

プレート式熱交換器の圧力損失に関する研究*

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

Study of the pressure difference of cold water side in plate type heat exchanger

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

^{*5}National Fisheries University

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

Friction factor and Pressure difference are obtained for the water side of the plate type heat exchanger. The dimensions of the test plate are 1.0 m in length, 0.3 m in width and plate number is 15 plates. The experiments was very the distance of plate in water side. The experimental was carried out in the velocity range of 0.1 m/s to 0.7 m/s in flow channel. The empirical expressions are proposed for predicting pressure difference of the cold water side and compared with the results of the commercial plate type heat exchanger. Friction factors are represented graphically.

Key Words : Pressure difference, Friction factor, Water side, Plate type heat exchanger

1. 緒 言

海洋エネルギーを利用する海洋温度差発電や工場の温排水を利用する温排水発電では、高性能で安価なプレート式熱交換器の開発が期待されている。これらのシステムにプレート式熱交換器を使用する場合、製作コストを抑えるためにプレート伝熱面積を削減することや必要なポンプ動力を抑えることが望まれている。そのために、熱交換器の熱伝達を向上させることや熱交換器の作動流体側や加熱・冷却側の熱伝達の促進、両側の圧力損失の低減によりポンプ動力を軽減するなどの高性能化を図るための省エネルギー技術の研究が行われている。

著者らは、プレート式熱交換器の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)}。

プレート式熱交換器の冷却側の熱伝達係数と圧力損失については、Maslovや岡田らによって多数の研究が行われている⁶⁾。

しかし、プレート式熱交換器の高性能を考える場合は、蒸発、凝縮側の伝熱向上のみでは、不十分である。システム全体の効率を向上させるためには、冷却側の熱伝達係数の向上や冷却側の圧力損失を減少させる事が重要になる。

また、これまでのプレート式熱交換器の研究は、主に液 - 液式のプレート式熱交換器を対象としたもので、プレート式蒸発器や凝縮器を対象としたものではない。これらのプレート式蒸発器や凝縮器は、従来の液 - 液式のプレート式熱交換器と構造が全く異なるため、従来のデータがそのまま適用できない。また、種々のシステムで使用されているプレート式熱交換器の場合、プレート数が多い多層で使用され、各層での流れの不均一化が起き、熱伝達や圧力損失に影響し性能が悪くなっている。さらに、その影響は、プレート数の多い大型のプレート式熱交換器になる程大きくなる。

従来、プレート式熱交換器の圧力損失についての研究は、プレート式熱交換器の全体の性能やプレート 1 枚あたりの性能についての研究はあるが、プレート数が多くなった場合の局所の圧力損失などについては行われていない。

本報は、プレート数が多いプレート式熱交換器

^{*1} 水産大学校 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)

を製作し、作動流体を加熱・冷却する側の圧力損失を低減し高性能化を図るための実験を行った。その結果を示す。

2. 記号

A : 伝熱面積 (m^2)
 D_{eq} : 相当直径 (m)
 g : 重力加速度 (m/s^2)
 h : 高さ (m)
 l : プレート伝熱面の長さ (m)
 m : 体積流量 (m^3/h)
 n : プレート数 (-)
 P : 圧力 (Pa)
 ΔP : 圧力損失 (Pa)
 Re : レイノルズ数 (-)
 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)
 X : テストセクションの長さ (m)
 δ : プレート伝熱面の間隔 (m)
 ζ : 分岐損失係数 (-)
 λ : 摩擦係数 (-)
 μ : 粘性係数 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
 ν : 動粘性係数 (m^2/s)
 ξ : 圧力補正係数 (-)
 ρ : 密度 (kg/m^3)

添字

a : 大気
 cal : 計算

exp : 実験
 fc : プレート流路
 H : ヘッダー、水頭
 I : 入口
 O : 出口
 P : プレート
 ΔP : 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りテストセクションへ入る。水は入口ヘッダー内に流入し、プレート各層を流れ、出口ヘッダーに入り、プレート各層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、循環ポンプのモーターをインバータ制御により行った。また、総流量を一定にするために、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・出口側プレート面とアクリル板、出口ヘッダーと集合ヘッダーから構成されている。プレート伝熱面を入口・出口側プレート面とアクリル板で、ボルトで締め付けるようになっている。また、流れの可視化を行うために、左右面はアクリル板となっている。

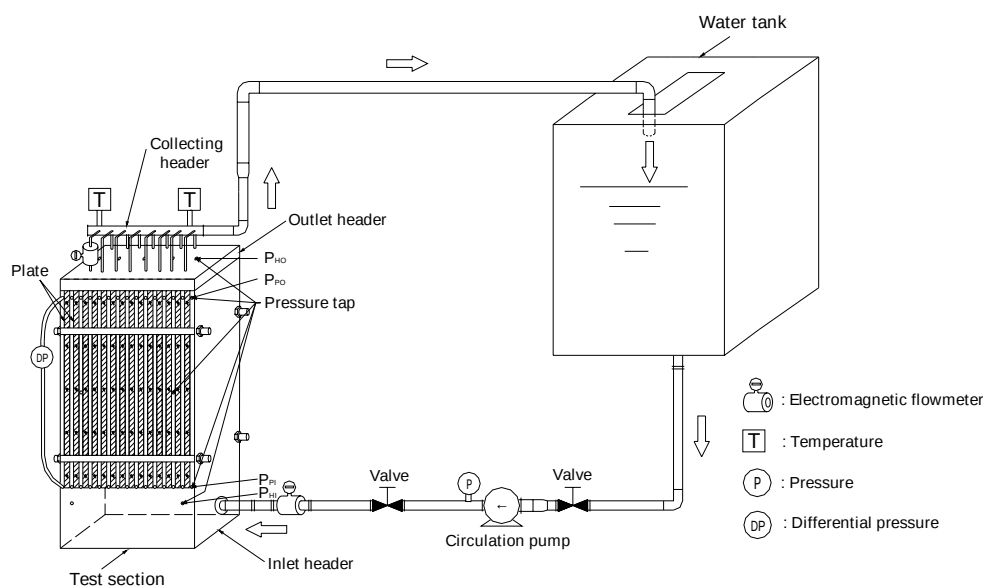


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Experimental conditions

Length of plate	l (m)	1
Width of plate	w (m)	0.3
Clearance of plate	δ (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_{PIO} (kPa)	0.05 ~ 6.85

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 に、プレート伝熱面の詳細を示す。図 3 は、プレート伝熱面の間隔が 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、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。

水が流れるプレート伝熱面の間隔 δ は、プレート伝熱面の間のパッキンの厚さを 2, 3, 4, 6 mm と変えてプレート伝熱面の厚さを変えることで 3, 5, 7 mm に変化させた。

実験データの測定は、まず循環ポンプを起動し、目的の総流量にするために循環ポンプのモーターのインバータの周波数を設定後、テストセクション、総流量、プレート各層の流入流量、圧力、差圧の定常性を確認後に行った。

測定は、総流量、プレート各層流量、テストセクションの入口ヘッダーの入口圧力、入口ヘッダー入口からプレート各層入口の差圧、プレート各層の入口と出口のプレート内の差圧、プレート各層の出口と出口ヘッダーの差圧である。

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。

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た。測定は、流路 1~15 をプレート流路毎にバルブを切り替えて行った。

差圧の測定箇所は、入口ヘッダー部で 2 ヶ所、プレート各層の入口、出口で 15 ヶ所と出口ヘッダーで 5 ヶ所である。

圧力および差圧の測定は、入口ヘッダー、プレート伝熱面入口、中間、出口、出口ヘッダー出口の圧力タップを通して、圧力変換器、差圧変換器を用いて行った。

テストセクションの流量計は、電磁流量計(流量レンジ: 0~120 t/h, 精度: 指示値の $\pm 0.5\%$ 以内)を用いた。プレート各層流量計は、電磁流量計(流量レンジ: 0~8 t/h, 精度: 指示値の $\pm 0.5\%$ 以内)を用いた。

