

# 未処理下水環境下での流下液膜式熱交換器の熱通過率と汚れに関する実験的研究 AN EXPERIMENTAL STUDY ON HEAT TRANSFER COEFFICIENT AND FOULING OF FALLING FILM HEAT EXCHANGER IN AN UNTREATED SEWAGE ENVIRONMENT

地域環境計画分野 脇田翔平

本研究では、未利用エネルギーである下水の熱利用システムの普及に向け、下水から採熱を行うために必要な熱交換器の、未処理下水環境下での性能把握試験を行う。本研究で扱う熱交換器は、伝熱管内に熱媒体を流し、伝熱管外表面に潜熱交換流体（下水）を液膜状に流下させて熱交換を行う“流下液膜式熱交換器”である。本研究では下水環境下での流下液膜式熱交換器の基本性能を把握し、同時にバイオフィーム付着による熱通過率の低下傾向等も考察を行った。また、実用的検討として熱交換面の洗浄方法についても検討した。

In this study, in order to promote greater use of sewage heat utilization systems, we conducted performance tests of a heat exchanger in an untreated sewage environment to recover heat from sewage.

In this study, we deal with a falling film heat exchanger, passing a heating medium through heat transfer tubes, with the sensible heat exchange fluid (sewage) falling as a film over the outer surface of the heat transfer tubes. We characterized the basic performance of the falling film heat exchanger in a sewage environment. At the same time, we also considered a downward trend in the heat transfer rate due to biofilm attachment. In addition, we studied and evaluated methods for cleaning.

## 1. 研究の背景と目的

未利用エネルギーの有効活用として、下水熱の利用が考えられる。図 1 に大阪市海老江処理区、長柄北野幹線における冬季(2011 年 1 月)の下水温度と気温の時刻変動の実測結果<sup>[1]</sup>を示す。下水温度が気温より 10℃以上高い値を示しており、ヒートポンプの熱源として価値が見込まれることがわかる。

そこで、下水熱の有効利用を目的とした高性能、高効率の熱交換器の開発が期待されている。しかし実際の未処理下水を用いた熱交換器の性能把握試験を行った例は少なく、バイオフィーム付着等による熱交換器性能への影響は明らかになっていない。

本研究では、伝熱管内に熱媒体を流し、伝熱管外表面に潜熱交換流体（下水）を液膜状に流下させて熱交換を行う“流下液膜式熱交換器”について下水環境下で性能把握試験を行う。清水を流下させた際の流下液膜式熱交換器の熱伝達率についての文献<sup>[2]</sup>は存在するが、下水環境下で性能把握試験を行ったものは存在しない。下水環境下では、バイオフィーム付着による熱交換性能の低下の問題、またそのメンテナンスの問題があるが、流下液膜式熱交換器は熱交換面が外側に露出しているため、メンテナンスが容易であり、実際に下水熱利用を行うための現実的な熱交換器のひとつであると考えられる。また、下水を流下液膜状に流下させるため、他の熱交換器と比

較して取水下水流量を小さくして熱交換を行うことができる。つまり、無駄に下水を取水する必要がなく、取水した下水量に対して効率の良い熱交換が期待される。

本研究の目的は、実際の未処理下水を用いた流下液膜式熱交換器の性能把握試験を行い、バイオフィーム付着等による熱交換器性能への影響を明らかにすることである。また、システム運用時の実用的検討として、熱交換器の洗浄方法について検討する。

本研究を行うことによって、実際に下水熱利用システムを導入するために必要な、流下液膜式熱交換器の特性について明らかにすることを目指す。

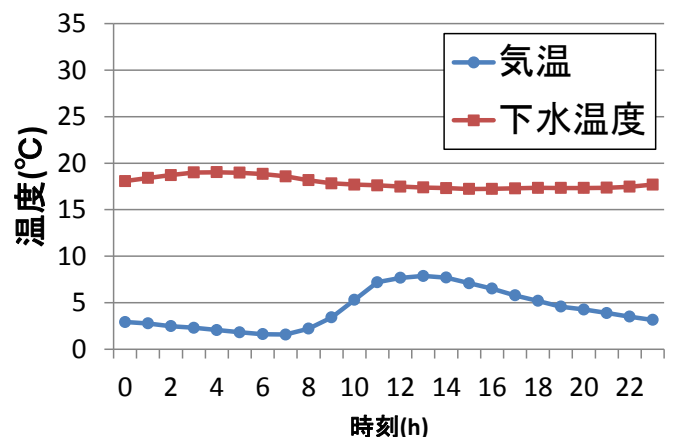


図 1 大阪市冬季実測気温・実測下水温度<sup>[1]</sup>

## 2. 熱交換器性能把握試験

下水環境下での流下液膜式熱交換器の基本性能を明らかにするため、大阪市大正区千島下水処理場において、2013年8月から12月の期間で未処理下水を使った熱交換器の性能把握試験を行った。

### 2.1 実験設備概要

流下液膜式熱交換器を図2に、設備の系統図を図3に示す。未処理下水はスクリーンを通過したのちにポンプ圧送され、熱交換器の上部から液膜状に流されながら熱交換を行い、排水される。下水温度について、流下液膜熱交換器を通過させる前後で計測を行う。熱交換器内を通す熱源水について、冷却器(空冷ヒートポンプチラー)を用いて温度調節を行い、下水と同様に熱交換器を通過させる前後で温度センサーを用いて計測を行う。下水、熱源水の流量については配管に設置している電磁流量計で計測を行う。



図2 流下液膜式熱交換器  
(筐体の中に熱交換器を設置)

