# 表面微細加工を施したプレート式蒸発器による伝熱促進効果に関する研究

川畑 佑介\*1, 岡本 明夫\*2, 逸見 義男\*2, 有馬 博史\*1, 池上 康之\*1

# Heat transfer enhancement using micro fabrication surface on plate evaporator

Yusuke KAWABATA<sup>\*1</sup>, Akio OKAMOTO<sup>\*2</sup>, Yoshio ITSUMI<sup>\*2</sup>,

Hirohumi ARIMA<sup>\*1</sup> and Yasuyuki IKEGAMI<sup>\*1</sup>

<sup>\*1</sup> Institute of Ocean Energy, Saga University, 1-Honjo, Saga, 840-8502, Japan

<sup>\*2</sup> KOBE STEEL, LTD., 2-4, Wakinohama-Kaigandori 2-chome, Chuo-ku, Kobe, Hyogo

A Low-grade Thermal Energy Conversion (LTEC) is refocused as one of the renewable energy. For the LTEC and Refrigerator/Heat Pump, it is very important to enhance the heat transfer on heat exchanger though the available temperature deference is smaller than conventional thermal system. In the paper, the micro fabrication surface on plate heat exchanger is proposed as one method for enhanced heat transfer coefficient. The manufacture for micro fabrication surface on plate heat exchanger is introduced using surface configuration. The experimental performance test as evaporator is evaluated on comparison with normal surface heat exchanger using HFC245fa. The results show the boiling heat transfer coefficient of micro fabrication surface.

Key Words : Micro Fabrication Surface, Plate type heat exchanger, HFC245fa

#### 1. 緒言

温泉水発電や海洋温度差発電などの低熱源温度差発電(LTEC)が,エネルギー問題や環境問題が緊急の課題とし て国内および海外で取り沙汰される中,その高性能化が期待されている.これらのエネルギーシステムは,従来 の火力発電等と比較して利用する温度差が小さいため熱交換器の高性能化は極めて重要である.従来から,この ような LTEC や冷凍機においてプレート式熱交換器が用いられ,数多くの高性能化を目指した研究開発が行われ ている.特に,伝熱面の形状や表面にポーラスなど伝熱面加工を施す方法は,様々行われている.中でもプレー トをプレス加工後に表面にポーラスなどを施す技術は,効果は明らかにあるものの経済性や運用の面で,あまり 実用化されていないのが現状である.このような状況の中,著者らは,プレート式熱交換器用の薄板を製造する 段階で微細加工を施し,その伝熱面の伝熱促進に関する研究を行っている<sup>(14)</sup>.本研究では微細加工を施した薄板 にプレス加工した伝熱面を持つヘリンボーンのプレート式熱交換器と,実際に用いられている微細加工なしの熱 交換器との伝熱促進効果に関する評価試験を行うことを目的とする.

### 2. 表面微細加工を施した伝熱板

熱伝達効率を向上させるため,通常のプレート熱交換器ではユーザーの仕様によりヘリンボーン等の形状に成 形加工が付与される.これに対して本研究では、チタン薄板自身の表面に微細な突起を付与することにより熱伝 達効率の向上(表面積拡大効果,乱流促進効果,核沸騰促進効果)を目標としたチタン薄板の製造技術を用いる(図 1).この微細な突起は、生産性および製造コストを考慮して、高速加工が可能な冷間圧延工程での転写圧延(ワー

<sup>\*</sup> 原稿受付 2013 年 7 月 31 日

<sup>\*1</sup> 佐賀大学 海洋エネルギー研究センター (〒840-8502 佐賀市本庄1)

<sup>\*2</sup> 神戸製鋼

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

クロールに凸凹形状付与し、チタン板を2本のロールで圧下する時に凸凹形状を板に転写する)にて製造される. しかしながら、高い突起形状(数十µm)を圧延工程で作るためには、適切な凸凹形状とその圧延条件の選択および、 製品素材としての板厚や平坦度を実現するための高度な圧延技術とプロセス全体の設計が必要になる. 岡本らは <sup>(1,2)</sup>、小型圧延機による実験と実機試作を通して、圧延理論を用いた圧延荷重予測や平坦度の改善により、表面微 細加工を施したチタン板を実現した. 通常、薄板表面の微細加工は、圧延過程後に金属球などの吹付を行うこと により形成されるが、神戸製鋼では、圧延過程中に表面に微細加工を施す技術を開発した. 図2に、微細加工部 分の拡大図と、凹凸の深さを示すグラフを示す. この図より、表面に数十µm の凹凸を持つ薄板を安価で形成す ることが可能である.



