

Consideration of Optimal Design of Natural Exergy Utilization System –Construction of a computational model for a solar heat utilization system and its sensitivity analysis–

Koichi ISAWA^{*1‡}SungKi SONG^{*2}

自然エクセルギー利用システムの最適設計の検討 —太陽熱利用システムの計算モデル構築と感度解析—

伊澤康一^{*1‡}宋 城基^{*2}

Abstract

A computational model of a "solar thermal utilization system" was constructed, and a case study was conducted using simulation to evaluate the system from both the energy concept and the exergy concept. As a result, the following findings were obtained. It was confirmed that the exergy concept can quantitatively evaluate the difference in resource value (quality) due to the temperature of hot water. Even when the values and ratios of exergy supply and utilization were the same, there were cases where the exergy input to the power plant differed greatly. The importance of operating with the minimum necessary flow rate (flow velocity) when utilizing natural exergy was suggested.

Keywords: Renewable energy, Exergy, Optimization, Solar heat, Actual measurement, Simulation

キーワード：再生可能エネルギー，エクセルギー，最適化，太陽熱，実測，シミュレーション

1. はじめに

日本をはじめ世界各国では 2050 年を目途にカーボンニュートラルを目指しており，その実現のためには省エネルギーに加えて，あらゆる再生可能エネルギーの最大限の活用が重要である．従って，比較的密度の薄く低質のエネルギーである再生可能エネルギーを有効利用できるシステムとその最適設計が必要である．

太陽熱・地中熱のような低質エネルギーの回収のためには，電力のような高質エネルギーを投入する場合が多い．しかし，現在の建築設備システムの設計においてはエネルギー概念のみに基づいて最適化がなされている．そのため，エネルギーの質の観点から，低質エネルギーの回収のために多くの高質エネルギー資源を投入してしまい，資源的に損失となっている場合を判別できない．

エネルギーの質を考慮した上でシステムの最適化を図るには，エネルギー概念に加えて，エネルギーの質を考慮できるエクセルギー概念によって補完することが重要と考える．エクセルギーは，エネルギー・物質の「拡散能力」を意味し，この「拡散能力」こそが「資源性」に相当する．

エクセルギー概念で評価すると，太陽熱・地中熱のような低エクセルギー（低質エネルギー）を利用する上で，電力のような高エクセルギー（高質エネルギー）を，回収できる低エクセルギー（熱）よりも多く投入してしまう場合を回避でき，延いては，できるだけ小さな高エクセルギー（電力）投入で，できるだけ大きな低エクセルギー（熱）回収できる最適運用条件を見出せる¹⁾．これまでは「量」のみによる設計であったが，これからは「質」も考慮した設計が必要であると考えられる．

建築設備システムにおいてエクセルギー概念によって最適化を検討した先行研究としては，文献 1)～4)があるが，いずれも数値計算によるものであり，実際建物における実測値を用いた実運用（実現象）に基づくものではない．

一方，実際の建物で運用されている建築設備システムをエクセルギー概念で評価した先行研究としては文献 5), 6)があるが，建築設備システムの構成要素や運用条件の諸元を変化させたパラメータ解析によって最適設計を探ることにさらに検討の余地があると考えられる．例えば，地中熱利用システムにおいてエクセルギーの投入・消費が必要最小となる土中配管の埋設深さや管径・流速の組合せを見出す

*1 Associate Professor, Fukuyama University

‡e-mail: koichi.isawa@fukuyama-u.ac.jp

*2 Professor, Department of Architectural Design, Hiroshima Institute of Technology

Received: March 20 2025, Accepted: June 11 2025

*1 福山大学工学部建築学科 准教授

(〒729-0292 広島県福山市東村町字三蔵 985-1)

‡e-mail: koichi.isawa@fukuyama-u.ac.jp

*2 広島工業大学建築デザイン学科 教授

(原稿受付：2025 年 3 月 20 日，受理日：2025 年 6 月 11 日)

といった検討などが挙げられる。したがって、実際の建物における実測値に基づいた計算モデルを構築し、それに基づいてシミュレーションを実施することが必要である。

熱需要に対して電力などの高質エネルギーを低質エネルギーの熱に変換して利用することは、エクセルギーの観点から損失（エクセルギー消費）が大きい。したがって、熱需要に対しては熱供給が理にかなっている。その際、できるだけ小さな高エクセルギー（電力）投入で、できるだけ大きな低エクセルギー（熱）回収できる最適運用条件を見出すことが肝要である。

そこで本研究では、低質エネルギーである熱と、高質エネルギーである電力・化石燃料を用いる太陽熱利用システムを対象として計算モデルを構築した上で、シミュレーションによってエクセルギー概念に基づく最適設計の可能性について検討することを目的とする。

なお、本研究のシミュレーションでは、特定のパラメータを変化させたときのシステムの挙動（例えばエクセルギー消費が最小になるなどの条件）を調べて最適設計を見出す「パラメータ解析」の前段階として、最適化に影響が大きいパラメータを探るため「感度解析」を試みた。また、エネルギー評価のみならずエクセルギー評価の双方について比較検討した。

2. 対象システムの概要

Fig. 1 に、研究対象の太陽熱利用システム⁷⁾を示す。このシステムは、広島にある工業系大学の体育館に設置されており、「集熱器」でつくった温水を「蓄熱槽」に貯え、プール加熱・暖房・給湯の3用途へ温水を供給する。

なお、一般的な太陽熱利用システムでは、集熱器で温められた温水が流入する蓄熱槽上層からボイラ・熱負荷へ温水が送られ、熱負荷から戻ってくる温水は蓄熱槽下層に入るが、対象とした太陽熱利用システムでは、蓄熱槽下層からボイラ・熱負荷へ温水が送られ、熱負荷から戻ってくる温水は蓄熱槽上層に入るようになっている。

各用途別の設定温度は、プール加熱 40℃、暖房・給湯 60℃である。各用途の設定温度よりも低い場合には「ボイラ」で温水を加熱し、その温水の持つ熱を3用途の「熱交換器」（熱負荷）へ供給する。プール・暖房・給湯への供給には特に順番は無く、各熱負荷の要求に応じて温水が供給される。

太陽集熱器の台数は 210 台、有効集熱面積は 382 m²である。蓄熱槽の有効容量は 20 m³である。ボイラは出力 348kW が 2 台で、燃料は A 重油である。集熱ポンプの定格流量は 315L/min であり、プール加熱・暖房・給湯の一次ポンプ定格流量はそれぞれ 310L/min・360L/min・340L/min である。

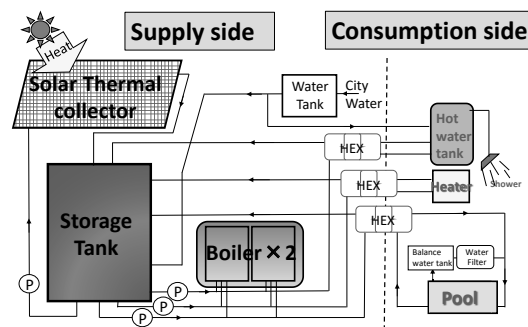


Fig. 1 Target solar heat utilization system.

