

温泉排湯と樹脂製柵状熱交換器を用いた給湯予熱システムの導入評価

白土 博康, 保科 秀夫, 可児 浩, 藤澤 拓己
高橋 徹哉*, 鈴木 隆広*, 林 圭一*, 岡 大輔*, 大森 一人*
月館 司**, 村田 さやか**
櫻庭 高光***, 井浦 奉昭***, 山田 英和***

Installation Evaluation of Preheating Hot Water Supply Systems using Hot Spring Drained Water and Palisaded Heat Exchangers combined Plastic Pipes

Hiroyasu SHIRATO, Hideo HOSHINA, Hiroshi KANI, Takumi FUJISAWA
Tetsuya TAKAHASHI*, Takahiro SUZUKI*, Keiichi HAYASHI*
Daisuke OKA*, Kazuto Ohmori*
Tsukasa TSUKIDATE**, Sayaka MURATA**
Takamitsu SAKURABA***, Tomoaki IURA***, Hidekazu YAMADA***

抄 録

未利用エネルギーの一つである温泉熱を活用するにあたって、従来の金属製プレート熱交換器の課題であった金属部材の腐食や目詰まりを解決し、従来の樹脂製管状熱交換器よりもコンパクトな柵状浸漬形熱交換器を開発するとともに、温泉・浴場施設の特に排湯熱を回収して給湯を予熱するシステムに導入した。2つの実証試験の結果、本システムは、施設の給湯エネルギーの1/3以上を賄う等、省エネルギー性に優れ、現実的な投資回収効果が見込める経済性にも優れたシステムであることがわかった。また、浮遊物質の除去やスケール溶解など本熱交換器の維持管理手法も確立した。

キーワード：樹脂製柵状熱交換器，給湯予熱システム，排湯

Abstract

A palisaded heat-exchanger combined with plastic pipes which is more compact than a plastic coil type-heat-exchanger was newly developed to utilize hot spring as one of sustainable energies and solve the corrosion or clogging for metal plate-heat-exchangers. The palisaded heat-exchanger was installed to the pre-heating hot water supply systems that recovered hot water drained from hot spring facilities. In different field tests, the hot water supply systems covered more than one third of hot water supply energy of facilities, suggesting that they exhibit excellent saving-energy and superior economic efficiency because of realistic payback effect. Moreover, maintenance and control methods of the hot water supply systems, such as removal of suspended solids and dissolution of scales were proposed.

KEY-WORDS : Palisaded Heat Exchangers combined Plastic Pipes, Preheating Hot Water Supply Systems, Drained hot water

* 道総研 地質研究所, * Hokkaido Research Organization, Geological Survey of Hokkaido

** 道総研 北方建築総合研究所,

** Hokkaido Research Organization Northern Regional Building Research Institute

*** 株式会社テスク, *** TSC Co., Ltd.

事業名：重点研究

課題名：低コスト地中採熱システム及び温泉排湯等の熱回収システムの開発

1. はじめに

国際情勢に伴う原油価格の大きな変動により、安全かつ安価なエネルギーの生産、供給方法、効率的な利用手法に関心が集まる今日である。北海道は積雪寒冷地であり、大型施設・戸建て住宅を問わず、その給湯・暖房負荷が大きいことから、熱エネルギーを有効に効率的に利用することは非常に重要である。特に、現在未利用なエネルギーを活用することができれば、環境に対する負荷を大きく軽減することが可能になる。

北海道は源泉数2000以上を誇る温泉資源に恵まれた地域であり、古くは湯治場として、近年は観光産業の担い手として利用されている。温泉地の浴用施設で浴用に用いる温度は43～45℃程度であり、50℃以上の源泉の一部や40℃以下の排湯の熱エネルギーの多くは利用されていないと考えられる。これらの未利用エネルギーを有効利用することにより、多大な一次エネルギー削減効果、二酸化炭素排出削減効果が期待できる。既に一部の温泉施設で金属製熱交換器を利用した熱回収が行われている¹⁾が、腐食²⁾による水漏れ、熱交換器に付着する温泉成分（浮遊物質やスケール分）除去のための分解洗浄が手間である等の課題がある。また、樹脂製熱交換器を利用して熱を回収する試みも行われているが、単位体積あたりの熱交換量が少なく、複数台必要な場合は大きな空間が必要となる等の課題がある。これらのことから、低コストで施工性がよい熱交換器が温泉事業者、温泉設備管理者から求められている。

筆者らはポリプロピレンランダム共重合体（以下PPR）で作製した管に孔を開け、等間隔で配置し、熱融着技術により接合する冷暖房システム用樹脂製柵状ラジエータについて研究開発を行い、鋼板製ラジエータの冷暖房能力に匹敵するラジエータを開発した³⁻⁵⁾。図1に開発した樹脂製ラジエータの外観を、図2に樹脂製柵状ラジエータの一部を拡大した写真を示す。本研究はこの樹脂製柵状ラジエータを技術シーズとして、新たに柵状浸漬形熱交換器を開発するとともに、温泉・浴場施設の源泉又は排湯熱を回収する熱交換システムについて提案し、温泉・浴場施設の省エネルギー化、経営改善に貢献する。

本報では、まず、開発した熱交換器の概要、熱交換器の基礎的な熱交換特性、耐久性評価を行った結果について述べる。次に、提案する温泉水を用いた給湯予熱システムの概要と温泉施設に導入して実証試験を行った結果について述べる。最後に、熱交換器の維持管理（浮遊物質の洗浄、スケールの溶解処理）と温泉施設における熱交換器の選択について述べる。

2. 温泉熱回収用熱交換器（プロトタイプ）の概要

温泉は熱利用の観点でポテンシャルは高いが、pHの低い酸性泉、固形物の多い源泉も多い。また、排湯には人体や洗



図1 樹脂製柵状ラジエータの外観



図2 樹脂製柵状ラジエータの一部を拡大した写真

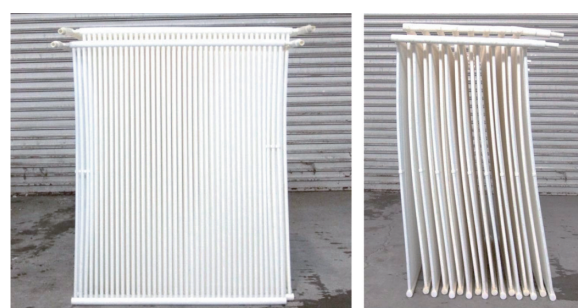
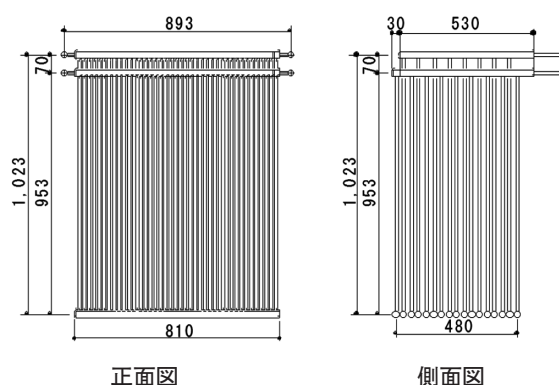


図3 温泉熱回収用熱交換器の模式図と外観

剤に由来する有機物が含まれる。これらの温泉熱の回収にあたり、金属製のプレート式やシェルアンドチューブ式のように温泉を熱交換器の内部に通水するタイプは固形物除去が容易でないという課題がある。この課題を解決するために試作した温泉熱回収用熱交換器の模式図と外観を図3に示す。熱交換器の大きさは幅、高さ、奥行きがそれぞれ893、1,023、560mmである。外径φ27mmのヘッド管（厚み5.0mm）に20

mmピッチで孔を開け、そこに外径φ13mmの細管（厚み1.6mm）を40本熱融着させパネル状とし、8枚のパネルと9枚のパネルを熱融着によりヘッダ管と連結し、合計17枚配置したものである。これをプロトタイプとした。各パネルの上部ヘッダ管内には仕切り板が一つあり、上部から水を導入し、エア抜きが容易となるようにした。使用材料はPPRとした。

3. 温泉熱回収用熱交換器の評価方法

3.1 パネル仕切り位置の最適化

まず、圧力損失の低減やエア抜きを目的として熱交換器の各パネルの上部ヘッダ管内の仕切り板の位置を決定する。図4に試作した1枚のパネルの模式図と外観を示す。大きさはプロトタイプと同様に幅810×高さ1,000mmである。ここで、仕切り板の位置によってエア抜きの状態や圧力損失が変わると考えられるため、仕切り板の位置を図4の細管の端から1本目、2本目、3本目、10本目と変え、その時の熱交換器の水出入口配管における圧力損失を差圧計（長野計器製GC52）で測定することにより、パネル仕切り位置を最適化した。通水流量は2L/minで一定とした。

