

## 流下液膜式プレートフィン蒸発器内での純冷媒 HCFC123の伝熱および流動特性

小山, 繁  
九州大学機能物質科学研究所

大原, 順一  
九州大学総合理工学研究科

桑原, 憲  
九州大学機能物質科学研究所

西山, 浩靖  
九州大学総合理工学研究科

<https://doi.org/10.15017/7860>

---

出版情報 : 九州大学機能物質科学研究所報告. 10 (2), pp.137-144, 1997-03-15. 九州大学機能物質科学研究所

バージョン :

権利関係 :

## 流下液膜式プレートフィン蒸発器内での 純冷媒 HCFC123 の伝熱および流動特性

小山 繁・大原 順一\*・桑原 憲・西山 浩 靖\*

### Heat Transfer and Flow Characteristics of Pure Refrigerant HCFC123 in Falling Film Type Plate-Fin Evaporator

Shigeru KOYAMA, Junichi OHARA, Ken KUWAHARA  
and Hiroyasu NISHIYAMA

In the present study, the characteristics of heat transfer and flow pattern are investigated experimentally for the falling film evaporation of pure refrigerant HCFC123 in a rectangular channel with a serrated-fin surface. The distributor is set at the top of the channel to supply the refrigerant liquid uniformly. The liquid flowing down vertically is heated electrically from the rear wall of the channel. A transparent vinyl chloride resin plate is placed as the front wall in order to observe the flow pattern in evaporation process directly. The experimental ranges are as follows: the mass velocity  $G=28\sim70\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , the heat flux  $q=20\sim50\text{kW}/\text{m}^2$  and the pressure  $P\approx 100\text{kPa}$ . It is clarified that the heat transfer coefficient  $\alpha$  depends on  $G$  and  $q$  in the region of vapor quality  $x\geq 0.3$ , while there is little influence of  $G$  and  $q$  in the region  $x\leq 0.3$ . From the direct observation, the relation between heat transfer and flow pattern is clarified. The results of  $\alpha$  are also compared with some previous correlation equations.

#### 1. 結 言

近年、蒸気圧縮式ヒートポンプサイクルなどの作動媒体として、環境破壊に関与しない二種類以上の新規フロン系代替冷媒を組み合わせた非共沸混合冷媒が注目されている。しかしながら、それらの熱伝達係数は純冷媒よりも低くなることが従来の研究で報告されている。したがって、この点を補うためには熱交換器のより一層の高性能化が必要となる。以上の観点から、プレートフィン熱交換器は、高性能な蒸発器及び凝縮器として注目されている。

プレートフィン蒸発器に関する研究としては、

Rovertson-Lovegrove<sup>(1)</sup>、Kandlikar<sup>(2)</sup>、Haseler-Butterworth<sup>(3)</sup>のものがある。しかし、それらの研究は、熱交換器の平均熱伝達特性や蒸発器下方から冷媒を供給する場合の局所伝熱特性を取り扱ったものであり、流下液膜式について検討したものはほとんどない。本研究では、流下液膜式プレートフィン蒸発器の熱的設計法を確立するための第一段階として、蒸発器内での純冷媒 HCFC123 の流動様式の観察および熱伝達特性の測定を同時に行い、それらの関連性について検討する。

#### 記 号

受理日 1996年12月3日

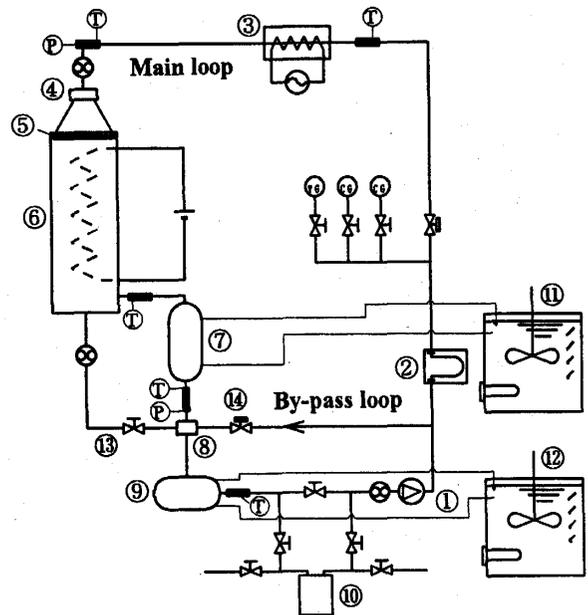
\*九州大学総合理工学研究科

$A$	: 伝熱面積	$[\text{m}^2]$
$d_h$	: 水力相当直径	$[\text{m}]$

$FR$	: 流量偏差	[%]
$G$	: 質量速度	$[\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})]$
$Ga$	: ガリレオ数	[-]
$h$	: 比エンタルピー	$[\text{kJ}/\text{kg}]$
$Nu$	: ヌセルト数	[-]
$P$	: 圧力	$[\text{Pa}]$
$Q$	: 伝熱量	$[\text{W}]$
$q$	: 熱流束	$[\text{W}/\text{m}^2]$
$Re$	: レイノルズ数	[-]
$T$	: 温度	$[\text{K}]$
$W$	: 質量流量	$[\text{kg}/\text{s}]$
$x$	: クオリティ	[-]
$\alpha$	: 熱伝達係数	$[\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})]$
$\lambda$	: 熱伝導率	$[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$
$\mu$	: 粘度	$[\text{Pa}\cdot\text{s}]$
$\rho$	: 密度	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
$X_{tt}$	: Lockhart-Martinelli パラメータ	[-]

