

横型流下液膜式熱交換器の粘度特性及び消化汚泥熱回収時の熱通過率 VISCOSITY CHARACTERISTICS OF HORIZONTAL FALLING-FILM HEAT EXCHANGER AND HEAT TRANSFER COEFFICIENT IN RECOVERING HEAT FROM DIGESTED SLUDGE

地域環境計画分野 北野宏貴

Division of Regional Environmental Planning Hiroki KITANO

本研究では、下水処理場での高温消化後に排出される消化汚泥から横型流下液膜式熱交換器を用いて熱回収し、活用するシステムを検討する。下水処理場にて熱交換器への汚泥の長期投入試験を行い、流下機構の改良により夾雑物の詰りの発生状況が改善され熱通過率が安定する事が分かった。また、Jacobiの実験を想定した粘度特性把握実験により、消化汚泥の粘度を含む高粘度流体を用いた熱交換器の液膜側熱伝達率は適用範囲を超えた範囲でも Jacobi の式による推定が可能である事が分かった。

In this study, we consider the system recovering and taking advantage of heat from the digested sludge to be discharged after high temperature digestion with a horizontal falling film heat exchanger. Therefore, we grasp the occurrence of clogging of contaminants is improved by improving the flow-down mechanism, the heat transfer coefficient is stable by the test flowing the sludge in the sewage treatment plant. We performs experiments assuming experiments of Jacobi, grasping the viscosity Characteristics of the falling-film heat transfer coefficient for the heat exchanger using a high-viscosity fluid containing a digested sludge. Falling-film side Heat-transfer coefficient is found to be estimated by the formula of Jacobi beyond the range which the formula is applied.

1 研究背景・目的

地球温暖化対策や低炭素社会の実現に向けた未利用エネルギー熱源として、下水処理場での汚泥の消化処理工程において排出される消化汚泥に着目する。大阪市城東区の中浜下水処理場では、1日に 12m^3 の汚泥が処理されており、消化槽内は 55°C 付近に維持されている事から、消化槽から排出される消化汚泥は夏場で 50°C 、冬場でも 45°C と熱源としての利用価値が高い。しかし、消化処理後は熱回収されず次の処理工程に移るため、熱交換器で熱回収し、消化槽内の加温に用いる事で汚泥熱を有効活用する事が可能となる。

そこで本研究では、汚泥熱交換器としてメンテナンスが容易で動力消費が少ない横型流下液膜式熱交換器(以下、熱交換器とする)の導入検討を行う。そのため、下水処理場内にて汚泥を熱交換器に長期に渡って投入し続ける実験を行う事により、熱交換器の熱通過率の低下状況を把握する。

また、Jacobi は実験により、熱交換器の液膜側熱伝達率の推定式を示した。しかし、消化汚泥は Jacobi の

式の適用条件範囲外の高粘度流体であり、熱交換器に流下させたときの特性は明らかになっていない。そこで、本研究では Jacobi の式の適用条件範囲外の流体に関して Jacobi の実験を想定した小型装置実験を行い、高粘度流体を液膜として用いた場合の液膜側熱伝達率の粘度特性を把握し、Jacobi の式が汚泥熱交換器の設計に適用可能か検討する。

2 汚泥熱交換器実証試験

2.1 実験概要

8/19 から実証試験を開始し、表 2 に示すように運転スケジュールを夏期、秋期、冬期 I、冬期 II の 4 期間に分け、1日 3~4 回のノズルによる 1 分間自動洗浄を行いながら汚泥熱交換器の連続運転を行った。汚泥の長期間連続流下に伴う伝熱面への汚泥付着や夾雑物の詰りにより熱通過率の低下が懸念される。そこで、長期連続運転における熱通過率の低下状況の把握と対策を行った。