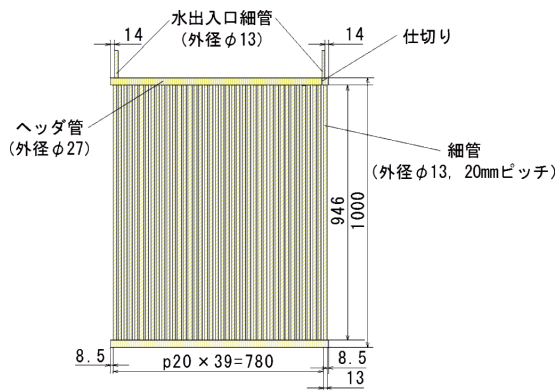


図4 試作した1枚のパネルの模式図と外観

3.2 熱交換器の熱交換能力、圧力損失の評価方法

図5に温泉熱回収用熱交換器の熱交換能力評価装置の模式図を示す。また、図6に熱交換器の設置図を示す。内寸1×1×1.3mのコンクリート槽に井戸から汲み上げた温泉水を貯め、この槽から所定流量、温度で水中ポンプにより水を循環させた。次にポリエチレン角形槽に水道水を入れ、温泉・

浴場施設で給水することを模擬して、電気ヒータ、冷凍機で15℃に制御後、水中ポンプによりコンクリート槽内に浸漬させたプロトタイプ熱交換器に循環、熱交換し、排水した。表1に実験条件を示す。熱交換器内の水道水の設定流量は4.3, 8.5, 17, 34, 42.5L/minとした。熱交換器のパネルは合計17枚であるため、この流量はパネル1枚あたり0.25, 0.5, 1, 2, 2.5L/minに相当する。コンクリート槽内の温度はシステム設計を見据えて、導入口の温度を35, 45, 50℃に固定し、その流量は50L/minとした。測定は10秒間隔で行い、熱交換器の能力はほぼ定常状態と考えられる5分間の平均値により(1)式で求めた。なお、水の比熱と密度は井水出入口平均温度に対する変数である。

$$Q = Cp \times \rho \times f \times (T_{ex\ out} - T_{ex\ in}) \quad [W] \quad (1)$$

Q : 熱交換能力 [W]
 Cp : 平均水温に対する水の比熱 [J/(g・℃)]
 ρ : 平均水温に対する水の密度 [g/L]
 f : 水の流量 [L/s]
 $T_{ex\ out}$: 熱交換器の出口温度 [℃]
 $T_{ex\ in}$: 熱交換器の入口温度 [℃]

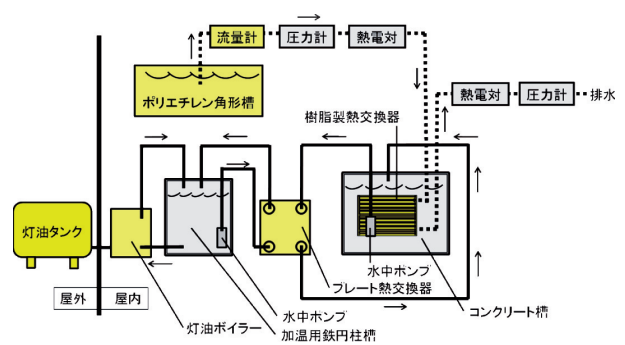


図5 評価装置の模式図

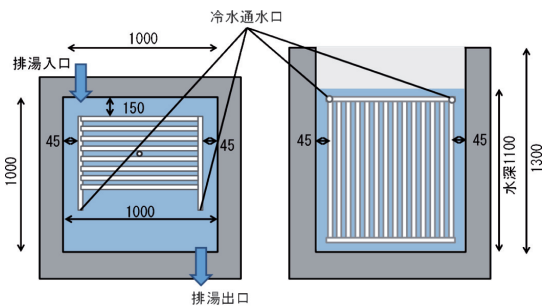


図6 熱交換器の設置図

表1 実験条件

熱交換器内入口温度 [℃]	熱交換器内の水の流量 [L/min]	槽内入口温度 [℃]	槽内の水の流量 [L/min]
15	4.3、8.5、17、34、42.5	35、45、50	50

また、その時の温泉水から熱交換器に与えられる熱量との関係を熱交換効率として定義し、(2)、(3)式で算出した。

$$\eta = Q/Q' \times 100 \text{ [%]} \quad (2)$$

$$Q' = Cp' \times \rho' \times f' \times (T_{ex\ out} - T_{ex\ in}) \text{ [W]} \quad (3)$$

※ η : 熱交換効率 [%]

Q' : 温泉水が失った熱量 [W]

Cp' : 槽内の温泉水の比熱 [J/(g・°C)] (水と同じとした)

ρ' : 槽内の温泉水の密度 [g/L] (水と同じとした)

f' : 槽内温泉水の流量 [L/s]

$T_{ex\ in}$: 槽内温泉水の入口温度 [°C]

$T_{ex\ out}$: 槽内温泉水の出口温度 [°C]

3.3 熱交換器構成材料の耐久性評価方法

熱交換器の材料であるPPRペレット材料を押し出し成形し、180°Cに加熱したプレス機により50kgf/cm²で10分程度溶融し、180×75mmの試験片を作成した。これをステンレス又は塩ビ管で作製した柵に結束バンドで固定し、各温泉に浸漬させた。図7に柵に結束した試験片の外観を示す。ここで、熱交換器の細管の厚みを考慮し、試験片厚みは1.5mmとした。表2に試験片を浸漬した温泉の概要を示す。2週間毎に4回(合計2ヶ月)に渡り取り出し、引張試験を実施することにより、時系列的な強度変化、耐久性を推察した。なお、本試験では人の髪、垢、シャンプー、石けんなどの影響は考慮せず、温泉成分の材料への影響について把握するものとしている。

次に、本熱交換器で用いたPPR管についてJIS K6787附属書4水道用架橋ポリエチレン管の浸出試験方法、JIS規格S3200-7水道用器具溶出試験方法に基づき溶出試験を実施した。この試験は、試験管内部に80°Cの浸出液を満たして16時間静置後の溶出濃度を測定するものである。

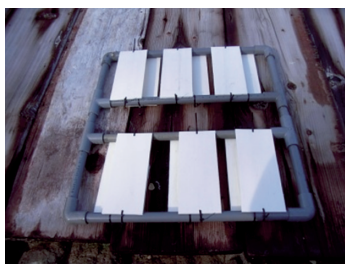


図7 柵に結束した試験片の外観

表2 試験片を浸漬した温泉の概要

No.	場所	設置日の水温[°C]	備考
1	登別温泉	60.2	硫黄泉・強酸性泉
2	仕管温泉	72.5	高温泉
3	川湯温泉	58.8	硫黄泉・強酸性泉
4	定山溪温泉	51.5	
5	札幌市内 (北海道立総合研究機構 地質研究所)	32.8	

4. 温泉熱回収用熱交換器の評価結果

4.1 圧力損失測定によるパネル仕切り位置の最適化

図8に仕切り位置とパネルの圧力損失の関係を示す。ここで、パネルの圧力損失とは水出入口配管における圧力差を示す。仕切り位置10本目ではエアが完全に抜けなかったため、エア抜き後のデータは示していない。通水直後においては、仕切り位置の本数が増えるほど熱交換器の圧力損失が増加した。一般的にはその反対の傾向にあるため、通水直後においては、エアが十分に抜けていないことが示唆された。一方、完全にエアが抜けた後においては、仕切り位置が細管の端から1本目とした場合に、パネルの圧力損失が一番高くなる。しかしながら、その値は仕切り位置を2本目、3本目とした場合と大きく変わらなかった。これらのことから熱交換器の仕切りは細管の1本目の位置に置くこととした。