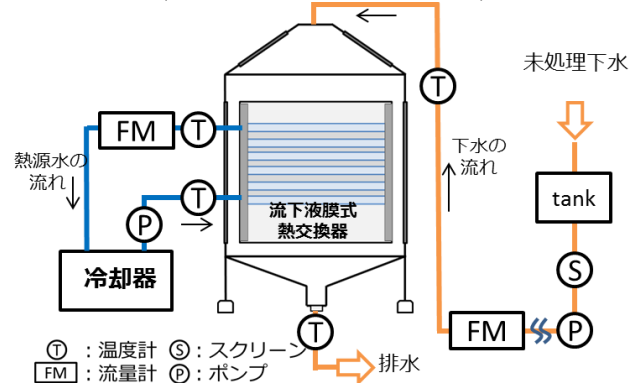


図3 流下液膜式熱交換器設備系統図

### 3. 流下液膜式熱交換器性能把握試験

ここでは流下液膜式熱交換器の、バイオフィーム付着による性能への影響について、熱通過率、汚れ係数、バイオフィーム付着状況の写真を用いて評価を行う。

#### 3.1 評価する指標について

1~5 式<sup>3)</sup>に熱通過率を算出するために用いる伝熱の式、汚れ係数を算出する式を示す。式1、2について、下水から採熱する熱交換器の場合、外部からの熱的干渉が無ければ、熱源水が得た熱量と下水が失った熱量は等しい。式3について、式2で算出した熱交換量を用いて算出する。式4について、熱源水出入口温度・下水出入口温度を用いて対数平均温度差を求める。汚れ係数については式5を用いて、清浄時の熱通過率、汚れ時の熱通過率を用いて算出する。

#### 3.2 実験条件

実験条件、熱交換器仕様を表1、表2に示す。下水流量、熱源水設定流量を変え、実験を行った。

#### 3.3 実験結果

各実験を72時間連続して行った結果を比較する。各実験の熱通過率を図4に、汚れ係数を図5に、バイオフィーム付着状況を図6~11に示す。

タイプA実験②とタイプA実験③は熱源水温度を10℃に設定し、流下下水流量を変えて実験を行った。下水流量はタイプA実験②では15L/minで、タイプA実験③では25L/minある。図4より、実験開始時の熱通過率について、タイプA実験②は1781W/m<sup>2</sup>K、タイプA実験③は1949W/m<sup>2</sup>Kであり、差はあまりないといえる。また、低下傾向についても大きな差は見られず、全体的にタイプA実験③の方が熱通過率は若干高い値を示しているが、実験開始72時間の範囲において、熱通過率に関して、あまり差がないことがわかる。

$$Q_{HEX} = C_w V_{HEX} (\theta_{HEX\_out} - \theta_{HEX\_in}) \quad \text{式1}$$

$$Q_{SW} = C_w V_{SW} (\theta_{SW\_in} - \theta_{SW\_out}) \quad \text{式2}$$

$$Q_{HEX} = K \Delta T_{lm} A \quad \text{式3}$$

$$\Delta T_{lm} = (\theta_1 - \theta_2) / LN(\theta_1 / \theta_2) \quad \text{式4}$$

$$r_0 = \frac{1}{K} - \frac{1}{K_s} \quad \text{式5}$$

【使用記号】

$Q_{HEX}$ : 熱交換量(熱源水出入口温度差・流量より算出)(W)、 $Q_{SW}$ : 熱交換量(下水出入口温度差・流量より算出)(W)、 $K$ : 熱通過率(W/m<sup>2</sup>K)、 $\Delta T_{lm}$ : 対数平均温度差(K)、 $\Delta\theta_1$ : 下水入口温度と熱源水出口温度の差(K)、 $\Delta\theta_2$ : 下水出口温度と熱源水入口温度の差(K)、 $A$ : 伝熱面積(m<sup>2</sup>)、 $V_{HEX}$ : 熱交換器熱源水流量(m<sup>3</sup>/s)、 $\theta_{HEX\_in}$ : 熱交換器熱源水入口温度(℃)、 $\theta_{HEX\_out}$ : 熱交換器熱媒出口温度(℃)、 $V_{SW}$ : 下水流量(m<sup>3</sup>/s)、 $\theta_{SW\_in}$ : 下水入口温度(℃)、 $\theta_{SW\_out}$ : 下水出口温度(℃)、 $C_w$ : 容積比熱4.17 (MJ/m<sup>3</sup>K)  
 $r_0$ : 汚れ係数(m<sup>2</sup>K/W)、 $K_s$ : 清浄時熱通過率(W/m<sup>2</sup>K)

表1 実験条件

	タイプA実験①	タイプA実験②	タイプA実験③
実験期間	2013/8/2~8/9	2013/8/23~9/11	2013/9/11~9/20
実験期間中平均下水温度	29.0℃	28.9℃	27.8℃
下水流量	25L/min (0.52kg/m-s)	15L/min (0.31kg/m-s)	25L/min (0.52kg/m-s)
熱源水設定温度	5℃	10℃	10℃
熱源水設定流量	30L/min	30L/min	30L/min
管内流速	2.72m/s	2.72m/s	2.72m/s

表2 タイプA 熱交換器仕様

外観	項目	単位	値
	名称: タイプA	-	-
	呼び径	-	10A
	外径	mm	17.3
	内径	mm	15.3
	厚み	mm	1
	管路断面積	m <sup>2</sup>	18.4×10 <sup>-5</sup>
	管材料	-	SUS316
	管材熱伝導率	W/mK	16
	管間隔	m	0.01
	段数	段	20
	管路長さ	m	16
	一列当たり伝熱面積	m <sup>2</sup>	0.04
	伝熱面積(1ユニット)	m <sup>2</sup>	0.87