2.2 汚泥熱交換器

本実験で汚泥熱交換器として用いる横型流下液膜式熱交換器の概要図を図 1 に伝熱パネルの断面図を図 2 に示す。熱交換器は伝熱管及び伝熱管に付属しているプレートにより構成されている。プレートは伝熱管の外側を流下する液膜を伝熱管に沿わせる働きをする。伝熱管の材質は熱伝導率 16.3W/(mK) の SUS, 管外直径は 0.0217m, 管壁厚さは 0.0012m, 伝熱管 1 本の長さは 0.52m である。伝熱管本数は 38 本, 管外表面の伝熱面積はプレートを含まない伝熱管表面積の総和と定義して 1.347m² である。伝熱管内に低温流体(熱源水)を通し, 熱交換器の下部から入れて上部から出す。高温流体(汚泥)は上部から入れて伝熱管外表面を流下し, 下部から排出し, 2 流体間で熱交換する仕組みである。

2.3 熱通過率算定式

熱源水が汚泥から取得した熱量は水の比熱に熱源水の流量, 出入口温度差を乗じた値であり, 式(1)に示す。熱通過率は熱源水の取得熱量を伝熱面積, 対数平均温度差で除した値であり, 式(2)に示す。

2.4 試験結果

2.4.1 運転状況

熱交換器の運転状況を示すため, 秋期の熱通過率の推移を図 3 に示す。夏期はスクリーンを通してから汚泥を投入していたが, スクリーンでの放熱により汚泥の投入温度が安定しない事から, 秋期はスクリーンを通さず汚泥を投入して運転を行った。その事により 45℃で安定した汚泥を投入し続ける事が出来たが, 流下機構への夾雑物の詰りが多く発生した。そのため, 秋期運転初日の 10/19 は日平均熱通過率が 1054W/(m²K)であったが, 運転 6 日目の 10/25 にかけて熱通過率が 734W/(m²K)まで低下した。夾雑物の詰りが発生していたので, 除去したところ, 日平均熱通過率は 982W/(m²K)まで回復した。他の運転日においても夾雑物の詰りにより熱通過率が低下しており, いずれの場合においても夾雑物を除去する事で熱通過率が回復した。この事から夾雑物による熱通過率の低下への影響は大きく, 詰りの発生頻度と程度を減らす事が重要であるといえる。そこで, 冬期 I 以降の運転に向けて流下機構等の改良を行った。

表 1 実証試験の運転期間と自動洗浄時刻

季節	連続運転期間	1 日の洗浄回数	汚泥流量 [L/min]	熱源水流量 [L/min]
夏期	8/19~9/18	4 回	8.3	10.2
秋期	10/19~11/12	3 回	8.3	10.2(~11/12) 8.3(11/12~)
冬期 I	12/1~12/21	3 回	8.3	8.3
冬期 II	1/13~1/16	3 回	8.3	8.3

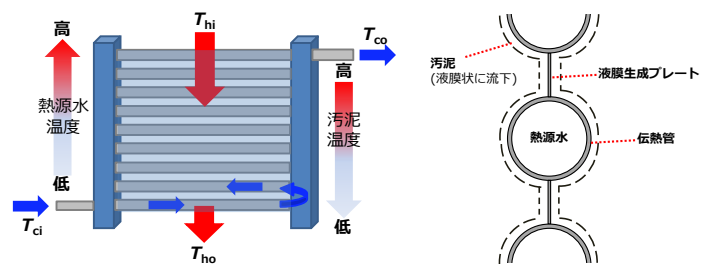


図 1 横型流下液膜式熱交換器概要図

図 2 伝熱パネル断面図

熱通過率算定式

$$Q_c = C_c M_c (T_{co} - T_{ci}) \quad (1)$$

$$K_o = \frac{Q_c}{A \Delta T_{lm}} \quad (2)$$

使用記号

Q_c : 低温側交換熱量[W],

C_c : 管内流体の比熱[J/(kgK)],

K_o : 管外表面基準熱通過率[W/(m²K)],

A : 外表面側伝熱面積[m²],

ΔT_{lm} : 対数平均温度差[K], ϕ_c : 低温側温度効率[-],

T_{ci} : 熱源水入口温度[°C], T_{co} : 熱源水出口温度[°C]

