

下向き凝縮面の伝熱促進に関する研究*

(凝縮面を傾斜させた場合の実験結果)

野津 滋^{*1}, 本田 博司^{*2}
小林 勉^{*3}, 稲葉 英男^{*1}

Experimental Study of Condensation Heat Transfer from Downward-Facing Inclined Surfaces

Shigeru NOZU, Hiroshi HONDA,
Tutomu KOBAYASHI and Hideo INABA

Experiments were performed to study the effect of surface inclination on condensation heat transfer from downward-facing horizontal surfaces. A smooth surface and two low-finned surfaces with a length of 50 mm were tested for condensation of R-113. The angle of inclination from the horizontal ϕ ranged from 0 to 90 deg. For the smooth surface, the heat transfer coefficient α first decreased with the increasing of ϕ , then took a minimum near 5 deg, and then increased monotonically with further increasing ϕ . For the low-finned surfaces, α increased sharply with ϕ in the range of 0 to 30 deg, and then increased moderately with further increasing ϕ . The heat transfer coefficient for the better performing finned surface was 2.5, 9 and 12 times the smooth surface value for $\phi=0, 10$ and 90 deg., respectively.

Key Words: Condensation, Heat Transfer Enhancement, Refrigerant, Downward-Facing Inclined Surface

1. 緒 言

電子素子の発熱密度の増大にともない、高性能の冷却法として浸漬冷却に対する関心が高まり、研究が盛んになっている。この冷却法では、発生蒸気を凝縮させるための凝縮器が必要となる。その形式として種々のものが検討されている⁽¹⁾⁽²⁾が、容器の上面または側面を凝縮器として使用するのが最も簡便な方式であると考えられる。

著者らはさき⁽³⁾に下向き水平凝縮面下部に蒸気空間が存在する場合⁽³⁾および凝縮面が液中に浸漬されている場合⁽⁴⁾の熱伝達特性とその促進法について実験的に検討し、多孔質排液板を取付けたフィン付き面を使用することによって熱伝達が平滑面に比べて大幅に促進されることを見いだした。これは、フィン間溝部に充満した凝縮液が毛細管力によって効率良く多孔質排液板へ引き込まれ、フィン頂部が高性能の凝縮面として働くためである。同様の排液効果は伝熱面を傾斜させ、重力を利用することによっても期待できる。

本報では平滑面と2種類のローフィン付き面をとりあげ、下向き面上の凝縮熱伝達に及ぼす伝熱面傾斜角の影響を冷媒 R 113 を用いて実験的に検討する。

記 号

h : フィン高さ
 l : 伝熱面の長さ
 ΔP : 周囲蒸気と溝部の液の圧力差
 p : フィンピッチ
 Q : 冷却水受熱量
 s : フィン先端のフィン間隔
 T_s : 飽和温度
 T_w : 平均壁温
 w : 伝熱面の幅
 z : 面上の先端から下端へ向けて測った距離
 α : 投影面積基準平均伝熱係数〔式(1)〕
 θ : フィンの半頂角
 ρ : 液の密度
 σ : 表面張力
 ϕ : 凝縮面の傾斜角(図1)

