

冷媒の水平平滑管内沸騰・蒸発熱伝達に関する研究

桃木, 悟
九州大学総合理工学研究科熱エネルギーシステム工学専攻

<https://doi.org/10.11501/3060379>

出版情報：九州大学, 1991, 博士（工学）, 課程博士
バージョン：
権利関係：

冷媒の水平平滑管内沸騰・蒸発熱伝達に関する研究

桃 木 悟

①

冷媒の水平平滑管内沸騰・蒸発熱伝達に関する研究

桃木 悟

1991年 12月

目次

記号	v
第1章 序論	1
1.1 はじめに	1
1.2 従来の研究	2
1.2.1 純冷媒の平滑管内沸騰・蒸発熱伝達に関する従来の研究	2
1.2.2 混合冷媒の平滑管内沸騰・蒸発熱伝達に関する従来の研究	8
1.3 本論文の目的および構成	13
第2章 実験装置および実験方法	15
2.1 実験装置	15
2.2 測定方法	18
2.2.1 温度の測定	18
2.2.2 圧力の測定	21
2.2.3 流量の測定	21
2.2.4 組成の測定	23
2.3 実験方法	23
2.4 実験データの整理法	24
2.4.1 熱流束の算出	24

2.4.2	伝熱管内壁面温度の算出	25
2.4.3	冷媒のバルク温度およびクオリティの推算	25
2.4.4	熱伝達係数の定義	28
2.4.5	加速による圧力降下および摩擦による圧力降下の推算 . .	30
第3章	液单相熱伝達	31
3.1	測定結果	31
3.1.1	実験条件および測定結果	31
3.1.2	従来の式との比較	32
3.2	熱伝達係数の整理式	34
3.3	まとめ	37
第4章	純冷媒の沸騰・蒸発熱伝達	38
4.1	測定結果	38
4.1.1	実験条件および測定結果	38
4.1.2	従来の式との比較	46
4.2	熱伝達係数の整理式	52
4.2.1	強制対流による熱伝達係数 α_{cv}	53
4.2.2	核沸騰による熱伝達係数 α_{nb}	56
4.3	熱伝達係数の測定値と計算値の比較	66
4.4	他の研究者の熱伝達係数の測定値と計算値の比較	77
4.5	まとめ	88

第5章	混合冷媒の沸騰・蒸発熱伝達	89
5.1	測定結果	89
5.1.1	実験条件および測定結果	89
5.1.2	純冷媒の整理式との比較	95
5.2	熱伝達係数の整理式	99
5.2.1	整理式の型	99
5.2.2	液膜気液界面の温度上昇の影響 S_{mac}	101
5.2.3	混合冷媒の核沸騰熱伝達係数 α_{nbm}	107
5.3	熱伝達係数の測定値と計算値の比較	111
5.4	他の研究者の熱伝達係数の測定値と計算値の比較	117
5.5	まとめ	119
第6章	CFC12とその代替冷媒HFC134aの沸騰・蒸発熱伝達係数の比較	120
6.1	測定結果の比較	120
6.2	計算値の比較	121
6.3	まとめ	125
第7章	沸騰・蒸発熱伝達におよぼす伝熱面汚れの影響	126
7.1	伝熱管内面の汚れ	126
7.2	熱伝達係数の測定結果	128
7.3	まとめ	133
第8章	圧力損失	134

8.1	測定結果	134
8.2	Lockhart-Martinelli の相関との比較	136
8.3	まとめ	141
第9章 総括		143
謝辞		147
参考文献		148
付録A 物性値の推算方法		155
付録B 非加熱部分の影響に関する検討		159
付録C 実験データ		166
付録D 伝熱管の表面状態		201

記号

A	: 加熱面積 [m^2]
Bo	: ボイリング数, 式 (1.3)
Co	: 対流数, 式 (1.5)
C_p	: 定圧比熱 [$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$]
D	: 拡散係数 [m^2/s]
d_i	: 伝熱管内径 [mm]
F	: Reynolds number factor, 式 (1.19)
Fr	: フルード数, 式 (1.7)
g	: 重力加速度 [m/s^2]
G	: 質量速度 [$\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{s}$]
h	: 比エンタルピ [J/kg]
$h_{v\text{sat}}$: 飽和蒸気の比エンタルピ [J/kg]
$h_{l\text{sat}}$: 飽和液の比エンタルピ [J/kg]
h_{fg}	: 蒸発潜熱 [J/kg]
$J\ddot{a}$: 修正ヤコブ数, 式 (4.23)
K	: 核沸騰による熱流束と全熱流束の比, 式 (4.14)
La	: ラプラス定数, 式 (4.21)
M	: 分子量
Nu	: ヌセルト数 = $\alpha d_i / \lambda_l$
P	: 圧力 [MPa]
P_c	: 臨界圧力 [MPa]

Pr	: プラントル数
q	: 熱流束 [W/m^2]
q_{cv}	: 強制対流による熱流束 [W/m^2]
q_{cvm}	: 強制対流による熱流束 (混合冷媒の場合) [W/m^2]
q_{nb}	: 核沸騰による熱流束 [W/m^2]
q_{nbm}	: 核沸騰による熱流束 (混合冷媒の場合) [W/m^2]
Q	: 交換熱量 [W]
Q_i	: 試験区間の各小区間における交換熱量 [W]
Re	: レイノルズ数 = Gd_i/μ
Re_{lo}	: 液のみが管内を流れる場合のレイノルズ数 = $G(1-x)d_i/\mu_l$
Re_{tp}	: 二相レイノルズ数
S	: suppression factor, 式 (4.13)
S_{mac}	: 液膜表面の温度がバルク温度より高くなる程度を表すパラメータ, 式 (5.3)
S_{mic}	: 混合冷媒のプール核沸騰熱伝達が純冷媒より低くなる程度を表すパラメータ, 式 (5.47)
T	: 温度 [K]
T_b	: 冷媒バルク温度 [K]
T_{rc}	: 冷媒バルク温度の推算値 [K]
T_{rm}	: 冷媒温度の測定値 [K]
T_s	: 熱源水温度 [K]
T_{sat}	: 飽和温度 [K]
T_{wi}	: 伝熱管内表面温度の周方向平均値 [K]
T_{wo}	: 伝熱管外表面温度の周方向平均値 [K]
ΔT	: 伝熱管内表面と冷媒バルクの温度差 [K]
ΔT_m	: 伝熱管内表面と冷媒バルクの対数平均温度差 [K]

W	: 質量流量 [kg/s]
We	: ウェーバ数, 式 (1.15)
x	: クオリティ
x	: 伝熱面からの距離 [m]
y	: 低沸点成分 (HCFC22) のモル分率
z	: 試験区間入口からの管軸方向距離 [m]
Δz	: 小区間の加熱部の長さ [m]
α	: 熱伝達係数 [$W/m^2 \cdot K$]
α_{cv}	: 強制対流による熱伝達係数 [$W/m^2 \cdot K$]
α_{cvm}	: 強制対流による熱伝達係数 (混合冷媒の場合) [$W/m^2 \cdot K$]
α_D	: 物質伝達係数 [$W/m^2 \cdot K$]
α_{lo}	: 液のみが管内を流れる場合の強制対流熱伝達係数 [$W/m^2 \cdot K$]
α_m	: 混合冷媒の熱伝達係数 [$W/m^2 \cdot K$]
α_{nb}	: 核沸騰による熱伝達係数 [$W/m^2 \cdot K$]
α_{nbm}	: 核沸騰による熱伝達係数 (混合冷媒の場合) [$W/m^2 \cdot K$]
α_{pb}	: プール核沸騰の整理式より求められる熱伝達係数 [$W/m^2 \cdot K$]
α_{pbm}	: プール核沸騰の整理式より求められる熱伝達係数 (混合冷媒の場合) [$W/m^2 \cdot K$]
α_{Tcal}	: 冷媒温度の計算値に基づいて定義した熱伝達係数 [$W/m^2 \cdot K$]
α_{Tmes}	: 冷媒温度の測定値に基づいて定義した熱伝達係数 [$W/m^2 \cdot K$]
λ	: 熱伝導率 [$W/m \cdot K$]
μ	: 粘性係数 [$Pa \cdot s$]
ν	: 動粘性係数 [m^2/s]
ρ	: 密度 [kg/m^3]
σ	: 表面張力 [N/m]
X_{tt}	: マルチネリパラメータ, 式 (1.4)

添字

1	: 成分 1
2	: 成分 2
bubint	: 気泡の気液界面
cal	: 計算値
cv	: 強制対流
id	: モル分率平均
in	: 入口
int	: 液膜表面
<i>l</i>	: 液
lsat	: 飽和液
lo	: 液のみが管を満たして流れる場合
m	: 混合冷媒
mes	: 測定値
nb	: 核沸騰
out	: 出口
pb	: プール核沸騰
r	: 冷媒
s	: 熱源水
sat	: 飽和
<i>v</i>	: 蒸気
vsat	: 飽和蒸気
w	: 管壁

第1章

序論

1.1 はじめに

現在我々の生活において、かなりの普及率を示しているヒートポンプおよび空気調和・冷凍システムの性能を向上させることは、省エネルギーの観点から有意義であるとともに、太陽熱や工場の排熱等の比較的低温の熱エネルギーの高エクセルギー化といった新たなエネルギー源の開発の面からも重要である。この方法の一つである熱交換器の性能向上のため、種々の高性能伝熱管が開発されている。また、作動媒体に非共沸混合冷媒を用いる方法も考えられている。これは主として、冷媒の相変化の温度が変化する性質を利用して冷媒と加熱流体および冷却流体の温度差をほぼ均一に保ち、熱交換によるエクセルギー損失を減少させてヒートポンプの成績係数の向上を図ろうとするものである。一般に非共沸混合冷媒の蒸発および凝縮熱伝達係数は純冷媒より必ず低下するために純冷媒よりもさらに高性能な伝熱管が要求される。

近年、化石燃料の大量消費に伴うCO₂の増加や、冷媒・洗剤等に使用されているフロンガスによるオゾン層破壊等の地球規模の環境問題が顕在化し、これまでのエネルギー消費およびフロンガスの利用に対する見直しが要求されはじめた。前者のCO₂問題の対策に省エネルギーの促進は不可欠で、ヒートポンプ等の機器もこの例外ではない。また、後者のフロン問題の対策の一つとして、現在、自動車用エアコン等に使用されているオゾン破壊性のあるフロンを他のフロンに交換する必要がある。

冷媒の管内沸騰・蒸発に関しては，1940年代から現在まで数多くの研究がなされている．しかし，上述の背景に鑑み，今後開発される代替フロンや混合冷媒を用いたヒートポンプを設計するうえでは，種々の冷媒の熱伝達係数を予測し得る一般的な整理式を作ることは重要なことである．

本論文は，これに関連して，代替フロンを含む純冷媒および混合冷媒の水平平滑管内沸騰・蒸発熱伝達の実験的研究を行い，それらの水平管内沸騰・蒸発熱特性に関する基礎データを提供するとともに，一般的な熱伝達係数の整理式の作成を試みたものである．

1.2 従来の研究

1.2.1 純冷媒の平滑管内沸騰・蒸発熱伝達に関する従来の研究

冷媒の水平管内沸騰・蒸発熱伝達に関しては現在までに多数の論文が発表されており，ButterworthとShock^[7]および吉田と藤田^[67]により，それらのレビューがなされている．ここでは，そのうち，数多く提案されている管内沸騰・蒸発熱伝達係数の整理式について簡単なレビューを行う．

