機に配分される冷暖房出力の確認（⑨ ＜ ④ 又は ⑩ ＜ ⑤ となる場合）

		室内機記号	③ 室内機出力（①×②）[kW]（冷房H_{ci3}、暖房H_{hi3}）	出力配分計算式	室内機に配分される出力 [kW]（冷房H_{ci5}、暖房H_{hi5}）	確認	室内機の必要出力 [kW]（冷房H_{ci1}、暖房H_{hi1}）（様式 機－029-2、029-3）
配分出力	冷房			$H_{ci5}=\frac{③}{④}\times⑨$ $=\frac{H_{ci3}}{H_{ci4}}\times H_{co3}$			
	暖房			$H_{ci5}=\frac{③}{⑤}\times⑩$ $=\frac{H_{hi3}}{H_{hi4}}\times H_{ho3}$			

空　気　調　和　設　備

全熱交換器の算定

設計基準関連ページ 478～480

（様式　機－030）

全　熱　交　換　器

外気負荷を、4時刻による算定としている。

温湿度条件		乾球温度 [℃]				絶対湿度 [kg/kg(DA)]				比エンタルピー [kJ/kg(DA)]			
夏期	外気	9時	12時	14時	16時	9時	12時	14時	16時	9時	12時	14時	16時
		31.8	34.2	34.7	33.5	0.0192	0.0193	0.0188	0.0191	81.0	83.8	83.1	82.7
	排気	28.0				0.0107				55.4			
冬期	外気	1.8				0.0017				6.1			
	排気	19.0				0.0054				32.9			

設計仕様	
記　号	HEAR
形　式	回転式
給　気　風　量 [m³/h]	18,480
排　気　風　量 [m³/h]	11,200
熱　交　換　効　率 [%]	50
面　　風　　速 [Pa]	2.5
初　期　抵　抗 [Pa]	150（製造者値）
電　　動　　機 [kW]	0.4（製造者値）
熱交換効率　η	0.5
	風量比＝ 1.65
給気量[m³/h]	18,480
排気量[m³/h]	11,200

計　算　式

給気乾球温度　t_{SA}　[℃]

$t_{SA}=t_{OA}-\eta(t_{OA}-t_{RA})$

t_{OA}：外気の乾球温度　[℃]

t_{RA}：排気の乾球温度　[℃]

η：全熱交換器の交換効率

計　　算

（夏期）

9時：31.8－0.5（31.8－28.0）＝ 29.9

12時：34.2－0.5（34.2－28.0）＝ 31.1

14時：34.7－0.5（34.7－28.0）＝ 31.4

16時：33.5－0.5（33.5－28.0）＝ 30.8

（冬期）

1.8－0.5(1.8－19.0）＝ 10.4

給気乾球温度 [℃]	夏期	冬期
9時	29.9	10.4
12時	31.1	
14時	31.4	
16時	30.8	

給気絶対湿度　x_{SA}[kg/kg(DA)]

$X_{SA}=X_{OA}-\eta(X_{OA}-X_{RA})$

X_{OA}：外気の絶対湿度[kg/kg(DA)]

X_{RA}：排気の絶対湿度[kg/kg(DA)]

η：全熱交換器の交換効率

（夏期）

9時：0.0192－0.5（0.0192－0.0107）＝ 0.0150

12時：0.0193－0.5（0.0193－0.0107）＝ 0.0150

14時：0.0188－0.5（0.0188－0.0107）＝ 0.0148

16時：0.0191－0.5（0.0191－0.0107）＝ 0.0149

（冬期）

0.0017－0.5(0.0017－0.0054）＝ 0.0036

給気絶対湿度 [kg/kg(DA)]	夏期	冬期
9時	0.0150	0.0036
12時	0.0150	
14時	0.0148	
16時	0.0149	

給気比エンタルピー　h_{SA}[kJ/kg(DA)]

$h_{SA}=h_{OA}-\eta(h_{OA}-h_{RA})$

h_{OA}：外気の比エンタルピー[kJ/kg(DA)]

h_{RA}：排気の比エンタルピー[kJ/kg(DA)]

η：全熱交換器の交換効率

（夏期）

9時：81.0－0.5（81.0－55.4）＝ 68.2

12時：83.8－0.5（83.8－55.4）＝ 69.6

14時：83.1－0.5（83.1－55.4）＝ 69.3

16時：82.7－0.5（82.7－55.4）＝ 69.1

（冬期）

6.1－0.5(6.1－32.9）＝ 19.5

給気比エンタルピー [kg/kg(DA)]	夏期	冬期
9時	68.2	19.5
12時	69.6	
14時	69.3	
16時	69.1	

製造者名		
記　号　・　形　番		
エ　レ　メ　ン　ト　材　質		
給　気　風　量 [m³/h]		
排　気　風　量 [m³/h]		
熱　交　換　効　率 [%]		
面　　風　　速 [m/s]		
初　期　抵　抗 [Pa]		
電　　動　　機 [kW]		

設計仕様の値に合致する製造者値をそれぞれ記載する。

階	系　統	外気量 [m³/h]	便所排気量 [m³/h]	湯沸室排気量 [m³/h]	その他排気量 [m³/h]	余剰排気量 [m³/h]	排気量合計 [m³/h]	外気量-排気量 [m³/h]
B1	ACU-B1	4,590	560	450		3,350	4,360	230
1	ACU-1	2,760	490	450		1,680	2,620	140
2	ACU-2	2,760	650	450		1,520	2,620	140
3	ACU-3	2,790	650	450		1,550	2,650	140
4	ACU-4	2,790	650	450		1,550	2,650	140
5	ACU-5	2,790	650	450		1,550	2,650	140
	合　計	18,480	3,650	2,700		11,200	17,550	930

空　気　調　和　設　備

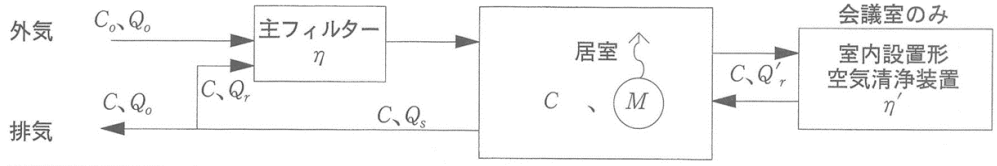
空気清浄装置の算定

設計基準関連ページ 493～496

（様式　機－031）

空　気　清　浄　装　置

空気清浄装置構成系統	系統	ACU-2



階	室　名	各室送風量 q_s [m³/h]	各室風量比 ε [-] (=q_s/Q_s)	標準単位発じん量 K_1 [mg/(h･人)]	各室人員 n [人]	①各室内発じん量 m [mg/h] (=K_1n)	②各室粉じん濃度 C' [mg/m³]	③室内設置形空気清浄装置 循環風量 有	Qr'[m³/h]
2	署長室	680	0.075	2	6	12	0.041		
	事務室A	3,320	0.368	2	29	58	0.041		
	前室	30	0.003	2	–	–	–		
	休養室	210	0.023	2	2	4	0.044		
	交換室	240	0.027	2	2	4	0.040		
	交換機械室	550	0.061	2	–	–	–		
	事務室B	1,530	0.170	2	16	32	0.046		
	事務室C	1,500	0.166	2	16	32	0.047		
	会議室	650	0.072	2	18	36	0.094		
	更衣室	220	0.024	2	3	6	0.055		
	エレベーターホール	90	0.010	2	–	–	–		
	合　計	9,020	1.000	—	92	184	0.408	—	

Qr'算出後に仮定したη'の値について製造者仕様を確認する。

①　各室内粉じん量計算

各室風量比 [-]：

$$\varepsilon = \frac{q_s}{Q_s}$$

各室発生粉じん量 [mg/h]：　m＝ K_1n

室内発生粉じん量 [mg/h]：　M＝ Σm

Q_s：空調機送風量 [m³/h]（熱負荷集計より）	9,020
ε：各室風量比 [-]	結果は表へ
m：各室発生粉じん量 [mg/h]	結果は表へ
M：室内発生粉じん量 [mg/h]	184

主フィルターの計算

設計基準：図17-1(a) に該当

図17-1(a) の場合

$$\eta = \frac{M+C_oQ_o-CQ_o}{CQ_r+C_oQ_o}$$

図17-1(b) の場合

$$\eta = \frac{M+C_oQ_o(1-\eta_o)-CQ_o}{CQ_r+C_oQ_o(1-\eta_o)}$$

Q_o：外気取入量 [m³/h]（熱負荷集計より）	2,760
Q_r：還気量 [m³/h]　（熱負荷集計より）	6,260
C：設計用室内粉じん濃度 [mg/m³]（≦0.15）	0.15
C_o：設計用外気粉じん濃度 [mg/m³]（=0.1）	0.1
η：主フィルターの必要粒子捕集率 [%]	4%

②　各室内粉じん濃度の計算

粒子捕集率を自動巻取形の60%に仮定した。

設計基準：図17-1(a) に該当

図17-1(a) の場合

$$C' = \frac{m+C_oQ_o(1-\eta)\varepsilon}{(Q_o+Q_r\eta)\varepsilon}$$

図17-1(b) の場合

$$C' = \frac{m+C_o(1-\eta_o)Q_o(1-\eta)\varepsilon}{(Q_o+Q_r\eta)\varepsilon}$$

η：主フィルターの粒子捕集率 [%]	60%
η_o：外気フィルターの粒子捕集率 [%]	–
C'：各室粉じん濃度C' [mg/h]	結果は表へ

③　室内設置形空気清浄装置を設置する場合の計算

設計基準：図17-1(a') に該当

図17-1(a') の場合

$$Q_r' = \frac{m+(C_oQ_o(1-\eta)-CQ_r\eta-CQ_o)\varepsilon}{C\eta'}$$

図17-1(b') の場合

$$Q_r' = \frac{m+(C_oQ_o(1-\eta)(1-\eta_o)-CQ_r\eta-CQ_o)\varepsilon}{C\eta'}$$

η'：室内設置形空気清浄装置の粒子捕集率 [%]	90%（仮定）
Q_r'：循環風量 [m³/h]	結果は表へ

設　計　仕　様

記号	系　統	形　式	風　量 [m³/h]	粒子捕集率 [%]	初期抵抗 [Pa]	相	[V]	[kW]	数量
AFR	ACU-2	自動巻取形	9,020	25	120	—	—	—	1

