

2021年12月09日

# 液体式太陽熱設備の説明資料解説

(一社) ソーラーシステム振興協会

## 目次

1. 対象機種
    - 1.1 太陽熱を利用した温水機器の種類と給湯接続方式
    - 1.2 開放形太陽熱温水器
    - 1.3 密閉形太陽熱温水器（直圧式）
    - 1.4 ソーラーシステム
    - 1.5 対象機種と給湯接続方式
  2. 集熱器の基本式
    - 2.1 集熱板のエネルギー式
    - 2.2 作動流体のエネルギー式
    - 2.3 集熱器の集熱効率
  3. 集熱配管の基本式
  4. 貯湯部含めたシステム全体の計算式
    - 4.1 貯湯部含めたシステムでの熱収支計算
    - 4.2 太陽熱収集器とシステムでの計算方法の分け方
    - 4.3 式まとめ（パラメータを全体共通に修正）
  5. 貯湯槽計算モデル
    - 5.1 2層境界層移動（差分）モデル
    - 5.2 上下2層間の混合量の考え方
    - 5.3 タンク湯切れの場合のモデル対応
  6. タンク出湯流量および熱量の計算（給湯配管熱損失、循環ポンプ消費電力消費含む）
    - 6.1 作動流体循環流量の計算
    - 6.2 タンク出湯熱量・太陽熱利用量の計算
    - 6.3 給湯配管熱損失を含むタンク出湯熱量・太陽熱利用量の計算
    - 6.4 循環ポンプ消費電力の計算
    - 6.5 配管凍結による出湯制限（太陽熱温水器、直圧式太陽熱温水器）
  7. 計算手順
  8. 実証データとの比較
  9. 現行 Web プログラムの結果との比較
    - 9.1 現行 Web プログラムの結果との比較
    - 9.2 新プログラムによる BEI 値
  10. 評価体制
  11. 記号説明
  12. 参考文献
- 付録

# 1. 対象機種

## 1.1 太陽熱を利用した温水機器の種類と給湯接続方式

下図に太陽熱を利用した温水機器の種類と下流側の蛇口および給湯設備への接続方式を示す。太陽熱を利用した温水機器は、太陽熱温水器とソーラーシステムに大別される。太陽熱温水器はソーラーパネル（太陽熱収集器）の上部に貯湯タンクが直接接続されたもので、外部からの電気エネルギーなどを一切必要としない。一方、ソーラーシステムはソーラーコレクターと貯湯タンク（床上設置）が分離されたシステムで、熱をタンク内の水に伝達するために作動流体として不凍液が一般的に使用され、その搬送には循環ポンプを使用する。したがって、外部からの電気エネルギーの供給を要する。

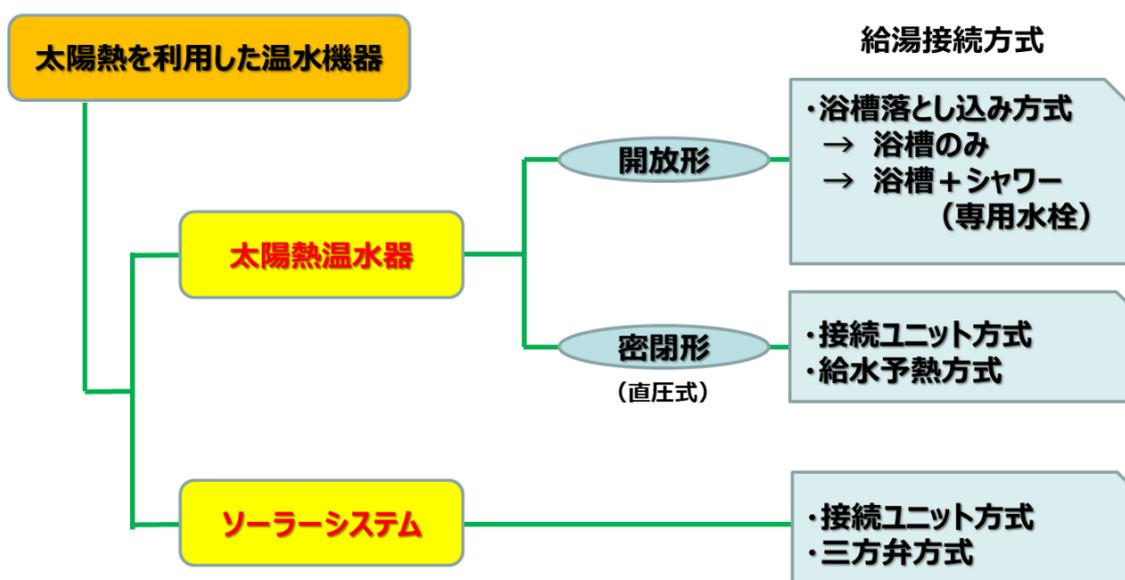


図 1.1 太陽熱を利用した温水機器

## 1.2 開放形太陽熱温水器

開放型太陽熱温水器の写真を図 1.2-1、接続方式含めた模式図を図 1.2-2 に示す。<sup>5)</sup>



図 1.2-1 開放型太陽熱温水器（建築研究所における NEDO 実証実験より）

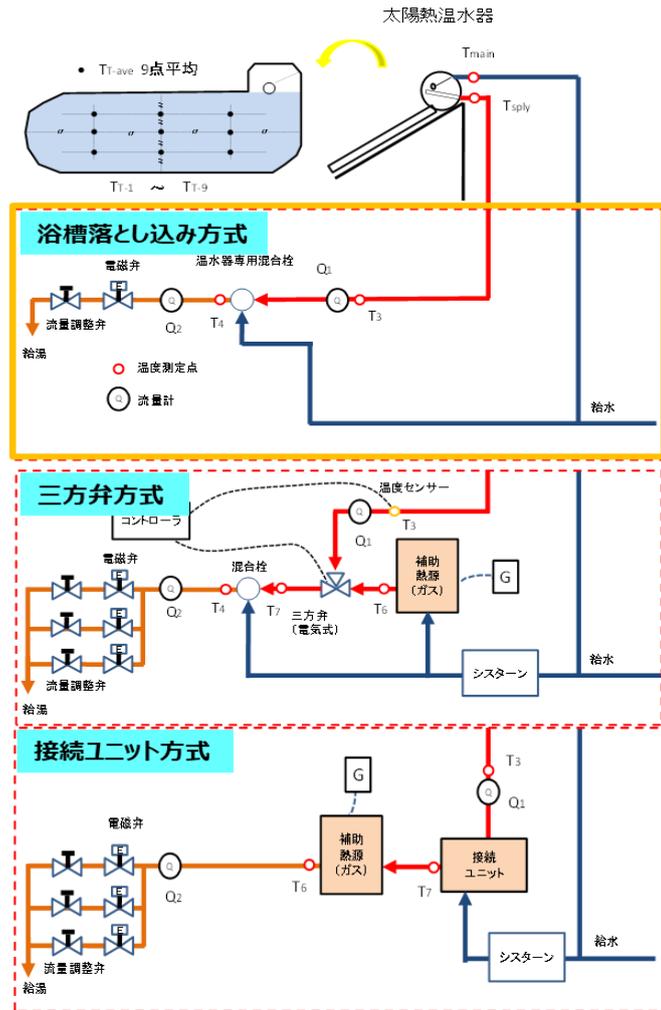


図 1.2-2 接続図

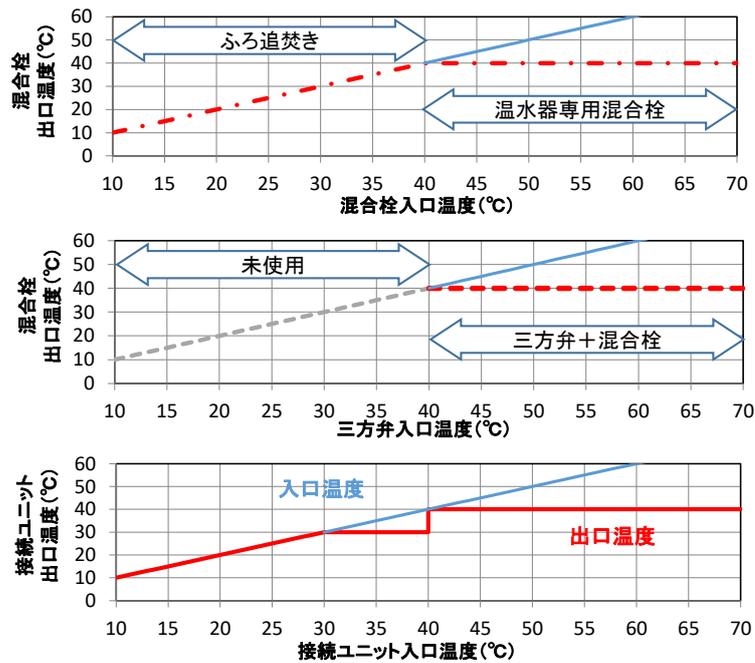


図 1.2-3 太陽熱温水器給湯接続動作

a. 浴槽落とし込み（+1ヶ所給湯）

古くからの使い方で太陽熱温水器から浴槽まで落差により直接給湯する方式であり、夏期は高温給湯となりやけどのおそれがある。また、貯湯部において大気に触れる部分が存在し、クロスコネクションの問題を有する。ただし、太陽熱温水器用混合栓を用いることでクロスコネクションに該当せず温度調整が出来る。

b. 三方弁接続方式

混合栓入口温度を監視し、6L 出湯した時点（屋上タンクから浴室内に到達する流量）で 40℃を超えていれば継続、下回る場合は補助熱源へと切り替える。なお一旦 40℃を下回った場合は以降の出湯は補助熱源側に固定される。従って 40℃以下のお湯は貯湯タンクに残り翌日に持ち越される。

c. 接続ユニット接続方式

接続ユニットと給湯機で通信を行って給湯機を含めてシステムが最適に働くように給湯器入口温度を制御する。接続ユニットに対応する給湯機とともに使用する必要がある。

### 1.3 密閉形太陽熱温水器（直圧式）

密閉型太陽熱温水器(直圧式)の写真を図 1.3-1、接続方式含めた模式図を図 1.3-2 に示す。



図 1.3-1 密閉型太陽熱温水器\_直圧式（建築研究所における NEDO 実証実験より）

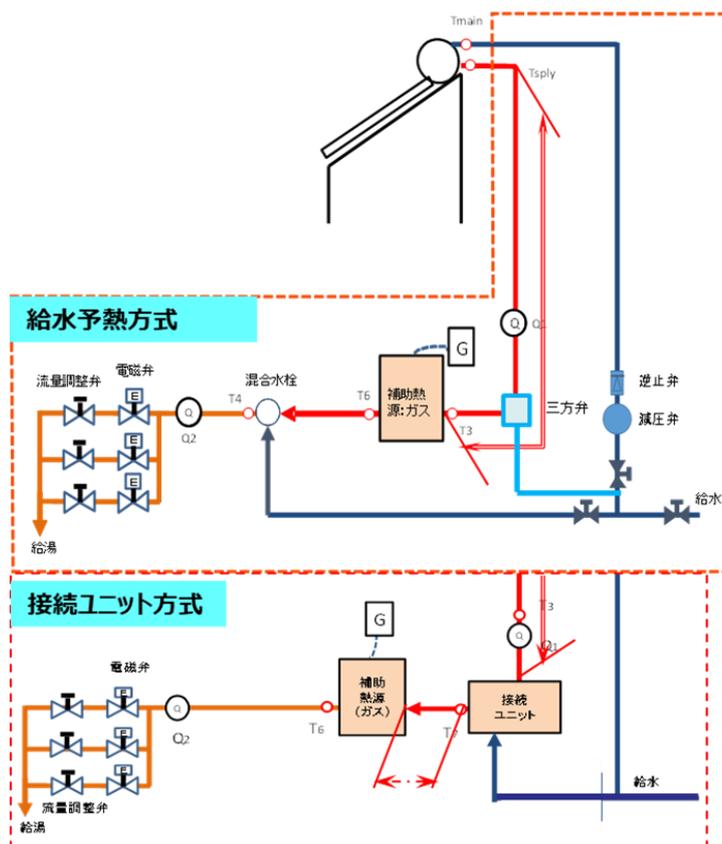


図 1.3-2 接続図

このタイプの温水器は、貯湯部に集熱器からの作動流体と貯湯槽内部の水を熱交換する熱交換器が存在し、水が大気に直接接することがないので、クロスコネクションに該当しない。また、直圧なので、給湯量を確保するために開放形のように屋根から給湯部までの高さを必要としない。

## 1.4 ソーラーシステム

ソーラーシステムの写真を図 1.4-1、接続方式含めた模式図を図 1.4-2 に示す。



図 1.4-1 ソーラーシステム（建築研究所における NEDO 実証実験より）

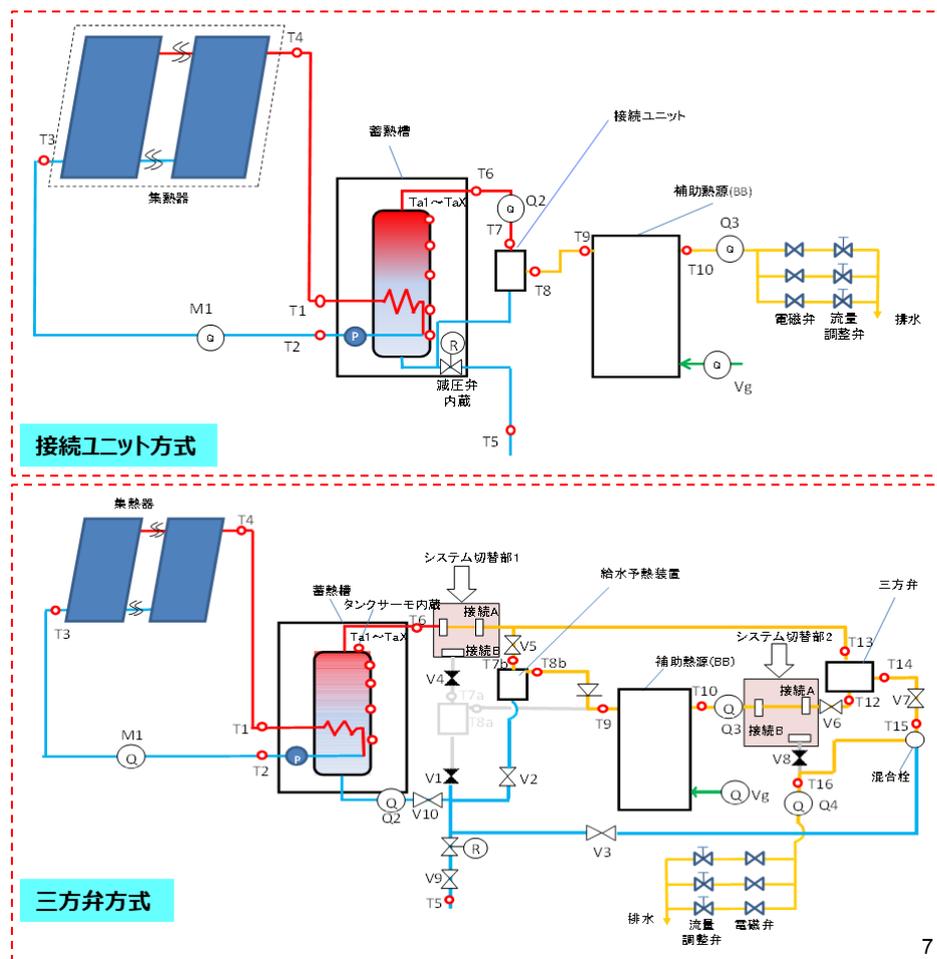


図 1.3-2 接続図

## 1.5 対象機種と給湯接続方式

表 1.5-1 に製品機種、給湯接続方式、出湯箇所に基づき、計算の対象になる組み合わせを示す。接続方式の選定には市場の器具設置率を参考とした。ちなみに、太陽熱温水器の市場での器具設置台数の比率は、表 1.5-2 となる。

表 1.5-1 対象機種と給湯方式<sup>5)</sup>

		給湯接続方式				
		接続ユニット 接続方式	三方弁方式	給水予熱方式	浴槽落とし込みのみ	浴槽落とし込み +シャワー
対応 集熱 方式	太陽熱温水器 (標準)				○	○
	太陽熱温水器 (直圧式)	○		○		
	ソーラーシステム	○	○			
削減 対象 用途	台所水栓	○	○	○		
	浴室シャワー	○	○	○		○
	洗面水栓	○	○	○		
	浴槽水栓湯はり	○	○	○	○	○
	浴槽自動湯はり	○		○		

表 1.5-2 太陽熱温水器の市場での器具設置台数の比率

	落としこみ	給水予熱	ソーラー接続ユニット
5社	83.6%	11.3%	5.2%

## 2. 集熱器の基本式

### 2.1 集熱板のエネルギー式

集熱器を下記のモデル（集熱板の中に伝熱目的の作動流体を流す配管が組み込まれているようなモデル）を検討する。<sup>1)</sup>

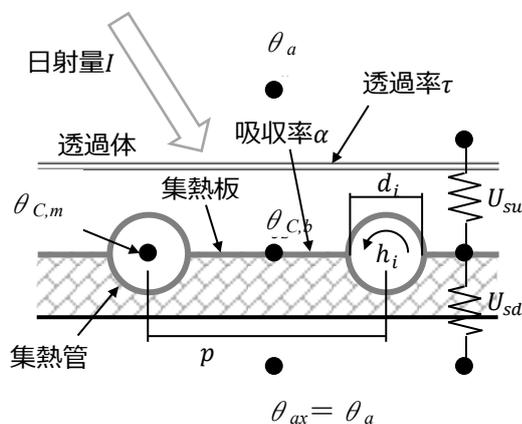


図 2-1 集熱器の計算モデル

#### 集熱板の熱収支の関係（エネルギー保存）

集熱器単位面積（日光照射に対する投影面積）当たりでの熱収支（エネルギー保存式）を考えると、  
 （集熱媒体・作動流体の吸収熱量）＝（集熱板に吸収する熱量）  
 - （集熱板上面への熱損失） - （集熱板下面への熱損失）

$$\begin{aligned}
 q_c &= (\tau\alpha) \cdot I - U_{su} \cdot (\theta_{c,b} - \theta_a) - U_{sd} \cdot (\theta_{c,b} - \theta_{ax}) \\
 &= (\tau\alpha) \cdot I - (U_{su} + U_{sd}) \cdot (\theta_{c,b} - T_a) \quad \because \theta_{ax} = \theta_a \\
 &= (\tau\alpha) \cdot I - U_o \cdot (\theta_{c,b} - \theta_a) \quad \because U_o = (U_{su} + U_{sd})
 \end{aligned} \tag{2.1-1}$$

となる。

ここで仮に、日射と同じエネルギーを周囲外気からのみ伝達できる仮想の周囲温度を $\theta_e$ とすると、

$$q_c = U_o \cdot (\theta_e - \theta_{c,b}) \tag{2.1-2}$$

が成立することになる。さらに、式(2.1-1)=(2.1-2)から、

$$\begin{aligned}
 q_c &= U_o \cdot (\theta_e - \theta_{c,b}) = (\tau\alpha) \cdot I - U_o \cdot (\theta_{c,b} - \theta_a) \\
 (\theta_e - \theta_{c,b}) &= \frac{(\tau\alpha)}{U_o} \cdot I - (\theta_{c,b} - \theta_a) \\
 \theta_e &= \frac{(\tau\alpha)}{U_o} \cdot I + \theta_a
 \end{aligned} \tag{2.1-3}$$

となり、建築工学では $\theta_e$ を相当外気温度と呼び、直射日光の影響を受ける場合の建築材の断熱性能、熱移動量を計算する際に使用する。また、式の構造が、

$$\begin{aligned} \text{(相当外気温度)} &= \text{(照射のうち集熱器に吸収されるエネルギー)} / \text{(外気の熱伝達率)} \\ &+ \text{(外気温度)} \end{aligned}$$

となっており、照射で得たエネルギーを与えるために必要な温度差に外気温度を加えた形となり、物理的に矛盾しない。

また、式(2.1-1)において、作動流体への伝熱が飽和し、集熱板温度が変化しない定常状態になった場合、すなわち、 $q_c=0$ 、の時の集熱器の温度を $\theta_e'$ とすると、

$$\begin{aligned} q_c = 0 &= (\tau\alpha) \cdot I - U_o \cdot (\theta_e' - \theta_a) \\ (\tau\alpha) \cdot I &= U_o \cdot (\theta_e' - \theta_a) \\ \rightarrow \theta_e' &= \frac{(\tau\alpha)}{U_o} \cdot I + \theta_a = \theta_e \end{aligned} \quad (2.1-3')$$

となり、集熱器の到達温度と相当外気温度は一致する。このことは、外気温度を $\theta_e$ とすれば、周囲への熱損失が無視できる=集熱器温度が飽和した、ということから理解できる。

ここで、

- $q_c$  : 集熱器の集熱量[W/m<sup>2</sup>]
- $\tau$  : 透過体日射透過率[-]
- $\alpha$  : 集熱板日射吸収率[-]
- $I$  : 集熱面日射強度 [W/m<sup>2</sup>]
- $U_{su}$  : 集熱板から屋外までの熱貫流率[W/(m<sup>2</sup>·K)]
- $U_{sd}$  : 集熱板から裏面までの熱貫流率[W/(m<sup>2</sup>·K)]
- $\theta_{c,b}$  : 集熱板温度[°C]
- $\theta_a$  : 周囲温度[°C]
- $\theta_{ax}$  : 集熱器裏面温度[°C] (ここでは、周囲温度に等しいとする)
- $\theta_e$  : 集熱器到達温度 (相当外気温度) [°C]
- $U_o$  : 集熱器総合熱損失係数[W/(m<sup>2</sup>·K)]

## 2.2 作動流体のエネルギー式

### 集熱配管の熱収支

集熱器内部の作動流体が流れる配管への熱移動は下記の式による。

$$q_c = h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} \cdot (\theta_{c,b} - \theta_{c,m}) \quad (2.2-1)$$

ここで、

- $h_i$  : 集熱管内の対流熱伝達率[W/(m<sup>2</sup>·K)]
- $d_i$  : 集熱管内径[m]
- $p$  : 集熱管のピッチ[m]
- $\theta_{c,m}$  : 集熱管内温度[°C]式

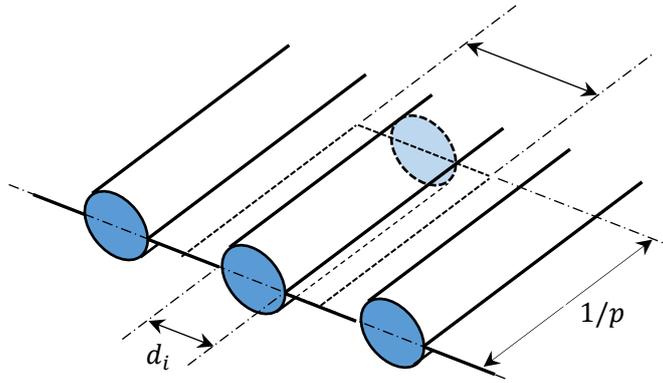


図 2.2 集熱板

図 2.2 を参考に式(2.2-1)の中の $(\pi d_i/p)$ は、集熱器の単位面積(入射光に対する投影面積)における熱吸収流体が流れる配管の表面積を表す (\* 配管単面積当たりではないことに注意が必要)。これは、両側にフィンを持つ配管の集熱器の単位面積あたりの配管長さが  $1/p$  となることから明らかである。

ここで、 $\theta_e$ を用いて、(2.2-1)を表すことを検討する。この場合、まず、集熱板の熱収集量(2.1-2) = 作動流体の熱収集量(2.2-1)とすることで、式を導出する。その結果、次式を得る。

$$q_c = U_c \cdot (\theta_e - \theta_{c,m}) \quad \because \frac{1}{U_c} = \frac{1}{U_o} + \frac{p}{h_i \pi d_i} \quad (2.2-2)$$

式(2.2-2)は熱伝達率(=外気から集熱器への熱伝達率 + 集熱器から作動流体への熱伝達率)×温度差(周囲温度-作動流体温度)の形になっており、熱交換機の伝熱特性を表す式(熱量=総括伝熱係数×温度差)と同様になる。

\* 付録 A : 式 (2.2-2) 導出

**作動流体の温度上昇**

次に、集熱配管内の作動流体の温度上昇を考える。今、配管微小区間の長さを  $dx$  とし、その部分の微小集熱面積を  $dA$  とした時のエネルギー収支の関係を図 2-2 に示す。一般的には、配管長さや温度の関数として表現するが、作動流体が集熱板面積に依存し、その面積が配管長さに比例することから、作動流体を集熱面積の関数として表すこととする。

