

TUMSAT-OACIS Repository - Tokyo

University of Marine Science and Technology

(東京海洋大学)

フロン系冷媒を用いた水平微細溝付管外の凝縮熱伝達率の予測

メタデータ	言語: ja 出版者: 公開日: 2020-11-25 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 松野, 友暢 メールアドレス: 所属:
URL	https://oacis.repo.nii.ac.jp/records/2052

博士学位論文

フロン系冷媒を用いた水平微細溝付管外の
凝縮熱伝達率の予測

2020 年度
(2020 年 9 月)

東京海洋大学大学院
海洋科学技術研究科
応用環境システム学専攻

松野 友暢

目次

記号	iv
第1章 序論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 従来の研究	4
1.3 本論文の目的および構成	10
第2章 実験装置および実験方法	11
2.1 実験装置	11
2.1.1 実験装置の概要	11
2.1.2 試験伝熱区間	11
2.1.3 試験伝熱管	15
2.2 測定方法	24
2.2.1 温度の測定	24
2.2.2 流量の測定	24
2.2.3 圧力の測定	24
2.2.4 電気抵抗法を用いた管壁面温度の測定	25
2.3 実験方法	27
2.3.1 単管実験	27
2.3.2 イナンデーション実験	28
2.4 実験条件	29
2.4.1 単管実験	29
2.4.2 イナンデーション実験	31
2.5 冷媒物性	33
第3章 データ整理	34
3.1 熱交換量	34
3.2 熱流束	34
3.3 総括伝熱係数	34
3.4 管壁の熱抵抗	34
3.5 ウィルソンプロット法による壁面温度の算出	35
3.6 凝縮面過冷度	35
3.7 凝縮熱伝達率	36
3.8 液膜レイノルズ数	36
第4章 水平平滑円管の管外凝縮	37

4.1	水平円管に対する膜状凝縮の Nusselt の式	37
4.2	単管実験	38
4.2.1	Wilson-Plot 法を用いた凝縮熱伝達率	38
4.2.2	壁面温度を電気抵抗法で測定した凝縮熱伝達率	44
4.3	イナンデーション実験	49
4.3.1	Wilson-Plot 法を用いた凝縮熱伝達率	49
4.3.2	壁面温度を電気抵抗法で測定した凝縮熱伝達率	54
4.4	まとめ	59
第 5 章	ローフィン管の管外凝縮	60
5.1	液充満角度	60
5.2	単管実験	62
5.3	イナンデーション実験	64
5.4	従来提案されている予測式	66
5.5	まとめ	69
第 6 章	凝縮熱伝達に与えるフィン先端形状の影響	70
6.1	MG34L のフィン先端形状	70
6.2	MG34L の単管実験	73
6.2.1	周方向分断形状の影響	73
6.2.2	Y 字溝の影響	75
6.3	MG34L のイナンデーション実験	76
6.3.1	周方向分断形状の影響	76
6.3.2	Y 字溝の影響	78
6.4	まとめ	79
第 7 章	凝縮熱伝達に与える管径と冷媒物性の影響	81
7.1	MG40LL の形状	81
7.2	凝縮数	83
7.3	MG40LL の単管実験	83
7.3.1	管径の影響	83
7.3.2	冷媒物性の影響	89
7.4	MG40LL のイナンデーション実験	92
7.4.1	管径の影響	92
7.4.2	冷媒物性の影響	98
7.4	まとめ	100
第 8 章	予測式の提案	101
8.1	水平平滑円管のイナンデーション影響下の凝縮熱伝達率	101
8.1.1	従来 of 予測式	101

8.1.2 新しい予測式の提案	101
8.2 3次元微細溝付管のインデンテーション影響下の凝縮熱伝達率	104
8.2.1 新しい予測式の提案	104
8.3 まとめ	108
第9章 総括	109
謝辞	115
参考文献	117
付録1 白金測温抵抗体の検定	120
付録2 試験伝熱管の検定	122
付録3 Wilson Plot 法	132

記号

A	面積	$[\text{m}^2]$
bwt	底肉厚	$[\text{mm}]$
Ci	Dittus-Boelter 係数	$[-]$
Cp	定圧比熱	$[\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$
c_T	試験伝熱管の比熱	$[\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$
D	直径	$[\text{m}]$
Δh	凝縮潜熱	$[\text{kJ kg}^{-1}]$
ΔT	凝縮面過冷度	$[\text{K}]$
ΔT_m	対数平均温度差	$[\text{K}]$
g	重力加速度	$[\text{m s}^{-2}]$
Ga	ガリレオ数	$[-]$
Ja	ヤコブ数	$[-]$
K	総括伝熱係数	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$
ℓ	有効伝熱長さ	$[\text{m}]$
Nu^*	凝縮数	$[-]$
P	圧力	$[\text{MPa}]$
p_f	フィンピッチ	$[\text{mm}]$
Pr	プラントル数	$[-]$
Q	熱交換量	$[\text{W}]$
q	熱流束	$[\text{W m}^{-2}]$
r	半径	$[\text{m}]$
Re	レイノルズ数	$[-]$
Rw	管壁の熱抵抗	$[\text{m}^2 \text{K W}^{-1}]$
S	面積	$[\text{m}^2]$
s	フィン溝幅	$[\text{mm}]$
T	温度	$[^\circ\text{C}], [\text{K}]$
t	フィン先端厚さ	$[\text{mm}]$
U	流速	$[\text{m s}^{-1}]$
W	質量流量	$[\text{kg s}^{-1}]$
z	液充滿位置	$[\text{m}]$

ギリシャ記号

α	熱伝達率	[W m ⁻² K ⁻¹]
ε	伝熱促進率	[-]
Γ	単位長さ当たりの凝縮量	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
ϕ	角度	[°]
η	面積拡大率	[-]
λ	熱伝導率	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
μ	粘度	[Pa s]
ν	動粘度	[m ² s ⁻¹]
π	円周率	[-]
θ	フィン半頂角	[deg.]
ρ	密度	[kg m ⁻³]
σ	表面張力	[N m ⁻¹]

添字

cal	計算値
eq	等価
exp	実験値
f	フィン
i	管内
in	冷却水入り口
L	冷媒液
m	平均
Nusselt eq.	Nusselt の式
o	管外
out	冷却水出口
r	飽和冷媒
reg	電気抵抗法を用いて壁面温度を測定
root	フィン根本
s	冷却水
supply	給液冷媒
T	試験伝熱管

V	冷媒蒸気
w	試験伝熱管壁
wil	Wilson-Plot 法

第1章 序論

1.1 研究の背景

地球温暖化問題は日本においては、異常な夏の暑さが実体験として感じられるようになってきている。学校設備への空調機設置が急ピッチで進められていることがニュースとして取り上げられ、100年に一度の暴風雨や洪水といった重大な災害も日常的になりつつある。また、開発途上国とされていた国・地域の経済発展に伴い、エネルギーの消費が増加している。2016年の温室効果ガス排出量シェアを国別で見ると、中国が23.2%で1位、インドが5.1%でロシアと並んで同率4位、続いてインドネシア、ブラジル、日本の順である。このような状況に対し、先進各国のみならず、すべての国・地域で温室効果ガスの削減が必要であると議論がされている。その議論の場として、世界各国が参加する地球温暖化問題の解決のため会議「国連気候変動枠組条約締約国会議(Conference of the Parties: COP)」がある。COPでは、首脳レベルで地球温暖化のリスク評価や温室効果ガス排出削減の具体的な対策についての議論を行っている。その成果として、2015年にパリで開催された国連気候変動枠組条約の第21回締約国会議(COP21)では、2020年以降の温暖化対策の法的拘束力を持つ国際枠組み「パリ協定」が正式に採択されている。パリ協定は、途上国を含む全ての参加国に排出削減の努力を求める枠組みとなっており、歴史上最も画期的であるともいわれている。目的は、「世界の平均気温上昇を産業革命以前に比べて2℃より十分低く保ち、1.5℃に抑える努力をすること」である。そのためには、できるかぎり早く世界の温室効果ガス排出量をピークアウトし、21世紀後半には、温室効果ガス排出量と(森林などによる)吸収量のバランスをとる必要がある。日本では、パリ協定に対する中期目標として、2030年度の温室効果ガスの排出を2013年度の水準から26%削減することを目標として定め、再生可能エネルギーの導入量を増やすなど温室効果ガスの低排出なエネルギーミックスの推進と、さらなるエネルギー効率化の追求を進めている。

冷凍空調分野では、長らくフロン系冷媒によるオゾン層破壊に対する議論と対策が、多くの国と地域の参画によりなされてきた。フロン系冷媒は、アンモニアを冷媒とする冷蔵庫の取り扱いを容易にするため1928年に開発されたR12に端を発する。人体への影響が軽微で、不燃かつ良好なシステム性能を発揮するR12は、夢の物質とまで言われ冷凍空調機器や洗浄・発泡剤用途に広く利用された。しかし、1974年にR12などのクロロフルオロカーボン(Chloro Fluoro Carbon: CFC)に含まれる塩素は、大気中のオゾン層を破壊することが分かり、1970年代はCFC系冷媒によるオゾン層破壊が世界的な大問題となった。このため、CFC系冷媒からオゾン層を破壊しない物質への転換を世界的に図る必要性があった。そこで国際的な取り組みとして、オゾン層の保護のためのウィーン条約に基づき、オゾン層を破壊するおそれのある物質を指定し、これらの物質の製造、消費および貿易を規制することを目的とした「オゾン層を破壊する物質に関するモントリオール議定書(モントリオール議定書)」が、1987年にカナダで採択された。モントリオール議定書は、フロン類が

環境に与える影響の研究や、代替冷媒および機器類の研究開発が進んだことから、規制物質の追加や削減スケジュールの前倒しとして、度々改正が行われている[ロンドン改正・調整(1990年)、コペンハーゲン改正・調整(1992年)、ウィーン調整(1995年)、モントリオール改正(1997年)、北京改正(1999年)、モントリオール調整(2007年)]。取り組みの進捗により、CFC系フロン冷媒の生産・使用が1995年までに全廃され、暫定的に使用可能なハイドロクロロフルオロカーボン(Hydro Chloro Fluoro Carbon:HCFC)系冷媒や、新たに開発されたオゾン層破壊係数(Ozone Depletion Potential:ODP)が皆無なハイドロフルオロカーボン(Hydro Fluoro Carbon:HFC)系冷媒への転換がなされた。しかし、暫定的に使用可能なHCFC系冷媒はCFC系冷媒よりODPはかなり小さいが依然としてODPを有しており、先進国では2020年までに全廃された。ただし、開発途上国では2030年に全廃であるため、HCFC系冷媒の完全な撤廃はもう少し時間がかかりそうである。また、ODPが皆無であるHFC系冷媒は、地球温暖化係数(Global Warming Potential:GWP)が二酸化炭素の数百から数万倍と大きく、1997年に京都で開催された国連気候変動枠組み条約の第3回締約国会議(COP3)において温室効果ガスに指定され、排出量規制の対象物質となった。この規制により、フロン系冷媒はオゾン層保護だけでなく、地球温暖化問題に対する影響の考慮が必要となった。その後、モントリオール議定書の最も新しい改正として「キガリ改正(2016年)」が行われ、日本を含む先進国においては、HFC系冷媒の生産量と消費量について、2011年から2013年までの平均数量等を基準値として、2019年から削減を開始。2036年までに85%分を段階的に削減することとしている。日本では2029年まではこれまでの研究・技術開発により規制をクリアできることが予想されている。しかし、それ以降の規制に対しては現段階の技術・法規制ではクリアできない見通しである。そこで、これらの規制等に対して冷凍空調機器メーカーでは、冷媒配管の小径化や機器小型化などで充填量の削減を進めている。これは、足元の冷媒充填量削減の意味もあるが、GWPが1ヶ台かつODPが皆無ないし極めて微小なハイドロフルオロオレフィン(Hydro Fluoro Olefin:HFO)系冷媒もしくは、HFC系およびHFO系の混合冷媒、炭化水素系冷媒への転換を見据えたものである。また、HFO系冷媒はR1234yfやR1234ze(E)、R1233zd(E)などが用いられ始めているが、登場当初よりは価格が低下したとは言え、以前HFC系冷媒の数倍の価格で高コストである。また、単純に冷媒を入れ替えた場合では物性値の影響によりシステム性能の低下となる。システム性能が低下してしまうと、機器のエネルギー消費が上がり、間接的に地球温暖化へ悪影響を及ぼすこととなる。さらに、微燃性という表現が用いられているが、可燃性の物質である。このため、規制をクリアしつつも機器性能を低下させないようにし、従来よりも慎重に冷媒漏洩対策等の安全対策を施すため、冷媒やシステム全体にわたって研究開発が進められている。また、新規の製造だけでなく、従来設備利用中の冷媒漏洩、撤去時の冷媒未回収による影響についても重要性が認識されており、機器製造・運用・廃棄のライフサイクルとして環境影響低減が求められている。

このような状況において、セントラル空調方式が採用される大型ショッピングモールや地域冷暖房の冷熱源として、シェルアンドチューブ式の熱交換器を用いる大型のターボ冷凍機が用いられており、特に部分負荷での高効率化が進んでいる。近年では冷媒としてHFC系冷媒のR134aやR245faが用いられてきたが、HFO系の単一冷媒もしくは共沸混合冷媒を採用した機種が登場して

いる。一方で、ターボ冷凍機の大部分は熱交換器であり、用いられる伝熱管は平滑管ではなく、内外面に様々な形状を持つ伝熱促進管が用いられている。高性能な伝熱促進管の採用が不可欠な理由として、部分負荷時の低温度差での熱伝達率向上や、熱交換器の小型化使用部材削減による製造・廃棄時の環境負荷低減があげられる。コスト面では、熱交換器に使用される銅管の値段は、60%から70%が銅地金の価格になる。これは、銅需要そのものが社会的に高騰しているためで、20年前から比較すると3倍以上の値上がりとなっていることに由来する。また今後、電気自動車や電子機器の普及に伴い、埋蔵量の問題もあるため銅需要が高騰することはあっても、低下することはない。仮に元の価格に対して、銅地金の価格の占める割合が60%だったとすると、加工賃が30%増加しても、銅管の価格は12%の上昇となる。12%の単価増に対して、伝熱性能が向上して使用する銅管の本数や長さが15%減ると、元の状態より4%以上のコスト低減となる。また、伝熱面積を減らすことにより、機器全体の小型化につながり、実際には伝熱管単体以上のコストメリットを見込むことが出来る。一方で、伝熱管そのものを薄くすることも取り組まれているが、すでに必要な強度に対してほぼ限界である。また、HFO系冷媒を採用している場合、微燃性が安全上の問題となるため設備側の安全対策だけでなく、冷媒充填量の削減はリスク低減として非常に重要である。一方、単純な小径化では、設備側のポンプ動力の増加によりシステム全体のエネルギー効率が低下してしまうことから、使用される冷媒等の条件毎に最適な形状を見出す必要がある。また、伝熱管によく用いられる銅は、製錬時への有毒物の排出や、電気精錬によるエネルギー消費により環境負荷影響が大きい。したがって、銅使用量の削減そのものが、コスト削減だけではなく、環境負荷低減に大いに貢献することからも、たとえ単価が高くなっても高性能な伝熱促進管の開発要求は途絶えることがない。ターボ冷凍機の凝縮器では、伝熱促進管として3次元微細溝付管が用いられるが、冷媒物性の影響だけでなく、多段で使用した場合のイナデンション影響を考慮する必要があり、単管の伝熱データだけでは機器設計を行うことが出来ない。しかし、HFO系冷媒を用いた管群試験による研究は依然少なく、HFO系冷媒の種類も多いため伝熱管形状の最適化は難しくなっている。

1.2 従来の研究

ターボ冷凍機において、熱交換器の性能は機器単体およびシステム全体のエネルギー効率や設置に必要な空間に大きな影響を与えるため、過去より研究がなされ、今現在も様々な取り組みが行われている。ターボ冷凍機に代表されるシェルアンドチューブ型熱交換器に使用される伝熱管の凝縮熱伝達の促進を目的に、管外形状に着目した研究は以下に示すように多数見受けられる。

Beatty-Katz¹⁾は、塩化メチル、二酸化硫黄、R22、プロパン、n-ブタン、n-プロパノールを用いて、銅製の水平平滑管および6本のローフィン付き管を用いて凝縮熱伝達実験を行い、フィン寸法による熱伝達の影響について考察した。その結果、フィンチューブの水平・垂直方向の寸法が熱伝達に影響することを明らかにし、以下のフィンチューブの凝縮熱伝達率の予測式を導いた。

$$\begin{aligned}
 \alpha_{\text{cal}} &= 0.689 \cdot \left(\frac{\lambda_L^3 \cdot \rho_L^2 \cdot g \cdot \Delta h_{\text{LV}}}{\mu_L \cdot \Delta T} \right)^{0.25} \cdot \left(\frac{1}{D_{\text{eq}}} \right)^{0.25} \\
 &= 0.689 \cdot \left(\frac{\lambda_L^3 \cdot \rho_L^2 \cdot g \cdot \Delta h_{\text{LV}}}{\mu_L \cdot \Delta T} \right)^{0.25} \cdot \left(1.3 \cdot \phi \cdot \frac{A_f}{A_o} \cdot \frac{1}{\ell} + \frac{A_f}{A_o} \cdot \frac{1}{D_o \cdot D_{\text{root}}^{0.25}} \right) \\
 &= 0.689 \cdot \left(\frac{\lambda_L^3 \cdot \rho_L^2 \cdot g \cdot \Delta h_{\text{LV}}}{\mu_L \cdot \Delta T} \right)^{0.25} \\
 &\quad \cdot \left(1.3 \cdot \phi \cdot \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (D_o^2 - D_{\text{root}}^2) + \pi \cdot D_o \cdot t_f}{\pi \cdot D_o \cdot (s + t_f)} \cdot \frac{\pi \cdot (D_o^2 - D_{\text{root}}^2)}{4 \cdot D_o} + \frac{\pi \cdot D_{\text{root}} \cdot t_f}{\pi \cdot D_o \cdot (s + t_f)} \cdot \frac{1}{D_{\text{root}}^{0.25}} \right)
 \end{aligned} \tag{1.1}$$

河合ら²⁾は、外面フィンチューブのフィン表面においてR12が凝縮する際のフィン形状と凝縮熱伝達率との関係について実験を行った。その結果、単位長さあたりの凝縮熱伝達率が最大となる最適なフィン形状を明らかにした。ここで、熱伝達係数 α [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]は、熱伝導率 λ [$\text{W}/(\text{m K})$]、表面張力 σ [N m^{-1}]、密度 ρ [kg m^{-3}]との関係として以下のように予測している。

$$\left(\frac{\alpha}{\lambda_L} \right) \propto \left(\frac{\sigma}{\rho_L \cdot g} \right)^{-a} \quad a \doteq 1.7 \sim 2.0 \tag{1.2}$$

河合ら³⁾は、冷媒 R11、R12、R22 および R114 を用いて、凝縮する流体の物性値を考慮した一般的な形でフィンチューブの凝縮伝熱特性を表すことを試みた。その結果、冷媒が凝縮するときのフィンチューブの特性を表す実験式を導いた。単位長さあたりの凝縮熱伝達係数 α_v [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]は、熱伝達係数 α [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]、単位長さあたりの表面積 S [$\text{m}^2 \text{m}^{-1}$]、係数 c 、密度 ρ [kg m^{-3}]、蒸発潜熱 Δh_{LV} [J kg^{-1}]、フィン根元径 D_{root} [m]、粘度 μ_L [Pas]、凝縮面過冷度 ΔT [K]、表面張力 σ [N m^{-1}]

1]で以下のように定義される。

$$\alpha_\ell = \alpha \cdot S = c \cdot S \cdot \left(\frac{\lambda_L}{D_o} \right) \cdot \left(\frac{\rho_L^2 \cdot g \cdot \ell \cdot D_o^3}{\lambda_L \cdot \mu_L \cdot \Delta T} \right)^{0.25} \cdot \left(\frac{\sigma}{\rho_L \cdot g \cdot D_o^2} \right)^{-1.5} \quad (1.3)$$

平沢らは⁴⁾、底の浅い鉛直長方形溝にエタノールを流す膜状凝縮実験で、膜状凝縮のみぞ部・角部の表面張力の影響について理論解析を行った。その結果、微小みぞの近傍の液膜は表面張力によりみぞ角部に引き込まれるために局部的に薄くなり、膜の熱抵抗が減じて凝縮特性が向上し、凝縮伝熱性能の向上には微小なフィンとみぞが重要であると明らかにした。

本田ら⁵⁾は、供試流体に R113、メタノールを使用し、平滑管と3本のローフィン付管および1種類のこの歯状フィン付管で、排液板と取り付けした場合と、取り付けない場合の伝熱性能およびみぞ部凝縮液の挙動について考察した。これよりローフィン付管にはフィン間で凝縮液が保持される液充満位置が存在し、排液板の取り付けにより液充満角度が大きくなり、伝熱性能が向上したことを明らかにした。以下に示すのが、本田らが示す液充満角度の予測式である。

$$\phi_f = \left(\frac{4 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{\rho_L \cdot g \cdot s \cdot D_o} - 1 \right) \quad (1.4)$$

本田・野津⁶⁾は、表面張力の影響が支配的な領域についての伝熱性能の予測法のために、本田・藤井の縦溝付鉛直面の数値解析をローフィン付管に適応し、従来の実験データの無次元整理を行い、数値解を±5%以内に近似する平均ヌセルト数の式を作成した。

Webbら⁷⁾は、冷媒 R11 を用いて3本の水平フィンチューブの凝縮熱伝達実験を行い、フィン上に形成される液膜の表面張力の影響を考察した。Webbらは凝縮液膜モデルを提案し、フィンピッチ・フィン高さが液膜厚さおよび液膜形成に影響していると結論づけ、実験式を提案した。

本田ら⁸⁾は、ローフィン付き1行管列における凝縮液の伝熱、流動特性の基礎的な知見を得る目的で、冷媒 R113、メタノール、n-プロパノールを用いた凝縮熱伝達実験を行った。その結果、凝縮液落下モード、上方管からの落下液で覆われる下方管の表面積割合および液充満角度などに及ぼす凝縮熱伝達率の影響について明らかにした。

本田ら⁹⁾は、水平ローフィン付管上の膜状凝縮に関する前報(1985)の伝熱計算法をより広範囲に使用できる形に一般化した。管表面を液充満領域とそうでない領域に分け、さらに各領域についてフィン部とフィン根本管表面部に分けて式を導出し、連立式として解くことで伝熱量を求めた後、平均ヌセルト数を求め、著者らおよび著者ら以外の従来の実験値の大部分を±20%で一致し、

表面張力と密度の比が大きく異なる物性であっても、フィン間隔の影響を正確に予測する式を作成した。

本田ら¹⁰⁾は、前報(1987)をインテンションの影響を含む形に拡張し、従来の水、アセトン、n-ブタン、冷媒 R12 の 4 物質が用いられた 5 種類の管群実験結果と比較し、いずれの場合でもよく一致することを確認した。また、各物質で最適なフィン間隔が異なることを示した。

朱・本田¹¹⁾は、水平ローフィン付管のフィン部のみに着目し、凝縮伝熱性能に及ぼすフィンの形状および寸法の影響について理論計算し、冷凍機凝縮器の運転条件を想定し冷媒およびフィン材質に影響について明らかにした。

Chengら¹²⁾は、冷媒 R134a を用いて、平滑管、3 種類のローフィン付き管ならびに 3 種類の 3 次元フィン付き管を管群で評価している。その結果、最上段において 3 次元フィン付き管の管外凝縮熱伝達率が最も高いことを報告している。

Huberら¹³⁾は、冷媒 R134a を使用して 3 次元フィンならびに Y 型フィンを有する 2 種類の高性能伝熱管の管外凝縮熱伝達率を管群にて評価している。その結果、3 次元フィン付管の凝縮熱伝達率が最も高いことを報告している。

Briggs-Rose¹⁴⁾は、水平ローフィン付管のフィン効率を解明するために、伝熱管寸法および金属材料の異なる試験管を使用し、水蒸気および R113 を用いて最適なフィン間隔の実験式を提案した。

Rose¹⁵⁾は、Beatty-Katz のローフィン付管の予測式はフィン間隔による表面張力の影響について考慮されていないため、本田らの液充填角度の予測式および Briggs・Rose(1994)の最適なフィン間隔の予測式を考慮し、以下に示す新たな予測式を提案した。

$$\begin{aligned}
 \varepsilon &= \frac{D_o}{D_{root}} \frac{t}{(b+t)} T_t + \frac{\phi_f (1-f_r)}{\pi \cos \theta} \left(\frac{D_o^2 - D_r^2}{2D_r(b+t)} \right) T_f + \frac{\phi_f}{\pi} (1-f_s) B_1 \frac{s}{(b+t)} T_s \\
 T_t &= \left\{ \frac{D_{root}}{D_o} + \frac{B_t G_t}{0.728^4} \right\}^{\frac{1}{4}} \\
 G_t &= \frac{\sigma D_{root}}{(\rho_L - \rho_V) g t^3} \\
 T_f &= \left\{ \left(\frac{0.943}{0.728} \right)^4 \frac{D_r}{h_e} + \frac{B_f G_f}{0.728^4} \right\}^{\frac{1}{4}} \\
 G_f &= \frac{\sigma D_{root}}{(\rho_L - \rho_V) g h^3}
 \end{aligned} \tag{1.5}$$

$$T_s = \left\{ \frac{(\zeta(\phi_f))^3}{0.728^4} + \frac{B_s G_s}{0.728^4} \right\}^{\frac{1}{4}}$$

$$G_s = \frac{\sigma D_{\text{root}}}{(\rho_L - \rho_V) g s^3}$$

$$B_t = B_f = B_s = 0.143$$

$$B_l = 2.96$$

$$\zeta(\phi_f) = 0.874 + 0.1991 \times 10^{-2} \cdot \phi_f - 0.2642 \times 10^{-2} \cdot \phi_f^2 + 0.5530 \times 10^{-2} \cdot \phi_f^3 - 0.1363 \times 10^{-2} \cdot \phi_f^4$$

台形フィンの場合

$$f_r = \frac{1 - \tan(\theta/2)}{1 + \tan(\theta/2)} \cdot \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{\rho_L \cdot g \cdot D_{\text{root}} \cdot h_f} \cdot \frac{\tan(\phi_f/2)}{\phi_f}$$

$$f_s = \frac{1 - \tan(\theta/2)}{1 + \tan(\theta/2)} \cdot \frac{4 \cdot \sigma}{\rho_L \cdot g \cdot D_{\text{root}} \cdot s} \cdot \frac{\tan(\phi_f/2)}{\phi_f}$$

平行フィンの場合

$$f_r = \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{\rho_L \cdot g \cdot D_{\text{root}} \cdot h_f} \cdot \frac{\tan(\phi_f/2)}{\phi_f}$$

$$f_s = \frac{4 \cdot \sigma}{\rho_L \cdot g \cdot D_{\text{root}} \cdot h_f} \cdot \frac{\tan(\phi_f/2)}{\phi_f}$$

本田・眞喜志¹⁶⁾は、2次元フィン側面に周方向リブを有する高性能な形状を提案し、冷媒 R123 を対象に膜状凝縮の数値計算を行なった。その結果、従来提案されている6種類の高性能2次元フィンの結果と比較して、従来形状で最も高性能な形状よりもシングルリブで27%、ダブルリブで58%高い伝熱性能を有することを報告している。

Kumarら¹⁷⁾は、冷媒 R134a を使用して外表面に高さ約 0.65mm のピンフィンを設けた伝熱管の凝縮熱伝達実験を行った。その結果ローフィン管(40山/インチ)と比較して、ピンフィン付管の凝縮熱伝達率が高いことを報告している。

Junら¹⁸⁾は、冷媒 R11、R12、R123、R134a を使用して、平滑管、ローフィン管、3次元フィンを有する商用管 Turbo-C の凝縮熱伝達実験を行った。その結果、Turbo-C が最も高い熱伝達率を示したことを報告している。

本田ら¹⁹⁾は、冷媒 R134a を使用して、2種類のローフィン管と3種類の3次元フィン管を用いた千鳥管群での凝縮熱伝達実験を行い、その結果を平滑管とローフィン管の管群での結果と比較した。その結果、凝縮液イナージェンションが少ない場合には3次元フィン管優れているが、3次元フ

イン管は凝縮液イナnderションの影響を受けやすく、膜レイノルズ数が大きい領域ではローフィン管の方が高い伝熱性能を示すことを明らかにした。

Belghazi ら²⁰⁾は、フィン側面の中間部に切り欠きを設けた伝熱管の管群における凝縮熱伝達率を評価した結果を報告している。その結果、切り欠きを設ける事によって、ローフィン管と比較して、凝縮熱伝達率が約 30% 向上することを報告している。

Kumar ら²¹⁾は、冷媒 R134a を使用して 4 本のフィンチューブと外表面に高さ約 0.65mm のピンフィンを設けた伝熱管の管外凝縮熱伝達率を単管にて実験し、実験結果から熱伝達の予測式を提案した。この予測式は実験値の 15% 以内に収束し、過去の研究者の実験値も ±35% で予測できたことを報告している。

Gstoehl-Thome²²⁾は、冷媒 R134a を使用して管群条件下における平滑管、ローフィン付管ならびに 2 種類の 3 次元構造のフィン付管の凝縮熱伝達実験を行った。その結果、最上部に設置された伝熱管は、3 次元構造のフィン付管の凝縮熱伝達率が平滑管およびローフィン管よりも高性能であることを報告している。

Kang ら²³⁾は、冷媒 R134a を使用して 1 本のローフィン付管と 3 本の 3 次元フィン管(Turbo-C)を用いて凝縮熱伝達実験を行った。その結果、Turbo-C はローフィン付管より伝熱性能に優れることを明らかにし、実験値を ±5% 以内に予測する実験式を提案した。

$$Nu_{cal} = 0.148 \cdot Re_f^{-0.201} \cdot Pr_L^{1.461} \cdot Ga_L^{0.063} \cdot \left(\frac{h_f}{p_f} \right)^{0.179} \quad (1.6)$$

$$Re_f = \frac{4\Gamma}{\mu_L}, \quad Ga_L = \frac{D_o^3 \cdot g \cdot \mu_L}{\rho_L}$$

Tao ら²⁴⁾は、R134a を使用して 5 本のローフィン管および 5 本の 3 次元フィン付管の管外凝縮熱伝達率を管群にて評価している。その結果、3 次元フィン付管の管外凝縮熱伝達率よりも、ローフィン管(54 山/インチ)およびローフィン管(56 山/インチ)の方が 8% 高い凝縮熱伝達率を示すことを報告している。

永田ら²⁵⁾は、冷媒 R1234zd(E)、R1234ze(Z)および R1233zd(E)を使用して水平平滑管の凝縮熱伝達およびプール沸騰熱伝達に関する実験を行った。その結果、R1233zd(E)は Nusselt の理論解より 25% 高い値を示すことを報告した。

Al-Badri ら²⁶⁾は、冷媒 R134a を使用して 5 本のローフィン管および 5 本の 3 次元フィン付管の

管外凝縮熱伝達率を管群にて評価している。その結果、管群 10 行目までは 3 次元フィン付管の方がローフィン管よりも高い凝縮熱伝達率を示し、39 山/インチおよび 48 山/インチの方が 58 山/インチの 3 次元フィン付管よりも高い値を示すと報告している。

Chen ら²⁷⁾は、冷媒 R1233zd(E)を使用して、平滑管と 3 次元フィン付管の凝縮熱伝達実験を行った。その結果、平滑管よりも 8.4 倍程度高い凝縮熱伝達率を示すことを報告した。

Steinhoff ら²⁸⁾は、冷媒 R134a を使用して、平滑管と 4 本の 3 次元フィン付管の凝縮熱伝達実験を行った。その結果、平滑管よりも 14 倍から 27 倍高い凝縮熱伝達率を示し、その要因は先端がねじれたフィンの構造によるものと報告している。

Ji²⁹⁾らは、冷媒 R134a、R1234ze(E)、R1233zd(E)を使用して、平滑管と 2 本のフィンの厚さが異なる 3 次元フィン付管の凝縮熱伝達実験を行った。その結果、 $R1233zd(E) < R1234ze(E) < R134a$ の順に高い凝縮熱伝達率を示し、フィンの厚い管の方が高い熱伝達率を示すことを報告している。

1.3 本論文の目的および構成

第 1.2 節で述べてきたように、ターボ冷凍機に用いられるシェルアンドチューブ式の凝縮器における、管外凝縮熱伝達に関する研究は数多く行われている。しかしながら、R1234ze(E)や R1234yf などの HFO 系冷媒を用いた管群による研究は少ない。また、3 次元フィン付き管や 3 次元微細溝付管と呼ばれる 3 次元構造フィンを持つ伝熱管の研究は数多く行われているものの、伝熱管メーカーのノウハウにもかかわるため、その形状と凝縮熱伝達率について体系的にまとめられたものは少なく、3 次元構造フィンが与える凝縮熱伝達率への影響が十分に解明されているとは言えない。

本研究は、ターボ冷凍機の凝縮器を対象とし、平滑管およびローフィン管、3 次元微細溝付管の単管および管群を模擬した凝縮熱伝達実験を行い、その伝熱特性を明らかとするとともに、機器設計や形状開発に有益となる凝縮熱伝達率の予測式の作成を目的とする。

本論文の第 2 章以降の構成は以下のとおりである。

第 2 章では、実験装置および試験伝熱管の詳細、実験方法および実験条件について述べる。

第 3 章では、実験で得た実験データの整理方法について述べる。

第 4 章では、R134a と R245fa を用いた水平平滑円管での管外凝縮熱伝達の単管およびイナンデーション実験の実験結果について述べる。また、Wilson-Plot 法および壁面温度を測定した場合の比較、液膜内の温度分布の考慮の有無について検証する。

第 5 章では、フィンピッチ 26 および 34 山/インチのローフィン管について、R134a および R245fa を用いた管外凝縮熱伝達の単管およびイナンデーション実験の実験結果について述べるとともに、過去に提案された予測式との比較を行う。

第 6 章では、フィンピッチ 34 山/インチの周方向の追加工を省略した 3 次元微細溝付管とすべての加工を施した 3 次元微細溝付管について、R134a および R245fa を用いた管外凝縮熱伝達の単管およびイナンデーション実験の実験結果について述べる。

第 7 章では、外径 19mm サイズおよび 16mm サイズの外面に先端交差分断型フィンをもつフィンピッチ 40 山/インチの 3 次元微細溝付管について、R134a および R245fa、R1234ze(E)、R1234yf を用いた単管およびイナンデーション実験の実験結果について述べる。

第 8 章では、平滑管の管外凝縮熱伝達率について、イナンデーションの影響と管外径と管ピッチを考慮した予測式の提案を行うとともに、3 次元微細溝付管の管外凝縮熱伝達率について、平滑管の予測式を元にフィン形状と冷媒物性値、イナンデーションの影響を考慮した予測式を提案する。

第 9 章では、本論文の総括を行う。

第 2 章 実験装置および実験方法

本実験装置は、水平管外凝縮型のシェルアンドチューブ式凝縮器を模擬したものである。試験装置の各部は大別して、冷媒の自然循環ループおよび液冷媒供給ループ、冷却水の強制循環ルールで構成されている。試験伝熱管には、平滑管および 9 種類の伝熱促進管を用いた。本章では、実験装置および実験方法の詳細について示す。

2.1 実験装置

2.1.1 実験装置の概要

図 2.1 に、試験装置の概要図を示す。本実験装置は大別して、冷媒の自然循環ループおよび液冷媒供給ループ、冷却水の強制循環ルールで構成される。

冷媒の自然循環ループは、テストセクションである凝縮器と蒸発器を配管で接続したもので構成される。また、凝縮器の前面および後面には、凝縮状態の観察のための観察用窓を設けている。冷媒蒸気は、蒸発器に設置している容量 10 kW の電気ヒーターで冷媒液を昇温・昇圧して発生する。発生した冷媒蒸気は、蒸発器から蒸気配管を通じて凝縮器へ供給され、凝縮器で凝縮した冷媒液は、凝縮器から液配管により蒸発器へ戻る。なお、凝縮器の冷媒蒸気出口には、冷媒蒸気流速の影響をなくすため邪魔板を設置している。

冷却水の強制循環ループは、冷却水タンク、冷却水ポンプ、電気ヒーター、ブライン熱交換器、流量計、混合器、試験伝熱管、自動調整弁を配管で接続した物で構成される。冷却水タンクから、冷却水ポンプで冷却水を圧送し、試験伝熱管に冷却水を供給する。冷却水温度は、ブライン熱交換器のブライン流量と電気ヒーターを調節計で制御し、冷却・加熱をして一定温度に調節しており、その温度は混合器に挿入された白金測温抵抗体で測定している。冷却水流量は流量計で測定した値をもとに調節計で自動調整弁を制御し、一定流量に調節している。

また、凝縮器と蒸発器には、インアンデーション影響を模擬するため液冷媒供給ループとして、冷媒液ポンプ、水熱交換器、電気ヒーター、質量流量計、給液管を配管で接続した。液冷媒は、蒸発器から冷媒液ポンプにて圧送され、水熱交換器と電気ヒーターで冷却加熱されて一定温度に調節し、質量流量計で質量流量を計測した後、試験伝熱管上段に設置された給液管に供給される。液冷媒の質量流量は、質量流量計で測定した値をもとに調節計でインバータ周波数を変調することでモータ回転数を制御し、一定流量に調節している。給液管を出た液冷媒は、試験伝熱管へ降りかかった後、凝縮器と蒸発器を結ぶ液配管を通じて蒸発器に戻る。

2.1.2 試験伝熱区間

試験伝熱区間である凝縮器は、内径 333 mm の SUS 製シェルアンドチューブ式熱交換器であ

り、凝縮器中央に有効伝熱長さ974 mmの試験伝熱管が水平に設置されている。試験伝熱管は凝縮器のフランジを貫通し、管とフランジの間はテフロン製のスペーサによって電気絶縁しており、Oリングで気密を確保している。冷却水温度は、試験伝熱管の出入口の混合器に挿入した白金測温抵抗体により測定した。冷却水流量は、試験伝熱管の入口側に設置した電磁流量計により測定した。凝縮器内の蒸気圧力は、凝縮器側面の圧力取出口に接続した絶対圧力伝送器を使用して測定した。すべての実験ではないが、管壁面平均温度を電気抵抗法により測定した。

図 2.2 に、給液管と試験伝熱管の配置図を示す。管配列はピッチ 29.7 mm、 60° 千鳥配列の管群を模擬した管列であり、給液管と試験伝熱管の鉛直方向の管ピッチは 51.5 mm である。給液用の液冷媒温度は、配管の途中に設置した白金測温抵抗体で測定した。給液する液冷媒流量は、給液管入口側に設置した質量流量計を使用して測定した。

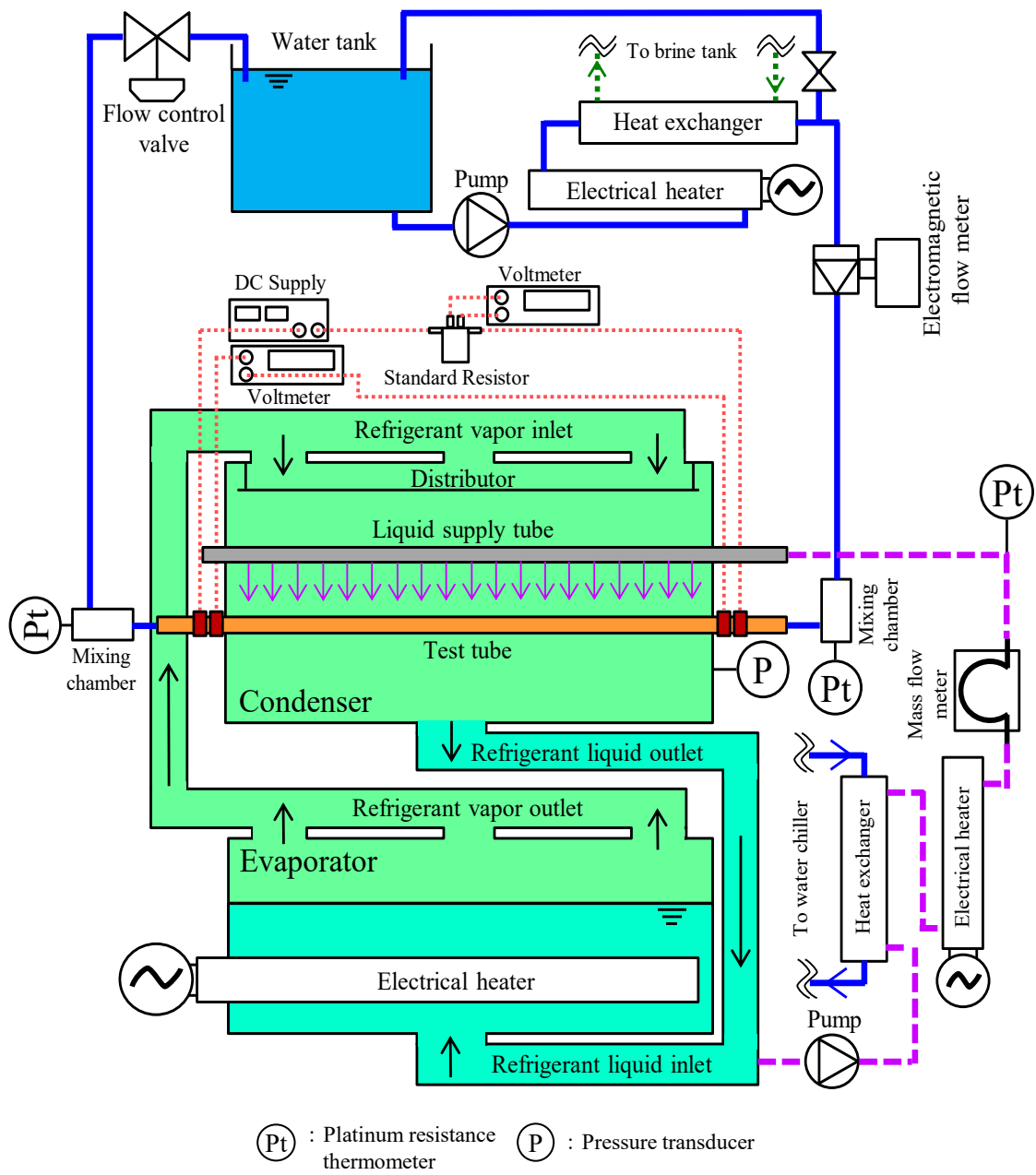


図 2.1 実験装置の概要図

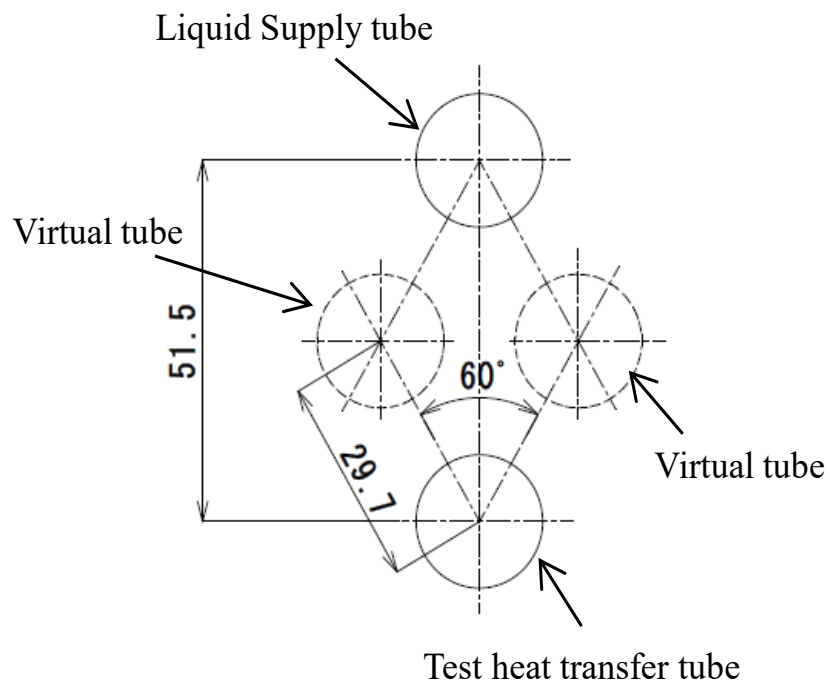


図 2.2 給液管と試験伝熱管の配置図

2.1.3 試験伝熱管

試験伝熱管には、外径約 19mm の平滑管 (SM)、ローフィン管 3 種類 (LF26H、LF26L、LF34L)、3 次元構造フィンを持つ 3 次元微細溝付管 6 種類 (MG34Lu、MG34LvI、MG34LsI、MG34LuI、MG40LL6B) および、外径約 16mm の 3 次元微細溝付管 (MG40LL5B) を実験に用いた。

