

フィン付き鉛直矩形流路内における低GWP冷媒の凝縮 熱伝達特性

大石, 祥平
九州大学大学院総合理工学府環境エネルギー工学専攻

<https://hdl.handle.net/2324/2558945>

出版情報 : 九州大学, 2018, 修士, 修士
バージョン :
権利関係 :



平成 30 年 度

修 士 論 文

フィン付き鉛直矩形流路内における
低 GWP 冷媒の凝縮熱伝達特性

九州大学大学院総合理工学府

環境エネルギー工学専攻

熱エネルギー変換システム学研究室

大 石 祥 平

指導教員 宮 崎 隆 彦

提出年月日 平成 31 年 2 月 6 日

目次

記号表.....	iv
第1章 序論.....	1
1.1 研究背景.....	1
1.2 従来研究.....	3
1.2.1 プレートフィン熱交換器に関する研究.....	3
1.2.2 新規冷媒に関する研究.....	4
1.3 本研究の目的および論文の構成.....	5
第2章 実験装置および実験方法	7
2.1 実験装置.....	7
2.1.1 実験装置の系統図.....	7
2.1.2 実験ループ.....	7
2.1.3 テストセクション.....	9
2.2 測定方法.....	18
2.2.1 冷媒圧力の測定.....	18
2.2.2 冷媒温度の測定.....	18
2.2.3 冷媒流路外壁温度の測定.....	19
2.2.4 冷却水温度の測定.....	19
2.2.5 熱流束の測定.....	19
2.2.6 冷媒流量の測定.....	20
2.2.7 冷却水流量の測定.....	20
2.3 実験方法.....	22
2.3.1 実験手順.....	22
2.3.2 実験条件.....	24
第3章 実験データの整理方法	25
3.1 熱収支.....	25
3.1.1 テストセクションにおける熱収支.....	25
3.1.2 過冷器における熱収支.....	25
3.2 テストセクション内における冷媒の状態量の算出.....	25
3.2.1 冷媒圧力分布の算出.....	25
3.2.2 冷媒比エンタルピの算出.....	26
3.2.3 冷媒温度の算出.....	32
3.2.4 クオリティの算出.....	32

3.3	凝縮熱伝達率の算出.....	32
3.3.1	投影面積基準の凝縮熱伝達率の算出.....	32
3.3.2	実面積基準の凝縮熱伝達率の算出.....	33
3.3.3	フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率の算出.....	33
3.4	測定の不確かさ.....	33
第4章	片面冷却方式における凝縮試験結果	34
4.1	実験データに関する取扱い.....	34
4.2	凝縮熱伝達特性に及ぼす冷媒飽和温度の影響.....	36
4.3	凝縮熱伝達特性に及ぼす壁面過冷度の影響.....	40
4.4	凝縮熱伝達特性に及ぼす冷媒質量速度の影響.....	44
4.5	凝縮熱伝達特性に及ぼす冷媒物性の影響.....	48
4.6	面積拡大率およびフィン効率を考慮した凝縮熱伝達特性.....	52
4.7	凝縮液の流動様相と凝縮熱伝達特性の関係性.....	56
第5章	両面冷却方式における凝縮試験結果	58
5.1	実験結果に関する取扱い.....	58
5.2	凝縮熱伝達特性に及ぼす冷媒飽和温度の影響.....	61
5.3	凝縮熱伝達特性に及ぼす壁面過冷度の影響.....	65
5.4	凝縮熱伝達特性に及ぼす冷媒質量速度の影響.....	69
5.5	凝縮熱伝達特性に及ぼす冷媒物性の影響.....	73
5.6	面積拡大率およびフィン効率を考慮した凝縮熱伝達特性.....	77
5.7	従来熱伝達率相関式との比較.....	81
第6章	片面および両面冷却方式における凝縮実験結果の比較	86
6.1	投影面積基準の凝縮熱伝達率による比較.....	86
6.2	実面積基準の凝縮熱伝達率による比較.....	90
6.3	フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率による比較.....	94
第7章	総括.....	99
	謝辞.....	102
	参考文献.....	103
付録 A	試験冷媒の物性表.....	105

付録 B	各機器における熱収支	106
B.1	過冷器放熱量検定	106
B.2	テストセクション放熱量検定	109
付録 C	フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率およびフィン効率の算出方法	111
付録 D	テストセクションおよび装置全体の圧力損失の検討	115

記号表

本論文中に使用する主な記号と添え字は以下の通りである.

記号

A	断面積	$[\text{m}^2]$
c_p	定圧比熱	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
d_h	相当直径	$[\text{mm}]$
E	出力電圧	$[\text{V}]$
g	重力加速度	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
G	質量速度	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}]$
Ga	ガリレオ数	$[-]$
h	比エンタルピ	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
H	フィン高さ	$[\text{mm}]$
L	セレートピッチ	$[\text{mm}]$
m	質量流量	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
P	圧力	$[\text{Pa}]$
p	フィンピッチ	$[\text{mm}]$
Pr	プラントル数	$[-]$
Q	熱量	$[\text{W}]$
Re	レイノルズ数	$[-]$
S	プレートフィンの周囲長さ	$[\text{mm}]$
T	温度	$[\text{°C}]$
t	フィン厚さ	$[\text{mm}]$
v	速度	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
x	クオリティ	$[-]$
α	熱伝達率	$[\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
δ	厚さ	$[\text{mm}]$
φ	補正係数	$[-]$
λ	熱伝導率	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
μ	粘度	$[\text{Pa} \cdot \text{s}]$
ν	動粘度	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
ρ	密度	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

η	面積拡大率	[-]
Φ	フィン効率	[-]

添え字

base	基底面
P	投影面積基準
fin	フィン効率を考慮
i	セクション番号
L	冷媒液
Ld	自由対流凝縮
loss	損失
MAX	最大
out	出口
R	冷媒
sat	飽和状態
sub	過冷器
subcool	過冷却
A	実面積基準
TS	テストセクション
V	冷媒蒸気
w	壁面
wi	内壁面
wo	外壁面

第1章 序論

1.1 研究背景

近年、経済発展や産業技術の高度化に伴い、地球温暖化やオゾン層の破壊、エネルギー資源の枯渇など地球規模の深刻な環境問題に直面している。そこで、家庭や産業等の分野を問わず環境問題への対応が迫られており、温室効果ガスの排出や一次エネルギーの消費量の削減など、これらの環境問題の解決に向けて国際的に取り組む必要がある。

中でも、日本において最終エネルギー消費量全体の4割強^[1]を占めている産業分野では、省エネルギー化やCO₂排出量削減が重要な課題となっている。そこで、産業分野では、エネルギーをより有効に利用するための手段として、エネルギー使用後の排熱の再利用が考えられている。現在工場では、他の工程に比して低温で行われる殺菌、濃縮、乾燥、蒸留工程で使用する蒸気においても120℃以上の温度が必要となっており、このような高温蒸気は主に化石燃料を用いたボイラにより供給されている。そのため、100℃程度の排熱が存在するが、その全てが利用可能ではなく、一定温度以下の排熱は廃棄されてしまう。この利用不可能な排熱は、ガス排熱については120℃以下、温水排熱については80℃以下と算定されており、利用可能な排熱量は年間で合計115560 TJ(2010年度)と推計されている^[2]。そこで、この膨大な排熱を全量あるいは一部でも再利用することができれば、省エネルギー化およびCO₂排出量の削減が実現できる。その解決策として期待されるのがヒートポンプ技術である。ヒートポンプは低温熱源から高温熱源に熱を移動させる技術であり、投入仕事の数倍の熱を移動することができる省エネルギー技術である。そこで、先程示したような排熱をヒートポンプにより回収し、利用可能な温度まで昇温することにより、未利用排熱を削減することができる。

このような背景から、工場排熱から熱エネルギーを回収し、高温蒸気をヒートポンプシステムで生成する技術や、高温蒸気供給時におけるヒートポンプ性能の高効率技術が開発されてきており、現在120℃の高温蒸気を供給できるヒートポンプも商品化されている。

近年、産業分野においては、現行の商品化されたヒートポンプの最高温度である120℃以上の、160℃から200℃近傍の熱需要も高まってきている。しかしながら、このような高温蒸気を提供できるヒートポンプを実現するには、熱交換技術や圧縮機技術の向上などの課題が多数残っている。

一方で、冷凍空調分野やヒートポンプ分野においては、従来CFC(Chloro-Fluoro-Carbon)系フロン冷媒が冷媒として優れた特性を有するため使用されてきた。しかしながら、このCFC系フロン冷媒はオゾン層破壊の原因物質であることが判明し、1987年に採択されたモントリオール議定書によりCFC系フロン冷媒の規制が開始され、1995年には製造が禁止されたこと

で、現在では先進国および途上国ともにほぼ全廃されている。また、オゾン層破壊係数が比較的小さい HCFC(Hydro-Chloro-Fluoro-Carbon)系フロン冷媒に関しても同様の理由から段階的に規制が始まっており、原則として先進国では 2020 年、途上国では 2030 年までに全廃が予定されている。このような背景の中で、これらのフロン系冷媒の代替冷媒として、オゾン層破壊因子である塩素を含まない HFC(Hydro-Fluoro-Carbon)系代替フロン冷媒の開発や、それを用いた冷凍空調機器の開発が精力的に行われてきた。しかしながら、この HFC 系代替フロン冷媒に関しても、温室効果が高いという課題に直面し、地球温暖化を抑制するために、1997 年に採択された京都議定書により排出抑制の対象となっている。さらに、2016 年にはパリ協定の発効およびモントリオール議定書の改正(キガリ改正)により、日本を含む先進国は、2019 年から HFC 系代替フロン冷媒の削減を開始し、2036 年までに HFC 系代替フロン冷媒の生産量の 85 %を段階的に削減していくことが義務付けられた。そこで、日本では 2019 年 1 月のキガリ改正発効に間に合う形で、国内での新たな HFC 系冷媒の規制を開始するため、オゾン層保護法について、HFC 系冷媒を規制対象に追加する改正が行われた。改正オゾン層保護法においては、従来のオゾン層破壊物質についての措置と同様に、HFC 系冷媒の製造および輸入を規制する等の措置が取られることとされている。そのため、今後はオゾン層破壊物質を含まないだけでなく地球温暖化係数の低い冷媒の開発およびそれを用いた冷凍空調機器の開発が求められている。このような冷媒の代替候補として、もともと自然界に存在する二酸化炭素、アンモニア、炭化水素等の自然冷媒への関心が高まった。これらの自然冷媒は温室効果が非常に小さいが、サイクル性能および安全性などの観点から、家庭用給湯器や産業用冷凍機などの限られた一部の環境での適用にとどまっている。

このような状況の中で、近年、地球温暖化係数が非常に小さくオゾン層破壊係数が零の環境負荷の小さい HFO(Hydro-Fluoro-Olefin)系の冷媒 HFO-1234yf, HFO-1234ze(E)および HFO-1234ze(Z)などの新冷媒の開発が進んでいる。HFO 系冷媒はその構造に炭素の二重結合を持っており、大気寿命が短いため、地球温暖化への影響が比較的小さいと考えられている。また、塩素を含むが、HFO 系冷媒と同様に大気寿命が短いため、オゾン層破壊効果が無視できるほど小さいと国際的に見なされている HCFO(Hydro-Chloro-Fluoro-Olefin)系冷媒の HCFO-1233zd(E)などの冷媒も注目を集めている。その中でも、HFO-1234ze(Z)や HCFO-1233zd(E)は他の新規開発冷媒に比して、高い標準沸点および臨界温度を有しているため、より高温下での作動に適していると考えられている。しかしながら、HFO 系および HCFO 系冷媒の使用およびそれらを用いた冷凍空調機器の開発を進める上では、それらの化学的性質、熱物性および熱伝達率などの正確な把握が課題として残っている。

1.2 従来研究

本研究は、鉛直に設置されたセレート型プレートフィン凝縮器内における新規代替冷媒候補である HCFO-1233zd(E)の凝縮熱伝達特性を把握するための実験を行った。したがって、プレートフィン熱交換器および新規代替冷媒に関する従来研究を紹介する。

1.2.1 プレートフィン熱交換器に関する研究

Shohtani^[3]は、セレートフィンおよびプレーンフィンを挿入した鉛直対向流型プレートフィン熱交換器内での CFC 系冷媒 R11 および R12, 混合冷媒 90 mol%R11 / 10 mol%R12 および混合冷媒 80 mol%R11 / 20 mol%R12 の熱伝達特性について実験的に検討し、圧力損失は Lockhart-Martinelli^[4]相関とよく一致することを示した。また、純冷媒に対して混合冷媒の熱伝達率が減少する割合は小さく、セレートフィンの熱伝達率は、Boyko-Krushinlin^[5]の式で表せることを示した。

Mitsuda^[6]らは、セレートフィンおよびパーホレイトフィンを挿入した水平対向流型プレートフィン熱交換器内での HCFC 系冷媒 R22 と CFC 系冷媒 R114 の混合冷媒 88 mol%R22 / 22 mol%R114(セレート), CFC 系冷媒 R12 と R114 の混合冷媒 80 mol%R12 / 20 mol%R114(パーホレイト)および純冷媒 R22(パーホレイト)の熱伝達特性について実験的に検討し、混合冷媒の熱伝達率は純冷媒に比して低いことを示した。

Wieting^[7]は、22 種類のセレートフィンにおける空気または気体の熱伝達率および摩擦係数の実験結果から、セレートフィンにおける熱伝達率および摩擦係数に関するフィン形状パラメータに依存した無次元式を示した。また、無次元式を用いて、フィン形状パラメータの影響を評価し、層流レイノルズ数の範囲内ではフィン高さおよびフィンピッチの比が、乱流レイノルズ数の範囲では相当直径およびフィン厚さの比がそれぞれ重要なパラメータであることを示した。

Ramana^[8]らは、R134a を用いてアルミニウムプレートフィン熱交換器での冷媒飽和温度 34 ~ 44 °C, 冷媒質量速度 16 ~ 46 kg・m⁻²・s⁻¹における熱交換器全体での熱伝達率および圧力損失を実験的に求めた。冷媒質量速度の増加に伴い熱伝達率および圧力損失は大きくなり、冷媒質量速度 22 kg・m⁻²・s⁻¹ 以下では冷媒飽和温度の影響は少ないことを示した。

松元^[9]は、セレート型プレートフィン凝縮器のフィン形状を簡略化し、フィン付き鉛直矩形流路として取扱い、伝熱面上での純冷媒の層流凝縮熱伝達について理論解析を行い、フィン形状および寸法が凝縮熱伝達に及ぼす影響を検討し、凝縮熱伝達特性を簡潔に示すフィン形状パラメータを中心とした無次元相関式を提案した。

Gopin ら^[10]は、R12, R22 および R142 の 3 つの純冷媒を用いてセレート型プレートフィン凝縮器内の伝熱特性について実験を行った。不連続なセレートフィンの構造が存在すること

により、凝縮液膜が破壊され、薄くなるため、液膜の熱抵抗も減少すると考察し、予測式を提案した。

そのほか、屋良ら^[11]は、鉛直に設置されたプレートフィン熱交換器内上方より、純冷媒 R22 および R134a、並びに二成分混合冷媒 R22 / R114 を導入する場合の凝縮および蒸発実験を行い、局所の伝熱特性を検討した。純冷媒の局所凝縮熱伝達率は質量速度の影響をほとんど受けて、鉛直平滑管内の自由対流凝縮の半実験式—Dilao の式^[12]と同様な傾向を示し、これを 2.1 倍した式で近似できると報告した。

1.2.2 新規冷媒に関する研究

Nagata ら^[13]は、HFO-1234ze(E)、HFO-1234ze(Z)および HCFO-1233zd(E)の HFO 系冷媒の水平平滑管銅管上における自由対流凝縮およびプール沸騰熱伝達特性の測定を行った。そして、HFO 系の冷媒の凝縮熱伝達率の実験結果と理論式を比較すると、HFO-1234ze(E)や HFO-1234ze(Z)と理論値との偏差は±10 %に収まるが、HCFO-1233zd(E)は 25 %程度になり、これは、HCFO-1233zd(E)の輸送物性値に対する推定誤差によると報告した。

Giovanni ら^[14]は、HFO-1234ze(Z)を用いてプレート熱交換器内での伝熱特性および圧力損失を把握するための実験的研究を行った。そして、HFO-1234ze(Z)の熱伝達特性は R245fa, R134a, R600a および HFO-1234ze(E)より優れていると報告した。

Fukuda ら^[15]は、HFO 系冷媒 HFO-1234ze(E)および HFO-1234ze(Z)を実験的および数値的に評価し、熱力学的には臨界温度より 20 K 程度低い凝縮温度における COP が最大になることを示した。また、従来の冷媒に比して標準沸点および臨界温度が非常に高いため、一般的な空調には適さないが、高温環境下での使用に適していると報告した。

1.3 本研究の目的および論文の構成

産業分野では、エネルギーを有効に利用するための手段として、エネルギー使用後の排熱の再利用が考えられる。そこで、排熱を有効利用する手段の一つとして、排熱から有益な高温熱源を産み出すことが可能な高温ヒートポンプの開発が注目されている。このような高温ヒートポンプを開発するためには、高温下において使用できる高性能な熱交換器や GWP(Global-Warming-Potential, 地球温暖化係数)の値が低く、ODP(Ozone-Depletion-Potential, オゾン層破壊係数)が零の環境負荷の小さい冷媒が必要となる。そこで、高性能で耐熱性が高い熱交換器として期待されているのがプレートフィン熱交換器である。プレートフィン熱交換器は、ステンレス製でプレートとフィンの接合方法にブレージング加工が施してあるため、高強度で耐熱性が高い。加えて投影面積に対しての面積拡大率が大きく、水力相当直径が小さいため、伝熱効率が高いといった利点があり、高温ヒートポンプの凝縮器に適していると考えられる。また、高温下で使用できる環境負荷の小さい冷媒としては、HFO系および HCFO 系の冷媒が注目されている。その中でも、HFO-1234ze(Z)および HCFO-1233zd(E)は、臨界温度がそれぞれ 150.12 °C および 166.45 °C と高いため、高温状況での作動に適していると考えられる。しかしながら、上記で紹介した文献のように、プレートフィン熱交換器に関する従来研究は蒸気あるいは液単相流を対象としたものが多く、気液二相流に関する研究はほぼ見当たらない。また、新規代替冷媒候補である HFO-1234ze(Z)および HCFO-1233zd(E)に関する研究も僅かであるため、高温状況下においてプレートフィン熱交換器を流れる HFO-1234ze(Z)および HCFO-1233zd(E)の凝縮熱伝達特性は解明されていない。

以上のような背景のもと、本研究では 80 °C から 100 °C 程度の排熱から、160 °C から 200 °C 程度の熱源を供給する高温ヒートポンプ技術の開発のための基礎研究として、さらには高温ヒートポンプに使用する凝縮器の設計指針を得るため、160 °C 以上の高温状況下で利用できるプレートフィン熱交換器内を鉛直下向きに流れる HCFO-1233zd(E)の凝縮伝熱試験を行い、凝縮熱伝達特性の実験的解明を試みた。また、以前本研究グループが行った、HFO-1234ze(Z)の凝縮伝熱試験結果との比較を行うことで、冷媒の物性が凝縮熱伝達特性に及ぼす影響の把握も試みた。

本論文は本章を含め、全7章から構成される。以下に各章の内容を示す。

第1章では、産業分野においてヒートポンプ技術を用いた省エネルギー化に向けての取り組みの現状や、地球温暖化の対策として新規冷媒の開発の取り組み、ならびにプレートフィン熱交換器および新規冷媒に関する従来研究を紹介し、本研究の意義及び目的を示した。

第2章では、本研究で用いた実験装置、実験方法および測定機器の精度についてまとめた。

第3章では、実験で得られたデータから熱収支および冷媒の状態量を求め、熱伝達率を求めるまでのデータ整理方法についてまとめた。

第4章では、HCFO-1233zd(E)を用いたフィン付き鉛直矩形流路内でのセレートフィンにおける片面冷却凝縮実験において、冷媒飽和温度、冷媒質量速度および壁面過冷度の条件がそれぞれ熱伝達特性に及ぼす影響について考察を行った。また、面積拡大率およびフィン効率を考慮した熱伝達特性について考察を行い、セレートフィンにおける凝縮液流動様相の可視化することで凝縮液流動様相と熱伝達特性の関連性について考察を行った。

第5章では、HCFO-1233zd(E)を用いたフィン付き鉛直矩形流路内でのセレートフィンにおける両面冷却凝縮実験において、冷媒飽和温度、冷媒質量速度および壁面過冷度の条件がそれぞれ熱伝達特性に及ぼす影響について実験データから考察を行った。また、面積拡大率およびフィン効率を考慮した熱伝達特性について考察を行った。さらに、HCFO-1233zd(E)およびHFO-1234ze(Z)を用いた場合の実験結果を比較することにより、冷媒物性が凝縮熱伝達特性に及ぼす影響を考察した。

第6章では、HCFO-1233zd(E)を用いた鉛直矩形流路内でのセレートフィンにおける凝縮実験において、片面冷却および両面冷却における実験結果を比較することで冷却方法が熱伝達特性に及ぼす影響について考察を行った。

第7章では、本論文の結論をまとめ、総括した。

第 2 章 実験装置および実験方法

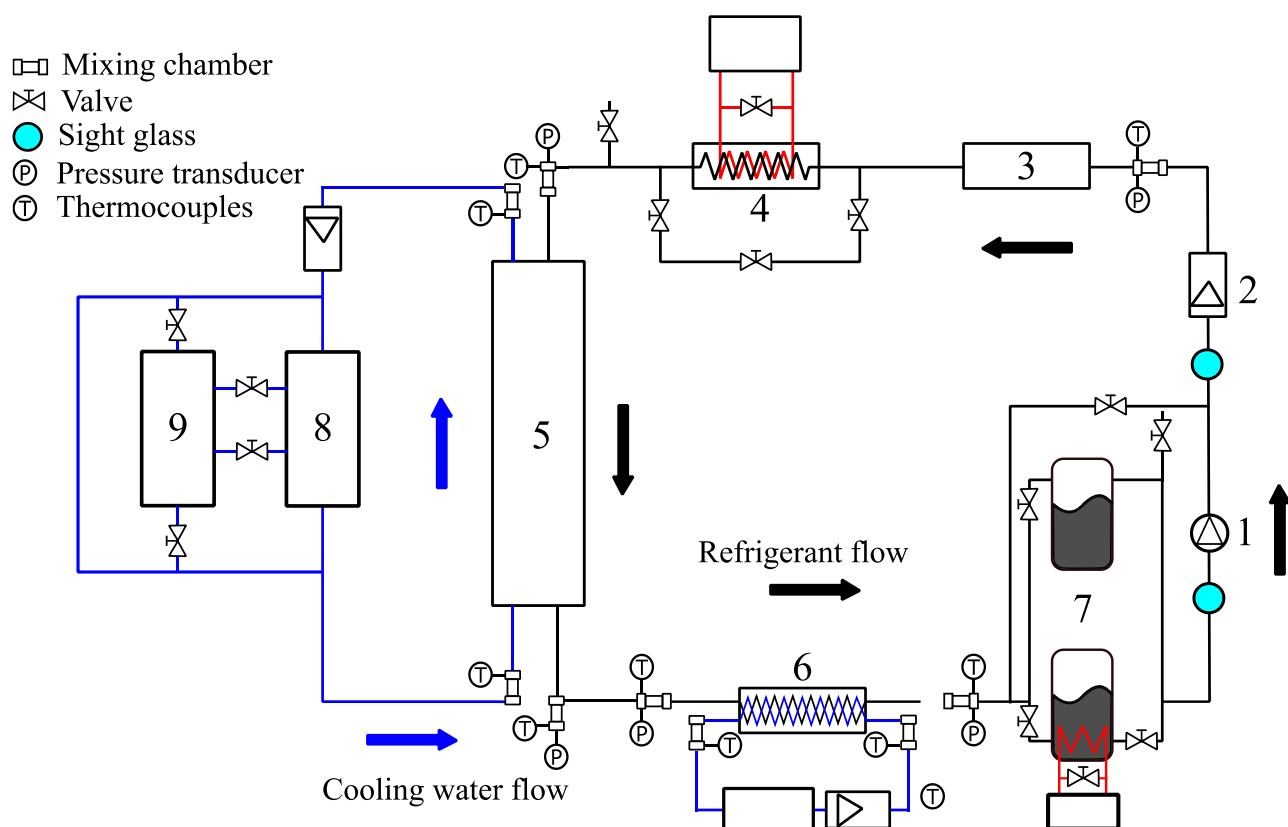
2.1 実験装置

2.1.1 実験装置の系統図

Fig.2.1 に本実験装置の系統図を示す．実験装置はテストセクションを介し，冷媒の流れる実験ループおよび冷却水の流れる冷却水ループから構成されている．実験ループおよび冷却水ループは共にポンプによる強制循環ループであり，循環流量を測定するために質量流量計を各ループに設けている．冷媒は実験ループ内において電気加熱式予熱器(3)，熱交換器(予熱器(4)および過冷器(6))および液溜(7)にて所定の圧力，温度およびクオリティに加熱または冷却される．ここで，予熱器(4)は対向流式熱交換器であり，その熱源流体であるシリコンオイルの温度は，接続された恒温槽(LAUDA 製，XT550)により制御する．また，過冷器(6)は二重管対向流式熱交換器であり，熱源流体である水の温度は，接続された恒温槽(LAUDA 製，VC3000)を用いて制御し，液溜(7)の温度は，接続した恒温槽(LAUDA 製，XT550)により温度制御されたシリコンオイルを液溜内の銅管に流して制御する．一方で，冷却水ループ内の冷却水の温度は，2 つの恒温槽により制御している．冷却水の温度が 80°C 以下の条件では恒温槽(8)(LAUDA 製，VC7000)を使用し，それ以上の温度条件では 160°C までの加圧水を供給することが可能な恒温槽(9)(KAWATA 製，TWF-05006HHKN/B)を使用する．過冷器(6)での冷却水の熱交換量を把握するため，冷却水の温度を測定する混合室を，過冷器冷却水循環回路の前後 2 か所に設置した．また，冷却水ループにおいても，冷却水の温度を測定するために，混合室をテストセクションの入口および出口に設けた．

2.1.2 実験ループ

Fig.2.1 に示す実験ループについての詳細を記述する．液溜(7)にある液単相状態の冷媒は，ポンプ(1)により吐出され，質量流量計(2)を通り，電気加熱式予熱器(3)およびシリコンオイルを熱源とする予熱器(4)に流れる．これらの予熱器において，冷媒は段階的に加熱され，部分的または完全に蒸発し，気液二相または過熱蒸気単相状態となる．冷媒は所定の圧力，温度およびクオリティに調整されたのち，テストセクション(5)に流入する．テストセクション内で冷媒は冷却水により冷却され，蒸気成分は凝縮する．その後，過冷器(6)においてさらに冷却され，完全に液単相状態となり，液溜(7)に戻る．実験ループにおいて，絶対圧力計および K-type シース熱電対により冷媒の圧力および温度を測定するために，ポンプ出口，テストセクション前後および過冷器前後の計 5 か所に混合室を設置した．また，冷媒が液単相状態でポンプを流れていることを確認するために，ポンプ前後の計 2 か所にサイトグラスを設置した．



- | | | |
|----------------------|--------------------|------------------------|
| 1. Pump | 2. Mass flow meter | 3. Electric pre-heater |
| 4. Liquid pre-heater | 5. Test section | 6. Sub-cooler |
| 7. Liquid receiver | 8. Sub-cooler | 9. Pre-heater |

Fig.2.1 実験装置の系統図

2.1.3 テストセクション

本節では、テストセクションの概略およびテストセクション内のフィン形状について記述する。

本来プレートフィン熱交換器は、冷媒流路の両面から冷却面によって冷却される。しかしながら、従来研究の節で述べたとおり、プレートフィン熱交換器内で冷媒の気液二相流凝縮を対象とした研究は見当たらず、熱交換器内での冷媒の流動様相に関しても把握されていない。そのため、本研究では、実機と同様の形状であるテストセクション(両面冷却方式)に加えて、凝縮液の流動様相を可視化できるテストセクション(片面冷却方式)を用いて実験を行った。

片面冷却方式

Fig.2.2 に片面冷却方式におけるテストセクションの側面概略図および Fig.2.3 に冷媒流路の正面写真を示す。テストセクションは主に冷媒流路と冷却水流路から構成される。

冷媒流路内部および冷却水流路内部にはフィンが組み込まれており、冷媒は流路内のフィン内部を鉛直下向きに流れている。本テストセクションでは、冷媒流路は背面の冷却水流路からのみ冷却されており、冷却水は流路内のフィン内部を鉛直上向きに流れている。

冷媒流路の幅は 100 mm であり、有効伝熱長さは 400 mm である。冷媒流路と冷却水流路の間には、Fig.2.4 に示す熱流束センサが挿入されており、計 8 区間でそれぞれ平均熱流束を測定している。Fig.2.4 に示す通り、熱流束センサには 1 枚につき測定部が 2 か所あり、計 4 枚で 8 区間の熱流束を測定する。

また、熱流束センサ測定箇所を中心部における冷媒流路外壁温度を測定するために、8 本の K-type シース熱電対を冷媒流路背面に設けた幅 1.1 mm、深さ 1.0 mm の溝に挿入した。

絶対圧力計を用いて冷媒流路内の圧力を測定するために、冷媒流路の前面の計 6 か所に圧力ポートを設置した。また、冷媒流路内を流れる冷媒の流動様相を観察するために、冷媒流路の前面の 2 か所に可視化部を設けた。

また、冷媒流路において、Fig.2.5 に示すように、入口および出口付近 50 mm では第 2.1.3 項で後述するセレートフィンを横向きに設置し、冷媒が均等に分配されるようにしている。

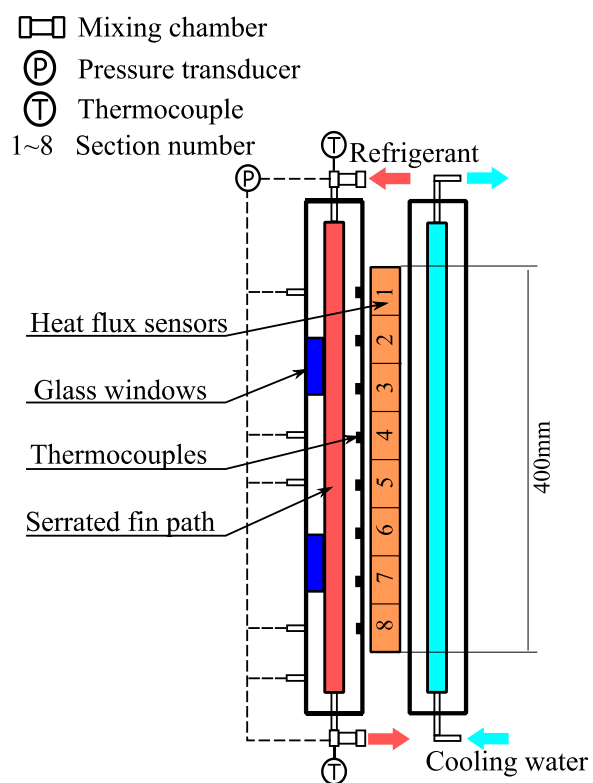


Fig.2.2 テストセクション側面概略図(片面冷却方式)

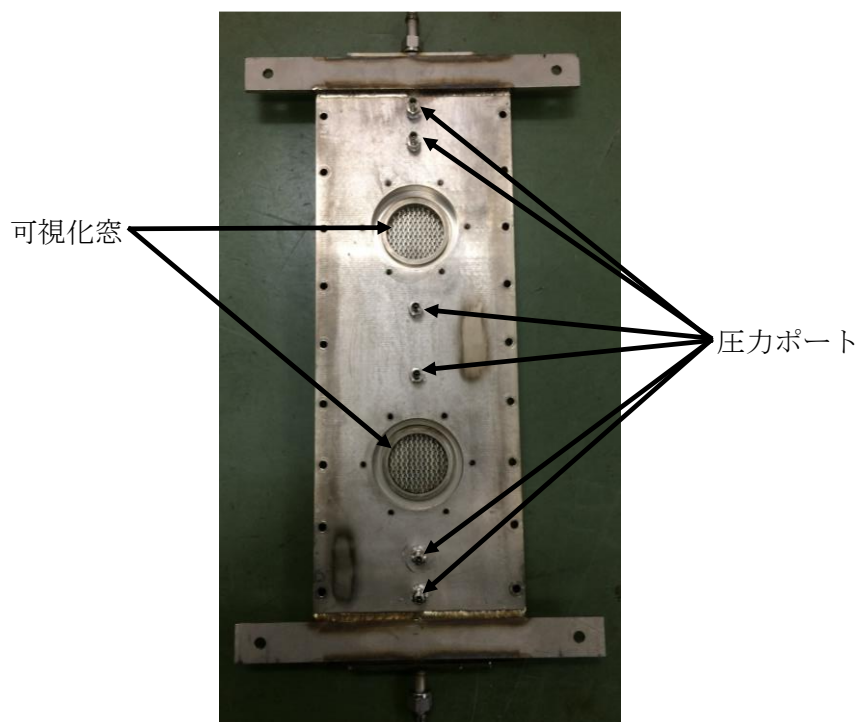


Fig.2.3 テストセクション正面写真(片面冷却方式)

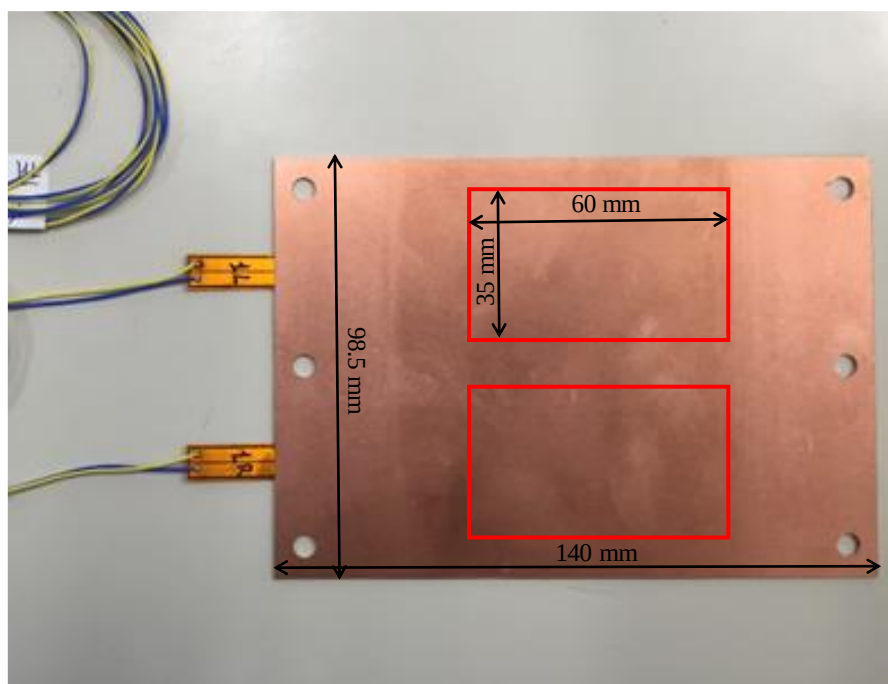


Fig.2.4 熱流束センサ(HF-98.5-140-10B, CAPTEC 社製)

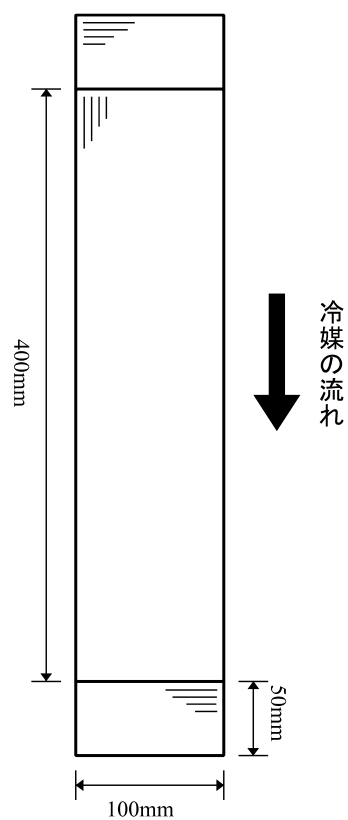


Fig.2.5 冷媒流路内フィン配置

両面冷却方式

Fig.2.6 に両面冷却方式におけるテストセクションの側面概略図および Fig.2.7 および Fig.2.8 に冷媒流路および冷却水流路の正面写真を示す。テストセクションは主に冷媒流路と 2 つの冷却水流路から構成される。

冷媒流路内部および冷却水流路内部にはフィンが組み込まれており、冷媒は流路内のフィン内部を鉛直下向きに流れている。本テストセクションでは、冷媒流路は前面および背面の冷却水流路からのみ冷却されており、冷却水は前面および背面共に流路内のフィン内部を鉛直上向きに流れている。

冷媒流路の幅は 100 mm であり、有効伝熱長さは 400 mm である。冷媒流路と冷却水流路の間には、Fig.2.9 に示す熱流束センサが挿入されており、前面および背面においてそれぞれ 8 区間ずつ計 16 区間で平均熱流束を測定している。Fig.2.9 に示す通り、熱流束センサには 1 枚につき測定部が 1 か所あり、前面および背面それぞれ 8 枚ずつ計 16 枚で 16 区間の熱流束を測定する。また、熱流束センサ測定箇所を中心部における冷媒流路外壁温度を測定するために、8 本の K-type シース熱電対を冷媒流路背面に設けた幅 1.1 mm、深さ 1.0 mm の溝に挿入した。

絶対圧力計を用いて冷媒流路内の圧力を測定するために、冷媒流路の入口および出口に圧力ポートを計 2 か所に設置した。

また、冷媒流路において、Fig.2.5 に示すように、入口および出口付近 50 mm では第 2.1.3 項で後述するセレートフィンを横向きに設置し、冷媒が均等に分配されるようにしている。

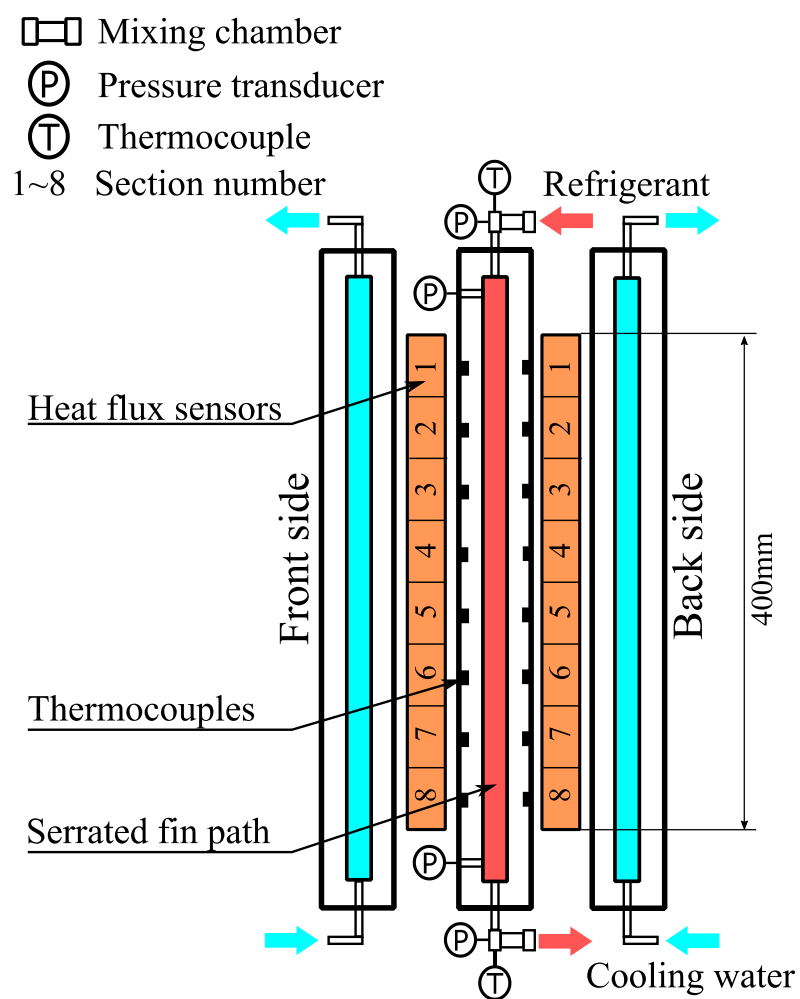


Fig.2.6 テストセクション側面概略図(両面冷却方式)



Fig.2.7 テストセクション冷媒流路写真(両面冷却方式)



Fig.2.8 テストセクション冷却水流路写真(両面冷却方式)