Fig.1 Micro Fabrication Surface

Fig.2 Cross-section of micro fabrication surface

# 3. 実験装置および実験方法

図3に、実験装置のフロー線図を示す.実験装置は、蒸発器、凝縮器および作動流体ポンプからなる.熱源は、 ー定温度に制御された温水および冷水を用いた.定常を確認し、5分間のデータを算術平均し、それを3回行い データ整理した.図4に装置の全体図を示す.蒸発器は、微細加工を施したプレートを用いた蒸発器A(EX-A) と微細加工を施していない通常のプレートを用いた蒸発器B(EX-B)を並列に設置して比較を行った.プレートは、 チタン製( $\lambda$ =17W/m·K)で長さ*H*=270mm, *w*=幅137mm,厚さ*t*=0.45mm,プレート間の隙間 $\delta$ =2.5mm,プレート 枚数は、それぞれ7枚である.総伝熱面積は、蒸発器A,Bともに0.39m<sup>2</sup>である.

表1に本研究の実験条件を示す.実験では、作動流体の質量流束Gを5~20kg/m<sup>2</sup>・sで行った.今回の質量流束は、一般的にプレート式熱交換器で利用されている質量流束の範囲である.なお、この範囲は、一般的に円管式の熱交換器で用いられている質量流束100~400 kg/m<sup>2</sup>・sと比較するとかなり小さい.作動流体にはフロン媒体であるHFC-245faを用いる.

	EX-A	EX-B
温水入口温度: $T_{wsi}$ [°C]	19.1~31.8	27.5~32.0
冷水入口温度: $T_{sci}$ [°C]	12.5~13.5	5.7~6.5
温水流量:m <sub>ws</sub> [t/h]	3.2	3.2
冷水流量:m <sub>cs</sub> [t/h]	3.8	4.2
質量流束: G [kg/m <sup>2</sup> s]	5.0~20.4	4.9~20.4

Table 1 Experimental Condition



Fig.3 Schematic diagram of Experimental Apparatus



Fig.4 Overall view of Experimental Apparatus

#### 4. データ整理方法

本研究で用いたデータの整理方法および代表的なパラメータの定義式を示す. 熱通過係数 U<sub>E</sub> は, 次式を用いる.

$$U_E = Q_E / (A \cdot \Delta T_{mE}) \tag{1}$$

ここで、 $Q_E$ は交換熱量、Aは伝熱面積で $\Delta T_{me}$ は対数平均温度差である。 $Q_E$ は、次式で算出する.

$$Q_E = C_P \cdot m_{ws}(T_{wsi} - T_{wso}) \tag{2}$$

 $C_P$ は水の比熱,  $m_{ws}$ は流量,  $T_{wsi}$ ,  $T_{wso}$ は温水の入口, 出口温度である.  $\Delta T_{me}$ は, 式(3)で表される.

$$\Delta T_{mE} = \frac{(T_{wsi} - T_1) - (T_{wso} - T_4)}{\ln\{(T_{wsi} - T_1)/(T_{wso} - T_4)\}}$$
(3)

式中のT<sub>1</sub>は作動流体の出口温度,T<sub>4</sub>は入口温度である.熱流束q<sub>E</sub>は,式(4)で計算される.

$$q_E = \frac{q_E}{A} \tag{4}$$

乾き度 $x_E$ は、次式で求める.

$$x_E = \frac{h_1 - h_1'}{h_1'' - h_1} \tag{5}$$

 $h_l$ は  $Q_E$ と蒸発器入口のエンタルピー $h_4$ から算出した蒸発器出口のエンタルピーである. $h_l$ ,  $h_l$ "は蒸発器出口の圧力から算出したエンタルピーである.作動流体側の熱伝達係数 $h_{wf}$ は、水側の熱伝達係数 $h_{ws}$ を用いて次式より導出した.

$$\frac{1}{h_{wf}} = \frac{1}{U_E} - \frac{1}{h_{ws}} - \frac{t}{\lambda} \tag{6}$$

蒸発器における水の熱伝達係数の推算式を,Wilson Plot 法<sup>(5)</sup>より導出する.蒸発器に温水と冷水を同じ流速で 流し,その熱伝達係数が等しいと考えると,式(6)は次式のようになる.

$$\frac{1}{h_{ws}} = \left(\frac{1}{U_E} - \frac{t}{\lambda}\right)/2\tag{7}$$

式(7)より 1/h<sub>ws</sub>と温水の流速 v<sub>ws</sub>を式(8)のように定義する.

$$\frac{1}{h_{ws}} = a \cdot v_{ws}^{-0.8} \tag{8}$$

この式を変形して、式(9)の形にする.

