混合冷媒 HCFC22/CFC114 の水平平滑管内沸騰・蒸発熱伝達の整理*

高松 洋^{*1}, 桃木 悟^{*2}, 藤井 哲^{*1}A Correlation for Forced Convective Boiling Heat Transfer
of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures
of HCFC22/CFC114 in a Horizontal Smooth Tube

Hiroshi TAKAMATSU, Satoru MOMOKI and Tetsu FUJII

An experimental study is reported on convective boiling heat transfer for nonazeotropic refrigerant mixtures of HCFC22/CFC114 inside a horizontal smooth tube. The test evaporator is of the double-tube type in which the heating water flows in the outer annulus, and the local heat transfer coefficients are measured for both counter and parallel flow. Based on the equation, which correlates the heat transfer coefficient for pure refrigerants as the sum of forced convective contribution α_{cv} and nucleate boiling contribution α_{nb} , an empirical correlation equation for the mixture is developed with the data corresponding to the annular flow pattern. The mean deviation between the calculated and measured heat transfer coefficients is 8.9% for the present experimental data and 7.1% for data obtained by Jung. The equation reveals that the contribution of the nucleate boiling to the total heat flux is much smaller than that in pure refrigerants, while the convective heat transfer coefficient is almost the same.

Key Words: Heat Transfer, Refrigerants, Evaporation, Nonazeotropic Refrigerant Mixtures, Evaporator, Forced Convective Boiling, Smooth Tube, Horizontal Tube, Correlation

1. 緒 言

ヒートポンプおよび冷凍機のロレンツサイクル化によりシステムの高性能化を図るという動機で混合冷媒ヒートポンプの研究が盛んになったのに伴い、混合冷媒の管内沸騰・蒸発熱伝達の研究も1980年代より行われるようになった。しかし、熱伝達係数の測定値をある程度の物理モデルに基づいて整理したのは村田・橋詰⁽¹⁾、Jungら⁽²⁾⁽³⁾およびHiharaら⁽⁴⁾ぐらいであり、その中でも冷媒の組み合わせや組成に依存する固有の係数を含まない整理式を提案しているのはJungら⁽³⁾だけである。著者らは既報⁽⁵⁾で種々の単一成分冷媒の管内沸騰・蒸発熱伝達係数を整理する式を提案した。本報ではこの式に基づいて非共沸混合冷媒 HCFC22/CFC114 の熱伝達係数の実験値を整理する式を作成した。なお、CFC114は近い将来使用が禁止される特定フロンであるが、種々の混合冷媒のうち、HCFC22/CFC114は気液平衡データをはじ

め物性値がよくわかっており、両物質の沸点差も約44℃と比較的大きく実験に適当であると判断したので供試冷媒として選んだ。

主な記号

- C_p : 定圧比熱 J/(kg·K)
 d_i : 伝熱管内径 m
 G : 質量速度 kg/(m²·s)
 g : 重力加速度 m/s²
 h_{fg} : 蒸発潜熱 J/kg
 K : 核沸騰による熱流束と全熱流束の比 = q_{nb}/q
 P : 圧力 MPa
 Pr : プラントル数
 q : 熱流束 W/m²
 Re_{lo} : 液のみが流れる場合のレイノルズ数
 $= G(1-x)d_i/\mu_l$
 S : 強制対流の効果により核沸騰の有効過熱度が減少する程度を表すパラメータ
 S_{cvm} : 混合冷媒の強制対流熱伝達係数が単一成分冷媒より低くなる程度を表すパラメータ

