

Phyvac Engineering Reference (解説書)

2023 年 11 月

目次

1. 弁	3
2. ポンプ	5
3. 冷凍機	7
4. 冷却塔	9
5. 空冷 HP	11
➤ BEST-P 機器特性モデル	11
➤ 空冷 HP (H25 省エネ基準モデル)	12
6. PID 制御	17
7. 増減段閾値と効果待ち時間を有する台数制御	18
8. 冷凍機台数制御	19
9. 流量バランス計算	20
10. 水-空気熱交換器	21
11. 気化式加湿器	26
12. 蒸気噴霧式加湿器	30
13. ファン	32
14. ダンパ	33
15. 成層型蓄熱槽	34
参照文献	35

1. 弁

弁開度に対する、流量と圧力損失の関係をモデル化した。弁前後における圧力損失が一定になるような弁開度と流量の関係は固有流量特性と呼ばれ、代表的な固有流量特性にリニア特性、イコールパーセント特性がある（Figure 1-1）。建築設備には制御性を考慮してイコールパーセント特性の弁が用いられることが多い [1]ため、以下ではイコールパーセント特性の弁について述べる。

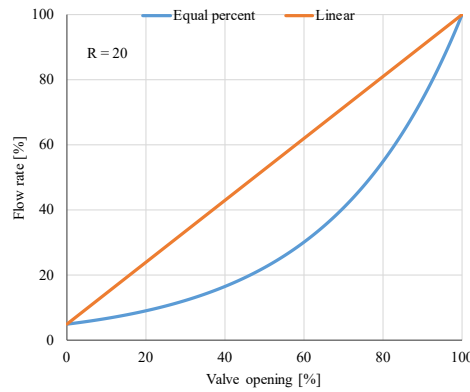


Figure 1-1 固有流量特性

弁前後における圧力損失を一定とした場合の制御可能な流量 G [kg/s]の最小値 G_{min} と最大値 G_{max} の比は固有レンジアビリティ R と呼ばれる [2] (Eq 1-1)。本シミュレーションでは、機器仕様として R の値を入手できなかったため、適宜 R を決定した。また、 Cv は流量係数と呼ばれるもので、「60° Fの清水を弁の差圧を 1psi に保って流した時の流量を GPM (Gallon Per Minute)で表した数値」 [3]と定義される。 Cv_{min} は弁が全閉時の流量係数で、 Cv_{max} は弁が全開時の流量係数である。

$$R = \frac{G_{max}}{G_{min}} = \frac{Cv_{max}}{Cv_{min}} \quad \text{Eq 1-1}$$

イコールパーセント特性において、任意の弁開度 S に対する流量係数 Cv は Eq 1-2 のように表される。なお、 S_{max} は弁の全開時開度(100%)を意味する。

$$Cv = Cv_{max} R \left(\frac{S}{S_{max}} - 1 \right) \quad \text{Eq 1-2}$$

上式から、流量比が $0 \sim 1/R$ である場合は弁開度による制御が行えない（ON-OFF 制御となる）ことが分かる。また、リニア特性の場合は Eq 1-3 のように表される。

$$Cv = Cv_{max} \frac{S}{S_{max}} \quad \text{Eq 1-3}$$

以上をより、流量係数 C_v と弁の圧力損失 ΔP_v [kPa]の関係は Eq 1-4 により表される。なお、 ρ_w は水 (15°C) の密度 [kg/m³], ρ は流体の密度 [kg/m³], W は重量流量 [T/h]である。

$$C_v = \frac{11.6W}{\sqrt{\frac{\rho}{\rho_w} \Delta P_v}} \quad \text{Eq 1-4}$$

これを弁の圧力損失 ΔP_v の式に整理すると、Eq 1-5 となる。

$$\Delta P_v = 1743 \cdot \frac{\rho_w}{\rho} \cdot \frac{G^2}{C_v^2} \quad \text{Eq 1-5}$$

シミュレーションには Eq 1-5 を組み込み、計算を行った。以上の弁特性を導入することで、レンジアビリティと流量係数を固定値とし、毎時刻の弁開度と流量を入力値として圧力損失を計算することができる。

2. ポンプ

ポンプは流量-全揚程特性曲線と流量-効率曲線を設計図書から取得し近似曲線を作成した。ポンプの流量-効率特性曲線の近似曲線，インバータ，流量と全揚程から，冷温水ポンプの消費電力を計算するモデルである。

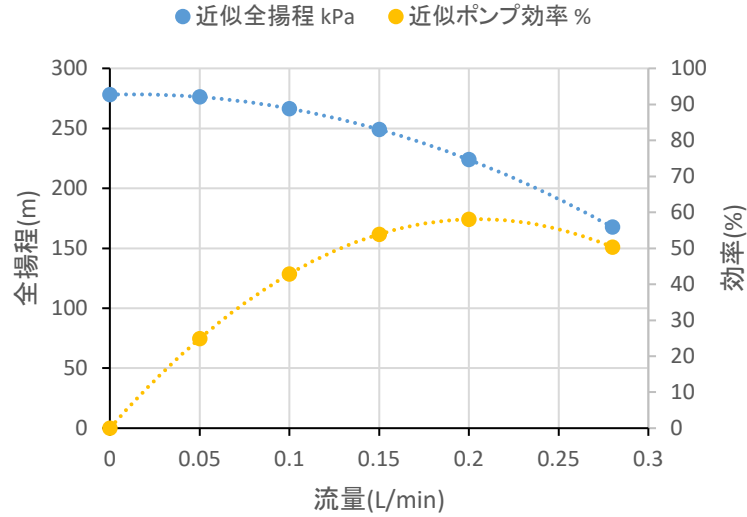


Figure 2-1 ポンプ 流量-全揚程特性曲線、流量-効率特性曲線の近似曲線

設計図書から得た Figure 2-1 はポンプ INV 周波数が定格時の特性曲線であり，INV 周波数が変化したときは以下のように変換する [4]。

まず流量-全揚程特性について記述する。ポンプインバータ周波数(0～50Hz)を 0～1 に換算した値を INV とし，定格時の流量を G [m³/s]，全揚程を H [m] とした時，INV 周波数が変化した場合の流量 G_{INV} と全揚程 H_{INV} は Eq 2-1、Eq 2-2 のように計算される。

$$G_{INV} = INV \cdot G \quad \text{Eq 2-1}$$

$$H_{INV} = INV^2 \cdot H \quad \text{Eq 2-2}$$

特性曲線の近似式より得られる定格時の流量と全揚程の関数を Eq 2-3 とした場合，Eq 2-1、Eq 2-2 より INV 周波数が変化した時の流量 G_{INV} と全揚程 H_{INV} の関係は Eq 2-4 と表される。

$$H = f_a(G) \quad \text{Eq 2-3}$$

$$H_{INV} = f_a\left(\frac{G_{INV}}{INV}\right) \cdot INV^2 \quad \text{Eq 2-4}$$

次に流量-効率特性曲線について述べる。定格時の最高効率を η_{max} とした時，INV 周波数

が変化したときの最高効率 $\eta_{max_{INV}}$ は Eq 2-5（経験式）と表される。

$$\eta_{max_{INV}} = 1 - \frac{1 - \eta_{max}}{INV^{1/5}} \quad \text{Eq 2-5}$$

特性曲線の近似式より得られる定格時の流量と効率の関数を Eq 2-6 とした場合, Eq 2-1, Eq 2-2 から INV 周波数が変化した時の流量 G_{INV} と効率 η_{INV} の関係は Eq 2-7 と表される。

$$\eta = f_b(G) \quad \text{Eq 2-6}$$

$$\eta_{INV} = f_b\left(\frac{G_{INV}}{INV}\right) \cdot \frac{\eta_{max_{INV}}}{\eta_{max}} \quad \text{Eq 2-7}$$

以上を用いると、ポンプ動力 P_w [W]が算出できる (Eq 2-8)。ここで、 g は重力加速度 [m/s²], ρ は冷媒（本シミュレーションでは水）密度 [kg/m³], η_{motor} はモーター損失である。

$$P_w = \frac{g \cdot \rho \cdot G_{INV} \cdot H_{INV}}{\eta_{INV} \cdot \eta_{motor}} \quad \text{Eq 2-8}$$

3. 冷凍機

冷凍機は熱源システムにおいて熱を生産する最も重要な機器であり、消費電力が占める割合も最も大きい。そのため適切なモデル化が必要であるが、詳細なモデル化を行うためには容易に入手できない情報を必要としたり、計算時間が増大したりしてしまう。

例えば、宇田川ら [3]は上記の圧縮機・蒸発器・凝縮器それぞれをモデル化し、冷水温度・冷却水温度を入力として冷却能力を算出する手法を提示している。しかしこのモデルは蒸発温度と冷却・排水熱量、圧縮機動力の特性曲線や、蒸発器・凝縮器の熱貫流率といった推定の困難な項目が含まれている。また、上田ら [5] [6] [7]は逆カルノーCOPを基準として理想COPを求め、理想COPに対して様々な損失を考慮した修正係数を除することで推定COPを算出するという手法を提示している。ただし、修正係数の算出に修正係数特性式を入手する必要がある。凝縮器や蒸発器のチューブ汚れによる性能低下は、チューブの熱伝達率の低下による終端温度差（冷媒温度と冷水出口温度の差）の増加が指標として用いられる場合があるため、冷凍機のより細かい検討を行う場合には上記のような詳細なモデル化を行う必要があると考えられる。

その一方で、既往のプログラムの一つである Energy Plus [8]や Modelica Buildings Library [9]では性能曲線（負荷率－COP 曲線）が用いられている。そのため本研究においてもこの性能曲線を用いることとした。COP (Coefficient of Performance) は以下のように定義される。なお、本研究における冷凍機 COP はポンプや冷却塔などの消費電力を含まない単体COPを指す。

$$COP = \frac{\text{Heat prodiction}}{\text{Power consumption}} \quad \text{Eq 3-1}$$

Where COP is the coefficient of performance [-].