$$\frac{h_{WS}}{v_{WS}^{0.8}} = \frac{1}{a} \tag{9}$$

この式の両辺に相当直径  $D_{eq}$ (=2w $\delta$ /(w+ $\delta$ ))とプラントル数  $Pr_{ws}$ を用いて,式(10)のような Nu 数の形にする.

$$Nu = cRe_{ws}^{0.8} Pr_{ws}^{1/3}$$
(10)

#### 5. 実験結果

#### 5-1. 水の熱伝達係数

蒸発器に流速が等しい温水( $T_{ws}$ =34℃)と冷水( $T_{cs}$ =8℃)を流し、Wilson Plot 法より温水の熱伝達係数の推算式を求める.図5に $v_{ws}$ と(1/U -  $t/\lambda$ )/2の関係を示す.図中の実線は近似曲線であり、この近似曲線の係数から、式(10)の係数cを求めると式(11)のような形となった.

# $Nu = 0.125 Re_{ws}^{0.8} Pr_{ws}^{1/3}$

この推算式から求めた Nu 数と,実験値から算出した Nu 数を比較したものを図6に示す.図5より,推算式と 実験値はほぼ同等であるとみなすことが出来る.また,Joker<sup>(6)</sup>や Muley<sup>(7)</sup>の求めた式と比較すると,今回の実験で 得られた式の値は大きく,最も値の近い Muley の式と比較しても60%ほど大きくなった.

Joker の式

 $Nu = 0.089 Re^{0.79} Pr^{0.3}$ 

<u>Muley の式</u>

 $Nu = (0.2668 - 0.006967\beta + 7.244 \times 10^{-5}\beta^2) \times Re^{[0.728 + 0.0543sin\{\pi\beta/45 + 3.7\}]} Pr^{1/3}$ (13)

#### 5-2. 質量流束と熱伝達係数の関係

式(11)を用いて温水の熱伝達係数を算出し、式(6)より HFC-245.fa の熱伝達係数  $h_{wf}$ を求めた. 図 7 に熱流束  $q_E$ と熱伝達係数の関係を示す.今回実験した質量流束域  $G=5\sim20$ kg/m<sup>2</sup>·s では、全体的に表面微細加工の施され ている EX-A の方が、従来のプレートである EX-B よりも熱伝達係数は大きく、微細加工によって殻沸騰が促進 したためと考えられる.特に、 $q_E=5$  kW/m<sup>2</sup>付近では、その差が顕著であり、最大で約 2.6 倍の熱伝達係数の向上 が見られた.



Fig.5  $(1/U-t/\lambda)/2$  vs.  $v_{ws}^{-0.8}$ 

(11)

(12)



Fig.7  $h_{wf}$  vs.  $q_E$ 

#### 6. 結語

表面に微細加工を施したプレート式蒸発器の性能試験を行い,以下の結果を得た.

- (1) 温水の熱伝達係数の推算式を得た.
- (2) 表面微細加工を施した伝熱板を用いた場合,従来の平滑な伝熱板と比較して,最大で約 2.6 倍の熱伝達係数の向上が観察された.

今後は、HFC-245fa以外の作動流体でも同様の効果が得られるかを実験していく予定である.

#### 文献

- (1) 岡本明夫, 有馬博史, 池上康之, 神戸製鋼技報 VOL.60, NO.2, (2010), pp.60-65.
- (2) 神戸製鋼グループ 環境・社会報告書, (2012), pp.39.
- (3) 有馬博史, 岡本明夫, 松尾伸彦, 池上康之, 微細凹凸面を用いたプレート蒸発器のアンモニア沸騰伝熱促進, 日本 冷凍空調学会 年次大会, VOL.2009, A211-1., (2009).
- (4) Arima, H., Matsuo, N., Shigyou, K., Okamoto, A., Ikegami, Y., AJTEC2011-44026 Convective Boiling Heat Transfer Enhancement by Microgrooves in Plate Evaporator, March 13-17, Honolulu, Hawaii, USA. (2011).
- (5) 中岡勉, 浦田和也, 池上康之, 西田哲也, 大原順一, 堀田将史, OTEC 用プレート式凝縮器の熱伝達と圧力損失--作動流体が NH3/H2O の場合, 佐賀大学海洋エネルギー研究センター報告 OTEC, Vol.15 (2010), pp.1-8.
- (6) A.Muley and R. M. Manglik, Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates, Trans. ASME, J. Heat Transfer, 121, (1999), pp.110-117.
- (7) A. Jokar, S. J. Eckels, M. H. Hosni and T.P. Gielda, Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Brazed Plate Heat Exchangers Using Refrigerant R-134a, J.Enhanced Heat Transfer, 11-2, (2004), pp.161-182.