* 原稿受付 平成4年1月20日。

^{*1} 正員、九州大学機能物質科学研究所 (〒816 春日市春日公園6-1)。^{*2} 正員、九州大学大学院 (〒816 春日市春日公園6-1)。

S_{pbm} : 混合冷媒のプール核沸騰熱伝達係数が単一成
分冷媒より低くなる程度を表すパラメータ

T : 温度 K

T_{rc} : 冷媒の推算温度 K

T_{rm} : 冷媒の測定温度 K

x : クオリティ

y : HCFC22 のモル分率

z : 壁面からの距離 m

α : 熱伝達係数 $W/(m^2 \cdot K)$

λ : 熱伝導率 $W/(m \cdot K)$

μ : 粘度 Pa·s

ρ : 密度 kg/m^3

σ : 表面張力 N/m

X_{tt} : Lockhart-Martinelli パラメータ

$$= \{(1-x)/x\}^{0.9} (\rho_v/\rho_l)^{0.5} (\mu_l/\mu_v)^{0.1}$$

添字

b: バルク

cv: 強制対流

int: 液膜表面

l: 液

lo: 液のみが管を満たして流れる場合

m: 混合冷媒

nb: 核沸騰

pb: プール核沸騰

r: 冷媒

s: 熱源水

sat: 飽和

v: 蒸気

2. 実験方法

実験装置はポンプによるフロン系冷媒用強制循環テストループで既報⁽⁵⁾⁽⁶⁾と同じである。試験蒸発器は全長6.0mの二重管型で、冷媒が内管内を、熱源ユニットで所望の温度に保たれた熱源水が内管と外管の間の環状部を流れる。冷媒の流れ方向はバルブ操作により変えることができ、向流と並流のいずれの実験も行える構造になっている。内管(伝熱管)は内径7.9mm、外径9.5mmの銅製の平滑管、外管は半円型の溝を有するポリカーボネイト製の角材を合わせた構造になっており内径16mmである。管軸方向の局所熱流束算出のため、環状部は長さ0.5m(有効加熱長さ0.46m)の12の小区間に分割されている。また、蒸発器の出入口には長さ0.6mの断熱区間が設けられている。

実験では、冷媒の混合平均温度を試験蒸発器の出入口の混合器で測定し、内管の上下左右の外表面温度を $\phi 0.1mm$ の熱電対により各小区間の中央の位置で計48

点、冷媒の温度を小区間の出入口の位置で計13点、熱源水の混合平均温度を仕切られた小区間の出入口の混合器で計13点測定した。また、試験蒸発器入口の圧力および3つの小区間ごとの圧力降下を測定し、それを内挿することにより局所の圧力を求めた。冷媒の組成は、試験蒸発器の後の過熱器で完全に蒸発した冷媒蒸気をオートサンプラーで抽出し、ガスクロマトグラフを用いて測定した。冷媒および加熱用熱源水の流量はそれぞれ質量流量計および歯車式体積流量計で測定した。

実験は主に次に示す条件で行った。(1)組成(HCFC22モル分率 y): 0.12, 0.23, 0.5, 0.75, 0.9, (2)質量速度: 100, 200, 300, 350 $kg/(m^2 \cdot s)$, (3)換算圧力: 0.13~0.16, (4)熱源水流量: 100 kg/h 。この各条件について熱流束の異なるデータを得るために、(1)入口では過冷液で出口では過熱蒸気の場合、(2)入口でのクオリティが約0.3で出口では過熱蒸気の場合、(3)入口では過冷液で出口でのクオリティが約0.7の場合、の3通りの実験を行った。ロレンツサイクルへの応用を想定して主に向流での実験を行ったが、実験条件を広げる目的で上記(1)の場合については並流でも実験を行った。

混合冷媒の熱力学的性質は、一般化修正BWR状態方程式⁽⁷⁾⁽⁸⁾より求めた。ただし、定圧比熱はHCFC22とCFC114の質量分率平均より、表面張力は文献⁽⁹⁾で推奨されるMacleod-Sugdenの方法より求めた。また、液の粘度は井床⁽¹⁰⁾の式、蒸気の粘度はWilke⁽¹¹⁾の式、液の熱伝導率は陳⁽¹²⁾の式を用いて、それぞれ各純冷媒の値に基づいて推算した。HCFC22とCFC114の物性値は文献⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾から引用した。

試験蒸発器の任意の断面における冷媒の温度 T_{rc} 、クオリティ x 等は、従来行われている方法と同様に気液二相がそれぞれ均一で相平衡状態にあると仮定して、クオリティと組成の関係式、熱収支の式および状態方程式を満足するように繰返し計算を行って求めた。その際、蒸発器出口で冷媒が過熱蒸気の場合にはその出口の、その他の場合には入口の混合平均温度に基づいた混合平均エンタルピを基準とした。

