

冷媒HCFC123の水平螺旋溝付鋼管内の蒸発熱伝達と圧力損失に関する実験的研究

東井上 真哉*1・桃木 悟*2・茂地 徹*3

Experimental Study on Heat Transfer and Pressure Drop of HCFC123 flowing inside a Horizontal Micro-Finned Steel Tube

by

Shinya Higashiue*1, Satoru Momoki*2 and Toru Shigechi*3

This paper presents the experimental results for the flow boiling heat transfer and pressure drop of HCFC123 in horizontal steel tubes. The experiment was performed using a smooth tube with 12mm inner diameter and a spiral grooved tube with 12.5mm maximum inner diameter. Pressure drop gradient and heat transfer coefficient of both tubes were measured and compared. The measured pressure drop gradients of the grooved tube were 50% higher than those of the smooth tube while the measured heat transfer coefficients of the grooved tube were 100% higher than those of the smooth tube. The experimental result of frictional pressure drop gradient and heat transfer coefficient for the grooved tube were compared with the predicted values by some available correlations. The Murata correlation for the friction pressure drop gradient gives more accurate values than other correlations assessed in the present study. Three available correlations, Murata, Momoki et al. and Mori et al., for flow boiling heat transfer coefficients inside grooved copper tubes were examined with the measured heat transfer coefficients. Also for the heat transfer coefficient, the Murata correlation showed the better agreement than the other two correlations against the present measured values.

1 緒言

冷凍機、空調機に使用されているフロン系冷媒の管内強制対流沸騰熱伝達と圧力損失に関する研究はこれまでに数多く行われており、平滑管に対する圧力損失と熱伝達係数に関しては比較的精度よく予測できる整理式がいくつか提案されている。(7) 通常、蒸発器や凝縮器には管内面に微細な溝を施した内面螺旋溝付管が伝熱促進管として広く使用されている。内面螺旋溝付管を対象とした管内沸騰蒸発圧力損失および熱伝達に関する整理式は経験的なものがいくつか提案されているのみである。

伊藤・木村(14),(15)はR22を用いてリード角、溝深さ、溝ピッチが異なる10種類の内面螺旋溝付銅管とリード角のみを変えた螺旋アルミ管における圧力損失と熱伝達の実験を多数の実験条件(質量速度、クオリティ、熱流束)で行ない、溝深さ、溝ピッチ、リード角が熱伝達と圧力損失に与える影響を考察してい

る。しかし、彼らは内面螺旋溝付管内に対する整理式の作成には至っていない。宮良(13)らは外径9.52mmの螺旋溝付管を用いてR22+R114の混合冷媒における蒸発熱伝達の実験を行い、ポイリング数 Bo 数、Lockhart-Martinelliのパラメータ X_{tt} と実験的に求めた組成比を考慮するパラータを用いて蒸発熱伝達係数を整理している。藤井(12)らは外径9.52の内面螺旋溝付銅管を用いてR22の圧力損失と熱伝達の実験を行い、彼らが実験から得た液単相流熱伝達係数の経験式とLockhart-Martinelliのパラメータ X_{tt} を用いて蒸発熱伝達係数の経験式を作成している。木戸(9)らは外管直径7mmの溝条数や溝深さ、溝のリード各が異なる7種類の内面螺旋溝付管を用いてR22の蒸発圧力損失と熱伝達係数に関する実験を行い、溝深さ、溝数、リード角が熱伝達係数に与える影響を調査している。さらに溝仕様の影響を考慮するパラメータとして修正ポンド数を導入して蒸発熱伝達係数の整理式を提案している。

平成15年10月24日受理

*1大学院生産科学研究科博士後期課程(Graduate Student, Graduate School of Science and Technology)

*2大学院生産科学研究科(Graduate School of Science and Technology)

*3機械システム工学科(Department of Mechanical Systems Engineering)