圧力計は、圧力変換器(測定範囲: 0~1500 kPa, 精度: 設定スパンの 0.075 %)を用いた。

差圧計は、差圧変換器(測定範囲: 0~100 kPa,

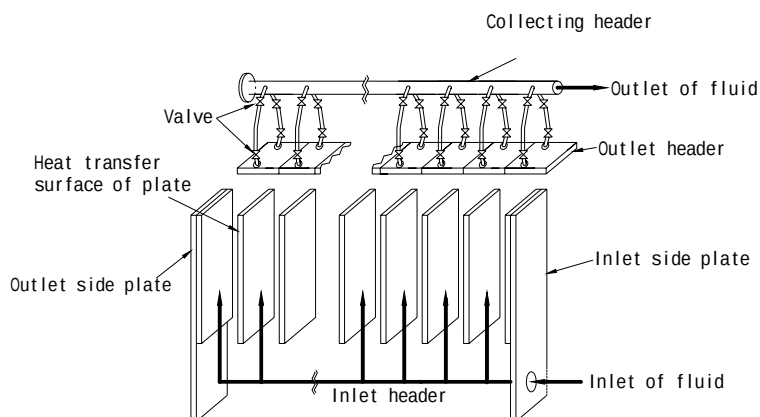


Fig.2 Schematic diagram of test section

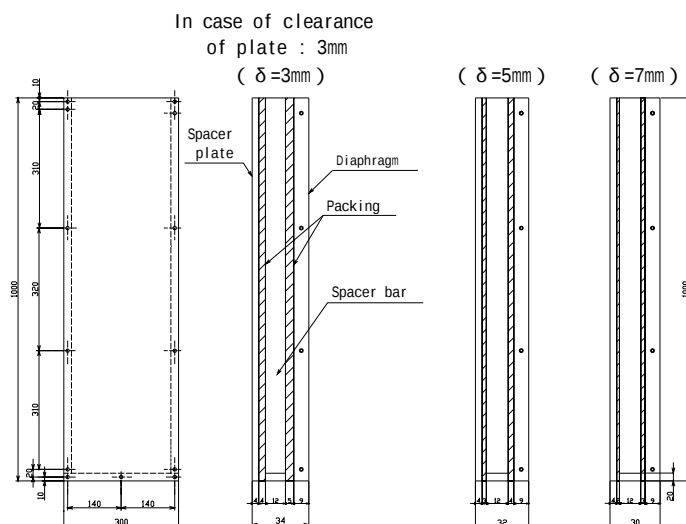


Fig.3 Dimension of heat transfer surface of plate

精度：設定スパンの0.075 %)を用いた。

表 1 に実験条件を示す。

実験は、プレート伝熱面の間隔 δ は 3, 5, 7 mm、温度は 14.6 ~ 24.0 、総流量は 5.0 ~ 76.8 m³/h、各層流量は 0.32 ~ 5.29 m³/h、入口ヘッダーの入口圧力は 25.46 ~ 125.12 kPa、プレート各層の差圧は 0.05 ~ 6.85 kPaの範囲で行った。

4. 測定方法

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 ΔP_{IPI} 、 ΔP_{POH} とプレート各層の圧力損失 ΔP_{PIO} 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 X やプレート伝熱面長さ l 、プレート伝熱面の間隔 δ 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。

4.1 プレート各層入口、出口及びプレート各層の圧力損失の測定方法

プレート各層入口の圧力損失 ΔP_{IPI} は、次式より求めた。

$$\Delta P_{IPI} = P_{HI} - P_{PI} \quad (1)$$

ここで、 P_{HI} は入口ヘッダーの入口圧力、 P_{PI} はプレート各層入口圧力である。

プレート各層出口の圧力損失 ΔP_{POH} は、入口ヘッダー入口から出口ヘッダーまでの差圧を測定し、プレート各層出口までの差圧を差し引き求めた。次式に示す。

$$\Delta P_{POH} = (P_{HO} - P_{HI}) - (P_{PO} - P_{PI}) \quad (2)$$

ここで、 P_{HO} は出口ヘッダーの圧力、 P_{PO} はプレート各層出口圧力である。

プレート各層の圧力損失 ΔP_{PIO} は、入口ヘッダーの入口圧力とプレート各層出口までの差圧を測定し、プレート各層入口の圧力損失を差し引き求めた。次式に示す。

$$\Delta P_{PIO} = (P_{PO} - P_{HI}) - \Delta P_{IPI} \quad (3)$$

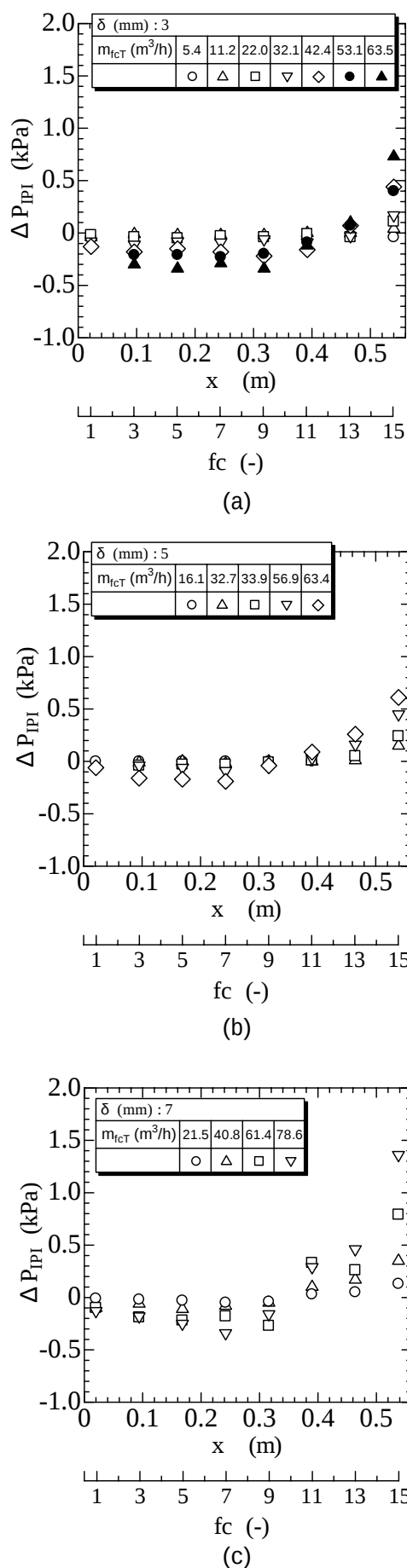


Fig.4 Pressure difference of inlet in plate (Effect of horizontal distance)

5. 実験結果及び考察

5.1 プレート各層入口、出口の圧力損失 ΔP_{PI} , ΔP_{POH} について

5.1.1 流れ方向の距離の影響

プレート各層入口、出口の圧力損失 ΔP_{PI} , ΔP_{POH} とプレート数および熱交換器の長さの関係は、流れ方向の距離に関係する。

図 4(a), (b), (c)は、プレート各層入口の圧力損失 ΔP_{PI} と流れ方向の距離 x の関係を示す。縦軸の圧力損失 ΔP_{PI} は、式(1)より求めた。また、この差圧は、入口ヘッダーの入口圧力を基準に測定を行った。そのために、圧力が減少する場合を負とし、増加する場合を正で示す。図 4(a), (b), (c)中の○～▲印はプレート各層流量である。

図 4(a), (b), (c)より、プレート各層入口の圧力損失は、総流量が増加しプレート各層流量が増加すると大きくなる。これは、総流量が増加すると入口ヘッダー内の流速が増加し、プレート各層への流速も増加するためと考えられる。また、圧力損失 ΔP_{PI} が、プレート流路 fc 11, 13 以降で負から正へと変化している。この原因は、水が入口ヘッダー内からプレート各層へ分岐して流れると入口ヘッダー内の流速が減少し圧力も変化する。

これは、分岐して流れると、入口ヘッダー内で、流体の分岐により圧力損失と圧力上昇(圧力回復)が起こると考えられる。その後、プレート流路 fc 11, 13 以降では、圧力損失が負から正へと変化する。これは、入口ヘッダー内で分岐と摩擦による圧力損失により、入口ヘッダー内の圧力回復が生じ、プレート流路 fc 11, 13 の圧力回復の割合が多くなるためと考えられる。

図 5 は、プレート各層出口の圧力損失 ΔP_{POH} と流れ方向の距離 x の関係を示す。縦軸の圧力損失 ΔP_{POH} は、式(2)により求めた。また、プレート各層の出口圧力より圧力が減少する場合を負、増加する場合を正で示す。