熱伝達係数 α は次式で定義した。

$$\alpha = q/(T_{wi} - T_b) \quad (1)$$

ここに、 q は各小区間での伝熱管内面平均熱流束、 T_{wi} は伝熱管内表面の周方向平均温度、 T_b は冷媒のバルク温度である。後述のように冷媒のバルク温度 T_b には各小区間出入口における測定温度 T_{rm} の算術平均値を用いた。この温度の誤差は $\pm 0.5^\circ C$ 程度と考えられる。伝熱面温度の測定誤差は、熱電対の検定精度より $0.1^\circ C$ 程度である。また、熱流束の測定誤差は熱源水流量および熱源水温度の測定精度より4~5%程度である。これらを総

合すると飽和域における熱伝達係数の誤差は向流の場合15%程度、並流の場合25%程度と考えられる。

3. 実験結果

図1(a)および(b)は、それぞれ向流および並流の実験結果の一例を示す。図中の T_s は熱源水温度、 T_{rm} は冷媒温度の測定値、 T_{rc} は状態方程式を用いて算出した冷媒温度、 T_{wi} は管壁温度の周方向平均値、 x はクオリティ、 q は熱流束である。横軸は冷媒の入口から数えた小区間の番号である。冷媒の測定温度 Δ と推算温度 ∇ は特に高クオリティ域で一致しておらず、最大約3℃の差がみられる。この差は特に $y \approx 0.23, y \approx 0.5$ の場合に大きく、流量の影響はあまりなかった。推算に用いた一般化修正BWR状態方程式の精度は、実用範囲内で最適な係数を用いているにもかかわらず $\pm 2.5^\circ\text{C}$ 程度の誤差を有すると考えられる⁽¹⁵⁾。一方、蒸発器出口が湿り状態にあ

る場合の最終セクション出口での測定温度とその直後の混合室での測定温度を比較した結果、その差は最大で 0.69°C であり、ほとんどのデータが $\pm 0.3^\circ\text{C}$ の範囲内にあった。したがって、上述の測定温度と推算温度の差は、主に推算温度の誤差によると推測され、測定温度はバルク温度に近いとみなしてよいと考えられる。そこで前述のように本研究では冷媒温度の測定値 T_{rm} をバルク温度 T_b とみなすことにした。

図1に示すように、熱流束はクオリティの増加とともに向流の場合には増加し、並流の場合には減少している。しかし、混合冷媒では飽和域でも冷媒温度が上昇するために、その程度は既報⁽⁵⁾の単一成分冷媒の場合よりも向流の場合には小さく、並流の場合には大きい。

図2(a)および(b)はそれぞれ図1(a)および(b)に対応する熱伝達係数の測定値と既報⁽⁵⁾に提案した単一成分冷媒の整理式(式(2)~(16))との比較をクオリティを

図1 測定結果の例

図2 熱伝達係数とクオリティの関係

横軸にして示したものである。また、図2中には参考のため冷媒温度の推算値 T_{re} を用いて定義した熱伝達係数 α_{BWR} の値も示してある。向流と並流の場合では熱流束分布が異なるため、熱伝達係数のクオリティに対する変化の様子も異なっているが、いずれも測定値は混合冷媒の物性値に基づいて単一成分冷媒の式から算出した値のおよそ1/2程度である。なお、 α_{BWR} は α よりも常に高く、特に並流の高クオリティ域では単一成分冷媒の式よりも高い値を示す。

図3に熱伝達係数の測定値と Jung ら⁽³⁾ の式との比較を示す。測定値は、 $y \approx 0.12, 0.23, 0.5$ の場合には計算値とよく一致するが、 $y \approx 0.90$ の場合には計算値より50%以上高い値を示す。なお、全データと式(30)で定義される偏差の絶対値の平均値は19.1%であり、 $0.23 \leq y \leq 0.75$ のデータに限っても16.1%である。

4. 熱伝達係数の整理式

本研究では、既報⁽⁵⁾の単一成分冷媒の場合と同様に、主に環状流と考えられるデータを対象とし、質量速度 $G \geq 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、クオリティ $x \geq 0.2$ の範囲にあるデータの整理を行った。表1に整理に用いたデータの圧力、質量速度および熱流束の範囲を示す。

