

温泉源泉からの熱回収に関する研究

— 熱交換器の性能劣化特性と形状の検討 —

Study on heat recovery from hot spring

-Evaluation of degradation character of heat exchangers and discussion about potential for improvement in their shape-

○ 終本 一成 (大阪市立大学)	三毛 正仁 (総合設備コンサルタント)
澤部 孝一 (総合設備コンサルタント)	澤田 紗奈 (総合設備コンサルタント)
鍋島 美奈子 (大阪市立大学)	西岡 真稔 (大阪市立大学)
中尾 正喜 (大阪市立大学)	

Kazunari HIRAGIMOTO*¹ Masahito MIKE*²

Koichi SAWABE*² Minako NABESHIMA*¹ Masatoshi NISHIOKA*¹ Nakao NAKAO*¹

*¹ Osaka city University *² Sogo Setsubi Consulting Co.,Ltd

In order to use the hot spring heat, we have considered heat recovery from hot spring at the community. A series of experiment for evaluating the degradation character of heat exchangers (HEX) by scale in hot spring is conducted. As a result, flat plate HEX has not been degraded its performance by scale in alum spring for a week. On the other hand, falling-film HEX has been degraded its performance for 3 month. The degradation character is analyzed from the point of view of outside temperature and scale. Consequently falling-film HEX has been affected by not only scale but also decrease in outside temperature. We have also discussed about improvement of the experiments and shape of HEX by referring the formula for estimation of the heat transfer coefficient from previous researches. As a result, a few improvements in both type of HEX are indicated.

はじめに

東日本大震災以降、我が国のエネルギー施策の見直しが求められている。近年未利用のエネルギー有効利用として自然界に存在する再生可能エネルギーが注目され、その活用が期待されている。康ら¹⁾は温泉施設においての施設の規模の大きさによらず給湯需要量が大きいことを示した。また温泉地域全体で熱を融通するシステムも検討されており²⁾、本研究では温泉熱を有効利用する熱回収システムの検討を行う。回収した熱は給湯用上水の前熱、ヒートポンプの熱源である熱源水の前熱に利用することを想定している。温泉から熱を回収するための熱交換器は、スケール付着により徐々に性能が劣化することが予想されるため、本研究では実際の温泉を用いて熱交換器の性能を把握するための実験を行う。また実験で用いた熱交換器の配管径や配管間隔などの形状や設置方法が熱交換器の性能を示す熱通過率($W/(m^2 \cdot K)$)にどのような影響を及ぼすのか考察し、熱交換性能向上に向けた改良の方向性を明らかにする。

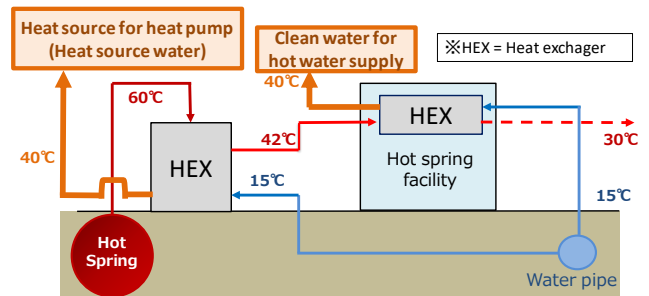


Figure 1 Image of heat utilization from hot spring

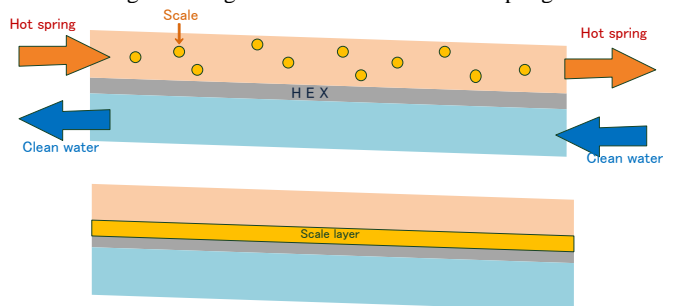


Figure 2 Image of the performance degradation of HEX

1 性能把握試験の概要

本研究で用いる熱交換器は浴室排水の熱を回収する平板型熱交換器と源泉の熱を回収する流下液膜式熱交換器の2種類である。熱交換器の高温側熱源は源泉、低温側はボイラー給水または熱源水である。各流体の出入口温度を計測し熱交換器の熱通過率を算出することで経時変化と性能劣化の関係を明らかにし、評価する。熱通過率算出式を(1)~(3)に示す。

