表面処理されたアルミ伝熱面を用いたアンモニア蒸発器の伝熱特性 (平滑面の場合)

有馬 博史*1, 西口正尚*2, 重永 裕大*2

Characteristic of boiling heat transfer of ammonia on evaporator using surface – treated aluminum heat transfer surface (Case: smooth surface plate)

Hirofumi ARIMA *1, Masanao NISHIGUCHI*2 and Yuta SHIGENAGA*2

^{*1} Institute of Ocean Energy, Saga Univ., 1-48, Hirao, Kubara-aza, Yamashiro-cho, Imari-shi, Saga 849-4256
^{*2}Graduate school of Sci. Eng., Saga Univ., 1-Honjo, Saga-shi, Saga 840-8502

Abstract

The Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) uses plate heat exchangers (PHE) for evaporator and condenser, warm and cold seawaters as heat sources and an ammonia as a working fluid. The PHEs consists of flame and some metal plates which configures some fluid channels. Generally, the plate made of titanium, since the material has high corrosion resistance of ammonia and seawaters. However, the titanium is expensive and difficulty workability. Therefore, the author proposed using aluminum instead of titanium for PHE plate. In this study, in order to confirm the heat transfer performance of the PHE installing aluminum plate, the measurement of the boiling and overall heat transfer coefficients under flowing ammonia. In addition, the plate was treated by the anodic oxidation (AO), anodized and coated composite film (ACC), because the aluminum has low corrosive corrosion resistance of ammonia. Comparison of the heat transfer coefficient of water and ammonia of two different coating method at the different mass flow rate and hot water temperature were performed. As a result of measurement of the ammonia boiling heat transfer coefficient and overall heat transfer coefficient of AO and ACC surface treated plates, it was found that the heat transfer performance of the AO plate is better than ACC one.

Key words : Aluminum, Ammonia, Boiling, Anodic Oxidation, Anodized and Coated Composite Film

1. 緒 言

海洋温度差発電 (OTEC) は海洋の表層(25~30℃)と深層(5~10℃)の海水の温度差を利用して発電を行う,温度差 発電の一つである.発電にはランキンサイクルを用いるため,高温熱源から熱の回収と低温熱源かへの熱の廃棄 を行うための熱交換器が必要である.この熱交換器には,一般に伝熱面がチタニウム製のプレート式熱交換器が 用いられている.ところで,現在稼働している OTEC は,沖縄県久米島(池上,2015) とハワイ (Makai,2015) の実 証プラントのみであり実用化には至っていない.今後実用化に向けた研究として,これらの熱交換器の性能向上 が一番の課題となっている.これまで,熱交換器の性能向上を目的として、プレート伝熱面の形状(Promvonge, 2008),伝熱面の微細加工 (Koyama, et al., 2014) などに関する研究が行われている.伝熱面形状は伝熱面積の増加 および伝熱面上での流れの乱れによる伝熱促進を狙い,また,微細加工は核沸騰促進による効果を狙ったもので あり,沸騰及び対流伝熱の向上を目的としている.また一方で,伝熱面は金属板を使用していることから材質に よる伝熱性能の向上も考えられる.OTEC 用の熱交換器の伝熱面材料には,一般にチタンが用いられている.そ れはチタンがアンモニア及び海水に対する耐性が高いためである.一方,それ以外の材料として,アルミニウム 合金,Cu-Ni 合金,ステンレスについては,海水とアンモニアに対する耐性が調べられている (Kapranos and Priestner, 1987) が使用されておらず,また,これらの材料について伝熱性能に関する検討も行われていない.な

*2 佐賀大学大学院理工学研究科 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町1番)

E-mail: arima@ioes.saga-u.ac.jp

原稿受付 2020年11月3日

^{*1} 佐賀大学海洋エネルギー研究センター (〒849-4256 佐賀県伊万里市山代町久原字平尾 1-48)