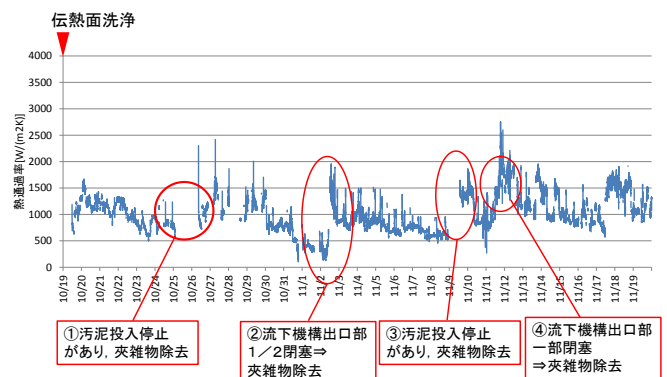


図 3 熱通過率の推移(秋期 10/19~11/19)

2.4.2 流下機構の改良による熱通過率改善効果

流下機構等の改良により安定した熱通過率が得られたか検証するため、図4に熱通過率の試験期間平均値、試験期間内における日平均値の最大、最小を示す。夏期と秋期において試験期間内日平均値の最大と試験期間平均値はほぼ等しい値を示した。しかし、試験期間内日平均値の最小は夏期では $646\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ であるのに対し、秋期は $397\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ であり、試験期間平均値との差が大きくなった。これはスクリーンを通さない事から秋期において夾雑物の詰り状況が悪化する事によって液膜の流下幅が縮小したと考えられる。この事を踏まえ、夾雑物の堆積量と詰りの発生頻度を減らすため、液膜を均一に流下するよう流下機構の改良を行った。秋期に比べて冬期Iでは熱通過率の試験期間内日平均値の最小が大きくなった。これは流下機構への夾雑物の詰りが改善されたためである。しかし、汚泥分配部での夾雑物の詰りが発生したため、試験期間平均値と試験期間内日平均の最小との間に $484\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ の差がある。そこで、冬期II試験に向けて汚泥分配部の改良を行った。試験期間平均値と試験期間内日平均値の最大、最小の差は小さくなり、冬期Iまでの運転に比べて安定した熱通過率で運転出来た。この事から流下機構の改良をする事で汚泥の長期間投入により熱通過率が低下する事なく熱回収する事が可能となった。また、各運転期間における熱通過率の試験期間内日平均値の最大は $1557\sim 1875\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ であり、汚泥熱交換器は最大で $1557\sim 1875\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ の熱通過率で汚泥から熱回収出来る事が汚泥投入試験により示された。

3 液膜側熱伝達率の粘度特性把握実験

3.1 実験概要

消化汚泥を含む高粘度媒体を液膜として用いた熱交換器に関して液膜側熱伝達率の粘度特性を把握するため、Jacobiの実験を想定した実験(以下、粘度特性把握実験と呼ぶ)を行い、推定値と比較する。

3.2 粘性流体について

本実験では、熱交換器に流下する粘性流体としてアルギン酸 Na 水溶液を用いる。アルギン酸ナトリウムは水に可溶性白色粉末であり、1%水溶液は粘度 $0.371\text{Pa}\cdot\text{s}$ の粘性流体である。水への溶解量により溶液の粘度を調節し、Jacobiの式の適用条件範囲内の粘度と適用条件範囲外の粘度の液膜媒体を作成する。粘度の計測は実験終了後に粘度計で計測する。

