

ヘリンボーン型プレート式熱交換器におけるアンモニア強制対流沸騰の可視化

有馬 博史^{*1}, 林 賢大^{*2}

Visualization of ammonia forced convective boiling on herringbone plate heat exchanger

Hirofumi ARIMA^{*1} and Kenta HAYASHI^{*2}

^{*1} Institute of Ocean Energy, Saga Univ., 1-48, Hirao, Kubara-aza, Yamashiro-cho, Imari-shi, Saga 849-4256

^{*2} Graduate school of Science Engineering, Saga Univ., 1-Honjo, Saga-shi, Saga 840-8502

Abstract

The improvement of heat transfer performance of heat exchangers is required to distribute the OTEC facilities in the world. At the heat exchanger such as an evaporator and a condenser for the OTEC, the plate heat exchanger (PHE) are generally used and the ammonia and seawater are flowed as a working and heat sources. To improve the performance of the PHEs, it is necessary to clarify the heat transfer and two-phase flow phenomena inside PHEs. Specially, according to the evaporator for the OTEC have to generate the ammonia vapor, the clarification of the boiling heat transfer and boiling phenomena are important. The measurement of heat transfer is relatively easy. However, it is difficult to observe inside PHE due to the plates of PHE is interposed between two thick metal frames. Therefore, the author was implemented the visualization of boiling phenomena inside PHE to make a new apparatus. The apparatus has large sight glass on the front frame and large visual field. In this study, the visualization of ammonia boiling phenomena above the plate surface to use the herringbone aluminum plate were performed. As a result, the different boiling flow pattern are observed at different mass flux, subcooled temperature and hat fluxes. In addition, the correlation between the boiling phenomena and void fractions will be made a report in this report.

Key words : Visualization, Plate heat exchanger, Boiling, Aluminum plate, Void fraction

1. 緒 言

現在、海洋温度差発電 (OTEC) は、実証試験の次の段階として 1MW ~ 10MW の実用化に向けた研究が進められている。OTEC は表層と深層の海水を熱源としてその温度差で発電を行うため、熱エネルギーの効率的な取出しにプレート式熱交換器が蒸発器、凝縮器として使用されている。また、熱源の温度が高温側で 25-30°C、低温側で 5-10°C と低いと、作動流体として低沸点媒体であるアンモニアが使用されている。ところで、OTEC の実用化には建設コストの低減、熱交換器の性能向上および発電効率の向上が不可欠となっている。特に熱交換器は OTEC の建設コストの 1/3 を占めるため、性能向上による低コスト化は課題の一つである。OTEC 用プレート式熱交換器の性能向上に関する研究として、櫛部ら (櫛部他, 2005, 2006) による PHE を用いたアンモニアまたはアンモニア/水の平均熱伝達率の測定に関する研究、有馬ら (有馬他, 2010, 2011) と岡本ら (岡本他, 2011) による PHE を用いたアンモニアまたはアンモニア/水の局所の沸騰熱伝達率に関する研究がある。これらの研究では、局所または平均のアンモニア沸騰熱伝達率を求めることで、PHE の沸騰特性を明らかにしている。

一方、PHE の可視化として、筆者ら (有馬他, 2010, 2011) は平滑プレートのアンモニア沸騰様相の観察を行い、乾き度との相関を求めた。この研究の可視化として用いた可視化窓は直径 40mm のガラス製丸窓であることから、局所的な観察に留まった。また、PHE の可視化研究としては、FC-72 を作動流体とした沸騰様相の観察 (小山ら, 2013) もあり、プレート全面の亚克力を通した直接観察が行われている。しかし、こちらも伝熱面として平滑面を用いており、PHE に一般に使用されているヘリンボーン型伝熱面では直接的な可視化は行われていない。一方、PHE の間接的な可視化については、Asano ら (2004) は作動流体として HCFC-141b、Baba ら (2009) は作動流体として HCFC-142b を用いた時の中性子ラジオグラフィによる沸騰様相の可視化を行っているが非定常の

原稿受付 2023 年 11 月 23 日

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

^{*2} 佐賀大学理工学研究科 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1 番)

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

観察は難しい。そこで、著者らは、新たにヘリンボーン型プレート式熱交換器の直接可視化法について提案を行い、その装置の設計製作と、その装置から得られる可視化画像を解析することにした。本研究ではプレート式蒸発器の可視化装置として、PHEの前面フレームを可視化窓に改良した装置を用いて、アルミ製ヘリンボーンプレート上の沸騰様相について観察を行った。また、熱伝達率、乾き度の測定および可視化画像からボイド率を算出することにより、沸騰様相と熱伝達性能との相関を求めた。本稿ではその結果について報告を行う。