図 5(a), (b), (c)より、プレート伝熱面の間隔が 3, 7 mm の場合、プレート各層出口の圧力損失は、総流量が増加してプレート各層流量が増加すると大きくなる。しかし、プレート伝熱面の間隔が 5 mm の場合は小さくなる。この影響は、入口ヘッダー内からプレート各層出口までの圧力変化が関係していると考えられる。

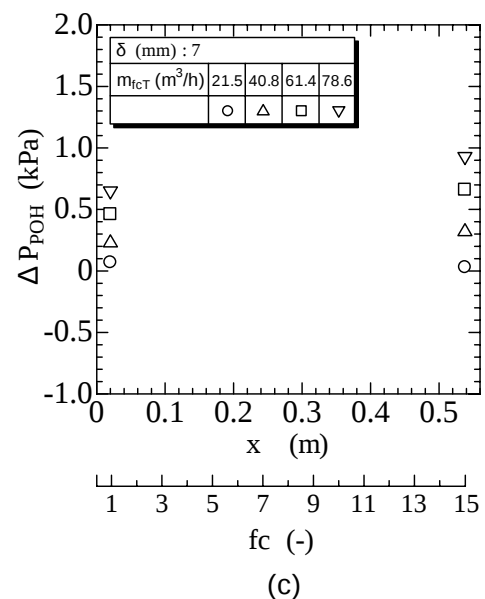
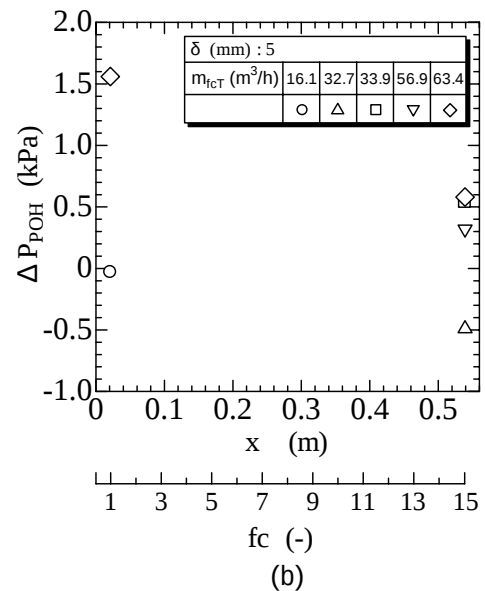
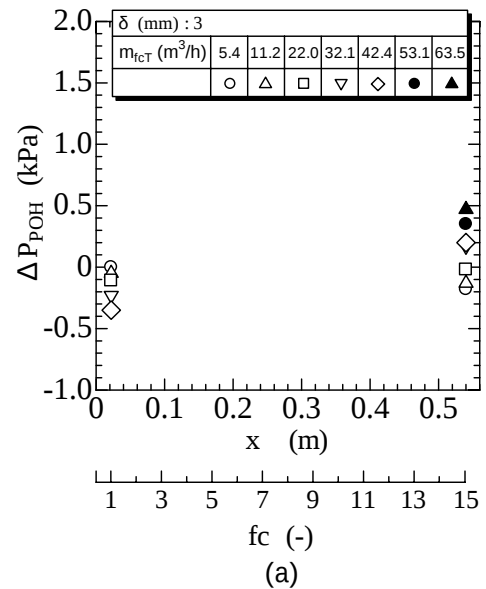


Fig.5 Pressure difference of outlet in plate (Effect of horizontal distance)

5.1.2 プレート伝熱面の間隔の関係

図 6 は、プレート各層入口の圧力損失 ΔP_{IPi} とプレート伝熱面の間隔 δ の関係を示す。プレート各層流速 v_{fc} が約 0.7 m/s の場合である。図 6 中の $\circ$, $\square$, $\triangle$, $\diamond$, $\bullet$, $\blacktriangle$, $\blacksquare$ 印は、プレート流路fc 1, 3, 5, 7, 9, 11, 13, 15 を示す。

図 6 より、プレート各層入口の圧力損失 ΔP_{IPi} は、プレート流路fcが増えると増加する。その変化は、fc 11 以降で大きくなる。また、プレート伝熱面の間隔が大きくなると増加する。これは、入口ヘッダー内の流れ方向の流速が変化し圧力回復が大きくなるためと考えられる。

図 7 は、プレート各層出口の圧力損失 ΔP_{POi} とプレート伝熱面の間隔 δ の関係を示す。プレート各層流速 v_{fc} が約 0.7 m/s の場合である。図 7 中の $\circ$, $\square$, $\triangle$, $\diamond$, $\bullet$, $\blacktriangle$, $\blacksquare$ 印は、プレート流路fc 1, 15 を示す。

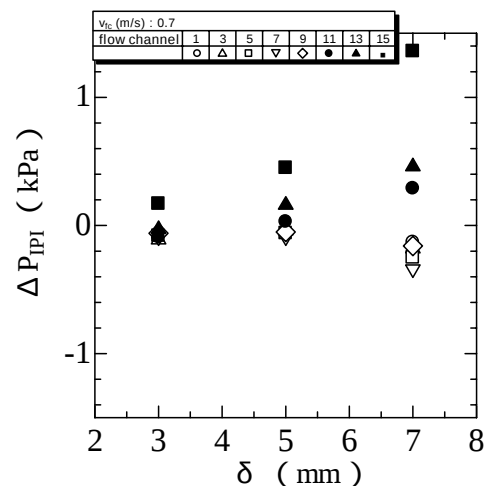


Fig.6 Pressure difference of inlet in plate
(Effect of distance of plate)

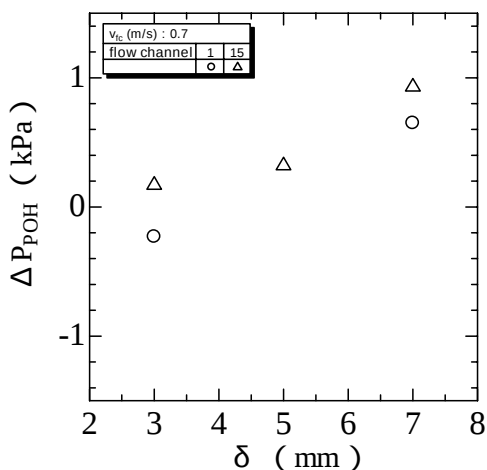


Fig.7 Pressure difference of outlet in plate
(Effect of distance of plate)

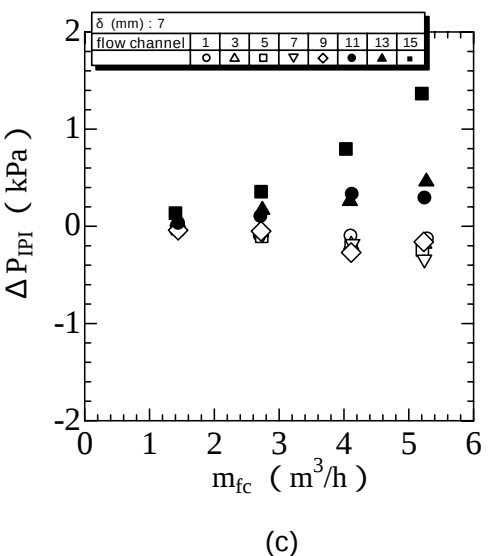
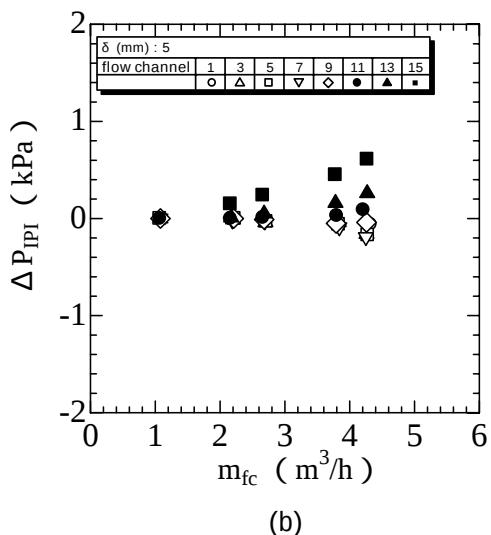
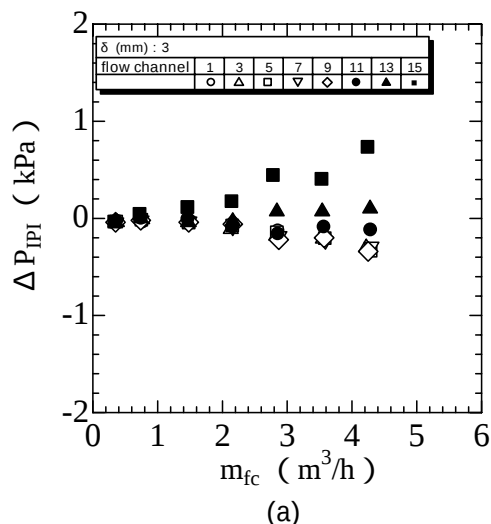


