

LCEM ツール ver3.20

## 主要オブジェクトの計算アルゴリズム

【中央熱源空調編】

令和8年3月

国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課



# 目次

1. 熱源機器	1
1.1 直だき吸収冷温水機（ガス焚き）	1
1.2 遠心冷凍機	2
1.3 空気熱源ヒートポンプユニット	2
1.4 チリングユニット	3
(1) 水冷式	
(2) 空冷式	
1.5 スクリュー冷凍機	4
(1) 水冷式	
(2) 空冷式	
1.6 温水発生機（ガス焚き）	5
1.7 直だき吸収冷温水機（油焚き）	5
1.8 温水発生機（油焚き）	5
2. 冷却塔	6
2.1 開放型冷却塔	6
2.2 密閉型冷却塔	6
3. ポンプ	7
3.1 冷温水一次ポンプ	7
3.2 冷却水ポンプ	9
3.3 冷温水二次ポンプ	9
4. 空気調和機	10
4.1 送風機（給気用送風機、給気・還気用送風機）	10
4.2 加熱・冷却コイル	11
4.3 空気調和機（外気導入部）	13
4.4 空気調和機（気化式加湿器・蒸気加湿器・加湿なし）	14
4.5 ファンコイルユニット	15
5. 配管・ヘッダー関連	17
5.1 一次ヘッダー＋熱源台数制御コントローラ	17
5.2 二次ヘッダー＋二次ポンプ台数制御コントローラ	17
5.3 配管	18
6. ダクト・室関連	19
6.1 室	19
6.2 変风量ユニット	20
6.3 定风量ユニット	20
6.4 ダクト系	21
7. 蓄熱システム関連	22
7.1 水蓄熱槽	22
(1) 連結式完全混合型蓄熱槽	
(2) 温度成層型蓄熱槽	
7.2 氷蓄熱システム関連機器	25
(1) スタティック型氷蓄熱槽（外融式／内融式）	

(2) ブラインチラー (水冷、空気熱源)

<b>8. 排熱回収システム関連</b>	<b>27</b>
8.1 排熱投入型吸収冷温水機	27
8.2 太陽熱集熱器	28
8.3 デシカント空気調和機	30
<b>9. 蒸気システム関連</b>	<b>33</b>
9.1 蒸気吸収冷凍機	33
9.2 蒸気ボイラー (ガス焚き)	33
9.3 蒸気ボイラー (油焚き)	34
<b>10. 地中熱利用ヒートポンプシステム</b>	<b>36</b>
10.1 熱交換器オブジェクト	36
10.2 ヒートポンプオブジェクト	38
10.3 LCEM ツールへの組み込み	38

# 1. 熱源機器

## 1.1 直だき吸収冷温水機（ガス焚き）

直だき吸収冷温水機は、冷却水、冷温水変流量制御に対応するため、冷却水入口温度、冷温水出口温度（設定値）、部分負荷率に冷却水量、冷温水量を加えた5つの影響係数による性能特性を考慮したモデルとしている。

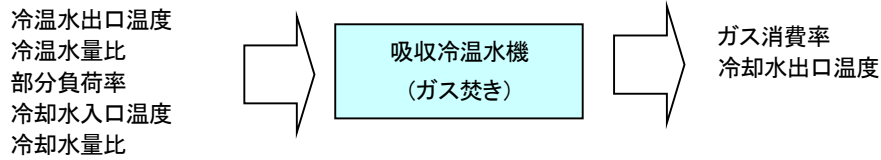


図 1.1 直だき吸収冷温水機（ガス焚き）モデル

ガス消費量  $G_{ref}$  は、ガス消費率  $g_{ref}$  に定格のガス消費量  $G_{ref-r}$  を乗じて算出する。

$$G_{ref} = g_{ref} \cdot G_{ref-r} \quad (1)$$

ガス消費率  $g_{ref}$  は、 $C_1$ ：負荷率  $q$ 、 $C_2$ ：冷却水入口温度  $T_d$ 、 $C_3$ ：冷却水量比  $v_d$ 、 $C_4$ ：冷温水出口温度  $T_c$ 、 $C_5$ ：冷温水量比  $v_c$  のパラメータから構成される。定格条件において各パラメータは全て 1.0 となり、 $g_{ref}=1.0$  となる。なお、加熱時は  $C_2$ 、 $C_3$  は 1.0 としている。

$$g_{ref} = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot C_5 \quad (2)$$

$$C_1 = a_1 q^2 + b_1 q + c_1 \quad \text{：部分負荷率影響係数}$$

$$C_2 = a_2 T_d^2 + b_2 T_d + c_2 \quad \text{：冷却水温度影響係数}$$

$$C_3 = a_3 v_d^3 + b_3 v_d^2 + c_3 v_d + d_3 \quad \text{：冷却水量比影響係数}$$

$$C_4 = a_4 T_c^2 + b_4 T_c + c_4 \quad \text{：冷温水温度影響係数}$$

$$C_5 = a_5 v_c^2 + b_5 v_c + c_5 \quad \text{：冷温水量影響係数}$$

冷却水出口温度  $T_{dr}$  は、部分負荷時と定格時の成績係数の比  $C_7 = \text{cop} / \text{cop}_r$  に応じて排熱が増減することから、次式にて求める。ここで、 $T_d$  は冷却水入口温度、 $V_d$  は冷却水量である。

$$G_{ref} = C_6 \cdot C_7 \cdot V_d (T_{dr} - T_d) \quad (3)$$

$$T_{dr} = G_{ref} / (C_6 \cdot C_7 \cdot V_d) + T_d$$

$C_6$ ：冷却水熱量とガス熱量の相関係数  $C_7$ ：部分負荷時と定格時の成績係数の比

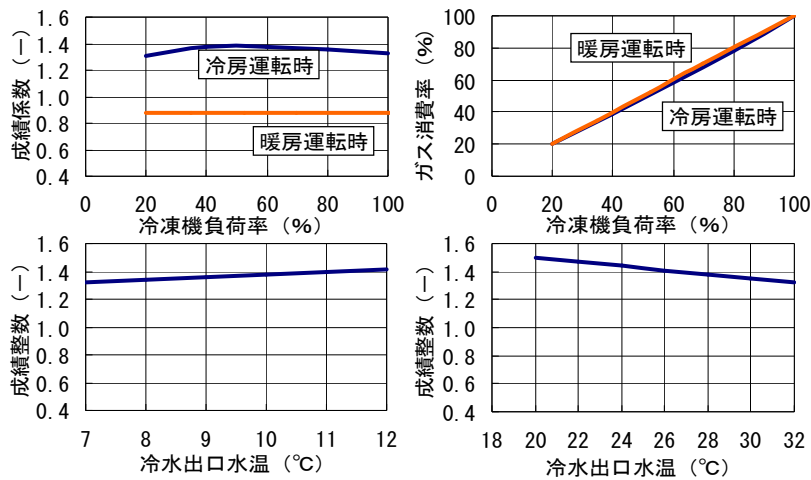


図 1.2 直だき吸収冷温水機（ガス焚き）機器特性の例

## 1.2 遠心冷凍機

遠心冷凍機は、直だし吸収冷温水機と同様に、冷却水入口温度、冷水出口温度（設定値）、部分負荷率に冷却水量、冷水量を加えた5つの影響係数による性能特性を考慮したモデルとしている。

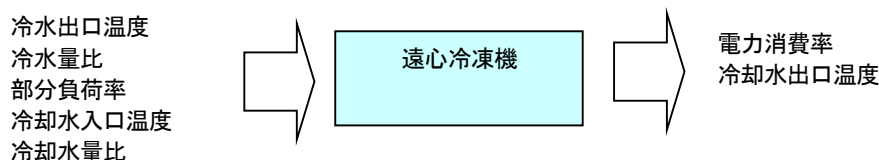


図 1.3 遠心冷凍機モデル

電力消費量  $E_{ref}$  は、電力消費率  $e_{ref}$  に定格の電力消費量  $E_{ref-r}$  を乗じることで算出する。

$$E_{ref} = e_{ref} \cdot E_{ref-r} \quad (1)$$

電力消費率  $e_{ref}$  は、 $C_1$  : 負荷率  $q$ 、 $C_2$  : 冷却水入口温度  $T_d$ 、 $C_3$  : 冷却水量比  $v_a$ 、 $C_4$  : 冷水出口温度  $T_c$ 、 $C_5$  : 冷水量比  $v_c$  のパラメータから構成される。

$$e_{ref} = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot C_5 \quad (2)$$

$$C_1 = a_1 q^2 + b_1 q + c_1 \quad : \text{負荷率影響係数}$$

$$C_2 = a_2 T_d^2 + b_2 T_d + c_2 \quad : \text{冷却水温度影響係数}$$

$$C_3 = a_3 v_a^3 + b_3 v_a^2 + c_3 v_a + d_3 \quad : \text{冷却水量比影響係数}$$

$$C_4 = a_4 T_c^2 + b_4 T_c + c_4 \quad : \text{冷水温度影響係数}$$

$$C_5 = a_5 v_c^2 + b_5 v_c + c_5 \quad : \text{冷水量影響係数}$$

冷却水温度の計算方法は、吸収冷温水機に準じる。

## 1.3 空気熱源ヒートポンプユニット

空気熱源ヒートポンプユニットは、外気乾球温度（一部の機種は湿球温度）と冷温水出口温度（設定値）、部分負荷率による能力・入力特性を考慮したモデルとしている。

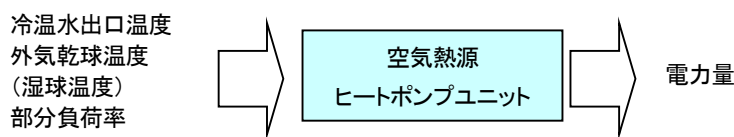


図 1.4 空気熱源ヒートポンプユニットモデル

- ・最大冷却能力  $Q_{cf}$  と入力  $E_{cf}$  の算出

$$Q_{cf} = a_1 \cdot (a_2 + a_3 \cdot f(Two, Tdb) + a_4 \cdot (Two - 7) + a_5 \cdot (Tdb - 35)) \quad (1)$$

$$E_{cf} = b_1 \cdot (b_2 + b_3 \cdot f(Two, Tdb) + b_4 \cdot (Two - 7) + b_5 \cdot (Tdb - 35)) \cdot b_6 / b_7 \quad (2)$$

- ・最大加熱能力  $Q_{cf}$  と入力  $E_{cf}$  の算出

$$Q_{cf} = a_1 \cdot (a_2 + a_3 \cdot f(Two, Twb) + a_4 \cdot (Two - 45) + a_5 \cdot (Twb - 6)) / a_6 \cdot a_7 \quad (3)$$

$$E_{cf} = b_1 \cdot (b_2 + b_3 \cdot f_1(Two, Twb) + b_4 \cdot (Two - 45)^2 + b_5 \cdot f(Two, Twb) + b_6 \cdot (Two - 45) + b_7 \cdot (Twb - 6)) / b_8 \cdot b_9 \quad (4)$$

ここで

$Two$  : 冷温水出口温度 (°C)  $Tdb$  : 外気乾球温度 (°CDB)

$Twb$  : 外気湿球温度 (°CWB)

- ・100%負荷時 COP の算出（冷却・加熱共通）

$$COP = Q_{cf} / E_{cf} \quad (5)$$

- ・部分負荷時補正 COP<sub>p</sub> の算出

冷却・加熱共に負荷率 q より算出する。

$$COP_p = (c_1 \cdot q^3 + c_2 \cdot q^2 + c_3 \cdot q + c_4) \cdot c_5 \quad (6)$$

- ・入力電力 E<sub>ref</sub> の算出

$$E_{ref} = q \times Q_{cf} / (COP_p \cdot COP) \quad (7)$$

## 1.4 チリングユニット

### (1) 水冷式

チリングユニット（水冷式）は、冷却水入口温度と冷水出口温度（設定値）、部分負荷率による能力・入力特性を考慮したモデルとしている。

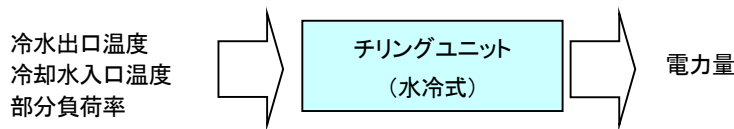


図 1.5 チリングユニット（水冷式）モデル

- ・冷却能力 Q<sub>cf</sub> と入力 E<sub>cf</sub> の算出

$$Q_{cf} = a_1 \cdot (a_2 + a_3 \cdot f(T_{wo}, T_d) + a_4 \cdot (T_{wo} - 7) + a_5 \cdot (T_d - T_{do})) \quad (1)$$

$$E_{cf} = b_1 \cdot (b_2 + b_3 \cdot f(T_{wo}, T_d) + b_4 \cdot (T_{wo} - 7) + b_5 \cdot (T_d - T_{do})) \cdot b_6 / b_7 \quad (2)$$

ここで

T<sub>wo</sub> : 冷水出口温度 (°C) T<sub>d</sub> : 冷却水入口温度 (°C)

T<sub>do</sub> : 定格冷却水入口温度 (°C)

- ・100%負荷時 COP の算出

$$COP = Q_{cf} / E_{cf} \quad (3)$$

- ・部分負荷補正 COP<sub>p</sub> の算出

冷却負荷率 q より算出する。

$$COP_p = (c_1 \cdot q^3 + c_2 \cdot q^2 + c_3 \cdot q + c_4) \cdot c_5 \quad (4)$$

- ・入力電力 E<sub>ref</sub> の算出

$$E_{ref} = q \times Q_{cf} / (COP_p \cdot COP) \quad (5)$$

### (2) 空冷式

チリングユニット（空冷式）は、外気乾球温度（一部の機種は湿球温度）と冷水出口温度（設定値）、部分負荷率による能力・入力特性を考慮したモデルとしている。

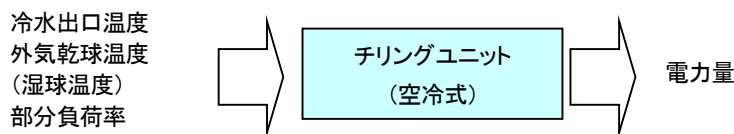


図 1.6 チリングユニット（空冷式）モデル

- ・冷却能力  $Q_{cf}$  と入力  $E_{cf}$  の算出

$$Q_{cf} = a_1 \cdot (a_2 + a_3 \cdot f(T_{wo}, T_{db}) + a_4 \cdot (T_{wo} - 7) + a_5 \cdot (T_{db} - 35)) \quad (6)$$

$$E_{cf} = b_1 \cdot (b_2 + b_3 \cdot f(T_{wo}, T_{db}) + b_4 \cdot (T_{wo} - 7) + b_5 \cdot (T_{db} - 35)) \cdot b_6 / b_7 \quad (7)$$

ここで

$T_{wo}$  : 冷温水出口温度 (°C)  $T_{db}$  : 外気乾球温度 (°CDB)

$T_{wb}$  : 外気湿球温度 (°CWB)

- ・100%負荷時 COP の算出

$$COP = Q_{cf} / E_{cf} \quad (8)$$

- ・部分負荷補正  $COP_p$  の算出

冷却負荷率  $q$  より算出する。

$$COP_p = (c_1 \cdot q^3 + c_2 \cdot q^2 + c_3 \cdot q + c_4) \cdot c_5 \quad (9)$$

- ・入力電力  $E_{ref}$  の算出

$$E_{ref} = q \times Q_{cf} / (COP_p \cdot COP) \quad (10)$$

## 1.5 スクリュー冷凍機

### (1) 水冷式

スクリーフ冷凍機 (水冷式) は、冷却水入口温度と冷水出口温度 (設定値)、部分負荷率による性能特性を考慮したモデルとしている。

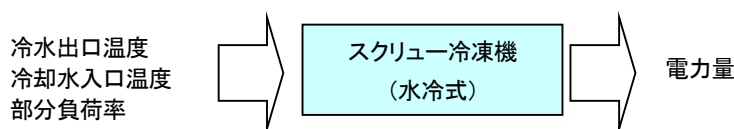


図 1.7 スクリュー冷凍機 (水冷式) モデル

電力消費量 ( $E_{ref}$  : kW) の算出

$$E_{ref} = Q_s / COP \quad (1)$$

成績係数 (COP) の算出

$$COP = (C_1 \cdot C_2) \cdot \exp \cdot (C_3 \cdot T_{d, in}) \quad (2)$$

- ・冷水出口温度 ( $T_{c, out}$ ) による補正式:

$$C_1 = a_1 \cdot T_{c, out}^2 + b_1 \cdot T_{c, out} + c_1 \quad (3)$$

- ・部分負荷率 ( $q$ ) による補正式、その 1 :

$$C_2 = a_2 \cdot q^3 + b_2 \cdot q^2 + c_2 \cdot q + d_2 \quad (4)$$

- ・部分負荷率 ( $q$ ) による補正式、その 2 :

$$C_3 = a_3 \cdot q^3 + b_3 \cdot q^2 + c_3 \cdot q + d_3 \quad (5)$$

ここに、 $T_{d, in}$  : 冷却水入口温度 (°C)  $T_{c, out}$  : 冷凍機の定格冷水出口設定温度 (°C)

### (2) 空冷式

スクリーフ冷凍機 (空冷式) は、空気熱源ヒートポンプユニットの計算に準じる。

## 1.6 温水発生機（ガス焼き）

温水発生機（ガス焼き）は、効率一定の簡易モデルとしている。

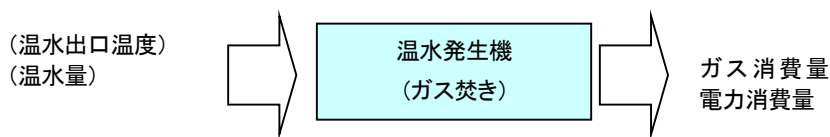


図 1.8 温水発生機モデル（ガスだき）

・温水熱量の算出

運転時の温水熱量（ $Q$ ：kW）は、温水流量（ $GWs$ ： $\frac{m^3}{min}$ ）、出口温水温度（ $TS_{out}$ ： $^{\circ}C$ ）、入口温水温度（ $TW_{in}$ ： $^{\circ}C$ ）より、

$$Q = 4.186 \cdot GWs \cdot (TS_{out} - TW_{in}) / 60 \quad (1)$$

・ガス消費量及び電力消費量の算出

ガス消費率（ $\varepsilon_v$ ：—）は、定格熱出力（ $Q_d$ ：kW）より、

$$\varepsilon_v = Q / Q_d \quad (2)$$

ガス消費量（ $V$ ： $Nm^3/h$ ）及び電力消費量（ $E$ ：kW）は以下となる。

$$V = V_d \cdot \varepsilon_v \quad (3)$$

ここで、 $V_d$ ：定格ガス消費量（ $Nm^3/h$ ）

$$E = E_b + \varepsilon_v \cdot E_p \quad (4)$$

ここで、 $E_b$ ：バーナー送風機電力（kW）  $E_p$ ：給水・原水ポンプ電力（kW）

## 1.7 直だき吸収冷温水機（油焼き）

直だき吸収冷温水機（油焼き）は、直だき吸収冷温水機（ガス焼き）に準じる。

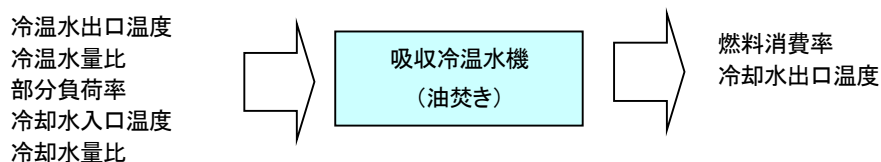


図 1.9 直だき吸収冷温水機（油焼き）モデル

## 1.8 温水発生機（油焼き）

温水発生機（油焼き）は、温水発生機（ガス焼き）に準じる。

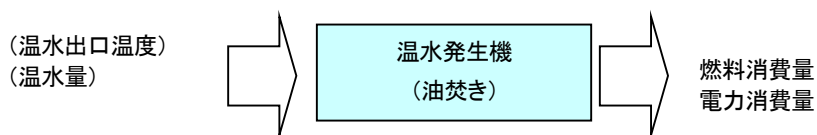


図 1.10 温水発生機モデル（油焼き）

## 2. 冷却塔

### 2.1 開放型冷却塔

一般に、冷却塔の計算は収束計算が必要とされるが、LCEM ツールでは、外気湿球温度の関数  $T_{ds}$  および冷却水入口温度、冷却水量の影響係数  $C_2 \sim C_4$  を用いて冷却水出口温度  $T_d$  を得る実験式モデルとしている。

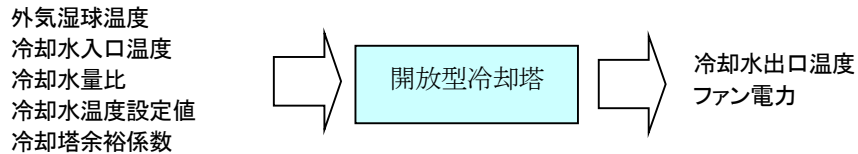


図 2.1 開放型冷却塔モデル

冷却水出口温度は、以下に示す実験式より求める。

$$T_d = T_{ds} \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \quad (1)$$

ここで

$$\begin{aligned} T_{ds} &= a_1 W B^2 + b_1 W B + c_1 && : \text{外気湿球温度の関数} \\ C_2 &= a_2 T_{dr}^2 + b_2 T_{dr} + c_2 && : \text{冷却水入口温度影響係数} \\ C_3 &= f(C_4, T_{dr}, W B) && : \text{冷却水量影響係数 1} \\ C_4 &= a_4 V_d^2 + b_4 V_d + c_4 && : \text{冷却水量影響係数 2} \end{aligned}$$

ここで、 $T_{dr}$  : 冷却水入口温度  $W B$  : 外気湿球温度  $V_d$  : 冷却水量

冷却塔ファン動力比  $C_t P W$  は、式(2)より計算する。

$$C_t P W = (T_{dr} - T_{dset}) / (T_{dr} - T_d) \quad (2)$$

ここで、 $T_{dset}$  はファン発停制御時の冷却水出口下限設定温度、 $T_d$  はファンを停止しない状態（フリークーリング状態）の冷却水出口温度である。

### 2.2 密閉型冷却塔

密閉型冷却塔は、開放型冷却塔と同様のモデルとしている。

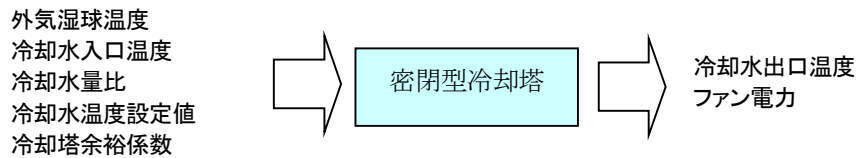


図 2.2 密閉型冷却塔モデル

### 3. ポンプ

#### 3.1 冷温水一次ポンプ

ポンプは、ポンプと配管系を含めてモデル化している。ポンプのP-Q特性を二次式で近似し、流量は定格の回転数Nに比例するとして、式(1)より、圧力Pまたは回転数nを求める。動力Pwは式(2)で算出する。

$$P = a \cdot Q^2 + b \cdot Q \cdot (n/N) + c \cdot (n/N)^2 \quad (1)$$

$$Pw = \rho \cdot g \cdot Q \cdot P / 60000 / \eta \quad (2)$$

ここで、P：圧力 Q：流量 n：回転数 N：回転数  
 ρ：流体密度 g：重力加速度 η：効率

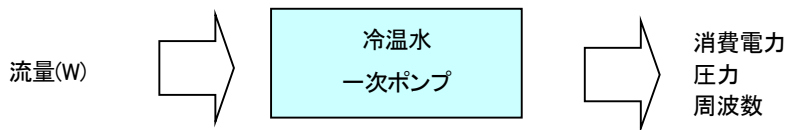


図 3.1 冷温水一次ポンプモデル

#### ・水量制御方法

水量制御方法として、次のいずれかを選択できる。

0: 定速運転、1: インバータによる吐出圧一定制御および2: インバータによる最小吐出圧制御

図 3.2 に選択した制御方法ごとの動作点を示す。定速運転を選択すると流量を合わせるため点Cの動作点となり、吐出圧一定制御を選択すると点Dで運転する。最小吐出圧制御にすると、点Bに達する前に設定した最小回転数の制限を受け、それ以降は最小回転数におけるPQ特性を移動して点Eで運転する。水量とそれぞれの揚程およびポンプ効率から求めた動力と回転数を出力する。