2. 記号

A_c	:	総流路断面積	[m ²]	t	:	プレート厚さ	[m]
A_s	:	総伝熱面積	[m ²]	U	:	熱通過率	[W/m ² K]
Co	:	分布パラメーター	[-]	V	:	流速	[m/s]
C_p	:	定圧比熱	[J/kgK]	V_{Gj}	:	平均ドリフト速度	[m/s]
D_h	:	水力相当直径	[m]	x	:	乾き度	[-]
G	:	質量流束	[kg/m ² s]	ギリシャ文字			
h	:	熱伝達率	[W/m ² K]	α	:	ボイド率	[-]
h_{fg}	:	蒸発潜熱	[J/kg]	ρ	:	密度	[kg/m ³]
j	:	見かけの速度	[m/s]	添字			
k	:	熱伝導率	[W/mK]	h	:	温水	
L	:	高さ方向の位置	[m]	in	:	入口	
m	:	質量流量	[kg/s]	l	:	液相	
N	:	ピクセル数	[pixel]	lm	:	対数平均	
Nu	:	ヌセルト数	[-]	out	:	出口	
Pr	:	プラントル数	[-]	sat	:	飽和	
q	:	熱流束	[W/m ²]	sub	:	過冷	
Q	:	熱交換量	[W]	tot	:	総数	
Re	:	レイノルズ数	[-]	v	:	気相	
T	:	温度	[K]	wf	:	作動流体	
ΔT	:	温度差	[K]				

3. 実験

3.1 実験装置

図1に実験装置の概略図を示す。装置は作動流体循環系、温水循環系、冷水循環系の3つの循環系で構成されている。作動流体系には、テストセクション(熱交換器)、凝縮器(東京ブレイズ製:ブレイズド式TB-MS11V3h,材質SUS304,設計圧力5MPa)、作動流体ポンプ(SPECK製:NPY-2251MK.0402,出力220V-0.5kW)、プレヒーター(東京ブレイズ製:TB-SS11H3h,材質SUS304,設計圧力3MPa)、作動流体タンクが接続されている。温水循環系では、温水タンク、温水ポンプ各2台が蒸発器とプレヒーターにそれぞれ接続されている。冷水循環系では、冷凍機(オリオン製:RKS750F,冷却能力5.3W)が凝縮器と接続されている。

各循環系の状態量の測定のため、温度測定としてK型熱電対(林電工製:ST6,クラス1,誤差 $\pm 1.5^\circ\text{C}$)、圧力測定として圧力変換器(横河電機製:FP101-D31,測定範囲0-2MPa_gage,測定精度 $\pm 0.25\%$ F.S.),体積流量測定として超音波式流量計(キーエンス製:FD-Q10C,繰返精度0-20L/min/ $\pm 1.5\%$ of F.S.),質量流量測定としてコリオリ式流量計(キーエンス製:FD-SS2A,測定範囲0-2000mL/min,精度 $\pm 1\%$ F.S)を設置した。

図2に可視化装置を示す。可視化装置は高速度カメラ(DIRECT製:HAS-D73,有効画素数130万画素,最大2000fps),コールドランプ光源(ナックイメージテクノロジー製:UF3252NAC,出力320W)で構成される。また、レンズとして35mm単焦点広角レンズ(リコー製:PENTAX FA35MMF2)を使用した。