性能曲線 (Figure 3-1 TR3 (Office A) performance curves) の関数を f_{COP} 、負荷率を Pl 、冷却水出口温度を $T_{cn,out}$ とすると、式 Eq 3-2 のように表される。

$$COP = f_{COP}(Pl, T_{cn,out}) \quad \text{Eq 3-2}$$

Where is $f_{COP}()$ the function that is depicted in Figure 3-1, Pl is the partial load, and $T_{cn,out}$ is the condenser water outlet temperature [°C].

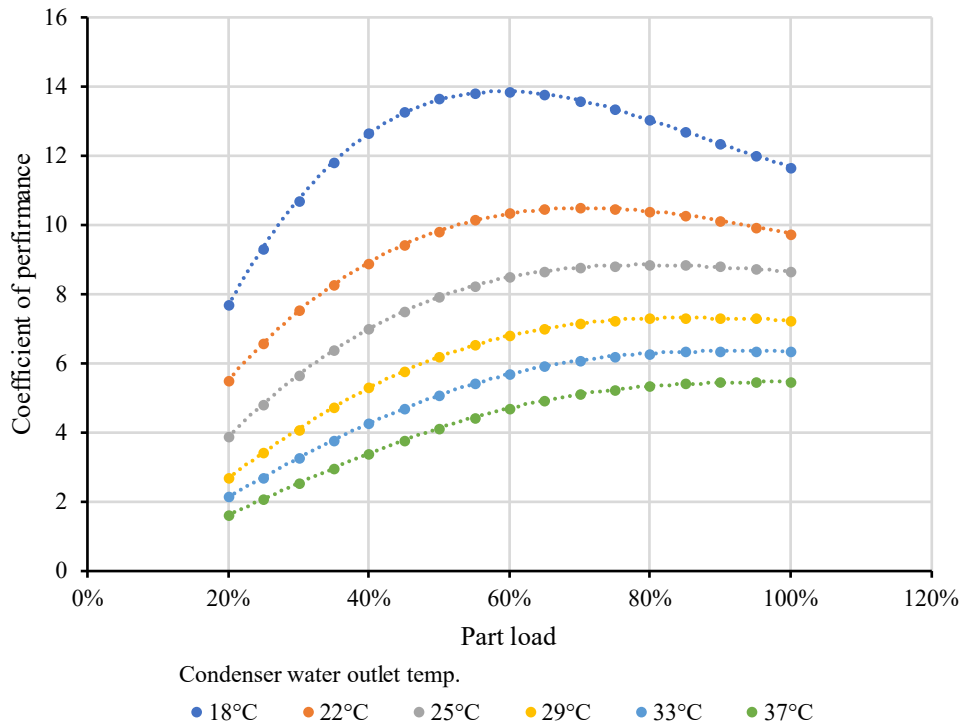


Figure 3-1 TR3 (Office A) performance curves

このとき、入力値となる冷却水出口温度は未知数であり負荷率 PL 、COP、冷却水入口温度 $T_{cn,in}$ 、冷却水流量 G_{cn} によるエネルギーバランスから算出される (Eq 3-3)

$$T_{cn,out} = f_{T_{cn,out}}(PL, COP, T_{cn,in}, G_{cn}) \quad \text{Eq 3-3}$$

Where $f_{T_{cn,out}}()$ is the function that leads the condenser water outlet temperature considering energy balance of chilled water, condenser water and power consumption, $T_{cn,in}$ is the condenser water inlet temperature [$^{\circ}\text{C}$], and G_{cn} is the condenser water flow rate [m^3/min].

式 Eq 3-2, 式 Eq 3-3 において収束計算を行うことで、冷却水入口温度・冷却水流量・負荷率から COP・冷却水出口温度を算出することができる。なお、Energy Plus における収束条件は冷却水出口温度の前ステップとの偏差が 0.0001°C 以下であった。そのため、本研究でも同様の収束条件を採用した。

4. 冷却塔

本節では開放式冷却塔のモデルについて記述する。冷却塔の熱に関する基礎式は以下のように表される [8]。

$$d\dot{Q}_{total} = \frac{UdA}{c_p}(h_s - h_a) \quad \text{Eq 4-1}$$

Where h_s is the enthalpy of saturated air at the wetted-surface temperature [J/kg], h_a is the enthalpy of air in the free stream [J/kg], c_p is the specific heat of moist air [J/kg-°C], U is the cooling tower overall heat transfer coefficient [W/m²-°C], and A is the heat transfer surface area [m²].

ただし、式 Eq 4-1 は空気や蒸気は理想気体としてふるまう、ファンの熱は無視するといった仮定をおいている。また、湿り空気の比熱は湿球温度の関数で、式 Eq 4-2 に示される空気平均比熱 \bar{c}_{pe} と同等のものとして扱う。

$$\bar{c}_{pe} = \frac{\Delta h}{\Delta T_{wb}} \quad \text{Eq 4-2}$$

Where Δh is the enthalpy difference between the air entering and leaving the tower [J/kg], and ΔT_{wb} is the wet-bulb temperature difference between the air entering and leaving the tower [°C].

水の熱抵抗は空気よりも非常に大きいため熱交換部の濡れた部分において、表面温度は水の温度になるという仮定を置いている。式 Eq 4-1, 式 Eq 4-2 より、全体的な伝熱の式は式 Eq 4-3, 式 Eq 4-4 のようになる。

$$d\dot{Q}_{total} = U_e dA(T_w - T_{wb}) \quad \text{Eq 4-3}$$

$$U_e = \frac{U\bar{c}_{pe}}{c_p} \quad \text{Eq 4-4}$$

Where T_{wb} is the wet-bulb temperature [°C], and T_w is the temperature of the water [°C].

水側と空気側のエネルギーバランスは式 Eq 4-5, 式 Eq 4-6 で表される。

$$d\dot{Q}_{total} = \dot{m}_w c_{pw} dT_w \quad \text{Eq 4-5}$$

$$d\dot{Q}_{total} = \dot{m}_a \bar{c}_{pe} dT_{wb} \quad \text{Eq 4-6}$$

Where \dot{m}_w is the mass flow rate of water [kg/s], c_{pw} is the specific heat of water [J/kg-°C], and \dot{m}_a is the mass flow rate of air [kg/s]

冷却水の単位時間当たりの熱容量 $\dot{m}_w c_{pw}$ が空気のそれ $\dot{m}_a \bar{c}_{pe}$ よりも小さいと仮定すると、冷却塔効率 ε は式 Eq 4-7 で表される。

$$\varepsilon = \frac{T_{w,in} - T_{w,out}}{T_{w,in} - T_{wb,in}} \quad \text{Eq 4-7}$$

Where $T_{w,in}$ is the inlet water temperature [°C], $T_{w,out}$ is the outlet water temperature [°C], and $T_{wb,in}$ is the wet-bulb temperature of the inlet air [°C].

以上の式より、伝熱面積で積分すると、式 Eq 4-8 の冷却塔効率が得られる。

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-NTU \left(1 - \frac{\dot{C}_w}{\dot{C}_a}\right)\right]}{1 - \frac{\dot{C}_w}{\dot{C}_a} \exp\left[-NTU \left(1 - \frac{\dot{C}_w}{\dot{C}_a}\right)\right]} \quad \text{Eq 4-8}$$

Where $\dot{C}_w = \dot{m}_w c_{pw}$ and $\dot{C}_a = \dot{m}_a \bar{c}_{pe}$

なお、 NTU は式 Eq 4-9 で表される。

$$NTU = \text{Number of Transfer Units} = \frac{UA_e}{\dot{C}_w} \quad \text{Eq 4-9}$$

以上より、冷却水出口温度を求めることができるが、空気出口湿球温度を仮定しなければならぬため、収束計算が必要となる。そのためシミュレーションでは収束計算を行って冷却水出口温度を算出した。なお、収束条件は空気出口湿球温度の前ステップとの偏差が 0.01°C以下とした。

5. 空冷 HP

➤ BEST-P 機器特性モデル

本シミュレーションの熱源モデルでは、空冷 HP の処理熱量と定格能力から負荷率を求め、負荷率と外気温度を基に性能曲線を用いて機器 COP（Coefficient Of Performance）を計算する。そのため設計図書から対象熱源システムにおける冷暖房時の空冷 HP の定格能力・消費電力を取得し組み込んだ。空冷 HP から AHU まで流れる冷温水温度は冷温水出口温度の設定値と一致すると仮定し、空冷 HP の処理熱量は冷温水の出入口流量と温度差から求めた。空冷 HP の冷温水出口温度は実験棟での設定値から設定し冷水出口温度は 7°C、温水出口温度は 45°C とした。空冷 HP の性能曲線は BEST の機器特性マニュアル 8 を基に定格能力・消費電力から COP を計算し作成した（Figure 5-1）。