2. 実験装置および実験方法

実験装置の概略を図1に示す。供試凝縮器は内寸法

* 原稿受付 平成2年4月23日。

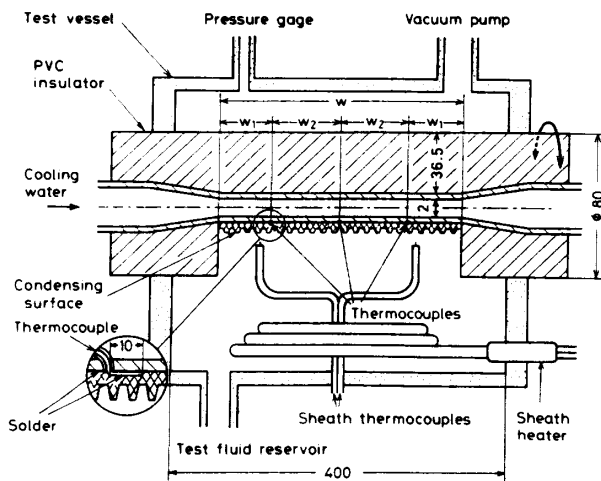
*¹ 正員、岡山大学工学部(〒700 岡山市津島3-1)。

*² 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)。

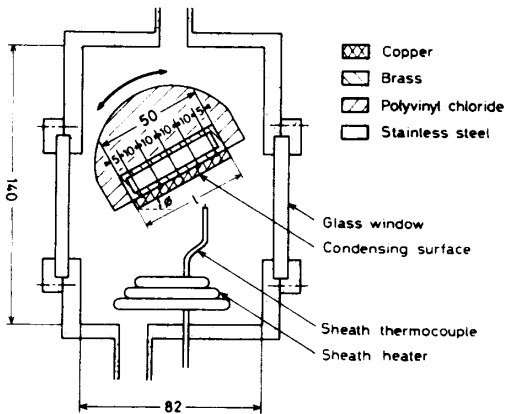
*³ 准員、鈴木自動車工業(株)(〒432 静岡県浜名郡可美村高塚)。

が高さ×幅×奥行=140×400×82 mm のステンレス製試験容器内の上部に設置されており、下部には発熱素子を模擬するシースヒータが設置されている。供試凝縮器は断面の外寸法 50×7 mm の黄銅製く形ダクトの下面に銅製の凝縮面をはんだ付けした構造になっており、その内部を冷却水が流れる。凝縮面以外のダクト壁は硬質塩化ビニールブロックで断熱されている。冷却水流路に直角な断面を図 1 (b) に示す。長さ $l=50$ mm の凝縮面は図 1 中の太い矢印で示される方向に回転可能である。凝縮面の水平からの傾斜角 ϕ は面の上端と下端の鉛直方向距離をセトメータで測定し、その値と l との幾何学的な関係から算出した。供試凝縮器以外の実験装置は前報⁽⁴⁾で使用したものと同一であるので、詳細な記述は省略する。

供試凝縮面には平滑面および 2 種類のローフィン付き面を使用した。凝縮面の各部寸法を表 1 に示す。表 1 において、面 A は平滑面、面 B、C はローフィン付き面である。面 B、C のフィン形状を図 2 に示す。局所



(a) 冷却水流路に平行な断面



(b) 冷却水流路に直角な断面

図 1 実験装置の概略

壁温を測定するために、図 1 (a) に示す 3 断面の中心ならびに中心から 10 mm および 20 mm の位置の計 15 箇所の凝縮面裏側に長さ 10 mm の溝を幅方向に加工し、素線径 0.127 mm のテフロン被覆銅-コンスタンタン熱電対を埋め込んではんだ付けした。素線はダクト壁に設けられた小孔を通して冷却水流路の上流側から取り出した。なお、図 1 (a) 中の寸法 w_1 と w_2 の値は、面 A について 41 mm と 83 mm、面 B および面 C について 25 mm と 50 mm である。

供試流体には冷媒 R 113 を使用した。封入量はヒータの上方約 20 mm までとした。飽和温度 T_s は約 53°C に設定し、容器内の圧力が大気圧よりいくぶん高めになるようにした。この条件下で冷却水の流量と温度およびヒータの発熱量を調節することにより、後述の凝縮温度差 ($T_s - T_w$) = 1.7~35 K の範囲のデータを得た。また、供試面上の凝縮状態およびフィン間溝部の液膜形状を写真撮影した。

投影面積基準熱伝達係数 α を次式で定義する。

$$\alpha = Q_c / \{wl(T_s - T_w)\} \dots \dots \dots (1)$$

ここに $Q_c = Q - Q_i$ 、 Q は冷却水の流量と温度上昇から算出される冷却水の実熱量、 Q_i は伝熱面以外からダクト内冷却水への侵入熱量、 w は伝熱面の幅、 T_w は平均凝縮面温度 (フィン付き面の場合はフィン根元温度) である。 T_w は 15 箇所の局所壁温の平均値にフィン根元までの熱伝導補正を加えた値を用いた。局所壁温のばらつきは ($T_s - T_w$) \approx 10 K のときに最大 1.2 K であった。 Q_i の値は、あらかじめ求めた検定曲線より算出した。この検定曲線は、伝熱面を断熱材で覆った状態で本実験と同一の操作を行うことによって求めた。 Q_i/Q の値は ($T_s - T_w$) の値が小さいほど大きく、最大 13% に達した。冷却水の温度上昇は 0.3~3.3 K

表 1 凝縮面の各部寸法

Surface designation		A	B	C
Fin pitch	p mm	---	0.97	0.50
Fin height	h mm	---	1.80	0.95
Fin spacing at fin tip	s mm	---	0.82	0.27
Fin half tip angle	θ rad	---	0.094	0.0
Surface width	w mm	248	150	150
Surface length	l mm	50	50	50
Actual area/Nominal area		1.00	4.38	4.80



