

プレート式熱交換器の熱源側の分岐特性* (スムーズ面の場合)

中岡 勉^{*1}, 西田 哲也^{*2}, 一瀬 純弥^{*2}
松下 稔^{*3}, 池上 康之^{*4}

Characteristics of branch of water side in the plate type heat exchanger (Vertical Smooth Plate)

Tsutomu NAKAOKA^{*5}, Tetsuya NISHIDA, Junya ICHINOSE
Minoru MATSUSHITA, Yasuyuki IKEGAMI

^{*5}National Fisheries University

2-7-1 Nagatahon-machi Simonoseki-City, Yamaguchi 759-65, Japan

A tests are carried out for ratio of flow rate of passage through in vertical smooth plate. The dimensions of this plate are 1.0 m in length, 0.3 m in width and the number plate is 15 plates. The experiments was very the distance of plate in water side. An analytical study has been made the characteristics of branch of water side in vertical smooth plate. An numerical analysis is presented for estimated of flow rate passage through in vertical smooth plate. The value of a numerical analysis is compared with experimented results.

Key Words : Plate type heat exchanger, Vertical smooth plate, Branch, Numerical analysis

1. 緒 言

現在、省エネルギー化やエネルギーの有効利用をするために、種々のシステムの中の熱交換器は、性能向上が望まれている。プレート式熱交換器については、高性能、省スペースで低コストであるため使用範囲が広がっている。このようなことから、現在、プレート式熱交換器の使用は、低温度差、低温度を利用する海洋温度差発電や食品機械の構成機器として利用範囲が広がってきている。

従来のプレート式熱交換器の研究は、熱交換器の性能を向上されるために、作動流体側と冷却水側の熱伝達係数を向上について行われている。

著者らは、これまで、蒸発側や凝縮側の熱伝達係数を向上させるための基礎研究を行い報告している^{1)~5)}。しかし、プレート式熱交換器の性能を

向上させるためには、これだけでは不十分である。すなわち、冷却水側の熱伝達係数を向上させることと圧力損失を減少させる事が重要である。

前報では、プレート式熱交換器の冷却水側の圧力損失について実験を行い性能解析を行った⁶⁾。

プレート式熱交換器が大型化し、プレート枚数が多くなった場合、プレート式熱交換器のプレート各層に流入する流量と総流量との割合は、プレート各層の圧力損失や熱伝達に影響し、プレート式熱交換器全体の性能大きく関わってくる。

本報は、局所の流れの分岐特性を調べるために、新しく設計製作したプレート式熱交換器の熱源側の流れについて実験を行った。また、プレートの各層に流入する流量を見積もるための流れの解析を行い、実験との比較を行った。

2. 記号

A_{PIER} : 入口配管の断面積とプレート各層断面積の比 (-)

D_{eq} : 相当直径 (m)

^{*1} 水産大学校 水産学 研究科(759-6595 下関市永田本町2-7-1)

^{*2} 水産大学校 海洋機械工学科(759-6595 下関市永田本町2-7-1)

^{*3} (株)日阪製作所(578-0973 大阪府東大阪市東鳴池町2-1-48)

^{*4} 佐賀大学海洋エネルギー研究センター (840-8502 佐賀県佐賀市本庄町1番地)

- g : 重力の加速度 (m/s²)
- h : 高さ (m)
- l : プレート伝熱面の長さ (m)
- m : 体積流量 (m³/h)
- n : プレート数 (-)
- P : 圧力 (Pa)
- P : 圧力損失 (Pa)
- R : 圧力降下係数 (-)
- Re : レイノルズ数 (-)
- T : 温度 ()
- v : 流速 (m/s)
- w : プレート伝熱面の幅 (m)
- x : 流れ方向の距離 (m)
- : プレート伝熱面の間隔 (m)
- : 分岐損失係数 (-)
- : 圧力回復係数 (-)
- : 摩擦係数 (-)
- μ : 粘性係数 (Pa·s)
- : 動粘性係数 (m²/s)
- : 圧力補正係数 (-)
- : 密度 (kg/m³)

添 字

- a : 大気
- fc : 流路
- H : ヘッダー、水頭
- I : 入口
- O : 出口
- P : プレート
- P : 圧力差
- T : 全体、総合

3. 実験装置及び実験方法

図 1 は、実験装置の概略図を示す。実験装置は、水タンク、循環ポンプ、テストセクション、集合ヘッダーから構成されている。

水タンクに蓄えられた水は、循環ポンプにより総流量を測定する電磁流量計を通しテストセクションへ送られる。そして、水は、入口ヘッダー内に流入し、プレート各層内を流れ、出口ヘッダーに入り、プレート各層内の流量を測定する電磁流量計を通り、集合ヘッダーを通して水タンクへ戻る。

総流量の調節は、循環ポンプをモーターのインバータ制御により行った。また、総流量を一定に保つために、水タンク内の水位を一定に保った。

図 2 は、テストセクションの分解図を示す。テストセクションは、プレート伝熱面、入口・出口側プレート、出口ヘッダー、集合ヘッダーから構成されている。プレート伝熱面は、入口・出口側プレートと左右面アクリル板により、ボルトで締められている。また、流れの可視化を行うために、左右面はアクリル板である。