空　気　調　和　設　備

水 蓄 熱 シ ス テ ム の 算 定

設計基準関連ページ 511～516

（様式 機－032）

水 蓄 熱 シ ス テ ム			記号	AHP-1	系統	1次熱源
日熱負荷 Q_d [kW・h/日]	$Q_d=\Sigma q_i$ [kW・h/日] q_i：時刻iの空調熱負荷 [kW] ただし、空調時間が9時から17時までで、予冷・予熱時間が1時間の場合は次式で求めてもよい。 夏期：$Q_{ds}=2.87q_{9時}+2.50q_{12時}+2.00q_{14時}+1.50q_{16時}$ 冬期：$Q_{dw}=9q_{暖房負荷}\times\alpha$ α：日負荷係数	$q_i=$ –	設計仕様			
		$q_{9時}=$ 382.945	形式		連通管式	
		$q_{12時}=$ 428.174	熱源機器種類［空冷/水冷、HP/冷専、冷媒］		空冷HP、R○○○	
		$q_{14時}=$ 424.623	日量冷却能力	[kW・h/日]		3,644
		$q_{16時}=$ 416.908	日量加熱能力	[kW・h/日]		1,580
		$Q_{ds}=$ 3,644	台数	[台]		2
		$q_{暖房負荷}=$ 302.588	機器冷却能力	[kW/台]		117
		$\alpha=$ 0.58	機器加熱能力	[kW/台]		50
		$Q_{dw}=$ 1,580	冷房蓄熱量	[kW・h]		2,332
熱源機器容量 H_R [kW]	$H_R=\dfrac{K_6\cdot K_7\cdot K_8\cdot Q_d}{n_1+n_2}$ K_6：配管、蓄熱槽等の熱損失係数(=1.1) K_7：K_7:経年係数(=1.05) K_8：能力補償係数(=1.05) n_1：熱源機器蓄熱運転時間数[h](=3～10) n_2：熱源機器追いかけ運転時間数 [h]	$Q_d=$ 3,644	暖房蓄熱量	[kW・h]		2,332
		$n_1=$ 10	冷水温度	入口 [℃]		13.0
		$n_2=$ 9		出口 [℃]		6.0
		$K_6=$ 1.1	温水温度	入口 [℃]		39.0
		$K_7=$ 1.05		出口 [℃]		46.0
		$K_8=$ 1.05	冷温水量	[L/min・台]		239
		$H_R=$ 233	圧縮機（製造者値）	[相]		3
水蓄熱槽容量 V [m³]	$V=\dfrac{1{,}000\cdot(n_1\cdot H_R-\Sigma q_n)}{c_w\cdot\rho_w\cdot\Delta t\cdot\eta_s}$ q_n：蓄熱運転時間内に発生する時刻nの空調熱負荷 [kW] Δt：蓄熱槽利用温度差(=7℃) η_s：蓄熱槽効率 c_w：水の比熱 [W・h/(kg・K)] (=1.163) ρ_w：水の密度 [kg/m³](=1,000)	$\Sigma q_n=$ 0		[V]		200
		$n_1=$ 10		[kW/台]		30×2
		$\Delta t=$ 7	備考			
		$\eta_s=$ 0.8				
		$c_w=$ 1.163				
		$\rho_w=$ 1,000				
		$V=$ 358				
年間熱負荷夜間移行率 η_y [%]	$\eta_d=\dfrac{V\cdot c_w\cdot\rho_w\cdot\Delta t\cdot\eta_s\cdot100}{1{,}000\cdot Q_d}$ η_d：ピーク日の熱負荷夜間移行率 [%]	$\eta_d=$ 64.0				
		$\eta_y=$ 86.0				

様式 機－011 による。

η_y は、算出した η_d に基づき設計基準 515ページ 図22-7 より決定する。

製造者名					
製造者記号					
形式					
機器冷却能力 [kW/台]					
機器加熱能力 [kW/台]					
冷房蓄熱量 [kW・h]					
暖房蓄熱量 [kW・h]					
冷水温度	入口 [℃]				
	出口 [℃]				
温水温度	入口 [℃]				
	出口 [℃]				
冷温水量 [L/min・台]					
冷却水温度	入口 [℃]				
	出口 [℃]				
冷却水量 [L/min・台]					
圧縮機	[相]				
	[V]				
	[kW/台]				
損失水頭	冷水 [kPa]				
	温水 [kPa]				
	冷却水 [kPa]				
法定冷凍能力 [RT]					
運転質量 [kg]					
寸法 [m]					

設計仕様の値に合致する製造者値をそれぞれ記載する。

備考

空　気　調　和　設　備

現場施工形氷蓄熱システムの算定

設計基準関連ページ 516～522

（様式　機－033）

現　場　施　工　形　氷　蓄　熱　シ　ス　テ　ム			記号	BHP-1	系統	1次熱源
日熱負荷 Q_d [kW･h/日]	$Q_d=\Sigma qi$ [kW･h/日]	$q_i=$ －	設計仕様			
	q_i：時刻iの空調熱負荷 [kW]	$q_{9時}=$ 382.945	形式		スタティック外融式	
	ただし、空調時間が9時から17時までで、予冷・予熱時間が1時間の場合は次式で求めてもよい。	$q_{12時}=$ 428.174	熱源機器種類 [空冷/水冷、HP/冷専、冷媒]		空冷HP、RO○○	
		$q_{14時}=$ 424.623				
		$q_{16時}=$ 416.908	日量冷却能力		[kW･h/日]	3,644
	夏期：$Q_{ds}=2.87q_{9時}+2.50q_{12時}+2.00q_{14時}+1.5q_{16時}$	$Q_{ds}=$ 3,644	日量加熱能力		[kW･h/日]	1,580
		$q_{暖房負荷}=$ 302.588	台数		[台]	2
	冬期：冬期：$Q_{dw}=9q_{暖房負荷}\times\alpha$	$\alpha=$ 0.58	機器冷却能力(蓄熱時)		[kW/台]	94
	α：日負荷係数	$Q_{dw}=$ 1,580	機器冷却能力(追いかけ時)		[kW/台]	140
熱源機器容量 H_R [kW]	$H_R=\dfrac{K_6\cdot K_7\cdot K_8\cdot Q_d}{n_1\cdot K_9+n_2}$	$Q_d=$ 3,644	機器加熱能力		[kW/台]	61
		$K_6=$ 1.10	冷房蓄熱量		[kW･h]	1,911
	K_6：配管、蓄熱槽等の熱損失係数(=1.1)	$K_7=$ 1.05	暖房蓄熱量		[kW･h]	268
	K_7：経年係数(=1.05)	$K_8=$ 1.05	圧縮機		[相]	3
	K_8：能力補償係数(=1.05)	$K_9=$ 0.67	（製造者値）		[V]	200
	K_9：製氷時の熱源能力係数	$n_1=$ 10			[kW/台]	30×2
	スタティック外融式(=0.67)	$n_2=$ 9	冷媒ポンプ		[相]	－
	スタティック内融式(=0.72)	$H_R=$ 281	（製造者値）		[V]	－
	ダイナミック式(=0.77)				[kW/台]	－
	n_1：熱源機器蓄熱運転時間数 [h]		備考			
	n_2：熱源機器追いかけ運転時間数 [h]					
氷蓄熱槽容量 V_i [m³]	$V_i=\dfrac{1{,}000\cdot(n_1\cdot K_9\cdot H_R-\Sigma q_n)}{c_w\cdot\rho_w\cdot\Delta t\cdot\eta+IPF\cdot c_i\cdot\rho_i}$	$\Sigma q_n=$ 0				
	q_n：蓄熱運転時間内に発生する時刻nの空調熱負荷 [kW]	$n_1=$ 10				
		$\Delta t=$ 6				
	Δt：蓄熱槽利用温度差(=0～6) [℃]	$IPF=$ 0.4				
	IPF：氷充填率	$c_w=$ 1.163				
	スタティック外融式(=0.1～0.45)	$c_i=$ 93				
	スタティック内融式(=0.5～0.9)	$\rho_w=$ 1,000				
	ダイナミック式(=0.2～0.4)	$\rho_i=$ 920				
	c_w：水の比熱 [W･h/(kg･K)] (=1.163)	$\eta=$ 0.8				
	c_i：氷の融解潜熱 [W･h/(kg･K)] (=93)	$V_i=$ 48				
	ρ_w：水の密度 [kg/m³] (=1000)					
	ρ_i：氷の密度 [kg/m³] (=920)					
	η：蓄熱槽効率(=0.7～0.9)					
年間熱負荷夜間移行率 η_y [%]	$\eta_d=\dfrac{V_i\cdot(c_w\cdot\rho_w\cdot\Delta t\cdot\eta+IPF\cdot c_i\cdot\rho_i)\cdot100}{1{,}000\cdot Q_d}$	$\eta_d=$ 52.4				
	η_d：ピーク日の熱負荷夜間移行率 [%]	$\eta_y=$ 75.0				

様式　機－011 による。

η_y は、算出した η_d に基づき設計基準 515ページ 図22-7 より決定する。

製造者名						
製造者記号						
形式						
日量冷却能力 [kW･h/日]						
日量加熱能力 [kW･h/日]						
機器冷却能力(蓄熱時) [kW/台]						
機器冷却能力(追いかけ時) [kW/台]						
機器加熱能力(蓄熱時) [kW/台]						
機器加熱能力(追いかけ時) [kW/台]						
冷房蓄熱量 [kW･h]						
暖房蓄熱量 [kW･h]						
冷媒種別						
冷媒流量 [L/min･台]						
冷媒温度	入口 [℃]					
	出口 [℃]					
圧縮機	[相]					
	[V]					
	[kW/台]					
冷媒ポンプ	[相]					
	[V]					
	[kW/台]					
法定冷凍能力 [RT]						
運転質量 [kg]						
寸法 [m]						

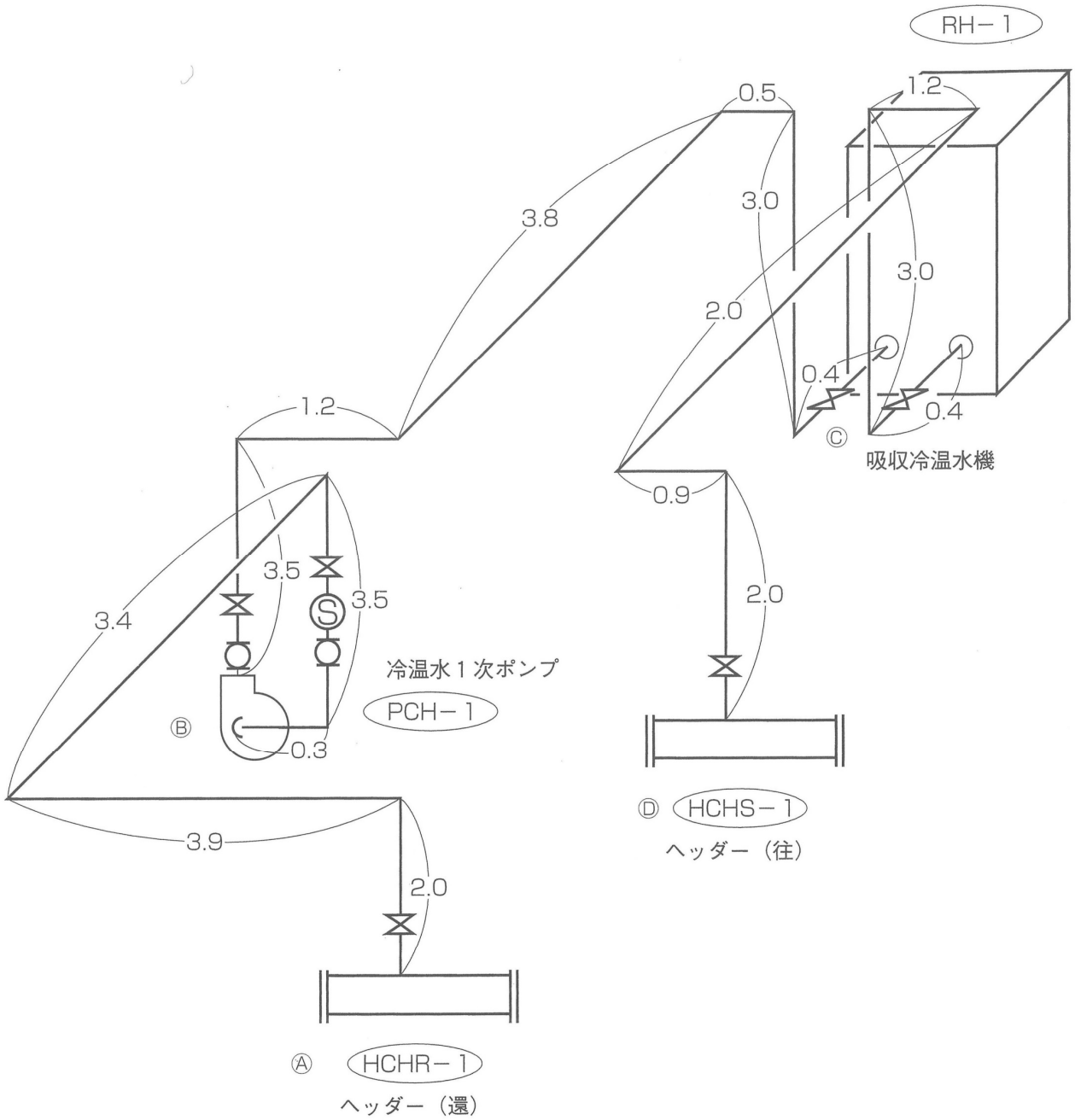
設計仕様の値に合致する製造者値をそれぞれ記載する。

備考

冷温水１次配管の算定

（様式　機－041）

冷　温　水　１　次　ポ　ン　プ　系　統　ア　イ　ソ　メ　図



空　気　調　和　設　備

ポ　ン　プ　の　算　定

設計基準関連ページ 474～478

（様式　機－041）

空　調　用　ポ　ン　プ

記　号	用　途	系　統	口　径 [mm]	水　量 [L/min]	揚　程 [m]	電動機出　力 [kW]	始動方式	極　数	台　数	備　考
PCH-1	冷温水	PH-1	100	1,420	19.9	11.0	スターデルタ	4	1	単段
PCH-2	冷温水	2次ポンプ	65	384	21.3	3.7	直入	4	3	多段
PCD-1	冷却水	CT-1	125	2,322	23.4	15.0	スターデルタ	4	1	単段