(a) 面 B

(b) 面 C

図 2 フィン断面形状

であった。式(1)右辺の諸量の測定精度を考慮すると、 α の測定誤差は7%以下と考えられる。

3. 実験結果および考察

3・1 凝縮様相 図3は $\phi=0\sim 14.9^\circ$ 、 $(T_s-T_w)\approx 30\text{ K}$ における面A上の凝縮様相を比較したものである。 $\phi=0^\circ$ では伝熱面上にかなり規則性を有する液滴の分布が見られ、その成長・離脱が繰返されている。 $\phi\geq 1.5^\circ$ では伝熱面上の液滴はゆっくりと下端へむけて移動し、液の落下は $\phi=1.5^\circ$ では面上および下端から、 $\phi=2.6^\circ$ および 3.4° では下端のみから生じている。さらに ϕ が大きくなると、凝縮様相は液滴の変形、傾斜方向に平行な峰の形成を経て、 $\phi=14.9^\circ$ の写真に見られるように面全体がかなり平滑な気液界面を有する液膜で覆われる状態へと変化する。上述の凝縮様相の変化は (T_s-T_w) が小さいほど小さな ϕ で生じる傾向が見られた。

図4は ϕ が 0° 付近で $(T_s-T_w)\approx 10\text{ K}$ における面B、C上の凝縮様相を比較したものである。図4(a)の面Bについて見ると、凝縮液はフィン間溝部を伝って流れ、 $\phi=0^\circ$ では面のほぼ中央から、 $\phi=1.2, 2.8^\circ$ では面の下端付近から離脱している。図4(b)の面Cについて見ると、 $\phi=0^\circ$ および 1.3° では伝熱面上の数箇所に液滴や溝と直角方向に連なる峰が見られ、凝縮液の一部は $\phi=1.3^\circ$ でも面上から離脱している。この傾向は (T_s-T_w) が大きいほど顕著であった。 $\phi=3.6^\circ$ では凝縮液の離脱は下端のみで生じている。また、面B、Cともに凝縮面上端のフィン間溝部には凝縮液が充満しているのが観察された。

上述の面B、Cの凝縮液の挙動の相違は、フィン間の溝幅の差によると考えられる。すなわち、溝幅が比較的大きい面Bは凝縮液の流れに対する抵抗が小さく、溝に沿う液流速が早いため離脱位置は伝熱面上の1箇所になったのに対して、溝幅が小さい面Cは流動抵抗が大きく、液流速が遅いために $\phi=0, 1.3^\circ$ では複数の位置で凝縮液の離脱が生じていると考えられる。

図5は ϕ が比較的大きい場合の $(T_s-T_w)\approx 10\text{ K}$ における面B、C上の凝縮様相を比較したものである。図5(a)の面Bについて見ると、矢印で示される位置のフィン間溝部には光の反射が見られる。また、 $\phi=9.4^\circ$ の写真から明らかなように、面上端のフィン間溝部には凝縮液が充満していない。図5(b)の面Cについて見ると、 $\phi=13.9^\circ$ では矢印で示される位置より下方では凝縮液がフィン間溝部をあふれ、 $\phi=57^\circ$ および 90° では面の下方フィン間溝部に2列の光の反射点が見られる。これらの現象は、面Bでは $\phi\geq 4.0^\circ$ お

よび $\phi=2.8^\circ$ で $(T_s-T_w)\leq 5\text{ K}$ の場合に、面Cでは $\phi\geq 30^\circ$ および $\phi=13.9^\circ$ で $(T_s-T_w)\leq 7\text{ K}$ の場合に見られた。上述の光の反射は水平ローフィン付き管上の凝縮⁽⁵⁾について観察されたものと基本的に同一であり、この位置で溝部液膜厚さの急変を生じ、この位置より上方のフィン間溝部には薄液膜が、下方のフィン間溝部には厚液膜が保持されている。本報ではこの位置を液充満位置と呼び、面の上端からこの位置までの距離を z_f とする。

図6は z_f の測定値を (T_s-T_w) に対してプロットしたものである。ここに、 z_f の測定値には液の離脱が生じてない溝における平均値を採用した。 z_f は ϕ の増