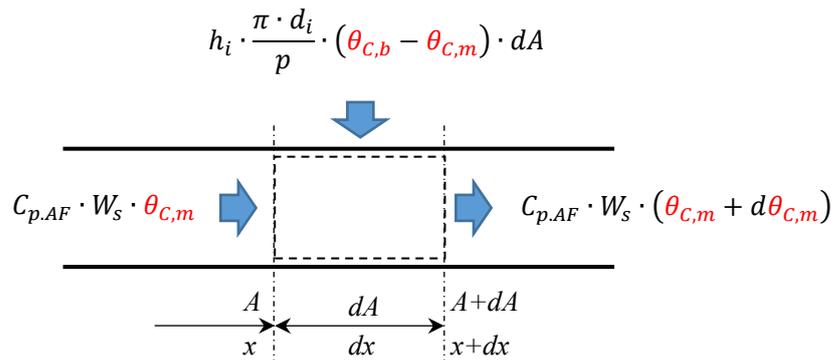


図 2-2 集熱管への熱移動

図 2-2 において、

(微小区間内で作動流体が得た熱量) = (微小区間内で集熱器が作動流体に与えた熱量) であることから、

$$C_{p,AF} \cdot W_s \cdot d\theta_{C,m} = h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} \cdot (\theta_{C,b} - \theta_{C,m}) \cdot dA = U_c \cdot (\theta_e - \theta_{C,m}) \cdot dA$$

$$C_{p,AF} \cdot W_s \cdot \frac{d\theta_{C,m}}{dA} = U_c \cdot (\theta_e - \theta_{C,m}) \quad (2.2-3)$$

の集熱面積 A における一階線形微分方程式が得られる。また、境界条件は以下になる。

$$\begin{cases} \theta_{C,m} = \theta_{C,m,i} & A = 0 \quad (x = 0) \\ \theta_{C,m} = \theta_{C,m,o} & A = A_c \quad (x = L) \end{cases}$$

(2.2-3)式を解くと、

$$\theta_{C,m} = \theta_e + (\theta_{C,m,i} - \theta_e) \cdot \exp\left(-\frac{U_c \cdot A}{C_{p,AF} \cdot W_s}\right) \quad (2.2-4)$$

となり、さらに集熱器出口の作動流体の温度は、

$$\begin{aligned} \theta_{C,m,o} &= \theta_{C,m,i} \cdot \exp\left(-\frac{U_c \cdot A_c}{C_{p,AF} \cdot W_s}\right) + \theta_e \left\{1 - \exp\left(-\frac{U_c \cdot A_c}{C_{p,AF} \cdot W_s}\right)\right\} \\ &= \theta_{C,m,i} + (\theta_e - \theta_{C,m,i}) \cdot \varepsilon_c \end{aligned} \quad (2.2-5)$$

$$\varepsilon_c = 1 - \exp\left(-\frac{U_c \cdot A_c}{C_{p,AF} \cdot W_s}\right) \quad (2.2-6)$$

となり、集熱器全体で作動流体が得る熱量  $Q'_c$  は、

$$\begin{aligned} Q'_c &= A_s \cdot C_{p,AF} \cdot W_s \cdot (\theta_{C,m,o} - \theta_{C,m,i}) \\ &= A_s \cdot C_{p,AF} \cdot W_s \cdot (\theta_{C,m,i} + (\theta_e - \theta_{C,m,i}) \cdot \varepsilon_c - \theta_{C,m,i}) \\ &= A_s \cdot C_{p,AF} \cdot W_s \cdot \varepsilon_c \cdot (\theta_e - \theta_{C,m,i}) \end{aligned} \quad (2.2-7)$$

となり、作動流体の吸収熱量を相当外気温度で表す式となる。

式 (2.2-4)は、相当外気温度を用いた場合の、作動流体の入り口と出口温度を表し、(2.2-6)式は一次遅れの温度上昇を醸し出す項となる。したがって、 $A_c = 0$  or  $W_s = \infty$  の場合は、 $\varepsilon_c = 0$ 、 $\theta_{C,m,o} = \theta_{C,m,i}$  となり、 $A_c = \infty$  or  $W_s = 0$  の場合は、出口温度が相当外気温度 (最終到達温度) になる。式(2.2-6)を集熱器の熱通過有効度と呼ぶ。

ここで、

- $C_{p,AF}$  : 不凍液の定圧比熱[kJ/(kg·K)]
- $W_s$  : 不凍液の流量[kg/h]
- $U_c$  : 集熱器の総合熱貫流率[W/(m<sup>2</sup>·K)]
- $\theta_{C,m,i}$  : 集熱器入口温度[°C]
- $\theta_{C,m,o}$  : 集熱器出口温度[°C]
- $A_s$  : 集熱器総面積[m<sup>2</sup>]
- $\varepsilon_c$  : 集熱器の熱通過有効度[-]

#### \* 付録 B : 式 (2.2-3) の解法

## 2.3 集熱器の集熱効率

集熱効率を定式化する。式(2.1-1)に集熱器の総面積  $A_c$  をかけ、集熱器の全吸収熱量を  $Q_c$  とすると、

$$Q_c = (\tau\alpha) \cdot I \cdot A_c - U_o \cdot (\theta_{c,b} - \theta_a) \cdot A_c \quad \because U_o = (U_{su} + U_{sd})$$

となる。また、実際に作動流体が吸収する熱量は、

$$Q_c' = C_{p,AF} \cdot W_s \cdot (\theta_{c,m,o} - \theta_{c,m,i})$$

として表される。

$Q_c'$  を  $Q_c$  で割った値を the collector heat removal factor (集熱器熱除去因子) と呼び、記号  $F_R$  で表され下記の式となる。

$$F_R = \frac{Q_c'}{Q_c} = \frac{C_{p,AF} \cdot W_s \cdot (\theta_{c,m,o} - \theta_{c,m,i})}{A_c \cdot [(\tau\alpha) \cdot I - U_o \cdot (\theta_{c,m,i} - \theta_a)]} \quad (2.3-1)$$

ただし、この係数は、集熱器が吸収する熱量の最大値 (分母の作動流体温度に流入温度を用いることで、放熱を最小としている) で実際に作動流体が吸収する熱量を割ったものになる。さらに、この係数を用いて、実際の作動流体の熱吸収量を表すと、

$$Q_c' = F_R \cdot A_c \cdot [(\tau\alpha) \cdot I - U_o \cdot (\theta_{c,m,i} - \theta_a)] \quad (2.3-2)$$

となり、この式は Hottel-Whillier-Bliss equation と呼ばれる。<sup>2), 3)</sup>

さらに式(2.3-2)はの集熱媒体温度をその平均で表すと、

$$Q_c' = F_R' \cdot A_c \cdot [(\tau\alpha) \cdot I - U_o \cdot (\overline{\theta_{c,m}} - \theta_a)] \quad (2.3-2')$$

$$\overline{\theta_{c,m}} = (\theta_{c,m,o} + \theta_{c,m,i}) / 2$$

となり、 $F_R'$  を集熱器効率係数または因子 (collector efficiency factor) と呼ぶ。

$F_R'$  と作動流体の入り口温度が既知であれば、式(2.3-2)を用いることで作動流体が吸収する熱量が計算できることになる。

次に、集熱効率と、Hottel-Whillier-Bliss equation とを関連づける。

照射エネルギーと作動流体が吸収したエネルギーの比を集熱効率  $\eta$  とすると、

$$\eta = \frac{\int Q_s' dt}{A \int I dt} \quad (2.3-3)$$

また、単位時間あたりの瞬時集熱効率は、

$$\eta = \frac{Q_s'}{A_c \cdot I} \quad (2.3-4)$$

$$\eta = \frac{F_R' \cdot A_c \cdot [(\tau\alpha) \cdot I - U_o \cdot (\overline{\theta_{C,m}} - \theta_a)]}{A_c \cdot I} = F_R' \tau\alpha - F_R' U_o \frac{(\overline{\theta_{C,m}} - \theta_a)}{I} \quad (2.3-5)$$

ここで、 $F_R', \tau, \alpha, U_o, I$  が定数であると仮定とし、 $(\overline{\theta_{C,m}} - \theta_a)/I = \Delta\theta/I$ を変数とすると、下記の式が成立する。

$$\eta = F_R' \tau\alpha - F_R' U_o \frac{(\overline{\theta_{C,m}} - \theta_a)}{I} = b_0 - b_1 \cdot \frac{\Delta\theta}{I} \quad (2.3-5')$$

$$\therefore F_R' = \frac{b_0}{\tau\alpha} = \frac{b_1}{U_o} \rightarrow \frac{b_0}{b_1} = \frac{\tau\alpha}{U_o}$$

実際に、作動流体の温度を可変して $\Delta\theta$ に対する $\eta$ をプロットすると、図 2-3 のようなグラフが得られる。ただし、正確には、ガラスの性質などに起因し、上に凸の 2 次関数に傾向もある（JISA4112 で定義）。

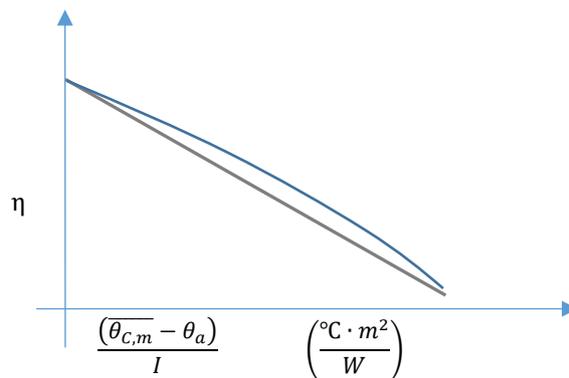


図 2-3 集熱器の特性グラフ

このグラフの切片  $b_0$  は $\Delta\theta=0$ 、すなわち物理的に熱損失がない場合の効率を表し、 $b_1$ は周囲への熱損失の度合いを表し、このことは式(2.3-5')からも明らかである。したがって、 $b_0$  が大きく、 $b_1$  が小さいことは集熱効率が高いことを意味し、 $b_0, b_1$ は集熱器の性能を表す機器固有の特性値となる。このことから、 $b_0$ を集熱器定数、 $b_1$ を集熱器熱損失係数と呼ぶ。

さらに、作動流体への熱移動がなくなる、すなわち、集熱器の熱平衡状態 ( $\eta=0$ ) では、作動流体温度が $\theta_e$  (この温度は式(2.1-3)の相当外気温度と等しい)、になると考えられるので、

$$\eta = 0 = b_0 - b_1 \cdot \frac{(\theta_e - \theta_a)}{I} \rightarrow \theta_e = \frac{b_0}{b_1} \cdot I + \theta_a \quad (2.3-6)$$

となる関係式を得る。したがって、(2.3-6)=式(2.1-2)から、

$$\frac{b_0}{b_1} = \frac{\tau\alpha}{U_o} \quad (2.3-6')$$

となり、式(2.3-5')と同じ関係式を得る。

さらに、式(2.1-3')の $\theta_e$ を式(2.2-2)に代入、温度を平均温度とし、面積を掛けると、

$$Q_c' = A_s \cdot U_c \cdot \left( \frac{(\tau\alpha)}{U_o} \cdot I + \theta_a - \overline{\theta_{C,m}} \right) = F_R' \cdot A_c \cdot [(\tau\alpha) \cdot I - U_o \cdot (\overline{\theta_{C,m}} - \theta_a)]$$

が成立する。上式より

$$F_R' = \frac{U_c}{U_o} = \frac{\frac{1}{\frac{1}{U_o} + \frac{p}{h_i \pi d_i}}}{U_o} = \frac{\frac{1}{U_o}}{\frac{1}{U_o} + \frac{p}{h_i \pi d_i}} = \frac{1}{U_c} \quad (2.3-7)$$

となり、 $F_R'$ の別の表現を得ることができる。すなわち、 $F_R'$ は、作動流体から周囲への熱抵抗( $1/U_c$ )に対する集熱体から周囲への熱抵抗( $1/U_o$ )との比であり、逆に、集熱器と周囲の間の伝熱係数に対する作動流体と周囲との間の伝熱係数（総括伝熱係数）との比になる。また、式(2.3-7)と(2.3-5')より、

$$F_R' = \frac{U_c}{U_o} = \frac{b_1}{U_o} \rightarrow b_1 = U_c \quad (2.3-7')$$

なる関係式が得られる。

したがって、式(2.3-7')より、式(2.2-6)で表される熱通過有効度は、

$$\varepsilon_c = 1 - \exp\left(-\frac{U_c \cdot A_c}{C_{p,AF} \cdot W_s}\right) \rightarrow 1 - \exp\left(-\frac{b_1 \cdot A_c}{C_{p,AF} \cdot W_s}\right) \quad (2.3-8)$$

となり、 $\varepsilon_c$ が集熱器の性能特性値  $b_1$  の関数として計算可能となる。すなわち、図 2-3 に示すような集熱器の特性を実験的に求めてやることで  $b_1$  が求まり、集熱器の周囲への熱損失係数を求めることなく、集熱器の熱通過率、さらに集熱量を求めることが可能になる。

### 3. 集熱配管の基本式

#### 外気への熱損失を考慮した集熱配管での作動流体温度

集熱配管の流れ方向微小配管の熱収支式は式 (3-1) となる。左辺は微小配管の流れ方向の温度変化による熱損失、右辺は微小配管の貫流損失（配管単位長さあたりの熱伝達率）である。

$$C_{p,AF} \cdot W_s \cdot d \theta_{AF} = U_p \cdot (\theta_a - \theta_{AF}) \cdot d x \quad (3-1)$$

ここで、 $\theta_{AF}$ ： 配管内不凍液の温度[°C]

$U_p$ ： 配管の線熱貫流率[W/(m·K)]

$\theta_a$ ： 配管周囲温度（外気温度）[°C]

式 (3-1) を配管内不凍液温度  $\theta_p$  について式(3-2)の条件で定積分すると、集熱配管の出入口温度の関係は式(3-3)となる。

$$\begin{cases} \theta_{AF} = \theta_{AF,i} & x = 0 \\ \theta_{AF} = \theta_{AF,0} & x = L_p \end{cases} \quad (3-2)$$

$$\theta_{AF,0} = (1 - \varepsilon_p) \cdot \theta_{AF,i} + \varepsilon_p \cdot \theta_a = \theta_{AF,i} - (\theta_{AF,i} - \theta_a) \cdot \varepsilon_p \quad (3-3)$$

$$\varepsilon_p = 1 - \exp\left(-\frac{U_p \cdot L_p}{C_{p,AF} \cdot W_s}\right) \quad (3-4)$$

ここで、式(3-4)は集熱器で導出した  $\varepsilon_c$  と同様の物理的意味を持つことから、集熱配管の熱通過有効度と呼ぶこととする。

## 4. 貯湯部含めたシステム全体の計算式

### 4.1 貯湯部含めたシステムでの熱収支計算

貯湯槽を含めた太陽熱収集機およびシステムにおける概略図を図 4.1-1 に示す。今回は、次の章で説明するタンクモデルを考慮し、タンク内部を2層（上部：高温、下部：低温）に分けたモデルとする。さらに、パラメータおよびサフィックスが長く多くなり、理解しづらくなることを回避するため、この章と次章に関しては、別パラメータ（例えば、温度はT、サフィックスは数値1, 2, 3などを使用）を使用。導出された最終的な式において、全体の統一されたパラメータに直すこととする。

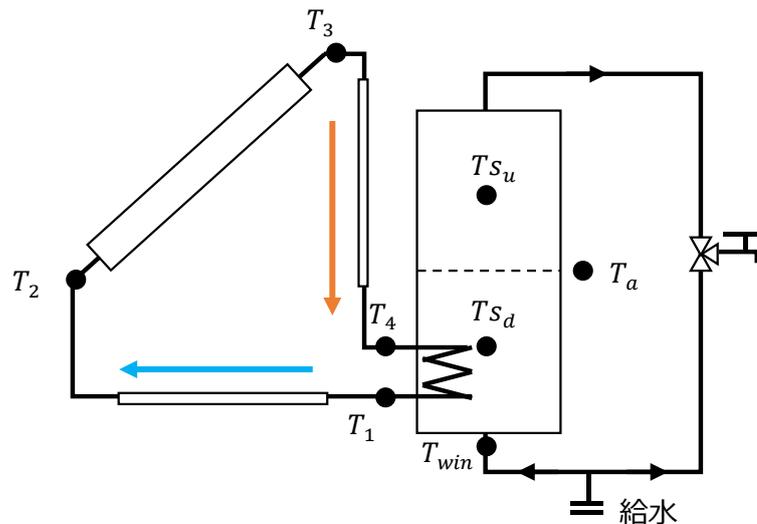


図 4.1-1 貯湯槽含む太陽熱給湯およびシステムの概略図

集熱配管（行き）→集熱器→集熱配管（還り）→内蔵熱交換器

集熱系統の集熱配管行き ( $T_1 \rightarrow T_2$ )、集熱器 ( $T_2 \rightarrow T_3$ )、集熱配管戻り ( $T_3 \rightarrow T_4$ )、内部熱交換器 ( $T_4 \rightarrow T_1$ ) それぞれについて、熱収支を考えると式(4.1-1)-(4.1-4)となる。タンク温度を求めるためには、集熱系統の入口温度  $T_4$  を求める必要があるので、それを導く。

ここで、集熱配管行きと集熱配管戻りに関しては集熱管周囲への熱損失を考慮した式  $\varepsilon_p$ （3. 集熱配管の基本式）を使用。また、集熱器では、熱損失を考慮した集熱器の熱通過有効度  $\varepsilon_c$  および集熱器到達温度  $T_e$  を使用した。

$$\text{集熱配管（行き）} \quad T_2 = (1 - \varepsilon_p) \cdot T_1 + \varepsilon_p \cdot T_a \quad (4.1-1)$$

$$\text{集熱器出} \quad T_3 = (1 - \varepsilon_c) \cdot T_2 + \varepsilon_c \cdot T_e \quad (4.1-2)$$

$$\text{集熱配管（還り）} \quad T_4 = (1 - \varepsilon_p) \cdot T_3 + \varepsilon_p \cdot T_a \quad (4.1-3)$$

$$\text{内蔵熱交換器} \quad Q_{Tc} = \varepsilon_{hx} \cdot c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot (T_{sd} - T_4) = c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot (T_1 - T_4) \quad (4.1-4)$$

ここで、

$Q_{Tc}$  : 有効集熱量（配管熱損失がある場合の単位時間当たり集熱槽に蓄えられる集熱量）[W]

$\varepsilon_{hx}$  : タンク内部熱交換器温度効率[-]

$c_b$  : 作動流体比熱[J/kg]

$\rho_b$  : 作動流体密度 [kg/m<sup>3</sup>]

$W_c$  : 作動流体流量[m<sup>3</sup>/sec]

$T_{sd}$  : 貯湯槽下部温度[°C]

上記の  $Q_c$  は、集熱器から蓄熱槽に至る配管熱損失を含んだ場合の蓄熱槽に蓄えられる集熱量と考えていい。

(4.1-1) ~ (4.1-4) 式を連立し集熱系統入口温度  $T_4$  について解くと (4.1-5) 式が求まる。ここで、 $T_{ce}$  は集熱器有効到達温度と呼ばれるもので、集熱回路に熱損失を含む場合の相当外気温度  $T_e$  に相当するものと考えられる。<sup>4)</sup>

$$T_4 = \beta_0 \cdot T_{sd} + \beta_1 \cdot T_{ce} \quad (4.1-5)$$

$$\beta_0 = \frac{(1 - e_{cp}) \cdot \varepsilon_{hx}}{1 - (1 - e_{cp}) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})} \quad (4.1-6)$$

$$\beta_1 = \frac{e_{cp}}{1 - (1 - e_{cp}) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})} \quad (4.1-7)$$

$$T_{ce} = \frac{(1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c}{e_{cp}} \cdot (T_e - T_a) + T_a \quad (4.1-8)$$

$$e_{cp} = 1 - (1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) \quad (4.1-9)$$

さらに、式(4.1-9)で定義された係数を用いることで、次の関係式が成立する。

$$T_4 = T_1 + (T_{ce} - T_1) \cdot e_{cp} \quad (4.1-10)$$

すなわち、 $e_{cp}$  は、物理的には集熱配管を含む集熱器を対象とし、飽和温度を  $T_{ce}$  とする場合の、熱通過有効度に相当するもので、集熱システムでの集熱器の熱通過有効度と呼ぶこととする。

#### \* 付録 C1 : 式 (4.1-5) 導出

また、タンク内部熱交換器温度効率  $\varepsilon_{hx}$  は、タンク内部の熱交換器の熱伝達率すなわち、熱交換器伝熱係数  $(KA)_x$  と関係し、次の式となる。熱交換機伝熱係数の測定は JISA4113 に測定方法が定められている。

$$\varepsilon_{hx} = 1 - \exp\left(-\frac{(KA)_x}{\rho_b \cdot W_c \cdot c_b}\right) \quad (4.1-11)$$

#### \* 付録 C2 : 式 (4.1-11) 導出

## 4.2 太陽熱収集器とシステムでの計算方法の分け方

評価対象とする太陽熱給湯システムは、集熱部の区分に応じて表 4-1 に示す 3 種類あるが、各パラメータの設定方法を変えることで共通の熱量計算法として利用可能である。

表 4-1 集熱部の区分

	太陽熱温水器（通常）	太陽熱温水器（直圧式）	ソーラーシステム
集熱量計算法	集熱特性値（ $b_0, b_1$ ）から相当外気温度を計算し、 相当外気温度との熱交換器として集熱量を計算		
循環流量	日射量の 1 次関数。 $W_g = C_a \cdot I$		傾斜面日射量 $I \geq 150$ で 型式ごとに固定の流量
集熱配管 （集熱部－貯湯部）	なし		片道 20m 固定
加熱方式	直接集熱	間接集熱（内蔵熱交換器）	間接集熱（内蔵熱交換器）
給湯配管 （貯湯部－補助熱源）	13m		なし

表 4-1 に示すように、例えば、太陽熱温水器の場合の作動流体の流量は太陽熱収集機の試験より得られた係数  $C_a$  を用いて、太陽照射エネルギーに比例した流量を計算し、ソーラーシステムの場合は、循環ポンプに依存した流量の値を代入する。各配管の長さは、熱通過有効度（式（3-4））や後の章で出てくる熱損失計算のパラメータになっており、方式によって代入する長さを変える必要がある。

また、太陽熱温水器の場合は、集熱配管による熱損失がない、また、タンク内部の熱交換器がないことから、

$$\varepsilon_p = 0 \quad \varepsilon_{hx} = 1$$

となる。したがって、式(4.1-1)から(4.1-9)は、

$$\text{集熱配管（往き）} \quad T_2 = T_1 \quad (4.2-1)$$

$$\text{集熱器出} \quad T_3 = (1 - \varepsilon_c) \cdot T_2 + \varepsilon_c \cdot T_e \quad (4.2-2)$$

$$\text{集熱配管（還り）} \quad T_4 = T_3 \quad (4.2-3)$$

$$\text{内蔵熱交換器} \quad Q_{Tc} = c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot (T_{sd} - T_4) = c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot (T_1 - T_4) \quad (4.2-4)$$

$$T_4 = \beta_0 \cdot T_{sd} + \beta_1 \cdot T_{ce} = (1 - \varepsilon_c) \cdot T_{sd} + \varepsilon_c \cdot T_e = T_{sd} + \varepsilon_c \cdot (T_e - T_{sd}) \quad (4.2-5)$$

$$\therefore \beta_0 = \frac{(1 - e_{cp}) \cdot \varepsilon_{hx}}{1 - (1 - e_{cp}) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})} = \frac{(1 - \varepsilon_c) \cdot 1}{1 - (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - 1)} = 1 - \varepsilon_c \quad (4.2-6)$$

$$\therefore \beta_1 = \frac{e_{cp}}{1 - (1 - e_{cp}) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})} = \frac{\varepsilon_c}{1 - (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - 1)} = \varepsilon_c \quad (4.2-7)$$

$$\therefore T_{ce} = \frac{(1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c}{e_{cp}} \cdot (T_e - T_a) + T_a = \frac{(1 - 0) \cdot \varepsilon_c}{\varepsilon_c} \cdot (T_e - T_a) + T_a = T_e \quad (4.2-8)$$

$$\therefore e_{cp} = 1 - (1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) = 1 - (1 - 0)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) = \varepsilon_c \quad (4.2-9)$$