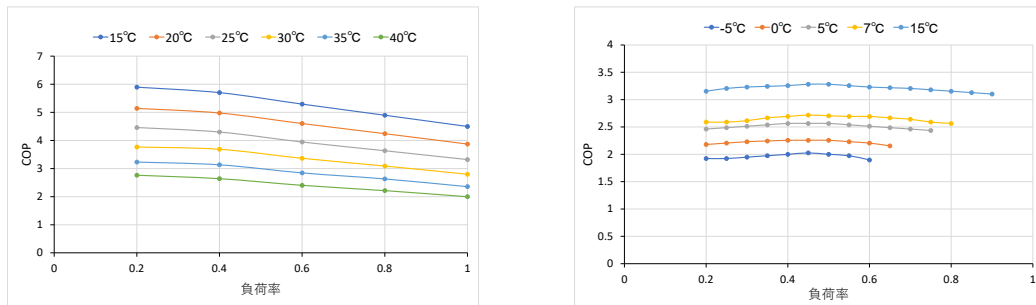


Figure 5-1 空冷 HP 性能曲線 左：冷房時 右：暖房時

空冷 HP モデルでの COP の計算方法を以下に示す。性能曲線から近似曲線の関数を求め、関数 f_{COP} と負荷率 LF 、外気温度 T_{out} から式 Eq 5-1、式 Eq 5-2 のように COP を計算する。性能曲線は外気温度に応じて線形補間した（式 Eq 5-3～式 Eq 5-9）。

$$COP = f_{COP}(LF, T_{out}) \quad \text{Eq 5-1}$$

$$LF = \frac{\Delta T_w \cdot flow}{\Delta T_{w,max} \cdot flow_{max}} \quad \text{Eq 5-2}$$

LF – 負荷率 [-]

$\Delta T_{w,max}$ – 最大出入口温度差 [°C]

$flow_{max}$ – 最大流量 [m^3/min]

ΔT_w – 出入口温度差 [°C]

$flow$ – 流量 [m^3/min]

$COP = COP_{15} = a_{15} \cdot LF^4 + b_{15} \cdot LF^3 + c_{15} \cdot LF^2 + d_{15} \cdot LF + e_{15}$	$t_{air} < 15$	Eq
		5-3
$COP_{20} = a_{20} \cdot LF^4 + b_{20} \cdot LF^3 + c_{20} \cdot LF^2 + d_{20} \cdot LF + e_{20}$	$15 \leq t_{air}$	Eq
$COP = COP_{20} + (COP_{15} - COP_{20}) \cdot (20 - t_{air})/5$	< 20	5-4
$COP_{25} = a_{25} \cdot LF^4 + b_{25} \cdot LF^3 + c_{25} \cdot LF^2 + d_{25} \cdot LF + e_{25}$	$20 \leq t_{air}$	Eq
$COP = COP_{25} + (COP_{20} - COP_{25}) \cdot (25 - t_{air})/5$	< 25	5-5
$COP_{30} = a_{30} \cdot LF^4 + b_{30} \cdot LF^3 + c_{30} \cdot LF^2 + d_{30} \cdot LF + e_{30}$	$25 \leq t_{air}$	Eq
$COP = COP_{30} + (COP_{25} - COP_{30}) \cdot (30 - t_{air})/5$	< 30	5-6
$COP_{35} = a_{35} \cdot LF^4 + b_{35} \cdot LF^3 + c_{35} \cdot LF^2 + d_{35} \cdot LF + e_{35}$	$30 \leq t_{air}$	Eq
$COP = COP_{35} + (COP_{30} - COP_{35}) \cdot (35 - t_{air})/5$	< 35	5-7
$COP_{40} = a_{40} \cdot LF^4 + b_{40} \cdot LF^3 + c_{40} \cdot LF^2 + d_{40} \cdot LF + e_{40}$	$35 \leq t_{air}$	Eq
$COP = COP_{40} + (COP_{35} - COP_{40}) \cdot (40 - t_{air})/5$	< 40	5-8
$COP = COP_{40} = a_{40} \cdot LF^4 + b_{40} \cdot LF^3 + c_{40} \cdot LF^2 + d_{40} \cdot LF + e_{40}$	$t_{air} \geq 40$	Eq
		5-9

t_{air} – 外気温度 [°C]

a – 近似式 4 次項の係数 [-]

b – 近似式 3 次項の係数 [-]

c – 近似式 2 次項の係数 [-]

d – 近似式 1 次項の係数 [-]

e – 近似式定数項 [-]

➤ 空冷 HP (H25 省エネ基準モデル)

本モデルでは、「平成 25 年省エネルギー基準に準拠した算定・判断の方法及び解説 I 非住宅建築物 (第二版)」を参考にした。同書の図 2.1 D.1~D1.8 の「空冷 HP」モデルの以下 4 つの特性 (Figure 5-2~Figure 5-9) を、0 のように係数化して求めた。

1) 最大能力比特性

最大能力比 (定格能力に対する最大能力の比率) の変化特性

2) 最大入力比特性

最大入力比 (定格入力に対する最大入力の比率) の変化特性

3) 部分負荷特性

部分負荷率の変化による入力の変化特性

4) 送水温度特性

熱源送水温度の変化による入力の変化特性

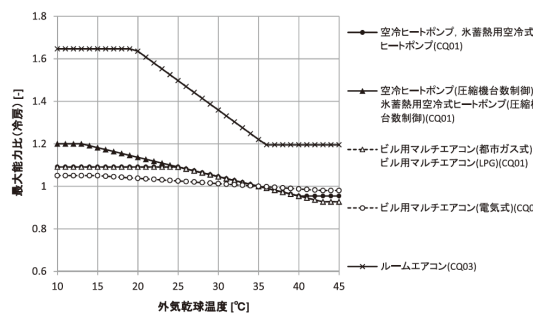


図 2.1D.1 空冷式熱源の冷房運転時の最大能力比特性

Figure 5-2 最大能力比特性（冷房）

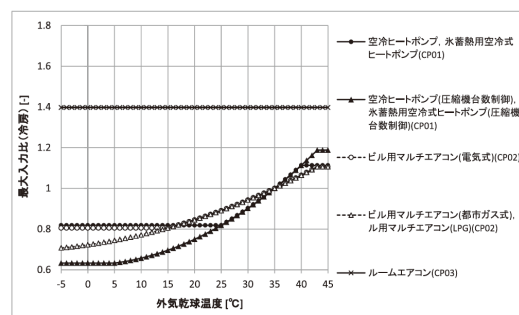
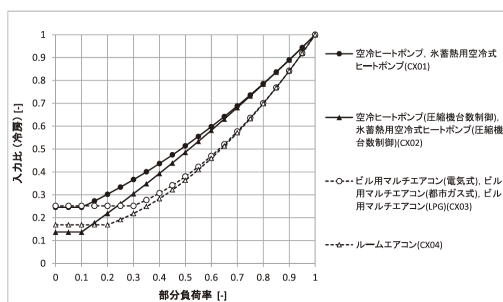


図 2.1D.2 空冷式熱源の冷房運転時の最大入力比特性

Figure 5-3 最大入力比特性（冷房）



【条件】 空冷ヒートポンプ 外気温度 35°C DB、冷水人口温度 14 → 冷水出口温度 7°C
ビル用マルチエアコン 室外側 35°C DB、室内側 19°C WB

図 2.1D.3 空冷式熱源の冷房運転時の部分負荷特性

Figure 5-4 部分負荷特性（冷房）

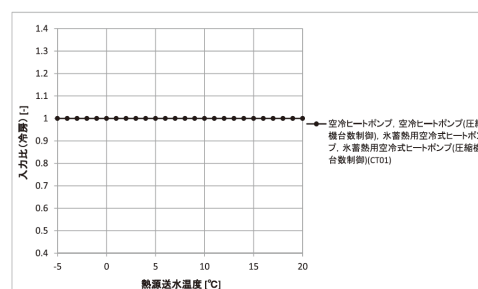


図 2.1D.4 空冷式熱源の冷房運転時の送水温度特性

Figure 5-5 送水温度特性（冷房）

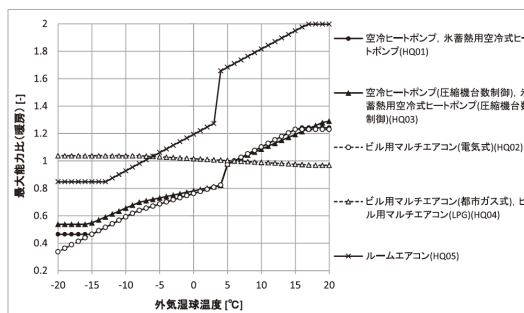


図 2.1D.5 空冷式熱源の暖房運転時の最大能力比特性

Figure 5-6 最大能力比特性（暖房）

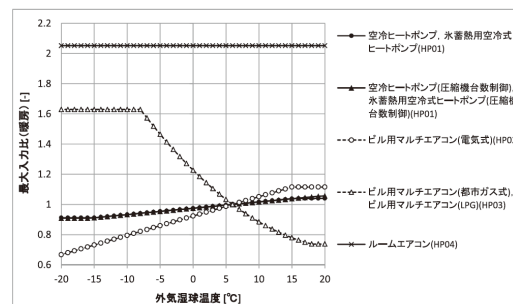
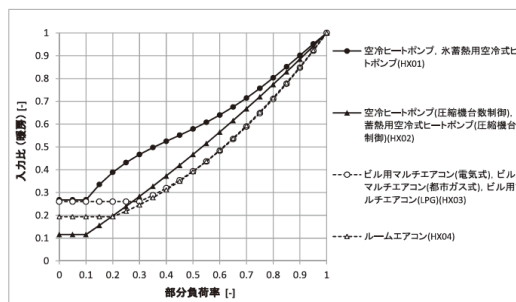


