

第九章 自然エネルギー利用設備

第三節 空気集熱式太陽熱利用設備

1. 適用範囲

空気集熱式太陽熱利用設備とは、以下の条件の全てを満たす設備である。

- (1) JIS A 4112 または SS-TS010 に適合する空気集熱式集熱器(以下、集熱器と記す)で構成される集熱器群を有する。
- (2) 集熱部において太陽熱で温められた外気を、直接、または、蓄熱部とする床下を介して居室に給気する。
- (3) 集熱部において太陽熱で温められた外気を床下に給気する場合、床下を構成する部材の劣化対策として、防腐・防蟻処理等を施す際には、人体に影響のある薬剤は使用せず、揮発性の低い薬剤等を選定するなどの配慮を行う。
- (4) 第三章 第一節 付録 D に記載されている床下を経由して外気を導入する換気方式との併用は認めない。また、給湯部を有する場合、第九章 第二節に記載されている液体集熱式太陽熱利用設備との併用は認めない。

本計算方法は、空気集熱式太陽熱利用設備のうち、付録 A に示す構成を有し、かつ付録 F を満たす暖房設備及び給湯設備を併用するものに対し、暖房負荷削減量、補正集熱量、補機の消費電力量の計算に適用する。

2. 引用規格

JIS A4112:2011	太陽集熱器
SS-TS010	空気集熱器の集熱効率試験方法

3. 用語の定義

本節で用いる主な用語および定義は、第一章「概要と用語の定義」および次による。

3.1 機外静圧をゼロとした時の空気搬送ファンの風量

空気搬送ファンの送風機特性曲線において機外静圧をゼロとした時の空気搬送ファンの風量をいう。

3.2 給湯部

空気集熱式太陽熱利用設備において、集熱した熱の一部を給湯に利用するための装置の総称をいう。

3.3 空気集熱式集熱器(又は、単に集熱器)

JIS A 4112 または SS-TS010 に規定される、熱媒として空気を用いる太陽集熱器をいう。

3.4 空気搬送ファン

空気集熱式太陽熱利用設備において、外気を軒下から取り入れて集熱部を経由した後に、暖房に熱を利用する場合は床下または居室へ搬送し、暖房に熱を利用しない場合は外気に排気するためのファンをいう。

3.5 循環ポンプ

空気集熱式太陽熱利用設備において、集熱部と貯湯タンクとの間で不凍液を強制循環させるためのポンプをいう。

3.6 集熱器群

同じ方位角および同じ傾斜角で設置される、同一仕様の空気集熱式集熱器の集合をいう。

3.7 集熱器群の傾斜角

集熱器群が水平面(地面)となす角度をいう。

3.8 集熱器群の面積

集熱器群を構成する集熱器の面積の合計をいう。

3.9 集熱器の集熱効率特性線図一次近似式の傾き

JIS A 4112 または SS-TS010 が定める集熱性能試験により得られる、集熱効率特性線図一次近似式の傾きをいう。

3.10 集熱器の集熱効率特性線図一次近似式の切片

JIS A 4112 または SS-TS010 が定める集熱性能試験により得られる、集熱効率特性線図一次近似式の切片をいう。

3.11 集熱器の集熱性能試験時における単位面積当たりの空気の質量流量

JIS A 4112 または SS-TS010 が定める集熱性能試験を実施した時の単位面積当たりの空気の質量流量をいう。

3.12 集熱部

同じ方位角で設置される集熱器群の集合をいう。

3.13 集熱部の方位角

集熱部の真南に対する角度をいう。

3.14 自立運転用太陽光発電装置

空気集熱式太陽熱利用設備を設置する場合において、発電した電力を空気搬送ファンもしくは循環ポンプの動力として使用するために設ける専用の装置をいう。本計算法では、自立運転用太陽光発電装置を採用する空気集熱式太陽熱利用設備では、空気搬送ファンあるいは循環ポンプが稼働する時刻において、その消費電力をゼロとする。