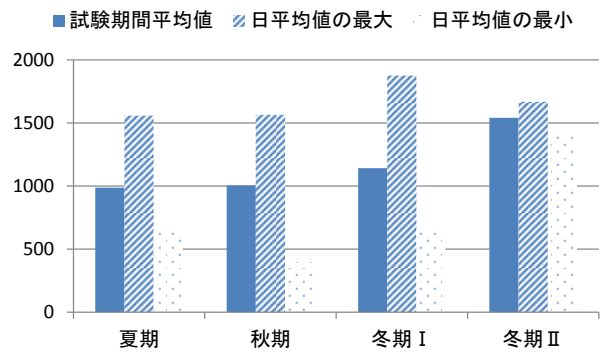


図4 熱通過率の試験期間平均値と日平均の最大値、最小値

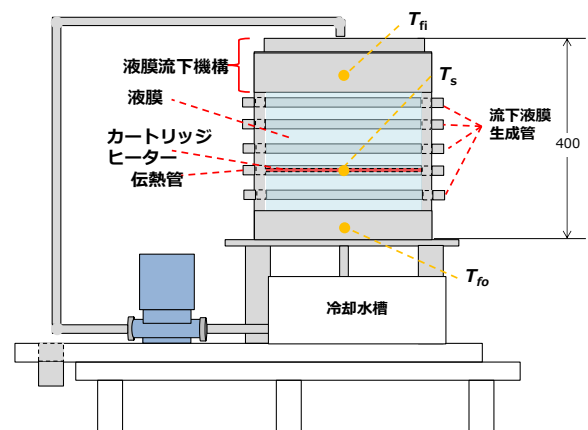


図5 実験装置概要図

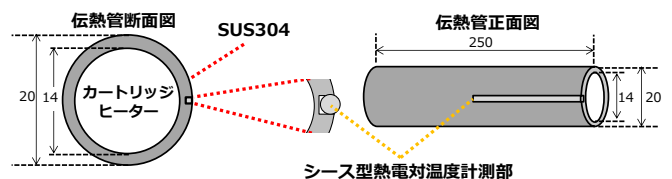


図6 伝熱管断面図と正面図

3.3 実験装置

本実験で用いる熱交換器を始めとする実験装置を図5に示す。熱交換器はアクリル板の枠組み、流下機構と4本の流下液膜生成管と1本の伝熱管(材質 SUS304、管内径 14mm、管外径 20mm、長さ 250mm)により構成されている。また、Jacobiの実験は管と管の間に液膜生成プレート(以下、プレートとする)を設置せず行われたが、本実験ではプレートを設置し、伝熱管を熱交換器上部から4段目の位置に設置し、図6に示すように内部にカートリッジヒーターを挿し、管内部から液膜媒体を一定発熱量で加熱する。液膜媒体をラインポンプにより搬送し、熱交換器上部から液膜流下機構へ投入する。液膜媒体を熱交換器内の流下液膜生成管表面と伝熱管表面に流し、伝熱管内のカートリッジヒーターにより加熱する。そして、熱交換器下部から排出し、冷却水槽により冷却した後、循環する。

4 実験結果

4.1 実験条件

本実験における実験条件を表 2 に示す。Jacobi の実験で定義される推定式の適用条件範囲内の実験として粘度 0.010Pa・s, Jacobi の式の適用条件範囲外の実験として粘度 0.0144~0.242Pa・s の液膜媒体を用いた実験を行い、液膜レイノルズ数と液膜側熱伝達率の関係について考察する。また、熱交換器上部から均一に液膜を流下する事でより精度の高い検証を行うため、管と管の間にプレートを設けて実験を行うが、粘度 0.242Pa・s の液膜媒体に関してプレートを取り除いた状態での実験も行い、プレートによる液膜側熱伝達率への影響を考察する。