添字

$B$	: 基底
$b$	: バルク
$i$	: セクション番号
$l$	: 液
$r$	: 冷媒
$sat$	: 飽和
$v$	: 蒸気
$w$	: 伝熱面



- |                        |                           |
|------------------------|---------------------------|
| 1. Gear pump           | 10. Liquid receiver       |
| 2. Mass flow meter     | 11. High temp. water tank |
| 3. Preheater           | 12. Low temp. water tank  |
| 4. Dividing chamber    | 13. Stop valve            |
| 5. Liquid distributor  | 14. Flow control valve    |
| 6. Test evaporator     | ⊗ Sight glass             |
| 7. Plate-fin condenser | — Mixing chamber          |
| 8. Junction pipe       | P Pressure transducer     |
| 9. Subcooler           | T Thermocouple            |

Fig.1 Schematic of experimental apparatus

## 2. 実験装置および測定方法

### 2.1 実験装置

Fig.1 に実験装置の系統概略図を示す。冷媒ループはマグネットギアポンプによる強制循環ループである。試験流体として用いる冷媒 HCFC123 の液は冷媒ポンプ①から送出され、メインループとバイパスループに分かれる。メインループの冷媒流量はバイパスループの流量調節弁⑭により調節される。バイパスループへ流入した冷媒液は合流管⑧でメインループからの冷媒液と合流する。また、メインループに回った冷媒液は流量計②を通過し、混合室を経て予熱器③へ流入する。ここで冷媒液を加熱し、飽和状態に近づける。予熱器③からの冷媒液は分岐管④を経てディストリビュータ⑤の細孔からテスト蒸発器⑥へ噴出される。冷媒液はテスト蒸発器裏面から電気加熱され、蒸発する。そして、テスト蒸発器下部の気液分離部において、冷媒は蒸気と未蒸発の液に分離され、蒸気は蒸気混合室を経て凝縮器⑦へ入り、凝縮した後、合流管⑧に至る。一方、未蒸発の冷媒液はサイトグラスを経て、合流管⑧に至る。合流管⑧からの冷媒液は、過冷却器⑨に入り冷却された後、再び循環ポンプ①に戻る。

Fig.2 にテスト蒸発器およびディストリビュータを示す。テスト蒸発器は高さ 1180mm、幅 310mm のプレートフィン式熱交換器である。テスト蒸発器の冷媒入口には、冷媒液をテスト蒸発器の幅員方向に均等に分配するためのディストリビュータが設置されている。冷媒液は、ディストリビュータ両端の管より供給され、矩形部下面の細孔より幅 190mm 長さ 1070mm のセレートフィン部に供給される。テスト蒸発器の前には、冷媒の流動様式を直接観察できるように、厚さ 30mm の透明塩化ビニールのプレートを用いている。冷媒の加熱は、流れ方向に 10 等分された各セクションの裏面から、シートタイプヒータを用いて個別に行われる。なお、テスト蒸発器の諸元を Table 1 に、セレートフィンの概略を Fig.3 に示す。

### 2.2 測定方法

テスト蒸発器に供給される冷媒の流量は、予熱器の前でマイクロモーション質量流量計により測定した。テスト蒸発器に供給される冷媒の状態を把握するため、蒸発器直前に設置された混合室で温度と圧力を測定した。伝熱量は、ヒートロスは無視できるとして、