3. 計算モデルの構築

3.1 実測概要

太陽熱利用システム各部の温度は、集熱出入口、プール加熱・暖房・給湯の各系統の行き返りとボイラ出口、蓄熱槽が設置されている機械室の室温の計 12 箇所を、温度ロガーを用いて 10 分間隔で計測した。流量は、集熱ポンプとプール加熱・暖房・給湯の一次ポンプの計 4 箇所について、分電盤に設置した電圧ロガーでポンプの出力割合を測定し、それと定格流量から算定した。計算モデルの構築では、1 分間隔で計測した電圧から算出した流量の 10 分間平均を用いた。実測データは、2022 年 11 月 24 日～12 月 24 日の 1 ヶ月間のものを用いた。

3.2 計算方法

Fig. 2 に、太陽熱利用システムの系統図を示す。Fig. 2(a) は、Fig. 1 のうち一次側のみを簡略化して示したものである。計算モデル構築では、対象システムの配管ルートの特徴を反映することにした。Fig. 2(b)に、計算モデルの概要を示す。本研究では、プール・暖房・給湯の3つの熱負荷を、1つの「熱負荷システム」としてまとめて簡略化した。

計算モデルは供給側（一次側）のみを対象とし、文献 8) を参照し、式 (1)～式 (4) の計算式を用いた。

集熱器・蓄熱槽上層・蓄熱槽下層の3ヵ所についてのエネルギー収支式を解くことによって、集熱器出口温度・蓄熱槽上層温度・蓄熱槽下層温度の3点を求めた。

なお、本研究の計算モデルでは、蓄熱槽（貯湯槽）を仮想的に2分割した完全混合連槽モデルとした。すなわち、分割したそれぞれの槽内は完全に攪拌されていると仮定し各層内水温は均一とし、循環流量に応じたピストンフローによる移流で熱が伝わることをのみを考慮した。また、配管からの熱損失が特定できないため、配管熱損失は無いことを想定した。

蓄熱槽上層と蓄熱槽下層のエネルギー収支式に含まれる「蓄熱槽下層から出てボイラへ入る温水が持つ熱量」ならびに「熱負荷システムから出て蓄熱槽上層へ入る温水が持つ熱量」は、実測したプール系統・暖房系統・給湯系統の各熱量の合計値とした。すなわち、蓄熱槽が賄う熱量は、

熱負荷のうちボイラ加熱分を差し引いたものに相当する。

求めた集熱器出口温度・蓄熱槽上層温度・蓄熱槽下層温度の計算値 (Fig. 2 (b)中の●) と実測値 (Fig. 2 (b)中の○) を比較し、計算値が実測値にある程度等しくなることを目標として計算モデルを構築した。

なお、「蓄熱槽温度」を計測していないことから、蓄熱槽出口温度に近いと推測される「集熱入口温度」と「ボイラ入口温度」を参考にした。計算値と比較するボイラ入口温度は、実測したプール系統・暖房系統・給湯系統の各温度の流量加重平均値とした。

集熱器

$$t_{out} = t_e - (t_e - t_{s2}) \exp\left(-\frac{K_c \cdot A_c}{c_w \rho_w Q_c}\right) \quad (1)$$

$$t_e = t_o + \frac{(\tau\alpha)_e I + \varepsilon f_s q_{es}}{K_o} \quad (2)$$

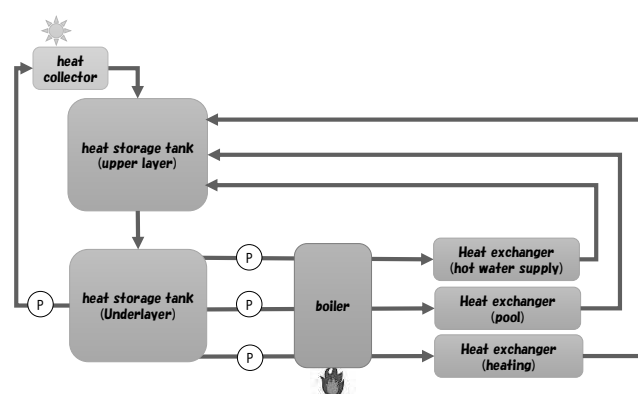
蓄熱槽上層

$$\begin{aligned} c_w \rho_w Q_c (t_{out} - t_o) + c_w \rho_w Q_L (t_{return} - t_o) \\ = c_w \rho_w V_{t1} \frac{t_{s1} - t_{s1p}}{\Delta\tau} + K_t S_{t1} (t_{s1} - t_{ox}) \\ + c_w \rho_w Q_c (t_{s1} - t_o) + c_w \rho_w Q_L (t_{s1} - t_o) \end{aligned} \quad (3)$$

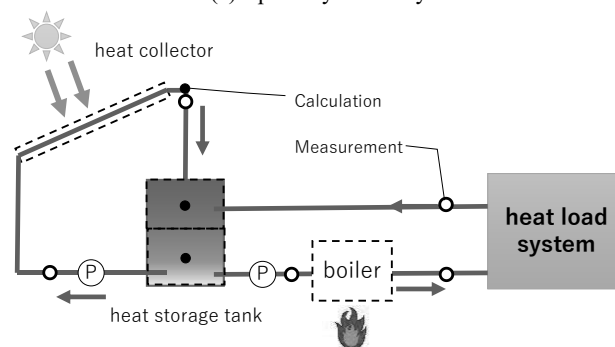
蓄熱槽下層

$$\begin{aligned} c_w \rho_w Q_c (t_{s1} - t_o) + c_w \rho_w Q_L (t_{s1} - t_o) \\ = c_w \rho_w V_{t2} \frac{t_{s2} - t_{s2p}}{\Delta\tau} + K_t S_{t2} (t_{s2} - t_{ox}) \\ + c_w \rho_w Q_c (t_{s2} - t_o) + c_w \rho_w Q_L (t_{s2} - t_o) \end{aligned} \quad (4)$$