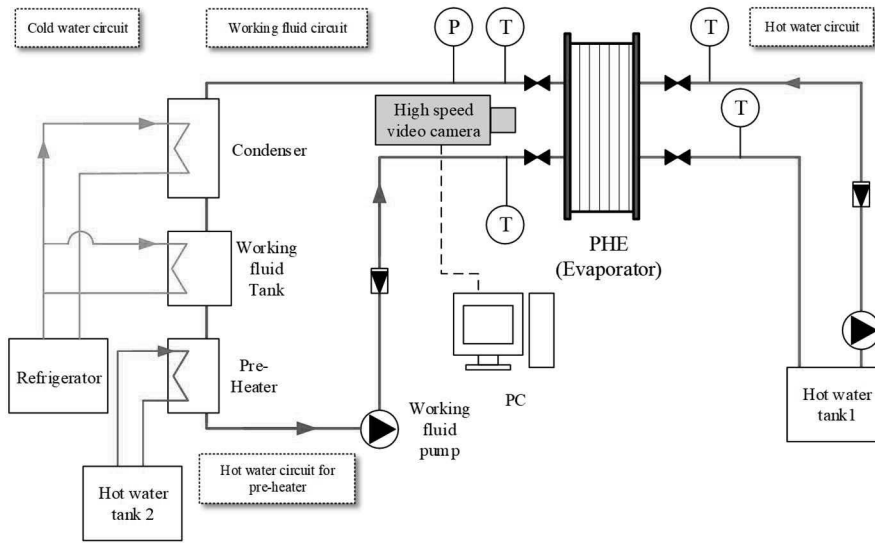


図1 実験装置概略図

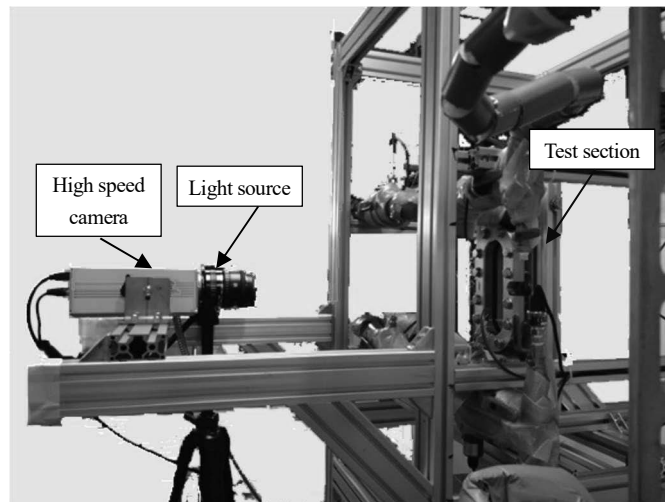


図2 可視化装置

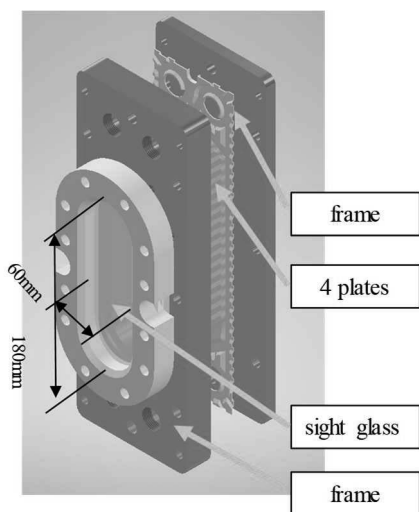


図3 テストセクション (蒸発器)

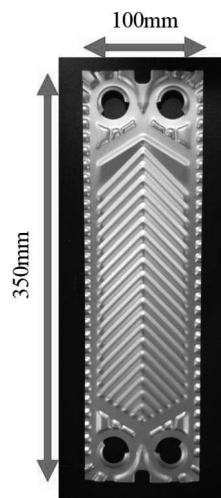


図4 テストプレート (A1050)

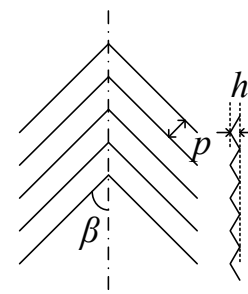


図5 ヘリンボーン形状の寸法

3.2 テストセクション・テストプレート

テストセクションとしてプレート式熱交換器 (PHE) の固定フレームを可視化窓に改良した図 3 に示す装置を用いた。テストセクションは、SUS304 製の前後フレーム (高さ 380mm, 幅 140mm, 厚さ 15mm), 可視化窓, テストプレートであるアルミ製ヘリンボーン型プレート (図 4), ガスケットで構成される。また, 可視化窓として楕円形をした強化ガラス製 (高さ 180mm, 幅 60mm, 厚さ 42mm)を用いた。テストセクションにはアルミプレートを 4 枚挿入して, アンモニア側 2 流路, 温水側 2 流路を構成した。

図 4 に示すテストプレートは A1050 純アルミ製であり, 外形は高さ 350mm, 幅 100mm, 厚さ 1mm である。また, 陽極酸化で表面をコーティングされているものを使用した。表面の形状は図 5 に示すヘリンボーン型であり, その寸法を表 1 に示す。陽極酸化は, JIS H8601 で規定された表面処理が施されている。酸化は硫酸法で行われ, 沸騰水金属塩封孔処理で後処理されている。また膜厚は AA15 相当 (実測で 20~25 μm) である。

表 1 テストプレートの諸元

Material	-	-	A1050
Thickness	[mm]	t	1
Wave height	[mm]	h	2.47
Wave pitch	[mm]	p	8.13
Chevron angle	[deg]	β	45
Number of plates	-	n	4
Overall heat transfer area	[m ²]	A_s	0.0549
Overall cross-sectional area	[m ²]	A_c	3.6×10^{-4}
Hydraulic diameter	[mm]	D_h	4.94
Number of channels (Working fluid/ hot water)	-	-	2/2

3.3 実験方法

実験では, 図 3 のテストセクションに, 作動流体であるアンモニアと温水を対向流で流すことでアンモニアを蒸発させ, テストセクションの熱通過率の測定と可視化による沸騰様相の観察を行った。作動流体であるアンモニアは, 作動流体循環系を循環する。作動流体タンクに充填された液体のアンモニアは, まず初めに作動流体ポンプにより任意の質量流量でプレヒーターに送られ, 温水で加熱される。プレヒーターでは, 液体のアンモニアが蒸発器入口で任意の過冷度となるように温度調整を行う。次に, 任意の過冷度のアンモニアは, テストセクションに流され温水と熱交換して沸騰する。この時テストセクション出口の乾き度 x は, 温水の温度および体積流量を任意に与えることで調整される。テストセクションで気液二相となったアンモニアは, 凝縮器に送られ冷水と熱交換して凝縮する。凝縮器では, 流入する冷水の体積流量と温度を任意に調整することで, テストセクションの飽和圧力を調整する。凝縮後のアンモニアは再び作動流体タンクに戻る。

