

縦板上凝縮熱伝達の促進 (離散伝熱面におけるフィン厚みの影響) *

儲 仁才[†] 畠中 勉[†] 西尾 茂文[‡]

Enhancement of Condensation on a Vertical Plate (Effect of Fin Thickness on Dispersed Finned Surface)*

Rencai CHU[†] Tsutomu HATANAKA[†] and Shigefumi NISHIO[‡]

Abstract

In previous study, the characteristic of the condensation heat transfer on the dispersed vertical surface were investigated experimentally for the application of the finned surface to the thermoelectric generator utilizing boiling and condensation as the electrodes of the thermoelectric module. A prediction model for this dispersed finned surface was proposed, based on Adamek-Webb model of the condensation on a finned tube. In this study, a condensation heat transfer experiment on a vertical dispersed finned surfaces using FC5312 was carried out, in order to enhance the condensation heat transfer coefficient by optimizing the fin size on a dispersed heat transfer surface. The object of the experiment was limited to the rectangular fin with the height of 3 mm. Experimental parameters were the temperature difference, the fin groove width, the fin thickness and the dispersing size on the vertical direction. As the results, it was found from the experiment that the dependence of the condensation heat transfer coefficient on the dispersed size is controlled by the fin groove width. That is, the condensation heat transfer coefficient will increase for a smaller fin groove width and will decrease for a larger fin groove width, with decreasing of the dispersing size. Moreover, there is an optimum fin thickness at which the condensation heat transfer coefficient becomes the maximum in the case of constant fin groove width for both size of the fin groove width. This effect of the fin thickness is more significant for the smaller fin groove width. Further, the prediction values exhibit a good agreement with the experimental data in the present experiment.

Key Words: *Condensation, Heat transfer enhancement, Fin, Dispersed surface*

記号

A	: 平滑面基準伝熱面積	[m ²]	\dot{V}	: 冷却水流量	[m ³ /s]
b	: フィン溝幅	[m]	α	: 熱伝達率	[W/(m ² ·K)]
C_p	: 比熱	[J/(kg·K)]	δ	: 横溝幅	[m]
DT	: 伝熱温度差 (T_s-T_w)	[K]	ρ	: 冷却水密度	[kg/m ³]
h	: フィン高さ	[m]	添字		
L	: 離散寸法	[m]	s	: 飽和	
p	: フィンピッチ	[m]	w	: 壁面	
Q	: 伝熱量	[W]	in	: 冷却水入口	
t	: フィン厚み	[m]	out	: 冷却水出口	
T	: 温度	[K]			

* 受付日: 2006年3月13日, 第43回日本伝熱シンポジウムより受付, 担当エディター: 瀧本 昭

[†] (株) 小松製作所 研究本部 (〒254-8567 神奈川県平塚市 万田 1200)

[‡] 東京大学 生産技術研究所 (〒153-8505 東京都目黒区 駒場 4-6-1)

1 緒言

前報[1-3]では、沸騰・凝縮型熱電発電システム用フィン付高温側電極を想定した分散化フィン付伝熱面の熱伝達特性について実験的に調べ、分散化により凝縮熱伝達率のフィン寸法に対する依存性が変化し、またフィン分散化時の横溝幅の影響が小さいことと三角形フィンより矩形フィンのほうが高い熱伝達性、さらにフィン高さが3 mm以上になると熱伝達性は飽和する傾向を示すことが分かった。また、Adamek-Webb[4]のフィン付管用多領域モデルを基本モデルとした分散フィン付面における凝縮熱伝達モデルによる予測結果は、実験範囲において良く一致することが確認された。

本研究では、これらの結果に基づき、矩形フィンだけを対象に、分散横溝幅とフィン高さを一定にし、フィン寸法の最適化による熱伝達率の更なる向上を目的として、フィン厚みの影響を中心にその熱伝達向上の限界を調べ、より広範囲での予測モデルの有効性確認を確認した。