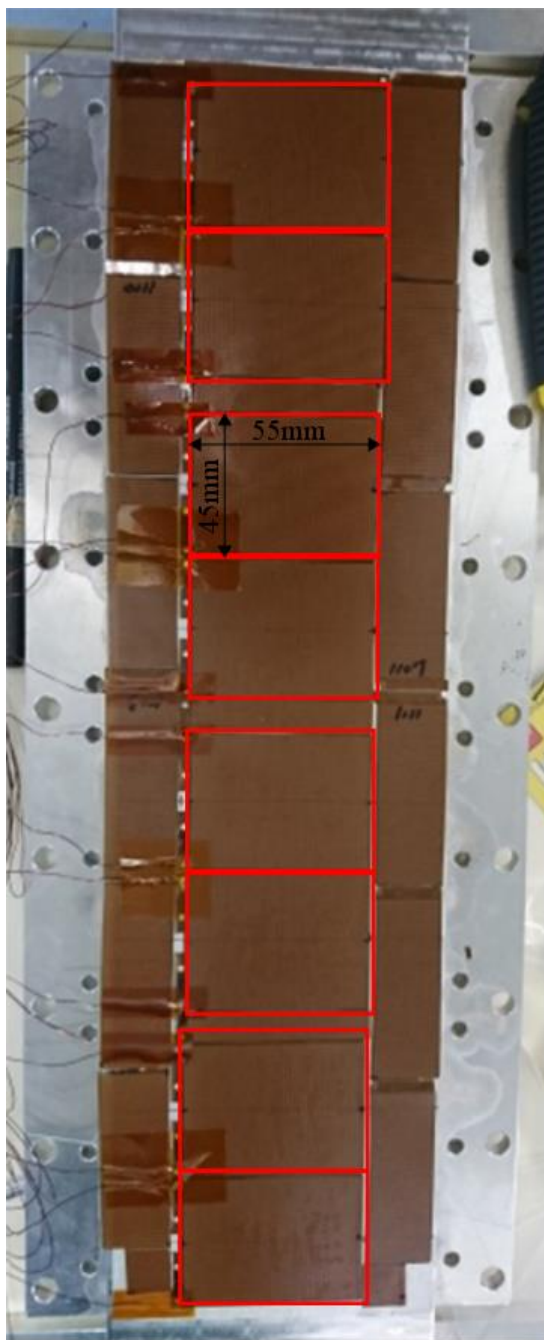


Fig.2.9 熱流束センサ(RAFESPA, DENSO 社製)

フィン形状

本研究では，テストセクション内冷媒流路および冷却水流路内には，Fig.2.10 に示すようなセレートフィンを用いている．セレートフィンとは，フィンが流れ方向に対して半ピッチずつずれた構造をしており，この構造により温度境界層が破壊されるため，特に単相流に対しては高い伝熱性能を示すとされている．また，Table 2.1 に冷媒流路と冷却水流路に使用しているセレートフィンの寸法を示す．セレートフィンは住友精密工業(株)製であり，材質はステンレス(SUS316L)である．

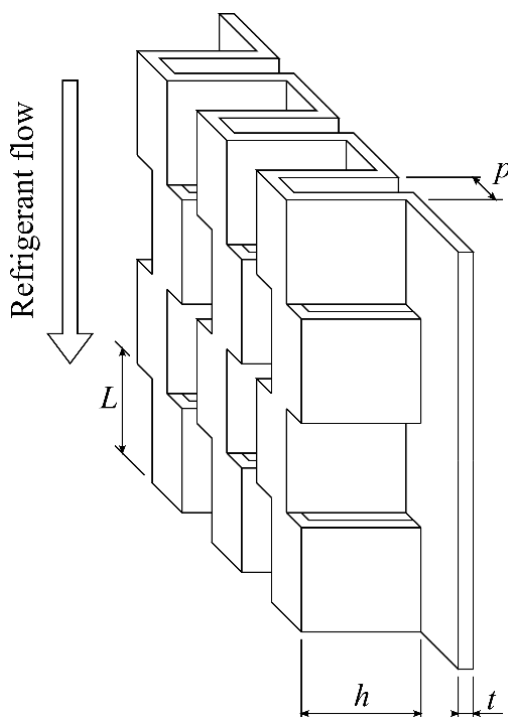


Fig.2.10 セレートフィンの概略図

Table 2.1 フィン寸法

		冷媒側 片面冷却方式	冷媒側 両面冷却方式	冷却水側
フィン高さ	H [mm]	3.200	3.200	5.080
フィンピッチ	p [mm]	2.117	2.117	1.954
フィン厚さ	t [mm]	0.203	0.203	0.203
セレートピッチ	L [mm]	3.175	3.175	3.175
面積拡大率	η [mm]	3.86	2.38	4.09
相当直径	d_h [mm]	2.34	2.34	2.57

本実験に使用したプレートフィン熱交換器の水力相当直径 d_h [m] は、次式により定義される。

$$d_h = \frac{4 \times S}{A} \quad (2-1)$$

ここに、 A はフィンの断面積[m²]であり、 S は周囲長さ[m]である。

面積拡大率は、Table 2.1 のパラメータを用いて、片面冷却方式と両面冷却方式でそれぞれ次のように定義される。

(A) 片面冷却方式の場合

片面冷却方式の場合の面積拡大率は次式により定義される。

$$\eta = \frac{[(H-t) \times 4 + (p-t) \times 2] \times L + [(H-t) \times 2 + (p-t)] \times t}{2 \times p \times L} \quad (2-2)$$

なお、面積拡大率は Fig 2.11 に示す伝熱面の面積を底面部の面積で除した値であり、片面冷却方式の場合上面が断熱面であるため、フィンの上面を伝熱面から除外している。

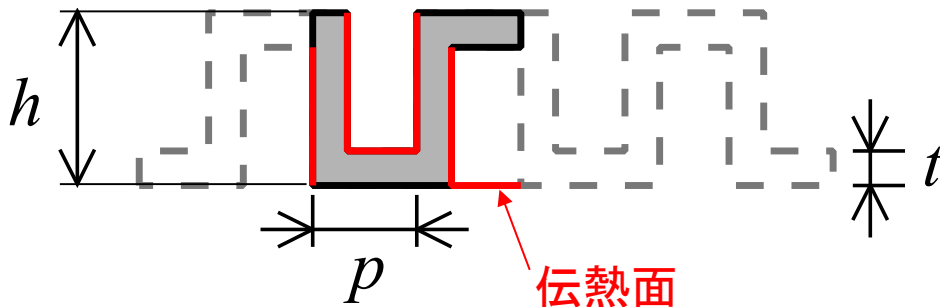


Fig 2.11 面積拡大率計算モデル(片面冷却方式)

(B) 両面冷却方式の場合

両面冷却方式の場合の面積拡大率は次式により定義される。

$$\eta = \frac{[(H-t) \times 4 + (p-t) \times 4] \times L + [(H-t) \times 2 + (p-t)] \times t}{4 \times p \times L} \quad (2-3)$$

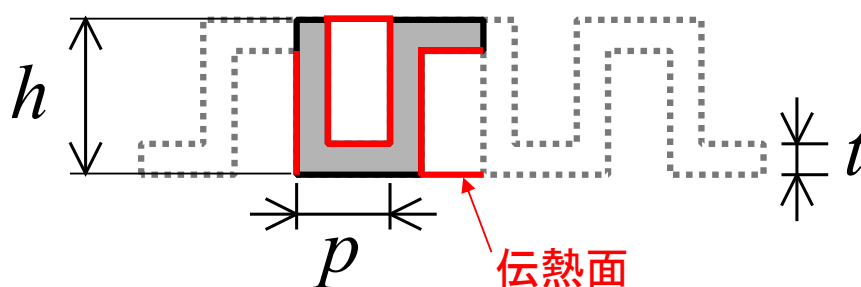


Fig 2.12 面積拡大率計算モデル(両面冷却方式)

2.2 測定方法

本節では，冷媒圧力，冷媒温度，冷媒流路外壁温度，冷却水温度，熱流束，冷媒および冷却水流量の測定方法およびそれらの測定に用いるセンサの精度について記述する．また，Table 2.2 に本研究で使用する各種センサおよびそれらの測定精度を示す．

2.2.1 冷媒圧力の測定

冷媒圧力は，電気加熱式予熱器前，テストセクション冷媒流路前後および過冷器前後に設置した混合室，ならびに，片面冷却方式の場合はテストセクション冷媒流路前面にある 6 か所の圧力ポートにおいて，フルスケール 2 MPa および 5 MPa の絶対圧力計((株)共和電業製，PHS-B-2M，PHS-B-5M)により測定する．また，テストセクションな入口および出口付近に設けた圧力ポートにおいて，フルスケール 5 MPa の絶対圧力計((株)共和電業製，PHS-B-2M)により測定する．

各絶対圧力計は，Paroscientific 社製圧力センサ 42-101 および表示器 735 を用いて，0 MPa からフルスケールの範囲で検定を行い，圧力計の出力電圧と圧力の関係を求めた．なお，検定誤差は，2 MPa および 5 MPa の圧力計において，それぞれ ± 0.3 kPa および ± 0.8 kPa である．

2.2.2 冷媒温度の測定

冷媒温度は，電気加熱式予熱器前，テストセクション冷媒流路前後および過冷器前後に設置した混合室において，シース径 1.0 mm の K-type シース熱電対を用いて測定する．冷媒温度の測定に用いる K-type シース熱電対は，1990 年国際温度目盛(ITS-90)に準じる標準温度計を用いて 30 °C から 190 °C の温度範囲で，10 °C 毎に温度を上昇させ，検定を行い，熱起電力と温度の関係式を求めた．なお，検定誤差は ± 0.08 K である．

2.2.3 冷媒流路外壁温度の測定

冷媒流路外壁温度は、テストセクション内の冷媒流路に設けた溝に挿入した直径 1.0 mm の K-type シース熱電対を用いて測定する。冷媒流路外壁温度の測定に用いる K-type シース熱電対は、冷媒温度の測定に用いた K-type シース熱電対と同様に、ITS-90 に準じる標準温度計を用いて 30 °C から 190 °C の温度範囲で、10 °C 毎に温度を上昇させ、検定を行った。

2.2.4 冷却水温度の測定

冷却水温度は、テストセクション冷却水流路前後および過冷器の前後に設けた混合室において、白金測温抵抗体を用いて測定する。冷却水温度の測定に用いた白金測温抵抗体は、ITS-90 に準じる標準温度計を用いて 30 °C から 190 °C の温度範囲で、10 °C 毎に温度を上昇させ、検定を行い、熱起電力と温度の関係式を求めた。なお、検定誤差は ± 0.03 K である。

2.2.5 熱流束の測定

テストセクションにおいて冷媒から冷却水に伝わる熱流束は、冷媒流路と冷却水流路の間に挿入した熱流束センサにより測定する。なお、冷却方式の違いにより、使用した熱流束センサが異なるため、それぞれ記載する。

片面冷却方式の場合

使用する熱流束センサは CAPTEC 社製、HF-98.5-140-10B であり、Fig 2.4 に示す。また、熱流束センサは Fig 2.4 に示したように、1 枚あたり幅 140 mm、長さ 98.5 mm であり、1 枚につき 2 か所で熱流束を測定する。なお、測定部は 1 か所あたり幅 55 mm、長さ 45 mm である。

熱流束の測定に用いた熱流束センサは、電気ヒータを用いて、0 W から 170 W の範囲で検定を行い、熱流束センサの出力電圧と熱流束の関係を求めた。なお、検定誤差は測定値の $\pm 1\%$ RS である。

両面冷却方式の場合

使用する熱流束センサは DENSO 社製、RAFESPA であり、Fig 2.9 に示す。また、熱流束センサは Fig 2.9 に示したように、1 枚あたり幅 55 mm、長さ 45 mm であり、1 枚につき 1 か所で熱流束を測定する。

熱流束の測定に用いた熱流束センサは、電気ヒータを用いて、 $0\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ から $10\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ の範囲で検定を行い、熱流束センサの出力電圧と熱流束の関係を求めた。なお、検定誤差は測定値の $\pm 2\%$ RS である。

2.2.6 冷媒流量の測定

冷媒流量は、コリオリ式質量流量計(オーバル社製, CA003L21SA22BA110)により測定する。冷媒流路を流れる冷媒の質量速度は以下の式で算出する。

$$G = \frac{m}{A_{TS}} \quad (2-4)$$

式(2-4)中の G は質量速度 [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$], m は質量流量 [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] および A_{TS} はテストセクション内冷媒流路断面積 [m^2] である。また、質量流量 m は以下の式から算出する。

$$m = m_{\text{MAX}} \times \frac{(E - 1)}{4} \quad (2-5)$$

式(2-5)中の m_{MAX} は質量流量計のフルスケール, E は流量計の出力電圧である。なお, 使用した質量流量計は, 無負荷時に 1 V, フルスケール時に 5 V を出力する。また, 質量流量計の保証流量範囲は, $1 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ から $100 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ であり, 測定精度は $\pm 0.1\% \pm \frac{0.0018}{m} \times 100\%$ である。ここで m は測定時の流量値である。

2.2.7 冷却水流量の測定

冷却水流量は、コリオリ式質量流量計(オーバル社製, CA003L21SA22BA110)により測定する。冷却水流路を流れる冷却水の質量速度は以下の式で算出する。

$$m = m_{\text{MAX}} \times \frac{(E - 1)}{4} \quad (2-6)$$

式(2-5)中の m_{MAX} は質量流量計のフルスケール, E は流量計の出力電圧である。なお, 使用した質量流量計は, 無負荷時に 1 V, フルスケール時に 5 V を出力する。また, 質量流量計の保証流量範囲は, $3.6 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ から $360 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ であり, 測定精度は $\pm 0.1\% \pm \frac{0.0036}{m} \times 100\%$ である。ここで m は測定時の流量値である。

Table 2.2 測定機器の測定精度

測定対象	測定機器	測定精度
冷媒圧力	圧力変換器 PHS-B-2M PHS-B-5M (株)共和電業	$\pm 0.03 \text{ kPa}$ $\pm 0.08 \text{ kPa}$
冷媒流路混合室温度	K-type シース熱電対	$\pm 0.08 \text{ K}$
冷媒流路外壁温度	K-type シース熱電対	$\pm 0.08 \text{ K}$
冷却流路混合室温度	白金測温抵抗体	$\pm 0.03 \text{ K}$
熱流束	熱流束センサ HF-98.5-130-10B CAPTEC 社	$\pm 1 \%$
	熱流束センサ RAFESPA DENSO 製	$\pm 2 \%$
冷媒質量流量	コリオリ流量計 CA006L21SA22BA110 オーバル社	$\pm 0.1\% \pm \frac{0.0018}{m} \times 100\%$
冷却水質量流量	コリオリ流量計 CA006L21SA22BA110 オーバル社	$\pm 0.1\% \pm \frac{0.0036}{m} \times 100\%$

2.3 実験方法

実験手順および実験条件を片面冷却方式および両面冷却方式の 2 つの場合に分けて、それぞれ以下に示す。

2.3.1 実験手順

装置の起動および実験は、片面冷却方式および両面冷却方式についてそれぞれ以下に示す手順で行った。

片面冷却方式の場合

- ① 熱電対用に冷接点を設置する。
- ② 冷却水ループ、過冷器(6)および液溜(7)に接続される恒温槽を起動し、液溜および過冷器内の冷媒を冷却する。
- ③ 液溜内の冷媒が過冷却液状態であることを確認し、ポンプ(1)を作動させ、実験ループ内に冷媒を循環させる。冷媒流量は、インバータでポンプの回転数およびバイパスループに設けた流量調整バルブを用いて制御する。
- ④ 電気加熱式予熱器(3)に接続した直流電源およびシリコンオイル加熱式予熱器(4)に接続した恒温槽を起動する。テストセクション入口における冷媒の温度およびクオリティは、恒温槽の設定温度および電気ヒータの投入電力により調節する。
- ⑤ 過冷器、液溜およびシリコンオイル加熱式予熱器に接続された恒温槽の設定温度および電気加熱式予熱器の投入電力により、実験ループ内の冷媒圧力を調整し、テストセクション内における飽和温度を実験条件である温度に合わせる。
- ⑥ 冷媒温度、冷媒圧力、冷媒流量、冷媒流路外壁温度および冷媒クオリティを所定の実験条件に設定し、十分定常になったことを確認する。
- ⑦ データロガー(MX100, 横河電機製)を用いて、全測定項目においてサンプリング周期 1 秒間で計 60 秒間測定を行う。なお、各測定値については、60 秒間の平均値をそれぞれ用いた。実験では、圧力の測定箇所の切り替えのため、1 つの実験条件に対して計 10 回の測定を行う。まず、テストセクション冷媒流路入口混合室の圧力を測定する。データ収集後、圧力測定用配管に設けたバルブを操作し、テストセクション冷媒流路前面に取り付けた圧力ポート 6 箇所、テストセクション冷媒流路出口混合室、過冷器入口および出口混合室の圧力を順次測定する。
- ⑧ 高速度カメラ(キーエンス社製)を用いて、テストセクション前面に設けた可視化部を通じ、冷媒凝縮液流動様相を記録する。

両面冷却方式の場合

- ① 熱電対用に冷接点を設置する.
- ② 冷却水ループ, 過冷器(6)および液溜(7)に接続される恒温槽を起動し, 液溜および過冷器内の冷媒を冷却する.
- ③ 液溜内の冷媒が過冷却液状態であることを確認し, ポンプ(1)を作動させ, 実験ループ内に冷媒を循環させる. 冷媒流量は, インバータでポンプの回転数およびバイパスループに設けた流量調整バルブを用いて制御する.
- ④ 電気加熱式予熱器(3)に接続した直流電源およびシリコンオイル加熱式予熱器(4)に接続した恒温槽を起動する. テストセクション入口における冷媒の温度およびクオリティは, 恒温槽の設定温度および電気ヒータの投入電力により調節する.
- ⑤ 過冷器, 液溜およびシリコンオイル加熱式予熱器に接続された恒温槽の設定温度および電気加熱式予熱器の投入電力により, 実験ループ内の冷媒圧力を調整し, テストセクション内における飽和温度を実験条件である温度に合わせる.
- ⑥ 冷媒温度, 冷媒圧力, 冷媒流量, 冷媒流路外壁温度および冷媒クオリティを所定の実験条件に設定し, 十分定常になったことを確認する.
- ⑦ データロガー(MX100, 横河電機製)を用いて, 全測定項目においてサンプリング周期 1 秒間で計 60 秒間測定を行う. なお, 各測定値については, 60 秒間の平均値をそれぞれ用いた. 実験では, 圧力の測定箇所の切り替えのため, 1 つの実験条件に対して計 5 回の測定を行う. まず, テストセクション冷媒流路入口混合室の圧力を測定する. データ収集後, 圧力測定用配管に設けたバルブを操作し, ポンプ出口混合室, テストセクション冷媒流路出口混合室, 過冷器入口および出口混合室の圧力を順次測定する.

2.3.2 実験条件

Table 2.3 および Table 2.4 にそれぞれ片面冷却実験および両面冷却実験における実験条件を示す．本実験は，片面冷却方式および両面冷却方式共に以下に示す 18 条件において実施した．また，試験冷媒は，片面冷却方式および両面冷却方式共に HCFO-1233zd(E)を用いた．また，片面冷却および両面冷却実験共に，質量速度 $50 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 以上の条件はポンプの性能限界のため実施していない．

Table 2.3 片面冷却方式における実験条件

冷媒飽和温度 [°C]	質量速度 [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$]	過冷度 [K]					
		2	5	10	2	5	10
100	25	○	○	○	○	○	○
	50	○	○	○	○	○	○
120	25	○	○	○	○	○	○
	50	○	○	○	○	○	○
140	25	○	○	○	○	○	○
	50	○	○	○	○	○	○

Table 2.4 両面冷却方式における実験条件

冷媒飽和温度 [°C]	質量速度 [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$]	過冷度 [K]					
		2	5	10	2	5	10
100	25	○	○	○	○	○	○
	50	○	○	○	○	○	○
120	25	○	○	○	○	○	○
	50	○	○	○	○	○	○
140	25	○	○	○	○	○	○
	50	○	○	○	○	○	○

第3章 実験データの整理方法

3.1 熱収支

3.1.1 テストセクションにおける熱収支

テストセクション内冷媒流路においての冷媒交換熱量と熱流束センサを通過する熱量総和および冷却水交換熱量に差異が生じる。これらの差異はテストセクションによる放熱と考えられるため、この放熱による熱量総和を把握することで、冷媒と冷却水の状態量をより正確に測定することができる。そのため、テストセクションにおける放熱量を冷媒温度と周囲温度の温度差に対する 1 次式で見積もった。なお、テストセクションにおける熱収支の算出については付録に示す。

3.1.2 過冷器における熱収支

過冷器における冷媒の状態量およびテストセクション内における冷媒クオリティを算出する際に、過冷器における交換熱量を用いるため、過冷器における放熱量を把握する必要がある。そのため、過冷器内冷却水温度が、50 °C から 90 °C の範囲における周囲への放熱量を検定した。検定結果に基づいて、過冷器における放熱量を冷却水温度と周囲温度の温度差に対する 1 次式で見積もった。なお、過冷器における熱収支の算出については付録に記載する。

3.2 テストセクション内における冷媒の状態量の算出

本実験では、テストセクション内冷媒流路前面の圧力ポートにおいて冷媒の圧力を測定し、また、入口および出口に設けた混合室において冷媒の圧力および温度を測定している。これらの測定値を用いて、テストセクション内の冷媒の状態量を算出する。Fig 3.1 および Fig 3.2 に片面冷却方式および両面冷却方式におけるテストセクション内状態量計算モデルをそれぞれ示す。また、以下にテストセクション内の冷媒の状態量の算出方法を示す。

3.2.1 冷媒圧力分布の算出

片面冷却方式の場合

冷媒の圧力はテストセクション内冷媒流路前面の圧力ポート、テストセクションの入口および出口に設けた混合室において絶対圧力計を用いて測定する。なお、Fig 3.1 に示す P_2 , P_3 , P_6 および P_7 のように、圧力ポートを設けていないセクションにおける圧力は、前後の圧力ポートにより測定した圧力から線形近似により算出する。

両面冷却方式の場合

冷媒の圧力はテストセクション内冷媒流路前面の圧力ポート，テストセクションの入口および出口に設けた混合室において絶対圧力計を用いて測定する．なお，Fig 3.2 に示す P_1 から P_8 のように，圧力ポートを設けていないセクションにおける圧力は，テストセクション入口および出口付近の圧力 P_0 および P_9 から線形近似により算出する．

3.2.2 冷媒比エンタルピの算出

冷媒比エンタルピの算出は，テストセクション入口および出口における冷媒の状態によって以下のように求める．

片面冷却方式の場合

テストセクション全体の放熱量は各セクションにおいて均等な熱量で放出されたとする．ここで，以下の式に示す h_i は局所の冷媒比エンタルピ， Q_i は 1 セクションあたりに熱流束センサを通過する熱量， ϕ は各区分における冷媒流路壁面を通過する熱量の補正係数， Q_{loss} はテストセクション全体の放熱量および m は冷媒の質量流量である．

(a) テストセクション入口における冷媒の状態が過熱蒸気単相状態の場合

テストセクション入口に設けた混合室において測定した冷媒の圧力および温度から REFPROP Ver.10 を用いて，冷媒比エンタルピ h_1 算出し，テストセクションにおける熱交換量を用いて，順に出口側の冷媒比エンタルピを算出していく．($i = 0 \rightarrow 10$)

$$h_i = h_{i-1} \quad i = 0, 10 \quad (3.1)$$

$$h_i = h_{i-1} - \frac{\frac{Q_i}{\phi} + \frac{Q_{\text{loss}}}{8}}{2m} \quad i = 1 \quad (3.2)$$

$$h_i = h_{i-1} + \frac{\left(\frac{Q_i}{\phi} + \frac{Q_{\text{loss}}}{8}\right) + \left(\frac{Q_{i-1}}{\phi} + \frac{Q_{\text{loss}}}{8}\right)}{2m} \quad 2 \leq i \leq 8 \quad (3.3)$$

$$h_i = h_{i-1} - \frac{\frac{Q_i}{\phi} + \frac{Q_{\text{loss}}}{8}}{2m} \quad i = 9 \quad (3.4)$$

(b) テストセクション入口および出口における冷媒の状態が気液二相状態の場合

過冷器出口に設けた混合室において測定した冷媒の圧力および温度から，REFPROP Ver.10 を用いて冷媒比エンタルピ $h_{\text{sub,out}}$ を算出し，テストセクションおよび過冷器での熱交換量を用いて，順に入口側の冷媒比エンタルピを算出していく．(i=10→-1)

$$h_i = h_{i+1} \quad i = -1, 9 \quad (3.5)$$

$$h_i = h_{i+1} + \frac{\frac{Q_i}{\varphi} + \frac{Q_{\text{loss}}}{8}}{2m} \quad i = 0, 8 \quad (3.6)$$

$$h_i = h_{i+1} + \frac{\left(\frac{Q_i}{\varphi} + \frac{Q_{\text{loss}}}{8}\right) + \left(\frac{Q_{i+1}}{\varphi} + \frac{Q_{\text{loss}}}{8}\right)}{2m} \quad 1 \leq i \leq 7 \quad (3.7)$$

$$h_i = h_{\text{sub,out}} + \frac{Q_{\text{sub}}}{m} \quad i = 10 \quad (3.8)$$

(c) テストセクション出口において冷媒が液単相状態の場合

テストセクション出口に設けた混合室において測定した冷媒の圧力および温度から REFPROP Ver.10 を用いて冷媒比エンタルピ h_{10} を算出し，テストセクションにおける熱交換量を用いて，順に入口側の冷媒比エンタルピを算出していく．(i=9→-1)

$$h_i = h_{i+1} \quad i = -1, 9 \quad (3.9)$$

$$h_i = h_{i+1} + \frac{\frac{Q_i}{\varphi} + \frac{Q_{\text{loss}}}{8}}{2m} \quad i = 0, 8 \quad (3.10)$$

$$h_i = h_{i+1} + \frac{\left(\frac{Q_i}{\varphi} + \frac{Q_{\text{loss}}}{8}\right) + \left(\frac{Q_{i+1}}{\varphi} + \frac{Q_{\text{loss}}}{8}\right)}{2m} \quad 1 \leq i \leq 7 \quad (3.11)$$

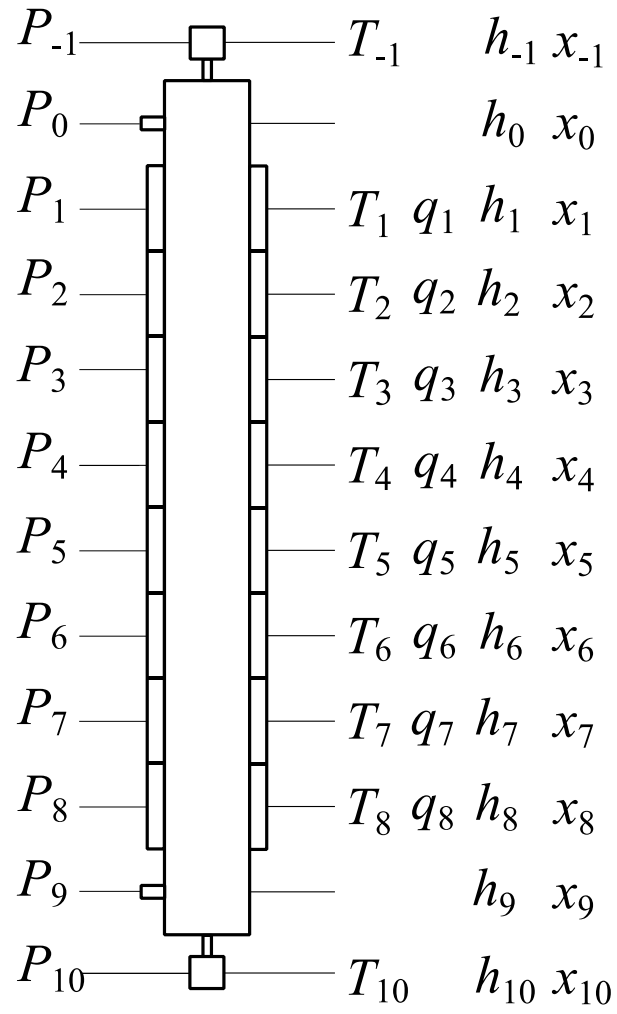


Fig.3.1 テストセクション内状態量計算モデル(片面冷却方式)

両面冷却方式の場合

テストセクション全体の放熱量は各セクションにおいて均等な熱量で放出されるとする。ここで、以下の式に示す h_i は局所の冷媒比エンタルピ、 Q_i は 1 セクションあたりに熱流束センサを通過する熱量、 Q_{all} は熱流束センサを通過する熱量の総量、 Q_{loss} はテストセクション全体の放熱量および m は冷媒の質量流量である。

(a) テストセクション入口における冷媒の状態が過熱蒸気単相状態の場合

テストセクション入口に設けた混合室において測定した冷媒の圧力および温度から REFPROP Ver.10 を用いて、冷媒比エンタルピ h_{-1} 算出し、テストセクションにおける熱交換量を用いて、順に出口側の冷媒比エンタルピを算出していく。(i = 0→10)

$$h_i = h_{i-1} \quad i = 0, 10 \quad (3.12)$$

$$h_i = h_{i-1} - \frac{Q_{loss} \times \frac{Q_i}{Q_{all}}}{2m} \quad i = 1 \quad (3.13)$$

$$h_i = h_{i-1} + \frac{Q_{loss} \times \left(\frac{Q_i}{Q_{all}} + \frac{Q_{i-1}}{Q_{all}} \right)}{2m} \quad 2 \leq i \leq 8 \quad (3.14)$$

$$h_i = h_{i-1} - \frac{Q_{loss} \times \frac{Q_{i-1}}{Q_{all}}}{2m} \quad i = 9 \quad (3.15)$$

(b) テストセクション入口および出口における冷媒の状態が気液二相状態の場合

過冷器出口に設けた混合室において測定した冷媒の圧力および温度から、REFPROP Ver.10 を用いて冷媒比エンタルピ $h_{sub,out}$ を算出し、テストセクションおよび過冷器での熱交換量を用いて、順に入口側の冷媒比エンタルピを算出していく。(i=10→-1)

$$h_i = h_{i+1} \quad i = -1, 9 \quad (3.16)$$

$$h_i = h_{i+1} + \frac{Q_{loss} \times \frac{Q_i}{Q_{all}}}{2m} \quad i = 0, 8 \quad (3.17)$$

$$h_i = h_{i+1} + \frac{Q_{loss} \times \left(\frac{Q_i}{Q_{all}} + \frac{Q_{i+1}}{Q_{all}} \right)}{2m} \quad 1 \leq i \leq 7 \quad (3.18)$$

$$h_i = h_{sub,out} + \frac{Q_{sub}}{m} \quad i = 10 \quad (3.19)$$

(c) テストセクション出口において冷媒が液単相状態の場合

テストセクション出口に設けた混合室において測定した冷媒の圧力および温度から REFPROP Ver.10 を用いて冷媒比エンタルピー h_{10} を算出し，テストセクションにおける熱交換量を用いて，順に入口側の冷媒比エンタルピーを算出していく．(i=9→-1)

$$h_i = h_{i+1} \quad i = -1, 9 \quad (3.20)$$

$$h_i = h_{i+1} + \frac{Q_{\text{loss}} \times \frac{Q_i}{Q_{\text{all}}}}{2m} \quad i = 0, 8 \quad (3.21)$$

$$h_i = h_{i+1} + \frac{Q_{\text{loss}} \times \left(\frac{Q_i}{Q_{\text{all}}} + \frac{Q_{i+1}}{Q_{\text{all}}} \right)}{2m} \quad 1 \leq i \leq 7 \quad (3.22)$$

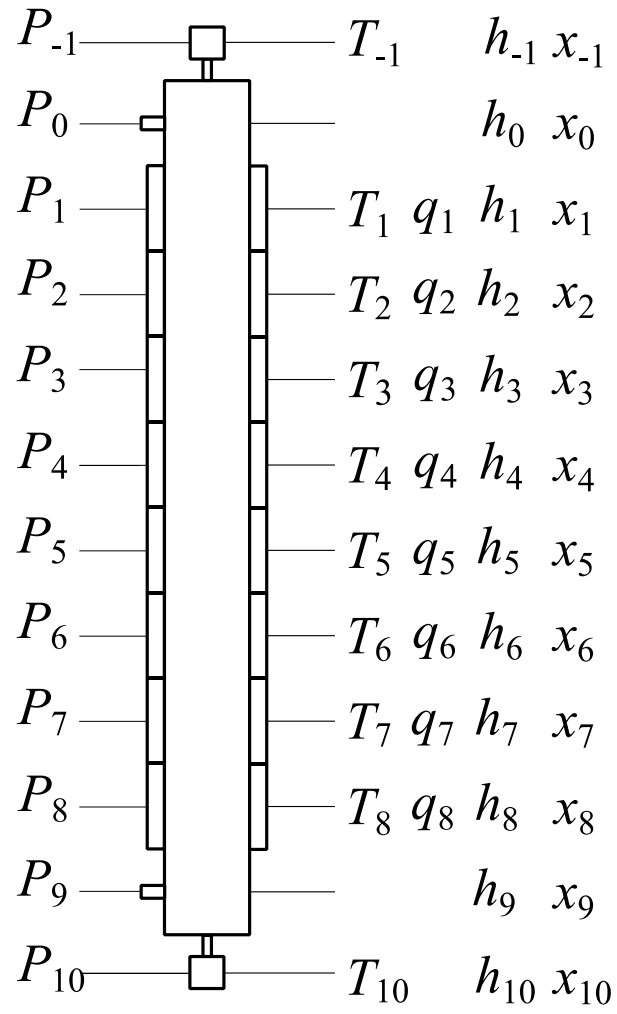


Fig.3.2 テストセクション内状態量計算モデル(両面冷却方式)

3.2.3 冷媒温度の算出

冷媒の温度は各測定箇所における冷媒の圧力および比エンタルピーから REFPROP Ver10 を用いて求める。

3.2.4 クオリティの算出

各セクションにおけるクオリティ x_i は、熱収支式から算出した局所の冷媒比エンタルピー $h_i[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}]$, 局所の飽和圧力から算出した飽和液比エンタルピー $h_L[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}]$ および飽和蒸気比エンタルピー $h_V[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}]$ を用いて、次式により算出する。

$$x_i = \frac{h_i - h_L}{h_V - h_L} \quad (3.23)$$

3.3 凝縮熱伝達率の算出

凝縮熱伝達率を求めるに先立ち、冷媒流内における熱伝導は定常一次元であるとして、冷媒流路壁面代表温度をフーリエの法則を用いて次式により算出する。

$$T_{wi} = T_{wo} + q \frac{\delta_w}{\lambda_w} \quad (3.24)$$

ここで、 T_{wi} は冷媒流路内壁代表温度 $^{\circ}\text{C}$], T_{wo} は熱電対により測定した冷媒流路外壁温度 $^{\circ}\text{C}$], q は熱流束センサで測定された熱流束 $[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}]$, λ_w は冷媒流路外壁の熱伝導率 $[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$ および δ_w は冷媒流路外壁厚さ $[\text{m}]$ である。なお、冷媒流路外壁厚さ δ_w の値は実験装置から求められる。また、熱伝導率 λ_w は温度に依存するため、次式により算出した。

$$\lambda_w = A \frac{T_{wi} - T_{wo}}{2} + B \quad (3.25)$$

ここで、係数 A および B は ASME(アメリカ機械学会)規格による SUS316L の値を用いた。

3.3.1 投影面積基準の凝縮熱伝達率の算出

各熱流束センサ測定箇所における投影面積基準の凝縮熱伝達率 $\alpha_p[\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$ は次式により算出する。

$$\alpha_p = \frac{q}{T_{\text{sat}} - T_{wi}} \quad (3.26)$$

ここで、 T_{sat} は冷媒の飽和温度 $^{\circ}\text{C}$] であり、測定した冷媒圧力より求めた。

3.3.2 実面積基準の凝縮熱伝達率の算出

面積拡大率の差異を考慮する際には、次式により算出される実面積基準の凝縮熱伝達率 $\alpha_A[\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$ を用いた。

$$\alpha_A = \frac{\alpha_p}{\eta} \quad (3.23)$$

ここで、 η はフィンの面積拡大率[-]である。

3.3.3 フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率の算出

異なる冷却方式における凝縮熱伝達率を比較する際には、フィン内の熱伝導率を考慮し、フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率 $\alpha_{\text{fin}}[\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$ を用いる。フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率の算出に当たって、まず、以下の仮定においてフィン部における熱収支を考えた。

- ・フィンの温度は軸に直角な断面上では一様である。
- ・フィン表面における周囲流体の熱伝達率は全表面にわたって一様である。
- ・フィンの周囲長さおよび断面積は軸方向に一定である。
- ・フィン材の熱伝導率は一定である。

次に、基底面における熱量を仮定し、実験において測定した熱流束センサを通る熱量および上記の仮定のもと算出したフィン部における熱量を用いて、繰り返し計算を行う。算出方法の詳細については付録に示す。

3.4 測定の不確かさ

測定に用いた各種センサの不確かさは、第2章に示した通りである。

熱伝達率の不確かさは、熱流束、冷媒温度、テストセクション外壁温度およびテストセクション寸法の測定誤差に起因する。本実験における熱伝達率の測定誤差は、主にテストセクション外壁温度および熱流束センサを通過する熱流束の測定誤差に起因している。

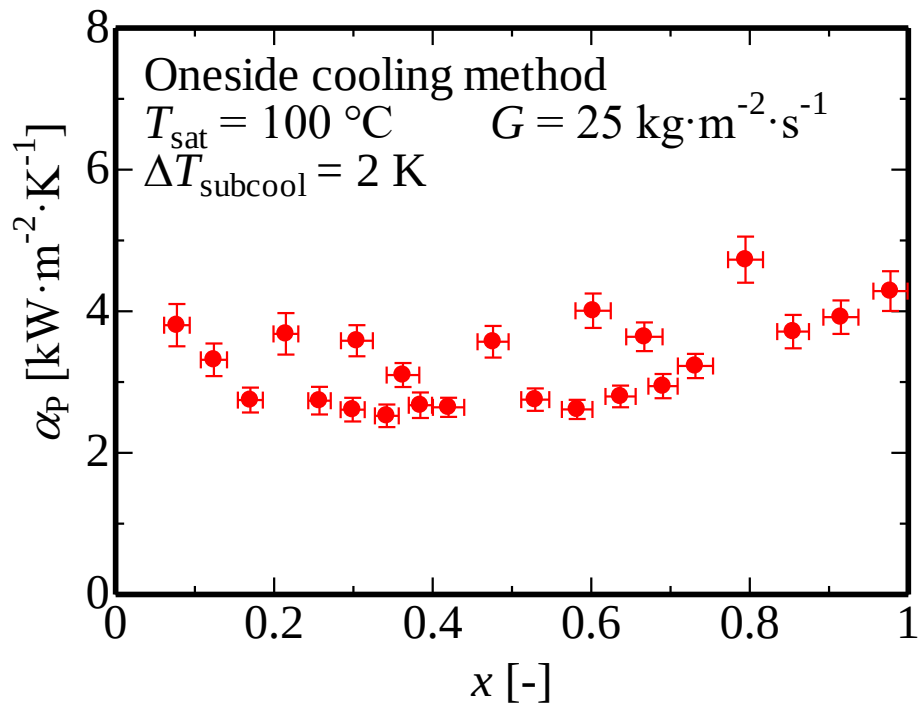
第4章 片面冷却方式における凝縮試験結果

本章では、テストセクションが片面冷却方式の場合のプレートフィン熱交換器内を鉛直下向きに流れる HCFO-1233zd(E)の凝縮実験の結果を示す。また、冷媒飽和温度、冷媒質量速度および冷媒飽和温度と冷媒流路内壁面温度の差で定義される壁面過冷度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響を比較することで、HCFO-1233zd(E)の凝縮熱伝達特性について考察を行う。さらに、本研究グループが先に実施した HFO-1234ze(Z)の凝縮実験の結果^[16]と比較することで、冷媒物性が凝縮熱伝達率に及ぼす影響についての考察を行う。

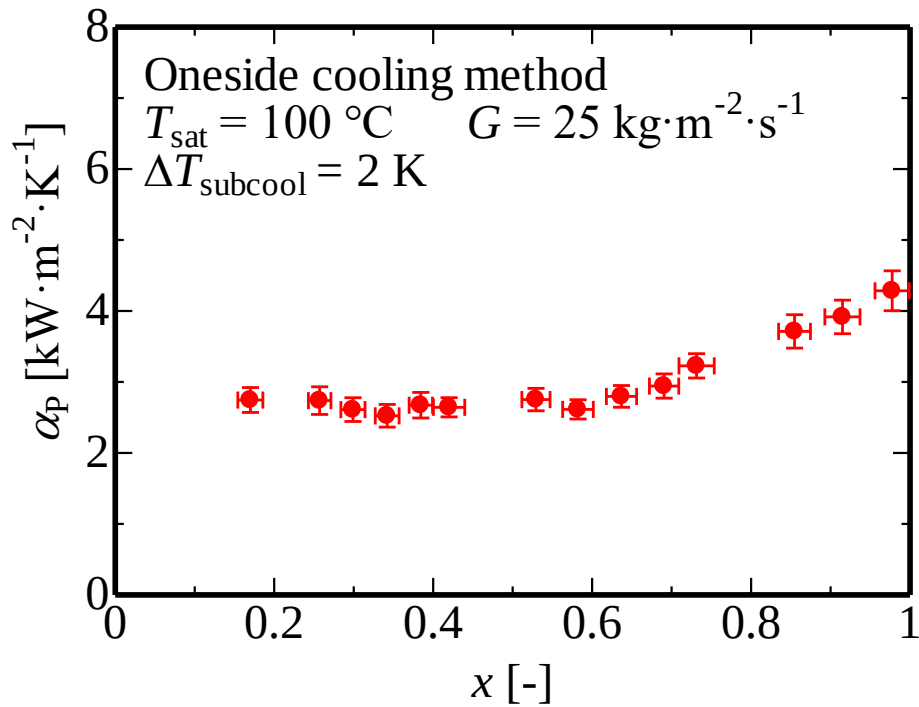
4.1 実験データに関する取扱い

本実験では、用いた実験装置の特性により 1 回の凝縮実験につき 8 点の実験結果が得られるが、実験装置および測定機器の不具合から、決まったセクションで得られた測定値が異常な値を示した。そのため、実験結果を考察するに先立って、本節では実験データに関する取扱いに関して明記する。