プレート伝熱面の大きさは、長さ 1000 mm、幅 300 mm である。また、プレート枚数は 15 枚である。

図 3 は、プレート間隔が 3, 5, 7 mm の場合のプレート、パッキンの厚さの関係を示す。このプレート伝熱面は、仕切り板(縦:1000 mm、横:300 mm、厚さ:9 mm、材質: SUS304)、スペーサー棒(縦:980 mm、横:20 mm、厚さ:12 mm、材質: SUS304)、(縦:300 mm、

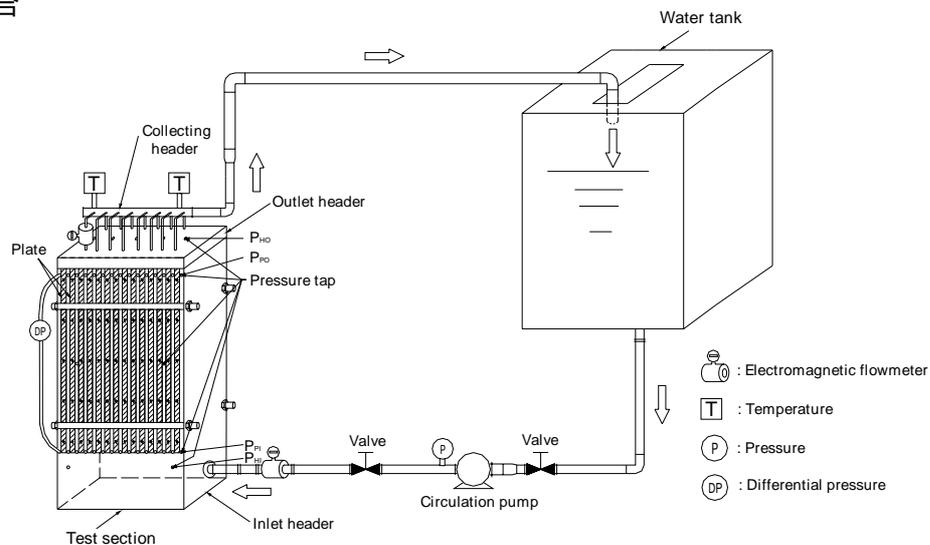


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Experimental conditions

Length of plate	l (m)	1
Width of plate	w (m)	0.3
Clearance of plate	(mm)	3, 5, 7
Temperature of outlet header	T_{OH} ()	14.6 ~ 24.0
Total mass flow rate	m_T (m^3/h)	5.0 ~ 76.8
Mass flow rate in flow channel	m_{fc} (m^3/h)	0.32 ~ 5.29
Pressure of inlet header	P_{HI} (kPa)	25.46 ~ 125.12
Differential pressure of inlet and outlet in plate	P_{PI0} (kPa)	0.05 ~ 6.85

横:20 mm、厚さ:12 mm、材質:SUS304)、スペーサー板(縦:1000 mm、横:300 mm、厚さ:4 mm、材質:SUS304)とパッキン(厚さ:2, 3, 4, 6 mm)を組み合わせ、ネジで厚さが調節出来るようになっている。

プレート間隔(=3, 5, 7 mm)の調節は、プレート伝熱面間のパッキンの厚さ(2, 3, 4, 6 mm)を変えてプレート伝熱面の厚さを変えることを行った。

図 2 より、水タンクに貯えられた水は、右側の配管より流入し、入口ヘッダー内に入る。その後、プレート伝熱面の間を流れ、出口ヘッダーに入り、プレート各層流量計を通り、集合ヘッダー内を通って水タンクへ戻る。

実験データの測定は、まず循環ポンプを起動し、目的の流量を循環ポンプのインバータの周波数を設定後、テストセクションに入る総流量、プレート各層内の流入流量、圧力、差圧の定常を確認後に行った。

測定は、総流量、プレート各層流量である。総流量の測定は、テストセクションの入口で電磁流量計を用いて行った。プレート各層流量の測定は、出口ヘッダーと集合ヘッダーの間で電磁流量計を用いて行った。測定は、1 流路を測定後、バルブを切り替えて2~15 流路について行った。

総流量、プレート各層流量の測定箇所は、それぞれ1ヶ所、15ヶ所である。

テストセクションに入る水の流量は、電磁流量計(形式:MGM1010K, 流量レンジ:0~120 m^3/h , 精度:指示値の±0.5 %以内)を用いて測定した。

プレート各層の流量は、電磁流量計(形式:MGM1010K, 流量レンジ:0~8 m^3/h , 精度:指示値の±0.5 %以内)を用いて測定した。

表 1 に、実験条件を示す。プレート伝熱面の間隔3, 5, 7 mm、温度は14.6~24.0、総流量は5.0~76.8 m^3/h 、プレート各層流量は0.32~5.29 m^3/h 、入口ヘッダーの入口圧力は25.46~125.12 kPa、プレート入口と出口のプレート各層内の差圧は0.05~6.85 kPaの範囲である。

4. 実験結果及び考察

プレート式熱交換器の性能は、プレート各層を流れる流量や圧力損失に大きく関わってくる。プレート式熱交換器の圧力損失は、プレート各層入口、出口の圧力損失 P_{PI} 、 P_{PO} とプレート各層内の圧力損失 P_{P0} に関係する。これらの圧力損失は、流速 v 、プレート数 n および熱交換器の長さやプレート伝熱面長さ l 、プレート間隔 に関係している。また、総流量 m_T やプレート各層流量 m_{fc} にも関係する。そのために、プレート各層流量とプレート伝

