

博士論文

燃焼ガスからの潜熱回収熱交換器高性能化

平成 26 年 3 月

指導教員 宇高 義郎 教授

横浜国立大学大学院

工学府 システム統合工学専攻

山下 隼平

**High performance heat exchanger for latent heat  
recovery from flue gas**

**by**

**Junpei YAMASHITA**

**Advisor : Prof. Yoshio UTAKA**

**Department of Systems Integration**

**Graduate School of Engineering**

**Yokohama National University**

# 目次

目次.....	i
概要.....	iv
ABSTRACT.....	vi
記号表.....	ix
<b>第1章 序論</b> .....	<b>1</b>
1.1 研究背景.....	1
1.2 従来の研究.....	3
1.2.1 燃焼ガスを利用するコンパクト熱交換器の研究.....	3
a. シェルチューブ型熱交換器.....	3
b. フィンチューブ熱交換器.....	3
c. プレートフィン型熱交換器.....	4
d. 従来の熱交換器の研究に関するまとめと本研究における熱交換方式の提案.....	5
1.2.2 凝縮を伴う燃焼ガスまたは蒸気混合気体の熱伝達特性に関する研究.....	7
1.3 凝縮を伴う蒸気混合気体の管内強制対流熱・物質伝達特性.....	9
1.4 研究の目的.....	11
<b>第2章 実験装置および方法</b> .....	<b>12</b>
2.1 実験システム.....	12
2.2 試験部詳細.....	13
2.2.1 試験部の構成.....	13
2.2.2 混合平均温度測定装置.....	16
2.3 その他の実験装置.....	17
2.4 実験方法.....	19
2.4.1 燃焼ガスと湿り空気の成分比較.....	19
2.4.2 湿り空気流量の測定.....	20
2.4.3 湿り空気の絶対湿度の決定.....	23

2.4.4	混合平均温度測定	26
a.	測定精度の検討	26
b.	実験系の熱交換における有効管長の決定	28
2.4.5	その他の温度測定	30
2.4.6	ガス側圧力損失測定	32
2.5	実験条件	34
2.6	実験手順	35
<b>第3章</b>	<b>実験結果および考察</b>	<b>36</b>
3.1	基準条件における結果	36
3.1.1	有効管長と熱交換後の混合平均温度の関係	36
3.1.2	湿り空気の凝縮量測定	37
3.1.3	熱交換量の検討	40
a.	比エンタルピの算出方法	40
b.	有効管長と比エンタルピ移動量の関係	41
3.2	流入温度の影響	42
3.2.1	有効管長と熱交換後の混合平均温度の関係	42
3.2.2	湿り空気の凝縮量測定	42
3.2.3	有効管長と比エンタルピ移動量の関係	45
3.3	流入速度の影響	48
3.3.1	有効管長と熱交換後の混合平均温度の関係	48
3.3.2	湿り空気の凝縮量測定	48
3.3.3	有効管長と比エンタルピ移動量の関係	54
3.3	圧力損失測定	56
3.3.1	圧力損失の時間変動量	57
3.3.2	有効管長と圧力損失の関係	59
3.3.3	流入温度の影響	60
3.3.4	流入速度の影響	63
3.4	第3章のまとめ	66

<b>第 4 章 温度助走区間に基づく無次元整理式の検討</b> .....	67
4.1 単相流における温度助走区間の熱伝達.....	67
4.2 温度助走区間に関する無次元パラメータの検討.....	68
4.3 温度助走区間比と無次元温度差および無次元比エンタルピ移動量の関係 .....	70
4.3.1 基準条件の場合.....	70
4.3.2 湿り空気入口温度を変化させた場合.....	73
4.3.3 湿り空気入口流速を変化させた場合.....	76
4.4 湿り空気の熱伝達における無次元整理式の提案.....	79
4.4.1 基準条件の場合.....	79
4.4.2 湿り空気入口温度および速度を変化させた場合.....	82
4.5 第 4 章のまとめ.....	83
<b>第 5 章 2 次熱交換器性能の検討</b> .....	85
5.1 従来型 2 次熱交換器形状を基準とする熱交換性能比較.....	85
5.1.1 熱交換器の性能比較に用いた仮定および算出方法.....	85
5.1.2 熱交換器のコンパクト化に関する検討.....	87
5.2 凝縮液の流動および熱伝達への影響に関する検討.....	88
5.3 ガス側の圧力損失に関する検討.....	93
5.4 湿り空気の管内凝縮における熱伝達率と圧力損失の関係.....	97
5.5 第 5 章のまとめ.....	98
<b>第 6 章 結 論</b> .....	100
<b>後書き</b>	
謝 辞.....	103
参考文献.....	104
公表論文.....	109
付録 A 図表総覧.....	110
付録 B 助走区間を考慮した無次元エネルギー式の解法.....	115

## 概 要

ガス給湯器において、従来システムでは排ガスとして大気中に排出していた燃焼ガスには水蒸気が含まれており、その温度は 200°C 近い高温であるなど多くの熱量を保有している。近年のガス給湯器には、その排ガスの潜熱と顕熱を回収する熱交換器が搭載され、熱量回収効率が約 15% 向上している。しかし主熱交換器に加え、潜熱を回収する 2 次熱交換器の搭載により、機器の大型化や腐食性凝縮液の発生が問題となっており、よりコンパクトかつ凝縮液の高効率な排除方法が求められている。

本研究では、最も構造が簡単で汎用性の高いシェルチューブ型熱交換器の伝熱管を細径化することにより、伝熱性能の向上を図りコンパクト化の実現を図っている。すなわち、シェルチューブ型熱交換器においては、伝熱面積の拡大に有効な細管化が熱交換器のコンパクト化には効果的と考えられる。しかし従来方式のように、管内に水を流す場合には、細管化による水圧の増大、あるいは水抜きの困難さから寒冷条件において凍結の問題が発生するなど、コンパクト化には限界がある。ここでは、細管を用いるシェルチューブ型熱交換器における上記の課題を解決するため、従来と異なる、燃焼ガスを管内、シェル側を水とする新形式熱交換について検討を行っている。管内にガス流を与える方式にすることで、管内外の水抜きも容易に行うことが可能になり、凝縮液の効率的な排除も期待できる。このような熱交換器においては、管群のそれぞれの管の独立性が高いと考えられるため、その特性を模擬するには、単管の熱伝達特性を検討することが基本となる。すなわち、給湯器における条件では、冷却水の流量は十分に大きく、管壁温度は冷却液温度に近いことから、単管により熱交換器性能の予測が可能であると考えられる。また、流入ガスは温度が高く単相であるため、管群における流入量の偏りが小さいと考えられる。ガス給湯器の 2 次熱交換器に流入する実排ガスと、温度および湿度を調整した湿り空気の物性の差異は小さく、実排ガスの管内流れ熱伝達特性は、湿り空気を試料として用いることで模擬できると考えられる。

以上から、本研究は管内にガス、シェル側に水を流す方式のシェルチューブ型潜熱回収 2 次熱交換器の細管化による性能向上を目的としている。そのため単管実験において、燃焼ガスを模した湿り空気熱伝達特性について実験的に検討し、その結果から熱交換器の性能について検討している。論文は全 6 章で構成され、各章の内容は以下の通りである。

第 1 章では研究の背景、従来の研究と本研究の目的を述べている。

第 2 章では実験装置および試験部の構成、構造、温度等の測定方法およびそ

の精度について述べている。試験部において、熱交換後の湿り空気を分岐・合流、さらに外周を通すことで断熱性を向上させ、混合平均温度と同時に凝縮液量を測定して湿り空気の熱伝達特性を検討している。また試料に乾燥空気を用いて数値計算と実験値を比較することで、本実験系の熱交換における有効管長を決定している。また乾燥空気における混合平均温度の測定結果は数値計算の結果とよく対応しており、十分な測定精度が得られることを示している。

第3章では試料湿り空気における実験結果について述べている。当初、従来型の使用条件を基に、湿り空気の流入温度および流速を固定し、管内径 1.0～5.0mm の範囲において管内径の影響を比較した。管内径の小さい場合は温度降下が急峻であり、有効管長に対する凝縮量の変化率が小さいことから、細管で伝熱性能が向上することを示している。次に湿り空気の流入温度を変化させることによる影響について検討し、温度範囲を広げても細管では伝熱性能の向上が確認された。また圧力損失の測定では、時間的変動と定常時の平均圧力損失について示している。

第4章では温度助走区間に注目し、温度助走区間が湿り空気の熱伝達に与える影響について検討している。流入時の状態を基に温度助走区間を決定し、有効管長と温度助走区間の比を用いた無次元整理により、管内径、流入条件によらず一定の温度降下割合および熱量の移動割合を表せることを明らかにしている。この変化割合から無次元整理式を提案し、実験結果との比較から、管内径または流入条件によらず、提案した無次元整理式が湿り空気の熱伝達特性を良く表すことを示している。

第5章では、本研究で提案する熱交換器の性能検討を行っている。従来の2次熱交換器の使用条件および出力値が同等な熱交換器について、無次元整理式を用いて必要な熱交換器体積を比較し、例えば管径を 1mm とすることにより、基準となる 5mm の場合と比べて約 5%になるなど、管内流をガスとする本研究の方式が熱交換器のコンパクト化に極めて有効であることを示している。また圧力損失が熱交換器の性能に与える影響について検討し、本研究の条件における圧力損失は特に問題にならないことを示している。

第6章では各章の内容を総括し結論している。

## ABSTRACT

In the conventional model of a household gas water heater, water is heated by using only the sensible heat of flue gases, after which the gases are discarded as exhaust gas. This combustive gas contains steam at approximately 200°C; therefore, it has a relatively large amount of heat. Recently, water heaters with heat exchangers heat exchanger that collect the latent heat of exhaust gas heat water in advance. As a result, the efficiency of heat utilization has improved by approximately 15%. However, installation of the 2nd heat exchanger has created problems in that the product size has increased and the condensate obstructs the heat exchange process. Therefore, it is necessary to produce a product that is more compact and where the condensate can be easily collected.

The commonly-used secondary heat exchanger is the shell and tube type heat exchanger which the water flows in tubes and the gases flow in the shell. This type heat exchanger is simpler structure than others and has high flexibility. When making a heat exchanger compact, it is considered that using mini-tubes is effective for expansion of the heat transfer area. However, because the water flows into the tubes and the gases flow inside the shell in typical secondary heat exchanger, problems such as the hydraulic pressure, drainage and freezing may occur when using mini-tubes. Therefore, there is a limit when designing a compact heat exchanger of this type.

In this study, a heat exchanger which flows exhaust gas in mini-tubes and cooling water in the shell is examined with the aim of developing a compact heat exchanger that has a large heat transfer area due to using narrow tubes. Drainage on the shell side can be easily achieved and efficient exclusion of condensation is expected by using the gas tube flow. In order to simulate the characteristics of the proposed heat exchanger, it is fundamental for investigating the heat transfer characteristics of the single tube. The performance of heat exchanger can be predict by characteristics of single tube because the wall temperatures of all tubes are similar each other and near the coolant temperature for the sake of large flow rate of coolant under the gas water heaters conditions. It is considered that the variation of inlet of gas flow rate of single tube is little since because the inlet gas is in single phase due to its higher temperature. Since the differences in density and composition ratio between flue gas and moist air are small, it is adequate that the moist air is used as a test gas instead of flue gas.

In this study, the heat transfer in a shell & tube type heat exchanger in which the moist air flows inside tubes and the cooling water in the shell-side is investigated for further improvement of heat exchanger performance. In order to investigate the heat exchanger



performance, the heat transfer characteristics of single tube are clarified using improved test sections. The performance of heat exchanger with thin tubes is investigated by using characteristics of single tube. This thesis consists of 6 chapters:

Chapter 1 describes the background to the study, previous studies, and the purpose of the present study.

In chapter 2, the experimental system, the experimental methods, and the measurement precision are described. The temperature of moist air after heat exchanging with coolant is measured as the bulk mean temperature to bifurcate and converge the moist air. Furthermore, the condensation rate from moist air is also measured in parallel and the heat transfer characteristics is investigated by using these experimental results. Measurement precision is verified and the effective tube length for heat exchanging in this experimental system is decided by comparing measurement value and theoretical value by using dry air as sample because the test section used for this study has a non-cooling region for fixing the test section into the measurement apparatus.

In chapter 3, the experimental results in moist air are described. First, the influence of inner diameter ( $d_i = 1.0 \sim 5.0$  mm) is investigated by fixing the inlet temperature and velocity conditions which is based on the typical conditions of use for a secondary heat exchanger. The inlet gas velocity was the same for all  $d_i$ , the moist air temperature at outlet  $T_{go}$  varied significantly for different  $d_i$ .  $T_B$  varied significantly for smaller  $d_i$  and shorter  $L$ , which confirms that heat transfer is improved when using thinner tubes. Second, the influence of inlet temperature of humidified air is investigated and the heat transfer is also improved by thinner tube even if the range of inlet temperature is extended. Additionally, in the measurement pressure loss, the average and temporal variation of pressure loss are explained.

In chapter 4, by focusing on thermal entrance region, it is explained about the effect which the thermal entrance region has on heat transfer of moist air. The thermal entrance region is estimated from the inlet condition of moist air, and it is understood that all measured data reveal very close trends in the variations of the non-dimensional temperature difference and specific enthalpy against the non-dimensional length that are both qualitatively and quantitatively independent of tube diameter or inlet conditions. The equations which proposed from the non-dimensional temperature difference and specific enthalpy against tube length correlate well with the experimental data for the temperature variations and enthalpy changes against effective tube length for all tube diameters of  $d_i = 1-5$  mm.

In chapter 5, it is explained about the heat exchanger performance which proposed in

this study. The heat exchanger which the same usage conditions and performance are the same as conventional secondary heat exchanger is investigated and compared by using non-dimensional equations which is shown in chapter 4. As a result, it is elucidated that a new type heat exchanger which gas flows in mini-tubes is remarkably effective to reduce the size of heat exchanger. And the effect that the pressure loss has on the heat exchanger performance is investigated. Additionally, the optimum configuration of high performance secondary heat exchanger for gas water heater is proposed from the relationship of heat transfer coefficient to pressure loss.

Chapter 6 summarizes the results described in the all chapters.

## 記号表

$A$	伝熱面積	[mm <sup>2</sup> ]
$A^*$	流路断面積	[mm <sup>2</sup> ]
$c_p$	比熱	[J/(kg·K)]
$d$	直径	[mm]
$D_{AB}$	拡散係数	[m <sup>2</sup> /s]
$De$	ディーン数	
$g$	重力加速度	[m/s <sup>2</sup> ]
$Gz$	グレッツ数	
$h$	熱伝達率	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]
$\Delta h_c$	凝縮潜熱	[J/kg]
$h_m$	物質伝達率	[m/s]
$i$	比エンタルピ	[kJ/kg]
$k$	熱伝導率	[W/(m·K)]
$K$	熱通過率	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]
$L_c$	冷却長さ	[mm]
$L$	有効管長	[mm]
$L_T$	温度助走区間	[mm]
$m$	分子量	
$M$	質量流量	[kg/s]
$M_d$	測定凝縮量	[kg/s]
$M_{dt}$	最大理論凝縮量	[kg/s]
$N_C$	管群段数	
$N_R$	管群列数	
$Nu$	ヌセルト数	
$p_v$	蒸気圧	[hPa]
$P$	大気圧	[hPa]
$P_s$	飽和蒸気圧	[hPa]
$\Delta P$	圧力損失	[Pa]
$Pr$	プラントル数	
$Q$	熱量	[W]
$q$	熱流束	[W/m <sup>2</sup> ]

$R_h$	湿り空気熱抵抗	$[(m^2 \cdot K)/W]$
$R_L$	凝縮液熱抵抗	$[(m^2 \cdot K)/W]$
$R_c$	曲率半径	$[m]$
$Re$	レイノルズ数	
$S$	管間隔	$[mm]$
$t$	管肉厚	$[mm]$
$T$	温度	$[^{\circ}C]$
$T_B$	混合平均温度	$[^{\circ}C]$
$T_{center}$	管出口中心温度	$[^{\circ}C]$
$T_d$	露点温度	$[^{\circ}C]$
$\Delta T_{lm}$	対数平均温度差	
$U$	流速	$[m/s]$
$x$	絶対湿度	$[kg/kg]$
$y$	モル分率	

#### ギリシャ文字

$\delta_L$	凝縮液厚さ	$[mm]$
$\delta_T$	温度境界層厚さ	$[mm]$
$\delta_c$	濃度境界層さ	$[mm]$
$\mu$	粘性係数	$[Pa \cdot s]$
$\lambda$	摩擦係数	
$\lambda_c$	曲管摩擦係数	
$\lambda_s$	直管摩擦係数	
$\rho$	密度	$[kg/m^3]$

#### 添え字

$c$	冷却水
$g$	ガス側
$i$	内径, 流入
max	最大値
$o$	外形, 流出
$t$	伝熱管
$v$	蒸気
$w$	壁

---

---

# 第 1 章

## 序論

---

---

### 1.1 研究背景

近年、地球温暖化に代表されるような地球環境問題が重要な課題であり、あらゆる分野で対策・研究がおこなわれている。環境問題への取り組みの一つとして CO<sub>2</sub> 排出量の規制や機器の省エネルギー化が挙げられるように、エネルギーの高効率な利用が求められる。相変化を伴う伝熱では、潜熱による熱輸送が行なわれ、相変化を伴わない場合に入出力する顕熱よりも多量の熱量を運ぶことができるため、他の伝熱形態に比べて熱輸送が非常に優れている。そのため、エアコンやパソコンの CPU 冷却に使用されるヒートパイプなど、相変化現象は広い範囲で利用されている。工業機器に限らず、一般的な家庭用ガス給湯器においても凝縮現象を利用した熱交換器を用いることで、熱効率の向上が達成されている。従来型の家庭用ガス給湯器においては、燃焼ガスの顕熱による熱交換のみで水を加熱し、熱交換後の燃焼ガスは排ガスとしてそのまま排出していた（図 1-1(a)）。そのような排出燃焼ガスは 200°C 近い高温であり、また水蒸気が含まれているため、比較的大きな熱量を有している。この熱量を利用するため、従来燃焼ガスと熱交換する熱交換器(主熱交換器)のほかに、排ガスの凝縮潜熱を回収するために、さらに別の熱交換器(2次熱交換器)を搭載することで、燃焼ガスからの廃熱を用いて水を予備加熱する給湯器が開発された。これにより熱の利用効率が従来型給湯器の約 80% から、二次熱交換器を搭載した給湯器は約 95% に大きく向上した（図 1-1(b)）。しかしガス給湯器の熱効率は飛躍的に向上したが、下記のような新たな課題が生じている。

- (1) 二次熱交換器を搭載したことで、ガス給湯器の製品自体が大きくなり、材料費などのコストも高くなる。
- (2) 排気ガスを凝縮させるため、従来型にはなかった腐食性凝縮液が発生し熱交換を妨げる。

これらの課題を解決するため、熱効率を維持したままコンパクトかつ凝縮液の排除効率向上が可能な潜熱回収型熱交換器が求められている。

現在の二次熱交換器は図 1-2 に示すようなシェルチューブ型を基本とし、管内に水が通り、その管群に燃焼排ガスを当てるタイプのものが主流である。この従来タイプの熱交換器に関しては、管ピッチや本数、フィンを取り付けなど様々な工夫が施され、研究および開発は幅広く進んでおり、一定の成果が得られている。しかし更なる熱交換器のコンパクト化には、伝熱管の細管化が有効な方法と考えられるが、従来タイプのまま伝熱管を細管化すると、管内流の水圧が増大し、また管内に残る水の除去が困難であり、寒冷地等で凍結の問題が発生するため細管化には限界がある。また凝縮液の回収は、従来タイプでは管群下流で上流側の凝縮液も加わるなど、より凝縮液の回収が困難になる。従来型の 2 次熱交換器の研究においては伝熱管の向きの変更による排除効率の向上を期待するものがあるが、伝熱管下部の熱抵抗が増大するなど、根本的な解決には至っていない。従って現状方式でのコンパクト化には限界があり、さらなる性能向上にはこれらの問題を解決する必要がある。

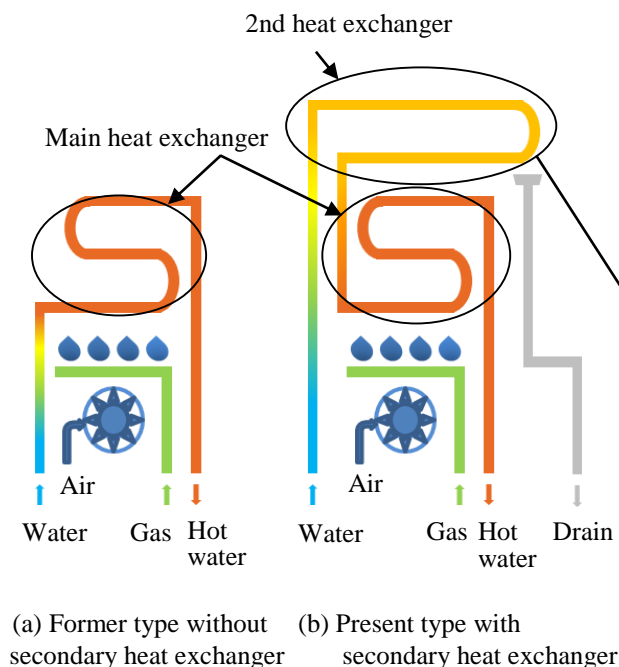


Fig.1-1 Gas water heater system

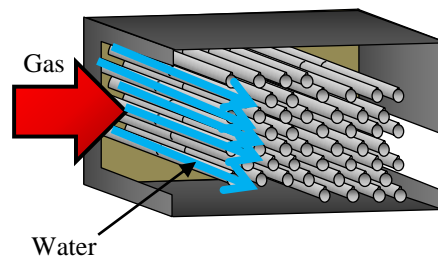


Fig. 1-2 Conventional secondary heat exchanger

## 1.2 従来の研究

### 1.2.1 燃焼ガスを利用するコンパクト熱交換器の研究

ガス給湯器などに利用する熱交換器の研究目的は、コンパクト化などの性能向上が主であり、またその性能を予測するための数値解析が多くなされている。熱交換器性能の向上のため、一般的に使われているシェルチューブ型熱交換器をはじめ、さまざまな熱交換器形式が提案され実験的・数値解析的に研究がされている。

#### a. シェルチューブ型熱交換器

一般的なガス給湯器の潜熱回収 2 次熱交換器においては先述の図 1-2 のようなシェルチューブ型の管内を水とし、シェル側にガスを流すものが主流であり、その伝熱管の多くは平滑管が使われている。このタイプの熱交換器の研究として、刑部ら(2007)は、従来型の潜熱回収熱交換器の性能研究として、伝熱管配置、フィンを取り付け、伝熱管の細管化など幅広く検討を行なっており、様々な伝熱管形状や排ガス流入条件において管群全体の熱伝達を考慮して数値解析を用いた性能予測手法を提案している。Jeong ら(2000)は試料を燃焼ガスとし、管群内の 1 本の水平管における熱伝達および物質伝達計算を基準に、シェルチューブ熱交換器全体の性能予測を行なっている。藤原ら(2007)は、刑部らの計算手法を参考にして、より使用環境に近い条件下で潜熱回収型熱交換器の数値計算により、ピッチの影響や管の段列数を変化させ、要求性能を満たす熱交換器寸法を導いている。Jeong ら(2010)は燃焼ガスにおける熱の移動および凝縮量を予測するため、燃焼ガスの熱・物質伝達特性の解析モデルを提案しており、用いた試験用熱交システムの実験と良好な一致を示している。

#### b. フィンチューブ熱交換器

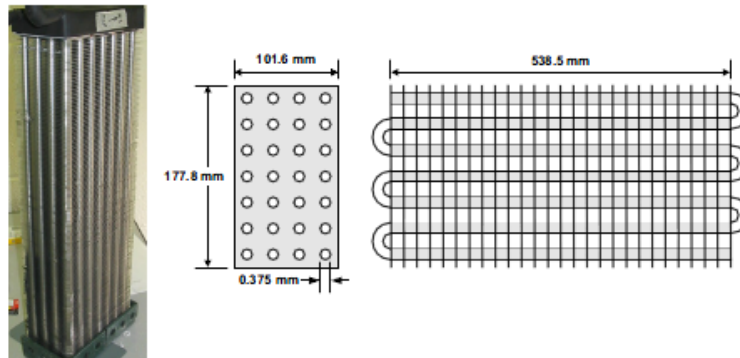
熱交換器の性能向上には、伝熱面積の拡大が有効である。そのため板に管群を通した形状のフィンチューブ熱交換器の研究(図 1-3(a))や伝熱管自体にフィン加工を施した管群熱交換器の研究(図 1-3(b))が行われている。Joardar ら(2008)は図 1-3(a)に示した熱交換器の、冷却水が流れる伝熱管近傍のフィン部に突起状の winglet-fin を付けることで流れを複雑にし、フィン部に何も加工していない熱交換器と比較して、熱伝達性能の向上が実現している。また Kang ら(2000)はフィンチューブ熱交換器のフィン部に溝を施し、プレートでの凝縮液の滞留を減少させることで性能の向上を図った。Shi ら(2011)はフィンチューブ熱交換器の性能予測をするため、数値解析と実験を比較して $\pm 7.3\%$ 以内の誤差で性能予測が可能としている。神坂(1992)は図 1-3(b)で示すように管群熱交換器におけるフィン付き伝熱管の熱・物質伝達特性について実験的に検討しており、伝熱管に加えた

フィンが物質伝達に与える影響が大きいとしている。燃焼排ガスの潜熱回収では生成凝縮液が腐食性であるため、ステンレス性の伝熱管が広く使われているが、Hwang ら(2010)はステンレス鋼より耐腐食性の強いチタンを伝熱管に採用した熱交換器を提案している。チタンはステンレスよりも熱伝導率が小さいが、伝熱管をフィン加工することで、ステンレス鋼を用いた熱交換器と同程度の熱伝達性能を得ることができるとしている。Kim ら(2010)は冷凍および空調機器用の熱交換器を対象に、フィン形状した伝熱管を用いた管群熱交換器を提案し、伝熱性能を検討している。

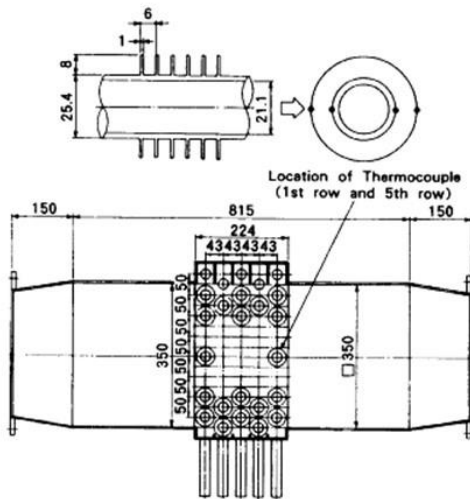
### c. プレートフィン型熱交換器

プレート式熱交換器は、従来型熱交換器に比べコンパクト化が可能である。これはガス流入面積に比して伝熱面積が大きいいため、従来製品と同じ伝熱面積を確保しようとした場合流路面積を小さくすることが可能なためである。また凝縮液の排出がガス流れによって促進されるほか、管群の凝縮とは違い、凝縮液が他の伝熱管に滴り落ちてより熱抵抗を増大させてしまうようなことがない。従来型熱交換器の研究でもあったように、凝縮液は潜熱回収型熱交換器に大きな影響を与える。プレート式熱交換器は伝熱面積の確保だけでなく、凝縮液の除去が容易なため、コンパクト形状でも従来型熱交換器と同等の熱効率を有するものとなる。熱交換器の体積に対する伝熱面積の拡大を目的に、コンパクトなプレート式熱交換器の研究がされている。Kolev ら[11]は新しい lamellar heat exchanger を考え、数値解析によりその性能を検討した結果、従来の熱交換器よりコンパクトかつ高性能な熱交換器が実現できるとしている。屋良ら(2003)はプレート式熱交換器の局所熱伝達率の予測について報告している。川口ら(2006)は、プレートフィン型熱交換器に注目し、図 1-3(c)に示すようなプレートフィン型熱交換器を作成し、湿り空気を用いてその伝熱性能を検討した結果、体積あたりの熱交換量が従来型より大きくなり、コンパクト熱交換器の開発が実現されている。またドレンが解放された空間内をガス流速に乗せて排除しやすく従来型に比ベドレンの排除効率向上が期待できるとしている。浜口ら(2007)は、プレート式熱交換器に、矩形の横溝を設けることで伝熱面積の増大のほか、ガス流れに対して垂直方向の矩形横溝を有する伝熱面には凝縮によって液膜流が生じ、一定周期で溝に溜まった凝縮液を掃き出す効果があると報告されている。

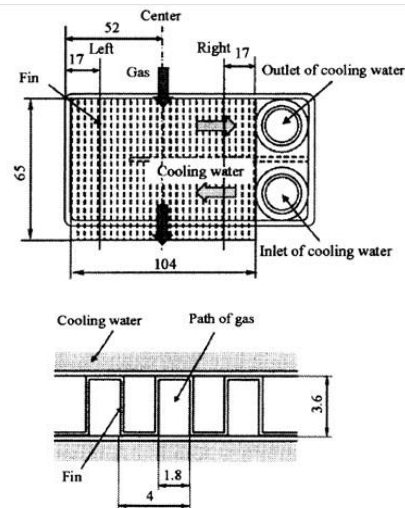




(a) Fin-tube type (Joardar et al. (2008))



(b) Tube with fin type (神坂ら (1992))



(c) Plate-fin type (川口ら)(2006)

Fig.1-3. Example of each heat exchanger type

**d. 従来の熱交換器の研究に関するまとめと本研究における熱交換方式の提案**

以上の家庭用ガス給湯器の高性能化，コンパクト化に関する代表的な研究を表 1-1 にまとめる．これらの研究は比較的実験条件に近い領域で行われているものを抜粋したものである．これにより，シェルチューブ型と川口らのプレートフィン型の熱交換器は，熱交換器体積あたりの熱量が大きく，コンパクト熱交換器として有効である．また川口らの熱交換器では，上述の通り凝縮液をガス流れに乗せて排除しやすくしており，さらに実際に作製した熱交換器の性能を評価していることから，この形式でのコンパクト熱交換器は実現していることが確認される．しかしこの熱交換器構造は複雑であり，生産性が従来型に比べ低い可能性があり，ガス給湯器の2次熱交換器として採用は困難と推測される．

そこで本研究では，従来型のシェルチューブ型熱交換器を採用し，伝熱管をさ

らに細径化することにより、伝熱性能の向上を図りコンパクト化の実現を図る。刑部らは、フィン付伝熱管よりも細管を用いる方が伝熱面積の拡大に有効であるとしており、細管化が熱交換器のコンパクト化には効果的と考えられる。しかし前述のように、管内流を水とすると、細管化による水圧の増大、あるいは水抜き困難から凍結の問題が発生するなど、コンパクト化には限界がある。ここで、細管を用いるシェルチューブ型熱交換器における上記の課題を解決するため、図 1-4 のようなガスを管内、シェル側を水とする熱交換形式について検討を行う。そのような管内にガス流を与える方式にすることで、川口らの熱交換器と同様に、凝縮液の効率的な排除が行うことが可能になり、管内外の水抜きも容易にすることが期待できる。

このような熱交換器において管は並列配置となり、管による条件の違いが少ないため、特性を模擬するには単管の熱伝達特性を検討することが基本となる。すなわち、給湯器における条件では、冷却水の流量は十分に大きく、管群におけるいずれの管においても管壁温度は冷却液温度に近く、また、流入ガスは温度が高く気体の単相であるため、管群とした場合における流入量の偏りは小さいと考えられることから単管により熱交換器性能が予測可能であると考えられる。また第 2 章 2.4.1 項で詳細を示しているが、ガス給湯器の 2 次熱交換器に流入する実排ガスと、温度および湿度を調整した湿り空気の差異は小さく、したがって実排ガスの管内流れ熱伝達特性は、湿り空気を試料として用いることで模擬できると考えられる。以上から、本研究では、図 1-3 に示す熱交換器の特性を模擬するために、試料として加湿空気を用い、単管の熱伝達特性を検討する。

Table 1-1 Comparison of each researcher for heat exchanger

Researcher(s)	Study method	Heat exchanger type	Characteristic length of tube or channel $d_i$ mm	Volume ratio with PH $V$ m <sup>3</sup>	Heat transfer rate $Q$ kW	$Q/V \times 10^3$ kW/m <sup>3</sup>
Paloma Co.	—	Shell & Tube (Square)	5.4	1	4.54	2.9
Fujiwara et al.	*Numerical Analysis		6	0.95	6.12	4.1
Jeong et al.	*Numerical Analysis	Shell & Tube (Coil)	4.35	16	16	0.2
Kanzaka et al.	*Experiment	Fin-Tube	21	17.4	—	—
Kolev et al.	*Numerical Analysis	Plate	6	—	—	3.2
Yara et al.	*Numerical Analysis		2	7.2	0.104	0.0092
Kawaguchi et al.	*Experiment	Plate-Fin	1.8	0.80	4.50	3.5

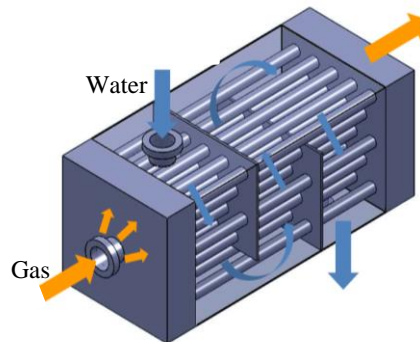


Fig.1-4 Proposed type heat exchanger

### 1.2.2 凝縮を伴う燃焼ガスまたは蒸気混合気体の熱伝達特性に関する研究

1.2.1 項で、本研究の対象とする熱交換器の伝熱特性を検討するため、単管の管内熱伝達特性を検討することが必要であると述べた。本研究の対象は燃焼ガスであり、燃焼により水素が酸素と反応し水となるため、蒸気混合気体である。このような水蒸気を含む不凝縮気体である湿り気体の凝縮熱伝達の研究は、1.2.1 節の熱交換器の性能予測に関連して、伝熱特性について多く研究されている。また Kang ら(1999), Cheng ら(2011)はプレート状の湿り空気の熱伝達特性について、凝縮液が層状に流れるとして数値解析による伝熱特性の検証を行なっている。Sarairah ら(2012)は湿り空気を用いたプレートフィン型熱交換器の性能を実験的に検討するとともに、鉛直下向きの管内熱伝達について数値解析を用いて理論式を提案し、他の研究者らの実験結果と比較し良好な一致を得られたとしている。管内流の蒸気混合気体の伝熱特性について、Terekhov ら(1998)は水平管内流れにおいて、凝縮液が膜状であると仮定し、数値計算によって湿り空気の熱伝達相関式を導いている。この相関式は内径 8mm,  $Re$  数範囲 100000 ~ 200000 の実験結果と 20% の範囲で対応している。Hammou ら(2004)は鉛直伝熱管について、管内で凝縮した液体が層状になるとし、数値解析で熱伝達特性を検証している。Siow(2007)らは向きの異なる平行平板の凝縮熱伝達について、Hammou らと同様に凝縮液が層状で、傾きによる体積力を考慮した数値解析で検証している。Tanrikut ら(1998)は管内径 33mm の伝熱管において湿り空気の温度変化および熱流束の測定により、流れ方向に対する局所熱伝達率を実験的に明らかにしている。

ここで流入する蒸気混合気体の熱伝達相関式について、実験的または数値解析的に検討し提案されている。Smolskii ら(1971)は、細管(3~6mm)の伝熱管における湿り空気の熱伝達について実験式(1-1)を提案している。

$$Nu = 0.107 Re^{0.9} \Pi^{0.25} \left( \frac{l}{d} \right) \quad (1-1)$$

$$\Pi = \frac{(P_v - P_w)}{P_{mix}}$$

Hasanein ら(1995)は内径 45mm の鉛直管で水蒸気-ヘリウム, 水蒸気-空気-ヘリウム混合気体の凝縮熱伝達の実験式を提案している. 式(1-2)は水蒸気-ヘリウムにおける実験式である.

$$Nu = 2.244 Re^{0.161} Sc^{1.652} Ja^{1.038} \quad (1-2)$$

Jia ら[15]は燃焼排ガスを用いて, 管内径 6mm および 8mm の鉛直管における熱伝達特性を実験および数値解析により検討し,  $Re$  数範囲 2300~5000 で実験と解析モデルが良好な一致を示している. またその時の熱伝達率相関式は式(1-3)で表される.

$$Nu = 0.0358 (Re^{0.8} - 100) Pr^{0.4} \left[ 1 + \left[ \frac{d}{l} \right]^{\frac{2}{3}} \right] \left( \frac{T_f}{T_w} \right)^{0.45} \quad (1-3)$$

これらの研究の多くは鉛直下向き伝熱管を対象に, 実験的・数値解析的に伝熱特性について検証している. これら湿り空気または不凝縮ガス混合蒸気の研究の多くは工業用ボイラを対象としており, 管内径が 10~40mm 程度と比較的大きく,  $Re \geq 2300$  の乱流領域がほとんどであり, 水平配置の管内径 5mm 以下の実験による研究は少ない.

ガス給湯器の構造上, 2次熱交換器に流入する燃焼ガスは下から送られる形式が一般的なため, 鉛直下向きのガス流れ方向を採用することは少ないと考えられる. したがって, 凝縮液の排除効率を考えると, 水平方向のガス流れを採用することが機器の構造上妥当でと考えられる. すなわち, ガス給湯器で用いる2次熱交換器において, ガスを管内流とする形式のシェルチューブ熱交換器を採用する場合, その性能予測およびコンパクト化を図るためには, 管内径 5mm 以下で水平方向流れの, 燃焼排ガスを模した湿り空気における熱伝達特性を明らかにする必要がある.