図 2.1D.6 空冷式熱源の暖房運転時の最大入力比特性

Figure 5-7 最大入力比特性（暖房）



【条件】空冷ヒートポンプ
外気温度 6℃ WB、温水人口温度 40 → 温水出口温度 45
空冷ヒートポンプ (圧縮機台数制御)
外気温度 6℃ WB、温水人口温度 38 → 温水出口温度 45
ビル用マルチエアコン
室外側 6℃ WB、室内側 20℃ DB
図 2.1D.7 空冷式熱源の暖房運転時の部分負荷特性

Figure 5-8 部分負荷特性（暖房）

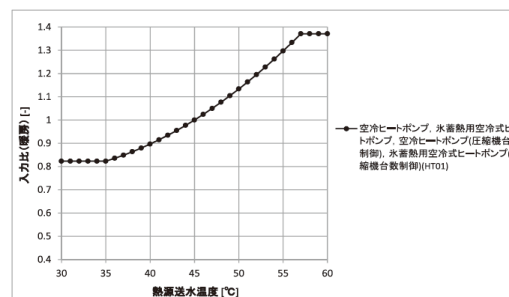


図 2.1D.8 空冷式熱源の暖房運転時の送水温度特性

Figure 5-9 送水温度特性（暖房）

Table 5-1 係数一覧

	特性 種類	下 限	上 限	補 正係 数	x4	x3	x2	x1	a
冷 房	能力	25	40	0.	0	0	0	-	1.31
	比			95				0.0091	85
	特性								
	入力	25	40	1.	0	0	0.0002	0.000	0.62
	比			2			96	4	34
	特性								
暖 房	部分 負荷特 性	0. 1	1	1	0	0	0.3344	0.470 7	0.19 49
	送水 温度特 性	5	15	1	0	0	0	0	1
	能力	-	-8	0.	0	0	0	0.025	0.84
	比	15		95				5	7
	特性								
	能力	-8	4.	0.	0	0	0	0.015	0.76
暖 房	比		5	95				3	2
	特性								
暖 房	能力	4.	15	0.	0	0	0	0.025	0.84
	比								

比	5	.5	95				5	7
特性								
入力	-	15	1.	0	0	0	0.004	0.97
比	15	.5	2				2	48
特性								
部分	0.	1	1	-	5.78	-	2.342	0.07
負荷特	1			2.1702	35	5.0347	9	85
性								
送水	35	57	1	0	0	0.0006	-	1.14
温度特							0.0303	85
性								

Table 5-1 の係数をもとに、外気条件、熱源送水温度、定格消費電力、定格能力を入力値として、部分負荷率、消費電力、処理熱量、COP は Eq 5-10 のように計算した。

$$COP = f(T_{air}, T_{wb_air}, T_{win}, T_{wout}, Pw_d, Q_d)$$

$$Q = (T_{win} - T_{wout}) \times G_{water} \times C_{water}$$

$$K_{q1} = f_1(T_{air})(\text{冷房時}) \text{ or } f_1(T_{wb_air})(\text{暖房時})$$

$$PL = \frac{Q}{Q_d \times K_{q1} \times \alpha_1}$$

$$K_{p1} = f_2(T_{air})(\text{冷房時}) \text{ or } f_2(T_{wb_air})(\text{暖房時})$$

$$K_{p2} = f_3(PL) \quad K_{p3} = f_4(T_{win}) \text{ より、}$$

$$Pw = Pw_d \times K_{p1} \times K_{p2} \times K_{p3} \times \alpha_2$$

$$COP = \frac{Q}{Pw}$$

α_1, α_2 - 基整促係数[-]

Eq 5-10

G_{water} - 水の質量流量[kg/s]

C_{water} - 水の比熱[k]/(kg・°C)]

α_1, α_2 - 基整促係数[-]

T_{air} - 外気乾球温度[°C]

T_{wb_air} - 外気湿球温度[°C]

T_{win} - 入口水温[°C]

T_{wout} - 出口水温[°C]

Pw_d - 定格消費電力[kW]

Pw - 消費電力[kW]

Q_d - 定格能力[kW]

Q - 処理熱量[kW]

$COP - COP[-]$

$K_{q1}, K_{p1}, K_{p2}, K_{p3}$ – 最大能力比特性、最大入力比特性、部分
負荷特性、送水温度特性[-]

$f_1, f_2, f_3, f_4 - K_{q1}, K_{p1}, K_{p2}, K_{p3}$ の関数

6. PID 制御

PID 制御とは、偏差（目標値と制御量の測定値の差）の大小に応じて修正する比例（P）動作、オフセットを除去するための積分（I）動作、偏差の増減を反映して応答を改善する微分（D）動作から構成されるフィードバック制御である。PID 調節器の制御則は Eq 6-1 のように表される。

$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_I} \int e(t) dt + T_D \frac{de(t)}{dt} \right) \quad \text{Eq 6-1}$$

ここで、 K_p ：比例ゲイン， T_I ：積分時間， T_D ：微分時間， $u(t)$ ：制御出力， $e(t)$ ，制御偏差（ $= r(t) - y(t)$ ）， $r(t)$ ：制御量の設定値， $y(t)$ ：制御量の測定値

7. 増減段閾値と効果待ち時間を有する台数制御

熱源システムにおいて、ポンプや冷凍機の運転台数は負荷状況によって適宜変更される。流量を参照する台数制御の場合、流量が一定時間増段閾値（g12）以上になった場合に増段し、一定時間減段閾値（g21）以下になった場合に減段する（Figure 7-1）。この一定時間は効果待ち時間と呼ばれ、ポンプでは5分、冷凍機の場合は15分とした。増段閾値と減段閾値に設けられたギャップは、頻繁な増減段の発生を防ぐ工夫である。

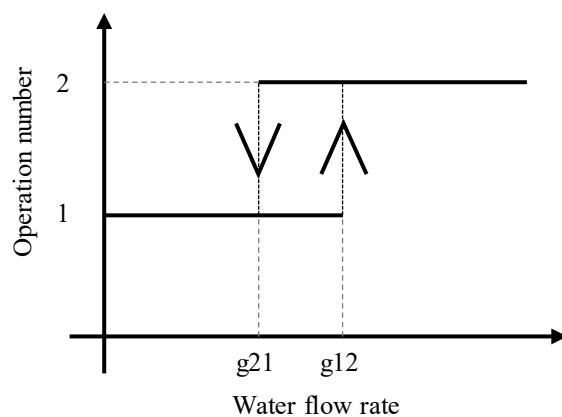


Figure 7-1 台数制御

8. 冷凍機台数制御

(i)熱量モードと(ii)流量モードの両者から冷凍機台数の増減段の判断を行っている。増減段は以下のルールで決定される。

- ・増段：熱量モードと流量モードのどちらかが増段条件に入る
- ・減段：熱量モードと流量モードの両者が減段条件に入る

また、増減段後には待ち時間を設けてある。

それぞれのモードにおける増減段条件の詳細を以下に示す。

(i) 熱量モード

熱量モードでは、冷凍機が最適負荷範囲で運転できるように条件が設定されている。ここで、増減段判断に用いられるシステム熱量 Q [kW]は以下の式 Eq 8-1 で計算される。

$$Q = G_{supply} \times \Delta T \times d \times c \times 0.86 \quad \text{Eq 8-1}$$

ここで G_{supply} は送水流量[m³/h]、 ΔT は往還温度差[°C]、 d は比重[g/cm³]、 c は比熱[kcal/g・K]

Q を用いて冷凍機の負荷率[%]を求め、それと最適負荷範囲（下限を Lo_q [%]、上限を Hi_q [%]とする）の関係より主に以下のように増減段が判断される。

- ・増段条件：(1)負荷率 100%が T_1 [sec]以上継続する
(2)負荷率が増段後に最適負荷 Lo_q [%]以上、もしくは現在の負荷率が 90%以上となる状態が T_2 [sec]以上継続する
(3)増段後に即減段条件に入らない
- ・減段条件：(1)負荷率が減段後でも Lo_q [%]以下となる条件が T_1 [sec]以上継続する
(2)負荷率が減段後に最適負荷 Hi_q 以下となる条件が T_2 [sec]以上継続する
(3)減段後に即増段条件に入らない

(ii) 流量モード

流量モードでは、送水流量と冷凍機の定格冷水流量を比較し増減段の判断を行う。

- ・増段条件：送水流量が運転中冷凍機定格冷水流量の Hi_g [%]以上となる
- ・減段条件：送水流量が運転中冷凍機定格冷水流量の Lo_g [%]以下となる

9. 流量バランス計算

本シミュレーションではダクト風量、冷温水流量は流量バランス計算によって決定する。流量は管路内の圧力分布を以下の 2 つの条件を満たすように二分法を用いて収束計算を行う (Figure 9-1)。

- 1) 任意の節点において、流出入する風量の総和が等しい (Eq 9-1)。

$$\sum_{i=1}^N G_i = 0 \quad \text{Eq 9-1}$$

- 2) 任意の閉ループにおいて、圧力の向きを一方向にとるとその圧力増減分の総和は 0 である (Eq 9-2)。

$$\sum_{i=1}^N P_i = 0 \quad \text{Eq 9-2}$$

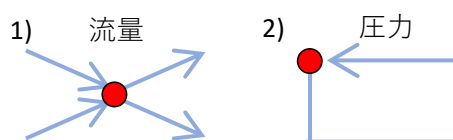


Figure 9-1 流量バランス計算の 2 つの条件

風量計算においては各室の隙間風も考慮し、室内の気圧と外気圧との差圧、躯体の気密性能から隙間風を算出できるように設定を行った。室内の気圧が外気圧より高い場合は、室内が正圧となり室内から室外に隙間風が流れ出る。逆の場合は室内が負圧となり、室外から室内に隙間風が流れ込むことで室温計算にも影響を与える。