Fig.4.1(a)に冷媒飽和温度 100 °C、質量速度 $25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ および壁面過冷度 2 K におけるクオリティ変化に対する HCFO-1233zd(E)の投影面積基準の凝縮熱伝達率の変化を示す。プロットの縦および横のバーは、それぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅であり、計 3 回の凝縮実験で得られた計 23 点をプロットした。なお、クオリティが 1 以上または 0 以下の場合のデータはグラフの範囲外に存在している。本実験においては、第 1 セクションから第 8 セクションにかけて冷媒の凝縮が進行していくため、第 1 セクションから得られたデータにおけるクオリティが最も高く、第 2 セクション、第 3 セクションと順にクオリティが低くなっていき、第 8 セクションから得られたデータにおけるクオリティが最も低くなる。このように各セクションと実験データの関係に注目すると、第 5、7 および 8 セクションから得られたデータは、その他のセクションから得られたデータに比して、明らかに高い凝縮熱伝達率を示すことがわかる。このような明らかに高い凝縮熱伝達率を示す傾向には再現性があり、すべての条件における凝縮実験結果においても同様の傾向が確認された。この傾向は実験装置およびテストセクション内の測定機器の不具合によると考えられるため、片面冷却方式の場合の第 5、7 および 8 セクションから得られた凝縮実験の結果は、実験データから除外して取り扱うものとする。なお、Fig.4.1(b) に異常なデータを除外した場合のグラフを示している。



(a) 全データをプロットした場合



(b) 異常なデータを除外した場合

Fig.4.1 冷媒飽和温度 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，質量速度 $25\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ ，壁面過冷度 2 K における実験結果

4.2 凝縮熱伝達特性に及ぼす冷媒飽和温度の影響

HCFO-1233zd(E)の飽和温度の違いが凝縮熱伝達率に及ぼす影響を把握するために、Fig.4.2, 4.3 および 4.4 にそれぞれ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K におけるクオリティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す。また、Fig.4.2, 4.3 および 4.4 における(a)および(b)はそれぞれ質量速度が 25 および $50 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ の結果である。ここで、凝縮熱伝達率 $\alpha_p [\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ はフィンの投影面積基準の凝縮熱伝達率である。なお、図中の赤、青および緑のプロットはそれぞれ冷媒飽和温度が 100, 120 および 140°C における凝縮実験結果であり、プロットの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅を示す。

Fig.4.2, 4.3 および 4.4 より、いずれの条件においても、クオリティが減少するにつれて凝縮熱伝達率の値も減少していることがわかる。これは、冷媒が凝縮した際の液膜の厚さによる影響が考えられる。クオリティが減少するにつれて凝縮液量が増えるため、凝縮液膜が厚くなり、液膜の熱抵抗が増加するため凝縮熱伝達率の値も減少していくと考えられる。しかしながら、低クオリティ域においては、高クオリティ域に比して凝縮熱伝達率はあまり低下していないことがわかる。これは、冷媒流路に使用しているフィン形状による特性が考えられる。セレートフィンはその構造から、フィン隅部に凝縮液を保持してしまい、その液滴がフィンから離脱して次のセクションの液膜と衝突することが考えられる。そのため、低クオリティ域では液膜が乱れることで凝縮熱伝達率が高クオリティ域でのそれに比してあまり低下していないと考えられる。

Fig.4.2, 4.3 および 4.4 より、冷媒飽和温度の違いに注目すると、同クオリティにおいて、冷媒飽和温度が高くなるほど凝縮熱伝達率の値が小さくなっていることがわかる。これは、冷媒 HCFO-1233zd(E)は飽和温度が 100, 120 および 140°C と高くなるにつれて、潜熱、液熱伝導率、表面張力および液密度といった物性値が小さくなっていくためである。ここに、表面張力が小さくなると、フィンの隅部に凝縮液が引き付けられる効果が弱くなり、液膜が厚くなるためであり、液密度が小さくなると、同クオリティにおいて液体積が大きくなり、液膜が厚くなるためであると考えられる。これらの効果と液熱伝導率が低下することで、冷媒飽和温度が小さくなるほど凝縮熱伝達率が小さくなると考えられる。

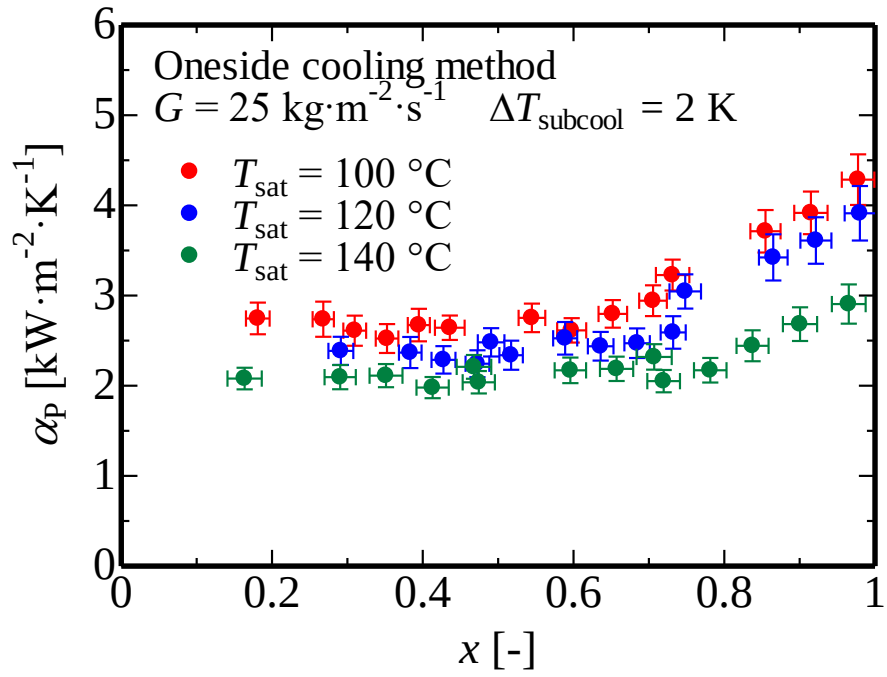
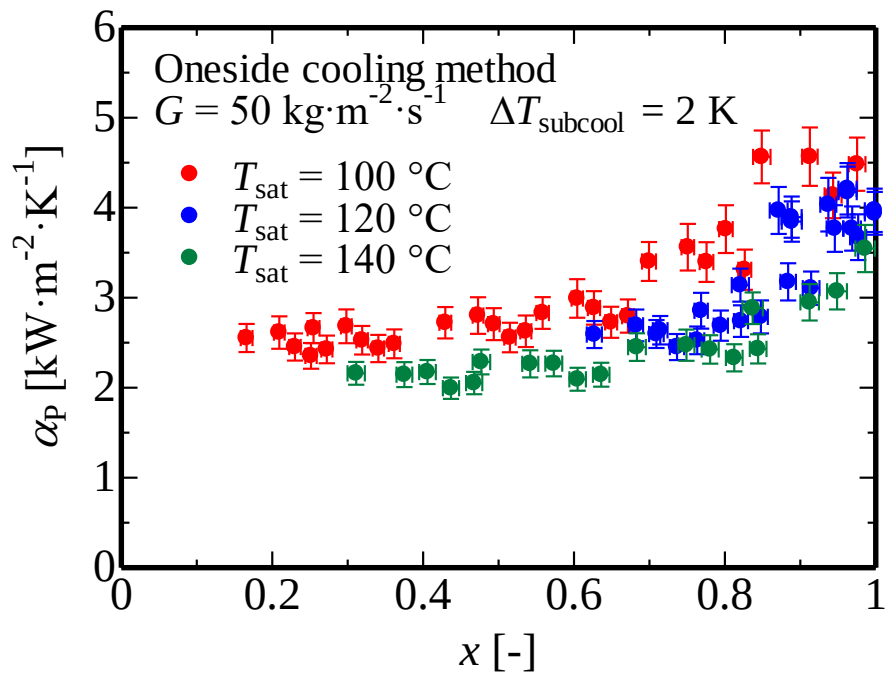
(a) 冷媒質量速度 $25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ (b) 冷媒質量速度 $50 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$

Fig.4.2 冷媒飽和温度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(壁面過冷度 2 K)

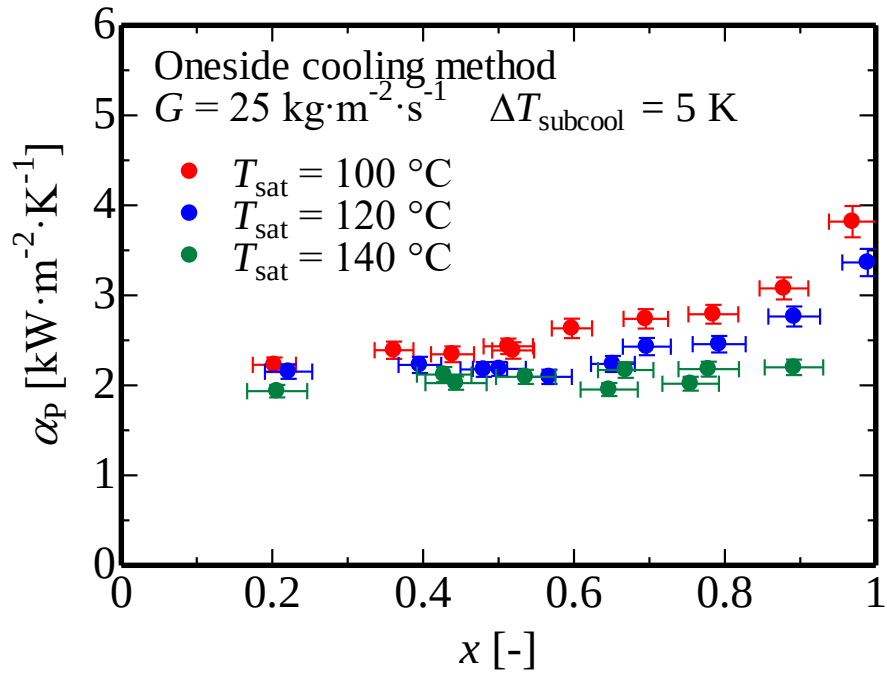
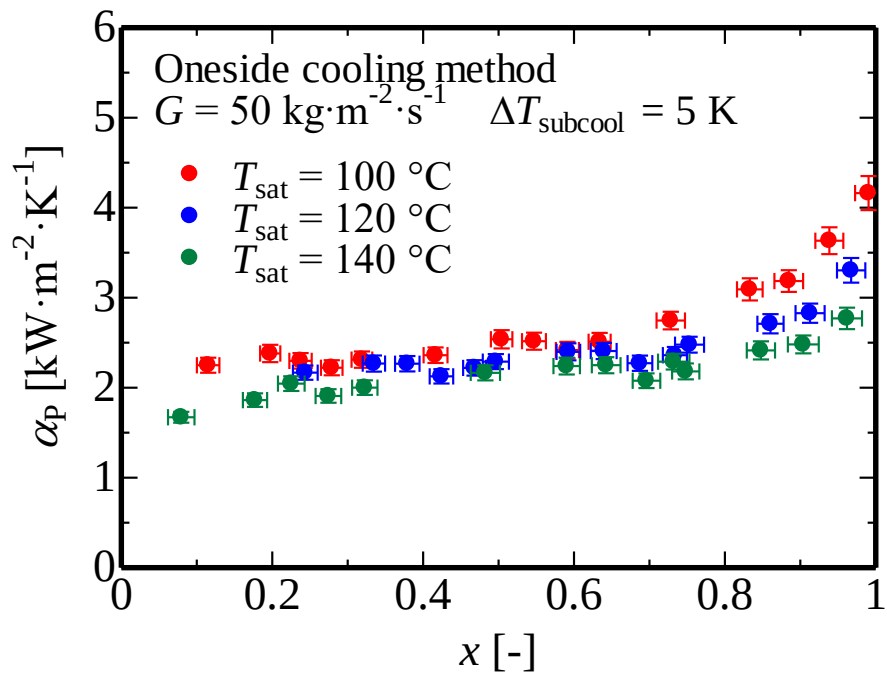
(a) 冷媒質量速度 $25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ (b) 冷媒質量速度 $50 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$

Fig.4.3 冷媒飽和温度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(壁面過冷度 5 K)

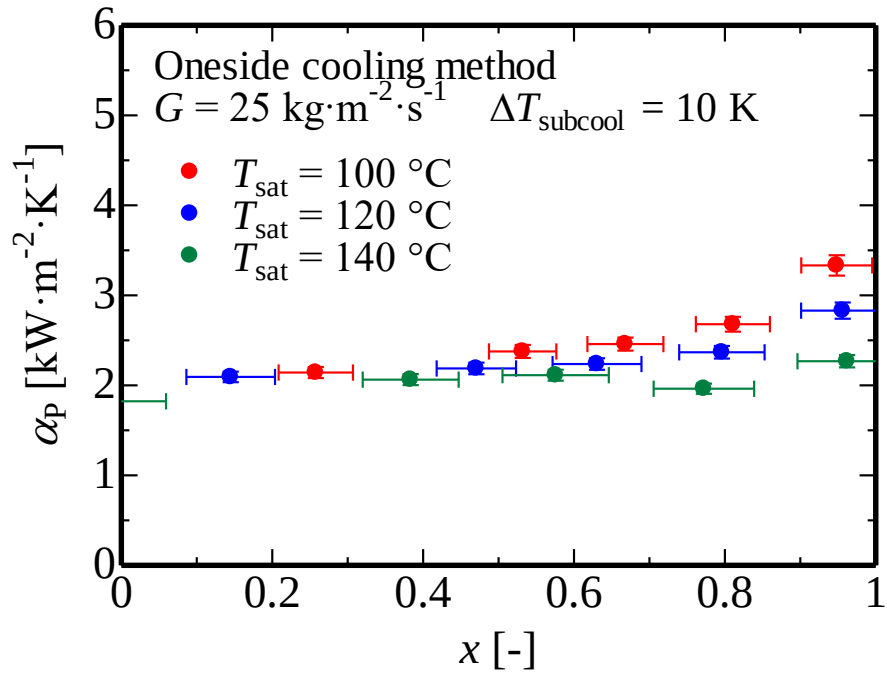
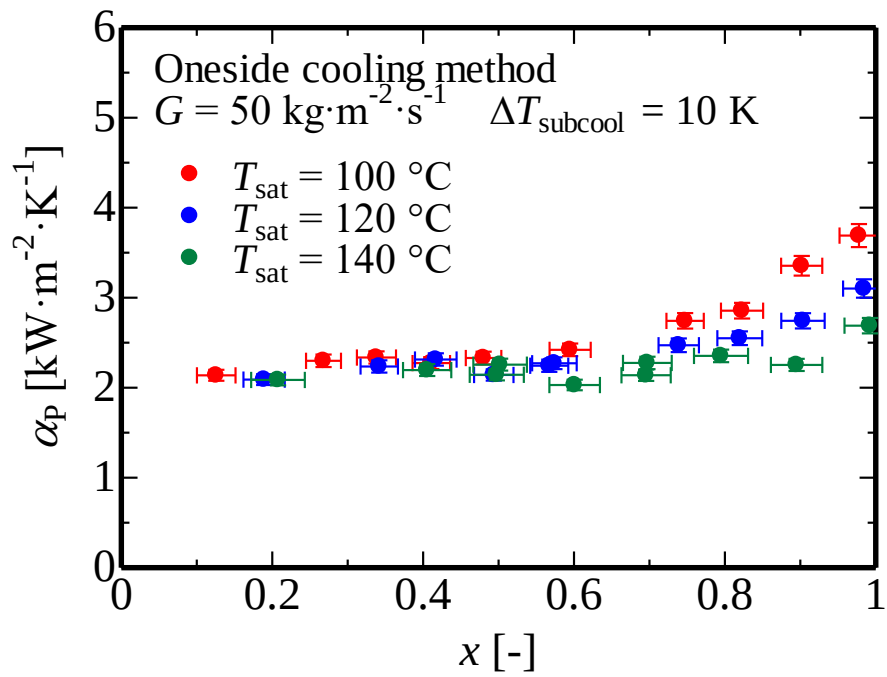
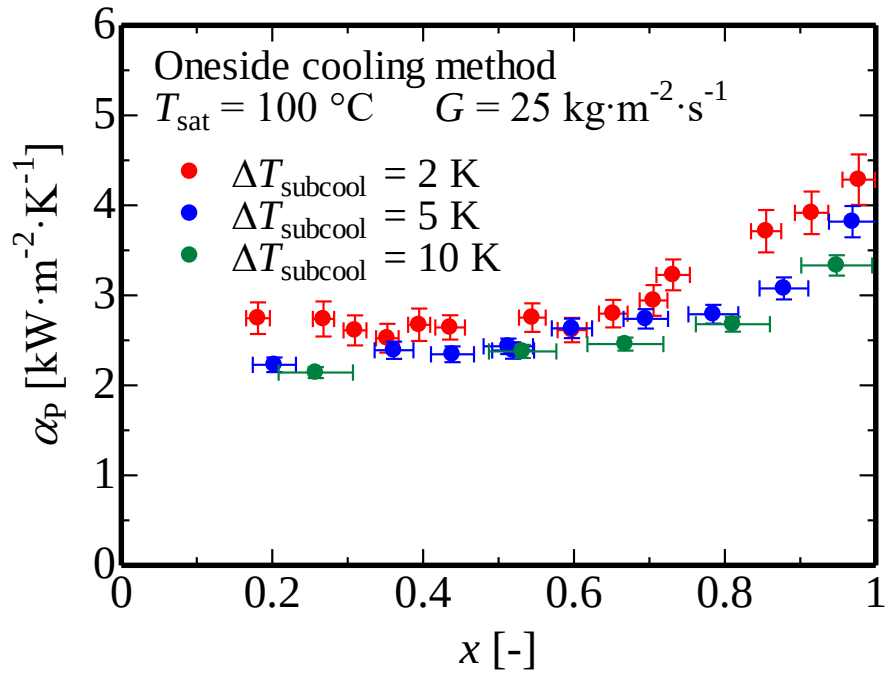
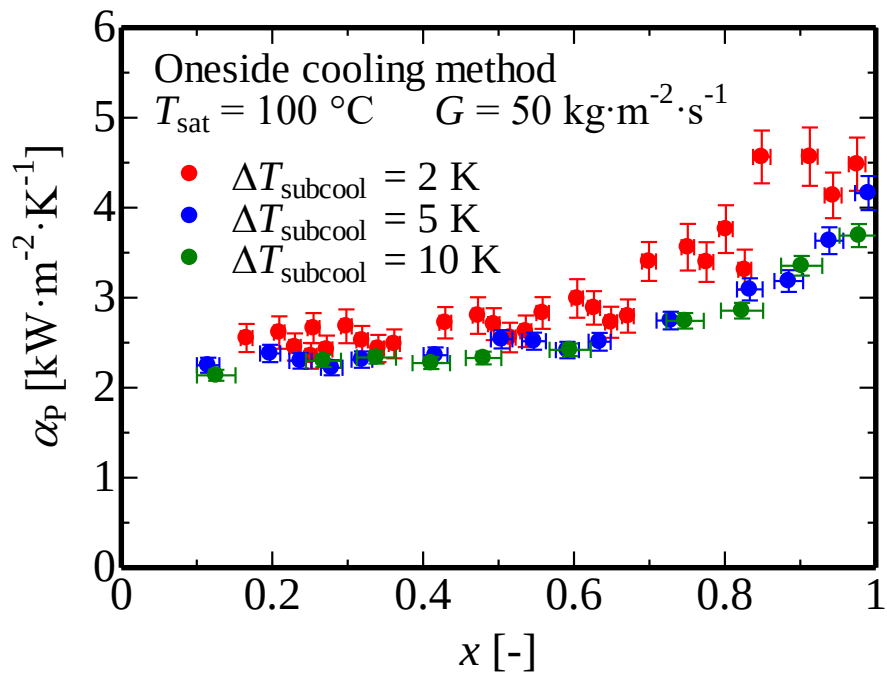
(a) 冷媒質量速度 $25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ (b) 冷媒質量速度 $50 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$

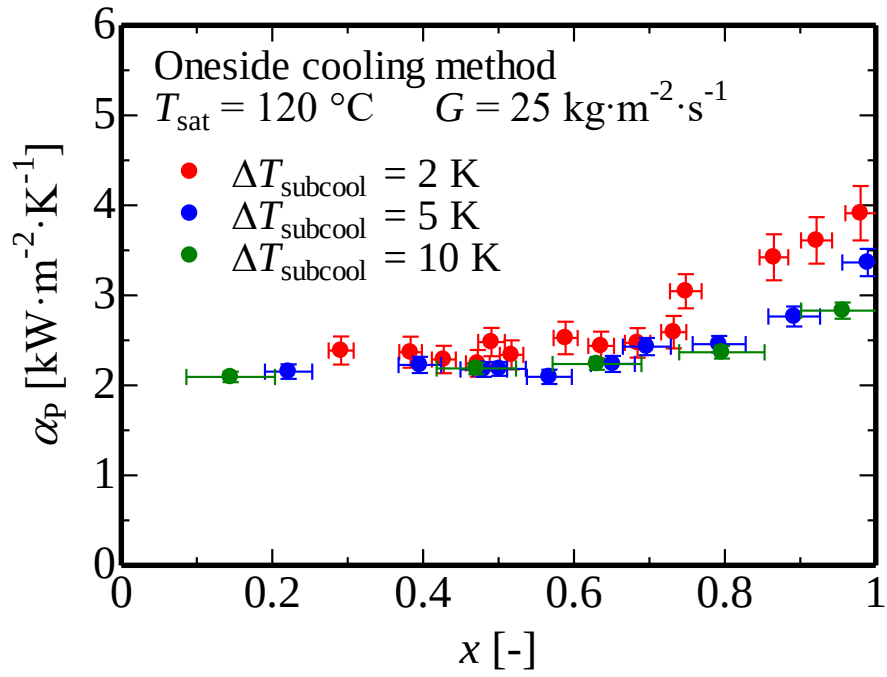
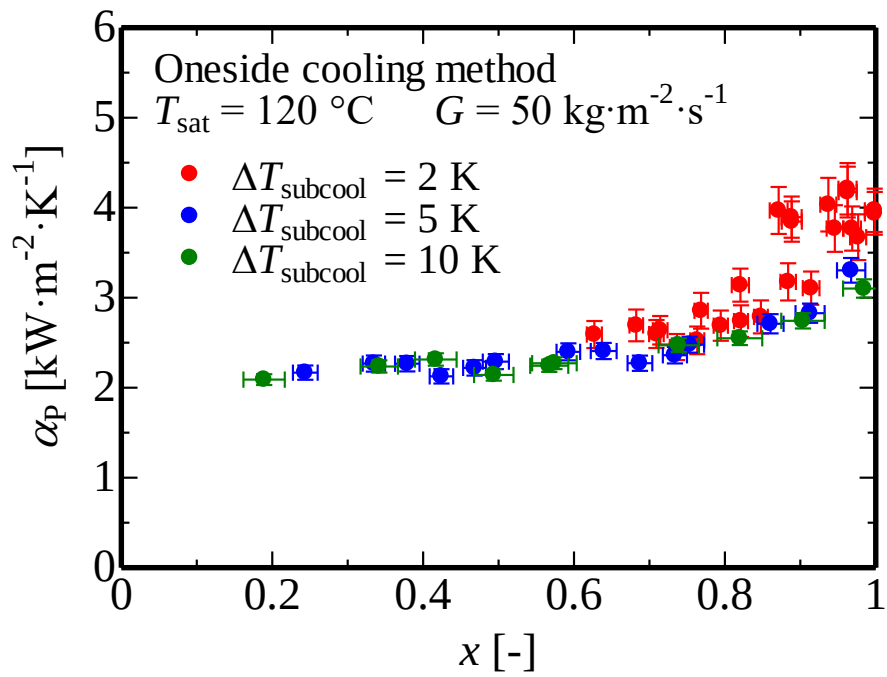
Fig.4.4 冷媒飽和温度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(壁面過冷度 10 K)

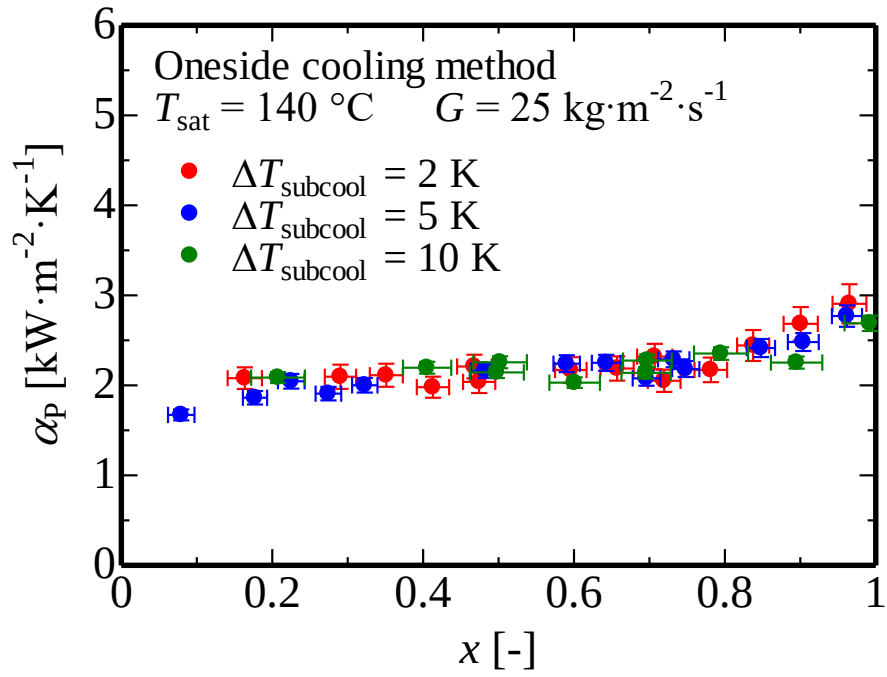
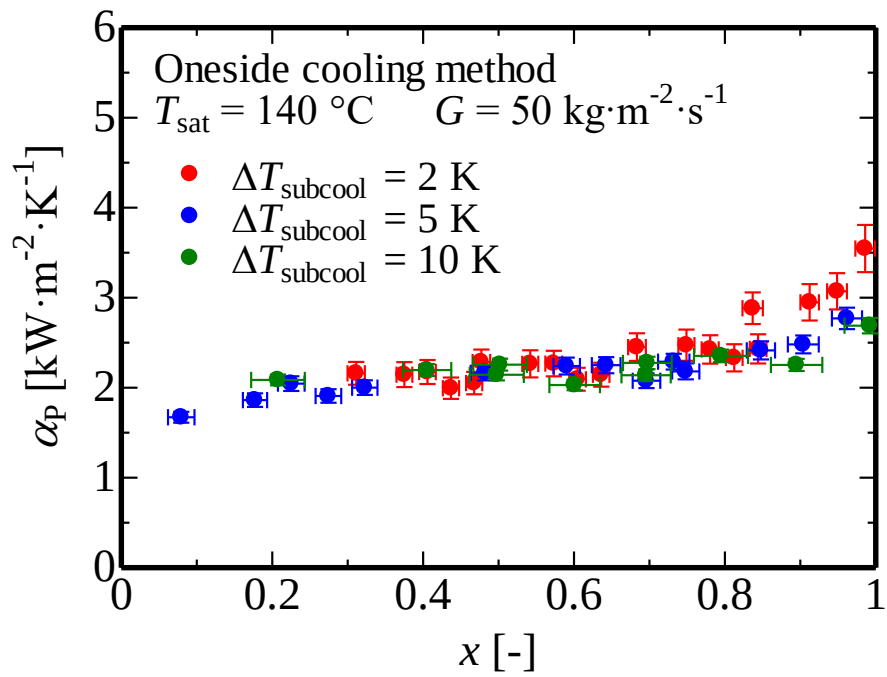
4.3 凝縮熱伝達特性に及ぼす壁面過冷度の影響

HCFO-1233zd(E)の壁面過冷度の違いが凝縮熱伝達率に及ぼす影響を把握するために、Fig.4.5, 4.6 および 4.7 にそれぞれ冷媒飽和温度 100, 120 および 140 °C におけるクオリティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す。また、Fig.4.5, 4.6 および 4.7 における(a)および(b)はそれぞれ質量速度が 25 および 50 kg·m⁻²·s⁻¹の結果である。ここで、凝縮熱伝達率 α_p [kW·m⁻²·K⁻¹]はフィンの投影面積基準の凝縮熱伝達率である。なお、図中の赤、青および緑のプロットはそれぞれ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K における凝縮実験結果であり、プロットの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅を示す。

Fig.4.5, 4.6 および 4.7 より、いずれの条件においても、高クオリティ域において壁面過冷度 2 K のときに凝縮熱伝達率が最大となっており、壁面過冷度が 5 および 10 K のときには同程度の値を示す。また、クオリティが低くなるにつれて壁面過冷度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響はほとんど見られなくなっていることがわかる。この高クオリティ域での現象は、壁面過冷度が大きいほど同じクオリティに達するまでの伝熱距離および時間が短くなるためだと考えられる。そのため、壁面過冷度が小さい 2 K の場合は、フィンの隅部に凝縮液を引き付ける表面張力の効果が強く表れたことで、伝熱面であるフィン基底部の液膜が薄くなり、高い凝縮熱伝達率を示したと考えられる。一方で、高クオリティ域以外では、凝縮の進行に伴い凝縮量が多くなり、表面張力の効果が相対的に弱くなることで、フィン隅部へ凝縮液が集まりにくくなるため、壁面過冷度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響は小さくなると考えられる。

(a) 冷媒質量速度 $25\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ (b) 冷媒質量速度 $50\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ Fig.4.5 壁面過冷度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$)

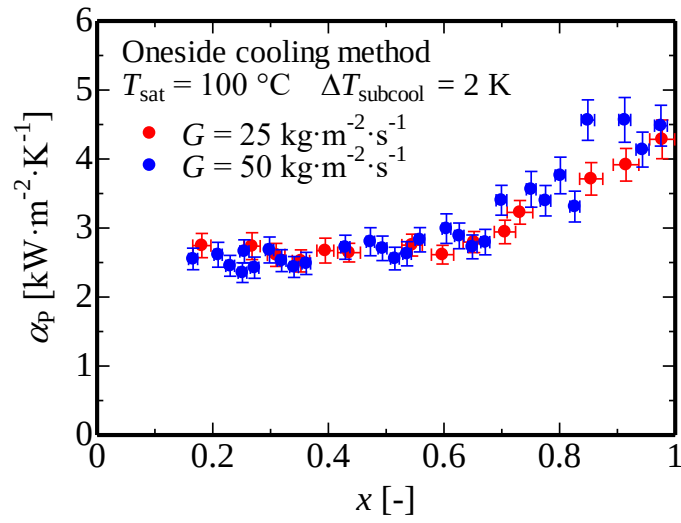
(a) 冷媒質量速度 $25\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ (b) 冷媒質量速度 $50\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ Fig.4.6 壁面過冷度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 $120\text{ }^{\circ}\text{C}$)

(a) 冷媒質量速度 $25\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ (b) 冷媒質量速度 $50\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ Fig.4.7 壁面過冷度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 $140\text{ }^{\circ}\text{C}$)

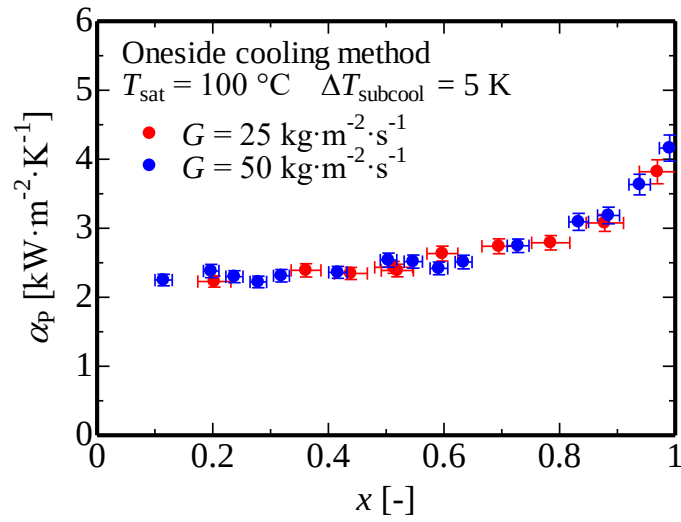
4.4 凝縮熱伝達特性に及ぼす冷媒質量速度の影響

HCFO-1233zd(E)の質量速度の違いが凝縮熱伝達率に及ぼす影響を把握するために、Fig.4.8, 4.9 および 4.10 にそれぞれ冷媒飽和温度 100, 120 および 140 °C におけるクオリティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す。また、Fig.4.8, 4.9 および 4.10 における(a), (b)および(c)はそれぞれ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K の結果である。ここで、凝縮熱伝達率 α_p [$\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]はフィンの投影面積基準の凝縮熱伝達率である。なお、図中の赤および青プロットはそれぞれ質量速度が 25 および 50 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ における凝縮実験結果であり、プロットの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅を示す。

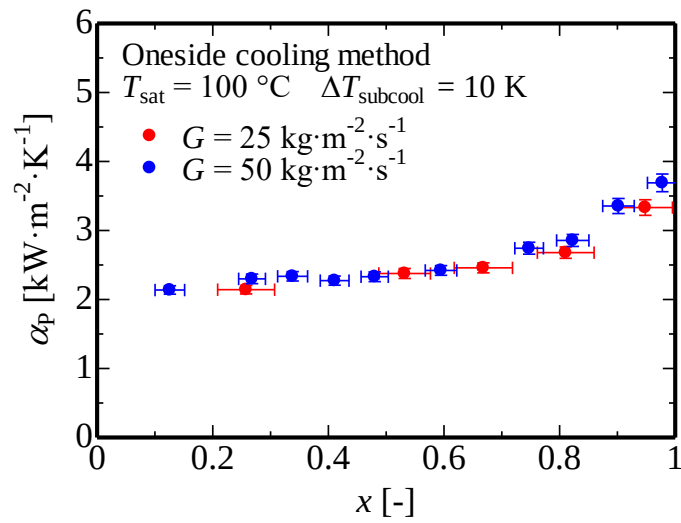
Fig.4.8, 4.9 および 4.10 より、いずれの条件においても、高クオリティ域においては冷媒質量速度が高いほど凝縮熱伝達率の値が僅かに大きくなっているが、高クオリティ域以外では質量速度によらず凝縮熱伝達率はほとんど同程度の値を示していることがわかる。本実験範囲では、HCFO-1233zd(E)の蒸気速度は飽和温度 100 °C および質量速度 50 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ のときに最大値を取るが、それでも 0.89 $\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 程度であり、蒸気せん断力による影響が小さく、質量速度が大きくなっても液膜表面に乱れが生じにくいと考えられる。そのため、本実験範囲においては、質量速度の違いが凝縮熱伝達率に及ぼす影響がほとんど現れなかったと考えられる。



(a) 壁面過冷度 2 K

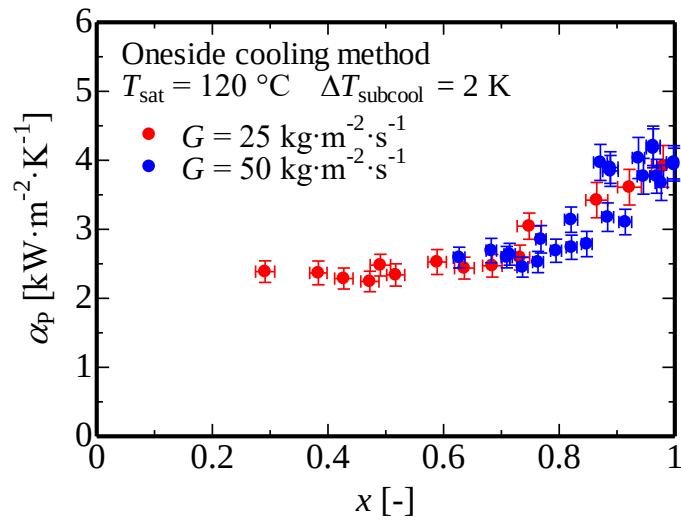


(b) 壁面過冷度 5 K

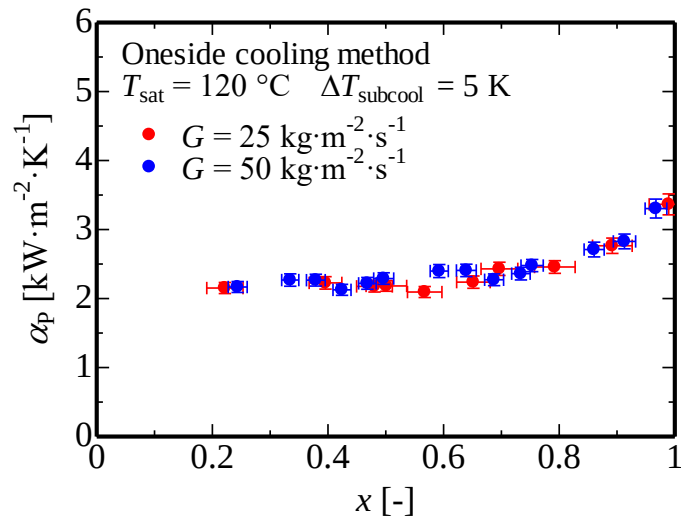


(c) 壁面過冷度 10 K

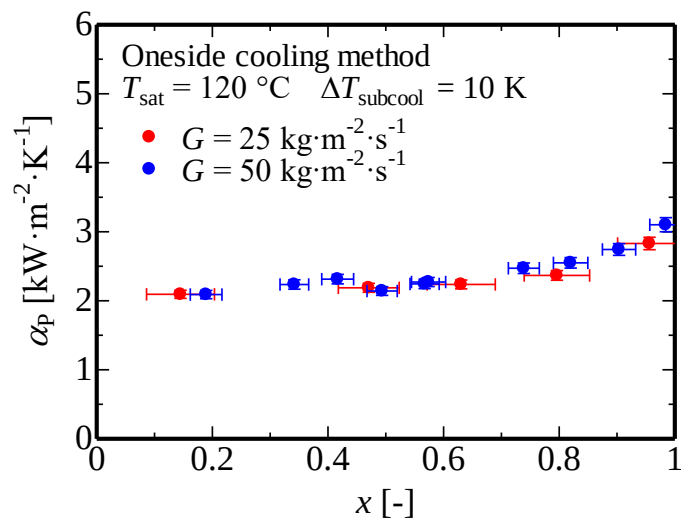
Fig.4.8 冷媒質量速度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 100 °C)



(a) 壁面過冷度 2 K

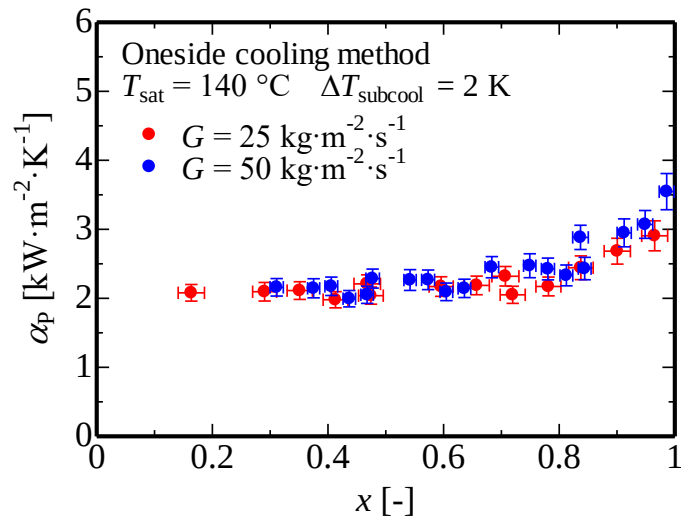


(b) 壁面過冷度 5 K

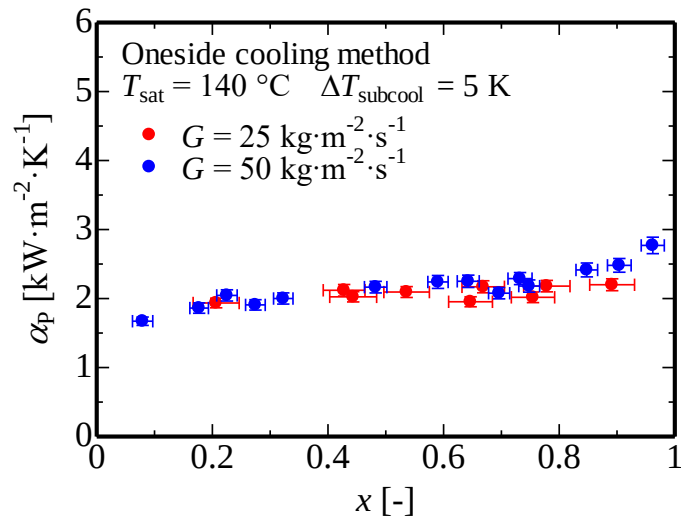


(c) 壁面過冷度 10 K

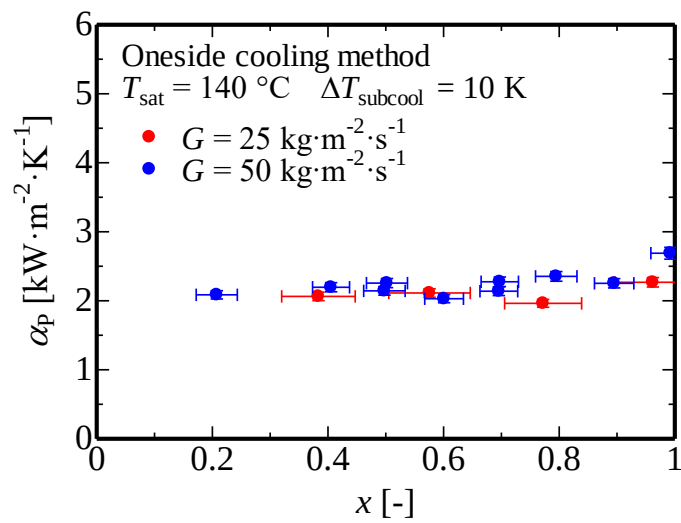
Fig.4.9 冷媒質量速度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 120 °C)