と表される。

### 4.3 式まとめ（パラメータを全体共通に修正）

以上、本章で最終的に得られた式のパラメータを全体共通パラメータに変換する。

#### 変換パラメータ

$$T_1 \rightarrow \theta_{cout}$$

$$T_2 \rightarrow \theta_{C,m,i}$$

$$T_3 \rightarrow \theta_{C,m,o}$$

$$T_4 \rightarrow \theta_{cin}$$

$$T_{Su} \rightarrow \theta_{Su}$$

$$T_{Sud} \rightarrow \theta_{Sd}$$

$$T_a \rightarrow \theta_a$$

$$T_{ce} \rightarrow \theta_{ce}$$

$$\text{集熱配管（行き）} \quad \theta_{C,m,i} = (1 - \varepsilon_p) \cdot \theta_{T,m,o} + \varepsilon_p \cdot \theta_a \quad (4.1-1')$$

$$\text{集熱器出} \quad \theta_{C,m,o} = (1 - \varepsilon_c) \cdot \theta_{C,m,i} + \varepsilon_c \cdot \theta_e \quad (4.1-2')$$

$$\text{集熱配管（還り）} \quad \theta_{T,m,i} = (1 - \varepsilon_p) \cdot \theta_{C,m,o} + \varepsilon_p \cdot \theta_a \quad (4.1-3')$$

$$\text{内蔵熱交換器} \quad Q_{TC} = \varepsilon_{hx} \cdot c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot (T_{sd} - \theta_{T,m,i}) = c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot (\theta_{T,m,o} - \theta_{T,m,i}) \quad (4.1-4')$$

$$\theta_{T,m,i} = \beta_0 \cdot T_{St,d} + \beta_1 \cdot \theta_{ce} \quad (4.1-5')$$

$$\beta_0 = \frac{(1 - e_{cp}) \cdot \varepsilon_{hx}}{1 - (1 - e_{cp}) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})} \quad (4.1-6')$$

$$\beta_1 = \frac{e_{cp}}{1 - (1 - e_{cp}) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})} \quad (4.1-7')$$

$$\theta_{ce} = \frac{(1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c}{e_{cp}} \cdot (\theta_e - \theta_a) + \theta_a \quad (4.1-8')$$

$$e_{cp} = 1 - (1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) \quad (4.1-9')$$

## 5. 貯湯槽計算モデル

### 5.1 2層境界層移動（差分）モデル

#### 5.1.1 出湯の基本的な概念

本計算法は、貯湯槽を仮想的に上下2層に分割するモデルである。出湯時には下層からの給水によるピストンフローを想定し、上下の境界層が移動するモデルとする。このとき、実際の出湯時にはピストンフローとはならないことから、上下層の混合損失を見込む。一方、集熱時には完全混合になると仮定し、攪拌量を疑似的に $\infty$ とする。

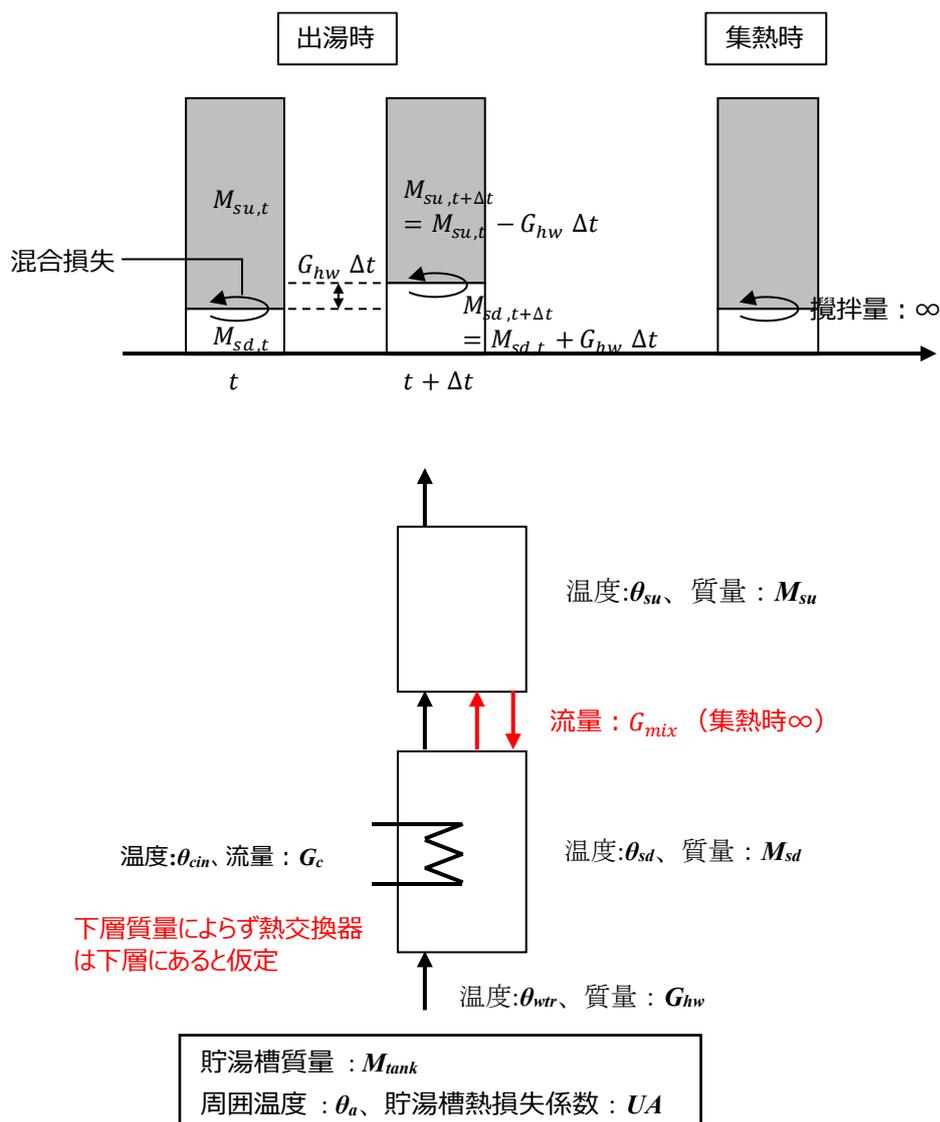


図 5.1-1 境界層移動モデルの概要

### 5.1.2 2層における熱収支計算

次に上下層の物質収支、熱収支を示す。

#### 貯湯槽上部の物質収支

$$\frac{d M_{su}}{d t} = -G_{hw} + G_{mix} - G_{mix} = -G_{hw} \quad (5.1-1)$$

ここ  $M_{su}$  : 上層側の槽内水質量[kg]

で、

$G_{hw}$  : 出湯量[kg/s]

$t$  : 時間[s]

$G_{mix}$  : 上下層の仮想混合流量[kg/s]

#### 貯湯槽下部の物質収支

$$\frac{d M_{sd}}{d t} = G_{hw} + G_{mix} - G_{mix} = G_{hw} \quad (5.1-2)$$

ここ  $M_{sd}$  : 下層側の槽内水質量[kg]

で、

#### 貯湯槽質量の制約条件

$$M_{sd} + M_{su} = M_{tank} = const \quad (5.1-3)$$

$$r = \frac{M_{sd}}{M_{tank}} \quad (5.1-4)$$

ここ  $M_{tank}$  : 槽内水質量[kg]

で、

$r$  : 下層質量比率[-]

#### 貯湯槽上部の熱収支

$$c_w \frac{d (M_{su} \theta_{su})}{d t} = (1 - r) UA (\theta_a - \theta_{su}) + c_w G_{mix} (\theta_{sd} - \theta_{su}) - c_w G_{hw} T \theta_{su} \quad (5.1-5)$$

ここ  $c_w$  : 水の比熱[J/(kg·K)]

で、

$\theta_{su}$  : 上層水温[°C]

$UA$  : 貯湯槽の熱損失係数[W/K]

$\theta_a$  : 貯湯槽の周囲温度[°C]

$\theta_{sd}$  : 下層水温[°C]

#### 貯湯槽下部の熱収支

$$c_w \frac{d (M_{sd} \theta_{sd})}{d t} = r UA (\theta_a - \theta_{sd}) + c_w G_{mix} (\theta_{su} - \theta_{sd}) + c_w G_{hw} \theta_{wtr} + c_b G_c \varepsilon_{hx} (\theta_{cin} - \theta_{sd}) \quad (5.1-6)$$

ここ	$\theta_{win}$ :	給水温度[°C]
で、		
	$c_b$ :	集熱媒体の比熱[J/(kg·K)]
	$G_c$ :	集熱媒体の流量[kg/s]
	$\varepsilon_{hx}$ :	内蔵熱交換器の温度効率[-]
	$\theta_{cin}$ :	集熱系統の入口温度[°C]

### 集熱系統の温度関係式

下記の $\theta_{cin}$ は、(4.1-5) 式で導いた貯湯槽入口の作動流体温度である。

$$\theta_{cin} = \beta_0 \theta_{sd} + \beta_1 \theta_{ce} \quad (5.1-7)$$

ここで、 $\beta_0, \beta_1$  : 集熱器特性値、集熱配管長などで決定する係数  
 $\theta_{ce}$  : 集熱系統有効到達温度[°C]

### 5.2.3 微分方程式の離散化

(5.1-1) から (5.1-2) 式の時間微分項を後退差分で離散化する。

#### 貯湯槽上部の物質収支

$$M_{su} = M_{su}^* - G_{hw} \Delta t \quad (5.1-8)$$

ここで、 $M_{su}^*$  : 前時刻の上層側の槽内水質量[kg]  
 $\Delta t$  : 計算時間間隔[s]

#### 貯湯槽下部の物質収支

$$M_{sd} = M_{sd}^* + G_{hw} \Delta t \quad (5.1-9)$$

ここで、 $M_{sd}^*$  : 前時刻の下層側の槽内水質量[kg]

#### 貯湯槽上部の熱収支

$$c_w \frac{M_{su} \theta_{su} - M_{su}^* \theta_{su}^*}{\Delta t} = (1-r) UA (\theta_a - \theta_{su}) + c_w G_{mix} (\theta_{sd} - \theta_{su}) - c_w G_{hw} \theta_{su} \quad (5.1-10)$$

ここで、 $\theta_{su}^*$  : 前時刻の上層水温[°C]

#### 貯湯槽下部の熱収支

$$c_w \frac{M_{sd} \theta_{sd} - M_{sd}^* \theta_{sd}^*}{\Delta t} = r UA (\theta_a - \theta_{sd}) + c_w G_{mix} (\theta_{su} - \theta_{sd}) + c_w G_{hw} \theta_{wtr} + c_b G_c \varepsilon_{hx} [(\beta_0 \theta_{sd} + \beta_1 \theta_{ce}) - \theta_{sd}] \quad (5.1-11)$$

ここで、 $\theta_{sd}^*$  : 前時刻の下層水温[°C]

### 5.2.3 2層におけるタンク温度計算式

(5.1-8) 、 (5.1-9) 式を (5.1-10) 、 (5.1-11) 式に代入すると、未知数 $\theta_{su}$ 、 $\theta_{sd}$ についての連立方程式はとなり、その方程式を解くと上下槽のタンク温度は、それぞれ式(5.1-13)、(5.1-14)となる。

$$\begin{aligned} a_{11} \cdot \theta_{su} + a_{12} \theta_{sd} &= b_1 \\ a_{21} \cdot \theta_{su} + a_{22} \theta_{sd} &= b_2 \end{aligned} \quad (5.1-12)$$

$$a_{11} = \left\{ \frac{c_w \cdot M_{su}}{\Delta t} + (1-r) UA + c_w G_{mix} + c_w G_{hw} \right\}$$

$$a_{12} = -c_w G_{mix}$$

$$a_{21} = -c_w G_{mix}$$

$$a_{22} = \frac{c_w}{\Delta t} M_{sd} + r UA + c_w G_{mix} + c_b G_c \varepsilon_{hx} (1 - \beta_0)$$

$$b_1 = \frac{c_w}{\Delta t} \cdot M_{su}^* \theta_{su}^* + (1-r) UA \theta_a$$

$$b_2 = \frac{c_w}{\Delta t} M_{sd}^* \theta_{sd}^* + r UA (\theta_a) + c_b G_c \varepsilon_{hx} \beta_1 \theta_{ce} + c_w G_{hw} \theta_{wtr}$$

$$\theta_{su} = \frac{1}{det} (a_{22} b_1 - a_{12} b_2) \quad (5.1-13)$$

$$\theta_{sd} = \frac{1}{det} (-a_{21} b_1 + a_{11} b_2) \quad (5.1-14)$$

$$det = a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}$$

\* 上記説明してきた、タンクのモデルは、太陽熱温水器とシステム両方にそれぞれ適応可能とする。その際、太陽熱制約条件を下記とする。

$G_{hw} \leq \frac{M_{su}}{\Delta t}$	出湯量は上層側の槽内水質量以下とする
$G_c > 0$ and $G_c^* == 0$ ↓ $M_{su}^* = 0, M_{sd}^* = M_{tank}$	集熱開始時に前時刻の上層側の槽内水質量、前時刻の下層側の槽内水質量をリセットする

## 5.2 上下2層間の混合量の考え方

本章で紹介した二つのモデルに含まれる混合量  $W_{mix}$  は、蓄熱タンクの特徴値である有効出湯効率により下記に定義する。この定義の妥当性（実証実験、温度成層の厚みとの関係など）については、**付録 E** を参照。

$$W_{mix} = \frac{1}{\Delta t} \left( 1 - \frac{\eta}{100} \right) V_{tank} \quad (5.2-1)$$

ここで、

$$\eta : \text{有効出湯効率 (\%)} = \frac{T_{h2} - T_W}{T_{h1} - T_W} \times 100$$

$T_W$  : 給水温度 (°C)

$T_{h1}$  : 初期平均給水温度 (°C)

$T_{h2}$  : 出湯後温水温度 (°C)

$W_{mix}$  : 1秒あたりの混合流量 [m<sup>3</sup>/sec]

$V_{tank}$  : 貯湯槽容量 [m<sup>3</sup>]

$\Delta t$  : 時間 3600 [sec]

また、式(5.2-1)の適用は、給湯によるタンク内部流体移動があった場合であり、給湯しない場合は、熱伝導のみによる温度成層の成長となり、この場合、 $W_{mix}$ の5%以下に見積もられ、実証実験の結果からも立証できる(付録Eの(3)参照)。したがって、非給湯時の混合流量を下記とする。

$$W_{mix,0} = 0.05 * W_{mix} = \frac{0.05}{\Delta t} \left(1 - \frac{\eta}{100}\right) V_{tank} \quad (5.2-2)$$

### 5.3 タンク湯切れの場合のモデル対応

2層境界層移動モデルの場合、上部タンク湯量が0になった時点でモデルは終了し、その後の計算は基本的に不可能になる。そこで、湯切れした場合の対応を検討する。

湯切れした場合のモデル修正の模式図を図5.3-1に示す。湯切れになる場合とは、言い換えると蓄熱槽給湯可能流量 < 給湯要求流量 となることであり、その際のモデル修正手順を下記に示す。

- 1) タンク上部全量をタンク出湯流量とする。
- 2) 現時点のタンク上部(容積) = 一つ前時間のタンク下部(容積\*)  
現時点でのタンク下部(容積) = 一つ時間前のタンク上部(容積\*)、とする。
- 3) 現時点のタンク上部(温度) = 一つ前時間のタンク下部(温度\*)  
現時点でのタンク下部(温度) = 入水温度、とする。
- 4) 2)、3)状態から、上下槽の混合と周囲への熱損失を計算し、上下槽の現時点での温度を計算数する。

こうすることで、湯切れ前後でのエネルギー収支と物質収支の関係は継続して成立する。

上記のプロセスで計算する場合の数式の変更を表5.3-1にまとめ、タンク温度計算時に使用する係数の変更箇所をその下に示す。

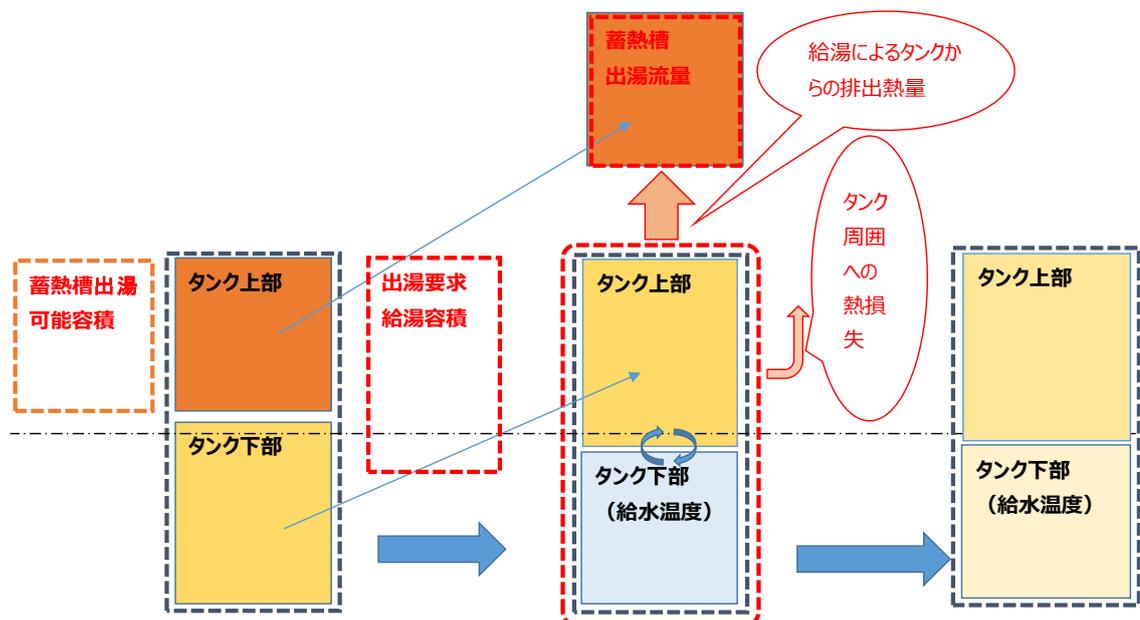


図 5.3-1 湯切れ時の修正モデル

表 5.3-1

		一つ時間前	Verual	現時点
熱量	出湯		$c_w M_{su}^* (\theta_{su}^* - \theta_{wtr})$	←
	上部	$c_w M_{su}^* (\theta_{su}^* - \theta_{wtr})$	$c_w M_{sd}^* (\theta_{sd}^* - \theta_{wtr})$	$c_w M_{sd}^* (\theta_{su} - \theta_{wtr})$
	下部	$c_w M_{sd}^* (\theta_{sd}^* - \theta_{wtr})$	$c_w M_{su}^* (\theta_{wtr} - \theta_{wtr})$	$c_w M_{su}^* (\theta_{sd} - \theta_{wtr})$
	混合			$c_w G_{mix} (\theta_{su} - \theta_{sd})$
	損失			$[(1-r)\theta_{su} + r\theta_{sd}] - \theta_a] UA$
重量	上部	$M_{su}^*$	$M_{su}^* = M_{sd}^*$	$M_{su}$
	下部	$\theta_{su}^*$	$\theta_{su}^* = \theta_{sd}^*$	$\theta_{su}$
温度	上部	$M_{sd}^*$	$M_{sd}^* = M_{su}^*$	$M_{sd}$
	下部	$\theta_{sd}^*$	$\theta_{sd}^* = \theta_{wtr}$	$\theta_{sd}$

タンク温度計算に使用する係数の変更

$$\begin{aligned}
 a_{11} &= \left\{ \frac{c_w M_{su}}{\Delta t} + (1-r)UA + c_w G_{mix} + \cancel{c_w G_{tw}} \right\} \\
 a_{12} &= -c_w G_{mix} \\
 a_{21} &= -c_w G_{mix} \\
 a_{22} &= \left\{ \frac{c_w M_{sd}}{\Delta t} + rUA + c_w G_{mix} + c_b G_c \varepsilon_{hx} (1 - \beta_0) \right\} \\
 b_1 &= \frac{c_w}{\Delta t} \cdot M_{sd}^* \theta_{sd}^* + (1-r)UA \cdot \theta_a \\
 b_2 &= \frac{c_w}{\Delta t} \cdot M_{su}^* \theta_{wtr} + rUA \cdot \theta_a + c_b G_c \varepsilon_{hx} \beta_1 \theta_{ce} + \cancel{c_w G_{tw} T_{win}}
 \end{aligned}$$

## 6. 出湯計算のためのその他の計算式

### 6.1 作動流体循環流量の計算式

作動流体の循環流量  $W_s$  および係数  $C_a$  は、ソ振協自主基準 SS-TS011 により、下記の式で計算する。  
太陽熱温水器の場合は、

$$W_s = C_a \cdot I \tag{6.1-1}$$

ソーラーシステムの場合は、

$$\begin{aligned}
 &\text{集熱面日射強度 } I \geq 150 \text{ (W/m}^2\text{)} \text{ ならば} \\
 W_s &= W_{s,std} \\
 &\text{そうでなければ} \\
 W_s &= 0 \\
 &\text{とする。}
 \end{aligned}
 \tag{6.1-2}$$

## 6.2 給湯配管熱損失を含むタンク出湯熱量・太陽熱利用量の計算式

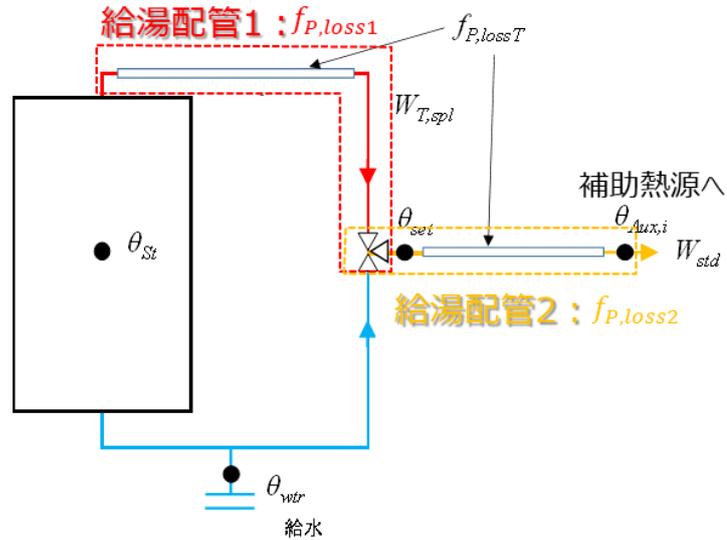


図 6.1-1 出湯配管の概略図

給湯は断続出湯となり、給湯配管損失は配管の蓄熱負荷（給湯後、給湯配管に残された湯が次の給湯までに熱を損失する）に大きく影響される。そのため、3.で述べたような定常状態を想定した配管熱損失モデルでは誤差が大きくなる可能性があるため、新たに熱損失の影響を検討する必要がある。図 6.1-1 に示すように、貯湯槽から出た湯は、太陽熱温水器の場合は水と混合され適温に調整された後にカランに、システムの場合は給湯器に供給されるとする。この場合、混合までの区間と混合後の区間でそれぞれ周囲に熱が損失する。今、給湯配管熱損失率  $f_{P,loss1}$ 、給湯配管全熱損失率  $f_{P,lossT}$  を (6.2-1) (6.2-4) 式で定義する。この場合、便宜上、熱損失がある場合とない場合での単位時間当たりの作動流体のエンタルピー（入水からの温度上昇で計算）をベースとした。

### 水混合までの給湯配管

(熱損失) = (タンク出湯エンタルピー) - (水混合後の出湯エンタルピー)  
 $= (\rho \cdot C_p \cdot W_{T,spl} \cdot (\theta_{st} - \theta_{wtr})) - (\rho \cdot C_p \cdot W_{std} \cdot (\theta_{set} - \theta_{wtr}))$   
したがって、熱損失率  $f_{P,loss1} = (\text{熱損失}) / (\text{タンク出湯エンタルピー})$  とすれば、

$$f_{P,loss1} = 1 - \frac{\rho \cdot C_p \cdot W_{std} \cdot (\theta_{set} - \theta_{wtr})}{\rho \cdot C_p \cdot W_{T,spl} \cdot (\theta_{st} - \theta_{wtr})} = 1 - \frac{W_{std} \cdot (\theta_{set} - \theta_{wtr})}{W_{T,spl} \cdot (\theta_{st} - \theta_{wtr})} \quad (6.2-1)$$

となる。

従って、タンク出湯流量  $W_{T,spl}$  は

$$W_{T,spl} = \frac{\theta_{set} - \theta_{wtr}}{(1 - f_{P,loss1}) \cdot (\theta_{st} - \theta_{wtr})} W_{std} \quad (6.2-2)$$

