

第四章 暖冷房設備

第七節 温水暖房

1. 適用範囲

本計算方法は、温水暖房の灯油消費量、ガス消費量及び消費電力量並びに放熱器の最大暖房出力の計算について適用する。

2. 引用規格

JIS S 3031:2009	石油燃焼機器の試験方法通則
JIS S 2112:2011	家庭用ガス温水熱源機
JIS A 1420:1999	建築用構成材の断熱性測定方法—校正熱箱法及び保護熱箱法
JRA 4071:2017	ヒートポンプ式温水暖房機
JRA 4066:2017	ウォーターチリングユニット
JIS B 8613:1994	ウォーターチリングユニット

3. 用語の定義

本節で用いる主な用語および定義は、第四章「暖冷房設備」第一節「全般」による。

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
$E_{E,hs}$	温水暖房用熱源機の消費電力量	kWh/h
$E_{E,H}$	消費電力量	kWh/h
$E_{E,rad}$	放熱器の消費電力量	kWh/h
$E_{G,hs}$	温水暖房用熱源機のガス消費量	MJ/h
$E_{G,H}$	ガス消費量	MJ/h
$E_{K,hs}$	温水暖房用熱源機の灯油消費量	MJ/h
$E_{K,H}$	灯油消費量	MJ/h
$E_{M,hs}$	温水暖房用熱源機その他の燃料による一次エネルギー消費量	MJ/h
$E_{M,H}$	その他の燃料による一次エネルギー消費量	MJ/h
h_{ex}	外気相対湿度	%

記号	意味	単位
$K_{loss,pp}$	配管の線熱損失係数	W/mK
$L_{pp,ex}$	配管の断熱区画外における長さ	m
$L_{pp,in}$	配管の断熱区画内における長さ	m
p_{hs}	温水暖房用熱源機の行き温水温度の区分	—
p_{in}	放熱系統の要求行き温水温度の区分	—
$Q_{amd,H,hs}$	温水暖房用熱源機の温水熱需要	MJ/h
$Q_{amd,H,ln}$	放熱系統の温水熱需要	MJ/h
$Q_{amd,H,rad}$	放熱器の温水熱需要	MJ/h
$Q_{loss,pp}$	配管の熱損失	MJ/h
$Q_{loss,rad}$	放熱器の熱損失	MJ/h
$Q_{max,H}$	暖房設備機器等の最大暖房出力	MJ/h
$Q_{max,H,hs}$	温水暖房用熱源機の最大暖房出力	MJ/h
$Q_{max,H,rad}$	放熱器の最大暖房出力	MJ/h
$Q_{out,H,hs}$	温水暖房用熱源機の暖房出力	MJ/h
$Q_{T,H}$	暖冷房設備機器等の処理暖房負荷	MJ/h
$Q_{T,H,rad}$	放熱器の処理暖房負荷	MJ/h
$Q'_{max,H,rad}$	温水熱需要が発生する場合の放熱器の最大暖房出力	MJ/h
$r_{WS,hs}$	温水暖房用熱源機の温水供給運転率	—
$r_{WS,ln}$	放熱系統の温水供給運転率	—
$r_{WS,rad}$	放熱器の温水供給運転率	—
T_{dif}	対数平均温度差	°C
θ_{ex}	外気温度	°C
$\theta_{RW,hs}$	温水暖房用熱源機の戻り温水温度	°C
θ_{SW}	行き温水温度	°C
$\theta_{SW,hs}$	温水暖房用熱源機の行き温水温度	°C
$\theta_{SW,hs,op,p}$	温水暖房用熱源機の行き温水温度の候補 p	°C

4.2 添え字

本計算で用いる添え字は表 2 による。

表 2 添え字

添え字	意味
d	日付
i	放熱器, 配管, 暖冷房区画の番号
t	時刻

5. 最大暖房出力

日付 d の時刻 t における 1 時間当たりの暖冷房区画 i に設置された暖房設備機器等の最大暖房出力 $Q_{max,H,d,t,i}$ は、日付 d の時刻 t における 1 時間当たりの暖冷房区画 i に設置された放熱器の最大暖房出力 $Q_{max,H,rad,d,t,i}$ に等しいとする。

6. エネルギー消費量

6.1 消費電力量

日付 d の時刻 t における 1 時間当たりの消費電力量 $E_{E,H,d,t}$ は、式(1)により表される。

$$E_{E,H,d,t} = E_{E,hs,d,t} + \sum_i (E_{E,rad,d,t,i}) \quad (1)$$

ここで、

$E_{E,H,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの消費電力量(kWh/h)

$E_{E,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の消費電力量(kWh/h)

$E_{E,rad,d,t,i}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの暖冷房区画 i に設置された放熱器の消費電力量(kWh/h)

である。

6.2 灯油消費量

日付 d の時刻 t における1時間当たりの灯油消費量 $E_{K,H,d,t}$ は、式(2)により表される。

$$E_{K,H,d,t} = E_{K,hs,d,t} \quad (2)$$

ここで、

$E_{K,H,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの灯油消費量(MJ/h)

$E_{K,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の灯油消費量(MJ/h)

である。

6.3 ガス消費量

日付 d の時刻 t における熱源機の1時間当たりのガス消費量 $E_{G,H,d,t}$ は、式(3)により表される。

$$E_{G,H,d,t} = E_{G,hs,d,t} \quad (3)$$

ここで、

$E_{G,H,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりのガス消費量(MJ/h)

$E_{G,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機のガス消費量(MJ/h)

である。

6.4 その他の燃料による一次エネルギー消費量

日付 d の時刻 t における熱源機の1時間当たりのその他の燃料による一次エネルギー消費量 $E_{M,H,d,t}$ は、式(4)により表される。

$$E_{M,H,d,t} = E_{M,hs,d,t} \quad (4)$$

ここで、

$E_{M,H,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりのその他の燃料による一次エネルギー消費量(MJ/h)

$E_{M,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機のその他の燃料による一次エネルギー消費量(MJ/h)

である。

7. 温水暖房用熱源機のエネルギー消費量

7.1 エネルギー消費量

日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の消費電力量 $E_{E,hs,d,t}$ 、灯油消費量 $E_{K,hs,d,t}$ 、ガス

消費量 $E_{G,hs,d,t}$ 及びその他の燃料による一次エネルギー消費量 $E_{M,hs,d,t}$ は、表 3 に掲げる値に依存し、同じく表 3 に掲げる計算方法による。付録においては、 $E_{E,hs,d,t}$ 、 $E_{K,hs,d,t}$ 、 $E_{G,hs,d,t}$ 及び $E_{M,hs,d,t}$ は、それぞれ簡単に $E_{E,hs}$ 、 $E_{K,hs}$ 、 $E_{G,hs}$ 及び $E_{M,hs}$ と記す。

表 3(a) 温水暖房用熱源機のエネルギー消費量を求める際の計算方法

温水暖房用熱源機の種類	計算方法
石油温水暖房機 石油給湯温水暖房機	付録 A
ガス温水暖房機 ガス給湯温水暖房機	付録 B
電気ヒーター温水暖房機 電気ヒーター給湯温水暖房機	付録 C
電気ヒートポンプ温水暖房機	付録 D
電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機 給湯熱源:ガス瞬間式 暖房熱源:電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用	付録 E
電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機 給湯熱源:電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用 暖房熱源:ガス瞬間式	付録 F
電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機 給湯熱源:電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用 暖房熱源:電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用	付録 G
地中熱ヒートポンプ温水暖房機	付録 N

表 3(b) 温水暖房用熱源機のエネルギー消費量を求めるに当たり依存する値と付録内における表記

依存する値	計算方法(付録内)における表記
日付 d 時刻 t における外気温度 $\theta_{ex,d,t}$	1時間平均の外気温度 θ_{ex}
日付 d 時刻 t における外気相対湿度 $h_{ex,d,t}$	1時間平均の外気相対湿度 h_{ex}
日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の暖房出力 $Q_{out,H,hs,d,t}$	1時間当たりの温水暖房用熱源機の暖房出力 $Q_{out,H,hs}$
日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の温水供給運転率 $r_{WS,hs,d,t}$	温水暖房用熱源機の1時間平均の温水供給運転率 $r_{WS,hs}$
日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の行き温水温度 $\theta_{SW,hs,d,t}$	温水暖房用熱源機の1時間平均の行き温水温度 $\theta_{SW,hs}$
日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の戻り温水温度 $\theta_{RW,hs,d,t}$	温水暖房用熱源機の1時間平均の戻り温水温度 $\theta_{RW,hs}$

7.2 暖房出力

日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の暖房出力 $Q_{out,H,hs,d,t}$ は、式(5)により表される。

$$Q_{out,H,hs,d,t} = \min(Q_{dmd,H,hs,d,t}, Q_{max,H,hs,d,t}) \quad (5)$$

ここで、

$$Q_{out,H,hs,d,t}$$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の暖房出力(MJ/h)

$$Q_{max,H,hs,d,t}$$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の最大暖房出力(MJ/h)

$Q_{dmd,H,hs,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の温水熱需要(MJ/h)

である。日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の最大暖房出力 $Q_{max,H,hs,d,t}$ は、外気温湿度に依存し、同じく表3に掲げる計算方法による。

日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の温水熱需要 $Q_{dmd,H,hs,d,t}$ は、式(6)により表される。

$$Q_{dmd,H,hs,d,t} = \sum_i (Q_{dmd,H,ln,d,t,i}) \quad (6)$$

ここで、

$Q_{dmd,H,ln,d,t,i}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの放熱系統 i の温水熱需要(MJ/h)

である。

7.3 温水供給運転率

日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の温水供給運転率 $r_{WS,hs,d,t}$ は温水暖房用熱源機に接続される放熱系統の暖冷房区画の種類に依存し、式(7)により表される。

$Q_{dmd,H,hs,d,t} > 0$ の場合

$$r_{WS,hs,d,t} = \begin{cases} r_{WS,ln,d,t,i} & (\text{放熱系統が1系統の場合}) \\ 1 & (\text{放熱系統が2系統以上の場合}) \end{cases} \quad (7a)$$

$Q_{dmd,H,hs,d,t} = 0$ の場合

$$r_{WS,hs,d,t} = 0 \quad (7b)$$

ここで、

$r_{WS,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の温水供給運転率

$r_{WS,ln,d,t,i}$: 日付 d の時刻 t における放熱系統 i の温水供給運転率(ただし、ここでは $i = 1$ である。)

である。

7.4 行き温水温度

温水暖房用熱源機によっては、放熱器が設置された暖冷房区画の暖房負荷に応じて日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の行き温水温度 $\theta_{SW,hs,d,t}$ を切り替える機能を有する。この複数の行き温水温度の候補を、温水暖房用熱源機の行き温水温度の候補 $\theta_{SW,hs,op,p}$ 及び区分と表現する。温水暖房用熱源機の行き温水温度の区分は最大3であり、その数は温水暖房用熱源機の種類や仕様に依存する。温水暖房用熱源機ごとの行き温水温度の区分及び候補を表4に示す。ただし、主たる居室において併用運転に対応する温床暖房を評価する場合は、付録Qによる。ここで、

$$\theta_{SW,hs,op,1} > \theta_{SW,hs,op,2} > \theta_{SW,hs,op,3}$$

とする。この式において、 $\theta_{SW,hs,op,p}$ は、以下の数値を表す。

$\theta_{SW,hs,op,p}$: 温水暖房用熱源機の行き温水温度の候補 p (°C)

表 4 温水暖房用熱源機における行き温水温度の区分及び候補(°C)

温水暖房用熱源機の種類		行き温水温度の候補の区分 p		
		1	2	3
石油温水暖房機、石油給湯温水暖房機	従来型	60	—	—
	潜熱回収型	60	40	—
ガス温水暖房機、ガス給湯温水暖房機	従来型	60	—	—
	潜熱回収型	60	40	—
電気ヒーター温水暖房機、電気ヒーター給湯温水暖房機		60	—	—
電気ヒートポンプ温水暖房機		55	45	35
地中熱ヒートポンプ温水暖房機		55	45	35
電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型湯温水暖房機 (給湯熱源:ガス瞬間式、暖房熱源:電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用)		60	40	—
電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機 (給湯熱源:電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用、暖房熱源:ガス瞬間式)		60	40	—
電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機 (給湯熱源:電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用、 暖房熱源:電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用)		60	40	—
コージェネレーション設備		コージェネレーション設備の種類に依る		

温水暖房用熱源機の手行き温水温度(の区分)は1時間ごとに变化するものとし、日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の手行き温水温度の区分 $p_{hs,d,t}$ として表す。放熱系統が1つの場合は日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の手行き温水温度の区分 $p_{hs,d,t}$ は、日付 d の時刻 t における放熱系統 i の要求行き温水温度の区分 $p_{ln,d,t,i}$ (ただし、 $i = 1$)に等しいとし、放熱系統が複数ある場合は式(8)によるものとする。

$$p_{hs,d,t} = \min(p_{ln,d,t,1}, p_{ln,d,t,2}, \dots, p_{ln,d,t,m}) \quad (8)$$

ここで、

$p_{hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の手行き温水温度の区分(°C)

$p_{ln,d,t,i}$: 日付 d の時刻 t における放熱系統 i の要求行き温水温度の区分(°C)

である。

7.5 戻り温水温度

日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の戻り温水温度 $\theta_{RW,hs,d,t}$ は、放熱器から熱源機へ送水される水又は不凍液の熱源機入口における温度であり、日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の手行き温水温度 $\theta_{SW,hs,d,t}$ を超えない範囲で、式(9)により表されるものとする。

$$\theta_{RW,hs,d,t} = \begin{cases} 0.0301 \times (T_{dif})^2 - 0.1864 \times T_{dif} + 20 & (\theta_{SW,hs} = 60) \\ 0.0604 \times (T_{dif})^2 - 0.1881 \times T_{dif} + 20 & (\theta_{SW,hs} = 40) \end{cases} \quad (9a)$$

$$T_{dif,d,t} = \frac{\sum_i Q_{dmd,H,ln,d,t,i}}{\sum_i Q'_{max,rad,d,t,i} \times 0.027583} \quad (9b)$$

$$Q'_{max,H,rad,d,t,i} = \begin{cases} Q_{max,H,rad,d,t,i} & (Q_{ln,dmd,d,t,i} > 0) \\ 0 & (Q_{ln,dmd,d,t,i} = 0) \end{cases} \quad (9c)$$

ここで、

$T_{dif,d,t}$: 日付 d の時刻 t における対数平均温度差(°C)

$Q_{dmd,H,ln,d,t,i}$
: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの放熱系統 i の温水熱需要(MJ/h)

$Q'_{max,H,rad,d,t,i}$
: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水熱需要が発生する場合の暖冷房区画 i に設置された放熱器の最大暖房出力(MJ/h)

$Q_{max,H,rad,d,t,i}$
: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの暖冷房区画 i に設置された放熱器の最大暖房出力(MJ/h)

$\theta_{SW,hs}$: 温水暖房用熱源機の行き温水温度(°C)

である。

8. 放熱系統

8.1 温水熱需要

日付 d の時刻 t における1時間当たりの放熱系統 i の温水熱需要 $Q_{dmd,H,ln,d,t,i}$ は、式(10)により表されるものとする。

$$Q_{dmd,H,ln,d,t,i} = Q_{dmd,H,rad,d,t,i} + Q_{loss,pp,d,t,i} \quad (10)$$

ここで、

$Q_{dmd,H,rad,d,t,i}$
: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの暖冷房区画 i に設置された放熱器の温水熱需要(MJ/h)

$Q_{loss,pp,d,t,i}$
: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの配管 i の熱損失(MJ/h)

である。放熱系統とは、温水暖房において熱源機から温水を供給される系統のことをいい、放熱器と配管から構成される。また、温水熱需要とは、温水暖房において熱源機が賄う必要のある温水の熱の需要である。

8.2 温水供給運転率

日付 d の時刻 t における放熱系統 i の温水供給運転率 $r_{WS,ln,d,t,i}$ は、式(11)により表されるものとする。

$$r_{WS,ln,d,t,i} = r_{WS,rad,d,t,i} \quad (11)$$

ここで、

$r_{WS,rad,d,t,i}$
: 日付 d の時刻 t における暖冷房区画 i に設置された放熱器の温水供給運転率

である。

8.3 要求行き温水温度の区分

要求行き温水温度は、温水暖房において放熱系統ごとに、対応する暖冷房区画の放熱器において、未処理暖房負荷が生じないために、暖房負荷を処理するのに必要な行き温水温度である。

日付 d の時刻 t における放熱系統 i の要求行き温水温度の区分 $p_{m,d,t,i}$ の決定方法を以下に示す。

表 4.7.4 において要求行き温水温度の区分 3 がある温水暖房用熱源機の場合でかつその区分の行き温水

温度で放熱系統*i*において未処理暖房負荷が発生しない場合は、区分 3 とする。次に、表 4 において要求行き温水温度の区分 2 がある温水暖房用熱源機の場合でかつ放熱系統*i*において未処理暖房負荷が発生しない場合は、区分 2 とする。いずれにも当てはまらない場合は区分 1 とする。したがって、行き温水温度を変化させて以下の計算を最大 3 回実施することになる。以下、その際に設定する行き温水温度を単に、日付*d*の時刻*t*における行き温水温度 $\theta_{SW,d,t}$ として表す。

9. 配管

日付*d*の時刻*t*における 1 時間当たりの配管*i*の熱損失 $Q_{loss,pp,d,t,i}$ は、式(12)により表される。

$$Q_{loss,pp,d,t,i} = \left((\theta_{SW,d,t} - (\theta_{ex,d,t} \times 0.7 + 20 \times 0.3)) \times L_{pp,ex,i} + (\theta_{SW,d,t} - 20) \times L_{pp,in,i} \right) \times K_{loss,pp,i} \times r_{WS,rad,d,t,i} \times 3600 \times 10^{-6} \quad (12)$$

ここで、

$\theta_{SW,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*における行き温水温度(°C)

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

$L_{pp,ex,i}$: 配管*i*の断熱区画外における長さ(m)

$L_{pp,in,i}$: 配管*i*の断熱区画内における長さ(m)

$K_{loss,pp,i}$: 配管*i*の線熱損失係数(W/mK)

$r_{WS,rad,d,t,i}$

: 日付*d*の時刻*t*における暖冷房区画*i*に設置された放熱器の温水供給運転率

である。

配管*i*の断熱区画外における長さ $L_{pp,ex,i}$ 及び配管*i*の断熱区画内における長さ $L_{pp,in,i}$ 、配管*i*の線熱損失係数 $K_{loss,pp,i}$ の決定の仕方については、付録 I に定める。

10. 放熱器

10.1 供給熱量

日付*d*の時刻*t*における 1 時間当たりの暖冷房区画*i*に設置された放熱器の温水熱需要 $Q_{amd,H,rad,d,t,i}$ は、式(13)により表される。

$$Q_{amd,H,rad,d,t,i} = Q_{T,H,rad,d,t,i} + Q_{loss,rad,d,t,i} \quad (13)$$

ここで、

$Q_{T,H,rad,d,t,i}$

: 日付*d*の時刻*t*における 1 時間当たりの暖冷房区画*i*に設置された放熱器の処理暖房負荷(MJ/h)

$Q_{loss,rad,d,t,i}$

: 日付*d*の時刻*t*における 1 時間当たりの暖冷房区画*i*に設置された放熱器の熱損失(MJ/h)