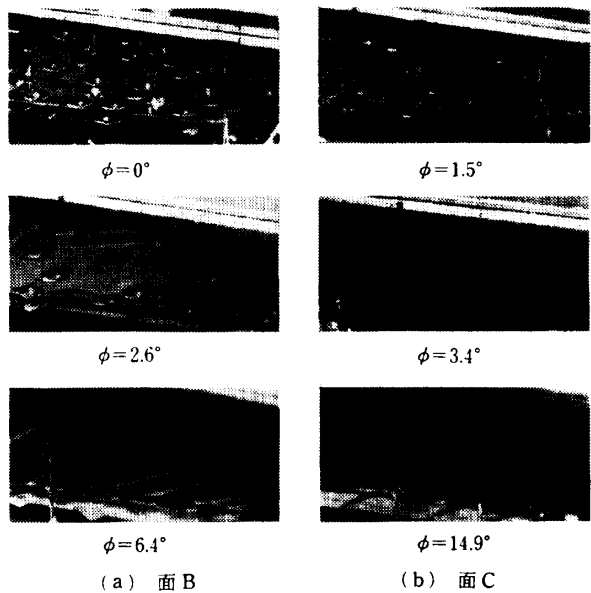


図3 凝縮様相の比較〔面A、 $(T_s-T_w)\approx 30\text{ K}$ 〕

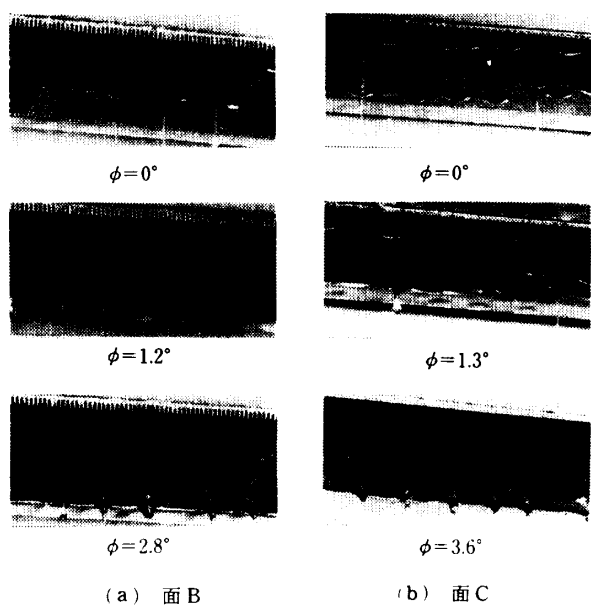


図4 凝縮様相の比較〔 $(T_s-T_w)\approx 10\text{ K}$ 〕

大につれて増加し、面 B では $\phi=31.9^\circ$ で $z_f/l \approx 0.9$ に、面 C では $\phi=57.0^\circ$ で $z_f/l=0.7 \sim 0.82$ に達し、それ以上の ϕ における z_f の変化は小さい。

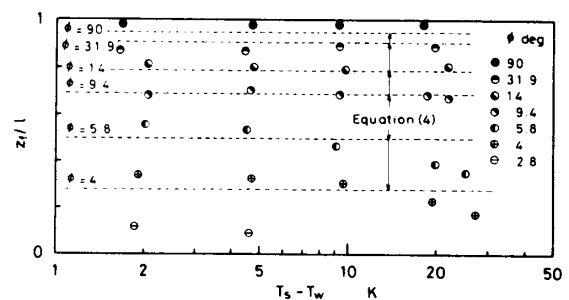
ここで液充滿位置について考察する。図 7 に物理モデルを示す。図 7 において記号 z は凝縮面上端から測った距離、 s はフィン先端のフィン間隔、 h はフィン高さ、 θ はフィンの半頂角である。図 7 (a) において、 $0 \leq z \leq z_f$ ではフィン上の凝縮液は表面張力によってフィン間溝部へ引き込まれ、重力によって下端に向けて溝部を流下する。一方、 $z_f \leq z \leq l$ のフィン間溝部には表面張力の作用により凝縮液がほぼ充滿している。 $z=z_f$ における溝部気液界面は図 7 (b) に示されるようにフィン先端でフィン側面に接するものとする。水平ローフィン付き管の溝部液膜形状に関する前報⁽⁵⁾の解析結果から判断すると、図 7 (b) の z 軸に直交する断面における面 B、C の溝部液膜形状は円弧で近似できる。その曲率半径を r_b とする。図 7 (a) のフィン間溝部中央断面における溝部液膜の曲率は $z=z_f$ の近傍で正から負に変化する。したがって、 $z=z_f$ における曲率半径の絶対値は r_b に比べて十分大きいと考えられる。この位置における溝部液膜の気液の圧力差 ΔP_1 は次式で表される。

$$\Delta P_1 = \sigma/r_b = 2\sigma \cos \theta/s \quad \dots\dots\dots (2)$$

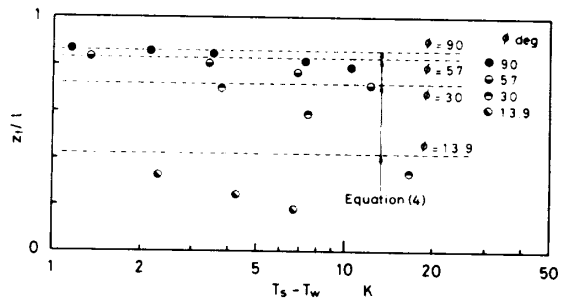
$z_f \leq z \leq l$ のフィン間溝部における凝縮液の流動抵抗を無視すれば、 $z_f \leq z \leq l$ の液柱の圧力差 ΔP_2 は次式で表される。

$$\Delta P_2 = \rho_l g \Delta H = \rho_l g (l - z_f) \sin \phi \quad \dots\dots\dots (3)$$