Table 1-2 Comparison of each researcher for heat transfer characteristics of in-flow with condensation

Researcher(s)	Study method	Channel size $d_i$ mm (Shape)	Sample	Flow direction	Range of $Re$	Proposed correlation
Terekhov et al.	• Numerical Analysis	8.0 (Circle)	Air - H <sub>2</sub> O	Horizontal	100000 – 200000	
Siow et al.	• Numerical Analysis	Dimensionless (Parallel plate)	Air - H <sub>2</sub> O	Declining	500 - 2000	
Tanrikut et al.	• Numerical Analysis	33.5 (Circle)	Air - H <sub>2</sub> O	Vertical (Downward)	53748 ~ 93388	
Smol'skii et al.	• Experiment	3.0, 4.0, 6.0 (Circle)	Air - H <sub>2</sub> O	Vertical	100 - 2400	$Nu = 0.107Re^{0.9}Pr^{0.25}(l/d)^{-0.5}$ ( $Pr = (P_v - P_w)/P_{mix}$ )
Hasanein et al.	• Experiment	46.6 (Circle)	He - H <sub>2</sub> O	Vertical (Downward)	825 ~ 24460	$Nu = 2.244Re^{0.161}Sc^{-1.652}Ja^{1.038}$
Jia et al.	• Experiment	6.0 or 8.0 (Circle)	Fuel gas	Vertical (Downward)	2300 ~ 5000	$Nu = 0.0358(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4} \left[ 1 + \left( \frac{d}{L} \right)^2 \left( \frac{T_v}{T_w} \right)^{0.45} \right]$

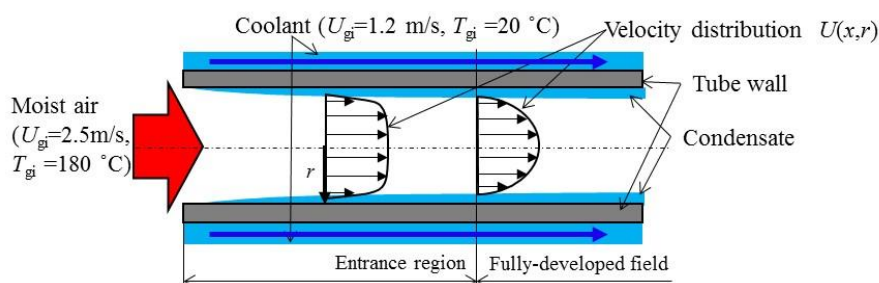
### 1.3 凝縮を伴う蒸気混合気体の管内強制対流熱・物質伝達特性

本研究で対象とする熱交換系における管内現象は、管外からの冷却により湿り空気が管の入口から徐々に冷却され、空気の温度が低下するとともに湿分の凝縮が生じる。その結果、管壁に凝縮液流れが存在する気液二相流を形成する。後述するように、液相は環状流、波状流、分離流などの流動形態を示す。一方気相中では、管壁からの冷却により温度低下し、露点以下になると一部の水蒸気が結露・液化することになる。また壁面凝縮等により、蒸気の濃度分布が生じ水蒸気の物質伝達が生じる。このような物質伝達および気液二相流の融合する現象について、実際には波状流などにより非定常挙動を示すが、ここでは定常的な単純化した系について基本的な現象を説明する。

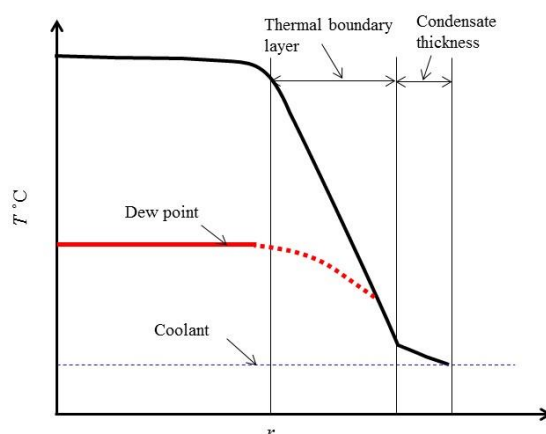
図 1-5 にそのような系を示す。図 1-5(a)は熱交換系の流れ方向鉛直断面図を、図 1-5(b)は温度・速度助走区間における  $r$  方向の温度分布と露点温度(蒸気濃度)分布を示している。ここで凝縮液は気液界面での乱れは非常に小さく、定常状態において気液界面の変動はないと仮定している。本研究の熱交換系における湿り空気の流入状態から、ガス流れは層流状態と考え、さらに湿り空気の  $Pr$  数が約 0.7 であるため、速度境界層と温度境界層の発達がほぼ同時に進行する。図 1-5(b)の助走区間において温度境界層は発達途中であり、境界層以外の主流ではほぼ一様な温度分布を持つが、このときの露点温度(蒸気濃度)分布は図中の赤線で示すように考えられる。すなわち、凝縮液熱抵抗は気相側と比べて小さく、また冷却側熱伝達率が大きいことから、凝縮液表面温度は冷却水温度に近似される。したがって典型的な場合としては、気相温度境界層の液面側から一部あるいは

全部が露点温度以下にあると考えられ、図 1-5(b)の赤の破線(気相露点温度)と黒の実線(気相温度)が一致することになる。さらに流路方向に進み、温度分布が発達し冷却が進むと、全断面で露点温度以下となる。

次に、定量的な証明は第 5 章に記述するが、以上のような系においては凝縮液の熱抵抗は気相側の全熱抵抗に比べて小さく、現象は気相側の熱・物質伝達に支配される。また先に述べたように本研究の熱交換系は二相流の、非定常・不規則な現象となる。したがって、本研究では実際の 2 次熱交換器に使用されている伝熱管材と同様の管試料を用い、特に表面ぬれ性を人工的に考慮せず、実験的に熱的特性を検討することが適当であると考えられる。



(a) Heat transfer model of this study



(b) Distribution for radial direction of temperature and vapor concentration in entrance region

Fig.1-5 Investigating the relationship between heat and mass transfer

## 1.4 研究の目的

1.2.1 項で従来の熱交換器またはそれぞれの熱交換器形式に関する研究について述べた。ここで、従来型の汎用性とプレートフィン型のコンパクト性を有する熱交換器形状を検討し、従来型のシェルチューブ熱交換器形状で管内にガス、シェル側に冷却水を流す方式にすることで、従来型及びプレートフィン型のそれぞれの長所を有する高性能かつコンパクトな熱交換器の開発が可能であると考えた。また管内をガス流れとする熱交換器形式では、単管の熱伝達特性を検討する必要がある、燃焼ガスのような蒸気混合気体の従来の研究について 1.2.2 項で述べた。ここで従来の蒸気混合気体の研究では、ガス給湯器で用いるような細管の研究は少なく、細管で水平配置の管内凝縮流れの熱伝達特性について検討する必要があることを示した。

本研究では、上述のように、シェルチューブ型熱交換器における、管内に燃焼ガス、シェル側に冷却水を流す方式を対象として、伝熱管の細管化による伝熱促進を検証する。管の内径、長さとの熱伝達特性の関係を系統的に明らかにするため、伝熱管単管における凝縮をともなう管内熱伝達特性を実験的に検討し、家庭用給湯器の使用条件における管径、管長などの条件が熱伝達へ及ぼす影響を検討し、潜熱回収型熱交換器の性能向上を目的とする。さらに、得られた単管における実験結果を基に、燃焼排ガスを模した湿り空気の熱伝達特性の無次元整理式を提案し、それを用いてガスを管内流とする形式の熱交換器の性能予測について検討する。

---

---

## 第2章

# 実験装置および方法

---

---

### 2.1 実験システム

図 2-1 に実験装置全体を示す。実験装置は流量測定部・加湿部・加熱部・試験部で構成される。送風機により送られた空気は流量測定部に流入し、流量を測定する。本研究の流量測定には、円形曲管の圧力損失測定から決定する方法を用いた。空気流量と円形曲管の圧力損失の測定値を最小二乗法で近似した実験式を用いて空気流量を決定した。細部については 2.4.1 湿り空気流量の測定で述べる。加湿部では、空気を蒸気発生器に流入させ水蒸気と混合させた後、一定温度に保たれた水槽の中の熱交換器その湿り空気を通し、所定の温度に保つことにより、余剰分を凝縮・排出させることにより絶対湿度を設定した。より厳密な湿度測定のため、さらに加熱された湿り空気を加湿部出口において露点温度を測定し、水蒸気濃度を決定した。細部については 2.4.2 湿り空気の絶対湿度の決定で述べる。加熱部では湿り空気を通す銅管の外側を高温送風機で加熱し、実験条件の温度まで上昇させる。試験部で湿り空気と熱交換する冷却水は恒温水槽で一定温度に保たれる。冷却水流量は面積式フローメータを用いて測定する。



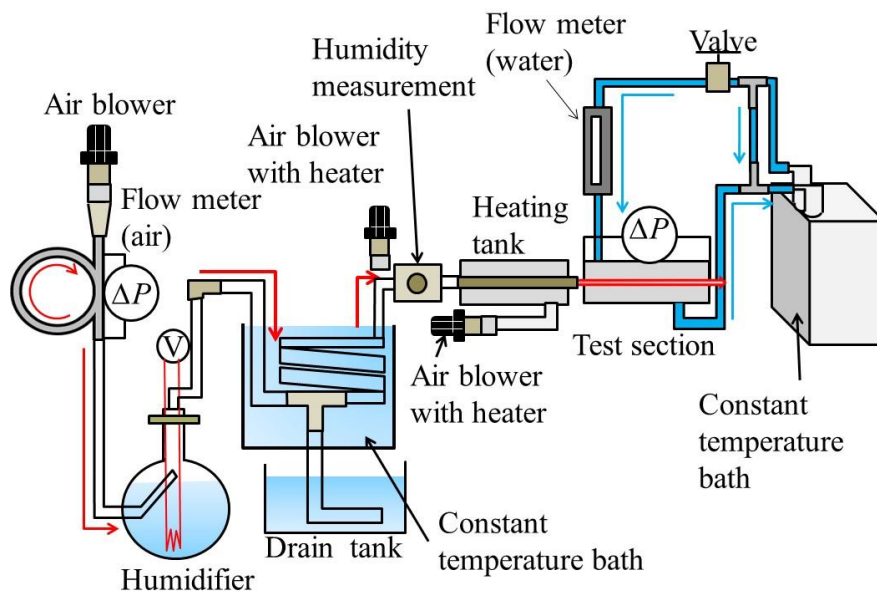


Fig.2-1 Schematic of experimental apparatus

## 2.2 試験部詳細

### 2.2.1 試験部の構成

図 2-2 に試験部の詳細を示す。試験部のガス流入部と熱交換部の間に断熱材(ポリイミド製)を挟んで両者間の熱的な干渉を軽減している。冷却長さ  $L_c$  は冷却水の流入口から流出口までの長さとし、 $L_c=7, 20, 30, 50, 100$  mm の 5 種類用いる。図 2-2 中に示す赤点の位置、すなわち試験部のガス側の入口、水側の出入口で温度を直径 0.5mm のシース熱電対によって測定した。ガス流入口にチャンバーを設けることで、流入前のガスをチャンバー内で十分に混合・保温できるようにした。チャンバー内は温度分布がなく、伝熱管流入時は温度均一であることが確認されている。細部については 2.4.4 項で述べる。流入前の試験用の細管を固定する非冷却部分は極力短くなるように設計した。すなわち非冷却部の長さは、流入部と流出部でそれぞれ 2mm および 3mm である。湿り空気の管内熱伝達特性の評価には、管内流れに温度および速度分布が存在する場合、温度分布と速度分布の積を注目する断面で積分した温度、すなわち混合平均温度  $T_B$  の測定が重要である。試験部の湿り空気側出口では、熱交換後の湿り空気を分岐・合流させることで混合平均温度を測定した。

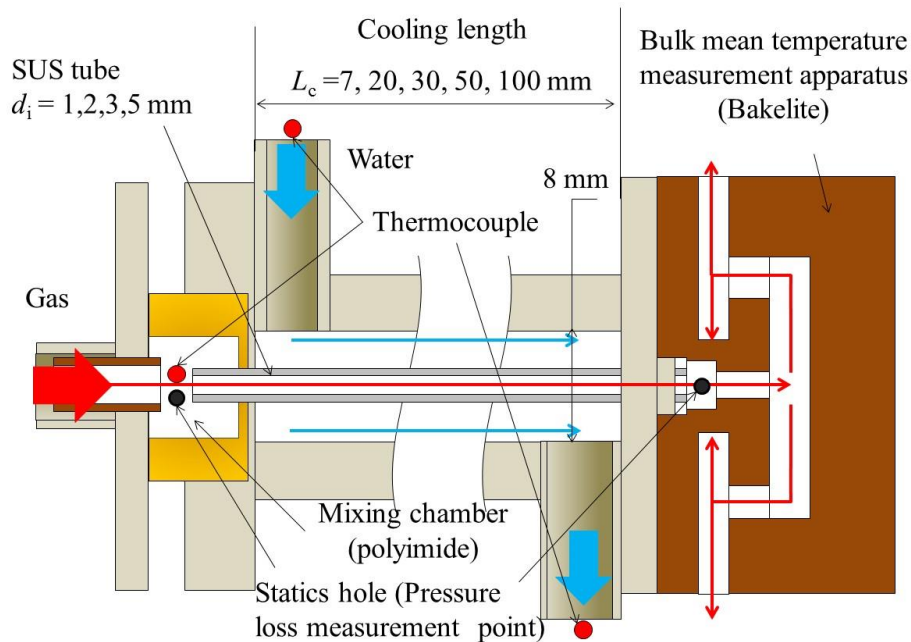
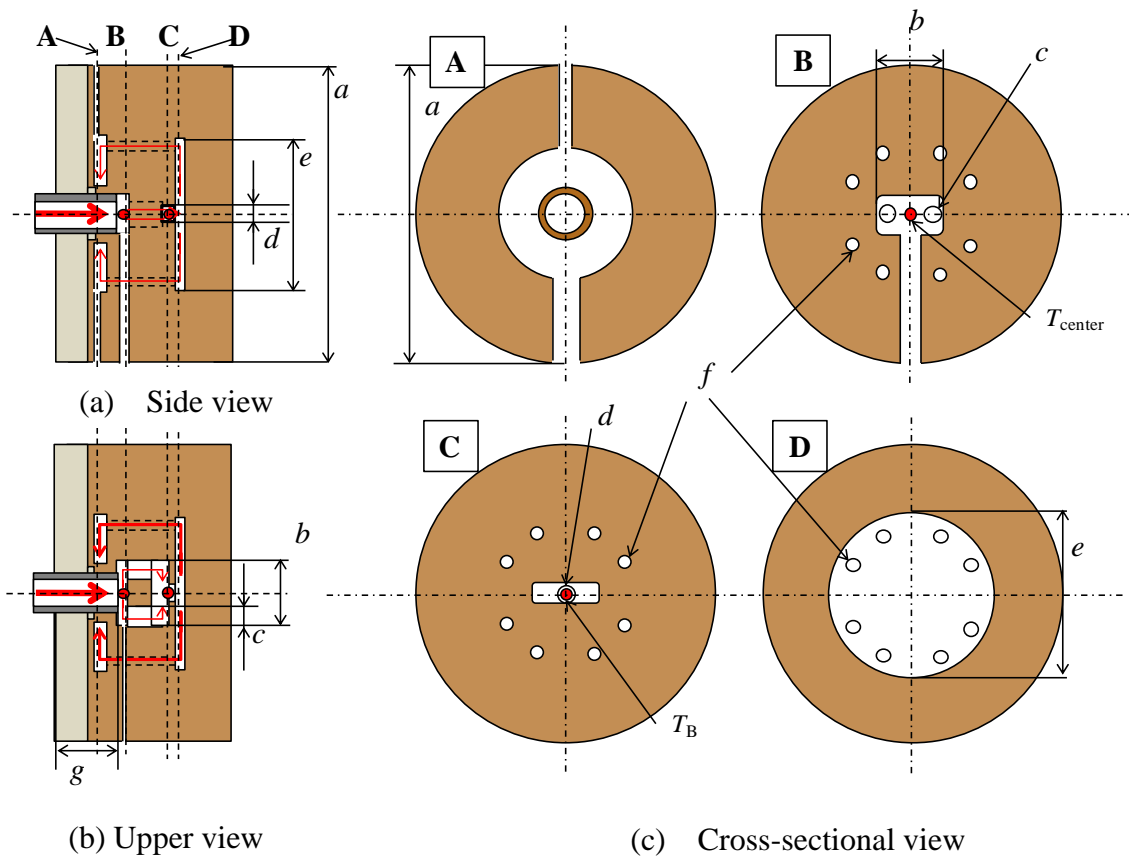


Fig.2-2 Details of test section

### 2.2.2 混合平均温度測定装置

前項の通り，湿り空気の熱伝達特性を検討するためには，熱交換後の湿り空気の混合平均温度を測定することが重要である．そのため試験部出口では，混合平均温度を測定するための装置を取り付けた．図 2-3 にその詳細図と寸法を示す．伝熱管径によって湿り空気の流量が異なるため，特に小径の測定時に装置内部を流れる湿り空気の流速が小さくなり過ぎないように， $d_i=1, 2$ mm 用と  $d_i=3, 5$ mm 用の 2 種類用いた．伝熱管を通った湿り空気は図 2-3 中の断面 B で分岐し，左右の流路を通して断面 C で再合流する．合流後の湿り空気は断面 D の全体に広がり，周囲にもうけた流路を通して断面 A で排出される．これは伝熱管出口端部の周囲を循環するように排気することで，周囲からの温度干渉をできる限り小さくするためである．温度測定は，図中の点で示される位置に 0.1mm 素線 T 型熱電対を用いて測定した．ここで断面 C の中心点は，断面 B で分岐させたガスの合流点であり，この位置の測定温度を混合平均温度  $T_B$  とした．参照値として，断面 B の中心点( $T_{center}$ )の温度測定を行ったが，差異は小さかった．また静圧孔を湿り空気側の入口と断面 B に設け，圧力損失を測定した．断面 B に凝縮液排出口を設け，下部へ排出される凝縮液流量から凝縮液排出量を測定した．



$d_i$ (mm)	$a$ (mm)	$b$ (mm)	$c$ (mm)	$d$ (mm)	$e$ (mm)	$f$ (mm)	$g$ (mm)
1, 2	45	7	1	1	20	0.8	3
3, 5		14	2.5	2.5		1.6	

Fig.2-3 Details of bulk mean temperature measurement

## 2.3 その他の実験装置

実験に際し、以下の実験装置および測定器を使用した。

### ・熱電対

試験部入口及び出口のガス温度、冷却水温度の測定に、φ0.5mm の T 型シース熱電対およびテフロン被覆 0.1mm 素線熱電対を使用した。以下にその仕様を示す。

Table 2-1 Specification of thermocouples

＋脚/－脚	銅/コンスタンタン
熱電対タイプ	T type

### ・データロガー

熱電対で測定した起電力差を温度に変換するために横河電機社製のデータロガーMX100 を用いた。以下にその仕様を示す。

Table 2-2 Specification of data logger

基本測定周期	50/100/200/500/1000 ms
演算周期	100msec 以上

### ・流量測定用差圧計

流量測定部の圧力損失の測定に、エムケー・サイエンティフィック社製の微差圧計マノメータ DT-8890 を用いた。差圧をデジタル表示する。以下に仕様を示す。

Table 2-3 Specification of differential pressure gauge for measurement flow rate

測定範囲	-34.48~+34.48kPa
分解能	0.01
精度	±0.3%FSO
反復性	±0.2%(最大±0.5FSO)
応答時間	0.5 秒
使用温度範囲	0~50℃
使用環境湿度	85%RH 以下

・試験部用差圧計

湿り空気の試験部における圧力損失測定には、ニッチセンサ社の微差圧センサを用いた。

Table 2-4 Specification of differential pressure gauge for test section

測定範囲	-1000 ~ 1000 Pa
分解能(最小)	0.1 Pa
精度	±0.3%FSO
反復性	±0.2%(最大±0.5FSO)
応答時間	0.5 秒
使用温度範囲	0~50°C
使用環境湿度	85%RH 以下

・高速度カメラ

露点ブロックでの凝縮の様子を観察するために、REDLAKE IMAGING 社製 Motion Pro HS-4 を使用した。以下にその仕様を示す。

Table 2-5 Specification of high speed camera

解像度/階調	1280×1024 ピクセル/8 ビット
撮影速度	最高 10,000 コマ/秒
レンズ	標準 C マウント

・恒温水槽

試験部冷却水を循環させるために柴田科学社製の低温循環水槽(クールマン C-770)を使用した。以下に仕様を示す。

Table 2-6 Specification of temperature controlled tank

温度調節範囲	-20~+20°C
最大揚程	10.5/13.5m (流量 0l/min の時)
最大流量	14.8/16.4l/min (揚程 0m の時)

・流量計

恒温水槽から試験部に流れる冷却水の流量を測定するために使用する。以下に仕様を示す。

Table 2-7 Specification of mass flow meter

測定範囲	1~10l/min
使用流体温度	最大 40℃
最高使用圧力	0.4MPa

・高温送風機

試験部に流入させる空気，空気を加熱するために高温空気を送るためにSTEINEL 社製のホットエアガン HG5000E を使用した。以下に仕様を示す。

Table 2-8 Specification of hot air blower

出力	3400W
温度範囲	25~600℃
最大流量	800l/min

・フレキヒータ

蒸気発生器内の水の温度調節のために坂口電熱製のフレキヒータ(M2-2-2000)を使用した。以下にその仕様を示す。

Table 2-9 Specification of heater for humidifier

容量	2000W
外径	4.0mm
抵抗値	20.0Ω

・U字ヒータ

温度調節用の水槽の温度調節に坂口電熱製の水加熱用パイプヒータ(UH-1k)を使用した。以下にその仕様を示す。

Table 2-10 Specification of U type heater for temperature controlled tank

電圧	100V
容量	1000W

## 2.4 実験方法

### 2.4.1 燃焼ガスと湿り空気の成分比較

本研究では、湿り空気を用いてガス給湯器の 2 次熱交換器に流入する燃焼ガスを模している。燃焼ガスで使われる天然ガスは主にメタンであるが、これを燃焼させるために多量の空気を用いるため、温度および湿度を調整した湿り空気と成分は大きく変わらない。表 2-11 に燃焼ガスと本研究で用いる湿り空気の成分比、密度および湿度を示す。ここで示した燃焼排ガスの組成、密度および湿度は日本ガス協会公表している値を参照した。

理論空気による燃焼排ガスは、ガスを完全燃焼させるために必要な酸素量を基準とした値である。実際には不完全燃焼を防ぐため、燃焼に用いる空気量を多くとっており、本研究の実験条件は表内の理論空気と過剰空気の中間の値をとっていることが確認される。体積比率は燃焼を伴わないため酸素および二酸化炭素の量に違いはあるが、密度および湿度は非常に近い値をとっている。よって本研究で用いる湿り空気は、燃焼排ガスを十分に模することが可能である。

Table 2-11 Comparison of compositions between combustion gas and humidified air

Component material	Volume ratio %				Density kg/m <sup>3</sup> (180°C)	Specific humidity kg/kg (180°C)
	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O		
Humidified air (Experimental condition)	69.4	18.7	0.03	11.9	0.735	0.11
Combustion gas (theoretical)	71.7	0	9.9	18.4	0.733	0.123
Combustion gas (excess air)	72.9	3.2	8.4	15.5	0.737	0.103
Dry air	78.1	20.9	0.032	0	0.7681	0

## 2.4.2 湿り空気流量の測定

試験部に流入する空気の流量測定は、圧力損失を用いて測定する。本研究では細管に湿り空気を流すため、その流量は非常に小さい。また管径の影響を調査するため、管内流速を同一にして実験する必要がある。内径 1.0mm と 5.0mm では流量が 25 倍の差が生じる。すなわち微小流量かつ測定レンジの広い流量計が必要となるが、一般的な測定器は最大値を基準としたフルスケール誤差が大きく、広い流量範囲を使用するケースでは最小値での誤差が非常に大きくなる。そのため、本研究では Fig.2-4 に示すような SUS 製の曲管を用い、この曲管を流れる流体の圧力損失を微差圧計で測定する。これによって試験部に流入させる流量によって曲管を使い分けることで、広い流量範囲での測定が可能となり、また使用する曲管の圧力損失を高く設計することで、微小流量の精度も得られると考えられる。

曲管で発生した圧力損失から流量を決定するために、流量の検定を行った。使用流体は空気、曲管に空気を流入させた後、水上置換の要領で空気を採取し流量を測定した。空気の流量は、200ml のメスシリンダーから完全に水が排出される時間を測定することで決定する。この時間の測定には、高速カメラを使用した。

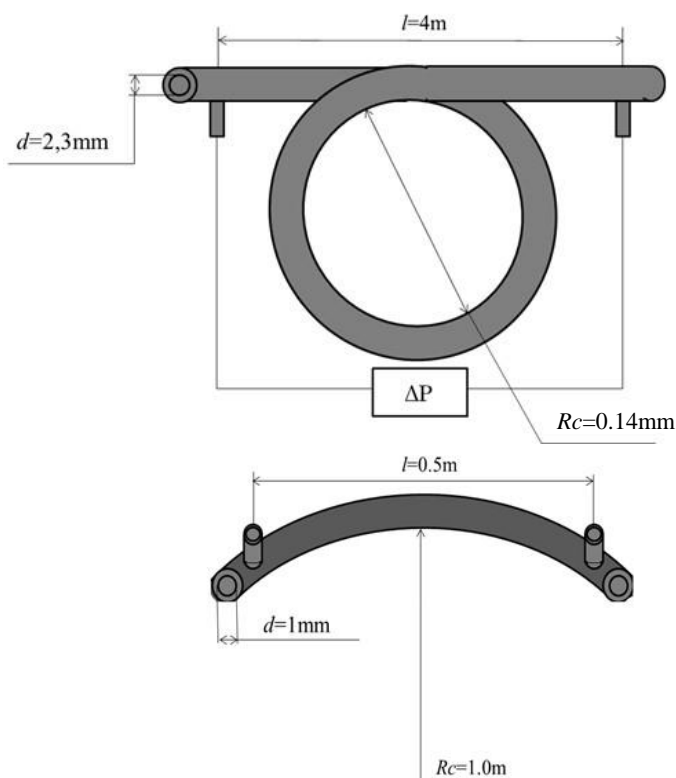


Fig.2-4 Schematic of flow meter



ここで、本研究で使用した曲管の圧力損失と流量の関係について、ダルシー・ワイスバッハの式および伊藤ら(1977)の曲管における実験式を用いて検証した。

管内流れでは、圧力損失はダルシー・ワイスバッハの式(2-1)により表される。

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho U^2}{2g} \quad (2-1)$$

管摩擦係数 $\lambda$ は曲管の場合、伊藤の実験式(2-2)より算出することができる。

$$\begin{aligned} \lambda = & \lambda_s \times 0.1008 De^{1/2} (1 + 3.945 De^{-1/2} \\ & + 7.782 De^{-1} + 9.097 De^{-3/2} + 5.606 De^{-2}) \end{aligned} \quad (2-2)$$

$De$  はディーン数であり、式(2-3)で表される。

$$De \equiv Re \sqrt{\frac{d}{2Rc}} \quad (2-3)$$

ここで  $Rc$  は曲率半径である。また  $\lambda_s$  は直円管の管摩擦係数であり、層流の場合、式(2-4)で表される。

$$\lambda_s = \frac{64}{Re} \quad (2-4)$$

以上の式(2-2) ~ (2-4)より求められた管摩擦係数を式(2-1)に代入することで流量を算出できる。上式で算出した結果と空気を回収し測定した結果の比較を Fig2-5 に示す。本研究で使用する曲管は3種類あり、それぞれ計算値と測定値は非常に近い傾向を示していることが分かる。また測定値のばらつきも小さいことが確認でき、本研究の流量測定は十分な精度が得られることを示した。本研究の流量は、この測定結果から得られた値を用いて、最小二乗法により得た近似式(2-5) ~ (2-7)によって決定する。

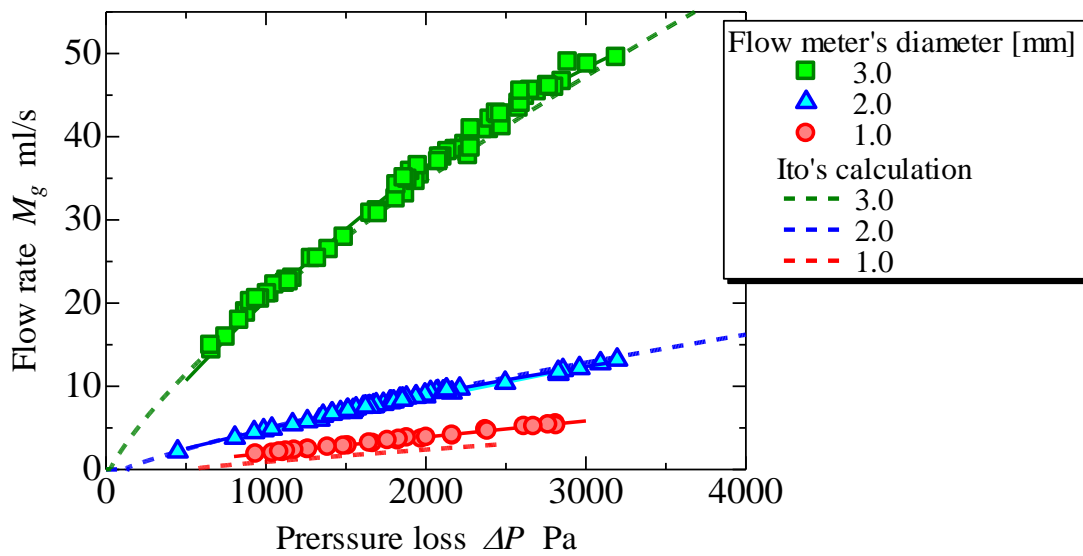


Fig.2-5 Result of flowing quantity proofreading

内径 3mm 曲管(流量範囲 : 15 ml/s ~ 50 ml/s)

$$M_g = -1.64 \times 10^{-6} x^2 + 2.06 \times 10^{-2} x \quad (2-5)$$

内径 2mm 曲管(流量範囲 : 5 ml/s ~ 15 ml/s)

$$M_g = -3.80 \times 10^{-7} x^2 + 5.30 \times 10^{-3} x \quad (2-6)$$

内径 1mm 曲管(流量範囲 : 1 ml/s ~ 5 ml/s)

$$M_g = 2.48 \times 10^{-8} x^2 + 1.85 \times 10^{-3} x \quad (2-7)$$

ここで、式(2-5)~(2-7)の変数  $x$  は曲管の圧力損失  $\Delta P$  (Pa)である。

### 2.4.3 湿り空気の絶対湿度の決定

本研究では，露点温度を測定することで湿り空気の湿度管理を行う．絶対湿度と露点温度の関係は式(2-8)および(2-9)で表される．

$$P_s = 6.11 \times 10^{\left( \frac{7.5 \times T_d}{2373 + T_d} \right)} \quad (2-8)$$

$$x = \frac{0.662 \times P_s}{P - (0.378 \times P_s)} \quad (2-9)$$

ここで  $P(\text{hPa})$  は大気圧， $P_s(\text{hPa})$  は飽和蒸気圧， $T_d(^{\circ}\text{C})$  は露点温度， $x(\text{kg}/\text{kg})$  は絶対湿度である．この式から，露点温度を測定することで絶対湿度が決定する．図 2-6 に，本研究で用いた露点温度測定用の銅ブロックの模式図を示す．図中の表面側を鏡面にし，その面から 1mm 内部に熱電対を挿入することで，鏡面に凝縮が発生するときの温度を測定する．ここで，内部に挿入した熱電対と表面温度の差を図 2-7 に示す．温度上昇時はほぼ同じ温度を示すが，温度降下時は平均で  $0.2^{\circ}\text{C}$  程度の差が生じる．この温度差を絶対湿度の誤差として検証した場合，流入条件である露点温度  $56.5^{\circ}\text{C}$  の条件下において，約 1% の誤差であり非常に小さい．

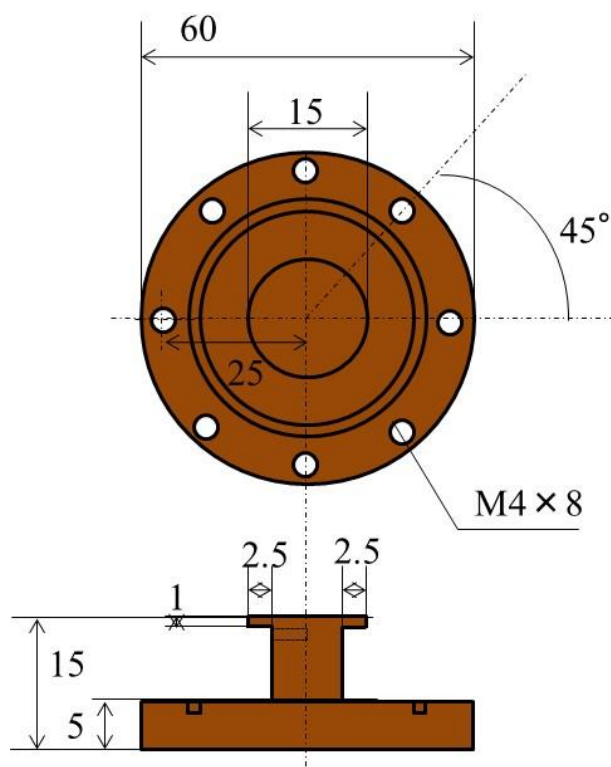


Fig. 2-6 Copper block for measurement dew point

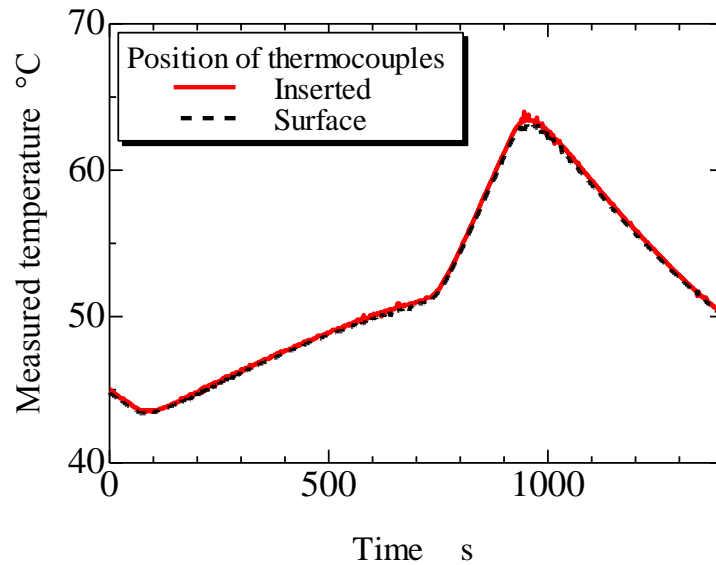


Fig. 2-7 Comparison of surface temperature with a point of inserted thermocouple

ここで実際に試験部を通り、排出された湿り空気の流量を測定することで、流量および絶対湿度の測定精度の検証を行った。本研究で使用する伝熱管内径は1~5mmで、その中を流れる流量は非常に少ないため、試験部およびその他実験系でガスの漏れがある場合、結果に大きな影響を与える。特に内径1mmの場合、僅かな漏れによって非常に大きな誤差を生じる。そのため内径1mmの伝熱管を用い、出口から流出した湿り空気を水上置換の要領で回収し、流量測定部で測定した空気流量が、全て試験部に流入および流出しているか検証した。

水上置換の要領で湿り空気を回収するため、流入させた湿り空気量から蒸気量を引いた値が回収された湿り空気量となる。ここで回収に用いた水の温度は20°Cであり、回収したガスは露点温度が20°Cの飽和湿り空気となっていると考えられる。図2-8上で実際に回収した量と、設定流量の差を示す。設定流量は、流量測定部で計測した湿り空気全量から凝縮量した蒸気量を引いたガス流量である。すなわち湿度が上がるほど出口のガス流量は減少する。この検証においても露点温度を測定しており、広い範囲の湿度で検証をおこなった。また測定露点温度の湿度から、露点温度20°Cにおける湿度まで下がった分だけ凝縮したと仮定しているため、露点温度測定による誤差の検証も可能となる。図2-8下は、回収したガス流量と、測定蒸気量から実際に試験部に流入するガス流速を算出した結果を示す。設定流量と回収された流量の誤差は6%以内に収まっていることが分かる。これは流量測定と湿度測定の総誤差が6%以内であることを示している。以上から湿り空気の漏れはなく、また露点温度測定による湿度決定の誤差も小さいことが確認された。

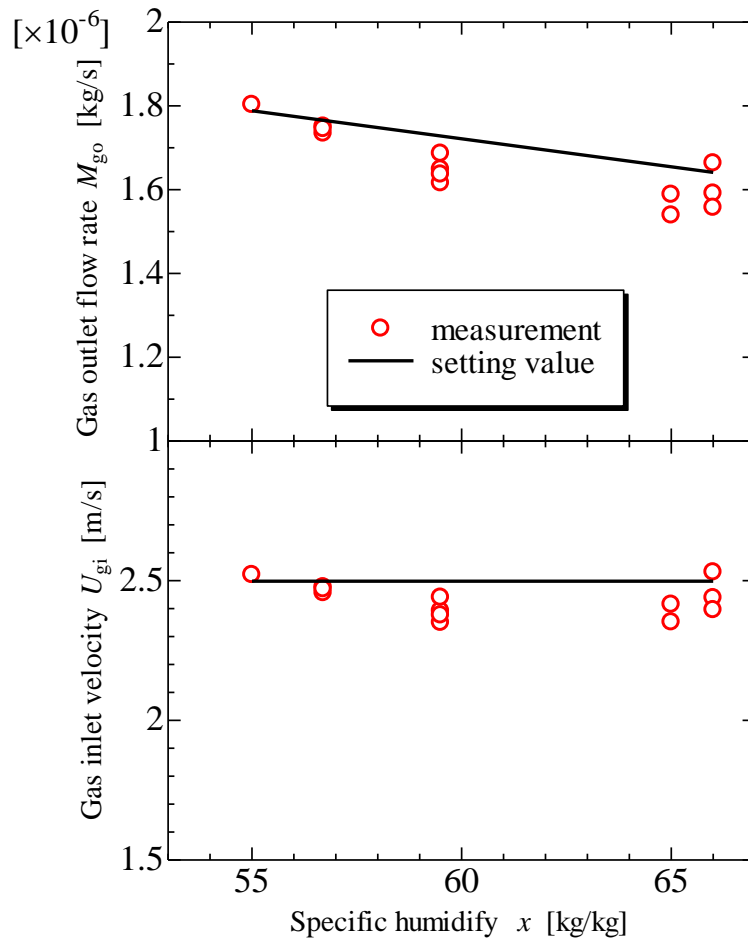


Fig. 2-8 Comparison of inlet with outlet of flow rate

## 2.4.4 混合平均温度測定

### a. 測定精度の検討

湿り空気の管内熱伝達特性の評価には，管内流れに温度および速度分布が存在する場合，温度分布と速度分布の積を注目する断面で積分した温度，すなわち混合平均温度  $T_B$  の測定が重要である．そのため 2.2.2 項で示した混合平均温度測定装置を用いた測定方法の妥当性および精度を検証する必要がある．

単相の対流熱伝達は理論的に解が得られるため，試料に乾燥空気を用い，管内強制対流熱伝達における理論値と測定値を比較した．以下に計算で解かれる基礎方程式を示す．計算ソフトは Ansys Fluent 13.0 を用いた．

連続の式

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r\rho u) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v) = 0 \quad (2-10)$$

ナビエ・ストークス方程式

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial r} + v \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial r} + \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r\tau_{rr}) + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} \right] \quad (2-11)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial r} + v \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r\tau_{rz}) + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right] \quad (2-12)$$

エネルギー式

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial r} + v \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( rk \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \quad (2-13)$$

図 2-9 に理論値の導出に用いた数値計算モデルを示す．伝熱管の流れ方向を軸とした 2 次元軸対称円筒座標系の解析を行った．境界条件については式(2-14)~(2-15)に示す．

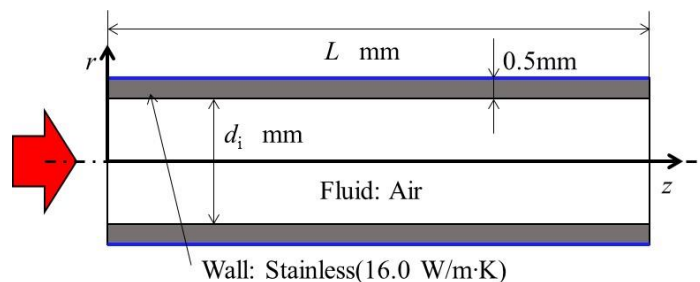


Fig. 2-9 Calculation model

流入面( $z = 0$ )

$$u=2.5 \text{ m/s}, v=0 \text{ m/s} \quad (2-14)$$

$$T_g = 180 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2-15)$$

伝熱管外壁( $r=1/2d_i+0.5$ )

$$T_c = 20 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2-16)$$

流出面( $z = L$ )

$$P = P_{\text{atm}} \quad (2-17)$$

空気の物性値は、伝熱工学資料改訂第5版を参照し、温度の関数として与えた。計算結果の例として、各内径における $L=10, 20, 30, 50, 100\text{mm}$ の温度分布の結果を図2-10に示す。計算結果より、ガス流れ方向0~110mmの範囲において5mmごとの温度分布 $T(r)$ を導出し、式(2-18), (2-19)を用いて混合平均温度を算出した。  $R$  は伝熱管半径 ( $1/2d_i$ ) である。

$$T_B(z) = \frac{2}{\bar{u}R^2} \int_{-R}^R T(r)u(r)rdr \quad (-1/2d_i \leq r \leq 1/2d_i) \quad (2-18)$$

$$u(r) = 2\bar{u} \left( 1 - \frac{r^2}{R^2} \right) \quad (2-19)$$

図 2-11 に乾燥空気における混合平均温度の測定値と計算結果との比較を示す。図 2-11 の(a), (b)は冷却長さ と伝熱管の全長をそれぞれ採用した場合の結果を示している。すなわち、図 2-11(a)では 7, 20, 30, 50, 100 mm を、図 2-11(b)では 12, 25, 35, 55, 105 mm を採用している。(a)では管内径 3.0 および 5.0 mm で比較的良好な一致が見られるが、内径 1.0 および 2.0 mm では計算結果より低い値を示す。一方(b)では特に内径 2.0 mm で比較的良好な一致が見られるが他の径ではやや計算より高い傾向を示す。本研究で使用した試験部では伝熱管の固定のため、伝熱管の全長と冷却長さが同じではなく、伝熱管に非冷却部が存在する。また冷却水の熱伝達率が高く、伝熱管が熱伝導によって冷やされ空気の温度降下に影響する可能性が考えられる。そのため、冷却長さから伝熱管全長の間で、全ての管内径で有効な熱交換長さ、すなわち本実験の熱交換における有効管長を決定する必要がある。

## b. 実験系の熱交換における有効管長の決定

先述の通り，実験では試験用の細管を固定するための非冷却部が存在し，本実験系の熱交換における有効管長を決める必要があり，その検討結果を図 2-12 に示す．各プロットに記した誤差範囲は，伝熱管の全長と実際に冷却水により冷却される冷却長さをそれぞれ採用した場合の温度範囲である．ここで  $d_i=1.0\text{mm}$  で  $L\geq 23\text{mm}$ ，  $d_i=2.0\text{mm}$  で  $L\geq 53\text{mm}$  のように，伝熱管の長さによる温度変化がほぼ無視できる部分は誤差範囲の表示を省略している．プロットで示した管長は，それぞれの伝熱管の全長と冷却長さにおける計算値の間にて，各管内径の測定値と計算値との差が最も小さい管長を示しており，この管長における混合平均温度の差は，伝熱管の全測定条件の内，90%が $\pm 3^\circ\text{C}$ 以内に収まり，その他も $\pm 5^\circ\text{C}$ 以内に収まる．以上から，管出口における混合平均温度は，図 2-3 の断面中心点 C の測定温度を混合平均温度  $T_B$  とし，本研究の実験系の熱交換における有効管長は  $L = 10, 23, 33, 53, 103\text{mm}$  を採用することとする．