4.1 単一成分冷媒に対する整理式 本研究では、既報⁽⁵⁾で提案した単一成分冷媒に対する整理式に基づいて熱伝達係数 α の整理を行うので、以下にその式をまとめて示す。

$$\alpha = \alpha_{cv} + \alpha_{nb} \quad (2)$$

ここに、 α_{cv} は強制対流の寄与による熱伝達係数で次式

で求められる。

$$\alpha_{cv} = 0.023 F_Y Re_{lo}^{0.8} Pr_l^{0.4} \lambda_l / d_i \quad (3)$$

$$F_Y = 1 + 2 X_{tt}^{-0.88} \quad (4)$$

$$Re_{lo} = G(1-x)d_i/\mu_l \quad (5)$$

ただし、既報⁽⁵⁾に示すように、本実験で得られた液単相の熱伝達係数は Dittus-Boelter の式よりやや高く、レイノルズ数の指数が少し異なったので、本研究ではこのデータより得られた式(既報の式(3))に基づいた次式で α_{cv} を求めることにする。

$$\alpha_{cv} = 0.0116 F_Y^{(0.89/0.8)} Re_{lo}^{0.89} Pr_l^{0.4} \lambda_l / d_i \quad (6)$$

また、 α_{nb} は核沸騰による熱伝達係数で次式で求める。

$$\alpha_{nb} = K^{0.745} S \alpha_{pb} \quad (7)$$

ここに、 K は核沸騰による熱流束と全熱流束の比を表すパラメータ、 S は強制対流の効果により核沸騰の有効過熱度が減少する程度を表すパラメータ、 α_{pb} はプール核沸騰熱伝達の整理式に基づく熱伝達係数で、それぞれ次式で求められる。

$$K = \left(\frac{1}{1 + 0.875\eta + 0.518\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.7907\eta^4} \right)^{1/0.745} \quad (8)$$

$$\eta = \frac{\alpha_{cv}}{S \alpha_{pb}} \quad (9)$$

$$S = (1 - e^{-\xi}) / \xi \quad (10)$$

$$\xi = 3.3 \times 10^{-5} J\tilde{a}^{1.25} La \frac{\alpha_{cv}}{\lambda_l} \quad (11)$$

$$J\tilde{a} = \frac{\rho_l C_{p,l} T_{sat}}{\rho_v h_{fg}} \quad (12)$$

$$La = \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (13)$$

$$\alpha_{pb} = 1.35 \alpha_{SA} \quad (14)$$

$$\alpha_{SA} = 207 \frac{\lambda_l}{d_b} \left(\frac{q d_b}{\lambda_l T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.581} Pr_l^{0.533} \quad (15)$$

$$d_b = 0.0146 \times 35 \times La \quad (16)$$

上記の式において式(15)は Stephan-Abdelsalam⁽¹⁶⁾ のプール核沸騰熱伝達の整理式である。式(7)の K の指数はプール核沸騰熱伝達係数 α_{pb} におよぼす熱流束の影響を表す指数に等しい。

4.2 混合冷媒の熱伝達係数の表し方 混合冷媒の熱伝達係数を単一成分冷媒(式(2))と同様に次式で表す。

$$\alpha = \alpha_{cvm} + \alpha_{nbm} \quad (17)$$

ここに、 α_{cvm} および α_{nbm} はそれぞれ混合冷媒の場合の強制対流による熱伝達係数、核沸騰による熱伝達係数である。

環状流における混合冷媒の沸騰・蒸発をモデル化すると図4(a)のようになる。図4(b)および(c)は、それぞれこれに対応する温度 T と HCFC22 の濃度 y の壁面からの距離 z に対する分布および相平衡図を示している。 T_b

図3 熱伝達係数の測定値と Jung ら⁽³⁾ の式との比較

表 1 整理に用いたデータの組成、圧力、質量速度および熱流束の範囲

Mole fraction of HCFC22	0.11 ~ 0.12	0.22 ~ 0.23	0.49 ~ 0.51	0.74 ~ 0.75	0.91
Pressure MPa	0.40 ~ 0.47	0.50 ~ 0.52	0.47 ~ 0.59	0.54 ~ 0.81	0.61 ~ 0.81
Mass velocity kg/m ² s	223 ~ 348	221 ~ 357	214 ~ 393	222 ~ 357	218 ~ 310
Heat flux kW/m ²	1.2 ~ 53.9	0.7 ~ 64.6	1.8 ~ 72.8	1.0 ~ 72.7	2.5 ~ 72.9

