

# 微細凹凸面を用いたプレート蒸発器における アンモニアの沸騰伝熱促進

有馬博史<sup>\*1</sup>, 岡本明夫<sup>\*2</sup>, 松尾伸彦<sup>\*3</sup>, 池上康之<sup>\*1</sup>

## Boiling heat transfer enhancement for ammonia using micro grooved surface on plate evaporator

Hirofumi ARIMA<sup>\*4</sup>, Akio OKAMOTO<sup>\*5</sup>  
Nobuhiko MATSUO<sup>\*6</sup> and Yasuyuki Ikegami<sup>\*4</sup>

<sup>\*4</sup> Institute of Ocean Energy, Saga University  
1-48 Kubara-aza, Hirao, Yamashiro-machi, Imari-shi, Saga 849-4256, Japan

<sup>\*5</sup> Graduate school of science and engineering, Saga University  
1 Honjo-machi, Saga-shi, Saga 840-8502, Japan

<sup>\*6</sup> Faculty of science and engineering, Saga University  
1 Honjo-machi, Saga-shi, Saga 840-8502, Japan

The small thermal energy conversion, such as ocean thermal energy conversion (OTEC) is expected to be the new renewable energy. Since small thermal energy conversion cycles have low thermal efficiency, these systems use a plate type heat exchanger, and ammonia or ammonia/water mixture as a working fluid. Then, in order to more improve their cycle efficiency, it is necessary to improve the efficiency of plate heat exchanger and study the characteristic of boiling heat transfer of ammonia or ammonia/water on plate heat exchanger.

Therefore, in order to examine the boiling heat transfer enhancement of ammonia on plate evaporator, we studied about the effect of heat transfer surface condition using treated heat transfer surface with micro grooves and flat surface for vertical plate evaporator. In this study, measurements of local boiling heat transfer coefficients on forced convection were performed for pure ammonia on both surface type plate heat exchangers in a range of mass flux (2 - 7.5 kg/m<sup>2</sup> s), heat flux (10 - 20kW/m<sup>2</sup>), and saturated pressure (0.7 - 0.9 MPa).

The result shows that, the local boiling heat transfer coefficient of grooved surface was larger than that of flat surface. In addition, in case of grooved surface, heat transfer coefficient increased with an increase mass flux. Especially the effect of heat transfer enhancement using grooved surface appeared notably in the nucleate boiling region. On the other hand, an empirical correlation was derived for the local boiling heat transfer coefficient using the Lockhart-Martinelli parameter. This correlation can predict the heat transfer coefficient with  $\pm 15\%$  or less accuracy for all of the present conditions.

*Key Words* : Heat transfer enhancement, Heat transfer coefficient, Ammonia, Plate heat exchanger, Micro grooved surface

### 1. 緒 言

石油価格の高騰や将来的な化石燃料の枯渇によるエネルギー危機が叫ばれるなか、化石燃料による既存の発電に比べて、小さな熱エネルギーを電気エネルギーに変換する OTEC や STEC で代表される小温度差発

電が新エネルギー、クリーンエネルギーとして注目されている。これらの小温度差発電は、熱源の温度が元々低いことと温度差が小さいことから、熱効率が低いのが特徴である。そこで小温度差の熱源の中からより多くの熱エネルギーを回収するために、熱交換器としてプレート型熱交換器が主に使用されている。また、高温側の熱源の温度が 25℃から高くてもせいぜい 90℃と、化石燃料による既存の発電に比べて非常に低いため、作動流体は、火力・原子力発電のような水(水蒸

\*1 佐賀大学海洋エネルギー研究センター

\*2 佐賀大学大学院エネルギー物質科学専攻

\*3 佐賀大学機械システム工学科

arima@ioes.saga-u.ac.jp

気)の代わりに低沸点媒体であるアンモニアやアンモニア/水混合媒体が使用されている。

小温度差発電の発電効率を上げるためには、熱交換器であるプレート式蒸発器の性能向上が不可欠である。それには、アンモニアやアンモニア/水を使ったプレート式蒸発器の沸騰伝熱特性の把握を行い、小温度差発電の規模や熱源に適した最適設計を行う必要がある。しかし、アンモニアやアンモニア/水を作動流体としたプレート式蒸発器に関する基礎研究としては、楢部ら<sup>(1)(2)</sup>、金ら<sup>(3)</sup>、岡本ら<sup>(4)</sup>、有馬ら<sup>(5)</sup>の強制対流における沸騰熱伝達の研究があるが、基礎データ数が未だ少ない。また、プレート式蒸発器の性能向上につながる沸騰伝熱促進法についての研究はほぼ皆無である。

ところで、熱交換器における沸騰伝熱促進法として以下の方法が提案<sup>(6)</sup>されている。その方法として、伝熱面処理法、拡大伝熱面法、添加物法<sup>(7)</sup>、電場付加法などが挙げられる。その中でも沸騰伝熱の原理に照らし合わせて考えて、プレート式蒸発器に有効なのは伝熱面処理法と拡大伝熱面法の2つが考えられる。

伝熱面処理法では、微細面構造や粗面構造にすることで、キャビティを表面に分布させて蒸気泡の発生を促進する。この微細構造を用いたアンモニア伝熱促進の研究として、有馬ら<sup>(8)</sup>による溶射面を用いた飽和プール沸騰の研究と、池上ら<sup>(9)</sup>による溶射伝熱プレートを用いたアンモニア強制対流の研究がある。

一方、拡大伝熱面法では、同一体積で伝熱面積が大きくなるためコンパクト化に有利である特徴がある。拡大伝熱面による伝熱促進の研究は、フロン系の媒体における管型熱交換器の研究事例は多く、また既製の伝熱プレートを用いた研究ではヘリンボーン型に代表される伝熱プレートの研究があるが、アンモニアを用いた研究は総括的な評価はなされているが、局所的な研究はほとんど見当たらない。

以上のことから、現在までにアンモニアにおけるプレート式蒸発器の伝熱促進についての研究はあまり進められてない。そのため、これらの2つの伝熱促進法の内、伝熱面処理による伝熱促進法について注目して幅200 $\mu\text{m}$ 、深さ30 $\mu\text{m}$ の連続した微細凹凸面を用いたアンモニアの沸騰熱伝達促進についての研究を行った。