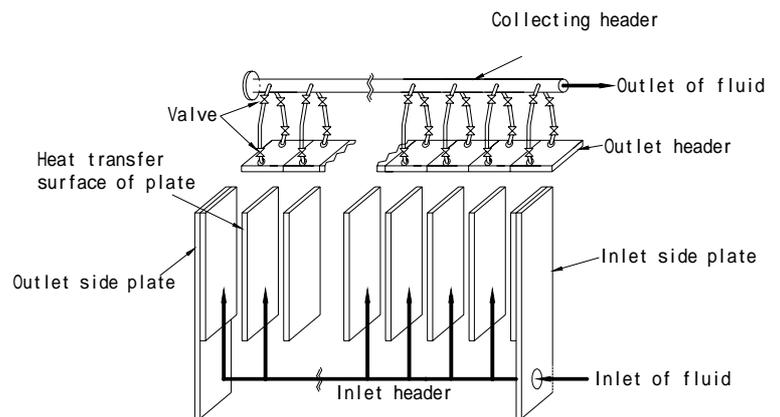


Fig.2 Schematic diagram of test section

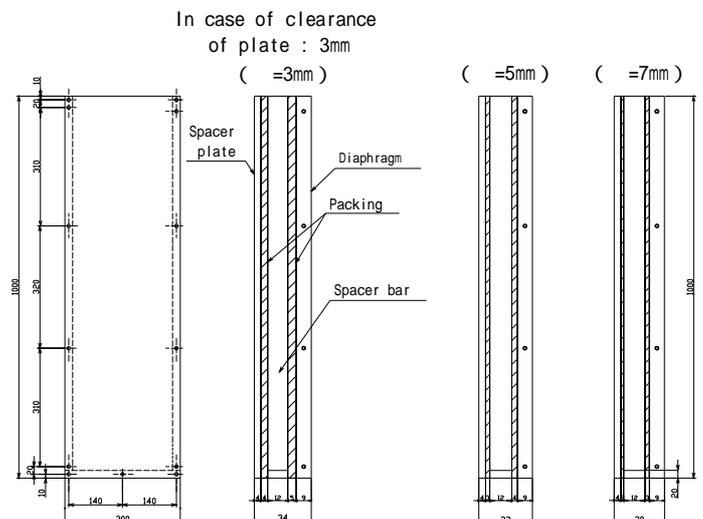


Fig.3 Dimension of heat transfer surface of plate

熱面の間隔を変えて局所的分岐特性について調べた。プレート式熱交換器の性能向上を考える上で、プレート数が多くなった場合にどのような分岐性能特性になっているか調べることが重要である。

そのために、プレート各層への流量割合についての検討を行った。

ここでは、プレート各層に流入する流量の分岐特性について述べる。プレート式熱交換器の圧力損失については、文献[6]に詳細に示す。

4.1 プレート各層流量と総流量の関係について

図4は、プレート各層流量の総和の流量 m_{fc} とテストセクションに入る総流量 m_T との関係を示す。

図4より、プレート各層流量の総和の流量 m_{fc} と総流量 m_T は、約±10%以内の相関となる。

以下、実験データ整理に用いる総流量は、プレート各層流量の総和 m_{fc} を用いた。

4.2 プレート各層流量と流れ方向の距離の関係について

図5(a), (b), (c)は、プレート各層流量 m_{fc} と流れ方向の距離 x の関係を示す。図5中の(a), (b), (c)は、プレート間隔が3, 5, 7 mmの場合である。図5(a)中の, , , , , 印は総流量 m_{fc} が5.4, 11.2, 22.0, 32.1, 42.4, 53.1, 63.5 m^3/h 、(b)中の, , , , 印は、16.1, 32.7, 33.9, 56.9, 63.4 m^3/h (c)中の, , , 印は、21.5, 40.8, 61.4, 78.6 m^3/h の場合を示す。