【記号表】 t_{out} : 集熱器出口水温[°C], t_e : 相当外気温[°C], t_o : 外気温[°C], K_c : 集熱器配管温水から外気までの熱貫流率[W/(m²・K)], A_c : 集熱面積 [m²], c_w : 水の比熱 [J/(kg・K)], ρ_w : 水の密度 [kg/m³], Q_c : 集熱器循環流量 [m³/s], $(\tau\alpha)_e$: 集熱器実効日射透過吸収係数[-], I : 集熱面入射日射量[W/m²], ε : 集熱器長波長放射率[-], f_s : 長波長実効放射が集熱面に入射する割合 (形態係数) [-], q_{es} : 集熱面長波長実効放射量[W/m²], K_o : 集熱器熱損失係数[W/(m²・K)], t_s : 蓄熱槽温度 [°C] (t_s の添え字は, 1 は上層, 2 は下層, p 一時刻前である), $\Delta\tau$: 計算時間間隔[s], t_{ox} : 蓄熱槽の周囲温度[°C], K_t : 蓄熱槽の熱貫流率[W/(m²・K)], S_t : 蓄熱槽表面積 [m²] (S_t の添え字は, 1 は上層, 2 は下層である.), V_t : 蓄熱槽有効容量 [m³] (V_t の添え字は, 1 は上層, 2 は下層である.), Q_L : 熱負荷系統循環流量 [m³/s], t_{return} : 熱負荷出口水温[°C]



(a) primary side only.



(b) Constructed analysis model.

Fig.2 System diagram of solar heat utilization system.

Table 1 に、計算に用いる定数を示す。「 $\tau \cdot \alpha$: 実効日射透過吸収係数」は、文献 9)~11)を参考に、0.9 (透過率 0.95×吸収率 0.95) とした。「 K_c : 集熱器内熱媒体と外部の間の熱損失係数」と「 K_o : 集熱面と外部の間の熱損失係数」は、文献 12)~14)を参考に、 $K_c \leq K_o$ の関係を満足する値として、それぞれ 1.8 W/(m²・K), 2.0 W/(m²・K) とした。

「 K_t : 蓄熱槽の熱貫流率」は、設計図書に記載されている蓄熱槽材料構成を参考にして計算し、0.355 W/(m²・K) とした。「 t_{ox} : 蓄熱槽の周囲温度」は、機械室室温の実測値を参考に、26.5°C とした。気象データは大学キャンパス内において 10 分間隔で計測されているものを用いた。計算間隔は 10 分間隔とした。

Table 1 Constants given in the calculation.

heat collector	$(\tau \alpha)_e$	Effective solar radiation transmission and absorption coefficient	0.9	—
	ε	Long wavelength emissivity	0.1	—
	K_c	Heat loss coefficient between the heat medium in the collector and the outside	1.8	W/(m ² ・K)
	K_o	Heat loss coefficient between the collector surface and the outside	2.0	W/(m ² ・K)
heat storage tank	A_c	Heat collector area (existing)	382	m ²
	V_t	Effective capacity (existing)	20	m ³
	K_t	Thermal conductivity of heat storage tank	0.355	W/(m ² ・K)
	t_{ox}	Ambient temperature (machine room temperature)	26.5	°C
boiler	t_{supply}	Outlet temperature control	40	°C

3.3 結果考察

Fig. 3 に、2022 年 11 月 24 日～12 月 24 日の 1 ヶ月間における集熱出口温度の実測値と計算値を示す。なお、ポンプが停止し、流量がゼロの時間帯の実測値と計算値は除外した。実測値はおおよそ 20～60℃の範囲にあり、計算値はおおよそ 20～170℃の範囲にあり、計算値が実測値よりも高くなった。集熱ポンプの運転開始直後（立ち上がり）と運転停止直後においては、集熱出口温度の計算値が実測値を大きく上回る傾向が見られた。そのため、運転開始直後と運転停止直後の流量とその変化量に追従しての温度を再現することは難しいと判断し、運転開始直後と運転停止直後のデータを除外して計算モデルを構築することにした。運転開始直後と運転停止直後では、流量が 200L/min 以下になり、10 分間の変化量が 30L/min 以上であった。

Fig. 4 に、集熱の運転開始直後と運転停止直後のデータを除外した集熱器出口温度の実測値と計算値の関係を示す。20～60℃の範囲において実測値と計算値は高い相関がある。本研究の計算モデルは、集熱運転開始直後と運転停止直後における流量低下時・急変化時の温度再現性に限界があるものの、これらを除けば実現象をおおむね再現できていることがわかる。

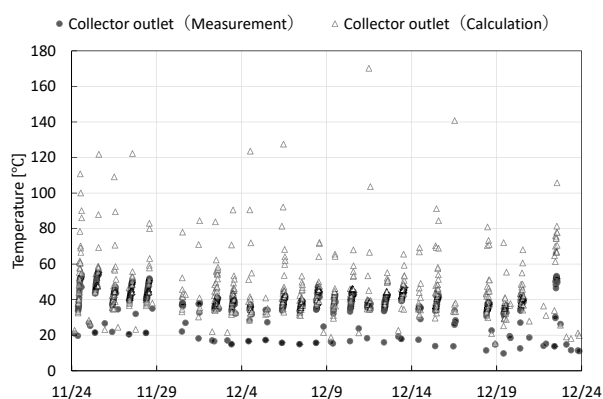


Fig. 3 Changes in measured and calculated heat collector outlet temperatures over time.

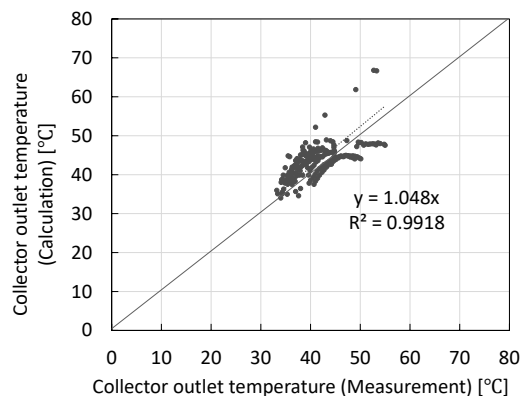


Fig. 4 Relationship between measured and calculated heat collector outlet temperatures.