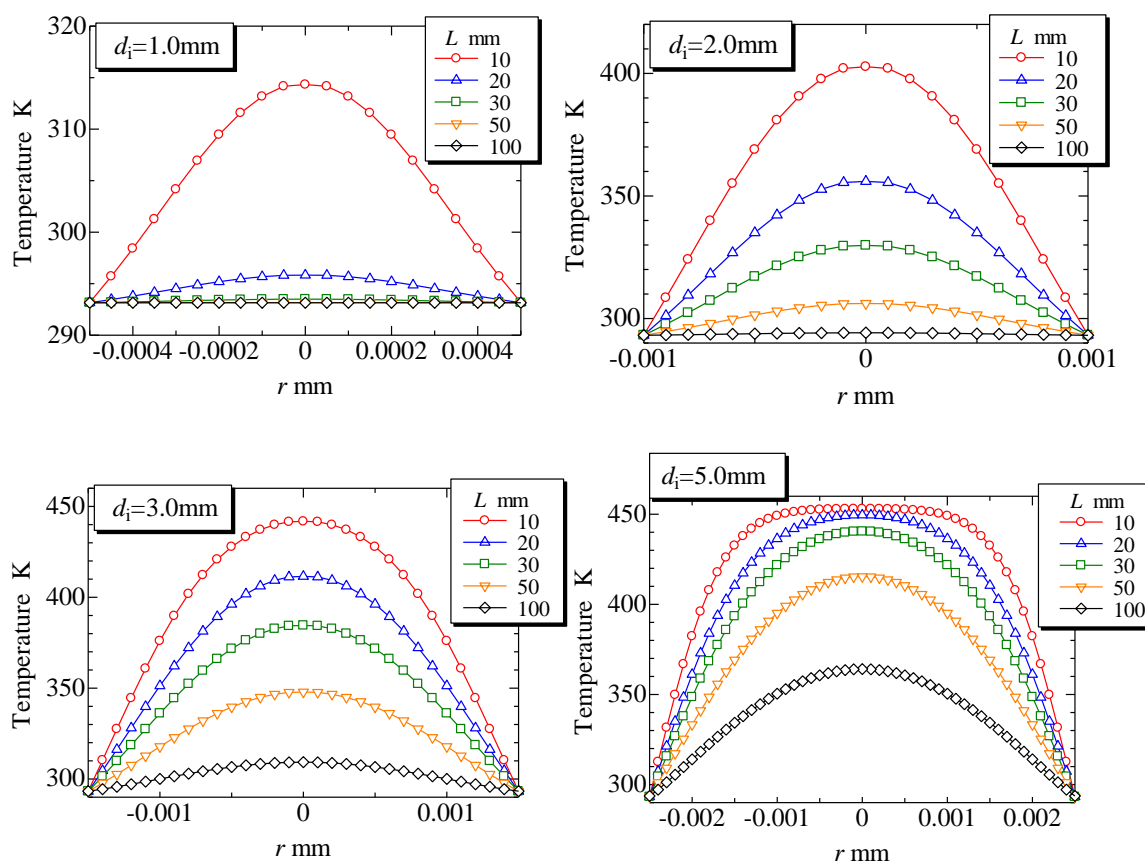
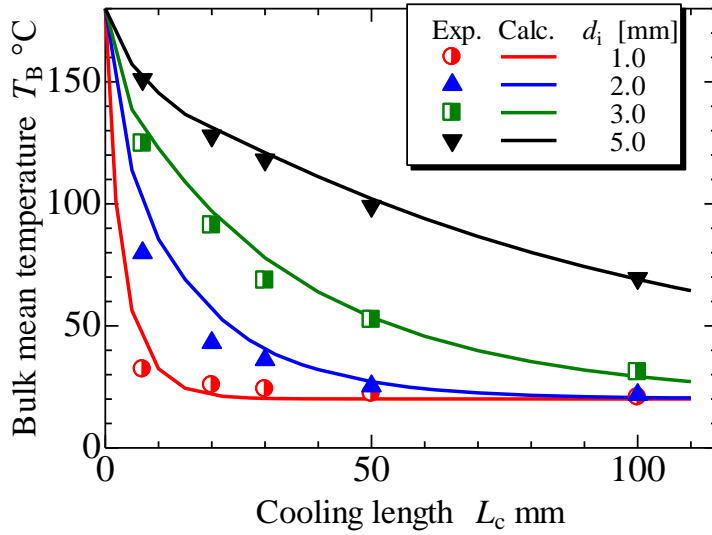
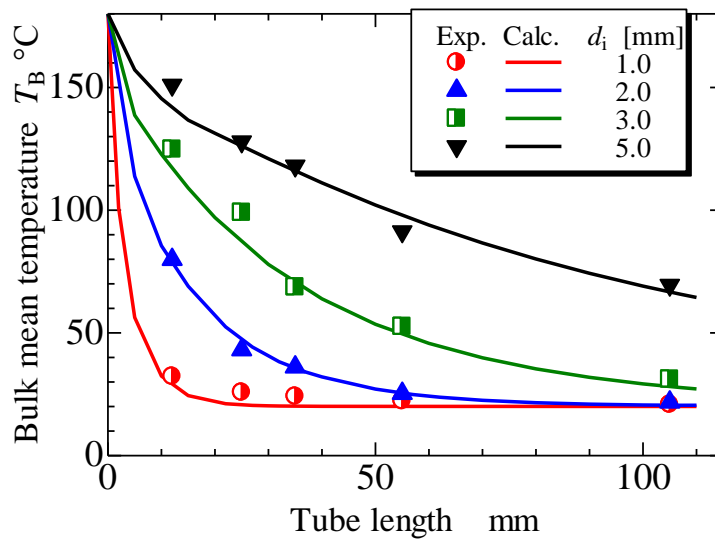


Fig. 2-10 Calculation results of temperature distribution





(a) The case of the cooling length



(b) The case of the total tube length

Fig. 2-11 Comparison measurement with calculation by each adopting length for dry air

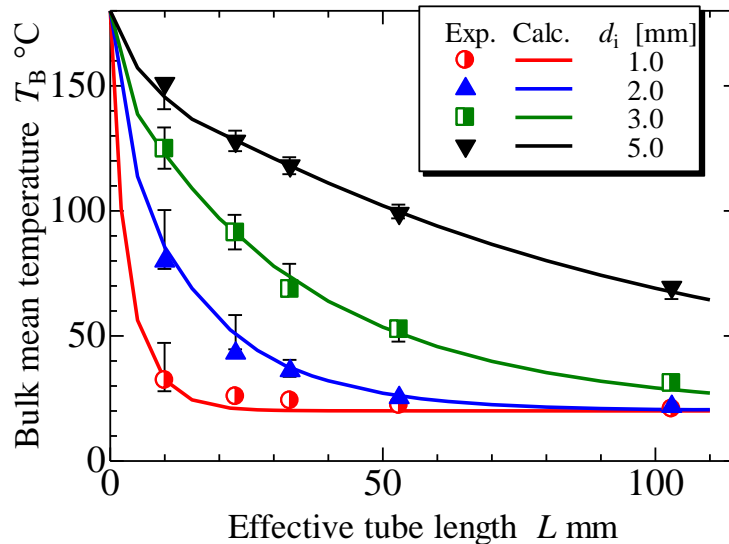


Fig. 2-12. Variation of bulk mean temperature against effective tube length for dry air

#### 2.4.5 その他の温度測定

試験部において、冷却水との熱交換開始までに伝熱管内で温度分布を持たないよう考慮している。ここで予備実験として、湿り空気を用いて試験部の流入部で設けたチャンパー内の温度測定により、温度分布の有無を調査した。図 2-13 に図 2-2 で示した試験部の流入部の詳細を示す。図中の赤点は、流入時の温度分布を検討するための測定点を示す。測定点は中心から 1mm ずつ、上下左右でそれぞれ 7 点測定した。このとき、流れ方向の測定位置は伝熱管端部に限りなく近づけた場所に設置している。

図 2-14 および 2-15 にそれぞれ鉛直方向および水平方向の温度測定結果を示す。鉛直方向で、設定流入温度の 180°C より最大で 1.1°C 程度の差が見られるが、全体として十分均一な温度で流入していることが分かる。チャンパーは断熱材であるポリイミド樹脂製であるため、周囲からの温度干渉が小さく、鉛直方向および水平方向とも温度分布が小さいことから、実験で用いる伝熱管の最大径である内径 5mm においても、流入時の伝熱管端面の温度分布は小さいことが確認される。また図中の実線は、乾燥空気において流入部をモデル化した数値計算の結果である。計算では单相である乾燥空気を用いているが、湿り空気での流入部の温度分布を測定した結果と大きな差はない。これは湿り空気が单相流として

伝熱管に流入していることを示すと考えられる。

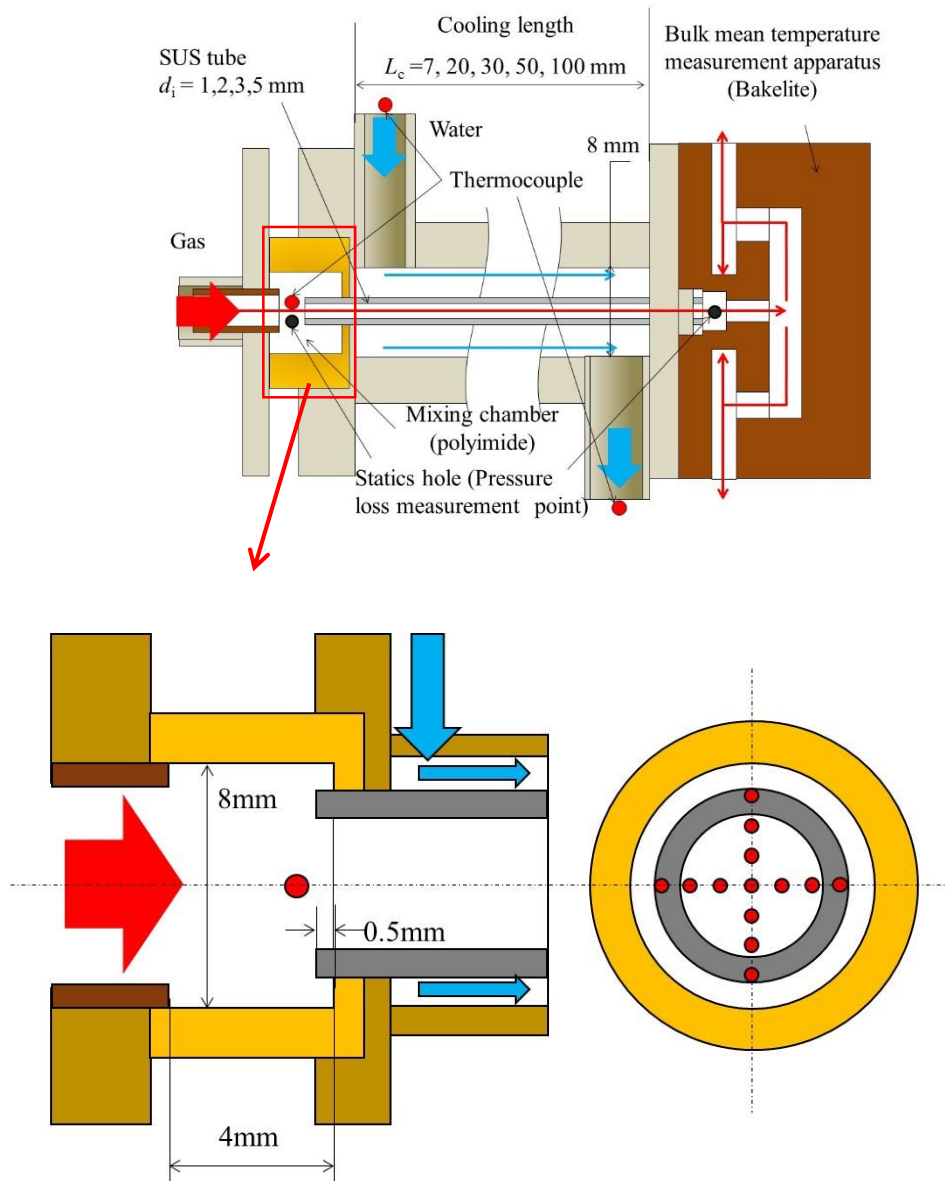


Fig. 2-13. Detail of inlet part of test section and measured points for investigating the temperature distribution.

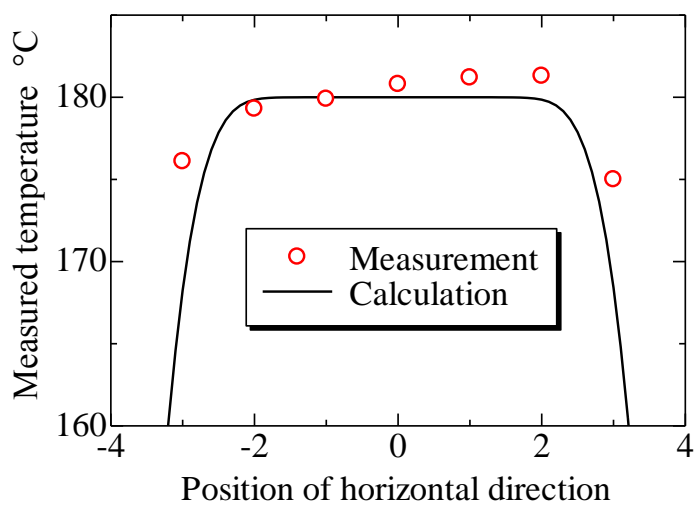


Fig. 2-14. Temperature distribution of inlet section (vertical)

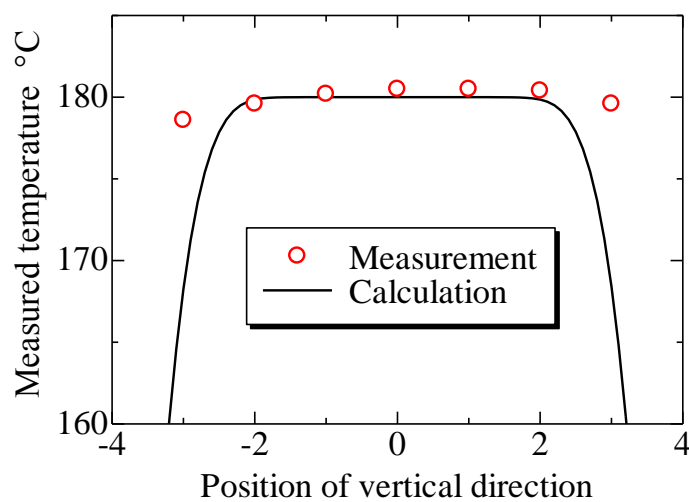


Fig. 2-15. Temperature distribution of inlet section (horizontal).

#### 2.4.6 ガス側圧力損失測定

ガス側の圧力損失について、試料に乾燥空気を用いて数値計算と測定値の比較を行った。ここで使用した数値計算は、混合平均温度測定精度の検討で用いたものと同じである。

図 2-16 に、試料乾燥空気の圧力損失について、実験値と計算結果の比較を示す。実験による測定値は、伝熱管の全長における値であり、また入出口で急縮小および急拡大の損失を含む。それぞれ急縮小および急拡大の損失量については、以下の式を用いた。

$$H = \frac{\Delta P}{\rho g} = H_1 + H_2 \quad (2-20)$$

$$H_1 = \zeta_1 \frac{U^2}{2g} \quad (2-21)$$

$$H_2 = \zeta_2 \frac{U^2}{2g} \quad \zeta_2 \approx \left\{ 1 - \left( \frac{A_s}{A_L} \right) \right\}^2 \quad (2-22)$$

圧力損失は管長さに対して直線的に増加することから、測定値から上式で算出した入出口の損失分を除き、長さ平均の圧力損失を求め、有効管長での圧力損失値として算出し比較している。これにより測定値と計算値が良好な一致を示していることが分かる。また内径が比較的大きい 5.0mm における有効管長の短い場合の微小な圧力損失についても測定が可能であることが確認された。以上から、本方法による圧力損失の測定方法が妥当であることが分かる。

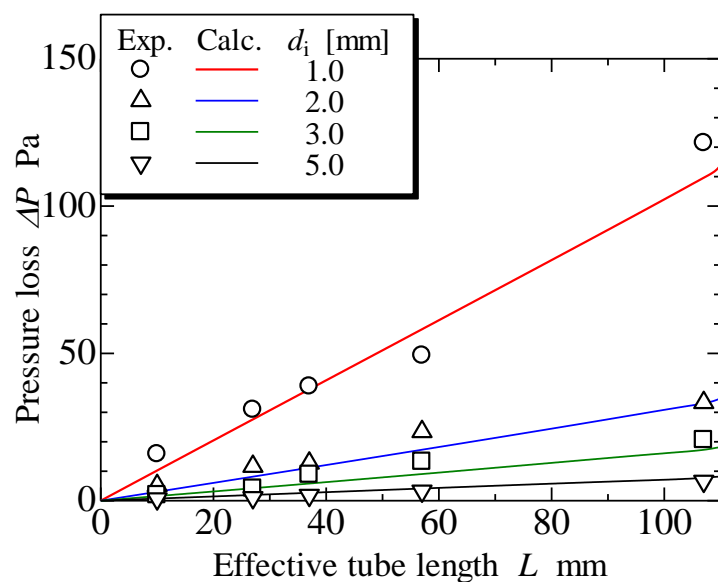


Fig.2-16 Variation of pressure loss against effective tube length (dry air)

## 2.5 実験条件

表 2-12 に実験条件を示す．現在使われている一般的な家庭用ガス給湯器に搭載されている代表的な 2 次熱交換器（以下 PH と呼ぶ）の使用条件を本実験における基準値として用いる．前述のように，実験用のガスには湿り空気を用いているが，湿度および温度には PH と同じ状態を設定している．すなわち，湿り空気の入り口温度を  $180^{\circ}\text{C}$ ，入り口絶対湿度を  $0.11\text{kg/kg}$ （露点温度は  $56.5^{\circ}\text{C}$ ）とした．伝熱管には SUS304 製の内径  $d_i = 1.0, 2.0, 3.0$  および  $5.0\text{ mm}$  の 4 種類の円管を用いた．湿り空気流量は PH に流入する燃焼ガスの流速を基に，全ての径において入口管内流速を  $2.5\text{ m/s}$  の一定とした．冷却水の温度は  $20^{\circ}\text{C}$ ，流速は PH で使用する最大流量を基準にし，全ての伝熱管において  $1.2\text{ m/s}$  で一定とした．本実験における熱交換区間，すなわち試験部の冷却水流入口から出口までの伝熱管長さを，前述のように，冷却長さ  $L_c$  として， $L = 7, 20, 30, 50, 100\text{ mm}$  の 5 種類を用いた．

Table2-12 Experimental conditions

		Present study	PH
		Gas	Humid air
		City gas	
	Material	SUS304	SUS316L
	Heat exchanging length $l$ [mm]	7, 20, 30, 50, 100	105
Tube	Tube length [mm]	12, 25, 35, 55, 105	300
	Thickness $t$ [mm]	0.5	0.3
	Inner diameter $d_i$ [mm]	1.0, 2.0, 3.0, 5.0	5.4
	Velocity $U_g$ [m/s]		2.5
Gas	Inlet temperature $T_{gi}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]		180
	Specific humidify $x$ [kg/kg]		0.11
	Mass flow rate $M_g$ [kg/s]	1.5, 5.9, 13.5, 37.5 ( $\times 10^{-6}$ )	0.028
	Velocity $U_c$ [m/s]		1.2
Coolant	Inlet temperature $T_{ci}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]		20
	Mass flow rate $M_c$ [kg/s]	5.8, 5.0, 4.2, 2.5 ( $\times 10^{-2}$ )	0.22

## 2.6 実験手順

実験を以下の手順で行った。

### 実験準備

1. 湿度制御用恒温水槽に水を入れ、加熱・攪拌を繰り返して設定湿度になるような温度を保つ。同時に蒸気発生器に水を入れ加熱し、飽和温度に近い温度まで上昇させておく。
2. 湿度測定のため、露点温度測定用の銅ブロックの表面に滴状凝縮が観察できるようプラスチックペーパーで研磨する。また観測窓の曇り止めヒータ、露点温度測定用銅ブロック背面のヒータをセッティングする。
3. 高速カメラおよび撮影用光源を準備し、露点ブロック表面に焦点を合わせる。
4. 試験部を組み、熱電対を挿入する。また試験部に冷却水を流し、漏れの有無を確認する。同様に試験部でのガス側の漏れをチェックする。
5. その他測定器、熱電対等の異常の有無をチェックする。

### 実験開始

1. 送風機から空気を流入させ、流量を測定し流入量をバルブ等で調整する。
2. 湿度制御用の恒温水槽の温度および蒸気発生器のヒータ出力を調節し、蒸気量をコントロールする。
3. 露点温度測定用銅ブロックのヒータを調整し、設定露点温度よりやや高い温度まで上昇させる。そこからヒータを切り銅ブロックの温度を徐々に降下させ、表面に凝縮が確認される温度を確認する。
4. 2を繰り返し、湿度が実験条件になるまで調整を繰り返し、湿度がほぼ決まれば加熱用送風機の電源を入れ、湿り空気を加熱させ設定温度まで上昇させる。
5. 湿り空気の流入温度が設定温度で安定し始めたらデータロガーMX100とデータの記録を開始する。同時に冷却水を試験部に流入させ、恒温水槽で水温を20℃に保つ。
6. 湿度を数回確認し、流入流量、温度、湿度、冷却水流量および温度の実験条件が整えばその時間を記録する。
7. 5分に1度凝縮液を回収し、その凝縮液の重さを電子天秤で量り記録する。
8. 4、5を繰り返し、定常状態を保ち、測定凝縮量の変化も小さければ測定を終了し、実験結果を保存する。

---

---

## 第 3 章

# 実験結果および考察

---

---

### 3.1 基準条件における結果

本節では、給湯器用 2 次熱交換器の基本的な特性を明らかにするため、標準的な使用条件として、入口流速および入口温度を基準となる一定値とする場合について検討する。

#### 3.1.1 有効管長と熱交換後の混合平均温度の関係

図 3-1 に、給湯器用 2 次熱交換器における代表的な入り口条件として与えた、湿り空気の流入速度  $U_{gi} = 2.5 \text{ m/s}$ 、温度  $T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ 、絶対湿度  $x = 0.11 \text{ kg/kg}$  を一定とした場合の、管内径  $d_i = 1.0 \sim 5.0 \text{ mm}$  における有効管長  $L$  と混合平均温度  $T_B$  の関係を示す。図 3-1 中の破線は冷却水温度 ( $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ) を示している。 $d_i = 3.0$  および  $5.0 \text{ mm}$  では、有効管長に対し温度降下が緩やかであることが分かる。特に  $d_i = 5.0 \text{ mm}$  においては、測定範囲で最も有効管長の長い  $L = 103 \text{ mm}$  で、湿り空気の熱交換後の混合平均温度は約  $64 \text{ }^\circ\text{C}$  と他の管内径と比べても大きい。しかし内径の小さい  $d_i = 1.0$  および  $2.0 \text{ mm}$  では、短い管長部分で湿り空気の温度降下が速やかに行われ、有効管長  $53 \text{ mm}$  以上では出口の混合平均温度と冷却水温度との差が比較的小さいことがわかる。特に  $d_i = 1.0 \text{ mm}$  では、 $L = 10 \text{ mm}$  までに急激に温度降下しており、湿り空気の熱伝達が良好であることが分かる。いずれの管内径においても伝熱管に流入させる湿り空気の温度と流速は等しいにもかかわらず、管径の違いによる出口温度の差異は大きく、小径化により熱交換が良好になる傾向が現れていることが理解される。



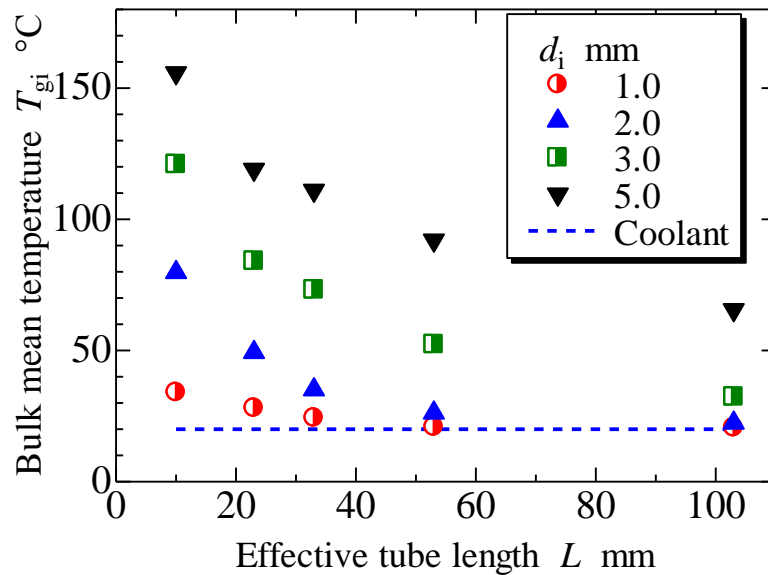


Fig.3-1 Variation of bulk mean temperature against effective tube length for inner diameter ( $T_{gi} = 180\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $U_{gi} = 2.5\text{ m/s}$ )

### 3.1.2 湿り空気の凝縮量測定

図3-2は、各管内直径  $d_i$  における管長  $L$  に対する出口凝縮液量の実測値  $M_d$  を、図3-3は最大理論凝縮量  $M_{dt}$  (絶対湿度  $0.11\text{ kg/kg}$  の湿り空気が、冷却水温度  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  において凝縮しうる量) と凝縮量の測定値  $M_d$  との比を示している。内径の小さい  $d_i = 1.0$  および  $2.0\text{ mm}$  では混合平均温度の測定結果と同様に、 $L$  の小さい場合でも、さらに短い管長部分 ( $L \leq 10\text{ mm}$ ) での熱交換が活発であり、 $L = 10\text{ mm}$  ではほぼ湿り空気内の水蒸気の凝縮が完了するため、測定した  $L$  の範囲では凝縮量の変化率の差が比較的小さいことがわかる。すなわち、 $d_i$  および  $L$  が小さい場合には、単位長さ当たりの湿り空気の保有するエンタルピの冷却液への移動割合が大幅に増大することを示している。

ここで、 $d_i = 3.0\text{ mm}$  で  $L = 10 \sim 33\text{ mm}$ 、 $d_i = 5.0\text{ mm}$  で全ての  $L$  の場合において、管出口温度は湿り空気の露点温度 ( $56.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) より高いにもかかわらず、凝縮液が測定されている。これは管内湿り空気温度分布が存在するため、管壁近傍では露点温度以下になっていることによると考えられる。Fig.3-4 に示すように、その確認のため、同じ流入条件において凝縮の様子を可視化を行った。この可視化実験には内径  $3.4\text{ mm}$  のパイレックスガラス製伝熱管を用いた。また実際の管内の凝縮形態は不明であるが、類似の管材料における管外凝縮の場合には混合凝縮が観察されている。この可視化実験では、酸化チタンコーティングによる親水処

理を施し膜状凝縮させた実験と、シリコン系接着剤を薄く塗布して撥水処理し、滴状凝縮させた実験を行ったが、ここでは伝熱管全面に凝縮している様子が確認しやすい滴状凝縮の結果のみを示している。すなわち、3.1.1 項で示した有効管長と混合平均温度の関係において、 $L=10\sim 33\text{ mm}$  では混合平均温度は露点温度より高くなるが、壁面では入口部から凝縮が発生していることがわかる。可視化に用いたパイレックスガラスはステンレス鋼より熱伝導率が小さく、熱抵抗が大きい条件においても流入開始から凝縮が発生していることから、ステンレス製の伝熱管条件においても冷却開始点から凝縮が生じていると考えられる。

ここで基準条件における流入時の湿り空気の  $Re$  数は、密度  $\rho$  は式(3-1)および(3-2)から、粘性係数  $\mu$  は Wilke(1950)の式(3-3)からの算出した結果、 $d_i = 1.0\sim 5.0\text{ mm}$  で約 78~389 であるので、凝縮水による乱れの存在も考えられるが、管内流れは基本的に層流状態と考えられる。

$$\rho = 1.293 \times \frac{273.15}{273.15 + T_g} \times \frac{P}{1013.25} \times \left( 1 - 0.378 \frac{p_v}{P} \right) \quad (3-1)$$

$$p_v = \frac{P \cdot x}{(622 + 0.378x)} \quad (3-2)$$

$$\begin{aligned} \mu = & \frac{\mu_{DA}}{1 + \frac{y_v}{y_{DA}} \frac{\left\{ 1 + [(\mu_{DA} / \mu_v)(\rho_v / \rho_{DA})]^{1/2} (m_{DA} / m_v)^{1/4} \right\}^2}{(4\sqrt{2})[1 + (m_{DA} / m_v)]^{1/2}}} \\ & + \frac{\mu_v}{1 + \frac{y_{DA}}{y_v} \frac{\left\{ 1 + [(\mu_v / \mu_{DA})(\rho_{DA} / \rho_v)]^{1/2} (m_v / m_{DA})^{1/4} \right\}^2}{(4\sqrt{2})[1 + (m_v / m_{DA})]^{1/2}}} \end{aligned} \quad (3-3)$$

ここで  $y$  はモル分率、 $m$  は分子量であり、添字 DA および v はそれぞれ乾燥空気および水蒸気を表す。また前述のように、管外の冷却水熱伝達率が大きく、伝熱管の外壁温度はほぼ冷却水温度となり、また伝熱管の熱抵抗も小さいため管内壁温度はほとんど冷却水温度に近い。よって冷却による管内断面の温度分布は比較的大きいことから管壁近傍では凝縮が生起すると考えられる。したがっ

て、混合平均温度から伝熱管出口の湿り空気の絶対湿度を正確に決定することは難しいため、本研究の条件において、混合平均温度は、湿り空気中の不凝縮成分である空気と、伝熱管内で凝縮しなかった蒸気分の顕熱の推算に有効であり、凝縮潜熱の推算には凝縮液回収量の実測値を用いる必要がある。

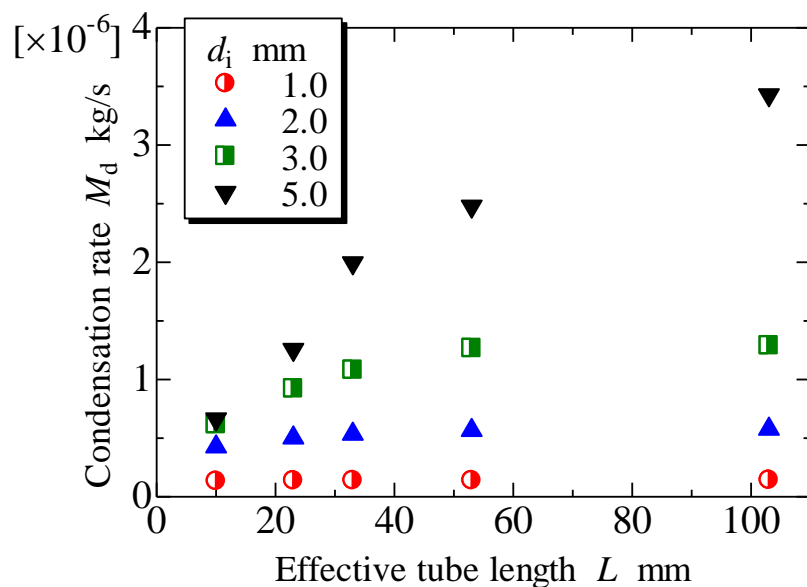


Fig.3-2 Variation of condensation rate against effective tube length

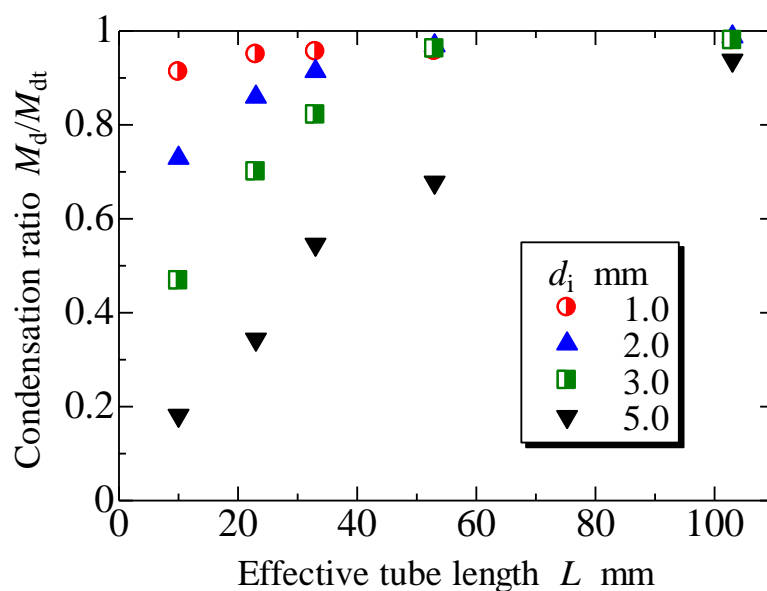


Fig.3-3 Ratio of condensate rate to theoretical maximum condensation

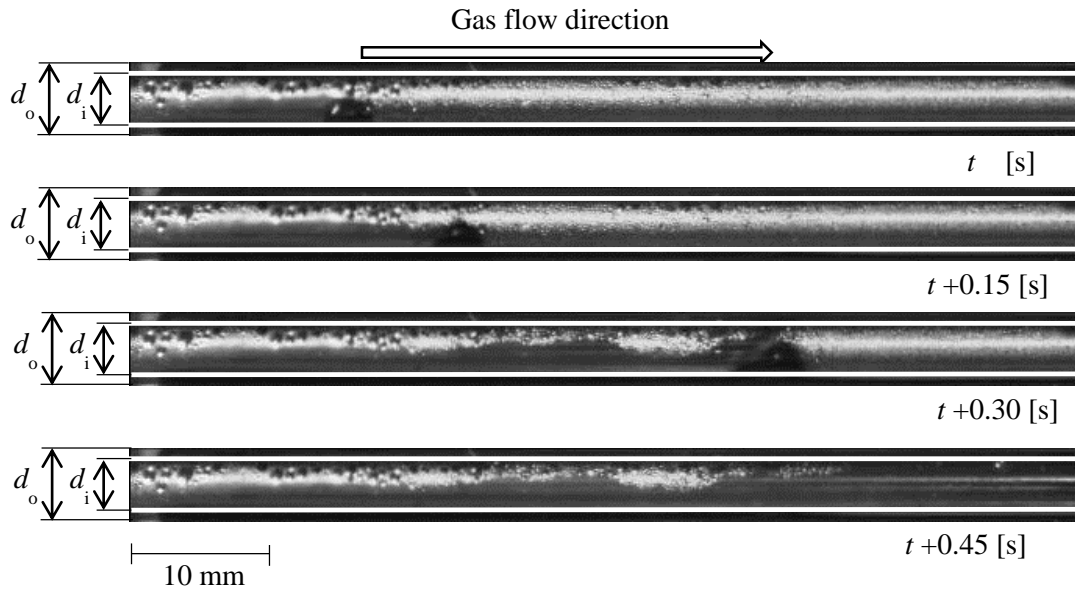


Fig.3-4 Aspect of drop-wise condensation ( $d_i = 3.4$  mm)

### 3.1.3 熱交換量の検討

#### a. 比エンタルピの算出方法

混合平均温度および凝縮量の測定値を基に、熱交換量を検討する。湿り空気の入力から出力までの放熱量には、それぞれ入力および出力の湿り空気の測定温度と対応する絶対湿度から湿り空気の比エンタルピ量変化を式(3-3)から算出した。湿り空気温度 $T_g$ には入力と出力における測定値をそれぞれ用いた。 $X$  (kg/kg(DA))は乾燥空気に対する絶対湿度で、湿り空気流入時における乾燥空気に対する絶対湿度 $X_i$  (kg/kg(DA))は、全ての径および有効管長で同一の0.126 kg/kg(DA)である。湿り空気の入力における絶対湿度 $X_o$ を、測定した凝縮液排出量 $M_d$ を用いて式(3-5)から求め、それぞれ入力および出力の湿り空気の比エンタルピを算出した。

$$i = 1.005T_g + (2501 + 1.846T_g)X \quad (3-4)$$

$$X_o = \frac{M_{vi} - M_d}{M_{gi} - M_{vi}} \quad M_{vi} = 0.11M_{gi} \quad (3-5)$$

式(3-1)は一般に0~99℃で用いられるが、新津ら(1956)は大気圧下、0~200℃において式(3-1)の精度を検証し、その誤差は平均1%程度であるとしており、本

研究条件において式(3-1)は適応可能とした。

### b. 有効管長と比エンタルピー移動量の関係

図 3-5 に各管内径  $d_i$  における有効管長  $L$  と比エンタルピー差  $\Delta i$  の関係を示す。図中の破線は本研究条件における最大比エンタルピー差、すなわち流入湿り空気 ( $T_g = 180^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 2.5 \text{ m/s}$ ,  $x = 0.11 \text{ kg/kg}$ ) の比エンタルピーと、 $20^\circ\text{C}$  の飽和湿り空気 (冷却水温度の  $20^\circ\text{C}$  まで、湿り空気が完全に熱交換した場合) の比エンタルピーとの差を表している。ここから、 $d_i = 1.0, 2.0$  および  $3.0 \text{ mm}$  では、 $L = 103 \text{ mm}$  の時点で湿り空気が保有するエンタルピーの移動がほぼ完了していることが分かる。また前述の図 3-1 と図 3-3 と同様に、湿り空気における  $d_i$  の小さい  $1.0 \text{ mm}$  および  $2.0 \text{ mm}$  では短い有効管長での比エンタルピー移動量が多い。特に  $d_i = 1.0 \text{ mm}$  では、 $L = 10 \text{ mm}$  で最大比エンタルピー差に近く、 $L = 103 \text{ mm}$  の熱量と比較して、約 93 % の熱量が得られている。 $d_i = 2.0 \text{ mm}$  でも  $L = 103 \text{ mm}$  と比較して、 $L = 33 \text{ mm}$  で約 93 %、 $L = 10 \text{ mm}$  で約 72 % の熱量が得られている。これは、細管では測定した  $L$  よりさらに短い領域での熱交換が活発であることを示す。そのため、小径であるほど短い管長での熱の回収割合が向上し、より熱交換器のコンパクト化に有効であることが理解される。内径が大きい場合において、管長が短縮されるほど熱の回収割合は減少するが、その減少率は管長の減少率に比べ大きくない。すなわち、全ての管内径で、測定範囲における最大有効管長  $L = 103 \text{ mm}$  と比較して、有効管長の短い領域での熱の回収割合が大きいことを示す。

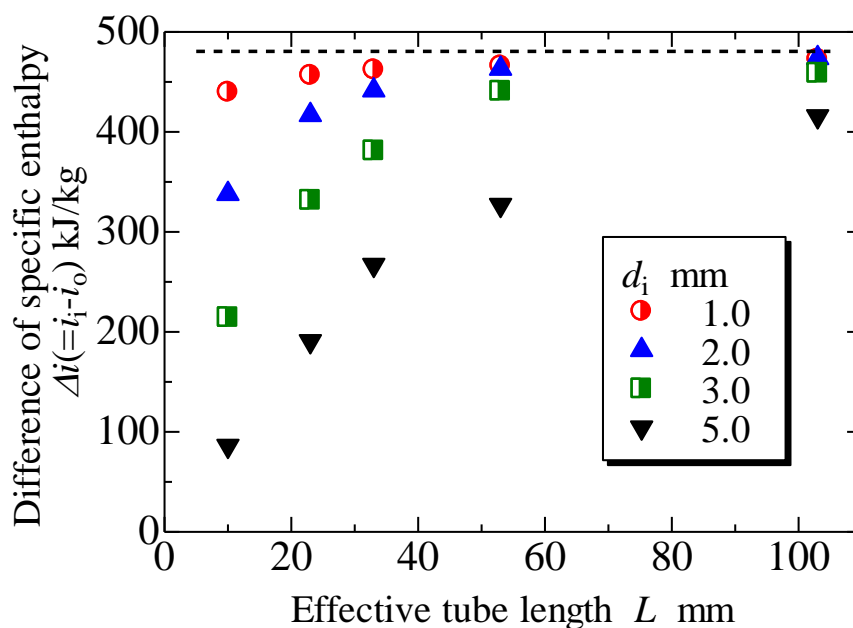


Fig. 3-5 Difference in specific enthalpy against effective tube length.