Fig.8 Pressure difference of inlet in plate
(Effect of flow rate of flow channel)

図 7 より、プレート各層出口の圧力損失 ΔP_{POH} は、プレート流路 f_c が増えると増加する。また、プレート伝熱面の間隔が大きくなると増加する。この関係は、プレート各層入口の圧力損失 ΔP_{PI} とプレート伝熱面の間隔 δ の関係と同様である(図 6)。これは、前述したように、プレート各層入口の圧力損失 ΔP_{PI} とプレート各層の圧力損失 ΔP_{PIO} の影響によるものと考えられる。

5.2 プレート各層流量の影響

図 8(a), (b), (c)は、プレート各層入口の圧力損失 ΔP_{PI} とプレート各層流量 m_{fc} の関係を示す。図 8(a), (b), (c)中の記号は、図 6 と同様である。

図 8(a), (b), (c)より、プレート各層入口の圧力損失 ΔP_{PI} は、プレート各層流量が増加すると大きくなる。そして、プレート各層入口の圧力損失 ΔP_{PI} が、プレート流路 f_c 11, 13 以降で負から正へと変化している。その変化は、プレート各層流量が増加する程大きくなる。これは、入口ヘッダーからプレート各層に入るまでの圧力回復の割合が大きくなるためと考えられる。これは、前述した総流量と流れ方向の距離の関係と同様である。

図 9 は、プレート各層の出口の圧力損失 ΔP_{POH} とプレート各層流量 m_{fc} の関係を示す。図 9(a), (b), (c)は、プレート伝熱面の間隔 δ が 3, 5, 7 mm の場合である。図中の $\circ$ 、 $\triangle$ は、プレート流路 f_c 1, 15を示す。

図 9(a), (b), (c)より、プレート各層出口の圧力損失は、プレート各層流量が増加すると増加している。これは、総流量と流れ方向の距離の関係と同様になる。

5.3 プレート各層の圧力損失 ΔP_{PIO} について

5.3.1 流れ方向の距離の影響

図 10(a), (b), (c)は、プレート各層の圧力損失 ΔP_{PIO} と流れ方向の距離 x の関係を示す。縦軸のプレート各層の圧力損失 ΔP_{PIO} は、式(3)より求めた。この圧力損失は、各プレートの入口圧力より圧力が減少する場合を正で示す。図 10(a), (b), (c)より、プレート各層の圧力損失は、総流量が増加すると大きくなる。これは、プレート各層の流速が増加したためと考えられる。また、プレート伝熱面の間隔が 3, 5, 7 mm の場合、プレート各層流速が約 0.7 m/s を比較すると、プレート各層の圧力損失は同じ値となる。また、プレート各層の圧力損

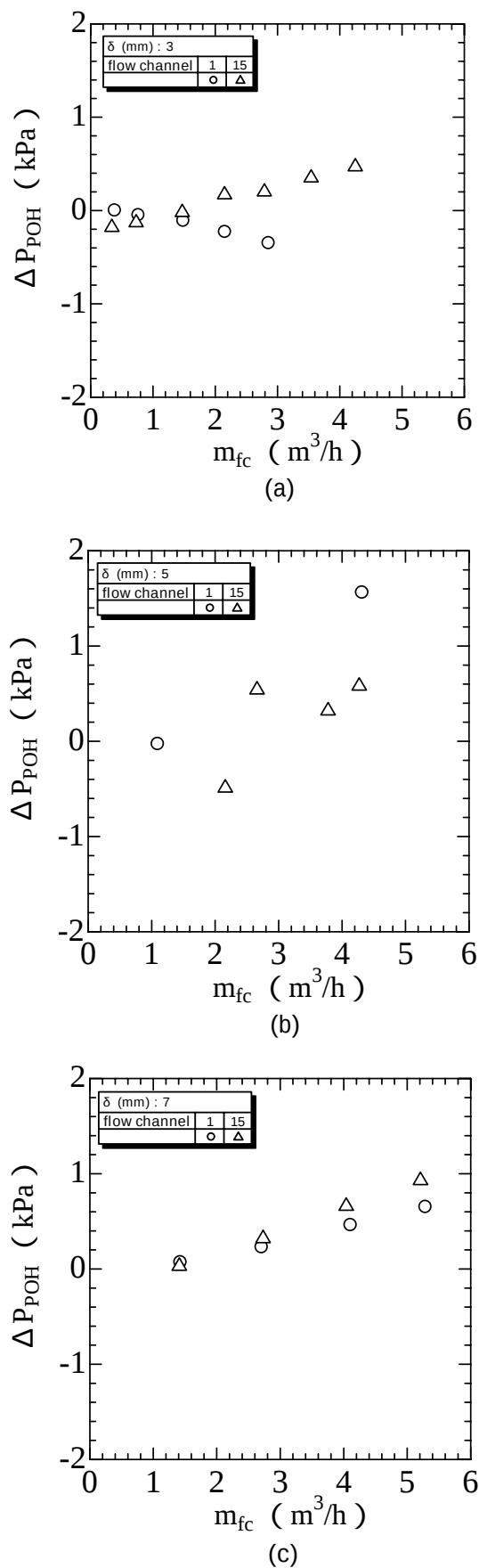


Fig.9 Pressure difference of outlet in plate (Effect of flow rate of flow channel)

失は、流れ方向の距離が増加すると大きくなる。
これは、前述したプレート各層入口の圧力損失 ΔP_{PI} と流れ方向の距離 x で示したように、プレート各層入口の圧力損失が影響していると考えられる。

5.3.2 プレート伝熱面の間隔の影響

図 11 は、プレート各層の圧力損失 ΔP_{PIO} とプレート伝熱面の間隔 δ の関係を示す。プレート各層流速 v_{ic} が約 0.7 m/s の場合である。

図 11 より、プレート各層の圧力損失は、プレート伝熱面の間隔が 3, 5, 7 mm の場合、プレート伝熱面の間隔が大きくなると少し増加している。また、プレート伝熱面の間隔が 5 mm の場合、その変化は小さくなっている。プレート各層の圧力損失は、プレート各層入口の圧力損失の影響を受けていると考えられる。

5.3.3 プレート各層流量の影響

図 12 は、プレート各層の圧力損失 ΔP_{PIO} とプレート各層流量 m_{icT} の影響を示す。

図 12(a), (b), (c) より、プレート各層の圧力損失は、プレート各層流量が増加すると大きくなる。また、同じ各層流量の場合、プレート伝熱面の間隔が小さい方がプレート各層の圧力損失が大きくなる。これは、プレート各層流速の違いがあるためである。また、この関係は、プレート各層の圧力損失 ΔP_{PIO} と流れ方向の距離 x の関係と同様になる。

