

TUMSAT-OACIS Repository - Tokyo

University of Marine Science and Technology

(東京海洋大学)

高沸点冷媒HFO/HCFO系の水平管内沸騰・凝縮熱伝達および圧力損失

メタデータ	言語: ja 出版者: 公開日: 2020-11-18 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 劉, 宇飛 メールアドレス: 所属:
URL	https://oacis.repo.nii.ac.jp/records/2024

博士学位論文

高沸点冷媒 HFO/HCFO 系の水平管内沸騰・凝縮

熱伝達および圧力損失

2020 年度

(2020 年 9 月)

東京海洋大学大学院

海洋科学技術研究科

応用環境システム学専攻

劉 宇 飛

目次

記号	vi
第1章 序論	1
1.1 はじめに	1
1.2 水平管内における圧力損失の従来の研究	3
1.2.1 水平平滑管内における圧力損失の従来の研究	5
1.2.2 水平溝付管内における圧力損失の従来の研究	9
1.3 水平管内における沸騰熱伝達の従来の研究	15
1.3.1 水平平滑管内におけるの純冷媒沸騰熱伝達に関する従来の研究	16
1.3.2 水平溝付管内におけるの純冷媒沸騰熱伝達に関する従来の研究	23
1.3.3 混合冷媒の沸騰熱伝達に関する従来の研究	29
1.4 水平管内における凝縮熱伝達の従来の研究	34
1.4.1 水平平滑管内におけるの純冷媒凝縮熱伝達に関する従来の研究	34
1.4.2 水平溝付管内におけるの純冷媒凝縮熱伝達に関する従来の研究	39
1.4.3 混合冷媒の凝縮熱伝達に関する従来の研究	45
1.5 本論文の目的および構成	49
第2章 実験装置および実験方法	51
2.1 実験装置	51
2.1.1 実験装置の概要	51
2.1.2 テストセクション	53
2.1.3 試験伝熱管	54
2.2 測定方法	56
2.2.1 温度の測定	56
2.2.2 流量の測定	57
2.2.3 圧力の測定	58
2.2.4 冷媒組成の測定	58
2.3 実験方法	59
2.4 実験条件	60
2.5 冷媒物性	62
第3章 実験データの整理方法	66

3.1	摩擦圧力損失	67
3.2	熱伝達率	69
3.3	熱平衡クオリティ	71
第4章	純冷媒 R1224yd (Z), R1233zd (E), R1336mzz (E) および R1336mzz (Z) の水平管内沸騰	73
4.1	摩擦圧力損失特性	73
4.1.1	摩擦圧力損失	73
4.1.2	冷媒種類の摩擦圧力損失に及ぼす影響	78
4.1.3	溝形状の摩擦圧力損失に及ぼす影響	81
4.1.4	実験値と従来 of 整理式との比較	84
4.2	沸騰熱伝達特性	90
4.2.1	沸騰熱伝達率	90
4.2.2	冷媒種類の沸騰熱伝達率に及ぼす影響	95
4.2.3	溝付管の伝熱促進効果	98
4.2.4	実験値と従来 of 整理式との比較	103
4.3	まとめ	110
第5章	水平平滑管内沸騰熱伝達率の新たな整理式の作成	111
5.1	平滑管内沸騰熱伝達率の新たな整理式のモデル	112
5.1.1	環状流における熱伝達率	116
5.1.2	分離流における熱伝達率	119
5.1.3	ポストドライアウトにおける熱伝達率	120
5.2	新たな整理式による計算値と実験値との比較	121
5.3	まとめ	128
第6章	純冷媒 R1224yd (Z), R1233zd (E), R1336mzz (E) および R1336mzz (Z) の水平管内凝縮	129
6.1	摩擦圧力損失特性	129
6.1.1	摩擦圧力損失	129
6.1.2	冷媒種類の摩擦圧力損失に及ぼす影響	134
6.1.3	溝形状の摩擦圧力損失に及ぼす影響	137
6.1.4	実験値と従来 of 整理式との比較	140
6.2	凝縮熱伝達特性	146
6.2.1	凝縮熱伝達率	146

6.2.2	冷媒種類の凝縮熱伝達率に及ぼす影響	151
6.2.3	溝付管の伝熱促進効果	154
6.2.4	実験値と従来 of 整理式との比較	159
6.3	まとめ	166
第7章	水平管内凝縮熱伝達率の新たな整理式の作成	167
7.1	水平平滑管内凝縮熱伝達率の新たな整理式の作成	167
7.1.1	強制対流支配域の熱伝達率	168
7.1.2	自由対流支配域の熱伝達率	169
7.1.3	新たな整理式の提案	173
7.1.4	新たな整理式による計算値と実験値との比較	177
7.2	まとめ	181
第8章	非共沸混合冷媒 R245fa/R1234ze (E) の水平管内の 摩擦圧力損失特性および熱伝達特性	182
8.1	沸騰流の摩擦圧力損失特性	184
8.1.1	摩擦圧力損失	184
8.1.2	摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響	187
8.1.3	実験値と従来 of 整理式との比較	193
8.1.4	摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響	197
8.2	沸騰熱伝達特性	199
8.2.1	沸騰熱伝達率	199
8.2.2	沸騰熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響	202
8.2.3	実験値と従来 of 整理式との比較	208
8.2.4	溝付管の伝熱促進効果	212
8.3	凝縮流の摩擦圧力損失特性	214
8.3.1	摩擦圧力損失	214
8.3.2	摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響	217
8.3.3	実験値と従来 of 整理式との比較	223
8.3.4	摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響	227
8.4	凝縮熱伝達特性	229
8.4.1	凝縮熱伝達率	229
8.4.2	凝縮熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響	232
8.4.3	実験値と従来 of 整理式との比較	237
8.4.4	溝付管の伝熱促進効果	241

8.5	まとめ	243
第9章	非共沸混合冷媒 R1336mzz (E) /R1336mzz (Z) の水平管内の 摩擦圧力損失特性および熱伝達特性	244
9.1	沸騰流の摩擦圧力損失特性	246
9.1.1	摩擦圧力損失	246
9.1.2	実験値と従来 of 整理式との比較	248
9.1.3	純冷媒 R1336mzz(E), R1336mzz(Z)および R245fa の 摩擦圧力損失の比較	252
9.1.4	摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響	255
9.2	沸騰熱伝達特性	257
9.2.1	沸騰熱伝達率	257
9.2.2	実験値と従来 of 整理式との比較	259
9.2.3	純冷媒 R1336mzz(E), R1336mzz(Z)および R245fa の 沸騰熱伝達率の比較	263
9.2.4	溝付管の伝熱促進効果	266
9.3	凝縮流の摩擦圧力損失特性	268
9.3.1	摩擦圧力損失	268
9.3.2	実験値と従来 of 整理式との比較	270
9.3.3	純冷媒 R1336mzz(E), R1336mzz(Z)および R245fa の 摩擦圧力損失の比較	274
9.3.4	摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響	277
9.4	凝縮熱伝達特性	279
9.4.1	凝縮熱伝達率	279
9.4.2	実験値と従来 of 整理式との比較	281
9.4.3	純冷媒 R1336mzz(E), R1336mzz(Z)および R245fa の 凝縮熱伝達率の比較	285
9.4.4	溝付管の伝熱促進効果	288
9.5	まとめ	290
第10章	総括	291
	謝辞	295
	参考文献	296

付録 1	シース熱電対の検定	302
付録 2	白金測温抵抗体の検定	303
付録 3	管壁面熱電対の検定	304
付録 4	テストセクションにおけるヒートバランス実験	307

記号

A	流路断面積	m^2
Bo	ボイリング数, バンド数	—
c_p	定圧比熱	$J/(kg\ K)$
Co	対流数	—
d	管径	m
f	摩擦係数	—
F	沸騰流の二相流増倍係数	—
Fr	フルード数	—
g	重力加速度	m/s^2
G	質量速度	$kg/(m^2\ s)$
Ga	ガリレオ数	—
h	比エンタルピ	J/kg
h_f	フィン高さ	m
Δh_{LV}	潜熱	J/kg
Ja	ヤコブ数	—
L	有効加熱区間	m
La	ラプラス数	—
p	フィンピッチ	m
P	圧力	Pa
P_R	換算圧力	—
ΔP	圧力損失	Pa
Ph_L	相変化数	—
Pr	プラントル数	—
Re	レイノルズ数	—
S	抑制係数	—
T	温度	$K\ or\ ^\circ C$
V	速度	m/s
W	質量流量	kg/s
We	ウェーバー数	—
x	熱平衡クオリティ	—
Z	距離	m

ギリシャ記号

α	熱伝達率	$W/(m^2 K)$
γ	フィン頂角	$^\circ$ or rad.
δ	液膜厚さ	m
η	面積拡大率	—
θ	ねじれ角	$^\circ$ or rad.
λ	熱伝導率	$W/(m K)$
μ	粘度	Pa s
ν	比体積	m^3/kg
ξ	ボイド率	—
ρ	密度	kg/m^3
σ	表面張力	N/m
τ	せん断力	N/m^2
φ_0, φ_s	ぬれ境界角度	rad.
Φ	二相流摩擦損失増倍係数	—
χ	Lockhart – Martinelli のパラメータ	—

添字

bub	沸点
cal	計算値
crit	臨界値
dew	露点
exp	実験値
eq	等価
F	摩擦
h	水力
i	内側
in	入口
L	液
LO	液単相
m, mix	混合
max	最大
mean	平均
min	最小
M	運動量

o	外側
out	出口
r	冷媒
s	熱源水
sat	飽和
tp	二相流
V	蒸氣
VO	蒸氣单相
w	管壁

第 1 章 序論

1.1 はじめに

エアコンディショナー，ヒートポンプ，冷凍機器等に冷媒として使用されているフロン類のうち，CFC（クロロフルオロカーボン），HCFC（ハイドロクロロフルオロカーボン）は，大気中に排出されるとオゾン層を破壊するため，モントリオール議定書の削減対象ガスとして国際的に削減が進められ，日本国内においては，特定物質の規制等によるオゾン層の保護に関する法律（オゾン層保護法）により CFC を 1995 年に全廃し，HCFC については 1996 年以降段階的に生産等を削減し，2020 年に廃止する予定である¹⁾．また，フロン類（特定フロン：CFC，HCFC，代替フロン：HFC）は，極めて温室効果の高いガスであり，地球温暖化防止の観点から，モントリオール議定書では削減対象となっていない HFC（ハイドロフルオロカーボン）が京都議定書において削減対象ガスとされている²⁾．

しかしながら，フロン類の冷媒用途については，一部でノンフロン機器が実用化されているものの，本格的なノンフロン機器，代替冷媒の導入には至っておらず，今後，オゾン層を破壊するフロン類である HCFC からオゾン層を破壊しないフロン類である HFC への転換が進展するのに伴い，極めて温室効果の高い HFC の使用量，排出量が増加することが見込まれている．このため，分子内に炭素-炭素の二重結合を有するフッ素系化合物，GWP（地球温暖化係数）は極めて小さい，ODP（オゾン層破壊係数）はゼロの次世代冷媒 HFO（ヒドロフルオロオレフィン）および ODP をほぼゼロの HCFO（ヒドロクロロフルオロオレフィン）の開発が進められている．HFO および HCFO は大気寿命が非常に短いため，ほぼゼロ ODP と低 GWP を両立する環境に極めて優しい物質で，CFC，HCFC および HFC を代替する次世代のフッ素系化合物と期待されている³⁾．

熱交換器も冷凍機器やヒートポンプ機器の性能を左右する重要な要素機器であり，用途に合わせて様々な形状・特徴を有する熱交換器が使用されている．冷凍空調機器用の熱交換器は，冷媒が沸騰・凝縮を伴いながら，管内を流れ，主に潜熱によって周囲の流体を冷却あるいは加熱するために用いられている．周囲の流体が空気の場合は熱抵抗を減らすためにフィンが使用されるが，冷媒側においても伝熱促進のために溝付管などが利用されることが多い，そのため，熱交換器を設計するためには相変化を伴う冷媒の熱流動とフィン側の伝熱促進に関する知見が不可欠である．

従来用いられてきた銅管の細径化が進むと共にアルミ製の扁平多孔管も利用されるようになり，サブミリスケールの流路における熱流動のデータが必要になっている．冷媒についても自然冷媒や低 GWP 冷媒など環境負荷の低い新規冷媒が利用されつつ

あり，物性の変化により従来とは異なった伝熱特性を示す可能性がある．その際，熱交換器の合理的設計のために，新規冷媒およびそれらの混合冷媒についての伝熱特性と圧力損失特性に関する基本的特性を明らかにしておく必要がある．また，溝付管の伝熱促進効果的確に評価するために，平滑管および溝付管の沸騰・凝縮流の伝熱性能を正確に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．

1.2 水平平滑管および溝付管内における従来の研究

管内の二相流では、摩擦による圧力損失は重力による静水圧変化および気液相変化による運動量変化の3つが起因して管軸方向に圧力が変化する。

相変化を伴う水平管内気液二相流の場合には、次式に示すように管内壁面および気液界面での摩擦によって生じる摩擦損失と運動量の変化による圧力変化から構成されている。

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right) = \left(\frac{\Delta P_F + \Delta P_M}{\Delta Z}\right) \quad (1-1)$$

ここに、 ΔP_F は二相流の摩擦によって生じる圧力、 ΔP_M は運動量変化による圧力である。

運動量変化による圧力 ΔP_M は、均質流モデルおよび分離流モデルで見積もられるが、次式で表される分離流モデルで表される。

$$\left(\frac{\Delta P_M}{\Delta Z}\right) = \frac{\Delta \left[\frac{G^2 x^2}{\xi \rho_V} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_L} \right]}{\Delta Z} \quad (1-2)$$

運動量変化による圧力変化は、相変化に伴う気液それぞれの平均速度の変化をボイド率 ξ とクオリティ x で与える。

二相流の摩擦圧力損失項は、次式で表される。

$$\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right) = \frac{4\tau_w}{d_{eq}} \quad (1-3)$$

ここに、 τ_w は壁面せん断力、 d_{eq} は管の等価内径である。二相流は均質な流れを仮定すると、壁面せん断力は次式のように表される。

$$\tau_w = f \frac{\rho V_m^2}{2} \quad (1-4)$$

ここに、 f は摩擦係数、 ρ は平均密度、 V_m は平均流速である。

また、Lockhart–Martinelli⁴⁾はほぼ大気圧下の各種の空気–液系の断熱二相流の実験結果に基づいた相関関係を提案している。ここで、Lockhart–Martinelliの方法に基づき、次式で定義される二相流摩擦圧力損失増倍係数 Φ 、および Lockhart–Martinelli パラメータ χ で整理する方法について示す。

$$\left\{ \begin{aligned} \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right) &= \Phi_L^2 \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right)_L \\ \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right) &= \Phi_V^2 \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right)_V \end{aligned} \right. \quad (1-5)$$

ここに、 $(\Delta P_F)_L$ および $(\Delta P_F)_V$ はそれぞれ気液二相流中の液相および気相成分が各相の独立した流路を流れた場合の摩擦による圧力損失である。 $(\Delta P_F/\Delta Z)_L$ および $(\Delta P_F/\Delta Z)_V$ は以下の式で表される。

$$\begin{cases} \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right)_L = 2f_L \frac{\rho_L V_L^2}{d_{hL}} \\ \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right)_V = 2f_V \frac{\rho_V V_V^2}{d_{hV}} \end{cases} \quad (1-6)$$

ここに、 d_{hL} および d_{hV} はそれぞれ液相および気相の流路の水力相当直径である。また、 f_L および f_V は以下の式で表される。

乱流：

$$\begin{cases} f_L = 0.046 \left(\frac{G_L d_{eq}}{\mu_L}\right)^{-0.2} \\ f_V = 0.046 \left(\frac{G_V d_{eq}}{\mu_V}\right)^{-0.2} \end{cases} \quad (1-7)$$

層流：

$$\begin{cases} f_L = 16 \left(\frac{G_L d_{eq}}{\mu_L}\right)^{-1} \\ f_V = 16 \left(\frac{G_V d_{eq}}{\mu_V}\right)^{-1} \end{cases} \quad (1-8)$$

ここに、 μ_L および μ_V はそれぞれ液相および気相の粘度である。

Lockhart – Martinelli⁴⁾は気液の流れをそれぞれ層流と乱流に分類し、それらの4つの組み合わせに対し、 Φ_V および Φ_L の χ に対する相関を線図上に示している。加えて、気液二相流中の液相および気相成分が各相の独立した流路を流れた場合の摩擦による圧力損失勾配の比を、次式のようにパラメータ χ で表している。

$$\chi = \sqrt{\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right)_L / \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right)_V} = \frac{\Phi_V}{\Phi_L} \quad (1-9)$$

ここに、気相および液相ともに乱流の場合には、Lockhart – Martinelli⁴⁾のパラメータ χ は、添字 tt を付し次式で表される。

$$\chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.1} \quad (1-10)$$

1.2.1 水平平滑管内における圧力損失に関する従来の研究

水平管内における圧力損失を計算するためには摩擦圧力損失の式が必要となる。今までに、多くの研究者は上述した Lockhart – Martinelli⁴⁾のパラメータ χ_{tt} と二相流摩擦損失増倍係数 Φ を用いて冷媒の摩擦圧力損失に関する実験データの整理を行っている。表 1.1 に平滑管内の摩擦圧力損失に関する従来 of 整理式を示す。なお、表中には各研究者の実験データを得るために行われた実験条件（試験伝熱管，試験流体，実験条件）を示す。

Jung – Radermacher⁶⁾は管内径 9.1 mm のステンレス鋼管を用いて R22, R114, R12 および R152a の純冷媒および混合冷媒の沸騰流における摩擦圧力損失の実験を行いました。また、Martinelli – Nelson の整理式に換算圧力のパラメータを用いて、水平管内における圧力損失の整理式を提案している。

原口ら⁷⁾は、管内径 8.4 mm 外径 10.0 mm の平滑管内における冷媒 R22, R134a および R123 の凝縮流伝熱実験を行いました。Lockhart – Martinelli⁴⁾のパラメータを用いて摩擦圧力損失を整理して、質量速度および物性値の影響を考慮した整理式を提案し、実験値を±10%で相関できることを報告している。

久保田ら⁸⁾は、管内径 6.34~6.40 mm の平滑管内における冷媒 R407C の沸騰流の圧力損失実験を行い、実験データを後述する森らのぬれ境界角度の整理式を用いて、波状流域と環状流域を分類し、波状流域に対して重力の影響をフルード数の関数で補正した整理式を提案している。

宮良ら⁹⁾は、R410A および R22 を用いて、管外径 7 mm の平滑管，質量速度 100 ~ 400 kg/(m²s)の範囲で管内凝縮の実験を行い、他の研究者によって得られた凝縮流の摩擦圧力損失の実験結果に基づき、管径，流量，および物性値の影響を考慮するパラメータとしてフルード数とボンド数を導入し，整理式（Chisholm の式¹⁰⁾，三島 – 日引¹¹⁾の式，久保田ら⁸⁾の式，小山ら¹²⁾の式，原口ら⁷⁾の式) の特性を評価し，原口らの二相流摩擦損失増倍係数の式に修正を加えた，平滑管に対する整理式を提案している。

Sun – Mishima¹³⁾は，気液二相流の摩擦圧力損失に関する他の研究者の実験結果に基づき，液レイノルズ数 Re_L および蒸気レイノルズ数 Re_V がともに層流域と乱流域に分類し，それぞれに対して二相流摩擦圧力損失の整理式を提案している。

Xu – Fang¹⁴⁾は，他の研究者によって得られた凝縮流の二相摩擦圧力損失に関する実験データを基に，他の研究者が提案されているパラメータを用いた整理式を提案している。Xu – Fang¹⁴⁾が提案している整理式を Müller – Heck¹⁵⁾の式，Friedel¹⁶⁾の式および Cicchitti ら¹⁷⁾の式とよく一致することを報告している。

表 1.1 平滑管内の摩擦圧力損失に関する従来 of 整理式

Researcher	Year	Tube diameter	Test fluid	Experiment condition				Correlation
				Flow Pattern	Saturation Pressure [or Temperature]	Mass flow rate	Heat flow rate	
-	-	mm	-	-	MPa [or °C]	kg/(m ² s)	kW/m ²	-
Jung-Radermacher ⁵⁾	1989	9.1 (SS)	R22, R114, R12, R152a, R22/R114, R12/R152a	Boiling	0.2-0.8	230-720	10-45	$\Phi_p^2 = 30.78x^{1.323}(1-x)^{0.477}P_R^{-0.7232}$ $\frac{\Delta P_p}{\Delta Z} = \frac{2f_{LO}G^2}{d_i\rho_L} \left[\frac{1}{\Delta x} \int_{x1}^{x2} \Phi_p^2 dx \right]$ $f_{LO} = 0.046Re_{LO}^{-0.2}$
原口ら ⁷⁾	1994	8.4	R22, R134a, R123	Condensation	0.38-1.85	99.8-402	3.2-32.7	$\Phi_v = \sqrt{\frac{(\Delta P_f/\Delta Z)}{(\Delta P_v/\Delta Z)}}$ $\left(\frac{\Delta P_v}{\Delta Z} \right) = \frac{0.092G^2x^2}{d_i\rho_v(Gxd_i/\mu_v)^{0.2}}$ $\Phi_v = 1 + 0.5 \left\{ \frac{G}{\sqrt{gd_i\rho_v(\rho_L - \rho_v)}} \right\}^{0.75} \chi_{tt}^{0.35}$
久保田ら ⁸⁾	2001	6.34-6.40	R407C	Boiling	[5 °C]	100 - 500	10-40	$\Phi_L = \sqrt{\frac{\Delta P_f}{\Delta P_L}}$ $f_L = \left(\frac{\Delta P_L}{\Delta Z} \right) \left(\frac{d_i}{2\rho_L V_L^2} \right) = 0.046Re_L^{-0.2}$ $\Phi_L = 1 + \left\{ 1 - \exp(-1.39Fr^{0.711}) \right\} \frac{2.19}{\chi_{tt}^{0.838}}$ $Fr = \frac{Gx}{\sqrt{gd_i\rho_v(\rho_L - \rho_v)}}$
宮良ら ⁹⁾	2000	-	-	Adiabatic flow: Chisholm, 三島-日引 Boiling flow: 久保田ら Condensation flow: 小山ら, 原口ら				$\Phi_v = 1 + C\chi_{tt}^n + \chi_{tt}^2$

								$C = 21 \{1 - \exp(-0.28Bo^{0.5})\} \{1 - 0.9\exp(-0.02Fr^{1.5})\}$ $n = 1 - 0.7 \exp(-0.08Fr)$ $Bo = \frac{gd_i^2(\rho_L - \rho_V)}{\sigma}$ $Fr = \frac{Gx}{\sqrt{gd_i\rho_V(\rho_L - \rho_V)}}$
Sun-Mishima ¹³⁾	2009	$d_h =$ 0.506- 12 mm	R22, R134a, R236ea, R245fa, R404A, R410A, R407C, CO2, Air – Water	Adiabatic Boiling Condensation	-	50-2000	-	<p>Laminar flow: $Re_L < 2000$ and $Re_V > 2000$</p> $\Phi_L = \sqrt{1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}}$ $C = 26 \left(1 + \frac{Re_L}{1000}\right) \left\{1 - \exp\left(\frac{-0.153}{0.27La + 0.8}\right)\right\}$ <p>Turbulent flow:</p> $\Phi_L = \sqrt{1 + \frac{C}{X^{1.19}} + \frac{1}{X^2}}$ $C = 1.79 \left(\frac{Re_V}{Re_L}\right)^{0.4} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.5}$ $La = \frac{\sqrt{\sigma/\{g(\rho_L - \rho_V)\}}}{d_i}$
Xu-Fang ¹⁴⁾	2013	$d_h =$ 0.1- 10.07 mm	R22, R32, R134a, R125, R410A, R236ea, R290, R600a, R717	Condensation	-	20-800	2-55.3	$\Phi_{LO}^2 = Y^2 x^3 + (1 - x^{2.59})^{0.632}$ $\times [1 + 2x^{1.17}(Y^2 - 1) + 0.00775x^{-0.475} Fr_p^{0.535} We_p^{0.188}]$ $Y = \sqrt{\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{VO} / \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{LO}}$ $Fr_p = \frac{G_p^2}{g d_i \rho_p^2}$ $We_p = \frac{G_p^2 d_i}{\sigma \rho_p^2}$

							$\rho_{\text{tp}} = \frac{1-x}{\rho_L} + \frac{x}{\rho_v}$ $\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{\text{tp}} = \Phi_{\text{LO}}^2 \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{\text{LO}}$ $\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{\text{LO}} = \frac{G_{\text{tp}}^2}{2d_i \rho_L} f_{\text{LO}}$ for $Re \leq 2000$, $f = \frac{64}{Re}$ for $2000 < Re < 3000$, $f = (1.1525Re + 895) \times 10^{-5}$ for $2000 \leq Re$, $f = 0.25 \left[\log \left(\frac{150.39}{Re^{0.98865}} - \frac{152.66}{Re} \right) \right]^{-2}$
--	--	--	--	--	--	--	---

1.2.2 水平溝付管内における圧力損失に関する従来の研究

水平溝付管内における圧力損失は平滑管と同様に多くの研究者は Lockhart – Martinelli⁴⁾のパラメータ χ_{tt} と二相流摩擦増倍係数 Φ を用いて冷媒の摩擦圧力損失に関する実験データの整理を行っている。表 1.2 に溝付管内の摩擦圧力損失に関する従来 of 整理式を示す。なお、表中には各研究者の実験データを得るために行われた実験条件（試験伝熱管、試験流体、実験条件）を示す。

木戸ら¹⁸⁾は、冷媒 R22 を用いて、 $d_{eq}=6.27\sim 6.41$ mm のフィン数、フィン高さおよびねじれ角が異なる 7 種類の溝付管を用いて、沸騰熱伝達率と圧力損失に関する沸騰実験を行い、摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響はねじれ角のみに依存し、ねじれ角を大きくすると摩擦圧力損失が増大することを報告している。また、ねじれ角の影響を考慮した Lockhart – Martinelli⁴⁾のパラメータを用いた整理式を提案している。

原口ら¹⁹⁾は等価内径 8.37 mm の溝付管内における R22, R123 および R134a の凝縮実験を行い、摩擦圧力損失の実験データを基に摩擦圧力損失の整理式を提案している。

Kadzierski – Goncalves²⁰⁾は等価内径 8.8 mm の溝付管内における R134a, R410A, R125 および R32 の凝縮流実験を行い、Pierre²¹⁾の平滑管内沸騰流の圧力損失整理式を基に水力相当直径を用いてら旋溝付管内凝縮流の圧力損失整理式を提案している。

五島ら²²⁾は $d_{eq}=7.30$ mm の水平溝付管内と $d_{eq}=7.22$ mm のヘリンボーン溝付管内における R22 および R410A の沸騰・凝縮流の熱伝達および圧力損失実験を行い、 Φ_V および Φ_L の整理式を提案している。溝付管内における单相流の摩擦係数 f の算出には、予備実験から得られた式を用いている。

久保田ら⁸⁾は冷媒 R407C および R410A を用いて、 $d_{eq}=6.48\sim 6.83$ mm の溝付管内における沸騰流の圧力損失実験を行い、実験データを後述する森らのぬれ境界角度の整理式³⁷⁾を用いて、成層流と環状流を分類し、成層流に対して重力を影響するフルード数の関数で補正した整理式を提案している。

Filho ら²³⁾は、管内径 6.24 ~ 8.76 mm の平滑管および最大内径 6.40 ~ 8.92 mm の溝付管内における沸騰流の圧力損失実験を行い、平滑管の摩擦圧力損失は Jung – Radermacher⁵⁾の整理式と比較して、報告している。また、溝付管に関しては、Lockhart – Martinelli のパラメータを修正した整理式を提案している。

Chamra ら²⁴⁾は、他の研究者の実験結果も含めて、これまで発表された実験データを用いて、冷媒の環状流における凝縮熱伝達率の整理式を提案しており、式中の壁面せん断力を单相流の摩擦係数 f および Friedel の式¹⁶⁾が用いる液单相二相流摩擦増倍係数 Φ_{LO} で表している。なお、摩擦係数 f は Cavallini ら²⁵⁾による溝付管に対する整理式を用いて求めている。

米本 – 小山²⁶⁾は、冷媒 R22, R123 および R134a を用いて、 $d_{eq}=6.25\sim 8.37$ mm の溝付管内における管内凝縮実験結果を基に、他の研究者の実験結果も含めて、流動様式を考慮した二相流摩擦損失増倍係数の式と蒸気单相流の管摩擦係数の算出に

Carnavos の式を用いた圧力損失の予測式を提案している.

井上ら²⁸⁾は, 五島ら²⁹⁾の外径 6.35 mm の溝形状が異なる内面溝付管と平滑管を用い, 単相流における熱伝達実験および圧力損失実験を行い, 実験結果をもとに, 内面溝付管の熱伝達率の整理式を摩擦係数の整理式を提案している.

表 1.2 溝付管内の摩擦圧力損失に関する従来の整理式

Researcher	Year	Tube	Test fluid	Experiment condition				Correlation
				Flow Pattern	Saturation Pressure [or Temperature]	Mass flow rate	Heat flow rate	
-	-	mm	-	-	MPa [or °C]	kg/(m ² s)	kW/m ²	-
木戸ら ¹⁸⁾	1994	d_{eq} = 6.27-6.41 mm, h_f = 0.15-0.21 mm, $N = 60 - 100$, $\theta = 3 - 18^\circ$, $\eta = 1.63 - 2.49$	R22	Boiling	0.49	86, 173, 345	9.3	$\Phi_L = \sqrt{\frac{\Delta P_f / \Delta Z}{\Delta P_L / \Delta Z}}$ $\left(\frac{\Delta P_L}{\Delta Z}\right) = \frac{2f_L G^2 (1-x)^2}{d_h \rho_L}$ $\Phi_L^2 = \left(1 + \frac{13}{X_{tt}} + \frac{1.5}{X_{tt}^2}\right) (1 + \tan\theta)^{1.2}$ $f_L = 0.046 Re_L^{-0.2}$
原口ら ¹⁹⁾	1994	$d_{eq} = 6.27$ mm, $h_f = 0.17$ mm, $N = 60$, $\theta = 18^\circ$, $\eta = 1.2$	R22, R134a, R123	Condensation	0.38-1.85	102-303	2.0-42.7	$\Phi_v = \sqrt{\frac{(\Delta P_f / \Delta Z)}{(\Delta P_v / \Delta Z)}}$ $\left(\frac{\Delta P_v}{\Delta Z}\right) = \frac{0.092 G^2 x^2}{d_i \rho_v (G x d_i / \mu_v)^{0.2}}$ $\Phi_v = 1.1 + 1.3 \left\{ \frac{G}{\sqrt{g d_i \rho_v (\rho_L - \rho_v)}} \right\}^{0.35} \chi_{tt}^{0.35}$
Kedzierski -Goncalves ²⁰⁾	1999	$d_{eq} = 8.8$ mm	R407C	Condensation	[5 °C]	100-500	10-40	$\Delta P = \left\{ \frac{f(v_{out} + v_{in}) \Delta Z}{d_h} + (v_{out} - v_{in}) \right\} G^2$ $f = \left\{ 0.002275 + 0.00933 \exp\left(\frac{h_f / d_{eq}}{-0.003}\right) \right\} Re^{\frac{-1}{4.16+532(h_f/d_{eq})}} \phi^{0.211}$ $Re = \frac{G d_h}{\mu_L}$ $v = x \left(\frac{1}{\rho_v}\right) + (1-x) \left(\frac{1}{\rho_L}\right)$

								$\phi = \frac{\Delta x \Delta h_{L,V}}{g \Delta Z}$
五島ら ²²⁾	2001	$d_i = 7.3 \text{ mm},$ $h_f = 0.17 \text{ mm},$ $N = 55,$ $\theta = 18^\circ,$ $\gamma = 55^\circ,$ $\eta = 1.498$	R22, R410A	Boiling, Condensation	[10 and 40 °C]	200-340		$\Phi_V = \sqrt{\frac{\Delta P_F / \Delta Z}{\Delta P_V / \Delta Z}}, \quad \Phi_L = \sqrt{\frac{\Delta P_F / \Delta Z}{\Delta P_L / \Delta Z}}$ $\frac{\Delta P_V}{\Delta Z} = \frac{2f_V G^2 x^2}{d_i \rho_V}, \quad \frac{\Delta P_L}{\Delta Z} = \frac{2f_L G^2 (1-x)^2}{d_i \rho_L}$ $\Phi_V = 1 + 1.64 X_u^{0.79}, \quad \Phi_L^2 = 1 + 7.61 X_u^{-1.70}$ for $2000 \leq Re \leq 2600, \quad f = 1.47 \times 10^{-4} Re^{0.53}$ for $2600 < Re \leq 6500, \quad f = 0.046 Re^{-0.20}$ for $6500 < Re \leq 12700, \quad f = 1.23 \times 10^{-2} Re^{0.21}$ for $12700 < Re, \quad f = 9.20 \times 10^{-3}$
久保田ら ⁸⁾	2001	$d_i = 6.48\text{-}6.83 \text{ mm},$ h_f $= 0.15\text{-}0.23 \text{ mm},$ $N = 50 - 60,$ $\theta = 12 - 18^\circ$	R407C, R410A	Boiling	[5 °C]	100-500	10-40	$\Phi_L = \sqrt{\frac{\Delta P_F}{\Delta P_L}}$ $f_L = \left(\frac{\Delta P_L}{\Delta Z} \right) \left(\frac{d_i}{2\rho_L V_L^2} \right) = 0.046 Re_L^{-0.2}$ $\Phi_L = 1 + \left\{ 1 - \exp(-1.39 Fr^{0.711}) \right\} \frac{2.19}{\chi_u^{0.838}}$ $Fr = \frac{Gx}{\sqrt{gd_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)}}$
Filho ら ²³⁾	2004	$d_i = 6.40\text{-}8.92 \text{ mm},$ $h_f = 0.2 \text{ mm},$ $N = 60 - 80,$ $\theta = 18^\circ,$ $\gamma = 33^\circ,$ $\eta = 1.91 - 1.95$	R134a	Boiling	[5 °C]	70-1100	10-45	$\Phi_L = 1 + 3.0 \chi_u^{-0.83}$
Chamra ら ²⁴⁾	2005	$d_i =$ $5.81 - 14.61 \text{ mm},$	R12, R22, R134a	Condensation	[24-50 °C]	40-850		$\frac{\Delta P_F}{\Delta Z} = \Phi_{Lo}^2 \frac{\Delta P_{Lo}}{\Delta Z} = \frac{\Phi_{Lo}^2 2f_{Lo} G^2}{d_i \rho_L}$

		$h_f =$ 0.12 - 0.38 mm, $N = 21 - 80,$ $\theta = 0 - 30^\circ,$ $\gamma = 10 - 90^\circ,$ $\eta = 1.91 - 1.95$						$\Phi_{LO} = \sqrt{(1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_L f_{VO}}{\rho_V f_{LO}} + \frac{3.24x^{0.78}(1-x)^{0.224} H}{Fr^{0.045} We^{0.035}}}$ $H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_V}{\mu_L}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_V}{\mu_L}\right)^{0.7}$ $We = \frac{G^2 d_i}{\rho_m \sigma}, \quad Fr = \frac{G^2}{g d_i \rho_m^2}, \quad \rho_m = \left(\frac{x}{\rho_V} + \frac{1-x}{\rho_L}\right)^{-1}$ $f_{LO} = \max(f_{LO1}, f_{LO2}), \quad f_{VO} = \max(f_{VO1}, f_{VO2})$ <p>Turbulent flow: $\frac{Gd_i}{\mu_V} > 2000$</p> $f_{LO1} = 0.079 \left(\frac{Gd_i}{\mu_L}\right)^{-0.25}, \quad f_{VO1} = 0.079 \left(\frac{Gd_i}{\mu_V}\right)^{-0.25}$ <p>Laminar flow: $\frac{Gd_i}{\mu_V} \leq 2000$</p> $f_{LO1} = 16 \left(\frac{Gd_i}{\mu_L}\right)^{-0.1}, \quad f_{VO1} = 16 \left(\frac{Gd_i}{\mu_V}\right)^{-0.1}$ $f_{LO2} = \frac{\{1.74 - 2 \log(2Rx_f)\}^{-2}}{4}, \quad f_{VO2} = \frac{\{1.74 - 2 \log(2Rx_f)\}^{-2}}{4}$ $Rx_f = \frac{0.18(h_f/d_i)}{0.1 + \cos \gamma}$
米本 - 小山 27)	2007	$d_{eq} =$ 6.25 - 8.37 mm, $h_f =$ 0.16 - 0.24 mm, $N = 30 - 85,$ $\theta = 7 - 30^\circ,$ $\gamma = 27 - 58^\circ,$ $\eta = 1.50 - 2.27$	R22, R123, R134a	Condensation	0.38 - 1.9	102-500	2.0-48.2	$\Phi_V = \sqrt{\frac{\Delta P_F / \Delta Z}{\Delta P_V / \Delta Z}}$ $\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right) = \Phi_V^2 \left(\frac{2 f_V G^2 x^2}{d_{eq} \rho_V}\right)$ $\Phi_V = 1 + 1.2 Fr^{0.05} X_{tt}^{0.5}$ $Fr = \frac{G}{\sqrt{g d_{eq} \rho_V (\rho_L - \rho_V)}}$

								$f_V = 0.046 Re_V^{-0.2} \frac{d_{eq}}{d_h} (\sec \theta)^{0.75}$
井上ら ²⁸⁾	2008	$d_i =$ 5.85 - 8.46 mm, $h_f =$ 0.15 - 0.26 mm, $\theta = 11 - 20^\circ$, $N = 45 - 65$, $\eta = 1.52 - 2.15$	R22, R123, R134a, R410A	Condensation	0.38 - 1.85	99.8-402	3.2-32.7	$\Phi_V = \sqrt{\frac{\Delta P_F / \Delta Z}{\Delta P_V / \Delta Z}}, \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z} \right) = \Phi_V^2 \left(\frac{2 f_V G^2 x^2}{d_i \rho_V} \right)$ $\Phi_V = 1 + 1.64 X_{tt}^{0.79}$ $\xi_{Smith} = \left\{ 1 + \frac{\rho_V}{\rho_L} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left[0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_L + 0.4 \frac{1-x}{x}}{\rho_V}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right] \right\}^{-1}$ $f_V = 0.046 Re_V^{-0.2} \eta^{0.8} (\cos \theta)^{-1.3} \left[1 + (10.8 p / d_i)^{3.3} \right]$

1.3 水平平滑管および溝付管内における沸騰熱伝達の従来の研究

本項では、代表的な水平平滑管および溝付管内における純冷媒の沸騰熱伝達に関する研究についてレビューを行う。

冷媒の水平管内沸騰・沸騰熱伝達に関しては現在まで多数の研究が行われてきた。ここでは、そのうち、提案されている平滑管内沸騰・沸騰熱伝達率の代表的な整理式について簡単なレビューを行う。

水平平滑管内沸騰流の伝熱特性は、液体の核沸騰と気液界面での沸騰を伴う強制対流沸騰によって行われ、低クオリティ域、高熱流束条件では液体の核沸騰が支配的となり、クオリティの増加とともに核沸騰が抑制され、強制対流沸騰が支配的になることが知られている。また、気液が上下に分離した流れの場合には管頂部分と管底部分とでは伝熱特性は著しく異なり、管内の流動様相が環状流であるか成層波状流であるかによって、伝熱特性が異なる。

冷媒の管内沸騰に関しては、これまでに数多く行われているが、今後、開発される代替冷媒を用いた高温ヒートポンプ用熱交換器の高性能化および最適設計をする上では、様々な冷媒の熱伝達率を予測し得る一般的な整理式を作ることが重要なことである。現在までに提案された沸騰熱伝達率の整理式は核沸騰による熱伝達と強制対流の熱伝達で表されるという考え方に基づいたものであり、Chen³⁰⁾によって最初に提案された手法であり、核沸騰および強制対流沸騰は両方の影響を受けることからそれぞれの熱伝達率の和として表す整理式に分類され、次式のように表される。

$$\alpha = \alpha_{cv} + \alpha_{nb} = F\alpha_{LO} + S\alpha_{pb}$$

ここに、Chen³⁰⁾は Dittus-Boelter³¹⁾の式で表し、 α_L にパラメータを加えてを表している。 F は液単相の場合に対する気液二相の速度の増大を表すパラメータである。 α_{pb} はプール沸騰の熱伝達率であり、Forster-Zuber³²⁾の式で表し、 α_L にパラメータを加えてを表している。 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。Chen³⁰⁾の式は鉛直管の実験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。

1.3.1 水平平滑管内におけるの純冷媒沸騰熱伝達に関する従来の研究

Gungor – Winterton³³⁾は水，フロン系冷媒など7種類の流体の水平および鉛直管内沸騰・沸騰に関する多くの研究者の実験結果をもとに水平管内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 のプール沸騰の式を適用し， F および S についてそれぞれ提案している．Gungor – Winterton³⁴⁾は翌年，強制対流項のみに基づいて，より単純な整理式を提案しました．

Kandlikar³⁵⁾は水，フロン系冷媒等 10 種類の流体の水平および鉛直管内沸騰に関する他の研究者の熱伝達率の測定値をもとに，流体の種類およびフルード数を考慮し提案している．

Jung ら³⁶⁾は管内径 9mm，直通電気加熱したステンレス鋼管を用いて 4 種類のフロン系冷媒の高流量域での水平管内沸騰の実験を行った．Cooper のプール沸騰の式を適用を用いて提案している．

Liu – Winterton³⁷⁾は，Gungor – Winterton³³⁾が提案した整理式をさらに改善したもので，水，冷媒，炭化水素等の流体の 4200 個の飽和沸騰実験データと 900 個のサブクール実験データに基づいて Kutateladze の式を適用を用いて提案している．Liu – Winterton³⁷⁾の式は，広範囲のパラメータでフィッティングする方法で，核沸騰項に Bo 数を用いて，プール沸騰に依存せずに構築される．

吉田ら³⁸⁾は，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率の整理式それぞれ提案している．これらの整理式は，管内径 7~15.4 mm，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 R22，R114，R12 の水平管内沸騰・沸騰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 Chen ら³⁰⁾の形の式であり， F および S については表 1 に示す式を提案している．

高松ら³⁹⁾は，内径 7.9 mm の銅製平滑管を用いて単一成分冷媒 R22，R114，R134a および R12 について管内の沸騰・沸騰実験を行い，主に環状流の沸騰熱伝達率を強制対流の熱伝達率と核沸騰の熱伝達率の和で表す Chen の方法に基づいた式を提案している．

森ら⁴⁰⁾は，沸騰管内の伝熱特性は流動様相が環状流であるか分離流であるかによってその特性が異なることから，環状流域および分離流域それぞれの沸騰熱伝達率の整理式を Chen²⁹⁾の形式で表した式を提案している．なお，流動様相の判別として，吉田らの管内のぬれ境界角度の整理式を修正した式を提案している．

Yu ら⁴¹⁾は，管内の表面粗さ測定および表面構造を観察した，内径 7.9 および 8.4 mm の銅製平滑管を用いて，冷媒 R134a，R123，R22 および R114 の管内沸騰流の熱伝達実験を行い，実験結果から管内表面効果を考慮した熱伝達率の整理式を提案している．なお，Yu らの式も Chen²⁹⁾の形式を基に作成されており，強制対流が支配的な領域では管内表面の影響はほとんど依存しないことから，核沸騰による熱伝達率に管内表面

効果を考慮している。

Choi ら⁴²⁾は、管内径 7.75 mm のステンレス鋼管を用いて、純冷媒 R32 および R134a の水平平滑管内の沸騰実験を行い、沸騰熱伝達率の整理式を提案している。Choi ら⁴²⁾は、沸騰伝熱特性がクオリティ、質量速度および熱流束に依存することから、強制対流による熱伝達率にボイリング数 Bo および Lockhart - Martinelli⁴⁾のパラメータ χ_{tt} で表されるパラメータ E を、核沸騰による熱伝達率に強制対流数 Co で表されるパラメータ S を加えて、沸騰熱伝達率を表している。

齋藤ら⁴³⁾は水平管内での R134a の沸騰熱伝達の実験データで、プレートドライアウト域に関する環状流モデルおよびポストドライアウト域における整理式それぞれ提案している。管径の影響を含め、沸騰熱伝達率は Chen の方法に基づいて提案している。齋藤らの式では、幅広い管径内における沸騰熱伝達に与える影響を、蒸気 We 数によって特徴付けられ、内径 0.51 ~ 10.92 mm の幅広い管径の実験データとよく一致している。

Sun - Mishima⁴⁴⁾は細径管内の沸騰熱伝達率が Chen 手法および Chen³⁰⁾の形式に基づいた整理式では予測できないことを示し、Lazarek - Black⁴⁵⁾の整理式に We 数を導入した整理式を提案している。

表 1.3 に平滑管内における純冷媒の沸騰熱伝達率に関する従来の整理式の概要を示す。

表 1.3 平滑管内における純冷媒の沸騰・沸騰熱伝達率に関する従来の整理式

Researcher	Year	Tube diameter	Test fluid	Experiment condition				Correlation	
				Heating method	Saturated Pressure [or Temperature]	Mass flow rate	Heat flow rate	Nucleate BFHT α_{nb}	Convective BFHT α_{cv}
-	-	mm	-	-	mPa [or °C]	kg/(m ² s)	kW/m ²	kW/(m ² K)	kW/(m ² K)
Chen ³⁰⁾	1963, 1966	-	Water, methanol, cyclohexane, pentane, heptane, benzene	-	0.1-3.48	Inlet velocity 0.06-4.5 m/s	6.2-2400	$\alpha_{nb} = 0.00122 \left(\frac{k_L^{0.79} c_{p,L}^{0.45} \rho_L^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_L^{0.29} h_{LV}^{0.24} \rho_V^{0.24}} \right) \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75}$ $S = \frac{1}{1 + 0.00000253 Re_p^{1.17}}$ $Re_p = Re_L F^{1.25}$	$\alpha_L = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_i} Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4}$ $Re_L = \left[\frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \right]$ $F = \left(\frac{1}{\chi_{tt}} + 0.213 \right)^{0.736}$ $\chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1}$
Gungor-Winterton ³³⁾	1986	2.95-32	R11, R12, R22, R113, R114, Ethylene glycol, Water,	Water	0.008-20.26	-	-	$\alpha_{nb} = 55 P_r^{0.12} (-0.4343 \ln P_r)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67}$ $S = \frac{1}{1 + 0.00000115 \cdot F^2 Re_L^{1.17}}$	$F = 1 + 24000 Bo^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0.86}$
Gungor-Winterton ³⁴⁾	1987							$\alpha = F \alpha_L$ $F = 1 + 3000 Bo^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.41}$	
Kandlikar ³⁵⁾	1987	4-32	R11, R12, R13B1, R22, R113, R114, R152a Nitrogen, Neon, Water	-	0.40-6.42	13-8179	0.3-2280	$\alpha = \text{MAX}(\alpha_{cv}, \alpha_{nb})$	$\alpha_{cv} = [1.136 N_{Co}^{-0.9} + 667.2 Bo^{0.7} F_{\beta}] \alpha_L$ $N_{Co} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5}$ $\alpha_L = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_i} Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4}$

Jung et al. 36)	1989	9.0 (SS)	R22, R114, R152a, R12	Electric	0.08	250-750	-	$\alpha_b = 207 \frac{\lambda_L}{d_b} \left(\frac{q d_b}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$ $d_b = 0.0146 \times 35 \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ <p>For $\chi_{tt} < 1$</p> $S = 4048 \chi_{tt}^{1.22} Bo^{1.13}$ <p>For $1 \leq \chi_{tt} \leq 5$</p> $S = 2 - 0.1 \chi_{tt}^{-0.28} Bo^{-0.33}$	$\alpha_L = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_i} Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4}$ $F = 2.37 (0.29 + \chi_{tt}^{-1})$
Liu- Winterton 37)	1991	2.95-32	-	-	-	Re 568.9 -875000	-	$\alpha = \sqrt{\alpha_{cv}^2 + \alpha_{nb}^2} = \sqrt{(F\alpha_L)^2 + (S\alpha_{pb})^2}$ $\alpha_{nb} = 55 Pr_r^{0.12-0.087 \ln \varepsilon} (-0.4343 \ln Pr_r)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67}$ $\varepsilon = 1 \mu\text{m}$ $S = \frac{1}{1 + 0.055 \cdot F^{0.1} Re_L^{0.16}}$	$\alpha_L = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_i} Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4}$ $F = \left[1 + x Pr \left(\frac{\rho_L}{\rho_V - 1} \right) \right]^{0.35}$
高松ら ³⁹⁾	1992	7.9 (B)	R22, R114, R134a, R12	Water	0.25-1.15	218-358	1.9-85.9	$\alpha_{nb} = S K^{0.745} \alpha_{pb}$ $S = \frac{(1 - e^{-\xi})}{\xi}$ $\xi = 3.3 \times 10^{-5} J\ddot{u}^{1.25} La \left(\frac{\alpha_{cv}}{\lambda_L} \right)$ $La = \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ $J\ddot{u} = \frac{\rho_L c_{pL} T_{sat}}{\rho_V \Delta h_{LV}}$ $\alpha_{pb} = C_1 \alpha_{SA} = 1.35 \times 207 \frac{\lambda_L}{d_b} \left(\frac{q d_b}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$	$\alpha_{cv} = 0.0116 F Re_{Lo}^{0.89} Pr_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{d_i}$ $Re_{Lo} = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_L}$ $F = F_\gamma^{0.89/0.8} = (1 + 2X_{tt}^{-0.88})^{0.89/0.8}$

								$K^{0.745} = \frac{1}{1 + 0.875\eta + 0.518\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.7907\eta^4}$ $\eta = \frac{\alpha_{cv}}{S \alpha_{pb}}$	
森ら ⁴⁰⁾	1999	3.3-25.0 (SS B)	R11, R12, R22, R113, R114, R123, R125, R134a, R142b, R152a, FC- 13B1, R410A	Electric , Water	0.11-1.10	30-877	0.7-80.3	$\frac{\varphi_s}{\varphi_0} = 1 + 0.75 \left[\left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \right]^n \exp \left[1.06 - 23.8 \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right) \right]$ $n = 0.26 \left[\frac{G^2}{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)} \right]^{0.42} \left(\frac{q}{G \Delta h_{LV}} \times 10^4 \right)^{-0.16}$ $\frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)} = 1 - \frac{\varphi_0 - \sin \varphi_0 \cos \varphi_0}{\pi}$	
								$\varphi_s \geq 162^\circ (0.9\pi)$	
								$\alpha_b = 207 \frac{\lambda_L}{d_b} \left(\frac{q d_b}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$ $d_b = 0.51 \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ $S = \frac{1}{\left\{ 1 + 0.9 \left[\frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \times F^{1.25} / 10^4 \right]^{0.5} \left(\frac{q}{G \Delta h_{LV}} \right)^{-0.5} X_{tt}^{0.5} \right\}}$	$\alpha_L = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_i} \left[\frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \right]^{0.8} Pr_L^{0.4}$ $F = 1 + 2X_{tt}^{-0.88}$
$\varphi_s < 162^\circ (0.9\pi)$ $\alpha = \frac{\varphi_s}{\pi} \alpha_{wet}$ $\alpha_{wet} = F \alpha_L + S_{wet} \alpha_b$									

								$S_{\text{wet}} = \frac{1}{\left\{ 1 + 1.2 \left[\frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \times F^{1.25} / 10^4 \right]^{0.3} \left(\frac{q_{\text{wet}}}{G\Delta h_{LV}} 10^4 \right)^{-0.3} \right\}}$ $q_{\text{wet}} = \frac{\pi}{\phi_s} q$ <p>The rest is the same as above.</p>	Same as above
Yu et al. ⁴¹⁾	1999	7.9, 8.4 (B)	R22, R123, R134a, R114, R12	Water	0.25-1.14	100-361	2-111	$\alpha_{\text{nb}} = K^{-0.745} S \alpha_{\text{pb}}$ $K^{0.745} = \frac{1}{1 + 0.875\eta + 0.518\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.7907\eta^4}$ $\eta = \frac{\alpha_{\text{cv}}}{S \alpha_{\text{pb}}}$ $S = \frac{(1 - e^{-\xi})}{\xi}$ $\xi = 5.0 \times 10^{-5} \left(\frac{\rho_L c_{pL} T_{\text{sat}}}{\rho_V \Delta h_{LV}} \right)^{1.25} La \left(\frac{\alpha_{\text{cv}}}{\lambda_L} \right)$ $La = \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ $\alpha_{\text{pb}} = 1.25 \times 207 \frac{\lambda_L}{d_b} \left(\frac{q d_b}{\lambda_L T_{\text{sat}}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533} Fr_r$ $d_b = 0.51La$ $Fr_r = (8R_c)^{(0.2-0.2P_k)}$	$\alpha_{\text{cv}} = 0.023 Re_{\text{ip}}^{0.8} Pr_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{d_i}$ $Re_{\text{ip}} = F^{1/0.8} Re_{\text{LO}}$ $= (1 + 2X_{\text{tt}}^{-0.88})^{1/0.8} \frac{G(1-x)d_i}{\mu_L}$
Choi et al. ⁴²⁾	2000	7.75 (SS)	R22, R134a, R32	Electric	0.20-1.08	240-1060	42-28.6	$\alpha_{\text{SA}} = 207 \frac{\lambda_L}{bd} \left(\frac{qbd}{\lambda_L T_{\text{sat}}} \right)^{0.674} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$ $bd = 0.0146 \times 35 \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$	$\alpha_{\text{DB}} = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4}$

								$E = 49.971 \cdot Bo^{0.383} X_{tt}^{-0.758}$ $Bo = \frac{q}{G\Delta h_{LV}}$ $S = 0.909 \cdot Co^{0.301}$	
Saitoh ⁴³⁾	2007	0.5-11.0	R134a	Electric	0.35-0.5	5-39	150-450	$\alpha_{SA} = 207 \frac{\lambda_L}{bd} \left(\frac{qbd}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.674} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$ $bd = 0.512 \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ $S = \frac{1}{\left\{ 1 + 0.4 \left[Re_L \cdot F^{1.25} / 10^4 \right]^{1.4} \right\}}$	<p>For $Re \geq 1000$</p> $\alpha_L = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_i} \left[\frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \right]^{0.8} Pr_L^{0.4}$ <p>For $Re < 1000$</p> $\alpha_L = \frac{4.36\lambda_L}{D}$ $F = 1 + X_r^{-1.05} (1 + We_V^{-0.4})^{-1}$
Sun-Mishima ⁴⁴⁾	2009	0.21-6.5 (B)	R11, R12, R123, R134a, R141b, R22, R404A, R407C, R410A, CO2, Water	-	-	44-1500	5-109	$\alpha_{tp} = \frac{6Re_{LO}^{1.05} Bo^{0.54}}{We_L^{0.191} (\rho_L/\rho_V)^{0.142}} \frac{\lambda_L}{d_h}$ $Bo = \frac{q}{G\Delta h_{LV}}$ $We_L = \frac{G^2 d_h}{\sigma \rho_L}$	

Annotation: SS=Stainless,

B=Brass

1.3.2 水平溝付管内におけるの純冷媒沸騰熱伝達に関する従来の研究

水平管内沸騰流の伝熱促進は、内面フィン付管やねじれテープ挿入間などの方法が用いられるが、冷媒については内面に微細な溝加工を施した内面溝付管が広く使用されている。

木戸ら¹⁸⁾は、 $d_{eq} = 6.27 \sim 6.41 \text{ mm}$ の範囲で異なる 7 種類の内面らせん溝付管について実験を行い、条数、フィン高さおよびねじれ角が熱伝達率と摩擦圧力損失に与える影響について報告している。また、熱伝達率に関しては、大きすぎるとフィン間の液が溝に沿って流れにくくなるため、伝熱促進効果が小さくなることを示している。摩擦圧力損失に関しては、管内径、フィン高さ、フィンピッチおよび溝底幅を特徴づけるパラメーターを導入した沸騰熱伝達率の整理式を提案している。

村田^{46, 47)}は、冷媒に R11, R114 および R123 を用いて、管内径 10.7 mm のらせん溝付管内における沸騰実験を行い、流動様相は吉田らのぬれ境界角度の式³⁸⁾を用いて分類し、環状流域に関しては、核沸騰と強制対流沸騰が共存する形で、分離流域に関しては、管底部は核沸騰と強制対流沸騰が共存するモデルで、管頂部は核沸騰に及ぼすメニスカス液膜沸騰の影響を考慮したモデルに分類し、それぞれに整理した管周りの平均沸騰熱伝達率を提案している。

Thome ら⁴⁸⁾は、冷媒に R134a および R123 を用いて、管内径 11.9 mm までの内面溝付管内における沸騰実験を行い、核沸騰項と強制対流沸騰項で表される熱伝達率の整理式を提案している。Thome らの式では、核沸騰と乱流液膜の伝熱促進効果を考慮している。

Cavallini ら⁴⁹⁾は、冷媒に R134a, R12, R22, R125, R32 および R123 を用いて、他の研究者が行った溝付管の最小内径 3 ~ 14.3 mm の沸騰実験結果に基づき、核沸騰項と強制対流沸騰項の和で表される水平平滑管内熱伝達率に関する整理式を提案している。

森ら⁵⁰⁾は、冷媒に R11, R12, R22, R113, R114, R123, R134a, R142b および R410A を用いて、他の研究者によって得られた溝付管の最大内径 4.95 ~ 11.8 mm の沸騰熱伝達率の実験結果に基づき、沸騰熱伝達率の整理式を提案している。また、この熱伝達率の整理式は、森ら⁵⁰⁾の平滑管内で整理したぬれ境界角度式を用いて、管底部の液体がフィン頂部を越えて流れる領域と管頂部のメニスカス液膜が生じる領域の熱伝達率の和で管周の平均熱伝達率を表している。

Chamra – Mago⁵¹⁾は、前述の Chamra の水平管内における純冷媒の実験結果から、他の研究者によって得られた溝付管の最大内径 6.3 ~ 14.86 mm の沸騰熱伝達率の実験結果に基づき、Cavallini ら⁴⁹⁾が提案している沸騰熱伝達率の整理式⁴⁷⁾の係数

を修正している．この係数の修正によって熱伝達率の予測精度が向上することが報告されている．

表 1.4 溝付管内における純冷媒の蒸発・沸騰熱伝達率に関する従来の整理式

Researcher	Year	Tube	Test fluid	Experiment condition				Correlation	
				Heating method	Saturated Pressure [or Temperature]	Mass flow rate	Heat flow rate	Nucleate BFHT α_{nb}	Convective BFHT α_{cv}
-	-	-	-	-	mPa [or °C]	kg/(m ² s)	kW/m ²	kW/(m ² K)	kW/(m ² K)
村田 ^{46,47)}	1996	$d_i = 10.7$ mm $h_f = 0.3$ mm, $N = 60$, $\theta = 30^\circ$	R11, R114	-	0.2	100, 200, 300	10, 20, 30	$\alpha = \frac{Q}{\pi d_i L (T_{wi} - T_{sat})}$ Defined by maximum inner diameter $\alpha = \frac{\varphi_s}{\pi} \alpha_B + \left(1 - \frac{\varphi_s}{\pi}\right) \alpha_T$ $\varphi_s \text{ is defined by Yoshida}^{52)}$ $\alpha_B = F \alpha_L + S \alpha_{pb}$ $\alpha_T = \alpha_{mf} + \alpha_{pb}$ $\alpha_{mf} = \frac{\lambda_L}{1.5 \times 10^{-5}}$	$\alpha_L = 0.048 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{d_i}$ $F = 1.45 \left(1.52 + \frac{1}{X_{tt}}\right)^{1.02}$
								$\alpha_{pb} = 48 \left[\frac{P_{crit}^{0.2} F_p}{M^{0.1} T_{crit}^{0.9}} \right] q^{0.8}$ $F_p = \frac{(P/P_{crit})^{0.23}}{\{1 - 0.99(P/P_{crit})\}^{0.9}}$ $S = \frac{1 - \exp\left(-\frac{F \alpha_L \delta}{\lambda_L}\right)}{\frac{F \alpha_L \delta}{\lambda_L}}$ $\delta = 0.08 \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$	

Cavallini et al. ⁴⁹⁾	1998	d_{\min} = 3-14.3 mm, h_f = 0.1-0.35 mm, $N = 30-112$, $\theta = 1-30^\circ$, $\gamma = 20-120^\circ$	R12, R22, R123, R125, R134a	Water	[-1.7 - 77 °C]	90-600	3-82	$\alpha = \frac{Q}{\pi d_{\min} L (T_{wi} - T_{sat})}$																								
								Defined by minimum inner diameter																								
								$\alpha = \alpha_{nb} + \alpha_{cv} = \alpha_{nb} + F \alpha_{LO}$																								
								$\alpha_{nb} = \alpha_{Cooper} S F_1 (d_{\min})$ $= \left[55 P_R^{0.12} (-\log_{10} P_R)^{-0.55} M^{-0.5} q_{en}^{0.67} \right] S F_1 (d_{\min})$ $S = C_1 X_{tt}^{C_2} = C_1 \left\{ \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.1} \right\}^{C_2}$ $F_1 (d_{\min}) = \left(\frac{0.01}{d_{\min}} \right)^{C_3}$																								
								$\alpha_{cv} = \frac{\lambda_L}{d_{\min}} Nu_{cv,ST} R x^{C_4} (Bo Fr)^{C_5} F_2 (d_{\min}) F_3 (G)$ $Nu_{cv,ST} = Nu_{LO} F$ $= 0.023 \left(\frac{G d_{\min}}{\mu_L} \right)^{0.8} Pr_L^{1/3} \left[(1-x) + 2.63x \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]^{10.8}$ $R x = \left\{ \frac{2h_f N [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi d_{\min} \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \frac{1}{\cos \theta}$ $Bo = \frac{g \rho_L h_f \pi d_{\min}}{8 \sigma N}$ $Fr = \frac{V_{VO}^2}{g d_{\min}}$ $F_2 (d_{\min}) = \left(\frac{0.01}{d_{\min}} \right)^{C_6}$ $F_3 (G) = \left(\frac{100}{G} \right)^{C_7}$																								
								<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>C_1</th> <th>C_2</th> <th>C_3</th> <th>C_4</th> <th>C_5</th> <th>C_6</th> <th>C_7</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>$G < 500 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$</td> <td>1.36</td> <td>0.36</td> <td>0.38</td> <td>2.14</td> <td>-0.15</td> <td>0.59</td> <td>0.36</td> </tr> <tr> <td>$G \geq 500 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$</td> <td>1.36</td> <td>0.36</td> <td>0.38</td> <td>2.14</td> <td>-0.21</td> <td>0.59</td> <td>0.36</td> </tr> </tbody> </table>		C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	$G < 500 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$	1.36	0.36	0.38	2.14	-0.15	0.59	0.36	$G \geq 500 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$	1.36	0.36	0.38	2.14	-0.21	0.59	0.36
	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7																									
$G < 500 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$	1.36	0.36	0.38	2.14	-0.15	0.59	0.36																									
$G \geq 500 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$	1.36	0.36	0.38	2.14	-0.21	0.59	0.36																									
森ら ⁵⁰⁾	2002	d_i = 4.95-11.8 mm,	R11, R12, R22,	Electric, Water	0.12-1.22	25-631	3.3-86.5	$\alpha = \frac{Q}{\pi d_{\text{mean}} L (T_{wi} - T_{sat})}$																								

		h_f $= 0.06-0.30$ mm, $N = 27-114$, $\theta = 4-31$ °, $\eta = 1.05-2.49$	R113, R114, R123, R134a, R142b				<p>Definition by mean inner diameter</p> $\alpha = \frac{\varphi_s}{\pi} \alpha_B + \left(1 - \frac{\varphi_s}{\pi}\right) \alpha_T$ <p>φ_s is defined by Mori⁴⁰⁾</p> $\alpha_B = \left[1 + C_f \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0.93} + C_b (Bo \times 10^4)^{0.8}\right] \alpha_L$ $\alpha_L = \frac{\lambda_L}{d_{mean}} 0.023 \eta^{1.3} \left[\frac{G(1-x)d_{mean}}{\mu_L}\right]^{0.8} P_L^{0.4}$ $Bo = \frac{q}{G \Delta h_{LV}}$ $C_f = 37 \left(\frac{h_f}{d_{mean}}\right)^{-0.4} \left(\frac{t}{d_{mean}}\right)^{0.8} \left(\frac{Gd_{mean} \times 10^{-4}}{\mu_L}\right)^{-0.65} \left[1 - 0.93 \exp\left(-5 \frac{Gd_{mean} \times 10^{-4}}{\mu_L}\right)\right] \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.45}$ $C_b = \frac{1}{1.6 \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0.3} \left(\frac{Gd_{mean} \times 10^{-4}}{\mu_L}\right)^{0.3}}$ $\alpha_T = C_m \frac{\lambda_L}{t}$ $C_m = 530 \left(\frac{h_f}{d_{mean}}\right)^{0.8} \left(\frac{G^2 t}{\sigma \rho_L}\right)^{0.15} \left[1 - \frac{0.6}{1 + 25 \left(\frac{G^2 t}{\sigma \rho_L}\right)^{1.2} (Bo \times 10^4)^{0.5}}\right] \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0.2}$ $t = 0.85 \frac{\pi d_{min}}{N}$
Chamra -Mago ⁵¹⁾	2007	d_i $= 6.3-14.86$ mm, h_f	R12, R22, R123, R134a	Electric	$[-6.6-48.5$ °C]	25-410	$0-64.3$ $\alpha = \frac{Q}{\pi d_{min} L (T_{wi} - T_{sat})}$ <p>Defined by minimum inner diameter</p>

		$\delta = 0.12-0.38 \text{ mm},$ $N = 21-100,$ $\theta = 3-30^\circ,$ $\gamma = 10-90^\circ$						Modify Cavallini's parameters as follows: <table border="1" data-bbox="1279 323 2130 411"> <thead> <tr> <th>C_1</th> <th>C_2</th> <th>C_3</th> <th>C_4</th> <th>C_5</th> <th>C_6</th> <th>C_7</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1.5160</td> <td>1.1610</td> <td>-1.7640</td> <td>2.6220</td> <td>-0.2158</td> <td>-0.5927</td> <td>0.0582</td> </tr> </tbody> </table>	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	1.5160	1.1610	-1.7640	2.6220	-0.2158	-0.5927	0.0582
C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7																
1.5160	1.1610	-1.7640	2.6220	-0.2158	-0.5927	0.0582																

Annotation: SS=Stainless,
 B=Brass

1.3.3 混合冷媒の沸騰熱伝達に関する従来の研究

混合冷媒の伝熱特性は、気液界面では低沸点成分が沸騰しやすいため、蒸気相側の高沸点成分の濃度が高くなる。したがって、蒸気境界層内の濃度分布は拡散と対流による物質輸送の釣り合いから決まり、蒸気相側に物質伝達抵抗が存在するになる。また、蒸気相側の温度はバルブから気液界面に向かって低下する。液膜内においても基本的に温度分布と濃度分布が形成され、沸騰熱伝達は蒸気相の物質伝達抵抗によって液膜内での伝熱に有効な温度差が小さくなるため、純冷媒と比べて低下する。

(a) 水平平滑管

Jung ら^{53,54)}は、混合冷媒に R22/R114 および R12/R152a を用いて、管内径 9.0 mm のステンレス製の平滑管における沸騰実験を行い、熱伝達特性は核沸騰項のおよび強制対流項に対してそれぞれに拡散抵抗の影響を考慮した熱伝達率の整理式を提案している。この整理式は、Jung らの水平平滑管の沸騰熱伝達整理式のもとに、定数を修正して提案している。

高松ら⁵⁵⁾は、管内径 7.9 mm の水平平滑管を用いて混合冷媒 R22/R114 の管内沸騰・沸騰流の熱伝達実験を行い、高松ら³⁶⁾の単一成分冷媒の場合と同様に、主に環状流域の沸騰熱伝達率の実験結果から混合冷媒に対する熱伝達率の整理式を提案している。この整理式は高松らの単一成分冷媒の整理式⁴³⁾と同様に核沸騰による熱伝達率と強制対流による熱伝達率の和で表されている。

Choi ら⁴²⁾は、管内径 7.75 mm のステンレス鋼管を用いて、混合冷媒 R32/R134a および R407C (R32/R125/R134a: 23/25/52 wt%)の水平平滑管内沸騰実験を行い、Choi ら⁴²⁾の純冷媒に対する沸騰熱伝達率の整理式の核沸騰による熱伝達率に混合冷媒による補正項を加えた整理式を提案している。

(b) 水平溝付管

村田⁴⁷⁾は、管内径 10.7 mm のら旋溝付管を用いて混合冷媒 R11/R114 の管内沸騰流の熱伝達実験を行い、純冷媒に対する沸騰熱伝達率の整理式に核沸騰への混合効果と蒸気相中の熱抵抗の影響を考慮した混合冷媒に対する整理式を提案している。

Cavallini ら⁴⁹⁾は、他の研究者によって行われた最小内径 6.14 ~ 10.1 mm のら旋溝付管内における R32/R134a, R123/R134a, R407C および R410B の沸騰実験結果から作成したデータベースおよび Cavallini らの純冷媒に対する沸騰熱伝達率の整理式⁴⁹⁾より、混合冷媒に対する整理式を提案している。この整理式は、Stephan⁵⁶⁾

が報告している蒸気相の顕熱変化による蒸気单相の熱抵抗の影響および Thome⁵⁷⁾が提案している液相の物質伝達抵抗による核沸騰の影響を考慮している.

表 1.5 水平管内の非共沸混合冷媒の沸騰・沸騰熱伝達率に関する従来の整理式

Researcher	Year	Tube	Test fluid	Experiment condition				Correlation	
				Heating method	Saturated Pressure [or Temperature]	Mass flow rate	Heat flow rate	Nucleate BFHT α_{nb}	Convective BFHT α_{cv}
-	-	-	-	-	mPa [or °C]	kg/(m ² s)	kW/m ²	kW/(m ² K)	kW/(m ² K)
高松ら ⁵⁵⁾	1992	Smooth tube $d_i = 7.9$ mm	R22/R114	Water	0.40-0.81	214-393	0.7-72.9	$\alpha = \alpha_{cvm} + \alpha_{nbm} = S_{cvm} \alpha_{cv} + K^{0.745} S_m \alpha_{pbm}$	
								$\alpha_{pbm} = \frac{\alpha_{pb1} \alpha_{pb2}}{\alpha_{pb2} y_{L1} + \alpha_{pb1} (1 - y_{L1})} \left(\frac{1}{1 + 4.8 y_v - y_L } \right)$ $S_m = S_{cvm} \frac{1}{\xi} (1 - e^{-\xi}) + (1 - S_{cvm})$ $\xi = 3.3 \times 10^{-5} J\ddot{a}^{1.25} La \left(\frac{\alpha_{cv}}{\lambda_L} \right)$ $La = \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ $J\ddot{a} = \frac{\rho_L c_{pL} T_{sat}}{\rho_V \Delta h_{LV}}$ $K^{0.745} = \frac{1}{1 + 0.875\eta + 0.518\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.7907\eta^4}$ $\eta = \frac{\alpha_{cvm}}{S_m \alpha_{pbm}}$	$\alpha_{cv} = 0.0116 F_7^{(0.89/0.8)} Re_{LO}^{0.89} Pr_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{d_i}$ $S_{cvm} = \frac{1}{1 + 0.30x^{1.39} (1-x)^{-0.39} (y_v - y_L + y_v - y_L ^2)}$
Choi et al. 42)	2000	Smooth tube $d_i = 7.75$ (SS)	R32/134a, R407C	Electric	0.32-0.94	240-850	4.1-28.3	$\alpha = E\alpha_{DB} + F_M S\alpha_{SA}$	
								$\alpha_{SA} = 207 \frac{\lambda_L}{bd} \left(\frac{qbd}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.674} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$ $bd = 0.0146 \times 35 \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ $F_M = \frac{1}{1 + c_M \left\{ \left[c_{pL} (T_{dew} - T_{bub}) \right] / \Delta h_{LV} \right\}}$	$\alpha_{DB} = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4}$ $E = 49.971 Bo^{0.383} X_{tt}^{-0.758}$

								$Bo = \frac{q}{G \Delta h_{LV}}$ $S = 0.301 \cdot Co^{0.039}$	
Cavallini et al. 49)	1998	$d_{min} =$ 6.14-10.1 mm $h_f =$ 0.18-0.3 mm $N = 38-60,$ $\theta = 18-30^\circ$ $\gamma = 40-53^\circ$	R407C, R410B, R32/R134a, R123/R134a	-	0.22-0.91	100-400	7.5-50	$\alpha = \frac{Q}{\pi d_i L (T_{wi} - T_{sat})}$ <p>Defined by maximum inner diameter</p> $\alpha = \left[\frac{1}{\alpha_f} + x c_{pV} \frac{\Delta T}{(h_{dew} - h_{bub}) \alpha_V} \frac{1}{\alpha_V} \right]^{-1}$ $\alpha_f = \alpha_{nb} F_C + \alpha_{cv} = \alpha_{nb} F_C + \alpha_{LO} F$	
								$\alpha_{nb} = \alpha_{Cooper} S F_1 (d_{min})$ $= \left[55 P_R^{0.12} (-\log_{10} P_R)^{-0.55} M^{-0.5} q_{en}^{0.67} \right] S F_1 (d_{min})$ $q_{en} = \alpha_{nb} (T_{wi} - T_{sat})$ $S = C_1 X_{tt}^{C_2} = C_1 \left\{ \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1} \right\}^{C_2}$ $F_1 (d_{min}) = \left(\frac{0.01}{d_{min}} \right)^{C_3}$ $F_C = \left\{ 1 + \left(\frac{\alpha_{id} \Delta T}{q} \right) \left[1 - \exp \left(- \frac{q}{\rho_L (h_{dew} - h_{bub}) \beta_L} \right) \right] \right\}^{-1}$ $\beta_L = 0.0003 \text{ m/s}, \quad \alpha_{id} = \alpha_{nb} + \alpha_{cv}$	$\alpha_{cv} = \frac{\lambda_L}{d_{min}} Nu_{cv,ST} Rx^{C_4} (Bo Fr)^{C_5} F_2 (d_{min}) F_3 (G)$ $Nu_{cv,ST} = Nu_{LO} F$ $= 0.023 \left(\frac{G d_{min}}{\mu_L} \right)^{0.8} Pr_L^{1/3} \left[(1-x) + 2.63x \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \right]^{0.8}$ $Rx = \left\{ \frac{2h_f N [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi d_{min} \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \frac{1}{\cos \theta}$ $Bo = \frac{g \rho_L h_f \pi d_{min}}{8 \sigma N}$ $Fr = \frac{V_{VO}^2}{g d_{min}}$ $F_2 (d_{min}) = \left(\frac{0.01}{d_{min}} \right)^{C_6}$ $F_3 (G) = \left(\frac{100}{G} \right)^{C_7}$ $Pr_L = \frac{\mu_L c_{pL}}{\lambda_L}, \quad Bo = \frac{g \rho_L h_f \pi d_{min}}{8 \sigma N},$

1.4 水平管内における凝縮熱伝達の従来の研究

1.4.1 水平平滑管内におけるの純冷媒凝縮熱伝達に関する従来の研究

水平平滑管内凝縮流の伝熱特性では，冷媒蒸気が凝縮しながら管内を流れ，凝縮液は気液界面に働く蒸气流のせん断応力と重力の影響を受けながら流れる．熱伝達が液膜の状態に支配され，流動様相が流れ方向に大きく変化ことで，取り扱いが複雑である．

表 1.6 に水平平滑管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来 of 整理式を示す．なお，表中には各研究者の実験データを得るために行われた実験条件（試験伝熱管，試験流体，実験条件，強制対流項と自由対流項）を示す．

藤井ら⁵⁸⁾は管内流動様相の観察と凝縮熱伝達率の管軸方向分布の特徴を考慮して，重力の影響を含む乱流液膜モデルの理論解析を行い，その結果を実験結果と比較して，強制対流凝縮，強制－自由対流共存凝縮および層状流凝縮の三つの領域についてそれぞれ整理式を作成した．次に藤井らは上述の理論解析に改良を加え，強制対流凝縮の整理式をより正確にするとともに，共存対流凝縮と層状流凝縮域を一つの式にまとめて表した．さらに，原口ら⁵⁶⁾は全凝縮域にわたって一つの整理式で表した．

藤井は，環状流域および層状流域の理論解析と実験結果に基づき，この領域で分類される強制対流凝縮域の式および共存・自由対流凝縮域の式をそれぞれ導出し，理論解析に改良を加え，強制対流凝縮の整理式をより正確にするとともに，共存対流凝縮と層状流凝縮域を一つの式にまとめて表した．なお，比較に用いられた実験は内径 16 mm および 21 mm の水平管を用いて，飽和圧力 80 ~ 930 kPa，質量速度 33.4 ~ 576.9 kg/(m²s) の条件で行われている．

原口ら⁵⁹⁾は，冷媒に R134a, R123 および R22 を用いて，管内径 8.4 mm，外径 10 mm の平滑管における環状領域と層状流域の整理式の組み合わせた整理式を提案し，良好な予測精度を得ている．なお，実験は熱流束 3 ~ 33 kW/m²，質量速度 90 ~ 400 kg/(m²s) の条件で行われている．強制対流凝縮を環状乱流液膜理論⁶⁰⁾に基づく式で，自由対流凝縮を Chaddock による管頂部の薄液膜の伝熱特性に Nusselt の解法⁶¹⁾を適用した式で表している．

Dobson – Chato⁶²⁾は，冷媒に R134a, R12 および R22 を用いて，管内径 3.14 ~ 7.04 mm の水平平滑管内における凝縮熱伝達実験と流動様相の観察を行い，流動様相を質量速度および Soliman⁶³⁾によって修正されたフルード数 Fr_{so} の関係から，重力の影響が支配的な成層流とせん断力が支配的な環状流域に分類している．加えて，それぞれの流動様相に対して，凝縮熱伝達率の整理式を提案している．

Jung ら⁶⁴⁾は、冷媒に R12, R22, R32, R123, R125, R134a および R142b を用いて、管外径 3/8 インチの銅製平滑管における水平管内凝縮熱伝達率の実験を行い、実験結果からボイリング数 Bo の無次元パラメータ導入し、Dobson – Chato の式⁶²⁾に修正した式を提案している。

Cavallini ら⁶⁵⁾は、無次元蒸気速度 J_V を用いて、管内の流動様相を管壁面温度過冷却度に非依存性の環状流域と依存性の成層波状流域に分類し、他の研究者が行った凝縮熱伝達率の実験データを基に、環状流と成層流にそれぞれに対して凝縮熱伝達率の整理式を提案している。

$$J_V = \frac{xG}{\sqrt{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)}} \quad (1-11)$$

$$J_V^T = \left\{ \left(\frac{7.5}{4.3 X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + 2.6^{-3} \right\}^{-1/3} \quad (1-12)$$

Son – Lee⁶⁶⁾は、冷媒に R22, R134a および R410A を用いて、管内径 1.8, 3.4 および 5.6 mm における凝縮伝熱実験を行い、管径の細い従来の大口径管に関する整理式では小径管内における凝縮熱伝達率の予測には適していないことを報告している。また実験データを基に、小径管内凝縮熱伝達率の整理式を提案している。

Shah⁶⁷⁾は、他の研究者が行った凝縮熱伝達率の実験データを基に、一つの凝縮熱伝達率の式をまとめている。子の式に、クオリティと換算圧力で整理されたパラメータ Z と無次元蒸気速度 J_V の関係で示される 3 つの領域を分類し、それぞれに対して凝縮熱伝達率の整理式を提案している。

表 1.6 平滑管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の整理式

Researcher	Year	Tube diameter	Test fluid	Experiment condition			Correlation	
				Saturated Pressure [or Temperature]	Mass flow rate	Heat flow rate	Free convection	Forced convection
-	-	mm	-	MPa [or °C]	kg/(m ² s)	kW/m ²	-	-
原口ら ⁵⁹⁾	1994	8.4	R22, R134a, R123	0.38-1.85	99.8-402.0	3.2-32.7	$Nu = \frac{\alpha d_i}{\lambda_L} = \sqrt{Nu_F^2 + Nu_B^2}$	
							$Nu_B = 0.725H(\xi) \left(\frac{Ga_L Pr_L}{H_L} \right)^{1/4}$ $H(\xi) = \xi + \left\{ 10 \left[(1-\xi)^{0.1} - 1 \right] + 1.7 \times 10^{-4} Re \right\} \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi})$ $Ga_L = \frac{g \rho_L^2 d_i^3}{\mu_L^2}$ $H_L = \frac{c_{pL} (T_{sat} - T_{wi})}{\Delta h_{LV}}$	$Nu_F = 0.0152 (1 + 0.6 Pr_L^{0.8}) (\Phi_V / X_{tt}) Re_L^{0.77}$ $\Phi_V = 1 + 0.5 \left[\frac{G}{\sqrt{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)}} \right]^{0.75} \chi_{tt}^{0.35}$ $\chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1}$
Dobson -Chato ⁶²⁾	1998	3.14, 4.57, 7.04	R12, R22, R134a	[35 - 60 °C]	25-800	5-15	<p>for $\begin{cases} G \geq 500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}), \text{ all qualities} \\ G < 500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}), Fr_{SO} > 20 \end{cases}$</p> $Nu = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left(1 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.89}} \right)$ <p>for $G < 500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}), Fr_{SO} < 20$</p> $Nu = \frac{0.23 Re_{VO}^{0.12}}{1 + 1.11 X_{tt}^{0.58}} \left(\frac{Ga Pr_L}{Ja_L} \right)^{0.25} + \left(1 - \frac{\theta_L}{\pi} \right) Nu_{forced}$ $\left(1 - \frac{\theta_L}{\pi} \right) = \frac{\arccos(2\xi - 1)}{\pi}, \xi: \text{Zivi's equation}, \xi = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{2/3} \right]^{-1}$ $Nu_{forced} = 0.0195 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \Phi_L (X_{tt})$	

							$\Phi_L(X_{tt}) = \sqrt{1.376 + \frac{c_1}{X_{tt}^{c_2}}}$ <p>for $0 < Fr_L < 0.7$, $\begin{cases} c_1 = 4.172 + 5.48Fr_L - 1.564Fr_L^2 \\ c_2 = 1.773 - 0.169Fr_L \end{cases}$</p> <p>for $Fr_L > 0.7$, $\begin{cases} c_1 = 7.242 \\ c_2 = 1.655 \end{cases}$</p> <p>for $Re_L \leq 1250$, $Fr_{so} = 0.025Re_L^{1.59} \left(\frac{1 + 1.09X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)^{1.5} \frac{1}{Ga^{0.5}}$</p> <p>for $Re_L > 1250$, $Fr_{so} = 1.26Re_L^{1.04} \left(\frac{1 + 1.09X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)^{1.5} \frac{1}{Ga^{0.5}}$</p> <p>$Re_{vo} = \frac{Gd_i}{\mu_v}$, $Ga = \frac{g\rho_L(\rho_L - \rho_v)d_i^3}{\mu_L^2}$, $Ja_L = \frac{c_{pL}(T_{sat} - T_{wi})}{\Delta h_{LV}}$</p>
Jung et al. ⁶⁴⁾	2003	9.52	R12, R22, R32, R123, R125, R134a, R142b	[40 °C]	100, 200, 300	7.3-7.7	<p>modifying Dobson and Chato's correlation</p> $Nu = 0.023Re_L^{0.8}Pr_L^{0.4} \left(1 + \frac{2}{X_{tt}} \right)^{0.81} HFMR^{0.33}$ $HFMR = Bo = \frac{q}{G\Delta h_{LV}}$
Cavallini et al. ⁶⁵⁾	2006	3.1-17.0	R22, R32, R125, R134a, R142b, R236ea, R290, R404A, R407C, R410A, R502, R507A, R600, R600a, R744, R717, R718, R1270, R32/R125 (60/40%), R125/R236ea,	[-15-302 °C]	18 ~ 2240	-	<p>ΔT - independent flow regime ($J_V > J_V^T$)</p> $\alpha_A = \alpha_{LO} \left[1 + 1.128x^{0.8170} \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.3685} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.2363} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_L} \right)^{2.144} Pr_L^{0.100} \right]$ <p>ΔT - independent flow regime ($J_V > J_V^T$)</p> $\alpha_D = \left[\alpha_A \left(\frac{J_V^T}{J_V} \right)^{0.8} - \alpha_{STRAT} \right] \left(\frac{J_V}{J_V^T} \right) + \alpha_{STRAT}$ $\alpha_{LO} = 0.023Re_{LO}^{0.8}Pr_L^{0.4} \left(\frac{\lambda_L}{d_i} \right)$ $\alpha_{STRAT} = 0.725 \left\{ 1 + 0.741 \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0.3321} \right\}^{-1} \left[\frac{\lambda_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_v) g \Delta h_{LV}}{\mu_L d_i (T_{sat} - T_{wi})} \right]^{-0.25} + (1-x)^{0.087} \alpha_{LO}$

			R290/R600, R290/R600a,				$J_V = \frac{xG}{\sqrt{g d_i \rho_v (\rho_L - \rho_v)}}, \quad J_V^T = \left[\left(\frac{7.5}{4.3 X_u^{1.111} + 1} \right)^{-3} + C_T^3 \right]^{-1/3}$ <p>for hydrocarbons: $C_T = 1.6$, for other refrigerants: $C_T = 2.6$</p>
Son-Lee ⁶⁶⁾	2009	1.77, 3.36, 5.35	R22, R134a, R410A	[40 °C]	200-400	1.32-2.42	$\frac{\alpha d_i}{\lambda_L} = Nu = 0.034 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.3} f_c(X_u)$ $f_c(X_u) = \left[3.28 \left(\frac{1}{X_u} \right)^{0.78} \right]$
Shah ⁶⁷⁾	2013	2-49	Water, R11, R12, R22, R32, R113, R123, R125, R134a, R142b, R404A, R410A, R502, R507, isobutene, propylene, propane, benzene, ethanol, methanol, toluene, Dowtherm 209, DME, CO2	[40 °C]	4-820	1.9-85.9	$\alpha_1 = \alpha_{LS} \left(1 + \frac{3.8}{Z^{0.95}} \right) \left(\frac{\mu_L}{14\mu_v} \right)^{(0.0058+0.557P_R)}$ $\alpha_{Nu} = 1.32 Re_L^{1/3} \left[\frac{\rho_L (\rho_L - \rho_v) g \lambda_L^3}{\mu_L^2} \right]^{1/3}$ $\alpha_{LS} = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{d_i}$ <p>when $J_V \geq 0.98(Z + 0.263)^{-0.62}$, $\alpha = \alpha_1$ when $0.95(1.254 + 2.27Z^{1.249})^{-1} < J_V < 0.98(Z + 0.263)^{-0.62}$, $\alpha = \alpha_1 + \alpha_{Nu}$ when $J_V \leq 0.95(1.254 + 2.27Z^{1.249})^{-1}$, $\alpha = \alpha_{Nu}$</p> $J_V = \frac{xG}{\sqrt{g d_i \rho_v (\rho_L - \rho_v)}}, \quad Z = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} P_R^{0.4}$

Annotation: SS=Stainless,

B=Brass

1.4.2 水平溝付管内におけるの純冷媒凝縮熱伝達に関する従来の研究

水平管内凝縮流の伝熱促進は、内面フィン付管やねじれテープ挿入間などの方法が用いられるが、冷媒については内面に微細な溝加工を施した内面溝付管が広く使用されている。

表 1.7 に水平溝付管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の整理式の概要を示す。なお、表中には各研究者の実験データを得るために行われた実験条件（試験伝熱管，試験流体，自由対流項および強制対流項）を示す。

兪 - 小山⁶⁸⁾は、冷媒に R134a, R123 および R22 を用いて、凝縮熱伝達率の実験結果に基づき、実面積基準で定義した凝縮熱伝達率に、原口らの水平平滑管内における凝縮熱伝達率の整理式⁵⁹⁾を参考にして、自由対流凝縮項に面積拡大率を導入し、内面ら旋溝付管内凝縮熱伝達率の整理式を提案している。

鹿園ら^{69, 70)}は、水平平滑管内における凝縮熱伝達率の原口らの式⁵⁶⁾に基づき、フィン間による液膜の重力と表面張力が熱伝達率に影響するモデルを提案している。このモデルはフィン間を液が毛細管現象で上昇する間、厚い液膜で埋もれていないフィン先端部の領域における凝縮熱伝達が促進されることを報告している。この促進パラメータを原口らの式に修正をかけた。

Kedzierski - Goncalves²⁰⁾は、冷媒に R134a, R410A, R125 および R32 を用いて、 $d_{eq} = 8.8 \text{ mm}$ の溝付管内におけるの凝縮熱伝達率の実験結果に基づき、換算圧力 P_r を導入し、水平溝付管内の凝縮熱伝達率の整理式を提案している。

五島ら²²⁾は、溝形状の異なる 2 種類のら旋溝付管，クロス溝付管，三次元溝付管およびヘリンボーン溝付管の 5 種類の試験伝熱管を用いて、R410A および R22 の凝縮熱伝達実験を行い、凝縮熱伝達率の実験結果を基にら旋溝付管およびヘリンボーン溝付管に適用可能な凝縮熱伝達率の整理式を提案している。

Chamra ら²⁴⁾は、前述の Chamra らの凝縮熱伝達率の整理式に基づき、他の研究者によって発表された実験データを用いて、純冷媒の環状流域における凝縮熱伝達率の整理式を提案している。溝付管の熱伝達率を予測するために面積拡大の効果および 3 つのパラメータを導入したモデルを用いて求めた。

米本 - 小山²⁶⁾は、等価内径 6.25 ~ 8.37 mm の溝付管内における R134a, R22 および R123 の凝縮熱伝達率の実験結果を基に、強制対流凝縮熱伝達率と自由対流凝縮熱伝達率の和で表される整理式を提案している。

Cavallini ら⁷¹⁾は、他の研究者による溝付管内凝縮熱伝達率の実験結果のデータベースを含め、純冷媒 R22, R134a, R410A および R744 を用いて、前述の Cavallini ら⁷¹⁾の水平平滑管内における自由対流項と強制対流項の凝縮熱伝達率の整理式⁶⁵⁾を修正し、水平溝付管内の凝縮熱伝達率の整理式を提案している。

表 1.7 溝付管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の整理式

Researcher	Year	Tube	Test fluid	Experiment condition			Correlation	
				Saturated Pressure [or Temperature]	Mass flow rate	Heat flow rate	Free convection	Forced convection
-	-	-	-	MPa [or °C]	kg/(m ² s)	kW/m ²	-	-
Yu -Koyama ⁶⁸⁾	1998	d_{eq} = 8.32, 8.37 mm, h_f = 0.15, 0.17 mm, $N = 60$, $\theta = 18, 30^\circ$, $\eta = 1.23, 1.52$	R22, R134a, R123	0.349 - 1.854	202 - 303	5.05-19.45	$\alpha = \frac{Q}{\pi d_{eq} L \eta (T_{sat} - T_{wi})}$ Defined by actual heat transfer area $Nu = \frac{\alpha d_{eq}}{\lambda_L} = \sqrt{Nu_F^2 + Nu_B^2}$	$Nu_F = 0.152(0.3 + 0.1Pr_L^{1.1}) \left(\frac{\Phi_V}{X_{tt}} \right) Re_L^{0.68}$ $\Phi_V = 1.1 + 1.3 \left[\frac{GX_{tt}}{\sqrt{g d_{eq} \rho_V (\rho_L - \rho_V)}} \right]^{-0.35}$ $Re_L = \frac{G(1-x)d_{eq}}{\mu_L}$
鹿園ら ^{69,70)}	1998	d_{eq} = 6.5, 8.48 mm, h_f = 0.163-0.3 mm, $\gamma = 22 - 45^\circ$	R22, R32, R134a	0.6 - 2.0 [20 - 50 °C]	57 - 552	0.72 - 39	$\alpha = \frac{Q}{\pi d_i L (T_{sat} - T_{wi})}$ Defined by maximum inner diameter $\alpha = \frac{\lambda_L}{d_i} \sqrt{(f Nu_B)^2 + Nu_F^2}$ $f = \max[f_1, \min(f_2, f_3), f_4]$ $f_1 = 0.265R_\lambda^{1.2} Bo^{0.05} \xi^{0.14-0.0073R_\lambda}, f_2 = 0.448R_\lambda^{0.8} Bo^{0.1} \xi^{0.9}, f_3 = \left(\frac{Bo^{1.3} \xi}{0.7R_\lambda^{0.5}} \right)^{\frac{1}{0.6\theta}}, f_4 = 1$ $Bo = \frac{b g d_i (\rho_L - \rho_V)}{\sigma}$	

							$R_A = \frac{s + c \left(t + \frac{2h_f}{\cos(\theta/2)} \right)}{b + t}$ $c = 1 + 6.0 \frac{\theta - \pi}{2\pi/9 - \pi}$
							$Nu_B = 0.725H(\xi) \left(\frac{Ga_L Pr_L}{H_L} \right)^{1/4}$ $H(\xi) = \xi + \left(10(1-\xi)^{0.1} - 8.9 \right) \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi})$ $Ga_L = \frac{g \rho_L^2 d_i^3}{\mu_L^2}, \quad H_L = \frac{c_{pL} (T_{sat} - T_{wi})}{\Delta h_{LV}}$ $Nu_F = 0.0152 (1 + 0.6 Pr_L^{0.8}) \frac{\Phi_V}{X_u} Re_L^{0.77}$ $\Phi_V = 1 + 0.5 \left[\frac{G}{\sqrt{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)}} \right]^{-0.75} X_u^{0.35}$
Kedzierski -Goncalves 20)	1999	$d_{eq} = 8.8 \text{ mm},$ $h_f = 0.2 \text{ mm},$ $N = 60,$ $\theta = 18^\circ,$ $\eta = 1.6$	R134a, R410A, R125, R32	[5 °C]	100-500	10-40	$\alpha = \frac{Q}{\pi d_{eq} L \eta (T_{sat} - T_{wi})}$ <p>Defined by actual heat transfer area</p> $Nu = \frac{\alpha d_h}{\lambda_L} = 2.256 Re_{LO}^{\beta_1} Ja^{\beta_2} Pr_L^{\beta_3} \left(\frac{P_r}{P_{crit}} \right)^{\beta_4} \left[\log_{10} \left(\frac{P_r}{P_{crit}} \right)^{\beta_5} \right] S_V^{\beta_6}$ $Re_{LO} = \frac{G d_h}{\mu_L}, \quad Ja = \frac{\Delta h_{LV}}{c_{pL} (T_{sat} - T_{wi})}, \quad Pr_L = \frac{c_{pL} \mu_L}{\lambda_L}, \quad S_V = \frac{v_V - v_L}{v}, \quad v = x v_V + (1-x) v_L$ $\beta_1 = 0.303, \quad \beta_2 = 0.232x, \quad \beta_3 = 0.393, \quad \beta_4 = -0.578x^2, \quad \beta_5 = -0.474x^2, \quad \beta_6 = 2.531x$
Chamra et al. ²⁴⁾	2005	d_i = 5.81-14.61 mm, h_f = 0.12-0.38 mm, $N = 21 - 80,$ $\theta = 0 - 30^\circ,$ $\gamma = 10 - 90^\circ,$ $\eta = 1.91 - 1.95$	R12, R22, R134a	[24 - 50 °C]	40 - 850	-	$\alpha = \frac{Q}{\pi d_i L (T_{sat} - T_{wi})}$ <p>Defined by maximum inner diameter</p> $\alpha = \frac{0.208 \rho_L c_{pL} (\tau_w / \rho_L)^{0.224}}{T^{*2}} R_x^{1.321}$ $\tau_w = \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z} \right) \frac{d_i}{4} = \frac{\Phi_{LO}^2 f_{LO} G^2}{2 \rho_L}$

						$\Phi_{LO} = \sqrt{(1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_L f_{VO}}{\rho_V f_{LO}} + \frac{3.24x^{0.78}(1-x)^{0.224} H}{Fr^{0.045} We^{0.035}}}$ <p>f_{VO}, f_{LO}: Chamra's single flow frictional coefficients</p> <p>$\delta^+ \leq 5, T^+ = \delta^+ Pr_L$</p> <p>$5 < \delta^+ \leq 30, T^+ = 5 \left\{ Pr_L + \ln \left[1 + Pr_L \left(\frac{\delta^+}{5} - 1 \right) \right] \right\}$</p> <p>$\delta^+ > 30, T^+ = 5 \left[Pr_L + \ln(1 + 5Pr_L) + 0.5 \ln \left(\frac{\delta^+ - 2.5}{27.5} \right) \right]$</p> <p>$Re_L \leq 1600, \delta^+ = 0.866 Re_L^{0.5}$</p> <p>$Re_L > 1600, \delta^+ = 0.051 Re_L^{0.87}$</p> <p>$Rx = \left\{ \frac{2h_t N [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi d_i \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \frac{1}{\cos \theta}$</p>	
米本-小山 26)	2007	$d_i = 6.25-8.37$ mm, $h_f = 0.17-0.24$ mm, $N = 30 - 80,$ $\theta = 7 - 30^\circ,$ $\gamma = 27 - 58^\circ,$ $\eta = 1.5 - 2.27$	R22, R123, R134a	[30.2-70.2 °C]	102-500	-	$\alpha = \frac{Q}{\pi d_{eq} L \eta (T_{sat} - T_{wi})}$ <p>Defined by actual heat transfer area</p> $Nu = \frac{\alpha d_{eq}}{\lambda_L} = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2}$
							$Nu_B = \frac{1.98}{\eta^{0.5}} H(\xi) \frac{1}{Bo^{0.1}} \left(\frac{Ga_L Pr_L}{Ph_L} \right)^{1/4}$ $H(\xi) = \xi + \left[10(1-\xi)^{0.1} - 8.9 \right] \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi})$ $\xi = 0.81 \xi_{Smith} + 0.19 x^{100(\rho_V/\rho_L)^{0.8}} \xi_{Homo}$ $\xi_{Smith} = \left\{ 1 + \frac{\rho_V}{\rho_L} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left[0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_L + 0.4(1-x)}{\rho_V} x}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right] \right\}^{-1}$ $Nu_F = 2.12 \sqrt{f_V} \Phi_V \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \left(\frac{x}{1-x} \right) Pr_L^{0.5} Re_L^{0.5}$ $f_V = 0.046 Re_V^{-0.2} \frac{d_{eq}}{d_h} (\sec \theta)^{0.75}$ $\Phi_V = 1 + 1.2 Fr^{0.05} X_{tt}^{0.5}$ $Re_L = \frac{G(1-x)d_{eq}}{\mu_L}$ $Re_V = \frac{Gx d_{eq}}{\mu_V}$

							$\xi_{\text{Homo}} = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_V}{\rho_L} \right]^{-1}$ $Bo = \frac{(p-t)d_{\text{eq}}g(\rho_L - \rho_V)}{\sigma}$ $Ga_L = \frac{G\rho_L^2 d_{\text{eq}}^3}{\mu_L^2}$ $Ph_L = \frac{c_{pL}(T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})}{\Delta h_{LV}}$	$Fr = \frac{G}{\sqrt{g d_{\text{eq}} \rho_V (\rho_L - \rho_V)}}$
Cavallini et al. ⁷¹⁾	2009	d_{min} = 5.95-14.18 mm, h_f = 0.17-0.24 mm, $N = 21 - 82$, $\gamma = 0 - 90^\circ$, $\theta = 7 - 30^\circ$, $\eta = 1.91 - 1.95$	R11, R12, R22, R32, R123, R125, R134a, R404A, R407C, R410A, R502, R507, R744	[-15 - 70 °C]	80 - 910	-	$\alpha = \frac{Q}{\pi d_{\text{min}} L (T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})}$ <p>Defined by minimum inner diameter</p> $\alpha = (\alpha_A^3 + \alpha_D^3)^{0.333}$	
							$\alpha_D = C \left[2.4x^{0.1206} (Rx-1)^{1.466} C_1^{0.6875} + 1 \right] \alpha_{D,S} + C(1-x^{0.087}) Rx \cdot \alpha_{LO}$ $\alpha_{D,S} = \frac{0.725}{1 + 0.741 \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0.3321}} \times \left[\frac{\lambda_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g \Delta h_{LV}}{\mu_L d_{\text{min}} (T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})} \right]^{0.25}$ $C_1 = 1 \quad \text{if} \quad J_V \geq J_V^*$ $C_1 = (J_V / J_V^*) \quad \text{if} \quad J_V < J_V^*$ $J_V = \frac{xG}{\sqrt{g d_{\text{min}} \rho_V (\rho_L - \rho_V)}}$ <p>Transition of stratified-wavy flow to annular flow by Doretti:</p>	$\alpha_A = \alpha_{AS} A \cdot C$ $\alpha_{AS} = \alpha_{LO} \left[1 + 1.128x^{0.817} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.3685} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.2363} \times \left(1 - \frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{2.144} Pr_L^{-0.1} \right]$ $\alpha_{LO} = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_{\text{min}}} \left(\frac{G d_{\text{min}}}{\mu_L} \right)^{0.8} Pr_L^{0.4}$ $A = 1 + 1.119 Fr^{-0.3821} (Rx-1)^{0.3586}$ $Fr = \frac{G^2}{g d_{\text{min}} (\rho_L - \rho_V)^2}$ $Rx = \left\{ \frac{2h_f N [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi d_{\text{min}} \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \frac{1}{\cos \theta}$ $C = 1 \quad \text{if} \quad (N_{\text{opt}}/N) \geq 0.8$

							$J_v^* = 0.6 \left[\left(\frac{7.5}{4.3X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + 2.5^{-3} \right]^{-0.3333}$	$C = (N_{opt}/N)^{1.904} \quad \text{if } (N_{opt}/N) < 0.8$ $N_{opt} = 4064.4d_{min} + 23.257$
--	--	--	--	--	--	--	---	---

Annotation: SS=Stainless,
B=Brass

1.4.3 混合冷媒の凝縮熱伝達に関する従来の研究

混合冷媒の伝熱特性は、気液界面では高沸点成分が凝縮しやすいため、蒸気相側の低沸点成分の濃度が高くなる。したがって、蒸気境界層内の濃度分布は拡散と対流による物質輸送の釣り合いから決まり、蒸気相側に物質伝達抵抗が存在するになる。また、蒸気相側の温度はバルブから気液界面に向かって低下する。液膜内においても基本的に温度分布と濃度分布が形成され、凝縮熱伝達は蒸気相の物質伝達抵抗によって液膜内での伝熱に有効な温度差が小さくなるため、純冷媒と比べて低下する。

(a) 水平平滑管

Kenney ら⁷³⁾は、管内径 7.0 mm の水平平滑管内における混合冷媒 R407C の凝縮熱伝達率の実験を行った。

Sweeney – Chato⁷²⁾は、Kenny らの混合冷媒の実験結果に基づき、前述の Dobson – Chato⁶²⁾の純冷媒に対する凝縮熱伝達率の整理式により、係数を修正し、混合冷媒に対する整理式を提案している。

Smit ら⁷⁴⁾は混合冷媒 R22/R142b を用いて、管内径 8.11 mm の凝縮熱伝達率及ぼす冷媒組成の影響について実験を行った。凝縮熱伝達率の実験結果と従来 of 整理式および従来 of 整理式に Silver – Bell – Ghaly の相関方法^{75, 76)}を適用した整理式を提案している。

Silver – Bell – Ghaly 相関方法^{75, 76)}は液相内および蒸気相内が完全に混合されており、相平衡状態が維持されている条件と仮定して、非共沸混合冷媒が凝縮する場合の熱抵抗($1/\alpha_{\text{mix}}$)は以下のように表される。

$$\frac{1}{\alpha_{\text{mix}}} = \frac{1}{\alpha_{\text{cal}}} + x c_{p,v} \left(\frac{\Delta T}{\Delta h} \right) \frac{1}{\alpha_v} \quad (1-13)$$

ここに、 α_{cal} は混合冷媒の物性値を用いて、純冷媒の整理式から算出される熱伝達率、 α_v は Dittus – Boelter の式³¹⁾から算出される蒸気単相の熱伝達率である。 ΔT は温度グライド、 Δh は混合冷媒の等圧凝縮過程における比エンタルピー差であり、露点および沸点における比エンタルピー差($h_{\text{dew}} - h_{\text{bub}}$)で表される。

(b) 水平溝付管

Chamra – Mago⁷⁸⁾は, Chamra らの溝付管内における純冷媒の凝縮熱伝達率の整理式²⁷⁾中の3つのパラメータを修正し, 前述の Silver – Bell – Ghaly の相関方法^{75, 76)}を導入している. また, 他の研究者によって発表された溝付管内における混合冷媒の凝縮伝熱実験データを基つき, 混合冷媒の凝縮熱伝達率の整理式を提案している.