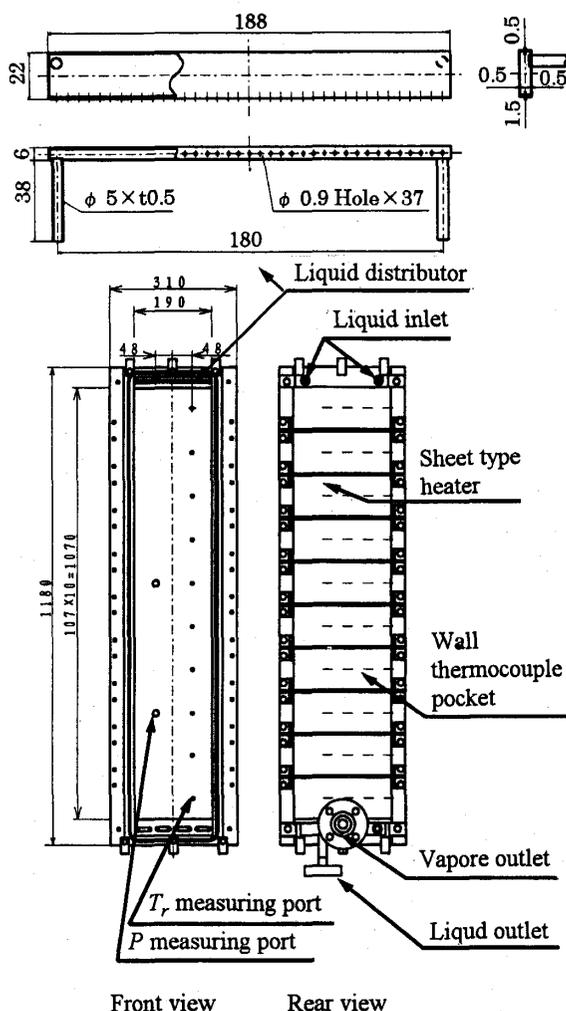


Fig.2 Schematic view of test evaporator

各セクションの電気ヒータに加えられる電力と等しいとして求めた。テスト蒸発器内の冷媒温度を各セクションで測定した。測定に使用した熱電対は、Fig.2に示すように可視化面（透明塩化ビニール製プレート）に設けられた熱電対ポートを通して挿入した。また、テスト蒸発器壁面温度は、テスト蒸発器の各セクションの中心に埋め込んであるキャピラリーチューブ（ $\phi=0.9\text{mm}$ ）内でシース径  $0.5\text{mm}$  のK熱電対をトラバースさせ、各セクション毎に三ヶ所で測定した。そして、これらの面積平均温度を、データ整理の際の各セクションの代表壁面温度として用いた。テスト蒸発器内の圧力は、Fig.2に示すように可視化面に設けられた圧力ポート（ディストリビュータ部、第5セクション中央、第8セクション中央の3点）を通してフルスケール  $10\text{MPa}$  の歪みゲージ式の絶対圧力計を用いて測定した。Table 2に実験条件を示す。

Table 1 Specification of test evaporator

Fin Type		Serrated
Fin spacing	a[mm]	1.478
Fin height	b[mm]	6.35
Fin thickness	$\delta_f$ [mm]	0.203
Hydraulic diameter	$d_h$ [mm]	2.11
Width of refrigerant channel	[mm]	190
Effective heat transfer length	[mm]	1000
Number of section	$i$ [section]	10
Cross-section area	[ $\text{m}^2$ ]	$1.02 \times 10^{-3}$
Base surface area	[ $\text{m}^2$ ]	0.202
Real surface area	[ $\text{m}^2$ ]	2.056
Increasing factor of surface area	[ $\text{m}^2$ ]	10.18

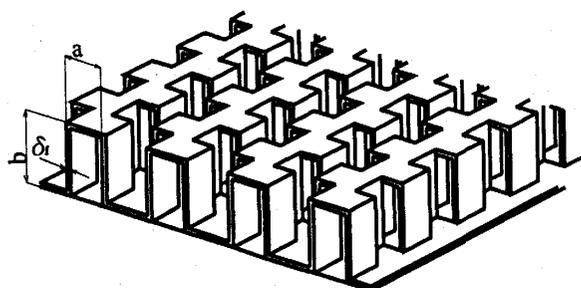


Fig.3 Schematic view of serrated fin

Table 2 Experimental condition

Test fluid		HCFC123
Pressure $P$	[kPa]	100
Heat flux $q$	[ $\text{kW}/\text{m}^2$ ]	20, 30, 40, 50
Mass velocity $G$	[ $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ ]	28, 40, 55, 70

### 3. 実験データの整理方法

蒸発器に供給される過冷液の比エンタルピ  $h_{b_0}$  は、蒸発器入口直前に設置した混合室で測定された冷媒温度と圧力から、形式的に次式で表される状態方程式<sup>(4)</sup>を用いて求めた。

$$h_{b_0} = h_l(P, T_r) \quad (1)$$

蒸発器内のセクション  $i$  の出口におけるバルクエンタルピ  $h_{b_i}$  は次式により求めた。

$$h_{b_i} = h_{b_{i-1}} + \frac{Q_i}{W} \quad (i=1, 2, \dots, 10) \quad (2)$$

ここで、 $Q_i$  はセクション  $i$  の伝熱量（以下、局所伝熱量とみなす）、 $W$  は冷媒質量流量である。各セクション出口のクオリティ  $x_i$  は次式により求めた。

$$x_i = \frac{h_{b_i} - h_{l_{sat}}}{h_{v_{sat}} - h_{l_{sat}}} \quad (3)$$

ここで、飽和蒸気のエンタルピ  $h_{v_{sat}}$ 、飽和液のエンタルピ  $h_{l_{sat}}$  はいずれも測定圧力を飽和蒸気圧力とみなして求めた。熱伝達の評価に用いる各セクション中

心のクオリティには、各セクションの出入口のクオリティの算術平均値を用いた。また局所熱伝達係数  $\alpha_i$  は次式で定義した。

$$\alpha_i = \frac{Q_i}{A_B(T_{w_i} - T_{sat_i})} = \frac{q_i}{T_{w_i} - T_{sat_i}} \quad (4)$$

ここで、 $q_i$  は局所熱流束であり、局所伝熱量  $Q_i$  を蒸発器のセクション当りの基底伝熱面積  $A_B$  で除した値である。

#### 4. 実験結果および考察

##### 4.1 ディストリビュータの液分配性能

流下液膜式プレートフィン蒸発器においては、伝熱面を有効に利用するために冷媒液を流路に均一分配することが重要である。そこで、伝熱実験を行う前にディストリビュータの性能試験を行った。

Fig.4 に本実験に用いたディストリビュータの液分配特性を示す。ここに、 $W$  は全質量流量である。横軸は細孔の番号であり、縦軸は次式によって定義される各細孔からの流量  $w_i$  の偏差  $FR$  である。

$$FR = \left( \frac{w_i}{W/37} - 1 \right) \times 100 \quad [\%] \quad (5)$$

△と○印はそれぞれ全液流量が 100 および 200 kg/h の結果を示す。両者の傾向はほぼ一致しており、いずれの場合も Hole No. 1, 6, 7, 23, 24 において偏差が約 10% となっているが、他の点では ±5% の範囲内にある。以上の結果より、テストセクション全幅において冷媒はほぼ均一に分配されると考え、以下の実験結果を評価していく。なお、このタイプのディストリビュータを用いて液を均等に分配するためには、ディストリビュータ内の液流の減速による静圧回復を小さくするようにディストリビュータの断面積を大きくすること、並びに各細孔の形状が均一になるように加工する必要がある。