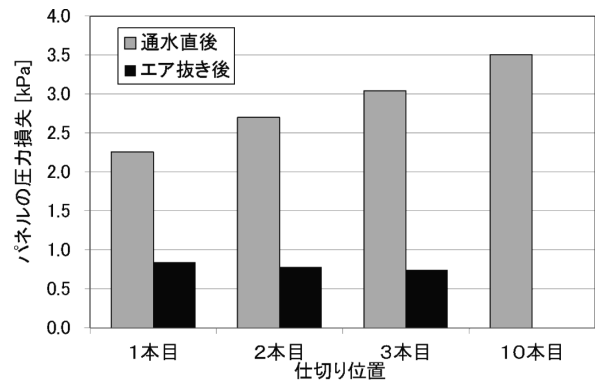


図8 仕切り位置とパネルの圧力損失の関係

4.2 熱交換器の熱交換能力、圧力損失の評価結果

図9に熱交換器内の水の流量に対する熱交換能力、熱交換器内の水の出口における昇温温度を示す。熱交換器に通水する水の流量が大きくなると熱交換能力が増加し、熱交換器出口水温は低下する。熱交換器内の水の流量が17.34 L/minである時、槽入口温度と熱交換器内の水の入口温度の差が20°Cにおける熱交換能力(計算値)はそれぞれ13.96, 18.31kW、熱交換器内の水の出口における昇温温度(計算値)は12.1, 7.7°Cであった。

図10に熱交換器内の水の流量に対する熱交換効率を示す。低い流量である流量4.3L/min以外では、ほぼ90%以上の効率であった。図11に熱交換器の通水流量と圧力損失の関係を示す。井水タンクから貯湯タンクへの既設のポンプの使用の可否はポンプ揚程と熱交換器の圧力損失により容易に判断できる。スーパー銭湯など大型施設で大きな熱回収量が求められる場合は、ヘッド方式で並列に連結することにより、圧力損失が高くなる問題を回避できる。

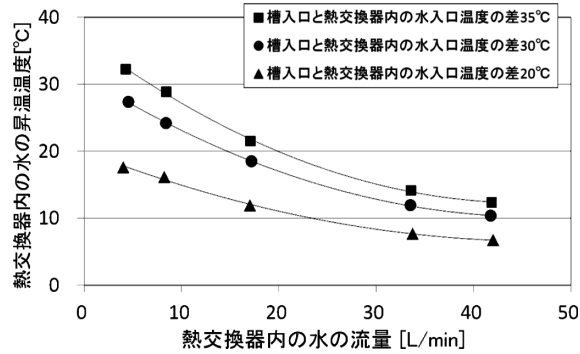
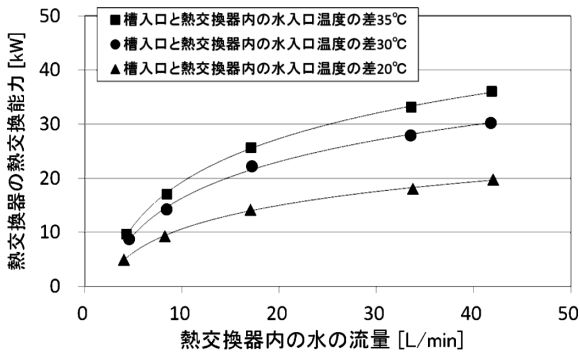


図9 熱交換器内の水の流量に対する熱交換能力（上）、熱交換器内の水の昇温温度（下）

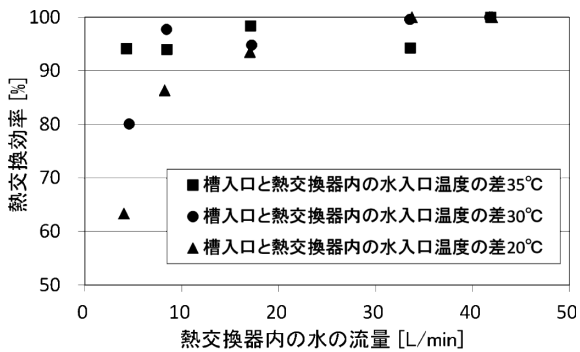


図10 熱交換器内の水の流量に対する熱交換効率

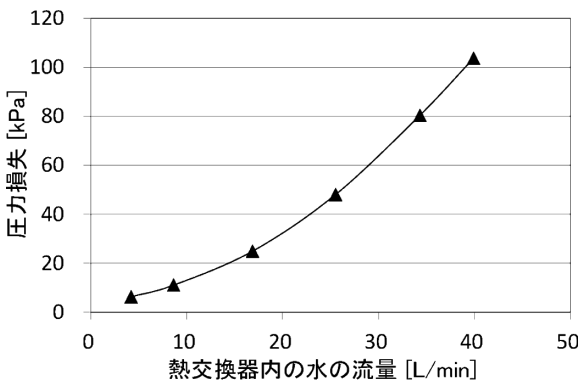


図11 通水流量と圧力損失の関係

4.3 熱交換器構成材料の耐久性評価結果

表3に2週間毎にサンプリングしたPPR試験片の引張降伏強さを示す。試験片数は3個とし、括弧内は標準偏差を示した。いずれの試験地においても本試験期間中の物性変化は見られなかった。表4にPPR管の溶出試験結果を示す。JIS規格の規定値を超える溶出は認められなかった。

表3 温泉に浸漬したPPR試験片の引張降伏強さ（2週間毎）

測定箇所	札幌市内	定山溪温泉	川湯温泉	牡誓温泉	登別温泉
浸漬前[MPa] (標準偏差)	22.5 (0.20)	22.5 (0.20)	22.5 (0.20)	22.5 (0.20)	22.5 (0.20)
1回目[MPa] (標準偏差)	23.1 (0.16)	23.3 (0.47)	23.1 (0.87)	23.1 (0.31)	23.4 (0.62)
2回目[MPa] (標準偏差)	22.5 (0.16)	23.4 (0.40)	23.5 (0.66)	23.6 (0.39)	23.5 (0.26)
3回目[MPa] (標準偏差)	23.5 (0.34)	22.7 (0.27)	23.6 (0.14)	22.3 (0.08)	23.2 (0.33)
4回目[MPa] (標準偏差)	23.2 (0.65)	24.6 (0.39)	23.6 (0.31)	22.6 (0.28)	23.6 (0.28)

表4 PPR管の溶出試験結果

検査項目	結果	判定基準値
色度	<1度	5度以下
濁度	<0.1度	2度以下
味	異常なし	異常でないこと
臭気	異常なし	異常でないこと
有機物(全有機炭素)	<0.3 mg/L	3 mg/L以下

5. 任意の条件における熱交換能力の推定手法

図9から槽入口温度、熱交換器入口温度の差と熱交換能力、熱交換器内の水の昇温温度の関係を流量別に求め、その関係を関数にする。次に、設計する温泉施設の槽入口温度と熱交換器入口温度の差を決め、熱交換器内の流量別に熱交換能力、熱交換器内の水の昇温温度（熱交換器出口温度）を定める。これを図12に示す。図13に温泉施設を模擬して、熱交換器入口温度11℃、排湯入口温度35℃（槽入口温度と熱交換器入口温度の差：24℃）とした場合の、熱交換器内の水の流量と熱交換能力、出口温度を示す。例えばプロトタイプ1台の伝熱面積あたりの流量が25L/minである時、図13からこの流量で熱交換能力19.9kW、熱交換器出口温度は21.6℃と推定できる。

伝熱面積がプロトタイプと異なる場合は、まず、プロトタイプでの熱交換能力を上記の手法で定め、比例配分で設計する熱交換器の熱交換能力を推定する。熱交換器の熱交換効率が90%以上であったことを踏まえ、槽での放熱量[kW]は熱交換器の能力[kW]/0.9とし、槽入口温度、槽（源泉・排湯）の流量が決まっていることから、槽の出口温度は推定できる。

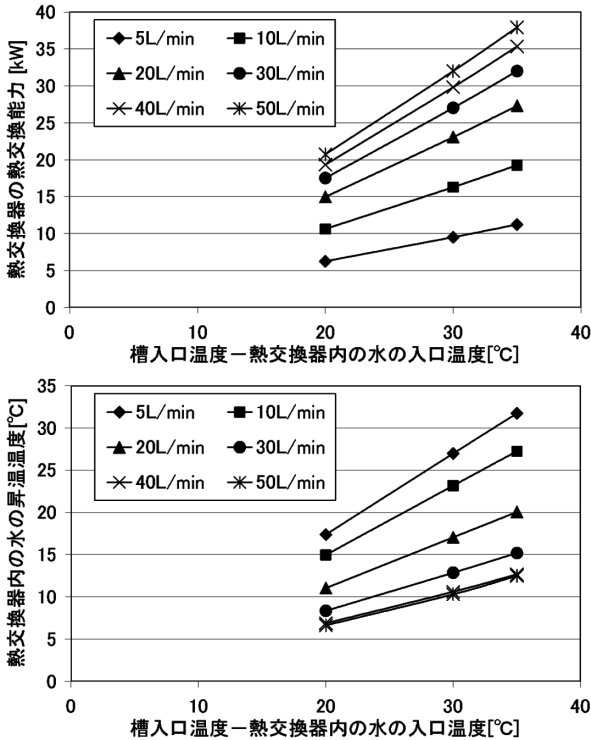


図12 槽入口温度と熱交換器内の水の入口温度の差と熱交換能力，熱交換器内の水の昇温温度
(上；熱交換能力，下；熱交換器内の水の昇温温度)