4. 記号及び単位

4.1 記号

本計算で用いる記号及び単位は表 1 による。

表 1 記号及び単位

記号	意味	単位
A_{col}	集熱器群の面積	m^2
A_{HCZ}	暖冷房区画の床面積	m^2
A_{MR}	主たる居室の床面積	m^2
A_{OR}	その他の居室の床面積	m^2
$c_{p,air}$	空気の比熱	$kJ/(kg \cdot K)$
d_0	集熱器の集熱効率特性線図一次近似式の切片	-
d_1	集熱器の集熱効率特性線図一次近似式の傾き	$W/(m^2 \cdot K)$
$E_{E,H,aux,ass}$	1時間当たりの補機の消費電力量のうちの暖房設備への付加分	kWh/h
$E_{E,W,aux,ass}$	1日当たりの補機の消費電力量のうちの給湯設備への付加分	kWh/d
	1時間当たりの補機の消費電力量のうちの給湯設備への付加分	kWh/h
$E_{E,cp}$	1時間当たりの循環ポンプの消費電力量	kWh/h
$E_{E,fan}$	1時間当たりの空気搬送ファンの消費電力量	kWh/h
f_{hx}	給湯部の熱交換効率	-
$f_{sr,uplim}$	給湯部の分担率上限値	-
f_s	給湯部のシステム効率	-
f_{sFP}	空気搬送ファンの比消費電力	$W/(m^3/h)$
HC_{tnk}	給湯部のタンク蓄熱量の上限	MJ
I_s	単位面積当たりの平均日射量	W/m^2
L_{tnk}	給湯部におけるタンク蓄熱量の上限による補正集熱量	MJ/d
$L_{sun,ass}$	空気集熱式太陽熱利用設備による補正集熱量	MJ/h
$\dot{L}_{sun,ass}$	空気集熱式太陽熱利用設備による補正集熱量	MJ/d
$L'_{H,R}$	標準住戸の負荷補正前の暖房負荷	MJ/h
$\dot{m}_{fan,test}$	集熱器の集熱性能試験時における単位面積当たりの空気の質量流量	$kg/(s \cdot m^2)$
n	集熱器群の数	-
P_{cp}	循環ポンプの消費電力	W
P_α	集熱器群の方位角	$^\circ$
P_β	集熱器群の傾斜角	$^\circ$
Q	基準集熱量	MJ/d
Q_{col}	集熱部における集熱量	MJ/h
$Q_{col,W}$	集熱部における集熱量のうちの給湯利用分	MJ/h
$Q_{W,dmd,sun}$	給湯熱需要のうちの太陽熱利用設備の分担分	MJ/h
$\dot{Q}_{W,dmd,sun}$	給湯熱需要のうちの太陽熱利用設備の分担分	MJ/d
r_{sa}	空気搬送ファンの風量のうち床下空間または居室へ供給する空気の風量の割合	-
t_{fan}	空気搬送ファンの稼働時間	h/h
t_{cp}	循環ポンプの稼働時間	h/h
U_c	集熱器の総合熱損失係数	$W/(m^2 \cdot K)$
V_{col}	空気搬送ファン稼働時に集熱器群を流れる空気の体積流量	m^3/h
V_{fan}	空気搬送ファンの風量	m^3/h
$V_{fan,P0}$	空気搬送ファンの送風機特性曲線において機外静圧をゼロとした時の空気搬送ファンの風量	m^3/h
V_{sa}	1時間当たりの床下空間または居室へ供給する空気の風量	m^3/h
W_{tnk}	給湯部のタンク容量	L
α_{tnk}	給湯部のタンク有効利用率	$1/d$
$\Delta L'_{H,ass}$	空気集熱式太陽熱利用設備による暖房負荷削減量	MJ/h
$\theta_{col,opg}$	空気搬送ファン稼働時の集熱部の出口における空気温度	$^\circ C$
	空気搬送ファン稼働時の集熱器群の出口における空気温度	$^\circ C$
$\theta_{col,nonopg}$	空気搬送ファン停止時の集熱部の出口における空気温度	$^\circ C$
	空気搬送ファン停止時の集熱器群の出口における空気温度	$^\circ C$

記号	意味	単位
θ_{ex}	外気温度	°C
θ_{in}	室内温度	°C
$\theta_{prst,H}$	暖房設定温度	°C
θ_{sa}	床下空間または居室へ供給する空気の温度	°C
θ_{tnk}	給湯部のタンク内温度	°C
θ_{wtr}	日平均給水温度	°C
ρ_{air}	空気の密度	kg/m ³

4.2 添え字

本計算で用いる添え字は表 2 による。

表 2 記号及び単位

添え字	意味
A	住戸全体
ass	空気集熱式太陽熱利用設備
$b1$	浴槽水栓湯はり
$b2$	浴槽自動湯はり
$ba1$	浴槽水栓さし湯
d	日付
i	暖冷房区画
j	集熱器群
k	台所水栓
s	浴室シャワー水栓
t	時刻
w	洗面水栓

5. 暖房負荷削減量

日付 d の時刻 t における暖冷房区画 i の空気集熱式太陽熱利用設備による暖房負荷削減量 $\Delta L'_{H,ass,d,t,i}$ は、集熱後の空気を供給する空間及び標準住戸の負荷補正前の暖房負荷 $L'_{H,R,d,t,i}$ 及び当該時刻において集熱した熱を暖房に利用するか否かに応じて、式(1)により表される。

集熱後の空気を床下空間へ供給する場合：

$L'_{H,R,d,t,i} \leq 0$ または 当該時刻において集熱した熱を暖房に利用しない場合($r_{sa,d,t} = 0$) の場合：

$$\Delta L'_{H,ass,d,t,i} = 0 \quad (1-1a)$$

$0 < L'_{H,R,d,t,i}$ かつ 当該時刻において集熱した熱を暖房に利用する場合($0 < r_{sa,d,t}$) の場合：

$$\begin{aligned} \Delta L'_{H,ass,d,t,i} = & \rho_{air} \times c_{p,air} \times V_{sa,d,t,i} \times (\theta_{uf,d,t} - \theta_{in,d,t}) \times 10^{-3} \\ & - U_s \times A_{s,ufvnt,i} \times (\theta_{in,d,t} - \theta_{uf,d,t}) \times 3.6 \times 10^{-3} \\ & + U_{s,vert} \times A_{s,ufvnt,i} \times (\theta_{in,d,t} - \theta_{ex,d,t}) \times H_{floor} \times 3.6 \times 10^{-3} \end{aligned} \quad (1-2a)$$

集熱後の空気を居室へ直接供給する場合：

$L'_{H,R,d,t,i} \leq 0$ または 当該時刻において集熱した熱を暖房に利用しない場合($r_{sa,d,t} = 0$) の場合：

$$\Delta L'_{H,ass,d,t,i} = 0 \quad (1-1b)$$

$0 < L'_{H,R,d,t,i}$ かつ 当該時刻において集熱した熱を暖房に利用する場合($0 < r_{sa,d,t}$) の場合：

$$\Delta L'_{H,ass,d,t,i} = \rho_{air} \times c_{p,air} \times V_{sa,d,t,i} \times (\theta_{sa,d,t} - \theta_{in,d,t}) \times 10^{-3} \quad (1-2b)$$

ここで、

$A_{s,ufvnt,i}$: 暖冷房区画*i*の空気を供給する床下空間に接する床の面積(m²)

$c_{p,air}$: 空気の比熱(kJ/(kg・K))

H_{floor} : 床の温度差係数(-)

$L'_{H,R,d,t,i}$: 日付*d*の時刻*t*における標準住戸の暖冷房区画*i*の負荷補正前の暖房負荷(MJ/h)

$r_{sa,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*における1時間当たりの空気搬送ファンの風量のうち床下空間または居室へ供給する空気の風量の割合(-)

U_s : 床の熱貫流率(W/(m²・K))