ローフィン管および 3 次元微細溝付管は、一種のねじ転造加工によりフィンを成形しており、条数は 3 条である。また、3 次元微細溝付管はローフィン管をベースにして、フィン先端部へ加工が施された物である。管軸直角断面で Y 字状に見えるフィン先端に対して平行な溝と、管周断面でフィン先端が V 字状や凹字状に見える分断溝の組み合わせによって様々な形状に分かれる。

図 2.3 に試験伝熱管の記号の説明図を示す。各記号は形状の特徴を表しており、最初の 2 文字でローフィン管 (LF)、3 次元微細溝付管 (MG) を表し、続く 2 桁の数字が 25.4mm (1 インチ) に有るフィン数を表している。4 文字目からはフィン高さを表しており、H が約 1.4mm、L が約 0.8mm、LL が約 0.5mm とした。さらに続く文字は、管周方向の分断溝形状、管周平行の Y 字溝の有無、フィン部外径を表している。

試験伝熱管の詳細な仕様を表 2.1 に示す。各試験伝熱管の面積拡大率は、フィン部外径を基準とした平滑管に対するもので、フィン形状によらず台形環状フィンとして算出した。これは、3 次元微細溝付管は、フィン形状の複雑さから測定部の定義が難しいため、面積拡大率の定義を統一して比較しやすくするためである。また、ローフィン管の管軸平行断面の写真を図 2.4 および図 2.5、図 2.6 に示す。微細溝付管の管軸平行断面および管周直角断面の写真を、図 2.7 および、図 2.8、図 2.9、図 2.10、図 2.11、図 2.12 に示す。

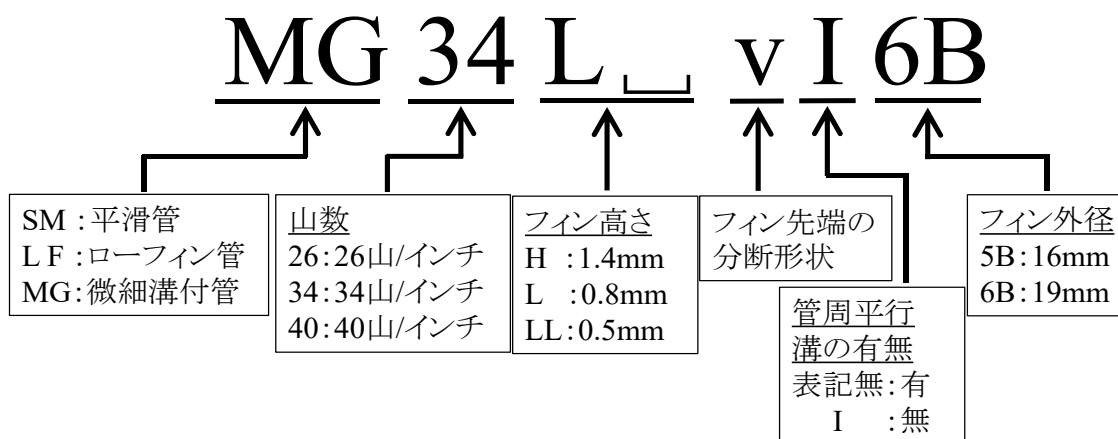


図 2.3 試験伝熱管の記号

表 2.1 試験伝熱管の詳細

	SM	LF26H	LF26L	LF34L
フィン部外径 D_o [mm]	19.05	18.65	18.70	19.17
フィン高さ h_f [mm]	-	1.39	0.84	0.84
管底肉厚 bwt [mm]	1.30	0.57	0.93	0.88
フィンピッチ p_f [mm]	-	0.95	0.90	0.78
フィン先端厚さ t [mm]	-	0.25	0.30	0.25
フィン溝底幅 s_f [mm]	-	0.53	0.36	0.34
フィン部内径 D_i [mm]	-	14.73	15.20	15.74
フィン山頂角 2θ [deg.]	-	15.25	12.78	15.60
面積拡大率 η [—]	1.000	3.42	2.49	2.77

	MG34Lu	MG34LvI	MG34LsI	MG34LuI
フィン部外径 D_o [mm]	18.66	18.71	18.71	18.71
フィン高さ h_f [mm]	0.82	0.83	0.86	0.83
管底肉厚 bwt [mm]	0.77	0.75	0.80	0.75
フィンピッチ p_f [mm]	0.80	0.79	0.78	0.79
フィン先端厚さ t [mm]	0.57	0.28	0.24	0.28
フィン溝底幅 s_f [mm]	0.33	0.33	0.35	0.33
フィン部内径 D_i [mm]	15.50	15.47	15.38	15.47
フィン山頂角 2θ [deg.]	13.50	20.17	17.66	32.71
面積拡大率 η [—]	3.06	2.74	2.83	2.74

	MG40LL6b	MG40LL5b
フィン部外径 D_o [mm]	18.50	15.48
フィン高さ h_f [mm]	0.43	0.56
管底肉厚 bwt [mm]	0.50	0.51
フィンピッチ p_f [mm]	0.65	0.65
フィン先端厚さ t [mm]	0.40	0.39
フィン溝底幅 s_f [mm]	0.29	0.31
フィン部内径 D_i [mm]	16.59	13.30
フィン山頂角 2θ [deg.]	25.89	14.59
面積拡大率 η [—]	2.35	2.67

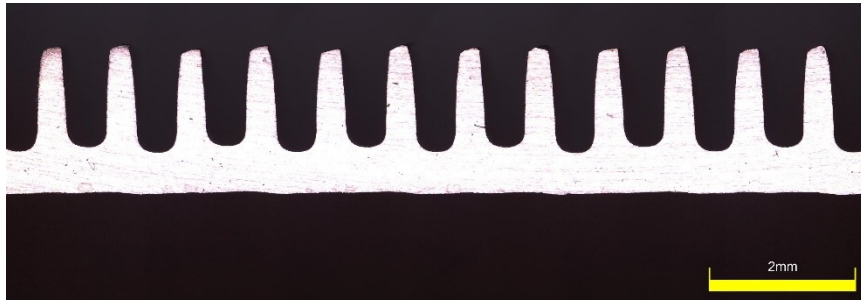


図 2.4 LF26H の管軸平行断面写真

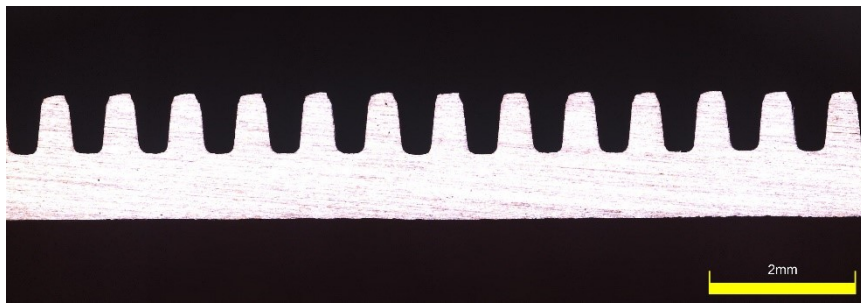


図 2.5 LF26L の管軸平行断面写真

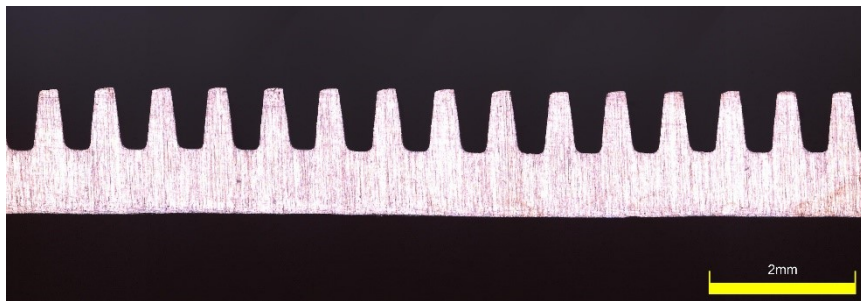


図 2.6 LF34L の管軸平行断面写真

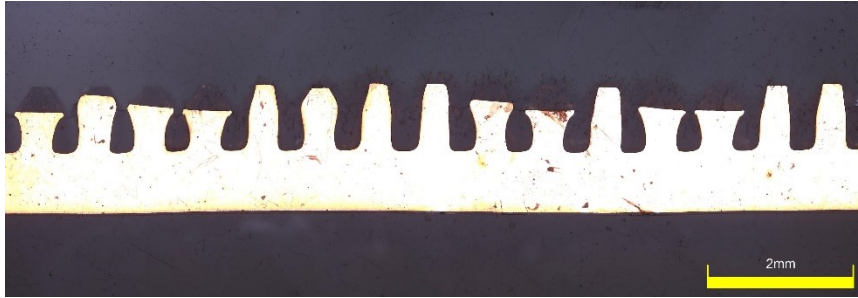


(a) 管軸平行断面

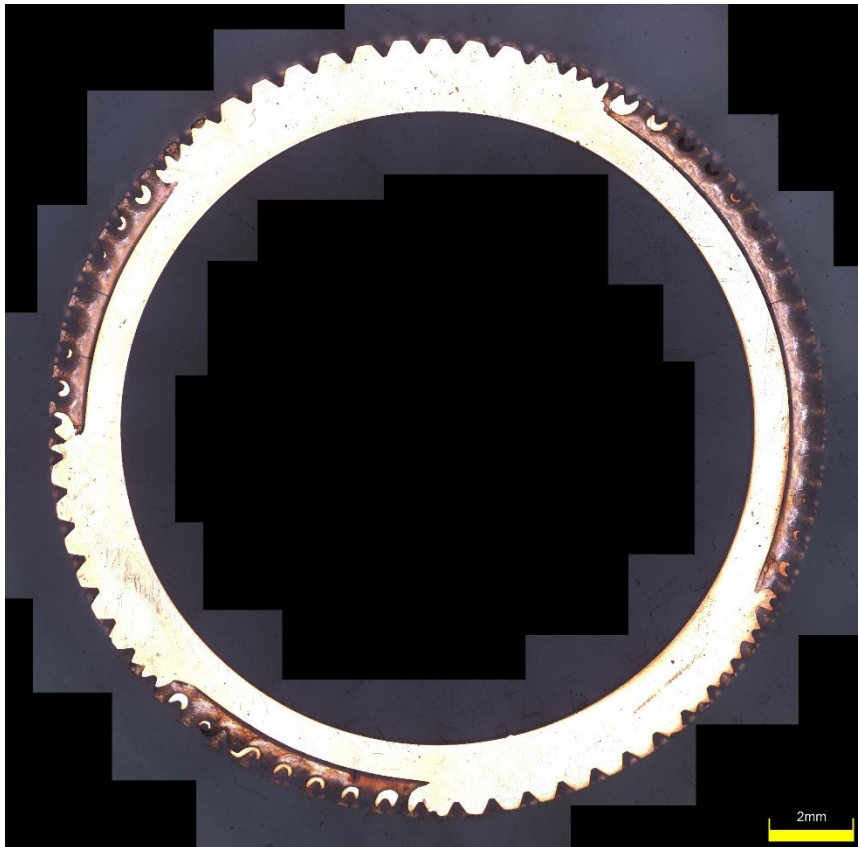


(b) 管軸直角断面

図 2.7 MG34Lu の断面写真

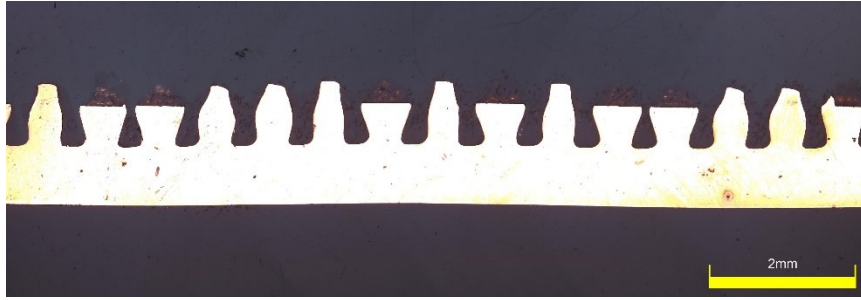


(a) 管軸平行断面

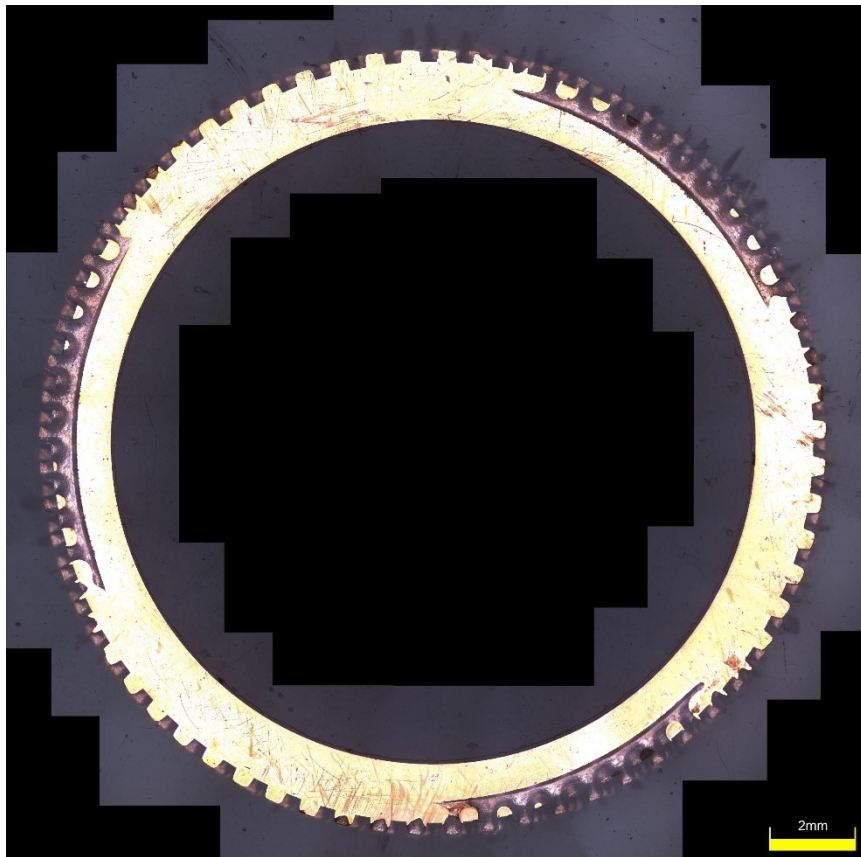


(b) 管軸直角断面

図 2.8 MG34LvI の断面写真

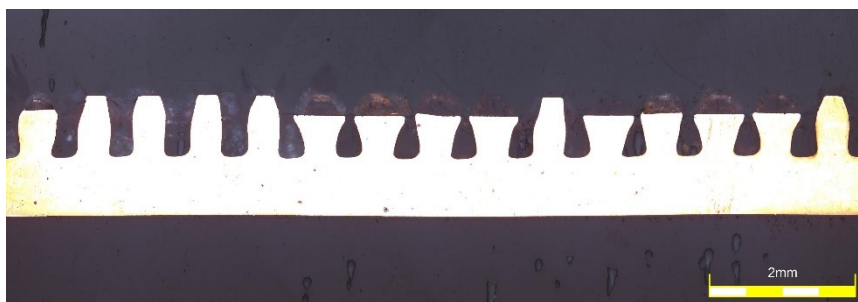


(a) 管軸平行断面

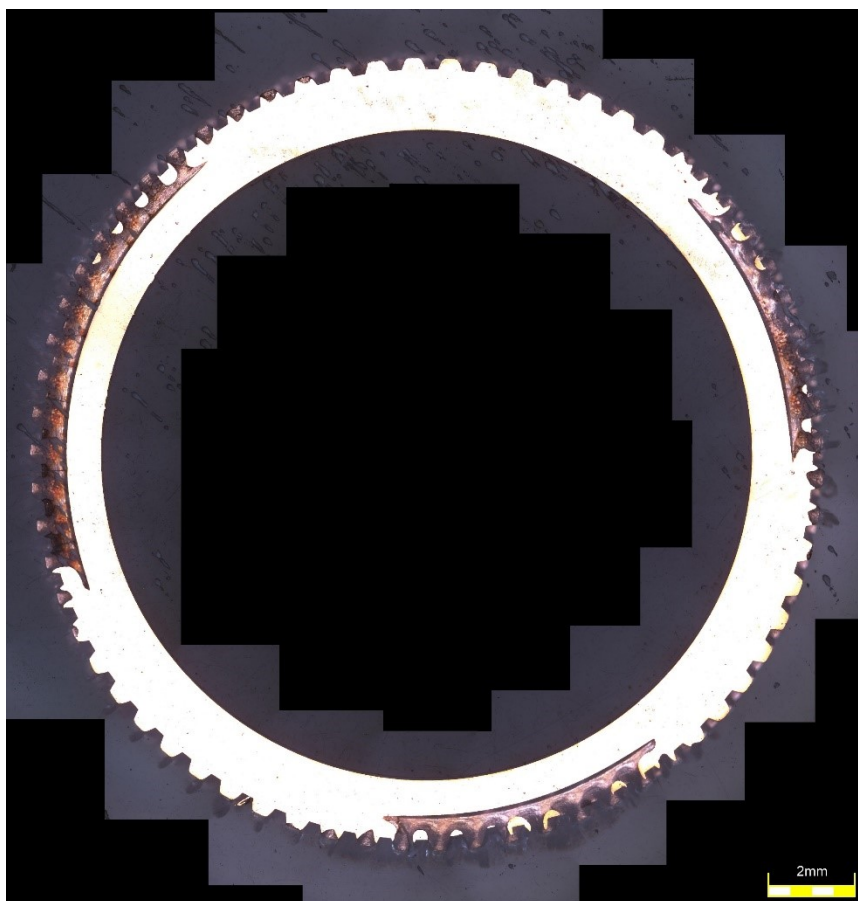


(b) 管軸直角断面

図 2.9 MG34LsI の断面写真

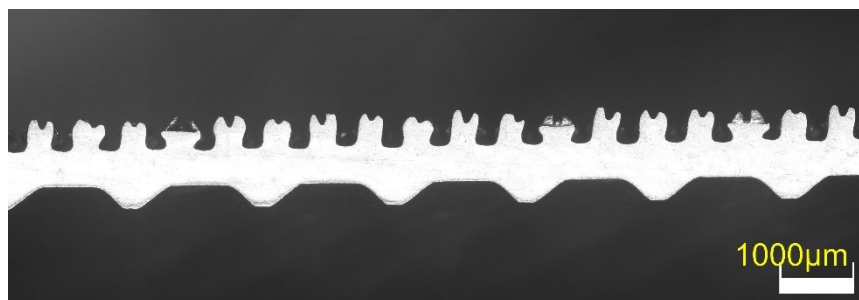


(a) 管軸平行断面

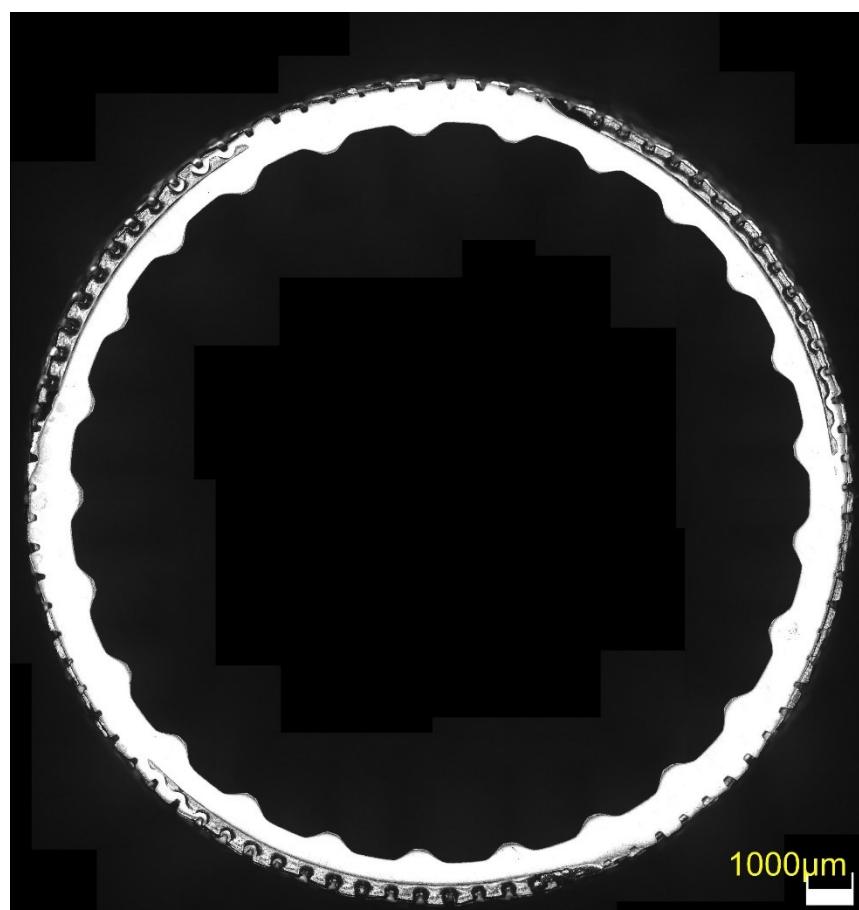


(b) 管軸直角断面

図 2.10 MG34LuI の断面写真

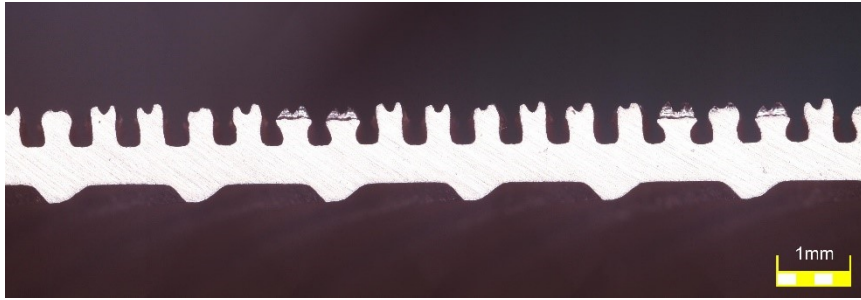


(a) 管軸平行断面

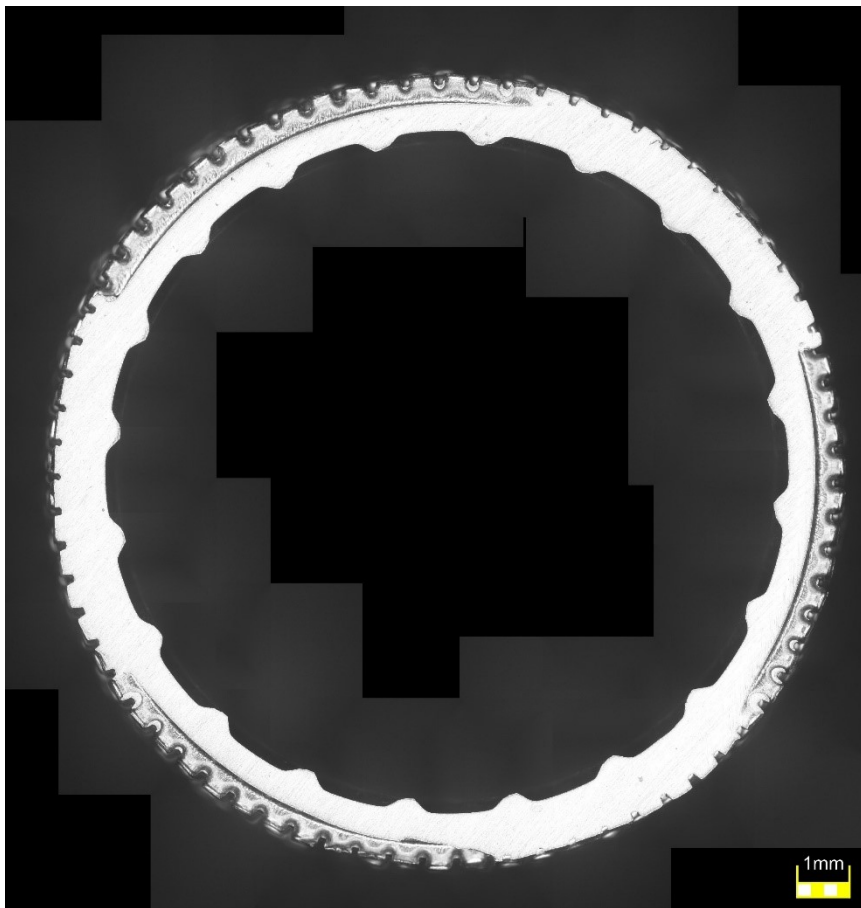


(b) 管軸直角断面

図 2.11 MG40LL6b の断面写真



(a) 管軸平行断面



(b) 管軸直角断面

図 2.12 MG40LL5b の断面写真

2.2 測定方法

本実験では、センサから出力される電圧信号はデータロガーを用いて、1 分間隔で PC に取り込み、温度および流量、圧力を測定する。実験データは条件を設定し、熱交換量が安定したところから 30 分間記録し、データ処理の際には 10 分毎の平均値を用いた。

2.2.1 温度の測定

(a) 冷却水温度

試験伝熱管の出入り口での冷却水温度は、試験伝熱管の出入口の混合器に挿入したシース径 3.2mm の白金測温抵抗体により測定した。通電電流は 1mA の定電流とした。白金測温抵抗体は、第三者機関にて校正されたクォーツ式温度計基準器として、検定試験を行い検定式を作成した。測定の誤差は読み値の ± 0.06 K である。なお、検定の詳細は付録.1 に示す。

(b) 給液冷媒液温度

給液する液冷媒温度は、給液管入口側に設置したシース径 1.6mm の白金測温抵抗体により測定した。通電電流は 1mA の定電流とした。測定の誤差は読み値の ± 0.15 K である。

2.2.2 流量の測定

(a) 冷却水流量

冷却水流量は、試験伝熱管の入口側に設置した電磁流量計により測定した。フルスケールは $6 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ である。機器の仕様と実験で使用した測定範囲より、測定の誤差は読み値の $\pm 1.5\%$ である。

(b) 給液冷媒液流量

液する液冷媒流量は、給液管の入口側に設置したコリオリ式質量流量計により測定した。フルスケールは 10 kg s^{-1} である。機器の仕様と実験で使用した測定範囲より、測定の誤差は読み値の $\pm 0.2\%$ である。

2.2.3 圧力の測定

凝縮器内の蒸気圧力は、凝縮器側面の圧力取出口に接続した絶対圧力伝送器を使用により測定した。R134a および R1234ze(E)、R1234yf ではフルスケール 2MPa、R245fa ではフルスケール 400kPa のものを使用した。機器の仕様から、測定の誤差は読み値の $\pm 0.05\%$ 以内である。

2.2.4 電気抵抗法を用いた管壁面温度の測定

実験によっては、試験伝熱管壁面平均温度を温度変化に伴う試験伝熱管の電気抵抗値変化を利用する電気抵抗法で測定した。試験伝熱管の電気抵抗測定のために、試験伝熱管入口および出口側に電極を取り付けた。なお、電極取り付け位置は安全面を重視し、凝縮器から飛び出た試験伝熱管の最も凝縮器に近い部分に取り付けた。

試験伝熱管の電気抵抗値は次のように測定した。試験伝熱管と $1\text{m}\Omega$ の標準抵抗器を直列に接続した後、直流電流装置により 15A の直流電流を試験伝熱管に通電した。この時、試験伝熱管の電圧降下と標準抵抗器の電圧降下をデジタルマルチメーターにより測定する。標準抵抗器の抵抗値と測定した電圧降下値により回路に流れる電流を算出し、算出した電流と試験伝熱管の電圧降下値から、試験伝熱管の抵抗値を求める。求めた抵抗値と、あらかじめ検定実験によって得られた試験伝熱管の抵抗値と温度の関係式を用いて管壁面平均温度を算出した。なお、試験伝熱管の長さ方向の温度差および測定用導線の温度差による熱起電力の影響を除くため、通電方向を 30 秒毎に切換えて測定しその平均値を伝熱管壁面温度の代表値とした。検定実験の詳細は付録 2 に示す。さらに、試験伝熱管の外壁面温度 $T_{\text{wo,reg}}$ は、伝熱管平均温度 T_{wm} を用いて以下の方法で外挿して求めた。図 2.13 に示すような内半径 r_0 [m]、外半径 r_1 [m]、有効伝熱長さ ℓ [m] の伝熱管において半径 r [m] の任意の管壁内における温度 T [°C] は、試験伝熱管の比熱 c_T [J kg⁻¹ K⁻¹] および密度 ρ_T [kg m⁻³] を用いて次式で求められる。

$$\pi \cdot (r_1^2 - r_0^2) \cdot \ell \cdot \rho_T \cdot c_T \cdot T_{\text{wm}} = \int_{r_0}^{r_1} \ell \cdot \rho_T \cdot c_T \cdot T \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \quad (2.1)$$

ここで、温度変化は小さいものとして無視すると比熱 c_T および密度 ρ_T は一定であり、

$$(r_1^2 - r_0^2) \cdot T_{\text{wm}} = \int_{r_0}^{r_1} 2 \cdot r \cdot T \cdot dr \quad (2.2)$$

また、半径方向のみ一様に熱が流れるとすると、半径 r の円筒面を単位時間に通過する熱交換量 Q_s は、試験伝熱管の熱伝導率 λ_T を温度変化は小さいものとして無視すると一次元熱伝導式より次式となる。

$$Q_s = -\lambda_T \cdot \frac{dT}{dr} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \ell \quad (2.3)$$

境界条件が、 $r = r_1$ で $T = T_{\text{wo}}$ の場合、式(2.3)を r について積分すると、

$$T = \frac{-Q_s}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_T \cdot \ell} \cdot (\ln r - \ln r_1) + T_{\text{wo,reg}} \quad (2.4)$$

従って、伝熱管外壁面温度 $T_{\text{wo,reg}}$ は以下となる。

$$T_{\text{wo,reg}} = T_{\text{wm}} - \frac{Q_s}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_T \cdot \ell} \cdot \left[\frac{r_0^2}{r_1^2 - r_0^2} \ln \frac{r_1}{r_0} - \frac{1}{2} \right] \quad (2.5)$$

測定器の仕様および検定方法から、測定の誤差は読み値の $\pm 0.15\text{K}$ である。

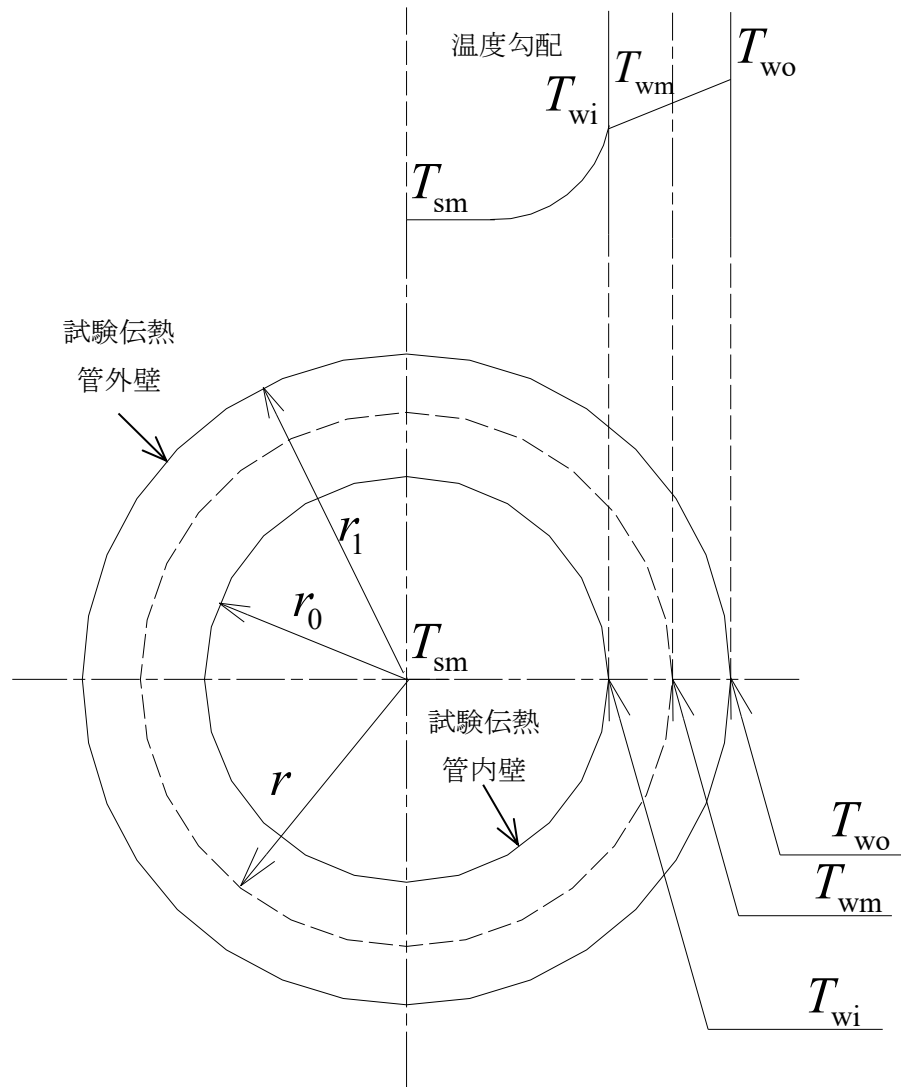


図 2.13 伝熱管断面図と温度分布

2.3 実験方法

各実験での実験装置の立ち上げ手順を以下に示す。

2.3.1 単管実験

単管実験の実験装置の立ち上げ手順を以下に示す。

- (1) 試験伝熱管をフッ素系洗浄液およびパーツクリーナーで脱脂洗浄し、コンプレッサーエアーで乾燥させ、あらかじめ大気圧状態にした凝縮器に挿入する。挿入後、電極および混合器を取り付ける。
- (2) 試験装置の制御盤の電源を投入し、ブラインチラー、自動調整弁制御空気用のエアコンプレッサーを起動させ、冷熱源であるブライン温度と、エアー圧の安定するまで待機する。また、各測定機器および PC を起動させ、計器の暖機をするとともに、モニタリングを開始しておく。
- (3) エアコンプレッサー圧が安定したのを確認した後、冷却水ポンプを起動し、試験伝熱管に冷却水を供給し、冷却水漏れ等を確認した後、電気ヒーターおよびブライン熱交換器を起動し、試験条件の温度になるよう調節計を設定して安定するのを待つ。また、冷却水流量も試験条件に合わせて調節計に設定して安定するまで待機する。
- (4) 冷却水温度が安定するのを待っている間に、真空ポンプで凝縮器内の不凝縮ガスを吸い出しておく。また、圧力計指示値が 0Pa 付近になった際に、蒸発器の微量の液冷媒をバルブ操作で凝縮器に送り、試験装置内の不凝縮ガス排除を行う。
- (5) 圧力計指示値が 0Pa を示して動かなくなってから 1 時間以上待機したところで、真空引き用の配管を閉止した後に真空ポンプを停止する。その後、閉め切っていた各部の冷媒配管を徐々に開放し、蒸発器から凝縮器に冷媒蒸気を供給する。
- (6) 蒸発器内および凝縮器内の圧力が均一になったところで、蒸発器の電気ヒーターを起動させ、調節計に実験条件の圧力を設定して安定するまで待機する。また、冷媒漏れが無いかりークディテクターで確認する。

実験装置が立ち上がった後の、単管実験での実験条件の調整を以下に示す。

- (1) 冷却水流量は、試験伝熱管入側に設置した電磁流量計の信号を用いて、調節計で自動調整弁開度を PID 制御することで調節する。
- (2) 冷却水温度は、試験伝熱管入り口の白金測温抵抗体の信号を用いて、調節計でブライン熱交換器へのブライン流量を制御する自動調整弁開度および、電気ヒーター出力を制御するソリッドステートリレーの ON-OFF 周期を PID 制御することで調節する。
- (3) 凝縮器内の温度は冷媒蒸気圧を調節することで設定した。冷媒蒸気圧は、凝縮器に設置した絶対圧力伝送器の信号を用いて、調節計で電気ヒーター出力を制御する

サイリスタの出力を PID 制御することで調節する。

各条件を調節計に設定後、十分に安定するまで待機する。待機後、30 分間データ収録を行った。

2.3.2 インアンデーション実験

インアンデーション実験では、単管実験の立ち上げ手順を行った後、以下の手順で冷媒液供給ループを稼働させる。

- (1) 冷媒液ポンプのインバータ出力を 50%程度になるよう調節計を手動設定した後、冷媒液ポンプを起動させる。
- (2) 凝縮器ののぞき窓から、冷媒液が凝縮器内の給液管から試験伝熱管へ供給されていることを確認する。確認出来た後、調節計に実験条件の流量を設定し、自動調整に切り替える。
- (3) 水熱交換器に接続されたチラーを稼働させ、冷媒液温度が低下することを確認する。
- (4) 電気ヒーターの出力を手動で 0 にしてから電源投入し、調節計へ冷媒液温度を入力し、自動調整に切り替える。

冷媒液が給液管から安定して供給されることを確認した後の、インアンデーション実験の実験条件の調整を以下に示す。

- (1) 冷媒液流量は、給液管入り側に設置したコリオリ式質量流量計の信号を用いて、調節計で冷媒液ポンプのインバータ出力を PID 制御することで調節する。
- (2) 冷媒液温度は、チラー設定温度を 20℃一定とし、給液管入側に設置した白金測温抵抗体の信号を用いて、調節計で冷媒液用の電気ヒーター出力を制御するソリッドステートリレーの ON-OFF 周期を PID 制御することで調節する。

各条件を調節計に設定後、十分に安定するまで待機する。待機後、30 分間データ収録を行った。

2.4 実験条件

2.4.1 単管実験

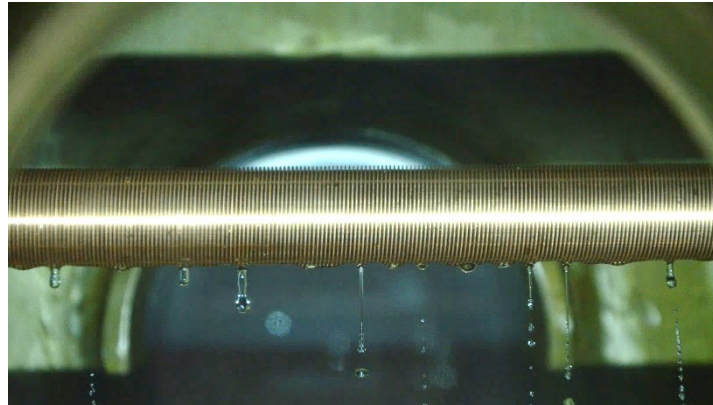
表 2.2 に、単管実験での実験条件を示す。

表 2.2 冷媒の物性値

試験伝熱管	試験冷媒	冷却水 入口温度 T_{sin} [°C]	冷却水 流量 W_s [kg s ⁻¹]	凝縮器内 蒸気圧力 P_r [MPa]
SM	R134a	8~22	0.370	1.017
	R245fa	8~26	0.370	0.2506
LF26H	R134a	22~34	0.338	1.017
LF26L	R134a	18~32	0.316	1.017
LF34L	R134a	10~34	0.336	1.017
	R245fa	8~34	0.336	0.2506
MG34Lu	R134a	18~32	0.329	1.017
MG34LvI	R134a	9~34	0.332	1.017
	R245fa	9~34	0.332	0.2506
MG34LsI	R134a	8~34	0.332	1.017
	R245fa	8~34	0.332	0.2506
MG34LuI	R134a	8~34	0.340	1.017
	R245fa	8~34	0.340	0.2506
MG40LL6b	R134a	22~36	0.372	1.017
	R1234ze(E)	22~36	0.372	0.766
	R1234yf	22~36	0.372	1.018
	R245fa	22~36	0.372	0.2506
MG40LL5b	R134a	22~37	0.265	1.017
	R1234ze(E)	22~37	0.265	0.766
	R1234yf	22~37	0.265	1.018
	R245fa	22~37	0.265	0.2506

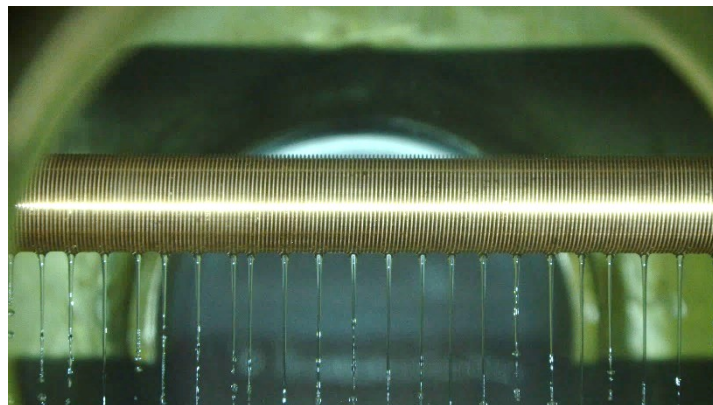
単管実験では、凝縮様相として液滴モード、液柱モード、液滴液柱共存モードを確認している。

図 2.14 と図 2.15 に、R134a での代表的な凝縮様相の写真を示す。



LF34L $T_{\text{sin}}=34^{\circ}\text{C}$ $\Delta T_{\text{reg}}=1.6\text{ K}$ $Re_f=130$

図 2.14 単管実験の凝縮様相(液滴・液柱共存モード)



LF34L $T_{\text{sin}}=22^{\circ}\text{C}$ $\Delta T_{\text{reg}}=6.9\text{ K}$ $Re_f=336$

図 2.15 単管実験の凝縮様相(液柱モード)

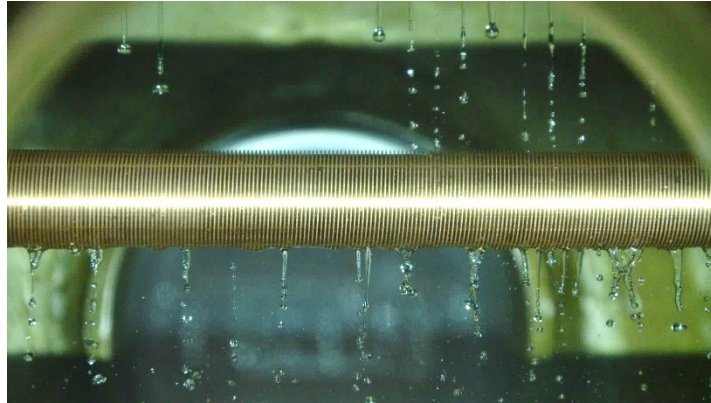
2.4.2 インアンデーション実験

表 2.3 にインアンデーション実験での実験条件を示す。

表 2.3 冷媒の物性値

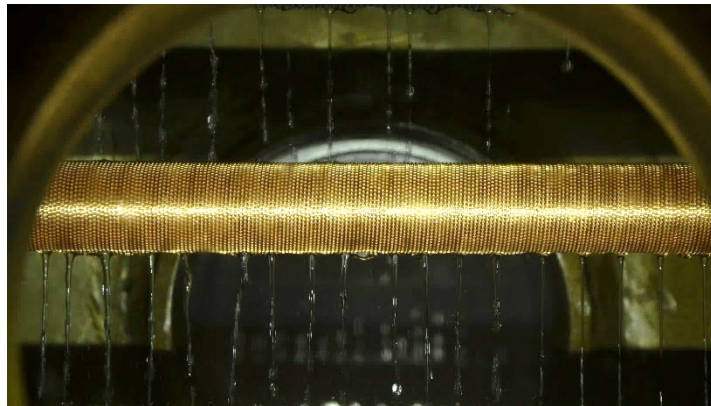
試験伝熱管	試験冷媒	冷却水 入口温度 T_{sin} [°C]	冷却水 流量 W_s [kg s ⁻¹]	凝縮器内 蒸気圧力 P_r [MPa]	給液冷媒 温度 T_{supply} [°C]	給液冷媒 流量 W_L [kg s ⁻¹]
SM	R134a	12, 22	0.370	1.017	39.5	1.5~5.0
	R245fa	12, 22	0.370	0.2506	39.5	1.0~9.5
LF26H	R134a	34	0.338	1.017	39.5	1.5~5.0
LF26L	R134a	32	0.316	1.017	39.5	1.5~5.0
LF34L	R134a	32	0.336	1.017	39.5	1.0~4.5
	R245fa	32	0.336	0.2506	39.5	1.0~9.5
MG34Lu	R134a	32	0.329	1.017	39.5	1.5~5.0
MG34LvI	R134a	32	0.332	1.017	39.5	1.5~5.0
	R245fa	32	0.332	0.2506	39.5	1.0~9.5
MG34LsI	R134a	32	0.332	1.017	39.5	1.5~5.0
	R245fa	32	0.332	0.2506	39.5	1.0~9.5
MG34LuI	R134a	32	0.340	1.017	39.5	1.5~5.0
	R245fa	32	0.340	0.2506	39.5	1.0~9.5
MG40LL6b	R134a	32	0.372	1.017	39.5	1.5~5.0
	R1234ze(E)	32	0.372	0.766	39.5	1.5~5.0
	R1234yf	32	0.372	1.018	39.5	1.5~5.0
	R245fa	32	0.372	0.2506	39.5	1.5~5.0
MG40LL5b	R134a	32	0.265	1.017	39.5	1.5~5.0
	R1234ze(E)	32	0.265	0.766	39.5	1.5~5.0
	R1234yf	32	0.265	1.018	39.5	1.5~3.5
	R245fa	32	0.265	0.2506	39.5	1.5~4.2