お、チタンは金属の中でも比較的熱伝導率が低い事から、伝熱材料としては不利である。そこで、熱伝導率の高 いアルミニウム材を熱交換器の伝熱材料として用いた場合の伝熱性能を検討することにした.著者らは複数のコ ーティング材で表面処理を行ったアルミニウム製伝熱プレートについて、アンモニアにおける耐性の確認(有馬、 小山,2013)と沸騰伝熱特性について測定を行っている. コーティング材には酸・アルカリに強い PEEK 樹脂と DLC コーティング (商品名・WINKOTE®) を採用した.アンモニア沸騰環境で3か月の連続した実験を行いコーティ ング面の劣化を確認した結果, PEEK 樹脂の表面はほぼ変化がなく, WINKOTE についてはエロージョンにより 一部の剥離と、それによりアルミニウムが暴露したことによる腐食が観察された(有馬他、2016).一方、著者らは アルミニウムの表面処理材のアンモニアに対する総合的な検証のため、複数の表面処理を施したアルミニウム材 を用いた1年間のアンモニア浸漬実験を行った(有馬,2020).前出の2種類のコーティング材に加えて、陽極酸 化、陽極酸化塗装複合皮膜によりコーティングされたアルミニウム材、および未処理のアルミニウム材を試料と して比較した結果, 陽極酸化が表面状態および質量の変化がなく, 最もアンモニア耐性が高かった. 陽極酸化塗 装複合皮膜も表面状態の変化は観察されなかったが、若干の質量増加が得られた.この結果より、アンモニア環 境においてアルミニウム材を使用する場合、陽極酸化および陽極酸化塗装複合皮膜の表面処理材によるコーティ ングが有効であることが明らかとなった.そこで本研究では、プレート式熱交換器の伝熱面材料として陽極酸化 および陽極酸化塗装複合皮膜によるコーティングを施したアルミニウムプレートを採用し、そのプレート式熱交 換器を用いたアンモニア沸騰実験を行うことで、伝熱特性について明らかにした。本報ではその結果の報告を行 う.

A_c	:	総流路断面積	[m ²]	V	:	流速	[m/s]
A_s	:	総伝熱面積	[m ²]	ギリシ	ヤ文字		
Ср	:	定圧比熱	[J/kgK]	ρ	:	密度	$[kg/m^3]$
h	:	熱伝達率	$[W/m^2K]$	添字			
k	:	熱伝導率	[W/mK]	h	:	温水	
L	:	蒸発潜熱	[J/kg]	in	:	入口	
т	:	質量流量	[kg/s]	l	:	液相	
Р	:	圧力	[Pa]	lm	:	対数平均	
Q	:	熱交換量	[W]	out	:	出口	
Т	:	温度	[°C]	sat	:	飽和	
ΔT	:	温度差	[°C]	wf	:	作動流体	
t	:	プレート厚さ	[m]	ww	:	水-水実験	
U	:	熱通過率	$[W/m^2K]$				

2. 記 号

3. 実 験

3·1 実験装置

実験装置は①温水-冷水(水-水)の熱交換実験および②アンモニア強制対流沸騰実験用の2種類を用いた.それぞれの装置の概略図をFig.1 (a)(b)に示す.Fig.1(a)の実験装置は、テストセクション (プレート式熱交換器) と温水 タンク、温水ポンプ、冷凍機で構成される.また、これらの機器は温水循環系、冷却水循環系の2つの循環系を 構成する.次に、Fig.1(b)の実験装置はテストセクション(蒸発器)、凝縮器、作動流体タンク、サブクーラー、冷 凍機、温水タンク、作動流体ポンプ、温水ポンプで構成される.また、これらの機器は作動流体循環系、冷水循 環系、温水循環系の3つの循環系を構成する.各実験装置を機器は以下のとおりである.テストセクション (ア ルファラバル製:プレート式熱交換器、T2-BFG)、凝縮器およびサブクーラー (東京ブレイズ製:ブレイズド熱交 換器、TB-MS11V)、作動流体タンク、作動流体ポンプ (SPECK 製:マグネットポンプ、NPY-2251MK0402、出力 500W)、温水ポンプ (三相電機製:マグネットポンプ、PMD-1523B6M、出力 150W)、温水タンク、投げ込みヒー ター (八光電機製: パイプヒーター, BWA3230, 200V-3kW および BWA1120, 100V-2kW), 冷凍機 1 (オリオン製: RKW1500B-V-G1, 冷却能力 5.3kW), 冷凍機 2 (オリオン製: RKS753J-MV, 冷却能力 2.5kW).

