表面構造を有する蒸発器用伝熱管の性能*

(第3報, 液膜蒸発熱伝達)

桑 原 平 吉^{*1}, 安 川 明^{*1}
中 山 恒^{*1}, 柳 田 武 彦^{*1}

Enhanced Heat Transfer Tubes for the Evaporator of Refrigerating Machines

(3rd report, Evaporative Heat Transfer from Horizontal Tubes in Thin Film Flow)

Heikichi KUWAHARA, Akira YASUKAWA,
Wataru NAKAYAMA, and Takehiko YANAGIDA

On heated horizontal tubes (18mm O. D.) having the porous surface, a falling film of R-11 (flow rate 0.008-0.091 kg/(m. s)) was evaporated at atmospheric pressure.

The heat transfer coefficient of liquid film evaporation is higher than that of pool boiling when the wall superheat is small; however, the enhancement ratio reduces on the surface structure where the pool boiling heat transfer coefficient is already high. The appearance of dry spots on the porous surface was observed only at a small flow rate close to the threshold value for complete dry-out. Another advantage brought by the porous surface is the virtual elimination of hysteresis phenomena.

Key Words: Phase Change, Film Evaporation, Appearance of Dry Spot, Heat Transfer Enhancement, High Performance Tube, Machined Porous Surface

1. 緒 言

伝熱面に沿って流下する液を加熱, 蒸発させる液膜蒸発方式は, 多管式熱交換器に採用すると滴液式蒸発器などに比べて次の利点がある。すなわち, 蒸発器シェル内の鉛直方向に作動流体の静圧がほとんど変化せず, したがって, 液のサブクールがない。また, プール核沸騰の場合に比べて過熱度が小さいときに, 高い熱伝達率が得られる。本研究は, このような特徴を有する液膜蒸発方式をターボ冷凍機用蒸発器に適用して, その高性能化を図ることを目的としている。

液膜蒸発方式は, 海水の淡水化, 吸収式冷凍機, 化学プラントなどに広く使用されている。最近では, ランキンサイクルを用いて発電する海洋温度差発電用の蒸発器への適用も検討されており, 作動流体として水やアンモニアを用いた実験が多くなされている⁽¹⁾⁽²⁾。ところで, 本報で対象とする冷凍機などに用いられているフロン系冷媒は, 水に比べて小さい蒸発潜熱, 比熱, 熱伝導率を有し, 液膜蒸発方式に用いても飛躍的な伝熱性能の向上は望めなかった。しかし, 最近の

高性能沸騰伝熱面構造の開発によって, フロン系冷媒の場合でも液膜蒸発方式の効果を大きくできる可能性が高まってきた。

フロン系冷媒の液膜蒸発の研究に関しては次のものがある。Owens⁽³⁾は, 平滑面での水とアンモニアの実験データをもとに, R 11, R 500 などの蒸発熱伝達率を推定している。小山ら⁽⁴⁾は, 管群に組み込まれた水平溝付管上へ R 113 を流下させ, 蒸発熱伝達率が熱流束に依存しやすいことや, 伝熱面積の増加分以上に見掛けの熱伝達率が向上することを明らかにした。また, 藤田ら⁽⁵⁾は, R 11 を用いた実験により伝熱面過熱度が小さい領域(約 1 K 以下)では, 水平溝付管の液膜蒸発熱伝達率が焼結面や多孔面の核沸騰熱伝達率に匹敵する値になることを報告している。

また, 著者らのグループ⁽⁶⁾は, 垂直平板に多孔構造および垂直溝を設け, R 11 を流下させて伝熱性能を調べた。その結果, 次のことが明らかになった。すなわち, 垂直溝付面の蒸発熱伝達率は, 平滑面で得られる値の 3~10 倍高い値を示すが, 従来の水平溝付管と同様に流下流量や熱流束に依存する。また, 多孔面の蒸発熱伝達率は, 垂直溝付面で得られる値よりも高く, 流下流量や熱流束によらず常に高い値を維持する。