Fig. 5 に、集熱入口温度・ボイラ入口温度の実測値と、蓄熱槽下層温度の計算値を示す。ここで、「蓄熱槽温度」は計測していないため、蓄熱槽出口温度に近いと推測される「集熱入口温度」と「ボイラ入口温度」の関係を示す。なお、ポンプ停止時の温度データを除外した。3 者の温度はいずれも 20～50℃の変動であった。

Fig. 6 (a)に集熱入口温度の実測値と蓄熱槽下層温度の計算値の関係を示す。Fig.4 と同様に、集熱の運転開始直後と運転停止直後のデータを除外した。

蓄熱槽下層の計算値は、30℃～50℃の範囲において集熱入口温度の実測値よりも低い傾向にあった。計算モデルでは、実測熱負荷からボイラ加熱分を差し引いた熱負荷を太陽熱利用システムで賄うことを想定しているが、実運用では制御等によってボイラ加熱分が計算想定よりも多く、太陽熱利用分が計算想定よりも少なかったためと思われる。そのことによって、蓄熱槽温度が実際よりも低くなり、蓄熱槽下層温度（集熱入口温度に相当）の計算値が集熱入口温度の実測値よりも低くなる傾向になったと推測する。

対象とした太陽熱利用システムは 30 年以上使用されており、制御などの関連資料が残っておらず、詳細な運転条件や制御方法などが不明となっている。実測値には不確定要素が含まれることから、計算モデル作成では実現象の傾向を捉えることに主眼を置くことにした。

Fig. 6 (b)にボイラ入口温度の実測値と蓄熱槽下層温度の計算値の関係を示す。決定係数 R^2 が 0.9875 となっており、両者には高い相関が見られた。

本計算モデルでは、集熱入口温度の計算値が実測値よりも低めになるが、決定係数 R^2 が 0.9908 となっていることから、実現象の傾向は捉えていると考える。

以上のことを考慮し、「4. シミュレーション」では運転条件や制御方法を定めてケーススタディを行った。

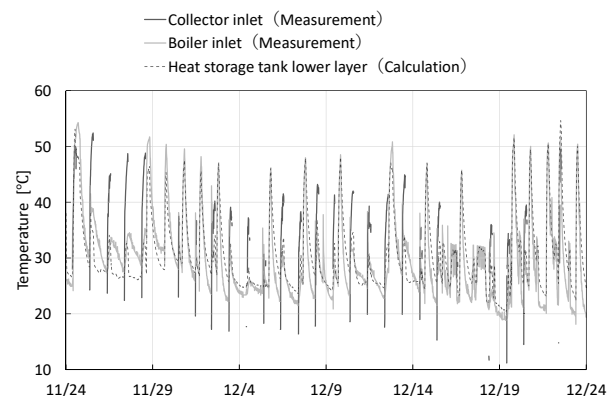
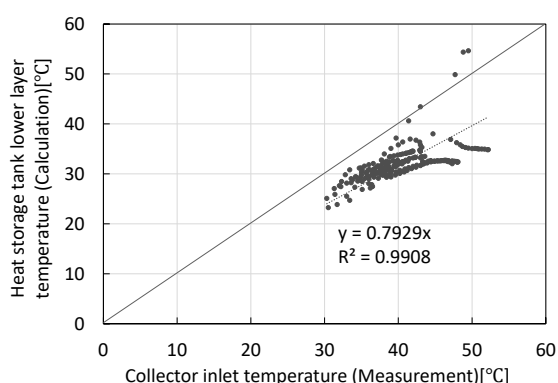
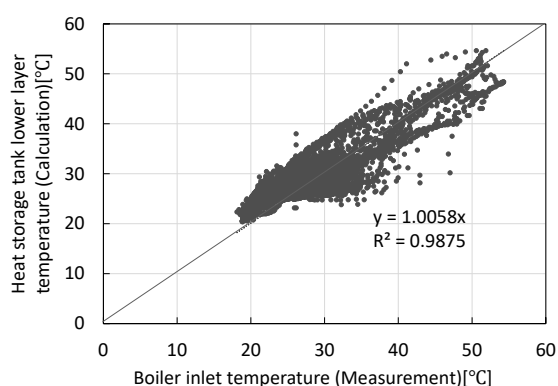


Fig. 5 Changes in measured and calculated values over time.



(a) Collector inlet and Heat storage tank.



(b) Boiler inlet and Heat storage tank.

Fig. 6 Relationship between measured and calculated values.

4. シミュレーション

対象とした太陽熱利用システムのより良い運用方法や ZEB 実現可能性を調べるため、熱負荷に対して、太陽熱供給をできるだけ大きく供給し、ボイラ熱供給をできるだけ小さくするシステム、すなわち、太陽熱利用システムを優先するシステムを検討した。

4.1 計算方法

4.1.1 エネルギー計算

Fig. 7 に、Fig. 2(b)の計算モデルに流量と温度制御などの改良を加えたモデルを示す。集熱ポンプ流量は 315 L/min 一定とし、一次ポンプ流量は 310 L/min 一定とした。ボイラ入口温度が 40℃未満の場合は 40℃まで加熱、逆に、ボイラ入口温度が 40℃以上の場合は加熱されずにそのまま熱負荷システム入口温度になるとした。また、熱負荷システム出口温度が蓄熱槽上層温度よりも高い場合は、3 方弁によって蓄熱槽を通らずにボイラへ流れるバイパスルートとなる制御を加えた。

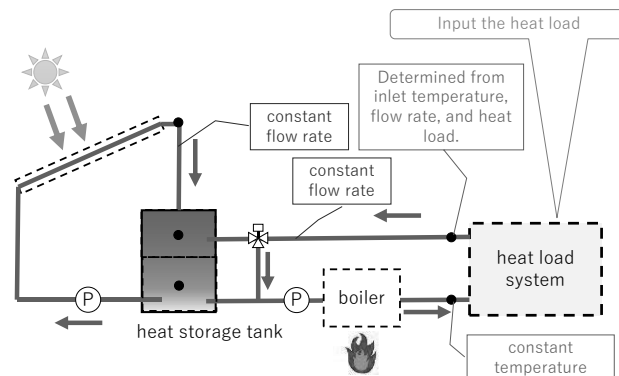


Fig. 7 System assumed in analysis.

4.1.2 エクセルギー計算

集熱器での集熱量、蓄熱槽からの供給熱量、ボイラでの加熱量、熱負荷システムでの利用熱量についての熱エクセルギー（温エクセルギー）は、各システムの入出力エクセルギーの差（正味値）を計算した。式（5）に式を示す。

$$X_{net} = c_w \rho_w Q_w \left\{ (T_H - T_o) - T_o \ln \left(\frac{T_H}{T_o} \right) \right\} - c_w \rho_w Q_w \left\{ (T_L - T_o) - T_o \ln \left(\frac{T_L}{T_o} \right) \right\} \quad (5)$$

【記号表】 X_{net} ：正味の熱エクセルギー [W]， c_w ：水の定圧比熱 [J/(kg・K)]， ρ_w ：水の密度 [kg/m³]， Q_w ：流量 [m³/s]， T_o ：外気の絶対温度 [K]， T_H ・ T_L ：各システムを出入りする水の高温側・低温側の絶対温度 [K]（集熱器とボイラでは入口が低温側，出口が高温側になる。熱負荷システムでは入口が高温側，出口が低温側になる）。