表 1.8 水平管内の非共沸混合冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の整理式

Researcher	Year	Tube diameter	Test fluid	Experiment condition			Correlation	
				Saturated Pressure [or Temperature]	Mass flow rate	Heat flow rate		
-	-	mm	-	MPa [or °C]	kg/(m ² s)	kW/m ²	-	-
Sweeny -Chato ⁷²⁾	1996	Smooth tube $d_i = 7.04$ mm	R407C	[35 °C]	75 - 650	-	$Nu_{wavy,zeotrope} = \left(\frac{G}{300}\right)^{0.3} Nu_{wavy}$ $Nu_{annular,zeotrope} = 0.7 \left(\frac{G}{300}\right)^{0.3} Nu_{annular}$ $Nu_{wavy} = \frac{0.23 Re_{VO}^{0.12}}{1 + 1.11 X_{tt}^{0.58}} \left(\frac{Ga Pr_L}{Ja_L}\right)^{0.25} + \left(1 - \frac{\theta_L}{\pi}\right) Nu_{forced}$ $Nu_{annular} = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left(1 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.89}}\right)$	
47 Chamra -Mago ⁷⁸⁾	2006	$d_i =$ 5.67 - 14.61 mm, $h_f =$ 0.14 - 0.305 mm, $N = 50 - 72,$ $\theta = 0 - 27^\circ,$ $\gamma = 15 - 57^\circ$	R32/R134a, R407C, R410A	[31 - 50 °C]	70 - 850	-	$\alpha = \frac{Q}{\pi d_i L (T_{sat} - T_{wi})}$ <p>Defined by maximum inner diameter</p> $\alpha = \left[\frac{1}{\frac{0.31 \rho_L c_{pL} (\tau_w / \rho_L)^{0.314}}{T^+} R x^{0.993}} + \frac{x c_{pV} \left(\frac{\Delta T}{h_{dew} - h_{bub}}\right)}{\alpha_V} \right]^{-1}$ $\tau_w = \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right) \frac{d_i}{4} = \frac{\Phi_{LO}^2 f_{LO} G^2}{2 \rho_L}$ $\Phi_{LO} = \sqrt{(1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_L f_{VO}}{\rho_V f_{LO}} + \frac{3.24 x^{0.78} (1-x)^{0.224} H}{Fr^{0.045} We^{0.035}}}$ <p>f_{VO}, f_{LO}: Chamra's single flow frictional coefficients</p> $\delta^+ \leq 5, \quad T^+ = \delta^+ Pr_L$	

						$5 < \delta^+ \leq 30, \quad T^+ = 5 \left\{ Pr_L + \ln \left[1 + Pr_L \left(\frac{\delta^+}{5} - 1 \right) \right] \right\}$ $\delta^+ > 30, \quad T^+ = 5 \left[Pr_L + \ln(1 + 5Pr_L) + 0.5 \ln \left(\frac{\delta^+ - 2.5}{27.5} \right) \right]$ $Re_L \leq 1600, \quad \delta^+ = 0.866 Re_L^{0.5}$ $Re_L > 1600, \quad \delta^+ = 0.051 Re_L^{0.87}$ $Rx = \left\{ \frac{2h_t N [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi d_i \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \frac{1}{\cos \theta}$
--	--	--	--	--	--	---

Annotation: SS=Stainless,

B=Brass

1.5 本論文の目的および構成

前述で述べたように、モントリオール議定書の改正により、冷凍空調機器やヒートポンプ機器に使用される冷媒は現行の HFC 系冷媒に代わる新規の低温温室効果冷媒およびそれら新冷媒を適用した冷凍空調機器の開発が急務となっている。家庭用空調機に使用されている冷媒 R32 や R410A は臨界温度が低く、作動圧力が高いため、高温水や蒸気を生成するヒートポンプ機器およびバイナリー発電装置の作動媒体には適さないことから、臨界温度が高く、温室効果が小さい作動圧力が低くなる HFO および HCFO 系高沸点冷媒の開発が進められている。

一方、冷凍空調機器の運転時の二酸化炭素排出量削減のためには、システム性能の向上が必要であり、システム性能に左右する比重の大きい熱交換器の高性能化は必要不可欠である。熱交換器性能の高性能化として、冷媒側伝熱促進は管内面に微細な溝加工を施したら旋状の溝付管が開発されており、空気側の伝熱促進を図るとともに単位面積当たりの伝熱促進の増大が図られている。

水平平滑および溝付管内沸騰・凝縮流の摩擦圧力損失特性および伝熱特性に関しては多くの研究が行われているが、対象とする冷媒はいずれも HCFC および HFC 系であり、新規冷媒の HFO および HCFO 系冷媒の熱伝達および圧力損失特性に関する詳細な研究は少なく、次世代熱交換器の熱設計やサイクル性能解析を行う際に必要となるそれらの冷媒伝熱特性の把握は十分とは言えない。

そこで本研究では、高温用ヒートポンプやバイナリー発電サイクルに適用できる高沸点低 GWP 冷媒の沸騰および凝縮熱伝達および圧力損失特性を実験的に検証し、次世代の熱交換器設計に有用なデータベースの構築を行うとともに、溝付管による伝熱促進効果、これまでに提案されている平滑・溝付管内の熱伝達および圧力損失に関する整理式の適用性を検証したのちに、最適な整理式の提案を行った。実験では、外径 9.52 mm の平滑管と溝形状が異なる 2 種類の溝付管を使用し、HFC 系の R134a や R245fa の代替候補である低 GWP 冷媒の HFO 系 R1233zd(E), R1336mzz(E), R1336mzz(Z), HCFO 系 R1224yd(Z) およびそれら混合冷媒を対象に行った。

本論文の第 2 章以降の構成は以下のとおりである。

第 2 章では、本研究で用いた実験装置、テストセクションの詳細および平滑管・溝付管の仕様についての詳細を示した。加えて、測定・実験方法および実験条件について示した。

第 3 章では、実験時の熱平衡クオリティの算出など、全体にかかわるデータ整理法について示した。

第 4 章では、純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) の平滑管および溝付管の沸騰流の実験を行い、摩擦圧力損失および沸騰熱伝達率

の実験結果を示すとともに、先行研究で提案されている整理式との比較を行った。

第 5 章では、従来の整理式で比較的良い相関を示した森らの整理式をもとに、低圧冷媒の水平平滑管の沸騰熱伝達率を最適に相関する整理式を示した。

第 6 章では、純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の平滑管および溝付管の凝縮流の実験を行い、摩擦圧力損失および凝縮熱伝達率の実験結果を示すとともに、先行研究で提案されている整理式との比較を行った。

第 7 章では、平滑管および溝付管に対して適用できる凝縮熱伝達率の整理式を示した。

第 8 章は、非共沸混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の平滑管および溝付管の沸騰・凝縮流の摩擦圧力損失および熱伝達率の実験結果を示すとともに、冷媒組成による温度グライドが伝熱特性に及ぼす影響を実験的に検証し、非共沸性の影響について考察した。

第 9 章は、非共沸混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の平滑管および溝付管の沸騰・凝縮流の摩擦圧力損失および熱伝達率の実験結果を示すとともに、純冷媒 R1336mzz(E), R1336mzz(Z)および R245fa と比較し、伝熱特性を検証した。

第 10 章は、本論文の総括を示した。

第 2 章 実験装置および方法

2.1 実験装置

2.1.1 実験装置の概要

図 2.1 に実験装置の概要図を示す。冷媒循環ループは、冷媒ポンプ(1)、コリオリ式質量流量計(2)、水予熱器(3)、電気予熱器(4)、テストセクション(5)、冷却器(6)および液溜め(7)で構成されている。水予熱器、テストセクション、冷却器および液溜めにはそれぞれ所定の温度および流量に調整された熱源水を供給している。水予熱器では液冷媒と熱源水の熱交換により、所定の飽和温度以下の温度となるように調節し、水予熱器出口のサイトグラスにて冷媒のサブクール液状態を確認する。水予熱器を出た液冷媒は電気予熱器にて冷媒の一部を蒸発させる。冷媒の熱平衡クオリティは電気予熱器の投入電力量によって調整され、テストセクションで蒸発もしくは凝縮される。冷媒流量は主に冷媒ポンプの回転数で調整され、テストセクション入口圧力が一定となるように冷却器の冷水温度を調整した。混合冷媒の実験では、ポンプ出口に設置したサンプリングポート(2)にて、循環冷媒をベッセルに採取し、ガスクロマトグラフで組成分析した。

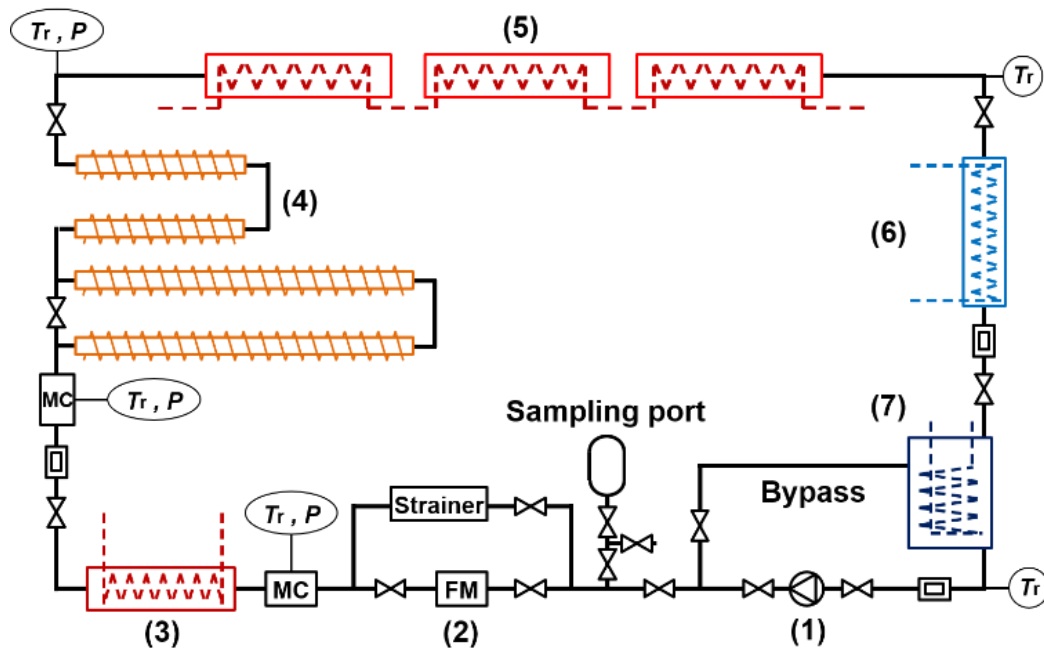


図 2.1 実験装置の概要図

- | | |
|---------------------|-----------------------------------|
| (1) Gear pump | (2) Coriolis-type mass flow meter |
| (3) Water preheater | (4) Electric preheater |
| (5) Test section | (6) After-cooler |
| (7) Receiver tank | |

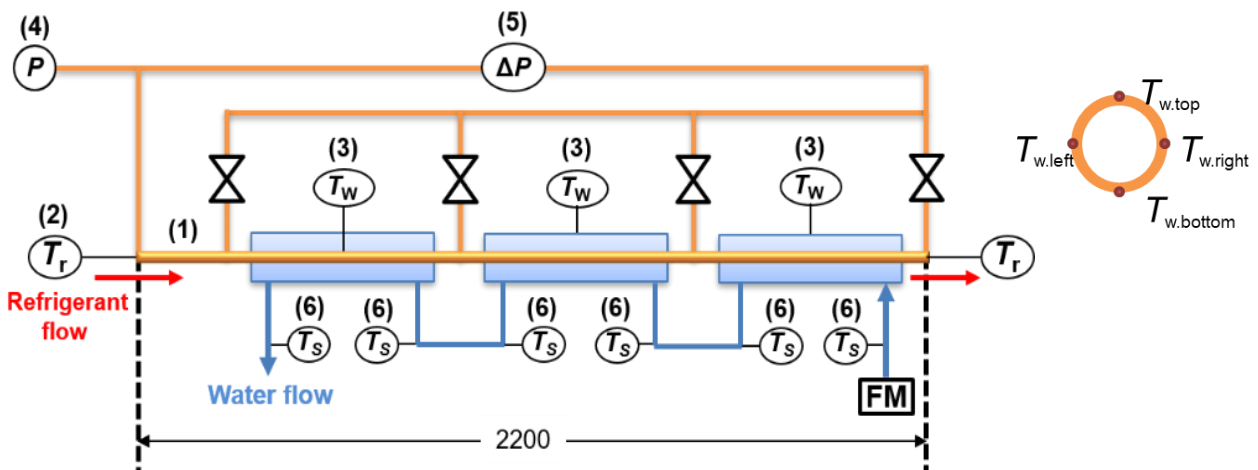


図 2.2 テストセクションの概要図

- | | |
|--------------------------------------|----------------------------------|
| (1) Test tube | (2) Sheathed K-type thermocouple |
| (3) T-type thermocouple | (4) Absolute pressure transducer |
| (5) Differential pressure transducer | (6) Pt-resistance thermometer |

2.1.2 テストセクション

図 2.2 にテストセクションの詳細図を示す。テストセクションは全長 2200 mm の試験伝熱管と有効伝熱長さが 557 mm の 3 つのサブセクションから構成されている。3 つのサブセクションはアクリル樹脂製であり、外径 9.52 mm の試験熱伝熱管の周りに径 16 mm の環状流路を有する二重管式熱交換器である。テストセクション出入口部の冷媒温度は、管内に挿入された K 型シース熱電対によって測定される。また、試験伝熱管の外壁面温度は、各サブセクション中央部の上下左右 4 点に取り付けた T 型熱電対によって測定される。熱源水温度は、各サブセクション出入口に設けられた熱源水用混合室出口において白金測温抵抗体で測定される。試験管には各サブセクションの両端に圧力孔が設けられ、テストセクション入口から各サブセクション間の圧力損失を差圧計により測定した。

冷媒温度は、ギヤポンプ入口およびテストセクション出入口部については試験ループの継手部内に、水予熱器および電気予熱器入口は混合室内に挿入されたシース径 1.0 mm の K 型シース熱電対によって測定される。熱源水温度は、各サブセクションの出入口に設けられた混合室内に挿入された保護管径 1.6 mm の白金測温抵抗体によって測定される。各種温度センサの挿入長さは感温部の位置が測温対象である冷媒や熱源水がバッフル板通過後の縮流部となるように挿入した。なお、挿入長さがシース熱電対の場合にはシース外径の 15~20 倍、白金測温抵抗体の場合には保護管径の 30~40 倍以下となる温度センサに対しては、露出している部分に断熱を施した。伝熱管の管外壁面温度は各サブセクション中央部の管外壁面に上下左右の 4 箇所埋め込まれた素線径 0.1 mm の T 型熱電対で測定される。

テストセクション入口の圧力は、絶対圧力計で測定され、テストセクション入口を基点とし、各サブセクション出入口に設けられた圧力孔間の差圧は差圧計で測定される。

2.1.3 試験伝熱管

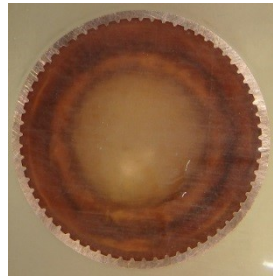
表 2.1 に本実験で用いた平滑管および内面ら旋溝付管（以下の記述では内面ら旋溝付管を溝付管と呼ぶ）の仕様を示す。

図 2.3 は溝付管の管断面写真を示す。

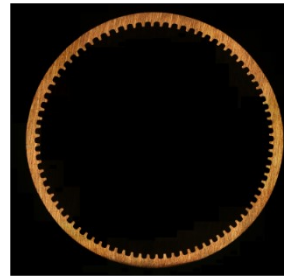
表中の等価内径 d_{eq} は溝付管の実流路断面積 A_{fa} と等しい流路断面積を有する平滑管の内径であり，面積拡大率 η はねじれ角を考慮した溝付管の実伝熱面積と等価内径の伝熱面積の比である。

表 2.1 試験伝熱管の仕様

Tube			ST	LF	HF
Outer diameter	d_o	[mm]	9.52	9.53	9.51
Wall thickness	t_w	[mm]	0.60	0.29	0.35
Fin height	h_f	[mm]	-	0.12	0.18
Maximum inside diameter	d_i	[mm]	8.32	8.95	8.81
Equivalent diameter	d_{eq}	[mm]	8.32	8.89	8.73
Number of fins	N	[-]	-	65	85
Fin tip angle	γ	[°]	-	50.6	13.8
Helix angle	θ	[°]	-	16.5	39.4
Surface area enlargement	η	[-]	1	1.31	2.09



LF tube



HF tube

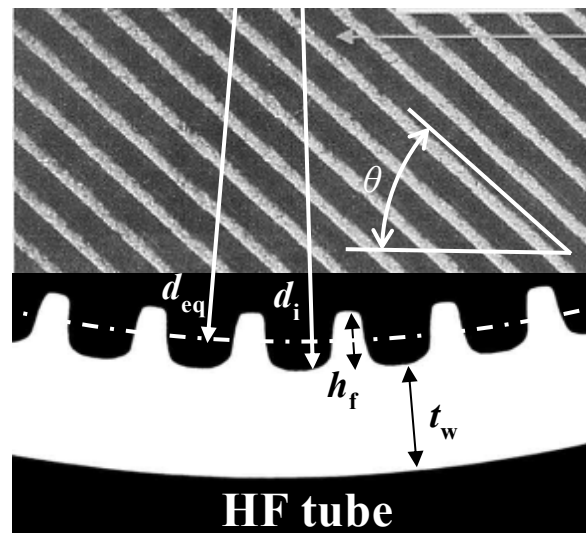
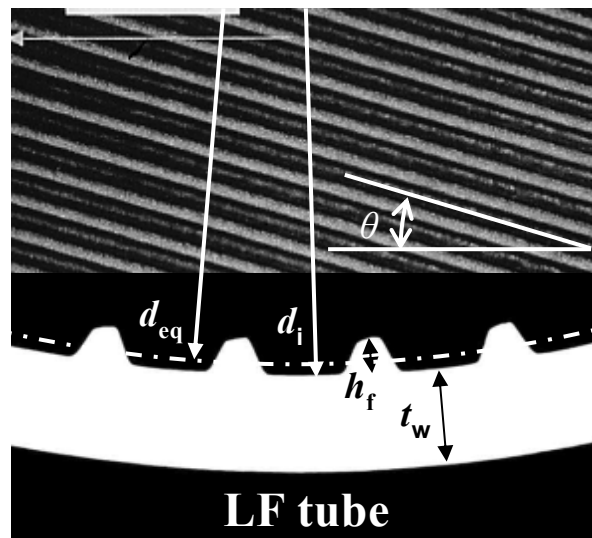


図 2.3 試験溝付管の管断面写真

2.2 測定方法

本実験では、温度、流量および圧力などのセンサの出力値はデータ集録システム HIOKI LR8400 を用いて各種センサの出力値をそれぞれ取り込み測定する。また、混合冷媒の場合はそれらに加えて、試験ループ内を循環する混合冷媒の冷媒組成をガスクロマトグラフ GC-14B で測定する。

2.2.1 温度の測定

(a) 各サブセクション出入口の熱源水温度

各サブセクション出入口における熱源水の混合平均温度は、各サブセクションの出入口に設置された熱源水混合室において保護管径 1.6 mm の白金測温抵抗体 (CHINO 製 NRHS1-0) で測定される。

白金測温抵抗体は予め温度と白金測温抵抗体の電気抵抗値の関係を表すために検定を行った。検定の概要については、恒温水槽内に白金測温抵抗体および公的な機関で予め校正された標準温度計を挿入し、水槽内温度と白金測温抵抗体の電圧値を測定し、最小二乗法で温度と電気抵抗値の関係を三次式で近似し、検定式を作成した。なお、白金測温抵抗体には規定電流である 1 mA の定電流を通电している。白金測温抵抗体の測定精度は ± 0.03 K である。検定の詳細については付録 2 に示す。

測定精度を上げるため、質量速度 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ 以上の場合、水力直径レイノルズ数 Re_h を概ね 2300 以上に調整し、層流から乱流に遷移させ測定した。また、サブテストセクション出入口における熱源水の温度差を概ね 1 K 以上 (一部 0.8 K 以上) で測定した。

(b) 循環ループ内の冷媒温度

テストセクション入口における冷媒温度は、テストセクションの前部に設置された冷媒混合室において、シース径 1.0 mm の K 型シース熱電対 (CHINO 製 SCHS1-0) で測定した。

テストセクション出口での冷媒温度は、テストセクション出口部の継手部にバッフル板を挿入し、バッフル板通過後にシース径 1.0 mm の K 型シース熱電対 (CHINO 製 SCHS1-0) で測定した。

本実験で使用した K 型シース熱電対は、測定温度と出力電力値の関係を求めるために検定を行った。検定は、恒温水槽内に K 型シース熱電対および公的な機関で予め校正された標準温度計を挿入し、水槽内温度と K 型シース熱電対の熱起電

力値を測定し、最小二乗法で温度と熱起電力値の関係を 3 次式で近似し、検定式を作成した。K 型シース熱電対の検定精度は ± 0.05 K である。検定の詳細については付録 1 に示す。

(c) 各サブセクション中央部の管外壁面温度

試験伝熱管の管外壁面温度は、各サブセクション中央部の管外壁面に上下左右の 4 箇所埋め込まれた線径 0.1 mm の T 型熱電対で測定される。

管壁に埋め込まれた T 型熱電対は測定温度と出力電力値の関係を表すために検定を行った。試験伝熱管内を真空にし、伝熱管周りの環状流路に一定温度の熱源水を通水する。各サブセクションの出入口部の混合室内において、熱源水温度を白金測温抵抗体で測定しており、T 型熱電対の出力電力を測定し、最小二乗法で温度と熱起電力値の関係を三次式で近似し、検定式を作成した。T 型熱電対の測定精度は ± 0.05 K である。検定の詳細については付録 3 に示す。

2.2.2 流量の測定

(a) 冷媒質量流量

冷媒質量流量は、ポンプ出口に設置されたコリオリ式質量流量計（日本フローコントロール製 質量流量計：RHM-03GNT-S(P1)，変換器：RHE-07）で測定される。質量流量の瞬時値は、変換器のアナログ出力値（4～20 mA を精密抵抗 250 Ω にて 1～5 VDC に変換）のデータを HIOKI LR8400 で取り込んでいる。実験データの整理に際しては、積算質量流量と測定時間（240 s 程度）を測定して求めた質量流量を用いた。測定精度は $\pm 0.5\%$ 以内である。

(b) テストセクションにおける熱源水質量流量

テストセクションを循環する熱源水質量流量は、テストセクション入口に設置されたコリオリ式質量流量計（OVAL 製 Type U CA025L11SD12BA1100）で測定される。実験データの整理に際しては、積算質量流量と測定時間（240 s 程度）を測定して求めた質量流量を用いた。測定精度は $\pm 1.0\%$ 以内である。

2.2.3 圧力の測定

(a) 水予熱器、電気予熱器およびテストセクション入口の絶対圧力

水予熱器および電気予熱器入口の絶対圧力は、それぞれの入口部に設けられた混合器の圧力ポートを介して絶対圧力計（水予熱器入口：共和電業製 PAB-A-1MP,

電気予熱器入口：共和電業製 PHS-20KA）で測定される．測定精度はそれぞれ ± 0.40 kPa, ± 3.6 kPa である．テストセクション入口の絶対圧力はテストセクション入口の継手部に設けた圧力ポートを介して絶対圧力計で測定される．テストセクション入口の絶対圧力は圧力に応じて，フルスケール 500 kPa および 2 MPa の絶対圧力計（共和電業製 PG-5KU, PAB-A-2MP）を使用する．測定精度はそれぞれ ± 0.75 kPa, ± 1.2 kPa である．

(b) テストセクション入口から各サブセクション出入口間の差圧

テストセクション入口を基点とし，各サブセクション出入口に設けた圧力孔間の差圧は，差圧計で測定される．なお，テストセクション入口から出口間の差圧に応じて，フルスケール 10 kPa および 50 kPa の差圧計（共和電業製 PD-100GA, PD-500GA）を使用する．測定精度はそれぞれ ± 0.006 kPa, ± 0.020 kPa である．

2.2.3 電気加熱量の測定

加熱には直流安定化電源（菊水電子工業株式会社制 直流安定化電源：PAS60-6, 0~60V, 6A）および（菊水電子工業株式会社制 直流安定化電源：PAN160-7, 0~160V, 7A）二台ずつを使用し，管外径 9.52 mm の熱流束条件約 40~3000 W の範囲で電気加熱を行っている．電気加熱管は，配管表面に絶縁テープ，その上から加熱用のニクロム線を巻き，その周りを石膏で固め，さらにその上に断熱材を巻く構造となっている．測定方法は，ニクロム線に電流を流して電気加熱し，電気加熱量 Q_{EPH} はニクロム線に流れる電流値とニクロム線両端の電圧値から求める．

2.2.4 冷媒組成の測定

混合冷媒の実験では，ポンプ出口に設置したサンプリングポートにて，循環冷媒をベッセルに採取し，ベッセル内で気化・膨張させた後，ガスクロマトグラフで組成分析した．一度のサンプリング試料で，4回の組成分析を行い，その平均値を混合冷媒の冷媒組成とした．なお，一度のサンプリングで得られたガスクロマトグラフによる組成分析結果のばらつきは 1.5%程度であった．

2.3 実験方法

以下に実験装置の立ち上げ手順を示す。

- (1) データ集録システム HIOKI LR8400 を起動し，PC にて各種温度センサの電圧値および圧力値のモニタリングを開始する。
- (2) 水予熱器，冷却器および液溜めに熱源水を循環させる。
- (3) 冷媒ポンプの外部速度設定器を調整し，冷媒を循環させる。
- (4) 試験ループおよび圧力配管に冷媒を循環させた後，差圧計のゼロ点調整を行う。
- (5) 電気予熱器に所定の電力を投入して，電気予熱器内で液冷媒を蒸発させる。
- (6) テストセクションに熱源水を循環させる。

次に，所定の実験条件に調整する方法を以下に示す。

- (1) 冷媒質量流量の調整は，主にギヤポンプの回転数をモータに接続されている外部速度設定器で調整する。また，ギヤポンプ出口に設けられたバイパスループのバルブ開度を調節することでも冷媒質量流量の調整は可能である。
- (2) テストセクション入口クオリティの調整は，主に電気予熱器の投入電力量で調整する。
- (3) テストセクション入口圧力は，主に冷却器および液溜めの熱源水の温度および流量で調整する。
- (4) 各サブセクションの熱交換量は，テストセクションを循環する熱源水の温度および流量で調整する。

以上の調整を行い，所定の実験条件に整えた後，各種温度センサの電圧値および圧力値が定常状態であることを確認する。データの集録は十分な静定時間（20分程度）後に行った。

2.4 実験条件

表 2.2 および表 2.3 にそれぞれ純冷媒の沸騰および凝縮実験条件を示す。また、表 2.4 および表 2.5 にそれぞれ混合冷媒の沸騰および凝縮実験条件を示す。

表 2.2 純冷媒の沸騰実験条件

Refrigerant	Test tube	G kg/(m ² s)	T_{sat} °C	P_{in} MPa
R1224yd(Z)	ST, LF	50, 100, 200, 300	40	0.245
R1233zd(E)	ST, LF	50, 100, 200, 300	40	0.216
R1336mzz(E)	ST, LF, HF	50, 100, 200, 300	40	0.318
R1336mzz(Z)	ST, LF, HF	50, 100, 200	40	0.128

表 2.3 純冷媒の凝縮実験条件

Refrigerant	Test tube	G kg/(m ² s)	T_{sat} °C	P_{in} MPa
R1224yd(Z)	ST, LF	50, 100, 200, 300	60	0.441
R1233zd(E)	ST, LF	50, 100, 200, 300	60	0.391
R1336mzz(E)	ST, LF, HF	50, 100, 200, 300	60	0.570
R1336mzz(Z)	ST, LF, HF	50, 100, 200, 300	60	0.245

表 2.4 混合冷媒の沸騰実験条件

Refrigerant	Test tube	$(T_{\text{bub}} + T_{\text{dew}})/2$ °C	G kg/(m ² s)	Mass fraction mass%	P_{in} MPa
R245fa / R1234ze(E)	ST, LF, HF	40	50, 100, 200, 300	90/10	0.306
				80/20	0.356
				65/35	0.427
R1336mzz(E) / R1336mzz(Z)	ST, LF, HF	40	50, 100, 150, 200, 300	70/30	0.247

表 2.5 混合冷媒の凝縮実験条件

Refrigerant	Test tube	$(T_{\text{bub}} + T_{\text{dew}})/2$ °C	G kg/(m ² s)	Mass fraction mass%	P_{in} MPa
R245fa / R1234ze(E)	ST, LF, HF	60	50, 100, 200, 300	90/10	0.550
				80/20	0.630
				65/35	0.746
R1336mzz(E) / R1336mzz(Z)	ST, LF, HF	60	50, 100, 150, 200, 300	70/30	0.452

2.5 冷媒物性

本実験で使用した冷媒の物性値は REFPROP Ver. 10⁷⁹⁾を用いて求めた。なお、純冷媒 R1336mzz(E)は、赤坂らによって最適化された値を使用して求めた。表 2.6 および 2.7 に純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の飽和温度 40 および 60 °C の代表的な物性値を示す。また、表 2.8 から 2.9 にそれぞれ平均飽和温度（露点と沸点の平均温度）40 および 60 °C における混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の代表的な物性値を示す。表 2.10 から 2.11 にそれぞれ平均飽和温度 40 および 60 °C における混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の代表的な物性値を示す。

表 2.6 純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)
の飽和温度 40 °C における物性値

Refrigerant			R1224yd(Z)	R1233zd(E)	(E)	(Z)
Pressure		MPa	0.245	0.216	0.318	0.128
Latent heat		kJ/kg	156	183	137	161
Vapor	Density	kg/m ³	15.3	11.7	22.4	8.6
Liquid			1318	1226	1274	1325
Vapor	Viscosity	μPa s	11.2	10.9	12.3	10.7
Liquid			247	247	221	306
Vapor	Thermal conductivity	mW/(m K)	11.6	11.9	14.0	12.6
Liquid			73.4	78.3	58.6	69.0
Vapor	Specific heat	kJ/(kg K)	0.85	0.87	0.91	0.91
Liquid			1.17	1.24	1.30	1.25
Surface tension		mN/m	11.6	12.6	8.0	13.6

表 2.7 純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)
の飽和温度 60 °C における物性値

Refrigerant			R1224yd(Z)	R1233zd(E)	(E)	(Z)
Pressure		MPa	0.441	0.391	0.570	0.245
Latent heat		kJ/kg	145	171	124	151
Vapor	Density	kg/m ³	27.1	20.7	40.2	16.0
Liquid			1257	1173	1207	1268
Vapor	Viscosity	μPa s	11.9	11.6	13.1	11.4
Liquid			197	204	175	245
Vapor	Thermal conductivity	mW/(m K)	12.9	13.7	15.7	14.1
Liquid			67.4	72.6	54.3	65.1
Vapor	Specific heat	kJ/(kg K)	0.91	0.93	0.98	0.98
Liquid			1.22	1.28	1.38	1.30
Surface tension		mN/m	9.1	10.1	5.8	11.1

表 2.8 R245fa および R1234ze(E)の純冷媒と混合冷媒の平均飽和温度 40 °C
における物性値比較

Refrigerant		R245fa	R245fa/R1234ze(E) (mass%)			R1234ze(E)	
			90/10	80/20	65/35		
Pressure	MPa	0.251	0.306	0.356	0.427	0.767	
Temperature glide	K	0	6.2	9.1	10.1	0	
Latent heat	kJ/kg	182	179	175	171	155	
Vapor	Density	kg/m ³	14.0	15.3	16.7	19.4	40.6
Liquid			1297	1275	1253	1222	1112
Vapor	Viscosity	μPa s	10.9	11.1	11.2	11.5	13.2
Liquid			329	299	273	241	158
Vapor	Thermal conductivity	mW/(m K)	13.9	14.2	14.3	14.4	14.9
Liquid			83.3	81.3	79.4	76.8	69.2
Vapor	Specific heat	kJ/(kg K)	0.95	0.96	0.96	0.97	1.05
Liquid			1.35	1.36	1.37	1.38	1.44
Surface tension	mN/m	11.7	11.5	11.2	10.8	6.9	

表 2.9 R245fa および R1234ze(E)の純冷媒と混合冷媒の平均飽和温度 60 °C
における物性値比較

Refrigerant		R245fa	R245fa/R1234ze(E) (mass%)			R1234ze(E)	
			90/10	80/20	65/35		
Pressure	MPa	0.462	0.550	0.630	0.746	1.28	
Temperature glide	K	0	5.4	8.0	8.9	0	
Latent heat	kJ/kg	169	165	161	156	135	
Vapor	Density	kg/m ³	25.4	27.7	30.3	35.2	70.1
Liquid			1237	1213	1189	1156	1033
Vapor	Viscosity	μPa s	11.7	11.9	12.1	12.4	14.5
Liquid			257	233	213	188	123
Vapor	Thermal conductivity	mW/(m K)	15.8	16.0	16.1	16.3	17.3
Liquid			76.9	74.8	72.9	70.3	62.8
Vapor	Specific heat	kJ/(kg K)	1.03	1.03	1.04	1.05	1.20
Liquid			1.41	1.42	1.44	1.45	1.56
Surface tension	mN/m	9.2	8.5	7.9	7.0	4.5	

表 2.10 R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の純冷媒と混合冷媒の
平均飽和温度 40 °C における物性値比較

Refrigerant		R1336mzz(E)	R1336mzz(E)/R1336mzz(Z) (mass%) 70/30	R1336mzz(Z)	
Pressure	MPa	0.318	0.247	0.128	
Temperature glide	K	0	4.4	0	
Latent heat	kJ/kg	137	144	161	
Vapor	Density	kg/m ³	22.4	15.8	8.6
Liquid			1274	1287	1325
Vapor	Viscosity	μPa s	12.3	11.7	10.7
Liquid			221	242	306
Vapor	Thermal conductivity	mW/(m K)	14.0	13.3	12.6
Liquid			58.6	61.4	69.0
Vapor	Specific heat	kJ/(kg K)	0.91	0.91	0.91
Liquid			1.30	1.28	1.25
Surface tension	mN/m	8.0	9.4	13.6	

表 2.11 R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の純冷媒と混合冷媒の
平均飽和温度 60 °C における物性値比較

Refrigerant		R1336mzz(E)	R1336mzz(E)/R1336mzz(Z) (mass%) 70/30	R1336mzz(Z)	
Pressure	MPa	0.570	0.452	0.245	
Temperature glide	K	0	4.1	0	
Latent heat	kJ/kg	124	133	151	
Vapor	Density	kg/m ³	40.2	28.9	16.0
Liquid			1207	1225	1268
Vapor	Viscosity	μPa s	13.1	12.5	11.4
Liquid			175	192	245
Vapor	Thermal conductivity	mW/(m K)	15.7	14.9	14.1
Liquid			54.3	57.1	65.1
Vapor	Specific heat	kJ/(kg K)	0.98	0.97	0.98
Liquid			1.38	1.35	1.30
Surface tension	mN/m	5.8	7.1	11.1	

第3章 実験データの整理方法

図 3.1 に実験データの整理に用いる電気予熱器入口からテストセクション出口までの測定値および計算値の分布を示す。

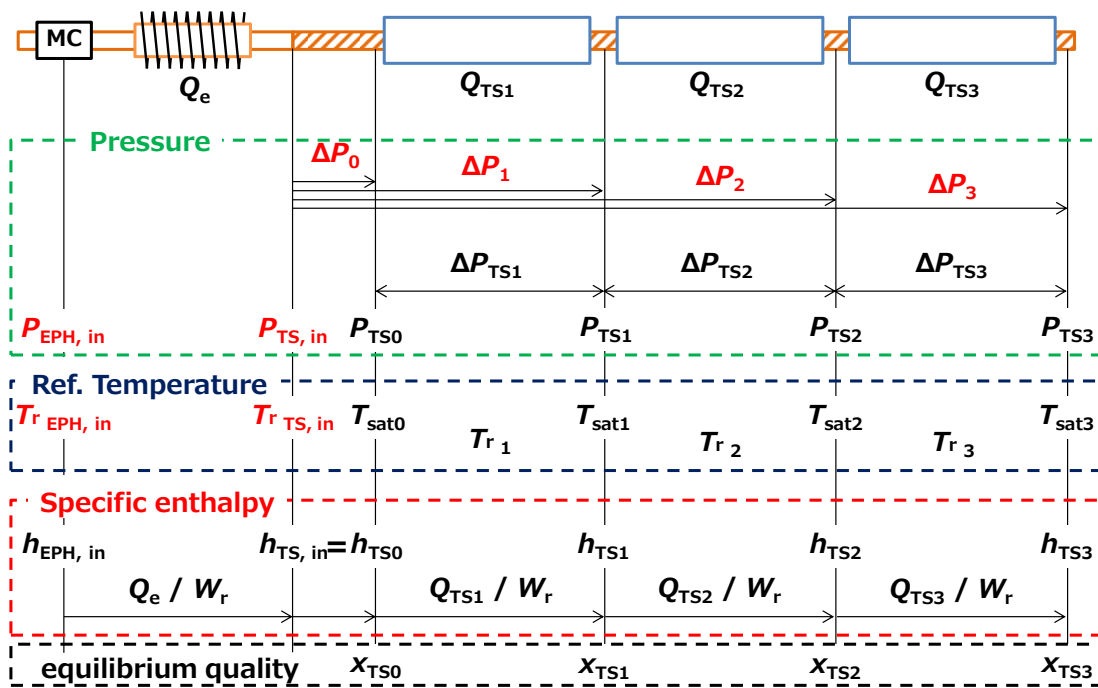


図 3.1 電気予熱器入口からテストセクション出口までの実験データ整理

3.1 摩擦圧力損失

冷媒圧力は、電気予熱器およびテストセクション入口で絶対圧計で測定される。また、圧力損失はテストセクション入口から各サブセクション出入口に設けた圧力孔間の差圧 ΔP_0 から ΔP_3 が差圧計で測定される。

各サブセクション出入口の圧力 $P_{TS\ n}$ は、 $P_{TS\ in}$ および ΔP_n から次式で算出する。

$$P_{TS\ n} = P_{TS\ in} - \Delta P_n \quad (3-1)$$

また、各サブセクション間の圧力損失 $\Delta P_{TS\ n}$ は次式で算出する。

$$\Delta P_{TS\ n} = \Delta P_n - \Delta P_{n-1} \quad (3-2)$$

式(3-2)より算出される静圧力損失は、摩擦による圧力損失 ΔP_F および運動量変化による圧力損失（加速損失） ΔP_M の和で表され、算出誤差は概ね $\pm 10\%$ 以内であるが差圧の小さい質量速度 $50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では最大で $\pm 35\%$ 以内である。 ΔP_M は運動量変化にともなう圧力変化であり、分離流モデルで求めた。

$$\Delta P_T = \Delta P_M + \Delta P_F \quad (3-3)$$

$$\Delta P_M = \Delta \left[\frac{G^2 x^2}{\xi \rho_V} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_L} \right] \quad (3-4)$$

ここに、 G は質量速度、 x はクオリティ、 ρ_V および ρ_L は蒸気および液の密度、 ξ はボイド率であり、平滑管は Smith⁸⁰⁾ の式より、溝付管は Koyama ら⁸¹⁾ の式より求める。なお、式(3-2)より算出される圧力損失に占める加速損失 ΔP_M の割合は 20% 以下である。

Smith の式

$$\xi_{\text{Smith}} = \left\{ 1 + \frac{\rho_V}{\rho_L} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_L + 0.4 \frac{1-x}{x}}{\rho_V}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right) \right\}^{-1} \quad (3-5)$$

Koyama らの式

$$\xi_{\text{Koyama}} = 0.81 \xi_{\text{Smith}} + 0.19 x^{100(\rho_V/\rho_L)^{0.8}} \xi_{\text{Homo}} \quad (3-6)$$

$$\xi_{\text{Homo}} = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_V}{\rho_L} \right]^{-1} \quad (3-7)$$

摩擦圧力損失勾配 $\Delta P_F/\Delta Z$ は、式(3-2)および式(3-3)より得られた摩擦圧力損失

ΔP_F を各サブセクション間の距離 ΔZ で除して算出する.

3.2 熱伝達率

各サブセクションでの熱交換量 Q_s は熱源水側から算出する.

$$Q_s = W_s c_{ps} (T_{s\text{in}} - T_{s\text{out}}) \quad (3-8)$$

ここに, W_s は熱源水の質量流量, c_{ps} は熱源水の定圧比熱, $T_{s\text{in}}$ および $T_{s\text{out}}$ は各サブセクションにおける熱源水の入口および出口温度である. なお, 熱交換量 Q_s はテストセクションにおけるヒートバランス実験より, ヒートロス・ゲインを考慮している. ヒートバランスの予備実験結果の詳細は付録 4 に示す.

各サブセクションの熱流束 q は, 管内の実伝熱面積を基準として次式で定義する.

$$q = \frac{Q_s}{\pi d_{\text{eq}} L \eta} \quad (3-9)$$

ここに, d_{eq} は伝熱管の等価内径, L はサブセクションの有効伝熱長さ, η は面積拡大率である. 等価内径は, 平滑管の場合は最大内径, 溝付管の場合は実流路断面積と等価な流路断面積を有する平滑管の内径 (等価内径) とする.

管内壁面温度 T_{wi} は, 管周り上下左右 4 か所で測定した管外壁面温度 T_{wo} の平均値を用いて, 次式に示すフーリエの法則で求める.

$$T_{\text{wi}} = T_{\text{wo}} \pm \frac{Q_s}{2\pi \lambda_w L} \ln \left(\frac{d_o}{d_{\text{eq}}} \right) \quad (3-10)$$

ここに, λ_w は伝熱管の熱伝導率, d_o は伝熱管の外径である. + は沸騰伝熱実験, - は凝縮伝熱実験である.

各サブセクション出入口の圧力 $P_{\text{TS}n}$ から冷媒飽和温度 $T_{\text{sat}n}$ を求める.

$$T_{\text{sat}n} = f(P_{\text{TS}n}) \quad (3-11)$$

各サブセクションの中央部における冷媒温度 $T_{r n}$ は, 各サブセクション出入口の圧力 $P_{\text{TS}n}$ から求めた冷媒飽和温度 $T_{\text{sat}n}$ の算術平均値とする.

$$T_{r n} = (T_{\text{sat}n-1} + T_{\text{sat}n}) / 2 \quad (3-12)$$

混合冷媒実験では, 冷媒温度は REFPROP Ver. 10⁷⁹⁾ の推算パラメータであるため, 本論文では, テストセクション出入口での実測値 $T_{r\text{TS}in}$, $T_{r\text{TS}out}$ を冷媒飽和温度とみなすこととする. なお, 各サブセクション出入口の冷媒飽和温度は以下のように求める. 各サブセクション出入口の冷媒飽和温度 $T_{\text{sat}n}$ は各サブセクションの熱交換量割合を考慮して, 以下のように求める.

$$T_{\text{sat},n} = T_{\text{sat}0} + (T_{r, \text{TS}, \text{in}} - T_{r, \text{TS}, \text{out}}) \frac{\sum_{k=1}^n Q_{\text{TS},k}}{\sum_{k=1}^3 Q_{\text{TS},k}} \quad (3-14)$$

なお、各サブセクションの中央部における冷媒温度 $T_{r,n}$ は、冷媒飽和温度 $T_{\text{sat},n}$ の算術平均値とする。

$$T_{r,n} = \frac{(T_{\text{sat},n-1} + T_{\text{sat},n})}{2} \quad (3-15)$$

以上より、各サブセクションにおける熱伝達率 α は管内の実伝熱面積を基準とした次式より求める。

$$\alpha = \frac{q}{\pm(T_{\text{wi}} - T_r)} = \frac{Q_s}{\pm(T_{\text{wi}} - T_r) \pi d_{\text{eq}} L \eta} \quad (3-16)$$

ここに、+は沸騰伝熱実験、-は凝縮伝熱実験である。

3.3 熱平衡クオリティ

冷媒の熱平衡クオリティ（以下、クオリティと記す）は電気予熱器入口における冷媒の比エンタルピを基点として求める。

電気予熱器入口におけるサブクール液状態の冷媒の比エンタルピは電気予熱器入口の混合器において測定した冷媒の圧力 $P_{\text{EPH in}}$ および混合平均温度 $T_{\text{r EPH in}}$ から冷媒の比エンタルピ $h_{\text{EPH in}}$ を算出する。

$$h_{\text{EPH, in}} = f(P_{\text{EPH, in}}, T_{\text{r EPH, in}}) \quad (3-17)$$

テストセクション入口における冷媒の比エンタルピ $h_{\text{TS in}}$ は、電気予熱器入口の比エンタルピ $h_{\text{EPH in}}$ に電気予熱器における比エンタルピの増加量を加算して求める。

$$h_{\text{TS, in}} = h_{\text{EPH, in}} + \frac{Q_{\text{P}}}{W_{\text{r}}} \quad (3-18)$$

ここに、 Q_{P} は電気予熱器における熱交換量、 W_{r} は冷媒の質量流量である。なお、電気予熱器における熱交換量 Q_{P} はヒートバランス実験より、ヒートロスを考慮している。電気予熱器の投入加熱量 Q_{P} はニクロムリボンにおける回路内の電流値 I_{TS} と電圧値 E_{TS} の積から、次式で算出した。

$$Q_{\text{P}} = I_{\text{TS}} \cdot E_{\text{TS}} \quad (3-19)$$

電気予熱器で冷媒へ伝わる熱交換量 Q_{TS} は次式で求めた。

$$Q_{\text{TS}} = Q_{\text{P}} - Q_{\text{e}} \quad (3-20)$$

ここに Q_{e} は投入加熱量に対する電気ロスである。 Q_{e} はあらかじめ行ったテストセクションの投入加熱量実験から求めた。以下に、 Q_{e} の推算式を示す。

$$Q_{\text{e}} = f(T_{\text{TS, w}} - T_{\text{TS, air}}) \quad (3-21)$$

ここに、室温 $T_{\text{TS air}}$ とテストセクションの管壁面温度 $T_{\text{TS w}}$ との温度差 ($T_{\text{TS air}} - T_{\text{TS w}}$) で、投入加熱量 Q_{e} を変数とする相関式を作成し推算した。電気予熱器におけるヒートバランスの予備実験結果の詳細は付録5に示す。

テストセクション入口における冷媒の比エンタルピ $h_{\text{TS in}}$ から各サブセクションの比エンタルピ増加量を加算して、順次各サブセクション出口の比エンタルピを算出する。

$$h_{\text{TS n+1}} = h_{\text{TS n}} + \frac{Q_{\text{TS n}}}{W_{\text{r}}} \quad (3-22)$$

各サブセクションの入口および出口における冷媒のクオリティは次式で求める。

$$x_{\text{TS}n} = \frac{h_{\text{TS}n} - h_{\text{L,TS}n}}{h_{\text{V,TS}n} - h_{\text{L,TS}n}} \quad (3-23)$$

ここに、 h_{V} および h_{L} は飽和蒸気および飽和液の比エンタルピーであり、測定した冷媒圧力から算出する。また、サブセクション中央部でのクオリティは、サブセクション出入口の算術平均値とする。

第 4 章 純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)

および R1336mzz(Z) の水平管内沸騰

新規冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の水平平滑管および溝付管内における沸騰特性に関する研究はいくつか研究報告されているものの、従来冷媒に比べると少なく、沸騰熱伝達および圧力損失特性に関する知見は十分に明らかにされていない。また、従来冷媒に対してはこれまでに多くの整理式が提案されているが、それらが新規冷媒に適用できるかどうかは不明である。本章では、純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の水平平滑管および溝付管内の沸騰熱伝達および圧力損失に関する実験結果を示す。

4.1 摩擦圧力損失特性

4.1.1 摩擦圧力損失

図 4.1 ~ 図 4.10 にそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の飽和温度 40 °C における純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の摩擦圧力損失の実験結果を示す。図の縦軸は摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$, 横軸はクオリティ x を示している。図中の◇, △, ○および□印はそれぞれ質量速度 50, 100, 200 および 300 kg/(m²s)の実験結果である。

図 4.1 ~ 図 4.10 より、いずれの冷媒および伝熱管においても、質量速度の増加にともない、摩擦圧力損失は増大する。これは質量速度の増加にともない、管内の気相および液相の速度が増加するため、気液界面および壁面のせん断応力が増大するためと考えられる。また、摩擦圧力損失はクオリティの増加とともに増大しているが、クオリティ 0.8 以上では、やや低下する傾向を示している。これはクオリティ 0.8 以上ではクオリティの増加にともない管内の液膜が薄くなり、気液界面のせん断力が減少するため摩擦圧力損失は一定もしくは低下する傾向を示したと考えられる。

質量速度 50 kg/(m²s)の場合では、分離流モデルの運動量変化に伴う圧力変化は摩擦圧力損失全体の 15 ~ 20%を占める。なお、質量速度 100 kg/(m²s)から 300 kg/(m²s)の場合では、分離流モデルの運動量変化に伴う圧力変化は摩擦圧力損失全体の約 10%を占める。

(a) R1224yd(Z)

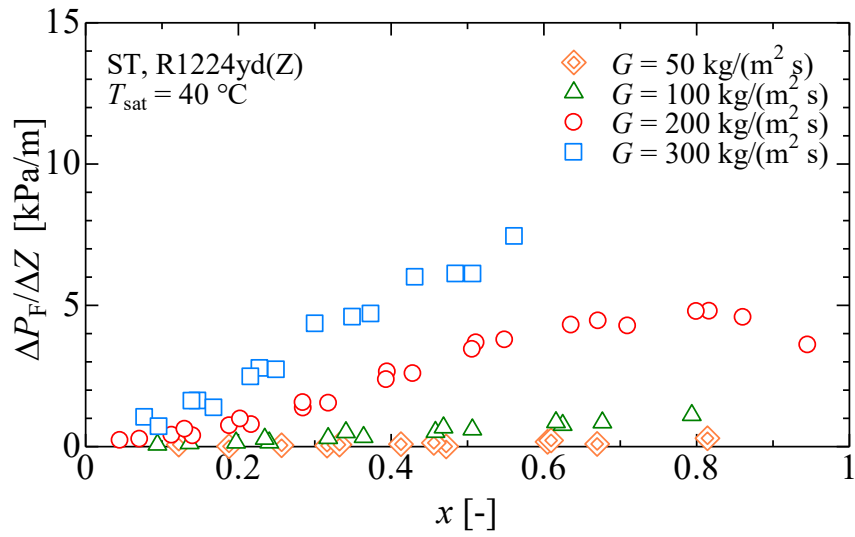


図 4.1 平滑管 ST における R1224yd(Z)の摩擦圧力損失

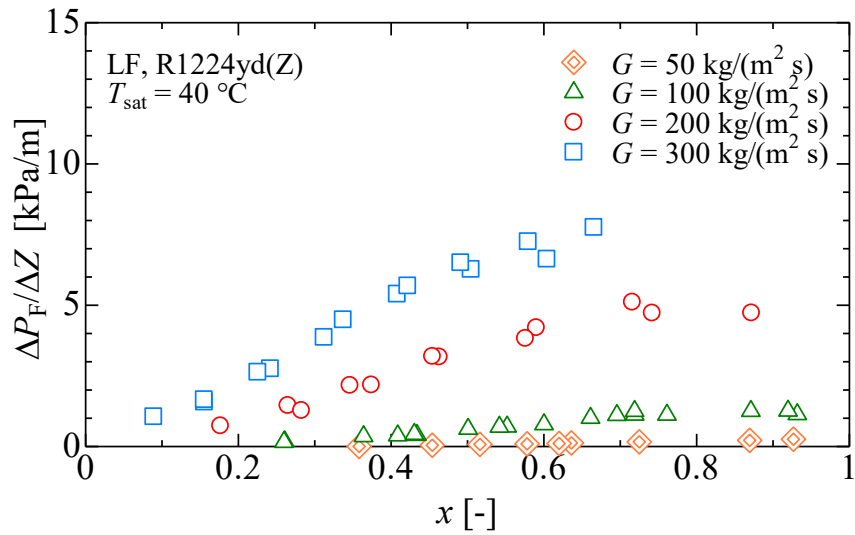


図 4.2 溝付管 LF における R1224yd(Z)の摩擦圧力損失

(b) R1233zd(E)

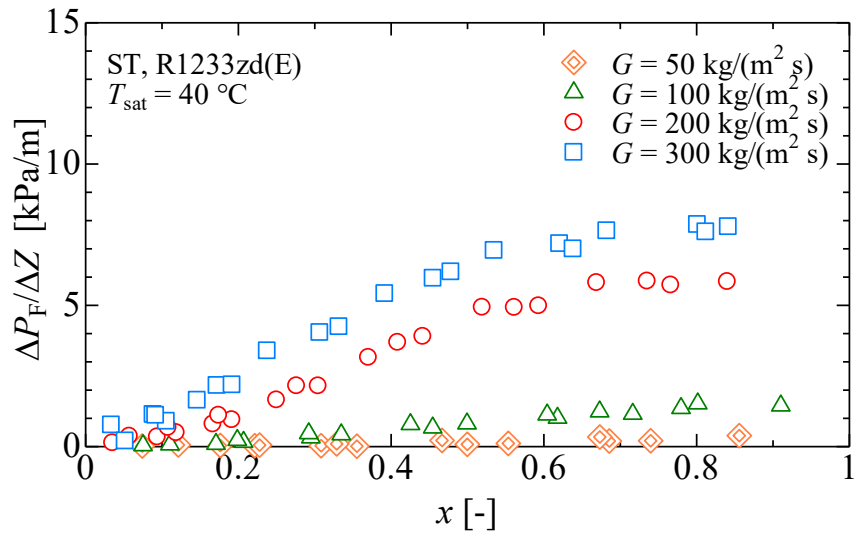


図 4.3 平滑管 ST における R1233zd(E)の摩擦圧力損失

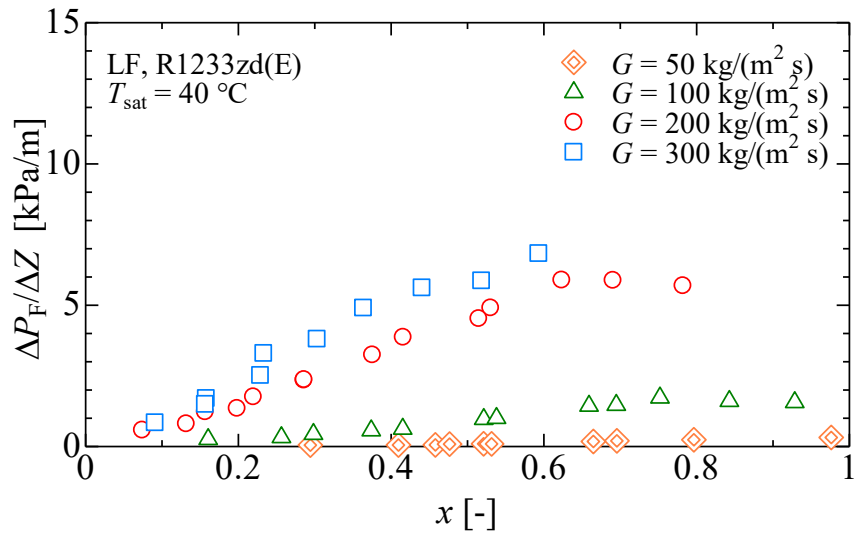


図 4.4 溝付管 LF における R1233zd(E)の摩擦圧力損失

(c) R1336mzz(E)

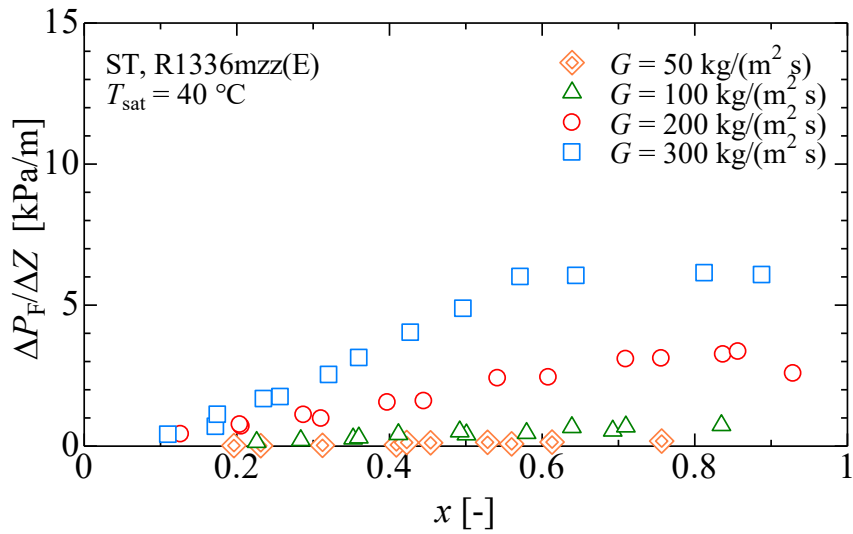


図 4.5 平滑管 ST における R1336mzz(E)の摩擦圧力損失

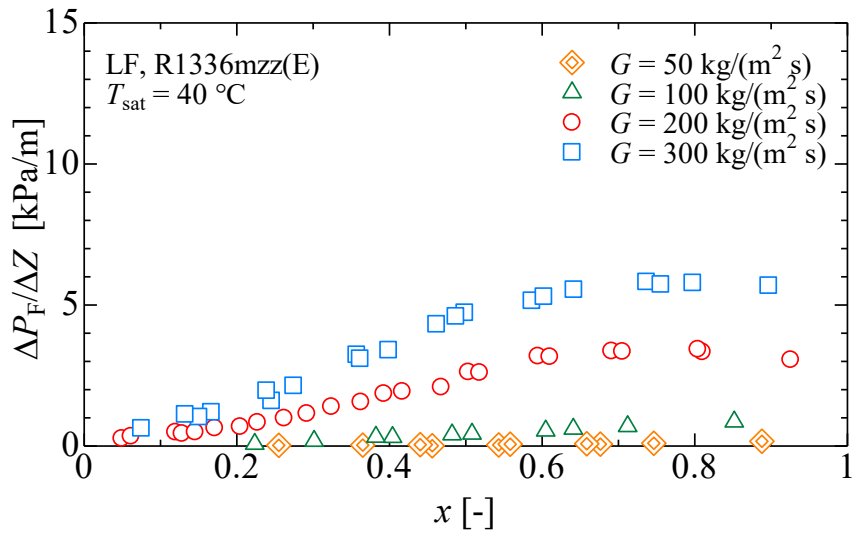


図 4.6 溝付管 LF における R1336mzz(E)の摩擦圧力損失

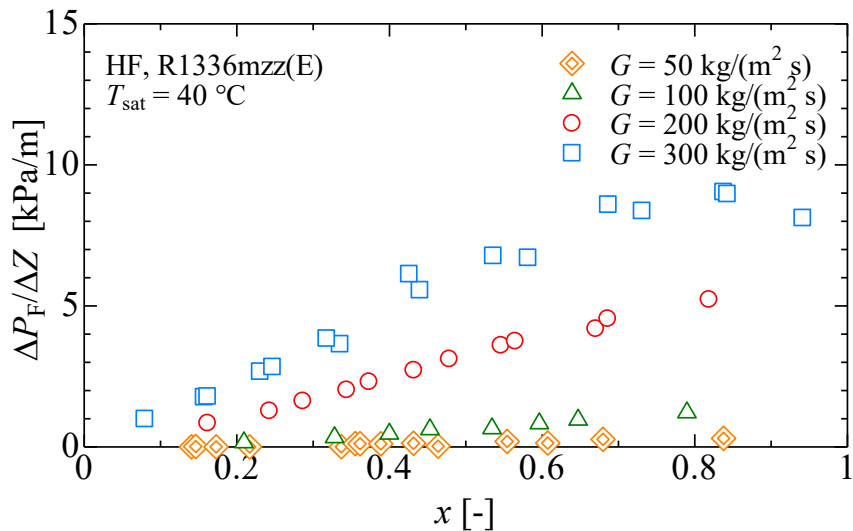


図 4.7 溝付管 HF における R1336mzz(E)の摩擦圧力損失

(d) R1336mzz(Z)

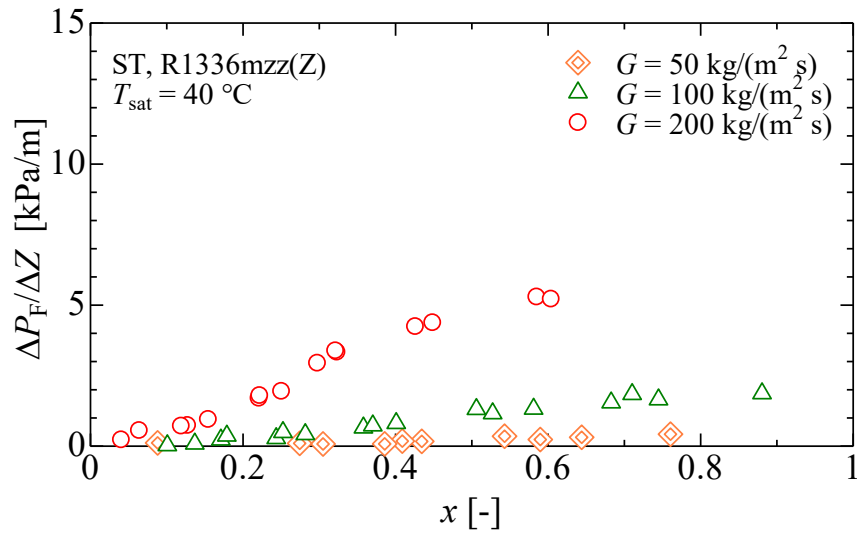


図 4.8 平滑管 ST における R1336mzz(Z)の摩擦圧力損失

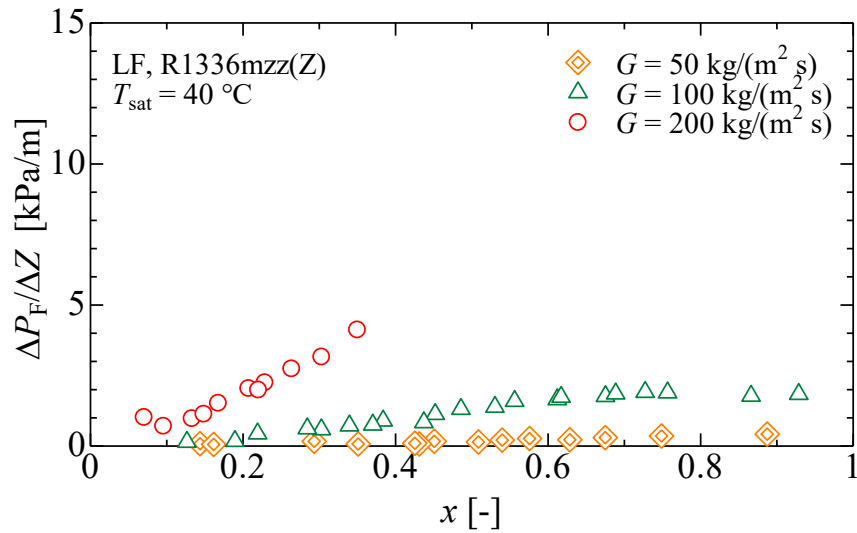


図 4.9 溝付管 LF における R1336mzz(Z)の摩擦圧力損失

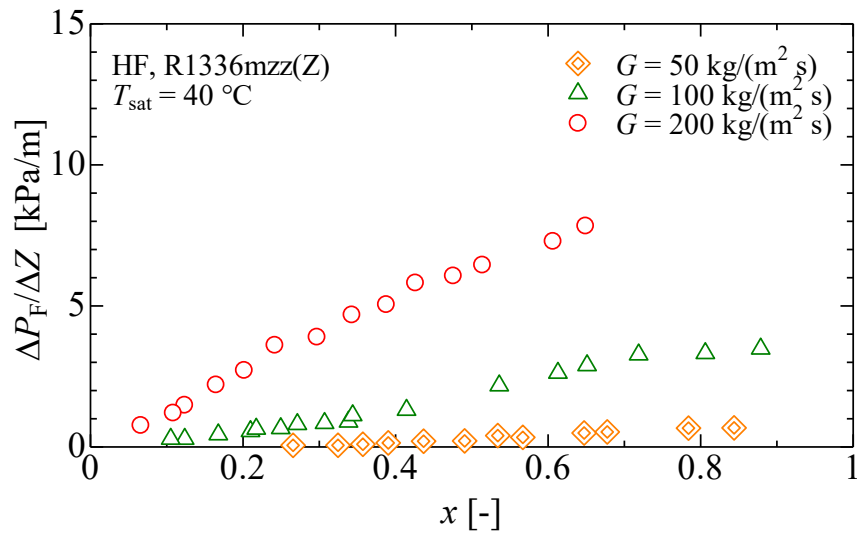


図 4.10 溝付管 HF における R1336mzz(Z)の摩擦圧力損失

4.1.2 冷媒種類の摩擦圧力損失に及ぼす影響

水平平滑管および溝付管内の沸騰流における摩擦圧力損失に及ぼす純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の比較について図 4.11 ~ 図 4.13 に示す. 図 4.11 ~ 図 4.13 はそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の飽和温度 40 °C における純冷媒の摩擦圧力損失の実験結果であり, 図の縦軸は摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$, 横軸はクオリティ x を示している.

いずれの伝熱管においても, 摩擦圧力損失は冷媒 R1336mzz(E), R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(Z)の順に大きくなる. これは, 表 2.6 に示したように, 冷媒の物性値を比較すると, 本実験条件における R1336mzz(Z)の蒸気密度が他の冷媒と比較して約 0.4 ~ 0.7 倍と小さく, 蒸気比体積 ($1/\rho_V$) および蒸気見かけ速度 ($u_V = (Gx)/\rho_V$) が 1.4 ~ 2.5 倍と大きい R1336mzz(Z)の方が他の冷媒と比較して, 同質量速度・同クオリティ条件において, 気液界面および壁面のせん断力が大きくなることによるものと考えられる.

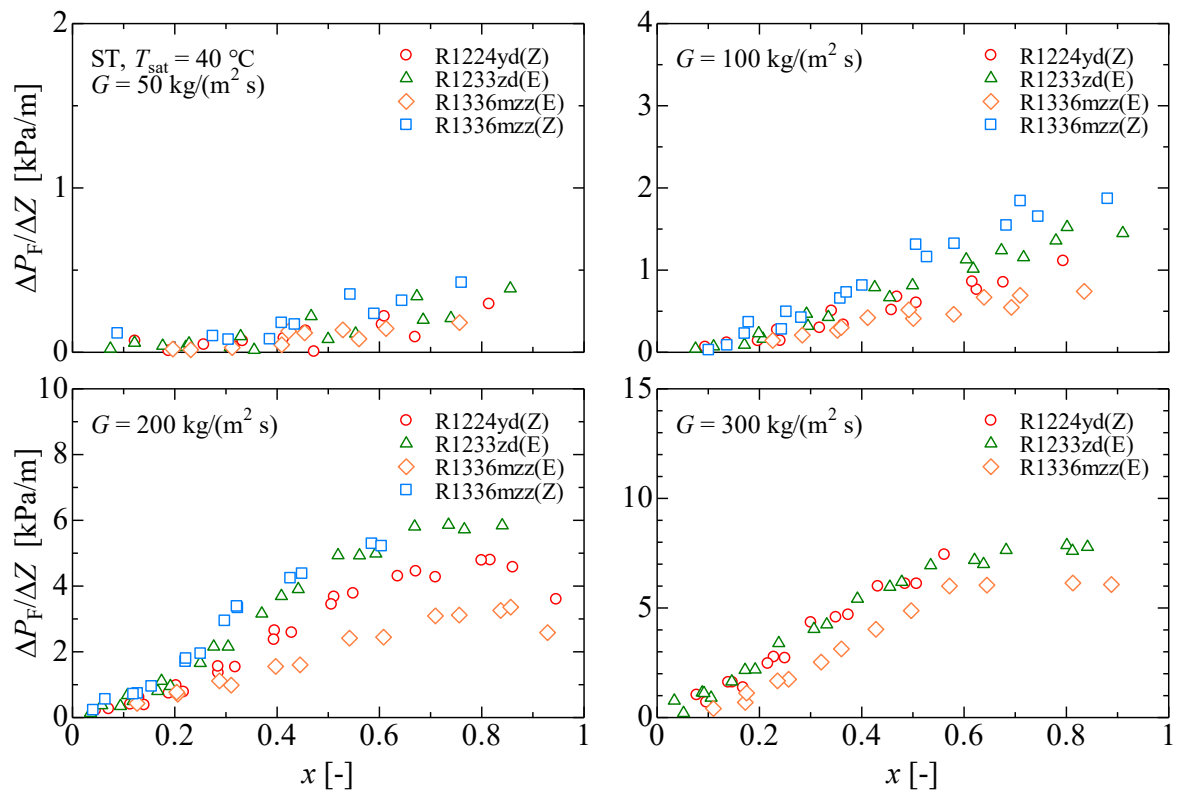


図 4.11 平滑管 ST の摩擦圧力損失に及ぼす冷媒の比較

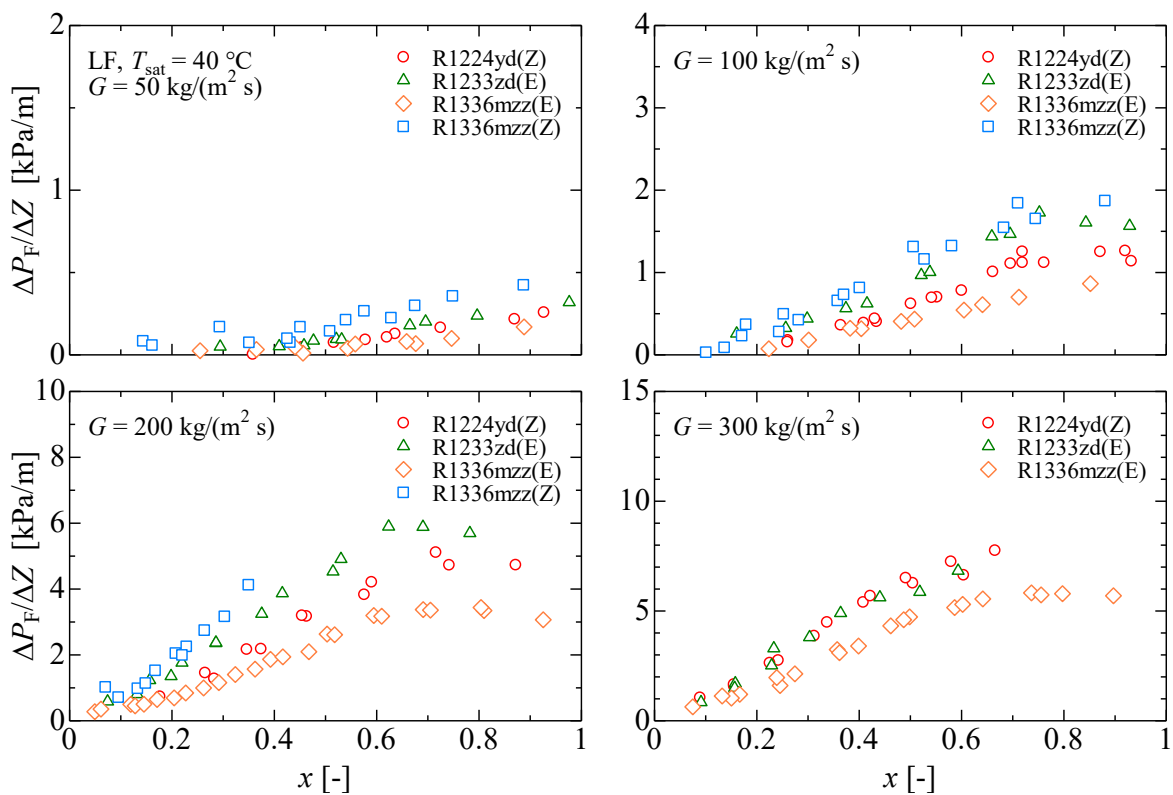


図 4.12 溝付管 LF の摩擦圧力損失に及ぼす冷媒の比較

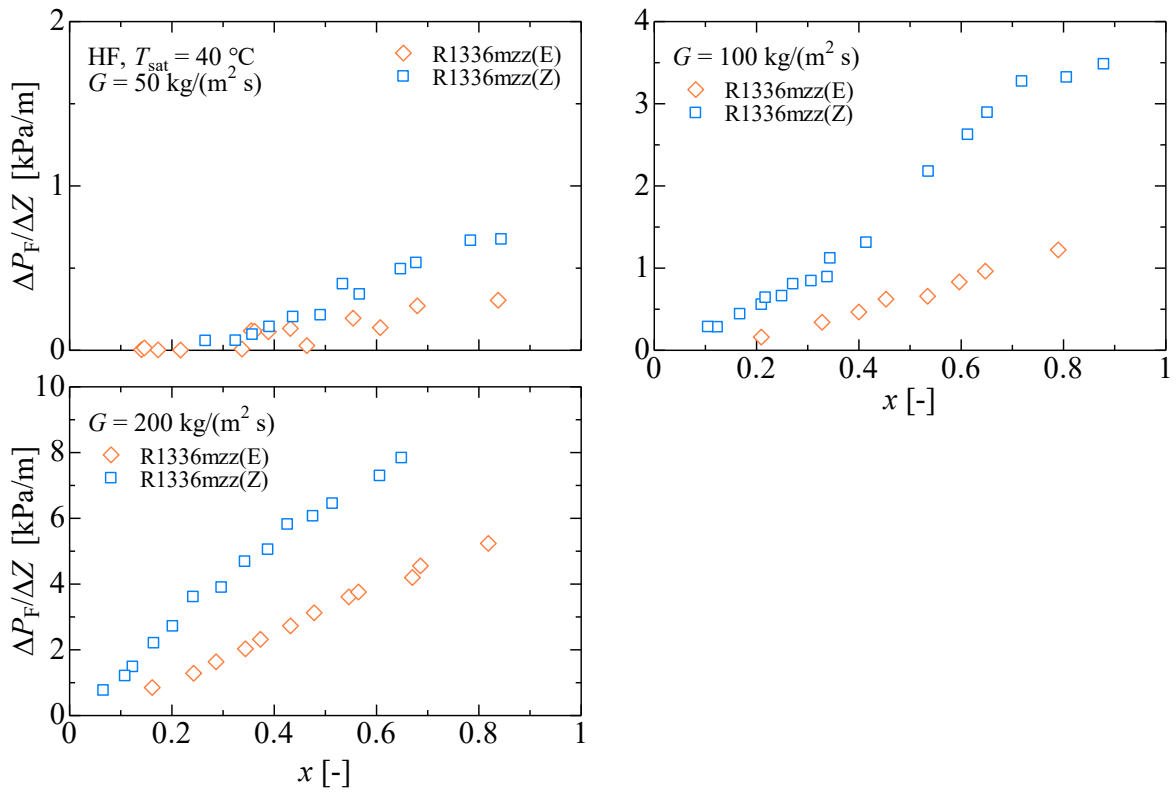


図 4.13 溝付管 HF の摩擦圧力損失に及ぼす冷媒の比較

4.1.3 溝形状の摩擦圧力損失に及ぼす影響

図 4.14 ~ 図 4.17 に、それぞれ純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF における摩擦圧力損失の比較を示す。

図より、 $G \geq 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件においては、冷媒種類、質量速度などいずれの条件においても平滑管 ST と溝付管 LF における摩擦圧力損失の明確な差異はみられない。なお、平滑管 ST および溝付管 LF より、溝付管 HF における摩擦圧力損失が大きいことがわかる。これは、溝付管 HF は溝加工を施すことにより管内表面積が顕著に増大し、溝付管 HF は LF に比べて、フィン高さおよびリード角が大きく、条数が多いため管内表面積が大きくなり、気液界面および壁面のせん断力が増大したためであると考えられる。

一方、 $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件においては、摩擦圧力損失に明確な差異はみられない。これは、 $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では冷媒の流速は遅いため、管内表面積の増大や溝形状の攪拌による摩擦圧力損失への影響が小さくなったものと考えられる。

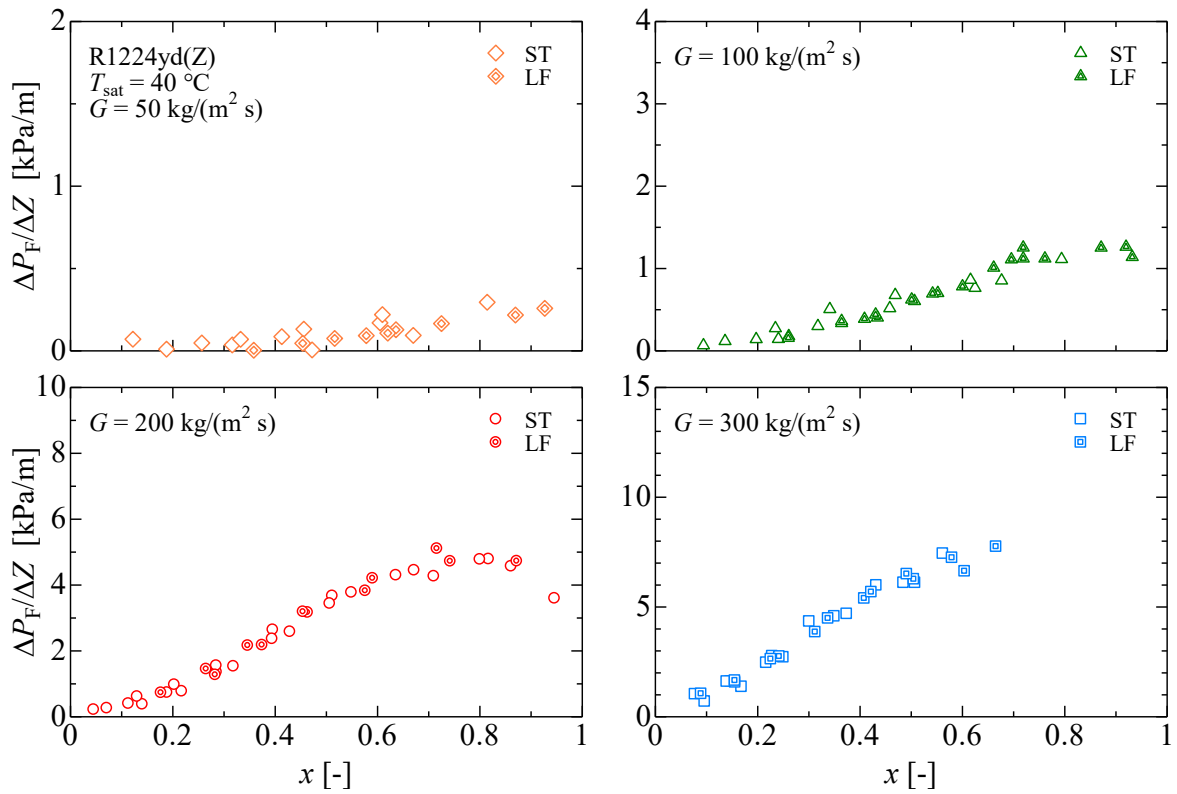


図 4.14 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響 (R1224yd(Z))

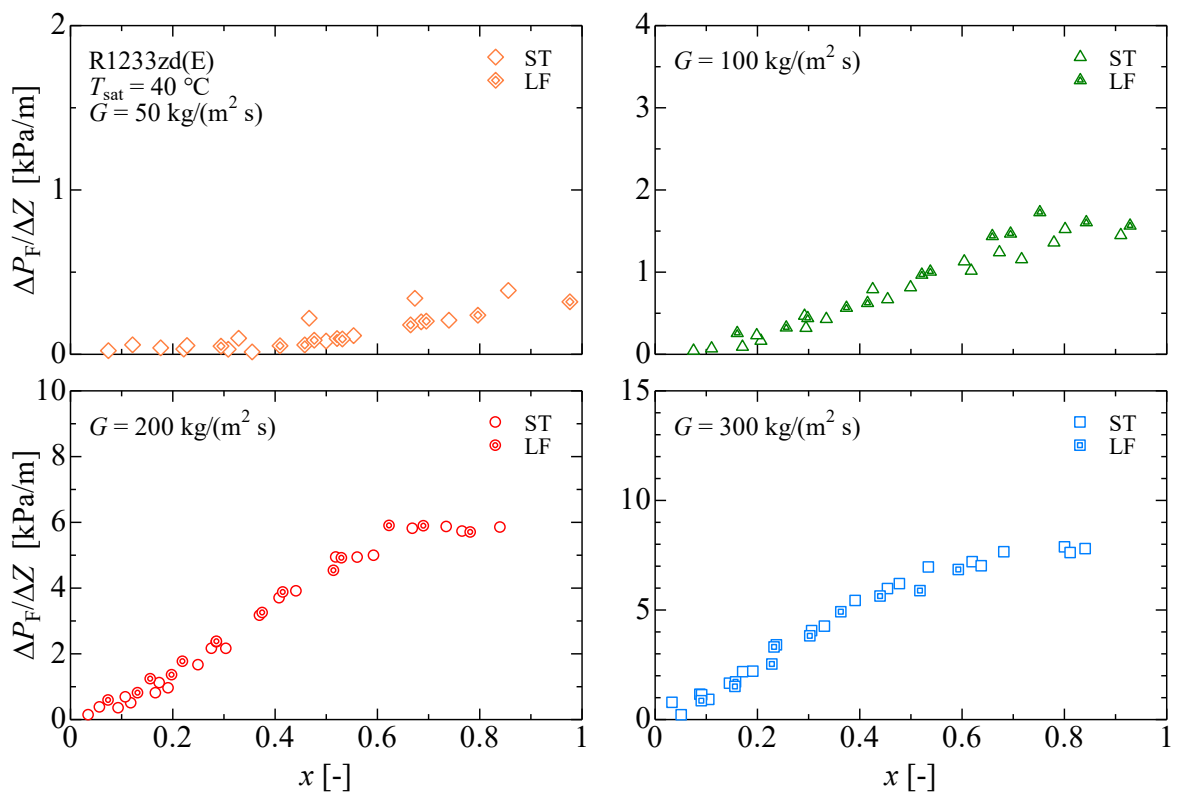


図 4.15 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響 (R1233zd(E))

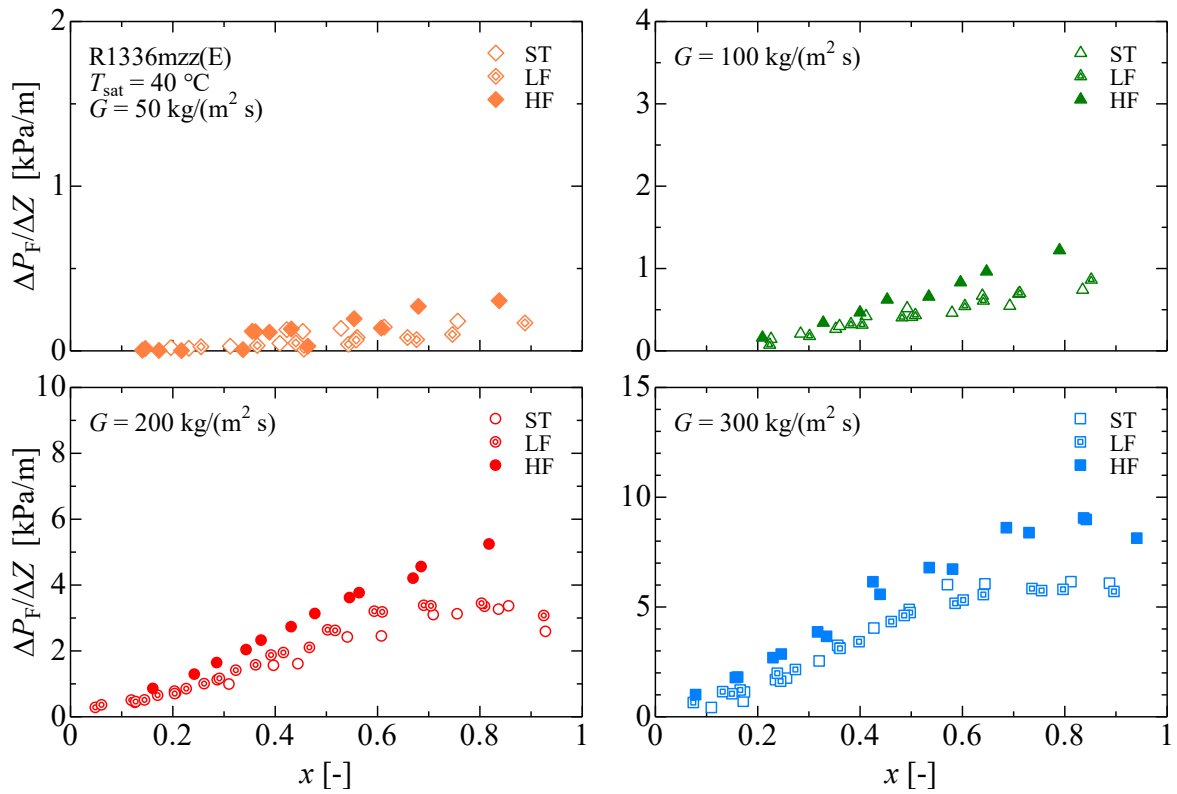


図 4.16 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響 (R1336mzz(E))

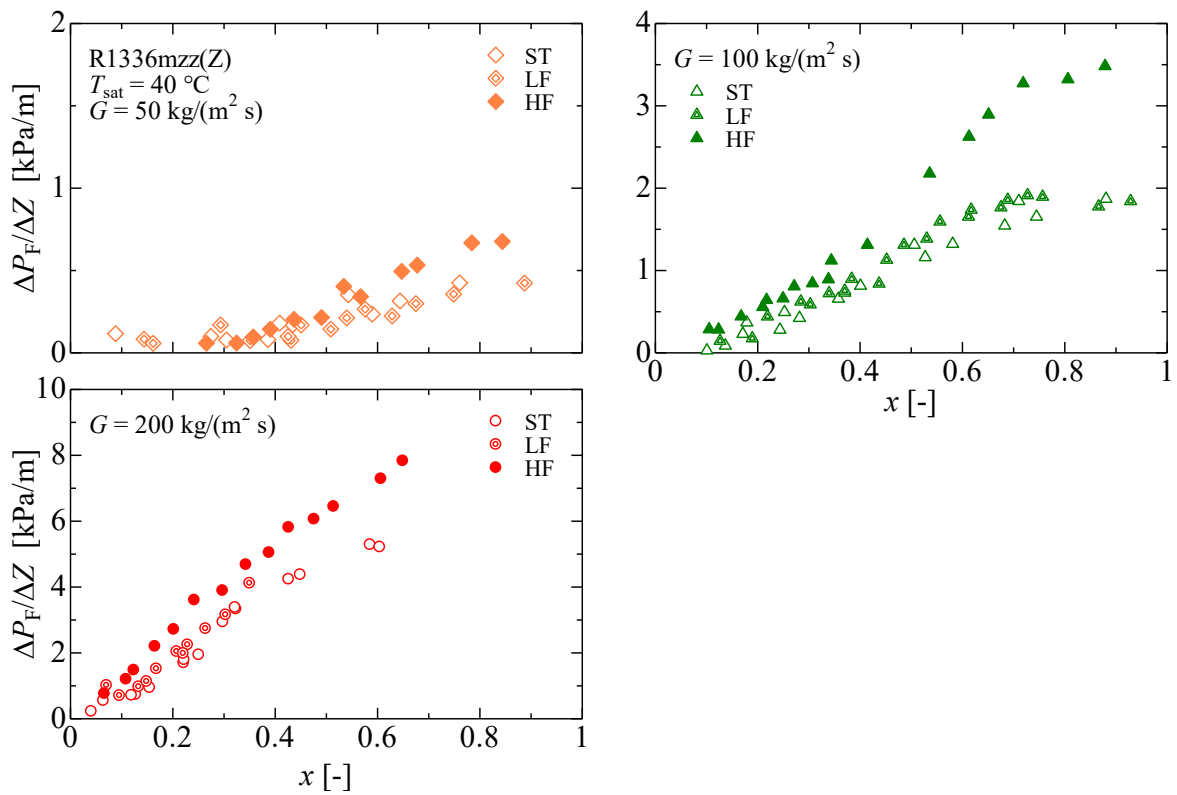


図 4.17 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響 (R1336mzz(Z))

4.1.4 実験値と従来の整理式との比較

図 4.18 に平滑管 ST の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、Jung – Radermacher の式⁵⁾、久保田らの式⁸⁾、宮良らの式⁹⁾および Sun – Mishima の式¹³⁾である。表 4.1 には平滑管 ST の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との平均偏差 MD および MAD を示す。平均偏差 MD および MAD は次式より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である。

$$\text{MD} = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}} - (\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}}{(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}} \right| \quad (4-1)$$

$$\text{MAD} = \frac{1}{n} \sum \left[\frac{(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}} - (\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}}{(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}} \right] \quad (4-2)$$

図 4.18 および表 4.1 より、Jung – Radermacher の式⁵⁾による予測値は、低流量域の摩擦圧力損失を実験値より大きい傾向がある。

久保田らの式⁸⁾による予測値はばらついて、全体的に摩擦圧力損失をやや過小に予測しており、実験値より小さい傾向がある。

宮良らの式⁹⁾による予測値は、他の予測結果に比べて実験値との相関が良く、概ね $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致している。

Sun – Mishima の式¹³⁾による予測値は、摩擦圧力損失の低流量域では大きく、高流量域では実験値より小さい傾向がある。

以上の実験値と従来の平滑管に対する整理式との比較結果より、平滑管内における摩擦圧力損失は宮良らの整理式は、冷媒種類及び質量速度の相違に関わらず、傾向はほぼ一致しており、比較的によくまとまっている。

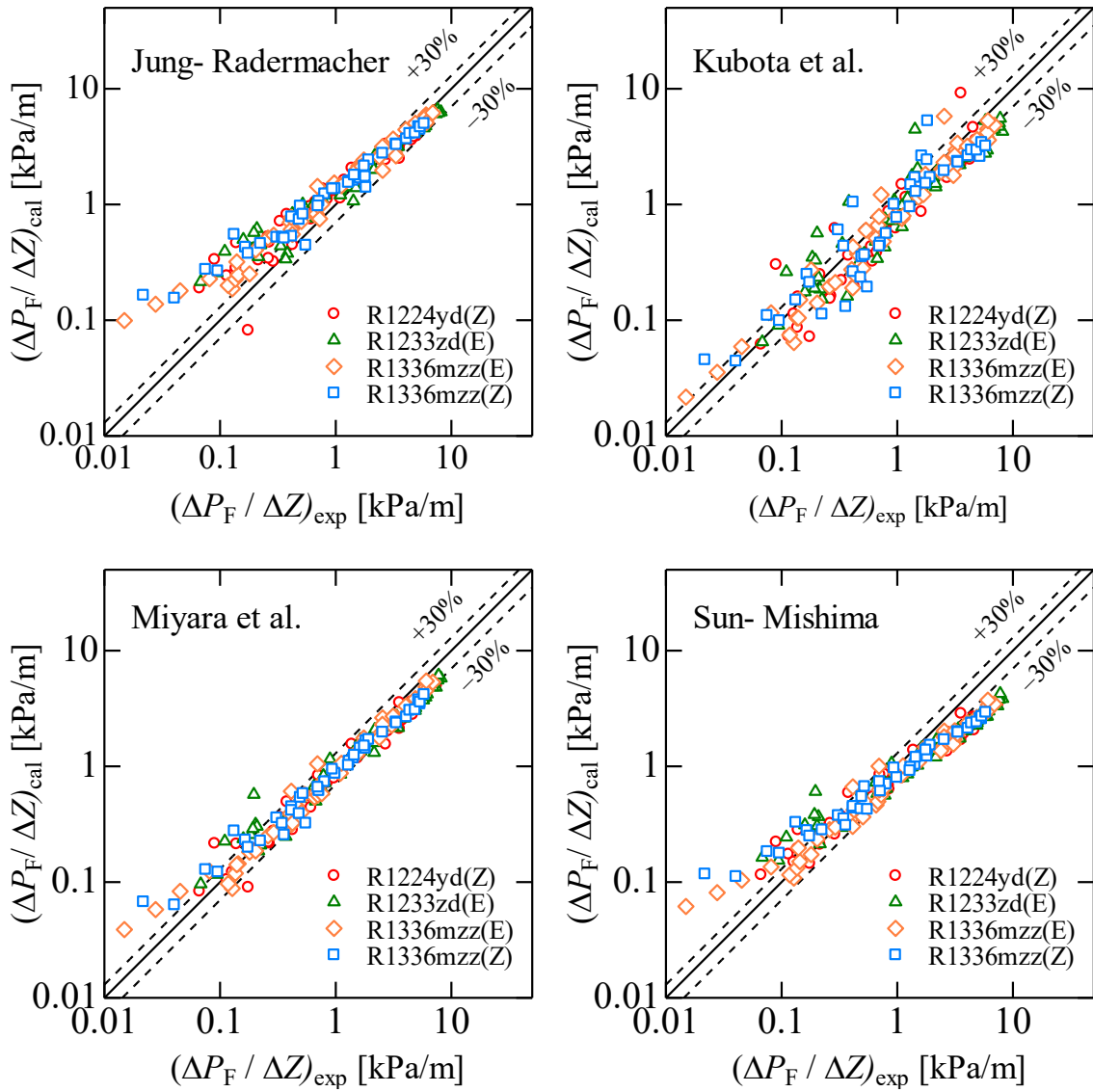


図 4.18 平滑管 ST の実験値と整理式による計算値との比較

表 4.1 平滑管 ST の実験値と整理式による計算値との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Jung – Radermacher	51.1	37.6	58.7	208
Kubota et al.	35.4	-14.1	35.6	
Miyara et al.	25.5	-10.1	55.8	
Sun – Mishima	38.9	-9.8	26.4	

図 4.19 および図 4.20 にそれぞれ溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、木戸らの式¹⁸⁾、Goto らの式²²⁾、久保田らの式⁸⁾および Filho らの式²³⁾である。表 3.2 および表 3.3 には、それぞれに溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との平均偏差を示す。

木戸らの式¹⁸⁾は、溝形状の相違による予測精度の差異は小さいものの、低流量域の摩擦圧力損失の実験値より大きい傾向がある。

Goto らの式²²⁾は、二相流摩擦損失増倍係数 Φ_V の整理式による予測値が実験値との相関はよいが、単相流の摩擦係数 f の条件分けによって大きくばらついている。

久保田らの式⁸⁾は、実験値との相関はよいものの、全体的に摩擦圧力損失の実験値より小さい傾向がある。

Filho らの式²³⁾は低質量速度域の摩擦圧力損失の実験値より大きい傾向が、溝付管 LF および溝付管 HF の高質量速度域の予測精度はよい。

以上の実験値と従来の溝付管に対する整理式との比較結果より、溝管内における摩擦圧力損失は Filho らの整理式が、高流量域では溝付管 LF および溝付管 HF ともに比較的にとままっている。