## 3.2 流入温度の影響

3.1 項で、給湯器における標準的な使用条件における特性を実験により明らかにした。すなわち、流入温度および速度を一定とし、管内径が伝熱性能に与える影響について検討し、細管化によって伝熱性能の向上が確認された。

しかし、実際の給湯器としての利用においては、負荷が大きく変化するとともに、使用環境の影響も小さくない。すなわち、寒冷地では2次熱交換器の流入温度が最大で約50°C下がる場合があるなど、前項の実験条件で標準的な条件として採用した流入温度180°Cで流入しないケースが存在する。よって本項では前項の条件に加え、流入温度  $T_{gi} = 130, 160, 200, 230$  °C で実験を行い、流入温度による影響について検討する。

### 3.2.1 有効管長と熱交換後の混合平均温度の関係

図3-6に、それぞれの管内径において、流入温度を変化させた場合の有効管長と混合平均温度の関係について示す。各管内径とも、有効管長の短い領域で流入温度による影響が見られる。しかし流入温度による熱交換後の混合平均温度の変化が小さくなる有効管長は、それぞれの管内径で異なることが確認される。すなわち、有効管長  $L = 10$  mm において、基準条件の180°Cと230°Cで混合平均温度の差は  $d_i = 1.0, 2.0, 3.0$  および  $5.0$  mm でそれぞれ、7, 12, 27 および 42 °C 程度であり、また  $L = 33$  mm における差はそれぞれ、1, 3, 11 および 19 °C 程度である。これは流入温度が変化しても、細管では伝熱性能が向上するためと考えられる。

### 3.2.2 湿り空気の凝縮量測定

図3-7に凝縮量の測定結果を示す。凝縮量は、熱交換後の出口混合平均温度の測定結果と比較して、 $d_i = 5.0$  mm における有効管長  $L = 10$  mm において流入温度による差異がややみられるものの、流入温度による影響が全体的に小さいことが分かる。また  $d_i = 1.0$  mm では、流入温度に関わらず有効管長に対する変化が小さい。これは上述の流入温度に対する温度変化に対応しており、 $L = 10$  mm でほぼ熱の移動が完了する細管では、測定した  $L$  の範囲では凝縮量の変化割合が小さくなるためと考えられる。また流入温度の変化に対する凝縮量の変化が全ての管内径で小さいのは、冷却水の熱伝達率が大きいため、管壁近傍では冷却水温度の20°Cに近く、流入温度に関わらず壁面近傍では凝縮が発生していることによると考えられる。

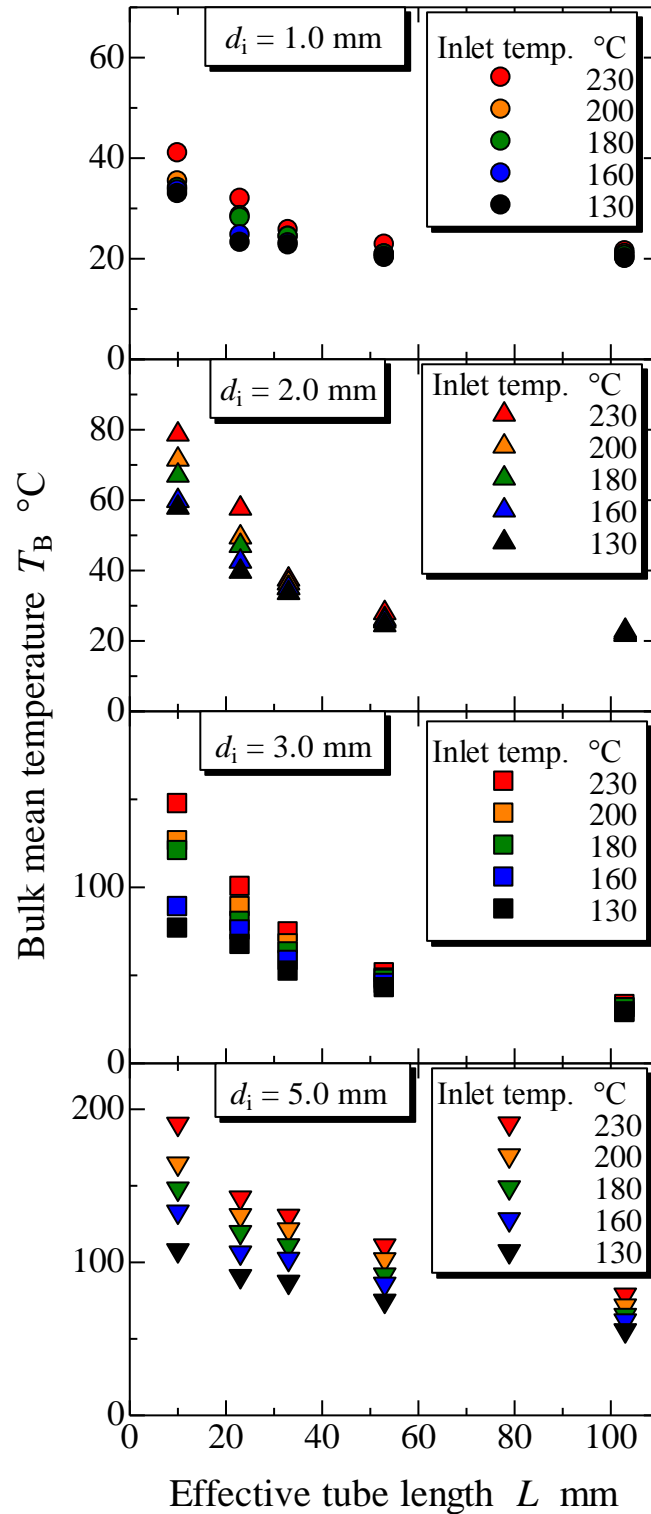


Fig.3-6 Variation of bulk mean temperature against effective tube length for inner diameter ( $T_{gi} = 130 \sim 230$  °C,  $U_{gi} = 2.5$  m/s)

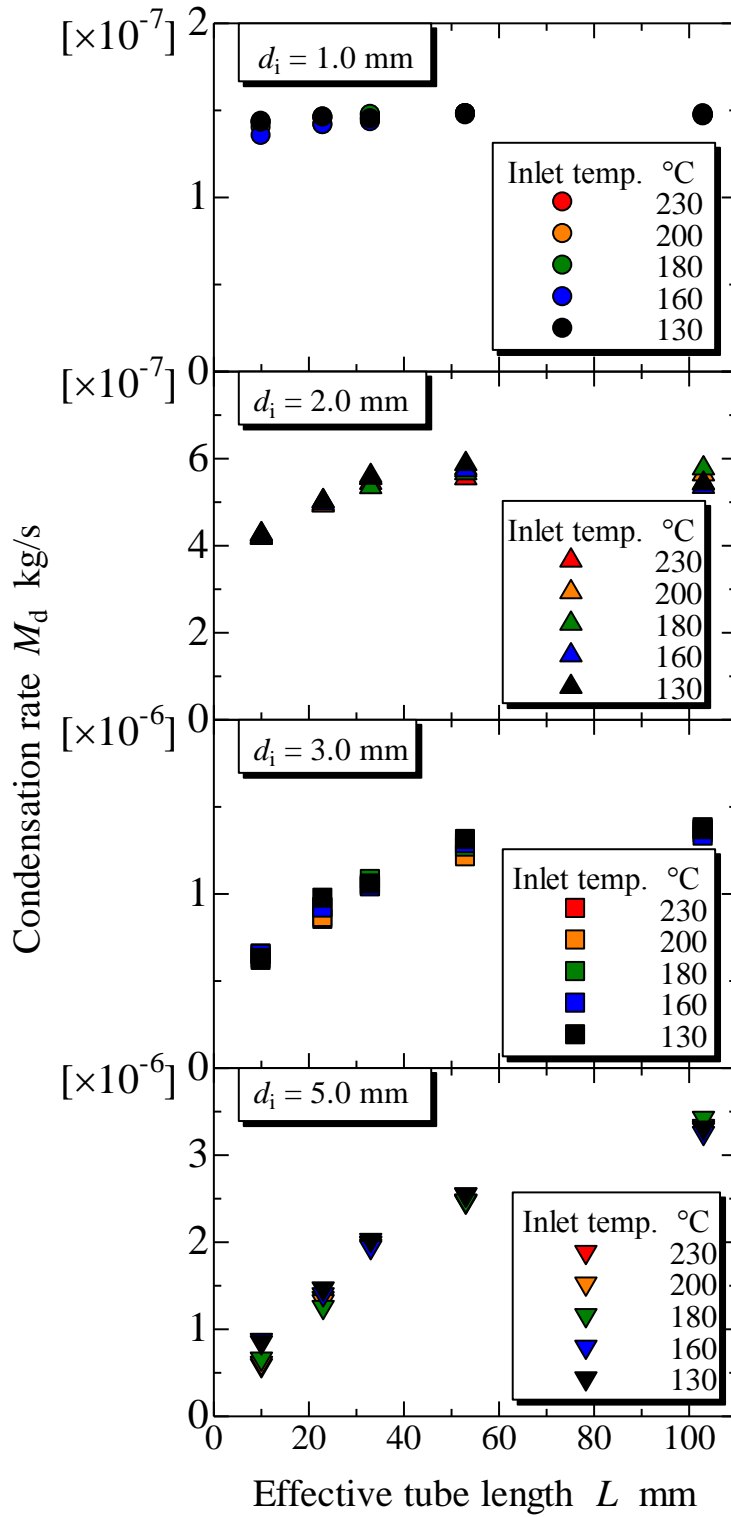


Fig.3-7 Variation of condensation rate against effective tube length  
 ( $T_{gi} = 130 \sim 230$  °C,  $U_{gi} = 2.5$  m/s)



### 3.2.3 有効管長と比エンタルピ移動量の関係

図 3-8～3-11 に、流入温度を変化させた場合の有効管長と比エンタルピ移動量の関係を示す。流入時の比エンタルピは流入温度が高いほど大きく、そのため流入温度による比エンタルピの移動量に差が生じている。しかしその差については、各管内径で特性が異なる。

図 3-8 および図 3-9 は管内径の小さい  $d_i=1.0$  および  $2.0$  mm の比エンタルピ移動量を示している。 $d_i=1.0$  mm では、流入温度の違いによる比エンタルピ移動量の差は全ての有効管長で約  $50 \sim 60$  kJ/kg である。これは式(3-1)において、右辺の温度に掛かる量とほぼ同じである。すなわち流入温度の差は  $50$  °C であるため、流入時に保有する比エンタルピ量の差は、空気および蒸気の比熱から、約  $62$  kJ/kg となり近い値を示す。これは流入温度が異なっても、細管では十分に熱交換する管長が短いために、湿り空気の保有する熱エネルギーを素早く回収し得ることを示す。同様に  $d_i=2.0$  mm では、流入温度差は最大  $100$  °C であるが、比エンタルピ移動量の流入温度による差は全ての有効管長で  $100 \sim 110$  kJ/kg 程度であり、 $1.0$  mm と同じく湿り空気の顕熱のみの差であることが理解される。

しかし、図 3-10, 3-11 で示した比較的管内径の大きい  $d_i=3.0$  および  $5.0$  mm では  $1.0$  および  $2.0$  mm の場合と異なり、 $L=10$  mm では比エンタルピ移動量の差は小さく、有効管長の増大に伴い流入温度による比エンタルピ移動量の差が生じる。これは有効管長の短い場合、例えば  $d_i=5.0$  mm では、 $L=10$  mm までの温度降下量は図 3-6 で示すように流入温度によらず、約  $30$  °C であるなど、管内径の小さい場合に比べ温度降下量の差が小さく、比エンタルピ移動量の差が小さくなるためと考えられる。以上から、流入温度による比エンタルピの移動量の差は、湿り空気の温度降下量すなわち湿り空気の顕熱量による影響が大きく、凝縮量による差は小さいことが確認された。

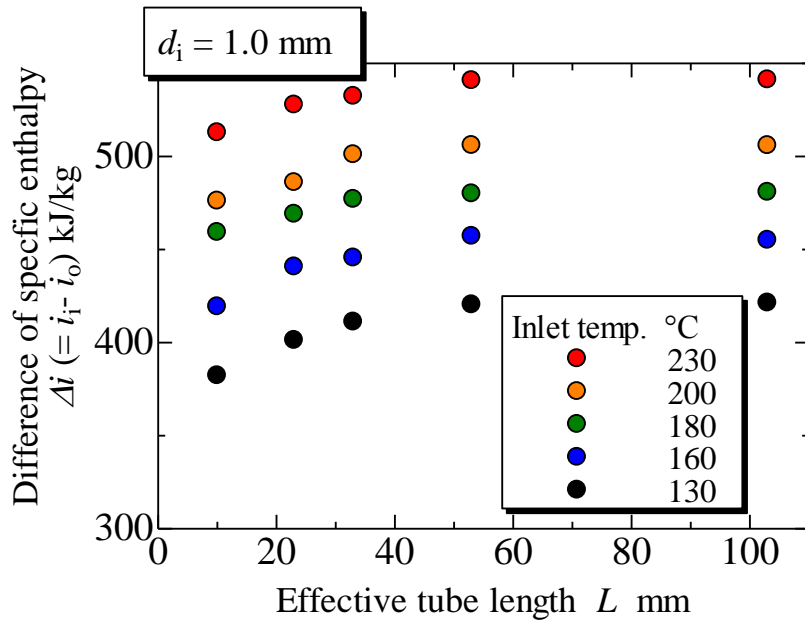


Fig. 3-8 Difference in specific enthalpy against effective tube length  
 ( $d_i = 1.0 \text{ mm}$ ,  $T_{gi} = 130 \sim 230 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 2.5 \text{ m/s}$ )

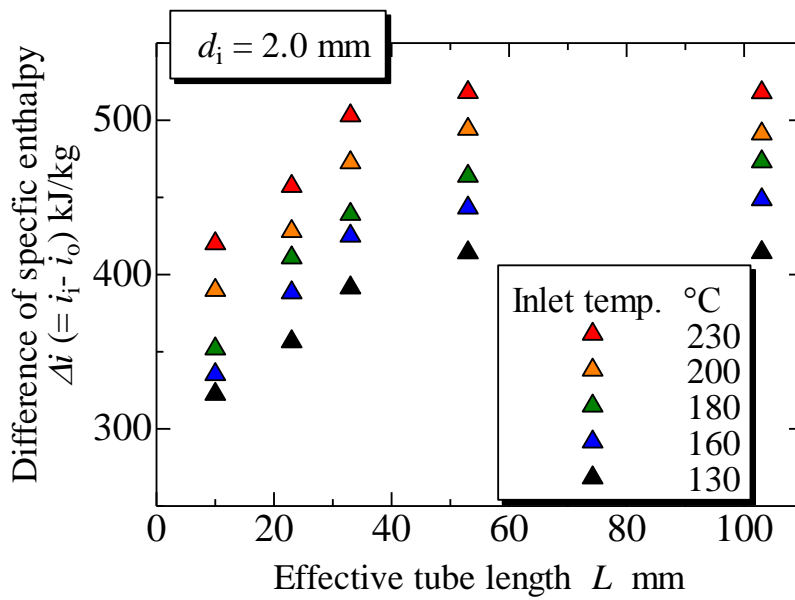


Fig. 3-9 Difference in specific enthalpy against effective tube length  
 ( $d_i = 2.0 \text{ mm}$ ,  $T_{gi} = 130 \sim 230 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 2.5 \text{ m/s}$ )

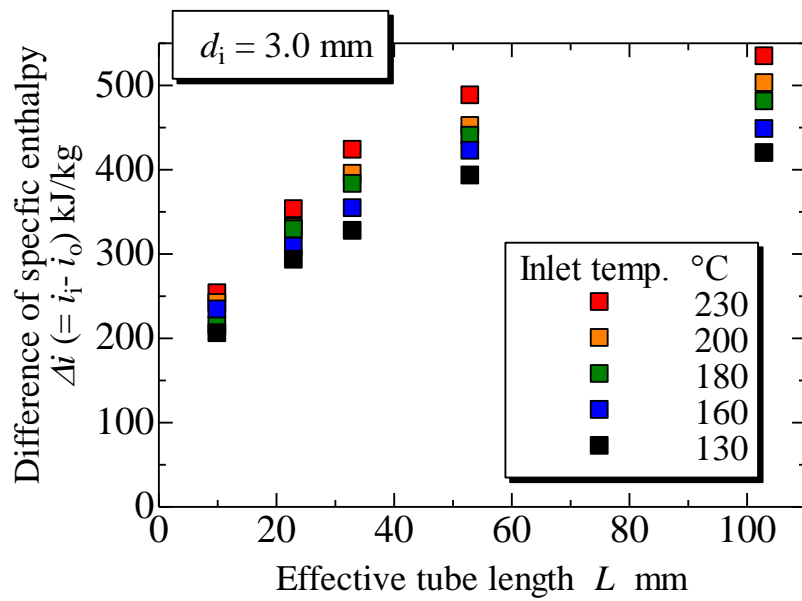


Fig. 3-10 Difference in specific enthalpy against effective tube length  
 ( $d_i = 3.0 \text{ mm}$ ,  $T_{gi} = 130 \sim 230 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 2.5 \text{ m/s}$ )

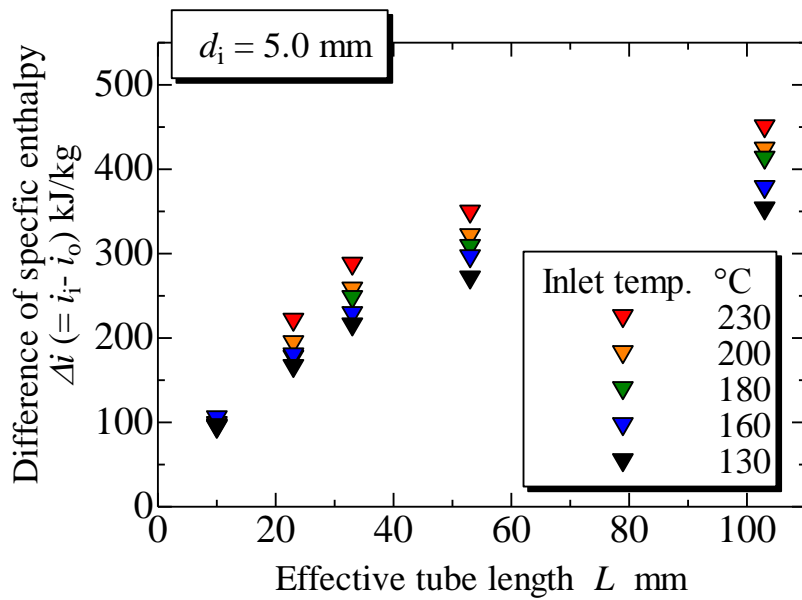


Fig. 3-11 Difference in specific enthalpy against effective tube length  
 ( $d_i = 5.0 \text{ mm}$ ,  $T_{gi} = 130 \sim 230 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 2.5 \text{ m/s}$ )

### 3.3 流入速度の影響

3.2 節では、実際の給湯器の利用条件を考慮して、給湯器 2 次熱交換器への流入温度影響を検討したが、ここでは流入速度の影響について検討を行う。すなわち、本項では前項の条件に加え、流入速度 1.0, 2.0, 3.0, 4.0 および 5.0 m/s で実験を行い、流入速度による影響について検討する。

#### 3.3.1 有効管長と熱交換後の混合平均温度の関係

図 3-12 に、各管内径において流入速度を変化させた場合の有効管長と混合平均温度の関係について示す。  $d_i=1.0$  および  $2.0$  mm では、有効管長の短い  $L=10$  および  $23$  mm では流入速度による差は大きい、有効管長の増大に伴いその差異は小さくなり、有効管長  $L=103$  mm では全ての流入速度でほぼ同じ出口混合平均温度となる。一方、  $d_i=3.0$  および  $5.0$  mm では、有効管長  $L=103$  mm においても出口の混合平均温度の各流入速度による差は大きい。これは基準条件および流入温度変化条件と同様に、管内径が小さいほど短い管長での温度変化量が大きいことを示している。また全ての管内径において、流入時の湿り空気流速が大きいほど有効管長の増大による温度変化量は小さく、熱交換に必要な有効管長は増大することが理解される。

#### 3.3.2 湿り空気の凝縮量測定

図 3-13 ~ 3-16 に、各管内径における凝縮量の結果を示す。それぞれの図は、上部に測定凝縮量を、下部に測定量と理論最大凝縮量の比を示している。測定凝縮量は、各流速で流量が異なるため流入速度による差が見られるが、最大理論凝縮量との比、すなわち凝縮割合で見た場合、全体的に流入速度が大きいほど有効管長に対する凝縮割合が小さいことが分かる。しかしその流入速度の変化による、有効管長に対する凝縮割合の差異は、  $d_i=1.0$  および  $2.0$  mm では、有効管長の増大とともに小さくなっていることが分かる。一方  $d_i=3.0$  および  $5.0$  mm では、測定された有効管長において凝縮割合の流入速度による差異の変化が小さい。これは流入温度を変化させた場合と異なり、図 3-12 で示した有効管長に対する出口混合平均温度の変化傾向と対応しており、流入速度を変化させる場合、凝縮量は流入速度の影響を受けることが分かる。

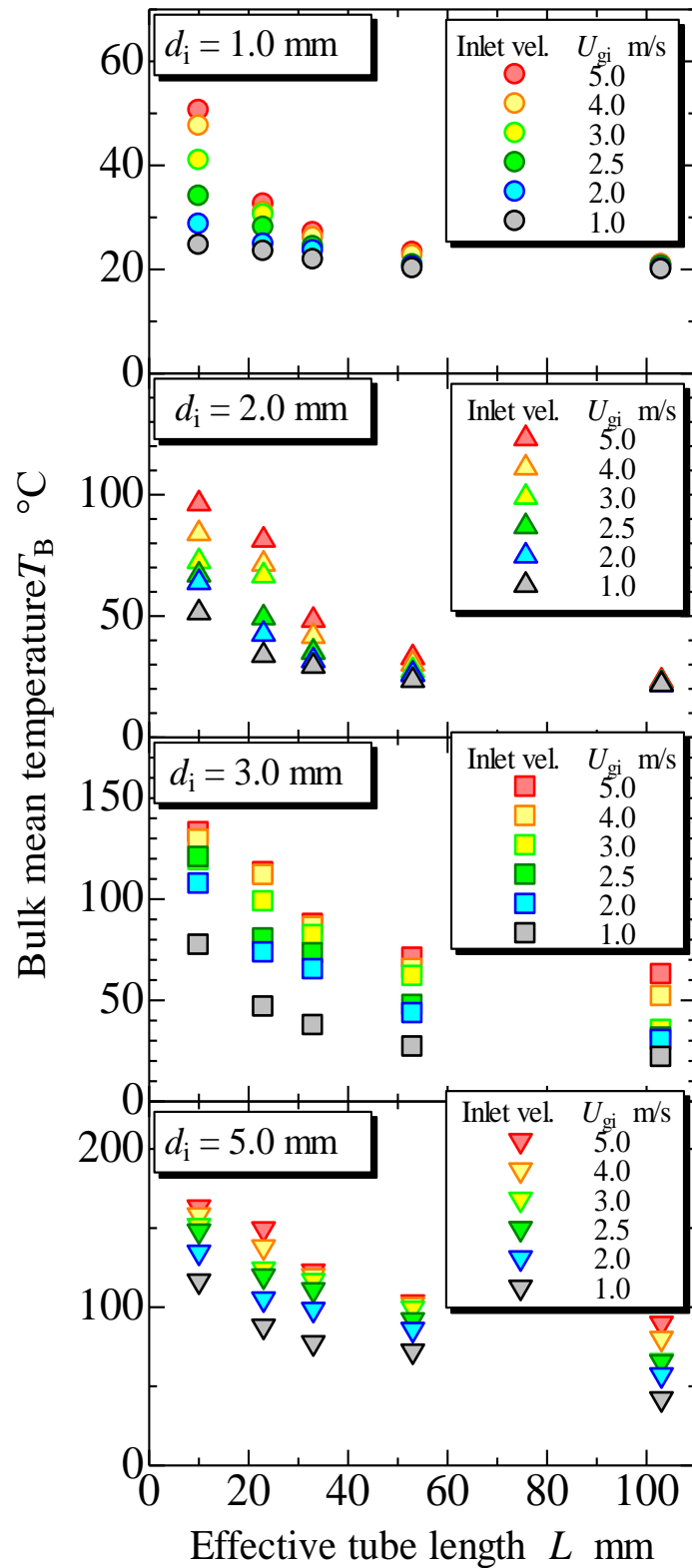


Fig. 3-12 Variation of bulk mean temperature against effective tube length  
( $T_{gi} = 180$  °C,  $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$  m/s)

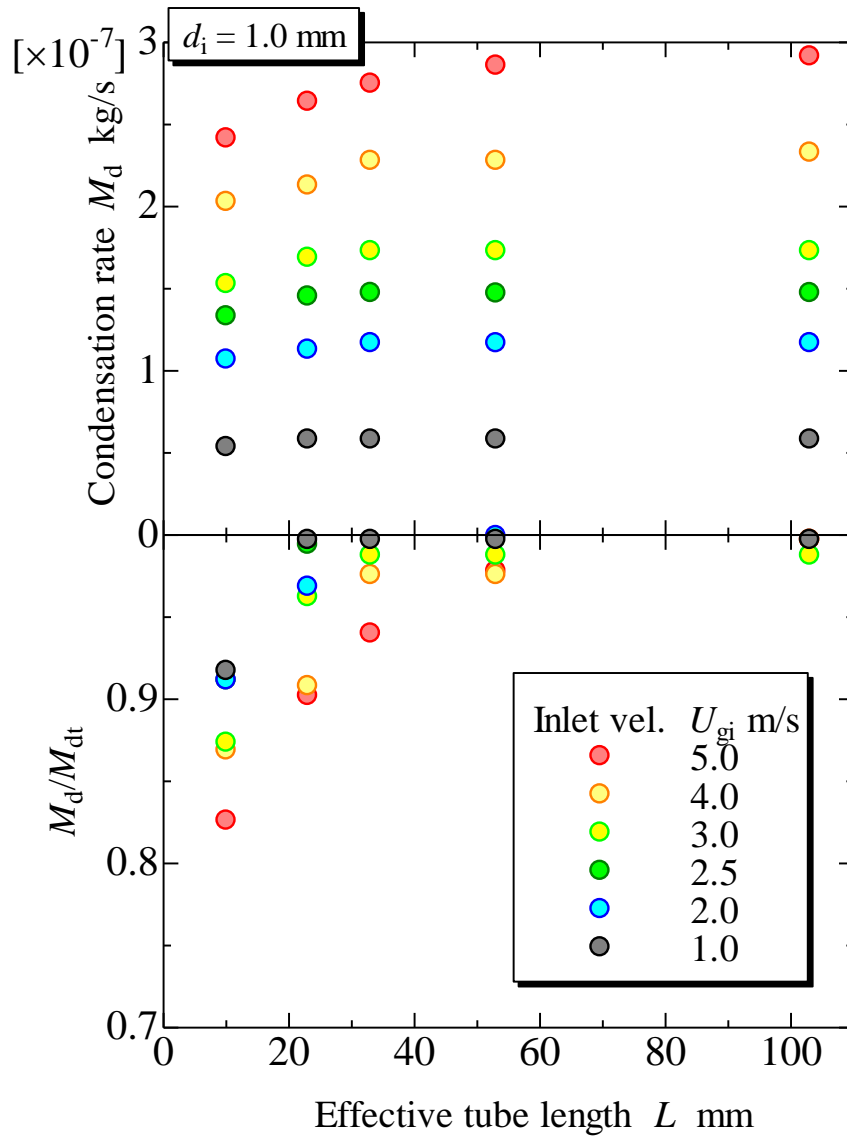


Fig.3-13 Variation of condensation rate against effective tube length  
 $(d_i = 1.0 \text{ mm}, T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}, U_{gi} = 1.0 \sim 5.0 \text{ m/s})$

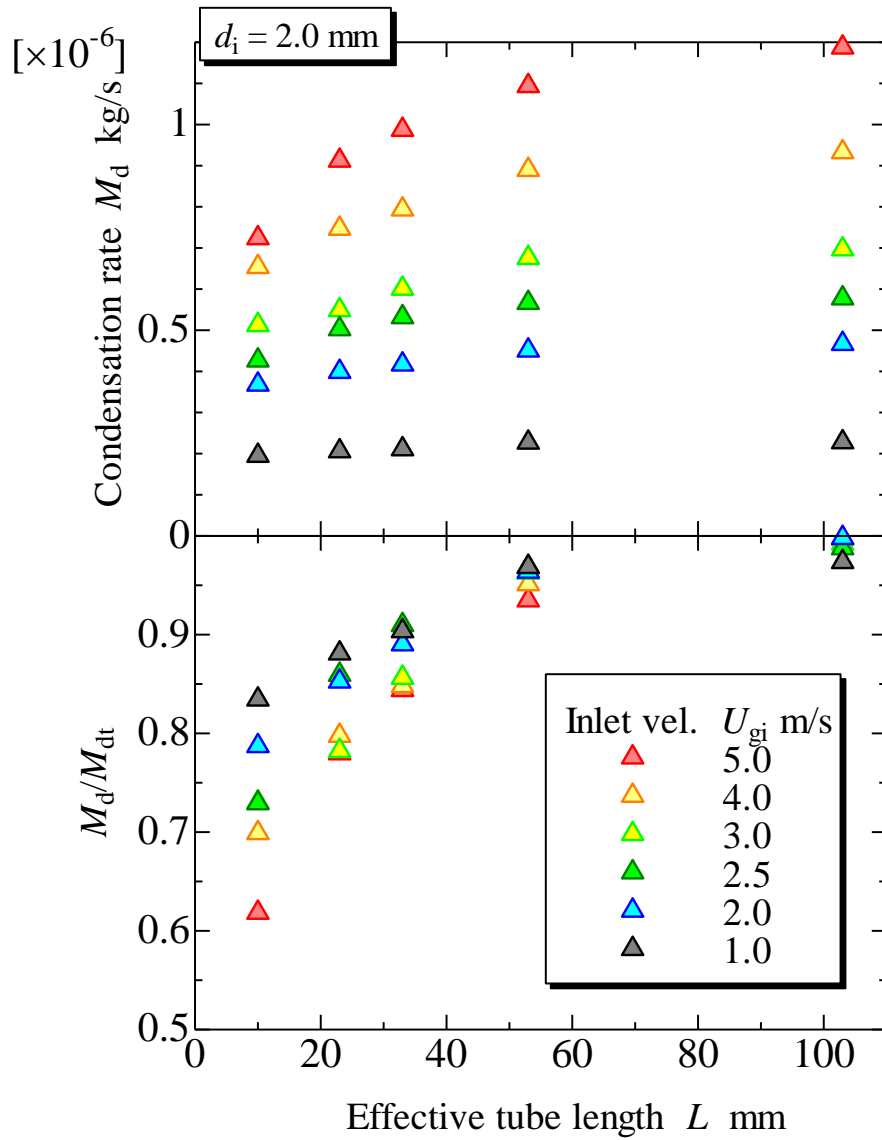


Fig.3-14 Variation of condensation rate against effective tube length  
 $(d_i = 2.0 \text{ mm}, T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}, U_{gi} = 1.0 \sim 5.0 \text{ m/s})$

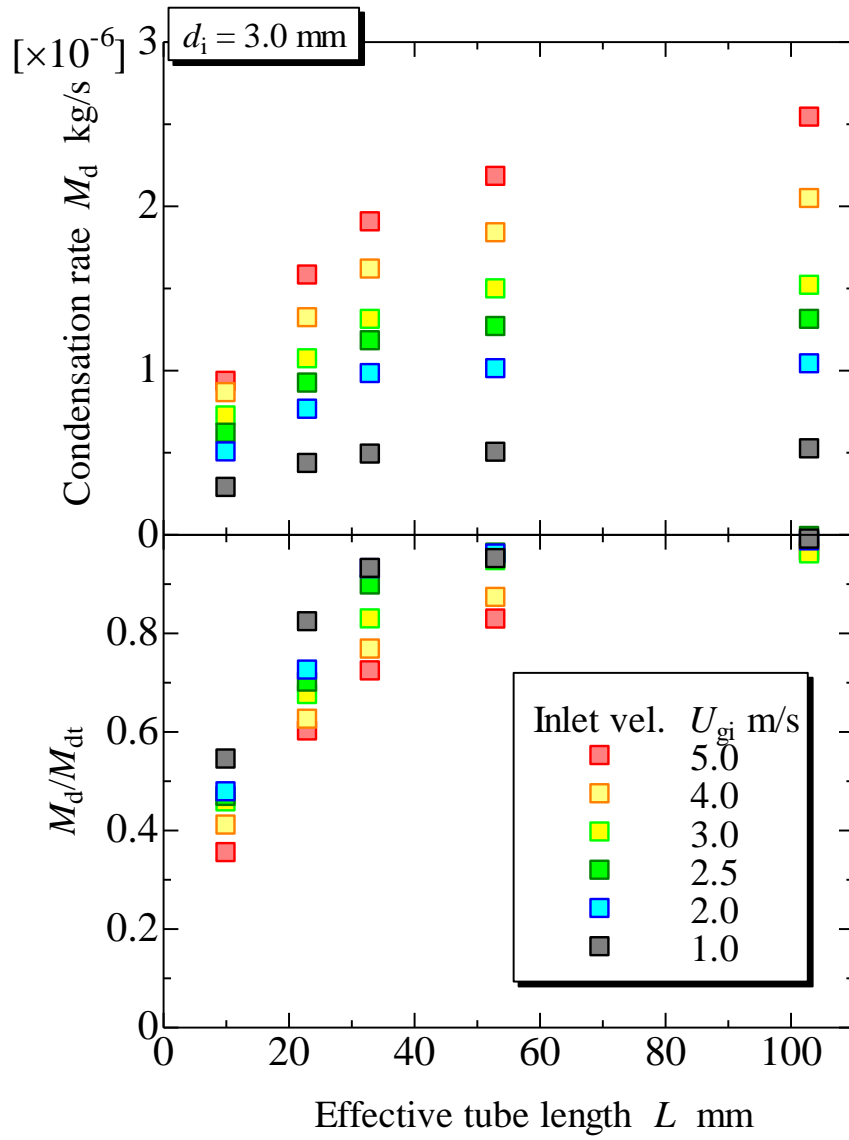


Fig.3-15 Variation of condensation rate against effective tube length  
 $(d_i = 3.0 \text{ mm}, T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}, U_{gi} = 1.0 \sim 5.0 \text{ m/s})$



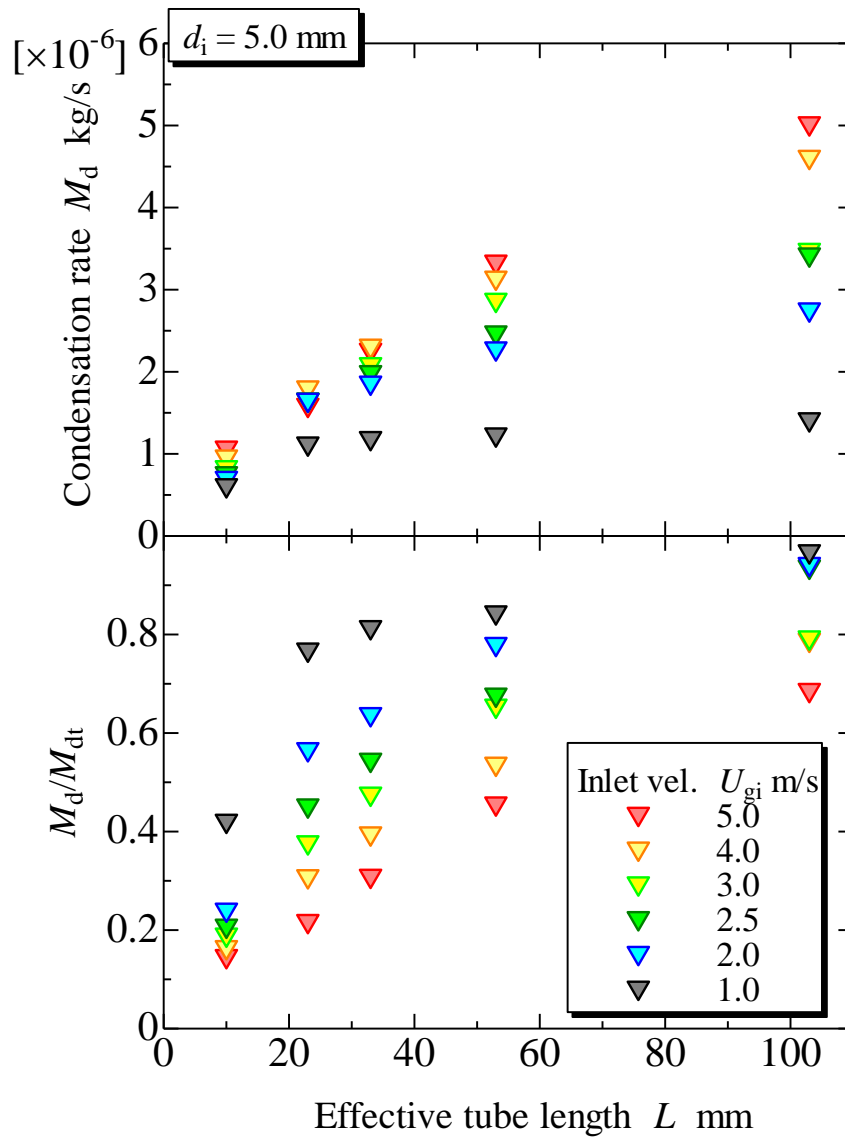


Fig.3-16 Variation of condensation rate against effective tube length  
 $(d_i = 5.0 \text{ mm}, T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}, U_{gi} = 1.0 \sim 5.0 \text{ m/s})$

### 3.3.3 有効管長と比エンタルピ移動量の関係

図 3-17 ~ 3-20 は各管内径における比エンタルピ移動量を示している。凝縮量の結果と同様に、流入速度の差による比エンタルピ移動量の変化傾向は、図 3-12 で示した有効管長に対する出口混合平均温度の温度変化と対応していることが分かる。すなわち、流入速度が大きいほど湿り空気の管長の増大に対する熱の移動量の変化は小さくなるが、基準条件または流入温度変化条件と同様に、細管ほど短い管長での熱の移動が活発であるため、熱交換が完了する長さが小さく、コンパクト熱交換器への応用に有効であることが理解される。

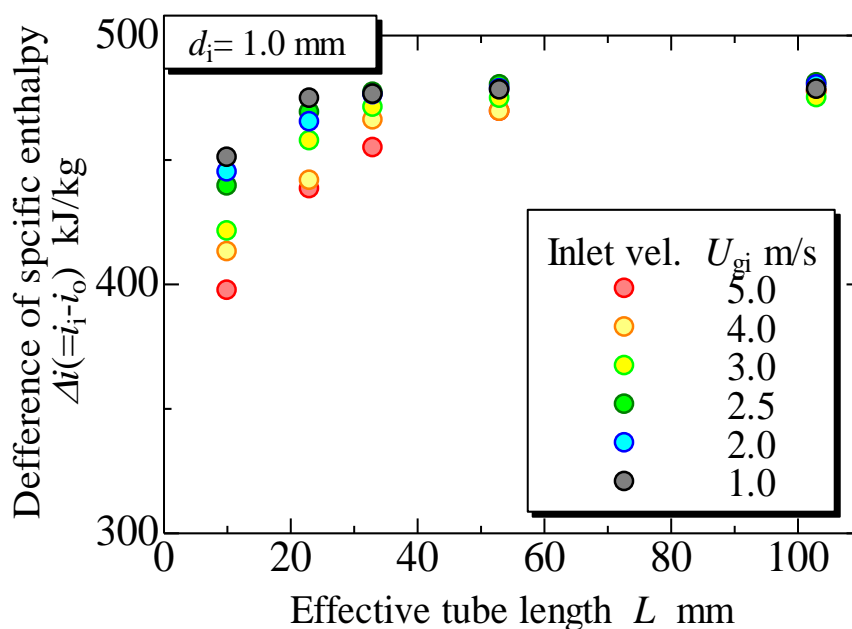


Fig. 3-17 Difference in specific enthalpy against effective tube length  
( $d_i = 1.0$  mm,  $T_{gi} = 180$  °C,  $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$  m/s)