各実験装置の系内の状態量の測定に用いた流量,圧力,温度の各センサーは以下のとおりである.作動流体の 流量測定には、コリオリ式質量流量計 (エンドレスハウザー製: PROMASS 83A,精度 ± 0.1%以内),温水の体積 流量測定には電磁流量計 (キーエンス製: FD-M50AT および FD-81,測定精度 ± 1.6%),冷水の体積流量測定に は電磁流量計 (キーエンス製: FD-M10AT,測定精度 ± 1.6% F. S.),圧力の測定には圧力変換器 (横河電機製: FP101,測定範囲 0~2MPa,測定精度 ± 0.25% F. S.),温度の測定にはK型熱電対 (林電工製: ST6,クラス 1, 誤差 ±1.5℃)を用いた.これらの値はデータロガー (GRAPHTEC 製: GL-820)で収集,測定して記録を行った.

3・2 テストセクション

Fig. 2 にテストプレートの概略図を示す.本実験で使用したテストプレートは A5052 アルミニウム合金製であ り、寸法は縦 350mm,横 100mm,厚さ 3.5mm(伝熱面,最薄部)である.また、伝熱面形状は平滑面である.ア ルミニウムプレートのコーティングには陽極酸化および陽極酸化塗装複合皮膜を使用した.Fig. 3(a),(b)に陽極酸 化および陽極酸化塗装複合皮膜による表面処理後のテストプレートをそれぞれ示す.陽極酸化は JIS H8601の AA-15 相当の沸騰水金属塩封孔アルマイト処理、陽極酸化塗装複合皮膜は JIS H8602の A1 種で表面処理を行ったも のである.膜厚はそれぞれ、陽極酸化は 20~25µm、陽極酸化塗装複合皮膜は皮膜厚が平均 16.48µm、塗膜厚が平 均 10.33µm、総合膜厚が平均 26.81µm である.陽極酸化および陽極酸化塗装複合皮膜のテストプレートを以降 TP-1、TP-2 と呼ぶ.テストプレート TP-1、2 は、市販品の PHE フレーム (アルファラバル製: T2-BFG) に組み込むこ とでテストセクションを構成した.テストセクションの仕様の詳細を Table 1 に示す.



(a) Hot water - cold water heat exchange experiment.



(b) Ammonia forced convective boiling experiment. Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.



Fig. 2 Design of test plate.

(i) Anodic Oxidation (TP-1)

Fig. 3 Photos of test plate.

Film (TP-2)

Table 1 Specification of test section and test plates.				
Plate type	TP-1	TP-2		
Coating Material	Anodic Oxidation	Anodized and Coated Composite Film		
Thickness of coating [µm] (approximately)	20~25	26.81		
Number of plates on test section	4	4		
Number of channels (hot water/ working fluid sides)	2/2	2/2		
Plate thickness t [mm]	3.5	3.5		
Total heat transfer area A_c [m ²]	5.0×10 ⁻²	5.0×10 ⁻²		
Cross-sectional area of working fluid channel Acwf [m2]	2.1×10 ⁻⁴	2.1×10 ⁻⁴		
Length of the heat transfer area of test plate l_{ch} [m]	2.33×10 ⁻¹	2.33×10 ⁻¹		
Thermal conductivity of A5052 aluminum k [W/mK]	140	140		

3·3 実験方法

本研究では、前節で示した2種類のテストプレートについて伝熱性能の評価を行った. 伝熱性能は、①温水-冷 水(水-水)の熱交換実験による水の熱通過率および熱伝達率の測定,②アンモニアを作動流体,温水を熱源とする 強制対流沸騰実験による熱通過率およびアンモニア沸騰熱伝達率の測定により評価を行った.

3・3・1 温水-冷水(水-水)の熱交換実験

水-水の熱交換実験は以下の方法で行った.実験には Fig. 1 (a)の装置を用いた.温水タンクで温調された温水 と冷凍機の冷水をテストセクションの温水側と冷水側に流すことで熱交換を行った. テストセクションの温水側 と冷水側における入口と出口の各温度及び各流体の流量を定常状態に保ち、これらの状態量をデータロガーで測 定を行った.また測定された値はデータロガーに1秒間隔で2分間保存された.2分間の値の平均値を求め,そ の値を実験データとして用いた.実験条件を Table 2(a) に記す.

