水平内面螺旋溝付管内の純冷媒 HCFC22 の 蒸発熱伝達の実験*

藤井 哲^{*1}, 小山 繁^{*1}, 井上 順広^{*2}
桑原 憲^{*3}, 平國 悟^{*4}

An Experimental Study of Evaporation Heat Transfer of Refrigerant HCFC22 inside an Internally Grooved Horizontal Tube

Tetsu FUJII, Shigeru KOYAMA, Norihiro INOUE,
Ken KUWAHARA and Satoshi HIRAKUNI

The characteristics of flow pattern, heat transfer and pressure drop in the case of evaporation of HCFC22 inside a horizontal tube are experimentally revealed. The experiment is conducted with a double-tube evaporator, where the refrigerant flows inside the inner tube and the heating water flows countercurrently in the surrounding annulus. The inner tube is an internally grooved copper tube having a 9.52 mm o.d. and an 8.72 mm mean i.d. The ranges tested for the refrigerant are as follows: the mass velocity of 110 to 220 kg/m²s, vapor pressure of 0.4 to 0.65 MPa and the heat flux of 5 to 35 kW/m². The flow pattern observed through sight glasses changes from the wavy-annular type to the annular type and then to the mist flow type as the evaporation progresses along the tube. These transitions of flow patterns occur at much lower values of vapor qualities than those predicted from the Baker map modified by Scott for a smooth tube. The heat transfer coefficients in the wavy-annular and annular regions are about 2 to 4 times higher than those of smooth tubes, and are expressed as a simple function of Lockhart-Martinelli's parameter and a newly derived equation for the single-phase heat transfer coefficient. The empirical equation for the heat transfer coefficient in the mist flow region is also presented. The accuracy of these equations along with the value of the transition quality is confirmed in the comparison between design calculations and experimental data.

Key Words: Heat Exchanger, Evaporation, Heat Transfer, Flow Pattern, Pressure Drop, Grooved Tube, HCFC22, Experiment

1. 緒 言

HCFC22 を作動媒体とした家庭用の空調機器においては、効率の改善と小型化を図るために蒸発器および凝縮器の伝熱管として、内面螺旋溝付管が多く使用されている。それに関連して内面螺旋溝付管内蒸発の研究は従来から多くなされている。

伊藤ら^{(1),(2)}は局所熱伝達係数と圧力損失に及ぼす溝ピッチ、溝深さ、溝角度の影響を詳細に検討している。また、彼らは内面螺旋溝付管の流動様式を Baker 線図⁽³⁾上で推測している。Tatumi ら⁽⁴⁾、Tojo ら⁽⁵⁾、Shinohara ら⁽⁶⁾、西脇ら⁽⁷⁾、および Schlager ら^{(8),(9)}はそれぞれ数種類の内面螺旋溝付管の平均熱伝達係数および全圧力損失を測定し、それらを平滑管の結果と比較している。HCFC22

の内面螺旋溝付管内の局所熱伝達係数を測定した研究としては、吉田ら⁽¹⁰⁾、および Khanpara ら⁽¹¹⁾のものがある。ここで、吉田らは蒸発器出口に可視化部を設け、冷媒の流動様式の観察も行い、その結果を修正 Baker 線図⁽¹²⁾上に示している。その他の冷媒に関する研究としては混合冷媒 HCFC22+CFC114 の宮良ら⁽¹³⁾および洪ら⁽¹⁴⁾のもの、混合冷媒 CFC12+CFC11 の鶴飼ら⁽¹⁵⁾のものがある。

以上の従来の研究は、内面螺旋溝付管の局所および平均熱伝達特性を平滑管との比較で検討したものが多く、熱伝達係数の予測式を提案しているものは少ない。また、内面螺旋溝付管内での流動様式の変化過程を観察したものはほとんどない。

本研究では蒸気圧縮式ヒートポンプシステムに、内面螺旋溝付管を伝熱管とした温水加熱方式の蒸発器を組み込み、純冷媒 HCFC22 の局所熱伝達係数の測定および流動様式の観察を行う。ついて、局所熱伝達係数の実験