## 主要記号

$A$	: 伝熱面面積 [m <sup>2</sup> ]
$C$	: 定数 [-]
$D_h$	: 水力直径 [m]= $2w\delta/(w+\delta)$
$G$	: 質量流束 [kg/m <sup>2</sup> s]
$h_{loc}$	: 局所熱伝達係数 [W/m <sup>2</sup> K]

$h_{liq}$	: 流れのうち液単成分だけが流路を流れた場合の熱達係数 [W/m <sup>2</sup> K]
$i_{fg}$	: 蒸発潜熱 [J/kg]
$i_{in}$	: 伝熱プレート入口でのエンタルピー [J/kg]
$i_{loc}$	: 伝熱プレート局所でのエンタルピー [J/kg]
$i_{pre.in}$	: プレヒーター入口でのエンタルピー [J/kg]
$i_{sat.liq}$	: 飽和液のエンタルピー [J/kg]
$k$	: 熱伝導率 [W/(m·K)]
$l_i$	: 距離 [m]
$m$	: 質量流量 [kg/s]
$P_{abs}$	: 飽和蒸気圧 (絶対圧力) [Pa]
$Pr_l$	: 液相の Prandtl 数
$q_{av}$	: 平均熱流束 [W/m <sup>2</sup> ]
$q_{loc}$	: 局所熱流束 [W/m <sup>2</sup> ]
$Q_{pre}$	: プレヒーター内での交換熱量 [W]
$T_i$	: 熱電対測定温度 [°C]
$T_{wall}$	: プレート壁面温度 [°C]
$T_{sat}$	: 作動流体の飽和温度 [°C]
$w$	: 流路幅 [m]
$x$	: 熱平衡乾き度 [-]
$\delta$	: 流路高さ [m]
$\mu_{\square g}$	: 気相の粘性係数 [kg/m·s]
$\mu_{\square l}$	: 液相の粘性係数 [kg/m·s]
$\rho_{\square g}$	: 気相の密度 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\square l}$	: 液相の密度 [kg/m <sup>3</sup> ]
$X_u$	: Lockhart-Martinelli パラメーター [-]

## 2. 実験装置および実験方法

**2・1 実験装置** Fig. 1 に実験装置概略図を示す。装置は、蒸発器 (テストプレート)、凝縮器、プレヒーター、サブクーラー、作動流体ポンプ、作動流体タンク、温水・冷水供給装置で構成される。

それぞれの装置は、ステンレス配管により接続されたアンモニア作動流体循環系と塩化ビニル製配管により接続された温水および冷水循環系を構成している。

作動流体に貯蔵されたアンモニアは、サブクーラーで過冷度を調整された後に、作動流体ポンプでプレヒーターに送られる。作動流体はプレヒーターで温水加熱され、乾き度を調整される。乾き度を調整された作動流体はテストプレートに送られ、ヒーターにより過熱され沸騰・蒸発する。テストプレートを出た作動流体は、凝縮器で凝縮され作動流体タンクに戻る。

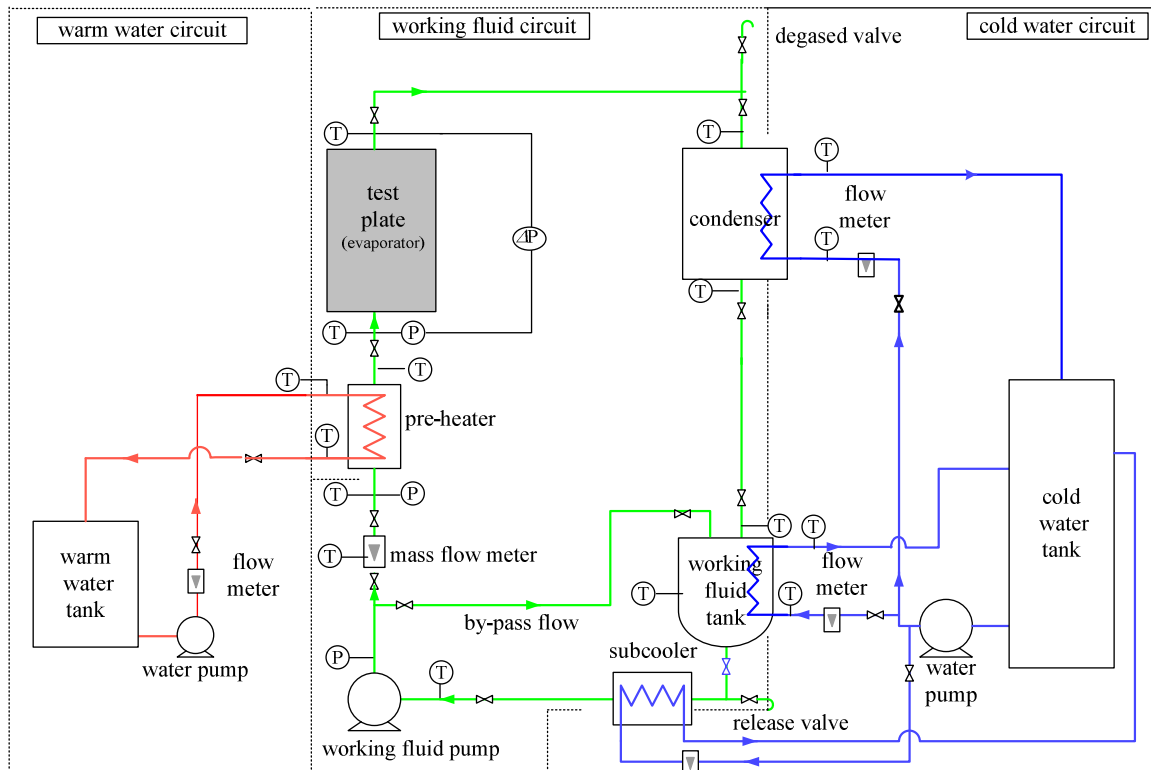


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

温水は、温水タンク内で2kWの投げ込みヒーターで加温され、温度調整された後、温水ポンプでプレヒーターに送られる。冷水は、冷凍機で作られ一旦冷水タンクに貯められる。冷水タンクで温度調整された後にポンプで凝縮器、作動流体タンク、サブクーラーに送られる。