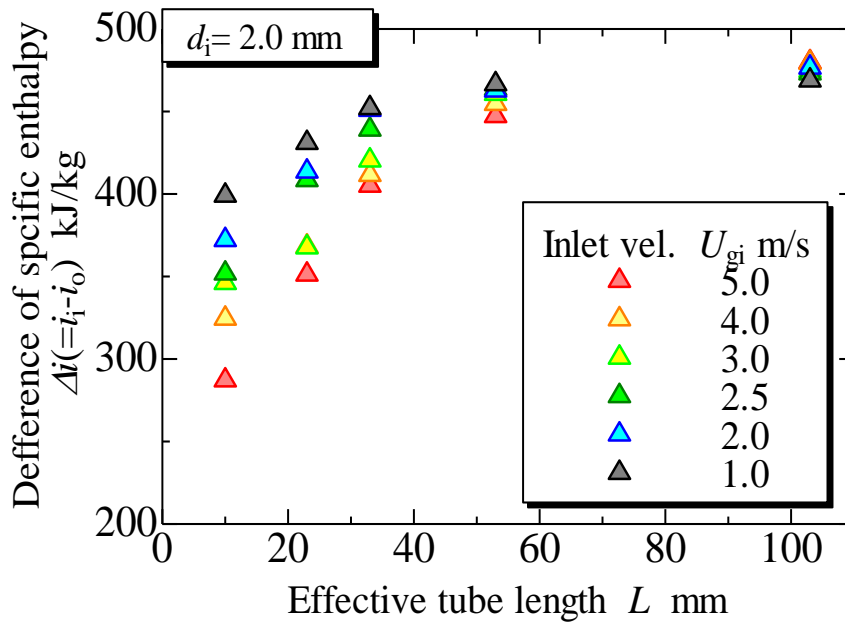


Fig. 3-18 Difference in specific enthalpy against effective tube length  
( $d_i = 2.0 \text{ mm}$ ,  $T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0 \text{ m/s}$ )

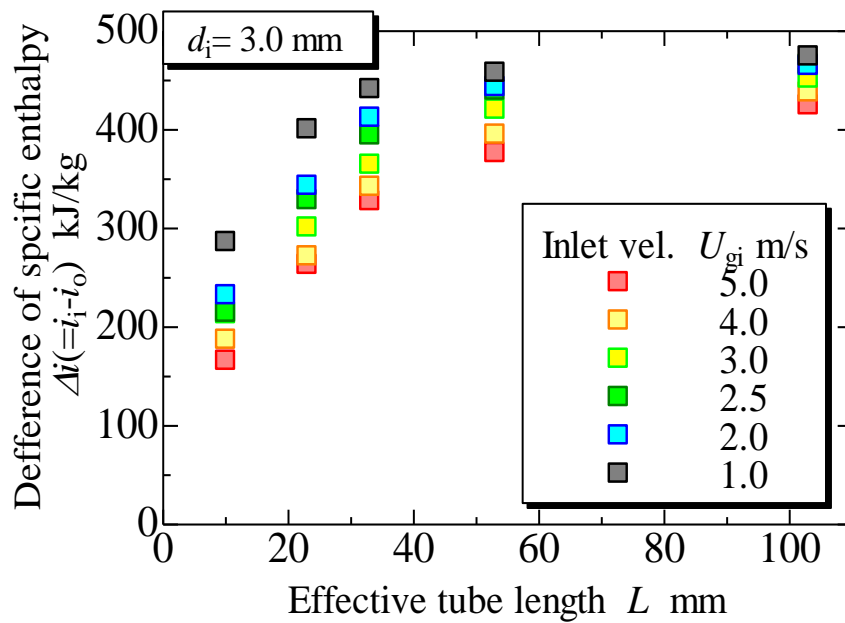


Fig. 3-19 Difference in specific enthalpy against effective tube length  
( $d_i = 3.0 \text{ mm}$ ,  $T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0 \text{ m/s}$ )

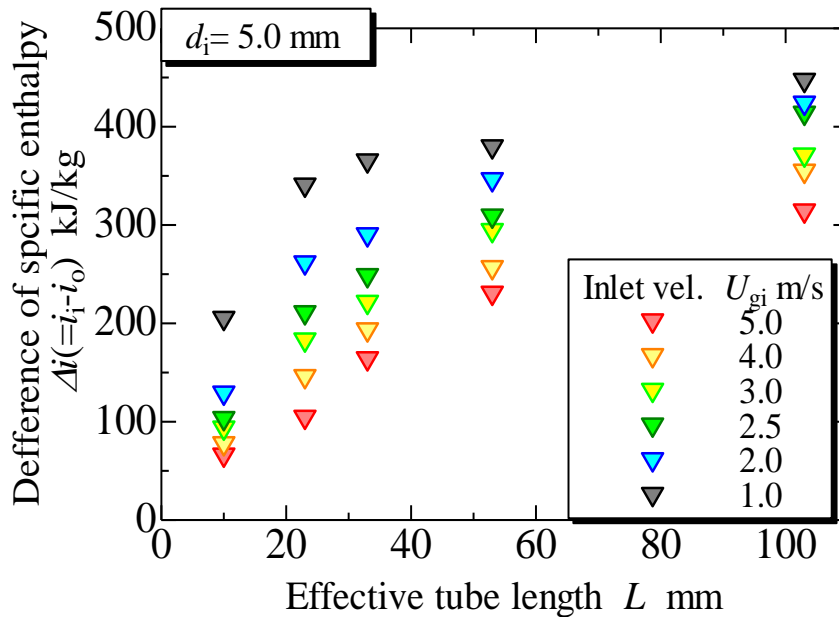


Fig. 3-20 Difference in specific enthalpy against effective tube length  
 ( $d_i = 5.0$  mm,  $T_{gi} = 180$  °C,  $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$  m/s)

### 3.4 圧力損失測定

熱交換器の性能評価において、圧力損失の測定は重要である。一般的なガス給湯器の2次熱交換器の許容圧力損失は200 Paであり、伝熱性能が優れても許容圧力損失を超えるとガス給湯器の2次熱交換器としての採用は困難となる。ここで、本研究で提案する熱交換器方式は、シェルチューブ型熱交換器の管内にガスを流す方式であるが、流入時のガスは高温であるためガス単相で流入する。そのため複数の伝熱管にほぼ同量のガスを流入させることは比較的容易であり、その時の熱交換器圧力損失は流速が等しい場合、伝熱管1本の圧力損失と同程度になると考えられる。しかし、実際には凝縮液の排出特性などにより、圧力変動が存在し、それが実際の熱交換器の管群における不均一な流量分布を生じる可能性が考えられる。本研究では、伝熱管単管の実験によって熱交換器の性能評価を行っているが、そのような圧力損失測定についても熱交換器の性能評価に有効であると考えられる。本項では、まず乾燥空気と湿り空気のそれぞれの測定結果の時間変動について検討し、時間変動を考慮した湿り空気の圧力損失特性について検討する。

### 3.3.1 圧力損失の時間変動量

図 3-21 に試料湿り空気を用いて、各管内径で最も時間変動の大きい  $L=103\text{ mm}$  における測定時間 300 秒の圧力損失の変動値を示す。また図 3-22 には試料として乾燥空気の場合の  $L=103\text{ mm}$  における圧力損失の時間変動を示す。乾燥空気の場合は、定常状態で圧力損失の変動は全ての管内径で小さい。しかし湿り空気の場合は、凝縮液の発生・除去による圧力損失の変動が生じる。これは  $d_i=1.0\text{ mm}$  で最も顕著であり、その変動は平均値との差で最大約 $\pm 23\%$ 程度である。 $d_i=2.0, 3.0$  および  $5.0\text{ mm}$  においても同様に、 $L=103\text{ mm}$  のとき圧力損失の平均値に対する変動値はそれぞれ最大で約 $\pm 13, \pm 8$  および  $\pm 3\%$ である。 $d_i=1.0\text{ mm}$  の場合、凝縮液の排出の様子は伝熱管の断面全体に凝縮液が覆われて排出する挙動を取るため、断続的に大きい圧力損失が生じると考えられる。 $d_i=2.0$  および  $3.0\text{ mm}$  の場合は、管断面の下部に凝縮液が滞留しながら排出される挙動が確認されている。出口端部ではガスが通る空間が常に生じているものの、断面下部に滞留した凝縮液が流路を狭めているために細かい変動が連続的に続いていると考えられる。 $d_i=5.0\text{ mm}$  の場合、凝縮量に対する管断面積が大きいため、管出口端部での凝縮液の滞留の影響は小さいものの、凝縮液が全体的にガスの流路を狭めているため、湿り空気での圧力損失は、乾燥空気の場合に比べ大きい値を示すと考えられる。

以上から、実際の熱交換器における管群を想定する場合、前述のように、入口条件では単相状態で湿り空気は流入するため、これらの測定値以上の圧力損失を考慮する必要はないものと考えられる。 $d_i=1.0\text{ mm}$  の単管において圧力損失の変動値は最大約 $\pm 23\%$ 程度であることから、管群における部分的な閉塞などは生じにくいものと考えられる。しかし、実際に利用する場合には、実験的な検討を行う必要があるものと考えられる。

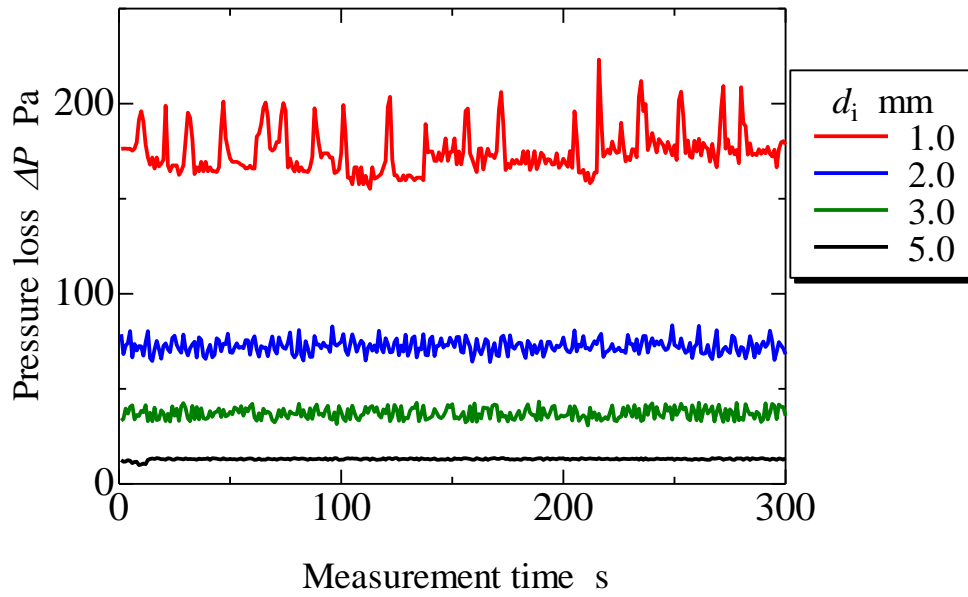


Fig.3-21 Temporal variation of pressure loss against effective tube length  
 (Moist air,  $T_{gi} = 180\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 2.5\text{ m/s}$ )

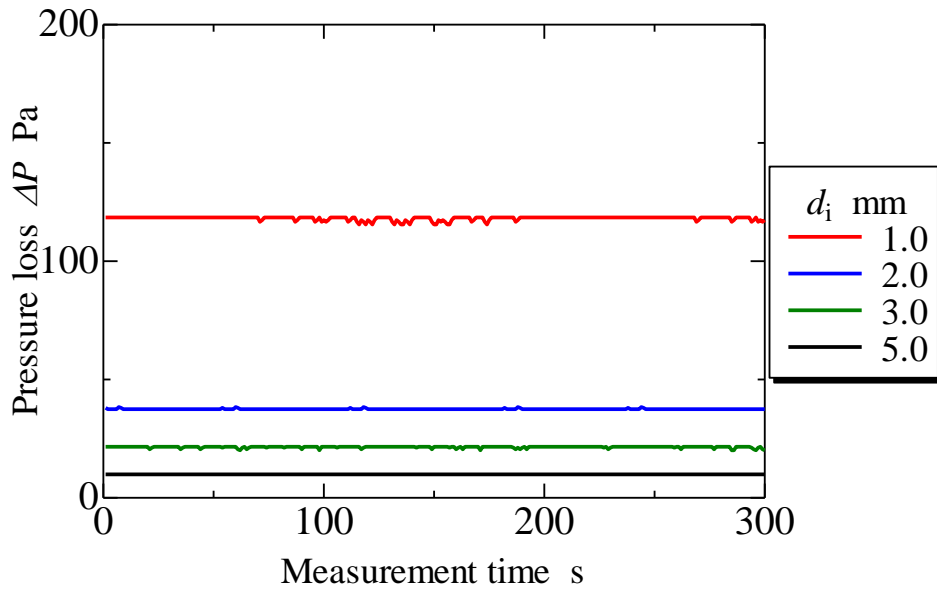


Fig.3-22 Temporal variation of pressure loss against effective tube length  
 (Dry air,  $T_{gi} = 180\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 2.5\text{ m/s}$ )

### 3.3.2 有効管長と圧力損失の関係

図 3-23 に試料湿り空気の圧力損失測定の結果を示す。各プロットは測定時間における平均値を示し、各プロットの範囲は 1 秒サンプリングによる最大時間変動値である。変動値の範囲を示していないプロットは、その変動値が小さいため省略している。管内径の増大により圧力損失は大きくなるが、混合平均温度の測定結果や、比エンタルピ移動量の検討結果で示したように、細管では熱交換に必要な管長が短く、熱交換器に用いる場合は管長を短くすることが可能であるため、熱交換器として圧力損失の増大割合を低く抑えることが可能である。また瞬間的な変動値を考慮しても、 $d_i = 1.0\text{mm}$  における、 $L=103\text{mm}$  の場合を除き、許容圧力損失の 200 Pa 内に収めることが可能である。現状の 2 次熱交換器では許容圧力損失が 200 Pa であるが、細管では熱交換に必要な管長が短くなるため、十分にその範囲内に収めることが可能であることが確認される。

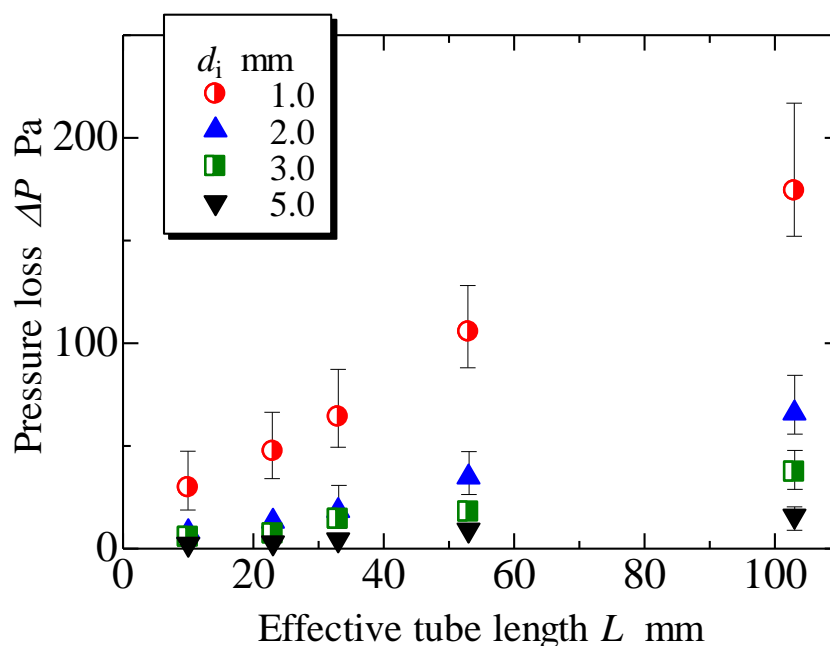


Fig.3-23 Variation of pressure loss against effective tube length

( $T_{gi} = 180\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $U_{gi} = 2.5\text{ m/s}$ )

### 3.3.3 流入温度の影響

圧力損失について、流入温度の影響について検討する。図 3-24～3-27 は、各管内径の有効管長に対する圧力損失の測定結果を示している。図 3-20 と同様に、各プロットは測定時間平均圧力損失を示す。測定全条件において、流入温度による圧力損失の変化は小さいことが分かる。しかし、流入温度が小さい方が全体的にやや高い値を示している。乾燥空気のような単相流において、層流の圧力損失の理論式は、2.4.2 項で示した式(2-1)および(2-4)で表される。物理量のみ式に変換すると、層流の圧力損失は式(3-6)で表される。

$$\Delta P = 32 \frac{L}{g} \frac{\mu U}{d^2} \rho g = 32 \frac{LU}{d^2} \rho \mu \quad (3-6)$$

層流条件の単相流の圧力損失において、空気は温度が上昇すると、密度と粘性係数の積は小さくなるため、流入温度が高いほど圧力損失は小さくなることが理解される。また 2.4.4 項で用いた数値計算で、流入温度を変化させた場合の熱交換を伴う圧力損失を求めた結果を図 3-28 に示す。この計算では空気の物性値を温度の関数として与えており、物性値の変化を考慮した計算結果であるが、流入温度の増大に伴い圧力損失が小さくなっていることが分かる。以上から、凝縮をともしないうる湿り空気の圧力損失においても、乾燥空気と同様に流入温度によって圧力損失の変化が見られたが、その差異は小さいことを示した。

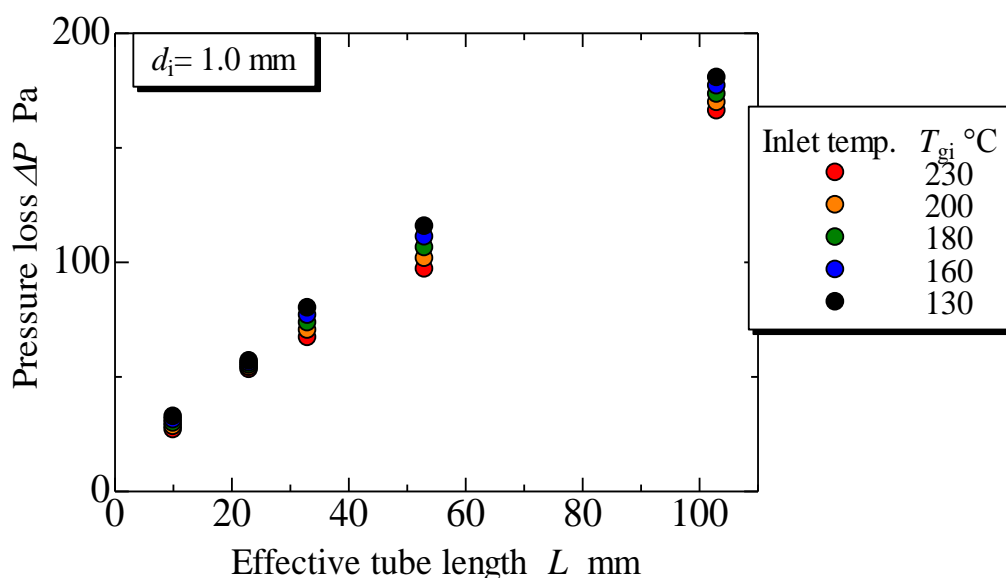


Fig.3-24 Variation of pressure loss against effective tube length  
( $d_i = 1.0 \text{ mm}$ ,  $T_{gi} = 130 \sim 230 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 2.5 \text{ m/s}$ )



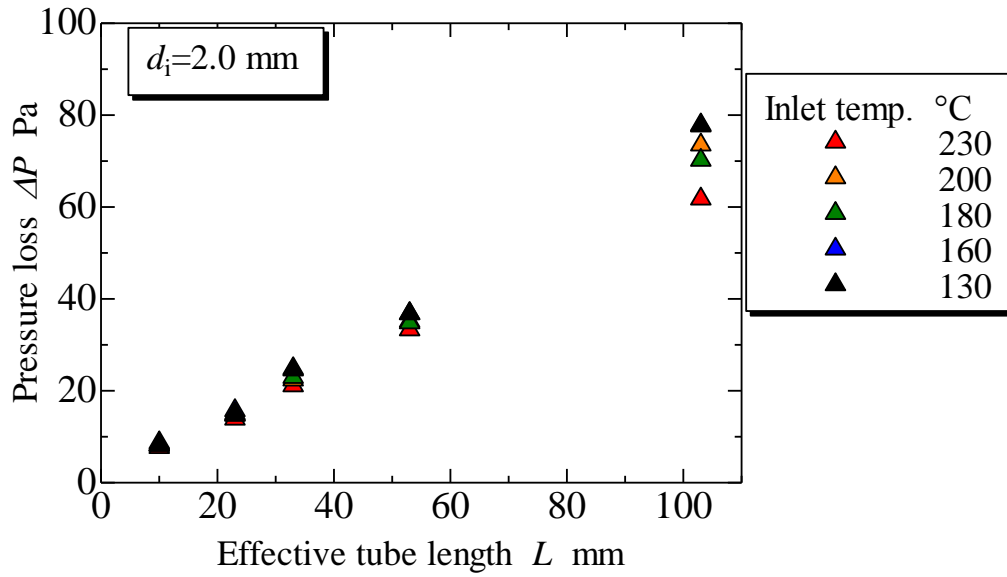


Fig.3-25 Variation of pressure loss against effective tube length  
 ( $d_i = 2.0 \text{ mm}$ ,  $T_{gi} = 130 \sim 230 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 2.5 \text{ m/s}$ )

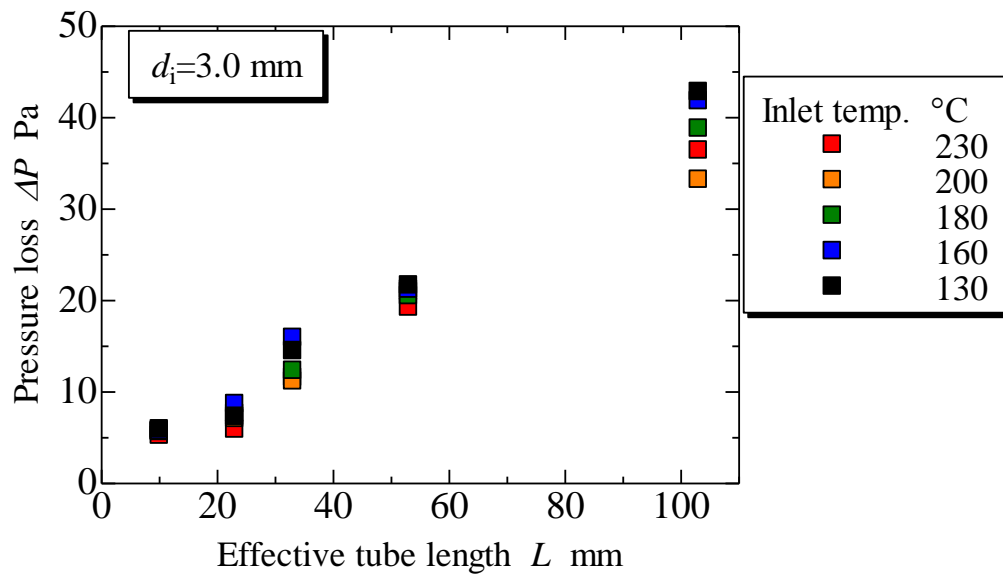


Fig.3-26 Variation of pressure loss against effective tube length  
 ( $d_i = 3.0 \text{ mm}$ ,  $T_{gi} = 130 \sim 230 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 2.5 \text{ m/s}$ )

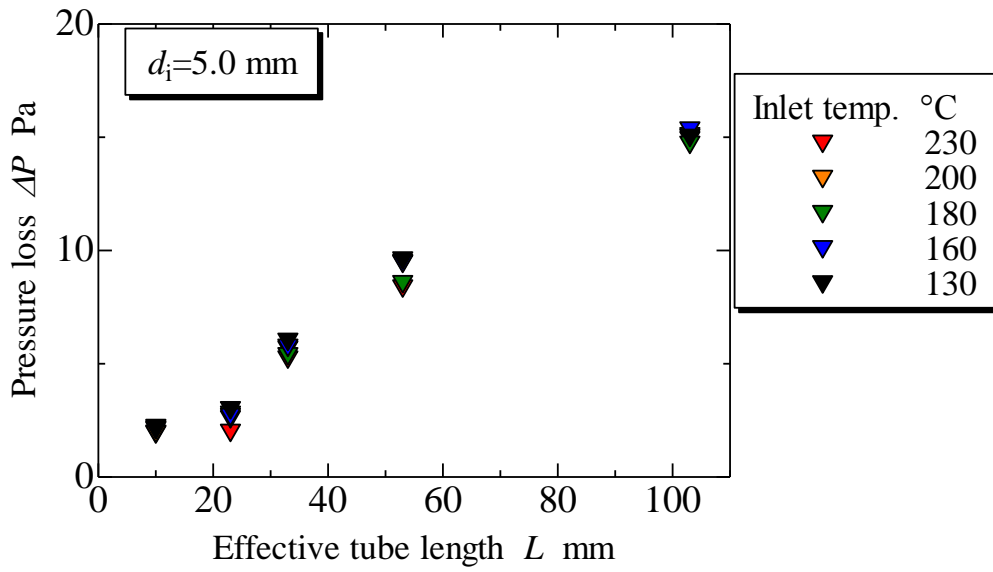


Fig.3-27 Variation of pressure loss against effective tube length  
 ( $d_i = 5.0$  mm,  $T_{gi} = 130 \sim 230$  °C,  $U_{gi} = 2.5$  m/s)

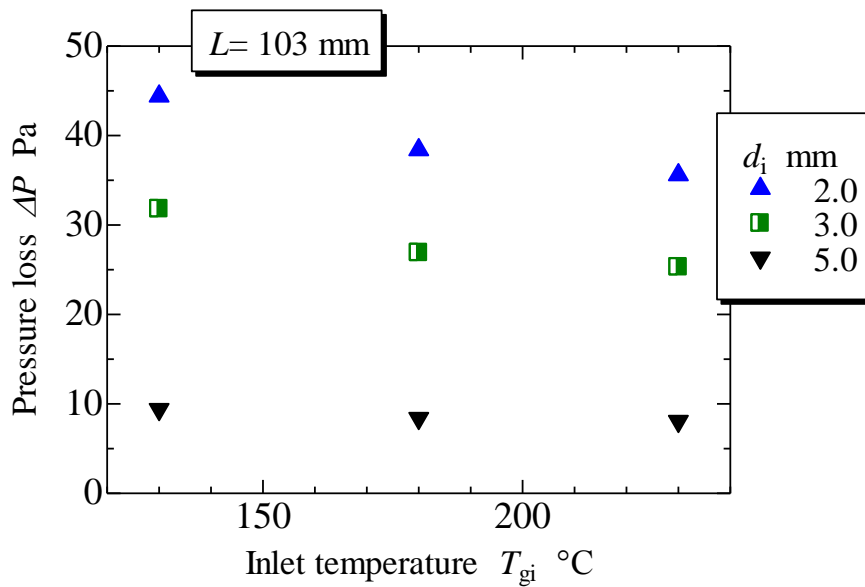


Fig.3-28 Calculation results of dry air for pressure loss against each inlet temperature  
 ( $d_i = 2.0 \sim 5.0$  mm,  $L = 103$  mm  $T_{gi} = 130 \sim 230$  °C,  $U_{gi} = 2.5$  m/s)

### 3.3.4 流入速度の影響

流入速度による圧力損失への影響について検討する。図 3-29 ~ 3-32 は、各管内径の有効管長に対する圧力損失の測定結果を示している。図 3-24 ~ 3-27 と同様に、各プロットは測定時間平均圧力損失を示す。それぞれの管内径において、流入速度の増大に伴い、有効管長に対する増加率が大きいことが分かる。この増加率は、基準流入速度  $U_{PH}(=2.5 \text{ m/s})$  における圧力損失を基準圧力損失  $\Delta P_{PH}$  と置いた場合、各流入速度  $U_{gi}$  と基準流入速度  $U_{PH}$  の比および各流入速度における圧力損失  $\Delta P$  と、基準流入速度における圧力損失  $\Delta P_{PH}$  との比は、概ね等倍関係となる。図 3-33 に、基準流入速度比と基準圧力損失比の関係を示す。図中の赤線はこの比率が 1:1 の値を示しており、測定領域全てにおいて  $U_{gi}/U_{PH}=\Delta P/\Delta P_{PH}$  が概ね成り立ち、圧力損失の増加率は流速の増加率とほぼ同じであることを示している。ここで 3.3.2 項において、凝縮割合は流入速度により異なることを示したが、流入速度の変化による凝縮特性の変化が、圧力損失に与える影響については確認されなかった。これは基準条件において、湿り空気の凝縮を伴う圧力損失は乾燥空気での圧力損失と比較して増大することを示し、凝縮液の存在が圧力損失の増大の原因となることを明らかにしたが、この圧力損失の増大は、凝縮量は管断面積に対して少なく、薄く管内全域に分布すると考えられるため、凝縮液の流れによる圧力変動より、薄く広がった凝縮液が空気パスを狭めることに起因すると考えられる。そのため、流入速度による圧力損失への影響は、凝縮挙動および凝縮量より、管内に流れる流速が大きく影響すると考えられる。

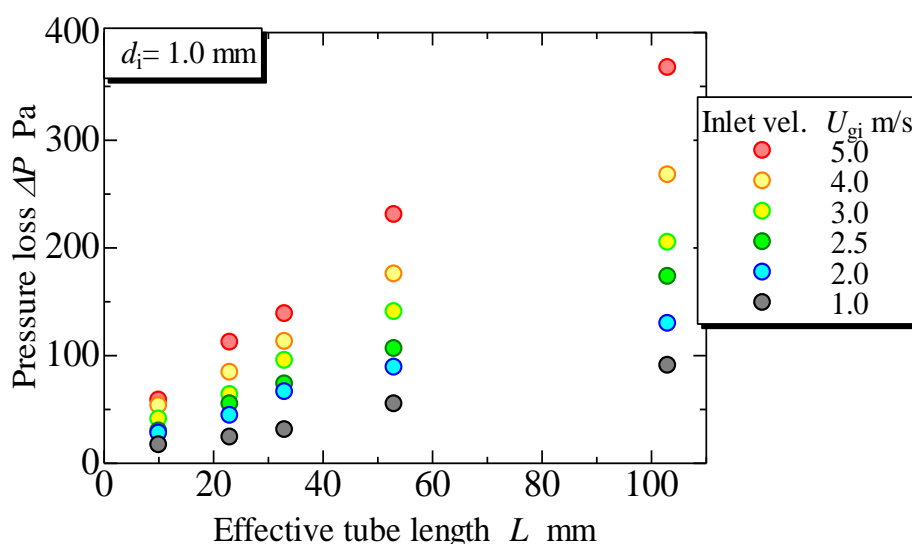


Fig.3-29 Variation of pressure loss against effective tube length  
 $(d_i = 1.0 \text{ mm}, T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}, U_{gi} = 1.0 \sim 5.0 \text{ m/s})$

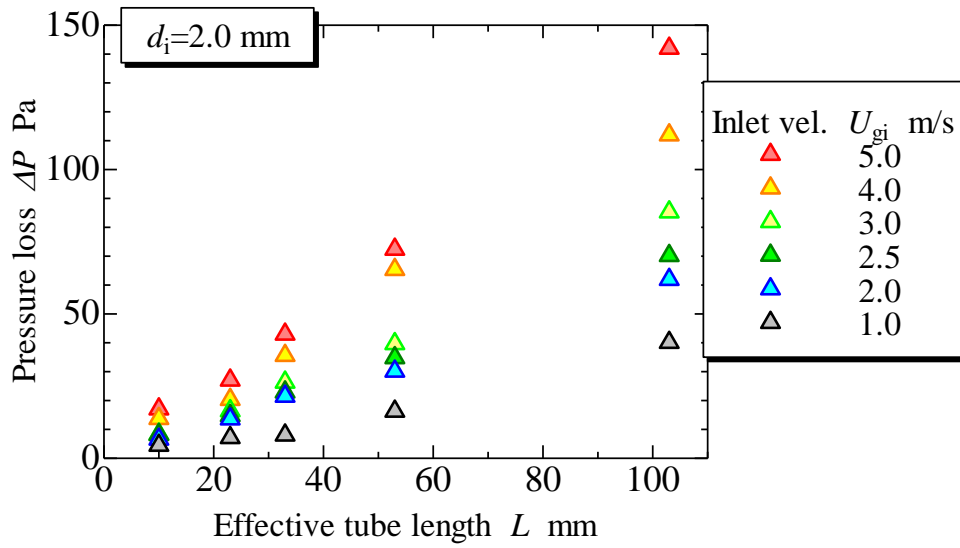


Fig.3-30 Variation of pressure loss against effective tube length  
 ( $d_i = 2.0 \text{ mm}$ ,  $T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0 \text{ m/s}$ )

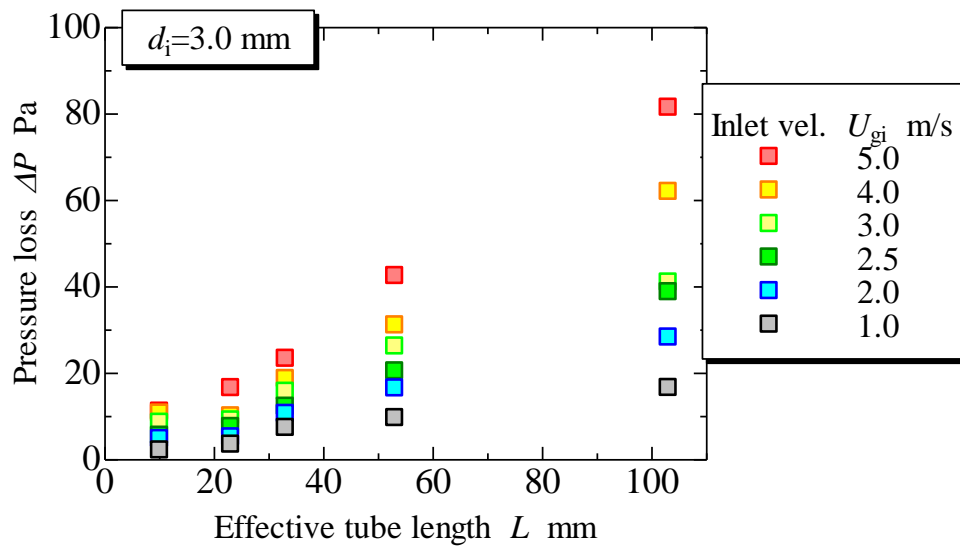


Fig.3-31 Variation of pressure loss against effective tube length  
 ( $d_i = 3.0 \text{ mm}$ ,  $T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0 \text{ m/s}$ )

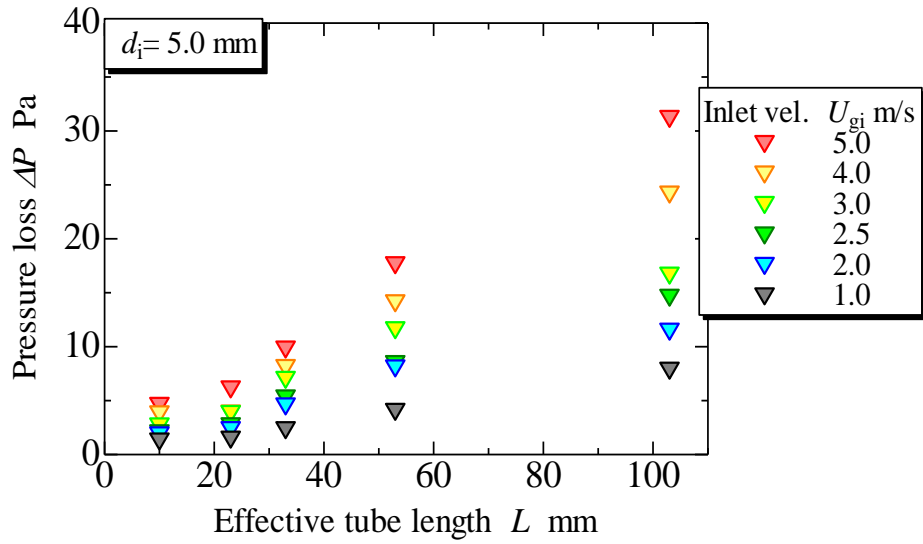


Fig.3-32 Variation of pressure loss against effective tube length  
 ( $d_i = 5.0 \text{ mm}$ ,  $T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0 \text{ m/s}$ )

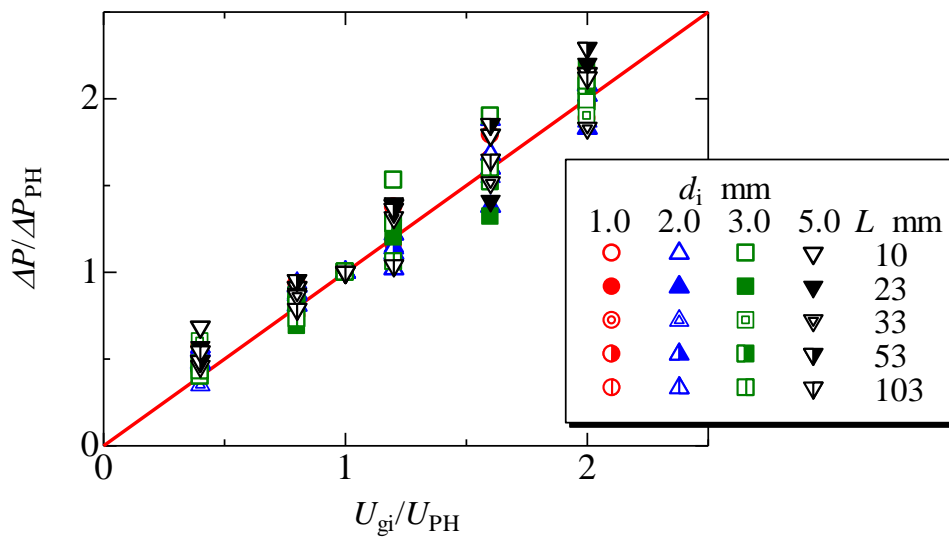


Fig.3-33 Relationship between  $U_{gi}/U_{PH}$  and  $\Delta P/\Delta P_{PH}$   
 ( $d_i = 1.0 \sim 5.0 \text{ mm}$ ,  $T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0 \text{ m/s}$ )

### 3.4 第3章のまとめ

本章では、給湯器の2次熱交換器を対象として、凝縮を伴う湿り空気の基本的熱交換特性を明らかにするため、まず流入温度と速度が一定の場合、次に流入温度あるいは流入速度が変化する場合について、有効管長に対する出口の混合平均温度、凝縮量、比エンタルピ移動量および圧力損失を測定し、単管について伝熱特性などの実験的検討を行った。その結果は次のようにまとめられる。

1. 基本的な伝熱特性を明らかにするため、湿り空気の流入温度および速度が一定の基準条件における測定を実施し、管内径が小さいほど、湿り空気の温度降下および比エンタルピ移動は、管入り口から軸方向に急激な変化を示した。したがって、細管では短い管長において主要な伝熱が行われるため、細管化がより熱交換器のコンパクト化に有効であることが明らかになった。
2. 入口湿り空気条件として、流入速度一定で、流入温度を変化させた場合、上記1の基準条件と同様に管内径が小さいほど短い管長で温度降下量が大きいのなど、伝熱性能の向上が確認された。また凝縮量の測定では流入温度の影響は全体的に小さいことが分かった。比エンタルピ移動量は、管内径の小さい1.0 mm および 2.0 mm では、熱エネルギーの移動が短い管長で完了するため、流入時の湿り空気の顕熱の差が測定全区間で見られた。管内径の比較的大きい3.0mm および 5.0 mm の場合、有効管長の短いときは比エンタルピ移動量が全体的に小さく、基準条件と同様に管内径 1.0 および 2.0 mm と比べ、熱交換に必要な管長が大きくなることが分かった。
3. 流入温度一定で、流入速度を変化させた場合、流入速度が大きいほど有効管長の増大による温度降下量および比エンタルピ移動量は、基準条件の流入速度 2.5 m/s と比較して小さくなることを示した。しかし基準条件または流入温度変化条件と同様に、管内径が小さいほど熱交換に必要な管長が小さく、コンパクト熱交換器への応用に有効であることを示した。
4. 基準条件における圧力損失測定により、凝縮液の非定常的な変化を伴って生じる時間変動について測定し、管内径が小さいほど時間変動量および平均圧力損失が大きいのことを示した。しかし、細管では、伝熱性能の向上により管長を短くできることから、時間変動による圧力損失の最大値を考慮した場合においても、ガス給湯器の許容圧力損失の 200 Pa 以内に保つことが可能であることを示した。
5. 流入温度による圧力損失の影響は小さいが、流入温度の上昇に伴って平均圧力損失は減少してゆくことを示し、凝縮を伴う湿り空気の圧力損失においても、気体単相流と同様の傾向を示すことが分かった。また流入速度変化による圧力損失の変化割合は、流入速度の変化割合とほぼ一致することを示した。