* 原稿受付 平成4年11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。

*³ 准員、九州大学機能物質科学研究所。

*⁴ 学生員、九州大学大学院。

式の作成を試みる。さらに、得られた式を用いて蒸発器の伝熱特性の予測計算を行い、実験結果との比較を行う。

主な記号

C_p	: 定圧比熱	J/(kg·K)
D	: 外管内径	m
d_i	: 伝熱管平均内径	m
d_o	: 伝熱管外径	m
G	: 質量速度	kg/(m ² ·s)
g	: 重力加速度	m/s ²
H	: 鉛直方向の長さ	m
h	: 比エンタルピー	J/kg
h_{fg}	: 蒸発潜熱	J/kg
Nu	: ヌセルト数	—
P	: 圧力	MPa
ΔP	: 圧力損失	MPa
Pr	: プラントル数	—
Q	: 小区間の熱交換量	W
q	: 熱流束	W/m ²
Re	: レイノルズ数	—
T	: 温度	K
W	: 質量流量	kg/s
x	: 熱平衡クオリティ	—
z	: 伝熱管入口からの伝熱長さ	m
Δz	: 小区間の長さ	m
α	: 熱伝達係数	W/(m ² ·K)
α_l	: 液のみが管を満たして流れた場合の熱伝達係数	W/(m ² ·K)
ρ	: 密度	kg/m ³
λ	: 熱伝導率	W/(m·K)
χ_{tu}	: Lockhart-Martinelli パラメータ $= \{(1-x)/x\}^{0.9} (\rho_V/\rho_L)^{0.5} (\mu_L/\mu_V)^{0.1}$	—
μ	: 粘度	Pa·s
ψ	: 流動様式に関するパラメータ	—
ζ	: 流動様式に関するパラメータ	—
ξ	: ボイド率	—
Φ_V	: $\Phi_V = \sqrt{(\Delta P/\Delta z)_{tp}/(\Delta P/\Delta z)_V}$	—

添字

b	: バルク
G	: 内面螺旋溝
IN	: 蒸発器入口
in	: 小区間入口
L	: 液
out	: 小区間出口
r	: 冷媒
S	: 平滑

s	: 加熱水
sat	: 飽和
tp	: 波状・環状, および環状流域
V	: 蒸気
w_i	: 伝熱管内壁面
w_o	: 伝熱管外壁面

2. 実験装置および実験方法

図1に実験装置の系統図を示す。装置は水を熱源とする蒸気圧縮式ヒートポンプである。圧縮機(1)を出た冷媒は、油分離器(2)、凝縮器(3)、質量流量計(11)、膨張弁(4)、試験蒸発器(5)、アキュムレータ(7)を経て圧縮機に戻る。高温および低温タンク(20),(21)で一定温度に設定された冷却水および加熱水は、それぞれ流量調整弁(18)で一定流量に設定された後、容積式流量計(19)を経て凝縮器および試験蒸発器に供給される。用いた圧縮機はHCFC22用の密閉型圧縮機(定格出力: 0.75kW)である。凝縮器は市販の全長約4215mmの銅製二重管式水熱交換器で、環状部を冷媒が、内管内を冷却水が対向流形式で流れる構造となっている。

図2に試験蒸発器、図3に伝熱管詳細を示す。試験蒸発器は外径9.52mm、平均内径8.72mmの内面螺旋溝付銅管を内管とし、内径16mmの塩化ビニール管を外管とした二重管式熱交換器(有効伝熱長さ6×800mm)で、内管内を冷媒が、環状部を加熱水が対向流形式で流れるようになっている。また、蒸発器は局所の伝熱量測定および冷媒の流動様式の観察のために6小区間に分割されて