現在までに提案された整理式は管全長にわたる平均熱伝達係数に関するものと局所熱伝達係数に関するものがある．このうち，平均熱伝達係数に関する式は，比較的古い年代に，温水加熱による実験値に基づいて提案されている．CFC11を用いた実験に基づくPierre^[44]の式，HCFC22を用いた実験に基づくAltmanら^[2]の式等が代表的なものであり，いずれも1960年以前に提案されている．局所熱伝達係数に関する整理式は数多く提案されているが，それらは主として電気加熱による実験に基づくものである．これらの整理式の大半は，管内沸騰・蒸発熱伝達は核沸騰による熱伝達と二相強制対流による熱伝達で表されるという考え方に基づいており，次の3種類の形式に分類できる．

(1) α/α_{10} をボイリング数 Bo およびクオリティ x , マルチネリパラメータ X_{tt} , 対流数 Co のいずれかの関数で表す簡便な形の式

(2) 核沸騰が支配的な領域と強制対流が支配的な領域のそれぞれに対する式

(3) 核沸騰の式と強制対流の式を重ね合わせた式

ここで α_{10} は液のみが管内を満たして流れる場合の熱伝達係数であり, 次に示す Dittus-Boelter の式より求める.

$$\alpha_{10} = 0.023 \left(\frac{\lambda_l}{d_i} \right) Re_{10}^{0.8} Pr^{0.4} \quad (1.1)$$

$$Re_{10} = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l} \quad (1.2)$$

また, Bo , X_{tt} および Co はそれぞれ次式で定義される.

$$Bo = \frac{q}{Gh_{fg}} \quad (1.3)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (1.4)$$

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (1.5)$$

分類(1)に属する整理式では Kandlikar^[28], Rhee-Young^[46]の式が代表的である.

Kandlikar^[28]は水, フロン系冷媒および低温流体等10種類の流体の水平および鉛直管内沸騰・蒸発に関する他の研究者の熱伝達係数の測定値をもとに, 次式を提案している.

$$\frac{\alpha}{\alpha_{10}} = C_1 Co^{C_2} (25 Fr)^{C_3} + C_3 Bo^{C_4} F_{fl} \quad (1.6)$$

α_{10} , Co , Bo はそれぞれ式(1.1), (1.5), (1.3)で与えられる. $C_1 \sim C_5$ は実験定数で, $Co < 0.65$ の場合と $Co > 0.65$ の場合で異なる値をとる. F_{fl} は流体の種類によって異なる係数である. また, Fr は式(1.7)で定義されるフルード数である. 上

式(1.6)の右辺の第一項は強制対流の寄与による項，第二項は核沸騰の寄与による項と考えている。

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l g d_i} \quad (1.7)$$

RheeとYoung^[46]はCFC12とHCFC22の実験データに基づき，次式を提案している。

$$\frac{\alpha}{\alpha_{lo}} = C \left(\frac{1+x}{1-x} \right)^{n_1} Bo^{n_2} \quad (1.8)$$

係数 C および指数 n_1, n_2 は実験定数で分離流域，環状流域および環状噴霧流域のそれぞれの場合について求めている。

分類(2)の強制対流支配域と核沸騰支配域で全く別個の式を用いる整理式の代表的なものにShah^[52]およびDembi-Dharらの式がある。

Shah^[52]は水，フロン系冷媒の水平および鉛直管内沸騰・蒸発に関する種々の研究者の熱伝達係数の測定値を，次式で整理した。

$$\alpha/\alpha_{lo} = \max(\Psi_{cv}, \Psi_{nb}) \quad (1.9)$$

$$\Psi_{cv} = \frac{1.8}{N^{0.8}} \quad (1.10)$$

$$\Psi_{nb} = \begin{cases} 230Bo^{0.5} & \text{for } 1.0 < N, Bo > 0.3 \times 10^{-4} \\ 1 + 46Bo^{0.5} & \text{for } 1.0 < N, Bo < 0.3 \times 10^{-4} \\ FBo^{0.5} \exp(2.74N^{-0.1}) & \text{for } 0.1 < N \leq 1.0, \\ FBo^{0.5} \exp(2.47N^{-0.15}) & \text{for } N \leq 0.1 \end{cases} \quad (1.11)$$

$$N = \begin{cases} Co & \text{for all vertical tubes or } Fr \geq 0.04 \\ 0.38Fr^{-0.3}Co & \text{for horizontal tubes with } Fr < 0.04 \end{cases} \quad (1.12)$$

$$F = \begin{cases} 14.7 & \text{for } Bo \geq 11 \times 10^{-4} \\ 15.43 & \text{for } Bo < 11 \times 10^{-4} \end{cases} \quad (1.13)$$

Dembi^[12]らは，Lavin^[31],Chawla^[8],Rhee^[45],Bandel^[4]らの測定結果をもとに強制対流支配域における次の整理式を提案している。

$$\frac{\alpha d_i}{\lambda_l} = 0.115 [x^4(1-x)^2]^{0.11} \left(\frac{gd_i}{h_{fg}} \right)^{-0.44} We^{0.44} Pr_l \quad (1.14)$$

α_{10} は式(1.1)で求められる。また、 gd_i/h_{fg} は液が重力に逆らって管内面を上昇するのに必要なエネルギーと蒸発潜熱の比を表すパラメータである。 We は次式で定義されるウェバー数で、気液界面の現象あるいは気泡の離脱の影響を表すパラメータである。

$$We = \frac{G^2 d_i}{\sigma \rho_l} \quad (1.15)$$

Dhar^[13]らは Dembi らが用いたデータから核沸騰支配のデータを抽出して、それをもとに次の整理式を提案している。

$$\frac{\alpha d_i}{\lambda_l} = 23388.5 \left(\frac{q}{\rho_l h_{fg} w''} \right)^{0.64} \left(\frac{gd_i}{h_{fg}} \right)^{0.27} We^{0.14} \quad (1.16)$$

ここに、 w'' は気泡成長速度で次の Tolubinsky^[61]の式より求める。

$$w'' = 0.36 \times 10^{-3} (P/P_c)^{-1.4} \quad [\text{m/s}] \quad (1.17)$$

彼らの論文では核沸騰支配域、強制対流支配域を判定する方法は不明であるが、大きい値を示した方が支配的であると考えて、その値を採用すればよいであろう。

分類(3)に属する式は、Chen^[9]によって最初に提案されたもので、管内蒸発における全熱流束は核沸騰による熱流束と二相強制対流による熱流束の和であるとの考えに基づいている。この形の式は次式で表される。

$$\alpha = \alpha_{cv} + \alpha_{nb} = F\alpha_{10} + S\alpha_{pb} \quad (1.18)$$

α_{cv} は強制対流による熱伝達係数、 α_{nb} は核沸騰による熱伝達係数である。 α_{10} は液だけが管を満たして流れた場合の対流熱伝達係数であり、式(1.1)で求められる。係数 F は次式で定義される Reynolds number factor で液单相の場合に対する速度の増大を表すパラメータである。

$$F = (Re_{tp}/Re_{10})^{0.8} \quad (1.19)$$

α_{pb} はプール核沸騰の整理式より求める熱伝達係数であり、 S はプール沸騰に比べて強制対流沸騰の場合に有効過熱度が減少することを表すパラメータである。Chenの式はもともと鉛直管のデータに基づいて提案されたものであるが、水平管に対してもよく引用されている。この形の式には他に、Gungor-Winterton^[21]の式、吉田ら^[70]の式、Jungら^[25]の式がある。

Chen^{[9][15]}の式では α_{lo} をDittus-Boelterの式(1.1)より、 α_{pb} を次に示すForster-Zuber^[16]のプール核沸騰の式より求める。

$$\alpha_{pb} = 0.00122 \left(\frac{\lambda_l^{0.79} C_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49} g^{0.25}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right) (\Delta T)^{0.24} (\Delta P)^{0.75} \quad (1.20)$$

また、 F, S については次のような式を提案している。

$$F = (1.0 + X_{tt}^{-0.5})^{1.78} \quad (1.21)$$

$$S = 0.9622 - 0.5822 \left[\arctan \frac{Re_{tp}}{61800} \right] \quad (1.22)$$

$$Re_{tp} = Re_{lo} F^{1.25} \quad (1.23)$$

GungorとWinterton^[21]は、水、フロン系冷媒、エチレングリコールなど7種類の流体の水平および鉛直管内沸騰・蒸発に関する多くの研究者の実験結果をもとに水平管と鉛直管の両方に適用できる整理式を提案している。 α_{pb} にはCooper^[10]のプール沸騰の式を適用し、 F および S についても次の様な式を提案している。

$$F = \begin{cases} 1 + 24000 Bo^{1.16} + 1.37 X_{tt}^{-0.86} & \text{for } Fr \geq 0.05 \\ (1 + 24000 Bo^{1.16} + 1.37 X_{tt}^{-0.86}) Fr^{0.1-2Fr} & \text{for } Fr < 0.05 \end{cases} \quad (1.24)$$

$$S = \begin{cases} \frac{1}{(1 + 1.15 \times 10^{-6} F^2 Re_{lo}^{1.17})} & \text{for } Fr \geq 0.05 \\ \frac{Fr^{0.05}}{(1 + 1.15 \times 10^{-6} F^2 Re_{lo}^{1.17})} & \text{for } Fr < 0.05 \end{cases} \quad (1.25)$$

$$\alpha_{pb} = 55 \left(\frac{P}{P_c} \right)^{0.12} \left[-\log_{10} \left(\frac{P}{P_c} \right) \right]^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (1.26)$$

ここに、 Fr は式(1.7)で定義されるフルード数である。

吉田らは、最初、HCFC22の実験に基づき分類(1)の型の式を提案した^[66]が、後に分離流のぬれ境界角度に関する整理式および環状流と分離流における熱伝達係数の整理式をそれぞれ提案した^[70]。これらの整理式は、管内径7~15.4mm、加熱長さ3~4mの直接通電加熱したステンレス鋼管におけるHCFC22, CFC114, CFC12の水平管内沸騰・蒸発の実験結果に基づいている。彼らの環状流に対する整理式は式(1.18)の形の式であり、 F および S について次式を提案している。

$$F = 1 + 2 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.88} \quad (1.27)$$

$$S = \frac{1}{1 + 0.7(Re_{tp} \times 10^{-4})^{1.02}(Bo \times 10^4)^{-1.34}} \quad (1.28)$$

$$(1.29)$$

ここに、 Re_{tp} は式(1.23)より求められる。また、 α_{pb} の導出には次の藤田ら^[19]のプール沸騰の式を用いている。

$$\alpha_{pb} = 31.0 \frac{P_c^{0.2}}{M^{0.1} T_c^{0.9}} \cdot f_G(R_p, P/P_c) \cdot \frac{\left(\frac{P}{P_c} \right)^{0.23}}{\left[1 - 0.99 \left(\frac{P}{P_c} \right) \right]^{0.9}} \cdot q^{0.8} \quad (1.30)$$