(a) 壁面過冷度 2 K



(b) 壁面過冷度 5 K



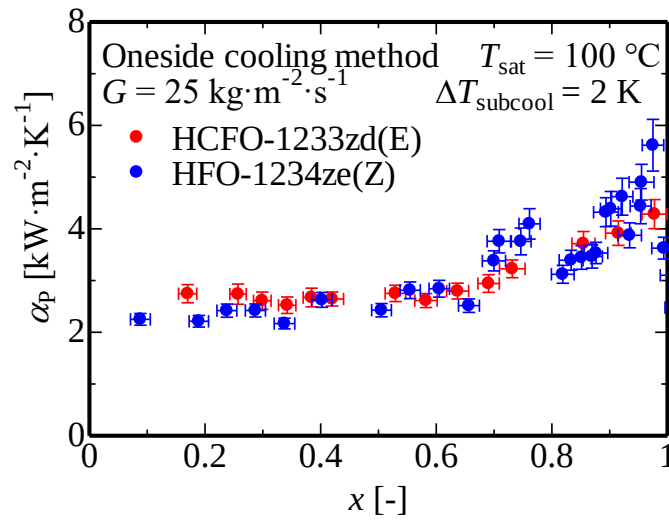
(c) 壁面過冷度 10 K

Fig.4.10 冷媒質量速度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 140 °C)

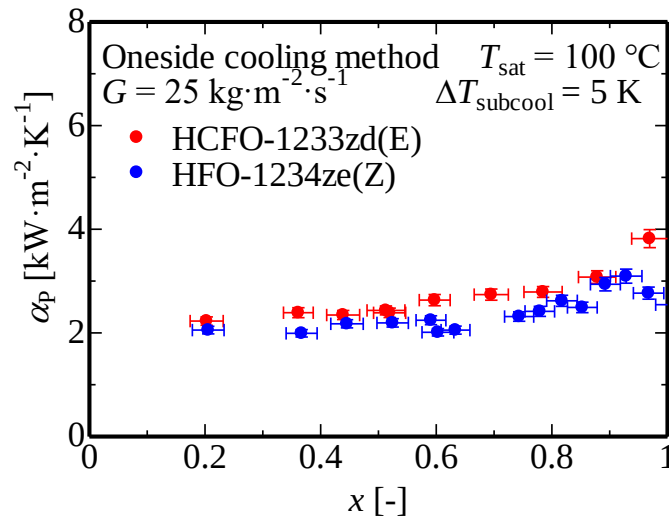
4.5 凝縮熱伝達特性に及ぼす冷媒物性の影響

冷媒物性の違いが凝縮熱伝達率に及ぼす影響を把握するために、Fig.4.12, 4.13 および 4.14 にそれぞれ冷媒飽和温度 100, 120 および 140 °C におけるクオリティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す。また、Fig.4.12, 4.13 および 4.14 における(a), (b)および(c)はそれぞれ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K の結果である。ここで、凝縮熱伝達率 α_p [$\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]はフィンの投影面積基準の凝縮熱伝達率である。なお、図中の赤および青プロットはそれぞれ HCFO-1233zd(E)および HFO-1234ze(Z)における凝縮実験結果であり、プロットの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅を示す。

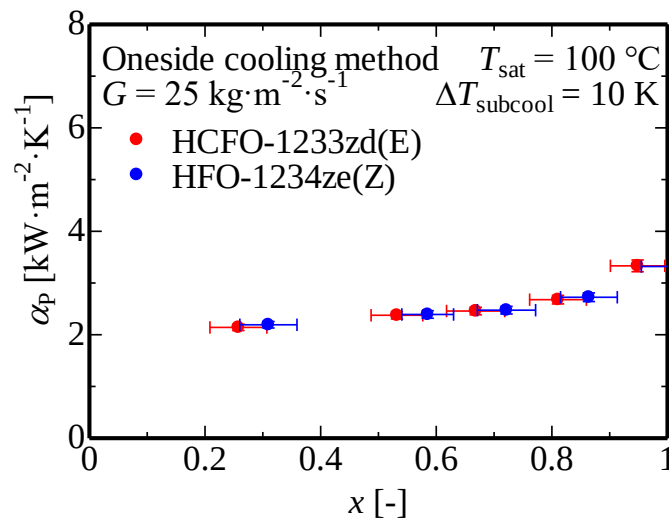
Fig.4.12(a)より、高クオリティ域においては、HFO-1234ze(Z)の凝縮熱伝達率は HCFO-1233zd(E)のそれに比して高い値を示すことがわかる。これは HFO-1234ze(Z)の液熱伝導率が HCFO-1233zd(E)のそれに比して大きいためだと考えられる。第 4.3 節で述べたとおり、高クオリティ域で壁面過冷度が 2 K の場合には、表面張力が強く働くことで薄い液膜が形成されるため、熱伝導率の違いが凝縮熱伝達率の値の大きさに影響を与えたと考えられる。一方で、クオリティの低減および冷媒飽和温度の増加により、HCFO-1233zd(E)および HFO-1234ze(Z)の凝縮熱伝達率の値の差異は小さくなっていることがわかる。これは、クオリティが低減するにつれて凝縮液量が増加することで表面張力支配から重力支配的な対流凝縮に移行することで、液熱伝導率の違いによる凝縮熱伝達率への影響が小さくなったためであると考えられる。また、セレートフィンはその構造から、フィン隅部に凝縮液を保持してしまい、その液滴がフィンから離脱して次のセクションの液膜と衝突することが考えられるが、HCFO-1233zd(E)の液粘度および表面張力は HFO-1234ze(Z)のそれらに比して高いため、HCFO-1233zd(E)は HFO-1234ze(Z)に比してもより多くの凝縮液をフィン隅部に保持すると考えられる。そのため、凝縮液を保持した区間の基底部の液膜が薄くなることと、凝縮液の離脱および衝突により低クオリティ域で液膜が乱れることで、液熱伝導率が低いものの HCFO-1233zd(E)の凝縮熱伝達率が HFO-1234ze(Z)のそれと同程度まで高い値を示したと考えられる。また Fig.4.12(b)に注目すると、HFO-1234ze(Z)の凝縮熱伝達率は HCFO-1233zd(E)のそれに比して低い値を示すことがわかる。これは第 4.3 節で述べた壁面過冷度による表面張力の相対的な影響によるものである。つまり、HCFO-1233zd(E)の表面張力は HFO-1234ze(Z)に比して大きいため、壁面過冷度 5 K においても、表面張力の影響が相対的に強くなったものと考えられる。



(a) 壁面過冷度 2 K

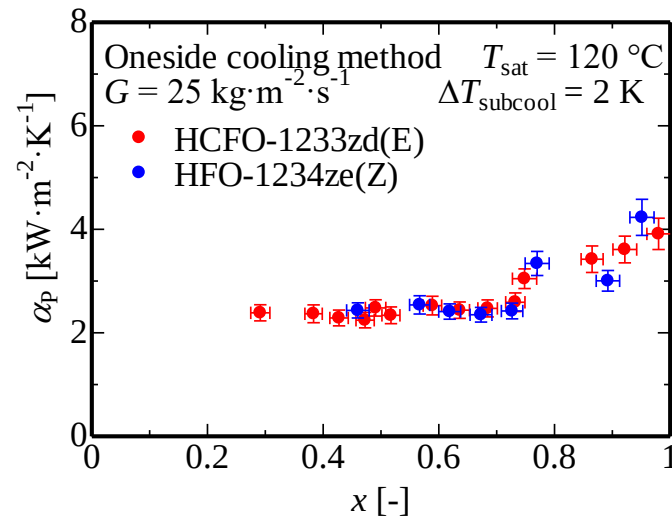


(b) 壁面過冷度 5 K

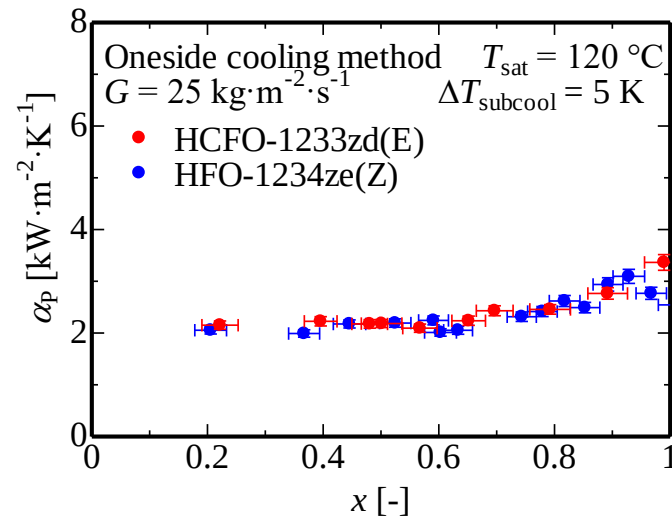


(c) 壁面過冷度 10 K

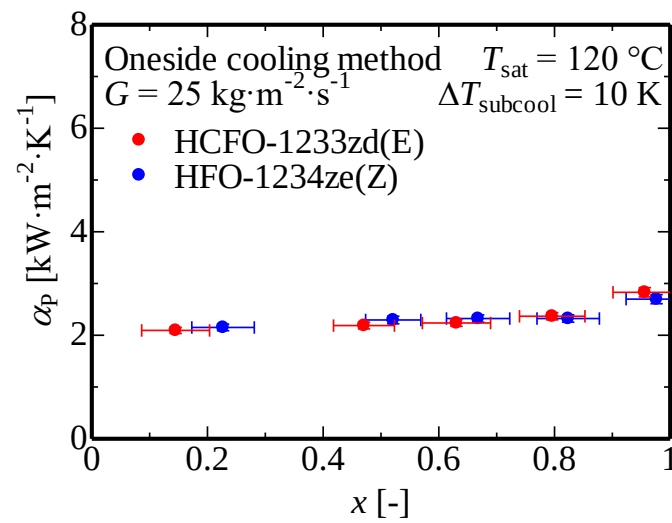
Fig.4.12 冷媒物性が凝縮熱伝達率に及ぼす影響
(冷媒飽和温度 100 °C, 冷媒質量速度 25 kg·m⁻²·s⁻¹)



(a) 壁面過冷度 2 K

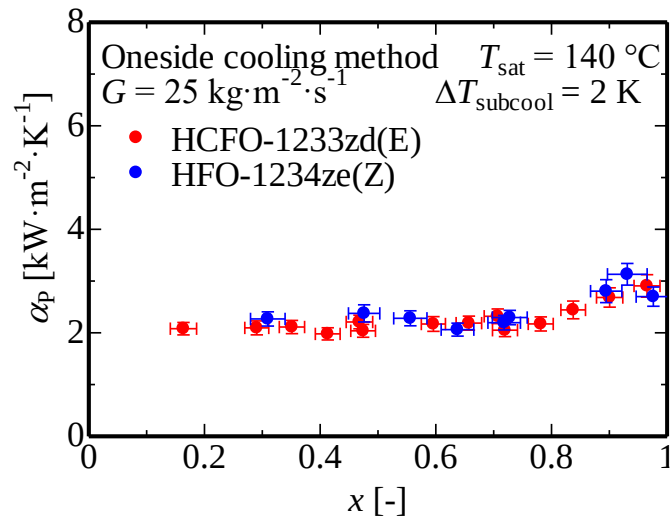


(b) 壁面過冷度 5 K

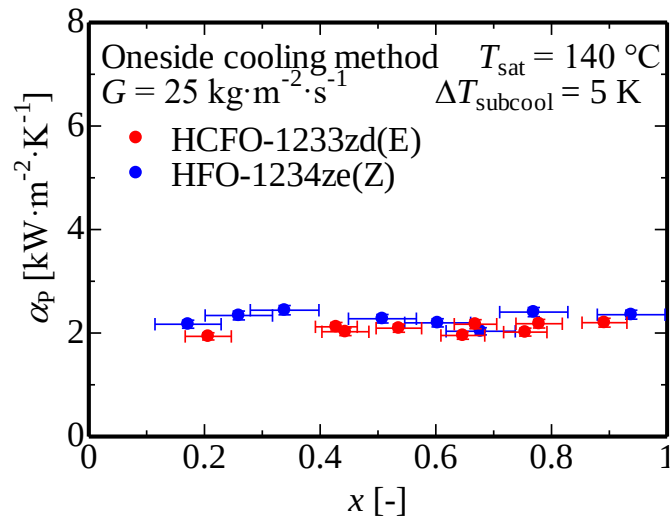


(c) 壁面過冷度 10 K

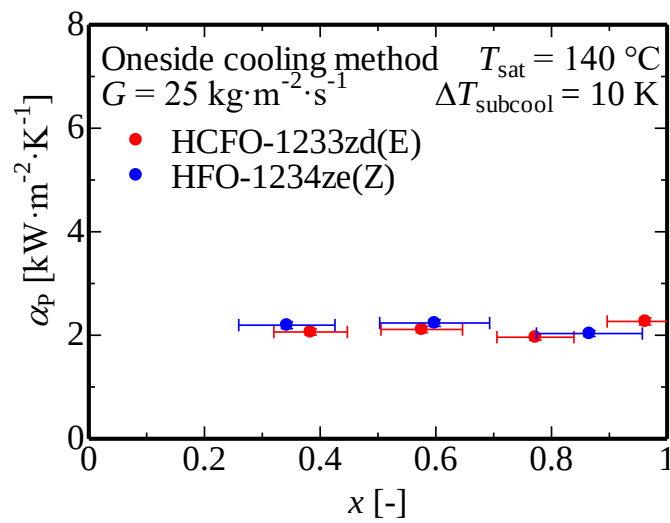
Fig.4.13 冷媒物性が凝縮熱伝達率に及ぼす影響
(冷媒飽和温度 120 °C, 冷媒質量速度 25 kg·m⁻²·s⁻¹)



(a) 壁面過冷度 2 K



(b) 壁面過冷度 5 K



(c) 壁面過冷度 10 K

Fig.4.14 冷媒物性が凝縮熱伝達率に及ぼす影響
 (冷媒飽和温度 $140\text{ }^{\circ}\text{C}$, 冷媒質量速度 $25\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$)

4.6 面積拡大率およびフィン効率を考慮した凝縮熱伝達特性

第 4.1 節から第 4.5 節までは凝縮熱伝達率をフィンの投影面積基準で示した。しかしながら、プレートフィン熱交換器はフィン部を設けることにより伝熱面積を拡大することで熱伝達性能を向上させている。そのため、フィン部の面積を含めた実面積基準で凝縮熱伝達率を把握することも重要である。また、本実験で使用したプレートフィン熱交換器はステンレス製であるため、熱伝導率が低くフィンを有効に活用できていない点が懸念される。そのため、フィン部による伝熱面積拡大効果を評価するために、フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率を把握することも重要である。そこで、本節においては、投影面積基準、実面積基準およびフィン効率を考慮した凝縮熱伝達率についての検討を行う。

Fig.4.15, 4.16 および 4.17 にそれぞれ冷媒飽和温度 100, 120 および 140 °C におけるクオリティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す。また、Fig.4.15, 4.16 および 4.17 における(a), (b)および(c)はそれぞれ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K の結果である。ここで、図中の赤、青および緑のプロットはそれぞれ投影面積基準の凝縮熱伝達率 α_p [kW・m⁻²・K⁻¹]、実面積基準の凝縮熱伝達率 α_A [kW・m⁻²・K⁻¹]およびフィン効率を考慮した凝縮熱伝達率 α_{fin} [kW・m⁻²・K⁻¹]であり、プロットの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅を示す。なお、グラフの下段にはクオリティ変化に対するフィン効率 ϕ [-]の変化を示している。

Fig.4.15, 4.16 および 4.17 より、それぞれの凝縮熱伝達率を比較すると、いずれ結果においても、投影面積基準の凝縮熱伝達率、フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率、実面積基準の凝縮熱伝達率の順で凝縮熱伝達率は低くなることがわかる。また、フィン効率は高クオリティ域から低クオリティ域にかけて凝縮が進行するにつれて高くなることがわかる。これは、高クオリティ域のように凝縮熱伝達率が高いとフィンの根元に多くの熱量が流入し、フィンの表面温度が先端に向けてより早く冷媒温度に近づいてしまうため、フィン効率が低くなったと考えられる。一方で、低クオリティ域では凝縮熱伝達率が高クオリティ域のそれに比して小さくなるため、フィン温度が上昇しにくくなることでフィン効率が高クオリティ域のそれに比して高くなったと考えられる。しかしながら、フィン効率では最大でも 0.45 程度であるため、フィン部があまり機能していないことがわかる。これは、テストセクションの冷却方式による影響が考えられるが、詳しくは第 6 章で後述する。

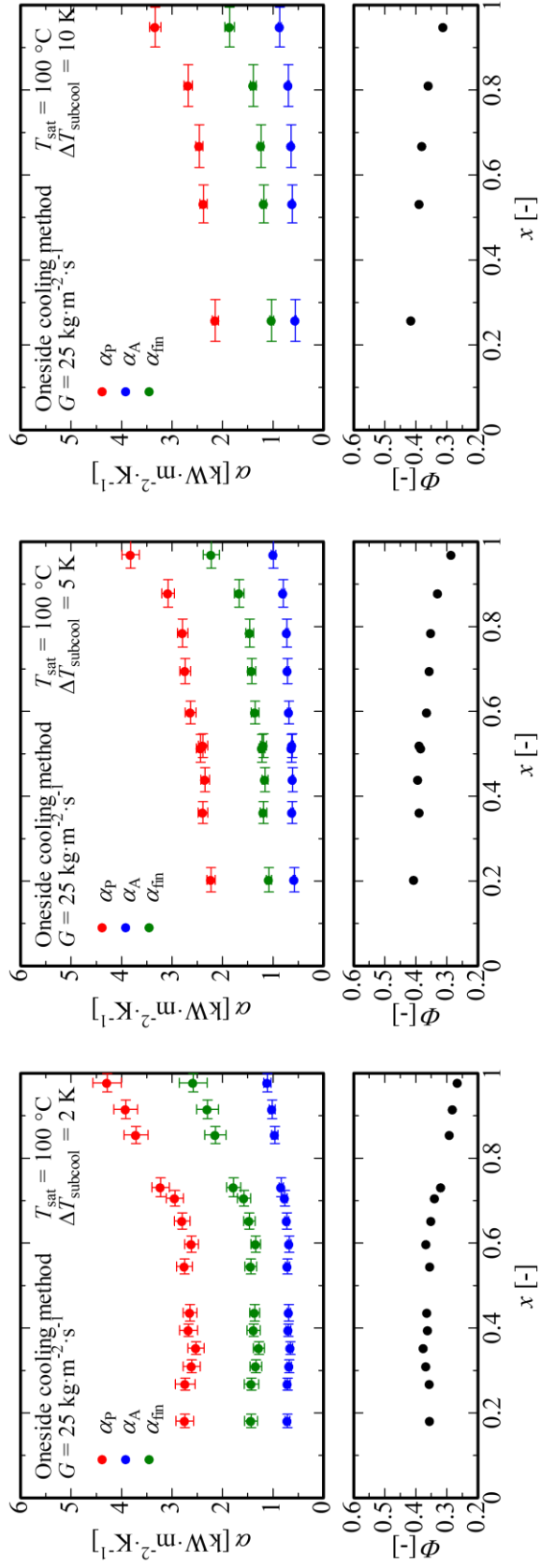
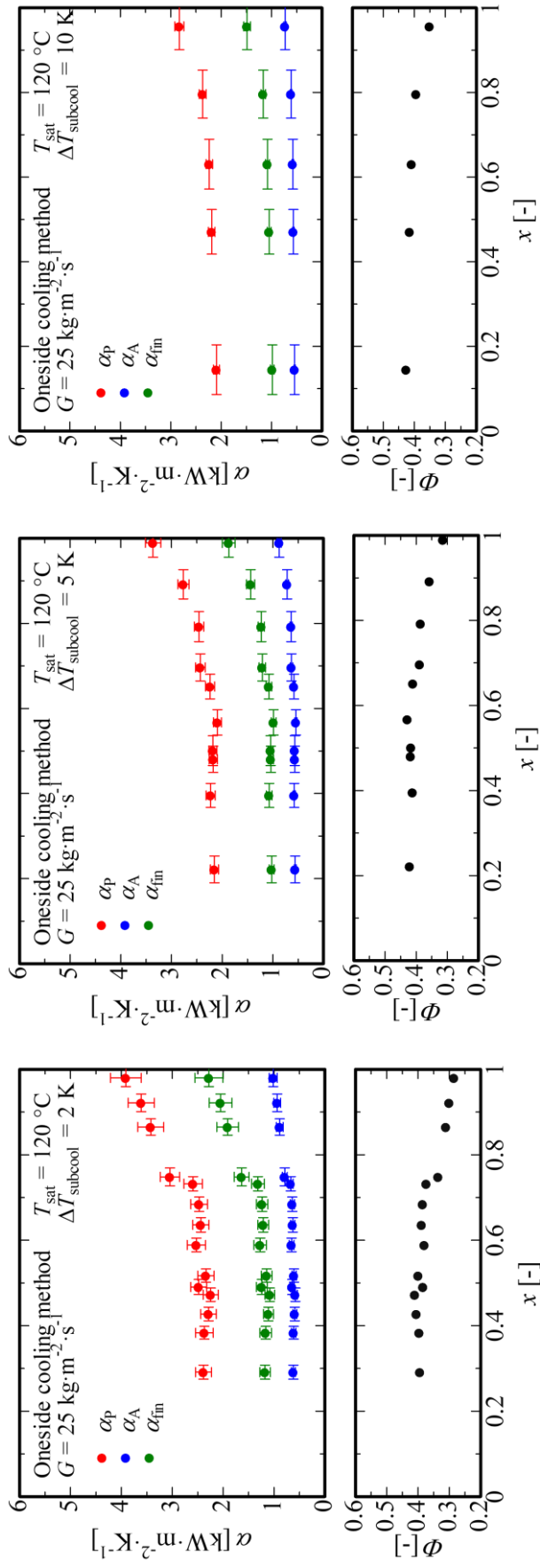


Fig.4.15 フィン効率を考慮した凝縮熱伝達(冷媒飽和温度 100 °C)

(c) 壁面過冷度 10 K

(b) 壁面過冷度 5 K

(a) 壁面過冷度 2 K



(a) 壁面過冷度 2 K

(b) 壁面過冷度 5 K

(c) 壁面過冷度 10 K

Fig.4.16 フィン効率を考慮した凝縮熱伝達(冷媒飽和温度 120 °C)

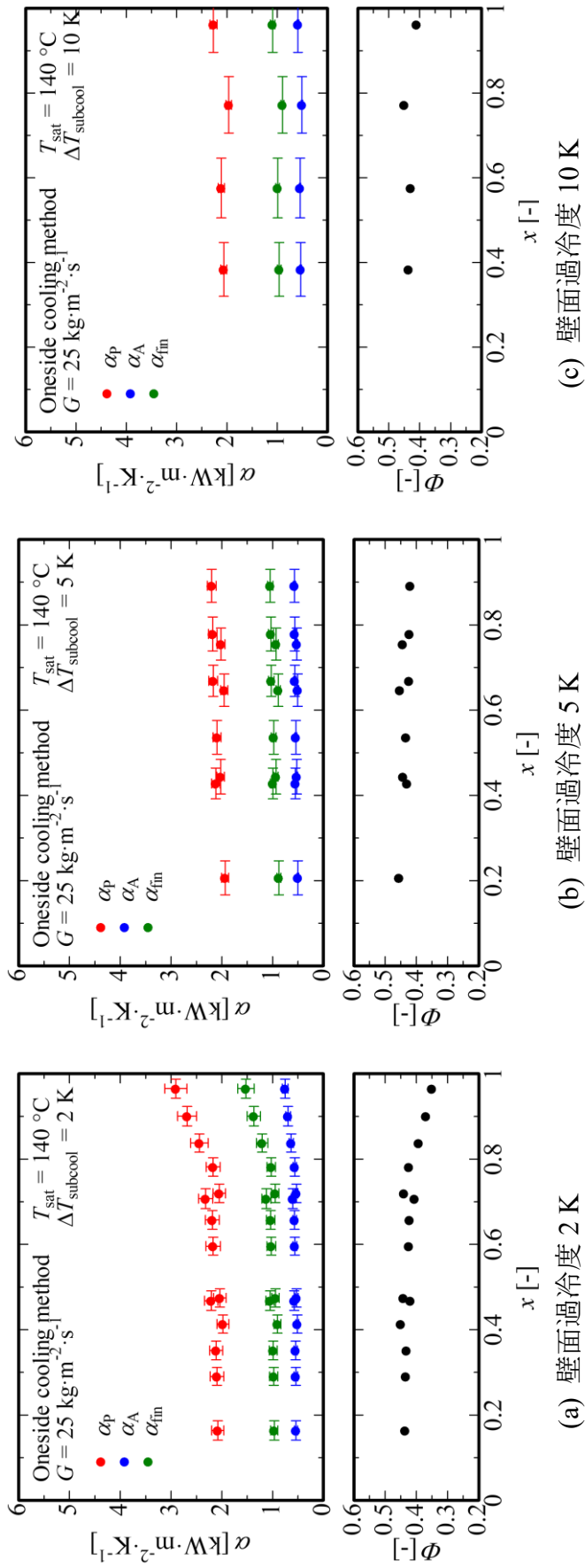


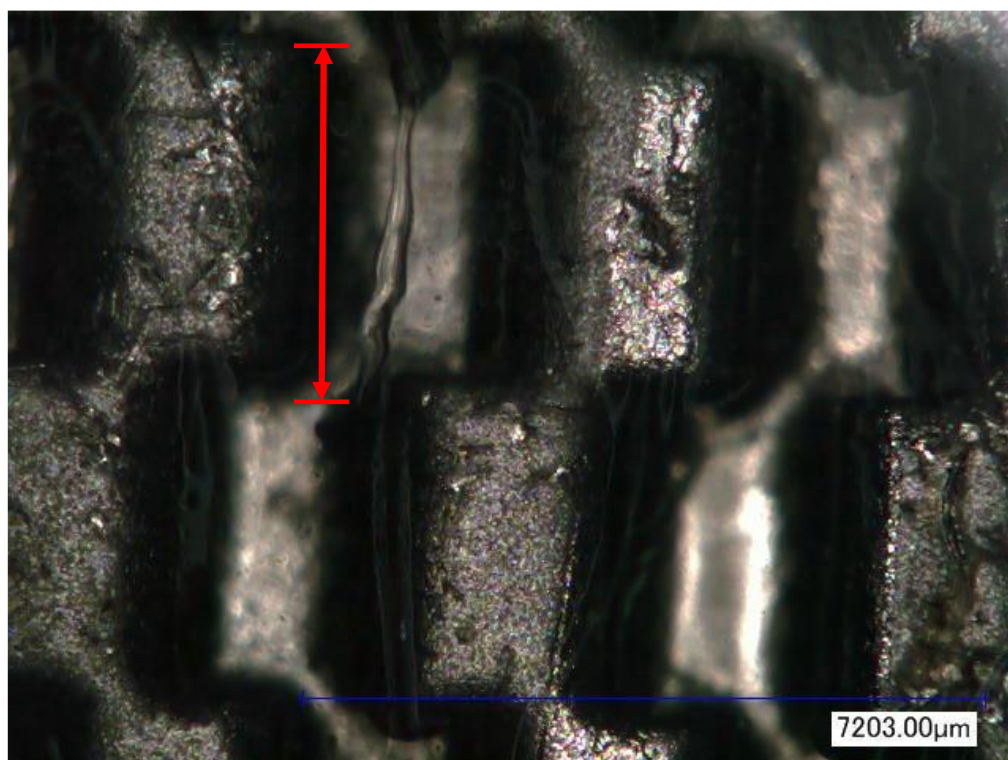
Fig.4.17 フィン効率を考慮した凝縮熱伝達(冷媒飽和温度 $140 \text{ }^{\circ}\text{C}$)

4.7 凝縮液の流動様相と凝縮熱伝達特性の関係性

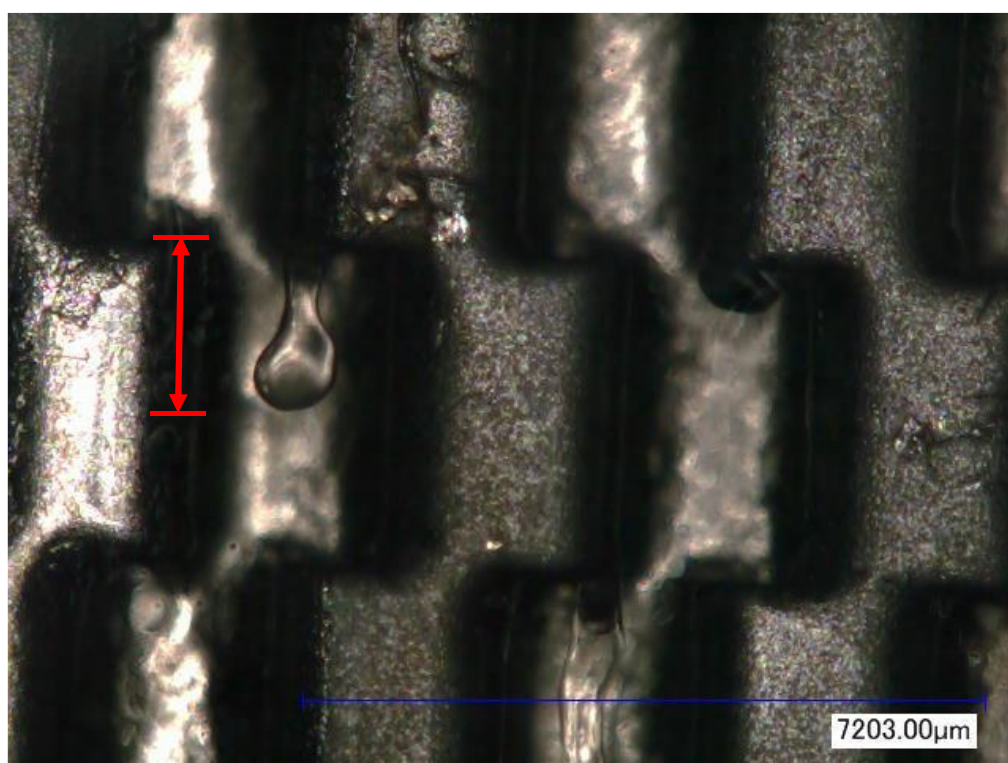
本来、プレートフィン熱交換器の冷媒流路は、片側からのみではなく両側から冷却されている。しかしながら、第 1.2 節の従来研究で紹介したように、プレートフィン熱交換器に関する従来研究は蒸気あるいは液単相流を対象としたものが多く、気液二相流に関する研究はほぼ見当たらない。そのため、本研究においては、熱交換器内での現象と熱伝達特性の関係性を把握するために、冷媒流路に可視化部を設けた片面冷却方式のテストセクションを使用し、凝縮液の流動様相を記録した。

Fig.4.18 に冷媒飽和温度 120 °C、冷媒質量速度 $50 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ およびクオリティ 1.0 付近における流動様相の静止画を示す。ここで、Fig.4.18 の(a)および(b)は壁面過冷度が 3 K および 10 K における静止画である。なお、HCFO-1233zd(E)実験時に可視化窓が破損したため、HCFO-1233zd(E)の流動様相の記録はできなかった。そのため、本節では、過去に本研究グループにより記録した HFO-1234ze(Z)の流動様相の静止画を参考として、凝縮熱伝達特性との関連性を考察する。

Fig.4.18 より、どちらの静止画の凝縮液においても、フィンの隅部から液滴および液柱を確認することができる。この液柱の長さに注目すると、壁面過冷度が 3 K の場合の液柱の長さは 10 K の場合のそれに比して長いことがわかる。これは、主に凝縮液量や表面張力に関係しており、液柱が長いほど凝縮液に対して表面張力の影響が強く表れていると考えられる。また、表面張力が強く働いた場合は、フィンの隅部に凝縮液が引き付けられるため、フィン基底面の液膜は薄くなり、凝縮熱伝達率は高くなると考えられる。これは、第 4.3 節で示した実験結果において、壁面過冷度が小さいほど凝縮熱伝達率が高くなった結果は、表面張力が一因であることと一致している。



(a) 壁面過冷度 3 K



(b) 壁面過冷度 10K

Fig.4.18 冷媒飽和温度 120 °C，冷媒質量速度 $50 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ ，クオリティ 1.0 における HFO-1234ze(Z)の流動様相

第 5 章 両面冷却方式における凝縮試験結果

本章では，テストセクションが両面冷却方式の場合のプレートフィン熱交換器内を鉛直下向きに流れる HCFO-1233zd(E)の凝縮実験の結果を示す．また，冷媒飽和温度，冷媒質量速度および冷媒飽和温度と冷媒流路内壁面温度の差で定義される壁面過冷度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響を比較することで，HCFO-1233zd(E)の凝縮熱伝達特性について考察を行う．さらに，以前本研究室で実施した HFO-1234ze(Z)の凝縮実験の結果^[16]と比較することで，冷媒物性が凝縮熱伝達率に及ぼす影響に関しての考察を行う．

5.1 実験結果に関する取扱い

本実験では，用いた実験装置の特性により 1 回の凝縮実験につき，テストセクション前面部および背面部でそれぞれ 8 点すなわち計 16 点の実験結果が得られるが，実験装置および測定機器の不具合から，決まったセクションで得られた測定値が異常な値を示した．そのため，実験結果を考察するに先立って，本節では実験データに関する取扱いに関して明記する．

Fig.5.1(a)および(b)にテストセクション前面部および背面部において冷媒飽和温度 100 °C，質量速度 $25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ および壁面過冷度 2 K におけるクオリティ変化に対する HCFO-1233zd(E)の投影面積基準の凝縮熱伝達率の変化を示す．プロットの縦および横のバーは，それぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅であり，前面部および背面部でそれぞれ計 4 回の凝縮実験で得られた計 31 点をプロットした．なお，クオリティが 1 以上または 0 以下の場合のデータはグラフの範囲外に存在している．本実験においては，第 1 セクションから第 8 セクションにかけて冷媒の凝縮が進行していくため，第 1 セクションから得られたデータにおけるクオリティが最も高く，第 2 セクション，第 3 セクションと順にクオリティが低くなっていき，第 8 セクションから得られたデータにおけるクオリティが最も低くなる．

まず初めに，Fig.5.1(a)の前面部から得られたデータに関して各セクションと実験データの関係に注目すると，第 1，2，4 および 7 セクションから得られたデータは，その他のセクションから得られたデータに比して，明らかに高い凝縮熱伝達率を示すことがわかる．第 1 セクションでの現象については，テストセクション入口に設置してある分流器による影響が考えられる．冷媒がテストセクションに均等に流入するように分流器を設置しているが，冷媒を分配する際に凝縮液滴が飛散することで冷媒の流れに乱れが生じたことが原因であると考えられる．また，第 2，4 および 7 セクションでの現象については，主に熱電対あるいは熱流束センサの出力の異常に起因していると考えられる．さらに，第 3，および 5 セクションにおいては，それぞれ熱流束センサ検定の時点での出力異常および出力の低下が確認されたため，

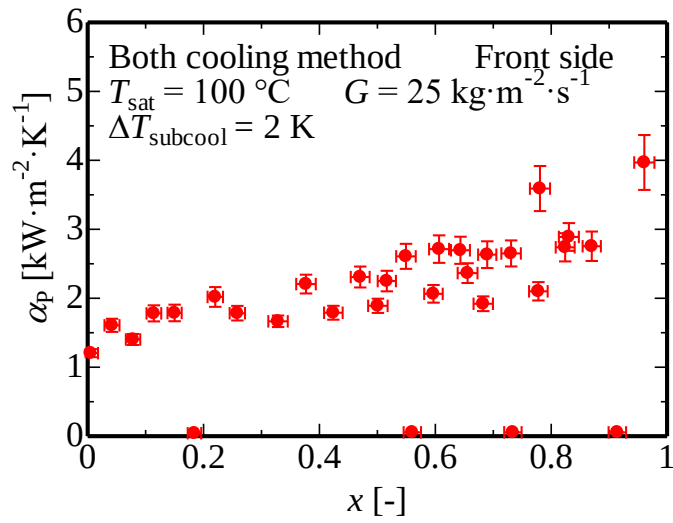
低い凝縮熱伝達率を示すと考えられる．このような各セクションにおける凝縮熱伝達率の値の傾向には再現性があり，すべての条件における凝縮実験結果においても同様の傾向が確認された．以上に述べた通り，両面冷却方式の場合の前面部の第 1, 2, 3, 4, 5 および 7 セクションから得られた凝縮実験の結果は，実験データから除外して取り扱うものとする．

次に，Fig.5.1(b)の背面部から得られたデータに関して各セクションと実験データの関係に注目すると，第 2 セクションから得られたデータは，その他のセクションから得られたデータに比して，明らかに低い凝縮熱伝達率を示すことがわかる．これは，熱電対の出力の異常に起因していると考えられる．背面部の第 2 セクションにおいて測定される壁温は，他のセクションにおいて測定される壁温よりも約 0.5°C から 1.0°C 程度低い値を示すため，凝縮熱伝達率が低くなると考えられる．また，前面部と同様に，第 1 セクションにおいて凝縮熱伝達率が他のセクションに比して明らかに高い場合が確認できる．これは，先述した通りテストセクション入口に設置してある分流器による影響であると考えられる．以上より，両面冷却方式の場合の背面部の第 1 および 2 セクションから得られた凝縮実験の結果は，実験データから除外して取り扱うものとする．

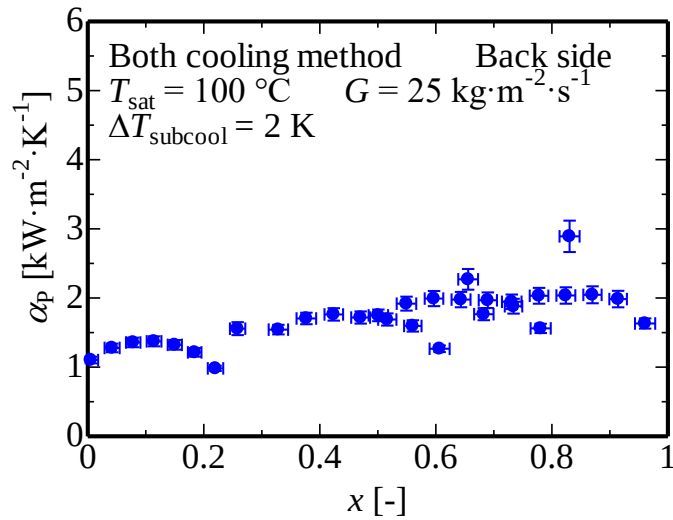
Fig.5.1(c)に異常なデータを除外した場合のグラフを示している．なお，これ以降は前面部と背面部のデータは区別せずに扱うものとする．

Table 5.1 両面凝縮実験の結果に使用するデータ

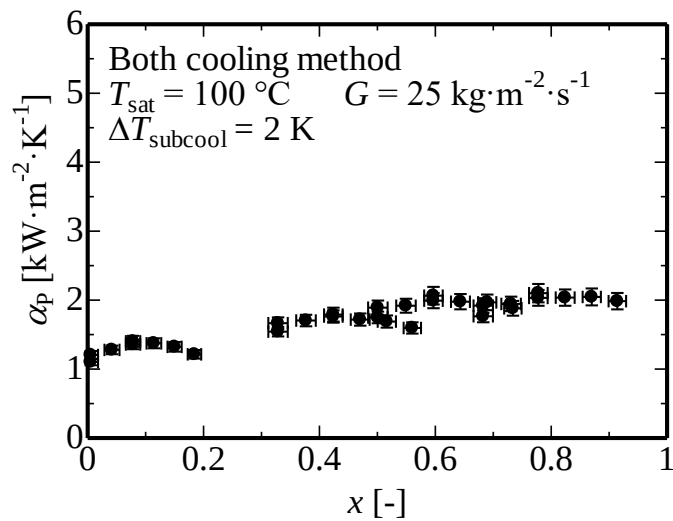
	セクション番号							
	1	2	3	4	5	6	7	8
前面部	×	×	×	×	×	○	×	○
背面部	×	×	○	○	○	○	○	○