汚れ係数について、タイプ A 実験②とタイプ A 実験③を比較すると、両実験とも時間とともに増加傾向があるが、ほぼ同じ割合で増加していることが確認できる。

同様に、バイオフィルムの付着状況について、図 7 と図 8、図 10 と図 11 を比較すると、汚れの付き方についても大きく違いはないといえる。つまり、下水流下流量を 15L/min、25L/min と変えて実験を行った結果、条件内の流量では、下水流量を変化させても熱通過率、汚れの付き方はあまり変化しないことがわかる。

タイプ A 実験①は熱源水入口温度を 5℃、タイプ A 実験③は熱源水温度を 10℃に設置して実験を行った。下水流量は両実験とも 25L/min である。実験開始時の熱通過率は、タイプ A 実験①は 2097W/m<sup>2</sup>K、タイプ A 実験③は 1949W/m<sup>2</sup>K であり、大きな差はない。低下傾向について、タイプ A 実験③はタイプ A 実験①と比べ低下割合が大きいことがわかる。72 時間後の熱通過率を比較するとタイプ A 実験①は 1727W/m<sup>2</sup>K、タイプ A 実験③は 1009W/m<sup>2</sup>K であり、タイプ A 実験①の方が 718 W/m<sup>2</sup>K 高い。

また、汚れ係数を比較すると、実験開始時から 15 時間

経過後、タイプ A 実験③は大きく増加しているが、タイプ A 実験①はあまり増加していないことがわかる。また、図 6 と図 8 を比較すると、汚れ係数の値が大きい実験③の方が、多くのバイオフィルムが付着していることが確認できる。つまり、熱源水温度を 5℃、10℃と変えて実験を行った結果、熱源水温度を低くした方が、バイオフィルムが付着しにくく、熱通過率が高いことがわかった。

### 3.4 熱交換器の配管表面温度、下水温度とバイオフィルムの付着しやすさの関係についての考察

図 6、図 8、図 9 を見ると、バイオフィルムは熱交換器上部から付着していることがわかる。理由として、熱交換器上部は熱交換面を流れる下水温度、熱交換器表面温度が高いためであると考えられる。熱交換器上部を流れる下水は採熱を行われる前の状態なので、温度が高い。また、熱源水は熱交換器上部に向かうほど下水から採熱を行い、温度が上昇する。それに伴って熱交換器の表面温度も高くなると考えられる。

以下、熱交換器面を流れる下水温度と熱交換器の配管表面温度をそれぞれ推定し、バイオフィルムの付着しやすさの関係について考察する。

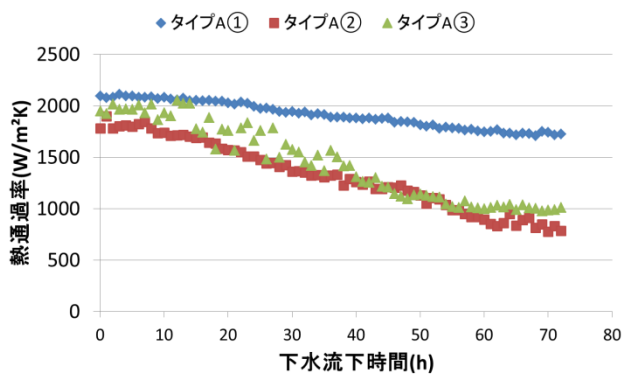


図 4 熱通過率比較

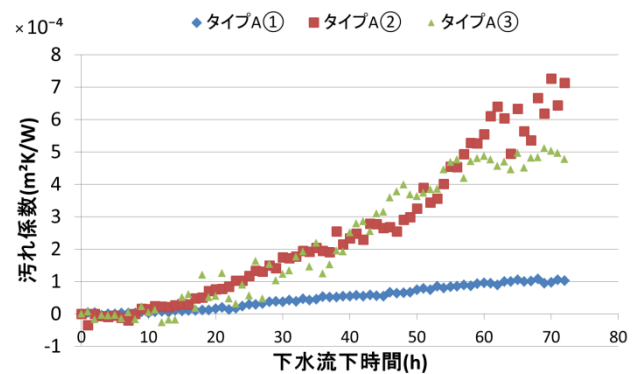


図 5 汚れ係数比較



図 6 バイオフィルム付着状況 タイプ A 実験①下水流下 68 時間後\_8/5 9:46

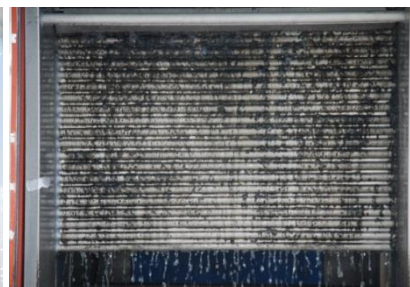


図 7 バイオフィルム付着状況 タイプ A 実験②下水流下 72 時間後\_8/26 14:54



図 8 バイオフィルム付着状況 タイプ A 実験③下水流下 46 時間後\_9/13 12:23



図 9 バイオフィルム付着状況 タイプ A 実験①下水流下 117 時間後\_8/7 9:23



図 10 バイオフィルム付着状況 タイプ A 実験②下水流下 115 時間後\_8/28 10:48



図 11 バイオフィルム付着状況 タイプ A 実験③下水流下 167 時間後\_9/18 13:04

ここでは、上述のタイプ A 実験①とタイプ A 実験③の実験開始時の実測値である、熱源水温度、下水温度、熱交換器の熱伝達率を用いて、熱交換器の配管各列における配管表面温度を推定することを考える。表 3 に各実験の実測値を示す。