4.2 液膜側熱伝達率算定方法

本実験では液膜出入口温度、伝熱管表面温度を熱電対により計測し、液膜流量を容積法により計測した。式(9)~式(12)に液膜側熱伝達率の導出過程、図 7 に算定イメージを示す。式(9)に計測値を代入する事によりヒーターから液膜が取得した熱量を算定する。式(10)に示すように、液膜の取得熱量を伝熱面積で除した値を伝熱管内から管外方向への熱流とする。式(11)で示すように熱流と液膜表面と液膜の温度差を熱流で除し、液膜側熱抵抗を算定し、式(12)に示すようにその逆数を液膜側熱伝達率の実験値とする。

4.3 実験結果

4.3.1 液膜側熱伝達率の実験値と推定値の比較

3.2 で述べた方法で求めた液膜側熱伝達率の実験値と Hofmann の式(式(4))と Jacobi の式(式(5)~(8))で提示した既往研究の数式に基づく液膜側熱伝達率(以下、推定値と呼ぶ)の比較結果を示し、液膜側熱伝達率の粘度特性について考察する。粘度 0.010Pa・s の液膜媒体を用いた Jacobi の式の適用条件範囲内の実験値と推定値を図 8 に示す。レイノルズ数が 20.4 のとき Jacobi の式からやや外れるが、その他のレイノルズ数における実験値はほぼ Jacobi の式と同等の値を示した。また、Hofmann の式では液膜レイノルズ数の増加に伴って液膜側熱伝達率が高くなる傾向が示されているが、Jacobi の式では液膜レイノルズ数の増分に対して液膜側熱伝達率はあまり増加しない傾向が示されている。実験結果は Jacobi の式の傾向をよく表しているといえる。

表 2 実験条件

粘度	液膜流量	Jacobi の式適用条件	液膜生成プレートの有無
Pa・s	L/min		
0.010	2.2~5.9	範囲内	○
0.0144, 0.0275, 0.0385, 0.0600, 0.0930, 0.242	1.8~6.0	範囲外	○
0.242	2.0~5.8	範囲外	×

液膜側熱伝達率の推定式

Hofmann の式

$$h_f = 0.205 \left(\frac{m_f^{0.38}}{D_o^{0.535}} \right) \left[\frac{3.4C_f^{0.535} \rho_f^{0.31} k_f^{0.46}}{(\mu_f/g)^{0.155}} \right] \quad (4)$$

Jacobi の式

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

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

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

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

液膜側熱伝達率(実験値)の算定式

$$Q_f = C_f M_f (T_{fo} - T_{fi}) \quad (9)$$

$$q = \frac{Q_f}{A} \quad (10)$$

$$R_f = \frac{T_s - T_{fo}}{q} \quad (11)$$

$$h_f = \frac{1}{R_f} \quad (12)$$

式(4)に関する使用記号

h : 熱伝達率 [kcal/(m²hK)], m : 単位幅流量 (片面) [kg/(mh)], D_o : 伝熱管外径 [m], C : 比熱 [kcal/(kgK)], μ : 粘度 [kg/(mh)], ρ : 密度 [kg/m³], k : 熱伝導率 [kcal/(mhK)], g : 重力加速度 [m/h²]

式(5)~(8)に関する使用記号

Nu : ヌセルト数[-], Re : レイノルズ数[-], Pr : プラントル数[-], s : 管の間隔 [m], h : 熱伝達率 [W/(m²K)], k : 熱伝導率 [W/(mK)], v : 動粘性係数 [m²/s], g : 重力加速度 [m/s²]

式(9)~(12)に関する使用記号

Q : 取得熱量 [W], C : 比熱 [J/(kg・K)], M : 流量 [kg/s],

T : 温度 [°C], q : 伝熱管内外間の熱流 [W/m²],

A : 伝熱面積 [m²], R : 熱抵抗 [m²K/W]