なお、粗さの影響関数 $f_G(R_p, P/P_c) = 1$ としている。

Jungら^[25]は管内径9mm、加熱長さ4m×2の直接通電加熱したステンレス鋼管を用いてHCFC22, CFC114, HFC152a, CFC12の比較的高流量($G \approx 250 \sim 750 \text{kg/m}^2\text{s}$)での水平管内沸騰・蒸発の実験を行った。実験はそれぞれの冷媒の換算圧力が約0.08に相当する圧力で行っている。以下に提案した整理式を示す。

$$F = 2.37 \left(0.29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.85} \quad (1.31)$$

$$S = \begin{cases} 4048 X_{tt}^{1.22} Bo^{1.13} & \text{for } X_{tt} < 1 \\ 2 - 0.1 X_{tt}^{-0.28} Bo^{-0.33} & \text{for } 1 \leq X_{tt} \leq 5 \end{cases} \quad (1.32)$$

$$\alpha_{pb} = 207 \frac{\lambda_l}{d} \left(\frac{q d}{\lambda_l T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.581} Pr_l^{0.533} \quad (1.33)$$

$$d = 0.0146 \beta \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad \text{with } \beta = 35 \text{deg} \quad (1.34)$$

ここに α_{pb} はStephan-Abdelsalam^[57]のプール沸騰の式である。

最近、吉田ら^[71]は、管全周が液でぬらされた環状流域と気液が上下に分離した分離流域のそれぞれについて従来提案されている熱伝達の整理式の比較検討を行った。その結果、(1)環状流域ではJungら^[25]の式が最も精度が良いが、熱流束の影響の程度を実際より小さく見積もっている、(2)分離流域では、熱伝導率が高い銅管の場合にはChawla^[8]の式が最も精度が良いが、熱伝導率が低いステンレス鋼管の場合には吉田ら^[70]の式以外はいずれもデータとの一致は良くない、という結論を得ている。

さて、前述のように、蒸発管全長にわたる平均熱伝達係数の整理式は温水加熱による測定値に基づいており、局所熱伝達係数の整理式は主に電気加熱による実験に基づいて提案されている。電気加熱と温水加熱による熱伝達係数の違いについて、Khanpara^[29]らは内径8.8mm、全長3.81mの電気加熱管と内径8.8mm、全長1.0mの温水加熱管を用いてCFC113の管内沸騰・蒸発熱伝達係数を実験的に比較した。実験範囲は圧力0.31~0.35 MPa、質量速度218~600kg/m²s、熱流束10.7~53.7kW/m²である。その結果、質量速度が大きい場合には電気加熱の方が高い熱伝達係数を示すと結論づけている。しかし、彼らがその根拠としたデータの熱流束は、電気加熱の場合が38kW/m²、温水加熱の場合が20kW/m²であり、同一条件での比較ではない。また、論文中的数据のうち質量速度と熱流束がそれぞれ等しい場合について比較を行うと、電気加熱と温水加熱による違いは認められない。

1.2.2 混合冷媒の平滑管内沸騰・蒸発熱伝達に関する従来の研究

非共沸混合冷媒では、その蒸発の過程において液および蒸気の組成とともに温度が変化する。気液界面では、低沸点成分が多く蒸発して高沸点成分が濃縮される。そして、液相および気相における拡散抵抗のために気液界面温

度はバルクの温度よりも高い^[17]。また，ドライアウト後の領域を除くと熱は伝熱面から液を通過して蒸気へ伝えられるので，蒸気と気液界面の間の伝熱抵抗のために気液界面温度は蒸気の温度よりも高くなる。したがって，蒸発に有効な過熱度が減少するために，非共沸混合冷媒の沸騰・蒸発熱伝達係数は純冷媒よりも必ず低下する。

混合冷媒の管内沸騰・蒸発に関する研究は純冷媒に比べて非常に少ない。表 1.1 は，従来の混合冷媒の平滑管内沸騰・蒸発に関する実験について冷媒の種類，実験範囲等をまとめて示している。

表 1.1: 非共沸混合冷媒の平滑管内沸騰・蒸発に関する従来の研究

研究者名	発表年	物質の組み合わせ	圧力 MPa	質量速度 kg/m ² s	熱流束 kW/m ²	管内径 mm	水平/鉛直
Mishra ら [34]	1981	HCFC22/CFC12	*	122 ~ 311	3 ~ 15	12.5	水平管
Singal ら [53]	1983	CFC13/CFC12	*	234 ~ 454	5 ~ 17	9.52	水平管
中西ら [36]	1986	CFC11/CFC113	0.1~0.36	350 ~ 750	~ 85	7.0	鉛直管
Hihara ら [23]	1987	HCFC22/CFC12 HCFC22/CFC114	0.23~0.83	100 ~ 350	6 ~ 29	8.0	水平管
Ross ら [48]	1987	R13B1/HFC152a	0.12~0.7	100 ~ 1200	10 ~ 95	9.0	水平管
吉田ら [68]	1988	HCFC22/CFC114	0.39	100 , 300	10, 20	10.6	水平管
村田ら [35]	1988	CFC114/CFC11	0.2	100 ~ 300	10 ~ 30	10.3	水平管
Jung ら [25]	1989	HCFC22/CFC114 HFC152a/CFC12	換算圧力 0.08	250 ~ 750	15 ~ 45	9.0	水平管

*: 試験区間出口の温度が調節されている

Mishra ら^[34]は，混合冷媒 HCFC22/CFC12 の平滑管内沸騰・蒸発の実験を HCFC22 の質量分率が 0, 0.55, 0.75 の場合について行い，それぞれの組成に対して $\alpha/\alpha_0 = f(B_0, x$ あるいは $X_{tt})$ の形の整理式を提案している。しかし，その整理式は特定の組成に対するものであるため一般性はない。

Singal ら^[53]は，混合冷媒 CFC13/CFC12 の平滑管内沸騰・蒸発の実験を行い，Lavin-Young^[32]の環状流に対する式(1.2.1節に示した Rhee-Young^[46]の式(1.8)と同じ形式)の指数を修正し，さらに係数をプラントル数の関数にした整理式を提

案した。しかし、この整理式には、拡散抵抗および熱抵抗の影響を直接表す項が含まれておらず他の条件、冷媒に対して適用することはできないと考えられる。

中西ら^[36]は、混合冷媒 CFC113/CFC11 の鉛直管内沸騰・蒸発の実験を行い、強制対流が支配的である高クオリティ域における熱伝達係数の整理式を提案した。しかし、CFC113 と CFC11 の沸点差が小さいために実験結果には前述した混合冷媒の特徴が表れていないと思われる。

Hihara ら^[23]は、混合冷媒 HCFC22/CFC12 および HCFC22/CFC114 の水平管内沸騰・蒸発の実験を行い、それぞれの組成について $\alpha/\alpha_0 = f(Bo, X_{tt})$ の形で整理した。そして、HCFC22/CFC12 では純冷媒に対して熱伝達係数の低下はみられないが、HCFC22/CFC114 では低下することを示した。また、Hihara ら^[24]は後に、強制対流支配域における HCFC22/CFC114 の熱伝達係数の低下を、液膜、気液界面および蒸気コアでの熱および物質移動の理論より求め、その結果が実験結果とよく合うことを示した。また、核沸騰支配域での熱伝達係数の低下は、以下に示す、混合物のプール核沸騰の低下に対する Stephan-Körner^[56]の式が良い予測を与えることを示した。

$$\frac{\Delta T}{\Delta T_{id}} = 1 + A_0(0.88 + 0.12P)|y_v - y_l|, \quad P \text{ in bar} \quad (1.35)$$

ここに、 ΔT_{id} は、成分 1 および 2 の系と同圧力でのプール核沸騰の過熱度 ΔT_1 および ΔT_2 から算出されるモル分率平均値 $y_{l1}\Delta T_1 + (1 - y_{l1})\Delta T_2$ である。また、 A_0 は物質の組み合わせによって異なる係数である。

Ross ら^[48]は、混合冷媒 R13B1/HFC152a の水平管内沸騰・蒸発の実験を行い、圧力が低くなると核沸騰の影響が抑制されることを示すと同時に、混合冷媒の熱伝達係数が純冷媒より低くなることを示した。

吉田ら^[68]は、混合冷媒 HCFC22/CFC114 の水平管内沸騰・蒸発の実験を行い、彼ら^[66]が純冷媒に対して提案した式との比較を行った。その結果、核沸騰の影

響が大きい低クオリティ域では混合冷媒の熱伝達係数は純冷媒より低いが、強制対流が支配的である高クオリティ域ではほとんど差が無いことを示した。

村田ら^[35]は、混合冷媒 CFC114/CFC11 の水平管内沸騰・蒸発の実験を行い、吉田らの場合と同様、混合冷媒の熱伝達係数は核沸騰の影響が大きい領域では純冷媒よりも低下するが、強制対流が支配的である高クオリティ域では純冷媒とほとんど差が無いことを示した。さらに、純冷媒に対して第 1.2.1 節の分類 (3) に属する式を提案するとともに、核沸騰の項に対して Stephan-Körner^[56] の考え方に基づく修正を加え、混合冷媒に対する整理式を提案した。しかし、この式では、圧力 0.2 MPa の CFC114/CFC11 に対する経験式から核沸騰熱伝達係数を求めている。

Jung^{[25][26]}らは HCFC22/CFC114, HFC152a/CFC12 の水平管内沸騰・蒸発の実験を行い、核沸騰の項、強制対流の項のそれぞれに対して拡散抵抗の影響を考慮した以下に示す整理式を提案した。

$$\alpha = C_{me} F \alpha_{10} + \frac{1}{C_{UN}} S \alpha_{id} \quad (1.36)$$

ここに、 F, S, α_{10} はそれぞれ式 (1.31)(1.32)(1.1) より求められる。また、 C_{me} は次式より求める。

$$C_{me} = 1 - 0.35 |y_v - y_l|^{1.56}, \quad 0.9 < C_{me} \leq 1 \quad (1.37)$$

C_{UN}, α_{id} は次に示す Ünal^[63] の式より求める。

$$C_{UN} = [1 + (b_2 + b_3)(1 + b_4)](1 + b_5) \quad (1.38)$$

$$b_2 = (1 - y_l) \ln \frac{1.01 - y_l}{1.01 - y_v} + y_l \ln \frac{y_l}{y_v} + |y_v - y_l|^{1.5}$$

$$b_3 = \begin{cases} 0 & \text{for } y_l \geq 0.01 \\ (y_v/y_l)^{0.1} - 1 & \text{for } y_l < 0.01 \end{cases}$$

$$b_4 = 152(P/P_{cmvc})^{3.9}$$

$$b_5 = 0.92 |y_v - y_l|^{0.001} (P/P_{cmvc})^{0.66}$$

$$\alpha_{id} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{(1 - y_l) \alpha_1 + y_l \alpha_2} \quad (1.39)$$

ここに P_{cmvc} は低沸点成分の臨界圧力である。また、 α_1 および α_2 はそれぞれの成分が系と同じ圧力にある場合のプール核沸騰による熱伝達係数で式(1.33)より求める。なお、式(1.36)において強制対流域での熱伝達係数の低下を表す C_{me} は物質拡散抵抗の影響を表すパラメータ $|y_v - y_l|$ のみの関数であり、蒸気と気液界面の間の伝熱抵抗の影響は考慮されていない。