熱源水温度について、配管内を流れる熱源水温度は入口からの距離に比例して低下するとみなし、式 6 を用いて配管長さあたりの温度低下を算出し、各列の中心部における熱源水温度を算出した。また、下水温度については、熱交換面の上部からの流下距離に比例して低下するとみなし、式 7 を用いて各列の中心部における下水温度を算出した。熱源水、下水の流れ方向を図 12 に示す。

各列の配管表面温度を求めるために、推定した熱源水温度、下水温度、実測値より求めた熱伝達率を用いて熱交換器を通過する熱流束を算出する (式 8)。算出した熱流束を用いて式 9 より配管表面温度を推定する。配管表面の熱伝達を図 13 に示す。また、推定した熱交換器配管表面温度を図 14 に示す。

ここで、熱交換器の熱源水配管の 1 列目と 20 列目における配管表面温度を比較する。図 14 より熱源水入口温度を 5°C に設定したタイプ A 実験①は、1 列目と 20 列目で 11.3°C 温度差がある。また、熱源水入口温度を 10°C に設定したタイプ A 実験③では、8.8°C の温度差があることがわかる。また、各列の平均表面温度を比較すると熱源水を低く設定したタイプ A 実験①の方がタイプ A 実験③よりも 2.2°C 低い。

ここで、図 6 と図 8 において、熱交換器の熱源水配管上部 5 列について注目すると、タイプ A 実験③の方がタイプ A 実験①よりもバイオフィームが多く付着していることがわかる。表 4 に実験ごとの熱交換器の熱源水配管上部 5 列の下水温度、表面温度の推定値を示す。表 4 より、実験①と実験③において、熱交換器上部の 5 列における温度差を比較すると、下水温度は 0.2°C で温度差は小さいが、表面温度は 1.2°C の差があることがわかる。

つまり、熱交換器上部 5 列の下水温度はほぼ同じと推定されることを考慮すると、上部にバイオフィームが多く付着する要因は、表面温度が高いためだと考えられる。

一般的に、熱源水温度を低くすると表面温度を下げるができるのは明らかである。さらに、流下液膜式熱交換器の特徴として、熱交換に必要な下水流量が少ないため、熱交換器下部の下水温度も小さくなりやすい。そのため熱交換器の表面温度もあまり上がらず、バイオフィームが付着しにくくなることが考えられる。

つまり、流下液膜式熱交換器は、流下させる下水流量が小さいために、表面温度を低く保つことができるので、他の熱交換器よりもバイオフィームが付着しにくい特徴をもつ熱交換器であると考えられる。

表 3 タイプ A 実験①とタイプ A 実験③の配管表面温度推定条件

記号	熱源水入口温度(°C) $\theta_{HEX\_in}$	熱源水出口温度(°C) $\theta_{HEX\_out}$	下水入口温度(°C) $\theta_{SW\_in}$	下水出口温度(°C) $\theta_{SW\_out}$	管内熱伝達率 (W/m <sup>2</sup> K) $h_i$	管外熱伝達率 (W/m <sup>2</sup> K) $h_o$
タイプ A 実験①	5	16.1	29.3	16.2	8158	3403
タイプ A 実験③	10	18.1	28.8	17.6	8111	3108

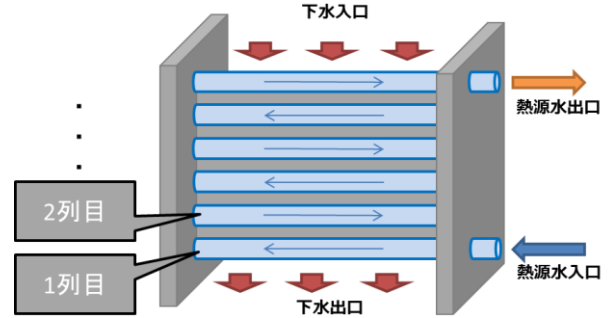


図 12 熱源水、下水の流れ方向

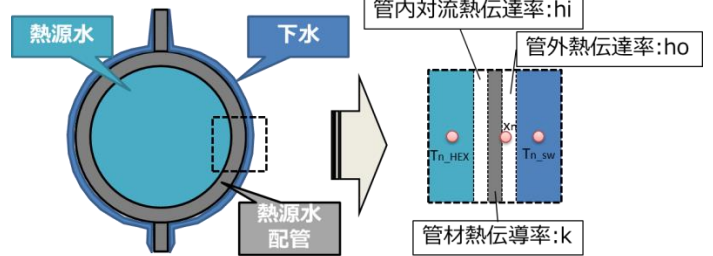


図 13 配管表面の熱伝達

$$T_{n\_HEX} = (\theta_{HEX\_out} - \theta_{HEX\_in})(l/2 + l(n-1)L) + \theta_{HEX\_in} \quad \text{式 6}$$

$$T_{n\_SW} = \theta_{SW\_in} - \frac{\theta_{SW\_in} - \theta_{SW\_out}}{N} (N - n) \quad \text{式 7}$$

$$q_n = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\delta}{k} + \frac{1}{h_o}} (T_{n\_SW} - T_{n\_HEX}) \quad \text{式 8}$$

$$q_n = \frac{1}{h_o} (T_{n\_SW} - X_n) \quad \text{式 9}$$

【使用記号】

$T_{n\_HEX}$ : n 列における熱源水温度(°C)、 $\theta_{HEX\_in}$ : 熱源水入口温度(°C)、 $\theta_{HEX\_out}$ : 熱源水出口温度(°C)、l: 1 列の配管延長 (0.8m)、N: 総列数、n: 列数 (タイプ A の場合  $1 \leq n \leq 20$ )、L: 配管総延長 (タイプ A の場合 16m)、 $T_{n\_SW}$ : n 列における下水温度(°C)、 $\theta_{SW\_in}$ : 下水入口温度(°C)、 $\theta_{SW\_out}$ : 下水出口温度(°C)、 $q_n$ : n 列における熱流束 (W/m<sup>2</sup>)、 $h_i$ : 管内熱伝達率(W/m<sup>2</sup>K)、 $\delta$ : 配管厚み(m)、k: 管材熱伝導率(W/mK)、 $h_o$ : 管外熱伝達率(W/m<sup>2</sup>K)、 $X_n$ : n 列における配管表面温度(°C)