および y_v, y_l は、それぞれ気液の各相で温度および濃度分布が一様であり相平衡の関係を満足すると仮定した場合の温度および気相と液相の濃度である。 T_{int} および y_{vint}, y_{lint} は、それぞれ液膜表面の温度および気相、液相の濃度を表している。 q_{cv} は強制対流による熱流束、 q_{nb} は核沸騰による熱流束であり、その和が壁面での全熱流束 q である。混合冷媒の環状流における蒸発熱伝達に関する理論解析⁽¹⁷⁾によると気液界面温度 T_{int} はバルク温度 T_b よりも高くなる。したがって、熱伝達係数を $T_w - T_b$ を用いて定義すると、 T_{int} の上昇により液膜内の強制対流熱伝達に対する有効温度差が減少する。この減少の程度を表すパラメータ S_{cvm} を次式で定義する。

$$S_{cvm} = \frac{\Delta T_{int}}{\Delta T} = \frac{T_w - T_{int}}{T_w - T_b} \quad (18)$$

式(18)を用いると混合冷媒の強制対流による熱伝達係数 α_{cvm} は

$$\alpha_{cvm} = \frac{q_{cv}}{\Delta T} = S_{cvm} \frac{q_{cv}}{\Delta T_{int}} \quad (19)$$

と表せる。 ΔT_{int} は、単一成分冷媒の場合には ΔT に相当するので、上式の $q_{cv}/\Delta T_{int}$ は式(6)より求められる単一成分冷媒の強制対流熱伝達係数 α_{cv} に等しい。

つぎに液膜内の一つの気泡について考えると、気泡表面近傍における液膜内の物質拡散抵抗の影響で核沸騰熱伝達に対する有効過熱度が減少する⁽¹⁸⁾ため、プール核沸騰熱伝達係数を求めるのに単一成分冷媒の式をそのまま適用することはできない。また、液膜内の温度分

布が単一成分冷媒と異なるため、強制対流の効果による核沸騰の有効過熱度の減少を表す抑制係数 (suppression factor) S も単一成分冷媒の式からそのまま求めることはできない。そこで、混合冷媒について修正されたプール核沸騰熱伝達係数と抑制係数をそれぞれ α_{pbm}, S_m とおくことにする。

以上より、式(17)は次式のように表される。

$$\alpha = S_{cvm} \alpha_{cv} + K^{0.745} S_m \alpha_{pbm} \quad (20)$$

4.3 強制対流による熱伝達係数 α_{cvm} 図5は熱伝達係数の実験値 α と液のみが管内を満たして流れる場合の熱伝達係数 α_{lo} の比を $1/X_{tt}$ に対してプロットしたもので $y \approx 0.5$ の場合の例を示す。ここに、 α_{lo} は次式で求めた。

$$\alpha_{lo} = 0.0116 Re_{lo}^{0.89} Pr_l^{0.4} \lambda_l / d_i \quad (21)$$

また、実線は式(4)を用いて算出した $F_Y^{0.89/0.8}$ の値を示す。この値は、式(6),(21)からわかるように単一成分冷媒の場合の α_{cv}/α_{lo} を表している。図中に矢印で示すように、 $1/X_{tt}$ が約10以上の範囲にあるデータは熱流束にかかわらずほぼ一本の曲線でまとめられる。したがって、この領域のデータは核沸騰が抑制された強制対流支配域にあると判断される。このようなデータは $\alpha = \alpha_{cvm}$ とみなせるので S_{cvm} は次式から求めることができる。

$$S_{cvm} = \frac{\alpha_{cvm}}{\alpha_{cv}} = \frac{\alpha_{cvm}/\alpha_{lo}}{\alpha_{cv}/\alpha_{lo}} = \frac{\alpha/\alpha_{lo}}{F_Y^{0.89/0.8}} \quad (22)$$