3・3・2アンモニア強制対流沸騰実験

アンモニアの強制対流沸騰実験は以下の方法で行った.実験には Fig.1(b)の装置を用いた.まず,作動流体タ ンクに貯蔵されたアンモニアを作動流体ポンプにてテストセクションに流す.また、テストセクションには温水 を対向に流すことでアンモニアを加熱,沸騰させる.次に気液二相状態となったアンモニアは凝縮器に送られ, 冷凍機から凝縮器に送られた冷水により凝縮する. その後液化したアンモニアは作動流体タンクに戻される. タ ンクに貯蔵されたアンモニアをポンプで再度テストセクションに送り込むことみ系内で循環を行った.テストセ クションのアンモニア側および温水側の入口と出口の温度及び各流体の流量、アンモニア側の圧力を定常状態に 保ち、これらの状態量をデータロガーで測定を行った.測定値の記録およびデータ処理は水-水実験と同じ方法を 用いた. 実験条件を Table 2(b) に記す.

(a) Hot water – cold w	vater heat exchange experiment.	(b) Ammonia force	(b) Ammonia forced convective boiling experiment.			
Plate types	TP-1, TP-2	Plate types	TP-1, TP-2			
Hot water flow rate [L/min] ([m/s])	2, 3.3, 6.7,10 (0.159, 0.265, 0.529, 0.794)	Hot water flow rate [L/min] ([m/s])	1, 2, 3, 4, 5, 6,7 (0.079, 0.159, 0.238, 0.317, 0.397, 0.476, 0.556) 3.5, 5, 7.5, 10, 15 (4.63, 6.61, 9.92, 13.2, 19.8)			
Cold water flow rate [L/min] ([m/s])	3, 5, 10, 15 (0.238, 0.397, 0.794, 1.19)	Working fluid mass				
Hot water inlet temperature [°C]	30, 35, 40, 45	flow rate [kg/h] (Mass flux [kg/m ² s])				
Cold water inlet temperature [°C]	5, 10	Hot water inlet temperature [°C]	30, 40			
		Working fluid inlet pressure [kPa abs]	700			

Table 2 Experimental conditions

3・4 データ整理

水-水の熱交換実験ではテストプレートの温水側の熱伝達率を求めた.以下に熱伝達率の導出法を記す. 初めに温水側の熱交換量 Q_h[W]を以下の式で求めた.

$$Q_h = m_h C p_h (T_{h,in} - T_{h,out}) \tag{1}$$

ここで m_h [kg/s] は温水の質量流量, Cp_h [J/kgK] は温水の定圧比熱, T_{h,in}, T_{hout} [℃] は温水側の入口と出口温度 である.

次に熱通過率 U_{ww} [W/m²K]を次式で求めた.

 $U_{ww} = Q_h / (A_s \Delta T_{lm,ww})$ (2)

ここで A_s [m²] はテストプレートの総伝熱面積, ΔT_{Im,ww} [°C] は対数平均温度差である.また対数平均温度差 $\Delta T_{lm,ww}$ は次式で求めた.

$$\Delta T_{lm,ww} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \frac{(T_{h,in} - T_{c,out})}{(T_{h,out} - T_{c,in})}}$$
(3)

ここで *T_{c,in}*, *T_{c,out}* [℃] は冷水側の入口と出口の温度である.

ところで、熱交換器の熱伝達率の導出にはウィルソンプロット法 (Wilson, 1915) が一般に用いられる.同方法 は、液体の流速をパラメーターとし、それに対する熱通過率との相関関係から、任意の流速に対する熱伝達率の 相関を得ることができる.ここで、温水の流速 V_h [m/s]と熱伝達率 h_h [W/m²K]とした時、その相関を次式で表すこ とができる.

$$1/h_h = C_{h1} V_h^{-n} (4)$$

ここで C_{h1} は比例係数である.また、温水流速 $V_h[m/s]$ は温水の質量流量 $m_h[kg/s]$ 、温水の密度 $\rho_h[kg/m^3]$ と流 路断面積 A_c [m²] を用いて次式で求めた.

$$V_h = m_h / (\rho_h A_h) \tag{5}$$

冷水側の熱伝達率 hcについても冷水の流速 Vcとの間に同様の式が成り立つとする.

$$1/h_c = C_{c1} V_c^{-\mathbf{n}} \tag{6}$$

熱通過率 Uwwは, Eq. (7)に示す温水側および冷水側の熱抵抗と伝熱プレートの熱抵抗の和の逆数で表すことが できる.