(a) 全データをプロットした場合(テストセクション前面部)



(b) 全データをプロットした場合(テストセクション背面部)



(c) 異常なデータを除外した場合

Fig.5.1 冷媒飽和温度 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，質量速度 $25\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ ，壁面過冷度 2 K における実験結果

5.2 凝縮熱伝達特性に及ぼす冷媒飽和温度の影響

HCFO-1233zd(E)の飽和温度の違いが凝縮熱伝達率に及ぼす影響を把握するために、Fig.5.2, 5.3 および 5.4 にそれぞれ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K におけるクオリティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す。また、Fig.5.2, 5.3 および 5.4 における(a)および(b)はそれぞれ質量速度が 25 および 50 kg・m⁻²・s⁻¹の結果である。ここで、凝縮熱伝達率 α_p [kW・m⁻²・K⁻¹]はフィンの投影面積基準の凝縮熱伝達率である。なお、図中の赤、青および緑のプロットはそれぞれ冷媒飽和温度が 100, 120 および 140 °C における凝縮実験結果であり、プロットの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅を示す。

Fig.5.2, 5.3 および 5.4 より、いずれの条件においても、クオリティが減少するにつれて凝縮熱伝達率の値も減少していることがわかる。これは、冷媒が凝縮した際の液膜の厚さによる影響が考えられる。クオリティが減少するにつれて凝縮液量が増えるため、凝縮液膜が厚くなり、液膜の熱抵抗が増加するため凝縮熱伝達率の値も減少していくと考えられる。

Fig.5.2 より、冷媒飽和温度が高いほど凝縮熱伝達率が低くなっていることがわかる。これは、冷媒 HCFO-1233zd(E)は飽和温度が 100, 120 および 140 °C と高くなるにつれて、潜熱、液熱伝導率、表面張力および液密度といった物性値が小さくなっていくためである。ここに、表面張力が小さくなると、フィンの隅部に凝縮液が引き付けられる効果が弱くなり、液膜が厚くなるためであり、液密度が小さくなると、同クオリティにおいて液体積が大きくなり、液膜が厚くなるためであると考えられる。これらの効果と液熱伝導率が低下することで、冷媒飽和温度が小さくなるほど凝縮熱伝達率が小さくなると考えられる。また、高クオリティ域では、冷媒飽和温度が 100 °C の場合の凝縮熱伝達率は冷媒飽和温度が 140 °C の場合のそれに比して約 31 %程度高い値を示す一方で、低クオリティ域においてその差は 16 %になっていることがわかる。これは、高クオリティ域から低クオリティ域にかけて凝縮が進行するにつれて、凝縮液膜が厚くなることで重力支配的な対流凝縮に移行するためだと考えられる。そのため、低クオリティ域では高クオリティ域ほど物性値の影響が現れなかったのだと考えられる。

Fig.5.3 および 5.4 より、壁面過冷度が 2 K の場合と同様に壁面過冷度が 5 K の場合も、高クオリティ域において冷媒飽和温度が高くなるほど凝縮熱伝達率の値が小さくなっていることがわかるが、一方で低クオリティ域および壁面過冷度が 10 K の場合においては、冷媒飽和温度の値によらず凝縮熱伝達率は同程度の値を示すことがわかる。これは、詳しくは後述するが壁面過冷度が大きくなると同クオリティにおいても凝縮液膜が厚くなるためだと考えられる。

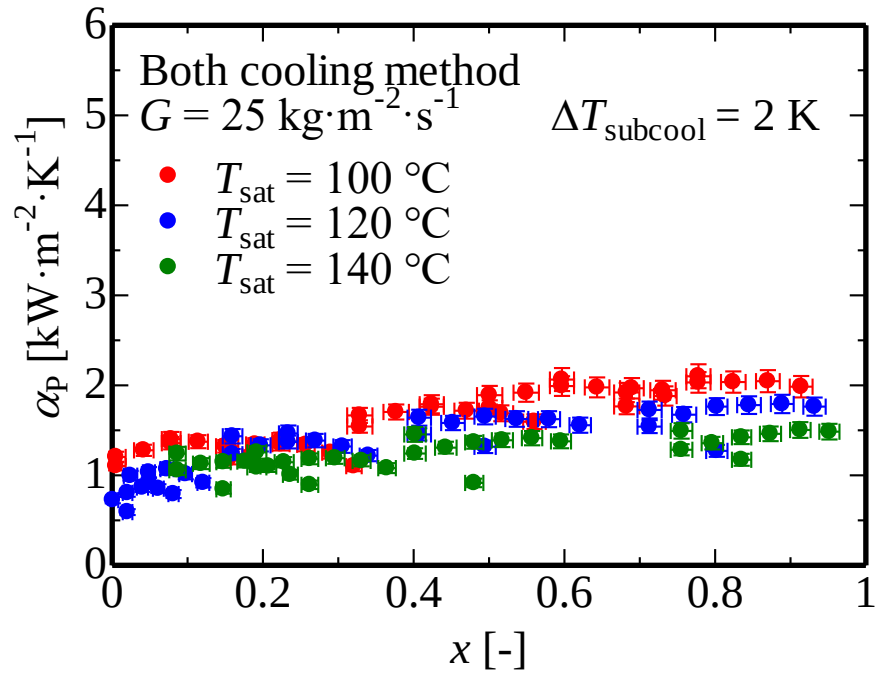
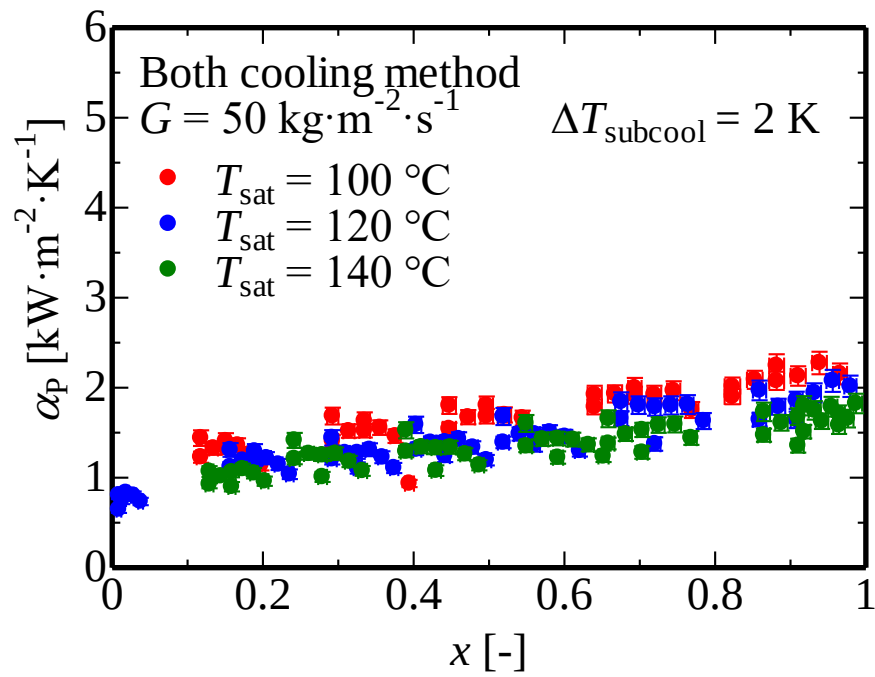
(a) 冷媒質量速度 $25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ (b) 冷媒質量速度 $50 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$

Fig.5.2 冷媒飽和温度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(壁面過冷度 2 K)

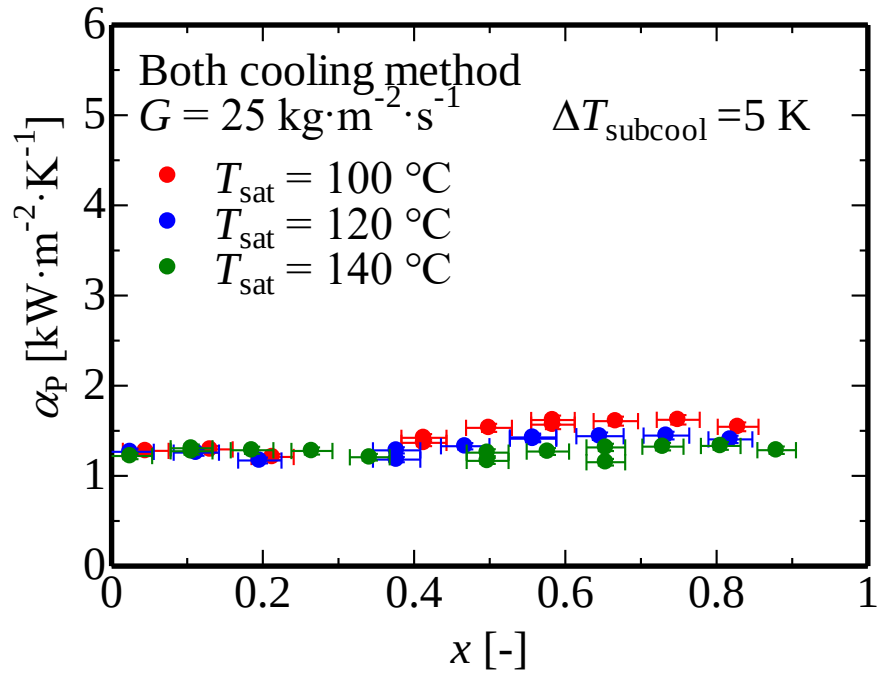
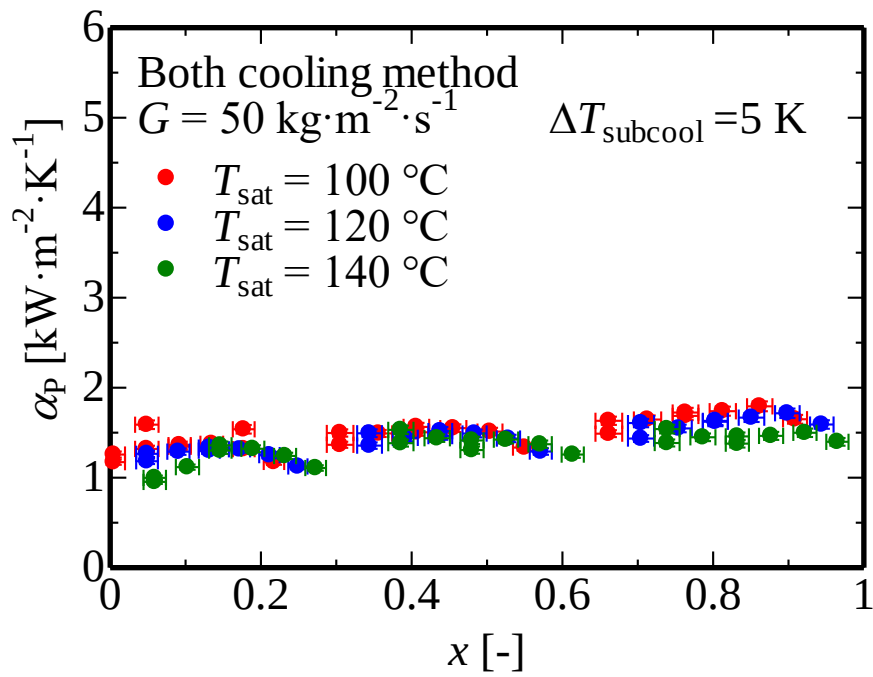
(a) 冷媒質量速度 $25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ (b) 冷媒質量速度 $50 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$

Fig.5.3 冷媒飽和温度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(壁面過冷度 5 K)

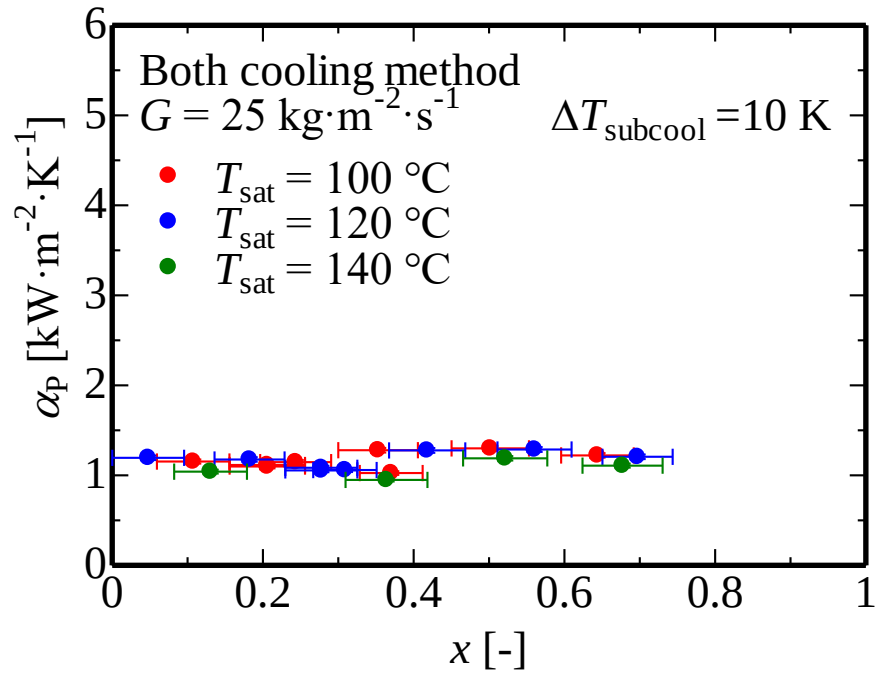
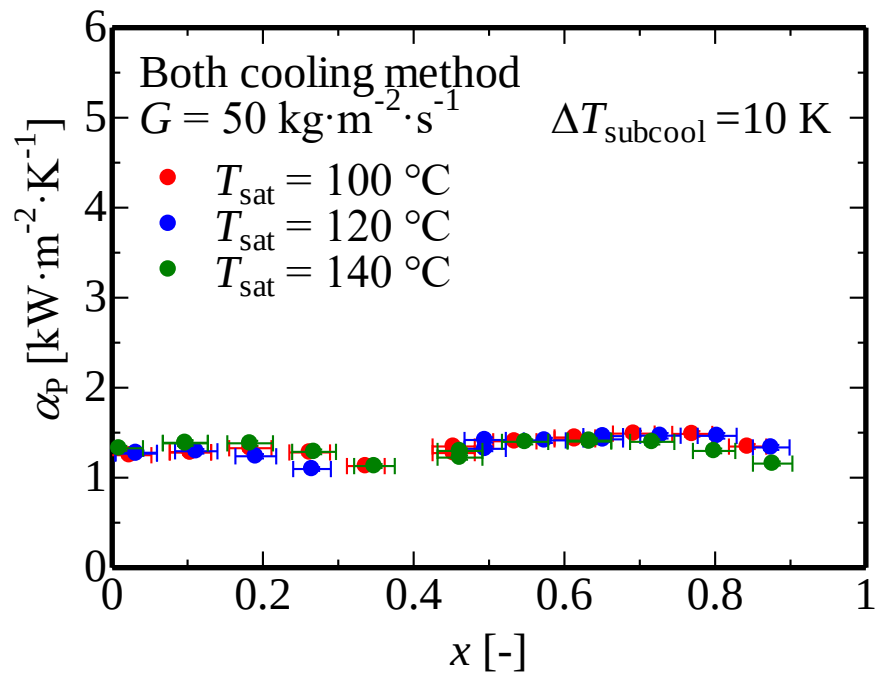
(a) 冷媒質量速度 $25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ (b) 冷媒質量速度 $50 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$

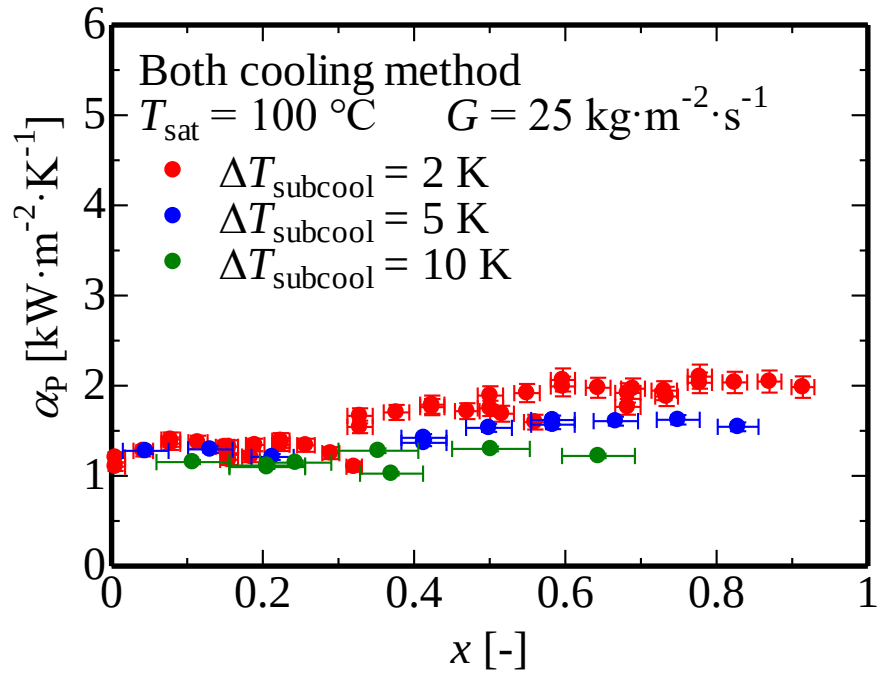
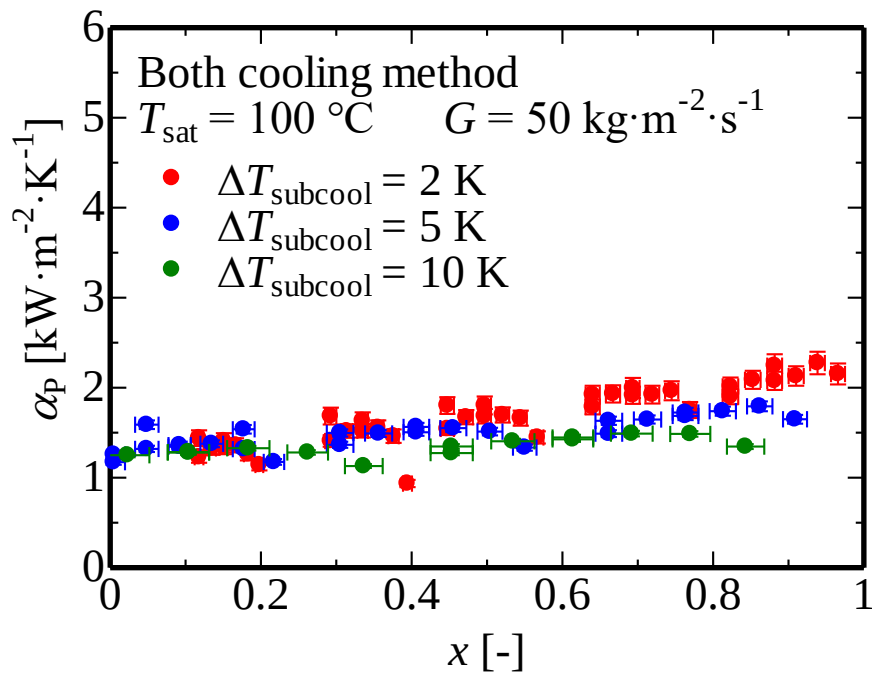
Fig.5.4 冷媒飽和温度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(壁面過冷度 10 K)

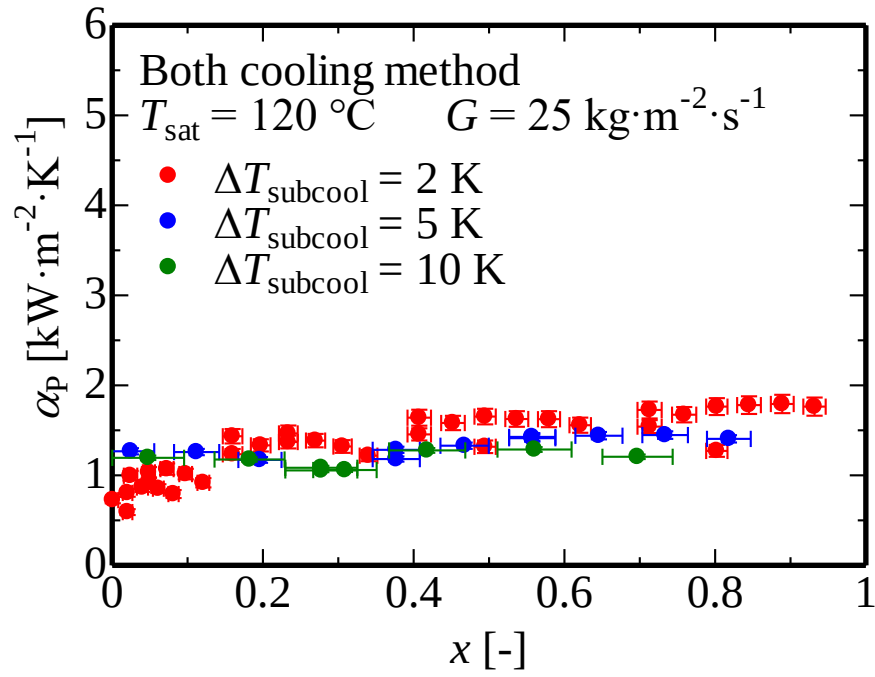
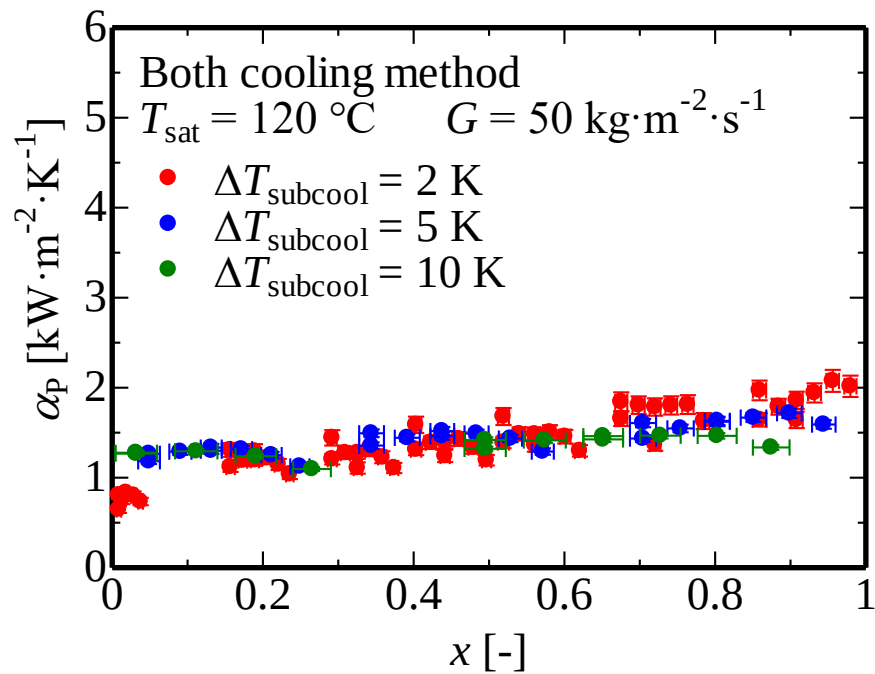
5.3 凝縮熱伝達特性に及ぼす壁面過冷度の影響

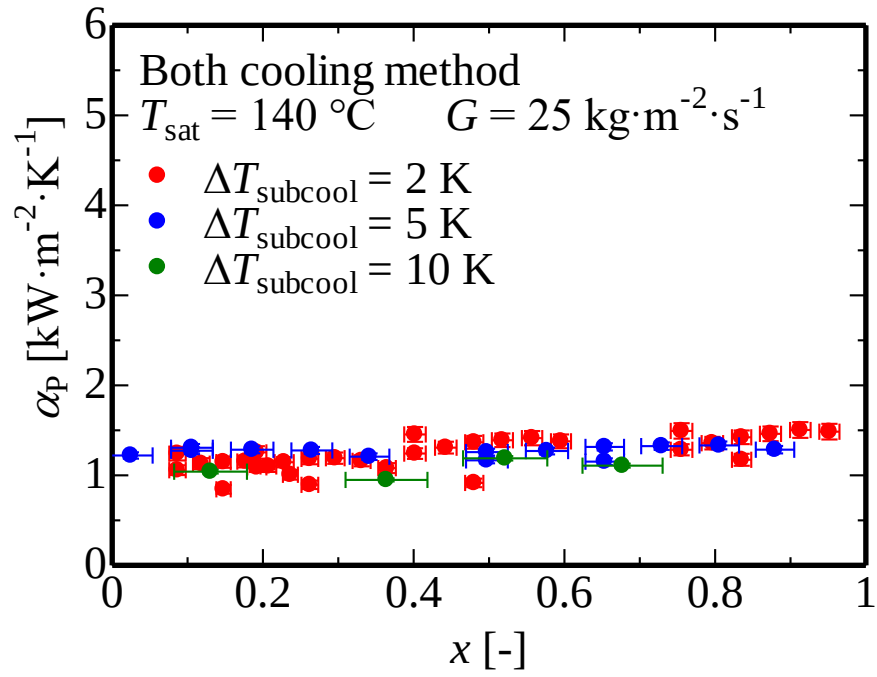
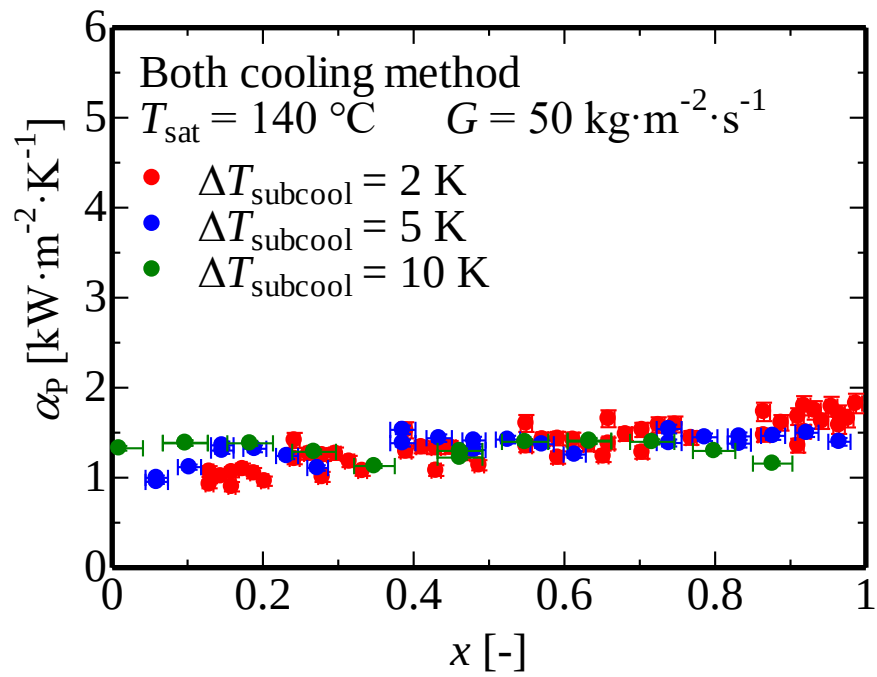
HCFO-1233zd(E)の壁面過冷度の違いが凝縮熱伝達率に及ぼす影響を把握するために、Fig.5.5, 5.6 および 5.7 にそれぞれ冷媒飽和温度 100, 120 および 140 °C におけるクオリティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す。また、Fig.5.5, 5.6 および 5.7 における(a)および(b)はそれぞれ質量速度が 25 および 50 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ の結果である。ここで、凝縮熱伝達率伝達率 α_p [$\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]はフィンの投影面積基準の凝縮熱伝達率である。なお、図中の赤、青および緑のプロットはそれぞれ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K における凝縮実験結果であり、プロットの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅を示す。

Fig.5.6, 5.7 および 5.8 より、いずれの条件においても、高クオリティ域において壁面過冷度 2 K のときに凝縮熱伝達率が最大値、壁面過冷度が 10 K のときに最小値となり、クオリティが低くなるにつれてその差もほとんど見られなくなっていることがわかる。この高クオリティ域での現象は、壁面過冷度が大きいほど同じクオリティに達するまでの伝熱距離および時間が短くなるためだと考えられる。そのため、フィンの隅部に凝縮液を引き付ける表面張力の効果が強く表れたことで、伝熱面であるフィン基底部の液膜が薄くなり、高い凝縮熱伝達率を示したと考えられる。一方で、高クオリティ域以外では、凝縮の進行に伴い凝縮量が多くなり、表面張力の効果が相対的に弱くなることで、フィン隅部へ凝縮液が集まりにくくなるため、壁面過冷度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響は小さくなると考えられる。

一方で Fig.5.6 および 5.7 の低クオリティ域においては、壁面過冷度が 2 K の場合の凝縮熱伝達率は、壁面過冷度が 5 および 10 K の場合のそれに比して低くなっていることがわかる。これは、本論文でグラフの横軸に使用しているクオリティが熱平衡クオリティであるためだと考えられる。壁面過冷度が大きくなるほど、低クオリティ域における凝縮液はより過冷液となり、潜熱の一部が過冷液の顕熱変化に奪われてしまうため、壁面過冷度が 5 および 10 K の低クオリティ域における実際のクオリティは、熱平衡クオリティよりも高くなると考えられる。また、HCFO-1233zd(E)の飽和温度が高いほど定圧比熱が大きくなり、この場合も顕熱が大きくなり、潜熱を奪ってしまうため、実際のクオリティは高くなると考えられる。以上より、Fig.5.6 および 5.7 の低クオリティ域においては、壁面過冷度が 5 および 10 K の場合のクオリティが実際のクオリティよりも低い値を示すため、壁面過冷度が 2 K の場合の凝縮熱伝達率は、壁面過冷度が 5 および 10 K の場合のそれに比して低くなっていると考えられる。また、第 5.2 節で述べた通り、冷媒飽和温度が高いほど液膜が厚くなることと、低クオリティ域では凝縮の進行に伴い凝縮量が多くなることにより、Fig.5.6 および 5.7 の低クオリティ域のように、凝縮液の量が十分多い領域においては、セレートフィンの切り欠き部による乱れの効果が表れたことで凝縮熱伝達率が高い値を示したと考えられる。

(a) 冷媒質量速度 $25\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ (b) 冷媒質量速度 $50\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ Fig.5.5 壁面過冷度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$)

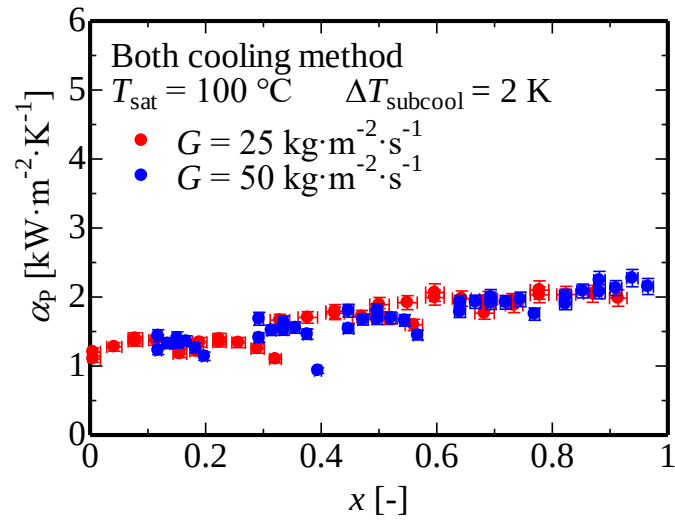
(a) 冷媒質量速度 $25\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ (b) 冷媒質量速度 $50\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ Fig.5.6 壁面過冷度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 $120\text{ }^{\circ}\text{C}$)

(a) 冷媒質量速度 $25\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ (b) 冷媒質量速度 $50\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ Fig.5.7 壁面過冷度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 $140\text{ }^{\circ}\text{C}$)

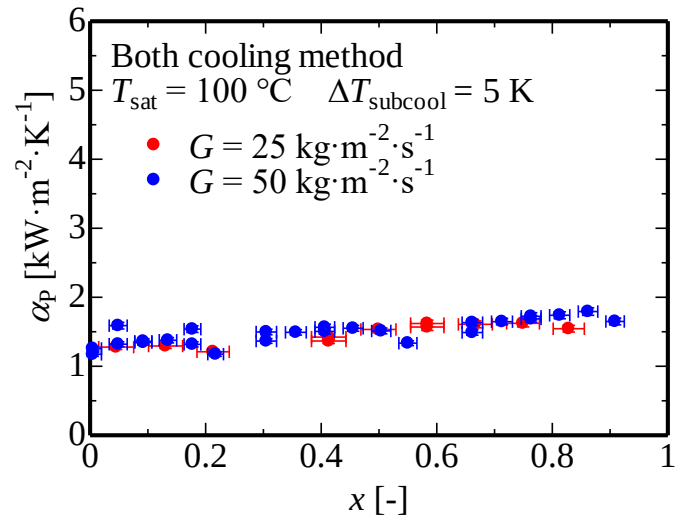
5.4 凝縮熱伝達特性に及ぼす冷媒質量速度の影響

HCFO-1233zd(E)の質量速度の違いが凝縮熱伝達率に及ぼす影響を把握するために、Fig.5.8, 5.9 および 5.10 にそれぞれ冷媒飽和温度 100, 120 および 140 °C におけるクオリティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す。また、Fig.5.9, 5.10 および 5.11 における(a), (b)および(c)はそれぞれ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K の結果である。ここで、凝縮熱伝達率 α_p [$\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$] はフィンの投影面積基準の凝縮熱伝達率である。なお、図中の赤および青プロットはそれぞれ質量速度が 25 および 50 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ における凝縮実験結果であり、プロットの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅を示す。

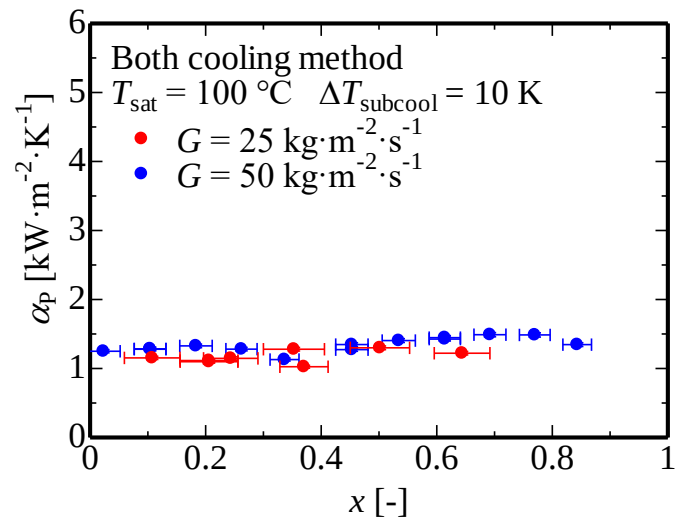
Fig.5.8, 5.9 および 5.10 より、いずれの条件においても、HCFO-1233zd(E)の質量速度によらず凝縮熱伝達率は同程度の値を示していることがわかる。本実験範囲では、HCFO-1233zd(E)の蒸気速度は飽和温度 100 °C および質量速度 50 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ のときに最大値を取るが、それでも 0.89 $\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 程度であり、蒸気せん断力による影響が小さく、質量速度が大きくなっても液膜表面に乱れが生じにくいと考えられる。そのため、本実験範囲においては、質量速度の違いが凝縮熱伝達率に及ぼす影響がほとんど現れなかったと考えられる。また、第 4.4 節で述べた通り、片面冷却方式の場合の凝縮実験の結果においては、壁面過冷度が 2 K の場合の高クオリティ域で質量速度の影響が若干みられたが、両面冷却方式の場合の凝縮実験の結果においては、全クオリティ域で質量速度の影響がみられなかった。これは、両面冷却方式の場合は、冷媒流路の両側が冷却面となっているため、片面冷却方式に比して冷媒の凝縮量が多い。そのため、片面冷却方式の場合に現れたセレート構造による液膜の乱れの効果が両面冷却方式の場合には抑制されたため、冷媒質量速度によらず凝縮熱伝達率の値は同程度の値を示すと考えられる。



(a) 壁面過冷度 2 K

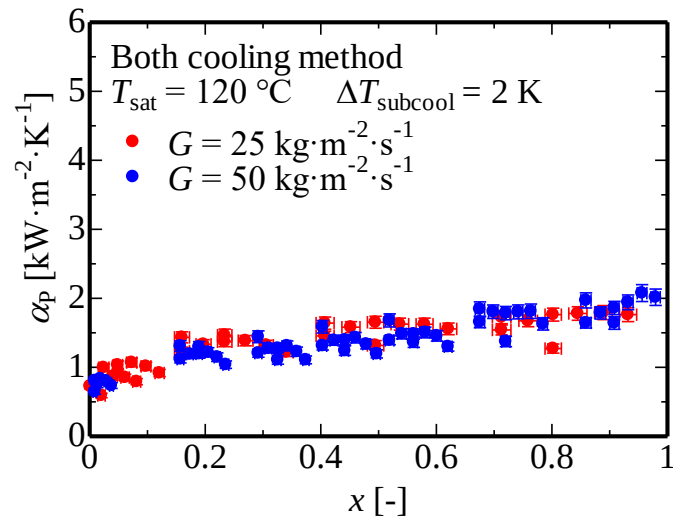


(b) 壁面過冷度 5 K

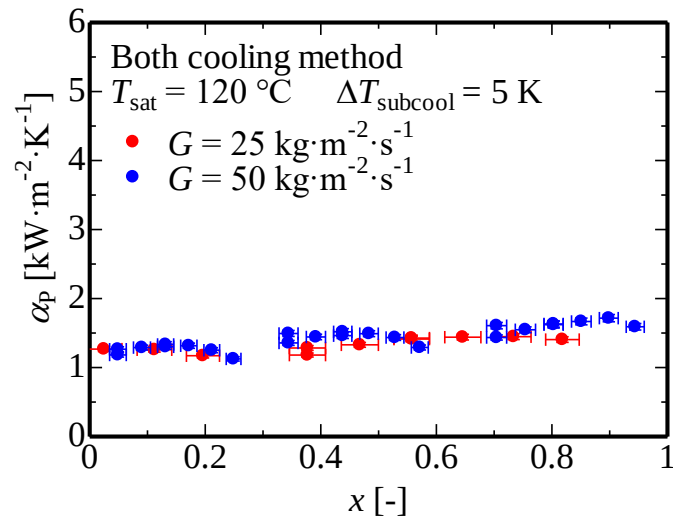


(c) 壁面過冷度 10 K

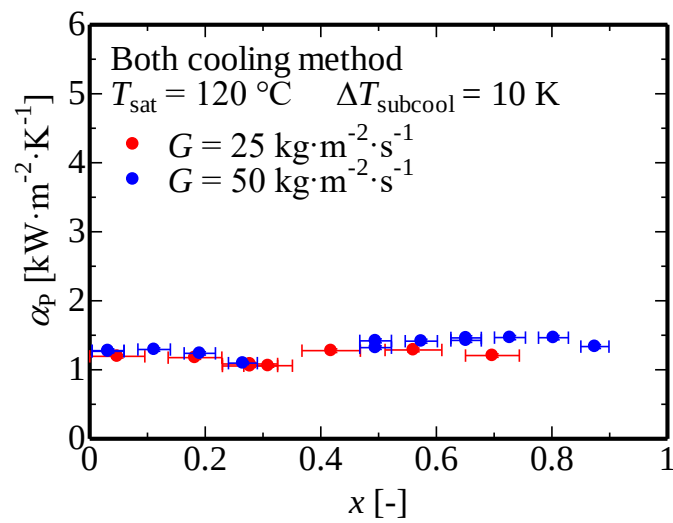
Fig.5.8 冷媒質量速度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 100 °C)