また、インアンデーション実験時の試験伝熱管の凝縮様相は、次の通りであった。R134a および R1234ze(E)、R1234yf では、滴状モードおよび柱状モード、液滴・柱状共存モード、柱状・シート共存モードを確認している。R245fa では、滴状モードおよび柱状モード、シートモード、滴状・柱状共存モード、柱状・シート共存モードを確認している。図 2.16 および図 2.17、図 2.18 に、R134a での代表的な凝縮様相を示す。



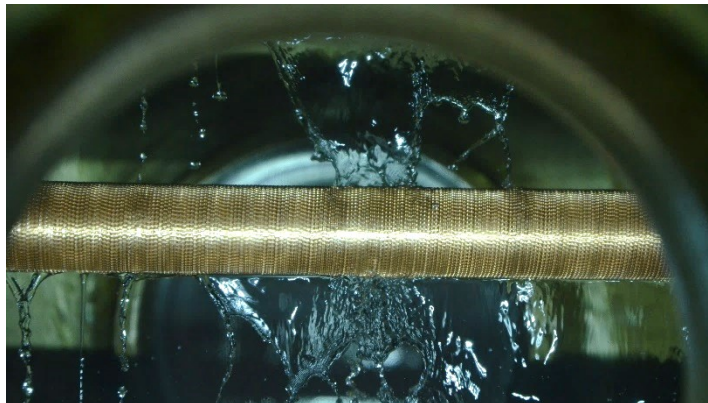
LF34L $T_{\text{sin}}=32^{\circ}\text{C}$ $W_L=1.5\text{kg s}^{-1}$ $\Delta T_{\text{reg}}=2.0\text{ K}$ $Re_f=488$

図 2.16 イナンデーション実験の凝縮様相 (液滴・液柱共存モード)



MG34LuI $T_{\text{sin}}=32^{\circ}\text{C}$ $W_L=2.0\text{kg s}^{-1}$ $\Delta T_{\text{reg}}=2.9\text{ K}$ $Re_f=694$

図 2.17 イナンデーション実験の凝縮様相 (液柱モード)



MG34Lu $T_{\text{sin}}=32^{\circ}\text{C}$ $W_L=4.5\text{kg s}^{-1}$ $\Delta T_{\text{reg}}=2.3\text{ K}$ $Re_f=1106$

図 2.18 イナンデーション実験の凝縮様相 (液柱・シート共存モード)

2.5 冷媒物性

本実験で使用した冷媒の物性値は REFPROP Ver.10.0³⁰⁾を用いて求めた。表 2.4 に冷媒 R134a および、R1234ze(E)、R1234yf、R245fa の飽和温度 40°Cでの物性値を示す。

表 2.4 冷媒の物性値

	R134a	R1234ze(E)
Saturated vapor temperature, T_r [°C]	40	40
Saturated vapor pressure, P_r [MPa]	1.017	0.766
Latent heat, Δh_{LV} [kJ kg ⁻¹]	163	155
Density, ρ (vapor / liquid) [kg m ⁻³]	50.1 / 1146.7	40.6 / 1111.5
Viscosity, μ (vapor / liquid) [μ Pa s]	12.4 / 161.4	13.2 / 157.9
Kinematic viscosity, ν [mm ² s ⁻¹]	0.141	0.142
Thermal conductivity, λ (vapor / liquid) [mW m ⁻¹ K ⁻¹]	15.4 / 74.7	14.9 / 69.2
Surface tension, σ [mN m ⁻¹]	6.11	6.91
σ / ρ_L [m ³ s ⁻²]	5.33E-06	6.22E-06
GWP ₁₀₀ (Myhre et al. ³⁸⁾)	1300	< 1

	R1234yf	R245fa
Saturated vapor temperature, T_r [°C]	40	40
Saturated vapor pressure, P_r [MPa]	1.018	0.2506
Latent heat, Δh_{LV} [kJ kg ⁻¹]	132	182
Density, ρ (vapor / liquid) [kg m ⁻³]	57.8 / 1033.8	14.0 / 1296.7
Viscosity, μ (vapor / liquid) [μ Pa s]	12.2 / 127.2	10.9 / 329.1
Kinematic viscosity, ν [mm ² s ⁻¹]	0.123	0.254
Thermal conductivity, λ (vapor / liquid) [mW m ⁻¹ K ⁻¹]	15.5 / 59.0	13.9 / 83.3
Surface tension, σ [mN m ⁻¹]	4.40	11.71
σ / ρ_L [m ³ s ⁻²]	4.26E-06	9.03E-06
GWP ₁₀₀ (Myhre et al. ³⁸⁾)	< 1	858

第3章 実験データの整理方法

各測定値を使用して、以下に示す式により所量を算出する。

3.1 熱交換量

冷却水側の熱交換量 Q_s [W]は次式により求める。

$$Q_s = W_s \cdot c_{ps} \cdot (T_{\text{sout}} - T_{\text{sin}}) \quad (3-1)$$

ここで W_s [kg s⁻¹]は冷却水の質量流量、 c_{ps} [J kg⁻¹ K⁻¹]は水の定圧比熱、 T_{sin} [°C]および T_{sout} [°C]は冷却水入口温度および出口温度を表わす。

3.2 熱流束

伝熱面積をフィン外径を基準とした熱流束 q_o [W m⁻²]は次式により求める。

$$q_o = \frac{Q_s}{A_o} \quad (3-2)$$

ここで、 A_o [m²]はフィン外形を基準とした管外表面積であり、次式により求める。

$$A_o = D_o \cdot \pi \cdot \ell \quad (3-3)$$

ここで、 D_o [m]はフィン外径、 ℓ [m]は有効伝熱長さを表わす。

3.3 総括伝熱係数

フィン外径基準の総括伝熱係数 K_o [W m⁻² K⁻¹]は次式により求める。

$$K_o = \frac{Q_s}{\Delta T_m \cdot A_o} \quad (3-4)$$

ここで、 ΔT_m [K]は対数平均温度差であり、次式により求める。

$$\Delta T_m = \frac{T_{\text{sout}} - T_{\text{sin}}}{\ln\left(\frac{T_r - T_{\text{sin}}}{T_r - T_{\text{sout}}}\right)} \quad (3-5)$$

ここで、 T_r [°C]は凝縮器内の圧力より求めた飽和蒸気温度である。

3.4 管壁の熱抵抗

R_w [m² K W⁻¹]は管壁の熱抵抗であり、次式により求める。

$$R_w = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi \cdot \lambda_w \cdot \ell} \quad (3-6)$$

ここで、 D_i [m]は内径、 λ_w [W m⁻¹ K⁻¹]は壁面の熱伝導率であり銅が 26.85°Cの時の値 398 W m⁻¹ K⁻¹を使用した。

3.5 ウィルソンプロット法による壁面温度の算出

ウィルソンプロット法を用いる場合、伝熱管外壁面温度は次式により求める。

$$T_{wo,wil} = \left(\frac{T_{sin} + T_{sout}}{2} \right) + Q_s \cdot \left[\frac{1}{A_i \cdot \alpha_i} + R_w \right] \quad (3-7)$$

ここで、 A_i [m²]は試験伝熱管の管内表面積であり、次式により求める。

$$A_i = D_i \cdot \pi \cdot \ell \quad (3-8)$$

また、管内熱伝達率 α_i [W m⁻² K⁻¹]は、関数形が Dittus-Boelter の式と一致すると仮定し、次式により求める。

$$\alpha_i = C_i \cdot Re_s^{0.8} \cdot Pr_s^{0.4} \cdot \frac{\lambda_s}{D_i} \quad (3-9)$$

ここで、 λ_s [W m⁻¹ K⁻¹]は冷却水の熱伝導率、 Pr_s は冷却水のプラントル数である。なお、式(3-8)中の C_i 値はあらかじめWilson Plot法にて算出した数値を用いた。Wilson Plot法の詳細については付録3に示す。

また、冷却水のレイノルズ数 Re_s の代表長さは内径 D_i とし、次式により求める。

$$Re_s = U_{si} \cdot \frac{D_i}{\nu_s} \quad (3-10)$$

ここで、 U_{si} [m s⁻¹]は冷却水流速、 ν_s [m² s⁻¹]は冷却水の動粘度であり、次式により求める。

$$\nu_s = \frac{\mu_s}{\rho_s} \quad (3-11)$$

ここで、 μ_s [kg m⁻¹ s⁻¹]は冷却水の粘度、 ρ_s [kg m⁻³]は冷却水の密度を表す。

3.6 凝縮面過冷度

Wilson Plot 法を用いた場合、凝縮面過冷度 ΔT_{wil} [K]は次式により求める。

$$\Delta T_{wil} = T_r - T_{wo,wil} \quad (3-12)$$

電気抵抗法を用いた場合、凝縮面過冷度 ΔT_{reg} [K]は次式により求める。

$$\Delta T_{reg} = T_r - T_{wo,reg} \quad (3-13)$$

ここで、 $T_{wo,reg}$ [°C]は電気抵抗法により求めた伝熱管外壁面温度を表わす。

3.7 凝縮熱伝達率

Wilson Plot 法を用いた場合、フィン外径基準の凝縮熱伝達率 $\alpha_{o,wil}$ [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$] は次式により求める。

$$\alpha_{o,wil} = \left(\frac{1}{K_o} - \frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{\alpha_i} - A_o \cdot R_w \right)^{-1} \quad (3-14)$$

電気抵抗法を用いた場合、フィン外径基準の凝縮熱伝達率 $\alpha_{o,reg}$ [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$] は次式により求める。

$$\alpha_{o,reg} = \frac{Q_s}{\Delta T_{reg} \cdot A_o} \quad (3-15)$$

3.8 液膜レイノルズ数

液膜レイノルズ数は次式のように定義した。

$$Re_f = \frac{2[W_L + (Q_s/\Delta h_{LV})]}{\ell \mu_L} \quad (3-16)$$

ここで、 W_L [kg s^{-1}] は試験伝熱管上部から散布する冷媒液量、 Δh_{LV} [J kg^{-1}] は冷媒の凝縮潜熱、 μ_L [Pa s] は凝縮液の粘度である。なお、凝縮液の質量流量は管の片面に流下する量で定義した。

第4章 水平平滑円管の管外凝縮

各伝熱促進管の試験を行う前に、本試験装置の健全性および試験方法の妥当性を検証することを目的として、平滑管での凝縮熱伝達実験の実験を行った。特に以降の章でインテンデーションの影響を検討する上で、平滑管において液膜レイノルズ数が増大した際の熱伝達率への影響を把握することが必要である。本章では、試験冷媒は R134a と R245fa を用いた平滑管での管外凝縮熱伝達の実験結果を示す。

4.1 水平円管に対する膜状凝縮の Nusselt の式

自由対流凝縮での水平円管に対する膜状凝縮の理論解として Nusselt³¹⁾の式を示す。

$$\alpha_{o, \text{Nusselt}} = 0.725 \left(\frac{g \cdot \rho_L^2 \cdot \Delta h_{LV} \cdot \lambda_L^3}{D_o \cdot \mu_L \cdot \Delta T} \right)^{\frac{1}{4}} = 0.725 \frac{D_o}{\lambda_L} \cdot \left(\frac{Ga_L \cdot Pr_L}{Ja} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (4-1)$$

ここに、 Ga_L 、 Pr_L 、 Ja は、それぞれ凝縮液のガレオ数、プラントル数、ヤコブ数であり次式で求める。

$$Ga_L = \frac{D_o^3 \cdot g}{\nu_L^2} \quad (4-2)$$

$$Pr_L = \frac{\mu_L \cdot c_{pL}}{\lambda_L} \quad (4-3)$$

$$Ja = \frac{c_{pL} \cdot \Delta T}{\Delta h_{LV}} \quad (4-4)$$

ここで、 ρ_L [kg m⁻³]は凝縮液の密度、 c_{pL} [J kg⁻¹ K⁻¹]は凝縮液の定圧比熱を表す。 ν_L [m² s⁻¹]は冷媒液の動粘度であり、次式で求める。

$$\nu_L = \frac{\mu_L}{\rho_L} \quad (4-5)$$

また、 ΔT は凝縮面過冷度を Wilson-Plot 法を用いた場合は ΔT_{wil} 、電気抵抗法を用いた場合は ΔT_{reg} を用いる。

一方、式(4-1)の係数 0.725 は Nusselt 以後の研究で数値解析によって、より厳密に求められている。Rose¹⁵⁾は、管頂における液膜の対象条件を与えた数値解析を行い係数 0.728 を求めた。したがって、式(4-1)の係数を 0.728 とした次式を以後 Nusselt の式として扱うこととする。

$$\alpha_{o,Nusselt} = 0.728 \left(\frac{g \cdot \rho_L^2 \cdot \Delta h_{LV} \cdot \lambda_L^3}{D_o \cdot \mu_L \cdot \Delta T} \right)^{\frac{1}{4}} = 0.728 \frac{D_o}{\lambda_L} \cdot \left(\frac{Ga_L \cdot Pr_L}{Ja} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (4-6)$$

また、冷媒物性値を求めるため、凝縮液膜の代表温度は次のように検討した。

○凝縮液膜内の温度分布を無視する場合

Nusselt の式では、粘度および密度は 1/4 乗、熱伝導率は 3/4 乗で凝縮熱伝達率 α_o に影響しており、温度変化に対する物性値変化が凝縮熱伝達率 α_o に及ぼす影響は少ないと考えられる。したがって、飽和蒸気温度を代表温度とする。

$$T_L = T_r \quad (4-7)$$

○凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合

凝縮液膜内には試験伝熱管の壁面温度から、気液界面温度にかけて温度分布があるため、これを考慮する。新里ら³⁴⁾は自由対流層流膜状凝縮の場合について数値解析を行い、Nusselt の式において、冷媒のすべての物性値を次式のようにとれば実用的に約 2% 以下の誤差で予測できると結論付けた。

$$T_L = T_r + \frac{1}{4}(T_r - T_w) \quad (4-8)$$

本章では、温度分布を無視する場合と、考慮する場合の両方で整理を行った。

4.2 単管実験

4.2.1 Wilson-Plot 法を用いた凝縮熱伝達率

図 4.1 に、凝縮液膜内の温度分布を無視する場合の R134a を用いた場合の平滑管の凝縮熱伝達率を示す。図 4.1 より、実験値は Nusselt の式に比して+14%から+25%の値を示した。図 4.2 に、凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合の R134a を用いた場合の平滑管の凝縮熱伝達率を示す。図 4.2 より、実験値は Nusselt の式に比して+11%から+20%の値を示した。図 4.3 に、凝縮液膜内の温度分布を無視する場合の R245fa を用いた場合の平滑管の凝縮熱伝達率を示す。図 4.3 より、実験値は Nusselt の式に比して+13%から+20%の値を示した。図 4.4 に、凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合の R245fa を用いた場合の平滑管の凝縮熱伝達率を示す。図 4.4 より、実験値は Nusselt の式に比して+12%から+19%の値を示した。ここで、図 4.1 および図 4.2、図 4.3、図 4.4 の実線は、それぞれの冷媒および凝縮液膜の代表温度での Nusselt の式である。なお、図 4.2 および図 4.4 では、各実験値に対して凝縮液膜の代表温度が異なるため、実験値の範囲のみ図示した。

図 4.1 および図 4.2、図 4.3、図 4.4 より、冷媒の違い、凝縮液膜内の代表温度の取り方によらず、実験値は Nusselt の式より高い値を示した。Nusselt は式(4-1)を導出するための仮定として、凝

縮液膜内の対流の影響および液膜表面での微細な乱れの影響を考慮していない。また、凝縮液の物性値は凝縮液膜内で変化しないとしている。しかし、実際には凝縮液膜内に温度分布が存在し、凝縮液膜内の対流や液膜表面での微細な乱れの影響がある。ここで、“表面が平滑に見える自由対流凝縮液膜の層流域においても液膜表面には微細な擾乱波が存在しており”³⁷⁾、“波状流域および乱流域の膜レイノルズ数 $Re_L=4\Gamma/\mu_L$ は、それぞれ $Re_f \cong 40$ から 1400 および $Re_f > 1400$ の範囲”³⁷⁾であり、液膜表面には微細な擾乱波が存在している。単管実験での膜レイノルズ数 Re_f は、R134a が 110 から 180 、R245fa が 38 から 73 であるため、擾乱波の影響が考えられる。また、実験値は凝縮面過冷度が $10K$ から $20K$ 程度あり、凝縮液膜内の温度分により対流の影響は無視できないものと考えられる。観察写真は無いものの、実験中に試験装置内をのぞき窓から凝縮状態を観察したところ、液膜表面で時折波のようなものを確認している。

しかしながら、これらの影響を考慮しても実験値が Nusselt の式より高い点を説明しきれていない。ここで、Wilson-Plot 法での熱伝達率および試験伝熱管壁面温度算出による原因として、次のことが考えられる。総括伝熱係数 K_o および管内熱伝達率 α_i の両方に冷却水温度の測定誤差影響があること。冷却水の物性値を求めるために、試験伝熱管入側と出側水温の平均値を使用しているが、実際には水の流れ方向に温度分布ができ Pr_s 数の変化の影響を受けていることが考えられる。また、管内に熱伝達率を向上させるような特別な工夫を施していないことから、総括伝熱係数 K_o から凝縮熱伝達率 α_o を分離する際、管内熱伝達率 α_i の影響を受けやすいことが考えられる。この点の詳細な考察は、付録 3. に示した。

ここで、図 4.5 に Gstoehl-Thome²²⁾ の R134a での実験結果との比較を示す。Gstoehl-Thome²²⁾ は、Wilson-Plot 法を用いているものの、試験伝熱管内にステンレス管を挿入し、管内熱伝達 α_i を向上させている。また、Gstoehl-Thome²²⁾ らは、液膜内の温度分布の影響を考慮しても Nusselt の式に対して +2.2% の差であり、これは凝縮熱伝達率の不確かさより算出される誤差範囲より小さいため、飽和蒸気温度を代表温度として用いている。図 4.5 より、Wilson-Plot 法を用いた場合は、Gstoehl-Thome²²⁾ の実験値の傾向より高めの値を示している。したがって、本実験装置において、Wilson-Plot 法による凝縮熱伝達率の評価は本来の値よりも高めの値を示し、絶対値評価としては正しくないと考えられる。これらの要因から、Wilson-Plot 法を用いて算出した凝縮熱伝達率 α_o は Nusselt の式よりも高い値を示したと考えられる。

一方で、凝縮面過冷度 ΔT に対する凝縮熱伝達率 α_o の変化傾向は Nusselt の式と良く合っていることから、本試験装置の実験値同士での相対比較であれば検討に値すると考える。

図 4.1 および図 4.2、図 4.3、図 4.4 より、液膜内の温度分布を無視する場合に比べ、考慮する場合は Nusselt の式で R134a の場合 +3% から +5%、R245fa の場合 +1% 高い値を示した。これは、凝縮液膜内の温度分布を考慮した方が、考慮しない場合に比べ凝縮液膜の物性値をより正確に評価したためと考えられる。

また、図 4.1 および図 4.2、図 4.3、図 4.4 より、R134a の方が、R245fa に比較して凝縮液膜内の温度分布の影響が大きい。これは、Nusselt の式では凝縮熱伝達率 α_o に対し熱伝導率の $3/4$ 乗で影響する。図 4.6 および図 4.7 より、飽和温度 $40^\circ C$ の時の R134a の熱伝導率は R245fa の熱伝導

率と比較して-10%であるが、他の物性との影響から凝縮熱伝達率 α_0 はおおむね同程度の値である。一方で、温度分布を無視した場合の凝縮液膜の熱伝導率に比べて、考慮した場合を比較すると、R134a が+6%から+10%程度、R245fa が+3%から+7%程度となった。このことから、R134aの方が凝縮液膜内の温度分布に対する熱伝導率の影響が大きいと考えられる。

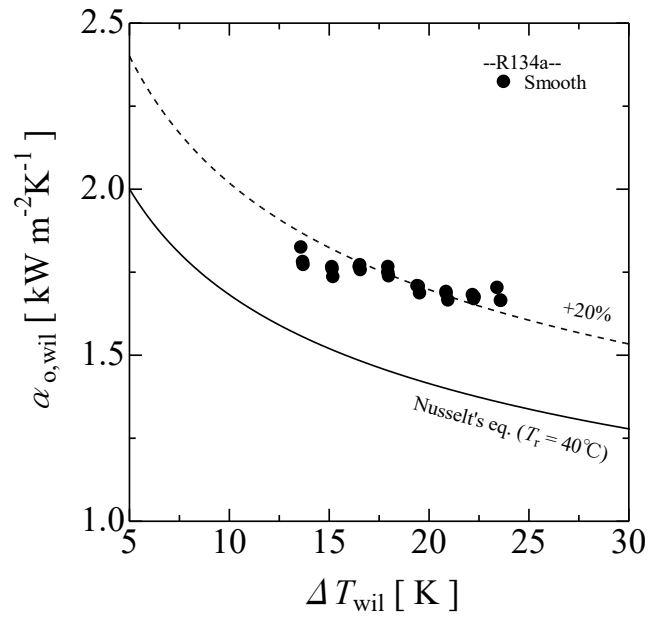


図 4.1 R134a での平滑管(SM)の凝縮熱伝達率
(Wilson-Plot 法／凝縮液膜内の温度分布を無視する場合)

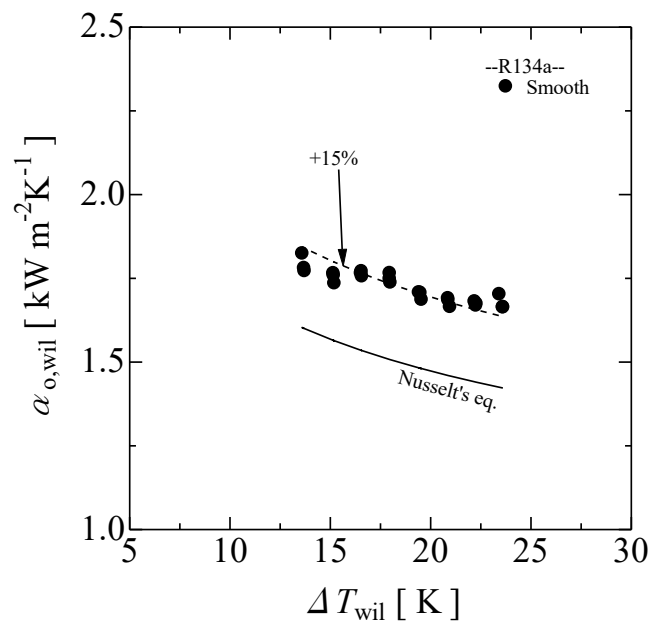


図 4.2 R134a での平滑管(SM)の凝縮熱伝達率
(Wilson-Plot 法／凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合)

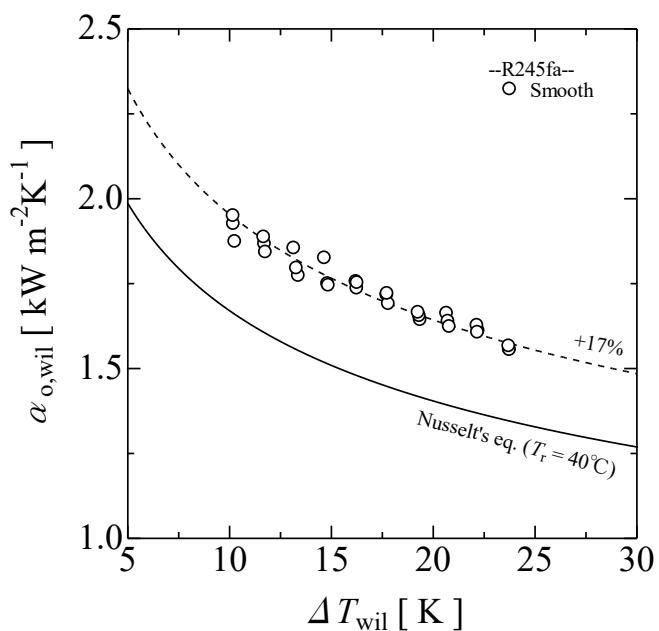


図 4.3 R245fa での平滑管(SM)の凝縮熱伝達率
(Wilson-Plot 法／凝縮液膜内の温度分布を無視する場合)

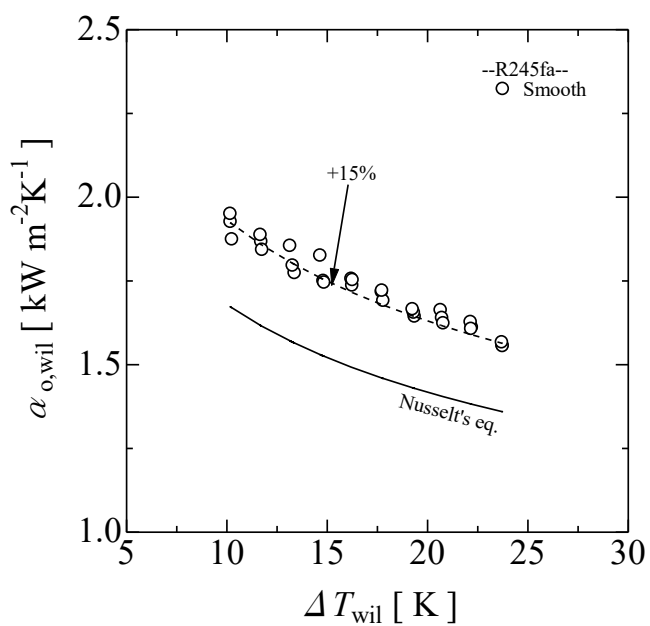


図 4.4 R245fa での平滑管(SM)の凝縮熱伝達率
(Wilson-Plot 法／凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合)

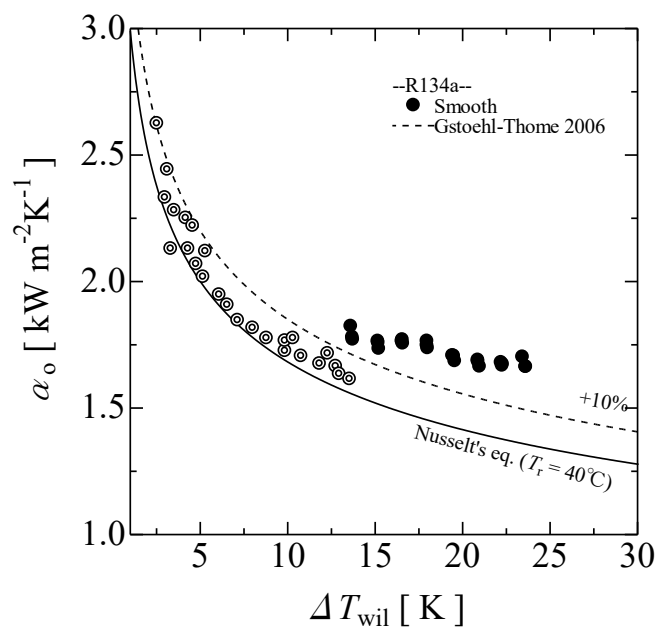


図 4.5 Gstoehl-Thome²²⁾の結果との比較
(Wilson-Plot 法／凝縮液膜内の温度分布を無視する場合)

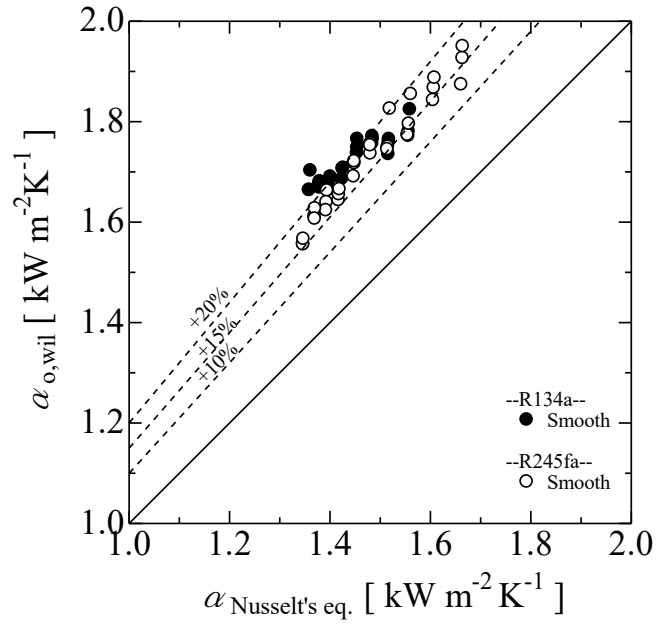


図 4.6 平滑管(SM)の凝縮熱伝達率と Nusselt の式の比較 (Wilson-Plot 法／凝縮液膜内の温度分布を無視する場合)

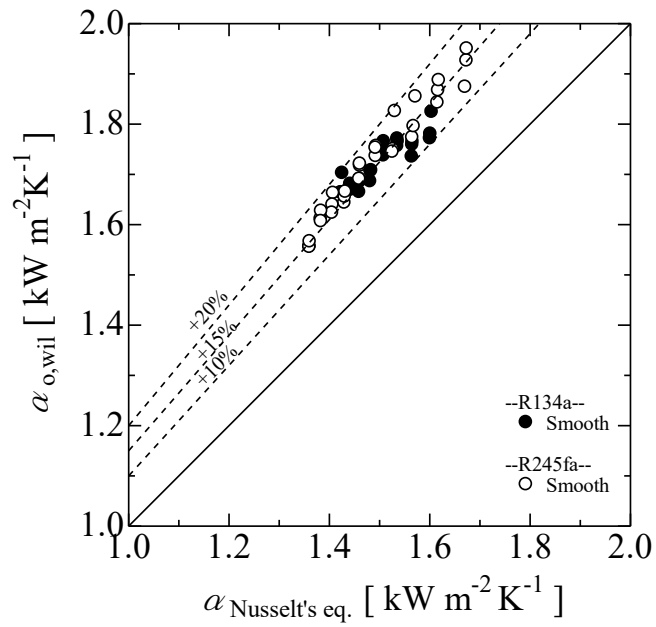


図 4.7 平滑管(SM)の凝縮熱伝達率と Nusselt の式の比較 (Wilson-Plot 法／凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合)

4.2.2 壁面温度を電気抵抗法で測定した凝縮熱伝達率

図 4.8 に、凝縮液膜内の温度分布を無視する場合の R134a を用いた場合の平滑管の凝縮熱伝達率を示す。図 4.8 より、実験値は Nusselt の式に比して+8 から+17%の値を示した。図 4.9 に、凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合の R134a を用いた場合の平滑管の凝縮熱伝達率を示す。図 4.9 より、実験値は Nusselt の式に比して+5 から+11%の値を示した。図 4.10 に、凝縮液膜内の温度分布を無視する場合の R245fa を用いた場合の平滑管の凝縮熱伝達率を示す。図 4.10 より、実験値は Nusselt の式に比して+7 から+13%の値を示した。図 4.11 に、凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合の R245fa を用いた場合の平滑管の凝縮熱伝達率を示す。図 4.11 より、実験値は Nusselt の式に比して+7 から+12%の値を示した。ここで、図 4.8 および、図 4.9、図 4.10、図 4.11 の実線は、それぞれの冷媒および凝縮液膜の代表温度での Nusselt の式である。なお、図 4.9 および図 4.11 では、各実験値に対して凝縮液膜の代表温度が異なるため、実験値の範囲内のみ図示した。

図 4.8 および図 4.9、図 4.10、図 4.11 より、冷媒の違い、凝縮液膜内の代表温度の取り方によらず、実験値は Nusselt の式より高い値を示した。これは、4.2.1 項で述べたように、Nusselt の式が凝縮液膜内の対流の影響および凝縮液膜の乱れの影響を考慮していないことが原因と考えられる。

一方で、電気抵抗法で壁面温度を測定しているため、管内熱伝達率 α_i の影響は無い。ここで、図 4.12 に Gstoehl-Thome²²⁾の R134a での実験結果との比較を示す。図 4.12 より、電気抵抗法を用いて算出した凝縮熱伝達率は、Gstoehl-Thome²²⁾の実験値と傾向が似ている。したがって、本実験装置において、Wilson-Plot 法に比べ電気抵抗法を用いた方が、より正確に凝縮熱伝達率を評価できると考えられる。

図 4.7 および図 4.8、図 4.9、図 4.10 より、液膜内の温度分布を無視する場合に比べ、考慮する場合は Nusselt の式で R134a の場合+3%から+5%、R245fa の場合+1%高い値を示した。これは、凝縮液膜内の温度分布を考慮した方が、考慮しない場合に比べ凝縮液膜の物性値をより正確に評価したためと考えられる。

また、図 4.7 および図 4.8、図 4.9、図 4.10 より R134a の方が、R245fa に比較して凝縮液膜内の温度分布の影響が大きい。これは、Nusselt の式では凝縮熱伝達率 α_o に対し熱伝導率の 3/4 乗で影響する。図 4.13 および図 4.14 より、飽和温度 40°Cの時の R134a の熱伝導率は R245fa と比較して-10%であるが、他の物性との影響から凝縮熱伝達率 α_o はおおむね同程度の値である。ここで、温度分布を無視した場合の凝縮液膜の熱伝導率に比べて、考慮した場合を比較すると、R134a が+6%から+11%程度、R245fa が+3%から+7%程度となった。このことから、R134a の方が凝縮液膜内の温度分布に対する熱伝導率の影響が大きかったと考えられる。

これまでの検討結果より、凝縮液膜内の代表温度は、温度分布を考慮した方が正確に評価出来ると考えられる。しかし、凝縮熱伝達率 α_o の不確かさから求まる算出誤差は±9%から 17%であり、代表温度の取り方による差の影響の方が小さいこと。伝熱促進管では凝縮面過冷度が平滑管の半分程度になることから、以降の章では飽和蒸気温度を代表温度とする。

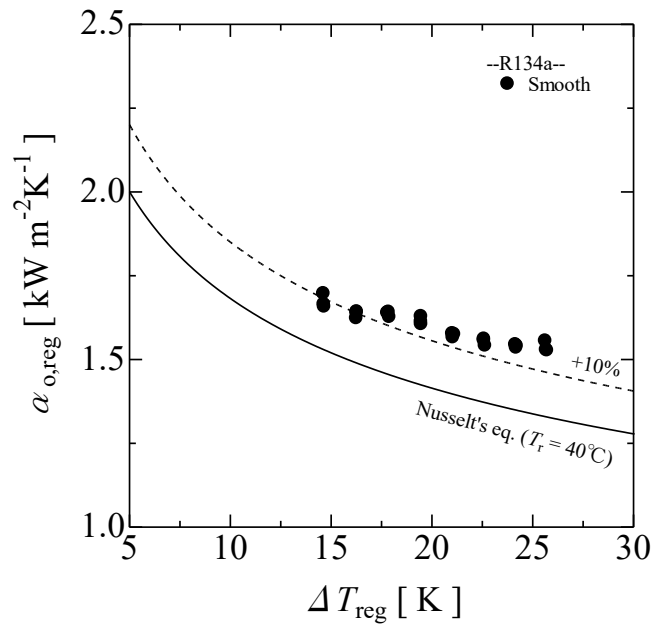


図 4.8 R134a での平滑管(SM)の凝縮熱伝達率
(電気抵抗法／凝縮液膜内の温度分布を無視する場合)

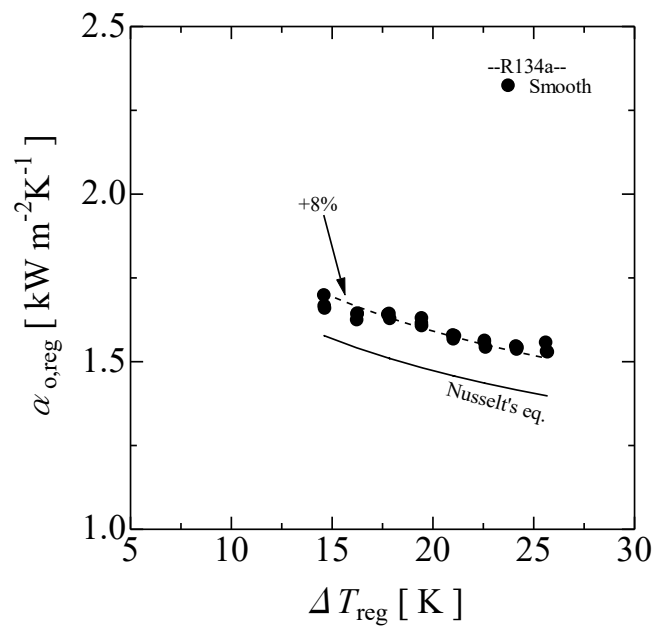


図 4.9 R134a での平滑管(SM)の凝縮熱伝達率
(電気抵抗法／凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合)

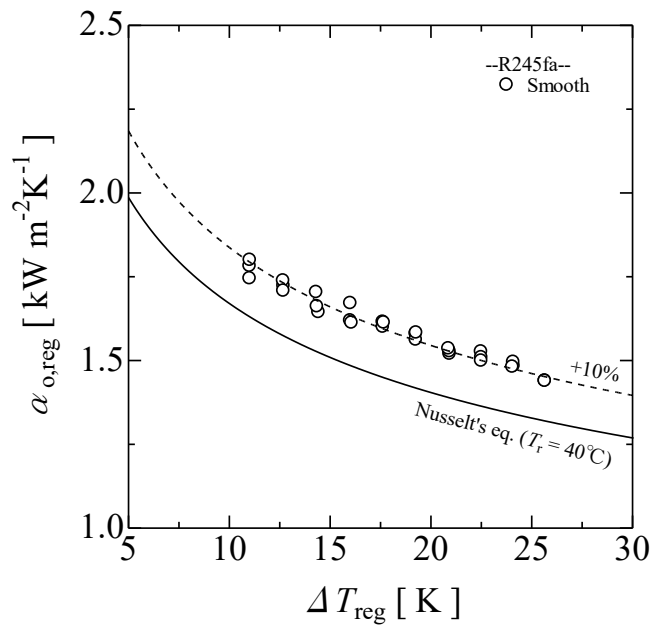


図 4.10 R245fa での平滑管(SM)の凝縮熱伝達率
(電気抵抗法/凝縮液膜内の温度分布を無視する場合)

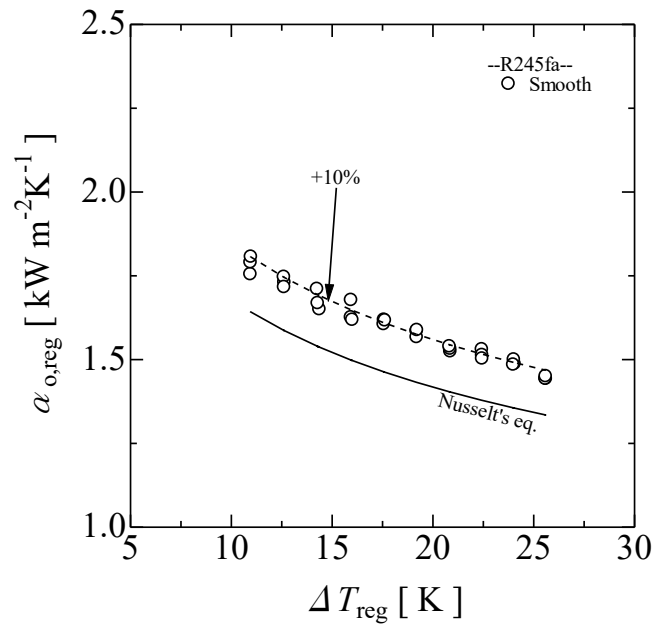


図 4.11 R245fa での平滑管(SM)の凝縮熱伝達率
(電気抵抗法/凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合)

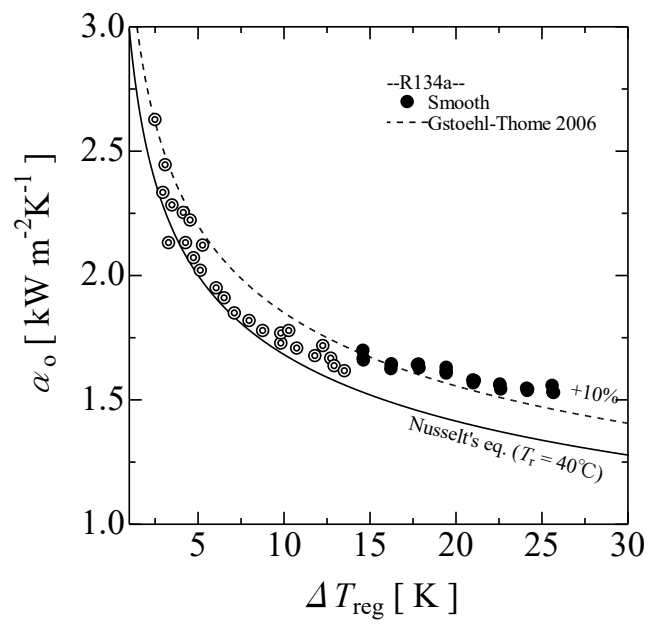


図 4.12 Gstoehl-Thome²²⁾の結果との比較
(電気抵抗法／凝縮液膜内の温度分布を無視する場合)

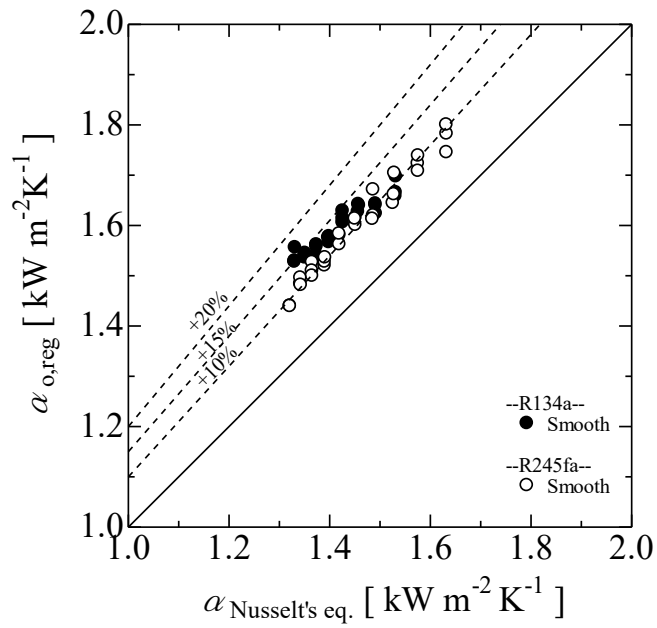


図 4.13 平滑管(SM)の凝縮熱伝達率と Nusselt の式の比較
(電気抵抗法／凝縮液膜内の温度分布を無視する場合)

