

冷媒 HCFC123 の細管内強制対流沸騰

村田圭治, 荒賀浩一

Flow Boiling of a Refrigerant HCFC123 in a Mini-tube

Keiji MURATA* and Koichi ARAGA*

This paper presents an experimental investigation on forced convective boiling of a refrigerant HCFC123 in a mini-tube. The inner diameters of the test tubes, D are 0.51mm and 0.30mm. First, two-phase frictional pressure drops were measured in adiabatic conditions, and compared with the correlations for conventional tubes. The frictional pressure drop data were lower than the correlation for conventional tubes. However, the data were in accord with those for conventional tubes qualitatively, and correlated in the form Φ_L^2-1/X_{tt} . Next, heat transfer coefficients were measured in conditions of constant heat flux, and compared with those for conventional tubes. The heat transfer characteristics for mini-tubes were different from those for conventional tubes, and so complicated. The heat transfer coefficients for $D=0.51$ mm increased with heat flux, but were almost independent of mass flux. Although the heat transfer coefficients were higher than those for a conventional tube ($D=10.3$ mm) in low quality region, they decreased with quality. The heat transfer coefficients for $D=0.30$ mm were higher than those for $D=0.51$ mm, and almost independent of both mass flux and heat flux.

Keyword: Flow boiling, Pressure drop, Heat transfer coefficient, Mini-tube, Refrigerant, HCFC123

1. 緒言

近年, コンピュータチップの発熱密度の急激な上昇に伴い, いわゆるミニチューブやマイクロチューブ内に冷媒を流し, 冷媒の蒸発潜熱で冷却するヒートシンクの研究開発が進められている^{1),2)}. 細管内の強制対流沸騰に関する基礎実験は水や冷媒を中心に行われており, 嶋田ら³⁾が FC72 を用いて熱伝達率の測定を行い, 伝熱特性がマクロスケールの場合と同様, 核沸騰域, 対流蒸発域, 中間領域の3領域に区別できることを示した. また, Yen, T-H ら⁴⁾は HCFC123 と FC72 の細管内強制対流沸騰における圧力損失と熱伝達率を測定し, 熱伝達は核沸騰が優勢で対流蒸発の効果は小さいこと, 圧力損失はマクロスケール管に対する整理式と定性的には一致することなどを報告している. しかしながら, ミニチャンネルやマイクロチャンネル内の強制対

流沸騰における流動伝熱特性は, 既存のマクロスケールチャンネル (6~20mm) における流動沸騰モデルでは予測できないことが指摘されている. 特に, 熱伝達率が管径, 質量流束, 熱流束, クオリティなどによってどのような影響を受けるのかといった基本的特性も明らかではなく⁵⁾, 適当な熱伝達率の予測整理式も未だ見当たらない^{6),7)}. こうした背景に鑑み, 著者らは, 管内径 $D=0.51$ mm と 0.30mm のステンレス製細管 (単管) 内を流れる冷媒 HCFC123 を電気ヒータ加熱により沸騰蒸発させ, 基本的な流動伝熱特性を調べたのでここに報告する.

2. 実験装置および実験方法

Fig.1 に実験装置の概略フローを示す. 実験装置は無脈動ポンプ 1, フィルター 2, 圧力・温度測定用継手 3, 前置蒸発用細管 4, 試験用細管 5, 凝縮器 6, 液溜タンク 7, 過冷却器 8, 差圧伝送器 9, 圧力伝送器 10, 定電圧電源 11, 冷媒供給タンク 12 などからなる. 前置蒸発用細管 4, 試験用細管 5, 凝縮器 6 は架台に水平に固