(a) 壁面過冷度 2 K

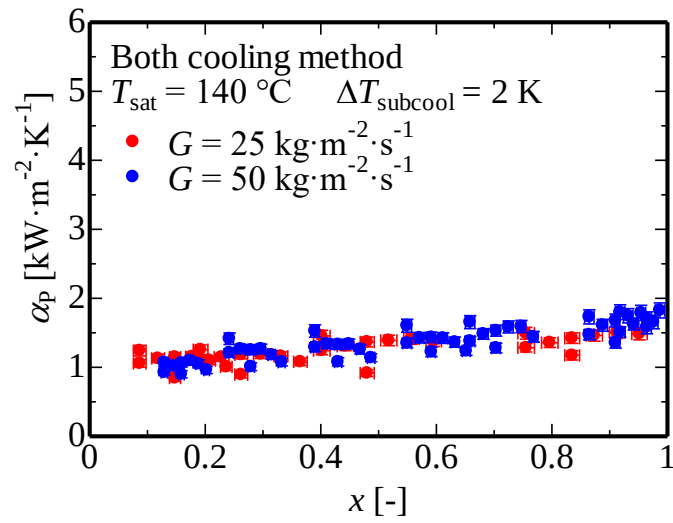


(b) 壁面過冷度 5 K

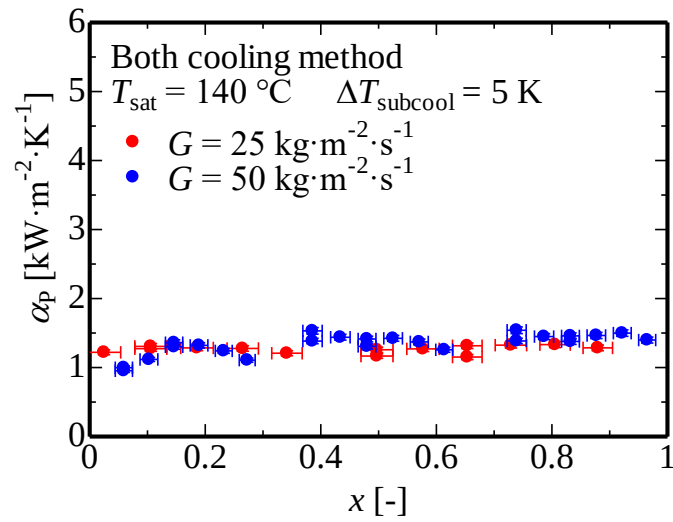


(c) 壁面過冷度 10 K

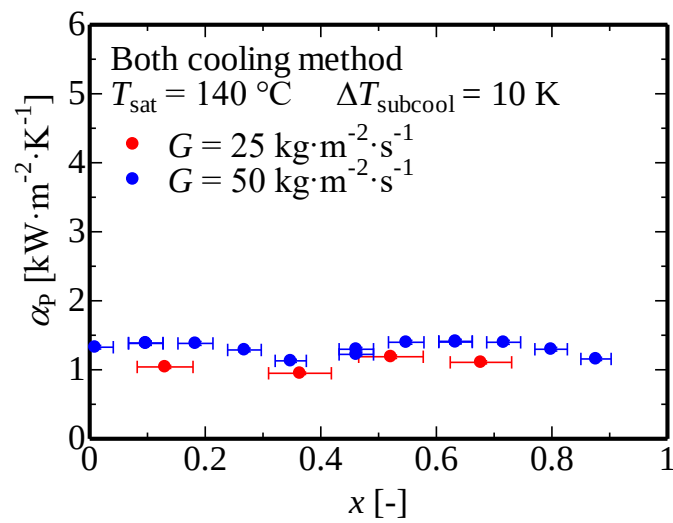
Fig.5.9 冷媒質量速度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 120 °C)



(a) 壁面過冷度 2 K



(b) 壁面過冷度 5 K



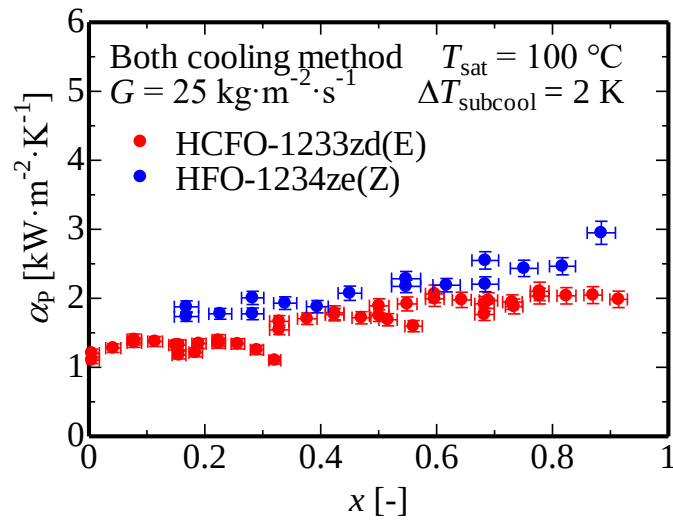
(c) 壁面過冷度 10 K

Fig.5.10 冷媒質量速度が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 140 °C)

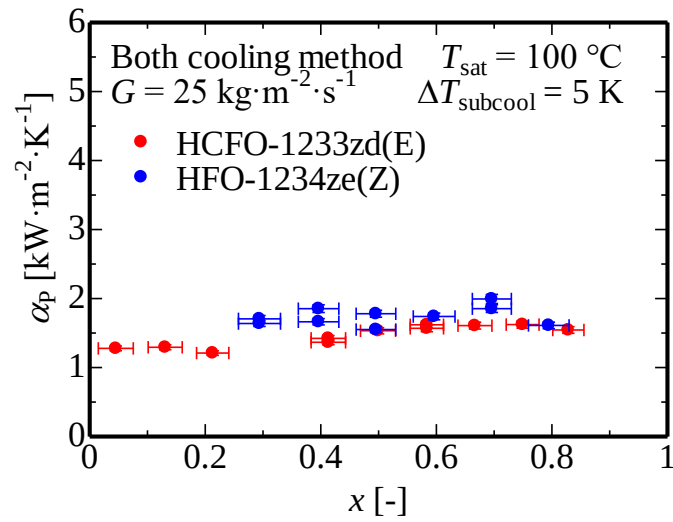
5.5 凝縮熱伝達特性に及ぼす冷媒物性の影響

冷媒物性の違いが凝縮熱伝達率に及ぼす影響を把握するために、Fig.5.11, 5.12 および 5.13 にそれぞれ冷媒飽和温度 100, 120 および 140 °C におけるクオリティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す。また、Fig.5.11, 5.12 および 5.13 における(a), (b)および(c)はそれぞれ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K の結果である。ここで、凝縮熱伝達率 α_p [$\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]はフィンの投影面積基準の凝縮熱伝達率である。なお、図中の赤および青プロットはそれぞれ HCFO-1233zd(E)および HFO-1234ze(Z)における凝縮実験結果であり、プロットの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅を示す。

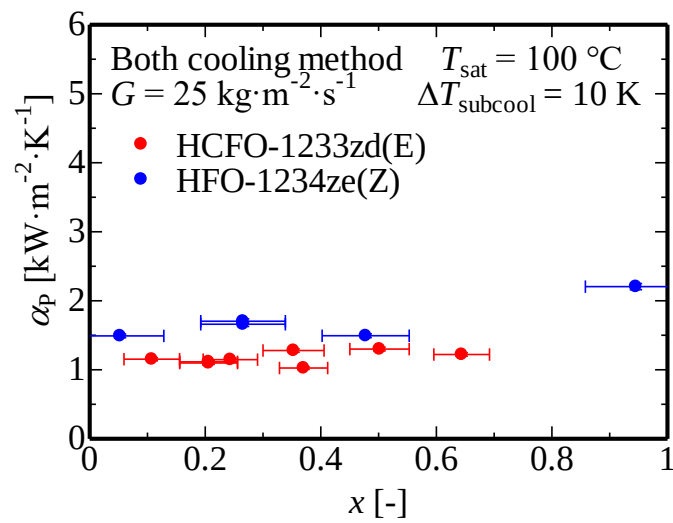
Fig.5.12, Fig.5.13, Fig.5.14(b)および(c)より、いずれの条件においても、HFO-1234ze(Z)の凝縮熱伝達率は HCFO-1233zd(E)のそれに比して高い値を示すことがわかる。これは、高クオリティ域においては、HCFO-1233zd(E)の液熱伝導率が HFO-1234ze(Z)のそれに比して小さいためだと考えられる。第 5.3 節で述べたとおり、壁面過冷度が 2 K の場合の高クオリティ域では、表面張力が強く働き薄い液膜が形成されるため、液熱伝導率の違いが凝縮熱伝達率の値の大きさに影響を与えたと考えられる。また、高クオリティ域以外においては、HCFO-1233zd(E)の液粘度が HFO-1234ze(Z)のそれに比して大きく、フィンのセレート構造による液膜の乱れの効果が抑制されてしまうためであると考えられる。一方で、Fig.5.14(a)においては、高クオリティ域において、HCFO-1233zd(E)と HFO-1234ze(Z)の凝縮熱伝達率は同程度の値を示していることがわかる。これは、飽和温度が 140 °C の場合の HCFO-1233zd(E)と HFO-1234ze(Z)の液熱伝導率の差異は飽和温度が 100 °C の場合のそれに比して小さいためであると考えられる。



(a) 壁面過冷度 2 K

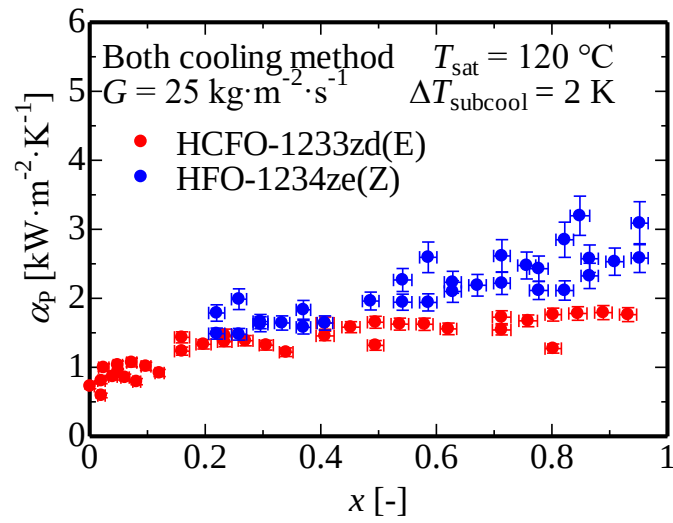


(b) 壁面過冷度 5 K

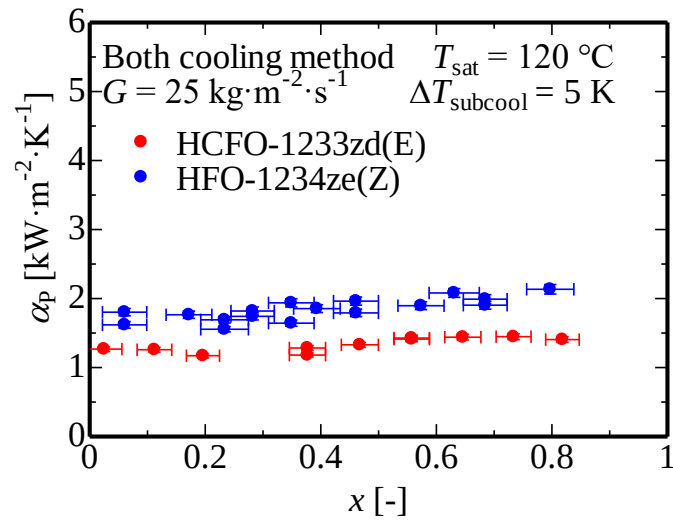


(c) 壁面過冷度 10 K

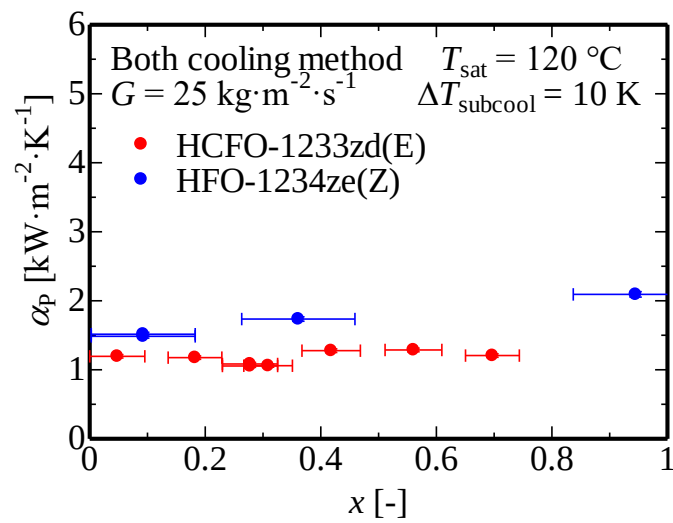
Fig.5.11 冷媒物性が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 100 °C)



(a) 壁面過冷度 2 K

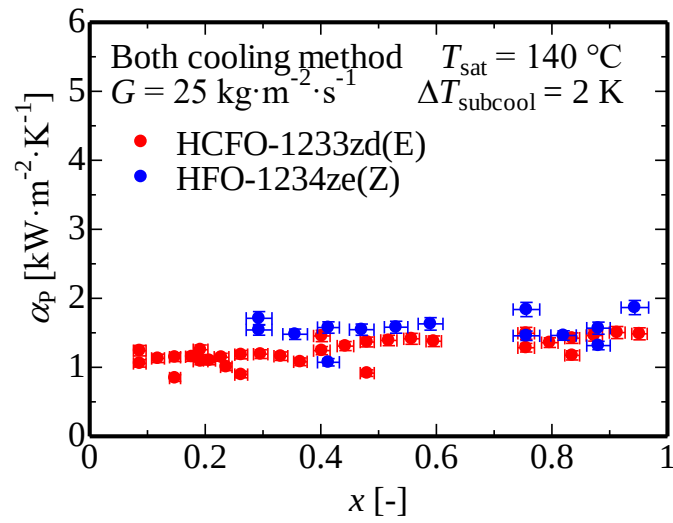


(b) 壁面過冷度 5 K

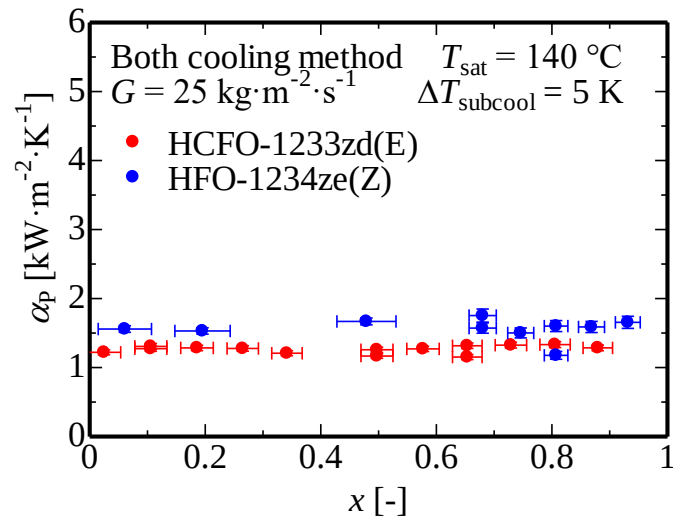


(c) 壁面過冷度 10 K

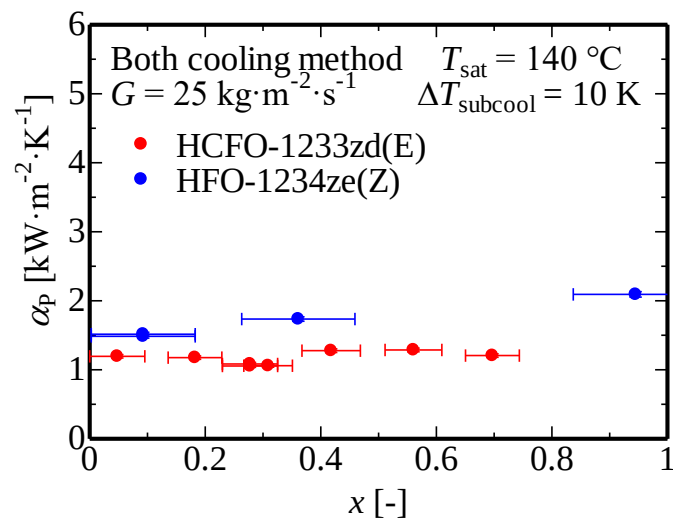
Fig.5. 12 冷媒物性が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 120 °C)



(a) 壁面過冷度 2 K



(b) 壁面過冷度 5 K



(c) 壁面過冷度 10 K

Fig.5.13 冷媒物性が凝縮熱伝達率に及ぼす影響(冷媒飽和温度 140 °C)

5.6 面積拡大率およびフィン効率を考慮した凝縮熱伝達特性

第 5.1 節から第 5.5 節までは凝縮熱伝達率をフィンの投影面積基準で示した。しかしながら、プレートフィン熱交換器はフィン部を設けることにより伝熱面積を拡大することで熱伝達性能を向上させている。そのため、フィン部の面積を含めた実面積基準で凝縮熱伝達率を把握することも重要である。また、本実験で使用したプレートフィン熱交換器はステンレス製であるため、熱伝導率が低くフィンを有効に活用できていない点が懸念される。そのため、フィン部による伝熱面積拡大効果を評価するために、フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率を把握することも重要である。そこで、本節においては、投影面積基準、実面積基準およびフィン効率を考慮した凝縮熱伝達率についての検討を行う。

Fig.5.14, 5.15 および 5.16 にそれぞれ冷媒飽和温度 100, 120 および 140 °C におけるクオリティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す。また、Fig.5.14, 5.15 および 5.16 における(a), (b)および(c)はそれぞれ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K の結果である。ここで、図中の赤、青および緑のプロットはそれぞれ投影面積基準の凝縮熱伝達率 α_p [kW·m⁻²·K⁻¹]、実面積基準の凝縮熱伝達率 α_A [kW·m⁻²·K⁻¹]およびフィン効率を考慮した凝縮熱伝達率 α_{fin} [kW·m⁻²·K⁻¹]であり、プロットの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅を示す。なお、グラフの下段にはクオリティ変化に対するフィン効率 ϕ [-]の変化を示している。

Fig.5.14, 5.15 および 5.16 より、それぞれの凝縮熱伝達率を比較すると、いずれ結果においても、投影面積基準の凝縮熱伝達率、実面積基準の凝縮熱伝達率、フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率の順で凝縮熱伝達率は低くなることがわかる。また、フィン効率は高クオリティ域から低クオリティ域にかけて凝縮が進行するにつれて 0.75 程度から 0.90 程度まで高くなることがわかる。これは、高クオリティ域のように凝縮熱伝達率が高いとフィンの根元に多くの熱量が流入し、フィンの表面温度が先端に向けてより早く冷媒温度に近づいてしまうため、フィン効率が低くなったと考えられる。一方で、低クオリティ域では凝縮熱伝達率が高クオリティ域のそれに比して小さくなるため、フィン温度が上昇しにくくなることでフィン効率が高クオリティ域のそれに比して高くなったと考えられる。また、片面冷却方式において懸念されていたフィン効率の低さは、実機と同様の冷却方式である両面冷却方式で凝縮実験を実施することで約 2 倍程度上昇した。

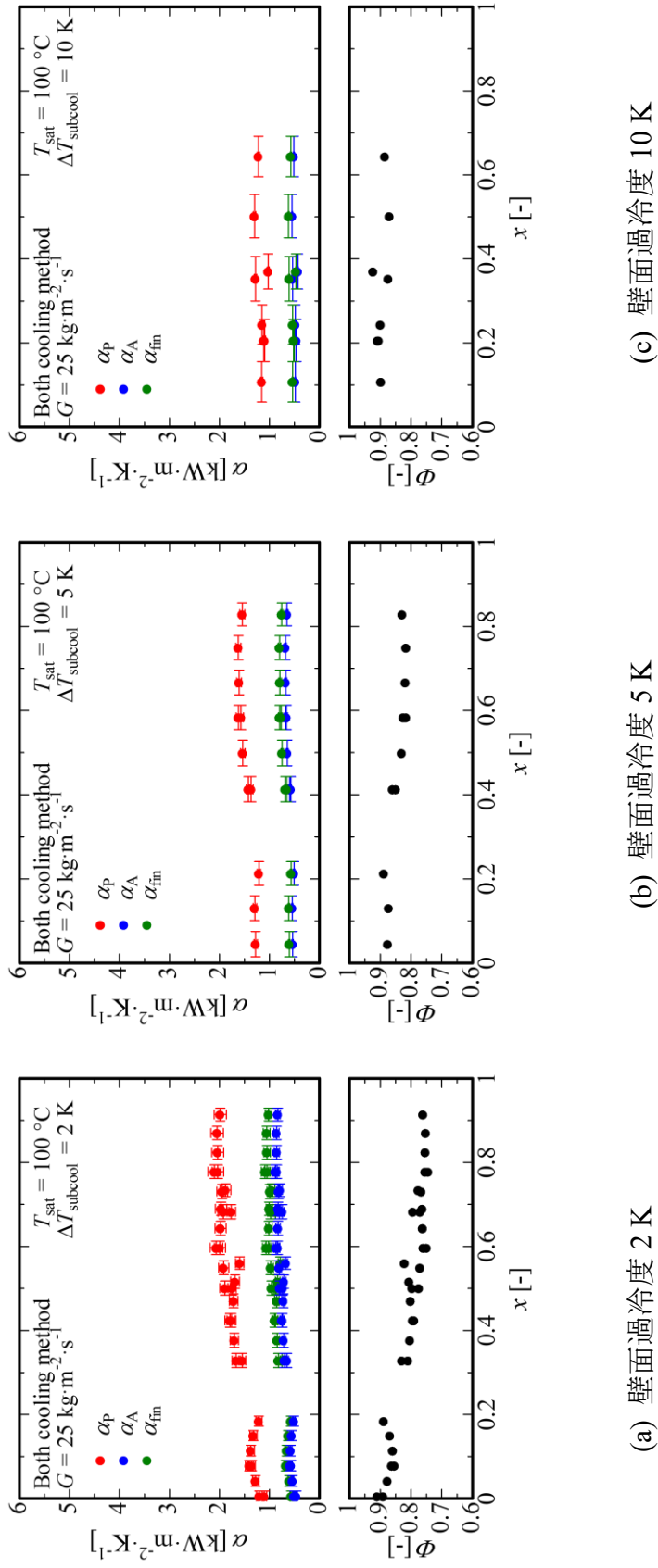
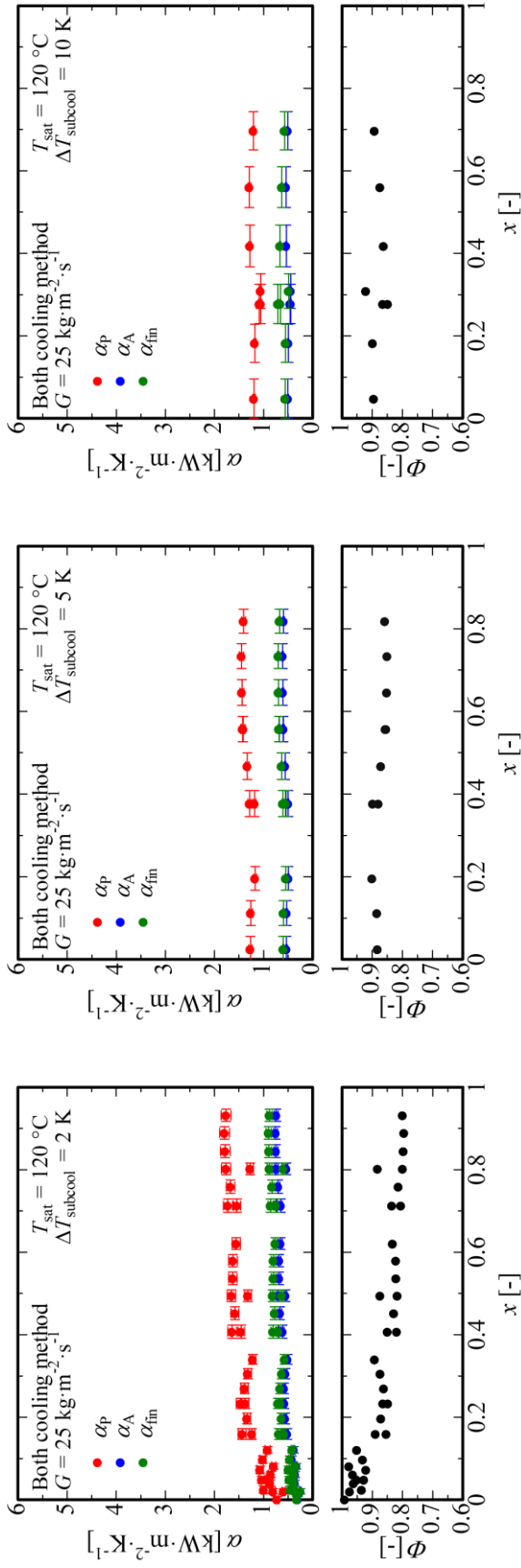


Fig.5.14 フィン効率を考慮した凝縮熱伝達(冷媒飽和温度 100 °C)

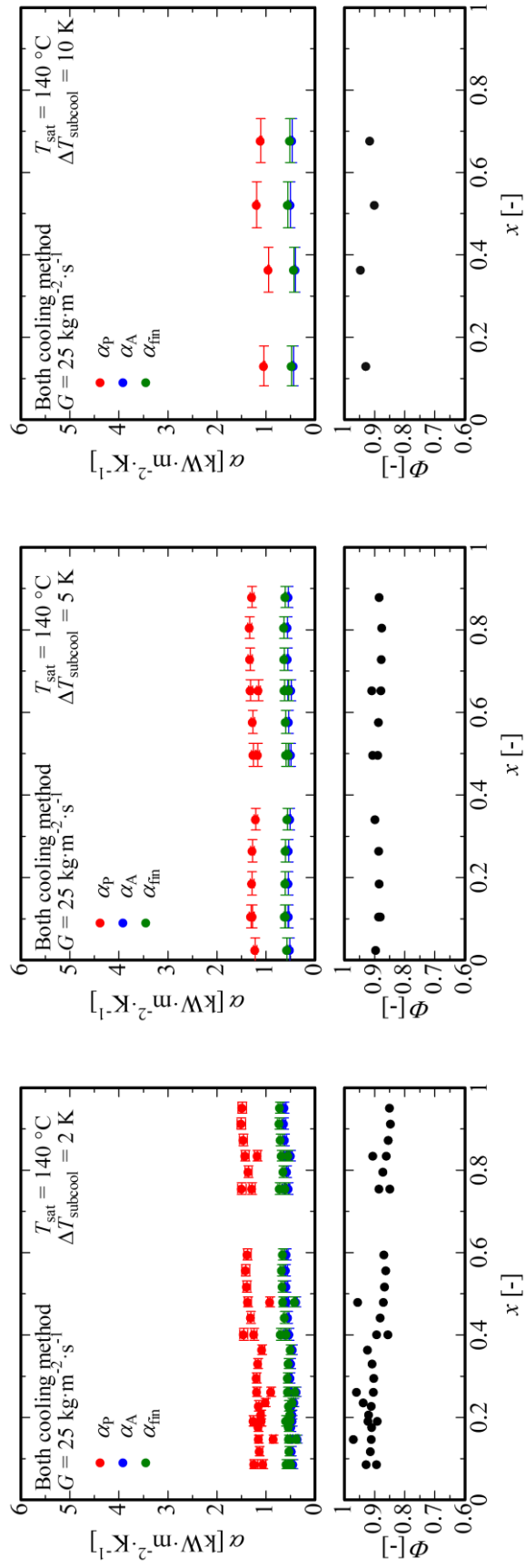


(a) 壁面過冷度 2 K

(b) 壁面過冷度 5 K

(c) 壁面過冷度 10 K

Fig.5.15 フィン効率を考慮した凝縮熱伝達(冷媒飽和温度 120 °C)



(a) 壁面過冷度 2 K

(b) 壁面過冷度 5 K

(c) 壁面過冷度 10 K

Fig.5.16 フィン効率を考慮した凝縮熱伝達(冷媒飽和温度 140 °C)

5.7 従来熱伝達率相関式との比較

第 1.2.2 項のプレートフィン熱交換器における従来研究で紹介した通り，このプレートフィン熱交換器での凝縮は，鉛直平滑管内を下向きに流れる場合の自由対流凝縮と似た傾向を示すと考えられる．そのため，本節では，実験結果と鉛直平滑管内の自由対流凝縮の半実験式—Dilao の式^[12]と比較を行った．また，以下に鉛直平滑管内の自由対流凝縮の半実験式を示す．

自由対流凝縮域のヌセルト数および熱伝達率

$$Nu_{Ld} = \left(\frac{4 Ga_{Ld}}{3 Re_{Ld}} \right)^{\frac{1}{3}} \left[1 + a(Re_{Ld} - 108)^m \left\{ 1 - \exp \left(\frac{b}{Re_{Ld} - 108} \right) \right\}^n \right] \quad (2-7)$$

$$\alpha_{Ld} = \frac{\lambda_L Nu_{Ld}}{d_h}$$

ここに， Nu_{Ld} は鉛直平滑管内の自由対流凝縮域におけるヌセルト数[-]， Ga_{Ld} はガリレオ数[-]， Re_{Ld} はレイノルズ数[-]， α_{Ld} は熱伝達率 $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ ， λ_L は液熱伝導率 $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ および d_h は相当直径[m]である．また，式(5.1)中の係数などの値は以下の式により算出される．

$$Ga_{Ld} = \frac{g d_h^3}{\nu_L} \quad (2-8)$$

$$Re_{Ld} = \frac{G_R(1-x)d_h}{\mu_L} \quad (2-9)$$

$$Pr_L = \frac{\mu_L c_{pL}}{\lambda_L} \quad (2-10)$$

$$a = 5.96 \times 10^{-3} Pr_L^{1.2} \quad (2-11)$$

$$b = 428 \times Pr_L^{-0.045} \quad (2-12)$$

$$m = 1.74 - 0.3 \times Pr_L^{0.29} \quad (2-13)$$

$$n = 1.25 - 0.349 \times Pr_L^{0.29} \quad (2-14)$$

ここに， g は重力加速度 $[m \cdot s^{-2}]$ ， ν_L は液動粘度 $[m^2 \cdot s^{-1}]$ ， G_R は冷媒の質量速度 $[kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}]$ ， x はクオリティ[-]， μ_L は液粘度 $[Pa \cdot s]$ ， Pr_L はプラントル数[-]および c_{pL} は液定圧比熱 $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ である．

Fig.5.17 に，冷媒飽和温度 100 °C，冷媒質量速度 25 $kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$ および両面冷却方式の場合におけるクオリティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す．Fig.5.17 における(a)および(b)はそれぞれ試験冷媒が HCFO-1233zd(E)および HFO-1234ze(Z)の計算および実験結果である．ここで，図中の実線が Dilao の半実験式により算出した凝縮熱伝達率 α_{Ld} $[kW \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ ，白抜きのプロットがフィン効率を考慮した凝縮熱伝達率 α_{fin} $[kW \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ を示している．なお，実験値は壁面過冷度が 2 K の場合の値である．

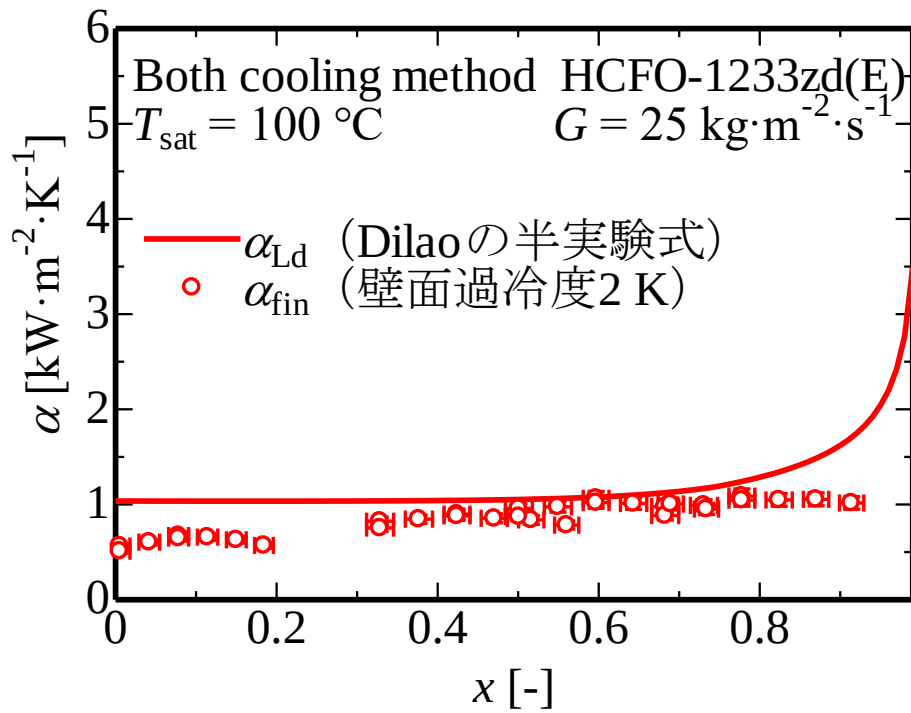
Fig.5.17(a)より、クオリティ域が $0.50 < x < 0.70$ における HCFO-1233zd(E)の凝縮熱伝達率は、半実験式により算出された値と実験値と比較的近い値を示す。一方で、高クオリティ域($x > 0.80$)においては半実験式による計算値は実験値よりも平均 30 %、低クオリティ域($x < 0.20$)においては平均 41 %程度高い値を示すことがわかる。半実験式では、高クオリティ域においては、膜状凝縮を考慮しているため、凝縮熱伝達率が高い値を示していると考えられる。しかしながら、Fig.4.18(a)の凝縮液の流動様相の静止画から読み取れるように、クオリティが 1.0 付近においても凝縮液および冷媒が過冷液状態で存在している。そのため、高クオリティ域の実験値においては、半実験式で算出した値のように高い凝縮熱伝達率を示さないと考えられる。低クオリティ域での差異に関しては、半実験式の計算結果では、高クオリティ域以外においては、凝縮の進行に伴い、凝縮液量が増加することによる乱れの影響が考えられるため、クオリティが減少しても凝縮熱伝達率はある程度一定の値を示している。しかしながら、実験においては、低クオリティ域にかけて凝縮が進行するにつれて凝縮液量が増加するものの、セレートフィンの構造により凝縮液の乱れが抑制されたと考えられ、この場合における凝縮熱伝達率は半実験式のそれに比して低い値を示すと考えられる。Fig.5.17(b)より、クオリティ域が $0.50 < x < 0.90$ における HFO-1234ze(Z)の凝縮熱伝達率は、半実験式により算出された値と実験値と比較的近い値を示す。一方で、低クオリティ域($x < 0.40$)においては半実験式による計算値は実験値よりも平均 20 %程度高い値を示す結果となった。

Fig.5.17(a)および(b)より、HFO-1234ze(Z)の場合の半実験式による計算値と実験値との差異は、HCFO-1233zd(E)の場合のそれに比して大きいことがわかる。これは、半実験式による計算を行う際に用いた、HCFO-1233zd(E)の物性値に原因があると考えられる。冷媒の物性値を算出する際に使用した REFPROP Ver10 においては、HCFO-1233zd(E)の粘度および熱伝導率にはそれぞれ 4 %および 20 %程度の推算誤差があると明記されている。そのため、HCFO-1233zd(E)の半実験式による計算値と実験値の差異が大きい原因を詳細に検討するには、今後さらなる物性の実測データを取得する必要があると考えられる。

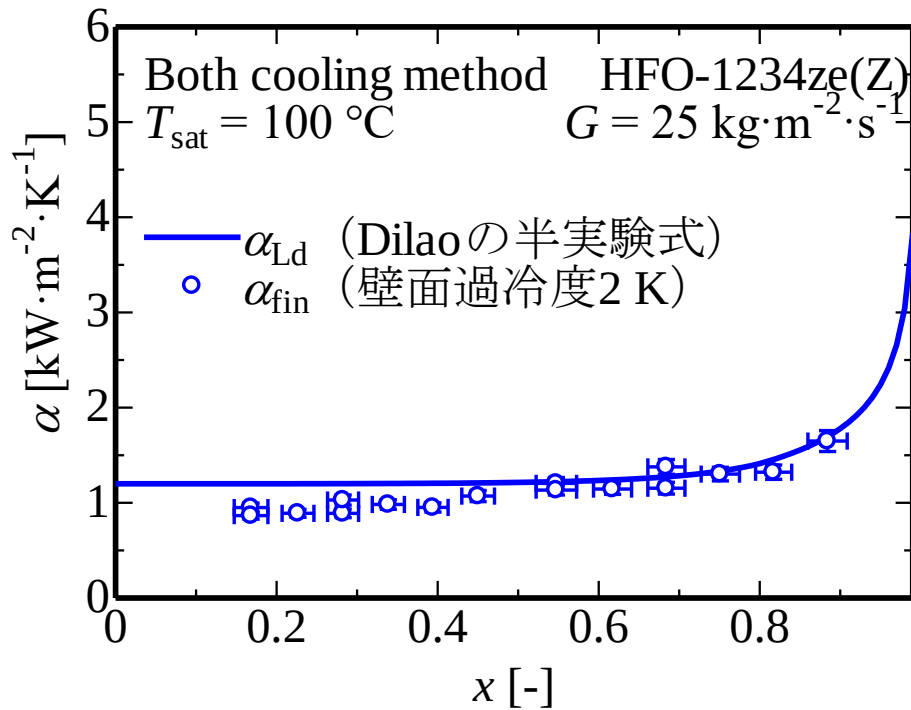
また、Fig.5.18(a)および(b)に冷媒質量速度 $25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ および両面冷却方式の場合におけるクオリティ変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示す。Fig.5.18 における(a)および(b)はそれぞれ試験冷媒が HCFO-1233zd(E)および HFO-1234ze(Z)の計算および実験結果である。ここで、図中の赤の実線およびプロットは、冷媒飽和温度が $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ での Dilao の半実験式により算出した凝縮熱伝達率 $\alpha_{\text{Ld}} [\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ およびフィン効率を考慮した凝縮熱伝達率 $\alpha_{\text{fin}} [\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ を示している。また、緑の破線およびプロットは、冷媒飽和温度が $140 \text{ }^{\circ}\text{C}$ での結果を示している。なお、実験値は壁面過冷度が 2 K の場合の値である。

Fig.5.18(a)より、クオリティ域が $x < 0.60$ の場合、半実験式による計算値は飽和温度によらず同程度の値を示すが、低クオリティ域以外の実験値は、冷媒飽和温度が高いほど凝縮熱伝

達率は低い値を示す。これは、壁面過冷度が 2 K の場合の各クオリティにおける凝縮量が少ないため、飽和温度が低いほど相対的に表面張力の効果を受けることができるためであると考えられる。また、Fig.5.18(b)より、高クオリティ域において、冷媒飽和温度が 140 °C の場合の半実験式による計算値は、実験値よりも 45 %程度高い値を示すことがわかる。これは、第 5.2 節で述べた通り、冷媒飽和温度が高いほど液熱伝導率が低くなることと、同クオリティにおいても液膜が厚くなるためだと考えられる。すなわち、冷媒飽和温度が 140 °C の場合は、冷媒飽和温度が 100 °C の場合のように、高クオリティ域においても薄い液膜が形成されないため、計算値との差異が生じたと考えられる。

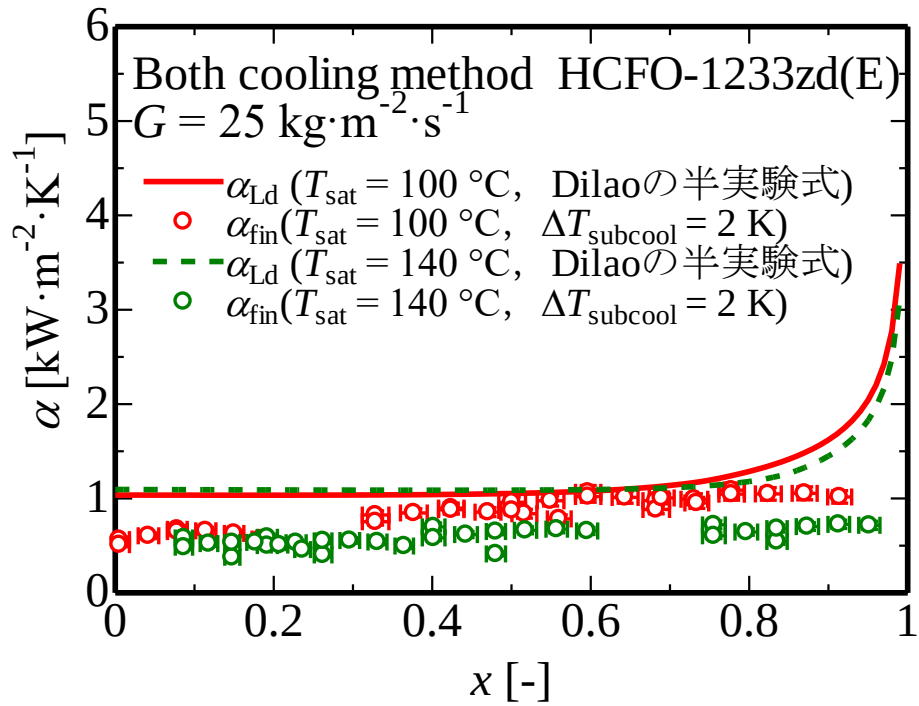


(a) 試験冷媒 HCFO-1233zd(E)

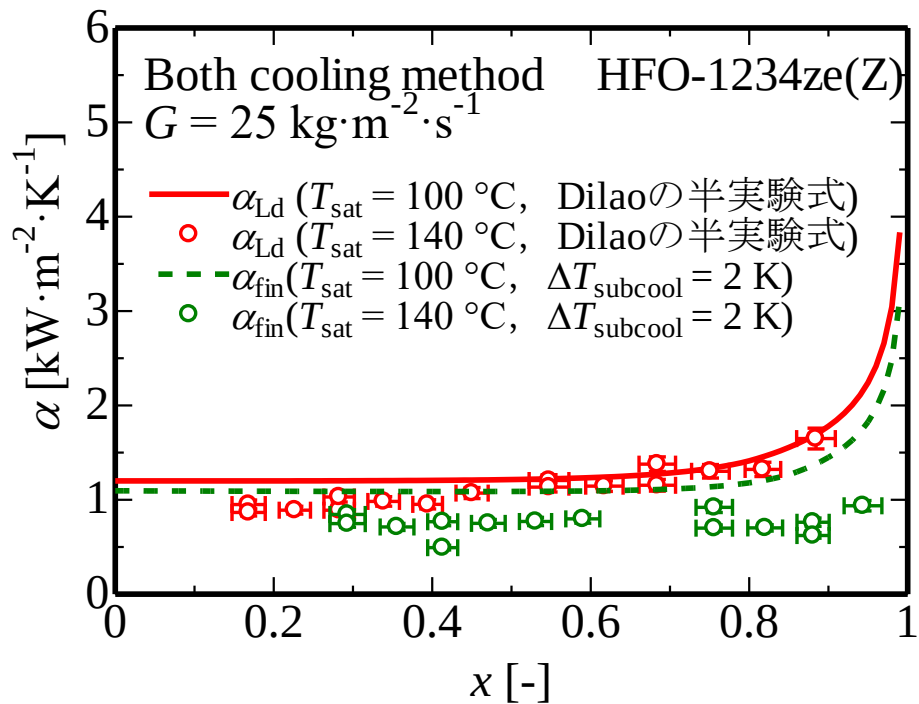


(b) 試験冷媒 HFO-1234ze(Z)