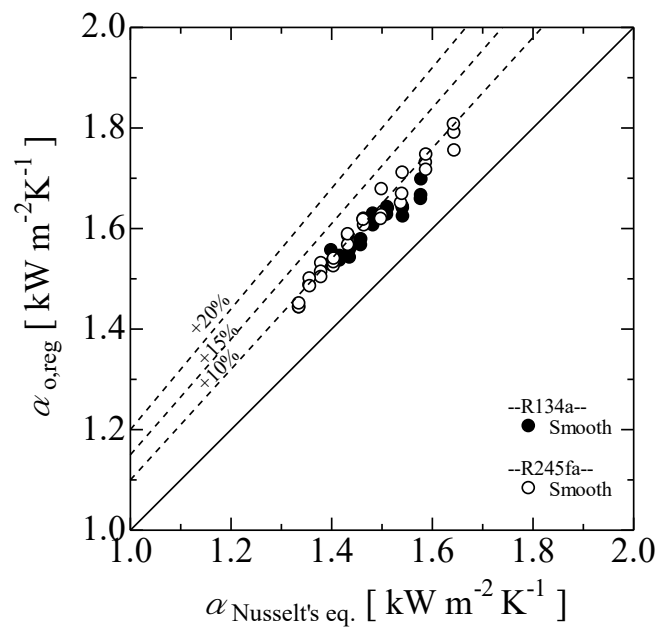


図 4.14 平滑管(SM)の凝縮熱伝達率と Nusselt の式の比較
(電気抵抗法／凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合)

4.3 インアンデーション実験

4.3.1 Wilson-Plot 法を用いた凝縮熱伝達率

図 4.15 に、凝縮液膜内の温度分布を無視する場合の R134a を用いた場合の平滑管の単管実験およびインアンデーション実験での凝縮熱伝達率を示す。図 4.16 に、凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合の R134a を用いた場合の平滑管の単管実験およびインアンデーション実験での凝縮熱伝達率を示す。図 4.17 に、凝縮液膜内の温度分布を無視する場合の R245fa を用いた場合の平滑管の単管実験およびインアンデーション実験での凝縮熱伝達率を示す。図 4.18 に、凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合の R245fa を用いた場合の平滑管の単管実験およびインアンデーション実験での凝縮熱伝達率を示す。図 4.19 に、Gstoehl-Thome²²⁾の R134a での実験結果との比較を示す。

図 4.15 および、図 4.16、より、平滑管に上段から冷媒液を給液した場合の R134a の凝縮熱伝達率 α_0 は、冷媒の相違に凝縮液膜内の代表温度の取り方によらず、単管実験の凝縮熱伝達率 α_0 よりも低下する。しかし、給液によって膜レイノルズ数 Re_f が増加するにしたがい、温度分布を無視した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 500 程度から、温度分布を考慮した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 400 程度から再び凝縮熱伝達率 α_0 が増加していく。

図 4.17 および、図 4.18 より、平滑管に上段から冷媒液を給液した場合の R245fa の凝縮熱伝達率 α_0 は、冷媒の相違に凝縮液膜内の代表温度の取り方によらず、単管実験の凝縮熱伝達率 α_0 よりも低下する。しかし、給液によって膜レイノルズ数 Re_f が増加するにしたがい、温度分布を無視した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 300 程度から、温度分布を考慮した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 300 程度から再び凝縮熱伝達率 α_0 が増加していく。

これは、R134a では温度分布を無視した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 500 程度、温度分布を考慮した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 400 程度より小さい領域、R245fa では温度分布を無視した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 300 程度、温度分布を考慮した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 350 程度より小さい領域では、上段からの冷媒液の給液の影響により、液膜厚さが厚くなり液膜熱抵抗が増大したため、凝縮熱伝達率が低下したと考えられる。

また、R134a では温度分布を無視した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 500 程度、温度分布を考慮した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 400 程度より大きい領域、R245fa では温度分布を無視した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 300 程度、温度分布を考慮した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 300 程度より大きい領域では、上段からの冷媒液の給液の影響により、液膜厚さが厚くなり液膜熱抵抗が増大する。しかし、膜レイノルズ数が増大しており、凝縮液膜内の対流拡散が促進されたため、凝縮熱伝達率が向上したと考えられる。

図 4.19 より、Gstoehl-Thome²²⁾の R134a による報告でも、同様の傾向の実験結果が得られている。一方、Gstoehl-Thome²²⁾のチューブピッチは本実験装置の 51.5mm とは異なる。最も近いチューブピッチの 44.5mm の実験値と本報の実験値を比較すると、膜レイノルズ数 Re_f に対する傾向は

似ているものの、凝縮熱伝達率は本章の実験結果の方が高い値を示している。これは、4.2.1 項にも述べたように、本実験装置において、Wilson-Plot 法による凝縮熱伝達率の評価は本来の値よりも高めの値を示し、絶対値評価としては正しくないことが考えられる。一方で、Gstoehl-Thome²²⁾のチューブピッチ 25.5mm と 28.6mm の実験結果は、チューブピッチ 44.5mm よりも低い凝縮熱伝達率を示している。これは、チューブピッチが広い方が、下段管に接触するまでの液滴の速度が速くなる。そのため、凝縮液膜内の対流拡散の影響が強くと考えられる。

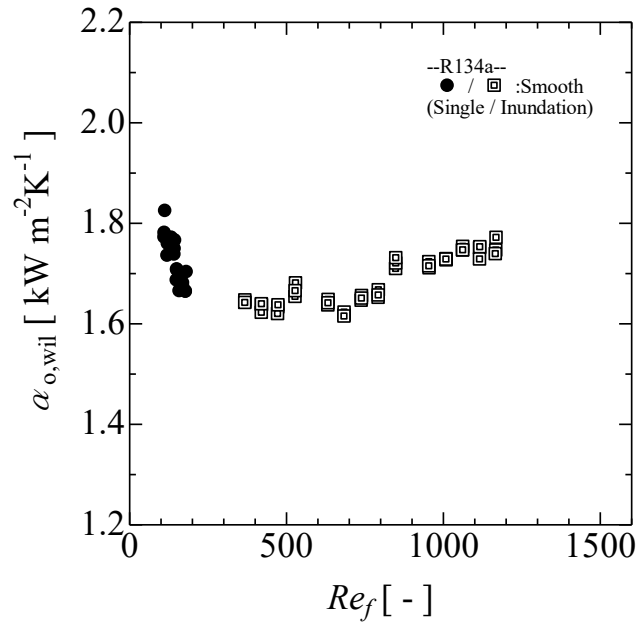


図 4.15 R134a での平滑管(SM)のイナundation影響下の凝縮熱伝達率
(Wilson-Plot 法／凝縮液膜内の温度分布を無視する場合)

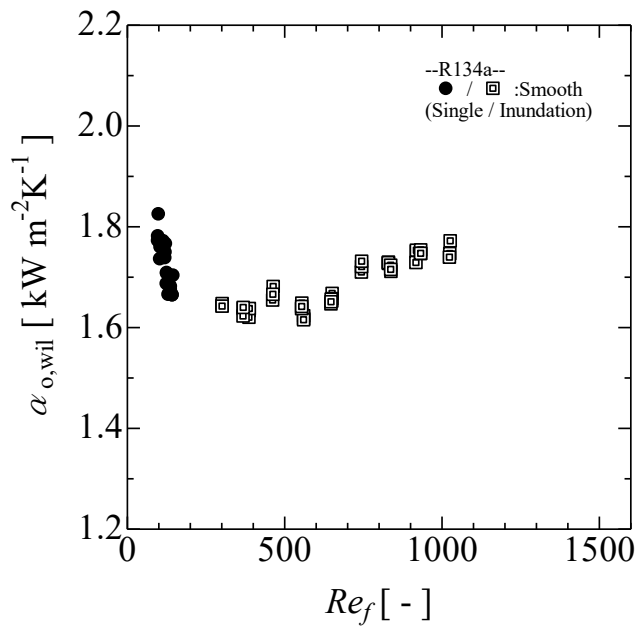


図 4.16 R134a での平滑管(SM)のイナundation影響下の凝縮熱伝達率
(Wilson-Plot 法／凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合)

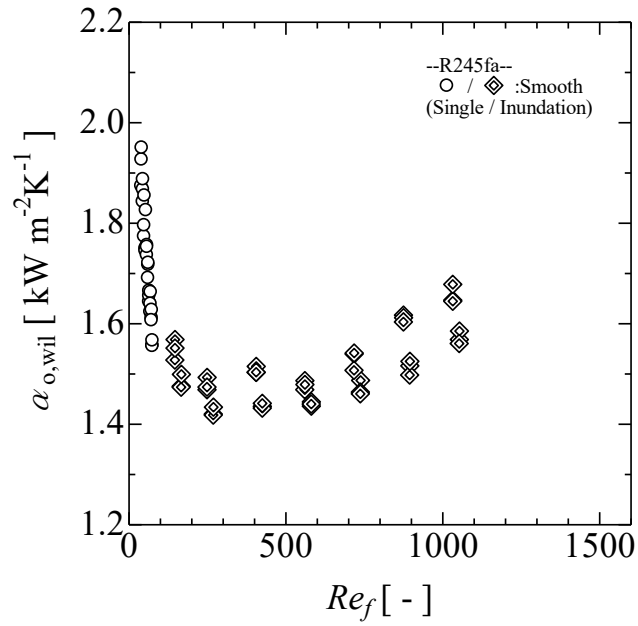


図 4.17 R245fa での平滑管(SM)のイナundation影響下の凝縮熱伝達率
(Wilson-Plot 法／凝縮液膜内の温度分布を無視する場合)

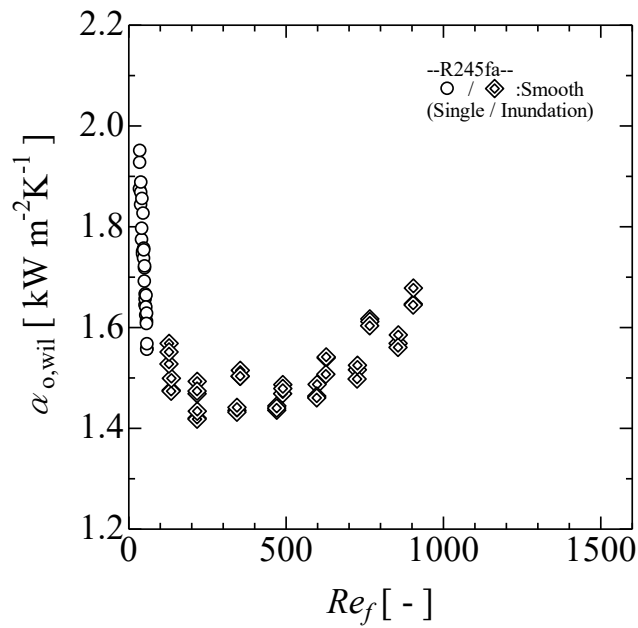


図 4.18 R245fa での平滑管(SM)のイナundation影響下の凝縮熱伝達率
(Wilson-Plot 法／凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合)

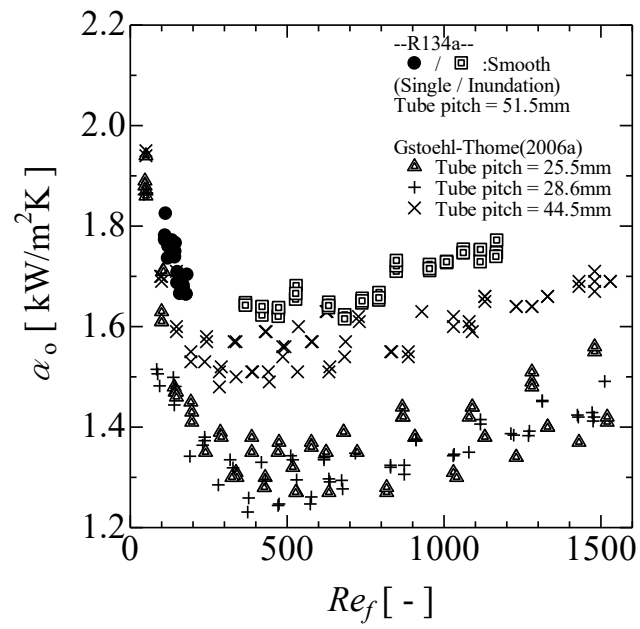


図 4.19 Gstoehl-Thome²²⁾の結果との比較
 (Wilson-Plot 法／凝縮液膜内の温度分布を無視する場合)

4.3.2 壁面温度を電気抵抗法で測定した凝縮熱伝達率

図 4.20 に、凝縮液膜内の温度分布を無視する場合の R134a を用いた場合の平滑管の単管実験およびイナンデーション実験での凝縮熱伝達率を示す。図 4.21 に、凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合の R134a を用いた場合の平滑管の単管実験およびイナンデーション実験での凝縮熱伝達率を示す。図 4.22 に、凝縮液膜内の温度分布を無視する場合の R245fa を用いた場合の平滑管の単管実験およびイナンデーション実験での凝縮熱伝達率を示す。図 4.23 に、凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合の R245fa を用いた場合の平滑管の単管実験およびイナンデーション実験での凝縮熱伝達率を示す。図 4.24 に、Gstoehl-Thome²²⁾の R134a での実験結果との比較を示す。

図 4.20 および、図 4.21、より、平滑管に上段から冷媒液を給液した場合の R134a の凝縮熱伝達率 α_0 は、冷媒の相違に凝縮液膜内の代表温度の取り方によらず、単管実験の凝縮熱伝達率 α_0 よりも低下する。しかし、給液によって膜レイノルズ数 Re_f が増加するにしたがい、温度分布を無視した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 500 程度から、温度分布を考慮した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 400 程度から再び凝縮熱伝達率 α_0 が増加していく。

図 4.22 および、図 4.24 より、平滑管に上段から冷媒液を給液した場合の R245fa の凝縮熱伝達率 α_0 は、冷媒の相違に凝縮液膜内の代表温度の取り方によらず、単管実験の凝縮熱伝達率 α_0 よりも低下する。しかし、給液によって膜レイノルズ数 Re_f が増加するにしたがい、温度分布を無視した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 300 程度から、温度分布を考慮した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 300 程度から再び凝縮熱伝達率 α_0 が増加していく。

これは、R134a では温度分布を無視した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 500 程度、温度分布を考慮した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 400 程度より小さい領域、R245fa では温度分布を無視した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 300 程度、温度分布を考慮した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 350 程度より小さい領域では、上段からの冷媒液の給液の影響により、液膜厚さが厚くなり液膜熱抵抗が増大したため、凝縮熱伝達率 α_0 が低下したと考えられる。

また、R134a では温度分布を無視した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 500 程度、温度分布を考慮した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 400 程度より大きい領域、R245fa では温度分布を無視した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 300 程度、温度分布を考慮した場合は膜レイノルズ数 Re_f が 300 程度より大きい領域では、上段からの冷媒液の給液の影響により、液膜厚さが厚くなり液膜熱抵抗が増大する。しかし、膜レイノルズ数が増大しており、凝縮液膜内の対流拡散が促進されたため、凝縮熱伝達率 α_0 が向上したと考えられる。

図 4.24 より、Gstoehl-Thome²²⁾の R134a による報告でも、同様の傾向の実験結果が得られている。一方、Gstoehl-Thome²²⁾のチューブピッチは本実験装置の 51.5mm とは異なる。最も近いチューブピッチの 44.5mm の実験値と本報の実験値を比較すると、膜レイノルズ数 Re_f に対する傾向はよく似ており、凝縮熱伝達率 α_0 も同程度の値を示している。一方で、Gstoehl-Thome²²⁾のチューブピッチ 25.5mm と 28.6mm の実験結果は、チューブピッチ 44.5mm よりも低い凝縮熱伝達率 α_0 を

示している。これは、チューブピッチが広い方が、下段管に接触するまでの液滴の速度が速くなる。そのため、凝縮液膜内の対流拡散の影響が強くと考えられる。

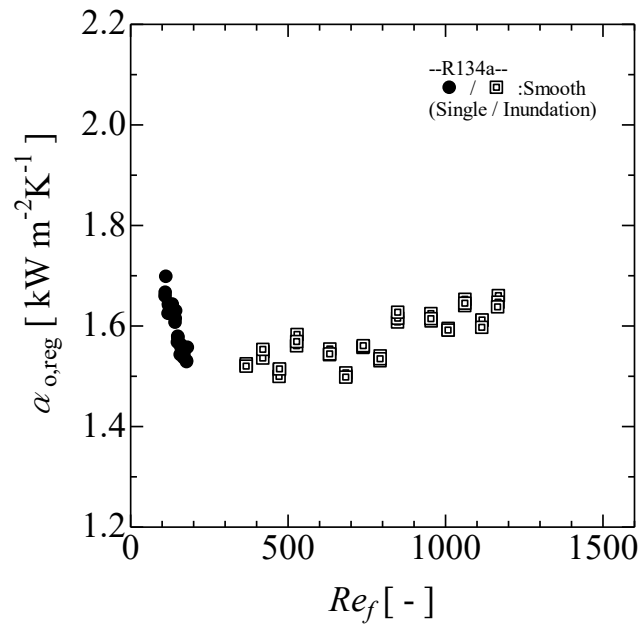


図 4.20 R134a での平滑管(SM)のインアンデーション影響下の凝縮熱伝達率
(電気抵抗法／凝縮液膜内の温度分布を無視する場合)

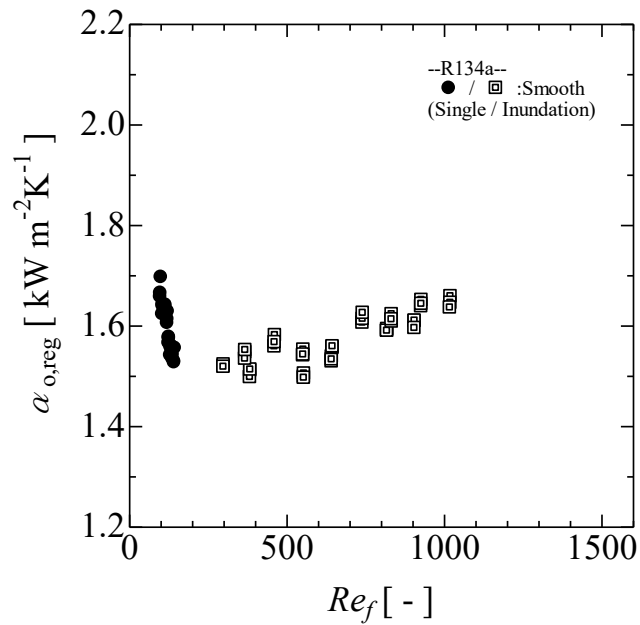


図 4.21 R134a での平滑管(SM)のインアンデーション影響下の凝縮熱伝達率
(電気抵抗法／凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合)

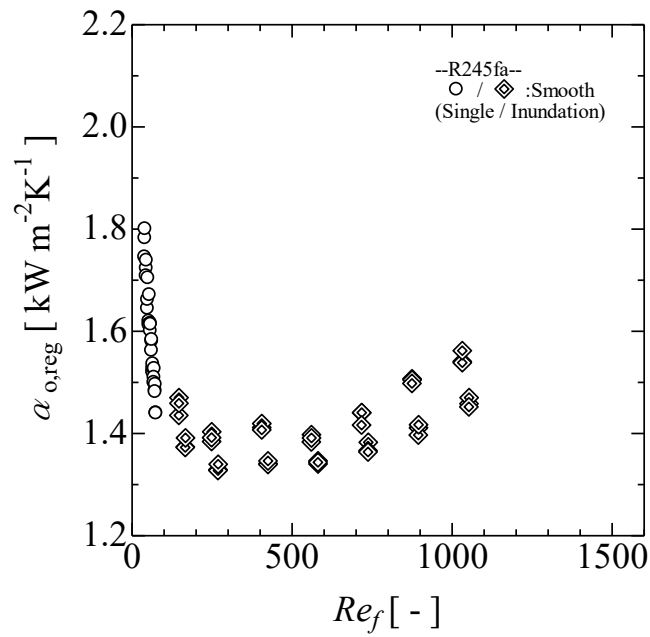


図 4.22 R245fa での平滑管(SM)のイナundation影響下の凝縮熱伝達率
(電気抵抗法／凝縮液膜内の温度分布を無視する場合)

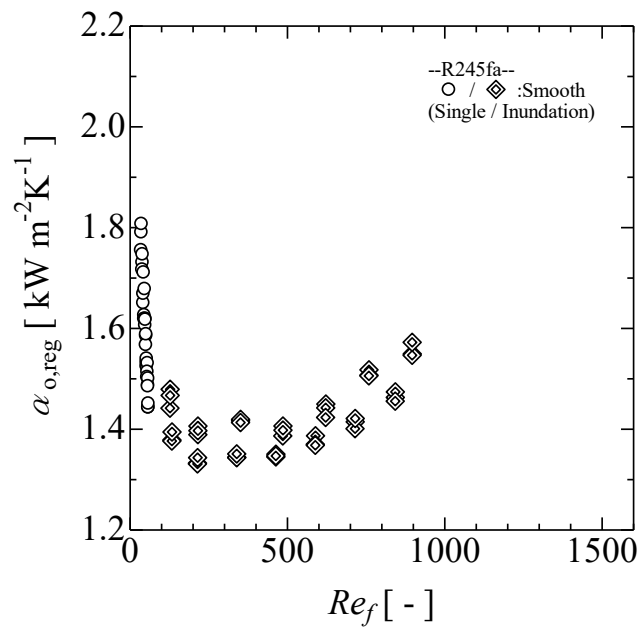


図 4.23 R245fa での平滑管(SM)のイナundation影響下の凝縮熱伝達率
(電気抵抗法／凝縮液膜内の温度分布を考慮する場合)

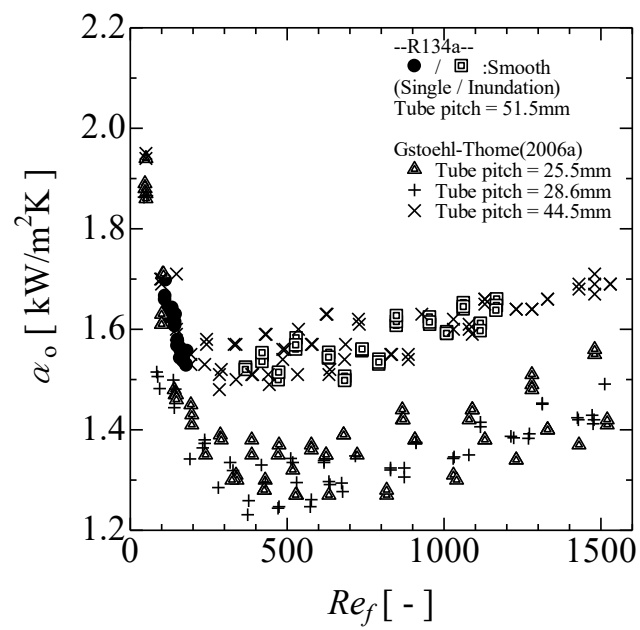


図 4.24 Gstoehl-Thome²²⁾の結果との比較
 (電気抵抗法／凝縮液膜内の温度分布を無視する場合)

4.4 まとめ

本章では、R134aとR245faを用いた水平平滑円管での管外凝縮熱伝達の単管およびインデーション実験を行い、凝縮熱伝達率の実験結果を示した。また、Wilson-Plot法および壁面温度を測定した場合の比較、液膜内の温度分布の考慮の有無について検証した。以下に、本章で得られた結果をまとめる。

- (1) 単管実験での凝縮熱伝達率を、Wilson-Plot法を用いた場合および、電気抵抗法で壁面温度を測定した場合のそれぞれで、凝縮液膜の温度分布を無視した場合および、凝縮液膜の温度分布を考慮した場合で Nusselt の式と比較した。いずれの場合においても、Nusselt の式に似た傾向を示すものの、高い値を示す。これは Nusselt の式では液膜の乱れの影響や液膜内の対流の影響を考慮していないためと考えられる。
- (2) 凝縮熱伝達率 α_0 の不確かさから求まる算出誤差は $\pm 9\%$ から $\pm 17\%$ であり、代表温度の取り方による差の影響の方が小さいこと。伝熱促進管では凝縮面過冷度が平滑管の半分程度になることから、以降の章では飽和蒸気温度を代表温度とする。
- (3) 本実験装置で Wilson-Plot 法を用いた場合は、管内熱伝達率の影響が大きく、絶対値評価は難しい。一方で、本実験装置の実験値の相対評価は検討に値する。
- (4) R245fa よりも凝縮液の熱伝導率の低い R134a の方が、凝縮液膜の温度分布の影響を受けやすい。
- (5) インデーション実験では、膜レイノルズ数 Re_f の増加に伴い凝縮熱伝達率は低下するが、膜レイノルズ数 Re_f 300 から 500 で液膜の対流が促進されると凝縮熱伝達率は増加に転じた。
- (6) インデーション実験では、チューブピッチは狭い方より広い方が高い凝縮熱伝達率を示す。これは、下段管に接触するまでの液滴の速度が速くなるため、凝縮液膜内の対流拡散の影響が強くなるためと考えられる。

第5章 ローフィン管の凝縮熱伝達率

ローフィン管の単管での熱伝達率は過去多数の報告がされているが、3次元微細溝付管の熱伝達率の予測に当たり、単管およびインデーション影響下の凝縮熱伝達率を把握することが必要である。本章では、R134a および R245fa を用いたフィンピッチ 26 および 34 山/インチのローフィン管の管外凝縮熱伝達率の実験結果を示した。

5.1 液充満角度

Hondaら⁵⁾はローフィン管のフィン間に保持される静止液膜について解析を行い、以下に示す液充満角度 ϕ_f の予測式を提案している。

$$\phi_f = \cos^{-1} \left(\frac{4 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{\rho_L \cdot g \cdot s \cdot D_o} \right) \quad (5-1)$$

ここで、 s はフィン先端の隙間幅、 σ は冷媒液の表面張力、 ρ_L は冷媒液の密度であり、 $\sigma/(\rho_L g s D_o)$ は、表面張力と重力の比である無次元数である。式(5-1)より、液充満角度は、表面張力と液密度の比 σ/ρ_L およびフィン寸法の影響を受けることがわかる。図 5.1 に液充満角度のモデルを示す、 σ/ρ_L が大きいと、液充満角度が小さくなり、フィン溝間に凝縮液が充満する領域が増える。表 5.1 に冷媒飽和温度 40°Cの時の各ローフィン管の液充満角度を示す。

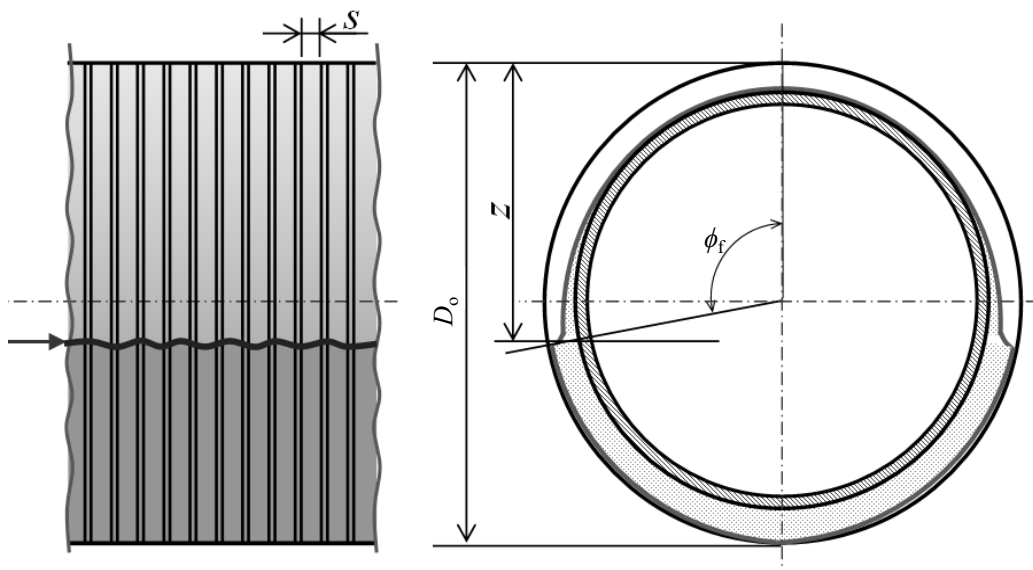


図 5.1 液充満角度のモデル

表 5.1 液充満角度

		LF26H	LF26L	LF34L
液充満角度 ϕ_f (飽和温度40°C)	R134a	133	132	130
	R245fa	117	116	114

5.2 単管実験

図 5.2 に Wilson-Plot 法を用いた場合の、ローフィン管 LF26H、LF26L、LF34L の凝縮熱伝達率を示す。なお、LF34L のみ R134a と R245fa の実験値があり、LF26H と LF26L は R134a の実験結果のみである。図 5.3 に Wilson-Plot 法を用いた場合と電気抵抗法を用いた場合のローフィン管 LF34L の凝縮熱伝達率を示す。

図 5.2 より、Wilson-Plot 法を用いた場合、R134a では Nusselt の式に対して、LF26H は 7.4 から 8.4 倍、LF26L は 6.2 から 7.4 倍、LF34L は 6.8 から 8.0 倍高い凝縮熱伝達率を示した。また、R245fa では Nusselt の式に対して、LF34L は 7.6 から 8.0 倍高い凝縮熱伝達率を示した。

いずれのローフィン管も、冷媒の相違、フィン高さ、フィンピッチによらず、凝縮面過冷度の変化に対する凝縮熱伝達率の傾向は、Nusselt の式と同様の傾向を示した。また、Nusselt の式よりも高い熱伝達率を示した。ここで、各ローフィン管の平滑管に対する面積拡大率 η は、LF26H が 3.42 倍、LF26L が 2.49 倍、LF34L が 2.77 倍である。したがって、Nusselt の式よりも高い凝縮熱伝達率を示したのは、単純な面積拡大による伝熱促進だけではなく、表面張力による凝縮液膜の薄液膜化によるものと考えられる。凝縮液はフィン溝底部やフィン頂部に表面張力により引き込まれ、フィン側面やフィン頂部の角部において凝縮液膜の厚さが薄くなる。このため、面積拡大率以上の伝熱促進効果が生まれていると考えられる。

LF26L と LF26H の結果に着目すると、LF26H の方が高い凝縮熱伝達率を示す。これは、フィンピッチは同等であるものの、LF26H の方が LF26L に比べてフィン高さが高く、面積拡大率が大きいためと考えられる。また、LF26L と LF34L の結果に着目すると、LF34L の方が高い凝縮熱伝達率を示す。これは、フィン高さは同等であるものの、LF34L の方が LF26L に比べてフィンピッチが細かく、面積拡大率が大きいためと考えられる。

一方、LF34L の R134a および R245fa の結果に着目すると、R245fa の方が若干高い熱伝達率を示している。表 5.1 より、LF34L の飽和温度 40°C の液充満角度は R134a では 130°、R245fa では 114° であり、R245fa の方が R134a よりも液膜の厚い液充満領域が 12%ほど広い。しかし、飽和温度 40°C の冷媒液の熱伝導率は R245fa の方が R134a に比べ 11%ほど高い。また、飽和温度 40°C の冷媒液の表面張力は R245fa の方が R134a に比べ 92%ほど高い。これらの物性要因から、LF34L では R245fa の方が液充満領域が R134a より多いものの、凝縮液の熱伝導率と表面張力が高いことでフィン側面等の薄液膜化することで得られる伝熱促進効果が R134a よりも R245fa のほうが良いため、R245fa の方が高い熱伝達率を示したと考えられる。

図 5.3 より、電気抵抗法を用いた場合の LF34L の凝縮熱伝達率は、Nusselt の式に対して、R134a は 5.2 から 6.0 倍、R245fa は 6.1 から 6.3 倍高い凝縮熱伝達率を示した。ここで、電気抵抗法を用いた場合の凝縮熱伝達率は、Wilson-Plot 法を用いた場合よりもおおむね 30%低い値を示した。これは、第 4 章でも述べたように、本試験装置では Wilson-Plot 法を用いた場合、管内熱伝達率の影響を受けるためと考えられる。

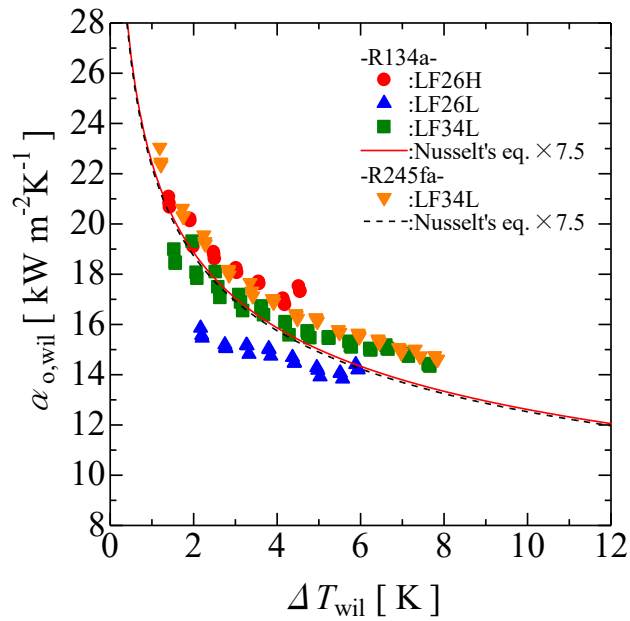


図 5.2 ローフィン管(LF)の凝縮熱伝達率
(Wilson-Plot 法を用いた場合)

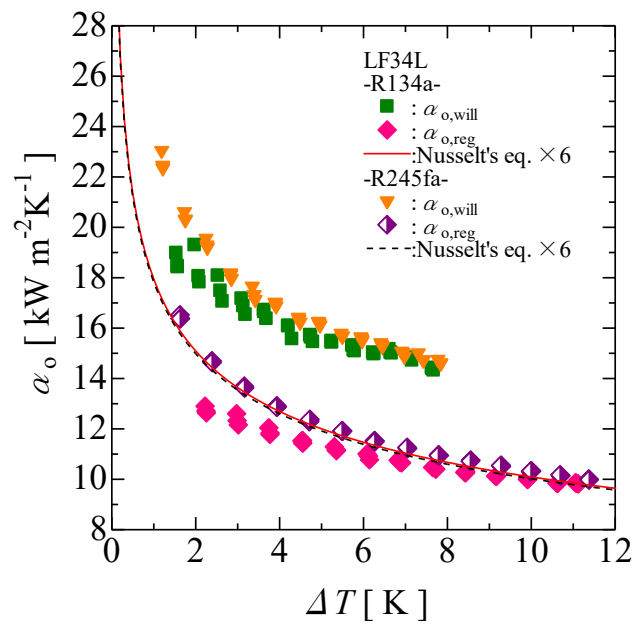


図 5.3 LF34L の凝縮熱伝達率
(Wilson-Plot 法と電気抵抗法で壁面温度を測定した場合の比較)

5.3 インンデーション実験

図 5.4 にローフィン管 LF26H、LF26L、LF34L の上段から給液を行うインンデーション実験(Inundation)および同じ冷却水温度での単管実験(Single)での凝縮熱伝達率を示す。なお、LF34L のみ R134a と R245fa の実験値があり、LF26H と LF26L は R134a の実験結果のみである。

図 5.5 に Wilson-Plot 法を用いた場合と電気抵抗法用いた場合のローフィン管 LF34L のインンデーション実験(Inundation)および同じ冷却水温度での単管実験(Single)での凝縮熱伝達率を示す。

図 5.4 より、R134a の場合、LF26H のインンデーション実験で得られた凝縮熱伝達率は、単管実験よりも高い値を示した。LF34L のインンデーション実験で得られた凝縮熱伝達率は、単管実験より若干高い値を示した。また、膜レイノルズ数 Re_f が増加しても凝縮熱伝達率に変化は見られなかった。LF26L のインンデーション実験で得られた凝縮熱伝達率は、膜レイノルズ数 Re_f 400 から 700 では膜レイノルズ数 Re_f の増加に伴い緩やかに増加し、膜レイノルズ数 Re_f 700 以上では膜レイノルズ数の増加に伴い緩やかに低下している。R245fa の場合、LF34L のインンデーション実験で得られた凝縮熱伝達率は、膜レイノルズ数 Re_f 200 から 500 では単管実験よりも高い熱伝達率を示し、膜レイノルズ数 Re_f 500 以上では膜レイノルズ数の増加に伴い緩やかに低下している。

これは、LF26H および LF34L の R134a の場合は、膜レイノルズ数 Re_f の増加に伴い、平滑管同様に液膜厚さが増大し凝縮熱伝達率が低下するものの、フィン間の溝部に液が表面張力によって引き込まれるとともに、上段からの給液により液充滿領域の対流拡散が促進されるため、凝縮熱伝達率が低下しなかったと考えられる。また、LF26L の R134a の場合は、膜レイノルズ数 Re_f の増加に伴い、LF26H、LF34L と同様の現象が起こるものの、LF26H よりフィン高さが低いことと、LF34L よりフィンピッチが広いことから、表面張力による冷媒液の溝部引き込みおよび、上段からの給液による対流拡散の影響よりも、給液による液膜厚さ増大による液膜熱抵抗増加の影響が大きいと考えられる。このため、膜レイノルズ数 Re_f 400 から 500 までは凝縮熱伝達率が増加するものの、膜レイノルズ数 Re_f 500 以上では熱伝達率が低下するものと考えられる。一方、LF34L の R245fa の場合は、液充滿領域が R134a よりも広いため、膜レイノルズ数 Re_f 100 から 500 では、対流拡散の影響を受けて凝縮熱伝達率が高くなるが、膜レイノルズ数 Re_f 500 以上では液膜厚さ増大による液膜熱抵抗の増加が影響が出ていると考えられる。

図 5.5 より、電気抵抗法用いた場合の LF34L の凝縮熱伝達率は、Wilson-Plot 法を用いた場合よりもおおむね30%低い値を示した。これは、第 4 章でも述べたように、本試験装置では Wilson-Plot 法を用いた場合、管内熱伝達率の影響を受けるためと考えられる。

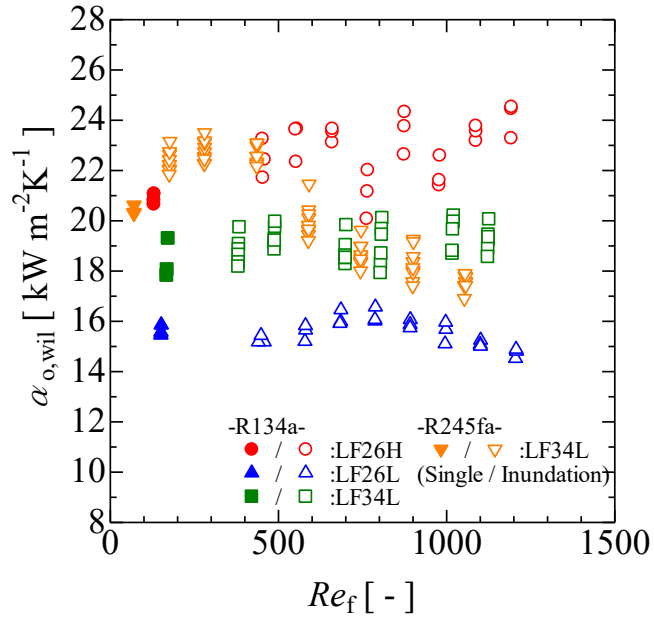


図 5.4 ローフィン管(LF)のインアンデーション影響下の凝縮熱伝達率
(Wilson-Plot 法を用いた場合)

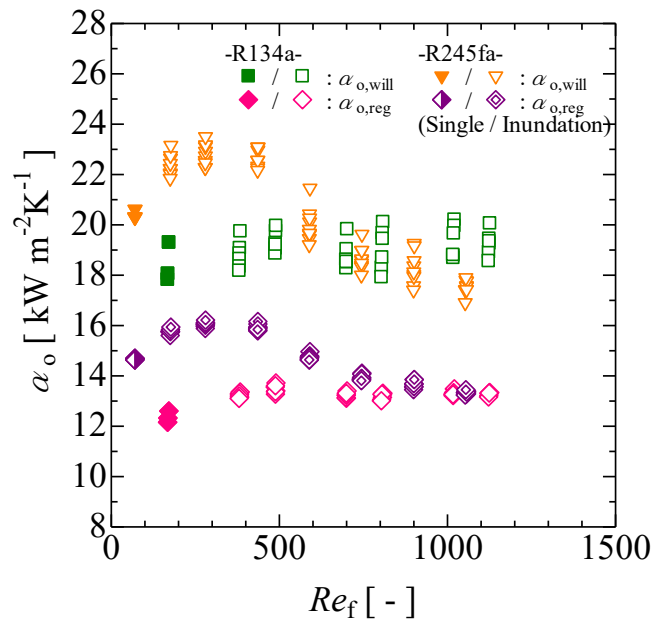


図 5.5 LF34L のインアンデーション影響下の凝縮熱伝達率
(Wilson-Plot 法と電気抵抗法で壁面温度を測定した場合の比較)

5.4 従来提案されている予測式

ローフィン管の凝縮熱伝達率は、面積拡大の影響を考慮した予測式として Betty-Katz¹⁾の式、面積拡大および表面張力の両方を考慮した予測式として、Rose¹⁵⁾の式が提案されている。いずれの式も平滑管に対して

図 5.6 に Betty-Katz の式と Wilson-Plot 法を用いた場合の単管実験の実験値との比較を示す。図 5.7 に Betty-Katz の式と LF34L の Wilson-Plot 法および電気抵抗法を用いた場合の単管実験の実験値との比較を示す。

図 5.6 より、Betty-Katz の式は Wilson-Plot 法を用いた場合、LF26H は実測値に対して-44%から-37%、LF26L は実測値に対して 4%から 24%、LF34L は R134a の場合-18%から-4%、R245fa の場合-19%から-13%の範囲で一致した。図 5.7 より、Betty-Katz の式は電気抵抗法を用いた場合、LF34L は R134a の場合 19%から 38%、R245fa の場合 4%から 7%範囲で一致した。なお、本実験装置の Wilson-Plot 法を用いた場合、管内熱伝達率の影響を受けるため、電気抵抗法を用いた場合に比べて凝縮熱伝達率はおおむね 30%程度高い値を示す。この点を考慮しても、Betty-Katz の式と実験値との相関はあまりよくない。これは、Betty-Katz の式は等価直径を用いて伝熱面積の増加分を考慮しているが、表面張力の影響が考慮されていないためと考えられる。LF34L では LF26H または L に比べフィンピッチが細くなったため、表面張力を考慮せず伝熱面積の増加分のみを考慮している Betty-Katz の式は、凝縮熱伝達率を過大に予測気味になったと考えられる。

図 5.8 に Rose の式と Wilson-Plot 法を用いた場合の単管実験の実験値との比較を示す。図 5.9 に Rose の式と LF34L の Wilson-Plot 法および電気抵抗法を用いた場合の単管実験の実験値との比較を示す。

図 5.8 より、Rose の式は Wilson-Plot 法を用いた場合、LF26H は実測値に対して-8%から 4%、LF26L は実測値に対して-14%から 3%、LF34L は R134a の場合-8%から-9%、R245fa の場合-16%から-11%の範囲で一致した。図 5.9 より、Rose の式は電気抵抗法を用いた場合、LF34L は R134a の場合 22%から 41%、R245fa の場合 7%から 11%範囲で一致した。Betty-Katz の式に比較して、Rose の式は、実験値に対して良い相関を示した。これは、面積拡大と表面張力の影響を同時に考慮したためと考えられる。

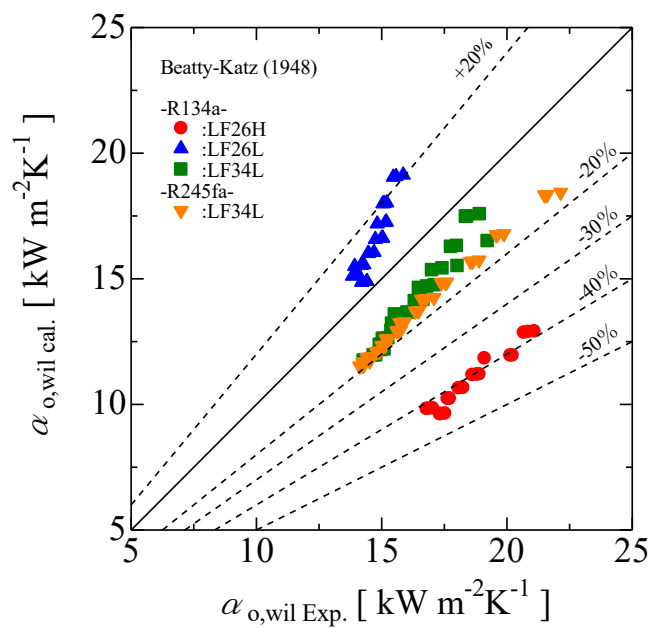


図 5.6 Betty-Katz の式との比較
(Wilson-Plot 法を用いた場合)