同様に

$$f_{P,loss2} = 1 - \frac{\rho \cdot C_p \cdot W_{std} \cdot (\theta_{Aux,i} - \theta_{wtr})}{\rho \cdot C_p \cdot W_{std} \cdot (\theta_{set} - \theta_{wtr})} = 1 - \frac{\theta_{Aux,i} - \theta_{wtr}}{\theta_{set} - \theta_{wtr}} \quad (6.2-3)$$

$$f_{P,lossT} = 1 - \frac{\rho \cdot C_p \cdot W_{std} \cdot (\theta_{Aux,i} - \theta_{wtr})}{\rho \cdot C_p \cdot W_{T,spl} \cdot (\theta_{st} - \theta_{wtr})} = 1 - \frac{W_{std} \cdot (\theta_{Aux,i} - \theta_{wtr})}{W_{T,spl} \cdot (\theta_{st} - \theta_{wtr})} \quad (6.2-4)$$

$$W_{T,spl} = \frac{\theta_{Aux,i} - \theta_{wtr}}{(1 - f_{P,lossT}) \cdot (\theta_{st} - \theta_{wtr})} W_{std} \quad (6.2-4')$$

と定義できる。

タンク出湯熱量  $Q_{T,spl}$  は、

$$Q_{T,spl} = \rho \cdot C_p \cdot W_{T,spl} (\theta_{st} - \theta_{wtr}) \quad (6.2-5)$$

となる。また、太陽熱利用量  $Q_{SC}$  は

$$Q_{SC} = \rho \cdot C_p \cdot W_{std} (\theta_{Aux,i} - \theta_{wtr}) \quad (6.2-6)$$

と表せるので、式(6.3-4')、(6.3-5)、(6.3-6) より、

$$Q_{SC} = Q_{T,spl} \cdot (1 - f_{P,lossT}) \quad (6.2-7)$$

と表せる。上記が、給湯配管の熱損失を含む実際の太陽熱利用熱量となり、損失がない場合の熱量に損失要因  $(1 - f_{P,lossT})$  をかけたものになる。

ここで、あえて上記の配管熱損失を含めた太陽熱利用量を  $L_{sun}$  を（補正集熱量）、また、補助熱源利用熱量を  $Q_{AUX}=L''$ （太陽熱補正負荷）とすると、

補正集熱量  $L_{sun}$ （太陽熱利用量  $Q_{SC}$ ）は

$$L_{sun} = Q_{SC} = Q_{T,spl} \cdot (1 - f_{P,lossT}) \quad (6.2-7)$$

となる。

さらに、実際の使用状況を考えると、19時（または20時）の浴槽湯張り（大量出湯）時は断続出湯と違い配管の蓄熱負荷による損失の比率は低下し、3.で述べたような定常状態を想定した配管熱損失モデルに近づく。したがって、ここでは基準量を閾値とし給湯配管熱損失率  $f_{P,loss1}$ 、給湯配管全熱損失率  $f_{P,lossT}$  を切り替えることにする。この場合の切り替え条件は、1時間当たりの浴槽湯張り時における基準出湯量  $W_{b,d,t}$  (L/h)が

$$W_{std} \cong W_{b,d,t} > 150 \quad (6.2-9)$$

とする。

また、給湯配管全熱損失率  $f_{P,lossT}$  は上記のように、19時の大量流量とその他の時間で異なり、図6-2.2に示す関係になる。この図は、タンク出口でのタンク出湯熱量とバックアップ給湯器入り口の熱量、太陽熱利用熱量との関係を表すものであり、その傾きを1から差し引いたものがその損失の平均を示し、落とし込み大0.032、それ以外では0.062となる。このように、タンク出湯熱量および太陽熱利用熱量の計算の際に使用する場合は損失率を式(6.2-9)の条件式に従って切り分ける。

ここで、実証実験データは各社複数の器具および給湯配管長さを使用した場合のものであることから、損失率は、各温水器の種類、接続方式における平均の給湯配管長さの平均での値とする。給湯配管の平均仕様と損失率を表6.2-1に示す。

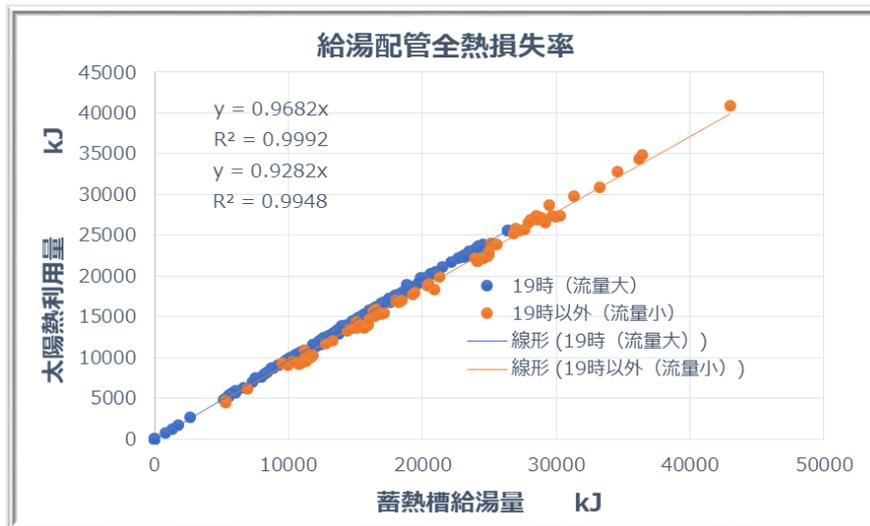


図 6.2-2 給湯配管全損失率

表 6.2-1 給湯配管の平均仕様と損失率

基準 寸法	配管仕様	給湯接続方式											
		浴槽落とし込み		浴槽落とし込み		給水予熱		接続ユニット		三方弁方式			
		給湯配管1 (上)	給湯配管1 (下)	給湯配管1 (上)	給湯配管1 (下)	給湯配管1	給湯配管2	給湯配管1	給湯配管2	給湯配管1	給湯配管2		
太陽熱温水器 (標準)	標準配管長 (m)	13.0	0.0	13.0	0.0	-	-	-	-	-	-	-	-
	配管長(m)	16.5	2.5	16.5	2.5	-	-	-	-	-	-	-	-
	配管径	13A	15A	13A	15A	-	-	-	-	-	-	-	-
	断熱材	PE管	t10	PE管	t10	-	-	-	-	-	-	-	-
	太陽熱温水器 (直圧)	標準配管長 (m)	-	-	-	-	13.0	13.0	1.2	-	-	-	-
		配管長(m)	-	-	-	-	14.0	14.0	2.3	-	-	-	-
		配管径	-	-	-	-	13A	13A	15A	-	-	-	-
		断熱材	-	-	-	-	PE管	PE管	t10	-	-	-	-
	ソーラーシステム	標準配管長 (m)	-	-	-	-	-	1.2	1.2	2.4	-	-	-
		配管長(m)	-	-	-	-	-	1.8	3.0	3.1	-	-	-
		配管径	-	-	-	-	-	20A	20A	20A	-	-	-
		断熱材	-	-	-	-	-	t10	t10	t10	-	-	-
熱 損 失 率	出湯流量(L/h)	$f_{P,loss1}$	$f_{P,lossT}$	$f_{P,loss1}$	$f_{P,lossT}$	$f_{P,loss1}$	$f_{P,lossT}$	$f_{P,loss1}$	$f_{P,lossT}$	$f_{P,loss1}$	$f_{P,lossT}$	$f_{P,loss1}$	$f_{P,lossT}$
	太陽熱温水器 (標準)	流量小 $\leq 150$	-	-	0.073	0.073	-	-	-	-	-	-	-
		流量大 $> 150$	0.035	0.035	0.035	0.035	-	-	-	-	-	-	-
	太陽熱温水器 (直圧)	流量小 $\leq 150$	-	-	-	-	0.187	0.187	0.159	0.187	-	-	-
		流量大 $> 150$	-	-	-	-	0.064	0.064	0.054	0.064	-	-	-
	ソーラーシステム	流量小 $\leq 150$	-	-	-	-	-	-	0.023	0.077	0.038	0.038	-
		流量大 $> 150$	-	-	-	-	-	-	0.014	0.049	0.024	0.024	-

\* 給湯配管 1 : タク⇒接続部材、 給湯配管 2 : 接続部材⇒熱源

\* 給湯配管 1 (上) : 屋根配管、給湯配管 1 (下) : 地上配管

さらに、設計段階で、配管長さの設定は基本的にお行われず、プログラムの入力情報としても入力できないため、今回は配管径と断熱状態のみを規定することとした。したがって、表を 6.2.1 の損失率を標準配管長さと比較して比例計算した。最終的な損失率および配管仕様の表を 6.2.2 に示す。ここで、 $f_{P,loss1}$  と  $f_{P,lossT}$  が同じ値の部分は配管仕様に示すように給湯配管が 1 のみである。

表 6.2.2

		給湯接続方式										
		浴槽落とし込み		浴槽落とし込み		給水予熱		接続ユニット		三方弁方式		
		配管仕様(標準)	給湯配管1	給湯配管1	給湯配管1	給湯配管1	給湯配管1	給湯配管2	給湯配管1	給湯配管1	給湯配管1	
基準 寸法	太陽熱温水器 (標準)	配管長(m)	13.0	13.0	-	-	-	-	-	-	-	
		配管径	13A	13A	-	-	-	-	-	-	-	
		断熱材	PE管	PE管	-	-	-	-	-	-	-	
	太陽熱温水器 (直圧)	配管長(m)	-	-	13.0	13.0	1.2	1.2	1.2	-	-	
		配管径	-	-	13A	13A	15A	15A	15A	-	-	
	ソーラーシステム	配管長(m)	-	-	-	-	1.2	1.2	1.2	2.4	2.4	
配管径		-	-	-	-	20A	20A	20A	20A	20A		
断熱材		-	-	-	-	t10	t10	t10	t10	t10		
熱 損 失 率	太陽熱温水器 (標準)	出湯流量(L/h)	$f_{p,loss1}$	$f_{p,lossT}$								
		流量小 $\leq 150$	-	-	0.050	0.050	-	-	-	-	-	-
	流量大 $> 150$	0.024	0.024	0.024	0.024	-	-	-	-	-	-	
	太陽熱温水器 (直圧)	流量小 $\leq 150$	-	-	-	-	0.187	0.187	0.159	0.174	-	-
		流量大 $> 150$	-	-	-	-	0.064	0.064	0.054	0.059	-	-
	ソーラーシステム	流量小 $\leq 150$	-	-	-	-	-	-	0.020	0.040	0.013	0.027
流量大 $> 150$		-	-	-	-	-	-	0.013	0.025	0.009	0.017	

### 6.3 タンク出湯熱量・太陽熱利用量の計算式

タンク上部温度 $\theta_{st,u}$ により、下記のようにタンク出湯流量を計算する。太陽熱温水器およびシステム両者共通。

$\theta_{stu} \geq 40$  のとき タンク出湯流量  $W_{T,spl}$  は

$$W_{T,spl} = \frac{40 - \theta_{wtr}}{(1 - f_{p,loss1}) \cdot (\theta_{st} - \theta_{wtr})} W_{std} \quad (6.3-1)$$

さらに、

$$W_{T,spl} > W_{std}$$

の場合は、

$$W_{T,spl} = W_{std}$$

とする。

$\theta_{stu} < 40$  のとき

$$W_{T,spl} = W_{std} \quad (\text{システムでは給湯器での予熱利用}) \quad (6.3-2)$$

$$W_{T,spl} = 0 \quad (\text{温水器})$$

タンク出湯熱量  $Q_{T,spl}$  は

$$Q_{T,spl} = (\theta_{stu} - \theta_{wtr}) \cdot W_{T,spl} \cdot C_p \cdot \rho \quad (6.3-3)$$

とする。

また、出湯熱量(給湯負荷)  $Q_{LD}$  は、

$$Q_{LD} = (40 - \theta_{wtr}) \cdot W_{std} \cdot C_p \cdot \rho \quad (6.2-4)$$

で表される。

ここで、出湯熱量  $Q_{LD}$  と 太陽熱利用量  $Q_{SC}$  との関係が、

$$Q_{SC} > Q_{LD}$$

の場合は、

$$Q_{SC} = Q_{LD}$$

とする。

## 6.4 循環ポンプ消費電力の計算

ソーラーシステムの循環ポンプ消費電力は以下の a, b の二つに分類される。

### a. 差温制御方式

貯湯槽集熱量  $Q_T > 0$  のとき 1 時間あたりの循環ポンプの消費電力量  $E_{E,ss,cp,d,t}$  (kWh/h)は

$$E_{E,ss,cp,d,t} = E_c \times 10^{-3} \quad (6.4-1)$$

貯湯槽集熱量  $Q_T = 0$  のとき

$$E_{E,ss,cp,d,t} = 0 \quad (6.4-3)$$

### b. 戻り温度制御方式

貯湯槽集熱量  $Q_T > 0$  のとき 1 時間あたりの循環ポンプの消費電力量  $E_{E,ss,cp,d,t}$  (kWh/h)は

$$E_{E,ss,cp,d,t} = E_c \times 10^{-3} \quad (6.4-4)$$

貯湯槽集熱量  $Q_T = 0$ 、**集熱面日射強度  $I > 0$**  のとき、

$$E_{E,ss,cp,d,t} = E_{hj} \times 10^{-3} \quad (6.4-5)$$

また、太陽熱温水器、直圧式太陽熱温水器の計算は、常に式(6.4-3)となる。

## 6.5 配管凍結による出湯制限 (太陽熱温水器、直圧式太陽熱温水器)

冬期において外気温度が低い場合に屋上からの給湯配管が凍結し出湯できない条件が発生するので、以下の式により出湯熱量計算にて制限を行う。

時間平均太陽熱外気温度  $\theta_{ex,s,6h.ave} < \text{SWH}$  を使用できる外気温度の下限温度  $\theta_{ex,lwlim.swh}$  となる時は

$$Q_{T,spl} = 0 \quad (6.5-1)$$

とする

ここで

$$\theta_{ex,s,6h.ave} = \sum_{i=0}^5 \theta_{a,h-5+i} / 6 \quad (6.5-2)$$

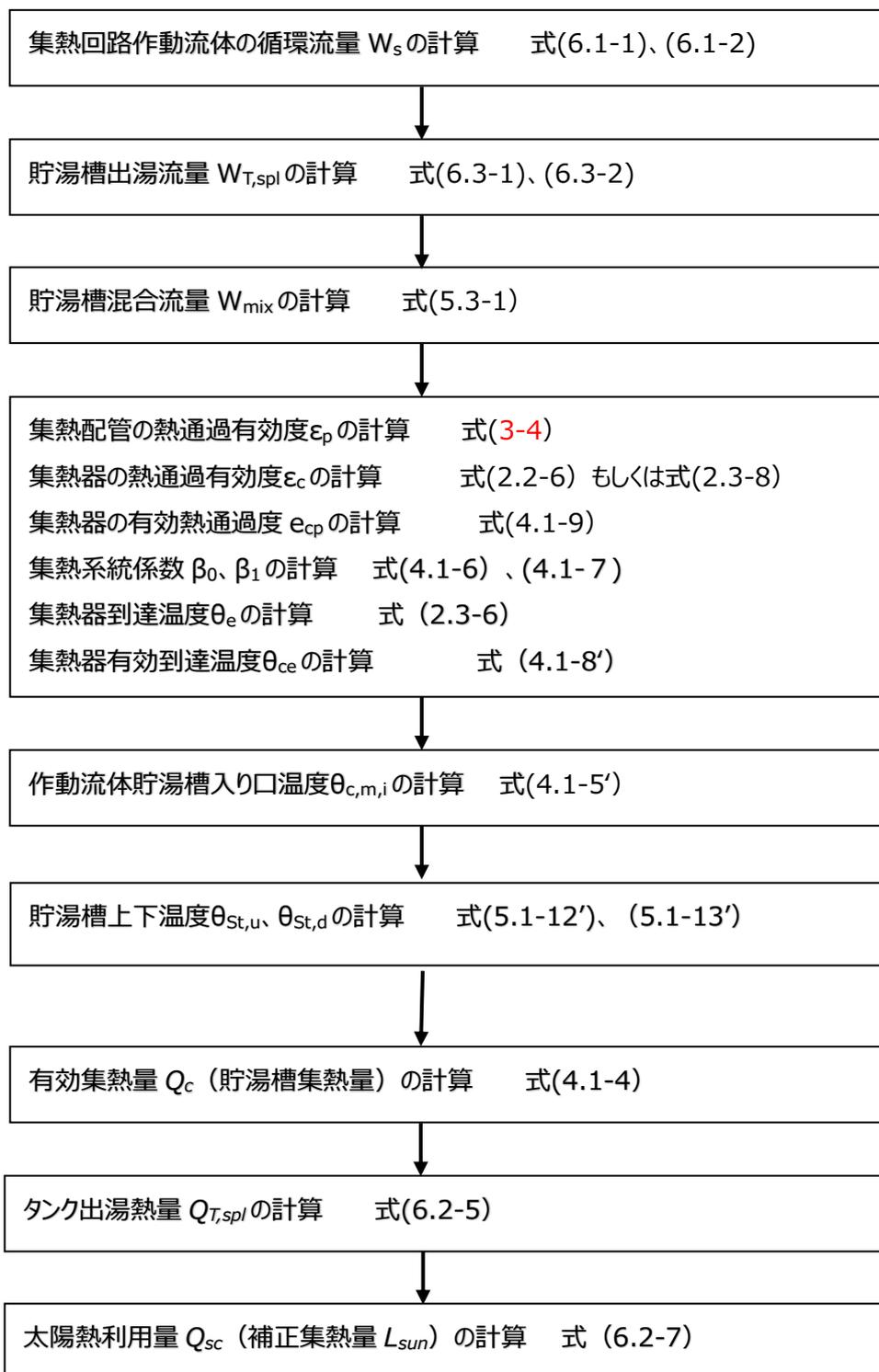
$\theta_{a,h}$  : 時刻  $h$  における周囲温度 (°C)

SWH を使用できる外気温度の下限温度  $\theta_{ex,lwlim.swh} = -0.5$  とする

また、直圧式の給水予熱では、屋根配管凍結時には、図 1.3-2 接続図に示すように、給湯器上流にマニュアル式の切換え 3 方弁を設置することになっており、それを切り替えることで給湯器が使用不可になることは無い。ただし、計算上の切換えのタイミングは一日の朝 6:00 出湯時とし、その時凍結の場合は、給湯器に切り替えて太陽熱を終日利用しないこととする。

## 7. 計算手順

全体の計算手順をフローチャートを用いて下記に表す。



## 8. 実証実験データとの比較

実証実験データとの相関、すなわち、計算結果と実証実験データとを比較することにより、計算の精度を求める。Web 計算の性格上、実験結果を正とする場合、その結果を超えるような良い値を割り出すことはふさわしくない。

以下、ソーラーシステム、太陽熱温水器の順に実験値と計算値との比較を行い、計算手法の妥当性を示す。

### ソーラーシステム

図 8.1 から 8.4 に集熱器集熱量、蓄熱槽集熱量、タンク出湯熱量、太陽熱利用量における実証実験データと計算結果の相関を示す。また、表 8.1 と 8.2 に通年（2017-2018）での各性能パラメータにおける実験結果との比較を示す。

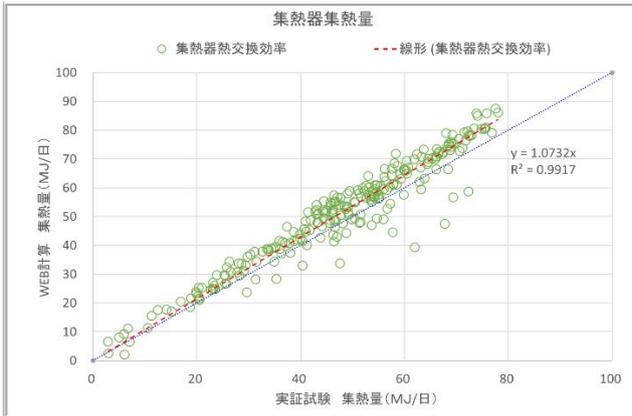


図 8.1 集熱器集熱量

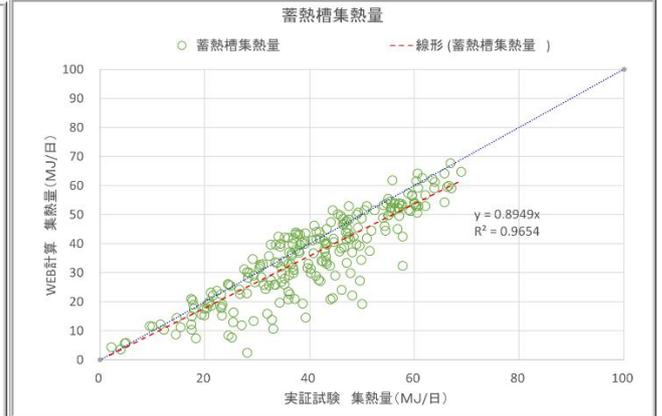


図 8.2 蓄熱槽集熱量

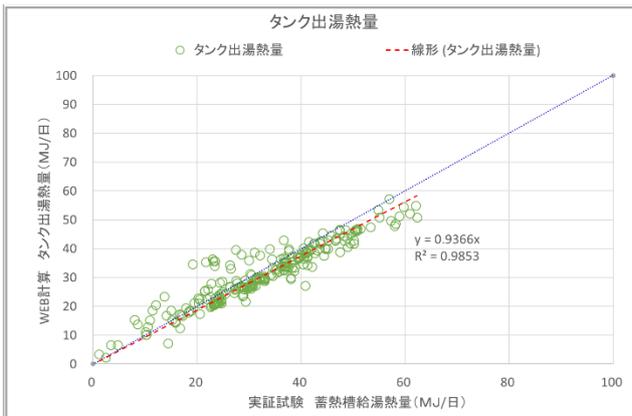


図 8.3 タンク出湯熱量

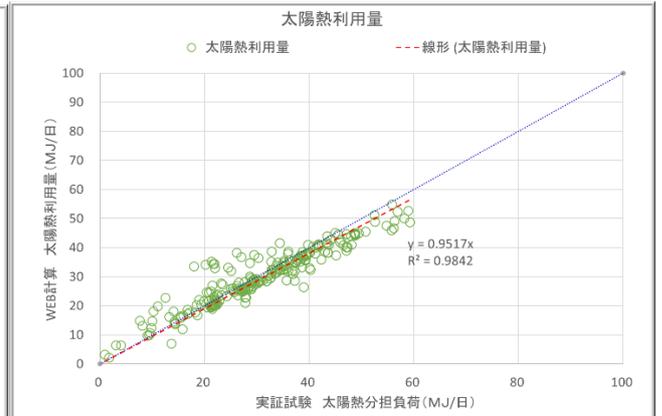


図 8.4 太陽熱利用量

実証試験とWEB計算の比較

	■ 実証試験	■ 新計算
熱量 (MJ/日)		
受熱面日射量	112.8	112.8
集熱器集熱量	47.7	51.5
蓄熱槽集熱量	39.6	35.1
タンク出湯熱量	32.6	31.1
太陽熱利用量	30.8	30.0
集熱ポンプ消費電力 (一次エネ)	3.9	4.5

表 8.1 年間比較 (各熱量)

実証試験とWEB計算の比較

	■ 実証試験	■ 新計算
効率・依存率		
集熱器集熱効率	42.3%	45.6%
蓄熱槽集熱効率	35.1%	31.1%
太陽熱依存率	78.7%	74.4%
システム効率 (タンク出湯熱量)	28.9%	27.6%
システム効率	27.3%	26.6%

表 8.2 年間比較 (各効率)

これらの図と表から、ばらつきはある程度存在するが、最終的に一次エネルギー消費量に使用される熱量、太陽熱利用熱量の実験値に対する傾きは約 95%となり、100%超えない範囲で実験値に近い値を示しており、計算モデルとしての要件を満たしていると言える。