• 二分法

二分法は設定する最大値と最小値の間の傾きが常に正または負で、解が 1 つある場合に有効な手法である。ポンプやファンの静圧-風量性能曲線は上に凸の二次関数で近似され、圧力損失は流速の 2 乗に比例するため、二分法によって解を得ることができる。

10. 水-空気熱交換器

水-空気熱交換器モデルは文献 [10]を基に作成し、熱交換器モデルの定格時の冷温水流量・風量・能力等のパラメータは設計図書から与えた。

コイルで空気を加熱するときは温水コイルのモデルを用い、空気を冷却するときは冷水コイルのモデルを用いる。

まず、湿り空気線図について説明する。湿り空気線図とは、湿り空気の乾球温度、湿球温度、露点温度、絶対湿度（水蒸気分圧）、エンタルピー、相対湿度、比容積などの関係性をまとめた図である（Figure 10-1）。この図を用いることで、2つの状態値から他の値を読み取ることができる。Eq 10-1, Eq 10-2 が示すように、エンタルピー h 、乾球温度 t 、絶対湿度 w のいずれか2つが分かれば残り1つが求まる（ c_{pa} は乾き空気の定圧比熱、 γ_0 は水蒸気の定圧比熱、 c_{pv} は水蒸気の蒸発潜熱）。一方、絶対湿度 w 、相対湿度 RH から乾球温度 t を求めるためには別に数値計算を行う必要がある。

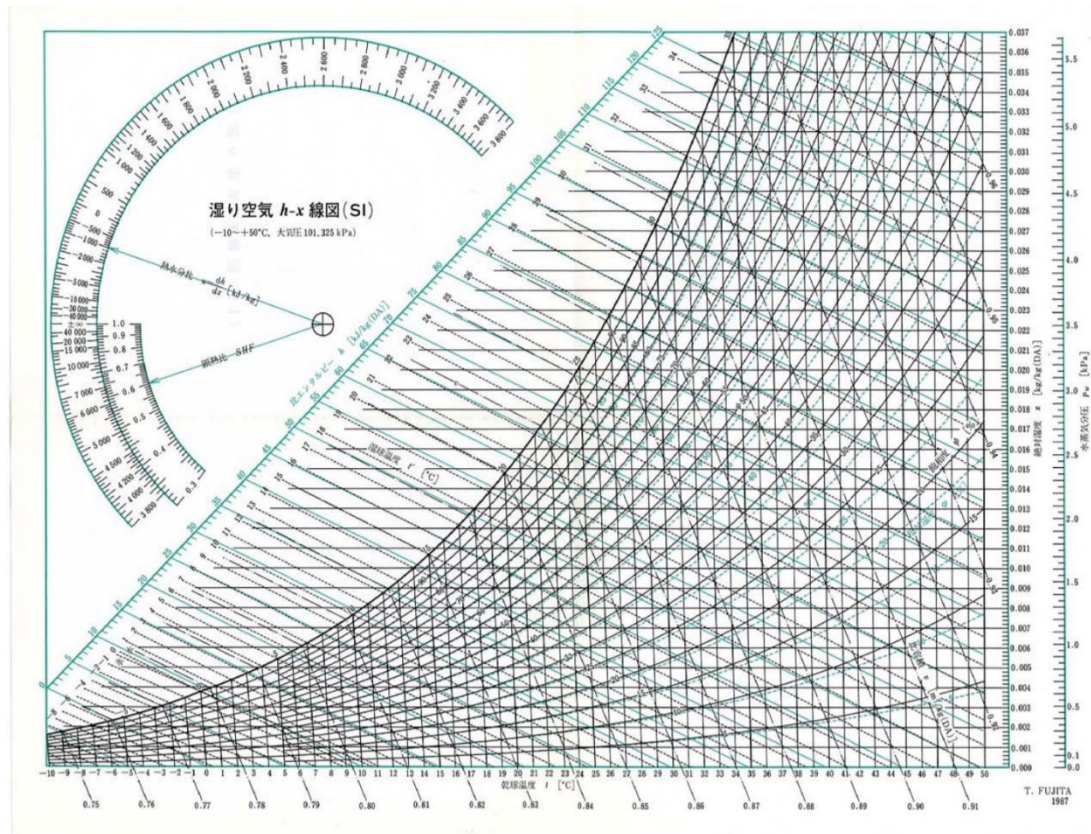


Figure 10-1 湿り空気線図 [11]

$$h = c_{pa}t + (\gamma_0 + c_{pv}t)w \quad \text{Eq 10-1}$$

$$c_{pma} = c_{pa} + c_{pv}w \quad \text{Eq 10-2}$$

➤ 温水コイル

空気を加熱する場合，Figure 10-2 のように絶対湿度は不変である一方，温度とエンタルピーは増加し，相対湿度は減少する。

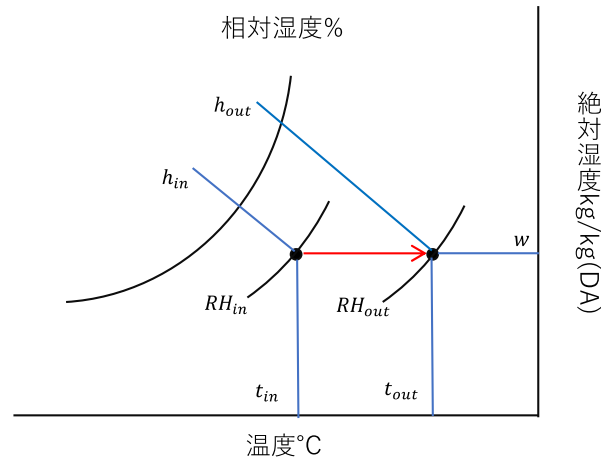


Figure 10-2 加熱時の空気線図

交換した熱量が一定という前提で，空気の熱交換量 (Eq 10-3)，水の熱交換量 (Eq 10-4) と熱通過有効度 ε から計算した熱交換量 (Eq 10-5) の3つの式により，出口状態を求める。熱通過有効度 ε は移動単位数 (NTU)，流れの方向 (向流，並流，直交流) と流量と関係するため，本シミュレーションでは Eq 10-6 の向流式を使って計算する。入口温度 t_{ai} ， t_{wo} と流量 m_{air} ， m_w を入力値として出口状態 t_{ao} ， t_{wo} を算出することができる。絶対湿度 w が一定のため，絶対湿度 w と乾球温度 t_{ao} から相対湿度 RH も計算できる。

$$Q_h = m_{air} c_{air} (t_{ao} - t_{ai}) \quad \text{Eq 10-3}$$

$$Q_h = m_w c_w (t_{wi} - t_{wo}) \quad \text{Eq 10-4}$$

$$Q_h = \varepsilon (mc)_{min} (t_{wi} - t_{ai}) \quad \text{Eq 10-5}$$

$$\varepsilon = f(ntu, (mc)_{min}/(mc)_{max})$$

$$= \frac{1 - e^{-ntu * (1 + (mc)_{min}/(mc)_{max})}}{1 + (mc)_{min}/(mc)_{max}} \quad \text{Eq 10-6}$$

➤ 冷水コイル

空気を冷却する場合、冷水入口温度・流量と空気入口温度・風量によって、空気の相対湿度が一定の上限に達すると絶対湿度が減少し、コイルの表面で結露が発生する。この相対湿度上限は 95% と設定した。結露が発生しない、完全乾きコイルの場合の空気状態は Figure 10-4 に示す通りである。

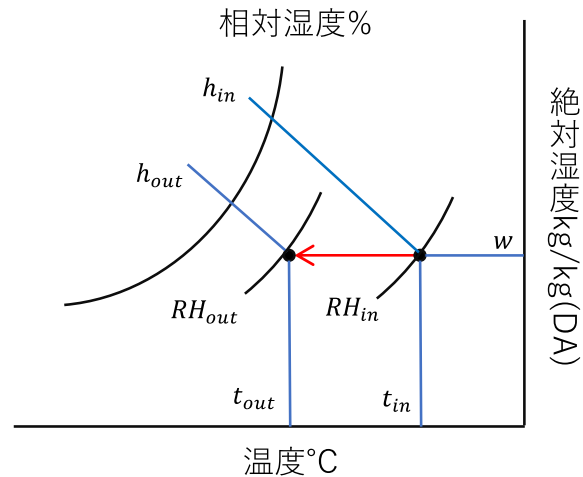


Figure 10-3 完全乾き冷却の空気線図

結露が発生する場合、Figure 10-4 のように最初はコイルが乾き状態であり、相対湿度が 95% に達すると相対湿度が変わらないまま、絶対湿度、乾球温度とエンタルピーが低下する。この相対湿度が 95% に達した状態を乾きと湿りの境界 (border) と呼ぶ。

このように部分的に乾きと湿りの状態が共存している場合、乾きと湿りの割合を求める必要がある。そのためには、収束計算が必要となる。

最初はコイルが乾き状態であり、空気の絶対湿度が不変であるため、入口空気の状態(温湿度)から、相対湿度が 95% となる境界における乾球温度 (t_{ab}) を求めることが出来る。次に、湿りコイルの割合を仮定しその割合を用いて、湿りコイル側における計算を空気の入口温度を t_{ab} と冷水の入口温度から、水の境界での温度を算出する。そして、水の境界での温度と入口空気の状態から乾きコイル側の計算を行い、空気の境界での温度を算出する。この空気の境界での温度と最初に求めた t_{ab} が (許容範囲内で) 同じになるように、乾きと湿り面積の割合を変更して収束計算を行う。