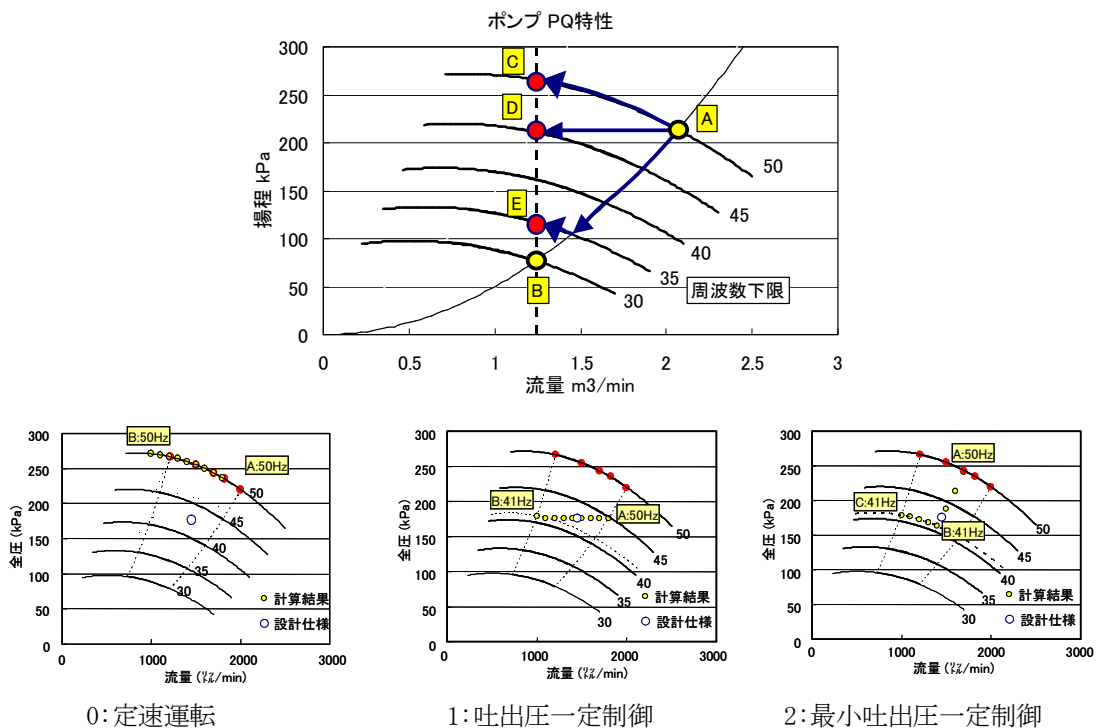


図 3.2 ポンプの水量制御方法

・特性式作成補助ツール

P-Q 特性曲線上の任意の5点の水量と揚程から、ポンプの近似特性式を作成する補助ツールが付属されている。補助ツールでは同時に、配管系の特性係数、ポンプ効率も求めることができる。

ポンプオブジェクト属性部

冷温水一次ポンプ属性	
設計水量 $\ell/\text{min}$ Vpl	1450
設計揚程 kPa Ppl	176
実揚程 kPa	0
ポンプによる温度上昇 $^{\circ}\text{C}$	0.1
配管特性 $P=AQ^2+B$ 係数A (kPa)	0.30
係数B	0
ポンプ効率 e	0.67
最低水量 $\ell/\text{min}$ Vmin	725
定格周波数Hz Npl	50
上限周波数Hz Nmax	60
下限周波数Hz Nmin	20
ポンプP-Q特性 係数: a	-0.14
$P=aQ^2+bQ+c$ 係数: b	3.99
( $\ell/\text{s} - k\text{Pa}$ ) 係数: c	243.35
動力補正係数 aec	
動力補正係数 bec	0

補助ツールにより作成された近似特性式の係数を入力する

補助ツール

特性曲線上の任意の5点を入力する

配管特性	実揚程kPa	設計水量 $\text{m}^3/\text{min}$	配管揚程kPa
設計仕様	0	1.45	176
作図	5点入力	水量 $\text{m}^3/\text{min}$	揚程 $\text{m}$
	1(min)	1.21	27.2
	2	1.5	26.0
	3	1.7	24.8
	4	1.82	24.0
	5(max)	2	22.4
ポンプPQ特性を二次式に近似			
ポンプ効率	モータ出力kW	11	効率=

係数入力 近似特性式

$$y = -0.14x^2 + 3.99x + 243.35$$

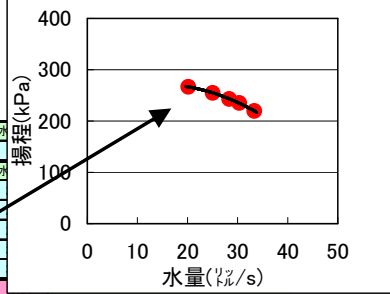


図 3.3 特性式作成補助ツール

・冷温水一次ポンプ（汎用）モデル

設計初期段階等で詳細が決まらずとも、概略の設計仕様から適切なファンとポンプを選定できるよう、以下に記す冷温水一次ポンプ（汎用）モデルが用意されている。

ポンプ（汎用）モデルは、三毛ら<sup>6)</sup>による、最高効率点における流量および揚程をもとにポンプのPQ特性とポンプ効率に関する特性式を近似する手法を用いている。図3.4にポンプ汎用モデルの概念を示す。特性式の近似係数は、Ver.3.03に含まれるポンプオブジェクトの特性から回帰した。

ポンプ（汎用）モデルでは、設計初期段階においては最高効率点＝設計点と考え、設計点の水量、揚程からポンプのP-Q特性を仮定している。

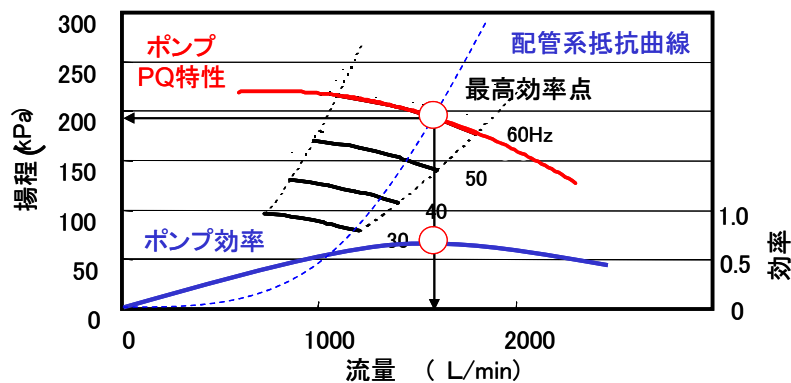


図 3.4 ポンプ（汎用）モデル

### 3.2 冷却水ポンプ

冷却水ポンプは、冷温水一次ポンプに準じたモデルとしている。

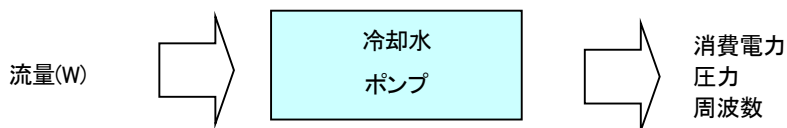


図 3.5 冷却水ポンプモデル

#### ・水量制御方法

水量制御方法は、冷温水一次ポンプと同様に、次のいずれかを選択できる。

- 0: 定速運転、
- 1: インバータによる吐出圧一定制御
- 2: インバータによる最小吐出圧制御

#### ・冷却水変流量制御

冷却水ポンプでは、最小吐出圧一定制御選択時に冷却水変流量制御がなされる。このときの冷却水量は、冷凍機の負荷率に応じて、図 3.6 のように設定されている。

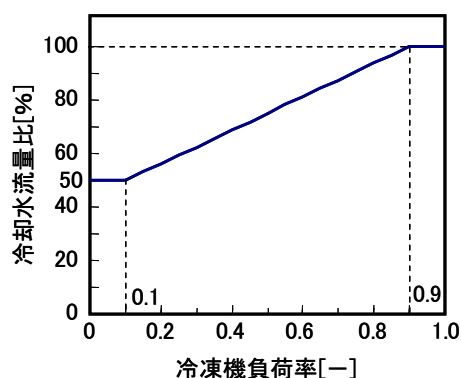


図 3.6 冷却水変流量制御の設定

#### ・特性式作成補助ツール

冷温水一次ポンプと同様に、P-Q 特性式を作成する補助ツールが付属されている。

#### ・冷却水ポンプ（汎用）モデル

冷温水一次ポンプと同様に、冷却水（汎用）モデルが用意されている。

### 3.3 冷温水二次ポンプ

冷温水二次ポンプは、冷温水一次ポンプのモデルに準じるが、水量制御方法については、「5.2 二次ポンプ台数制御コントローラ」（5.2 参照）にて解説する。

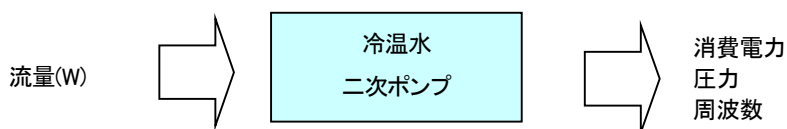


図 3.7 冷温水二次ポンプモデル

#### ・特性式作成補助ツール

冷温水一次ポンプと同様に、特性式を作成する補助ツールが付属されている。

#### ・冷温水二次ポンプ（汎用）モデル

冷温水一次ポンプと同様に、汎用モデルが用意されている。

## 4. 空気調和機

### 4.1 送風機（給気用送風機、給気・還気用送風機）

送風機は、送風機とダクト系を含めてモデル化している。ポンプモデルと同様に、送風機の P-Q 特性を二次式で近似し、風量は定格の回転数 N に比例するとして、式(1)より、圧力 P または回転数 n を求める。動力 Pw は式(2)で算出する。

$$P = a \cdot Q^2 + b \cdot Q \cdot (n/N) + c \cdot (n/N)^2 \quad (1)$$

$$Pw = \rho \cdot g \cdot Q \cdot P / 60000 / \eta \quad (2)$$

ここで、P：静圧　Q：風量　n：回転数　N：回転数  
ρ：流体密度　g：重力加速度　η：ファン効率

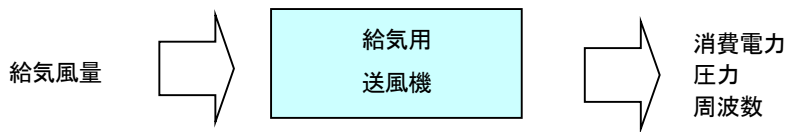


図 4.1 給気用送風機モデル

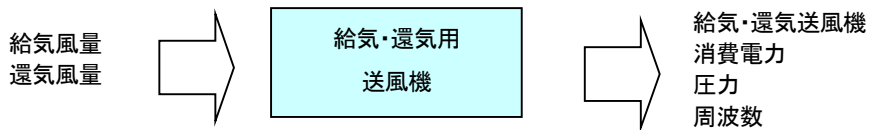


図 4.2 給気・還気用送風機モデル

#### ・風量制御方法

風量制御方法は、ポンプモデルと同様に、0:定速運転、1:インバータによる吐出圧一定制御および2:最小吐出圧制御のいずれかを選択できる。

#### ・特性式作成補助ツール

オブジェクトには、ポンプと同様に、特性曲線上の任意の5点から送風機の近似特性式およびダクト特性式を作成する補助ツールが付属されている。

#### ・送風機（汎用）モデル

ポンプと同様に、設計初期段階等で詳細が決まらずとも、概略の設計仕様から適切な送風機を選定できるよう、以下に記す送風機（汎用）モデルが用意されている。

ファンの P-Q 特性を 2 次式で近似する。設計点より低風量域に静圧の極大点があると想定し、設計点と極大点の 2 点から 2 次式の係数を求め、ファンの P-Q 特性の近似式を決定する。図 4.2 にモデルの概念を示す。電力消費量、周波数の演算は決定した特性近似式を用いて従来のファンモデルと同様の演算を行う。なお、送風機（汎用）モデルでは、極大点以下での運転を避けるため、極大点=最小風量点として扱っている。

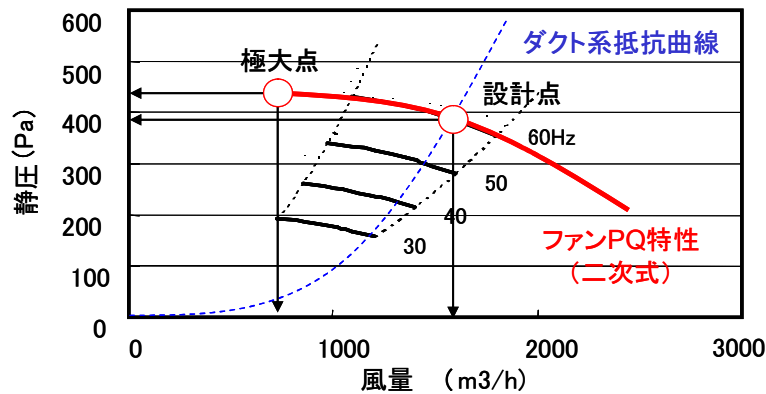


図 4.3 ファン（汎用）モデル

## 4.2 加熱・冷却コイル

加熱・冷却コイルの熱交換モデルは非線形性が強く、代数演算で解を得ることは困難である。そこで、コイル列数計算の手順を逆解きする濡れ面係数法と呼ばれる手法でコイル出口状態を求めている。すなわち、図 4.4 のモデルに示すように、コイルの列数を既知としてコイル入口側と出口側の空気条件より、水量とコイル出口水温を求める。

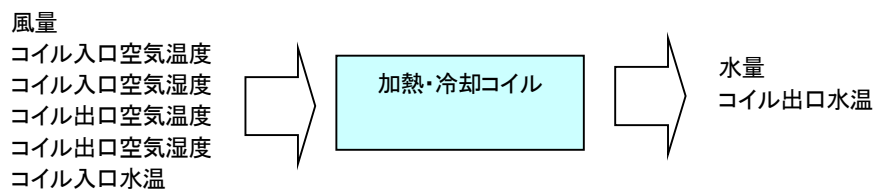


図 4.4 加熱・冷却コイルモデル

以下に計算詳細を示す。

交換熱量  $qt$  を伝熱係数および濡れ面係数で表すと以下の通りになる。

$$qt = Row \times KF \times dtlm \times AF \times WSF \quad (1)$$

ここで、 $qt$  : 交換熱量[W]  
 $Row$  : 列数[Row]  
 $KF$  : 伝熱係数[W/m<sup>2</sup>CRow]  
 $dtlm$  : 対数平均温度差[°C]  
 $AF$  : コイル正面面積[m<sup>2</sup>]  
 $WSF$  : 濡れ面係数[-]

なお、伝熱係数  $KF$  および濡れ面係数  $WSF$  はメーカー提示の式より以下で求める。

$$KF = \frac{c_1}{\left( \frac{1}{c_2 \times uf^{c_3} + c_4} + \frac{1}{c_5 \times vw^{c_6} + c_7} \right)} \quad (2)$$

$$WSF = c_8 \times SHF^2 + c_9 \times SHF + c_{10} \quad (3)$$

ここで、 $uf$  : コイル正面風速 [m/s]  
 $vw$  : コイル内通過水速[m/s]  
 $SHF$  : 顕熱比[-]  
 $c_1 \sim c_{10}$  : メーカー提示係数[-]

ここで、伝熱係数  $KF$  はコイル内通過水速  $v_w$ 、つまり水量の関数であり、水量が未知数であるため、最終的に反復計算より決定される。  
 なお、加熱時における顕熱比  $SHF$  および濡れ面係数  $WSF$  は 1 とする。

対数平均温度差は、以下のように定義される。

$$dt_{lm} = \frac{dt_1 - dt_2}{\ln(dt_1/dt_2)} \quad (4)$$

$$dt_1 = t_{cai} - t_{cwo} \quad (5)$$

$$dt_2 = t_{cao} - t_{cwi} \quad (6)$$

ここで、 $dt_{lm}$  : 対数平均温度差[°C]  
 $t_{cai}$  : コイル入口空気温度[°C]  
 $t_{cao}$  : コイル出口空気温度[°C]  
 $t_{cwi}$  : コイル入口水温[°C]  
 $t_{cwo}$  : コイル出口水温[°C]

次に

$C = Row \times KF \times AF \times WSF$  とすると、式(1)および(4)より

$$qt = C \cdot \frac{dt_1 - dt_2}{\ln(dt_1/dt_2)} \quad (7)$$

$$Z = dt_1/dt_2 \quad (8)$$

とすると、

$$qt = C \cdot \frac{dt_2 \cdot (Z - 1)}{\ln Z} \quad (9)$$

となる。また、 $qt$  が空気側の熱負荷より以下と表せる。

$$qt = V \times 1.2 \times (h_{cai} - h_{cao}) \quad (10)$$

ここで、 $qt$  : 交換熱量[W]  
 $V$  : 風量[m<sup>3</sup>/s]  
 $h_{cai}$  : コイル入口空気エンタルピー[J/kg]  
 $h_{cao}$  : コイル出口空気エンタルピー[J/kg]

さらに、 $A = \frac{qt}{C \cdot dt_2}$  とすると、式(9)は以下ようになる。

$$A \times \ln Z = Z - 1 \quad (11)$$

これは超越方程式であるため、以下の近似陽解式を使用して計算する。

$$0 < A < 0.1 \quad Z = \exp(-1/A) \quad (12)$$

$$0.1 < A < 1 \quad Z = \exp(-1/A) \times (1.07019 - 1.3913 \times A + 6.94408 \times A^2 - 6.54217 \times A^3 + 2.95530 \times A^4 - 0.38725 \times A^5) \quad (13)$$

$$Z = (-0.32473 + 0.320074 \times A + 1.27473 \times A^2 + 0.0371635 \times A^3) / (1 + 0.304950 \times A + 0.00456563 \times A^2)$$

$1 < A < 100$  (14)

出口水温は式(5)、式(6)および(8)より、以下で計算できる。

冷房時：  $tcwo = tcai - Z \times dt2$  (15)

暖房時：  $tcwo = tcai + Z \times dt2$  (16)

また、コイル水量  $Q$  は以下のように計算する。

$$Q = \frac{60 \times qt}{\{C_w \times (tcwi - tcwo)\}}$$

(17)

ここで、 $Q$	:	コイル水量[l/min]
$qt$	:	交換熱量[W]
$C_w$	:	水の質量比熱[kj/kg°C]
$tcwi$	:	コイル入口水温[°C]
$tcwo$	:	コイル出口水温[°C]

式(17)で得られた水量を用いてコイル内通過流速  $v_w$  を計算し、式(2)より再度伝熱係数  $KF$  を計算することで収束解を求める。

### 4.3 空気調和機（外気導入部）

このオブジェクトは、空気調和機（ユニット型、コンパクト型）の外気導入部の計算を行う。給気量、還気量、外気導入量、還気温度、湿度、外気温度・湿度から、外気導入後空気（コイル入口空気）温湿度条件を決定する。このオブジェクトでは、全熱交換器の有無、外気冷房制御の有無、導入外気の定風量制御を選択することがきできる。

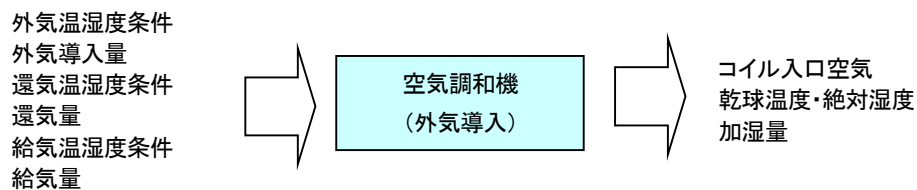


図 4.5 空気調和機（気化式加湿器）モデル

#### ・全熱交換器制御

全熱交換器有の場合、温度用、エンタルピー用の交換効率を用いて、全熱交換後の空気状態値を算出する。なお、外気冷房制御有が選択されている場合、外気冷房可能時には、全熱交換器をバイパス（全熱交換器ファンは運転）する。

#### ・外気冷房制御可否の判断

外気冷房制御有を選択した場合、  
 外気エンタルピー < 還気エンタルピー かつ 下限温度 < 外気温度 < 上限温度  
 のとき外気冷房制御可能と判断される。外気冷房制御不可の時は最小外気量となる。

・外気冷房制御

図 4.6 に示すように、外気温度によって、外気量を制御する。

給気温度 < 外気温度 < 上限温度の場合：

全外気運転（外気量 = 還気量）となる。給気温度 = 外気温度となるため、冷水が供給されている場合には、給気温度になるまで冷却される。

下限温度 < 外気温度 < 給気温度の場合：

外気量を比例制御し、給気温度が所定の温度になるよう外気量を制御する。

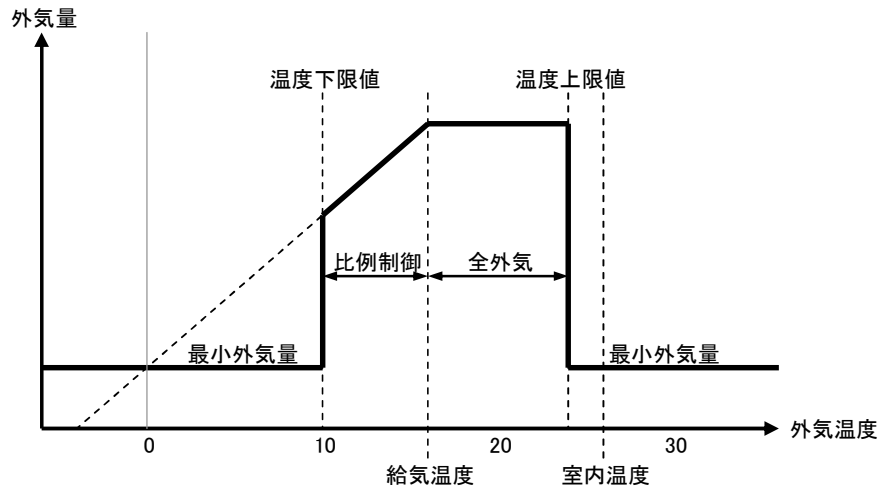


図 4.6 外気冷房制御図

・導入外気の定風量制御

導入外気定風量制御有りの場合、給気風量によらずに最小外気導入量を一定とする。制御なしの場合は、定格風量に対する給気風量の割合に応じて最小外気導入量を変化させて計算する。

4.4 空気調和機（気化式加湿器・蒸気加湿器・加湿なし）

このオブジェクトは、空気調和機（ユニット型、コンパクト型）の加湿機能部分の計算を行う。給気温度および給気湿球温度の設定値を与え、必要加湿量および加熱・冷却コイルの出口空気温度湿度条件を決定する。ただし、外気冷房時及び冷房運転時には、加湿機能は働かない制御としている。

加湿方式としては気化式加湿、蒸気加湿が用意されている。加湿がない空気調和機を想定して、加湿なしも用意されている。図 4.7 に気化式加湿器のモデル図を示す。

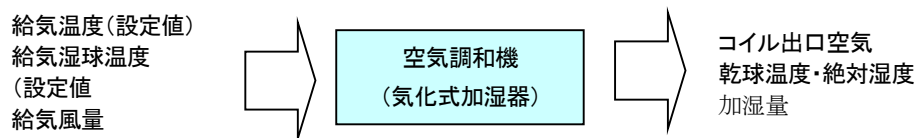


図 4.7 空気調和機（気化式加湿器）モデル

図 4.8 に加熱加湿時の空気状態変化を示す。コイル出口温度  $T_c$  は、式(1)により算出している。給気状態の算出にあたっては、HASP/ACSS のアルゴリズムを一部用いた。

$$T_c = (T_{sr} - T_{wa} \cdot \eta) / (1 - \eta) \quad (1)$$

ここで、

$T_{sr}$  : 要求給気温度 [°C]     $T_{ws}$  : 飽和湿球温度 [°C]     $\eta$  : 加湿効率 [-]