以上のことより、 ΔP_{PIO} の増加の影響は、総流量とプレート各層流量の増加と同じ関係である。

6. プレート各層入口、出口の分岐損失係数の算出方法

プレート入口、出口の分岐損失係数 ζ_{PI} , ζ_{RH} は、それぞれ、次式により算出した。

$$\zeta_{PI} = \Delta P_{PI} / (\rho g) (2g / v_{PI}^2) \quad (4)$$

$$\zeta_{RH} = \Delta P_{RH} / (\rho g) (2g / v_{RH}^2) \quad (5)$$

ここで、 ΔP_{PI} , ΔP_{RH} は、プレート各層入口、出口の圧力損失、 v_{PI} は入口ヘッダー内の流速である。

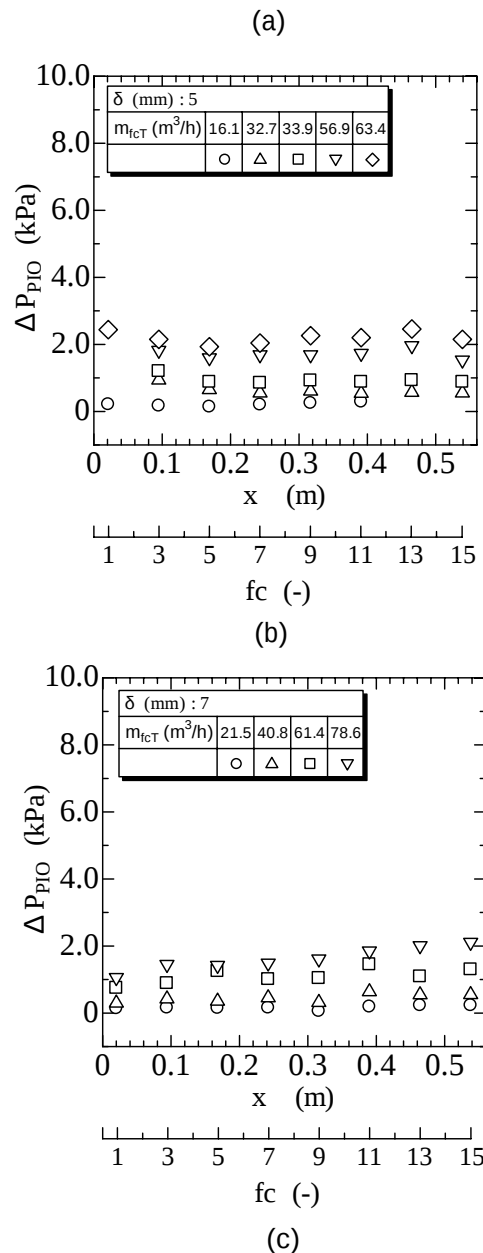
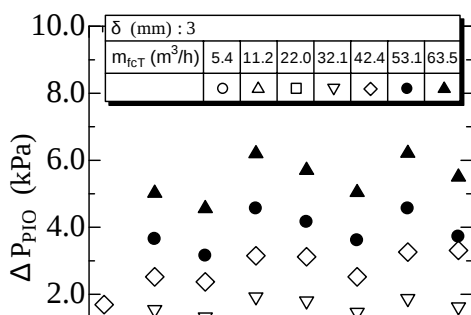


Fig.10 Pressure difference in plate
これは、総流量が白測定点までのプレート各層流量を差し引き、入口ヘッダーの断面積で割った値

である。また、 v_{eq} はプレート各層流量を出口ヘッダーの断面積で割った値である。

プレート各層のレイノルズ数 Re_{fc} は、次式より算出した。

$$Re_{fc} = (D_{eq})_{fc} v_{fc} / \nu \quad (6)$$

ここで、

$(D_{eq})_{fc}$: プレート各層の相当直径

v_{fc} : プレート各層流速

ν : 動粘性係数

6.1 プレート入口の分岐損失係数

図 13(a), (b)は、プレート入口の分岐損失係数 ζ_{IPI} とレイノルズ数 Re_{fc} の関係を示す。図 13(a), (b)は、プレート流路fc 2, 14 の場合である。図中の○, △, □印は、プレート伝熱面の間隔 δ が3, 5, 7 mm の場合を示す。

図 13(a), (b)より、プレート入口の分岐損失係数 ζ_{IPI} は、 Re_{fc} 数が増加すると増加している。また、プレート伝熱面の間隔が変化しても一定である。プレート入口の分岐損失係数は、プレート流路fc 2で約0.003~1、プレート流路fc 14で、約0.003~0.1である。図 13より、入口側の分岐損失係数は出口側より大きくなる。

図 13より、プレート入口の分岐損失係数 ζ_{IPI} は、プレート伝熱面の間隔 $\delta=7$ mm、プレート流路fc 14の場合、次式を得た。

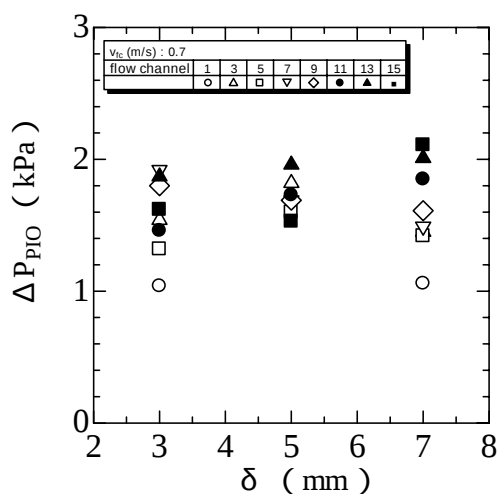


Fig.11 Pressure difference in plate
(Effect of distance of plate)

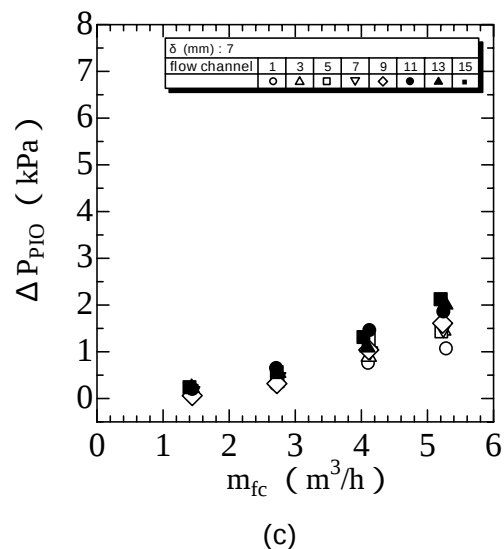
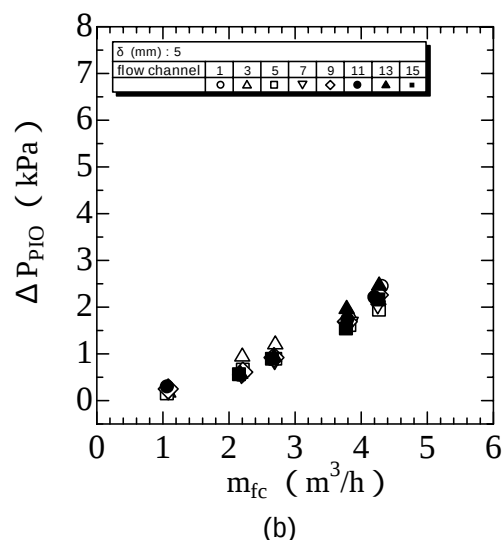
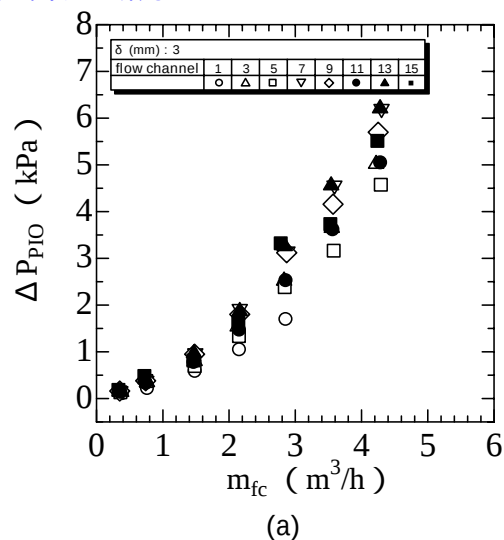


Fig.12 Pressure difference in plate
(Effect of flow rate of flow channel)

$$\zeta_{IPI} = 5.2 \times 10^{-15} Re^{3.3} \quad (7)$$

6.2 プレート出口の分岐損失係数

図 14(a), (b)は、プレート出口の分岐損失係数 ζ_{POH} とプレート各層レイノルズ数 Re_{fc} の影響を示す。図 14(a), (b) は、測定した流路の入口、出口のプレート流路fc 1, 15 の場合を示す。

図 14(a), (b)より、プレート出口の分岐損失係数 ζ_{POH} は、 Re_{fc} 数が増加すると増加している。また、プレート出口の分岐損失係数は、プレート入口の分岐損失係数と比べると、プレート伝熱面の間隔の違いによって変化がある。これは、入口ヘッダー入口からプレート出口までの圧力および流速の影響によるものと考えられる。