このほか、よく引用される式にはエチレングリコール/水の鉛直管内沸騰・蒸発の実験値に基づいて作成された Bennet-Chen^[5]の式がある。式を以下に示す。

$$\alpha = S_{mic} S \alpha_{pb} + S_{mac} F \alpha_{l0} \quad (1.40)$$

ここに、 $S, \alpha_{pb}, \alpha_{l0}$ は第1.2.1節で述べた Chen の式より求める。また、強制対流による熱伝達係数の低下を表すパラメータ S_{mac} 、核沸騰による熱伝達係数の低下を表すパラメータ S_{mic} 、および F は次式で求める。

$$S_{mic} = \frac{1}{1 - \frac{C_{pl}(y_v - y_l)}{h_{fg}} \frac{\partial T_{sat}}{\partial y_l} \left(\frac{\alpha}{D}\right)^{0.5}} \quad (1.41)$$

$$S_{mac} = 1 - \frac{(1 - y_v)q}{\rho_l h_{fg} \alpha_D \Delta T} \frac{\partial T_{sat}}{\partial y_l} \quad (1.42)$$

$$F = Pr_l^{0.296} X_{tt}^{0.89} \quad (1.43)$$

ここに、 α_D は物質伝達係数で次式で求める。

$$\alpha_D = 0.023 Re_{tp}^{0.8} Sc^{0.4} \frac{D}{d_i} \quad (1.44)$$

ここに、 Re_{tp} は式(1.23)で求められる二相レイノルズ数であり、 Sc は次式で定義されるシュミット数である。

$$Sc = \frac{\nu}{D} \quad (1.45)$$

この整理式において強制対流支配域の熱伝達の低下を表す S_{mac} には液膜内の物質拡散抵抗の影響のみが考慮されており、蒸気コアの物質拡散抵抗および伝熱抵抗の影響は考慮されていない。また、 S_{mac} の値が、純冷媒である $y_v = 0$ の場合に必ずしも1にならないことから、組成の影響に関して一般性は疑わしい。

以上に述べたように，現時点において，非共沸混合冷媒の管内沸騰・蒸発熱伝達係数について提案された整理式の数是非常に少なく，いずれの式も，その基となったデータが得られた条件の範囲外に対して適用可能であるかは不明である。

1.3 本論文の目的および構成

前節で述べたように純冷媒の水平管内沸騰・蒸発に対しては数多くの研究が行われているが，広い範囲で一般に適用できる熱伝達係数の予測式は確立されていない。混合冷媒に関しては，研究の数も少なく，一般的な熱伝達係数の予測式は確立されていない。そこで本研究は，代替冷媒を含む4種類の純冷媒 HCFC22, CFC114, HFC134a, CFC12 と1種類の混合冷媒 HCFC22/CFC114 について水平平滑管内沸騰・蒸発の実験を行い，ドライアウト以前の領域について，その管内沸騰・蒸発熱伝達の特性を明らかにするとともに，一般的な予測式を提案することを主な目的とする。

本研究で用いた冷媒のうち，CFC114とCFC12は成層圏のオゾン層を破壊するため近い将来使用が禁止される規制対象フロンである。しかし，種々の混合冷媒のうち，HCFC22/CFC114は，気液平衡データをはじめ物性値が最も良くわかっており，両物質の沸点差も約44℃と比較的大きく実験に相当であると判断したのでこの混合冷媒を供試冷媒として選んだ。また，CFC12は現在カーエアコン等に広く使用されており，その代替フロンの最有力候補HFC134aとの比較が重要であることから実験を行った。

本論文の第2章以降の構成は以下の通りである。

第2章では，本研究で用いた実験装置および実験方法について説明する。さらに，実験データの整理法について述べる。

第3章では，蒸発熱伝達におよぼす強制対流の影響を明らかにする際に必要

となる液単相流での管内強制対流熱伝達係数に関して、検討した結果について述べる。

第4章では、純冷媒 HCFC22, CFC114, HFC134a, CFC12 の管内沸騰・蒸発の実験結果に基づき、熱伝達におよぼす核沸騰と強制対流の影響に関する考察を行い、熱伝達係数の整理式を提案する。

第5章では、混合冷媒 HCFC22/CFC114 の管内沸騰・蒸発の実験結果に関する検討を行い、熱伝達係数の整理式を提案する。

第6章では、近い将来使用が禁止される特定フロン CFC12 の代替フロン HFC134a の実用性を熱伝達の見地から検証するために両者の管内沸騰・蒸発熱伝達係数の比較を行う。

第7章では、伝熱管表面に付着した粉末状の汚れの管内沸騰・蒸発熱伝達係数におよぼす影響について検討した結果を報告する。

第8章では、純冷媒および混合冷媒の摩擦圧力損失を整理した結果について述べる。

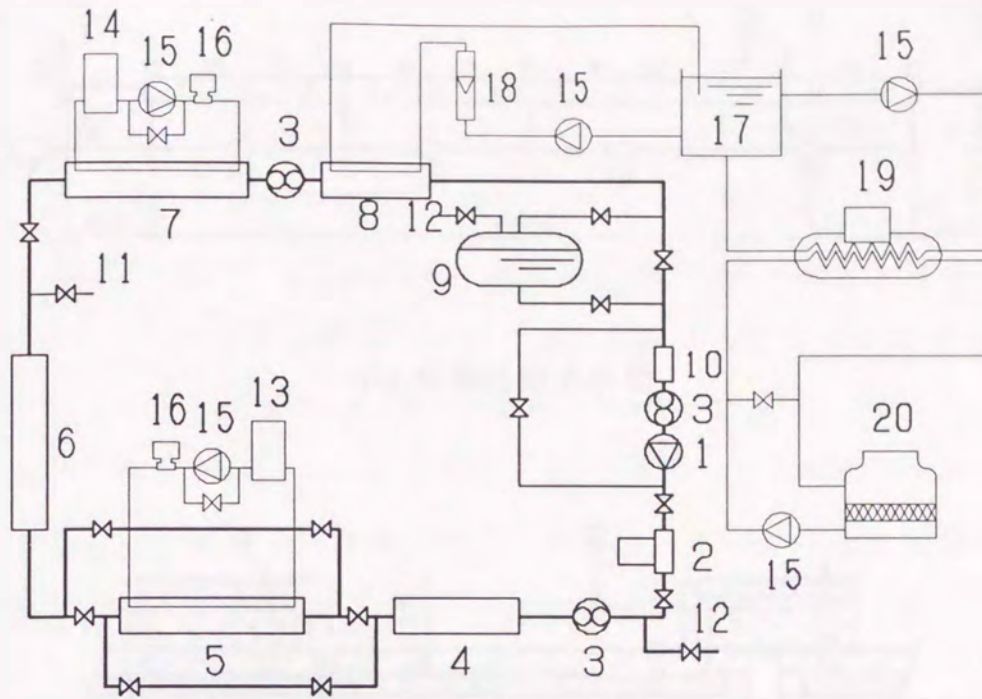
第9章は本論文の総括である。

第2章 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

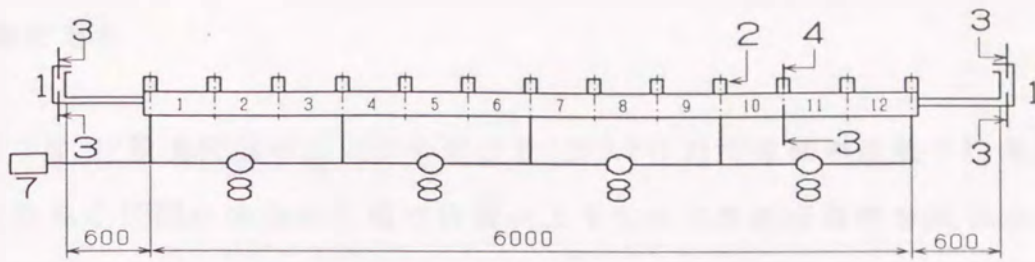
図2.1は実験装置の系統図を示す。冷凍機油の影響を除くため試験ループはポンプによる強制循環ループとした。容積式ポンプ(1)を出た冷媒は、流量計(2)、予熱器(4)、試験蒸発器(5)、後部加熱器(6)、凝縮器(7)、補助凝縮器(8)、ストレーナ(10)の順に循環する。試験蒸発器へは熱源ユニット(13)で一定温度に保たれた加熱用熱源水が供給される。試験区間内の冷媒の流れの方向は、試験蒸発器の前後の6つのバルブの開閉により、熱源水に対して同方向にも逆方向にも変更できる。

図2.2に試験蒸発器の詳細を示す。蒸発器は全長6.0mの二重管型で、冷媒は内管内を、熱源水は内管と外管の間の環状部を流れる。内管は内径7.9mm、外径9.5mmの銅製の平滑管、外管は半円型の溝を有するポリカーボネイト製の角材を合わせた構造になっており内径16mmである。管軸方向の局所熱流束算出のため、環状部は長さ0.5m(有効加熱長さ0.46m)の12の小区間に分割されている。また、蒸発器の前後には長さ0.6mの助走区間が設けられている。なお、本研究の途中で熱伝達係数の測定値が序々に高くなり、再現性がなくなってきたので、柔らかいブラシに巻き付けた布で伝熱管内面の清掃を行った。本論文の第4章および第5章の結果は、この清掃後に得られたデータのみに基づいている。

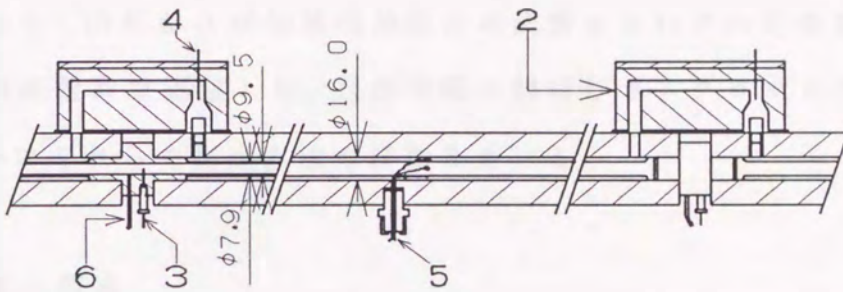


- | | | | |
|----|---------------------|----|-----------------------|
| 1 | Circulation pump | 11 | Sampling port |
| 2 | Mass flow meter | 12 | Charging port |
| 3 | Sight glass | 13 | Heat source unit |
| 4 | Preheater | 14 | Heat sink unit |
| 5 | Test evaporator | 15 | Pump |
| 6 | Rear heater | 16 | Gear-type flow meter |
| 7 | Condenser | 17 | Water tank |
| 8 | Auxiliary condenser | 18 | Float-type flow meter |
| 9 | Liquid reservoir | 19 | Chilling unit |
| 10 | Strainer | 20 | Cooling tower |

図 2.1: 実験装置



(a) 試験区間系統図



(b) 小区間詳細図

- 1 Mixing chamber (Refrigerant)
- 2 Mixing chamber (Heating water)
- 3 Thermocouple (Refrigerant)
- 4 Thermocouple (Heating water)
- 5 Thermocouple (Tube surface)
- 6 Pressure measuring port
- 7 Absolute pressure transducer
- 8 Differential pressure transducer