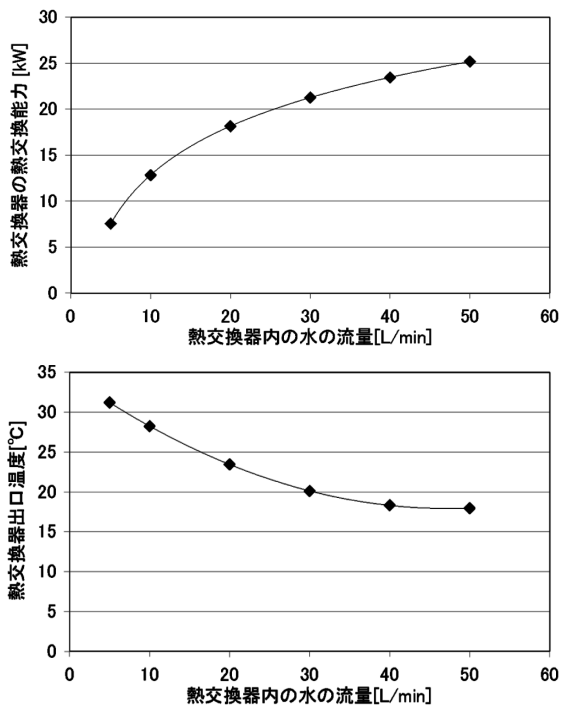


図13 熱交換器内の水の流量と熱交換能力，出口温度の推定値
(上；熱交換能力，下；出口温度，熱交換器入口温度11°C，排湯入口温度35°C)

6. 排湯熱利用給湯予熱システムの概要

6.1 システムの概要

図14に温泉施設の排湯熱を利用した給湯予熱システムの模式図を示す。本研究では、民生用としてメンテナンスが容易で、かつ現実的な年数で初期投資を回収できることを目指してシステム設計を行った。(a)は、温泉施設で使用する給湯用の井水・水道水（通常10～15°C程度，給湯水と呼ぶ）を熱交換器に直接通水して熱交換を行い，貯湯槽で貯留する直接熱交換型である。貯湯槽の貯留温度は一般に60°C程度であるので，ボイラーとの循環系統によりその温度まで加温されている。この手法はシステムが簡便で，安価に施工できるメリットがある。一方，(b)は(a)のシステムに，プレート熱交換器，貯水槽を加え，樹脂製熱交換器で回収した排湯熱を金属製のプレート熱交換器に送り，貯水槽と貯湯槽間にプレート熱交換器を配置して給湯水を循環させることにより，間接的に熱を回収するシステムである。この手法では，システムが複雑になり，施工コストがかかるものの，①通水流量を決定できる（直接熱交換型は，一般に給湯需要があると貯湯槽に給湯水が導入される仕組みであるため，通水流量を固定できない），②排湯流れがあれば，給湯需要がなくても熱を回収して貯水槽に蓄熱することが可能である，③万一熱交換器が故障しても，排湯と給湯水が混合することはないメリットがある。両者のメリットは異なるので，温泉施設の事情に基づきシステムを選択ができる。

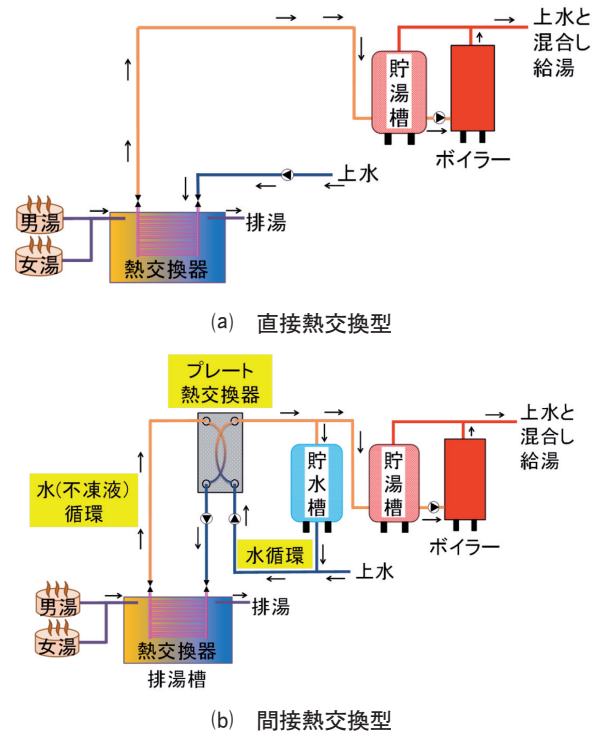


図14 温泉施設の排湯熱を利用した給湯予熱システムの模式図

6.2 導入温泉施設と熱交換器

導入温泉施設は石狩市内の公共温泉であるA施設と登別温泉内の民間の温泉施設であるC施設とした。A施設では図15の直接型を、C施設では間接型を採用している。A施設の排湯は浮遊物質が比較的少ないが、C施設では、温泉中に泥状の浮遊物質が多く、pHも2.3~3.0と低いため、一般的な金属製プレート熱交換器による熱回収が困難である。図15にC施設に導入した熱交換器の模式図を示す。熱交換器は図3と比較して縦長であり、伝熱面積は約95%である。φ27mmのヘッダ管に20mmピッチで孔を開け、そこにφ13mmの細管を32本熱融着させ、それを10枚、9枚ヘッダで連結したものを組み合わせ、合計19枚配置した構造とした。

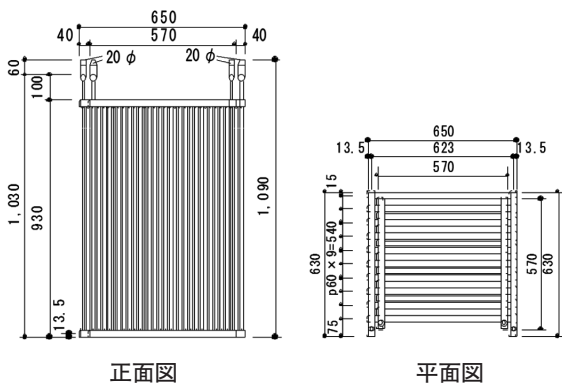


図15 C施設に導入した熱交換器の模式図

6.3 排湯槽、熱交換器の設置

図16にA施設施工後の排湯槽周辺及び排湯槽内の外観を示す。排湯システムに排湯槽を設け排湯を導入した。排湯槽は内寸1,000×1,000×2,000（高さ）mmの市販の2つの枅をコア抜き、塩ビ管導入により連結し、それぞれの槽に図3の熱交換器を1つずつ導入した。貯湯槽から熱交換器までは塩ビ管（施設内）、断熱材で覆われた架橋ポリエチレン管（屋外）で接続し、排湯槽内は架橋ポリエチレン管で接続した。給湯用の給湯水は既設のポンプをそのまま使い、熱交換器を経由して貯湯槽へ導入されている。

図17にC施設施工後の排湯槽周辺及び排湯槽内の外観を示す。排湯槽として内寸1,480×800×1,550（高さ）mmのFRP製水槽を作製し、その中に図15の熱交換器を2つ導入した。樹脂製熱交換器とプレート熱交換器間の配管、貯水槽からプレート熱交換器、貯湯槽への配管は塩ビ管で接続し、塩ビ管と樹脂熱交換器はテーパネジ留めとしており、継ぎ手も含めて熱交換器はすべて樹脂製である。