図5(a), (b), (c)より、総流量が増加すると、プレート各層流量は増加する。プレート各層流量は、

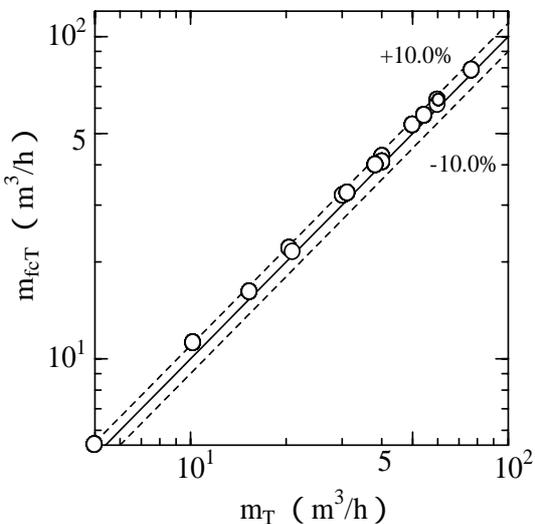


Fig.4 Sum of flow rate of flow channel and total flow rate

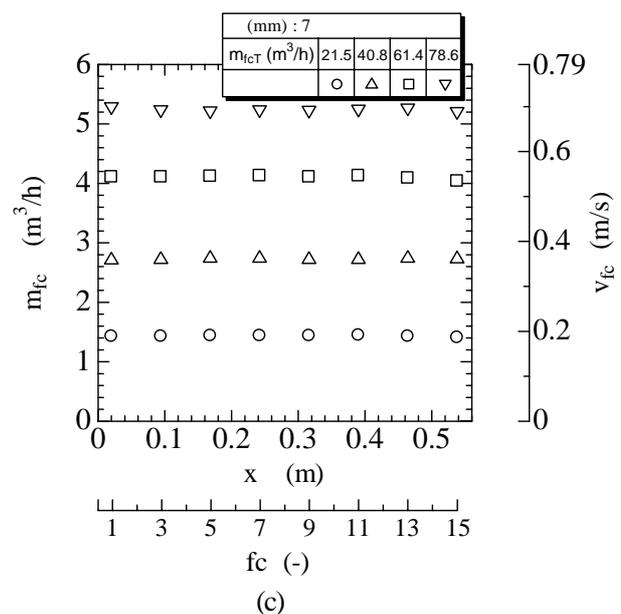
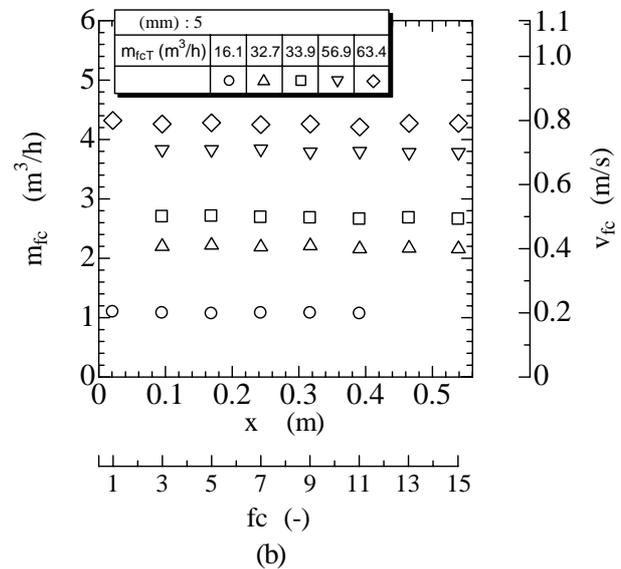
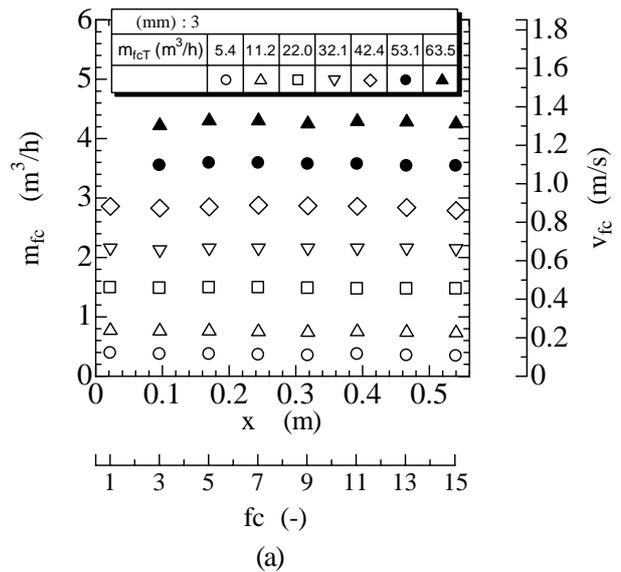


Fig.5 Flow rate of flow channel in plate (Effect of horizontal distance)

総流量が増加してもあまり変化がなく、プレート各層内にはほぼ同じ流量が流れているように見える。また、プレート間隔が変化してもその変化は見られない。そのために、この関係を詳細にみるためにプレート各層流速と流れ方向の距離の関係について示す。

図6は、プレート各層流速 v_{fc} と流れ方向の距離 x の関係を示す。図6中の印(図5(c)中の印)は、プレート間隔が7mm、総流量 m_{fcT} が78.6 m³/hの一例を示す。

図6より、プレート各層流速は、流路fc1よりfc5まで減少し、その後fc13まで増加して、出口の流路fc15では減少している。この関係は、総流量が変化した場合も同様であった。

以上、前述したプレート各層流量の関係ではわからなかったが、プレート各層流速は、プレート各層で変化している。これは、入口ヘッダー内の流速と圧力の増減が影響していると考えられる。

4.3 プレート各層内に流入する流量と総流量との関係について

図7は、プレート各層に流入する流量の割合と総流量 m_{fcT} との関係を示す。図7(a), (b), (c)は、プレート間隔が3, 5, 7mmの場合である。図中の○, △, □印は、流れ方向の入口、中央近傍、出口の流路fc1, 9, 15を示す。

図7(a), (b), (c)より、プレート各層に流入する流量と総流量の割合は、総流量が少ない範囲では流路によって差が大きく、総流量が多くなると差が少なくなる。総流量が少ない範囲では、プレ-