それぞれの循環系には、状態量を測定するために、温度、圧力、体積流量、質量流量センサーを設置した。

作動流体と温・冷水の温度測定には、K型シース熱電対（林電工製 ST6, クラス 1, 誤差  $\pm 1.5^\circ\text{C}$ ）、作動流体の質量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:  $\pm 0.1\%$ 以内）、温・冷水の体積流量測定には電磁流量計（キーエンス製 FD-M, FD-P シリーズ, 測定精度  $\pm 1.6\%$ ）、圧力測定にはダイヤフラム式圧力センサー（横河電機製 FP101, 測定範囲 0~2MPa, 測定精度  $\pm 0.25\%$ ）を使用した。これらの測定値は全てマルチメーターに集められ、そのデータを PC で読み込むことで状態点の表示と記録を行った。なお、熱電対のマルチメーターでの測定については、あらかじめ恒温槽を用いた検定を行い、精度  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  以内での測定を行った。

Fig 2 にテストプレートの概略図を示す。テストプレートは、伝熱プレート、SUS304 製の蓋（高さ 370mm×幅 220mm）と SUS304 製のスペーサー（厚さ 2mm）で構成されている。Fig. 3 に示すようにテストプレート内の作動流体流路は、伝熱プレートの凸部とフレームの凹部を

はめ合わせることで構成された矩形流路である。矩形流路の寸法は、幅 ( $w$ ) 100mm, 高さ ( $\delta$ ) 2mm, 伝熱部の長さ 250mm である。

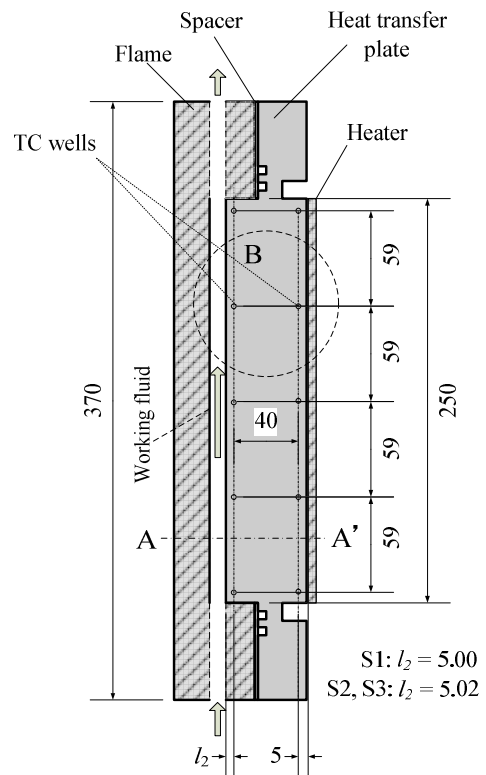


Fig. 2 Assembly of test plate

伝熱プレートは、100V-500W、幅 100mm、高さ 250mm のシリコンラバーヒーターを伝熱面の背面に直接接触させ加熱を行った。また、ヒーター背面および周囲は断熱材によって保温した。

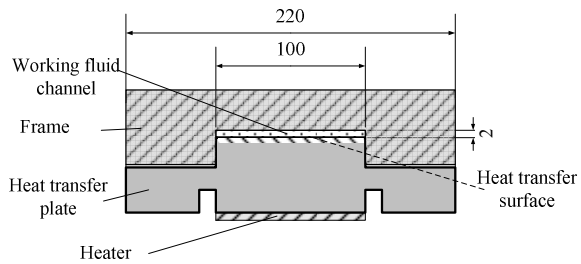


Fig. 3 Cross sectional view of test plate (A-A' cross section of Fig. 2)

**2・2 伝熱プレート** 本実験では、プレート表面形状の違いによる沸騰熱伝達の比較を行うため、表面形状の異なる3種類の伝熱プレートを用いた。これらの伝熱プレートの写真を Fig. 4 に示す。3つの伝熱プレートは材質および表面形状が異なり、(a) S1: SUS304 製の平滑平面、(b) S2: チタン (以下 Ti) 製の平滑平面、(c) S3: Ti 製の微細凹凸面 (横溝) となっている。いずれの伝熱プレートも、外寸が幅 220mm、高さ 370mm、厚さ 50mm、伝熱面が幅 100mm、高さ 250mm で統一されている。

Fig. 4 (ii) の側面図に示すように、S1 は SUS304 の一体物であるが、S2 と S3 は Ti 製台座に厚さ 0.4mm の Ti 製薄板をロウ付けによって貼り付けたものである。