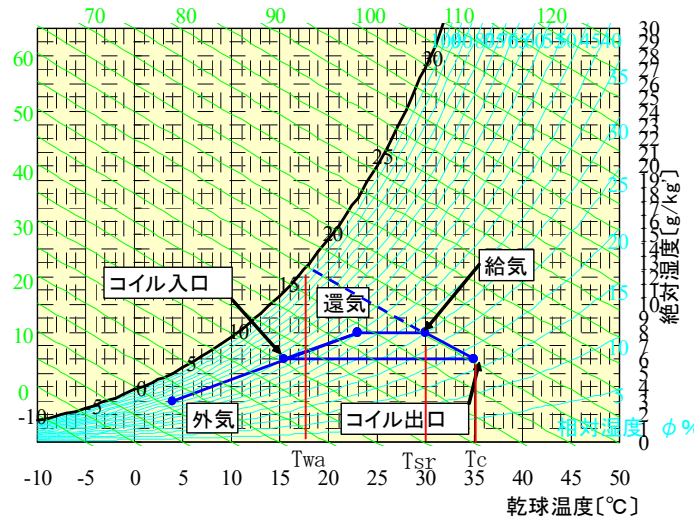


図 4.8 加熱加湿プロセス (t-x 線図)

#### 4.5 ファンコイルユニット

ファンコイルユニット (FCU) は、ファンコイルユニット用コイルオブジェクト、ファンコイル用送風機オブジェクト、及びファンコイルユニット用室オブジェクトの3つより構成される。ファンコイルユニットを再現するためには、これらの3つのオブジェクトを、左からコイル、送風機、室の順に接続し、必ず一まとまりのオブジェクト群として使用する必要がある。また、ファンコイル用コイルオブジェクトとファンコイル用送風機オブジェクトは同じ種類・型番のものを使用すべきだが、ファンコイル用室オブジェクトはどの種類・型番のオブジェクトに対しても共通で使用できる。なお、ファンは定風量となっている。

図 4.10 にファンコイルユニットモデル全体のモデルを示す。室負荷及びコイル入口水温から、主としてコイル出口水温、水量、及びファン消費電力量を算出する。図 4.8 に、ファンコイルユニットを構成する3つのオブジェクトの各々の役割を示す。

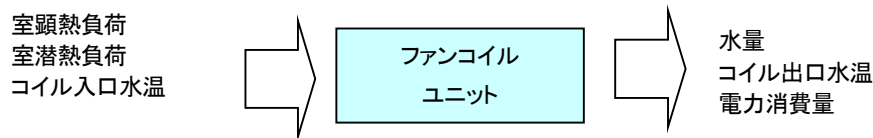


図 4.9 ファンコイルユニットモデル

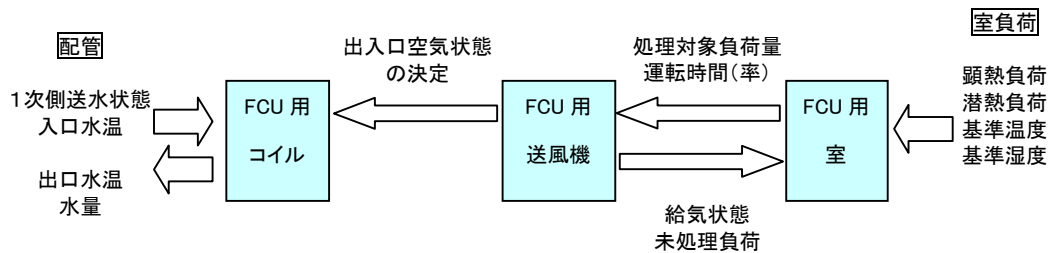


図 4.10 各オブジェクト間のデータ授受イメージ

## 各部の詳細

### ・室

ファンコイルユニット用室オブジェクトは、室負荷境界条件より得た顕熱負荷を処理すべく運転する。ここで設計能力に比して小さい負荷の場合にも安定して計算が行えるようにするために、属性部にて「FCU 2方弁制御下限負荷率 (顕熱)」と「FCU 運転下限負荷率 (顕熱)」が設定できるようになっている。前者は、属性部に入力された設計水量と温度差より求められるファンコイルユニットの能力に対して、二方弁制御で ON/OFF 動作に切り替える限界負荷率をさす (デフォルト値 0.6)。後者は運転を完全に停止する負荷率を指す (デフォルト値 0.02)。FCU 2方弁制御下限負荷率を下回り、かつ運転下限負荷率より大きい負荷のときは、二方弁制御下限負荷率を維持した状態での 1 時間あたり正味運転時間 (分) を算出し、ファンコイルユニット用送風機に送る。つまりこのときは運転時間が 60 分未満の値で算出されることになる。逆に設計能力に比して過大な負荷があったときには、処理できない負荷として予め計上しておき、残りの処理可能な負荷量のみを送風機に送る。

また、ファンコイル用室オブジェクトでは、ファンコイル用送風機から送られた給気状態 (温湿度) と運転時間より、熱負荷を処理した後の室温、湿度、及び未処理顕熱・潜熱負荷を計算する。なお、連結された室負荷境界条件を賄うために設置されたファンコイルの台数は室オブジェクトの属性部で設定される必要がある。

### ・送風機

ファンコイルユニット用送風機オブジェクトは、処理可能な負荷量と室の空気状態から、給気空気状態と風量を決定する。但し、風量は一定となっているため、実際にはコイル入口空気温度と風量から処理可能な顕熱負荷を賄うために必要な温度差を算出している。冷却減湿されるときのコイルの出口相対湿度は 95% である。送風機の電力消費量は、定格消費量と運転時間率との積で求められる。

### ・コイル

ファンコイルユニット用コイルオブジェクトは、ファンコイル用送風機が決定したコイル出入口空気状態と風量、そして左に位置する配管オブジェクトから得たコイル入口水温を元に、コイル出口水温と水量を求めている。二方弁制御時 (運転時間が 60 分未満) にエネルギーバランスを保つため、算出された水量は運転時間率を掛けた時間平均水量として、配管オブジェクトに引き渡している。コイルの伝熱計算には、4.2 加熱・冷却コイルと同様の濡れ面係数法と近似陽解式を用いているが、ケースバイケースで収束回数を低減することができるよう、冷温水量を収束させる過程での緩和係数を制御部にて変更できるようになっている (加熱・冷却コイルオブジェクトは 0.5 で固定。ファンコイルユニット用コイルオブジェクトではデフォルト値で 0.3)。

## 5. 配管・ヘッダー関連

### 5.1 一次ヘッダー+熱源台数制御コントローラ

空調機の二次側系統と熱源機の一次側系統の調整を行いながら熱源の運転台数（運転機器）を決める。モデルを図 5.1 に示す。熱源機に接続するヘッダーと空調機に接続するヘッダーがあり、上部はそれぞれをまとめている。主な機能を箇条書きにする。

- 二次側からの運転信号を熱源側に与える。
- 二次側の流量（熱量）を集計して運転する熱源機の運転台数を決める。ただし、最小流量は確保する。
- 各熱源機の水量およびバイパス水量を算出する。
- 一次側、二次側の温度を算出する。
- 一次側、二次側のエラー信号を集約する。

なお、運転台数と各熱源機の水量算出には収束計算を用いている。ところで、運転台数を条件によって増減させるということは定常計算にとって容易でない。本オブジェクトの開発段階においても、1 台から 2 台に切り替わるべき算の過ところが、最大台数と最小台数でハンチングする現象が繰返し計程で生じた。それを防ぐために、空調機側ヘッダーの緩和係数を付加し、不足緩和として繰返し計算の中で徐々に適正な台数となるよう要求台数を収束させていく。

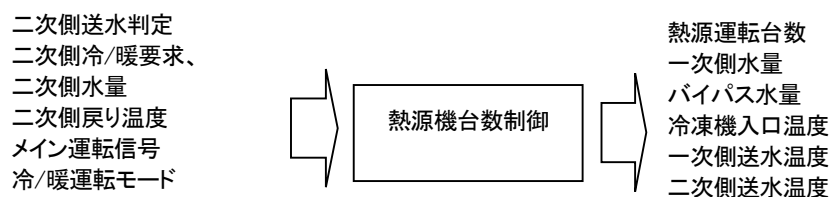


図 5.1 熱源台数制御モデル

### 5.2 二次ヘッダー+二次ポンプ台数制御コントローラ

二次ポンプ台数制御オブジェクトでは、複式ポンプ方式ヘッダオブジェクトの一次側ヘッダーから一次側送水温度と水量、二次側ヘッダーから二次側還水温度と水量を入力し、二次ポンプの稼働台数を決定した後、その水量バランスをもとに、二次側送水温度と一次側還水温度を算定する。

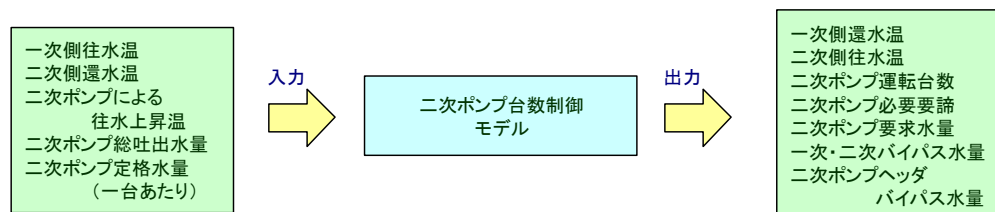


図 5.2 二次ポンプ台数制御モデル

本オブジェクトでは、二次ポンプ台数制御適用の有無と、二次ポンプの制御法が以下の 4 種類のうちから選択できる。

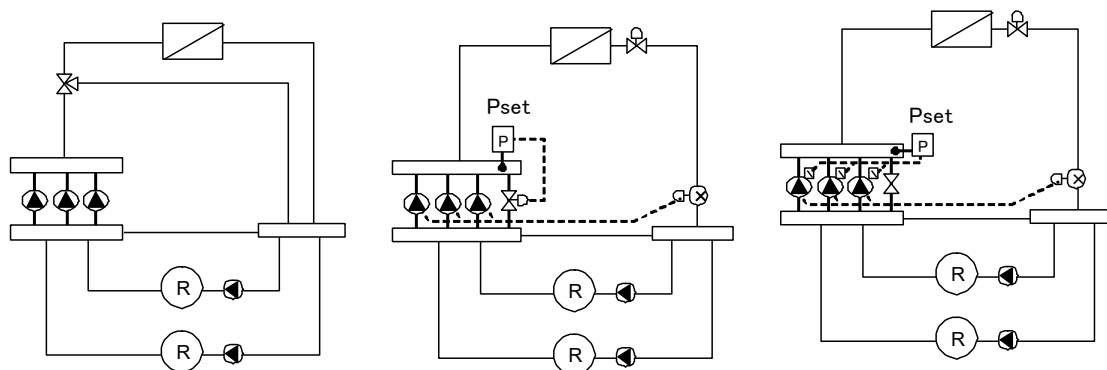
・二次ポンプ運転制御手法

- ① 定流量制御（定速ポンプ）
- ② 吐出圧力一定制御（定速ポンプ：インバータなし）
- ③ 吐出圧力一定制御（可変速ポンプ：インバータ付き）
- ④ 最小吐出圧力制御（可変速ポンプ：インバータ付き）

これら各種制御を用いたシステムの概要を図 5.3 に示す。例は、熱源機を 2 台、二次ポンプ 3 台備えた複式ポンプシステムである。

二次ポンプヘッダのバイパス管は、①では備えず、②～④では備え待つ。また、①では、通常、ポンプの台数制御を考えない。②～④については対象システムに応じて、台数制御の有無と二次ポンプの制御種別の組み合わせを計算条件として与えられる。

また、二次ポンプ台数制御やインバータ制御の後に、ポンプの吐出水量が二次側送水量を上回る場合には二次ポンプバイパス水量を計算し、さらに熱源システムと二次側送水量の差から生じるバイパス水量と合わせて、二次側送水温度の補正計算を行う。



①定流量制御      ②吐出圧力一定制御 (INV なし)      ③④ 全台インバータ搭載

図 5.3 各種二次ポンプ台数制御によるシステムの概要

### 5.3 配管

配管オブジェクトは、空気調和機 (AHU) やファンコイルユニット等で、ほぼ同等の挙動を示す空調機を倍数倍することで表現し、構築システム単純化のために使用されるものである。具体的には、図 5.4 のモデルに示すように、冷温水コイルオブジェクトにて算出された空調機水量に指定倍数を乗じて、総水量を求める。



図 5.4 配管モデル

ここで、総水量  $Q_{Total}$  [ $\ell/\text{min}$ ] の算出は、空調機の倍数値を  $n$  として下式で求める。

$$Q_{Total} = Q_t \cdot n$$

## 6. ダクト・室関連

### 6.1 室

室オブジェクトは境界条件である運転状態、室負荷（顕熱負荷、潜熱負荷）と基準空気状態（基準温度、基準相対湿度）に対して、室運転要求を判定し、給気風量と給気状態（給気温度、給気絶対湿度）から室内空気状態（室内温度、室内絶対湿度）を算出する。また、給気風量とオブジェクトの制御部で与える排気風量から還気風量を算出する。但し、運転状態が 0（停止）の場合には室空気状態と還気風量は 0 とする。

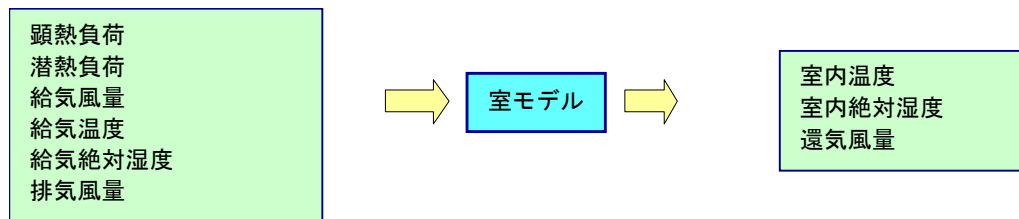


図 6.1 室モデル

室運転要求は顕熱負荷の正負に応じて 1（冷房）、2（暖房）、3（送風）をとる。室空気状態の計算式は以下の通りである。計算では室内空気、建築要素、室内家具などの蓄熱要素は考慮しておらず、瞬時に負荷が空気に与えられるとしている。また、空気の比容積は一定（ $=0.83\text{m}^3/\text{kg}'$  :  $20^\circ\text{C}$  乾き空気の比容積）としている。

- ・ 室温度

$$t_R = t_S + \frac{3600v \cdot Q_S}{(1.006 + 1.805x_S)V_S} \quad \dots(4)$$

ここで、

$t_R$  : 室内 $[\text{C}]$   
 $t_S$  : 給気温度 $[\text{C}]$   
 $Q_S$  : 顕熱負荷 $[\text{kW}]$   
 $V_S$  : 給気風量 $[\text{m}^3/\text{h}]$   
 $x_S$  : 給気絶対湿度 $[\text{kg}/\text{kg}']$   
 $v$  : 空気比容積 $[\text{m}^3/\text{kg}']$

- ・ 室絶対湿度

$$x_R = x_S + \frac{3600v \cdot Q_L}{(2.501 + 1.805t_R)V_S} \quad \dots(5)$$

ここで、

$x_R$  : 室内絶対湿度 $[\text{kg}/\text{kg}']$   
 $x_S$  : 給気絶対湿度 $[\text{kg}/\text{kg}']$   
 $t_R$  : 室内温度 $[\text{C}]$   
 $Q_L$  : 潜熱負荷 $[\text{kW}]$   
 $V_S$  : 給気風量 $[\text{m}^3/\text{h}]$   
 $v$  : 空気比容積 $[\text{m}^3/\text{kg}']$

室空気状態の計算でエネルギーの収支はとれているので、室オブジェクトで無効となる室負荷はないが、給気状態と室負荷の関係を示すために給気状態と基準空気状態から未処理負荷を顕熱と潜熱別に算出しており、正の場合は室が過負荷状態、負の場合は負荷不足状態を表す。

## 6.2 変風量ユニット

変風量ユニットオブジェクトは室基準温度と給気温度より、オブジェクト制御部に指定する最大風量と最小風量の間で顕熱負荷に応じた給気風量を決定し、不足風量を示す。給気温度を再設定（リセット）する機能は持っておらず、要求給気温度として常に” AHU” を表示する。不足風量は正ならば不足（最大風量が顕熱負荷に対して小さい）、負ならば過大（最小風量が顕熱負荷に対して大きい）を意味する。また、運転状態が 0（停止）であれば要求給気温度と給気風量を 0 とする。図 6.2 にモデル図を示す。

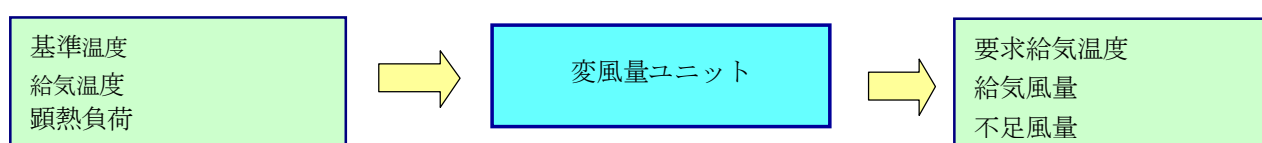


図 6.2 変風量ユニットモデル

要求風量は以下の計算式で求める。空気の比容積は一定（=0.83m<sup>3</sup>/kg' : 20℃乾き空気の比容積）としている。

$$V = \frac{3600v \cdot Q_s}{(1.006 + 1.805x_s) \cdot (t_R - t_S)} \quad \dots(1)$$

ここで、

- V: 要求風量 [m<sup>3</sup>/h]
- v: 空気比容積[m<sup>3</sup>/kg']
- Q<sub>s</sub>: 室顕熱負荷 [kW]
- x<sub>s</sub>: 給気絶対湿度[kg/kg']
- t<sub>R</sub>: 室内温度 [°C]
- t<sub>S</sub>: 給気温度 [°C]

## 6.3 定風量ユニット

定風量ユニットオブジェクトは、室基準温度とオブジェクト制御部に指定する風量設定値を用いて、顕熱負荷に応じた要求給気温度を算出する。但し、複数の風量制御方式が混在する場合には給気温度が要求給気温度に等しくない場合があるため、不足温度を示す。不足温度が正ならば要求給気温度よりも給気温度が低く、負ならば要求給気温度よりも給気温度が高いことを意味する。また、運転状態が 0（停止）であれば給気風量を 0 とする。図 6.3 にモデル図を示す。



図 6.3 定風量ユニットモデル

要求給気温度は以下の計算式で求める。空気の比容積は一定（=0.83m<sup>3</sup>/kg' : 20℃乾き空気の比容

積) としている。

$$t_{SR} = t_R - \frac{3600v \cdot Q_S}{(1.006 + 1.805x_S) \cdot V} \quad \dots(1)$$

ここで、

$t_{SR}$  : 要求給気温度 [°C]

$t_R$  : 室内温度 [°C]

$Q_S$  : 室頭熱負荷 [kW]

$x_S$  : 給気絶対湿度[kg/kg’]

$v$  : 空気比容積[m³/kg’]

$V$  : 風量設定 [m³/h]

#### 6.4 ダクト系

ダクト系オブジェクトは、各変風量ユニット・定風量ユニットの要求給気温度、給気風量からダクト系の運転状態を判定しダクト系の運転状態（冷房のみ、暖房のみ、混在）の判定を行い、要求給気温度と送風量、還気状態を算出する。制御部で定風量方式の制御対象室を0（ゼロ）とすると要求給気温度セルに” AHU” と表示し、ダクト系オブジェクトとしての要求給気温度は決定しない。室番号を指定すると対象室の要求給気温度がダクト系の要求給気温度としてファンオブジェクトに伝えられる。また、運転状態が0（停止）であれば、還気空気状態、還気風量、ダクト系基準絶対湿度を0とする。図6.4にモデル図を示す。変風量ユニット・定風量ユニットは最大7ユニットまで任意の数をダクト系オブジェクトに接続することができる。

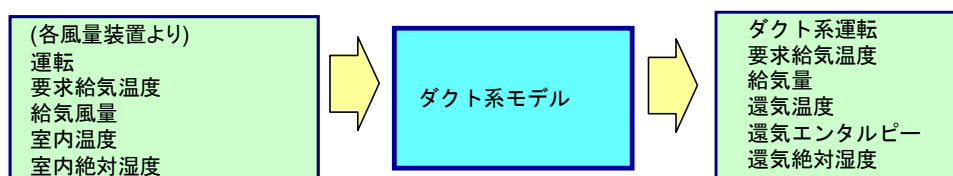


図 6.4 ダクト系モデル図

## 7. 蓄熱システム関連

### 7.1 水蓄熱槽

#### (1) 連結式完全混合型蓄熱槽

連結式完全混合型蓄熱槽は、一次側、二次側流量バランスから蓄熱槽の槽内流量を決定し、各水槽ごとに完全混合計算を行う。

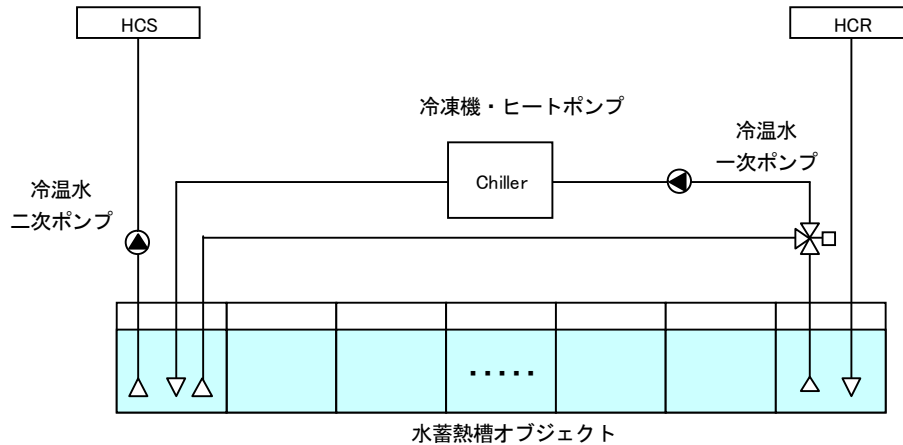


図 7.1 連結完全混合型水蓄熱システム

始端槽から中間槽、終端槽へ、またはこの逆向きに流れる水温を分割槽ごとに計算する。

・ 始端槽水温

始端槽水温は、下式で解を得る。

$$\theta_S(t) = \frac{b}{a} + \left( \theta_S(0) - \frac{b}{a} \right) \cdot e^{-at} \quad (1)$$

ここで、

$$a = \frac{\rho \cdot C_p \cdot m_R + \sum_{i=1}^6 k_i \cdot a_i}{\rho \cdot C_p \cdot P \cdot V} \quad b = \frac{\rho \cdot C_p \cdot m_R \cdot \theta_R + \sum_{i=1}^6 k_i \cdot a_i \cdot \theta_G}{\rho \cdot C_p \cdot P \cdot V}$$

$\rho$  : 水の密度 [kg/m<sup>3</sup>]     $C_p$  : 水の比熱 [kJ/(kg・K)]     $P$  : 有効容積率 [-]     $V$  : 槽容積 [m<sup>3</sup>]

$m_R$  : 冷凍機側流量 [m<sup>3</sup>/h]     $\theta_R$  : 冷凍機出口水温 [°C]     $\theta_S$  : 始端槽水温 [°C]

$\theta_S(t)$  : 時刻  $t$  における始端槽水温 [°C]     $k_i$  : 蓄熱槽の各面の熱貫流率 [W/(m<sup>2</sup>・K)]

$a_i$  : 蓄熱槽の各面の面積 [m<sup>2</sup>]     $\theta_G$  : 地中温度・蓄熱槽上部室温 [°C]     $t$  : 時刻 [h]