2 平板型熱交換器の性能把握試験

2.1 試験概要

試験は源泉の豊富な鹿児島県霧島市で行い、試験期間は2016年8/26~9/2の1週間、1日の試験時間は10時から14時とした。使用する源泉は明礬泉で源泉は熱交換器に1/50の傾斜を付けて24(L/min)流し、上水は12(L/min)で熱交換器の配管に流した。試験をした平板型熱交換器は平板型パイプ式熱交換器と平板型プレートコイルの2つである。平板型パイプ式熱交換器は給湯用上水の予熱、平板型プレートコイルは熱源水に予熱する役割が見込まれている。各熱交換器の形状と熱通過率の理論値をTable 1示す。

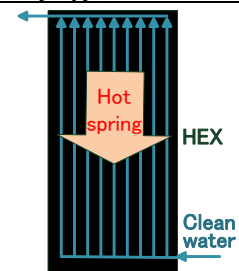
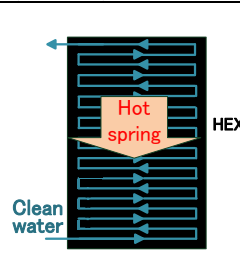
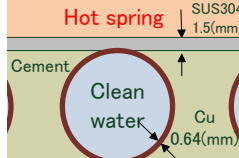
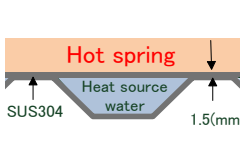
2.2 試験結果

試験結果をFigure 3とFigure 4に示す。1日の試験の熱通過率は10:00~14:00の間で得られた計測温度と源泉、上水の流量のデータから算出し、そこで得られた熱通過率の経時変化から時間によって大きな変化がない安定した時間の熱通過率を取り出し、その平均値をその日得られた熱通過率とする。試験結果から1週間熱通過率に大きな変化は見られず、1週間では明礬泉内のスケールは熱交換器の性能に影響を及ぼさないことが確認された。試験中の源泉を流していた熱交換器の平板を試験が始まる前に毎日確認したが、スケールの付着やスケールによる変色も見られなかった。また、試験中に熱交換器の平板にテストピースを数枚貼り、1日ごとに取り外した後、顕微鏡で変化を調べたがスケールによる変化を観察することはできなかった。そのため1週間では熱交換器に明礬泉のスケールが付着しないことが分かった。一方試験中に源泉を流していた塩ビ管は1週間で赤く変色しており、実際に試験した源泉にはスケールが含まれていたことと、明礬泉のスケールの付着のしやすさはその源泉に触れている材質によって異なることが確認された。

$$\begin{aligned} \cdot Q &= \rho C V (T_{co} - T_{ci}) & (1) \\ \cdot \Delta T_m &= (\Delta T_A - \Delta T_B) / \log (\Delta T_A / \Delta T_B) & (2) \\ \cdot K &= Q \Delta T_m / A & (3) \end{aligned}$$

Q : Exchange amount of heat(W)
 ρ : Density(kg/m³)
 C : Volumetric specific heat(J/(kg · K))
 V : Clean source flow rate(m³/s)
 T_{wi} : HEX inlet temperature of hot spring(°C)
 T_{wo} : HEX outlet temperature of hot spring(°C)
 T_{ci} : HEX inlet temperature of clean water(°C)
 T_{co} : HEX outlet temperature of clean water(°C)
 ΔT_m : Logarithmic mean temperature difference(K)
 ΔT_A : $T_{wi} - T_{co}$ (K) A : Heat-transfer area(m²)
 ΔT_B : $T_{wo} - T_{ci}$ (K) K : Heat transfer coefficient(W/(m² · K))

Table 1 Specification of each HEX

	Flat plate HEX (Pipe type)	Flat plate HEX (Plate coil)
Clean water route		
Cross-section structure		
Heat transfer coefficient	477(W/(m ² · K))	1448(W/(m ² · K))

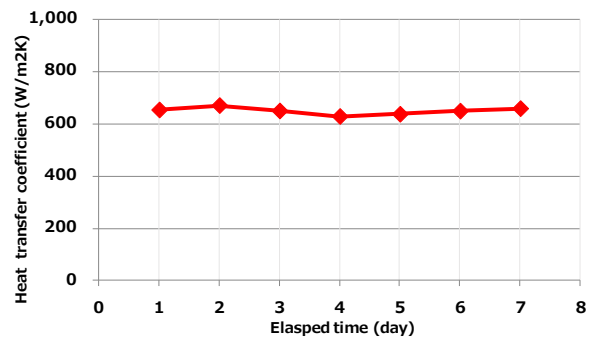


Figure 3 Aging of heat transfer coefficient of Flat plate HEX(Pipe type)