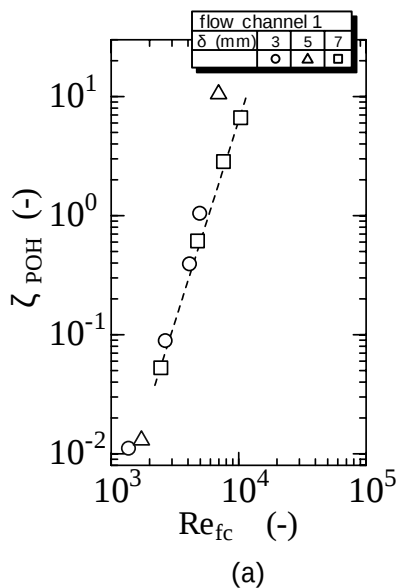
図 14 より、プレート出口の分岐損失係数 ζ_{POH} は、プレート伝熱面の間隔 $\delta=7$ mm、プレート流路fc 1 の場合、次式を得た。

$$\zeta_{POH} = 1.7 \times 10^{-13} Re^{3.38} \quad (8)$$

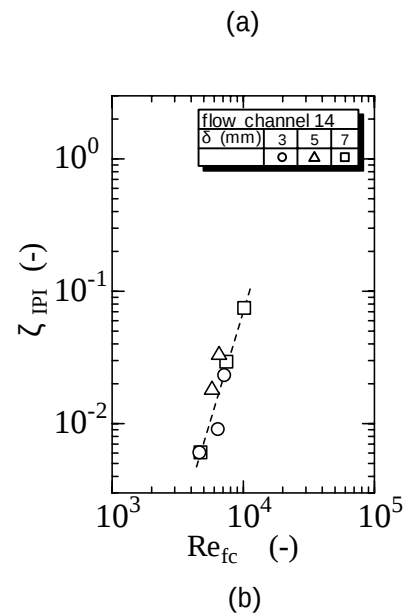
7. プレート各層の摩擦係数の算出方法

プレート各層の摩擦係数 λ_{PI0} は、次式より算出した。

$$\lambda_{PI0} = \Delta P_{PI0} / (\rho g) \{ (2g / v_{fc}^2) ((D_{eq})_{fc} / l_p) \} \quad (9)$$

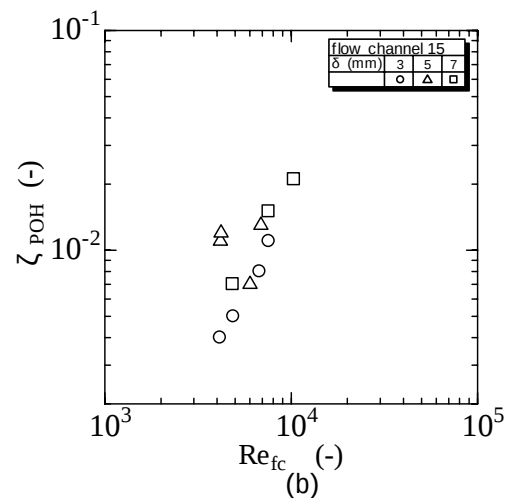


(a)



(b)

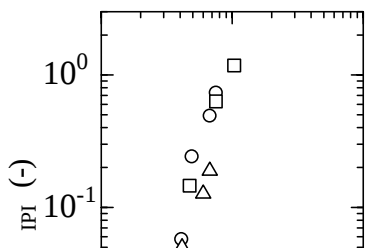
Fig.13 Distribution loss coefficient of inlet in plate



(b)

Fig.14 Distribution loss coefficient of outlet in plate

ここで、 ΔP_{PI0} はプレート各層の圧力損失である。 ρ は水の密度、 v_{fc} はプレート各層流速、 $(D_{eq})_{fc}$



はプレートの相当直径で、 l_p はプレート長さは0.98 mである。

7.1 プレート各層の摩擦係数

図 15(a), (b), (c)は、プレート中央のプレート流路fc 7の場合のプレート各層の摩擦係数 λ_{PIO} とレイノルズ数 Re_{fc} の関係を示す。図 15(a), (b), (c)は、プレート伝熱面の間隔 δ が3, 5, 7 mmの場合である。

図 15(a), (b), (c)より、プレート各層の摩擦係数 λ_{PIO} は、 Re_{fc} 数が増加すると減少する。プレート伝熱面の間隔が3, 5, 7 mmと増すと減少する割合が小さくなった。

図 15(a), (b), (c)より、次式を得た。

プレート伝熱面の間隔 $\delta = 3$ mm :

$$\lambda_{PIO} = 3.57 Re_{fc}^{-0.5} \quad (10)$$

プレート伝熱面の間隔 $\delta = 5$ mm :

$$\lambda_{PIO} = 0.89 Re_{fc}^{-0.3} \quad (11)$$

プレート伝熱面の間隔 $\delta = 7$ mm :

$$\lambda_{PIO} = 0.73 Re_{fc}^{-0.23} \quad (12)$$

8. プレート各層の摩擦係数と従来の結果と比較

図 16 は、プレート各層の摩擦係数 λ_{PIO} とレイノルズ数 Re_{fc} の関係を示す。

図 16 中の○, □印は、実験より得られたプレート流路 fc 7 の場合のプレート伝熱面の間隔 δ が3, 5, 7 mm の場合を示す。

また、破線は、次式の円管内の層流の式と乱流のプラジウスの式である⁷⁾。また、一点鎖線は、次式に示すプレート凝縮器（局所の場合）⁸⁾と二点鎖線は、従来の研究のプレート熱交換器（全体的場合）⁹⁾である。

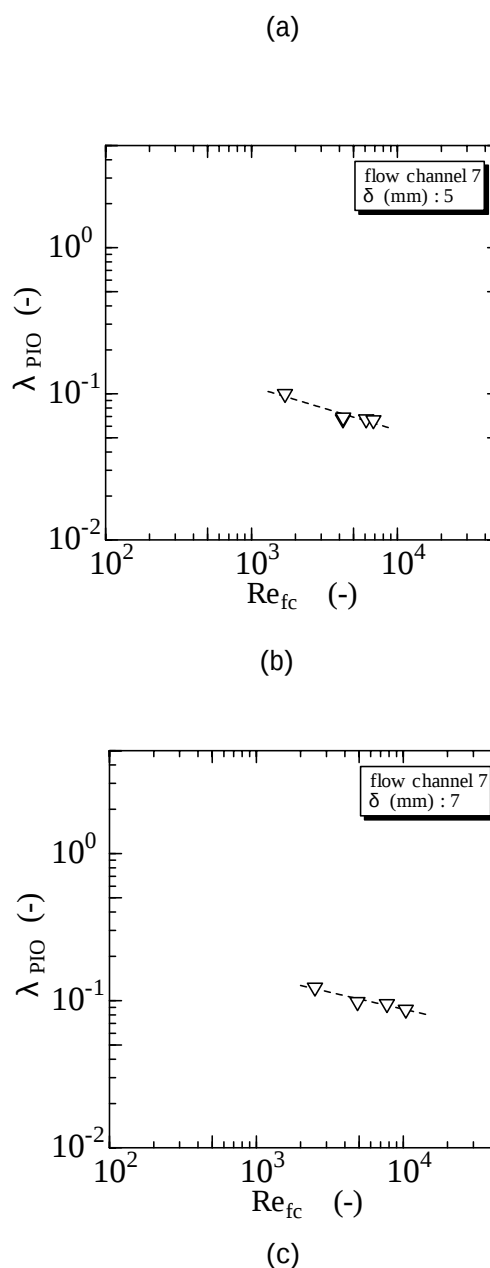
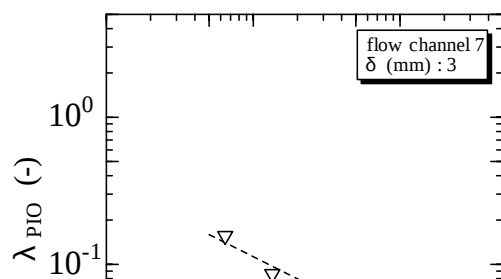