7. 排湯熱利用給湯予熱システムの導入評価

7.1 評価方法

表5にA施設における測定内容の概要を示す。測定は熱交



図16 排湯槽周辺及び排湯槽内の外観（A施設）



図17 排湯槽周辺及び排湯槽内の外観（C施設）

換器出入口温度、貯湯槽への井水流量計測による熱交換器の熱交換量、排湯槽内の温度と排湯流量の計測による熱源資源量を確認する目的で実施した。評価期間は、施工、試運転後、1年間（7月18日～1年後の7月21日、データ欠損日3日は除く）とし、測定間隔は1分とした。表6にC施設における測定内容の概要を示す。測定は樹脂製熱交換器出入口（プレート熱交換器一次側出入口）温度、樹脂製熱交換器-プレート熱交換器間の循環流量計測、プレート熱交換器二次側出入口温度、貯水槽-プレート熱交換器-貯湯槽の流量計測による樹脂製熱交換器の熱交換量、貯水槽から貯湯槽へ導入する水の温度、上水温度、貯水槽から貯湯槽へ導入する水の流量計測によるシステムの熱交換量、排湯槽内の温度と排湯流量の計測による熱源資源量を確認する目的で実施した。評価期間は、

表5 A施設における測定内容の概要

測定内容	測定器
井水行き温度、熱交換器戻り温度	シースト熱電対
貯湯槽への井水流量	羽根車式流量計または電磁流量計
排湯温度(排湯入口、中央、出口)	シースト熱電対
排湯流量	電磁流量計または超音波式流量計

表6 C施設における測定内容の概要

測定内容	測定箇所	測定器
樹脂製熱交換器の熱交換量	樹脂製熱交換器出入口(プレート熱交換器一次側出入口)温度	シースト熱電対
	樹脂製熱交換器-プレート熱交換器間の循環流量	羽根車式流量計
	プレート熱交換器二次側出入口温度	シースト熱電対
システムの熱交換量	貯水槽-プレート熱交換器-貯湯槽の循環流量	羽根車式流量計
	貯水槽から貯湯槽へ導入する水の温度	シースト熱電対
排湯資源量	上水温度	シースト熱電対
	貯水槽から貯湯槽へ導入する水の流量	超音波式流量計
排湯流量	排湯温度(排湯入口、出口)	シースト熱電対
	排湯流量	電磁流量計

8月15日から12月31日まで(10月13日~10月30日はデータが欠損)とし、測定間隔は1分とした。8月15日から計測を開始した。なお、熱交換器の熱交換量はどちらの施設でも(1)式で求めた。

7.2 評価結果

7.2.1 運転状況

図18にA施設における代表日(7月20日)の排湯温度、排湯流量の経時変化を示す。排湯流量は営業時間内で200~500 L/minあり、排湯出口温度は熱交換が進むと低下する。図19にA施設における代表日(7月20日)の井水行き戻り温度、流量、熱交換量の経時変化を示す。A施設の貯湯槽への給水の流量は圧力により制御されており、給湯で使用された分だけ井水が熱交換器に導入されるため、その量に応じて出口の温度が異なり、11~15℃程度の井水が流量の多い時は26℃程度、少ない時は最大35℃程度となっている。

図20にC施設における代表日(9月20日)の排湯温度、排湯流量の経時変化を示す。排湯槽へ入口温度は36~39.5℃程度で推移しており、樹脂製熱交換器、排湯槽の熱損失による温度低下は最大1.5℃程度であった。排湯流量は50~120L/minで推移している。図21に代表日(9月20日)における樹脂製熱交換器入口、出口温度、プレート熱交換器入口、出口温度の経時変化を示す。16~18℃の貯水槽の水が28~30℃程度まで連続的に加温されていることがわかる。樹脂製熱交換器-プレート熱交換器循環系統、プレート熱交換器二次側系統の流量はそれぞれ40.0、17.3L/minであり、樹脂製熱交換器による熱交換量は合計で12.4~14.5kWであった。

図22に代表日(9月20日)における貯水槽から貯湯槽へ導入する水の温度と流量、上水温度の経時変化を示す。貯水槽から貯湯槽へ導入する水の温度は、給湯需要が貯水槽での蓄熱量に依存するため、変動する。図23に代表日(9月20日)

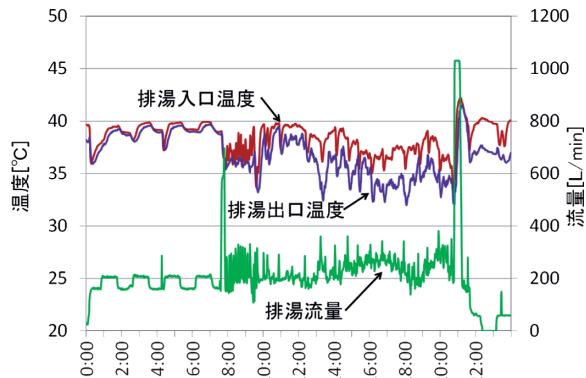


図18 排湯温度、排湯流量の経時変化 (A施設, 7月20日)

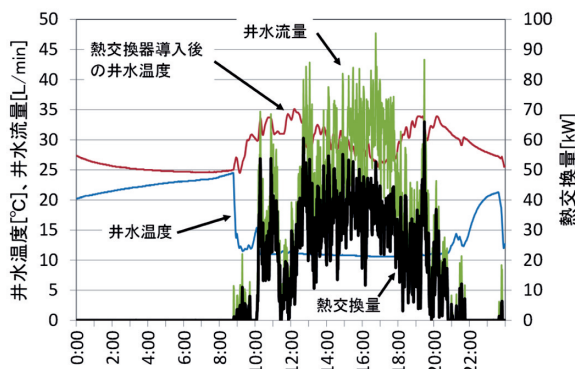


図19 井水行き戻り温度、流量、熱交換量の経時変化 (A施設, 7月20日)

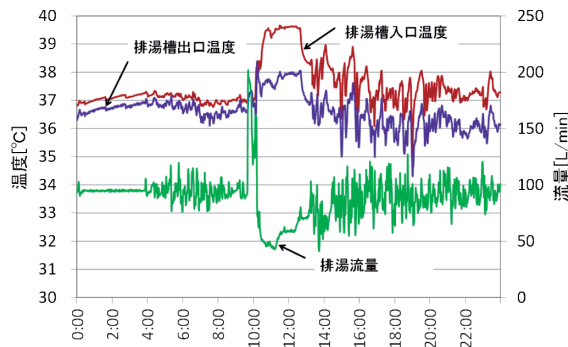


図20 排湯温度、排湯流量の経時変化 (C施設, 9月20日)

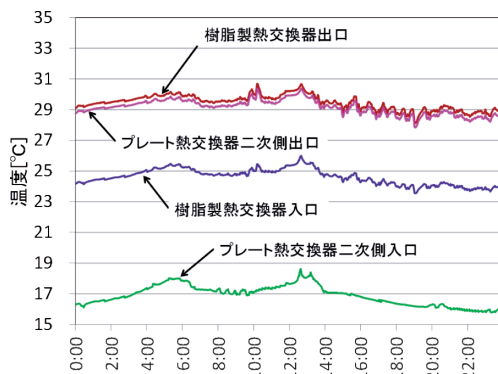


図21 樹脂製熱交換器入口、出口温度、プレート熱交換器入口、出口温度の経時変化 (C施設, 9月20日)

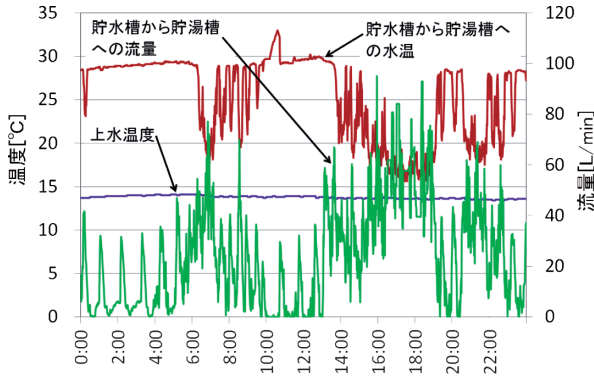


図22 貯水槽から貯湯槽へ導入する水の温度と流量、上水温度の経時変化 (C施設, 9月20日)

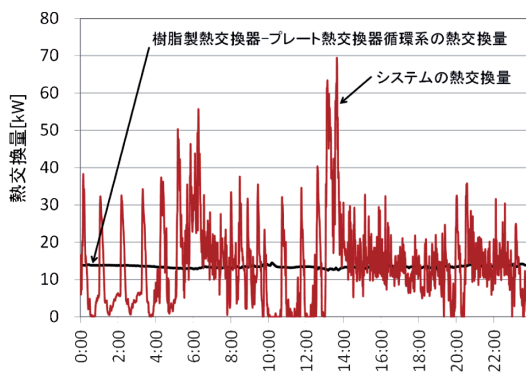


図12 流量から算出されるシステムの熱交換量, 樹脂製熱交換器-プレート熱交換器循環系の熱交換量の経時変化 (C施設, 9月20日)