(1) Compressor	(12) Glass tube
(2) Oil separator	(13) Thermometer
(3) Condenser	(14) Thermostatic expansion valve
(4) Expansion valve	(15) Pressure switch
(5) Test evaporator	(16) Compressor unit
(6) Four-way valve	(17) Strainer
(7) Accumulator	(18) Flow control valve
(8) Sight glass	(19) Flow meter(Wat.)
(9) Liquid receiver	(20) High temp. water tank
(10) Filter-dryer	(21) Low temp. water tank
(11) Flow meter(Ref.)	(22) Mixing chamber

図1. 実験装置系統図

図 2. 試験蒸発器

d_o	: Outer diameter	9.52mm
d_i	: Inner mean diameter	8.72mm
TF	: Wall thickness	0.30mm
h	: Fin height	0.20mm
β	: Helix angle	18°
N	: Number of fin	60
	: Increasing ratio of inner surface area	1.61

図 3. 伝熱管詳細

おり、各小区間は水平に設置されている。

冷媒混合平均温度は蒸発器出入口の冷媒混合室に挿入した K 熱電対 (シース外径 0.5mm) で測定した。各小区間出入口の冷媒温度は温接点の位置が内管内のほぼ中心になるように取り付けした K 熱電対で測定した。伝熱管外壁面温度は各小区間の中央部の管表面の上下左右の 4 箇所 に埋め込んだ素線径 0.13mm の T 熱電対で測定した。加熱水混合平均温度は水混合室に挿入した白金測温抵抗体を用いて測定した。冷媒流量は質量流量計で、加熱水流量は容積式流量計で測定した。また、冷媒の圧力分布は絶対圧力計で測定した。なお、測定誤差は T および K 熱電対については $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 以内、白金測温抵抗体については $\pm 0.05^\circ\text{C}$ 以内、質量流量計については測定値の $\pm 0.1\%$ 以内、容積式流量計については測定値の $\pm 0.3\%$ 以内、絶対圧力計については $\pm 6.5\text{kPa}$ 以内と見積もられた。

冷媒は、冷媒配管を真空引きした後に配管系の容量を

表 1. 実験範囲

Mass Velocity	($\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$)	110~220
Pressure	(MPa)	0.40~0.65
Inlet saturation Temp.	($^\circ\text{C}$)	-6.55~8.47
Inlet Quality		0.15~0.46
Heat flux	(kW/m^2)	6.3~34.7
Heat transfer rate	(kW)	1.08~2.14

図 4. 熱収支の物理モデル

考慮して約 1.5kg 封入し、冷凍機油 (SUNISO 4GSD 日本サンオイル) は圧縮機に約 0.6l 充填した。実験は、冷却水および加熱水の温度と流量を一定に保ち、圧縮機の回転数をインバータで三段階に変化させ、冷媒が蒸発器出口で適当な過熱度を保つような流量に膨張弁の開度を調節して行った。実験範囲を表 1 に示す。

3. 実験データの整理方法

管軸に垂直な断面で気相内、液相内に温度分布はないものと仮定して、実験データの整理を行った。長さ Δz の各小区間において次の熱収支の関係が成立する (図 4 参照)。

$$W_r h_{bin} + Q = W_r h_{bout} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} h_{bin} &= x_{in} h_{V,in} + (1 - x_{in}) h_{L,in} \\ h_{bout} &= x_{out} h_{V,out} + (1 - x_{out}) h_{L,out} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ここに、 W_r は冷媒質量流量、 h は比エンタルピー、 Q は熱交換量、 x は熱平衡クオリティであり、添字 b 、 V および L はそれぞれバルク、蒸気および液を表し、添字 in および out は小区間における冷媒の入口および出口を表す。蒸気および液の比エンタルピーは形式的に次のように表される関係式⁽¹⁶⁾から求める。

$$h_V = h_V(P, T_b), \quad h_L = h_L(P, T_b) \quad (3)$$

ここに、冷媒圧力 P は、蒸発器入口、第 2 セクション出口、第 4 セクション出口および蒸発器出口においては測定値を用い、その間の出入口においては直線補間して求めた値を採った。各小区間の入口の熱平衡クオリティ x および冷媒バルク温度 T_b は文献 (17) と同様の方法で求めた。試験蒸発器外面からの熱損失は、内管内を真空にし