ポンプ投入エクセルギーは、ポンプ投入電力そのものである。集熱ポンプと一次ポンプへの投入電力は、ポンプ稼働時に定格電力（集熱ポンプ 5.5kW，一次ポンプ 2.2kW）を与えた。ボイラに投入される重油のエクセルギーは、[重油エクセルギー] = [重油の有効比 0.975] × [ボイラ加熱量] / [ボイラ熱効率 0.8] の式で計算した^{15), 16)}。ポンプ（集熱・一次）稼働のために発電所へ投入される LNG のエクセルギーは、[LNG エクセルギー] = [LNG の高位発熱量に対する化学エクセルギーの比 0.94] × [ポンプ投入電力] / [LNG 火力発電所の熱効率 0.35] の式で計算した^{15), 16)}。

4.2 計算条件

気象データと熱負荷は、「3. 計算モデルの構築」と同様に 2022 年 11 月 24 日～12 月 24 日の 1 ヶ月間のものを与えた。

Table 2 に、感度解析として設定した設備能力（集熱器面積・蓄熱槽容量）と制御変更の 4 ケースを示す。

Case 1 は、集熱面積・蓄熱槽容量、集熱ポンプ稼働条件、配管ルートの全てが対象システムと同条件（既存）とした。

Case 2 では、集熱面積・蓄熱槽容量は Case 1 と同じで

はあるが、集熱ポンプ稼働条件と配管ルートを変更した。具体的には、集熱ポンプ稼働条件を、Case 1（既存）のスケジュール制御（9時～16時に集熱ポンプ稼働）から変更し、相当外気温＜蓄熱槽温度の場合または入射日射量が150W/m²以下の場合に停止するとした。また、配管ルートを既存仕様（蓄熱槽下層→熱負荷→蓄熱槽上層）から一般仕様（蓄熱槽上層→熱負荷→蓄熱槽下層）に変更した。

Case 3 では、感度解析として集熱面積と蓄熱槽容量をCase 2の2倍とした。ただし、集熱流量はCase 1・Case 2と同じ315 L/minとした。従って、Case 3は、Case 1・Case 2と同流量で、集熱面積を2倍にしているため集熱日射量も2倍になり、集熱出口温度がCase 2より高くなると推測される。Case 3では、流量を変えずに集熱面積をCase 2の2倍にしたことから、集熱器抵抗の増分を加味し、正確ではないが、注）に述べた理由から、集熱ポンプ投入電力をCase 2の2倍として概算した。

Case 4は、Case 3と同様に集熱面積と蓄熱槽容量をCase 2の2倍とし、それに合わせて流量も2倍にした。Case 4では、集熱流量をCase 3の2倍にしたことを加味し、集熱ポンプ投入電力をCase 3の8倍（流量の3乗に比例）とした。

Table 2 Comparison cases.

		Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Heat collector	area	382m ²		764m ²	
	flow rate	315 L/min			630 L/min
Heat storage tank	Effective capacity	20 m ³		40 m ³	
	Load side flow rate	310 L/min			
Control		Existing	◇Changes to heat collection pump operation control ◇Changes to piping route		

4.3 結果考察

Fig. 8に、2022年11月24日～12月24日の1ヶ月間におけるシステム各所の平均温度を示す。なお、集熱出口温度については、集熱ポンプ停止時のデータを除外した。また、蓄熱槽上層・下層の温度については、集熱ポンプ稼働時のボイラ加熱が不要になっているときの蓄熱槽温度も把握するため、全データの平均値（実線；Case1～Case4）に加えて、集熱ポンプ停止時のデータを除外した平均温度（点線；Case1*～Case4*）も示した。

集熱出口温度を見ると、Case 1では約50℃、Case 2では約60℃、Case 3では約90℃、Case 4では約85℃であった。Case 3・Case 4は、集熱面積・蓄熱槽容量をCase 1・Case 2の2倍にしたことによって集熱出口温度が25～40℃高くなった。

蓄熱槽上層・下層温度は、Case 1では両方ともに34℃、

Case 2ではそれぞれ36℃と35℃、Case 3では52℃と50℃であり、Case 4はCase 3とほぼ同じである。集熱ポンプ停止時のデータを除外すると、Case 1*ではそれぞれ48℃と47℃、Case 2*では57℃と54℃、Case 3*では82℃と77℃、Case 4*では83℃と79℃である。いずれにケースにおいても、集熱ポンプ稼働時において、蓄熱槽温度がボイラ入口温度よりも高くなった。このことから、集熱ポンプ稼働時には太陽熱を温資源として十分利用できているが、集熱ポンプ停止時には太陽熱を温資源として利用するには温度が低い場合があることがわかる。

ボイラ出口温度（熱負荷入口温度）・熱負荷出口温度を見ると、Case 1とCase 2では46℃・39℃であり、Case 3とCase 4では60℃・53℃である。Case 3・Case 4は集熱面積・蓄熱槽容量をCase 1・Case 2の2倍にしたことによってボイラ出口温度・熱負荷出口温度も約15℃高くなった。

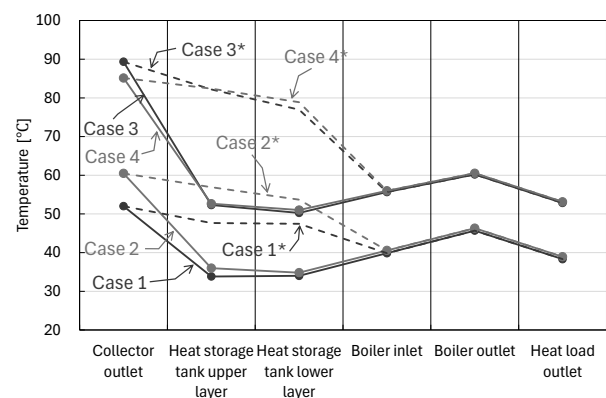


Fig. 8 Average temperature for the month from November 24 to December 24, 2022. (* indicates the heat storage tank temperature excluding data when the heat collection pump was stopped.)