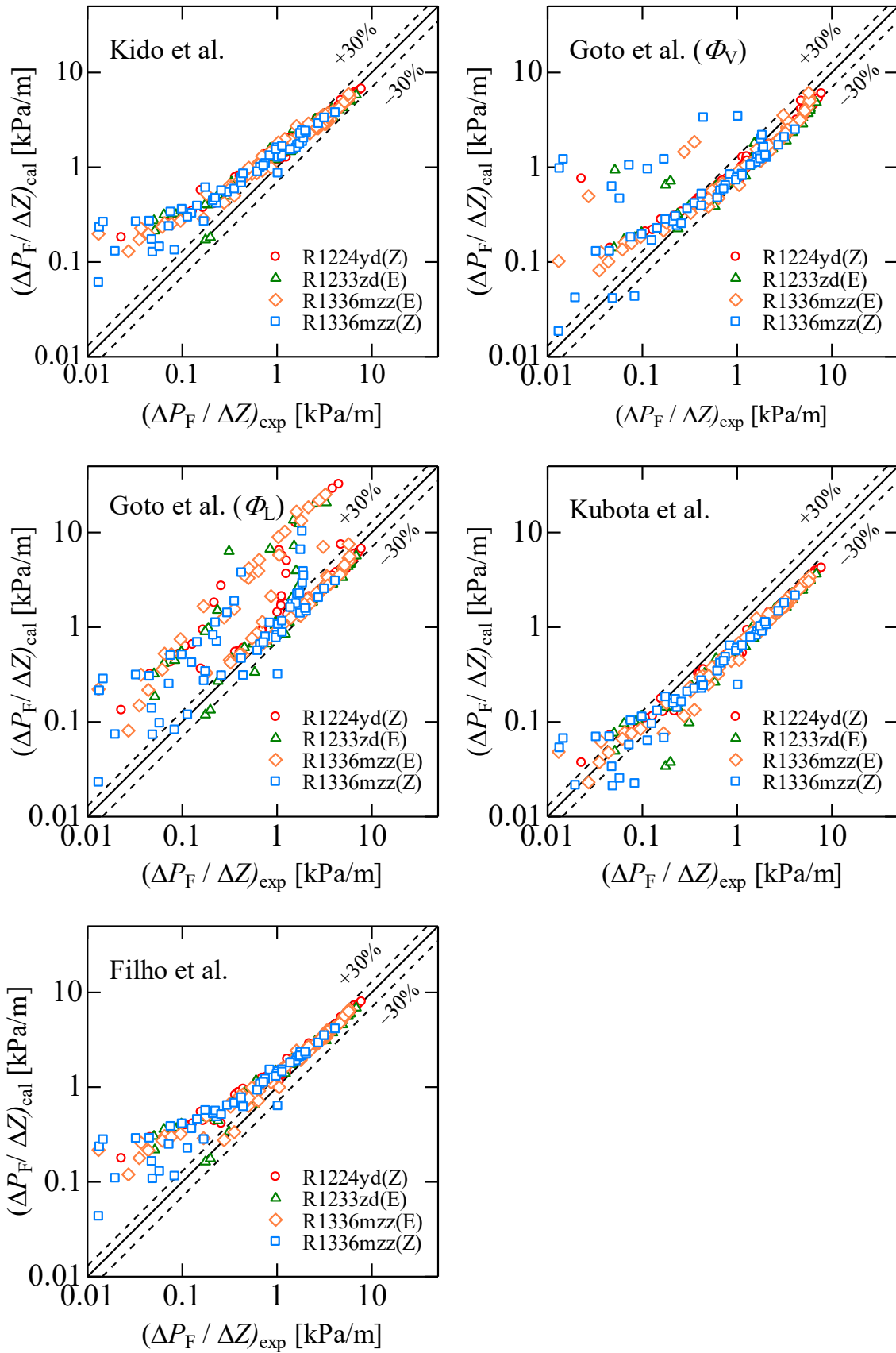


図 4.19 溝付管 LF の実験値と整理式による計算値との比較

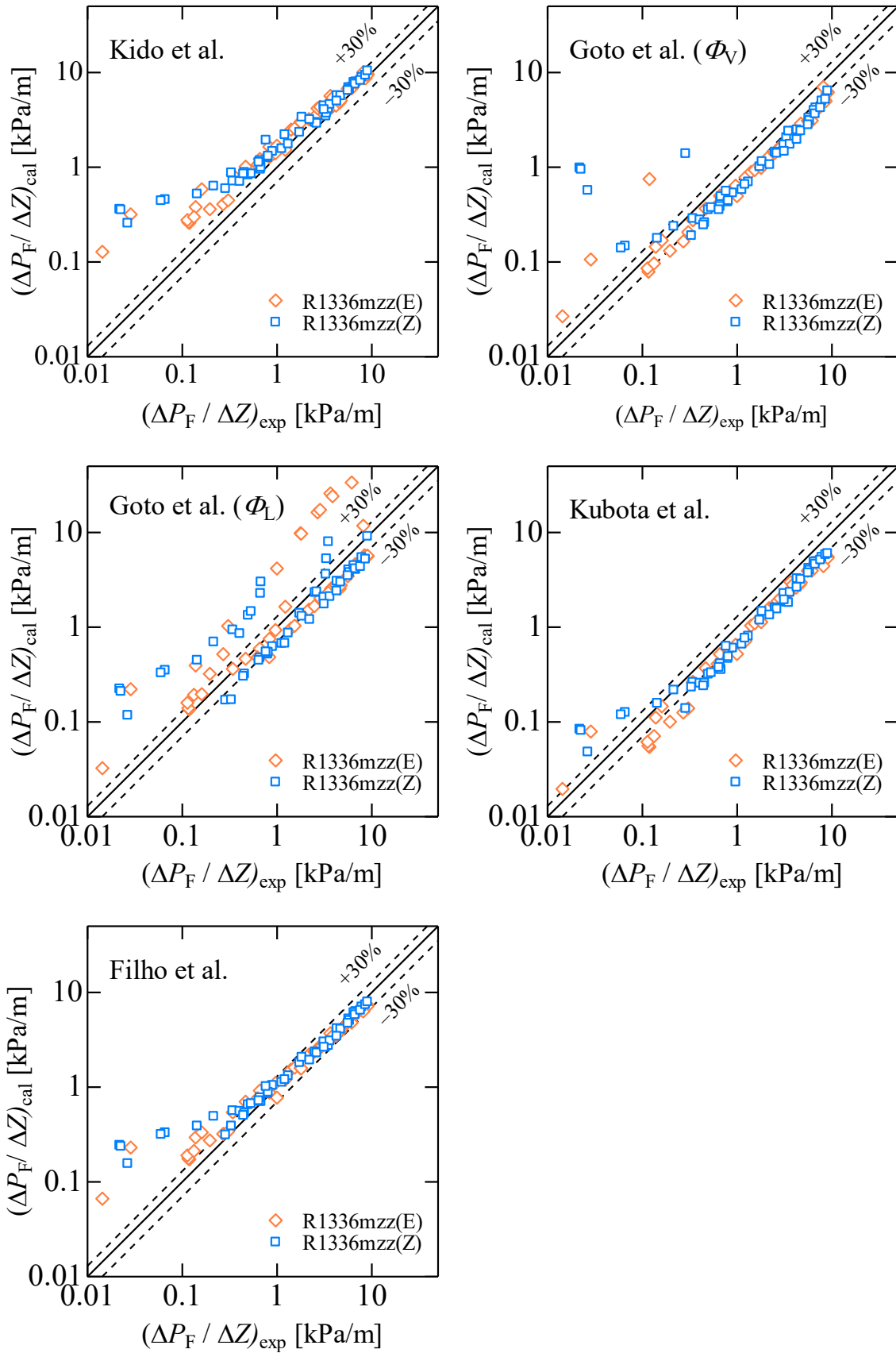


図 4.20 溝付管 HF の実験値と整理式による計算値との比較

表 4.2 溝付管 LF の実験値と整理式による計算値との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Kido et al.	122.6	119.6	53.5	213
Goto et al. (Φ_V)	154.8	127.8	53.1	
Goto et al. (Φ_L)	247.3	235.2	47.9	
Kubota et al.	48.7	-22.4	13.6	
Filho et al.	128.1	127.4	56.3	

表 4.3 溝付管 HF の実験値と整理式による計算値との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Kido et al.	124.0	124.0	47.1	70
Goto et al. (Φ_V)	173.0	105.1	12.9	
Goto et al. (Φ_L)	101.1	56.1	20.0	
Kubota et al.	42.4	-18.2	11.4	
Filho et al.	68.2	54.9	81.4	

4.2 沸騰熱伝達特性

4.2.1 沸騰熱伝達率

図 4.21～図 4.30 にそれぞれ平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の飽和温度 40 °C における純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) の沸騰熱伝達率の実験結果を示す。図の縦軸は沸騰熱伝達率 α 、横軸はクオリティ x を示している。図中の◇, △, ○ および□印はそれぞれ質量速度 50, 100, 200 および 300 kg/(m²s) の実験結果である。なお、溝付管の沸騰熱伝達率は実伝熱面積を基準とした実験結果を示している。

図より、いずれの伝熱管および質量速度条件においても、クオリティの増加とともに沸騰熱伝達率が増加している。これはクオリティの増加に伴い、蒸気速度が増加し強制対流の効果が増大したことに加え、管内周の液膜は薄くなるため液膜熱抵抗が低下したためと考えられる。また、 $x > 0.9$ の一部条件において、管内の伝熱面の一部が乾くいわゆるドライアウトのために沸騰熱伝達率が低下している。

図 4.21, 図 4.23, 図 4.25 および図 4.28 の平滑管 ST の実験結果より、沸騰熱伝達率は質量速度の増加に伴い増加していることがわかる。特に、 $G = 100 \sim 200$ kg/(m²s) における沸騰熱伝達率の増加率が大きい。これは、 $G = 100$ kg/(m²s) で成層波状流であり、 $G = 200$ kg/(m²s) では環状流に遷移することから管内周上のぬれ部分が大きくなり、熱伝達が顕著に向上したものと考えられる。

図 4.22, 図 4.24, 図 4.26 および図 4.29 の溝付管 LF の実験結果は、平滑管の傾向とは異なり、 $G \geq 200$ kg/(m²s) の条件では質量速度が増加しても、沸騰熱伝達率に明確な差異はみられない。これは、溝付管内の流動様相は、 $G \geq 200$ kg/(m²s) の条件では環状流であると考えられ、管内に薄い液膜が形成されるが、溝加工による管内の伝熱面積の増大によって液膜の平均厚さはさらに薄くなり、液膜熱抵抗も極めて小さくなったために、質量速度の影響が小さくなったと考えられる。

一方、図 4.26 および図 4.29 より、 $x \geq 0.7$ の条件では溝付管 HF の沸騰熱伝達率に及ぼす質量速度の影響が平滑管および溝付管 LF と異なっており、質量速度の増大の伴い、沸騰熱伝達率が顕著に増加することを示しているこれは、溝付管 HF が高いフィン、高リード角および条数の多い溝付管であるために、環状流の場合の管周囲のフィン間には液膜が形成され、表面張力によって管頂部はメニスカス液膜となり、伝熱が促進されたためと考えられる。

(a) R1224yd(Z)

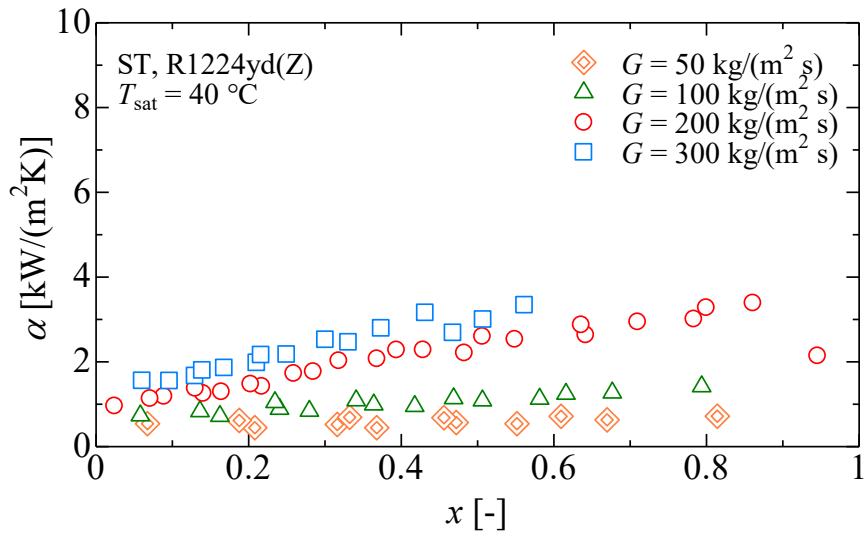


図 4.21 平滑管 ST の沸騰熱伝達率

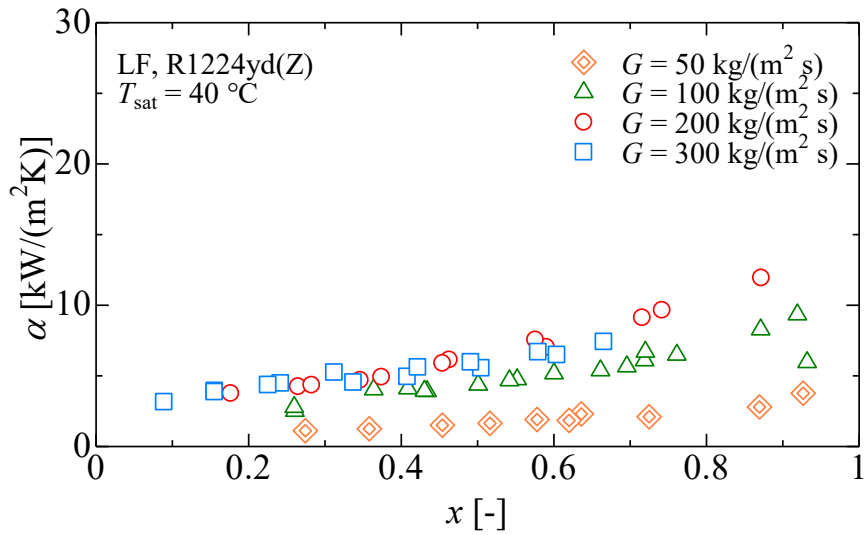


図 4.22 溝付管 LF の沸騰熱伝達率

(b) R1233zd(E)

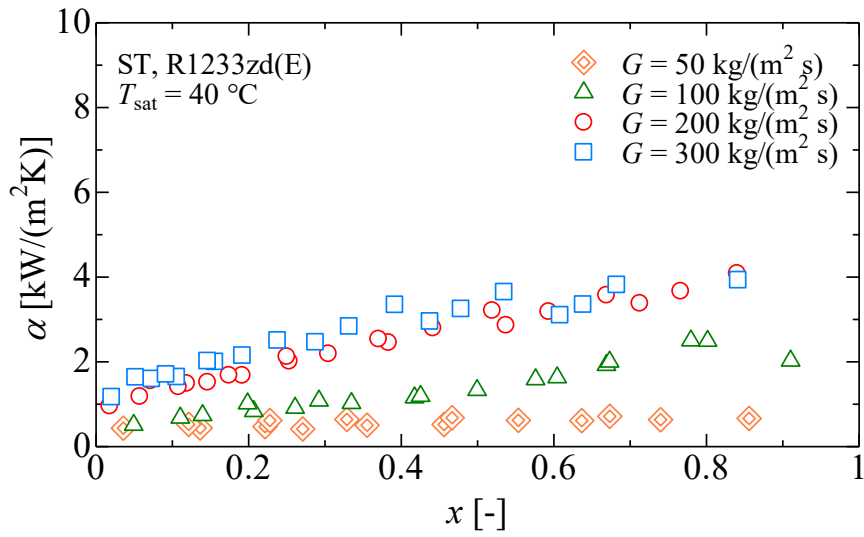


図 4.23 平滑管 ST の沸騰熱伝達率

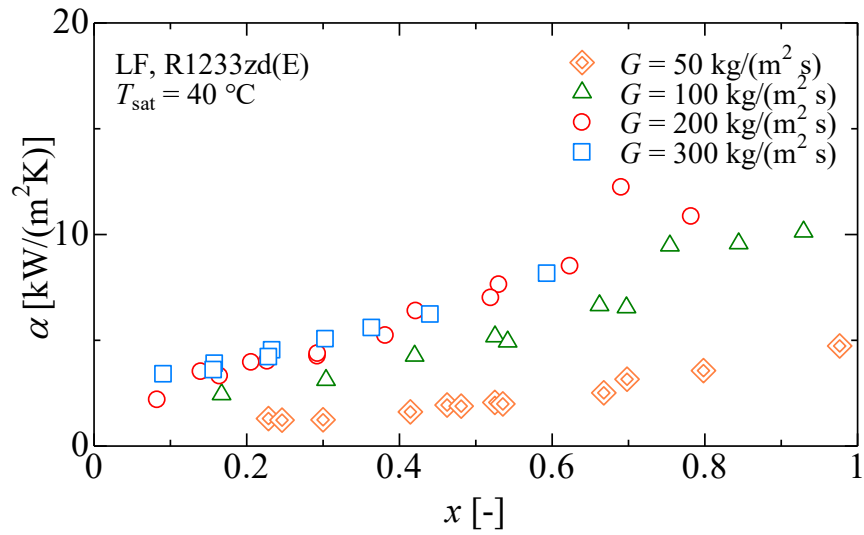


図 4.24 溝付管 LF の沸騰熱伝達率

(c) R1336mzz(E)

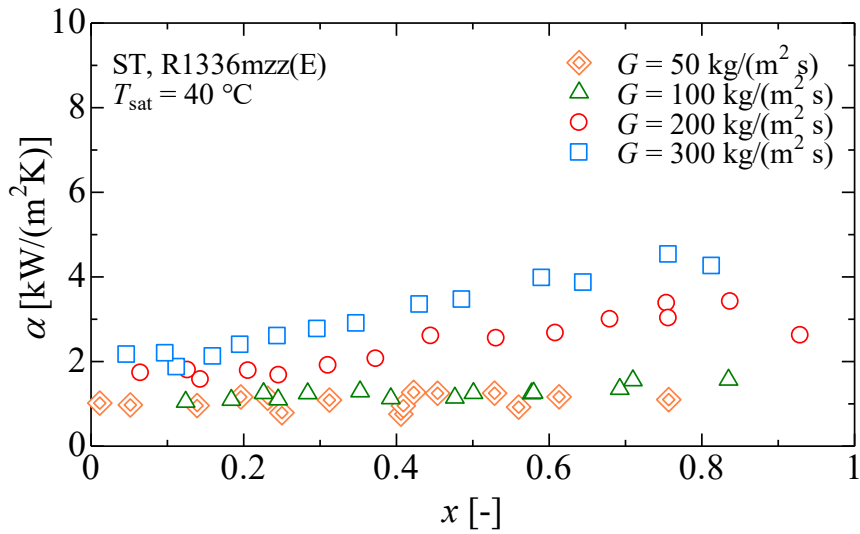


図 4.25 平滑管 ST の沸騰熱伝達率

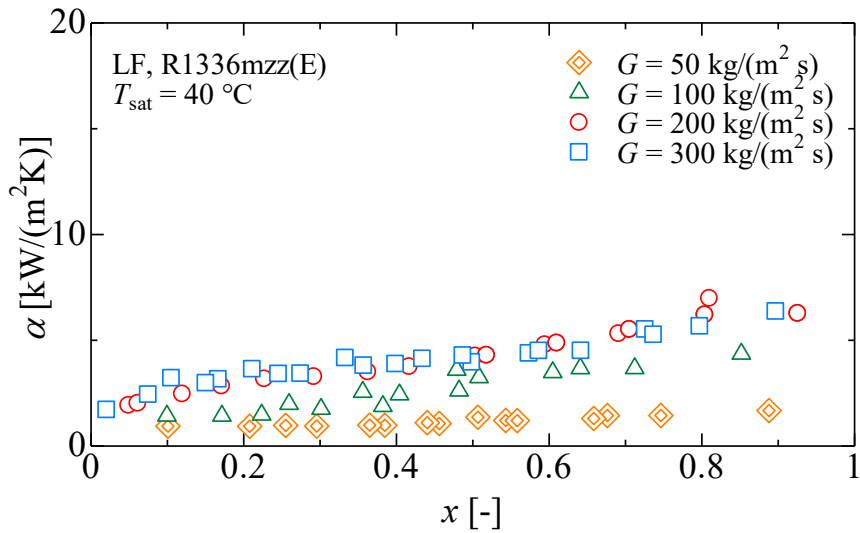


図 4.26 溝付管 LF の沸騰熱伝達率

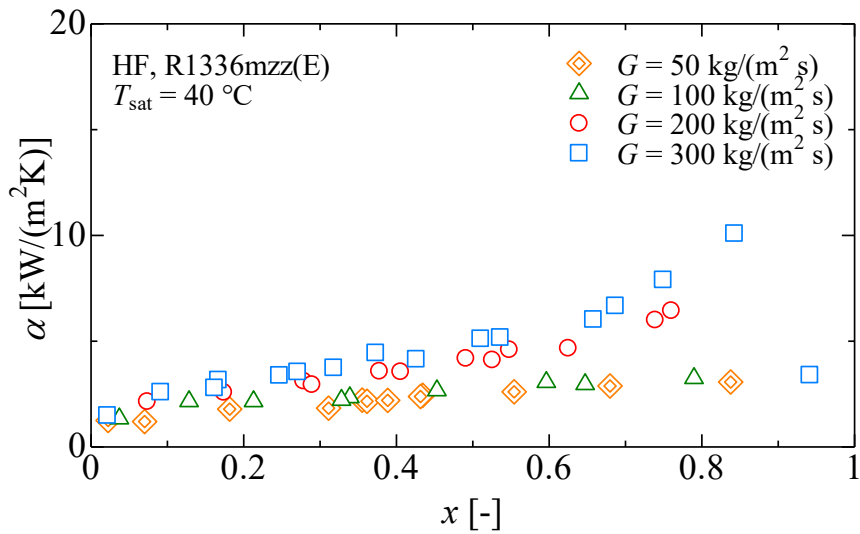


図 4.27 溝付管 HF の沸騰熱伝達率

(d) R1336mzz(Z)

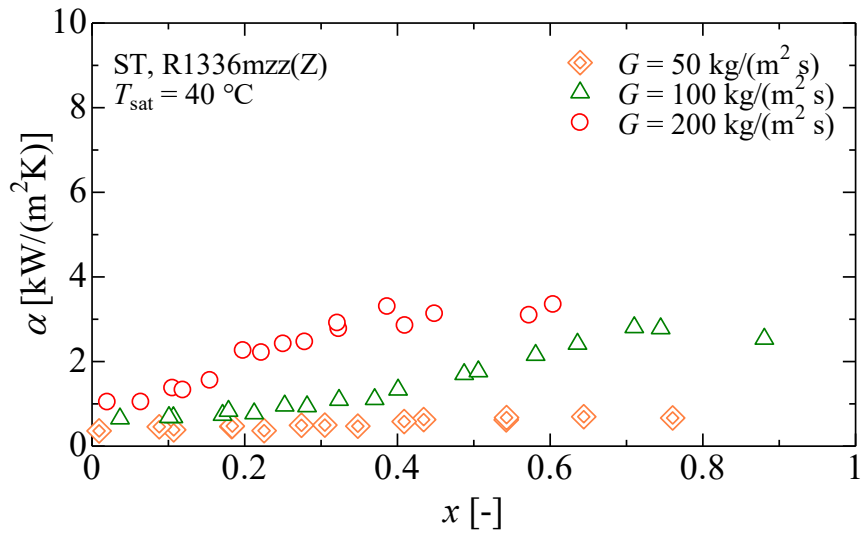


図 4.28 平滑管 ST の沸騰熱伝達率

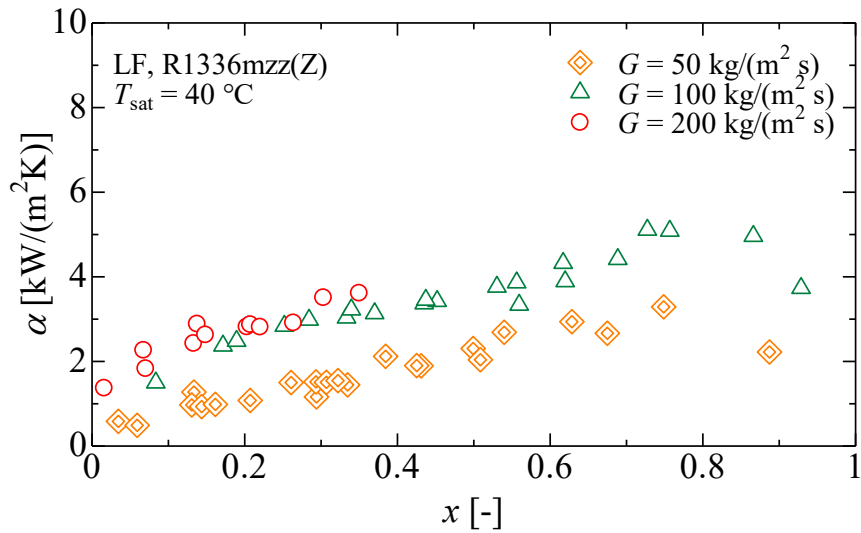


図 4.29 溝付管 LF の沸騰熱伝達率

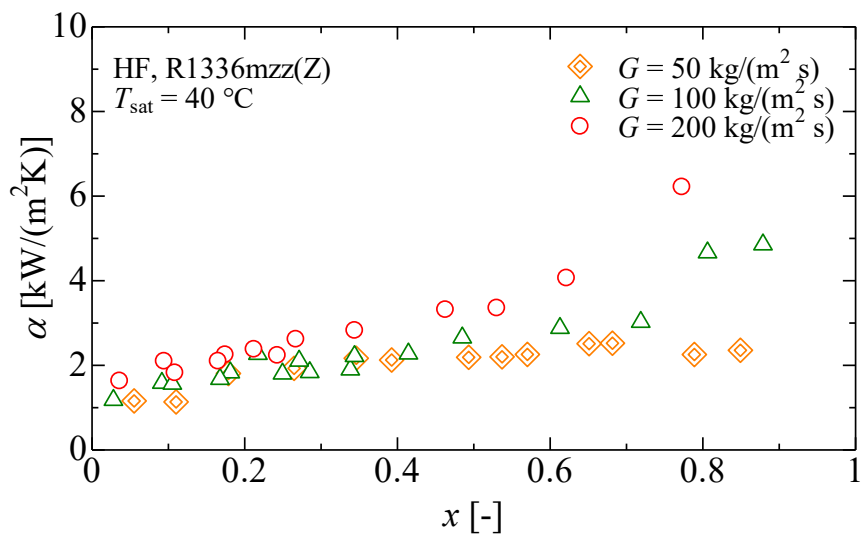


図 4.30 溝付管 HF の沸騰熱伝達率

4.2.2 冷媒種類の沸騰熱伝達率に及ぼす影響

水平平滑管および溝付管内の沸騰流における沸騰熱伝達率に及ぼす純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の比較について図 4.31 ~ 図 4.33 に示す. 図 4.31 ~ 図 4.33 はそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の飽和温度 40 °C における純冷媒の沸騰熱伝達率の実験結果であり, 図の縦軸は沸騰熱伝達率 α , 横軸はクオリティ x を示している.

図 4.31 の平滑管 ST の実験結果より, $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の高クオリティ域および $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の場合, R1336mzz(Z)の熱伝達率は他の冷媒と比較して 2.4 倍程度と高い値を示している. この熱伝達率の差異は高質量速度・高クオリティ域で大きく, これは本実験条件における R1336mzz(Z)の蒸気密度が他の冷媒と比較して約 0.4 ~ 0.7 倍と小さく, 管内蒸気速度の大きい R1336mzz(Z)の方が他の冷媒と比較して強制対流沸騰の影響がより顕著に現れるためと考えられる. 一方, $G=50$ および $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件では R1336mzz(E)の熱伝達率は他の冷媒と比較して 2.0 倍程度と高い値を示しているこれは, 本実験条件における R1336mzz(E)の液熱伝導率が他の冷媒と比較して大きく, 冷媒の流速は遅いため, 強制対流沸騰より液熱伝導率の影響が顕著に現れるためと考えられる.

図 4.32 の溝付管 LF の実験結果は, 高質量速度域の場合, R1224yd(E)および R1233zd(E)の熱伝達率は他の冷媒と比較して高い傾向がみられるが, 質量速度条件においても, 冷媒種類の相違によって沸騰熱伝達率に明確な影響はみられない. これは, 溝付管の場合には冷媒の表面張力も熱伝達率に大きく影響し, 表面張力が大きい場合, 管壁面へのぬれ性が低下することから, 本実験条件の範囲において溝付管の場合では冷媒種類の依存性が確認できなかったものと考えられる.

図 4.33 の溝付管 HF の実験結果は, いずれ質量速度条件においても, R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の沸騰熱伝達率は明確な差異はみられない.

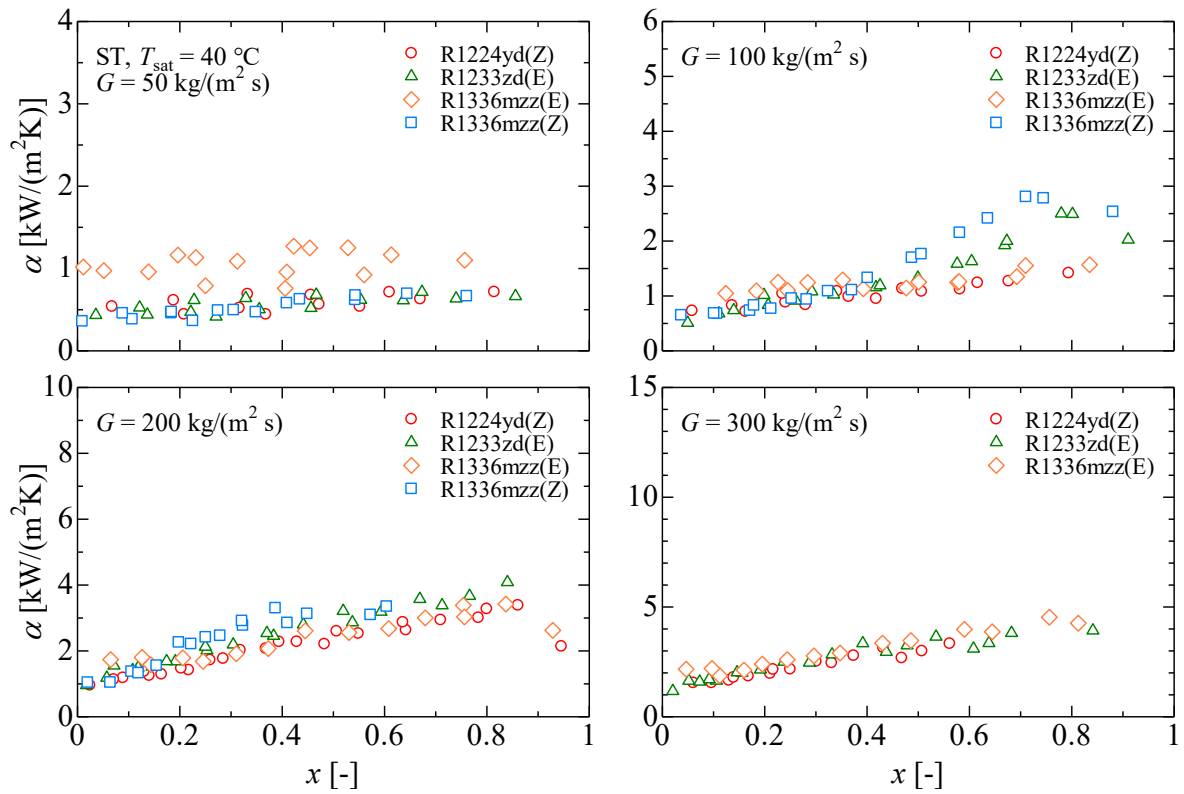


図 4.31 平滑管 ST の沸騰熱伝達率に及ぼす冷媒の比較

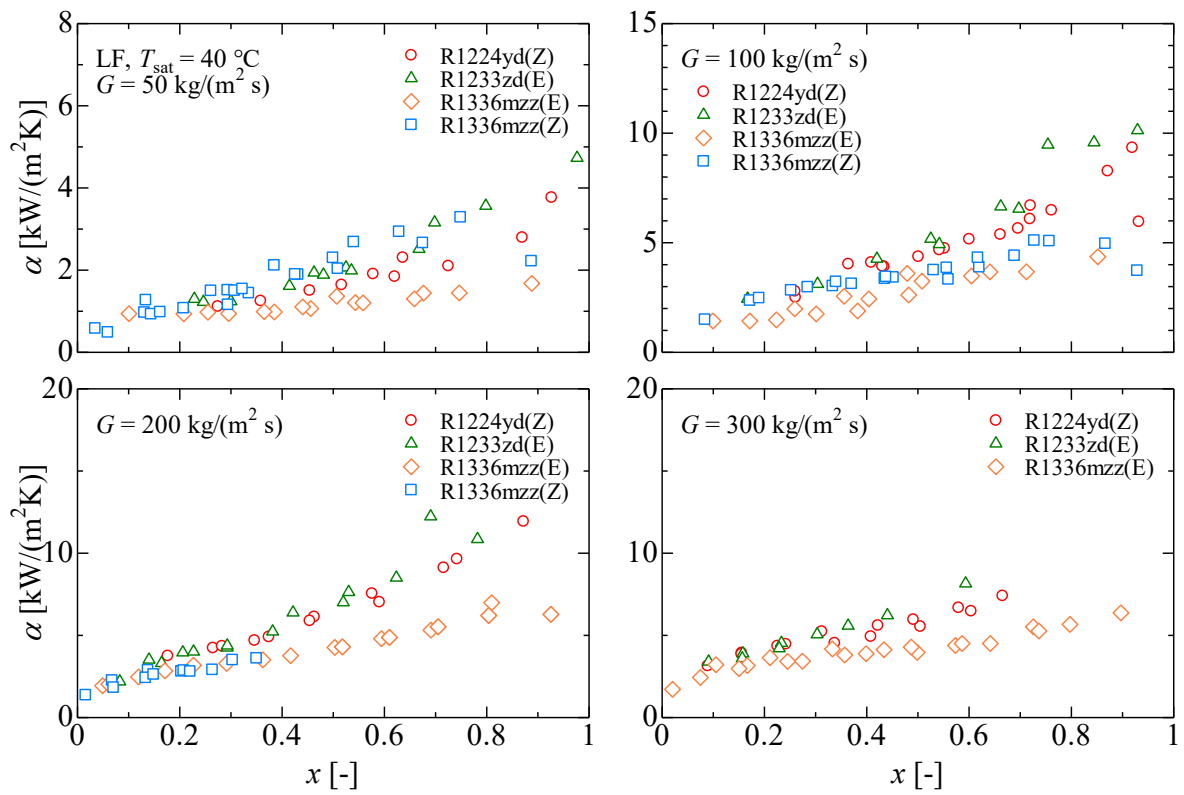


図 4.32 溝付管 LF の沸騰熱伝達率に及ぼす冷媒の比較

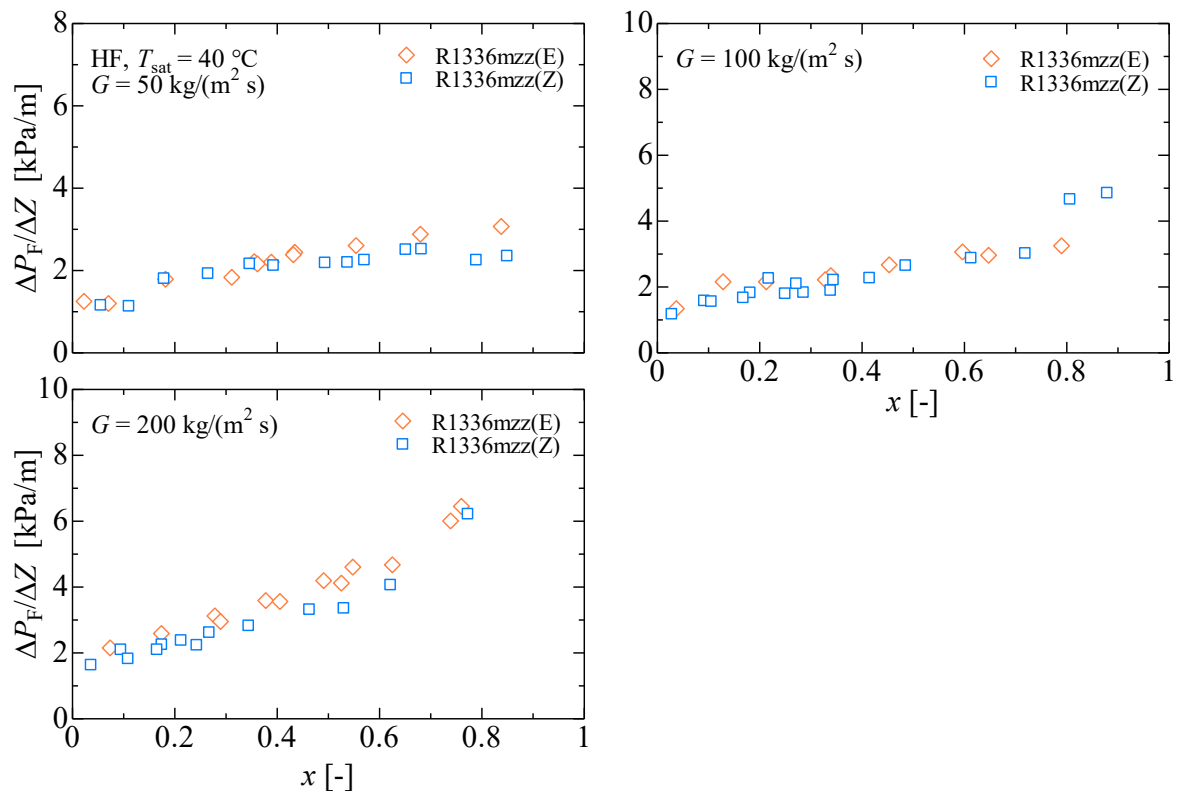


図 4.33 溝付管 HF の沸騰熱伝達率に及ぼす冷媒の比較

4.2.3 溝付管の伝熱促進効果

伝熱管の性能を比較検討するために、溝付管の沸騰熱伝達率は等価内径の伝熱面積基準とした実験結果を示している。

$$\alpha_{\text{eq}} = \frac{Q_s}{\pi d_{\text{eq}} L (T_{\text{wi}} - T_r)} \quad (4-3)$$

図 4.34, 図 4.36, 図 4.38 および図 4.40 にそれぞれ純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) の $T_{\text{sat}} = 40^\circ\text{C}$ の平滑管, 溝付管の沸騰熱伝達率の比較を示す。図の縦軸は沸騰熱伝達率 α_{eq} , 横軸はクオリティ x を示しており, 溝付管の沸騰熱伝達率は式(4-3)に示した等価内径の伝熱面積を基準とした沸騰熱伝達率の実験結果を示している。

いずれの冷媒および質量速度においても, 溝付管は平滑管と比較して高い沸騰熱伝達率を示している。溝付管 LF と溝付管 HF を比較すると, 溝付管 HF は高い沸騰熱伝達率を示している。R1336mzz(Z)に着目すると, 高質量速度域での溝付管 LF と溝付管 HF と明確な差異は見られない。これは, 溝付管 HF の溝形状はフィンが高く, 高リード角に加えて, 条数が多いため, 蒸気密度の高い R1336mzz(Z)ではフィン先端部は乾き, 溝間の底部に液膜が保持され, 沸騰流では溝付管 HF の溝による伝熱促進が有効に作用しないと考えられる。

図 4.35, 図 4.37, 図 4.39 および図 4.41 にそれぞれ R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) の溝付管による伝熱促進効果を示す。図より, 質量速度 $50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ を除いて, いずれの管形状による伝熱促進効果は質量速度の増加とともに, 小さくなる傾向がある。

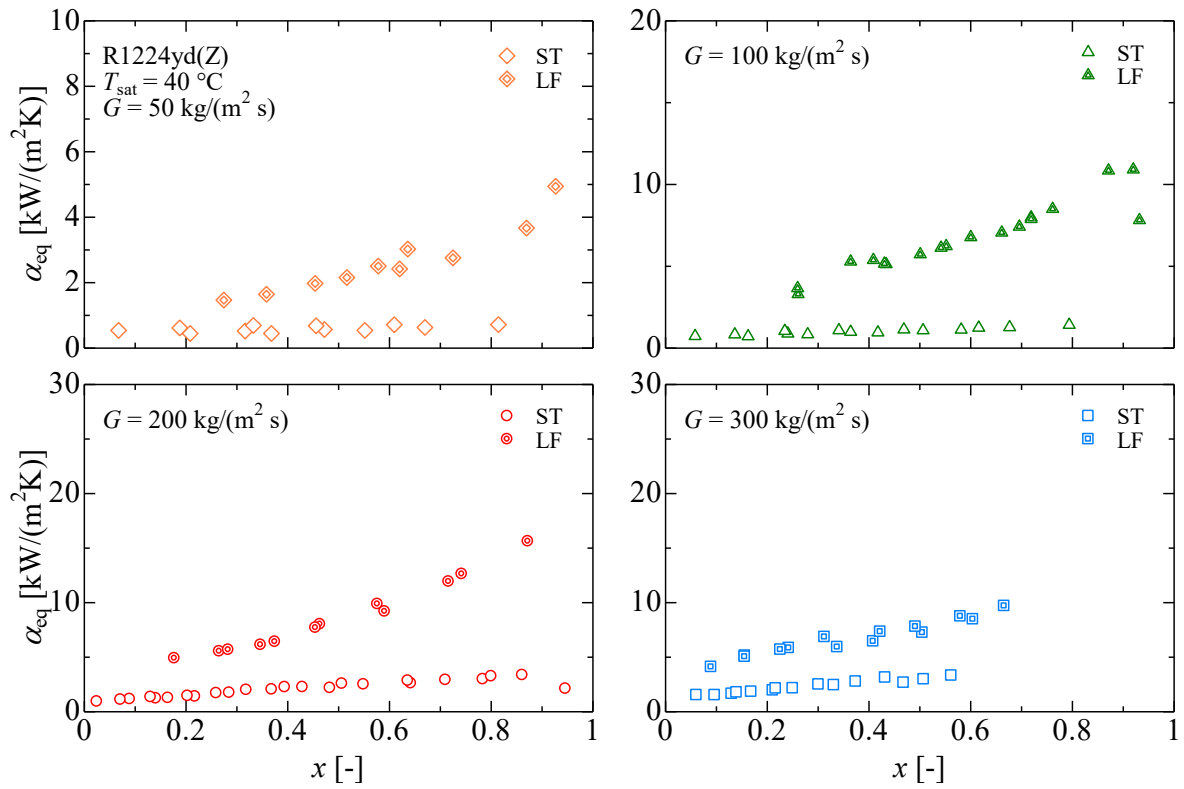


図 4.34 試験伝熱管の管性能比較 (R1224yd(Z))

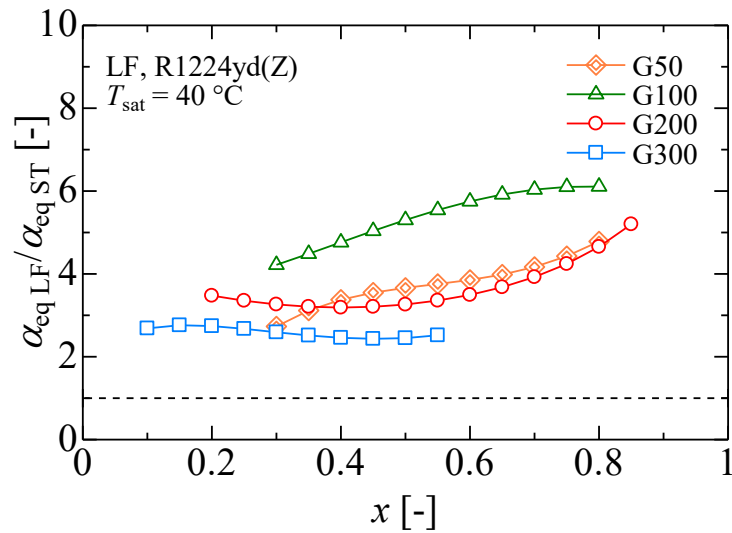


図 4.35 溝付管による伝熱促進効果 (R1224yd(Z))

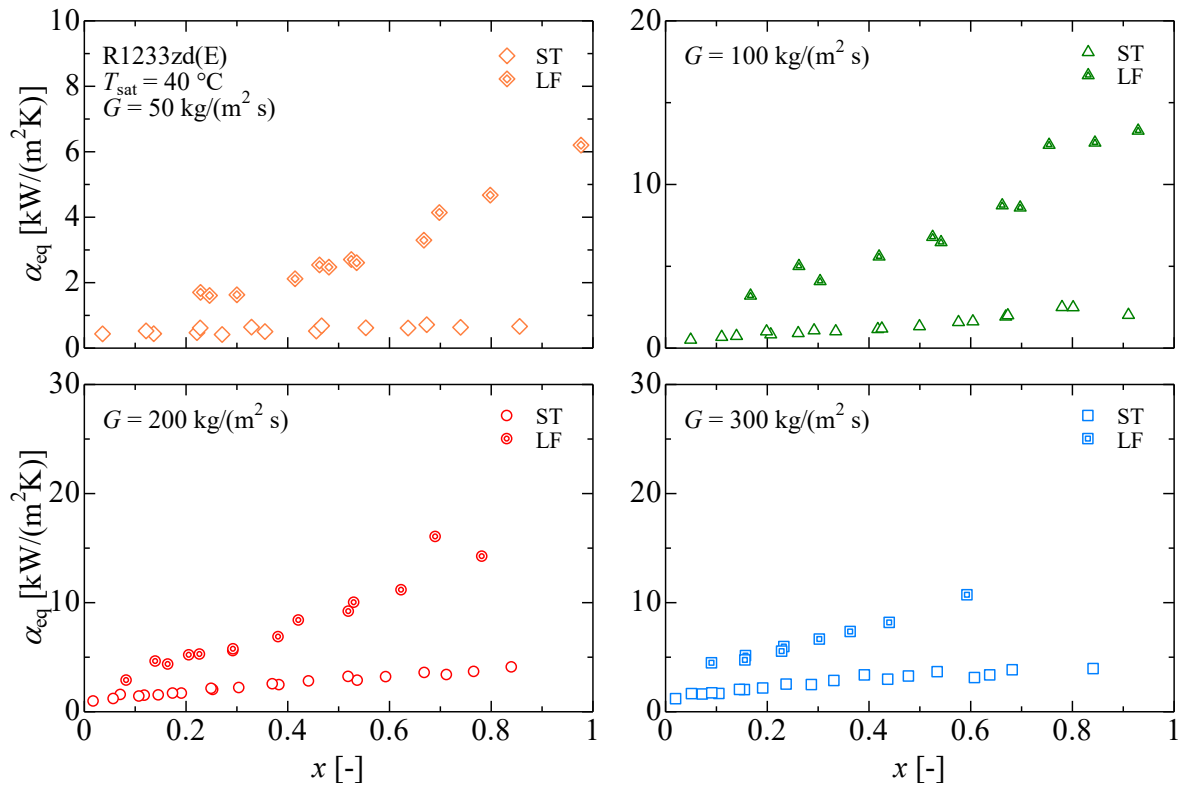


図 4.36 試験伝熱管の管性能比較 (R1233zd(E))

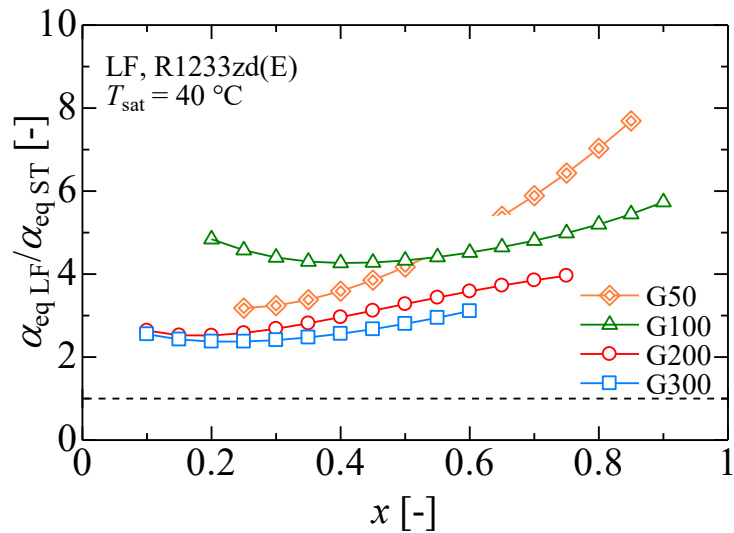


図 4.37 溝付管による伝熱促進効果 (R1233zd(E))

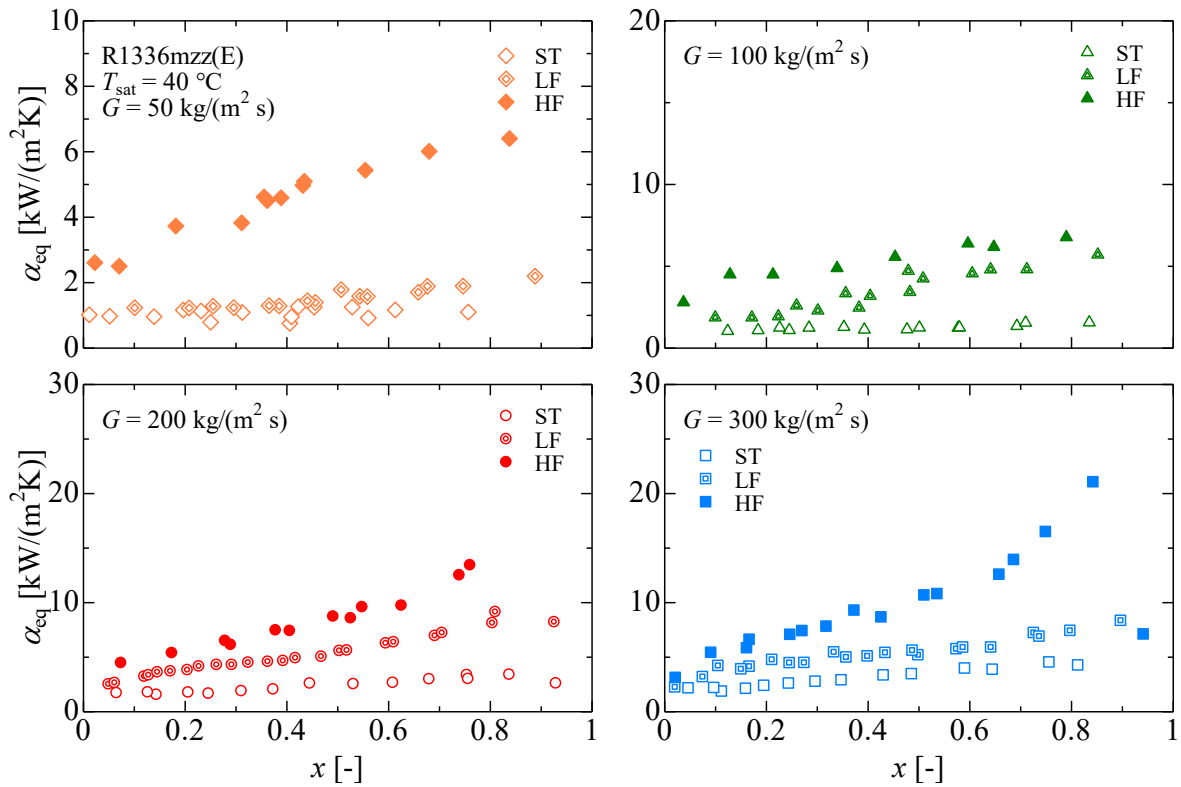


図 4.38 試験伝熱管の管性能比較 (R1336mzz(E))

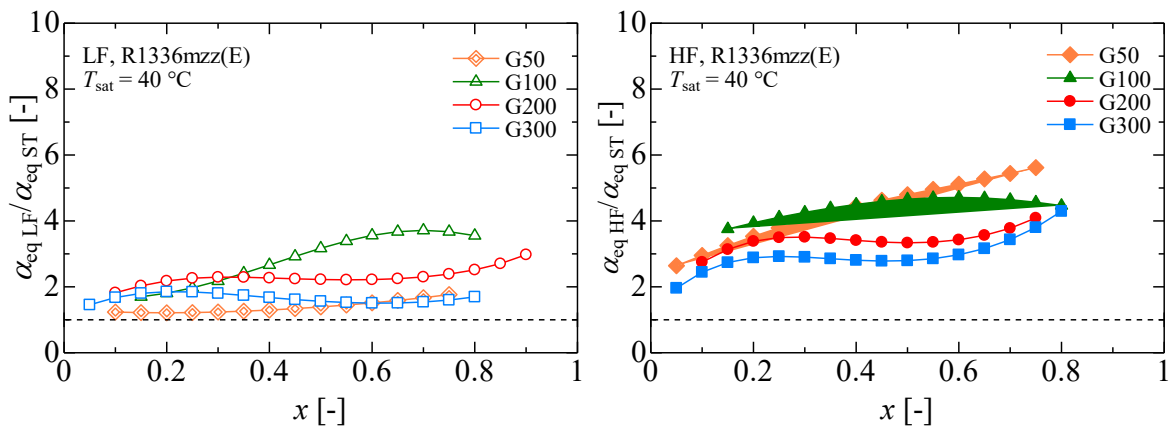


図 4.39 溝付管による伝熱促進効果 (R1336mzz(E))

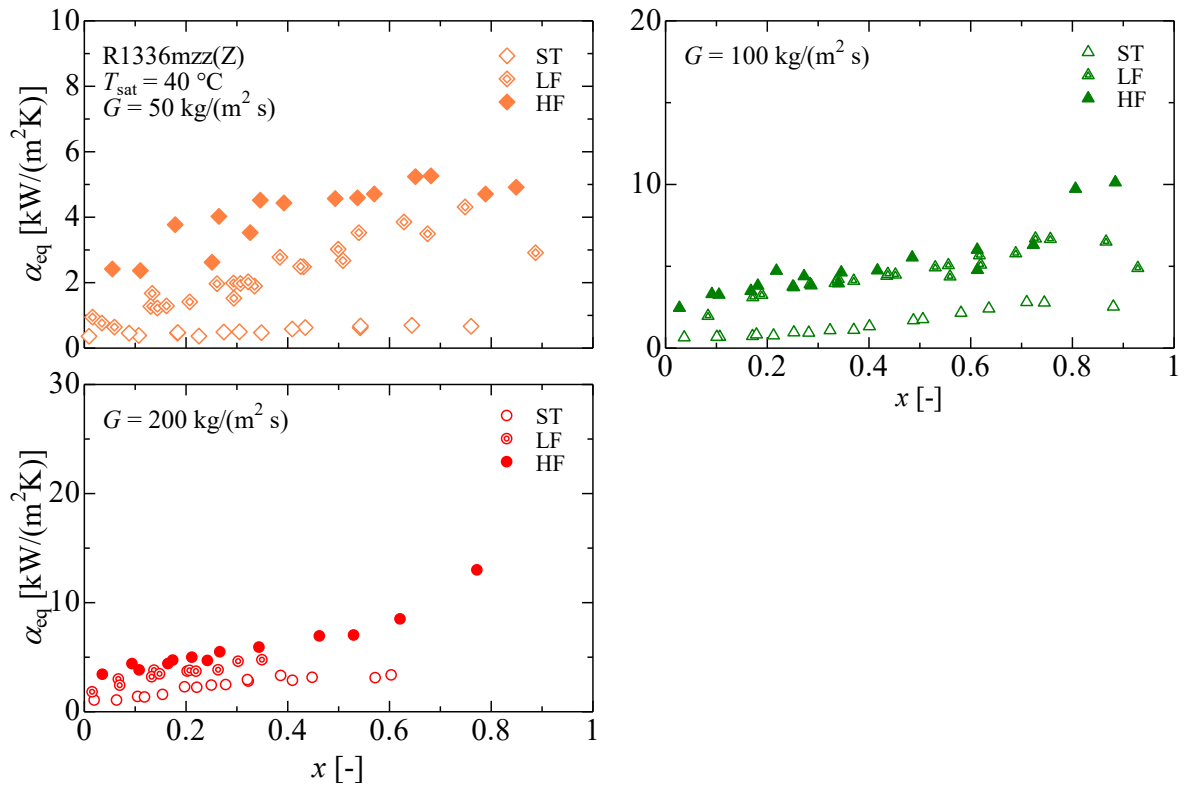


図 4.40 試験伝熱管の管性能比較 (R1336mzz(Z))

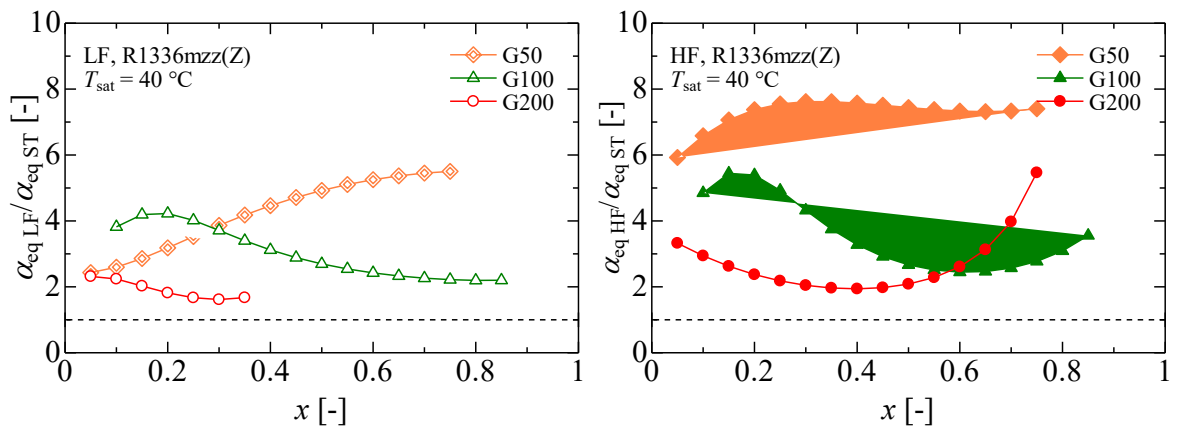


図 4.41 溝付管による伝熱促進効果 (R1336mzz(Z))

4.2.4 実験値と従来の整理式との比較

図 4.42 に平滑管 ST の沸騰熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の整理式による予測値 α_{cal} との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、高松らの式³⁹⁾、森らの式⁴⁰⁾、Yu らの式⁴¹⁾、Choi らの式⁴²⁾および Sun – Mishima の式⁴⁴⁾である。表 4.4 には平滑管 ST の沸騰熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の整理式による予測値 α_{cal} との平均偏差 MD および MAD を示す。平均偏差 MD および MAD は次式より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である。

$$\text{MD} = \frac{1}{n} \sum^n \left| \frac{\alpha_{\text{cal}} - \alpha_{\text{exp}}}{\alpha_{\text{exp}}} \right| \quad (4-4)$$

$$\text{MAD} = \frac{1}{n} \sum^n \left[\frac{\alpha_{\text{cal}} - \alpha_{\text{exp}}}{\alpha_{\text{exp}}} \right] \quad (4-5)$$

高松らの式³⁹⁾は、低流量域の沸騰熱伝達率の実験値より大きい傾向があるが、高流量域の予測値は実験値との相関は良い。

森らの式⁴⁰⁾による予測値は、他の予測結果に比べて実験値との相関が良く、概ね $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致している。

Yu らの式⁴¹⁾は、低流量域の沸騰熱伝達率の実験値より大きい傾向があるが、高流量域の予測値は実験値との相関は良い。

Choi らの式⁴²⁾による予測値は、全体的に実験値より大きい。

Sun – Mishima の式⁴⁴⁾による予測値は、低流量域では大きく、高流量域では実験値より小さい傾向がある。

以上の実験値と従来の平滑管に対する整理式との比較結果より、純冷媒の平滑管内における沸騰熱伝達率は森らの整理式によりの予測値は実験値と最も近い。

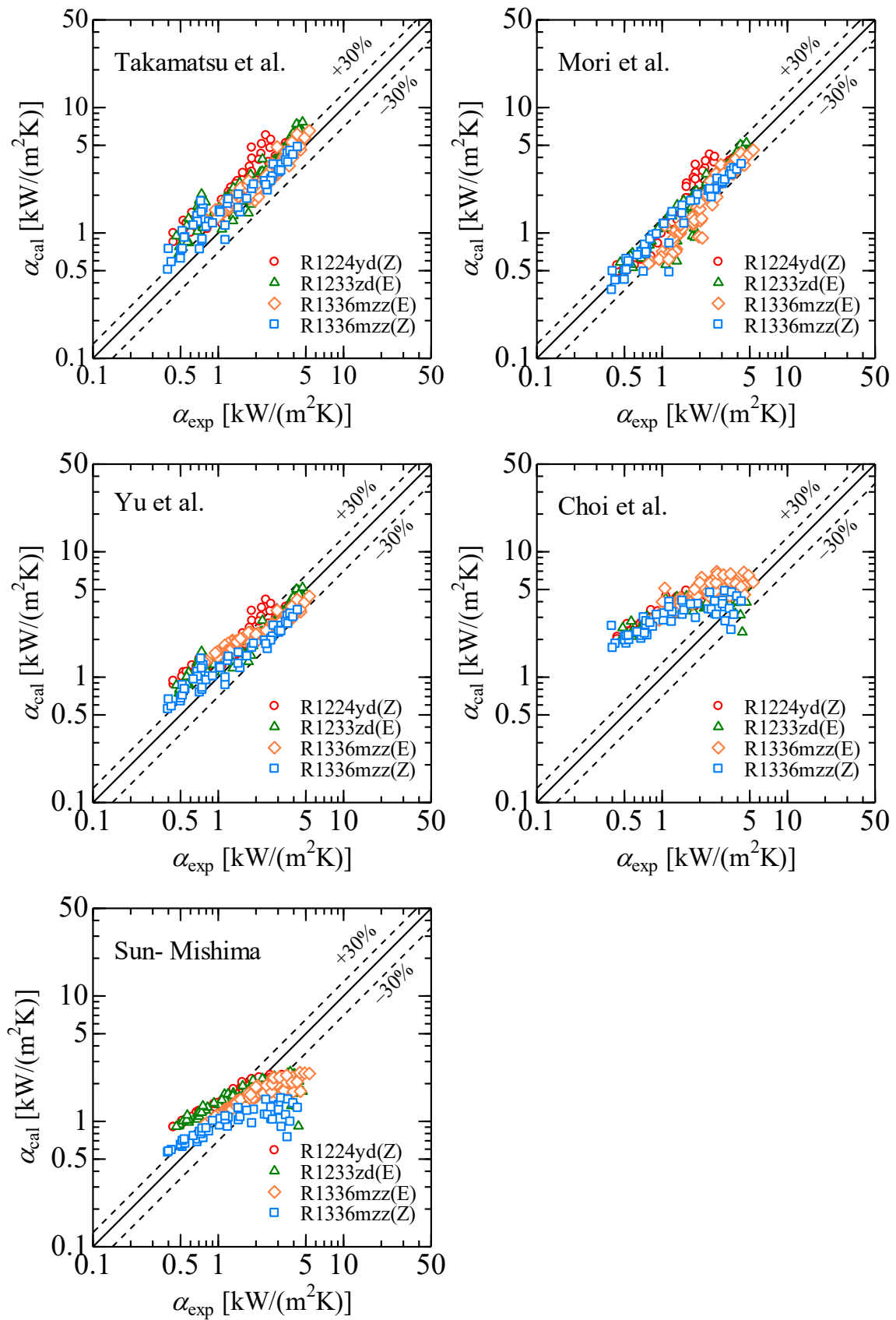


図 4.42 平滑管 ST の実験値と整理式との比較

表 4.4 平滑管 ST の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Takamatsu et al.	50.8	50.5	45.7	267
Mori et al.	17.8	2.2	13.9	
Yu et al.	31.1	26	67.4	
Choi et al.	164.3	163.6	13.9	
Sun – Mishima	33.0	5.6	51.3	

図 4.43 および図 4.44 にそれぞれ溝付管 LF および溝付管 HF の沸騰熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の整理式による予測値 α_{cal} との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、村田の式^{46, 47)}、Cavallini らの式⁴⁹⁾、森らの式⁵⁰⁾および Chamra – Mago の式⁵¹⁾である。表 3.8 および表 3.9 には、それぞれに溝付管 LF および溝付管 HF の沸騰熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の整理式による予測値 α_{cal} との平均偏差を示す。

村田の式^{46, 47)}は、溝付管 LF では低流量域では沸騰熱伝達率の実験値より大きい傾向があるが、溝付管 LF の高質量速度域および溝付管 HF の予測精度はよい。

Cavallini らの式⁴⁹⁾は、溝付管 LF では低流量域では大きく、高流量域では実験値より小さい傾向があるが、溝付管 HF では全体的に沸騰熱伝達率の実験値より大きい傾向がある。

森らの式⁵⁰⁾は、溝付管 LF および溝付管 HF とともに高質量速度域の沸騰熱伝達率のばらつきが大きくなっている。

Chamra – Mago の式⁵¹⁾は Cavallini らの式と同様に溝付管 LF は低質量速度域では大きく、高質量速度域では小さい傾向があり、溝付管 HF は全体的に沸騰熱伝達率を傾向にある。

以上の実験値と従来の溝付管に対する整理式との比較結果より、純冷媒の溝付管内における沸騰熱伝達率は村田の式^{46, 47)}が溝付管 LF および溝付管 HF とともに比較的良好に一致しているものの、溝形状による傾向が異なるため、更なる改善が必要と考えられる。

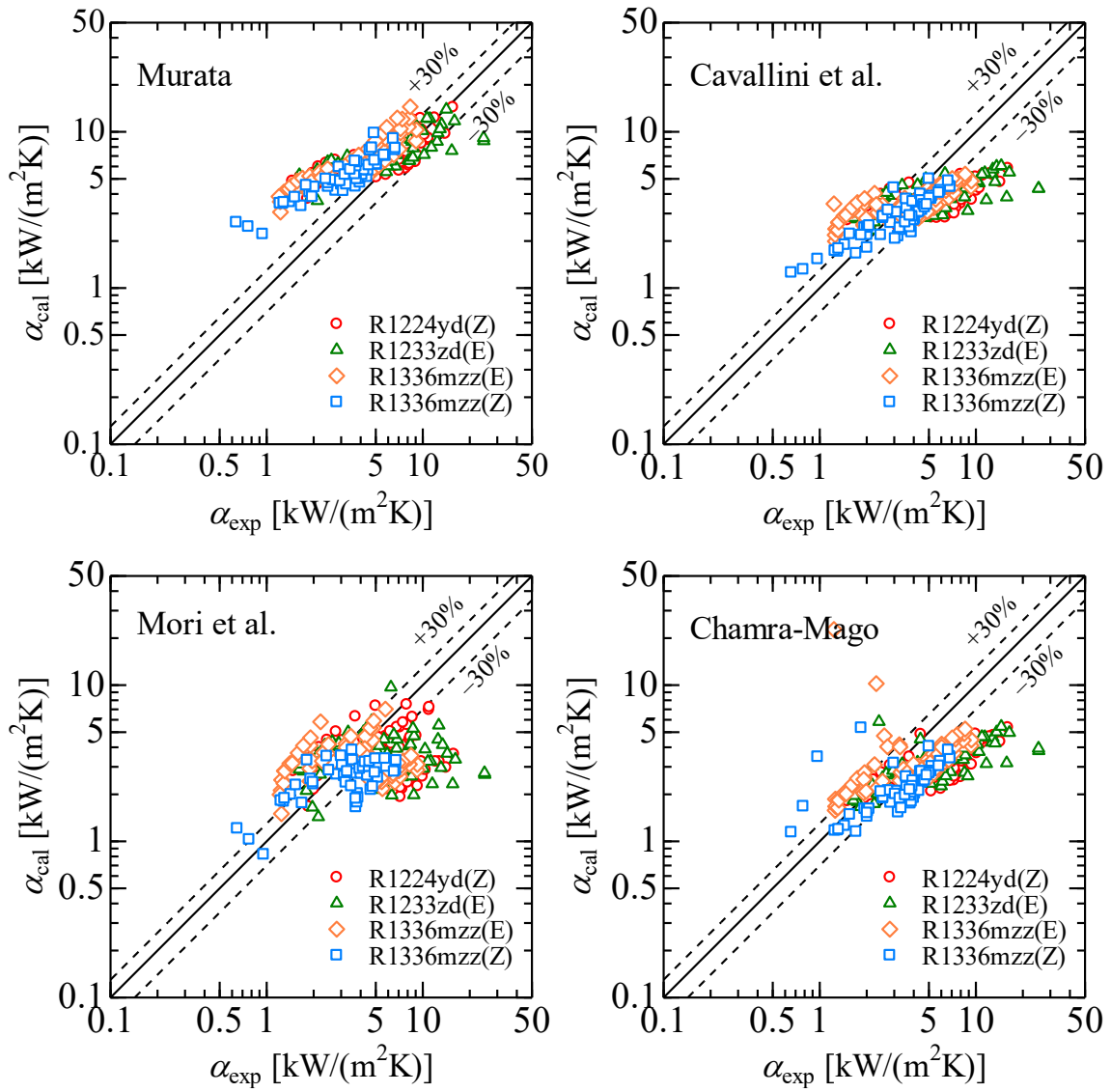


図 4.43 溝付管 LF の実験値と整理式との比較

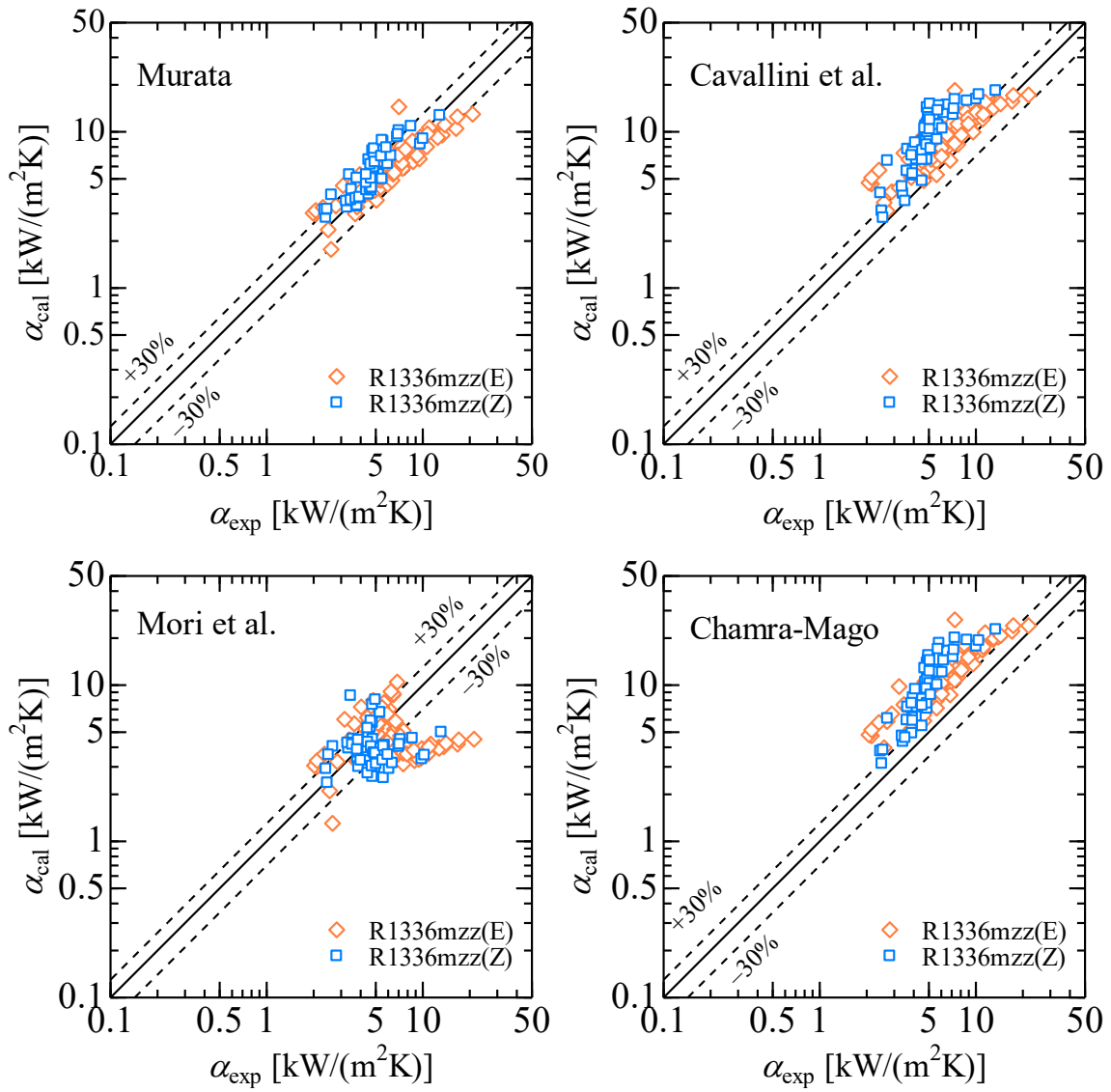


図 4.44 溝付管 HF の実験値と整理式との比較

表 4.5 溝付管 LF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Murata	58.7	53.0	49.5	297
Cavallini et al.	38.8	-17.9	24.2	
Mori et al.	46.1	-17.3	30.0	
Chamra – Mago	48.9	-28.5	21.2	

表 4.6 溝付管 HF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Murata	14.6	-0.6	83.7	104
Cavallini et al.	60.1	59.6	39.4	
Mori et al.	34.5	-5.9	50.0	
Chamra – Mago	79.5	79.5	19.2	

4.3 まとめ

本章では、純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の水平平滑管および溝付管内の沸騰熱伝達率に関する実験を行い、摩擦圧力損失および沸騰熱伝達率の実験結果を示した。また、従来提案されている摩擦圧力損失および沸騰熱伝達率の整理式との比較を行った。以下に、本章で得られた結果をまとめる。

- (1) 純冷媒の平滑管内における沸騰流の摩擦圧力損失は、従来提案されている宮宮良らの整理式は、冷媒種類及び質量速度の相違に関わらず、傾向はほぼ一致しており、比較的良くまとまっている。
- (2) フィン高さおよびリード角が大きく条数の多い溝付管内 HF における純冷媒の沸騰流の摩擦圧力損失は、平滑管および溝付管 LF と比較して大きい摩擦圧力損失を示した。溝付管内の摩擦圧力損失に関する従来の整理式は、Filho らの整理式による予測値が溝付管 LF および溝付管 HF の高質量速度域の予測精度はよい。
- (3) 純冷媒の平滑管内における沸騰熱伝達率は、沸騰熱伝達率の実験結果から、管内の流動様相の相違によって沸騰熱伝達特性は異なる。従来提案されている森らの整理式で最も近い、ほぼ $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致する。
- (4) 純冷媒の溝付管内における沸騰熱伝達率は、平滑管と比較して大きく、溝付管 LF に比べて溝付管 HF の沸騰熱伝達率は大きい値を示す。溝付管内の沸騰熱伝達率に関する従来の整理式は、村田の整理式による予測値が比較的実験値とよく一致するものの、村田の整理式は溝形状の相違により予測精度が異なり、低質量速度域での溝付管 LF の沸騰熱伝達率の実験値より大きい傾向がある。

第5章 水平平滑管内沸騰熱伝達率の新たな整理式の作成

本章では実験データの整理を試みた。ここで Chen の方法に基づいて、全熱流束が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表されると考える。したがって、熱伝達率 α は次式で表される。

$$\alpha = \alpha_{cv} + \alpha_{nb} \quad (5-1)$$

$$\alpha_{cv} = F\alpha_L \quad (5-2)$$

$$\alpha_{nb} = S\alpha_{pb} \quad (5-3)$$

ここに、 α_{cv} は強制対流による熱伝達率、 α_{nb} は核沸騰による熱伝達率である。 α_L は液のみが管を満たして流れた場合の対流熱伝達率であり、二相流増倍係数 F は液単相の場合に対する液の速度の増大を示す **Reynolds number factor** と呼ばれるパラメータである。また、 α_{pb} はプール沸騰の整理式より求められる熱伝達率であり、 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示す **suppression factor** と呼ばれるパラメータである。

また、管内沸騰流の熱伝達特性は一般的に管内の流動様相に依存することが知られている。気液が上下に分離して流れる分離流における熱伝達率の予測には周方向分布を考慮する必要がある、管内面が全て液で覆われている環状流と分けて考える必要がある。したがって、本研究では分離流、環状流、および管内面に接して流れる被膜が消失あるいは破断するポストドライアウト流におけるデータを分けて分析し、それぞれの流動様式について熱伝達率の整理を試みた。

5.1 平滑管内沸騰熱伝達率の新たな整理式のモデル

管内沸騰流の熱伝達特性は一般的に管内の流動様相に依存することが知られている。本章では、流動様相を観察するために、図 2.1 に示した第 1 サブセクションの手前に可視化用のテストセクションを挿入し、平滑管内の流動様相を撮影した。可視化部には、内径 8.4 mm、全長 100 mm のポリカーボネート製の円管を用いて、質量速度 50 ~ 200 kg/(m²s)、飽和温度 30 および 40 °C の条件で、可視化部へ流入するクオリティを変化させ流動様相を観察した。

森らは、水平平滑管内の熱伝達特性は管内の流動様相に密接に関連しており、環状流と分離流で熱伝達特性が大きく異なると報告している。森らは管周上の濡れ部分と乾き部分の境界角度（濡れ境界角度 φ_s ）を定義し、以下に示す φ_s の整理式を提案している。

$$\frac{\varphi_s}{\varphi_0} = 1 + 0.75 \left[\left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \right]^n \exp \left[1.06 - 23.8 \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right) \right] \quad (5-4)$$

$$n = 0.26 \left[\frac{G^2}{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)} \right]^{0.42} \left(\frac{q}{G \Delta h_{LV}} \times 10^4 \right)^{-0.16} \quad (5-5)$$

$$\frac{\varphi_0 - \sin \varphi_0 \cos \varphi_0}{\pi} = 1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)} \quad (5-6)$$

ここに、 φ_s は管底から管周上の液体でぬれている部分と乾いている部分の境界までの角度、 φ_0 は気液のすべり比が 1 で、気液界面が平面かつ水平であると仮定した場合のぬれ境界角度であり、図 5.1 にその定義の図を示す。

森らは式(5-4)~式(5-6)によるぬれ境界角度 φ_s の計算値が 0.9π 以上の場合には、 $\varphi_s = \pi$ とみなし、環状流に分類し、 $\varphi_s < 0.9\pi$ の場合には分離流に分類している。図 5.2 に、R245fa の各質量速度、熱流束条件における森らの濡れ境界角度 φ_s の計算値をクオリティ x に対して示す。また、第 1 サブセクションの手前に設けた可視化部で撮影した流動様相を示す。図 5.2 より、質量速度 100 kg/(m²s) 以下では、流動様式は成層波状流が観察されたが、質量速度 100 kg/(m²s) のクオリティ 0.5 ~ 0.7 では管底部の液膜流は薄くなり、管側面には薄い液膜流が観察された。一方、質量速度 200 kg/(m²s) のクオリティ 0.3 では、管底部の液相は薄くなり、管内周上に連続的な液膜が形成され、環状流であることがわかる。以上の比較から、観察された流動様式は、森らの濡れ境界角度を用いた判別（ $\varphi_s < 0.9\pi$ の場合に分離流、 $\varphi_s \geq 0.9\pi$ では環状流）と良く一致した。

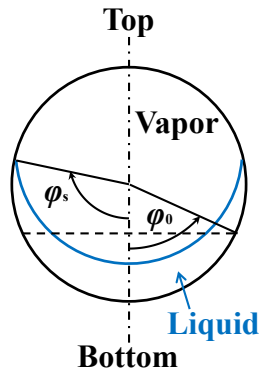


図 5.1 ぬれ境界角度の定義

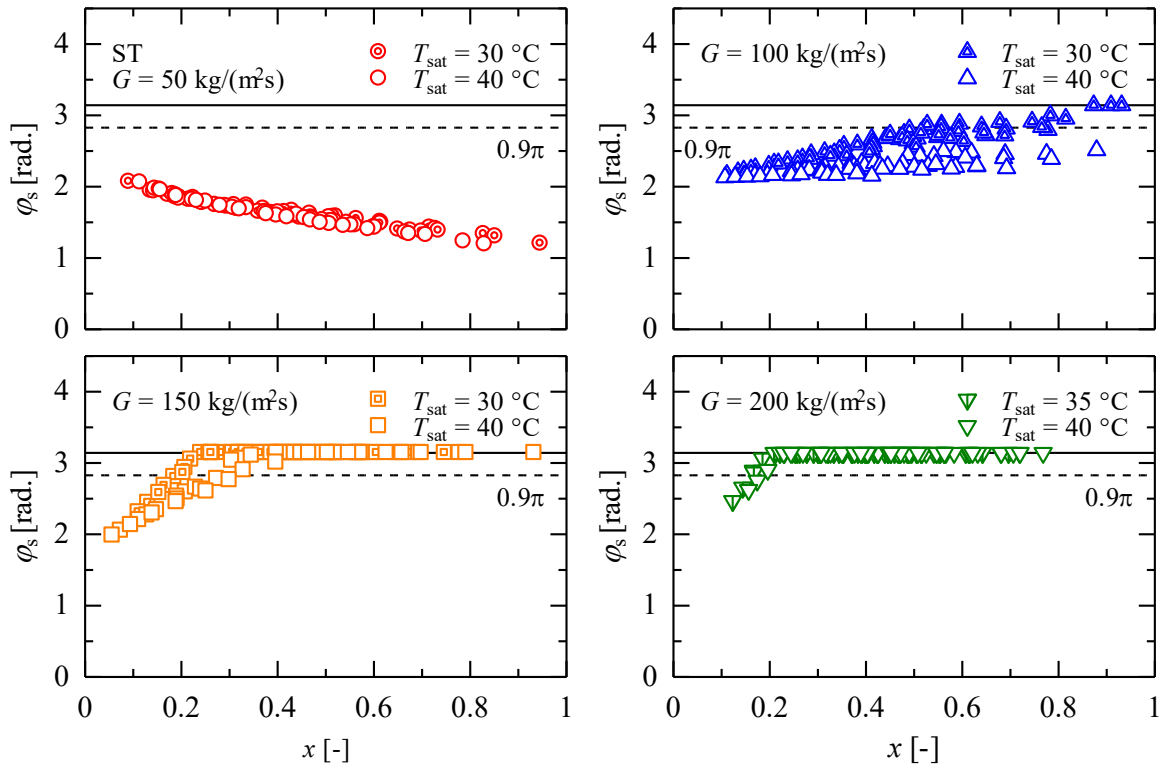


図 5.2 平滑管のぬれ境界角度の計算値

水平平滑管内の沸騰熱伝達を対象として、従来の整理式で比較的良好な相関を示した森らの整理式をもとに、本実験で得られた高沸点冷媒の熱伝達率を予測可能な整理式の作成を試みた。

流動様式は森らの濡れ境界角度の整理式を用いて判別する。森らの整理式では、式(5-4)の φ_0 を繰り返し計算によって求める必要があるが、本研究では Biberg⁸²⁾ の提案している φ_0 の近似式から求める。

$$\begin{aligned} \varphi_0 = & \pi(1-\xi) + \left(\frac{3}{2}\pi\right)^{\frac{1}{3}} \left[-(1-2\xi) + (1-\xi)^{\frac{1}{3}} - \xi^{\frac{1}{3}} \right] \\ & + \frac{1}{200} \xi(1-\xi)(1-2\xi) \left\{ 1 + 4 \left[\xi^2 + (1-\xi)^2 \right] \right\} \end{aligned} \quad (5-7)$$

ここに、 ξ はボイド率であり、次式から求める

$$\xi = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right) \right]^{-1} \quad (5-8)$$

なお、Biberg の近似解と式(5-4)～式(5-6)により繰り返し計算により求めた計算結果の差異は $\pm 0.05\%$ 以内であった。

本研究では、森らの濡れ境界角度の整理式から判別される流動様式に基づき、環状流と分離流のそれぞれの流動様式について熱伝達率の整理を試みる。

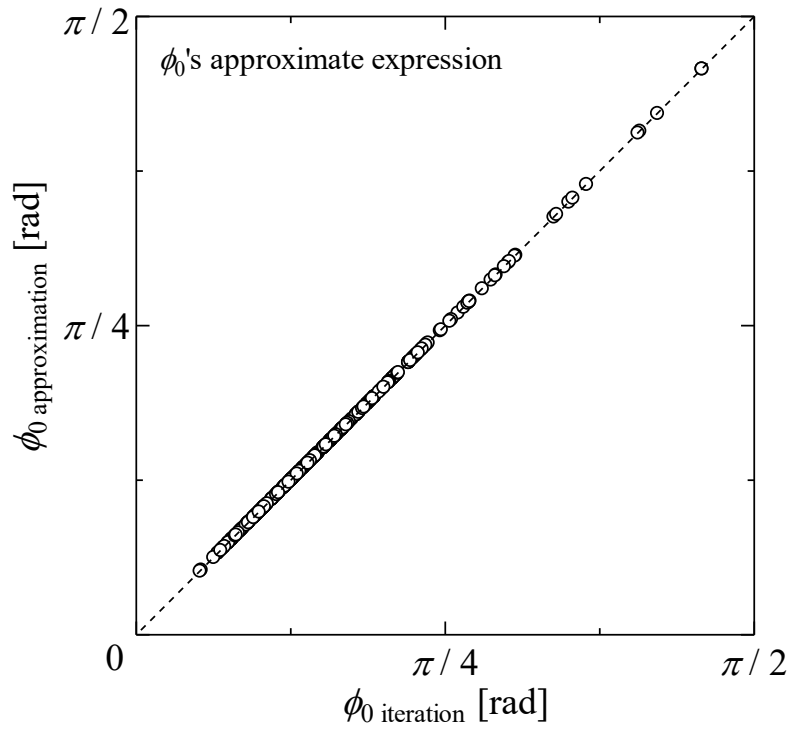


図 5.3 ϕ_0 の繰り返し計算値と Biberg 近似値との比較

5.1.1 環状流における熱伝達率

(a) 強制対流沸騰による熱伝達率 α_{cv}

液単相の熱伝達は Dittus-Boelter の整理式により求め、液のみが管満たして流れる場合の熱伝達率は以下の式に示した。

$$\alpha_L = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_i} Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \quad (5-9)$$

ここに Re_L は液のみが管内を満たして流れる場合のレイノルズ数であり、次式で求められる。

$$Re_L = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \quad (5-10)$$

強制対流熱伝達が支配的な領域では、流量やクオリティの増加に伴い熱伝達率は増大する。従来の研究による強制対流沸騰の熱伝達率は $\alpha_{cv}/\alpha_L = f(1/\chi_{tt})$ で整理できる。しかしながら、本研究で対象とした高沸点冷媒は、R134a や R32 などの冷媒に比べて蒸気密度が小さく、質量速度、クオリティが同じ条件において管内の蒸気速度が大きく、強制対流の影響がより顕著に現れることが予想される。また、蒸気密度と液密度の比 (ρ_v/ρ_L) が小さく、蒸気粘度と液粘度の比も小さい。したがって、従来提案されている整理式よりも本実験値は強制対流熱伝達の影響により大きい値を示したと考えられる。

一般的に、二相流増倍係数 F (沸騰熱伝達率と液相のみが流路を満たして流れる場合の单相乱流熱伝達率の比) は、Lockhart-Martinelli パラメータにより整理される。

しかしながら、本研究で用いた冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) は、高沸点冷媒であるため蒸気液密度比 (ρ_L/ρ_v) がこれまでの研究で用いられた従来冷媒に比べて大きく、蒸気液粘度比 (μ_L/μ_v) が従来冷媒に比べて小さい。そのため、質量速度、飽和温度およびクオリティが同一条件においても従来の冷媒に比べて管内の蒸気速度は大きく、強制対流の影響が顕著に現れ、Lockhart-Martinelli パラメータによる二相流増倍係数 F の整理式は相関が良くなかったと考えられる。

また、 We_v は次式で定義される蒸気ウェバー数で、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。この研究では、冷媒の二相流状態に及ぼす管内径 d_i の影響は、ウェバー数 We_v を使用して表されます。さらに、二相流状態は核沸騰よりも強制対流熱伝達に強く影響するため、二相流増倍係数 F は対

流数 Co 、蒸気と液の粘度比および蒸気ウェバー数 We_v の関数として表される。

$$F = 1 + f\left(Co, \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right), We_v\right) \quad (5-11)$$

したがって、本研究では、環状流の熱伝達率を対象とし、対流数 Co および蒸気と液の粘度比を考慮した以下の式を得た。

$$\alpha_L = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_i} \left[\frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \right]^{0.8} Pr_L^{0.4} \quad (5-12)$$

$$F = 1 + 0.205 \times Co^{-0.936} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.6} \frac{1}{1 + We_v^{-0.3}} \quad (5-13)$$

ここに、

$$Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.5} \quad (5-14)$$

$$We_v = \frac{(Gx)^2 d_i}{\sigma \rho_V} \quad (5-15)$$

図 5.3 に、強制対流熱伝達が支配的な領域の沸騰熱伝達率の実験値 α_{exp} と液単相熱伝達率の比を、新たに提案した二相流増倍係数 F に対して示す。図より、実験値を精度よく整理できているのがわかる。

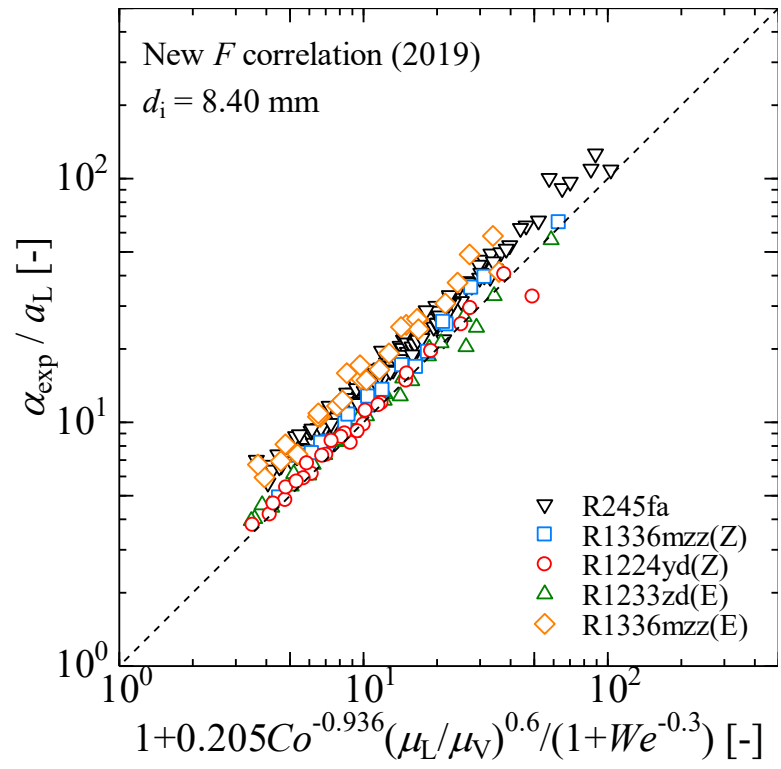


図 5.3 $\alpha_{\text{exp}}/\alpha_L$ と提案した二相流増倍係数 F の関係

(b) 核沸騰による熱伝達率 α_{nb}

核沸騰熱伝達の寄与分は、高沸点冷媒も含め、多くの冷媒に適用される Jung ら⁸³⁾のプール核沸騰式を適用する.

$$\alpha_{pb} = 41.4 \frac{\lambda_L}{d_b} \left(\frac{q}{\lambda_L T_{sat}} \frac{d_b}{d_b} \right)^C (-\log_{10} P_r)^{-1.52} \left(1 - \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.53} \quad (5-16)$$

ここに,

$$C = 0.835(1 - P_r)^{1.33} \quad (5-17)$$

$$P_r = \frac{P}{P_{crit}} \quad (5-18)$$

また、核沸騰抑制係数 S は次式で求められる.

$$S = \frac{1}{1 + \frac{\phi_s}{\pi} \left[\frac{G(1-x)d_1}{\mu_L} F^{1.25} \times 10^{-4} \right]^{0.3} \left(\frac{q_{wet}}{G\Delta h_{LV}} \times 10^4 \right)^{-0.3}} \quad (5-19)$$

5.1.2 分離流における熱伝達率

分離流は気液が上下に分離して流れる流動様式であり、管頂部分と管底部分との伝熱特性は著しく異なり、また、熱伝達特性は環状流とは異なる. 分離流における熱伝達率は次式から、森ら⁴⁰⁾の水平管内沸騰熱伝達率の整理式と同様に次式で求める.

$$\alpha = \alpha_{wet} + \alpha_{top} \quad (5-20)$$

ここに、 α_{wet} は濡れ部分の平均熱伝達率、 α_{top} は乾き部の熱伝達率である. α_{wet} および α_{top} は以下の式で求められる.

$$\alpha_{wet} = \frac{\phi_s}{\pi} (F\alpha_L + S\alpha_{pb}) \quad (5-21)$$

$$\alpha_{top} = \left(1 - \frac{\phi_s}{\pi} \right) \alpha_V \quad (5-22)$$

$$\alpha_v = 0.023 \frac{\lambda_v}{d_i} \left(\frac{G x d_i}{\mu_v} \right)^{0.8} Pr_v^{0.4} \quad (5-23)$$

森らは環状流と分離流とで異なる核沸騰抑制係数 S を提案しているが、本研究では濡れ境界角度および濡れ部分の熱流束を用いることで、環状流における核沸騰抑制係数 S と同様に実験値を整理する。

$$S = \frac{1}{1 + \frac{\varphi_s}{\pi} \left[\frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} Fr^{1.25} \times 10^{-4} \right]^{0.3} \left(\frac{q_{\text{wet}}}{G \Delta h_{\text{LV}}} \times 10^4 \right)^{-0.3}} \quad (5-24)$$

$$q_{\text{wet}} = \frac{\pi}{\varphi_s} q \quad (5-25)$$

5.1.3 ポストドライアウトにおける熱伝達率

熱伝達率はドライアウト点で低下し、蒸気単相流の熱伝達率へ近づく。したがって、ポストドライアウト域における熱伝達率は次式から求める。

$$\alpha_{\text{dryout}} = \alpha_{x_{\text{di}}} - \frac{x - x_{\text{di}}}{1 - x_{\text{di}}} (\alpha_{x_{\text{di}}} - \alpha_v) \quad (5-26)$$

ここに、 $\alpha_{x_{\text{di}}}$ はドライアウト発生クオリティ ($x = x_{\text{di}}$) における熱伝達率の計算値である。また、ドライアウト発生クオリティ x_{di} は、以下に示す Wojtan らの整理式から求める。

$$x_{\text{di}} = 0.58 \exp \left[0.52 - 0.235 We_v^{0.17} Fr_v^{0.37} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.25} Pr^{0.7} \right] \quad (5-27)$$

ここに、

$$Fr_v = \frac{G^2}{\rho_v (\rho_L - \rho_v) g d_i} \quad (5-28)$$

5.2 新たな整理式による計算値と実験値との比較

図 5.4 に本実験における熱伝達率の実験値と整理式による計算値との比較を示す。R1336mzz(E)の場合，計算値の方が若干高い値を示しているが，すべての冷媒の質量速度いずれにおいても，実験値と $\pm 30\%$ 以内で相関しており，特に，従来の整理式では過少に予測していた高質量速度・高クオリティ域，および分離流となる低質量速度条件について，予測精度が改善されていることが確認できる。

表 5.1 中の MAD および MD はそれぞれ式(4-4)および(4-5)で定義した偏差の平均値と偏差の絶対値の平均値である。また， N はデータの個数である。なお，参考までに測定値と従来の整理式による計算値との平均偏差も示している。

表 5.1 実験値と整理式による計算値との偏差

Correlations	Year	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	n
Chen	1966	68.8	40.1	31.5	692
Gungor-Winterton	1986	28.6	-3.0	55.1	
Gungor-Winterton	1987	29.9	-3.4	53.6	
Kandlikar	1987	29.8	0.7	52.0	
Jung et al.	1989	32.1	-11.6	39.7	
Liu-Winterton	1991	37.9	-31.7	36.0	
Takamatsu et al.	1992	39.5	30.6	59.1	
Mori et al.	1999	17.5	-8.1	71.7	
Yu et al.	1999	34.2	10.0	44.5	
Choi et al.	2000	131.0	129.4	30.4	
Saitoh et al.	2007	35.7	-0.3	42.2	
Sun-Mishima	2009	39.3	-24.7	39.2	
Present	2020	17.2	-1.0	83.5	

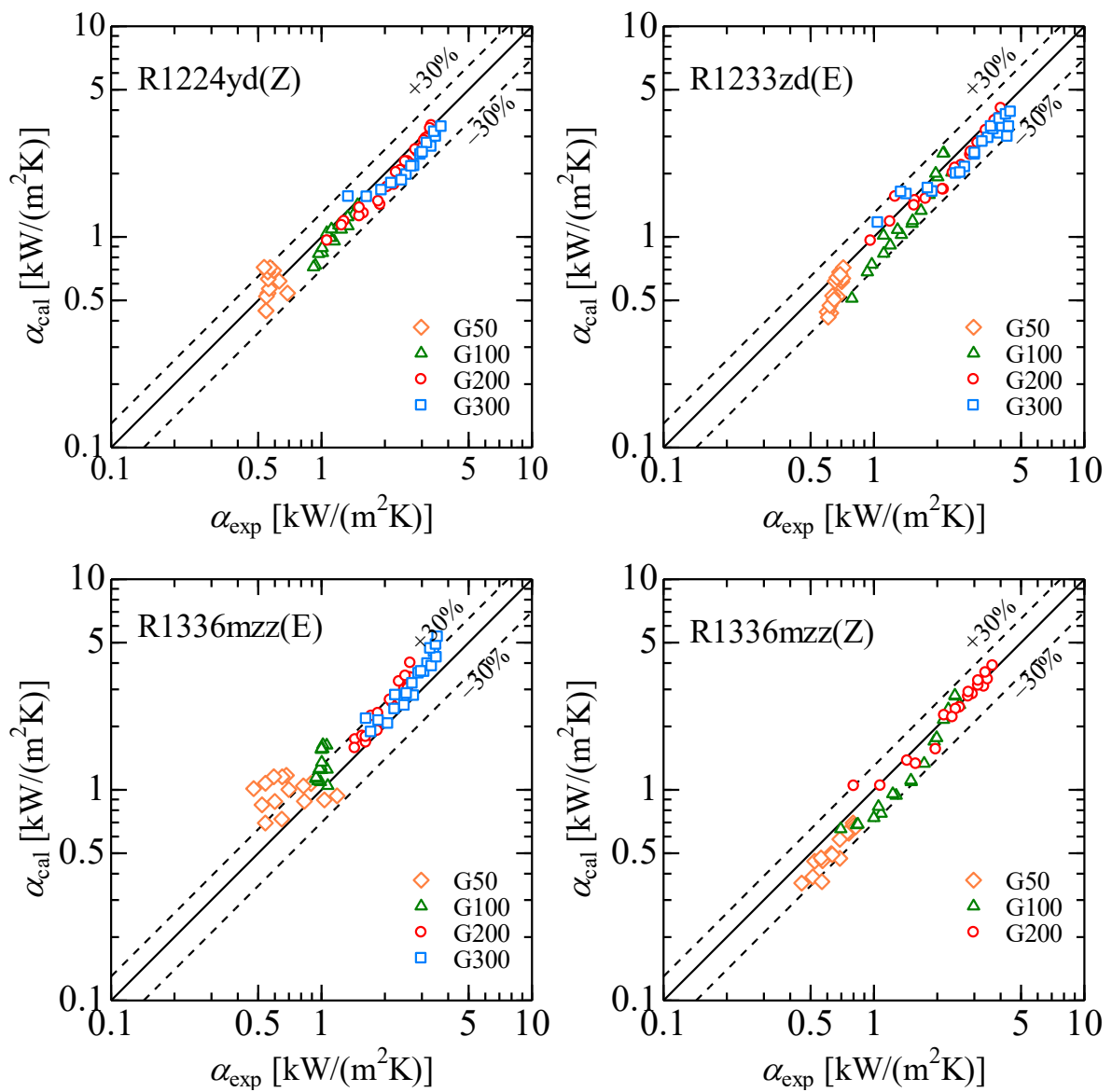


図 5.4 沸騰熱伝達率の実験値と整理式による計算値との比較

図 5.5 に R1224yd(Z)および R1233zd(E)に関する実験結果の代表例について，熱伝達率の実験値と提案した整理式による計算値をクオリティに対して示す．図中には，それぞれ強制対流熱伝達率 α_{cv} および核沸騰熱伝達率 α_{nb} の成分を示す．いずれも実験値と計算値はよく一致している．低クオリティ域 (R1224yd(Z)では $x < 0.1$ ，R1336mzz(E)では $x < 0.2$) では，核沸騰熱伝達が支配的であるが，核沸騰熱伝達率はクオリティの増加とともに減少し，高クオリティ域では強制対流熱伝達が支配的となる．

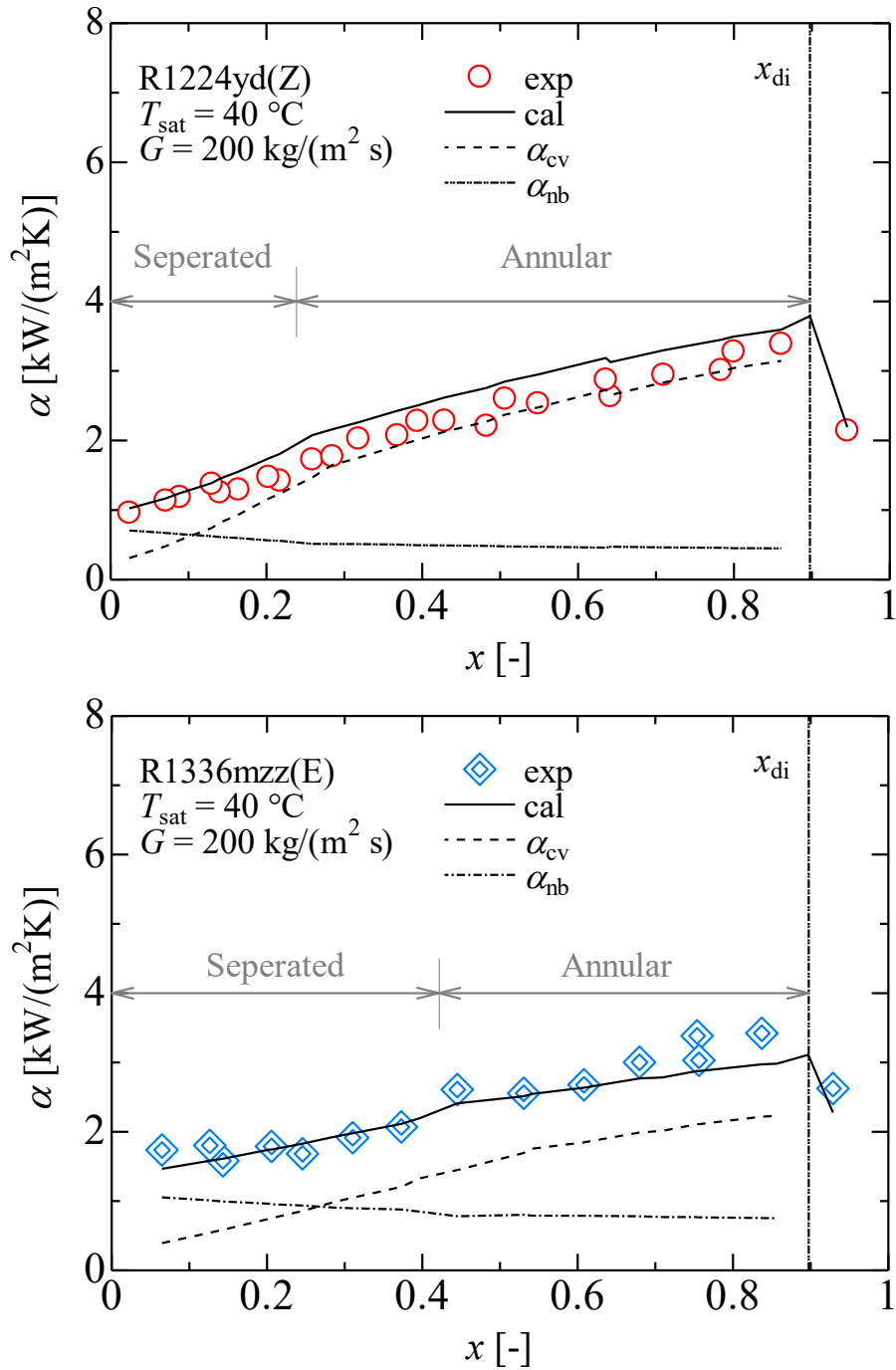


図 5.5 沸騰熱伝達率の実験値と提案した整理式による計算値の比較

新たに提案した熱伝達率の整理式の妥当性を検証するために、本実験値に加え、他の研究者による実験値との比較を行った。図 5.6 に、他の研究者^{41, 55, 84, 85)}によって報告されている高沸点冷媒の熱伝達率の実験値と提案した整理式との比較を示す。表には比較に用いた実験値の実験条件とデータ数を示す。図より、Lillo ら⁸⁵⁾の分離流域における熱伝達率をやや大きく見積もる傾向にあるものの、実験値と良好な相関を示しており、 $\pm 30\%$ 以内で熱伝達率を相関していることがわかる。

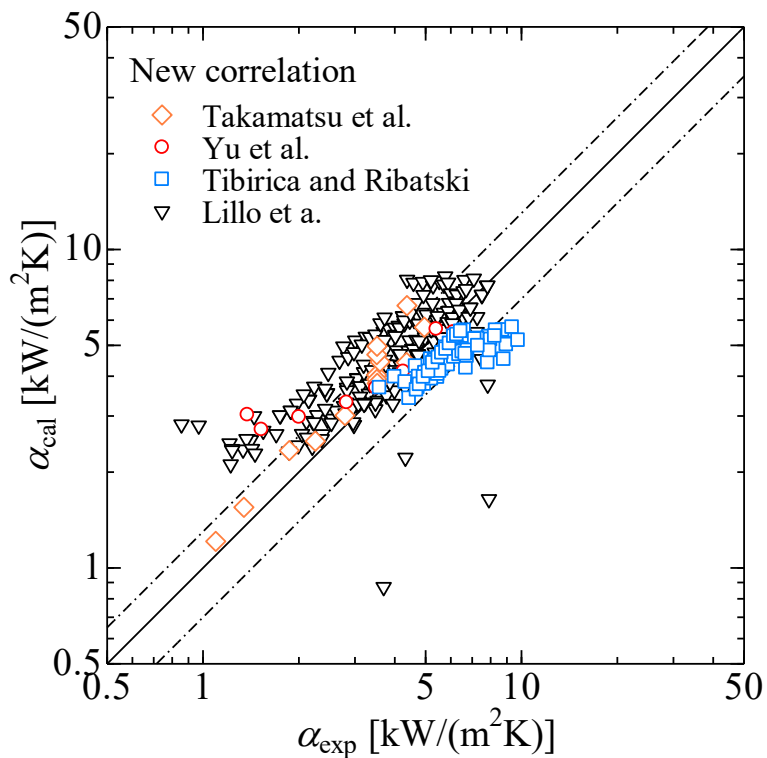


図 5.6 他の研究者の熱伝達率の実験値と提案した整理式との比較

表 5.2 他の研究者によって報告されている高沸点冷媒の実験条件

Source	Fluid	$P_{\text{sat}} (T_{\text{sat}})$ kPa (°C)	d_i mm	G $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$	q kWm^{-2}	N
Takamatsu et al. ⁵⁵⁾ (1992)	R114	450-460 (50.3-51.1)	7.9	299-301	4.5-38.6	15
Yu et al. ⁴¹⁾ (1999)	R123	260 (56.7)	8.4	301	12.5-46.1	8
Tibirica-Ribtski ⁸⁴⁾ (2010)	R245fa	190-288 (31)	2.3	200-700	10-25	70
Lillo et al. ⁸⁵⁾ (2019)	R1233zd(E)	131-673 (24.9-65)	6	150-300	2.45-40.1	259

表 5.3 沸騰熱伝達率の整理式のまとめ

Correlation	
<p>Separation angle of annular and separated flows</p> $\frac{\varphi_s}{\varphi_0} = 1 + 0.75 \left[\left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \right]^n \exp \left[1.06 - 23.8 \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right) \right]$ $n = 0.26 \left[\frac{G^2}{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)} \right]^{0.42} \left(\frac{q}{G \Delta h_{LV}} \times 10^4 \right)^{-0.16}$ $\varphi_0 = \pi (1 - \xi) + \left(\frac{3}{2} \pi \right)^{\frac{1}{3}} \left[-(1 - 2\xi) + (1 - \xi)^{\frac{1}{3}} - \xi^{\frac{1}{3}} \right]$ $+ \frac{1}{200} \xi (1 - \xi) (1 - 2\xi) \left\{ 1 + 4 \left[\xi^2 + (1 - \xi)^2 \right] \right\}$ $\xi = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)}$ <p>$\varphi_s > 0.9\pi$ for annular flow; $\varphi_s \leq 0.9\pi$ for seperated flow</p> <p>For seperated flow $\alpha = \alpha_{\text{wet}} + \alpha_{\text{top}}$</p> $q_{\text{wet}} = \frac{\pi}{\varphi_s} q$ $\alpha_{\text{wet}} = \frac{\varphi_s}{\pi} (F \alpha_L + S \alpha_{\text{pb}})$ $\alpha_{\text{top}} = \left(1 - \frac{\varphi_s}{\pi} \right) \alpha_V$ $\alpha_V = 0.023 \frac{\lambda_V}{d_i} \left[\frac{G x d_i}{\mu_V} \right]^{0.8} Pr_V^{0.4}$ <p>For annular flow $\alpha = \alpha_{\text{cv}} + \alpha_{\text{nb}} = F \alpha_L + S \alpha_{\text{pb}}$</p>	<p>Forced convection heat transfer</p> $F = 1 + 0.205 \times Co^{-0.936} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.6} \frac{1}{1 + We_V^{-0.3}}$ $Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5}$ $We_V = \frac{(Gx)^2 d_i}{\sigma \rho_V}$ $\alpha_L = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_i} \left[\frac{G(1-x) d_i}{\mu_L} \right]^{0.8} Pr_L^{0.4}$ <p>Nucleate boiling heat transfer</p> $\alpha_{\text{nb}} = 41.4 \frac{\lambda_L}{d_b} \left(\frac{q}{\lambda_L T_{\text{sat}}} \frac{d_b}{T_{\text{sat}}} \right)^C (-\log_{10} Pr_r)^{-1.52} \left(1 - \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.53}$ $C = 0.835 (1 - Pr_r)^{1.33}$ $Pr_r = \frac{P}{P_{\text{crit}}}$ $S = \frac{1}{1 + \frac{\varphi_s}{\pi} \left[\frac{G(1-x) d_i}{\mu_L} Fr^{1.25} \times 10^{-4} \right]^{0.3} \left(\frac{q_{\text{wet}}}{G \Delta h_{LV}} \times 10^4 \right)^{-0.3}}$ <p>For dryout region</p> $x_{\text{di}} = 0.58 \exp \left[0.52 - 0.235 We_V^{0.17} Fr_V^{0.37} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.25} Pr_r^{0.7} \right]$ $\alpha_{\text{dryout}} = \alpha_{x_{\text{di}}} - \frac{x - x_{\text{di}}}{1 - x_{\text{di}}} (\alpha_{x_{\text{di}}} - \alpha_V)$

5.3 まとめ

新規 HFO 系冷媒 R1233zd(E), R1336mzz(E), R1336mzz(Z)および HCFO 系冷媒 R1224yd(Z)の水平平滑管内の沸騰熱伝達特性を実験的に明らかにするとともに, 新たな整理式を提案した.