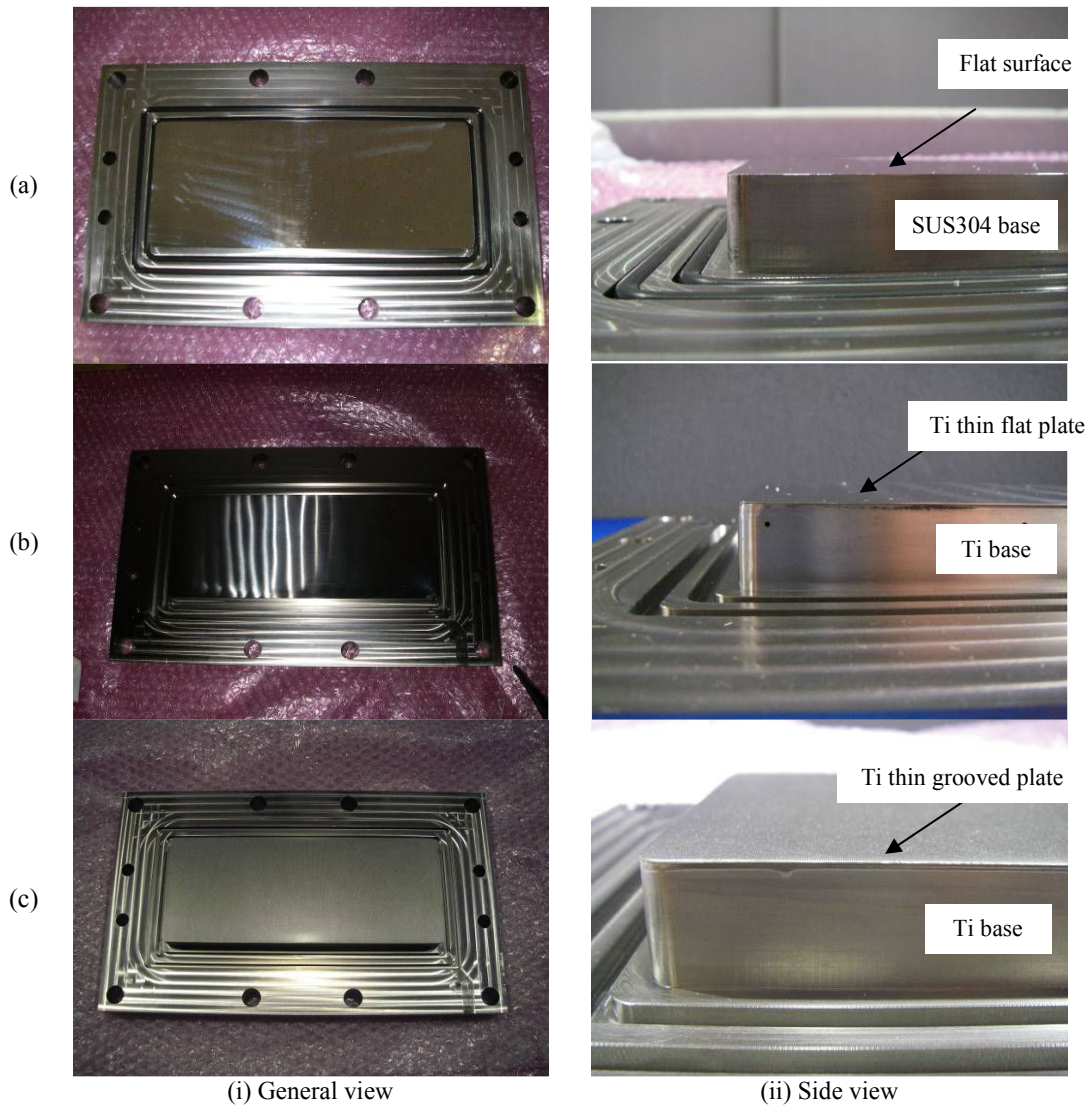
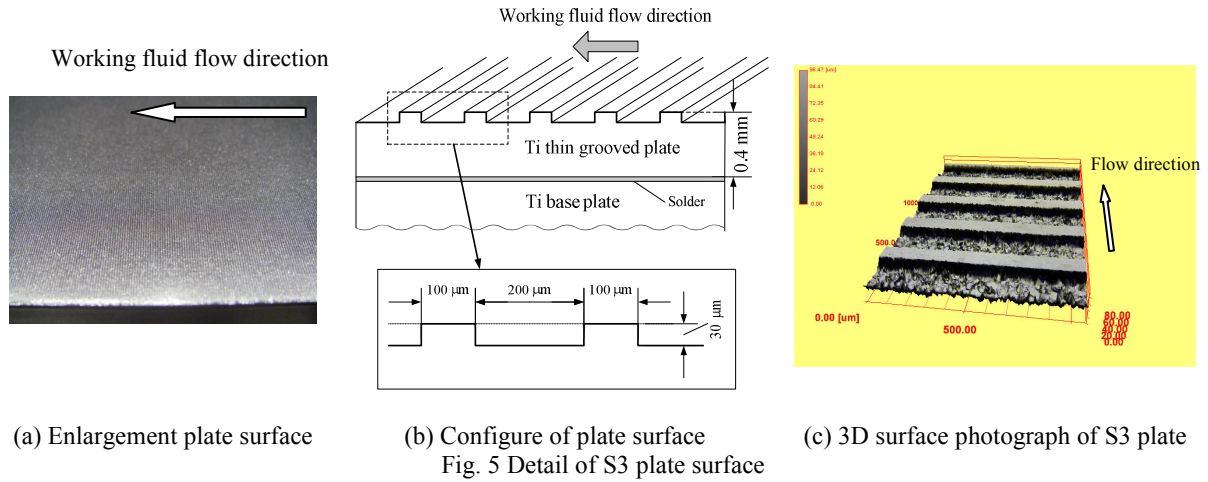


Fig. 4 Photographs of three test heat transfer plates

(a) S1: Flat surface (SUS304), (b) S2: Flat surface (Titanium), (c) S3: Horizontal grooved surface (Titanium)



また、S1 と S2 は、表面を平均表面粗さ  $0.6\mu\text{m}$  で鏡面加工した平滑面であるが、S3 は微細加工された凹凸面である。Fig. 5 に微細凹凸面の詳細を示す。Fig. 5 (b) に示すように、微細凹凸面は、エッチングにより加工された Ti 製薄板表面が連続した微細な凹凸面 (横溝) である。凹凸の寸法は凹部幅  $200\mu\text{m}$ 、凸部幅  $100\mu\text{m}$ 、深さ  $30\mu\text{m}$  である。なお、凹凸の凸部の平均表面粗さは  $0.6\mu\text{m}$  で平滑面と同じであるが、凹部は  $5\mu\text{m}$  であった。Fig. 5 (c) に凹凸表面の電子顕微鏡写真を示す。なお、凹凸はプレート入口付近での蒸気泡の発生を考慮して、流れに対して垂直とした。プレート内温度は、Fig. 2 のプレート側面に設けた高さ方向 5 箇所、幅方向 2 箇所、合計 10 箇所の横穴に K 型シース熱電対を挿入して測定した。Fig. 2 の円 B に示した熱電対配置の詳細図を Fig. 6 に示す。2 本の熱電対は、伝熱プレートの幅方向に  $40\text{mm}$  間隔で配置されている。また、作動流体側の熱電対  $T_2$  から伝熱面までの距離  $l_2$  はそれぞれ、S1 が  $5.00\text{mm}$ 、S2 と S3 が  $5.02\text{mm}$  である。