---

---

## 第 4 章

# 温度助走区間に基づく 無次元整理式の検討

---

---

### 4.1 单相流における温度助走区間の熱伝達

第 3 章において、各管内径と温度降下量、凝縮量および比エンタルピ移動量の関係を実験測定により系統的に明らかにした。ここで 3.1.3 項において、有効管長の減少に対する比エンタルピ移動量の減少割合は、有効管長の減少割合に比べ大きいことを示した。すなわち、 $d_i = 3.0 \text{ mm}$  および  $5.0 \text{ mm}$  において、有効管長  $L = 10 \text{ mm}$  と  $103 \text{ mm}$  における比エンタルピの移動割合を比較した場合、有効管長の比は約 0.097 に対し、比エンタルピの移動量の比はそれぞれ約 0.46 および約 0.23 である。これは湿り空気においても温度助走区間の熱伝達率が大きいことが起因していると考えられる。 $Re < 2300$  の層流状態において温度助走区間は式(4-1)で見積もることができる。

$$L_T / d = 0.05 Re Pr \quad Re < 2300 \quad (4-1)$$

ここで温度助走区間は、例えば管内径が  $1.0 \text{ mm}$  と  $3.0 \text{ mm}$  で比較した場合、流入する流体の温度および速度が同じであれば、それぞれの温度助走区間比は管内径比の 2 乗となり、管内径  $3.0 \text{ mm}$  の温度助走区間は、 $1.0 \text{ mm}$  の 9 倍の長さとなる。これに対し、熱の移動割合は第 3 章図 3-5 で示した比エンタルピ移動量から読み取り、内径  $1.0 \text{ mm}$  の場合比エンタルピの移動割合が約 90% になる伝熱管長さは約  $7 \sim 8 \text{ mm}$  に存在するのに対し、内径  $3.0 \text{ mm}$  の場合は約  $50 \sim 60 \text{ mm}$  と、その差は約 9 倍となる。すなわち、湿り空気の測定で得られた熱の移動割合と、单相流の温度助走区間の比率は定量的に近い値を示しており、湿り空気においても温度助走区間の影響が大きいと十分に考えられる。

管内单相流においては、円筒座標系のエネルギー式を無次元化し、その偏微分

方程式を解くことで局所ヌセルト数の漸近解を求めることができる。しかしグレッツ問題と呼ばれる温度助走区間の熱伝達については、流体の種類や状態、対象となる機器の形状によって様々な研究が行われている。Myong ら(2006)は温度助走区間と速度助走区間が同程度となる  $Pr \approx 1$  のガスを流体とし、マイクロスケールのチューブのグレッツ問題について解析的に検討している。Gulhane ら(2009)は同様にマイクロスケールの管を対象に、空気を用い流入時の様々な物性状態と助走区間の影響について数値解析的に検討している。Cossali(2009)は流体が周期的に温度変化して流入する条件下について検討している。Ho ら(2005)は2重円管型熱交換器の対流条件における温度助走区間の影響を数値解析的に調査している。これらは全て単相流の温度助走区間の熱伝達について検討しており、湿り空気などの蒸気混合気体の相変化を伴う温度助走区間の影響についての研究は見あたらない。しかし上述の通り、湿り空気においても温度助走区間の熱伝達率が大きいことが十分に予測でき、また湿り空気の測定で得られた熱の移動割合と、単相流の温度助走区間の比率は定量的に近い値を示しており、その影響について検討する必要がある。

## 4.2 温度助走区間に関する無次元パラメータの検討

単相流の温度助走区間の熱伝達率は、エネルギー式を無次元化し、その偏微分方程式を解くことで得られる。無次元化されたエネルギー式(4-2)の各無次元数は以下の通りである。この解法については宗像ら(2006)を参照した。詳細については付録Bに記述する。

$$\frac{\partial T^*}{\partial Gz} = \frac{2}{\eta(1-\eta^2)} \frac{\partial}{\partial \eta} \left( \eta \frac{\partial T^*}{\partial \eta} \right) \quad (4-2)$$

$$T^*(\eta, 0) = 1, \quad T^*(1, Gz) = 0$$

$$T^* = \frac{T - T_w}{T_0 - T_w} \quad \eta = \frac{r}{R} \quad Gz = \frac{(L/d)}{RePr} \quad (4-3)$$

ここで  $Gz$  はグレッツ数である。この式を変数分離で解けるとすると、式(4-4)の形が得られる。これを  $Gz$  と  $\eta$  でそれぞれ整理し、常微分化された式(4-5)を得る

$$T^* = F(Gz)G(\eta) \quad (4-4)$$



$$\frac{1}{F} \frac{dF}{dGz} = \frac{2}{(1-\eta^2)\eta G} \frac{d}{d\eta} \left( \eta \frac{dG}{d\eta} \right) \quad (4-5)$$

上式を満たす定数を $-\lambda^2$ とすると、 $F$ について次式が得られる。

$$\frac{dF}{dGz} = -\lambda^2 F \quad F = \exp(-\lambda^2 Gz) \quad (4-6)$$

すなわち、式(4-5)の左辺はグレッツ数の関数として表すことができる。

次に式(4-5)の右辺について定数 $-\lambda^2$ とすると $G$ について次式が得られる。

$$\frac{d}{d\eta} \left( \eta \frac{dG}{d\eta} \right) + \frac{\lambda^2}{2} (1-\eta^2) \eta G = 0 \quad (4-7)$$

上式は Strum-Liouville 型の微分方程式で、無限個の $\lambda(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n)$ に対応して無限個の解の固有関数 $G(G_1, G_2, G_3, \dots, G_n)$ が存在するため、式(4-4)は次式で表される。

$$T^* = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \exp(-\lambda_n^2 x^*) G_n(\eta) \quad (4-8)$$

この係数 $C_n$ を求め、本研究で注目する混合平均温度 $T_B$ として求めると、次式が得られる。

$$T_B = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{8 \left. \frac{\partial G_n}{\partial \eta} \right|_{y=1} \exp(-\lambda_n^2 Gz)}{\lambda_n^3 \left. \frac{\partial G_n}{\partial \eta} \right|_{y=1}} \quad (4-9)$$

以上から混合平均温度 $T_B$ はグレッツ数の関数であることが示される。このグレッツ数は $Gz = (L/d)/(Re \cdot Pr)$ で与えられるが、これは温度助走区間 $L_T$ と管長の比と同義である。すなわち温度助走区間を見積もる式(4-1)と、管長 $L$ の比は式(4-10)で表すことができ、混合平均温度 $T_B$ は $L/L_T$ の関数となる。本研究では温度助走区間の影響について検討するため、無次元長さとして $L/L_T$ を用いる。ここで温度助走区間は、流入時の状態値から算出する。

$$\frac{L}{L_T} = \frac{L}{0.05 Re Pr \cdot d} = \frac{1}{20} \frac{L/d}{Re Pr} = \frac{1}{20} Gz \quad (4-10)$$

また実験結果から、両流体の出入口温度差から無次元温度差 $(T_B - T_C)/(T_{gi} - T_C)$ 、また無次元比エンタルピ移動割合 $\Delta i/\Delta i_{max}$ (実測の比エンタルピ差 $\Delta i$ と3.1.3項の図3-5に示した最大比エンタルピ差との比)を用いて湿り空気の熱伝達特性について検討する。

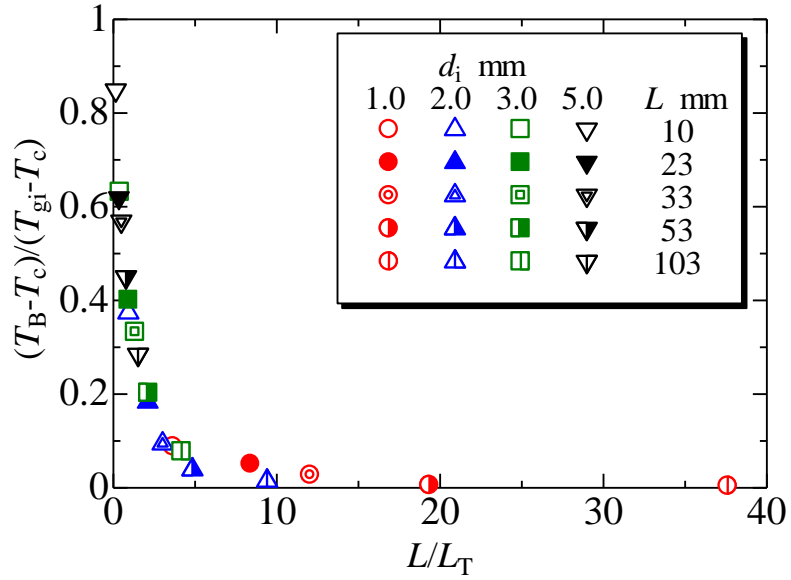
### 4.3 温度助走区間比と無次元温度差および無次元比エンタルピ移動量の関係

#### 4.3.1 基準条件の場合

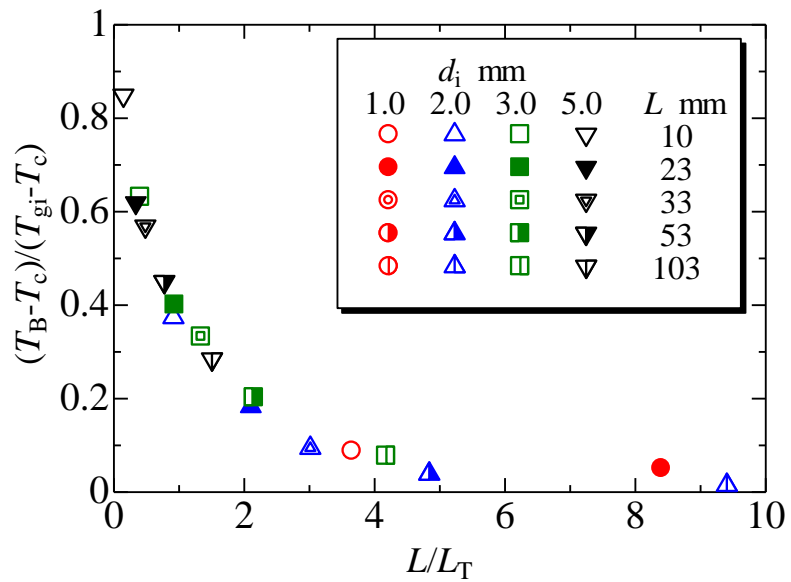
図4-1に、有効管長と温度助走区間の比の無次元長さ $L/L_T$ と無次元温度差(両流体間の出入口における温度差の比) $(T_B - T_C)/(T_{gi} - T_C)$ 、図4-2に $L/L_T$ と無次元比エンタルピ移動割合(実測の比エンタルピ差 $\Delta i$ と図11に示した最大比エンタルピ差との比) $\Delta i/\Delta i_{max}$ の関係をそれぞれ示す。また表4-1にそれぞれの管内径による $Re$ 数および温度助走区間 $L_T$ を示す。図4-1および4-2のそれぞれの図(a)は測定された区間全体であり、図(b)は(a)の温度助走区間側を拡大したもので、 $0 \leq L/L_T \leq 1$ が温度助走区間となる。 $L/L_T = 1$ までの温度降下および熱の移動割合は大きく、管内流速が同じ条件下において温度助走区間の短い $d_i = 1.0$ および $2.0 \text{ mm}$ の細管では、熱交換に必要な長さが非常に短く、コンパクト化に有効であると考えられる。また熱交換後の無次元温度差および無次元比エンタルピ移動割合は、管内径によらず $L/L_T$ で一定の変化割合を示していることがわかる。したがって、本研究の実験条件において、熱交換後の混合平均温度および比エンタルピ移動量は $L/L_T$ の関数として一義的な関係になると考えられる。

Table 4-1 Reynolds number and thermal entrance region for each inner diameter

$d_i$ mm	1.0	2.0	3.0	5.0
$Re$	75	150	225	375
$L_T$ mm	2.6	10.6	23.8	66.0

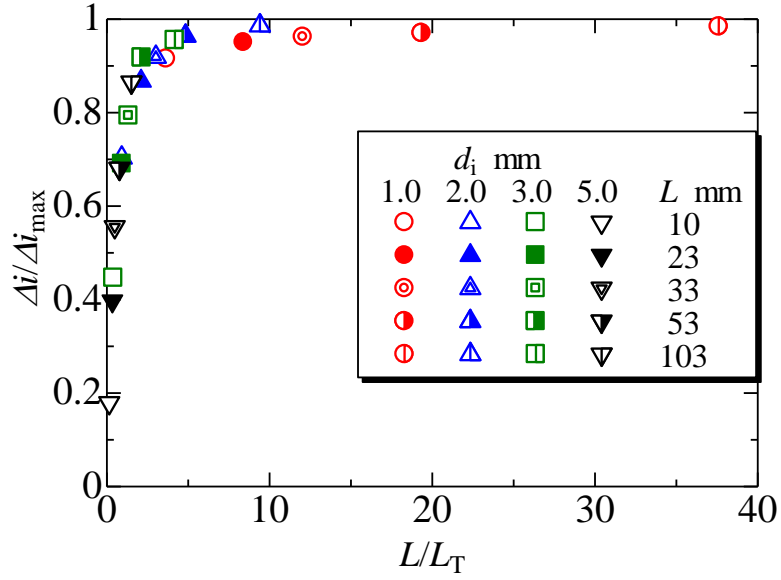


(a)  $0 \leq L/L_T \leq 40$

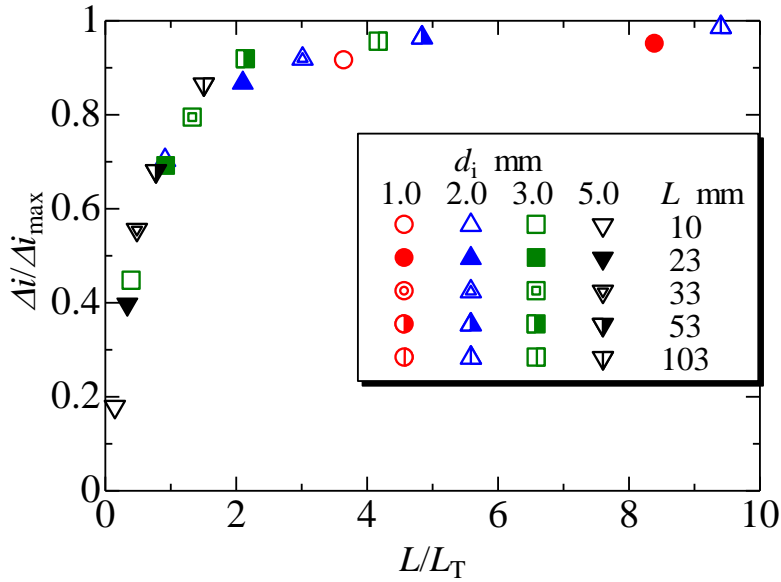


(b)  $0 \leq L/L_T \leq 10$

Fig.4-1 Relation between non-dimensional tube length and bulk mean temperature ( $T_{gi} = 180^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 2.5$  m/s)



(a)  $0 \leq L/L_T \leq 40$



(b)  $0 \leq L/L_T \leq 10$

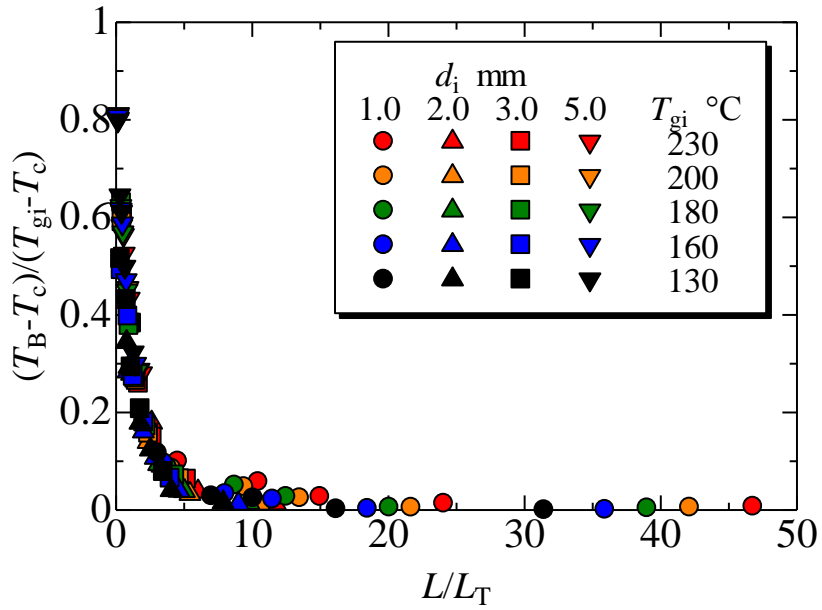
Fig.4-2 Relation between non-dimensional tube length and difference in specific enthalpy ( $T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 2.5 \text{ m/s}$ )

### 4.3.2 湿り空気入口温度を変化させた場合

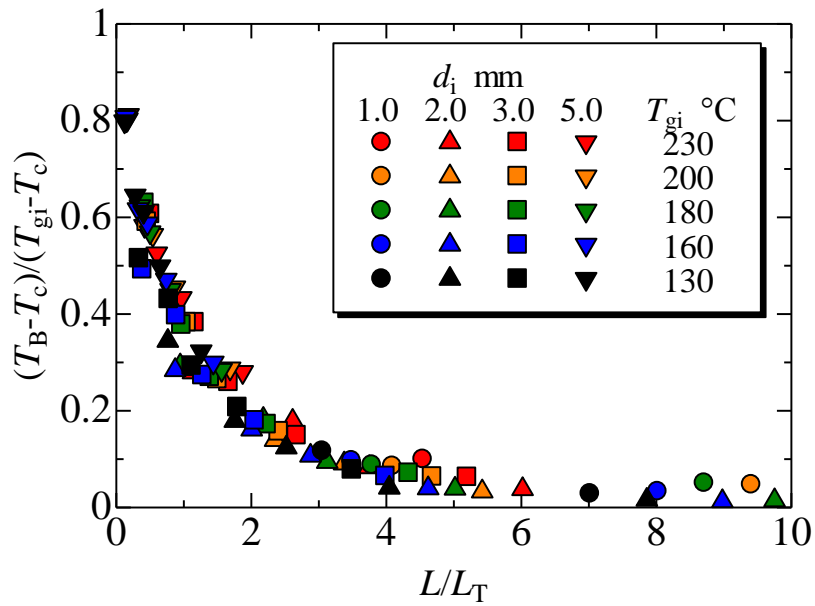
温度一定の場合と同様に，流入温度を変化させた場合の実験結果について無次元整理を行った結果を図 4-3 および 4-4 に示す．またそれぞれの管内径および流入温度に対する  $Re$  数および温度助走区間  $L_T$  を表 4-2 に示す．図 4-1 および 4-2 と同様に，流入温度を変化させた場合においても  $L/L_T=1$  までの温度降下および熱の移動割合は大きいことが分かる．前章において，流入温度の影響は熱交換後の混合平均温度および比エンタルピ移動量で見られたが，無次元長さに対する無次元出口混合平均温度および無次元比エンタルピ移動割合は，管内径および流入温度によらず  $L/L_T$  で一定の変化割合を示していることがわかる．これらは温度および流速一定の場合と同様に， $L/L_T$  の関数として一義的な関係になると考えられる．

Table 4-2  $Re$  and  $L_T$  for each inner diameter and inlet temperature

$T_{gi}$ °C	$d_i$ mm	1.0	2.0	3.0	5.0
230		63	125	188	313
200		69	139	209	348
180	$Re$	75	150	225	375
160		81	163	245	408
130		92	186	279	465
230		2.2	8.8	19.8	55.0
200		2.4	9.8	22.0	61.1
180	$L_T$ mm	2.6	10.6	23.8	66.0
160		2.9	11.5	25.8	71.7
130		3.3	13.1	29.5	81.9

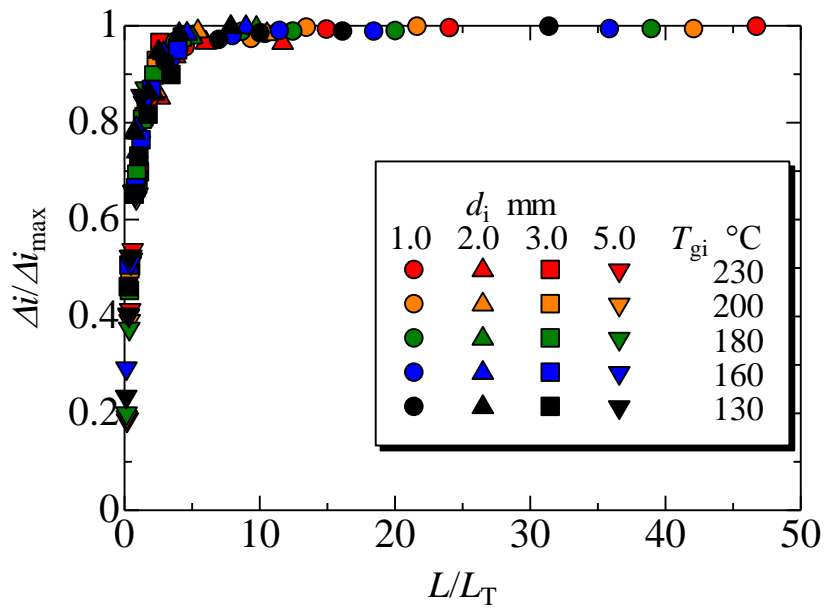


(a)  $0 \leq L/L_T \leq 50$

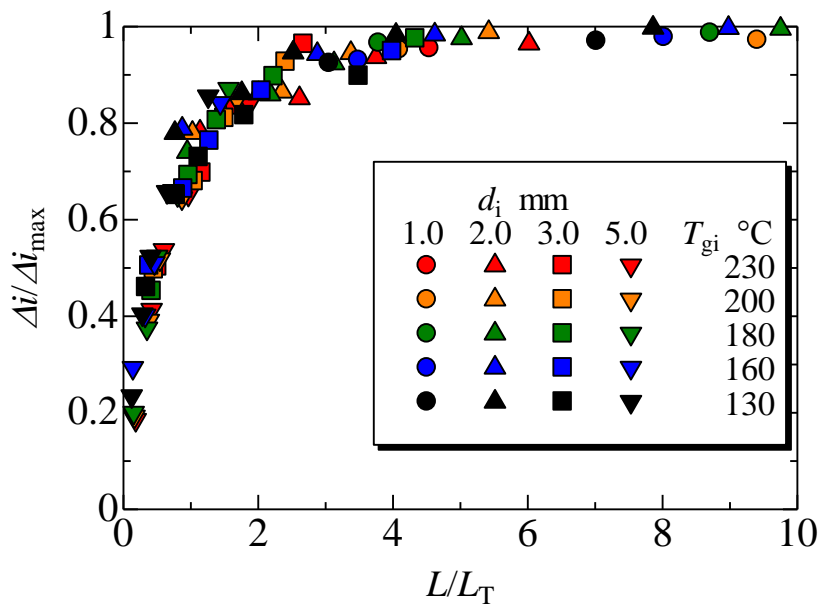


(b)  $0 \leq L/L_T \leq 10$

Fig.4-3 Relation between non-dimensional tube length and bulk mean temperature ( $T_{gi} = 130 \sim 230$  °C,  $U_{gi} = 2.5$  m/s)



(a)  $0 \leq L/L_T \leq 50$



(b)  $0 \leq L/L_T \leq 10$

Fig.4-4 Relation between non-dimensional tube length and difference in specific enthalpy ( $T_{gi} = 130 \sim 230^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 2.5 \text{ m/s}$ )

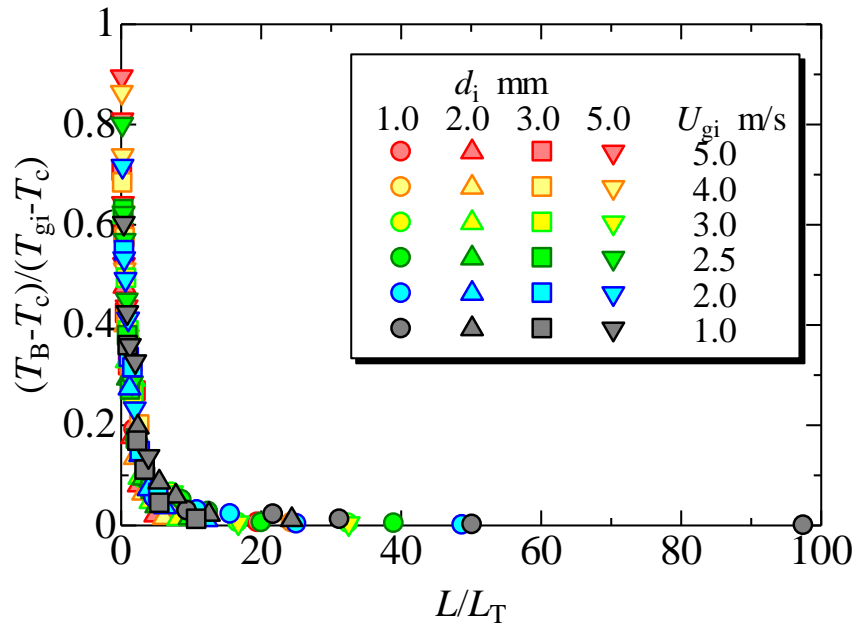
### 4.3.3 湿り空気入口速度を変化させた場合

4.3.1 項および 4.3.2 項と同様に，流入速度を変化させた場合の実験結果について無次元整理を行った結果を図 4-5 および 4-6 に示す．またそれぞれの管内径および流入速度に対する  $Re$  数および温度助走区間  $L_T$  を表 4-3 に示す．前章から，流入速度の変化による出口混合平均温度および比エンタルピ移動量への影響は大きく，流入速度が増大するほど熱の移動は緩やかとなる傾向が得られたが，無次元整理を行うことで基準条件および流入温度を変化させた場合と同様に  $L/L_T=1$  までの温度降下および熱の移動割合は大きく，無次元長さに対する無次元出口混合平均温度および無次元比エンタルピ移動割合は，管内径および流入速度によらず  $L/L_T$  で一定の変化割合を示していることを示した．

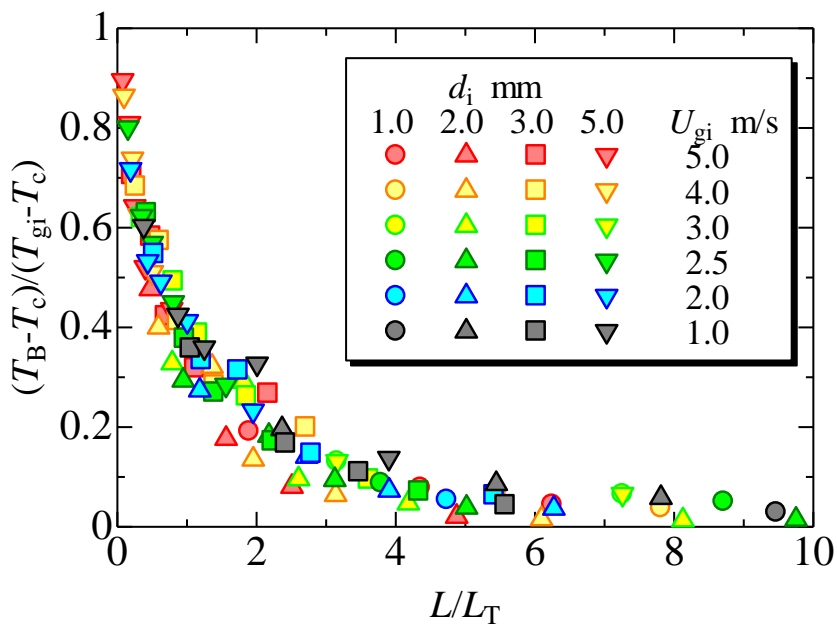
Table 4-3  $Re$  and  $L_T$  for each inner diameter and inlet temperature

$U_{gi}$ m/s	$d_i$ mm	1.0	2.0	3.0	5.0
5.0	$Re$	150	300	451	751
4.0		120	240	360	601
3.0		90	180	270	450
2.5		75	150	225	375
2.0		60	120	180	300
1.0		30	60	90	150
5.0		$L_T$ mm	5.3	21.1	47.5
4.0	4.2		16.9	38.0	106
3.0	3.2		12.7	28.5	79
2.5	2.6		10.6	23.8	66
2.0	2.1		8.5	19.0	53
1.0	1.1		4.2	9.5	26



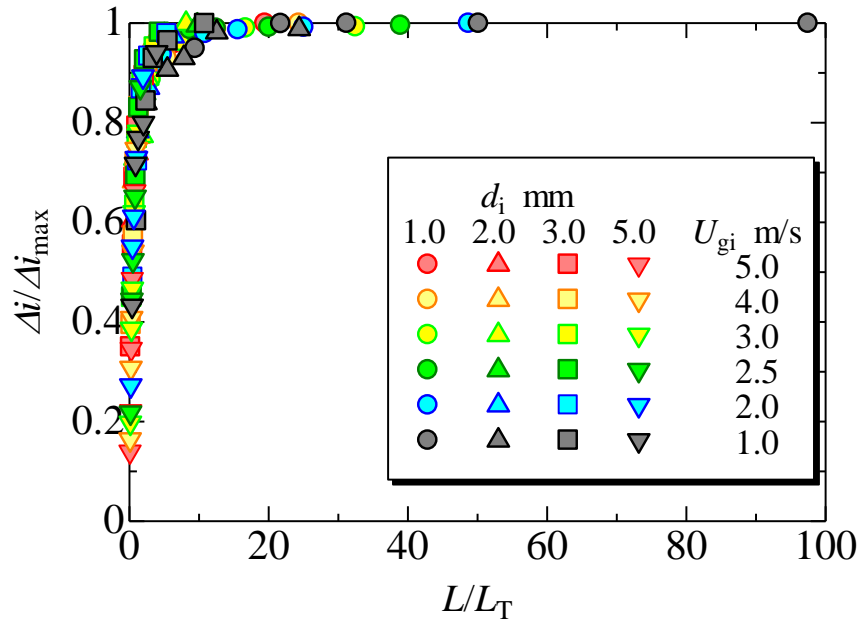


(a)  $0 \leq L/L_T \leq 100$

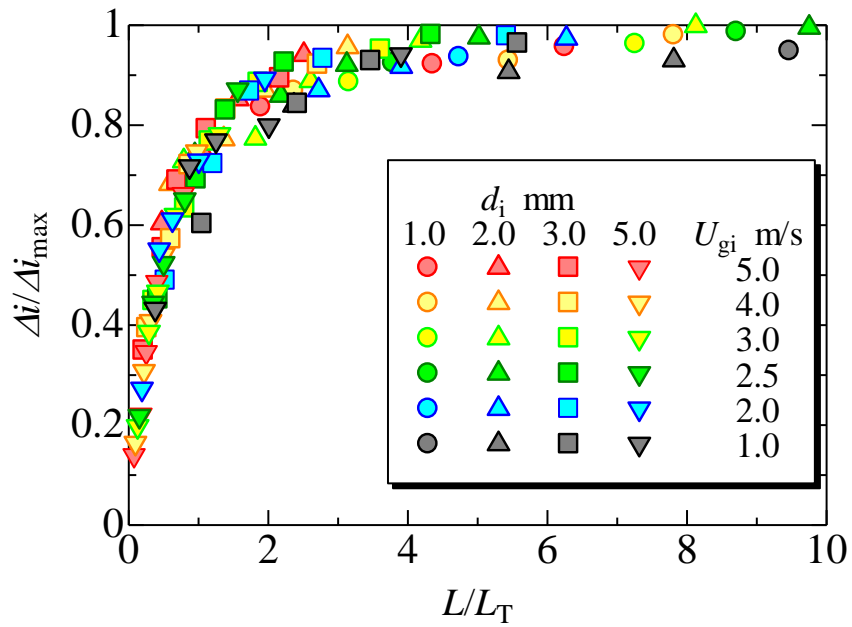


(b)  $0 \leq L/L_T \leq 10$

Fig.4-5 Relation between non-dimensional tube length and bulk mean temperature ( $T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0 \text{ m/s}$ )



(a)  $0 \leq L/L_T \leq 100$



(b)  $0 \leq L/L_T \leq 10$

Fig.4-6 Relation between non-dimensional tube length and difference in specific enthalpy ( $T_{gi} = 180^\circ\text{C}$ ,  $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$  m/s)

## 4.4 湿り空気の熱伝達における無次元整理式の提案

### 4.4.1 基準条件の場合

4.3 項で示したように、本研究の実験条件において、熱交換後の混合平均温度および比エンタルピ移動量は  $L/L_T$  の関数として一義的な関係になると考えられる。ここで図 4-1 および 4-2 の変化割合から、無次元整理式について検討する。無次元温度差と無次元長さについては、 $(x, y)=(0, 1)$  を通り、 $x=\infty$  で  $y$  は 0 に漸近していく形をとる。また無次元比エンタルピ移動量は、 $(x, y)=(0, 0)$  を通り、 $x=\infty$  で  $y$  は 1 に漸近する形をとる。以上に留意して係数を当てはめ、本研究における測定値に最も良く適する値を検討する。

式(4-11)および(4-12)に、それぞれ無次元長さに対する、無次元温度差および無次元比エンタルピ移動割合について無次元整理式を示す。

$$\frac{T_B - T_c}{T_{gi} - T_c} = a \left( \frac{L}{L_T} + a^{\frac{1}{n}} \right)^{-n} \quad (4-11)$$

このとき

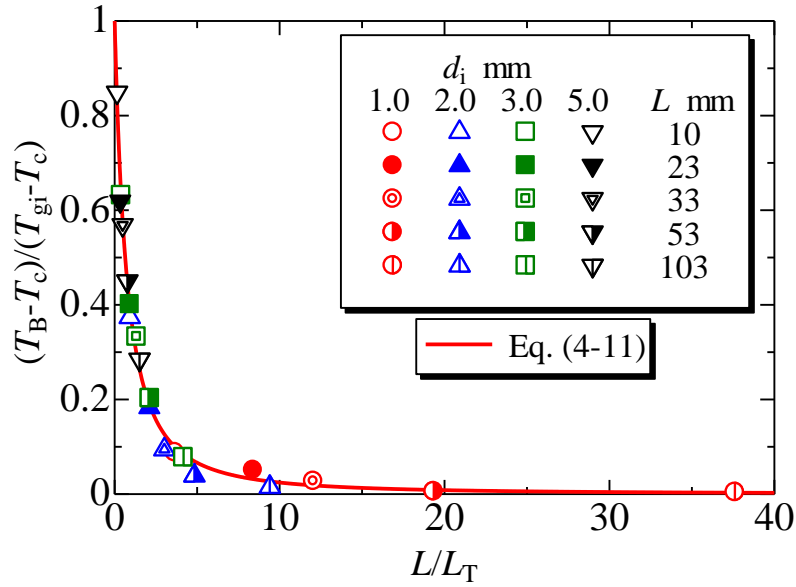
$$a = 1.5, n = 1.7 \left( \frac{L}{L_T} \geq 0, \quad 0 < \frac{T_B - T_c}{T_{gi} - T_c} \leq 1 \right)$$

$$\frac{\Delta i}{\Delta i_{\max}} = 1 - b \left( \frac{L}{L_T} + b^{\frac{1}{m}} \right)^{-m} \quad (4-12)$$

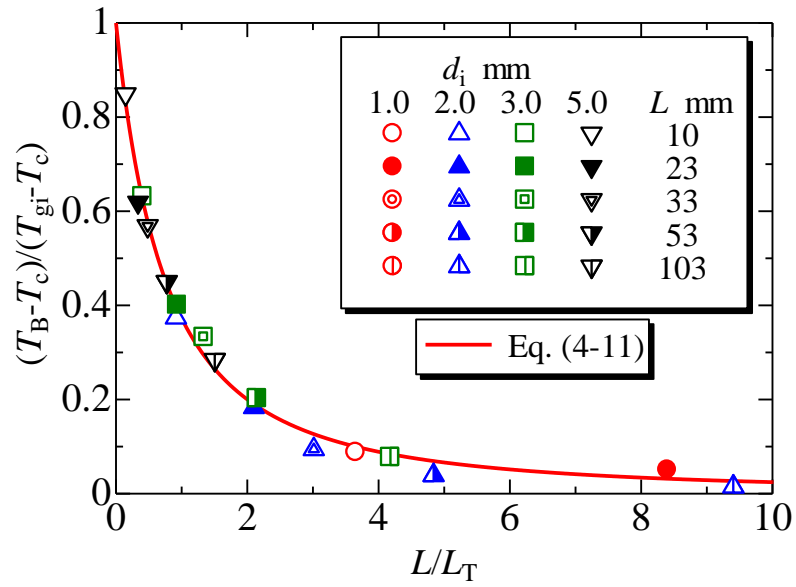
このとき

$$b = 0.7, m = 1.6 \left( \frac{L}{L_T} \geq 0, \quad 0 < \frac{\Delta i}{\Delta i_{\max}} \leq 1 \right)$$

以上の 2 式と測定結果の比較を図 4-7 および 4-8 に示す。これらの整理式により、本測定の実験データが良好に表現されることが確認される。

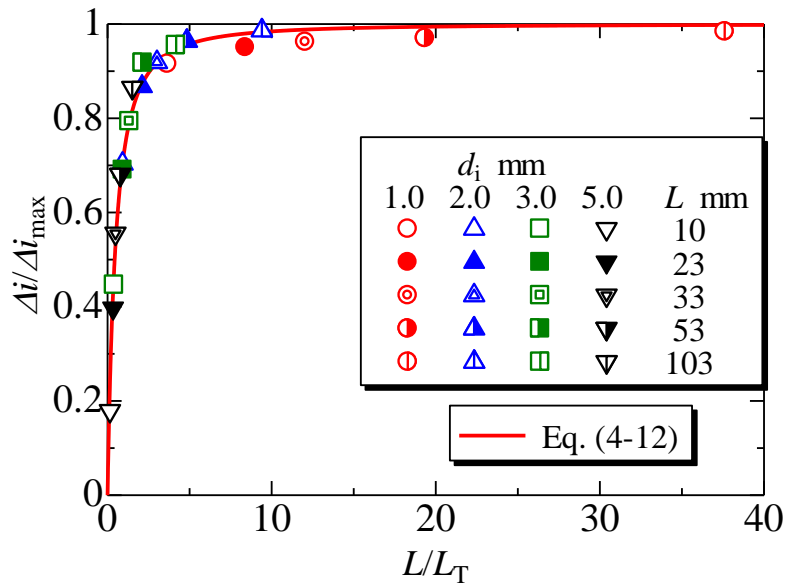


(a)  $0 \leq L/L_T \leq 40$

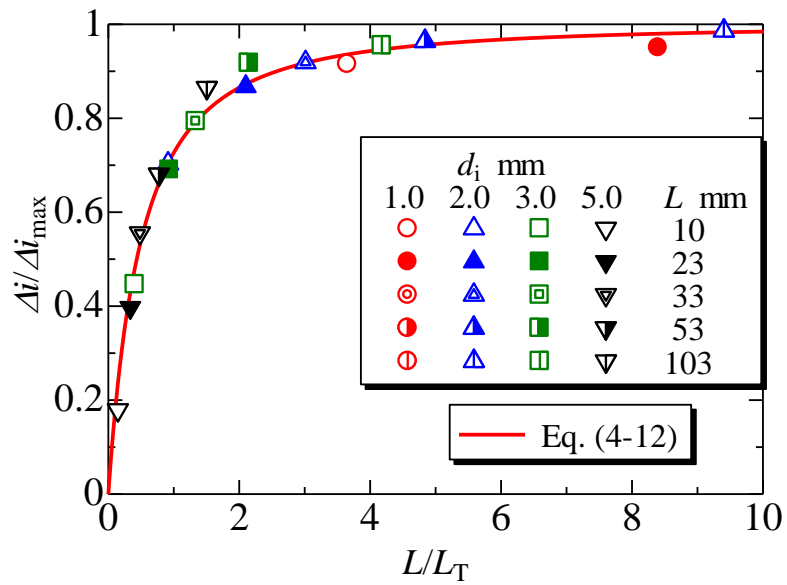


(b)  $0 \leq L/L_T \leq 10$

Fig.4-7 Proposed non-dimensional equation (4-11) for bulk mean temperature  
 $(T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}, U_{gi} = 2.5 \text{ m/s})$



(a)  $0 \leq L/L_T \leq 40$



(b)  $0 \leq L/L_T \leq 10$

Fig.4-8 Proposed non-dimensional equation (4-12) for specific enthalpy  
 $(T_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}, U_{gi} = 2.5 \text{ m/s})$

#### 4.4.2 湿り空気入口温度および速度を変化させた場合

図 4-3~ 4-6 の流入温度および速度の変化に対する，無次元温度差および無次元エンタルピ移動割合について，前項の無次元整理式(4-11)および(4-12)を加えた結果を，図 4-9 および 4-10 に示す． $L/L_T$  の関数とした無次元温度差および無次元エンタルピ移動割合は，流入温度および速度による変化傾向の差異は見られない．また基準条件から求めた式(4-11)および(4-12)は，管内径，流入温度および速度によらず， $L/L_T$  の関数とした一義的な関係を良く表している．すなわち，式(4-11)および(4-12)は，流入温度および速度の変化に対応して， $d_i = 1.0 \sim 5.0 \text{ mm}$  における湿り空気の管内流れの凝縮熱伝達特性を良く表していると考えられる．

この無次元整理で用いた温度助走区間  $L_T$  は流入時の状態値から算出しているため，熱交換器に应用する場合，機器に流入させるガスの状態が既知であれば，式(4-11)および(4-12)を用いることで，熱交換器に用いる伝熱管内径および伝熱管長さから出口温度および熱交換量を推測できる可能性を示している．

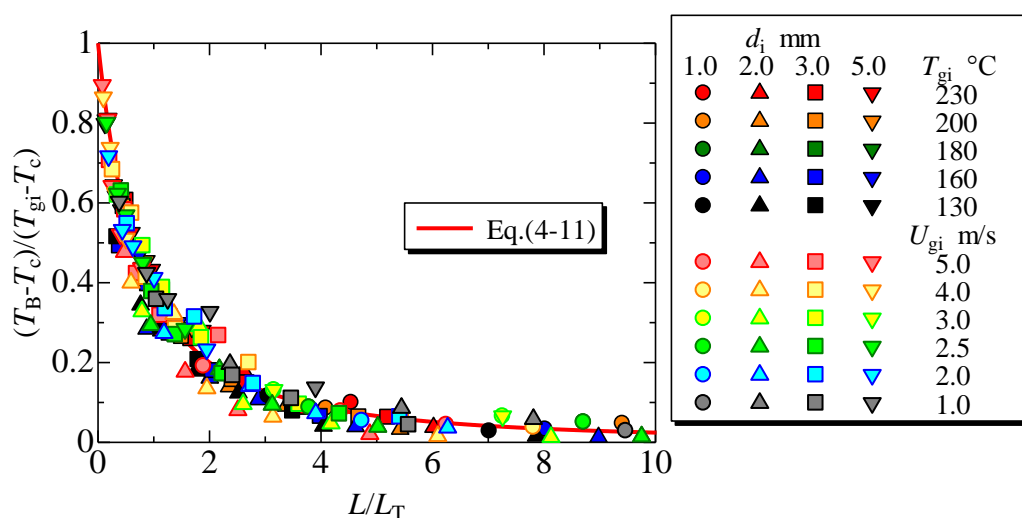


Fig.4-9 Proposed non-dimensional equation (4-11) for bulk mean temperature

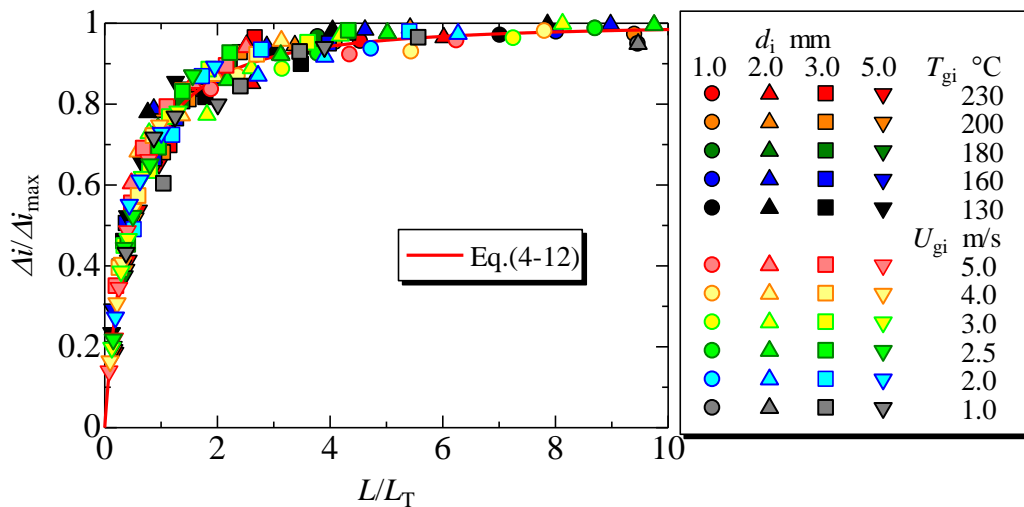


Fig.4-10 Proposed non-dimensional equation (4-12) for specific enthalpy

#### 4.5 第4章のまとめ

本章では、第3章の実験結果において有効管長の減少率に比べ比エンタルピーの移動割合が大きいことに注目し、温度助走区間の影響について検討を行うため、単相流におけるグレッツ問題から無次元整理のためのパラメータを決定した。温度助走区間と管長の比を用いて、まず一定流速および温度条件による熱交換後の無次元温度差および無次元比エンタルピー移動割合について検討し、さらに流入温度の変化に対する検討を行った。その結果は次のようにまとめられる。

1. 単相流において、円筒座標系におけるエネルギー式を無次元化し、それを解くことで、混合平均温度が管長と温度助走区間比  $L/L_T$  の関数であることを示した。
2. 流入時の温度および流速一定の基準条件で、無次元長さ  $L/L_T$  を用いて無次元温度差  $(T_B - T_C) / (T_{gi} - T_C)$  および無次元比エンタルピー移動割合  $\Delta i / \Delta i_{max}$  について測定データを整理した結果、管内径によらず一定の変化割合を示すことが分かった。またその変化割合から、以下の無次元整理式を提案した。

$$\frac{T_B - T_c}{T_{gi} - T_c} = a \left( \frac{L}{L_T} + a^{\frac{1}{n}} \right)^{-n} \quad a = 1.5, n = 1.7$$

$$\frac{\Delta i}{\Delta i_{\max}} = 1 - b \left( \frac{L}{L_T} + b^{\frac{1}{m}} \right)^{-m} \quad b = 0.7, m = 1.6$$

ここで  $L$  は管長,  $L_T$  は温度助走区間であり,  $a, b, n, m$  は係数である.