近年では地球温暖化係数(GWP)の非常に小さい自然冷媒の利用が急増し始めており、人体へ毒性、可燃性が問題となるアンモニアが再び注目をあびている。アンモニアは銅・銅合金を腐食するため、これまでフロン系冷媒を対象として使用されてきた銅製の伝熱管が使用できず、アンモニアを冷媒として使用する場合は腐食しない鋼製もしくはステンレス製の伝熱管を使用する必要がある。蒸発を伴う沸騰流の熱伝達は溝の形状、表面粗さに影響することから銅製に伝熱管を対象として作成された熱伝達係数の整理式を鋼製の伝熱管の場合に対してそのまま流用することができず、材質を考慮した熱伝達係数の整理式が必要となる。鋼製の伝熱促進管を使用した管内沸騰流の研究は、管内面の溝加工が銅よりも困難なことから行なわれていなかったが、近年、加工技術の進歩により内径12mm程度の内面螺旋溝付鋼管の製造が実現するようになった。そこで本研究では、冷媒R123を用いて平均内径が約12mmの内面螺旋溝付鋼管の水平管内蒸発圧力損失と熱伝達に関して実験的な検討を行ない、得られた測定結果とこれまでに提案された代表的な圧力損失および熱伝達係数の予測式との比較を行なったので、その結果について報告する。

主要記号

A_c	: 実流路断面積	[m^2]
d_i	: 管平均内径	[m]
d_o	: 管外径	[m]
q	: 熱流束	[W/m^2]
Q	: 加熱量	[W]
G	: 質量速度	[$kg/(m^2 \cdot s)$]
h	: エンタルピ	[J/kg]
P	: 絶対圧力	[bar]
T	: 絶対温度	[K]
x	: クオリティ	[-]
α	: 熱伝達係数	[$W/(m^2 \cdot s)$]

添字

b	: バルク	: 液
v	: 蒸気	
w_i	: 管内表面	
w_o	: 管外表面	
s	: 飽和状態	
tp	: 二相流	

2 実験装置および実験方法

Fig.1に実験装置の系統図を示す。実験装置はポンプによるフロン系冷媒強制循環テストループで、循

環ポンプ、予熱器、試験蒸発管、凝縮器から構成される。回転式容積ポンプを出た冷媒は電磁流量計を通り、予熱器で所定の条件に調整されたのちテストセクションに入る。テストセクションを出た冷媒は凝縮器で完全に液となり再びポンプへと戻る。Fig.2に試験蒸発器の詳細図を示す。試験蒸発器は循環テストループ内に水平に取り付けられた全長3.5m、外径15mm、平均内径12mmの鋼管で、交流を直接通電して加熱される。試験蒸発器の外表面上には、伝熱管の入口から1350mm、2150mm、2950mmのそれぞれの地点にT型熱電対が管の底部から60度の間隔で計6点、試験蒸発器全体で18点が半田付されており(1)、これらの管外表面の温度の測定結果から管内表面温度を算出する。試験蒸発管の入口付近と出口付近に圧力測定用の圧力孔を設け(2)、試験蒸発管出口における絶対圧力と試験蒸発器区間全体の差圧を歪ゲージ式圧力計を用いてそれぞれ測定した。

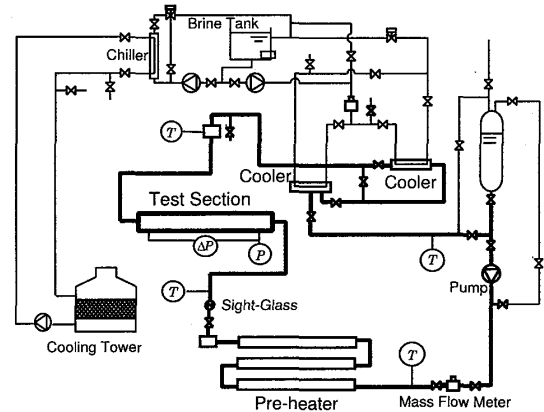
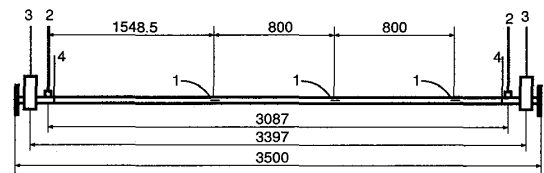