同様な整理を他の組成についても行い、得られた S_{cvm}

に対して次のような整理式を得た。

$$S_{cvm} = \frac{1}{1 + a_0 x^{1+n'}(1-x)^{-n'}(|y_v - y_l| + a_1 |y_v - y_l|^2)} \quad (23)$$

ここに、 $n' = 0.39$, $a_0 = 0.30$, $a_1 = 5.20$ である。3つの実験定数 n' , a_0 , a_1 の値は、0から2までの n' に対して a_0 と a_1 を最小二乗法で求め、標準偏差と最大偏差が最も小さくなった値を選んだ。図6に示すように、 S_{cvm} の測定値と式(23)による計算値は±10%程度の偏差で一致する。

4.4 核沸騰による熱伝達係数 α_{nbm}

4.4.1 混合冷媒の抑制係数 S_m 強制対流による核沸騰の有効過熱度の減少を表す抑制係数 S をBennettら⁽¹⁹⁾の方法で求める。まず、伝熱面近傍の液膜内の半径方向温度分布を次式で仮定する。

$$T(z) - T_{int} = (T_w - T_{int}) \exp\left(-\frac{\alpha_{cv} z}{\lambda_l}\right) \quad (24)$$

上式は、単一成分冷媒の場合の気液界面の温度 T_b を T_{int} に代えたものである。過熱度を $T - T_b$ で定義すると、 $z = 0$ から気泡が成長する領域の厚さ δ までの平均過熱度は次のようになる。

$$\begin{aligned} \overline{\Delta T}|_{\delta} &= \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} [T(z) - T_b] dz \\ &= (T_w - T_b) S_{cvm} \frac{\lambda_l}{\alpha_{cv} \delta} \left[1 - \exp\left(-\frac{\alpha_{cv} \delta}{\lambda_l}\right) \right] \\ &\quad + (T_{int} - T_b) \end{aligned} \quad (25)$$

したがって、

$$\begin{aligned} S_m &= \overline{\Delta T}|_{\delta} / \Delta T \\ &= S_{cvm} \frac{\lambda_l}{\alpha_{cv} \delta} \left[1 - \exp\left(-\frac{\alpha_{cv} \delta}{\lambda_l}\right) \right] + (1 - S_{cvm}) \end{aligned} \quad (26)$$

となる。 δ は単一成分冷媒の場合と同じ式から求められると仮定すると、結局

$$S_m = S_{cvm} \frac{1}{\xi} (1 - e^{-\xi}) + (1 - S_{cvm}) \quad (27)$$

となる。ここに、 ξ は式(11)より求められる。

4.4.2 混合冷媒のプール核沸騰熱伝達係数 α_{pbm} Stephan-Körner⁽²⁰⁾のプール沸騰熱伝達の整理式を参考にして、混合冷媒のプール核沸騰熱伝達係数を次式で表す。

$$\alpha_{pbm} = \frac{\alpha_{pb1} \alpha_{pb2}}{\alpha_{pb2} y_{l1} + \alpha_{pb1} (1 - y_{l1})} \left(\frac{1}{1 + A_1 |y_v - y_l|} \right) \quad (28)$$

α_{pb1} および α_{pb2} は、混合物の系と同じ圧力下での成分1および2の飽和プール核沸騰熱伝達係数で、それぞれ式(14)より求められる。また、 A_1 は実験定数である。なお、式(14),(15)および(28)より、混合冷媒のプール核沸騰熱伝達係数 α_{pbm} も単一成分冷媒と同様 $q^{0.745}$ に比例するので、式(20)の K の指数は0.745である。

4.4.3 核沸騰熱流束と全熱流束の比 K 式(20)中の K の定義は単一成分冷媒の場合と同様 q_{nb}/q である。

図5 α/α_0 と $1/X_{tt}$ の関係

図6 S_{cvm} の測定値と計算値の比較

したがって、 K は式(8)より求めることができる。ただし、混合冷媒の場合には

$$\eta = \frac{\alpha_{cvm}}{S_m \alpha_{pbm}} \quad (29)$$

となる。

4.4.4 実験定数 A_1 の決定 実験定数 A_1 が決定されれば式(4),(5),(6),(8),(11),(12),(13),(14),(15),(16),(20),(23),(27),(28)および(29)より熱伝達係数 α が計算できる。この A_1 の値を適当に変えて測定値と比較したところ、 $A_1 = 4.8$ とすると測定値との一致が最も良かった。