本研究では, 新しく開発した前報⁽⁷⁾の多孔伝熱管

* 昭和 60 年 5 月 20 日 第 22 回日本伝熱シンポジウムにおいて講演, 原稿受付 昭和 62 年 3 月 27 日。

^{*1} 正員, (株)日立製作所機械研究所(〒300 土浦市神立町 502)。

(E₂)を用いて、R11による水平円管の液膜蒸発熱伝達実験を行い、プール沸騰熱伝達との比較、および溝付管の性能との比較を行った。

2. 主な記号

- A : 素管外径基準の伝熱面積 m^2
 g : 重力の加速度 m/s^2
 h_{fo} : 蒸発潜熱 J/kg
 L : 伝熱管長さ m
 Nu : ヌッセルト数
 q : 熱流束 W/m^2
 Re_f : 膜レイノルズ数
 α : 蒸発熱伝達率 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
 ϕ : 微小ひれの大きさ
 ΔT : 壁面過熱度 K
 Γ : 伝熱管単位長さ当たりの流下液膜流量

$$= \left(\frac{\text{伝熱管上端に流下する全質量流量}}{2 \cdot L} \right) \text{kg/}(\text{m} \cdot \text{s})$$

 λ : 熱伝導率 $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
 μ : 粘性係数 $\text{Pa} \cdot \text{s}$
 ν : 動粘性係数 m^2/s

図1 多孔伝熱管(E₂)

3. 実験装置および方法

本実験で用いた供試伝熱管(素管外径18mm, 長さ165mm)は、図1(a), (b)に示すような表面構造を有する多孔伝熱管(E₂)である。比較のために、平滑伝熱管を用いた実験も行った。この多孔管(E₂)の表面構造の製法および供試伝熱管の組立構造については第1報⁽⁷⁾で述べたので省略する。

図2に実験装置系統図を示す。密閉容器①内に供試伝熱管②を水平に配置する。供試伝熱管②は1列で1~5段まで配列できる。供試伝熱管②の段ピッチは48mmとした。平滑管の場合は5段、多孔管の場合は1段で実験を行った。密閉容器①の下部のR11液③を冷媒ポンプ④によって液供給管⑤に導く。液供給管⑤は、水平円管の下方に小さなノズル孔を一定のピッチで設けたものである。表1に示すように、液膜流量ごとにノズルの孔径およびピッチを変えたものを用いた。また、特に液膜流量が少ない場合、流下液が管軸方向に不均一になりやすいために、多孔管をダミー管⑥として設置し、供試伝熱管②への液冷媒の分配が均一になるように注意した。供試伝熱管②で発生した冷媒ガスは上部凝縮器⑦で凝縮された後、供試伝熱管②表面上に落下しないように密閉容器①の下部に戻す。液膜流量はあらかじめ検定済みのロータメータ⑧によって測定した。液膜流量の上限はダミー管⑥の下端からの液の飛散が生じない範囲とした。図2に示す⊗印の3箇

図2 実験装置系統図

所と、×印で示す液供給管⑤内と液受皿⑨内の4箇所に各々外径0.2 mmの銅-コンスタンタン熱電対を取付け、冷媒ガスおよび冷媒液温度を測定した。液供給管⑤内の液温 T_l が飽和温度 T_s に等しくなるよう凝縮器⑦、補助ヒータ⑩を調節し、容器内の圧力を大気圧(0.1 MPa)に保ち、 T_l が T_s より0~0.4 K低い範囲で実験を行った。液温⑤と⑨の差はただか0.05 K程度であり、圧力計⑪の測定値から求めた飽和温度とガス温度はほぼ一致していた。表2に実験条件を示す。伝熱量および伝熱面表面温度の測定法については第1報⁽⁷⁾と同様である。

4. 実験結果と考察

4.1 平滑管の場合 図3に平滑管の蒸発熱伝達率 α を膜レイノルズ数 Re_f とヌッセルト数 Nu の関係で示す。 α は、素管面積基準の熱流束 q を、壁温と流下液温度(図2の⑤⑨部の平均値)との差 ΔT (壁面過熱度)で除して求めた。各段における液膜流量 Γ は、

表1 液供給管の種類

nozzle diameter (mm)	nozzle pitch (mm)	liquid flow rate (kg/(m·s))
0.5	10	0.008~0.012
1.0	5	0.010~0.090
1.0	10	0.075~0.107