従来の整理式で比較的良い相関を示した森らの整理式をもとに, 高沸点冷媒の水平平滑管内の沸騰熱伝達率を最適に相関する修正式を提案した. 表 5.3 に修正した整理式をまとめて示す. この整理式は, 本研究で得られた R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E), R1336mzz(Z)の実験値に加え, 他の研究者によって報告されている高沸点冷媒の実験値についても良好な相関を示した.

第 6 章 純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)

および R1336mzz(Z) の水平管内凝縮

純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) の水平平滑管および溝付管内における凝縮特性に関する研究はいくつか研究報告されているものの、従来冷媒に比べると少なく、凝縮熱伝達および圧力損失特性に関する知見は十分に明らかにされていない。また、従来冷媒に対してはこれまでに多くの整理式が提案されているが、それらが新規 HFO 系および HCFO 系冷媒に適用できるかどうかは不明である。本章では、純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) の水平平滑管および溝付管内の凝縮熱伝達および圧力損失に関する実験結果を示す。

6.1 摩擦圧力損失特性

6.1.1 摩擦圧力損失

図 6.1 ~ 図 6.10 にそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の飽和温度 60 °C における純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) の摩擦圧力損失の実験結果を示す。図の縦軸は摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$, 横軸は湿り度 $1-x$ を示している。図中の◇, △, ○ および □ 印はそれぞれ質量速度 50, 100, 200 および 300 kg/(m²s) の実験結果である。

図 6.1 ~ 図 6.10 より、いずれの冷媒および伝熱管においても、質量速度の増加にともない、摩擦圧力損失は増大する。これは質量速度の増加にともない、管内の気相および液相の速度が増加するため、気液界面および壁面のせん断応力が増大するためと考えられる。湿り度に着目すると、 $1-x < 0.2$ では、湿り度の増加とともに摩擦圧力損失は増大し、 $1-x = 0.2$ 近辺ではほぼ一定の摩擦圧力損失を示している。これは管内壁面に液膜が形成され、液膜が厚くなることによって気液界面でのせん断力が増大するためであると考えられる。

また、摩擦圧力損失は湿り度の増加とともに低下しているが、 $1-x < 0.2$ では、やや増大する傾向を示している。これは $1-x < 0.2$ ではこれは管内壁面に液膜が形成され、液膜が厚くなることによって気液界面でのせん断力が増大するためであると考えられる。

(a) R1224yd(Z)

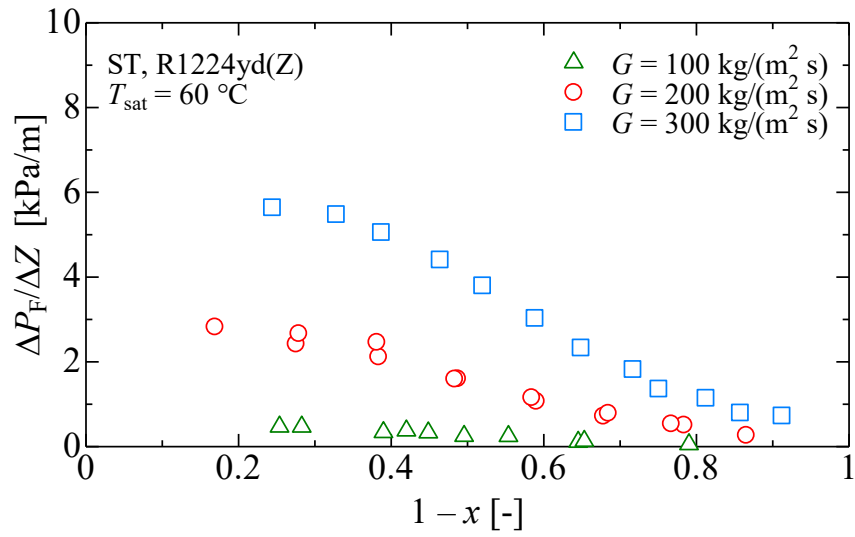


図 6.1 平滑管 ST における R1224yd(Z) の摩擦圧力損失

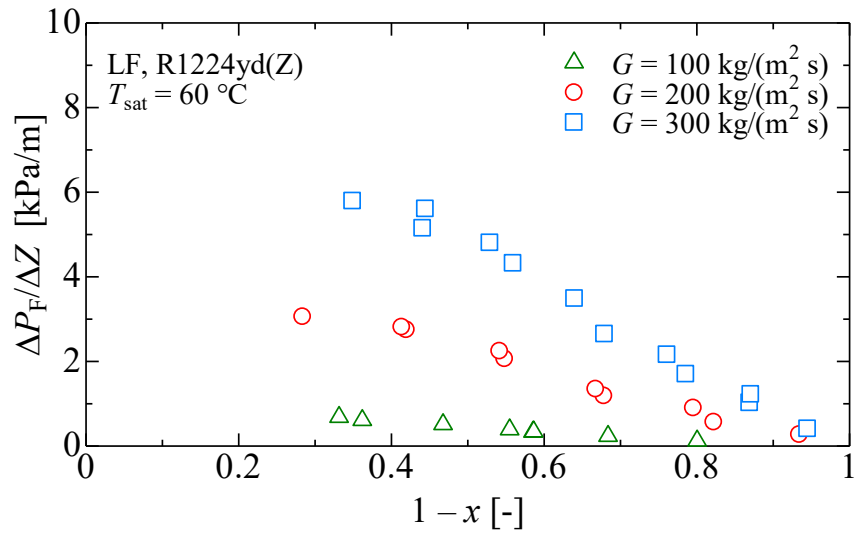


図 6.2 溝付管 LF における R1224yd(Z) の摩擦圧力損失

(b) R1233zd(E)

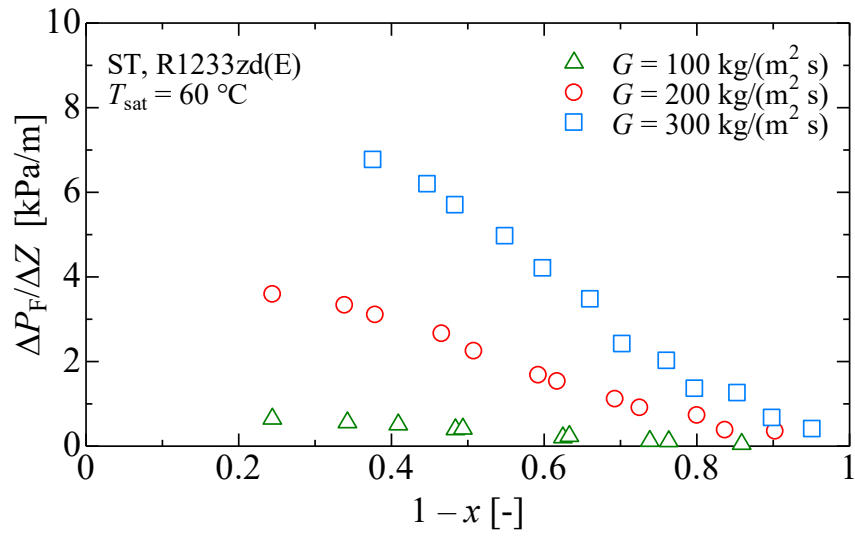


図 6.3 平滑管 ST における R1233zd(E)の摩擦圧力損失

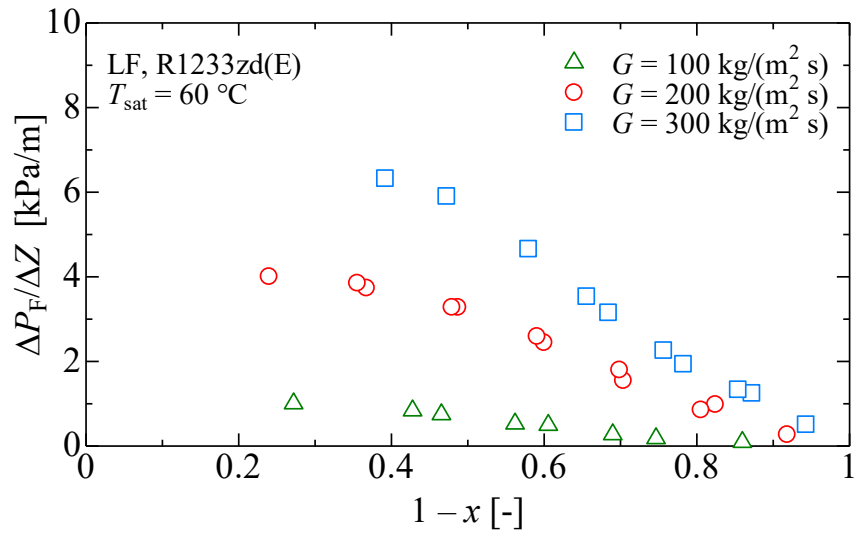


図 6.4 溝付管 LF における R1233zd(E)の摩擦圧力損失

(c) R1336mzz(E)

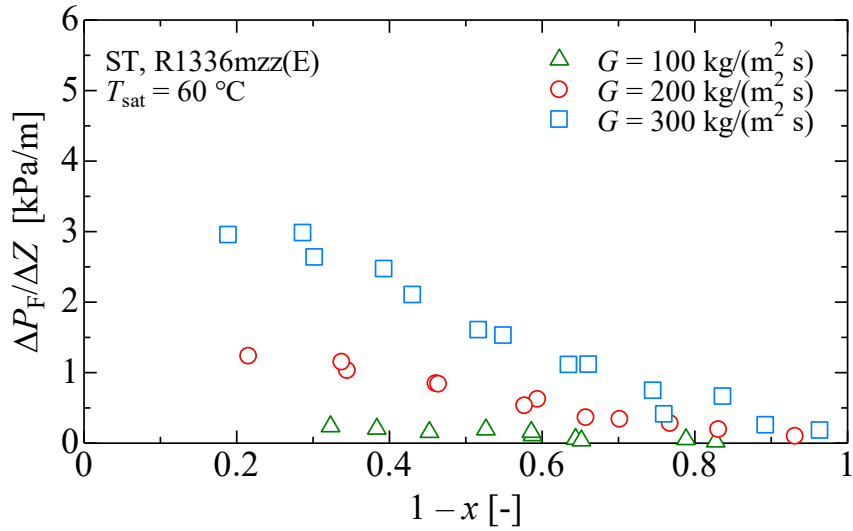


図 6.5 平滑管 ST における R1336mzz(E)の摩擦圧力損失

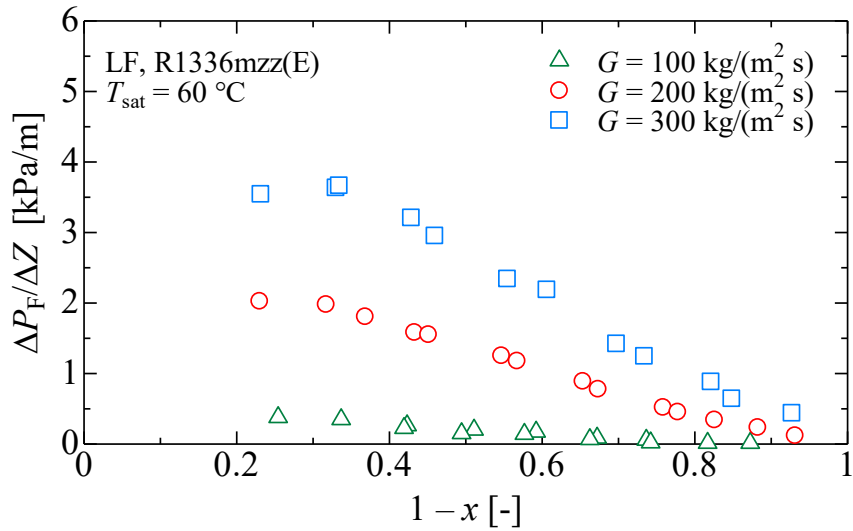


図 6.6 溝付管 LF における R1336mzz(E)の摩擦圧力損失

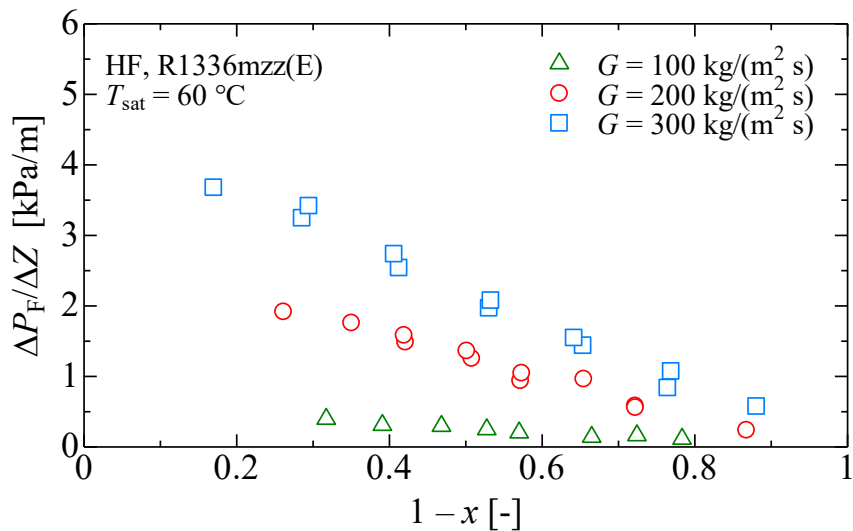


図 6.7 溝付管 HF における R1336mzz(E)の摩擦圧力損失

(d) R1336mzz(Z)

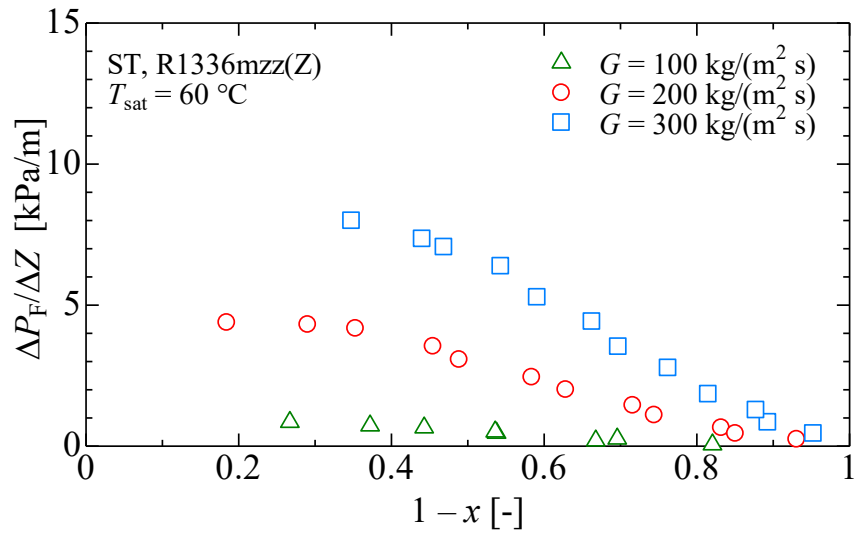


図 6.8 平滑管 ST における R1336mzz(Z)の摩擦圧力損失

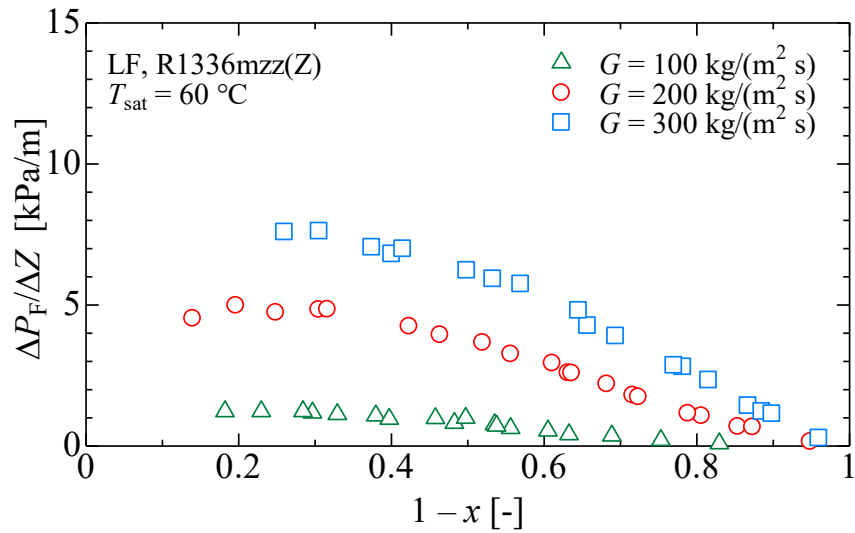


図 6.9 溝付管 LF における R1336mzz(Z)の摩擦圧力損失

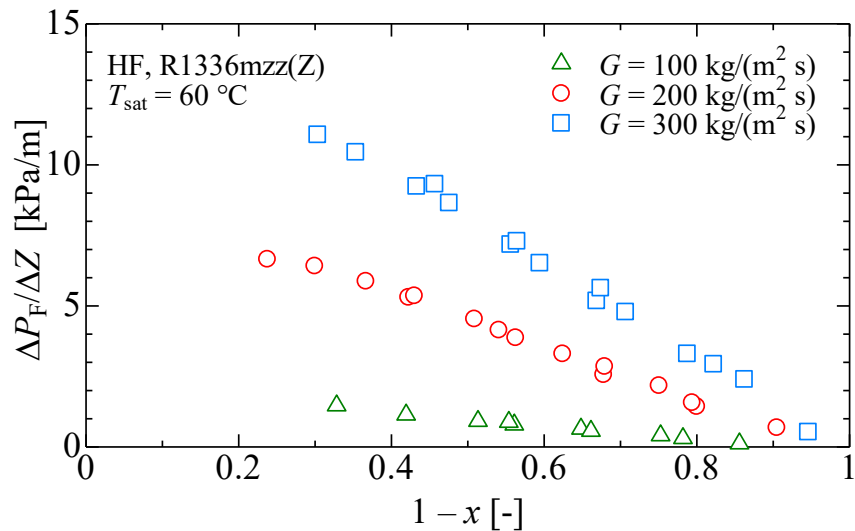


図 6.10 溝付管 HF における R1336mzz(Z)の摩擦圧力損失

6.1.2 冷媒種類の摩擦圧力損失に及ぼす影響

水平平滑管および溝付管内の凝縮流における摩擦圧力損失に及ぼす純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の比較について図 6.11 ~ 図 6.13 に示す. 図 6.11 ~ 図 6.13 はそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の飽和温度 60 °C における純冷媒の摩擦圧力損失の実験結果であり, 図の縦軸は摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$, 横軸は湿り度 $1-x$ を示している.

いずれの伝熱管においても, 摩擦圧力損失は冷媒 R1336mzz(E), R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(Z)の順に大きくなる. これは, 表 2.7 に示したように, 冷媒の物性値を比較すると, 本実験条件における R1336mzz(Z)の蒸気密度が他の冷媒と比較して約 0.4 ~ 0.8 倍と小さく, 蒸気比体積 ($1/\rho_v$) および蒸気見かけ速度 ($u_v = (Gx)/\rho_v$) が 1.3 ~ 2.6 倍と大きい R1336mzz(Z)の方が他の冷媒と比較して, 同質量速度・同クオリティ条件において, 気液界面および壁面のせん断力が大きくなることによるものと考えられる.

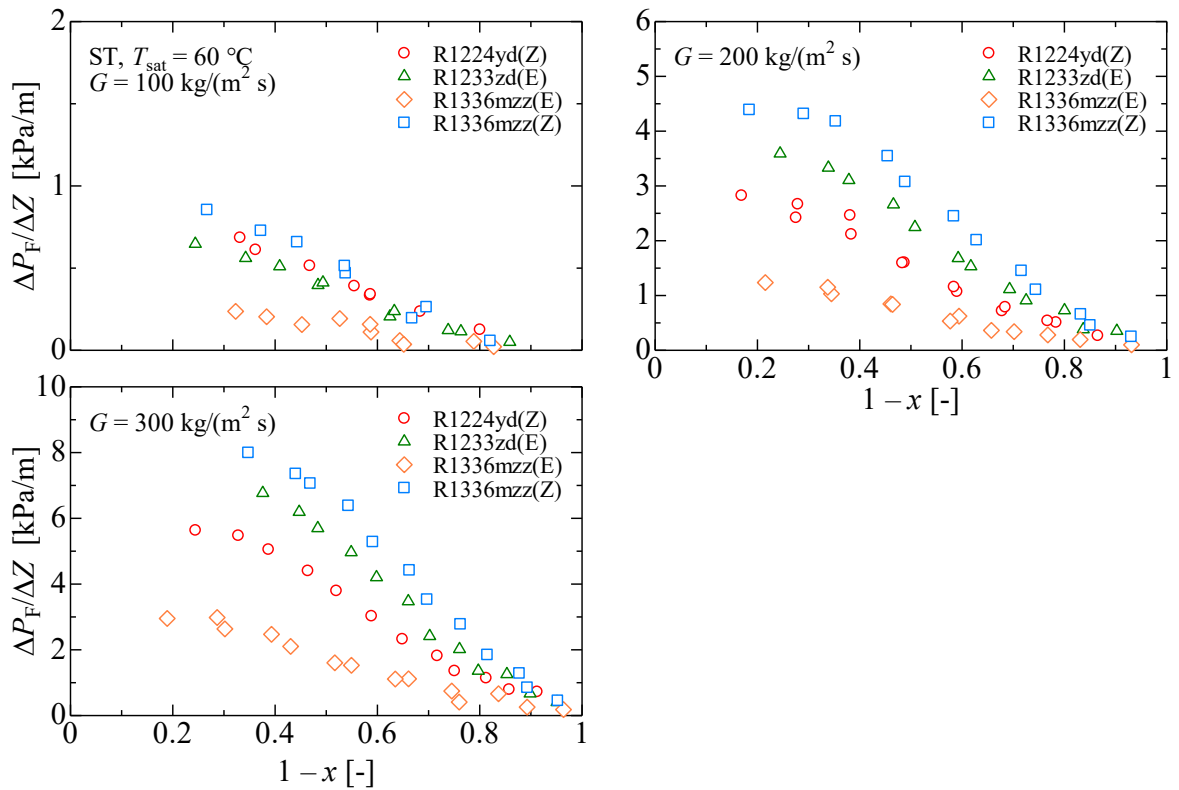


図 6.11 平滑管 ST の摩擦圧力損失に及ぼす冷媒の比較

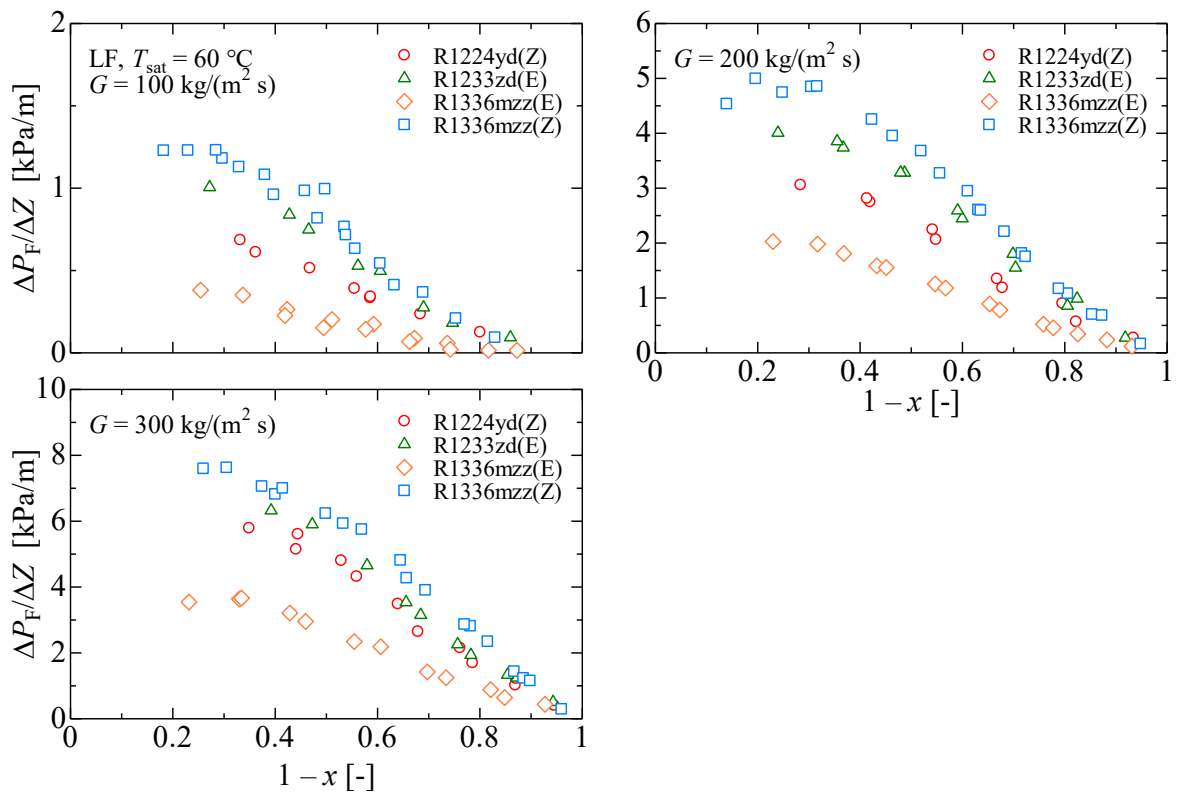


図 6.12 溝付管 LF の摩擦圧力損失に及ぼす冷媒の比較

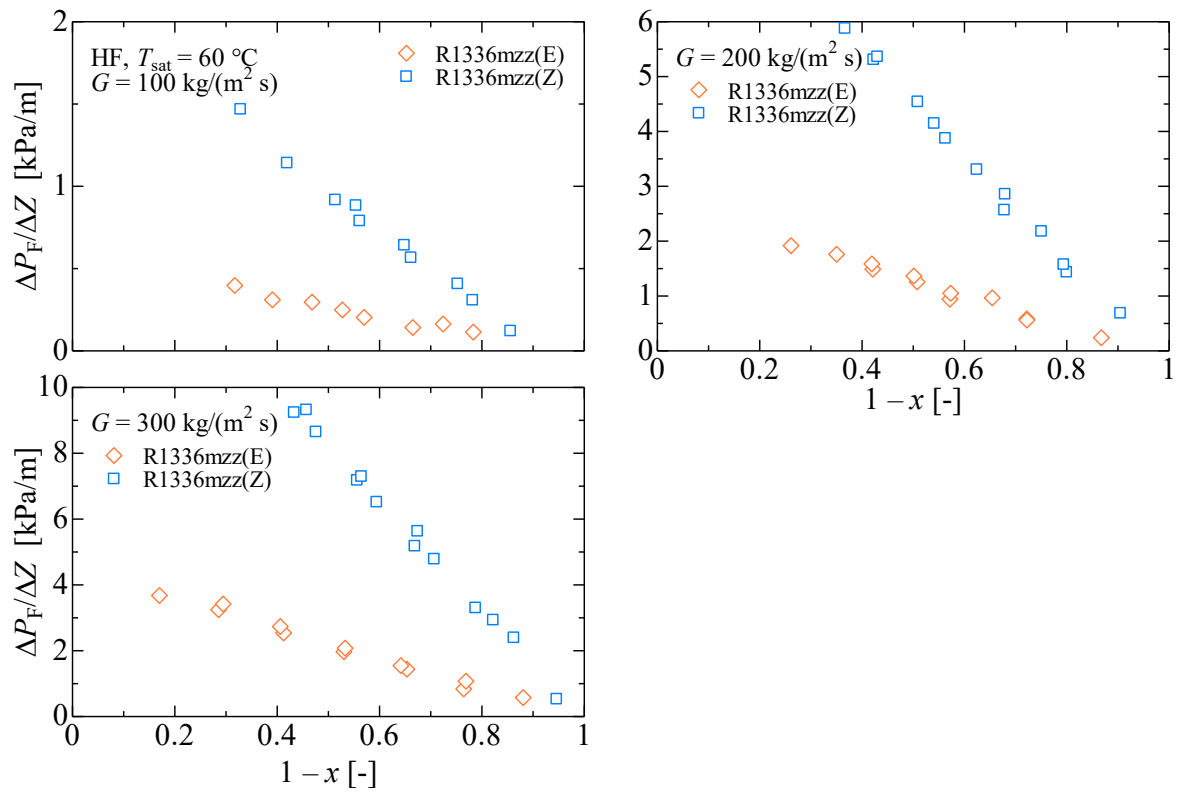


図 6.13 溝付管 HF の摩擦圧力損失に及ぼす冷媒の比較

6.1.3 溝形状の摩擦圧力損失に及ぼす影響

図 6.14 ~ 図 6.17 に、それぞれ純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF における摩擦圧力損失の比較を示す。

図より、凝縮流の摩擦圧力損失は沸騰流と違い、全質量速度域の条件においては、冷媒や質量速度などいずれの条件においても概ね平滑管 ST, 溝付管 LF, 溝付管 HF の順に摩擦圧力損失が増大している。これは、管内面に溝加工を施すことにより管内表面積が増大し、気液界面および壁面のせん断力が増大したためであると考えられる。また、溝付管 HF は LF に比べて、フィン高さおよびリード角が大きく、条数が多いため管内表面積が大きくなり、摩擦圧力損失が大きい値を示している。

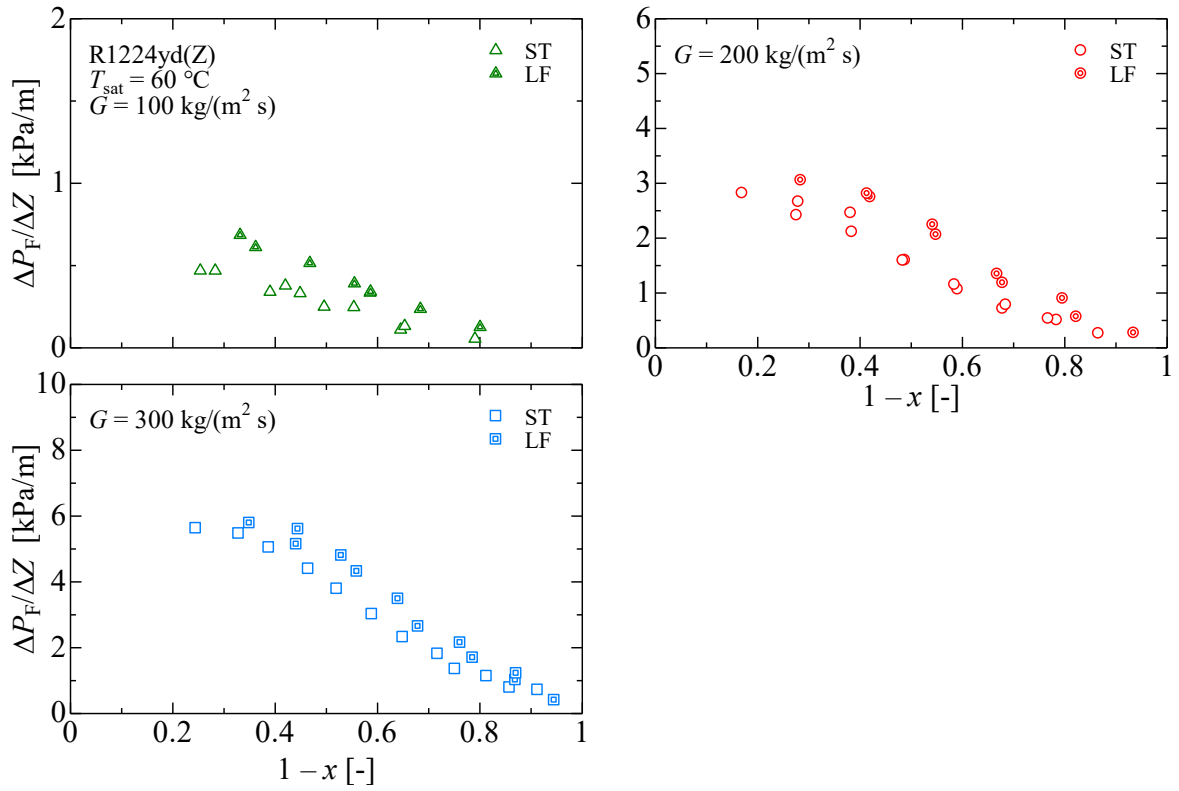


図 6.14 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響

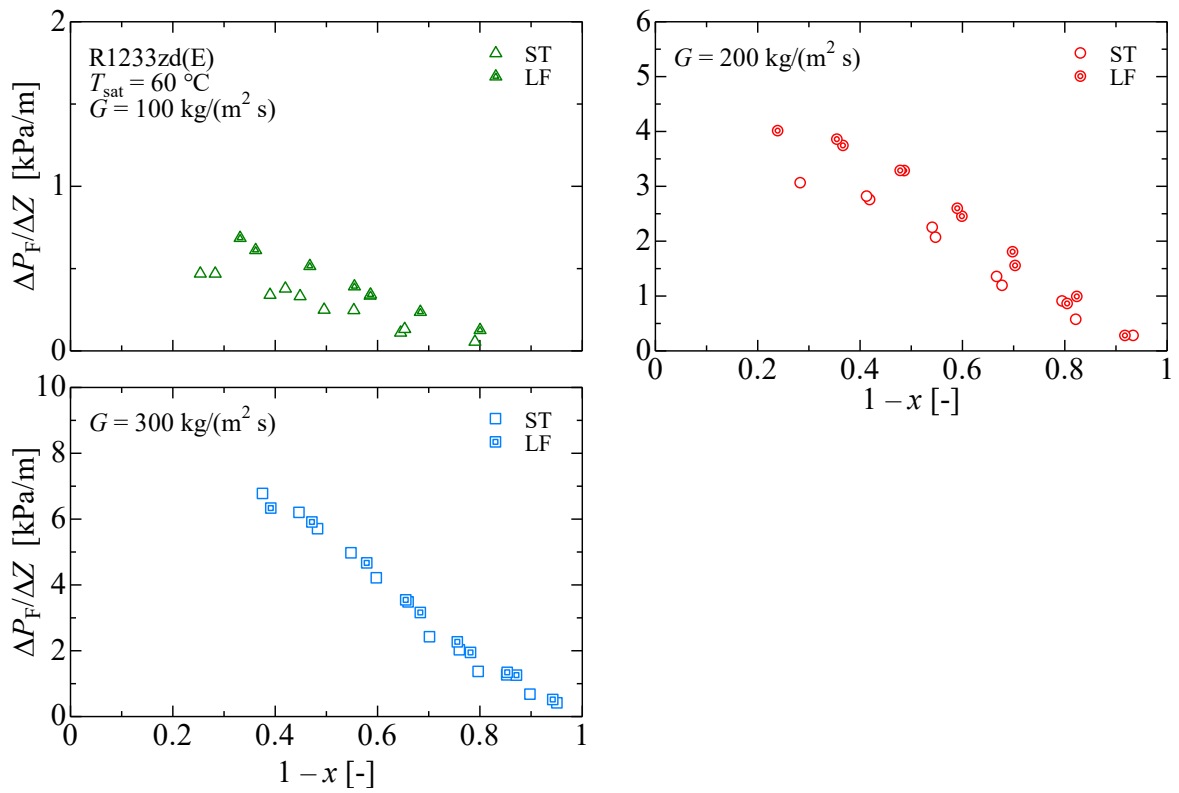


図 6.15 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響

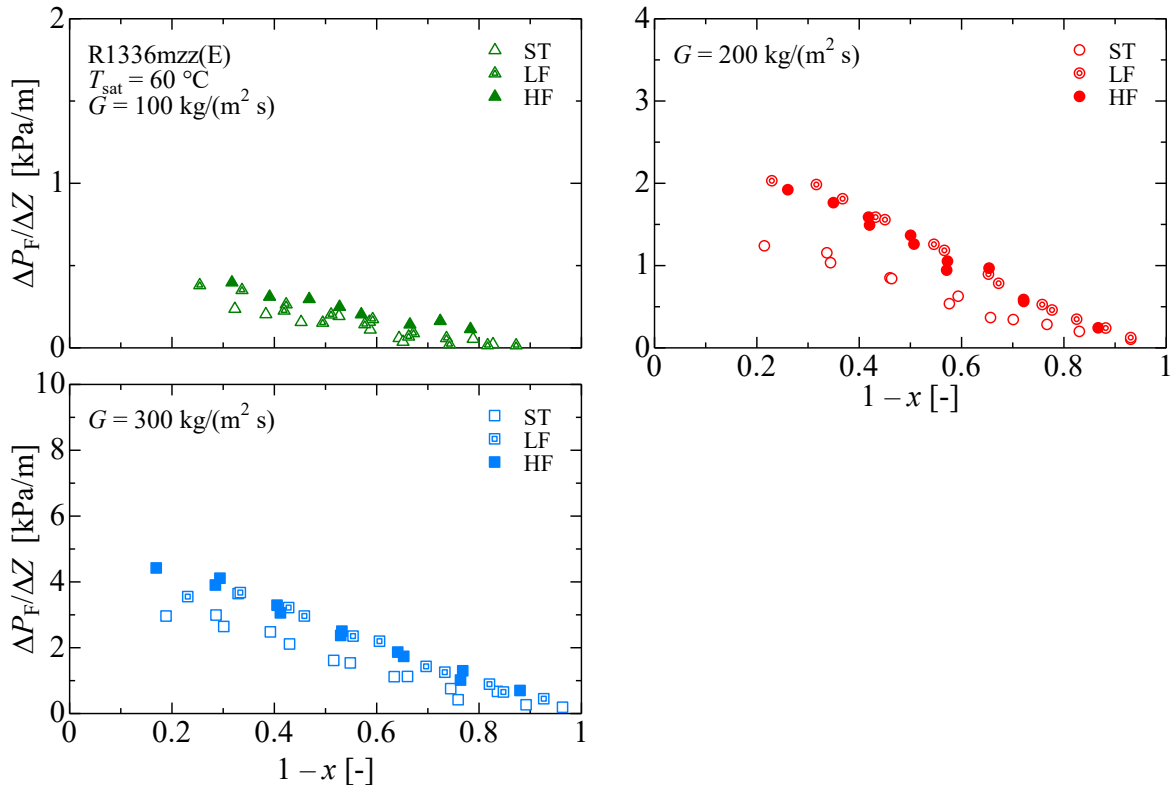


図 6.16 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響

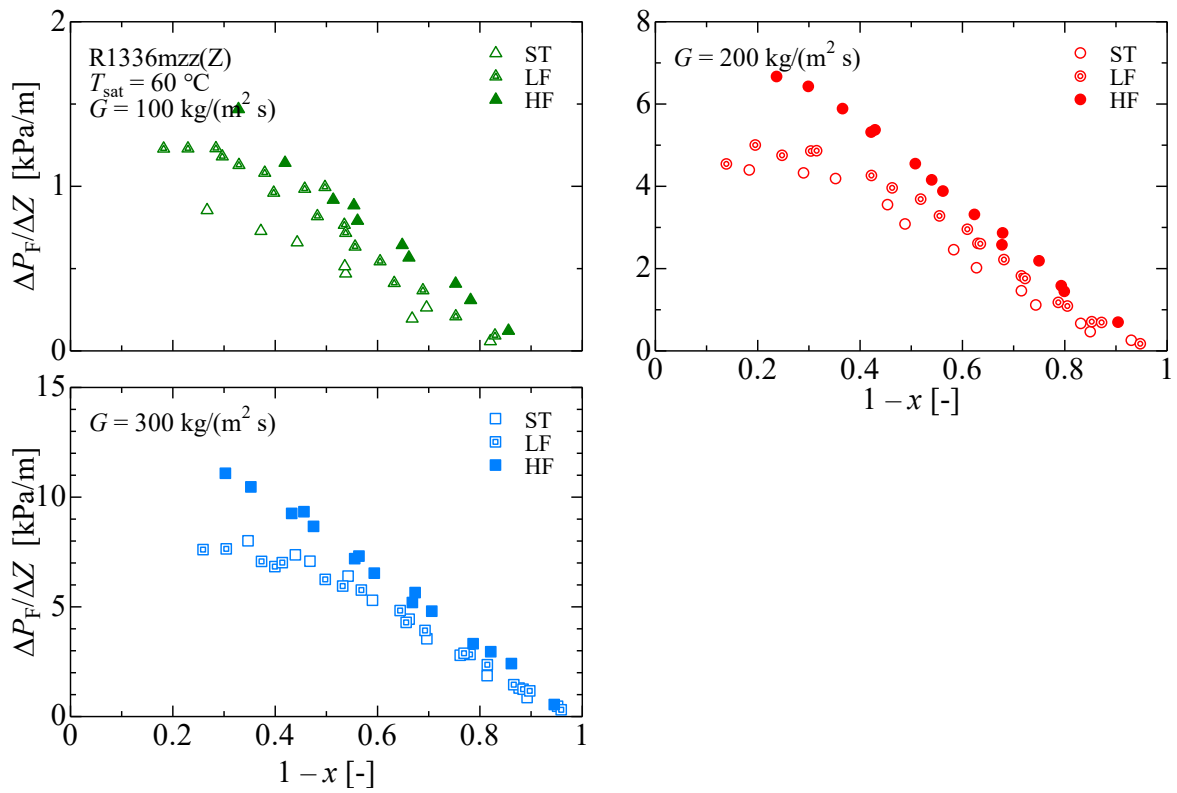


図 6.17 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響

6.1.4 実験値と従来の整理式との比較

図 6.18 に平滑管 ST の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、原口らの式¹⁰⁾、宮良らの式¹²⁾、Sun – Mishima の式¹⁶⁾および Xu – Fang の式¹⁷⁾である。表 6.1 には平滑管 ST の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との平均偏差 MD および MAD を示す。平均偏差 MD および MAD は式 (4-1) および (4-2) より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30% 以下のデータ数の割合である。

原口らの式¹⁰⁾による予測値、宮良らの式¹²⁾による予測値および Xu – Fang の式¹⁷⁾による予測値は、実験値との相関がよく、概ね $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致している。

Sun – Mishima の式¹⁶⁾による予測値は摩擦圧力損失の低質量速度域では大きく、高質量速度域では小さい傾向がある。

以上の実験結果と従来の平滑管に対する整理式との比較結果より、沸騰流の摩擦圧力損失を精度よく予測した宮良らの整理式は、純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) の平滑管内の凝縮流における摩擦圧力損失についても良くまとまっている。

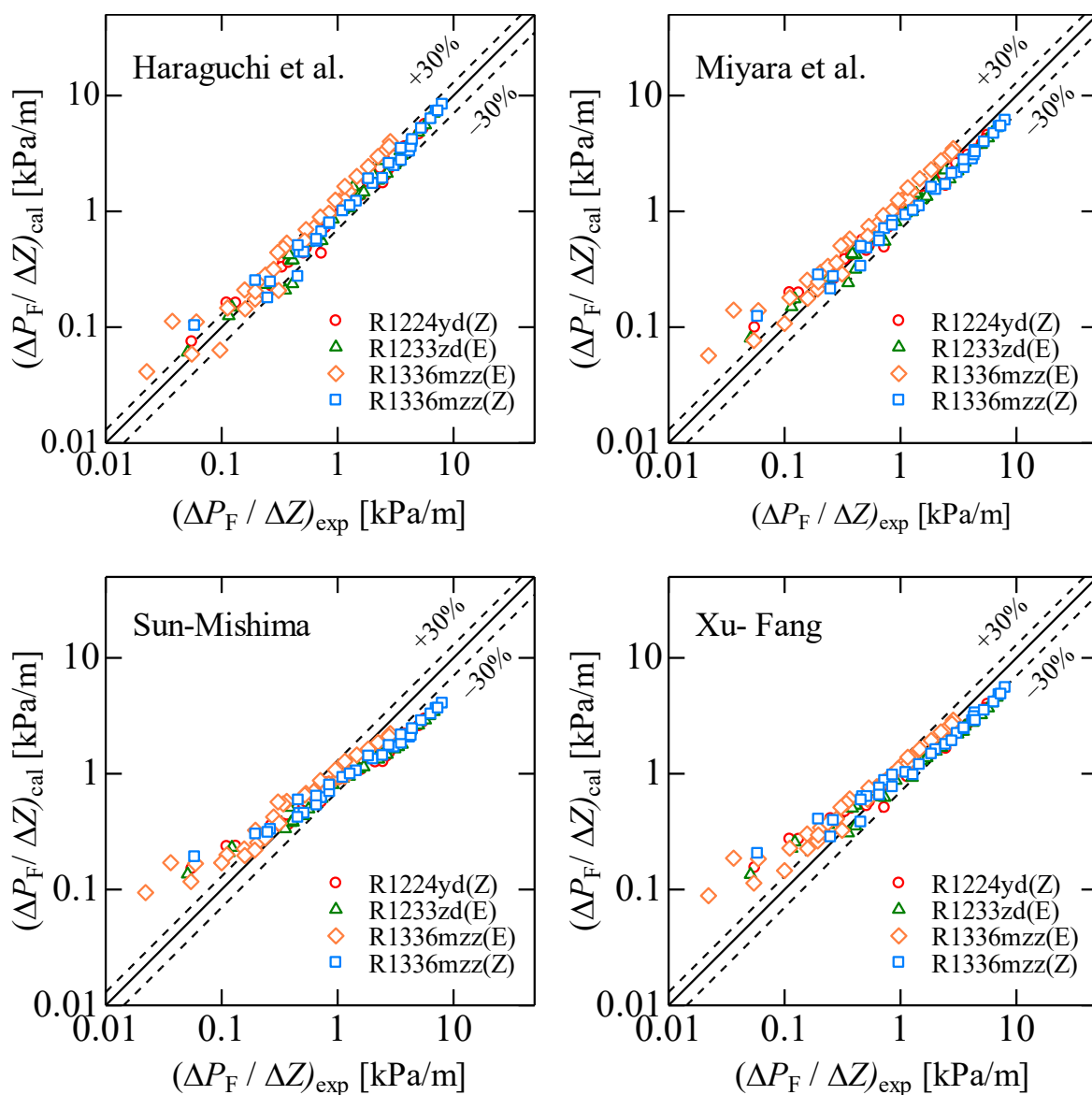


図 6.18 平滑管 ST の実験値と整理式との比較

表 6.1 平滑管 ST の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Haraguchi et al.	17.6	2.8	69.9	136
Miyara et al.	26.8	6	66.9	
Sun – Mishima	40.2	3.8	48.5	
Xu – Fang	40.5	18.2	52.2	

図 6.19 および図 6.20 にそれぞれ溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、原口らの式²²⁾、Kedzierski-Goncalves の式²³⁾、Chamra らの式²⁷⁾、米本 - 小山の式²⁹⁾および井上らの式³¹⁾である。表 6.2 および表 6.3 には、それぞれに溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との平均偏差を示す。

原口らの式²²⁾は、溝付管 LF および溝付管 HF の実験結果との相関はよく、概ね $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致している。

Kedzierski-Goncalves の式²³⁾は、溝付管 LF では摩擦圧力損失の実験値より小さい傾向があるが、フィンの高い溝付管 HF の摩擦圧力損失については比較的にとまっている。

Chamra らの式は、溝形状の影響は整理されているものの、低質量速度域では摩擦圧力損失の実験値より大きく、高質量速度域では小さい傾向がある。

米本 - 小山の式²⁹⁾は、溝付管 LF の摩擦圧力損失の実験値より小さい傾向があるが、溝付管 HF の摩擦圧力損失は比較的にとまっている。

井上らの式³¹⁾は、溝付管 LF は高質量速度域の摩擦圧力損失の実験値より小さく、溝付管 HF は低質量速度域の実験値より大きい傾向がある。

以上の実験結果と従来の溝付管に対する整理式との比較結果より、純冷媒 R1224yd(Z)、R1233zd(E)、R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の溝付管内の凝縮流における摩擦圧力損失は原口らの整理式は、冷媒種類及び質量速度の相違に関わらず、傾向はほぼ一致しており、比較的によくとまっている。

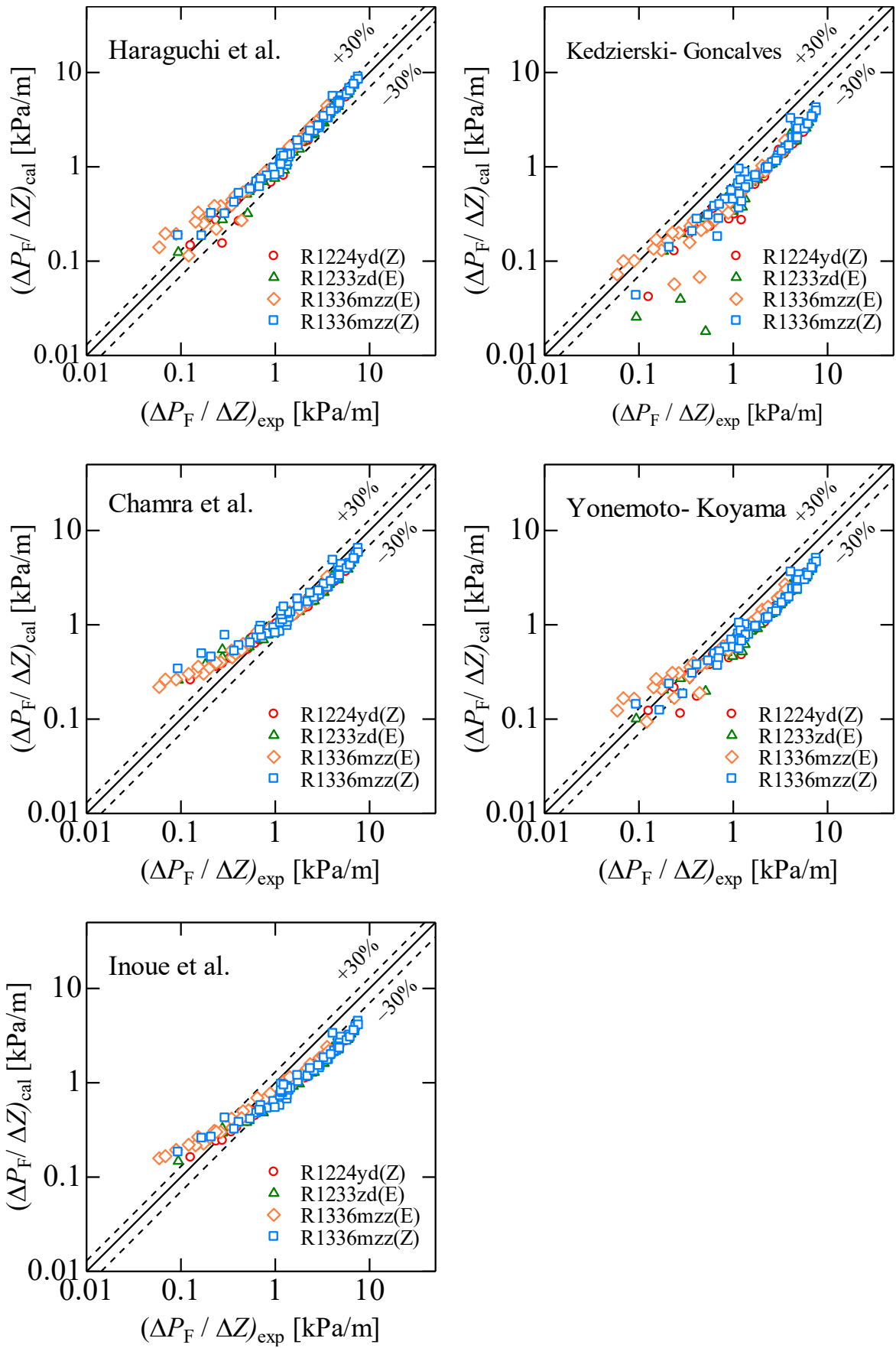


図 6.19 溝付管 LF の実験値と整理式との比較

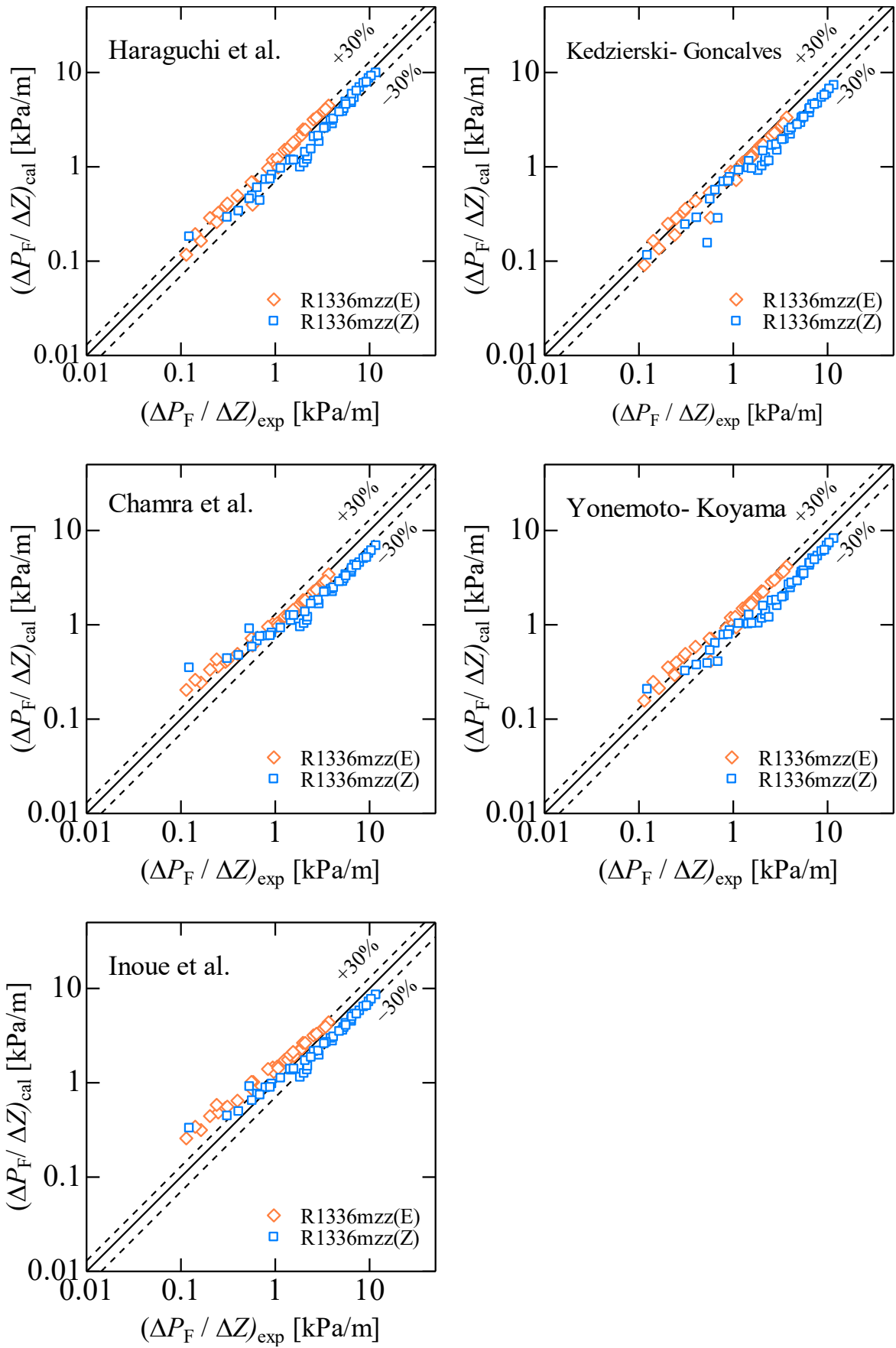


図 6.20 溝付管 HF の実験値と整理式との比較

表 6.2 溝付管 LF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Haraguchi et al.	140.8	129.7	73.2	168
Kedezierski – Goncalves	75.0	-33.3	10.7	
Chamra et al.	339.8	316.6	42.9	
Yonemoto – Koyama	156.0	94.2	14.9	
Inoue et al.	194.0	140.1	19.6	

表 6.3 溝付管 HF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Haraguchi et al.	47.2	11.2	39.7	63
Kedezierski – Goncalves	51.2	-10.2	19.0	
Chamra et al.	99.7	53.1	20.6	
Yonemoto – Koyama	70.2	23.9	15.9	
Inoue et al.	93.1	62.2	22.2	

6.2 凝縮熱伝達特性

6.2.1 凝縮熱伝達率

図 6.21~ 図 6.30 にそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の飽和温度 60 °C における純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) の凝縮熱伝達率の実験結果を示す. 図の縦軸は凝縮熱伝達率 α , 横軸は湿り度 $1-x$ を示している. 図中の◇, △, ○ および□印はそれぞれ質量速度 50, 100, 200 および 300 kg/(m²s) の実験結果である. なお, 溝付管の凝縮熱伝達率は実伝熱面積を基準とした実験結果を示している.

図 6.21, 図 6.23, 図 6.25 および図 6.28 の平滑管 ST の実験結果より, いずれの質量速度条件においても $1-x > 0.8$ では凝縮熱伝達率に明確な差異はみられない. また, $G = 50$ kg/(m²s) と 100 kg/(m²s) では全湿り度域で凝縮熱伝達率はほぼ同じ値を示している. これは, 管内の蒸気速度が小さく, 流動様相は成層流または成層波状流であるために, 重力の影響が大きく, 主に管頂部に形成された薄液膜部の伝熱が支配的であるためと考えられる. 一方, $G > 100$ kg/(m²s) の条件では, $G < 100$ kg/(m²s) と比べて凝縮熱伝達率の傾向に違いがみられ, $G = 100$ kg/(m²s) の場合は $1-x < 0.2$, $G = 200$ kg/(m²s) の場合は $1-x < 0.6$, $G = 300$ kg/(m²s) の場合は $1-x < 0.8$ で凝縮熱伝達率が高い値を示している. これは, 流動様相が環状流の場合, 質量速度の増加に伴う強制対流の効果により凝縮熱伝達率は顕著に増加していると考えられる.

図 6.22, 図 6.24, 図 6.26 および図 6.29 の溝付管 LF の実験結果は, 平滑管 ST の実験結果と異なり, 全種類の冷媒はいずれの質量速度においても, 特に $1-x > 0.4$ の領域では, 凝縮熱伝達率が増加しているが, 質量速度の増加に伴う強制対流効果の影響はみられない. R1233zd(E) および R1336mzz(E) は $1-x < 0.8$ 領域では, 質量速度が増加の伴い, 凝縮熱伝達率が高い値を示している.

図 6.27 および図 6.30 の溝付管 HF の実験結果は, 平滑管 ST および溝付管 LF いずれの実験結果とも異なり, $1-x > 0.6$ では質量速度条件による凝縮熱伝達率に明確な差異はみられない. これは, 溝付管 HF は高いフィン, 高リード角および条数が多いために, 重力の影響が大きい成層流または成層波状流域においても, 表面張力の影響で管内全周に薄液膜が形成されることによって, 管内全周で高い凝縮熱伝達率が得られたためと考えられる. 一方, $1-x < 0.4$ では, 質量速度の増加に伴う強制対流の効果による凝縮熱伝達率は顕著に増加している.

(a) R1224yd(Z)

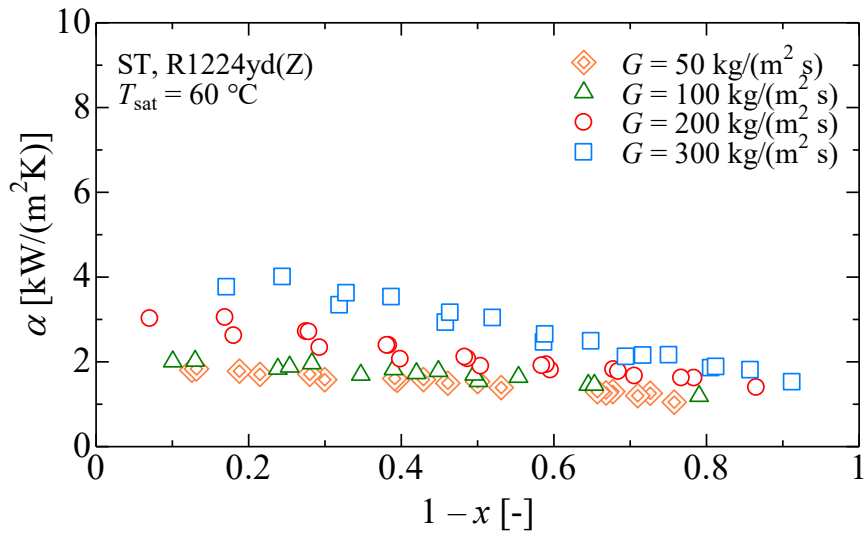


図 6.21 平滑管 ST における R1224yd(Z)の摩擦圧力損失

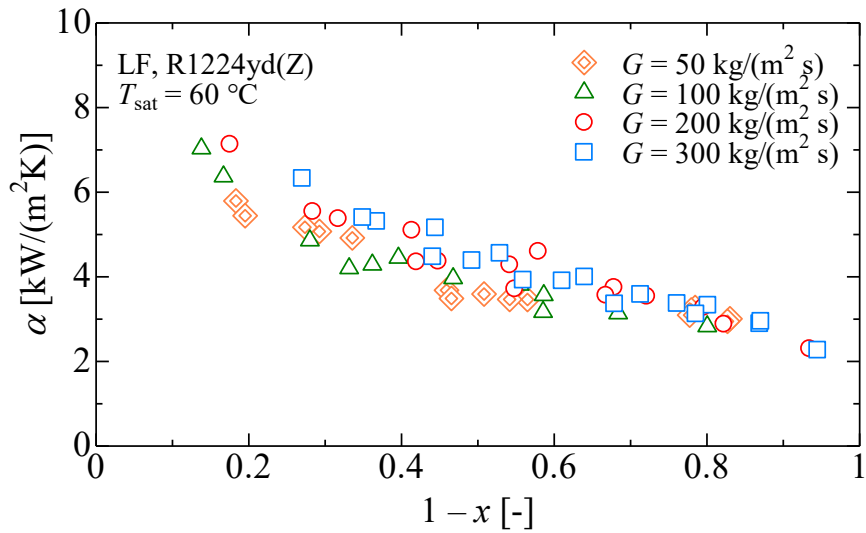


図 6.22 溝付管 LF における R1224yd(Z)の摩擦圧力損失

(b) R1233zd(E)

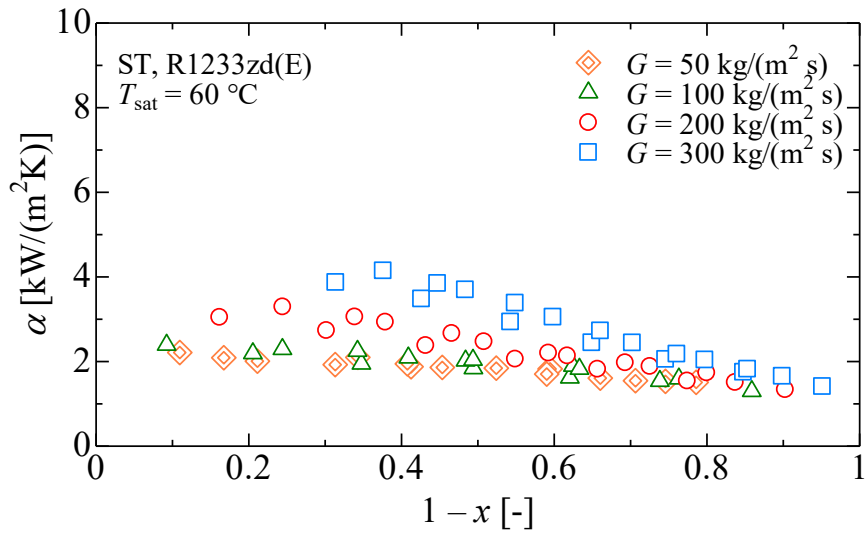


図 6.23 平滑管 ST における R1224yd(Z) の摩擦圧力損失

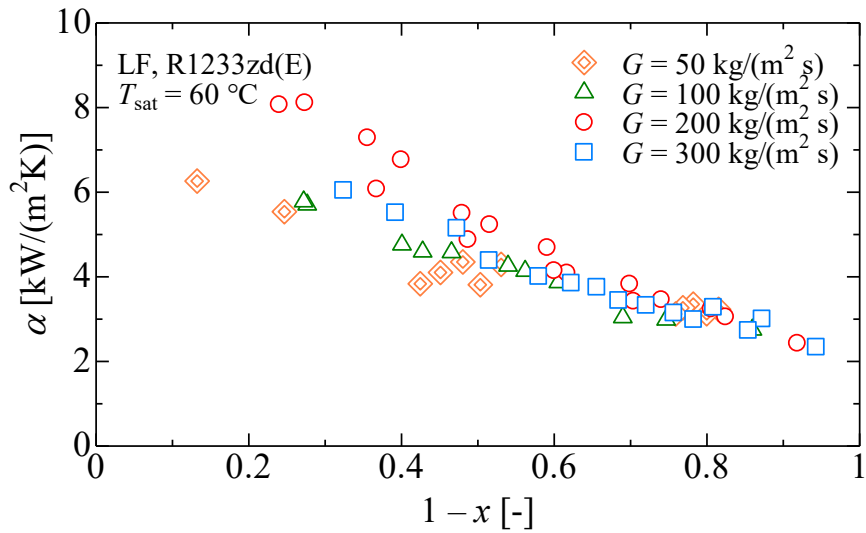


図 6.24 溝付管 LF における R1224yd(Z) の摩擦圧力損失

(c) R1336mzz(E)

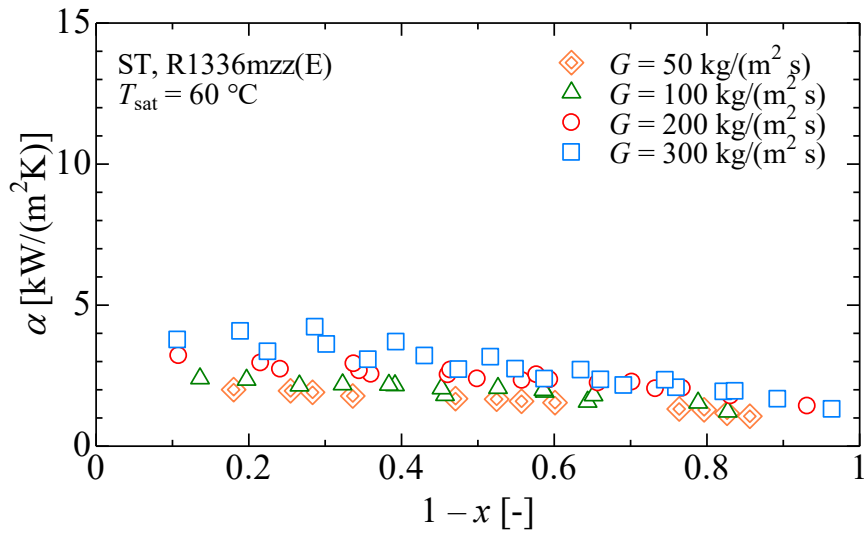


図 6.25 平滑管 ST における R1224yd(Z)の摩擦圧力損失

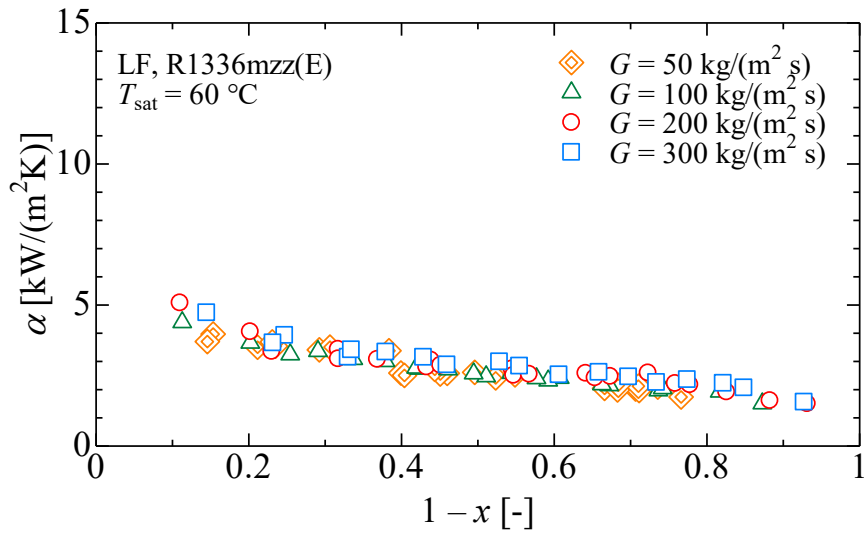


図 6.26 溝付管 LF における R1224yd(Z)の摩擦圧力損失

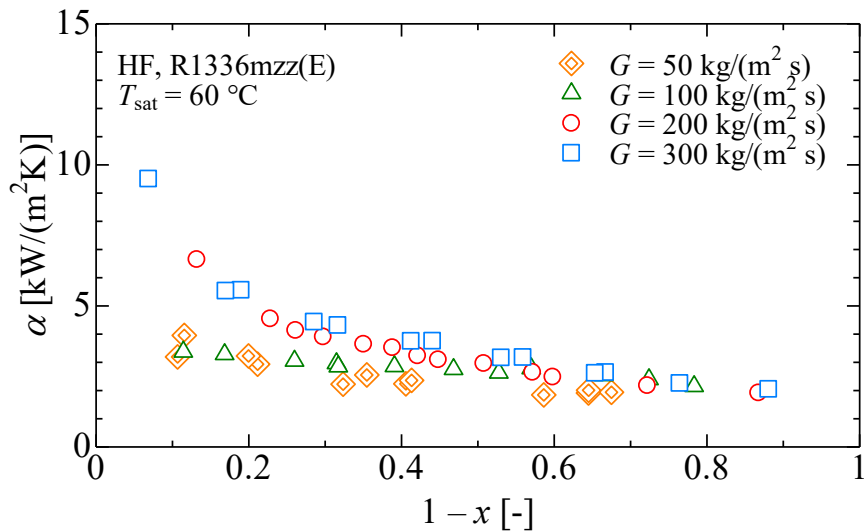


図 6.27 溝付管 LF における R1224yd(Z)の摩擦圧力損失

(d) R1336mzz(Z)

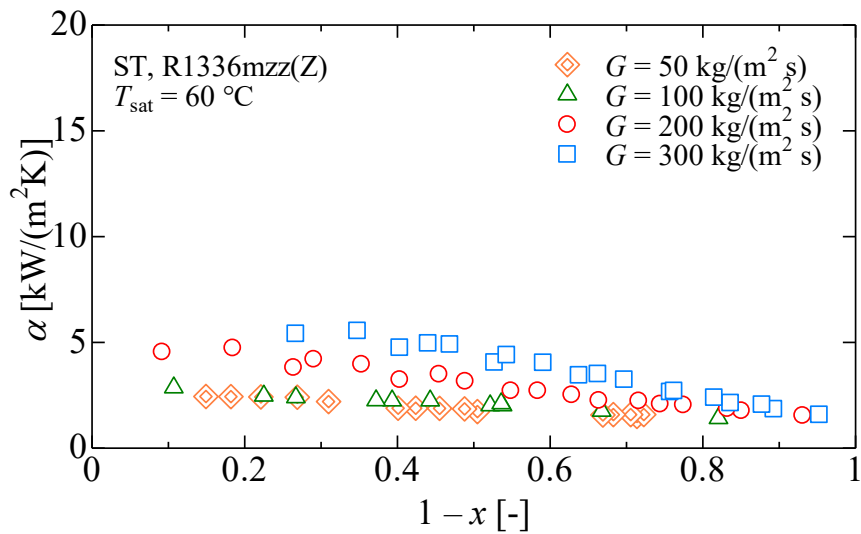


図 6.28 平滑管 ST における R1224yd(Z)の摩擦圧力損失

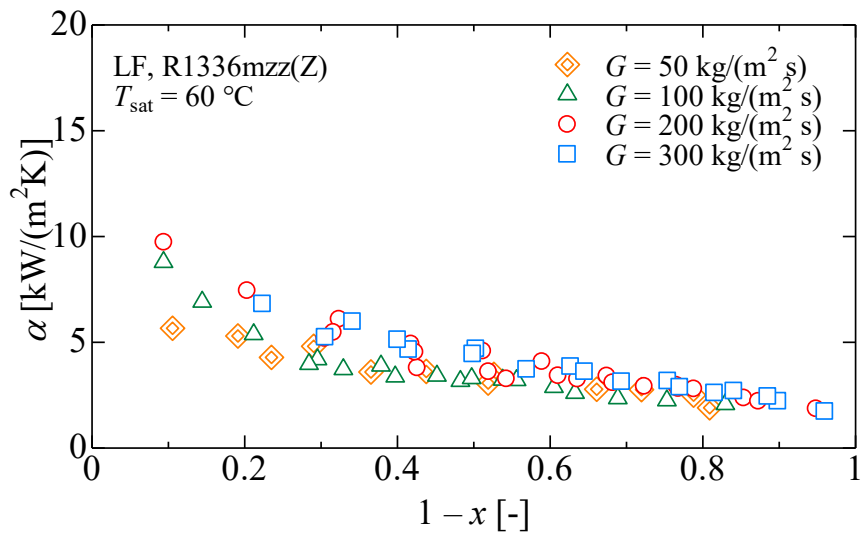


図 6.29 溝付管 LF における R1224yd(Z)の摩擦圧力損失

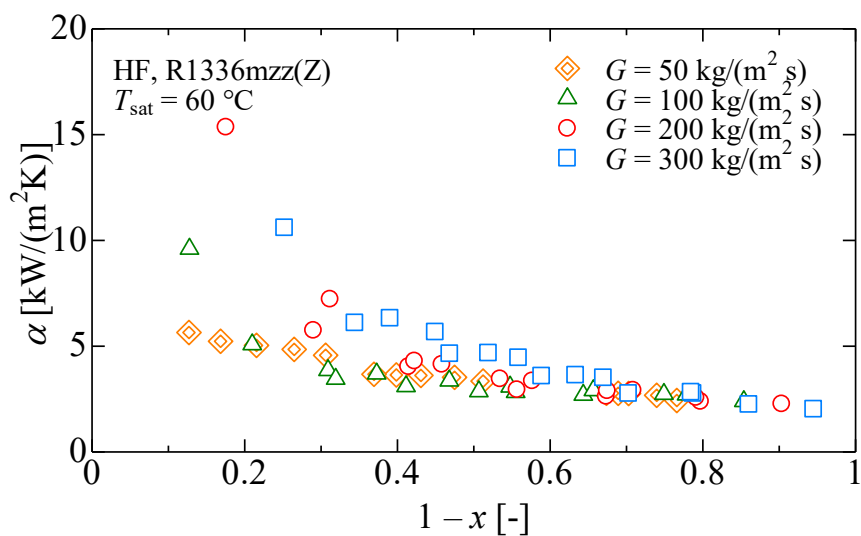


図 6.30 溝付管 LF における R1224yd(Z)の摩擦圧力損失

6.2.2 冷媒種類の凝縮熱伝達率に及ぼす影響

水平平滑管および溝付管内の凝縮流における凝縮熱伝達率に及ぼす純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の比較について図 6.31 ~ 図 6.33 に示す. 図 6.31 ~ 図 6.33 はそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の飽和温度 60 °C における純冷媒の凝縮熱伝達率の実験結果であり, 図の縦軸は凝縮熱伝達率 α , 横軸は湿り度 $1-x$ を示している.

図 6.31 の平滑管 ST の実験結果より, $G \leq 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では全湿り度域で全種類の冷媒の凝縮熱伝達率はほぼ一様に低下している. 一方, $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ のおよび $300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の場合, R1336mzz(Z)の熱伝達率は他の冷媒と比較して 1.5 ~ 2.5 倍程度と高い値を示している. これは本実験条件における R1336mzz(Z)の蒸気密度が他の冷媒と比較して約 0.4 ~ 0.7 倍と小さく, 管内蒸気速度の大きい R1336mzz(Z)の方が他の冷媒と比較して強制対流凝縮の影響がより顕著に現れるためと考えられる.

図 6.32 の溝付管 LF の実験結果は, 全質量速度域で, R1224yd(E), R1233zd(E)および R1336mzz(Z)の凝縮熱伝達率はほぼ一様に低下している. これは, 溝付管の場合には冷媒の表面張力も熱伝達率に大きく影響し, R1224yd(E)および R1233zd(E)の表面張力が大きく, 管壁面への濡れ性が増加することによるものと考えられる.

図 6.33 の溝付管 HF の実験結果は, $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の場合の全湿り度域, $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の場合は $1-x < 0.3$, $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の場合は $1-x < 0.4$, $G = 300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の場合は $1-x < 0.5$ で R1336mzz(Z)の凝縮熱伝達率が R1336mzz(Z)より高い値を示している.