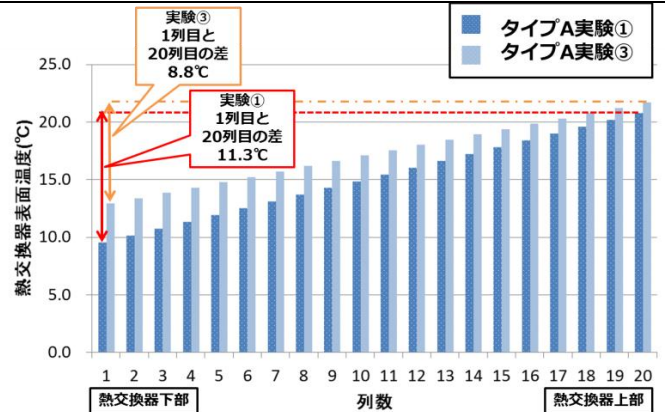


図 14 推定した表面温度

表 4 熱交換器の熱源水配管上部 5 列における平均値 (下水温度、表面温度)

	タイプ A 実験① (熱源水 5°C 設定)	タイプ A 実験③ (熱源水 10°C 設定)	実験①と実験③ の温度差
下水温度	27.3°C	27.1°C	0.2°C
表面温度	19.6°C	20.8°C	1.2°C

#### 4. 熱交換器の汚れ対策、洗浄方法についての検討

ここでは下水熱利用を行う際に必要な、実用的検討として、流下液膜式熱交換器の熱交換面の汚れ対策、洗浄方法について検討する。

##### 4.1. 親水性船底塗料を用いたバイオフィーム付着実験

タイプCの熱交換器に親水性の船底塗料（日本ペイント製）を塗付したサンプルを熱交換器に張り付け、張り付けていない部分とバイオフィームの付着状況を比較することを考える。サンプルに塗付した塗料はレース向けや個人向けのボートのような小型船から大型輸送船の船底塗料として幅広く使用されている。実験に使用するサンプルは2層コートになっており、アルミ板表面に防錆塗料を塗付（約20 $\mu\text{m}$ ）させ、その上からシリケート系の親水塗料を塗付（約20 $\mu\text{m}$ ）させて、80 $^{\circ}\text{C}$ 乾燥後、大気中で1週間放置ものを使用する。図15に停船塗料サンプルを、表5にサンプルを設置した熱交換器仕様を示す。

図16に下水流下前の熱交換器の表面の様子を、図17に下水を流下させて164時間後の様子を、図18、図19に図17の拡大図を示す。下水流量を15L/minで流し、バイオフィームを付着させた。バイオフィームの付着状況を比較すると図18、図19より、停船塗料サンプルを付けている部分とつけていない部分でバイオフィームの付き方に差はないと分かる。理由として、停船塗料は自己摩耗することより付着物を流し落とす役割があるが、今回実験を行った熱交換器表面の流下流速は0.50m/s程度（シミュレーション結果）であり、流速が大きくないためにバイオフィームが付着したと考えられる。

##### 4.2. ミスト噴霧による洗浄効果把握実験

ミストノズルを熱交換器に向けて設置し、バイオフィームが付着した熱交換器表面を洗浄することを検討する。ここではミストノズルを熱交換器下部に仰角65 $^{\circ}$ で設置し、タイプCの熱交換器に15L/minの下水を164時間流下させ、バイオフィームを付着させ、洗浄効果把握実験を行う。熱交換面の右側にミストを3分間噴霧し、洗浄効果を把握する。ここでミストの噴霧量は片面11.9Lであり、平均粒径は320 $\mu\text{m}$ である。図20にミスト洗浄を行う前の熱交換面を、図21にミスト洗浄を行った後の熱交換面の様子を示す。

図20と図21を比較すると、熱交換器の熱源水配管部分はバイオフィームが一部洗い流されたが、くぼみとなっている平板部分はバイオフィームを洗い流すことができなかった。理由として、配管部分はミストが直接当たるために、バイオフィームが洗い流されたが、くぼみとなっている平板部分はミストが直接当たらないために洗い流すことができなかったと考えられる。したがって、熱交換面に付着したバイオフィームを洗浄するためにミストノズルを取り付ける場合、広くミストを直接当てることのできる位置を検討すべきである。



図15 停船塗料サンプル

表5 タイプC熱交換器仕様

外観	項目	単位	値
	名称:タイプC	-	-
	呼び径	-	65A
	外径	mm	76.3
	内径	mm	73.3
	厚み	mm	1.5
	管路断面積	m <sup>2</sup>	42.2 × 10 <sup>-4</sup>
	管材料	-	SUS316
	管材熱伝導率	W/mK	16
	管間隔	m	0.02
	段数	段	6
	管路長さ	m	6
	一列当たり伝熱面積	m <sup>2</sup>	0.24
	伝熱面積(1ユニット)	m <sup>2</sup>	1.44