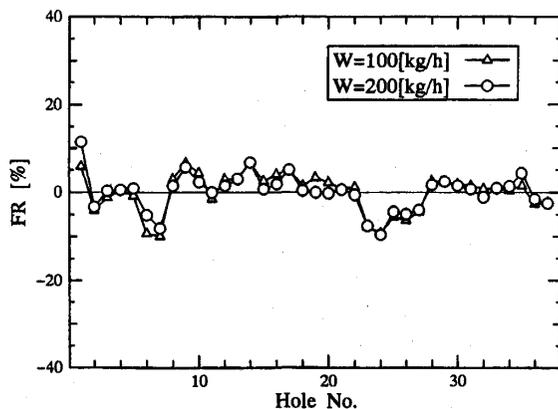


Fig.4 Distribution of refrigerant liquid

##### 4.2 温度、圧力およびクオリティ分布

Fig.5 に熱流束  $q=50\text{kW/m}^2$ 、質量速度  $G=55\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$  の場合の蒸発器内の温度、圧力およびクオリティの分布を示す。●印は冷媒温度  $T_r$ 、▲印は壁温  $T_w$ 、▼印は圧力  $P$  で、いずれも測定値である。△および○印はそれぞれ熱流束  $q$  およびクオリティ  $x$  を表す。■印の冷媒飽和温度  $T_{sat}$  は測定圧力より求めた。横軸は蒸発器のセクションナンバーを表し、MIX は蒸発器前の混合室を表す。ここで、テスト蒸発器は、2~10 セクション間で  $q=50\text{kW/m}^2$  で一様に加熱を行い、1 セクションで予熱のため  $q=15\text{kW/m}^2$  で加熱を行っている。2~10 セクション間では冷媒温度  $T_r$  は入口から徐々に上昇し、3 セクション以降では  $T_{sat}$  とほぼ一致する。壁温  $T_w$  は 1 セクションでは冷媒飽和温度  $T_{sat}$  に近い値を示すが、2 セクションで急激に上昇し、5 セクションまで一定値をとり、その後、徐々に低くなっている。クオリティ  $x$  は 2~10 セクション間で一様に加熱を行っているため、直線的に変化している。なお冷媒入口過冷度は実験全体を通して 0.5~7.0K であった。

##### 4.3 流動様式

Fig.6 に高速度ビデオカメラ、デジタルスチルカメラにより記録された画像を元に描いた三つの典型的な流動様式(a)ドライパッチ(立体図)、(b)ドリッピング(正面図)、(c)噴霧流(正面図)のスケッチを示す。Fig.(a)の斜線部は伝熱面上の液の無い乾いた部分を示し、Fig.(b)中のハッチング部は液滴または周囲の液膜より液膜が厚い部分を表し、Fig.(c)中の黒い点は噴霧滴を表している。

流動様式は、 $G$  が小さい場合、 $q$  の大小にかかわらず、Fig.6(a) に示すようにフィンの平坦な部分(フィンの底部および頂部)にドライパッチが生じる。これはフィンの曲率が大きい部分に液が集まり易いた

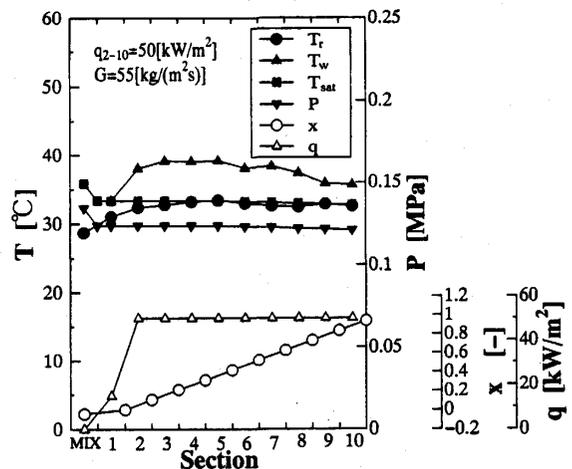
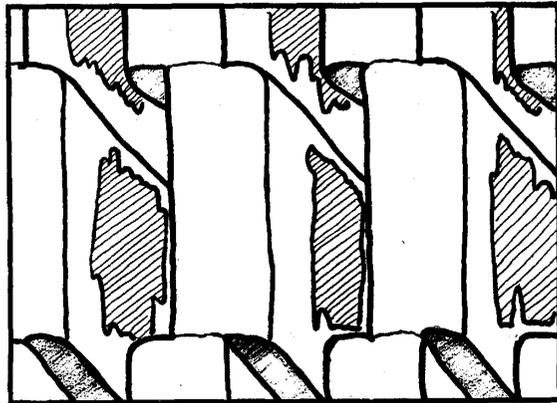
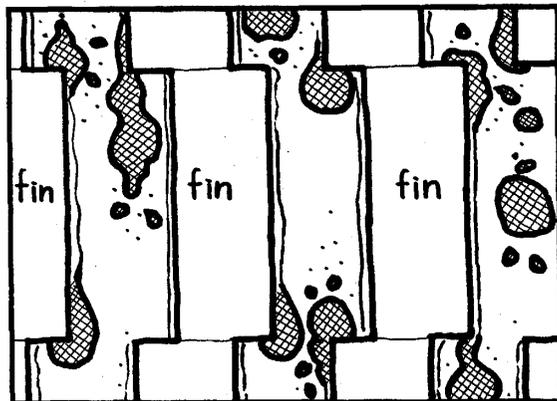