テストセクションの作動流体側の飽和圧力, 質量流量, 過冷度, 温水側の体積流量, 温度を実験条件として与えて, 十分長い時間を与えることで定常状態を確認後に各状態量をデータロガーに 5 秒間隔で 2 分間, 収集記録した。各実験条件における測定値として, 2 分間の平均値を求めてそれを用いた。

一方, 可視化では各実験条件において定常状態に保った後に, 高速度カメラを用いて約 2 秒間撮影を行った。この時, 高速度カメラの設定としてフレームレート 2000fps, 解像度 1280×1028pixels を与えた。高速度カメラの画像データは, PC に転送して保存, 解析を行った。

3.4 実験条件

実験条件として, 作動流体の質量流束 G を 7, 14, 20, 27 kg/m²s, 温水の体積流量 m_h を 1, 2, 3, 4 L/min, 温水入口温度 $T_{h, in}$ を 28~32 °C, 過冷度 ΔT_{sub} を 6, 0 °C, 操作圧力を 700 kPa ($T_{sat} = 13.8$ °C)とした。

3.5 データ整理

実験で得られた測定値を用いて、熱交換器の熱通過率 U [W/m²K] およびアンモニア熱伝達率 h_{wf} [W/m²K] を求めた。熱通過率 U は式(1)で求めた。

$$U = Q_h / (A_s \Delta T_{lm}) \quad (1)$$

ここで、 Q_h [W] は温水側の熱交換量、 A_s [m²] は伝熱面積、 ΔT_{lm} [K] は対数平均温度差である。 Q_h [W] と ΔT_{lm} [K] はそれぞれ式(2)、式(3)を用いて求めた。

$$Q_h = m_h C_p (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2)$$

ここで、 m_h [kg/s] は温水の質量流量、 C_p [J/kgK] は温水の定圧比熱、 $T_{h,in}$ 、 $T_{h,out}$ [K] は温水側の入口出口温度である。

$$\Delta T_{lm} = (T_{h,in} - T_{h,out}) / \ln \frac{(T_{h,in} - T_{sat})}{(T_{h,out} - T_{sat})} \quad (3)$$

ここで、 T_{sat} [K] は作動流体の飽和温度である。

次に、アンモニアの熱伝達率 h_{wf} [W/m²K] は以下の関係式から求めた。

$$1/U = 1/h_{wf} + t/k + 1/h_h \quad (4)$$

ここで、 h_h [W/m²K] は温水側の熱伝達率、 k [W/mK] と t [m] は伝熱面の熱伝導率と厚さである。温水側の熱伝達率 h_h については、式(5)に示す Nu 数の整理式 (有馬ら, 2022) から求めた。

$$Nu = \frac{h_h D_h}{k_h} = 0.269 Re_h^{0.637} Pr_h^{1/3} \quad (5)$$

ここで D_h [m] は水力相当直径、 k_h [W/mK] は温水の熱伝導率である。

出口乾き度 x_{out} は式(6)から導出した。

$$x_{out} = \frac{Q_h}{m_h h_{fg}} \quad (6)$$

ここで h_{fg} [J/kg] は蒸発潜熱である。

3.6 画像解析

可視化結果の解析のため、以下の手順で画像処理を行った。

図 6 に画像処理に使用した一連の画像を示す。まず初めに気泡発生前の画像 (図 6 (a)) を記録する。次に、実験条件毎の可視化画像 (図 6(b)) を撮影する。図 6 (a) の気泡発生前画像は図 6 (b) の背景であることから、背景を削除することで気泡のみの画像が得られる。具体的には、気泡発生時と発生前の画像の 256 階調の色相の分布をそれぞれ求め、それらの値の差分から気泡のみの画像 (図 6 (c)) を得た。ここで、白色の領域が気泡、黒色は液相である。図 8(c) から 140mm × 50mm の領域をボイド率の解析領域 (図 6(d)) として切り出し、図 6(e) に示す画像を得た。