て、環状部の加熱水入口温度 T_{sin} を変化させて測定した。そして次式を得た。

$$Q_{loss} = \{7.05 \times 10^{-3} + 4.90 \times 10^{-3}(T_{room} - T_{sin})\} \times 10^3 \quad (4)$$

この Q_{loss} が蒸発器全体で一様に生ずると仮定して、熱交換量 Q を補正した。

各小区間での冷媒の局所 (小区間 Δz での平均) 熱伝達係数 α_r は次式で定義した。

$$\alpha_r = q_r / (T_{wi} - T_b) \quad (5)$$

ここに、各小区間の内管内壁面の代表温度 T_{wi} は測定した内管外壁面 4 点の算術平均値 T_{wo} から半径方向の一次元定常熱伝導の関係式を用いて求め、 T_b は各小区間出入口の T_b の算術平均値とした。局所熱流束 q_r は次式より求めた。

$$q_r = Q / (\pi d_i \Delta z) \quad (6)$$

環状部の加熱水の局所熱伝達係数 α_s は次式で定義した。

$$\alpha_s = q_s / (T_s - T_{wo}) \quad (7)$$

ここに、 T_s は各小区間出入口の T_s の算術平均値とした。また、局所熱流束 q_s は次式より求めた。

$$q_s = Q / (\pi d_o \Delta z) \quad (8)$$

蒸発器入口からの圧力損失 ΔP は内面溝付管部の摩擦による圧力損失 ΔP_{fG} 、サイトグラス等の平滑管部の摩擦による圧力損失 ΔP_{fS} 、運動量変化による圧力損失 ΔP_m 、立上り部の重力による圧力損失 ΔP_g 、および U 字

バンドによる圧力損失 ΔP_u の五つの項の和で構成され、次式で表される。

$$\Delta P \equiv P_{IN} - P = \Delta P_{fG} + \Delta P_{fS} + \Delta P_m + \Delta P_g + \Delta P_u \quad (9)$$

ここに、添字 IN は蒸発器入口を示す。上式より、 ΔP_{fG} を求めた。その際、 ΔP_{fS} は Soliman⁽¹⁸⁾ の式により見積もり、 ΔP_u は単相流の Weisbach⁽¹⁹⁾ の式で見積もった。また、 ΔP_m 、 ΔP_g は次の諸式により見積もった。

$$\Delta P_m = \left\{ \frac{G^2 x^2}{\xi \rho_V} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_L} \right\} - \left\{ \frac{G^2 x^2}{\xi \rho_V} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_L} \right\}_{IN} \quad (10)$$

$$\Delta P_g = \int \{ \xi \rho_V + (1-\xi) \rho_L \} g dH \quad (11)$$

ここに、ボイド率 ξ は Smith⁽²⁰⁾ の式で見積もった。

4. 実験結果

4.1 冷媒の流動様式の観察

図 5 は冷媒の流動様式の観察写真を示す。冷媒は間欠的に上部が脈動で濡れ、下部の液膜が厚い波状・環状流 [図 5(a)] で蒸発器に流入し、徐々に下部の液膜が薄くなり熱平衡クオリティ x が 0.42 ~ 0.65 ではほぼ管周方向の液膜厚さが等しい環状流 [図 5(b)] に遷移した。また、 x が 0.78 ~ 0.93 で環状流から噴霧流 [図 5(c)] へ遷移し、蒸気単相域になると下部に冷媒中に溶解していた冷凍機油が滴状で流れて行く [図 5(d)] のが観察された。

図 6 は修正 Baker 線図⁽¹²⁾ 上に内面螺旋溝付管の流動様式の観察結果をプロットしたもので、実線は観察結果

(a) 波状・環状流 ($0.15 \sim 0.24 \leq x \leq 0.42 \sim 0.65$)