図 2.2: 試験蒸発器

2.2 測定方法

実験では、試験蒸発器の出入口の混合器(図2.2の1)で冷媒の混合平均温度を、それぞれの小区間の中央の位置で内管の上下左右の外表面温度を $\phi 0.1\text{mm}$ の熱電対で計48点(図2.2の5)、小区間の出入口の位置で冷媒の温度を計13点(図2.2の3)、仕切られた小区間の出入口の混合器で熱源水の混合平均温度を計13点(図2.2の4)測定した。また、試験蒸発器入口の圧力(図2.2の7)および3つの小区間ごとの圧力降下(図2.2の8)を測定し、その他の小区間の圧力は測定値を内挿して求めた。冷媒および加熱用熱源水の流量はそれぞれ質量流量計および歯車式体積流量計で測定した。混合冷媒の組成はガスクロマトグラフで測定した。以下にそれらの測定方法の詳細を述べる。

2.2.1 温度の測定

2.2.1.1 冷媒混合平均温度

図2.3(a)に冷媒混合室の断面図を示す。混合室は鉛直に設置されており、下側が試験区間とつながっている。また、上下対称で、冷媒が液単相、気液二相および蒸気単相のいずれの場合にも混合平均温度が測定できるような構造になっている。特に、蒸発器出口で比較的飽和状態に近い過熱蒸気の場合には、蒸気中に未蒸発液滴が含まれているので、それを完全に蒸発させるためにメッシュデミスターが充填されている。温度測定には誤差が 0.05°C 以下の精度に検定されたシース径 0.5mm のK熱電対(クロメル-アルメル)を使用した。冷媒の流れの向きは向流と並流で異なるが、冷媒の温度は、冷媒が上から流れる場合には下側の熱電対で、下から流れる場合には上側の熱電対で測定した。なお、本研究の比較的初期の段階に行った第3章と第6章のデータは、図2.3(b)に示す混合室を用いて行った実験の結果である。この場合、内筒に設けられた直径

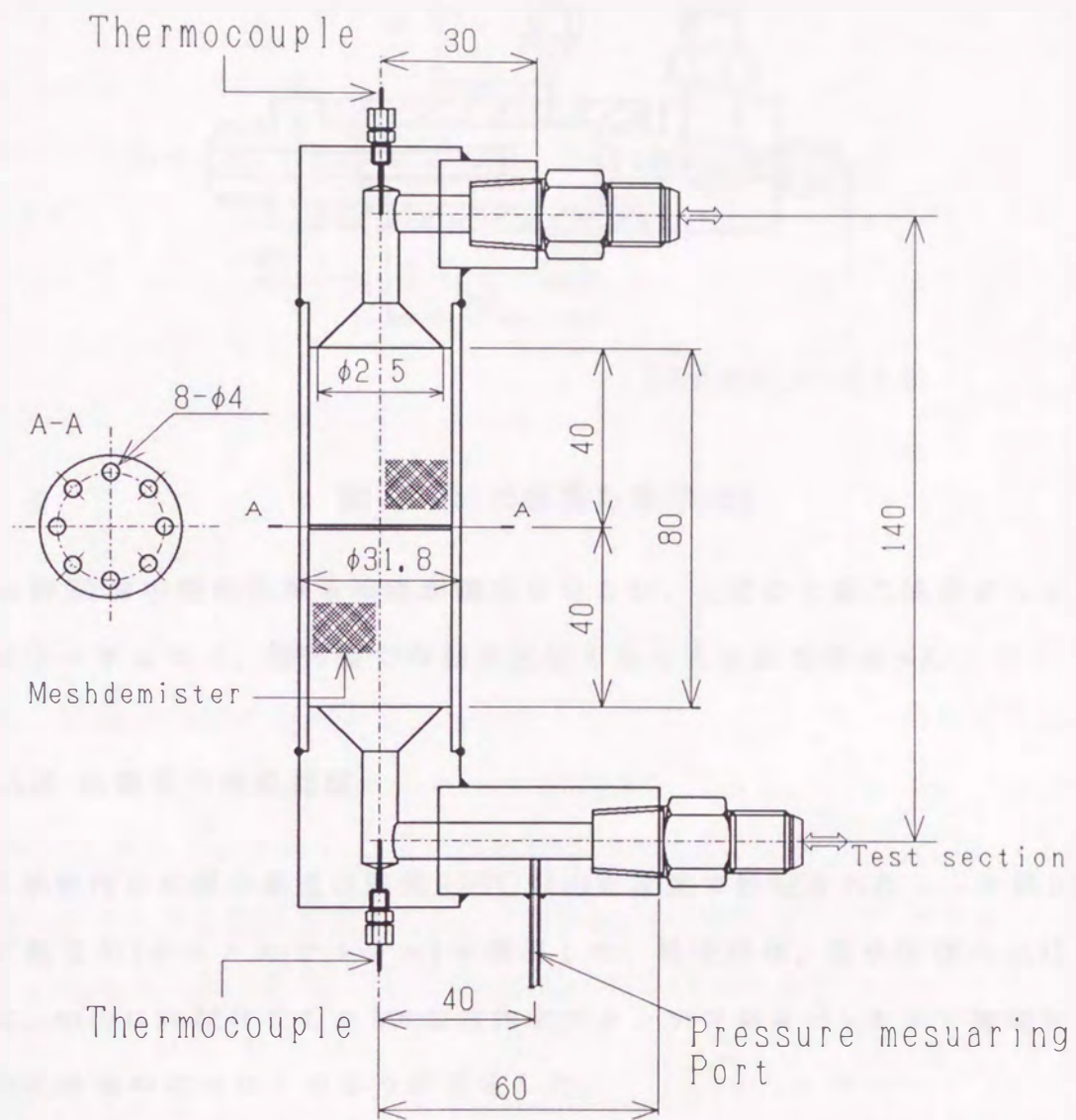


图 2.3: (a) 冷媒混合室

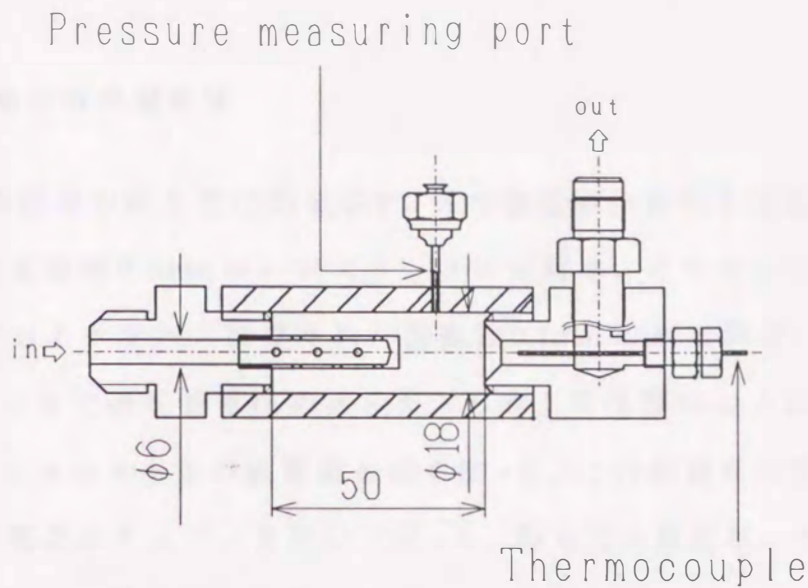


図 2.3: (b) 冷媒混合室(旧式)

2mm の 20 個の噴出孔から冷媒が噴出されるが、上述の未蒸発液滴が含まれないようにするため、蒸発器での過熱区間を長く取る必要があった。

2.2.1.2 伝熱管内冷媒温度

伝熱管内の冷媒の温度は誤差 0.05°C 以内の精度で検定されたシース径 0.5mm の K 熱電対 (クロメル-アルメル) を使用した。熱電対は、各小区間の出口の位置に、中心に穴開けをした M6 の六角ボルトとテフロンパッキンで熱電対の先端が伝熱管の中央にくるように固定した。

2.2.1.3 熱源水温度

図 2.4 は各小区間の出口に取り付けた熱源水用混合室の断面図を示す。直径 2mm の 20 個の噴出孔から熱源水が噴出され混合が促進される。測定には誤差 0.02°C 以内の精度で検定されたシース径 1.5mm の T 熱電対 (銅-コンスタント) を使用した。熱電対は、先端が絞り部の先端にくるようにコンプレッションフィッティングで固定した。

2.2.1.4 伝熱管外表面温度

図2.5は熱電対の取り付け図を示す。各小区間の中央の上下左右にテフロン被覆された素線径0.1mmのコンスタンタン素線を、それから5cm程熱源水の上流側に同じくテフロン被覆された素線径0.1mmの銅素線を、伝熱管(銅)にカッターナイフで溝を掘り埋め込んだ。その上に保護のために薄くハンダを流し、さらにエポキシ系の接着剤を薄く塗った。この熱電対の検定は全く同じ材質および構造のサンプルを用いて行った。熱電対の精度は、サンプルの精度(0.065°C)から、0.1°C程度と考えられる。

2.2.2 圧力の測定

図2.2(a)に示したように試験区間の入口で絶対圧を、第3,6,9および12番目の小区間の出口でその前の測定箇所からの差圧を測定した。絶対圧の測定には、HCFC22の場合にはフルスケール2MPaの、その他の場合にはフルスケール1MPaの歪みゲージ式の絶対圧変換器を使用した。測定器の精度はそれぞれフルスケールの0.1%である。また、差圧の測定にはフルスケール50kPaの歪みゲージ式の差圧変換器を使用した。測定器の精度はフルスケールの1%である。

2.2.3 流量の測定

冷媒流量は、測定精度 $\pm 1.5\text{kg/h}$ (フルスケールの0.5%)、測定範囲15~300kg/hのマイクロモーション質量流量計で測定した。

熱源水流量の流量は、測定精度 $\pm 3\text{l/h}$ (フルスケールの1%)、測定範囲30~300l/hの歯車式流量計で測定した。

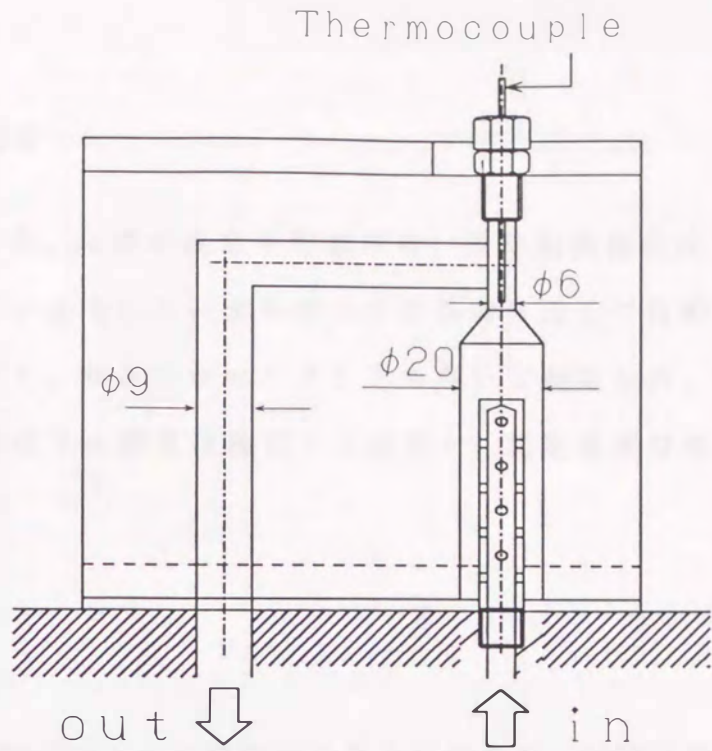


図 2.4: 熱源水混合室

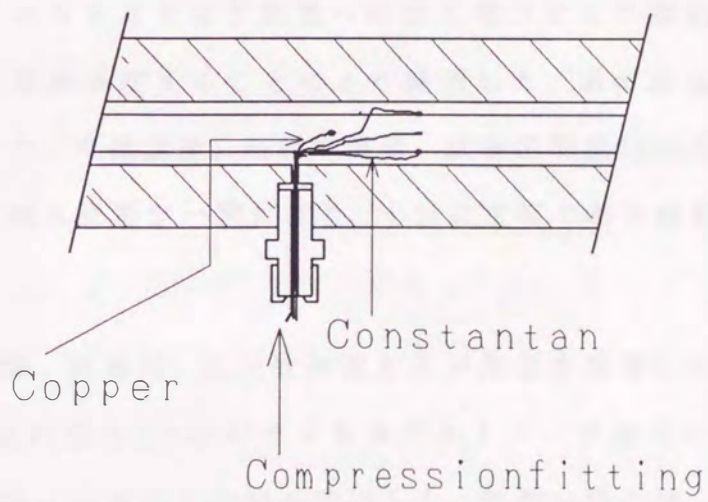


図 2.5: 壁面温度測定用熱電対取り付け図

2.2.4 組成の測定

混合冷媒の場合、冷媒の混合平均組成は、後部加熱器の出口の過熱蒸気を途中で凝縮しないようにヒータを巻いた保温管を通して自動ガスサンプラーでサンプリングし、ガスクロマトグラフを用いて測定した。ガスクロマトグラフの出力と組成比の関係は検定して求めた。測定精度は組成比にして $\pm 2\%$ 以内である^[27]。