 $1/U_{ww} = 1/h_h + 1/h_c + t/k$

ここで、 $t[m] \ge k[W/mK]$ は伝熱プレートの厚さおよび熱伝導率であり、またt/kの値はテストプレートの熱抵抗である.

温水および冷水の流速が等しく($V_h = V_c$)となるように与えた場合, Eq. (7)に Eq. (5), (6)を代入し V_h で整理を行うと, $1/U_{ww}$ と $1/V_h$ の関係は Eq. (8)で与えることができる.

$$1/U_{ww} = C_{h1}V_h^{-n} + C_{c1}V_h^{-n} + t/k = (C_{h1} + C_{c1})V_h^{-n} + t/k = C_1V_h^{-n} + C_0$$
(8)

ここで C₀は比例定数である.また, C₀はテストプレートの熱抵抗 t/k である.

また,温水と冷水の流速が等しいことから, $C_{h1} = C_{c1}$ が成り立つ.よって $C_{h1} = C_{c1} = C_1/2$ である. 以上より, Eq. (5)の平均熱伝達率 h_h は比例係数 C_1 を用いて以下のように書き直すことができる.

$$1/h_h = 0.5C_1 V_h^{-n} \tag{9}$$

次に、アンモニア強制対流実験における沸騰熱伝達率を以下の方法で求めた. まず初めに、熱通過率 U_{wf}を以下の方法を用いて導出した.

$$U_{wf} = Q_h / (A_s \,\Delta T_{lm,wf}) \tag{10}$$

ここで Q_h は温水熱交換量で Eq. (1)から求めた. また, A_s はプレートの総伝熱面積, $\Delta T_{lm, wf}$ は沸騰熱伝達にお ける対数平均温度差である. また, Q, ΔT_{lm} はそれぞれ次式で求めた.

$$\Delta T_{lm,wf} = \left(T_{h,in} - T_{h,out}\right) / \ln \frac{\left(T_{h,in} - T_{sat}\right)}{\left(T_{h,in} - T_{sat}\right)} \tag{11}$$

ここで T_{sat} は操作圧力におけるアンモニアの飽和温度であり, PROPATH (Propath Group, 2016)を使って求めた. 作動流体側の沸騰熱伝達率 h_{wf} は次式で求めた.

$$1/h_{wf} = 1/U_{wf} - (1/h_h + t/k) = 1/U_{wf} - (1/h_h + C_0)$$
(12)

ここで C_0 は Eq. (8)で得られた値を用いた.また温水側熱伝達率 h_h は Eq. (4)の推算式を与えた. 最後に,沸騰熱伝達の整理に用いるテストセクション出口の乾き度 x は次式で求めた.

$$x = \frac{Q_h - Q_{sub} - Q_{sup}}{m_{wf}L} \tag{13}$$

ここでLは蒸発潜熱, m_{wf}は作動流体の質量流量である.また, Q_{sub}, Q_{sup}は過冷域と過熱域における熱交換量である.これらの値は,作動流体側入口の比エンタルピーの値と,熱交換量と作動流体質量流量の比から得られる 比エンタルピーの値からそれぞれ算出した.なお, Eq. (13)は作動流体入口の条件が過冷である場合のみに使用した.

4. 結 果

4・1 水の熱伝達率

水の熱伝達率について導出するため、水-水実験で得られた熱通過率について整理を行った. Fig. 5 に TP-1, 2 のテストプレートの水-水熱交換実験で得られた 1/U_{ww} と 1/V_hの相関を示す. Eq. (4)で整理を行うことで、各プレートの相関を次式で表した.

(TP-1)
$$\frac{1}{U_{WW}} = 4.269 \times 10^{-4} (\frac{1}{V_h})^{0.67}$$
 (14)

(TP-2)
$$\frac{1}{U_{WW}} = 4.931 \times 10^{-4} (\frac{1}{V_h})^{0.62}$$
 (15)

(7)

それぞれのテストプレートで温水流速に対する相関が異なるが、テストプレート間で統一した相関を使用するため、温水流速に対する指数をこれらの平均値から*n*=0.669と与えた.

次に Eq. (8)の相関を求めるため, Fig. 6 に熱通過率 $1/U_{ww}$ と温水流速 $1/V_h$ "による整理を行った. Fig. 6 の相関から Eq. (8)を求め, それに対する係数 C_0, C_1 をを得た.得られた値を Table 3 に示す.