Fig.5.17 冷媒飽和温度 100 °C，冷媒質量速度 25 kg·m⁻²·s⁻¹ における
Dilao の半実験式と実験値の比較



(a) 試験冷媒 HCFO-1233zd(E)



(b) 試験冷媒 HFO-1234ze(Z)

Fig.5.18 冷媒飽和温度および Dilao の半実験式と実験値の比較

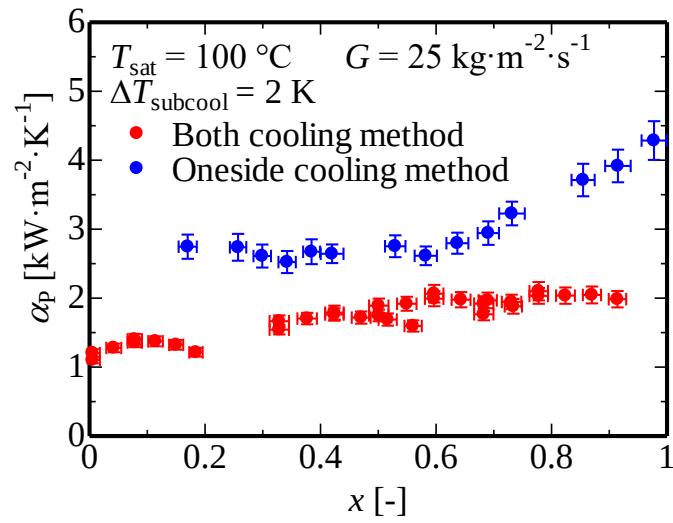
第 6 章 片面および両面冷却方式における凝縮実験結果の比較

本章では，テストセクションが片面冷却方式および両面冷却方式の場合に，プレートフィン熱交換器内を鉛直下向きに流れる HCFO-1233zd(E)の凝縮実験の結果を比較することで，テストセクションの冷却方式が凝縮熱伝達率に及ぼす影響についての考察を行う．なお，どちらの冷却方式においても冷媒流路内に使用するセレートフィンの寸法は同じである．

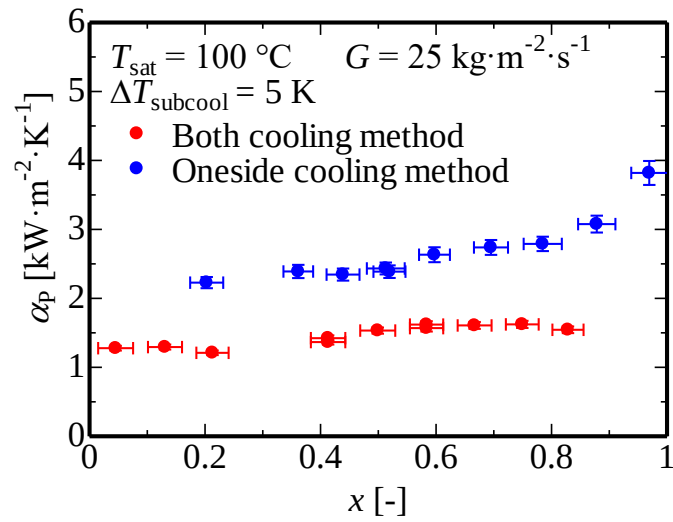
6.1 投影面積基準の凝縮熱伝達率による比較

Fig.6.1, 6.2 および 6.3 にそれぞれ冷媒飽和温度 100, 120 および 140 °C におけるクオリティ変化に対する投影面積基準の凝縮熱伝達率 α_p [$\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$] の変化を示す．また，Fig.6.1, 6.2 および 6.3 における(a), (b)および(c)はそれぞれ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K の結果であり，いずれの条件も質量速度は $25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ である．なお，図中の赤および青のプロットはそれぞれ両面冷却方式および片面冷却方式における凝縮実験結果であり，プロットの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅を示す．

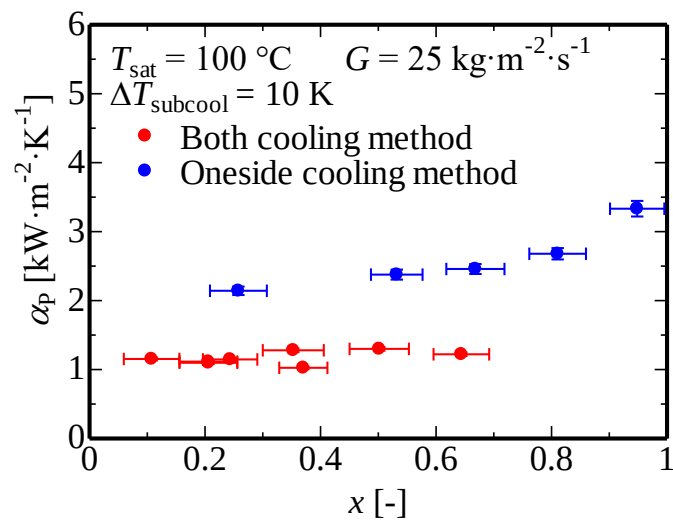
Fig.6.1, 6.2 および 6.3 より，いずれの条件においても，片面冷却方式の場合における投影面積基準の凝縮熱伝達率は両面冷却方式の場合におけるそれに比して高い値を示していることがわかる．これは，フィンによる面積拡大率の違いが影響していると考えられる．片面冷却方式と両面冷却方式では，それぞれ冷媒流路に同寸法のセレートフィンを採用しているが，両面冷却方式の場合は基底部の面積が片面冷却方式の場合のそれに比して 2 倍となるため，片面冷却方式の場合の面積拡大率 3.85 に対して，両面冷却方式の場合は 2.38 と低い値を示すためである．そのため，片面冷却方式の場合の投影面積基準の凝縮熱伝達率は両面冷却方式の場合のそれに比して高くなったと考えられる．また，Fig.6.1(a)より，高クオリティ域($x > 0.70$)において片面冷却方式の場合の投影面積基準の凝縮熱伝達率は，両面冷却方式の場合のそれに比して平均 41 %程度高い値を示す一方で，低クオリティ域($x < 0.40$)においては平均 0.52 %程度と差があることがわかる．これは，片面冷却方式の冷媒の凝縮量は両面冷却方式の場合のそれに比して少ないため，表面張力の影響が相対的に強くなったことで，低クオリティ域において片面冷却方式と両面冷却方式の場合の投影面積基準の凝縮熱伝達率の差が大きくなったと考えられる．



(a) 壁面過冷度 2 K

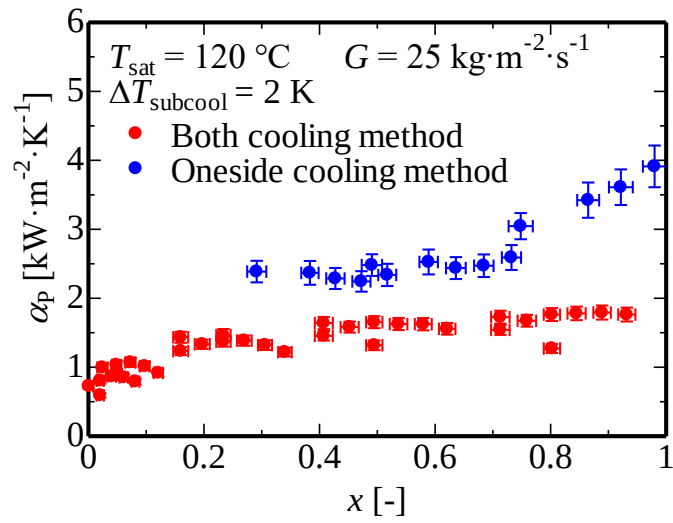


(b) 壁面過冷度 5 K

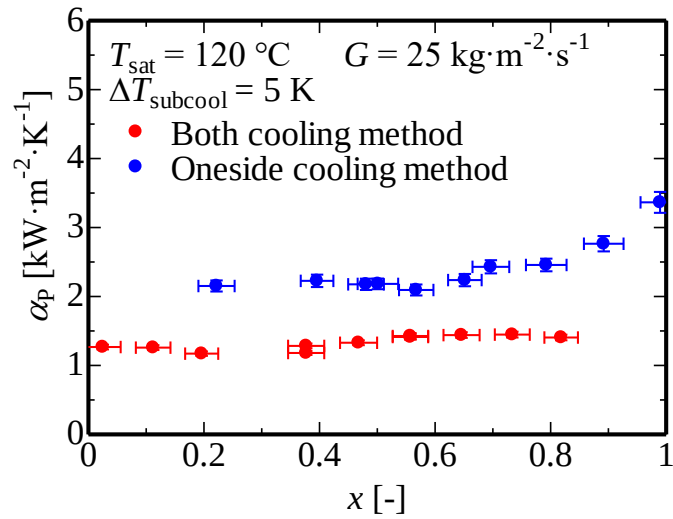


(c) 壁面過冷度 10 K

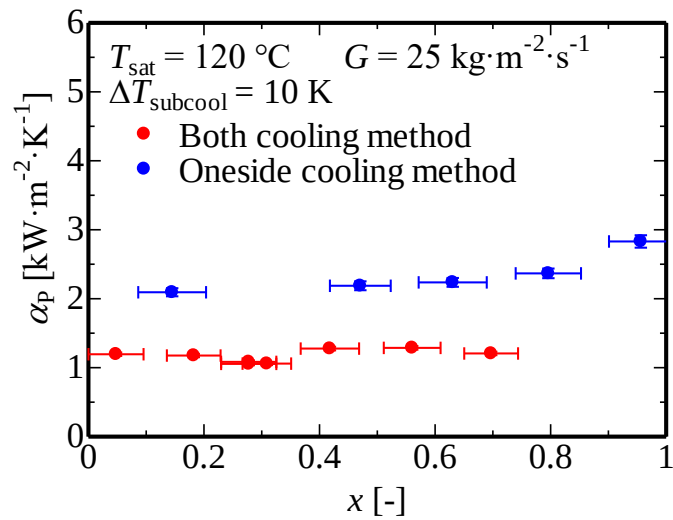
Fig.6.12 冷媒飽和温度 $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ，質量速度 $25 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ における凝縮熱伝達率 α_p [$\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]



(a) 壁面過冷度 2 K

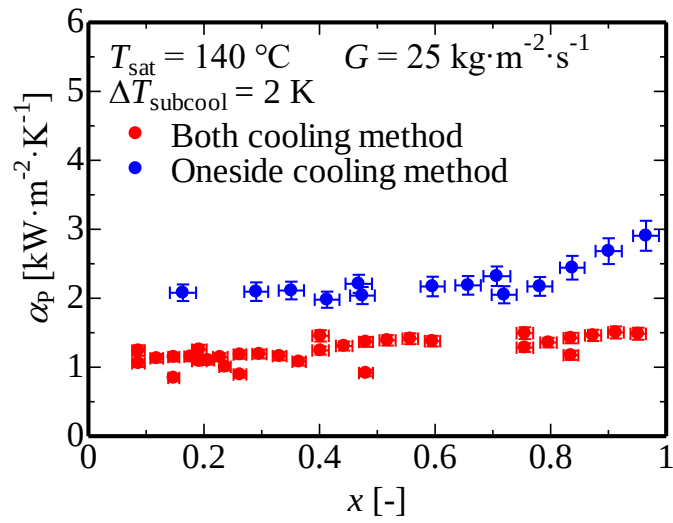


(b) 壁面過冷度 5 K

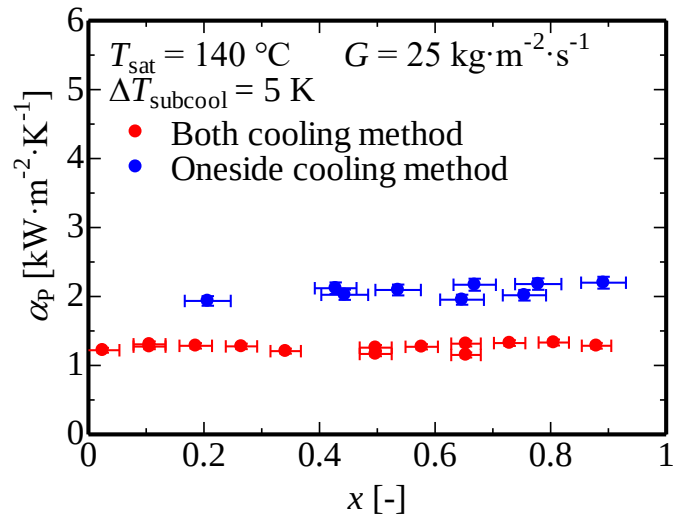


(c) 壁面過冷度 10 K

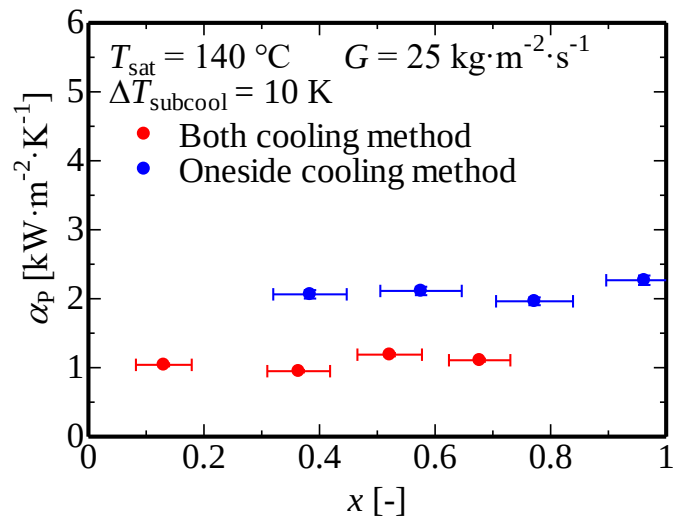
Fig.6.2 冷媒飽和温度 120 °C，質量速度 25 kg·m⁻²·s⁻¹ における凝縮熱伝達率 α_p [kW·m⁻²·K⁻¹]



(a) 壁面過冷度 2 K



(b) 壁面過冷度 5 K



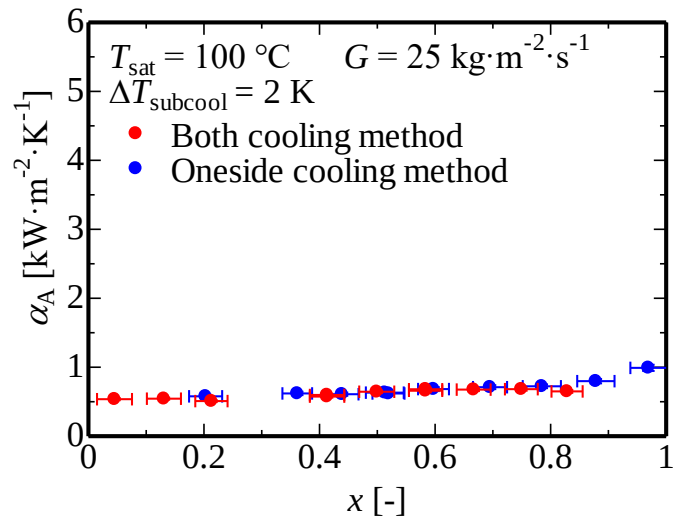
(c) 壁面過冷度 10 K

Fig.6.3 冷媒飽和温度 140 °C，質量速度 25 kg·m⁻²·s⁻¹ における凝縮熱伝達率 α_p [kW·m⁻²·K⁻¹]

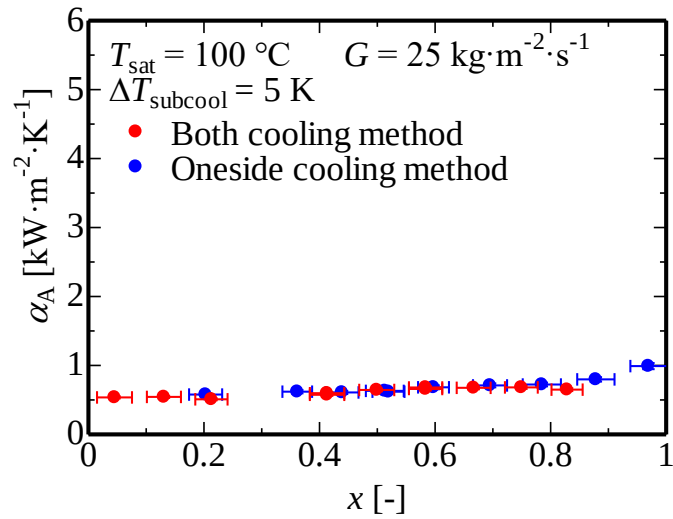
6.2 実面積基準の凝縮熱伝達率による比較

Fig.6.4, 6.5 および 6.6 にそれぞれ冷媒飽和温度 100, 120 および 140 °C におけるクオリティ変化に対する実面積基準の凝縮熱伝達率 α_A [$\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$] の変化を示す. また, Fig.6.4, 6.5 および 6.6 における(a), (b)および(c)はそれぞれ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K の結果であり, いずれの条件も質量速度は $25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ である. なお, 図中の赤および青のプロットはそれぞれ両面冷却方式および片面冷却方式における凝縮実験結果であり, プロットの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅を示す.

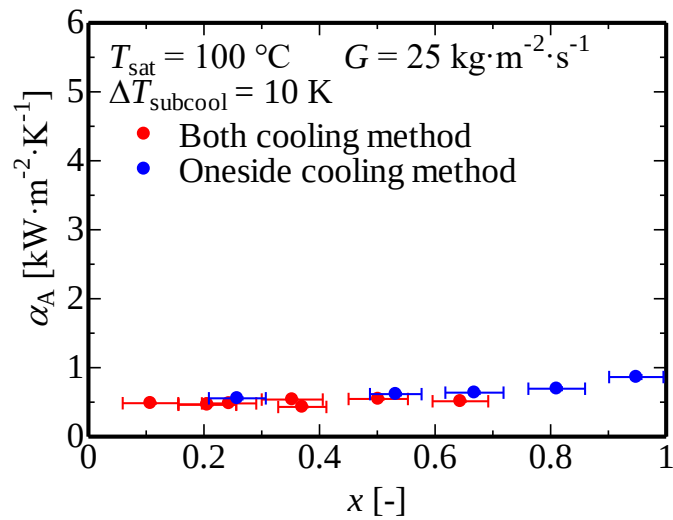
Fig.6.4, 6.5 および 6.6(a)より, いずれの条件においても, 高クオリティ域では片面冷却方式の場合における実面積基準の凝縮熱伝達率は両面冷却方式の場合におけるそれに比して若干高い値を示していることがわかる. 一方で, 高クオリティ域以外, Fig.6.6(b)および(c)においては, 冷却方式によらず実面積基準の凝縮熱伝達率は同程度の値を示していることがわかる. Fig.6.4, 6.5 および 6.6(a)の高クオリティ域での現象については, 第 4.3 節および第 5.3 節で述べた, 高クオリティ域で表面張力が強く働くことで薄い液膜が形成されるためであると考えられる. また, 冷却方式により冷媒の凝縮量が異なるため, 凝縮量の少ない片面冷却方式の場合において相対的に表面張力が強く働いたことで凝縮熱伝達率が高い値を示したと考えられる.



(a) 壁面過冷度 2 K

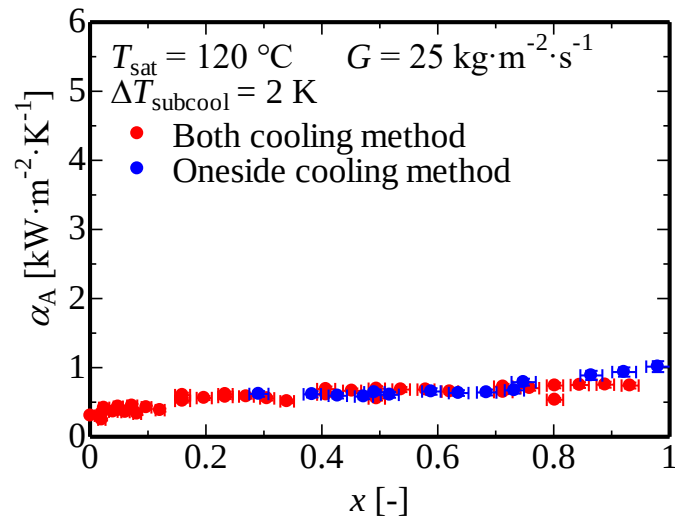


(b) 壁面過冷度 5 K

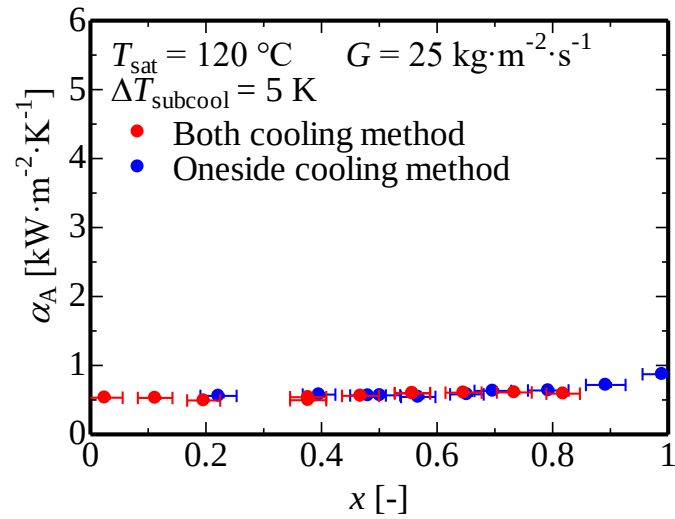


(c) 壁面過冷度 10 K

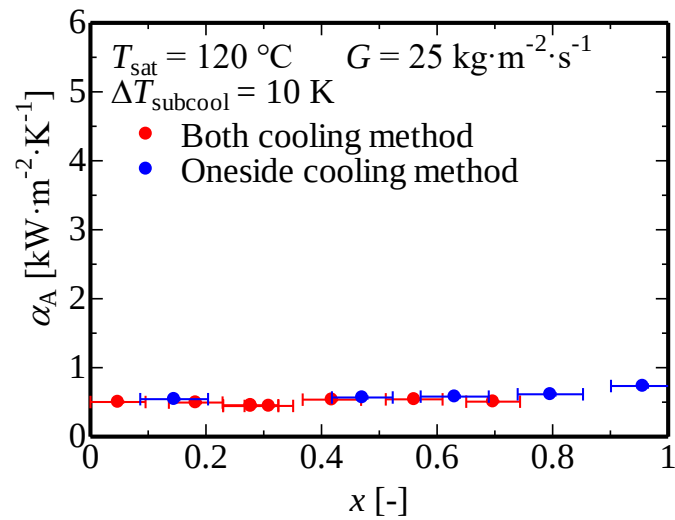
Fig.6.4 冷媒飽和温度 100 $^{\circ}\text{C}$ ，質量速度 25 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ における凝縮熱伝達率 α_A [$\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]



(a) 壁面過冷度 2 K

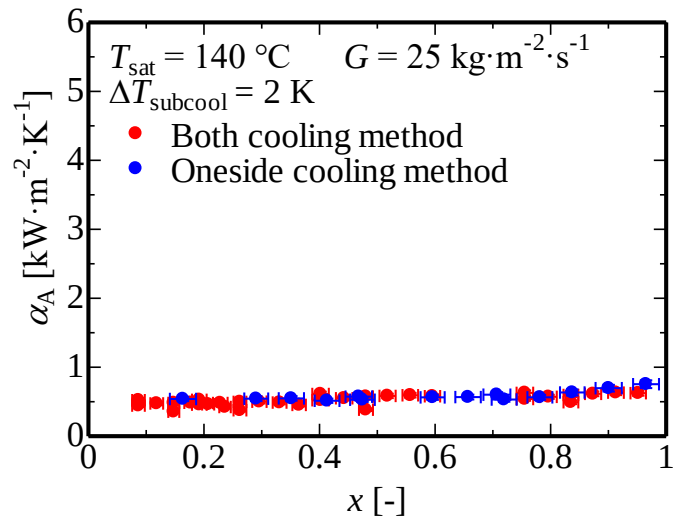


(b) 壁面過冷度 5 K

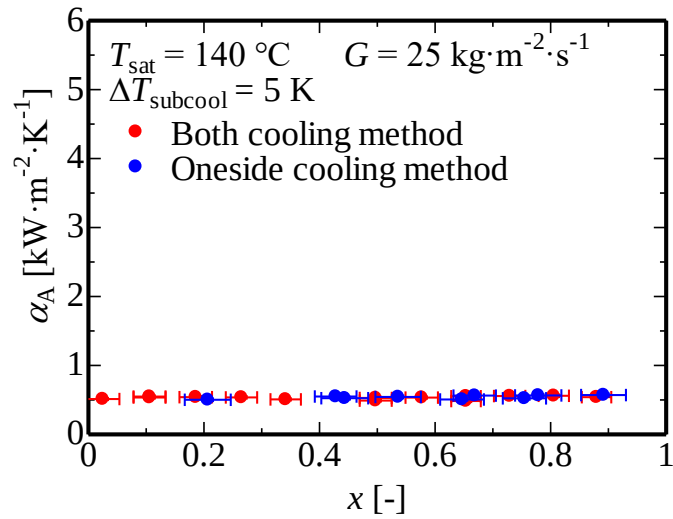


(c) 壁面過冷度 10 K

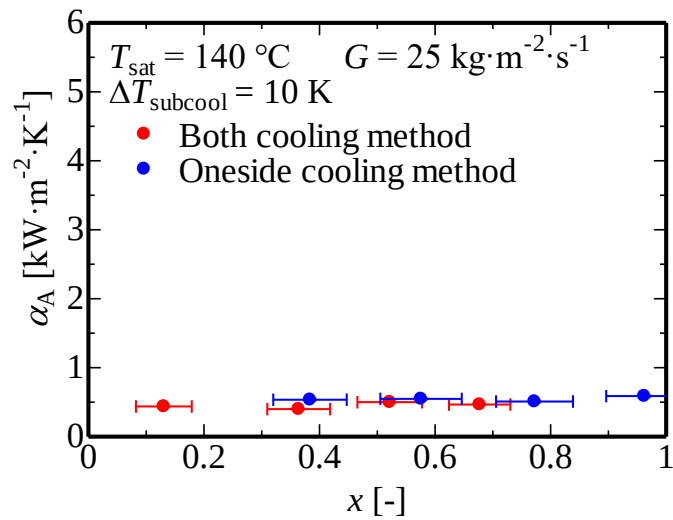
Fig.6.5 冷媒飽和温度 120 °C，質量速度 25 kg·m⁻²·s⁻¹ における凝縮熱伝達率 α_A [kW·m⁻²·K⁻¹]



(a) 壁面過冷度 2 K



(b) 壁面過冷度 5 K



(c) 壁面過冷度 10 K

Fig.6.6 冷媒飽和温度 140 °C，質量速度 25 kg·m⁻²·s⁻¹ における凝縮熱伝達率 α_A [kW·m⁻²·K⁻¹]

6.3 フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率による比較

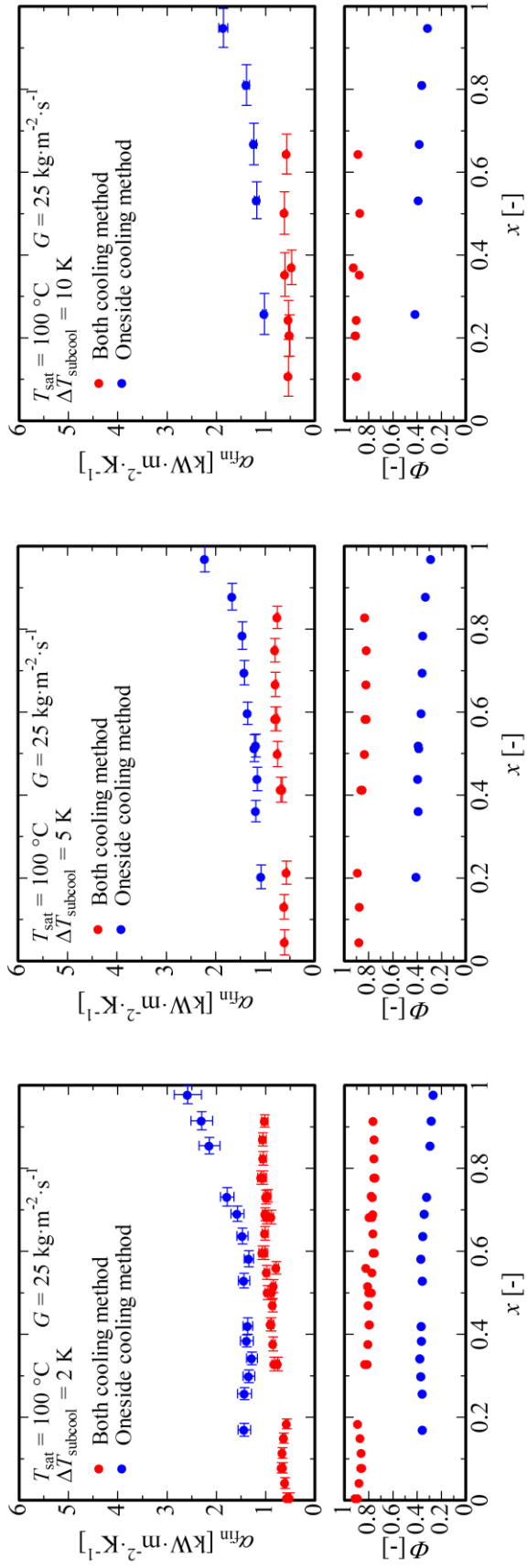
片面冷却方式および両面冷却方式の場合による凝縮熱伝達率の比較を行うにあたって、最も注目すべき点はフィン効率である。そこで、本節では、フィン内部の熱伝導を考慮して算出したフィン効率および凝縮熱伝達率による比較を行うことで、冷却方式が凝縮熱伝達特性に及ぼす影響を考察する。

Fig.6.7, 6.8 および 6.9 にそれぞれ冷媒飽和温度 100, 120 および 140 °C におけるクオリティ変化に対するフィン効率を考慮した凝縮熱伝達率 α_{fin} [$\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$] の変化を示す。また、Fig.6.7, 6.8 および 6.9 における(a), (b)および(c)はそれぞれ壁面過冷度が 2, 5 および 10 K の結果であり、いずれの条件も質量速度は $25 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ である。なお、図中の赤および青のプロットはそれぞれ両面冷却方式および片面冷却方式における凝縮実験結果であり、プロットの縦のバーおよび横のバーはそれぞれ凝縮熱伝達率のエラーバーおよびセクション毎のクオリティの変化幅を示す。ここで、Fig.6.7, 6.8 および 6.9 のグラフの下段にはクオリティ変化に対するフィン効率 ϕ [-] の変化を示している。

フィン効率に注目すると、Fig.6.7, 6.8 および 6.9 より、いずれの条件においても、高クオリティ域から低クオリティ域にかけて凝縮が進行するにつれて、フィン効率は上昇している。また、片面冷却方式の場合のフィン効率は 0.25 から 0.45 程度であるのに対して、両面冷却方式の場合のフィン効率は 0.75 から 0.95 程度と、約 2 倍以上フィン効率が高い結果を示している。

次にフィン効率を考慮した凝縮熱伝達率に注目すると、Fig.6.7, 6.8 および 6.9 より、いずれの条件においても、片面冷却方式の場合のフィン効率を考慮した凝縮熱伝達率は、両面冷却方式の場合のそれに比して高い値を示している。片面冷却方式は両面冷却方式の場合に比してフィン効率が低いため、フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率は、フィン基底面における凝縮熱伝達率が大きく影響すると考えられる。フィン基底面では、表面張力の効果によりフィン隅部に凝縮液が集まるため、基底面の液膜は薄くなり、高い凝縮熱伝達率を示す。そのため、片面冷却方式の場合におけるフィン効率を考慮した凝縮熱伝達率は高い値を示したと考えられる。一方で、片面冷却方式の場合に比してフィン効率が高い両面冷却方式では、基底面だけでなくフィン部でも多く凝縮が進行している。そのため、フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率は、基底面における凝縮熱伝達率だけでなく、フィン部での凝縮熱伝達率も大きく影響するため、片面冷却方式の場合における凝縮熱伝達率よりも低い値を示したのだと考えられる。また、片面冷却方式では、フィン効率が低いことでフィン部での凝縮量が両面冷却方式の場合に比して少なく、加えて、冷却面が片面からのみなので全体の凝縮量も少ない。そのため、第 4 章で述べた、片面冷却の場合にセレートフィンがフィン隅部に凝縮液を保持し、その液滴がフィンから離脱して次のセクションの液膜と衝突することで液膜の乱れが生じる現

象が，凝縮量の多い両面冷却方式の場合には抑制されたため，片面冷却方式の場合における凝縮熱伝達率が両面冷却方式の場合におけるそれに比して高くなったと考えられる．



(a) 壁面過冷度 2 K

(b) 壁面過冷度 5 K

(c) 壁面過冷度 10 K

Fig.6.7 冷媒飽和温度 100 °C, 質量速度 25 kg·m⁻²·s⁻¹における凝縮熱伝達率 α_{fm} [kW·m⁻²·K⁻¹]およびフィン効率 ϕ [-]

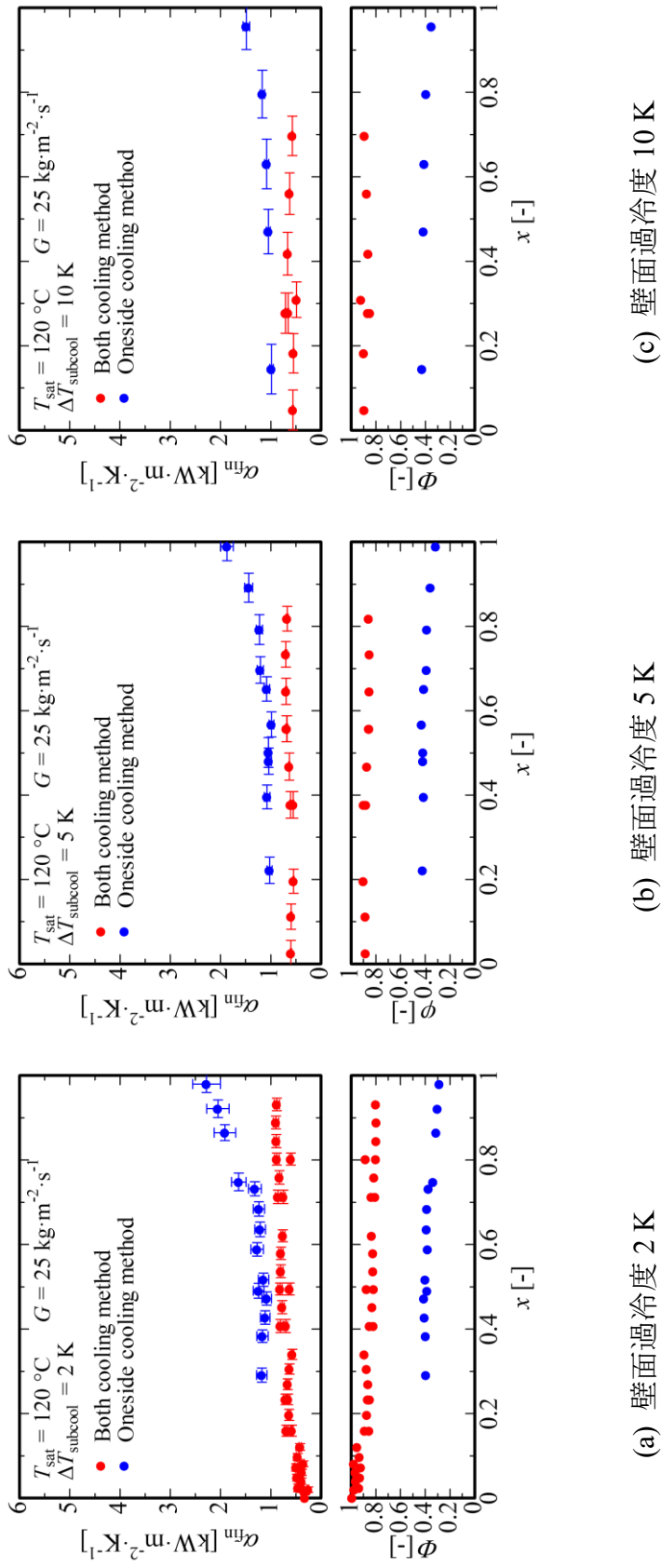


Fig.6.8 冷媒飽和温度 120 °C, 質量速度 25 kg·m⁻²·s⁻¹ における凝縮熱伝達率 α_{fm} [kW·m⁻²·K⁻¹] およびフィン効率 ϕ [-]

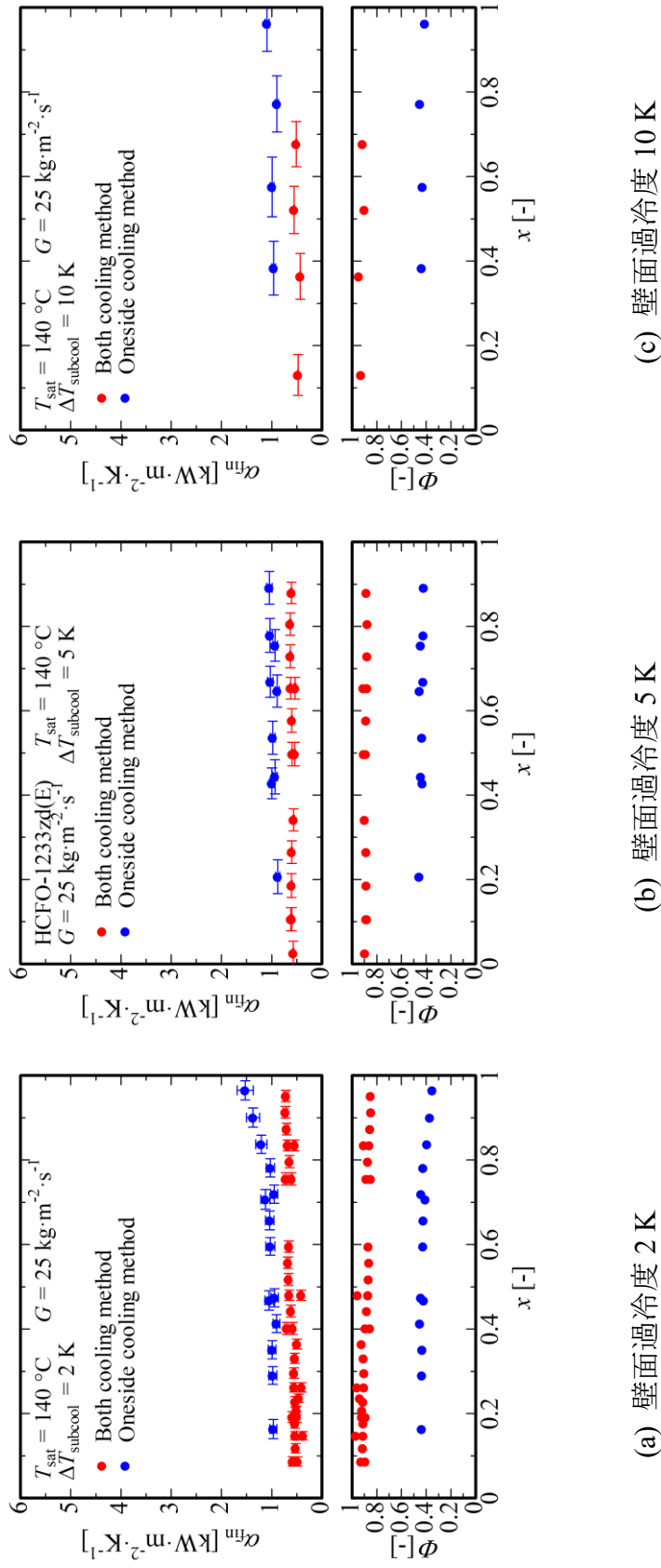


Fig6.9 冷媒飽和温度 $140 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ，質量速度 $25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ における凝縮熱伝達率 α_{fm} [$\text{KW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]およびフィン効率 ϕ $[-]$

第7章 総括

本研究では、フィン付き鉛直矩形流路内における低 GWP 冷媒 HCFO-1233zd(E)の凝縮熱伝達特性に関する実験的研究を行い、冷媒飽和温度、冷媒質量速度、壁面過冷度およびテストセクションの冷却方式が凝縮熱伝達率に及ぼす影響を考察した。また、本研究グループが先に測定した HFO-1234ze(Z)の凝縮試験結果との比較を行い、冷媒の物性が凝縮熱伝達特性に及ぼす影響についての考察も行った。以下に本論文の要約を示す。