ボイド率分布は、図 6(e) の画像を用いて次の方法で解析を行った。図 6(e) の画像は、図 7 に示すように各高さの幅方向に白 (気泡) と黒 (液相) のピクセルで構成される。この時の各高さのピクセル数の総数を N_{tot} 、また白色のピクセル数の総数を N_g とした。これらの値を用いて、各高さのボイド率 α を式(7)で定義した。

$$\alpha = \frac{N_g}{N_{tot}} \quad (7)$$

以上の手順により、各高さのボイド率をそれぞれ求めることで、流れ方向のボイド率分布を得た。

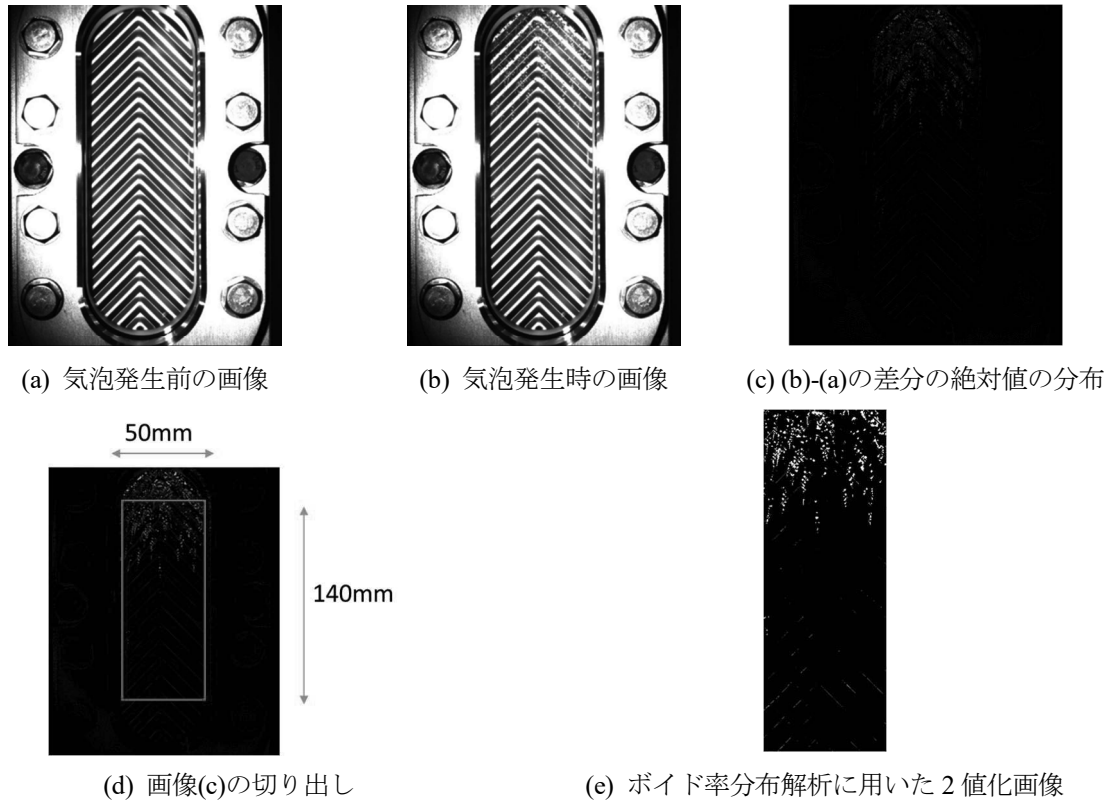


図6 画像処理の手順

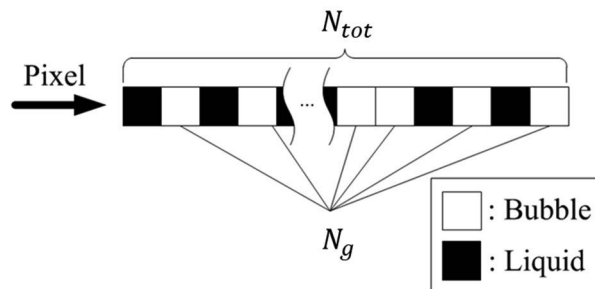


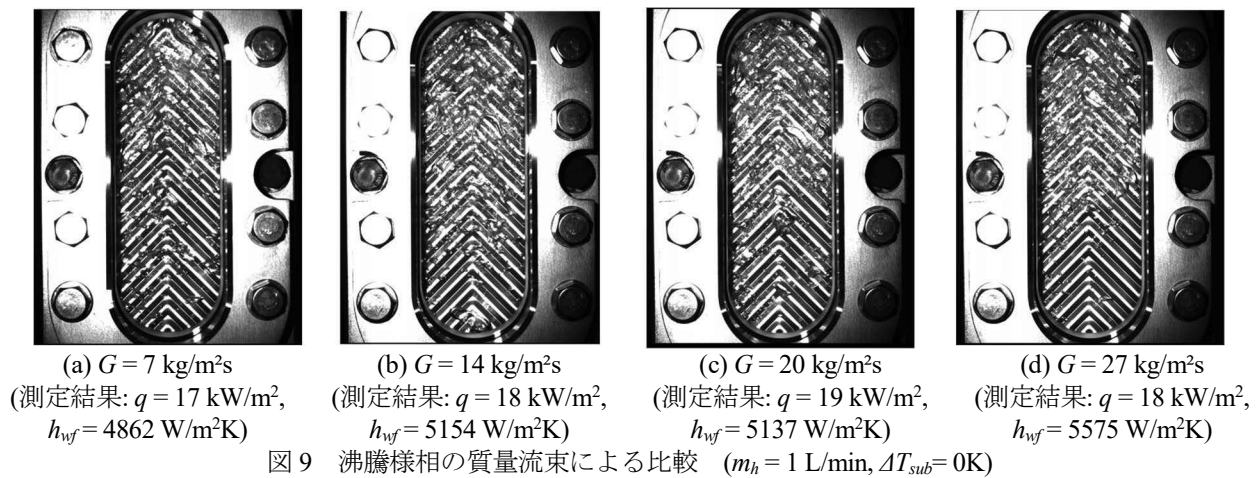
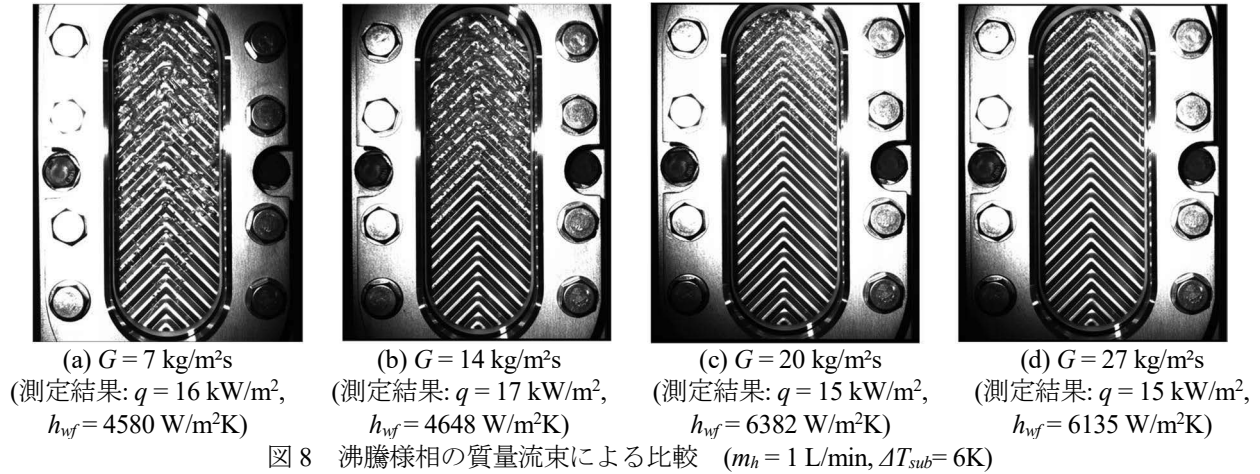
図7 各高さにおける気泡と液相のピクセルの分布

4. 結 果

4.1 沸騰様相

図8に、温水の質量流量 $m_h = 1 \text{ L/min}$ 、作動流体入口過冷度 $\Delta T_{sub} = 6\text{K}$ の条件で、作動流体の質量流束 G を 7, 14, 20, 27 $\text{kg/m}^2\text{s}$ に変化させた場合における沸騰様相を比較した。各画像において、作動流体は右下から流入し右上から流出する。また、温水はプレートの裏面を左上から左下に対向流で流れている。図8(a)において、沸騰気泡は左下部から発生している。発生個所に隣接して 30°C 前後の温水が流れており、それがパッキンを介して接触しているため表面過熱度が高い。そのことから左下部からサブクール沸騰が発生している。一方、質量流束の小さい場合、出口付近においては気泡流+スラグ流に発達していることが分かる。質量流束 G が増加した場合、過冷域が下流側に広がることで、伝熱面上に観察される発泡点も下流側にシフトし、気泡発生量も低下した。