Fig.5 Distribution of temperatures, heat flux and quality

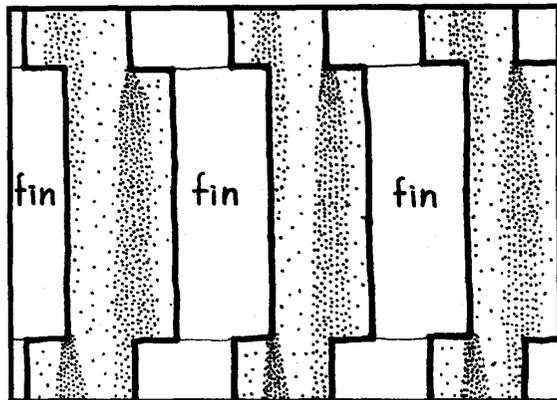
めである。ドライパッチは上流から下流の全域で観察されるが、その面積は下流ほど大きくなる。また、 $q$  が大きいほどドライパッチの境界が明確になる。なお、伝熱面に沿って流下している液膜の乱れは上流から下流の全域にわたって小さい。



(a) Dry patch



(b) Dripping



(c) Mist flow

Fig.6 Flow pattern

$G$  が大きい場合は、 $q$  の増大に伴い液膜の乱れが激しくなる。上流部では、液は基底部やフィン部を伝わりながら流下し、気相中を液滴が飛ぶことはない。中流部では、蒸気流速が増加することによって気液界面に働く剪断力が増加し、Fig.6(b) に示すように液がフィン下端から下流側二つ目のフィン上端へと滴下する（セレートフィンを使用しているため）。下流部では、蒸気流速はさらに上昇し、フィン上には薄く均一な液膜が生じる。この液膜は、Fig.6(c) に示すようにフィン下端でスプレー状になって気相中を飛散し、噴霧流となる。噴霧の大部分は下流側のフィンに衝突し、そのフィン上に再び薄く均一な液膜を形成する。

なお、いずれの実験条件においても核沸騰は確認されなかった。

#### 4.4 熱伝達特性

Fig.7(a), (b), (c)および(d)に  $q=20, 30, 40$  および  $50 \text{ kW/m}^2$  の場合のクオリティと熱伝達係数の関係を示す。△, □, ▽および○印はそれぞれ  $G=28, 40, 55$  および  $70 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$  のデータを表す。

いずれの図においても、 $G=55, 70 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$  の場合は  $\alpha$  は  $x$  の増加と共に増加する。この場合には中流域での流動様式がドリッピング (Fig.6(b)) となり、液滴がフィン下端で形成・離脱し、下流側二つ目のフィン上端へ衝突するために、フィン面上の液膜が乱されるためであると考えられる。また、噴霧流 (Fig.6(c)) が生じる下流域で  $\alpha$  が増加するのは、蒸気流速の上昇により、気液界面剪断力が大きくなるためフィン表面に薄い液膜が形成されること、および噴霧の影響により液膜が乱されることによると考えられる。

一方、 $G=28 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$  の場合、 $\alpha$  は  $x$  の増加と共に減少する傾向にある。この傾向は  $q$  が大きい程顕著に表れる。この  $\alpha$  と  $x$  の関係は Fig.6 で述べたように  $G$  が小さい場合に上流域からドライパッチが発生し、その面積が流れ方向に増大 (蒸発のために使われる実際の伝熱面が減少) することに起因すると考えられる。

また、 $x \leq 0.3$  では、 $G, q$  の大きさにかかわらず  $\alpha \approx 9.5 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$  で一定である。仮に液膜が層流であるとすれば、 $G$  の増加とともに、すなわち液膜が厚くなるとともに  $\alpha$  は減少すると考えられる。しかし、本実験では  $G$  の増加とともに  $\alpha$  は減少していない。これは  $G$  の増加とともに液膜の乱れが大きくなるからであると考えられる。なお、 $x \geq 0.3$  では、 $x$  と  $G$  が同一の場合  $q$  が大きいほど  $\alpha$  は小さくなる。

#### 4.5 既存の熱伝達相関式との比較

Fig.8(a), (b), (c)および(d)に  $G=28, 40, 55$  および  $70 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$  の場合の  $1/X_H$  と  $\alpha/\alpha_b$  の関係を示す。