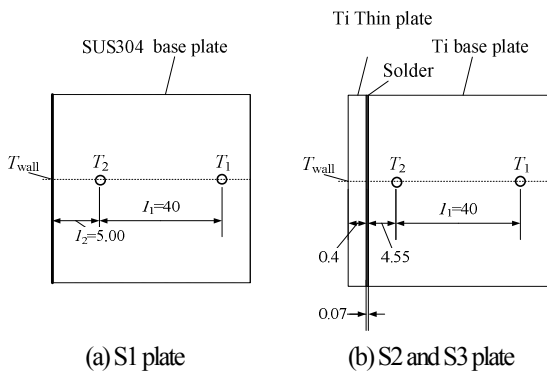


Fig. 6 Configuration of thermocouples inside test plate  
(Detail of circle "B" area of Fig. 2)

## 2・3 実験方法

**2.3.1 熱伝達係数の計算** 伝熱プレート内部の各測定位置での熱流束  $q$  は、Fig. 3 に示した熱電対の温度  $T_1$ 、 $T_2$

とそれらの距離  $l_1$  と伝熱プレートの熱伝導率  $k$  から一次元定常熱伝導を仮定して次式で推定した。

$$q = k \frac{T_1 - T_2}{l_1} \quad (1)$$

また作動流体側のプレート表面温度  $T_{wall}$  は、式(1)を外挿することで、次式で求めた。

$$T_{wall} = T_2 - \frac{ql_2}{k} \quad (2)$$

作動流体の各測定位置での熱伝達係数は、そこでの局所の熱流束、プレート表面温度 ( $T_{wall}$ ) と飽和温度 ( $T_{sat}$ ) を用いて次式から求めた。

$$h = \frac{q}{(T_{wall} - T_{sat})} \quad (3)$$

なお、飽和温度 ( $T_{sat}$ ) はテストプレート入口の圧力を飽和圧力 ( $P_{abs}$ ) とし、その時の飽和温度を与えた。

**2.3.2 熱平衡乾き度の計算** 伝熱プレート内部の各測定位置での熱平衡乾き度  $x$  (以下、乾き度) は、次式で求めた。

$$x = \frac{i - i_{sat,liq}}{i_{fg}} \quad (4)$$

ここで、 $i$  は各位置でのエンタルピー、 $i_{sat,liq}$  と  $i_{fg}$  は、プレート入口の圧力における飽和液のエンタルピーと蒸発潜熱である。

各位置でのエンタルピー  $i$  は以下の方法で求めた。まず、プレヒーター入口の作動流体温度と圧力より、P-Propath<sup>(10)</sup> でエンタルピー  $i_{prein}$  を求める。テストプレート入口エンタルピー  $i_{in}$  は、 $i_{prein}$  に作動流体がプレヒーターで加熱された際の増加エンタルピー  $\Delta i_{pre}$  を加えた式(5)で求められる。

$$i_{in} = i_{pre.in} + \Delta i_{pre} \quad (5)$$

$$\Delta i_{pre} = \frac{Q_{pre}}{m} \quad (6)$$

ここで、 $Q_{pre}$ はプレヒーターの熱交換熱量、 $m$ は作動流体の質量流量である。

次に、それぞれの測定点における交換熱量 $Q_i$ を、テストプレート各測定点で得られた熱流束 $q_i$ と Fig. 7 に示す5ブロックに区切られた伝熱面積 $A_i$ の積で求める。

各位置でのエンタルピー $i_i$ は、テストプレート入口エンタルピーに各位置での増加エンタルピー $\Delta i_i (i=1\sim 5)$ を積算することで、次式で求めた。

$$i_i = i_{in} + \sum_{k=1}^i \Delta i_k \quad (i=1\sim 5) \quad (7)$$

ここで、増加エンタルピー $\Delta i_i$ は、次式で求めた。

$$\Delta i_i = \frac{q_i A_i + q_{i+1} A_{i+1}}{2m} = \frac{Q_i + Q_{i+1}}{2m} \quad (8)$$

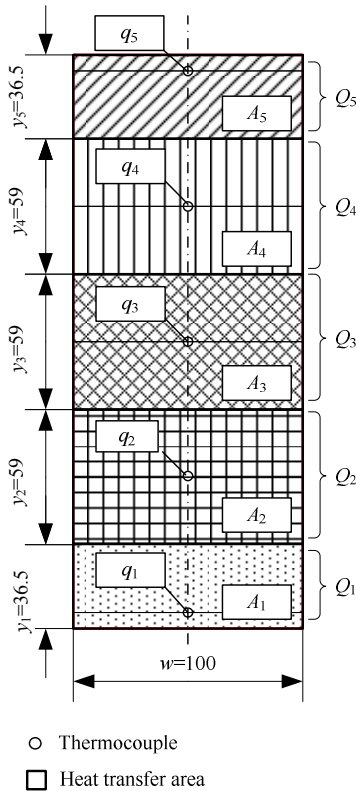


Fig. 7 Heat transfer area of each thermocouples

**2・4 実験条件** 実験条件を Table 1 に示す。作動流体には、アンモニア純媒体を用いた。各実験では実験装置内の作動流体が定常状態となった後に、実験データを5秒間

隔で2分間採取し、その値を平均した値を測定値として用いた。

Working fluid	Pure ammonia
Plate surface	S1: Flat surface (SUS304)
	S2: Flat surface (Ti)
	S3: Grooved surface (Ti)
Mass flux $G$ [kg/m <sup>2</sup> s]	2, 5, 7.5
Average heat flux $q_{av}$ [kW/m <sup>2</sup> ]	10, 15, 20
Saturated pressure $P_{abs}$ [MPa]	0.7, 0.8, 0.9

### 3. 実験結果および考察

**3・1 伝熱面表面の違いによる沸騰熱伝達の比較** 伝熱面の違いによる沸騰熱伝達への影響について検討するため、同一の飽和蒸気圧、平均熱流束、質量流束の条件において、伝熱プレートをS1, S2, S3で変えた場合の沸騰熱伝達の比較を行った。初めに、プレート材料による違いについて比較を行うために、SUS304製のS1とTi製のS2の平滑平面による比較を行った。その結果を Fig. 8 に示す。Fig. 8 は乾き度 $x$ の変化に対する局所の沸騰熱伝達 $h_{loc}$ の値をプロットしたものである。Fig. 8 より、S1のSUS304プレートとS2のTi製プレートの沸騰熱伝達の値は、同じ質量流束で比較した場合、低い乾き度で若干差異は見られるもののほぼ等しい値を示している。他の条件においても同様な傾向が見られた。よって、材料による熱伝達への影響はほとんどないものとして、以降SUS304製平滑平面のS1伝熱プレートとTi製微細凹凸面(横溝)のS3伝熱プレートとの比較を行うことにした。