図9に、温水質量流量 $m_h = 1 \text{ L/min}$ 、入口過冷度 $\Delta T_{sub} = 0\text{K}$ の条件における沸騰様相の比較を示す。図9(a)においても図8(a)と同様に沸騰気泡は左下部から発生するが、同時に右下の入口付近からも発生していることが分かる。左下部からの沸騰気泡については入口温度条件からサブクール沸騰ではなく飽和沸騰と考えられ、気泡径が図8(a)より増大している。また、気泡流+スラグ流への変化は図8に比べ、より上流側で観察された。 G による沸騰様相の違いは最も大きい $G = 27 \text{ kg/m}^2\text{s}$ の場合を除いてほとんど見られなかった。



4.2 ボイド率分布

図10および図11に $G = 7 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{sub} = 6 \text{ K}$ における (a)可視化画像, (b)画像解析後の画像, (c) ボイド率の分布を示す. 図10は温水流量が $m_h = 1 \text{ L/min}$, 図11は温水流量が $m_h = 2 \text{ L/min}$ の場合の結果を示す. 図10(c)のボイド率分布は, 図10(b)を幅方向に2分割し, それぞれの領域において高さ方向のボイド率分布を求めたものである. また, 高さ L はテストセクションの作動流体入口を基準として, 可視化解析領域である $L = 80 \sim 220\text{mm}$ の結果が示されている. 図10(b)の $m_h = 1 \text{ L/min}$ の場合は, 右下の作動流体入口部分では気泡がない領域が観察されるが, 左下の領域は気泡が存在する. 一方, 出口付近では左右の領域ともに気泡が密に存在している. よって図10(c)の左右の分布は $L = 80 \sim 100\text{mm}$ の領域では異なっており, それ以外ではほぼ一致している. 一方, 図11(b)の $m_h = 2 \text{ L/min}$ の場合は, 右下の入口付近の領域において図10(b)に比較して気泡が増加していることから, 図11(c)では左右領域でほぼ一致したボイド率分布となった.