△, □, ▽および○印はそれぞれ  $q=20, 30, 40$  およ

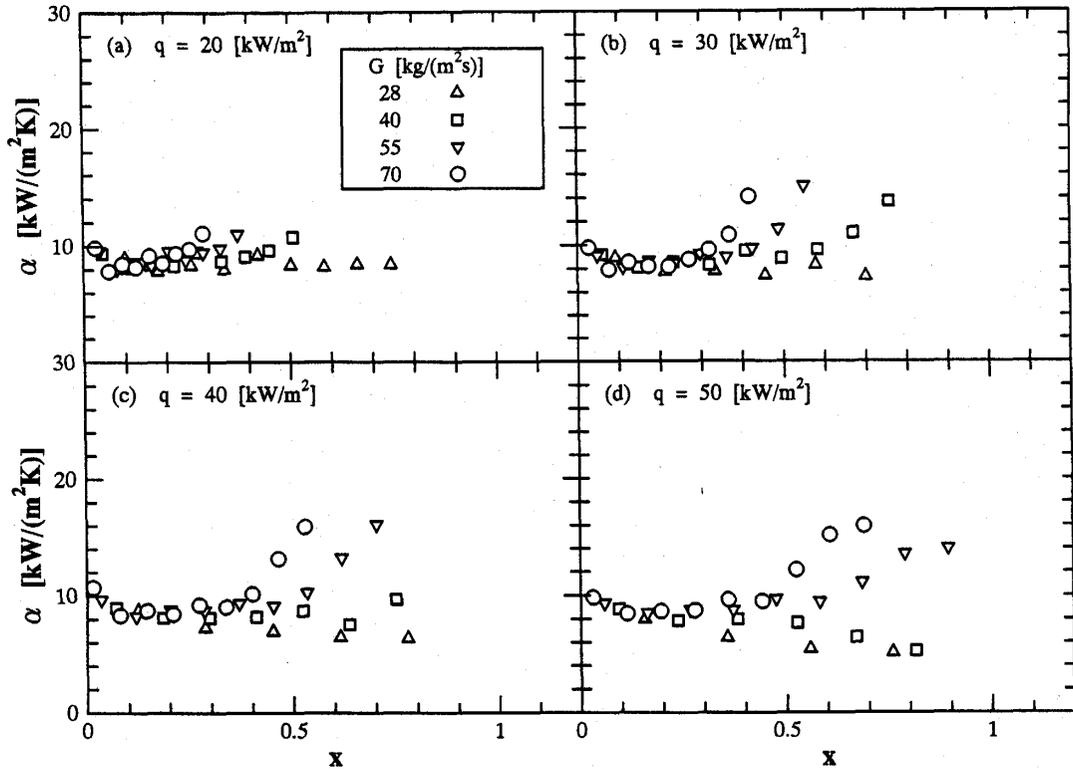


Fig.7 Relation between  $\alpha$  and  $x$

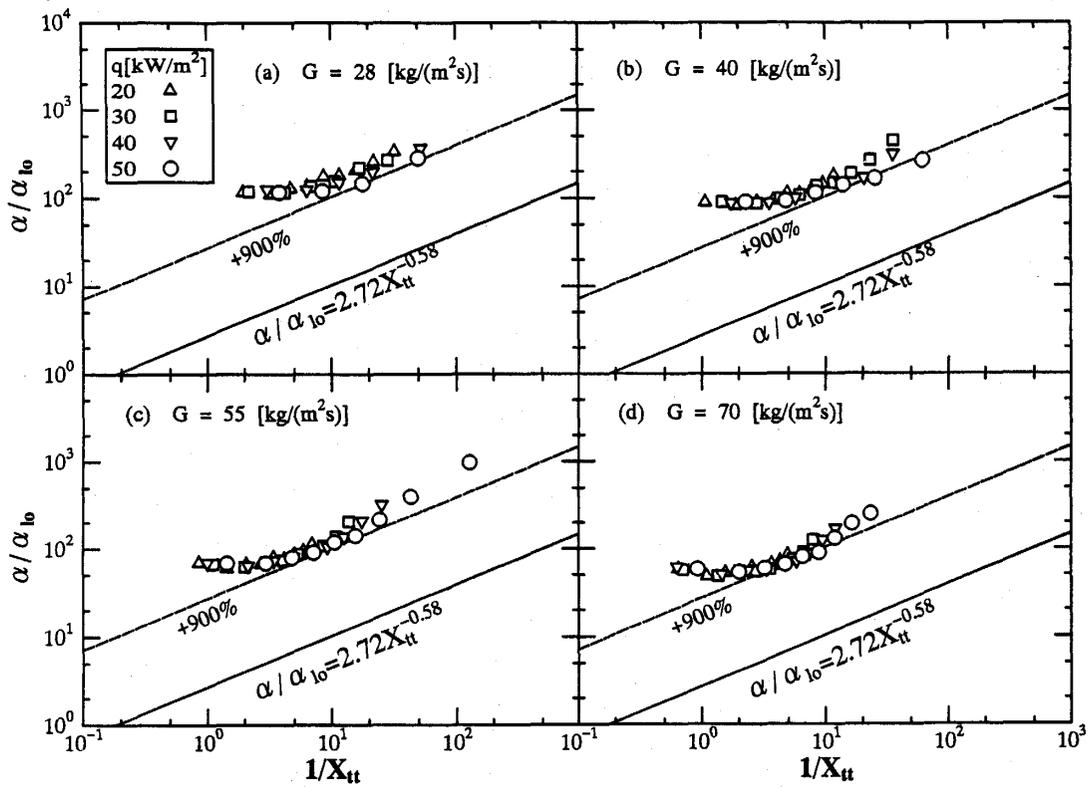
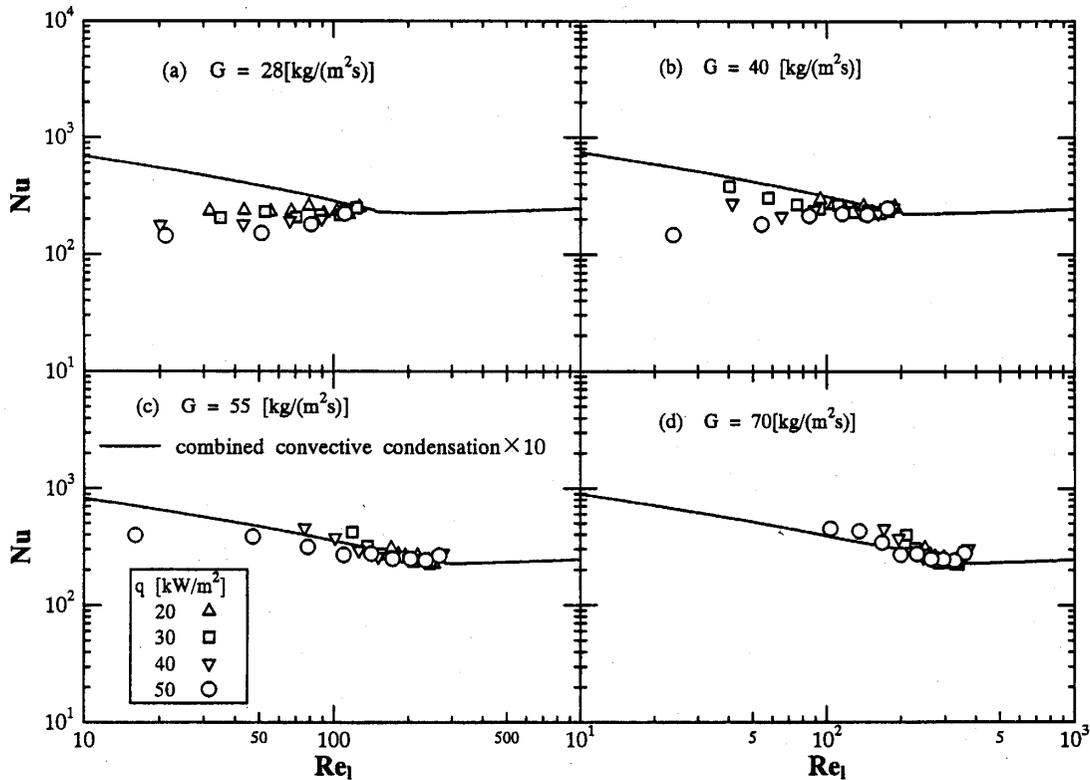