表2 実験条件

fluid	R-11 (CCl ₃ F)
pressure	0.1 MPa
liquid flow rate	0.008~0.091 kg/(m·s)
film Reynolds number	80~900
heat flux	(0.1~4.3) × 10 ⁴ W/m ²

図3 平滑管の蒸発熱伝達率

上段伝熱管で蒸発した分の液量を差し引いた値である。実験は伝熱面から気泡が発生しない範囲について行った。図3には、1, 2, 5段めの本実験値と、Chun-Seban⁽⁸⁾, Owens⁽³⁾, 藤田ら⁽⁹⁾の整理式および実測値を示す。本実験値の1段め(○印)をみると、 $Re_f > 250$ では藤田らの結果と良く一致しており、 $Re_f < 250$ ではOwensの整理式に近づいている。2段め以降の伝熱管についてみると、本実験範囲では下方の伝熱管ほど熱伝達率が高くなる傾向を示している。これは、下方になるほど流下液が不連続あるいは滴状になることから液膜を乱す効果が大きくなるためと考えられ、これは藤田らが行った管群の実験結果⁽⁵⁾と同様な傾向である。

本実験では、文献(7)の図に示したように、管壁温度を測定するために伝熱管表面に外径0.2 mmの熱電対をスポット溶接している。これが流下液膜の流れを乱し、管壁温度測定に影響するのではないかと考えられたが、図3に示す本実験値がこれまでに得られている文献値と同程度であることから、本実験範囲では熱電対の取付方が熱伝達率の値に及ぼす影響は小さいと考えられる。

4.2 多孔管(E₂)の場合 図4に多孔管(E₂)の熱流束 q と壁面過熱度 ΔT の関係を示す。微小ひれが開孔に対して占める相対面積比 ϕ (=微小ひれの面積/開孔面積)が異なる4種類の伝熱管について、液膜蒸発のデータを白印、プールのデータを黒印で示す。プールのデータは q を $q \approx 4 \times 10^4$ W/m² ま

図4 多孔管(E₂)の伝熱性能

で上げたのち、 q を下げながら得た。液膜蒸発実験では q 上昇時のデータと q 下降時のデータ (↓印) の両方を得た。多孔管 (E_2) の液膜蒸発では、平滑管と異なり、 $q=4 \times 10^3 \text{ W/m}^2$ 付近ですでに気泡が発生しているのが観察された。どの多孔管についても ΔT が小さくなるにつれて液膜蒸発の場合のほうがプール沸騰の場合よりも高い性能を示している。また、プール沸騰の性能が高い伝熱管ほど液膜蒸発の場合の性能も高くなっている。しかし、その向上率はプール沸騰の性能が高いほど小さい。

液膜蒸発の q 上昇時と q 下降時のデータを比較すると、 q - ΔT 曲線はほとんど一致しており、ヒステリシスが顕著には起きていない。Chyu ら⁽²⁾ は水を用いた実験で、平滑管をはじめ焼結管のような多孔質面での発泡を伴う液膜蒸発でも、ヒステリシスが小さくなる結果を得ている。本研究で対象とした表面構造においても、安定した性能が得られる。

図5および図6に多孔管 (E_2) の熱伝達率 α に及ぼす熱流束 q および液膜流量 Γ の影響を示す。実験点のばらつきはあるが、 α は q および Γ によらず、ほぼ一定の値を示している。この傾向は文献(6)の結果と同様である。

4.3 他の伝熱面の性能との比較 図6に他の構造伝熱面の性能との比較を示す。文献(6)で対象とした多孔面 (E_1) は、本研究で対象とする多孔面 (E_2) の構造から微小ひれを除いたものである。円管と垂直平板 (幅 100 mm × 長さ 300 mm) の相違はあるが、多孔管 (E_2) の α は E_1 の α の約 1.5 倍高い値を示している。多孔管の場合、本実験範囲ではすでに発泡しており、プール沸騰の促進機構⁽⁷⁾ と同様な作用が働いていると思われる。溝付管 (溝ピッチ 0.5 mm, 溝深さ 0.43