2 実験装置と方法

図1に凝縮チャンバ、冷却チャンバ、恒温槽で構成された実験装置を示した。プラグヒータの加熱により生成されたフロリナート蒸気は冷却チャンバに冷却された凝縮面で凝縮し、潜熱を放出する。凝縮実験に使用したフロリナート FC5312 は大気圧沸点 215 °Cである。凝縮面壁温は高くなるので、冷却媒体に沸点 200 °Cのガルデン (HT200) を使用した。ガルデンは恒温槽によって一定温度に維持される。大気圧下での凝縮熱伝達を実現するために凝縮チャンバを大気開放にし、開放口に設けた外付け凝縮器で余分な蒸気を回収した。凝縮面壁温 T_w は冷却チャンバ側から差し込んだ5本のシース熱電対、フロリナート蒸気温度は凝縮面近傍に設置したシース熱電対、ガルデンの温度上昇は出入口混合室に挿入した Pt100 Ω の測温抵抗体により測定し、流量計測には(株)サヤマトレーディング製の微小流量計 (精度 $\pm 1\%$) を用いた。伝熱量 Q はガルデンの流量と出入口温度差から算出し、凝縮熱伝達率 α は式(2)により求められる。

$$Q = \rho \cdot \dot{V} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (1)$$

$$\alpha = \frac{Q}{A(T_s - T_w)} \quad (2)$$

図2に、本実験で使用した分散凝縮面の寸法を示した。凝縮面は 58 mm \times 58 mm の正方形であり、縦に加工された矩形フィンの厚みと溝幅はそれぞれ t と b とし、フィン溝幅 b は 0.3~0.5 mm、高さ h は 3 mm、厚み t は 0.1 mm~0.5 mm であった。縦方向に 9.8 mm~4.9 mm のピッチで幅 0.7 mm の溝を切り出

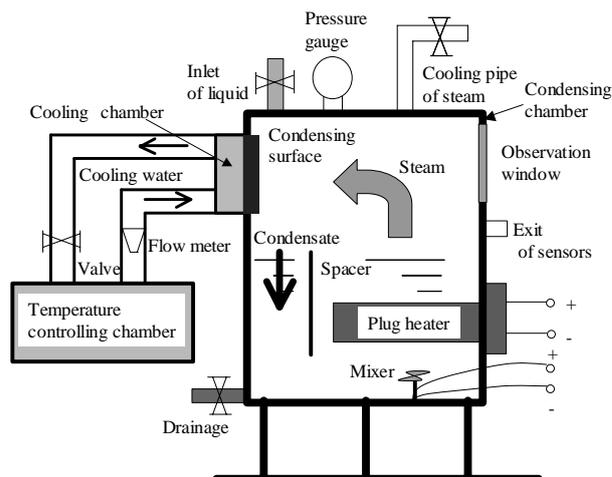


Fig. 1 Schematic diagram of experimental system

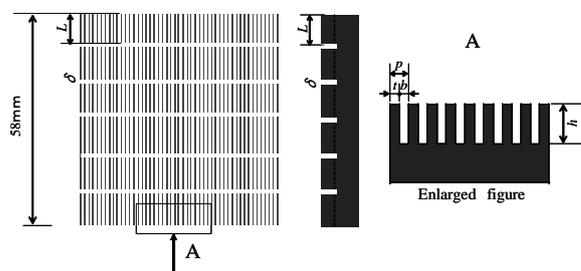


Fig. 2 Parameter of the dispersed surface

してフィン付凝縮面を分散化した。

実験では、FC5312 液を沸騰まで加熱させ、2~3 時間程度脱気した後に計測を行った。凝縮面壁温 T_w はガルデンの流量および温度により制御した。

3 実験結果および考察

まず、分散フィン付凝縮面における熱伝達特性の一例を図3に示した。溝幅 $b = 0.5$ mm、フィン $h = 3$ mm で、横溝幅 $\delta = 0.7$ mm、パラメータはフィン厚み t と分散寸法 L である。フィンの溝幅と厚みが等しい等幅フィン ($t = b = 0.5$ mm) と溝幅が一定に厚みを極力薄くした薄フィン ($b = 0.5$ mm, $t = 0.1$ mm) との2種類の伝熱面を比較対象とした。比較のため、連続フィン付面 ($L = 58$ mm) の結果とヌセルト解も併記した。図から分かるように平面に対して1桁以上伝熱促進効果が得られる。また $t = 0.1$ mm のフィンは、 $t = 0.5$ mm のフィンと同様に分散寸法 L が小さいほど熱伝達率が大きくなる傾向を示し、伝熱温度差に対する依存性は特に違いが見られない。また同じ L の結果を比較すると分かるように、溝幅を変えずにフィンを薄くすることで30~50%ほどの熱伝達促進効果が得られている。これはフィン溝内の凝縮液滞留高さはフィン溝幅 b に決まり、凝縮液滞留による熱伝達率の低減は同程度なので、フィン厚み t を小さくし、フィン数の増加により熱伝達が促