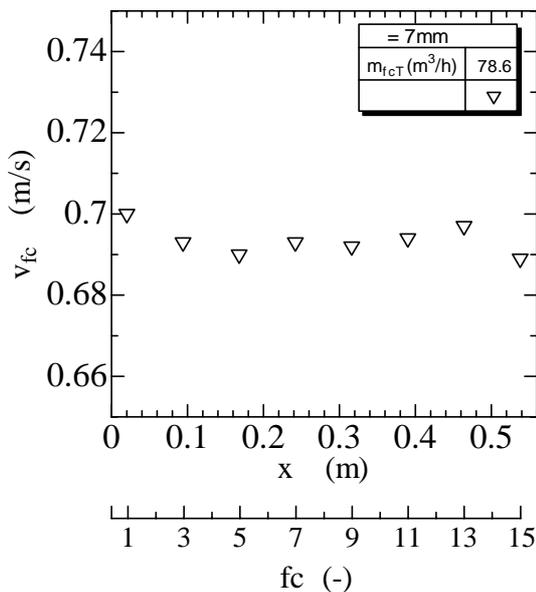


Fig.6 Velocity of flow channel

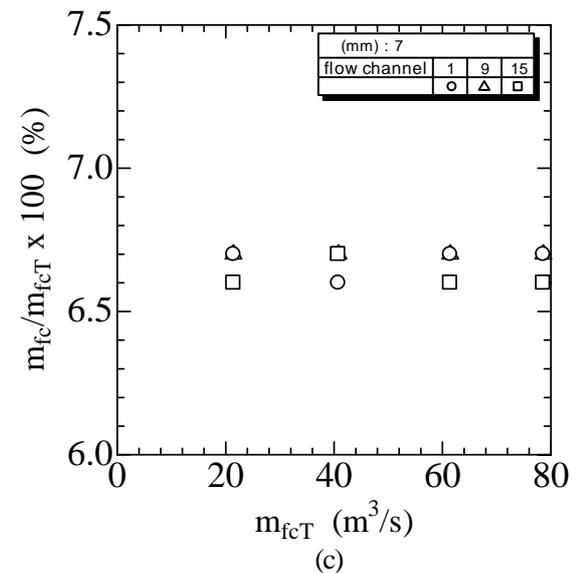
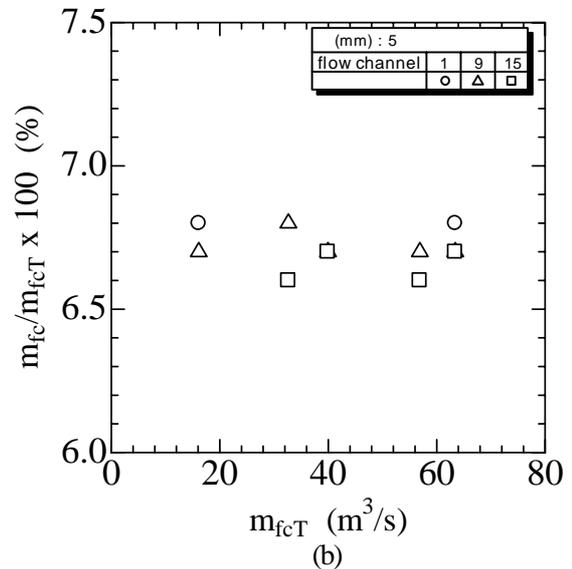
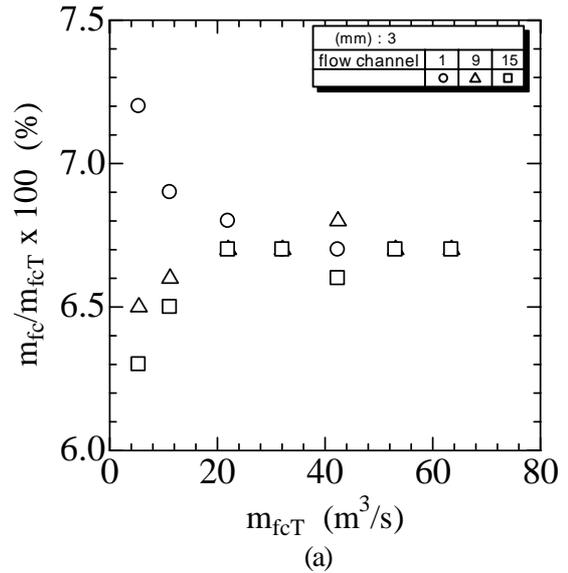


Fig.7 Ratio of flow rate of flow channel and total flow rate

ト各層の入口の流路で水が流れ易くなり、出口の流路で流れにくくなっている。総流量が多い場合、どの流路も均一に流入している。また、総流量がト各層の入口の流路で水が流れ易くなり、出口の変化した場合、流路 fc 1, 9, 15 の順に多くなっている。図7よりわかるように、全ての流路に均一に流入した場合のプレート各層への流量割合は、約6.7%である。

図7(a)の場合、総流量が約5 m³/hの場合、プレート各層への流量割合は、流路 1, 9, 15 の順に大きくなった。この流量割合は、流路fc 1とfc 15で約1%と違い、不均一な流れになっている。しかし、総流量が20 m³/h以上では、ほぼ同じ流量割合になり、その流量割合は、0.2%異なっている。

総流量が少ない場合(約11 m³/h以下)、プレート各層の流量割合に大きな差がある原因は、流量が少ないために、入口ヘッダー内で圧力回復がほとんどなく、そのために、入口ヘッダー内の流れ方向の圧力と流速に変化がないためと考えられる。