における上水温度と貯水槽から貯湯槽へ導入される温度と流量から算出されるシステムの熱交換量, 樹脂製熱交換器-プレート熱交換器循環系の熱交換量を示す。システムの1日の積算熱交換量は332.9kWhであり, 樹脂製熱交換器での熱交換量から算出される積算熱交換量とほぼ同等である。

7.2.2 システムの省エネルギー性, 経済性

図24, 図25にA施設, C施設それぞれのシステムの日別の積算熱交換量と省エネルギー性を示す。省エネルギー性は(4)式で定義した。

$$\text{省エネルギー性} [\%] = \frac{Q}{Q'} \times \eta \times 100 \quad (4)$$

Q : 熱交換器による積算熱交換量 [kWh/日]
 Q' : 井水を設定温度まで加温する熱量 [kWh/日]
 η : ボイラー効率 [-]

ここで貯湯槽の設定温度はA施設で70℃, C施設で41℃である。A施設において, 積算熱交換量は110.8kWh/日, 省エネルギー性は平均33.6%, C施設において, 積算熱交換量は319.8 kWh/日, 省エネルギー性は平均43.0%であった。

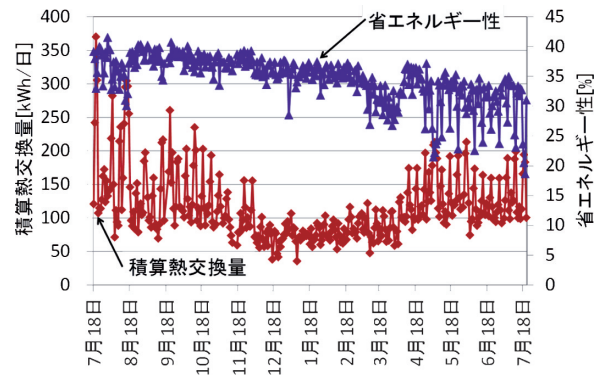


図24 A施設のシステムの日別の積算熱交換量と省エネルギー性

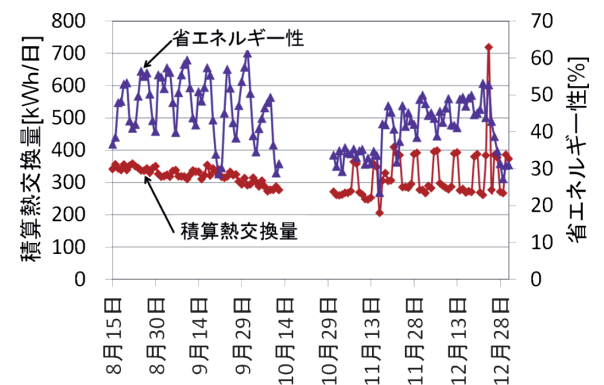


図25 C施設のシステムの日別の積算熱交換量と省エネルギー性

A施設では夏期と冬期で積算熱交換量に差が見られるが, 給湯使用量 (施設への入館者数) が違うことによる。省エネルギー性は徐々に低下しているが, この原因は熱交換器表面に付着した汚れに起因する熱抵抗によるものと考えられる。9月19日, 11月14日, 4月3日, 7月1日に熱交換器の洗浄を行っているが, 特に洗浄間隔が空いた4月3日に効果が認められる。C施設では当初350kWh/日程度の積算熱交換量を記録し, 省エネルギー性も高いが, 11月中旬にかけて次第に低下している。この原因も熱交換器表面に付着した汚れに起因する熱抵抗によるものと考えられるが, 9月7日の後, 2ヶ月後の11月16日に洗浄すると積算熱交換量, 省エネルギー性に回復が見られる。11月後半から12月にかけては土日の積算熱交換量が大きく, 省エネルギー性が高い傾向が見られる。

表7に各施設におけるシステムの日別のランニングコスト削減状況を示す。貯湯槽で使用するボイラーの燃焼効率を90%, 灯油, 重油の発熱量をそれぞれ36.7 MJ/L, 39.1 MJ/L, 灯油, 重油料金をそれぞれ93円/L, 70円/Lとした。1日あたりのランニングコストはA施設で平均1,123円, C施設で平均2,617円削減となった。年間350日営業でA施設, C施設で, 39万円/年, 92万円/年相当であった。A施設では冬期の給湯

量が少ないことから、年間削減ランニングコストが少なく、C施設では施工費が高価である。このため、A施設では5年程度、C施設では7年程度の投資回収年数となったが、現実的な経済性が得られた。

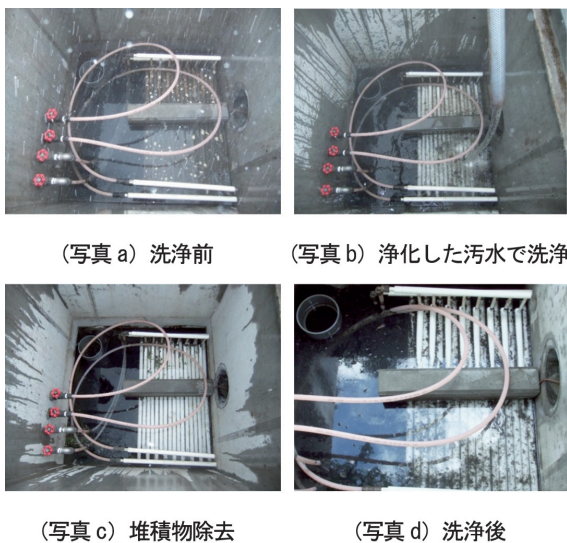
表7 システムの日別のランニングコスト削減状況

温泉施設	A施設	C施設
1日あたりの削減ランニングコスト[円]	1123	2617
年間削減ランニングコスト[円]	39.3	91.6
投資回収年数	5年 (灯油93円/L)	7年 (重油80円/L)

8. 熱交換器の維持管理

8.1 熱交換器に付着した浮遊物質の除去方法

図26にA施設における熱交換器の洗浄の様子を示す。汚水用水中ポンプを用いて、槽内に滞留した浮遊物質、ヘドロなどを吸い出し、下流の公共樹へ排出する。次に、排湯を同じまたは別の汚水用水中ポンプを用いて熱交換器に吹きつけ浮遊物質を取り除く(b)。取り除いた浮遊物質は排湯内に滞留するので再び汚水用水中ポンプを用いて、それを下流の公共樹へ排出する(c)。この手法により、排湯槽、熱交換器ともに容易に洗浄できることがわかった。作業人数は2人、作業時間は準備、片付けも含めて2時間程度である。C施設のように浮遊物質が多い場合は、本熱交換器に上水を吹きつけてこれを除くことができる。洗浄頻度は熱交換量の低下具合を勘案して決める。図24、25の熱交換状況を考えると、A施設では数ヶ月に1回、C施設では1～2ヶ月に1回程度は必要と考えられる。



(写真 a) 洗浄前

(写真 b) 浄化した汚水で洗浄

(写真 c) 堆積物除去

(写真 d) 洗浄後

図26 A施設における熱交換器の洗浄の様子

8.2 熱交換器へのスケールの析出と除去

8.2.1 熱交換器へのスケールの析出

カルシウム硬度が高く、総アルカリ量が多いなどの特徴がある温泉において、樹脂製熱交換器を設置し冷水を通水すると、熱交換器にスケールが生成し、固化する。生成したスケールが熱抵抗となり、採熱が妨げられることから、スケールの生成と熱交換量への影響を、カルシウムスケールが配管等に析出しやすい温泉とされる神恵内村D施設で実験を行うことにより把握した。