添字 f : 液膜, i : 入口側, o : 出口側

管内に熱源水を通水し、液膜媒体と熱交換する熱交換器に関して、粘度 $0.0146\text{Pa}\cdot\text{s}$ の汚泥を液膜媒体として流下する実験を行った。管表面温度と液膜出口温度の計測値を用いて式(6)～式(9)により液膜側熱伝達率の実験値の算定を行い、粘度 $0.0144\text{Pa}\cdot\text{s}$ のアルギン酸 Na 水溶液を用いて行った粘度特性把握実験と比較する。汚泥実験では、伝熱管表面温度は伝熱管表面に熱電対の計測部を取り付ける事で計測した。図 9 よりアルギン酸 Na 水溶液による実験では Hofmann の式より Jacobi の式に近い値、傾向が得られた。しかし、汚泥実験の実験値は液膜レイノルズ数が 26.3 のとき Jacobi の式に近い値が得られているが、液膜レイノルズ数が 52.7 のときは Hofmann の式に近い値が得られ、推定式から液膜レイノルズ数と液膜側熱伝達率の関係を推定する事が出来ない。これは汚泥が粘度以外の物性値に関して不明な点が多い事によると考えられる。しかし、Jacobi の式より高く、Hofmann の式より低い値を示しており、Jacobi の式により液膜側熱伝達率が過大に推定される可能性は低いと考えられる。この事から設計に用いる事による問題は小さいといえる。

粘度 $0.242\text{Pa}\cdot\text{s}$ の液膜媒体に関してプレートの有無による液膜側熱伝達率の実験値を比較し、プレートによる影響を考察する。図 10 より両実験においてほぼ等しい値を示しており、Jacobi の式適用条件範囲を大きく超える粘度であるが Jacobi の式に近い値を示した。この事から粘度 $0.242\text{Pa}\cdot\text{s}$ の液膜媒体に関して液膜側熱伝達率を推定する場合、プレートの有無による影響が小さい事が分かった。プレートを設けた場合の粘度 $0.010\sim 0.242\text{Pa}\cdot\text{s}$ の液膜媒体を用いた実験において Jacobi の式による推定値と近い実験値が得られたため、本実験で行った範囲の粘度の液膜ではプレートによる影響はほぼ無いと考えられる。

4.3.2 液膜側熱伝達率の粘度特性

粘度による液膜側熱伝達率への影響を検証するため、各実験について伝熱管片面を流れる液膜の単位幅流量と液膜側熱伝達率の関係を図 11 に示し、比較を行う。液膜の粘度が最も低い粘度 $0.010\text{Pa}\cdot\text{s}$ の実験における液膜側熱伝達率が最も大きく、粘度が増すにつれて低下する傾向が得られた。粘度 $0.010\text{Pa}\cdot\text{s}$ の実験と粘度 $0.0144\text{Pa}\cdot\text{s}$ の実験値に大きな差が見られたが、粘度 $0.0144\sim 0.242\text{Pa}\cdot\text{s}$ の実験結果においてあまり差は見られず、液膜が高粘度である程 Jacobi の式が示す粘度の影響が表れていない事が分かった。今後は粘度範囲をさらに拡大して実験を行い、液膜粘度による実験値と Jacobi の式による推定値の関係に関して明らかにする必要がある。