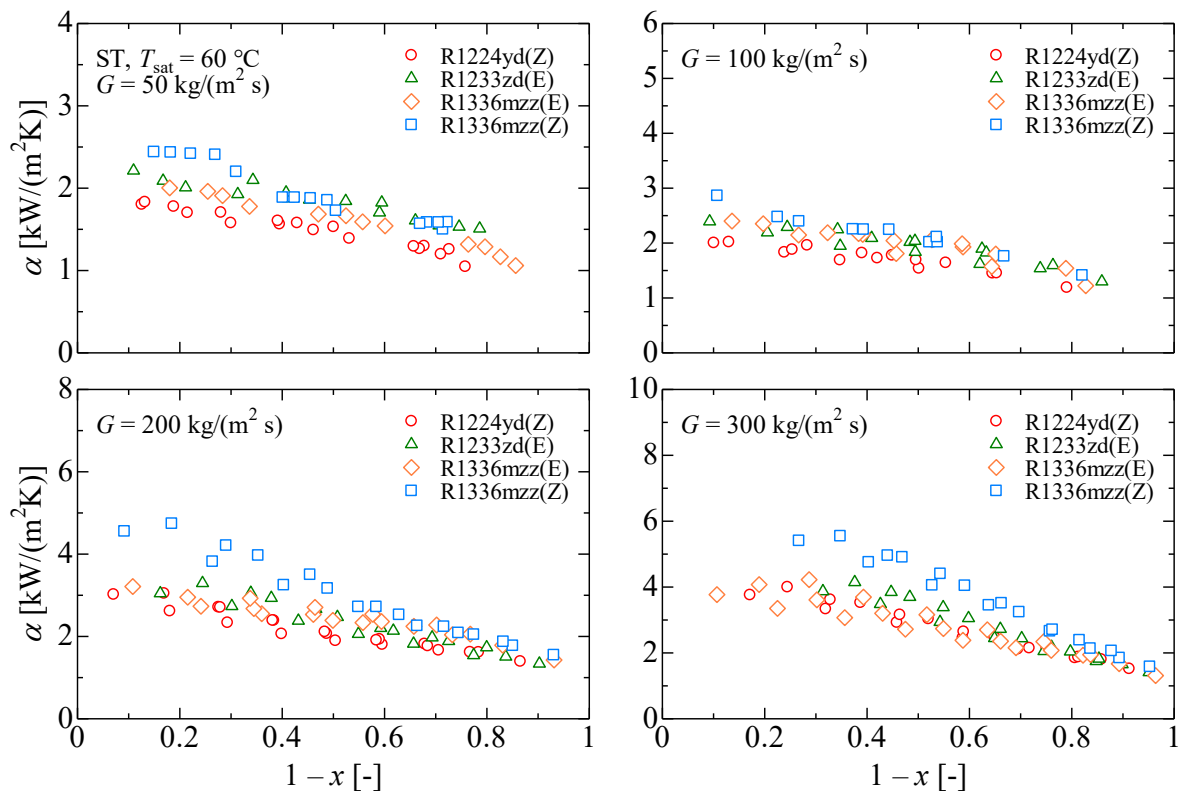


図 6.31 平滑管 ST の凝縮熱伝達率に及ぼす飽和温度の影響

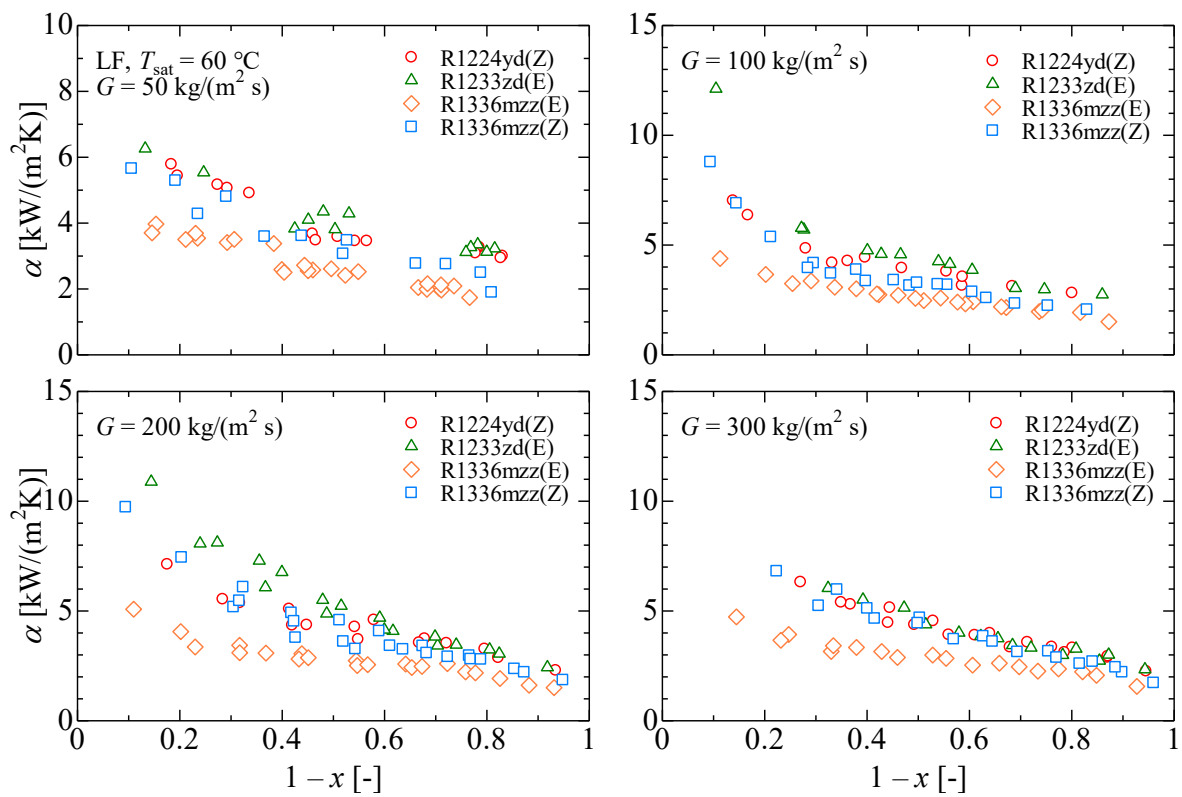


図 6.32 溝付管 LF の凝縮熱伝達率に及ぼす飽和温度の影響

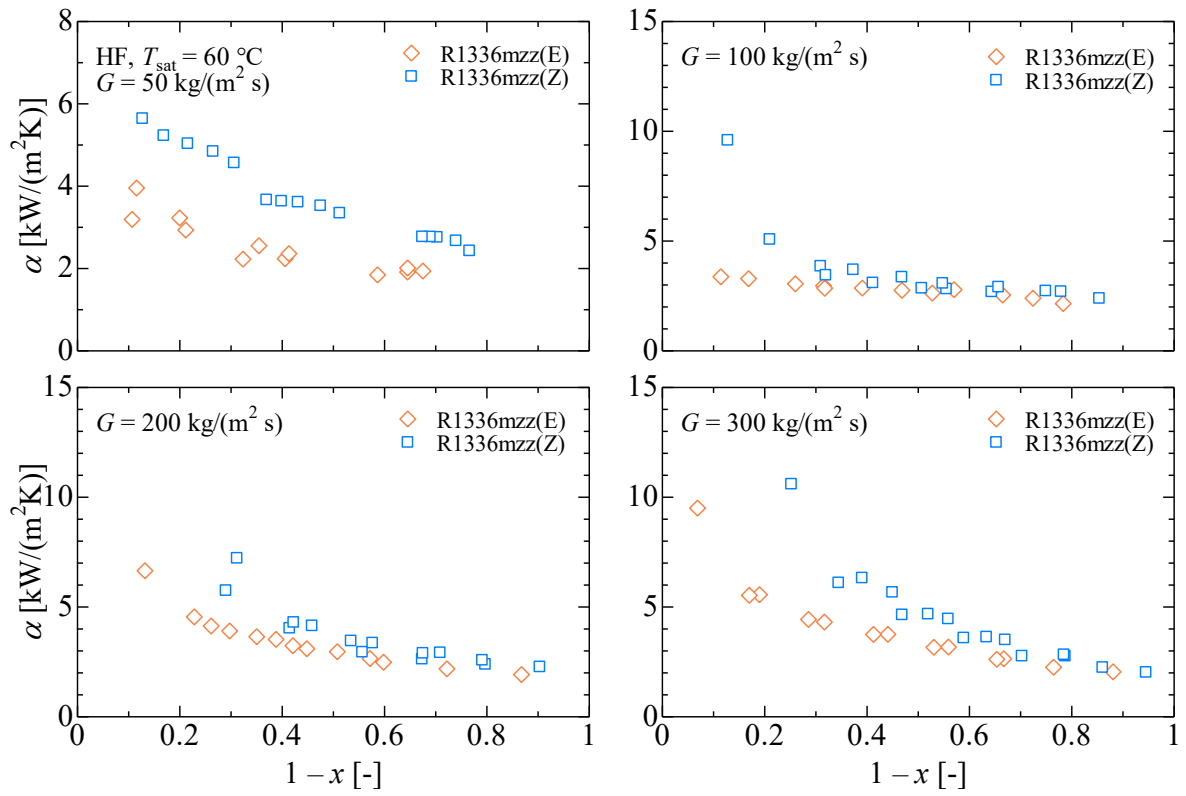


図 6.33 溝付管 HF の凝縮熱伝達率に及ぼす飽和温度の影響

6.2.3 溝付管の伝熱促進効果

伝熱管の性能を比較検討するために、溝付管の凝縮熱伝達率は等価内径の伝熱面積基準とした実験結果を示している。

$$\alpha_{\text{eq}} = \frac{Q_s}{\pi d_{\text{eq}} L (T_r - T_{\text{wi}})} \quad (6-1)$$

図 6.34, 図 6.36, 図 6.38 および図 6.40 にそれぞれ純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) の $T_{\text{sat}} = 60^\circ\text{C}$ の平滑管, 溝付管の凝縮熱伝達率の比較を示す。図の縦軸は凝縮熱伝達率 α , 横軸は湿り度 $1-x$ を示しており, 溝付管の凝縮熱伝達率は式(6-1)に示した等価内径の伝熱面積を基準とした沸騰熱伝達率の実験結果を示している。

図より, いずれの冷媒および質量速度においても, 平滑管 ST, 溝付管 LF, 溝付管 HF の順に凝縮熱伝達率は高い値を示している。溝付管 LF と HF を比較すると, $G \leq 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の低湿り度域 ($1-x \leq 0.3$) に着目すると, 溝付管 HF の凝縮熱伝達率が大きい値を示している。これは, 溝付管 HF の溝形状はフィンが高く, 条数が多いため, フィン間の液膜は表面張力によってフィン底部に引き付けられ, フィン先端の液膜が薄くなることによって伝熱が促進されたためと考えられる。

図 6.35, 図 6.37, 図 6.39 および図 6.41 にそれぞれ R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) の溝付管による伝熱促進効果を示す。図より, いずれの管形状による伝熱促進効果は質量速度の増加とともに, 小さく予測する傾向にある。

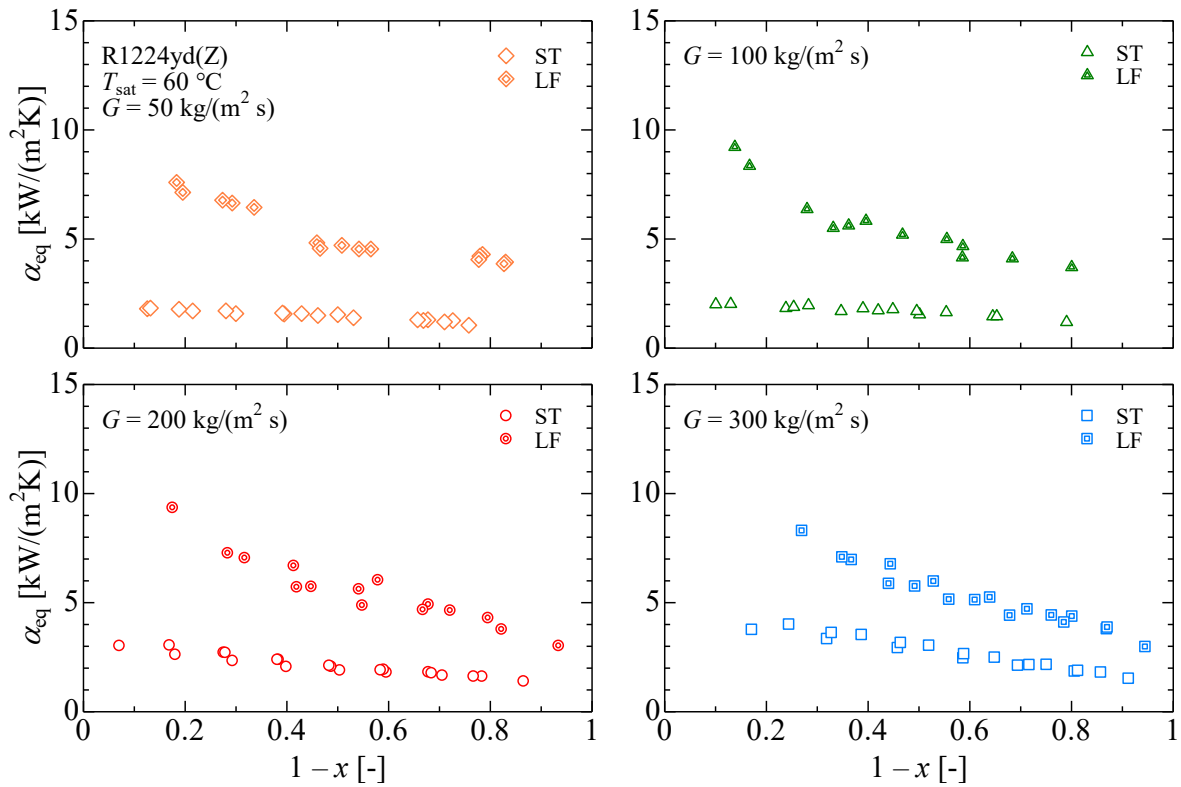


図 6.34 試験伝熱管の管性能比較 (R1224yd(Z))

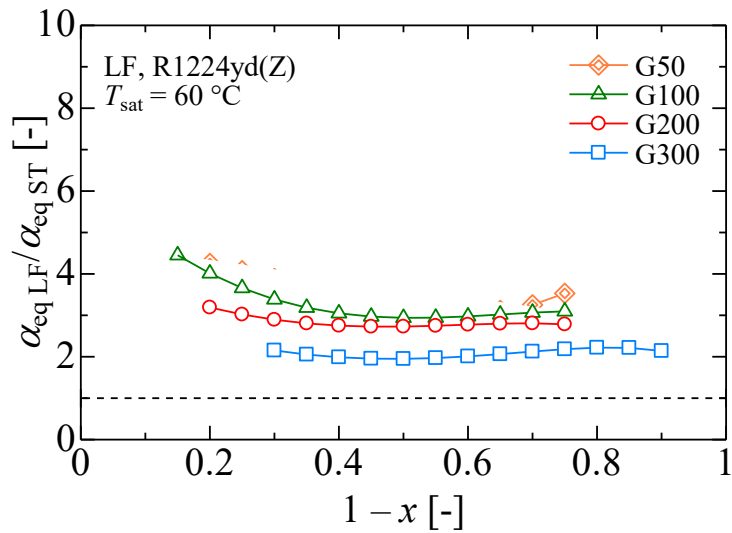


図 6.35 溝付管による伝熱促進効果 (R1224yd(Z))

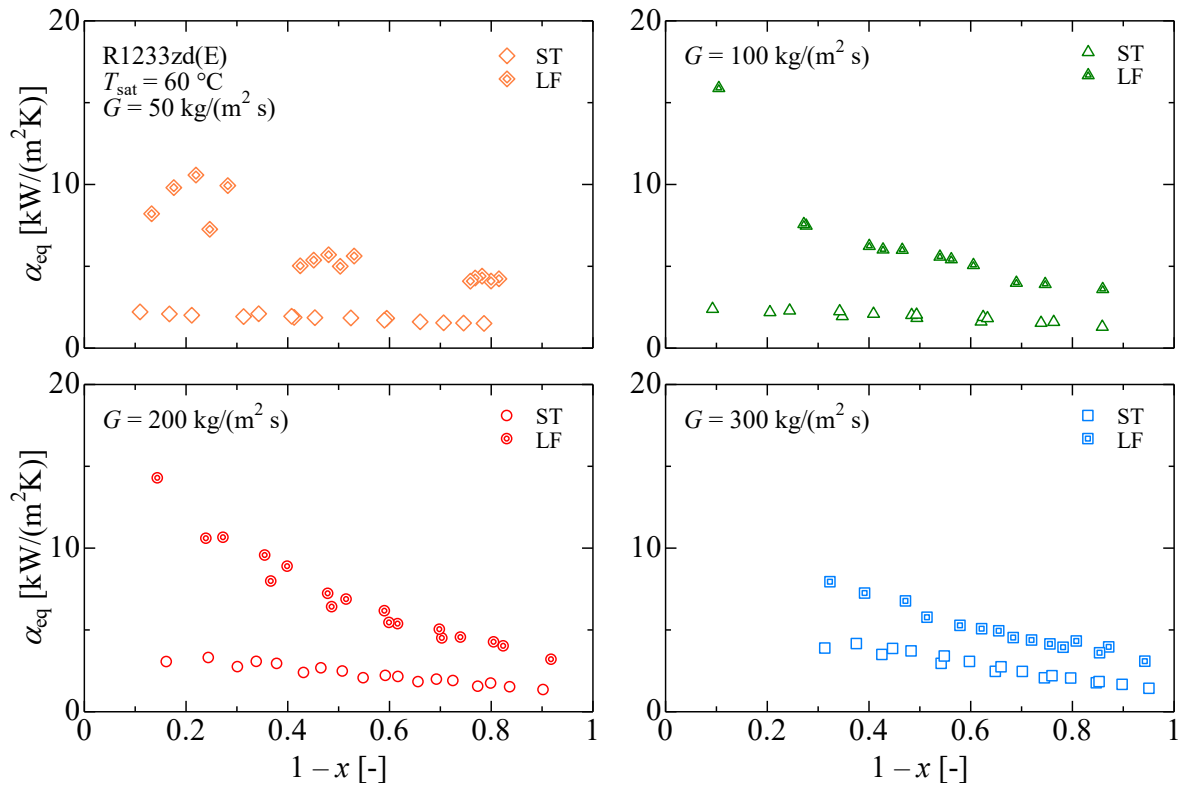


図 6.36 試験伝熱管の管性能比較 (R1233zd(E))

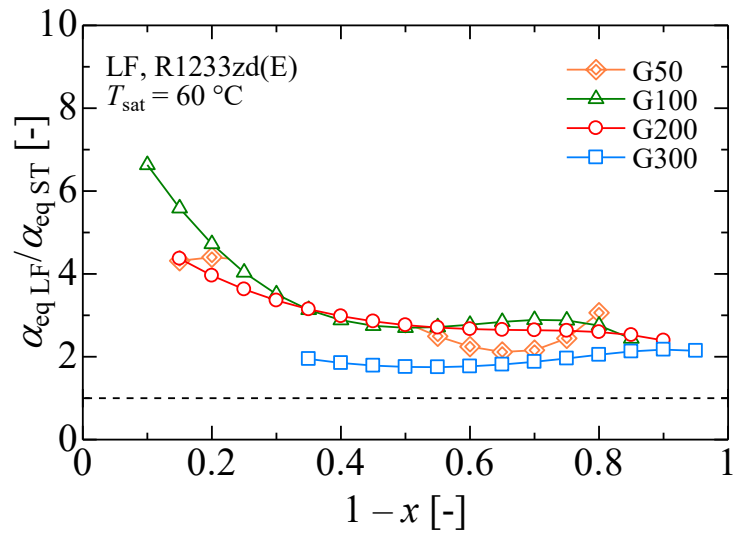


図 6.37 溝付管による伝熱促進効果 (R1224yd(Z))

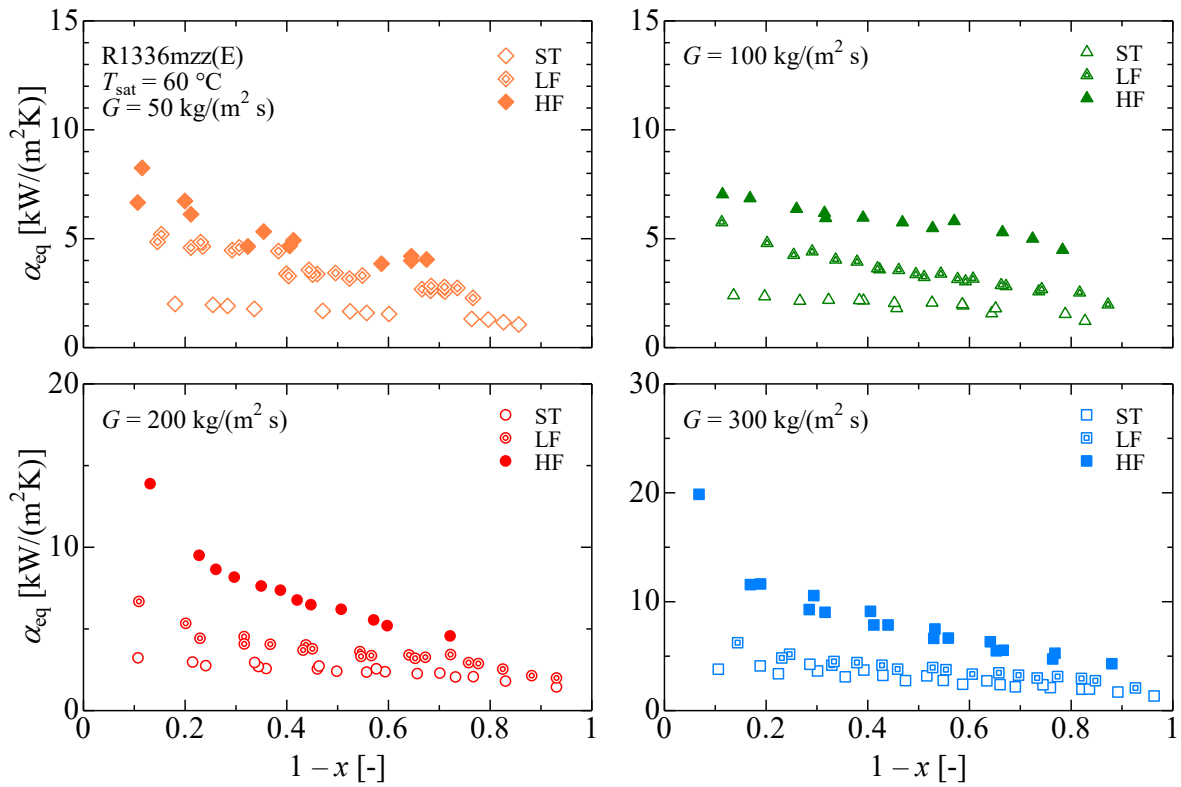


図 6.38 試験伝熱管の管性能比較 (R1336mzz(E))

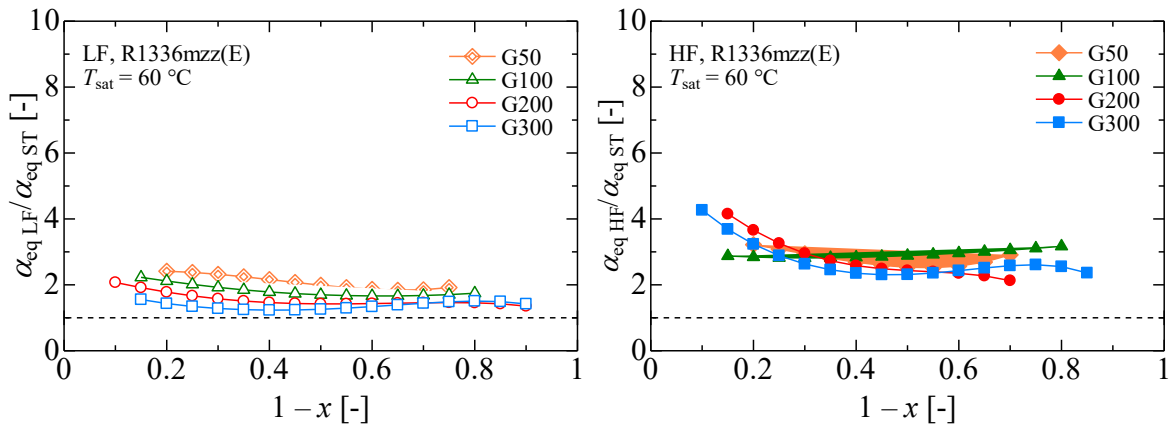


図 6.39 溝付管による伝熱促進効果 (R1224yd(Z))

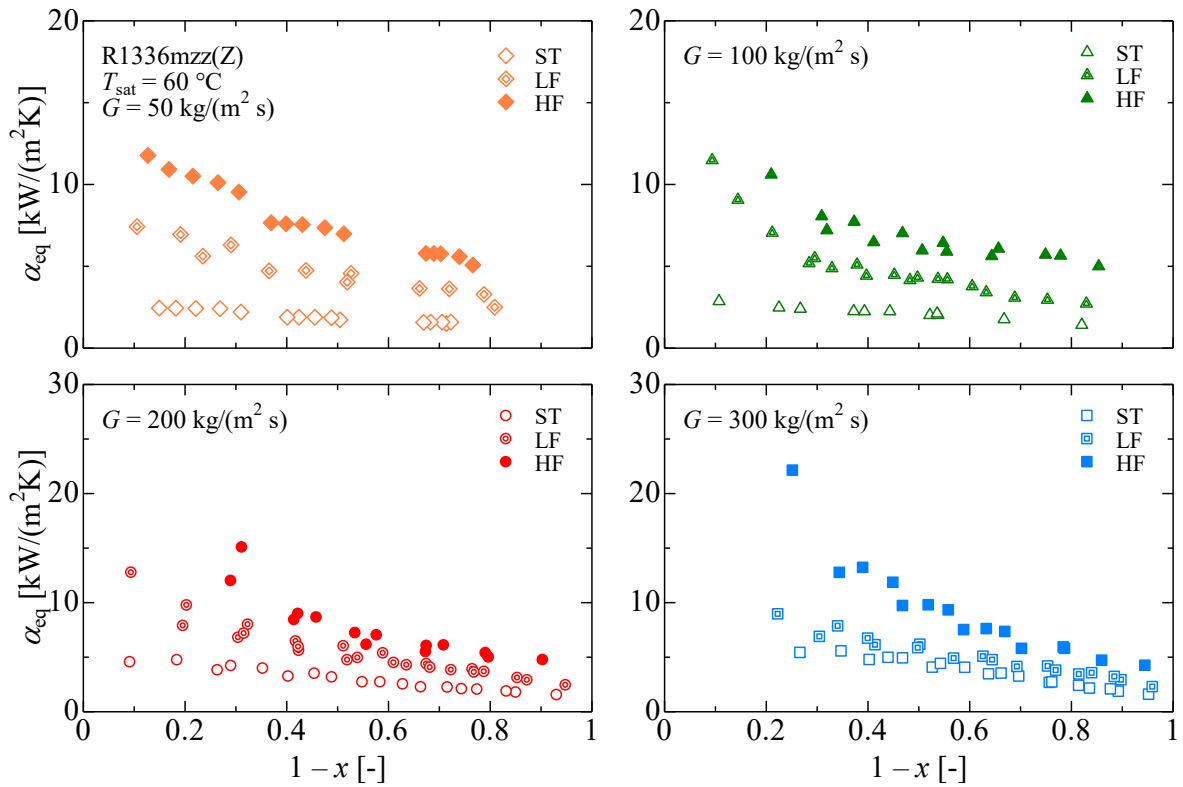


図 6.40 試験伝熱管の管性能比較 (R1336mzz(Z))

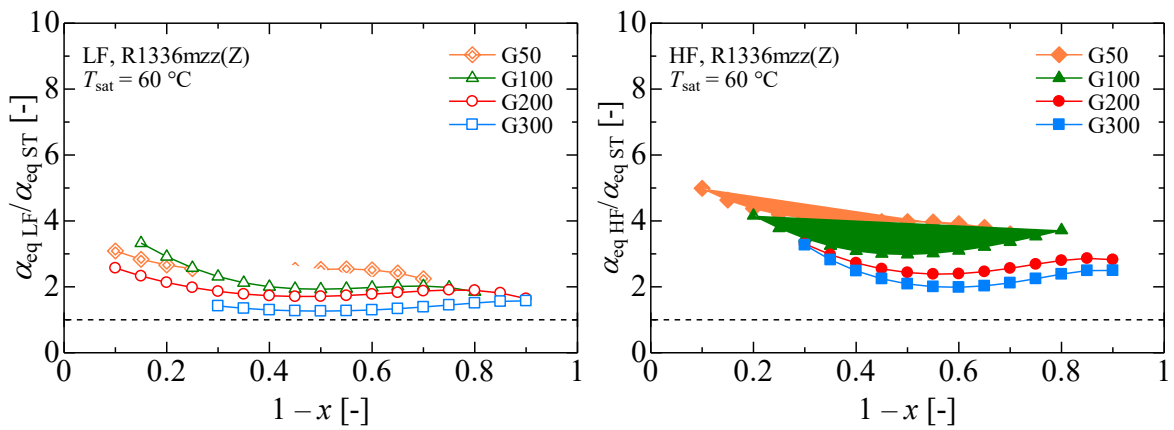


図 6.41 溝付管による伝熱促進効果 (R1224yd(Z))

6.2.4 実験値と従来の整理式との比較

図 6.42 に平滑管 ST の凝縮熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の整理式による予測値 α_{cal} との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、原口らの式⁵⁹⁾、Dobson – Chato の式⁶²⁾、Jung らの式⁶⁴⁾、Cavallini らの式⁶⁵⁾および Shah の式⁶⁷⁾である。表 6.4 には平滑管 ST の凝縮熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の整理式による予測値 α_{cal} との平均偏差 MD および MAD を示す。平均偏差 MD および MAD は式(4-1)および(4-2)より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である。

図より、いずれの整理式による予測値は、実験値との相関がよく、概ね $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致している。

原口らの式⁵⁹⁾による予測値、Dobson – Chato の式⁶²⁾による予測値、Cavallini らの式⁶⁵⁾による予測値は実験値とほぼ $\pm 30\%$ 以内で一致しているが、Shah の式⁶⁷⁾は高質量速度域では実験値よりやや大きい傾向がある。

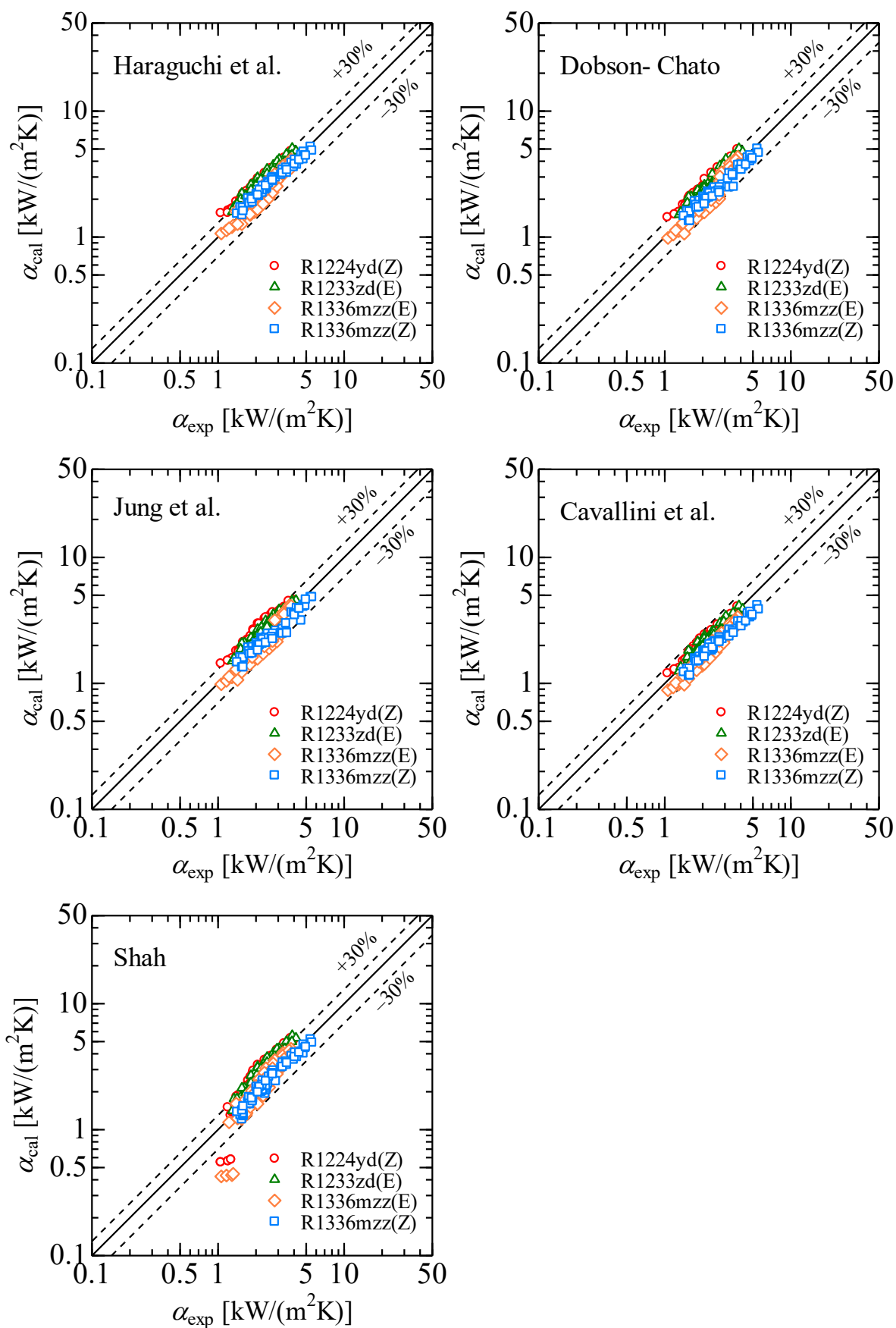


図 6.42 平滑管 ST の実験値と整理式との比較

表 6.4 平滑管 ST の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Haraguchi et al.	17.4	13.5	98.5	266
Dobson – Chato	14.6	6.0	97.4	
Jung et al.	16.0	6.3	95.9	
Cavallini et al.	14.0	-9.5	81.2	
Shah	19.9	10.1	89.1	

図 6.43 および図 6.44 にそれぞれ溝付管 LF および溝付管 HF の凝縮熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の整理式による予測値 α_{cal} との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、兪 - 小山の式⁶⁸⁾、鹿園らの式^{69,70)}、Chamra らの式²⁴⁾、米本 - 小山の式²⁶⁾および Cavallini らの式⁷¹⁾である。表 6.5 および表 6.6 には、それぞれに溝付管 LF および溝付管 HF の凝縮熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の整理式による予測値 α_{cal} との平均偏差を示す。

兪 - 小山の式⁶⁸⁾は、高流量域の予測値がややばらついているが、概ね $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致している。

鹿園らの式^{69,70)}と Chamra らの式²⁴⁾は、いずれの溝付管においても高流量域の実験値より小さい傾向がある。

米本 - 小山の式²⁶⁾は、実験値より、概ね $\pm 30\%$ 以内で一致しているが、傾向が異なっていて、十分な予測精度とはいえず、更なる検討が必要である。

Cavallini らの式⁷¹⁾は、溝付管 LF では実験値より小さい傾向があるが、 $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致している。溝付管 HF では全体的に実験値より小さい。

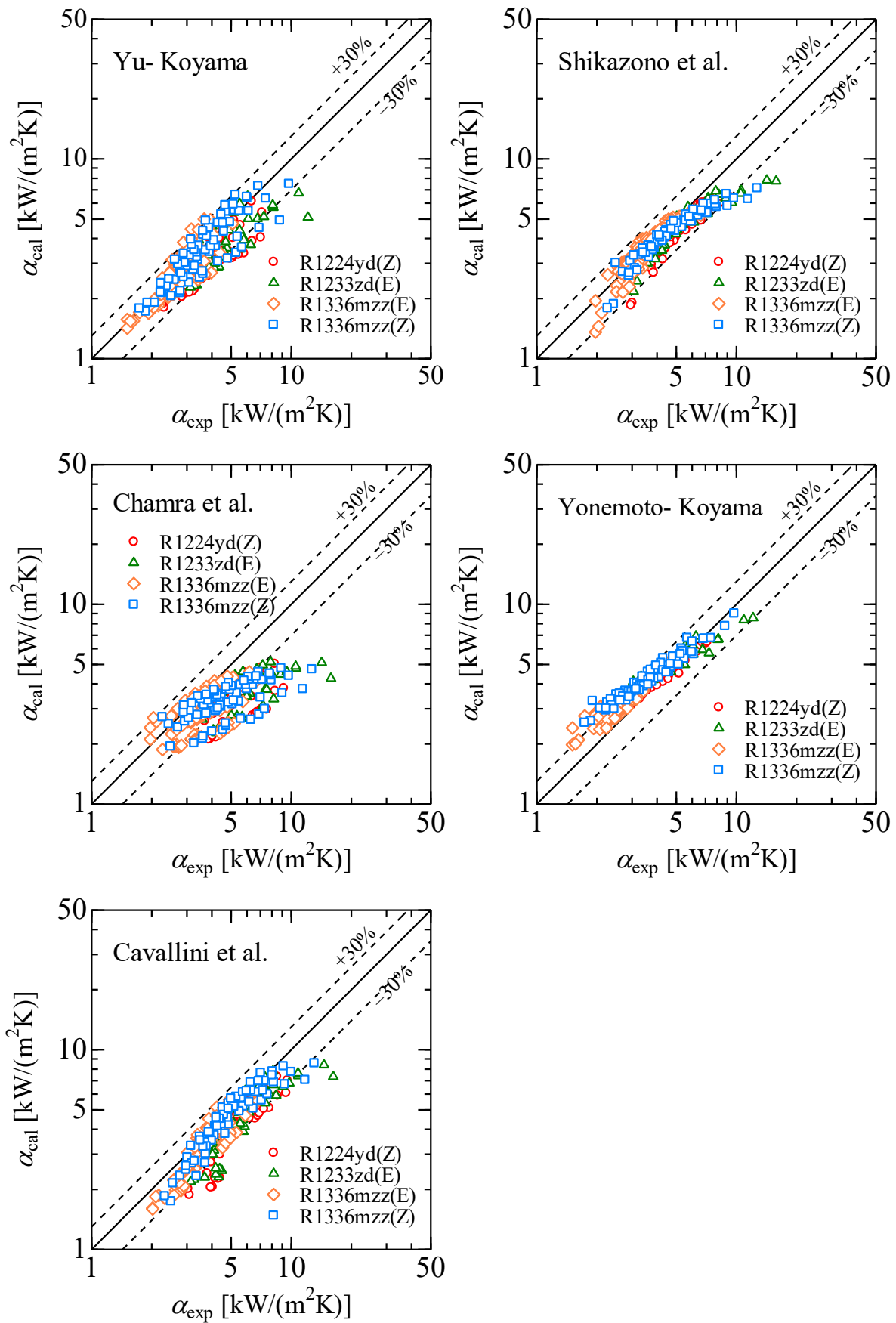


図 6.43 溝付管 LF の実験値と整理式との比較

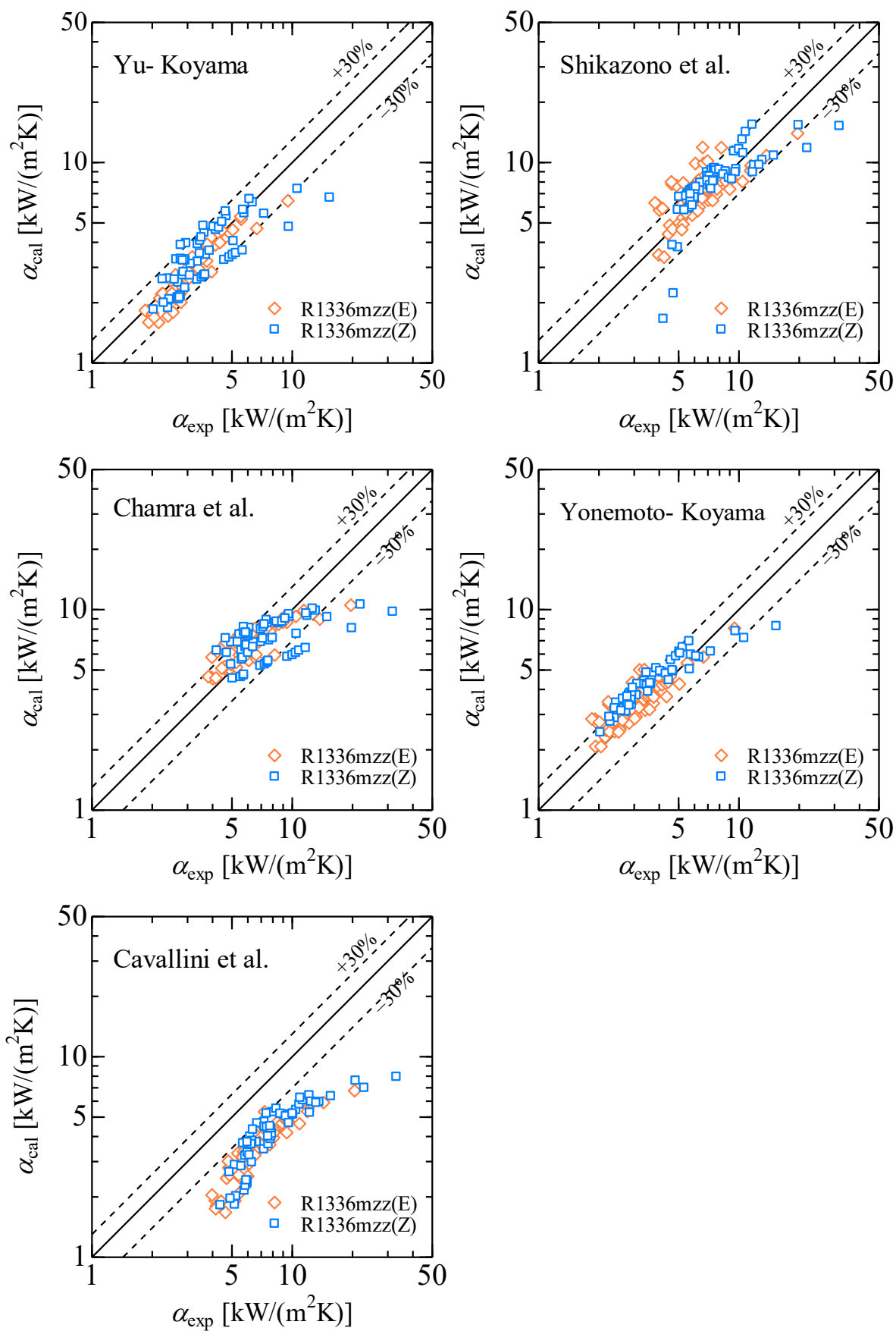


図 6.44 溝付管 HF の実験値と整理式との比較

表 6.5 溝付管 LF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Yu – Koyama	17.9	-13.9	70.3	273
Shikazono et al.	14.2	-13.2	83.2	
Chamra et al.	30.3	-29.9	36.6	
Yonemoto – Koyama	14.1	11.3	98.2	
Cavallini et al.	19.1	-18.5	61.5	

表 6.6 溝付管 HF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Yu – Koyama	16.8	-12.2	67.8	90
Shikazono et al.	22.8	7.5	72.2	
Chamra et al.	18.1	-4.7	71.1	
Yonemoto – Koyama	19.6	15.5	90.0	
Cavallini et al.	50.7	-50.7	0	

6.3 まとめ

本章では、純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の水平平滑管および溝付管内の凝縮特性に関する実験を行い、摩擦圧力損失および凝縮熱伝達率の実験結果を示した。また、従来提案されている摩擦圧力損失および凝縮熱伝達率の整理式との比較を行った。以下に、本章で得られた結果をまとめる。

- (1) 純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の平滑管内における凝縮流の摩擦圧力損失は、従来提案されている凝縮流の摩擦圧力損失の整理式は良くまとまっている。
- (2) 純冷媒の溝付管 LF および溝付管 HF 内における凝縮流の摩擦圧力損失は、平滑管と比較して大きく、フィン高さおよびリード角が大きく条数の多い溝付管 HF が最も大きい摩擦圧力損失を示した。溝付管内の摩擦圧力損失に関する従来の整理式は、原口らの整理式による予測値が溝付管 LF および溝付管 HF の予測精度はよい。
- (3) 純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の溝付管内における凝縮熱伝達率は、平滑管と比較して大きく、等価内径の伝熱面積基準で定義した熱伝達率を比較し、溝付管 LF に比べて溝付管 HF の凝縮熱伝達率は大きい値を示す。
- (4) 溝付管内の凝縮熱伝達率に関する従来の整理式は、兪 - 小山の整理式および米本 - 小山の整理式による予測値が比較的実験値とよく一致するものの、溝形状の相違により予測傾向が異なり、十分な予測精度とはいえず、更なる検討が必要である。

第7章 水平管内凝縮熱伝達率の新たな整理式の作成

これまで提案されてきた水平管内二相流に関する凝縮熱伝達の整理式では、新規 HFO 系および HCFO 系冷媒の水平管内の実験値を考慮していない。そこで、純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の凝縮実験結果に基づき、比較的实验値と相関が良い原口らの式に修正を加え、水平平滑管および溝付管に適用できる整理式の作成を試みた。

7.1 水平平滑管内凝縮熱伝達率の新たな整理式の作成

水平管内凝縮では、凝縮の進行に伴って液膜の流れが蒸気流によるせん断力支配から重力支配となり、流動様相も大きく変化する。凝縮熱伝達は管内壁面に形成される凝縮液膜の厚さや液膜内の流動特性に支配される。したがって、水平管内凝縮熱伝達率は蒸気せん断力が支配的な強制対流凝縮項 Nu_F と重力の影響が支配的な自由対流凝縮項 Nu_B で表される次式で全凝縮域にわたる凝縮熱伝達率を表している。

$$Nu = \frac{\alpha d_i}{\lambda_L} = \left(Nu_F^m + Nu_B^m \right)^{\frac{1}{m}} \quad (7-1)$$

ここに、 m は強制対流凝縮項 Nu_F と自由対流凝縮項 Nu_B を結合するための指数である。

水平平滑管の凝縮熱伝達率に関する従来の整理式は第 1.4.1 項にまとめており、それらの整理式を大別すると、原口らの式⁵⁹⁾は全凝縮域にわたって凝縮熱伝達率を強制対流凝縮と自由対流凝縮の熱伝達率の和で表す整理式であり、Dobson – Chato の式⁶²⁾、Jung の式⁶⁴⁾、Cavallini らの式⁶⁵⁾および Shah の式⁶⁷⁾は管内の流動様相をそれぞれの手法で判別し、各流動様相に対して凝縮熱伝達率の整理式を表している。また、Son – Lee⁶⁶⁾は環状流域のみの凝縮熱伝達率を单相流の整理式に Lockhart – Martinelli⁴⁾のパラメータ χ_{tt} の関数を加えた整理式である。

水平平滑管内における凝縮熱伝達率の実験値と従来の整理式の比較結果より、実験値と最も相関のよい原口らの式⁵⁹⁾をベースに新規冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)にも適用可能な整理式の作成を試みる。

7.1.1 強制対流支配域の熱伝達率

強制対流凝縮項 Nu_F は環状乱流液膜理論⁶⁰⁾に基づき次式で表される。

$$Nu_F = \frac{Re_L^* Pr_L}{T_i^+} \quad (7-2)$$

ここに、 Re_L^* は膜レイノルズ数、 T_i^+ は気液界面と管内壁面との無次元温度差であり、以下のように定義される。

$$Re_L^* = \frac{\rho_L d_i \sqrt{\tau_w / \rho_L}}{\mu_L} \quad (7-3)$$

$$T_i^+ = \frac{\rho_L c_{pL} \sqrt{\tau_w / \rho_L} (T_i - T_{wi})}{q} = \frac{\rho_L c_{pL} \sqrt{\tau_w / \rho_L} (T_i - T_{wi})}{Q / (\pi d_i L)} \quad (7-4)$$

壁面せん断力 τ_w は Lockhart – Martinelli の定義式を用いて次式で表される。

$$\tau_w = \tau_{wV} \Phi_V^2 \quad (7-5)$$

ここに、 τ_{wV} は二相流中の気相成分のみが平滑管内を充満して流れたと仮定した場合の壁面せん断力であり、次式で表される。

$$\tau_{wV} = f \frac{\rho_V u_V^2}{2} \quad (7-6)$$

$$u_V = \frac{Gx}{\rho_V} \quad (7-7)$$

式(7-2)に式(7-3)、(7-4)、(7-5)を代入して整理すると次式が得られる。

$$Nu_F = \sqrt{0.5 f_V} Re_L \Phi_V \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{Pr_L}{T_i^+} \right) \quad (7-8)$$

ここで、新たな整理式において、摩擦係数 f として単相乱流域における摩擦係数の整理式、平滑管については Fanning の式を用いた。

また、上式中の二相流摩擦損失係数 Φ_V については、前章で摩擦圧力損失の整理式の中に最も相関のよい原口らの式を用いて算出した。

なお、 (Pr_L / T_i^+) は次 7.1.3 項にて実験結果を基に試行錯誤的に決定する。

7.1.2 自由対流支配域の熱伝達率

自由対流凝縮項 Nu_B は管頂部の液膜の薄い領域と管底部の液膜の厚い領域に分類し、管底部の液膜の厚い領域の熱伝達は

$$Nu_{\pi-\varphi_0} = 0.023 Re_L^{0.8} Pr^{0.3} \frac{\pi-\varphi_0}{\pi} \quad (7-9)$$

上式の計算の上、自由対流凝縮に占める割合 4%以下となり、管底部の厚液膜の伝熱は無視できるものとする。管頂部の液膜の薄い領域の熱伝達特性に Nusselt の解法⁶⁾を適用し、自由対流凝縮項 Nu_B は次式のように表される。

$$Nu_B = F(\varphi_0) \left(\frac{Ga_L Pr_L}{Ph_L} \right)^{1/4} \quad (7-10)$$

$$F(\varphi_0) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\varphi_0} \frac{\sin^{1/3} \varphi}{\left(2 \int_0^{\varphi} \sin^{1/3} \varphi \, d\varphi \right)} d\varphi \quad (7-11)$$

ここに、 φ_0 は管頂部の液膜の薄い領域と管底部の液膜の厚い領域の境界角度であり、管頂部の液膜の薄い領域の液膜の厚さを Nusselt の解法を適用すれば、次式のように表される。

$$\delta \frac{1}{3\nu_L} \frac{d}{d\varphi} (\delta^3 \sin \varphi) = \frac{\lambda_L (T_{\text{sat}} - T_w) d_i}{2g\rho_L \Delta H_{LV}} \quad (7-12)$$

図 7.2 に示すように、管頂部の液膜の薄い領域の液膜の体積が考慮すれば、 φ_0 とボイド率 ξ の関係には次式で表される。

$$A_1 = \frac{1}{2} \int_0^{\varphi_0} [r(\varphi)^2] d\varphi = \frac{1}{2} \int_0^{\varphi_0} \left[\frac{d}{2} - \left(\frac{Ja \cdot d^3}{Pr \cdot Ga} \right)^{1/4} \frac{\left(2 \int_0^{\varphi} \sin^{1/3} \varphi \, d\varphi \right)^2}{\sin^{1/3} \varphi} \right] d\varphi \quad (7-13)$$

$$A_2 = -\frac{r^2(\varphi_0) \sin(2\varphi_0)}{4} = -\left(\frac{Ja \cdot d^3}{Pr \cdot Ga} \right)^{1/2} 2 \cos \varphi_0 \sin^{1/3} \varphi_0 \left(\int_0^{\varphi_0} \sin^{1/3} \varphi \, d\varphi \right)^2 \quad (7-14)$$

上式(7-11)、(7-12)、(7-13)および(7-14)を整理すると、

$$\xi = \frac{8}{d^2} (A_1 + A_2) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\varphi_0} \left[1 - \left(\frac{2\delta(\varphi_0)}{d} \right) \right]^2 d\varphi - \frac{\sin(2\varphi_0)}{2\pi} \left[1 - \left(\frac{2\delta(\varphi_0)}{d} \right) \right]^2 \quad (7-15)$$

式(7-15)の関係を用いて、 φ_0 を ξ に書き換えると、式(7-10)は次式のように表される。

$$Nu_B = 0.728 \left(\frac{Ga Pr}{Ja} \right)^{1/4} H(\xi) \quad (7-16)$$

ここに,

$$H(\xi) = \frac{F(\varphi_0)}{F(\pi)} \quad (7-17)$$

図 7.3 はボイド率 ξ と $H(\xi)$ の関係を示す. 実線は式(7-11)および式(7-15)を用いて求めた計算結果であり, 破線はその計算結果を次式で近似したものである.

$$H(\xi^*) = \xi^* + \left[6(1 - \xi^{*0.07})^{0.05} - 5 \right] \xi^{*0.33} (1 - \xi^{*2.7}) \quad (7-18)$$

ここに,

$$\xi^* = \xi \left(1 + 4.4 \left(\left(\frac{Ja}{Pr \cdot Ga} \right)^{1/4} \right)^{1.1} \right) \quad (7-19)$$

また, ボイド率 ξ は次式の Smith⁸⁰⁾ の式(3-5)を用いる.

図 7.4 に実験結果と近似式の比較を示す. なお, 図 7.4 中のプロットは Soliman ら提案した Froude 数の判別式⁶³⁾より, 自由対流凝縮が支配する領域 $Fr_{SO} < 4$ と判別された結果のみをプロットしたものである.

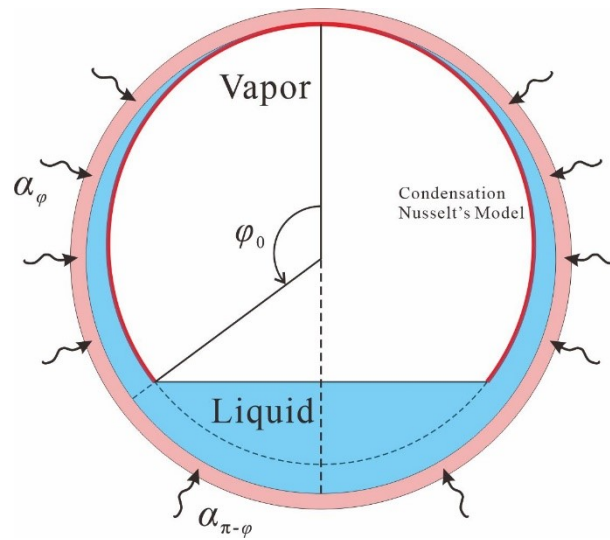


図 7.1 層状流モデル

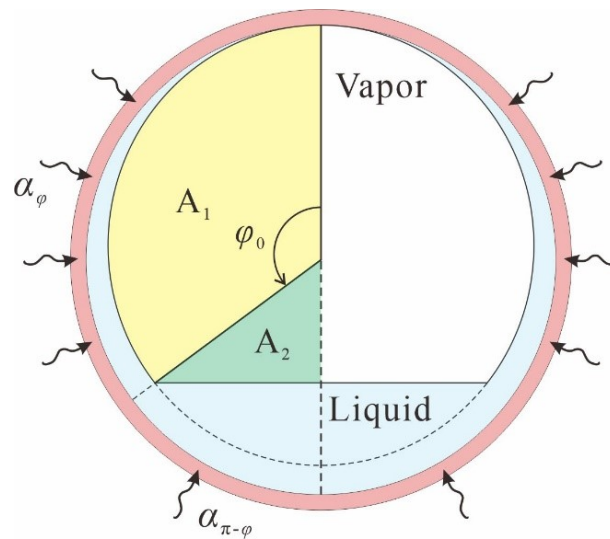


図 7.2 ボイド率 ξ と $H(\xi)$ の関係

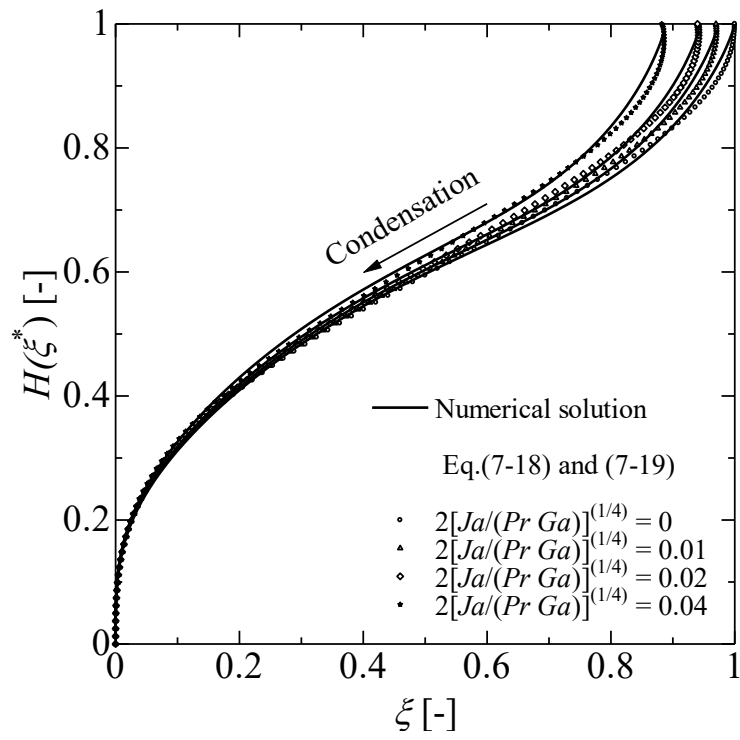


図 7.3 ボイド率 ξ と $H(\xi)$ の関係

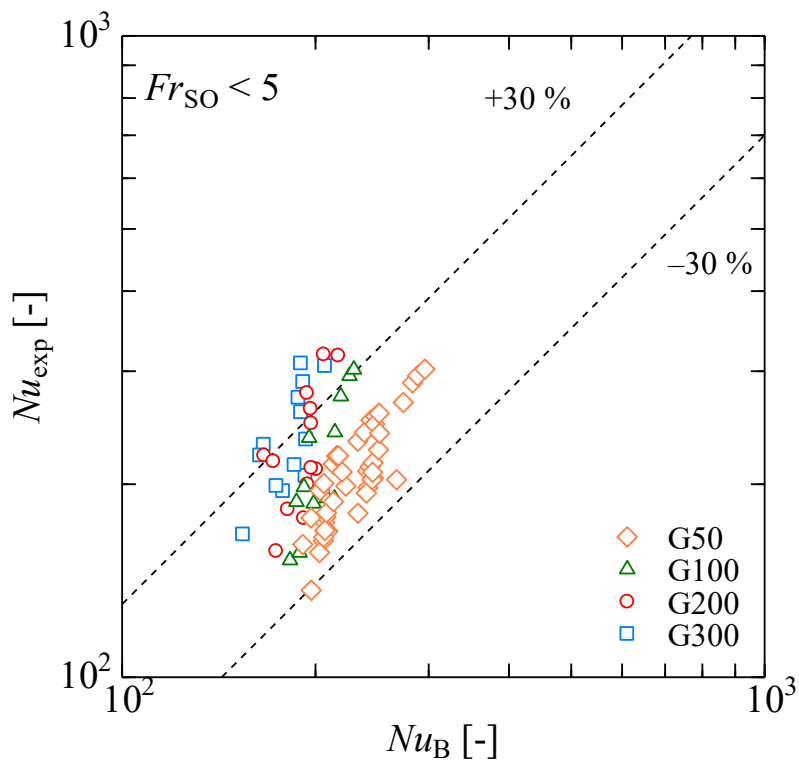


図 7.4 Nu_B と Nu_{exp} の比較

7.1.3 新たな整理式の提案

本研究で用いた新規冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) は、高沸点冷媒であるため蒸気密度がこれまでの研究で用いられた従来冷媒に比べて非常に小さい。そのため、質量速度、飽和温度およびクオリティが同一条件においても従来の冷媒に比べて管内の蒸気速度は大きく、強制対流の影響が顕著に現れると考えられる。以上のことから本論文では、前節に示した整理式のモデルより、強制対流凝縮項 Nu_F に修正を加え、凝縮熱伝達率整理式の作成を試みる。

次に強制対流凝縮項 Nu_F は以下のようにして求めた。まず、式(7-8)に式(7-1)を代入して整理すると次式が得られる。

$$\frac{Pr_L}{T_i^+} = \frac{(Nu^m - Nu_B^m)^{\frac{1}{m}}}{\sqrt{0.5 f_V} Re_L \Phi_V \left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0.5} \left(\frac{x}{1-x}\right)} \quad (7-20)$$

ここで、 Nu 数は平滑管の実験より得られたヌセルト数、 Nu_B は式(7-16), (7-18)および(7-19)より見積もった値である。式(7-20)で得られた強制対流凝縮項 Nu_F の値を用いて、無次元温度(Pr_L/T_i^+)は Re_L と Pr_L の関数で表している。以下に(Pr_L/T_i^+)の近似式を示す。

$$\frac{Pr_L}{T_i^+} = C_1 Re_L^{C_2} Pr_L^{C_3} \quad (7-21)$$

ここに、 $C_1 \sim C_3$ は係数であり、蒸気せん断力の支配的な強制対流凝縮域($Fr_{so} > 20$)における実験データを用いて、試行錯誤的にその値を決定する。以下に得られた近似式および図 7.5 に実験結果と近似式の比較を示す。なお、図 7.5 中のプロットは Soliman ら提案した Froude 数の判別式⁶³⁾より、環状流 $Fr_{so} > 20$ と判別された結果のみをプロットしたものである。

$$\frac{Pr_L}{T_i^+} = 0.074 Re_L^{-0.09} Pr_L^{0.9} \quad (7-22)$$

式(7-8)および式(7-22)より強制対流凝縮項 Nu_F は、次式のように求められる。

$$Nu_F = 0.052 \sqrt{f_L} Re_L^{0.91} Pr_L^{0.9} \Phi_V \left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0.5} \left(\frac{x}{1-x}\right) \quad (7-23)$$

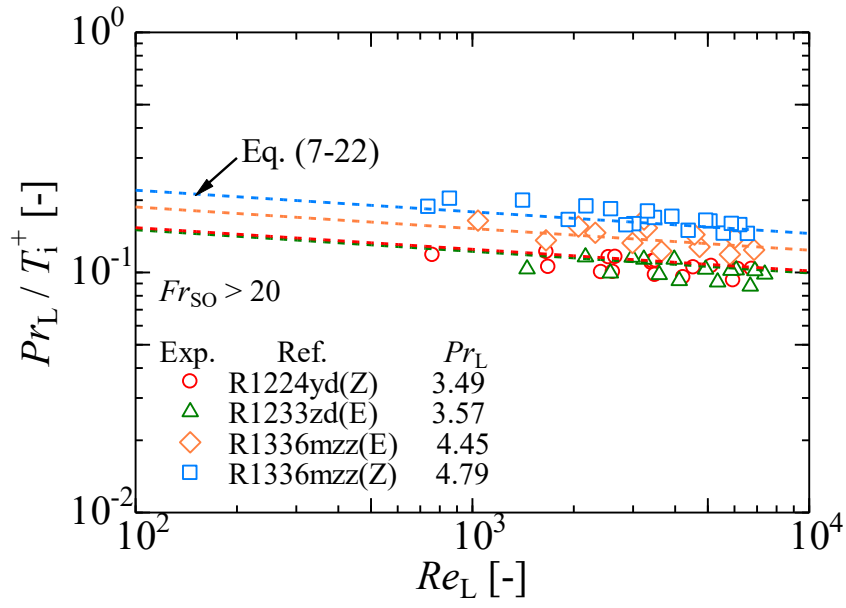


図 7.5 Pr_L/T_i^+ , Re_L および Pr_L の関係

式(7-1)中の指数 m を正の整数の範囲で取り替えて、同じ様に Nu_F と Nu_B の式を作成を試みたが、実験値と最もよく一致するのは $m = 3$ として求めた上述の式であった。

$$Nu_F = (Nu^3 - Nu_B^3)^{\frac{1}{3}} = \left[\left(\frac{\alpha d_i}{\lambda_L} \right)^3 - Nu_B^3 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (7-24)$$

要するに、式(7-1)中の Nu_F として式(7-23)、 Nu_B として式(7-16)、(7-18)および(7-19)が得られた。表 7.1 は新しく作成した整理式をまとめて示す。

表 7.1 新たな凝縮熱伝達率の整理式

$$Nu = \frac{\alpha d_i}{\lambda_L} = (Nu_F^3 + Nu_B^3)^{1/3}$$

$$\text{強制対流凝縮項} : Nu_F = 0.052 \sqrt{f_L} Re_L^{0.91} Pr_L^{0.9} \Phi_V \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \left(\frac{x}{1-x} \right)$$

$$\Phi_V = 1 + C \chi_{tt}^n + \chi_{tt}^2$$

$$C = 21 \{1 - \exp(-0.28 Bo^{0.5})\} \{1 - 0.9 \exp(-0.02 Fr^{1.5})\}$$

$$n = 1 - 0.7 \exp(-0.08 Fr)$$

$$Bo = \frac{g d_i^2 (\rho_L - \rho_V)}{\sigma}, \quad Fr = \frac{Gx}{\sqrt{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)}}$$

$$\text{自由対流凝縮項} : Nu_B = 0.728 H(\xi) \left(\frac{Ga_L Pr_L}{Ph_L} \right)^{1/4}$$

$$H(\xi^*) = \xi^* + \left[6(1 - \xi^{*0.07})^{0.05} - 5 \right] \xi^{*0.33} (1 - \xi^{*2.7})$$

$$\xi^* = \xi \left(1 + 4.4 \left(\left(\frac{Ja}{Pr \cdot Ga} \right)^{1/4} \right)^{1.1} \right)$$

$$\xi = \left\{ 1 + \frac{\rho_V}{\rho_L} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_L + 0.4 \frac{1-x}{x}}{\rho_V}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right) \right\}^{-1}$$

$$Ga_L = \frac{g \rho_L^2 d_i^3}{\mu_L^2}, \quad Ph_L = \frac{c_{pL} (T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})}{\Delta h_{LV}}$$

7.1.4 新たな整理式による予測値と実験値との比較

前項にて作成した凝縮熱伝達率の整理式の妥当性を検証するために、凝縮熱伝達率の実験値と新たな整理式による予測値との比較を行う。

図 7.6 に、本研究の実験値と新たな整理式による予測値との相関を示す。図より、従来の整理式では予測精度が低下していた蒸気せん断力が支配的となる強制対流凝縮域の熱伝達率を、新たな整理式による予測値は、いずれの条件においても実験値と±30%以内で一致している。自由対流凝縮域の熱伝達率については、従来の整理式よりよい傾向を示している。なお、式(7-8)中の二相流摩擦損失増倍係数 Φ_v は実験値を用いており、第 6.1 項で述べた凝縮流における摩擦圧力損失勾配の実験値を精度よく予測した宮良らの式による予測値を用いても、新たな整理式による予測値と実験値との相関はよく、±30%以内で一致している。

表 7.1 中の MAD および MD はそれぞれ式(4-1)および(4-2)で定義した偏差の平均値と偏差の絶対値の平均値である。また、 n はデータの個数である。なお、参考までに測定値と従来の整理式による計算値との平均偏差も示している。図 7.6 および表 7.1 より、従来の整理式による予測値は、実験値との相関がよいが、自由対流凝縮項を液膜の影響を考慮した新たな整理式では予測精度がさらに改善されていることが確認できる。

表 7.1 実験値と整理式による計算値との偏差

Correlations	Year	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	n
Haraguchi et al.	1994	17.4	13.5	98.5	266
Dobson – Chato	1998	14.6	6.0	97.4	
Jung et al.	2003	16.0	6.3	95.9	
Cavallini et al.	2006	14.0	-9.5	81.2	
Shah	2013	19.9	10.1	89.1	
Present	2020	11.4	3.1	97.8	

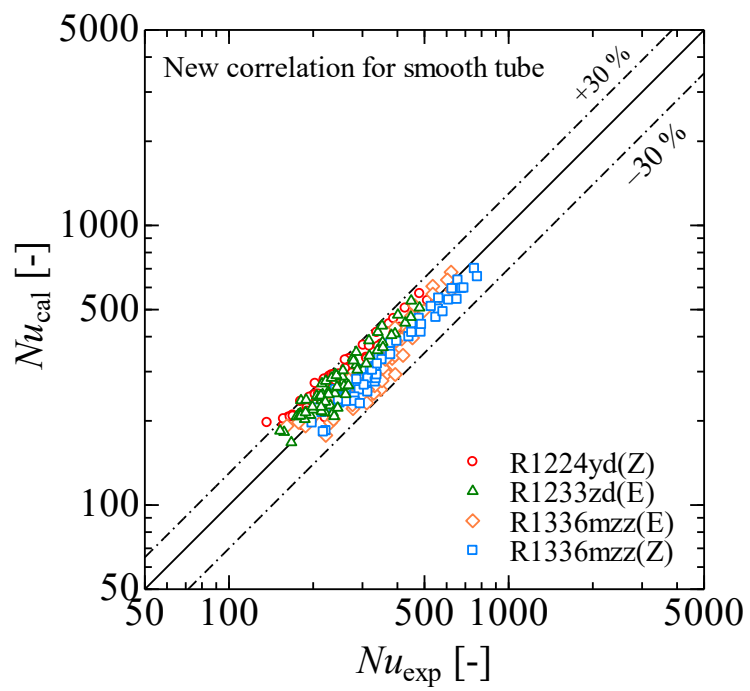


図 7.6 Nu_{exp} と Nu_{cal} の関係

新たに提案した熱伝達率の整理式の妥当性を検証するために、本実験値に加え、他の研究者による実験値との比較を行った。図 7.6 に、他の研究者⁸⁶⁾によって報告されている高沸点冷媒の熱伝達率の実験値と提案した整理式との比較を示す。表には比較に用いた実験値の実験条件とデータ数を示す。図より、渡邊らの高流量域における熱伝達率をやや大きく見積もる傾向にあるものの、実験値と良好な相関を示しており、 $\pm 30\%$ 以内で熱伝達率を相関していることがわかる。

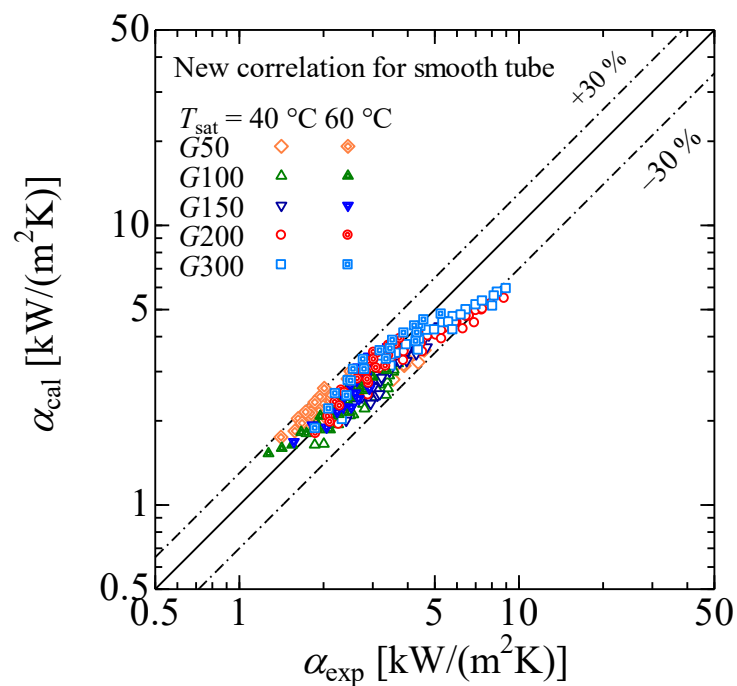


図 7.7 他の研究者の熱伝達率の実験値と提案した整理式との比較

表 7.2 他の研究者によって報告されている高沸点冷媒の実験条件

Source	Fluid	$P_{\text{sat}} (T_{\text{sat}})$	d_i	G	q	N
		kPa (°C)	mm	$\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$	kWm^{-2}	
Watanabe et al. (2015)	R245fa	251, 462 (40 °C, 60 °C)	8.4	50-300	0.2-11.9	295

7.2 まとめ

本章では、高沸点冷媒 R245fa, R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の水平平滑管内の沸騰熱伝達特性を実験的に明らかにするとともに、新たな整理式を提案した。以下に、主な結論を示す。

従来の整理式で比較的良い相関を示した原口らの整理式をもとに、新規高沸点冷媒の水平平滑管内の凝縮熱伝達率を最適に相関する修正式を提案した。表 7.1 に修正した整理式をまとめて示す。新たな整理式は、管頂部の液膜の薄い領域の液膜の体積の影響を考慮している。この整理式は、本研究で得られた R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E), R1336mzz(Z)の実験値についても良好な相関を示した。

第 8 章 非共沸混合冷媒 R245fa/R1234ze (E) の水平管内の

摩擦圧力損失特性および熱伝達特性

近年は工場などからの廃熱を再利用して高温水・蒸気を生成する高温ヒートポンプ機器やバイナリー発電装置の導入が進められている。これら機器には、それぞれのシステム温度レベルに適した作動媒体の選定が重要である。著者らはこれまでに、臨界圧力が低く、臨界温度が高い特性を有し、高温域での使用に適した純冷媒 R245fa を用いた水平管内の沸騰および凝縮流の熱伝達および圧力損失特性ならびに R245fa と比べて体積能力が大きく、臨界温度が比較的高い R134a を混合させた 2 成分混合冷媒 R245fa/R134a の水平管内の沸騰および凝縮流の熱伝達および圧力損失特性について報告している。

しかしながら、キガリ改正により温室効果の高い HFC 系冷媒は生産および消費が段階的な削減義務が定められ、将来的には GWP 値の低い代替冷媒への転換が必要不可欠である。R134a の GWP 値は R245fa よりも大きいことから、R134a の代替冷媒として期待されているオレフィン系冷媒 R1234ze(E) と R245fa との 2 成分混合冷媒 R245fa/ R1234ze(E) に着目した。図 8.1 に示すように、露点と沸点の温度差（以下、温度グライドと記す）を有する非共沸混合冷媒である。混合冷媒 R245fa/ R1234ze(E) に関する研究は少ないため、熱交換器の高性能化やサイクル性能の向上を図る上では、混合冷媒 R245fa/ R1234ze(E) の沸騰および凝縮流における熱伝達および圧力損失特性を定量的に詳細に把握することが求められている。

本章では、混合冷媒 R245fa/ R1234ze(E) について水平管内における凝縮特性を実験的に明らかにするとともに、冷媒組成比がそれら特性に及ぼす影響について検証した。また、非共沸混合冷媒は、純冷媒に比べて伝熱性能の低下を生じるため、沸騰器および凝縮器の伝熱性能向上が求められる。そこで、一般的に熱交換器での冷媒側の伝熱性能向上のために使用されている内面溝付管について、溝付管による伝熱促進効果を定量的に把握するために、平滑管の実験と同じ条件下で溝付管内の沸騰・凝縮実験を行い、伝熱促進効果について検証した。

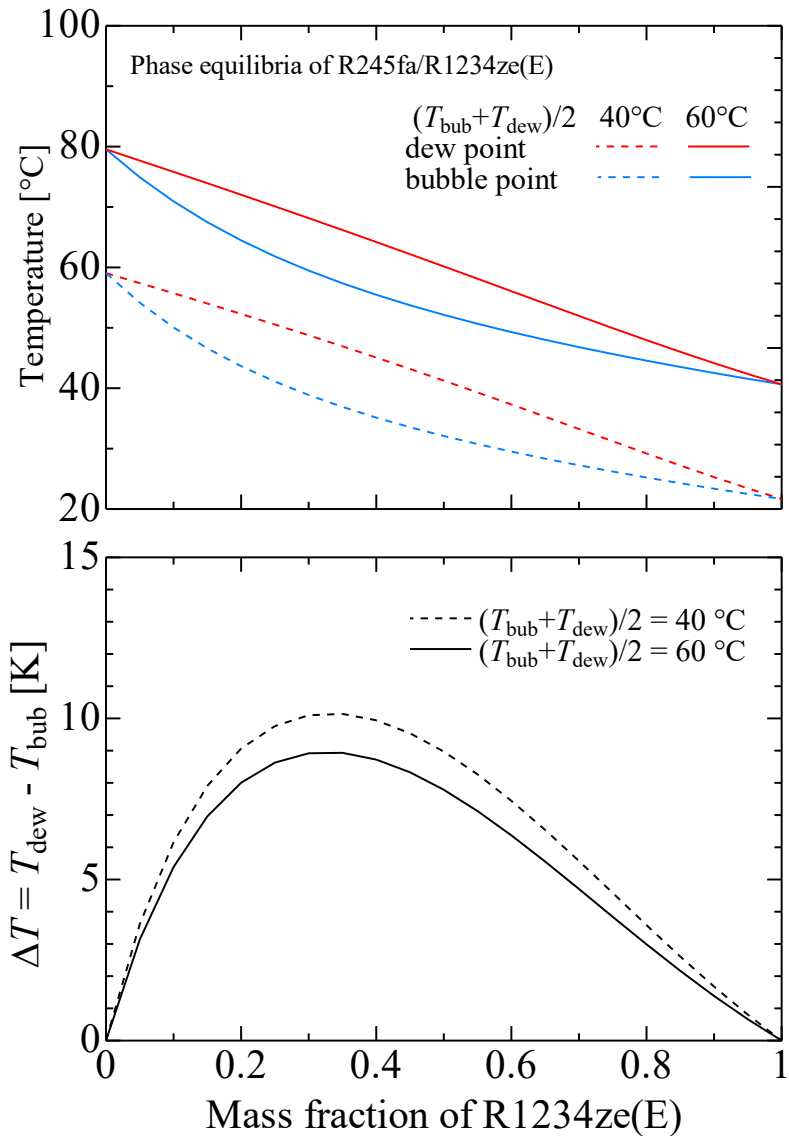


図 8.1 混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の気液相平衡線図と温度グライド

8.1 沸騰流の摩擦圧力損失特性

8.1.1 摩擦圧力損失

図 8.2～図 8.4 にそれぞれ平滑管 ST および溝付管 LF および溝付管 HF の質量速度 100 および 200 kg/(m²s), 平均飽和温度 (露点と沸点の平均温度) 40 °C における混合冷媒 R245fa/ R1234ze(E) の摩擦圧力損失の実験結果を示す. 図の縦軸は摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$, 横軸はクオリティ x を示している. 図中の◇, △および○印はそれぞれ混合冷媒 R245fa/ R1234ze(E) の冷媒組成比が 90/10, 80/20 および 65/35 mass% の実験結果である.

図より, いずれの冷媒組成比および伝熱管においても, 質量速度の増加に伴って摩擦圧力損失は増大する. これは質量速度の増加に伴い管内の気相および液相の速度が増加するため, 気液界面および壁面のせん断力が増大するためと考えられる. $x < 0.8$ の領域における $G = 100$ と 200 kg/(m²s) の摩擦圧力損失を比較すると, いずれの冷媒組成比および伝熱管においても, 質量速度の増加とともに摩擦圧力損失は 4.0 ~ 6.0 倍に増加している. また, 摩擦圧力損失はクオリティの増加とともに増大しているが, クオリティ 0.8 以上では, やや低下する傾向を示している. これはクオリティ 0.8 以上ではクオリティの増加にともない管内の液膜が薄くなり, 気液界面のせん断力が減少するため摩擦圧力損失は一定もしくは低下する傾向を示したと考えられる.

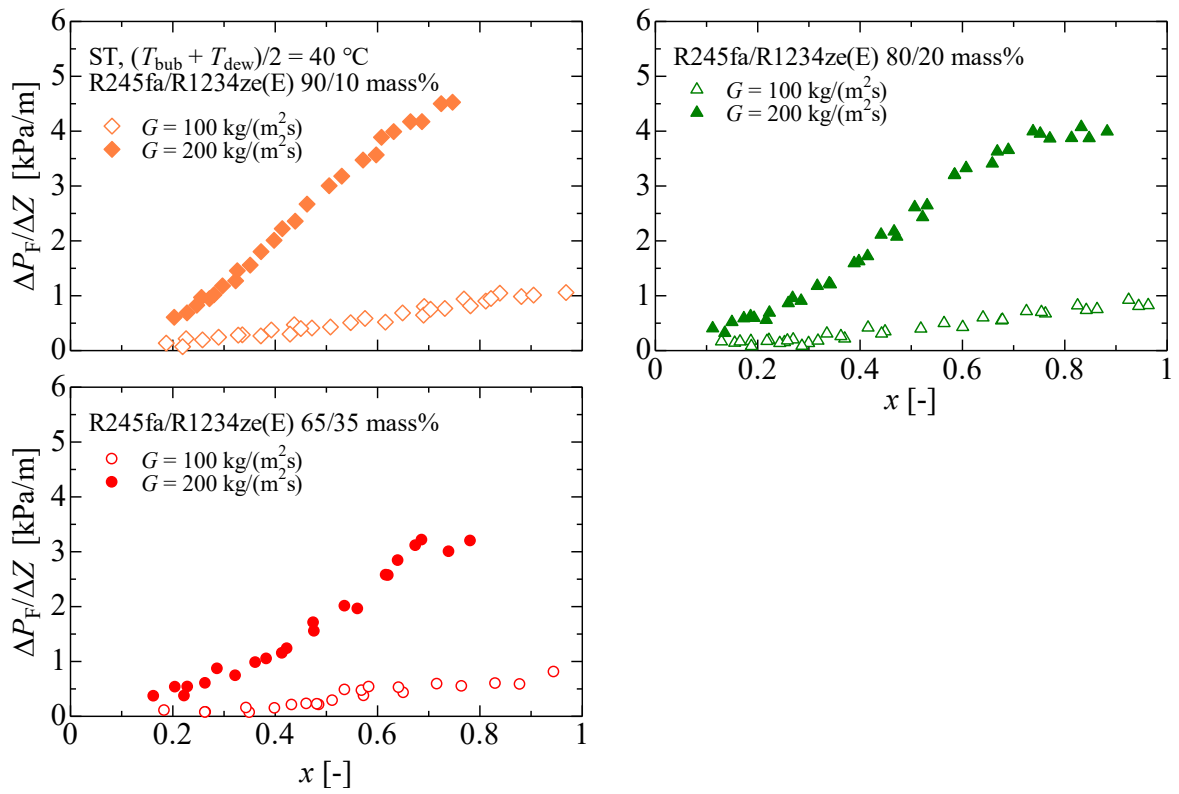


図 8.2 平滑管 ST の摩擦圧力損失

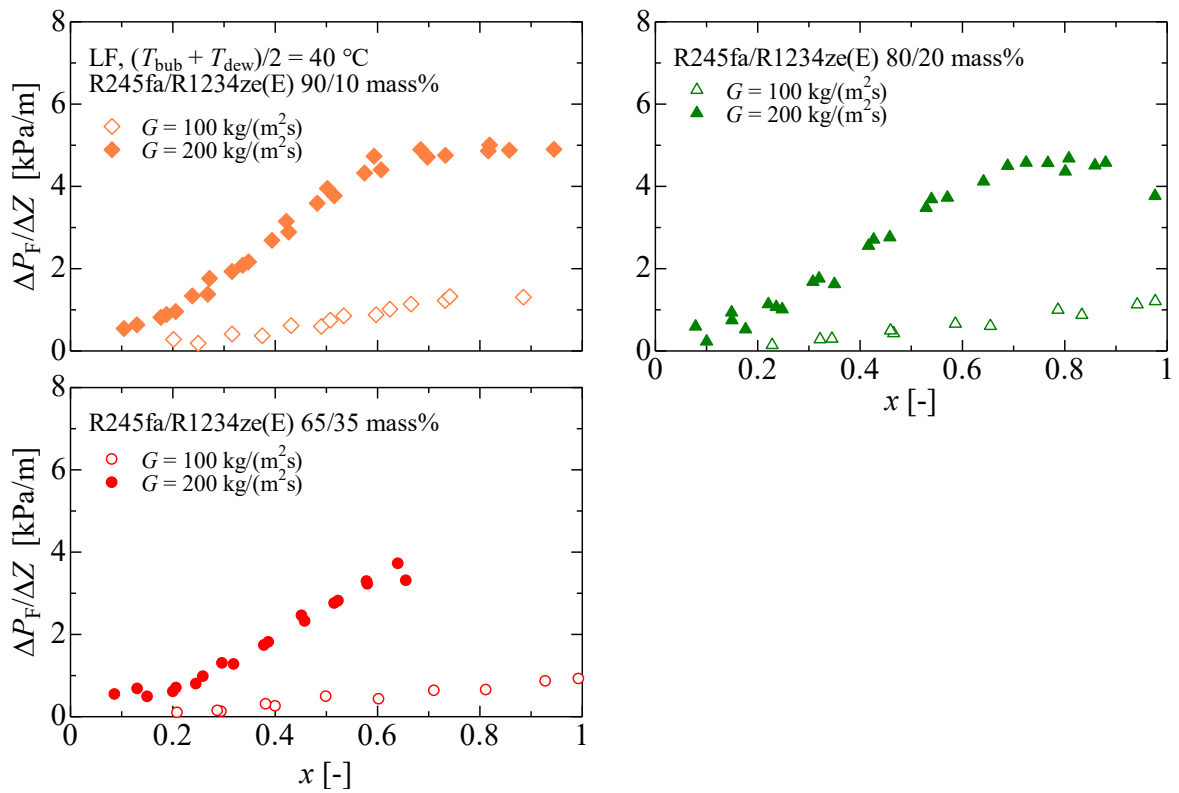


図 8.3 溝付管 LF の摩擦圧力損失

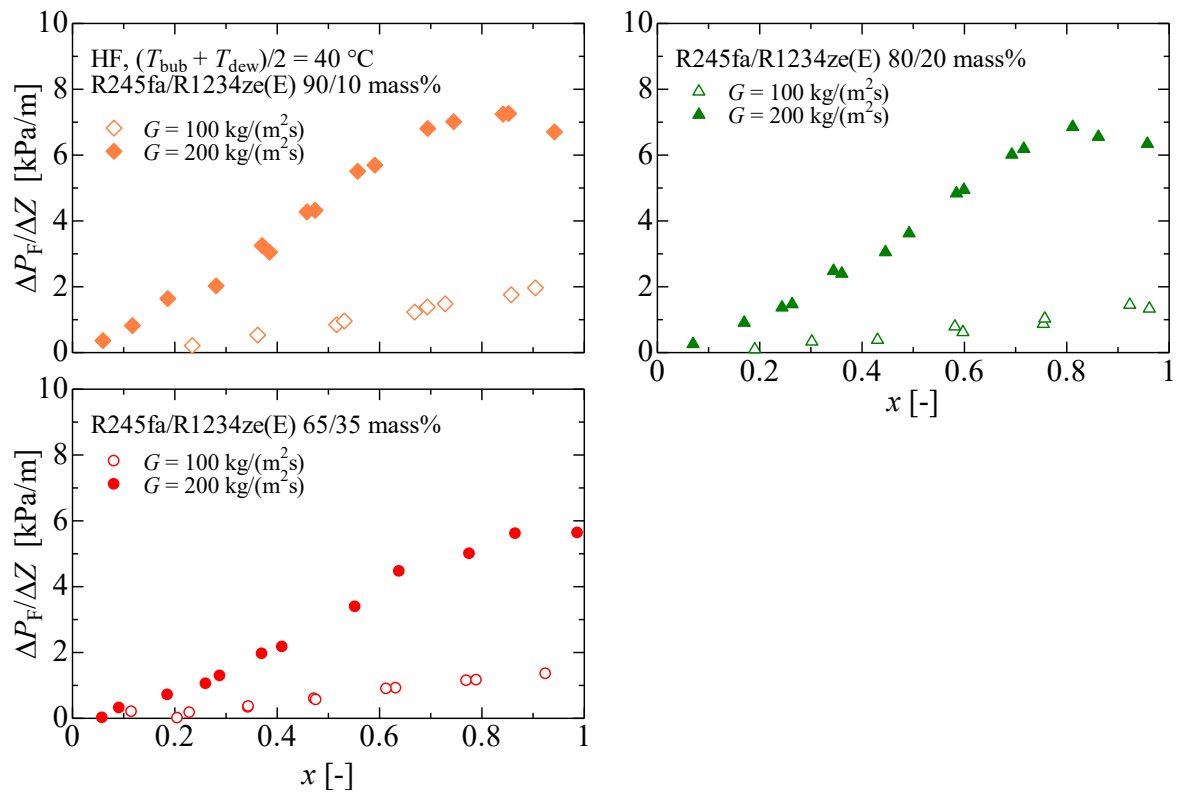


図 8.4 溝付管 LF の摩擦圧力損失

8.1.2 摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響

図 8.5～図 8.7 には、それぞれ平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の純冷媒 R245fa と混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$ を上段に、純冷媒 R245fa に対する混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の摩擦圧力損失比 $\Delta P_{Fmix}/\Delta P_{FR245fa}$ を下段にクオリティ x に対して示す。また、図 8.8～図 8.10 は、摩擦圧力損失の実験結果から各クオリティにおける摩擦圧力損失を内挿計算して求め、クオリティ 0.2、0.5 および 0.7 における冷媒組成比の変化に対する摩擦圧力損失の変化を示している。

図 8.5～図 8.7 の上段に示した摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$ の実験結果および図 8.8～図 8.10 より、いずれの伝熱管および質量速度条件においても、混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の摩擦圧力損失は純冷媒 R245fa と比較して小さい値を示している。図 8.5～図 8.7 の下段に示した摩擦圧力損失比 $\Delta P_{Fmix}/\Delta P_{FR245fa}$ は、いずれの伝熱管および質量速度条件においても低クオリティ域で小さい傾向を示し、クオリティの増加とともに増大している。

また、図 8.8～図 8.10 の冷媒組成比の変化に関しては、R1234ze(E)の冷媒組成の増加の伴い、混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の摩擦圧力損失が減少している。これは、表 2.8 に示すように平均飽和温度 40°C の条件下では、R1234ze(E)の蒸気密度は R245fa の約 2.9 倍大きく、質量速度およびクオリティが同一条件下では、R1234ze(E)の冷媒組成が大きいほど蒸気速度は低下し、液粘度は R245fa の約 0.5 倍であるため、気液界面および壁面のせん断力が低下したことによるものと考えられる。

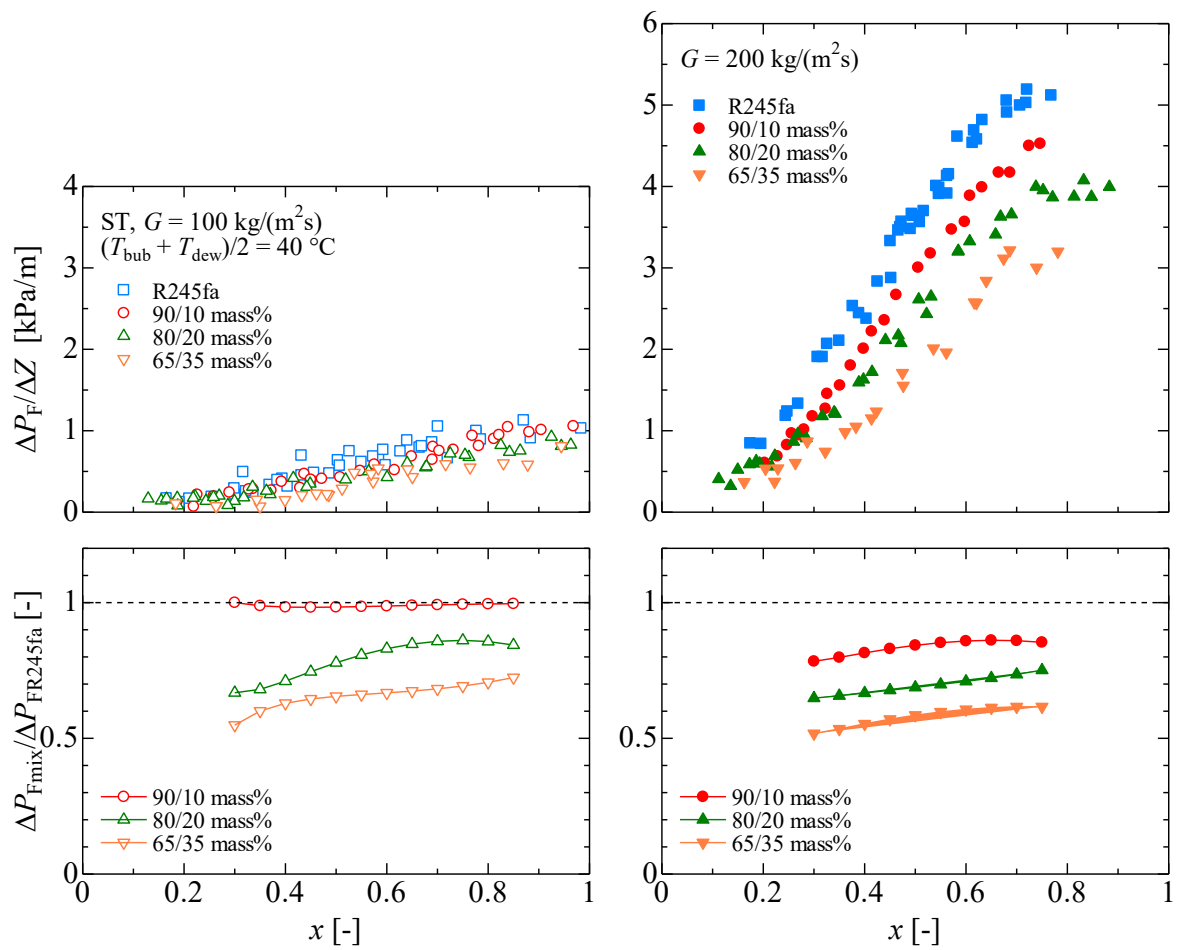


図 8.5 平滑管 ST における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

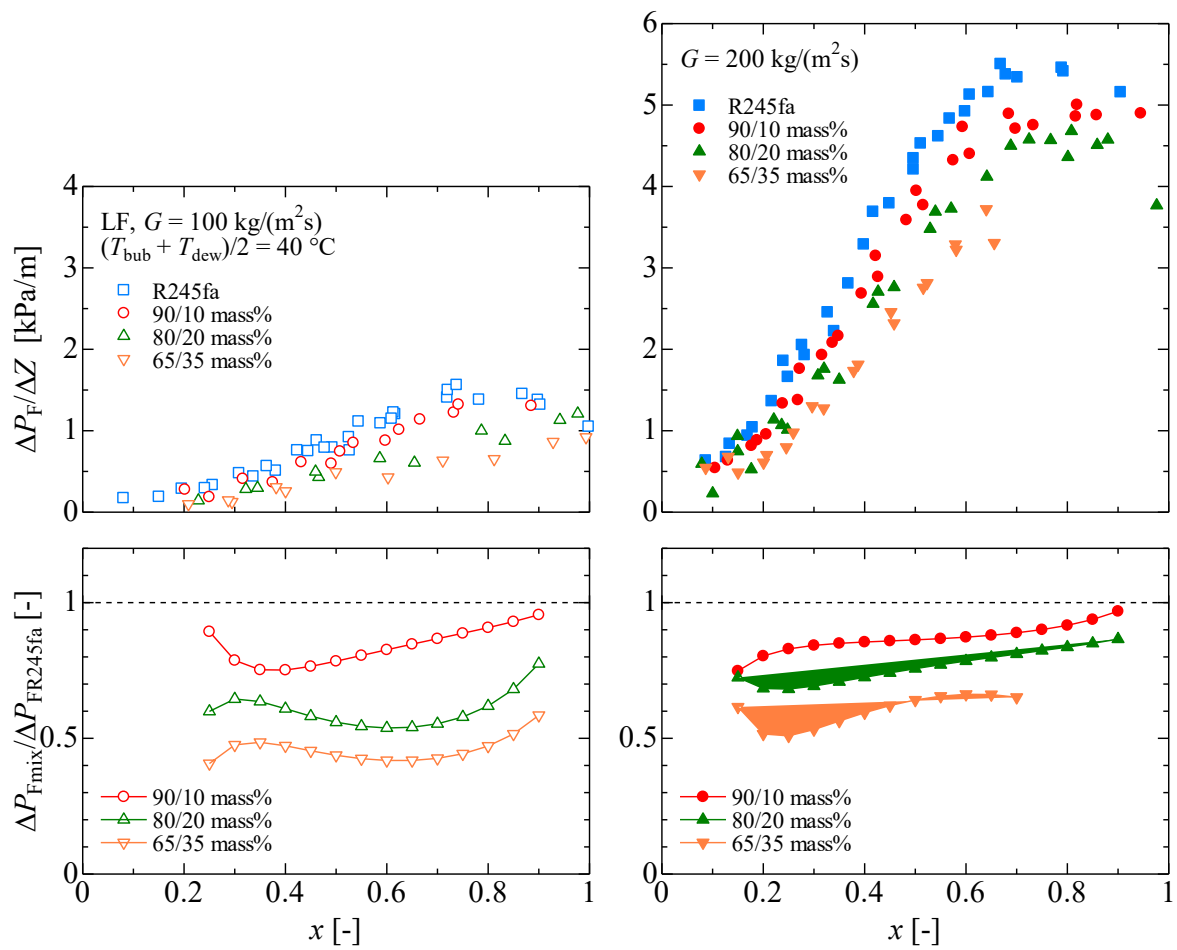


図 8.6 溝付管 LF における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

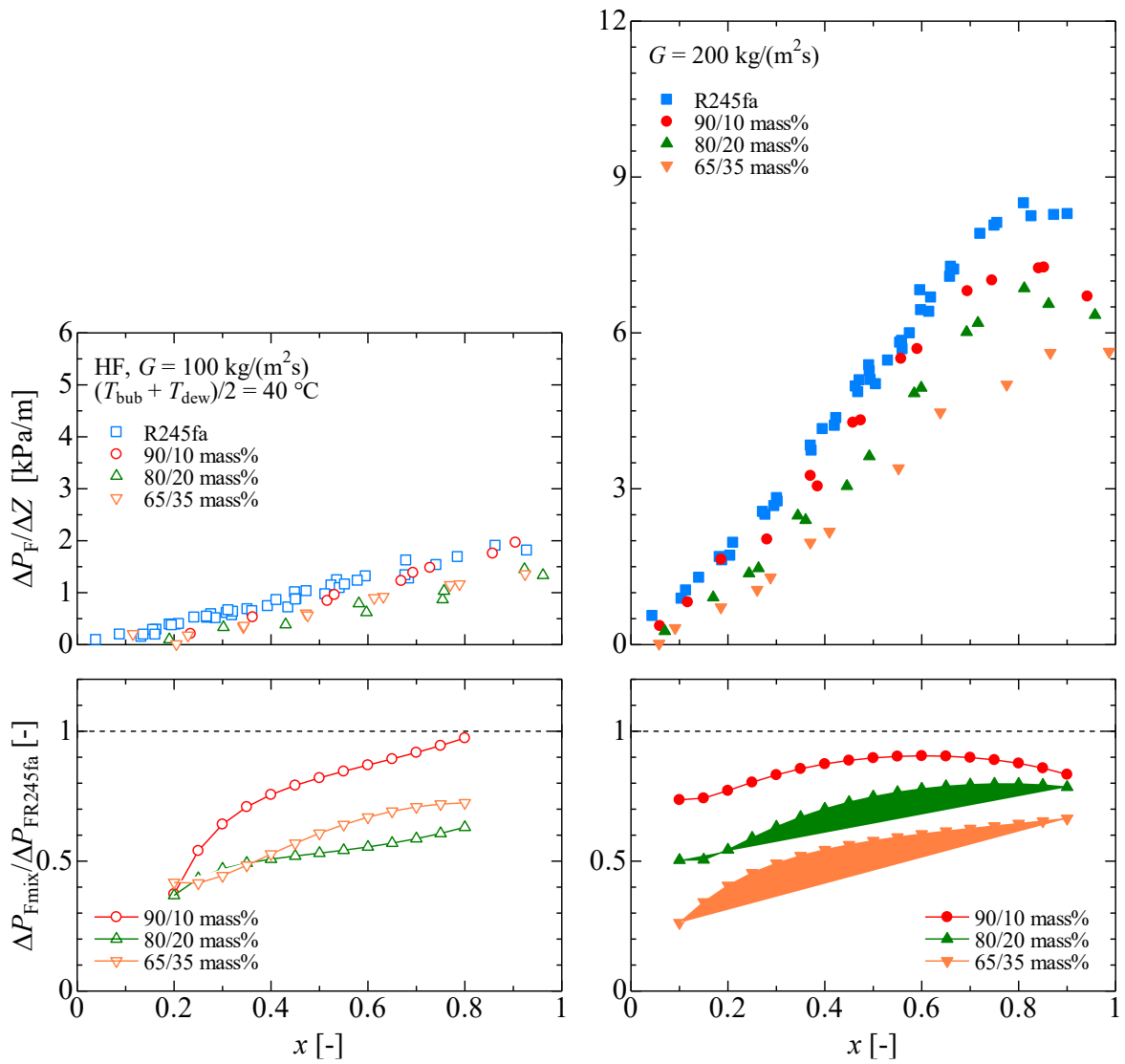


図 8.7 溝付管 HF における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

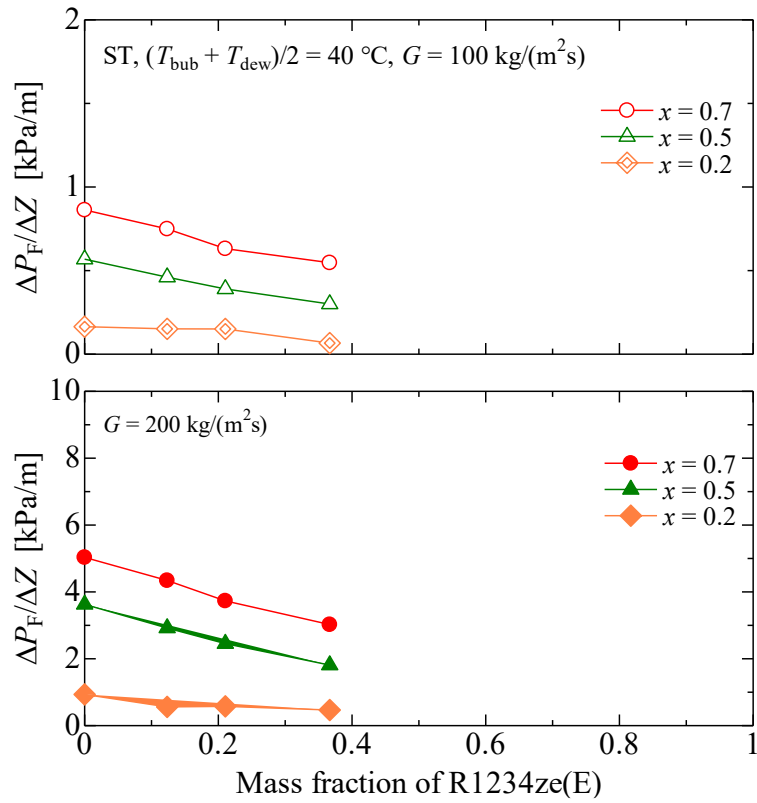


図 8.8 摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響（平滑管 ST）

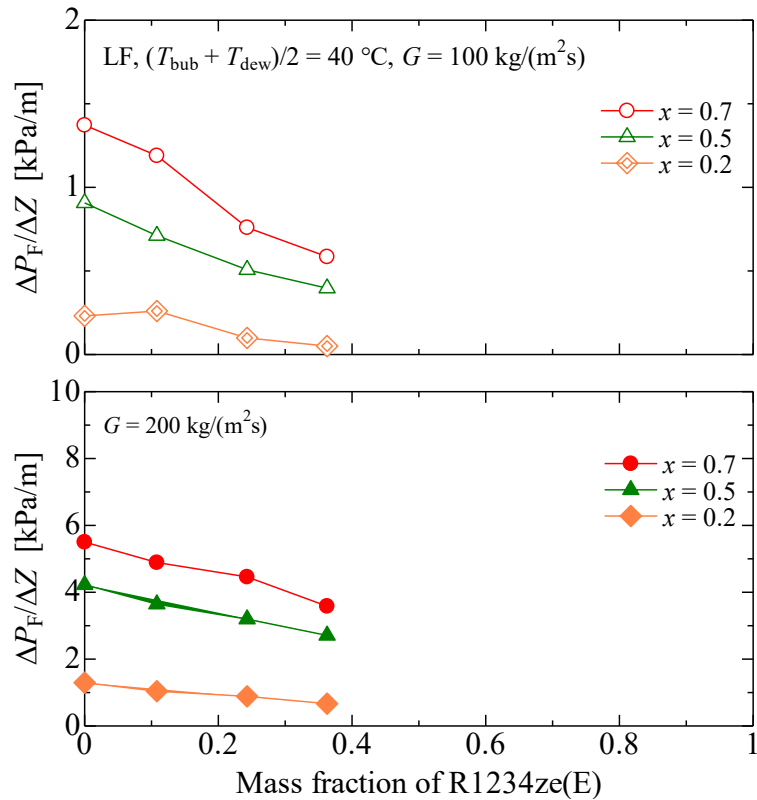


図 8.9 摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響（溝付管 LF）

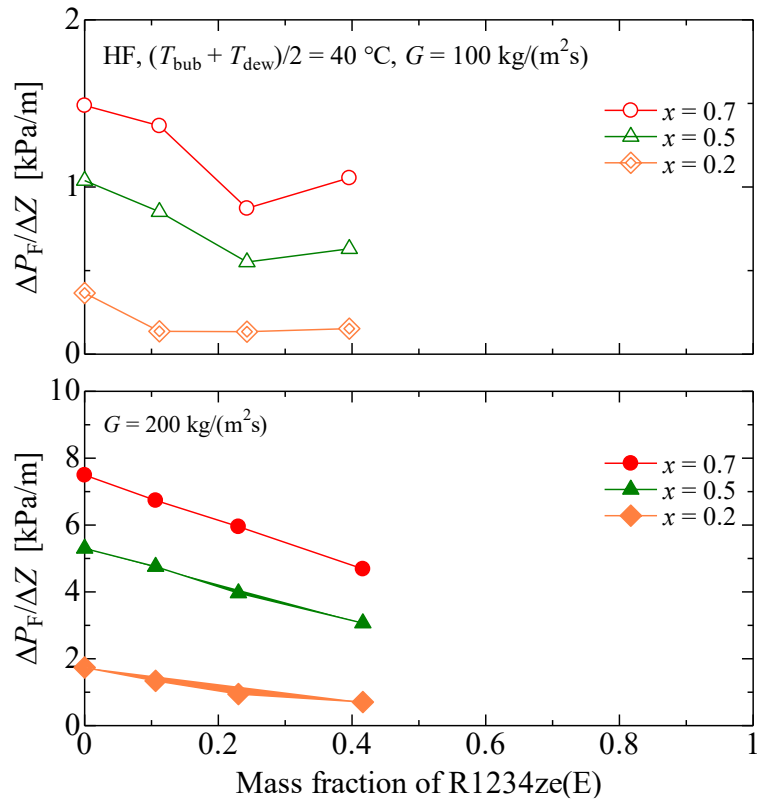


図 8.10 摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響（溝付管 HF）

8.1.3 実験値と従来の整理式の比較

図 8.11 に平滑管 ST の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と混合冷媒を用いた摩擦圧力損失に関する整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、久保田らの式⁸⁾および宮良らの式⁹⁾である。図 8.12 および図 8.13 には溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と混合冷媒を用いた摩擦圧力損失に関する整理式 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ による予測値との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は久保田らの式⁸⁾および Filho ら²³⁾の式である。表 8.1～表 8.3 にはそれぞれ平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との平均偏差 MD および MAD を示す。平均偏差 MD および MAD は式(4-1)および(4-2)より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である。

平滑管内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、図 8.11 および表 8.1 より、いずれの整理式も実験値との相関が良く、久保田らの式⁸⁾が質量速度 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件では予測値と実験値がばらついているものの、実験値との相関が良く、概ね $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致している。

溝付管内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、図 8.12～図 8.13 および表 8.2～表 8.3、久保田らの式⁸⁾による予測値は実験値との相関がよいものの、全体的に小さい傾向があり、Filho らの式²³⁾による予測値は、低流量域では実験値より大きい傾向があるが、高流量域では実験値との相関が良い。

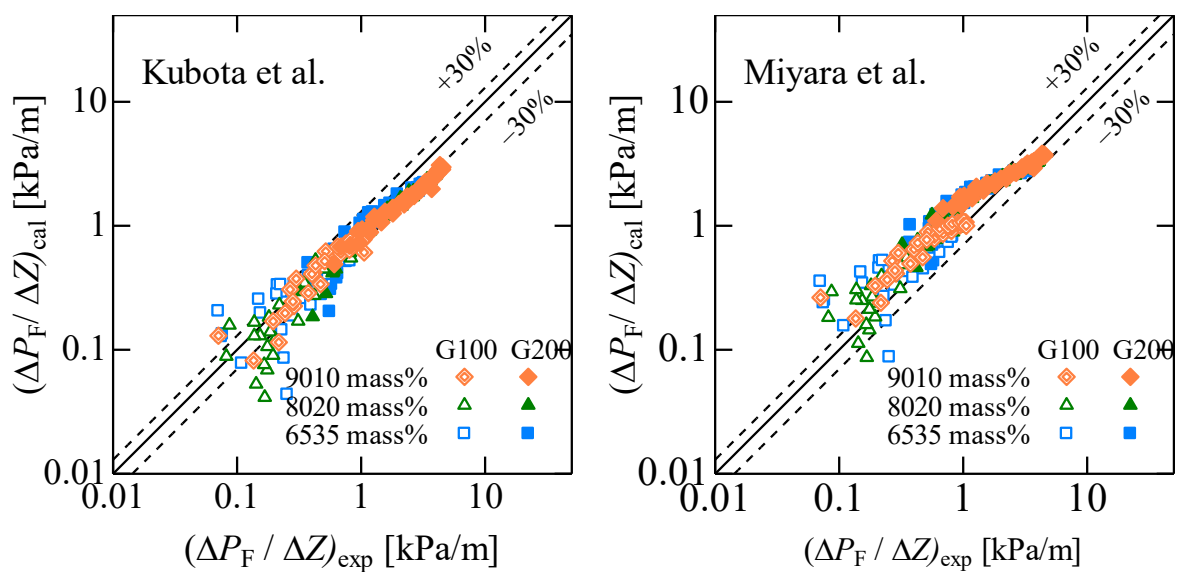


図 8.11 平滑管 ST の実験値と整理式との比較

表 8.1 平滑管 ST の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Kubota et al.	23.2	-13.6	76.3	128
Miyara et al.	20.6	3.2	87.7	

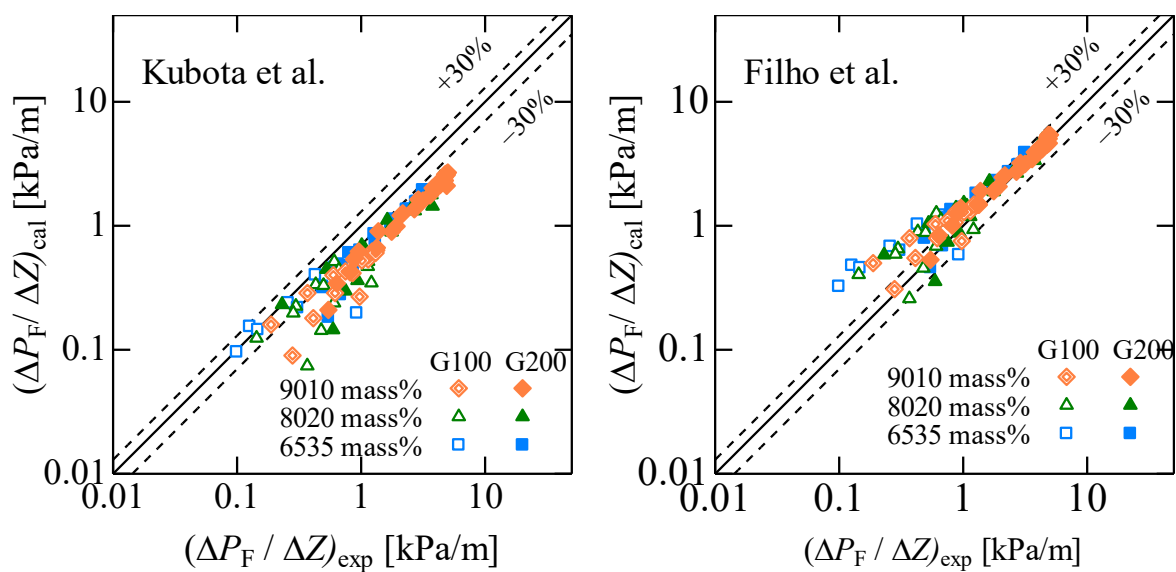


図 8.12 溝付管 LF の実験値と整理式との比較

表 8.2 溝付管 LF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Kubota et al.	43.7	-43.7	10.5	105
Filho et al.	34.1	33.9	64.8	

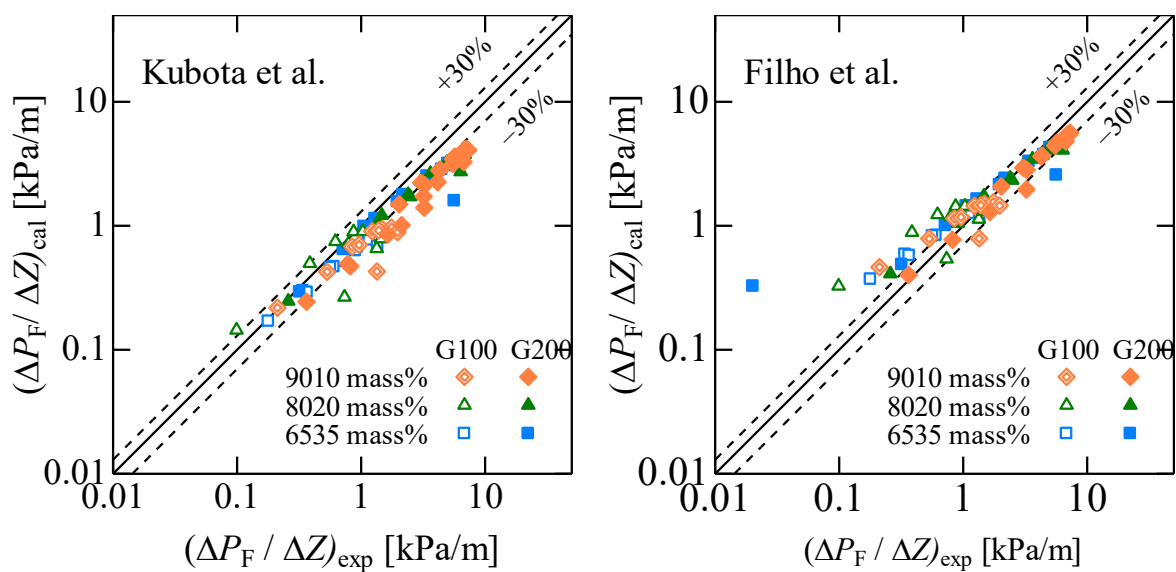


図 8.13 溝付管 HF の実験値と整理式との比較

表 8.3 溝付管 HF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Kubota et al.	43.7	-43.7	10.5	105
Filho et al.	34.1	33.9	64.8	

8.1.4 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響

図 8.14 に、それぞれ質量速度 100 および 200 kg/(m²s)の平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の比較を示す. 図 8.14 に、混合冷媒 R245fa/R1234ze(E) の冷媒組成 90/10, 80/20 および 65/35 mass%の実験結果を示しており、図の縦軸は摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$, 横軸はクオリティ x を示している.