伝熱面の下端では凝縮液が液滴または液柱の形で落下する。これらの落下点の中間部では溝部に液が充滿し



(a) 面 B



(b) 面 C

図 6 液充滿位置

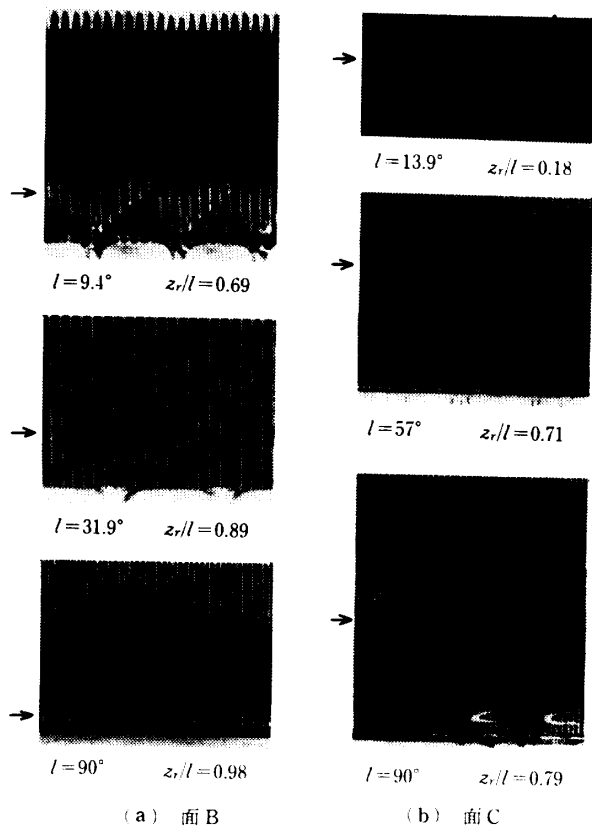
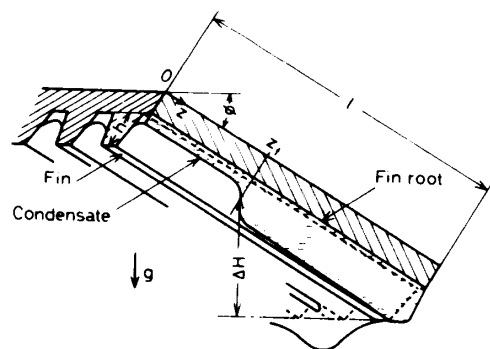
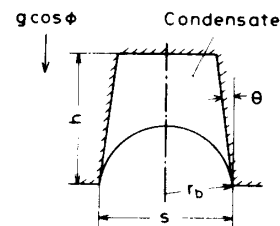


図 5 凝縮様相の比較 [($T_s - T_w$) ≈ 10 K]



(a) フィン間溝部中央断面



(b) $z=z_f$ における溝部液膜形状

図 7 液充滿位置の計算モデル

ており、したがって $r_b = \infty$ であると仮定すれば $\Delta P_1 = \Delta P_2$ の関係が成立し、式(2)、(3)より z_f は次式で与えられる。

$$z_f/l = 1 - 2\sigma \cos \theta / \rho_1 g s l \sin \phi \quad \dots\dots\dots(4)$$

図6中には式(4)による計算値を破線で記入してある。 z_f の実験値と計算値を比較すると、面Bでは $\phi \geq 9.4^\circ$ で両者は比較的良く一致している。一方、面Bの $\phi \leq 5.8^\circ$ の場合および面Cでは測定値は $(T_s - T_w)$ の増大につれて式(4)による値より低下する。これは、本解析で $z_f \leq z \leq l$ における流動抵抗を考慮してないためと考えられる。

3.2 熱伝達 図8(a)~(c)はそれぞれ面A~Cについて、 α と $(T_s - T_w)$ の関係を ϕ をパラメータにとって示したものである。図8中には鉛直面上および下向き水平面上の層流膜状凝縮熱伝達に関する Nusselt⁽⁶⁾ および Gerstmann-Griffith⁽⁷⁾ の式が併記されている。