$U_{s,vert}$: 暖冷房負荷計算時に想定した床の熱貫流率(W/(m²・K))

$V_{sa,d,t,i}$: 日付*d*の時刻*t*における暖冷房区画*i*の1時間当たりの床下空間または居室へ供給する空気の風量(m³/h)

$\Delta L'_{H,ass,d,t,i}$: 日付*d*の時刻*t*における暖冷房区画*i*の空気集熱式太陽熱利用設備による暖房負荷削減量(MJ/h)

ρ_{air} : 空気の密度(kg/m³)

$\theta_{in,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*における室内温度(°C)

$\theta_{sa,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*において床下空間または居室へ供給する空気の温度(°C)

$\theta_{uf,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*における床下温度(°C)

である。空気の密度 ρ_{air} は、1.20 kg/m³とする。空気の比熱 $c_{p,air}$ は、1.006 kJ/(kg・K)とする。日付*d*の時刻*t*における室内温度 $\theta_{in,d,t}$ は、暖房設定温度 $\theta_{prst,H}$ に等しいとして20°Cとする。床の熱貫流率 U_s は、2.223 W/(m²・K)とする。床の温度差係数 H_{floor} は、0.7とする。日付*d*の時刻*t*における床下温度 $\theta_{uf,d,t}$ 、暖冷房区画*i*の空気を供給する床下空間に接する床の面積 $A_{s,ufvnt,i}$ 及び暖冷房負荷計算時に想定した床の熱貫流率 $U_{s,vert}$ は、第三章「暖冷房負荷」第一節「外皮性能 全般」付録 E「床下に空気を供給する場合の床下温度等の算定方法」により定まる。

6. 補正集熱量

日付*d*の時刻*t*における1時間当たりの空気集熱式太陽熱利用設備による補正集熱量 $L_{sun,ass,d,t}$ は、(2)により表される。

$\dot{Q}_{W,dmd,sun,d} = 0$ の場合:

$$L_{sun,ass,d,t} = 0 \quad (2-1)$$

$\dot{Q}_{W,dmd,sun,d} \neq 0$ の場合:

$$L_{sun,ass,d,t} = \dot{L}_{sun,ass,d} \times \frac{\dot{Q}_{W,dmd,sun,d,t}}{\dot{Q}_{W,dmd,sun,d}} \quad (2-2)$$

ここで、

$\dot{L}_{sun,ass,d}$: 日付*d*における1日当たりの空気集熱式太陽熱利用設備による補正集熱量(MJ/d)

$L_{sun,ass,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*における1時間当たりの空気集熱式太陽熱利用設備による補正集熱量(MJ/h)

$\dot{Q}_{W,dmd,sun,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*における給湯熱需要のうちの太陽熱利用設備の分担分(MJ/h)

$\dot{Q}_{W,dmd,sun,d}$: 日付*d*における給湯熱需要のうちの太陽熱利用設備の分担分(MJ/d)

である。

日付 d における 1 日当たりの空気集熱式太陽熱利用設備による補正集熱量 $L_{sun,ass,d}$ は、式(3)により表される。

$$\dot{L}_{sun,ass,d} = \min(L_{tnk,d}, \dot{Q}_{W,dmd,sun,d} \times f_{sr,uplim}) \quad (3)$$

ここで、

$f_{sr,uplim}$: 給湯部の分担率上限値(-)

$\dot{L}_{sun,ass,d}$: 日付 d における 1 日当たりの空気集熱式太陽熱利用設備による補正集熱量(MJ/d)

$\dot{Q}_{W,dmd,sun,d}$: 日付 d における給湯熱需要のうちの太陽熱利用設備の分担分(MJ/d)

である。給湯部の分担率上限値 $f_{sr,uplim}$ は、0.9とする。

日付 d における給湯熱需要のうちの太陽熱利用設備の分担分 $\dot{Q}_{W,dmd,sun,d}$ は、式(4)により表される。

$$\dot{Q}_{W,dmd,sun,d} = \sum_{t=0}^{23} Q_{W,dmd,sun,d,t} \quad (4)$$

ここで、

$Q_{W,dmd,sun,d,t}$: 日付 d の時刻 t における給湯熱需要のうちの太陽熱利用設備の分担分(MJ/h)

$\dot{Q}_{W,dmd,sun,d}$: 日付 d における給湯熱需要のうちの太陽熱利用設備の分担分(MJ/d)

である。

7. 補機の消費電力量

日付 d の時刻 t における 1 時間当たりの補機の消費電力量のうちの暖房設備への付加分 $E_{E,H,aux,ass,d,t}$ 及び給湯設備への付加分 $E_{E,W,aux,ass,d,t}$ は、日付 d の時刻 t における 1 時間当たりの空気搬送ファンの消費電力量 $E_{E,fan,d,t}$ と日付 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 $E_{E,cp,d,t}$ から計算され、当該時刻における集熱した熱の利用方法に応じて、式(5)及び式(6)により表される。ただし、集熱した熱は暖房と給湯とに同時に利用されないこととする。

当該時刻において集熱した熱を暖房と給湯とのどちらにも利用しない場合($r_{sa,d,t} = 0$ かつ $t_{cp,d,t} = 0$):

$$E_{E,H,aux,ass,d,t} = 0 \quad (5-1)$$

$$E_{E,W,aux,ass,d,t} = 0 \quad (6-1)$$

当該時刻において集熱した熱を暖房のみに利用する場合($0 < r_{sa,d,t}$ かつ $t_{cp,d,t} = 0$):

$$E_{E,H,aux,ass,d,t} = E_{E,fan,d,t} \quad (5-2)$$

$$E_{E,W,aux,ass,d,t} = 0 \quad (6-2)$$

当該時刻において集熱した熱を給湯のみに利用する場合($r_{sa,d,t} = 0$ かつ $0 < t_{cp,d,t}$):

$$E_{E,H,aux,ass,d,t} = 0 \quad (5-3)$$

$$E_{E,W,aux,ass,d,t} = E_{E,fan,d,t} + E_{E,cp,d,t} \quad (6-3)$$

ここで、

$E_{E,H,aux,ass,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの補機の消費電力量のうちの暖房設備への付加分(kWh/h)