電動機出力は、**設計基準 476ページ 図 14-3 (a)** により決定した。

PCH-1の電動機出力を設計基準 475ページの計算式により算出する場合の例を示す。

$$P_S = \frac{Q \cdot h}{6{,}120 \times \eta_p} = \frac{1{,}400 \times 19.9}{6{,}120 \times 0.55} = 8.28$$

$$P_m = \frac{P_S}{\eta_t} = \frac{8.28}{1.0} = 8.28 \rightarrow 11.0\ \text{kW}$$

始動方式は11 kW 未満を直入方式とし、11 kW 以上を始動装置（スターデルタ）によるものとした。

空　気　調　和　設　備

配管　（全揚程）　の算定

設計基準関連ページ 566～572

（様式　機－042）

冷温水１次配管の算定										管　種	配管用炭素鋼鋼管（白）	
区　間	流　量 [L/min]	流　速 [m/s]	管　径	局部抵抗の相当量 L' [m] 又は K 局部抵抗の種類	1個当たりの相当長	数　量	計又はK [m]	実　長 L [m]	換算長 $L+L'+l'$ 又は $L(1+K)+l'$ [m]	単位抵抗 R [kPa/m]	区間抵抗 $R(L+L')$ 又は機器等の抵抗 [kPa]	備　考
A ～ B	1,420	1.7	125					13.1	73.2	0.4	29.3	
（様式　機－012）				GV	0.99	2	2.0					
				Y形ストレーナー	31.57	1	31.6	60.1				
				90° エルボ	5.1	5	25.5					
				防振継手	0.99	1	1.0					
B ～ C	1,420	1.7	125					12.4	40.9	0.4	16.4	
				GV	0.99	2	2.0					
				90° エルボ	5.1	5	25.5	28.5				
				防振継手	0.99	1	1.0					
C ～ D	1,420	1.7	125					9.5	37.0	0.4	14.8	
				GV	0.99	2	2.0	27.5				
				90° エルボ	5.1	5	25.5					

様式　機－012
による。

配　管　抵　抗　（小　計）	P_1	[kPa]	60.5	
機器内圧力損失	吸収冷温水機	P_2	[kPa]	107.0
	ヘッダー（往・還）	P_3	[kPa]	10.0 （仮定値）
		P_4	[kPa]	
		P_5	[kPa]	
		P_6	[kPa]	
計	$P'=P_1+P_2+P_3+P_4+P_5+P_6$		[kPa]	177.5
余　裕　係　数	K(=1.1～1.2)			1.1
全　揚　程	$H=K\cdot P'/9.81$		[m]	19.9

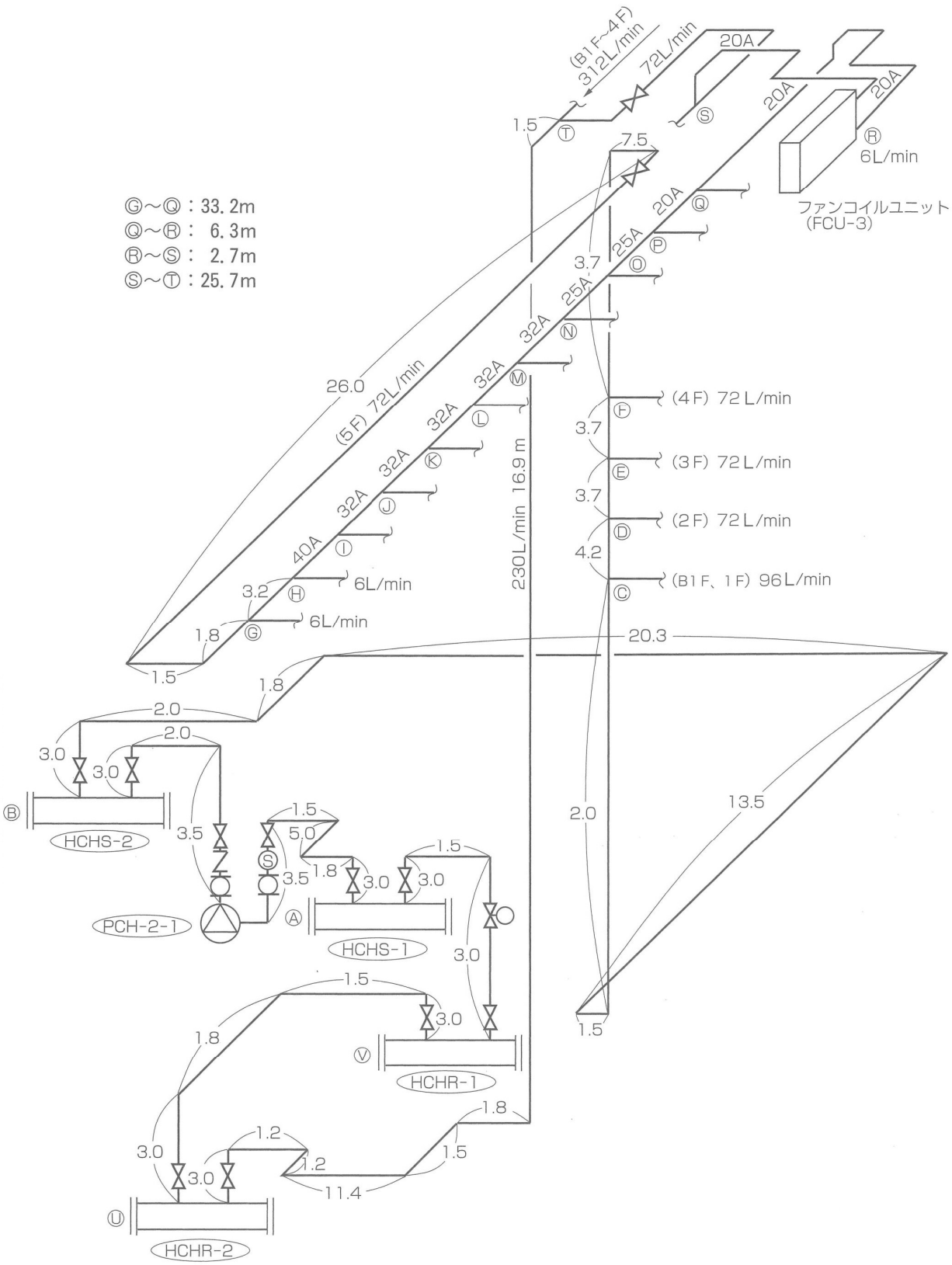
空　気　調　和　設　備

冷温水２次配管の算定

（様式　機－042）

冷　温　水　２　次　ポ　ン　プ　系　統　ア　イ　ソ　メ　図

ポンプより最も遠いファンコイルユニット
について算定する。（次ページ参照）
但し、空気調和機系統についても算出し、
確認を行うこと。



空　気　調　和　設　備

配管　（全揚程）　の算定

設計基準関連ページ 566～572

（様式　機－042）

冷温水２次配管の算定										管　種	配管用炭素鋼鋼管（白）	
区　間	流　量 [L/min]	流　速 [m/s]	管　径	局部抵抗の相当量 L' [m] 又は K 局部抵抗の種類	1個当たりの相当長	数　量	計又はK [m]	実　長 L [m]	換算長 $L+L'+l'$ 又は $L(1+K)+l'$ [m]	単位抵抗 R [kPa/m]	区間抵抗 $R(L+L')$ 又は機器等の抵抗 [kPa]	備　考
A ～ B	384	1.3	80					23.3	67.9	0.38	25.8	
				GV	0.63	4	2.5					
				90° エルボ	3	7	21.0					
				防振継手	0.63	2	1.3	44.6				
				Y形ストレーナー	14.11	1	14.1					
				逆止弁スイング形	5.7	1	5.7					
B ～ C	384	1.3	80					44.1	62.7	0.38	23.8	
				GV	0.63	1	0.6					
				90° エルボ	3	6	18.0	18.6				
C ～ D	288	1.3	65					4.2	5.0	0.52	2.6	
				チー直	0.75	1	0.8					
D ～ R	（省略）										50.0	（仮定）
R ～ S	6	0.3	20					2.7	7.3	0.11	0.8	
				90° エルボ	0.75	5	3.8					
				合流	0.75	1	0.8	4.6				
S ～ T	72	0.9	40					25.7	32.0	0.41	13.1	
				90° エルボ	1.5	3	4.5					
				合流	1.5	1	1.5	6.3				
				GV	0.3	1	0.3					
T ～ U	384	1.3	80					38.5	60.1	0.38	22.8	
				90° エルボ	3	7	21.0					
				GV	0.63	1	0.6	21.6				
U ～ V	384	1.3	80					9.3	19.6	0.38	7.4	
				90° エルボ	3	3	9.0					
				GV	0.63	2	1.3	10.3				
V ～ A	384	1.3	80					7.5	16.0	0.38	6.1	
				90° エルボ	3	2	6.0					
				GV	0.63	2	1.3	8.5				
				電動弁	1.2	1	1.2					