である。

10.2 消費電力量

日付*d*の時刻*t*における 1 時間当たりの暖冷房区画*i*に設置された放熱器の消費電力量 $E_{E,rad,d,t,i}$ は、放熱

器の種類がパネルラジエーター又は温水床暖房の場合は0とし、ファンコンベクターの場合は、日付 d の時刻 t における1時間当たりの暖冷房区画 i に設置された放熱器の処理暖房負荷 $Q_{T,H,rad,d,t,i}$ 及び日付 d の時刻 t における行き温水温度 $\theta_{sw,d,t}$ に依存して定まり、その計算方法を付録Kに定める。

10.3 熱損失

日付 d の時刻 t における1時間当たりの暖冷房区画 i に設置された放熱器の熱損失 $Q_{loss,rad,d,t,i}$ は、放熱器の種類がパネルラジエーター又はファンコンベクターの場合は0とし、温水床暖房の場合は、日付 d の時刻 t における1時間当たりの暖冷房区画 i に設置された放熱器の処理暖房負荷 $Q_{T,H,rad,d,t,i}$ に依存して定まり、その計算方法を付録Lに定める。

10.4 温水供給運転率

日付 d の時刻 t における暖冷房区画 i に設置された放熱器の温水供給運転率 $r_{ws,rad,d,t,i}$ は、日付 d の時刻 t における1時間当たりの暖冷房区画 i に設置された放熱器の処理暖房負荷 $Q_{T,H,rad,d,t,i}$ に依存して定まり、放熱器の種類に応じて、パネルラジエーターについては付録Jに、ファンコンベクターの場合は付録Kに、温水床暖房の場合は付録Lに、それぞれその計算方法を定める。

10.5 処理暖房負荷

日付 d の時刻 t における1時間当たりの暖冷房区画 i に設置された放熱器の処理暖房負荷 $Q_{T,H,rad,d,t,i}$ は、第四章「暖冷房設備」一節「全般」における日付 d の時刻 t における1時間当たりの暖冷房区画 i に設置された暖冷房設備機器等の処理暖房負荷 $Q_{T,H,d,t,i}$ に等しい。

10.6 最大暖房出力

日付 d の時刻 t における1時間当たりの暖冷房区画 i に設置された放熱器の最大暖房出力 $Q_{max,H,rad,d,t,i}$ は、日付 d の時刻 t における行き温水温度 $\theta_{sw,d,t}$ に依存して定まり、放熱器の種類に応じて、パネルラジエーターについては付録Jに、ファンコンベクターの場合は付録Kに、温水床暖房の場合は付録Lに、それぞれその計算方法を定める。

付録 A 石油温水暖房機及び石油給湯温水暖房機

本付録では、石油温水暖房機及び石油給湯温水暖房機の暖房部（本付録では単に「石油温水暖房機」と言う。）のエネルギー消費量の計算方法を規定する。

A.1 記号及び単位

本計算で用いる記号及び単位は表 A.1 による。

表 A.1 記号及び単位

記号	意味	単位
e_{ex}	温水暖房用熱源機の熱交換効率	—
e_{rtd}	温水暖房用熱源機の定格効率	—
$E_{E,hs}$	温水暖房用熱源機の消費電力量	kWh/h
$E_{E,hs,fan}$	温水暖房用熱源機の排気ファンの消費電力量	kWh/h
$E_{E,hs,pmpp}$	温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力量	kWh/h
$E_{G,hs}$	温水暖房用熱源機のガス消費量	MJ/h
$E_{K,hs}$	温水暖房用熱源機の灯油消費量	MJ/h
$E_{M,hs}$	温水暖房用熱源機のその他の燃料による一次エネルギー消費量	MJ/h
f_{rtd}	定格効率を補正する係数	—
$P_{hs,pmpp}$	温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力	W
$q_{max,hs}$	温水暖房用熱源機の最大能力	W
$q_{rtd,hs}$	温水暖房用熱源機の定格能力	W
Q_{body}	熱源機の筐体放熱損失	MJ/h
$Q_{body,rtd}$	定格試験時の温水暖房用熱源機の筐体放熱損失	MJ/h
$Q_{out,H,hs}$	温水暖房用熱源機の暖房出力	MJ/h
$r_{WS,hs}$	温水暖房用熱源機の温水供給運転率	—
γ	排気ファンの効率	—
$\theta_{RW,hs}$	温水暖房用熱源機の戻り温水温度	°C
$\theta_{SW,hs}$	温水暖房用熱源機の行き温水温度	°C
$\theta_{SW,hs,rtd}$	温水暖房用熱源機の定格試験時の行き温水温度	°C

A.2 エネルギー消費量

A.2.1 灯油消費量

1 時間当たりの温水暖房用熱源機の灯油消費量 $E_{K,hs}$ は、式(1)により表される。

$$E_{K,hs} = \begin{cases} 0 & (Q_{out,H,hs} = 0) \\ \frac{Q_{out,H,hs} + Q_{body}}{e_{ex}} & (Q_{out,H,hs} > 0) \end{cases} \quad (1)$$

ここで、

- $E_{K,hs}$: 1 時間当たりの温水暖房用熱源機の灯油消費量 (MJ/h)
- $Q_{out,H,hs}$: 1 時間当たりの温水暖房用熱源機の暖房出力 (MJ/h)
- Q_{body} : 1 時間当たりの温水暖房用熱源機の筐体放熱損失 (MJ/h)
- e_{ex} : 1 時間平均の温水暖房用熱源機の熱交換効率

である。

筐体放熱損失は、運転中に温水の供給する時間（温水供給運転率）にかかわらず熱源機の筐体部分から

一定の割合で損失する熱(熱源機の排気による損失は含まない)であり、熱源機の保温性能及び温水温度に依存する。1時間当たりの温水暖房用熱源機の筐体放熱損失 Q_{body} は、当該住戸の石油温水暖房機が従来型石油暖房機の場合には式(2a)によるものとし、当該住戸の石油温水暖房機が潜熱回収型石油暖房機の場合には式(2b)によるものとする。

当該住戸の石油温水暖房機が石油従来型暖房機の場合

$$Q_{body} = 234 \times 3600 \times 10^{-6} \quad (2a)$$

当該住戸の石油温水暖房機が石油潜熱回収型暖房機の場合、

$$Q_{body} = (5.3928 \times \theta_{SW,hs} - 71.903) \times 3600 \times 10^{-6} \quad (2b)$$

ここで、

$\theta_{SW,hs}$: 1時間平均の温水暖房用熱源機の行き温水温度(°C)

である。

石油温水暖房機の種類が不明の場合は、石油従来型温水暖房機が設置されているものとして計算することとする。

熱交換効率 e_{ex} は、油熱源機内の燃焼室において燃焼で得た熱エネルギーに対する熱交換器を通して循環水に伝わった熱エネルギーの比であり、1時間平均の温水暖房用熱源機の熱交換効率 e_{ex} は、式(3)により表される。

$$e_{ex} = e_{rtd} \times f_{rtd} \times \frac{q_{rtd,hs} \times 3600 \times 10^{-6} + Q_{body,rtd}}{q_{rtd,hs} \times 3600 \times 10^{-6}} \quad (3)$$

ここで、

e_{rtd} : 温水暖房用熱源機の定格効率

f_{rtd} : 1時間平均の定格効率を補正する係数

$q_{rtd,hs}$: 温水暖房用熱源機の定格能力(W)

$Q_{body,rtd}$: 1時間当たりの定格試験時の温水暖房用熱源機の筐体放熱損失(MJ/h)

である。

1時間当たりの定格試験時の温水暖房用熱源機の筐体放熱損失 $Q_{body,rtd}$ は、当該住戸の石油温水暖房機が従来型石油温水暖房機の場合には式(4a)に依るものとし、当該住戸の石油温水暖房機が潜熱回収型石油温水暖房機の場合には式(4b)に依るものとする。

当該住戸の石油熱源機が従来型石油熱源機の場合、

$$Q_{body,rtd} = 234 \times 3600 \times 10^{-6} \quad (4a)$$

当該住戸の石油熱源機が潜熱回収型石油熱源機の場合、

$$Q_{body,rtd} = (5.3928 \times \theta_{SW,hs,rtd} - 71.903) \times 3600 \times 10^{-6} \quad (4b)$$

ここで、

$\theta_{SW,hs,rtd}$: 温水暖房用熱源機の定格試験時の行き温水温度(°C)

である。

1時間平均の定格効率を補正する係数 f_{rtd} は、当該住戸の石油温水暖房機が従来型石油温水暖房機の場合

合は式(5a)に依るものとし、当該住戸の石油温水暖房機が潜熱回収型石油温水暖房機の場合は式(5b)に依るものとする。

当該住戸の石油熱源機が従来型石油熱源機の場合、

$$f_{rtd} = 0.946 \quad (5a)$$

当該住戸の石油熱源機が潜熱回収型石油熱源機の場合、

$$f_{rtd} = \begin{cases} 0.9768 & (\theta_{RW,hs} \geq 46.5, \theta_{RW,hs,rtd} \geq 46.5) \\ \frac{(-0.0023 \times \theta_{RW,hs} + 1.014)}{0.907} \times 0.9768 & (\theta_{RW,hs} < 46.5, \theta_{RW,hs,rtd} \geq 46.5) \\ \frac{0.907}{(-0.0023 \times \theta_{RW,hs,rtd} + 1.014)} \times 0.9768 & (\theta_{RW,hs} \geq 46.5, \theta_{RW,hs,rtd} < 46.5) \\ \frac{(-0.0023 \times \theta_{RW,hs} + 1.014)}{(-0.0023 \times \theta_{RW,hs,rtd} + 1.014)} \times 0.9768 & (\theta_{RW,hs} < 46.5, \theta_{RW,hs,rtd} < 46.5) \end{cases} \quad (5b)$$

ここで、

$\theta_{RW,hs}$: 1時間平均の温水暖房用熱源機の戻り温水温度(°C)

$\theta_{RW,hs,rtd}$: 温水暖房用熱源機の定格試験時の戻り温水温度(°C)

である。

当該住戸の石油温水暖房機が従来型石油温水暖房機の場合、定格効率 e_{rtd} は0.82とする。ただし、当該住戸に設置する熱源機の JIS S 3031 に定める定格効率(熱効率)を用いてもよい。

当該住戸の石油温水暖房機が潜熱回収型石油温水暖房機の場合、定格効率 e_{rtd} は0.91とし、温水暖房用熱源機の定格試験時の行き温水温度 $\theta_{SW,hs,rtd}$ は70°C、温水暖房用熱源機の定格試験時の戻り温水温度 $\theta_{RW,hs,rtd}$ は50°Cとする。

温水暖房用熱源機の定格能力 $q_{rtd,hs}$ は、付録 H に定める温水暖房用熱源機の最大能力 $q_{max,hs}$ に等しいとする。

A.2.2 消費電力量

1時間当たりの温水暖房用熱源機の消費電力量 $E_{E,hs}$ は、式(6)により表される。

$$E_{E,hs} = E_{E,hs,pmp} + E_{E,hs,fan} \quad (6)$$

ここで、

$E_{E,hs}$: 1時間当たりの温水暖房用熱源機の消費電力量(kWh/h)

$E_{E,hs,pmp}$: 1時間当たりの温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力量(kWh/h)

$E_{E,hs,fan}$: 1時間当たりの温水暖房用熱源機の排気ファンの消費電力量(kWh/h)

である。

1時間当たりの温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力量 $E_{E,hs,pmp}$ は、温水の循環のためのポンプで消費される電力であり、式(7)により表される。

$$E_{E,hs,pmp} = P_{hs,pmp} \times r_{WS,hs} \times 10^{-3} \quad (7)$$

ここで、

$P_{hs,pmf}$: 温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力(W)

$r_{ws,hs}$: 1時間平均の温水暖房用熱源機の温水供給運転率

であり、温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力 $P_{hs,pmf}$ は、当該住戸の石油温水暖房機が石油従来型温水暖房機の場合は90 W とし、当該住戸の石油温水暖房機が石油潜熱回収型温水暖房機の場合は70 W とする。

1時間当たりの温水暖房用熱源機の排気ファンの消費電力量 $E_{E,hs,fan}$ は、燃料の燃焼室から燃焼空気を排気するためにかかるファンの消費電力量であり、式(8)により表される。

$$E_{E,hs,fan} = E_{K,hs} \times \gamma \times 10^3 \div 3600 \quad (8)$$

ここで、

$E_{K,hs}$: 1時間当たりの温水暖房用熱源機の灯油消費量(MJ/h)

γ : 排気ファンの効率

であり、排気ファンの効率 γ は0.003とする。

A.2.3 ガス消費量

1時間当たりの温水暖房用熱源機のガス消費量 $E_{G,hs}$ は0とする。

A.2.4 その他の燃料による一次エネルギー消費量

1時間当たりの温水暖房用熱源機その他の燃料による一次エネルギー消費量 $E_{M,hs}$ は0とする。

A.3 最大暖房出力

1時間当たりの温水暖房用熱源機の最大暖房出力 $Q_{max,H,hs}$ は、式(9)により表される。

$$Q_{max,H,hs} = q_{rtd,hs} \times 3600 \div 10^6 \quad (9)$$

温水暖房用熱源機の定格能力 $q_{rtd,hs}$ は、付録 H に定める温水暖房用熱源機の最大能力 $q_{max,hs}$ に等しいとする。

付録 B ガス温水暖房機及びガス給湯温水暖房機

本付録では、ガス温水暖房機及びガス給湯温水暖房機の暖房部（本付録では単に「ガス温水暖房機」と言う。）のエネルギー消費量の計算方法を規定する。

B.1 記号及び単位

本計算で用いる記号及び単位は表 B.1 による。

表 B.1 記号及び単位

記号	意味	単位
e_{ex}	温水暖房用熱源機の熱交換効率	—
e_{rtd}	温水暖房用熱源機の定格効率	—
$E_{E,hs}$	温水暖房用熱源機の消費電力量	kWh/h
$E_{E,hs,fan}$	温水暖房用熱源機の排気ファンの消費電力量	kWh/h
$E_{E,hs,pmp}$	温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力量	kWh/h
$E_{G,hs}$	温水暖房用熱源機のガス消費量	MJ/h
$E_{K,hs}$	温水暖房用熱源機の灯油消費量	MJ/h
$E_{M,hs}$	温水暖房用熱源機のその他の燃料による一次エネルギー消費量	MJ/h
f_{rtd}	定格効率を補正する係数	—
$P_{hs,pmp}$	温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力	W
$q_{max,hs}$	温水暖房用熱源機の最大能力	W
$q_{rtd,hs}$	温水暖房用熱源機の定格能力	W
Q_{body}	熱源機の筐体放熱損失	MJ/h
$Q_{out,H,hs}$	温水暖房用熱源機の暖房出力	MJ/h
$r_{WS,hs}$	温水暖房用熱源機の温水供給運転率	—
γ	排気ファンの効率	—
$\theta_{SW,hs}$	温水暖房用熱源機の行き温水温度	°C

B.2 エネルギー消費量

B.2.1 ガス消費量

1 時間当たりの温水暖房用熱源機のガス消費量 $E_{G,hs}$ は、式(1)により表される。

$$E_{G,hs} = \begin{cases} 0 & (Q_{out,H,hs} = 0) \\ \frac{Q_{out,H,hs} + Q_{body}}{e_{ex}} & (Q_{out,H,hs} > 0) \end{cases} \quad (1)$$

ここで、

- $E_{G,hs}$: 1 時間当たりの温水暖房用熱源機のガス消費量 (MJ/h)
- $Q_{out,H,hs}$: 1 時間当たりの温水暖房用熱源機の暖房出力 (MJ/h)
- Q_{body} : 1 時間当たりの温水暖房用熱源機の筐体放熱損失 (MJ/h)
- e_{ex} : 1 時間平均の温水暖房用熱源機の熱交換効率

である。

筐体放熱損失は、運転中に温水の供給する時間（温水供給運転率）にかかわらず熱源機の筐体部分から一定の割合で損失する熱（熱源機の排気による損失は含まない）であり、熱源機の保温性能及び温水温度に依存する。1 時間当たりの温水暖房用熱源機の筐体放熱損失 Q_{body} は、当該住戸のガス温水暖房機の種類に応じて、式(2)によるものとする。

当該住戸のガス温水暖房機がガス従来型温水暖房機の場合:

$$Q_{body} = 240.96 \times 3600 \times 10^{-6} \quad (2a)$$

当該住戸のガス温水暖房機がガス潜熱回収型温水暖房機の場合:

$$Q_{body} = \begin{cases} 225.26 \times 3600 \times 10^{-6} & (\theta_{SW,hs} = 60) \\ 123.74 \times 3600 \times 10^{-6} & (\theta_{SW,hs} = 40) \end{cases} \quad (2b)$$

ここで、

Q_{body} : 1時間当たりの温水暖房用熱源機の筐体放熱損失 (MJ/h)

$\theta_{SW,hs}$: 温水暖房用熱源機の行き温水温度 (-)

である。

ガス温水暖房機の種類が不明の場合は、ガス従来型温水暖房機が設置されているものとして計算することとする。

熱交換効率 e_{ex} は、油熱源機内の燃焼室において燃焼で得た熱エネルギーに対する熱交換器を通して循環水に伝わった熱エネルギーの比であり、1時間平均の温水暖房用熱源機の熱交換効率 e_{ex} は、式(3)により表される。

$$e_{ex} = e_{rtd} \times f_{rtd} \times \frac{q_{rtd,hs} \times 3600 \times 10^{-6} + Q_{body}}{q_{rtd,hs} \times 3600 \times 10^{-6}} \quad (3)$$

ここで、

e_{rtd} : 温水暖房用熱源機の定格効率

f_{rtd} : 定格効率を補正する係数

$q_{rtd,hs}$: 温水暖房用熱源機の定格能力 (W)

である。

定格効率を補正する係数 f_{rtd} は、当該住戸のガス温水暖房機の種類に応じて、式(4)によるものとする。

当該住戸のガス温水暖房機がガス従来型温水暖房機の場合:

$$f_{rtd,d,t} = 0.985 \quad (4a)$$

当該住戸のガス温水暖房機がガス潜熱回収型温水暖房機の場合:

$$f_{rtd,d,t} = \begin{cases} 1.038 & (\theta_{SW,hs} = 60) \\ 1.064 & (\theta_{SW,hs} = 40) \end{cases} \quad (4b)$$

ここで、

$f_{rtd,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間平均の定格効率を補正する係数 (-)

$\theta_{SW,hs}$: 温水暖房用熱源機の行き温水温度 (-)

である。

定格効率 e_{rtd} は当該住戸に設置するガス温水暖房機がガス従来型温水暖房機の場合0.81に等しいとし、当該住戸に設置するガス温水暖房機がガス潜熱回収型温水暖房機の場合0.87に等しいとする。ただし、当該機器に設置する熱源機の JIS S 2112 に定める定格効率(熱効率)の値を用いても構わない。

温水暖房用熱源機の定格能力 $q_{rtd,hs}$ は、付録 H に定める温水暖房用熱源機の最大能力 $q_{max,hs}$ に等しいとする。

B.2.2 消費電力量

1 時間当たりの温水暖房用熱源機の消費電力量 $E_{E,hs}$ は、式(5)により表される。

$$E_{E,hs} = E_{E,hs,pmp} + E_{E,hs,fan} \quad (5)$$

ここで、

$E_{E,hs}$: 1 時間当たりの温水暖房用熱源機の消費電力量(kWh/h)

$E_{E,hs,pmp}$: 1 時間当たりの温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力量(kWh/h)

$E_{E,hs,fan}$: 1 時間当たりの温水暖房用熱源機の排気ファンの消費電力量(kWh/h)