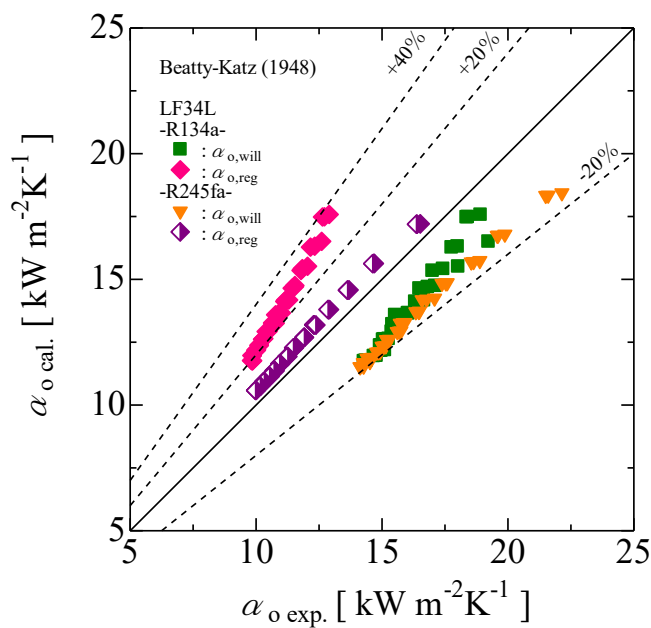


図 5.7 Betty-Katz の式と LF34L の結果の比較
(Wilson-Plot 法と電気抵抗法で壁面温度を測定した場合の比較)

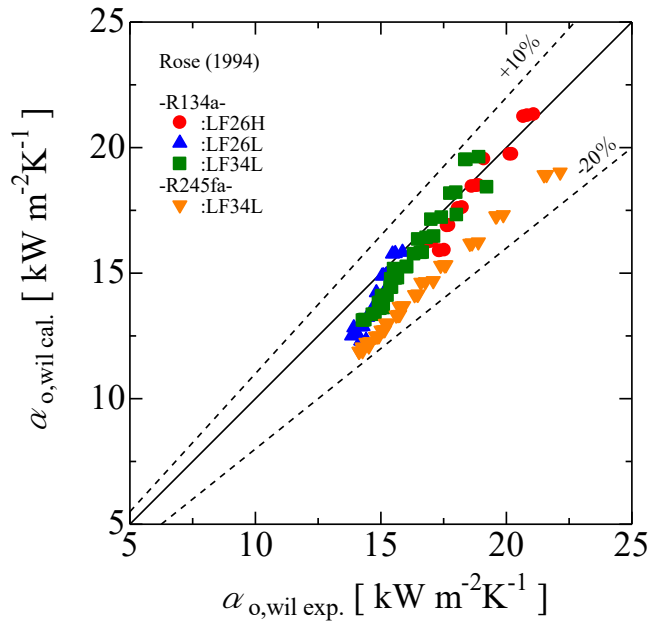


図 5.8 Rose の式との比較
(Wilson-Plot 法を用いた場合)

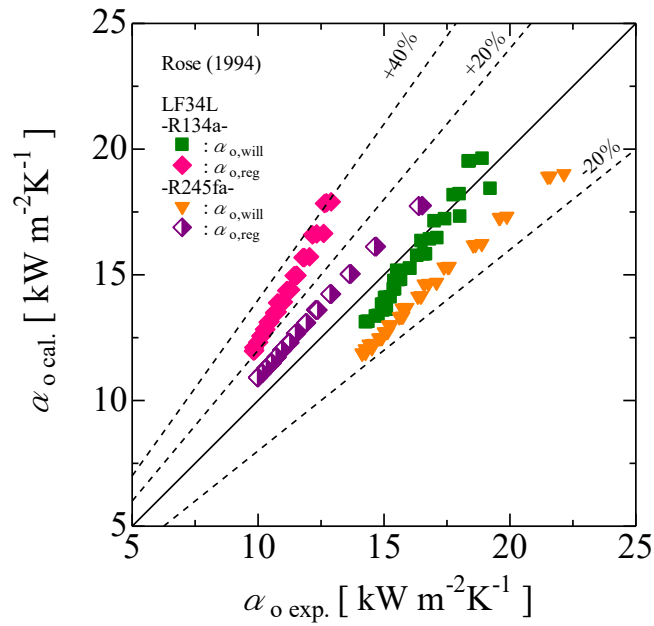


図 5.9 Rose の式と LF34L の結果の比較
(Wilson-Plot 法と電気抵抗法で壁面温度を測定した場合の比較)

5.5 まとめ

本章では、フィンピッチ 26 および 34 山/インチのローフィン管について、R134a および R245fa を用いた管外凝縮熱伝達の単管およびイナンデーション実験を行い、凝縮熱伝達率の実験結果を示した。以下に、本章で得られた結果をまとめる。

- (1) いずれのローフィン管も、冷媒の相違、フィン高さ、フィンピッチによらず、凝縮面過冷度の変化に対する凝縮熱伝達率の傾向は、Nusselt の式と同様の傾向を示した。
- (2) いずれのローフィン管も平滑管に対する面積拡大率 η よりも、高い伝熱促進率を示した。これは、単純な面積拡大による伝熱促進だけではなく、凝縮液はフィン溝底部やフィン頂部に表面張力により引き込まれ、フィン側面やフィン頂部の角部において凝縮液膜の厚さが薄くなるため、面積拡大率以上の伝熱促進効果が生まれていると考えられる。
- (3) フィンピッチが同じであればフィン高さが高い方。フィン高さが同じであればフィンピッチが細かい方が、面積拡大率が大きいと高い凝縮熱伝達率を示す。
- (4) LF34L では冷媒物性値の影響により、R245fa の方が液充満領域が R134a より多いものの、凝縮液の熱伝導率と表面張力が高いことによるフィン側面等の薄液膜化による伝熱促進効果が R134a よりも R245fa のほうが良いため、R245fa の方が高い熱伝達率を示す。
- (5) ローフィン管のイナンデーション実験では、膜レイノルズ数 Re_f の増加に伴い、平滑管同様に液膜厚さが増大し凝縮熱伝達率が低下するものの、凝縮液膜の対流拡散が促進されるため、凝縮熱伝達率が低下しづらい。しかし、フィン高さが低いと対流拡散の影響よりも、液膜増加による熱抵抗増加の影響を受けやすくなる。
- (6) ローフィン管の予測式は、面積拡大率と表面張力を考慮に入れることで、良い相関を示すようになる。

第 6 章 凝縮熱伝達に与えるフィン先端形状の影響

3次元フィン付管や本研究で用いる3次元微細溝付管の詳細な形状は、各メーカーのノウハウとなっており明らかにされることが少ない。転造加工によって製作される凝縮器用の伝熱管は、おおむねローフィン形状を成形した後、フィン先端に対して周方向および軸方向の追加工が施されている。このフィン先端への追加工の形状によって、凝縮熱伝達率が変化しているものの、周方向および軸方向の追加工がそれぞれどのように凝縮熱伝達率へ影響しているか評価した例はない。本章では、R134a および R245fa を用いたフィンピッチ 34 山/インチの周方向の追加工を省略した3次元微細溝付管とすべての加工を施した3次元微細溝付管の管外凝縮熱伝達率の実験結果を示した。なお本章では、特に断りのない場合、実験値は電気抵抗法を用いて壁面温度を測定して凝縮熱伝達率を算出した。

6.1 MG34L のフィン先端形状

図 6.1 に、管周方向の Y 字溝加工を省略した MG34LvI および、MG34LsI、MG34LuI の管軸直角断面図を示す。図 6.2 に管周方向の Y 字溝加工を省略した MG34LvI および、MG34LsI、MG34LuI の管軸平行断面図を示す。

図 6.1 より、MG34LvI および、MG34LsI、MG34LuI は LF34L をベースとして、フィン側面の面積および周方向分断ピッチが同一になるように、フィン先端の周方向分断加工を施してある。v 形状はその名の通り V 字状、s 形状は矩形、u 形状は v と s の中間になるように周方向分断加工を施してある。図 6.2 より、周方向分断部において、最もフィンが低くなる(分断加工の最も深い)部分を見ると、おおむね同じフィン高さになっているのがわかる。また、分断加工部のフィン先端はフィン溝部に張り出している。

図 6.3 に、MG34Lu と MG34LuI のフィン先端部分を拡大した管軸平行断面図を示す。図 6.3 より、MG34Lu は MG34LuI に周方向の Y 字溝加工を施したものである。図 6.3 (a1)より、フィンの先端に周方向に延びる Y 字溝を加工することで、フィン先端の角部が増加している。また、フィン先端部に小さなローフィン形状を成型しているとも見える。一方、図 6.3 (a1)および図 6.3 (b1)より、MG34Lu では Y 字溝加工によりフィン先端厚さ t が MG34LuI よりも厚くなっている。

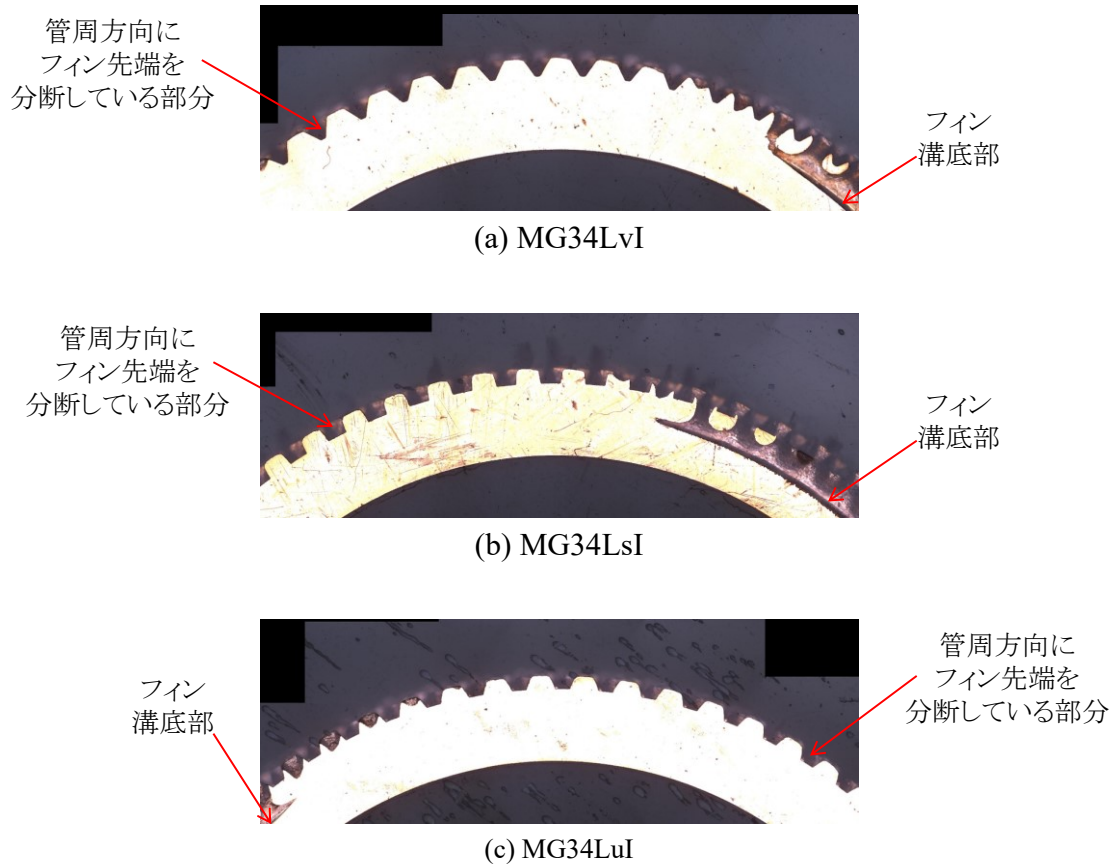


図 6.1 MG34L Y字溝無しの管軸直角断面図

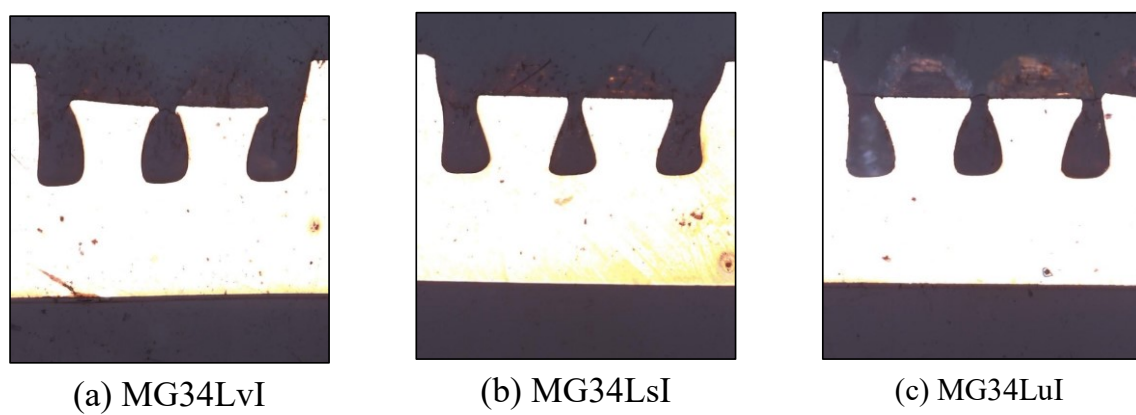


図 6.2 MG34L Y字溝無しの管軸平行断面図

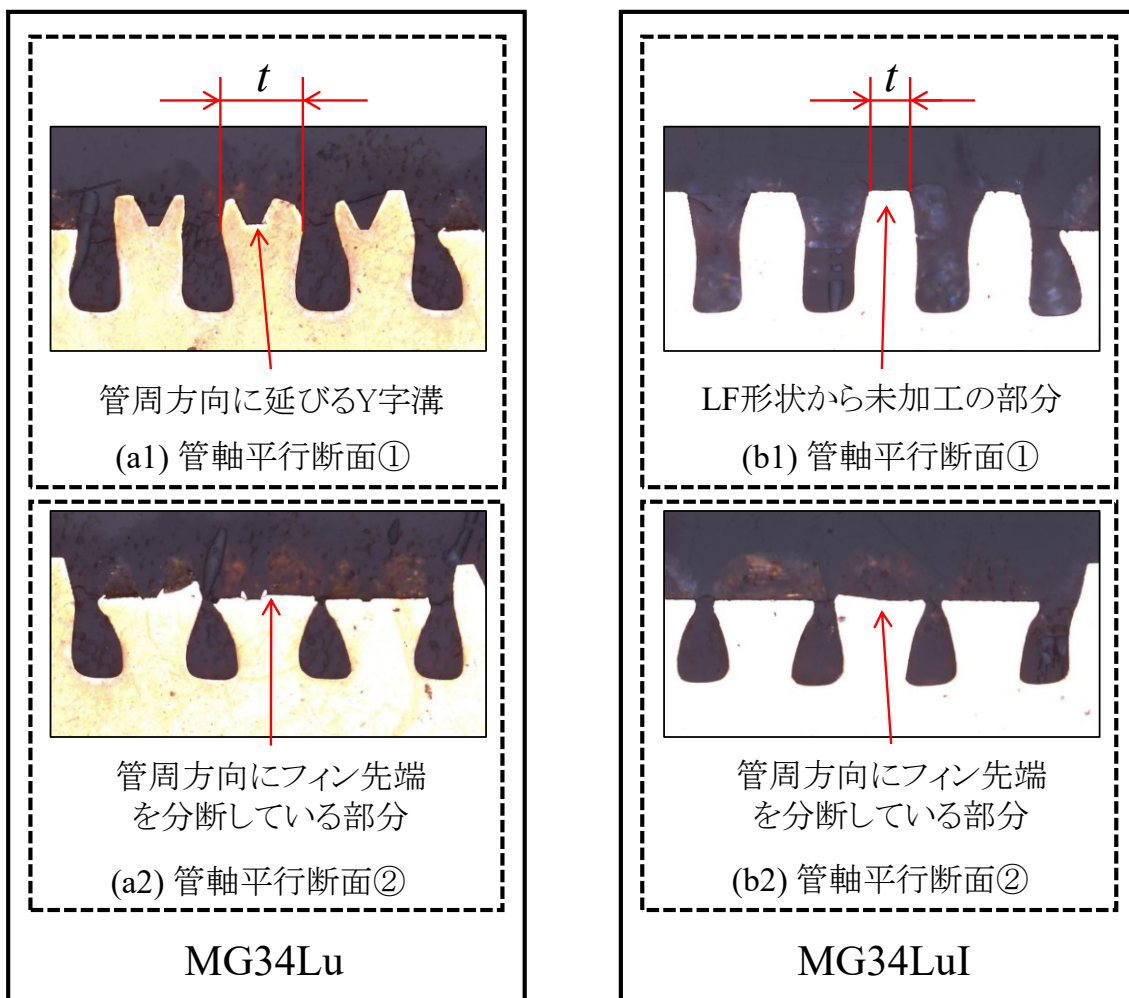


図 6.3 MG34LuとMG34LuIの管軸平行断面図
(フィン先端分断部)

6.2 MG34L の単管実験

6.2.1 周方向分断形状の影響

図 6.4 に、R134a での MG34LvI および、MG34LsI、MG34LuI、LF34L の凝縮熱伝達率を示す。図 6.5 に、R245fa での MG34LvI および、MG34LsI、MG34LuI、LF34L の凝縮熱伝達率を示す。図中の破線は、Nusselt の式の 6 倍または 7 倍である。図 6.4 より、R134a の場合の凝縮熱伝達は、Nusselt の式に対して、MG34LvI が 6.9 から 7.6 倍、MG34LsI が 7.0 から 7.4 倍、MG34LuI が 6.9 から 7.3 倍、LF34L が 5.2 から 6.0 倍高い値を示した。図 6.5 より、R245fa の場合の凝縮熱伝達は、Nusselt の式に対して、MG34LvI が 7.9 から 8.1 倍、MG34LsI が 7.1 から 7.8 倍、MG34LuI が 6.9 から 7.4 倍、LF34L が 6.1 から 6.3 倍高い値を示した。

図 6.4 および 6.5 より、いずれの試験伝熱管も、冷媒の相違およびフィン形状によらず Nusselt の式とおおむね同じ傾向を示した。また、冷媒の相違によらず、MG34LvI および、MG34LsI、MG34LuI は LF34L よりも高い凝縮熱伝達率を示した。これは、フィン先端に施された周方向分断により面積拡大の影響があること。および、角部が増えることで、表面張力による薄液膜化される領域が増えたためと考えられる。

周方向分断形状の違いで比較すると、R134a では、 $\Delta T = 2\text{K}$ 以上の領域で、 ΔT が増加するにしたがって $\text{MG34LuI} < \text{MG34LsI} < \text{MG34LvI}$ の順に高い凝縮熱伝達率を示す。特に $\Delta T = 4\text{K}$ 以上でこの傾向が強くなる。一方、 $\Delta T = 2\text{K}$ 未満では、ほぼ同じ凝縮熱伝達率を示す。また、R245fa では前述の傾向がより顕著である。MG34LuI は MG34LvI と MG34LsI に比較していずれの場合でも低い凝縮熱伝達率を示す。一方、 $\Delta T = 3\text{K}$ 以下では、MG34LvI と MG34LsI はほぼ同じ凝縮熱伝達率を示すが、 ΔT が増加するに従い MG34LsI の凝縮熱伝達率は低下していく。 ΔT の増加に伴い凝縮熱伝達率が低下する原因は、凝縮量が増えることで分断溝に凝縮液が保持され、液膜熱抵抗が増大するためである。また、その傾向は分断溝形状によって異なる。図 6.1 の管軸直角断面図より、MG34LvI の分断溝は、MG34LsI と MG34LuI に比較して溝が小さく、鋭い。また、MG34LsI の方が MG34LuI よりも分断各部の角度が鋭角である。このため、 $\text{MG34LuI} < \text{MG34LsI} < \text{MG34LvI}$ の順に、フィン先端への凝縮液の引き込みが強いと考えられる。したがって、フィン側面の凝縮液膜の薄膜化の効果も、 $\text{MG34LuI} < \text{MG34LsI} < \text{MG34LvI}$ の順になる。これが、熱伝達率に影響を及ぼしたと考えられる。また、R245fa の方が R134a よりも表面張力が強いいため、この影響がより強く出たと考えられる。

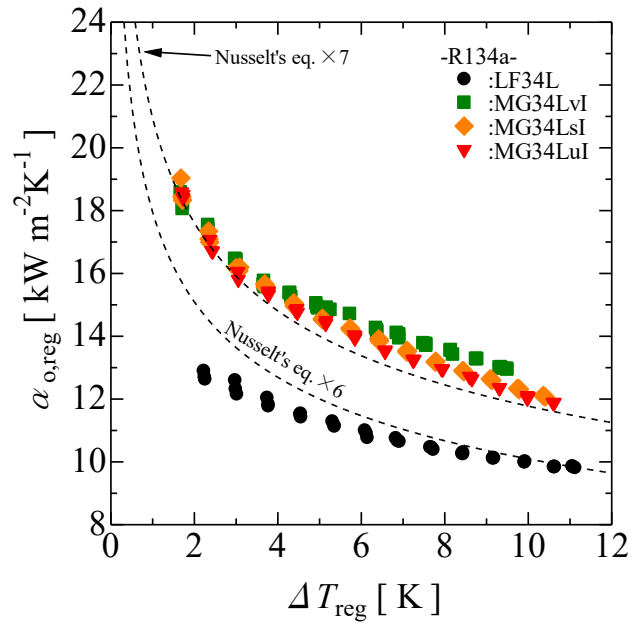


図 6.4 R134a での MG34 Y 字溝無し凝縮熱伝達率

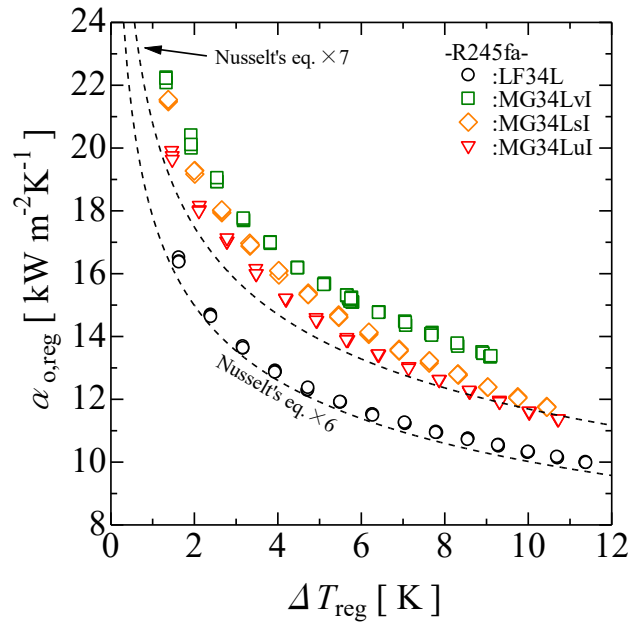


図 6.5 R245fa での MG34 Y 字溝無し凝縮熱伝達率

6.2.2 Y字溝の影響

図 6.6 に、R134a での MG34Lu および MG34LuI、LF34L の Wilson-Plot 法を用いた場合の凝縮熱伝達率を示す。図中の破線は、Nusselt の式を 8 倍から 12 倍したものである。

図 6.6 より、凝縮熱伝達率は Nusselt の式に対して、MG34Lu が 10.9 から 12.5 倍、MG34LuI が 8.6 から 9.9 倍、LF34L が 6.8 から 8.0 倍高い値を示した。MG34Lu は MG34LuI よりも高い凝縮熱伝達率を示す。図 6.3 の管軸平行断面図より、周方向分断溝は MG34Lu および MG34LuI は同じ形状であるが、周方向に延びる Y 字溝は MG34Lu にしかない。したがって、MG34Lu は、Y 字溝があることにより、フィン先端部において小さなローフィン形状が形成されており、面積拡大の影響および、Y 溝側面および角部の薄液膜部の増加により、MG34LuI よりも高い凝縮熱伝達率を示したと考えられる。

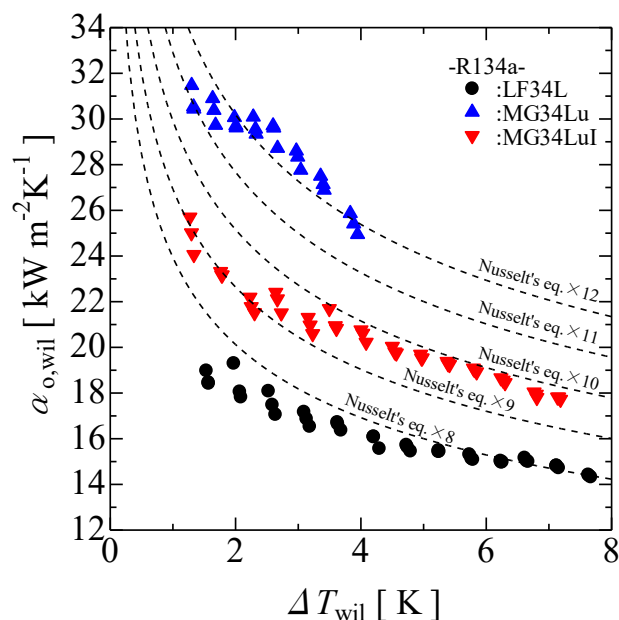


図 6.6 R134a での MG34Lu および MG34LuI、LF34L の凝縮熱伝達率
(Wilson-Plot 法を用いた場合)

6.3 MG34L のイナundーション実験

6.3.1 周方向分断形状の影響

図 6.7 に、R134a での MG34LvI および、MG34LsI、MG34LuI、LF34L の上段から給液を行うイナundーション実験(Inundation)および同じ冷却水温度での単管実験(Single)での凝縮熱伝達率を示す。図 6.8 に、R245fa での MG34LvI および、MG34LsI、MG34LuI、LF34L の上段から給液を行うイナundーション実験(Inundation)および同じ冷却水温度での単管実験(Single)での凝縮熱伝達率を示す。

図 6.7 より、R134a を用いた場合、MG34LvI のイナundーション実験で得られた凝縮熱伝達率は、膜レイノルズ数 $Re_f = 500$ では単管実験よりもイナundーション影響実験の方が高い値を示すが、膜レイノルズ数の増加に伴い凝縮熱伝達率は低下した。MG34LsI および MG34LuI のイナundーション実験で得られた凝縮熱伝達率は、単管実験の値よりも低い値を示し、膜レイノルズ数の増加に伴い凝縮熱伝達率は低下した。一方、LF34L のイナundーション実験で得られた凝縮熱伝達率は、単管実験よりも若干高い値を示している。MG34LsI および MG34LuI は、膜レイノルズ数 $Re_f > 700$ で LF34L よりも凝縮熱伝達率が低い値を示した。

図 6.8 より、R245fa を用いた場合、MG34LvI のイナundーション実験で得られた凝縮熱伝達率は、膜レイノルズ数 $Re_f = 250$ では単管実験よりもイナundーション影響実験の方が高い値を示すが、膜レイノルズ数の増加に伴い凝縮熱伝達率は低下した。MG34LsI および MG34LuI のイナundーション実験で得られた凝縮熱伝達率は、単管実験の値よりも低い値を示し、膜レイノルズ数の増加に伴い凝縮熱伝達率は低下した。一方、LF34L のイナundーション実験で得られた凝縮熱伝達率は、膜レイノルズ数 $Re_f = 250$ から 500 では単管実験よりもイナundーション影響実験の方が膜レイノルズ数の増加に伴い高い値を示すが、膜レイノルズ数 $Re_f = 500$ より大きい範囲では膜レイノルズ数の増加に伴い凝縮熱伝達率は低下した。MG34LvI は、膜レイノルズ数 $Re_f > 400$ で LF34L よりも凝縮熱伝達率が低い値を示した。MG34LsI および MG34LuI は、膜レイノルズ数 $Re_f > 300$ で LF34L よりも凝縮熱伝達率が低い値を示した。

図 6.2 の管軸平行断面より、MG34LvI および MG34LsI、MG34LuI は、周方向分断加工を施している部分のフィン溝間の隙間が狭くなっている。このことから、ローフィン管では対流拡散の効果により、イナundーション影響による凝縮熱伝達率の低下を抑制できたが、周方向分断部のフィン先端の張り出しによりフィン溝間の隙間が狭くなることで、①膜レイノルズ数増加に伴う対流拡散の影響を阻害すること。②液捌け性が悪くなり凝縮液の充満量が増え、熱抵抗が増加すること。以上の 2 点により、凝縮熱伝達率が低下したと考えられる。また、R134a よりも R245fa の方が、液充満領域が多く凝縮液膜の熱抵抗影響が大きいいため、膜レイノルズ数の増加に伴う凝縮熱伝達率低下の影響が大きいと考えられる。一方、フィン先端の周方向分断形状ごとに凝縮熱伝達率を比較すると、単管実験の結果と同じく、冷媒の相違によらず $MG34LuI < MG34LsI < MG34LvI$ の順に高い凝縮熱伝達率を示す。これは、凝縮液の表面張力により溝部への引き込みが大きくなるため溝

角度が小さい方が凝縮熱伝達率は高い値を示すと考えられる。

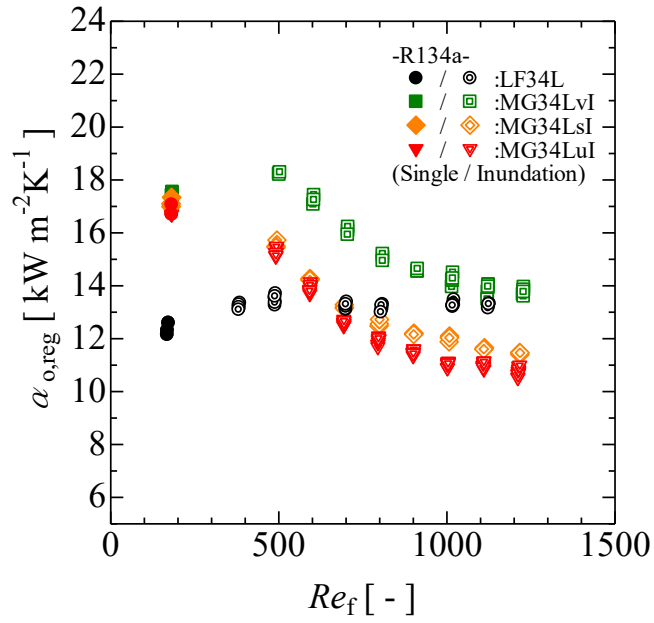


図 6.7 R134a での MG34 Y 字溝無し
のイナundation 影響下の凝縮熱伝達率

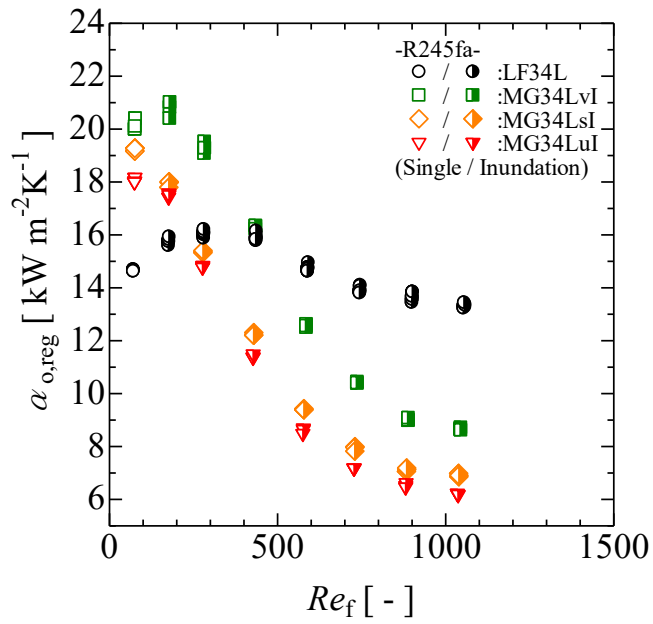


図 6.8 R245fa での MG34 Y 字溝無し
のイナundation 影響下の凝縮熱伝達率

6.3.2 Y字溝の影響

図 6.9 に R134a での MG34Lu および MG34LuI、LF34L の上段から給液を行うイナンデーション実験(Inundation)および同じ冷却水温度での単管実験(Single)での Wilson-Plot 法を用いた場合の凝縮熱伝達率を示す。

図 6.9 より、R134a を用いた場合、MG34Lu および MG34LuI のイナンデーション実験で得られた凝縮熱伝達率は、単管実験の値よりも低い値を示し、膜レイノルズ数の増加に伴い凝縮熱伝達率は低下した。一方、LF34L のイナンデーション実験で得られた凝縮熱伝達率は、単管実験よりも若干高い値を示している。MG34Lu は膜レイノルズ数 $Re_f > 700$ 、MG34LuI は膜レイノルズ数 $Re_f > 500$ の領域で、LF34L よりも凝縮熱伝達率が低い値を示した。

これは、MG34Lu および MG34LuI では周方向分断部のフィン溝間の隙間が狭くなることで、①膜レイノルズ数増加に伴う対流拡散の影響を阻害すること。②液捌け性が悪くなり凝縮液の充満量が増え、熱抵抗が増加すること。以上の 2 点により、凝縮熱伝達率が低下したと考えられる。

一方で、膜レイノルズ数 $Re_f = 500$ から 1100 の領域では MG34Lu の方が MG34LuI よりも高い凝縮熱伝達率を示した。MG34Lu および MG34LuI の形状の違いは、周方向の Y 字溝加工のみである。したがって、Y 字溝による伝熱促進効果は高膜レイノルズ数域でも、フィン先端各部での薄液膜化による伝熱促進効果があるものと考えられる。また、イナンデーション影響による凝縮熱伝達率の低下は、周方向分断加工による影響が大きいと考えられる。

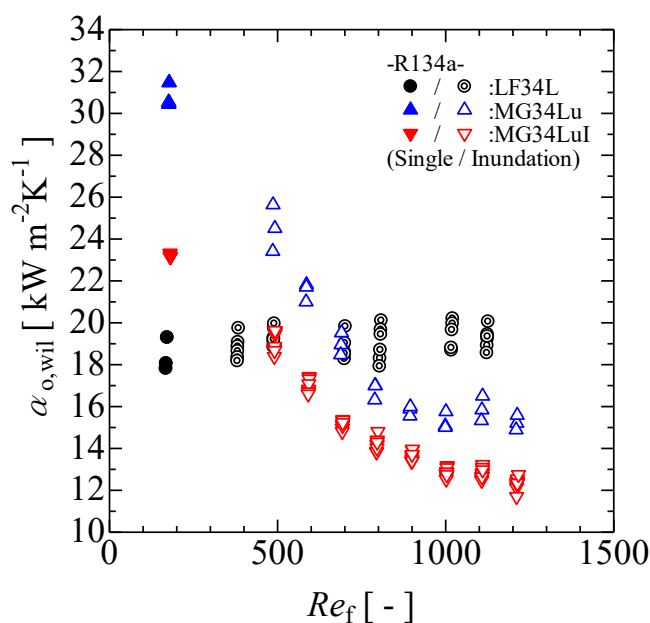


図 6.9 R134a での MG34Lu および MG34LuI、LF34L のイナンデーション影響下の凝縮熱伝達率 (Wilson-Plot 法を用いた場合)

6.4 まとめ

本章では、フィンピッチ 34 山/インチの周方向の追加工を省略した 3 次元微細溝付管とすべての加工を施した 3 次元微細溝付管について、R134a および R245fa を用いて管外凝縮熱伝達の単管およびイナンデーション実験を行い、凝縮熱伝達率の実験結果を示した。以下に、本章で得られた結果をまとめる。

- (1) いずれの試験伝熱管も、冷媒の相違およびフィン形状によらず Nusselt の式とおおむね同じ傾向を示すが、凝縮量の増加に伴い分断溝部を凝縮液が覆うため、凝縮面過冷度が大きい領域では伝熱促進率が低下する。
- (2) MG34LvI および、MG34LsI、MG34LuI は LF34L よりも高い凝縮熱伝達率を示した。これは、フィン先端に施された周方向分断により面積拡大の影響および、角部が増えることで表面張力による薄液膜化される領域が増えたためと考えられる。
- (3) 凝縮熱伝達率は、MG34LuI < MG34LsI < MG34LvI の順に高い値を示した。これは、分断溝が鋭い MG34LuI < MG34LsI < MG34LvI の順と同じであり、分断溝が鋭い方がフィン先端への凝縮液の引き込みが強いため、フィン側面の凝縮液膜の薄膜化が促進される。また、R245fa の方が R134a よりも表面張力が強いいため、この影響がより強く出る。
- (4) MG34Lu は MG34LuI よりも高い凝縮熱伝達率を示した。これは、周方向に延びる Y 字溝があることにより、フィン先端部において小さなローフィン形状が形成されており、面積拡大の影響および、Y 溝側面および角部の薄液膜部の増加によるものと考えられる。
- (5) イナンデーション実験の結果より、MG34LvI および MG34LsI、MG34LuI は、周方向分断部のフィン溝間の隙間が狭くなることで、膜レイノルズ数増加に伴う対流拡散の影響を阻害することと、液捌け性が悪くなり凝縮液の充満量が増えて熱抵抗が増加することにより、凝縮熱伝達率が低下すると考えられる。
- (6) R134a よりも R245fa の方が、液充満領域が多く凝縮液膜の熱抵抗影響が大きいため、膜レイノルズ数の増加に伴う凝縮熱伝達率低下の影響が大きいと考えられる。
- (7) イナンデーション実験においても、単管実験の結果と同じ理由により、MG34LuI < MG34LsI < MG34LvI の順に高い凝縮熱伝達率を示す。
- (8) 周方向に延びる Y 字溝による伝熱促進効果は、高膜レイノルズ数域でも、フィン先端各部

での薄液膜化による伝熱促進効果があるものと考えられる。また、イナンデーション影響による凝縮熱伝達率の低下は、周方向分断加工による影響が大きいと考えられる。

- (9) 高い伝熱性能を発揮するためには、実験結果より次のことが言える。単管実験では、フィン高さが同等であれば、周方向に延びる Y 字溝を有し、フィン先端を鋭い角度で分断する溝を有する形状が、良い伝熱性能を示すと考えられる。一方、イナンデーション影響下では、分断溝加工によってフィン溝部への張り出しができるため、凝縮液の対流拡散を阻害する。したがって、フィン溝部への張り出しを抑制することで、イナンデーション影響を受けにくくなり、イナンデーション影響下で伝熱性能が向上すると考えられる。また、凝縮量が多くなると微細溝加工部に凝縮液が充満して熱抵抗となる。したがって、液膜レイノルズ数が小さい領域では 3 次元微細溝付管は伝熱性能に優れるものの、液膜レイノルズ数が大きい領域ではローフィン管のような形状の方が優れた伝熱性能を発揮すると考えられる。また、これらは冷媒物性の影響も受けるため、万能な形状は存在せず、使用条件に応じて最適な形状を見出す必要がある。
- (10) 最適な形状は使用される条件によって異なるため、機器設計および新たなフィン形状の開発には、伝熱性能の予測式の作成が重要である。

第7章 凝縮熱伝達に与える管径と冷媒物性の影響

商用管として実際に使われている 19mm サイズおよび 16mm サイズの 3 次元微細溝付管は、報告事例があるものの、各管メーカーのノウハウ等保持のため、詳細な形状は明かされることが少ない。しかし、冷凍機に組み込む際は、フィン形状が及ぼすインナーレーションの影響を事前に把握する必要がある。また、HFC 系冷媒から HFO 系冷媒への転換がすすんでおり、冷媒物性の影響の評価も必要である。また、管径が異なった場合の影響も評価をする必要がある。そこで、フィン先端形状が同等で、管径の異なる 3 次元微細溝付管について管外凝縮熱伝達の単管およびインナーレーション実験を行い、管径の影響および冷媒物性の影響について明らかにした。本章では、R134a および R245fa、R1234ze(E)、R1234yf を用いた外径 19mm サイズおよび 16mm サイズの外面に先端交差分断型フィンをもつフィンピッチ 40 山/インチの 3 次元微細溝付管の管外凝縮熱伝達率の実験結果を示した。なお、本章の実験値はすべて電気抵抗法を用いて壁面温度を測定して凝縮熱伝達率を算出した。

7.1 MG40LL の形状

図 7.1 に、MG40LL6b および MG40LL5b の管軸直角断面図を示す。図 7.2 に、MG40LL6b および MG40LL5b の管軸平行断面図を示す。

図 7.1 より、MG40LL はフィン先端に周方向分断加工が施されており、分断の大きさは MG34LvI と比べて小さく、鋭い。図 7.2 より、周方向の Y 字溝加工が施されていることがわかる。表 7.1 に MG40LL6b および MG40LL5b の各部寸法値を示す。表 7.1 より、MG40LL6b および MG40LL5b のフィン先端部は同様の形状であるが、主にフィン部外径とフィン高さが異なっている。また、面積拡大率 η はフィン先端の 3 次元構造が複雑であるため考慮しておらず、あくまでも同じフィン高さのローフィン管として算出している。

表 7.1 MG40LL の各部寸法値

	MG40LL6b	MG40LL5b
フィン部外径 D_o [mm]	18.50	15.48
フィン高さ h_f [mm]	0.43	0.56
管底肉厚 b_{wt} [mm]	0.50	0.51
フィンピッチ p_f [mm]	0.65	0.65
フィン先端厚さ t [mm]	0.40	0.39
フィン溝底幅 s_r [mm]	0.29	0.31
フィン部内径 D_i [mm]	16.59	13.30
フィン山頂角 2θ [deg.]	25.89	14.59
面積拡大率 η [—]	2.35	2.67

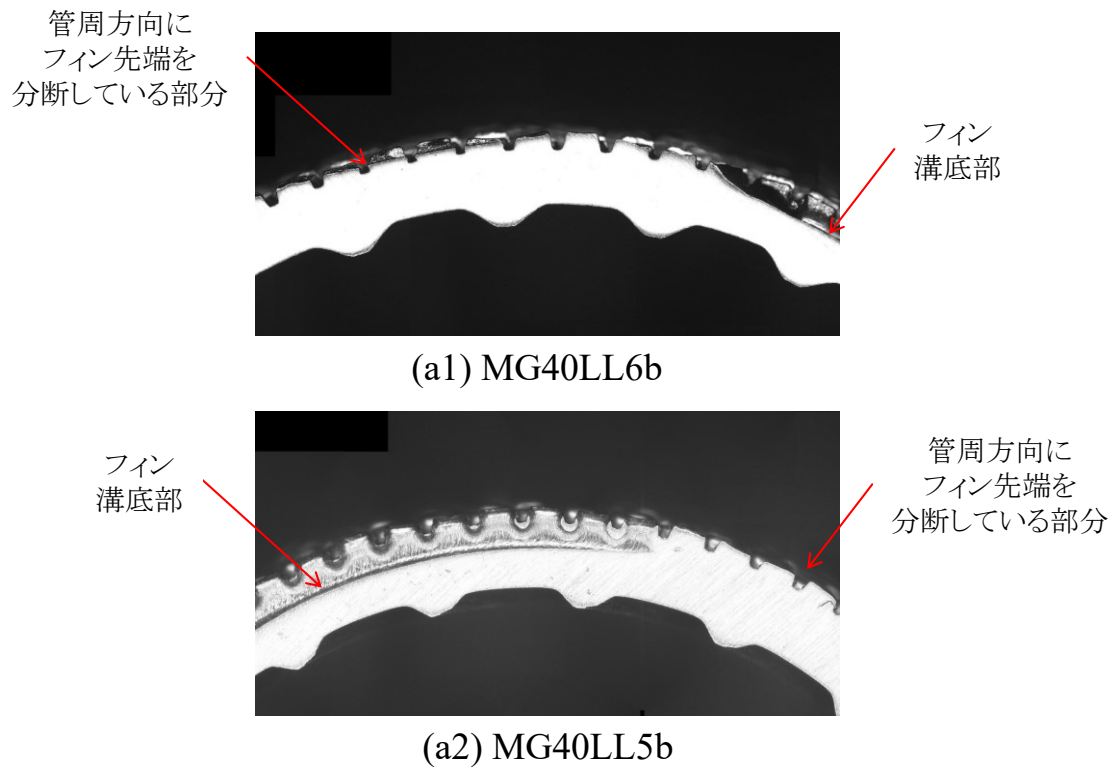


図 7.1 MG40LL の管軸直角断面図

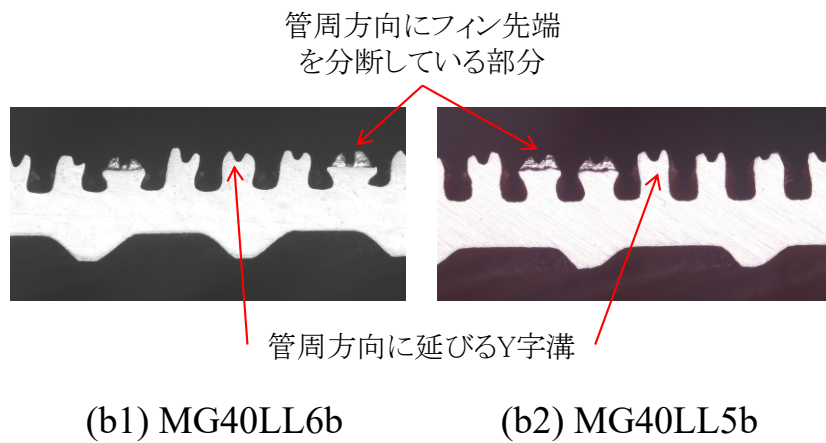


図 7.2 MG40LL の管軸平行断面図

7.2 凝縮数

一種の平均熱伝達率を表す無次元数として凝縮数をデータの整理に用いた。

電気抵抗法を用いた場合、フィン外径基準の凝縮数 Nu_{reg}^* は次式により求める。

$$Nu_{reg}^* = \frac{\alpha_{o,reg} \cdot (v_L^2/g)^{1/3}}{\lambda_L} \quad (7-1)$$