図7(b), (c)の場合、プレート各層への流量割合に大きな変化はなく、ほぼ均一な流量割合になっている。その流量割合は0.2%異なっている。

以上より、実際のプレート式熱交換器内の場合、プレート各層への流量は、入口側のプレート各層流路に多く流れ、出口側のプレート各層流路では少なくなっていることが考えられる。また、その

傾向は水が流れるプレート各層の断面積が小さく、プレート式熱交換器に入る総流量が少ないほど大きくなると考えられる。

5. プレート各層に流入する流量の見積り

5.1 計算モデル

プレート式熱交換器内のプレート各層に流入する流量と総流量との割合は、プレート各層の圧力損失や熱伝達に影響し、プレート式熱交換器全体の性能大きく関わってくる。そのために、プレートの各層に流入する流量を見積りは重要である。そのために、プレート各層に流入する流量を見積もるために計算を行った。

図8は、プレート各層に流入する流量を見積もるための計算モデルを示す。水は、左側の円管内を流入し、入口ヘッダーへ入る。その後、プレート各層を流れ、出口ヘッダーを通過し集合ヘッダーを経てタンクへ戻る。

計算は、プレート各層の入口圧力、流速をそれぞれ P_1, P_2, \dots, P_i および v_1, v_2, \dots, v_i とする。また、プレート長さ l 、テストセクション長さ X 、プレート各層の流れ方向の距離 x 、冷水タンクとプレート各層入口までの高さを h として行った。

プレート各層の圧力と流速は、ベルヌーイの定理を利用し次式で定義する。

$$P_{i+1} - P_i = \frac{\rho}{2}(v_i^2 - v_{i+1}^2) - (\rho \times D_{eq}) \left(\frac{v_{i+1}^2}{2} \right) \quad (1)$$

ここで、

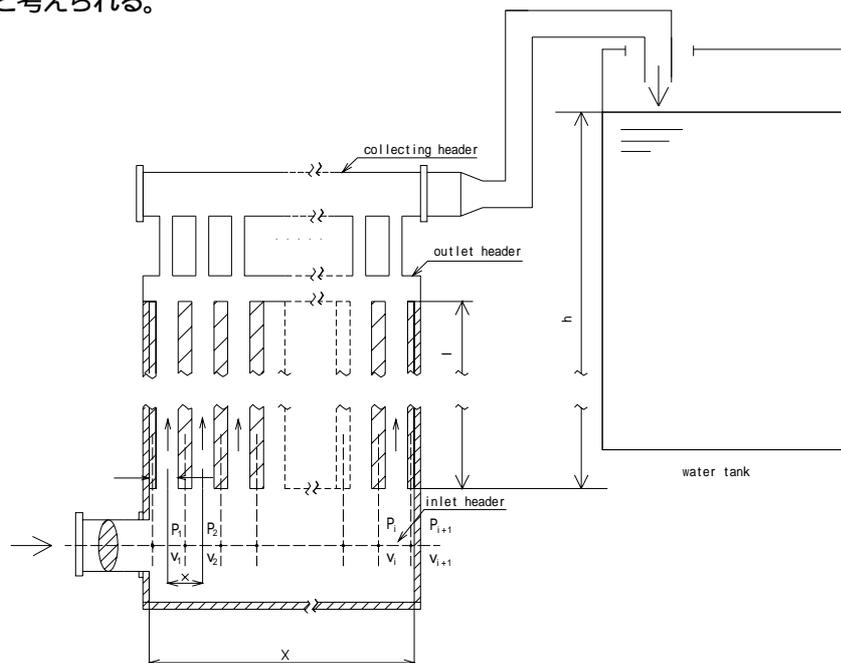


Fig.8 Calculation model of the plate type heat exchanger

- P_i : プレート*i*番目の入口圧力
- : 圧力回復係数
- : 水の密度
- v_i : プレート*i*番目の入口流速
- λ_i : プレート各層入口の摩擦係数
- x : プレート各層間の流れ方向の距離
- D_{eq} : 入口ヘッダーの相当直径

プレート各層入口と出口の圧力差は、プレート内の圧力降下と位置水頭の和で求められる。以下で定義する。

$$P_i - P_a = R (v_i - v_{i+1})^2 / 2 A_{PIPR}^2 + gh \quad (2)$$

ここで、

- P_a : 大気圧力
- R : 圧力降下係数
- A_{PIPR} : 入口配管の断面積とプレート各層断面積の比
- h : 位置水頭

また、圧力降下係数Rは、以下で定義する。

$$R = \lambda_{PI} + \lambda_{PIO} l_p / (D_{eq})_{fc} \quad (3)$$

ここで、

- λ_{PI} : プレート各層入口の分岐損失係数
- λ_{PIO} : プレート各層内の摩擦係数
- l_p : プレート長さ
- $(D_{eq})_{fc}$: プレート各層の相当直径