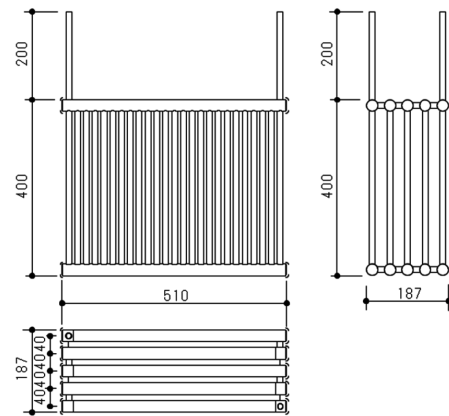


図27 実験に用いた熱交換器の概要図

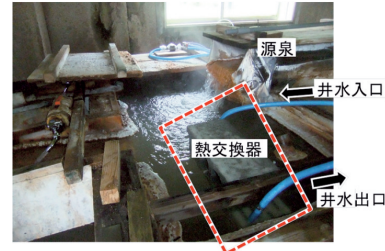
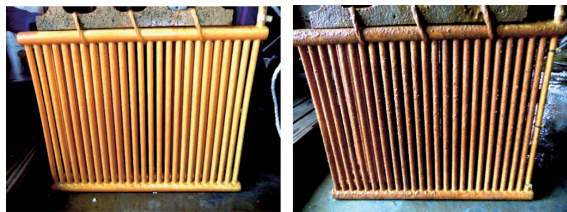


図28 熱交換器設置状況

図27に実験に用いた熱交換器の概要図を示す。プロトタイプと同様に外径27mmのヘッダ管に、外径13mmの細管を熱融着した構造とした。図28に熱交換器設置状況を示す。源泉槽に試験用樹脂製熱交換器を6月5日から11月10日まで(158日間)設置した。熱交換器には、井水を連続的に通水し、井水流量、井水の熱交換器入口温度、出口温度、源泉温度を30～40日程度の間隔で計測した。計測日における源泉温度は57.1～58.1℃であった。熱交換器に通水している井水は、流量を1.8～1.9L/minに調整し安定させた後、各計測項目について、10分間のデータの平均値を算出した。また、熱交換器細管の6カ所の外径を電子ノギスで計測し、細管外径13mmとの差の1/2をスケール厚さとして、スケール成長量の変化を計測した。図29に熱交換器細管の外径の計測位置を、図30に熱交換器のスケール付着状況を示す。スケールのほとんどの成分が炭酸カルシウムである。



図29 熱交換器細管の外径の計測位置



(a) 38日経過 (b) 158日経過

図30 熱交換器のスケール付着状況

経過日数38日では、平均スケール厚さ0.04mmであり、熱交換器表面に薄くスケールが固化している状況を確認したが、表面で固化していない部分もあった。経過日数80日では、熱交換器表面全体へのスケールの固着を確認した。また、水面に近いヘッダ管部分はより厚いスケールの固着が見られた。経過日数123日では、局所的に大きさ1～2mm程度の突起部が観察され、経過日数158日では、突起部の成長が確認された。

図31にスケールの厚みと熱交換量の比率の経時変化を示す。熱交換量は、前述の(1)式により算出した。経過日数38日までは熱交換量に変化は見られないが、熱交換器表面全体にスケールの固着が確認された経過日数80日には、設置当初と比較して熱交換量は1.6%低下していることがわかる。経過日数158日で、スケール厚みが0.21～0.84mmとなり、熱交換量は約15%低下した。

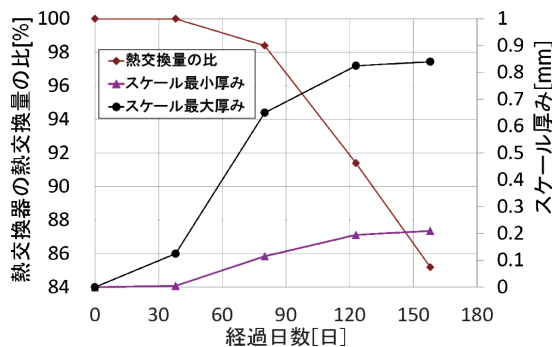


図31 スケールの厚みと熱交換量の比率の経時変化

この結果、スケールの成長とともに、熱交換量が低下することがわかった。設置して半年ほど経過した場合には、熱交換量は約20%低下すると予想される。以上のことから、半年に一回以上程度のスケール除去が必要であると考えられる。

8.2.2 熱交換器に析出したスケールの除去

熱交換器に析出したスケールは水洗い、叩く、擦るといった物理処理では除去できない。このため、酸性液で溶解処理することとした。表8にスケール溶解剤の濃度と溶解時間を、図32にスケール溶解実験状況と熱交換器のスケール溶解剤浸漬箇所を示す。スケール溶解剤として、事前に①長時間処理（夜、溶解剤に浸漬し、翌朝までスケールを溶解）と②短時間処理（当日朝に1時間程度の作業でスケールを溶解）を想定した溶解剤のスクリーニングを行い、濃塩酸を選定した。濃塩酸は、①価格が安い、②比較的低い濃度で、スケール溶解が可能であるメリットがある。まず、洗浄用の木製槽（600mm×600mm×600mm、内容積216L）に溶解剤を調整し、スケールが析出した樹脂製熱交換器（8.2.1章で記載）を浸漬した。スケール溶解前後の比較をしやすいよう、熱交換器の1/3程度を浸漬し、スケール溶解を行った。

表8 スケール溶解剤の濃度と溶解時間

スケール溶解剤	溶解時間	溶解剤量	希釈水量	溶解剤希釈量
濃塩酸	1時間	8kg(6.8 L)	72kg(72 L)	10 wt%(8 vol%)



(a) スケール溶解実験状況 (b) 溶解剤浸漬箇所

図32 スケール溶解実験状況と熱交換器の溶解剤浸漬箇所

図33に濃塩酸10wt%でスケール溶解した源泉流れに面した側（スケール析出量が反対側よりも多い）の熱交換器外観の経時変化を示す。スケール固着量が多いと考えられる源泉側でも1時間でスケールが溶解され、全体として9割程度のスケールが除去されることを確認できた。

次に、濃塩酸濃度のスケール溶解に与える影響についてピーカースケールで評価した。各洗浄剤を蒸留水で溶解または希釈し、溶液80gを調整した。次に、スケール付着試験片を溶液に投入し、設定時間放置した。試験片長さは約90mm、スケール付着厚みは0.24～0.94mm、付着量は0.07～0.1g/cm²（2.4～3g）であった。濃塩酸濃度を5wt%から20wt%に調整したスケール溶解液にそれぞれ試験片を浸漬し、時間経過ごとに試験片の重量変化からスケール除去率を求めた。図34に各濃度の濃塩酸希釈水に対するスケール除去率の経時変化を示す。10wt%以上の濃度では、30分でスケールが完全溶解した。5～15分までは濃塩酸濃度による差が顕著に見られたが、20分以降はほぼ同等のスケール除去率であった。また、

8 wt%では90分でスケールは完全に溶解したが、5 wt%では180分でも完全に溶解しなかった。ここでこの実験条件では、神恵内村D施設での熱交換器の状態と異なり、熱交換器細管同士が近接している状態が考慮されておらず、D施設での実験よりもスケールが完全に溶解する時間が短いと考えられる。

このため、熱交換器細管同士が近接したテストピースを作成し、実機の熱交換器のスケール溶解に近い条件で実験を行った。テストピースとして、樹脂製熱交換器の細管を120mm～150mmに切断し、離隔6mmで3本接続し作成した。テストピースの数は、長時間溶解の場合6試験体、短時間溶解の場合9試験体とした。テストピース末端部から80mmスケール溶解液を浸漬し、時間経過ごとにテストピース重量を測定することにより、重量の減少量からスケール除去率を求めた。なお、濃塩酸濃度は長時間溶解の場合10wt%、短時間溶解の場合、15wt%に設定した。