図 8.14 より、全質量速度域の条件においては、冷媒種類や冷媒組成比などいずれの条件においても概ね平滑管 ST, 溝付管 LF, 溝付管 HF の順に摩擦圧力損失が増大している. これは、管内面に溝加工を施すことにより管内表面積が増大し、気液界面および壁面のせん断力が増大したためであると考えられる. また、溝付管 HF は LF に比べて、フィン高さおよびリード角が大きく、条数が多いため管内表面積が大きくなり、摩擦圧力損失が大きい値を示している.

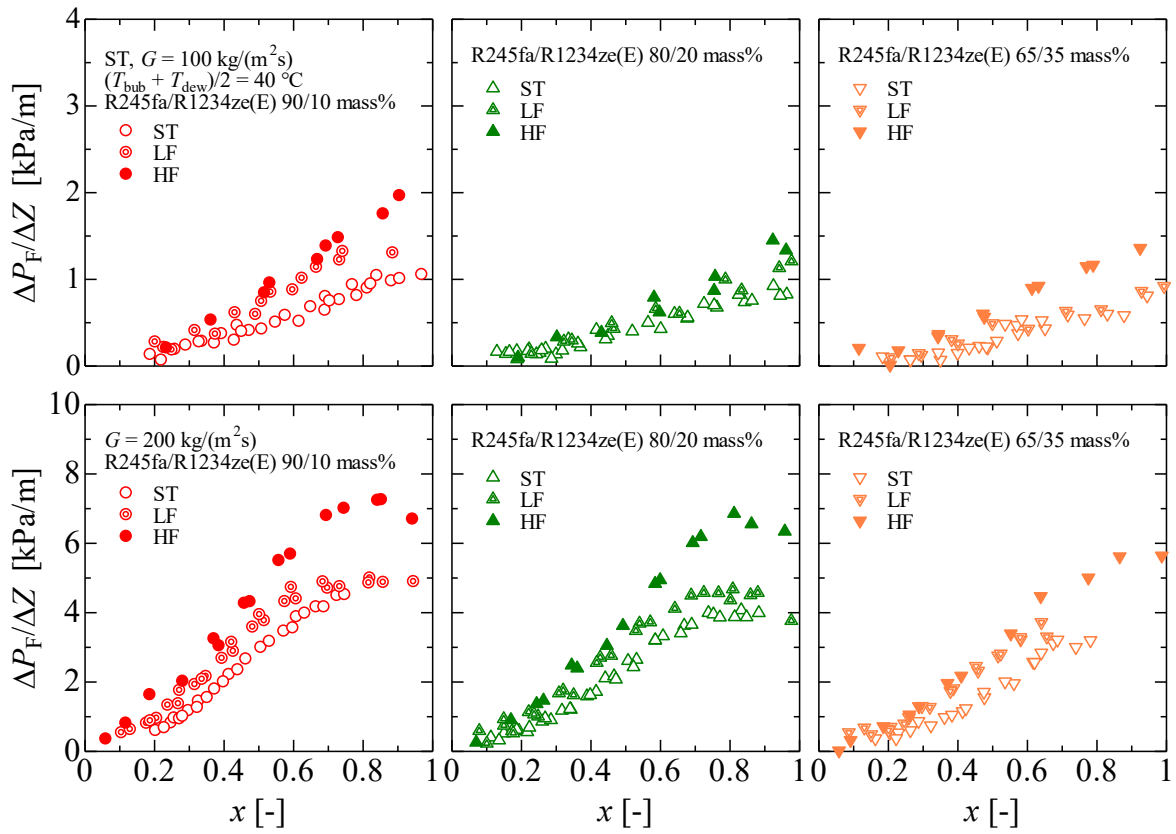


図 8.14 平滑管および溝付管の摩擦圧力損失の比較

8.2 沸騰熱伝達特性

8.2.1 沸騰熱伝達率

図 8.15～図 8.17 にそれぞれ平滑管 ST，溝付管 LF および溝付管 HF の質量速度 100 および 200 kg/(m²s)，飽和温度 40 °C における混合冷媒 R245fa/R1234ze(E) の沸騰熱伝達率の実験結果を示す。図の縦軸は沸騰熱伝達率 α ，横軸はクオリティ x を示している。図中の◇，△および○印はそれぞれ混合冷媒 R245fa/ R1234ze(E) の冷媒組成比が 90/10，80/20 および 65/35 mass% の実験結果である。

第 4 章の純冷媒の沸騰熱伝達率と同様に，いずれの混合冷媒組成，伝熱管および質量速度条件においても，クオリティの増加に伴って沸騰熱伝達率が増加している。図 8.15 の平滑管 ST の実験結果より，質量速度の増加に伴う沸騰熱伝達率の増加率は低クオリティ域では 2.0 倍程度であり，高クオリティ域では最大で 2.5 倍程度の沸騰熱伝達率の増加している。一方，図 8.16 および図 8.17 の溝付管の沸騰熱伝達率は低クオリティ域では 1.5 倍程度であり，高クオリティ域では最大で 2.0 倍程度の沸騰熱伝達率の増加率を示している。一般的に，非共沸混合冷媒の沸騰流では低沸点成分が優先的に沸騰することで，液相側の気液界面では高沸点冷媒の濃度が増大するため，気液界面温度が上昇する。気相側について気液界面温度の上昇と同様に，気相周りに濃度境界層が形成され，表面温度が上昇するため沸騰熱伝達に有効な過熱度が低下する。質量速度およびクオリティが増加すると，強制対流の効果によって物質伝達が促進され，非共沸性に起因する濃度境界層が拡散されることにより沸騰熱伝達率が増加していると考えられる。

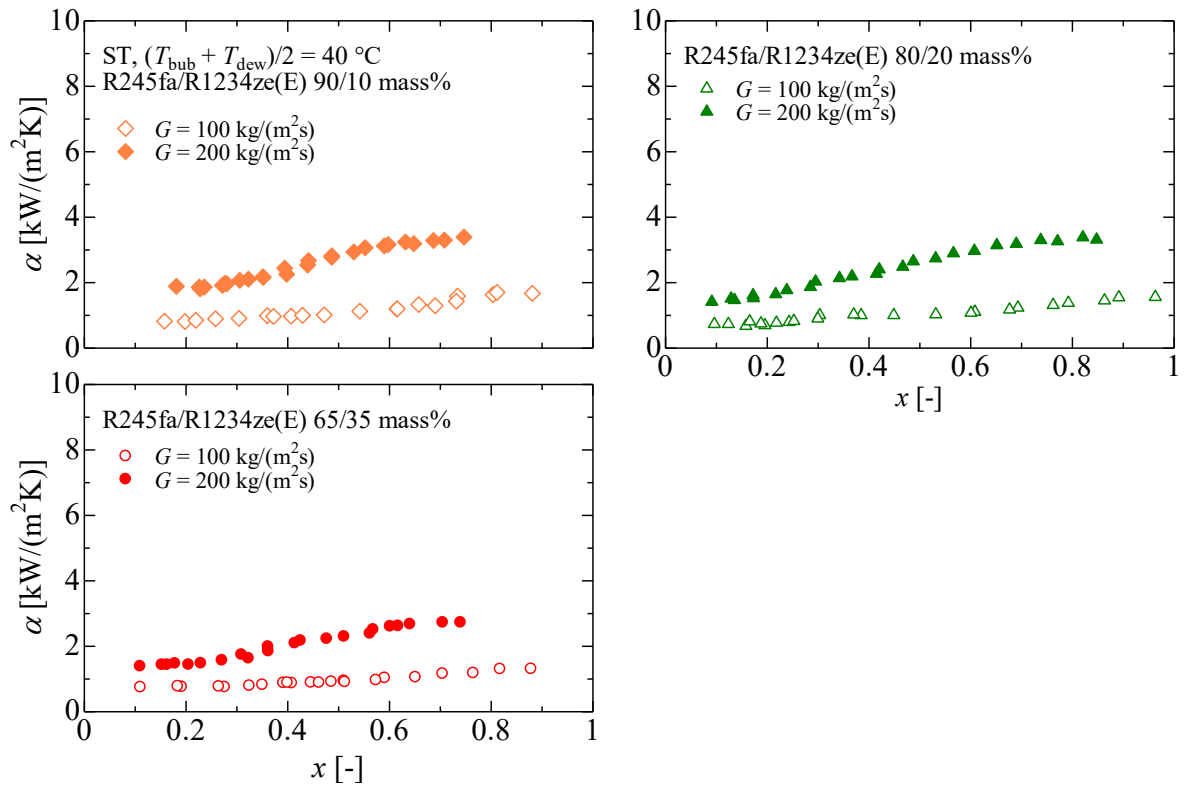


図 8.15 平滑管 ST の沸騰熱伝達率

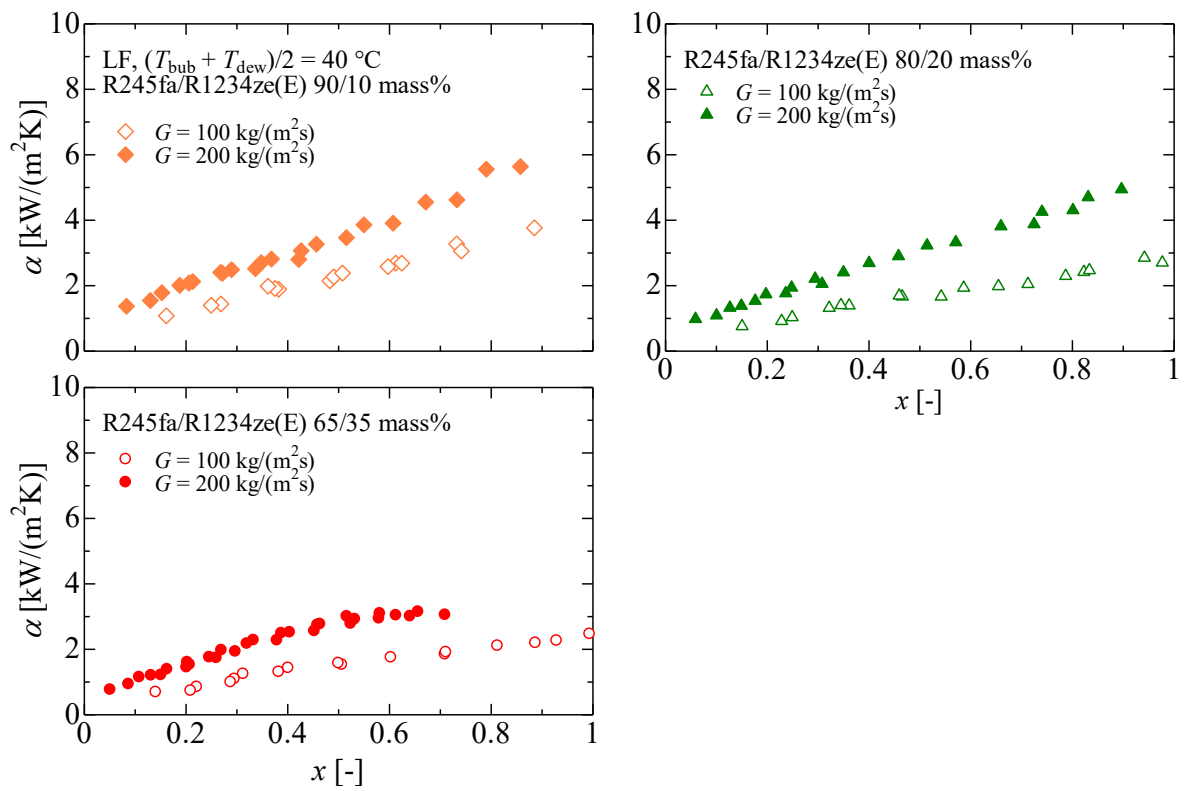


図 8.16 溝付管 LF の沸騰熱伝達率

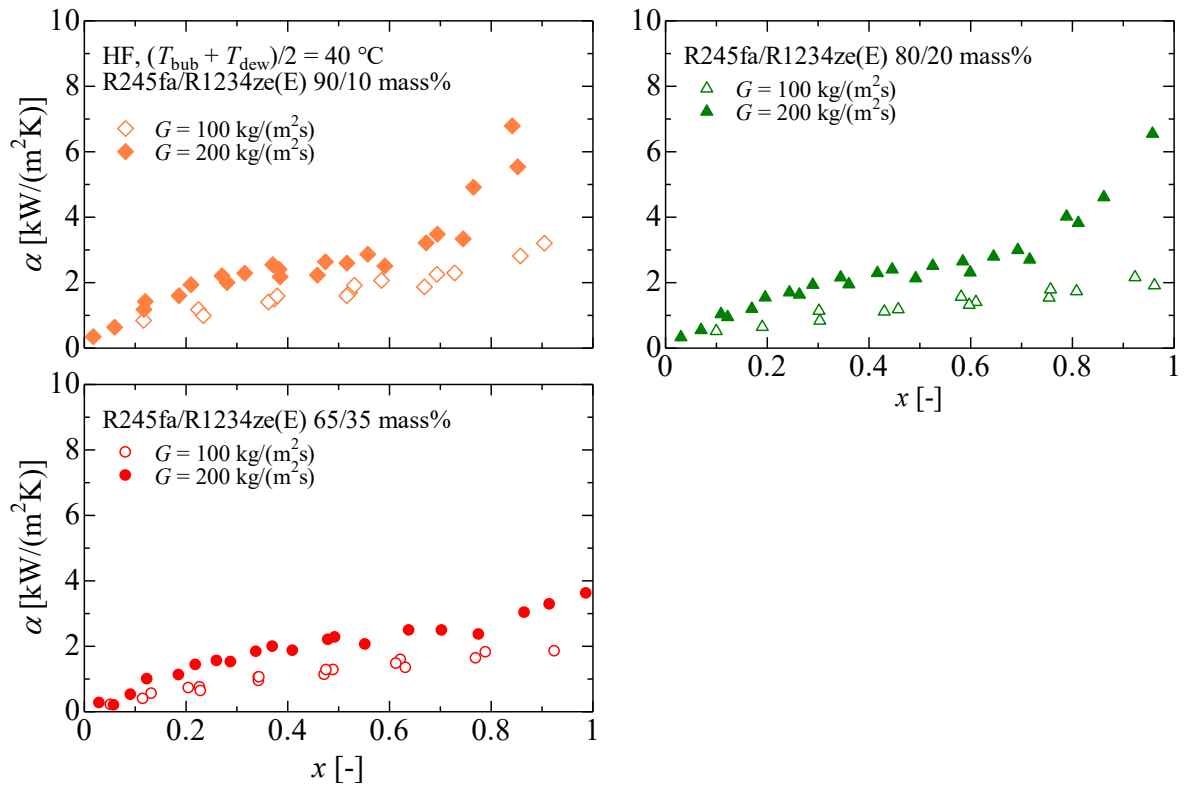


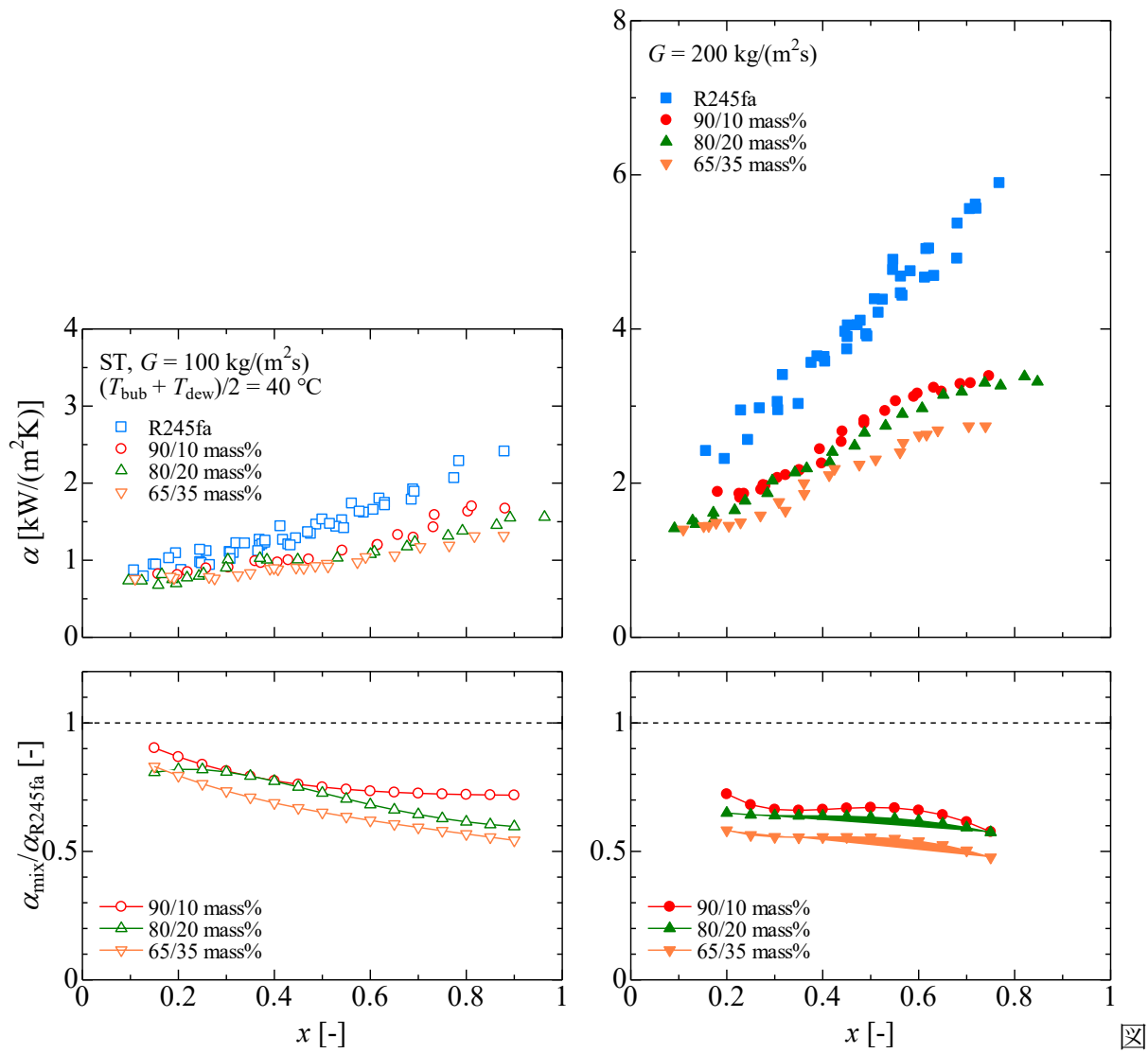
図 8.17 溝付管 HF の沸騰熱伝達率

8.2.2 沸騰熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響

図 8.18 ~ 図 8.20 には、それぞれ平滑管 ST、溝付管 LF および HF の純冷媒 R245fa と混合冷媒 R245fa/ R1234ze(E) の沸騰熱伝達率 α を上段に、純冷媒 R245fa に対する混合冷媒 R245fa/ R1234ze(E) の沸騰熱伝達率の比 $\alpha_{\text{mix}}/\alpha_{\text{R245fa}}$ を下段にクオリティ x に対して示す。なお、下段に示した沸騰熱伝達率の比は各実験条件における沸騰熱伝達率の実験結果から内挿計算して求めた値を示している。図 8.21 ~ 図 8.23 には、沸騰熱伝達率の実験結果から各クオリティにおける沸騰熱伝達率を内挿計算して求め、クオリティ 0.2, 0.5 および 0.7 における冷媒組成比の変化に対する沸騰熱伝達率の変化を示している。

図 8.18 ~ 図 8.20 の上段に示した沸騰熱伝達率 α および図 8.21 ~ 図 8.23 より、いずれの伝熱管および質量速度条件においても、混合冷媒 R245fa/R1234ze(E) の沸騰熱伝達率は純冷媒 R245fa に比して小さい値を示しており、R1234ze(E) の冷媒組成の増加とともに低下し、冷媒組成比 65/35 mass% で最小値を示している。これは混合冷媒の物性表 2.8 および気液相平衡線図 8.1 より、平均飽和温度 40 °C の条件では温度グライドは冷媒組成比 65/35 mass% で 10.0 K であるため、温度グライドによる沸騰熱伝達特性の影響が最も大きいと考えられる。図 8.18 ~ 図 8.20 の下段に示した沸騰熱伝達率の比より、前述のように強制対流の効果が大きくなると、物質伝達が促進され、非共沸性に起因する濃度境界層が拡散されることにより、沸騰熱伝達率低下の程度が小さくなることが原因と考えられる。

図 8.19 および図 8.20 の溝付管は質量速度の増加により沸騰熱伝達率の低下割合が小さいが、図 8.18 の平滑管では特に高質量速度の方が沸騰熱伝達率の低下割合が大きい。これは、低質量速度条件では純冷媒 R245fa の流動様相は成層波状流であり、純冷媒の沸騰熱伝達率の値が小さいため、相対的に沸騰熱伝達率の比が高い値を示したものと考えられる。



8.18 平滑管 ST における純冷媒と混合冷媒の沸騰熱伝達率の比較

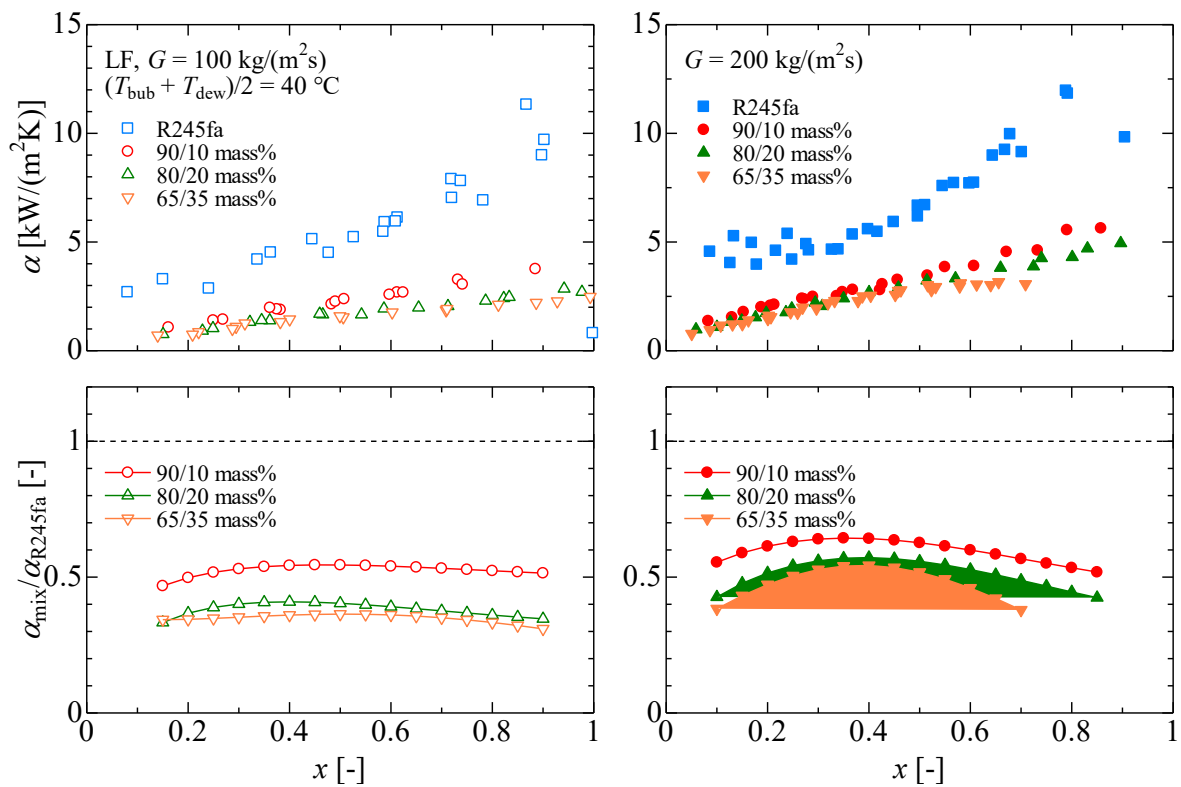


図 8.19 溝付管 LF における純冷媒と混合冷媒の沸騰熱伝達率の比較

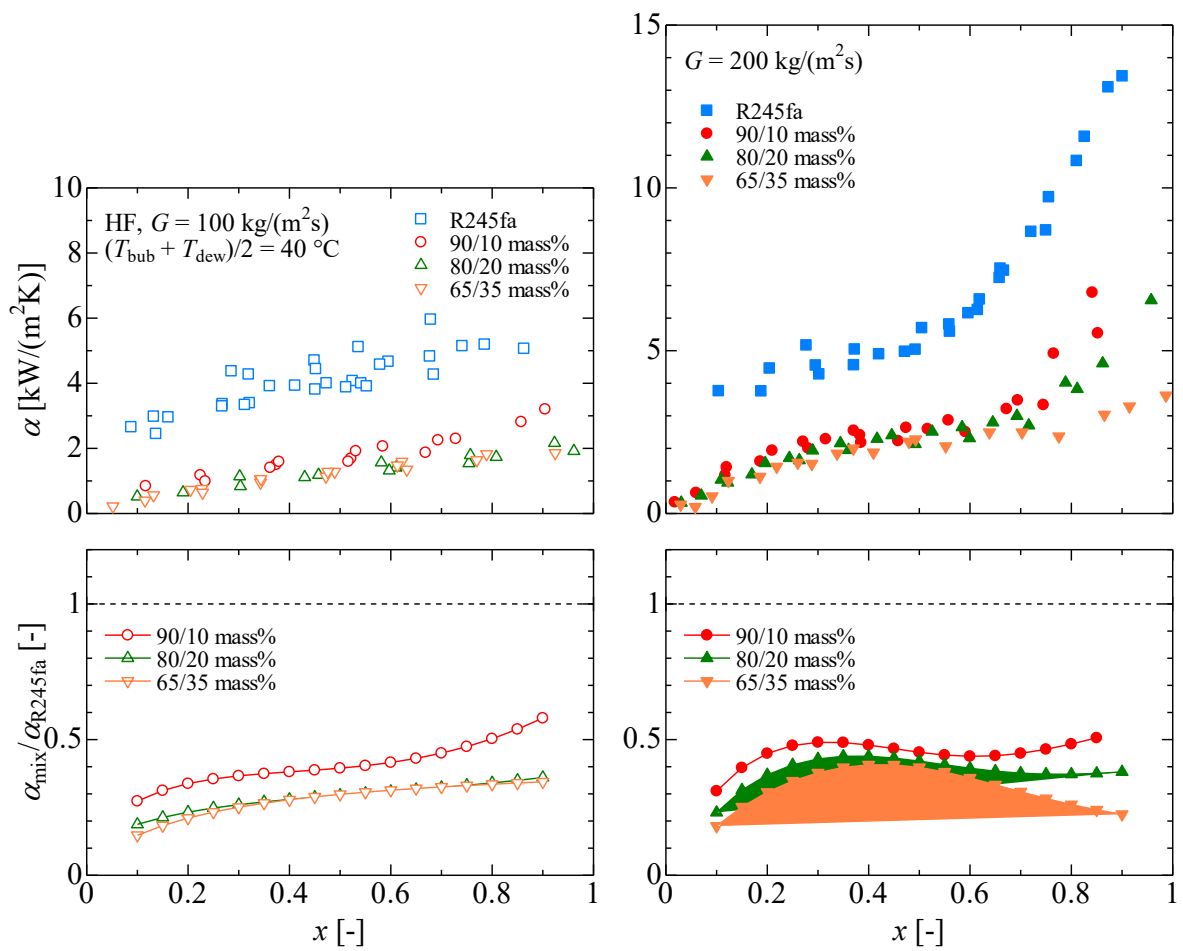


図 8.20 溝付管 HF における純冷媒と混合冷媒の沸騰熱伝達率の比較

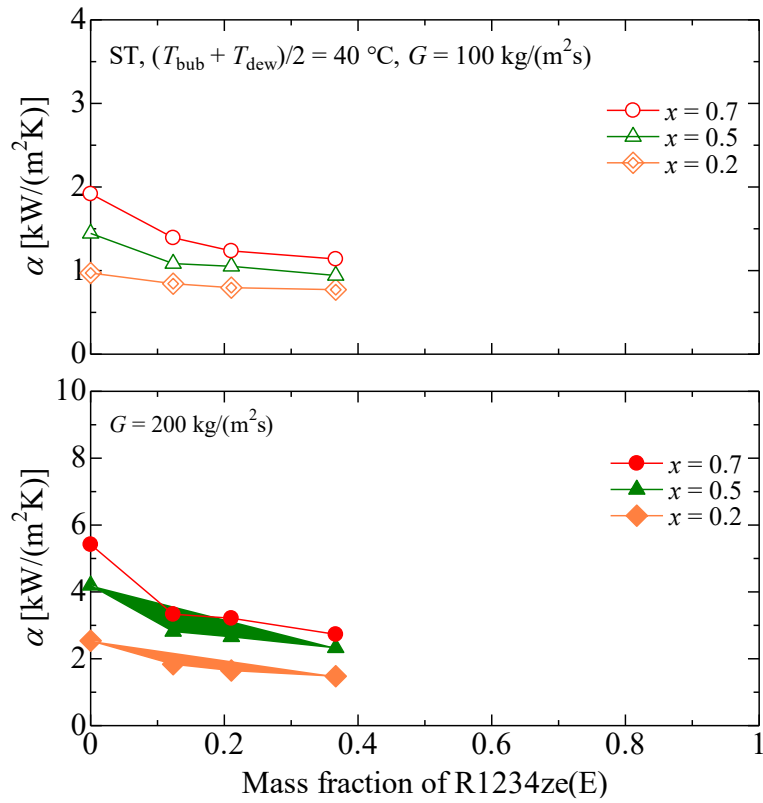


図 8.21 沸騰熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響（平滑管 ST）

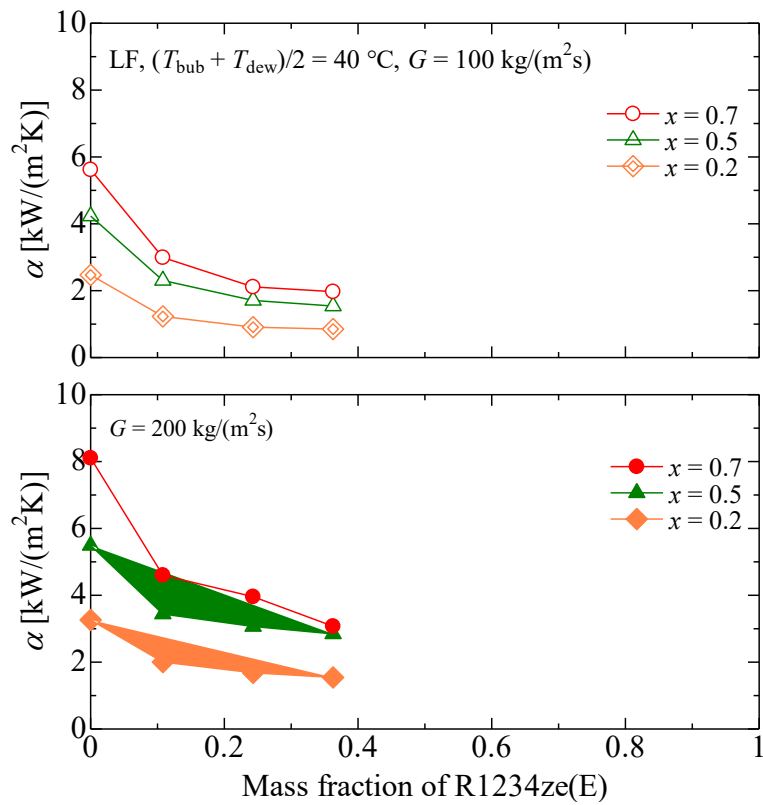


図 8.22 沸騰熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響（溝付管 LF）

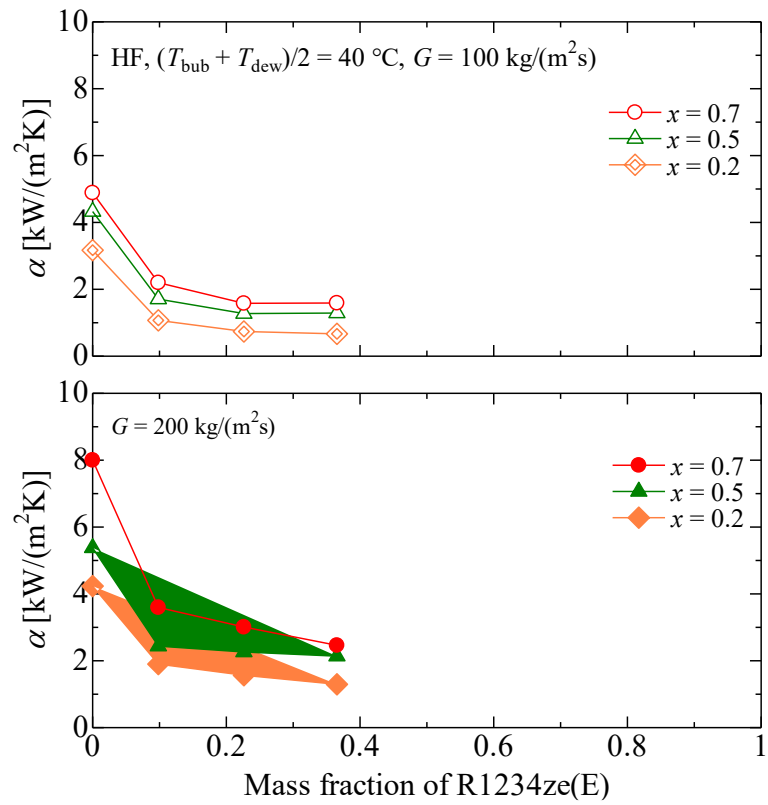


図 8.23 沸騰熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響（溝付管 HF）

8.2.3 実験値と従来の整理式の比較

図 8.24 に平滑管 ST の沸騰熱伝達率の実験値 α_{exp} と混合冷媒を用いた従来の整理式による予測値 α_{cal} との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、高松らの式⁵⁵⁾である。図 8.25 および図 8.26 には溝付管 LF の沸騰熱伝達率の実験値と混合冷媒を用いた沸騰熱伝達率に関する整理式による予測値との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、Cavallini らの式⁴⁹⁾である。表 8.4～表 8.7 にはそれぞれ平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の沸騰熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の整理式による予測値 α_{cal} との平均偏差 MD および MAD を示す。平均偏差 MD および MAD は式(4-1)および式(4-2)より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である。

平滑管内における混合冷媒の沸騰熱伝達率は、高松らの式⁵⁵⁾による予測値は質量速度 $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では実験値よりもやや過大に予測する傾向にあるものの、質量速度 $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の予測値は実験値との相関はよい。

溝付管内における混合冷媒の沸騰熱伝達率は、Cavallini らの式⁴⁹⁾による予測値は、低質量速度域では実験値より大きく、高質量速度域では小さい傾向がある。

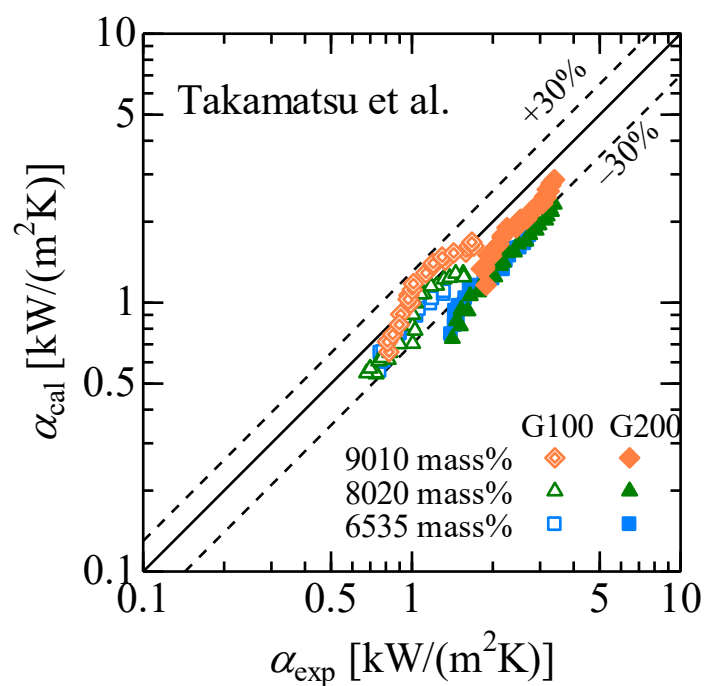


図 8.24 平滑管 ST の実験値と整理式との比較

表 8.4 平滑管 ST の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Takamatsu et al.	17.6	4.5	87.4	95
(<i>G</i> = 100 kg/(m ² s))	20.3	19.7	77.1	52
(<i>G</i> = 200 kg/(m ² s))	14.3	-14.2	100	42

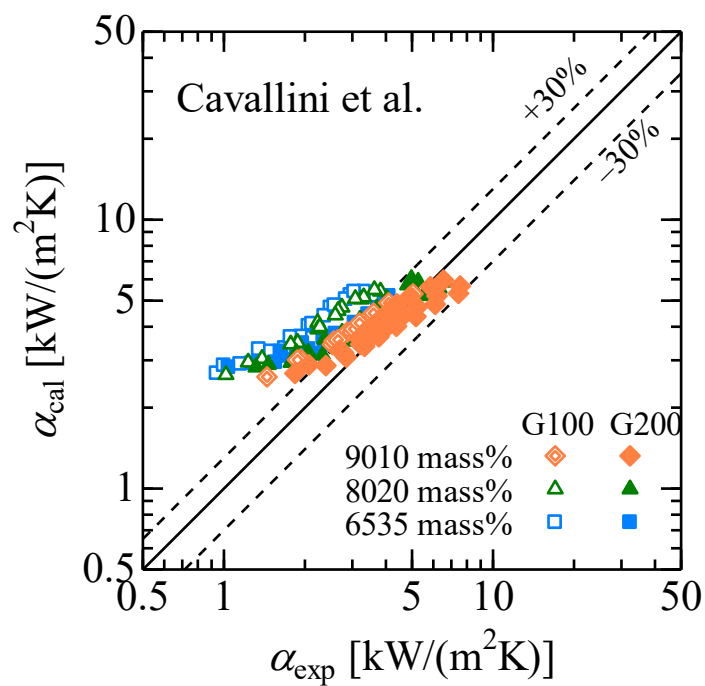


図 8.25 溝付管 LF の実験値と整理式との比較

表 8.5 溝付管 LF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Cavallini et al.	33.7	20.7	36.2	74

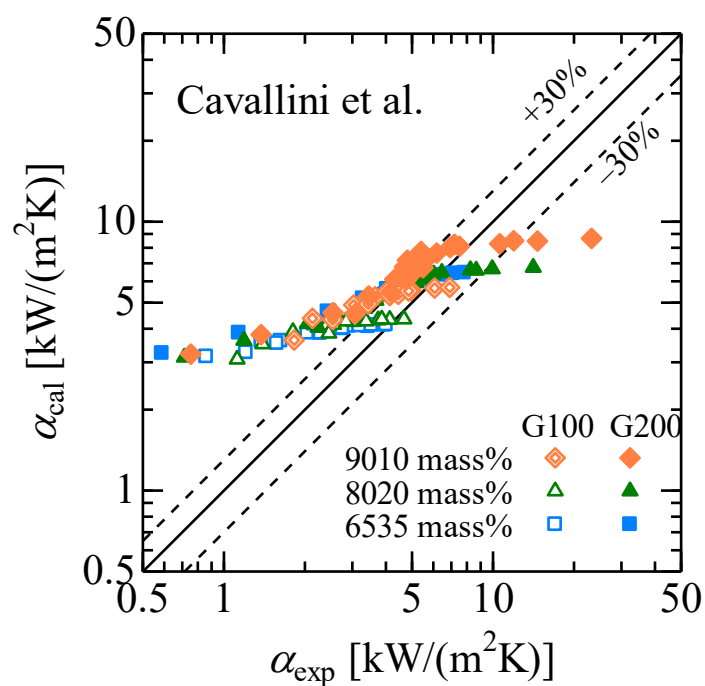


図 8.26 溝付管 HF の実験値と整理式との比較

表 8.6 溝付管 HF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	n
Cavallini et al.	33.7	20.7	36.2	85

8.2.4 溝付管の伝熱促進効果

図 8.27 に、それぞれ質量速度 100 および 200 kg/(m²s)の平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の沸騰熱伝達率の比較を示す. 図 8.27 は混合冷媒 R245fa/R1234ze(E) 90/10, 80/20 および 65/35 mass%の実験結果を示しており, 図の縦軸は沸騰熱伝達率 α_{eq} , 横軸はクオリティ x を示している. また, 図 8.28 は平滑管 ST に対する溝付管 LF の伝熱促進率 $\alpha_{eqMT}/\alpha_{eqST}$ をクオリティ x に対して示している. なお, 溝付管の沸騰熱伝達率は式(4-3)に示す等価内径の伝熱面積を基準とした実験結果を示している.

図より, 溝付管 HF による伝熱促進率は純冷媒, 低質量速度条件が最も大きく 3.2~3.5 倍程度の伝熱促進率を示している. クオリティに着目すると, 混合冷媒は低質量速度条件の方が高クオリティ域では, 高い伝熱促進率を示している. 高質量速度条件では, R1234ze(E)の冷媒組成が増大すると伝熱促進率は小さい値を示すが, 低質量速度条件では, R1234ze(E)の冷媒組成によらず溝付管 LF での伝熱促進率は 1.1~2.7 であり, 溝付管 HF での伝熱促進率は 1.5~3.5 である.

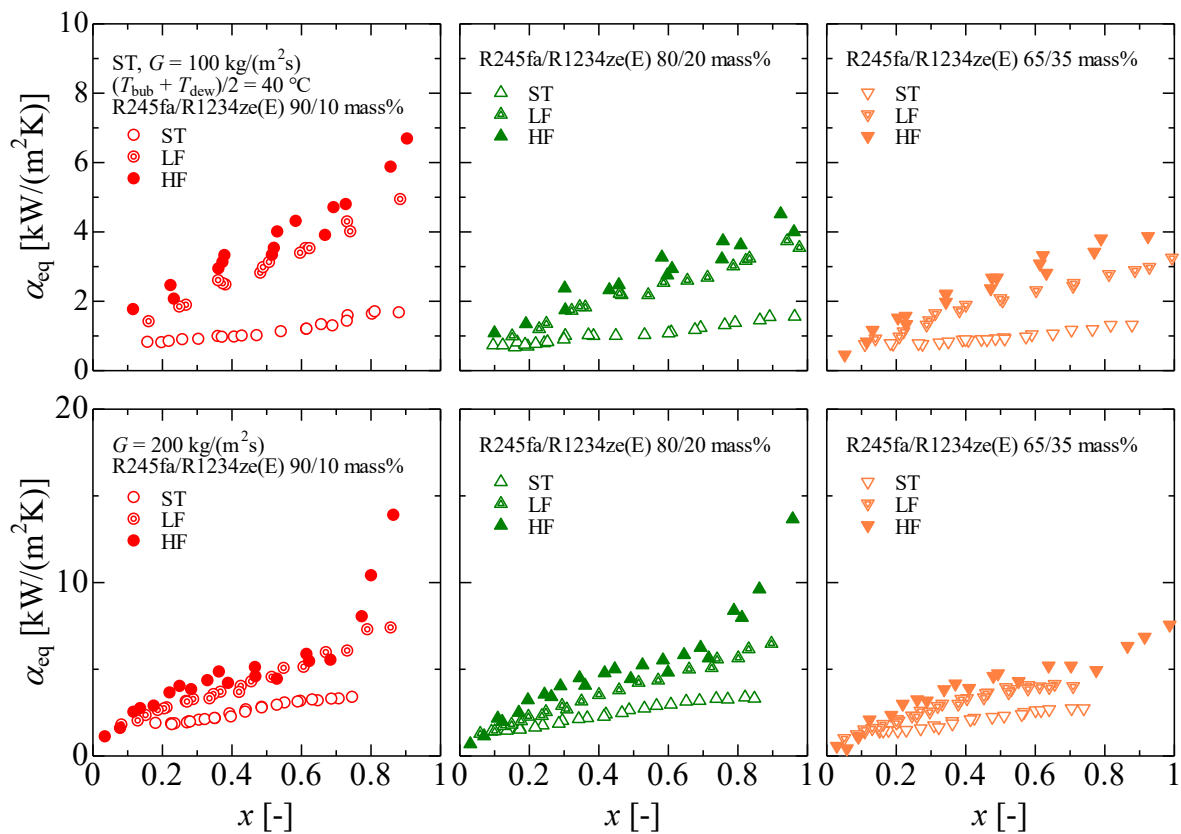


図 8.27 平滑管および溝付管の沸騰熱伝達率の比較

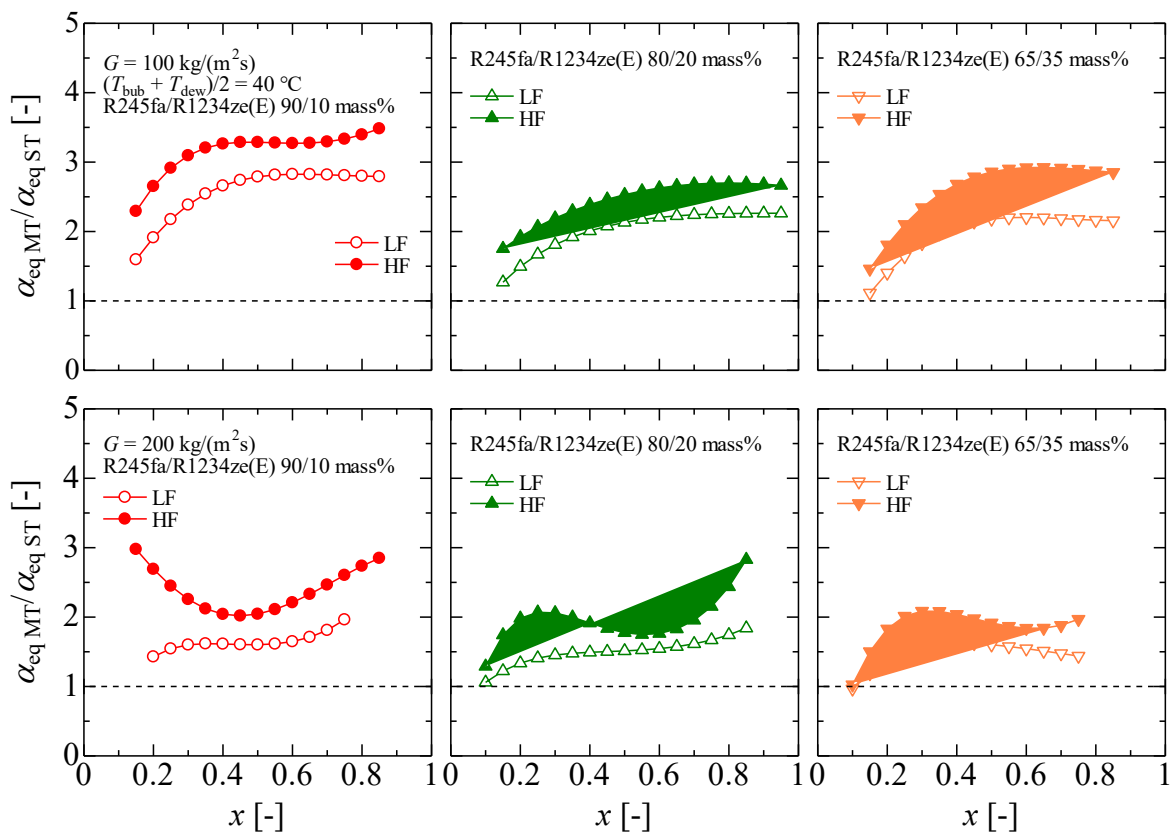


図 8.28 溝付管による伝熱促進効果

8.3 凝縮流の摩擦圧力損失特性

8.3.1 摩擦圧力損失

図 8.29～8.31 にそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の質量速度 100 および 200 kg/(m²s), 平均飽和温度（露点と沸点の平均温度）60 °C における混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の摩擦圧力損失の実験結果を示す．図の縦軸は摩擦圧力損失 $\Delta P_f/\Delta Z$, 横軸は湿り度 $1-x$ を示している．図中の◇, △, および○印はそれぞれ混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の冷媒組成比が 90/10, 80/20, および 65/35 mass% の実験結果である．

図より, いずれの冷媒組成比および伝熱管においても, 質量速度の増加に伴って摩擦圧力損失は増大する．これは質量速度の増加に伴い管内の気相および液相の速度が増加するため, 気液界面および壁面のせん断力が増大するためと考えられる． $1-x > 0.2$ における $G = 100$ と 200 kg/(m²s)の摩擦圧力損失を比較すると, いずれの伝熱管および冷媒組成比においても, 質量速度の増加とともに摩擦圧力損失は 4.5 ～ 6.5 倍に増加している．また, 摩擦圧力損失は湿り度の増加とともに低下しているが, $1-x < 0.2$ では, やや増大する傾向を示している．これは $1-x < 0.2$ ではこれは管内壁面に液膜が形成され, 液膜が厚くなることによって気液界面でのせん断力が増大するためであると考えられる．

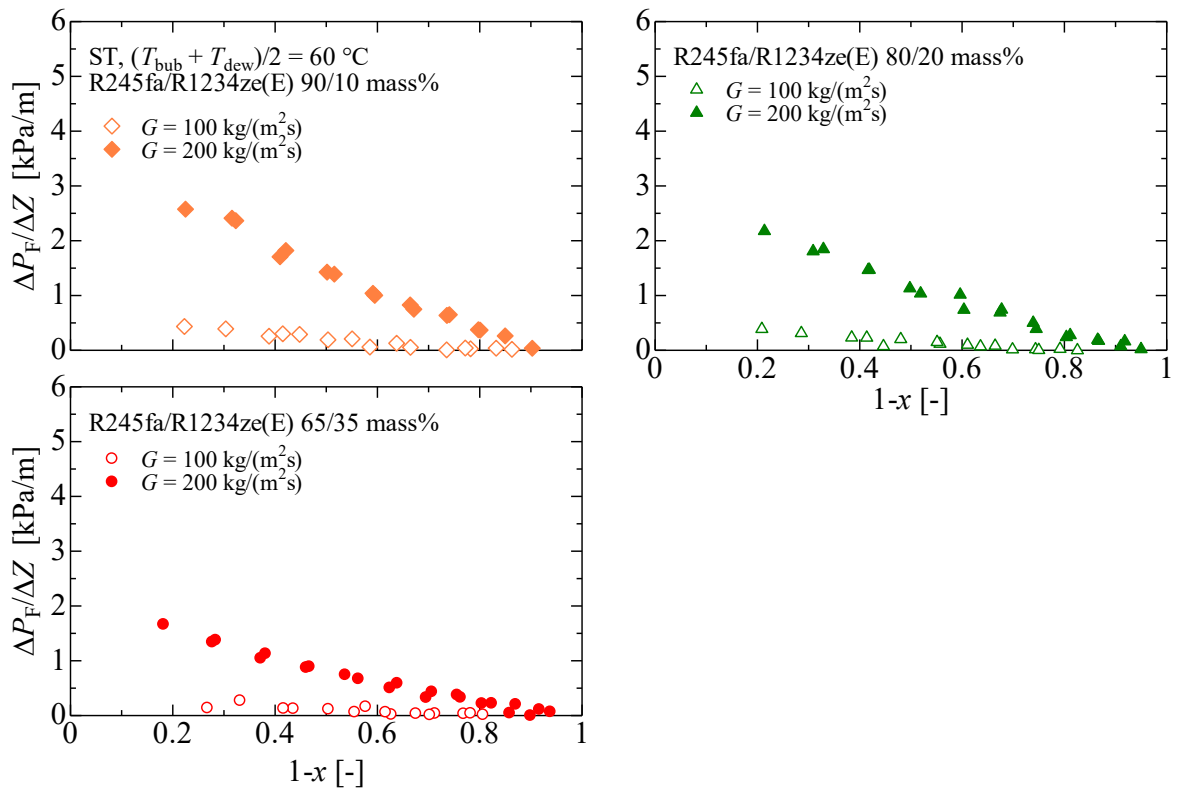


図 8.29 平滑管 ST の摩擦圧力損失

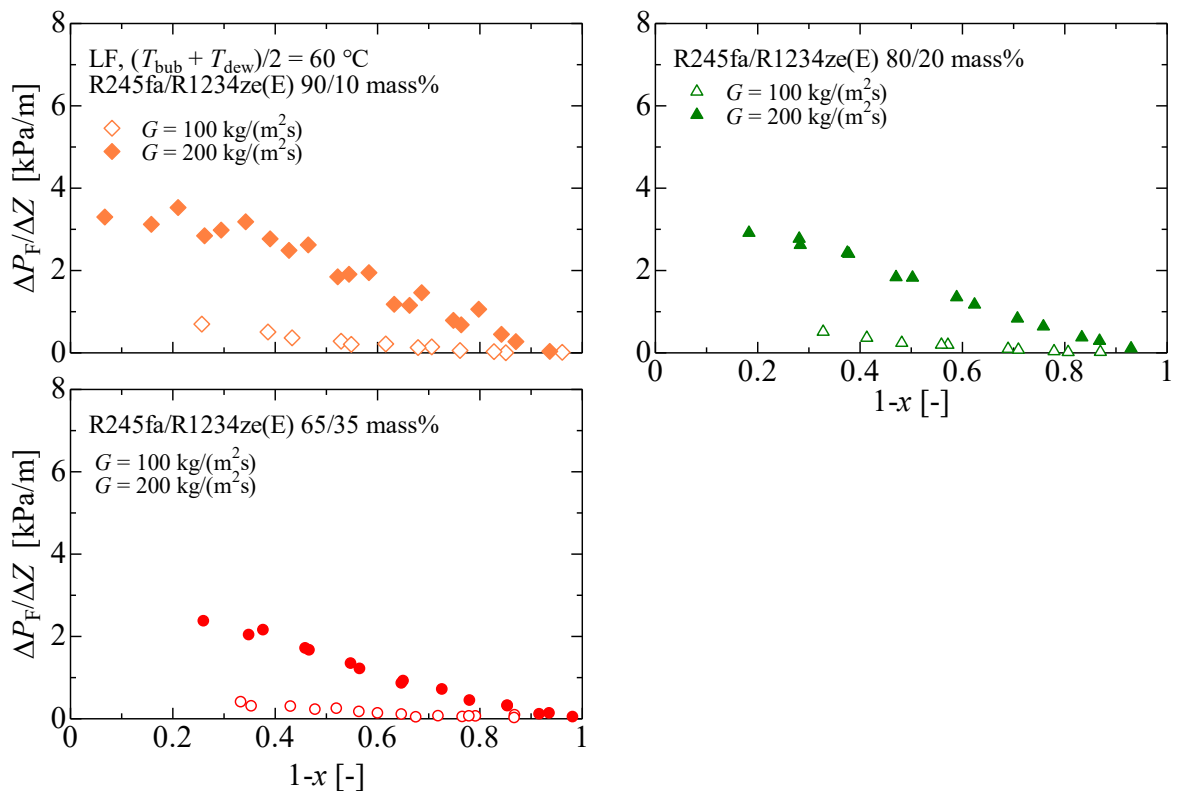


図 8.30 溝付管 LF の摩擦圧力損失

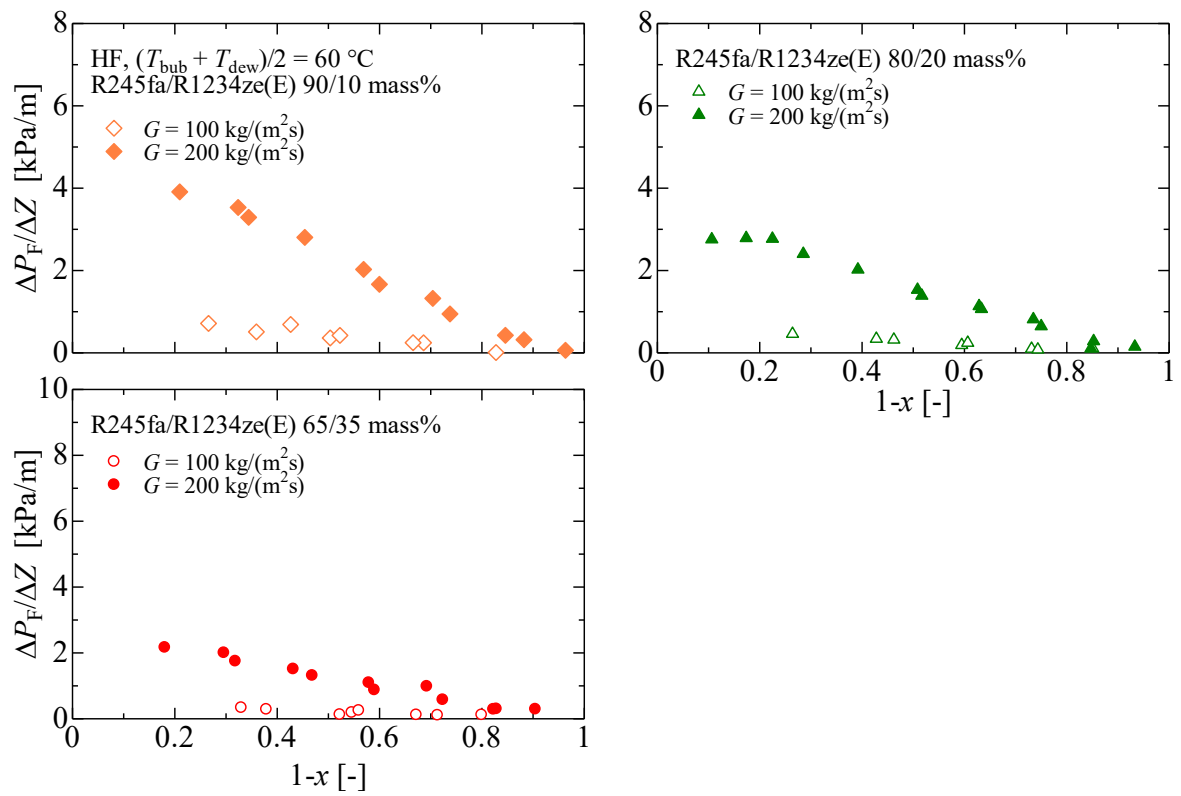


図 8.31 溝付管 HF の摩擦圧力損失

8.3.2 摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響

図 8.32 ~ 8.34 には、それぞれ平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の純冷媒 R245fa と混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$ を上段に、純冷媒 R245fa に対する混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の摩擦圧力損失比 $\Delta P_{F\text{ mix}}/\Delta P_{F\text{ R245fa}}$ を下段に湿り度 $1-x$ に対して示す。なお、下段に示した摩擦圧力損失比は各実験条件における摩擦圧力損失の実験結果から内挿計算して求めた値を用いている。また、図 8.35 ~ 図 8.37 は、摩擦圧力損失の実験結果から各湿り度における摩擦圧力損失を内挿計算して求め、湿り度 0.2, 0.5 および 0.8 における冷媒組成比の変化に対する摩擦圧力損失の変化を示している。

図より、いずれの伝熱管および質量速度条件においても、混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の摩擦圧力損失は純冷媒 R245fa に比して小さい値を示している。また、図 8.35 ~ 図 8.37 の冷媒組成比の変化に関しては、R1234ze(E)の冷媒組成の増加の伴い、混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の摩擦圧力損失が減少している。これは、表 2.9 に示すように平均飽和温度 60°C の条件下では、R1234ze(E)の蒸気密度は R245fa の約 2.8 倍大きく、質量速度および湿り度が同一条件下では、R1234ze(E)の冷媒組成が大きいほど蒸気速度は低下し、液粘度が R245fa の約 0.5 倍であるため、気液界面および壁面のせん断力が減少したことによるものと考えられる。

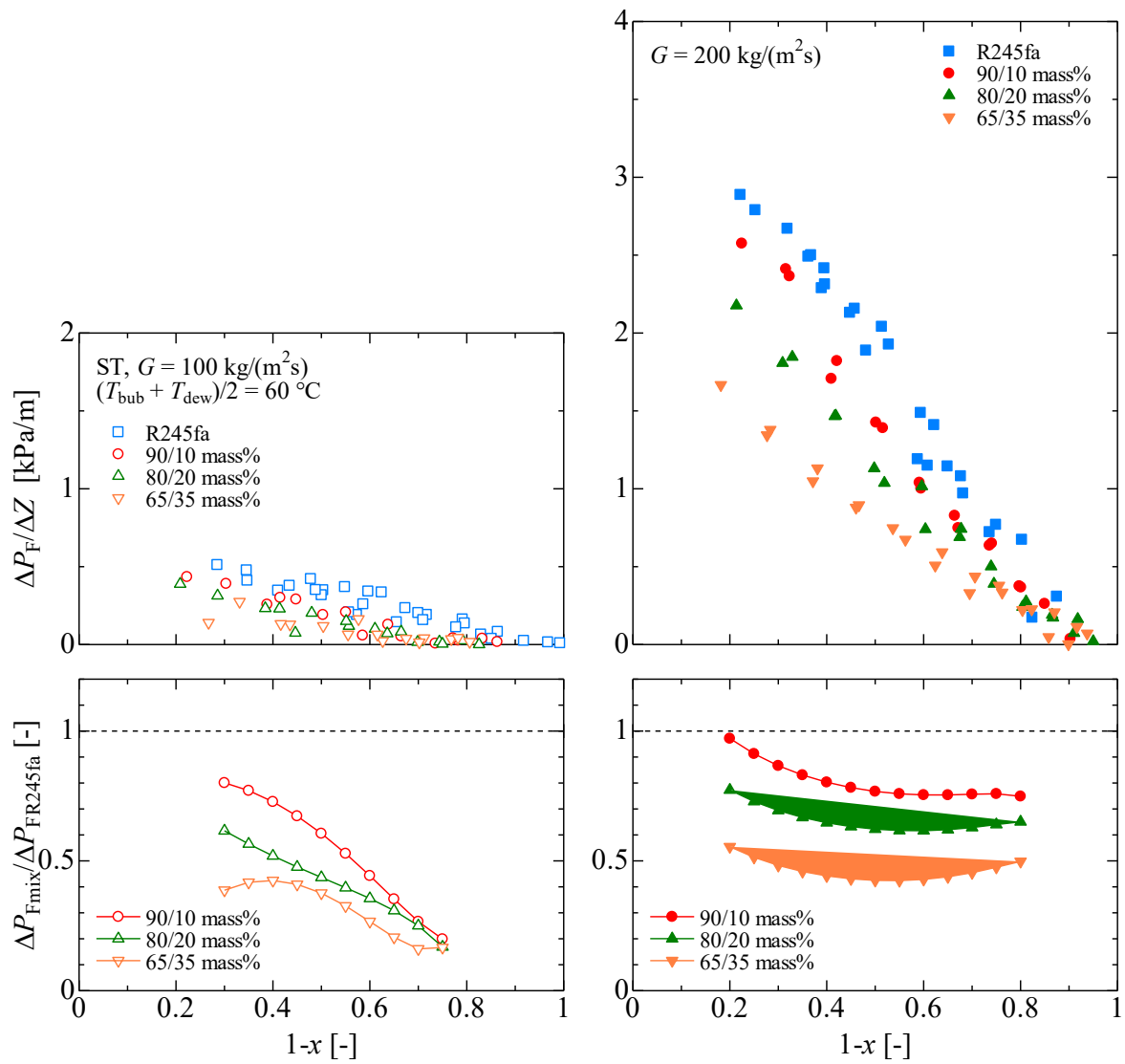


図 8.32 平滑管 ST における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

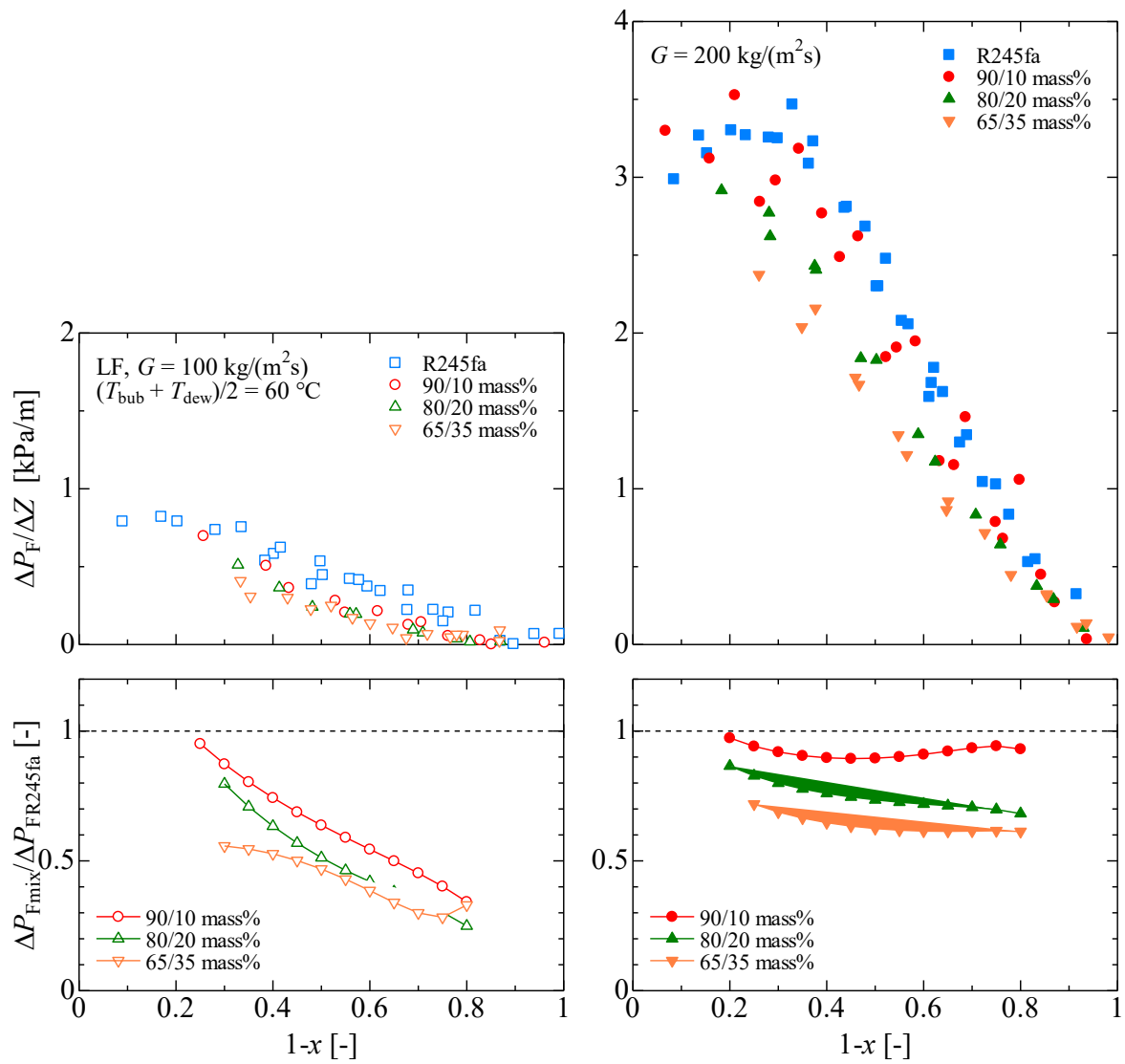


図 8.33 溝付管 LF における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

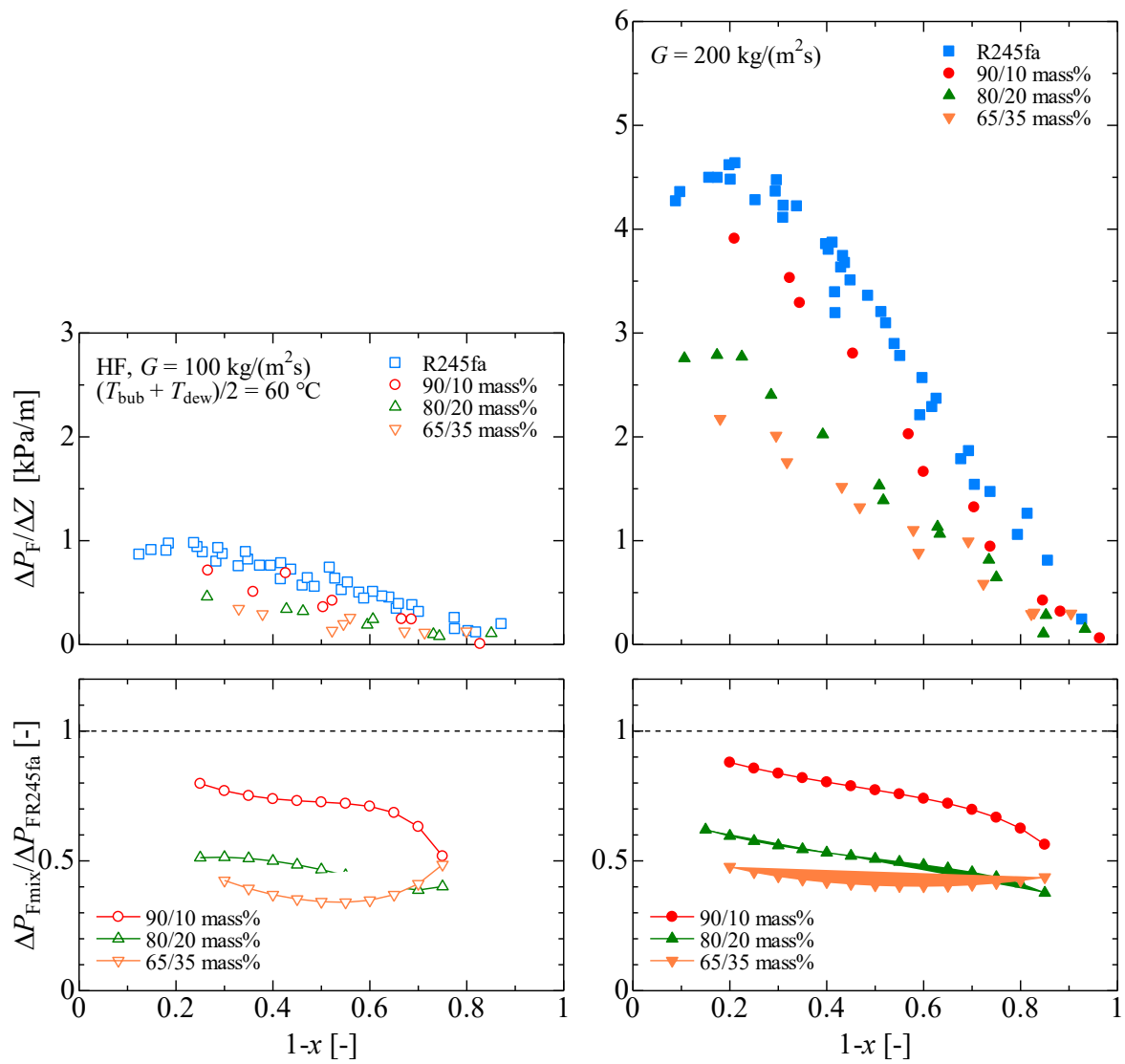


図 8.34 溝付管 HF における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

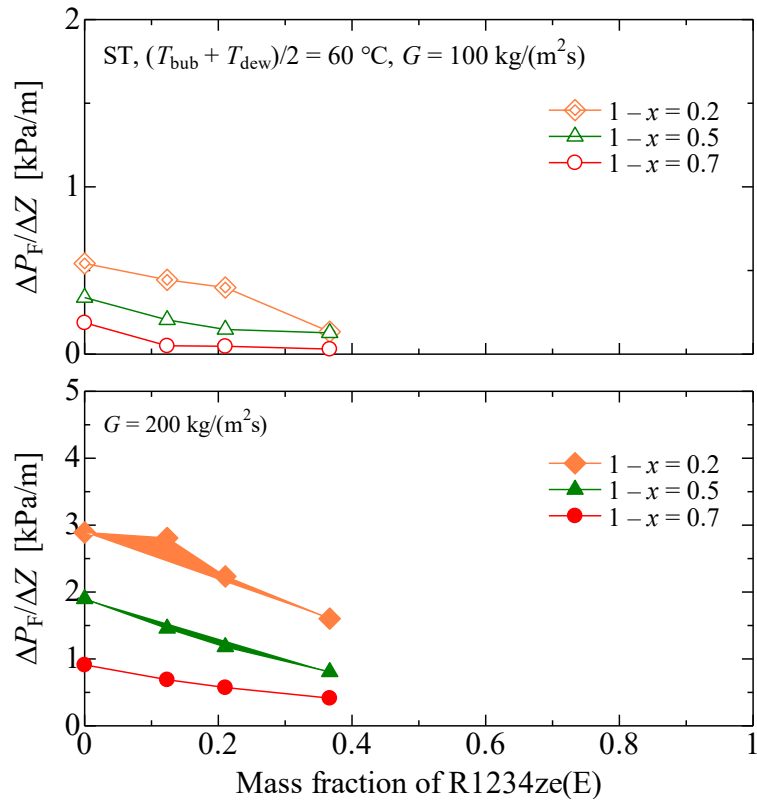


図 8.35 摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響（平滑管 ST）

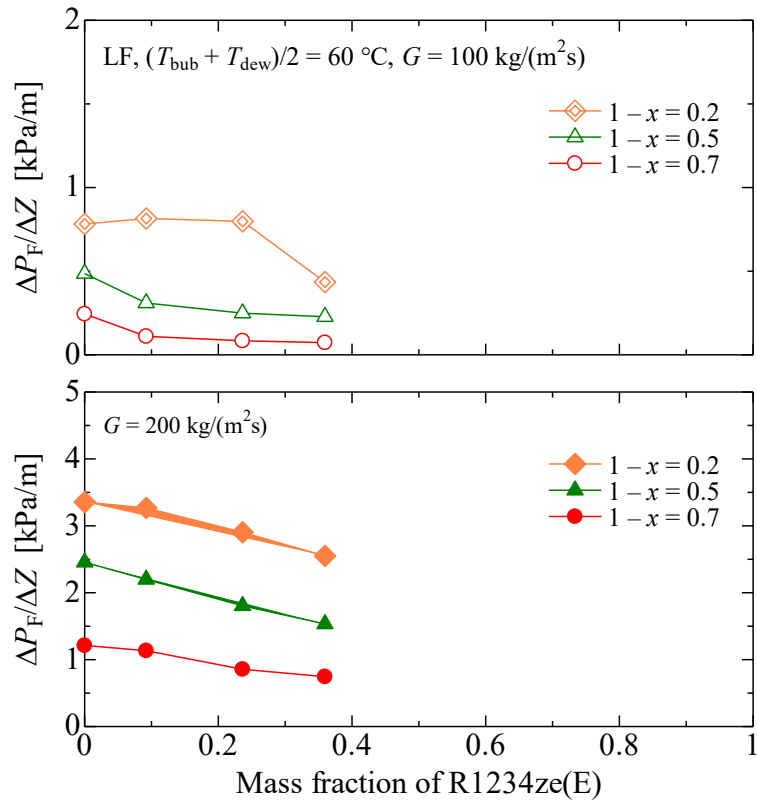


図 8.36 摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響（溝付管 LF）

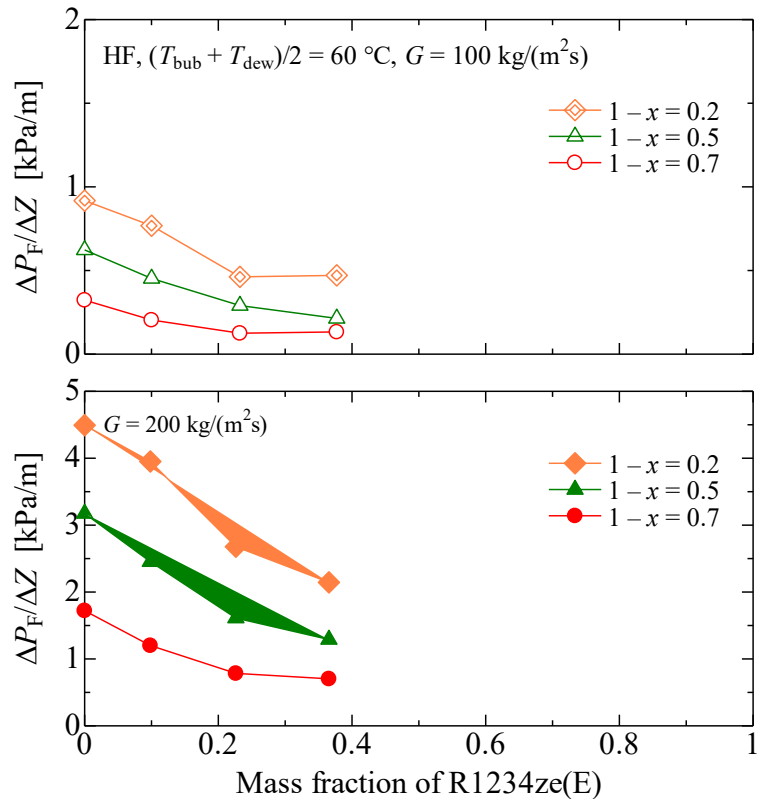


図 8.37 摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響（溝付管 HF）

8.3.3 実験値と従来の整理式の比較

図 8.38 に平滑管 ST の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と混合冷媒を用いた摩擦圧力損失に関する整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、Sun – Mishima の式¹³⁾および宮良らの式⁹⁾である。図 8.39 および図 8.40 には溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と混合冷媒を用いた摩擦圧力損失に関する整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、Chamra らの式²⁴⁾および井上らの式²⁸⁾である。表 8.7～表 8.9 にはそれぞれ平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との平均偏差 MD および MAD を示す。平均偏差 MD および MAD は式(4-1)および(4-2)より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である。

平滑管内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、宮良らの式⁹⁾は、質量速度 100 kg/(m²s)の条件では実験値とばらついているが、高流量域の実験値との相関はよく、概ね±30%以内で実験値と一致している。Sun – Mishima の式¹³⁾は摩擦圧力損失の低流量域では大きく、高流量域では実験値より小さい傾向がある。

溝付管 LF 内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、従来の整理式である Chamra らの式²⁴⁾および井上らの式²⁸⁾いずれも低流量、高湿り度条件の実験値より大きく、高質量速度、低湿り度条件の実験値より小さい傾向がある。

溝付管 HF 内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、Chamra らの式²⁴⁾および井上らの式²⁸⁾いずれも、低流量の実験値より大きい傾向があるものの、高流量域では実験値が比較的にとまっている。

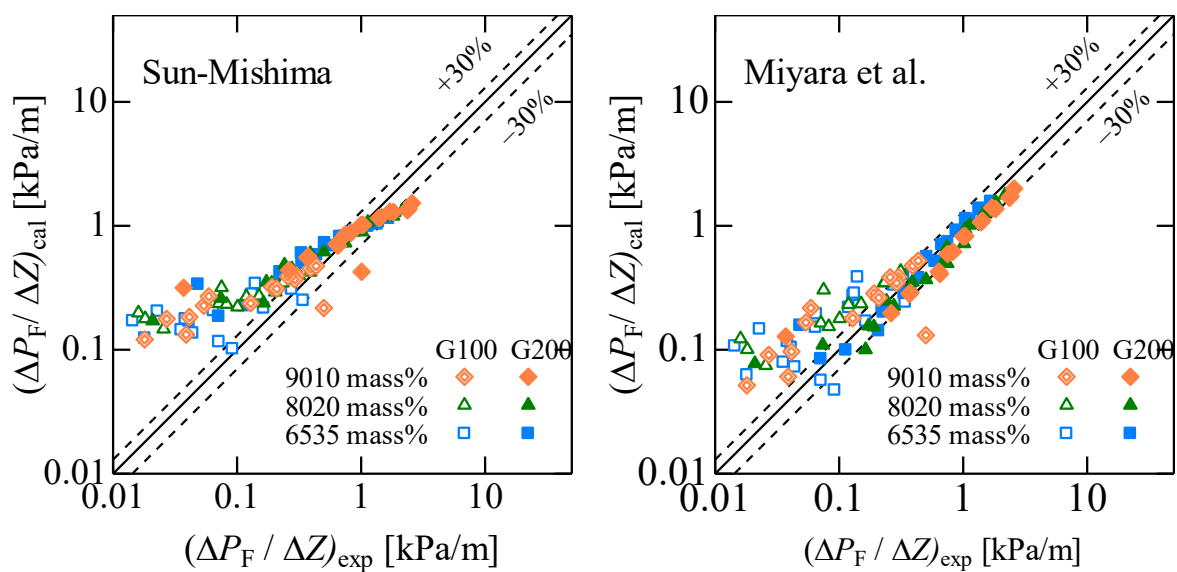


図 8.38 平滑管 ST の実験値と整理式との比較

表 8.7 平滑管 ST の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Sun – Mishima	30.5	18.4	61.7	107
Miyara et al.	15.3	4.5	88.3	

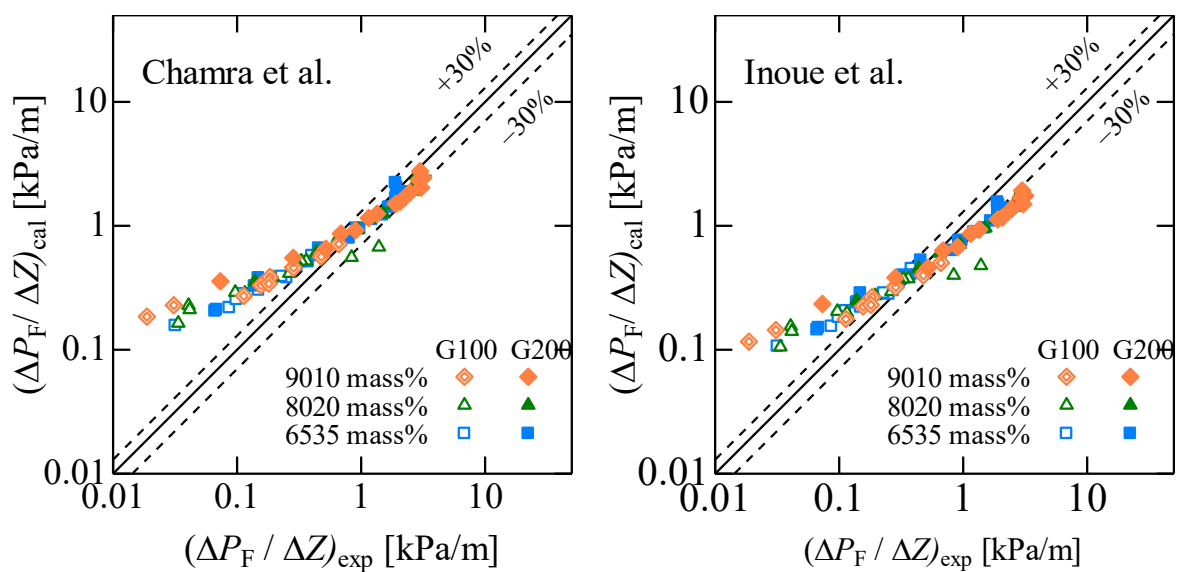


図 8.39 溝付管 LF の実験値と整理式との比較

表 8.8 溝付管 LF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Chamra et al.	148.9	82.9	41.5	82
Inoue et al.	94.1	24.8	35.4	

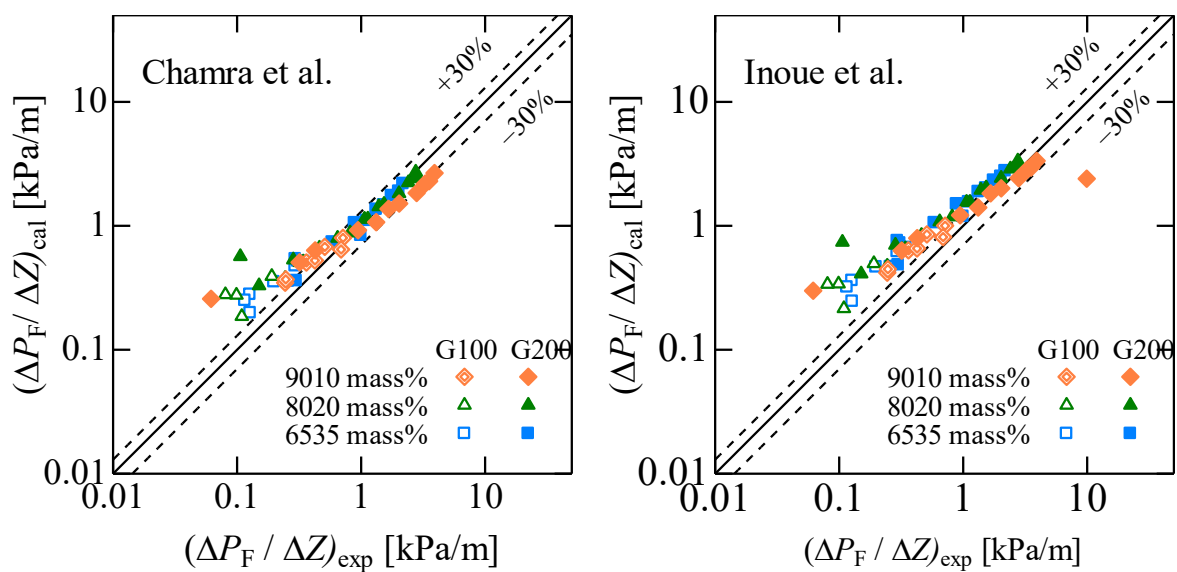


図 8.40 溝付管 HF の実験値と整理式との比較

表 8.9 溝付管 HF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Chamra et al.	104.2	82.8	53.2	62
Inoue et al.	147.1	122.0	32.3	

8.3.4 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響

図 8.41 にそれぞれ質量速度 100 および 200 kg/(m²s)の平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の比較を示す. 図の混合冷媒 R245fa/R1234ze(E) の冷媒組成 90/10, 80/20 および 65/35 mass%の実験結果を示しており, 図の縦軸は摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$, 横軸は湿り度 $1-x$ を示している.

図 8.41 より, いずれの冷媒組成比および質量速度条件においても, 溝付管 HF の摩擦圧力損失は溝付管 LF および平滑管に比して大きい値を示し, 低湿り度域および高湿り度域における摩擦圧力損失は平滑管および溝付管に大きな差異はみられない. 溝付管による摩擦圧力損失の増加率は図 8.41 に示すように, 質量速度 100 kg/(m²s)の条件を除き, 溝付管 LF による摩擦圧力損失の増加率は 1.0~1.1 であり, 溝付管 HF による摩擦圧力損失の増加率は 1.1~1.7 である.