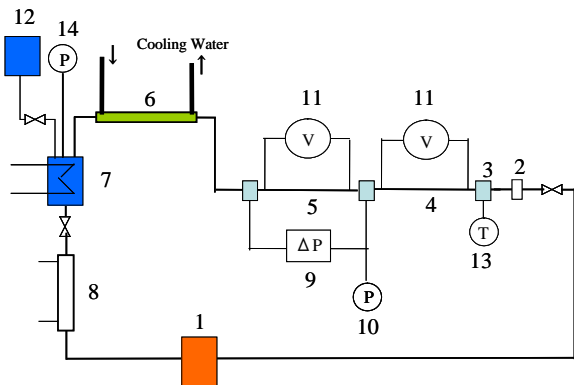
*近畿大学工業高等専門学校

総合システム工学科 機械系

定し、差圧伝送器 9 は感圧部が試験用細管 5 と同じ高さになるように設置した。まず装置全体を真空引きした後、冷媒供給タンク 12 から冷媒を注入する。冷媒液は、無脈動ポンプ 1 によって液溜タンク 7 から一定流量で供給され、圧力・温度測定用継手 3 で温度を測定した後、前置蒸発用細管 4 に送られる。ここで、冷媒液は定電圧電源 11 による直接通電加熱により一部蒸発して気液二相流となり、試験用細管 5 を通過後、凝縮器 6 に送られる。冷媒蒸気は凝縮器 6 にて冷却されて全て凝縮し、液溜タンク 7 に蓄えられる。前置蒸発用細管 4、試験用細管 5、凝縮器 6、液溜タンク 7、過冷却器 8 は、それぞれセラミックファイバーで断熱されている。試験用細管 5 入口におけるクオリティ x は前置蒸発用細管 4 における電気入力を変化させて調整した。

試験用細管 5 は 2 種類で、外径 0.81mm、内径 $D=0.51\text{mm}$ 、長さ 350mm、あるいは外径 0.55mm、内径 $D=0.30\text{mm}$ 、長さ 200mm である。前置蒸発用細管 4 の管径は試験用細管 5 と同じで、長さはいずれも 200mm とした。

試験用細管 5 の両端に取付けた圧力・温度測定用継手間の差圧 ΔP を差圧伝送器 9 で測定するとともに、試験用細管 5 入口の圧力を圧力伝送器 10 で測定した。試験用細管 5 の外表面 6～9 箇所素線外径 25 μm (あるいは 50 μm) の CA 熱電対をカプトンテープで取付け、細



- | | |
|------------------------------------|--------------------------|
| 1. Liquid pump | 2. Filter |
| 3. P.T. measuring union | 4. Pre-evaporating tube |
| 5. Test tube | 6. Condenser |
| 7. Reservoir | 8. Sub-cooler |
| 9. Pressure difference transmitter | 10. Pressure transmitter |
| 11. Constant voltage power supply | 12. Liquid tank |
| 13. Thermocouple | 14. Pressure gauge |

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Range of experimental parameters

| Test fluid | HCFC123 (Boiling point = 27.7 °C) | |
|---------------|--------------------------------------|---------------------------------------|
| Test pressure | P | 100 - 353 kPa |
| Mass flux | G | 150 - 747 kg/m ² s |
| Heat flux | q | 0, 10 or 11, 20, 30 kW/m ² |
| Quality | x | 0 - 1 |

管外表面温度を測定した。外表面温度の測定位置における局所熱伝達率 α は Eq.(1) で算出した。

$$\alpha = \frac{q}{T_w - T_s} \quad (1)$$

ここで、 q は試験用細管加熱部における平均熱流束で、試験用細管への電気入力 Q 、試験用細管内径 D 、加熱部長さ L_H から次のように求めた。

$$q = \frac{Q}{\pi DL_H} \quad (2)$$

また、 T_w は測定位置における管内壁面温度で、管壁内の熱移動は 1 次元半径方向熱伝導によると仮定し、測定した管外表面温度と平均熱流束 q から算出した。 T_s は測定位置における冷媒の飽和温度で、試験用細管内の気液二相領域の圧力は流れ方向距離に比例して低下すると仮定して求めた冷媒圧力から算出した。

管外表面温度測定位置における局所クオリティ x は、Eq.(3) で求めた。

$$x = \frac{i - i_L}{i_G - i_L} \quad (3)$$

ここで、 i は測定点における冷媒の比エンタルピー、 i_L および i_G は飽和液、飽和蒸気の比エンタルピーである。管内流路断面での気液平衡を仮定すると、エネルギーバランスより、

$$i = i_{IN} (P_{IN}, T_{IN}) + \frac{Q_{PEV}}{W} + \frac{\pi DLq}{W} \quad (4)$$

i_{IN} は前置蒸発用細管 4 入口における過冷却液の比エンタルピーで、測定した圧力 P_{IN} と過冷却液の温度 T_{IN} から求めた。また、 W は冷媒の質量流量、 Q_{PEV} は前置蒸発用細管 4 における加熱量、 L は試験用細管 5 における測定点までの電気加熱長さである。

熱伝達率の測定とは別に、非加熱条件で (すなわち、 $q=0$) 試験用細管前後の差圧を測定し、摩擦損失勾配 $-(dP/dz)$ を Eq.(5) で求めた。

$$-\frac{dP}{dz} = \frac{\Delta P}{\Delta L} \quad (5)$$

ここで、 ΔP は試験用細管 5 両端の差圧、 ΔL は試験用細管 5 の長さである。

供試媒体は HCFC123, 実験パラメータの主要範囲は, 質量流束 $G=150\sim747\text{kg/m}^2\text{s}$, 熱流束 $q=10, 20, 30\text{kW/m}^2$ である. ただし, 実験条件によっては熱流束 $q=10\text{kW/m}^2$ の代わりに $q=11\text{kW/m}^2$ となっている場合がある. 冷媒圧力 P は, 質量流束やクオリティによって変化し, 摩擦損失測定では $P=110\sim353\text{kPa}$, 熱伝達率測定では $P=100\sim225\text{kPa}$ であった. 実験パラメータの範囲等を Table 1 にまとめて示す.