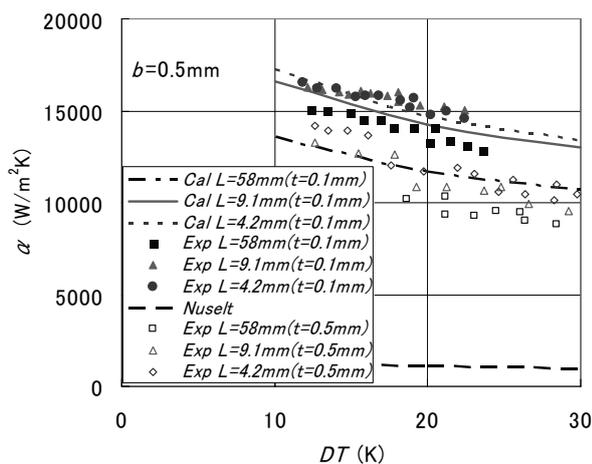
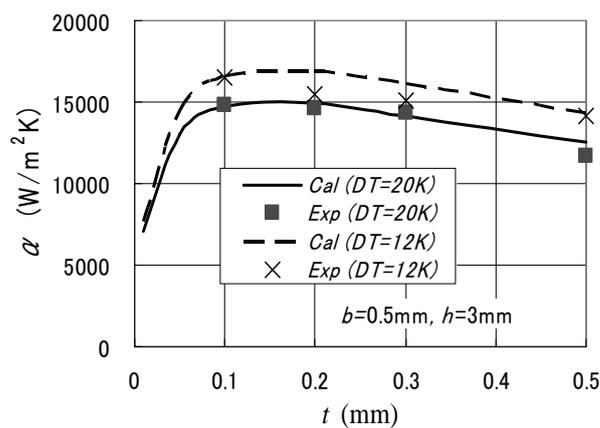


Fig. 3 Condensation characteristic



(a)

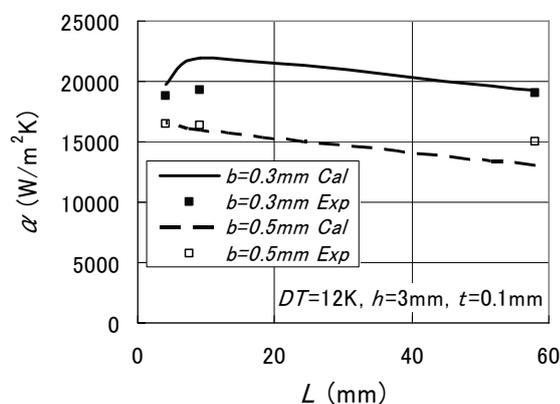
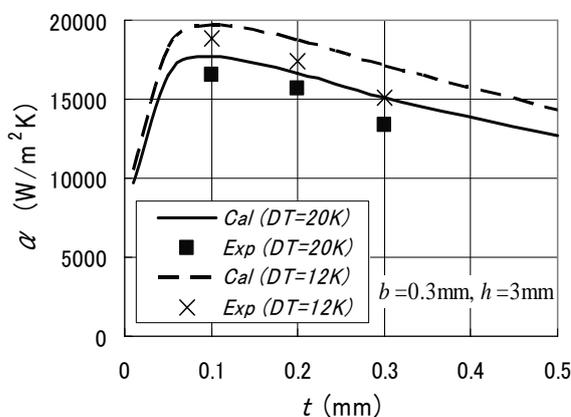


Fig. 4 Dependence of condensation on L



(b)