である。

1 時間当たりの温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力量 $E_{E,hs,pmp}$ は、温水の循環のためのポンプで消費される電力であり、式(6)により表される。

$$E_{E,hs,pmp} = P_{hs,pmp} \times r_{WS,hs} \times 10^{-3} \quad (6)$$

ここで、

$P_{hs,pmp}$: 温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力(W)

$r_{WS,hs}$: 温水暖房用熱源機の温水供給運転率

であり、温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力 $P_{hs,pmp}$ は、73 W とする。

1 時間当たりの温水暖房用熱源機の排気ファンの消費電力量 $E_{E,hs,fan}$ は、燃料の燃焼室から燃焼空気を排気するためにかかるファンの消費電力量であり、式(7)により表される。

$$E_{E,hs,fan} = E_{G,hs} \times \gamma \times 10^3 \div 3600 \quad (7)$$

ここで、

$E_{G,hs}$: 1 時間当たりの温水暖房用熱源機のガス消費量(MJ/h)

γ : 排気ファンの効率

であり、排気ファンの効率 γ は0.003とする。

B.2.3 灯油消費量

1 時間当たりの温水暖房用熱源機の灯油消費量 $E_{K,hs}$ は0とする。

B.2.4 その他の一次エネルギー消費量

1 時間当たりの温水暖房用熱源機その他の一次エネルギー消費量 $E_{M,hs}$ は0とする。

B.3 最大暖房出力

1 時間当たりの温水暖房用熱源機の最大暖房出力 $Q_{max,H,hs}$ は、式(8)により表される。

$$Q_{max,H,hs} = q_{rtd,hs} \times 3600 \div 10^6 \quad (8)$$

温水暖房用熱源機の定格能力 $q_{rtd,hs}$ は、付録 H に定める温水暖房用熱源機の最大能力 $q_{max,hs}$ に等しいとする。

付録 C 電気ヒーター温水暖房機及び電気ヒーター給湯温水暖房機

本付録では、電気ヒーター温水暖房機及び電気ヒーター給湯温水暖房機の暖房部(本付録では単に「電気ヒーター温水暖房機」と言う。)のエネルギー消費量の計算方法を規定する。

C.1 記号及び単位

本計算で用いる記号及び単位は表 C.1 による。

表 C.1 記号及び単位

記号	意味	単位
$E_{E,hs}$	温水暖房用熱源機の消費電力量	kWh/h
$E_{E,hs,htr}$	温水暖房用熱源機の電気ヒーターの消費電力量	kWh/h
$E_{E,hs,pmp}$	温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力量	kWh/h
$E_{G,hs}$	温水暖房用熱源機のガス消費量	MJ/h
$E_{K,hs}$	温水暖房用熱源機の灯油消費量	MJ/h
$E_{M,hs}$	温水暖房用熱源機のその他の燃料による一次エネルギー消費量	MJ/h
$P_{hs,pmp}$	温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力	W
$q_{max,hs}$	温水暖房用熱源機の最大能力	W
$q_{rtd,hs}$	温水暖房用熱源機の定格能力	W
$Q_{max,H,hs}$	温水暖房用熱源機の最大暖房出力	MJ/h
$r_{WS,hs}$	温水暖房用熱源機の温水供給運転率	—

C.2 エネルギー消費量

C.2.1 消費電力量

1 時間当たりの温水暖房用熱源機の消費電力量 $E_{E,hs}$ は、式(1)により表される。

$$E_{E,hs} = E_{E,hs,htr} + E_{E,hs,pmp} \quad (1)$$

ここで、

$E_{E,hs}$: 1 時間当たりの温水暖房用熱源機の消費電力量(kWh/h)

$E_{E,hs,htr}$: 1 時間当たりの温水暖房用熱源機の電気ヒーターの消費電力量(kWh/h)

$E_{E,hs,pmp}$: 1 時間当たりの温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力量(kWh/h)

である。

1 時間当たりの温水暖房用熱源機の電気ヒーターの消費電力量 $E_{E,hs,htr}$ は、式(2)により表される。

$$E_{E,hs,htr} = Q_{out,H,hs} \times 10^3 \div 3600 \quad (2)$$

ここで、

$Q_{out,H,hs}$: 1 時間当たりの温水暖房用熱源機の暖房出力(MJ/h)

である。

1 時間当たりの温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力量 $E_{E,hs,pmp}$ は、温水の循環のためのポンプで消費される電力であり、式(3)により表される。

$$E_{E,hs,pmp} = P_{hs,pmp} \times r_{WS,hs} \times 10^{-3} \quad (3)$$

ここで、

$P_{hs,pmp}$: 温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力(W)

$r_{WS,hs}$: 1時間平均の温水暖房用熱源機の温水供給運転率
であり、温水暖房用熱源機の送水ポンプの消費電力 $P_{hs,pmp}$ は、90 Wとする。

C.2.2 ガス消費量

1時間当たりの温水暖房用熱源機のガス消費量 $E_{G,hs}$ は0とする。

C.2.3 灯油消費量

1時間当たりの温水暖房用熱源機の灯油消費量 $E_{K,hs}$ は0とする。

C.2.4 その他の一次エネルギー消費量

1時間当たりの温水暖房用熱源機その他の一次エネルギー消費量 $E_{M,hs}$ は0とする。

C.3 最大暖房出力

1時間当たりの温水暖房用熱源機の最大暖房出力 $Q_{max,H,hs}$ は、式(4)により表される。

$$Q_{max,H,hs} = q_{rtd,hs} \times 3600 \div 10^6 \quad (4)$$

温水暖房用熱源機の定格能力 $q_{rtd,hs}$ は、付録 H に定める温水暖房用熱源機の最大能力 $q_{max,hs}$ に等しいとする。

付録 D 電気ヒートポンプ温水暖房機(フロン系)

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
C_{def}	デフロスト補正係数	—
e_{hs}	温水暖房用熱源機の効率	—
e_{rtd}	温水暖房用熱源機の定格効率	—
er_{hs}	温水暖房用熱源機の効率比	—
$E_{E,hs}$	温水暖房用熱源機の消費電力量	kWh/h
$E_{G,hs}$	温水暖房用熱源機のガス消費量	MJ/h
$E_{K,hs}$	温水暖房用熱源機の灯油消費量	MJ/h
$E_{M,hs}$	温水暖房用熱源機のその他の燃料による一次エネルギー消費量	MJ/h
$P_{max,hs}$	温水暖房用熱源機の最大消費電力	W
$P_{rtd,hs}$	温水暖房用熱源機の定格消費電力	W
$q_{max,hs}$	温水暖房用熱源機の最大能力	W
$q_{rtd,hs}$	温水暖房用熱源機の定格能力	W
$Q_{amd,H,hs}$	温水暖房用熱源機の温水熱需要	MJ/h
$Q_{max,H,hs}$	温水暖房用熱源機の最大暖房出力	MJ/h
$Q_{out,H,hs}$	温水暖房用熱源機の暖房出力	MJ/h
θ_{ex}	外気温度	°C
$\theta_{SW,hs}$	温水暖房用熱源機の行き温水温度	°C

D.2 エネルギー消費量

D.2.1 消費電力量

1 時間当たりの温水暖房用熱源機の消費電力量 $E_{E,hs}$ は、式(1)により表される。

$$E_{E,hs} = \frac{Q_{out,H,hs}}{e_{hs}} \times 10^3 \div 3600 \quad (1)$$

ここで、

$E_{E,hs}$: 1 時間当たりの温水暖房用熱源機の消費電力量 (kWh/h)

$Q_{out,H,hs}$: 1 時間当たりの温水暖房用熱源機の暖房出力 (MJ/h)

e_{hs} : 1 時間平均の温水暖房用熱源機の効率

である。

1 時間平均の温水暖房用熱源機の効率 e_{hs} は、式(2)により表される。

$$e_{hs} = \frac{Q_{max,H,hs} \times 10^6 \div 3600}{P_{max,hs}} \times er_{hs} \quad (2)$$

ここで、

$Q_{max,H,hs}$: 1 時間当たりの温水暖房用熱源機の最大暖房出力 (MJ/h)

$P_{max,hs}$: 温水暖房用熱源機の最大消費電力 (W)

er_{hs} : 1 時間平均の温水暖房用熱源機の効率比

である。

1時間当たりの温水暖房用熱源機の最大暖房出力 $Q_{max,H,hs}$ は、D.2により規定される。
温水暖房用熱源機の最大消費電力 $P_{max,hs}$ は、式(3)により表される。

$$P_{max,hs} = \frac{P_{rtd,hs}}{0.6} \quad (3)$$

ここで、

$P_{rtd,hs}$: 温水暖房用熱源機の定格消費電力(W)

である。

温水暖房用熱源機の定格消費電力 $P_{rtd,hs}$ は、式(4)により表される。

$$P_{rtd,hs} = \frac{q_{rtd,hs}}{e_{rtd}} \quad (4)$$

ここで、

$q_{rtd,hs}$: 温水暖房用熱源機の定格能力(W)

e_{rtd} : 温水暖房用熱源機の定格効率

である。

ここで、温水暖房用熱源機の定格効率 e_{rtd} は4.05とする。

温水暖房用熱源機の定格能力 $q_{rtd,hs}$ は、式(5)により表される。

$$q_{rtd,hs} = q_{max,hs} \times 0.8 \quad (5)$$

ここで、

$q_{max,hs}$: 温水暖房用熱源機の最大能力(W)

である。

温水暖房用熱源機の最大能力 $q_{max,hs}$ は付録 H により規定される。

温水暖房用熱源機の1時間平均の効率比 er_{hs} は、式(6)により表される。

$$\begin{aligned} er_{hs} = & \left(1.120656 - 0.03703 \times (\theta_{SW,hs} - \theta_{ex})\right) \times \left(1 - \frac{Q_{out,H,hs}}{Q_{max,H,hs}}\right)^2 \\ & + \left(-0.36786 + 0.012152 \times (\theta_{SW,hs} - \theta_{ex})\right) \times \left(1 - \frac{Q_{out,H,hs}}{Q_{max,H,hs}}\right) \\ & + 1 \end{aligned} \quad (6)$$

ここで、

$\theta_{SW,hs}$: 1時間平均の温水暖房用熱源機の行き温水温度(°C)

θ_{ex} : 1時間平均の外気温度(°C)

である。

D.2.2 ガス消費量

1時間当たりの温水暖房用熱源機のガス消費量 $E_{G,hs}$ は0とする。

D.2.3 石油消費量

1 時間当たりの温水暖房用熱源機の石油消費量 $E_{K,hs}$ は0とする。

D.2.4 その他の一次エネルギー消費量

1 時間当たりの温水暖房用熱源機その他の一次エネルギー消費量 $E_{M,hs}$ は0とする。

D.3 最大暖房出力

1 時間当たりの温水暖房用熱源機の最大暖房出力 $Q_{max,H,hs}$ は、式(7)により表される。

$$Q_{max,H,hs} = (11.62 + 0.2781 \times \theta_{ex} - 0.00113 \times \theta_{ex}^2 - 0.1271 \times \theta_{SW,hs} - 0.00363 \times \theta_{ex} \times \theta_{SW,hs}) \times \frac{q_{rtd,hs}}{6} \times \frac{C_{def}}{0.85} \times 3600 \times 10^{-6} \quad (7)$$

ここで、

C_{def} : 1 時間あたりのデフロスト補正係数

であり、1 時間あたりのデフロスト補正係数 C_{def} は、1 時間平均の外気温度 θ_{ex} が5 °C 未満かつ 1 時間平均の外気相対湿度 h_{ex} が80 %以上の場合は0.85とし、それ以外の場合は1.0とする。

付録 E 電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機
(給湯熱源:ガス瞬間式、暖房熱源:電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用)

E.1 記号及び単位

本計算で用いる記号及び単位は表 E.1 による。

表 E.1 記号及び単位

記号	意味	単位
CD	CD 値	—
e_{ex}	ガスユニット燃焼室の熱交換効率	—
$e_{GU,rtd}$	ガスユニットの定格効率	—
$E_{E,GU,aux}$	ガスユニットの補機の消費電力量	kWh/h
$E_{E,hs}$	熱源機の消費電力量	kWh/h
$E_{E,HPU}$	ヒートポンプユニットの消費電力量	kWh/h
$E_{E,TU,aux}$	タンクユニットの補機の消費電力量	kWh/h
$E_{G,GU}$	ガスユニットのガス消費量	MJ/h
$E_{G,hs}$	熱源機のガス消費量	MJ/h
f_{ex}	ガスユニットの定格効率を補正する係数	—
h_{ex}	外気相対湿度	%
$P_{GU,aux,ON}$	ガス燃焼時のガスユニットの補機の消費電力	W
$P_{GU,aux,OFF}$	ガス非燃焼時のガスユニットの補機の消費電力	W
$P_{HPU,ctn}$	連続運転時のヒートポンプユニットの消費電力	W
$P_{HPU,min}$	ヒートポンプユニットの最小消費電力	W
$P_{TU,aux}$	タンクユニットの補機の消費電力	W
q_{body}	ガスユニットの筐体放熱損失	W
$q_{G,GU}$	ガスユニットのガス消費量	W
q_{GU}	ガスユニットの暖房出力	W
$q_{GU,loss,HPU}$	ヒートポンプユニット運転時のガスユニットの熱損失	W
$q_{GU,rtd}$	ガスユニットの定格暖房能力	W
$q_{HPU,ave}$	ヒートポンプユニットの平均暖房出力	W
$q_{HPU,max}$	ヒートポンプユニットの最大暖房出力	W
$q_{HPU,min}$	ヒートポンプユニットの最小暖房出力	W
$q_{HPU,out}$	ヒートポンプユニットの平均暖房出力	W
$q_{out,hs}$	熱源機の暖房出力	W
$q_{TU,pipe,loss}$	タンクユニットのヒートポンプ配管の熱損失	W
$q_{TU,tank,loss}$	タンクユニットのタンクの熱損失	W
$q'_{TU,tank,loss}$	ヒートポンプユニット最大運転時のタンクユニットのタンクの熱損失	W
$q'_{TU,pipe,loss}$	ヒートポンプユニット最大運転時のタンクユニットのヒートポンプ配管の熱損失	W
$q'_{GU,loss,HPU}$	ヒートポンプユニット最大運転時のヒートポンプユニット運転時のガスユニットの熱損失	W
$Q_{GU,loss,HPU}$	ヒートポンプユニット運転時のガスユニットの熱損失量	MJ/h
Q_{HPU}	ヒートポンプユニットの暖房出力	MJ/h
$Q_{out,hs}$	熱源機の暖房出力	MJ/h
$Q_{out,hs,HPU}$	熱源機のヒートポンプユニット分担暖房出力	MJ/h
$Q_{TU,tank,loss}$	タンクユニットのタンクの熱損失量	MJ/h
$Q_{TU,pipe,loss}$	タンクユニットのヒートポンプ配管の熱損失量	MJ/h
r_{GU}	ガスユニットの暖房出力分担率	—
r_{HPU}	ヒートポンプユニットの暖房出力分担率	—
r_{intmit}	ヒートポンプユニットの断続運転率	—

記号	意味	単位
θ_{ex}	外気温度	°C
$\theta_{HPU,out}$	ヒートポンプユニットの出湯温度	°C
θ_{in}	室内温度	°C
$\theta_{RW,hs}$	熱源機の戻り温水温度	°C
$\theta_{SW,hs}$	熱源機の行き温水温度	°C
$\theta_{TU,amb}$	タンクユニットの周囲空気温度	°C
$\theta'_{HPU,out}$	ヒートポンプ最大運転時のヒートポンプユニットの出湯温度	°C

E.2 エネルギー消費量

E.2.1 消費電力量

1 時間当たりの熱源機の消費電力量 $E_{E,hs}$ は、1 時間当たりの熱源機の暖房出力 $Q_{out,hs}$ が0の場合は0とし、1 時間当たりの熱源機の暖房出力 $Q_{out,hs}$ が0より大の場合は、式(1)により表される。

$$E_{E,hs} = E_{E,HPU} + E_{E,GU,aux} + E_{E,TU,aux} \quad (1)$$

ここで、

$E_{E,hs}$: 1 時間当たりの熱源機の消費電力量 (kWh/h)

$E_{E,HPU}$: 1 時間当たりのヒートポンプユニットの消費電力量 (kWh/h)

$E_{E,GU,aux}$: 1 時間当たりのガスユニットの補機の消費電力量 (kWh/h)

$E_{E,TU,aux}$: 1 時間当たりのタンクユニットの補機の消費電力量 (kWh/h)

である。

E.2.2 ガス消費量

1 時間当たりの熱源機のガス消費量 $E_{G,hs}$ は、1 時間当たりの熱源機の暖房出力 $Q_{out,hs}$ が0の場合は0とし、1 時間当たりの熱源機の暖房出力 $Q_{out,hs}$ が0より大の場合は、式(2)により表される。

$$E_{G,hs} = E_{G,GU} \quad (2)$$

ここで、

$E_{G,hs}$: 1 時間当たりの熱源機のガス消費量 (MJ/h)

$E_{G,GU}$: 1 時間当たりのガスユニットのガス消費量 (MJ/h)

である。

E.2.3 灯油消費量

1 時間当たりの熱源機の灯油消費量 $E_{K,hs}$ は0とする。

E.2.4 その他の燃料の一次エネルギー消費量

1 時間当たりの熱源機その他の燃料の一次エネルギー消費量 $E_{M,hs}$ は0とする。

E.3 消費電力量及びガス消費量

E.3.1 タンクユニットの補機消費電力量

1 時間当たりのタンクユニットの補機の消費電力量 $E_{E,TU,aux}$ は、式(3a)及び式(3b)により表される。

$$E_{E,TU,aux} = P_{TU,aux} \times 10^{-3} \quad (3a)$$

$$P_{TU,aux} = f_{TU,P,aux}(r_{intmit}) \quad (3b)$$

ここで、

$P_{TU,aux}$: 1時間平均のタンクユニットの補機の消費電力(W)

r_{intmit} : 1時間平均のヒートポンプユニットの断続運転率

であり、 $f_{TU,P,aux}$ はタンクユニットの補機の消費電力を求める関数である。

E.3.2 ヒートポンプユニットの消費電力量

1時間当たりのヒートポンプユニットの消費電力量 $E_{E,HPU}$ は、連続運転(1時間平均のヒートポンプユニットの暖房出力 $q_{HPU,ave}$ が1時間平均のヒートポンプユニットの最小暖房出力 $q_{HPU,min}$ 以上)の場合、式(4a-1)及び式(4a-2)により表され、断続運転(1時間平均のヒートポンプユニットの暖房出力 $q_{HPU,ave}$ が1時間平均のヒートポンプユニットの最小暖房出力 $q_{HPU,min}$ 未満)の場合、式(4b-1)及び式(4b-2)により表される。

$q_{HPU,ave} \geq q_{HPU,min}$ の場合(連続運転の場合)、

$$E_{E,HPU} = P_{HPU,ctn} \times 10^{-3} \quad (4a-1)$$

$$P_{HPU,ctn} = f_{HPU,P}(\theta_{ex}, h_{ex}, \theta_{RW,hs}, \theta_{HPU,out}, q_{HPU,ave}) \quad (4a-2)$$

$q_{HPU,ave} < q_{HPU,min}$ の場合(断続運転の場合)、

$$E_{E,HPU} = \frac{q_{HPU,ave}}{\frac{q_{HPU,min}}{P_{HPU,min}} \times (1 - CD \times (1 - r_{intmit}))} \times 10^{-3} \quad (4b-1)$$

$$P_{HPU,min} = f_{HPU,P}(\theta_{ex}, h_{ex}, \theta_{RW,hs}, \theta_{HPU,out}, q_{HPU,min}) \quad (4b-2)$$