mm, $P=0.2 \text{ MPa}$ でのデータ)⁽⁵⁾ よりもかなり高い性能を示している。

4.4 乾き発生時の熱流束 これまでに示した実験データはすべて伝熱面全体が液膜でおおわれている場合に得られたものである。熱流束 q が大きく、あるいは流下液量 Γ が小さくなると、伝熱面上に乾き面が出現して α は急激に低下しはじめる。図7に伝熱面上における乾き面の発生に対応する流下液量の臨界値 Γ_c と熱流束の臨界値 q_c の関係を示す。ここで、 q_c は伝熱管の下端の壁温が急激に上昇し始めるときの熱流束であり、 Γ_c はそのときの伝熱管の上端に流下する液量である。平滑管と多孔管の場合を比較する。例えば、 $q_c=3 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ で比較すると、同一の q_c 値を得るのに平滑管は多孔管 (E_2) の場合の約 5 倍の Γ_c が必

図6 他の伝熱面との比較

図5 蒸発熱伝達率 (熱流束の影響)

図7 乾き発生時の熱流束

要であることがわかる。図7の一点鎖線は、流下液量 Γ_c がすべて蒸発しきると仮定して熱流束 q_c を求めたもので、次式で表される。

$$q_c = (\Gamma_c \cdot h_{fg} \cdot L) / A \quad \dots\dots\dots (1)$$

多孔管 (E_2) の場合には、乾き発生時の Γ_c と式(1)の Γ_c との比は約1.2となる。本実験では、流下液量 Γ の実験範囲が狭いが、文献(6)の伝熱面 (E_1) (垂直平板) の結果でも、 Γ が $1.5 \times 10^{-2} \sim 3 \times 10^{-1} \text{ kg/ms}$ の範囲で同様な傾向が得られている。したがって多孔管 (E_2) の場合には、 q が与えられたとき、式(1)から計算される Γ_c の約20%増した液量を流下させれば乾き面を発生させずに高い伝熱性能を維持できる。水平平滑管の場合には次式の実験式が得られる。

$$q_c = 1.50 \times 10^5 \cdot \Gamma_c^{1/2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

実験データは式(2)から求まる値の±20%の範囲にある。

5. 結 論

多孔表面構造を有する蒸発器用伝熱管に、フロン冷媒 R11 を流下させて蒸発熱伝達実験を行い、次の結論を得た。

(1) プール沸騰の熱伝達率が高い伝熱管ほど、液膜蒸発熱伝達率も高い。しかし、向上率は沸騰熱伝達率の高い管ほど小さい傾向を示す。

(2) 実験点は少ないが多孔管 (E_2) の場合、乾き面の発生を示す流下液量の臨界値が、完全蒸発に対応する流下液量 [式(1)] の約1.2倍であることを確認した。同一の熱流束 ($q_c = 3 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ のとき) を得るのに平滑管では約5倍の流下液量が必要である。

(3) 液膜蒸発では、熱流束上昇時と下降時の熱流束-過熱度曲線がほぼ一致しており、ヒステリシス現象がプール沸騰の場合ほど顕著には現れない。

(株)日立製作所土浦工場 杉本副技師長、中山部長におかれては、本研究の推進に際し多大なご協力をいただいた。ここに記して謝意を表します。

文 献

- (1) Conti, R. J., *Proc. 5th. OTEC Conf.*, VI, (1978), 161.
- (2) Chyu, M. C., ほか2名, *Proc. 7th. Int. Heat Transf. Conf.*, 6 (1982), 275.
- (3) Owens, W. L., *Proc. 5th. OTEC Conf.*, VI (1978), 71.
- (4) 小山・橋詰, 機講論, No.800-15 (昭55), 55.
- (5) 藤田・ほか4名, 第20回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (昭58), 541.
- (6) Nakayama, W., ほか2名, *Proc. 7th Int. Heat Transf. Conf.*, 6 (1982), 403.
- (7) 桑原・ほか3名, 機論, 53-493, B (昭62-9), 2869.
- (8) Chun, K. P. and Seban, R. A., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, 93-4 (1971), 391.
- (9) 藤田・ほか3名, 機講論, No.828-2 (昭57), 156.