区間、流量、実長は冷温水二次ポンプ系統図アイソメ図による。

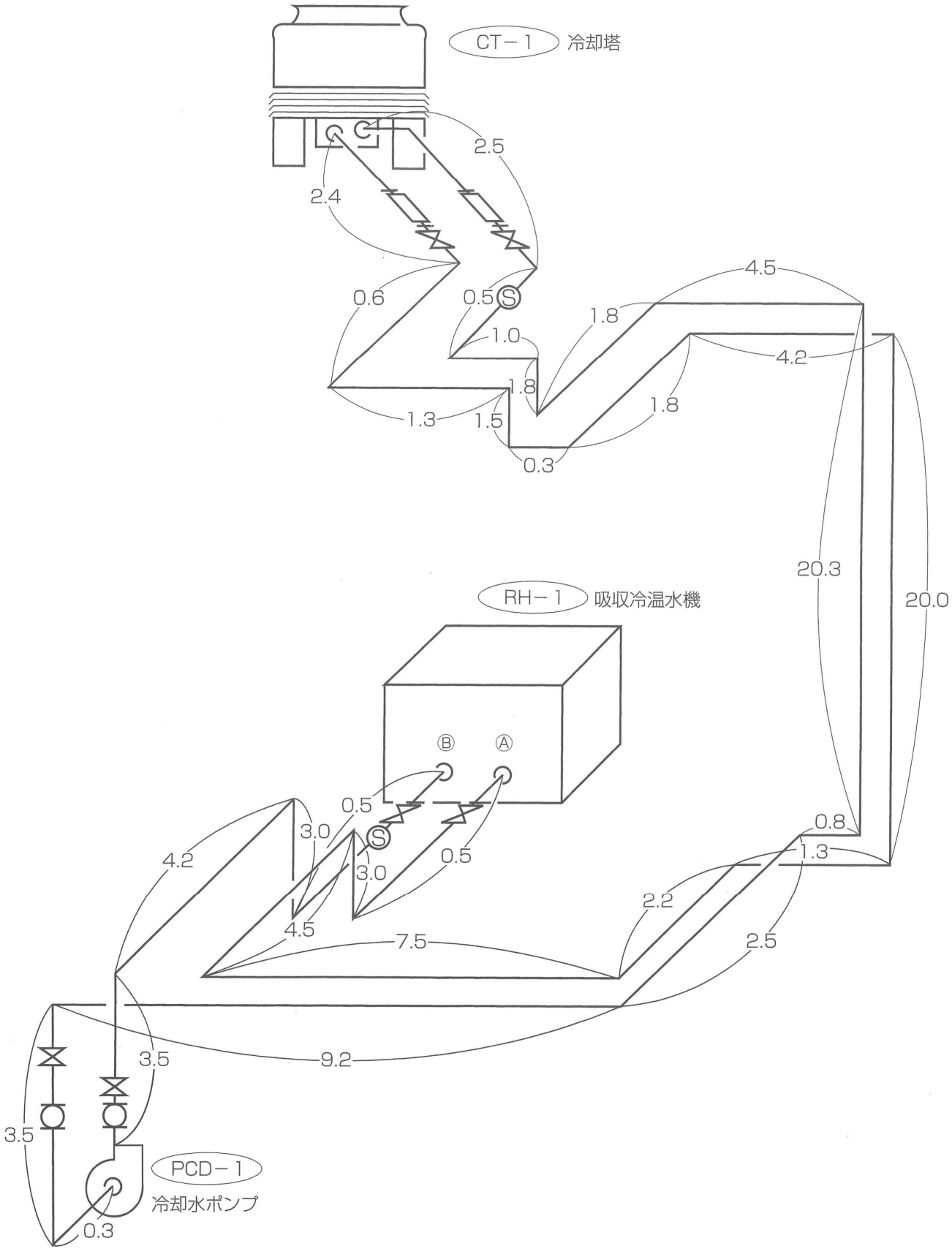
設計基準　表　11-1 (a)(p.453)による。

配管抵抗（小計）	P_1			152.4
機器内圧力損失 吸収冷温水機	P_2			18.0
機器内圧力損失 ヘッダー（1次、2次、往・還）	P_3			20.0 （仮定値）
機器内圧力損失	P_4			
機器内圧力損失	P_5			
機器内圧力損失	P_6			
計	$P'=P_1+P_2+P_3+P_4+P_5+P_6$	[kPa]		190.4
余　裕　係　数	K(=1.1～1.2)			1.1
全　揚　程	$H=K\cdot P'/9.81$	[m]		21.3

冷却水配管の算定

（様式　機－042）

冷　却　水　ポ　ン　プ　系　統　ア　イ　ソ　メ　図



空　気　調　和　設　備

配管　（全揚程）　の算定

設計基準関連ページ 566・573～574

（様式　機－042）

冷却水配管の算定									管　種	配管用炭素鋼鋼管（白）	
区　間	流　量 [L/min]	流　速 [m/s]	管　径	局部抵抗の相当量 L' [m] 又は K 局部抵抗の種類	1個当たりの相当長	数　量	計又はK [m]	実　長 L [m]	換算長 $L+L'+l'$ 又は $L(1+K)+l'$ [m]	単位抵抗 R [kPa/m]	区間抵抗 $R(L+L')$ 又は機器等の抵抗 [kPa]	備　考
A ～ B	2,322	2.0	200					111.0	423.2	0.12	50.8	
（様式　機－014）				GV	1.4	6	8.4					
				Y型ストレーナー	54.83	2	109.7	312.2				
				防振継手	1.4	2	2.8					
				フレキシブルジョイント	1.4	2	2.8					
				90° エルボ	6.5	29	188.5					
配　管　抵　抗　（小　計）					P_1				[kPa]		50.8	
機器内圧力損失	吸収冷温水機				P_2				[kPa]		111.0	
	冷却塔				P_3				[kPa]		47.0	（仮定値）
					P_4				[kPa]			
					P_5				[kPa]			
					P_6				[kPa]			
計					$P'=P_1+P_2+P_3+P_4+P_5+P_6$				[kPa]		208.8	
余　裕　係　数					K(=1.1～1.2)						1.1	
全　揚　程					$H=K\cdot P'/9.81$				[m]		23.4	

様式　機－012 より。

様式　機－014 より。

空　気　調　和　設　備

開放式膨張タンクの算定

設計基準関連ページ 400～403、569～571

（様式　機－043）

配　管　内　水　量　V_1

直　径	管長 [m] 計算			計	単位内容積 [L/m]	水　量 [L]
鋼管（白）						
125	A=35			35.0	13.44	470
100	D=25			25.0	8.71	218
80	B=23.3	C=23.3	D=38.3	84.9	5.12	435
65	B=44.5+38.5+9.3	C=124	D=60	283.8	3.62	1,027
〃	+4.2+3.7					
50	B=3.7	C=4	D=50	57.7	2.20	127
40	B=40.5	C=80		120.5	1.36	164
32	B=25.7+3.2+33.2	C=35		97.1	1.00	97
20	B=6.3+2.7	C=10		19.0	0.37	7
（凡例）						
A＝PCH-1　系統（様式 機-042）						
B＝PCH-2-1 系統（様式 機-042）						
C＝PCH-2-2 系統（仮定）						
D＝PCH-2-3 系統（仮定）						
合　計						2,545

立主管及び横主管のみの算定としてもよい。

機　器　内　水　量　V_2

機　器　名	計　算	台　数	水　量 [L]
吸収冷温水機	製造者仕様値による。	1	650
冷温水ヘッダー	（250φ）50.75L/m×2.5m	4	508
ファンコイルユニット		120	-
空調機		6	-
合　計			1,158

ファンコイルユニット及び空調機は算定しなくてもよい。

開　放　式　膨　張　タ　ン　ク　の　算　定

配管内水量	V_1	[L]	2,545	比体積 [L/kg]	水温 [℃]
機器内水量	V_2	[L]	1,158		
装置内全水量	$V=V_1+V_2$	[L]	3,703	最低使用温度時 v_1	1.0000　5（初期時）
膨張量	$\Delta V=(v_2-v_1)V$	[L]	53.0	最高使用温度時 v_2	1.0143　55（暖房時）
膨張タンクの容量	$V_T=K\cdot\Delta V=$ 1.5 × 53.0 ＝ 79.5			記号	TE-100
	K：余裕係数（1.5～2.5）				

備　考	各種管径における単位内容積													
管　径	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
単位内容積 [L/m]	0.20	0.37	0.60	1.00	1.36	2.20	3.62	5.12	8.71	13.44	18.92	32.91	50.75	72.92

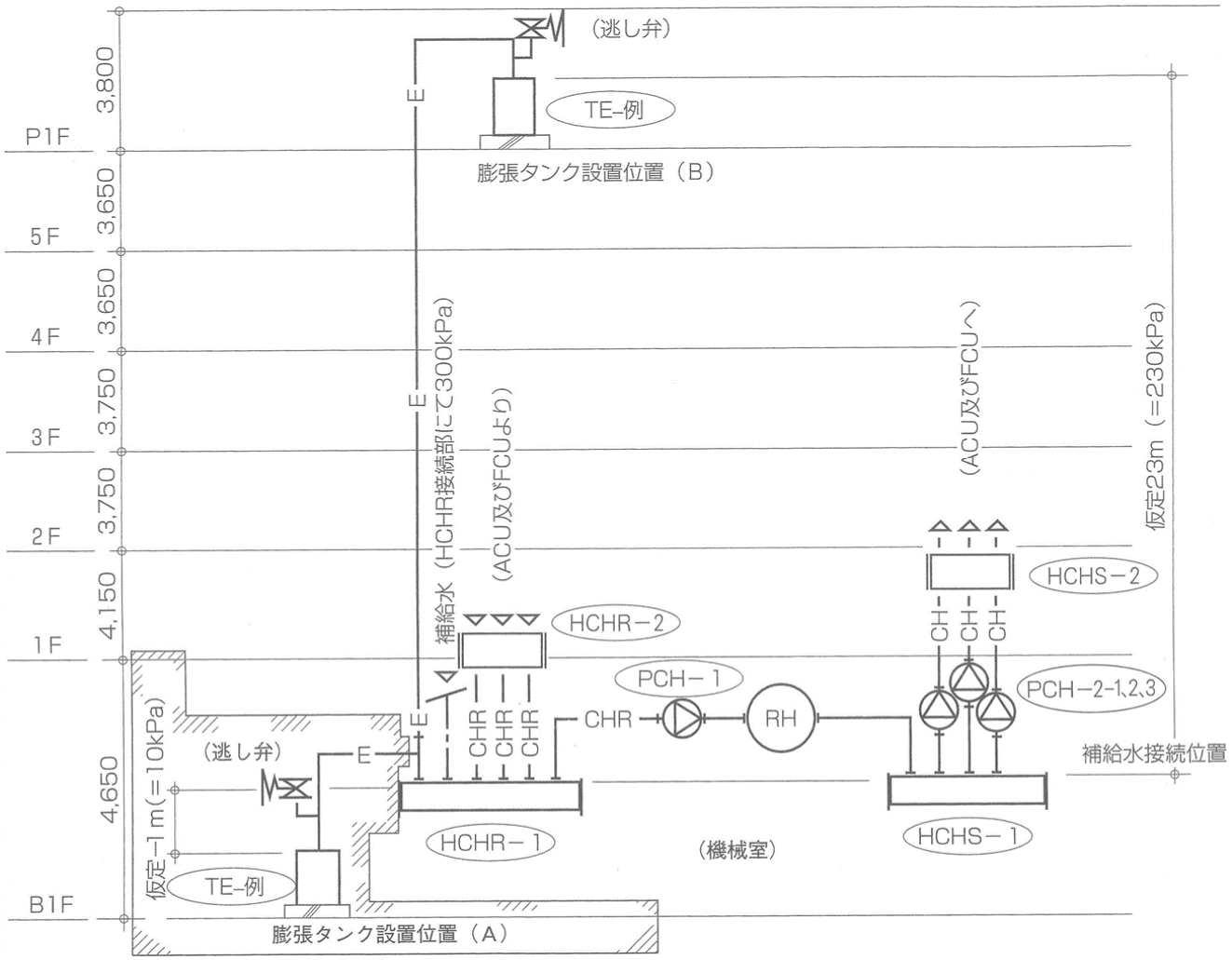
水の比体積											
水温 [℃]	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
比体積 [L/kg]	1.0001	1.0000	1.0003	1.0009	1.0017	1.0029	1.0043	1.0058	1.0077	1.0098	1.0120
水温 [℃]	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	
比体積 [L/kg]	1.0143	1.0169	1.0196	1.0226	1.0257	1.0289	1.0322	1.0357	1.0393	1.0431	

空　気　調　和　設　備

密閉形隔膜式膨張タンクの算定

（様式　機－044）

冷温水配管系統図（密閉形隔膜式膨張タンクの算定）



	設置位置（A）	設置位置（B）
a：膨張タンクに加えられる補給水圧力（＝（接続位置補給水圧力）－（補給水接続位置から膨張タンク設置位置までの損失圧力））［kPa］	300-(-10) ＝ 300	300-(230) ＝ 70
b：循環ポンプにより膨張タンクに加えられる圧力（膨張タンクを循環ポンプ吸い込み側に設ける場合は、0とする。）［kPa］	＝ 0	＝ 0
	1次、2次ポンプ回路方式の場合は、各ポンプとも、ヘッダーを起点又は終点として全揚程を計算しているため、0となる。	
c：大気圧力（＝101.325）［kPa］	＝ 101.3	＝ 101.3
d：逃し弁セット圧力［kPa］	（仮定） ＝ 500	（仮定） ＝ 500
e：逃し弁に対する余裕（＝d×0.1）［kPa］	＝ 50	＝ 50
f：逃し弁に加えられる補給水圧力（＝（接続位置補給水圧力）－（補給水接続位置から逃し弁接続位置までの損失圧力））［kPa］	300-0 ＝ 300	300-(230) ＝ 70
g：循環ポンプにより逃し弁に加えられる圧力（＝（循環ポンプの吐出揚程）－（循環ポンプから逃し弁接続位置までの損失圧力））［kPa］	＝ 0	＝ 0
	各ポンプとも、ヘッダーを起点又は終点として全揚程を計算しているため、0となる。	

