

管群의 沸騰熱傳達에서 핀의 最適化에 關한 理論的 研究

Theoretical Study On Optimum Fin Design From Tube Bundles To Boiling Liquids

趙 鋁 琪*, 崔 敬 彬*, 姜 濬 珪**
Shi - Gie Jho , Kyung-Bin Choi , Yung-Kyu Kang

ABSTRACT

The performance of vertical and horizontal tubes with multiple fins of rectangular and triangular cross section was investigated theoretically for boiling heat transfer. A simple method for numerical program assuming one-dimensional heat flow was used to predict the performance of these finned tubes and their bundles. The object of the new study was to develop optimum fin design, especially in tube bundles, considering from a viewpoint to minimize the space in which the maximum heat flux density was expected.

1. 序 論

熱에너지의 有效한 交換을 目的으로 擴大傳熱面(Fin)은 單純히 空氣中에 放熱시키는 一般 熱交換器뿐만 아니라, 液體中에 熱을 傳하는 沸騰擴大傳熱面으로서도 應用이 可能하다. 이미 여러 研究者들에 의해 擴大傳熱面이 Burn - Out 對策上 限界熱流束을 핀上에 安定히 固定시켜 高熱流束을 實現할 수 있고, Burn - Out가 發生하는 傳熱面 溫度의 上昇過程, 卽 混合沸騰曲線의 勾配를 緩慢히 하여 溫度制御를 容易하게 할 수 있는 것이 밝혀졌다.^{(1)~(6)}

이에 著者는 沸騰熱傳達에 擴大傳熱面을 應用하는 것을 目的으로 Fig. 1 과 같이 沸騰하

고 있는 충분히 긴 핀의 對流·核·遷移 그리고 膜沸騰의 各 領域의 熱傳達이 過熱度의 冪乘에 各各 比例한다고 假定하여 縱形핀과 環狀三角形핀달린 円管을 對象으로 廣範圍한 解析을 하여, 핀 枚數는 많을수록, 핀길이는 길수록, 그리고 핀두께는 얇을수록 熱流束이 增加하는 것을 밝혔다.⁽⁷⁾ 그러나 핀달린 管을 管群으로서 利用할 때에 핀길이가 길다는 것은 管 1本이 차지하는 體積이 增加하는 것으로 되어 熱交換器의 體積을 크게 하는 것이 된다. 여기서, 熱交換器 全體의 性能을 評價하는 基準으로서 單位體積當의 熱流束密度를 생각하여, 핀달린 管을 管群으로서 利用할 때에 핀의 最適形狀을 考察한다.

* 正會員, 韓國動力資源研究所, 機器開發室

** 全北大學校 工科大學 機械工學科

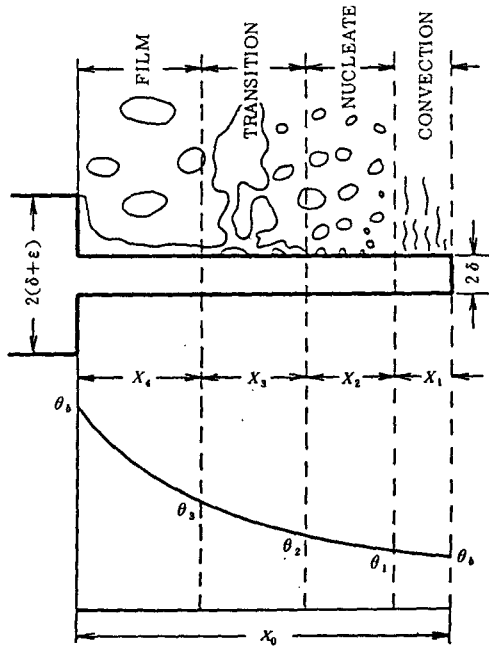


Fig. 1 Coordinate of Fin in Boiling

即, 보다 Compact 한 熱交換器로, 그것도 原子爐의 燃料棒과 같은 高熱負荷가 發生하는 境遇의 Burn-Out 對策을 目的으로서 圓달린 管群에서 管의 幾何學的 配列, 直徑 및 圓길이와 두께가 熱流束密度에 미치는 影響을 數值解析에 의해 理論的으로 考察한다.