(TP-1)
$$\frac{1}{U_{WW}} = 4.059 \text{ x } 10^{-4} \left(\frac{1}{V_h}\right)^{0.669} + 4.346 \text{ x } 10^{-5}$$
 (16)

(TP-2)
$$\frac{1}{U_{ww}} = 4.018 \times 10^{-4} \left(\frac{1}{V_h}\right)^{0.669} + 1.023 \times 10^{-4}$$
 (17)



Fig. 5 Overall heat transfer coefficient vs. hot water velocity of water-water heat exchange.



Fig. 6 Wilson plots of water-water heat exchange.

以上の式の値から Eq. (9)により各テストプレートの水側の熱伝達率を求めた.

(18)

(TP-2) $h_h = 7.022 \ge 10^3 V_h^{0.669}$

Eq.(18),(19)より TP-1 と TP-2 の水側熱伝達率はほぼ同じ値を示すことが分かる.よって、表面処理状態による 水の熱伝達への影響はないことが分かる.

4・2 テストプレートの熱抵抗および熱伝導率

本研究では、TP-1、TP-2 の 2 種類のテストプレートについてアンモニア沸騰における伝熱性能の比較を行った が、テストセクションにおける熱通過率 U_{wf} の評価に必要なテストプレートの熱抵抗の値が明らかではなかった ため、水-水実験の結果を用いて評価を行った。テストプレートの熱抵抗は Eq. (8)の tk、つまりテストプレートの 厚さ t と熱伝導率 k の比の値である。この値は Table 1 の C_0 の値と等しいことから、TP-1、TP-2 のプレート熱抵抗 は Eq. (16), (17)から $t/k = 4.35 \times 10^{-5}$, 1.02×10^4 m²K/W である。両テストプレートの基材のアルミニウムプレート の厚さは等しく $t=3.5 \times 10^{-3}$ m であることから、それぞれの熱伝導率はそれぞれ k=80.50, 34.31 W/mK となる。こ のことから熱伝導率は TP-1 の方が大きく、またテストプレートの熱抵抗のみの単純な比較では、TP-1 の方が良 いことを示している。また、参考として熱伝導率を 22 W/mK であるチタニウムで同一サイズのプレートを作製し た場合、理論値として 1.59×10^4 m²K/W が得られる。TP-1、2 の熱抵抗はこの値より低く、アルミニウム表面処 理を行ってもチタニウムに比べ熱抵抗が 40~70%低い伝熱プレートが作成可能であると言える。

一方,実験で得られた熱伝導率と、各テストプレートの皮膜部分の厚みなと熱伝導率なの値から計算で得られる見かけの熱伝導率kaとの比較を行った.見かけの熱伝導率kaは Eq. (20)で求めた.その結果を Table 3 に示す.なお、各テストプレートの皮膜の熱伝導率は明らかになっていないため、この計算では一般的な物性データを用いた. TP-1 では陽極酸化皮膜の熱伝導率を約 67 W/mK (内山他,1980), TP-2 では陽極酸化皮膜の熱伝導率に加えて塗装部分に使用されているアクリル樹脂の熱伝導率である約 0.21W/mK を用いた.

(19)

$$k_a = (t + 2t_{s1} + 2t_{s2}) / (\frac{t}{k_b} + \frac{2t_{s1}}{k_{s1}} + \frac{2t_{s2}}{k_{s2}})$$

ここで t, k は基材のアルミニウムプレート厚さと熱伝導率, t, k, は皮膜の片面の厚さと熱伝導率である.

Table 3 Thermal resistance of TP-1 and TP-2 plates.				
Plate type	TP-1	TP-2		
Thickness of base aluminum plate t [m]	3.5×10^{-3}	3.5×10^{-3}		
Thermal resistance of test plate t/k obtained by Eq. (16) and (17) $[m^2K/W]$	4.35 × 10 ⁻⁵	1.02×10^{-4}		
Thermal conductivity k obtained by thermal resistance of test plate t/k [W/mK]	80.50	34.31		
Thickness of coating materials t_s [m]	25×10^{-6}	26.81×10^{-6}		
Thermal conductivity of coating materials k_s [W/mK]	67	0.21		
Apparent thermal conductivity of coating materials ka [W/mK]	137.88	28.69		

Table 3 より, 見かけの熱伝導率 k_a はそれぞれ 137.88 および 28.69 W/mK となり, 実験から得られた熱伝導率 kの値に非常に近い値が得られた.