2.3 実験方法

実験装置の起動時は、まず熱源水を先に循環させ、試験区間の温度がある程度上昇した後で、冷媒を循環させた。冷媒の流量はポンプに付随している無段変速器によって調整した。系の圧力調節は主に液溜(図2.1の9)を利用してループ中の冷媒の充填量を変えることにより行い、さらに後部過熱器での加熱量と凝縮器および補助凝縮器での冷却量により細かな調節を行った。試験蒸発器入口の冷媒のエンタルピは予熱器への投入電力により調節される。熱流束は主に熱源水の温度を変えることにより調節した。系の諸条件すなわち、試験区間入口の圧力、冷媒温度、熱源水温度、試験区間出口の冷媒温度、冷媒質量流量および熱源水流量が一定になり、十分に定常である判断した後、データ収録を行った。

データ収録の際、熱電対、圧力変換器および熱源水流量計の電圧出力は、分解能 $0.1\mu\text{V}$ 、計測時間約0.2秒のデジタルボルトメータを用いて計測した。また、計測点の切替には自動切替機を使用した。計測の際には、切替によるノイズの影響を除くため、切替直後の5回の計測値は無視した。さらに、熱電対の出力は5回、圧力変換器の出力は10回、流量計の出力は5回の計測を行い、その平均値をそれぞれの計測値とした。

実験は純冷媒 HCFC22, CFC114, HFC134a, CFC12 および混合冷媒 HCFC22/CFC114 を用いて、主に次に示す条件で行った。

- 質量速度：100, 200, 300, 350 kg/m²s
- 換算圧力：0.13 ~ 0.25
- 熱源水流量：100 kg/h

上記の条件において熱流束の異なるデータを得るために、向流の場合には、(1) 入口は過冷液で出口は過熱蒸気の場合、(2) 入口のクオリティが約 0.3 で出口は過熱蒸気の場合、(3) 入口は過冷液で出口のクオリティが約 0.7 の場合の 3 通りの実験を行った。一方、並流の場合には、入口での冷媒と熱源水の温度差が大きく熱流束も大きいため、出入口のクオリティを変えても条件の異なるデータが得られなかったため、入口は過冷液で出口は過熱蒸気の場合のみの実験を行った。

2.4 実験データの整理法

2.4.1 熱流束の算出

試験区間の各小区間における単位時間あたりの熱交換量 Q_i は、次に示す熱源水に関する熱収支の式より求まる。

$$Q_i = -W_s C_{p_s} (T_{sout} - T_{sin}) \quad (2.1)$$

ここに、 W_s は熱源水流量、 C_{p_s} は水の定圧比熱、 T_{sin} および T_{sout} はそれぞれ各小区間の入口および出口における熱源水混合平均温度である。添え字の in および out はそれぞれ熱源水の流れに対して入口側、出口側を表している。水の定圧比熱は文献 [18] に提案された式を用いて求めた。式 (2.1) より、各小区間の伝

熱管内壁面基準の平均熱流束は

$$q = \frac{Q_i}{A} \quad (2.2)$$

で求められる。ここに、 A は伝熱面積であり、次式で求められる。

$$A = \pi d_i \Delta z \quad (2.3)$$

ここに、 Δz は各小区間の有効加熱長さである。各小区間出入口部の仕切り部の熱伝導が熱伝達係数におよぼす影響は小さいので、 Δz は全体の長さ(500mm)よりこの部分の長さ(40mm)を除いた460mmとした。なお、この非加熱部の熱伝導が熱伝達係数におよぼす影響については付録Bに述べる。

2.4.2 伝熱管内壁面温度の算出

試験区間の各小区間の伝熱管内壁面の平均温度 T_{wi} は、次に示す半径方向の一次元定常熱伝導の式より求める。

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{1}{2\pi\lambda_w\Delta z} \left(Q_i \ln \frac{d_o}{d_i} \right) \quad (2.4)$$

ここに、 T_{wo} は、測定した4点の外壁面温度の算術平均値である。 d_i は伝熱管内径、 d_o は伝熱管外径、 λ_w は伝熱管の熱伝導率である。なお、 T_{wi} の誤差は、使用した熱電対の精度から、 0.1°C 程度と考えられる。

2.4.3 冷媒のバルク温度およびクオリティの推算

試験区間の各小区間の出入口部および中央部における冷媒のバルク温度とクオリティは、次に示す手順で求めた。その際、管軸に垂直な断面で気相および液相の温度が一様で等しいと仮定した。また、混合冷媒の場合には、気相内および液相内でそれぞれ濃度の分布がないと仮定した。

1. 試験区間出口の冷媒混合室における温度と圧力の測定値より、バルクエンタルピを求める。試験区間出口が飽和状態である場合は、入口の混合室における値を求める。
2. 1で求めたエンタルピと熱源水の温度降下の測定値より求めた交換熱量から、各小区間の出入口における冷媒のバルクエンタルピ h_b を求める。各小区間の中央部のバルクエンタルピは出入口部の値の平均値とする。
3. 圧力とバルクの組成の測定値より、飽和液と飽和蒸気のエンタルピ h_{vsat} と h_{lsat} を求める。混合冷媒の場合、 h_{vsat} は凝縮開始温度における蒸気のエンタルピ、 h_{lsat} は沸騰開始温度における液のエンタルピである。
4. $h_b < h_{lsat}$ であれば過冷液、 $h_b > h_{vsat}$ であれば過熱蒸気である。この場合は、エンタルピと温度(および圧力とバルクの組成)の関係より混合平均温度 T_b が求まる。
5. 飽和状態での混合平均温度 T_b とクオリティ x は次の手順で求める。

(a) 純冷媒の場合

混合平均温度 T_b は飽和圧力と飽和温度の関係より求まる。また、クオリティはエネルギー収支より次式で求まる。

$$x = \frac{h_b - h_{lsat}}{h_{vsat} - h_{lsat}} \quad (2.5)$$

(b) 混合冷媒の場合

液および蒸気のエンタルピをそれぞれ h_l , h_v とすると、エネルギー収支より純冷媒と同様に次式が成立する。

$$x = \frac{h_b - h_l}{h_v - h_l} \quad (2.6)$$

また、液および蒸気の組成をそれぞれ y_l, y_v とすると各成分の質量の保存より次式が成立する。

$$x = \frac{y_b - y_l}{y_v - y_l} \quad (2.7)$$

h_v, h_l はそれぞれ蒸気および液の組成と温度と圧力の関数であり、次のように表せる。

$$h_v = f_{hv}(P, T, y_v) \quad (2.8)$$

$$h_l = f_{hl}(P, T, y_l) \quad (2.9)$$

ここに、 f_{hv} および f_{hl} は、それぞれ蒸気および液のエントルピを表す関数を意味している。また、相平衡の条件より、それぞれの成分1および2では熱力学的状態量の一つであるフガシティが等しいことから^[50]、次の二つの関係式が成立する。

$$f_{\text{fug.v.1}}(P, T, y_v) = f_{\text{fug.l.1}}(P, T, y_l) \quad (2.10)$$

$$f_{\text{fug.v.2}}(P, T, 1 - y_v) = f_{\text{fug.l.2}}(P, T, 1 - y_l) \quad (2.11)$$

ここに、 f_{fug} はフガシティを表す関数を意味している。添字の v および l はそれぞれ蒸気と液を、1 および 2 はそれぞれ成分1および2を表している。以上で、圧力 P とバルクの組成 y_b が与えられると、6つの変数 $T_b, y_v, y_l, x, h_v, h_l$ に対して、6つの関係式(2.6)~(2.11)が得られる。本研究では、これを Newton-Rhapson 法で解くことにより、混合平均温度 T_b 、クオリティ x 、液の組成 y_l および蒸気の組成 y_v を求めた。

なお、混合冷媒のエントルピの推算誤差は純冷媒と比べると大きい(約10%)ので、この誤差が冷媒温度とクオリティの両方におよぼす影響が無視できなかつた。そこで、上記の手順2の段階で各小区間でのバルクエントルピを求める際に、伝熱量 Q_i に対して次式による補正を行った。

$$Q_i = Q_{st} \frac{Q_r}{Q_s} \quad (2.12)$$

ここに、 Q_{si} は各小区間の熱源水の温度降下から求めた交換熱量、 Q_r/Q_s は、試験区間全体の熱収支である。

本研究で使用した純冷媒の物性値は、飽和液の定圧比熱は文献[49]、CFC114の飽和蒸気の粘性係数は文献[1]、その他は日本冷凍協会の冷媒熱物性値表[38][39][40][41]に基づいて算出した。また、混合冷媒の定圧比熱はHCFC22の定圧比熱 C_{p1} とCFC114の定圧比熱 C_{p2} の質量分率平均より、表面張力は文献[47]で推奨される方法より、その他の熱力学的性質は一般化修正BWR状態方程式より求めた。この一般化修正BWR状態方程式を用いて混合冷媒の物性値を推算する方法については文献[60]に詳細に記されている。CFC114の飽和液の定圧比熱と飽和蒸気の粘性係数および混合冷媒の定圧比熱、表面張力と輸送的性質の推算法については付録Aに記している。

なお、圧力と組成の測定誤差および状態式の誤差より概算した飽和域における冷媒温度の推算誤差は次のようになる。約25℃の純冷媒の場合、HCFC22、CFC114、HFC134aおよびCFC12でそれぞれ0.10、0.12、0.07、0.09℃程度である。また、圧力0.55MPa、モル分率0.5の混合冷媒HCFC22/CFC114の場合には、2.72℃となる。混合冷媒の誤差が純冷媒に比べて大きいのは、状態式の精度が純冷媒より劣るからである。