Fig. 5 Effect of fin thickness t

進されたと考えられる。当然フィンが薄くなるにつれ、フィン効率の影響が目立つようになり、フィン高さに対して最適なフィン厚み t が存在する。なお、解析結果と比較し、 $L = 58 \text{ mm}$ の場合には 15% 程度小さく見積もるが、 $L = 4.2 \text{ mm}$ と $L = 9.1 \text{ mm}$ の場合には非常に精度良く予測できることが分かった。

図 4 に離散フィン寸法の熱伝達率への影響を示した。フィン厚み $t = 0.1 \text{ mm}$ 、フィン高さ $h = 3 \text{ mm}$ 、横溝幅 $\delta = 0.7 \text{ mm}$ 、伝熱温度差 $DT = 12 \text{ K}$ で、パラメータはフィン溝幅 b であった。図から分かるように $b = 0.3 \text{ mm}$ の場合、 L が小さくなるにつれ、 α は最初の上昇から降下に転じ、大体 $L = 9.1 \text{ mm}$ 前後で最大値を取るが、 $b = 0.5 \text{ mm}$ の場合、 α は単調に増加するといった当幅フィンと同じ傾向を示す。両者の差は、 L が小さくなるにつれ縮んでいく。これは、フィン数の増加による伝熱向上は、小さい L による液溝内滞留の増加により打ち消されていくことを意味している。ちなみに $L > 9.1 \text{ mm}$ では、 $b = 0.5 \text{ mm}$ の場合と比べ、 $b = 0.3 \text{ mm}$ のほうは熱伝達率が 20 ~ 30% 程度高い。なお、併記した予測結果は計測値と概ね一致することが分かる。

図 5 にフィン厚み t の熱伝達率への影響を示した。 $h = 3 \text{ mm}$ 、 $L = 4.2 \text{ mm}$ で、パラメータは伝熱温度差であった。図 5(a) は $b = 0.5 \text{ mm}$ の結果を示す。図 5(a) から分かるように t が小さくなるに従い、 α が上昇し、 $t = 0.1 \sim 0.2 \text{ mm}$ のあたりで最大値を取り、その以上 t を小さくすると α は急に低下する傾向を示す。これはフィンを薄くすることでフィン数が増えるが、フィン効率の低下が目立つようになり、 α の急激な低下を引き起こすと考えられる。また、本実験範囲では伝熱温度差の最大 α に対応する t に対する影響は小さかった。

図 5(b) は $b = 0.3 \text{ mm}$ の結果を示す。図 5(a) と同じく t の減少に対して α は最初の上昇から急激な低下に転じるが、図 5(a) に比べ α の増加がより急になり、最適な t は小さくなることがわかる。また、図 5(b) は図 5(a) より 1 割以上高い値を示し、予測結果は計測値と非常に一致することが分かる。

4 まとめ

フロリナートを用い、離散化フィン付縦板におけ

る凝縮熱伝達実験を行い、以下の結果が得られた。

(1) 熱伝達の離散寸法に対する依存性は、フィン溝幅に支配される。

(2) フィン溝幅を一定にした場合、最大熱伝達をもたらす最適なフィン厚みが存在し、フィン溝幅が小さいほどこの最適効果が目立つようになる。

(3) 本実験範囲において、予測結果は実測値と良好な一致を示した。

謝 辞

この研究は、国プロジェクト「高効率熱電変換システムの開発」として METI と NEDO の補助により遂行されたので、ここで感謝する次第である。

参考文献

[1] 儲仁才ほか3名, “縦板上凝縮熱伝達の促進(離散化伝熱面におけるローフィン効果)”, 第 40

回日本伝熱シンポジウム講演論文集, Vol. I (2003), 269-270.

[2] 儲仁才ほか4名, “ローフィンによる縦板上凝縮熱伝達の促進(離散化効果の予測について)”, 第 41 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, Vol. II (2004), 411-412.

[3] 儲仁才ほか3名, “ローフィンによる縦板上凝縮熱伝達の促進(離散化効果の予測について)”, 第 42 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, Vol. III (2005), 615-616.

[4] T. Adamek and R. L. Webb, “Prediction of film condensation on horizontal integral fin tubes”, *International Journal Heat and Mass Transfer*, Vol.33, No. 8 (1990), 1721-1735.