4・3 蒸発器の熱通過率の測定

Fig. 7 (a), (b) および Fig. 8(a), (b)に温水流速 *V*_hに対する熱通過率 *U*_{wf}の値を示す. Fig. 7 は TP-1, Fig. 8 は TP-2 の結果を示しており,各図の(a)(b)は温水入口温度の条件が *T*_{h,in} = 30℃および 40℃における結果を示す.

Fig. 7 (a), (b)の TP-1 の結果より,各質量流量における熱通過率は,一部の作動流体質量流量条件を除き,温水流速の増加に伴い増加していることが分かる.また,Fig. 7 (a)と(b)の温水入口温度の違いによる熱通過率の比較において,作動流体質量流量 m_{wf} =15 kg/h の場合は,いずれの温水流速においてもほぼ同じ値を示している.温水入口温度の増加により作動流体温度との温度差が大きくなるため,Eq.(11)の対数平均温度差は大きくなる.しかし,同時に熱交換量も増加しているためこのような結果となった.入口温度の増加による熱交換量の増加は,伝熱面での熱流束の増加による作動流体側の熱伝達率の増加を示している.一方,Fig.7(a)の m_{wf} =3.5 kg/h における熱通過率の変化は,温水流速の変化に対してほぼ一定になることが分かる.この理由は次の 4.4 節にも後述するが,作動流体質量流量が低い条件の場合,作動流体出口において作動流体の乾き度 x が高くドライアウトが発生するため,上記以外の作動流体質量流量の乾き度が低い条件に比べ作動流体側の熱伝達率が低くなる.それに伴い,温水流速の増加による水側の熱伝達率の増加があるにも関わらず熱通過率としては低下する傾向となる.

Fig.8 (a), (b)の TP-2 の結果は, 温水流速に対する熱通過率の分布は TP-1 の結果とほぼ同じ傾向を示している. また Fig. 8 (a)の m_{wf} = 3.5 kg/h, Fig.8 (b)の m_{wf} = 3.5 および 5 kg/h における熱通過率の変化についても Fig. 7 (a), (b) と同様の傾向を示した.

一方, プレート種類による熱通過率への影響について Fig.7 と Fig.8 で比較を行った.いずれの温水入口温度, 温水流速条件においても TP-1 の方が熱通過率が高く,特に $V_h > 0.4$ m/s の流速の高い領域では熱通過率が約 20 ~30%高い値を示していることが分かる.

4・4 沸騰熱伝達率の測定

Fig. 9 (a), (b) および Fig. 10 (a), (b)に,作動流体の出口乾度 x に対するアンモニアの沸騰熱伝達率 h_{wf}の値を示 す. Fig. 9 は TP-1, Fig. 10 は TP-2 の結果を示しており,また各図の (a), (b) は温水入口温度の条件が T_{h,in}=30℃ および 40℃における結果を示す. Fig. 9 (a), (b) の TP-1 の結果より,作動流体の熱伝達率は出口乾き度の変化に 対し

(20)







(a) $T_{h,in} = 30^{\circ}$ C (b) $T_{h,in} = 40^{\circ}$ C Fig. 8 Overall heat transfer coefficient at anodized and coated composite film test plate (TP-2).



Fig. 9 Boiling heat transfer coefficient at anodic oxidation test plate (TP-1).



Fig. 10 Boiling heat transfer coefficient at anodized and coated composite film test plate (TP-2).

て x < 0.6 では増加, x > 0.6 では減少の傾向を示していることが分かる.また,全ての乾き度において, Fig. 9(b) の方が高い沸騰熱伝達率を示していることが分かる.

また Fig. 10 (a), (b) の TP-2 の結果における出口乾き度に対する熱通過率の分布は, TP-1 の結果とほぼ同じ傾向を 示している. Fig. 9 と Fig. 10 の熱伝達率の同一の出口乾き度による比較では,いずれの入口温度条件においても Fig. 9 の TP-1 の方が沸騰熱伝達率が高いことが分かる.本実験で与えた低質量流量の条件の場合,沸騰熱伝達率 の値は強制対流による熱伝達より核沸騰による熱伝達に大きく依存する(Arima, et al., 2010). また,いずれのテス トプレートにおいても,同一の乾き度で比較すると作動流体質量流量の違いによる熱伝達率への影響はほとんど なかった.以上のことから,強制対流の熱伝達のへの影響はほとんどなく,陽極酸化と陽極酸化塗装複合皮膜に よる表面状態の違いが,核沸騰熱伝達の違いとして現れたものと推察される.