Fig. 9とFig. 10に、集熱器での集熱と集熱ポンプ・一次ポンプへの投入電力に伴うエネルギーとエクセルギーを示す。Fig. 9を見ると、いずれのケースでも集熱エネルギーの方が集熱ポンプ投入エネルギーよりも大きくなっており、それぞれCase 1では145 MWh・8 MWh、Case 2では154 MWh・6 MWh、Case 3では270 MWh・11 MWh、Case 4では271 MWh・87 MWhとなった。Case 3(315 L/min)よりもCase 4(630 L/min)の流量を増やしたにも関わらず、集熱量がほぼ増加していないのは、流量を増やした結果、温水温度がCase 3（平均90℃）よりもCase 4（平均85℃）の方が低くなったためである。一方、Fig. 10を見ると、Case 1～Case 3では集熱エクセルギーの方が集熱ポンプ投入エクセルギーよりも大きくなっており、それぞれCase 1では21 MWh・8 MWh、Case 2では21 MWh・6 MWh、Case 3では55 MWh・11 MWhとなった。しかし、Case 4では逆に集熱エクセルギーよりも集熱ポンプ投入エクセルギーの方が大きくなっており、それぞれ54 MWh・87 MWhとなった。エネルギーだけで評価すると、資源の有

効利用の観点からシステム設計を見誤ることになると考えられる。

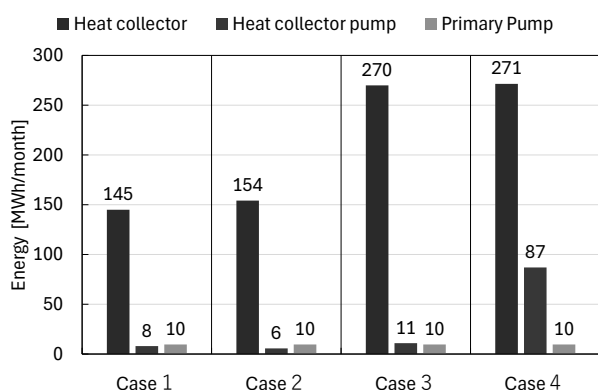


Fig. 9 Energy collected by the collector, energy input to the collector pump and primary pump.

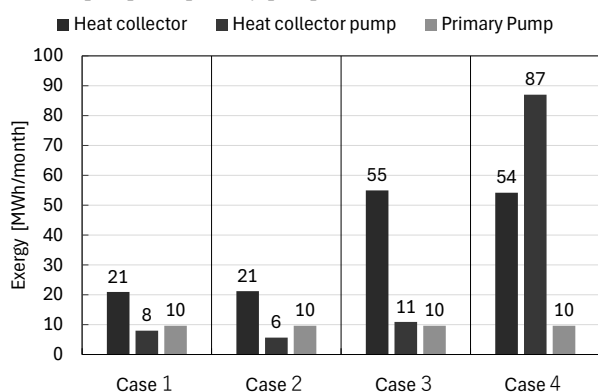


Fig. 10 Exergy collected by the collector, exergy input to the collector pump and primary pump.

Fig. 11・Fig. 12に蓄熱槽から熱負荷への熱供給、ボイラから熱負荷への熱供給、熱負荷システムでの熱利用に伴うエネルギー・エクセルギーを示す。なお、「蓄熱槽から熱負荷システムへ供給される熱エクセルギー」とは、「蓄熱槽から出る温水が持つ熱エクセルギー」から「蓄熱槽に戻る温水が持つ熱エクセルギー」を差し引いた「正味で蓄熱槽から供給される熱エクセルギー」のことであり、式(5)を用いて計算される。

Fig. 11を見ると、熱負荷システムにおける熱負荷（エネルギー負荷）は、Case 1～Case 4のいずれにおいても同じ（699 MWh）であることが確認できた。蓄熱槽から供給される熱とそれの熱負荷に対する割合は、Case 1では146 MWh（21%）、Case 2では155 MWh（22%）、Case 3では269 MWh（38%）、Case 4では270 MWh（39%）であり、Case 1→Case 2→Case 3→Case 4に大きくなった。Case 1→Case 2では、集熱ポンプ稼働の制御ロジック改善の効果が確認できた。Case 2→Case 3では集熱面積・蓄熱槽容量を2倍にした効果が確認できた。Case 3→Case 4では集熱流量を2倍にした効果が見られた。

Fig. 12を見ると、熱負荷システムにおける熱エクセル

ギー負荷は、Case 1・Case 2ではそれぞれ62 MWh・63 MWhであり、Case 3・Case 4では84 MWhとなっており、Case 3・Case 4はCase 1・Case 2比べて大きい。これは、Case 1～Case 4のいずれにおいても入口出口の温度差（ ΔT ）はいずれも7℃であるが、Case 3・Case 4はCase 1・Case 2に比べて高い温度の温水が熱負荷システムを入出力しているためである。Case 3・Case 4では、熱負荷に対して無駄に高い温度で供給していると捉えることもでき、供給温水温度として一概に良いとは言えない。このことから、今後のエネルギーの質を考慮した設備設計の際に、エクセルギー負荷に応じて設備能力・容量を決定することで、過剰な設備が回避できる最適なシステム設計の可能性が示唆された。蓄熱槽からの熱エクセルギー供給とそれのエクセルギー負荷に対する割合は、Case 1では18 MWh（31%）、Case 2では19 MWh（30%）、Case 3では49 MWh（58%）、Case 4では50 MWh（60%）となった。Fig. 11のCase 3・Case 4を見ると、蓄熱槽供給の方がボイラ供給よりも小さい。一方、Fig. 12のCase 3・Case 4を見ると、蓄熱槽供給の方がボイラ供給よりも大きい。これは、Case 3・Case 4では、蓄熱槽温度がボイラ出口最低温度（40℃）よりも高く（Fig. 8）、蓄熱槽から供給される温水が持つエネルギーの質が高いためである。エクセルギー概念では、温度の高低によるエネルギーの質が定量的に評価されている。

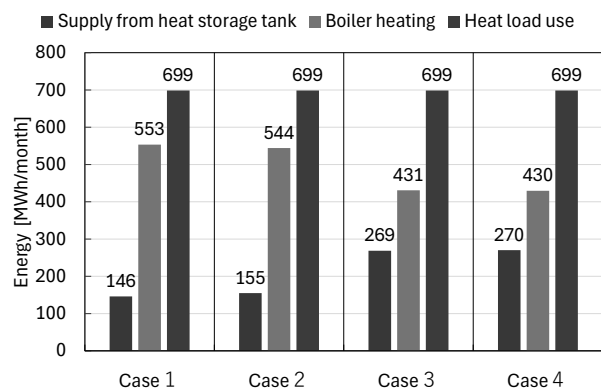


Fig. 11 Energy supplied from the heat storage tank, energy supplied from the boiler, and energy used in the heat load system.

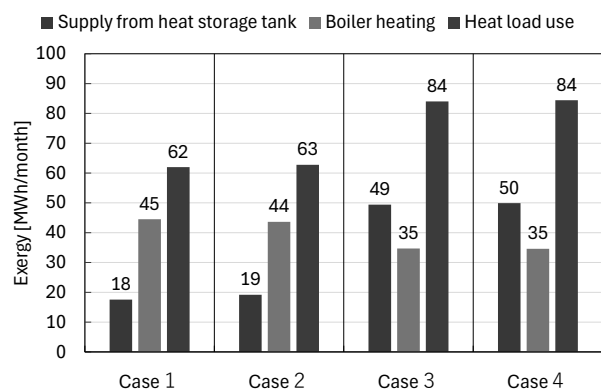


Fig. 12 Exergy supplied from the heat storage tank, exergy supplied from the boiler, and exergy used in the heat load system.