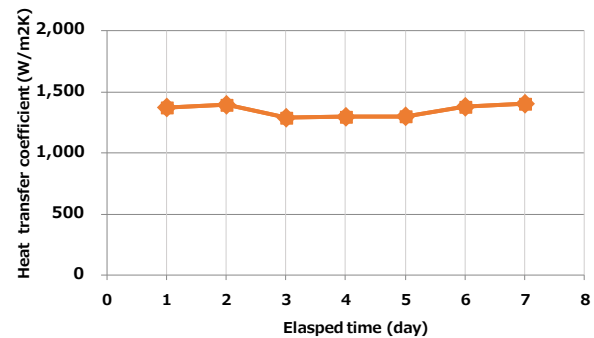


Figure 4 Aging of heat transfer coefficient of Flat plate HEX(Pipe type)

3 流下液膜式熱交換器の性能把握試験

3.1 試験概要

試験は平板型熱交換器の試験同様、鹿児島県霧島市で行い、源泉と熱源水ともに 15(L/min)流した。5/27~8/17に硫黄泉、8/18~11/18に明礬泉を用いて試験を行った。Figure 5 に熱交換器の構造を示す。

3.2 試験結果

硫黄泉を用いた場合熱交換器の性能が低下していないことがわかった。一方 Figure 6 より明礬を用いた場合、熱交換器の性能が低下していることが確認された。明礬泉を用いて試験した期間の気温のデータから外気温の低下も確認された。またこの期間で最も計測温度の低下が著しかったのは熱源水出口温度と判明した(Figure 7)。この試験結果のみでは外気温かスケールの影響か判断できないため、外気温の低下による熱源水出口の低下温度を求めるために1~2日単位の外気温と熱源水出口温度の散布図(Figure 8)から回帰式を作成し、基準温度を 20°C とする場合の補正温度差を求める。基準外気温を 20°C とし、式 4 を用いて熱源水出口温度を補正し、再度熱通過率を算出した。補正後と補正前の熱通過率の経時変化を Figure 9 に示す。Figure 9 より補正後の熱通過率も徐々に低下していることが分かった。9月17日以降、源泉をくみ上げるポンプの不調で、源泉の流下停止-再開を繰り返しており、その際に熱通過率が不連続に変化することが確認された。源泉の流下停止時にスケールの状態が変化したと考えられる。試験開始時、熱通過率は 650 [W/(m²・K)]程度であったが、1 か月経過後から徐々に低下し、3 か月後には 300[W/(m²・K)]程度になった。

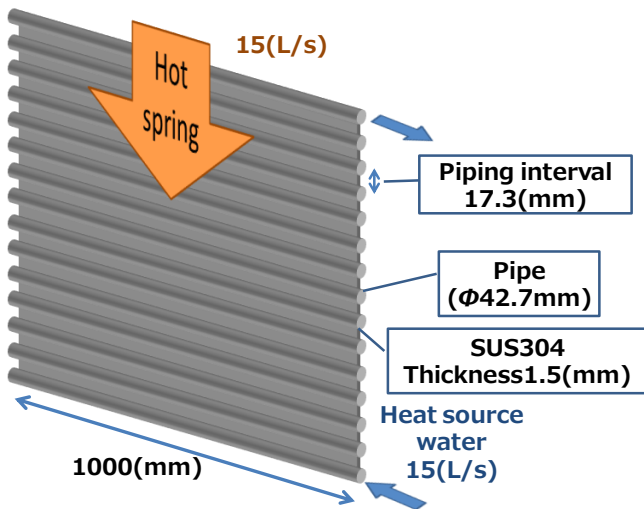


Figure 5 Specification of falling-film HEX

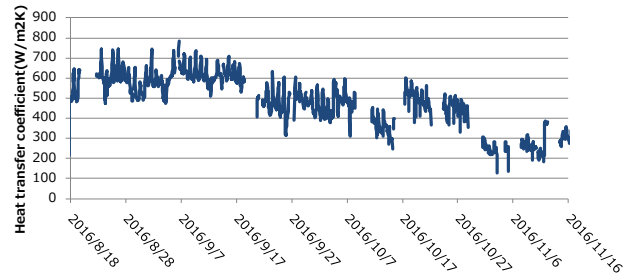


Figure 6 Aging of heat transfer coefficient(alum spring)