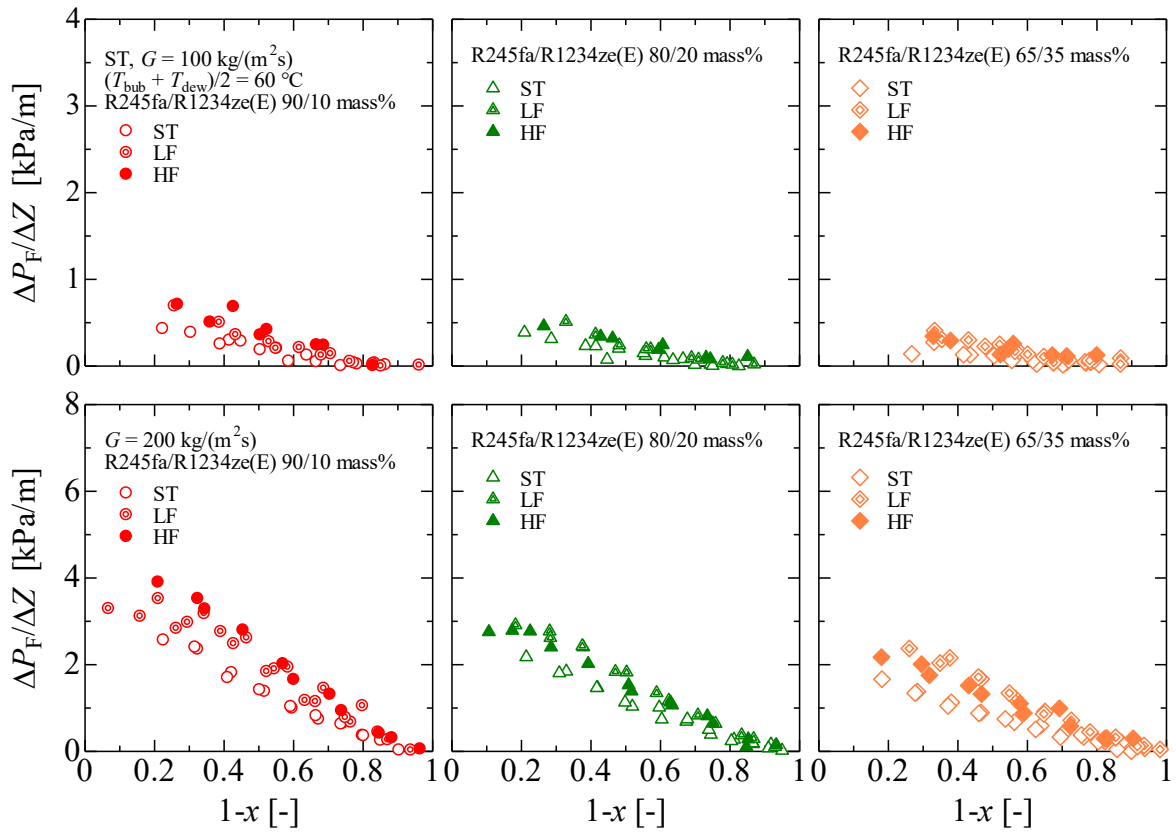


図 8.41 平滑管および溝付管の摩擦圧力損失の比較

8.4 凝縮熱伝達特性

8.4.1 凝縮熱伝達率

図 8.42～図 8.44 にそれぞれ平滑管 ST，溝付管 LF および溝付管 HF の質量速度 100 および 200 kg/(m²s)，飽和温度 60 °C における混合冷媒 R245fa/R1234ze(E) の凝縮熱伝達率の実験結果を示す。図の縦軸は凝縮熱伝達率 α ，横軸は湿り度 $1-x$ を示している。図中の◇，△および○印はそれぞれ混合冷媒 R245fa/R1234ze(E) の冷媒組成比が 90/10，80/20 および 65/35 mass% の実験結果である。

第 6 章の純冷媒の凝縮熱伝達率と同様に，いずれの混合冷媒組成，伝熱管および質量速度条件においても，湿り度の増加に伴って凝縮熱伝達率が低下している。図 8.42～図 8.44 より，質量速度の増加に伴う凝縮熱伝達率の増加率は全湿り度域で 1.2～2.5 倍程度の増加率を示している。一般的に，非共沸混合冷媒の凝縮流では高沸点成分が優先的に凝縮することで，蒸気側の気液界面では低沸点成分濃度が増大するため，気液界面温度が低下する。凝縮熱伝達に有効な気液界面と壁面の温度差が低下する。質量速度が増加，湿り度が低下すると，強制対流の効果によって物質伝達が促進され，非共沸性に起因する濃度分布が拡散されることにより凝縮熱伝達率は増加していると考えられる。

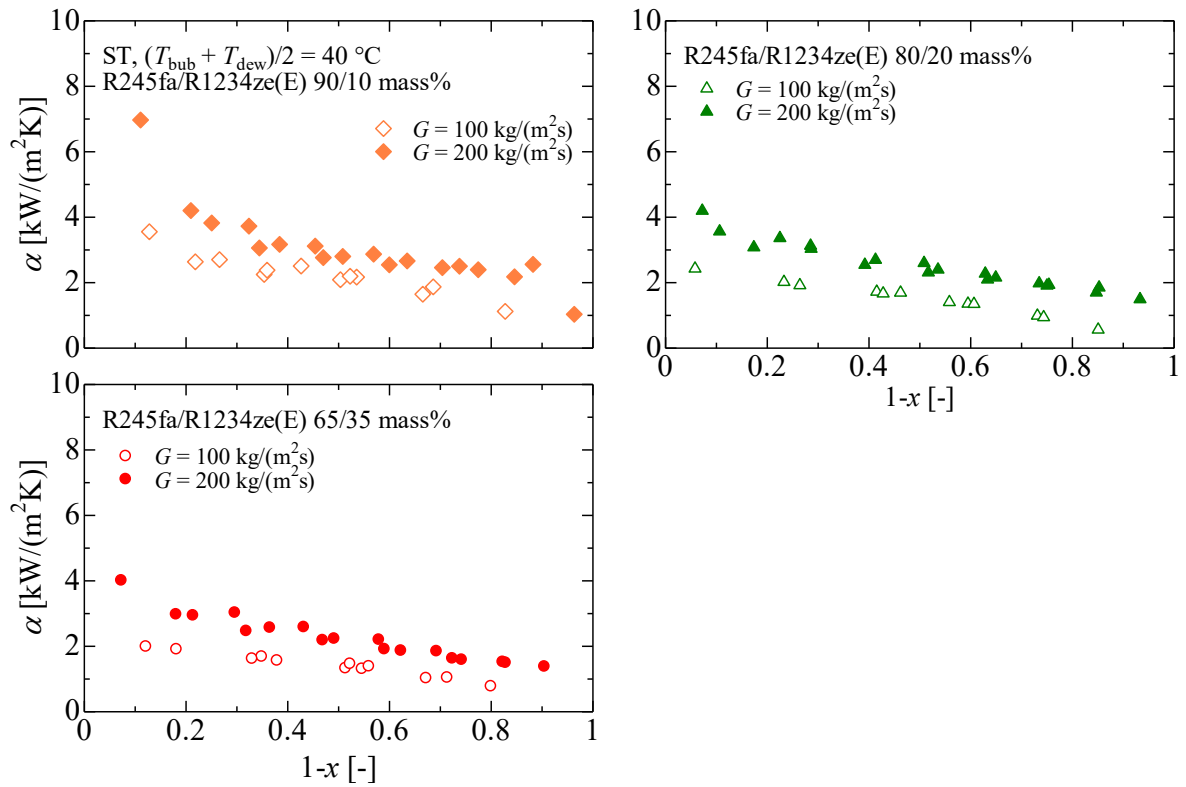


図 8.42 平滑管 ST の凝縮熱伝達率

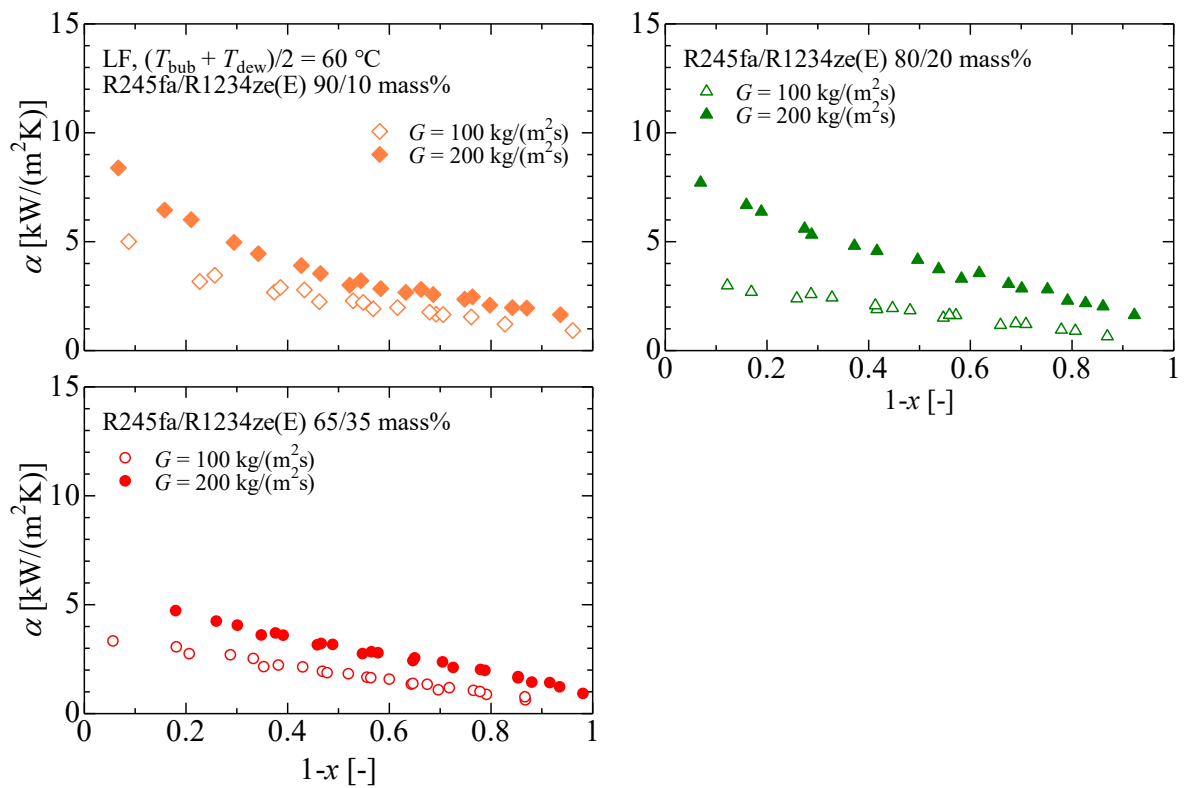


図 8.43 溝付管 LF の凝縮熱伝達率

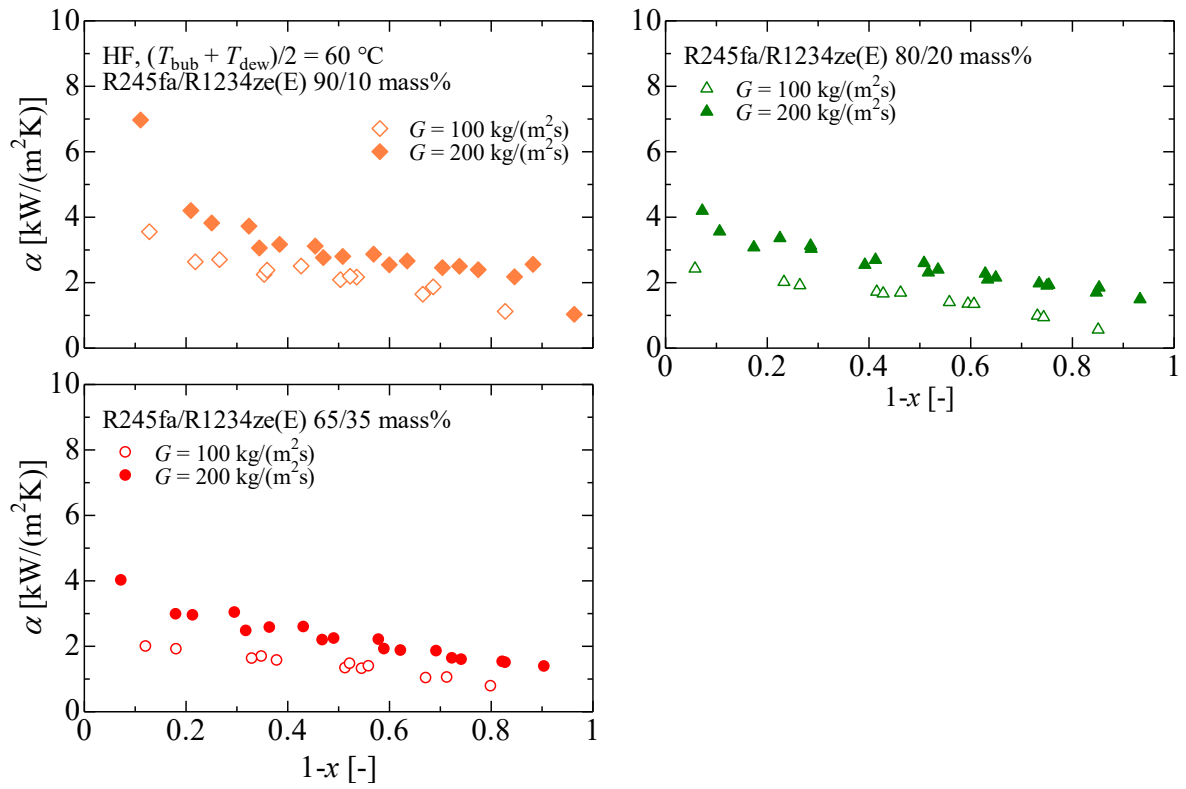


図 8.44 溝付管 HF の凝縮熱伝達率

8.4.2 凝縮熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響

図 8.45 ~ 図 8.47 には、それぞれ平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の純冷媒 R245fa と混合冷媒 R245fa/R1234ze(E) の凝縮熱伝達率 α を上段に、純冷媒 R245fa に対する混合冷媒 R245fa/R1234ze(E) の凝縮熱伝達率の比 $\alpha_{\text{mix}}/\alpha_{\text{R245fa}}$ を下段に湿度 $1-x$ に対して示す。なお、下段に示した凝縮熱伝達率の比は各実験条件における凝縮熱伝達率の実験結果から内挿計算して求めた値を示している。図 8.21 ~ 図 8.23 には、沸騰熱伝達率の実験結果から各クオリティにおける沸騰熱伝達率を内挿計算して求め、クオリティ 0.2, 0.5 および 0.7 における冷媒組成比の変化に対する沸騰熱伝達率の変化を示している。

図 8.45 ~ 図 8.47 の上段に示した凝縮熱伝達率 α および図 8.48 ~ 図 8.50 より、いずれの伝熱管および質量速度条件においても、混合冷媒 R245fa/R1234ze(E) の凝縮熱伝達率は純冷媒 R245fa に比して小さい値を示しており、R1234ze(E) の冷媒組成の増加とともに低下し、冷媒組成比 65/35 mass% で最小値を示している。これは混合冷媒の物性表 2.9 および気液相平衡線図 8.1 より、平均飽和温度 60 °C の条件では温度グライドは冷媒組成比 65/35 mass% で 8.9 K であるため、温度グライドによる凝縮熱伝達特性の影響が最も大きいと考えられる。図 8.45 ~ 図 8.47 の下段に示した凝縮熱伝達率の比より、前述のように強制対流の効果が大きくなると、物質伝達が促進され、非共沸性に起因する濃度境界層が拡散されることにより、凝縮熱伝達率低下の程度が小さくなることが原因と考えられる。

図 8.45 ~ 図 8.47 には、いずれの平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF は質量速度の増加により凝縮熱伝達率の低下割合がわずかに減少している。これは、低質量速度条件では純冷媒 R245fa の流動様相は成層波状流であり、純冷媒の凝縮熱伝達率の値が小さいため、相対的に凝縮熱伝達率の比が高い値を示したものと考えられる。

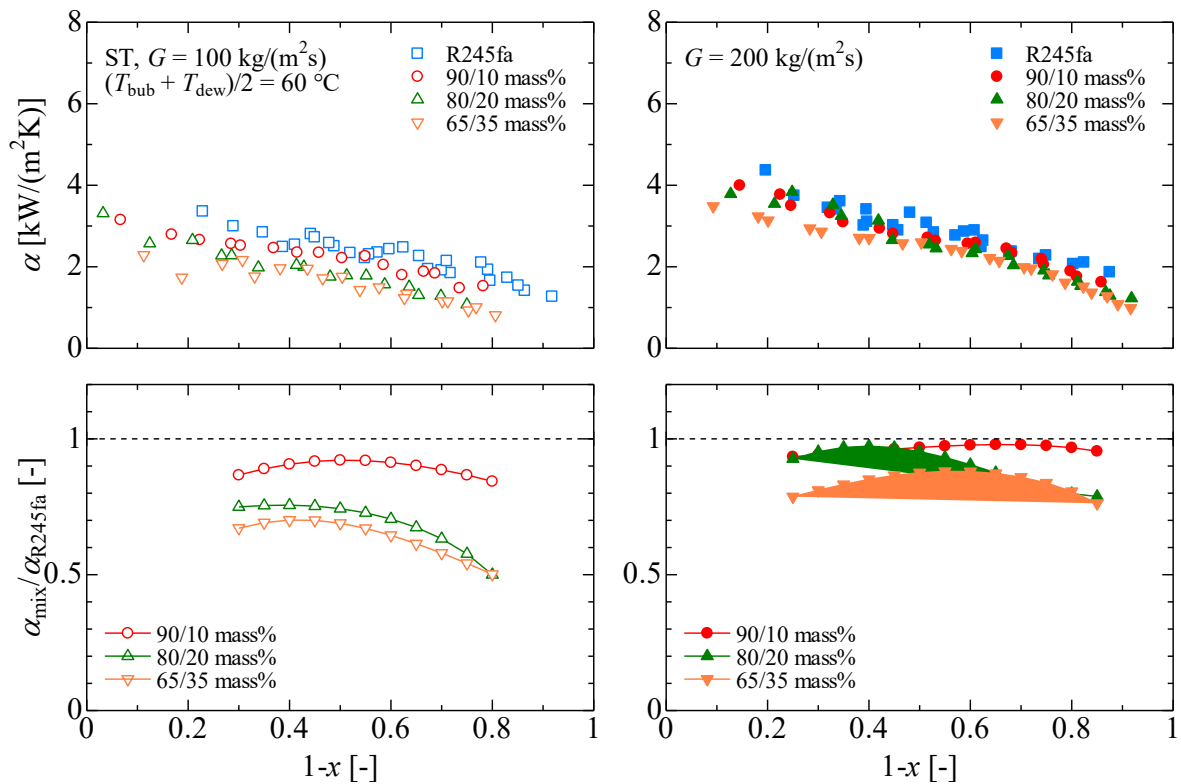


図 8.45 平滑管 ST における純冷媒と混合冷媒の凝縮熱伝達率の比較

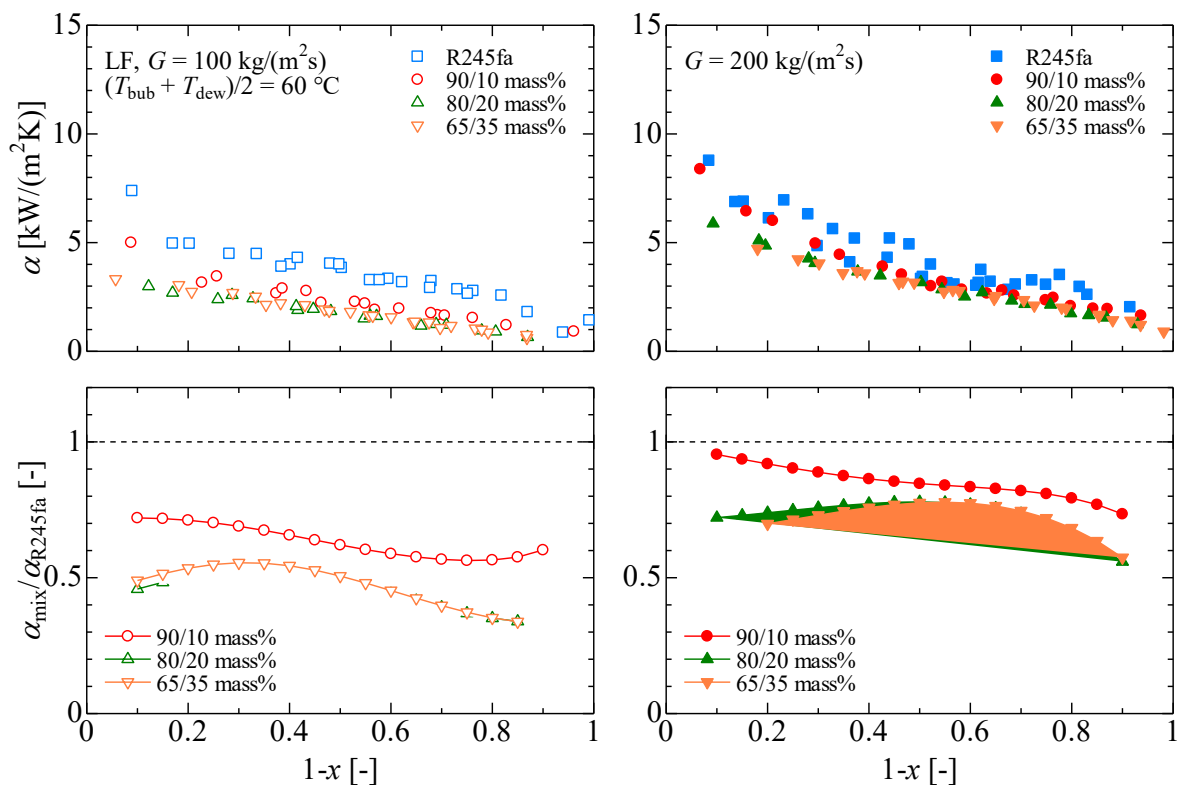


図 8.46 溝付管 LF における純冷媒と混合冷媒の凝縮熱伝達率の比較

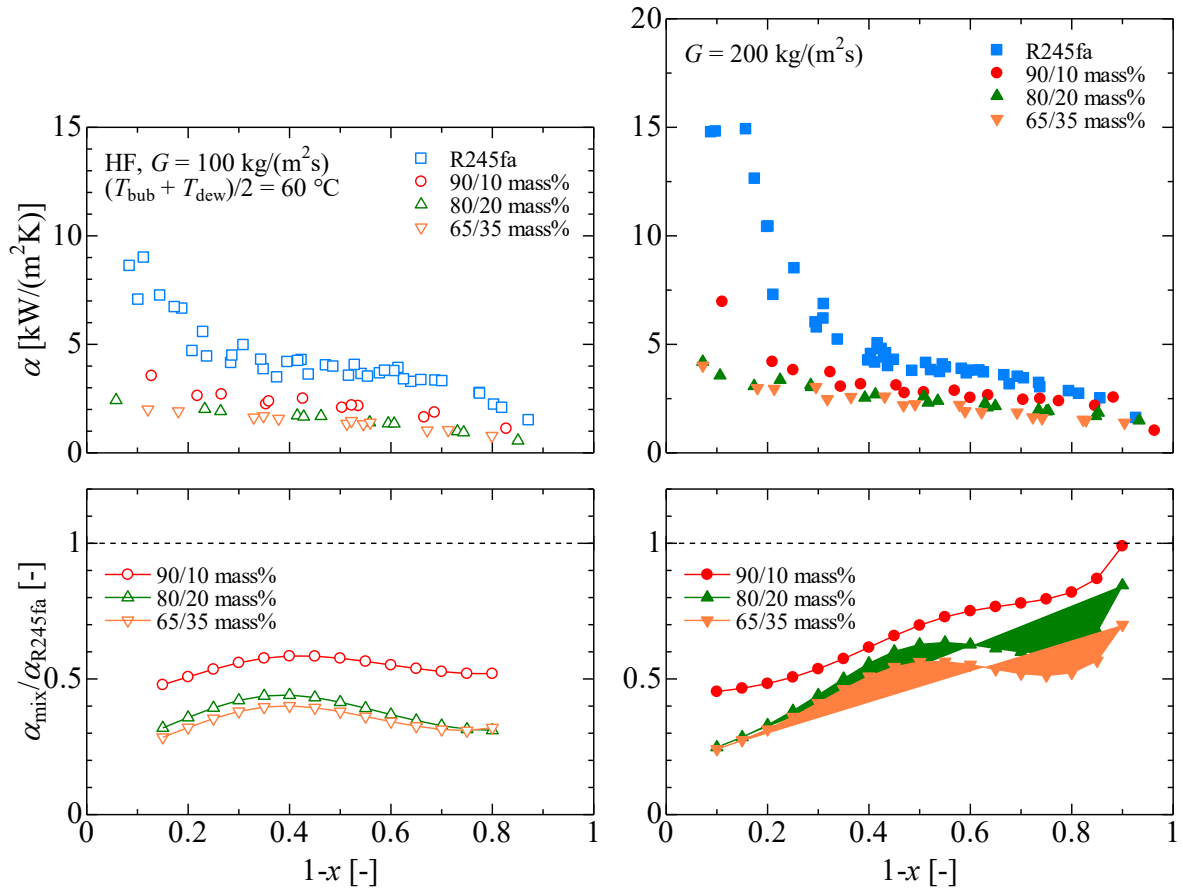


図 8.47 溝付管 HF における純冷媒と混合冷媒の凝縮熱伝達率の比較

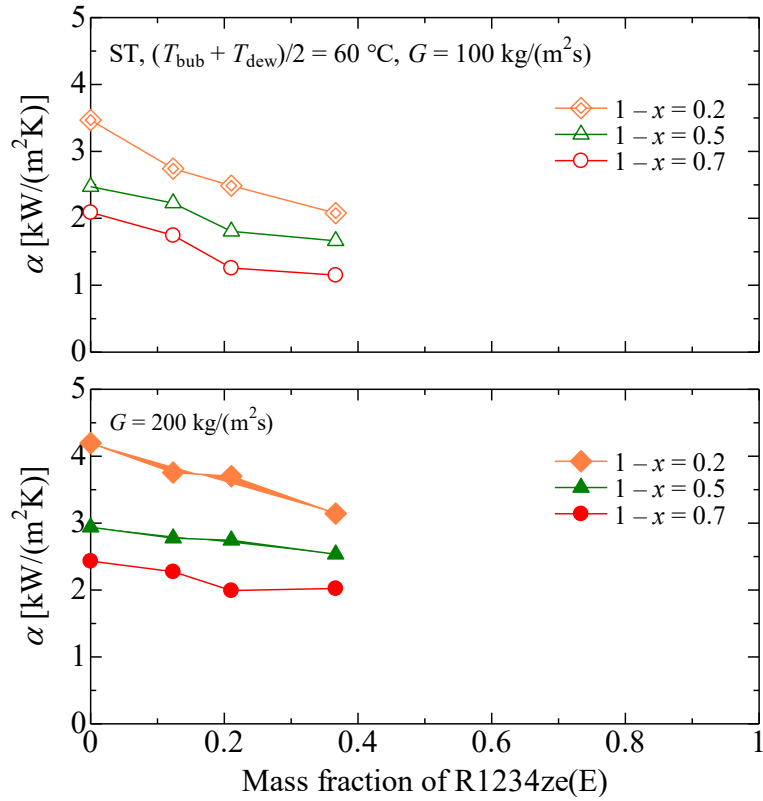


図 8.48 凝縮熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響（平滑管 ST）

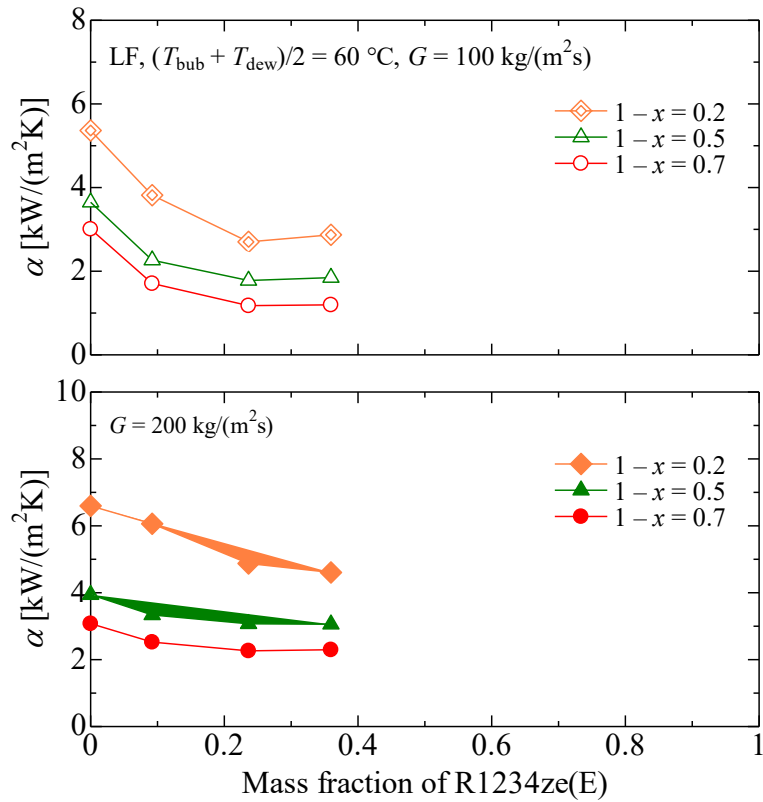


図 8.49 凝縮熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響（溝付管 LF）

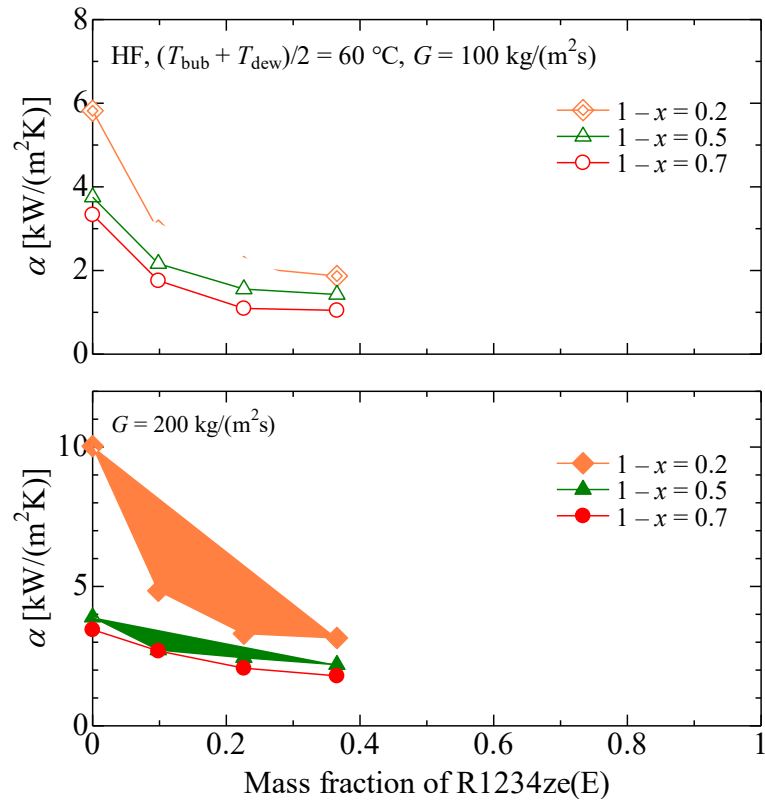


図 8.50 凝縮熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響（溝付管 HF）

8.4.3 実験値と従来の整理式の比較

図 8.51 に平滑管 ST の凝縮熱伝達率の実験値 α_{exp} と混合冷媒を用いた凝縮熱伝達率に関する整理式による予測値 α_{cal} との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、純冷媒の実験値と最も相関が良い原口らの凝縮熱伝達率の整理式に Silver – Bell – Ghaly^{75, 76)}の相関方法を適用した式および Sweeny – Chato の式⁷²⁾である。図 8.52 および図 8.53 にはそれぞれ溝付管 LF および溝付管 HF の凝縮熱伝達率の実験値 α_{exp} と混合冷媒を用いた凝縮熱伝達率に関する整理式による予測値 α_{cal} との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、Chamra – Mago の式⁷⁸⁾である。表 8.10 ~ 表 8.12 にはそれぞれ平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の凝縮熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の整理式による予測値 α_{cal} との平均偏差 MD および MAD を示す。平均偏差 MD および MAD は式(4-1)および式(4-2)より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である。

平滑管内における混合冷媒の凝縮熱伝達率は、原口らの式⁵⁹⁾に Silver – Bell – Ghaly^{75, 76)}の相関方法を適用した式および Sweeny – Chato の式⁷²⁾いずれも、低流量域での実験値より小さい傾向があるが、高流量域ではやや大きい傾向がある。

溝付管内における混合冷媒の凝縮熱伝達率は、Chamra – Mago の式⁷⁸⁾は、高流量域での実験値より大きい傾向がある。

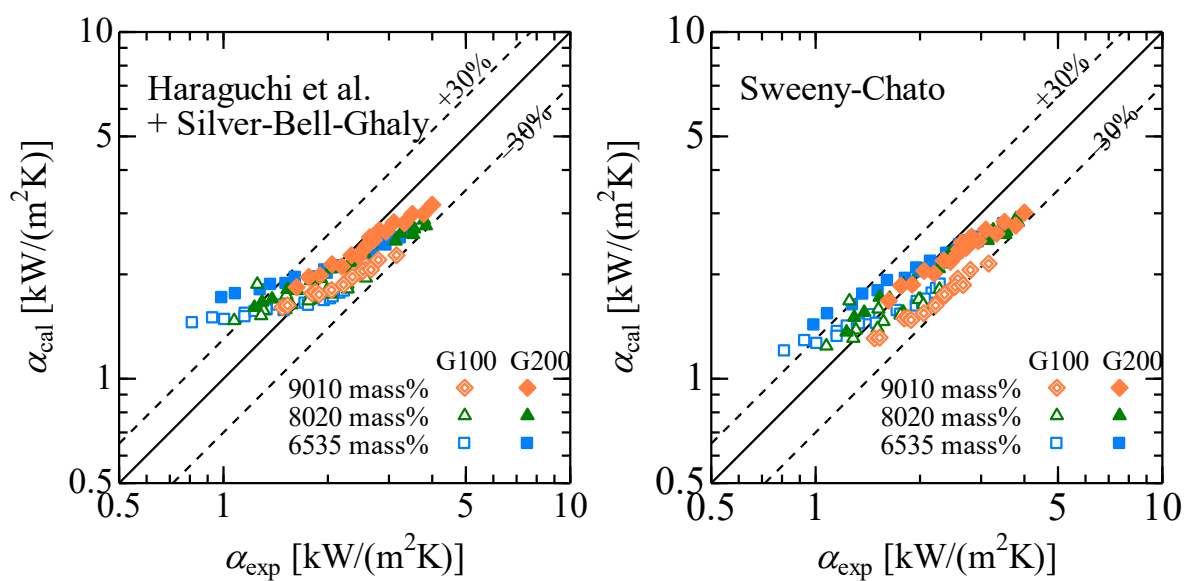


図 8.51 平滑管 ST の実験値と整理式との比較

表 8.10 平滑管 ST の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Haraguchi et al. +Silver – Bell – Ghaly	21.0	7.4	82.8	90
Sweeny – Chato	19.8	9.7	77.2	

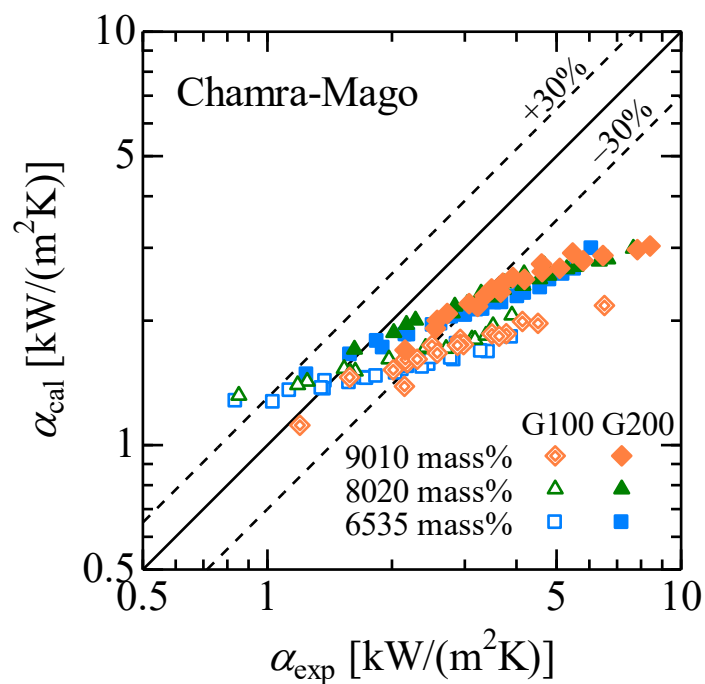


図 8.52 溝付管 LF の実験値と整理式との比較

表 8.11 溝付管 LF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Chamra – Mago	30.8	19.7	70.6	126

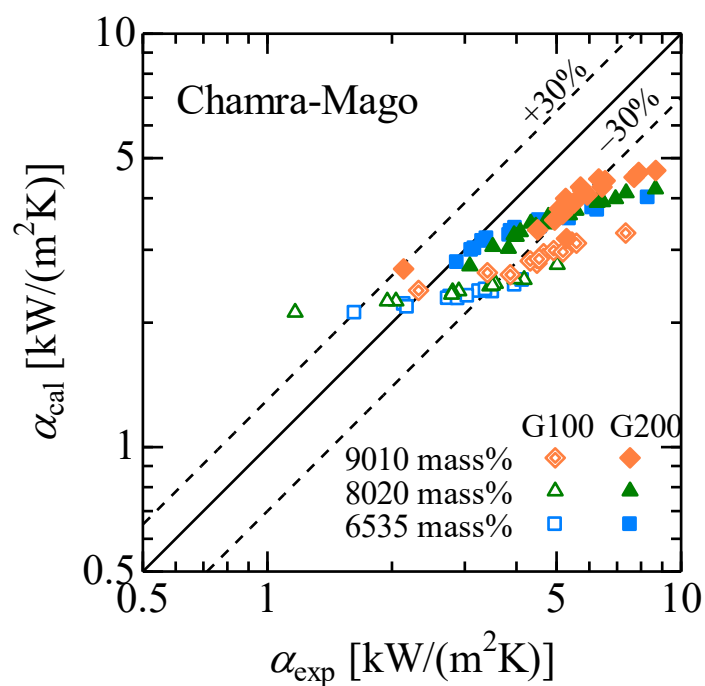


図 8.53 溝付管 HF の実験値と整理式との比較

表 8.12 溝付管 HF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Chamra – Mago	36.6	-3.6	88.0	50

8.4.4 溝付管の伝熱促進効果

図 8.54 に、それぞれ質量速度 100 および 200 kg/(m²s)の平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の凝縮熱伝達率の比較を示す. 図 8.54 は混合冷媒 R245fa/R1234ze(E) 90/10, 80/20 および 65/35 mass%の実験結果を示しており, 図の縦軸は凝縮熱伝達率 α_{eq} , 横軸は湿り度 $1-x$ を示している. また, 図 8.55 は平滑管 ST に対する溝付管 LF の伝熱促進率 $\alpha_{eq\text{ LF}}/\alpha_{eq\text{ ST}}$ を湿り度 $1-x$ に対して示している. なお, 溝付管の凝縮熱伝達率は式(6-3)の等価内径の伝熱面積基準とした実験結果を示している.

図より, 溝付管 HF による伝熱促進率は純冷媒, 低質量速度条件が最も大きく 3.0~3.5 倍程度の伝熱促進率を示している. 混合冷媒に着目すると, 質量速度 200 kg/(m²s)において高い伝熱促進率を示しており, 混合冷媒の冷媒組成に依らず, 溝付管 HF は冷媒組成 90/10 mass%では 2.0~3.0 倍, 冷媒組成 80/20 および 65/35 mass%では 1.7~2.7 倍程度の伝熱促進率が得られた. これは, 溝付管 HF の溝形状はフィンが高く, 条数が多いため, フィン間の液膜は表面張力によってフィン底部に引き付けられ, フィン先端の液膜が薄くなることによって伝熱が促進されたためと考えられる.

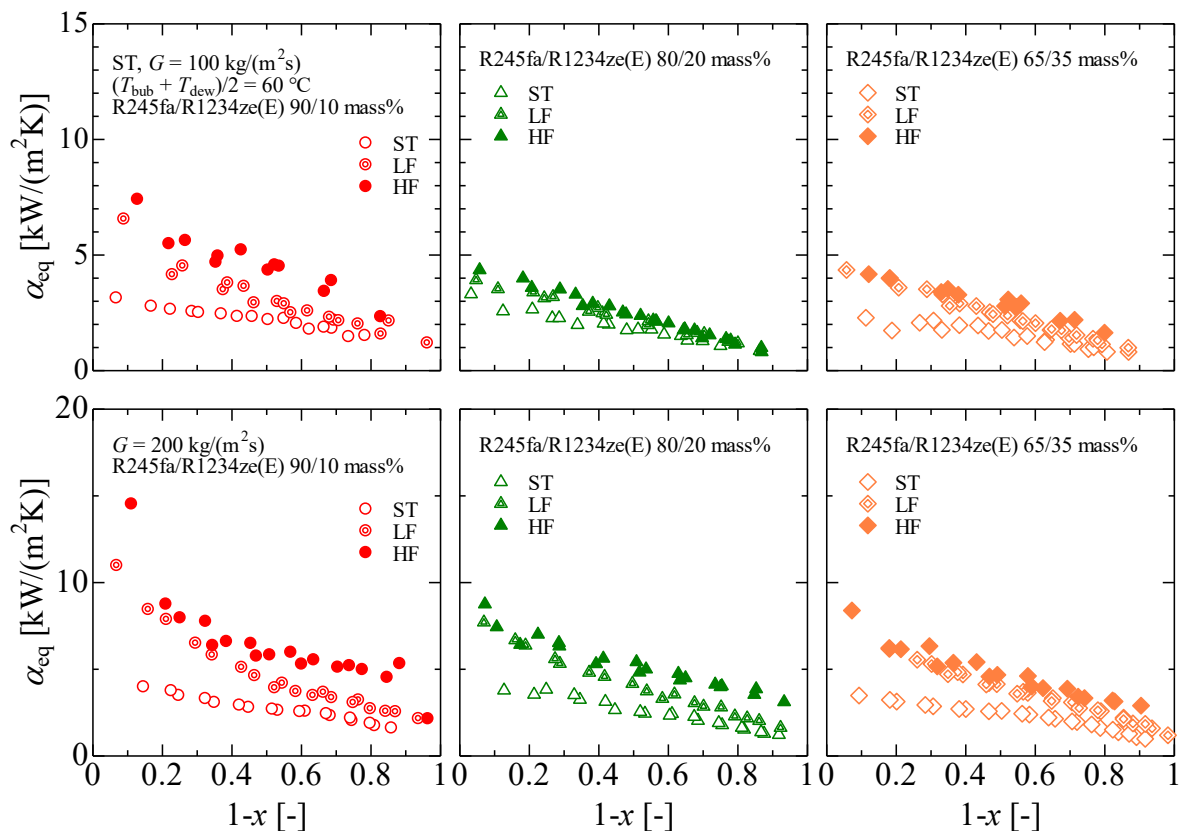


図 8.54 平滑管および溝付管の凝縮熱伝達率の比較

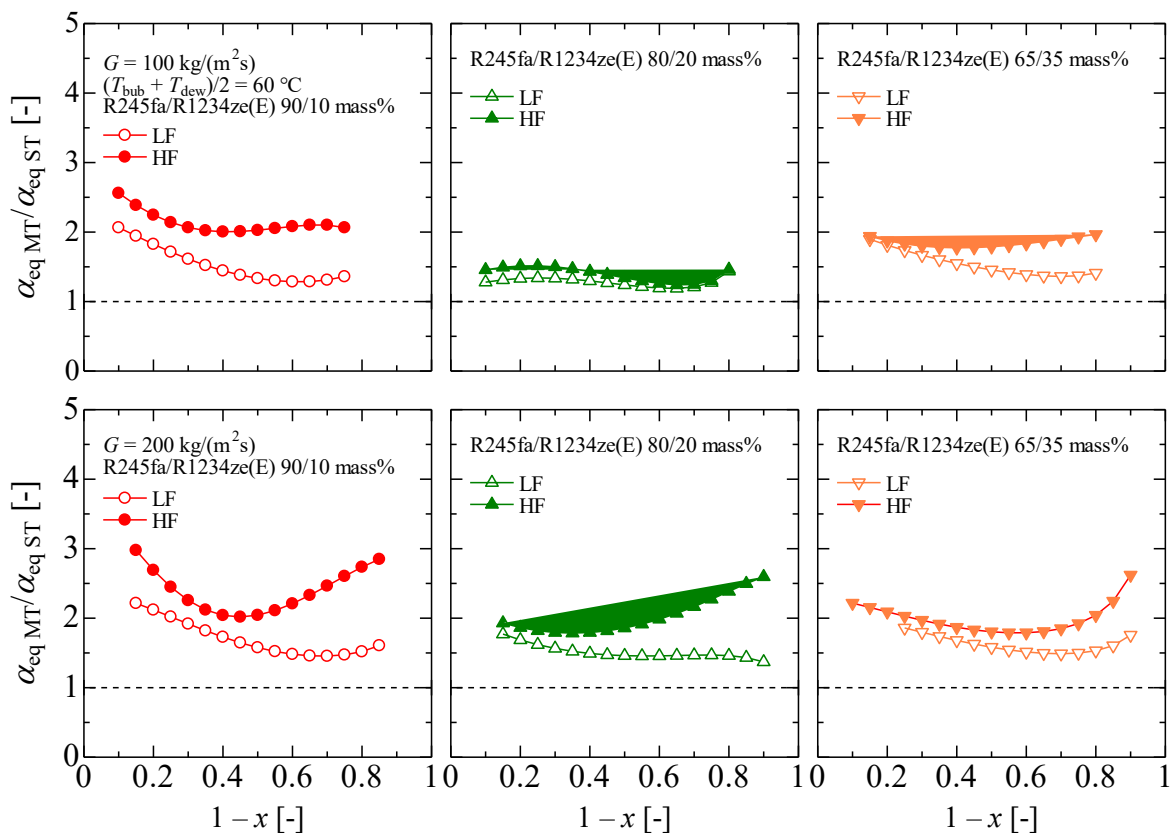


図 8.55 溝付管による伝熱促進効果

8.5 まとめ

本章では、混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の水平平滑管および溝付管内の沸騰および凝縮特性に関する実験を行い、沸騰流および凝縮流の摩擦圧力損失および熱伝達率の実験結果を示すとともに、従来提案されている摩擦圧力損失および熱伝達率の整理式との比較を行った。以下に、本章で得られた結果をまとめる。

- (1) 混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の平滑管および溝付管内における沸騰流および凝縮流の摩擦圧力損失は、R1234ze(E)の冷媒組成の増加に伴って減少する。
- (2) 混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の平滑管および溝付管内における沸騰および凝縮熱伝達率は、R1234ze(E)の冷媒組成の増加に伴って温度グライドが増大することによって低下する。
- (3) 平滑管内における混合冷媒の沸騰流の摩擦圧力損失は、久保田らの整理式による予測値が比較的実験値とよく一致する。溝付管における混合冷媒の摩擦圧力損失は Filho らの整理式による予測値と相関が良い。
- (4) 平滑管内における混合冷媒の沸騰熱伝達率は高松らの整理式が、質量速度 $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では実験値よりやや小さい傾向にあるものの、質量速度 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では実験値と概ね一致する。
- (5) 平滑管内における混合冷媒の凝縮流の摩擦圧力損失は、宮良らの整理式による予測値は高質量速度域での実験値と $\pm 30\%$ 以内で相関する。
- (6) 溝付管による伝熱促進率は沸騰および凝縮熱伝達率は、溝付管 HF による伝熱促進率は純冷媒、低質量速度条件が最も大きく $3.0 \sim 3.5$ 倍程度の伝熱促進率を示している。高質量速度条件における熱伝達率は、溝付管による伝熱促進効果が認められる。

第9章 非共沸混合冷媒 R1336mzz (E) /R1336mzz (Z) の

水平管内の摩擦圧力損失特性および熱伝達特性

第一章に述べたように、キガリ改正により温室効果の高い HFC 系冷媒は生産および消費が段階的な削減義務が定められ、将来的には GWP 値の低い代替冷媒への転換が必要不可欠である。現在、高温ヒートポンプ機器やターボ冷凍機等に広く使用されている冷媒 R245fa は、GWP が比較的大きいため、HFO 系の新規低 GWP 冷媒 R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)が注目されている。また、図 9.1 に示している蒸気圧曲線は R1336mzz(E)は R245fa より若干圧力が上昇、R1336mzz(Z)は低下するものの、それらの冷媒組成 70/30 の混合冷媒が R245fa の圧力特性および物性と酷似しており、従来の高温ヒートポンプに冷媒転換（ドロップイン）できる性質を有している。

本章では、R245fa の圧力と同程度の冷媒組成 70/30 mass%の非共沸混合冷媒 R1336mzz(E)/ R1336mzz(Z)ついて水平管内における熱伝達および圧力損失特性を実験的に明らかにするとともに、溝付形状がそれら特性に及ぼす影響について検証した。

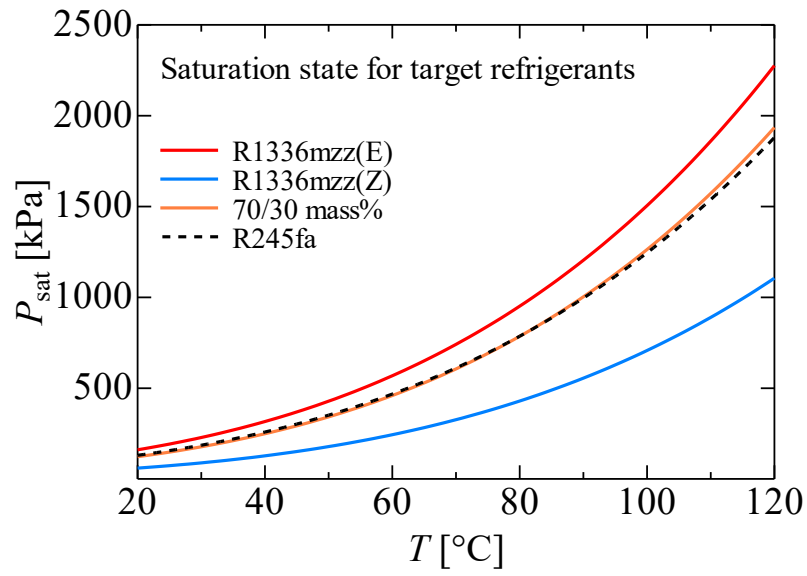


図 9.1 非共沸混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の圧力特性

9.1 沸騰流の摩擦圧力損失特性

9.1.1 摩擦圧力損失

図 9.2～図 9.5 にそれぞれ平滑管 ST，溝付管 LF および溝付管 HF の平均飽和温度（露点と沸点の平均温度）40 °C における非共沸混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の冷媒組成 70/30 mass %の摩擦圧力損失の実験結果を示す．図の縦軸は摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$ ，横軸はクオリティ x を示している．図中の◇，△，▽，○および□印はそれぞれ混合冷媒 R1336mzz(E)/ R1336mzz(Z)の質量速度 50，100，150，200 および 300 kg/(m²s)の実験結果である．

図より，いずれの伝熱管においても，質量速度の増加にともない摩擦圧力損失は増大する．これは質量速度の増加に伴い管内の気相および液相の速度が増加するため，気液界面および壁面のせん断力が増大するためと考えられる．また，純冷媒と同様に，摩擦圧力損失はクオリティの増加とともに増大しているが，クオリティ 0.8 以上では，やや低下する傾向を示している．これはクオリティ 0.8 以上ではクオリティの増加にともない管内の液膜が薄くなり，気液界面のせん断力が減少するため摩擦圧力損失は一定もしくは低下する傾向を示したと考えられる．

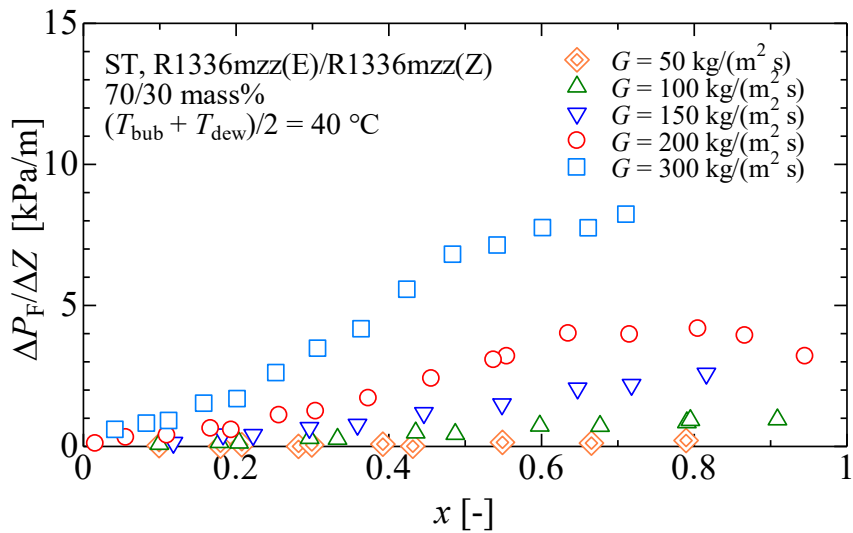


図 9.2 平滑管 ST の摩擦圧力損失

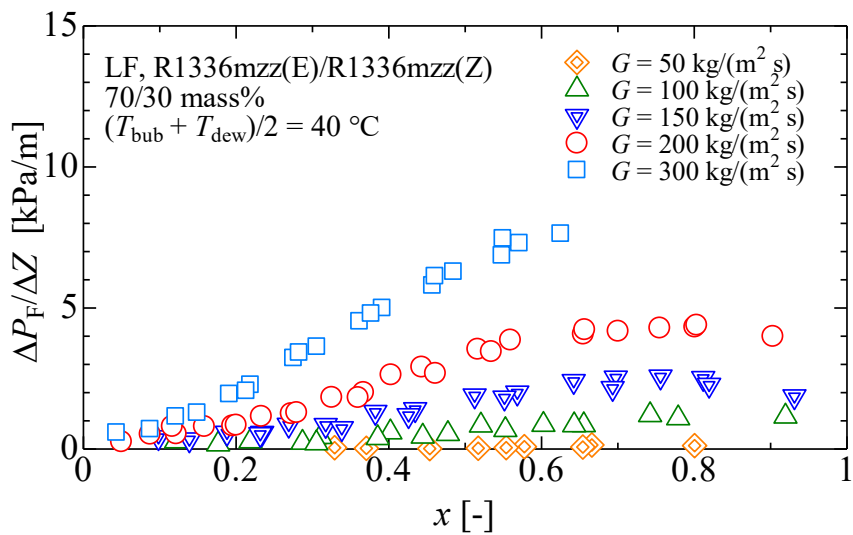


図 9.3 溝付管 LF の摩擦圧力損失

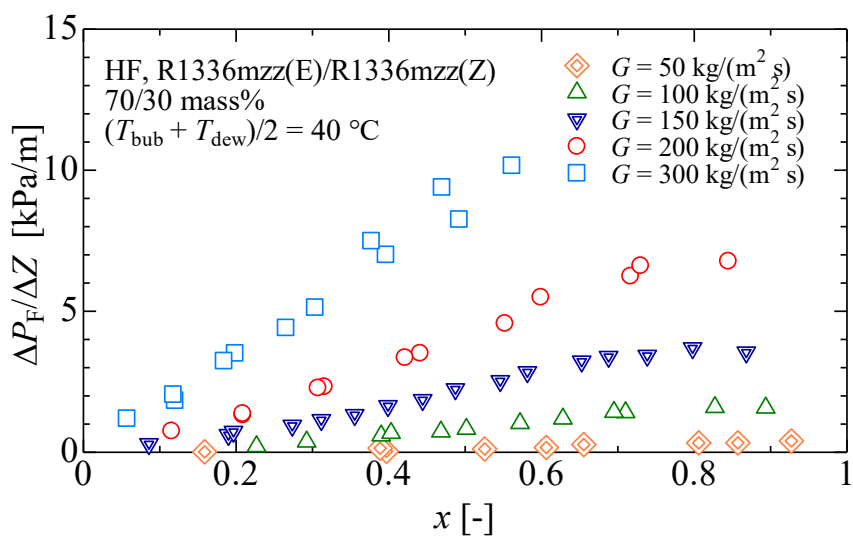


図 9.4 溝付管 HF の摩擦圧力損失

9.1.2 実験値と従来の整理式との比較

図 9.5 に平滑管 ST の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と混合冷媒を用いた摩擦圧力損失に関する整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、久保田らの式⁸⁾および宮良らの式⁹⁾である。図 9.6 および図 9.7 には溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と混合冷媒を用いた摩擦圧力損失に関する整理式 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ による予測値との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は久保田らの式⁸⁾および Filho らの式²³⁾である。表 9.1 ~ 表 9.3 にはそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との平均偏差 MD および MAD を示す。平均偏差 MD および MAD は式(4-1)および(4-2)より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である。

平滑管内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、図 9.5 および表 9.1 より、いずれの整理式も実験値との傾向が良く、久保田らの式⁸⁾が全体的に実験値より小さい傾向がある。

溝付管内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、図 9.6 ~ 図 9.7 および表 9.2 ~ 表 9.3, 久保田らの式⁸⁾による予測値は実験値との相関がよいものの、全体的に小さい傾向があり、Filho らの式²³⁾による予測値は、低流量域では実験値より大きい傾向があるが、高流量域では実験値との相関が良い。

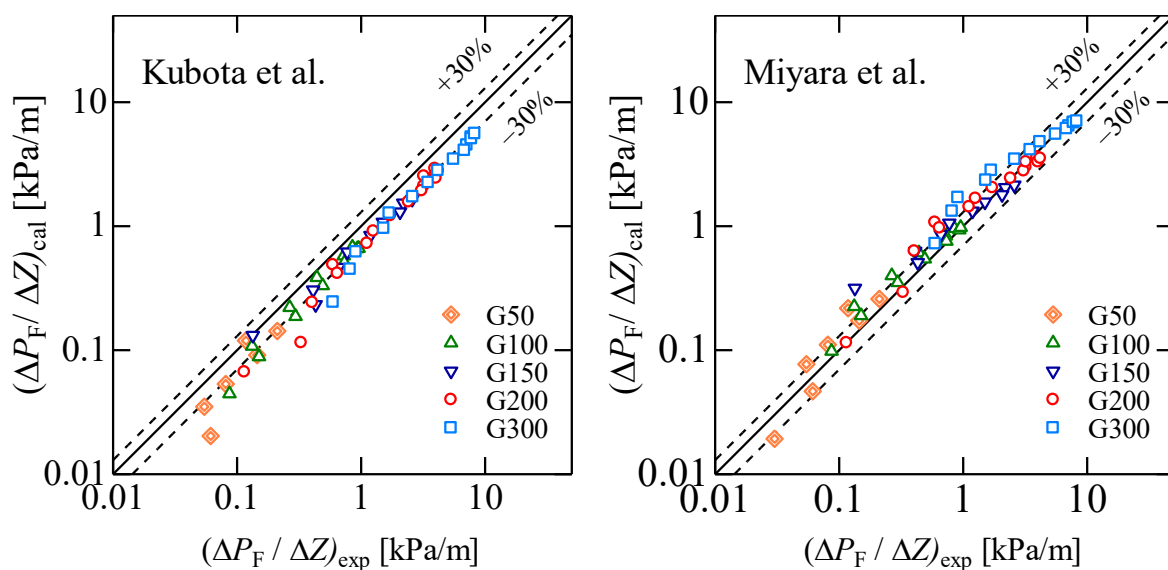


図 9.5 平滑管 ST の実験値と整理式との比較

表 9.1 平滑管 ST の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Kubota et al.	23.2	-13.6	56.3	62
Miyara et al.	20.6	3.2	67.7	

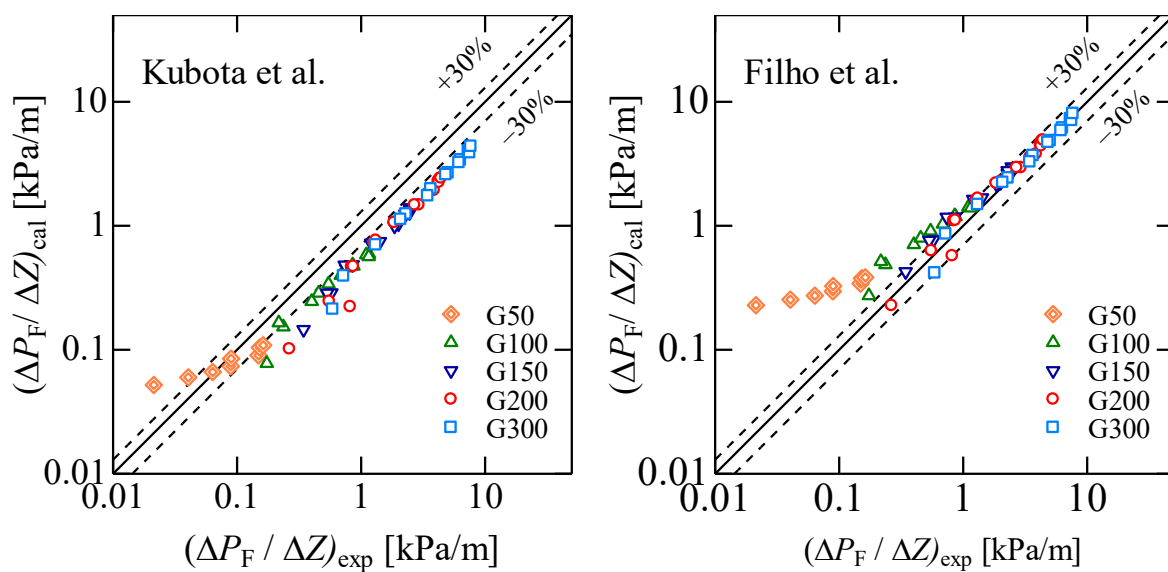


図 9.6 溝付管 LF の実験値と整理式との比較

表 9.2 溝付管 LF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	n
Kubota et al.	43.7	-43.7	10.5	70
Filho et al.	34.1	33.9	64.8	

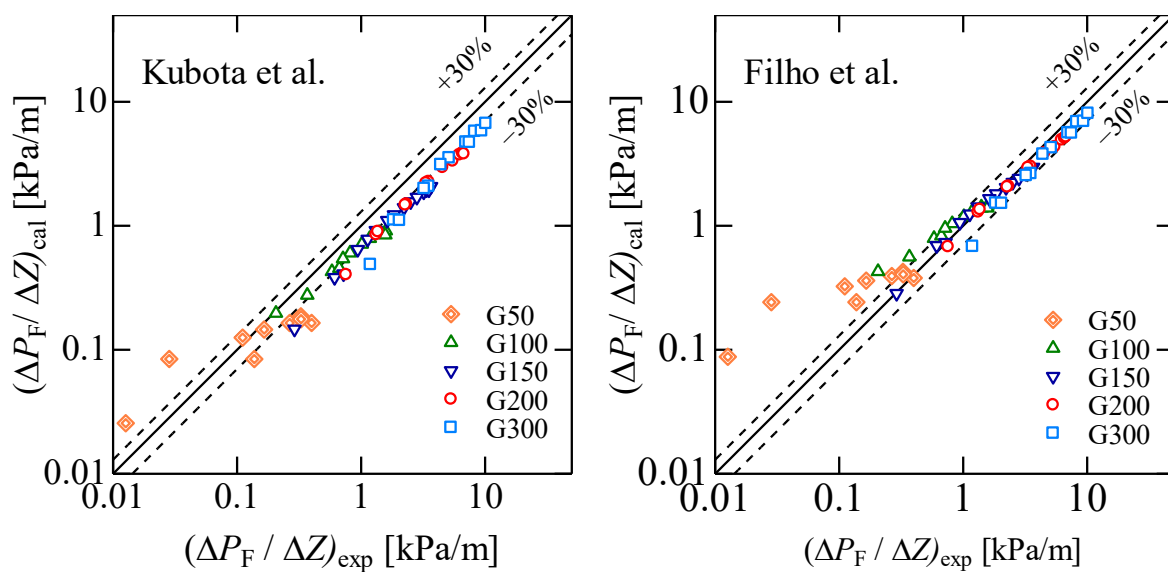


図 9.7 溝付管 HF の実験値と整理式との比較

表 9.3 溝付管 HF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Kubota et al.	48.3	-45.6	11.2	74
Filho et al.	30.2	38.9	50.3	

9.1.3 純冷媒 R1336mzz(E), R1336mzz(Z)および R245fa の摩擦圧力損失の比較

図 9.8 ~ 図 9.10 には, それぞれ平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の純冷媒 R245fa, R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)と混合冷媒 R1336mzz(E)/ R1336mzz(Z)の冷媒組成 70/30 mass %の摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$ をクオリティ x に対して示す.

図 9.8 ~ 図 9.10 に示した摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$ の実験結果より, いずれの伝熱管および質量速度条件においても, 純冷媒 R1336mzz(Z), R245fa, 混合冷媒 R1336mzz(E)/ R1336mzz(Z), R1336mzz(E)の順に, 摩擦圧力損失が小さくなった. これは, 表 2.10 に示すように平均飽和温度 40 °C の条件下では, R1336mzz(E)の蒸気密度は R1336mzz(Z)の約 2.6 倍大きく, 質量速度およびクオリティが同一条件下では, R1336mzz(E)の冷媒組成が大きいほど蒸気速度は低下し, 液粘度は R1336mzz(Z)の約 0.7 倍であるため, 気液界面および壁面のせん断力が低下したことによるものと考えられる.

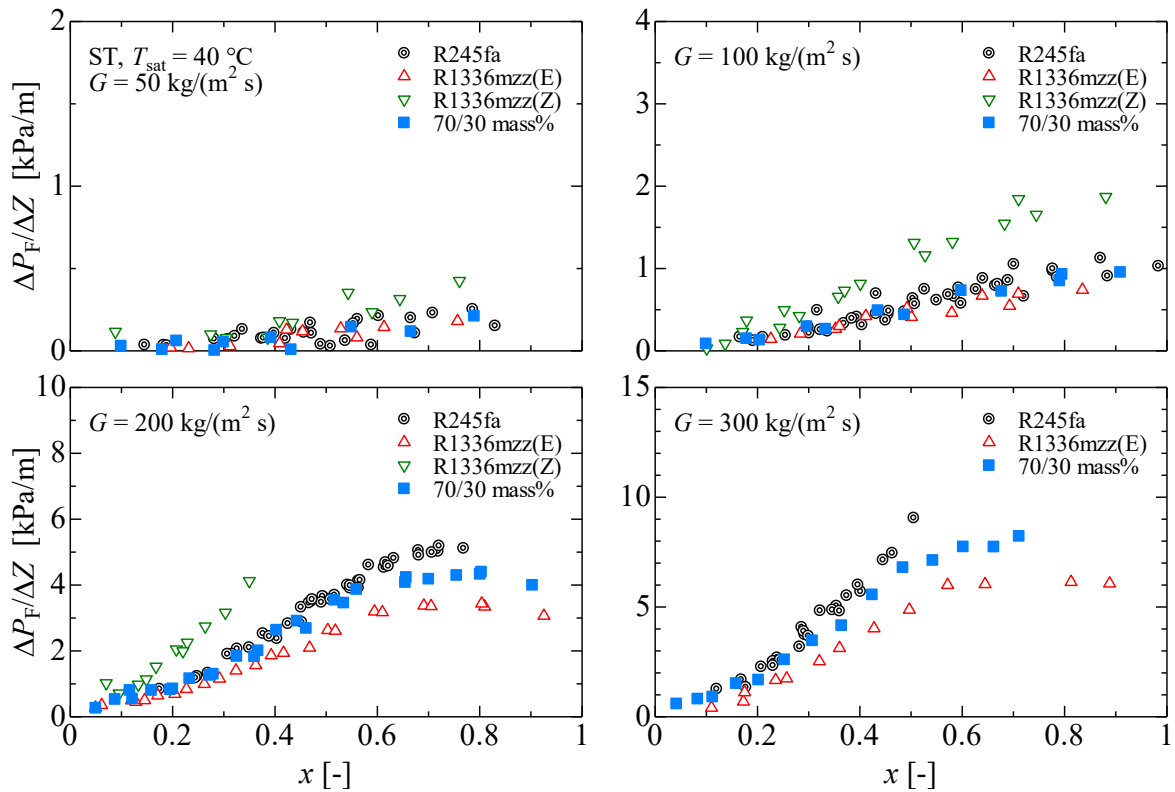


図 9.8 平滑管 ST における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

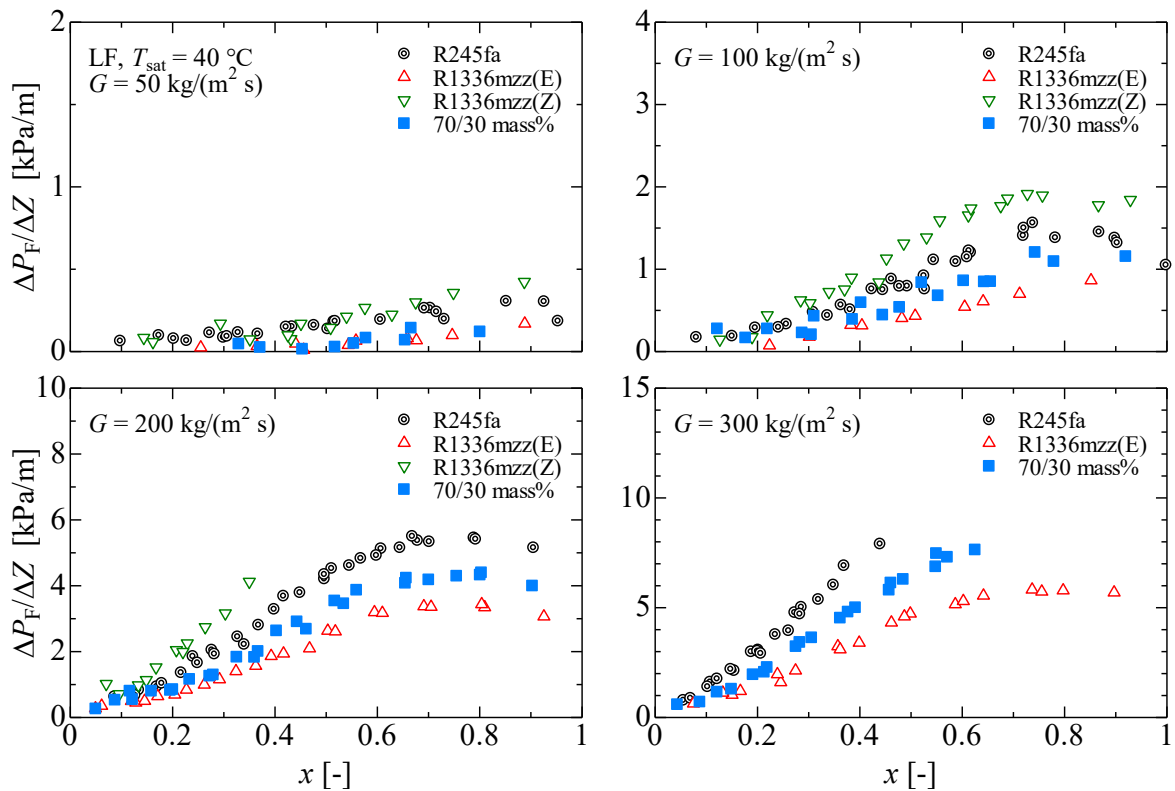


図 9.9 溝付管 LF における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

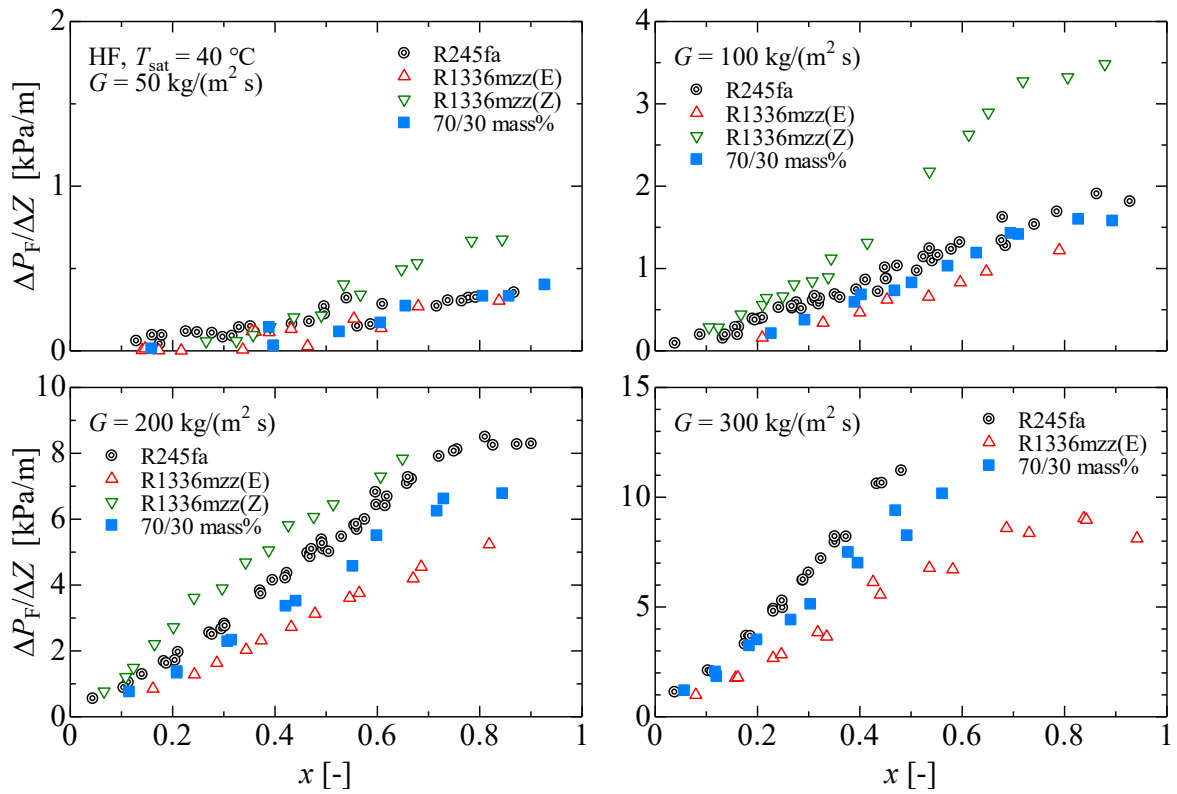


図 9.10 溝付管 HF における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

9.1.4 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響

図 9.11 に、質量速度 $50 \sim 300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の比較を示す。図は混合冷媒 R1336mzz(E)/ R1336mzz(Z) の冷媒組成 70/30 mass % の実験結果を示しており、図の縦軸は摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$ 、横軸はクオリティ x を示している。

図 9.11 より、いずれの質量速度条件においても、溝付管 HF の摩擦圧力損失は平滑管 ST および溝付管 LF に比して大きい値を示しているが、溝付管 LF の高質量速度域における摩擦圧力損失は平滑管と大きな差異はみられない。溝付管 HF による摩擦圧力損失の増加率は図 9.11 に示すように、摩擦圧力損失の増加率が 1.0 ~ 1.7 倍程度を示している。

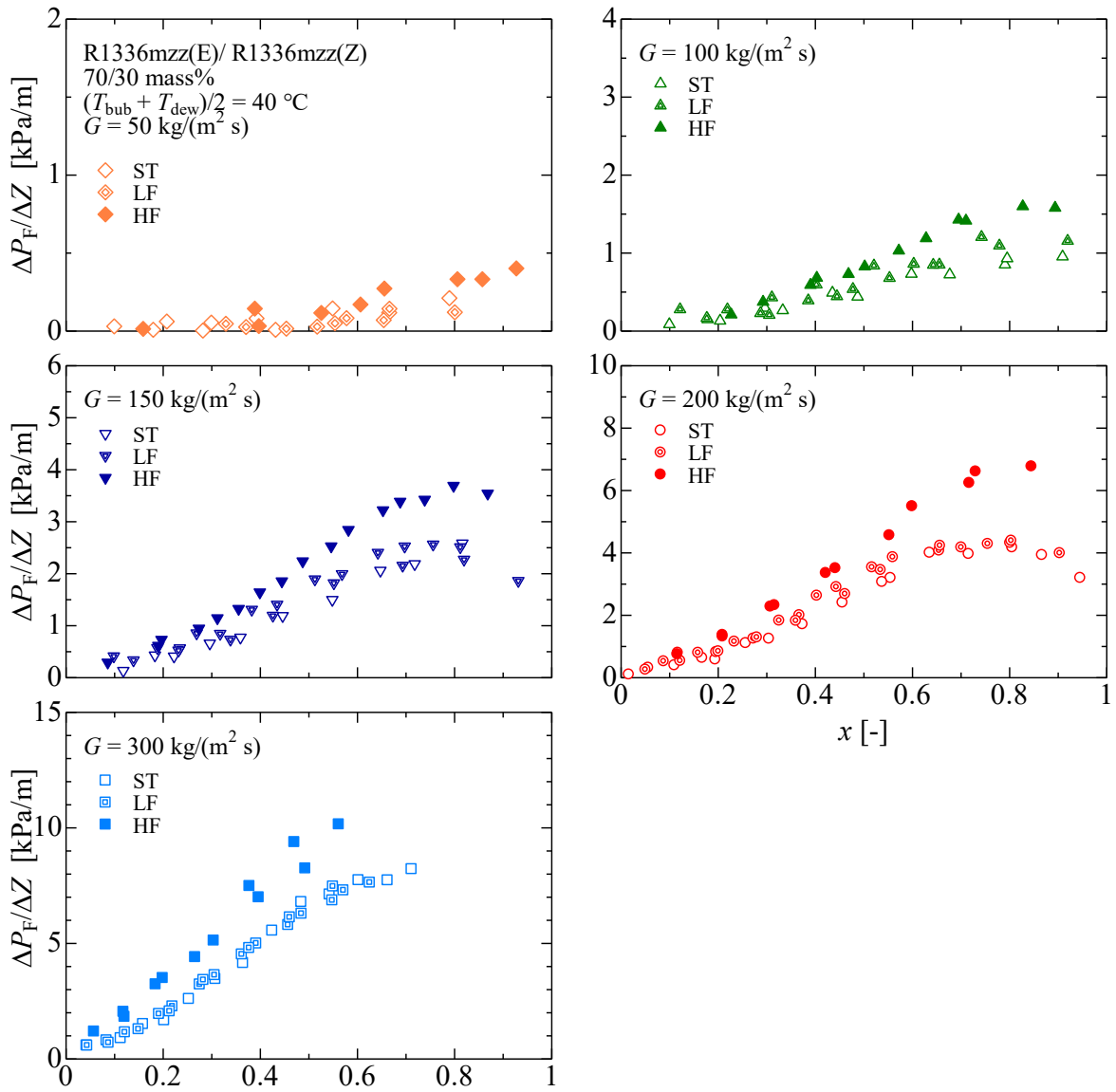


図 9.11 平滑管および溝付管の摩擦圧力損失の比較

9.2 沸騰熱伝達特性

9.2.1 沸騰熱伝達率

図 9.12～図 9.14 にそれぞれ平滑管 ST，溝付管 LF および溝付管 HF の平均飽和温度（露点と沸点の平均温度）40 °C における非共沸混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の冷媒組成 70/30 mass %の沸騰熱伝達率の実験結果を示す．図の縦軸は沸騰熱伝達率 α ，横軸はクオリティ x を示している．図中の◇，△，▽，○および□印はそれぞれ混合冷媒 R1336mzz(E)/ R1336mzz(Z)の質量速度 50，100，150，200 および 300 kg/(m²s)の実験結果である．

いずれの混合冷媒組成，伝熱管および質量速度条件においても，クオリティの増加に伴って沸騰熱伝達率が増加している．図 9.12 の平滑管 ST の実験結果より，質量速度の増加に伴う沸騰熱伝達率の増加率は低クオリティ域では 1.6 倍程度であり，高クオリティ域では最大で 2.0 倍程の沸騰熱伝達率の増加率を示している．一方，図 9.13 の溝付管の沸騰熱伝達率は低クオリティ域では 1.1 倍程度であり，高クオリティ域では最大で 1.6 倍程の沸騰熱伝達率の増加率を示している．一般的に，非共沸混合冷媒の沸騰流では低沸点成分が優先的に沸騰することで，液相側の気液界面では高沸点冷媒の濃度が増大するため，気液界面温度が上昇する．気相側について気液界面温度の上昇と同様に，気相周りに濃度境界層が形成され，表面温度が上昇するため沸騰熱伝達に有効な過熱度が低下する．質量速度およびクオリティが増加すると，強制対流の効果によって物質伝達が促進され，非共沸性に起因する濃度境界層が拡散されることにより沸騰熱伝達率が増加していると考えられる．

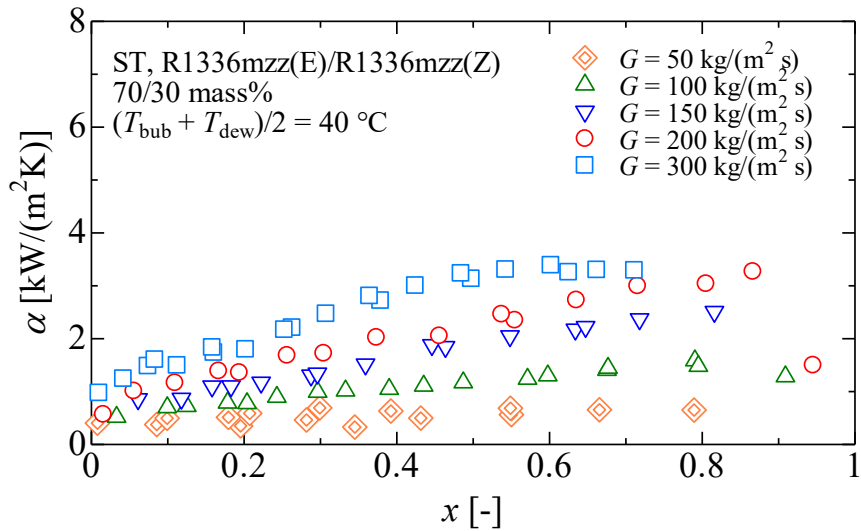


図 9.12 平滑管 ST の沸騰熱伝達率

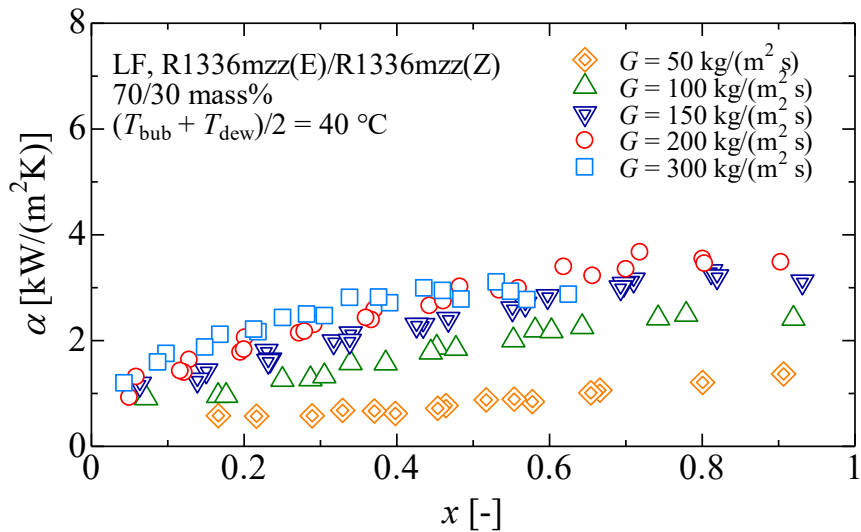


図 9.13 溝付管 LF の沸騰熱伝達率

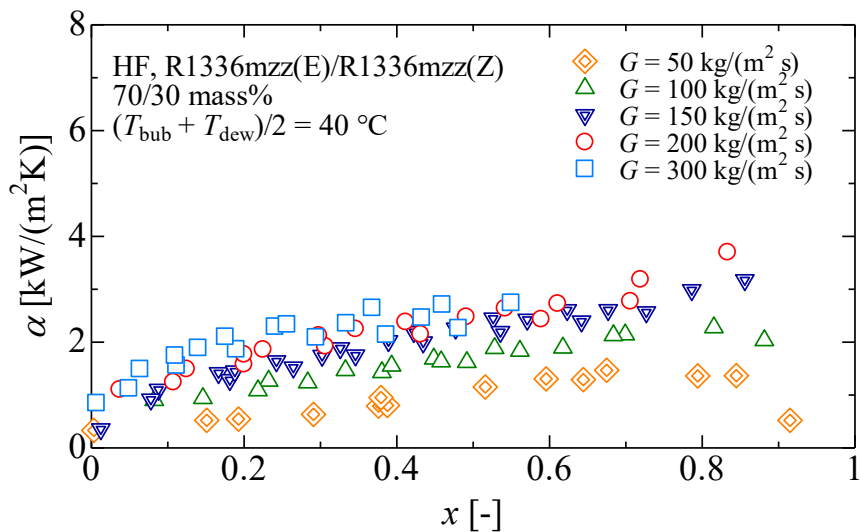


図 9.14 溝付管 LF の沸騰熱伝達率

9.2.2 実験値と従来の整理式との比較

図 9.15 に平滑管 ST の沸騰熱伝達率の実験値 α_{exp} と混合冷媒を用いた従来の整理式による予測値 α_{cal} との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、高松らの式⁵⁵⁾である。図 9.16 および図 9.17 には溝付管 LF の沸騰熱伝達率の実験値と混合冷媒を用いた沸騰熱伝達率に関する整理式による予測値との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、Cavallini らの式⁴⁹⁾である。表 9.4～表 9.6 にはそれぞれ平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の沸騰熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の整理式による予測値 α_{cal} との平均偏差 MD および MAD を示す。平均偏差 MD および MAD は式(4-1)および式(4-2)より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である。

平滑管内における混合冷媒の沸騰熱伝達率は、高松らの式⁵⁵⁾による予測値は他の予測結果に比べて実験値との相関が良く、概ね $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致している。

溝付管内における混合冷媒の沸騰熱伝達率は、Cavallini らの式⁴⁹⁾による予測値は、溝付管 LF の場合は低質量速度域では実験値より大きく、高質量速度域では小さい傾向があるが、溝付管 HF の場合、全体的に実験値より大きい傾向がある。

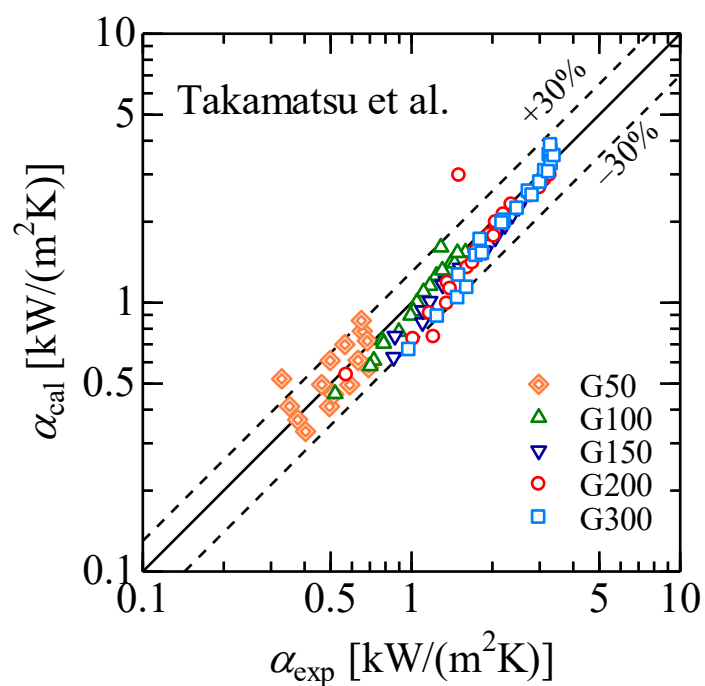


図 9.15 平滑管 ST の実験値と整理式との比較

表 9.4 平滑管 ST の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Takamatsu et al.	17.6	4.5	87.4	85
(<i>G</i> = 100 kg/(m ² s))	20.3	19.7	77.1	43
(<i>G</i> = 200 kg/(m ² s))	14.3	-14.2	100	47

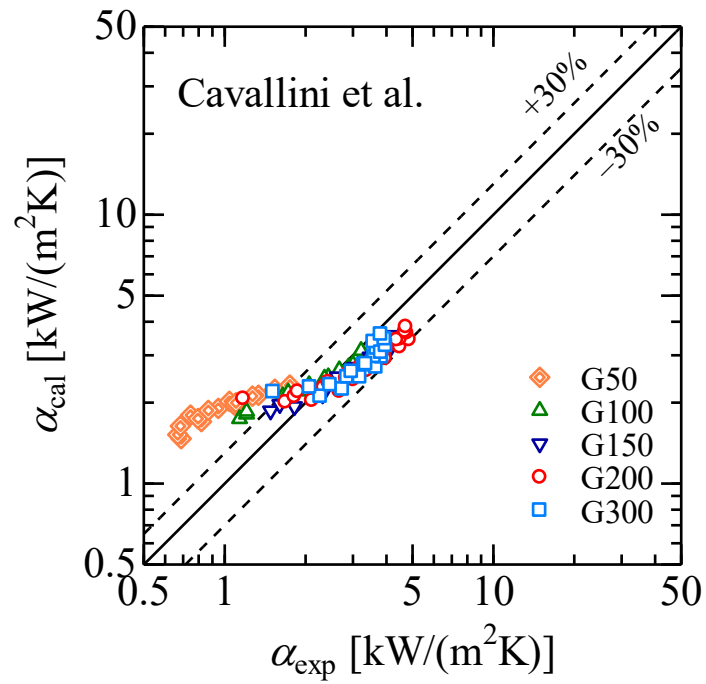


図 9.16 溝付管 LF の実験値と整理式との比較

表 9.5 溝付管 LF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Cavallini et al.	33.7	20.7	36.2	87

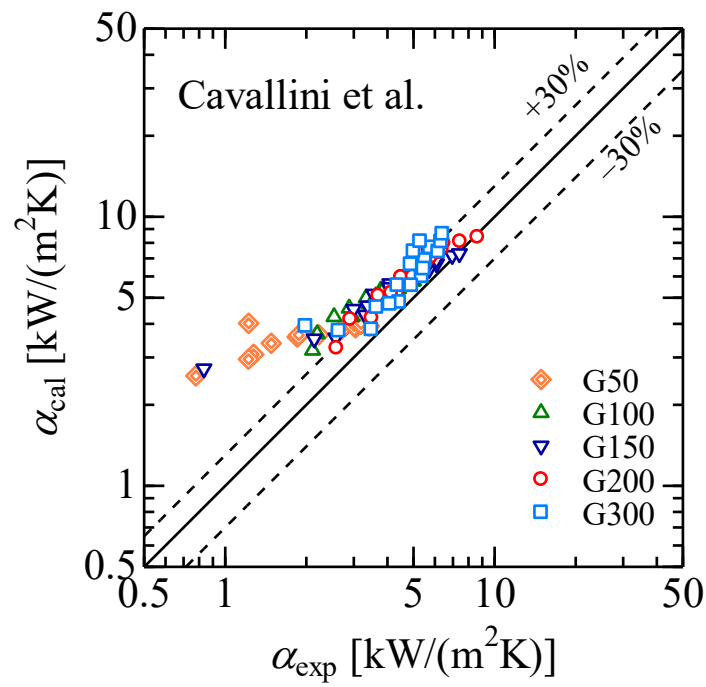


図 9.17 溝付管 HF の実験値と整理式との比較

表 9.6 溝付管 HF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Cavallini et al.	33.7	20.7	36.2	87

9.2.3 沸騰熱伝達率に及ぼす純冷媒 R1336mzz(E), R1336mzz(Z)および R245fa との比較

図 9.18 ~ 図 9.20 には, それぞれ平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の純冷媒 R245fa, R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) と混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の冷媒組成 70/30 mass %の沸騰熱伝達率 α をクオリティ x に対して示す.

図 9.8 ~ 図 9.10 に示した沸騰熱伝達率 α より, いずれの伝熱管および質量速度においても, 混合冷媒 R1336mzz(E)/ R1336mzz(Z)の沸騰熱伝達率は純冷媒に比して小さい値を示しており, これは表 2.10 および図 9.1 より, 平均飽和温度 40 °C の条件では温度グライドは冷媒組成比 70/30 mass%で 4.4 K であり, 温度グライドが沸騰熱伝達特性に及ぼす影響が原因と考えられる. 図より, 前述のように強制対流の効果が大きくなると, 物質伝達が促進され, 非共沸性に起因する濃度境界層が拡散されることにより, 沸騰熱伝達率低下の程度が小さくなることが原因と考えられる.

また, 純冷媒に関しては, 純冷媒 R245fa の沸騰熱伝達率の実験結果も示しており, 高質量速度および溝形状による強制対流の促進の増大のともに沸騰熱伝達率が大きくなり, 混合冷媒 R1336mzz(E)/ R1336mzz(Z)に比して高い値を示していることがわかる.

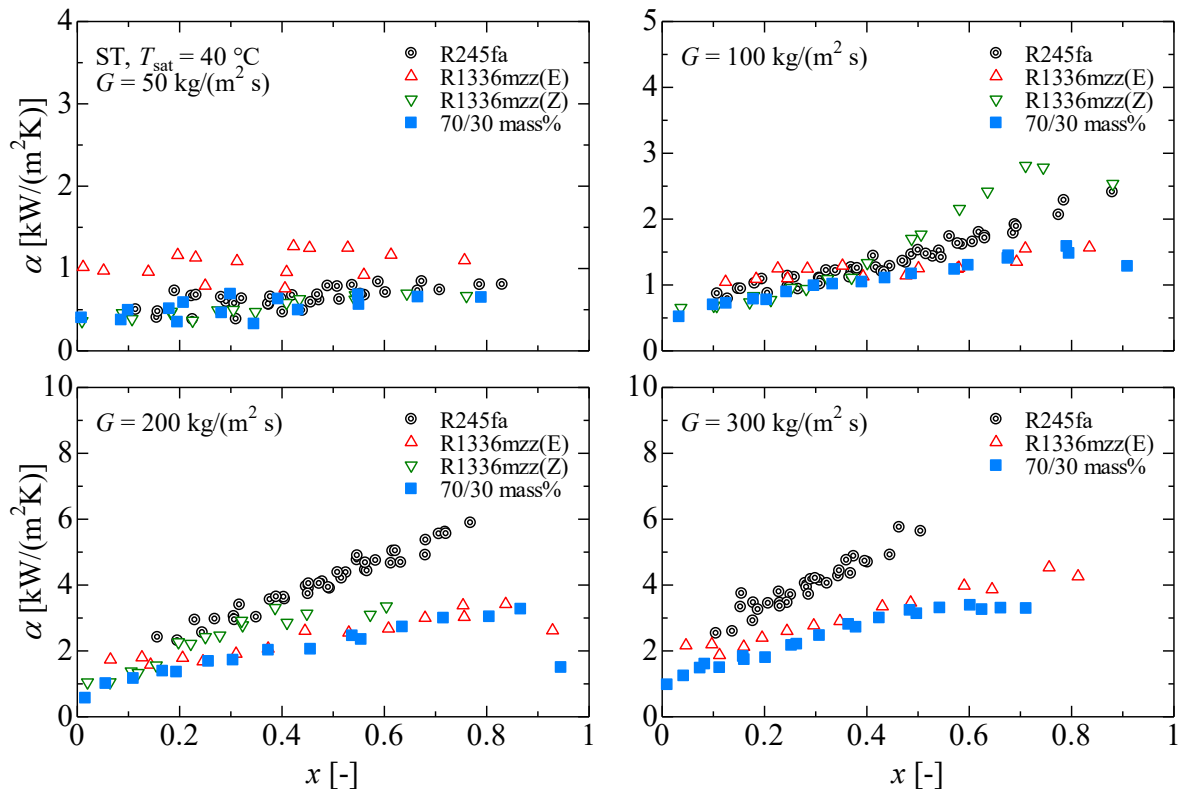


図 9.18 平滑管 ST における純冷媒と混合冷媒の沸騰熱伝達率の比較

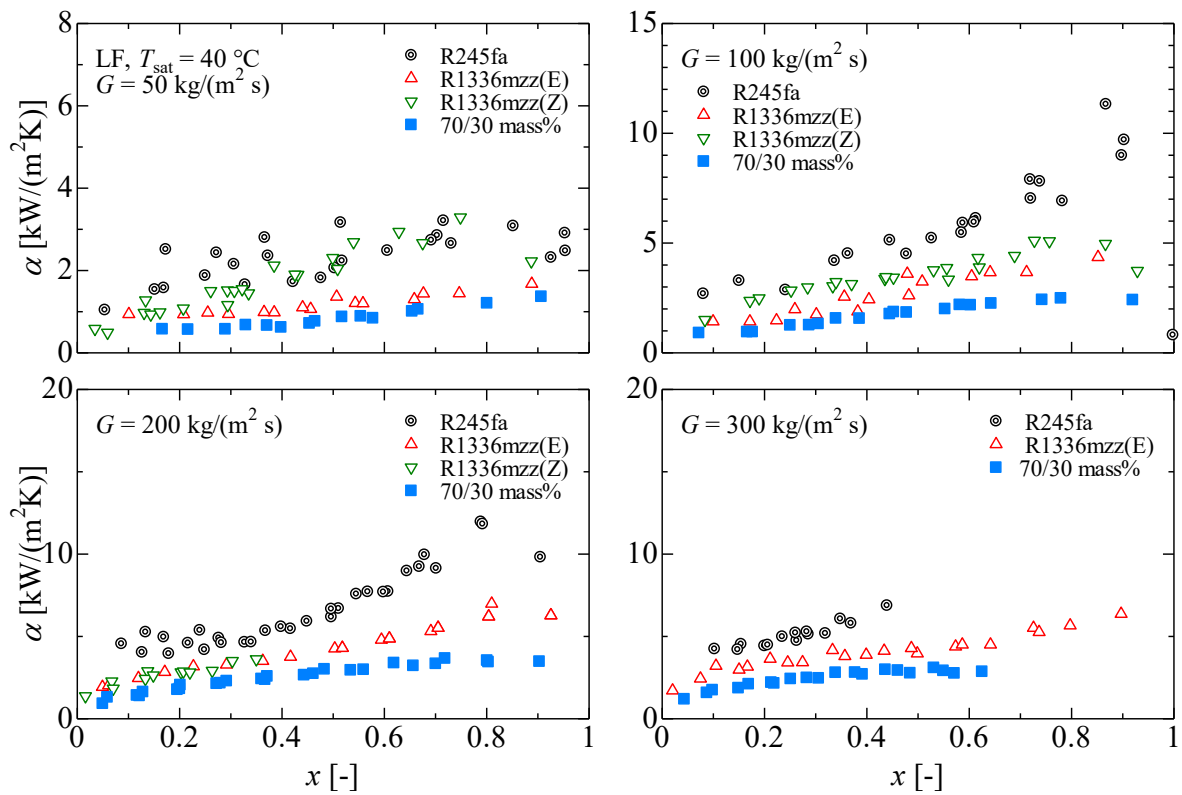


図 9.19 溝付管 LF における純冷媒と混合冷媒の沸騰熱伝達率の比較

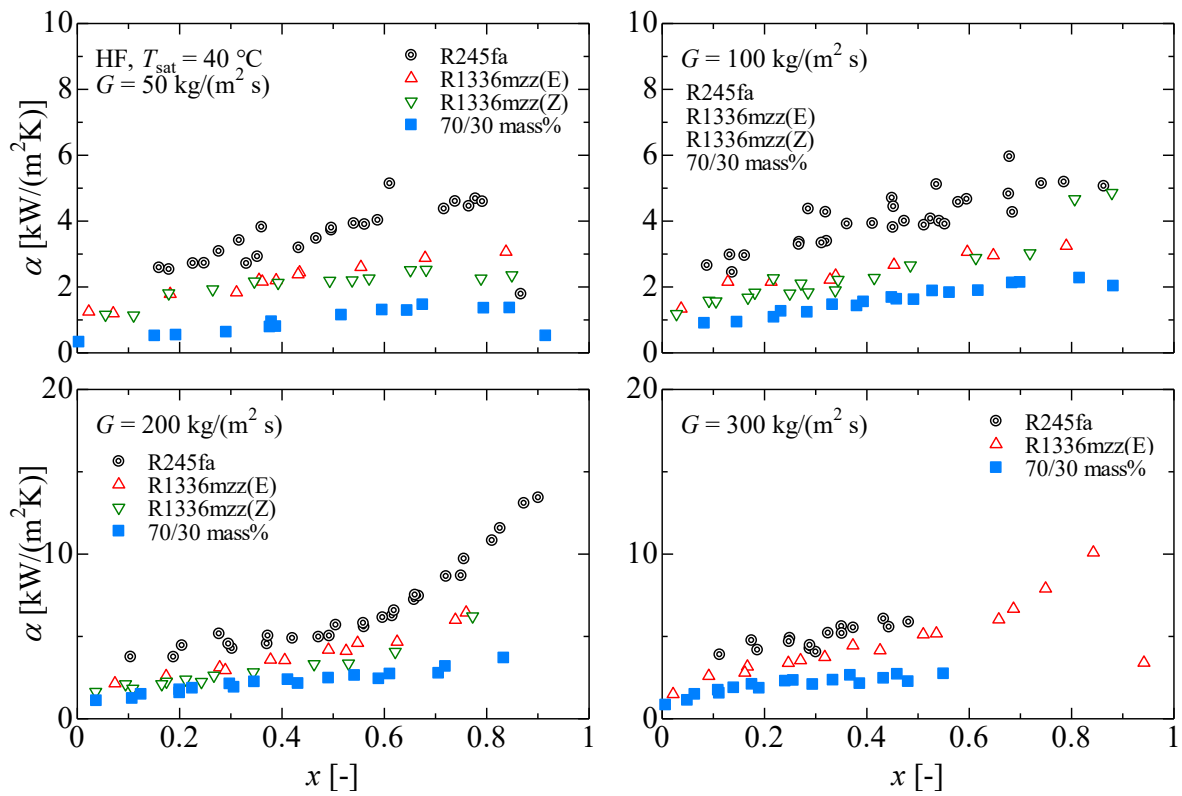


図 9.20 溝付管 HF における純冷媒と混合冷媒の沸騰熱伝達率の比較

9.2.4 溝付管の伝熱促進効果

図 9.21 に、質量速度 $50 \sim 300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の沸騰熱伝達率の比較を示す。図は混合冷媒 R1336mzz(E)/ R1336mzz(Z) の冷媒組成 70/30 mass % の実験結果を示しており、図の縦軸は沸騰熱伝達率 α 、横軸はクオリティ x を示している。

図より、溝付管による伝熱促進率は、低質量速度条件が最も大きく 2.2 ~ 5.1 倍程度の伝熱促進率を示している。クオリティに着目すると、混合冷媒は低質量速度条件の方が高クオリティ域では、高い伝熱促進率を示している。溝付管 LF での伝熱促進率は最大 2.2 倍程度、溝付管 HF では最大 5.1 倍程度である。

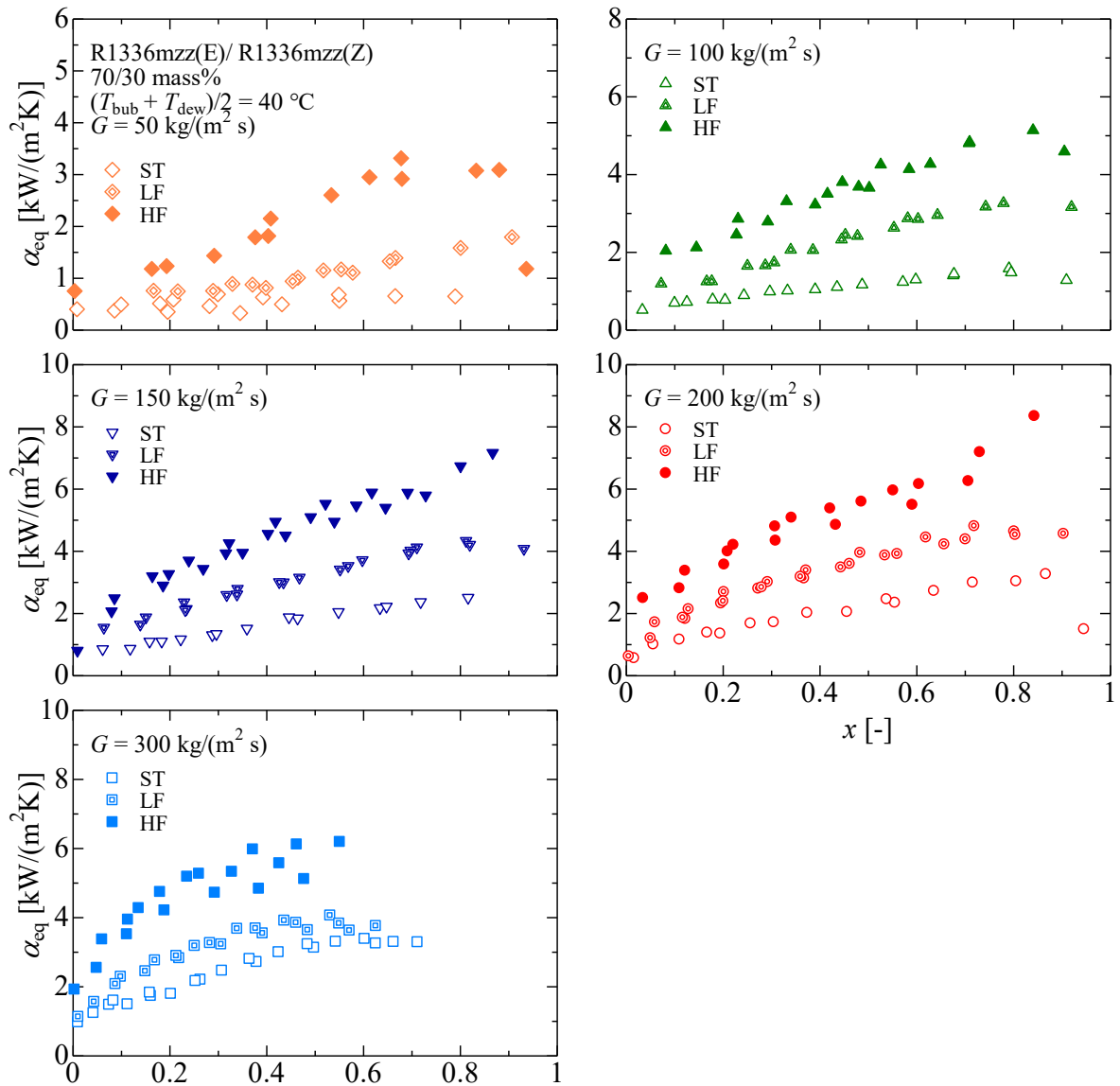


図 9.21 平滑管および溝付管の沸騰熱伝達率の比較

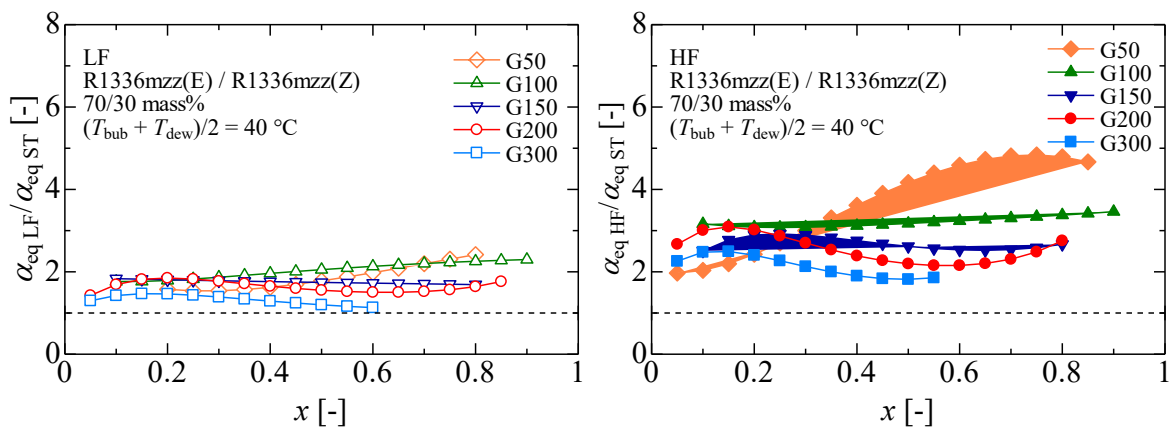


図 9.22 溝付管による伝熱促進効果

9.3 凝縮流の摩擦圧力損失特性

9.3.1 摩擦圧力損失

図 9.23 ~ 図 9.25 にそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の平均飽和温度 (露点と沸点の平均温度) 60 °C における非共沸混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の冷媒組成 70/30 mass %の摩擦圧力損失の実験結果を示す. 図の縦軸は摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$, 横軸は湿り度 $1-x$ を示している. 図中の◇, △, ▽, ○ および□印はそれぞれ混合冷媒 R1336mzz(E)/ R1336mzz(Z)の質量速度 50, 100, 150, 200 および 300 kg/(m²s)の実験結果である.