・ 中間槽水温

中間槽では、流入槽の水温が計算単位時間内に变化する。そこで、相良らの入力水温近似手法を用いて、 $i+1$  槽では、 $i$  槽の  $j$  時と  $j+1$  時の槽内水温を線形近似したものを、入力水温として現時刻の水温を算出している。

$$\theta_n(t) = \frac{D}{a}t - \frac{D - aE}{a^2} + \left( \theta_n(0) + \frac{D - aE}{a^2} \right) \cdot e^{-at} \quad (2)$$

ここで、

$$\theta_{in} = -\frac{\theta_{n-1}(t) - \theta_{n-1}(t - \Delta t)}{\Delta t} \cdot t + \theta_{n-1}(t - \Delta t)$$

$$a = \frac{\rho \cdot C_p \cdot m_{st} + \sum_{i=1}^6 k_i \cdot a_i}{\rho \cdot C_p \cdot P \cdot V} \quad b = \frac{m_{st}}{P \cdot V} \quad c = \frac{\sum_{i=1}^6 k_i \cdot a_i \cdot \theta_G}{\rho \cdot C_p \cdot P \cdot V}$$

$$D = b \frac{\theta_{n-1}(t) - \theta_{n-1}(t - \Delta t)}{\Delta t} \quad E = b \cdot \theta_{n-1}(t - \Delta t) + c$$

$\theta_n$  : n 槽の水温 [°C]  $\theta_n(t)$  : 時刻 t における n 槽の水温 [°C]  $m_{st}$  : 槽内流量 [m<sup>3</sup>/h]

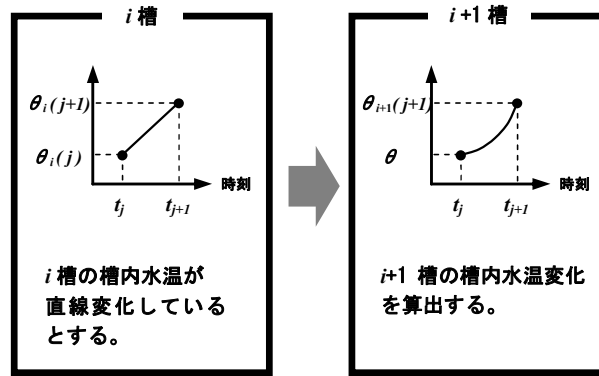


図 7.2 入力水温の近似手法（相良ら）

#### ・ 終端槽水温

終端槽では、蓄放熱同時運転を行う場合に、中間最終槽、空調機の両方から流入する。中間最終槽から流入する水温は、計算単位時間内に変化するため、中間槽水温計算の場合と同様に、j 時と j+1 時の水温を線形近似したものを、入力水温として与える。

$$\theta_f(t) = \frac{b}{a}t - \frac{b - ac}{a^2} + \left( \theta_f(0) + \frac{b - ac}{a^2} \right) \cdot e^{-at} \quad (3)$$

ここで、

$$\theta_{in} = -\frac{\theta_N(t) - \theta_N(t - \Delta t)}{\Delta t} \cdot t + \theta_N(t - \Delta t)$$

$$a = \frac{\rho \cdot C_p \cdot (m_{st} + m_{ac}) + \sum_{i=1}^3 k_i \cdot a_i}{\rho \cdot C_p \cdot P \cdot V} \quad b = \frac{m_{st}}{P \cdot V} \cdot \frac{\theta_n(t) - \theta_n(t - \Delta t)}{\Delta t}$$

$$c = \frac{\rho \cdot C_p \cdot (m_{st} \cdot \theta_n(t - \Delta t) + m_{ac} \cdot \theta_{ac}) + \sum_{i=1}^6 k_i \cdot a_i \cdot \theta_G}{\rho \cdot C_p \cdot P \cdot V}$$

$\theta_f$  : 終端槽の水温 [°C]     $m_{ac}$  : 空調機側流量 [m³/h]     $\theta_{ac}$  : 空調機還水温 [°C]  
 $\theta_f(t)$  : 時刻 t における終端槽の水温 [°C]     $\theta_N(t)$  : 時刻 t における中間最終槽の水温 [°C]

## (2) 温度成層型蓄熱槽

温度成層型蓄熱槽モデルは、実用R値モデル（中原ら）をもとに、一次拡散域の水温計算など一部を簡素化したモデルとしている。

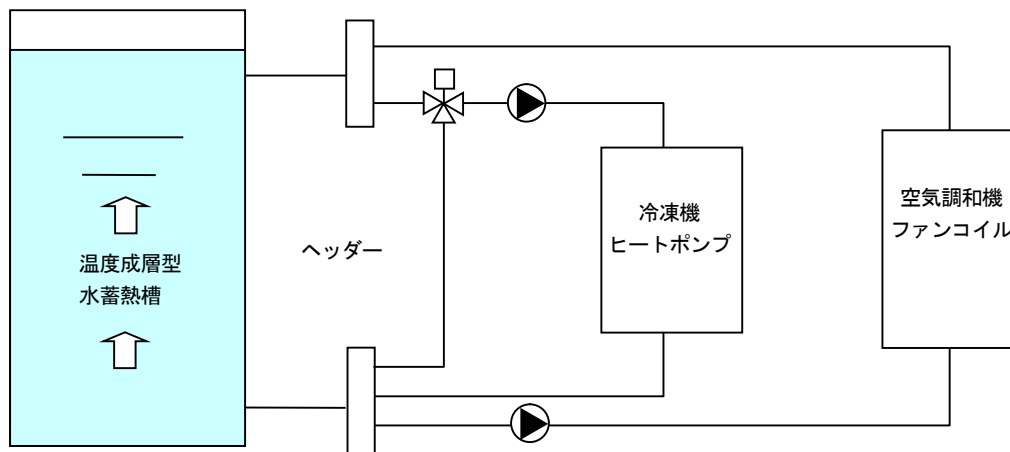


図 7.3 温度成層型水蓄熱システム

本モデルでは、蓄熱槽を縦方向に 100 分割し、各分割領域の水温を計算する。水温は、蓄熱槽が、流入水と槽内の水が混合する完全混合域と、槽内の水が下流方向に押し出されていく一次元拡散域に分けられると仮定して算出される。蓄熱と放熱が同時に行われる場合については、槽外部で混合が行われることとし、差し引き分の流量のみが蓄熱槽内に流れ込むと仮定している。計算では、先ず完全混合域深さを、入口アルキメデス数  $Ar$  をもとに算出する。なお、計算では槽内基準水温は完全混合域の深さの 2 倍の範囲内の平均水温であると考ええる。

$$\text{円管入力: } \ell_0 = 0.62 \cdot d_0 \cdot Ar^{0.5}, \text{ スロット・せき入力: } \ell_0 = 2.0 \cdot d_0 \cdot Ar^{0.6} \quad (1)$$

$$Ar = \frac{d_0 \cdot g \cdot ((\rho_0 - \rho_{in}) / \rho_0)}{u_{in}^2}, \quad u_{in} = \frac{Q_{in}}{S} \quad (2)$$

完全混合域では水温が均一となると考え、 $t$  を計算時間間隔として次式で水温を算出する。

$$\theta(t + \Delta t) = \theta_{in} + (\theta(t) - \theta_{in}) \cdot e^{-a \cdot \Delta t} \quad (3)$$

ここで、

$$a = \frac{Q_{in} \cdot L}{V \cdot \ell_0}$$

$\ell_0$  : 完全混合域深さ [m]     $d_0$  : 流入配管径・流入口高さ [m]     $Ar$  : 入口アルキメデス数 [-]  
 $Q_{in}$  : 流入水量 [m³/s]     $u_{in}$  : 流入速度 [m/s]     $S$  : 流入口面積 [m²]     $g$  : 重力加速度 [m/s²]  
 $\rho_{in}$  : 流入水の密度 [kg/m³]     $\rho_0$  : 基準水温の水の密度 [kg/m³]     $V, L$  : 槽容量, 高さ [m³, m]

また、一次拡散域では、原則として対流による領域混合は生じないものと考え、完全押し出し流れが形成されるとして水温を計算する。なお、R 値モデルでは熱伝導による水温拡散を考慮して一次拡散域水温を計算するが、本モデルではこれを無視している。

二次側の負荷変動等の原因で、上部から低温入力が、あるいは下部から高温の入力があった場合には、重力による密度逆転が瞬時に解消されるもの考え、水温補正を行う。(図 7.4 参照)

出口温度については、流入水量が一次拡散域水量以下の場合は、一次拡散域から押し出された水温の平均値を持って出口水温とする。流入水量が一次拡散域水量を上回る場合は、一次拡散域と完全混合域の一部を含む水温の平均値が出力されるものとする。完全混合域から出力する水温  $\theta_{mo}$  は次式で得られる。

$$\theta_{mo} = \frac{\theta(t) + \theta(t + \Delta t)}{2} \quad (4)$$

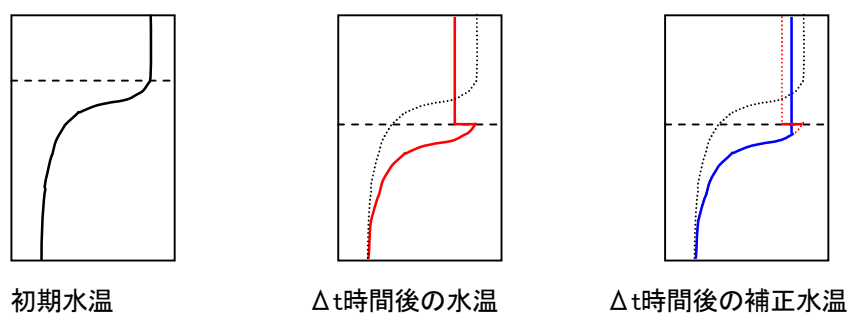


図 7.4 密度逆転による水温の補正

## 7.2 氷蓄熱システム関連機器

LCEM ツールには、スタティック型外融式、スタティック型内融式の 2 種類の氷蓄熱システムを構成するためのオブジェクトが用意されている。対象とする氷蓄熱槽のシステム構成を図 7.5 に示す。氷蓄熱システム関連の機器オブジェクトとしては、「外融式氷蓄熱槽」、「内融式氷蓄熱槽」、「氷蓄熱用コントローラ」、「空気熱源ブラインチラー」、「水冷ブラインチラー」、「ブラインポンプ」、「放熱用熱交換器 (簡易版)」、「三方弁」などがある。

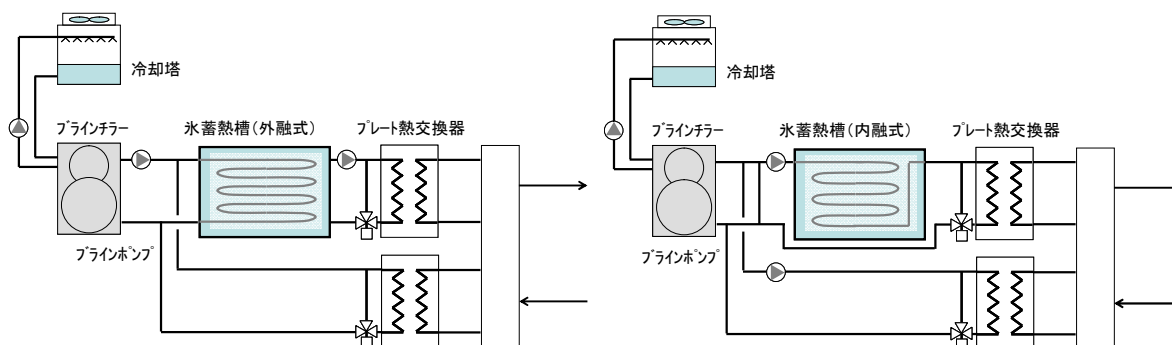


図 7.5 氷蓄熱システムの構成 (左: 外融式 右: 内融式)

### (1) スタティック型氷蓄熱槽（外融式／内融式）

スタティック型氷蓄熱槽については、メーカー特性をモデル化した外融式および内融式のモデルが用意されている。

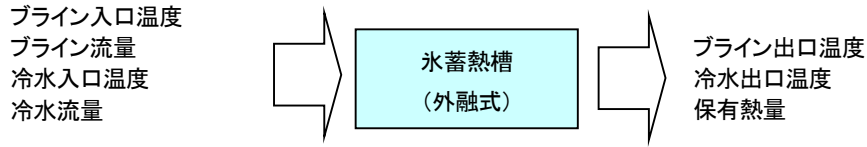


図 7.6 氷蓄熱槽（外融式）モデル

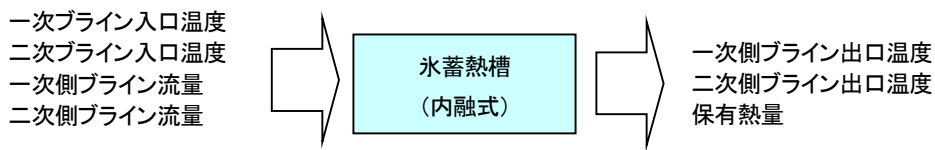


図 7.7 氷蓄熱槽（内融式）モデル

#### ・製氷時

製氷時は、メーカー特性曲線に基づき作成した製氷時間別（6、8、10 時間）の近似式：式(1)を用いて、ライン出口温度を算出する。

$$\theta_{ro} = a_1 \cdot (a_2 \theta_{set} + a_3) \cdot (a_4 Q_r^4 + a_5 Q_r^3 + a_6 Q_r^2 + a_7 Q_r + a_8) \quad (1)$$

ここで、 $\theta_{ro}$ ：ライン出口温度 [°C]、 $\theta_{set}$ ：熱源設定出口温度 [°C]、 $Q_r$ ：残氷率 [%]、 $a_1 - a_8$ ：特性係数

#### ・解氷時

解氷時は、同じくメーカー特性曲線に基づき作成した近似式：式(2)に基づき、取り出し温度（外融式：冷水出口温度、内融式：二次側ライン出口温度）を算出する。

$$\theta_o = b_1 \cdot (b_2 v_m + b_3) \cdot (b_4 Q_r^4 + b_5 Q_r^3 + b_6 Q_r^2 + b_7 Q_r + b_8) \quad (2)$$

ここで、 $\theta_o$ ：取り出し温度 [°C]、 $v_m$ ：解氷速度 [%/h]  $b_1 - b_8$ ：特性係数

### (2) ブラインチラー（水冷、空気熱源）

遠心冷凍機オブジェクト、空気熱源ヒートポンプユニットオブジェクトに、過負荷時の出口温度計算機能を追加した。電力消費率（Er）、あるいは熱源機負荷率（Qr）が 1 を越える場合は、収束計算により、Er=1（あるいは Qr=1）となるようなライン出口温度を求める。収束計算にはニュートン・ラプソン法を用いている。

## 8. 排熱回収システム関連

排熱回収システムは、排熱投入型吸収冷温水機、暖房用熱交換器および排熱回収機器から構成される。各々はインターフェースを介してデータを受け渡している。

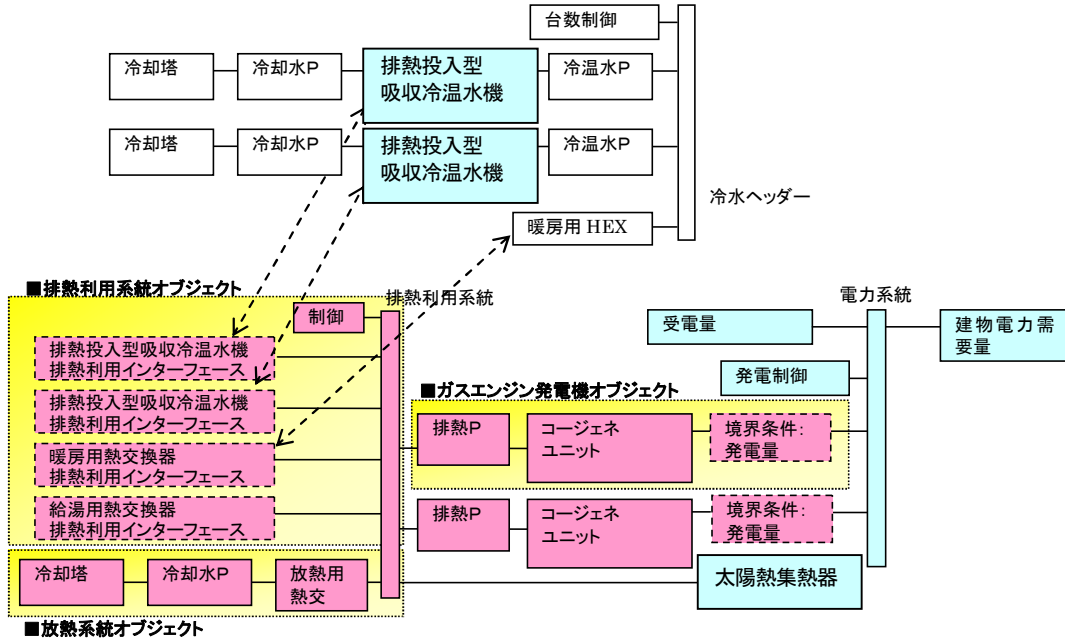


図 8.1 排熱回収システム

### 8.1 排熱投入型吸収冷温水機

冷却水ポンプオブジェクトと冷温水ポンプオブジェクトに挟まれた排熱投入型吸収冷温水機オブジェクトで、オブジェクト上部の排熱回収インターフェースにおいて、コージェネレーションシステムの原動機からの排熱温水を受け入れる。

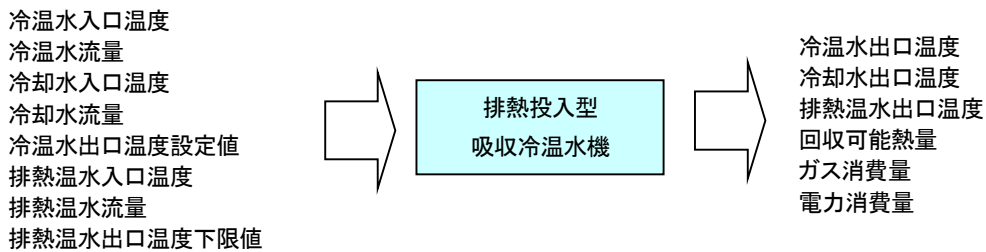


図 8.2 排熱投入型吸収冷温水機モデル

排熱投入型吸収冷温水機の排熱回収量  $Q_h$  (kW) を下式で算定し、回収可能熱量  $Q_p$  (kW) =  $Q_h$  とする。

$$Q_h = \text{MIN}((A_1 \cdot q + A_2 \cdot T_{fs} + A_3) \cdot Q_{rg} / A_4, A_5 \cdot q \cdot Q_{rc} / A_6) \quad \dots (24)$$

排熱温水出口温度 (仮)  $T_{ft} <$  排熱温水出口 (戻り) 温度下限値  $T_{fs\_set}$  の場合は下記となる。

$$Q_p = (T_{fs} - T_{fs\_set}) \cdot V_f \cdot 1000 / 60 \cdot 4.186 / 1000 \quad \dots (25)$$

$T_{fs}$  : 排熱温水入口温度 (°C)     $Q_{rg}$  : 定格排熱回収量 (kW)     $Q_{rc}$  : 定格冷凍能力 (kW)

$A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6$  : この特性式および係数はメーカーによって異なる

$T_{fs}$  : 排熱温水入口温度 (°C)     $T_{fs\_set}$  : 排熱温水出口温度下限値     $V_f$  : 排熱温水流量 (ℓ/min)

ガス消費量  $G_{raj}$  (Nm<sup>3</sup>/h) は、冷房時・暖房時それぞれの定格ガス消費量を  $G_{rc}$ ,  $G_{rh}$  (Nm<sup>3</sup>/h) とし、次式で算出する。

$$\text{冷房時: } G_{raj} = G_{rc} \cdot g_{ref} / 100 \cdot ((100 - g_{red}) / 100) \quad \dots (26)$$

$$\text{暖房時: } G_{raj} = G_{rh} \cdot g_{ref} / 100 \quad \dots (27)$$

排熱投入無時のガス消費率  $g_{ref}$  (－) は次式で求める。 $C_1 \sim C_5$  は、定格時に全て 1.0 となる。

$$g_{ref} = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot C_5 \quad \dots (28)$$

また、ガス削減率  $g_{red}$  (%) は

$$g_{red} = Q_p / (G_{rc} \cdot 45 / 3.6 \cdot g_{ref} / 100) \cdot 100 \quad \dots (29)$$

$q$  : 冷温水機負荷率 (－)     $T_{ds}$  : 冷却水入口温度 (°C)     $v_d$  : 冷却水流量比 (－)

$T_{cs}$  : 冷温水出口温度 (°C)     $v_c$  : 冷温水流量比 (－)

$C_1 = a_1 q^2 + b_1 q + c_1$  : 冷温水機負荷率影響係数 (－)

$C_2 = a_2 T_{ds}^2 + b_2 T_{ds} + c_2$  : 冷却水入口温度影響係数 (－)

$C_3 = a_3 v_d^2 + b_3 v_d + c_3$  : 冷却水流量比影響係数 (－)

$C_4 = a_4 T_{cs}^2 + b_4 T_{cs} + c_4$  : 冷温水出口温度影響係数 (－)

$C_5 = a_5 v_c^2 + b_5 v_c + c_4$  : 冷温水流量比影響係数 (－)

$Q_p$  : 回収可能熱量 (kW)     $G_{rc}$  : 定格ガス消費量 (冷房、排熱投入無) (Nm<sup>3</sup>/h)

$g_{ref}$  : 排熱投入無時のガス消費率 (－)

さらに、電力消費量  $E_{ref}$  は、定格の電力消費量を  $E_{ref\_r}$  として次式で求める。

$$E_{ref} = (e_r / 100) \cdot E_{ref\_r} \quad : \text{(kWh)}$$

消費電力率  $e_r$  は、排熱投入型吸収冷温水機の負荷率  $q$  の関数として、下式で求める。

$$\text{負荷率 } q = 30\% \text{ の時: } e_r = 0.33 \cdot (q/100)^2 + 0.218 \cdot (q/100) + 0.4513$$

$$\text{負荷率 } q < 30\% \text{ の時: } e_r = 0.8446 \cdot (q/100) + 0.29323$$

## 8.2 太陽熱集熱器

太陽熱集熱器オブジェクトは、日射量、外気温度、排温水循環ポンプからの温水を受け取り、集熱器により昇温する挙動を再現するオブジェクトである。また、入力条件 (日射量、外気温度、温水流量、温水温度) に応じて、集熱器の集熱効率、集熱量などを算出する。

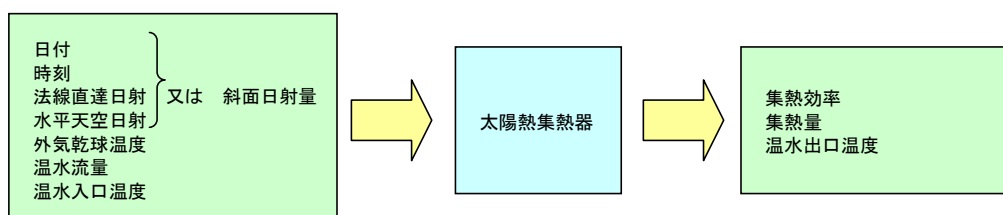


図 8.3 太陽熱集熱器オブジェクトの入出力モデル

(1) 斜面日射量の算出

日付、時刻、法線面直達日射、水平面天空日射から、パネル傾斜面の斜面日射量を算出する。

(1) の計算式は日射入力形式を HASP 形式で使用する場合に用いられる。

① 与えられた日 ndate の角度 omega (一年を周期とする) :

$$\begin{aligned} \omega &= 2.0 \times \pi \div 365 * \text{ndate} \\ \text{ndate} &: \text{計測年の1月1日からの計測日までの日数} \end{aligned}$$

② 日赤緯 delta :

$$\begin{aligned} \delta &= 0.006322 - 0.405748 \times \cos(\omega + 0.153231) \\ &\quad - 0.00588 \times \cos(2.0 \times \omega - 0.207099) \\ &\quad - 0.003233 \times \cos(3.0 \times \omega + 0.620129) \end{aligned}$$