Fig. 1 Experimental apparatus



1:thermocouple 2:pressure tap 3:power cable
4:leading wire for voltage measurement

Fig. 2 Test section

伝熱管には、外径15mm、内径12.5mmの平滑管とFig.3に示す外径15mm、最大内径12.5mm、フィン枚数32枚、フィン高さ0.4mm、リード角15度の内面螺旋溝付管を使用した。管の材質はいずれもSTB-340-S-C鋼である。平均内径 d_i は螺旋溝付管の実流路断面と同じ断面積 A_c を有する平滑管の直径 $2\sqrt{A_c/\pi}$ として定義した。本実験で使用した内面螺旋溝付管の詳細データを表Table.1に示す。

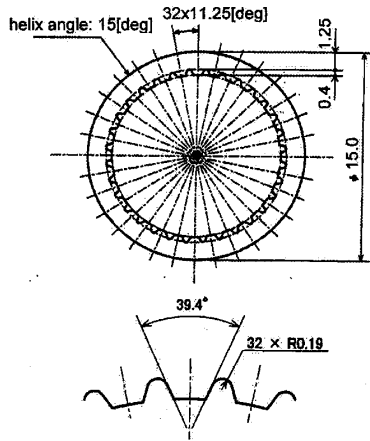


Fig. 3 Experimental apparatus

最大直径 d_{max}	[mm]	12.5
最小直径 d_{min}	[mm]	11.7
平均直径 d_i	[mm]	12.0
フィン枚数 n	[枚]	32
フィン高さ h	[mm]	0.4
溝ピッチ t	[mm]	1.19
開口部の溝幅 wt	[mm]	0.56
リード角 β	[deg]	15
濡れ淵 l_p	[mm]	50.78
水力相当直径 d_h	[mm]	8.91
実流路断面積 A_c	[mm ²]	112.60
実伝熱面積 A_h	[mm ² /mm]	52.57
面積拡大係数 η	[-]	1.347
伝熱面積拡大係数 η_h	[-]	1.395

Table. 1 Detail of test tube

実験では、所定の流量となるようにポンプの回転数をインバータにより調節し、予熱器および試験蒸発器への加熱量をSCR(サイリスタ)を用いて調節した。圧力損失の実験に関しては断熱二相流の条件で行い、熱伝達の実験に関しては試験蒸発器に所定の熱を加えた状態で行った。いずれも定常状態をペンレコーダで確認したのち測定を行った。Table.2に実験範囲を示す。

圧力	[bar]	2 ~ 3
流量	[kg/(m ² s)]	100 ~ 330
熱流束	[kW/(m ²)]	5 ~ 30
入口クオリティ	[-]	

Table. 2 Experimental condition

3 実験結果の整理

水平管内における摩擦圧力損失勾配は次式から算出できる。

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{f,tp} = \frac{\Delta P}{\Delta z} \quad (1)$$

ここに、 ΔP は実験により測定される試験蒸発器全体の圧力損失、 Δz は差圧の測定区間である。管軸方向局所におけるクオリティは、予熱器の入口温度から求まるエンタルピ h_{start} を基準として熱収支より算出した。

$$x = \frac{h_b - h_l}{h - h_v} \quad (2)$$

$$h_b = h_{start} + Q/W \quad (3)$$

h_b は混合平均エンタルピ、 Q は冷媒に供給される熱量、 W は冷媒の循環流量である。熱伝達係数を次式で定義した。

$$\alpha = \frac{q}{T_{wi} - T_s} \quad (4)$$

ここに、 q は伝熱管における平均熱流束であり、伝熱管に対して均等に熱が加えられると仮定して次式で求めた。

$$q = Q_{test}/(\pi d_i L) \quad (5)$$

Q_{test} は試験蒸発管への供給熱量であり、試験蒸発器に取り付けられた電力計から測定値される。 L は有効伝熱長さ、 d_i は伝熱管の平均内径である。また、 T_s は圧力から求まる冷媒の飽和温度であり、壁面温度を測定した位置における圧力は、試験蒸発区間の出口圧力と差圧の測定結果を用いて見積もった。管内表面の代表温度 T_{wi} は、伝熱管の同一断面に配置された6点の管外表面温度 T_{wo} の算術平均と伝熱管への供給熱量から半径方向の一次元定常熱伝導の式を用いて算出した。