$E_{E,W,aux,ass,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの補機の消費電力量のうちの給湯設備への付加分(kWh/h)

$E_{E,cp,d,t}$: 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)

$E_{E,fan,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの消費電力量(kWh/h)

$t_{cp,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの循環ポンプの稼働時間(h/h)

$r_{sa,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの風量のうち床下空間または居室へ供給する空気の風量の割合(-)

である。

8. 給湯部

8.1 循環ポンプの稼働時間

空気集熱式太陽熱利用設備が給湯部を有さない場合、日付 d の時刻 t における1時間当たりの循環ポンプの稼働時間 $t_{cp,d,t}$ は、ゼロとする。

空気集熱式太陽熱利用設備が給湯部を有する場合、当該時刻において空気搬送ファンが稼働しており、かつ、当該日が非暖房日である場合に、循環ポンプが稼働するとして、日付 d の時刻 t における1時間当たりの循環ポンプの稼働時間 $t_{cp,d,t}$ は、式(7)により定まる。

$t_{fan,d,t}=0$ 、または、日付 d が暖房日の場合：

$$t_{cp,d,t} = 0 \quad (7-1)$$

$0 < t_{fan,d,t}$ かつ日付 d が非暖房日の場合：

$$t_{cp,d,t} = 1 \quad (7-2)$$

ここで、

$t_{cp,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの循環ポンプの稼働時間(h/h)

$t_{fan,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの稼働時間(h/h)

である。日付 d が暖房日であるか否かは、第三章「暖冷房負荷と外皮性能」第一節「全般」により定まる。

8.2 循環ポンプの消費電力量

循環ポンプの自立運転用太陽光発電装置を採用する場合、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 $E_{E,cp,d,t}$ は、ゼロとする。

循環ポンプの自立運転用太陽光発電装置を採用しない場合、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 $E_{E,cp,d,t}$ は、式(8)により表される。

$$E_{E,cp,d,t} = P_{cp} \times t_{cp,d,t} \times 10^{-3} \quad (8)$$

ここで、

$E_{E,cp,d,t}$: 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)

P_{cp} : 循環ポンプの消費電力(W)

$t_{cp,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの循環ポンプの稼働時間(h/h)
である。循環ポンプの消費電力 P_{cp} は、80 Wとする。

8.3 タンク蓄熱量の上限による補正集熱量

日付 d における1日当たりの給湯部におけるタンク蓄熱量の上限による補正集熱量 $L_{tnk,d}$ は、式(9)により表される。

$$L_{tnk,d} = \min(Q_d, HC_{tnk,d} \times \alpha_{tnk,d}) \quad (9)$$

ここで、

$L_{tnk,d}$: 日付 d における1日当たりの給湯部におけるタンク蓄熱量の上限による補正集熱量(MJ/d)

Q_d : 日付 d における1日当たりの基準集熱量(MJ/d)

$HC_{tnk,d}$: 日付 d における給湯部のタンク蓄熱量の上限(MJ)

$\alpha_{tnk,d}$: 日付 d における給湯部のタンク有効利用率(1/d)

である。日付 d における給湯部のタンク有効利用率 $\alpha_{tnk,d}$ は、日付 d によらず1.0とする。

日付 d における給湯部のタンク蓄熱量の上限 $HC_{tnk,d}$ は、式(10)により求める。

$$HC_{tnk,d} = (\theta_{tnk} - \theta_{wtr,d}) \times W_{tnk} \times 4.186 \times 10^{-3} \quad (10)$$

ここで、

$HC_{tnk,d}$: 日付 d における給湯部のタンク蓄熱量の上限(MJ/d)

θ_{tnk} : 給湯部のタンク内温度(°C)

$\theta_{wtr,d}$: 日付 d における日平均給水温度(°C)

W_{tnk} : 給湯部のタンク容量(L)

である。給湯部のタンク内温度 θ_{tnk} は、65°Cとする。給湯部のタンク容量 W_{tnk} は、付録Bにより規定される。

8.4 基準集熱量

日付 d における1日当たりの基準集熱量 Q_d は、太陽熱集熱部において集熱した熱のうち給湯に利用可能な熱量であり、式(11)により表される。

$$Q_d = \sum_{t=0}^{23} (Q_{col,W,d,t} \times f_s) \quad (11)$$

ここで、

f_s : 給湯部のシステム効率(-)

Q_d : 日付 d における1日当たりの基準集熱量(MJ/d)

$Q_{col,W,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの集熱部における集熱量のうちの給湯利用分(MJ/h)

である。給湯部のシステム効率 f_s は、0.85とする。

日付 d の時刻 t における1時間当たりの集熱部における集熱量のうちの給湯利用分 $Q_{col,W,d,t}$ は、式(12)により表される。

$$Q_{col,W,d,t} = Q_{col,d,t} \times f_{hx} \times t_{cp,d,t} \quad (12)$$

ここで、

f_{hx} : 給湯部の熱交換効率(-)

$Q_{col,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの集熱部における集熱量(MJ/h)

$Q_{col,w,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの集熱部における集熱量のうちの給湯利用分(MJ/h)

$t_{cp,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの循環ポンプの稼働時間(h/h)

である。給湯部の熱交換効率 f_{hx} は、0.25とする。

9. 空気搬送部

9.1 空気搬送ファンの稼働時間

空気搬送ファン停止時の集熱部の出口における空気温度 $\theta_{col,nonopg,d,t}$ が 30℃以上、かつ空気搬送ファン稼働時の集熱部の出口における空気温度 $\theta_{col,opg,d,t}$ が 25℃を超える場合に、空気搬送ファンが稼働して集熱が行われるとして、日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの稼働時間 $t_{fan,d,t}$ は、式(13)により定まる。