2. 記 號

- α : 表面 熱傳導率 $W/m^2 K$
- α_i : α 를 決定하는 定數
- n_i : α 를 決定하는 定數
- λ : 圓 材質의 熱傳導率 W/mK
- θ : 傳熱面과 周圍液體의 溫度差 K
- R : 圓 中心에서 任意半徑까지의 距離 m
- r : 圓先端을 原點으로 하여 圓 中心으로 向한 座標 $= R_t - R$ m
- 2δ : 圓 두께 m
- 2ϵ : 圓과 圓의 根本間隔 m
- η : 配列된 管群에서 圓先端間의 距離 m
- l : 圓半徑 方向의 斷面積 m^2

- S : 圓 表面積 m^2
- X_0 : 圓 길이 $= R_t - R_b$ m
- F : 圓 形狀係數 $= (2\delta_t - 2\delta_b)/(R_t - R_b)$
- q : 普通平面에서의 熱流束 W/m^2
- Q : 圓달린 管群의 熱流束密度 W/m^3
- ΔT_{sat} : 傳熱面과 飽和溫度의 溫度差 K
- P_0 : 圓先端에서의 溫度勾配 K/m

添 字

- i : 1, 2, 3, 4는 各各 對流, 核, 遷移, 膜 沸騰의 領域을 나타냄 (Fig. 1)
- b : 圓根本(base)
- t : 圓先端(tip)
- $crit$: 極大值

3. 理論解析

3-1 解析을 위한 假定

圓달린 管群의 沸騰熱傳達에 關한 基礎式을 誘導하기 위하여 다음과 같은 假定을 둔다.

- (1) 圓 材質은 均一하고 熱傳導率은 溫度에 關係 없이 一定하다.
- (2) 圓 内部에서 熱의 흐름은 圓길이 方向의 一次元 흐름이다.
- (3) 周圍液體의 溫度는 飽和溫度로 一定하다
- (4) 熱的으로 定常狀態이다.
- (5) 圓 및 圓列 相互의 沸騰熱傳達에 對한 氣液流動의 干涉은 없다.
- (6) 圓 表面에 對應하는 熱傳導率은 R-113의 大氣壓下의 沸騰實驗에 의해 各 沸騰領域을 直線으로 近似한 Fig. 2의 修正沸騰曲線에 따른다. 即, 熱傳導率 α 와 溫度差 θ 는 다음과 같은 關係에 있다.

(i) 自然對流領域

$$\alpha = \alpha_1 \theta^{n_1 - 1} (\theta \leq 10 K)$$

$$\alpha_1 = 5.411 \times 10^2 \quad n_1 = 1.333$$

(ii) 核沸騰領域

$$\alpha = \alpha_2 \theta^{n_2 - 1} (10 K \leq \theta \leq 30 K)$$

$$\alpha_2 = 9.320 \quad n_2 = 3.096$$

(iii) 遷移沸騰領域

$$\alpha = \alpha_3 \theta^{n_3 - 1} (30 K \leq \theta \leq 50 K)$$

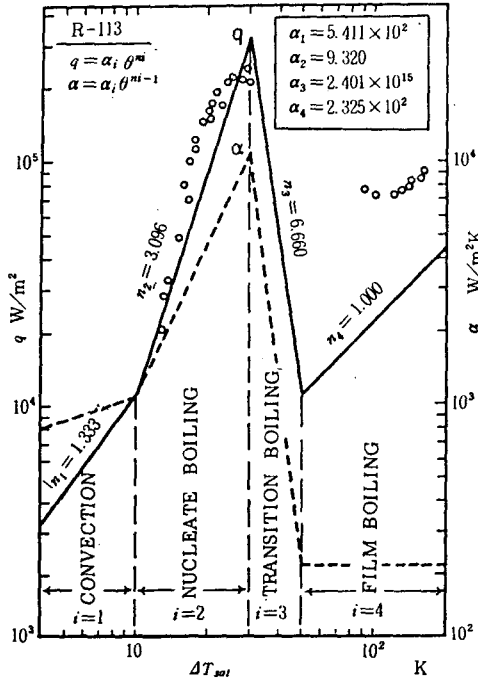


Fig. 2 Boiling Curve used for Prediction of Fin Performance

$$\alpha_3 = 2.401 \times 10^5 \quad n_3 = -6.660$$

(iv) 膜沸騰領域

$$\alpha = \alpha_4 \theta^{n_4 - 1} \quad (50 \text{ K} \leq \theta)$$

$$\alpha_4 = 2.325 \times 10^2$$

(7) 縦形圓列달린 垂直圓管의 境遇는 曲率을 無視하고, 一定溫度의 平面으로부터 熱傳達과, 平面과 같은 根本溫度의 圓의 熱傳達과를 單純히 加算한다.