$$T_{wi} = T_{wo} - Q \cdot \ln(d_o/d_i)/(2\pi L) \quad (6)$$

4 実験結果と従来の予測式との比較

4.1 圧力損失

Fig.4~Fig.6は圧力2bar、質量速度100kg/(m²・s)および200kg/(m²・s)とした場合と圧力3bar、質量速度300kg/(m²・s)とした場合の断熱二相流における圧力損失勾配の測定結果をクオリティ x に対して示した図である。図中の○印は平滑管、●印は内面螺旋溝付管の場合における測定結果を示している。圧力損失勾配は溝付管と平滑管ともにクオリティが高くなるのにしたがって増大し、圧力2barで質量速度が

200kg/(m²·s)においてはクオリティ x が0.8付近で最大値となる傾向を示している。(Fig.5参照) また、質量速度 G が高くなるのにしたがって僅かなクオリティの増大に対して圧力損失勾配は大きく増大する。溝付管と平滑管の圧力損失勾配を比較すると、溝付管の圧力損失勾配は平滑管の場合に比べて全体的に1.5倍から2倍程度大きい値を示し、圧力2bar、質量速度100kg/(m²·s)では、クオリティ $x=0.8$ では約3倍程度の非常に高い値を示す(Fig.4参照)。

次にフロン系冷媒の水平螺旋溝付管内蒸発流の摩擦圧力損失に対して提案されている村田⁽³⁾ら式、木戸上原⁽⁹⁾の式、久保田⁽⁶⁾らの式と二相粘性係数として液の粘性係数を用いた均質流モデルと比較する。なお、均質流モデルの式において液単相圧力損失を計算する際に必要となる溝付管の摩擦係数はCarnavos⁽¹¹⁾の式を用いて算出した。Fig.7に断熱気液二相流における摩擦圧力損失勾配の測定結果と整理式から得られた予測値との比較を示す。久保田らの式を除いては本実験結果を比較的精度良く予測している。その中でも村田の式が本実験結果との一致が良い。村田は、内径12mmの溝付管を用いてR11とR114における管内蒸発流の実験を流量100kg/(m²·s) ~ 300kg/(m²·s)、圧力2barの範囲で行い、その結果を基に整理式を作成している。本実験で使用した溝付管の平均内径および流量と圧力の実験条件は村田のもと比較的似ており、この影響が本実験結果を比較的精度良く予測できた考える。一方、久保田らの式は本実験結果を30%以上も小さく見積る結果となった。久保田らは管内径約6.5mmの溝付管を用いて圧力6.3barと9.4barにおける管内蒸発流圧力損失の実験を行い、その結果を基に整理式を作成して。久保田らが実験で使用した管は本実験で使用した管の約1/2で、圧力の条件も本実験と比べて2倍以上高い。久保田らの式が本実験結果を小さく見積る原因としては気液の密度比の違いのためだと考える。したがって、高圧の場合にける摩擦損失と低圧の場合における摩擦損失を予測できる一般的な整理式を作成する必要があると考える。

4.2 熱伝達

Fig.8は圧力2bar、質量速度100kg/(m²·s)、熱流束5kW/m²、Fig.9は圧力2bar、質量速度200kg/(m²·s)、熱流束5kW/m²における熱伝達係数の測定結果をクオリティ x に対して示した図である。図中の○印は平滑管、●印は内面螺旋溝付管における熱伝達係数を示している。平滑管と内面螺旋溝付管ともに熱伝達係数はクオリティの増加とともに増大し、クオリティが0.2 ~ 0.4付近で一旦下降したのち