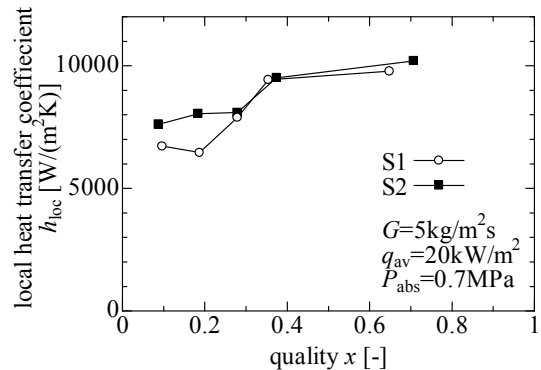


Fig. 8 Comparison of boiling heat transfer coefficient between S1 and S2 plate

Fig. 9 および Fig. 10 に S1 の平滑平面と S3 の微細凹凸面の沸騰熱伝達の比較の結果を示す。

S1 と S3 におけるアンモニアの局所沸騰熱伝達係数は、 $x < 0.3$  の低い乾き度の範囲において、乾き度の上昇に伴い熱伝達が急激に増加していることがわかる。 $x > 0.3$  の高い乾き度の範囲では、沸騰熱伝達がほぼ一定の値を示した。これは気泡流から、沸騰熱伝達が乾き度に対してあまり変化しない環状流へ遷移したためと考えられる。

S1 と S3 の比較では、同じ乾き度において S3 の沸騰熱伝達の方が明らかに増加していることがわかる。 $x < 0.3$  の低乾き度については約 40%、 $x > 0.3$  の高い乾き度については約 10%の熱伝達の増加が得られた。ここで、伝熱面拡大による熱伝達の向上について検討する。伝熱面積は、凹凸の寸法より平滑面に比べて 20%増加していると見積もられる。低い乾き度では約 40%の上昇が見られたので、単純な伝熱面積拡大による伝熱の増加以上の効果が得られていることが判る。

これにより、熱伝達の増加は低い乾き度、つまり核沸騰域において顕著であることが判る。これは、微細加工で伝熱面上のキャビティーが増加したことにより気泡発生源も増加して、核沸騰による伝熱促進が行われたものと考えられる。

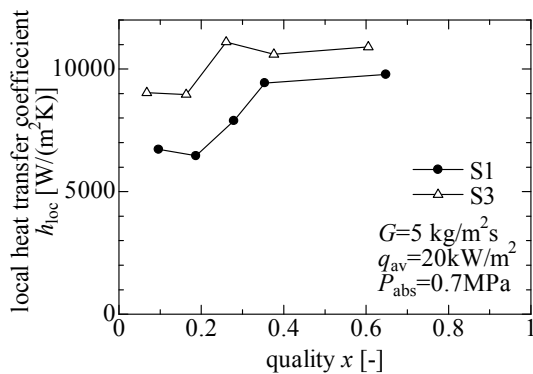


Fig. 9 Comparison of boiling heat transfer coefficient between S1 and S3 plate ( $G = 5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )

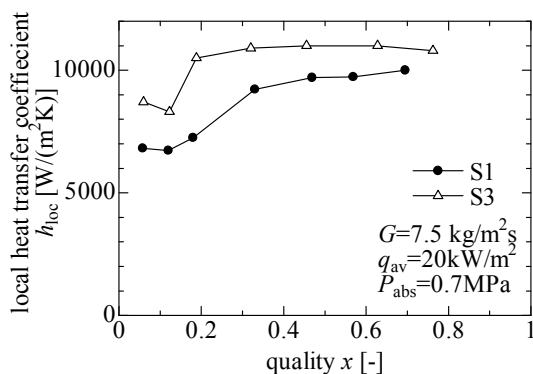


Fig. 10 Comparison of boiling heat transfer coefficient between S1 and S3 plate ( $G = 7.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )

**3・2 質量流束による沸騰熱伝達への影響** Fig. 11 および Fig. 12 に平均熱流束および飽和蒸気圧一定の条件で質量流束を変化させた場合の乾き度に対する局所沸騰熱伝達係数の変化を示す。

Fig. 11 に示す S1 におけるアンモニアの局所沸騰熱伝達係数は、質量流束の変化に対してほとんど違いが見られなかった。金ら<sup>(3)</sup>は、 $G = 7.5 \sim 15 \text{ kg/m}^2\text{s}$  の質量流束の範囲における鉛直平滑面のアンモニアの局所熱伝達係数は、質量流束の影響を受けないと述べている。本報の質量流束の範囲は  $G = 2 \sim 7.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$  であり、金らより少し低い範囲であるが、同じ傾向を示した。

一方、Fig. 12 に示す S3 の場合は、質量流束の増加に伴い、沸騰熱伝達が僅かであるが上昇していることがわかる。ところで、一般に鉛直伝熱面での沸騰では、核沸騰域において伝熱面に気泡壁面に集中しやすい<sup>(6)</sup>が、強制対流によって気泡を排除することで伝熱面の除熱が行われる。ここでは、S3 において前節で述べた伝熱面上の発泡点が増加することで核沸騰が促進するが、質量流束も増加することで気泡の排除が行われて、

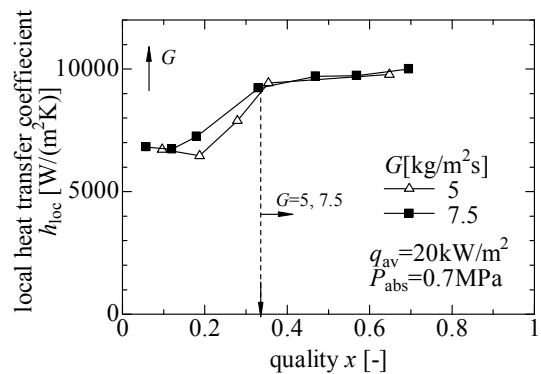


Fig. 11 Comparison of boiling heat transfer coefficient at different mass fluxes on S1 surface