空　気　調　和　設　備

密閉形隔膜式膨張タンクの算定

設計基準関連ページ 400～403、569～571

（様式　機－044）

配　管　内　水　量　V_1

管　径	管　長　[m] 計　算	計	単位内容積 [L/m]	水　量 [L]
鋼管（白）				
125	A=35	35.0	13.44	470
100	D=25	25.0	8.71	218
80	B=23.3　C=23.3　D=38.3	84.9	5.12	435
65	B=44.5+38.5+9.3　C=124　D=60	283.8	3.62	1,027
〃	+4.2+3.7			
50	B=3.7　C=4　D=50	57.7	2.20	127
40	B=40.5　C=80	120.5	1.36	164
32	B=25.7+3.2+33.2　C=35	97.1	1.00	97
20	B=6.3+2.7　C=10	19.0	0.37	7
（凡例）				
A＝PCH-1　系統（様式 機-042）				
B＝PCH-2-1　系統（様式 機-042）				
C＝PCH-2-2　系統（仮定）				
D＝PCH-2-3　系統（仮定）				
合　計				2,545

機　器　内　水　量　V_2

機　器　名	計　算	台　数	水　量 [L]
吸収冷温水機	製造者仕様値による。	1	650
冷温水ヘッダー	（250φ）50.75L/m×2.5m	4	508
ファンコイルユニット		120	－
空調機		6	－
合　計			1,158

密　閉　形　隔　膜　式　膨　張　タ　ン　ク　の　算　定

配管内水量 V_1	[L]	2,545	比体積 [L/kg]			水温 [℃]
機器内水量 V_2	[L]	1,158				
装置内全水量 $V=V_1+V_2$	[L]	3,703	最低使用温度時	v_1	1.0000	5（初期時）
膨張量 $\Delta V=(v_2-v_1)V$	[L]	53.0	最高使用温度時	v_2	1.0143	55（暖房時）

膨張タンクの最低使用圧力 P_1
(=a+b+c)　[kPa(絶対圧力)]
(膨張タンク空気室初期充てん圧力)

$P_{1(A)}$=a+b+c ＝ 411
$P_{1(B)}$=a+b+c ＝ 171

a：膨張タンクに加えられる補給水圧力（＝（接続位置補給水圧力）－（補給水接続位置から膨張タンク設置位置までの損失圧力））　[kPa]
b：循環ポンプにより膨張タンクに加えられる圧力　[kPa]
c：大気圧力（＝101.13）　[kPa]

膨張タンク内の圧力がP_1の状態から水の膨張による圧力上昇として許容できる幅
ΔP (=d-(e+f+g))　[kPa]

$\Delta P_{(A)}$=d-(e+f+g)= 150
$\Delta P_{(B)}$=d-(e+f+g)= 380

d：逃し弁セット圧力　[kPa]
e：逃し弁に対する余裕（＝d×0.1）　[kPa]
f：逃し弁に加えられる補給水圧力（＝（接続位置補給水圧力）-（補給水接続位置からの逃し弁接続位置までの損失圧力）　[kPa]
g：循環ポンプにより逃し弁に加えられる圧力(=(循環ポンプの吐出揚程)-(循環ポンプから逃し弁接続位置までの損失圧力)　[kPa]

膨張タンクの最高使用圧力 P_2
(=P_1+ΔP)　[kPa(絶対圧力)]

$P_{2(A)}=P_{1(A)}+\Delta P_{(A)}$= 561
$P_{2(B)}=P_{1(B)}+\Delta P_{(B)}$= 551

密閉形融膜式膨張タンクの最小有効容積 V_T [L]

$$V_T=\frac{\Delta V}{1-\frac{P_1}{P_2}}$$

$V_{T(A)}$ $= \dfrac{53}{1-\frac{411}{561}} = 198$

$V_{T(B)}$ $= \dfrac{53}{1-\frac{171}{551}} = 77$

空　気　調　和　設　備

送　風　機　の　算　定

設計基準関連ページ 470～474

（様式　機－051）

送　　風　　機

記号	系統	形式番号	風量 Q [m³/h]	風量 Q [m³/min]	吐出速度 [m/s]	圧力 [Pa] 全圧 P_t	圧力 [Pa] 動圧	圧力 [Pa] 静圧	電動機出力 [kW]	全圧効率 η_f	電動機補正係数 K	電動機 [kW] 計算出力 M	電動機 [kW] 定格出力
FE-1	便所	No. 2 1/2	3,700	61.7		220	55	165	0.75	0.47	1.1	0.53	0.75
FE-2	厨房（排）	No. 3	5,990			300	70	230	1.5				

便所系統及び厨房系統排気送風機について算定例を示す。

様式　機－061 より。

電動機出力は、**設計基準 473ページ 図 13-4 (a)** により決定した。

FE-1の電動機出力を設計基準 471ページの計算式により算出する場合の例を示す。

$$M = K \frac{Q \cdot P_t}{60{,}000 \cdot \eta_f}$$

$$= 1.1 \times \frac{61.7 \times 220}{60{,}000 \times 0.47}$$

$$= 0.53 \rightarrow 0.75\ \text{kW}$$

多翼送風機の電動機出力　M [kW]

$$M = K \frac{Q \cdot P_t}{60{,}000 \cdot \eta_f}$$

ここに、　K：補正係数（＝1.1～1.2）

Q：風　量 [m³/min]

P_t：送風機全圧 [Pa]

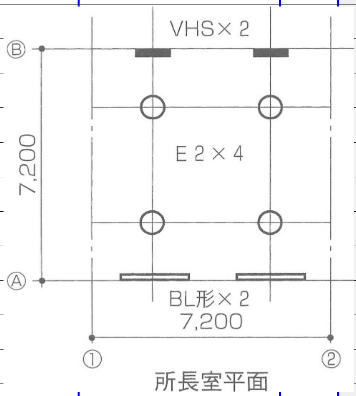
η_f：全圧効率

空 気 調 和 設 備

吹 出 口 の 算 定

設計基準関連ページ 480〜493

（様式 機−052）



吹出口													
系統名	階	室 名	全風量 [m³/h]	種 類	個数	風量 [m³/(h･個)] 計算値	決定値	吹出速度 [m/s]	騒音値 [dB(A)]	対向壁･窓等までの距離 [m]	拡散半径 [m]	到達距離 [m]	吹出角度
								（ネック風速）			（最大）	（最大）	
ACU-2	2	所長室	680	E2-12.5	4	170.0	170	3.9	35.5		2.2/1.2	2.8/1.8	
（様式 機−022−1 より）								設計基準 図16-2 (p.485)	設計基準 図16-1(b) (p.484)		（最小）	（最小）	
										（7.2×0.8=5.8m地点の気流幅）			
		〃	680	VHS-350×200	2	340.0	340	2.1	−	7.2	2.0	7.2	A
								設計基準 図16-6(a) (p.487)					
											（4×1.1=4.4m）		
		〃	680	1,200-BLD	2	340.0	340		33.0			4.4	
							（300m³/(h･m)）		設計基準 図16-4(a) (p.489)				

空　気　調　和　設　備

吸 込 口 ・ 排 気 口 の 算 定

設計基準関連ページ 480～482、536

（様式　機－053）

吸　込　口　・　排　気　口　・　ガ　ラ　リ

系統名	階	室　名	全風量 [m^3/h]	種　類	個数	風　量 [$m^3/(h\cdot個)$]	通過風速 [m/s]	必要開口 [m^2]	開口率 [－]	必要面積 [m^2]
ACU-2	2	空調機械室	6,260	GVS-400×1,100	2	3,130	3	0.29	0.70	0.42
		所長室	680	GV-300×700	1	680	2	0.09	0.70	0.13
		事務室Ａ	3,320	ドアガラリ	－	3,320	2	0.46	0.35	1.32
		交換室	240	〃	－	240	2	0.03	0.35	0.09
		交換機械室	550	〃	－	550	2	0.08	0.35	0.23
		休養室	210	〃	－	210	2	0.03	0.35	0.09
		前室	30	〃	－	1,030	2	0.14	0.35	0.40

ACU-2系統南側について算定例を示す。

開口率は、仮定値として記載した。

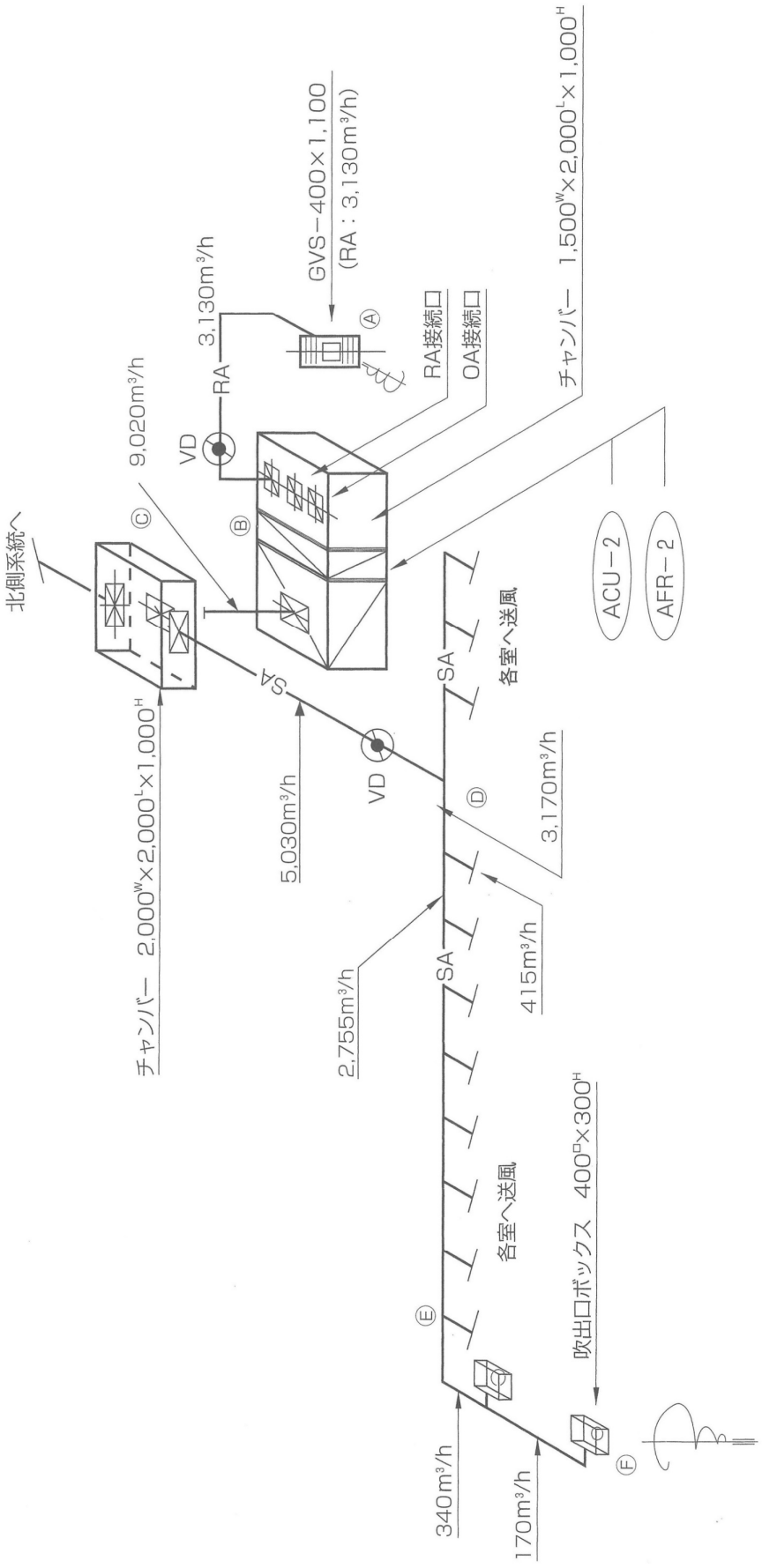
前室の風量（1,030m^3/h）は、交換室、交換機械室、休養室及び前室の風量が全て通過するものとして算定した。
（風量は、**様式　機－022－1**　各室風量より）