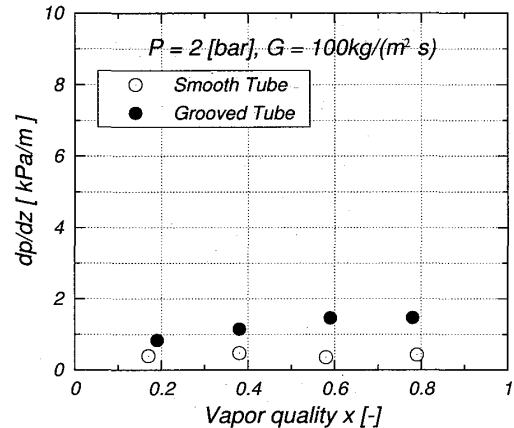


Fig. 4 Measured pressure drop gradient, $P=2\text{bar}$, $G=100\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$

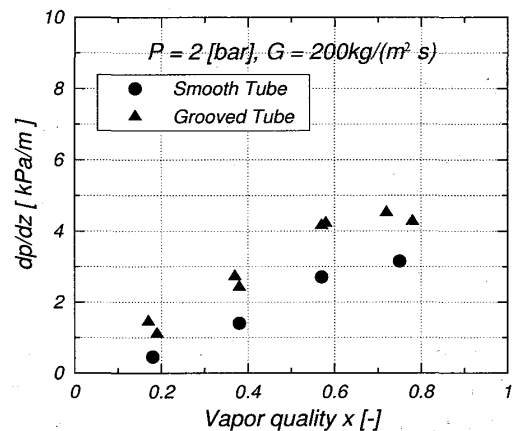


Fig. 5 Measured pressure drop gradient, $P=2\text{bar}$, $G=200\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$

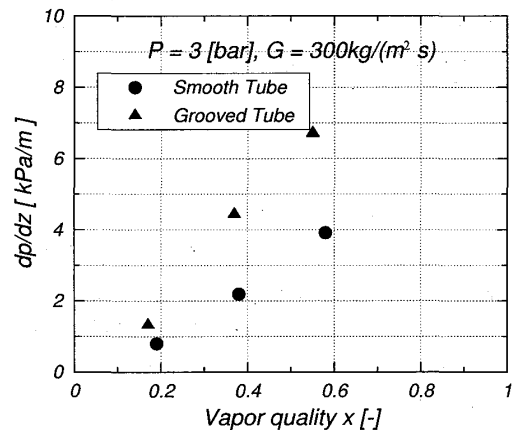


Fig. 6 Measured pressure drop gradient, $P=3\text{bar}$, $G=300\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$

再び増大する。内面螺旋溝付管の熱伝達係数は平滑管の場合と比較して約2倍以上の良好な値を示しており、特に質量速度100kg/(m²·s)でクオリティ0.8のときに非常に良好である。質量流量100kg/(m²·s)において螺旋溝付管の熱伝達係数が平滑管の場合と比較して良好となるメカニズムは次のように考えられる。平滑管

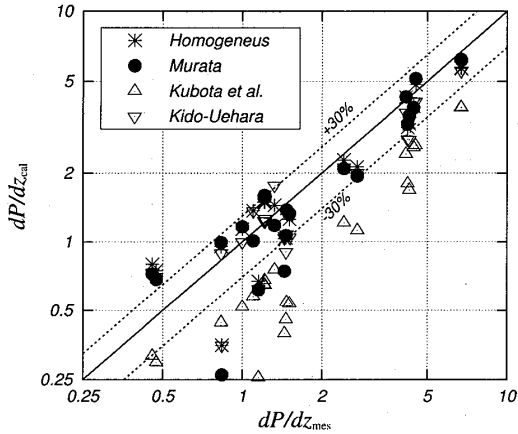


Fig. 7 Comparison between the measured and correlated the friction pressure drop gradient