3. 実験結果および考察

3. 1 摩擦圧力損失

まず, 実験装置の妥当性を確認するため, 液単相流の摩擦圧力損失 (以降, 摩擦損失と略す) を測定して管摩擦係数 f_{L0} を求め理論式と比較した. 管内径 $D=0.30\text{mm}$ の結果を Fig.2 に示す. ここで, 横軸 Re_{L0} は液相レイノルズ数である. 実験結果は流量が非常に小さい領域 (差圧が小さくなる領域) を除き層流の理論式とほぼ一致している.

Fig.3(a), (b) は, 管内径 $D=0.51\text{mm}$ および $D=0.30\text{mm}$ の二相流摩擦損失勾配 $-(dP/dz)$ を示したもので, 横軸は局所クオリティ x である. 縦軸上の記号 $\bullet, \blacktriangle, \blacksquare, \blacklozenge$ は液単相流 ($x=0$), および蒸気単相流 ($x=1$) における概略値 (計算値) を示している. 圧力損失は, クオリティ x が 0.1 より小さい低クオリティ領域でも液単相流 (層流) のそれに比べて大きく増加し, 以降クオリティの増加とともに徐々に大きくなり, 蒸気単相流 (乱流) の値に近づく.

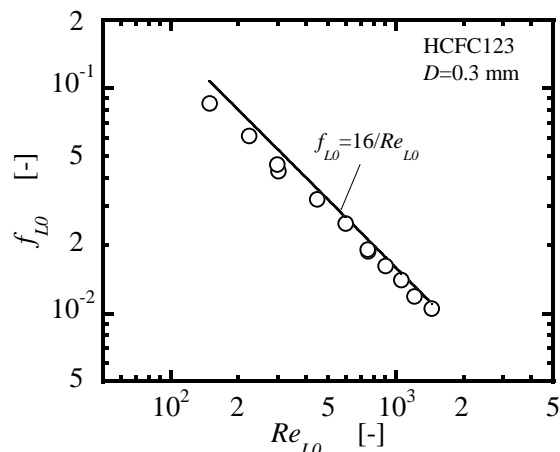
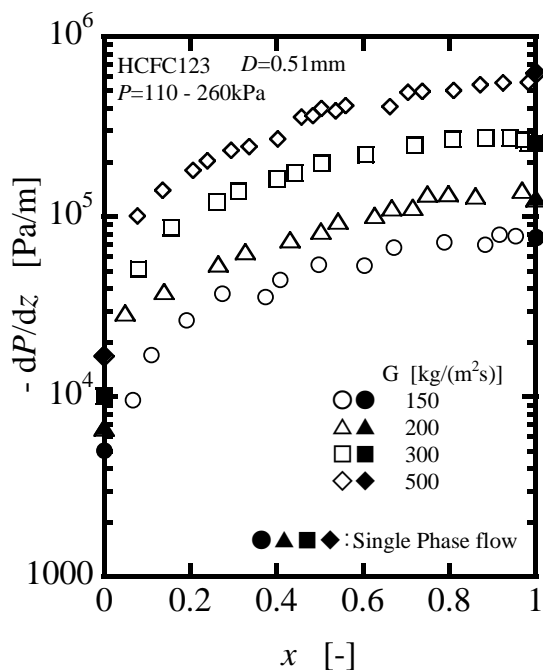