(c) 噴霧流 ($0.78 \sim 0.93 \leq x \leq 1.00 \sim 1.05$)

(b) 環状流 ($0.42 \sim 0.65 \leq x \leq 0.78 \sim 0.93$)

(d) 蒸気単相流 ($x \geq 1.00 \sim 1.05$)

図 5. 流動様式の観察写真

から判定した遷移境界線である。観察結果は破線で示されている平滑管に関する流動様式の区分とは異なる(平滑管内のHCFC22の流動様式区分が破線とほぼ一致することは、すでに吉田ら⁽²¹⁾によって示されている)。内面螺旋溝付管では平滑管でスラグ流と考えられる領域においても、スラグ流は観察されずに波状・環状流となっているが、環状流への遷移はほぼ平滑管と一致している。また、平滑管の環状流域で既に噴霧流が観察でき、平滑管に比して流動様式が先行しているのがわかる。

以上の観察結果は同時に測定した壁面の管周方向の温度分布の特性と良く対応している。波状・環状流域では壁温の周方向変化が比較的大きく、環状流域ではそれは小さくなった。また、噴霧流域では噴霧液滴の壁面への衝突によると考えられる壁面温度の著しい変動が生じ

たが、蒸気単相域になるとそれは測定されなかった。

吉田ら⁽¹⁰⁾の溝付管の蒸発器出口での観察結果は、波状・環状流から環状流への遷移点の熱平衡クオリティについては本実験とほぼ一致しているが、本実験での環状流から噴霧流への遷移点の熱平衡クオリティの最大値 $x \approx 0.93$ においても環状流である。

4.2 圧力損失特性

図7(a),(b)はそれぞれ質量速度 $G=111.8(\text{kg/m}^2\text{s})$ の場合および $192.3(\text{kg/m}^2\text{s})$ の場合の圧力損失の測定結果を示したものである。●印は ΔP , $\triangle$ 印は $\Delta P_{fs}, \Delta P_m, \Delta P_g$, および ΔP_u の和であり, ●印と $\triangle$ 印の差が ΔP_{fg} となる。 ΔP は G が大きいほど大きい。本実験で二相域において測定圧力と測定温度から求めた飽和圧力は良好に一致しており、いずれの方法で求めてもU字管部の圧力損失は小さい。

図8は摩擦損失 ΔP_{fg} の整理を Lockhart-Martinelli⁽²²⁾ の方法で試みた結果である。その際の管摩擦係数 f_v は、平滑管についての Blasius⁽²³⁾ の式によって求めた。●印は $G=180 \sim 220(\text{kg/m}^2\text{s})$ の範囲の本実験結果, $\triangle$ 印は宮良⁽²⁴⁾のHCFC22の内面螺旋溝付管による実験結果, $\square$ 印は Hashizume⁽²⁵⁾のHCFC22の平滑管による実験結果である。また、一点鎖線は Chisholm-Laird⁽²⁶⁾の式、破線は Soliman⁽¹⁸⁾の式、長破線は植田⁽²⁷⁾の式で、いずれの式も平滑管に関するものである。本実験結果は宮良の内面螺旋溝付管の結果に比して約80%高く、Hashizumeらの平滑管の結果よりも約2.4~3.3倍高い値を示す。本実験の摩擦圧力損失が従来の溝付管に比して高い値を示す理由としては溝付管とサイトグラス、およびU字管との接合部の微小な段差による可能性がある。

図6. 流動様式の観察結果

(a) 低流量の場合

(b) 高流量の場合

図7. 圧力損失の測定結果

4.3 熱伝達特性

4.3.1 単相域および環状部の熱伝達

図9は、冷媒の流動様式の観察から蒸気単相域と判定した小区間の熱伝達係数(加熱水の温度上昇が 0.1°C 以上のデータ)を $Nu/Pr^{0.4}$ と Re の関係で示したものである。●印はHCFC22の本実験値、破線はDittus-Boelter⁽²⁸⁾の式による計算値である。蒸気単相域においても内面螺旋溝の効果で熱伝達係数は約2倍ほど高くなっている。また、本実験に用いた内面螺旋溝付管の水による単相熱伝達の実験結果を○印で、本実験とほぼ同様の溝付管