③ 均時差 et :

$$\begin{aligned} e_t &= -0.000279 + 0.122722 \times \cos(\omega + 1.498311) \\ &\quad - 0.165458 \times \cos(2.0 \times \omega - 1.261546) \\ &\quad - 0.005354 \times \cos(3.0 \times \omega - 1.1571) \end{aligned}$$

④ 時角 Timeangle :

$$\begin{aligned} \text{Timeangle} &= \pi \div 12.0 \times \\ &\quad (\text{ttime} \div 3600 + e_t - 12.0) + (140.9 - 135.0) \div 15.0 \\ \text{ttime} &: \text{標準時} \end{aligned}$$

⑤ 太陽高度 hangle :

$$\begin{aligned} \text{hangle} &= \arcsin(\sin(\phi) * \sin(\delta) + \cos(\phi) * \cos(\delta) * \cos(\text{Timeangle})) \\ \phi &: \text{計算対象地点の緯度 (東京 } 38.26/180.0 * \pi) \end{aligned}$$

⑥ 太陽方位角 directangle :

$$\text{directangle} = \arcsin(\cos(\delta) \times \sin(\text{Timeangle}) \div \cos(\text{hangle}))$$

⑦ 直達成分日射量 Id :

ソーラーパネルの傾斜角 beta、方位角 alfa とすると直達成分日射量 Id は

$$\begin{aligned} I_d &= I_{od} \times \sin \beta \\ &= I_{od} \times \\ &\quad (\sin(\text{hangle}) \times \cos(\beta) + \cos(\text{hangle}) \times \cos(\text{directangle} - \alpha)) \end{aligned}$$

I<sub>od</sub> : 法線直達日射

⑧ 天空成分日射量 Is :

$$I_s = 0.5 \times (1 + \cos(\beta))$$

⑨ 斜面日射量 Isp (kW/m<sup>2</sup>) :

$$I_{sp} = I_d + I_s$$

(2) 集熱量の算出

日付、時刻、法線面直達日射、水平面天空日射から、パネル傾斜面の斜面日射量を算出する。

(1) の計算式は日射入力形式を HASP 形式で使用する場合に用いられる。

⑩ 受熱面日射量 Jt (kW) :

$$\begin{aligned} J_t &= I_{sp} \times D \\ I_{sp} &: \text{斜面日射量 (kW/m}^2) \quad D : \text{有効集熱面積 (m}^2) \end{aligned}$$

⑪ 受熱面有効日射量 Jet (kW) :

$$\begin{aligned} J_{et} &= J_t \times (1 - \eta_D) \\ \eta_D &: \text{透過体の汚れ係数 (-)} \end{aligned}$$

⑫ 平均集熱温度 Tm (°C) :

$$T_m = (T_i + T_o) \div 2$$

Ti : 集熱器入口温度 (°C) To : 集熱器出口温度 (°C)

⑬外気と集熱器との温度差  $\Delta T$  (°C) :

$$\Delta T = T_m - T_a$$

Ta : 外気乾球温度 (°CDB)

⑭  $\Delta T/\text{Jet}$  (m<sup>2</sup> h °C / kcal) :

$$\Delta T/\text{Jet} = \Delta T \div \text{Jet}$$

$\Delta T$  : 外気と集熱器との温度差 (°C) Jet : 受熱面有効日射量 (kW)

⑮集熱効率  $\eta$  (-) :

$$\eta = C1 \times \Delta T/\text{Jet} + C2$$

C1 : 集熱効率係数 1 (メーカー技術資料より導出)

C2 : 集熱効率係数 2 (メーカー技術資料より導出)

⑯集熱量 Qc (kW) :

$$Q_c = \text{Jet} \times \eta$$

Jet : 受熱面有効日射量 (kW)  $\eta$  : 集熱効率 (-)

⑰温水出口温度 To (°C) :

$$T_o = T_i + (Q_c + 1000 / 4.186) / (V_i \cdot 1000/60)$$

Ti : 集熱器入口温度 (°C)

Qc : 集熱量(kW) Vi : 集熱器入口温水流量 (ℓ/min)

### 8.3 デシカント空気調和機

排熱利用機器のひとつとして開発されたデシカント空気調和機オブジェクトの概要を図 8.41 に示す。図の上段に示すように、ローター式デシカント空調機のファン、除湿ローター、加熱コイル、顕熱交換ローター、冷却コイル、気化冷却器の各要素を個別にモデル化したが、利用に際しては図の下段に示すようにデシカント空調機一体として扱う。オブジェクトには除湿ローターの特性を組入れており、また加熱コイルにはガスエンジン温水排熱等の投入が可能である。ガスエンジンの部分負荷運転時に排温水温度が低下した場合や処理・再生空気風量比が異なる場合などの運転を再現できる。

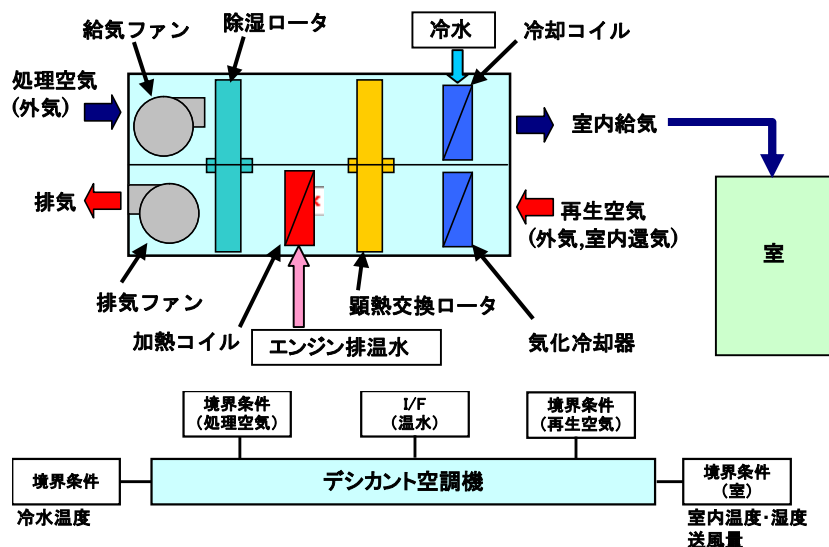


図 8.4 デシカント空調機オブジェクトの概要

図8.5に入出力の関係、図8.5に再生空気、処理空気共に外気を利用した場合の空気線図上の動作点を示す。



図8.5 デシカント空調機オブジェクトの入出力

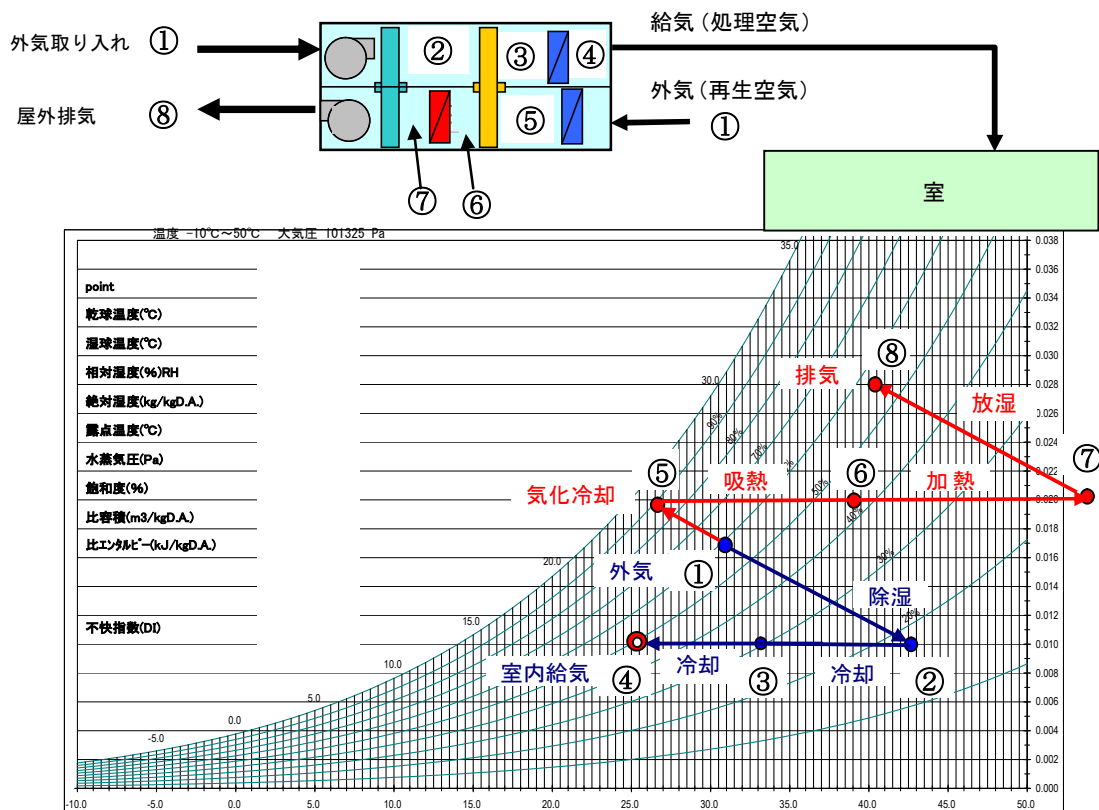


図8.5 計算している動作点の例（再生空気、処理空気共に外気を利用した場合）

(1) 除湿ロータ

a. 除湿ロータの出口相対湿度 ( $RH_{po}$  : %) は、式(1)でモデル化した。

$$RH_{po} = (RH_{pi} - RH_{ri}) \cdot (1 - \eta_r) + RH_{ri} \quad (1)$$

ここで、 $RH_{po}$  : 処理空気出口相対湿度 (%)  
 $RH_{pi}$  : 処理空気入口相対湿度 (%)  
 $RH_{ri}$  : 再生空気入口相対湿度 (%)  
 $\eta_r$  : 相対湿度効率 (-)

b. ロータによる顕熱移行は、式(2)でモデル化した。

再生側のロータが処理側に移る直前には  $Tri$  と同じ温度になる。

処理側のロータが再生側に移る直前には  $T_{pi}$  と同じ温度になる。  
ロータの受熱量  $Q_r$  は

$$Q_r = \rho c v (T_{ri} - T_{po}) \quad (2)$$

$$C = \rho c v$$

式(2)は処理側空気顕熱量の増分に等しいので  $T_{po}$  は以下の式から得られる。

$$(T_{po} - T_{pi}) \rho c V_p = C (T_{ri} - T_{po}) \quad (3)$$

ここに、 $Q_r$  : ロータの受熱量 (W)

- $\rho$  : 密度 (kg/m<sup>3</sup>)
- $c$  : 比熱 (kJ/deg·kg)
- $v$  : 容積 (m<sup>3</sup>)
- $C$  : 定数 (-)
- $T_{ri}$  : 再生空気入口温度 (°C)
- $T_{pi}$  : 処理空気入口温度 (°C)
- $T_{po}$  : 処理空気出口温度 (°C)

c. 再生空気出口温度  $T_{ro}$  と湿度  $X_{ro}$

再生空気出口絶対湿度  $X_{ro}$

$$X_{ro} = V_p/V_r (X_{pi} - X_{po}) + X_{ri} \quad (4)$$

再生空気エンタルピ

$$h_{ro} = V_p/V_r (h_{pi} - h_{po}) + h_{ri} \quad (5)$$

$T_{ro}$  はから  $X_{ro}$  と  $h_{ro}$  より求める。

- $X_{ro}$  : 再生空気出口絶対湿度 (kg/kg')
- $X_{ri}$  : 再生空気入口絶対湿度 (kg/kg')
- $X_{pi}$  : 処理空気入口絶対湿度 (kg/kg')
- $X_{po}$  : 処理空気出口絶対湿度 (kg/kg')
- $h_{ro}$  : 再生空気出口エンタルピ (kJ/kg)
- $h_{ri}$  : 再生空気入口エンタルピ (kJ/kg)
- $h_{pi}$  : 処理空気入口エンタルピ (kJ/kg)
- $h_{po}$  : 処理空気出口エンタルピ (kJ/kg)
- $V_p$  : 処理空気風量 (m<sup>3</sup>/s)
- $V_r$  : 再生空気風量 (m<sup>3</sup>/s)

(引用) 2008年 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, p161-164 地域におけるエネルギー・環境マネジメントに関する研究

(2) 気化冷却器

気化式加湿器と同じ原理である。飽和効率  $\eta$  は次式で求める。

$$\eta = a V^2 + b V + c$$

$V$  : 面速 (m/s)

(3) 顕熱交換器

顕熱交換効率  $\eta$  は処理空気側、再生空気側それぞれ次式で求める。

$$\eta = (a(V_p/V_r) + b) V^2 + (c(V_p/V_r) + d) V + (e(V_p/V_r) + f)$$

- $V_p$  : 処理空気風量 (m<sup>3</sup>/s)
- $V_r$  : 再生空気風量 (m<sup>3</sup>/s)
- $V$  : 面速 (m/s)

## 9. 蒸気システム関連

### 9.1 蒸気吸収冷凍機

蒸気吸収冷凍機は、吸収冷温水機と同様、冷却水温度、冷水温度、冷凍機負荷率に冷却水量、冷水量を含めた5つの影響係数を扱うモデルとしている。

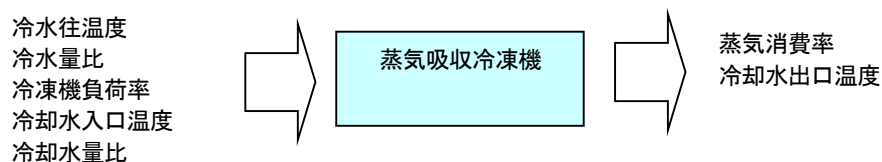


図 9.1 蒸気吸収冷凍機モデル

蒸気消費量  $G_{ref}$  は、蒸気消費率  $g_{ref}$  に定格の蒸気消費量  $G_{ref-r}$  を乗じて算出する。

$$G_{ref} = g_{ref} \cdot G_{ref-r} \quad (1)$$

蒸気消費率  $g_{ref}$  は、 $C_1$  : 負荷率  $q$ 、 $C_2$  : 冷却往水温度  $T_d$ 、 $C_3$  : 冷却水量比  $v_d$ 、 $C_4$  : 冷水往温度  $T_c$ 、 $C_5$  : 冷水量比  $v_c$  のパラメータから構成され、定格において各パラメータは全て 1.0 となり  $g_{ref}=1.0$  である。

$$g_{ref} = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot C_5 \quad (2)$$

$$C_1 = a_1 q^2 + b_1 q + c_1 \quad : \text{負荷率影響係数}$$

$$C_2 = a_2 T_d^2 + b_2 T_d + c_2 \quad : \text{冷却水温度影響係数}$$

$$C_3 = a_3 v_d^3 + b_3 v_d^2 + c_3 v_d + d_3 \quad : \text{冷却水量比影響係数}$$

$$C_4 = a_4 T_c^2 + b_4 T_c + c_4 \quad : \text{冷水温度影響係数}$$

$$C_5 = a_5 v_c^2 + b_5 v_c + c_5 \quad : \text{冷水量影響係数}$$

なお、冷却水出口温度  $T_{dr}$  は、部分負荷時と定格時の成績係数の比  $C_7 = \text{cop} / \text{cop}_r$  に応じて排熱が増減することから、次式にて求める。ここで、 $T_d$  は冷却水入口温度、 $V_d$  は冷却水量である。

$$G_{ref} = C_6 \cdot C_7 \cdot V_d (T_{dr} - T_d)$$

$$T_{dr} = G_{ref} / (C_6 \cdot C_7 \cdot V_d) + T_d \quad (3)$$

$C_6$  : 冷却水熱量と蒸気熱量の相関係数

$C_7$  : 部分負荷時と定格時の成績係数の比

### 9.2 蒸気ボイラー（ガス焼き）

蒸気ボイラーは、補給水温度、還水温度、使用圧力、ブロー係数を考慮したモデルとしている。

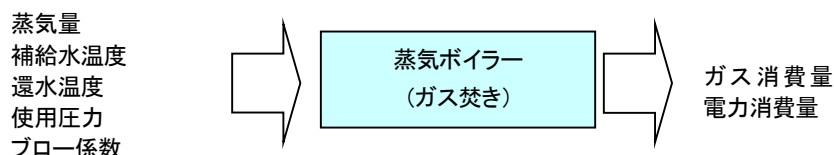


図 9.2 蒸気ボイラーモデル（ガス焼き）

・ボイラー給水温度

ボイラーへの給水温度 ( $T_{Win}$  : °C) は、還水温度 ( $H_{Win}$  : °C) と補給水温度 ( $W_{in}$  : °C)、ブロー

一係数（b：%）より求める。

$$TWin = HWin \cdot (1 - b/100) + Win \cdot b/100 \quad (1)$$

・ 出口蒸気のエンタルピー

図 9.3 に示すように、機械工学便覧より近似式を作成（誤差 0.2% 以内）

$$HSout = 2771.3 \cdot P S 0.0146out \quad (2)$$

・ 給水のエンタルピー

図 9.4 に示すように、機械工学便覧より近似式作成（誤差 0.1% 以内）

$$HWin = 0.00059 \cdot TW2in + 4.1209 \cdot TWin + 1.2238 \quad (3)$$

・ 蒸気ボイラー熱量の算出

運転時の蒸気ボイラー熱量（Q：kW）は、蒸気量（GWs：kg/h）、出口蒸気エンタルピー（HSout：kJ/kg）、給水エンタルピー（HWin：kJ/kg）より、

$$Q = GWs \cdot (HSout - HWin) / 3600 \quad (4)$$

・ ガス消費量及び電力消費量の算出

ガス消費率（εv：-）は、蒸気ボイラーの定格熱出力（Qd：kW）とブロー係数（b：%）より、

$$\epsilon v = (Q / Qd) \cdot (1 + b/100) \quad (5)$$

ガス消費量（V：Nm<sup>3</sup>/h）及び電力消費量（E：kW）は以下となる。

$$V = Vd \cdot \epsilon v \quad (6)$$

ここで、Vd：定格ガス消費量（Nm<sup>3</sup>/h）

$$E = Eb + \epsilon v \cdot Ep \quad (7)$$

ここで、Eb：バーナー送風機電力（kW） Ep：給水・原水ポンプ電力（kW）

・ 蒸気ボイラー効率の算出

$$\text{効率} = Q \cdot 3.6 / (V \cdot \text{低位発熱量[都市ガス 13A、41.4MJ/Nm}^3]) \quad (8)$$

・ 最大蒸気発生量の算出

$$\text{最大蒸気発生量} = Qd \cdot 3600 \cdot (HSout - HWin) \cdot 100 / (100 + b) \quad (9)$$

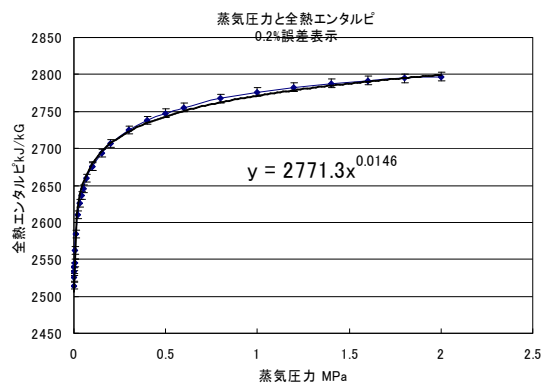


図 9.3 出口蒸気のエンタルピー

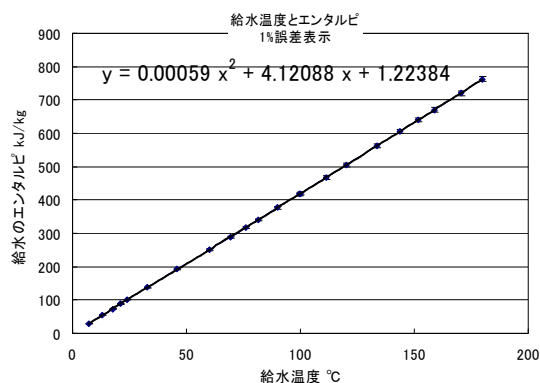


図 9.4 給水のエンタルピー

### 9.3 蒸気ボイラー（油焚き）

蒸気ボイラー（油焚き）は蒸気ボイラー（ガス焚）モデルに準じる。

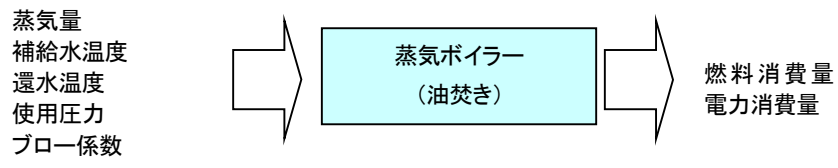


図 9.3 蒸気ボイラーモデル (油焚き)

## 10. 地中熱利用ヒートポンプシステム

ライフサイクルの適用フェーズにより、システム側の設計情報量と要求精度のレベルは異なるため、それらに対応できるよう表 10.1 に示すように簡易版と詳細版の 2 つのモデルを作成した。さらに、簡易版ではシステム側の設計情報量に応じて使い分ける 2 つのオプションを用意した。単に熱原水温を関数化してヒートポンプの境界条件として与える手法（境界条件生成タイプ）と熱原水温を簡易モデル化して用いる手法（水温プロフィールの簡易モデル化タイプ）を想定した。

表 10.1 開発モデルのバージョンと概要

	適用フェーズ	概要
簡易版 (境界条件生成タイプ)	企画・設計段階	基準化された地中熱交換器の熱源水出口水温変化を参照して、地中熱交換器の熱源水温度を LCEM ツール側へ与える。地中熱交換機の仕様はツール側で規定している範囲内で選定する必要あり、HP が定格出力、スケジュール運転される条件に限られる。計算負荷低・速い
簡易版 (水温プロフィールの簡易モデル化タイプ)		地中熱交換機の熱源水出口水温のプロフィールを年周期変動、日周期変動とでモデル化し、両者を重ね合わせて地中熱交換機の熱源水温度を推定する。地中熱交換機の仕様には自由度がある。HP 運転条件には制限がある。計算負荷中・速い、精度中
詳細版	試運転段階、運用段階	地中熱交換器の仕様選定の自由度が簡易版より高い。HP の出力変動や任意運転時における地中熱交換器の性能が予測可能である。計算負荷大・遅い、精度高い

### 10.1 熱交換器オブジェクト

地中熱交換器はダブルUチューブ型を想定し、作成するオブジェクトは周囲土壌温度の計算と地中熱交換器の熱源水温の計算機能を持つ。図 10.1 に地中温度計算領域を、図 10.2 に地中熱交換器の設置方式を示す。

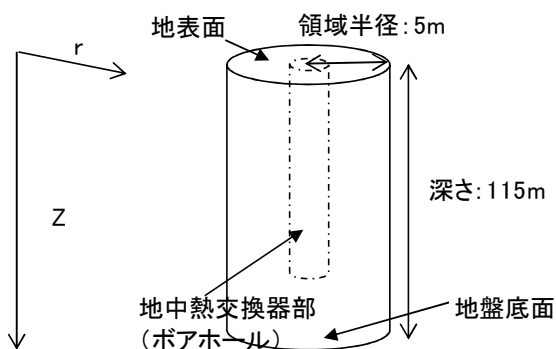


図 10.1 地中温度計算領域

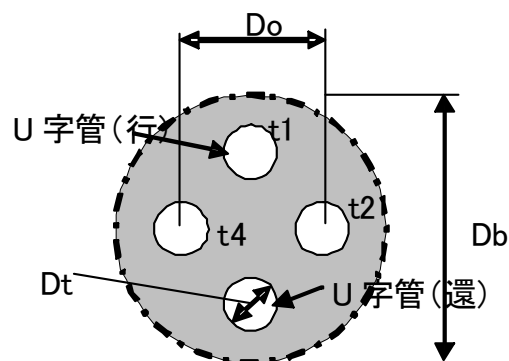


図 10.2 地中熱交換器(ダブルUチューブ)