空　気　調　和　設　備

ダ　ク　ト　の　算　定

（様式　機－054）

ダクト系統図	系　統	ACU-2	吹出方式	天井吹出



空　気　調　和　設　備

ダ　ク　ト　の　算　定

設計基準関連ページ 484、590～607

（様式　機－054）

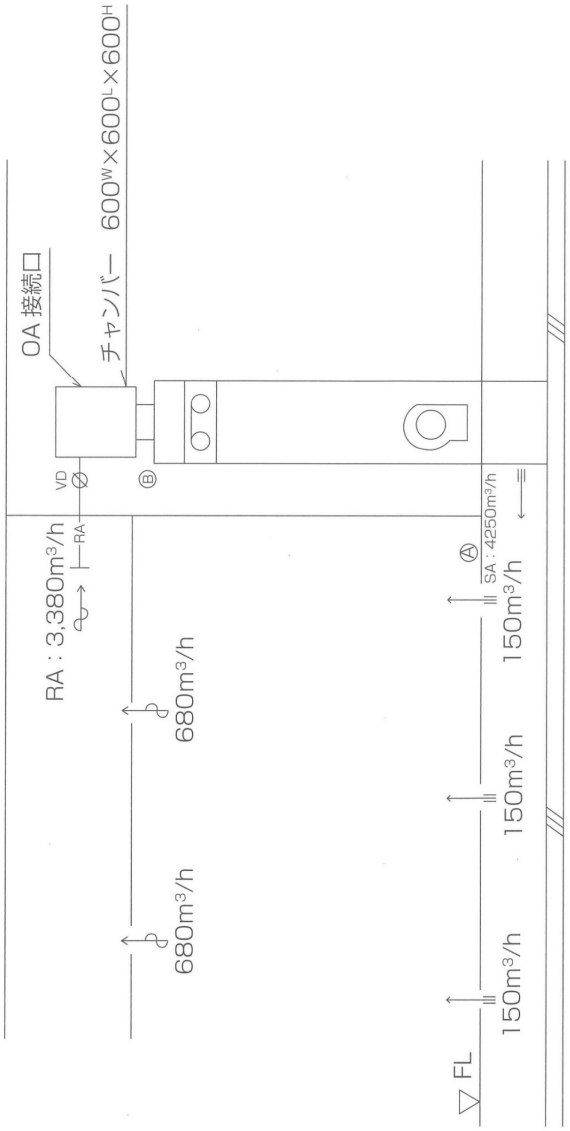
ダ　ク　ト　抵　抗　計　算							計算方法	定圧法	系　統	ACU-2	吹出方式	天井吹出
区　間	種　類	風　量 [m^3/h]	風　速 [m/s]	ダクト寸法 [mm] 円　形	ダクト寸法 [mm] 矩　形	動　圧 [Pa]	抵抗係数	単位抵抗 [Pa/m]	管　長 [m]	抵　抗 [Pa]	抵抗計 [Pa]	備　考
A ～ B	吸込口	3,130	2.9		400× 1,100	5.0	2.10			10.6	60.2	様式　機－053　より
	急縮小	3,130	2.9		400× 400	5.0	0.26			1.3		
	ダクト	3,130	6.0		400× 400	21.6		0.8	3.0	2.4		
	ベンド	3,130	6.0		400× 400	21.6	0.21			4.5		90° R=400
	ベンド	3,130	6.0		400× 400	21.6	0.21			4.5		90° R=400
	ベンド	3,130	6.0		400× 400	21.6	0.21			4.5		90° R=400
	ＶＤ	3,130	6.0		400× 400	21.6	0.52			11.2		対向翼　θ=0°
	急拡大	3,130	6.0		1,500× 2,000	21.6	0.98			21.2		
B ～ C	ダクト	9,020	8.3		600× 550	41.3		1.0	1.0	1.0	41.5	
	急拡大	9,020	8.3		2,000× 2,000	41.3	0.98			40.5		
C ～ D	急縮小	5,030	0.8		650× 350	0.4	0.43			0.2	30.8	縮小前 ($2,000^L \times 1,000^H$)
	ダクト	5,030	7.0		650× 350	29.4		0.9	2.0	1.8		
	ＶＤ	5,030	7.0			29.4	0.52			15.3		対向翼　θ=0°
	分岐（分）	3,170	7.0			29.4	0.46			13.5		
D ～ E	ダクト	3,170	6.7		550× 350	26.9		0.6	1.0	0.6	5.1	
	分岐（直）	2,755	6.7			26.9	0.15			4.0		
	ダクト	2,755	6.5		550× 350	25.4		0.5	1.0	0.5		
	（省略）									20.0	20.0	（仮定）
E ～ F	ダクト	340	3.8		250× 150	8.7		1.0	4.0	4.0	49.4	
	ベンド	340	3.8		250× 150	8.7	0.25			2.2		90° R=250
	分岐（直）	170	3.8			8.7	0.06			0.5		
	ダクト	170	3.2		150× 150	6.1		0.9	3.0	2.7		
	ベンド	170	3.2		150× 150	6.1	0.25			1.5		90° R=150
	急拡大	170	3.2		400× 300	6.1	0.64			3.9		
	急縮小	170	0.6	150ϕ		0.2	0.42			0.1		
	吹出口	170		E_2-12.5						34.5		表　16-1(b)　より
計			$\Sigma \Delta P_t$			[Pa]				207.0		
機器類圧力損失			ΣP_l			[Pa]				240.0		エアフィルター 初期圧力損失　120×2=240
送風機全圧			$P_t = \Sigma \Delta P_t + \Sigma P_l$			[Pa]				447.0		

空　気　調　和　設　備

ダ　ク　ト　の　算　定

（様式　機－054）

ダクト系統図	系　統	事務室A	吹出方式	床吹出



空　気　調　和　設　備

ダ　ク　ト　の　算　定

設計基準関連ページ 493、590～607

（様式　機－054）

ダクト抵抗計算							計算方法	定圧法	系統	事務室A	吹出方式	床吹出
区間	種類	風量 [m^3/h]	風速 [m/s]	ダクト寸法 [mm] 円形	ダクト寸法 [mm] 矩形	動圧 [Pa]	抵抗係数	単位抵抗 [Pa/m]	管長 [m]	抵抗 [Pa]	抵抗計 [Pa]	備考
												設計基準　表16-8（p.493）
A ～ B	吹出口	150								32.0	70.3	ＦＡ形
	吸込口	680	3.0			5.4	2.10			11.3		
	ダクト	3,380	6.3		400× 400	23.8		0.99	5.0	5.0		
	ＶＤ	3,380	6.3		400× 400	23.8	0.52			12.4		対向翼　θ=0°
	急拡大	4,250	6.3		600× 600	23.8	0.32			7.6		
	急縮小	4,250	2.8		400× 400	4.7	0.26			1.2		
	ダクト	4,250	7.9		400× 400	37.4		1.52	0.5	0.8		
計				$\Sigma \Delta P_t$		[Pa]				70.3		
機器類圧力損失				ΣP_l		[Pa]				－		
送風機全圧				$P_t=\Sigma \Delta P_t+\Sigma P_l$		[Pa]				70.3		

防 音 及 び 防 振
室 内 防 音 計 算

設計基準関連ページ 906～919

（様式 機－055）

室 内 防 音 計 算

階	2	系 統	ACU-2	室 名	所長室	56.3 ㎡	許容騒音（NC値）	平均	40

機器		吹出口等		備考
機器名	ユニット型空気調和機	形式	E_2-12.5	ACU-2ダクト系統図より
形式	多翼送風機	風量 Q ［㎥／h］	170	
風量 Q ［㎥／h］	9,020	気流速度 ［m／s］	3.9	
静圧 P ［Pa］	320	実効吹出口数(個数2以上は2)	2(4)	

種別：分岐による減音量 R ［dB］（各周波数共通）　　**計算**　　**備考**

Q_M：分岐前風量 ［㎥／h］　　Q_B：分岐後風量 ［㎥／h］

	Q_{M1}	Q_{B1}	Q_{M2}	Q_{B2}	Q_{M3}	Q_{B3}	Q_{M4}	Q_{B4}
風量：Q_M Q_B	9,020	5,290	5,290	4,320	4,320	960	960	240
R=10 $\log_{10}(Q_M/Q_B)$	2.3		0.9		6.5		6.0	
合計	15.75							

消音チャンバーの減音量 R_C ［dB］

消音チャンバーの諸元

W_W、L_W、H_W：チャンバー内側寸法 ［m］　S_w：チャンバー内側の表面積 ［㎡］

W_e、L_e：チャンバー出口寸法 ［m］　S_e：出口断面積 ［㎡］

	W_W	L_W	H_W	S_w	W_e	L_e	S_e	吸音材
消音チャンバー	1.5	2	1	13	0.7	0.6	0.42	GW50t
消音チャンバー	2	2	1	16	0.8	0.35	0.28	GW50t
消音ボックス	0.4	0.4	0.3	0.8	0.15	0.15	0.0225	GW25t

内張り吸音材の吸音率 d

材質 ＼ 中心周波数 ［Hz］	63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	備考
GW25t	0.02	0.03	0.22	0.69	0.91	0.96	0.99	設計基準
GW50t	0.18	0.22	0.82	1.00	1.00	1.00	1.00	表 1-6
								(p. 911) より

各消音チャンバーの各減音量

R_c=10 $\log_{10}(\frac{A}{S_e})$　$A=S_w$d

	63	125	250	500	1,000	2,000	4,000
消音チャンバー	7.46	8.33	14.05	14.91	14.91	14.91	14.91
消音チャンバー	10.12	10.99	16.71	17.57	17.57	17.57	17.57
消音ボックス	-1.48	0.28	8.93	13.90	15.10	15.33	15.47
合計	16.10	19.61	39.69	46.37	47.58	47.81	47.94

実効吹出数による効果 NR ［dB］　$NR=10\log_{10}N_e$　10 $\log_{10}$ 2 ＝ 3　　N_e= 2

指向性による効果 K_r ［dB］

D：方向係数　r：吹出口から計算点までの距離 ［m］　R：室定数 ［㎡］　A：室内面の表面積 ［㎡］　α：室内平均吸音率

$K_r=10\log_{10}(\frac{D}{4\pi r^2}+\frac{4}{R})$　　10 log10($\frac{2}{55.4}$ + $\frac{4}{60.5}$)=-9.9