さらに、季節ごとに上記の結果をまとめると、以下の結果となる。

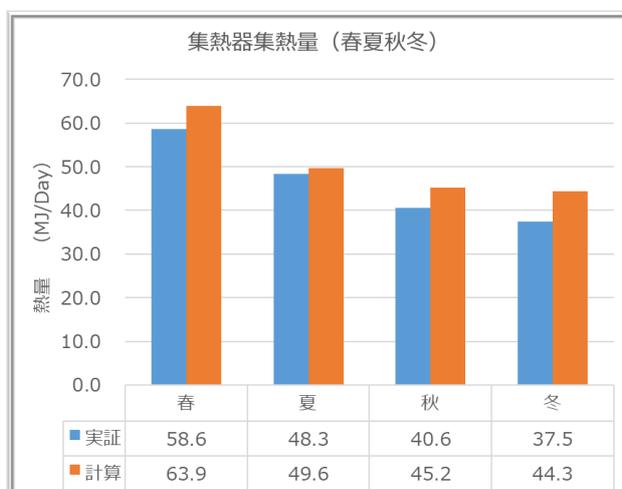


図 8.4 集熱器集熱量

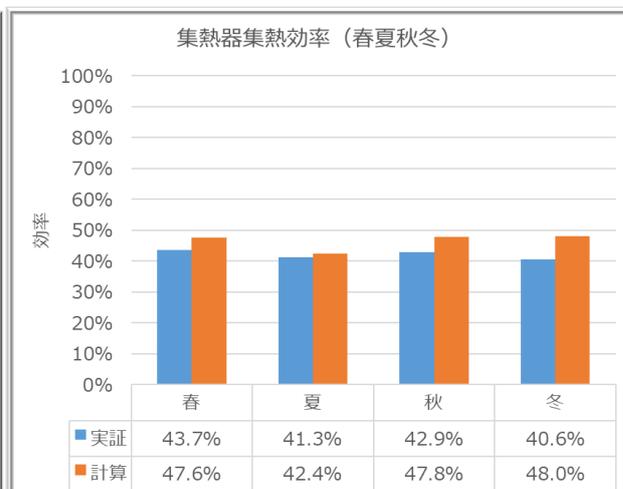


図 8.6 集熱器集熱効率

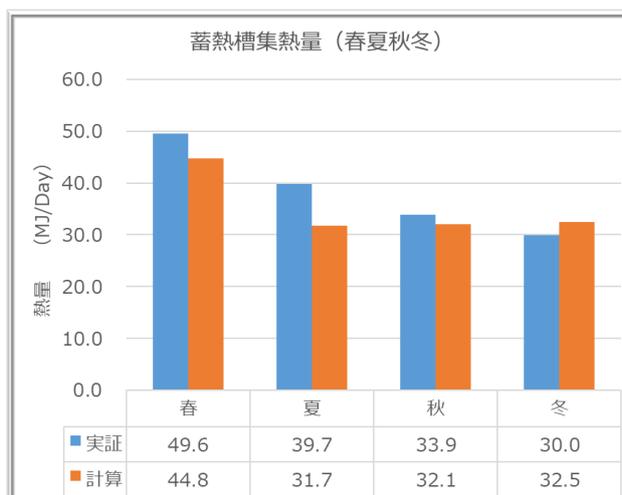


図 8.7 蓄熱槽集熱量

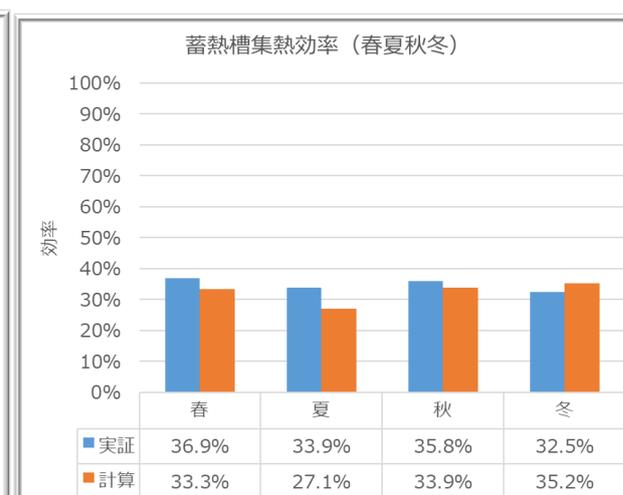


図 8.8 蓄熱槽集熱効率

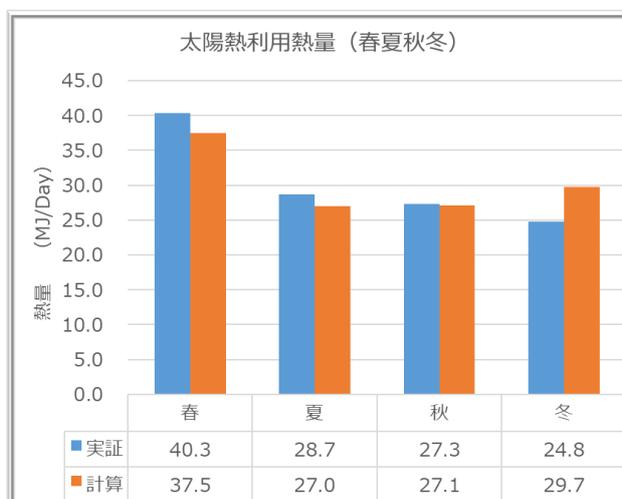


図 8.9 太陽熱利用熱量

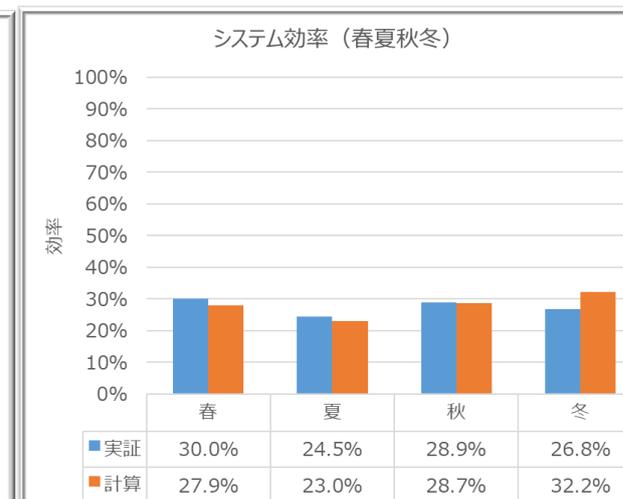


図 8.10 システム効率

夏と中間期における太陽熱利用量およびシステム効率、計算値が下回り、冬季のみ計算値が実証データを上回る結果となる。この違いは、伝熱関連の係数（放熱の熱伝達率など）などを常温での実験値を用い、その値を固定値として使用していることが原因と予想される。例えば、配管、タンクの自然対流熱伝達率は、周囲温度と壁面温度の差に比例する関数となるが、冬季における実際の値は、常温（20℃）で測定した値から大きくなることが考えられる（付録 F 参照）。冬季も計算値の値を実験値よりも低い値に抑えることは、3次元シミュレーションによる数値計算を行う必要があり、Web 上での短時間計算プログラムには適当ではない。簡易な計算、論理構成上正しく、実際よりも低い値を見積もることを要求される Web 計算手法として、今回の結果は太陽熱利用熱量に関して実際の値よりも 5% 低い値となっており、妥当であると思われる。

### 太陽熱温水器

下記に太陽熱温水器におけるある機種における実証実験殿相関、実際の利用熱量に関するデータを示す。結果は、ソーラーシステムと同様の結果となり、太陽熱温水器においても同計算手法が適当であることを示す。

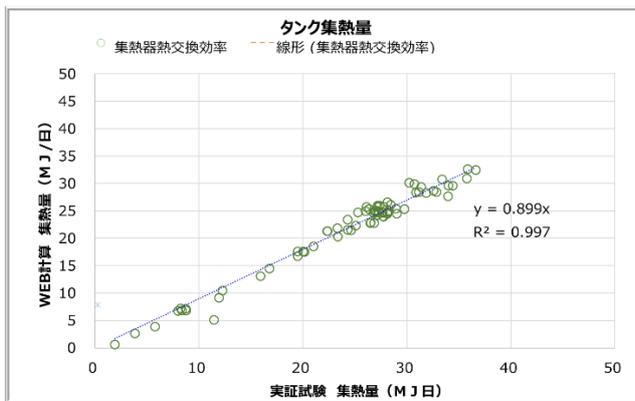


図 8.11 タンク集熱量

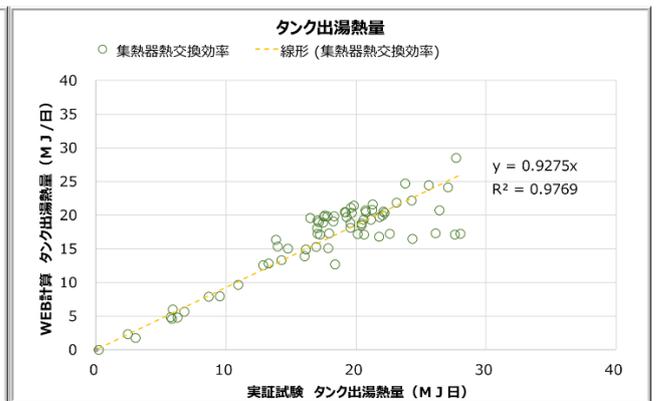


図 8.12 タンク出湯熱量

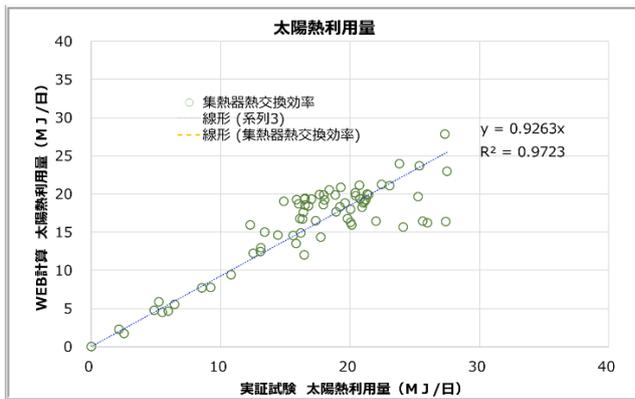


図 8.13 太陽熱利用量

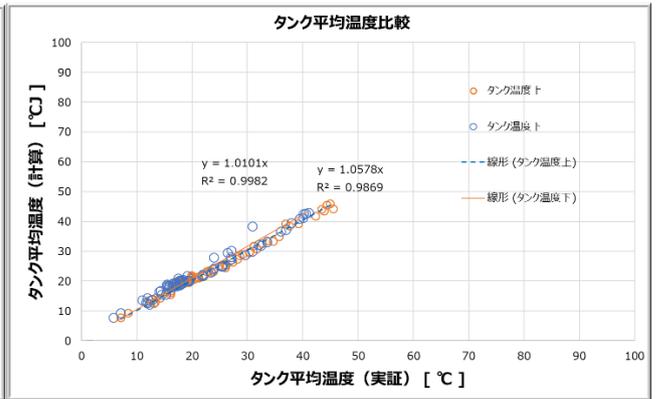


図 8.14 タンク平均温度比較

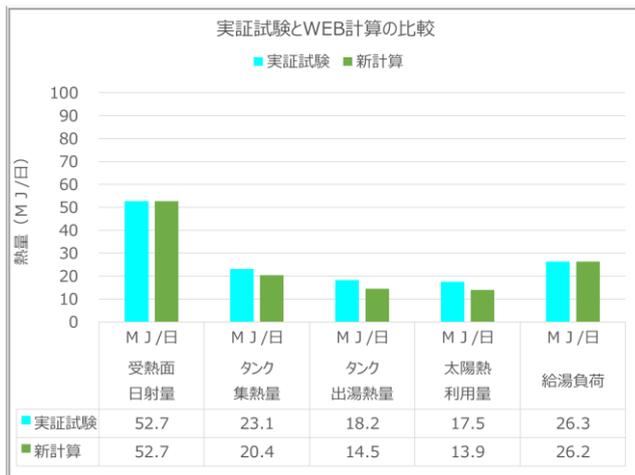


表 8.3 年間比較 (各熱量)

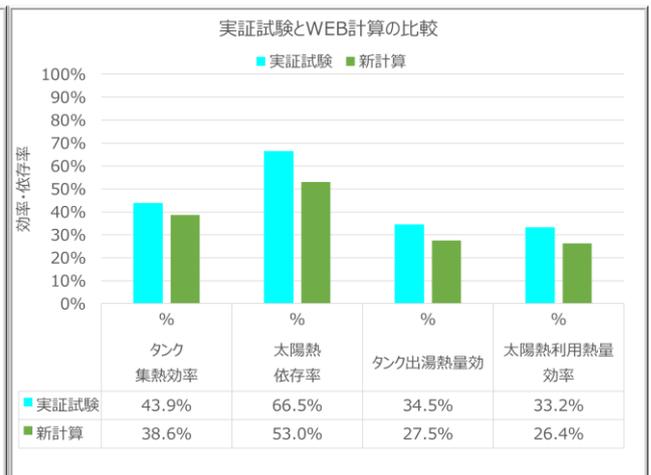


表 8.4 年間比較 (各効率)

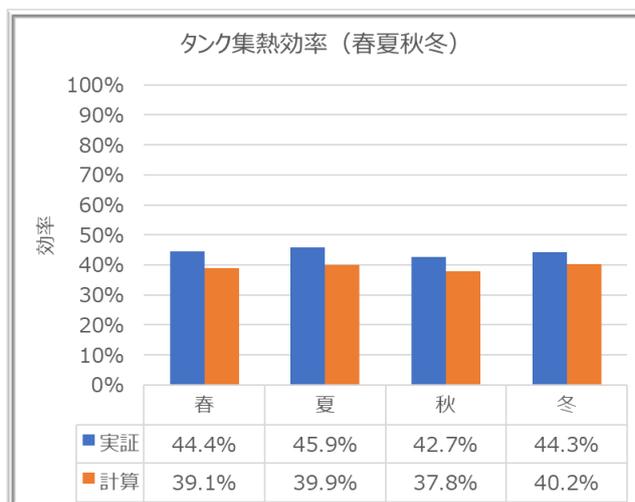


図 8.15 タンク集熱効率

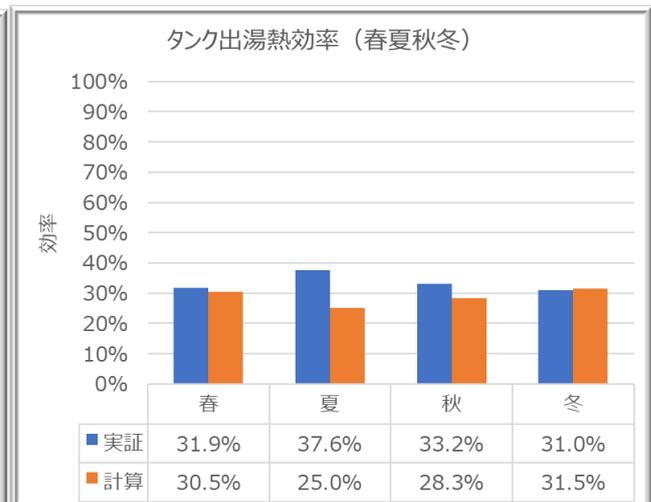


図 8.16 タンク出湯熱量効率

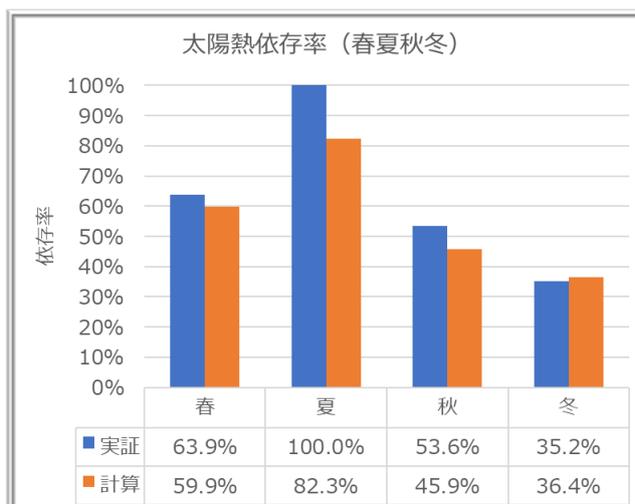


図 8.17 太陽熱依存率

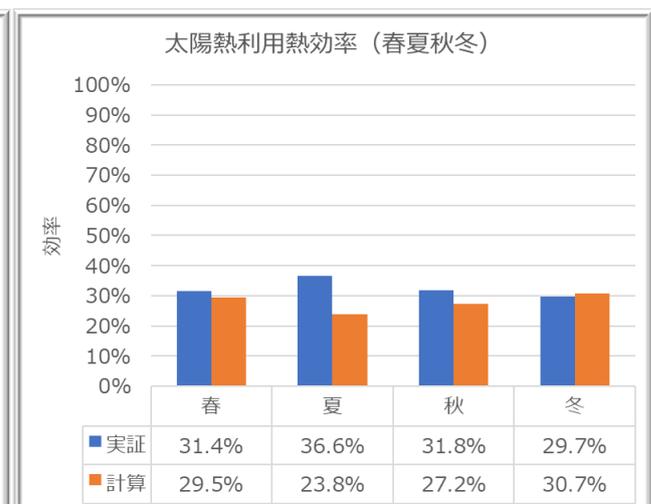


図 8.18 太陽熱利用熱量効率

## 実証実験 DATA と計算との相関まとめ

ソーラーシステム 2 機種、太陽熱温水器 3 機種での太陽熱利用量における実験値と計算値との相関関係を表 8.4 に示す。結果、太陽熱温水器：89.4%、ソーラーシステム：96.0%、全平均：92.0%となり、新計算が実験値を上回ることは無いと判断できる。

表 8.4 太陽熱利用熱量における実証実験 DATA に対する算結果の相関

機器	記号	標準長さ補正	平均
太陽熱温水器	SWH 1	92.6%	89.4%
	SWH 3	89.6%	
	SWH 4 (直圧)	85.9%	
ソーラーシステム	SS 1	95.6%	96.0%
	SS 2	96.4%	
Total Average:		92.0%	

## 9. 現行 Web プログラムの結果との比較

### 9.1 現行 Web プログラムの結果との比較

現行プログラム Ver2.8.1 (2020/9/30 現在) との一次エネルギー消費量の比較結果を行う。計算条件は、

- ・場所：東京 (6 地域、A3)
- ・住宅延べ面積：120m<sup>2</sup>
- ・方向：南向き
- ・角度：30 度
- ・給湯器効率：従来型モード効率 70.4%
- ・新プログラムにおいて、太陽熱温水器は 40℃以下の場合、落とし込みには使用する、浴室シャワーには使用しないという条件で計算である。

計算結果と温水器とシステムの各機種での性能パラメータと表 10.1 に、また、一次エネルギー消費量の比較グラフを図 9.1 に示す。

機器	記号	有効出湯効率 %	パラメータ											一次エネルギー消費量		循環ポンプ		BEI		
			$\eta = b_0 - b_1 \cdot \Delta\theta / T$		循環流量 (V=αX) Ca kg/h	タンク放熱 係数 W/K	蓄熱槽 容量 L	基準循環 流量 kg/h	集熱面積 m <sup>2</sup>	集熱配管 放熱係数 W/(m <sup>2</sup> ·K)	熱媒比熱 kJ/kg·K	熱交換器 伝熱係数 W/K	循環ポンプ消費電力 Ec Wh	新計算 GJ/Year	現Web GJ/Year	消費電力 GJ/Year	種類	BEI	省エネ設備 無との差	新・現行との 差
			b0	b1																
太陽熱温水器	SWH 1	80.5	0.75	8.54	0.152	4.11	188	-	3.0	-	4.19	∞	-	22.22	22.56	0	-	1	-0.09	0
	SWH 2	88.9	0.78	7.59	0.190	4.56	210	-	3.0	-	4.19	∞	-	21.41	22.56	0	-	0.98	-0.11	-0.02
	SWH 3	80.8	0.75	6.87	0.190	4.80	200	-	4.0	-	4.19	∞	-	21.06	20.94	0	-	0.98	-0.11	0
	SWH 4 (直圧)	85.7	0.77	8.48	0.169	3.19	174	-	3.5	-	4.19	217	-	21.53	21.74	0	-	0.99	-0.1	0
ソーラーシステム	SS 1	94.2	0.77	5.00	-	2.23	304	226	6.0	0.323	3.87	311	50.9	16.34	18.71	1.50	DC	0.9	-0.19	-0.04
	SS 2	96.8	0.69	4.57	-	2.58	370	447	8.4	0.250	3.94	444	70.5	14.35	15.99	2.00	AC	0.86	-0.23	-0.03
	SS 3	95.0	0.78	5.44	-	2.24	200	378	4.0	0.302	3.81	246	100.9	21.35	21.80	3.04	AC	0.98	-0.11	-0.01
	SS 4	90.2	0.75	6.87	-	3.04	200	304	4.0	0.323	3.87	173	50.9	21.44	21.80	1.52	DC	0.98	-0.11	-0.01
	SS 5	96.5	0.71	7.24	-	2.49	200	241	4.1	0.367	3.85	238	63.2	21.85	21.80	1.95	DC	0.99	-0.1	0
Default	SWH_De.	75.0	0.69	8.54	0.152	5.81	188	-	3.0	-	4.19	217	-	23.09	-	-	-	1.01	-	-
	SS_De.	80	0.69	8.54	-	6.51	200	226	4.1	0.367	3.81	173	100.9	24.43	-	2.6	AC	1.03	-	-
太陽熱機器無													27.64	-	-	AC	1.09	← 省エネ設備がない場合		

【計算条件】

- ・現行プログラムVer: Ver2.8.1 (2020/9/30現在)
- ・場所: 東京 (6地域、A3) 住宅延べ面積: 120m<sup>2</sup> 方向: 南向き 角度: 30度 給湯器効率: 従来型モード効率70.4%
- ・新プログラムにおいて、太陽熱温水器は40℃以下の場合、落とし込みには使用する、浴室シャワーには使用しないという条件で計算

\* JISA4111太陽熱温水器、JISA4113太陽作熱槽による。

表 9.1 計算委使用した各機種での性能パラメータ (BEI 値含む)

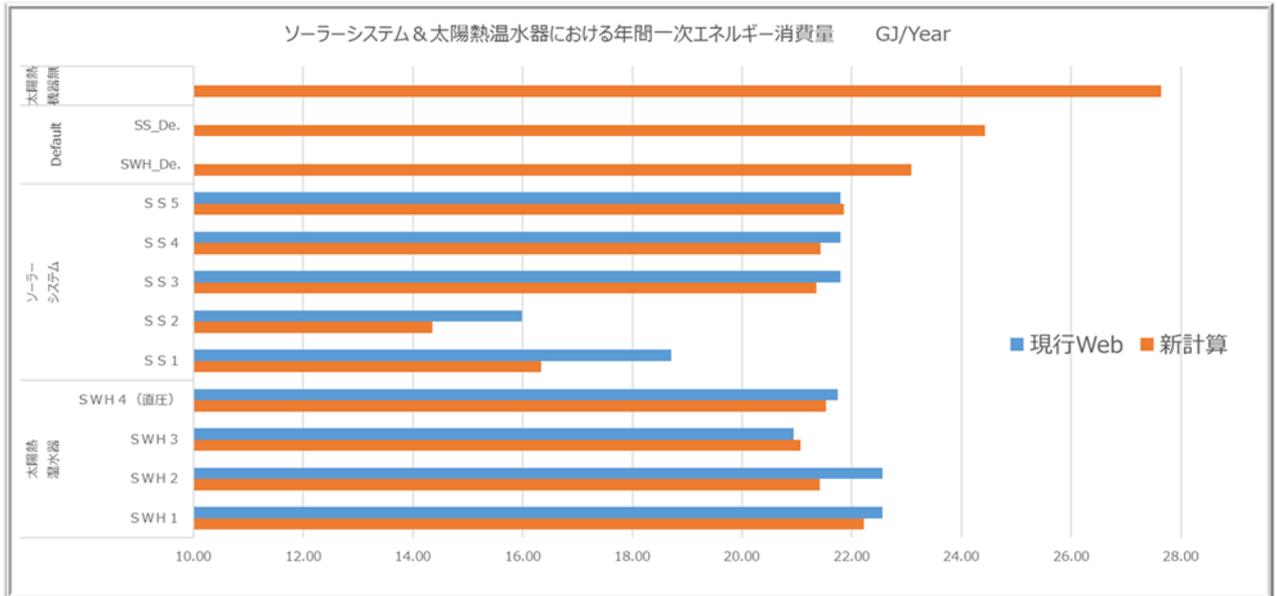


図 9.2 新計算と現 Web プログラムでの一次エネルギー消費量の比較

SS5、SWH3 を除いて、新計算の方がより一次エネルギー消費量が低くなっており、より省エネ量を精度よく計算できることがわかる。ただし、8 章も述べたように、実証実験との太陽熱利用量での相関は、おおよそ 90-95%にあることから、実験値を上回ることはないので、過大評価することもない。