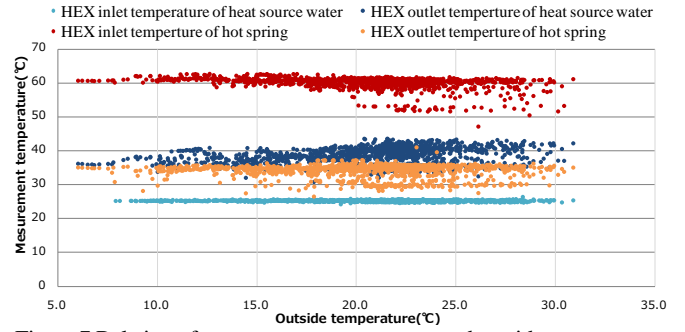


Figure 7 Relation of measurement temperature and outside temperature

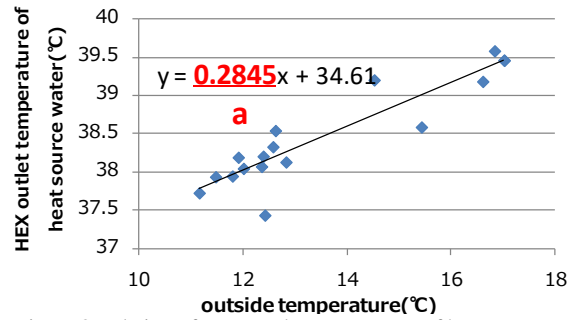


Figure 8 Relation of HEX outlet temperature of heat source water and outside temperature in a day (11/16)

$$T_{co}^* = a(T_a^* - T_a) + T_{co} \quad (4)$$

T_{co}^* :Corrected HEX outlet temperature of heat source water (°C)

a :Slope of regression formula

T_a :Outside temperature(°C)

T_a^* :Standard outside temperature (20°C)

T_{co} :HEX outlet temperature of heat source water (°C)

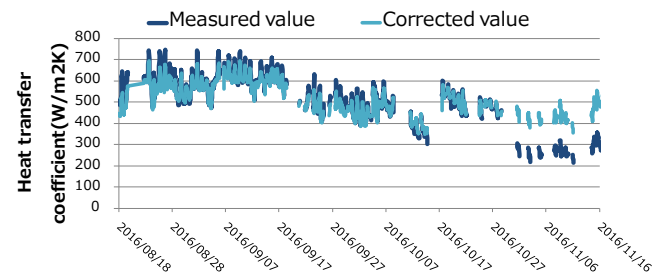


Figure 9 Aging of heat transfer coefficient and corrected it

4 熱交換器の形状の検討

4.1 検討の概要

各熱交換器の熱通過率の理論値から性能把握試験の改善点や熱交換器の配管、管間隔などの形状と性能の関係を計算によって把握する。流下液膜式熱交換器は Jacobi の式²⁾を用いて検討を行った。流下液膜式熱交換器の高温側ヌセルト数は式(5)~(8)に示す Jacobi らの実験式²⁾を用いて算出し、理想的な条件下で得られる熱通過率を推定した。

4.2 流下液膜式熱交換器の形状

熱交換器の管間隔と熱通過率の関係を Figure 10、管外形と熱通過率の関係を Figure 11、明礬泉を用いた性能把握試験から得られた熱通過率と同じ流量条件で Jacobi の式から算出した熱通過率の推定値の経時変化を Figure 12 に示す。Figure 10 より液膜の配管の間隔に伴って熱通過率が大きくなることが分かった。しかし管間隔が極端に大きくなると寸法が大きくなる。また Figure 11 より配管径に伴って熱通過率は小さくなる。しかし配管径を極端に小さくすると配管にかかる負荷が大きくなるため、長期間の使用は見込めない。また流下液膜式熱交換器の性能把握試験中の熱交換器の様子から、熱通過率推定値と試験結果の差(Figure 12)は流下する源泉の膜厚の分布や熱交換コイルから飛沫した源泉によって生じたと確認された。今後源泉の膜厚が偏らず熱交換器から源泉の飛沫が生じないような熱交換コイルの形状に改善の必要があると分かった。コイル上部の源泉放出口を増やすなどの工夫により、コイル全体に源泉が均一に流下しやすくなり、コイルから源泉の飛沫については配管の形状変更により緩和されると考えている。