Fig.2 Frictional factor for liquid flow

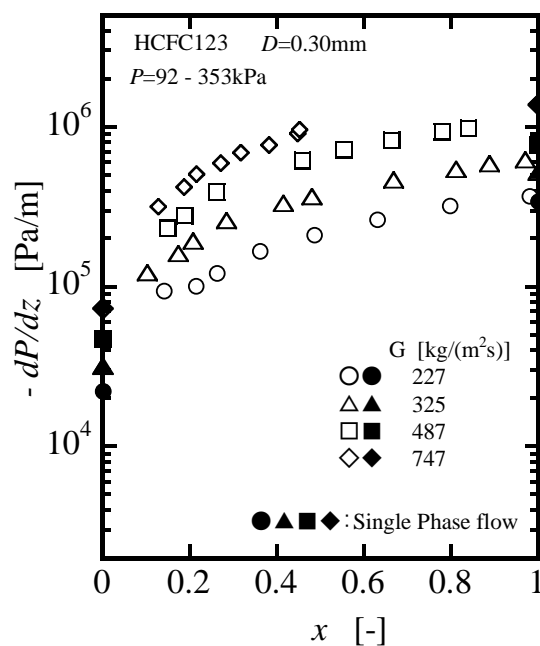
Fig.4(a), (b) は, 上記の摩擦損失データをそれぞれ $\Phi_L^2 - 1/X_m$, 及び $\Phi_L^2 - 1/X_w$ の形でプロットしたものである. ここで Φ_L^2 は二相流摩擦損失勾配 $-(dP/dz)_{TP}$ と液相成分の単相流摩擦損失勾配 $-(dP/dz)_L$ との比である. また, X_m, X_w はそれぞれ気液両相が乱流, あるいは層流とした場合の Lockhart-Martinelli パラメータで,

$$\Phi_L^2 = \frac{(dP/dz)_{TP}}{(dP/dz)_L} \quad (6)$$

$$X_m = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\eta_L}{\eta_G} \right)^{0.1} \quad (7)$$

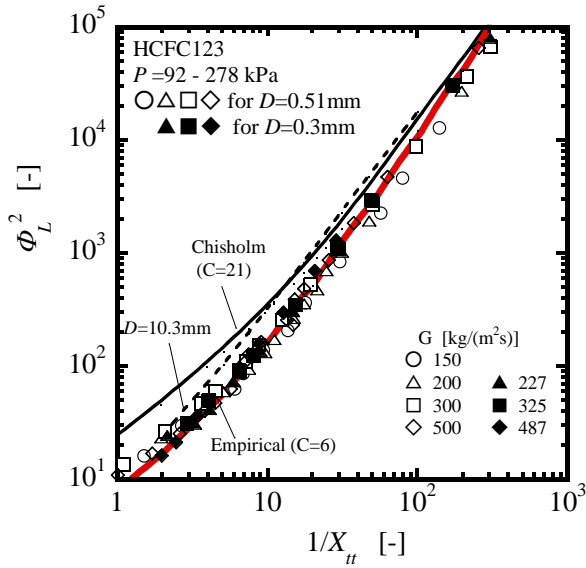


(a) $D=0.51\text{mm}$

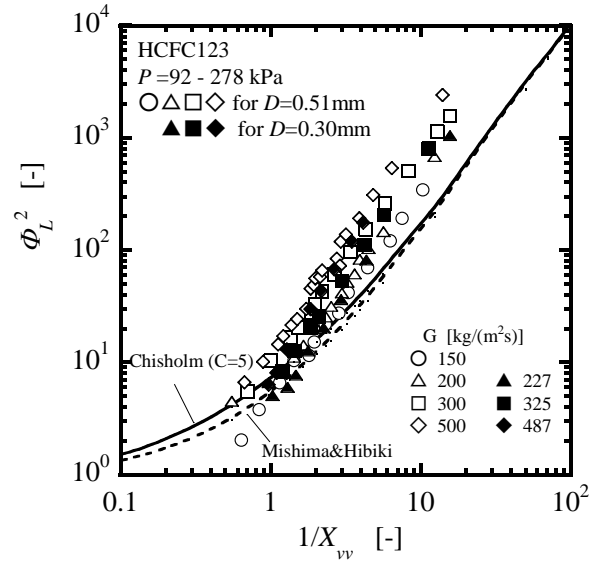


(b) $D=0.30\text{mm}$

Fig.3. Pressure drop data in the form $-dP/dz - x$



(a) Φ_L^2-1/X_{tt}



(b) Φ_L^2-1/X_{vv}

Fig.4 Pressure drop data in the form of Φ_L^2-1/X_{tt} and Φ_L^2-1/X_{vv}

$$X_{vv} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.5} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\eta_L}{\eta_G} \right)^{0.5} \quad (8)$$