図10(c), 図11(c)の温水流量による比較では, $m_h = 2 \text{ L/min}$ の方が高さ方向に対するボイド率の増加率が大きいことが分かる. これらの条件では, 熱流束 q がそれぞれ 16 kW/m^2 , 18 kW/m^2 であったことから, 僅かな熱流束の増加ではあるが, 気泡発生量の増加に寄与したとも言える.

4.3 乾き度とボイド率の相関

図12に, 質量流束 $G = 7 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 過冷度 $\Delta T_{sub} = 6 \text{ K}$, 0K の条件における結果を, 実験条件から得られた出口乾き度 x_{out} と, 可視化画像解析で得られた出口ボイド率 α の相関としてプロットした. 図12(a)の過冷度が 6K の場合は, 出口乾き度 $x_{out} = 0.4$ と 0.5 でボイド率の値がそれぞれ異なる傾向となった. 一方, 図12(b)の過冷度が 0K の場合は, 乾き度に対してボイド率が増加することが分かる. また, 相関式と実験値の比較のため, 図12には式(8)の均質流モデル, 式(9)のドリフトフラックスモデルの式から得られた推算値を示す. ドリフトフラックスモデルの分布パラメーター C_0 および平均ドリフト速度 V_{Gf} は Okamoto ら(2011) および三島ら(2011) のアンモニア沸

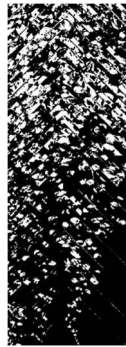
騰可視化実験において得られた $C_0=0.35$, $V_{GJ}=0.71$, $C_0=0.94$, $V_{GJ}=0.77$ を与えた. 図 12(a), (b)のいずれのボイド率は, 均質流モデルから大きく乖離していることが分かる. 一方, 図 12(a)のボイド率分布は, 出口乾き度 $x_{out}=0.4$ では岡本らの推算式, 出口乾き度 $x_{out}=0.5$ では三島らの推算式, 図 12(b)の場合は, Okamoto らの推算式に一致した. このことから, 沸騰流動様相から得られたボイド率と乾き度との関係は, 本実験で用いたヘリンボーン伝熱面と, 三島ら, Okamoto らで用いられた平滑伝熱面では大きく変わらず, アンモニアの強制対流沸騰においては伝熱面形状によらず乾き度からボイド率を推算できることが明らかになった.

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{\rho_g(1-x)}{\rho_l x}} \quad (8)$$

$$\alpha = \frac{x}{C_0 \left\{ x + \frac{\rho_g(1-x)}{\rho_l} \right\} + \frac{\rho_g}{G} V_{GJ}} \quad (9)$$



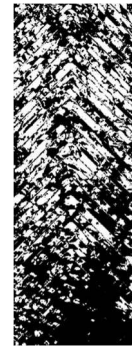
(a) 画像解析前



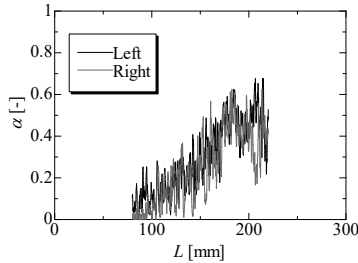
(b) 画像解析後



(a) 画像解析前



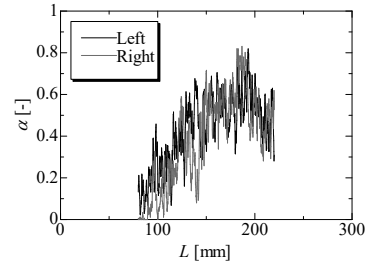
(b) 画像解析後



(c) プレート高さ方向のボイド率分布

図 10 ボイド率分布

(条件: $m_h = 1$ L/min, $G = 7$ kg/m²s, $\Delta T_{sub} = 6$ K
測定結果: $q = 16$ kW/m², $h_{wf} = 4580$ W/m²K)



(c) プレート高さ方向のボイド率分布

図 11 ボイド率分布

(条件: $m_h = 2$ L/min, $G = 7$ kg/m²s, $\Delta T_{sub} = 6$ K
測定結果: $q = 18$ kW/m², $h_{wf} = 3415$ W/m²K)