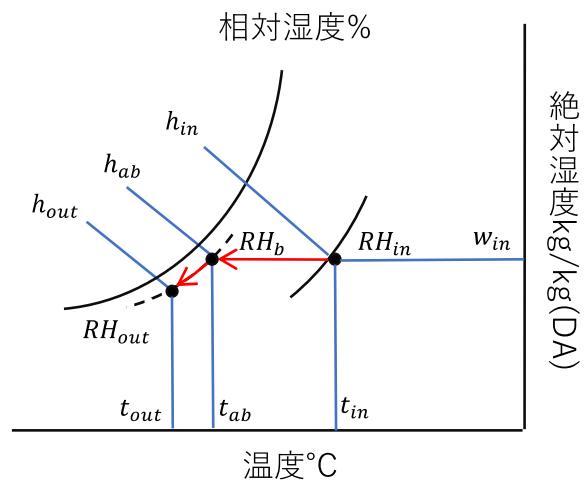


Figure 10-4 部分乾き部分湿り冷却の空気線図

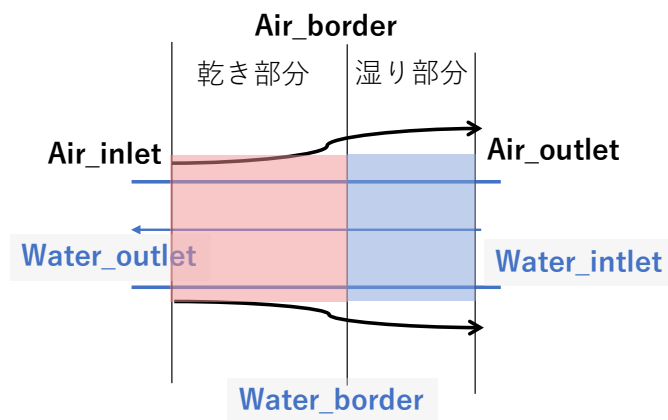


Figure 10-5 乾き+湿り状態

加熱コイルの場合と異なり，部分乾き部分湿りコイルの計算において，乾き部分是对数平均温度差 (LMTD) を用いて熱交換量を求め，湿り部分是对数平均エンタルピー差 (LMED) を用いて熱交換量を求める。Eq 10-7~Eq 10-10 が乾き部分の熱交換式であり，Eq 10-11 ~Eq 10-14 が湿り部分の熱交換式である。乾き面積の割合 R を Eq 10-15 で示している。

$$Q_d = m_{air} c_{air} (t_{ai} - t_{ab}) \quad \text{Eq 10-7}$$

$$Q_d = m_w c_w (t_{wo} - t_{wb}) \quad \text{Eq 10-8}$$

$$Q_d = K_d S_d \Delta t_{LM} \quad \text{Eq 10-9}$$

$$\Delta t_{LM} = \frac{(t_{ai} - t_{wo}) - (t_{ab} - t_{wb})}{\ln\{(t_{ai} - t_{wo}) / (t_{ab} - t_{wb})\}} \quad \text{Eq 10-10}$$

$$Q_w = m_{air} (h_{ab} - h_{ao}) \quad \text{Eq 10-11}$$

$$Q_w = \frac{m_w c_w}{a} (h_{wb} - h_{wi}) \quad \text{Eq 10-12}$$

$$Q_w = K_w S_w \Delta h_{LM} \quad \text{Eq 10-13}$$

$$\Delta h_{LM} = \frac{(h_{ab} - h_{wb}) - (h_{ao} - h_{wi})}{\ln\{(h_{ab} - h_{wb}) / (h_{ao} - h_{wi})\}} \quad \text{Eq 10-14}$$

$$h_w = at_w + b, a = \frac{dh_{swi}}{dt_{wi}}, b = h_{swi} - at_{wi}$$

$$R = \frac{S_d}{S_d + S_w} \quad \text{Eq 10-15}$$

乾き面積の割合 R を繰り返し計算から求めると，出口状態の乾球温度とエンタルピーが確定される。そのため出口空気の絶対湿度や相対湿度なども得ることができる。

11. 気化式加湿器

一般財団法人 建築環境・省エネルギー機構 (IBEC) による BEST-P 機器特性マニュアル [12] を参考とした。本モデルで用いられている加湿器エレメント厚さ寸法に依存した加湿効率 (%) は、日本冷凍工業会協力のもと、BEST 機器特性ワーキンググループで独自に調査した特性式にもとづくものである。

本モデルでは、入口乾球温度、入口絶対湿度、空気質量流量、要求加湿量を入力値、加湿器出口空気温度、出口絶対湿度、加湿量および圧力損失を算出する。

まず、入口空気の乾球温度 $T_{db_air_in}$ [°C] と入口空気の絶対湿度 w_{air_in} [kg/kg'] から、乾球温度と絶対湿度を入力値として比エンタルピーを出力するモジュール tdb_w2h を用いて、加湿器入口の比エンタルピー h_{air_in} [kJ/kg'] を求める (Eq 11-1)。なお関数名は以下、いずれも次の 3 つのルールに従っている。第一に、「2」の前にある変数が入力値、後ろにある変数が出力値である。第二に、入力値、出力値が 2 つ以上ある場合は、アンダーバーで繋いでいる。第三に、() 内に示されているのが、入力値である。

$$h_{air_in} = tdb_w2h(T_{db_air_in}, w_{air_in}) \quad \text{Eq 11-1}$$

次に飽和境界相対湿度 (設定値) を RH_{border} [%] として、飽和境界空気状態の温度 $T_{db_air_border}$ [°C]、絶対湿度 w_{air_border} [kg/kg'] を求める (Eq 11-2、Eq 11-3)。

$$T_{db_air_border} = h_rh2tdb(h_{air_in}, RH_{border}) \quad \text{Eq 11-2}$$

$$w_{air_border} = tdb_rh2w(T_{db_air_in}, w_{air_in}) \quad \text{Eq 11-3}$$

PID から要求加湿質量流量 M_{water_req} [kg/s] をもとに、加湿器出口の絶対湿度 $w_{air_out_set}$ [kg/kg'] の設定値は、入口空気の質量流量 M_{air_in} [kg/s] を用いて Eq 11-4 で求められる。

$$w_{air_out_set} = \frac{M_{water_req}}{M_{air_in}} + w_{air_in} \quad \text{Eq 11-4}$$

空気の密度 $\rho (= 1.293)$ [kg/m³] と加湿器面積 $S_{humidifier}$ [m²] を用いると、加湿器の風速 v_{air} [m/s] は Eq 11-5 で求められる。

$$v_{air} = \frac{M_{air_in}}{\rho \times S_{humidifier}} \quad \text{Eq 11-5}$$

風速と加湿器エレメント厚さ $D_{humidifier}$ [m] から、Figure 11-1 の特性曲線を用いて加湿効

率 η [-]（気流中に噴霧量または気化蒸発量、蒸気量のうち、実際にどれだけの量が空気に付加されたかを表す割合 [13]であり、Figure 11-2 の $(T_1 - T_2)/(T_1 - T_3)$ で表される飽和効率とは異なる）を Eq 11-6 より求める。P は BEST-P 機器特性マニュアルでは非公開であったが、Figure 11-1 のプロット点から $v_{air}=1.0$ [m/s]、 2.5 [m/s]、 4.0 [m/s]に関して逆算して求め、間の風速の場合は線形補間するモデルとした。

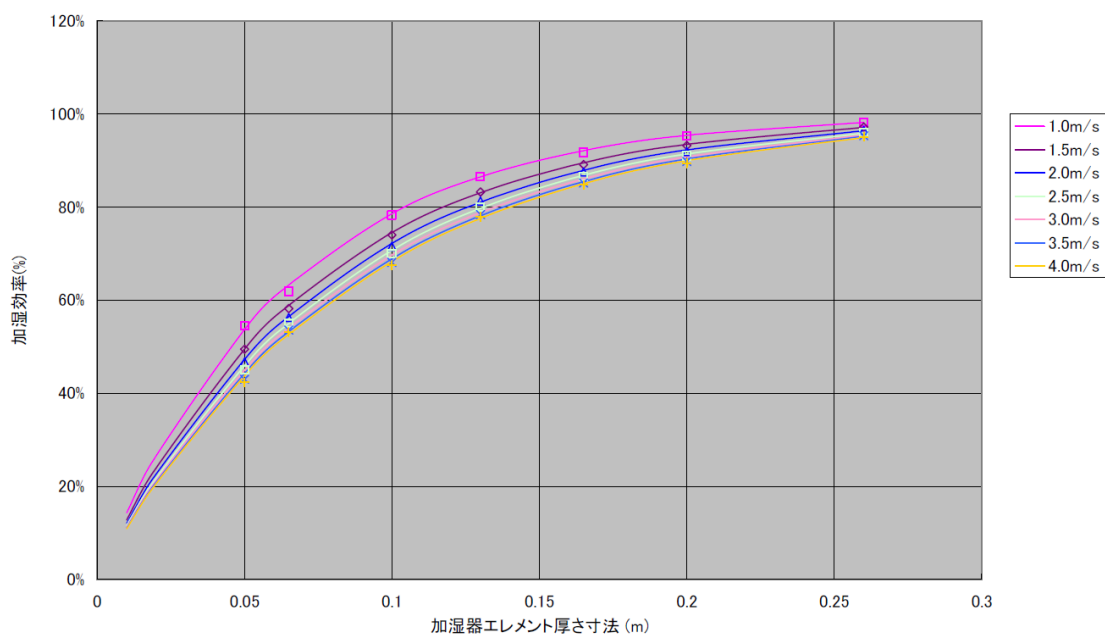


Figure 11-1 気化式加湿器機器特性 加湿効率線図 [12]