である。 ρ は密度、 η は粘性係数で、添え字 L および G は液相成分、気相成分を意味する。 Fig.4(a), (b) 中の実線は、滑らかな円管内の気液二相流摩擦損失勾配比に対する Chisholm²⁾ の式(9)である。ただし、 $X=X_{tt}$ のとき $C=21$ 、 $X=X_{vv}$ のとき $C=5$ である。

$$\Phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (9)$$

また、 Fig.4(a) 中の破線は管内径 $D=10.3\text{mm}$ の水平管内摩擦損失データ⁸⁾、 Fig.4(b) 中の破線は Mishima&Hibiki²⁾ の式である。管内径 $D=10.3\text{mm}$ の水平管内摩擦損失データは低クオリティ領域において Chisholm²⁾ の式に比べ低くなっているが、これは流れの層状流化によるものと思われる。 Fig.4(a) からわかるように、細管内の摩擦損失データは気液両相が乱流であるとした Chisholm の予測式 ($X=X_{tt}$ 、 $C=21$) や管内径 $D=10.3\text{mm}$ の実験データよりも低くなっているが、管径や質量流束によらず Eq.(9) と同形の式 ($X=X_{tt}$ 、 $C=6$) で表されることがわかる。一方、 Fig.4(b) に示すように、細管内の摩擦損失データを気液両相が層流であるとした予測式と比較すると、低質量流束・低クオリティ領域では同式と比較的一致するものの、質量流束やクオリティが大きくなると同式よりも大きくなり、かつ質量流束が大きい程その差は拡大する。

以上のことから、管内径 $D=0.3\sim 0.5\text{mm}$ 程度の細管における二相流摩擦損失は、表面張力の効果で液相内の乱れが抑えられてマクロスケール管に対する予測式よりも小さ

くなるが、定性的にはマクロスケール管と同様で、気液両相が乱流であるとした予測整理式と同形 (Φ_L^2-1/X_{tt}) に整理できることがわかる。

3. 2 強制対流沸騰熱伝達率

まず、実験装置の妥当性を確認するため、液単相流の熱伝達率を測定して理論値⁹⁾と比較した。 Fig.5 は管内径 $D=0.30\text{mm}$ の実験結果で、縦軸はヌセルト数 Nu 、横軸は加熱距離 z の無次元数 $z^*=(z/D)/(Re_{L0}Pr_L)$ である。実線は、流れが充分発達した領域における管内層流強制対流熱伝