## 10. 評価体制

今回の計算に使用する性能パラメータを測定し、Web プログラムで使用するための評価体制を図 10 に示す。

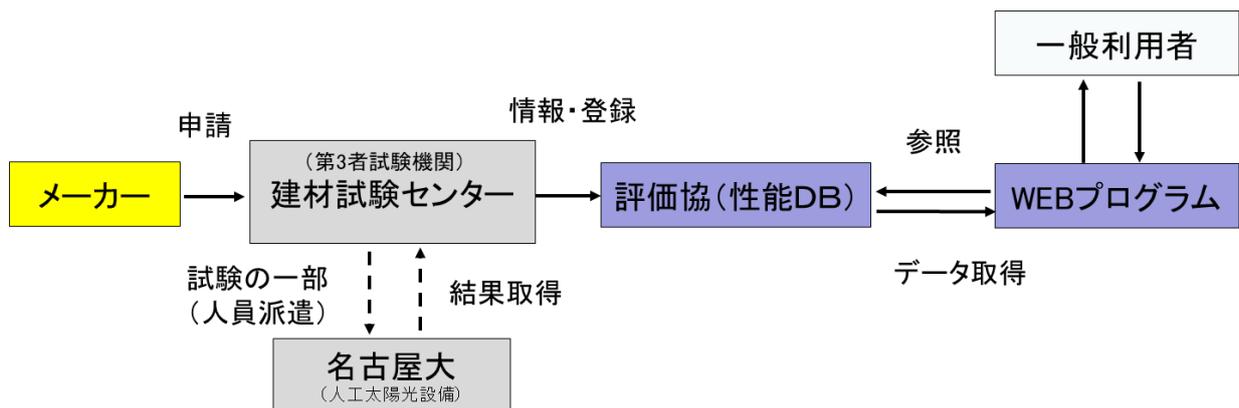


図 10 太陽熱温水器・ソーラーシステムにおける評価体制

第 3 者試験期間を建材センターとし、名古屋大学の試験装置（人工太陽光設備）を使用して、表 10.1 および 10.2 に示す性能パラメータを測定、測定値を評価協に登録し、Web プログラムに使用する流れとなっている。

部位	項目	定義・補足説明	記号	単位	規格・基準	試験実施 /場所	バリエーションによる該当/非該当			
							代表型式	貯湯部の 容量違い (集熱部仕 様及びその 枚数は 同)、	集熱器の 枚数違い (貯湯部及 び集熱部の 仕様同じ)	集熱器の 仕様又は 面積違い (貯湯部仕 様が同じ)
集熱器	集熱器総面積	固定部や突起部を除いた集熱面に平行な面への投影面積(JIS)	A	m <sup>2</sup>	JISA4111	●(建セ)	○	-	-	○
集熱器	集熱器効率係数	集熱器効率特性線図一次近似の定数(JIS)	b0	-	SS-TS011	●(名大)	○	-	-	○
集熱器	集熱器熱損失係数	集熱器効率特性線図一次近似の一次係数(JIS)	b1	W/m <sup>2</sup> ・K		●(名大)				
全体	保有水量	直接加熱式: 保有水量 = 貯湯タンク容量 間接加熱式: 保有水量 = 貯湯タンク容量 + 集熱媒体回路容量	V <sub>SWHT</sub>	L	SS-TS011	●(建セ)	○	○	-	-
全体	有効出湯効率	貯湯タンクに蓄熱された熱量に対し、タンク容量の全量を出湯した時に得られる熱量の割合。 (蓄熱槽への入水が、貯湯槽内の温水とどの程度混合されるかを表す。残った熱量は翌日に持ち越されて活用される。)(SS-TS002解説、JIS)	$\eta \gamma$	%	SS-TS002 SS-TS011	●(建セ)	○	○	-	-
全体	熱損失係数	貯湯槽からの単位時間・単位内外温度差あたりの放熱量 (蓄熱槽からの放熱による熱損失を示す性能値)(JIS)	UA	W/K	JISA4111	●(建セ)	○	○	-	-
全体	循環流量係数	循環流量線形回帰式の一次係数 (日射量-循環流量)(SS)	Ca	-	SS-TS011	□(建セ)	○	-	○	○
全体	熱交換器伝熱係数	単位温度差あたりの熱交換量(密閉式のみ)	(UA) <sub>x</sub>	W/K	SS-TS011	□(建セ)※	○	○	-	-
(パラメーター外)	集熱性能試験				JISA4111	●(建セ)	○	-	○	○

●: 試験を行うもの(○内は設備と日数)、○: 行うかどうか選択するもの、□: 試験を行うが他の試験と一緒に、△: 試験を行わない(仕様確認)

表 10.1 太陽熱温水器での評価パラメータ

部位	項目	定義・補足説明	記号	単位	規格・基準	試験実施 /場所	バリエーションによる該当/非該当			
							代表型式	貯湯部の 容量違い (集熱部仕 様及びその 枚数は 同)、	集熱器の 枚数違い (貯湯部及 び集熱部の 仕様同じ)	集熱器の 仕様又は 面積違い (貯湯部仕 様が同じ)
集熱器	集熱器総面積	固定部や突起部を除いた集熱面に平行な面への投影面積(JIS)	A	m <sup>2</sup>	JISA4112	●(名大)	○	-	-	○
集熱器	集熱器効率係数	集熱器効率特性線図一次近似の定数(JIS)	b0	-	JISA4112	●(名大)	○	-	-	○
集熱器	集熱器熱損失係数	集熱器効率特性線図一次近似の一次係数(JIS)	b1	W/m <sup>2</sup> ・K		●(名大)				
貯湯槽	蓄熱タンク容量	-	V <sub>SST</sub>	L	SS-TS011	●(建セ)	○	○	-	-
貯湯槽	有効出湯効率	貯湯タンクに蓄熱された熱量に対し、タンク容量の全量を出湯した時に得られる熱量の割合。 (蓄熱槽への入水が、貯湯槽内の温水とどの程度混合されるかを表す。残った熱量は翌日に持ち越されて活用される。)(SS-TS002解説、JIS)	$\eta \gamma$	%	JISA4113	●(建セ)	○	○	-	-
貯湯槽	蓄熱槽熱損失係数	貯湯槽からの単位時間・単位内外温度差あたりの放熱量 (蓄熱槽からの放熱による熱損失を示す性能値)(JIS)	UA	W/K	JISA4113	●(建セ)	○	○	-	-
貯湯槽	熱交換器伝熱係数	単位温度差あたりの熱交換量	(UA) <sub>x</sub>	W/K	JISA4113	●(建セ)	○	-(※1)	-	-
システム(集熱器)	基準循環流量	快晴時の給湯システム試験中の循環量(1時間当たり換算)	W <sub>s, std</sub>	kg/h	SS-TS011	□(名大)	○	-	-	○
システム(蓄熱槽)	循環ポンプ連続運転時電力	快晴時、連続運転中の平均消費電力(JIS)	E <sub>c</sub>	W	JISA1621	□(名大)	○	-(※2)	○	○
システム(蓄熱槽)	循環ポンプ集熱判定時電力	(集熱判定運転制御を行っている機器のみに適用) 日射がない時の時間当たりの循環ポンプ消費電力 (集熱判定のための消費電力)(SS)	E <sub>hj</sub>	W	SS-TS011	●(名大5)	○	-(※2)	○	○
集熱配管	線熱通過率	集熱配管からの単位長さ・単位内外温度差あたりの放熱量 (集熱配管からの放熱による熱損失を示す性能値)(JIS)	U <sub>p</sub>	W/(m・K)	JISA1621	□(建セ)	○	-	-	-
集熱配管	熱媒比熱	使用する熱媒の定圧比熱(10℃~80℃の平均値)(SS)	C <sub>p</sub>	kJ/(kg・K)	SS-TS011	△	○	-	-	-
(パラメーター外)	システムJIS試験(JISA1621)				JISA1621	●(名大)	○	-(※1.2)	○	○

※1内蔵熱交換器が違う場合は○  
※2ポンプ及びその制御が違う場合は○

●: 試験を行うもの(○内は設備と日数)、○: 行うかどうか選択するもの、□: 試験を行うが他の試験と一緒に、△: 試験を行わない(仕様確認)

表 10.1 ソーラーシステムでの評価パラメータ

## 11. 記号説明

仕様（パラメータ）一覧および記号の説明（共通）

No.	設備仕様		太陽熱温水器	ソーラーシステム	備考
1	集熱ユニット	集熱器	総面積	$A$	-
2			効率係数	$b_0$	-
3			熱損失係数	$b_1$	-
4		循環流量係数	$C_a$	-	温水器： $y=ax$ $x$ :日射量
5		基準循環流量	-	$W_{S,std}$	-
6	貯湯ユニット	貯湯タンク容量	$V_{SWH,T}$	-	-
		蓄熱槽容量	-	$V_{SS,T}$	-
7		タンク放熱係数	$UA_{SWH}$	$UA_{SS}$	-
8		有効出湯効率	$\eta_7$		-
9		熱交換器伝熱係数	$(UA)_{x,SWH}$	$(UA)_{x,SS}$	太陽熱温水器では直圧式が対象直接集熱では「無限大」となる
10		循環ポンプ消費電力	連続運転時消費電力	-	$E_c$
	集熱判定消費電力		-	$E_{hj}$	-
11	集熱配管	集熱配管放熱係数 (線熱通過率)	-	$U_p$	-
12	熱媒	熱媒比熱	$C_p$	-	水
			-	$C_{p,AF,ave}$	不凍液

**計算記号の説明（液体集熱式太陽熱利用設備説明資料内の記号と対比）**

本解説での記号			液体式太陽熱設備の説明資料での記号			
記号	項目	単位	記号	項目	単位	参考
$I$	集熱面日射強度または集熱面放射強度	$W/m^2$	$I_{d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ における集熱器入射日射量	$W/m^2$	
$\tau$	透過体日射透過率	—				
$\alpha$	集熱板日射吸収率	—				
$b_0$	集熱器効率係数	—	$b_0$	集熱部効率係数	—	
$b_1$	集熱器熱損失係数	$W/m^2 \cdot K$	$b_1$	集熱部熱損失係数	$W/m^2 \cdot K$	
$\theta_a$	周囲温度	$^{\circ}C$	$\theta_{ex,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ における外気温度	$^{\circ}C$	
$\theta_{c,i}$	集熱器入口温度	$^{\circ}C$				
$\theta_{c,o}$	集熱器出口温度	$^{\circ}C$				
$\theta_e$	集熱器相当外気温度（集熱器到達温度）	$^{\circ}C$	$\theta_{ce,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ における集熱器有効到達温度	$^{\circ}C$	式(23)
$\theta_{ce}$	集熱器有効到達温度	$^{\circ}C$				
$\theta_{c,b}$	集熱板温度	$^{\circ}C$				
$\theta_{AX}$	集熱器裏面温度（外気温度に等しいとする）	$^{\circ}C$				
$\theta_{c,m}$	集熱管内温度	$^{\circ}C$				
$\theta_{c,m,i}$	集熱器入口温度	$^{\circ}C$				
$\theta_{c,m,o}$	集熱器出口温度	$^{\circ}C$				
$\theta_{Aux,i}$	補助熱源入口温度	$^{\circ}C$				
$\theta_{wtr}$	日平均給水温度	$^{\circ}C$	$\theta_{wtr,d}$	日付 $d$ における日平均給水温度	$^{\circ}C$	
$\theta_{set}$	給湯温度	$^{\circ}C$	$\theta_{set}$	基準給湯温度	$^{\circ}C$	
$\theta_{st}$	タンク上層温度	$^{\circ}C$	$\theta_{stu,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ におけるタンク高温層温度	$^{\circ}C$	
$\theta_{sd}$	タンク下層温度	$^{\circ}C$	$\theta_{std,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ におけるタンク低温層温度	$^{\circ}C$	式(7)

$\theta_{cin}$	タンク熱交換器入口（集熱系統入口）温度	°C				
$\theta_{cout}$	タンク熱交換器出口（集熱系統出口）温度	°C				
$\theta_{ex,s,6h,ave}$	時間平均太陽熱外気温度	°C				
$W_s$	循環流量	kg/h	$G_{s,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ における集熱循環流量	kg/h	表 8
$G_c$	〃（集熱媒体の流量）	kg/s				
$W_{s,std}$	基準循環流量	kg/h	$G_{Sstd}$	基準循環流量	kg/h	
$W_{std}$	出湯流量	L/h	$G_{std,spl,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ における節湯補正基準給湯流量	kg/h	
$G_{hw}$	〃	kg/s				
$W_{T,spl}$	タンク出湯流量	L/h	$G_{T,spl,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ におけるタンク出湯流量	kg/h	
$W_{mix}$	混合流量	m <sup>3</sup> /sec	$G_{mix,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ におけるタンク高温層低温層間の混合流量	kg/h	表 5
$G_{mix}$	〃	kg/s				
$q_c$	単位集熱板面積当たりの集熱量	W/m <sup>2</sup>				
$Q_{Tc}$	タンク有効集熱量（集熱配管の損失を含む場合の 単位時間当たりにタンクへの集熱量）	W				
$Q_T$	貯湯槽集熱量	W				
$Q_{hx}$	熱交換器交換熱量	W				
$Q_{LD}$	出湯熱量（給湯負荷）	kJ/h				
$Q_{T,spl}$	タンク出湯熱量	W				
$Q_{T,SPL}$	タンク出湯熱量	kJ/h	$Q_{T,SPL,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ における 1 時間当たりのタンク出湯熱量	MJ/h	
$Q_{AUX}$	補助熱源利用熱量	kJ/h				
$Q_{SC}$	太陽熱利用量	kJ/h	$L_{sun,iss,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ における 1 時間当たりの補正集熱量	MJ/h	
$Q_{TH,St}$	現時刻タンク保有熱量	W				
$Q^*_{TH,St}$	次時刻タンク保有熱量	W				
$Q_{T,loss}$	タンク熱損失	W				
$Q_{T,LOSS}$	タンク熱損失	kJ/h				
$L''$	太陽熱補正負荷	kJ/h				

$E_{E,ss,cp,d,t}$	1時間当たりの循環ポンプ消費電力量	$kWh/h$	$E_{E,pump,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ における1時間当たりの循環ポンプの消費電力量	$kWh/h$	
$E_c$	連続運転時の循環ポンプ消費電力	$W$	$E_c$	循環ポンプ連続運転時消費電力	$W$	
$E_{hj}$	集熱判定時の消費電力	$W$	$E_{hj}$	循環ポンプ集熱判定時消費電力	$W$	
$\varepsilon_c$	集熱器の熱通過有効度	—	$\varepsilon_{c,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ における集熱器の温度効率	—	式(26)
$e_{cp}$	集熱配管ふくめた集熱器の熱通過有効度	—	$e_{cp,d,t}$	日付の時刻における集熱器・集熱配管の総合温度効率	—	式(25)
$\varepsilon_p$	集熱配管の熱通過有効度	—	$\varepsilon_{p,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ における集熱配管の温度効率	—	表7
$\varepsilon_{hx}$	熱交換器温度効率	—	$\varepsilon_{hx,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ における熱交換器温度効率	—	表6
$\eta_\gamma$	有効出湯効率	%	$\eta_\gamma$	有効出湯効率	%	
$f_{p,lossI}$	給湯配管損失率 $I$	—	$f_{p,lossI,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ における給湯配管熱損失率	—	
$f_{p,lossT}$	給湯配管全損失率	—	$f_{p,lossT,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ における給湯配管全熱損失率	—	
$\beta_0$	集熱系統係数	—	$\beta_{0,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ における集熱温度のタンク低温層温度加重比	—	式(21)
$\beta_1$	〃	—	$\beta_{1,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ における集熱温度の集熱器有効到達温度加重比	—	式(22)
$U_{su}$	集熱板から屋外までの熱貫流率	$W/(m^2 \cdot K)$				
$U_{sd}$	集熱板から裏面までの熱貫流率	$W/(m^2 \cdot K)$				
$U_o$	集熱器総合熱損失係数	$W/(m^2 \cdot K)$				
$U_o$	集熱器の総合熱貫流率	$W/(m^2 \cdot K)$				
$h_i$	集熱管内の対流熱伝達率	$W/(m^2 \cdot K)$				
$U_p$	集熱配管放熱係数(線熱貫流率)	$W/(m \cdot K)$	$U_p$	集熱配管の線熱貫流率	$W/(m \cdot K)$	
$(UA)_x$	熱交換器伝熱係数	$W/K$	$(UA)_x$	熱交換器伝熱係数	$W/K$	
$UA$	タンク放熱係数	$W/K$	$UA$	タンク放熱係数	$W/K$	
$\rho_w$	水の密度 (=1.00)	$g/cm^3$	$\rho_w$	水の密度	$g/cm^3$	1000
$C_p$	水の比熱	$kJ/(kg \cdot K)$	$c_w$	水の定圧比熱	$kJ/(kg \cdot K)$	
$\rho_b$	作動流(集熱媒体)体密度	$g/cm^3$	$\rho_b$	作動流(集熱媒体)体密度	$g/cm^3$	
$C_{p,AF}$	熱媒比熱(不凍液)	$kJ/(kg \cdot K)$	$c_b$	熱媒の定圧比熱	$kJ/(kg \cdot K)$	
$d_i$	集熱管内径	$m$				
$p$	集熱管のピッチ	$m$				

$L$	集熱配管長さ (片道 = 20m)	$m$	$L_P$	集熱配管の片側長さ	$m$	20
$A_s$	集熱器総面積	$m^2$	$A$	集熱部総面積	$m^2$	3.2.2 (1)
$V_{tank}$	貯湯槽容量	$L$	$V_{tank}$	タンク容量	$L$	表 4
$V_{Tu}$	貯湯槽上層容量	$L$	$V_{SWH,T}$	貯湯タンク容量	$L$	3.2.2 (1)
$V_{Td}$	貯湯槽下層容量	$L$	$V_{SS,T}$	蓄熱タンク容量	$L$	3.2.2 (1)
$M_{tank}$	槽内水質量	$kg$	$M_{tank}$	タンク質量	$kg$	式(19)
$M_{su}$	上層側の槽内水質量	$kg$	$M_{su,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ におけるタンク高温層質量	$kg$	式(15)
$M_{sd}$	上層側の槽内水質量	$kg$	$M_{sd,d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ におけるタンク低温層質量	$kg$	式(17)
$r$	下層質量比率	—	$r_{d,t}$	日付 $d$ の時刻 $t$ におけるタンク低温層質量比率	—	式(20)
$\triangle t$	計算時間間隔	$sec$	$\triangle t$	計算時間間隔	$h$	1
$Ca$	循環流量係数	$kg/h/(W/m^2)$	$Ca$	循環流量係数	$kg/h/(W/m^2)$	
$det$	行列式	$kg/h/(W/m^2)$	$det$	行列式	$kg/h/(W/m^2)$	式(8)
$a_{12}, a_{22}$	行列の要素	$kJ/(h \cdot K)$	$a_{12}, a_{22}$	行列の要素	$kJ/(h \cdot K)$	
$b_1, b_2$	ベクトルの要素	$kJ/h$	$b_1, b_2$	ベクトルの要素	$kJ/h$	
$a_{11}, a_{21}$	行列の要素	$kJ/(h \cdot K)$	$a_{11}, a_{21}$	行列の要素	$kJ/(h \cdot K)$	

## 12. 参考文献

- 1) 「太陽熱給湯システムの貯湯槽の計算モデル」, 佐藤エネルギーリサーチ (株)
- 2) Hottel, H.C. and Whillier, W. "Evaluation of Flat Plate Solar Collector Performance". Transactions of Conference on Use of Solar Energy Thermal Processes, Tuscon Az, 1955.
- 3) Bliss, R.W. "The Derivations of Several Plate Efficiency Factors' Useful in the Design of Flat-Plate Solar-Heat Collectors". Solar Energy, Vol. 3, No.4, 1959, pp. 55.
- 4) 建築環境学 2, 木村建一 編著, 15 章「太陽熱利用システム」(p.203~228), 執筆者 宇田川光弘
- 5) NEDO実証実験度成果報告書 (平成 27 年度~平成 30 年)「再生可能エネルギー熱利用技術開発  
その他再生可能エネルギー熱利用トータルシステムの高効率、化・規格化、太陽熱集熱システム最適化手法の  
研究開発」

## 付録

### A : 式 (2.2-2) 導出

集熱板の熱収集量(2.1-2) = 作動流体の熱収集量(2.2-1)とし、集熱板の温度 $\theta_{c,b}$ を求め、(2.2-1)に代入する。

$$q_c = h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} \cdot (\theta_{c,b} - \theta_{c,m}) = U_o \cdot (\theta_e - \theta_{c,m})$$

$$\left( h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} + U_o \right) \cdot \theta_{c,b} = U_o \cdot \theta_e + h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} \cdot \theta_{c,m}$$

$$\theta_{c,b} = U^{-1} \left\{ U_o \cdot \theta_e + h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} \cdot \theta_{c,m} \right\} \quad \because U^{-1} = \left( h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} + U_o \right)^{-1}$$

上式をもとの式(2.2-1)に代入すると、

$$\begin{aligned} q_c &= h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} \cdot \left( U^{-1} \left\{ U_o \cdot \theta_e + h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} \cdot \theta_{c,m} \right\} - \theta_{c,m} \right) \\ &= h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} \cdot U^{-1} \left( U_o \cdot \theta_e + h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} \cdot \theta_{c,m} - U \cdot \theta_{c,m} \right) \\ &= h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} \cdot U^{-1} \left( U_o \cdot \theta_e + h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} \cdot \theta_{c,m} - \left( h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} + U_o \right) \cdot \theta_{c,m} \right) \\ &= h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} \cdot U^{-1} (U_o \cdot \theta_e - U_o \cdot \theta_{c,m}) \\ &= h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} \cdot U^{-1} \cdot U_o (\theta_e - \theta_{c,m}) = h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} \cdot \left( h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} + U_o \right)^{-1} \cdot U_o (\theta_e - \theta_{c,m}) \\ &= \frac{h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p}}{h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} + U_o} \cdot U_o (\theta_e - \theta_{c,m}) = \frac{1}{U_o^{-1} + \left( h_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i}{p} \right)^{-1}} \cdot (\theta_e - \theta_{c,m}) \\ &= U_c \cdot (\theta_e - \theta_{c,m}) \quad \because \frac{1}{U_c} = \frac{1}{U_o} + \frac{p}{h_i \cdot \pi \cdot d_i} \end{aligned} \tag{2.2-2}$$

## B : 式 (2.2-3) の解法

$$C_{p,AF} \cdot W_s \cdot \frac{d\theta_{C,m}}{dA} = U_c \cdot (\theta_e - \theta_{C,m}) \quad (2.2-3)$$

$$\begin{cases} \theta_{C,m} = \theta_{C,m,i} & A = 0 \quad (x = 0) \\ \theta_{C,m} = \theta_{C,m,o} & A = A_c \quad (x = L) \end{cases}$$

(2.2-3)式を下記の変数で変換して同次方程式方程式として解く。

$$\theta' = \theta_{C,m} - \theta_e$$

微分方程式は、

$$C_{p,AF} \cdot W_s \cdot \frac{d\theta'}{dA} + U_c \cdot \theta' = 0$$

となり、境界条件は、

$$\begin{cases} \theta' = \theta_{C,m,i} - \theta_e & A = 0 \quad (x = 0) \\ \theta' = \theta_{C,m,o} - \theta_e & A = A_c \quad (x = L) \end{cases}$$

と変換される。

上記方程式を変数分離法を用いて解くと、下記の解になる。

$$C_{p,AF} \cdot W_s \cdot \frac{d\theta'}{dA} + U_c \cdot \theta' = 0$$

$$\int \frac{d\theta'}{\theta'} = -\frac{U_c}{C_{p,AF} \cdot W_s} \cdot \int dA$$

$$\theta' = C' \cdot \exp\left(-\frac{U_c \cdot A}{C_{p,AF} \cdot W_s}\right) \quad C' = Const.$$

境界条件から  $C'$  を求めて整理すると、

$$\theta' = \theta_{C,m,i} - \theta_e = C' \cdot \exp\left(-\frac{U_c \cdot 0}{C_{p,AF} \cdot W_s}\right) = C' \quad A = 0 \quad (at \ x = 0)$$

$$C' = \theta_{C,m,i} - \theta_e$$

したがって、

$$\theta_{C,m} = \theta_e + (\theta_{C,m,i} - \theta_e) \cdot \exp\left(-\frac{U_c \cdot A}{C_{p,AF} \cdot W_s}\right)$$