の場合、質量速度が $100\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ のように低流量域では、流れが蒸気と液とが上下に分離して流れる様式となるため、管頂部を流れる蒸気は熱伝達に対してほとんど関与せず、伝熱の大部分は管底部を流れる液の部分で行われる。一方、内面螺旋溝付管の場合、液が螺旋溝に沿って流れることにより管頂部付近まで運ばれる効果と管頂部の溝内面に薄い液膜が生成されることが熱伝達を向上させている。

水平螺旋溝付管内の蒸発熱伝達係数に関する整理式はこれまでにいくつか提案されており、本研究では村田⁽³⁾の式、桃木⁽¹⁰⁾の式、森⁽¹⁸⁾ら式の3種類を用いて本実験結果と比較し、その結果をFig.10に示す。3種類の整理式の中では、村田の式が比較的本実験結果を精度良く予測しているが、一部のデータに対してはかなり低い値となっている。村田は、R11、R123、R114の冷媒における蒸発熱伝達の実験を、圧力 $2.0 \sim 2.4\text{bar}$ 、質量速度 $100 \sim 300\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、熱流束 $10 \sim 30\text{kW}/\text{m}^2$ で行い、その結果を基に整理式を提案している。村田らの整理式が本実験結果を比較的精度良く予測した理由は、圧力に関する実験条件が本研究と最も近い事ためであると考えられる。一方、森らの式は全体的に低い推定値となっている。森らの式はこれまで他の研究者が行った蒸発熱伝達の実験データ1385点を基に作成された整理式であり、本実験条件と比べて高い圧力で測定されたデータが全体の75%を占める。したがって、熱伝達に及ぼす圧力の影響を十分に反映できていないと推測される。図中に示したデータに関して桃木らの式は良好な結果を示している。これは、桃木らの式は流動様式が比較的単純な高流量域のみが対象であり、予測がより困難な低流量域のデータとの比較を行っていないからである。なお、桃木らの式において、管の表面粗さ示すパラメー

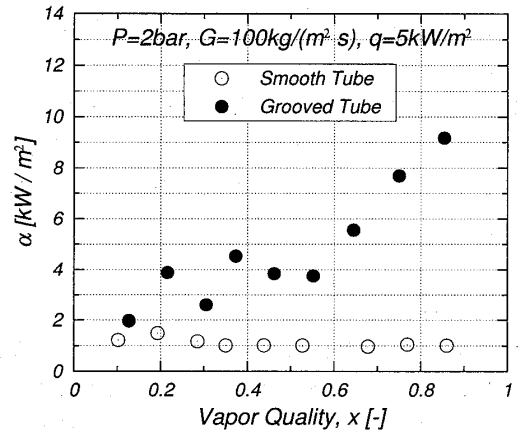


Fig. 8 Measured heat transfer coefficient, $P = 2\text{bar}$, $G = 100\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q = 5\text{kW}/\text{m}^2$

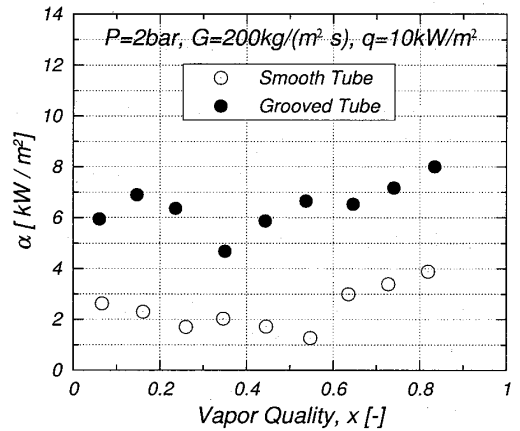


Fig. 9 Measured heat transfer coefficient, $P = 2\text{bar}$, $G = 200\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q = 10\text{kW}/\text{m}^2$