ここで、

$q_{HPU,ave}$: 1時間平均のヒートポンプユニットの暖房出力(W)

$q_{HPU,min}$: 1時間平均のヒートポンプユニットの最小暖房出力(W)

$P_{HPU,ctn}$: 1時間平均の連続運転時のヒートポンプユニットの消費電力(W)

$P_{HPU,min}$: 1時間平均のヒートポンプユニットの最小消費電力(W)

θ_{ex} : 1時間平均の外気温度(°C)

h_{ex} : 1時間平均の外気相対湿度(%)

$\theta_{RW,hs}$: 1時間平均の熱源機の戻り温水温度(°C)

$\theta_{HPU,out}$: 1時間平均のヒートポンプユニットの出湯温度(°C)

CD : CD値

r_{intmit} : ヒートポンプユニットの1時間平均の断続運転率

である。ここで、CD値は0.23とする。また、 $f_{HPU,P}$ はヒートポンプユニットの消費電力を求める関数である。

1時間平均のヒートポンプユニットの断続運転率 r_{intmit} は、1.0を超えない範囲で、式(5)により表される。

$$r_{intmit} = \frac{q_{HPU,ave}}{q_{HPU,min}} \quad (5)$$

ここで、

$q_{HPU,ave}$: 1時間平均のヒートポンプユニットの暖房出力(W)

$q_{HPU,min}$: 1 時間平均のヒートポンプユニットの最小暖房出力(W)
である。

1 時間平均のヒートポンプユニットの最小暖房出力 $q_{HPU,min}$ は、式(6)により表される。

$$q_{HPU,min} = f_{HPU,q,min}(\theta_{ex}, \theta_{RW,hs}, \theta_{HPU,out}) \quad (6)$$

ここで、

θ_{ex} : 1 時間平均の外気温度(°C)

$\theta_{RW,hs}$: 1 時間平均の熱源機の戻り温水温度(°C)

$\theta_{HPU,out}$: 1 時間平均のヒートポンプユニットの出湯温度(°C)

であり、 $f_{HPU,q,min}$ はヒートポンプユニットの最小暖房出力を求める関数である。

1 時間平均のヒートポンプユニットの平均暖房出力 $q_{HPU,ave}$ は、式(7)により表される。

$$q_{HPU,ave} = Q_{HPU} \times 10^6 \div 3600 \quad (7)$$

ここで、

Q_{HPU} : 1 時間当たりのヒートポンプユニットの暖房出力 (MJ/h)

である。

E.3.3 ヒートポンプユニットの暖房出力

1 時間当たりのヒートポンプユニットの暖房出力 Q_{HPU} は、式(8)により表される。

$$Q_{HPU} = Q_{out,hs,HPU} + Q_{GU,loss,HPU} + Q_{TU,tank,loss} + Q_{TU,pipe,loss} \quad (8)$$

ここで、

$Q_{out,hs,HPU}$

: 1 時間当たりの熱源機のヒートポンプユニット分担暖房出力 (MJ/h)

$Q_{GU,loss,HPU}$

: 1 時間当たりのヒートポンプユニット運転時のガスユニットの熱損失量 (MJ/h)

$Q_{TU,tank,loss}$

: 1 時間当たりのタンクユニットのタンクの熱損失量 (MJ/h)

$Q_{TU,pipe,loss}$

: 1 時間当たりのタンクユニットのヒートポンプ配管の熱損失量 (MJ/h)

である。

1 時間当たりのタンクユニットのヒートポンプ配管の熱損失量 $Q_{TU,pipe,loss}$ は、式(9a)及び式(9b)により表される。

$$Q_{TU,pipe,loss} = q_{TU,pipe,loss} \times 3600 \times 10^{-6} \quad (9a)$$

$$q_{TU,pipe,loss} = f_{TU,q,HPP}(\theta_{SW,hs}, \theta_{ex}) \quad (9b)$$

ここで、

$q_{TU,pipe,loss}$

: 1 時間平均のタンクユニットのヒートポンプ配管の熱損失 (W)

$\theta_{SW,hs}$: 1 時間平均の熱源機の行き温水温度(°C)

θ_{ex} : 1時間平均の外気温度(°C)

であり、 $f_{TU,q,HPP}$ はタンクユニットのヒートポンプ配管の熱損失を求める関数である。

1時間当たりのタンクユニットのタンクの熱損失量 $Q_{TU,tank,loss}$ は、式(10a)及び式(10b)により表される。

$$Q_{TU,tank,loss} = q_{TU,tank,loss} \times 3600 \times 10^{-6} \quad (10a)$$

$$q_{TU,tank,loss} = f_{TU,q,tank}(\theta_{HPU,out}, \theta_{TU,amb}) \quad (10b)$$

ここで、

$q_{TU,tank,loss}$

: 1時間平均のタンクユニットのタンクの熱損失(W)

$\theta_{HPU,out}$: 1時間平均のヒートポンプユニットの出湯温度(°C)

$\theta_{TU,amb}$: 1時間平均のタンクユニットの周囲空気温度(°C)

であり、 $f_{TU,q,tank}$ はタンクユニットのタンクの熱損失を求める関数である。

1時間平均のヒートポンプユニットの出湯温度 $\theta_{HPU,out}$ は、1時間平均の熱源機のヒートポンプユニットの暖房出力分担率 r_{HPU} が1.0を下回る場合は85°Cとし、1.0に等しいかつ1時間平均の熱源機の行き温水温度 $\theta_{SW,hs}$ が40°Cの場合は65°Cとし、1.0に等しいかつ1時間平均の熱源機の行き温水温度 $\theta_{SW,hs}$ が60°Cの場合は85°Cとする。

1時間当たりのヒートポンプユニット運転時のガスユニットの熱損失量 $Q_{GU,loss,HP}$ は、式(11a)及び式(11b)により表される。

$$Q_{GU,loss,HP} = q_{GU,loss,HP} \times r_{HPU} \times 3600 \times 10^{-6} \quad (11a)$$

$$q_{GU,loss,HP} = f_{GU,q,lossHP}(\theta_{SW,hs}, \theta_{TU,amb}) \quad (11b)$$

ここで、

$q_{GU,loss,HP}$

: 1時間平均のヒートポンプユニット運転時のガスユニットの熱損失(W)

$\theta_{SW,hs}$: 1時間平均の熱源機の行き温水温度(°C)

$\theta_{TU,amb}$: 1時間平均のタンクユニットの周囲空気温度(°C)

r_{HPU} : 1時間平均のヒートポンプユニットの暖房出力分担率

であり、 $f_{GU,q,lossHP}$ はヒートポンプユニット運転時のガスユニットの熱損失を求める関数である。

1時間当たりの熱源機のヒートポンプユニット分担暖房出力 $Q_{out,hs,HPU}$ は、式(12)により表される。

$$Q_{out,hs,HPU} = Q_{out,hs} \times r_{HPU} \quad (12)$$

ここで、

$Q_{out,hs}$: 1時間平均の熱源機の暖房出力(MJ/h)

r_{HPU} : 1時間平均のヒートポンプユニット暖房出力分担率

である。

E.3.4 ガスユニットの補機の消費電力

1時間当たりのガスユニットの補機の消費電力量 $E_{E,GU,aux}$ は、式(13a)、式(13b)及び式(13c)により表される。

$$E_{E,GU,aux} = (P_{GU,aux,ON} \times r_{GU} + P_{GU,aux,OFF} \times r_{HPU}) \times 10^{-3} \quad (13a)$$

$$P_{GU,aux,ON} = f_{GU,P,aux}(q_{G,GU}) \quad (13b)$$

$$P_{GU,aux,OFF} = f_{GU,P,aux}(0.0) \quad (13c)$$

ここで、

$P_{GU,aux,ON}$

:1 時間平均のガス燃焼時のガスユニットの補機の消費電力(W)

$P_{GU,aux,OFF}$

:1 時間平均のガス非燃焼時のガスユニットの補機の消費電力(W)

r_{GU}

:1 時間平均のガスユニットの暖房出力分担率

r_{HPU}

:1 時間平均のヒートポンプユニットの暖房出力分担率

$q_{G,GU}$

:1 時間平均のガスユニットのガス消費量(W)

であり、 $f_{GU,P,aux}$ はガスユニットの補機の消費電力を求める関数である。

E.3.5 ガスユニットのガス消費量

1 時間当たりのガスユニットのガス消費量 $E_{G,GU}$ は、式(14a)、式(14b)及び式(14c)により表される。

$$E_{G,GU} = q_{G,GU} \times r_{GU} \times 3600 \times 10^{-6} \quad (14a)$$

$$q_{G,GU} = f_{GU,G}(q_{GU}, e_{GU,rtd}, q_{GU,rtd}) \quad (14b)$$

$$q_{GU} = \min(q_{out,hs}, q_{GU,rtd}) \quad (14c)$$

ここで、

$q_{G,GU}$:1 時間平均のガスユニットのガス消費量(W)

r_{GU} :1 時間平均のガスユニットの暖房出力分担率

q_{GU} :1 時間平均のガスユニットの暖房出力(W)

$q_{out,hs}$:1 時間平均の熱源機の暖房出力(W)

$e_{GU,rtd}$:ガスユニットの定格暖房効率

$q_{GU,rtd}$:ガスユニットの定格暖房能力(W)

であり、 $f_{GU,G}$ はガスユニットのガス消費量を求める関数であり、熱源機の行き温水温度 $\theta_{wtr,hs,sup}$ (60 °C 又は 40 °C)に応じて定義される。また、ガスユニットの定格暖房効率 e_{rtd} は0.87に等しいとし、ガスユニットの定格暖房能力 $q_{GU,rtd}$ は14000に等しいとする。

E.3.6 暖房出力分担率

1 時間平均のガスユニットの暖房出力分担率 r_{GU} 及び 1 時間平均のヒートポンプユニットの暖房出力分担率 r_{HPU} は、それぞれ式(15)及び式(16)により表される。ただし、1 時間平均のヒートポンプユニットの暖房出力分担率 r_{HPU} は0を下回る場合は0とし、1を上回る場合は1とする。

$$r_{GU} = 1 - r_{HPU} \quad (15)$$

$$r_{HPU} = \frac{q_{HPU,max} - q'_{TU,tank,loss} - q'_{TU,pipe,loss}}{q_{out,hs} + q'_{GU,loss,HPU}} \quad (16)$$

ここで、

$q_{HPU,max}$: 1 時間平均のヒートポンプユニットの最大暖房出力 (W)

$q'_{TU,tank,loss}$

: 1 時間平均のヒートポンプユニット最大運転時のタンクユニットのタンクの熱損失 (W)

$q'_{TU,pipe,loss}$

: 1 時間平均のヒートポンプユニット最大運転時のタンクユニットのヒートポンプ配管の熱損失 (W)

$q_{out,hs}$: 1 時間平均の熱源機の暖房出力 (W)

$q'_{GU,loss,HPU}$

: 1 時間平均のヒートポンプユニット最大運転時のヒートポンプユニット運転時のガスユニットの熱損失 (W)

である。

1 時間平均のヒートポンプユニットの最大暖房出力 $q_{HPU,max}$ は、式(17)により表される。

$$q_{HPU,max} = f_{HPU,q,max}(\theta_{ex}, \theta_{RW,hs}, \theta'_{HPU,out}) \quad (17)$$

ここで、

θ_{ex} : 1 時間平均の外気温度 (°C)

$\theta_{RW,hs}$: 1 時間平均の熱源機の戻り温水温度 (°C)

$\theta'_{HPU,out}$: 1 時間平均のヒートポンプ最大運転時のヒートポンプユニットの出湯温度 (°C)

であり、 $f_{HPU,q,max}$ はヒートポンプユニットの最大暖房出力を求める関数である。

1 時間平均のヒートポンプ最大運転時のタンクユニットのヒートポンプ配管の熱損失 $q'_{TU,pipe,loss}$ は、式(18)により表される。

$$q'_{TU,pipe,loss} = f_{TU,q,HPP}(\theta_{SW,hs}, \theta_{ex}) \quad (18)$$

ここで、

$\theta_{SW,hs}$: 1 時間平均の熱源機の行き温水温度 (°C)

θ_{ex} : 1 時間平均の外気温度 (°C)

であり、 $f_{TU,q,HPP}$ はタンクユニットのヒートポンプ配管の熱損失を求める関数である。

ヒートポンプ最大運転時のタンクユニットのタンクの熱損失 $q'_{TU,tank,loss}$ は、式(19)により表される。

$$q'_{TU,tank,loss} = f_{TU,q,tank}(\theta'_{HPU,out}, \theta_{TU,amb}) \quad (19)$$

ここで、

$\theta'_{HPU,out}$: 1 時間平均のヒートポンプ最大運転時のヒートポンプユニットの出湯温度 (°C)

$\theta_{TU,amb}$: 1 時間平均のタンクユニットの周囲空気温度 (°C)

であり、 $f_{TU,q,tank}$ はタンクユニットのタンクの熱損失を求める関数である。

1 時間平均のヒートポンプユニット最大運転時のヒートポンプユニット運転時のガスユニットの熱損失 $q'_{GU,loss,HPU}$ は、式(20)により表される。

$$q'_{GU,loss,HPU} = f_{GU,q,lossHP}(\theta_{SW,hs}, \theta_{TU,amb}) \quad (20)$$

ここで、

- $\theta_{SW,hs}$: 1 時間平均の熱源機の行き温水温度(°C)
 $\theta_{TU,amb}$: 1 時間平均のタンクユニットの周囲空気温度(°C)

である。

1 時間平均のヒートポンプ最大運転時のヒートポンプユニットの出湯温度 $\theta'_{HPU,out}$ は 85°C とする。

E.3.7 熱源機の平均暖房出力及び熱源機最大暖房出力

1 時間平均の熱源機の暖房出力 $q_{out,hs}$ は、式(21)により表される。

$$q_{out,hs} = Q_{out,hs} \times 10^6 \div 3600 \quad (21)$$

ここで、

- $Q_{out,hs}$: 1 時間当たりの熱源機の暖房出力(MJ/h)

である。なお、1 時間当たりの熱源機の暖房出力 $Q_{out,hs}$ は、本文により定義される、1 時間当たりの熱源機の最大暖房出力 $Q_{max,hs}$ を超えない範囲で 1 時間当たりの温水熱需要 $Q_{dmd,hs}$ に等しい。

1 時間当たりの熱源機の最大暖房出力 $Q_{max,hs}$ は、式(22)により表される。

$$Q_{max,hs} = q_{GU,rtd} \times 3600 \times 10^{-6} \quad (22)$$

ここで、

- $q_{GU,rtd}$: ガスユニットの定格暖房能力(W)

である。

E.3.8 タンクユニット周囲の空気温度

1 時間平均のタンクユニットの周囲空気温度 $\theta_{TU,amb}$ は、タンクユニットを室内に設置する場合は式(23a)により表され、タンクユニットを室外に設置する場合は式(23b)により表される。

タンクユニットを室内に設置する場合

$$\theta_{TU,amb} = 0.25 \times \theta_{ex} + 0.75 \times \theta_{in} \quad (23a)$$

タンクユニットを室外に設置する場合

$$\theta_{TU,amb} = \theta_{ex} \quad (23b)$$

ここで、

- θ_{ex} : 1 時間平均の外気温度(°C)
 θ_{in} : 1 時間平均の室内温度(°C)

であり、暖房運転時において、1 時間平均の室内温度 θ_{in} は、20°C とする。

E.4 評価関数

E.4.1 ヒートポンプユニット

ヒートポンプユニットの消費電力を求める関数 $f_{HPU,P}$ は、式(24a)及び式(24b)により表される。

$$f_{HPU,P}(\theta_{ex}, h_{ex}, \theta_{RW,hs}, \theta_{HPU,out}, q_{HPU,out}) = (0.1869 \times P^2 + 0.2963 \times P + 0.565) \times 10^3 \quad (24a)$$

$$P = 0.42108 \times q_{HPU,out} \times 10^{-3} - 0.03889 \times \theta_{ex} - 0.00762 \times h_{ex} + 0.03313 \times \theta_{RW,hs} + 0.00449 \times \theta_{HPU,out} - 0.82066 \quad (24b)$$

ここで、

- θ_{ex} : 外気温度(°C)
- h_{ex} : 外気相対湿度(%)
- $q_{HPU,out}$: ヒートポンプユニットの平均暖房出力(W)
- $\theta_{RW,hs}$: 熱源機の戻り温水温度(°C)
- $\theta_{HPU,out}$: ヒートポンプユニットの出湯温度(°C)

である。

ヒートポンプユニットの最小暖房出力を求める関数 $f_{HPU,q,min}$ 及びヒートポンプユニットの最大暖房出力を求める関数 $f_{HPU,q,max}$ は、式(25)及び式(26)により表される。

ヒートポンプユニットの最小暖房出力

$$f_{HPU,q,min}(\theta_{ex}, \theta_{RW,hs}, \theta_{HPU,out}) = 6.08 \times \theta_{ex} - 46.56 \times \theta_{RW,hs} + 0.04 \times \theta_{HPU,out} + 4739.62 \quad (25)$$

ヒートポンプユニットの最大暖房出力

$$f_{HPU,q,max}(\theta_{ex}, \theta_{RW,hs}, \theta_{HPU,out}) = 1.36 \times \theta_{ex} - 89.85 \times \theta_{RW,hs} + 46.5 \times \theta_{HPU,out} + 5627.07 \quad (26)$$

ここで、

- θ_{ex} : 外気温度(°C)
- $\theta_{RW,hs}$: 熱源機の戻り温水温度(°C)
- $\theta_{HPU,out}$: ヒートポンプユニットの出湯温度(°C)

である。

E.4.2 タンクユニット

タンクユニットの補機の消費電力を求める関数 $f_{TU,P,aux}$ は、式(27)により表される。

$$f_{TU,P,aux}(r_{intmit}) = 5 + 10 \times r_{intmit} \quad (27)$$

ここで、

- r_{intmit} : ヒートポンプユニットの断続運転率

である。

タンクユニットのヒートポンプ配管の熱損失を求める関数 $f_{TU,q,HPP}$ は、式(28)により表される。

$$f_{TU,q,HPP}(\theta_{SW,hs}, \theta_{ex}) = 2.8 \times (\theta_{SW,hs} - \theta_{ex}) \quad (28)$$

ここで、

- $\theta_{SW,hs}$: 熱源機の行き温水温度(°C)
- θ_{ex} : 外気温度(°C)

である。

タンクユニットのタンクの熱損失を求める関数 $f_{TU,q,tank}$ は、式(29)により表される。

$$f_{TU,q,tank}(\theta_{HP,out}, \theta_{TU,amb}) = \max(0, 1.6 \times (\theta_{HP,out} - \theta_{TU,amb}) - 72.1) \quad (29)$$

ここで、

$\theta_{HP,out}$: ヒートポンプユニットの出湯温度(°C)

$\theta_{TU,amb}$: タンクユニットの周囲空気温度(°C)

である。

E.4.3 ガスユニット

ガスユニットのガス消費量を求める関数 $f_{GU,G}$ は、式(30)及び式(31)により表される。

$$f_{GU,G}(q_{GU}, e_{GU,rtd}, q_{GU,rtd}) = (q_{GU} + q_{body}) \div e_{ex} \quad (30)$$

$$e_{ex} = e_{GU,rtd} \times f_{ex} \times (q_{GU,rtd} + q_{body}) \div q_{GU,rtd} \quad (31)$$