さらに、集熱器出口の作動流体の温度は、

$$\theta_{C,m,o} = \theta_e + (\theta_{C,m,i} - \theta_e) \cdot \exp\left(-\frac{U_c \cdot A_c}{C_{p,AF} \cdot W_s}\right) \quad A = A_c \quad (at \ x = L)$$

$$= \theta_{C,m,i} \cdot \exp\left(-\frac{U_c \cdot A_c}{C_{p,AF} \cdot W_s}\right) + \theta_e \left\{1 - \exp\left(-\frac{U_c \cdot A_c}{C_{p,AF} \cdot W_s}\right)\right\}$$

$$= (1 - \varepsilon_c) \cdot \theta_{C,m,i} + \varepsilon_c \cdot \theta_e$$

$$= \theta_{C,m,i} + (\theta_e - \theta_{C,m,i}) \cdot \varepsilon_c \quad (2.2-4)$$

$$\varepsilon_c = 1 - \exp\left(-\frac{U_c \cdot A_c}{C_{p,AF} \cdot W_s}\right) \quad (2.2-5)$$

となる。

## C1 : 式(4.1-5)の導出

式(4.1-4)より、

$$\varepsilon_{hx} \cdot (T_{sd} - T_4) = (T_1 - T_4)$$

$$T_1 = (1 - \varepsilon_{hx}) \cdot T_4 + \varepsilon_{hx} \cdot T_{sd}$$

また、式 (4-5)から (4-6)より、

$$T_4 = (1 - \varepsilon_p) \cdot [(1 - \varepsilon_c) \cdot \{(1 - \varepsilon_p) \cdot \{(1 - \varepsilon_{hx}) \cdot T_4 + \varepsilon_{hx} \cdot T_{sd}\} + \varepsilon_p \cdot T_a\} + \varepsilon_c \cdot T_e] + \varepsilon_p \cdot T_a$$

$$T_4 = (1 - \varepsilon_p) \cdot [(1 - \varepsilon_c) \cdot \{(1 - \varepsilon_p) \cdot (1 - \varepsilon_{hx}) \cdot T_4 + (1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_{hx} \cdot T_{sd} + \varepsilon_p \cdot T_a\} + \varepsilon_c \cdot T_e] + \varepsilon_p \cdot T_a$$

$$T_4 = (1 - \varepsilon_p) \cdot [(1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_p) \cdot (1 - \varepsilon_{hx}) \cdot T_4 + (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_{hx} \cdot T_{sd} + (1 - \varepsilon_c) \cdot \varepsilon_p \cdot T_a + \varepsilon_c \cdot T_e] + \varepsilon_p \cdot T_a$$

$$T_4 = (1 - \varepsilon_p) \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_p) \cdot (1 - \varepsilon_{hx}) \cdot T_4 + (1 - \varepsilon_p) \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_{hx} \cdot T_{sd} + (1 - \varepsilon_p) \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot \varepsilon_p \cdot T_a + (1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c \cdot T_e + \varepsilon_p \cdot T_a$$

$$T_4 = (1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_{hx}) \cdot T_4 + (1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot \varepsilon_{hx} \cdot T_{sd} + (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_p \cdot T_a + (1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c \cdot T_e + \varepsilon_p \cdot T_a$$

$$\{1 - (1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})\} \cdot T_4$$

$$= + (1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot \varepsilon_{hx} \cdot T_{sd} + (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_p \cdot T_a + (1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c \cdot T_e + \varepsilon_p \cdot T_a$$

$$T_4 = \frac{+(1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot \varepsilon_{hx}}{1 - (1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})} \cdot T_{sd} + \frac{\{(1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_p) + 1\} \cdot \varepsilon_p}{1 - (1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})} \cdot T_a + \frac{(1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c}{1 - (1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})} \cdot T_e$$

$$T_4 = \frac{+(1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot \varepsilon_{hx}}{1 - (1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})} \cdot T_{sd} + \frac{\{(1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_p) + 1\} \cdot \varepsilon_p}{1 - (1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})} \cdot T_a + \frac{(1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c}{1 - (1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})} \cdot T_e$$

$$e_{cp} = 1 - (1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c)$$

$$T_4 = \frac{(1 - e_{cp}) \cdot \varepsilon_{hx}}{1 - (1 - e_{cp}) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})} \cdot T_{sd} + \frac{\{(1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_p) + 1\} \cdot \varepsilon_p}{1 - (1 - e_{cp}) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})} \cdot T_a + \frac{(1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c}{1 - (1 - e_{cp}) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})} \cdot T_e$$

$$\beta_0 = \frac{(1 - e_{cp}) \cdot \varepsilon_{hx}}{1 - (1 - e_{cp}) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})}$$

$$\beta_1 = \frac{e_{cp}}{1 - (1 - e_{cp}) \cdot (1 - \varepsilon_{hx})}$$

$$T_4 = \beta_0 \cdot T_{sd} + \beta_1 \cdot \left[ \frac{\{(1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_p) + 1\} \cdot \varepsilon_p}{e_{cp}} \cdot T_a + \frac{(1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c}{e_{cp}} \cdot T_e \right]$$

$$T_{ce} = \frac{(1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c}{e_{cp}} \cdot (T_e - T_a) + T_a$$

$$T_4 = \beta_0 \cdot T_{sd} + \beta_1 \cdot \left[ \frac{(1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c}{e_{cp}} \cdot (T_e - T_a) + \frac{(1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c + \{(1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_p) + 1\} \cdot \varepsilon_p}{e_{cp}} \cdot T_a \right]$$

$$T_4 = \beta_0 \cdot T_{sd} + \beta_1 \cdot \left[ \frac{(1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c}{e_{cp}} \cdot (T_e - T_a) + T_a \right]$$

$$T_4 = \beta_0 \cdot T_{sd} + \beta_1 \cdot T_{ce}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_c + 2 \cdot \varepsilon_p - 2\varepsilon_c \cdot \varepsilon_p - \varepsilon_p \cdot \varepsilon_p + \varepsilon_c \cdot \varepsilon_p^2 &= \varepsilon_c(1 - \varepsilon_p)^2 + 2 \cdot \varepsilon_p - \varepsilon_p^2 = \varepsilon_c(1 - \varepsilon_p)^2 - (1 - \varepsilon_p)^2 + 1 \\ &= 1 - (1 - \varepsilon_p)^2(1 - \varepsilon_c) \end{aligned}$$

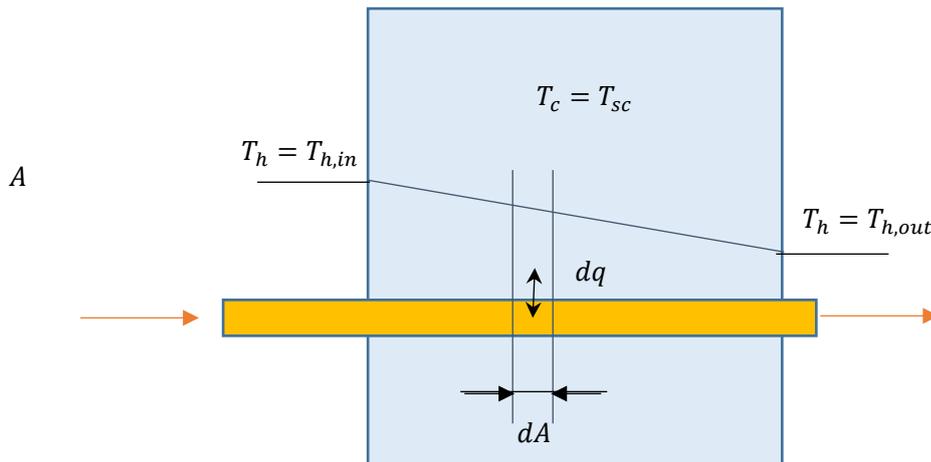
となる。

さらに、Qc の式の後半から、 $T_4$ を消去すると、

$$\begin{aligned} Q_c &= c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot (T_1 - T_4) = c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot (T_1 - (1 - \varepsilon_p) \cdot T_3 - \varepsilon_p \cdot T_a) \\ &= c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot (T_1 - (1 - \varepsilon_p) \cdot ((1 - \varepsilon_c) \cdot T_2 + \varepsilon_c \cdot T_e) - \varepsilon_p \cdot T_a) \\ &= c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot (T_1 - (1 - \varepsilon_p) \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot T_2 - (1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c \cdot T_e - \varepsilon_p \cdot T_a) \\ &= c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot (T_1 - (1 - \varepsilon_p) \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot ((1 - \varepsilon_p) \cdot T_1 + \varepsilon_p \cdot T_a) - (1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c \cdot T_e - \varepsilon_p \cdot T_a) \\ &= c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot (T_1 - (1 - \varepsilon_p) \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot (1 - \varepsilon_p) \cdot T_1 - (1 - \varepsilon_p) \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot \varepsilon_p \cdot T_a - (1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c \cdot T_e - \varepsilon_p \cdot T_a) \\ &= c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot \left( \left( 1 - (1 - \varepsilon_p)^2 \cdot (1 - \varepsilon_c) \right) \cdot T_1 - \left( 1 + (1 - \varepsilon_p) \cdot (1 - \varepsilon_c) \right) \cdot \varepsilon_p \cdot T_a - (1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c \cdot T_e \right) \\ &= c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot e_{cp} \left( T_1 - \frac{(1 + (1 - \varepsilon_p) \cdot (1 - \varepsilon_c)) \cdot \varepsilon_p \cdot T_a + (1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c \cdot T_e}{e_{cp}} \right) \\ &= c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot e_{cp} \left( T_1 - \frac{(1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c \cdot T_e - (1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c \cdot T_a + (1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c \cdot T_a + (1 + (1 - \varepsilon_p) \cdot (1 - \varepsilon_c)) \cdot \varepsilon_p \cdot T_a}{e_{cp}} \right) \\ &= c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot e_{cp} \left( T_1 - \frac{(1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c}{e_{cp}} \cdot (T_e - T_a) - \frac{(1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c + (1 + (1 - \varepsilon_p) \cdot (1 - \varepsilon_c)) \cdot \varepsilon_p}{e_{cp}} \cdot T_a \right) \\ &= c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot e_{cp} \left( T_1 - \frac{(1 - \varepsilon_p) \cdot \varepsilon_c}{e_{cp}} \cdot (T_e - T_a) - T_a \right) \\ &= c_b \cdot \rho_b \cdot W_c \cdot e_{cp} (T_1 - T_{ce}) \end{aligned}$$

となり、タンク出口温度  $T_1$  と集熱器有効到達温度  $T_{ce}$  を用いることで、貯湯タンク集熱量を計算することが可能になる。

## C2 : 式 (4.1-11) の導出



タンク内部の熱交換器のモデルを上図のように簡素化して考える。集熱媒体が一本の配管でタンク下部を通過し、タンク内部は容量が大きいことから温度  $T_s$  で一定であるとする。この場合の配管の微小部分（面積  $dA$ ）における熱収支を検討する。 $dA$  で集熱媒体がタンクに与える熱量  $dq$  は、熱伝達率を  $U$  とすると、

$$dq = -\rho_b \cdot W_s \cdot c_b \cdot dT_h = dA \cdot U \cdot (T_h(x) - T_c)$$

となる。ここで、 $T_c$  = 一定として新しい変数を  $T_h' = T_h(x) - T_c$  とすると、 $dT_h' = dT_h$ 、最初のエネルギ-式は、

$$-\rho_b \cdot W_s \cdot c_b \cdot dT_h' = dA \cdot U \cdot T_h'$$

となり、変数分離により積分が可能。したがって、

$$\frac{dT_h'}{T_h'} = -\frac{U}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b} \cdot dA$$

$$\ln(T_h') = -\frac{U}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b} \cdot A + C$$

$$T_h(x) - T_c = C' \cdot \exp\left(-\frac{U}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b} \cdot A\right)$$

境界条件として、

$$\text{集熱媒体入り口 : } T_h = T_{h,in}, \quad T_c = T_c$$

$$\text{集熱媒体出口 : } T_h = T_{h,out}, \quad T_c = T_{sc}$$

したがって、上記の境界条件を適用すると、

$$T_{h,in} - T_c = C' \cdot \exp\left(-\frac{U}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b} \cdot 0\right) = C'$$

$$T_h(x) - T_c = (T_{h,in} - T_c) \cdot \exp\left(-\frac{U}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b} \cdot A\right)$$

$$T_{h,out} - T_c = (T_{h,in} - T_c) \cdot \exp\left(-\frac{U}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b} \cdot A_s\right)$$

$$\frac{(T_{h,out} - T_c)}{(T_{h,in} - T_c)} = \exp\left(-\frac{U \cdot A_s}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b}\right)$$

$$1 - \frac{(T_{h,out} - T_c)}{(T_{h,in} - T_c)} = 1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_s}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b}\right)$$

$$\frac{(T_{h,in} - T_c) - (T_{h,out} - T_c)}{(T_{h,in} - T_c)} = 1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_s}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b}\right)$$

$$\frac{(T_{h,in} - T_{h,out})}{(T_{h,in} - T_c)} = 1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_s}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b}\right)$$

$$\frac{(T_{h,out} - T_{h,in})}{(T_c - T_{h,in})} = 1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_s}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b}\right)$$

ここで、4章で使用しているパラメータに書き直すと、

$$T_{h,in} = T_4$$

$$T_{h,out} = T_1$$

$$T_c = T_{sd}$$

$$U \cdot A_s = (KA)_x$$

$$\frac{(T_1 - T_4)}{(T_{sd} - T_4)} = 1 - \exp\left(-\frac{(KA)_x}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b}\right) = \varepsilon_{hx}$$

となり、式 (4.1-4) に一致する。

この温度効率を利用することで、高温側の流入するエネルギー（温度、流量）と低温側の温度（この場合は、低温側の容量が大きいことから一定温度としている）と、熱交換器の熱伝達率が既知であれば、高温側の出口温度がわかる。

さらに、同式より、

$$\frac{(T_{h,out} - T_{h,in})}{(T_c - T_{h,in})} = 1 - \exp\left(-\frac{(KA)_x}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b}\right)$$

$$\exp\left(-\frac{(KA)_x}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b}\right) = 1 - \frac{(T_{h,out} - T_{h,in})}{(T_c - T_{h,in})}$$

$$\exp\left(-\frac{(KA)_x}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b}\right) = \frac{(T_c - T_{h,in}) - (T_{h,out} - T_{h,in})}{(T_c - T_{h,in})} = \frac{(T_c - T_{h,out})}{(T_c - T_{h,in})}$$

$$\frac{(KA)_x}{\rho_b \cdot W_s \cdot c_b} = \ln \frac{(T_c - T_{h,in})}{(T_c - T_{h,out})}$$

$$(KA)_x = \rho_b \cdot W_s \cdot c_b \ln \frac{(T_c - T_{h,in})}{(T_c - T_{h,out})}$$

となり、JISA4113 (2021) の 9.17.4 熱交換量及び熱交換器伝熱係数の計算の式 (7) に一致する。

また、この式は、熱交換器の対数温度差で低温側の温度を固定した場合の考え方と一致する。

## E: 貯湯タンク内での高低温部間での熱交換、流体混合に関する考え方

WEB 計算に使用する現在検討中のモデル（2 層境界相移動（差分）および 2 層等分割（解析解））において、高低温領域間での熱移動を対流で代表させている。そこで、この対流混合流量と温度成層の厚みとの関係、さらに、有効出湯効率との関係を明確にし、WEB プログラムに機器のパラメータとして導入する適正値を検討する。

### 1) 温度成層の厚みと熱移動との関係

図 E-1 に温度成層生成過程の略図を示す。この図は、初期階段状であった温度分布(破線)がある時間経過した後の温度分布(実線)を持つことを表す。

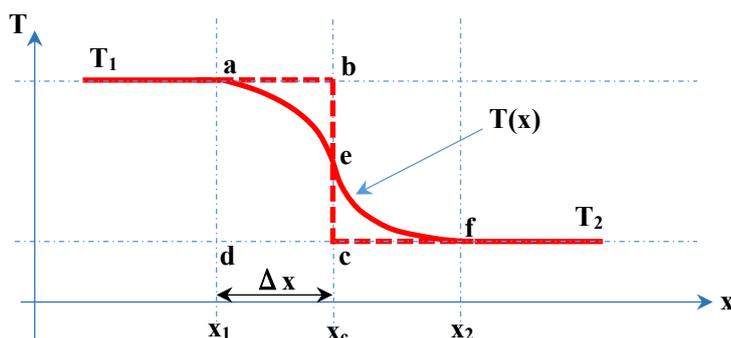


図 E-1 温度成層生成過程

模式的に考えると、この図 a-b-e で囲まれた部分のエネルギーが低温側 e-f-c に移動したことになる。上図の時間経過後の温度分布を  $T(x)$  (°C)、タンクの断面積を  $A$  (m<sup>2</sup>) とし、温度成層を形成する空間（面積的には a-e-f-d で囲まれた部分）の持っているエネルギー  $Q_{SL}$  を(E-1)式に示す。

$$Q_{SL} = \rho \cdot C_p \cdot A \cdot \left\{ \int_{x_1}^{x_2} T(x) dx - T_2 \cdot (x_2 - x_1) \right\} \quad (E-1)$$

この値は、初期高温側の a-b-c-d で囲まれた部分のエネルギー等しいことから、

$$Q_{SL} = \rho \cdot C_p \cdot A \cdot \left\{ \int_{x_1}^{x_2} T(x) dx - T_2 \cdot (x_2 - x_1) \right\} = \rho \cdot C_p \cdot A \cdot (x_c - x_1) \cdot (T_1 - T_2)$$

$$\Delta x = x_c - x_1 = \frac{\int_{x_1}^{x_2} T(x) dx - T_2 \cdot (x_2 - x_1)}{(T_1 - T_2)} \quad (E-2)$$

$$x_c = x_1 + \frac{\int_{x_1}^{x_2} T(x) dx - T_2 \cdot (x_2 - x_1)}{(T_1 - T_2)} \quad (E-3)$$

次に、低温側に流れたエネルギー  $Q_{trans}$  (a-b-e で囲まれた部分) を求める。この時、a-b-c-d で囲まれた部分から a-e-c-d で囲まれた部分のエネルギーを差し引く。

$$\begin{aligned} Q_{trans} &= \rho \cdot C_p \cdot A \cdot (x_c - x_1) \cdot (T_1 - T_2) - \rho \cdot C_p \cdot A \cdot \left\{ \int_{x_1}^{x_c} T(x) dx - T_2 \cdot (x_c - x_1) \right\} \\ &= \rho \cdot C_p \cdot A \cdot \left\{ T_1 \cdot (x_c - x_1) - \int_{x_1}^{x_c} T(x) dx \right\} \end{aligned} \quad (E-4)$$

この移動したエネルギーを有する初期高温側の体積を  $V_{trans}$  ( $= A \cdot h_{trans}$ ) とすると、

$$Q_{trans} = \rho \cdot C_p \cdot A \cdot \left\{ T_1 \cdot (x_c - x_1) - \int_{x_1}^{x_c} T(x) dx \right\} = \rho \cdot C_p \cdot A \cdot h_{trans} \cdot (T_1 - T_2)$$

となり、高温から低温に移動する流体の体積およびその厚さは、

$$V_{trans} = A \cdot h_{trans} \quad (E-5)$$

$$h = \frac{T_1 \cdot (x_c - x_1) - \int_{x_1}^{x_c} T(x) dx}{(T_1 - T_2)} \quad (E-6)$$

となる。したがって、式(5)で得られた量だけ高低温間で熱交換された流量に等しくなるので、混合流量は、

$$W_{MIX} = \frac{V_{trans}}{\Delta t} = \frac{A}{\Delta t} \cdot \frac{T_1 \cdot (x_c - x_1) - \int_{x_1}^{x_c} T(x) dx}{(T_1 - T_2)} \quad (E-7)$$

$$x_c = x_1 + \frac{\int_{x_1}^{x_2} T(x) dx - T_2 \cdot (x_2 - x_1)}{(T_1 - T_2)}$$

となる。(E-7)式の単位は、Web 計算では一時間ごとに計算するので、 $\Delta t = 3600$  秒として算出する。

### 温度成層内の温度分布を直線で近似する場合

例えば、温度成層内の温度分布が直線で近似し、その場合の厚みと混合流量の関係を求めてみる。

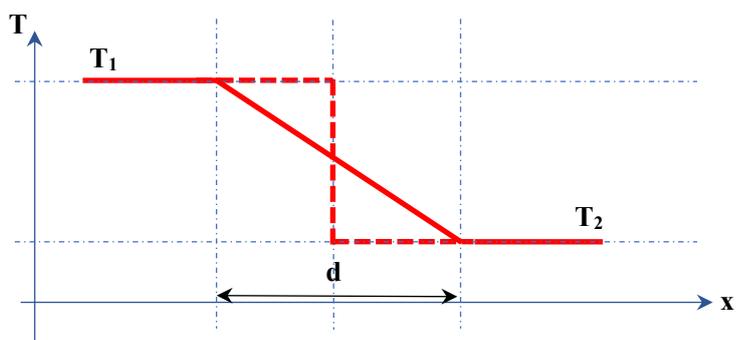


図 E-2 温度成層の直線温度分布

温度分布が直線の場合は、明らかに、温度境界相の中央が境界相を形成したエネルギーの初期の高温側の境界となる。したがって、移動するエネルギーは、

$$Q_{trans} = \rho \cdot C_p \cdot A \cdot \frac{(T_1 - T_2)}{2} \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{1}{2} = \rho \cdot C_p \cdot A \cdot \frac{(T_1 - T_2) \cdot d}{8}$$

となる。さらにこのエネルギーと同じ量を持つ高温側の容積は、

$$V_{trans} = A \cdot \frac{d}{8}$$

となり、この体積を経過時間で割ったものが混合流量になる。

例えば、貯湯槽容積  $V = 300\text{L}$ 、内径  $= 0.524\text{m}$ 、時間は 1 時間後、の場合について計算すると、温度成層厚み  $d = 0.1\text{m}$  の場合

$$\rightarrow V_{trans} = 0.00274(\text{m}^3)、W_{MIX} = 7.61 \times 10^{-7}(\text{m}^3/\text{sec})$$

→ 高温タンク全体のエネルギーの約 0.9%

$d = 0.5\text{m}$  の場合

$$\rightarrow V_{trans} = 0.0137(\text{m}^3)、W_{MIX} = 3.81 \times 10^{-6}(\text{m}^3/\text{sec})$$

→ 高温タンク全体のエネルギーの約 4.5%

## 2) 有効出湯効率と混合流量との関係

JIS4111、4113 に有効出湯効率 $\eta$ の測定方法が記載されている。有効出湯効率は、式(D-8)で定義され、100 からその値を引いた割合は、タンク全量を出湯した際に、初期持っていたエネルギーの何パーセントがタンクに残るか、を表している。これも、給水時による乱れと、高温から低温への伝熱による。したがって、有効出湯効率の値からも、混合流量 $W_{MIX}$ を定義することが可能になる。

$$\eta = \frac{T_{h2} - T_W}{T_{h2} - T_W} \times 100 \quad (E-8)$$

$T_W$  : 給水温度 (°C)

$T_{h1}$  : 初期平均給水温度 (°C)

$T_{h2}$  : 出湯後温水温度 (°C)