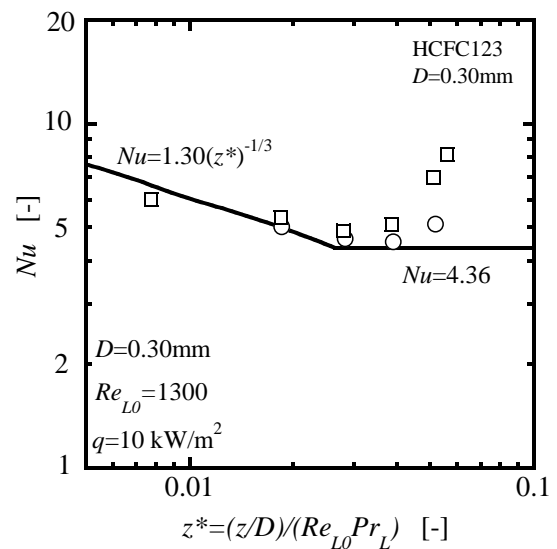


Fig.5 Forced convective heat transfer coefficient data for $D=0.30\text{mm}$

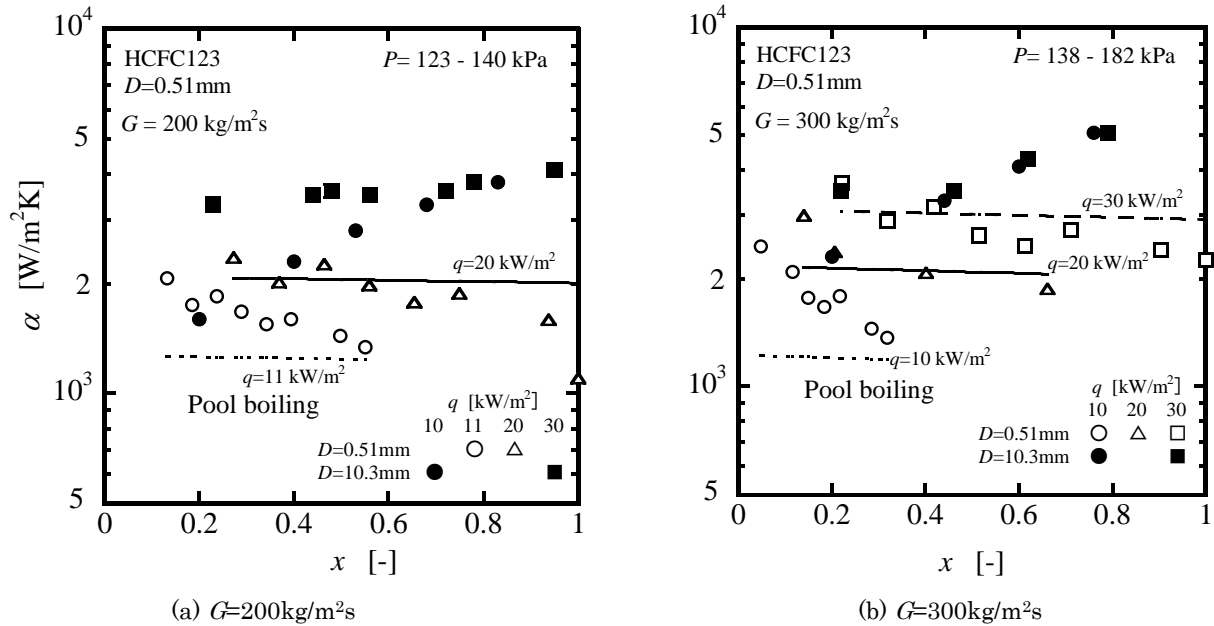


Fig.6 Heat transfer coefficient data for $D=0.51\text{mm}$

達率に対する理論値を示している。無次元加熱距離 z^* が大きくなると熱伝達率は上昇しているが、これは液の混合平均温度が飽和温度に近づいて沸騰が始まったためであると思われる。無次元加熱距離 z^* が小さい領域の熱伝達率は、ほぼ理論値と合致していることがわかる。

Fig.6(a), (b)は管内径 $D=0.51\text{mm}$ の熱伝達率に関する実験結果で、縦軸は熱伝達率 α 横軸はクオリティ x である。ここで、(a)は質量流速 $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$, (b)は質量流速 $G=300\text{kg/m}^2\text{s}$ で、 \circ , \triangle , \square は、それぞれ熱流束 $q=11$ あるいは $10, 20, 30\text{kW/m}^2$ のデータである。また、点線、実線、破線は西川ら¹⁰⁾の式より算出したプール沸騰熱伝達率を示している。同図にはマクロスケール管の熱伝達率データ⁸⁾ (管内径 $D=10.3\text{mm}$, 圧力 0.2MPa) も黒塗り記号 \bullet , \blacksquare で示してある。ただし、 \bullet は熱流束 $q=10\text{kW/m}^2$, \blacksquare は熱流束 $q=30\text{kW/m}^2$ である。

よく知られているように、マクロスケール管の強制対流沸騰熱伝達率は核沸騰による寄与と対流蒸発による寄与の算術和で表される。熱流束 $q \sim 10\text{kW/m}^2$ のような低熱流束条件・高クオリティ領域では強制対流蒸発が優勢で、熱伝達率 α は質量流速 G やクオリティ x と共に上昇するが、熱流束への依存性は小さい。一方、熱流束 $q \sim 30\text{kW/m}^2$ のような高熱流束条件・低クオリティ領域では核沸騰熱伝達が優勢で、熱伝達率 α は熱流束 q に大きく依存するものの質量流速 G やクオリティ x への依存性は小さい。管内径 $D=0.51\text{mm}$ の細管内熱伝達率は低クオリティ領域ではマクロスケール管のそれよりも大きくなっているが、クオリティが大きくなると逆に低下し、高クオリティ領域ではマクロスケール管よりも小さくなる。また、細管内熱伝達率

は熱流束とともに増加するが、質量流速にはほとんど依存しない。

さらに、管内径 $D=0.51\text{mm}$ の細管内強制対流沸騰熱伝達率は、低クオリティ領域では通常のプール沸騰熱伝達率より大きいものの (Fig.6(a)の点線は $q=11\text{kW/m}^2$, 実線は $q=20\text{kW/m}^2$, Fig.6(b)の点線は $q=10\text{kW/m}^2$, 実線は $q=20\text{kW/m}^2$, 破線は $q=30\text{kW/m}^2$ のプール沸騰熱伝達率を示す), クオリティの増加と共に徐々に低下し、高クオリティ領域ではプール沸騰熱伝達率よりも小さくなる。低クオリティ領域における熱伝達率は細管内核沸騰熱伝達率に相当すると考えれば、細管内核沸騰熱伝達率は通常のプール沸騰熱伝達率よりも大きな値をとることになる。

Fig.7は、上述した管内径 $D=0.51\text{mm}$ の細管内強制対流沸騰熱伝達率をまとめたものである (質量流速 $G=150, 200, 300, 500\text{kg/m}^2\text{s}$, 熱流束 $q=10, 11, 20, 30\text{kW/m}^2$)。熱伝達率はどの質量流速においてもクオリティとともに徐々に低下する。また、熱伝達率は熱流束とともに大きく変化するものの、質量流速への依存性は小さい。