Fig. 13・Fig. 14に熱負荷システムでの熱利用、蓄熱槽やボイラによる熱供給に伴うエネルギー・エクセルギーと外気温の経時変化の一例として、12/20～12/22の3日間におけるCase 3の結果を示す。

Fig. 13を見ると、12/20と12/22の昼間において主に蓄熱槽から熱エネルギーが供給され、夜間と12/21の昼間においては主にボイラから熱エネルギーが供給されている。また、12/21は日射量が最高でも100W/m²程度であったため、熱負荷をボイラで賄っている。

Fig. 14を見ると、Fig. 13と同様に12/20と12/22の昼間において主に蓄熱槽から熱エクセルギーが供給され、夜間と12/21の昼間においては主にボイラから熱エクセルギーが供給されている。

エネルギー負荷 (Fig. 13) は3日間とも最高で約400kWとなっているが、エクセルギー負荷 (Fig. 14) は12/20に比べて12/21と12/22が小さい。エネルギー負荷が同じ変動パターンであっても、エクセルギー負荷が必ずしも同じ変動パターンになるとは限らないことが確認できる。

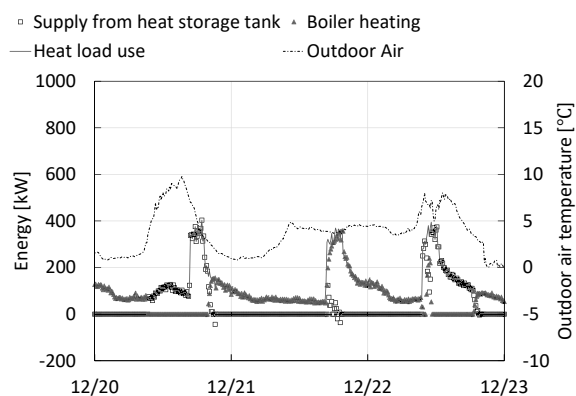


Fig. 13 Thermal energy supply and utilization over time.

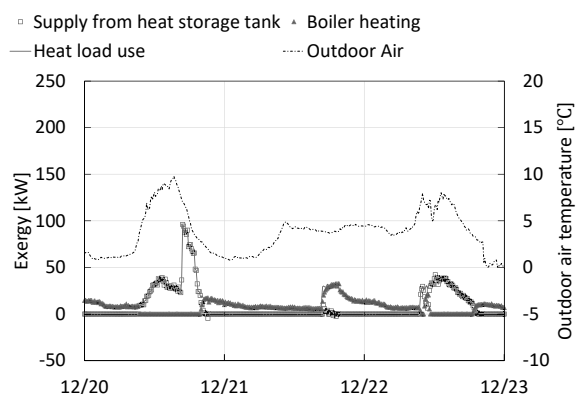


Fig. 14 Thermal exergy supply and utilization over time.

Fig. 15 にボイラに投入される重油と集熱ポンプ・一次ポンプ稼働のために発電所に投入されるLNGに伴うエネルギー・エクセルギーを示す。

一次エネルギーを見ると、いずれのケースにおいてもボ

イラ投入エネルギーの方が発電所投入エネルギーよりも大きくなっており、それぞれ、Case 1では692 MWh・49 MWh、Case 2では680 MWh・43 MWh、Case 3では539 MWh・57 MWh、Case 4では537 MWh・269 MWhであった。Case 4の発電所投入エネルギーが比較的大きいのは集熱流量を2倍した影響である。

一次エクセルギーを見ると、エネルギーに比べて若干値は小さいが、傾向に大きな違いは見られない。1次エネルギー評価と1次エクセルギー評価とでは、有効比 (エクセルギー/エネルギー) が加味された分だけエクセルギーの方がエネルギーよりも小さくなるからである。一次エクセルギーにおいて、ボイラと発電所に投入されるエクセルギーの合計は、Case 1では723 MWh、Case 2では706 MWh、Case 3では582 MWh、Case 4では792 MWhである。設備制御ロジック改善や太陽熱利用拡大が環境負荷低減に効果的であることが示唆される。

Fig. 12を見ると、Case 3とCase 4では、エクセルギー負荷 (84 MWh) に対する蓄熱槽供給・ボイラ供給の値と割合は、それぞれ蓄熱槽供給約50 MWh (約59%)・ボイラ供給35 MWh (約41%)であり、ほぼ同じとなっている。しかし、Fig. 15の発電所投入エクセルギーは、Case 3で57 MWh、Case 4で269 MWhであり、一次エクセルギーまで遡るとCase 3とCase 4とでは大きな違いとなっている。これは、Case 4はCase 3に比べて搬送動力8倍 (流量2倍の3乗) であることが影響している。自然エクセルギーを利用するにあたり、必要最小限の搬送動力で運用することが重要であると考えられる。

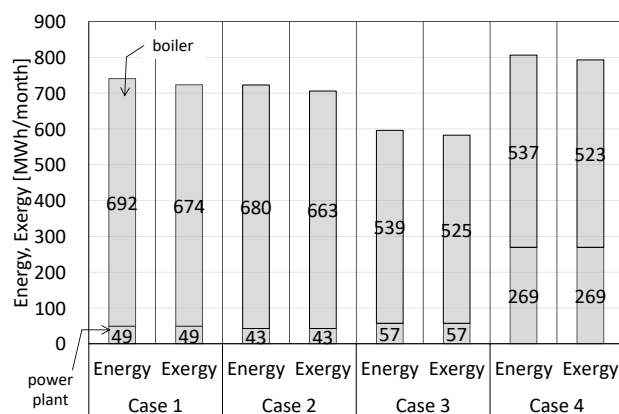


Fig. 15 Energy and Exergy of heavy oil fed into a boiler.

5. おわりに

「太陽熱温水システム」の計算モデルを構築するとともに、シミュレーションによる感度解析を実施し、エネルギー概念とエクセルギー概念の双方でシステムを評価してみた。その結果、以下などの知見を得た。