$30 \leq \theta_{col,nonopg,d,t}$ かつ $25 < \theta_{col,opg,d,t}$ の場合:

$$t_{fan,d,t} = 1 \quad (13-1)$$

$\theta_{col,nonopg,d,t} < 30$ または $\theta_{col,opg,d,t} \leq 25$ の場合:

$$t_{fan,d,t} = 0 \quad (13-2)$$

ここで、

$t_{fan,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの稼働時間(h/h)

$\theta_{col,opg,d,t}$: 日付 d の時刻 t における空気搬送ファン稼働時の集熱部の出口における空気温度(℃)

$\theta_{col,nonopg,d,t}$: 日付 d の時刻 t における空気搬送ファン停止時の集熱部の出口における空気温度(℃)

である。

9.2 空気搬送ファンの風量

日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの風量 $V_{fan,d,t}$ は、式(14)で表される。

$$V_{fan,d,t} = V_{fan,P0} \times t_{fan,d,t} \quad (14)$$

ここで、

$t_{fan,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの稼働時間(h/h)

$V_{fan,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの風量(m³/h)

$V_{fan,P0}$: 空気搬送ファンの送風機特性曲線において機外静圧をゼロとした時の空気搬送ファンの風量(m³/h)

である。

9.3 空気搬送ファンの消費電力量

空気搬送ファンの自立運転用太陽光発電装置を採用する場合、日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの消費電力量 $E_{E,fan,d,t}$ は、ゼロとする。

空気搬送ファンの自立運転用太陽光発電装置を採用しない場合、日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの消費電力量 $E_{E,fan,d,t}$ は、式(15)により計算される。

$$E_{E,fan,d,t} = f_{SFP} \times V_{fan,d,t} \times t_{fan,d,t} \times 10^{-3} \quad (15)$$

ここで、

$E_{E, fan, d, t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの消費電力量(kWh/h)

f_{SFP} : 空気搬送ファンの比消費電力(W/(m³/h))

$t_{fan, d, t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの稼働時間(h/h)

$V_{fan, d, t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの風量(m³/h)

である。空気搬送ファンの比消費電力 f_{SFP} は、ファンの種別に応じて表1により定まる。

表1 空気搬送ファンの比消費電力 f_{SFP}

ファンの種別	ファンの比消費電力 f_{SFP} (W/(m ³ /h))
AC ファン	0.4
DC ファン	0.2

9.4 床下空間または居室へ供給する空気の風量

日付 d の時刻 t における暖冷房区画 i の1時間当たりの床下空間または居室へ供給する空気の風量 $V_{sa, d, t, i}$ は、式(16)により表される。

$$V_{sa, d, t, i} = \begin{cases} V_{sa, d, t, A} \times \frac{A_{HCZ, i}}{A_{MR} + A_{OR}} & (i = 1 \sim 5 \text{ の場合}) \\ 0 & (i = 6 \sim 12 \text{ の場合}) \end{cases} \quad (16)$$

ここで、

$A_{HCZ, i}$: 暖冷房区画 i の床面積(m²)

A_{MR} : 主たる居室の床面積(m²)

A_{OR} : その他の居室の床面積(m²)

$V_{sa, d, t, A}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの床下空間または居室へ供給する空気の風量の合計(m³/h)

$V_{sa, d, t, i}$: 日付 d の時刻 t における暖冷房区画 i の1時間当たりの床下空間または居室へ供給する空気の風量(m³/h)

である。

日付 d の時刻 t において床下空間または居室へ供給する1時間当たりの空気の風量の合計 $V_{sa, d, t, A}$ は、式(17)により表される。

$$V_{sa, d, t, A} = V_{fan, d, t} \times r_{sa, d, t} \quad (17)$$

ここで、

$r_{sa, d, t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの風量のうち床下空間または居室へ供給する風量の割合(-)

$V_{fan, d, t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの風量(m³/h)

$V_{sa, d, t, A}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの床下空間または居室へ供給する空気の風量の合計(m³/h)

である。

当該時刻に空気搬送ファンが稼働しており、かつ、当該日が暖房日である場合に、室内側ダンパを開放して集熱後の空気を床下空間または居室へ供給するとして、日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの風量のうち床下空間または居室へ供給する風量の割合 $r_{sa, d, t}$ は、式(18)により定まる。

$t_{fan,d,t} = 0$ 、または、日付 d が非暖房日の場合：

$$r_{sa,d,t} = 0 \quad (18-1)$$

$0 < t_{fan,d,t}$ かつ日付 d が暖房日の場合：

$$r_{sa,d,t} = 1 \quad (18-2)$$

ここで、

$r_{sa,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの風量のうち床下空間または居室へ供給する風量の割合(-)

$t_{fan,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの稼働時間(h/h)

である。日付 d が暖房日であるか否かは、第三章「暖冷房負荷と外皮性能」第一節「全般」により定まる。

9.5 床下空間または居室へ供給する空気の温度

日付 d の時刻 t において床下空間または居室へ供給する空気の温度 $\theta_{sa,d,t}$ は、式(19)により定まる。

$$\theta_{sa,d,t} = \theta_{col,opg,d,t} - \frac{Q_{col,W,d,t}}{\rho_{air} \times c_{p,air} \times V_{fan,d,t}} \quad (19)$$

ここで、

$c_{p,air}$: 空気の比熱(kJ/(kg・K))

$Q_{col,W,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの集熱部における集熱量のうちの給湯利用分(MJ/h)

$V_{fan,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの風量(m³/h)

$\theta_{col,opg,d,t}$: 日付 d の時刻 t における空気搬送ファン稼働時の集熱部の出口における空気温度(°C)

$\theta_{sa,d,t}$: 日付 d の時刻 t において床下空間または居室へ供給する空気の温度(°C)

ρ_{air} : 空気の密度(kg/m³)