ここで、 λ_L [$W m^{-1} K^{-1}$] は凝縮液の熱伝導率を表す。 v_L [$m^2 s^{-1}$] は冷媒液の動粘度であり、次式で求める。

$$v_L = \frac{\mu_L}{\rho_L} \quad (7-2)$$

ここで、 ρ_L [$kg m^{-3}$] は凝縮液の密度を表す。

7.3 MG40LL の単管実験

7.3.1 管径の影響

図 7.3 に、R134a での MG40LL6b および MG40LL5b の凝縮熱伝達率を示す。図 7.4 に、R1234ze(E)での MG40LL6b および MG40LL5b の凝縮熱伝達率を示す。図 7.5 に、R1234yfでの MG40LL6b および MG40LL5b の凝縮熱伝達率を示す。図 7.6 に、R245fa での MG40LL6b および MG40LL5b の凝縮熱伝達率を示す。

図 7.3 および図 7.4、図 7.5、図 7.6 中の実線は外径 19.05mm での Nusselt の式の 7 倍、破線は外径 15.88mm での Nusselt の式の 8 倍もしくは 9 倍である。図 7.3 より、R134a の場合の凝縮熱伝達は、Nusselt の式に対して、MG40LL6b が 6.6 から 7.7 倍、MG40LL5b が 8.3 から 12.1 倍高い値を示した。図 7.4 より、R1234ze(E)の場合の凝縮熱伝達は、Nusselt の式に対して、MG40LL6b が 6.6 から 8.1 倍、MG40LL5b が 8.3 から 12.2 倍高い値を示した。図 7.5 より、R1234yf の場合の凝縮熱伝達は、Nusselt の式に対して、MG40LL6b が 6.4 から 8.0 倍、MG40LL5b が 8.1 から 9.1 倍高い値を示した。図 7.6 より、R245fa の場合の凝縮熱伝達は、Nusselt の式に対して、MG40LL6b が 5.9 から 8.0 倍、MG40LL5b が 7.3 から 8.8 倍高い値を示した。

図 7.3 および図 7.4、図 7.5、図 7.6 より、いずれの冷媒でも管外表面に 3 次元構造を持つフィン成形することで、平滑管よりも高い凝縮熱伝達率を得られることが分かる。これは、伝熱面にフィンがあることで表面張力が影響し、各部の凝縮液膜が薄くなる。フィン側面の凝縮液膜は、フィン溝底部に凝縮液が引き込まれることでさらに薄くなる。加えて、3 次元構造により、フィン上部にも凹凸面が有るために、側面およびフィン上部で液膜が薄くなる。その結果、液膜熱抵抗が減少するた

め、高い凝縮熱伝達率を示したと考えられる。しかし、凝縮量が増えると 3 次元構造が凝縮液で満たされ、液膜熱抵抗が増大するため、凝縮面過冷度 ΔT の増大に伴い伝熱促進率が低下すると考えられる。

また、冷媒の相違によらず、外径 16mm サイズの MG40LL5b は外径 19mm サイズの MG40LL6b よりも高い凝縮熱伝達率を示した。これは、MG40LL5b および MG40LL6b のフィン上部の 3 次元構造は同じであるが、フィン高さが MG40LL5b の方が MG40LL6b より高いことが原因と考えられる。

図 7.7 および図 7.8、図 7.9、図 7.10 に、R134a および、R1234ze(E)、R1234yf、R245fa の面積拡大率で除した凝縮熱伝達率を示す。図 7.7 および図 7.8、図 7.9、図 7.10 より、冷媒の相違によらず、面積拡大率で除した凝縮熱伝達率は MG40LL6b および MG40LL5b はおおむね同程度の値を示した。したがって、外径 19mm および外径 16mm 程度の差であれば、凝縮熱伝達率に及ぼす管径の影響は非常に小さいと考えられる。

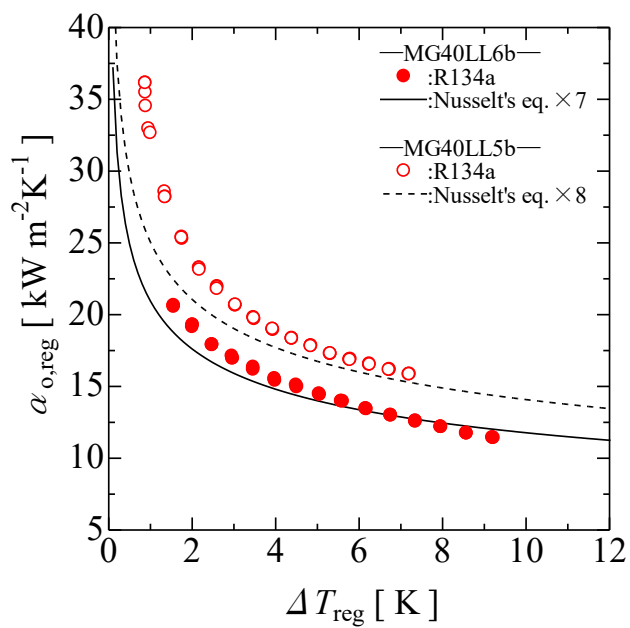


図 7.3 R134a での MG40LL の凝縮熱伝達率

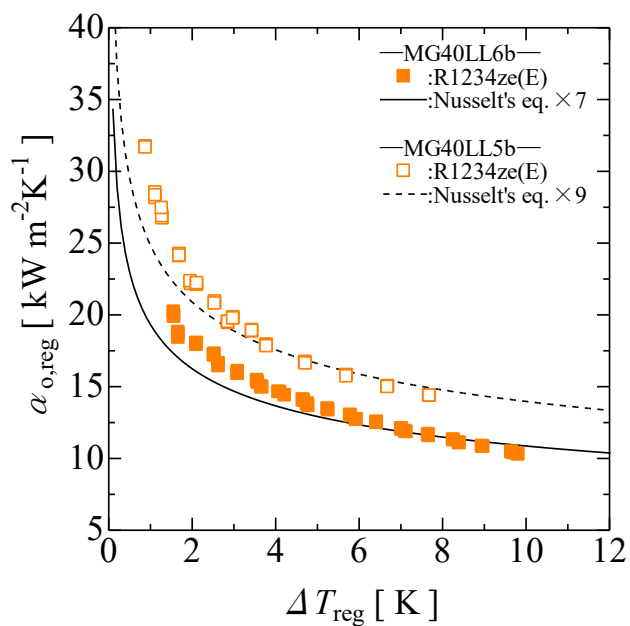


図 7.4 R1234ze(E)での MG40LL の凝縮熱伝達率

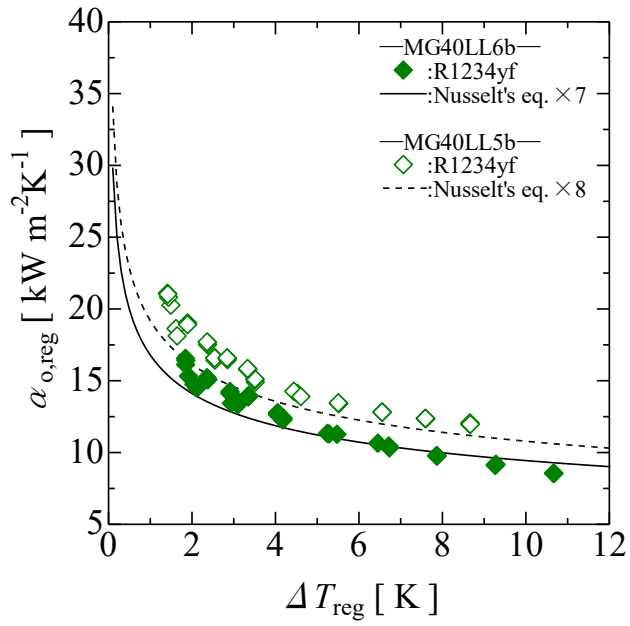


図 7.5 R1234yf での MG40LL の凝縮熱伝達率

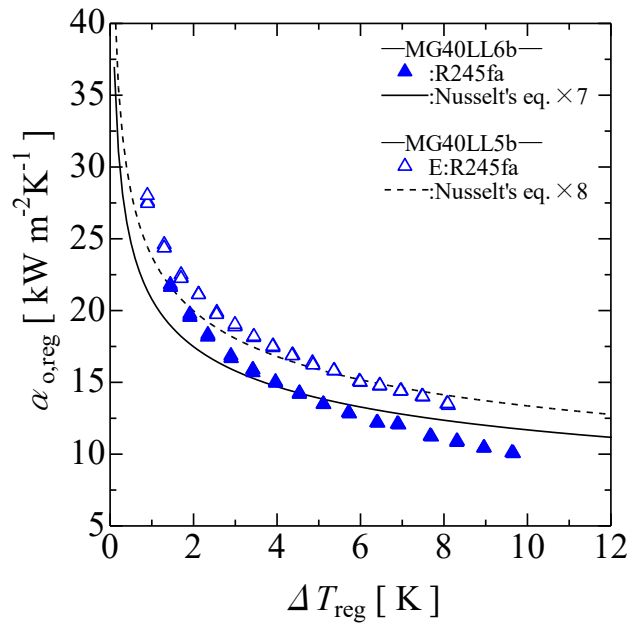


図 7.6 R245fa での MG40LL の凝縮熱伝達率

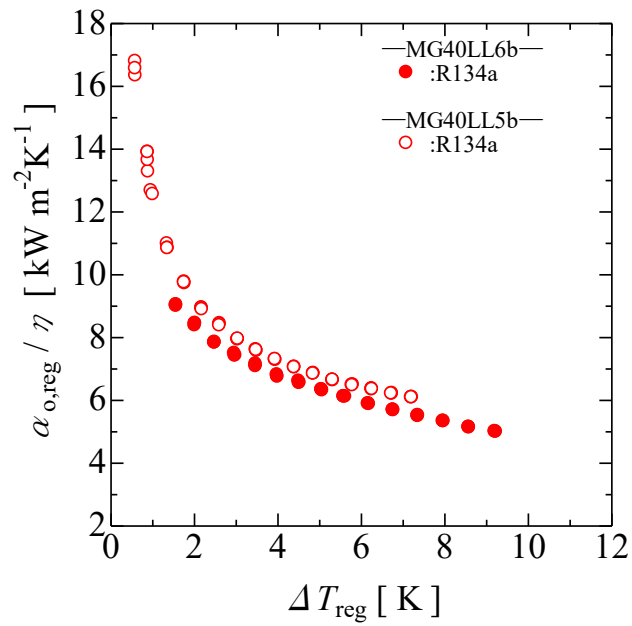


図 7.7 面積拡大率を考慮した R134a での MG40LL の凝縮熱伝達率

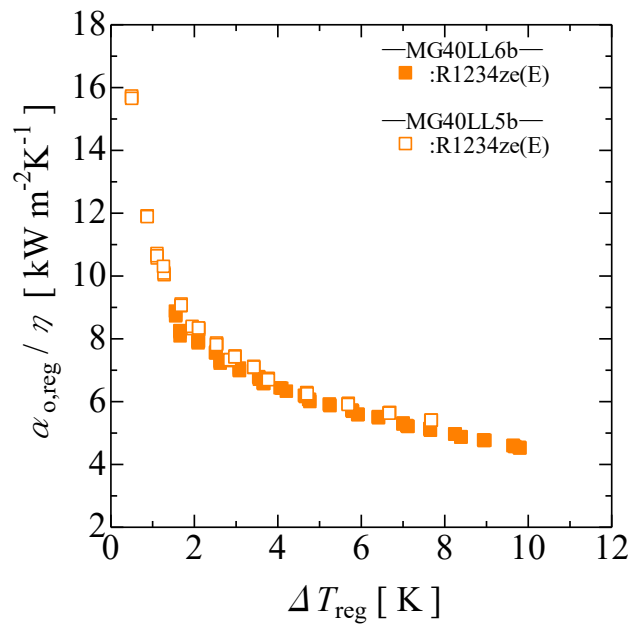


図 7.8 面積拡大率を考慮した R1234ze(E)での MG40LL の凝縮熱伝達率

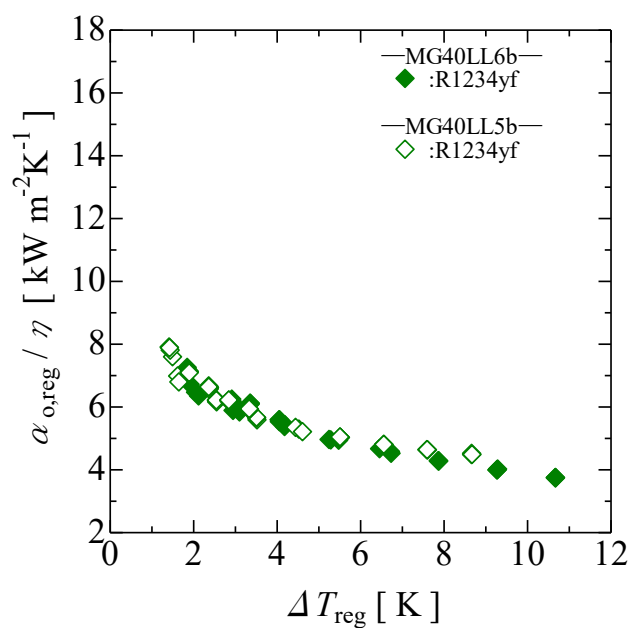


図 7.9 面積拡大率を考慮した R1234yf での MG40LL の凝縮熱伝達率

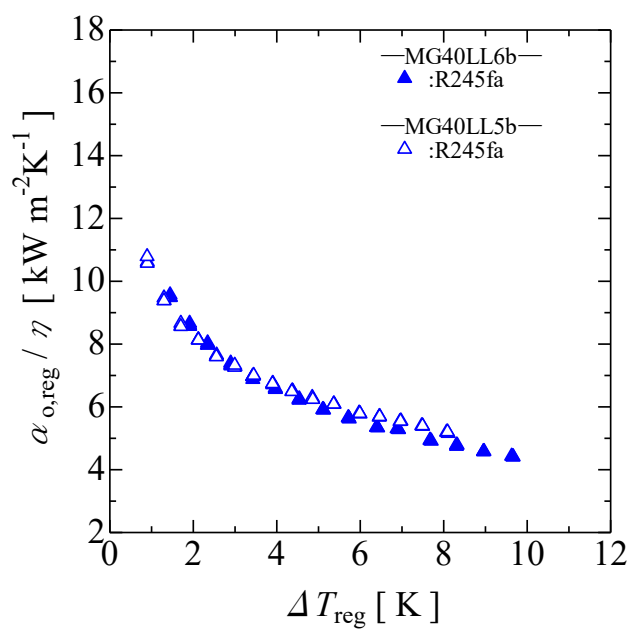


図 7.10 面積拡大率を考慮した R245fa での MG40LL の凝縮熱伝達率

7.3.2 冷媒物性の影響

図 7.11 に、MG40LL6b の凝縮熱伝達率を示す。図 7.12 に、MG40LL5b の凝縮熱伝達率を示す。

図 7.11 および図 7.12 より、冷媒ごとに比較すると、R134a が最も高い凝縮熱伝達率を示し、次いで R1234ze(E)と R245fa が同程度、R1234yf が最も低い凝縮熱伝達率を示した。

本実験で用いた冷媒では、 σ/ρ_L は R1234yf、R134a、R1234ze(E)、R245fa の順に小さい。これは、図 7.11 および図 7.12 の凝縮熱伝達率の大小関係と概ね一致している。また、R245fa に着目すると、 $\Delta T < 3 \text{ K}$ では管表面全体の凝縮液膜厚さが薄いため、液熱伝導率の高い R245fa の凝縮熱伝達率が R134a、R1234ze より高い。一方で、フィン溝部に凝縮液が充満する領域の多い R245fa は、R134a や R1234ze(E)より液膜の熱抵抗影響が大きい。このため、MG40LL6b の R245fa の実験結果は、凝縮量が増加し管表面全体の凝縮液膜が厚くなる $\Delta T > 6 \text{ K}$ において、他の冷媒よりも熱伝達率が低下したと考えられる。R1234yfの熱伝達率が低いのは、 σ/ρ_L が小さく液充満角度は大きいものの、液熱伝導率が他の冷媒に比較して 15%から 29%小さいため、液膜熱抵抗が大きくなり低い熱伝達率を示したと考えられる。

図 7.13 に、MG40LL6b の凝縮数を示す。図 7.14 に、MG40LL5b の凝縮数を示す。

図 7.11 および図 7.12 に示した凝縮熱伝達率の比較結果とは異なり、凝縮数 Nu^* は R245fa が最も高く、R1234ze(E)、R134a、R1234yf の順となった。凝縮熱伝達率を液熱伝導率で除すことで求められる凝縮数 Nu^* で比較すると、液充満角度の小さい冷媒、つまり σ/ρ_L が大きい冷媒が伝熱促進効果が大きいことがわかる。

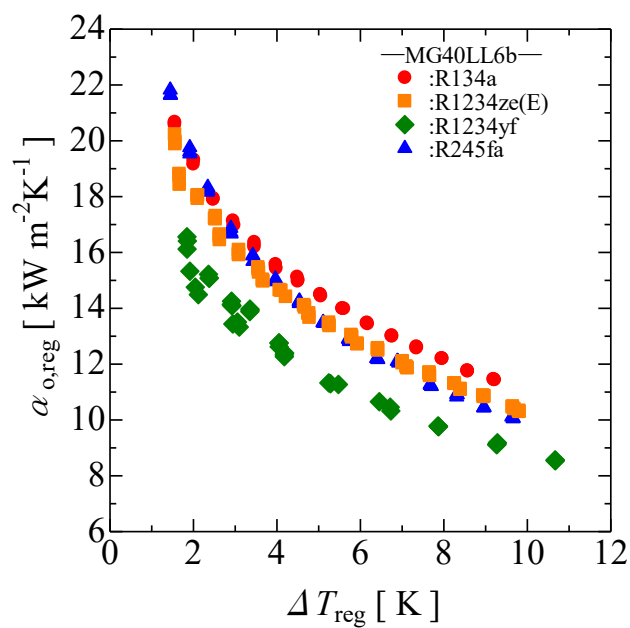


図 7.11 MG40LL6b の凝縮熱伝達率

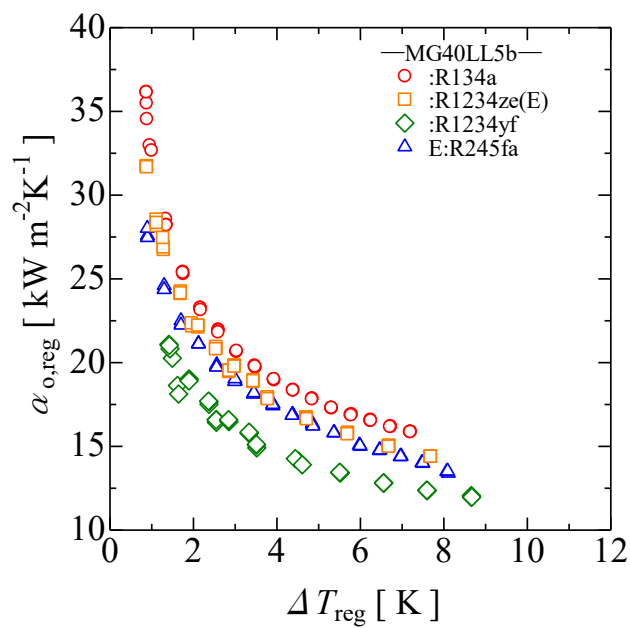


図 7.12 MG40LL5b の凝縮熱伝達率

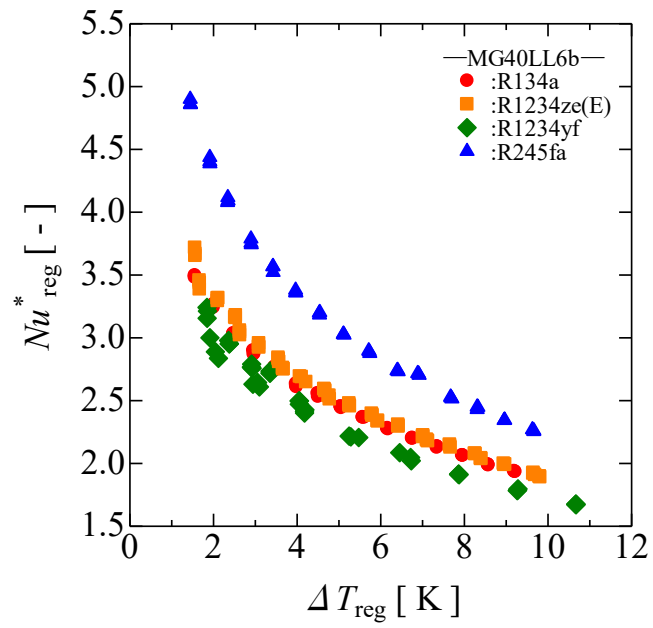


図 7.13 MG40LL6b の凝縮数

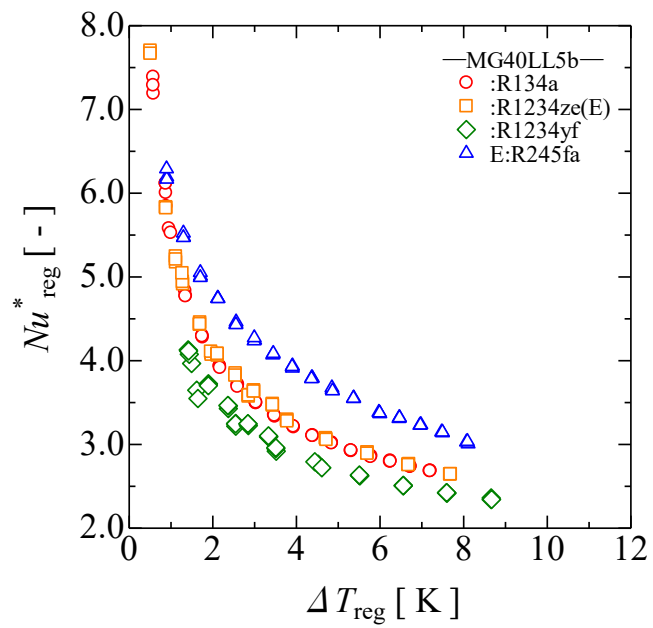


図 7.14 MG40LL5b の凝縮数

7.4 MG40LL のインナレーション実験

7.4.1 管径の影響

図 7.15 に、R134a での MG40LL6b および MG40LL5b の、上段から給液を行うインナレーション実験(Inundation)および同じ冷却水温度での単管実験(Single)での凝縮熱伝達率を示す。図 7.16 に、R1234ze(E)での MG40LL6b および MG40LL5b の、上段から給液を行うインナレーション実験(Inundation)および同じ冷却水温度での単管実験(Single)での凝縮熱伝達率を示す。図 7.17 に、R1234yf での MG40LL6b および MG40LL5b の、上段から給液を行うインナレーション実験(Inundation)および同じ冷却水温度での単管実験(Single)での凝縮熱伝達率を示す。図 7.18 に、R245fa での MG40LL6b および MG40LL5b の、上段から給液を行うインナレーション実験(Inundation)および同じ冷却水温度での単管実験(Single)での凝縮熱伝達率を示す。

図 7.15 および図 7.16、図 7.17 より、MG40LL6b および MG40LL5b のインナレーション実験で得られた R134a および R1234ze(E)、R1234yf の凝縮熱伝達率は、単管実験の結果よりも凝縮熱伝達率が低下した。これは、3次元構造を有するため、管表面での凝縮液の対流を阻害しやすいこと。さらに、フィン溝部に凝縮液が充満するため液膜熱抵抗の影響が大きいことが考えられる。

図 7.18 より、MG40LL6b のインナレーション実験で得られた R245fa の凝縮熱伝達率は、単管実験の結果よりも凝縮熱伝達率が低下した。これは、3次元構造を有するため、管表面での凝縮液の対流を阻害しやすいこと。さらに、フィン溝部に凝縮液が充満するため液膜熱抵抗の影響が大きいことが考えられる。一方で、MG40LL5b のインナレーション実験で得られた R245fa の凝縮熱伝達率は、膜レイノルズ数 Re_f 300 未満では単管実験の結果よりも高い値を示すが、膜レイノルズ数の増大とともに低下した。MG40LL5b は MG40LL6b よりもフィン高さが高いため、膜レイノルズ数 Re_f 300 未満では、対流拡散による伝熱促進効果が得られるため、単管実験の結果よりも高い熱伝達率を得られたと考えられる。しかし、膜レイノルズ数が増大すると、MG40LL6b と同様に 3次元構造フィンによる液膜の対流拡散の阻害、液膜熱抵抗の増大の影響により、凝縮熱伝達率が低下したと考えられる。

これらのことから、MG40LL5b および MG40LL6b は膜レイノルズ数 1200 以下において、層流での対流熱伝達が支配的であり、乱流による対流拡散の影響が小さいと考えられる。

図 7.15 および図 7.16、図 7.17、図 7.18 より、上段から給液を行うインナレーション実験では、冷媒の相違によらず、MG40LL5b は MG40LL6b に比べ高い凝縮熱伝達率を示した。図 7.19 および図 7.20、図 7.21、図 7.22 に、MG40LL6b および MG40LL5b の、上段から給液を行うインナレーション実験(Inundation)および同じ冷却水温度での単管実験(Single)での面積拡大率で除した凝縮熱伝達率を示す。

図 7.19 および図 7.20、図 7.21、図 7.22 より、面積拡大率を考慮しても、上段から給液を行うインナレーション実験、冷媒の相違によらず、MG40LL5b は MG40LL6b に比べ高い凝縮熱伝達率を示した。これは、MG40LL6b よりも MG40LL5b の方がフィン高さが高いため、フィン側面の薄液膜

化が促進されていること。インナーレーション影響下では、フィン高さが高い方が対流拡散による伝熱促進効果を受けやすいことが考えられる。

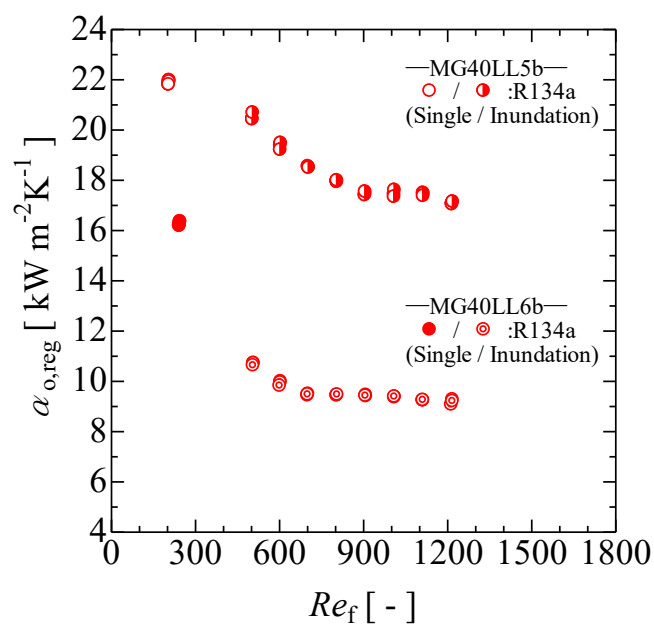


図 7.15 R134a での MG40LL のイナンドーション影響下の凝縮熱伝達率

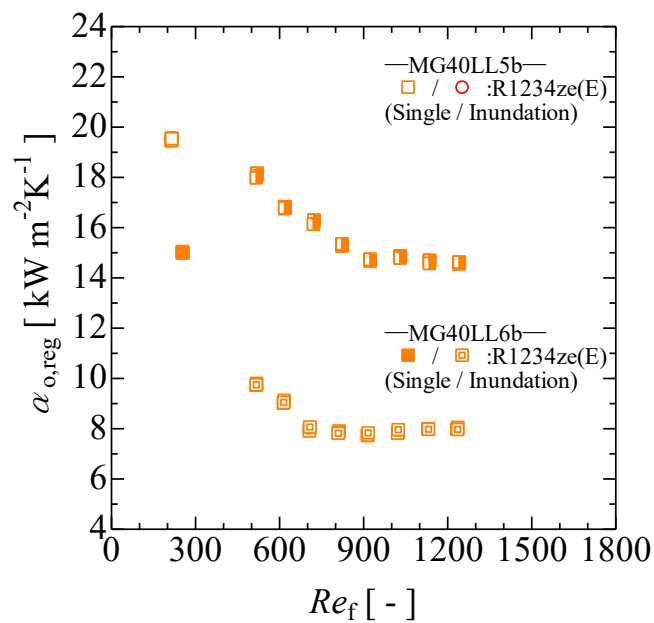


図 7.16 R1234ze(E)での MG40LL のイナンドーション影響下の凝縮熱伝達率

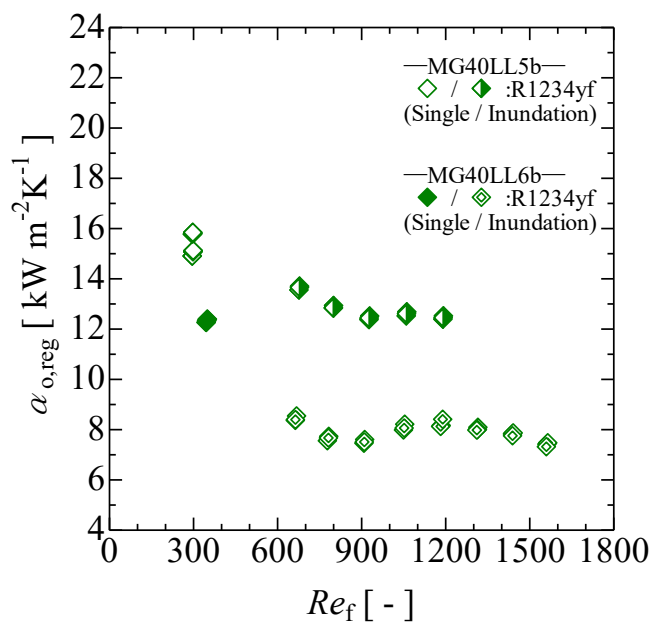


図 7.17 R1234yf での MG40LL のイナンドーション影響下の凝縮熱伝達率

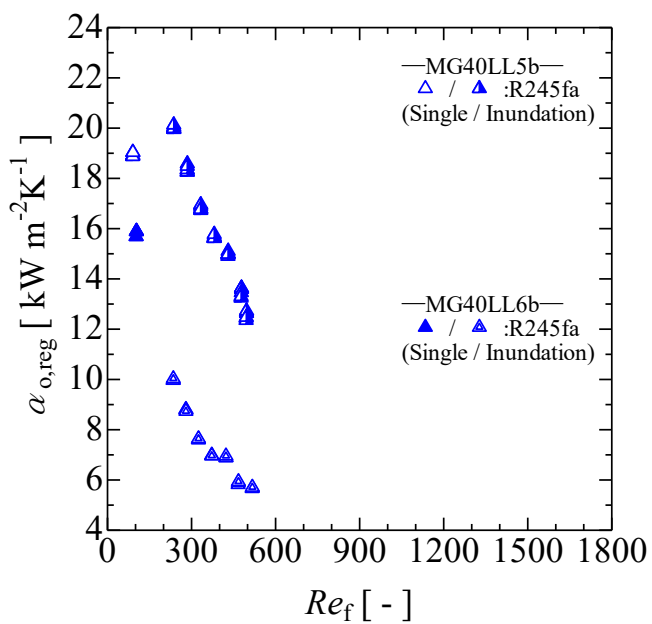


図 7.18 R245fa での MG40LL のイナンドーション影響下の凝縮熱伝達率

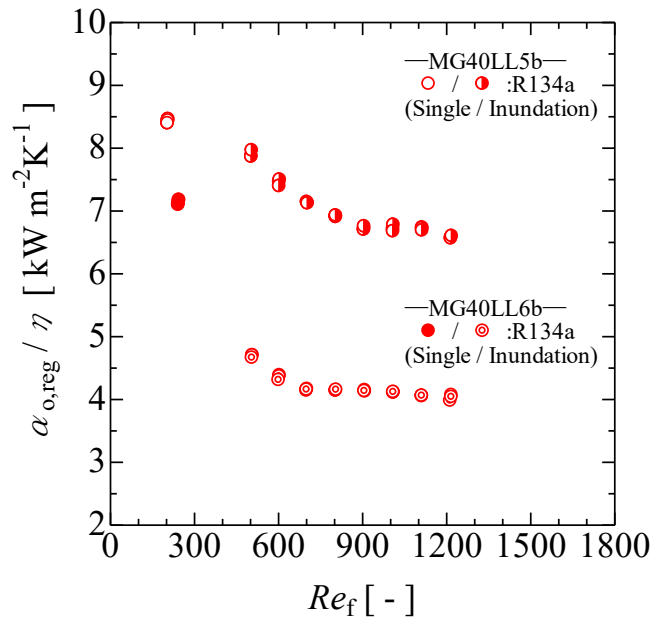


図 7.19 面積拡大率を考慮した R134a での MG40LL のイナンドーション影響下の凝縮熱伝達率

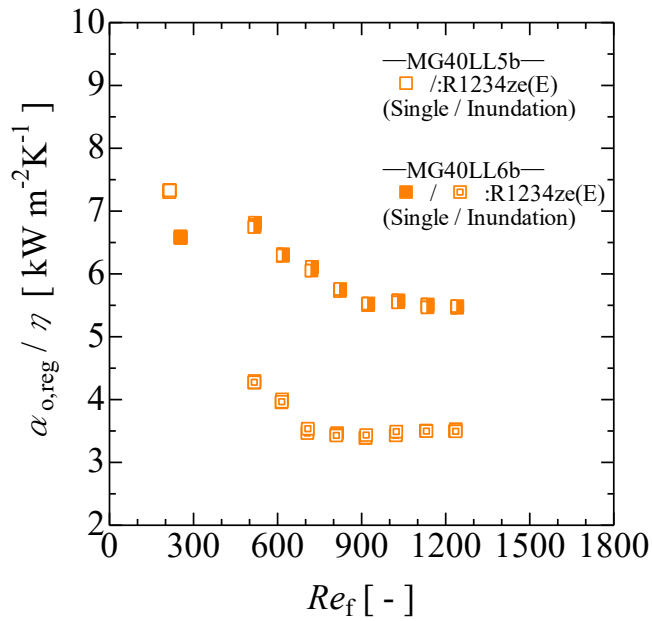


図 7.20 面積拡大率を考慮した R1234ze(E)での MG40LL のイナンドーション影響下の凝縮熱伝達率

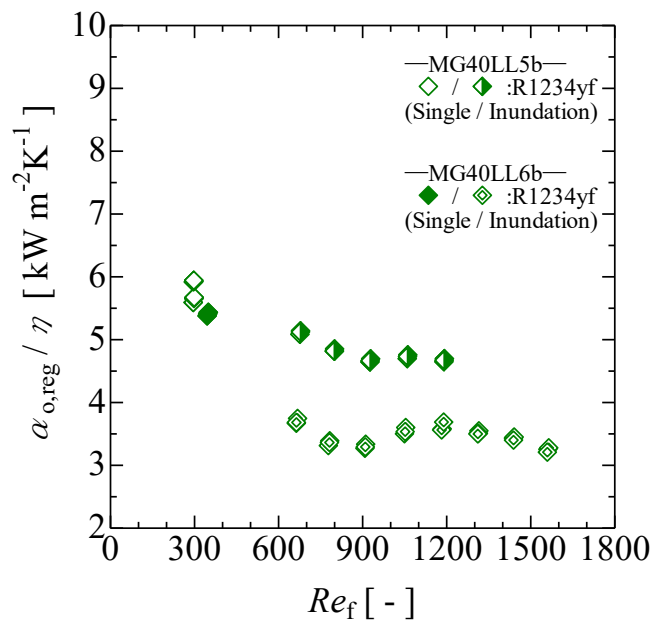


図 7.21 面積拡大率を考慮した R1234yf での MG40LL のイナンデーション影響下の凝縮熱伝達率

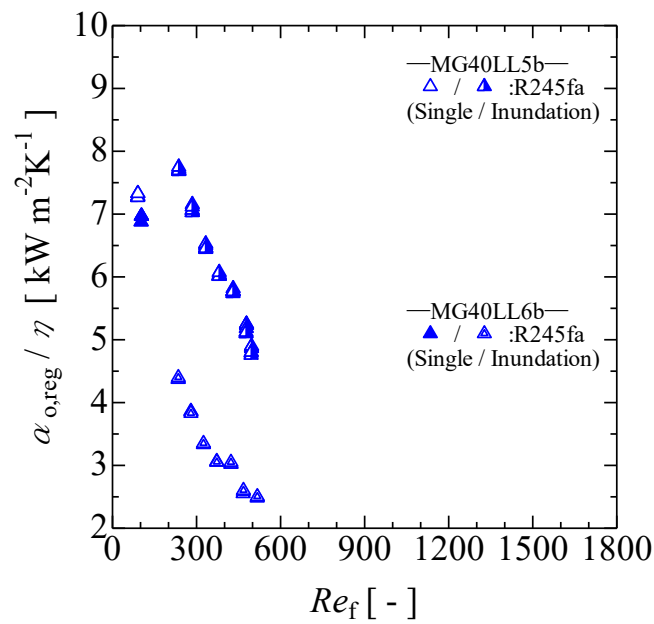


図 7.22 面積拡大率を考慮した R245fa での MG40LL のイナンデーション影響下の凝縮熱伝達率

7.4.2 冷媒物性の影響

図 7.23 に、MG40LL6b の、上段から給液を行うインundation実験(Inundation)および同じ冷却水温度での単管実験(Single)での凝縮熱伝達率を示す。図 7.24 に、MG40LL5b の、上段から給液を行うインundation実験(Inundation)および同じ冷却水温度での単管実験(Single)での凝縮熱伝達率を示す。

図 7.23 より、MG40LL6b の場合、R134a では膜レイノルズ数 Re_f 600 から 1200 の領域で、凝縮熱伝達率の低下が緩やかになる。R1234ze(E)では膜レイノルズ数 Re_f 700 から 1300 の領域で凝縮熱伝達率の低下が緩やかになる。R1234yf では膜レイノルズ数 Re_f 600 から 900 の領域で凝縮熱伝達率の低下が緩やかになり、膜レイノルズ数 Re_f 900 から 1200 の領域で凝縮熱伝達率が増加し、膜レイノルズ数 Re_f 1200 から 1600 の領域で一転して凝縮熱伝達率は低下する。R245fa では、試験装置の制約上、膜レイノルズ数 Re_f 600 以下の結果しか得られなかった。また、膜レイノルズ数 Re_f 600 以下では、凝縮熱伝達率の低下が緩やかになることはなかった。一方、単管実験の結果では R1234ze(E)の方が R1234yf より高い値を示しているにも関わらず、膜レイノルズ数 Re_f 700 から 1200 程度で、R1234yf と R1234ze(E)は同程度の凝縮熱伝達率を示した。これは、R1234yf の方が R1234ze(E)よりも液充満角度が大きいため、インundationの影響が出にくいと考えられる。

図 7.24 より、MG40LL5b の場合、R134a では膜レイノルズ数 Re_f 600 から 1200 の領域で、凝縮熱伝達率の低下が緩やかになる。R1234ze(E)では膜レイノルズ数 Re_f 900 から 1300 の領域で凝縮熱伝達率の低下が緩やかになる。R1234yf では膜レイノルズ数 Re_f 900 から 1200 の領域で凝縮熱伝達率の低下が緩やかになる。R245fa では膜レイノルズ数 Re_f 300 未満では単管実験の結果よりも高い値を示すが、膜レイノルズ数の増大とともに低下し、膜レイノルズ数 Re_f 600 以下では凝縮熱伝達率の低下が緩やかになることはなかった。

これらの結果から、MG40LL6b および MG40LL5b において、R134a および R1234ze(E)、R1234yf では、3 次元構造により凝縮液を保持しやすいため膜レイノルズ数が増大すると凝縮熱伝達は低下する。しかし、凝縮液量がフィン溝間に保持できる量を超えると、ローフィン管のように対流拡散の影響により凝縮熱伝達率の低下が抑制されると考えられる。また、R245fa では、膜レイノルズ数 Re_f 600 以下では 3 次元構造により凝縮液を保持しやすいため膜レイノルズ数が増大すると凝縮熱伝達は低下する。

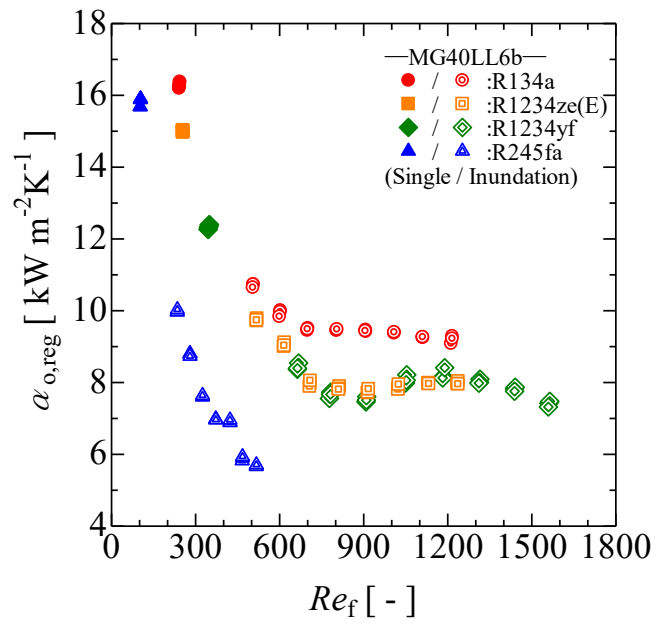


図 7.23 MG40LL6b のイナンドーション影響下の凝縮熱伝達率

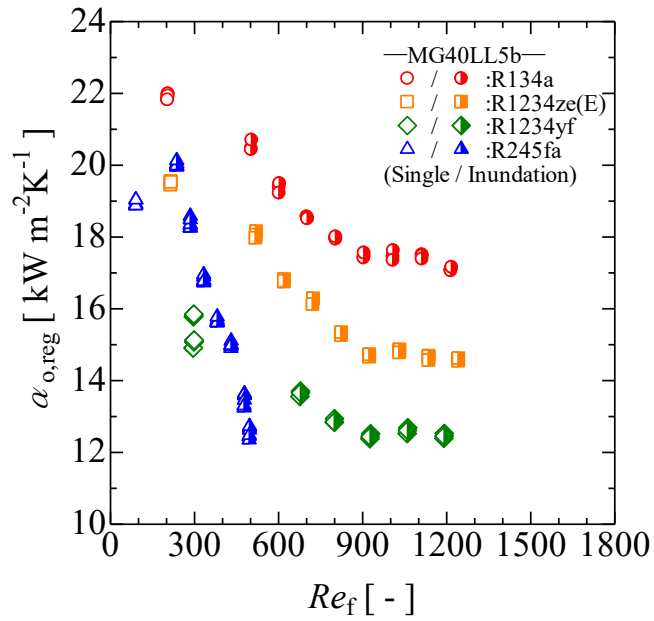


図 7.24 MG40LL5b のイナンドーション影響下の凝縮熱伝達率

7.5 まとめ

本章では、外径 19mm サイズおよび 16mm サイズの外面に先端交差分断型フィンをもつフィンピッチ 40 山/インチの 3 次元微細溝付管について、R134a および R245fa、R1234ze(E)、R1234yf を用いて管外凝縮熱伝達率の実験結果を示した。以下に、本章で得られた結果をまとめる。