プレート式熱交換器内のプレート各層に流入する流量と総流量の見積りの計算は、式(1)と式(2)を連立させて行った。この計算式を一般化するために、圧力と流速の無次元化した。以下に示す。

$$P_i^* = (P_i - P_a - gh) / (\rho v_i^2 / 2) \quad (4)$$

$$v_i^* = v_i / v_1 \quad (5)$$

式(1), (2)は、式(4), (5)を用いて表すと次式になる。

$$P_{i+1}^* - P_i^* = (v_i^{*2} - v_{i+1}^{*2}) - \lambda x / D v_{i+1}^{*2} \quad (6)$$

$$P_i^* = R A_{PIPR}^2 (v_i^* - v_{i+1}^*)^2 \quad (7)$$

5.2 計算条件と方法

本計算は、以下の仮定のもとに行った。

- (1) 流体は、真水を用いた。
- (2) テストセクションの出口の条件は、大気圧力である。
- (3) 水の温度は一樣である。
- (4) プレート各層入口の摩擦係数 λ_i は、円管内の層流の式と乱流の式を使用した⁷⁾。
- (5) 入口ヘッダー内の摩擦係数 λ_H 、プレート各層の摩擦係数 λ_{PIO} は、実験値を使用した。

図9は、プレート式熱交換器内のプレート各層に流入する流量の見積りの計算のフローチャートを示す。

計算は、境界条件としてプレート各層の1番目のとき、無次元流速を $v_1^* = 1$ とする。次に、入口ヘッダーの入口圧力 P_1 の値を仮定し、 P_1^* を計算する。式(6)と式(7)を用いてプレート各層の入口圧力および流速 (P_{i+1}^* , v_{i+1}^*) を計算し、 $i+1$ 番目まで繰り返し計算する。収束条件としては、 $i+1$ 番目の流速が0になるまで、 P_i を修正して繰り返し計算を行った。なお、計算中に無次元圧力 P_i^* が負になった場合は、その値を0に置き換えて計算を続行した。

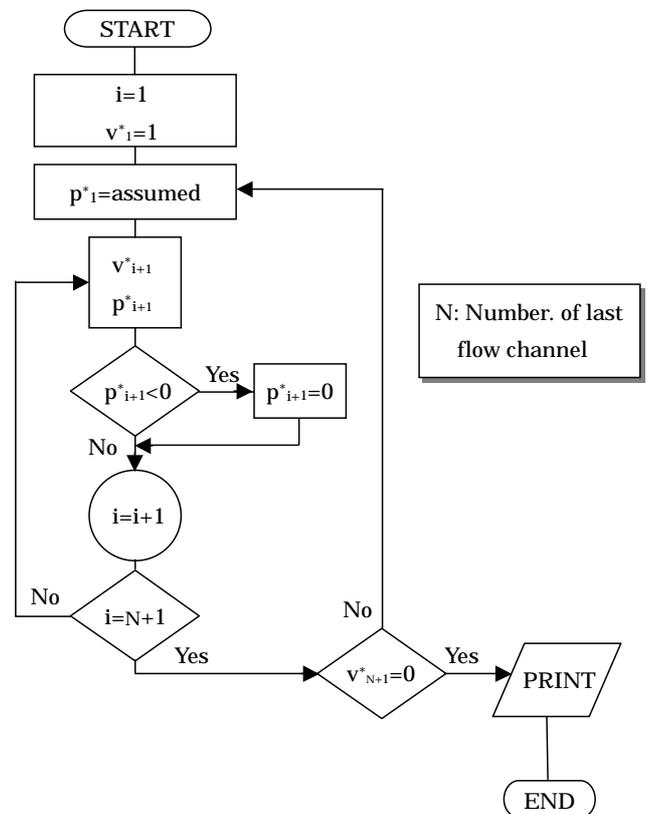


Fig.9 Calculated flowchart

式(1)を算出するために必要な圧力回復係数、摩擦係数 μ は、次の条件より求めた。

圧力回復係数は、実験より 0.01~0.12 を使用した⁶⁾。この値は、流路fc 11 以降で入口ヘッダー内の圧力が上昇する値である。また、入口ヘッダー内の摩擦係数 μ は、円管内の層流、乱流の式を使用した⁷⁾。ここで、プレート入口の分岐損失係数は、実験結果を参考に 0.1 を使用した⁶⁾。また、プレート内の摩擦係数 μ_{10} は、実験結果より得られた経験式を使用した⁶⁾。

5.3 計算値と実験値との比較

図 10(a), (b), (c)は、プレート各層に流入する流量と総流量との割合 m_{fc}/m_{fcT} と入口ヘッダーのレイノルズ数 Re_H の関係を示す。図 10(a), (b), (c)は、プレート間隔 δ が 3, 5, 7 mm の場合である。また、図中の実線、破線、点線は、流路fc 1, 9, 15 の計算値である。図中の、 \circ , \triangle , \square 印は、流路fc 1, 9, 15 の実験値である。

図 10(a)より、流路fc 1 の場合、低い Re_H 数の時、計算値は実験値より小さくなった。しかし、 Re_H 数が大きくなると一致した。流路fc 9, 15 の場合、低い Re_H 数のとき、計算値は、大きくなった。 Re_H が大きくなると小さくなった。

図 10(b)より、流路fc 1 の場合、計算値は実験値とほぼ一致した。流路fc 9 と fc 15 と比較すると、計算値は流路fc 15 より fc 9 の方が大きくなった。

図 10(c)より、流路fc 1 の場合、計算値は実験値とよく一致した。流路fc 9, 15 の場合は、計算値が大きくなった。

以上、計算値と実験値との差は、入口ヘッダー内の出口側での圧力回復の変化が正確でないことや入口ヘッダー内で発生するはく離、二次流れや渦流れ等の影響が考慮されていないためと考えられる。そのために、計算をより正確なものにするためには、圧力回復挙動を正確に見積もる必要がある。今後、入口ヘッダー内の圧力測定点を増やすことや入口ヘッダー内の流体の動きを把握するために流れの可視化を行う必要があると考えられる。