Fig.8 Relation between  $\alpha / \alpha_{10}$  and  $1 / X_{tt}$

Fig.9 Relation between  $Re_l$  and  $Nu$ 

び  $50 \text{ kW/m}^2$  のデータを表す。  $X_{tt}$  は Lockhart-Martinelli のパラメータで、次式で表される。

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (6)$$

また、 $\alpha_{lo}$  は流れのうちの液相成分だけが流路を流れるとみなしたときの熱伝達係数で、次式で与えられる。

$$\alpha_{lo} = 0.023 \frac{\lambda_l}{d_h} Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad (7)$$

ここに

$$Re_l = \frac{G(1-x)d_h}{\mu_l} \quad (8)$$

実線は Wright<sup>(5)</sup> により提案された管内下降流での強制対流蒸発域の熱伝達相関式で、次式で表される。

$$\frac{\alpha}{\alpha_{lo}} = 2.72 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.58} \quad (9)$$

実験データはいずれの質量速度の場合も  $q$  の値の大小によらず同じ傾向を示しており、 $1/X_{tt}$  が 2~5 より小さい範囲では  $\alpha/\alpha_{lo}$  はほぼ一定値をとるが、それ以外の範囲では  $1/X_{tt}$  の増加に伴い大きくなる。 $1/X_{tt} \geq 2 \sim 5$  のデータは Wright の相関式と同じ傾向を示しており、その値は Wright の式の約 10 倍である。

実験データと流動観察より、流下液膜式プレートフ

ィン蒸発器の場合、核沸騰の影響が小さく対流蒸発が支配的であることが判った。そこで、沸騰を伴わない鉛直平滑平板上を流下する液膜の蒸発熱伝達特性は、鉛直平滑管内の対流凝縮の熱伝達特性と類似であると考え、以下に既に提案されている凝縮の熱伝達相関式と本実験結果との比較を試みる。Fig.9(a), (b), (c) および(d)にそれぞれ  $G=28, 40, 55$  および  $70 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$  の場合の液レイノルズ数  $Re_l$  とヌセルト数  $Nu$  の関係を示す。  $\Delta, \square, \nabla$  および  $\circ$  印はそれぞれ  $q=20, 30, 40$  および  $50 \text{ kW/m}^2$  のデータを表す。  $Nu$  は以下のように定義されている。

$$Nu = \frac{\alpha d_h}{\lambda_l} \quad (10)$$

実線は Dilao<sup>(6)</sup> により提案された、鉛直平滑管内下降流凝縮に関する自由・強制共存対流の式 (Table3 参照) を 10 倍したものである。  $G=28 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$  では、 $Re_l$  が小さくなるに従い  $Nu$  も減少しており、実線とは一致していない。これはドライパッチによるものと考えられる。  $G=40 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$  では、 $q=20, 30 \text{ kW/m}^2$  の場合、共存対流の傾向と定性的に一致しているが、 $q=40, 50 \text{ kW/m}^2$  の場合には一致していない。この理由もドライパッチによるものと考えられる。  $G=55 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$  では  $q$  の大きさによらず共存対流の傾