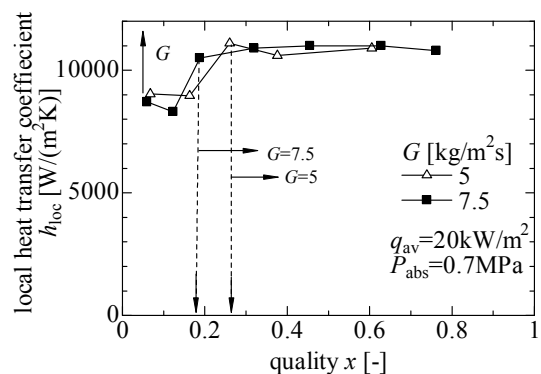


Fig. 12 Comparison of boiling heat transfer coefficient at different mass fluxes on S3 surface

僅かではあるが伝熱促進が進んだものと考えられる。

また、Fig. 12 では質量流束の増加に伴い、沸騰熱伝達が一定になる乾き度の値が減少していることがわかる。前節で示した環状流への遷移は、強制対流の増加により低い乾き度で起きる<sup>(6)</sup>ことが示されている。Fig. 11 においても同様な現象が観察された。

**3・3 熱流束による沸騰熱伝達への影響** Fig. 13  
 に S3 において質量流束および飽和蒸気圧一定の条件で平均熱流束を変化させた場合の乾き度に対する局所沸騰熱伝達係数の変化を示す。

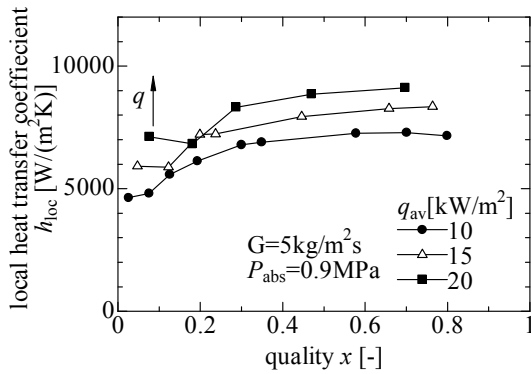


Fig. 13 Comparison of boiling heat transfer coefficient at different heat fluxes on S3 surface

同じ乾き度において、平均熱流束が大きくなるほど局所沸騰熱伝達係数が増加した。この傾向は、他の質量流束、圧力条件においても観察された。一般に熱流束と沸騰熱伝達の関係は、Zamfirescu<sup>(11)</sup>によるアンモニア蒸発鉛直管における測定でも示すように、熱流束の増加に伴い沸騰熱伝達も増加する。本実験でも、同様な傾向を示していることがわかる。しかし、同じプレート式蒸発器の強制対流沸騰熱伝達の測定を行った金ら<sup>(9)</sup>や岡本ら<sup>(4)</sup>の結果では、逆に熱流束の増加に伴い沸騰熱伝達が減少することが報告されている。岡本ら<sup>(4)</sup>はその理由について、加熱方法の違い(金ら<sup>(9)</sup>や岡本ら<sup>(4)</sup>は流体加熱を行っている)によるものと考えられると述べていたが、それに対して本実験では電気加熱で行っている。実際にこの理由から、熱流束に対する傾向が異なったことが考えられる。

**3・4 推算式の導出** 本実験データからアンモニア沸騰熱伝達の推算式を得るため、次に示す Lockhart - Martinelli パラメーター  $X_{tt}$  と局所の沸騰熱伝達  $h_{loc}$  と液相の熱伝達係数  $h_{liq}$  の比を用いた二相流の推算式で整理を行った。

$$h_{loc} / h_{liq} = C(1/X_{tt})^n \quad (9)$$

ここで、 $C$  と  $n$  は定数である。

また、 $X_{tt}$  は次式で表される。

$$1/X_{tt} = \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.1} \quad (10)$$

ここで、 $\rho_l$  と  $\rho_g$  は液相と気相の密度、 $\mu_l$  と  $\mu_g$  は液相と気相の粘性係数である。

液相の熱伝達係数  $h_{liq}$  は次の Dittus-Boelter の式で表される。

$$h_{liq} = 0.023 \frac{k_l}{D_h} \left[ \frac{G(1-x)D_h}{\mu_l} \right]^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad (11)$$

ここで、 $D_h$  は水力直径、 $Pr_l$  は液相の Prandtl 数、 $k_l$  は液相の熱伝導率である。 $D_h$  は、流路幅  $w$  と流路高さ  $\delta$  を用いて、 $2w\delta/(w+\delta)$  とした。

その結果を Fig. 14 に示す。プロットしたデータは本実験で得られた全てのデータを示している。

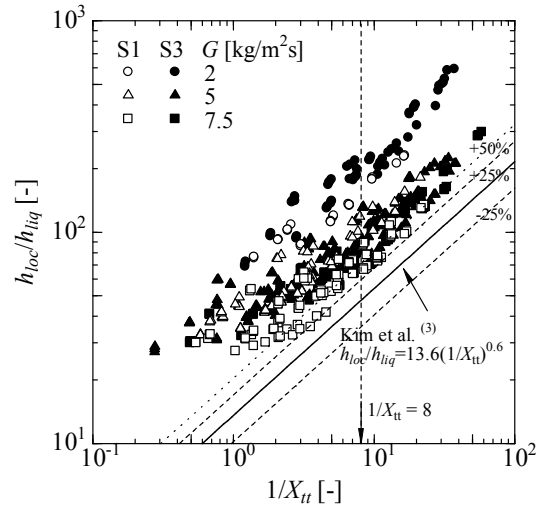


Fig. 14  $h_{loc}/h_{liq}$  as a function of  $1/X_{tt}$  at S1 and S3 surface

Fig. 14 より、同じ  $1/X_{tt}$  に対する  $h_{loc}/h_{liq}$  の熱伝達比を S1 と S3 について比較すると、S3 は S1 に比べて熱伝達が高いため熱伝達比も高い値を示した。また、いずれの伝熱面でも  $G=2$  における熱伝達比の値は、他の質量流束に比べて大きな値を示している。また、図中に  $1/X_{tt}=8$  を破線を示した。破線を境に  $1/X_{tt}<8$  の場合は  $1/X_{tt}>8$  に比べて傾きが緩やかになっている。Watel<sup>(12)</sup>によると、この勾配の変化は流路内の流動様式がスラグ流から環状流に変化するためであることが報告されている。このことは、3.1 節で熱伝達の勾配の変化が流動様式が環状流に遷移したためであると示唆したことと一致している。