6. 結論

新しく設計・製作したプレート式熱交換器について、局所の流れの分岐特性を調べるために、

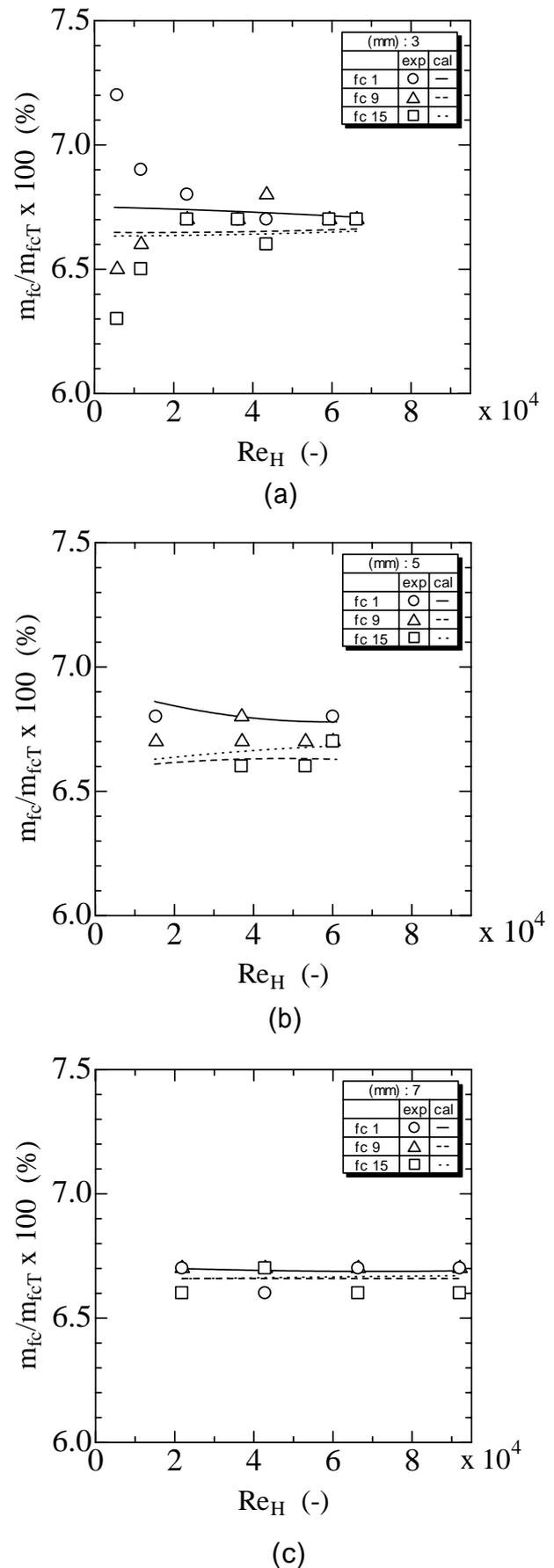


Fig.10 Comparison between experimental data and calculated value

冷却水側の流れについて実験を行った。また、プレート各層に流入する流量を見積もるための計算を行い、実験値と比較した。以下の結果を得た。

- (1) プレート各層流量 m_{fc} は、流路fc1 よりfc5 まで減少し、その後fc13 まで増加して、出口流路fc15 では減少している。この関係は、総流量が変化した場合も同様であった。
- (2) プレート各層に流入する流量と総流量の割合は、総流量が少ない範囲では、プレート各層の入口の流路で水が流れ易くなり、出口の流路で流れにくくなった。総流量が多くなると、どの流路も均一に流れた。
- (3) プレート間隔が 3 mm の場合で、流路fc 1 の場合、低い Re_c 数のとき、計算値は実験値より小さくなった。しかし、 Re_c 数が大きくなると一致した。流路fc 9, 15 の場合、低い Re_c 数のときは、計算値は実験値より大きくなった。また、 Re_c 数が大きくなると小さくなった。
- (4) プレート間隔が 5 mm の場合で、流路 fc 1 の場合、計算値は実験値とほぼ一致した。流路 fc9 と 15 を比較すると、実験値は流路 fc 15 より fc 9 の方が大きくなった。
- (5) プレート間隔が 7 mm の場合で、流路 fc 1 の場合、計算値は実験値とよく一致した。流路 fc 9, 15 の場合は、計算値が大きくなった。

文 献

- (1) 上原春男ほか 3 名, 日機論 (B 編), (1983), 49-439.
- (2) 上原春男ほか 2 名, 冷凍, 58-668, (1983), 549-556.
- (3) 上原春男ほか 2 名, 冷凍, 58-673, (1983), 1017-1026.
- (4) Uehara, H, ほか 4 名, J Solar Energy, Vol. 6, (1984), 286-290.
- (5) 上原春男ほか 2 名, 冷凍, 59-675, (1984), 39.
- (6) 中岡 勉ほか 4 名, OTEC, 10, (受理中)
- (7) 管路・ダクトの流体抵抗, 日本機械学会, (1987), 1.