図8. Φ_v と χ_{tt} の関係

図9. 単相熱伝達の実験結果と実験式

図10. 環状部の $Nu/Pr^{0.4}$ と Re の関係

($d_o=9.52\text{mm}$, $TF=0.35\text{mm}$, $h=0.22\text{mm}$, $\beta=16\sim 17.5^{\circ}$, $N=60$)を使用した Khanpara ら⁽¹¹⁾の HCFC22 の液単相熱伝達の実験結果を△印で、CFC113の液単相熱伝達の実験結果を□印で示す。これらのデータを総合すると、内面螺旋溝付管内の単相熱伝達係数は、 $10^4 \leq Re \leq 10^5$ の範囲で次式で表せる。

$$Nu = 0.045 Re^{0.8} Pr^{0.4}, \quad 10^4 \leq Re \leq 10^5 \quad (12)$$

図10は環状部を流れる加熱水と内管外壁面の熱伝達係数を $Nu/Pr^{0.4}$ と Re の関係でプロットしたものである。実線はDittus-Boelter⁽²⁸⁾の式である。ここに、代表寸法として水力相当直径を用いた。冷媒の熱平衡クオリティ x が0.85以下の波状・環状および環状流域では熱伝達係数はDittus-Boelterの式で $\pm 15\%$ 程度の差異で近似できる。冷媒の x が0.85以上の噴霧および蒸気単相流域では実験値は実線を中心にばらついているが、この原因は加熱水の温度上昇が小さく、熱流束の測定誤差が大きいことによる。

図11(a) 吉田らの実験式との比較 ($x \leq 0.85$)

図11(b) 高松らの実験式との比較 ($x \leq 0.85$)

4.3.2 蒸発熱伝達

$x \leq 0.85$ の本実験での熱伝達係数 α と吉田ら⁽²⁹⁾の水平平滑管内蒸発の実験式 α_{cal} との比較を図11(a)に、最近提案された高松ら⁽¹⁷⁾の水平平滑管内蒸発の実験式 α_{cal} との比較を図11(b)に示す。ここに、 α_l は液のみが管を満たして流れた場合の熱伝達係数で、Dittus-Boelter⁽²⁸⁾の式で与えられる。いずれの場合も本実験値は平滑管の整理式に比して2~4倍高くなっている。また、 α/α_l の値が大きいところほど熱伝達が促進されているが、それは x が大きい部分に相当している。

図12は本実験に用いた管と形状が異なる溝付管($d_o=9.52\text{mm}$, $TF=0.53\text{mm}$, $h=0.15\text{mm}$, $\beta=30^\circ$, $N=60$)について得られた宮良ら⁽¹³⁾の実験式の値 α_{cal}/α_l と本実験値 α/α_l との比較を示す。本実験値は α/α_l が小さい部分では宮良らの実験式とほぼ一致しているが、 α/α_l が大きい部分では宮良らの実験式に比して若干高い値を示している。この図から螺旋溝の形状が多少異なっても熱伝達特性には大きな差異はないことがわかる。

図12. 宮良らの実験式との比較 ($x \leq 0.85$)

図13. α/α_l と $1/x_{tt}$ の関係

図13は $0.15 \leq x \leq 0.85$ の範囲の本実験値 α/α_l を x_{tt}^{-1} に対して示す。ここに、 α_l は液のみが管を満たして流れた場合の溝付管の熱伝達係数で、単相熱伝達の整理で得た式(12)で与えられる。波状・環状流域および環状流域に関係なく、実験データは $1.4 \leq x_{tt}^{-1} \leq 23$ の範囲で、次式で表すことができる。

$$\alpha/\alpha_l = 4.6x_{tt}^{-1}, \quad \begin{cases} 0.15 \leq x \leq 0.85 \\ 1.4 \leq x_{tt}^{-1} \leq 23 \end{cases} \quad (13)$$