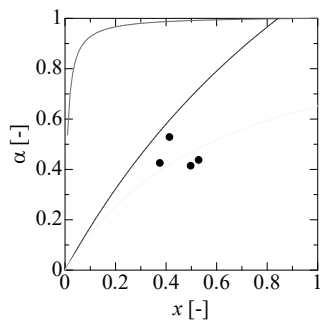
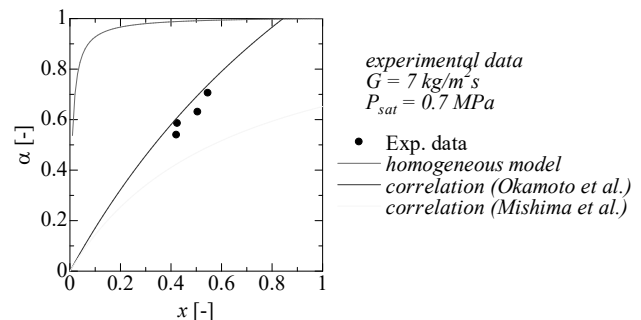
(a) $\Delta T_{sub} = 6$ K(b) $\Delta T_{sub} = 0$ K

図 12 乾き度とボイド率の相関

5. 結 言

アルミ製伝熱面を持つ PHE を用いた可視化により、入口過冷度と質量流束の違いによる沸騰様相の違いについて比較を行った。また、沸騰様相からボイド率と乾き度の相関を得た。

- (1) テストセクション入口条件として過冷度を与えた場合、作動流体質量流束の違いによる沸騰様相の比較から、質量流束の増大に伴い気泡発生領域が下流側にシフトして行き、気泡発生量も低下することが明らかとなった。また、低質量流束条件では出口付近で気泡流+スラグ流への沸騰様相の変化が観察された。
- (2) 過冷度がない場合は、作動流体質量流束が最も大きい $G = 27 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 以外の条件では、作動流体質量流束による沸騰様相の違いはほとんど見られなかった。気泡流+スラグ流への変化は、過冷度がある場合より上流側で観察された。
- (3) 可視化画像からの画像解析により高さ方向のボイド率分布が得られた。高さ方向のボイド率分布は、熱流束の違いにより、ボイド率の増加率の違いが得られることが分かった。
- (4) 実験で得られたボイド率分布は、過去に得られたドリフトフラックスモデルの相関式と一致することが分かった。

謝 辞

本研究は科研費 (20K05403) を受けて実施した。ここに記して感謝する。

文 献

- Asano, H., Takenaka, N., Fujii, T. and Maeda, N., Visualization and void fraction measurement of gas liquid two-phase flow in plate heat exchanger, *Applied Radiation and Isotopes*, Vol. 61, No. 4, (2004), pp. 707-713.
- 櫛部光央, 池上康之, 門出政則, 上原春男, プレート式蒸発器のアンモニア平均蒸発熱伝達と温水側圧力損失, *日本冷凍空調学会論文集*, Vol. 22, No. 4 (2005), pp. 403-415.
- 櫛部光央, 池上康之, 門出政則, プレート式蒸発器のアンモニア/水平均蒸発熱伝達, *日本冷凍空調学会論文集*, Vol. 23 No. 4, (2006), pp. 389-397.
- Baba, T., Harada, S., Asano, H., Sugimoto, K., Takenaka, N. and Mochiki, K., Nondestructive inspection for boiling flow in plate heat exchanger by neutron radiography, *Nuclear Instruments and Methods in Physics Research*, Vol. 605, No. 1-2, (2009), pp. 142-145.
- Arima, A., Kim, J-H., Okamoto, A., Ikegami, Y., Local boiling heat transfer characteristics of ammonia in a vertical plate evaporator, *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 33, No. 2, (2010), pp. 359-370.
- Arima, A., Okamoto, A., Ikegami, Y., Local boiling heat transfer characteristics of ammonia/water binary mixture in a vertical plate evaporator, *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 34, No. 3, (2011), pp. 648-657.
- Okamoto, A., Arima, H., and Ikegami, Y., Characteristic of local boiling heat transfer of ammonia and ammonia/water binary mixture on the plate type evaporator, *J. of Thermal Science*, No. 20, No. 4, (2011), pp. 332-342.
- 三島文也, 有馬博史, 小山幸平, 岡本明夫, 池上康之, アンモニア強制対流のプレート式蒸発器における沸騰様相, *佐賀大学海洋エネルギー研究センター報告 OTEC*, Vol. 16, (2011), pp. 19-32.
- 小山幸平, 福浪透, 有馬博史, プレート式蒸発器内部における FC-72 流動沸騰の可視化, 平成 24 年度 佐賀大学海洋エネルギー研究センター成果発表会講演論文集, (2013), pp. 1-4.
- 有馬博史, 西口正尚, 秋庭 濤, 海洋深層水冷熱利用冷房システム用熱交換器の伝熱性能評価, 第 59 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (2022), C333.