Table3. Dilao's correlation equation

Equation for free convective condensation	
$Nu_G = \begin{cases} \left(\frac{4Ga_l}{3Re_l}\right)^{\frac{1}{3}} \left\{ 1 + a(Re_l - 108)^m \right. \\ \left. \times \left( 1 - \exp\left(\frac{-b}{Re_l - 108}\right) \right)^n \right\} & ; (Re_l > 108) \\ \left(\frac{4Ga_l}{3Re_l}\right)^{\frac{1}{3}} & ; (Re_l \leq 108) \end{cases}$	where
	$a = (5.96 \times 10^{-5}) Pr_l^{1.21} \quad b = 428 Pr_l^{-0.045}$ $m = 1.74 - 0.3 Pr_l^{0.29} \quad n = 1.25 - 0.349 Pr_l^{0.29}$
Equation for forced convective condensation	
$Nu_F = 0.2145 \left( \frac{1 + 1.22 X_{tt}^{0.2}}{X_{tt}} \right) Re_l^{0.4} (1 + b Re_l^m)^{0.25}$	
where	
$a_D = \begin{cases} 9.0 - \frac{Re_v^{0.83}}{1.1 \times 10^4} & ; (Re_v < 4.53 \times 10^5) \\ 4.5 & ; (Re_v \geq 4.53 \times 10^5) \end{cases}$	
$b = \frac{1}{4} \left( 0.366 + \frac{0.051}{Pr_l^{1.8}} - 0.03 a_D \right)^4$	
$m = 2.0 - \frac{0.76}{Pr_l^{0.5}}$	
Equation for combined convective condensation	
$Nu = \{ Nu_F^{1.4} + Nu_G^{1.4} \}^{1/1.4}$	

向と定性的に一致している。同様に、 $G = 70 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ でも $q$ の大きさによらず共存対流の傾向と定性的に一致している。

### 5. 結 言

鉛直プレートフィン面上での純冷媒 HCFC123 の流下液膜蒸発に関する熱伝達特性の実験及び流動様式の観察を行い、以下の結論を得た。

- (1) 冷媒質量速度が  $G = 28 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  と小さい場合には、熱流束の大きさにかかわらずフィン平坦部にドライパッチが生じ、蒸発が進むにつれドライパッチが大きくなる。これに伴い熱伝達係数は低下していく。熱伝達係数は全体的に低く  $5 \sim 9 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  であった。また  $q$  が大きい場合には、偏流やドライパッチの境界が明確になる。
- (2) 冷媒質量速度が  $G \geq 55 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  と大きい場合には、

蒸発が進むにつれドリッピング、噴霧流といった流動様式が現れ、気相中の液滴の飛散が促進されることによって熱伝達係数が増大する。このため熱伝達係数は下流セクションほど高く  $10 \sim 16 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  であった。

(3) 本実験結果より求めた熱伝達係数は Wright の強制対流蒸発域の熱伝達予測式の約 10 倍高い値を示した。また、流下液膜蒸発は膜状凝縮と逆の現象であると考え、Dilao の鉛直平滑管内下降流凝縮に関する自由・強制共存対流熱伝達の式との比較を行った。 $G \geq 55 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  のデータは、自由・強制共存対流の式の約 10 倍で良く一致した。

以上より、流下液膜式プレートフィン蒸発器で高い熱伝達係数を得るには、伝熱面に均一に冷媒液を供給し、ドライパッチが発生しない範囲でドリッピングおよび噴霧流が現れるような冷媒質量速度を与えられた熱源条件に対して適切に選択することが重要であることがわかった。本実験ではこの値は、冷媒質量速度  $G \geq 55 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  (熱流束  $q \geq 40 \text{ kW}/\text{m}^2$  の場合) であった。ただし、冷媒質量速度を単純に大きくすれば良いとは考えにくく、冷媒質量速度を大きくした場合には厚い液膜が形成されることにより伝熱抵抗が増加し、熱伝達係数はかえって低くなる可能性がある。また、本報では議論していないが、 $G$  を大きくすれば圧力損失も増加する。

本研究用のプレートフィン熱交換器は住友精密工業株式会社殿に試作して戴いた。本研究に用いた実験装置の製作および実験データの整理にあたっては、当時九州大学大学院生であった谷本覚君、現在九州大学大学院生の正木謙一君に協力して戴いた。ここに記して謝意を表す。

### 文 献

- (1) Rovertson, J.M. and Lovegrove, P.C., Trans. ASME, Journal of Heat Transfer, 105-3, (1983), 605.
- (2) Kandlikar, S.G., Trans. ASME, Journal of Heat Transfetr, 113-4, (1991), 966.
- (3) Haseler, L.E. and Butterworth, D. Convective Flow Boiling (ed., Chen, J.C.etal.), (1996), Taylor & Francis, 57.
- (4) 日本フロンガス協会, 代替フロン類の熱物性 (HCFC123), (1991), 日本冷凍協会.
- (5) Wright, R.M., USAEC Rep. UCRL-9744, (1961).
- (6) Dilao, C.O., 博士論文, 九州大学, (1993).