第1章では、産業分野においてヒートポンプ技術を用いた省エネルギー化に向けての取り組みの現状や、地球温暖化の対策として新規冷媒の開発の取り組み、ならびにプレートフィン熱交換器および新規冷媒に関する従来研究を紹介し、本研究の意義及び目的を示した。

第2章では、本研究で用いた実験装置、実験方法および測定機器の精度についてまとめた。

第3章では、実験で得られたデータから熱収支および冷媒の状態量を求め、凝縮熱伝達率を求めるまでのデータ整理方法についてまとめた。

第4章では、HCFO-1233zd(E)を用いたフィン付き鉛直矩形流路内での片面冷却凝縮実験の結果を示した。また、冷媒飽和温度、冷媒質量速度および壁面過冷度の条件がそれぞれ熱伝達特性に及ぼす影響についての考察および HCFO-1233zd(E)と HFO-1234ze(Z)の凝縮実験結果を比較することにより、冷媒物性が凝縮熱伝達特性に及ぼす影響を考察し、以下の結論を得た。

- (1) 凝縮熱伝達率は、クオリティの減少に伴い、低くなる。
- (2) 高クオリティ域において、凝縮熱伝達率は、冷媒飽和温度が高いほど低くなる。
- (3) 高クオリティ域において、凝縮熱伝達率は、壁面過冷度が低いほど高くなる。
- (4) 高クオリティ域において、凝縮熱伝達率は、冷媒質量速度が大きいと若干高くなるが、本実験範囲において、高クオリティ域以外では、凝縮熱伝達率に及ぼす冷媒質量速度の影響はほとんど表れない。
- (5) 高クオリティ域において、HFO-1234ze(Z)の凝縮熱伝達率は、HCFO-1233zd(E)のそれに比して高い値を示す。一方で、高クオリティ域以外では、凝縮熱伝達率は、冷媒の種類によらず同程度の値を示す。

- (6) フィン効率は、クオリティの減少に伴い増加し、片面冷却実験においては最大で 0.45 程度である。

第 5 章では、HCFO-1233zd(E)を用いたフィン付き鉛直矩形流路内での両面冷却凝縮実験の結果を示した。また、冷媒飽和温度、冷媒質量速度および壁面過冷度の条件がそれぞれ熱伝達特性に及ぼす影響についての考察および HCFO-1233zd(E)と HFO-1234ze(Z)の凝縮実験結果を比較することにより、冷媒物性が凝縮熱伝達特性に及ぼす影響を考察し、以下の結論を得た。

- (1) 凝縮熱伝達率は、クオリティの減少に伴い、低くなる。
- (2) 高クオリティ域において、凝縮熱伝達率は、冷媒飽和温度が低いほど高くなる。一方で、高クオリティ域以外では、凝縮熱伝達率は、冷媒飽和温度によらず同程度の値を示す。
- (3) 高クオリティ域において、凝縮熱伝達率は、壁面過冷度が低いほど高くなる。一方で高クオリティ域以外では、凝縮熱伝達率は、壁面過冷度によらず同程度の値を示す、あるいは、凝縮液量が十分に多い領域では、壁面過冷度が低いほど低くなる。
- (4) 両面冷却実験の場合、本実験範囲において、凝縮熱伝達率に及ぼす冷媒質量速度の影響はほとんど表れない。
- (5) HFO-1234ze(Z)の凝縮熱伝達率は、HCFO-1233zd(E)のそれに比して高い値を示す。
- (6) フィン効率は、クオリティの減少に伴い増加し、両面冷却実験においては最大で 0.95 程度である。
- (7) HCFO-1233zd(E)の実験値は、鉛直平滑管内の自由対流凝縮の半実験式の値と、クオリティ域が $0.50 < x < 0.70$ の範囲において比較的近い値を示すが、高クオリティ域および低クオリティ域では平均 30 %から 41 %程度低い値を示す。
- (8) HFO-1234ze(Z)の実験値は、鉛直平滑管内の自由対流凝縮の半実験式の値と、クオリティ域が $0.50 < x < 0.90$ の範囲において比較的近い値を示すが、低クオリティ域では平均 20 %程度低い値を示す。

第 6 章では、HCFO-1233zd(E)を用いたフィン付き鉛直矩形流路内でのセレートフィンにおける凝縮実験において、片面冷却および両面冷却における実験結果を比較することにより、冷却方式が熱伝達特性に及ぼす影響について考察を行い、以下の結論を得た。

- (1) 投影面積基準の凝縮熱伝達率は、片面冷却方式の場合が両面冷却方式の場合に比して高い。
- (2) 実面積基準の凝縮熱伝達率は、高クオリティ域においては、片面冷却方式の場合が両面冷却方式の場合に比して高いが、高クオリティ域以外では、冷却方式によらず同程度の値を示す。
- (3) フィン効率は、両面冷却方式の場合、片面冷却方式の場合に比して 2 倍以上高い。
- (4) フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率は、片面冷却方式の場合が両面冷却方式の場合に比して高い。

謝辞

九州大学大学院総合理工学研究院 宮崎 隆彦教授には、本研究の遂行にあたり、ご多忙にも関わらず、懇切丁寧なご指導、ご鞭撻を賜りました。ここに深く感謝の意を表し、心から深く御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学府技術専門職員 高田 信夫博士には、実験を実施するにあたり、物品の手配から配管の組み上げまで、多くの部分に関してお力添えいただきました。ここに深く感謝の意を表し、心から深く御礼申し上げます。

九州産業大学 福田 翔先生には、本研究の遂行および本論文の執筆に関しても、多くの場面において様々なご指導、ご鞭撻を賜りました。また、実験の方針に関しても的確な助言および多大なるご指導、ご鞭撻を賜りました。ここに深く感謝の意を表し、心より御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学研究院 小山 繁名誉教授には、本研究室を退官された後も、本研究の遂行にあたり、的確な助言および貴重なご指導、ご鞭撻を賜りました。ここに深く感謝の意を表し、心より深く御礼申し上げます。

共同研究者である当時修士課程2年 田浦 哲平氏および修士1年 佐久間 航太氏には、実験およびデータ整理にあたり多大なるご指導、ご鞭撻を賜りました。ここに深く感謝の意を表し、心より御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学府環境エネルギー工学専攻宮崎研究室に所属する、博士後期課程3年 Mr. Frantisek Miksik, Mr. Drakhnia Oleksii, 博士課程2年 Ms. Indri Yaningshi, 博士後期課程2年 Mr. Meng Xianhong, 博士課程1年 前多 信之介氏, 博士後期課程1年 Mr. Ko Jaedeok, 修士課程2年 川上 隼人氏, 竹田 那美氏, 植月 良祐氏, 竹里 光世氏, 西村 祐太郎氏, 吉住 崇司氏, 福富 百合香氏, 張 曉地氏, Mr. Weiyi Wu, 修士後期課程2年 Mr. Abirham Yemanebirhan Tadesse, Mr. Tahmid Hasan Rupam, Mr. Colombatantirige Uthpala Perera, 修士課程1年 仙波 昇氏, 中内 満氏, 鳴川 智也氏, 西久保 友希氏, 松井 浩平氏, 学部4年 安芸 雄太氏, 金光 聖人氏, 田島 大輝氏, 右田 竜聖氏, 研究生 Ms. Chairunnisa, Mr. Yang Changru には、公私に渡り親切な御助言を賜るとともに御激励をいただきました。ここに深く感謝の意を表し、心より御礼申し上げます。

研究室秘書 大和 裕里氏には、事務的な手続きの他、公私に渡り親切な御助言を賜るとともに御激励をいただきました。ここに深く感謝の意を表し、心より御礼申し上げます。

最後に、著者の学生生活を温かく見守り、支え続けてくれた家族に、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, 平成 29 年度エネルギーに関する年次報告(エネルギー白書 2018), <http://www.enecho.meti.go.jp/about/whitepaper/2018pdf/>, (2019 年 2 月現在)
- [2] 株式会社三菱総合研究所, 平成 24 年度新エネルギー等導入促進基礎調査(省エネルギー・再生可能エネルギーに関連する熱の有効利用促進施策に関する調査)報告書, http://www.meti.go.jp/meti_lib/report/2013fy/E003447.pdf, (2019 年 2 月現在)
- [3] Shohtani, H., The experimental research on condensation of the plate-fin exchanges, using nonazeotropic refrigerant mixtures, Proceeding of the second international symposium on condensers and condensation, (1990), 367-376
- [4] Lockhart, T. W. and Martinelli, R. C., Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes, Chem. Eng. Prog., Vol.145. No.1, 39-48
- [5] Mitsuda, M., Kanzaki, N., Yamamoto, M. and Sono, H., Performance of a compact heat exchanger as the condenser of binary refrigerants working in a heat pump, Proceeding of the second international symposium on condensers and condensation, (1990), 357-366
- [6] Boyko L. D. and Kruzhinlin G. N., Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of stream in a horizontal tube and in a bundle of tubes, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.10, (1967), 361-373
- [7] Wieting, A. R., Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Rectangular Offset-Fin Plate-Fin Heat Exchangers, Trans. ASME, Ser. C, 97-3 (1975), 448-490
- [8] K. V. Ramana M, C. Ranganayakulu, T. P. Ashok B, Condensation heat transfer and pressure drop of R-134a saturated vapour inside a brazed compact plate fin heat exchanger with serrated fin, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.53, 331-341
- [9] 松本達也, フィン付き鉛直矩形流路での純冷媒の層流膜状凝縮に関する理論的研究, 博士論文, 九州大学, (1999)

- [10] S. R. Gopin, I. P. Usyukin and I.G. Aver`yanov, Heat transfer in condensation of freons on finned surfaces, HEAT TRANSFEER-Soviet Research, Vol.8, No.6, (1976)
- [11] 屋良朝康, 小山繁, 藤井哲, プレートフィン熱交換器内の冷媒の凝縮および蒸発伝熱特性, 九州大学機能物質科学研究所報告, 第 8 卷 1 号, (1994), 61-70
- [12] Dilao, C. O., Theoretical study on turbulent film condensation of pure and mixed vapors inside a vertical tube, 博士論文, 九州大学, (1992)
- [13] Ryuichi Nagata, Chieko Kondou, Shigeru Koyama, Comparative assessment of condensation and pool boiling heat transfer on horizontal plain single tubes for R1234ze(E), R1234ze(Z) and R1233zd(E), Inter. J. Refrigeration, (2015)
- [14] Giovanni A. L., Claudio Z., Giulia R., J. Steven Brown, Experimental assessment of the low GWP refrigerant HFO-1234ze(Z) for high temperature heat pumps, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.57, (2014), 293-300
- [15] Fukuda, S., Kondou, C., Takata, N., Koyama, S., Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps, International Journal of Refrigeration 40, 161-173
- [16] 田浦哲平: 鉛直矩形流路内における低 GWP 冷媒 R1234ze(Z)の凝縮熱伝達特性, 修士論文, 九州大学, (2017)

付録 A 試験冷媒の物性表

Table A-1 および Table A-2 に、本研究において使用した試験冷媒 HCFO-1233zd(E)および HFO-1234ze(Z)の物性表を示す．なお，物性表の値は，REFPROP Ver10 により算出した．

Table A-1 HCFO-1233zd(E)の物性表

	温度 [°C]	飽和圧力 [MPa]	液密度 [kg・m ⁻³]	蒸気密度 [kg・m ⁻³]	潜熱 [kJ・kg ⁻¹]	液熱伝導率 [mW・m ⁻¹ ・K ⁻¹]	蒸気熱伝導率 [mW・m ⁻¹ ・K ⁻¹]	液粘度 [μPa・s]	蒸気粘度 [μPa・s]	表面張力 [mN・m ⁻¹]
HCFO-1233zd(E) $T_{\text{crit}}=166.45\text{ °C}$ $P_{\text{crit}}=3.6236\text{ MPa}$	100	1.0424	1049.7	56.256	142.25	57.284	17.490	191.55	14.180	5.5486
	120	1.5750	972.63	89.598	123.15	53.082	20.480	149.10	15.563	3.5123
	140	2.2928	873.12	145.50	97.690	48.931	25.211	111.16	17.948	1.7112

Table A-2 HFO-1234ze(Z)の物性表

	温度 [°C]	飽和圧力 [MPa]	液密度 [kg・m ⁻³]	蒸気密度 [kg・m ⁻³]	潜熱 [kJ・kg ⁻¹]	液熱伝導率 [mW・m ⁻¹ ・K ⁻¹]	蒸気熱伝導率 [mW・m ⁻¹ ・K ⁻¹]	液粘度 [μPa・s]	蒸気粘度 [μPa・s]	表面張力 [mN・m ⁻¹]
HFO-1234ze(Z) $T_{\text{crit}}=150.12\text{ °C}$ $P_{\text{crit}}=3.5325\text{ MPa}$	100	1.3498	980.46	69.303	144.44	65.811	19.842	108.67	12.085	4.1892
	120	2.0281	884.41	114.37	117.84	60.072	23.599	83.877	13.376	2.2507
	140	2.9451	740.34	204.89	77.38	54.177	32.963	58.877	16.167	0.59489

付録 B 各機器における熱収支

B.1 過冷器放熱量検定

過冷器は二重管対向流式の構造であり，内管に冷媒，外管に熱源流体が流れている．そのため，熱源流体は外壁および断熱材を介して外気と接しており，冷媒だけでなく，外気に対しても放熱が行われる．そこで，実験を行う前段階として，過冷器における熱源流体からの放熱量をあらかじめ把握し，近似式を作成する．まず，内管に液単相状態の冷媒を流し，外管へ質量流量 $100 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ に設定した熱源流体を流す．その際，過冷器の熱源流体温度を $50 \sim 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$ の間で変化させ，過冷器内の冷媒温度を $40 \sim 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ の間で変化させた．過冷器入口および出口混合室における冷媒および熱源流体の圧力および温度，外気温，流量を測定する．測定値からそれぞれの交換熱量を算出し，最小二乗法を用いて，放熱量に対する冷媒と熱源流体の温度差に関する 1 次式を作成した．なお，測定結果を Table B.1 に示す．

Table B.1 測定結果

設定温度 [$^{\circ}\text{C}$]	冷却水入口 [$^{\circ}\text{C}$]	冷却水出口 [$^{\circ}\text{C}$]	冷媒入口 [$^{\circ}\text{C}$]	冷媒出口 [$^{\circ}\text{C}$]	冷却水 質量流量 [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$]	冷媒 質量流量 [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$]	室温 [$^{\circ}\text{C}$]	放熱量 [kW]
50	47.81527	49.59298	27.0189	49.42919	101.2147	24.50202	34.11436	0.010365
50	50.21698	49.58741	54.22769	49.48551	101.5889	48.6888	34.78284	0.01226
50	51.99712	49.64149	65.30752	49.52899	101.4404	48.08501	38.44592	0.010034
65	61.8571	64.44312	33.21543	64.17088	101.8223	24.18576	35.04149	0.027538
65	63.11282	64.44482	50.15902	64.18833	101.7053	24.46019	35.325	0.32697
65	68.05569	64.46019	87.73932	64.31052	101.9086	48.89708	38.18559	0.033632
80	76.68462	79.31825	52.6264	79.00453	97.42603	24.50246	37.54059	0.046808
80	78.32835	79.33163	72.05534	79.0206	99.04514	24.48689	38.1166	0.047247
80	79.25486	79.34467	82.96754	79.03365	98.8395	24.43625	39.08634	0.049429
80	80.63847	79.30122	98.86263	78.99188	98.4127	24.34167	41.70918	0.049296

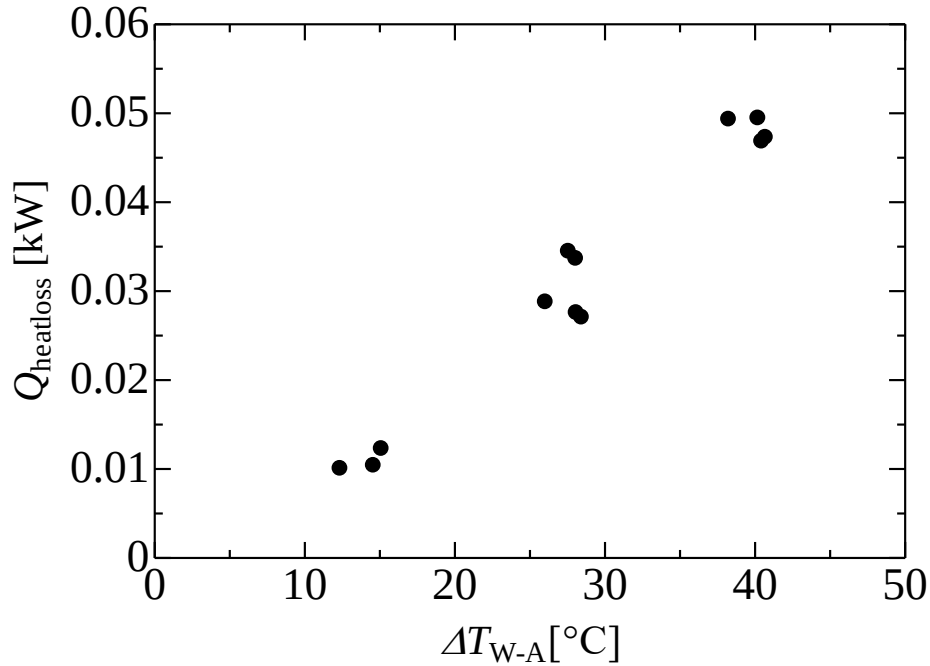


Fig.B.1 放熱量と冷却水および大気の温度差の関係

Fig.B.1 に放熱量 Q_{heatloss} と冷却水および大気の温度差 ΔT_{W-A} の関係を示す．ここで，放熱量は冷媒熱交換量 Q_R および冷却水熱交換量 Q_W の差とし，冷媒および冷却水の熱交換量はそれぞれ入口および出口の圧力，温度および質量流量から算出した．また， ΔT_{W-A} は冷却水温度 T_W および外気温度 T_A の差であり，冷却水温度は入口温度および出口温度の算術平均とした．

$$Q_{\text{heatloss}} = Q_R - Q_W \quad (\text{B.1})$$

$$\Delta T_{W-A} = T_W - T_A \quad (\text{B.2})$$

測定結果を基に，放熱量 Q_{heatloss} に対する冷却水および外気の温度差 ΔT_{W-A} の関係を式(B-3)のような1次式で近似した．その結果，決定された定数 A ， B ， C および D を Table B.2 に示す．

$$Q_{\text{cal}} = (A \times \Delta T_{R-W} + B) \times \Delta T_{W-A} + (C \times \Delta T_{R-W} + D) \quad (\text{B.3})$$

ここで， ΔT_{R-W} は冷媒温度 T_R および冷却水温度 T_W の差であり，冷媒および冷却水温度はそれぞれ入口温度および出口温度の算術平均とした．

$$\Delta T_{R-W} = T_R - T_W \quad (\text{B.4})$$

測定した放熱量および関係式より求めた放熱量の差を Fig.B.2 に示す．これによると，検定を行った範囲内において，関係式は 0.003 [kW] 以内で測定した放熱量と一致した．また，その差は最大で放熱量の 1 % 程度である．

Table B.2 決定された定数

<i>A</i>	3.92291E-06
<i>B</i>	0.001449853
<i>C</i>	0.000163557
<i>D</i>	-0.00956405

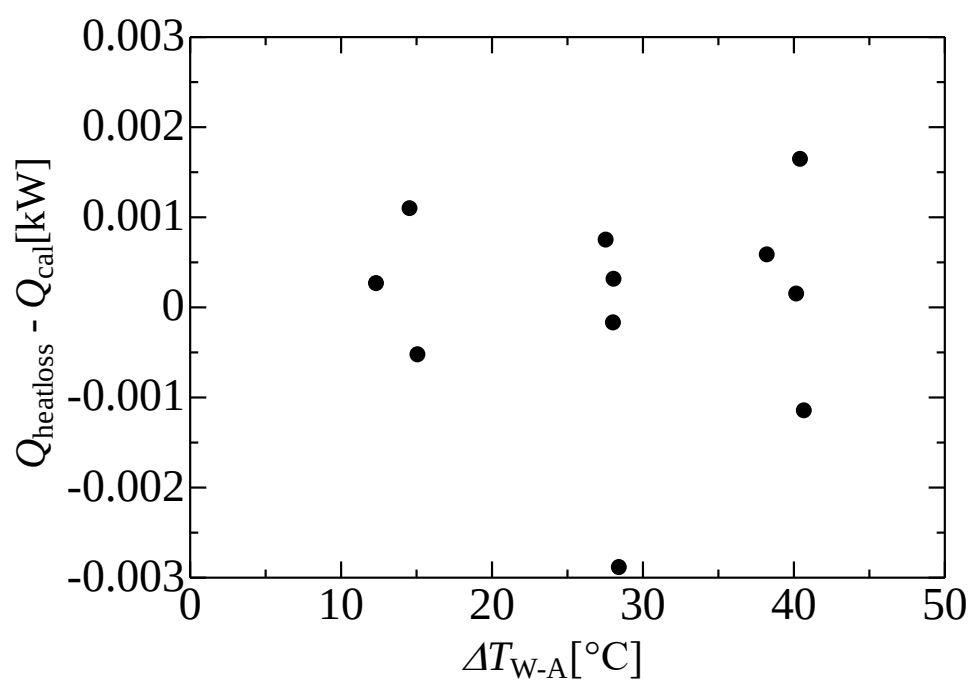


Fig.B.2 測定値および近似値の差と冷却水および大気の温度差の関係

B.2 テストセクション放熱量検定

本実験で用いたテストセクションは構造上、冷媒は外壁および断熱材を介して外気と接しており、加圧水だけでなく外気に対しても熱交換している。そこで、実験の前段階として、テストセクション内における冷媒からの放熱量を把握し、近似式を作成する。

テストセクション内に液単相状態の冷媒を流し、加圧水により両面から冷却する。その際に、テストセクション入口および出口における冷媒の圧力および温度、加圧水の圧力および温度、冷媒質量速度、加圧水質量速度、外気温を測定する。また、同時に HFS によって冷媒流路および加圧水流路で熱交換する際の熱流束も測定する。冷媒交換熱量と熱流束センサを通過する熱量総和の差異はテストセクションからの放熱量と考えられる。そのため、測定値から冷媒の交換熱量を算出し、最小二乗法を用いて、冷媒の熱交換量に対する HFS を通過する熱量に関して 1 次式を作成した。

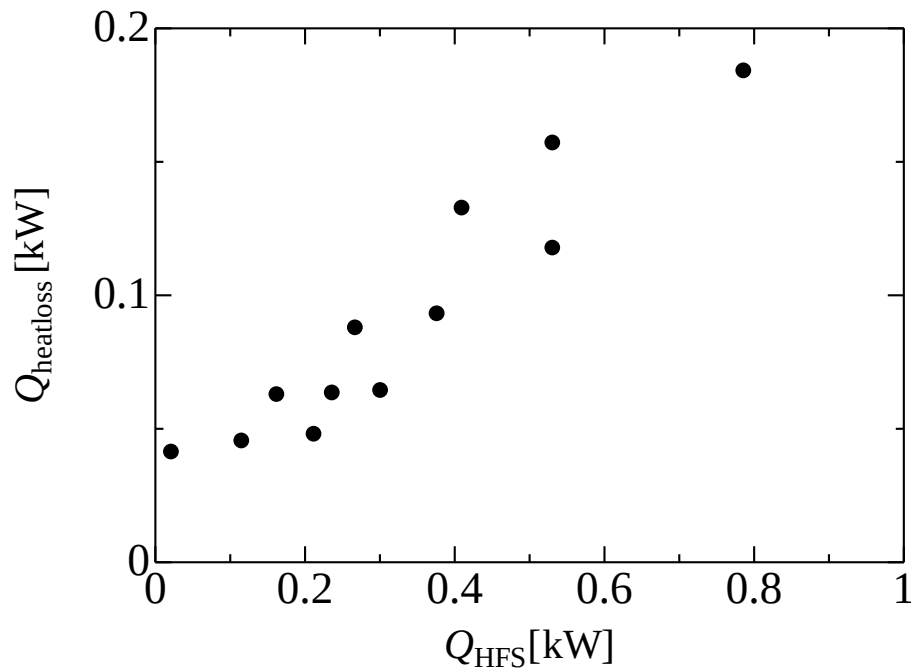


Fig.B.3 放熱量と HFS を通過した熱量総和の関係

Fig.B.3 に放熱量 $Q_{heatloss}$ と HFS を通過した熱量総和の関係を示す。テストセクションからの放熱量 $Q_{heatloss}$ は冷媒の交換熱量 Q_R と熱流束センサを通過する熱量総和 Q_{HFS} であるので、以下の式で表すことができる。

$$Q_{heatloss} = Q_R - Q_{HFS} \quad (B.5)$$

ここで、 Q_R は冷媒の交換熱量[kW]、 Q_{HFS} は HFS を通過した熱量総和[kW]である。また、冷媒の交換熱量はテストセクション入口および出口の圧力、温度および質量流量から算出した。

測定結果を基に、放熱量 Q_{heatloss} に対する HFS を通過した熱量総和の関係式を式(B.6)のような 1 次式で近似した。その結果、決定された定数 A , B , C および D を Table B.3 に示す。

$$Q_{\text{cal}} = (A \times \Delta T_{R-A} + B) \times Q_{\text{HFS}} + (C \times \Delta T_{R-A} + D) \quad (\text{B.6})$$

ここで、 ΔT_{R-A} は冷媒と外気温の温度差[K]であり、冷媒温度はテストセクション入口温度および出口温度の算術平均とした。また、 A , B , C および D はそれぞれ定数である。

Table B.3 決定された定数

A	-0.004636
B	0.4291324
C	0.0014974
D	-0.049795

測定した放熱量および関係式より求めた放熱量の差を Fig.B.4 に示す。これによると、検定を行った範囲内において、関係式は 0.01[kW]以内で測定した値を一致した。また、その差は最大で放熱量の 2 %程度である。

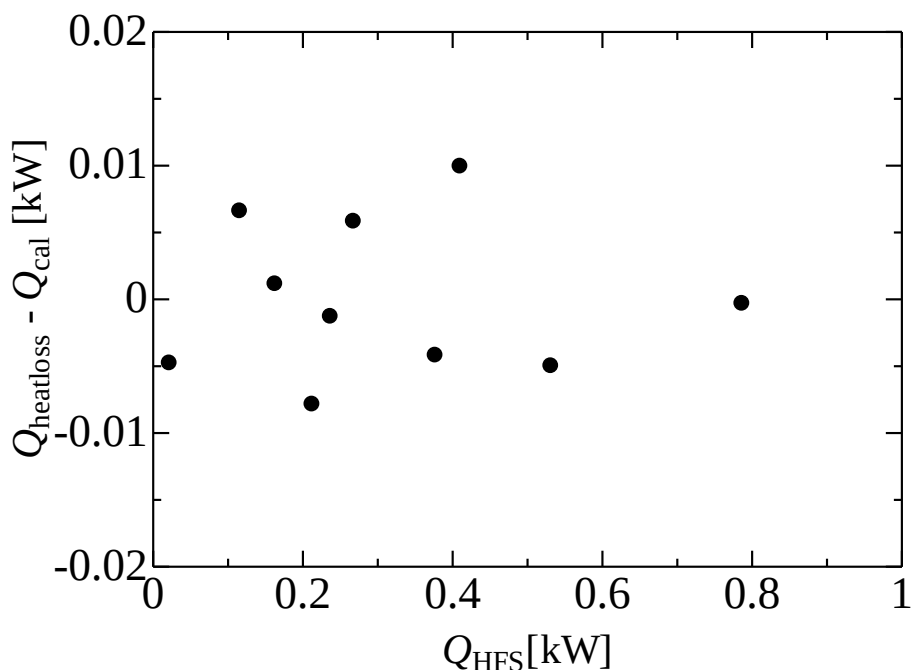


Fig.B.4 測定値および近似値の差と HFS を通過した熱量総和の関係

付録 C フィン効率を考慮した凝縮熱伝達率およびフィン効率の算出方法

フィン内の熱伝導率を考慮し，フィン効率を考慮した熱伝達率を算出する．Fig.C.1 にフィン周りの熱収支の概要図を示す．まず，以下の仮定において，フィン部における熱収支を考える．

- ・フィンの温度は軸に直角な断面上では一様である．（一次元熱伝導）
- ・フィン表面における周囲の流体（温度 T_{sat} ）の熱伝導率 α_{fin} は、全表面にわたって一様である．
- ・フィンの周囲長さ S および断面積 A は軸方向に一定である．
- ・フィン材の熱伝導率 λ は一定である．（ T_w より算出）

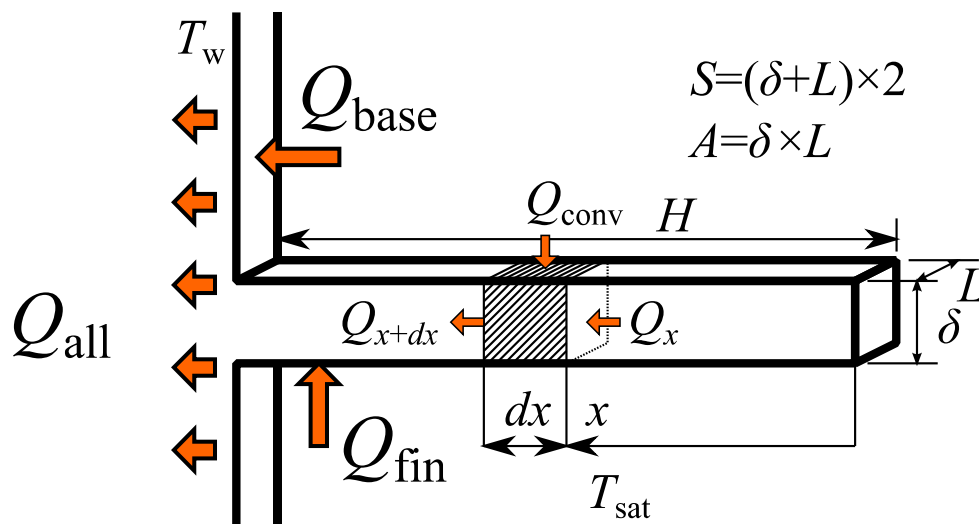


Fig.C.1 フィン周りの熱収支

熱伝導により微小体積要素に流入する熱量 Q_x

$$Q_x = -\lambda \frac{dT}{dx} A \quad (\text{C.1})$$

熱伝導により微小体積要素に流出する熱量 Q_{x+dx}

$$Q_{x+dx} = Q_x + \frac{dQ_x}{dx} dx = -\lambda \frac{dT}{dx} A - \lambda \frac{d^2T}{dx^2} A dx \quad (\text{C.2})$$

対流により周囲流体から微小体積要素へ流入する熱量 Q_{conv}

$$Q_{\text{conv}} = \alpha_{\text{fin}} (T_{\text{sat}} - T) S dx \quad (\text{C.3})$$

定常状態では $Q_x = Q_{x+dx} + Q_{\text{conv}}$ であるから式(C.1), (C.2)および(C.3)より

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{\alpha_{\text{fin}} S}{\lambda A} (T_{\text{sat}} - T) \quad (\text{C.4})$$

ここで, $\Theta = \frac{T_{\text{sat}} - T}{T_{\text{sat}} - T_w}$ および, $m = \sqrt{\frac{\alpha_{\text{fin}} S}{\lambda A}}$ とすると, 式(C.4)は

$$\frac{d^2 \Theta}{dx^2} - m^2 \Theta = 0 \quad (\text{C.5})$$

この場合の一般解は

$$\Theta = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (\text{C.6})$$

ここで, フィン先端は断熱としているので, 境界条件は

$$x = 0 \quad ; \quad \Theta = 1 \quad (\text{C.7})$$

$$x = H \quad ; \quad \frac{d\Theta}{dx} = 0 \quad (\text{C.8})$$

式(C.7)より式(C.6)は

$$C_1 + C_2 = 1 \quad (\text{C.9})$$

式(C.8)より式(C.6)は

$$mC_1 e^{mH} - mC_2 e^{-mH} = 0 \quad (\text{C.10})$$

式(C.9)および式(C.10)より

$$mC_2 e^{mH} + mC_2 e^{-mH} = m e^{mH} \quad (\text{C.11})$$

$$C_2 = \frac{e^{mH}}{e^{mH} + e^{-mH}} \quad (\text{C.12})$$

式(C.9)および式(C.12)より

$$C_1 = \frac{e^{-mH}}{e^{mH} + e^{-mH}} \quad (\text{C.13})$$

式(C.12)および式(C.13)を式(C.6)に代入すると,

$$\Theta = \frac{e^{m(x-H)} + e^{m(H-x)}}{e^{mH} + e^{-mH}} = \frac{\cosh[m(H-x)]}{\cosh(mH)} \quad (\text{C.14})$$

ここで流体からフィンに伝わる熱量は, フィン根元を流れる熱量に等しいから,

$$Q_{\text{fin}} = -\lambda \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x=0} A = -\lambda \left(\frac{d\Theta}{dx} \right)_{x=0} (T_{\text{sat}} - T_w) A \quad (\text{C.15})$$

式(C.14)を式(C.15)に代入すると,

$$Q_{\text{fin}} = \lambda (T_{\text{sat}} - T_w) m A \tanh(mH) \quad (\text{C.16})$$

算出したフィンにおける熱量の式(C.16)より、フィン効率を考慮した熱伝達率を算出する。算出は以下の手順で行う。また、Fig.C.2 にフローチャートを示す。

- ① まず、基底面における熱量 Q_{base} の値を $Q_{\text{base}} = Q_{\text{all}}/2$ と仮定する。
- ② 仮定した Q_{base} の値を基にフィン効率を考慮した熱伝達率 α_{fin} を以下の式から算出する。

$$\alpha_{\text{fin}} = Q_{\text{base}} / (T_{\text{sat}} - T_w) / A_{\text{base}} \quad (\text{C.17})$$

ここで A_{base} は基底部の面積である。

- ③ 式(C.17)で求めた熱伝達率 α_{fin} をから m の値を算出し、式(C.16)を用いてフィンにおける熱量を算出する。

- ④ 仮定した基底面における熱量 Q_{base} およびフィンにおける熱量 Q_{fin} の和が実験における熱流束センサを通る熱量 Q_{all} と等しいことを確認する。その際、以下の式に示す条件を満たすまで、二分法を用いて基底面における熱量 Q_{base} を訂正し、②～③を繰り返して計算を行う。

$$|Q_{\text{base}} + Q_{\text{fin}} - Q_{\text{all}}| / Q_{\text{all}} < 0.0001 \quad (\text{C.18})$$

例えば、 $(Q_{\text{base}} + Q_{\text{fin}}) - Q_{\text{all}} < 0$ となる場合、 $Q_{\text{base}} = Q_{\text{all}}/2 + Q_{\text{all}}/4$ と訂正し、②～③を繰り返して計算を行う。

- ⑤ 式(C.18)の条件を満たす場合、以下の式よりフィン効率 Φ [-] を算出する。

$$\Phi = Q_{\text{fin}} / [\alpha_{\text{fin}} (T_{\text{sat}} - T_w) A_{\text{fin}}] \quad (\text{C.19})$$

ここで A_{fin} はフィンの側面積である。

以上の繰り返し計算から基底面における熱量 Q_{base} 、熱伝達率 α_{fin} 、フィン部における熱量 Q_{fin} 、フィン効率 Φ が算出できる。

本研究で用いた投影面積基準 α_p 、実面積基準 α_A およびフィン効率を考慮した熱伝達率 α_{fin} はそれぞれ、以下のように定義する。

$$\alpha_p = Q_{\text{all}} / [(T_{\text{sat}} - T_w) A_{\text{base}}] \quad (\text{C.20})$$

$$\alpha_A = Q_{\text{all}} / [(T_{\text{sat}} - T_w) (A_{\text{base}} + A_{\text{fin}})] \quad (\text{C.21})$$

$$\alpha_{\text{fin}} = Q_{\text{all}} / [(T_{\text{sat}} - T_w) (A_{\text{base}} + \Phi A_{\text{fin}})] \quad (\text{C.22})$$

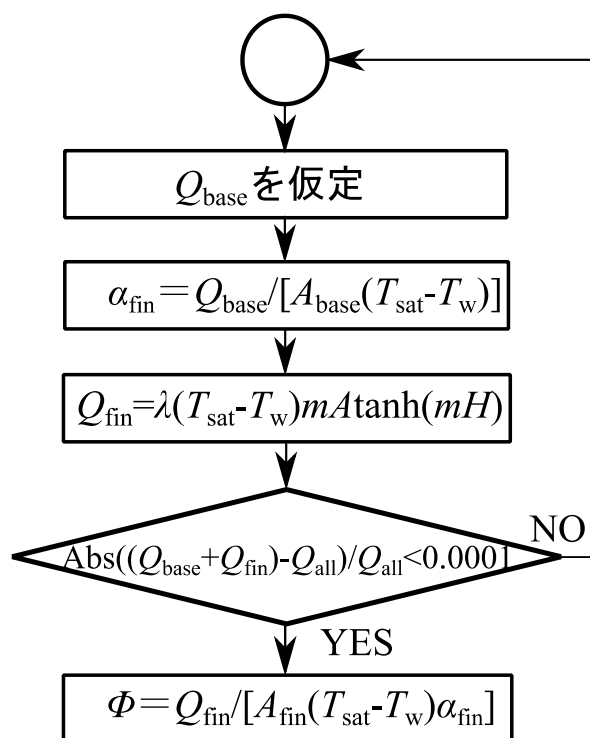


Fig.C.2 フィン効率算出フローチャート

付録 D テストセクションおよび装置全体の圧力損失の検討

本研究において、冷媒質量速度が凝縮熱伝達率及ぼす影響はほとんど見られなかった。これは、本実験範囲が、いずれも蒸気速度が $1.0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 以下であるためだと考えられる。Table C.1 に本実験範囲における HCFO-1233zd(E)の蒸気速度および質量速度が $70 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ の場合の蒸気速度の値を示す。一般的に蒸気せん断力は蒸気速度が $2.0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 以上の場合に影響が大きく、 $1.0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 未満の場合には影響がほとんどないと言われている。そのため、蒸気速度が $1.0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ を超える、冷媒飽和温度 100°C および質量速度が $70 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ の条件であれば、質量速度の影響が現れる可能性があるが、現状の実験装置では、装置全体の圧力損失が大きいため、質量速度が $70 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ の条件においては実験を実施することができない。

そこで、本実験に先立ち、HCFO-1233zd(E)の質量速度 $70 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ での実験を行うために、装置内で圧力損失が大きい予熱器部分の配管の管径を、従来の $3/8$ インチから $1/2$ インチに変更することで圧力損失の低減を試みた。以下の Table C.2 にその結果を示す。

Table C.2 に示す通り、予熱器の配管を関係の大きいものに変更した場合、予熱器部分の圧力損失は3分の1程度低減したが、質量速度が $70 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ の実験条件では依然実験を実施することができなかった。これは、主に予熱器部分の圧力損失のほかにも、テストセクション入口および出口に設置してある分流器および過冷器での圧力損失が大きいことが影響していると考えられる。本テストセクションでは、冷媒を流路内に均等に分配させるためにセレートフィンを横向きに設置しているが、この部分において圧力損失が 50 kPa 程度存在する。そのため、今後質量速度 $70 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 以上の実験を実施するためには、過冷器部分の圧力損失およびテストセクションの分流器による圧力損失を低減させることが必要であると考えられる。

Table D.1 本実験範囲における HCFO-1233zd(E)の蒸気速度[m·s⁻¹]

飽和温度 [°C]	蒸気密度 [kg·m ⁻³]	質量速度 [kg·m ⁻² ·s ⁻¹]		
		25	50	(70)
100	56.256	0.44	0.89	1.24
120	89.598	0.28	0.56	0.78
140	145.5	0.17	0.34	0.48

Table D.2 冷媒飽和温度 100 °C および質量速度 50 kg·m⁻²·s⁻¹における圧力測定値

圧力測定箇所		圧力測定値 [MPa]	
		予熱器改造前	予熱器改造後
①	ポンプ出口	1.388	1.363
②	テストセクション入口	1.351	1.351
③	テストセクション内部 (上)	1.299	1.303
④	テストセクション内部 (下)	1.307	1.307
⑤	テストセクション出口	1.264	1.269
⑥	過冷器入口	1.249	1.255
⑦	過冷器出口	1.203	1.221
装置全体の圧力損失(①－⑦)		0.185	0.142
予熱器部分の圧力損失(①－②)		0.037	0.012

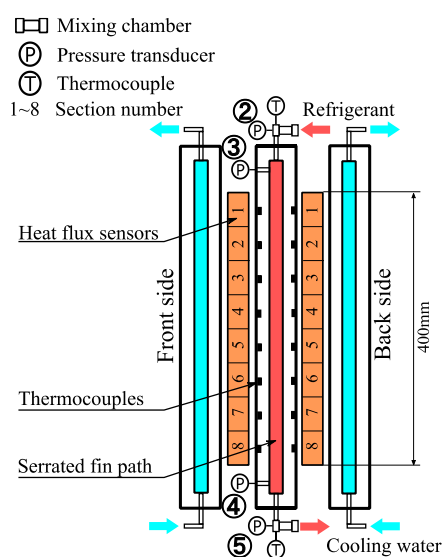


Fig.D.1 テストセクションの圧力測定箇所