Fig.15 Friction factor

1) 円管の層流の式⁷⁾



$$\lambda = 64 / \text{Re} \quad (13)$$

2) 円管の乱流の式(ブラジウスの式)⁷⁾

$$\lambda = 0.3164 \text{Re}^{-0.25} \quad (14)$$

3) プレート凝縮器(局所の場合)⁸⁾

$$\lambda = 11.2 \text{Re}^{-0.6} \quad (15)$$

4) プレート式熱交換器(全体の場合)⁹⁾

$$\lambda = 135 \text{Re}^{-0.77} \quad (16)$$

図 16 より、摩擦係数は、実験値と円管内の層流の式と乱流の式と比較すると、実験値は、円管内の式より大きくなる。これは、円管とプレート面との違いがあると考えられる。しかし、プレート伝熱面の間隔 3 mm の場合は、乱流の式と同じ値を示す。

プレート伝熱面の間隔 5 mm の摩擦係数は、実験値と従来の研究⁹⁾と比較すると、従来の研究と同じ値になる。従来の研究の場合、プレートの間隔は 2.3 mm で、また、プレート面にフルーテッド溝とドレンネッジ溝が施されている。プレート面に溝をつけると摩擦係数が大きくなるが、プレート伝

実験値と従来の研究⁹⁾と比較すると、実験値は小さくなる。これは、従来の研究の場合、プレート式熱交換器全体の摩擦係数である。また、プレート伝熱面にフルーテッド溝とドレンネッジ溝が施されている。本報の場合、プレート各層の摩擦係数は、局所の値であるために違いがあると考えられる。

9. プレート各層の摩擦係数の近似式の算出方法

プレート各層の摩擦係数 λ_{p10} は、プレート形状 (l, δ)、流れ方向の距離 x 、プレート内各層流速 v_{fc} に関係すると考えられる。

プレート各層の摩擦係数 λ_{p10} は、次の関数となる。

$$\lambda_{p10} = f(l, \delta, x, v_{fc}) \quad (17)$$

以下、これらのパラメータを用いてプレート各層の摩擦係数 λ_{p10} の近似式の算出を行った。

9.1 プレート形状の影響

図 17 は、プレート各層の摩擦係数 λ_{p10} とプレートの相当直径 $(D_{eq})_{fc}$ とプレート長さ l_p の比との影響を示す。プレート各層流速が約 0.7 m/s の場合を示す。図中の $\circ, \triangle, \square$ 印は、プレート伝熱面の間隔 δ が 3, 5, 7 mm の場合である。

図 17 より、縦軸の λ_{p10} は、横軸の $(D_{eq})_{fc}/l_p$ が増加すると増加する。また、その傾きは 1.0 である。

9.2 流れ方向の距離の影響

図 18 は、プレート各層の摩擦係数 λ_{p10} とプレート各層までの流れ方向の距離をテストセクションの長さで割った関係を示す。

図 18 より、縦軸の λ_{p10} は、横軸の x/X が増加すると少し増加する。また、その傾きは 0.05 である。図 18 より、縦軸の λ_{p10} は、横軸の x/X の影響があまりないことが考えられる。

9.3 プレート各層のレイノルズ数の影響

図 19 は、縦軸の $\lambda_{p10}/\{(D_{eq})_{fc}/l_p\}^{1.0}(x/X)^{0.05}$ とレイノルズ数 Re_{fc} との関係を示す。図中の $\circ, \triangle, \square$ 印は、プレート伝熱面の間隔 δ が 3, 5, 7 mm の場合である。

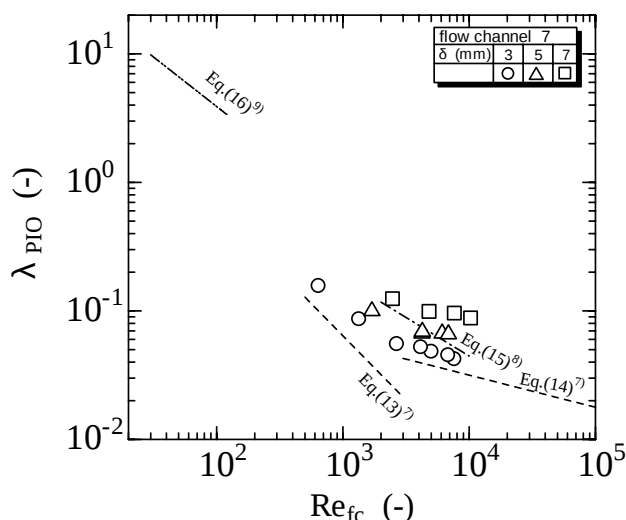


Fig.16. Comparison between experimental data and empirical equations (Friction factor)

熱面の間隔が 5 mm の場合と同様な値となっている。

図19より、縦軸の $\lambda_{PI0}/\{(D_{eq})_{fc}/l_P\}^{1.0}(x/X)^{0.05}$ は、レイノルズ数 Re_{fc} が増加すると減少する。また、その傾きは-0.43である。

図19よりわかるように、実験値は、まとまりが悪い。この原因は、入口ヘッダーの流れ方向に対してのプレート各層入口の圧力分布やプレート各層の圧力分布に差があると考えられる。そこで、以下のような圧力差に対する補正を行った。

9.4 プレート各層の圧力差の影響

図20は、プレート各層の摩擦係数 λ_{PI0} とプレート各層の圧力差に対するプレート中央の圧力差の割合($\xi_{\Delta P}$)の影響を示す。この割合($\Delta P_{PI0}/\Delta P_{PI07}$)は、圧力差を補正する係数である。プレート各層流速が0.7 m/sの場合である。図中の○, □印は、プレート伝熱面の間隔 δ が3, 5, 7 mmの場合を示す。

図20より、縦軸の λ_{PI0} は、横軸の $\xi_{\Delta P}$ が増加する増加する。また、その傾きは1.24となる。

9.5 プレート各層の摩擦係数と各パラメータの関係

図21は、縦軸の $\lambda_{PI0}/\{(D_{eq})_{fc}/l_P\}^{1.0}\xi_{\Delta P}^{1.24}$ とレイノルズ数 Re_{fc} の関係を示す。

図21より、縦軸の値 $\lambda_{PI0}/\{(D_{eq})_{fc}/l_P\}^{1.0}\xi_{\Delta P}^{1.24}$ は、 Re_{fc} 数が増加すると減少する。また、 Re_{fc} 数の範囲で2つに分かれる。

図21より、プレート各層の摩擦係数 λ_{PI0} は、次式を得た。

$$\lambda_{PI0} = 1.3 \times 10^4 Re_{fc}^{-0.96} \times ((D_{eq})_{fc}/l_P)^{1.0} \xi_{\Delta P}^{1.24} \quad (18)$$

$$\lambda_{PI0} = 73.3 Re_{fc}^{-0.27} \times ((D_{eq})_{fc}/l_P)^{1.0} \xi_{\Delta P}^{1.24} \quad (19)$$