5. 結 言

アルミニウム材プレートに陽極酸化および陽極酸化塗装複合皮膜で表面処理を行い,それを伝熱プレートとして組み込んだプレート式蒸発器を用いてアンモニアの強制対流沸騰熱実験を行い,蒸発器の熱通過率およびアン モニアの沸騰熱伝達率を測定した.その結果次のことが明らかとなった.

- (1) 表面処理された2種類の伝熱プレートの水の熱伝達率はほぼ同じ値を示した.また、プレート熱抵抗は、 陽極酸化伝熱プレートの方が小さいことを確認した.
- (2) 陽極酸化塗装複合皮膜の伝熱プレートに対し陽極酸化の方が高い熱通過率を示し、特に温水流速が 0.4m/s 以上において 20~30%高い値を示した.

(3) アンモニアの沸騰熱伝達率についても、陽極酸化伝熱プレートの方が高い値を示した.

以上のことより,アルミニウム材を蒸発器の伝熱プレートとして用いる場合は,陽極酸化処理を施した方が, 伝熱性能が良くなることが明らかとなった.

謝 辞

本研究は、一般社団法人軽金属学会新エネルギー向け表面処理研究部会におけるテーマの一つとして、軽金属 学会と佐賀大学の共同研究として行われたものである.本研究に当たり、供試材は軽金属学会新エネルギー向け 表面処理研究部会より提供された.ご協力いただいた全ての部会員の企業様に謝意を表する.ここに記して感謝 する.

文 献

Wilson E. E., "A Basic for Rational Design of Heat Transfer Apparatus", Transactions of ASME, Vol. 37, (1915), pp. 47-70. 内山利光, 礒山永三, 大塚達雄, "アルミニウムの表面処理", 軽金属, Vol. 30, No. 10 (1980), pp. 592-602.

- P. Kapranos and R. Priestner, "Overview of metallic materials for heat exchangers for ocean thermal energy conversion systems", Journal of Materials Science, Vol. 22 (1987), pp. 1141-1149.
- P. Promvonge and C., "Thermal performance assessment of turbulent channel flows over different shaped ribs", Thianpong, International Comm. in Heat and Mass Transfer, Vol. 35 (2008), pp. 1327-1334.
- H. Arima, J. H. Kim, A. Okamoto, Y. Ikegami, "Local boiling heat transfer characteristics of ammonia in a vertical plate evaporator", International Journal of Refrigeration, Vol. 33, No. 2, (2010), pp. 359-370.
- 有馬博史,小山幸平,"コーティングされたアルミニウム合金のアンモニア沸騰環境下における利用可能性",軽金属, Vol. 63, No. 4 (2013), pp. 1-6.
- K. Koyama, H. Chiyoda, H. Arima and Y. Ikegami, "Measurement and prediction of heat transfer coefficient on ammonia flow boiling in a microfin plate evaporator", International Journal of Refrigeration, Vol. 44 (2014), pp. 36-48.

池上康之,"再生可能エネルギーにおける安定電源の役割を目指す海洋温度 差発電の新しい展開 -沖縄・久米島から始まった海洋温度差発 電の系統連",日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol. 50, No. 1 (2015), pp. 54-58.

Makai Connects World's Largest Ocean Thermal Plant to U.S. Grid,

http://www.makai.com/makai-news/2015_08_29_makai_connects_otec/ (2015.8).

有馬博史, 稲富諒, 小山幸平, "特殊コーティングアルミ板を使用したプレート式熱交換器の伝熱特性", 平成27年度 佐賀大学海洋エネルギー研究センター成果発表会論文集, (2016).

Propath Group, W-PROPATH, http://www2.mech.nagasaki-u.ac.jp/PROPATH/ (2016.3).

有馬博史, "アルミニウム表面処理材のアンモニア耐久性", 軽金属, , Vol.70, No. 5, (2020), pp. 1-8.