図14は冷媒の流動様式の観察によって噴霧流域と判定された小区間の熱伝達係数と熱平衡クオリティ x の関係を示す。ここに、 α_v は、蒸気のみが管を満たして流れた場合の溝付管の熱伝達係数で式(12)による計算値である。なお、この流域の熱伝達係数 α を求める際に、測定した T_{wo} が著しく変動したので、環状部での熱伝達係数がDittus-Boelter⁽²⁸⁾の式に従うとして T_{wo} を算出した。この領域では x の増加にともなって急激に熱伝達係数が減少しており、 x がほぼ1となる点で蒸気単相の熱伝達係数に等しい値となっている。 $0.85 \leq x \leq 1$ の範囲の熱伝達係数を、式(13)の予測値 $\alpha_{tp}|_{x=0.85}$ から式(12)の予測値 $\alpha_v|_{x=1}$ まで熱平衡クオリティ x に対して連続的に変化するとして次式で近似する。

$$\alpha = \alpha_v \left[1 + \frac{0.08(1-x) \left\{ \left(\frac{\alpha_{tp}}{\alpha_v} \right)_{x=0.85} - 1 \right\}}{(x-0.85) + 0.08(1-x)} \right] \quad (14)$$

上式を図中に実線で示す。

5. 対向流式蒸発器の伝熱特性の予測計算

本報で得られた熱伝達の実験式および実験データの整理に際して用いたのと同じ仮定を用いて、対向流式二重管蒸発器の伝熱特性の予測計算を行い、測定値と比較した。その際、圧力分布については実験値を用いた。それによって、得られた実験式の精度の判断が可能である。

計算は冷媒の出口温度、冷媒流量、加熱水の入口温度、加熱水流量を与えて、冷媒の熱収支式、管壁の熱伝導式、加熱水の熱収支式を蒸発器冷媒出口から入口に向かって各区間ごとに連立させて解いた。

図15に冷媒流量が $G=190.8(\text{kg/m}^2\text{s})$ の場合の計算値

図14. 噴霧流域の α/α_v と熱平衡クオリティの関係

図15. 蒸発器内の予測計算と実験との比較
 $P_{out}=0.514(\text{MPa})$, $T_{rout}=10.2(^{\circ}\text{C})$, $W_r=41.0(\text{kg/h})$,
 $T_{sin}=14.3(^{\circ}\text{C})$, $W_s=224.3(\text{kg/h})$, $T_{room}=25.2(^{\circ}\text{C})$

とそれに対応する実験値との比較を示す。図(a)は温度 T_s, T_{wi}, T_r, T_b および熱平衡クオリティ x の分布, 図(b)は内管内の熱流束 q_r および熱伝達係数 α_r と加熱水側の熱伝達係数 α_s を表す。いずれの予測値も実験値と良く一致している。しかし、実験式が同じでも適用範囲をかえると、このように良い一致は得られない。

6. 結 言

蒸気圧縮式ヒートポンプシステムの蒸発器として内面螺旋溝付管を伝熱管とした対向流式二重管熱交換器を用いてHCFC22の管内蒸発の実験を行い、以下の結論を得た。

(1) 内面螺旋溝付管の流動様式を観察し、平滑管に比較してより低い熱平衡クオリティで波状・環状流および噴霧流へ遷移することを明らかにした。

(2) 本実験の内面螺旋溝付管の摩擦圧力損失は宮良⁽²⁴⁾の溝付管の結果に比して約80%高く、Hashizumeら⁽²⁵⁾の平滑管の結果よりも約2.4~3.3倍高い値を示した。

(3) 平滑管の蒸発熱伝達係数に関する従来の実験式に比して、本実験値は2~4倍高い値を示した。また、内面螺旋溝付管の蒸発熱伝達係数に関する宮良⁽¹³⁾の式と本実験値との比較から、螺旋溝の形状が若干異なっても熱伝達特性には大きな差異はないことを示した。