図より, いずれの伝熱管においても, 質量速度の増加に伴って摩擦圧力損失は増大する. これは質量速度の増加に伴い管内の気相および液相の速度が増加するため, 気液界面および壁面のせん断力が増大するためと考えられる. $1-x > 0.2$ における $G = 100$ と 200 kg/(m²s)の摩擦圧力損失を比較すると, いずれの伝熱管および冷媒組成比においても, 質量速度の増加とともに摩擦圧力損失は 4.5 ~ 6.5 倍に増加している. また, 摩擦圧力損失は湿り度の増加とともに低下しているが, $1-x < 0.2$ では, やや増大する傾向を示している. これは $1-x < 0.2$ ではこれは管内壁面に液膜が形成され, 液膜が厚くなることによって気液界面でのせん断力が増大するためであると考えられる.

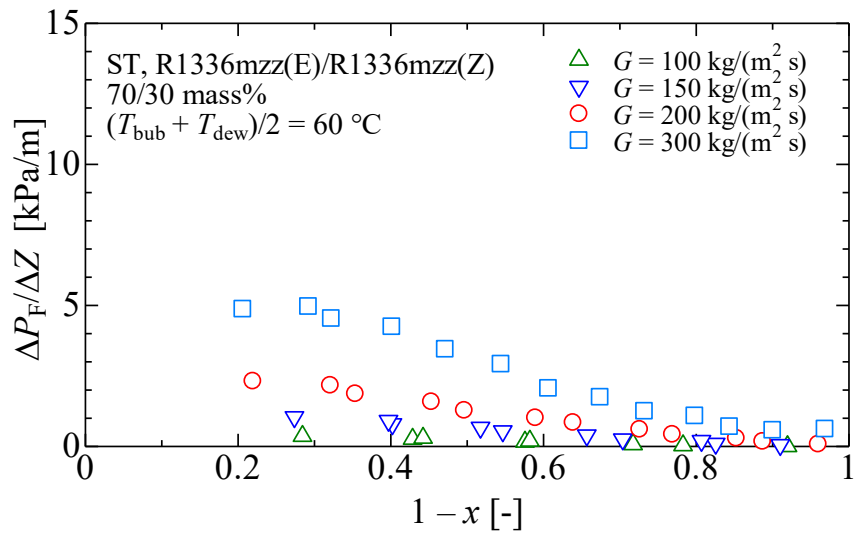


図 9.23 平滑管 ST の摩擦圧力損失

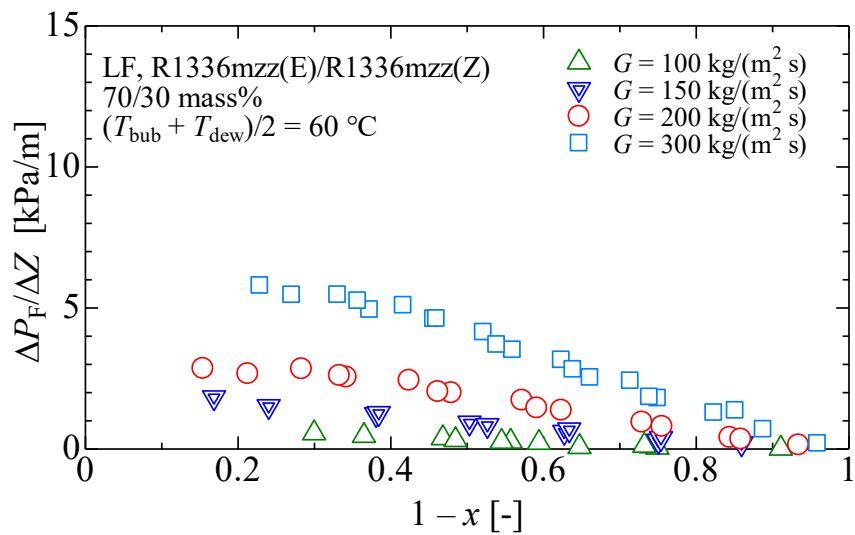


図 9.24 溝付管 LF の摩擦圧力損失

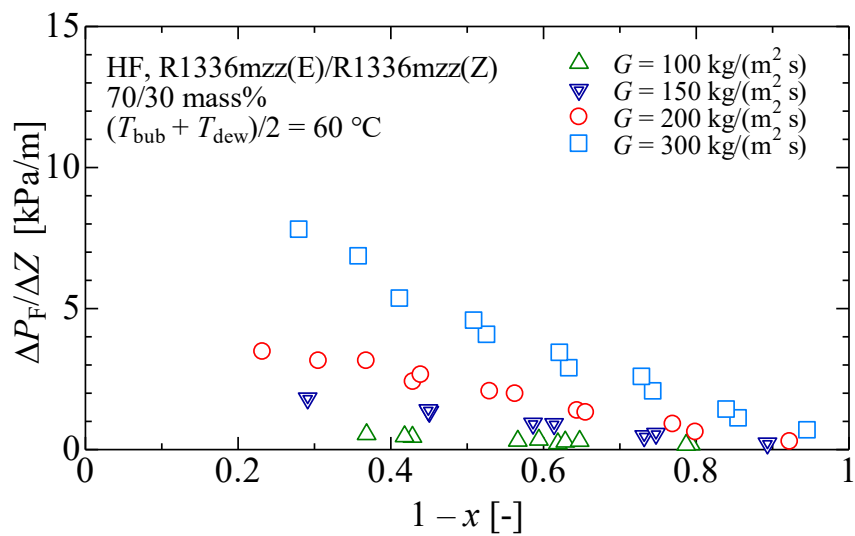


図 9.25 溝付管 HF の摩擦圧力損失

9.3.2 実験値と従来の整理式との比較

図 9.27 に平滑管 ST の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と混合冷媒を用いた摩擦圧力損失に関する整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、Sun – Mishima の式¹³⁾および宮良らの式⁹⁾である。図 9.28 および図 9.29 には溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と混合冷媒を用いた摩擦圧力損失に関する整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、Chamra らの式²⁴⁾および井上らの式²⁸⁾である。表 9.7～表 9.9 にはそれぞれ平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の整理式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との平均偏差 MD および MAD を示す。平均偏差 MD および MAD は式(4-1)および(4-2)より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である。

平滑管内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、宮良らの式⁹⁾は、他の予測結果に比べて実験値との相関が良く、概ね $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致している。Sun – Mishima の式は摩擦圧力損失の低流量域では大きく、高流量域では実験値より小さい傾向がある。

溝付管 LF 内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、従来の整理式である Chamra らの式²⁴⁾および井上らの式²⁸⁾いずれも低流量、高湿り度条件の実験値より大きく、高質量速度、低湿り度条件の実験値より小さい傾向がある。

溝付管 HF 内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、Chamra らの式²⁴⁾および井上らの式²⁸⁾いずれも、低流量の実験値より大きい傾向があるものの、高流量域では実験値が比較的にとまっている。

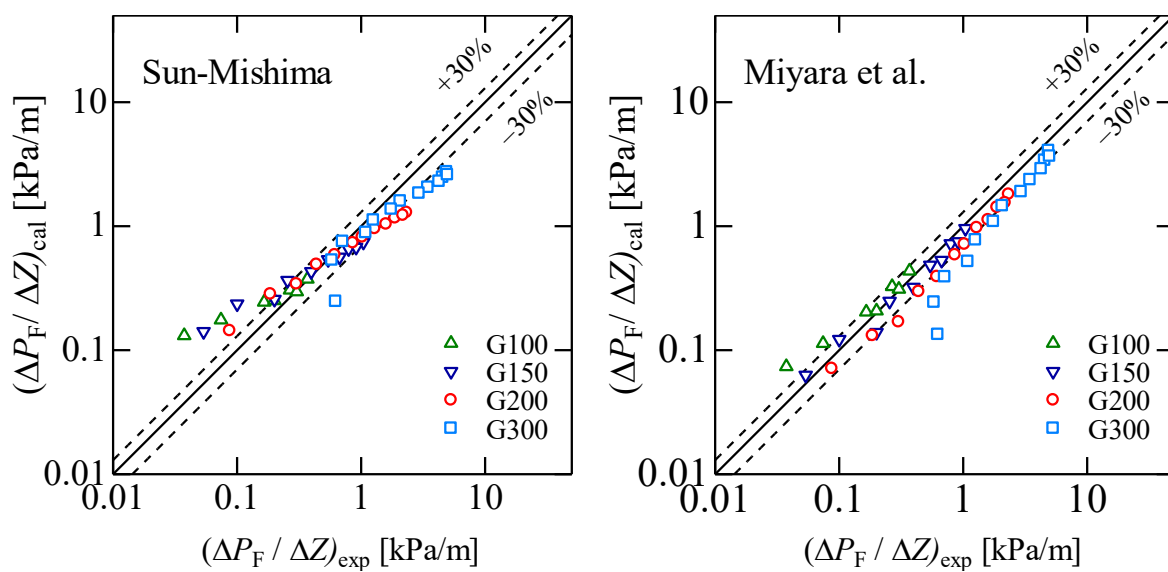


図 9.27 平滑管 ST の実験値と整理式との比較

表 9.7 平滑管 ST の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Sun – Mishima	30.5	18.4	61.7	74
Miyara et al.	15.3	4.5	88.3	

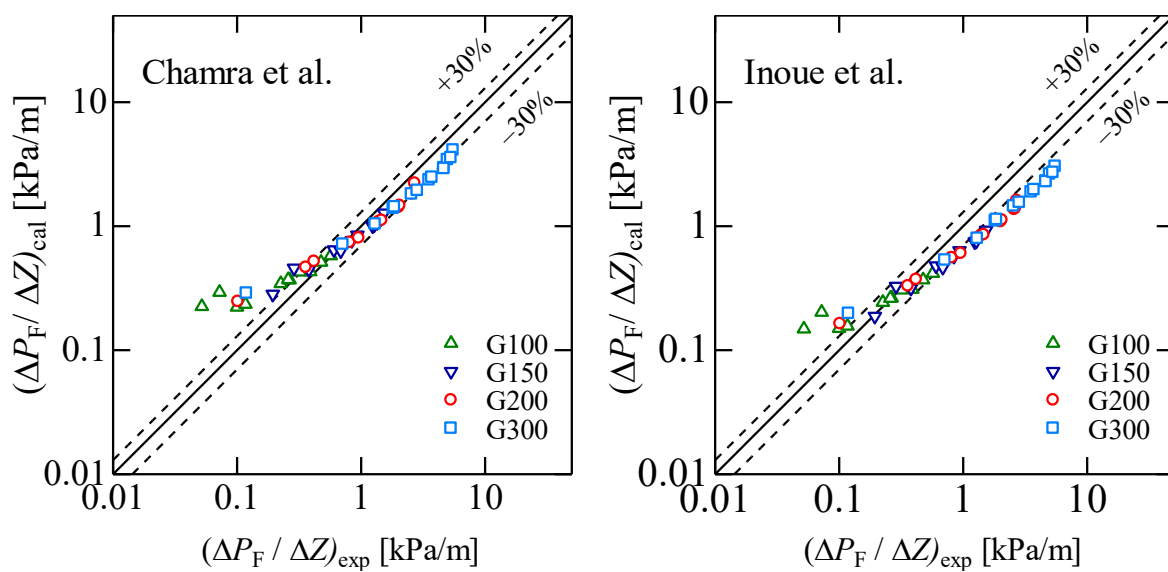


図 9.28 溝付管 LF の実験値と整理式との比較

表 9.8 溝付管 LF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Chamra et al.	58.5	48.5	63.2	95
Inoue et al.	41.0	9.2	62.1	

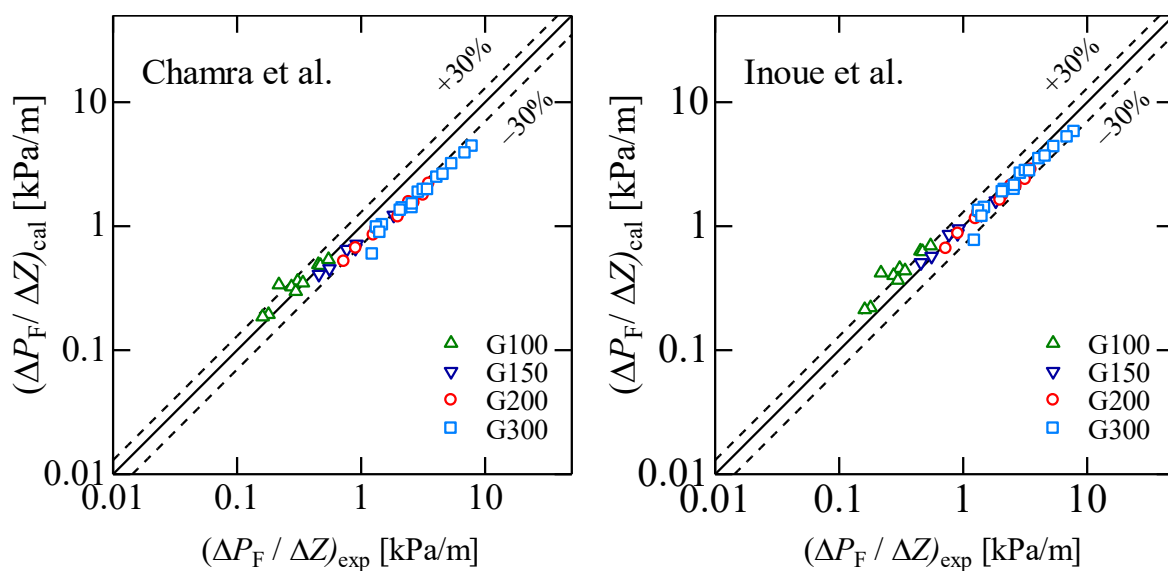


図 9.29 溝付管 HF の実験値と整理式との比較

表 9.9 溝付管 HF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Chamra et al.	58.5	48.5	63.2	95
Inoue et al.	41.0	9.2	62.1	

9.3.3 摩擦圧力損失に及ぼす純冷媒 R1336mzz(E), R1336mzz(Z)および R245fa との比較

図 9.30 ~ 図 9.32 には, それぞれ平滑管 ST, 溝付管 LF および溝付管 HF の純冷媒 R245fa, R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)と混合冷媒 R1336mzz(E)/ R1336mzz(Z)の冷媒組成 70/30 mass %の摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$ をクオリティ x に対して示す.

図 9.30 ~ 図 9.32 に示した摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$ の実験結果より, いずれの伝熱管および質量速度条件においても, 純冷媒 R1336mzz(Z), R245fa, 混合冷媒 R1336mzz(E)/ R1336mzz(Z), R1336mzz(E)の順に, 摩擦圧力損失が小さくなった. これは, 表 2.11 に示すように平均飽和温度 60 °C の条件下では, R1336mzz(E)の蒸気密度は R1336mzz(Z)の約 2.5 倍大きく, 質量速度およびクオリティが同一条件下では, R1336mzz(E)の冷媒組成が大きいほど蒸気速度は低下し, 液粘度は R1336mzz(Z)の約 0.7 倍であるため, 気液界面および壁面のせん断力が低下したことによるものと考えられる.

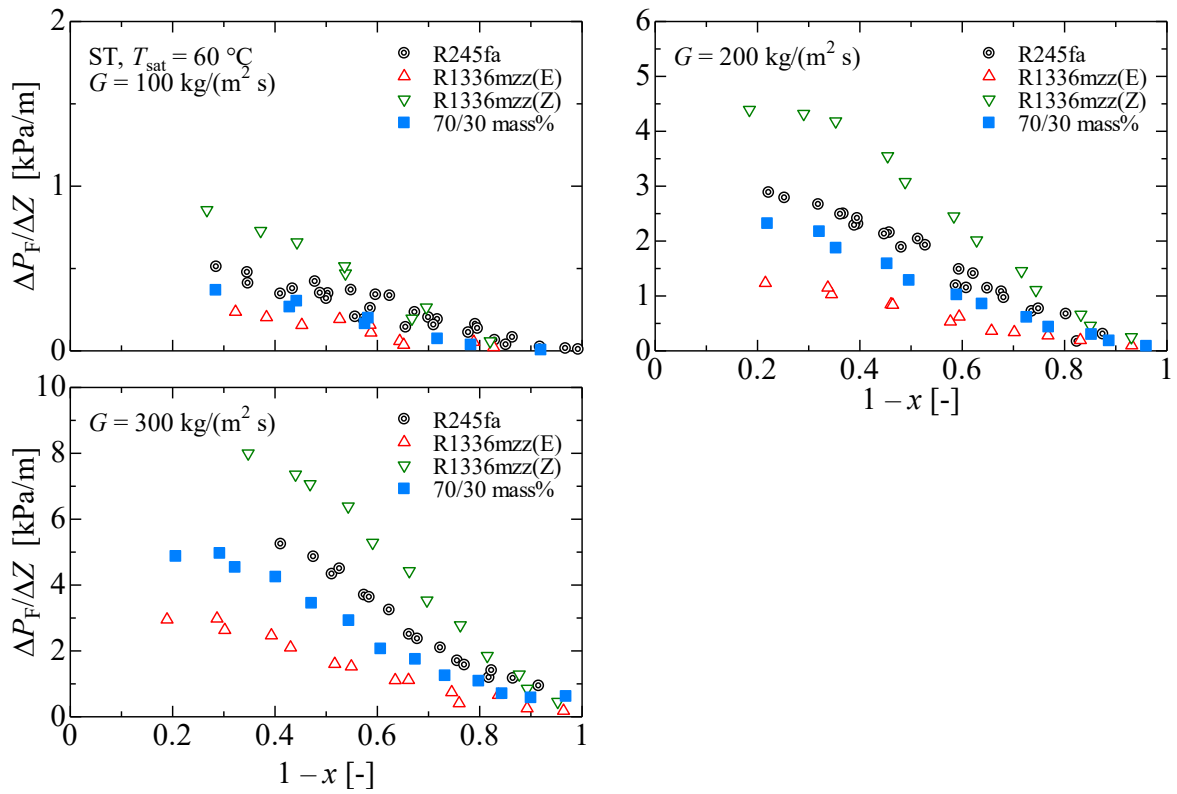


図 9.30 平滑管 ST における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

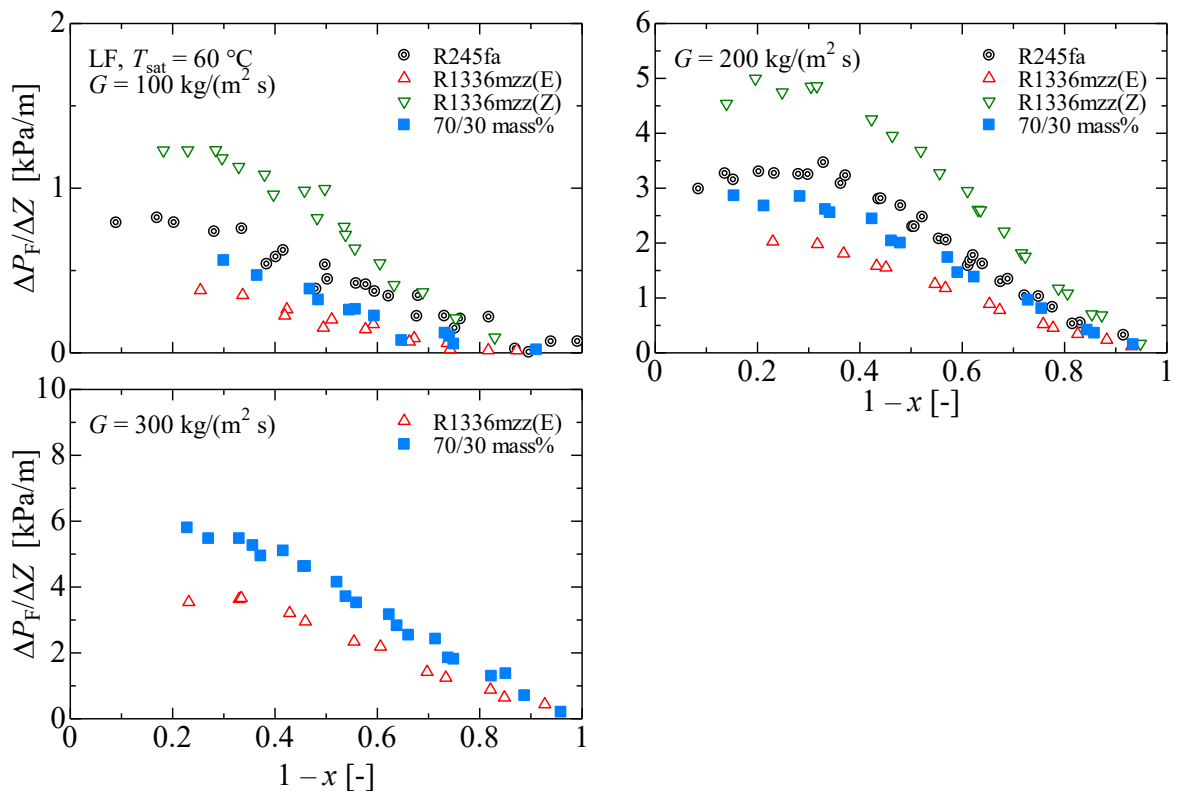


図 9.31 溝付管 LF における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

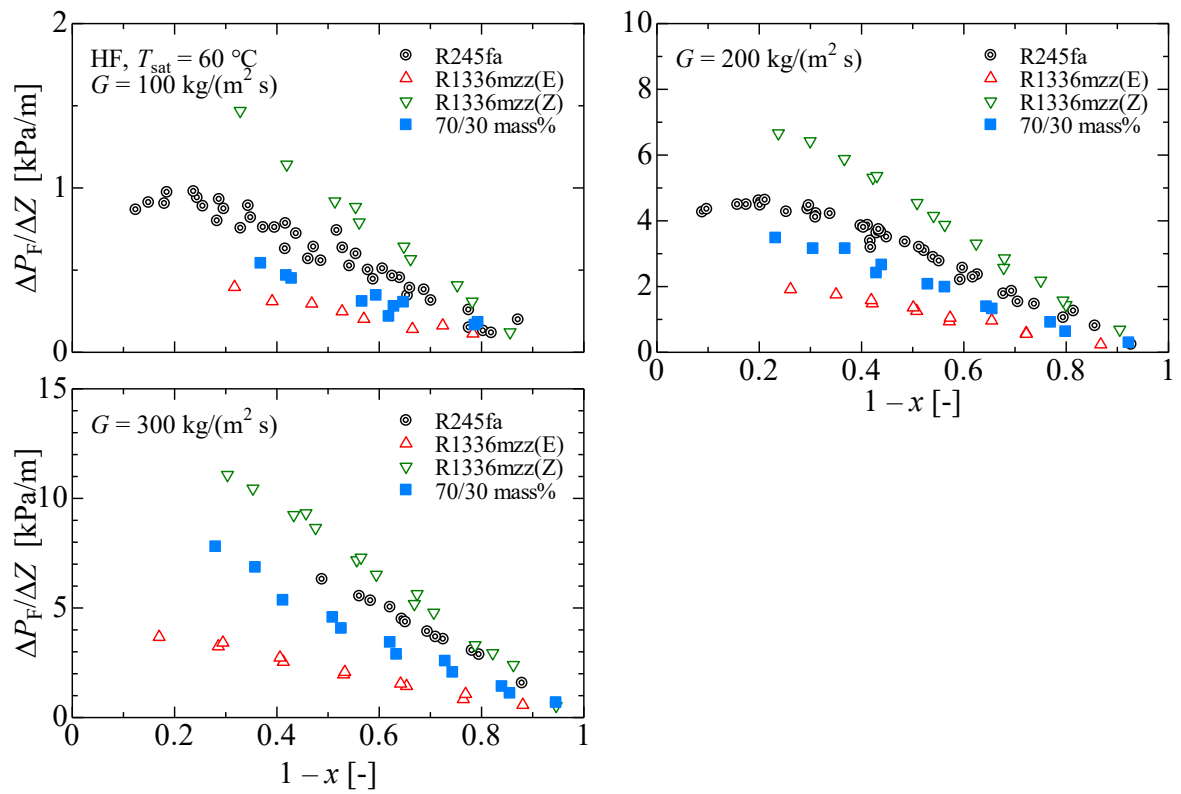


図 9.32 溝付管 HF における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

9.3.4 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響

図 9.33 に、質量速度 $50 \sim 300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の摩擦圧力損失の比較を示す。図は混合冷媒 R1336mzz(E)/ R1336mzz(Z) の冷媒組成 70/30 mass % の実験結果を示しており、図の縦軸は摩擦圧力損失 $\Delta P_F/\Delta Z$ 、横軸はクオリティ x を示している。

図 9.33 より、いずれの質量速度条件においても、溝付管 HF の摩擦圧力損失は平滑管 ST および溝付管 LF に比して大きい値を示している。溝付管 HF による摩擦圧力損失の増加率は図 9.33 に示すように、平滑管に対する摩擦圧力損失の増加率が 1.0 ~ 1.7 を示している。

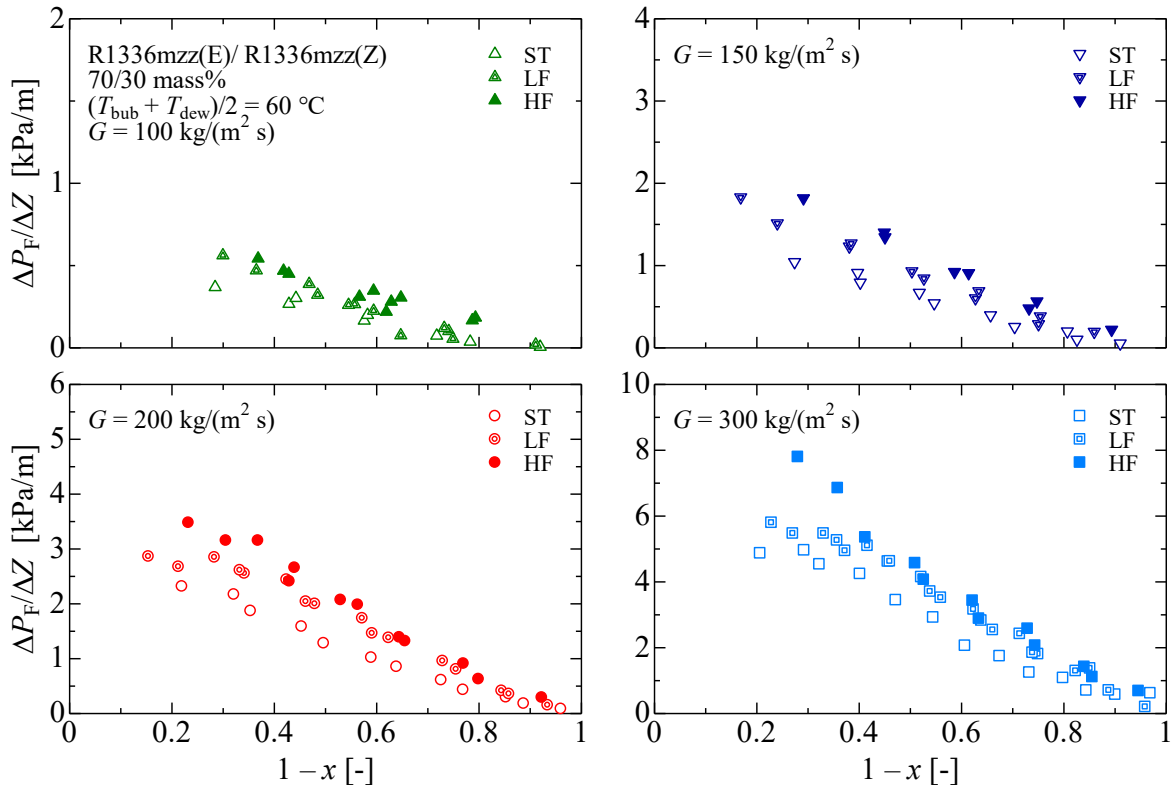


図 9.33 平滑管および溝付管の摩擦圧力損失の比較

9.4 凝縮熱伝達特性

9.4.1 凝縮熱伝達率

図 9.34～図 9.36 にそれぞれ平滑管 ST，溝付管 LF および溝付管 HF の平均飽和温度（露点と沸点の平均温度）60 °C における非共沸混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の冷媒組成 70/30 mass %の凝縮熱伝達率の実験結果を示す．図の縦軸は凝縮熱伝達率 α ，横軸はクオリティ x を示している．図中の◇，△，▽，○および□印はそれぞれ混合冷媒 R1336mzz(E)/ R1336mzz(Z)の質量速度 50，100，150，200 および 300 kg/(m²s)の実験結果である．なお，溝付管の凝縮熱伝達率は実伝熱面積を基準とした実験結果を示している．

第 6 章の純冷媒の凝縮熱伝達率と同様に，いずれの混合冷媒組成，伝熱管および質量速度条件においても，クオリティの増加に伴って凝縮熱伝達率が低下している．図 9.34 の平滑管 ST の実験結果より，質量速度の増加に伴う凝縮熱伝達率の増加率は全湿り度域で 1.8 ～ 2.7 倍程度の増加率を示している．一般的に，非共沸混合冷媒の凝縮流では高沸点成分が優先的に凝縮することで，蒸気側の気液界面では低沸点成分濃度が増大するため，気液界面温度が低下する．凝縮熱伝達に有効な気液界面と壁面の温度差が低下する．質量速度が増加，湿り度が低下すると，強制対流の効果によって物質伝達が促進され，非共沸性に起因する濃度分布が拡散されることにより凝縮熱伝達率は増加していると考えられる．

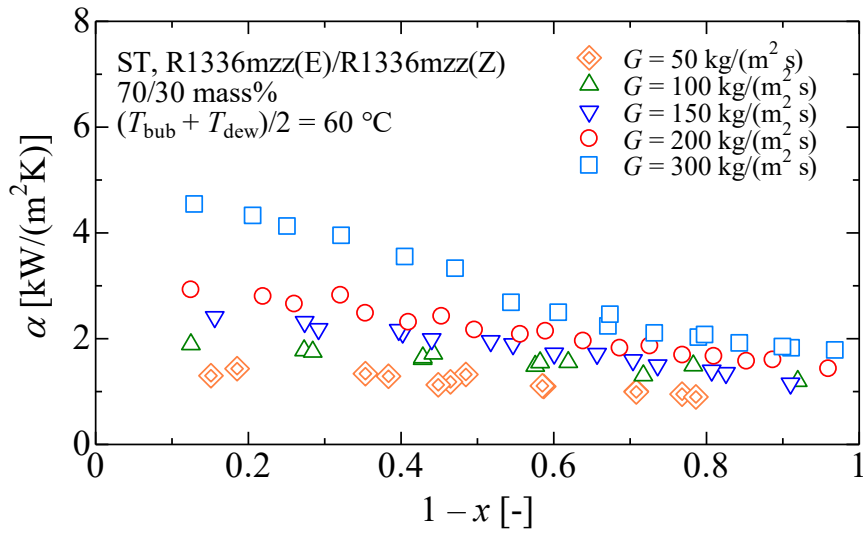


図 9.34 平滑管 ST の凝縮熱伝達率

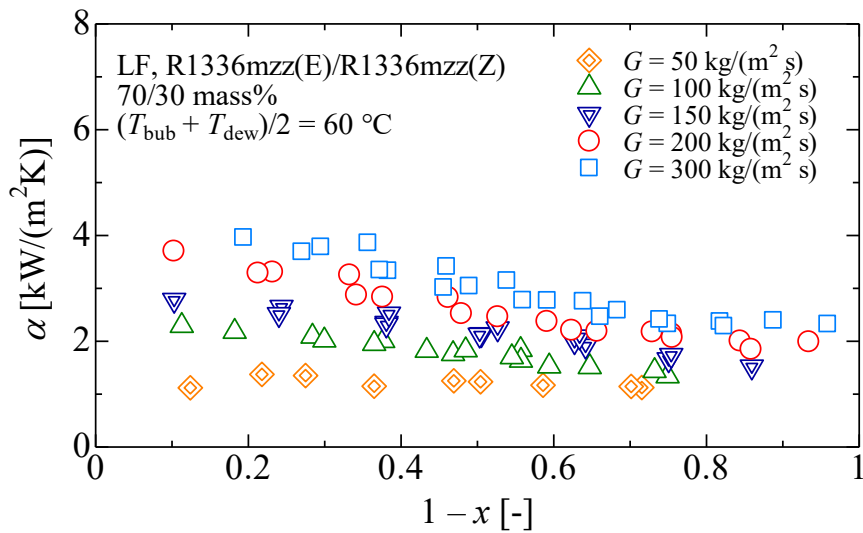


図 9.35 溝付管 LF の凝縮熱伝達率

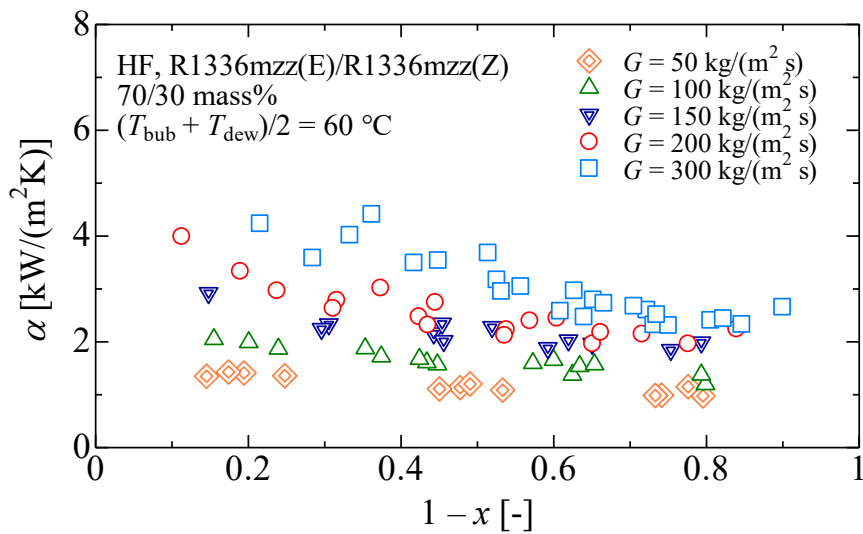


図 9.36 溝付管 HF の凝縮熱伝達率

9.4.2 実験値と従来の整理式との比較

図 9.37 に平滑管 ST の凝縮熱伝達率の実験値 α_{exp} と混合冷媒を用いた凝縮熱伝達率に関する整理式による予測値 α_{cal} との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、純冷媒の実験値と最も相関が良い原口らの凝縮熱伝達率の整理式に Silver – Bell – Ghaly^{75, 76)}の相関方法を適用した式および Sweeny – Chato の式⁷²⁾である。図 9.38 および図 9.39 にはそれぞれ溝付管 LF および溝付管 HF の凝縮熱伝達率の実験値 α_{exp} と混合冷媒を用いた凝縮熱伝達率に関する整理式による予測値 α_{cal} との比較を示す。実験値との比較を行った整理式は、Chamra – Mago の式⁷⁸⁾である。表 9.10 ~ 表 9.12 にはそれぞれ平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の凝縮熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の整理式による予測値 α_{cal} との平均偏差 MD および MAD を示す。平均偏差 MD および MAD は式(4-1)および式(4-2)より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である。

平滑管内における混合冷媒の凝縮熱伝達率は、原口らの式に Silver – Bell – Ghaly^{75, 76)}の相関方法を適用した式が他の予測結果に比べて実験値との相関が良く、概ね±30%以内で実験値と一致している。Sweeny – Chato の式⁷²⁾は、全体的に実験値より大きい傾向がある。

溝付管内における混合冷媒の凝縮熱伝達率は、Chamra – Mago の式⁷⁸⁾は、全体的に実験値より大きい傾向がある

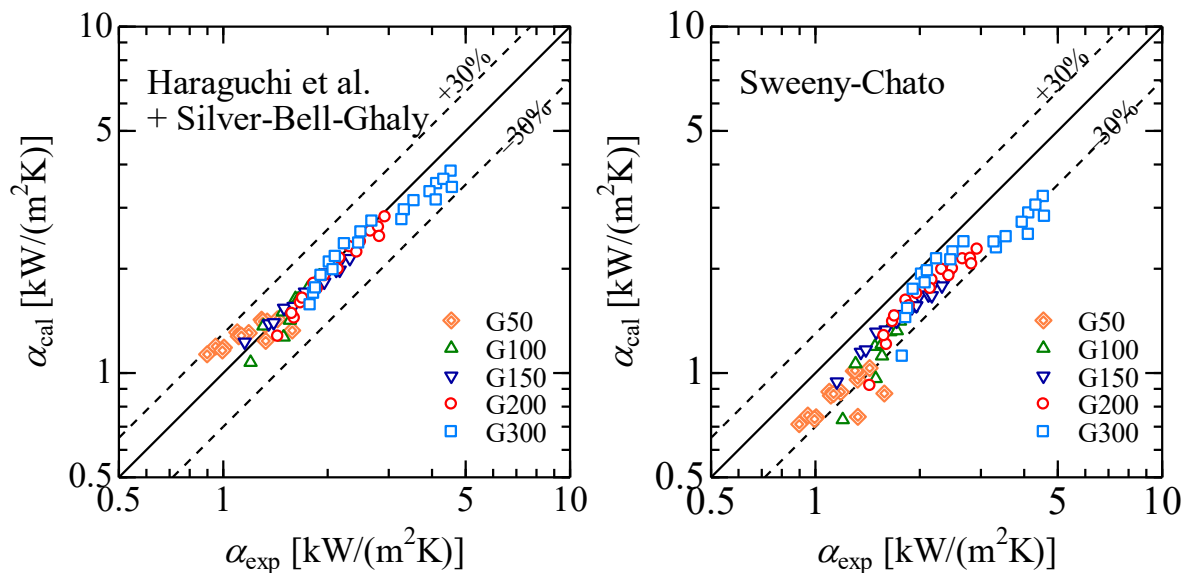


図 9.37 平滑管 ST の実験値と整理式との比較

表 9.10 平滑管 ST の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Haraguchi et al. +Silver – Bell – Ghaly	11.0	-1.4	100	70
Sweeny – Chato	19.8	9.7	77.2	

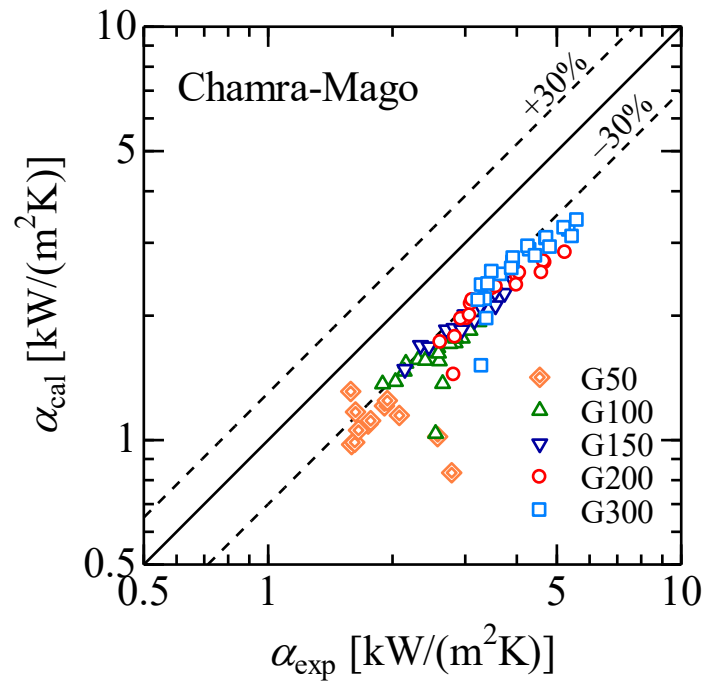


図 9.38 溝付管 LF の実験値と整理式との比較

表 9.11 溝付管 LF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Chamra – Mago	34.0	-32.3	29.5	95

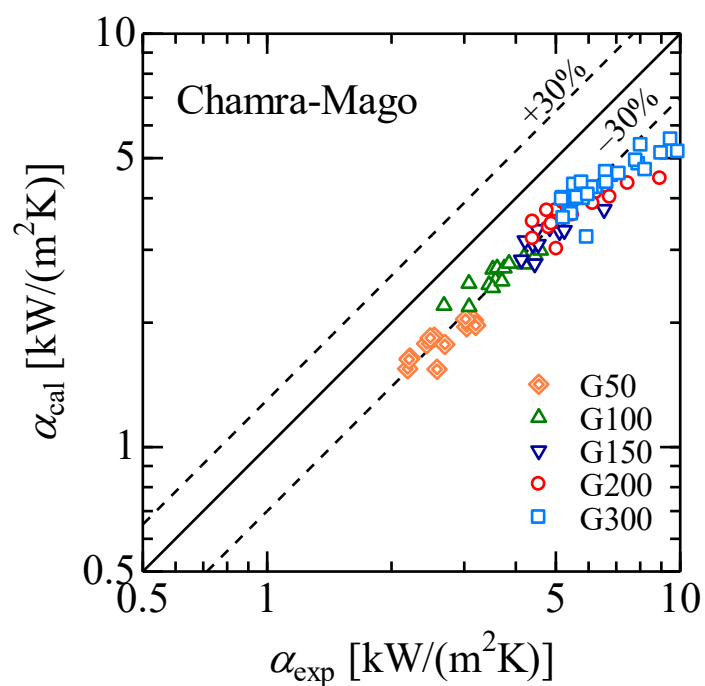


図 9.39 溝付管 HF の実験値と整理式との比較

表 9.12 溝付管 HF の実験値と整理式との偏差

Correlations	MD [%]	MAD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Chamra – Mago	34.0	-32.3	29.5	95

9.4.3 凝縮熱伝達率に及ぼす純冷媒 R1336mzz(E), R1336mzz(Z)および R245fa との比較

図 9.40～図 9.42 には、それぞれ平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の純冷媒 R245fa, R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) と混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の冷媒組成 70/30 mass %の凝縮熱伝達率 α を湿り度 $1-x$ に対して示す。

図 9.40～図 9.42 に示した凝縮熱伝達率 α より、いずれの伝熱管においても、混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の凝縮熱伝達率は純冷媒に比して小さい値を示しており、これは表 2.11 および図 9.1 より、平均飽和温度 60 °C の条件では温度グライドは冷媒組成比 70/30 mass%で 4.1 K であり、温度グライドが凝縮熱伝達特性に及ぼす影響が原因と考えられる。また、混合冷媒の凝縮熱伝達率の低下割合は質量速度が大きいほど小さいことがわかる。これは、前述のように質量速度の増加に伴い強制対流の効果によって物質伝達が促進され、管断面の濃度分布が減少したためと考えられる。

また、純冷媒に関しては、純冷媒 R245fa と R1336mzz(Z)の凝縮熱伝達率の差異は見られない、R1336mzz(E)より高い値を示していることがわかる。

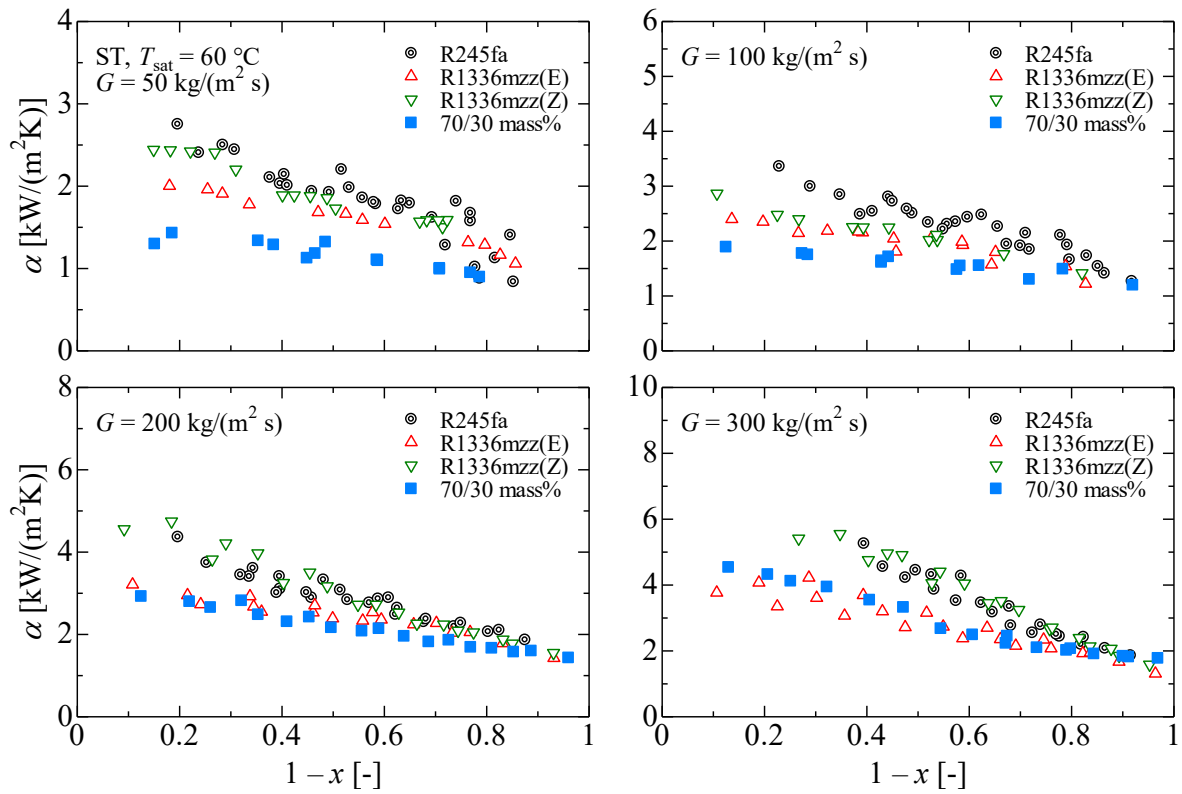


図 9.40 平滑管 ST における純冷媒と混合冷媒の凝縮熱伝達率の比較

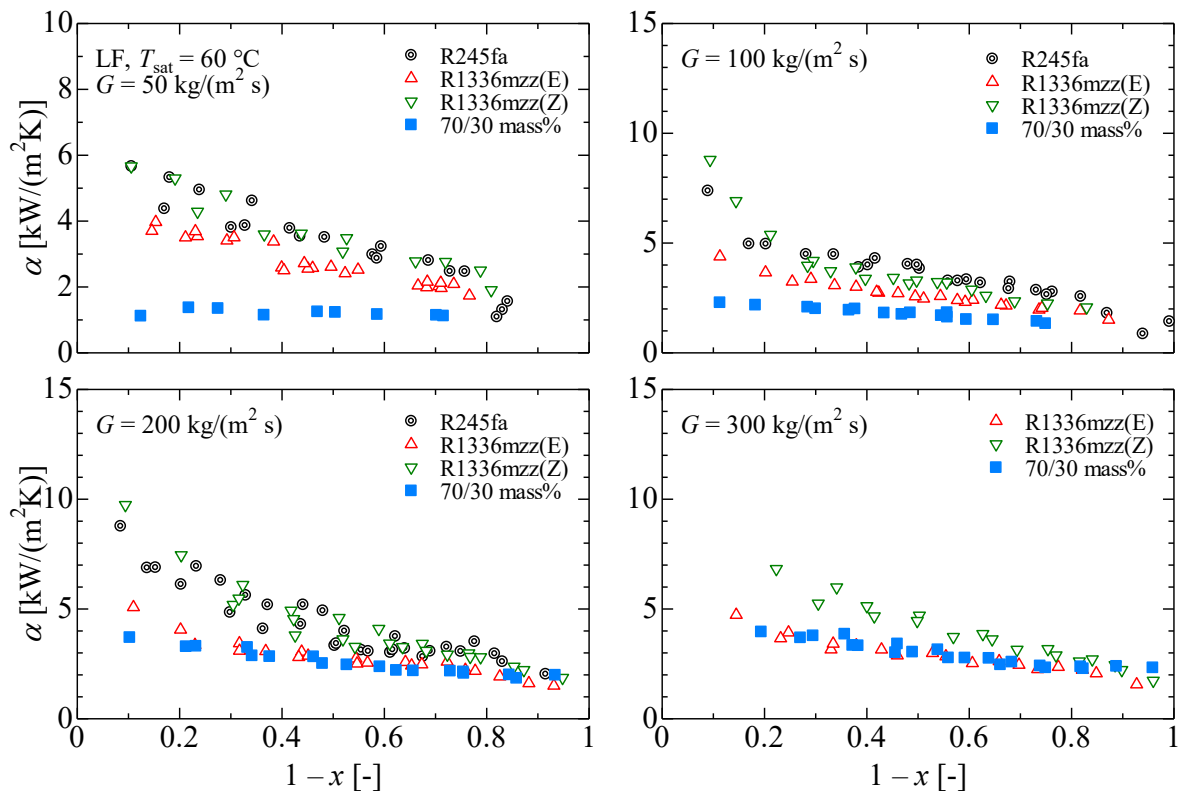


図 9.41 溝付管 LF における純冷媒と混合冷媒の凝縮熱伝達率の比較

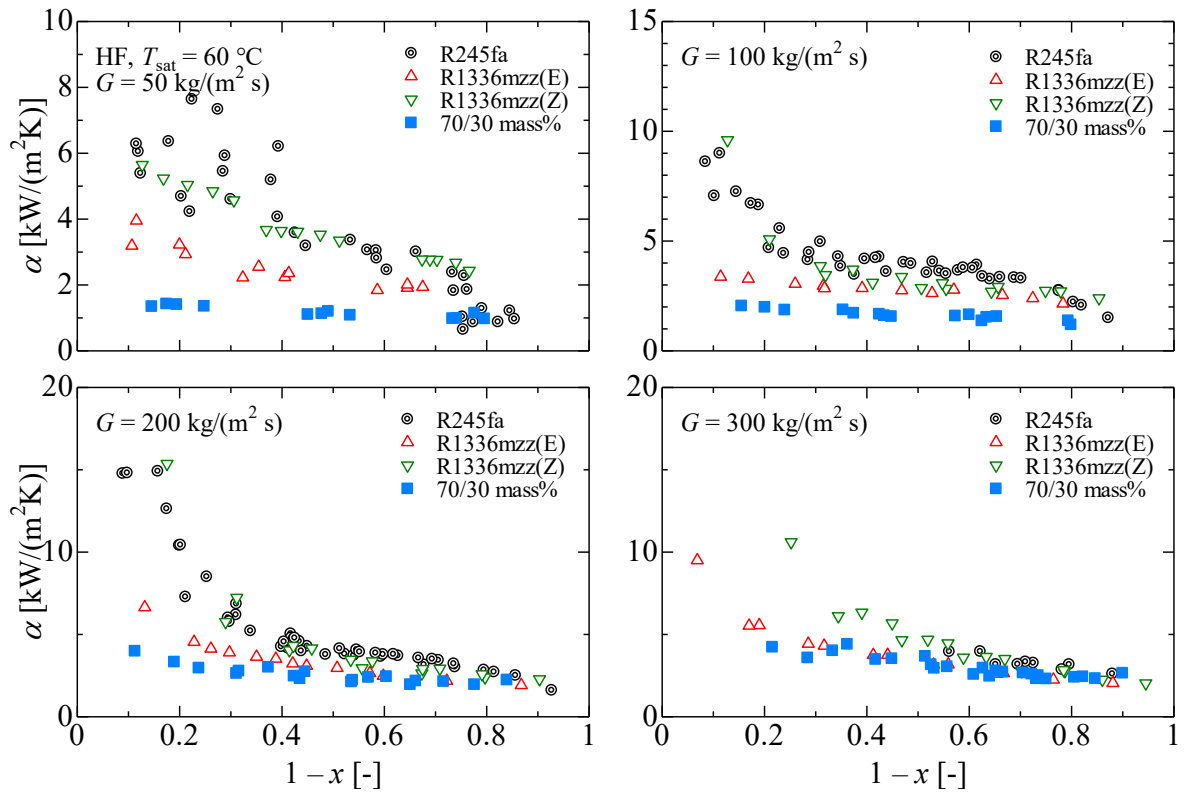


図 9.42 溝付管 HF における純冷媒と混合冷媒の凝縮熱伝達率の比較

9.4.4 溝付管の伝熱促進効果

図 9.43 に、質量速度 $50 \sim 300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の凝縮熱伝達率の比較を示す。図は混合冷媒 R1336mzz(E)/ R1336mzz(Z) の冷媒組成 70/30 mass % の実験結果を示しており、図の縦軸は凝縮熱伝達率 α 、横軸は湿り度 $1-x$ を示している。

図より、いずれの溝付管による伝熱促進率は、質量速度によらず、溝付管 LF の条件では 1.2~1.8 倍、溝付管 HF の条件では、2.3~3.2 倍程度の伝熱促進率を示している。溝形状の影響に着目すると、純冷媒と同様に溝付管 HF の方が高い伝熱促進率を得られた。これにより、高質量速度条件における凝縮熱伝達率では、溝付管による伝熱促進効果が認められる。

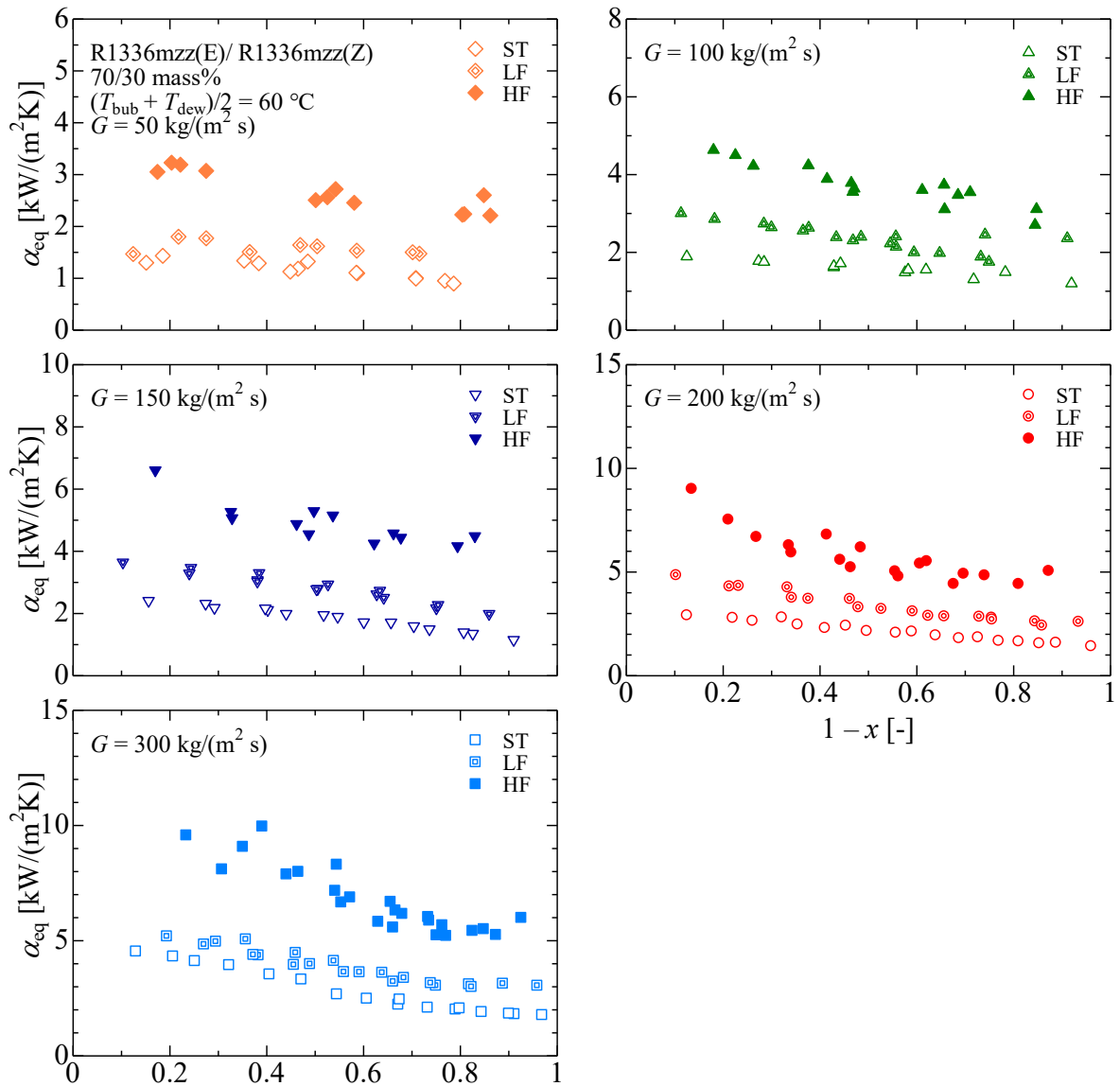


図 9.43 平滑管および溝付管の凝縮熱伝達率の比較

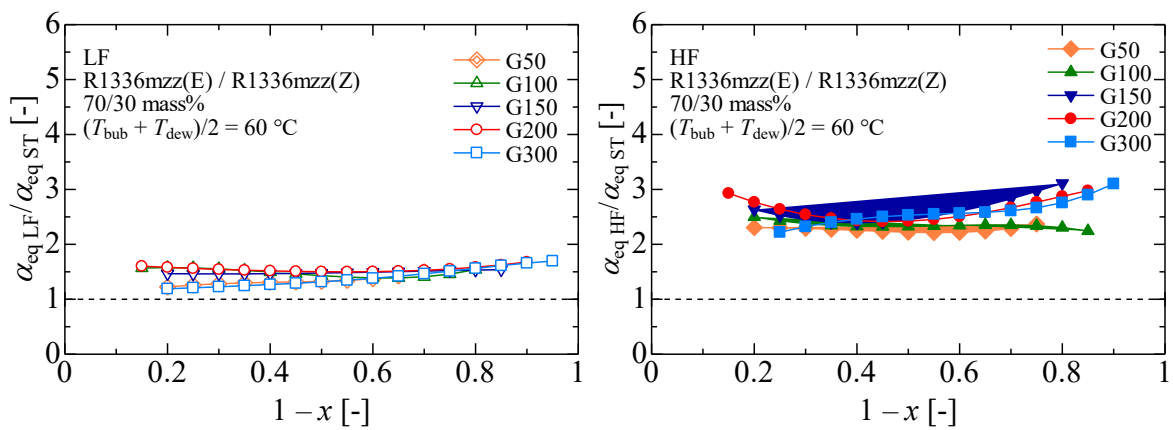


図 9.44 溝付管による伝熱促進効果

9.5 まとめ

本章では、混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の水平平滑管および溝付管内の沸騰および凝縮特性に関する実験を行い、摩擦圧力損失および熱伝達率の実験結果を示すとともに、平滑管の従来提案されている摩擦圧力損失および熱伝達率の整理式との比較を行った。以下に、本章で得られた結果をまとめる。

- (1) 混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の平滑管および溝付管内における沸騰流および凝縮流の摩擦圧力損失は、純冷媒 R1336mzz(Z)よりも小さく、純冷媒 R1336mzz(E)よりも大きい値を示す。
- (2) 混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の平滑管および溝付管内における沸騰および凝縮熱伝達率は、純冷媒 R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)よりも小さいが、質量速度の増加に伴い、純冷媒に対する混合冷媒の熱伝達率の低下は減少する。
- (3) 平滑管内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、管断面において気相と液相が相平衡状態と仮定した場合、純冷媒 R245fa の摩擦圧力損失を精度良く関連した宮良らの整理式による予測値は実験値と $\pm 30\%$ 以内で関連する。
- (4) 平滑管内における混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の沸騰熱伝達率は、非共沸性の影響を考慮している高松らの整理式による予測値が実験値と概ね一致する。
- (5) 平滑管内における混合冷媒の凝縮熱伝達率の実験値は、原口らの整理式に Silver – Bell – Ghaly の相関方法を適用した予測値と相関が良い。
- (6) 溝付管による伝熱促進率は、沸騰流の場合、混合冷媒ともに低質量速度条件が最も大きく 2.0 ~ 5.1 倍程度の伝熱促進率を示している。凝縮流の場合、質量速度によらず、溝付管 LF の条件では 1.2 ~ 1.8 倍、溝付管 HF の条件では、2.3 ~ 3.2 倍程度の伝熱促進率を示している。

第 10 章 総括

高温用ヒートポンプやバイナリー発電サイクルに適用できる高沸点 HFC 系の R134a や R245fa の代替候補である低 GWP 冷媒の HFO 系 R1233zd(E), R1336mzz(E), R1336mzz(Z), HCFO 系 R1224yd(Z) およびそれら混合冷媒の沸騰および凝縮熱伝達および圧力損失特性を実験的に検証し、次世代の熱交換器設計に有用なデータベースの構築を行うとともに、溝付管による伝熱促進効果、これまでに提案されている平滑・溝付管内の熱伝達および圧力損失に関する整理式の適用性を検証したのちに、最適な整理式の提案を行った。

第 1 章では、研究の背景を示すとともに、純冷媒および混合冷媒を対象とした水平平滑管および溝付管における沸騰流および凝縮流の摩擦圧力損失と熱伝達に関する先行研究を概説し、本論文の意義および目的を明確に示した。

第 2 章では、本研究で用いた実験装置、テストセクションの詳細および平滑管・溝付管の仕様についての詳細を示した。加えて、測定・実験方法および実験条件について示した。

第 3 章では、実験時の熱平衡クオリティの算出など、全体にかかわるデータ整理法について示した。

第 4 章では、純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) の平滑管および溝付管の沸騰流の実験を行い、摩擦圧力損失および沸騰熱伝達率の実験結果を示すとともに、先行研究で提案されている整理式との比較を行った。

- (1) 純冷媒の平滑管内における沸騰流の摩擦圧力損失は、従来提案されている宮宮良らの整理式は、冷媒種類及び質量速度の相違に関わらず、傾向はほぼ一致しており、比較的に良くまとまっている。
- (2) フィン高さおよびリード角が大きく条数の多い溝付管内 HF における純冷媒の沸騰流の摩擦圧力損失は、平滑管および溝付管 LF と比較して大きい摩擦圧力損失を示した。溝付管内の摩擦圧力損失に関する従来の整理式は、Filho らの整理式による予測値が溝付管 LF および溝付管 HF の高質量速度域の予測精度はよい。
- (3) 純冷媒の平滑管内における沸騰熱伝達率は、沸騰熱伝達率の実験結果から、管内の流動様相の相違によって沸騰熱伝達特性は異なる。従来提案されている森らの整理式で最も近い、ほぼ $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致する。

- (4) 純冷媒の溝付管内における沸騰熱伝達率は、平滑管と比較して大きく、溝付管 LF に比べて溝付管 HF の沸騰熱伝達率は大きい値を示す。溝付管内の沸騰熱伝達率に関する従来の整理式は、村田の整理式による予測値が比較的实验値とよく一致するものの、村田の整理式は溝形状の相違により予測精度が異なり、低質量速度域での溝付管 LF の沸騰熱伝達率の実験値より大きい傾向がある。

第 5 章では、従来の整理式で比較的良好な相関を示した森らの整理式をもとに、高沸点冷媒の水平平滑管の沸騰熱伝達率を最適に相関する整理式を示した。本整理式は、本研究で得られた R245fa, R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E), R1336mzz(Z)の実験値に加え、他の研究者によって報告された高沸点冷媒の実験値についても良好な相関を示した。

第 6 章では、純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の平滑管および溝付管の凝縮流の実験を行い、摩擦圧力損失および凝縮熱伝達率の実験結果を示すとともに、先行研究で提案されている整理式との比較を行った。

- (1) 純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の平滑管内における凝縮流の摩擦圧力損失は、従来提案されている凝縮流の摩擦圧力損失の整理式は良くまとまっている。
- (2) 純冷媒の溝付管 LF および溝付管 HF 内における凝縮流の摩擦圧力損失は、平滑管と比較して大きく、フィン高さおよびリード角が大きく条数の多い溝付管 HF が最も大きい摩擦圧力損失を示した。溝付管内の摩擦圧力損失に関する従来の整理式は、原口らの整理式による予測値が溝付管 LF および溝付管 HF の予測精度はよい。
- (3) 純冷媒 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)の溝付管内における凝縮熱伝達率は、平滑管と比較して大きく、等価内径の伝熱面積基準で定義した熱伝達率を比較し、溝付管 LF に比べて溝付管 HF の凝縮熱伝達率は大きい値を示す。
- (4) 溝付管内の凝縮熱伝達率に関する従来の整理式は、兪 - 小山の整理式および米本 - 小山の整理式による予測値が比較的实验値とよく一致するものの、溝形状の相違により予測傾向が異なり、十分な予測精度とはいえず、更なる検討が必要である。

第 7 章では、平滑管および溝付管に対して適用できる凝縮熱伝達率の整理式を示した。凝縮熱伝達率は、平滑管および溝付管ともに蒸気せん断力が支配的な強制対流凝縮項で表面張力を考慮し、重力の影響が強い自由対流凝縮項ではヌセルトの水膜理論

に基づき断面における液膜面積をボイド率で相関して、それぞれの項を実験データにより最適化を行った。

第 8 章は、非共沸混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の平滑管および溝付管の沸騰・凝縮流の摩擦圧力損失および熱伝達率の実験結果を示すとともに、冷媒組成による温度グライドが伝熱特性に及ぼす影響を実験的に検証し、非共沸性の影響について考察した。

- (1) 混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の平滑管および溝付管内における沸騰流および凝縮流の摩擦圧力損失は、R1234ze(E)の冷媒組成の増加に伴って減少する。
- (2) 混合冷媒 R245fa/R1234ze(E)の平滑管および溝付管内における沸騰および凝縮熱伝達率は、R1234ze(E)の冷媒組成の増加に伴って温度グライドが増大することによって低下する。
- (3) 平滑管内における混合冷媒の沸騰流の摩擦圧力損失は、久保田らの整理式による予測値が比較的実験値とよく一致する。溝付管における混合冷媒の摩擦圧力損失は Filho らの整理式による予測値と相関が良い。
- (4) 平滑管内における混合冷媒の沸騰熱伝達率は高松らの整理式が、質量速度 200 kg/(m²s)では実験値よりやや小さい傾向にあるものの、質量速度 100 kg/(m²s)では実験値と概ね一致する。
- (5) 平滑管内における混合冷媒の凝縮流の摩擦圧力損失は、宮良らの整理式による予測値は高質量速度域での実験値と±30%以内で相関する。
- (6) 溝付管による伝熱促進率は沸騰および凝縮熱伝達率は、溝付管 HF による伝熱促進率は純冷媒、低質量速度条件が最も大きく 3.0～3.5 倍程度の伝熱促進率を示している。高質量速度条件における熱伝達率は、溝付管による伝熱促進効果が認められる。

第 9 章は、非共沸混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の平滑管および溝付管の沸騰・凝縮流の摩擦圧力損失および熱伝達率の実験結果を示すとともに、純冷媒 R1336mzz(E)、R1336mzz(Z)および R245fa と比較し、伝熱特性を検証した。

- (1) 混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の平滑管および溝付管内における沸騰流および凝縮流の摩擦圧力損失は、純冷媒 R1336mzz(Z)よりも小さく、純冷媒 R1336mzz(E)よりも大きい値を示す。
- (2) 混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の平滑管および溝付管内における沸騰および凝縮熱伝達率は、純冷媒 R1336mzz(E)および R1336mzz(Z)よりも小さいが、質量速度の増加に伴い、純冷媒に対する混合冷媒の熱伝達率の低下は減少する。
- (3) 平滑管内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、管断面において気相と液相が相平衡状態と仮定した場合、純冷媒 R245fa の摩擦圧力損失を精度良く相関した宮良ら

の整理式による予測値は実験値と±30%以内で相関する。

- (4) 平滑管内における混合冷媒 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の沸騰熱伝達率は，非共沸性の影響を考慮している高松らの整理式による予測値が実験値と概ね
- (5) 平滑管内における混合冷媒の凝縮熱伝達率の実験値は，原口らの整理式に Silver–Bell–Ghaly の相関方法を適用した予測値と相関が良い。
- (6) 溝付管による伝熱促進率は，沸騰流の場合，混合冷媒ともに低質量速度条件が最も大きく 2.0～5.1 倍程度の伝熱促進率を示している。凝縮流の場合，質量速度によらず，溝付管 LF の条件では 1.2～1.8 倍，溝付管 HF の条件では，2.3～3.2 倍程度の伝熱促進率を示している。

謝辞

東京海洋大学海洋工学部海洋電子機械工学科教授 井上順広先生には、本論文の研究課題の選択および研究の遂行にあたり始終ご指導，ご鞭撻を賜り，さらに本論文のとりまとめ方についてもご指導，ご鞭撻を賜りました。また，研究者としての心構えについてもご指導いただき，心から深くお礼を申し上げます。

東京海洋大学海洋工学部海洋電子機械工学科准教授 地下大輔先生には、本研究の遂行にあたって細部に至るまで始終有益なご指導，ご鞭撻をいただきました。さらに，これまでに培われてこられた研究に対する姿勢や考え方をも丁寧にお話ししていただき，博士後期課程から立ち上げた本研究をここまで進めることができたと思っています。深く感謝の意を表して心からお礼を申し上げます。

海上保安大学校海上安全学講座准教授 渡邊和英先生には、本研究の遂行にあたり，始終有益な助言をいただきました。また，本論文をまとめるに当たり，有益なご助言をいただきました。深く感謝の意を表し，お礼を申し上げます。

佐賀大学理工学部理工学科教授 宮良明男先生には、本研究を遂行するに当たり，有益なご助言をいただきました。深く感謝の意を表し，お礼を申し上げます。

東京海洋大学の波津久達也教授，田中健太郎准教授には，本論文をまとめるに当たり幅広い視点からの有益なご指導，ご助言をいただきました。深く感謝の意を表し，お礼を申し上げます。

東京海洋大学海洋工学部海洋電子機械工学科エネルギー変換研究室 野口照貴技術職員には，本研究における実験装置の製作および物品購入等に関する事務処理に関して，お世話になりました。深く感謝の意を表し，お礼を申し上げます。

東京海洋大学エネルギー変換研究室 松原恵子秘書には事務的な手続き等でお世話になりました。深く感謝の意を表し，お礼を申し上げます。

最後に，著者の学生生活を支え，常に温かく見守ってくれた最愛な父と母に心から感謝します。

参考文献

- 1) 経済産業省資源エネルギー庁ホームページ「守ろうオゾン層 防ごう地球温暖化」平成 20 年 8 月
<http://www.chubu.meti.go.jp/koho/pamphlet/d22recycle_ozon.pdf>
- 2) 環境省経済産業省「フロン類の使用の合理化及び管理の適正化に関する法律（フロン排出抑制法）」－第一種特定製品の管理者等に関する運用の手引き（初版）平成 27 年 3 月
- 3) 国立研究開発法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構「地球環境対策（フロン）分野の技術戦略策定に向けて」平成 27 年 10 月
<<https://www.nedo.go.jp/content/100763661.pdf>>
- 4) Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C., Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes, *Chemical Engineering Progress*, 1949, **45**(1), pp. 39-48.
- 5) Jung, D. S. and Radermacher, R., Prediction of Pressure Drop during Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1989, **32**(12), pp. 2435-2446.
- 6) Martinelli, R. C. and Nelson, D. B., Prediction of Pressure Drop during Forced-Circulation Boiling of Water, *Transactions of the ASME*, 1948, **70**, pp. 695-702.
- 7) 原口 英剛, 小山 繁, 藤井 哲, 冷媒 HCFC22, HFC134a, HCFC123 の水平平滑管内凝縮（第 1 報, 局所摩擦圧力降下に関する実験式の提案）, 日本機械学会論文集（B 編）, 1994, **60**(574), pp. 2111-2116.
- 8) 久保田 淳, 内田 麻里, 鹿園 直毅, 水平平滑管と内面溝付管の蒸発圧力損失の予測式, 日本冷凍空調学会論文集, 2001, **18**(4), pp. 393-401.
- 9) 宮良 明男, 桑原 憲, 小山 繁, 管径と質量速度を考慮した管内二相流摩擦損失の予測式の作成, 日本機械学会九州支部第 57 期総会講演会講演論文集, 佐賀 (2005), pp. 117-118.
- 10) Chisholm, D., A Theoretical Basis for the Lockhart – Martinelli Correlation for Two – Phase Flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1967, **10**(12), pp. 1767-1778.
- 11) 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）, 1995, **61**(589), pp. 3197-3204.
- 12) 小山 繁, 中下 功一, 桑原 憲, 山本 憲, 純冷媒 HFC134a の扁平微細多孔管内凝縮（圧力損失・熱伝達係数に関する相関式作成の試み）, 第 39 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 札幌 (2002), F114.
- 13) Sun, L. and Mishima, K., Evaluation Analysis of Prediction Methods for Two-Phase Flow Pressure Drop in Mini-Channels, *International Journal of Multiphase Flow*, 2009, **35**(1), pp. 47-54.
- 14) Xu, Y. and Fang, X., A New Correlation of Two-Phase Frictional Pressure Drop for Condensing Flow in Pipes, *Nuclear Engineering and Design*, 2013, **263**, pp. 87-96.
- 15) Müller -Steinhagen, T. and Heck, K., A Simple Friction Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes, *Chemical Engineering and Processing: Process*

- Intensification*, 1986, **20**(6), pp. 297-308.
- 16) Friedel, L., Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow, European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra (1979), pp. 485-492.
 - 17) Cicchitti, A., Lombardi, C., Silvestri, M., Soldaini, G., Zavalluilli, R., Two-Phase Cooling Experiments – Pressure Drop, Heat Transfer, and Burnout Measurements, *Energia Nucleare* **7**, 1960, pp. 407-425.
 - 18) 木戸 長生, 谷口 光徳, 平 輝彦, 上原春男, 水平内面溝付管内の冷媒 HCFC22 の蒸発熱伝達と圧力損失, 日本冷凍協会論文集, 1994, **11**(2), pp. 131-142.
 - 19) 原口 英剛, 小川 秀彦, 小山 繁, 藤井 哲, 混合冷媒 HFC134a/HCFC123 の水平管内凝縮の実験, 第 31 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 札幌 (1994), pp. 742-744.
 - 20) Kedzierski, M. A., and Goncalves, J. M., Horizontal Convective Condensation of Alternative Refrigerants within a Micro-Fin Tube, *Journal of Enhanced Heat Transfer*, (1999), **6** (2-4), pp.161-178.
 - 21) Pierre, B., Flow Resistance with Boiling Refrigerants – Part 1, *ASHRAE Journal*, 1964, **6**(9), pp.58-65.
 - 22) Goto, M., Inoue, N., Ishiwatari, N., Condensation and Evaporation Heat Transfer of R410A inside Internally Grooved Horizontal Tubes, *International Journal of Refrigeration*, 2001, **24**(7), pp. 628-638.
 - 23) Filho, E. P. B., Jabardo, J. M. S., Barbieri, P. E. L., Convective Boiling Pressure Drop of Refrigerant R-134a in Horizontal Smooth and Microfin Tubes, *International Journal of Refrigeration*, 2004, **27**(8), pp. 895-903.
 - 24) Chamra, L. M., Mago, P. J., Tan, M-O., Kung, C-C., Modeling of Condensation Heat Transfer of Pure Refrigerants in Micro-Fin Tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, **48**(7), pp.1293-1302.
 - 25) Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G. A., Rossetto, L. A., A New Computational Procedure for Heat Transfer and Pressure Drop during Refrigerant Condensation inside Enhanced Tubes, *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 1999, **6**(6), pp. 441-456.
 - 26) 米本 龍一郎, 小山 繁, 純冷媒のらせん溝付管内凝縮に関する実験的研究 – 摩擦圧力損失および熱伝達の相関式の提案 –, 日本冷凍空調学会論文集, 2007, **24**(2), pp. 139-148.
 - 27) Carnavos, T. C., Heat Transfer Performance of Internally Finned Tubes in Turbulent Flow, *Heat Transfer Engineering*, (1980), **1**(4), pp.32-37.
 - 28) 井上 順広, 青野 亜良, 五島 正雄, 佐藤 全秋, 清谷 明弘, 佐々木 直栄, 水平内面溝付管内の圧力損失および凝縮熱伝達係数の予測と検証, 銅と銅合金, 2008, **47**(1), pp. 232-237.
 - 29) 五島 正雄, 井上 順広, 城本 恵子, 江本 幸泰, 李 宇, 佐藤 全秋, 清谷 明弘, 水平内面溝付管内の单相流圧力損失の予測式, 日本冷凍空調学会論文集, 2005, **22**(2), pp. 121-131.
 - 30) Chen, J. C., Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective

- Flow, *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, 1966, **5**(3), pp. 322-329.
- 31) Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 1985, **12**(1), pp. 3-22.
 - 32) Forster, H. K., and Zuber, N., Dynamics of Vapor Bubbles and Boiling Heat Transfer, *AIChE Journal*, 1955, **1**(4), pp. 531-535.
 - 33) Gungor K. E., Winterton H. S., A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1986, **29** (3), pp. 351-353.
 - 34) Gungor K. E., Winterton H. S., Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data, *Chemical Engineering Journal*, 1987, **65**, pp. 148-156.
 - 35) Kandlikar S. G., A General Correlation for Saturated Two-phase Flow Boiling Heat Transfer inside Horizontal and Vertical Tubes, *J. HTD*, 1987, **85**, pp. 9-19.
 - 36) Jung D. S., McLinden M., Rademacher R., Didion D., A Study of Flow Boiling Heat Transfer with Refrigerant Mixtures, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1989, **32** (9), pp. 1751-1764.
 - 37) Liu, Z., Winterton R.H.S., A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli based on a nucleate pool boiling equation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1991, **34** (11), pp. 2759-2766.
 - 38) 吉田 駿, 森 英夫, 洪 海平, 松永 崇, 冷媒の水平蒸発管内熱伝達係数の予測式, *日本冷凍協会論文集*, 1994, **11**(1), pp. 67-78.
 - 39) 高松 洋, 桃木 悟, 藤井 哲, 単一成分冷媒の水平平滑管内沸騰・蒸発熱伝達の整理, *日本機械学会論文集 (B 編)*, 1992, **58**(550), pp. 1875-1882.
 - 40) 森 英夫, 吉田 駿, 柿本 益志, 大石 克己, 冷媒の水平平滑蒸発管内熱伝達係数の予測式の修正, *日本冷凍空調学会論文集*, 1999, **16**(2), pp. 177-187.
 - 41) Yu, J., Momoki, S., Koyama, S., Experimental Study of Surface Effect on Flow Boiling Heat Transfer in Horizontal Smooth Tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999, **42**(10), pp. 1909-1918.
 - 42) Choi, T. Y., Kim, Y. J., Kim, M. S., Ro, S. T., Evaporation Heat Transfer of R-32, R-134a, R-32/134a, and R-32/125/134a inside a Horizontal Smooth Tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, **43**(19), pp. 3651-3660.
 - 43) Saitoh S., Daiguji H., Hihara E., Correlation for Boiling Heat Transfer of R-134a in Horizontal Tubes Including Effect of Tube Diameter, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, **50**, pp. 5215-5225.
 - 44) Sun, L. and Mishima, K., An Evaluation of Prediction Methods for Saturated Flow Boiling Heat Transfer in Mini-Channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, **52**(23-24), pp. 5323-5329.
 - 45) Lazarek, G. M. and Black, S. H., Evaporative Heat Transfer Pressure Drop and Critical Heat Flux in a Small Vertical Tube with R-113, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1982, **25**(7), pp. 945-960.
 - 46) 村田 圭治, 二成分混合媒体の強制対流沸騰熱伝達に対する一整理式 (第 2 報, らせん溝付き管), *日本機械学会論文集 (B 編)*, 1996, **62**(599), pp. 2723-

- 2728.
- 47) 村田 圭治, 橋詰 健一, 二成分混合媒体の強制対流沸騰熱伝達に対する一整理式, 日本機械学会論文集 (B 編), 1995, **61**(589), pp. 3282-3288.
 - 48) Thome, J. R., Kattan, N., Favrat, D., Evaporation in Microfin Tubes: A Generalized Prediction Model, 3rd International Engineering Foundation Conference, Irsee (1997).
 - 49) Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G. A., Rossetto, L., Refrigerant Vaporization Inside Enhanced Tubes: A Heat Transfer Model, Proceedings of Heat Transfer in Condensation and Evaporation: Application to Industrial and Environmental Process, Eurotherm Seminar 62, Grenoble (1998), pp. 222-231.
 - 50) 森 英夫, 吉田 駿, 小山 繁, 宮良 明男, 桃木 悟, 冷媒の水平ら旋溝付蒸発管内熱伝達係数の予測式, 平成 14 年度日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集, 岡山 (2002), pp. 547-550.
 - 51) Chamra, L. M. and Mago, P. J., Modeling of Evaporation Heat Transfer of Pure Refrigerants and Refrigerant Mixtures in Microfin Tubes, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2007, **221**(4), pp. 443-447.
 - 52) 吉田 駿, 森 英夫, 沸騰・蒸発熱伝達, 冷凍, 2000, **75**(874), pp. 3-7.
 - 53) Jung, D. S., McLinden, M., Radermacher, R., Didion, D., Horizontal Flow Boiling Heat Transfer Experiments with a Mixture of R22/R114, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1989, **32**(1), pp. 131-145.
 - 54) Jung, D. S., McLinden, M., Radermacher, R., Didion, D., A Study of Flow Boiling Heat Transfer with Refrigerant Mixtures, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1989, **32**(9), pp. 1751-1764.
 - 55) 高松 洋, 桃木 悟, 藤井 哲, 混合冷媒 HCFC22/CFC114 の水平平滑管内沸騰・蒸発熱伝達の整理, 日本機械学会論文集 (B 編), 1992, **58**(551), pp. 2198-2205.
 - 56) Stephan, K., "Heat Transfer in Condensation and Boiling", 1992, Springer Berlin Heidelberg, pp. 286-291.
 - 57) Thome, J. R., Boiling of New Refrigerants: a State-of-the-Art Review, *International Journal of Refrigeration*, 1996, **19**(7), pp. 435-457.
 - 58) 藤井 哲, 本田 博司, 野津 滋, フロン系冷媒の水平管内凝縮一局所熱伝達係数および気液界面摩擦係数に関する半実験式の提案一, 冷凍, (1980), **55**(627), pp. 3-20.
 - 59) 原口 英剛, 小山 繁, 藤井 哲, 冷媒 HCFC22, HFC134a, HCFC123 の水平平滑管内凝縮 (第 2 報, 局所熱伝達係数に関する実験式の提案), 日本機械学会論文集 (B 編), 1994, **60** (574), pp. 2117-2124.
 - 60) Traviss, D. P., Rohsenow, W. M., Baron, A. B., Forced-convection condensation inside tubes: a heat transfer equation for condenser design, ASHRAE Transactions, Chicago (1973), IL Vol. 79, Pt. 1, pp. 157-165.
 - 61) Nusselt, W. Z., The Surface Condensation of Water Vapour, *VDI*, 1916, **60**(27), pp. 541.
 - 62) Dobson, M. K. and Chato, J. C., Condensation in Smooth Horizontal Tubes, *Journal*

- of Heat Transfer*, 1998, **120**(1), pp. 193-213.
- 63) Soliman, M., Schuster, J. R., Berenson, P. J., A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation, *Journal of Heat Transfer*, 1968, **90**(2), pp. 267-276.
 - 64) Jung, D., Song, K-H., Cho, Y., Kim, S-J., Flow Condensation Heat Transfer Coefficients of Pure Refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, 2003, **26**(1), pp. 4-11.
 - 65) Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Matkovic, M., Rossetto, L., Zilio, C., Censi, G., Condensation in Horizontal Smooth Tubes: A New Heat Transfer Model for Heat Exchanger Design, *Heat Transfer Engineering*, 2006, **27**(8), pp. 31-38.
 - 66) Son, C-H., Lee, H-S, Condensation Heat Transfer Characteristics of R-22, R-134a and R-410A in Small Diameter Tubes, *Heat and Mass Transfer*, 2009, **45**(9), pp. 1153-1166.
 - 67) Shah, M. M., General Correlation for Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes: Further Development and Verification, ASHRAE Transactions, Denver (2013), Vol. 119, Pt. 2, pp. 3-11.
 - 68) 兪 堅, 小山 繁, 純冷媒の水平内面螺旋溝付管内凝縮一局所熱伝達係数の整理式作成の試みー, 九州大学機能物質科学研究所報告, 1996, **10**(2), pp. 145-150.
 - 69) 鹿園 直毅, 伊藤 正昭, 内田 麻理, 福島 敏彦, 畑田 敏夫, 単一冷媒水平溝付管内凝縮熱伝達率の予測手法, 日本機械学会論文集 (B 編), 1997, **63**(611), pp. 2436-2443.
 - 70) 鹿園 直毅, 伊藤 正昭, 内田 麻理, 福島 敏彦, 畑田 敏夫, 単一冷媒の水平溝付管内凝縮熱伝達率簡易予測式の提案, 日本機械学会論文集 (B 編), 1998, **64**(617), pp. 196-203.
 - 71) Cavallini, A., Del Col, D., Mancin, S., Rossetto, L., Condensation of Pure and Near-Azeotropic Refrigerants in Microfin Tubes: A New Computational Procedure, *International Journal of Refrigeration*, 2009, **32**(1), pp. 162-174.
 - 72) Sweeny, K.A. and Chato, J. C., The Heat Transfer and Pressure Drop Behavior of Zeotropic Refrigerant mixture in a Microfinned Tube, *ACRC Technical Report 95*, University of Illinois at Urbana-Champaign.
 - 73) Kenney, P. J., Chato, J. C., Dobson, M. K., Wattelet, J. P., Gaibel, J. A., Ponchner, M., Shimon, R. L., Villaneuva, T. C., Rhines, N. L., Sweeney, K. A., Allen, D. G., Hershberger, T. T., Condensation of Zeotropic Refrigerant R-32/R-125/R-134a (23%/25%/52%) in a Horizontal Tube, *ACRC Technical Report 62*, University of Illinois at Urbana-Champaign.
 - 74) Smit, F. J., Thome, J. R., Meyer, J. P., Heat Transfer Coefficients During Condensation of the Zeotropic Refrigerant Mixture HCFC-22/HCFC-142b, *Journal of Heat Transfer*, 2002, **124**(6), pp. 1137-1146.
 - 75) Silver, L., Gas Cooling with Aqueous Condensation, *Transactions of Institution of Chemical Engineers*, 1947, 25, pp. 30-42.
 - 76) Bell, K. J. and Ghaly, M. A., An Approximate Generalized Design Method for Multicomponent/Partial Condensers, *American Institute of Chemical Engineers Symposium Series 69*, 1973, pp. 72-79.

- 77) Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G. A., Rossetto, L., Zilio, C., Condensation Inside and Outside Smooth and Enhanced Tubes – A Review of Recent Research, *International Journal of Refrigeration*, 2003, **26**(4), pp. 373-392.
- 78) Chamra, L. M. and Mago, P. J., Modeling of Condensation Heat Transfer of Refrigerant Mixture in Micro-Fin Tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, **49**(11-12), pp. 1915-1921.
- 79) Lemmon, E. W., Hurber, M. L., McLinden, M.O., NIST Standard Reference Database, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP Ver. 10, 2018, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg.
- 80) Smith, S. L., Void Fractions in Two-Phase Flow: A Correlation Based upon Equal Velocity Head Model, Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, London (1969), Vol. 184, Pt. 1, No. 36, pp. 647-664.
- 81) Koyama, S., Chen, Y. C., Kitano, R., Kuwahara, K., Experimental Study on Void Fraction of Two-Phase Flow inside a Micro-Fin Tube, *The reports of institute of Advanced Material Study, Kyushu University*, 2001, **15** (1), pp.79-85.
- 82) Biberg D., An Explicit Approximation for the Wetted Angle in Two-phase Stratified Pipe Flow, *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 1999, **77**, pp. 1221–1224.
- 83) Jung D., Lee H., Bae D., Oho S., Nucleate Boiling Heat Transfer Coefficients of Flammable Refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, 2004, **27**, pp. 409–414.
- 84) Tibiriçá, C.B. and Ribatski, G., Flow Boiling Heat Transfer of R134a and R245fa in a 2.3 mm Tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, **53**(11-12), pp. 2459-2468.
- 85) Lillo G., Mastrullo R., Mauro A.W., Viscito L., Flow Boiling of R1233zd(E) in A Horizontal Tube: Experiments, Assessment and Correlation for Asymmetric Annular Flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, **129**, pp. 547–561.
- 86) Watanabe, K., Jige, D., Inoue, N., Experimental Study on Evaporation and Condensation Flow of R245fa inside Horizontal Smooth Tube, *Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers*, 2016, **33** (3), pp. 231-243.

付録 1 シース熱電対の検定

K 型シース熱電対の検定は，熱電対および標準温度計の温接点を恒温水槽内に設置する．冷接点側の熱電対は端からの引出導線をデータロガーにつなぎ，0.01 ~ 70 °C の範囲で K 型シース熱電対の熱起電力と標準温度計の抵抗値を測定した．なお，検定式は最小二乗法を用いて 3 次式で近似し，関係式を求める．

$$T_{\text{cal}} = aE^3 + bE^2 + cE + d \quad (\text{付 1-1})$$

ここに， a, b, c および d は係数であり， E は熱起電力値である．

検定結果より，得られた係数を付表 1.1 に示す．熱電対の関係式より求められる温度 T_{cal} は ± 0.05 K 以内の検定結果を得られている．

付表 1.1 シース熱電対の検定結果

測定対象	a	b	c	d
ギヤポンプ入口	0.03896	-0.4796	25.84	-0.2614
電気予熱器入口	0.01588	-0.3982	25.84	-0.1420
水予熱器入口	0.02634	-0.4375	25.85	-0.1418
テストセクション入口	0.03555	-0.4719	25.86	-0.09589
テストセクション出口	0.01469	-0.3935	25.77	-0.1190
電気予熱器周囲温度	0.02935	-0.3816	25.47	-0.05348
テストセクション周囲温度	0.03636	-0.4076	25.49	-0.04596

付録 2 白金測温抵抗体の検定

白金測温抵抗体の検定は、白金測温抵抗体および標準温度計の温接点を恒温水槽内に設置する。冷接点側の熱電対は端からの引出導線をデータロガーにつなぎ、0.01 ~ 70 °C の範囲で K 型シース熱電対の熱起電力と標準温度計の抵抗値を測定した。なお、検定式は最小二乗法を用いて 3 次式で近似し、関係式を求める。

$$T_{\text{cal}} = a Rt^3 + b Rt^2 + c Rt + d \quad (\text{付 2-1})$$

ここに、 a, b, c および d は係数であり、 E は熱起電力値である。

検定結果より、得られた係数を付表 1.1 に示す。熱電対の関係式より求められる温度 T_{cal} は ± 0.01 K 以内の検定結果を得られている。

付表 2.1 白金測温抵抗体の検定結果

測定対象	a	b	c	d
サブセクション 1 出口	3.393×10^{-6}	-3.664×10^{-5}	2.461	-249.1
サブセクション 1 入口	2.680×10^{-6}	2.083×10^{-4}	2.433	-247.9
サブセクション 2 出口	1.825×10^{-6}	5.107×10^{-4}	2.399	-246.7
サブセクション 2 入口	1.016×10^{-5}	-2.299×10^{-3}	2.710	-258.1
サブセクション 3 出口	3.983×10^{-6}	-2.367×10^{-4}	2.482	-249.8
サブセクション 3 入口	6.828×10^{-6}	-1.180×10^{-3}	2.587	-253.6

付録 3 熱電対の検定

本実験では、平滑管 ST、溝付管 LF および溝付管 HF の 3 種類の試験伝熱管の管外壁面温度を、各サブセクションの中央部における管外壁面に、管断面の上下左右に埋め込まれた素線径 0.1 mm の T 型熱電対で測定した。T 型熱電対の検定は、試験伝熱管内を真空にすることにより、管内への熱の移動を最小限にした状態を維持し、30 ~ 70 °C 一定温度の熱源水を流し、定常状態の後に T 型熱電対の熱起電力値と熱源水温度を測定した。各サブセクション中央部の管外壁面温度 T_w は付録 2 で検定された白金測温抵抗体で測定した各サブセクション出入口の熱源水温度の算術平均温度と同温度として検定を行う。管外壁面温度 T_w と T 型熱電対の熱起電力値の関係を以下に示す 3 次式で近似し、関係式を求める。

$$T_{\text{cal}} = aE^3 + bE^2 + cE + d \quad (\text{付 3-1})$$

ここに、 a, b, c および d は係数であり、それぞれの T 型熱電対の値を付表 3.1 ~ 付表 3.3 に示す。

付表 3.1 平滑管 ST の熱電対の検定結果

測定対象		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
サブセクション 1	top	0.01419	-0.5769	25.37	0.3889
	left	0.01027	-0.5514	25.32	0.4300
	right	0.01624	-0.5945	25.41	0.3360
	bottom	0.02829	-0.6677	25.56	0.2269
サブセクション 2	top	0.01746	-0.6055	25.45	0.3027
	left	0.03454	-0.7131	25.69	0.07719
	right	0.02360	-0.6379	25.50	0.2262
	bottom	0.02733	-0.6606	25.55	0.1887
サブセクション 3	top	0.03234	-0.6949	25.64	0.1101
	left	0.02915	-0.6685	25.58	0.1455
	right	0.01915	-0.6076	25.45	0.2349
	bottom	0.01822	-0.6005	25.43	0.2533

付表 3.2 溝付管 LF の熱電対の検定結果

測定対象		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
サブセクション 1	top	0.4417	-3.293	30.83	-3.205
	left	0.4433	-3.294	30.81	-3.161
	right	0.4680	-3.453	31.14	-3.406
	bottom	0.4603	-3.383	30.96	-3.256
サブセクション 2	top	0.4314	-3.217	30.68	-3.094
	left	0.4797	-3.517	31.27	-3.520
	right	0.4462	-3.352	30.96	-3.347
	bottom	0.4437	-3.323	30.93	-3.349
サブセクション 3	top	0.3340	-2.606	29.46	-2.383
	left	0.3044	-2.423	29.10	-2.162
	right	0.3095	-2.458	29.19	-2.231
	bottom	0.3026	-2.414	29.09	-2.159

付表 3.3 溝付管 HF の熱電対の検定結果

測定対象		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
サブセクション 1	top	0.01567	-0.6244	25.58	0.06051
	left	0.02924	-0.7081	25.74	-0.01917
	right	0.02103	-0.6524	25.62	0.03301
	bottom	0.01489	-0.6159	25.55	0.07176
サブセクション 2	top	-0.002670	-0.5123	25.35	0.2179
	left	0.001822	-0.5354	25.38	0.1485
	right	-0.002944	-0.5048	25.32	0.1900
	bottom	0.0005558	-0.5308	25.38	0.1436
サブセクション 3	top	-0.007393	-0.4717	25.29	0.2153
	left	0.0009200	-0.5252	25.37	0.1589
	right	0.001407	-0.5284	25.40	0.1352
	bottom	0.02326	-0.6665	25.66	-0.02513

付録4 テストセクションにおけるヒートバランス実験

試験区間における伝熱量の測定精度を確認するために、テストセクションにおける熱源水側の熱交換量 Q_s と冷媒側の熱交換量 Q_r を比較し、ヒートバランスの検討を行った。付表 4.1 に実験条件を示す。

熱源水側の熱交換量 Q_s および冷媒側の熱交換量 Q_r は、それぞれ次式より求める。

$$Q_s = \sum_{n=1}^3 Q_{TS,n} = \sum_{n=1}^3 \left[W_s c_{ps} (T_{TS,nout} - T_{TS,nin}) \right] \quad (\text{付 4-1})$$

$$Q_r = W_r (h_{TS,out} - h_{TS,in}) \quad (\text{付 4-2})$$

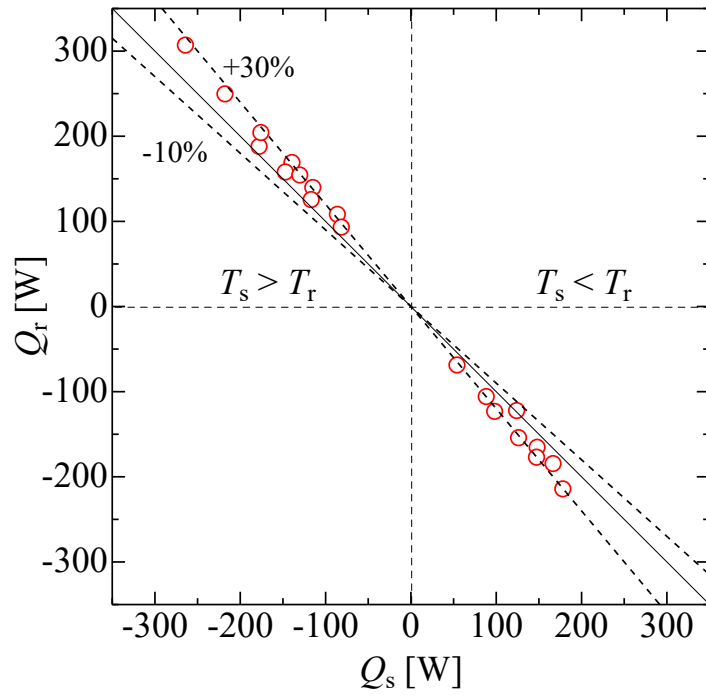
付図 4.1 にテストセクションにおけるヒートバランスの結果を示す。図より、若干ばらつきがあるものの、ほとんどのデータが±10%以内で一致している。

熱交換量の差をヒートロス・ゲイン Q_{loss} として、熱源水温度とテストセクション周囲の大気温度との差 $(T_s - T_{air})$ の関係を付図 4.2 に示す。図より、 Q_{loss} と $(T_s - T_{air})$ は図中に示す式のように関係していることから、本実験における熱源水側のヒートロス・ゲインを次式より見積もる。

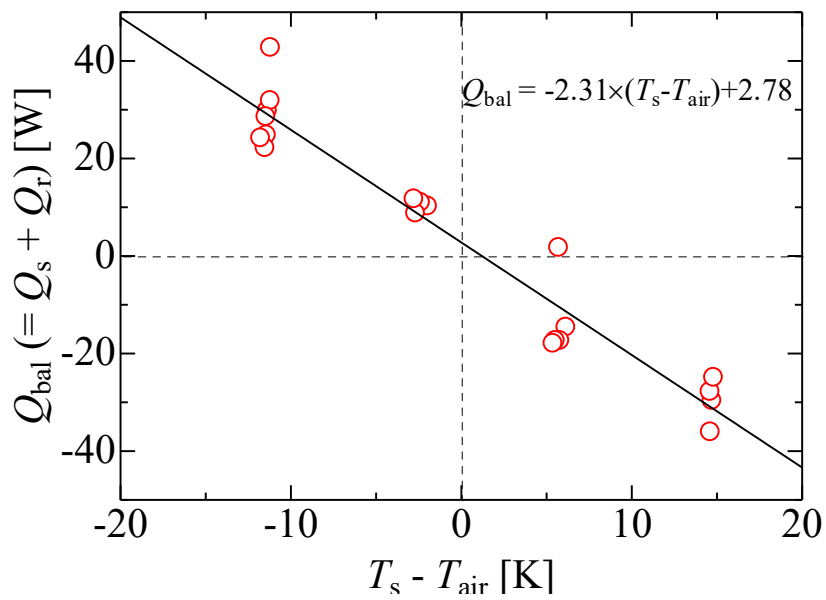
$$Q_{loss} = -0.74 \times (T_s - T_{air}) + 0.91 \quad (\text{付 4-3})$$

付表 4.1 テストセクションにおける単相熱伝達の実験条件

質量速度	G	kg/(m ² s)	50.32 ~ 229.72
テストセクション入口圧力	P_{in}	MPa	0.2977 ~ 0.5023
冷媒入口温度	T_{rin}	°C	10.77 ~ 57.27
熱源水入口温度	T_{sin}	°C	19.51 ~ 54.92
テストセクション周囲大気温度	T_{air}	°C	21.85 ~ 27.27



付図 4.1 テストセクションにおけるヒートバランスの結果



付図 4.2 テストセクションにおけるヒートロス・ゲイン