本オブジェクトでは、半径 5m、深さ 115m の地中領域において単純熱伝導を考慮して地中温度を計算し、地中熱交換器の熱源水温を計算する。以下に計算アルゴリズムとオブジェクト化手法について述べる。

### ① 計算アルゴリズム

図 10.1 に示す計算領域に対して、地表面は第 3 種境界条件、解析領域の外周は断熱条件、地盤底面は当該地域の年平均気温を固定値とする。以下に周囲土壌と熱交換器における熱収支式を示す。

式 1) は、周囲土壌の熱伝導方程式を示し、式 2) は地表面での熱収支を表す。

$$c\rho\frac{\partial T}{\partial t} = \lambda\left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\partial T}{r\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \quad \dots\dots 1)$$

$$-\lambda\frac{\partial T}{\partial z}\Bigg|_{z=0} = \alpha(T - T_{air}) + aJ \quad \dots\dots 2)$$

式 3) は、地中熱交換器と周囲土壌との境界（ボアホールケーシングの外側）での熱収支を表す。式中の R は各 U チューブから境界までの熱コンダクタンスである。

$$-\lambda\frac{\partial T}{\partial r}\Bigg|_{r=Db} = \frac{1}{R}(T_{t1} + T_{t2} + T_{t3} + T_{t4} - 4T_b) \quad \dots\dots 3)$$

式 4) は、U チューブ内（図 3.1.2.3-2 中の t1 チューブのみ）の熱源水温度のエネルギー収支を表す。式中の R<sup>△</sup><sub>1,12,13</sub> は熱コンダクタンスを表しており、詳細は参考文献 2) を参照されたい。

$$c\rho A\frac{\partial T_{t1}}{\partial t} = -c\rho Av\frac{\partial T_{t1}}{\partial z} + \frac{T_{t1} - T_b}{R_1^\Delta} + \frac{T_{t1} - T_{t2}}{R_{12}^\Delta} + \frac{T_{t1} - T_{t3}}{R_{13}^\Delta} + \frac{T_{t1} - T_{t4}}{R_{14}^\Delta} \quad \dots\dots 4)$$

### ② オブジェクト化

図 10.3 に地中熱交換器のオブジェクト概要を示す。オブジェクトは、他のオブジェクトと通信を行うオブジェクトと地中熱交換器計算シートから構成される。また、図 10.4 に示すように地中熱交換器計算シートは通信部、属性部、日射量演算部、熱源水温表示部、土壌温度表示部、そして前述の計算アルゴリズムを書き込んだ VBA のマクロからなる。マクロは計算のエンジン部となり、熱源水温表示部と土壌温度表示部の現在値を読み込んで演算し値を更新する。

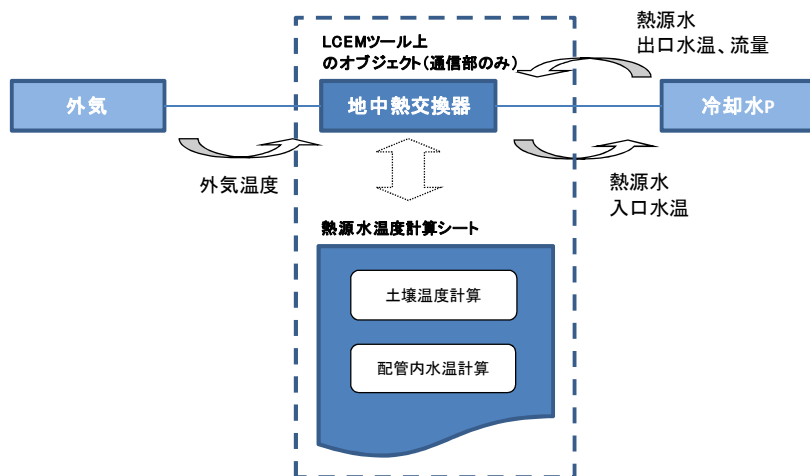


図 10.3 地中熱交換器のオブジェクト概要

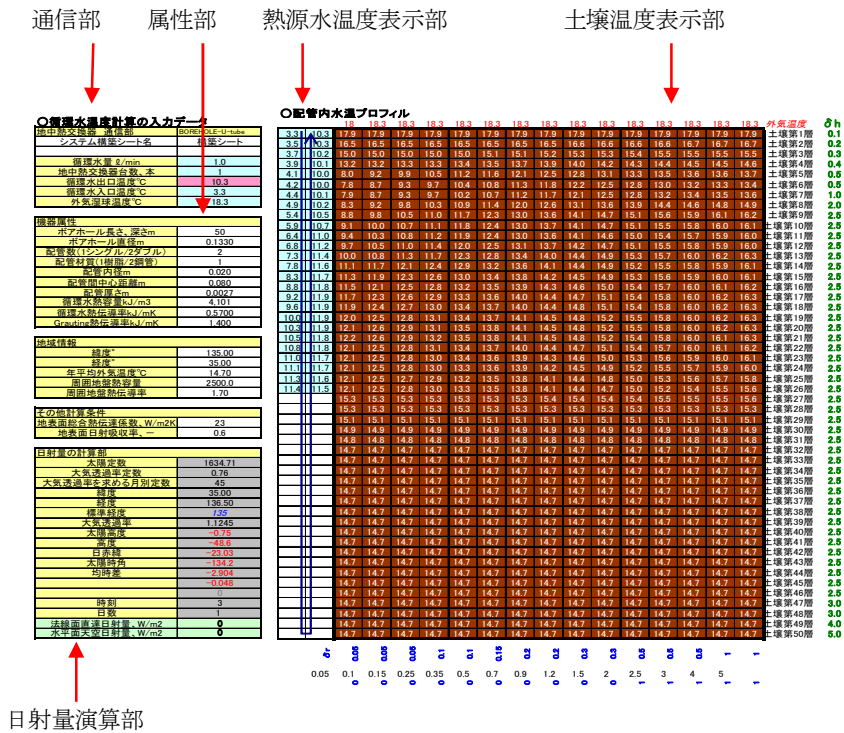


図 10.4 地中熱交換器計算シート

## 10.2 ヒートポンプオブジェクト

LCEM ツール Ver3.03 の氷蓄熱システム用に用意されている水冷ブラインチラーのオブジェクトを改造してヒートポンプのオブジェクト作成を行った。冷却運転時を例にとって主な計算方法を解説する。以下の式のように、ヒートポンプの成績係数は、熱原水出口水温、Tds のみに依存するものとし、熱原水出口水温の二次式より算出される。また、ヒートポンプの電力消費量と熱原水出口水温は式 6)、式 7) により算出される。

$$COP = (a_1 \cdot Tds^3 + a_2 \cdot Tds^2 + a_3 \cdot Tds + a_4) \quad \dots(5)$$

$$E = Q / COP \quad \dots(6)$$

$$T_{dr} = T_{ds} + (Q+E) / (V/60) / C \quad \dots(7)$$

Tdr : 熱原水入口水温、Tds : 熱原水出口水温、a<sub>1</sub>~a<sub>4</sub> : 定数

Q : 出力、E : 電力消費量、V : ブライン流量、C : ブライン比熱

なお、上記の計算方法では機器の運転効率が熱原水出口水温のみ依存している。今後、冷水温度、流量、熱原水流量、そして負荷率における影響を考慮する必要がある。

## 10.3 LCEM ツールへの組込み

図 10.5 に (3) にて記載した構築シートへのモデル組込み例を示す。地中熱交換器、熱原水 P、水熱源 HP、冷温水 P は、既存のオブジェクト配置と同様であるが、地中熱交換器のオブジェクトについては通信部だけが構築シートに配置され、別シートに設けられた地中熱交換器計算シートと熱原水流量、水温をやり取りする。

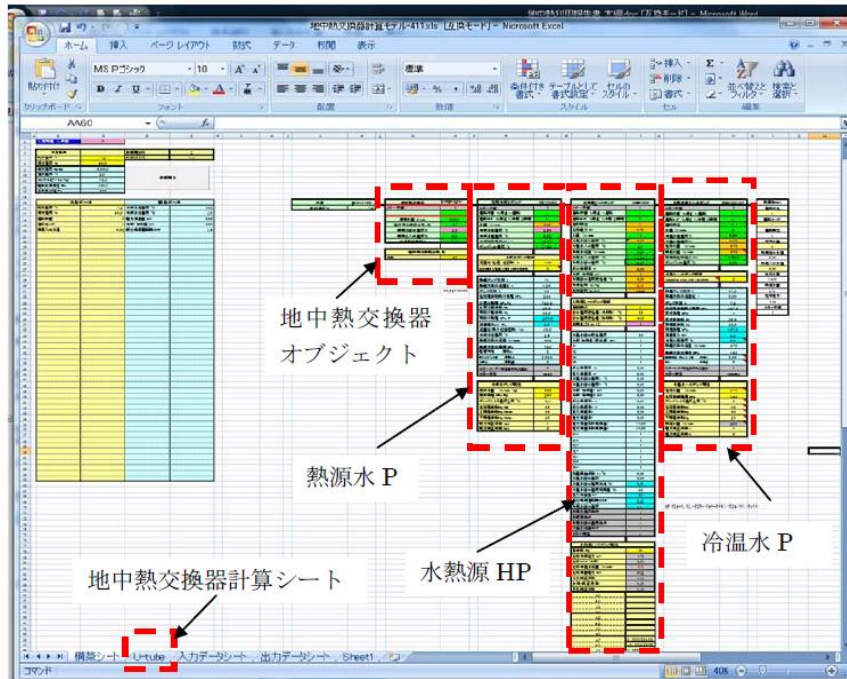


図 10.5 構築シートへのモデル組み込み例

LCEM ツール ver3.20

## 主要オブジェクトの計算アルゴリズム

【個別分散空調編】

令和8年3月

国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課



## 目次

1. 室関連オブジェクト	-----	1
1.1 外気負荷	-----	1
1.2 室	-----	3
2. 室内機オブジェクト	-----	8
2.1 室内機 (ファン)	-----	8
2.2 室内機 (コイル)	-----	8
3. 配管オブジェクト	-----	13
3.1 配管	-----	13
3.2 室外機	-----	17

# 1. 室関連オブジェクト

室関連オブジェクトは、外気負荷及び室の2つのサブオブジェクトで構成される。

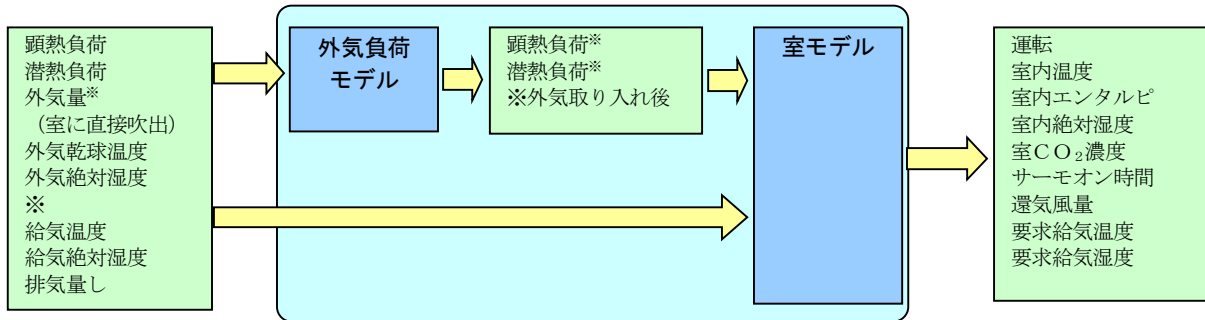


図 1.1 室関連オブジェクトの構成

## 1.1 外気負荷

### 1) 概要

- ・ 基準空気のエンタルピ算出  
基準温度及び基準湿度より、基準空気のエンタルピを算出する。  
<熱交換する場合>
- ・ 熱交換後の外気温度算出
- ・ 熱交換後の外気エンタルピ算出
- ・ 外気取り入れ後の顕熱負荷算出
- ・ 外気取り入れ後の潜熱負荷算出 境界条件に挟まれた、外気負荷サブオブジェクトを示す。

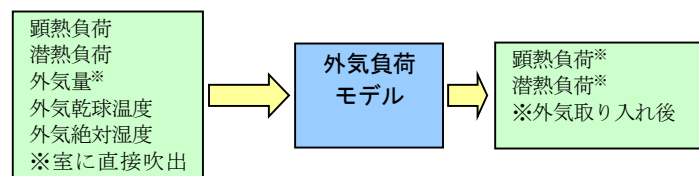


図 1.2 外気負荷モデル

### 2) 計算式

#### a. 基準空気のエンタルピの算出

エンタルピ  $h_R$  は、以下で求める。

$$h_R = 1.006 t_R + (2501 + 1.805 t_R) x_R$$

ここで

$h_R$ : 基準空気エンタルピ [kJ/kg']

$t_R$ : 基準空気乾球温度 [°C(DB)]

$x_R$ : 基準空気の絶対湿度 [kg/kg']

<絶対湿度の算出>

$$x_R = \frac{0.622 \frac{\phi_R}{100} \cdot P_R}{P - \frac{\phi_R}{100} \cdot P_R}$$

ここで

$x_R$ : 基準空気の絶対湿度[kg/kg']

$P$ : 大気圧 (=1) [atm]

$P_R$ : 基準空気温度の飽和水上気圧[atm]

$\phi_R$ : 基準空気相対湿度[%]

<飽和水蒸気圧の算出>

$$P_R = \exp\left(\sum_{i=1}^5 a_i t^R\right)$$

$P_R$ : 基準空気温度の飽和水上気圧[atm]

$t_R$ : 基準乾球温度[°C(DB)](温度範囲 0°C~100°Cで最大相対誤差  $1.0 \times 10^{-5}$ )

ここで

$$a_0 = -5.111336$$

$$a_1 = 7.265429 \times 10^{-2}$$

$$a_2 = -2.986334 \times 10^{-4}$$

$$a_3 = 1.113417 \times 10^{-6}$$

$$a_4 = -3.429809 \times 10^{-9}$$

$$a_5 = 6.181450 \times 10^{-12}$$

#### b. 熱交換後の外気状態

熱交換後の外気状態は以下の式で算出する

$$t_{OA} = (t_R - t_{OA}) \cdot \eta_t + t_{OA}$$

$$h_{OA} = (h_R - h_{OA}) \cdot \eta_h + h_{OA}$$

ここで

$t_{OA}$ : 熱交換後の外気温度[°C(DB)]

$t_R$ : 基準空気の温度[°C(DB)]

$t_{OA}$ : 外気温度[°C(DB)]

$\eta_t$ : 熱交換効率

$h_{OA}$ : 熱交換後の外気エンタルピ[kJ/kg']

$h_R$ : 基準空気のエンタルピ[kJ/kg']

$h_{OA}$ : 外気温度エンタルピ[kJ/kg']

$\eta_h$ : エンタルピ交換効率

#### c. 外気負荷

外気の顕熱負荷及び潜熱負荷は以下の式で算出する

$$Q_{SOA'} = \frac{1.006 \times V_{OA} \times (t_{OA'} - t_R)}{3600 \times 0.83}$$

$$Q_{LOA'} = \frac{V_{OA} \times (h_{OA'} - h_R)}{3600 \times 0.83} - Q_{SOA'}$$

ここで

$Q_{SOA'}$ : 外気(熱交換後)の顕熱負荷[kW]

$Q_{LOA'}$ : 外気(熱交換後)の潜熱負荷[kW]

$V_0$ : 給気定格風量[m<sup>3</sup>/h]

$t_{OA'}$ : 熱交換後の外気温度[°C(DB)]  
 $t_R$ : 基準空気の温度[°C(DB)]  
 $h_{OA'}$ : 熱交換後の外気エンタルピ[kJ/kg']  
 $h_R$ : 基準空気のエンタルピ[kJ/kg']

#### d. 外気取り入れ後の室負荷

外気を取り入れ後の室顕熱負荷及び室潜熱負荷は以下の式で算出する

$$Q_{S'} = Q_S + Q_{Soa'}$$

$$Q_{L'} = Q_L + Q_{Loa'}$$

ここで

$Q_{S'}$ : 外気取り入れ後の室顕熱負荷[kW]

$Q_{L'}$ : 外気取り入れ後の室潜熱負荷[kW]

$Q_S$ : 室顕熱負荷[kW]

$Q_L$ : 室潜熱負荷[kW]

$Q_{Soa'}$ : 外気(熱交換後)の顕熱負荷[kW]

$Q_{Loa'}$ : 外気(熱交換後)の潜熱負荷[kW]

## 1.2 室

### 1) 概要

#### ・ 冷暖要求の判定

外気取り入れ後の室顕熱負荷より、室運転要求(冷房、暖房、送風)を算出する。室顕熱負荷が正の場合冷房、負の場合暖房、0の場合は送風を表す。

#### ・ 給気風量の算出

給気空気状態、給気定格風量を与条件として外気取り入れ後の室顕熱負荷と基準温度から要求風量を算出し給気風量を決定する。要求風量が給気定格風量以下の場合は、給気風量=要求風量、給気定格風量より大きい場合は、給気風量=給気定格風量になる。

なお、実際には、室内機の発停が行われない場合は、給気風量は給気定格風量と等しく、負荷変動に応じて冷媒循環量が可変する。本モデルでは、冷媒が室内機の定格容量で循環している状態における空気状態をもとに、一定期間(1時間)の処理負荷を算出する。このため、冷媒が循環していない状態(サーモオフ時)は、室内機ファンが停止している状態とみなされ、結果として、一定期間(1時間)における要求給気風量が変動する。

#### ・ サーモオン時間の算出

給気定格風量及び給気風量からサーモオン時間を算出する。1時間の負荷が室内機の処理能力以下の場合、サーモオン時間は60[min/h]以下となり、処理能力を超えると60[min/h]となる。

#### ・ 基準状態に基づく未処理負荷の算出

給気状態と基準空気状態及び給気風量より未処理負荷を算出する。未処理負荷が正の場合は過負荷状態、負の場合は負荷不足状態を表す。

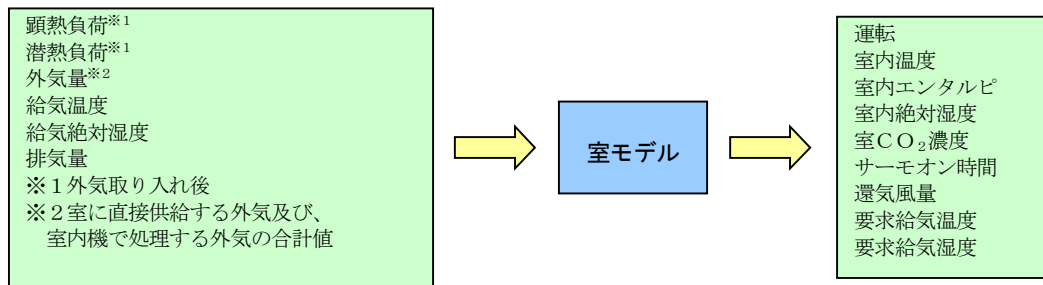


図 1.3 室モデル

## 2) 計算式

### a. 要求給気温度の算出

要求給気温度  $t_r$  は、以下で求める。

$$t_r = t_R - \frac{Q_{S'} \times 3600 \times 0.83}{1.2 V_0}$$

ここで

$t_r$  : 要求給気温度[°C]

$t_R$  : 基準温度[°C]

$Q_{S'}$  : 外気取り入れ後の室顕熱負荷[kW]

$V_0$  : 給気定格風量[m<sup>3</sup>/h]

### b. 要求給気湿度の算出

要求給気湿度  $x_r$  は、以下で求める。

$$x_r = x_R - \frac{Q_{L'} \times 1000 \times 0.83}{V_0 \cdot \{694.8 + 0.501(t_R - t_r)\}}$$

ここで

$x_r$  : 要求給気絶対湿度[kg/kg']

$x_R$  : 基準絶対湿度[kg/kg']

$Q_{L'}$  : 外気取り入れ後の室潜熱負荷[kW]

$V_0$  : 給気定格風量[m<sup>3</sup>/h]

$t_R$  : 基準温度[°C]

$t_r$  : 要求給気温度[°C]

### c. 給気風量の算出

給気風量  $V$  は、以下で求める。

$$V = V_r \quad (V_r \leq V_0)$$

$$V = V_0 \quad (V > V_0)$$

$$V_r = \frac{Q_{S'} \times 3600 \times 0.83}{(t_R - t_{SA}) \cdot (1.006 + 1.805 \times x_{SA})}$$

ここで

$V$  : 給気風量[m<sup>3</sup>/h]

$V_r$  : 要求給気風量[m<sup>3</sup>/h]  
 $V_0$  : 給気定格風量[m<sup>3</sup>/h]  
 $Q_{S'}$  : 外気取り入れ後の室顕熱負荷[kW]  
 $t_R$  : 基準温度[°C]  
 $t_{SA}$  : 給気温度[°C]  
 $x_{SA}$  : 給気絶対湿度[kg/kg']

#### d. サーモオン時間の算出

サーモオン時間  $T_{on}$  は、以下で求める。

$$T_{on} = \frac{V}{V_0}$$

ここで

$T_{on}$  : サーモオン時間[min/h]  
 $V$  : 給気風量[m<sup>3</sup>/h]  
 $V_0$  : 給気定格風量[m<sup>3</sup>/h]

#### e. 達成室温の算出

達成室温  $t_{R'}$  は、以下で求める。

$$t_{R'} = t_{SA} + \frac{Q_{S'} \times 3600 \times 0.83}{V \cdot (1.006 + 1.805 \times x_{SA})}$$

ここで

$t_{R'}$  : 達成室温[°C]  
 $t_{SA}$  : 給気温度[°C]  
 $Q_{S'}$  : 外気取り入れ後の室顕熱負荷[kW]  
 $V$  : 給気風量[m<sup>3</sup>/h]  
 $x_{SA}$  : 給気絶対湿度[kg/kg']

#### f. 達成室エンタルピの算出

エンタルピ  $h_{R'}$  は、以下で求める。

$$h_{R'} = h_{SA} + \frac{(Q_{S'} + Q_{L'}) \times 3600 \times 0.83}{V}$$

ここで

$h_{R'}$  : 達成室エンタルピ[kJ/kg']  
 $h_{SA}$  : 給気エンタルピ[kJ/kg']  
 $Q_{S'}$  : 外気取り入れ後の室顕熱負荷[kW]  
 $Q_{L'}$  : 外気取り入れ後の室潜熱負荷[kW]  
 $V$  : 給気風量[m<sup>3</sup>/h]

#### g. 達成室絶対湿度の算出

達成室絶対湿度  $x_{R'}$  は、以下で求める。

$$x_{R'} = \frac{h_{R'} - 1.006 \cdot t_{R'}}{2501.6 + 1.805 \cdot t_{R'}}$$

ここで

$x_{R'}$  : 達成室絶対湿度[kg/kg']

$h_{R'}$  : 達成室エンタルピー[kJ/kg']

$t_{R'}$  : 達成室温[°C]

#### h. 達成室相対湿度の算出

達成室絶対湿度  $\phi_{R'}$  は、以下で求める。

$$\phi_{R'} = \frac{x_{R'} \times 100}{(0.622 + x_{R'}) \cdot P_{R'}}$$

ここで

$\phi_{R'}$  : 達成室相対湿度[%]

$x_{R'}$  : 達成室絶対湿度[kg/kg']

$P_{R'}$  : 飽和水上気圧[atm]

#### <飽和水上気圧の算出>

$$P_{R'} = \exp\left(\sum_{i=1}^5 a_i t_{R'}\right)$$

ここで

$t_{R'}$  : 達成室温[°C(DB)](温度範囲 0°C~100°Cで最大相対誤差  $1.0 \times 10^{-5}$ )