図22は、実験値より得られたプレート各層の摩擦係数 λ_{PI0exp} と近似式(18), (19)から求めた λ_{PI0cal} の関係を示す。

図22より、実験値より得られたプレート各層の摩擦係数 λ_{PI0exp} と近似式 λ_{PI0cal} は、約±15 %以内の相関を示す。

10. 結論

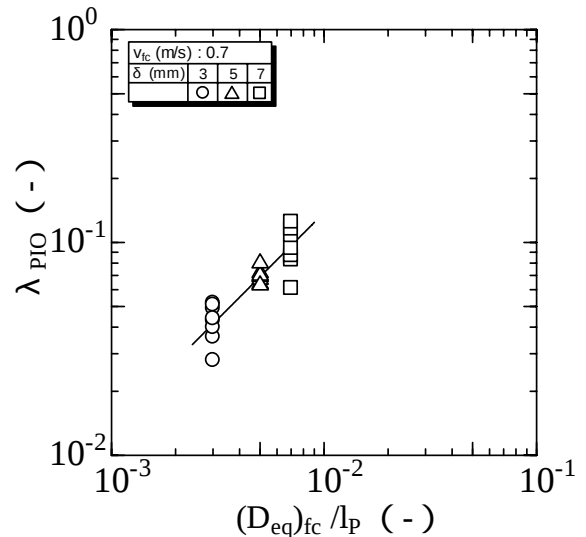


Fig.17 λ_{PI0} vs. $(D_{eq})_{fc}/l_P$

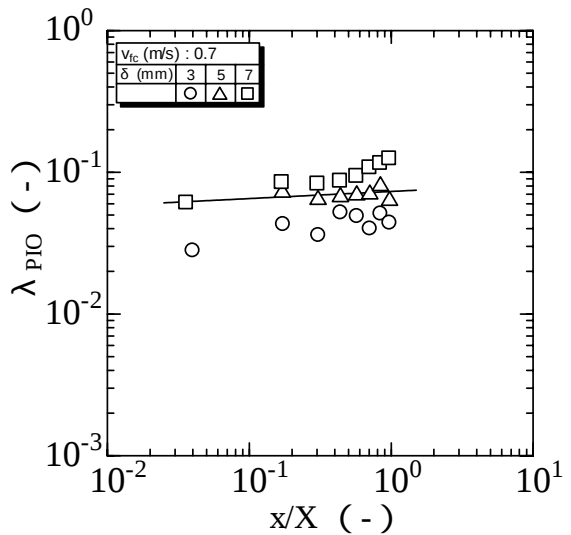


Fig.18 λ_{PI0} vs. x/X

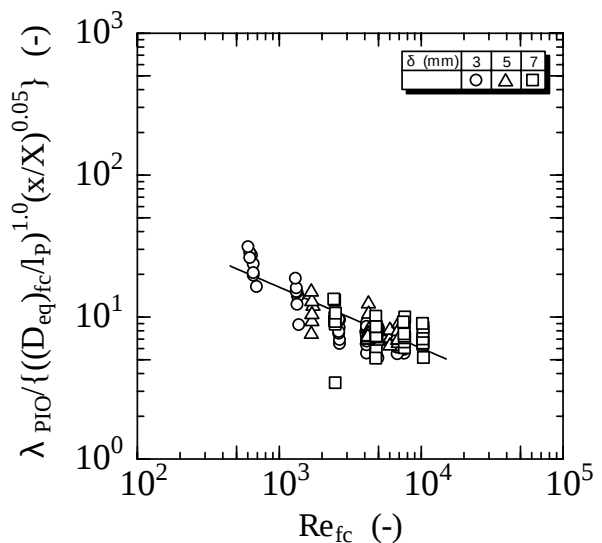


Fig.19 $\lambda_{PI0}/\{(D_{eq})_{fc}/l_P\}^{1.0}(x/X)^{0.05}$ vs. Re_{fc}

プレート数が多いプレート式熱交換器を製作し、作動流体を加熱・冷却する側の圧力損失を低減し高性能化を図るための実験を行った。以下に結果を示す。

- (1) プレート各層入口の圧力損失は、総流量が増加し、プレート各層流量およびプレート流路 f_c が増えたと増加した。また、プレート伝熱面の間隔が大きくなると増加した。プレート入口の分岐損失係数は、プレート流路 f_c 2 で約0.003~1、プレート流路 f_c 14 で、約0.003~0.1である。
- (2) プレート各層出口の圧力損失は、総流量が増加してプレート各層流量が増加すると大きくなった。
- (3) プレート伝熱面の間隔が 7 mm、プレート流路 14 の場合、プレート入口の分岐損失係数は、式(7)を得た。
- (4) プレート伝熱面の間隔が 7 mm、プレート流路 1 の場合、プレート出口の分岐損失係数は、式(8)を得た。
- (5) プレート各層の圧力損失は、総流量が増加すると大きくなった。また、流れ方向の距離が増加すると増加した。
- (6) プレート各層の摩擦係数 λ_{PIO} は、 Re_{fc} 数が増加すると減少する。また、プレート流路 f_c 7 でプレート伝熱面の間隔が 3, 5, 7 mm の場合、プレート各層の摩擦係数 λ_{PIO} は、式(10), (11), (12)を得た。
- (7) プレート各層の摩擦係数 λ_{PIO} は、式(18), (19)を得た。
- (8) 実験値より得られたプレート各層の摩擦係数 λ_{PIOexp} と近似式 λ_{PIOcal} は、約 $\pm 15\%$ 以内の相関である。

文献

- (1) 上原春男 他 3 名, 冷凍, 58-668, (1983), 549-556.
- (2) 上原春男 他 2 名, 冷凍 58-673, (1983), 1017-1026.
- (3) 上原春男 他 3 名, 日機論(B), 49-439, (1983), 666-67.
- (4) 上原春男 他 2 名, 日機論(B), 49-33, (1982), 1751-1760.
- (5) 上原春男 他 3 名, 日機論(B), 48-435, (1982), 2278-2283.
- (6) 尾花英明: 熱交換器設計ハンドブック, 工学図書, (1974), 631-665,
- (7) 日本機械学会編: 管路・ダクトの流体抵抗, 日本機械学会, (1979).

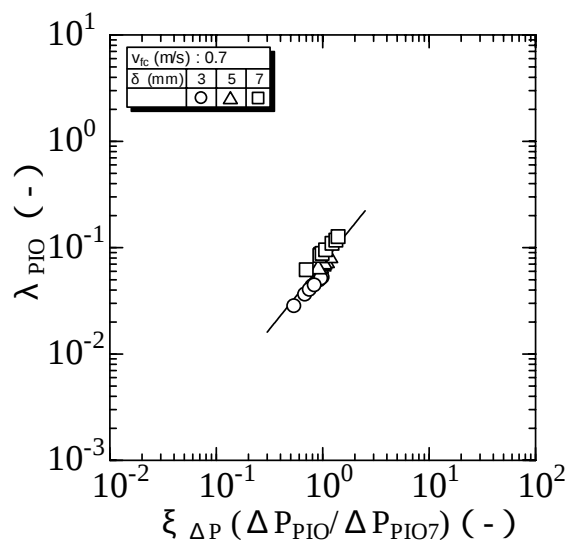


Fig.20 λ_{PIO} vs. $\xi_{\Delta P}$

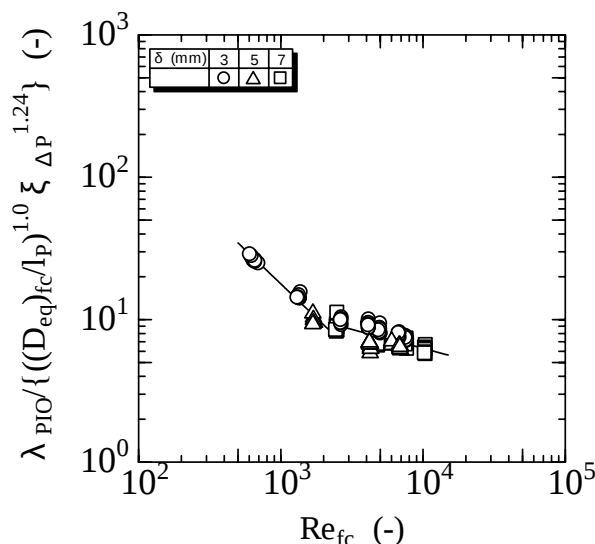


Fig.21 Friction factor

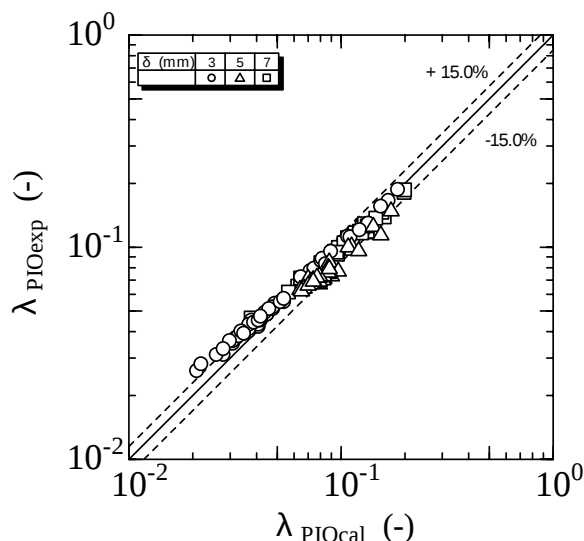


Fig.22 Comparison between λ_{PIOexp} vs. λ_{PIOcal}

- (8) 上原春男 他 2 名, 冷凍, 59-675, (1984), 3-9.
- (9) 福田 喜伸, 水産大学校水産学研究科論文, 1-219, (2002).