3. 流入温度および速度を変化させた場合について検討し, 上式が流入条件の変化によらず, 全測定データについて湿り空気の熱伝達特性を良く表すことを示した.
4. 無次元整理で用いた温度助走区間を流入時の状態値から算出しているため, 機器に流入させるガスの状態が既知であれば, 熱交換器の伝熱管内径および長さから出口温度および熱交換量を推測でき, 熱交換器の性能予測に適用できる可能性を示した.



---

---

## 第 5 章

# 2 次熱交換器性能の検討

---

---

### 5.1 従来型 2 次熱交換器形状を基準とする熱交換性能比較

#### 5.1.1 熱交換器の性能比較に用いた仮定および算出方法

ここで熱交換器のコンパクト化について検討する。図 5-1 に比較の基準となる、伝熱管の配列方法および寸法等の詳細を示す。これらの値は従来型 (PH) に一致させている。ここで図 5-2 および 5-3 に、混合平均温度および比エンタルピ移動量の測定値と式(4-11), (4-12)を、有次元表示による各管径における比較として示す。測定温度と式(4-11)は各  $d_i$  で良好な一致を示しており、比エンタルピ移動量においても式(4-12)が全体として良く対応していることが分かり、それぞれの式が管内径 1.0 ~ 5.0 mm で熱交換後の出口温度および比エンタルピ移動量の推算が可能であると理解される。以上から、式(4-11)を用いて PH と同じ出口温度、すなわち  $T_B=65^\circ\text{C}$  になる有効管長  $L$  と、この有効管長から、無次元エンタルピ変化を表す式(4-12)を用いて比エンタルピ差を求め、PH と等しい熱交換量が得られる熱交換器性能について以下の仮定 1~4 および式(5-1)~(5-6)を用いて検討し、各管径における必要な熱交換体積を比較した。

1. 代表的な 2 次熱交換器 (PH) と等しい熱交換量が得られる熱交換器を検討する。
2. ガスは均等に伝熱管に流れ、その管内流速は全て 2.5m/s とする。
3. PH とガス側の流入口断面積と流量は等しい。
4. 伝熱管の配管方法は、PH における伝熱管径と管間隔の比と等しい。

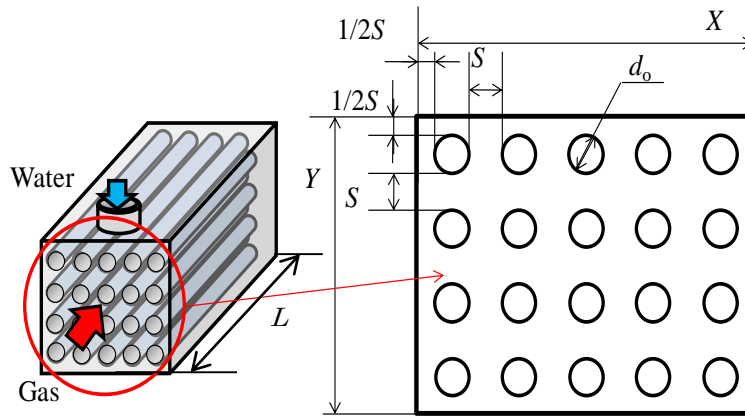


Fig.5-1 Review method of proposed heat exchanger

$$S = 1/2d_o \quad (5-1)$$

$$X = 2N_L \cdot d_o \quad (5-2)$$

$$Y = 2N_C \cdot d_o \quad (5-3)$$

$$d_i : d_o = 0.9 : 1 \quad (5-4)$$

$$A_{pr} = A_{PH} \quad (5-5)$$

$$M_{g-pr} = M_{g-PH} \quad (5-6)$$

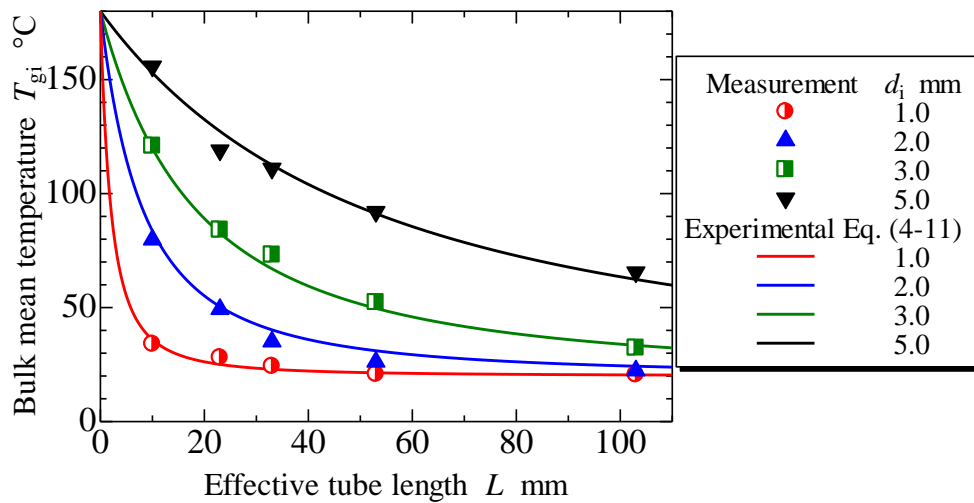


Fig. 5-2 Comparison of experiments and Eq. (4-11)

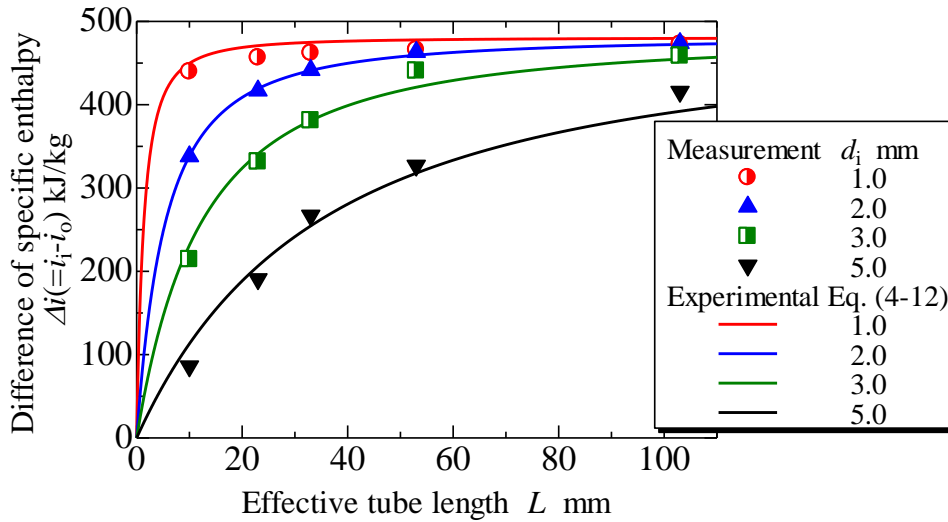


Fig. 5-3 Comparison of experiments and Eq. (4-12)

### 5.1.2 熱交換器のコンパクト化に関する検討

5.1.1 項の仮定および算出方法を用い、コンパクト化を検討した結果を表 5-1 に示す。本研究の管内凝縮を利用する熱交換器の場合、例えば内径  $d_i=1.0\text{mm}$  の細管にすることで、熱交換器体積比は従来型の約 4.3%、 $d_i=2.0\text{mm}$  で約 17%、 $3.0\text{mm}$  で約 39%とコンパクト化を図ることが可能となる。また熱交換面積は、 $d_i$  の 2 乗に比例して大きくなる。これは  $d_i$  を小さくすることおよび、流路面積に対する伝熱面積が増大することと、管内熱伝達率が増大することにより熱交換距離の短縮も可能であることから、細管化でより熱交換器の性能を大幅に向上させることができると考えられる。ここで PH は、8 本の冷却水用伝熱管を折り曲げることでサーペンタイン形状にし、1 本の伝熱管がガス流路内を数回行き来するように配置することで冷却水を加熱しており、その冷却水の温度変化量から熱交換量を算出している。本研究における熱交換器寸法評価は、PH との熱交換量の算出方法の違いによる誤差を含むことから、本研究の管内径  $5\text{mm}$  で求めた熱交換器寸法が、管内径  $5.4\text{mm}$  の PH より大きい結果となったと考えられる。

以上から、本研究の対象である管内流れを利用した潜熱回収熱交換器は、従来型と比較し細管化によって大幅なコンパクト化が可能である。また式(4-11)および式(4-12)はこのタイプの熱交換器の性能予測に有効であると考えられる。

Table5-1 Heat exchanger volume for each tube diameter

	$d_i$ [mm]	1.0	2.0	3.0	5.0	PH
Present method using Eqs. (4-11) and (4-12)	$L$ [mm]	3.9	15.4	34.7	96.4	105
	Volume ratio	0.043	0.17	0.39	1.03	1

## 5.2 凝縮液の流動および熱伝達への影響に関する検討

湿り空気の凝縮を伴う管内熱伝達では凝縮液の存在が熱抵抗となるため、凝縮液の流動様相が熱伝達に与える影響について検討する必要がある。また湿り空気の管内凝縮流れは、空気-水の管内二相流の流動と近似できるため、管内二相流の流動様相を検討することで凝縮液の熱抵抗を推測可能と考えられる。井上ら(1966)は、管内径 5~28.8mm の間で気泡すべり速度や平均ボイド体積率などから、管内二相流における圧力損失について検証した。宮良ら(2004)は従来提案されている整理式について、様々な作動流体、管径および質量速度に適応可能な新しい整理式の検討を行なっている。Wong(1997)らは空気-水、飯田(1979)は水の沸騰過程、橋詰(1983)は冷媒で、それぞれ気液二相流の流動様相をまとめている。Mederic(2004)らは、管内径 10, 1.1 および 0.56 mm のガラス管を用いて、水平管の凝縮流れの可視化実験を行い、蒸気クオリティの変化に伴う圧力変動や凝縮様相について検討している。Fukagata(2007)らは、マイクロ管内の気液二相流について気泡の動きを数値シミュレーションで表し、マイクロ管内の気液二相流の強制対流熱伝達特性を示している。

本研究では、凝縮液の熱抵抗が熱伝達に与える影響について検討するため、VOF 法を用い数値シミュレーションにより凝縮液の熱抵抗を求め、総熱抵抗に占める凝縮液の熱抵抗割合を検討する。図 5-4 に計算モデルを示す。無重力場の 2次元円筒座標系を用い、軸方向流れを空気流、管壁側から軸に対し鉛直方向に水が流入する。このときの空気流量は、基準条件を基に、蒸気分を除いた流量を設定し、管壁側から流れる水の流量は、実験で得られた凝縮量から管長に対する局所の凝縮量を求めることで水の流量分布を与えている。各管内径における計算領域の全長は、5.1 節で示した出口混合平均温度が 65°C となる長さを採用している。支配方程式は、以下の連続の式(5-7)、ナビエ・ストークス式(5-8)、流体輸送方程式(5-9)である。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (5-7)$$

$$\rho \frac{D\mathbf{u}}{Dt} = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} \quad (5-8)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial F}{\partial t} + \mathbf{u} \nabla \cdot \mathbf{F} &= 0 \\ \Sigma F &= 1 \end{aligned} \quad (5-9)$$

境界条件は以下の通りである。

$$x = 0 : U_{gi} = 2.26 \text{ m/s (const.)} \quad (5-10)$$

$$x = L_{65^\circ\text{C}} : P = P_{\text{atm}} \text{ (const.)} \quad (5-11)$$

$$y = 1/2 d_i : M_d = f(x) \quad (5-12)$$

ここで  $f(x)$  は、実験値から得た式(5-13)を用い、各管内径の係数  $a$  は表 5-2 の通りである。

$$M_d = f(x) = 5a \times 10^{-5} \left( \frac{x}{L_T} + 1.53 \right)^{-3.8} \quad (5-13)$$

Table 5-2 Coefficient  $a$  of each inner diameter for Eq.(5-13)

$d_i$ mm	1.0	2.0	3.0	5.0
$a$	3.26	1.59	1.05	0.63

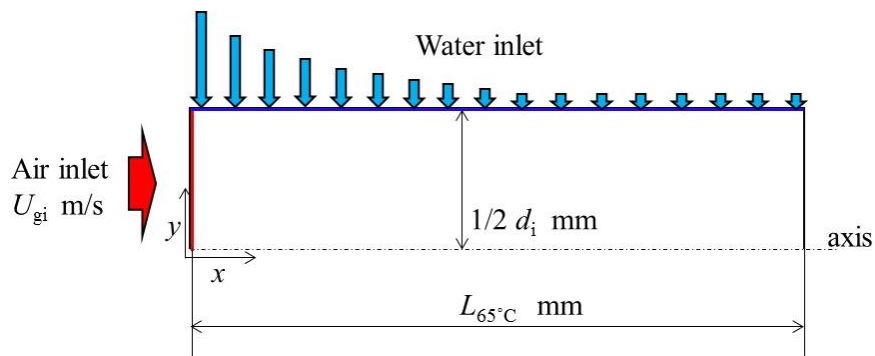


Fig. 5-4 Calculation model

図 5-5 に、各管内径における凝縮液の時間変動を示す。計算は無重力場の 2 次元円筒座標系であり、凝縮液の流動様相は管内壁全体に凝縮液が存在する環状流で、また液面は波状流の様相をとっている。この波の位置は時間的に変動するため、時間平均液膜厚さを求め、水の熱伝導率から凝縮液の熱抵抗  $R_L$  を求めた。

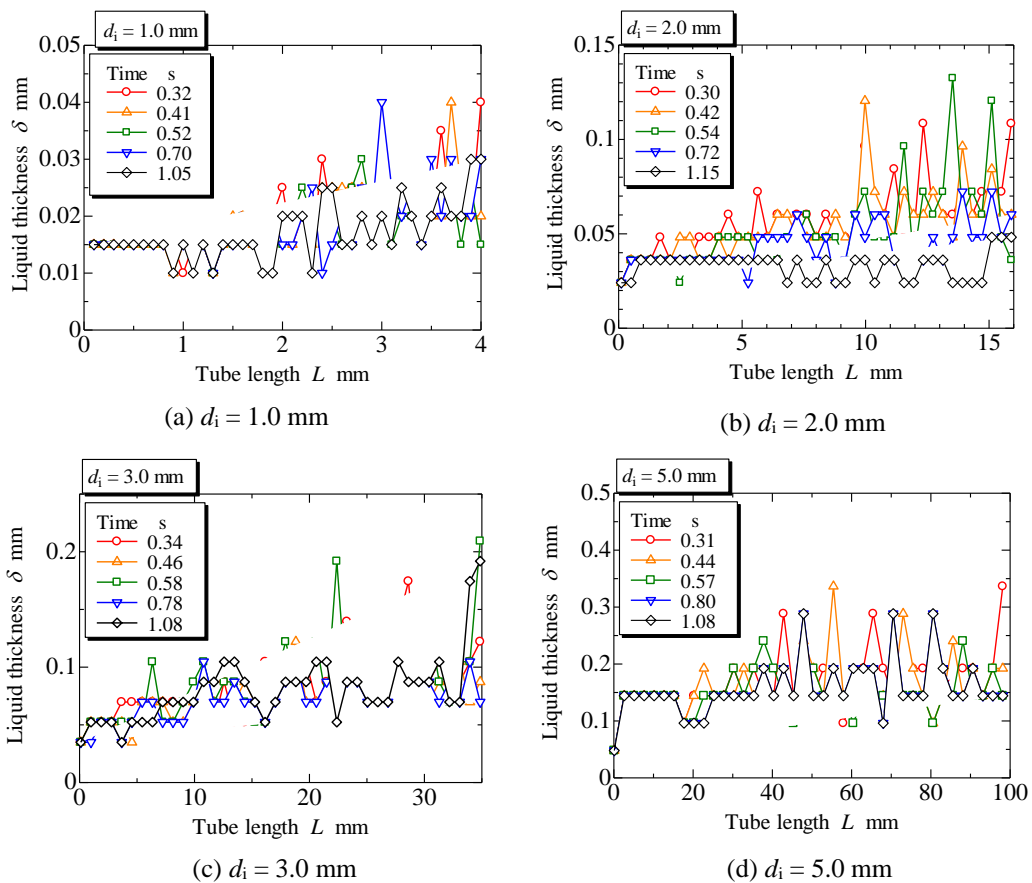


Fig. 5-5 Local Liquid film thickness for each inner diameter

図 5-6 に、各管内径における凝縮液熱抵抗  $R_L$  と総熱抵抗  $R_h$  の比を示す。各管内径で全体的に管長の増大に対して、 $R_L/R_h$  は減少する。 $R_L/R_h$  は総熱抵抗に対する凝縮液の熱抵抗割合であり、この値が小さいほど凝縮液が熱伝達に与える影響は小さい。管内径が小さいほど  $R_L/R_h$  の平均値は小さく、管内径 1.0 mm で約 0.018、管内径 2.0 および 3.0 mm で約 0.02 である。管内径 5.0 mm では局所約 0.05、平均として訳 0.03 程度であるが、総熱抵抗に比して非常に小さいことが分かる。以上から、無重力場の 2 次元円筒座標系で得られた環状流下における凝縮液の熱抵抗は非常に小さくなると思われる。

次に、水平配置伝熱管での、凝縮液の熱抵抗について検討を行う。図 5-7(a) は親水処理を施したガラス管を用いて、凝縮液の流動を可視化したものである。凝縮液は伝熱管下部に存在していることが確認できる。また画像から確認できないが、図 5-7(b) のように管内全体にも薄く凝縮液が存在していると考えられる。

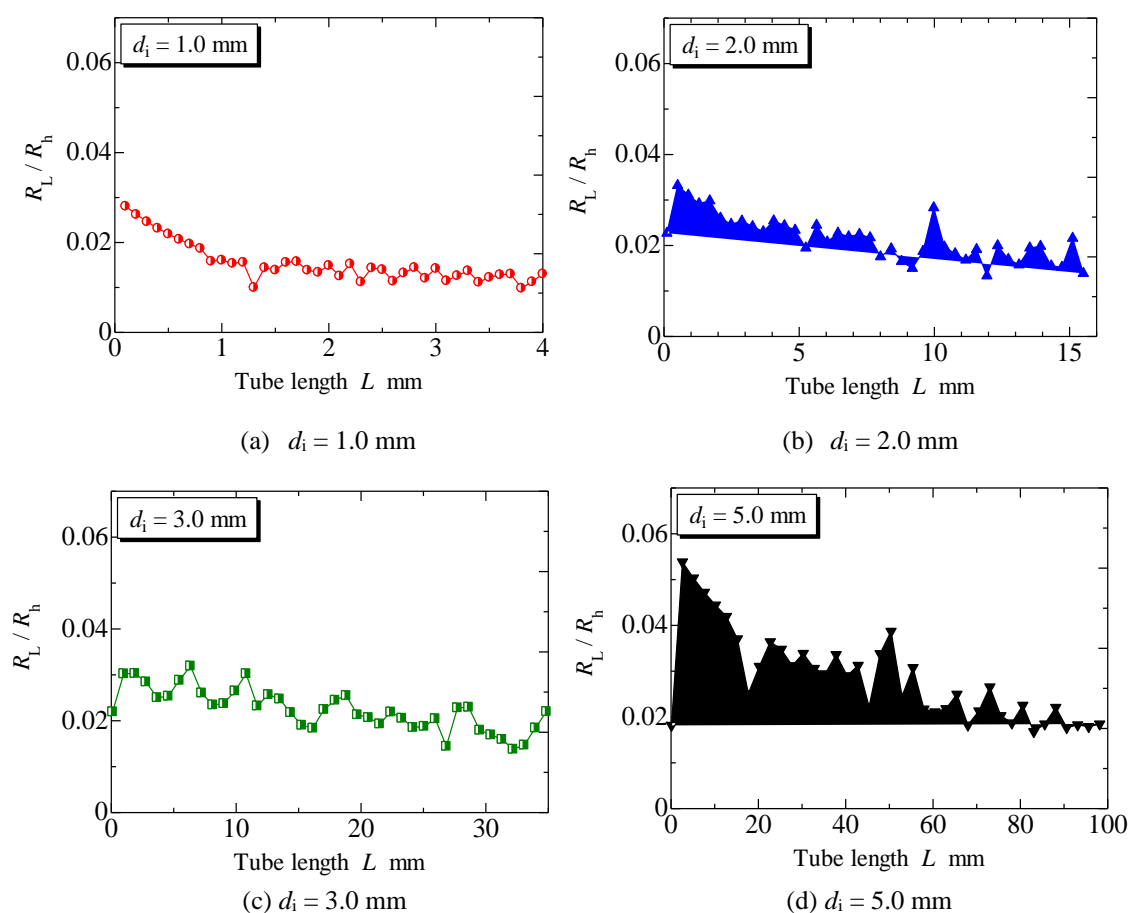


Fig. 5-6 Ratio to total thermal resistance and liquid film resistance for each inner diameter

ここで、ある伝熱管断面における伝熱管下部を流れる凝縮液の時間平均厚さから、最も伝熱管内で液膜が厚くなる領域を求めた結果を表 5-3 に示す。可視化に用いたガラス製伝熱管の内径はそれぞれ 0.8, 1.9, 3.4 mm の 3 種類である。ここから、凝縮液が伝熱管下部に存在する領域は、周長の約 1/3~1/4 程度であることが分かる。凝縮液が主に管下面を流れる場合、気相流れのせん断力および重力の影響により、下面以外の約 70% の領域の凝縮液厚さは前述の計算より小さくなるため、下面の凝縮液の領域が断熱と仮定しても、全体の凝縮液の熱抵抗は先述の計算結果の約 10/7 倍より小さくなり、伝熱管が水平配置の場合においても凝縮液の熱抵抗割合は十分に小さい。

本研究の湿り空気の流入条件では、空気に対する蒸気流量は小さく、図 5-8 に示した水平管内二相流の流動様式線図から、層状または波状流になると予想される。また図 5-9 で示した Mederic(2004)らの可視化実験においても、本研究の条件に近い高クオリティでの凝縮液の流動様相は波状流または環状流となることが確認されている。以上から、本研究条件下でなり得る流動様相に対して凝縮液の熱抵抗を検討した結果、総熱抵抗に対する凝縮液の熱抵抗は十分に小さいことが理解される。

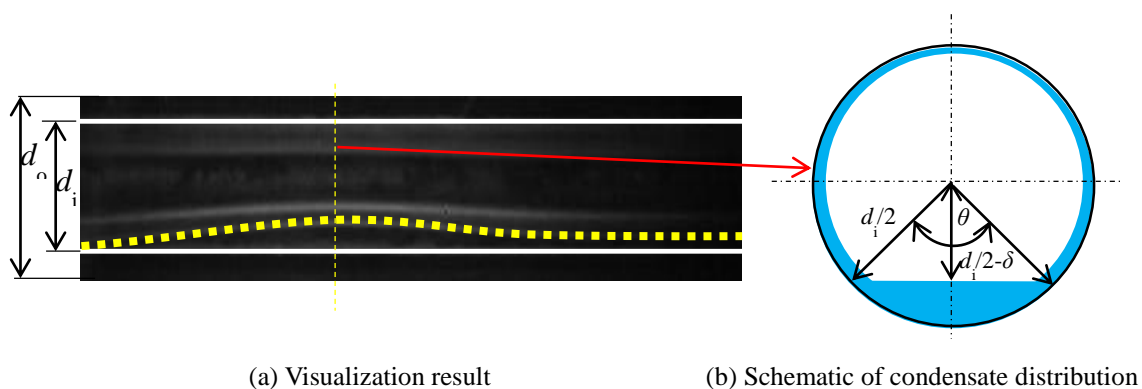


Fig. 5-7 Flow condition of condensate in a horizontal tube

Table 5-3 The thickest area of condensate in a horizontal tube

$d_i$ mm	$\delta$ mm	$\theta$ °	contour ratio
0.8	$0.143d_i$	88.9	0.247
1.9	$0.145d_i$	89.4	0.248
3.4	$0.237d_i$	116.5	0.324



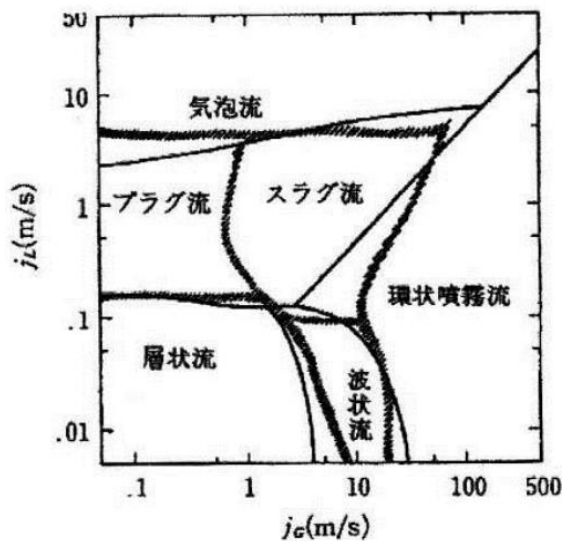


Fig. 5-8 Flow pattern map in a horizontal tube

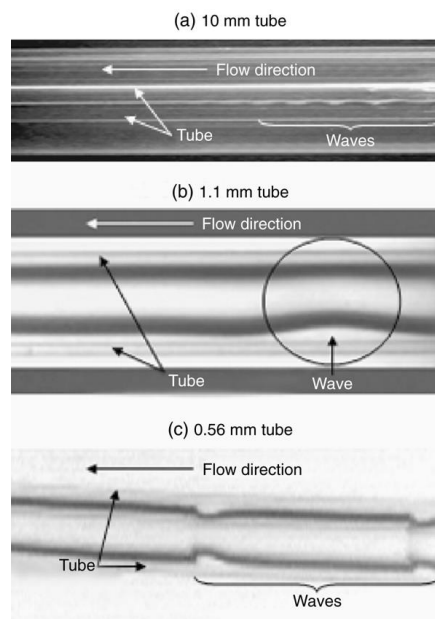


Fig. 5-9 Flow conditions in a horizontal mini-tube (Mederic(2004))

### 5.3 ガス側の圧力損失に関する検討

ここで井上ら, 宮良らは管内二相流の圧力損失特性について, また Fukagata らはマイクロチューブの強制対流熱伝達特性を数値解析する際の流動特性について, Lockhart - Martinelli(1949)の方法を用いている. これは管内二相流の摩擦損失について, 流動様式や流れ方向に関わらず比較的良く従来の測定結果と一致するとされている. 本研究の凝縮を伴う管内流動においては, 湿り空気の管内凝縮流れの圧力損失を空気-水の二相流と仮定して, Lockhart - Martinelli の方法で評価する.

式(5-14)に, Lockhart - Martinelli パラメータ  $X$  から, 気相のみが単独で管内を満たして流れた場合の圧力損失  $(dP/dz)_G$  に対する, 二相流の総圧力損失  $(dP/dz)_F$  の比を求める式を示す. ここで, 総圧力損失  $(dP/dz)_F$  は本研究の圧力損失測定値を用い,  $(dP/dz)_L$  は管内を液相で満たした場合の圧力損失であり, 第 3 章で示した凝縮量を用いて各相の流量を求め, ダルシー・ワイスバッハの式にハーゲンポアズイユ流れから層流における管摩擦係数  $\lambda=64/Re$  を代入した式(5-15)を用いて算出した.

$$\Phi_G = \sqrt{\frac{(dP/dz)_F}{(dP/dz)_G}} = \sqrt{1 + CX + X^2} \quad (5-14)$$

$$X = \sqrt{\frac{(dP/dz)_L}{(dP/dz)_G}}$$

$$\Delta P = 32 \frac{L}{g} \frac{\mu U}{d^2} \rho g = 32 \frac{LU}{d^2} \rho \mu \quad (5-15)$$

各管内径の全ての実験条件において、Lockhart - Martinelli のパラメータ  $X$  と二相流摩擦増倍係数  $\Phi_G$  でまとめたものを図 5-10 ~ 5-13 に示す。図中の実線は Lockhart - Martinelli の式(5-17)の係数  $C$  としては、1~5 mm の細管内空気-水二相流の実験データに基づいた三島一日引(1995)の式(5-16)で算出したものを用いている

$$C = 21(1 - e^{(-333d)}) \quad (5-16)$$

三島一日引の結果に対し、全体としてやや高い値を示すものの、 $d_i = 1.0$  および  $2.0$  mm では±20%の範囲内でよく対応していることが確認される。また  $d_i = 3.0$  および  $5.0$  mm においても、測定点の多くが±30%以内に収まっている。ここで各管内径における測定範囲において、Lockhart - Martinelli パラメータ  $X$  の小さい領域は有効管長  $L$  の短い場合における圧力損失を示しているが、特に  $d_i = 3.0$  および  $5.0$  mm の場合、 $X$  の小さいところで  $\Phi_G$  の値が大きくなっており、その後  $X$  の増大に伴い、三島一日引の式に近い値で増加していく様子が見られる。これは湿り空気の管内凝縮熱伝達において、本研究では冷却水の熱伝達率が大きく、管内壁温度は伝熱管のほぼ全区間で冷却水温度に近いと推測されるため、有効管長の短い領域における凝縮液の生成は活発であり、圧力損失が全体的にやや大きいと考えられる。

流入時の急激な凝縮液の生成による圧力変動がやや大きくはあるが、本研究条件における湿り空気の圧力損失特性は Lockhart - Martinelli の式(5-14)と三島一日引の式(5-16)を用いて表すことができる。すなわち、湿り空気と成分の近い燃焼ガスの圧力損失は、式(5-14)および(5-16)を用いて±30%の範囲で予測が可能であり、熱交換器の設計に有効であると考えられる。

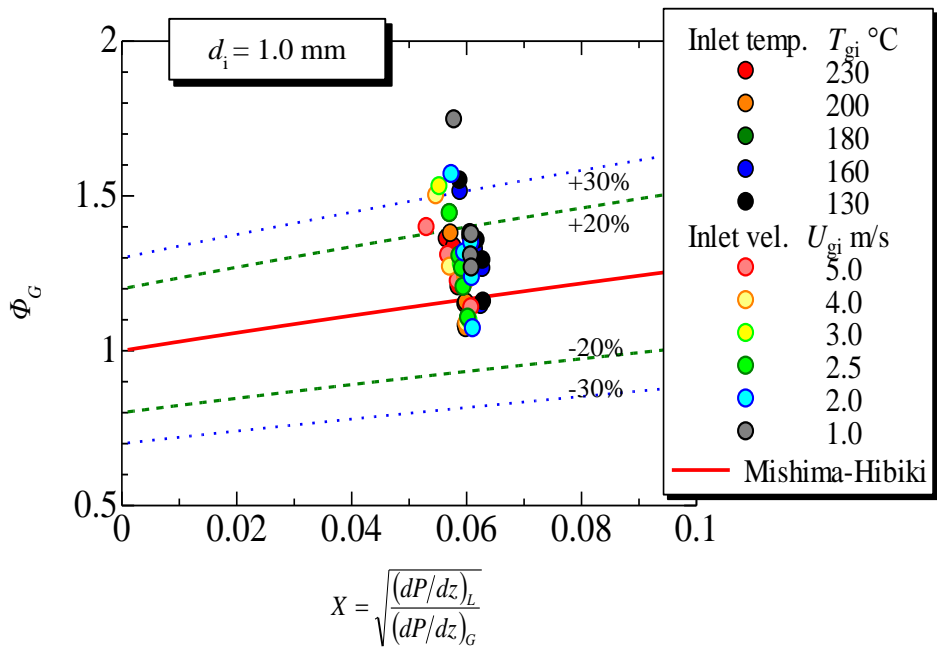


Fig.5-10 Comparison of pressure loss between this study and Mishima-Hibiki with Lockhart - Martinelli parameter  $X$  ( $d_i=1.0 \text{ mm}$ )

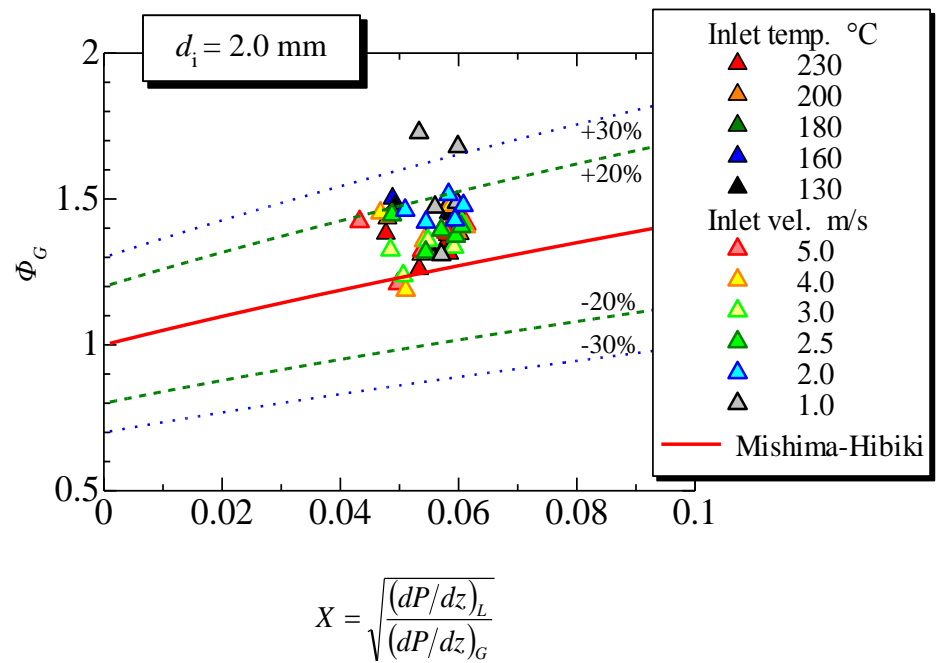


Fig.5-11 Comparison of pressure loss between this study and Mishima-Hibiki with Lockhart - Martinelli parameter  $X$  ( $d_i=2.0 \text{ mm}$ )

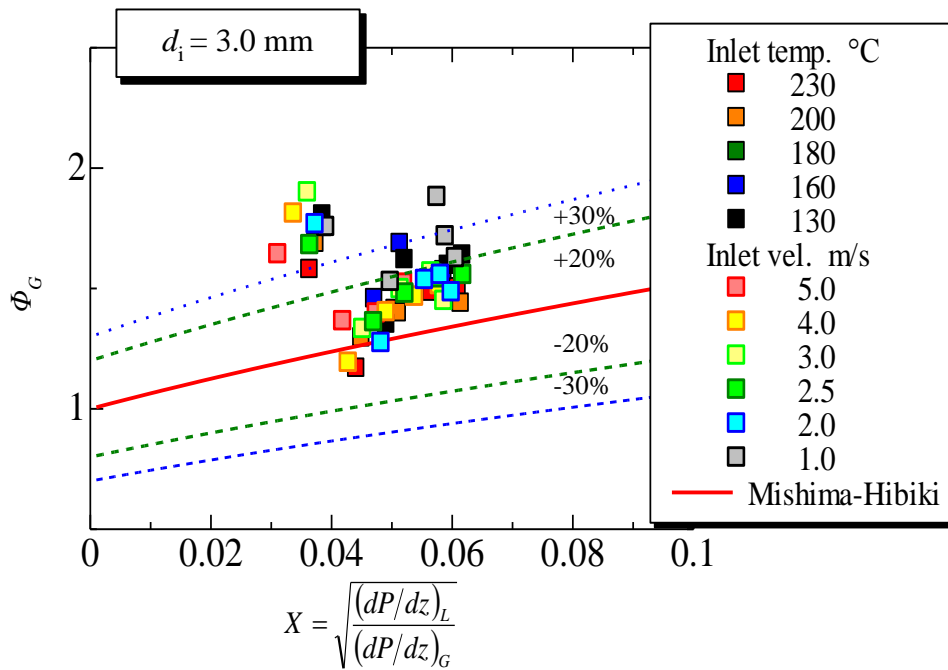


Fig.5-12 Comparison of pressure loss between this study and Mishima-Hibiki with Lockhart - Martinelli parameter  $X$  ( $d_i=3.0 \text{ mm}$ )