$a_0 = -5.111336$

$a_1 = 7.265429 \times 10^{-2}$

$a_2 = -2.986334 \times 10^{-4}$

$a_3 = 1.113417 \times 10^{-6}$

$a_4 = -3.429809 \times 10^{-9}$

$a_5 = 6.181450 \times 10^{-12}$

#### i. 還気風量の算出

還気風量  $V_{RA}$  は、以下で求める。

$$V_{RA} = V - V_{EA}$$

ここで

$V_{RA}$  : 還気風量[m<sup>3</sup>/h]

$V$  : 給気風量[m<sup>3</sup>/h]

$V_{EA}$  : 排気風量[m<sup>3</sup>/h]

#### j. 未処理顕熱負荷の算出

未処理顕熱負荷  $Q_{S,r}$  は、以下で求める。

$$Q_{S,r} = Q_{S'} - \frac{(1.006 + 1.085 \cdot x_{SA}) \cdot (t_R - t_{SA}) \cdot V}{3600 \times 0.83}$$

ここで

$Q_{S,r}$  : 未処理顕熱負荷[kW]

$Q_{S'}$  : 外気取り入れ後の室顕熱負荷[kW]

$x_{SA}$  : 給気絶対湿度[kg/kg’]

$t_R$  : 基準温度[°C]

$t_{SA}$  : 給気温度[°C]

$V$  : 給気風量[m<sup>3</sup>/h]

#### k. 未処理顕熱負荷の算出

未処理潜熱負荷  $Q_{L,r}$  は、以下で求める。

$$Q_{L,r} = Q_{L'} - \frac{\{(2501 + 1.085 \cdot t_R) \cdot x_R - (2501 + 1.085 \cdot t_{SA}) \cdot x_{SA}\} \cdot V}{3600 \times 0.83}$$

ここで

$Q_{L,r}$  : 未処理潜熱負荷[kW]

$Q_{L'}$  : 外気取り入れ後の室潜熱負荷[kW]

$t_R$  : 基準温度[°C]

$x_R$  : 基準絶対湿度[kg/kg’]

$t_{SA}$  : 給気温度[°C]

$x_{SA}$  : 給気絶対湿度[kg/kg’]

$V$  : 給気風量[m<sup>3</sup>/h]

#### 1. 室CO<sub>2</sub>濃度の算出

室CO<sub>2</sub>濃度  $CO_{2R}$  は、以下で求める。

$$CO_{2R} = \frac{\{CO_{2I} + (CO_{2OA} \cdot V_{OA} \cdot 10^{-6})\} \cdot 10^6}{V_{OA}}$$

ここで

$CO_{2R}$  : 室CO<sub>2</sub>濃度[ppm]

$CO_{2I}$  : CO<sub>2</sub>発生量[m<sup>3</sup>/h]

$CO_{2OA}$  : 外気CO<sub>2</sub>濃度[ppm]

$V_{OA}$  : 外気量[m<sup>3</sup>/h]

$$V_{OA} = V_{OA1} + V_{OA2}$$

$V_{OA1}$  : 室に直接(熱交換したものを含む)供給する外気量[m<sup>3</sup>/h]

$V_{OA2}$  : 室内機で処理する外気量[m<sup>3</sup>/h]

## 2. 室内機オブジェクト

### 2.1 室内機（ファン）

#### 1) 概要

- ・ 属性部の情報からファン消費電力を一定値として算出する

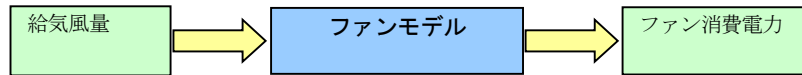


図 2.1 室内機（ファン）モデル

#### 2) 計算式

##### a. ファン消費電力の算出

ファン消費電力  $E_f$  は、以下で求める。

$$E_f = E_{f0}$$

ここで

$E_f$  : ファン消費電力[kWh]

$E_{f0}$  : 定格ファン消費電力[kWh]

### 2.2 室内機（コイル）

#### 1) 概要

- ・ 要求コイル出口空気温度の算出  
要求給気温度及びファン発熱から要求コイル出口空気温度を算出する
- ・ コイル表面空気温度の算出  
コイル入口温度、要求コイル出口空気温度、バイパスファクタから、コイル表面要求空気温度を算出し、設定条件からコイル表面空気温度を決定する
- ・ コイル表面空気絶対湿度の算出  
コイル表面空気温度及びコイル表面相対湿度から、コイル表面空気絶対湿度を算出する
- ・ コイル出口空気温度の算出  
コイル入口空気温度、コイル表面空気温度、バイパスファクタからコイル出口空気温度を算出する
- ・ 室内機処理負荷の算出  
給気風量、コイル出入口空気状態から要求処理負荷を算出し、室内機定格能力から室内機処理負荷及び室内機未処理負荷を算出する

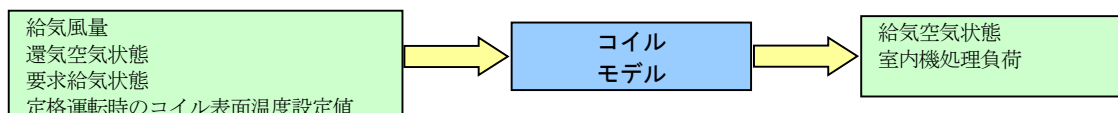


図 2.2 室内機（コイル）モデル

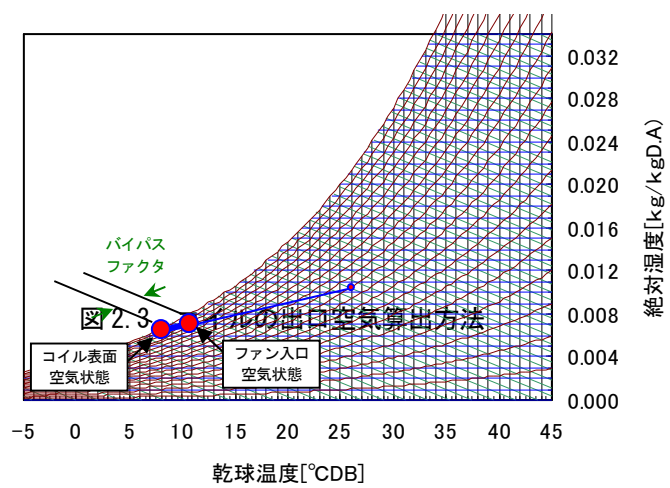
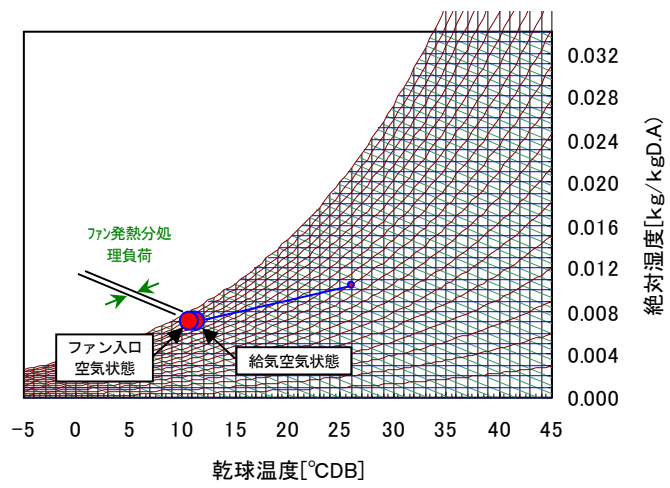
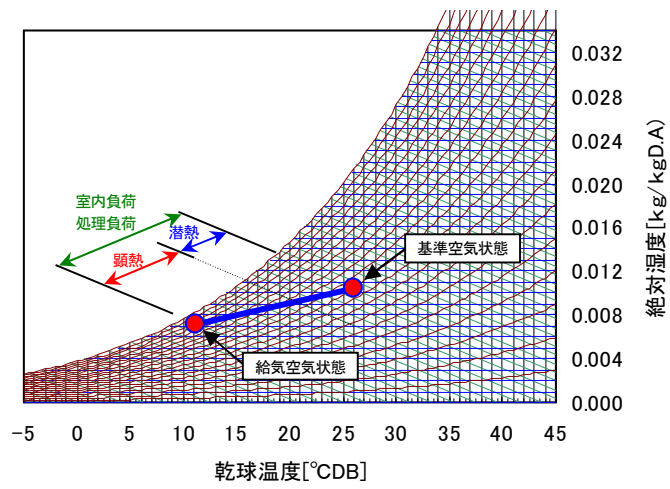


図 2.3 コイルの出口空気算出方法

## 2) 計算式

### a. 要求コイル出口空気温度の算出

要求コイル出口空気温度  $t_c$  は、以下で求める。

$$t_c = t_r - \Delta t_{fan}$$

ここで

$t_c$  : 要求コイル出口空気温度[°C]

$t_r$  : 要求給気温度[°C]

$\Delta t_{fan}$  : ファン発熱[°C]

### b. コイル表面要求空気温度の算出

コイル表面要求空気温度  $t_{c-sf}$  は、以下で求める。

$$t_{c-sf} = \frac{t_c - t_R \cdot BF}{1 - BF}$$

ここで

$t_{c-sf}$  : コイル表面要求空気温度[°C]

$t_c$  : 要求コイル出口空気温度[°C]

$t_R$  : コイル入口空気温度[°C] (= 基準温度)

$BF$  : バイパスファクタ

### c. コイル表面空気温度の決定

コイル表面空気温度  $t_{c-sf}$  は、以下で求める。

< 冷房時 >

$$t_{c-sf} = t_{c-sf} \quad (t_{c-sf-min} \leq t_{c-sf} \leq t_{c-sf-rv})$$

$$t_{c-sf} = t_{c-sf-max} \quad (t_{c-sf} > t_{c-sf-max})$$

$$t_{c-sf} = t_{c-sf-rv} \quad (t_{c-sf} > t_{c-sf-rv})$$

$$t_{c-sf} = t_{c-sf-min} \quad (t_{c-sf} < t_{c-sf-min})$$

< 暖房時 >

$$t_{c-sf} = t_{c-sf} \quad (t_{c-sf-r} \leq t_{c-sf} \leq t_{c-sf-max})$$

$$t_{c-sf} = t_{c-sf-max} \quad (t_{c-sf} > t_{c-sf-max})$$

$$t_{c-sf} = t_{c-sf-rv} \quad (t_{c-sf} < t_{c-sf-rv})$$

$$t_{c-sf} = t_{c-sf-min} \quad (t_{c-sf} < t_{c-sf-min})$$

ここで

$t_{c-sf}$  : コイル表面空気温度[°C]

$t_{c-sf}$  : コイル表面要求空気温度[°C]

$t_{c-sf-rv}$  : コイル表面空気温度 定格値[°C]

$t_{c-sf-max}$  : コイル表面空気温度 最大値[°C]

$t_{c-sf-min}$  : コイル表面空気温度 最小値[°C]

### d. コイル表面空気絶対湿度の算出 (冷房のみ)

コイル表面空気絶対湿度  $x_{c-sf}$  は、以下で求める。

$$x_{c-sf} = \frac{0.622 \cdot P_{c-sf} \cdot \phi_{c-sf}}{100 - P_{c-sf} \cdot \phi_{c-sf}}$$

ここで

$x_{c-sf}$  : コイル表面空気絶対湿度[kg/kg’]

$P_{c-sf}$  : 飽和水上気圧[atm]

$\phi_{R'}$  : コイル表面空気相対湿度[%](モデルで使用している値=98%)

<飽和水上気圧の算出>

$$P_{c-sf} = \exp\left(\sum_{i=1}^5 a_i t_{c-sf}\right)$$

ここで

$t_{c-sf}$  : コイル表面空気温度[°C]

$a_0 = -5.111336$

$a_1 = 7.265429 \times 10^{-2}$

$a_2 = -2.986334 \times 10^{-4}$

$a_3 = 1.113417 \times 10^{-6}$

$a_4 = -3.429809 \times 10^{-9}$

$a_5 = 6.181450 \times 10^{-12}$

**e. 要求コイル出口空気絶対湿度の算出 (冷房のみ)**

要求コイル出口空気絶対湿度  $x_c$  は、以下で求める。

$$x_c = x_{c-sf} + \frac{(x_{RA} - x_{c-sf}) \cdot (t_{c'} - t_{c-sf})}{(t_{c'} - t_{c-sf}) + (t_{RA} - t_{SA})}$$

ここで

$x_c$  : 要求コイル出口空気絶対湿度[kg/kg’]

$x_{c-sf}$  : コイル表面空気絶対湿度[kg/kg’]

$x_{RA}$  : 還気絶対湿度[kg/kg’]

$t_{c'}$  : コイル出口空気温度[°C]

$t_{c-sf}$  : コイル表面空気温度[°C]

$t_{RA}$  : 還気温度[°C]

$t_{SA}$  : 給気温度[°C]

**f. コイル出口空気絶対湿度の決定**

コイル出口空気絶対湿度  $x_{c'}$  は、以下で求める。

<冷房時>

$$x_{c'} = x_c$$

<暖房時>

$$x_{c'} = x_R$$

ここで

$x_{c'}$  : コイル出口空気絶対湿度[kg/kg’]

$x_c$  : 要求コイル出口空気絶対湿度[kg/kg’]

$x_R$  : コイル表面空気絶対湿度[kg/kg’](=基準絶対湿度)

**g. コイル出口空気温度の算出**

コイル出口空気温度  $t_{c'}$  は、以下で求める。

$$t_{c'} = t_{c-sf} \cdot (1 - BF) + t_R \cdot BF$$

ここで

$t_e'$  : コイル出口空気温度[°C]

$t_{c-sf}$  : コイル表面空気温度[°C]

$t_R$  : コイル入口空気温度[°C] (= 基準温度)

$BF$  : バイパスファクタ

#### h. 室内機要求処理負荷の算出

室内機要求処理負荷  $Q_{iu}$  は、以下で求める。

$$Q_{iu} = \frac{V \cdot (h_R - h_c')}{3600 \times 0.83}$$

ここで

$Q_{iu}$  : 室内機要求処理負荷[kW]

$V$  : 給気風量[m<sup>3</sup>/h]

$h_R$  : コイル入口空気エンタルピ[kJ/kg'] (= 基準空気エンタルピ)

$h_c'$  : コイル出口空気エンタルピ[kJ/kg']

#### i. 室内機処理負荷の決定

室内機要求処理負荷  $Q_{iu}'$  は、以下で求める。

$$Q_{iu}' = Q_{iu} \quad (Q_{iu}' \leq Q_{iu-rated})$$

$$Q_{iu}' = Q_{iu-rated} \quad (Q_{iu}' > Q_{iu-rated})$$

ここで

$Q_{iu}'$  : 室内機処理負荷[kW]

$Q_{iu}$  : 室内機要求処理負荷[kW]

$Q_{iu-rated}$  : 室内機定格能力[kW]

#### j. 室内機未処理負荷の算出

室内機未処理負荷  $Q_{iu,r}$  は、以下で求める。

$$Q_{iu,r} = Q_{iu}' - Q_{iu-rated}$$

### 3. 室外機・配管オブジェクト

室外機・配管オブジェクトは、配管と室外機の2つのオブジェクトで構成され、配管部分はさらに、分岐配管及び連絡配管の2つのサブオブジェクトで構成される。

#### 3.1 配管

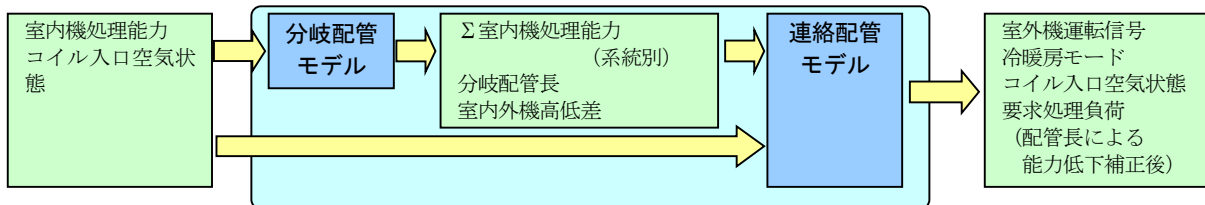


図 3.1.1 室外機配管オブジェクト<配管部分>の構成

##### 3.1.1 分岐配管

###### 1) 概要

- ・ 室内機側の要求負荷により冷房／暖房モードを切り替える。
- ・ 連絡配管に運転信号を与える。
- ・ 連絡配管に室内機処理能力、コイル入口空気状態及び分岐配管長さ、室内外機高低差の情報を与える。境界条件に挟まれた、配管（分岐配管）サブオブジェクトを示す。



図 3.1.2 分岐配管モデル

###### 2) 計算式

###### 室内機処理能力の算出

室内機要求処理負荷  $Q_p^m$  は、以下で求める。

$$Q_p^m = Q_{iw} \times n$$

ここで

$Q_p^m$  : 系統別室内機処理負荷[kW]

$m$  : 系統番号(1~5)

$Q_{iw}$  : 室内機処理負荷[kW]

$n$  : 倍数[-]

##### 3.1.2 連絡配管

###### 1) 概要

- ・ 分岐配管系統毎の要求処理負荷を集計する。
- ・ 分岐配管系統毎の機器高低差の最大値から、機器高低差を配管相当長に換算する。なお、許容高低差の範囲を超えた場合はエラーを返す。
- ・ 分岐配管系統毎の配管相当長と2)で算出した機器高低差の配管相当長さ換算値の合計から、配管長及び機器高低差による能力補正値を算出する。なお、許容相当配管長の範囲を超えた場合

はエラーを返す。

- 分岐配管系統の最大配管相当長と連絡配管の配管相当長及び周囲温度から、熱損失にともなう能力補正値を算出する。

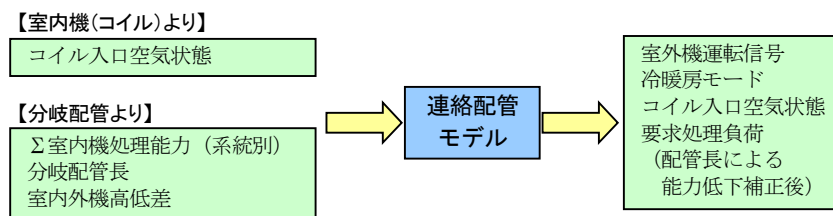


図 3.1.3 連絡配管モデル

## 2) 計算式

### a. 機器高低差による相当配管長補正値の算出

機器高低差による相当配管長補正値  $\alpha_h$  は、以下で求める。

$$\alpha_h = a_{h1} \cdot \text{Max}(ph^n)$$

ここで

$\alpha_h$  : 機器高低差による相当配管長補正値[-]

$ph^n$  : 系統別の機器高低差[m]

$n$  : 系統番号の添え字(1~5)

$a_{h1}$  : 高低差による相当配管長補正係数

※対象とする室外機毎に冷房/暖房別に与える

### b. 配管長及び機器高低差による能力補正値の算出

配管長及び機器高低差による能力補正値  $\alpha_p$  は、以下で求める。

$$\alpha_p = a_{p0} + a_{p1} \cdot pl' + a_{p2} \cdot (pl')^2$$

ここで

$\alpha_p$  : 配管長及び機器高低差による能力補正値[-]

$pl'$  : 配管相当長合計[m]

$$pl' = \text{Max}(pl^n) + pl_m + ph'$$

$pl^n$  : 系統別の分岐配管相当長[m]

$n$  : 系統番号の添え字(1~5)

$pl_m$  : 連絡配管の相当長[m]

$ph'$  : 機器高低差補正相当長[m]

$$ph' = \alpha_h \cdot \text{Max}(ph^n)$$

$a_{p0}, a_{p1}, a_{p2}$  : 高低差による相当配管長補正係数(定数項、一次項、二次項)

※対象とする室外機毎に冷房/暖房別に与える

【EHP-冷房】

$$\text{補正值} = 1.00 - 2.08 \cdot 10^{-3} \cdot L' + 4.66 \cdot 10^{-6} \cdot L'^2$$

$$L' = L + L_h$$

$$L_h = 9.85^{-2} \cdot h$$

【EHP-暖房】

$$\text{補正值} = 1.42 - 8.20 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta L' + 2.25 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta L'^2$$

$$L' = L + L_h$$

$$L_h = 0.00 \cdot h$$

※ $L'$  : 配管相当長合計

$L$  : 配管相当長

$L_h$  : 機器高低差の配管相当長換算値

$h$  : 機器高低差

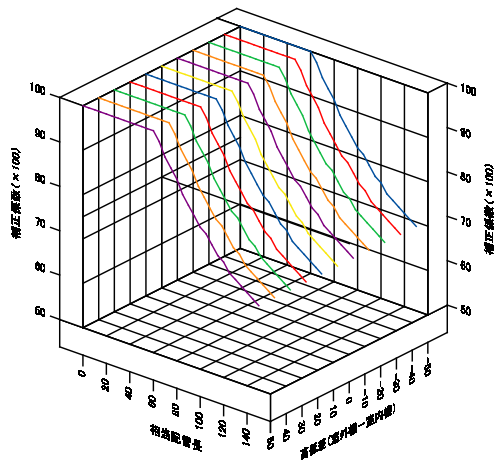
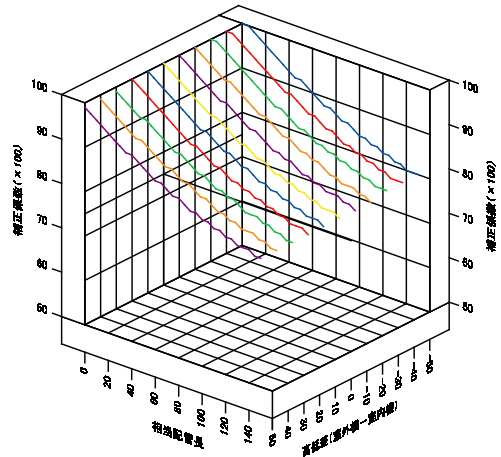


図 3.1.4 配管長及び配管長さの補正值 (EHP)

c. 配管熱ロスに伴う能力補正值の算出

配管熱ロスに伴う能力補正值 (配管長・機器高低差による能力低下の補正後)  $Q_p'$  は

$$\alpha_{p-loss} = \frac{100 - \{ (\alpha_{p-m} \cdot pl_m) + (\alpha_{p-br} \cdot pl_{br-max}) \}}{100}$$

$$\alpha_{p-m} = a_{p-loss0} + a_{p-loss1} \cdot t_o + a_{p-loss2} \cdot t_o^2$$

$$\alpha_{p-br} = a_{p-loss0} + a_{p-loss1} \cdot t_r + a_{p-loss2} \cdot t_r^2$$

ここで

$\alpha_{p-loss}$  : 配管熱ロスに伴う能力補正值[-]

$\alpha_{p-m}$  : 連絡配管の熱ロス補正係数[-]

$\alpha_{p-br}$  : 分岐配管の熱ロス補正係数[-]

$pl_m$  : 連絡配管の相当長[m]

$pl_{br-max}$  : 分岐配管の最大相当長[m]

$t_o$  : 連絡配管の周囲温度[°C] (= 外気温度)

$t_r$  : 分岐配管の周囲温度[°C] (= 基準温度)

$a_{p-loss0}, a_{p-loss1}, a_{p-loss2}$  : 周囲温度に対する熱ロス補正係数 (定数項、一次項、二次項)

※対象とする室外機毎に冷房/暖房別に与える

d. 要求処理負荷（配管長・機器高低差による能力低下の補正後）の算出

要求処理負荷（配管長・機器高低差による能力低下の補正後） $Q_p'$ は、以下で求める。

$$Q_p' = \frac{\Sigma(Q_p^m)}{\alpha_p \cdot \alpha_{p-loss}}$$

ここで

$Q_p'$  : 要求処理負荷(配管長・機器高低差による能力低下の補正後)[kW]

$Q_p^m$  : 系統別室内機処理負荷[kW]

$m$  : 系統番号の添え字(1~5)

$\alpha_p$  : 配管長及び機器高低差による能力補正值[-]