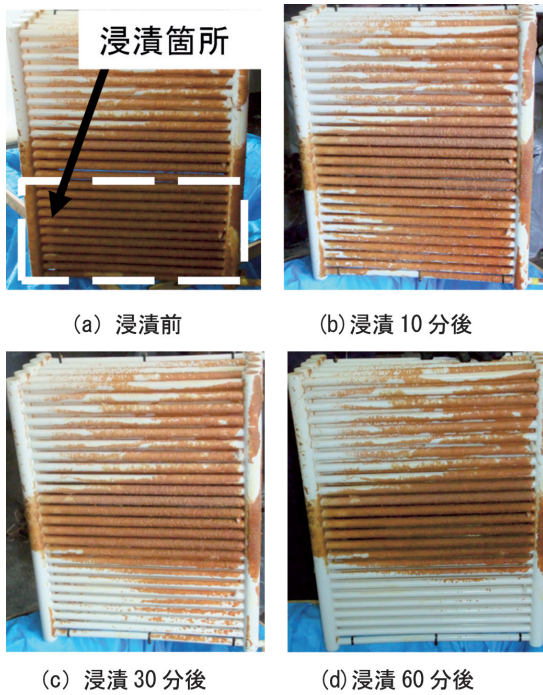


図33 スケール溶解時の熱交換器（源泉側）外観（濃塩酸10wt%）

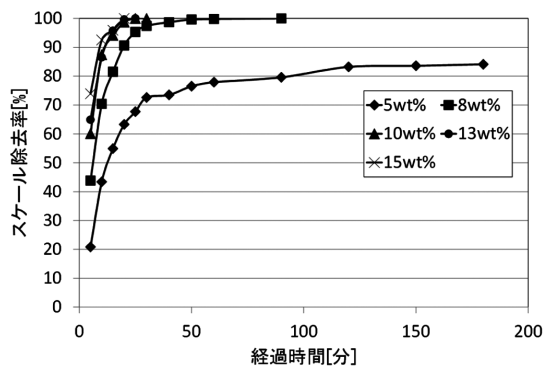


図34 濃塩酸希釈水に対するスケール除去率の経時変化

図35に濃塩酸濃度10wt%（長時間溶解）におけるスケール溶解前後の試験体の外観を示す。経過時間120分以上で、どのテストピースも90%以上のスケール除去率を示し、スケールは充分溶解されることが確認できた。図36に濃塩酸濃度15wt%（短時間溶解）におけるスケール溶解前後の試験体の外観を示す。経過時間30分以上で、どのテストピースも90%以上のスケール除去率を示し、スケールが充分溶解されることが確認できた。



(a) 溶解前



(b) 溶解後

図35 スケール溶解前後の試験体の外観
(濃塩酸濃度10wt%)



(a) 溶解前



(b) 溶解後

図36 スケール溶解前後の試験体の外観

9. 温泉排湯を利用する際の熱交換器の選択

以上の結果をもとに、本熱交換器の温泉施設への導入にあたって、事前調査、給湯予熱システム設計、給湯予熱システムの施工と導入効果の確認、システムの維持管理、給湯予熱システム導入事例について、「温泉の源泉、排湯と樹脂製熱交換器を用いた給湯予熱システム導入の手引き」⁹⁾にまとめた。

図37に温泉排湯を利用する際に熱交換器を選択するためのフローチャートの例を示す。本樹脂製熱交換器は金属製のプレート熱交換器のように単位設置体積あたりの熱交換量や熱通過率は高くない。温泉熱を効率良く回収するためには、金属製のプレート熱交換器の利用を基本としながら、①pHが低い温泉水を利用するケース、②浮遊物質が多く浸漬形の熱交換器を使う必要があるケース、③成形（規格）品を用いることにより施工や事前の採熱設計が容易になるケース等で、樹脂製熱交換器を利用する等、ケースバイケースで熱交換器を選択していくとよいと考えられる。

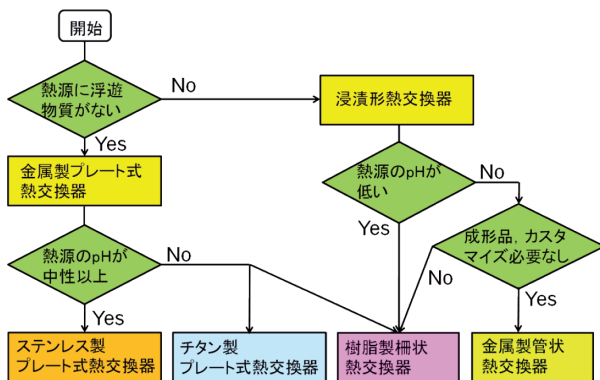


図37 熱交換器を選択するためのフローチャートの例

10. まとめ

未利用エネルギーの一つである温泉熱を活用するにあたって、従来の金属製プレート熱交換器の課題であった金属部材の腐食や目詰まりを解決するため、従来の樹脂製管状熱交換器よりもコンパクトな柵状浸漬形熱交換器を開発した。これを温泉・浴場施設の特に排湯熱を回収して給湯を予熱するシステムに導入して実証試験を行った結果、以下の知見が得られた。

- (1) プロトタイプ熱交換器の大きさは幅、高さ、奥行きがそれぞれ893, 1023, 560mmである。外径φ27mmのヘッダ管に20mmピッチで孔を開け、そこに外径φ13mmの細管を40本熱融着させパネル状とし、8枚のパネルと9枚のパネルを熱融着によりヘッダ管と連結し、合計17枚配置したものである。使用材料はPPRとした。
- (2) 熱交換器内の水の流量が17,34L/minである時、槽入口温度と熱交換器内の水の入口温度の差が20℃における熱交換能力（計算値）はそれぞれ13.96, 18.31kW、熱交換器内の水の出口における昇温温度（計算値）は12.1, 7.7℃であった。
- (3) 熱交換器構成材料であるPPR試験片の引張降伏強さは2ヶ月間で変化が見られず、溶出試験においてもJIS規格の規定値を超える溶出は認められなかった。
- (4) 任意の槽入口温度、熱交換器入口温度の差と熱交換器内

に通水する流量条件から、熱交換能力、熱交換器出口の温度の推定手法を確立した。

(5) 本熱交換器と温泉施設の排湯熱を利用した給湯予熱システムは温泉施設で使用する給湯用の井水等を直接、又は間接的に熱交換でき、温泉施設の事情にもとづきシステムの選択ができる。

(6) 浮遊物質が少ないA施設における積算熱交換量は110.8 kWh/日、省エネルギー性は平均33.6%、C施設における積算熱交換量は319.8kWh/日、省エネルギー性は平均43.0%であった。積算熱交換量や省エネルギー性は徐々に低下している。熱交換器表面に付着した汚れに起因する熱抵抗によるものと考えられるが、洗浄により回復が認められる。

(7) 1日あたりのランニングコストはA施設で平均1,123円、C施設で平均2,617円削減となり、年間350日営業でA施設、C施設で、39万円/年、92万円/年相当であった。投資回収年数はA施設では5年程度、C施設では7年程度となった。

(8) 熱交換器に付着した浮遊物質は、汚水用水中ポンプを用いて、熱交換器に吹きつけることにより取り除く。浮遊物質が多い場合は、上水を吹きつけてこれを除くことができる。洗浄頻度は熱交換量の低下具合を勘案して決める。

(9) カルシウムスケールが付着する温泉でスケール析出実験を行った結果、経過日数158日でスケールが厚み0.21~0.84mm析出し、熱交換量は約15%低下した。半年に一回以上程度のスケール除去が必要であると考えられる。スケールの溶解除去方法として、濃塩酸希釈水を用いた処理を選択し、濃塩酸濃度10wt%、溶解時間120分で、または15wt%、溶解時間30分で90%以上のスケールが除去できることがわかった。

(10) 本熱交換器の温泉施設への導入にあたって、事前調査、給湯予熱システム設計、給湯予熱システムの施工と導入効果の確認、システムの維持管理、給湯予熱システム導入事例について、「温泉の源泉、排湯と樹脂製熱交換器を用いた給湯予熱システム導入の手引き」にまとめた。

(11) 温泉熱を回収する際には、ケースバイケースで熱交換器を選択していくと良い。樹脂製熱交換器は①pHが低い温泉水を利用するケース、②浮遊物質が多く浸漬形の熱交換器を使う必要があるケース、③成形（規格）品を用いることにより施工や事前の採熱設計が容易になるケース等での利用が効果的である。

謝辞

本研究で使用した万能材料試験機は、公益財団法人JKAの機械振興補助事業により整備されました。ここに記して感謝いたします。

また、本研究の実証試験場所を石狩市、登別温泉株式会社、神恵内村よりご提供をいただきました。関係者に深く御礼申し上げます。

引用文献

- 1) 北海道経済産業局：「熱利用 DE “ヒートアップ” !!～熱利用事例のご紹介～」, (2013)
強酸性温泉水によるチタン製熱交換器の腐食に関する調査
- 2) 飯野潔ほか：材料と環境, Vol.63, No.11, (2014-11), pp.557-561
- 3) 白土博康ほか：空気調和・衛生工学会論文集, 158, (2010-5), pp.15-21
- 4) 白土博康ほか：空気調和・衛生工学会論文集, 164, (2010-11), pp.49-54
- 5) 白土博康ほか：空気調和・衛生工学会論文集, 189, (2012-12), pp.47-54
- 6) (地独)北海道立総合研究機構, (株)テスク：温泉の源泉, 排湯と樹脂製熱交換器を用いた給湯予熱システム導入の手引き, (2016-3)