である。空気の密度 ρ_{air} は、1.20 kg/m³とする。空気の比熱 $c_{p,air}$ は、1.006 kJ/(kg・K)とする。

10 集熱部

10.1 集熱量

日付 d の時刻 t における1時間当たりの集熱部における集熱量 $Q_{col,d,t}$ は、式(20)により表される。

$$Q_{col,d,t} = \rho_{air} \times c_{p,air} \times V_{fan,d,t} \times (\theta_{col,opg,d,t} - \theta_{ex,d,t}) \times 10^{-3} \quad (20)$$

ここで、

$c_{p,air}$: 空気の比熱(kJ/(kg・K))

$Q_{col,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの集熱部における集熱量(MJ/h)

$V_{fan,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの空気搬送ファンの風量(m³/h)

$\theta_{col,opg,d,t}$: 日付 d の時刻 t における空気搬送ファン稼働時の集熱部の出口における空気温度(°C)

$\theta_{ex,d,t}$: 日付 d の時刻 t における外気温度(°C)

ρ_{air} : 空気の密度(kg/m³)

である。空気の密度 ρ_{air} は、1.20 kg/m³とする。空気の比熱 $c_{p,air}$ は、1.006 kJ/(kg・K)とする。

計算対象とする集熱部は、付録Cにより定まる。

10.2 空気搬送ファン停止時の集熱部の出口における空気温度

日付 d の時刻 t における空気搬送ファン停止時の集熱部の出口における空気温度 $\theta_{col,nonopg,d,t}$ は、空気搬送ファン停止時の集熱器群の出口における空気温度 $\theta_{col,nonopg,j,d,t}$ を空気搬送ファン稼働時に集熱器群 j を流れる空気の体積流量 $V_{col,j,d,t}$ により重みづけ平均した値として、式(21)により表される。

$$\theta_{col,nonopg,d,t} = \frac{\sum_{j=1}^n (\theta_{col,nonopg,j,d,t} \times V_{col,j,d,t})}{\sum_{j=1}^n V_{col,j,d,t}} \quad (21)$$

ここで、

n : 集熱器群の数(-)

$V_{col,j,d,t}$: 日付 d の時刻 t における空気搬送ファン稼働時に集熱器群 j を流れる空気の体積流量(m^3/h)

$\theta_{col,nonopg,d,t}$: 日付 d の時刻 t における空気搬送ファン停止時の集熱部の出口における空気温度($^{\circ}C$)

$\theta_{col,nonopg,j,d,t}$: 日付 d の時刻 t における空気搬送ファン停止時の集熱器群 j の出口における空気温度($^{\circ}C$)

である。

10.3 空気搬送ファン稼働時の集熱部の出口における空気温度

日付 d の時刻 t における空気搬送ファン稼働時の集熱部の出口における空気温度 $\theta_{col,opg,d,t}$ は、空気搬送ファン稼働時の集熱器群の出口における空気温度 $\theta_{col,opg,j,d,t}$ を空気搬送ファン稼働時に集熱器群を流れる空気の体積流量 $V_{col,j,d,t}$ により重みづけ平均した値として、式(22)により表される。

$$\theta_{col,opg,d,t} = \frac{\sum_{j=1}^n (\theta_{col,opg,j,d,t} \times V_{col,j,d,t})}{\sum_{j=1}^n V_{col,j,d,t}} \quad (22)$$

ここで、

n : 集熱器群の数(-)

$V_{col,j,d,t}$: 日付 d の時刻 t における空気搬送ファン稼働時に集熱器群 j を流れる空気の体積流量(m^3/h)

$\theta_{col,opg,d,t}$: 日付 d の時刻 t における空気搬送ファン稼働時の集熱部の出口における空気温度($^{\circ}C$)

$\theta_{col,opg,j,d,t}$: 日付 d の時刻 t における空気搬送ファン稼働時の集熱器群 j の出口における空気温度($^{\circ}C$)

である。

10.4 空気搬送ファン停止時の集熱器群の出口における空気温度

日付 d の時刻 t における空気搬送ファン停止時の集熱器群 j の出口における空気温度 $\theta_{col,nonopg,j,d,t}$ は、付録D式(1)において集熱器の瞬時集熱効率をゼロとした時の集熱器の入口における空気温度に等しく、式(23)により表される。

$$\theta_{col,nonopg,j,d,t} = \frac{d_{0,j}}{d_{1,j}} \cdot I_{s,j,d,t} + \theta_{ex,d,t} \quad (23)$$

ここで、

$d_{0,j}$: 集熱器群 j を構成する集熱器の集熱効率特性線図一次近似式の切片(-)

$d_{1,j}$: 集熱器群 j を構成する集熱器の集熱効率特性線図一次近似式の傾き($W/(m^2 \cdot K)$)

$I_{s,j,d,t}$: 日付 d の時刻 t における集熱器群 j の単位面積当たりの平均日射量(W/m^2)

$\theta_{ex,d,t}$: 日付 d の時刻 t における外気温度($^{\circ}C$)

$\theta_{col,nonopg,j,d,t}$: 日付 d の時刻 t における空気搬送ファン停止時の集熱器群 j の出口における空気温度($^{\circ}C$)

である。集熱器群 j の単位面積当たりの平均日射量 $I_{s,j,d,t}$ は、集熱器群 j の方位角 $P_{\alpha,j}$ および傾斜角 $P_{\beta,j}$ を用い

て第十一章第二節付録 A により算定される。

集熱効率特性線図一次近似式の切片 $d_{0,j}$ および傾き $d_{1,j}$ は、これら全てを JIS A 4112 または SS-TS010 が定める集熱性能試験により得られる値とするか、集熱効率特性線図一次近似式の切片 $d_{0,j}$ に 0.1、傾き $d_{1,j}$ に 2.0 W/(m²・K)を用いることができる。