今、簡素化した図(E-2)のモデルを考え、タンク給水全後の状態を考察する。

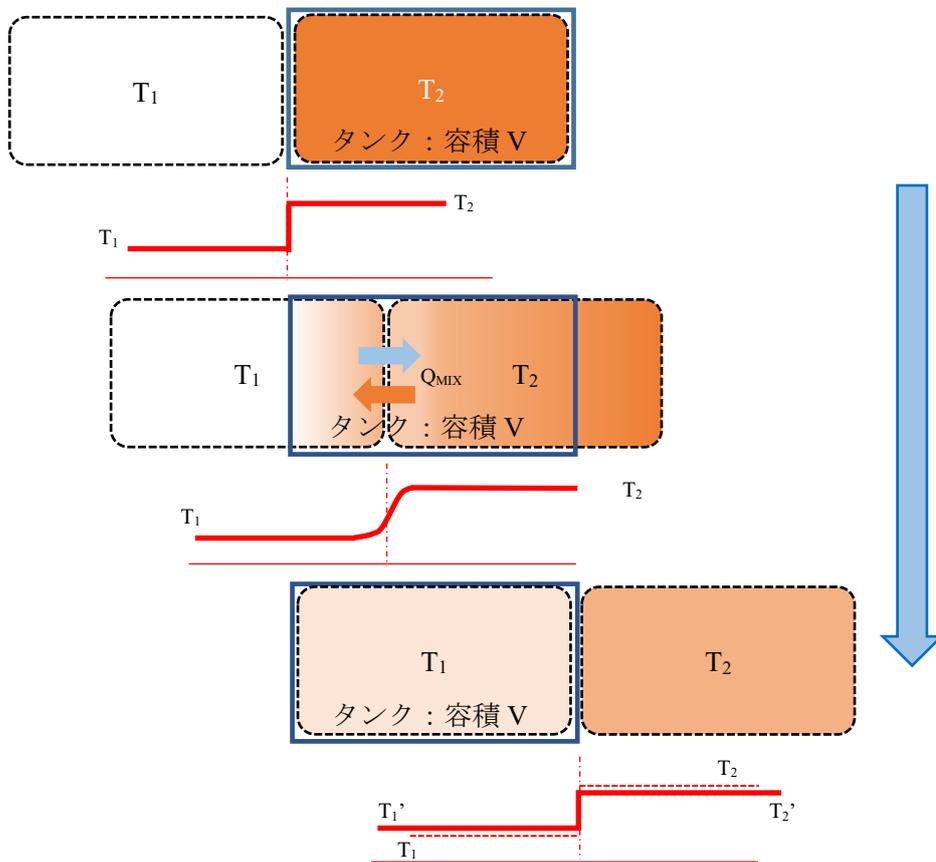


図 E-2 有効出湯効率試験

今、移動に要した時間を $\Delta t$ とすると、移動した熱量を混合流量 $W_{MIX}$  ( $m^3/sec$ )を用いて表すと、

$$Q_{MIX} = \rho \cdot C_p \cdot W_{MIX} \cdot (T_2 - T_1) \cdot \Delta t \quad (E-9)$$

となる。さらに、給水前後での水側、湯測それぞれの熱収支は、

$$\text{水側} : \rho \cdot V \cdot C_p \cdot T_1' = \rho \cdot V \cdot C_p \cdot T_1 + Q_{MIX} = \rho \cdot V \cdot C_p \cdot T_1 + \rho \cdot C_p \cdot W_{MIX} \cdot (T_2 - T_1) \cdot \Delta t$$

$$T_1' = T_1 + \frac{W_{MIX}}{V} \cdot (T_2 - T_1) \cdot \Delta t \quad (E-10)$$

$$\text{湯側} : \rho \cdot V \cdot C_p \cdot T_2' = \rho \cdot V \cdot C_p \cdot T_2 + Q_{MIX} = \rho \cdot V \cdot C_p \cdot T_2 - \rho \cdot C_p \cdot W_{MIX} \cdot (T_2 - T_1) \cdot \Delta t$$

$$T_2' = T_2 - \frac{W_{MIX}}{V} \cdot (T_2 - T_1) \cdot \Delta t \quad (E-11)$$

有効出湯効率のパラメータを上記のモデルのパラメータに変換すると、

$$\eta = \frac{T_{h2} - T_W}{T_{h2} - T_1} \times 100 = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} \times 100 \quad (E-12)$$

式(E-11)と(E-12)から  $T_2'$  を消去すると、

$$W_{MIX} = \frac{1}{\Delta t} \cdot \left(1 - \frac{\eta}{100}\right) \cdot V \quad (E-13)$$

となる。この結果は有効出湯効率の定義からも明らか。Web 計算では、1 時間ごとの平均値を使用するので、 $\Delta t = 3600 \text{sec}$  で計算する。

### 温度成層厚みと混合流量との関係

#### (実証実験結果から：2018年2月17日、サンジュニア：ソーラーシステムデータ)

実証実験のソーラー給湯システムのタンク温度の時間変化（タンク上方から番号順にほぼ等間隔で測定）とタンク出湯流量の一例を図 E-2 に示す。ここで、温度境界層の状況を明確にするために、横軸を（流量÷断面積×時間）で変換し、水中の移動距離として表すと、図 E-4 のグラフが得られる。さらに、そのうちで流量がほぼ一定になる部分の測定点データのみ抽出すると図 E-5 になる。

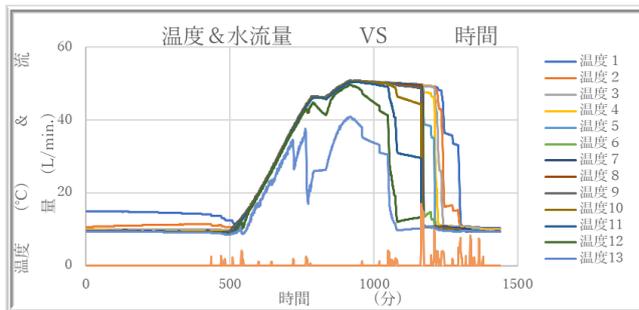


図 E-3 タンク各部の温度経過

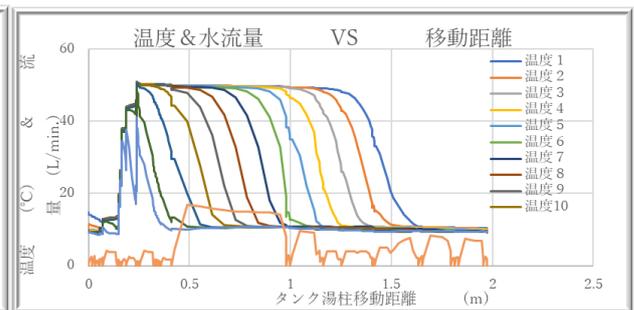


図 E-4 タンク温度とタンク湯柱移動距離

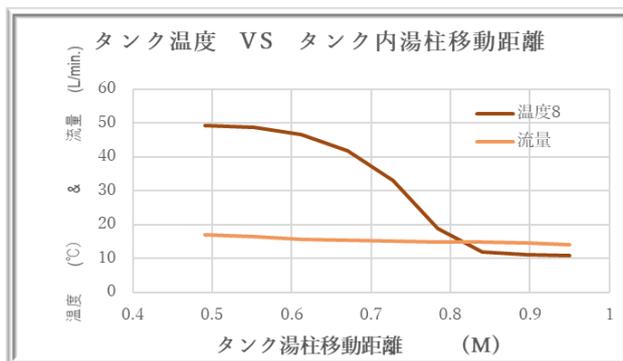


図 E-5 タンク温度温度成層の様子

図 E-5 を利用して 1) で得た知見から、混合エネルギー、流量を計算すると、下表の結果を得る。

表 E1 計算結果

タンク容量	0.37	m <sup>3</sup>
タンク直径	0.58	m
タンク面積	0.2642	m <sup>2</sup>

タンク高さ	1.400453	m
給水平均流量	15.3518	L/min.
温度成層厚み	0.459	m
熱移動した高温側の厚み	0.028	m
高温側から移動したエネルギーの割合	1.97	%
混合流量	0.002029	kg/sec

年間を通した実証実験を分析すると、高温側から移動するエネルギーの割合は、おおよそ 1.5~4.0% になり、これは、有効出湯効率の 96~98.5% に相当する。ソーラーシステム認証試験（JIS4111 および 4113）のもこれまでの結果から、某メーカーの有効出湯効率は 97.5% のものあり、おおよそ実証実験の値と同等と考えてよい。すなわち、有効出湯効率の値（各社固有）から混合流量を割り出し WEB 計算に代入することは妥当である。

### 3) 非給湯時の混合流量計算

非給湯時においても流体流動の影響はないが、熱伝導による熱エネルギーの移動は存在し、それによる温度成層の成長を考慮する必要がある。そこで、一次元熱伝導方程式を解くことにより温度成層の成長とそれに伴う熱エネルギーの移動量を見積もる。下図 E6 に水柱（1m）における熱伝導に起因する温度変化を示す。本計算では、初期条件を柱中央で階段状の温度分布（10℃：90℃）、熱損失は無視する。

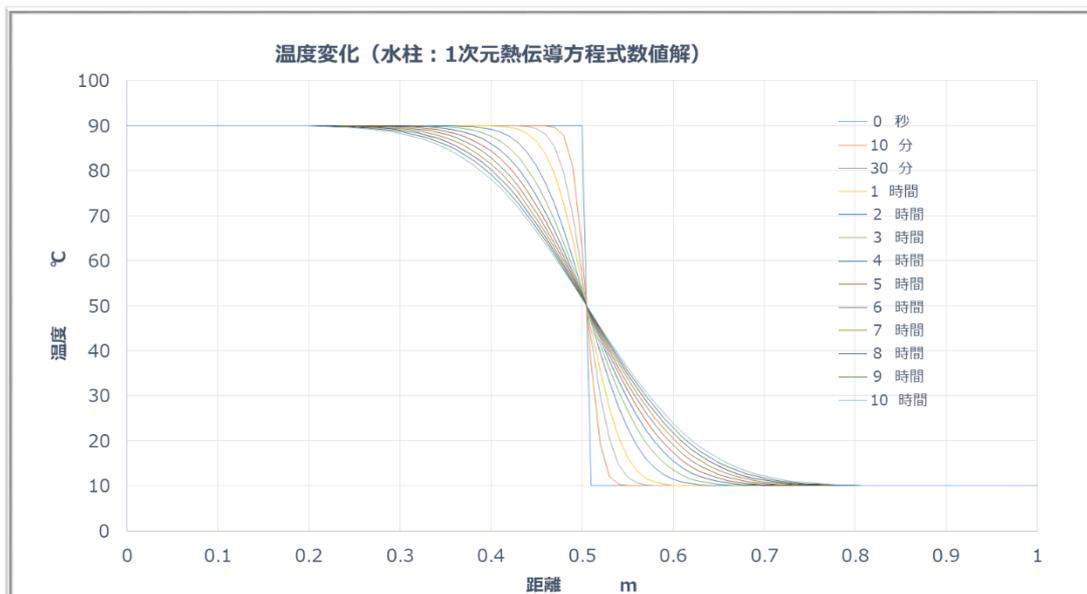


図 E6 水柱での熱伝導による温度変化

初期の階段温度分布から 1 時間経過したときの温度分布から温度境界層の厚み（微小に温度変化したところを境界とする）が約 10cm 成長していることがわかる。

次に、上記の結果をもとに式(E-7)を用いて、各機器（それぞれ 4 機種の水温水器とソーラーシステム）の各時間における混合量を図 E7 に示す。同図に示す横線は有効出湯効率より計算した給湯時の混合流量、SWH は太陽熱温

水器、SS はソーラーシステム、数字は各メーカーに対応し、両()の中は有効出湯効率を表す。

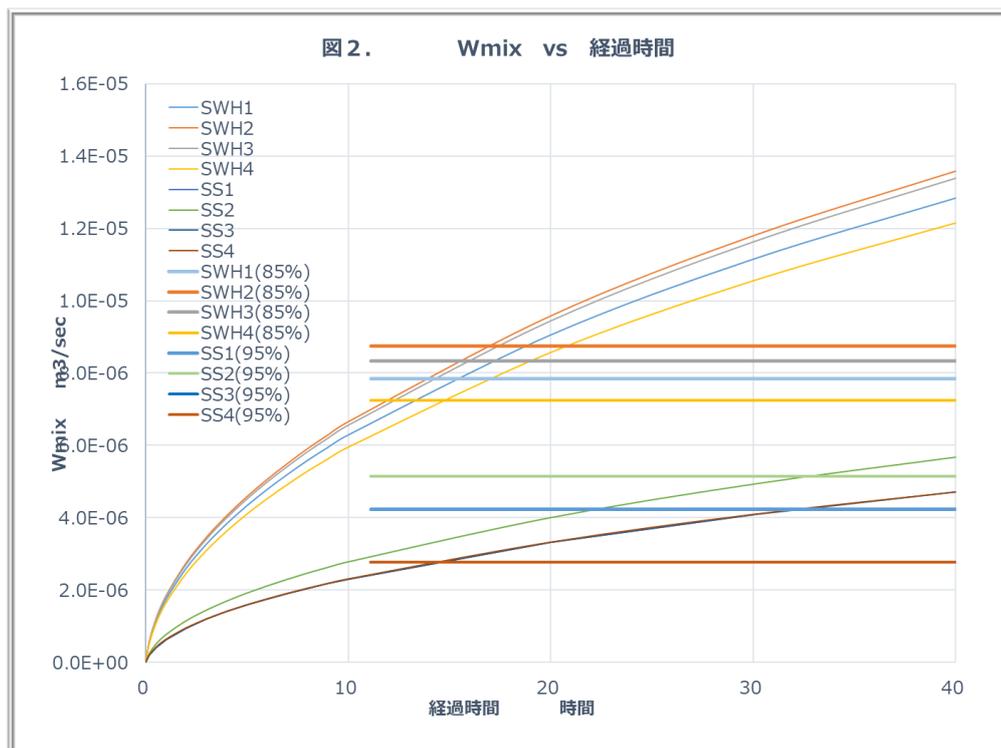


図 E7 各機器における混合流量と時間との関係

移動熱量の計算にはタンク断面積が必要になるが、温水器の場合は円筒タンクが水平に設置されているので、同容積で断面円筒を正方形にした場合の直方体の長方形断面として計算した。当然、タンクの設置方向に依存し、温水器のほうが混合流量はシステムに比較して多くなる。

図 E7 からわかるように、混合流量は時間の経過とともに減少しており、これは時間が経過するほど温度勾配が減少することに起因する。さらに、給湯時の有効出湯効率で計算する混合流量（横線）は、最低でも 10 時間を超えた場合の熱伝導のみ移動する熱移動量、混合流量に位置する。そこで、10 時間経過した時から 1 時間後の混合流量を非給湯時の混合流量を計算すると表 E2 になる。

表 E2 混合流量計算結果

Wmix(m3/sec)	V m3	$W_{MIX} = \left(1 - \frac{\eta}{100}\right) \cdot V$							Wmix_Def./Wmix0		
		$\eta$ (%)	70	75	80	85	90	95	100	1 hour	2 hours
SWH 1	0.188	1.567E-05	1.306E-05	1.044E-05	7.833E-06	5.222E-06	2.611E-06	0.000E+00	24.8%	12.4%	4.9%
SWH 2	0.21	1.750E-05	1.458E-05	1.167E-05	8.750E-06	5.833E-06	2.917E-06	0.000E+00	22.3%	11.2%	4.4%
SWH 3	0.2	1.667E-05	1.389E-05	1.111E-05	8.333E-06	5.556E-06	2.778E-06	0.000E+00	21.9%	11.0%	4.3%
SWH 4	0.174	1.450E-05	1.208E-05	9.667E-06	7.250E-06	4.833E-06	2.417E-06	0.000E+00	8.8%	11.4%	4.5%
SS 1	0.304	2.533E-05	2.111E-05	1.689E-05	1.267E-05	8.444E-06	4.222E-06	0.000E+00	15.0%	7.5%	3.0%
SS 2	0.37	3.083E-05	2.569E-05	2.056E-05	1.542E-05	1.028E-05	5.139E-06	0.000E+00	14.9%	7.5%	3.0%
SS 3	0.2	1.667E-05	1.389E-05	1.111E-05	8.333E-06	5.556E-06	2.778E-06	0.000E+00	22.9%	11.5%	4.5%
SS 4	0.2	1.667E-05	1.389E-05	1.111E-05	8.333E-06	5.556E-06	2.778E-06	0.000E+00	22.9%	11.5%	4.5%

この表の右側の青い列が各社の給湯時の混合流量に対する 10 時間後から 1 時間経過した場合の混合流量の割合となり、どの機種においても 5% 以下であることがわかる。

### 実証実験での非給湯時の混合量

実証実験結果、2018 年 2 月 17 日、サンジュニア：ソーラーシステムデータ実証実験結果（図 E3-5）から非給湯時における移動量を求める。今回の計算は、タンク温度を測定している 14 点のデータ（タンク円筒部分の長さが

1.2m なので、サーミスタの間隔は 0.1m) から給湯終了直後から 1 時間の非給湯時の温度変化を求めた。求めた時間は図 E3' に示す。

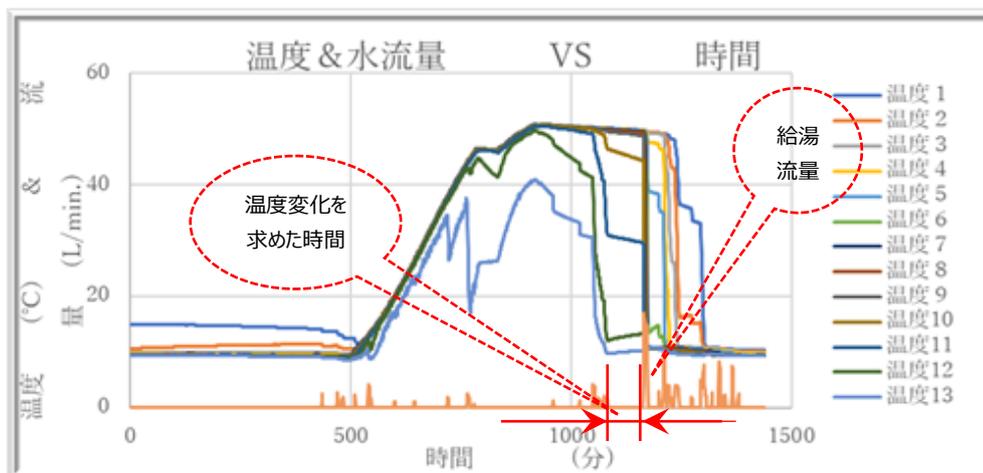


図 E3' 温度変化を求めた時間帯

この時間帯の給湯直後と 1 時間経過した時のタンク温度分布を図 E8 に示す。

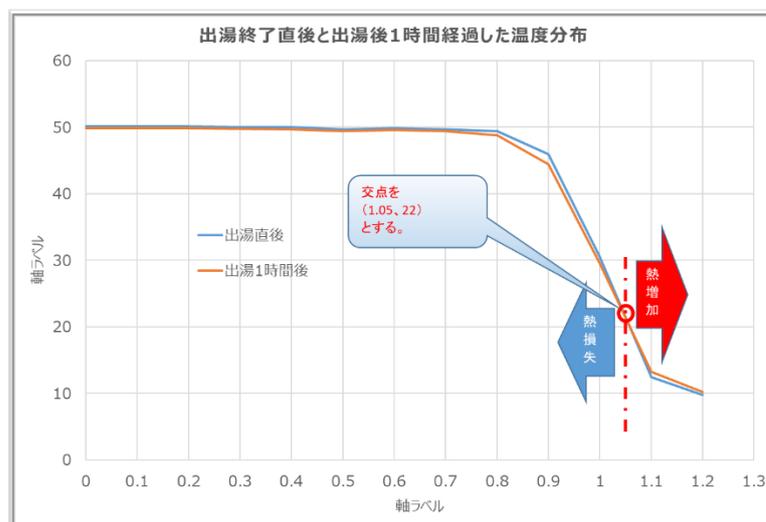


図 E8 給湯直後と 1 時間経過した時の温度分布

図 E8 より低温側に移動した熱量から混合流量を計算すると下の値となり、一次元熱伝導方程式から得られた出湯時の混合流量に対する割合よりも低い値となっている。このことから、非給湯時の混合流量を給湯時の混合流量の 5%にすることが妥当である。

SS2の実験値:	-1.46E-07	(m3/sec)
出湯時Wmixとの比率:	2.8%	

したがって、非給湯時の混合流量を下記の式で計算することとした。

$$W_{mix.0} = 0.05 * W_{mix} = \frac{0.05}{\Delta t} \left(1 - \frac{\eta}{100}\right) V_{tank} \quad (5.3-2)$$

## F: 熱損失に関する自然対流熱伝達係数について

壁面からの単位面積当たりの熱伝達量  $q$  は、

$$q = -\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = h \cdot (T_W - T_\infty)$$

となる。したがって、

$$h = \frac{-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0}}{(T_W - T_\infty)}$$

ここで、自然対流で伝熱している温度と速度境界層のエネルギーと運動量方程式をそれぞれ解くことで、温度境界層の厚み  $\delta$  の関数として熱伝達率が下記の式で表される。

$$h = \frac{-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0}}{(T_W - T_\infty)} = \frac{2\lambda}{\delta}$$

この式から、熱伝達率は温度境界層の厚み  $\delta$  に逆比例する。すなわち、表面温度が同じ場合周囲温度が下がると温度境界層の厚みが減少し、熱伝達率が上昇することが予想される。ただし、温度境界層厚みの温度差への依存性は、自然対流に依存するものであり、詳細には浮力と粘性力の比で表される  $Gr$  : グラフフオフ数、動粘度と温度拡散率の比で表される  $Pr$  : プラントル数とに依存する。

例えば、垂直平板において、熱伝達率と  $Nu$  数（熱伝達を表す無次元数）は、

$$Nu = \frac{hL}{\lambda}$$

となり、さらに、

$$Nu = 0.59 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad (10^4 < Gr \cdot Pr < 10^9)$$
$$= 0.10 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad (10^9 < Gr \cdot Pr < 10^{13})$$

ここで、

$$Gr = \frac{L^3 g \beta \Delta T \rho^2}{\mu^2} \quad : \text{グラフフオフ数} \quad :$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad : \text{プラントル数}$$

$L$  : 代表長さ、 $\Delta T$  : 壁面と外部との温度差、 $g$  : 重力加速度、 $\rho$  : 密度、 $\mu$  : 粘度、 $\lambda$  : 熱伝導率、 $C_p$  : 比熱、 $\beta$  : 膨張率になる。

上記の関係式を用いて、熱伝達率と温度差の関係を求めると図 F1 になる。

この図から、温度差の増加とともに熱伝達率が増加することがわかる。すなわち、タンクや配管での熱損失に関する熱伝達率を常温（20℃）で求めて、固定値として夏、冬に使用すると、同じタンク温度でも平均的な周囲温度が変わることで、平均温度差が変わることになり、実証実験との熱損失における誤差が生ずることが予想される。

例えば、タンク温度を 80℃、春の周囲温度を 20℃、夏を 35℃、冬を 5℃として、熱伝達率を計算したものを表 F1 に示す。この表から、春をベースにした場合、夏の熱伝達率が約 9.1%低下し、冬が約 7.7%増加することがわかる。このことは、春の周囲温度に近い 20℃で測定した熱伝達率を冬季と夏季に使用すると、それぞれ、夏季では熱損失を多く見積もり、冬季では少なく見積もることが予想される。8 章での季節による太陽熱利用量の傾向に差が出たのは、このことが要因の一つであると考えられる。

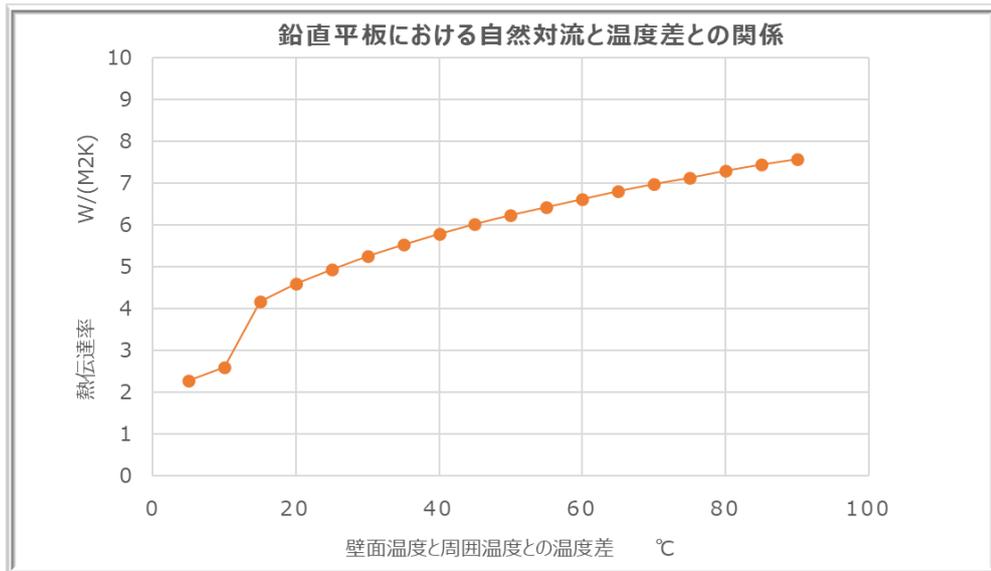


図 F1. 鉛直平板における自然対流と温度差との関係

季節による熱伝達率			
季節	温度差	熱伝達率	割合 (春を100%)
春	60	6.626519	100.0%
夏	45	6.020592	90.9%
冬	75	7.138202	107.7%

表 F1. 季節による自然対流 d の熱伝達率

参考文献： 北山直方. 伝熱工学の学び方. オーム社, 1982