- (1) MG40LL6b および MG40LL5b はいずれの冷媒においても面積拡大率以上に高い伝熱促進効果があり、Nusselt の式に比較して、MG40LL6b が 5.9 から 8.1 倍、MG40LL5b が 7.3 から 12.2 倍高い値を示した。
- (2) いずれの冷媒でも管外表面に 3 次元構造を持つフィンを成形することで、平滑管よりも高い凝縮熱伝達率を得られるが、凝縮量が増えると 3 次元構造が凝縮液で満たされ、液膜熱抵抗が増大するため、伝熱促進率が低下すると考えられる。
- (3) 冷媒の相違によらず、フィン高さが MG40LL5b の方が MG40LL6b より高いため、外径 16mm サイズの MG40LL5b は外径 19mm サイズの MG40LL6b よりも高い凝縮熱伝達率を示す。一方、面積拡大率で除した凝縮熱伝達率は MG40LL6b および MG40LL5b はおおむね同程度の値を示す。したがって、外径 19mm および外径 16mm 程度の差であれば、凝縮熱伝達率に及ぼす管径の影響は非常に小さいと考えられる。
- (4) 液充満角度の小さい冷媒、つまり σ/ρ_L が大きい冷媒が伝熱促進効果が大きく、同形状の伝熱管であれば凝縮熱伝達率の大小関係は σ/ρ_L の大小関係に準ずる。しかし、凝縮液の熱伝導率の影響によって、凝縮熱伝達率の大小関係が入れ替わる。
- (5) MG40LL6b および MG40LL5b では、インテンデーション実験において膜レイノルズ数が増大すると、3 次元構造フィンによる液膜の対流拡散の阻害および液膜熱抵抗の増大の影響により、単管実験よりも凝縮熱伝達率が大きく低下する。一方、フィン高さが高い方が対流拡散による伝熱促進効果を受けやすくなるため、フィン高さの高い MG40LL5b の方が MG40LL6b よりも高い熱伝達率を示す。
- (6) 3 次元構造フィンをもつ MG40LL6b および MG40LL5b は、膜レイノルズ数 1200 以下において層流での対流熱伝達が支配的であり、乱流による対流拡散の影響が小さいと考えられる。しかし、凝縮液量がフィン溝間に保持できる量を超えると、ローフィン管のように対流拡散の影響により凝縮熱伝達率の低下が抑制されると考えられる。

第8章 予測式の提案

管群で問題となるイナnderションの影響を考慮した、3次元微細溝付管の凝縮熱伝達率の予測式は、熱交換器の製作および伝熱管の開発において有益である。しかし、3次元構造のフィン形状は各伝熱管メーカーのノウハウであり、詳細な形状寸法が公開されにくいいため、3次元微細溝付管の凝縮熱伝達率の例がない。本章では、平滑管の管外凝縮熱伝達率について、これまでの実験結果からイナnderションの影響と管外径と管ピッチを考慮した予測式の提案を行った。また、外径19mmの3次元微細溝付管MG40LL6bの管外凝縮熱伝達率について、平滑管の予測式を元にフィン形状と冷媒物性値、イナnderションの影響を考慮した予測式を提案した。また、他の3次元微細溝付管への適応性を確認した。

8.1 水平平滑円管のイナnderション影響下の凝縮熱伝達率

8.1.1 従来の予測式

Gstoehl-Thome³²⁾ は、Fujii-Oda³³⁾の予測式をベースに、R134aの1列管群による実験を行い、次式を提案した。

$$Nu^* = \left\{ \left(\frac{1.2}{Re_f^{0.3}} \right)^4 + \left(0.04 \cdot Pr_L^{1/3} \cdot Re_f^{0.2} \right)^2 \right\}^{0.25} \quad (8-1)$$

第1項は層流、第2項は乱流の影響を表す項である。

図8.1に、Gstoehl-Thome³²⁾の予測式と実験値との比較を示す。また、Gstoehl-Thome³²⁾の実験値もプロットした。式(8-1)は実験値と比較して、-20%から+25%以内で一致することを確認した。また、相関係数は0.78であった。イナnderション影響のない単管実験の場合は、良い相関を示す。しかし、イナnderション実験の場合は過小評価する傾向にある。特に、R245faのイナnderション実験の場合を過小評価する。これは、乱流熱伝達におけるプラントル数 Pr_L の影響を過小評価しているものと考えられる。また、チューブピッチの違いが考慮されていないため、Gstoehl-Thome³²⁾のチューブピッチが狭い実験値に対しては過大評価の傾向が有る。逆に、チューブピッチの広い実験値に対しては、過小評価の傾向が有る。

8.1.2 新しい予測式の提案

8.1.1の結果から、乱流熱伝達における冷媒液のプラントル数 Pr_L の影響と、チューブピッチの影響を考慮し次式を提案する。

$$Nu^* = \left\{ \left(\frac{1.2}{Re_f^{0.3}} \right)^4 + \left[0.04 \left(0.43 \cdot \frac{Pitch}{D_o} \right)^{0.32} \cdot Pr_L^{0.42} \cdot Re_f^{0.2} \right] \right\}^{0.25} \quad (8-2)$$

式 8-1 に、 $Pitch / D_o$ を導入することで、チューブピッチの影響を考慮した。また、冷媒の相違による影響を考慮しプラントル数 Pr_L の指数を 0.42 とした。図 8.2 に修正予測式と実験値との比較を示す。また、Gstoehl-Thome³²⁾ の実験値もプロットした。修正予測式は実験値に比較して-15%から+25%以内で一致することを確認した。また、相関係数は 0.93 であった。修正予測式は単管実験およびインデーション実験の相違にかかわらず、良い相関を示した。冷媒の違い、チューブピッチの違いについても良い相関を示した。

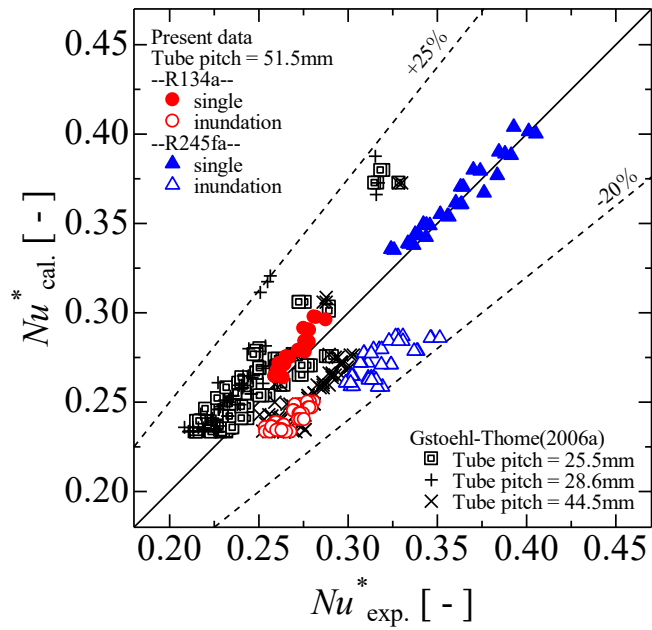


図 8.1 平滑管に対する Gstoehl-Thome の式

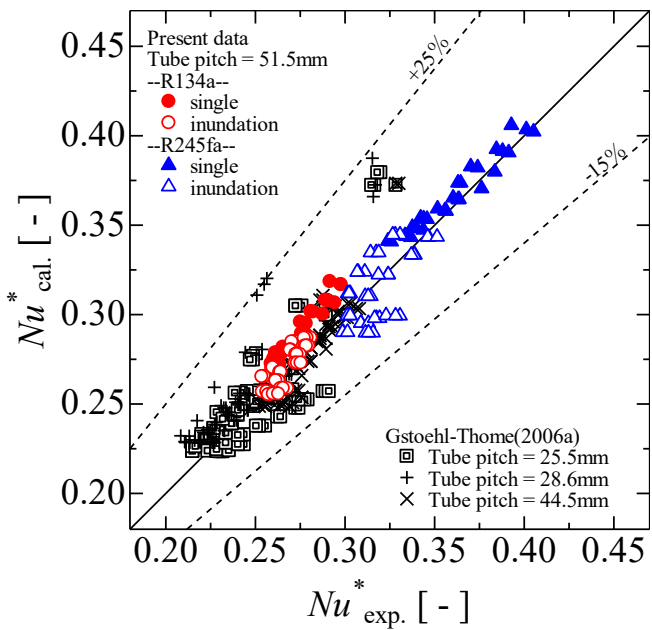


図 8.2 平滑管に対する提案式

8.2 3次元微細溝付管のインナーレーション影響下の凝縮熱伝達率

8.2.1 新しい予測式の提案

3次元微細溝付管であっても、平滑管に対して提案した(8-2)式の自由対流項および乱流項それぞれに対して、フィン側面等で表面張力による凝縮液膜の薄膜化により、熱伝達率が向上することを考慮した伝熱促進係数を与えられれば、実験値を予測できると考え予測式を検討した。対象形状として、複数の冷媒による実験結果がある、ターボ冷凍機で一般的に使用される19mmサイズのMG40LL6bとした。また、予測式を検討することで、インナーレーション影響を含む凝縮熱伝達率に対する3次元構造フィンの影響を間接的に明らかにすることも目的とした。

MG40LL6bは、単管実験の結果では、Nusseltの式に対して7倍程度高い凝縮熱伝達率を示し、凝縮面過冷度に対する凝縮熱伝達率の変化傾向はNusseltの式の傾向におおむねあっているが、凝縮量が多くなるにつれて伝熱促進率が低下する傾向にある。冷媒物性の影響を比較したところ、凝縮熱伝達率の違いは表面張力と密度の比による影響が大きいことが分かった。

したがって、自由対流項については、膜レイノルズ数の乗数を0.3から試行錯誤的に0.49と決定することで、凝縮量の増大に対する伝熱促進率の低下を考慮した。また、冷媒物性の影響は、本田ら⁵⁾の液充填角度の予測式を参考に、無次元数 $\sigma/(\rho_L g s D_o)$ を式中に導入することで、実験結果の傾向を考慮することとした。 $\sigma/(\rho_L g s D_o)$ を導入することで、冷媒の相違によって予測値が過大・過小に評価する傾向が大きく低減し、相関性を向上することを確認した。乗数-0.4は最も相関性が良くなるように試行錯誤的に決定した。一方、3次元微細溝付管の面積拡大率は、その複雑な形状から正確な値を求められておらず、本形状にのみ適用できる式とした。そのため、形状の影響を含む伝熱促進率を試行錯誤的に係数13と決定した。

インナーレーション実験の結果では、上段からの冷媒液散布による対流促進効果は小さく、本形状の伝熱促進効果は層流域での影響が大きいことが考えられる。また、いずれの冷媒においても膜レイノルズ数が600から900までであれば、おおむね凝縮熱伝達率が低下し、平滑管よりもその低下が激しいことから、膜レイノルズ数の影響は平滑管より大きいと考えられる。

したがって、平滑管の提案式で導入したPitch/D_oはそのまま用いつつ、プラントル数と膜レイノルズ数の乗数0.4および0.25を、それぞれ実験値に対して試行錯誤的に決定した。また、形状の影響を含む伝熱促進率を試行錯誤的に係数2.3と決定した。

以上の内容をまとめ、MG40LL6bの凝縮熱伝達率の予測式として次式を提案する。

$$Nu^* = \left\{ \left[13 \left(\frac{\sigma}{\rho_L g s D_o} \right)^{-0.4} \cdot \frac{1.2}{Re_f^{0.49}} \right]^4 + \left[0.04 \cdot 2.3 \left(0.43 \frac{Pitch}{D_o} \right)^{0.32} \cdot Pr_L^{0.4} \cdot Re_f^{0.25} \right]^4 \right\}^{0.25} \quad (8-3)$$

図8.3に、MG40LL6bの実験値と予測式を比較した図を示す。予測式は-17%から+23%で実験

値を相関している。また、相関係数は 0.97 と冷媒に相違および、単管実験およびイナnderション実験の相違によらず良い相関を示した。

ここで、式(8-3)を他の 3 次元微細溝付管に適用できないか試みた。ここでは、形状の影響を含む伝熱促進係数である、自由対流項の係数 13 および乱流項の 2.3 のみを形状毎に最適になるように試行錯誤的に決定した。

MG40LL5b の凝縮熱伝達率の予測式として次式を提案する。

$$Nu^* = \left\{ \left[18.5 \left(\frac{\sigma}{\rho_L g s D_o} \right)^{-0.4} \cdot \frac{1.2}{Re_f^{0.49}} \right]^4 + \left[0.04 \cdot 7 \left(0.43 \frac{Pitch}{D_o} \right)^{0.32} \cdot Pr_L^{0.4} \cdot Re_f^{0.25} \right]^4 \right\}^{0.25} \quad (8-4)$$

また、MG34LvI および MG34LsI、MG34LuI の凝縮熱伝達率の予測式として次式を提案する。

$$Nu^* = \left\{ \left[15.5 \left(\frac{\sigma}{\rho_L g s D_o} \right)^{-0.4} \cdot \frac{1.2}{Re_f^{0.49}} \right]^4 + \left[0.04 \cdot 4.5 \left(0.43 \frac{Pitch}{D_o} \right)^{0.32} \cdot Pr_L^{0.4} \cdot Re_f^{0.25} \right]^4 \right\}^{0.25} \quad (8-5)$$

図 8.4 に、MG40LL5b の実験値と予測式を比較した図を示す。予測式は-30%から+31%で実験値を相関している。また、相関係数は 0.85 であった。

図 8.5 に、MG34LvI および MG34LsI、MG34LuI の実験値と予測式を比較した図を示す。予測式は-44%から+57%で実験値を相関している。また、相関係数は 0.81 であった。

図 8.4 および図 8.5 より、MG40LL6b の予測式と比べると実験値に対する相関がよくない。特に、イナnderション実験の結果は、MG40LL5b では過小評価、MG34LvI および MG34LsI、MG34LuI では凝縮数 Nu^* が 2.0 以下では過大、凝縮数 Nu^* が 2.0 以上では過小評価する傾向にある。これは、式(8-3)および式(8-4)、式(8-5)ではフィン高さの影響が考慮できていない点。3 次元微細溝付管では、フィン高さの違いによって膜レイノルズ数が増大した時の対流拡散の影響が異なることを考慮できていない点。凝縮面過冷度の違いを考慮していない点が原因と考えられる。また、MG40LL5b より MG34 形状の方が、イナnderション実験の結果に対して相関性が悪いことから、特にフィン高さの影響が大きいものと考えられる。

他形状に対する相関性の向上は今後の課題とするが、MG40LL6b の予測式は、熱交換器として使用する場合の伝熱性能を予測の助けになるとともに、さらに高性能な形状を見出す指標となるものであり、今後の伝熱促進形状の発展に貢献するものである。

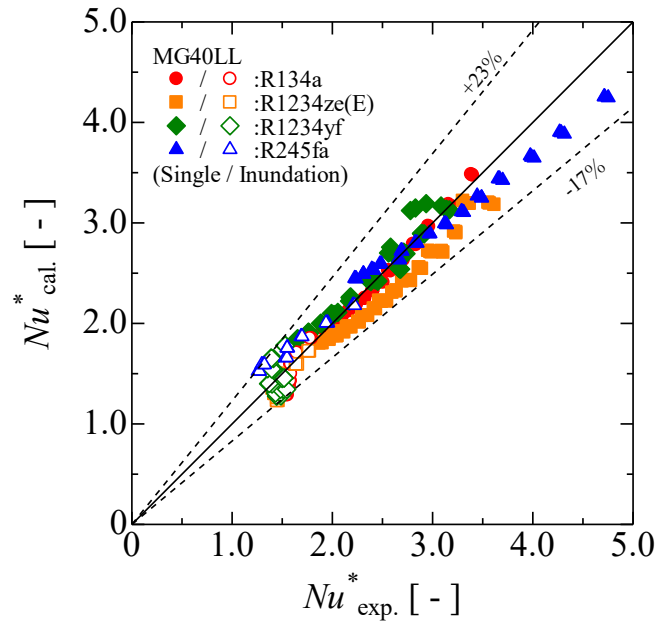


図 8.3 MG40LL6b に対する提案式

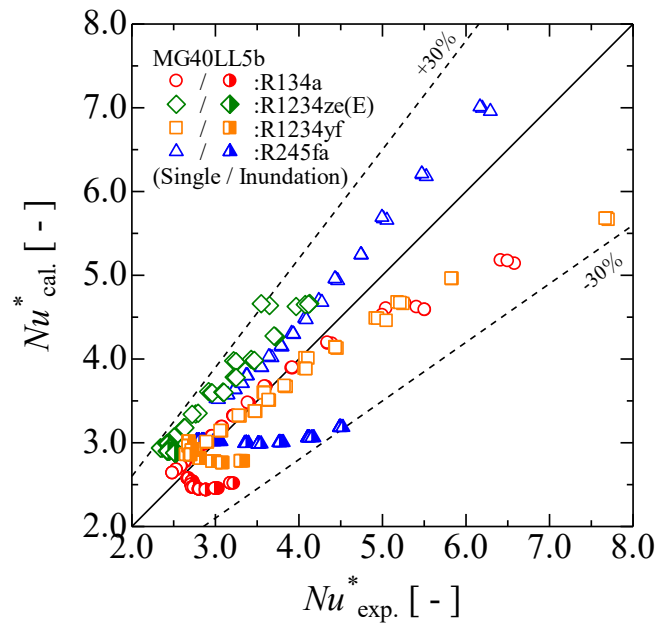


図 8.4 MG40LL5b に対する提案式

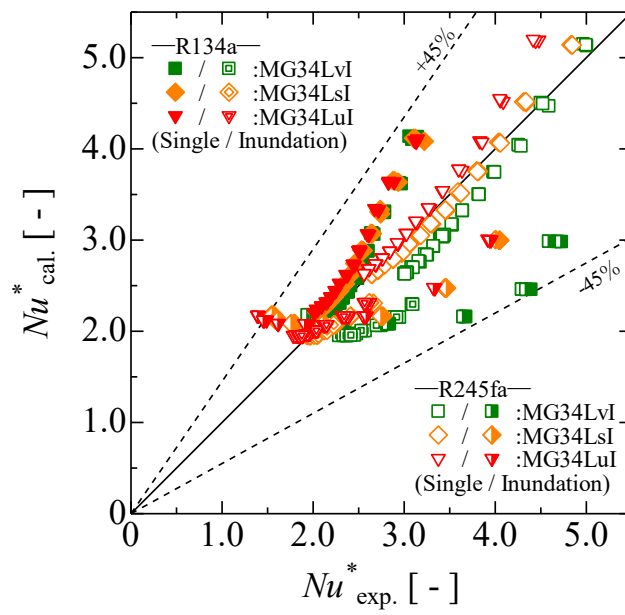


図 8.5 MG34LvI および MG34LsI、MG34LuI に対する提案式

8.3 まとめ

本章では、平滑管の管外凝縮熱伝達率について、イナnderションの影響と管外径と管ピッチを考慮した予測式の提案を行った。また、3次元微細溝付管の管外凝縮熱伝達率について、平滑管の予測式を元にフィン形状と冷媒物性値、イナnderションの影響を考慮した予測式を提案した。

- (1) 平滑管に対する Gstoehl-Thome³²⁾の予測式は、イナnderション影響のない単管実験の場合には良い相関を示す。しかし、イナnderション実験の場合は過小評価する傾向にあるものと考えられる。また、チューブピッチの違いが考慮されていないため、チューブピッチが狭い実験値に対しては過大評価。チューブピッチの広い実験値に対しては、過小評価の傾向が有る。
- (2) 平滑管に対する提案式は、*Pitch / Do*を導入することでチューブピッチの影響を考慮し、プラントル数 Pr_L の指数を 0.42 とすることで冷媒の相違による影響を考慮した。予測式は単管実験およびイナnderション実験の相違、冷媒の違い、チューブピッチの違いにかかわらず、良い相関を示した。
- (3) MG40LL6b に対して、無次元数 $\sigma/(\rho_L g s D_o)$ を導入し、イナnderション実験の結果より、層流域で平滑管と比べて膜レイノルズ数の影響が大きいこと、3次元微細溝付管の伝熱促進効果は乱流域に比べて層流域で大きいことを考慮して予測式を提案し、冷媒に相違および、単管実験およびイナnderション実験の相違によらず良い相関を示した。この予測式は、熱交換器として使用する場合の伝熱性能を予測の助けになるとともに、さらに高性能な形状を見出す指標となるものであり、今後の伝熱促進形状の発展に貢献するものである。
- (4) 層流および乱流での伝熱促進率である各項の係数を MG40LL5b または、MG34vI および MG34LsI、MG34LuI に対して最適化した予測式を提案した。いずれの場合でも、イナnderション実験の結果に対して相関性が良くない。これは、フィン高さの違いによって膜レイノルズ数が増大した時の対流拡散の影響が異なることと、凝縮面過冷度の違いを考慮していないためと考えられる。また、MG40LL5b より MG34 形状の方が、イナnderション実験の結果に対して相関性が悪いことから、特にフィン高さの影響が大きいものと考えられる。

第9章 総括

本論文は、外径約 19mm の平滑管 (SM)、ローフィン管 3 種類 (LF26H、LF26L、LF34L)、3 次元微細溝付管 6 種類 (MG34Lu、MG34LvI、MG34LsI、MG34LuI、MG40LL6B) および、外径約 16mm の 3 次元微細溝付管 (MG40LL5B) について、HFC 系冷媒 R134a および R245fa、また HFO 系冷媒 R1234ze(E) および R1234yf の水平管外凝縮熱伝達実験を行った。その結果、単管および管群状態を模擬した場合の熱伝達特性を明らかにするとともに、フィン形状と冷媒物性が伝熱性能へ及ぼす影響を実験的に明らかにし、3 次元微細溝形状の水平管外凝縮熱伝達率の予測式を提案したものである。

第 4 章では、R134a と R245fa を用いた水平平滑円管での管外凝縮熱伝達の単管およびイナデンション実験を行い、凝縮熱伝達率の実験結果を示した。また、Wilson-Plot 法および壁面温度を測定した場合の比較、液膜内の温度分布の考慮の有無について検証した。本章の結果は以下にまとめられる。

- (1) 単管実験での凝縮熱伝達率を、Wilson-Plot 法を用いた場合および、電気抵抗法で壁面温度を測定した場合のそれぞれで、凝縮液膜の温度分布を無視した場合および、凝縮液膜の温度分布を考慮した場合で Nusselt の式と比較した。いずれの場合においても、Nusselt の式に似た傾向を示すものの、高い値を示す。これは Nusselt の式では液膜の乱れの影響や液膜内の対流の影響を考慮していないためと考えられる。
- (2) 凝縮熱伝達率 α_0 の不確かさから求まる算出誤差は $\pm 9\%$ から $\pm 17\%$ であり、代表温度の取り方による差の影響の方が小さいこと。伝熱促進管では凝縮面過冷度が平滑管の半分程度になることから、以降の章では飽和蒸気温度を代表温度とする。
- (3) 本実験装置で Wilson-Plot 法を用いた場合は、管内熱伝達率の影響が大きく、絶対値評価は難しい。一方で、本実験装置の実験値の相対評価は検討に値する。
- (4) R245fa よりも凝縮液の熱伝導率の低い R134a の方が、凝縮液膜の温度分布の影響を受けやすい。
- (5) イナデンション実験では、膜レイノルズ数 Re_f の増加に伴い凝縮熱伝達率は低下するが、膜レイノルズ数 Re_f 300 から 500 で液膜の対流が促進されると凝縮熱伝達率は増加に転じた。
- (6) イナデンション実験では、チューブピッチは狭い方より広い方が高い凝縮熱伝達率を示す。これは、下段管に接触するまでの液滴の速度が速くなるため、凝縮液膜内の対流拡散の影響が強くなるためと考えられる。

第 5 章では、フィンピッチ 26 および 34 山/インチのローフィン管について、R134a および R245fa を用いた管外凝縮熱伝達の単管およびイナデンション実験を行い、凝縮熱伝達率の実験結果を

示した。本章の結果は以下にまとめられる。

- (1) いずれのローフィン管も、冷媒の相違、フィン高さ、フィンピッチによらず、凝縮面過冷度の変化に対する凝縮熱伝達率の傾向は、Nusselt の式と同様の傾向を示した。
- (2) いずれのローフィン管も平滑管に対する面積拡大率 η よりも、高い伝熱促進率を示した。これは、単純な面積拡大による伝熱促進だけではなく、凝縮液はフィン溝底部やフィン頂部に表面張力により引き込まれ、フィン側面やフィン頂部の角部において凝縮液膜の厚さが薄くなるため、面積拡大率以上の伝熱促進効果が生まれていると考えられる。
- (3) フィンピッチが同じであればフィン高さが高い方。フィン高さが同じであればフィンピッチが細かい方が、面積拡大率が大きいと高い凝縮熱伝達率を示す。
- (4) LF34L では冷媒物性値の影響により、R245fa の方が液充満領域が R134a より多いものの、凝縮液の熱伝導率と表面張力が高いことによるフィン側面等の薄液膜化による伝熱促進効果が R134a よりも R245fa のほうが良いため、R245fa の方が高い熱伝達率を示す。
- (5) ローフィン管のインデーション実験では、膜レイノルズ数 Re_f の増加に伴い、平滑管同様に液膜厚さが増大し凝縮熱伝達率が低下するものの、凝縮液膜の対流拡散が促進されるため、凝縮熱伝達率が低下しづらい。しかし、フィン高さが低いと対流拡散の影響よりも、液膜増加による熱抵抗増加の影響を受けやすくなる。
- (6) ローフィン管の予測式は、面積拡大率と表面張力を考慮に入れることで、良い相関を示すようになる。

第 6 章では、フィンピッチ 34 山/インチの周方向の追加工を省略した 3 次元微細溝付管とすべての加工を施した 3 次元微細溝付管について、R134a および R245fa を用いて管外凝縮熱伝達の単管およびインデーション実験を行い、凝縮熱伝達率の実験結果を示した。本章の結果は以下にまとめられる。

- (1) いずれの試験伝熱管も、冷媒の相違およびフィン形状によらず Nusselt の式とおおむね同じ傾向を示すが、凝縮量の増加に伴い分断溝部を凝縮液が覆うため、凝縮面過冷度が大きい領域では伝熱促進率が低下する。
- (2) MG34LvI および、MG34LsI、MG34LuI は LF34L よりも高い凝縮熱伝達率を示した。これは、フィン先端に施された周方向分断により面積拡大の影響および、角部が増えることで表面張力による薄液膜化される領域が増えたためと考えられる。
- (3) 凝縮熱伝達率は、MG34LuI < MG34LsI < MG34LvI の順に高い値を示した。これは、分断溝が鋭い MG34LuI < MG34LsI < MG34LvI の順と同じであり、分断溝が鋭い方がフィン先端への凝縮液の引き込みが強いため、フィン側面の凝縮液膜の薄膜化が促進される。また、R245fa の方が R134a よりも表面張力が強いと、この影響がより強く出る。
- (4) MG34Lu は MG34LuI よりも高い凝縮熱伝達率を示した。これは、周方向に延びる Y 字溝があることにより、フィン先端部において小さなローフィン形状が形成されており、面積拡大の影響および、Y 溝側面および角部の薄液膜部の増加によるものと考えられる。

- (5) イナンデーション実験の結果より、MG34LvI および MG34LsI、MG34LuI は、周方向分断部のフィン溝間の隙間が狭くなることで、膜レイノルズ数増加に伴う対流拡散の影響を阻害することと、液捌け性が悪くなり凝縮液の充満量が増えて熱抵抗が増加することにより、凝縮熱伝達率が低下すると考えられる。
- (6) R134a よりも R245fa の方が、液充満領域が多く凝縮液膜の熱抵抗影響が大きいいため、膜レイノルズ数の増加に伴う凝縮熱伝達率低下の影響が大きいと考えられる。
- (7) イナンデーション実験においても、単管実験の結果と同じ理由により、MG34LuI < MG34LsI < MG34LvI の順に高い凝縮熱伝達率を示す。
- (8) 周方向に延びる Y 字溝による伝熱促進効果は、高膜レイノルズ数域でも、フィン先端各部での薄液膜化による伝熱促進効果があるものと考えられる。また、イナンデーション影響による凝縮熱伝達率の低下は、周方向分断加工による影響が大きいと考えられる。
- (9) 高い伝熱性能を発揮するためには、実験結果より次のことが言える。単管実験では、フィン高さが同等であれば、周方向に延びる Y 字溝を有し、フィン先端を鋭い角度で分断する溝を有する形状が、良い伝熱性能を示すと考えられる。一方、イナンデーション影響下では、分断溝加工によってフィン溝部への張り出しができるため、凝縮液の対流拡散を阻害する。したがって、フィン溝部への張り出しを抑制することで、イナンデーション影響を受けにくくなり、イナンデーション影響下で伝熱性能が向上すると考えられる。また、凝縮量が多くなると微細溝加工部に凝縮液が充満して熱抵抗となる。したがって、液膜レイノルズ数が小さい領域では 3 次元微細溝付管は伝熱性能に優れるものの、液膜レイノルズ数が大きい領域ではローフィン管のような形状の方が優れた伝熱性能を発揮すると考えられる。また、これらは冷媒物性の影響も受けるため、万能な形状は存在せず、使用条件に応じて最適な形状を見出す必要がある。
- (10) 最適な形状は使用される条件によって異なるため、機器設計および新たなフィン形状の開発には、伝熱性能の予測式の作成が重要である。

第 7 章では、外径 19mm サイズおよび 16mm サイズの外面に先端交差分断型フィンをもつフィンピッチ 40 山/インチの 3 次元微細溝付管について、R134a および R245fa、R1234ze(E)、R1234yf を用いて管外凝縮熱伝達の単管およびイナンデーション実験を行い、凝縮熱伝達率の実験結果を示した。本章の結果は以下にまとめられる。

- (1) MG40LL6b および MG40LL5b はいずれの冷媒においても面積拡大率以上に高い伝熱促進効果があり、Nusselt の式に比較して、MG40LL6b が 5.9 から 8.1 倍、MG40LL5b が 7.3 から 12.2 倍高い値を示した。
- (2) いずれの冷媒でも管外表面に 3 次元微細溝構造を持つフィンを成形することで、平滑管よりも高い凝縮熱伝達率を得られることが、凝縮量が増えると 3 次元構造が凝縮液で満たされ、液膜熱抵抗が増大するため、伝熱促進率が低下すると考えられる。
- (3) 冷媒の相違によらず、フィン高さが MG40LL5b の方が MG40LL6b より高いため、外径

16mm サイズの MG40LL5b は外径 19mm サイズの MG40LL6b よりも高い凝縮熱伝達率を示す。一方、面積拡大率で除した凝縮熱伝達率は MG40LL6b および MG40LL5b はおおむね同程度の値を示す。したがって、外径 19mm および外径 16mm 程度の差であれば、凝縮熱伝達率に及ぼす管径の影響は非常に小さいと考えられる。

- (4) 液充満角度の小さい冷媒、つまり σ / ρ_L が大きい冷媒が伝熱促進効果が大きく、同形状の伝熱管であれば凝縮熱伝達率の大小関係は σ / ρ_L の大小関係に準ずる。しかし、凝縮液の熱伝導率の影響によって、凝縮熱伝達率の大小関係が入れ替わる。
- (5) MG40LL6b および MG40LL5b では、イナnderション実験において膜レイノルズ数が増大すると、3次元構造フィンによる液膜の対流拡散の阻害および液膜熱抵抗の増大の影響により、単管実験よりも凝縮熱伝達率が大きく低下する。一方、フィン高さが高い方が対流拡散による伝熱促進効果を受けやすくなるため、フィン高さの高い MG40LL5b の方が ME40LL6b よりも高い熱伝達率を示す。
- (6) 3次元構造フィンをもつ MG40LL6b および MG40LL5b は、膜レイノルズ数 1200 以下において層流での対流熱伝達が支配的であり、乱流による対流拡散の影響が小さいと考えられる。しかし、凝縮液量がフィン溝間に保持できる量を超えると、ローフィン管のように対流拡散の影響により凝縮熱伝達率の低下が抑制されると考えられる。

第 8 章では、平滑管の管外凝縮熱伝達率について、イナnderションの影響と管外径と管ピッチを考慮した予測式の提案を行った。また、3次元微細溝付管の管外凝縮熱伝達率について、平滑管の予測式を元にフィン形状と冷媒物性値、イナnderションの影響を考慮した予測式を提案した。本章の結果は以下にまとめられる。

- (1) 平滑管に対する Gstoehl-Thome³²⁾の予測式は、イナnderション影響のない単管実験の場合には良い相関を示す。しかし、イナnderション実験の場合は過小評価する傾向にあるものと考えられる。また、チューブピッチの違いが考慮されていないため、チューブピッチが狭い実験値に対しては過大評価。チューブピッチの広い実験値に対しては、過小評価の傾向が有る。
- (2) 平滑管に対する提案式は、*Pitch / Do* を導入することでチューブピッチの影響を考慮し、プラントル数 Pr_L の指数を 0.42 とすることで冷媒の相違による影響を考慮した。予測式は単管実験およびイナnderション実験の相違、冷媒の違い、チューブピッチの違いにかかわらず、良い相関を示した。
- (3) MG40LL6b に対して、無次元数 $\sigma / (\rho_L g s D_o)$ を導入し、イナnderション実験の結果より、層流域で平滑管と比べて膜レイノルズ数の影響が大きいこと、3次元微細溝付管の伝熱促進効果は乱流域に比べて層流域で大きいことを考慮して予測式を提案し、冷媒に相違および、単管実験およびイナnderション実験の相違によらず良い相関を示した。この予測式は、熱交換器として使用する場合の伝熱性能を予測の助けになるとともに、さらに高性能な形状を見出す指標となるものであり、今後の伝熱促進形状の発展に貢献するものである。

- (4) 層流および乱流での伝熱促進率である各項の係数を MG40LL5b または、MG34vI および MG34LsI、MG34LuI に対して最適化した予測式を提案した。いずれの場合でも、インアンデーション実験の結果に対して相関性が良くない。これは、フィン高さの違いによって膜レイノルズ数が増大した時の対流拡散の影響が異なることと、凝縮面過冷度の違いを考慮していないためと考えられる。また、MG40LL5b より MG34 形状の方が、インアンデーション実験の結果に対して相関性が悪いことから、特にフィン高さの影響が大きいものと考えられる。

全体を通して、特に重要な点は次のとおりである。

- (1) 平滑管でのインアンデーション実験では、膜レイノルズ数 Re_f の増加に伴い凝縮熱伝達率は低下するが、膜レイノルズ数 Re_f 300 から 500 で液膜の対流が促進されると凝縮熱伝達率は増加に転じた。
- (2) インアンデーション影響下ではチューブピッチが広い方が高い凝縮熱伝達率を示す。
- (3) ローフィン形状はインアンデーション影響下において、液膜の対流拡散の影響により伝熱性能が低下しにくい。
- (4) 分断溝形状を鋭くすることで伝熱性能が高められるものの、凝縮量が増大した場合や、インアンデーション影響下ではその効果が低下する。また、インアンデーション影響を受けやすいのは、フィン溝部への張り出し部分が対流拡散を阻害するためと考えられる。
- (5) フィン先端の周方向に延びる Y 字溝は、単管での伝熱性能向上に寄与するとともに、インアンデーション影響下であっても、伝熱促進効果を保てる。
- (6) 万能な形状は存在せず、使用条件に応じて最適な形状を見出す必要がある。
- (7) 3 次元構造フィンであっても、インアンデーション影響の有無にかかわらず、伝熱性能におよぼすフィン高さの影響は大きく、フィン高さが高い形状が高い伝熱性能を示す。
- (8) 冷媒物性の影響として、液充満角度の小さい冷媒、つまり σ/ρ_L が大きい冷媒が伝熱促進効果が大きい。ただし、凝縮液の熱伝導率の影響で、凝縮熱伝達率の大小関係が入れ替わる。
- (9) 本論文で評価した 3 次元構造フィンを持つ MG40LL は、膜レイノルズ数 1200 以下において層流での対流熱伝達が支配的であり、乱流による対流拡散の影響が小さいと考えられる。しかし、凝縮液量がフィン溝間に保持できる量を超えると、ローフィン管のように対流拡散の影響により凝縮熱伝達率の低下が抑制されると考えられる。
- (10) 実験結果を元に MG40LL6b の凝縮熱伝達率に対する予測式を提案できた。また、他の形状に適用することで、インアンデーション影響下の凝縮熱伝達率はフィン高さおよび凝縮面過冷度の 2 個のパラメータをキーとすることで、相関性の向上の可能性を示唆した。これは、3 次元構造フィンが膜レイノルズ数の大きい領域で伝熱性能が低下する原因究明の一助になるものである。

以上のように、本論文によってフロン系冷媒の管外凝縮器の設計および伝熱管開発に有用な知見

である、平滑管およびローフィン管、3次元微細溝付管についての、単管での凝縮熱伝達特性および、インデンテーション影響下での凝縮熱伝達特性を得た。また、当初目的である3次元微細溝付管の伝熱性能について、予測式を提案することが出来た。これらの成果は、今後の3次元構造フィンの伝熱特性解明および伝熱形状開発の一助となるものである。

謝辞

東京海洋大学 教授 井上順広 博士には、学部 3 年後期から数えると通算 8 年半もの長期にわたり、ご多忙な中、懇切丁寧にご指導いただきました。就職以後の私の処遇に対し大変親身になっていただき、博士後期課程への進学を勧めていただきました。企業での製品開発の日々だけでは、本研究で得た成果は成しえなかったと思っております。心より感謝申し上げます。

佐賀大学 教授 宮良明男 博士 ならびに、東京海洋大学 教授 波津久達也 博士、東京海洋大学 准教授 田中健太郎 博士には、ご多忙な中、本論文のまとめかたについてご指導いただきました。心より感謝申し上げます。

東京海洋大学 准教授 地下大輔 博士には、本研究の遂行にあたって、実験データの整理に悩む私に、ご多忙な中、適切にご指導ご助言をいただきました。また、論文執筆にあたり、本来の目的を見失って迷走する中から救っていただいたこともありました。心より感謝申し上げます。

株式会社コベルコマテリアル銅管 秦野工場 工場長 土屋昭則 様には、研究室配属早々に博士後期課程進学を勧めていただくとともに、社内での業務を広範囲にわたってご配慮・ご支援いただける道を作っていただきました。このご配慮・ご支援がなければ、本研究の遂行は成しえなかったと思っております。心より感謝申し上げます。

KOBELCO & MATERIALS COPPER TUBE (M) SDN. BHD President (元株式会社コベルコマテリアル銅管 秦野工場 技術部 部長) 崩岡 久敏 様には、社内での業務に関しご配慮・ご支援いただきました。心より感謝申し上げます。

KOBELCO & MATERIALS COPPER TUBE (THAILAND) CO., LTD. Quality Assurance & Tech Sec. General Manager (元株式会社コベルコマテリアル銅管 秦野工場 技術部 研究室 室長代理) 藤永 篤志 様には、社内での業務に関しご配慮・ご支援いただきました。心より感謝申し上げます。

株式会社コベルコマテリアル銅管 秦野工場 技術部 研究室 室長代理 小関 清憲 様には、社内での業務に関しご配慮・ご支援いただきました。心より感謝申し上げます。

株式会社コベルコマテリアル銅管 秦野工場 技術部 研究室 主席研究員 高橋宏行 様には、社会人ドクターの先達として、業務と研究の両立について事細やかに相談に乗っていただきました。また、挫折しそうな私をどんな時でも強く応援いただきました。心より感謝申し上げます。

株式会社コベルコマテリアル銅管 技術部 研究室 泉川典彦 様には、各種実験の遂行に終始ご協力いただきました。心より感謝申し上げます。

東京海洋大学 技術職員 野口照貴 様には、学部生時代から実験および事務処理等でお世話になりました。心より感謝申し上げます。

株式会社コベルコマテリアル銅管 秦野工場の各職場の方々、特に技術部研究室のメンバーには、いつもご声援をいただきました。心より感謝申し上げます。

東京海洋大学 エネルギー変換研究室 所属学生・元所属学生の皆様には、たまにしか来ない

私をいつでも歓迎いただきました。心より感謝申し上げます。

最後に、大学進学を強く応援してくれた亡き母、大学院進学への支援を快く快諾してくれた亡き父に感謝するとともに、博士後期課程の後半、日々苦しくなる業務と研究活動を生活面で助けてくれた最愛の妻 志桜里に心から感謝する。

参考文献

- (1) Kenneth O. BEATTY, JR, Donald L. Katz, Condensation of vapors on outside of finned tubes, Chem. Eng. Prog. Vol.44, No.1, (1948), 55-70.
- (2) 茂木岩夫, 河合素直, 町山忠弘, 外面フィンチューブのフィン表面における凝縮伝熱に関する実験(4), 早稲田大学理工学研究所報告(60), (1973), 9-17.
- (3) 茂木岩夫, 河合素直, 町山忠弘, 外面フィンチューブのフィン表面における凝縮伝熱に関する実験(5), 早稲田大学理工学研究所報告(64), (1974), 1-10.
- (4) 平沢茂樹, 土方邦夫, 森康夫, 中山恒, 膜状凝縮に及ぼす表面張力の影響, 日本機械学会論文集 (第2部), 44巻, 382号, (1978-6), 2041-2048.
- (5) 本田博司, 野津滋, 光森清彦, 多孔質排液板の取付けによる水平フィン付き管状の凝縮促進, 日本機械学会論文集(B編), 49巻, 445号, (1983), 1937-1945.
- (6) H. Honda, S. Nozu, Y. Takeda, A theoretical model of film condensation in a bundle of horizontal low finned tubes, Trans. ASME J. Heat Transfer, 111 (1989), 525-532.
- (7) R.L.Webb, T.M.Rudy, M.A.Kedzierski, Prediction of the Condensation Coefficient on Horizontal integral-Fin Tubes, Journal of Heat Transfer, Vol.107, (1985), 369-376.
- (8) 本田博司, 野津滋, 武田泰仁, 水平ローフィン付管の縦列における凝縮液の流動特性, 日本機械学会論文集(B編), 53巻, 488号, (1987), 1320-1328.
- (9) 本田博司, 野津滋, 内間文顕, 水平ローフィン付凝縮管の伝熱性能計算法, 日本機械学会論文集(B編), 53巻, 488号, (1987), 1329-1337.
- (10) 本田博司, 野津滋, 武田泰仁, 水平ローフィン付管群の凝縮伝熱性能計算法, 日本機械学会論文集(B編), 54巻, 504号, (1988), 2128-2135.
- (11) 朱恵人, 本田博司, 水平フィン付き凝縮管のフィン形状最適化に関する研究, 日本機械学会論文集(B編), 58巻, 555号, (1992), 240-246.
- (12) W. Y. Cheng, Chi-chuan Wang, Condensation of R-134a on Enhanced Tubes, ASHRAE Transactions, Vol.100, pt.2, (1994), 809-817.
- (13) Joseph B. Huber, Lance E. Rewerts, Michael B. Pate, Shell-Side Condensation Heat Transfer of R-134A-Part III: Comparison with R-12, ASHRAE Transactions, Vol.100, pt.2, (1994), 257-246.
- (14) A. Briggs, J. W. Rose, Efficiency on a model for condensation heat transfer on a horizontal integral-fin tube, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.37, Suppl. 1, (1994), 457-163.
- (15) J. W. Rose, An approximate equation for the vapour-side heat-transfer coefficient for condensation on low-finned tubes, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.37, Suppl. 1, (1994), 457-163.
- (16) 本田博司, 眞喜志 治, 水平2次元フィン付き管上の膜状凝縮におよぼす周方向リップの影響, 日本機械学会論文集(B編), 61巻, 587号, (1995), 235-240.