10.5 空気搬送ファン稼働時の集熱器群の出口における空気温度

日付 d の時刻 t における空気搬送ファン稼働時の集熱器群 j の出口における空気温度 $\theta_{col,opg,j,d,t}$ は、式(24)により表される。

$$\theta_{col,opg,j,d,t} = \theta_{col,nonopg,j,d,t} + (\theta_{ex,d,t} - \theta_{col,nonopg,j,d,t}) \times e^{-\frac{U_{c,j} \times A_{col,j}}{c_{p,air} \times \rho_{air} \times V_{col,j,d,t} + 3600 \times 10^3}} \quad (24)$$

ここで、

- $A_{col,j}$: 集熱器群 j の面積(m²)
- $c_{p,air}$: 空気の比熱(kJ/(kg・K))
- $U_{c,j}$: 集熱器群 j を構成する集熱器の集熱器総合熱損失係数(W/(m²・K))
- $V_{col,j,d,t}$: 日付 d の時刻 t において空気搬送ファン稼働時に集熱器群 j を流れる空気の体積流量(m³/h)
- $\theta_{col,opg,j,d,t}$: 日付 d の時刻 t における空気搬送ファン稼働時の集熱器群 j の出口における空気温度(°C)
- $\theta_{col,nonopg,j,d,t}$: 日付 d の時刻 t における空気搬送ファン停止時の集熱器群 j の出口における空気温度(°C)
- $\theta_{ex,d,t}$: 日付 d の時刻 t における外気温度(°C)
- ρ_{air} : 空気の密度(kg/m³)

である。空気の密度 ρ_{air} は、1.20 kg/m³とする。空気の比熱 $c_{p,air}$ は、1.006 kJ/(kg・K)とする。

日付 d の時刻 t において、空気搬送ファンが稼働すると仮定すると、空気搬送ファン稼働時に集熱器群 j を流れる空気の体積流量 $V_{col,j,d,t}$ は、日時によらず一定として、空気搬送ファンの送風機特性曲線において機外静圧をゼロとした時の空気搬送ファンの風量 $V_{fan,P0}$ を集熱器群の面積により案分するものとし、式(25)により計算される。

$$V_{col,j,d,t} = V_{fan,P0} \times \frac{A_{col,j}}{\sum_{j=1}^n A_{col,j}} \quad (25)$$

ここで、

- $A_{col,j}$: 集熱器群 j の面積(m²)
- n : 集熱器群の数(-)
- $V_{col,j,d,t}$: 日付 d の時刻 t において空気搬送ファン稼働時に集熱器群 j を流れる空気の体積流量(m³/h)
- $V_{fan,P0}$: 空気搬送ファンの送風機特性曲線において機外静圧をゼロとした時の空気搬送ファンの風量(m³/h)

である。集熱器群 j の面積 $A_{col,j}$ は、付録 E により定まる。

集熱器群 j を構成する集熱器の総合熱損失係数 $U_{c,j}$ は、空気搬送ファンの風量に依存しないとすると、集熱性能試験時における単位面積当たりの空気の質量流量 $\dot{m}_{fan,test,j}$ を用いて、式(26)により表される。

$$U_{c,j} = -c_{p,air} \times \dot{m}_{fan,test,j} \times 10^3 \times \ln \left(1 - \frac{1}{c_{p,air} \times \dot{m}_{fan,test,j} \times 10^3} \cdot d_{1,j} \right) \quad (26)$$

ここで、

- $c_{p,air}$: 空気の比熱(kJ/(kg・K))

$d_{1,j}$:集熱器群 j を構成する集熱器の集熱効率特性線図一次近似式の傾き(W/(m²・K))

$\dot{m}_{fan,test,j}$:集熱器群 j を構成する集熱器の集熱性能試験時における単位面積当たりの空気の質量流量(kg/(s・m²))

$U_{c,j}$:集熱器群 j を構成する集熱器の総合熱損失係数(W/(m²・K))

である。空気の比熱 $c_{p,air}$ は、1.006 kJ/(kg・K)とする。

集熱効率特性線図一次近似式の切片 $d_{0,j}$ 、傾き $d_{1,j}$ および集熱性能試験時における単位面積当たりの空気の質量流量は、これら全てを JIS A 4112 または SS-TS010 が定める集熱性能試験により得られる値とするか、集熱効率特性線図一次近似式の切片 $d_{0,j}$ に 0.1、傾き $d_{1,j}$ に 2.0 W/(m²・K)、集熱性能試験時における単位面積当たりの空気の質量流量 $\dot{m}_{fan,test,j}$ に 0.0107 kg/(s・m²)を用いることができる。

11. 給湯熱需要

日付 d の時刻 t における給湯熱需要のうちの太陽熱利用設備の分担分 $Q_{w,dmd,sun,d,t}$ は、第七章「給湯設備」第一節「給湯設備」により定まる。

付録 A 空気集熱式太陽熱利用設備の仕様

A.1 空気集熱式太陽熱利用設備の種類

本算定方法が適用可能である空気集熱式太陽熱利用設備は、給湯部、自立運転用太陽光発電装置の採否により、表 A.1 に示す種類に区分される。

表 A.1 本算定方法が適用可能である空気集熱式太陽熱利用設備の種類

番号	付加機能・装置の採否(○:採用、×:否採用)		
	給湯部	自立運転用太陽光発電装置	
		空気搬送ファン	循環ポンプ
1	○	○	○
2	○	×	○
3	○	○	×
4	○	×	×
5	×	○	○
6	×	×	○
7	×	○	×
8	×	×	×

A.2 付加機能・装置

A.2.1 給湯部

給湯部は、集熱量の一部を給湯に利用するための設備である。給湯部を有する空気集熱式太陽熱利用設備では、循環ポンプが稼働する時刻において集熱量に応じて給湯熱負荷が補正される。

A.2.2 自立運転用太陽光発電装置

自立運転用太陽光発電装置は、発電した電力を空気搬送ファンもしくは循環ポンプの動力として使用するために設ける専用の装置である。自立運転用太陽光発電装置を採用する空気集熱式太陽熱利用設備では、空気搬送ファンあるいは循環ポンプが稼働する時刻において、その消費電力量をゼロとする。