ここで、

q_{GU} : ガスユニットの暖房出力(W)

q_{body} : ガスユニットの筐体放熱損失(W)

e_{ex} : ガスユニット燃焼室の熱交換効率

f_{ex} : ガスユニットの定格暖房効率を補正する係数

$e_{GU,rtd}$: ガスユニットの定格暖房効率

$q_{GU,rtd}$: ガスユニットの定格暖房能力(W)

である。

ガスユニットの定格暖房効率を補正する係数 f_{ex} 及びガスユニットの筐体放熱損失 q_{body} は、熱源機の行き温水温度 $\theta_{SW,hs}$ に応じて表 E.3 により表される。

表 E.3 ガスユニットの定格暖房効率を補正する係数及びガスユニットの筐体放熱損失

	熱源機の行き温水温度 $\theta_{SW,hs}$	
	40°C の場合	60°C の場合
ガスユニットの定格暖房効率を補正する係数 f_{ex}	1.064	1.038
ガスユニットの筐体放熱損失 q_{body}	123.74	225.26

ヒートポンプユニット運転時のガスユニットの熱損失を求める関数 $f_{GU,q,lossHP}$ は、式(32)により表される。

$$f_{GU,q,lossHP}(\theta_{SW,hs}, \theta_{TU,amb}) = \max(5 \times (\theta_{SW,hs} - \theta_{TU,amb}) - 100, 0) \quad (32)$$

ここで、

$\theta_{SW,hs}$: 熱源機の行き温水温度(°C)

$\theta_{TU,amb}$: タンクユニットの周囲空気温度(°C)

である。

ガスユニットの補機の消費電力を求める関数 $f_{GU,P,aux}$ は、式(33)により表される。

$$f_{GU,P,aux}(q_{G,GU}) = 73 + 0.003 \times q_{G,GU} \quad (33)$$

ここで、

$q_{G,GU}$:ガスユニットのガス消費量(W)

である。

E.5 電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機(給湯熱源:ガス瞬間式、暖房熱源:電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用)の定義

電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機が表 E.4 に掲げる型番のタンクユニットを有する場合、同表の「給湯温水暖房機の種類」欄に掲げる給湯温水暖房機として評価することができる。

表 E.4 給湯温水暖房機の種類

給湯温水暖房機の種類	タンクユニット型番	製造事業者
電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機 給湯熱源:ガス瞬間式 暖房熱源:電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用	RTU-C300 RTU-C301 ^{※1}	リンナイ(株)

※1 2016年10月追加機種

上記以外の場合であって、電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機が表 E.5 に掲げる型番のガス熱源機およびヒートポンプユニットを有する場合、同表の「給湯温水暖房機の種類」欄に掲げる給湯温水暖房機として評価することができる。この際、ガス潜熱回収型給湯温水暖房機の性能は、電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機のガス熱源機と同じとする。

表 E.5 給湯温水暖房機の種類

給湯温水暖房機の種類	ガス熱源機型番	ヒートポンプユニット型番	製造事業者
ガス潜熱回収型給湯温水暖房機	RHBH-RM246AFF2-1 ^{※2}	RHP-R87	リンナイ(株)

※2 2022年10月追加機種 RHBH-RM246AFF2-1(日ガス検申請型式 RUFH-EM2406AFF(SAFF))

上記のいずれにも該当しない場合は、電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機(給湯熱源:ガス瞬間式、暖房熱源:電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用)として評価できない。

E.6 品番の追加(参考)

表 E.4 における 2016年10月追加機種については、以下の 1)から 2)の条件を満たしたため、同表に追加した。

- 1) 現状の設備区分の代表機種と当該機種の製造業者が同一であること。
- 2) 当該機種のタンク容量^{※3}、蓄熱放熱係数^{※4}、ヒートポンプ効率^{※4}、ガス熱源の効率^{※5}が区分代表機種に対して同等以上であること。

※3: BL 認定基準 家庭用燃料電池コージェネレーションシステムの断熱性能試験(別表 1)参照

※4: 外気温(DB/WB)7/6°C、沸上温度 65°C(暖房設定温 40°C)、入水温 21°C 時で、加熱能力・消費電力は区分代表機種と同じ。

※5: JIS2109 給湯熱効率

※6: JIS2112 暖房熱効率

表 E.5 における 2022年10月追加機種については、以下の 3)および 4)の条件を満たしたため、同表に追加した。

- 3) 第四章第七節付録 B と同等以上の性能と認められること。
- 4) 当該機種のヒートポンプ効率^{※7}、ガス熱源の効率^{※8}が区分代表機種に対して同等以上であること。

※7: JRA4071

※8: JIS S 2112

付録 F ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機
(給湯熱源:ヒートポンプ・ガス瞬間式併用、暖房熱源:ガス瞬間式)

ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機(給湯熱源:ヒートポンプ・ガス瞬間式併用、暖房熱源:ガス瞬間式)の暖房部のエネルギー消費量は、付録 B ガス温水暖房機及び給湯温水暖房機に記される計算方法によるものとする。定格効率 $e_{rt,d}$ は、ガス潜熱回収型熱源機として0.87(87.0%)とする。

付録 G ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機
(給湯熱源:ヒートポンプ・ガス併瞬間式用、暖房熱源:ヒートポンプ・ガス瞬間式併用)

ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機(給湯熱源:ヒートポンプ・ガス瞬間式併用、暖房熱源:ヒートポンプ・ガス瞬間式併用)の暖房部のエネルギー消費量は、7章1節「給湯設備」に記される計算方法によるものとする。

付録 H 温水暖房用熱源機の最大能力

H.1 記号及び単位

H.1.1 記号

本計算で用いる記号及び単位は表 H.1 による。

表 H.1 記号及び単位

記号	意味	単位
A_{HCZ}	暖冷房区画の床面積	m ²
f_{cl}	間歇運転能力補正係数	—
f_{cT}	外気温度能力補正係数	—
$q_{max,hs}$	温水暖房用熱源機の最大能力	W
$q_{rq,H}$	単位面積当たりの必要暖房能力	W/m ²

H.1.2 添え字

本計算で用いる添え字は表 H.2 による。

表 H.2 添え字

添え字	意味
i	暖冷房区画の番号

H.2 温水暖房用熱源機の最大能力

温水暖房用熱源機の最大能力 $q_{max,hs}$ は、当該住戸の温水暖房により暖冷房される暖冷房区画の床面積 A_{HCZ} の合計により、式(1)により表される。ただし、式(1)における暖冷房区画の床面積には、温水暖房により暖房される暖冷房区画のみを積算する。

$$q_{max,hs} = q_{rq,H} \times \sum_i A_{HCZ,i} \times f_{cT} \times f_{cl} \quad (1)$$

ここで、

- $q_{max,hs}$: 温水暖房用熱源機の最大能力 (W)
- $q_{rq,H}$: 単位面積当たりの必要暖房能力 (W/m²)
- $A_{HCZ,i}$: 暖冷房区画 i の床面積 (m²)
- f_{cT} : 外気温度能力補正係数
- f_{cl} : 間歇運転能力補正係数

である。

単位面積当たりの必要暖房能力 $q_{rq,H}$ は、地域の区分及び放熱器が設置される暖房区画の種類ごとに表 H.3 により定める。

外気温度能力補正係数 f_{cT} は、外気温度等に依存して最大能力が減少することを考慮するための係数であり、1.05とする。間歇運転能力補正係数 f_{cl} は、間歇運転を行う場合の立ち上がり時の運転を考慮して必要な能力を補正するための係数であり、表 H.4 の値とする。

表 H.3 単位面積当たりの必要暖房能力(W/m²)

地域の区分	(い) 温水暖房の放熱器を主たる居室及びその他の居室に設置する場合	(ろ) 温水暖房の放熱器を主たる居室に設置しその他の居室に設置しない場合	(は) 温水暖房の放熱器を主たる居室に設置せずその他の居室に設置する場合
1	90.02	139.26	62.28
2	77.81	120.65	53.26
3	73.86	111.32	53.81
4	77.74	118.98	55.41
5	83.24	126.56	59.43
6	69.76	106.48	49.93
7	74.66	112.91	53.48
8	—	—	—

表 H.4 間歇運転能力補正係数

主たる居室の運転方法	その他の居室の運転方法	間歇運転能力補正係数
連続運転	連続運転	1.0
連続運転	間歇運転	1.0
間歇運転	連続運転	2.25
間歇運転	間歇運転	2.25
連続運転	放熱器を設置しない [※]	1.0
間歇運転	放熱器を設置しない [※]	3.03
放熱器を設置しない	連続運転	1.0
放熱器を設置しない	間歇運転	1.62

※ その他の居室が無い場合も含む。

付録I 配管

I.1 記号及び単位

I.1.1 記号

本計算で用いる記号及び単位は表 I.1 による。

表 I.1 記号及び単位

記号	意味	単位
A_A	床面積の合計	m ²
$K_{loss,pp}$	配管の線熱損失係数	W/mK
$L_{pp,ex}$	配管の断熱区画外における長さ	m
$L_{pp,in}$	配管の断熱区画内における長さ	m
r_{Af}	温水床暖房の敷設率	—

I.1.2 添え字

本計算で用いる添え字は表 I.2 による。

表 I.2 添え字

添え字	意味
i	放熱器, 配管, 暖冷房区画の番号
R	標準住戸

I.2 線熱損失係数

線熱損失係数 $K_{loss,pp}$ は、温水温度と配管周囲空気温度との温度差が1度であった場合の配管1mあたりに損失する熱量あり、配管の断熱被覆(温水暖房における循環配管(ヘッダーを要するシステムの場合はヘッダー一部分も含む)を断熱材で被覆した状態)の有無を確認しない場合、または当該住戸の配管のすべての部分について線熱損失係数が0.21 W/mKを上回る場合については0.21とし、それ以外の場合については0.15とする。

I.3 長さ

配管 i の断熱区画外における長さ $L_{pp,ex,i}$ 及び配管 i の断熱区画内における長さ $L_{pp,in,i}$ は、それぞれ式(1)により表されるものとする。

$$L_{pp,ex,i} = L_{pp,ex,i,R} \times \sqrt{\frac{A_A}{A_{A,R}}} \quad (1a)$$

$$L_{pp,in,i} = L_{pp,in,i,R} \times \sqrt{\frac{A_A}{A_{A,R}}} \quad (1b)$$

ここで、

$L_{pp,ex,i,R}$: 標準住戸における暖冷房区画 i に対する配管 i の断熱区画外における長さ(m)

$L_{pp,in,i,R}$: 標準住戸における暖冷房区画 i に対する配管 i の断熱区画内における長さ(m)

A_A : (当該住戸の)床面積の合計(m²)

$A_{A,R}$:標準住戸の床面積の合計(m²)
である。

標準住戸における暖冷房区画*i*に対する配管*i*の断熱区画外における長さ $L_{pp,ex,R,i}$ 及び標準住戸における暖冷房区画*i*に対する配管*i*の断熱区画内における長さ $L_{pp,in,R,i}$ は、表 1.3 に表される値とする。標準住戸の床面積の合計 $A_{A,R}$ は、120.08 m²とする。

表 1.3 係数 $L_{pp,ex,R}$ 及び $L_{pp,in,R}$

		暖冷房区画の番号			
		1	3	4	5
		居間 食堂 台所	主寝室	子供室1	子供室2
(い)配管が全て*断熱区画内に設置されることが確認できる場合	$L_{pp,ex,R}$	0.00	0.00	0.00	0.00
	$L_{pp,in,R}$	$L_{pp,R,1}$	22.86	19.22	26.62
(ろ)配管が全て断熱区画内に設置されることを確認しない場合、または確認できない場合	$L_{pp,ex,R}$	$L_{pp,R,1}$	0.00	0.00	0.00
	$L_{pp,in,R}$	0.00	22.86	19.22	26.62

※温水暖房用熱源機が基礎断熱住宅の屋外や集合住宅における屋外共用部等の断熱区画外に設置される場合、温水暖房用熱源機と配管の接続口から断熱区画境界までの配管は、断熱区画内にあるとみなす。ただし、熱源機が1階にあり断熱区画境界が2階にある場合等、断熱区画外の配管長が極めて長くなる場合は、該当部分に断熱被覆を施していることが要件となる。

$L_{pp,R,1}$ は標準住戸における暖冷房区画1に対する配管1の長さを表わし、主たる居室に設置される放熱器の種類に応じて式(2)により表される。

主たる居室に設置される放熱器の種類が温水床暖房の場合

$$L_{pp,R,1} = \begin{cases} 16.38 & (0 < r_{Af,1} \leq 0.542) \\ 16.38 \times \frac{(0.75 - r_{Af,1})}{0.75 - 0.542} + 29.58 \times \frac{(r_{Af,1} - 0.542)}{0.75 - 0.542} & (0.542 < r_{Af,1} \leq 0.75) \\ 29.58 & (0.75 < r_{Af,1} \leq 1) \end{cases} \quad (2a)$$

主たる居室に設置される放熱器の種類がパネルラジエーター又はファンコンベクターの場合

$$L_{pp,R,1} = 29.58 \quad (2b)$$

ここで、

$r_{Af,1}$:暖冷房区画1に設置された温水床暖房の敷設率
である。

付録 J パネルラジエーター

J.1. 記号及び単位

本計算で用いる記号及び単位は表 J.1 による。

表 J.1 記号及び単位

記号	意味	単位
$q_{max,rad}$	放熱器の最大能力	W
$Q_{max,H,rad}$	放熱器の最大暖房出力	MJ/h
$Q_{T,H,rad}$	放熱器の処理暖房負荷	MJ/h
$r_{WS,rad}$	放熱器の温水供給運転率	—
θ_{SW}	行き温水温度	°C

J.2 温水供給運転率

1 時間平均の放熱器の温水供給運転率 $r_{WS,rad}$ は、式(1)により表される。

$$r_{WS,rad} = \frac{Q_{T,H,rad}}{Q_{max,rad}} \quad (1)$$

ここで、

- $r_{WS,rad}$: 1 時間平均の放熱器の温水供給運転率
- $Q_{T,H,rad}$: 1 時間当たりの放熱器の処理暖房負荷 (MJ/h)
- $Q_{max,H,rad}$: 1 時間当たりの放熱器の最大暖房出力 (MJ/h)

である。

J.3 最大暖房出力

1 時間当たりの放熱器の最大暖房出力 $Q_{max,H,rad}$ は、式(2)により求まる。

$$Q_{max,H,rad} = q_{max,rad} \times \frac{\theta_{SW} - 20}{60 - 20} \times 3600 \div 10^6 \quad (2)$$

ここで、

- $q_{max,rad}$: 放熱器の最大能力 (W)
- θ_{SW} : 1 時間平均の行き温水温度 (°C)

である。

放熱器の最大能力 $q_{max,rad}$ は、付録 M に定める放熱器の最大能力 $q_{max,rad}$ に等しいものとする。

付録 K ファンコンベクター

K.1 記号及び単位

本計算で用いる記号及び単位は表 K.1 による。

表 K.1 記号及び単位

記号	意味	単位
$E_{E,rad}$	放熱器の消費電力量	kWh/h
$P_{max,FC}$	ファンコンベクターの最大消費電力	W
$P_{min,FC}$	ファンコンベクターの最小消費電力	W
$q_{max,FC}$	ファンコンベクターの最大能力	W
$q_{max,rad}$	放熱器の最大能力	W
$q_{min,FC}$	ファンコンベクターの最小能力	W
$Q_{max,H,FC}$	ファンコンベクターの最大暖房出力	MJ/h
$Q_{min,H,FC}$	ファンコンベクターの最小暖房出力	MJ/h
$Q_{T,H,rad}$	放熱器の処理暖房負荷	MJ/h
$r_{WS,rad}$	放熱器の温水供給運転率	—
θ_{SW}	行き温水温度	°C

K.2 消費電力量

1 時間当たりの放熱器の消費電力量 $E_{E,rad}$ は、式(1)により表される。

$Q_{T,rad} \leq Q_{min,FC}$ の場合

$$E_{E,rad} = P_{min,FC} \times \frac{Q_{T,H,rad}}{Q_{min,H,FC}} \times 10^{-3} \quad (1a)$$

$Q_{min,FC} < Q_{T,rad} < Q_{max,H,FC}$ の場合

$$E_{E,rad} = \left(P_{min,FC} \times \frac{Q_{max,H,FC} - Q_{T,H,rad}}{Q_{max,H,FC} - Q_{min,H,FC}} + P_{max,FC} \times \frac{Q_{T,H,rad} - Q_{min,H,FC}}{Q_{max,H,FC} - Q_{min,H,FC}} \right) \times 10^{-3} \quad (1b)$$

$Q_{max,H,FC} \leq Q_{T,rad}$ の場合

$$E_{E,rad} = P_{max,FC} \times 10^{-3} \quad (1c)$$

ここで、

$E_{E,rad}$: 1 時間当たりの放熱器の消費電力量(kWh/h)

$Q_{T,H,rad}$: 1 時間当たりの放熱器の処理暖房負荷(MJ/h)

$Q_{max,H,FC}$: 1 時間当たりのファンコンベクターの最大暖房出力(MJ/h)

$Q_{min,H,FC}$: 1 時間当たりのファンコンベクターの最小暖房出力(MJ/h)

$P_{max,FC}$: ファンコンベクターの最大消費電力(W)

$P_{min,FC}$: ファンコンベクターの最小消費電力(W)

である。

K.3 温水供給運転率

1 時間平均の放熱器の温水供給運転率 $r_{WS,rad}$ は、式(2)により表される。

$$r_{WS,rad} = \frac{Q_{T,H,rad}}{Q_{min,H,FC}} \quad (2)$$

ここで、

$r_{WS,rad}$: 1時間平均の放熱器の温水供給運転率
である。

K.4 最大暖房出力

1時間当たりの放熱器の最大暖房出力 $Q_{max,H,rad}$ は、1時間当たりのファンコンベクターの最大暖房出力 $Q_{max,H,FC}$ に等しいものとする。

K.5 ファンコンベクターの最大暖房出力及び最小暖房出力

1時間当たりのファンコンベクターの最大暖房出力 $Q_{max,H,FC}$ 及び1時間当たりのファンコンベクターの最小出力 $Q_{min,H,FC}$ は、それぞれ式(3a)及び式(3b)により表される。

$$Q_{max,H,FC} = q_{max,FC} \times \frac{\theta_{SW} - 20}{60 - 20} \times 3600 \times 10^{-6} \quad (3a)$$

$$Q_{min,H,FC} = q_{min,FC} \times \frac{\theta_{SW} - 20}{60 - 20} \times 3600 \times 10^{-6} \quad (3b)$$

ここで、

$q_{max,FC}$: ファンコンベクターの最大能力 (W)

$q_{min,FC}$: ファンコンベクターの最小能力 (W)

θ_{SW} : 行き温水温度 (°C)