- 1) 集熱エネルギー (271 MWh) の方が集熱ポンプ投入エネルギー (87 MWh) よりも大きい場合であっても、集熱エクセルギー (59 MWh) よりも集熱ポンプ投入エクセルギー (87 MWh) の方が大きくなるケースも見られた (Case 4)。エネルギー評価だけでは資源の有効利用の観点からシステム設計を見誤る可能性があると考えられる。
- 2) 熱負荷 (エネルギー負荷) が同じケースであっても、エクセルギー負荷が異なるケースが見られた。本研究の検討では、熱負荷が Case 1～Case 4 で 699 MWh 共通であっても、エクセルギー負荷は Case 1・Case 2 で約 62 MWh, Case 3・Case 4 で約 84 MWh であった。これは、Case 3・Case 4 は Case 1・Case 2 に比べて高い温度の温水が熱負荷システムを入出力しているためである。エクセルギー負荷に基づいたシステム最適化の可能性も考えられる。
- 3) 熱負荷システムへの熱供給において、エネルギー概念で蓄熱槽供給よりもボイラ供給の方が大きい場合であっても、エクセルギー評価では蓄熱槽供給の方がボイラ供給よりも大きくなるケースが見られた。本研究の検討では、Case 3・Case 4 において、エネルギー評価で蓄熱槽供給 (約 270 MWh)・ボイラ供給 (約 430 MWh) であったが、エクセルギー評価では蓄熱槽供給 (約 50 MWh)・ボイラ供給 (約 35 MWh) であった。これは、エクセルギー概念では温水の温度の高低による資源の質の違いが定量的に評価されるからである。
- 4) エクセルギー負荷に対する蓄熱槽供給・ボイラ供給の値と割合がほぼ同じ場合であっても、発電所へ投入されるエクセルギーが大きく異なるケースが見られた。本研究の検討では、Case 3 と Case 4 がともに蓄熱槽供給約 50 MWh (約 59%)・ボイラ供給 35 MWh (約 41%)・エクセルギー負荷 84 MWh であっても、発電所投入エクセルギーは、Case 3 で 57 MWh, Case 4 で 269 MWh であった。これは、Case 4 は Case 3 に比べて搬送動力 8 倍 (流量 2 倍の 3 乗) であることが影響したためである。自然エクセルギーを利用するにあたり、必要最小限の搬送動力で運用することが重要であると考えられる。したがって、今回の検討では、システムとして Case 3 の方が Case 4 よりも最適設計に近いと考えられる。
- 5) 最適設計をする際に重要なパラメータとしては、搬送動力に関わる流量 (流速) であることがわかった。今後の最適設計においては、熱エクセルギー負荷に対して高すぎない温度で熱供給するとともに、必要最小限の流量 (流速) の検討が必要と考える。

注) ポンプ投入電力は、摩擦損失と流量の積で求められ、式を展開し整理すると配管径、配管長さ、流速の 3 乗に比例する。真空管の径を太くするとコストが増えることが多いため、本研究では真空管の径は変えないことを想定した。真空管の径は変えないで集熱面積を 2 倍すると、真空管の数が 2 倍になり、真空管の長さ (配管の長さ) が 2 倍になる。厳密には集熱ポンプと集熱器 (真空管) をつなぐ配管の抵抗もあるが、簡便のためそれを見捨て、真空管の長さ (配管の長さ) を 2 倍にしたことに比例してポンプ投入電力を 2 倍として概算した。

謝辞

本研究は JSPS24K07798 科研費の助成を受けて実施した。また、本研究を遂行するにあたり気象データの提供などご協力くださった広島工業大学地球環境学科の内藤望教授ならびに広島工業大学の経営管理部・体育館事務室の方々に心より謝意を表する。

参考文献

- 1) Masanori Shukuya :Bio-Climatology for Built Environment, CRC Press, 354 (2019).
- 2) Naruaki Yamada, Ryoji Nishikawa and Masanori Shukuya: Calculation of stored exergy under the ground and the effect of cooling tubes, Proceeding of the Annual Meeting of Architectural Institute of Japan, 467-468 (1996).
- 3) Kenichi Hiwatashi and Masanori Shukuya: Calculation of the optimum input and output of exergy in solar hot-water systems, Proceeding of the Annual Meeting of Architectural Institute of Japan, 427-428 (1997).
- 4) Kazuaki Mori, Koichi Isawa and Masanori Shukuya: Study on the combination of active cooling with a radiant cooling panel and passive cooling strategies : Part 4. The Use of Cool Exergy in the Soil, Proceeding of the Annual Meeting of Architectural Institute of Japan, 597-598 (2002).
- 5) Naoki Ikeda, Hiroki Kawakami, Kouji Tanaka, Kitoshi Tanaka, Hiroaki Takai and Masanori Shukuya: Study on the stock building renovation for Net-Zero Energy Building (Part9) Exergy evaluation of geothermal HVAC system and solar heat utilization system, Proceedings of the Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan, Vol.10, 289-292 (2018).
- 6) Daisuke INAGAKI, Ryoza OOKA, Wonjun CHOI and Masanori SHUKUYA: Exergy analysis on solar energy utilization systems for winter season : Comparison between multiple source and multiple use heat pump and conventional system, Proceedings of the Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan, Vol.10, 33-36 (2019).
- 7) SungKi SONG and Koichi ISAWA: Study on the system performance and exergy evaluation of a solar thermal utilization system of over 30 years using in a shelter gymnasium, Journal of

- Japan Solar Energy Society, 49(2), 65-71 (2023).
- 8) 田中俊六監修・宇田川光弘ほか著：最新建築設備工学（改訂版），井上書院, 71-73 (2010).
 - 9) Shiro Hozumi, Tadayasu Mitsumata, Kimiaki Yoshino, Shinichi Aso, Koji Ebisu and Hiromichi Ogawa: Design and Experiment of High Performance Solar Collectors, *Energy and Resources*, 72-78 (1982).
 - 10) Isao Sumida, Mitsuharu Iwamoto, Yasuaki Nara and Kazutake Imani: Development of Industrial High-temperature Solar Collector, *Hitachi Review*, 66(2), 99-102 (1984).
 - 11) Mutsuo Sando, Atsushi Fujii, Tetsuo Noguchi and Shigeki Toyama: Theoretical calculation of thermal efficiency of an evacuated tubular collector, *Chemical Engineering Journal*, 11 (5), 549-554 (1985).
 - 12) 日本太陽エネルギー学会：改訂新太陽エネルギー利用ハンドブック，日本太陽エネルギー学会, 141-147 (2015).
 - 13) Mutsuo SANDO, Sakae TANEMURA, Atsuhiko FUJII and Tetsuo NOGUCHI: The Thermal Characteristics of High Performance Flat Plate Collectors, *Proceedings of the Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan*, Volume 6, Issue 17, 41-50 (1981).
 - 14) Mutsuo SANDO, Atsuhiko FUJII, Sakae TANEMURA and Tetsuo NOGUCHI: Thermal Performance Characteristics of Evacuated Tubular Collector, *Proceedings of the Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan*, Volume 7, Issue 18, 63-75 (1982).
 - 15) Masanori Shukuya, Abdelaziz Hammache: Introduction to the Concept of Exergy – for a Better Understanding of Low-Temperature-Heating and High-Temperature-Cooling Systems, *VTT Building and Transport*, VTT Research Notes 2158, April 25, (2002).
 - 16) 宿谷昌則: 数値計算で学ぶ光と熱の建築環境学, 丸善, 255-265 (1993).