付録 B 給湯部のタンク容量

給湯部のタンク容量 W_{tnk} は JIS A 4113「太陽蓄熱槽」で規定される貯湯槽容量の小数点第一位を四捨五入し整数値とした値である。JIS A 4113「太陽蓄熱槽」で規定される貯湯槽容量の代わりに以下の方法により計測した値を使用することもできる。

給湯部の貯湯タンクが複数ある場合は、設置する全ての貯湯タンクのタンク容量を合計した値により評価する。

B.1 タンク容量の測定方法

タンク容量は、タンクの構造により以下のいずれかの方法によって測定した値を用いることとする。試験時の蓄熱媒体は水を用いて行い、密度は 1.00 g/cm^3 とみなす。

B.1.1 開放型の場合

給湯部のタンク内の液体が大気に解放された構造(開放型)のものについては、タンクに $20 \text{ }^\circ\text{C} \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$ の水をゲージ圧 $344 \text{ kPa} \pm 34 \text{ kPa}$ の給水静水圧の下でボールタップ、液面スイッチ等の給水制御装置が閉止するまで給水し、その後、給水栓を止めて、排水口から排水した水の質量を JIS B7552 に規定する器差が $\pm 1 \%$ の流量計を用いて測定した値とする。

B.1.2 密閉型の場合

給湯部のタンク内に大気圧を超える液体を貯蔵する構造(密閉型)のものについては、タンクに $20 \text{ }^\circ\text{C} \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$ の水をゲージ圧 80 kPa の給水圧の下で満水状態まで給水し、その後、給水栓を止めて、排水口から排水した水の質量を JIS B7552 に規定する器差が $\pm 1 \%$ の流量計を用いて測定した値とする。

付録 C 集熱部の決定方法

本計算方法では、当該住戸に設置される空気集熱式太陽熱利用設備の集熱部を、当該住戸の集熱部を構成する集熱器群が外気取り入れ口に対して並列に接続される仮想の集熱部に置き換えることで評価する。

当該住戸の空気集熱式太陽熱利用設備が方位角の異なる集熱部を有する場合、その面積が最も大きな集熱部を計算対象として定める。最も大きな面積を有する集熱部が複数ある場合は、いずれか一つの集熱部を計算対象として任意に定めることができる。

付録 D 集熱器の集熱効率特性線図一次近似式

D.1 記号及び単位

本計算で用いる記号及び単位は表 D.1 による。

表 D.1 記号及び単位

記号	意味	単位
d_0	集熱器の集熱効率特性線図一次近似式の切片	-
d_1	集熱器の集熱効率特性線図一次近似式の傾き	W/(m ² ・K)
I_s	単位面積当たりの平均日射量	W/m ²
η	集熱器の瞬時集熱効率	-
θ_{ex}	外気温度	°C
θ_{in}	集熱器の入口における空気温度	°C

D.2 集熱器の集熱効率特性線図一次近似式

JIS A 4112 または SS-TS010 では、集熱器の集熱効率特性線図一次近似式は式(1)で定義される。

$$\eta = d_0 - d_1 \frac{\theta_{in} - \theta_{ex}}{I_s} \quad (1)$$

ここで、

- d_0 : 集熱器の集熱効率特性線図一次近似式の切片(-)
- d_1 : 集熱器の集熱効率特性線図一次近似式の傾き(W/(m²・K))
- I_s : 単位面積当たりの平均日射量(W/m²)
- η : 集熱器の瞬時集熱効率(-)
- θ_{ex} : 外気温度(°C)
- θ_{in} : 集熱器の入口における空気温度(°C)

である。

付録 E 集熱器群の面積及び集熱後の空気を供給する床下の面積

E.1 集熱器群の面積

集熱器群 j の面積 $A_{col,j}$ は、集熱器群 j を構成する集熱器の面積の合計とする。集熱器の面積は、小数点第二位を四捨五入した値とする。

集熱器群 j を構成する集熱器が、JIS A 4112 または SS-TS010 が定める集熱性能試験を実施した集熱器であり、さらに集熱性能試験時と同じ形状で施工される場合、集熱器の面積は JIS A 4112 または SS-TS010 による集熱器総面積とする。ここで、集熱性能試験時と縦および横の寸法が変わらない場合か、標準製品に対して一般社団法人ソーラーシステム振興協会が認める寸法内で縦および横の寸法が異なる場合に、集熱性能試験時と同じ形状であるというものとする。

集熱器群 j を構成する集熱器が、JIS A 4112 または SS-TS010 が定める集熱性能試験を実施した集熱器であり、さらに集熱性能試験時と異なる形状で施工される場合、または、JIS A 4112 または SS-TS010 が定める集熱性能試験を実施していない集熱器である場合は、集熱器の面積は JIS A 4112 または SS-TS010 が定める集熱器総面積の算定方法により求めた値とする。

E.2 集熱後の空気を供給する床下の面積

集熱後の空気を供給する床下空間に接する床面積は、壁芯間の寸法により算出する。ここで、集熱後の空気を供給する床下空間とは、連続した一連の空間を指すこととし、人通路や通気口などの無い基礎立ち上り等で仕切られた空間は、集熱後の空気を供給する床下空間に含めない。

付録 F 設置する暖房設備及び給湯設備の種類

F.1 暖房設備

温水床暖房、電気ヒーター床暖房、ルームエアコンディショナー付き床暖房のいずれかと空気集熱式太陽熱利用設備とが併用される場合は、本計算方法の対象外とする。

F.2 給湯設備

電気ヒーター給湯機、電気ヒーター給湯温水暖房機、電気ヒートポンプ給湯機、電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機、コージェネレーションのいずれかと空気集熱式太陽熱利用設備とが併用される場合は、本計算方法の対象外とする。