5 まとめ

2 種類の熱交換器の性能把握試験の結果と熱通過率推定値の比較により、熱交換器の形状と性能の関係や本研究の性能把握試験の改善すべき点が確認された。

$$\text{Droplet Mode } Nu = 0.113 Re^{0.85} Pr^{0.85} \left(\frac{\rho_h^2 g D_o^3}{\mu_h^2} \right)^{-0.27} \left(\frac{s}{D_o} \right)^{0.04} \quad (5)$$

$$\text{Jet Mode } Nu = 1.378 Re^{0.42} Pr^{0.26} \left(\frac{\rho_h^2 g D_o^3}{\mu_h^2} \right)^{-0.23} \left(\frac{s}{D_o} \right)^{0.08} \quad (6)$$

$$\text{Sheet Mode } Nu = 1.378 Re^{0.28} Pr^{0.14} \left(\frac{\rho_h^2 g D_o^3}{\mu_h^2} \right)^{-0.20} \left(\frac{s}{D_o} \right)^{0.07} \quad (7)$$

$$h_f = Nu k_h \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} \quad (8)$$

Nu	:Nusselt number(-)	Re	:Reynolds number(-)
Pr	:Prandtl number(-)	ρ_h	:Density of the falling-film (kg/m ³)
g	:Gravity acceleration (m/h ²)	s	: Interval of pipes(m)
D _o	: Outside diameter of heat transfer pipe[m],		
μ_h	: Viscosity of the falling-film(kg/(m · s))		

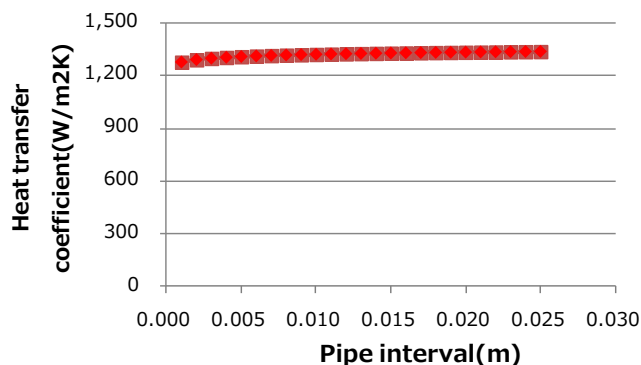


Figure 10 Relation of heat transfer coefficient and pipe interval

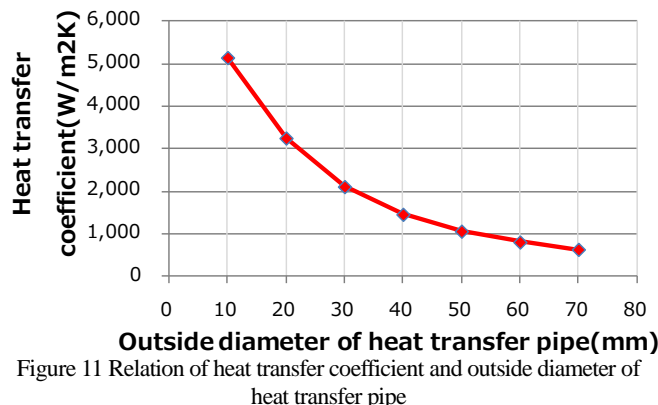


Figure 11 Relation of heat transfer coefficient and outside diameter of heat transfer pipe

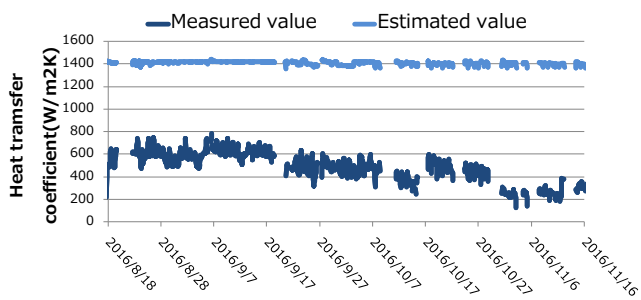


Figure 12 Aging of Measured value and estimated value(alum spring)

参考文献

- 1) 康尚義他:「温泉地域における熱源水ネットワークシステム導入に関する研究 - 規模の異なる2軒の宿泊施設における温泉・給湯需要および排湯温度に関する実測調査 -」空気調和・衛生工学会学術講演文集 2016年3月
- 2) 温泉と排湯を利用した熱源水ネットワークシステムの構築 (第3報) システム導入による地域全体のエネルギー消費量削減効果の検討
- 3) X.Hu and M.Jacobi : The Intertube Falling-Film Modes: Transition ,Hysteresis,and Effects on Heat Transfer,

[あとがき]

この成果は、独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の委託業務の結果、得られたものです。