(4) 内面螺旋溝付管の蒸発熱伝達係数は波状・環状流および環状流域では式(13)、噴霧流域では式(14)、蒸気単相域では式(12)で表わされる。また、環状部での熱伝達係数には、Dittus-Boelter⁽²⁸⁾の式が適用できる。

(5) 蒸発管内の冷媒の流動状態(波状・環状流および環状流域、噴霧流域、蒸気単相域)に対応して、それぞれの流域の熱伝達係数の実験式を用いれば、蒸発器の伝熱特性を正確に予測できる。

本報は、文部省科学研究費補助金一般研究B(02452127)による研究の一部である。また、実験装置の製作に際しては(株)東芝住空間システム技術研究所の協力を頂き、実験データの整理にあたっては九州大学大学院生の大原順一君の協力を得た。ここに記して謝意を表します。

文 献

- (1) 伊藤 正昭, 木村 秀行, 機論, B, 45-389, (1979), 118.
- (2) 木村 秀行, 伊藤 正昭, 機論, B, 47-413, (1981), 149.
- (3) Baker, O., *Oil Gas J.*, 53, (1954), 185.
- (4) Tatum, A., ほか3名, *Hitachi Review*, 32-1, (1982), 55.
- (5) Tojo, S., ほか4名, *Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating*, 38-8, (1984), 45, 48, 51, 61.
- (6) Shinohara, Y., Tobe, M., *Hitachi Cable Review*, 4, (1985), 47.
- (7) 西脇 文俊, ほか2名, 昭和62年度日本冷凍協会講演論文, 89, 1987-11.
- (8) Schlager, L.M., ほか2名, *ASHRAE Trans.*, 94-1, (1988), 149.
- (9) Schlager, L.M., ほか2名, *Int. J. Refrig.*, 12-1, (1989), 6.
- (10) 吉田 駿, ほか3名, 第20回日本伝熱シンポジウム講演論文, 6, 1983, 154.
- (11) Khanpara, J.C., ほか2名, *HTD-Vol.68 ASME*, (1987), 35.
- (12) Scott, D.S., *Adv. Chem. Eng.*, 4, (1963), 199.
- (13) 宮良 明男, ほか4名, 機論, B, 54-505, (1988), 2523.
- (14) 洪 海平, ほか3名, 第29回日本伝熱シンポジウム講演論文, 5, 1992, 284.
- (15) 鶴飼 徹三, ほか2名, 冷凍講演論文, (1987).
- (16) 日本冷凍協会編, 冷媒熱物性値表(R22 蒸気表), (1975).
- (17) 高松 洋, ほか2名, 機論, B, 58-550, (1992), 1875.
- (18) Soliman, M., ほか2名, *Trans. ASME*, 5, (1968), 267.
- (19) 千輝 淳二, 伝熱計算法, 工学図書株式会社版, (1981), 183.
- (20) Smith, S.L., *Heat and Fluid Flow*, 1(1), (1971), 22.
- (21) 吉田 駿, ほか3名, 第16回冷凍空調連合講演論文, 1982-4.
- (22) Lockhart, R.W., Martinelli, R.C., *Chem. Eng. Prog.*, 45-1, (1945), 39.
- (23) 植田 辰洋, 気液二相流, 養賢堂, (1981), 34.
- (24) 宮良 明男, 九州大学博士論文, (1988), 209.
- (25) Hashizume, K., *Int. J. Multiphase Flow*, 9(4), (1983), 399.
- (26) Chisholm, D., Laird, A.D.K., *Trans. ASME*, 2, (1958), 276.
- (27) 植田 辰洋, 井上 満, 機論, B, 43-365, (1977), 233.
- (28) Dittus, F.W., Boelter, L.M.K., *Univ. Calif. Publ. Engng.*, 2, 443, (1930).
- (29) 吉田 駿, ほか3名, 冷凍, 第58巻第666号, (1983), 331.