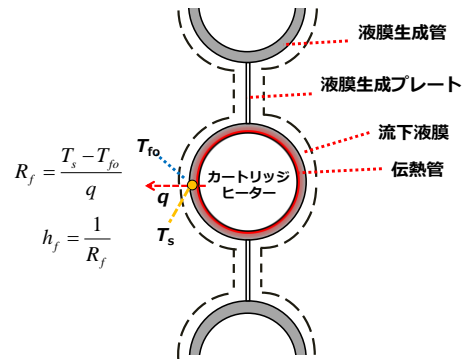


図 7 液膜側熱伝達率実験値算定方法

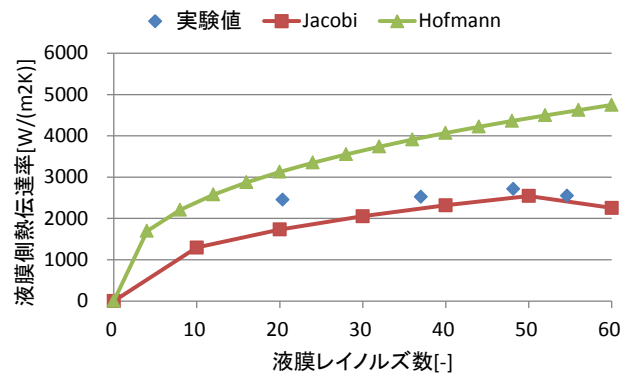


図 8 液膜側熱伝達率(0.010Pa・s, Jacobi の式適用範囲)

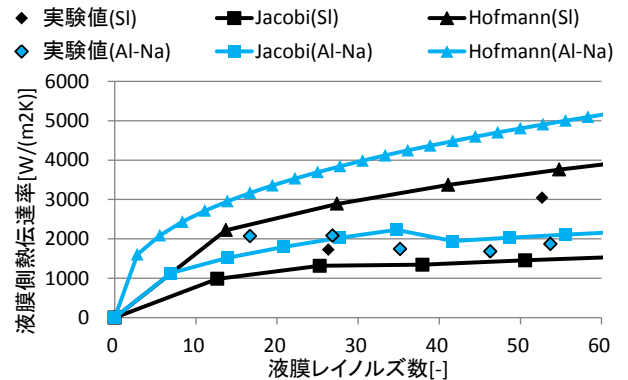


図 9 液膜側熱伝達率(アルギン酸 Na と汚泥の比較)

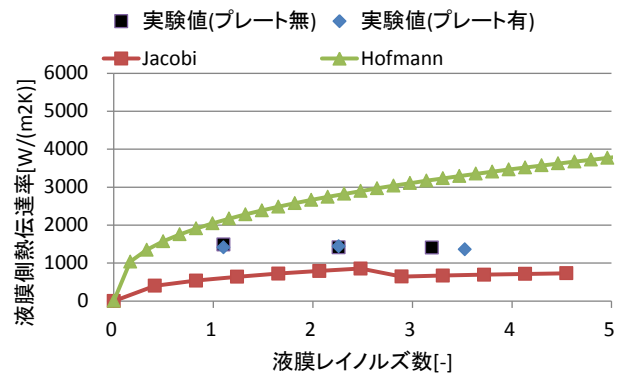


図 10 液膜側熱伝達率(プレートの有無による比較)

5 まとめ

5.1 汚泥投入試験に関して

汚泥投入試験により汚泥を熱交換器へ投入し続ける事による熱通過率の低下状況の把握を行った。

1) 流下機構や汚泥分配部への夾雑物の詰りが発生し、熱通過率が低下したが、流下機構の改良により夾雑物の詰りの発生状況を緩和する事ができ、液膜を均一に流下する事が出来た。秋期から冬期Ⅱにかけて熱通過率の試験期間平均値と試験期間内日平均値の最小の差が小さくなり、汚泥を熱交換器に長期間投入しても安定的に熱回収する事が可能となった。

2) 試験期間内日平均の最大が $1557\sim 1875\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ であり、汚泥熱交換器は最大で $1557\sim 1875\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ の熱通過率で汚泥から熱回収出来る事が汚泥投入試験により示された。

5.2 液膜側熱伝達率の粘度特性把握実験に関して

粘性流体を液膜として用いた横型流下液膜式熱交換器の液膜側熱伝達率の粘度特性を把握するため、Jacobi の実験を想定した粘度特性把握実験を行った。

1) Jacobi の式適用条件範囲内である粘度 $0.010\text{Pa}\cdot\text{s}$ の液膜に関して、Hofmann の式より Jacobi の式に近い値と傾向が得られ、Jacobi の式適用範囲外である粘度 $0.0144\sim 0.242\text{Pa}\cdot\text{s}$ の液膜媒体を用いた実験に関しても同様であった。本実験における粘度範囲では Jacobi が定める推定式の適用条件範囲外の実験においても Jacobi の式が適用出来る事が分かった。