4.5 整理式と測定値との比較 図7に本実験で得られた熱伝達係数の測定値と計算値との比較を示す。いずれの組成の場合も大半のデータが±20%以内の誤差で整理されている。表2は、熱伝達係数の測定値と計算値の平均偏差を示す。表中の n はデータの個数を表し、ま

たMDおよびADはそれぞれ次式で定義される偏差の平均値である。

$$MD = \frac{1}{n} \sum \frac{|\alpha_{exp} - \alpha_{cal}|}{\alpha_{cal}} \times 100 \quad [\%] \quad (30)$$

$$AD = \frac{1}{n} \sum \frac{\alpha_{exp} - \alpha_{cal}}{\alpha_{cal}} \times 100 \quad [\%] \quad (31)$$

全実験データとの偏差の絶対値の平均値(MD)は8.9%であり、本整理式は前述のJungらの式よりも本実験データとよく一致している。ADの値が濃度とともにほぼ単調に変わり、符号が異なっているのは、単一成分冷媒に対する整理式がHCFC22では低めに、CFC114では高めに熱伝達係数を予測するため⁽⁵⁾である。

図8(a)および(b)の下図は実験結果の代表例について熱伝達係数をクオリティに対して示したものであり、熱伝達係数の測定値 α を○印、整理式による計算値を実線で示している。また、上図は液膜の界面温度の上昇による強制対流熱伝達の低下を表す S_{cvm} (実線)、および混合冷媒のプール核沸騰熱伝達係数の低下の程度を表す次式で定義した S_{pbm} (破線)を示す。

$$S_{pbm} = \alpha_{pbm} / \alpha_{pb} \quad (32)$$

ここに、 α_{pbm} は式(28)より求めた混合冷媒のプール核沸騰熱伝達係数であり、 α_{pb} は混合冷媒の物性値に基づいて単一成分冷媒に対する整理式(14)より求めた値で

図7 熱伝達係数の測定値と計算値の比較

表2 測定値 ($x \geq 0.2$) と整理式の比較

y	n	MD	AD
0.11 ~ 0.12	36	9.5	-9.1
0.22 ~ 0.23	37	10.9	-9.7
0.49 ~ 0.51	45	7.0	-6.2
0.74 ~ 0.75	48	6.4	2.3
0.91	22	9.1	7.5
all	188	8.9	-2.5

ある。なお、図には参考として液と蒸気の組成差 $y_v - y_l$ を一点鎖線で示している。図8(a)は $y = 0.51$ で向流の場合、図8(b)は $y = 0.22$ で並流の場合である。いずれの場合も S_{cvm} より S_{pbm} の方がかなり小さく、プール核沸騰熱伝達係数は約半分に低下している。このプール核沸騰熱伝達係数の低下が、図2に示したように混合冷媒の熱伝達係数が大きく低下する原因であると考えられる。また、混合冷媒の場合には、既報⁽⁵⁾に示した単一成分冷媒の場合と比べると、全体の熱伝達に対する核沸騰の割合が非常に小さい。

(a) $y = 0.51$, 向流

(b) $y = 0.22$, 並流

図8 熱伝達係数の測定値と計算値のクオリティに対する変化

図9 Jung⁽²¹⁾による熱伝達係数の測定値と計算値の比較

4.6 整理式と従来の研究による測定値との比較
HCFC22/CFC114の管内沸騰・蒸発の実験結果のうち実験データが表として公表されている Jung⁽²¹⁾の結果と本整理式との比較を図9に示す。なお、既報⁽⁵⁾に示したように本実験で得られた液単相の強制対流熱伝達係数には本実験装置固有の特性が含まれているので、式(6)のかわりに、Dittus-Boelterの式に基づいた式(3)を用いて α_{cv} を求めた。比較に用いた Jung のデータの範囲は、(1)HCFC22 モル分率: 0.22 ~ 0.23, 0.45 ~ 0.48, 0.75 ~ 0.77, (2) 伝熱管内径: 9mm, (3) 換算圧力: 0.08, (4) 質量速度: 350 ~ 520 kg/m²s, (5) 熱流束: 17 ~ 45 kW/m²である。y = 0.76 の場合には測定値の方が若干低い値を示しているが、本整理式による計算値はほとんどのデータと±20%以内で一致している。なお、比較に用いた 124 個のデータと整理式との偏差の絶対値の平均値 MD および偏差の平均値 AD は、それぞれ 7.1% および -6.1% である。上記のように Jung のデータは質量速度、圧力とも本実験と条件の範囲が異なるが、本整理式との一致は非常に良い。