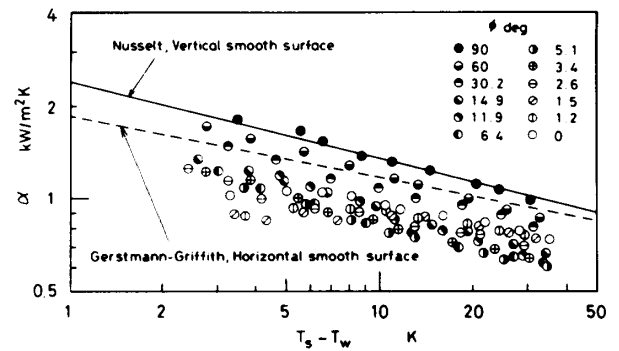
図8(a)の面Aについて見ると、 α は ϕ の増大につれていったん低下し、最小値に達した後増大し、 $\phi = 90^\circ$ で最大になる。 α の最小値を与える ϕ は $(T_s - T_w)$ の増大につれて大きくなり、 $(T_s - T_w) \geq 8$ K では $\phi = 5.1 \sim 6.4^\circ$ となる。この角度は図3に示されるように、凝縮面上に峰が形成され、面の大部分が厚い液膜で覆われる角度にほぼ対応する。なお、 $\phi = 0^\circ$ に対する実験値は Gerstmann-Griffith⁽⁷⁾ の式による予測値よりも15~20%小さい。しかし、彼らの実験値も予測値より10~15%小さいので、この差は彼らの解析の不十分さによるものと考えられる。一方、 $\phi = 90^\circ$ に対する本実験値は Nusselt⁽⁶⁾ の式とよく一致している。

図8(b)の面Bについて見ると、 α は $\phi = 0^\circ$ で最小値をとり、 ϕ の増大につれて単調に増加している。 α の $(T_s - T_w)$ による変化は Nusselt⁽⁶⁾ および Gerstmann-Griffith⁽⁷⁾ の式よりもゆるやかであり、その配は ϕ によらずほぼ一定である。

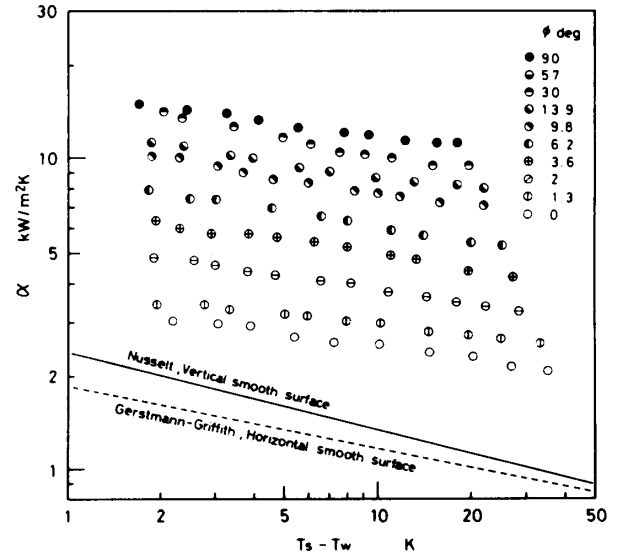
図8(c)の面Cについて見ると、 $\phi = 0^\circ$ と 1.3° における α はほぼ等しく、その後 ϕ の増大につれて α も増大する。 α の $(T_s - T_w)$ による変化は $(T_s - T_w) \leq 5$ K では面Bと同程度かまたは多少急こう配であり、 $(T_s - T_w) \geq 5$ K では $\phi = 2 \sim 30^\circ$ において $(T_s - T_w)$ の増大による α の減少率がより顕著になる。そして、 $(T_s - T_w) \geq 20$ K では $\phi = 0 \sim 3.6^\circ$ に対する α はほぼ一定の値をとる。これらの結果は図4、6から明らかのように、面Cは面Bに比べてフィン間溝部に凝縮液が充満しやすいことに原因があると考えられる。 $\phi = 0^\circ$ と 90° の場合を比較すると、同一の $(T_s - T_w)$ にお

いて後者は前者の約6.5倍の伝熱性能を示している。

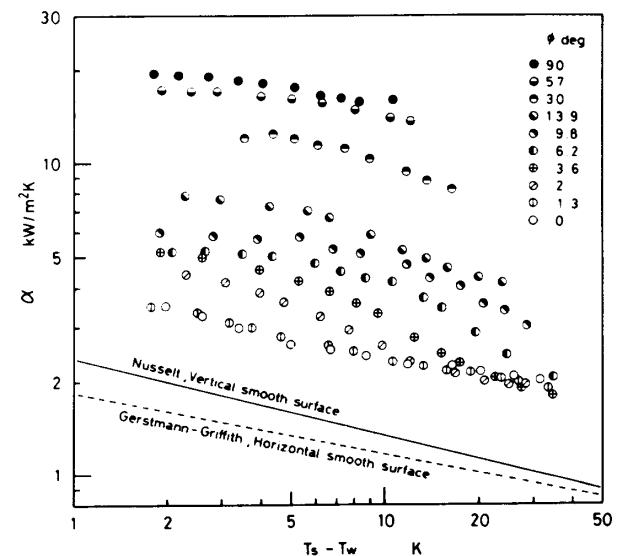
図9は面A~Cの $(T_s - T_w) = 10$ K における α を ϕ に対してプロットしたものである。図9中には傾斜