2) 横型流下液膜式熱交換器に汚泥を流下して行った実験では液膜レイノルズ数が高くなると実験値は Jacobi の式の推定値より Hofmann の式の推定値に近くなったが、Jacobi の式を下回る事は無かった。この事から Jacobi の式によって熱交換器の性能を過大に推定する可能性は低く、Jacobi の式による推定値を設計値として用いる事が可能であるといえる。

3) 粘度が $0.242\text{Pa}\cdot\text{s}$ の液膜において、液膜生成プレートの有無による液膜側熱伝達率の比較を行った。本実験で行った粘度範囲 $0.0100\sim 0.242\text{Pa}\cdot\text{s}$ の液膜媒体に関して、プレートによる液膜側熱伝達率への影響は小さいと考えられる。

4) 粘度の増加に伴って液膜側熱伝達率が低下する傾向が見られたが、高粘度になるにつれ、粘度による液膜側熱伝達率低下への影響は実験では見られなかった。

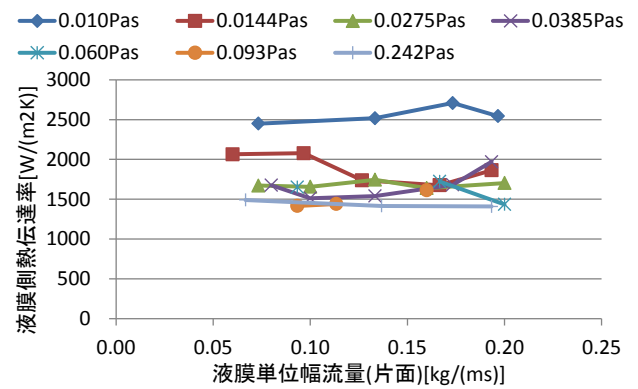


図 11 粘度による液膜側熱伝達率への影響

6 今後の課題

6.1 液膜側熱伝達率の粘度特性把握実験に関して

本研究における実験では粘度の増加による液膜側熱伝達率の低下への影響が推定値に比べてあまり見られなかった。また、本研究で行った粘度より高粘度の液膜媒体から熱回収する場合もあるので、高粘度液膜による液膜側熱伝達率の粘度特性を把握する必要がある、粘度範囲を拡大した実験が必要である。

6.2 汚泥熱交換器の設計に関して

$0.010\sim 0.242\text{Pa}\cdot\text{s}$ と限られた範囲であるが、Jacobi の式が汚泥を用いた場合の汚泥熱交換器の設計に用いる事が出来る推定式である事が粘度特性把握実験から分かった。また、汚泥投入試験により横型流下液膜式熱交換器は最大 $1557\sim 1875\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ で汚泥から熱回収する事ができ、流下機構への夾雑物の詰り対策により熱通過率が安定する事が分かった。これらの事から $1557\sim 1875\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ を現状の汚泥熱交換器の熱通過率の一つの目安とし、汚泥や熱源水の流入条件に合わせて Jacobi の式を用いた推定を行う事で、更なる熱通過率の向上を目指した設計が可能となる。

[参考文献]

- 1)尾花英朗(1977)『熱交換器設計ハンドブック』,pp.694-695,工学図書株式会社
- 2)X.Hu and M.Jacobi(1995)「The Intertube Falling-Film Modes: Transition,Hysteresis,and Effects on Heat Transfer」
- 3)日本機械学会(2005)『伝熱工学』,日本機械学会

[あとがき]

本研究は、環境省平成 25 年度 CO2 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業「太陽熱温水器・下水熱回収ヒートポンプ技術を利用した消化プロセスのエネルギー高効率化システム開発」(代表：貫上佳則)の一環で行ったものである。