- (17) Ravi Kumar, H. K. Varma, Bikash Mohanty, K. N. Agrawal, AUGMENTATION OF OUTSIDE TUBE HEAT TRANSFER COEFFICIENT DURING CONDENSATION OF STEAM OVER HORIZONTAL COPPER TUBES, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol.25, No. 1, (1998), 81-91.
- (18) Dongsoo Jung, Chong-Bo Kim, Sungjun Cho, Kilhong Song, Condensation heat transfer coefficients of enhanced tubes with alternative refrigerants for CFC11 and CFC12, *International Journal of Refrigeration*, Vol.22, (1999), 548-557.
- (19) 本田博司, 高田信夫, 高松洋, 金正植, 宇佐美啓一郎, 冷媒 R134a の千鳥配列フィン付き管群内凝縮におよぼすフィン形状の影響, *日本冷凍空調学会論文集*, Vol.17, No.4, (2000), 481-487.
- (20) M. Belghazi, A. Bontemps, J. C. Signe, C. Marvillet, Condensation heat transfer of a pure fluid and binary mixture outside a bundle of smooth horizontal tubes Comparison of experimental results and a classical model, *International Journal of Refrigeration*, Vol.24, (2001), 841-855.
- (21) Ravi Kummar, H. K. Varma, Bikash Mohanty, K. N. Agrawal, Prediction of heat transfer coefficient during condensation of water and R-134a on single horizontal integral-fin tubes, *International Journal of Refrigeration*, Vol.25, (2002), 111-126.
- (22) D. Gstoehl, J. R. Thome, Film Condensation of R-134a on Tube Arrays With Plain and Enhanced Surfaces: Part I—Experimental Heat Transfer Coefficients, *Journal of Heat Transfer*, Vol.128, (2006), 21-32.
- (23) Yong Tae Kang, Hiki Hong, Young Soo Lee, Experimental correlation of falling film condensation on enhanced tubes with HFC134a; low-fin and Turbo-C tubes, *International Journal of Refrigeration*, Vol.30, (2007) 805-811.
- (24) Wen-Tao Ji, Chuang-Yao Zhao, Ding-Cai Zhang, Ya-Ling He, Wen-Quan Tao, Influence of condensate inundation on heat transfer of R134a condensing on three dimensional enhanced tubes and integral-fin tubes with high fin density, *Applied Thermal Engineering*, Vol.38, (2012), 151-159.
- (25) 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), *International journal of refrigeration*, Vol 63, (2016), 157–170.
- (26) Alaa Ruhma Al-Badri, Andreas Baer, Achim Gotterbarm, Michael Heinrich Rausch, Andreas Paul Froeba, The influence of fin structure and fin density on the condensation heat transfer of R134a on single finned tubes and in tube bundles, *International journal of refrigeration*, Vol 100, (2016), 582–589.
- (27) Tailian Chena, Daniel Wu, Enhancement in heat transfer during condensation of an HFO refrigerant on a horizontal tube with 3D fins, *International journal of refrigeration*, Vol 124, (2018), 318–326.

- (28) R. Steinhoff, X. Luo, S. Kabelac, CONDENSATION HEAT TRANSFER OF R-134A ON SINGLE HORIZONTAL THREE-DIMENSIONAL STRUCTURED TUBES, Proceedings of the 16th International Heat Transfer Conference, IHTC-16, (2018), 2485-2492.
- (29) Wen-Tao Ji, Xiao-Dong Lu, Qiu-Nan Yu, Chuang-Yao Zhao, Hu Zhang, Wen-Quan Tao, Film-wise condensation of R-134a, R-1234ze(E) and R-1233zd(E) outside the finned tubes with different fin thickness, International journal of refrigeration, Vol 146, (2020), 118829.
- (30) Lemmon E. W., Bell I. H., Huber M. L., and McLinden M. O., NIST Reference fluid thermodynamic and transport properties REFPROP ver.10, National Institute of Standards and Technology, (2018)
- (31) Nusselt, W, Die oberflächenkondensation des wasserdampfes, Zeitschrift des Verein Deutscher Ingenieure, (1916), Vol.60, (27), pp. 541-546, 569-575.
- (32) D. Gstoehl, J. R. Thome, Film Condensation of R-134a on Tube Arrays With Plain and Enhanced Surfaces: Part II—Empirical Prediction of Inundation Effects, Journal of Heat Transfer, Vol.128, (2006), 33-43.
- (33) 藤井哲, 小田鶴介, 水平管群における凝縮液イナundationに関する熱伝達の整理式, 日本機械学会論文集(B編), 52巻, 474号, (1986), 822-826.
- (34) 新里寛英, 李鍾鵬, 藤井哲, 自由対流層流膜状凝縮における液膜の物性値の評価温度, 九州大学機能物質科学研究所報告, 第6巻, 第1号, (1992), 1-9
- (35) 上原春男, 楠田久男, 中岡勉, 山田実, 鉛直面上の膜状凝縮熱伝達の実験的研究, 日本機械学会論文集(B編), 49巻, 439号, (1983), 666-675.
- (36) 上原春男, 木下英二, 鉛直面上の体積力対流の波流および乱流膜状凝縮(局所熱伝達係数の整理式), 日本機械学会論文集(B編), 60巻, 577号, (1994), 3109-3116.
- (37) 小山繁, 野津滋, 宮良昭男, (2017), 第2章 平板上の膜状凝縮, 日本冷凍空調学会(編), 冷媒の凝縮 —基礎から応用まで—, 日本冷凍空調学会, ISBN 978-4-88967-131-5-C3053, pp.34
- (38) Gunnar Myhre, Drew Shindell, François-Marie Bréon, William Collins, Jan Fuglestedt, Jianping Huang, ... Keith Shine, Climate Change 2013 The Physical Science Basis Working Group I Contribution to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change Chapter 8 Anthropogenic and Natural Radiative Forcing, (2013)

付録 1 白金測温抵抗体の検定

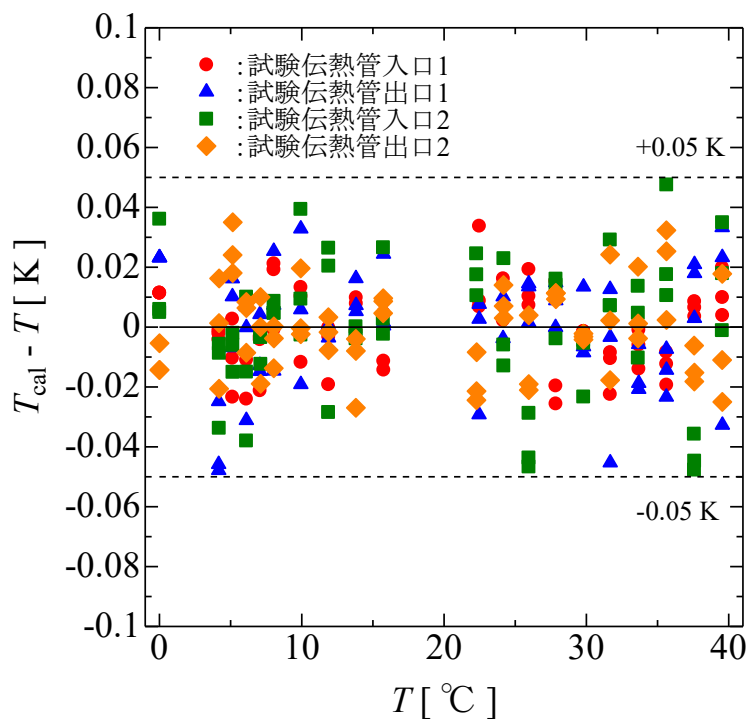
本実験では、試験伝熱管の冷却水出入口温度の測定に 3 線式白金測温抵抗体を用いた。測定に必要な 1 mA の定電流の発生および、信号電圧出力を信号変換器で行い、信号電圧をデータロガーで測定した。白金測温抵抗体の検定は、恒温水槽内中央に設置したシース径に合わせた穴をあけた銅ブロックへ、白金測温抵抗体および第三者機関であらかじめ公正されたクウォーツ式温度計のそれぞれの感温部を挿入し、0.01℃から 40℃の範囲で白金測温抵抗体の信号電圧およびクウォーツ式温度計の指示温度を測定した。水槽内温度 T はクウォーツ式温度計の指示値とし、それぞれの白金測温抵抗体の信号電圧値 Vt との関係を以下に示す 3 次式で近似し、関係式を求める。

$$T_{\text{cal}} = aVt^3 + bVt^2 + cVt + d \quad (\text{付 1-1})$$

ここに、 a 、 b 、 c および d は係数である。付表 1.1 に、白金測温抵抗体の関係式の各係数および、水槽内温度に T 対する T_{cal} の差の標準偏差を示す。また、付図 1.1 に水槽内温度に T 対する T_{cal} の偏差を示す。なお、白金測温抵抗体は試験伝熱管入口および出口でそれぞれ 2 本使用しており、試験毎に使用した白金測温抵抗体の関係式を用いて測定温度を求めた。検定結果より、白金測温抵抗体の関係式より求められる温度 T_{cal} は、0.01℃から 40℃の範囲の測定温度に対して± 0.05 K 以内で再現性が得られた。

付表 1.1 白金測温抵抗体の検定結果

測定対象	a	b	c	d	σ
試験伝熱管入口1	0.0000050536	-0.0003747062	1.0070922718	0.1050666463	0.0130
試験伝熱管出口1	0.0000030540	-0.0002090631	1.0027022063	0.1565800496	0.0188
試験伝熱管入口2	0.0000057290	-0.0003939146	1.0050575350	-0.0814742967	0.0216
試験伝熱管出口2	-0.0000055039	0.0003413896	0.9938042160	-0.0610084395	0.0146



付図 1.1 白金測温抵抗体の検定結果

付録 2 試験伝熱管の検定

実験によっては、試験伝熱管壁面平均温度を温度変化に伴う試験伝熱管の電気抵抗値変化を利用する電気抵抗法で測定した。その温度変化に伴う電気抵抗値は、下記の要領の試験伝熱管の検定で測定した。

付 2.1 試験伝熱管の検定の手順

実験装置は以下の手順で立ち上げた。

(7) 試験伝熱管をフッ素系洗浄液およびパーツクリーナーで脱脂洗浄し、コンプレッサーエアーで乾燥させ、あらかじめ大気圧状態にした凝縮器に挿入する。挿入後、電極および混合器を取り付ける。

(8) 試験装置の制御盤の電源を投入し、ブラインチラー、自動調整弁制御空気用のエアコンプレッサーを起動させ、冷熱源であるブライン温度と、エアー圧の安定するまで待機する。また、各測定機器および PC を起動させ、計器の暖機をするとともに、モニタリングを開始しておく。

(9) エアコンプレッサー圧が安定したのを確認した後、冷却水ポンプを起動し、試験伝熱管に冷却水を供給し、冷却水漏れ等を確認した後、電気ヒーターおよびブライン熱交換器を起動し、試験条件の温度になるよう調節計を設定して安定するのを待つ。また、冷却水流量も試験条件に合わせて調節計に設定して安定するまで待機する。

(10) 冷却水温度が安定するのを待っている間に、真空ポンプで凝縮器内の不凝縮ガスを吸い出しておく。また、圧力計指示値が 0Pa 付近になった際に、蒸発器の微量の液冷媒をバルブ操作で凝縮器に送り、試験装置内の不凝縮ガス排除を行う。

(11) 圧力計指示値が 0Pa を示して動かなくなってから 1 時間以上待機する。

実験装置が立ち上がった後の、単管実験での実験条件の調整を以下に示す。

(4) 冷却水流量は、試験伝熱管入側に設置した電磁流量計の信号を用いて、調節計で自動調整弁開度を PID 制御することで調節する。

(5) 冷却水温度は、試験伝熱管入り口の白金測温抵抗体の信号を用いて、調節計でブライン熱交換器へのブライン流量を制御する自動調整弁開度および、電気ヒーター出力を制御するソリッドステートリレーの ON-OFF 周期を PID 制御することで調節する。

各条件を調節計に設定後、十分に安定するまで待機する。待機後、30 分間データ収録を行った。

凝縮器内は真空断熱状態であるので、十分な安定状態であれば試験伝熱管の温度は、試験伝

熱管の出入口水温の平均値と同じとした。冷却水流量は、出入口の温度差を小さくするため、可能な限り多量に流れるようにした。なお、冷媒の変更や他の試験の実施のため、試験伝熱管の抜管を行う都合上、同一の試験伝熱管でも複数回検定を実施した。

付 2.2 データの整理方法

各試験伝熱管の電気抵抗値 R_t は、回路に流れる電流 I と試験伝熱管に取り付けた電極から測定した電圧降下値 E_w により次式により求める。

$$R_t = \frac{E_w}{I} \quad (\text{付 1-1})$$

$$I = \frac{E_{sr}}{R_{sr}} \quad (\text{付 1-2})$$

ここで、 E_{sr} は標準抵抗器における電圧降下値、 R_{sr} は標準抵抗器の抵抗値である。

試験伝熱管出入口水温の平均値 T_{sm} および、試験伝熱管の電気抵抗値 R_t との関係を以下に示す 2 次式で近似し、関係式を求める。

$$T_{wm} = aR_t^2 + bR_t + c \quad (\text{付 1-3})$$

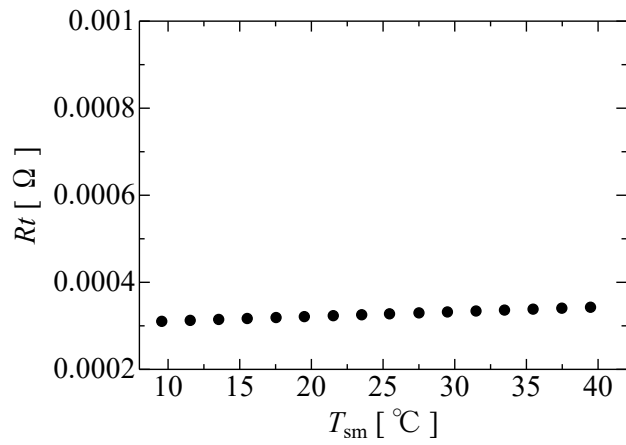
ここに、 a 、 b および c は係数である。

付 2.3 試験伝熱管の検定の結果

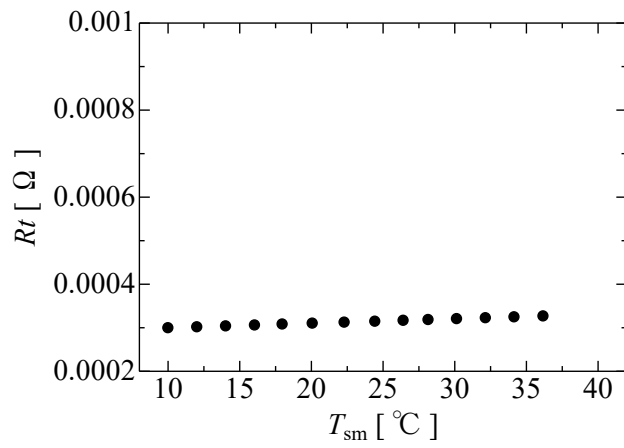
付表 2.1 に、試験伝熱管の関係式の各係数および、試験伝熱管出入口水温の平均値 T_{sm} に対する T_{wm} の差の標準偏差を示す。付図 2.1 から付図 2.19 に各試験伝熱管の温度変化に伴う電気抵抗値を示す。検定結果より、試験伝熱管の関係式より求められる温度 T_{wm} は、試験伝熱管出入口水温の平均値 T_{sm} に対して $\pm 0.13 \text{ K}$ 以内で再現性が得られた。

付表 2.1 試験伝熱管の検定結果

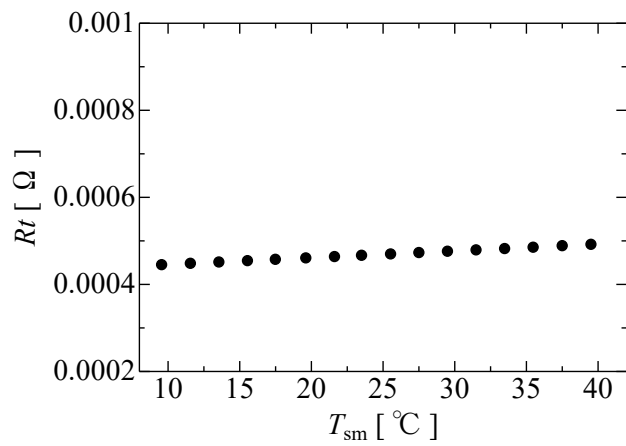
検定番号	試験伝熱管	a	b	c	σ
1	SM	-365239.702148	925269.593409	-277.072662	0.005
2	SM	321354575.417236	765540.025536	-248.218054	0.074
3	LF34L	-239707070.276367	866808.930459	-328.604389	0.051
4	LF34L	60542104.718262	608565.287484	-265.999593	0.007
5	MG34LvI	15466376.126709	592518.741188	-277.158852	0.005
6	MG34LvI	-127729221.038818	748192.417219	-311.587820	0.021
7	MG34LsI	-2524307.289063	610455.407846	-280.241070	0.011
8	MG34LsI	6118160.405518	619167.438785	-279.289034	0.007
9	MG34LuI	28554781.323486	562018.061706	-270.809869	0.006
10	MG34LuI	-3265670.161377	612114.143303	-281.315380	0.005
11	MG40LL6b	-13426981.597290	466090.829467	-290.441925	0.015
12	MG40LL6b	2020903.550293	442710.724834	-281.744256	0.005
13	MG40LL6b	157709058.934570	227481.382846	-202.725029	0.005
14	MG40LL6b	153485732.106445	236318.112877	-205.945012	0.002
15	MG40LL6b	36419002.068359	412466.452472	-268.463877	0.007
16	MG40LL5b	129095220.612671	175531.984304	-197.574718	0.004
17	MG40LL5b	-33758332.963867	442039.283805	-309.586053	0.032
18	MG40LL5b	238929948.577148	-8958.842929	-120.572315	0.006
19	MG40LL5b	35900734.287476	330584.433947	-258.523852	0.009



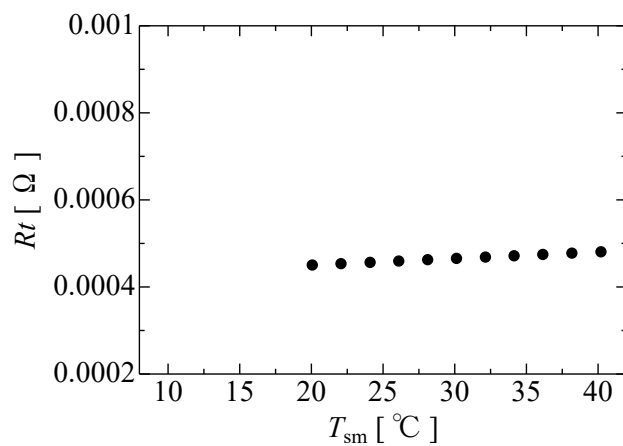
付図 2.1 検定結果 1 (SM)



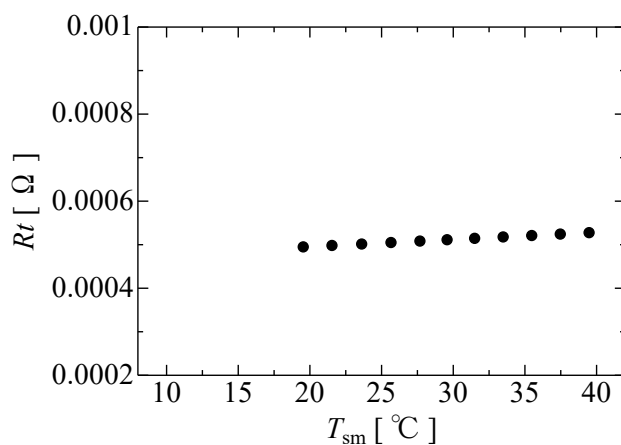
付図 2.2 検定結果 2 (SM)



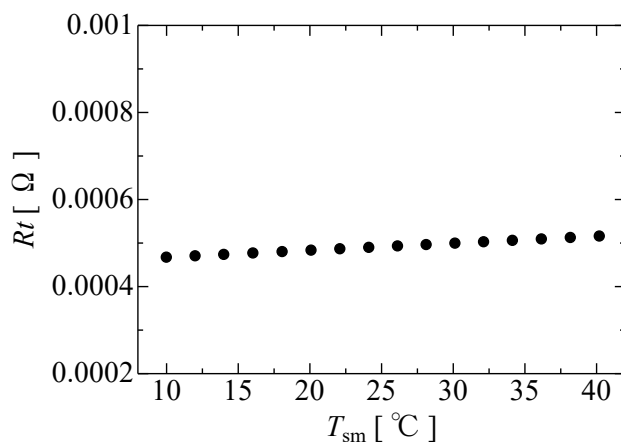
付図 2.3 検定結果 2 (LF34L)



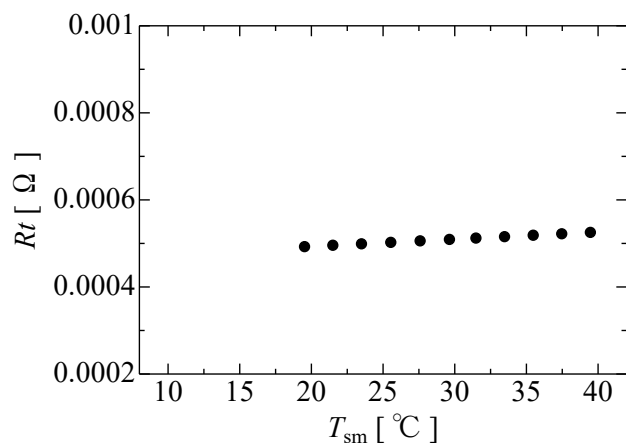
付図 2.4 検定結果 4 (LF34L)



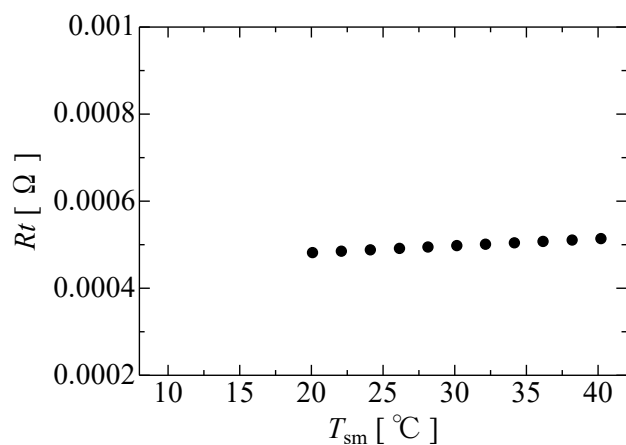
付図 2.5 検定結果 5 (MG34LvI)



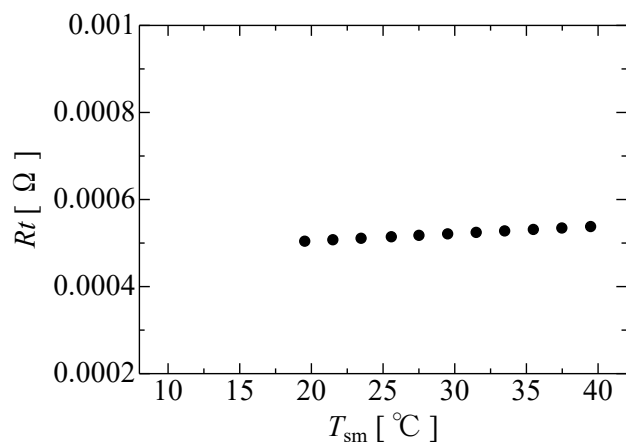
付図 2.6 検定結果 6 (MG34LvI)



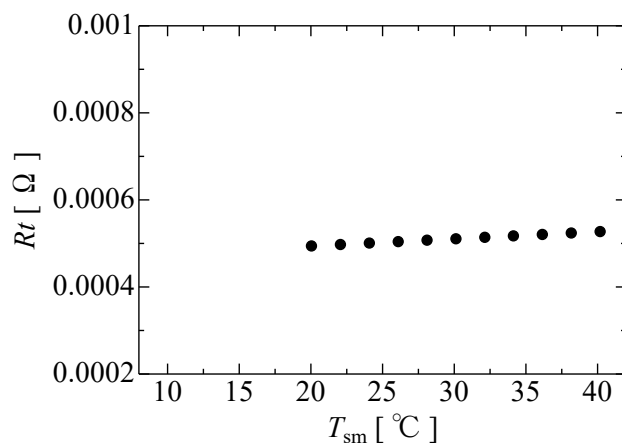
付図 2.7 検定結果 7 (MG34LsI)



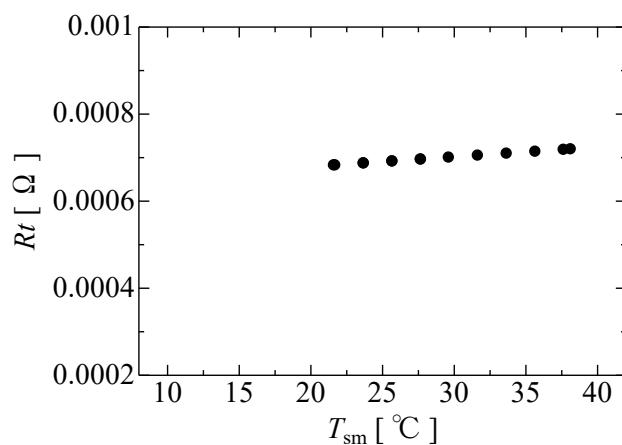
付図 2.8 検定結果 8 (MG34LsI)



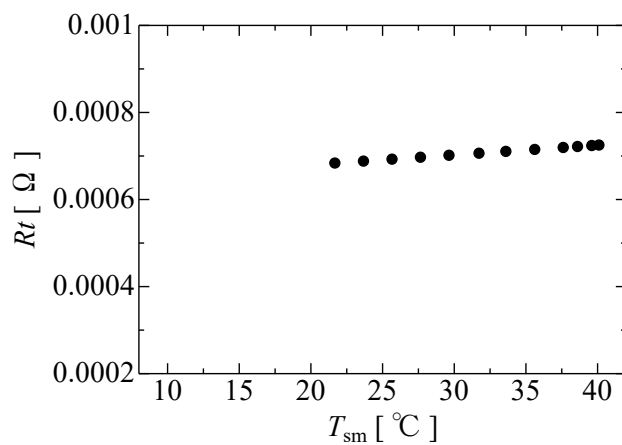
付図 2.9 検定結果 9 (MG34LuI)



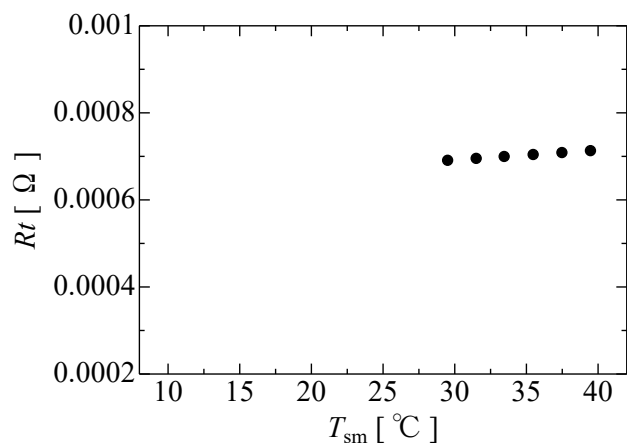
付図 2.10 検定結果 10 (MG34LuI)



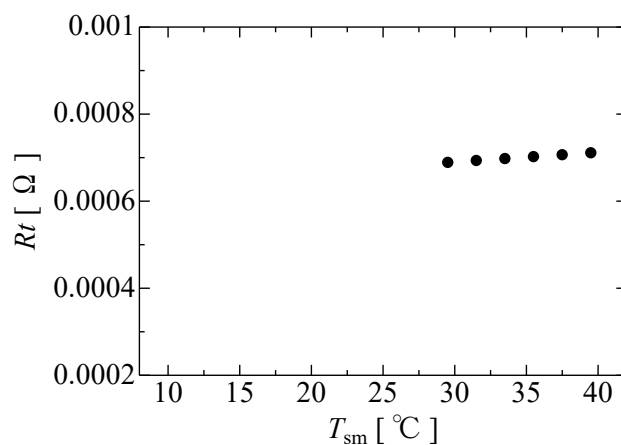
付図 2.11 検定結果 11 (MG40LL6b)



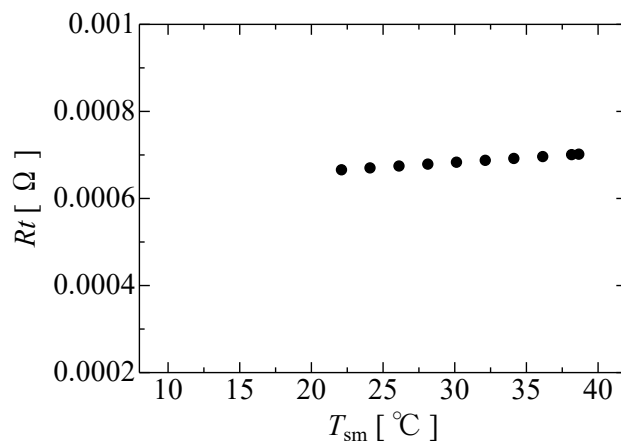
付図 2.12 検定結果 12 (MG40LL6b)



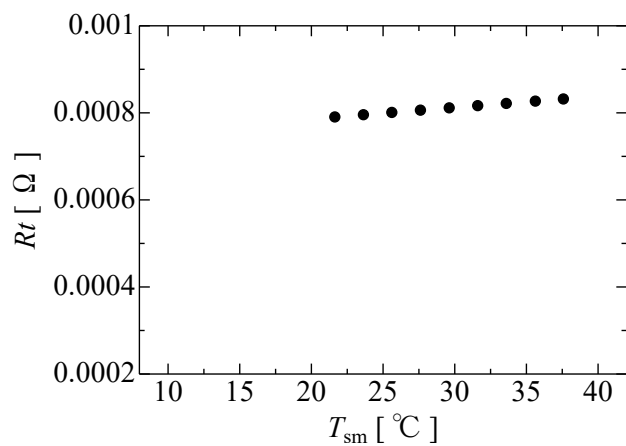
付図 2.13 検定結果 13 (MG40LL6b)



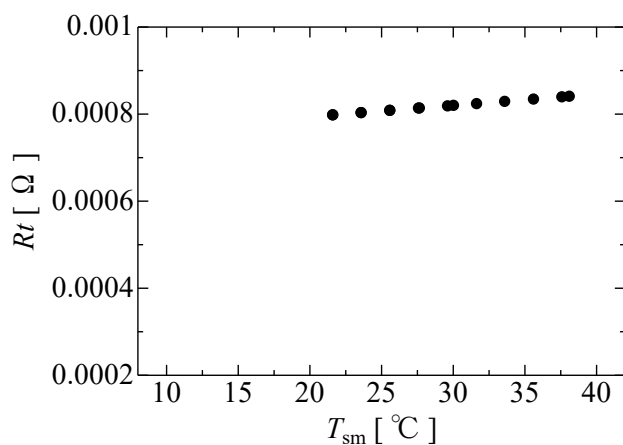
付図 2.14 検定結果 14 (MG40LL6b)



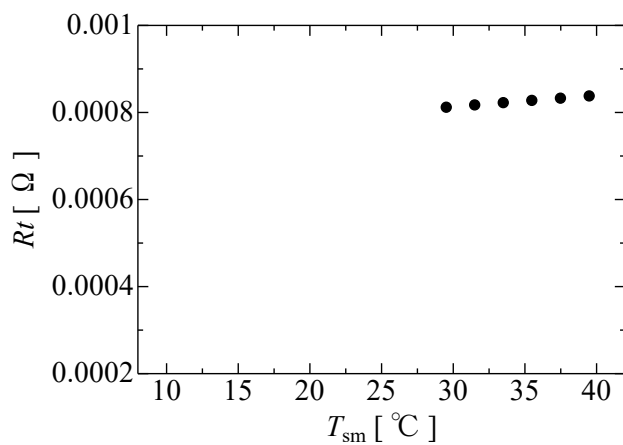
付図 2.15 検定結果 15 (MG40LL6b)



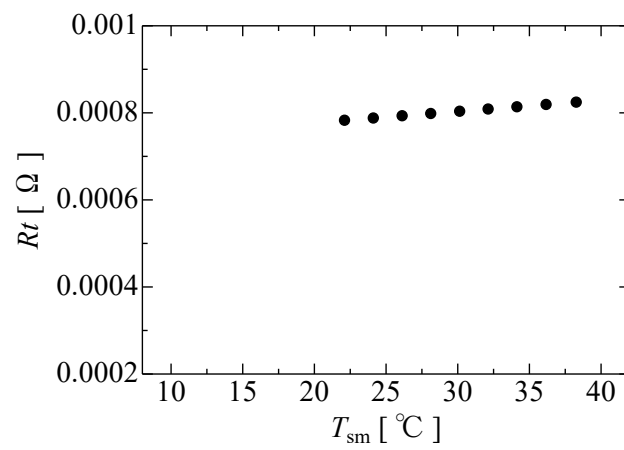
付図 2.16 検定結果 16 (MG40LL5b)



付図 2.17 検定結果 17 (MG40LL5b)



付図 2.18 検定結果 18 (MG40LL5b)



付図 2.19 検定結果 19 (MG40LL5b)

付録3 Wilson Plot 法

電気抵抗法が使えない場合に、総括伝熱係数から管内熱伝達率と管壁面の熱抵抗を差し引くことで凝縮熱伝達率を求めた。伝熱促進管は製造工程上、内面側にも凹凸ができるため完全な平滑管として扱うことはできない。この際、管内熱伝達率を実験的に求める方法として、Wilson Plot 法を用いた。

付 3.1 試験装置

試験装置は第 2 章のものと同様である。

付 3.2 試験条件

試験条件は、冷却水流量と冷却水入口温度を熱流束が一定になるよう、任意の範囲を段階的に変化させる。試験冷媒には R134a を用いた。また、なるべく管外側の熱伝達率をよくするために、冷媒飽和温度 45[°C]になる様、凝縮器内を Refprop ver.10.0³⁰⁾にて算出した蒸気圧力一定とした。

付 3.3 データの整理方法

また、管内側熱伝達率 α_i [W・m⁻²・K⁻¹]は、関数形が Dittus-Boelter の式と一致すると仮定し、式(3-8)により求める。

$$\alpha_i = C_i \cdot Re_s^{0.8} \cdot Pr_s^{0.4} \cdot \frac{\lambda_s}{D_i} \quad (3-8)$$

ここで、 λ_s [W・m⁻¹・K⁻¹]は冷却水の熱伝導率、 Pr_s は冷却水のプラントル数である。なお、式中の Dittus-Boelter 係数 C_i 値は以下に示す方法(Wilson-Plot 法)により求めた値を用いる。まず、総括伝熱係数の逆数は次のように表される。

$$\frac{1}{K_o} = \left(\frac{A_o}{A_i} \right) \cdot \left(\frac{1}{\alpha_i} \right) + \frac{1}{\alpha_{o,wil}} + A_o \cdot R_w \quad (付 3-1)$$

次に、式(3-8)を式(付 3-1)に代入する。

$$\frac{1}{K_o} - A_o \cdot R_w = \frac{1}{\alpha_{o,wil}} + \left(\frac{1}{C_i} \right) \cdot \left[\frac{(A_o/A_i)}{Re_s^{0.8} \cdot Pr_s^{0.4} \cdot (\lambda_s/D_i)} \right] \quad (付 3-2)$$

ここで、式(付 3-2)について以下の様にグラフへプロットする。

$$Y \text{ 軸: } \frac{1}{K_o} - A_o \cdot R_w$$

$$X \text{ 軸: } \left[\frac{(A_o/A_i)}{Re_s^{0.8} \cdot Pr_s^{0.4} \cdot (\lambda_s/D_i)} \right]$$

各プロットに対して最小二乗法により 1 次近似直線を引き、その直線の傾き $1/C_i$ を算出する。

また、総括伝熱係数 K_o から管外熱伝達率 $\alpha_{o,wil}$ を分離するためには、式(付 3-1)を次の形に変形して求める。

$$\alpha_{o,wil} = \left(\frac{1}{K_o} - \frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{\alpha_i} - A_o \cdot R_w \right)^{-1} \quad (3-13)$$

また、管壁面温度 $T_{wo,wil}$ [°C] の算出は次のように行う。まず、総括伝熱係数 K_o は次式の定義を使用する。

$$K_o = \frac{Q_s}{A_o \cdot \left(T_r - \frac{T_{sin} + T_{sout}}{2} \right)} \quad (付 3-3)$$

管外の凝縮熱伝達率は次式の定義を使用する。

$$\alpha_{o,wil} = \frac{Q_s}{A_o \cdot (T_r - T_{wo,wil})} \quad (付 3-4)$$

式(付 3-1)に式(付 3-3)および式(付 3-4)を代入して、次の形に変形して管壁面温度 $T_{wo,wil}$ [°C] を求める。

$$T_{wo,wil} = \left(\frac{T_{sin} + T_{sout}}{2} \right) + Q_s \cdot \left[\frac{1}{A_i \cdot \alpha_i} + R_w \right] \quad (3-7)$$

付 3.4 試験結果

付表 3.1 に実験条件の範囲と、算出した C_i 値を示す。また、付図 3.1 に LF26H、付図 3.2 に MG34LuI の C_i 値算出に用いたグラフを示す。

付表 3.1 Wilson Plot 法での実験条件範囲と C_i 値

	q_o [kW m ⁻²]	Re_s [-]	T_{sin} [°C]	C_i [-]
LF26H	48.2	19800~45700	29~35	0.0252
MG34LuI	53.4	21600~50600	29~35	0.0256

なお、試験伝熱管の製作工程において、内面側の形状に影響する工程はフィンピッチ毎に決まっており、同じフィンピッチであれば内面形状は同じであると判断した。このため、LF26L は LF26H

の C_i 値を用いた。また LF34L と MG34Lu は MG34LuI の C_i 値を用いた。また、平滑管は Wilson Plot 法を実施し C_i 値 0.0246 を得たが、冷却水出入口温度差が 0.4K~2.2K と測定精度に問題があること。熱流束が一定にならなかったこと。得られた C_i 値が Dittus-Boelter の式とおおむね一致したことから、Dittus-Boelter の式本来の係数 0.023 を用いた。

付 3.5 凝縮実験でのデータ整理での問題点について

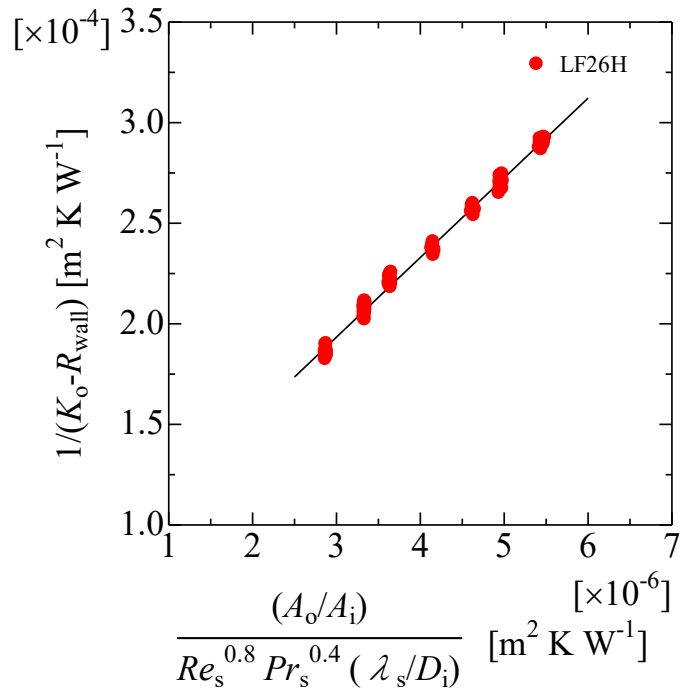
いずれの試験伝熱管においても、Wilson-Plot 法を用いた場合には電気抵抗法で壁面温度を測定した場合に比較して、30%程度高い凝縮熱伝達率を示した。これらの原因を探るため、以下の検討を行っている。

平滑管では、諸般の問題点があることから、Dittus-Boelter の式本来の係数 0.023 を用いている。一方、水の粘度の変化を考慮して、管内側の物性値影響として粘度を含む Sieder-Tate の式の適用も試みましたが、結果は改善しなかった。

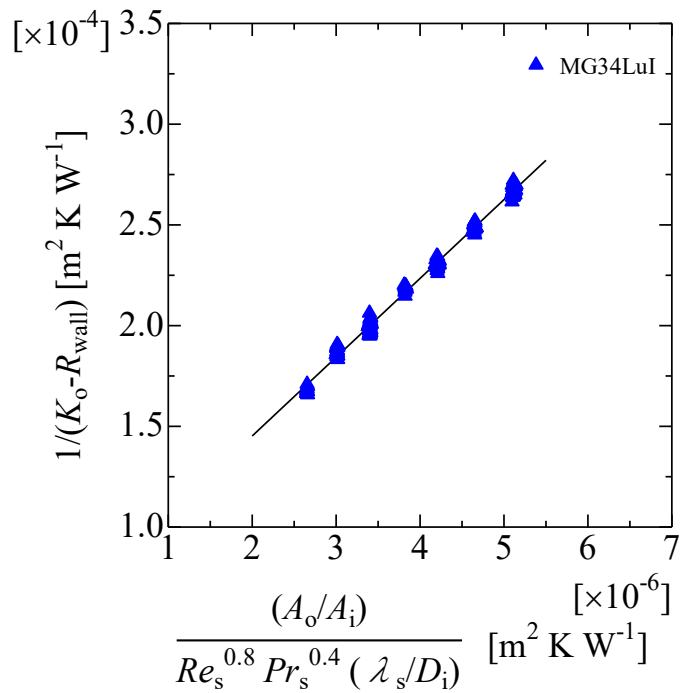
LF26H および MG34LuI の C_i 値算出では、熱流束条件を 1 条件とした。この条件では、凝縮実験での冷却水温度範囲をカバーしきれておらず、冷却水物性値の影響を考慮しきれていなかったことも考えられる。本論文の各種実験後、同実験装置を用いた別のフィン付管の実験では、同形状であっても熱流束条件の違いで C_i 値が変化することを確認している。

また、管外の熱伝達率算出時での問題として、総括伝熱係数から管内側の熱伝達率引くことで管外側の熱伝達率を求める。したがって、冷却水温度の測定誤差の影響が総括伝熱係数と管内側の熱伝達率の両方に影響している。このため、不確かさが大きくなっている。

また、平滑管の実験結果について、電気抵抗法で壁面温度を測定した場合に合わせて C_i 値を変化させて、平滑管のデータを整理した。結果、係数 0.030 とすると Wilson-Plot 法および壁面温度を測定した場合の 2 方法で求めた凝縮熱伝達率は、±3%以内で一致することが確認出来た。また、係数 0.030 を用いて、LF34L と MG34LuI の実験結果を整理した。2 方法で求めた凝縮熱伝達率は、LF34L では±10%、MG34LuI では-15%から+5%で、一致することを確認出来ました。一方、係数 0.030 は Dittus-Boelter の式本来の係数 0.023 に対して+30%程度であり、Wilson-Plot 法で求めた凝縮熱伝達率が電気抵抗法で壁面温度を測定した場合に比して+30%程度高いことと一致する内容である。しかし、各フィン付管において、Wilson-Plot 法と壁面温度を測定した場合で凝縮熱伝達率の違いが±10%以上出ており、同一条件として比較評価する場合には注意が必要であり、実験結果のミスリードにつながる事が考えられる。このことから、Wilson-Plot 法の測定結果は本試験装置での相対比較でのみ使用することとした。また、本論文では解決策として、電気抵抗法で壁面温度を測定することとしており、可能な限り壁面温度を測定した場合の結果を示すようにした。



付図 3.1 LF26H での Wilson Plot 法実施結果



付図 3.2 MG34LuI での Wilson Plot 法実施結果