2.4.4 熱伝達係数の定義

2.4.4.1 液単相の強制対流熱伝達係数

液単相の強制対流熱伝達の実験においては、試験区間の各小区間における熱伝達係数は次式で定義した。

$$\alpha = \frac{q}{\Delta T_m} \quad (2.13)$$

ここに ΔT_m は次式で求められる壁温と冷媒バルク温度の対数平均温度差である。

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln(\Delta T_{in}/\Delta T_{out})} \quad (2.14)$$

ここに、 ΔT_{in} , ΔT_{out} は各小区間の入口および出口における温度差である。なお、小区間出入口の壁温は各小区間中央での測定値を最小二乗近似して3次式より求めた。液単相の場合には、冷媒温度は入口の混合室でのエンタルピと熱源水の温度降下から求まる交換熱量に基づいて算出されるので、交換熱量の測定誤差は冷媒のバルク温度の誤差にも影響をおよぼす。例えば、HCFC22の試験区間出入口の温度差が 17°C 、壁面温度と冷媒バルク温度との差 ΔT が 2.7°C の場合について考えると、交換熱量の測定誤差が1.5%であれば、試験区間の最後の小区間における冷媒温度の推算誤差は約 0.26°C で、 ΔT の誤差は約10%となる。そこで液単相の実験の場合には、各小区間での伝熱量 Q_i を式(2.12)で補正して冷媒温度を推算した。この冷媒温度の推算誤差は、試験区間出入口の温度差や熱流束の測定誤差から、 0.05°C 程度と考えられ、熱伝達係数の誤差は約11%である。

2.4.4.2 沸騰・蒸発熱伝達係数

試験区間の各小区間における熱伝達係数は次式で定義した。

$$\alpha = \frac{q}{(T_{wi} - T_b)} \quad (2.15)$$

ここに、 T_{wi} は式(2.4)より求める伝熱管内壁面の平均温度で、 T_b は冷媒のバルク温度である。飽和域における熱伝達係数の誤差は、純冷媒では、向流の場合、7~9%、並流の場合6~17%である。混合冷媒については第5章で述べる。

2.4.5 加速による圧力降下および摩擦による圧力降下の推算

前述のように試験区間入口で絶対圧を，第3,6,9および12番目の小区間の出口でそれぞれの測定箇所との間の差圧を測定した。測定を行っていない小区間の圧力降下は，測定値が流れ方向に対して滑らかな曲線を描くように適当に内挿して求めた。

水平管内気液二相流における全圧力降下 $(P_{in} - P)$ は次式により示される。

$$(P_{in} - P) = (P_{in} - P)_M + (P_{in} - P)_F \quad (2.16)$$

ここに， $(P_{in} - P)_M$ は，加速による圧力降下であり， $(P_{in} - P)_F$ は摩擦による圧力降下である。 $(P_{in} - P)_M$ は，気液両相の速度分布が流路断面内で一様という仮定のもとに，次に示す二層流における運動量の式より求まる。

$$(P_{in} - P)_M = \left[\left(\frac{G^2 x^2}{\xi \rho_v} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_l} \right) - \left(\frac{G^2 x_{in}^2}{\xi_{in} \rho_v} + \frac{G^2 (1-x_{in})^2}{(1-\xi_{in}) \rho_l} \right) \right] \quad (2.17)$$

ここに， G は質量速度， x はクオリティ， ξ はボイド率である。ボイド率 ξ は次に示すSmith^[54]の式より求めた。

$$\xi = x \left[x + \frac{\rho_v}{\rho_l} (1-x) \left(0.4 + 0.6 \frac{x \frac{\rho_l}{\rho_v} + 0.4(1-x)}{x + 0.4(1-x)} \right) \right] \quad (2.18)$$

$(P_{in} - P)_F$ は式(2.16)に式(2.17)を代入することにより求まる。

第 3 章

液单相熱伝達

蒸発の実験に先立ち、実験装置の総合的な試験と蒸発熱伝達係数の整理に必要なデータを得る目的で、HCFC22とCFC114の液单相における実験を行った。本章ではその結果について報告する。

3.1 測定結果

3.1.1 実験条件および測定結果

表 3.1 に実験条件の詳細を示す。表中の熱収支とは試験区間の出入口のエンタルピ差に基づいて算出した熱源水側の交換熱量と冷媒側の交換熱量の比 (Q_r/Q_s) を表しており、両者は最大 4% の差異で一致している。

表 3.1: 実験条件

Run No.	質量速度 G_r [kg/m ² s]	入口圧力 P_{rin} [MPa]	入口温度 T_{rin} [°C]	出口温度 T_{rout} [°C]	交換熱量 Q_r [kW]	質量速度 G_s [kg/m ² s]	入口温度 T_{sin} [°C]	出口温度 T_{sout} [°C]	交換熱量 Q_s [kW]	熱収支 Q_r/Q_s [%]
冷媒 HCFC22						熱源水				
8aug011	513	1.49	12.4	26.6	0.717	67	42.4	22.7	0.718	99.8
8aug012	454	1.58	12.1	29.2	0.558	58	38.7	20.8	0.553	100.1
8aug013	401	1.62	12.6	29.6	0.518	55	39.0	21.8	0.526	98.5
8aug014	342	1.70	14.5	29.8	0.438	51	23.7	39.4	0.444	98.6
8aug041	516	1.51	11.8	27.4	0.748	71	23.4	42.7	0.738	101.4
8aug042	340	1.63	15.0	27.5	0.426	54	24.9	39.4	0.423	100.8
8aug043	220	1.89	14.3	34.5	0.439	52	32.0	47.5	0.458	104.0
冷媒 CFC114						熱源水				
8oct081	442	14.3	0.40	33.4	0.410	44	23.1	40.4	0.410	99.4

図3.1に測定結果の一例を示す。\$T_s\$は熱源水温度，\$T_r\$は冷媒温度の測定値，\$T_b\$は冷媒の混合平均温度(計算値)，\$T_{wi}\$は伝熱面温度，\$q\$は熱流束，\$z/d\$は加熱長さを内管内径で無次元化した値である。図において冷媒の流れ方向は左から右，熱源水はその逆である。熱流束は冷媒流れ方向に対してほぼ一定であり，冷媒温度の測定値と混合平均温度の計算値はほぼ一致している。

3.1.2 従来の式との比較

管内乱流の強制対流熱伝達の整理式として以下に示すDittus-Boelter^[14]の式が従来から広く用いられている。

$$\alpha = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{\lambda_l}{d_i} \quad (10^4 < Re < 10^5) \quad (3.1)$$

また，文献[37]では，熱と運動量輸送のアナロジーに基づくPetukov^[43]の式やこれを修正して低レイノルズ数領域にまで適用範囲を広げたGnielinski^[22]の式が推奨されている。Gnielinskiの式を以下に示す。

$$\alpha = \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/2}(Pr^{2/3} - 1)} \frac{\lambda_l}{d_i} \quad (3 \times 10^3 < Re < 10^6) \quad (3.2)$$

ここに，\$f\$は管摩擦係数で次式で求められる。

$$f = (3.64 \log_{10} Re - 3.28)^{-2} \quad (3.3)$$

これらの式(3.1)(3.2)では，流体のバルク温度に対する物性値を用いて熱伝達係数が求められる。一方，流体の物性値の温度依存性が熱伝達係数におよぼす影響に関しては，文献[37]では次式が推奨されている。

$$\alpha = \alpha_{cp} (T_w/T_b)^{-0.14} \quad (3.4)$$

ここに，\$\alpha_{cp}\$は流体のバルク温度に対する物性値を用いて算出した熱伝達係数である。しかし，本実験範囲では，式(3.4)より求められる\$\alpha/\alpha_{cp}\$の計算値は0.99

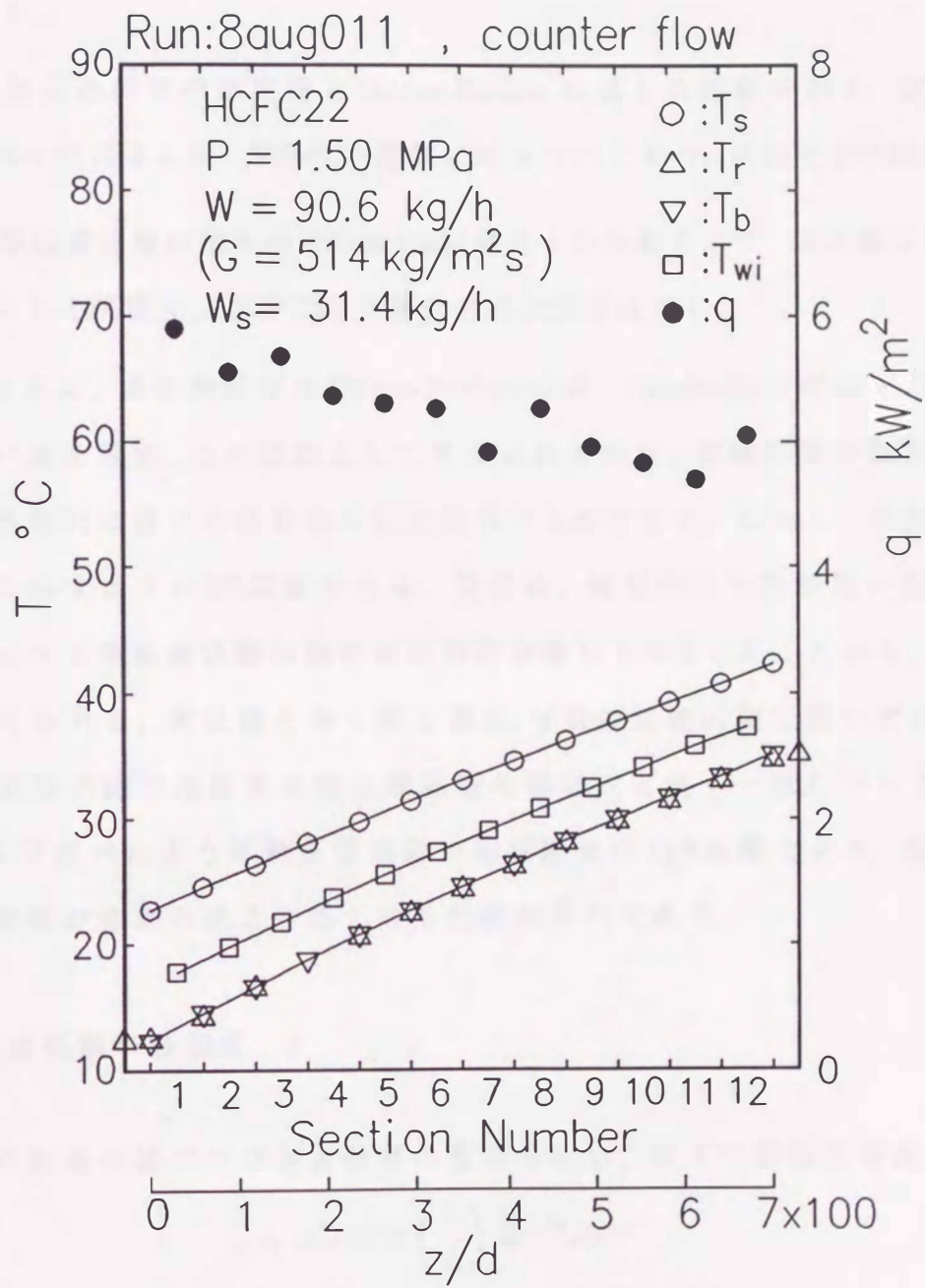


图 3.1: 測定結果

より大きいので、流体の物性値の温度依存性の影響は十分小さいと考えられる。例えば、HCFC22, $T_b = 25.0$, $T_w = 30.0$ の場合について計算すると α/α_{cp} は 0.994 である。