図16 下水流下前  
清浄時熱交換面の様子



図17 下水流下 164 時間後\_12/6  
9:39



図18 下水流下 164 時間後  
熱交換面左部分拡大図\_12/6 9:39



図19 下水流下 164 時間後  
熱交換面右部分拡大図\_12/6 9:40



図20 ミスト洗浄実験前\_12/6  
9:39



図21 ミスト洗浄実験後\_12/6  
10:49 (熱交換面右側 3 分間洗浄)



図22 タイプA 実験②  
下水流下 115 時間後\_8/28 10:48  
熱通過率 751W/m<sup>2</sup>K

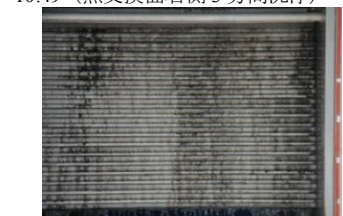


図23 タイプA 実験③  
下水で洗浄直後  
熱通過率 1047W/m<sup>2</sup>K



図24 タイプA 実験③  
下水流下 167 時間後\_9/18 13:04  
熱通過率 726W/m<sup>2</sup>K



図25 タイプA 実験③  
下水で洗浄直後  
熱通過率 1104W/m<sup>2</sup>K

### 4.3. 下水大量流下による洗浄実験

バイオフィームが付着し、性能が低下した熱交換器の熱交換面に大量の下水を流下させ、熱交換面を洗浄することを考える。ここでは熱交換器表面に 100L/min の下水を 3 分間流して洗浄したときの熱通過率の値を洗浄前の熱通過率の値と比較する。

タイプ A の熱交換器において下水を 115 時間流下させたタイプ A 実験②と下水を 167 時間流下させたタイプ A 実験③についての洗浄実験結果を図 22～25、表 6 に示す。

図 22～25 を比較すると下水を大量に流下させることでバイオフィームが剥がれ落ちているのが確認できる。ここで下水による洗浄によって、熱通過率の回復した割合を示す指標である回復率を(洗浄後熱通過率-洗浄前熱通過率)/清浄時熱通過率\*100 と定義すると、タイプ A の実験②では熱通過率は 16%回復し、実験③では 19%回復した。

本研究では、バイオフィームが付着した熱交換器について、洗浄を 1 回行って洗浄効果を評価したが、短い時間間隔で複数回洗浄したときの洗浄効果について評価できなかった。今後は、汚れた熱交換器について、複数回大量下水を流下させ、洗浄効果を評価する必要がある。

### 4.4. 高圧洗浄による洗浄効果について

高圧洗浄機を用いて熱交換器表面を洗浄したときの効果について検証する。ここで洗浄に用いる高圧洗浄機は乗用車の洗浄等に用いられるものを使用した。高圧洗浄は電源と給水箇所さえあれば簡単行うことができるため、流下液膜式熱交換器の表面を洗浄する方法として適切であると考えられる。表 7 に本実験で使用した高圧洗浄機の主な使用を示す。

図 26 に下水を 239 時間流下させてバイオフィームを付着させた熱交換器表面を示す。熱交換器面に約 5 分間(仕様水量 30L) 洗浄を行ったときの表面の様子を図 27 に示す。図 27 より高圧洗浄機で洗浄を行うと、十分にバイオフィームを洗い流すことができることがわかる。高圧洗浄機による洗浄は本研究で検討した洗浄方法のなかでも効果が高いことが確認できた。

### 4.5. 汚れ対策・洗浄効果まとめ

洗浄効果をまとめたものを表 8 に示す。本研究では熱交換器の汚れ対策として、停船塗料について検討した。また、洗浄方法として下水大量流下による洗浄、ミスト噴霧による洗浄、高圧洗浄機による洗浄について検討を行った。

上記の洗浄方法を検討した結果、低コストで洗浄効果の高い洗浄方法として、下水を大量に流下させることを短い時間間隔で行い、それより長い間隔で定期的に高圧洗浄を行い、熱通過率を回復させることが適切ではないかと考えられる。

表 6 洗浄実験結果

	タイプ A 実験② 下水流下 115 時間後に洗浄	タイプ A 実験③ 下水流下 167 時間後に洗浄
清浄時熱通過率 W/m <sup>2</sup> K	1900	1949
洗浄前熱通過率 W/m <sup>2</sup> K	751	726
洗浄後熱通過率 W/m <sup>2</sup> K	1047	1104
回復率(%)	16	19

※回復率=(洗浄後熱通過率-洗浄前熱通過率)/清浄時熱通過率\*100

表 7 高圧洗浄機(ケルヒヤー社 K4.00)の主な仕様

吐出圧力	2～7.5Mpa
吐出水量	360L/時間



図 26 洗浄前熱交換器表面 図 27 洗浄後熱交換器表面

表 8 洗浄効果まとめ

	下水大量流下による洗浄	ミスト洗浄	高圧洗浄
洗浄に使用する水量	300L(下水) 100L/min 3分間	11.9L(工業用水) 100L/min 3分間	30L(工業用水) 6L/min 5分間
洗浄・汚れ対策効果	○ 熱通過率が16～19%回復	△ ミストが直接当たる部分のみ	◎
簡便さ	◎ 流下下水流量の調整のみ	○	○
備考		ミストノズルの設置位置の検討が必要	人員が必要でコスト大