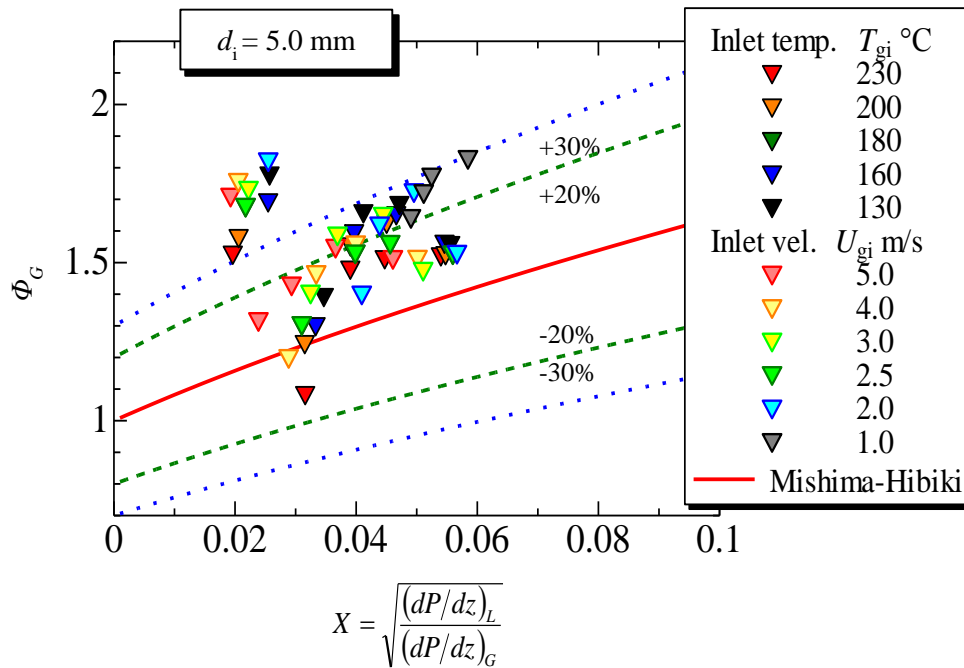


Fig.5-13 Comparison of pressure loss between this study and Mishima-Hibiki with Lockhart - Martinelli parameter  $X$  ( $d_i=5.0 \text{ mm}$ )

## 5.4 湿り空気の管内凝縮における熱伝達率と圧力損失の関係

熱交換器性能の評価として、熱伝達率と圧力損失の双方の評価が重要となる。これまでに得られた実験結果より、Colburn の  $j$  ファクターおよび管摩擦係数を求め、細管を用いる熱交換器の評価を行う。

Colburn の  $j$  ファクターは式(5-17)から求められる。Nu 数は実験の測定温度および比エンタルピ量から算出した。また摩擦係数  $\lambda$  は式(5-18)を用いた。

$$j = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} \quad (5-17)$$

$$\lambda = \frac{2d_i\Delta P}{\rho LU^2} \quad (5-18)$$

図 5-14 に、全実験条件における  $j$  と管摩擦係数  $\lambda$  の比と無次元長さ  $L/L_T$  との関係を示す。 $j/\lambda$  は、熱伝達率と圧力損失の比であり、この値が大きいほど熱交換器の性能が優れていると言える。ここから、例えば  $L/L_T=2$  のとき、 $d_i=1.0\sim 5.0$  mm の  $j/\lambda$  の値はそれぞれ約 0.4, 0.25, 0.2, 0.1 であり、このときの管長  $L$  はそれぞれ 5.2, 21, 47, 132 mm となる。すなわち管内径が小さいほど  $j/\lambda$  の値が大きく性能が向上し、またそれに必要な管長も短くできることから、細管利用で熱交換器の性能向上およびコンパクト化が実現可能であることを示している。

これまでの結果より、同一流入面積を保有する熱交換器を検討する場合、管内径によって熱交換に必要な体積が異なる。例えば PH と同じ基準条件である流入速度および温度でガスを流入させ、出口温度  $65^\circ\text{C}$  になる有効管長は、 $d_i=1.0\sim 5.0$  mm でそれぞれ 3.9, 15.4, 34.7, 96.4 mm であり、同一流入面積を保有させた場合の熱交換体積は細管であるほど小さくなる。またこのときの  $L/L_T$  は全ての管内径で約 1.5 であり、図 5-14 から各管内径において  $L/L_T=1.5$  の  $j/\lambda$  の値は管内径が小さいほど大きい値を示している。これは潜熱回収熱交換器の設計において、機器に流入させたいガスの流量および温度が既知で、機器の流入面積と出口温度を所望の値として用いれば、必要な管長が得られ熱交換器の体積が決まり、その熱交換器の性能も見積もることができる。すなわち、燃焼ガスの潜熱回収熱交換器の性能予測および開発に、温度助走区間に基づいた無次元長さに対する無次元温度差および無次元比エンタルピ移動量の無次元整理式と、無次元長さに対する Colburn の  $j$  ファクターと管摩擦係数  $\lambda$  の比を用いた図 5-14 が有効であると考えられる。

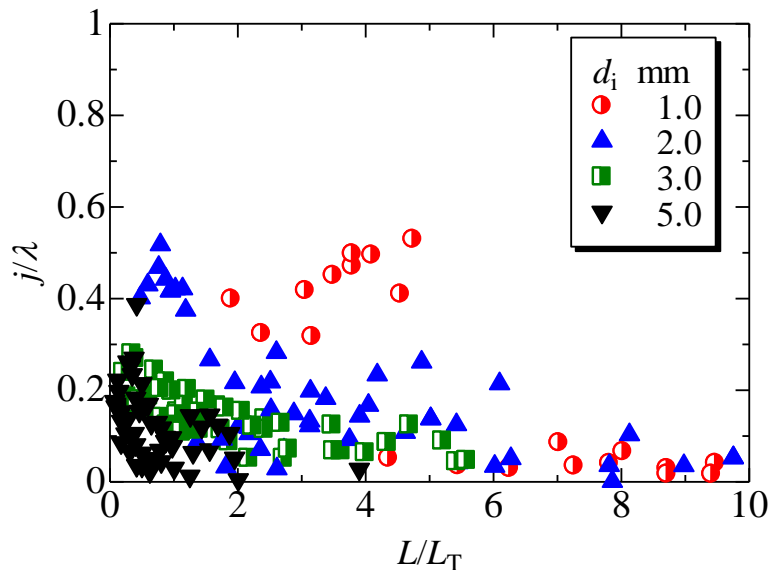


Fig.5-14 Relationship between ratio of Colburn j factor  $j$  and Friction factor  $\lambda$  and non-dimensional length  $L/L_T$

## 5.5 第5章まとめ

第3章および第4章で得られた結果から熱交換器の性能検討を行い、また凝縮液の流動が熱伝達に与える影響について検討を行った。その結果は次のようにまとめられる。

1. 入口湿り空気の基準条件において、第4章で提案された無次元整理式を用いて、実用されている熱交換器と同じ出口温度および熱交換量となる熱交換器体積を算出した結果、管内径 1.0, 2.0, 3.0 および 5.0 mm に対してそれぞれ実用の熱交換器体積の 4.3, 17, 39 および 103 % となり、細管を利用することで大幅な熱交換体積が減少し、熱交換器のコンパクト化が実現可能であることを示した。
2. 凝縮液が湿り空気の熱伝達に与える影響を検討するため、簡単のため環状流となる場合について、数値計算により液膜抵抗を算出した。その結果、液膜抵抗は湿り空気の熱抵抗に比べて十分に小さいことが分かった。また本研究の水平管の場合においては、伝熱管下面を流れる凝縮液の管周長に占める割合から管周全体の凝縮液抵抗を推算したが、総熱抵抗に比べて凝縮液の熱抵抗は小さい。したがって、流動様相の違いが熱伝達に与える影響は大きくないことが推測されることを示した。

3. 圧力損失について、**Lockhart – Martinelli** の方法を用いて本研究の測定値と比較した結果、三島一日引の整理式に比べてやや高いものの、全体として $\pm 30\%$ の範囲に収まることを示した。ここから、湿り空気の凝縮を伴う管内流れにおいても、**Lockhart – Martinelli** の方法と三島一日引の式を用いることで、圧力損失の推測が $\pm 30\%$ の範囲で可能であることを示した。
4. 本研究の実験結果から **Colburn** の  $j$  ファクターおよび管摩擦係数を算出し、無次元長さまたはレイノルズ数に対する **Colburn** の  $j$  ファクターと管摩擦係数の比  $j/\lambda$  を求めた結果、管内径が小さいほど  $j/\lambda$  の値が大きくなることを示し、細管利用が熱交換器の高性能化に有効であることを示した。

---

---

## 第6章

# 結 論

---

---

高性能かつコンパクトな燃焼排ガスからの潜熱回収熱交換器の研究開発のため、伝熱管の細径化による体積あたりの伝熱促進を図る目的で、従来のシェルチューブ式熱交換器の基本形式を変更し、管内を排ガス、シェル側を水とする新たな熱交換器形式を提案した。伝熱管内径 1.0~5.0 mm の単円管について、有効管長 10~103mm における湿り空気の凝縮をともなう管内熱伝達の実験的検討を行い、伝熱管の細管化が熱交換器の高性能化に有効であることを示した。また温度助走区間に基づく無次元整理式を提案し、広範囲な条件における測定結果を一通りに表すことが可能であることを示すとともに、無次元整理式が熱交換器の性能予測に有効であることを示した。本論文は全 6 章から構成され、章毎に次のようにまとめられる。

### 第1章

本研究の目的である潜熱回収熱交換器の性能向上のため、湿り空気の凝縮を伴う管内熱伝達特性の検討の必要性および研究の目的を示した。

### 第2章

伝熱管単管の湿り空気の管内熱伝達特性検討のための実験装置および測定方法について示し、各測定が十分な精度を有することを示した。

### 第3章 [実験結果および考察]

1. 基本的な伝熱特性を明らかにするため、湿り空気の流入温度および速度が一定の基準条件における測定を実施した。管内径が小さいほど、湿り空気の温度降下および比エンタルピ移動は、管入り口から軸方向に急激な変化を示す。したがって、細管では短い管長において主要な伝熱が行われるため、細管化がより熱交換器のコンパクト化に有効であることが明らかになった。



2. 入口湿り空気条件として、流入速度一定で、流入温度を変化させた場合、上記 1 の基準条件と同様に管内径が小さいほど短い管長で温度降下量が大きいなど、細径化による伝熱性能の向上が確認された。また凝縮量の測定では流入温度の影響は全体的に小さいことが分かった。比エンタルピ移動量は、管内径の小さい 1.0 mm および 2.0 mm では、熱エネルギーの移動が短い管長で完了するため、流入時の湿り空気の顕熱の差が測定全区間で見られた。管内径の比較的大きい 3.0mm および 5.0 mm の場合は、有効管長の短いときの比エンタルピ移動量が管内径 1.0, 2.0 mm と比べ全体的に小さく、基準条件下と同様に熱交換に必要な管長が大きくなることが分かった。
3. 流入温度一定で、流入速度を変化させた場合、流入速度が大きいほど有効管長の増大による温度降下量および比エンタルピ移動量は、基準条件の流入速度 2.5 m/s と比較して小さくなることを示した。しかし基準条件または流入温度変化条件と同様に、管内径が小さいほど熱交換に必要な管長が小さく、コンパクト熱交換器への応用に有効であることを示した。
4. 基準条件における圧力損失測定により、凝縮液の非定常的な変化を伴って生じる時間変動について測定し、管内径が小さいほど時間変動量および平均圧力損失が大きいかを示した。しかし、細管では、伝熱性能の向上により管長を短くできることから、時間変動による圧力損失の最大値を考慮した場合においても、実際のガス給湯器の許容圧力損失とされている 200 Pa 以内に保つことが可能であることを示した。

#### 第 4 章 [温度助走区間に基づく無次元整理式の検討]

1. 単相流において、円筒座標系におけるエネルギー式を無次元化し、それを解くことで、混合平均温度が管長と温度助走区間比  $L/L_T$  の関数であることを示した。
2. 上記 1 の結果から類推し、流入時の温度および流速一定の基準条件で、無次元長さ  $L/L_T$  を用いて無次元出口温度差  $(T_B - T_c)/(T_{gi} - T_c)$  および無次元比エンタルピ移動量  $\Delta i/\Delta i_{\max}$  について測定データを整理した結果、管内径によらず一定の変化割合を示すことが分かった。またその変化割合から、以下の無次元整理式を提案した。ここで  $L$  は管長、 $L_T$  は温度助走区間であり、 $a, b, n, m$  は係数である。

$$\frac{T_B - T_c}{T_{gi} - T_c} = a \left( \frac{L}{L_T} + a^{\frac{1}{n}} \right)^{-n} \quad a = 1.5, n = 1.7$$

$$\frac{\Delta i}{\Delta i_{\max}} = 1 - b \left( \frac{L}{L_T} + b^{\frac{1}{m}} \right)^{-m} \quad b = 0.7, m = 1.6$$

3. 流入温度および速度を変化させた場合の測定結果を含めて検討し、上式が流入条件の変化によらず、全測定データについて湿り空気の熱伝達特性を良く表すことを示した。
4. 無次元整理で用いた温度助走区間を流入時の状態値から算出しているため、機器に流入させるガスの状態が既知であれば、熱交換器の伝熱管内径および長さから出口温度および熱交換量を推測でき、熱交換器の性能予測に適用できることを示した。

#### 第5章 [2次熱交換器性能の検討]：

1. 入口湿り空気の基準条件において、第4章で提案された無次元整理式を用いて、実用されている熱交換器と同じ出口温度および熱交換量となる熱交換器体積を算出した結果、管内径 1.0, 2.0, 3.0 および 5.0 mm に対してそれぞれ実用の熱交換器体積の 4.3, 17, 39 および 108 % となり、細管を利用することで大幅な熱交換体積が減少し、熱交換器のコンパクト化が実現可能であることを示した。
2. 凝縮液が湿り空気の熱伝達に与える影響を検討するため、簡単のため環状流となる場合について、数値計算により液膜抵抗を算出した。その結果、液膜抵抗は湿り空気の熱抵抗に比べて十分に小さいことが分かった。また本研究の水平管の場合においては、伝熱管下面を流れる凝縮液の管周長に占める割合から管周全体の凝縮液抵抗を推算したが、総熱抵抗に比べて凝縮液の熱抵抗は小さい。したがって、流動様相の違いが熱伝達に与える影響は大きくないことが推測されることを示した。
3. 圧力損失について、Lockhart – Martinelli の方法を用いて本研究の測定値と比較した結果、三島一日引の整理式に比べてやや高いものの、全体として±30%の範囲に収まることを示した。ここから、湿り空気の凝縮を伴う管内流れにおいても、Lockhart – Martinelli の方法と三島一日引の式を用いることで、圧力損失の推測が±30%の範囲で可能であることを示した。
4. 本研究の実験結果から Colburn の  $j$  ファクターおよび管摩擦係数  $\lambda$  を算出し、無次元長さまたはレイノルズ数に対する Colburn の  $j$  ファクターと管摩擦係数の比  $j/\lambda$  を求めた結果、管内径が小さいほど  $j/\lambda$  の値が大きくなることを示し、細管利用が熱交換器の高性能化に有効であることを示した。

## 謝 辞

本研究の遂行および本論文の作成にあたり、多大な指導・ご鞭撻を賜りました、本学 宇高義郎教授に深く感謝し、心より御礼申し上げます。

また有益なご提言を頂きました、本学 松本裕昭教授、西野耕一教授、石井一洋教授、酒井清吾准教授に心から感謝申し上げます。

共同研究として多くのご指導、ご助言を賜りました株式会社パロマ技術部長小林正和様、技術部温水グループ 佐野泰洋様に深く感謝し、心から御礼申し上げます。

またお忙しい中、実験装置等の製作にあたり、適宜適切なお指導をいただきました機械工場の皆様方、研究に対する助言等を賜りました本学特別研究教員陳志豪さんを始め、多くの研究者ならび教職員の方々、そして本研究室の諸先輩方並びに同期・後輩諸君に厚く御礼申し上げます。

さらに、在職中にも関わらず、横浜国立大学への修学機会を与えていただき、様々なお指導・ご支援をしてくださった陸上自衛隊に感謝するとともに、5年間の研修期間において、支障なく生活・修学環境を整えて下さった横浜駐屯地 中央輸送業務隊の皆様にも深く感謝申し上げます。

最後に、研究生活に理解を持ち、協力し支えてくれた家族に感謝します。

平成 26 年 1 月

山下 隼平

## 参考文献

Cheng L., Junming L., Laminar forced convection heat and mass transfer of humid air across a vertical plate with condensation, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, Vol.19, pp.944-954(2011)

Cossali G.E., Analytical solution of Graetz problem in pipe flow with periodic inlet temperature variation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.52, pp.3396–3401(2009)

Fukagata K, Kasagi N., Ua-arayapon P., Himeno T., Numerical simulation of gas-liquid two-phase flow and convective heat transfer in a micro tube, *International Journal of Heat and Fluid Flow* Vol.28, pp.72-82(2007)

Gulhane N. P., Mahulikar S. P., Variations in gas properties in laminar micro-convection with entrance effect, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, pp.1980–1990(2009)

Hammou Z. A., Benhamou B., Galanis N., Orfi J., Laminar mixed convection of humid air in a vertical channel with evaporation or condensation at the wall, *International Journal of Thermal Science*, Vol.43, pp.531-539(2004)

Hasanein H. A., Kazimi M. S., Golay M. W., Forced convection in-tube steam condensation in the presence of noncondensable gases, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.39, No.13, pp.2625-2639(1996)

Ho C. D., Yang W. Y., Heat transfer of conjugated Graetz problems with laminar counter flow in double-pass concentric circular heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.48, pp. 4474–4480(2005)

Hwang K., Song C. H., Saito K., Kawai S., Experimental study on titanium heat exchanger used in a gas fired water heater for latent heat recovery, *Applied Thermal Engineering*, Vol.30, pp.2730-2737(2010)

Jeong D. W., Lee S. Y., Lee H. J., Performance prediction of heat exchangers for waste heat recovery from humid flue gases, Proceedings of the 4th JSME-KSME Thermal Engineering Conference, pp.673-678(2000)

Jeong K., Kessen M. J., Bilirgen H., Levy E. K., Analytical modeling of water condensation in condensing heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.53, pp.2361-2368(2010)

Joardar A., Jacobi A. M., Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers, International Journal of refrigeration, Vol.31, pp.87-97(2008)

Kang H. C., Kim M. H., Characteristics of film condensation of supersaturated steam-air mixture on a flat plate, International Journal of Multiphase Flow, Vol.25, pp.1601-1618(1999)

Kang H. C., Kim M. H., Ha S. C., Experimental method to evaluate the performance of finned-tube heat exchangers under dehumidifying conditions by using the scaled model, Proceedings of the 4th JSME-KSME Thermal Engineering Conference, pp.769-774(2000)

Kim D. H., Koyama S., Kuwahara K., Kwon J.T., Park B.D., Study on heat and mass transfer characteristics of humid air - flow in a fin bundle, International Journal of Refrigeration, vol.33, pp.1434-1443(2010)

Lindsay A. L., Bromley L. A., Thermal conductivity of gas mixtures, Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 42, No. 8, pp.1508-1511(1950)

Lockhart R.W., Martinelli R. C., Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes, Chemical Engineering Progress, Vol. 45, pp.39-48(1949)

Mederic B., Miscevic M., Platel V., Lavieille P., Joly J. L., Experimental study of flow characteristics during condensation in narrow channels: the influence of the diameter channel on structure patterns, Superlattices and Microstructures, Vol.35, pp.573-586(2004)

Myong R.S., Lockerby D.A., Reese J.M., The effect of gaseous slip on microscale heat transfer: An extended Graetz problem, *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.49, pp.2502–2513(2006)

Sarairoh M., Heat transfer and condensation of water vapor from humid air in compact heat exchangers, Doctor of Philosophy at School of Engineering and Science Faculty of Health, Engineering and Science Victoria University Melbourne, Australia (2012)

Shi X., Che D., Agnew B., Gao J., An investigation of the performance of compact heat exchanger for latent heat recovery from exhaust flue gases, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.54, pp.606-615(2011)

Siow E. C., Ormiston S. J., Soliman H. M., Two-phase modeling of laminar film condensation from vapor-gas mixture in declining parallel-plate channels, *International Journal of Thermal Science*, Vol.46, pp.458-466(2007)

Smol'skii B. M., Novikov P. A., Shcherbakov. A., Heat and mass transfer during condensation of water vapor from moist air in narrow channels, *Inzhenerno-Fizicheskii Zhurnal*, Vol.21, No.1, pp.71-74(1971)

Tanrikut A., Yesin O., Experimental research on in-tube condensation in the presence of air, *Proceedings of a technical committee meeting, IAEA TECDOC-1149*, pp.39-51(1998)

Terekhov V. I., Terekhov V. V., Sharov K. A., Heat and mass transfer in condensation of water vapor from moist air, *Journal of Engineering of Physics and Thermophysics*, Vol.71, No.5, pp.771-777(1998)

Wilke C. R., A viscosity equation for gas mixtures, *The Journal of Chemical Physics*, Vol.18, pp.517-519(1950)

Wong T. N., Yau Y. K., Flow patterns in two-phase air – water flow, *International Committee Heat Mass Transfer*, Vol.24, No.1, pp.111-118(1997)

藤原 由喜男, 藤山 準一, 浅野 等, 木村 和宏, “ガス給湯器用潜熱回収熱交換器のコンパクト化に関する研究”, 日本機械学会熱工学コンファレンス, No.07-5, pp.205-206(2007)

浜口祐輔, 足立高弘, 吉田哲, 木村和宏, 矩形横溝を有する鉛直平板における膜状凝縮熱伝達 (凝縮液流れの掃き出し効果と熱伝達), 日本機械学会東北支部第43 期秋季講演会講演論文集, pp.19-20(2007)

橋詰健一, 水平管内冷媒気液二相流の流動様式とボイド率について, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 49, No. 437, pp. 189-196 (1983)

飯田嘉宏, 気液二相流におけるフローパターンの予測に関する研究, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.45, No. 394, pp. 895-903(1979)

井上晃, 青木成文, 管内二相流の圧力損失に関する基礎的研究 (第 2 報), 日本機械学会論文集第 2 部, Vol.32, No.238, pp.940-946(1966)

磯村依和男, 水巻哲, 会員寄書 混合ガスとして算出した湿り空気の粘度, 化学工学, Vol.23, No.7,pp.467-470(1959)

伊藤 英覚, 宮川 孝, “360° ベンド流量計の流量係数“, 日本機械学会論文集(第 2 部), Vol.43 No.376(1977), 4562 – 4573

神坂光男, 曾田正浩, 横尾和俊, 岩渕牧男, 長田勇, 排ガスからの水分回収に関する研究 (フィン付伝熱管による熱・物質伝達), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.58, No. 545, pp.248–253(1992)

川口清司, 奥井健一, 下浦貴裕, 大河内隆樹, 長賀部博之, 蜷川稔英, 潜熱回収型熱交換器における熱流動特性 (ストレートフィンの長さやピッチが熱流動特性に及ぼす影響), 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 72, No. 713, pp. 96-103(2006)

三島 嘉一郎, 日引 俊, 細管内空気-水二相流の流動特性に及ぼす管内径の影響, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.61, No.589, pp.3197-3204(1995)

宗像健三, 守田幸路, 輸送現象の基礎(付録 7.11 グレツ問題の解), コロナ社(2006)

刑部真弘, 堀木幸代, 花木祐一, 細管を用いたコンパクト潜熱回収熱交換器の性能と予測, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.73, No. 725, pp. 253-259(2007)

屋良朝康, 須田恵介, 小山繁, プレート熱交換器内での排ガスの熱伝達特性の予測計算, 日本機械学会熱工学コンファレンス, No.03-30, pp.135-136(2003)

日本ガス協会 都市ガス工業概要 (消費機器編) 平成二十年改訂版  
<http://www.gas.or.jp/books/notice2010050701.pdf>

日本機械学会編 (2006) 機械工学便覧 基礎編 α4 流体工学 丸善

日本機械学会編 (2009) 伝熱工学資料 改訂第 5 版 丸善

日本機械学会編 (2007) JSME テキストシリーズ 伝熱工学 丸善

パロマ工業株式会社 製品情報  
<http://www.paloma.co.jp/product/index.html>



## 公表論文

(査読付公表論文)

1. 山下 隼平, 宇高 義郎, 小林 正和, 佐野 泰洋, 燃焼ガスからの潜熱回収熱交換器の高性能化, 日本機械学会論文集(B 編), Vol. 79, No. 803 (2013), pp. 1363–1374.
2. Junpei Yamashita and Yoshio Utaka, Improved performance of secondary heat exchanger for latent heat recovery from flue gas using mini-tubes, Applied Thermal Engineering, (2013), (submitted).
3. Junpei Yamashita and Yoshio Utaka, Improvement in performance of secondary heat exchanger for gas water, Heat Transfer Engineering, (2013), (submitted).

(査読付国際会議論文)

1. Junpei Yamashita and Yoshio Utaka, High Performance Heat Exchanger for Latent Heat Recovery from Flue Gas, Proc. 11th Conference on Energy for a Clean Environment (2011).
2. Junpei Yamashita, Yoshio Utaka, Masakazu Kobayashi And Yasuhiro Sano, Improvement in performance of secondary heat exchanger for gas water heater by using thin tubes, Proceedings of 13th UK heat transfer conference, UKHTC2013/75-1 – 8

## 付録 A 図表総覧

Fig.1-1 Gas water heater system.....	2
Fig.1-2 Conventional secondary heat exchanger.....	2
Fig.1-3 Example of each heat exchanger type.....	5
Fig.1-4 Proposed type heat exchanger.....	7
Fig.1-5 Investigating the relationship between heat and mass transfer.....	10
Fig.2-1 Schematic of experimental apparatus.....	13
Fig.2-2 Details of test section.....	14
Fig.2-3 Details of bulk mean temperature measurement.....	15
Fig.2-4 Schematic of flow meter.....	20
Fig.2-5 Result of flowing quantity proofreading.....	22
Fig. 2-6 Copper block for measurement dew point.....	23
Fig. 2-7 Comparison of surface temperature with a point of inserted thermocouple....	24
Fig. 2-8 Comparison of inlet with outlet of flow rate.....	25
Fig. 2-9 Calculation model.....	26
Fig. 2-10 Calculation results of temperature distribution.....	28
Fig. 2-11 Comparison measurement with calculation by each adopting length for dry air.....	29
Fig. 2-12 Variation of bulk mean temperature against effective tube length for dry air.....	30
Fig. 2-13 Detail of inlet part of test section and measured points for investing the temperature distribution.....	31
Fig. 2-14 Temperature distribution of inlet section (horizontal).....	32
Fig. 2-15 Temperature distribution of inlet section (vertical).....	32
Fig. 2-16 Variation of pressure loss against effective tube length (dry air).....	33
Fig.3-1 Variation of bulk mean temperature against effective tube length for inner diameter ( $T_{gi} = 180\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $U_{gi} = 2.5\text{ m/s}$ ).....	37
Fig.3-2 Variation of condensation rate against effective tube length.....	39
Fig.3-3 Ratio of condensate rate to gas flow rate.....	39
Fig.3-4 Aspect of drop-wise condensation ( $d_i = 3.4\text{ mm}$ ).....	40
Fig.3-5 Difference in specific enthalpy against effective tube length.....	41
Fig.3-6 Variation of bulk mean temperature against effective tube length for inner diameter ( $T_{gi} = 130 \sim 230\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $U_{gi} = 2.5\text{ m/s}$ ).....	43
Fig.3-7 Variation of condensation rate against effective tube length ( $T_{gi} = 130 \sim 230\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,	

$U_{gi} = 2.5$ m/s).....	44
Fig.3-8 Difference in specific enthalpy against effective tube length ( $d_i = 1.0$ mm, $T_{gi} = 130 \sim 230$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	46
Fig.3-9 Difference in specific enthalpy against effective tube length ( $d_i = 2.0$ mm, $T_{gi} = 130 \sim 230$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	46
Fig.3-10 Difference in specific enthalpy against effective tube length ( $d_i = 3.0$ mm, $T_{gi} = 130 \sim 230$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	47
Fig.3-11 Difference in specific enthalpy against effective tube length ( $d_i = 5.0$ mm, $T_{gi} = 130 \sim 230$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	47
Fig. 3-12 Variation of condensation rate against effective tube length ( $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	49
Fig.3-13 Variation of condensation rate against effective tube length ( $d_i = 1.0$ mm, $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	50
Fig.3-14 Variation of condensation rate against effective tube length ( $d_i = 2.0$ mm, $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	51
Fig.3-15 Variation of condensation rate against effective tube length ( $d_i = 3.0$ mm, $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	52
Fig.3-16 Variation of condensation rate against effective tube length ( $d_i = 5.0$ mm, $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	53
Fig.3-17 Difference in specific enthalpy against effective tube length ( $d_i = 1.0$ mm, $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	54
Fig.3-18 Difference in specific enthalpy against effective tube length ( $d_i = 2.0$ mm, $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	55
Fig.3-19 Difference in specific enthalpy against effective tube length ( $d_i = 3.0$ mm, $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	55
Fig.3-20 Difference in specific enthalpy against effective tube length ( $d_i = 5.0$ mm, $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	56
Fig.3-21 Temporal variation of pressure loss against effective tube length (Moist air, $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	58
Fig.3-22 Temporal variation of pressure loss against effective tube length (Dry air, $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	58
Fig.3-23 Variation of pressure loss against effective tube length ( $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	59
Fig.3-24 Variation of pressure loss against effective tube length ( $d_i = 1.0$ mm, $T_{gi} = 130 \sim 230$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	60
Fig.3-25 Variation of pressure loss against effective tube length ( $d_i = 2.0$ mm, $T_{gi} = 130 \sim$	

230 °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	61
Fig.3-26 Variation of pressure loss against effective tube length ( $d_i = 3.0$ mm, $T_{gi} = 130 \sim 230$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	61
Fig.3-27 Variation of pressure loss against effective tube length ( $d_i = 5.0$ mm, $T_{gi} = 130 \sim 230$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	62
Fig.3-28 Calculation results of dry air for pressure loss against each inlet temperature ( $d_i = 2.0 \sim 5.0$ mm, $L = 103$ mm $T_{gi} = 130 \sim 230$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	62
Fig.3-29 Variation of pressure loss against effective tube length ( $d_i = 1.0$ mm, $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	63
Fig.3-30 Variation of pressure loss against effective tube length ( $d_i = 2.0$ mm, $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	64
Fig.3-31 Variation of pressure loss against effective tube length ( $d_i = 3.0$ mm, $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	64
Fig.3-32 Variation of pressure loss against effective tube length ( $d_i = 5.0$ mm, $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	65
Fig.3-33 Relationship between $U_{gi}/U_{PH}$ and $\Delta P/\Delta P_{PH}$ ( $d_i = 2.0, 3.0$ mm, $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	65
Fig.4-1 Relation between non-dimensional tube length and bulk mean temperature ( $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	71
Fig.4-2 Relation between non-dimensional tube length and difference in specific enthalpy ( $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	72
Fig.4-3 Relation between non-dimensional tube length and bulk mean temperature ( $T_{gi} = 130 \sim 230$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	74
Fig.4-4 Relation between non-dimensional tube length and difference in specific enthalpy ( $T_{gi} = 130 \sim 230$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	75
Fig.4-5 Relation between non-dimensional tube length and bulk mean temperature ( $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	77
Fig.4-6 Relation between non-dimensional tube length and difference in specific enthalpy ( $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 1.0 \sim 5.0$ m/s).....	78
Fig.4-7 Proposed non-dimensional equation (4-11) for bulk mean temperature ( $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	80
Fig.4-8 Proposed non-dimensional equation (4-12) for specific enthalpy ( $T_{gi} = 180$ °C, $U_{gi} = 2.5$ m/s).....	81
Fig.4-9 Proposed non-dimensional equation (4-11) for bulk mean temperature.....	82
Fig.4-10 Proposed non-dimensional equation (4-12) for specific enthalpy.....	83

Fig.5-1 Review method of proposed heat exchanger.....	86
Fig.5-2 Comparison of experiments and Eq. (4-11).....	86
Fig.5-3 Comparison of experiments and Eq. (4-12).....	87
Fig.5-4 Calculation model.....	90
Fig.5-5 Local Liquid film thickness for each inner diameter.....	90
Fig.5-6 Ratio of total thermal resistance to liquid film resistance for each diameter.....	91
Fig.5-7 Flow condition of condensate in a horizontal tube.....	92
Fig.5-8 Flow pattern map in a horizontal tube.....	93
Fig.5-9 Flow conditions in a horizontal mini-tube (Mederic(2004)).....	93
Fig.5-10 Comparison of pressure loss between this study and Mishima-Hibiki with Lockhart - Martinelli parameter $X$ ( $d_i=1.0$ mm).....	95
Fig.5-11 Comparison of pressure loss between this study and Mishima-Hibiki with Lockhart - Martinelli parameter $X$ ( $d_i=2.0$ mm).....	95
Fig.5-12 Comparison of pressure loss between this study and Mishima-Hibiki with Lockhart - Martinelli parameter $X$ ( $d_i=3.0$ mm).....	96
Fig.5-13 Comparison of pressure loss between this study and Mishima-Hibiki with Lockhart - Martinelli parameter $X$ ( $d_i=5.0$ mm).....	96
Fig.5-14 Relationship between ratio of Colburn $j$ factor $j$ and Friction factor $\lambda$ and non-dimensional length $L/L_T$ .....	98
Table 1-1 Comparison of each researcher for heat exchanger.....	6
Table 1-2 Comparison of each researcher for heat transfer characteristics of in-flow with condensation.....	9
Table 2-1 Specification of thermocouples.....	16
Table 2-2 Specification of data logger.....	16
Table 2-3 Specification of differential pressure gauge for measurement flow rate.....	16
Table 2-4 Specification of differential pressure gauge for test section.....	17
Table 2-5 Specification of high speed camera.....	17
Table 2-6 Specification of temperature controlled tank.....	17
Table 2-7 Specification of mass flow meter.....	18
Table 2-8 Specification of hot air blower.....	18
Table 2-9 Specification of heater for humidifier.....	18
Table 2-10 Specification of U type heater for temperature controlled tank.....	18
Table 2-11 Comparison of compositions between combustion gas and humidified air..	19
Table2-12 Experimental conditions.....	34

Table 4-1 Reynolds number and thermal entrance region for each inner diameter.....	70
Table 4-2 $Re$ and $L_T$ for each inner diameter and inlet temperature.....	73
Table 4-3 $Re$ and $L_T$ for each inner diameter and inlet temperature.....	76
Table 5-1 Heat exchanger volume for each tube diameter.....	88
Table 5-2 Coefficient $a$ of each inner diameter for Eq.(5-13).....	89
Table 5-3 The thickest area of condensate in a horizontal tube.....	92

## 付録 B 助走区間を考慮した無次元エネルギー式の解法

第 4 章 4.2 節で無次元パラメータについて検討したが、これはエネルギー式を無次元化し、その偏微分方程式を解くことによって得られる。無次元化されたエネルギー式の解法は宗像ら(2006)を参照にした。

円筒座標系のエネルギー式は式(B-1)で示される。

$$\rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} = k \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (\text{B-1})$$

層流状態はハーゲンポアズイユ流れより速度分布は式(B-2)で与えられる。

$$u = \frac{1}{4\mu} \left( -\frac{dp}{dx} \right) (R^2 - r^2) = 2u_B \left( 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right) \quad (\text{B-2})$$

以上 2 式から、式(B-3)および境界条件(B-4(a))および(B-4(b))が得られる。

$$\rho c_p u_B \left( 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right) \frac{\partial T}{\partial x} = k \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (\text{B-3})$$

$$x = 0 : T(r, 0) = T_0 \quad (\text{B-4(a)})$$

$$x > 0 : T(R, x) = T_w \quad (\text{B-4(b)})$$

式(B-3)を無次元化することで、式(B-5)が得られる。

$$\frac{\partial T^*}{\partial Gz} = \frac{2}{\eta(1-\eta^2)} \frac{\partial}{\partial \eta} \left( \eta \frac{\partial T^*}{\partial \eta} \right) \quad (\text{B-5})$$

$$T^*(\eta, 0) = 1, \quad T^*(1, Gz) = 0 \quad (\text{B-6})$$

ここで、それぞれの変数は以下の無次元数である。

$$T^* = \frac{T - T_w}{T_0 - T_w} \quad \eta = \frac{r}{R} \quad Gz = \frac{(L/d)}{RePr} \quad (\text{B-7})$$

ここで  $Gz$  はグレッツ数である。この式を変数分離で解くと、式(B-8)の形が得られる。これを  $Gz$  と  $\eta$  でそれぞれ整理し、常微分化された式(B-9)を得る

$$T^* = F(Gz)G(\eta) \quad (\text{B-8})$$

$$\frac{1}{F} \frac{dF}{dGz} = \frac{2}{(1-\eta^2)\eta G} \frac{d}{d\eta} \left( \eta \frac{dG}{d\eta} \right) \quad (\text{B-9})$$

上式を満たす定数を $-\lambda^2$ とすると、 $F$ について次式が得られる。

$$\frac{dF}{dGz} = -\lambda^2 F \quad F = \exp(-\lambda^2 Gz) \quad (\text{B-10})$$

すなわち、式(B-9)の左辺はグレッツ数の関数として表すことができる。  
次に式(B-9)の右辺について定数 $-\lambda^2$ とすると $G$ について次式が得られる。

$$\frac{d}{d\eta} \left( \eta \frac{dG}{d\eta} \right) + \frac{\lambda^2}{2} (1-\eta^2) \eta G = 0 \quad (\text{B-11})$$

上式は Strum-Liouville 型の微分方程式で、無限個の $\lambda(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n)$ に対して、無限個の解の固有関数 $G(G_1, G_2, G_3, \dots, G_n)$ が存在するため、式(B-8)は次式で表される。

$$T^* = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \exp(-\lambda_n^2 Gz) G_n(\eta) \quad (\text{B-12})$$

この係数 $C_n$ を求め、境界条件(B-6)から式(B-13)が得られる。

$$1 = \sum_{n=1}^{\infty} C_n G_n \quad (\text{B-13})$$

Strum-Liouville 問題の固有関数に成立する直交関係を用いて解いていくと式(B-14)および(B-15)が得られる

$$\int_0^1 G_n (1-\eta^2) \eta d\eta = -\frac{1}{\lambda_n^2} \left. \frac{\partial G_n}{\partial \eta} \right|_{\eta=1} \quad (\text{B-14})$$

$$C_n = \frac{-2}{\lambda_n \left( \left. \frac{\partial G_n}{\partial \lambda_n} \right|_{\eta=1} \right)} \quad (\text{B-15})$$



ここで、本研究で注目する混合平均温度  $T_B$  を考えると  $T_B$  は式(B-17)で与えられる。

$$T_B = \frac{\int_A uT dA}{\int_A u dA} \quad (\text{B-16})$$

$$\begin{aligned} T_B &= \frac{\int_A uT dA}{\int_A u dA} = \frac{\int_0^1 2u_B(1-\eta^2)T^* 2\pi\eta d\eta}{\int_0^1 2u_B(1-\eta^2)2\pi\eta d\eta} \\ &= \frac{\int_0^1 (1-\eta^2)T^* \eta d\eta}{\frac{1}{4}} = 4 \int_0^1 (1-\eta^2)T^* \eta d\eta \end{aligned} \quad (\text{B-17})$$

式(B-14)および(B-15)を、式(B-17)に代入すると、混合平均温度は式(B-18)で与えられる。

$$T_B = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{8 \left. \frac{\partial G_n}{\partial \eta} \right|_{y=1} \exp(-\lambda_n^2 Gz)}{\lambda_n^3 \left. \frac{\partial G_n}{\partial \eta} \right|_{y=1}} \quad (\text{B-18})$$

以上から混合平均温度  $T_B$  はグレッツ数の関数であることが示される。このグレッツ数は  $Gz = (L/d)/(Re \cdot Pr)$  で与えられるが、これは温度助走区間  $L_T$  と管長の比と同義である。