ここに、$R=\frac{A\alpha}{1-\alpha}$　　$\frac{181.4\times0.25}{1-0.25}$=60.5

D= 2　r= 2.1　A= 181.4　α= 0.25

	中心周波数 ［Hz］	63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	備考
1	相対バンドパワーレベル K_B								
	発生騒音パワーレベル $PWL_B=K_B+10\log_{10}(Q/3{,}600)+20\log_{10}P+C$	95	91	87	84	82	80	76	
2	減音要素：消音チャンバー R_C	16.1	19.61	39.69	46.37	47.58	47.81	47.94	
	減音要素：直角エルボ	0	0	0	0	1	2	3	
	減音要素：分岐による減音 R	15.75	15.75	15.75	15.75	15.75	15.75	15.75	
	減音要素：その他								
3	ダクト内騒音 PWL_d	63.15	55.64	31.56	21.88	17.67	14.44	9.31	
4	許容騒音 （NC値）	63	56	49	44	41	39	38	平均
5	実効吹出数による効果 NR	3	3	3	3	3	3	3	
	指向性による効果 K_r	-9.9	-9.9	-9.9	-9.9	-9.9	-9.9	-9.9	
	吹出口発生騒音による許容値の修正	3	3	3	3	3	3	3	
6	修正許容騒音 PWL_{dd}	66.9	59.9	52.9	47.9	44.9	42.9	41.9	
7	必要減音量 WL_d-PWL_{dd}（0以下なら減音措置は不要）	－	－	－	－	－	－	－	0以下は－と表記

発生騒音パワーレベルは、製造者値を記載した。
吹出口消音ボックスは、チャンバーとみなして算定した。

換　気　設　備

換　気　量　の　算　定

設計基準関連ページ 532～539

（様式　機－061）

一　般　換　気

送風機 記号	送風機 系統	階	室名	換気種別	面積 [㎡]	容積 [㎥]	換気回数 [回/h]	換気率 [㎥/(h･㎡)]	換気風量 [m^3/h]	系統別風量 [㎥/h]	備考
FE-1	便所	B1	女子便所	3	9.0	21.6	10		220		
			男子便所	3	14.2	34.1	10		340		
		1	女子便所	3	7.4	17.8	10		180		
			男子便所	3	12.9	31.0	10		310		
		2～5	女子便所	3	12.8	30.7	10		310×4F		
			男子便所	3	14.2	34.1	10		350×4F		
			計							3,700	
FE-2	厨房(排)	B1	厨房	1	55.4	149.6	40		5,990		（様式 機－062により比較）
	（ガス）		計							5,990	
FS-2	厨房(給)	B1	厨房	1					5,090		5,990×0.85
	（ガス）		計							5,090	
FE-3	厨房(排)	B1	厨房	1	55.4	149.6	20		3,000		（様式 機－062により比較）
	（電気）		計							3,000	
FS-3	厨房(給)	B1	厨房	1					2,550		3,000×0.85
	（電気）		計							2,550	

設計基準　表3-1 (p.533)
5～15 回/h より選定した。

設計基準　表4-1 (p.536) 40～60 回/h より選定した。

設計基準　表4-1 (p.536) 20～ 回/h より選定した。

換　気　設　備

換　気　量　の　算　定

設計基準関連ページ 536～539

（様式 機－062）

火を使用する室の換気（1）

系統名	設置場所	換気種別	器具名	燃料種別	理論廃ガス量 κ [m³/(kW・h)]	燃料消費量 Q [kW]	排気装置別定数	有効換気量 [m³/h]	換気回数による換気量 [m³/h]	系統別風量 [m³/h]
FE-2	厨房	1	食器洗浄	ガス	0.93	30.0	30.0	840		
			回転釜	ガス	0.93	25.0	30.0	700		
			フライヤー	ガス	0.93	14.0	30.0	400		
			魚焼器	ガス	0.93	13.0	30.0	370		
			レンジ	ガス	0.93	77.0	30.0	2,150		
			ガステーブル	ガス	0.93	20.0	30.0	560		
			（計）					5,020	＜ 5,990	5,990
									（様式 機-061により）	

ここではフード面速による風量計算は省略した。

〔排気装置別定数〕

1. 外壁の開口部に直接換気扇を設ける場合　40
2. 煙突に換気扇等を設ける場合　2
3. 排気フードを有する排気筒に換気扇を設ける場合
   - (イ) 建告 1403号第3第4号(イ)のフード(排気フードⅠ型)　30
   - ロ) 建告 1403 号第3第4号(ロ)のフード(排気フードⅡ型)　20

換　気　設　備

換　気　量　の　算　定

設計基準関連ページ 536～539

（様式 機－063）

火を使用する室の換気（2）

系統名	設置場所	換気種別	器具名	燃料種別	電気式厨房器具の換気係数 e [m³/(kW・h)]	電気式厨房器具の電気容量 P [kW]	有効換気量 [m³/h]	換気回数による換気量 [m³/h]	系統別風量 [m³/h]
FE-3	厨房	1	レンジ	電気	30	26.6	800		
			テーブルコンロ	電気	30	3.3	100		
			フライヤー	電気	30	12.0	360		
			炊飯器	電気	30	21.0	630		
			（計）				1,890	＜ 3,000	
								（様式 機-061により）	
系統名	設置場所	換気種別	器具名	燃料種別	フード部の面風速 V [m/s]	フードの面積 A [m²]	有効換気量 [m³/h]	換気回数による換気量 [m³/h]	系統別風量 [m³/h]
FE-3	厨房	1	レンジ	電気	0.3	1.8	1,950		
			テーブルコンロ	電気	0.3	0.5	540		
			フライヤー	電気	0.3	0.9	980		
			炊飯器	電気	0.3	0.9	980		
			（計）				4,450	＞ 3,000	4,450
								（様式 機-061により）	

換　気　設　備

換　気　量　の　算　定

設計基準関連ページ 540～545

（様式　機－064）

熱　源　機　械　室　・　電　気　室　等　の　換　気（1）

様式　機-012 より。

系統名	室名	換気種別	計算式	計算	備考
熱源機械室	ボイラー室等（吸収冷温水機設置室）	1	イ）給気量　Q_1 $Q_1=\frac{1{,}000(H_1+H_2)}{0.33(t_1-t_2)}+V\cdot q$　[m³/h] H_1：機器本体からの放熱量　[kW] H_2：煙道からの放熱量　[kW] $H_2=A\cdot K(t_3-t_1)/1{,}000$ A：煙道表面積　[m²] K：煙道（断熱材及び外装材を含む）の熱通過率　[W/(m²·K)] t_1：ボイラー室等許容最高温度　（＝40℃） t_2：設計外気温度　[℃] t_3：煙道内温度（機器排ガス温度）　[℃] V：ボイラー等の消費熱量　[kW] q：1kW当たりの必要空気量　（＝1.204m³/kW·h） ρ：燃料密度（ｶﾞｽの場合は不要） ロ）排気量　Q_2　[m³/h] $Q_2=Q_1-V\cdot q$	$H_1=$ 453 × 0.005 $=2.3$ $H_2=7\times0.52\times(300-40)/1{,}000$ $=0.95$ $V=\frac{C\cdot H}{3{,}600}$　（液体燃料の場合 $\frac{C\cdot\rho_o\cdot H_e}{3{,}600}$） $=\frac{38.3\times40{,}640}{3{,}600}$ $=432$ kW $Q_1=\frac{1{,}000\times(2.3+0.95)}{0.33\times(40-34.8)}$ $+432\times1.204$ $=1{,}894+520$ $=2{,}414$m³/h $Q_2\fallingdotseq1{,}890$m³/h	都市ガス（13A） バーナー燃焼量 $C=$ 38.3 m³/h ρ_0（ｶﾞｽの場合は不要） ＝ H（ｶﾞｽ燃料） ＝ 40,640kJ/m³ H_e(液体燃料) ＝ $A=7$ $K=0.52$ （仮定） $t_1=40$ $t_2=34.8$ $t_3=300$ $V=432$ $q=1.204$
（仮定）	コージェネレーションシステムの機器設置室	1	イ）給気量　Q_1　[m³/h] $Q_1=V_1+V_2$ V_1：室温上昇を抑えるために必要な空気量　[m³/h] $V_1=\frac{G\cdot H\cdot f+P\cdot(\frac{1}{\eta}-1)\cdot3{,}600}{1.2(t_1-t_2)}$ G：燃料ガス消費量　[m³(N)/h] H：燃料ガス低位発熱量　[kJ/m³(N)] f：機関の放散損失率　（＝0.03） P：発電機の定格出力　[kW] η：発電機効率　（＝0.916～0.918） t_1：コージェネレーション設置室許容最高温度　（＝40℃） t_2：夏期設計外気温度　[℃] V_2：燃焼に必要な空気量　[m³/h] $V_2=a\cdot G\cdot\varepsilon\cdot\frac{273+t_2}{273}$ a：完全燃焼理論空気量 ε：空気過剰率 ロ）排気量　Q_2　[m³/h] $Q_2=V_1$	$V_1=\{57.4\times40{,}640\times0.03+230\times(\frac{1}{0.917}-1)\times3{,}600\}/\{1.2\times(40-34.8)\}$ $\fallingdotseq23{,}230$ $V_2=11\times57.4\times1.6\times(\frac{273+34.8}{273})$ $\fallingdotseq1{,}140$ $Q_1=23{,}230+1140$ $=24{,}370$m³/h $Q_2=23{,}230$m³/h	$G=57.4$ $H=40{,}640$ (13A) $f=0.03$ $P=230$ $\eta=0.917$ （中間値とした） $t_1=40$ $t_2=34.8$ a＝11 $\varepsilon=1.6$

設計基準 901ページ 表 1-3、200kW クラス(50 Hz、230kW)の場合の算定例を示す。発電機効率は、発電機の出力を軸動力で割った値を示す。

換　気　設　備

換　気　量　の　算　定

設計基準関連ページ 540～545

（様式　機－065）

熱 源 機 械 室 ・ 電 気 室 等 の 換 気 (2)

系統名	室　名	換気種別	計算式	計算	備考
（仮定）	冷凍機室	1	法定冷凍トン 20～100 未満の場合 $Q_1 = 0.4 \times 60\,T$ ［㎥/h］ T：法定冷凍トン	$Q_1 =$ ≒	$T =$
			法定冷凍トン 100 以上の場合 $Q_1 = 2 \times 60\,T^{0.65}$ ［㎥/h］	$Q_1 = 2 \times 60 \times 150\text{^}0.65$ ≒ 3,120	$T = 150$
			室容積による場　合 $Q_2 = A_v \cdot n$ ［㎥/h］ A_v：室容積 ［㎥］ n：換気回数（＝5回/h）	$Q_2 = 409 \times 5$ ＝ 2,050	$A_v = 409$ n＝ 5
			Q＝Q1又はQ2 （$Q_1 > Q_2$の場合：Q_1）（$Q_1 < Q_2$の場合：Q_2）	$Q =$ 3,120 ［㎥/h］	
（仮定）	電気室	1	$Q = \dfrac{1{,}000H}{0.33(t_1 - t_2)}$ ［㎥/h］ H：変圧器の発熱量 ［kW］ t_1：電気室許容最高温度 （＝40℃） t_2：夏期設計外気温度 ［℃］ 冷房設備を併設する場合は中間期外気温度（夏期設計外気温度×0.8） **変圧器はモールド変圧器とし、三相：200kVA、単相：150kVAの場合の例を示す。**	$Q = \dfrac{1{,}000 \times 5.8}{0.33 \times (40.0 - 34.8)}$ ≒ 3,380	$H = 5.8$ $t_1 = 40.0$ $t_2 = 34.8$
（仮定）	エレベーター機械室	3	$Q = \dfrac{1{,}000H_E}{0.33(t_1 - t_2)}$ ［㎥/h］ $H_E = 0.00116\,L \cdot V \cdot F \cdot N$ （ロープ式の場合） H_E：エレベーター機器の発熱量 ［kW］ t_1：エレベーター機械室許容最高温度(＝40℃) t_2：夏期設計外気温度 ［℃］ （冷房設備を併設する場合は、中間期外気温度（夏期設計外気温度×0.8）） L：1台当りの積載量 ［kg/台］ V：定格速度 ［m/min］ F：起動頻度係数 N：台数 ［台］ **エレベーターは、乗用エレベーターを想定している。**	$H_E = 0.00116 \times 900 \times 60 \times \dfrac{1}{40} \times 2$ ≒ 3.13 $Q = \dfrac{1{,}000 \times 3.13}{0.33 \times (40 - 34.8)}$ ≒ 1,830	$t_1 = 40$ $t_2 = 34.8$ $L = 900$ $V = 60$ $F = \dfrac{1}{40}$ $N = 2$