Fig.8(a), (b)は管内径 $D=0.30\text{mm}$ の細管内強制対流沸騰熱伝達率に関する実験結果で、比較のため管内径 $D=0.51\text{mm}$ の結果も黒塗り記号 \blacklozenge , \bullet でプロットしてある。管内径 $D=0.30\text{mm}$ の熱伝達率は管内径 $D=0.51\text{mm}$ よりもかなり大きいですが、クオリティとともに徐々に低下している。また、熱伝達率に対する熱流束や質量流速の影響はともに小さく、熱伝達率の熱流束や質量流速への明確な依存性は確認できない。

著者らはこうした実験結果について以下のように推測した。プール沸騰における気泡の離脱直径を Fritz の式⁹⁾

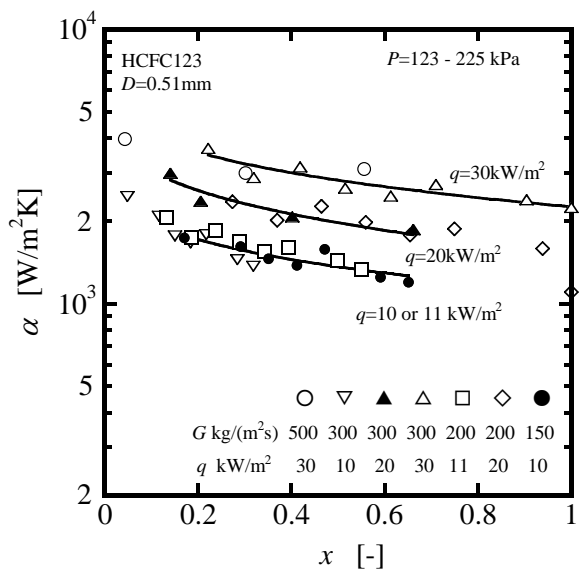


Fig.7 Dependence of heat transfer coefficient α on q and G for $D=0.51\text{mm}$

で見積もると約 0.73mm となり (接触角を 35° と仮定), 管内径よりも大きくなっている. 管内径が沸騰気泡の離脱直径よりも小さいために, 管内径まで成長した沸騰気泡は液スラグによって強制的に短い周期で伝熱面から剥ぎ取られ, 低クオリティ領域での熱伝達率はプール沸騰熱伝達率よりも大きくなる. また気泡形状は細長くなり, クオリティの増加とともに複数の発泡点で生じた気泡同士が合体して比較的低いクオリティで環状流に遷移していく.

管内径が小さくなるとともに蒸気せん断力の効果は表面張力のそれよりも小さくなり, 対流蒸発に対する流れの

影響 (すなわち, 質量流速やクオリティの影響) は小さくなると思われる. また, 細管内流路の濡れぶち長さに対する断面積の比がマクロスケール管よりも極端に小さいために, 同じ質量流速・同じクオリティで比較すれば単位濡れぶち長さ当たりの液膜流量は極端に小さくなる. その結果, 伝熱面はドライアウトし易くなり熱伝達率はクオリティの増加とともに低下する. 以上のように, 細管内の強制対流沸騰熱伝達の特徴はマクロスケール管に比べて複雑で, これが熱伝達率の一般的な予測整理法が確立されていない要因であると思われる.

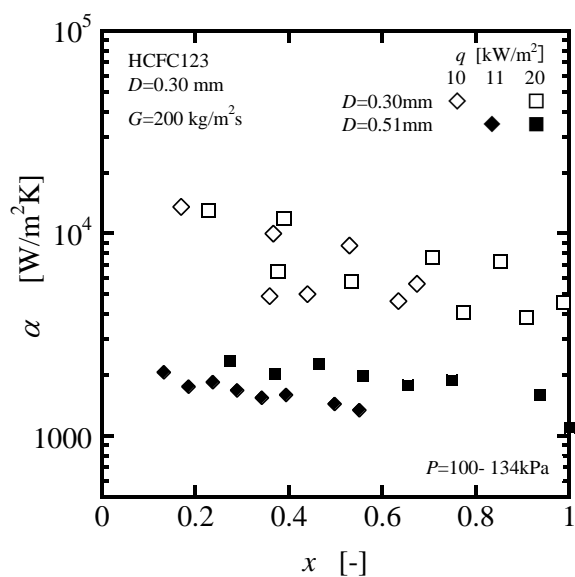
4. 結言

管内径 $D=0.51\text{mm}$ と $D=0.30\text{mm}$ の細管を用い, 冷媒 HCFC123 の二相流摩擦損失と強制対流沸騰熱伝達率を測定した. その結果をまとめると, 以下ようになる.