である。

ファンコンベクターの最大能力 $q_{max,FC}$ は、付録 M に定める放熱器の最大能力 $q_{max,rad}$ に等しいものとする。
ファンコンベクターの最小能力 $q_{min,FC}$ は、式(4)により表される。

$$q_{min,FC} = 0.4859 \times q_{max,FC} \quad (4)$$

K.6 ファンコンベクターの最大消費電力及び最小消費電力

ファンコンベクターの最大消費電力 $P_{max,FC}$ 及び最小消費電力 $P_{min,FC}$ は、それぞれ式(5a)及び式(5b)により表される。

$$P_{max,FC} = 7.564 \times 10^{-3} \times q_{max,FC} \quad (5a)$$

$$P_{min,FC} = 7.783 \times 10^{-3} \times q_{min,FC} \quad (5b)$$

付録 L 温水床暖房

本文中における敷設面積については、当該住戸に設置される温水床暖房の値を用いるのではなく、本付録により求まる値を使用するものとする。

L.1 記号及び単位

本計算で用いる記号及び単位は表 L.1 による。

表 L.1 記号及び単位

記号	意味	単位
A_f	温水床暖房の敷設面積	m ²
A_{HCZ}	暖冷房区画の床面積	m ²
H	温度差係数	—
$q_{max, fh}$	温水床暖房の単位面積当たりの上面最大放熱量	W/m ²
$Q_{loss, rad}$	放熱器の熱損失	MJ/h
$Q_{max, H, rad}$	放熱器の最大暖房出力	MJ/h
$Q_{T, H, rad}$	放熱器の処理暖房負荷	MJ/h
r_{Af}	温水床暖房の敷設率	—
r_{up}	温水床暖房の上面放熱率	—
$r_{WS, rad}$	放熱器の温水供給運転率	—
$r_{WS, rad, max}$	最大暖房出力となる時の運転率	—
R_D	床暖房パネルを除く床下側の熱抵抗	m ² K/W
R_P	床暖房パネル内の配管から床パネル床下側表面までの熱抵抗	m ² K/W
R_{se}	床暖房パネルの床下側表面熱伝達抵抗	m ² K/W
R_{si}	床暖房パネルの床上側表面熱伝達抵抗	m ² K/W
R_U	床暖房パネル内の配管から床仕上げ材上側表面までの熱抵抗	m ² K/W
U	床の部位の熱貫流率	W/m ² K
θ_{SW}	行き温水温度	°C

L.2 熱損失

1 時間当たりの放熱器の熱損失 $Q_{loss, rad}$ は、式(1)により表される。

$$Q_{loss, rad} = Q_{T, H, rad} \times \frac{(1 - r_{up})}{r_{up}} \quad (1)$$

ここで、

$Q_{T, H, rad}$: 1 時間当たりの放熱器の処理暖房負荷 (MJ/h)

r_{up} : 温水床暖房の上面放熱率

である。

L.3 温水供給運転率

放熱器の温水供給運転率 $r_{WS, rad}$ は、式(2)により表される。

$$r_{WS, rad} = \frac{Q_{T, H, rad}}{Q_{max, H, rad}} \times r_{WS, rad, max} \quad (2)$$

ここで、

$r_{WS, rad}$: 放熱器の温水供給運転率

$Q_{T,H,rad}$: 1時間当たりの放熱器の処理暖房負荷 (MJ/h)

$Q_{max,H,rad}$: 1時間当たりの放熱器の最大暖房出力 (MJ/h)

$r_{WS,rad,max}$: 最大暖房出力となる時の運転率 (-)

である。

L.4 最大暖房出力

1時間当たりの放熱器の最大暖房出力 $Q_{max,H,rad}$ は、式(3)により表される。

$$Q_{max,H,rad} = \left(q_{max,fh} \times A_f \times \frac{\theta_{SW} - 20}{60 - 20} \times 3600 \times 10^{-6} \right) \times r_{WS,rad,max} \quad (3)$$

ここで、

$Q_{max,H,rad}$: 1時間当たりの放熱器の最大暖房出力 (MJ/h)

$q_{max,fh}$: 温水床暖房の単位面積当たりの上面最大放熱能力 (W/m²)

A_f : 温水床暖房の敷設面積 (m²)

θ_{SW} : 1時間平均の行き温水温度 (°C)

$r_{WS,rad,max}$: 最大暖房出力となる時の運転率 (-)

である。最大暖房出力となる時の運転率 $r_{WS,rad,max}$ は、1.0とする。ただし、主たる居室において併用運転に対応する温水床暖房を評価する場合は、付録 Q による。

温水床暖房の単位面積当たりの上面最大放熱能力 $q_{max,fh}$ は、床暖房の敷設面積1平方メートル当たりに放熱できる最大能力であり、162 W/m²とする。

L.5 敷設面積

温水床暖房の敷設面積 A_f は、床暖房の敷設された面積であり、式(4)により表される。

$$A_f = A_{HCZ} \times r_{Af} \quad (4)$$

ここで、

A_f : 温水床暖房の敷設面積 (m²)

A_{HCZ} : 暖冷房区画の床面積 (m²)

r_{Af} : 温水床暖房の敷設率

である。

温水床暖房の敷設率 r_{Af} は、0.4とするか、式(5)により算定した値とする。

$$r_{Af} = \frac{A_f}{A_{HCZ}} \quad (5)$$

ここで、

A_f : 温水床暖房の敷設面積 (m²)

A_{HCZ} : 暖冷房区画の床面積 (m²)

である。温水床暖房の敷設率 r_{Af} は、1000分の1未満の端数を切り下げた小数第三位までの値とする。

L.6 上面放熱率

温水床暖房の上面放熱率 r_{up} は、式(6)により表される値の100分の1未満の端数を切り捨てた小数点第二位までの値としたものとする。ただし、土間床に設置された温水床暖房の上面放熱率は式(6)によらず**0.90**

(90%)とする。

$$\begin{aligned}
 r_{up} &= \frac{(1-H) \times (R_{si} + R_U) + (R_P + R_D + R_{se})}{R_{si} + R_U + R_P + R_D + R_{se}} \\
 &= 1 - H \times \frac{(R_{si} + R_U)}{R_{si} + R_U + R_P + R_D + R_{se}} \\
 &= 1 - H \times (R_{si} + R_U) \times U
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

ここで、

- R_{si} : 床暖房パネルの床上側表面熱伝達抵抗 ($\text{m}^2\text{K}/\text{W}$)
- R_U : 床暖房パネル内の配管から床仕上げ材上側表面までの熱抵抗 ($\text{m}^2\text{K}/\text{W}$)
- R_P : 床暖房パネル内の配管から床暖房パネル床下側表面までの熱抵抗 ($\text{m}^2\text{K}/\text{W}$)
- R_D : 床暖房パネルの下端から床下側表面までの熱抵抗 ($\text{m}^2\text{K}/\text{W}$)
- R_{se} : 床暖房パネルの床下側表面熱伝達抵抗 ($\text{m}^2\text{K}/\text{W}$)
- H : 温度差係数
- U : 床の部位の熱貫流率 ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

である。

1) 床暖房パネルの床上側表面熱伝達抵抗 R_{si} と床暖房パネル内の配管から床仕上げ材上側表面までの熱抵抗 R_U の合計 $R_{si} + R_U$

床暖房パネル(乾式工法の場合の工場生産された床暖房放熱パネル)の床上側表面熱伝達抵抗 R_{si} と床暖房パネル内の配管から床仕上げ材上側表面までの熱抵抗 R_U の合計 $R_{si} + R_U$ は、0.269に等しいとする。

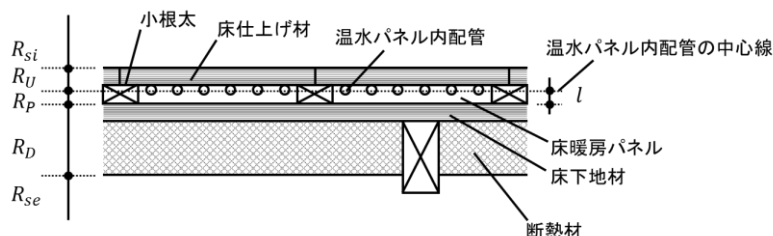


図 L.1 床暖房パネル廻りの熱抵抗

2) 温度差係数 H

温度差係数 H は、当該住戸の床暖房を設置する床の隣接空間が断熱区画外の場合は第三章第二節「外皮性能」に定義される温度差係数の値を用いるものとする。ただし、隣接空間の種類が住戸の場合、または床暖房を設置する床の隣接空間等が断熱区画内の場合(戸建て住宅2階に床暖房を設置し1階はリビング等、断熱区画内である場合など)は、1~3地域の場合は0.05とし、4~7地域の場合は0.15とする。

L.7 複数の温水床暖房が設置される場合の仕様の決定方法

「主たる居室」の2ヶ所以上に温水床暖房が設置される場合、「その他の居室」の2ヶ所以上に温水床暖房が設置される場合、又は複数の「その他の居室」においてそれぞれに温水床暖房が設置される場合、「主たる居室」及び「その他の居室」それぞれにおいて、上面放熱率および敷設率についてはそれぞれ最も小さい値を採用すること。ただし、当面の間、従前の方法(当該住戸の敷設面積の合計を、温水床暖房を設置する居室の床面積の合計で除した値を、敷設率とする方法)も用いることができる。

付録 M 放熱器の最大能力

M.1 記号及び単位

本計算で用いる記号及び単位は表 M.1 による。

表 M.1 記号及び単位

記号	意味	単位
A_{HCZ}	暖冷房区画の床面積	m^2
f_{cl}	間歇運転能力補正係数	m^2
f_{cT}	外気温度能力補正係数	—
$q_{max,rad}$	放熱器の最大能力	W
$q_{rq,H}$	単位面積当たりの必要暖房能力	W/m^2

M.2 放熱器の最大能力

放熱器の最大能力 $q_{max,rad}$ は、暖冷房区画の床面積 A_{HCZ} により、式(1)により表される。

$$q_{max,rad} = q_{rq,H} \times A_{HCZ} \times f_{cT} \times f_{cl} \quad (1)$$

ここで、

- $q_{max,rad}$: 放熱器の最大能力 (W)
- $q_{rq,H}$: 単位面積当たりの必要暖房能力 (W/m^2)
- A_{HCZ} : 暖冷房区画の床面積 (m^2)
- f_{cT} : 外気温度能力補正係数
- f_{cl} : 間歇運転能力補正係数

である。

単位面積当たりの必要暖房能力 $q_{rq,H}$ は、暖冷房区画の面積当たりに必要な暖房能力であり、地域の区分ごとに表 M.2 により定める。外気温度補正係数 f_{cT} の値は1.05とする。間歇運転能力補正係数 f_{cl} は、運転方法に依存し、表 M.3 の値とする。

表 M.2 単位面積当たりの必要暖房能力 (W/m^2)

	地域の区分							
	1	2	3	4	5	6	7	8
主たる居室	139.26	120.65	111.32	118.98	126.56	106.48	112.91	—
その他の居室	95.97	82.03	84.97	86.55	94.44	80.58	84.94	—

表 M.3 間歇運転能力補正係数

	主たる居室	その他の居室
連続運転の場合	1.0	1.0
間歇運転の場合	3.034	4.805

付録 N 地中熱ヒートポンプ温水暖房機

N.1 適用範囲

本算定方法は、以下を満たす地中熱ヒートポンプの暖房エネルギー消費量の算定に適用する。

- (1) JRA 4071:2017「ヒートポンプ式温水暖房機」および JRA 4066:2017「ウォーターチリングユニット」が規定する試験方法による定格暖房能力・消費電力および定格冷房能力・消費電力の試験結果が、製品カタログ等により一般に公開されている機器とする。ただし、JRA 4066:2017「ウォーターチリングユニット」の代わりとして、JIS B 8613:1994「ウォーターチリングユニット」を適用することができる。
- (2) 地中熱ヒートポンプ温水熱源機において、地中熱交換器－熱源機間および熱源機－放熱器間の熱媒が水または不凍液である。
- (3) 地中における熱交換の方式が、閉鎖された配管系を循環する熱媒を介して地中からの採熱または地中への放熱を間接的に行う、クローズドループ型である。

N.2 記号及び単位

N.2.1 記号

本計算で用いる記号及び単位は表 N.1 による。

表 N.1 記号及び単位

記号	意味	単位
$E_{aux,hs}$	1 時間当たりの補機の消費電力量	kWh/h
$E_{comp,hs}$	1 時間当たりの圧縮機の消費電力量	kWh/h
$E_{E,hs}$	1 時間当たりの温水暖房用熱源機の消費電力量	kWh/h
$E_{G,hs}$	1 時間当たりの温水暖房用熱源機のガス消費量	MJ/h
$E_{K,hs}$	1 時間当たりの温水暖房用熱源機の灯油消費量	MJ/h
$E_{M,hs}$	1 時間当たりの温水暖房用熱源機のその他の一次エネルギー消費量	MJ/h
$E_{pump,hs}$	1 時間当たりのポンプの消費電力量	kWh/h
$E_{pump,gsRW}$	1 時間当たりの熱源水ポンプの消費電力量	kWh/h
$E_{pump,SW}$	1 時間当たりの送水ポンプの消費電力量	kWh/h
$e_{ref,H,th}$	ヒートポンプサイクルの理論暖房効率	-
f_{crated}	地中からの戻り熱源水温度および送水温度に関する最大暖房能力の補正係数	-
$f_{comp,act}$	圧縮機の消費電力に対する補正係数	-
L_{CS}	冷房顕熱負荷	MJ/h
L_{CL}	冷房潜熱負荷	MJ/h
L_H	暖房負荷	MJ/h
$L_{max,H}$	1 日当たりの暖房負荷の年間最大値	MJ/h
$L_{max,C}$	1 日当たりの冷房全熱負荷の年間最大値	MJ/h
$Q_{dmd,H,hs}$	1 時間当たりの温水暖房用熱源機の温水熱需要	MJ/h
$Q_{max,H,hs}$	1 時間当たりの温水暖房用熱源機の最大暖房出力	MJ/h
$Q_{out,H,hs}$	1 時間当たりの温水暖房用熱源機の暖房出力	MJ/h
$q_{loss,H,hs}$	温水暖房用熱源機内部の平均放熱損失	kWh
$q_{max,H,hs,IRA}$	地中からの戻り熱源水温度および送水温度による補正後の最大暖房能力	W
$q_{max,hs}$	熱源機の最大暖房能力	W
$q_{out,H,hs}$	温水暖房用熱源機の平均暖房出力	kWh
$qr_{out,H,hs}$	温水暖房用熱源機の最大暖房能力に対する平均負荷率	-
R_{Lmax}	1 日当たりの暖房負荷の年間最大値と 1 日当たりの冷房負荷の年間最大値の和に対する、これらの差の比	-

記号	意味	単位
$\Delta\theta_{gsRW-ex,H}$	暖房期における地中熱交換器からの戻り熱源水の期間平均温度と年平均外気温度との差	℃
η	圧縮機の圧縮効率	-
$\theta_{ex,a,Ave}$	年平均外気温度	℃
$\theta_{ex,d,Ave}$	日平均外気温度	℃
$\theta_{ex,H,Ave}$	暖房期における期間平均外気温度	℃
$\theta_{ref,cnd}$	ヒートポンプサイクルの凝縮温度	℃
$\theta_{ref,evp}$	ヒートポンプサイクルの蒸発温度	℃
$\theta_{ref,SC}$	ヒートポンプサイクルの過冷却度	℃
$\theta_{ref,SH}$	ヒートポンプサイクルの過熱	℃
$\theta_{gsRW,d,ave}$	地中熱交換器からの戻り熱源水の日平均温度	℃
θ_{SW}	行き温水温度	℃

N.2.2 添え字

本計算で用いる添え字は、表 N.2 による。

表 N.2 添え字

添え字	意味
d	日付
i	暖冷房区画の番号
t	時刻

N.3 暖房エネルギー消費量

N.3.1 消費電力量

日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の消費電力量 $E_{E,hs,d,t}$ は、式(1)により表される。

$$E_{E,hs,d,t} = \begin{cases} E_{comp,hs,d,t} + E_{pump,hs,d,t} + E_{aux,hs,d,t} & (q_{out,H,hs,d,t} \neq 0) \\ 0 & (q_{out,H,hs,d,t} = 0) \end{cases} \quad (1)$$

ここで、

- $E_{aux,hs,d,t}$: 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(kWh/h)
- $E_{comp,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの圧縮機の消費電力量(kWh/h)
- $E_{E,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の消費電力量(kWh/h)
- $E_{pump,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりのポンプの消費電力量(kWh/h)

である。

N.3.2 ガス消費量

1時間当たりの温水暖房用熱源機のガス消費量 $E_{G,hs,d,t}$ は、0とする。

N.3.3 灯油消費量

1時間当たりの温水暖房用熱源機の灯油消費量 $E_{K,hs,d,t}$ は、0とする。

N.3.4 その他の一次エネルギー消費量

1時間当たりの温水暖房用熱源機その他の一次エネルギー消費量 $E_{M,hs,d,t}$ は、0とする。

N.4 圧縮機の消費電力量

日付*d*の時刻*t*における1時間当たりの圧縮機の消費電力量 $E_{comp,hs,d,t}$ は、式(2)により表される。

$$E_{comp,hs,d,t} = \begin{cases} f_{comp,act,d,t} \times \frac{q_{out,H,hs,d,t} + q_{loss,H,hs,d,t}}{\eta_{d,t}} & (\theta_{ref,evp,d,t} < \theta_{ref,cnd,d,t}) \\ 0 & (\theta_{ref,evp,d,t} \geq \theta_{ref,cnd,d,t}) \end{cases} \quad (2a)$$

$$f_{comp,act,d,t} = \max(k_{comp,a} \times qr_{out,H,hs,d,t} + (1 - k_{comp,a} \times k_{comp,b}), 1) \times k_{comp,c} \quad (2b)$$

$$\begin{cases} k_{comp,a} = -0.7309 \\ k_{comp,b} = 0.67 \\ k_{comp,c} = 1.0319 \end{cases} \quad (2c)$$

ここで、

- $E_{comp,hs,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*における1時間当たりの圧縮機の消費電力量(kWh/h)
- $f_{comp,act,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*における圧縮機の消費電力に対する補正係数(-)
- $q_{loss,H,hs,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*における温水暖房用熱源機内部の平均放熱損失(kW)
- $q_{out,H,hs,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*における温水暖房用熱源機の平均暖房出力(kW)
- $qr_{out,H,hs,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*における温水暖房用熱源機の最大暖房能力に対する平均負荷率(-)
- $\eta_{d,t}$: 日付*d*の時刻*t*における圧縮機の圧縮効率(-)
- $\theta_{ref,cnd,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*におけるヒートポンプサイクルの凝縮温度(°C)
- $\theta_{ref,evp,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*におけるヒートポンプサイクルの蒸発温度(°C)
- $k_{comp,a}, k_{comp,b}, k_{comp,c}$: 圧縮機の消費電力に対する補正係数を計算する式の係数(-)

である。

日付*d*の時刻*t*における圧縮機の圧縮効率 $\eta_{d,t}$ は、式(3)により表される。

$$\eta_{d,t} = k_{\eta h2} \times e_{ref,H,th,d,t}^2 + k_{\eta h1} \times e_{ref,H,th,d,t} + k_{\eta h0} \quad (3a)$$

$$\begin{cases} k_{\eta h0} = -0.430363368361459 \\ k_{\eta h1} = 0.698531770387591 \\ k_{\eta h2} = 0.0100164335768507 \end{cases} \quad (3b)$$

ここで、

- $\eta_{d,t}$: 日付*d*の時刻*t*における圧縮機の圧縮効率(-)
- $e_{ref,H,th,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*におけるヒートポンプサイクルの理論暖房効率(-)
- $k_{\eta h2}, k_{\eta h1}, k_{\eta h0}$: 圧縮機の圧縮効率を求める式の係数(-)