5. 結 言

非共沸混合冷媒 HCFC22/CFC114 の水平平滑管内沸騰・蒸発の実験を行い、次の結論を得た。

(1) 一般化修正 BWR 状態方程式に基づいて求めた冷媒のバルク温度は測定温度より最大で 3℃ 程度高くな

た。検討の結果、この測定温度の方が混合平均温度に近いと考えられ、本研究ではこの温度をバルク温度とみなして熱伝達係数の整理を行った。

(2) 混合冷媒の熱伝達係数は、単一成分冷媒の整理式を用いて求めた値の 1/2 程度になる。

(3) 環状流と考えられる領域の熱伝達係数の整理式を得た。この式は全データをほぼ±20%以内の偏差で整理する。

(4) Dittus-Boelter の式に基づいて強制対流による熱伝達係数を求めると、上記の整理式は Jung の実験データとよく一致する。したがって、混合冷媒 HCFC22/CFC114 の熱伝達係数の予測にはこの式を推奨する。

(5) 本整理式から判断すると、単一成分冷媒の場合より強制対流による熱伝達の低下の程度は比較的小さいが、核沸騰による熱伝達は大きく低下する。

なお、本研究の遂行にあたり、文部省科学研究費補助金 重点領域研究 (01603022) の援助を受けた。実験装置の製作にあたってはダイキン工業(株)のご協力を頂いた。また、実験に際し、九州大学大学院生の平岡晋君(当時)および新宅浩雄君の協力を得た。ここに記して謝意を表す。

文 献

- (1) 村田・橋詰, 機論, 54-506, B(1988), 2856.
- (2) Jung, D.S., ほか 3 名, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 32-1(1989), 131.
- (3) Jung, D.S., ほか 3 名, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 32-9(1989), 1751.
- (4) Hihara, E., ほか 2 名, *Proc. The 9th Int. Heat Transfer Conf.*, 2(1990), 123.
- (5) 高松・ほか 2 名, 機論, 58-550, B(1992), 1875.
- (6) 高松・ほか 4 名, 日本冷凍協会論文集, 8-1(1991), 77.
- (7) Nishiumi, H., Saitoh, S., *J. Chem. Eng. Japan*, 8-5(1975), 356.
- (8) 高松・池上, 九大機能研所報, 4-1(1990), 23.
- (9) Reid, R.C., ほか 2 名, *The Properties of Gases and Liquid*, McGraw-Hill, (1977).
- (10) 井床・ほか 2 名, 第 9 回日本熱物性シンポジウム講演論文集, (1988), 219.
- (11) Wilke, C.R., *J. Chem. Phys.*, 5(1950), 517.
- (12) 陳・ほか 2 名, 九大生研所報, 82(1987), 173.
- (13) 日本冷凍協会編, 冷媒熱物性値表 (R22 蒸気表), (1975).
- (14) 日本冷凍協会編, 冷媒熱物性値表 (R114 蒸気表), (1986).
- (15) 高松・池上, 九大機能研所報, 4-1(1990), 1.
- (16) Stephan, K., Abdelsalam, M., *Int. J. Heat Mass Transfer*, 23-1(1980), 73.
- (17) Yoshida, S., ほか 3 名, *Proc. ASME-JSME Thermal Eng. Conf.*, 2(1991), 295.
- (18) Thome, J.R., Shock, R.A.W., *Advances in Heat Transfer*, 16 (1984), 59.
- (19) Bennett, D.L., ほか 2 名, *AIChE Symp. Ser.*, 76(1980), 91.
- (20) Stephan, K., Körner, M., *Chemie Ingr. Tech.*, 41(1969), 409.
- (21) Jung, D.S., *EPRI Report*, ER-6364(1989).