次に、本実験データと従来の純アンモニアに関する研究データとの比較を行った。従来の純アンモニアの沸騰熱伝達係数の推算式として、本実験と同様な鉛直平滑面で同



じ流路高さの蒸発器を用いた金ら<sup>6)</sup>の研究で、質量流速  $G$  が  $7.5 < G < 15$  の範囲において次式が提案されている。

$$h_{loc} / h_{liq} = 13.6(1 / X_{tt})^{0.6} \quad (12)$$

この推算式により得られた値を Fig. 14 に実線でプロットした。S1 の  $G=7.5$  における沸騰熱伝達は、実線で示した平滑面の式(12)の推算値に対して高い値を示していることが判る。この理由として、金ら<sup>6)</sup>の実験とは加熱方法や伝熱面寸法が異なることから装置の特性によるものと考えられる。そこで、式(12)を元に新たに本実験条件に対する推算式を提案することにした。ただし式(12)と条件を揃えるため、 $G=7.5$  における推算式を S1 と S3 についてそれぞれ提案する。

$$h_{loc} / h_{liq} = 20(1 / X_{tt})^{0.6} \quad (13)$$

$$h_{loc} / h_{liq} = 23(1 / X_{tt})^{0.6} \quad (14)$$

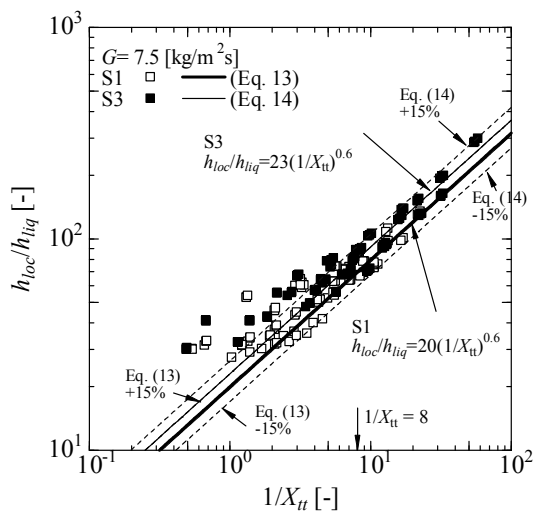


Fig. 15  $h_{loc}/h_{liq}$  as a function of  $1/X_{tt}$  at S1 and S3 surface on  $G=7.5$

Fig. 15 に式(13)と式(14)の推算値と、 $G=7.5$  の測定結果との比較を示す。 $1/X_{tt} > 8$  において、S1 と S3 のいずれの推算式も  $\pm 15\%$  以内で実験値と良い一致が得られた。

## 6. まとめ

アンモニアを作用流体としたプレート式蒸発器の伝熱促進法について検討するため、伝熱面形状の異なるプレートを用いて局所的な沸騰熱伝達の測定実験を行い、本実験範囲において下記のことが明らかとなった。

(1) 微細凹凸面と平滑平面の沸騰熱伝達の比較では、平滑面に対して微細凹凸面の沸騰熱伝達が約 10~40%増加した

ことから、伝熱促進が得られることが確認できた。また、核沸騰域で沸騰熱伝達の増加が顕著であった。

(2) 微細凹凸面の場合、アンモニアの平均熱流速一定、飽和蒸気圧一定の条件下の沸騰熱伝達の測定では、質量流速の増加に伴い、局所沸騰熱伝達は上昇した。一方、平滑面の場合は質量流速の上昇による熱伝達の上昇は見られなかった。

(3) 全ての伝熱面の、質量流速一定、飽和蒸気圧一定における沸騰熱伝達の測定では、平均熱流速の上昇に伴い局所沸騰熱伝達も上昇した。

(4) Lockhart - Martinelli パラメーターによる沸騰熱伝達の整理では、実験値は既存の推算式に対して高い値を示した。よって、本実験における平滑平面と微細凹凸面に対する推算式を新たに提案した。

## 謝 辞

本研究の一部は、株式会社神戸製鋼所との共同研究「OTEC 用熱交換プレートの最適形状に関する研究」によって行われた。ここに記して感謝する。

## 文 献

- (1) Kushibe M. et al., *Trans. JSRAE*, Vol. 22, No. 4, pp. 403 - 415 (2005) (in Japanese).
- (2) Kushibe M. et al., *Trans. JSRAE*, Vol. 23, No. 4, pp. 389 - 397 (2006) (in Japanese).
- (3) Kim J-H. et al., *Trans. JSRAE*, Vol. 24, No. 3, pp. 217 - 226 (2007) (in Japanese).
- (4) Okamoto A. et al., *Proceedings of 2007 JSRAE Annual Conference*, Vol. 2007, pp. C107.
- (5) Arima H., et al., *Proceedings of 2008 JSRAE Annual Conference*, Vol. 2008, pp. B331.
- (6) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *Boiling heat transfer and cooling*, (1989), Japan industrial publishing.
- (7) Inoue T. et al., *Proceedings of 44th national heat transfer symposium of Japan*, Vol. 44th, (2007), pp. A234.
- (8) Arima H., et al., *Thermal Science and Engineering*, Vol. 9, No. 4, (2001), pp. 65-66.
- (9) Ikegami Y. et al., *Proceedings of 37th national heat transfer symposium of Japan*, Vol.37, No. 3, (2000), pp. 825 - 826.
- (10) P-Propath  
<http://www2.mech.nagasaki-u.ac.jp/PROPATH/p-propath.html> (2006.4).
- (11) Zamfirescu C. et al., *Exp. Therm. Fluid Sci.*, Vol. 25 (2002), pp. 529 - 534.
- (12) Watel B., *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 42, No. 2, (2003), pp. 107 - 140.