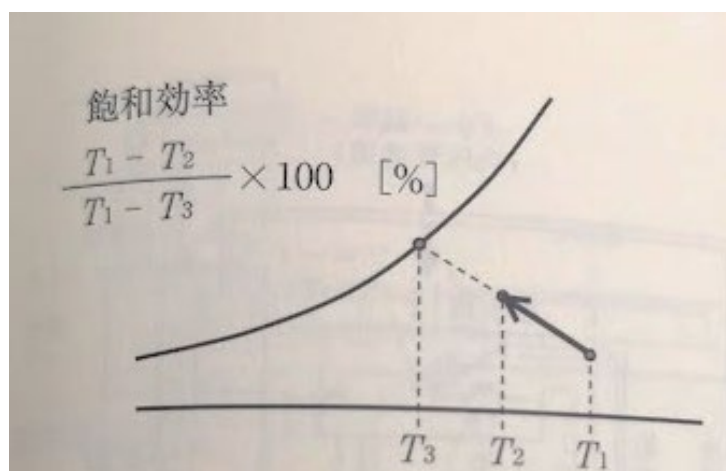


Figure 11-2 飽和効率 [14]

$$P = f(v_{air})$$

Eq
11-6

$$\eta = 1 - e^{\frac{P}{v_{air}} \times D_{humidifier}}$$

加湿後の絶対湿度の能力値を w_{air_abl} [kg/kg'] ("abl"ity に由来?) は、Eq 11-7 より求める。

$$w_{air_abl} = \eta \times (w_{air_border} - w_{air_in}) + w_{air_in} \quad \text{Eq 11-7}$$

PID の要求値及び能力値の関係から加湿器出口絶対湿度 w_{air_out} [kg/kg']は Eq 11-8 より、

$w_{air_out_set} \leq w_{air_in}$ のとき、

$$w_{air_out} = w_{air_in}$$

$w_{out_abl} > w_{air_border}$ かつ $w_{air_out_set} > w_{air_border}$ のとき、

$$w_{air_out} = w_{air_border} \quad \text{Eq 11-8}$$

$w_{air_border} \leq w_{air_abl}$ かつ $w_{air_out_set} > w_{air_abl}$ のとき、

$$w_{air_out} = w_{air_in}$$

$w_{border} > w_{air_out_set}$ かつ $w_{air_border} > w_{air_abl}$ のとき、

$$w_{air_out} = w_{air_out_set}$$

加湿水の質量流量 M_{water_add} [kg/s]は Eq 11-9 から求められる。

$$M_{water_add} = (w_{air_out} - w_{air_in}) \times \eta \times M_{air_in} \quad \text{Eq 11-9}$$

出口空気の乾球温度 $T_{db_air_out}$ [°C]と湿球温度 $T_{wb_air_out}$ [°C]は、Eq 11-10、Eq 11-11 から求められる。

$$T_{db_air_out} = w_h2tdb(w_{air_out}, h_{air_in}) \quad \text{Eq 11-10}$$

$$RH_{air_out} = w_tdb2rh(w_{air_out}, T_{db_air_out}) \quad \text{Eq 11-11}$$

$$T_{wb_air_out} = tdb_rh2twb(T_{db_air_out}, RH_{air_out})$$

圧力損失 dp [Pa]は、風速の二次式に比例するとして Eq 11-12 より計算する。

$$dp = a_2 \times (v_{air})^2 + a_1 \times v_{air} + a_0 \quad \text{Eq 11-12}$$

a_n : n 次の係数

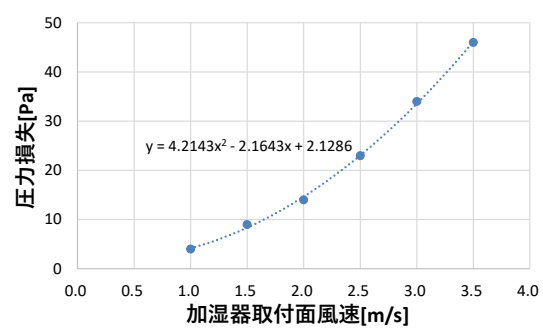


Figure 11-3 压力損失

12. 蒸気噴霧式加湿器

米国 NBS（現在 NIST（National Institute of Standards and Technology））による HVACSIM+ の STEAM SPLAY HUMIDIFIER モデルを参考にした [15]。

本モデルでは、蒸気を空気流に噴射して空気の湿度を高める定圧プロセスについて、出口空気温度、流量、湿度比を計算する。出口空気絶対湿度は、蒸気流量または飽和絶対湿度（大気圧）と飽和効率の積による上限を受ける。また空気の質量流量は、水分の添加によりわずかに増加する。

まず、水蒸気の定圧比熱 $C_{ps}(= 1.86)[\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}]$ 、乾き空気の定圧比熱 $C_{pa}(= 1.006)[\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}]$ 、入口空気の絶対湿度 $w_{air_in}[\text{kg}/\text{kg}']$ を用いて、入口空気の定圧比熱 $C_{pai}[\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}]$ を Eq 12-1 より求める。

$$C_{pai} = \frac{C_{pa} + w_{air_in} \times C_{ps}}{1 + w_{air_in}} \quad \text{Eq 12-1}$$

出口空気温度 $T_{db_air_out}[^\circ\text{C}]$ は、入口空気と水蒸気温度の重み付け平均により求められる。入口空気の乾球温度 $T_{db_air_in}[^\circ\text{C}]$ 、入口空気の質量流量 $M_{air_in}[\text{kg}/\text{s}]$ 、入口蒸気の温度 $T_{steam_in}[^\circ\text{C}]$ 、質量流量 $M_{steam_in}[\text{kg}/\text{s}]$ を用いて、Eq 12-2 より

$$T_{db_air_out} = \frac{M_{steam_in} \times C_{ps} \times T_{steam_in} + M_{air_in} \times C_{pai} \times T_{db_air_in}}{M_{steam_in} \times C_{ps} + M_{air_in} \times C_{pai}} \quad \text{Eq 12-2}$$

噴霧される蒸気のすべてが、空気を加湿したと仮定した際の出口空気の絶対湿度 $w_{air_out}[\text{kg}/\text{kg}']$ は Eq 12-3 より、

$$w_{air_out} = w_{air_in} + (1 + w_{air_in}) \times \frac{M_{steam_in}}{M_{air_in}} \quad \text{Eq 12-3}$$

出口空気が飽和している際の絶対湿度 $w_{air_sat}[\text{kg}/\text{kg}']$ は、飽和空気の水蒸気分圧 p_{air_sat} を求めるモジュール tdb2psat と蒸気圧から絶対湿度を求めるモジュール pv2w を用いて計算でき、Eq 12-4 より、

$$\begin{aligned} p_{air_sat} &= \text{tdb2psat}(T_{db_air_in}) \\ w_{air_sat} &= \text{pv2w}(p_{air_sat}) \end{aligned} \quad \text{Eq 12-4}$$

出口空気の絶対湿度は飽和効率 η_{sat} と飽和空気の絶対湿度の積を越えることはできないので、Eq 12-5 より、

$$w_{air_out} = \text{Min}(w_{air_out}, w_{sat} \times \eta_{sat}) \quad \text{Eq}$$

12-5

また、出口空気の質量流量 M_{air_out} [kg/s]は Eq 12-6 で求められる。

$$M_{air_out} = M_{air_in} \times \frac{1 + w_{air_out}}{1 + w_{air_in}} \quad \text{Eq 12-6}$$

13. ファン

ファンのモデルでは設計図書から流量-静圧特性曲線と流量-効率曲線を取得し近似曲線を作成した(Figure 13-1、Figure 13-2)。AHU の給気ファンでは加圧静圧として機外静圧を使用した。

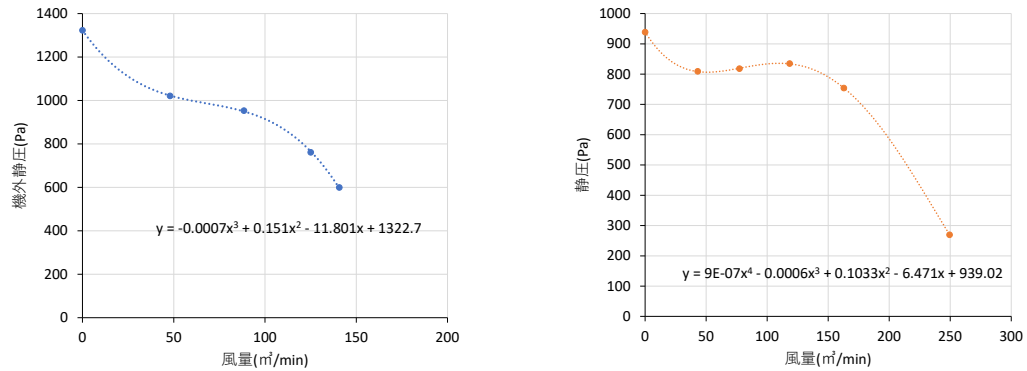


Figure 13-1 ファン流量-静圧特性曲線 左：給気ファン 右：排気ファン

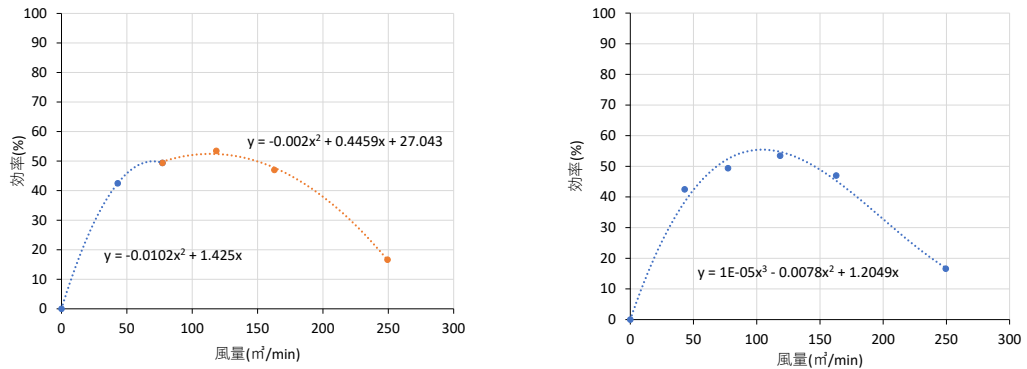


Figure 13-2 ファン流量-効率曲線 左：給気ファン 右：排気ファン

ファンの回転周波数が変化した場合の計算方法はポンプと同様の計算方法を使用した。ポンプのモデルと異なる点は定格時の最高効率を η_{max} とした時の INV 周波数が変化したときの最高効率 $\eta_{max_{INV}}$ の値は 1 として、定格時の効率を使用する(Eq 13-1)。