である。

日付*d*の時刻*t*におけるヒートポンプサイクルの理論暖房効率 $e_{ref,H,th,d,t}$ は、日付*d*の時刻*t*におけるヒートポンプサイクルの蒸発温度 $\theta_{ref,evp,d,t}$ 、凝縮温度 $\theta_{ref,cnd,d,t}$ 、並びに日付*d*の時刻*t*におけるヒートポンプサイクルの過冷却度 $\theta_{ref,sc,d,t}$ 及び過熱度 $\theta_{ref,sh,d,t}$ から第四章「暖冷房設備」第八節「ルームエアコンディショナー付温水床暖房」の付録 A「R410A におけるヒートポンプサイクルの理論効率の計算方法」により算出される。ただ

し、日付*d*の時刻*t*におけるヒートポンプサイクルの理論暖房効率 $e_{ref,H,th,d,t}$ が 10 を超える場合は、 $e_{ref,H,th,d,t}$ は 10 とする。

日付*d*の時刻*t*におけるヒートポンプサイクルの蒸発温度 $\theta_{ref,evp,d,t}$ 、凝縮温度 $\theta_{ref,cnd,d,t}$ 、並びに日付*d*の時刻*t*におけるヒートポンプサイクルの過冷却度 $\theta_{ref,sc,d,t}$ 及び過熱度 $\theta_{ref,sh,d,t}$ は、式(4)~(7)により表される。

$$\theta_{ref,evp,d,t} = \max(k_{evph0} + k_{evph1} \times \theta_{gsRW,d,ave,d} + k_{evph2} \times qr_{out,H,hs,d,t} + k_{evph12} \times \theta_{gsRW,d,ave,d} \times qr_{out,H,hs,d,t}, -50) \quad (4a)$$

$$\begin{cases} k_{evph0} = -2.95315205817646 \\ k_{evph1} = 0.915893610614308 \\ k_{evph2} = -11.8319776584846 \\ k_{evph12} = 0.29704275467947 \end{cases} \quad (4b)$$

$$\theta_{ref,cnd,d,t} = \min(k_{cndh0} + k_{cndh1} \times \theta_{SW,d,t} + k_{cndh2} \times qr_{out,H,hs,d,t} + k_{cndh12} \times \theta_{SW,d,t} \times qr_{out,H,hs,d,t}, 65) \quad (5a)$$

$$\begin{cases} k_{cndh0} = 3.6105623002886 \\ k_{cndh1} = 0.930136847064537 \\ k_{cndh2} = 0.494024927234563 \\ k_{cndh12} = 0.00770898511188855 \end{cases} \quad (5b)$$

$$\theta_{ref,sc,d,t} = \max(k_{sch0} + k_{sch1} \times \theta_{SW,d,t} + k_{sch2} \times qr_{out,H,hs,d,t}, 0) \quad (6a)$$

$$\begin{cases} k_{sch0} = -4.02655782981397 \\ k_{sch1} = 0.0894330494418674 \\ k_{sch2} = 14.3457831669162 \end{cases} \quad (6b)$$

$$\theta_{ref,sh,d,t} = \max(k_{shh0} + k_{shh1} \times qr_{out,H,hs,d,t} + k_{shh2} \times \theta_{gsRW,d,ave,d}, 0) \quad (7a)$$

$$\begin{cases} k_{shh0} = 0.819643791668597 \\ k_{shh1} = 2.99282570323758 \\ k_{shh2} = -0.0762659183765636 \end{cases} \quad (7b)$$

ここで、

$qr_{out,H,hs,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*における温水暖房用熱源機の最大暖房能力に対する平均負荷率(-)

$\theta_{gsRW,d,ave,d}$: 日付*d*における地中熱交換器からの戻り熱源水の日平均温度(°C)

$\theta_{ref,evp,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*におけるヒートポンプサイクルの蒸発温度(°C)

$\theta_{ref,cnd,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*におけるヒートポンプサイクルの凝縮温度(°C)

$\theta_{ref,sc,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*におけるヒートポンプサイクルの過冷却度(°C)

$\theta_{ref,sh,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*におけるヒートポンプサイクルの過熱度(°C)

$\theta_{SW,d,t}$: 日付*d*の時刻*t*における行き温水温度(°C)

$k_{cndh0}, k_{cndh1}, k_{cndh2}, k_{cndh12}$: 凝縮温度を計算する式の係数(-)

$k_{evph0}, k_{evph1}, k_{evph2}, k_{evph12}$: 蒸発温度を計算する式の係数(-)

$k_{sch0}, k_{sch1}, k_{sch2}$: 過冷却度を計算する式の係数(-)

$k_{shh0}, k_{shh1}, k_{shh2}$: 過熱度を計算する式の係数(-)

である。

N.5 ポンプの消費電力量

日付 d の時刻 t における1時間当たりのポンプの消費電力量 $E_{pump,hs,d,t}$ は、式(8)により表される。

$$E_{pump,hs,d,t} = E_{pump,SW,d,t} + E_{pump,gsRW,d,t} \quad (8)$$

ここで、

$E_{pump,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりのポンプの消費電力量(kWh/h)

$E_{pump,gsRW,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源水ポンプの消費電力量(kWh/h)

$E_{pump,SW,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの送水ポンプの消費電力量(kWh/h)

である。

日付 d の時刻 t における1時間当たりの送水ポンプの消費電力量 $E_{pump,SW,d,t}$ および熱源水ポンプの消費電力量 $E_{pump,gsRW,d,t}$ は、式(9)および式(10)により表される。

$$E_{pump,SW,d,t} = a_{pump,SW} \times qr_{out,H,hs,d,t} + b_{pump,SW} \times qr_{out,H,hs,d,t}^2 \quad (9a)$$

$$\begin{cases} a_{pump,SW} = 0.041972403 \\ b_{pump,SW} = 0.104478967 \end{cases} \quad (9b)$$

$$E_{pump,gsRW,d,t} = a_{pump,gsRW} \times qr_{out,H,hs,d,t} + b_{pump,gsRW} \times qr_{out,H,hs,d,t}^2 \quad (10a)$$

$$\begin{cases} a_{pump,gsRW} = 0.062196275 \\ b_{pump,gsRW} = 0.071756474 \end{cases} \quad (10b)$$

ここで、

$E_{pump,SW,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの送水ポンプの消費電力量(kWh/h)

$E_{pump,gsRW,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源水ポンプの消費電力量(kWh/h)

$qr_{out,H,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の最大暖房能力に対する平均負荷率(-)

$a_{pump,gsRW}, b_{pump,gsRW}$: 送水ポンプの消費電力量を計算する式の係数(-)

$a_{pump,SW}, b_{pump,SW}$: 熱源水ポンプの消費電力量を計算する式の係数(-)

である。

N.6 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 $E_{aux,hs,d,t}$ は、式(11)により表される。

$$E_{aux,hs,d,t} = k_{auxh1} \times qr_{out,H,hs,d,t} + k_{auxh0} \quad (11a)$$

$$\begin{cases} k_{auxh0} = 0.0433205551083371 \\ k_{auxh1} = 0.0173758330059922 \end{cases} \quad (11b)$$

ここで、

- $E_{aux,hs,d,t}$: 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(kWh/h)
- $qr_{out,H,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の最大暖房能力に対する平均負荷率(-)
- k_{auxh1}, k_{auxh0} : 補機の消費電力を計算する式の係数(-)

である。

N.7 温水暖房用熱源機の最大暖房能力に対する平均負荷率

日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の最大暖房能力に対する平均負荷率 $qr_{out,H,hs,d,t}$ は、式(12)により表される。

$$qr_{out,H,hs,d,t} = \frac{q_{out,H,hs,d,t} \times 10^3}{q_{max,H,hs,JRA}} \quad (12)$$

ここで、

- $q_{out,H,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の平均暖房出力(kW)
- $q_{max,H,hs,JRA}$: 地中からの戻り熱源水温度および送水温度による補正後の最大暖房能力(W)
- $qr_{out,H,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の最大暖房能力に対する平均負荷率(-)

である。

N.8 温水暖房用熱源機の平均暖房出力

日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の平均暖房出力 $q_{out,H,hs,d,t}$ は、式(13)により表される。

$$q_{out,H,hs,d,t} = Q_{out,H,hs,d,t} \div 3600 \times 10^3 \quad (13)$$

ここで、

- $Q_{out,H,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の暖房出力(MJ/h)
- $q_{out,H,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機の平均暖房出力(kW)

である。

日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の暖房出力 $Q_{out,H,hs,d,t}$ は、式(14)により表される。

$$Q_{out,H,hs,d,t} = \min(Q_{dmd,H,hs,d,t}, Q_{max,H,hs,d,t}) \quad (14)$$

ここで、

- $Q_{dmd,H,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の温水熱需要(MJ/h)
- $Q_{max,H,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の最大暖房出力(MJ/h)

である。

日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の最大暖房出力 $Q_{max,H,hs,d,t}$ は、式(15)により表される。

$$Q_{max,H,hs,d,t} = (-0.005635139785329 \times \theta_{SW,d,t} + 0.0258983299329793 \times \max(\min(\theta_{gsRW,d,ave,d}, 20), 0) + 0.836930642418471) \times q_{max,H,hs,JRA} \times 3600 \times 10^{-6} \quad (15)$$

ここで、

- $Q_{max,H,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水暖房用熱源機の最大暖房出力(MJ/h)
- $q_{max,H,hs,JRA}$: 地中からの戻り熱源水温度および送水温度による補正後の最大暖房能力(W)

$\theta_{SW,d,t}$: 日付 d の時刻 t における行き温水温度(°C)
 $\theta_{gsRW,d,ave,d}$: 日付 d における地中熱交換器からの戻り熱源水の日平均温度(°C)

である。

N.9 温水暖房用熱源機内の平均放熱損失

日付 d の時刻 t における温水暖房用熱源機内の平均放熱損失 $q_{loss,H,hs,d,t}$ は、0とする。

N.10 地中からの戻り熱源水温度および送水温度による補正後の最大暖房能力

地中からの戻り熱源水温度および送水温度による補正後の最大暖房能力 $q_{max,H,hs,JRA}$ は、式(16)により表される。

$$q_{max,H,hs,JRA} = q_{max,hs} \times f_{crated} \quad (16)$$

ここで、

$q_{max,hs}$: 温水暖房用熱源機の最大暖房能力(W)
 $q_{max,H,hs,JRA}$: 地中からの戻り熱源水温度および送水温度による補正後の最大暖房能力(W)
 f_{crated} : 地中からの戻り熱源水温度および送水温度に関する最大暖房能力の補正係数(-)

である。温水暖房用熱源機の最大暖房能力 $q_{max,hs}$ は、付録 H による定まる。

地中からの戻り熱源水温度および送水温度に関する最大暖房能力の補正係数 f_{crated} は、地中からの戻り熱源水温度と送水温度が、付録 H による最大暖房能力の算定における条件(地中からの戻り熱源水温度 5°C、送水温度 40°C)と JRA 4071:2017「ヒートポンプ式温水暖房機」および JRA 4066:2017「ウォーターチリングユニット」が規定する試験条件(地中からの戻り熱源水温度 15°C、送水温度 40°C)とで異なることを補正する係数であり、1.35 とする。

N.11 地中熱交換器からの戻り熱源水の日平均温度

日付 d における地中熱交換器からの戻り熱源水の日平均温度 $\theta_{gsRW,d,ave,d}$ は、式(17)により表される。

$$\theta_{gsRW,d,ave,d} = k_{gsRW,H}(\theta_{ex,d,Ave,d} - \theta_{ex,H,Ave}) + \theta_{ex,a,Ave} + \Delta\theta_{gsRW,H} \quad (17)$$

ここで、

$\Delta\theta_{gsRW,H}$: 暖房期における地中熱交換器からの戻り熱源水の期間平均温度と年平均外気温度との差(°C)
 $\theta_{ex,a,Ave}$: 年平均外気温度(°C)
 $\theta_{ex,d,Ave,d}$: 日付 d における日平均外気温度(°C)
 $\theta_{ex,H,Ave}$: 暖房期における期間平均外気温度(°C)
 $\theta_{gsRW,d,ave,d}$: 日付 d における地中熱交換器からの戻り熱源水の日平均温度(°C)
 $k_{gsRW,H}$: 地中熱交換器からの戻り熱源水温度を求める式の係数(-)

である。

暖房期における地中熱交換器からの戻り熱源水の期間平均温度と年平均外気温度との差 $\Delta\theta_{gsRW,H}$ は、式(18)により表される。

$$\Delta\theta_{gsRW,H} = a_{gsRW,H}R_{Lmax} + b_{gsRW,H} \quad (18)$$

ここで、

R_{Lmax} : 1日当たりの暖房負荷の年間最大値と1日当たりの冷房負荷の年間最大値の和に対する、これらの差の比(-)

$\Delta\theta_{gsRW,H}$: 暖房期における地中熱交換器からの戻り熱源水の期間平均温度と年平均外気温度との差(°C)

$a_{gsRW,H}$ 、 $b_{gsRW,H}$: 係数(-)

である。

地中熱交換器からの戻り熱源水温度を求める式の係数 $k_{gsRW,H}$ は、式(19)により表される。

$$k_{gsRW,H} = c_{gsRW,H}R_{Lmax} + d_{gsRW,H} \quad (19)$$

ここで、

R_{Lmax} : 1日当たりの暖房負荷の年間最大値と1日当たりの冷房負荷の年間最大値の和に対する、これらの差の比(-)

$\Delta\theta_{gsRW,H}$: 暖房期における地中熱交換器からの戻り熱源水の期間平均温度と年平均外気温度との差(°C)

$c_{gsRW,H}$ 、 $d_{gsRW,H}$: 係数(-)

である。

係数 $a_{gsRW,H}$ 、 $b_{gsRW,H}$ 、 $c_{gsRW,H}$ および $d_{gsRW,H}$ は、付録 O により決定した熱交換器タイプに応じて表 N.3 により定まる

表 N.3 係数

熱交換器タイプ	係数(-)			
	$a_{gsRW,H}$	$b_{gsRW,H}$	$c_{gsRW,H}$	$d_{gsRW,H}$
1	3.1672	-0.4273	-0.0444	0.0442
2	5.9793	-1.0687	-0.1613	0.1047
3	8.3652	-1.5946	-0.2486	0.1546
4	9.9065	-2.1827	-0.3454	0.2072
5	10.2898	-2.8727	-0.3270	0.2700

1日当たりの暖房負荷の年間最大値と1日当たりの冷房負荷の年間最大値の和に対する、これらの差の比 R_{Lmax} は、式(20)により表される。

$$R_{Lmax} = \frac{L_{max,C} - L_{max,H}}{L_{max,C} + L_{max,H}} \quad (20a)$$

$$L_{max,H} = \max\{\sum_{t=0}^{23} \sum_{i=1}^{12} L_{H,x,t,i} \mid 1 \leq x \leq 365\} \quad (20b)$$

$$L_{max,C} = \max\{\sum_{t=0}^{23} \sum_{i=1}^{12} (L_{CS,x,t,i} + L_{CL,x,t,i}) \mid 1 \leq x \leq 365\} \quad (20c)$$

ここで、

$L_{CS,d,t,i}$: 日付 d の時刻 t における暖冷房区画 i の冷房顕熱負荷(MJ/h)

$L_{CL,d,t,i}$: 日付 d の時刻 t における暖冷房区画 i の冷房潜熱負荷(MJ/h)

$L_{H,d,t,i}$: 日付 d の時刻 t における暖冷房区画 i の暖房負荷(MJ/h)

$L_{max,H}$: 1日当たりの暖房負荷の年間最大値(MJ/d)

$L_{max,C}$: 1日当たりの冷房全熱負荷の年間最大値(MJ/d)

R_{Lmax} : 1日当たりの暖房負荷の年間最大値と1日当たりの冷房負荷の年間最大値の和に対する、これらの差の比(-)

である。

N.12 平均外気温度

年平均外気温度 $\theta_{ex,a,Ave}$ 、日付 d における日平均外気温度 $\theta_{ex,d,Ave,d}$ および暖房期における期間平均外気温度 $\theta_{ex,H,Ave}$ は、第十一章「その他」第一節「地域区分と外気条件」により定まる。

N.13 暖房負荷・冷房負荷

日付 d の時刻 t における暖冷房区画 i の暖房負荷 $L_{H,d,t,i}$ 、冷房顕熱負荷 $L_{CS,d,t,i}$ および冷房潜熱負荷 $L_{CL,d,t,i}$ 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。

付録 O 地中熱ヒートポンプ温水暖房機の熱交換器タイプの決定方法

0.1 適用範囲

本決定方法は、表 O.1 に示す地中からの採熱または地中への放熱を行うために設置した熱交換器に適用する。なお、クローズドループ型においては、狭義には熱媒を循環させる配管のみを熱交換器とすることがあるが、ここでは、ボアホールならびにトレンチ内の充填物、杭およびその内部の充填物も含めて広義に地中熱交換器として扱うものとする。

表.0.1 適用対象とする熱交換器

分類				本方法での呼称	熱交換器の名称の一例			
クローズドループ	垂直埋設型	固体充填	小口径	シングルUチューブ	シングルUチューブ	/		
				ダブルUチューブ	ダブルUチューブ			
			大口径	大口径固体充填	ボアホール	スパイラルチューブ	N対Uチューブ	/
						N対U字状チューブ		
						既製コンクリート杭	N対Uチューブ	
					鋼管杭	スパイラルチューブ	N対Uチューブ	
		場所打ち杭	N対Uチューブ					
		液体(水)充填	間接型	間接型水充填	既製コンクリート杭	N対Uチューブ	/	
					鋼管杭	スパイラルチューブ		N対Uチューブ
				直接循環型	直接循環型水充填	二重管(同軸)	/	
水平埋設型				水平埋設型	らせん状	/		
					蛇行			
					コイル状			
					シート型			

0.2 記号及び単位

本計算で用いる記号及び単位は、表 O.2 による。

表 O.2 記号及び単位

記号	意味	単位
$d_{exch,i}$	熱交換器 <i>i</i> の断面の直径に係る寸法	m

記号	意味	単位
$H_{exch,C}$	冷房時の最大熱交換量	kW
$H_{exch,H}$	暖房時の最大熱交換量	kW
$H_{exch,max}$	設計最大熱交換量	kW
$L_{exch,i}$	熱交換器 <i>i</i> の熱交換器長	m
L'_{exch}	相当熱交換器長	m
$l_{exch,i}$	熱交換器 <i>i</i> の相当熱交換器長換算係数	-
$Q_{exch,max}$	熱交換器の相当最大熱交換能力	W/m
$q_{rtd,C,hs}$	熱源機の冷房定格能力	kW
$q_{rtd,H,hs}$	熱源機の暖房定格能力	kW
$r_{rtd,C}$	定格条件下における正味の地中熱交換器の交換熱量に対する熱源機の冷房能力の比	-
$r_{rtd,H}$	定格条件下における正味の地中熱交換器の交換熱量に対する熱源機の暖房能力の比	-
$\bar{\lambda}_{and,i}$	熱交換器 <i>i</i> の地盤の有効熱伝導率	W/(m・K)

0.3 熱交換器タイプ

熱交換器タイプは、「5」とするか、熱交換器の相当最大熱交換能力 $Q_{exch,max}$ に応じて、表 0.3 により定まる。

表 0.3 熱交換タイプ

熱交換タイプ	相当最大熱交換能力 $Q_{exch,max}$ の範囲
1	30 W/m 未満
2	30 W/m 以上 50 W/m 未満
3	50 W/m 以上 70 W/m 未満
4	70 W/m 以上 90 W/m 未満
5	90 W/m 以上