## 5. まとめ

- 1) 流下液膜式熱交換器の下水環境下での性能把握試験を行い、基本的性能データを蓄積した。
- 2) 今回実験を行った範囲内では下水流量を変化させても熱通過率、汚れ係数はあまり変化しないことがわかった。
- 3) 熱交換器内の熱源水温度を変えて実験を行った結果、熱源水温度が小さいほうが、熱交換器表面温度が小さくなるため、バイオフィームが付着しにくいという結果が得られた。
- 4) 熱交換器表面の汚れ対策、洗浄方法について検討した。

## 6. 今後の課題

- 1) 熱交換器のミスト洗浄の際には、ミストが直接当たっている部分しかバイオフィームが洗い流されなかったため、ノズルの最適な位置を検討するべきである。
- 2) 汚れた熱交換器について、複数回大量下水を流下させ、洗浄効果を評価する必要がある。

## 【参考文献】

- [1]河合 弘樹 他, 下水管路を活用した下水熱利用・熱融通システムの研究(第 1 報)下水管路における下水流量・水温実測について, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 2011, p2329-p2332
- [2]Inlet Temperature Effects on Sensible Heat Transfer to Falling Liquid Films on Horizontal Round Tubes M JACOBI
- [3]日本機械学会,JSME テキストシリーズ演習伝熱工学(2008)  
【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。

□鍋島美奈子准教授

バイオフィルムの付着量が大きく異なることを、推定表面温度が 1.2℃違うため、と理由づけているが、他の要因は考えられないのか。

回答

ここでは実験①と実験③のバイオフィルム状況を比較している。実験の条件を以下表 1 に示す。

表 1 実験条件

	タイプA実験①	タイプA実験②	タイプA実験③
実験期間	2013/8/2~8/9	2013/8/23~9/11	2013/9/11~9/20
実験期間中平均下水温度	29.0℃	28.9℃	27.8℃
下水流量	25L/min (0.52kg/m-s)	15L/min (0.31kg/m-s)	25L/min (0.52kg/m-s)
熱源水設定温度	5℃	10℃	10℃
熱源水設定流量	30L/min	30L/min	30L/min
管内流速	2.72m/s	2.72m/s	2.72m/s

表 1 より、下水流量は同じ流量で実験を行っているため熱交換器表面の流下流速、液膜厚みについては同じと考えられる。しかし、熱源水設定温度が異なるために、熱交換器の表面温度、下水温度は異なると考えられる。そこで、熱交換器の表面温度、下水温度について推定を行った。(梗概 3.4)その結果、熱交換器上部の熱源水配管 5 列について、表面温度、下水温度を推定し、平均したところ、下水温度は 0.2℃で温度差は小さいが、表面温度は 1.2℃の差があることがわかった。つまり、熱交換器上部 5 列の下水温度はほぼ同じと推定されることを考慮して、上部にバイオフィルムが多く付着する要因は、表面温度が高いためだと考察した。この知見を確認するためには、熱源水温度をさらに低く設定し、熱交換表面温度をさらに小さくした場合のバイオフィルム付着状況を確認すればよい。

□小林知広講師

熱通過率と汚れ係数の定義について説明してください。

回答

・熱通過率について

以下の図 1 に流下液膜式熱交換器の熱交換イメージ図を、式 1~式 4 に熱通過率を算出するために用いる伝熱の式を示す。

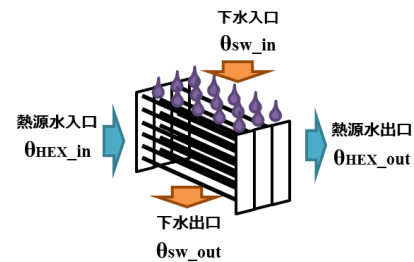


図 1 流下液膜式熱交換器の熱交換イメージ図

$$Q_{HEX} = C_w V_{HEX} (\theta_{HEX\_out} - \theta_{HEX\_in}) \quad \text{式 1}$$

$$Q_{sw} = C_w V_{sw} (\theta_{sw\_in} - \theta_{sw\_out}) \quad \text{式 2}$$

$$Q_{HEX} = K \Delta T_{lm} A \quad \text{式 3}$$

$$\Delta T_{lm} = (\Delta \theta_1 - \Delta \theta_2) / LN(\Delta \theta_1 / \Delta \theta_2) \quad \text{式 4}$$

$Q_{HEX}$  : 熱交換量 (熱源水出入口温度差・流量より算出) (W)

$Q_{sw}$  : 熱交換量 (下水水出入口温度差・流量より算出) (W)

$K$  : 熱通過率(W/m<sup>2</sup>・K)

$\Delta T_{lm}$  : 対数平均温度差(K)

$\Delta \theta_1$  : 下水入口温度と熱源水出口温度の差(K)

$\Delta \theta_2$  : 下水出口温度と熱源水の入口温度の差(K)

$A$  : 伝熱面積(m<sup>2</sup>)

$V_{HEX}$  : 熱交換器熱源水流量(m<sup>3</sup>/s)

$\theta_{HEX\_in}$  : 熱交換器熱源水入口温度(℃)

$\theta_{HEX\_out}$  : 熱交換器熱媒出口温度(℃)

$V_{sw}$  : 下水流量(m<sup>3</sup>/s)

$\theta_{sw\_in}$  : 下水入口温度(℃)

$\theta_{sw\_out}$  : 下水出口温度(℃)

$C_w$  : 容積比熱 4.17 (MJ/m<sup>3</sup>K)