(a) 面A



(b) 面B



(c) 面C

図8 平均熱伝達特性

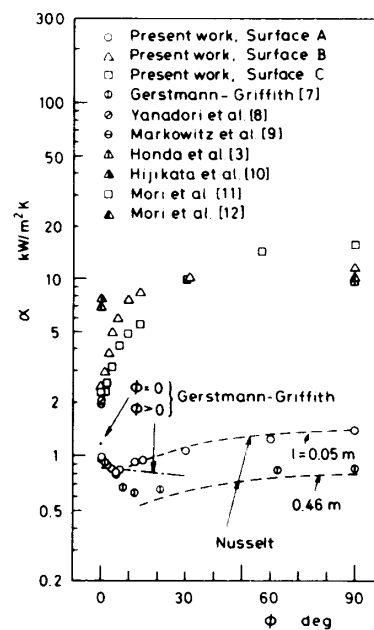
表 2 従来の実験値の概略

Symbol	Surface	ϕ deg	p mm	h mm	l mm	Reference
○	Smooth surface	0-90	---	---	460	Gerstmann and Griffith [7]
⊙	Smooth surface with glass drainage strip	0	---	---	64	Yanadori et al. [8]
⊖	Doubly rippled surface	0	0.76*	0.76*	146	Markowitz et al. [9]
△	Trapezoidal finned surface with porous drainage strip	0	0.61	0.91	40	Honda et al. [3]
▲	Triangular finned conic surface with suction pipe	0	---	---	17	Hijikata et al. [10]
▣	Rectangular finned surface	90	0.71	0.89	160	Mori et al. [11]
▲	Triangular finned surface	90	1.00	0.87	50	Mori et al. [12]

* dimensions of small undulation

平滑面上の層流膜状凝縮に関する Nusselt⁽⁶⁾の式および下向き平滑面上の層流膜状凝縮に関する Gerstmann-Griffith⁽⁷⁾の式, ならびに $l=0.46$ m の下向き平滑面に関する Gerstmann-Griffith⁽⁷⁾の実験値が併記されている。平滑面について本実験値と Gerstmann-Griffithの実値を比較すると, 両者共に ϕ の増大につれて α は最初減少し, 最小値をとった後に増大している。 α が最小となる ϕ の値は本実験では約 5° , Gerstmann-Griffithの実験では約 12° である。この相違は両供熱面の l の値の差によるものである。なお, $0^\circ \leq \phi \leq 5^\circ$ では両実験値は良く一致している。また α の最小点より ϕ が大きい領域では, 本実験値は Nusseltの式と良く一致し, Gerstmann-Griffithの実験値は Nusseltの式よりいくぶん高めである。この相違も両伝熱面の l の値の差によるものである。図9中の一点鎖線は ϕ が小さい領域に対する Gerstmann-Griffithの式を示す, この式の ϕ による α の変化の傾向は実験値とかなり異なる。したがって, 彼らの物理モデルは現象を正しく表していないと考えられる。

つぎに, 面 B, Cについて見ると, α は ϕ の増大につれて最初急激に増大し, $\phi \geq 30^\circ$ になると変化がゆるやかになる。 α の値は $0^\circ \leq \phi \leq 30^\circ$ では面 Bのほうが大きく, $30^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$ では面 Cのほうが大きい。この相違は両伝熱面のフィン寸法の相違によるものである。すなわち, フィン間隔の小さい面 Cでは溝に沿う液流に対する駆動力である溝方向の重力成分 $g \sin \phi$ が小さい領域ではフィン間溝部に凝縮液が充満しやすい。したがって, 有効伝熱面積がフィン間隔の大きい面 Bよりも減少すると考えられる。一方, $g \sin \phi$ が大きい領域では大部分フィン間には凝縮液が充満していないので, フィン間隔の小さい面 Cのほうが有効伝熱面積が大きくなるものと考えられる。これらのことから, ϕ が小さい領域ではフィン間溝部の排液が良好なフィン間隔が比較的大きい面が, ϕ が大きい領域では実面

図 9 平均熱伝達特性の比較 $((T_s - T_w) = 10$ K)