0.4 熱交換器の相当最大熱交換能力

熱交換器の相当最大熱交換能力 $Q_{exch,max}$ は、式(1)により表される。

$$Q_{exch,max} = \frac{1000 \times H_{exch,max}}{L'_{exch}} \quad (1)$$

ここで、

$H_{exch,max}$: 設計最大熱交換量(kW)

L'_{exch} : 相当熱交換器長(m)

$Q_{exch,max}$: 熱交換器の相当最大熱交換能力(W/m)

である。

0.5 設計最大熱交換量

設計最大熱交換量 $H_{exch,max}$ は、地域の区分に応じて式(2)により定まる。

地域の区分が 1~4 地域の場合:

$$H_{exch,max} = H_{exch,H} \quad (2-1)$$

地域の区分が 5~8 地域の場合:

$$H_{exch,max} = \max(H_{exch,C} \quad H_{exch,H}) \quad (2-2)$$

ここで、

$H_{exch,max}$: 設計最大熱交換量 (kW)

$H_{exch,C}$: 冷房時の最大熱交換量 (kW)

$H_{exch,H}$: 暖房時の最大熱交換量 (kW)

である。

暖房時の最大熱交換量 $H_{exch,H}$ および冷房時の最大熱交換量 $H_{exch,C}$ は、式(3)により表される。

$$H_{exch,H} = q_{rtd,H,hs} \times \frac{1}{r_{rtd,H}} \quad (3a)$$

$$H_{exch,C} = q_{rtd,C,hs} \times \frac{1}{r_{rtd,C}} \quad (3b)$$

ここで、

$H_{exch,C}$: 冷房時の最大熱交換量 (kW)

$H_{exch,H}$: 暖房時の最大熱交換量 (kW)

$q_{rtd,C,hs}$: 熱源機の冷房定格能力 (kW)

$q_{rtd,H,hs}$: 熱源機の暖房定格能力 (kW)

$r_{rtd,C}$: 定格条件下における正味の地中熱交換器の交換熱量に対する熱源機の冷房能力の比 (-)

$r_{rtd,H}$: 定格条件下における正味の地中熱交換器の交換熱量に対する熱源機の暖房能力の比 (-)

である。熱源機の暖房定格能力 $q_{rtd,H,hs}$ は、JRA 4071:2017「ヒートポンプ式温水暖房機」または JRA 4066:2017「ウォーターチリングユニット」によって規定される定格条件における能力とする。熱源機の冷房定格能力 $q_{rtd,C,hs}$ は、JRA 4071:2017「ヒートポンプ式温水暖房機」および JRA 4066:2017「ウォーターチリングユニット」によって規定される定格条件における能力とする。ただし、JRA 4066:2017「ウォーターチリングユニット」の代わりとして、JIS B 8613:1994「ウォーターチリングユニット」を適用することができる。

定格条件下における正味の地中熱交換器の交換熱量に対する熱源機の暖房能力の比 $r_{rtd,H}$ は、1.2738 とする。定格条件下における正味の地中熱交換器の交換熱量に対する熱源機の冷房能力の比 $r_{rtd,C}$ は、0.7799 とする。

0.6 相当熱交換器長

相当熱交換器長 L'_{exch} とは、有効熱伝導率が 2.0 W/(m・K)のダブル U チューブに換算した場合の熱交換器長であり、式(4)により表される。

$$L'_{exch} = \sum_i \frac{L_{exch,i}}{l_{exch,i}} \quad (4)$$

ここで、

L'_{exch} : 相当熱交換器長 (m)

$L_{exch,i}$: 熱交換器 i の熱交換器長 (m)

$l_{exch,i}$: 熱交換器 i の相当熱交換器長換算係数 (-)

である。

熱交換器*i*の相当熱交換器長換算係数 $l_{exch,i}$ は、熱交換器の種類に応じて式(5)により表される。

熱交換器*i*の種類がダブルUチューブ(垂直埋設型)の場合:

$$l_{exch,i} = 1.3957 \times \bar{\lambda}_{gnd,i}^{-0.481} \quad (5-1)$$

熱交換器*i*の種類がシングルUチューブ(垂直埋設型)の場合:

$$l_{exch,i} = 1.3957 \times A \times \bar{\lambda}_{gnd,i}^{-0.481} \quad (5-2)$$

熱交換器*i*の種類が大口径個体充填(垂直埋設型)の場合:

$$\begin{cases} l_{exch,i} = (-0.5953d_{exch,i} + 1.2344) \times \bar{\lambda}_{gnd,i}^{0.0475d_{exch,i}-0.2383} & (d_{exch,i} < 0.6) \\ l_{exch,i} = (-0.2606d_{exch,i} + 1.0246) \times \bar{\lambda}_{gnd,i}^{0.0613d_{exch,i}-0.2943} & (d_{exch,i} \geq 0.6) \end{cases} \quad (5-3)$$

熱交換器*i*の種類が間接型水充填(垂直埋設型)の場合:

$$l_{exch,i} = (-0.881d_{exch,i} + 1.6275) \times \bar{\lambda}_{gnd,i}^{0.055d_{exch,i}-0.6618} \quad (5-4)$$

熱交換器*i*の種類が直接循環型水充填(垂直埋設型)の場合:

$$l_{exch,i} = (-1.0518d_{exch,i} + 1.9231) \times \bar{\lambda}_{gnd,i}^{0.2325d_{exch,i}-0.6564} \quad (5-5)$$

熱交換器*i*の種類が水平埋設型の場合:

$$l_{exch,i} = 1.0023 \times A \times B \times \bar{\lambda}_{gnd,i}^{-0.439} \quad (5-6)$$

ここで、

- $d_{exch,i}$: 熱交換器*i*の断面の直径に係る寸法(m)
- $l_{exch,i}$: 熱交換器*i*の相当熱交換器長換算係数(-)
- $\bar{\lambda}_{gnd,i}$: 熱交換器*i*の地盤の有効熱伝導率(W/(m・K))
- A : シングルUチューブの熱交換器長をダブルUチューブ相当に変換する係数(-)
- B : 水平埋設型の熱交換器長をシングルUチューブ相当に変換する係数(-)

である。ここで、シングルUチューブの熱交換器長をダブルUチューブ相当に変換する係数*A*は、1.2とする。平埋設型の熱交換器長をシングルUチューブ相当に変換する係数*B*は、1.3とする。熱交換器*i*の地盤の有効熱伝導率 $\bar{\lambda}_{gnd,i}$ は、付録Pにより定まる。

0.7 熱交換器長

熱交換器の種類*i*の熱交換器長 $L_{exch,i}$ は、垂直埋設型(ダブルUチューブ、シングルUチューブ、大口径個体充填、間接型水充填、接循環型水充填)の場合には、図O.1のように地中熱交換器(ボアホール・杭)の垂直方向の長さの合計とする。水平埋設型の場合には、図O.2のように地中熱交換器を埋設するトレンチの水平方向長さの合計とする。

本計算方法における地中熱交換器の種類	シングルUチューブ	ダブルUチューブ	大口径固体充填				間接型水充填	直接循環型水充填
充填材	珪砂、豆砂利、コンクリート等(固体)						水等(液体)	
単一熱交換器中のバース数 [※]	1バース	2バース以上	1バース以上				熱交換器中の充填水と直接交換	
ポアホール孔径 杭径	200mm以下		200mm超				—	

地中熱交換器の例										
名称	シングルUチューブ	ダブルUチューブ	スパイラルチューブ	U字状チューブ	既成コンクリート杭(固体充填)杭	鋼管杭(固体充填)杭	場所打ち杭	既成コンクリート杭(水充填)杭	鋼管杭(水充填)杭	二重管(同軸)ポアホール
方式	ポアホール	ポアホール	ポアホール	ポアホール	杭	杭	杭	杭	杭	ポアホール
水平断面図(例)										
垂直断面図(例)										
材質 孔径・杭径(例)	高密度ポリエチレン(Uチューブ) 孔径100~200mm	高密度ポリエチレン(Uチューブ) 孔径110~200mm	高密度ポリエチレン 孔径約500mm以上	架橋ポリエチレン管 孔径約300mm以上	杭:コンクリート 内管:高密度ポリエチレン(Uチューブ) 孔径約500mm以上	杭:スチール 内管:高密度ポリエチレン(Uチューブ) 孔径約200mm以上	杭:鉄筋コンクリート 内管:高密度ポリエチレン(Uチューブ) 孔径:約500mm以上	杭:コンクリート 内管:高密度ポリエチレン(Uチューブ) 孔径約500mm以上	杭:スチール 内管:高密度ポリエチレン(Uチューブ) 孔径約200mm以上	外管:スチール 内管:ポリエチレン、塩ビなど 孔径約200mm以下
充填 熱媒	珪砂、豆砂利、 コンクリート 水・不凍液	珪砂、豆砂利、 コンクリート 水・不凍液	珪砂、豆砂利 水・不凍液	珪砂、豆砂利、 コンクリート 水・不凍液	珪砂 水・不凍液	珪砂 水・不凍液	コンクリート 水・不凍液	水 水・不凍液	水 水・不凍液	水 水

※バース数:一つの地中熱交換器の中の熱媒を通す経路数をここでは「バース数」と呼ぶ。例えばシングルUチューブでは、地上から地中熱交換器に入り地表に戻る配管は1経路であることから「1バース」となる。このときに水平断面では2つの配管断面が現れることになる。

図 0.1 垂直埋設型の場合の熱交換器長 $L_{exch,i}$
(特定非営利活動法人地中熱利用促進協会資料をもとに作成)

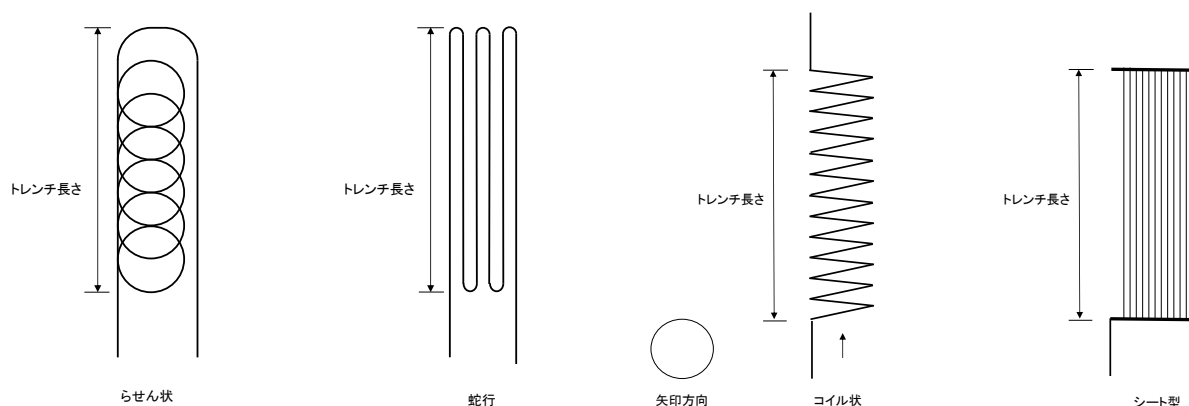


図 0.2 水平埋設型の場合の熱交換器長 $L_{exch,i}$
(特定非営利活動法人地中熱利用促進協会資料をもとに作成)

0.8 熱交換器の断面の直径に係る寸法

熱交換器の種類が大口径個体充填、間接型水充填および直接循環型水充填の場合、熱交換器の断面の直径に係る寸法 $d_{exch,i}$ は、図 0.3 のように表現される。

熱交換器の種類が大口径個体充填の場合、熱交換器の断面の直径に係る寸法 $d_{exch,i}$ は、円状に配置した配管を包含する円の直径とする。ただし、鉛直な配管で構成される既製コンクリート杭(固体充填)、鉄鋼杭(固体充填)および場所うち杭等については、杭や充填材の境界面に関わらず配管を包含する円の直径を熱交換器の断面の直径に係る寸法 $d_{exch,i}$ とする。また、らせん状の配管を設置するスパイラルチューブについては、配管のらせんの径を熱交換器の断面の直径に係る寸法 $d_{exch,i}$ とする。なお、鉛直な配管で構成される既製コ

ンクリート杭(固体充填)、鉄鋼杭(固体充填)、場所うち杭等およびらせん状の配管を設置するスパイラルチューブについては、熱交換器の断面の直径に係る寸法 $d_{exch,i}$ は、ボアホールや杭の径になるとは限らない。

熱交換器の種類が間接型水充填の場合、充填用の液体を入れた管の内径(液体部分の直径)を熱交換器の断面の直径に係る寸法 $d_{exch,i}$ とする。

熱交換器の種類が直接循環型水充填の場合、循環用の液体を入れた管の内径(液体部分の直径)を熱交換器の断面の直径に係る寸法 $d_{exch,i}$ とする。

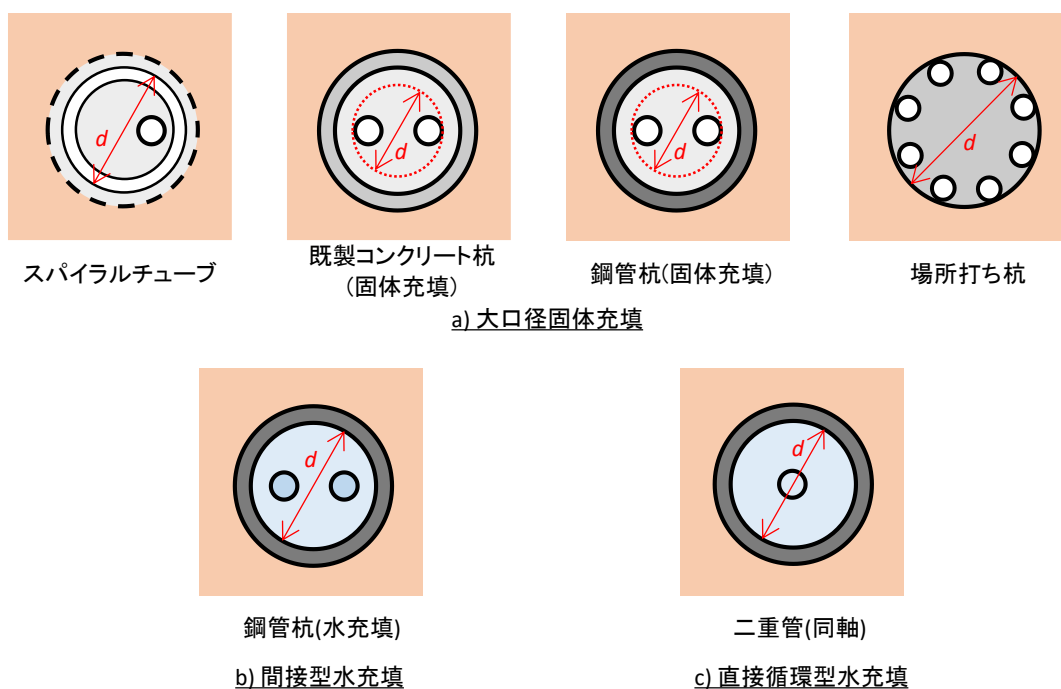


図 0.3 熱交換器の断面の直径に係る寸法 $d_{exch,i}$
(特定非営利活動法人地中熱利用促進協会資料をもとに作成)

付録 P 地盤の有効熱伝導率の決定方法

P.1 記号及び単位

本計算で用いる記号及び単位は、表 P.1 による。

表 P.1 記号及び単位

記号	意味	単位
$d_{s,i}$	層 <i>i</i> の土質区分の層厚	m
L_{exch}	熱交換器長	m
$\lambda_{s,i}$	層 <i>i</i> の土質区分の熱伝導率	W/(m・K)
$\bar{\lambda}_{gnd}$	地盤の有効熱伝導率	W/(m・K)

P.2 有効熱伝導率の決定方法

地盤の有効熱伝導率 $\bar{\lambda}_{gnd}$ は、垂直埋設型(ダブル U チューブ、シングル U チューブ、大口径個体充填、間接型水充填、接循環型水充填)の場合には 1.2 W/(m・K)、水平埋設型の場合には 0.7 W/(m・K)とするか、「サーマルレスポンス試験による計測値を使う方法」もしくは「敷地内の地盤調査により得られた土質柱状図から算定する方法」により確認した値を用いるものとする。

P.3 サーマルレスポンス試験による計測値を使う方法

NPO 法人地中熱利用促進協会が規定する「一定加熱・温水循環方式熱応答試験 (TRT) 技術書 (特定非営利活動法人地中熱利用促進協会 Web サイト (<http://www.geohpaj.org> [アクセス日: 2019 年 9 月]) 内で公開)」に従って実施した試験により得られる「地盤の見かけ有効熱伝導率」を本計算法における地盤の有効熱伝導率 $\bar{\lambda}_{gnd}$ として使用する。

P.4 敷地内の地盤調査により得られた土質柱状図から算定する方法

地盤の有効熱伝導率 $\bar{\lambda}_{gnd}$ は、熱交換器の上端から下端までの土質についてその熱伝導率を層厚により重み付け平均した値であり、式(1)により表される。

$$\bar{\lambda}_{gnd} = \frac{\sum_i d_{s,i} \times \lambda_{s,i}}{L_{exch}} \quad (1a)$$

$$L_{exch} = \sum_i d_{s,i} \quad (1b)$$

ここで、

- $d_{s,i}$: 層*i*の土質区分の層厚 (m)
- L_{exch} : 熱交換器長 (m)
- $\lambda_{s,i}$: 層*i*の土質区分の熱伝導率 (W/(m・K))
- $\bar{\lambda}_{gnd}$: 地盤の有効熱伝導率 (W/(m・K))

である。層*i*の土質区分およびその層厚 $d_{s,i}$ は、地盤調査によって得られる土質柱状図により定まる。層*i*の土質区分の熱伝導率には、土質柱状図により定まる地下水位よりも浅い位置を「不飽和」、深い位置を「飽和」として、それぞれに対応する熱伝導率を用いる。ただし、土質柱状図に地下水位が示されていない場合は、地下水位を 10mとみなす。また、土質柱状図に表示された最深部(支持層)が熱交換器の下端よりも深さが浅い場

合は、支持層より深い層の土質区分は支持層のそれと同じとみなす。

付録 Q 主たる居室において併用運転に対応する温水床暖房を評価する場合の算定方法

Q.1 適用範囲

本付録は、主たる居室において併用運転に対応する温水床暖房を評価する場合の算定方法を規定する。以下の要件を全て満たす場合、本算定方法を適用できる。

- ・ 温水暖房用熱源機が、ガス潜熱回収型温水暖房機、ガス潜熱回収型給湯温水暖房機、電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用型給湯温水暖房機（給湯熱源：電気ヒートポンプ・ガス瞬間式併用、暖房熱源：ガス瞬間式）およびコージェネレーション設備（バックアップボイラーの種別がガス潜熱回収型）のいずれかである。
- ・ 温水暖房用熱源機が、行き温水温度を 40 °C の 1 区分のみとして on-off 制御を行うことにより暖房出力を抑制する運転モードを有する機器である。
- ・ 温水暖房用熱源機に接続する放熱器の種類は、温水床暖房である。
- ・ 放熱系統が 1 系統、かつ放熱器を設置する暖冷房区画の番号が 1（主たる居室）である。

Q.2 温水暖房用熱源機における行き温水温度の区分及び候補

温水暖房用熱源機における行き温水温度の区分は区分 1 のみとし、それに対応する行き温水温度の候補は 40 °C とする。

Q.3 最大暖房出力となる時の運転率

最大暖房出力となる時の運転率 $r_{WS,rad,max}$ は、0.5 とする。