式(1)、(2)について、下水から採熱する熱交換器の

場合、外部からの熱的干渉が無ければ、熱源水が得た熱量と下水が失った熱量は等しくなる。

式(3)について、式(2)で算出した熱交換量を用いて算出する。伝熱面積は熱交換器の仕様の値を用いる。

式(4)について、熱源水出入口温度・下水出入口温度を用いて対数平均温度差を求める。

ここで伝熱面積  $A$  について定義する。熱交換器の採熱イメージと熱交換面写真を図 2 に示す。

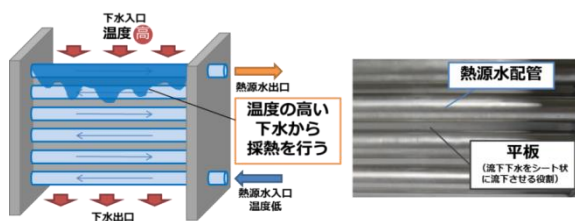


図 2 熱交換器の採熱イメージと熱交換面写真

伝熱面積については熱源水を流す配管の外表面積(下水が触れる外径の部分の面積)として、熱伝達率を算出した。ここで熱交換器には流下下水をシート状に流す役割がある平板があるが、その部分は熱源水を流していないので伝熱面積には含めないものとする。

・汚れ係数について

熱交換器内を流動する流体は必ずしも「きれい」ではなく、不純物が熱交換器表面に堆積する場合があります。これらの汚れは熱交換器隔板の熱抵抗を増すため、これによって熱交換性能・温度交換性能が低下する。

汚れによる熱交換器の性能変化を逐次予測するのは通常難しいので、一般には熱交換器に流される流体の種類や流動状況から汚れによる熱抵抗の最大値を予測し、あらかじめこれを考慮して熱通過率を評価しておくことが多い。このときの汚れによる熱抵抗の増分を汚れ係数といい、汚れによる熱抵抗を考慮した熱通過率は以下の式 3.2.4-1 で表される。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + r_i + \frac{\delta}{k} + r_o + \frac{1}{h_c}} \quad \text{式 3.2.4-1}$$

$r_i$ : 隔板内面の汚れ係数 ( $\text{m}^2 \text{K/W}$ )

$r_o$ : 隔板外面の汚れ係数 ( $\text{m}^2 \text{K/W}$ )

本実験では熱交換面外側に下水を流した際にバイオフィームが付着し、熱交換器外側の熱抵抗が増加することが考えられる。また、熱交換器内側の熱源水を通して配管の汚れ係数については、熱交換器面外側の汚れ係数の値と比較して無視できるほど小さいと考え、本研究では熱交換器面外側の汚れ係数についてのみ考察するものとする。また、今後熱交換器面外側の汚れ係数について、汚れ係数と表記することとする。式 3.2.4-2 に汚れ係数を算出する式を示す。

$$r_o = \frac{1}{K} - \frac{1}{K_s} \quad \text{式 3.2.4-2}$$

$K_s$ : 清浄時の熱交換器の熱通過率

□水谷聡准教授

梗概でバイオフィームの付着抑制について検討しているが、熱交換面に毒性のあるものを散布して、バイオフィームを抑制することも考えられるか。

回答

本研究では毒性の塗料を熱交換面に散布してバイオフィームの付着抑制の検討は行わなかったが、今後検討する必要がある。しかし、熱交換器を通過した下水は排水され、下水処理場に流されることを考慮すると、処理場での処理を阻害する物質を使用しない、といった注意が必要であると考えられる。

□鍋島美奈子准教授

食器洗い機のように毎日洗浄すれば、効率を維持できるのではないかと。

回答

本研究では下水による洗浄効果について検討を行った。(梗概 4.3) その結果、熱通過率を 16~19%回復させることができた。低コストで洗浄効果の高い洗浄方法として、下水を大量に流下させることを短い時間間隔で行い、それより長い間隔で定期的に高圧洗浄を行い、熱通過率を回復させることが適切ではないかと考えられる。



□重松孝昌教授

性能は下水流量と熱交換面を流れている下水の表面積の比によるのではないかと。下水流速は熱交換面の中心部が両端よりも早いことが考えられる。両側を遊びとし、真ん中の部分を熱交換に有効に使うことも考えられる。

計測時間は 72 時間でいいのか、もっと長い時間で実験を行っていないのか。

回答

既往研究として、Jacobi は熱交換器幅に対する流下下水流量に対する外表面熱伝達率を算出している。本研究はその外表面熱伝達率を算出し、その値が高い流量条件下で実験を行った。本実験範囲を図 3 に示す。

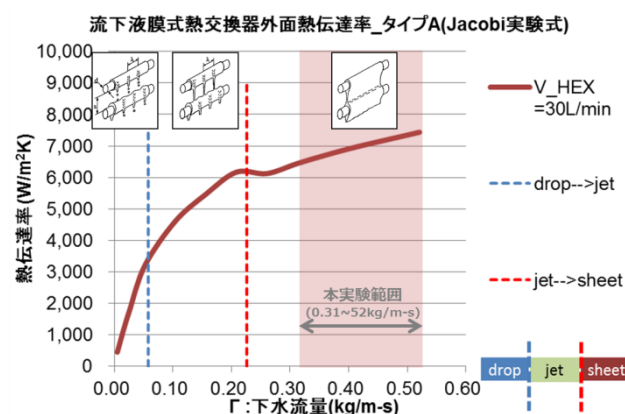


図 3 実験条件の設定

実際に設置することを考えると、少ない熱交換面で効率よく熱交換をすることが求められる。そのため、熱交換器の熱交換面に均等に下水を流すため、下水の落とし方（流量安定装置の工夫）についても考える必要がある。今後は熱交換面に下水を均等に流すための流量安定装置の開発が必要となる。

また、実験開始 72 時間以上の熱通過率のデータについては修士論文 3 章の 3.6 に記載している。今回の発表では 72 時間の範囲内で 3 つの実験について比較を行った。