$\alpha_{p-loss}$  : 配管熱ロスに伴う能力補正值[-]

e. コイル入口空気状態加重平均値の算出

コイル入口空気状態加重平均値は、以下で求める。

$$td_{iu} = \frac{\Sigma(t^m \cdot Q_p^m \cdot n^m)}{\Sigma(Q_p^m \cdot n^m)}$$

$$x_{iu} = \frac{\Sigma(x^m \cdot Q_p^m \cdot n^m)}{\Sigma(Q_p^m \cdot n^m)}$$

ここで

$td_{iu}$  : コイル入口空気乾球温度平均値[°C(DB)]

$x_{iu}$  : コイル入口空気絶対湿度平均値[kg/kg']

$t^m$  : 系統別のコイル入口空気乾球温度[°C(DB)]

$x^m$  : 系統別の入口空気絶対湿度平均値[kg/kg']

$Q_p^m$  : 系統別室内機処理負荷[kW]

$n^m$  : 系統別の倍数[-]

$m$  : 系統番号の添え字(1~5)

## 3.2 室外機

### 3.2.1 室外機 (EHP)

#### 1) 概要

- ・ 外気条件、室内機 (コイル) 入口空気条件、部分負荷特性から消費電力を算出する。
- ・ メーカー・シリーズ毎に図 3.2.2 に示す「外気条件と室内機吸い込み条件による、能力及び入力補正一覧」を作成する。

冷房能力補正一覧

暖房能力補正一覧

冷房入力補正一覧

暖房入力補正一覧

- ・ 外気条件及び室内空気条件から、外気条件及び室内機 (コイル) 入口空気条件と「外気条件と室内機吸い込み条件による、能力及び入力補正式」から、能力補正值及び入力補正值を算出する。

<冷房時>

外気乾球温度[°C (DB)]

室内機 (コイル) 入口湿球温度[°C (WB)]

<暖房時>

外気湿球温度[°C (WB)]

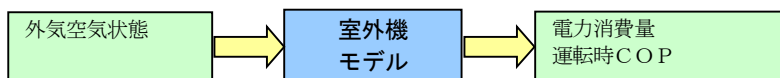


図 3.2.1 室外機 (EHP) モデル

能力、入力補正係数 (冷房)													
電源 周波数	外気 温度 [°CDB]	室内吸込温度[°CWB]											
		16		18		19		20		22		24	
		能力比	入力比	能力比	入力比	能力比	入力比	能力比	入力比	能力比	入力比	能力比	入力比
50Hz 60Hz	25	0.80	0.56	0.93	0.67	1.00	0.73	1.07	0.80	1.12	0.84	1.14	0.84
	27	0.80	0.60	0.93	0.72	1.00	0.78	1.07	0.85	1.10	0.87	1.13	0.88
	29	0.80	0.64	0.93	0.76	1.00	0.83	1.06	0.90	1.09	0.91	1.11	0.91
	31	0.80	0.68	0.93	0.81	1.00	0.89	1.04	0.93	1.07	0.94	1.09	0.95
	33	0.80	0.72	0.93	0.86	1.00	0.94	1.03	0.97	1.05	0.98	1.08	0.99
	35	0.80	0.76	0.93	0.92	1.00	1.00	1.01	1.00	1.04	1.01	1.06	1.02
	37	0.80	0.81	0.93	0.97	0.98	1.04	1.00	1.04	1.02	1.05	1.04	1.06
	39	0.80	0.85	0.93	1.03	0.97	1.07	0.98	1.08	1.00	1.09	1.03	1.10

能力、入力補正係数 (暖房)													
電源 周波数	外気 温度 [°CWB]	室内吸込温度[°CDB]											
		16		18		20		21		22		24	
		能力比	入力比	能力比	入力比	能力比	入力比	能力比	入力比	能力比	入力比	能力比	入力比
50Hz 60Hz	-7.6	0.84	1.06	0.84	1.09	0.84	1.12	0.84	1.14	0.84	1.15	0.83	1.18
	-5.6	0.87	1.08	0.87	1.11	0.87	1.14	0.87	1.15	0.87	1.16	0.86	1.19
	-3.7	0.89	1.09	0.89	1.12	0.89	1.15	0.89	1.16	0.89	1.17	0.87	1.17
	-0.7	0.92	1.11	0.92	1.13	0.92	1.16	0.92	1.17	0.92	1.19	0.87	1.12
	2.2	0.97	1.06	0.96	1.08	0.96	1.11	0.96	1.12	0.94	1.09	0.87	1.00
	4.1	1.00	1.03	1.00	1.05	0.99	1.07	0.97	1.04	0.94	1.00	0.87	0.92
	6.0	1.03	1.00	1.03	1.02	1.00	1.00	0.97	0.96	0.94	0.92	0.87	0.85
	7.9	1.06	0.98	1.06	1.00	1.00	0.93	0.97	0.90	0.94	0.86	0.87	0.80
	9.8	1.10	0.98	1.06	0.95	1.00	0.88	0.97	0.85	0.94	0.82	0.87	0.75
	11.8	1.13	0.97	1.06	0.91	1.00	0.84	0.97	0.81	0.94	0.78	0.87	0.72
	13.7	1.13	0.94	1.06	0.88	1.00	0.81	0.97	0.78	0.94	0.75	0.87	0.70

図 3.2.2 外気条件と室内機吸い込み条件による、能力及び入力補正一覧事例 (冷房能力補正)

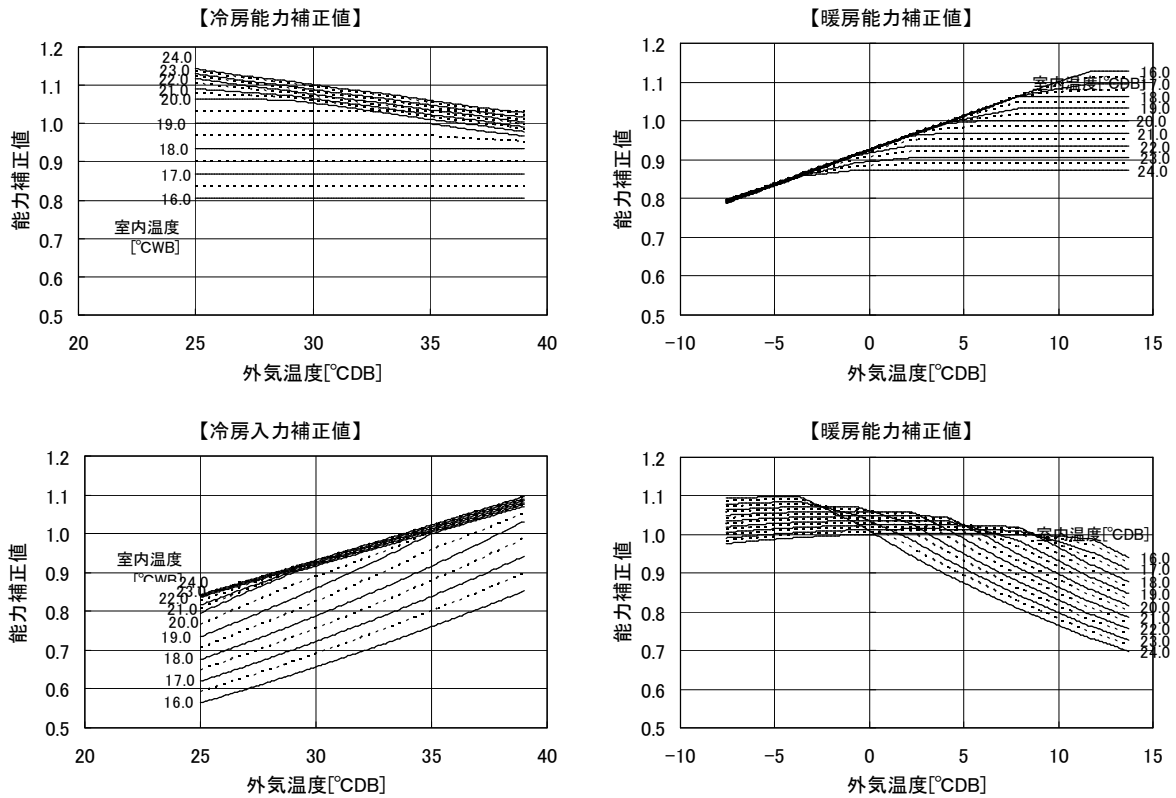


図 3. 2. 3 外気条件と室内機吸い込み条件による、能力及び入力補正值 (EHP)

- ・ 暖房時は外気湿球温度と「部分負荷運転時の入力補正式」から着霜運転による能力補正值を算出する。

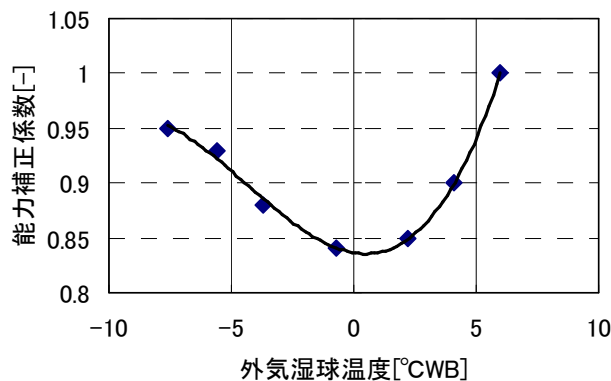


図 3. 2. 4 着霜運転による能力補正值

- ・ 連絡配管から得た、要求処理負荷及び能力補正值から室外機要求能力を算出する。
- ・ 外気条件及び室内機 (コイル) 入口空気条件から算出した定格能力補正值と 2) で求めた室外機要求能力から室外機の負荷率を算出し、部分負荷時の入力補正式から、室外機の運転電力消費量を算出する。
- ・ 待機電力を算出する。

## 2) 計算式

### a. 外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による能力補正值の算出

外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による能力補正值  $\alpha_{outOA\cdot RA}$  は、以下で求める。

<冷房>

$$\alpha_{outOA\cdot RA}' = \alpha_{outOA\cdot RA}$$

<暖房>

$$\alpha_{outOA\cdot RA}' = \alpha_{outOA\cdot RA} \cdot \alpha_{def}$$

ここで

$\alpha_{outOA\cdot RA}'$  : 外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による能力補正值（着霜運転補正後）

$\alpha_{outOA\cdot RA}$  : 外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による能力補正值

$$\alpha_{outOA\cdot RA} = \frac{Q_{cal}}{Q_{ou-rated}}$$

$Q_{cal}$  : 室外機補正能力[kW](lookup 関数で算出)

$Q_{ou-rated}$  : 室外機定格能力[kW]

$\alpha_{def}$  : 着霜運転による能力補正值（暖房時のみ）

$$\alpha_{def} = a_{def0} + a_{def1} \cdot tw_{OA} + a_{def2} \cdot (tw_{OA})^2 + a_{def3} \cdot (tw_{OA})^3$$

$tw_{OA}$  : 連絡配管の相当長[m]

$a_{def0}, a_{def1}, a_{def2}, a_{def3}$  : 着霜運転による能力補正係数（定数項、一次項、二次項、三次項）

※対象とする室外機毎に与える

### b. 外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による入力補正值の算出

外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による能力補正值  $\alpha_{inOA\cdot RA}$  は、以下で求める。

$$\alpha_{inOA\cdot RA} = \frac{E_{ou-cal}}{E_{ou-rated}}$$

ここで

$\alpha_{inOA\cdot RA}$  : 外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による入力補正值

$E_{ou-cal}$  : 室外機補正入力[kW](lookup 関数で算出)

$E_{ou-rated}$  : 室外機定格消費電力[kW]

### c. 室外機要求能力の算出

室外機要求能力  $Q_{ou}$  は、以下で求める。

$$Q_{ou} = \alpha_{OA\cdot RA}' \cdot Q_{ou-rated}$$
 : 室外機定格能力

ここで

$Q_{ou}$  : 室外機要求能力[kW]

$Q_{ou-rated}$  : 室外機定格能力[kW]

$\alpha_{OA\cdot RA}'$  : 外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による能力補正值（着霜運転補正後）

### d. 室外機負荷率の算出

室外機の負荷率  $LF_{ou}$  は、以下で求める。

$$LF_{ou} = \frac{Q_{ou}}{Q_{ou-rated} \cdot \alpha_{outOA} \cdot RA'}$$

ここで

$LF_{ou}$  : 室外機の負荷率[-]

$Q_{ou}$  : 室外機要求能力[kW]

$Q_{ou-rated}$  : 室外機定格能力[kW]

$\alpha_{OA} \cdot RA'$  : 外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による能力補正值（着霜運転補正後）

#### e. 室外機過負荷時の接続容量補正值の算出

室外機の過負荷時の能力補正值  $\alpha_{ou-ol}$  は、以下で求める。

$$\alpha_{ou-ol} = a_{ol0} + a_{ol1} \cdot LF_{ou}$$

ここで

$\alpha_{ou-ol}$  : 室外機の過負荷時の接続容量補正值[-]

$LF_{ou}$  : 室外機の負荷率[-]

$a_{ol0}, a_{ol1}$  : 過負荷時の接続容量補正係数（定数項、一次項）

※対象とする室外機毎に冷房/暖房別に与える

#### f. 室外機負荷率による入力補正值の算出

室外機負荷率による入力補正值  $\alpha_{inFL}$  は、以下で求める。

【 $LF_{ou}$ （負荷率 $\leq 1$ ）】

$$\alpha_{inFL} = a_{inFL0} + a_{inFL1} \cdot (LF_{ou}) + a_{inFL2} \cdot (LF_{ou})^2$$

【 $LF_{ou}$ （負荷率 $> 1$ ）かつ  $\alpha_{ou-ol}$ （室外機の過負荷時の接続容量補正值） $\leq \alpha_{ou-olmax}$ 】

$$\alpha_{inFL} = a_{inFL3} + a_{inFL4} \cdot \alpha_{ou-ol}$$

【 $LF_{ou}$ （負荷率 $> 1$ ）かつ  $\alpha_{ou-ol}$ （室外機の過負荷時の接続容量補正值） $> \alpha_{ou-olmax}$ 】

$$\alpha_{inFL} = a_{inFL3} + a_{inFL4} \cdot \alpha_{ou-olmax} (=1.30)$$

ここで

$\alpha_{inFL}$  : 室外機負荷率による入力補正值[-]

$LF_{ou}$  : 室外機の負荷率[-]

$Q_{ou-rated}$  : 室外機定格能力[kW]

$\alpha_{ou-ol}$  : 室外機の過負荷時の接続容量補正值[-]

$\alpha_{ou-olmax}$  : 室外機の接続可能容量比率[-]

$a_{inFL0}, a_{inFL1}, a_{inFL2}$  : 定格～部分負荷時の入力補正係数（定数項、一次項、二次項）

$a_{inFL3}, a_{inFL4}$  : 過負荷時の入力補正係数（定数項、一次項）

※対象とする室外機毎に冷房/暖房別に与える

#### g. 室外機の運転電力消費量の算出

室外機の運転電力消費量  $E_{ou-op}$  は、以下で求める。

$$E_{ou-op} = E_{ou-rated} \cdot \alpha_{inFL}$$

ここで

$E_{ou-op}$  : 運転電力消費量[kW]

$E_{ou-rated}$  : 室外機定格消費電力[kW]

$\alpha_{inFL}$  : 室外機負荷率による入力補正值[-]

#### h. 室外機の待機電力の算出

室外機の待機電力消費量  $E_{ou-sb}$  は、以下で求める。

$$E_{ou-sb} = E_{ou-sb0}$$

ここで

$E_{ou-sb}$  : 待機電力[kW]

$E_{ou-sb0}$  : 待機電力設定値[kW] (モデルで使用している値=0<冷房、暖房とも>)

#### i. 室外機の電力消費量の算出

室外機の電力消費量  $E_{ou}'$  は、以下で求める。

$$E_{ou}' = E_{ou-op} + E_{ou-sb}$$

ここで

$E_{ou-op}$  : 室外機の電力消費量[kW]

$E_{ou-op}$  : 室外機の運転電力消費量[kW]

$E_{ou-sb}$  : 待機電力[kW]

### 3.2.2 室外機（GHP）

#### 1) 概要

- メーカー・シリーズ毎に「外気条件と室内機吸い込み条件による、能力及び入力補正一覧」を作成する。

冷房能力補正一覧

暖房能力補正一覧

冷房ガス入力補正一覧

暖房ガス入力補正一覧

- 外気条件及び室内空気条件から、外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件と「外気条件と室内機吸い込み条件による、能力及び入力補正式」から、能力補正值及び入力補正值を算出する。

<冷房時>

外気乾球温度[°C (DB)]

室内機（コイル）入口湿球温度[°C (WB)]

<暖房時>

外気湿球温度[°C (WB)]

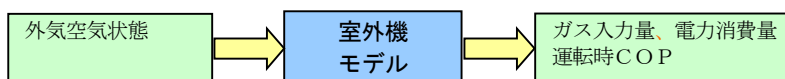


図 3.2.5 室外機（GHP）モデル

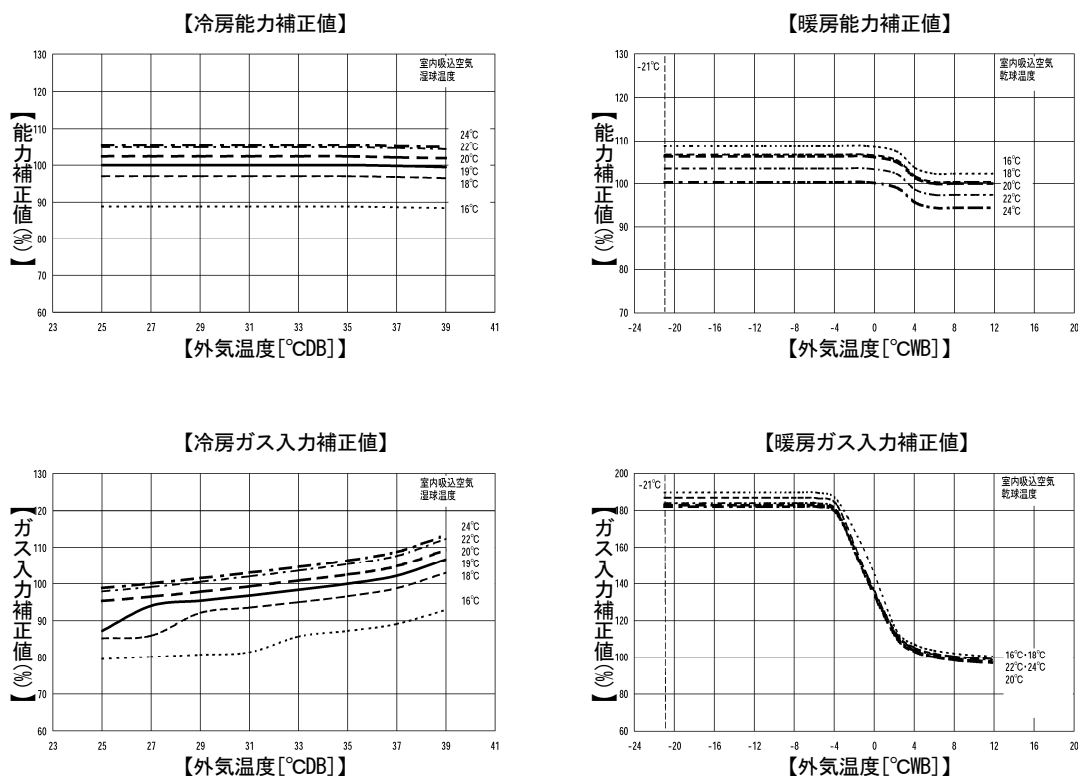


図 3.2.6 外気条件と室内機吸い込み条件による能力及び入力補正值（GHP）

- ・暖房時はEHPでは低外気温度域では熱交換器に霜が付き溶かすための除霜運転を行うが、GHPの場合はエンジンからの排熱を暖房に利用するため除霜運転は行わない。
- ・連絡配管から得た、要求処理負荷及び能力補正值から室外機要求能力を算出する。
- ・外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件から算出した定格能力補正值と2)で求めた室外機要求能力から室外機の負荷率を算出し、部分負荷時の入力補正式から、室外機の運転電力消費量を算出する。
- ・消費電力を算出する。
- ・待機電力を算出する。

## 2) 計算式

### a. 外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による能力補正值の算出

外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による能力補正值  $\alpha_{outOA\cdot RA}$  は、以下で求める。

<冷房>

$$\alpha_{outOA\cdot RA}' = \alpha_{outOA\cdot RA}$$

<暖房>

$$\alpha_{outOA\cdot RA}' = \alpha_{outOA\cdot RA}$$

ここで

$\alpha_{outOA\cdot RA}$  : 外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による能力補正值

$$\alpha_{outOA\cdot RA} = \frac{Q_{cal}}{Q_{ou-rated}}$$

$Q_{cal}$  : 室外機補正能力[kW](lookup 関数で算出)

$Q_{ou-rated}$  : 室外機定格能力[kW]

### b. 外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による入力補正值の算出

外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による能力補正值  $\alpha_{inOA\cdot RA}$  は、以下で求める。

$$\alpha_{inOA\cdot RA} = \frac{E_{ou-cal}}{E_{ou-rated}}$$

ここで

$\alpha_{inOA\cdot RA}$  : 外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による入力補正值

$E_{ou-cal}$  : 室外機補正入力[kW](lookup 関数で算出)

$E_{Gou-rated}$  : 室外機定格ガス消費量[kW]

### c. 室外機要求能力の算出

室外機要求能力  $Q_{ou}$  は、以下で求める。

$$Q_{ou} = \alpha_{OA\cdot RA}' \cdot Q_{ou-rated}$$

ここで

$Q_{ou}$  : 室外機要求能力[kW]

$Q_{ou-rated}$  : 室外機定格能力[kW]

$\alpha_{OA\cdot RA}'$  : 外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による能力補正值

### d. 室外機負荷率の算出

室外機の負荷率  $LF_{ou}$  は、以下で求める。

$$LF_{ou} = \frac{Q_{ou}}{Q_{ou-rated} \cdot \alpha_{outOA-RA}}$$

ここで

$LF_{ou}$  : 室外機の負荷率[-]

$Q_{ou}$  : 室外機要求能力[kW]

$Q_{ou-rated}$  : 室外機定格能力[kW]

$\alpha_{OA-RA}$  : 外気条件及び室内機（コイル）入口空気条件による能力補正值

#### e. 室外機過負荷時の能力補正值の算出

室外機の過負荷時の能力補正值  $\alpha_{ou-ol}$  は、以下で求める。

$$\alpha_{ou-ol} = a_{ol0} + a_{ol1} \cdot (LF_{ou}) + a_{ol2} \cdot (LF_{ou})^2$$

ここで

$\alpha_{ou-ol}$  : 室外機の過負荷時の能力補正值[-]

$LF_{ou}$  : 室外機の負荷率[-]

$a_{ol0}, a_{ol1}, a_{ol2}$  : 過負荷時の能力補正係数（定数項、一次項、二次項）

※対象とする室外機毎に冷房/暖房別に与える

#### f. 室外機負荷率によるガス入力補正值の算出

室外機負荷率による入力補正值  $\alpha_{inFL}$  は、以下で求める。

【 $LF_{ou}$ （負荷率 $\leq 1$ ）】

$$\alpha_{inFL} = a_{inFL0} + a_{inFL1} \cdot (LF_{ou}) + a_{inFL2} \cdot (LF_{ou})^2$$

【 $LF_{ou}$ （負荷率 $> 1$ ）】

$$\alpha_{inFL} = a_{inFL3} + a_{inFL4} \cdot (LF_{ou}) + a_{inFL5} \cdot (LF_{ou})^2$$

ここで

$\alpha_{inFL}$  : 室外機負荷率による入力補正值[-]

$LF_{ou}$  : 室外機の負荷率[-]

$Q_{ou-rated}$  : 室外機定格能力[kW]

$G_{ou-rated}$  : 室外機定格ガス消費量[kW]

$a_{inFL0}, a_{inFL1}, a_{inFL2}$  : 定格～部分負荷時の入力補正係数（定数項、一次項、二次項）

$a_{inFL3}, a_{inFL4}, a_{inFL5}$  : 過負荷時の入力補正係数（定数項、一次項）

※対象とする室外機毎に冷房/暖房別に与える