$$\eta_{max_{INV}} = 1 \quad \text{Eq 13-1}$$

Eq 13-2 よりファンの動力 P_w [W]が算出できる。ここで、 g は重力加速度 [m/s²], ρ は空気密度 [kg/m³], η_{motor} はモーター損失である。なお、本シミュレーションではモーター損失を、実測値から 0.8 と仮定した。

$$P_w = \frac{g \cdot \rho \cdot G_{INV} \cdot H_{INV}}{\eta_{INV} \cdot \eta_{motor}} \quad \text{Eq 13-2}$$

14. ダンパ

VAV ダンパの開度に対する風量-圧力損失曲線は設計図書より取得し開度ごとに近似曲線を作成した(Figure 14-1)。近似式のない各開度の間は線形補間して近似式を求めた。このモデルにより毎時刻のダンパ開度と風量を入力値としてダンパでの圧力損失を計算することが出来る。

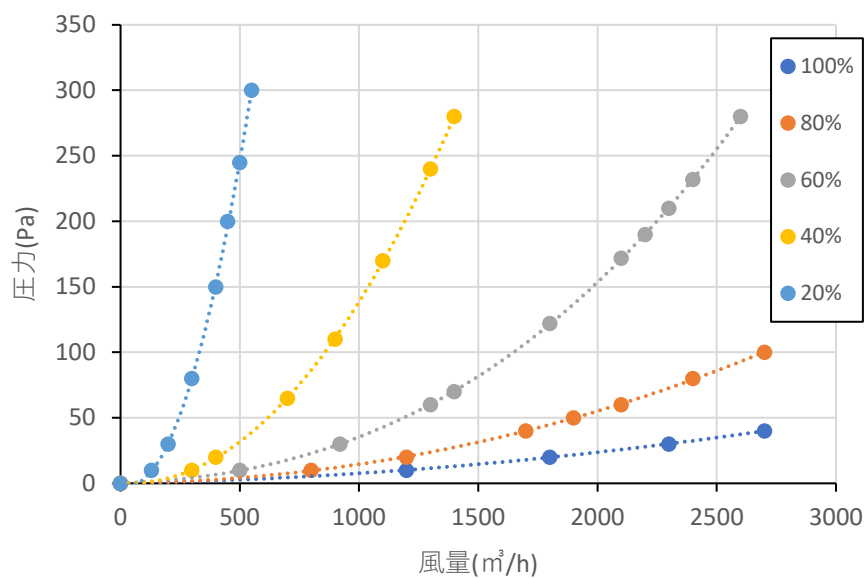


Figure 14-1 ダンパ開度に対する風量-圧力損失曲線

15. 水蓄熱槽（成層型）

成層型蓄熱槽は、槽内を完全混合域と一次元拡散域とに分割する混合モデルが適用される [16] [17]。蓄熱槽を高さ方向に 60 分割し、流入側の端層を完全混合域、その他の層を一次元拡散域とした (Figure 15-1)。

完全混合域における温度 T_1 は、入口温度 T_{in} 、高さ方向の流速 U 、時間 t 、一層当たりの高さ Lp を用いて Eq 15-1 のように表される。

$$T_1 = T_{in}(1 - e^{-Ut/Lp}) \quad \text{Eq 15-1}$$

一次元拡散域における温度 T は分子拡散レベルの乱流拡散係数 κ_0 、高さ z を用いて Eq 15-2 のように表される。

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \kappa_0 \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - U \frac{\partial T}{\partial z} \quad \text{Eq 15-2}$$

Eq 15-1, Eq 15-2 を離散化し、運転モード（冷水・温水、放熱・蓄熱）で流入と流出の位置を適切に入れ替えることで、温度成層型の蓄熱槽のモデル化を行った。

なお、高さ方向の流速が計算時間当たり（1 分）の分割幅よりも速い場合は陽解法における解の安定条件に反し計算が発散する可能性がある。そこで本シミュレーションでは、1 時間間隔当たり 10 回の計算を行い、蓄熱槽内部での計算時間間隔を 6 秒とすることで計算結果の発散を防止した。

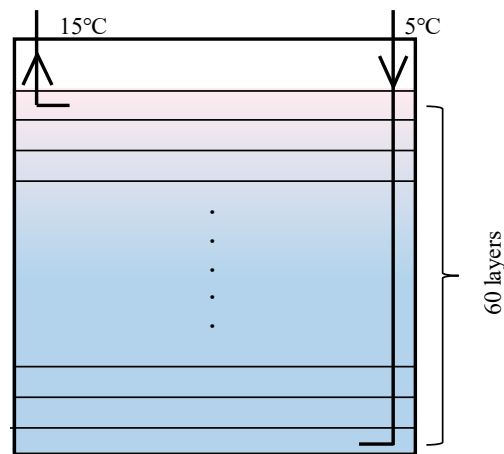


Figure 15-1 蓄熱槽モデル（冷水蓄熱モード時）

参考文献

1. 加古五郎. (1957). 調節弁(2):弁の形式と流量特性, 計測, 第7巻, 第7号, pp.400-405.
2. 千葉孝男, 井口泰男, 渡辺宏. (1998). 配管・ダクト系の制御特性. 空気調和・衛生工学, 第72巻, 第5号, pp.391-397.
3. 宇田川光弘, 村田太市. (1997). 空調システムシミュレーションのための圧縮式冷凍機の計算モデル, 空気調和・衛生工学会 論文集, 第22巻, 第64号, pp.73-82.
4. 外山幸雄 (2014). 絵とき「ポンプ」基礎のきそ-選定・運転・保守点検-, 日刊工業新聞社.
5. 上田憲治, 梅野良枝, 下田吉之. (2010). B-3 ターボ冷凍機部分負荷性能推定手法の開発:(第1報) 性能推定手法の概要と実用化, pp.93-96.
6. 高山紗輝, 赤司泰義, 桑原康浩, 上田憲治, 梅野良枝. (2010). B-4 ターボ冷凍機部分負荷性能推定手法の開発:(第2報) 性能推定手法の簡易性能評価ツールへの導入と効果, pp.97-100.
7. 長谷川泰士, 梅野良枝, 上田憲治. (2011). E-45 ターボ冷凍機部分負荷性能推定手法の開発:(第3報) 熱交換器性能の組込みによる推定手法精度の向上, pp.1279-1282.
8. U. S. Department of Energy. (2018). Energyplus Version 8.9.0 Documentation Engineering Reference, pp.767-773.
9. Wetter Michael, Zuo Wangda, Noudui Thierry S., Pang Xiufeng. (2014). Modelica buildings library, Journal of Building Performance Simulation, Vol. 7, No. 4, pp. 253-270.
10. 公益社団法人 空気調和・衛生工学会. (2010). 「空気調和・衛生工学便覧 14 版, 3 空気調和設備編」. pp.181-187.
11. 宇田川光弘. (1986). パソコンによる空気調和計算法, オーム社, p.8-219, .
12. 一般財団法人 建築環境・省エネルギー機構 (IBEC) . (2020). 「BEST-P 機器特性マニュアル」.
13. ウェットマスター株式会社. 「「加湿効率」「有効加湿量」とは」. https://www.wetmaster.co.jp/about/knowledge/term/humidification_efficiency/ (2021 年 11 月 30 日閲覧).
14. 公益社団法人 空気調和・衛生工学会. (2010). 「空気調和衛生工学便覧第 14 版 2 機器・材料編」. p373.
15. Clark, D. R., & May, W. B. (1985). HVACSIM+ building systems and equipment simulation program-user's guide (No. PB-86-130614/XAB; NBSIR-85/3243). National Bureau of Standards, Washington, DC (USA). Building Equipment Div..
16. 辻本 誠, 相良 和伸, 中原 信生. (1981). 蓄熱槽に関する研究 : 第 1 報-成層型蓄熱槽の槽内混合機構に関する実験的研究, 空気調和・衛生工学会論文集, 第 16 号, pp.23-35.
17. 相良 和伸, 辻本 誠, 中原 信生. (1981). 蓄熱槽に関する研究 : 第 2 報-数値シミュレ

ーションによる成層型蓄熱槽の槽内混合機構についての研究, 空気調和・衛生工学会論文
集, 第 17 号, pp.29-39.