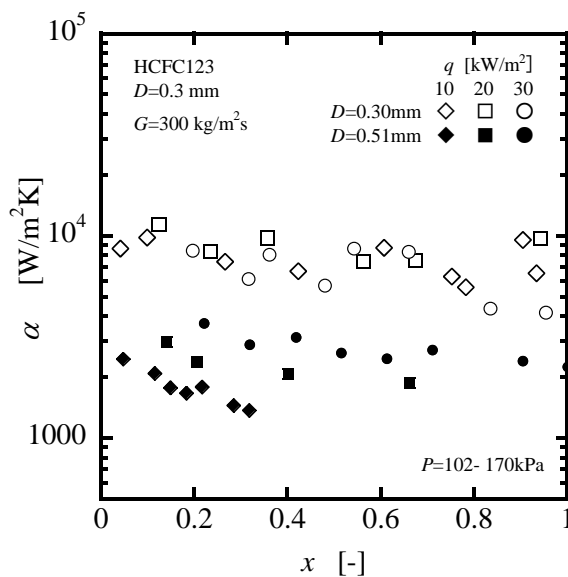
(1) 管内径 $D=0.3\sim 0.5\text{mm}$ 程度の細管における二相流摩擦損失はマクロスケール管に対する予測式よりも小さくなるが, 定性的にはマクロスケール管と同様で, 気液両相が乱流であるとした予測整理式と同じ形 $(\Delta T^2 - 1/X_{tt})$ に整理できた.

(2) 管内径 $D=0.51\text{mm}$ の細管内強制対流沸騰熱伝達率は, 低クオリティ領域では通常のプール沸騰熱伝達率より大きいものの, クオリティの増加と共に徐々に低下し, 高クオリティ領域ではプール沸騰熱伝達率よりも小さくなった.

(3) 管内径 $D=0.51\text{mm}$ の細管内強制対流沸騰熱伝達率は, 低クオリティ領域ではマクロスケール管のそれよりも大きくなっているが, クオリティが大きくなると逆に低下し,



(a) $G=200\text{ kg/m}^2\text{s}$



(b) $G=300\text{ kg/m}^2\text{s}$

Fig.8 Heat transfer coefficient data for $D=0.30\text{mm}$

高クオリティ領域ではマクロスケール管よりも小さくなった。また、熱伝達率は熱流束とともに増加したが、質量流束にはほとんど依存しなかった。

(4) 管内径 $D=0.30\text{mm}$ の細管内強制対流沸騰熱伝達率は、管内径 $D=0.51\text{mm}$ よりもかなり大きくなったが、管内径 $D=0.51\text{mm}$ と同様クオリティとともに徐々に低下した。また、熱伝達率に対する熱流束や質量流束の影響はともに小さく、熱伝達率の熱流束や質量流束への明確な依存性は確認できなかった。

参考文献

- 1) Chen, P.; Wu, H. Y.: Phase-change Heat Transfer in Microsystems, *Proc. 13th International Heat Transfer Conference* (2006), KN-02.
- 2) Ohtake, H.: Micro and Nano Neturyutai Handbook (in Japanese), NTS (2006), 122-138.
- 3) Shimada, Y. et al.: Experimental Study on Flow Boiling Heat Transfer in Extremely Small Tubes (in Japanese), *Proc. 43th National Heat Transfer Symposium of Japan* (2006), J211.
- 4) Yen, T-H., Kasagi, N., Suzuki, Y.: Forced Convective Boiling Heat Transfer in Micro-tubes at Low Mass and Heat Fluxes, *Int. J. Multiphase Flow* **29** (2003), 1771-1792.
- 5) Thome, J.R.: Fundamentals of Boiling and Two-phase Flows in Microchannels, *Proc. 13th International Heat Transfer Conference* (2006), KN-14.
- 6) Hetsroni, G.: Boiling in Micro-channels, *Proc. 7th International Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics* (2009), KL-3, 45-60.
- 7) Shah, R.K., Celata, G.P.: Microchannel Heat Transfer and Pressure Drop Performance: Single-phase, Boiling and Condensation, *Proc. 7th International Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics* (2009), MEMS-1, 1723-1740.
- 8) Murata, K. and Hashizume, K.: Forced Convective Boiling of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures Inside Tubes, *Transactions of the ASME*, **115**-8 (1993), 680-687.
- 9) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *JSME Textbook Series: Heat Transfer* (in Japanese), (2001), 133.
- 10) Nishikawa, K., et al.: Effect of the Surface Roughness on the Nucleate Boiling Heat Transfer Over the Wide Range of Pressure, *Proc. 7th International Heat Transfer Conference*, **4** (1982), 61-66.