積と投影面積の比が大きいフィンピッチの小さい面が有効であると考えられる。

図9中には下向き水平および鉛直の伝熱促進面に関する従来の実験値⁽³⁾⁻⁽¹²⁾も記入されている。いずれも凝縮物質は R 113 である。引用した実験値はそれぞれの研究において最高の伝熱性能を示した面に関するものである。その概略を表2に示す。なお, 梁取ら⁽⁸⁾の伝熱面は円板面, Hijikataら⁽¹⁰⁾の伝熱面は頂角 140° の円すい面であり, その他はく形面である。前二者については, 直径を l の欄に記入してある。まず, 水平面について比較すると, 本実験の面 B, C (ローフィン付き面) は面 A (平滑面) の 2.3~2.5 倍の伝熱性能を示している。この面はフィン付き面に排液装置を取付けた Honda⁽³⁾らおよび Hijikata⁽¹⁰⁾らの実験値よりもかなり低い。しかし, 伝熱面を $10 \sim 30^\circ$ 傾斜角させると, 排液装置付きの水平面と同程度の性能が得られる。つぎ

に鉛直面について比較すると、本研究の面Cが最高の伝熱性能を示しており、 l が同一の平滑面と比較して12倍の熱伝達係数が得られる。

4. 結 論

下向き面の凝縮伝熱性能及ぼす伝熱面傾斜角の影響をR113を凝縮物質とし、平滑面および2種類のローフィン付き面を用いて実験的に検討した。主な結論は

(1) 平滑面上の凝縮様相は、面の傾斜角の増大につれて液滴状から峰状をへて薄い液膜状へと変化する。これに対応して、平均熱伝達係数はいったん減少した後増大する。下向き水平面の平均熱伝達係数はGerstmann-Griffith⁽⁷⁾の式より15~20%低い。峰状凝縮モデルに基づくGerstmann-Griffith⁽⁷⁾の式は傾斜角の影響を正しく表さない。液膜状凝縮領域ではNusselt⁽⁶⁾の式と良く一致する。

(2) ローフィン付き面の傾斜角が小さい場合には、フィン間溝部に凝縮液がほぼ充満している。傾斜角が一定の大きさ以上になると、フィン間溝部の液膜厚さが急変する液充満位置が存在し、それより下方のフィン間溝部にだけ凝縮液が充満している。傾斜角が大きい場合には、液充満位置は式(4)による値にほぼ一致する。一方、傾斜角が小さい場合には、凝縮量の増大につれて式(4)による値より上方へ移動する。

(3) ローフィン付き面の平均熱伝達係数は傾斜角の増大につれて単調に増加する。増加の割合は傾斜角が30°以下の領域で顕著である。その値は傾斜角が小

さい領域ではフィンピッチの大きい面のほうが高く、傾斜角の大きい領域ではフィンピッチの小さい面のほうが高い。

(4) ローフィン付き面の平滑面に対する伝熱促進率は、傾斜角0, 10, 90°についてそれぞれ2.5, 9, 12に達した。傾斜角10°のローフィン付き面の平均熱伝達係数は、水平ローフィン付き面に排液装置を取付けることによって得られた従来の値と同程度であった。

なお、フィン間溝部凝縮液の流動を考慮した凝縮熱伝達の解析と本実験結果との比較を続報で報告する。最後に、本実験に際し本学の今井達也技官と4年生の森田昌孝君の協力を得たことに謝意を表する。

文 献

- (1) Bar-Cohen, A., *Heat Transf. Eng.*, **4**-3.4 (1983), 35.
- (2) Chu, R. C., *Proc. 8th Int. Heat Transf. Conf.*, **1** (1986), 293.
- (3) 本田・ほか2名, *機論*, **52**-475, B, (1986), 1355.
- (4) 本田・ほか4名, *機論*, **56**-525, B, (1990), 1493.
- (5) 本田・ほか2名, *機論*, **49**-445, B, (1983), 1937.
- (6) Nusselt, W., *Z. Ver. Dt. Ing.*, **60** (1916), 541.
- (7) Gerstmann, J. and Griffith, P., *Int. J. Heat Mass Transf.*, **10**-5 (1967), 567.
- (8) 梁取・ほか3名, *機論*, **52**-475, B, (1986), 1086.
- (9) Markowitz, A., ほか2名, *Trans. ASME, Ser. C*, **94**-3 (1972), 315.
- (10) Hijikata, K., ほか2名, *Proc. 2nd ASME-JSME Thermal Eng. Joint Conf.*, **4** (1987), 393.
- (11) 森・ほか3名, 第18回日本伝熱シンポジウム講演会論文集, (1981-5), 163.
- (12) Mori, Y., ほか3名, *J. Heat Transf.*, **103**-1 (1981), 96.