換　気　設　備

換　気　量　の　算　定

設計基準関連ページ 533～536

（様式　機－066）

喫 煙 室 の 換 気

ア　喫煙臭を基準とした必要換気量

系統名	室　名	換気種別	計　算　式	計　算	備　考
（仮定）	喫煙室		$Q=\frac{W}{S}$ ［㎥/h］ $W=$ n･A･L･N W：喫煙量 ［mg/h］ S：喫煙臭を軽度に保つためのたばこ燃焼量/換気量 ［mg/㎥］ n：人員密度 ［人/㎡］ A：喫煙スペースの床面積 ［㎡］ L：たばこ1本当たりの燃焼量 ［mg/本］ N：喫煙者1人換算時の1時間当たりの喫煙本数 ［本/(h･人)］	$Q=\frac{33,600}{35.3}$ ≒ 960 $W=$ 0.4×10×700×12 ＝ 33,600	$S=$ 35.3 n= 0.4 $A=$ 10 $L=$ 700 $N=$ 12

設計基準（p.535）人員密度0.2～1.0 人/㎡ より、0.4 人/㎡ を選定した。

イ　空気清浄装置の循環風量

系統名	室　名	換気種別	計　算　式	計　算	備　考
（仮定）	喫煙室		$Q_r'=\frac{M_1-(C-C_o)\cdot Q}{C\cdot\eta'}$ $M_1=$ n･A･L_2･N Qr' 室内設置形空気清浄装置の循環風量 ［㎥/h］ M_1：浮遊粉じん発生量 ［mg/h］ C：設計用室内粉じん濃度 ［mg/㎥］ C_o：設計用外気粉じん濃度 ［mg/㎥］ η'：室内設置形空気清浄装置の粒子補集率 ［%］ L_2：たばこ1本当たりの浮遊粉じん発じん量 ［mg/本］	$Q_r'=\frac{936-(0.15-0.05)\times960}{0.15\times0.92}$ ＝ 6,087 $M_1=$ 0.4×10×19.5×12 ＝ 936	$C=$ 0.15 $C_o=$ 0.05 $Q=$ 960 $\eta'=$ 0.92 n= 0.4 $A=$ 10 $L_2=$ 19.5 $N=$ 12

設計基準（p.536）設計用屋外粉じん濃度＝0.05～0.1 mg/㎥ より、0.05 mg/㎥ を選定した。

冷媒が漏えいした場合の部屋の限界濃度

系統名	室　名	換気種別	計　算　式	計　算	備　考
（仮定）	○○室		$L_d\geqq\frac{R}{V}$ ［kg/㎥］ L_d (=0.3(R407C)、=0.42(R410A)) R：冷媒系統の全冷媒充てん量 ［kg］ V：冷媒を内蔵した機器を設置した部屋の最小室内容積 ［㎥］	$\frac{R}{V}=\frac{5.0}{531}$ ≒ 0.01 0.31 ≧ 0.01 (R407C) 0.42 ≧ 0.01 (R410A)	$R=$ 5.0 $V=$ 531

換　気　設　備

換　気　量　の　算　定

設計基準関連ページ 534～535

（様式　機－067）

CO2 濃 度 を 基 準 と し た 算 定

系統名	室　名	換気種別	計　算　式	計　算	備　考
（仮定）	○○室		$Q=\frac{M}{K-K_O}A\cdot n$ ［㎥/h］ M：1人当りCO_2発生量 ［㎥/(h・人)］ K：定常状態における室内CO_2許容濃度 ［㎥/㎥］ K_o：外気中のCO_2濃度 ［㎥/㎥］ A：居室の床面積 ［㎡］ n：居室の人員密度 ［人/㎡］	$Q=\frac{0.023}{0.001-0.0004}\times 35.3\times 0.5$ ≒ 680	$M=$ 0.0230 $K=$ 0.0010 $K_o=$ 0.0004 $A=$ 35.3 n= 0.5

設計基準　表3-3（p.535）CO_2呼出量0.0129～0.0230 ㎥/（h・人）より選定した。

温 湿 度 制 御 を 目 的 と し た 算 定

系統名	室　名	換気種別	計　算　式		計　算	備　考
（仮定）	○○室		温度制御の場合	$Q=\frac{1{,}000H_s}{0.33(t_r-t_o)}$ ［㎥/h］ H_s：室内発生顕熱 ［kW］ t_r：室内許容温度 ［℃］ t_o：導入外気温度 ［℃］	$Q=\frac{1{,}000\times 1.64}{0.33\times(27-24)}$ ≒ 1,660 ㎥/h	$H_s=$ 1.64 $t_r=$ 27 $t_o=$ 24
（仮定）	○○室		湿度制御の場合	$Q=\frac{W}{1.2(x_i-x_o)}$ ［㎥/h］ W：室内水蒸気発生量 ［kg/h］ x_i：室内許容絶対湿度 ［kg/kg(DA)］ x_o：導入外気絶対湿度 ［kg/kg(DA)］	$W=\frac{3.6\times 600}{2{,}257}$ $=$ 0.96 $Q=\frac{0.96}{1.2\times(0.0118-0.0110)}$ $=$ 1,000 ㎥/h	$LH=$ 600 （室内潜熱負荷） $x_i=$ 0.0118 $x_o=$ 0.0110

ホルムアルデヒドの発散を基準とした算定

系統名	室　名	換気種別	計　算　式	計　算	備　考
（仮定）	○○室		$Q=\frac{E_m}{C_i}S_m$ ［㎥/h］ E_m：C_iに対する材料のホルムアルデヒド発散速度 ［μg/(㎡・h)］ C_i：ホルムアルデヒド基準濃度 ［μg/㎥］ S_m：材料の面積 ［㎡］	$Q=\frac{20}{100}\times 100$ $=$ 20 ㎥/h	$E_m=$ 20 $C_i=$ 100 $S_m=$ 100

排　煙　設　備

排煙風量・排煙口の算定

設計基準関連ページ 557～558

（様式 機－068）

排煙機 記号	排煙機 系統	階 (No)	室名	防煙区画 面積 [㎡]	容積 [㎥]	排煙風量 [㎥/h]	排煙口 種類	排煙口 通過風速 [m/s]	排煙口 有効開口 [㎡]	排煙口 開口率 [%]	排煙口 必要面積 [㎡]	系統別 排煙風量 [㎥/h]	備考
FSM	廊下	1	廊下	80	192	4,800	スリット	8	0.17	70	0.24	11,900	
		2	廊下	40	96	2,400	スリット	8	0.08	70	0.11		
		3	廊下	80	192	4,800	スリット	8	0.17	70	0.24		
		4	廊下	60	144	3,600	スリット	8	0.13	70	0.19		
		5	廊下	90	216	5,400	スリット	8	0.19	70	0.27		
		6	廊下	60	144	3,600	スリット	8	0.13	70	0.19		
		7	廊下	70	168	4,200	スリット	8	0.15	70	0.21		
		8	廊下	80	192	4,800	スリット	8	0.17	70	0.24		
		9	廊下	90	216	5,400	スリット	8	0.19	70	0.27		
		PH		－	－	11,900	ガラリ	5	0.66	30	2.20		

各廊下の天井高は、2,400mmと仮定した。

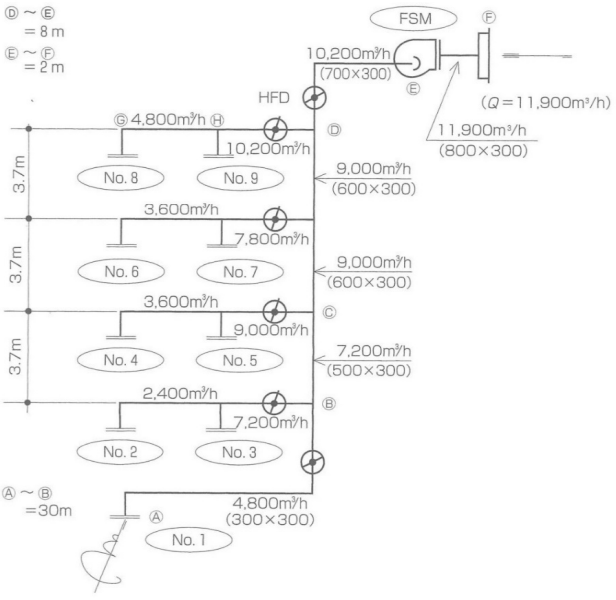
開口率は、**設計基準　表3-5**（p.536）を参考に選定した。

設計条件

1.　計算例の設計条件

（1）　各階に複数の防煙区画がある場合の算定例を示す。

（2）　以下の設計条件としている。



（防煙区画の排煙風量）

区画 No.	区画の床面積 A ㎡	排煙風量 ㎥/h
1	80	4,800
2	40	2,400
3	80	4,800
4	60	3,600
5	90(max)	5,400
6	60	3,600
7	70	4,200
8	80	4,800
9	90(max)	5,400

（排煙風量＝60・q・A、q＝1.0㎥/(㎡・min)）

排　煙　設　備

排煙ダクトの算定

設計基準関連ページ 557～558、594～607

（様式 機－069）

ダクト抵抗計算							計算方法	等速法	系統		FSM		
区間	種類	風量 [m^3/h]	風速 [m/s]	ダクト寸法 [mm] 円形	ダクト寸法 [mm] 矩形	動圧 [Pa]	抵抗係数	単位抵抗 [Pa/m]	管長 [m]	抵抗 [Pa]	抵抗計 [Pa]	備考
A ～ B	排煙口	4,800	5.6		800× 300	18.8	2.10			39.5	406.0	吸込口　0.24㎡
	急縮小	4,800	5.6		300× 300	18.8	0.43			8.1		
	ダクト	4,800	15.8		300× 300	149.8		8.3	30.0	249.0		
	ベンド	4,800	15.8		300× 300	149.8	0.21			31.5		90° R=300
	ＨＦＤ	4,800	15.8		300× 300	149.8	0.52			77.9		平行、対向翼　θ=0°
B ～ C	漸拡大	4,800	15.8		500× 300	149.8	0.15			22.5	31.0	θ=15°
	ダクト	4,800	9.6		500× 300	55.3		2.3	3.7	8.5		
C ～ D	漸拡大	4,800	9.6		600× 300	55.3	0.15			8.3	19.4	θ=15°
	ダクト	4,800	8.1		600× 300	39.4		1.5	7.4	11.1		
D ～ E	漸拡大	4,800	8.1		700× 300	39.4	0.15			5.9	38.0	θ=15°
	ダクト	4,800	7.1		700× 300	30.2		1.1	8.0	8.8		
	ベンド	4,800	7.1		700× 300	30.2	0.25			7.6		90°
	ＨＦＤ	4,800	7.1		700× 300	30.2	0.52			15.7		平行、対向翼　θ=0°
E ～ F	ダクト	4,800	6.3		800× 300	23.8		0.8	2.0	1.6	34.1	（吐出ダクト）
	急拡大	4,800	6.3		1,500× 1,500	23.8	0.91			21.7		
	ガラリ	4,800	2.0		1,500× 1,500	2.4	4.50			10.8		

計	R'	[Pa]	528.5
吐出動圧	P_o		30.2
機外抵抗	$R_1=R'-P_o$	[Pa]	498.3
余裕係数	K		1.00
全抵抗	$R=R_1\times K$	[Pa]	≒500

設計仕様	形式	風量	静圧	電動機 相	電動機 V	電動機 kW	電動機 Hz	設置場所	備考
FMS								PH	

設計仕様の値に合致する製造者値をそれぞれ記載する。