図 3.2 に熱伝達係数の測定値と Dittus-Boelter の式との比較を示す。実験値は Dittus-Boelter の式より 5~35% 高い領域にばらついており、平均で 25% 程度高い。

図 3.3 に熱伝達係数の測定値と Gnielinski の式との比較を示す。測定値は CFC114 の場合式より 10% 程度、HCFC22 の場合には 20% 程度高い。

以上のように、本実験結果は Dittus-Boelter の式、Gnielinski の式のどちらに対しても高い値を示す。この原因として考えられるのは、試験区間非加熱部の影響と壁温熱電対に着けた接着剤の伝熱抵抗の 2 点である。しかし、前者の影響は付録 B に示すように 3% 程度である。後者は、接着剤が比較的厚い箇所と薄い箇所における熱伝達係数の測定値の傾向が変わらなかったことから、十分小さいと考えられる。本装置と全く同じ構造、材質の試験区間を用いて行った管内凝縮の実験の結果は従来の熱伝達係数の整理式と良く一致している^[20]。また、第 2 章で述べたように熱伝達係数の測定誤差は 11% 程度であり、現在のところ、測定値が従来の式より高くなる原因は不明である。

3.2 熱伝達係数の整理式

前節での結果に基づいて本実験値の整理を行い、以下の整理式を得た。

$$\alpha = 0.0116 \left(\frac{\lambda_l}{d_i} \right) Re^{0.89} Pr^{0.4} \quad (3.5)$$

図 3.4 は整理式 (3.5) と測定値との比較を示す。式 (3.5) は $\pm 10\%$ 内で測定値を整理していることがわかる。測定値と予測値の偏差の平均値 'AD' と偏差の絶対値の平均値 'MD' を次のように定義するとそれぞれ -3%, 7% となる。

$$AD = \frac{1}{n} \sum \frac{\alpha_{exp} - \alpha_{cal}}{\alpha_{cal}} \times 100 \quad [\%] \quad (3.6)$$

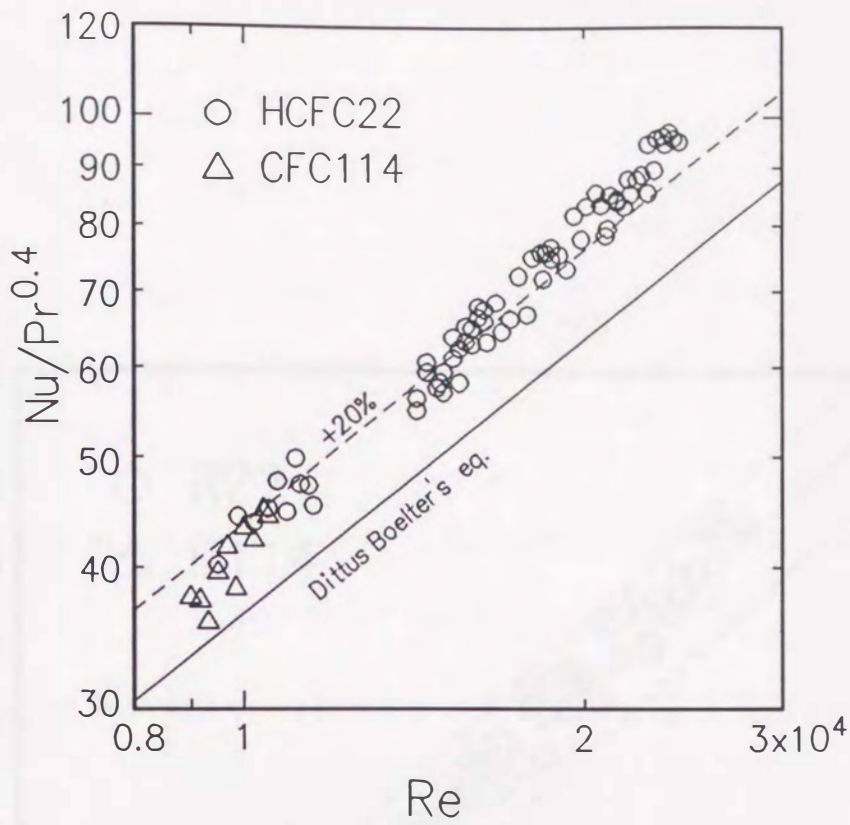


図 3.2: 測定値と Dittus-Boelter の式との比較

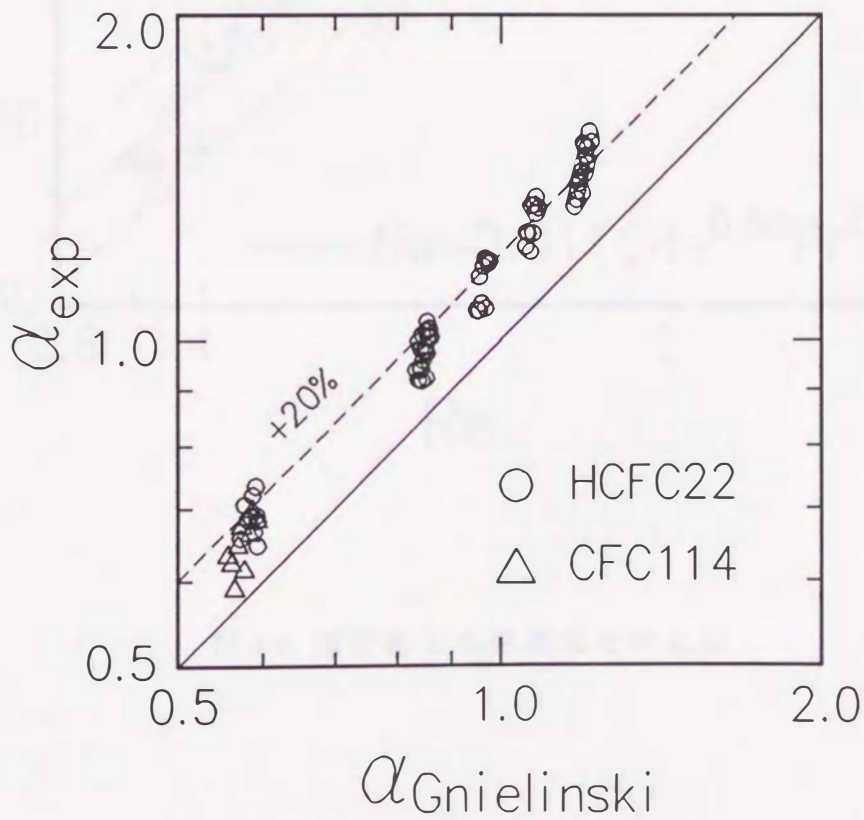


図 3.3: 測定値と Gnielinski の式との比較

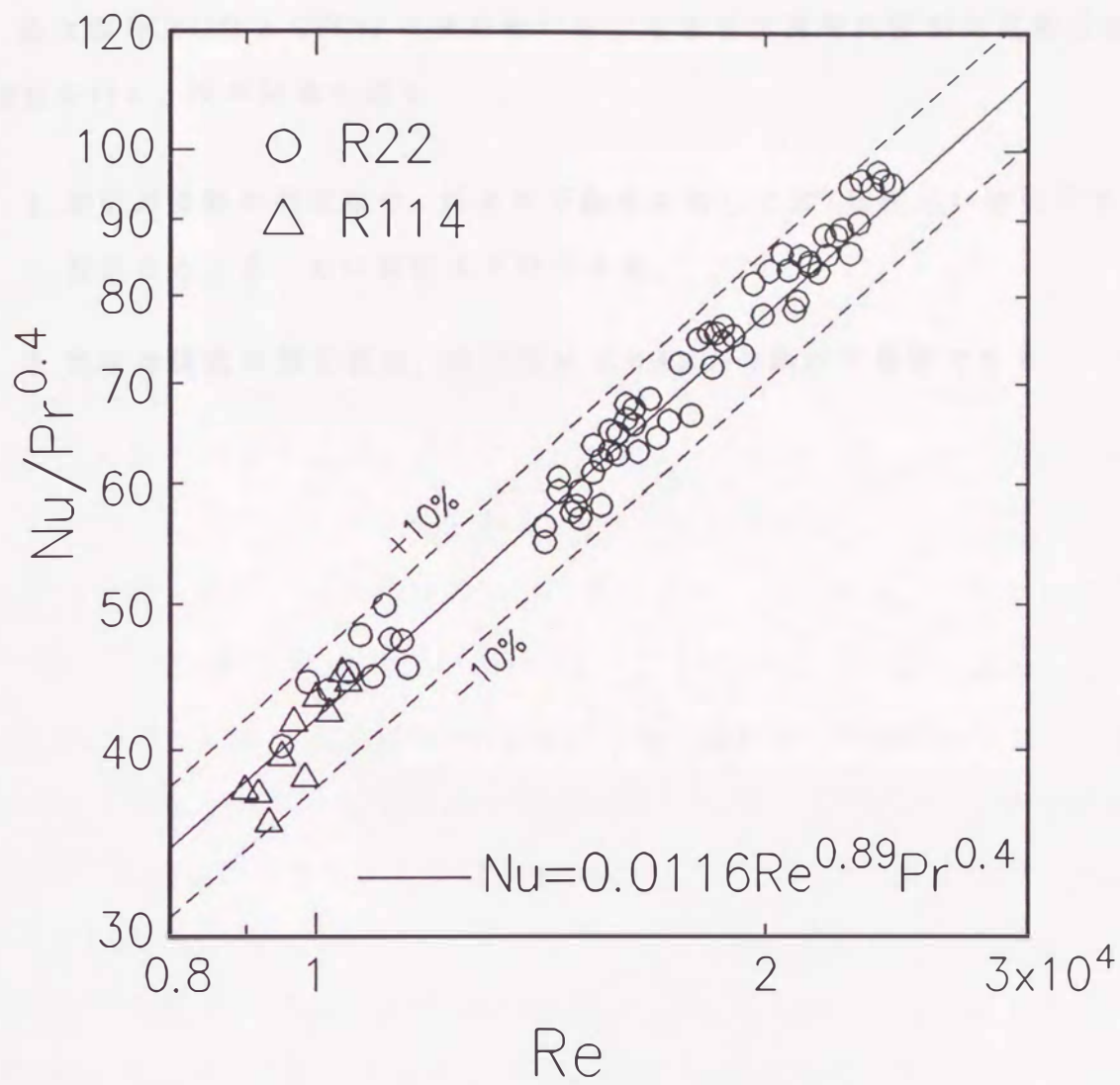


図3.4: 測定値と本整理式との比較

$$MD = \frac{1}{n} \sum \frac{|\alpha_{\text{exp}} - \alpha_{\text{cal}}|}{\alpha_{\text{cal}}} \times 100 \quad [\%] \quad (3.7)$$

3.3 まとめ

純冷媒 HCFC22 と CFC12 の液単相における水平平滑管内強制対流熱伝達の実験を行い、次の結論を得た。

1. 熱伝達係数の測定値は、従来の予測式に対して20%程度高い値を示すが、現在のところ、その原因は不明である。
2. 熱伝達係数の測定値は、式(3.5)により±10%の誤差で整理できる。