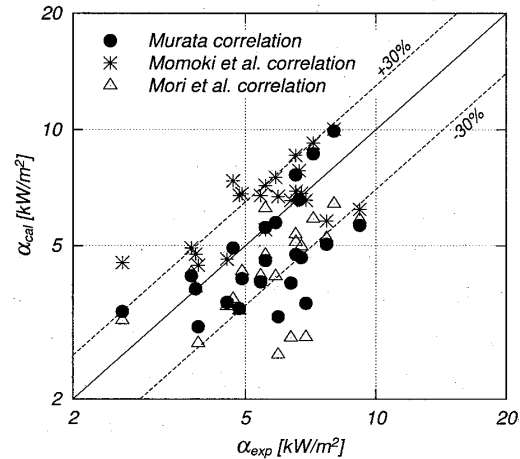


Fig. 10 Comparison between the measured and correlated heat transfer coefficient for grooved tube

タ R_p は一般的な銅管に対する値 $0.3\mu\text{mm}$ を使用した(17)。本実験における圧力の範囲は、通常の空調機の

蒸発器における値よりも低い。このように圧力が低い場合においては、一般に、蒸気密度に伴う流速の増大により、高い熱伝達係数が得られる。桃木らの式は測定値より高い値を示す傾向がある事から、本実験値に対して良好な性能を示した可能性もあり、予測性能を議論するにより詳細な検討が必要である。

5 まとめ

本研究では、冷媒HCFC123を用いて、内径約12mmの水平螺旋溝付鋼管内の蒸発圧力損失と蒸発熱伝達の実験を行った。その結果、蒸発圧力損失に関しては以下のことを確認した。

1. 螺旋溝付管の蒸発圧力損失は平滑管のものとは比べ、平均して約1.5~2倍大きくなる。
2. 村田、久保田らの式および二相粘性係数を液の粘性係数とした均質流モデルとCarnavosの式との組み合わせでは約30%の精度で推測できた。

蒸発熱伝達に関しては以下のことを確認した。

1. 螺旋溝付管の熱伝達係数は平滑管の場合と比べて約2倍以上の良好な値となる。
2. 螺旋溝付管の熱伝達係数の予測値は、一部のデータを除いては村田の式によるものが比較的良好である。

今後、村田の式、森らの式による熱伝達係数の予測値が本実験結果の場合と大きく異なる原因を追及し、原因となるパラメータの影響を考慮した上で、内螺旋溝付管内蒸発熱伝達の整理式の作成を試みる。

参考文献

- (1) Murata, K. and Hashizime, K, *Tras. ASME, J. Heat Transfer*, **115-3** (1993), 680-689
- (2) 村田・橋詰, *機論*, **61-589** (1995), 3282-3288
- (3) 村田, *機論*, **62-599** (1996), 2723-2728
- (4) 木戸・他3名, *冷論*, **11-2** (1994), 131-142
- (5) 木戸・上原, *冷論*, **11-2** (1994), 143-153
- (6) 久保田・内田・鹿園, *冷論*, **18-2** (2001), 393-401
- (7) 森・他3名, *冷論*, **16-2** (1999), 177-187
- (8) 吉田・他3名, *冷論*, **11-1** (1994), 67-78
- (9) 木戸・上原, *冷論*, **11-2** (1994), 143-153
- (10) 桃木・他3名, *冷論*, **12-2** (1995), 177-184
- (11) T.C.Carnavos, *Heat transfer Engineering*, **1-4** (1980), 31-37 (2002)

- (12) 藤井・他4名, *機論*, **59-562** (1993), 2035-2042
- (13) 宮良・他4名, *機論*, **54-505** (1988), 2523-2528
- (14) 伊藤・木村, *機論*, **45-389** (1979), 118-126
- (15) 伊藤・木村, *機論*, **47-413** (1981), 149-157
- (16) J.C.Chen, *I&EC Process Desing and Development*, **5-3** (1966), 322-329
- (17) Jian Yu, 九州大学大学院総合理工学研究科 博士論文, (1994)
- (18) 日本冷凍空調学会, 代替冷媒対応管内蒸発器の熱的最適設計法の研究, (2002)