(8) 圓달린 管 相互의 干涉은 없다.

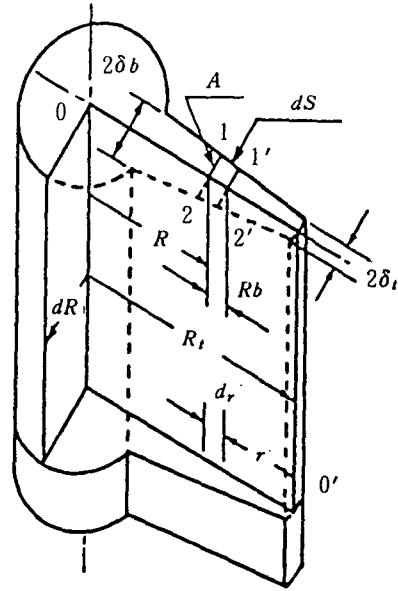
3-2 基礎式的 誘導

Fig. 3 (a)와 같은 單獨縱形圓 座標系에서 中心線으로부터 R 位置의 微少要素 $1-2-1'-2'$ 에서의 熱平衡을 생각하면 式 (1)이 求해진다.

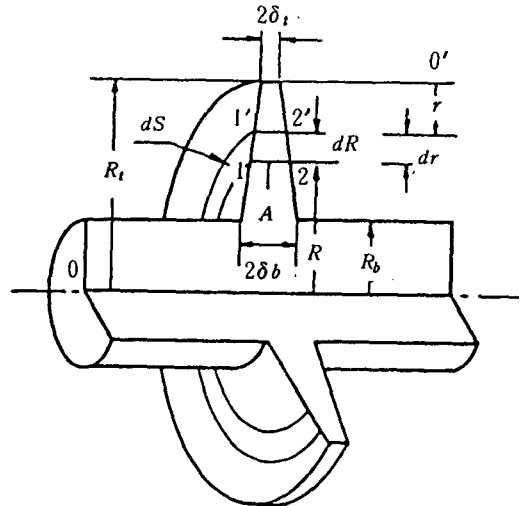
$$\lambda \frac{d}{dR} \left(\frac{d\theta}{dR} A \right) dR - 2\alpha\theta ds = 0 \quad \dots\dots (1)$$

圓두께를 直線的으로 變化시키면 式 (2)와 같이 된다.

$$\frac{d^2\theta}{dR^2} (FR + 2\delta_b) + F \frac{d\theta}{dR} - \frac{2\alpha\theta M}{\lambda} = 0 \quad \dots\dots (2)$$



(a) Plate Fin



(b) Annular Fin

Fig. 3 Coordinate of Fin

여기서,

$$F = (2\delta_t - 2\delta_b) / (R_t - R_b)$$

$$M = 1 / \cos [\tan^{-1} (F/2)]$$

圓先端의 境界條件 ($R = R_t$) 은

$$\left. \begin{aligned} \theta &= \theta_t \\ d\theta/dR &= -P_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

基礎式的 計算方法은 二次의 Runge-Kutta 法을 利用하여 圓先端에서 逐次 計算을 하기 위하여 圓 中心인 R 座標를 圓先端으로부터의 r 座標로 變換시키면, 縱形圓의 基礎式은 (4)와 같고 境界條件은 式 (5)와 같다.

그리고, Fig. 3 (b)와 같은 環狀圓에 對해서도 위와 같은 方法으로 整理하면 式(6)이 되고 境界條件은 式 (5)와 같다.

여기서 各 沸騰領域의 熱傳達率 $\alpha = \alpha_i \theta^{n_i-1}$ 을 代入하여 整理하면, 縱形圓은 式 (7), 環狀圓은 式 (8)과 같이 된다.

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} - \frac{F}{F(X_0-r)+2\delta_b} \frac{d\theta}{dr} - \frac{2\alpha\theta M}{\lambda[F(X_0-r)+2\delta_b]} = 0 \dots\dots\dots (4)$$

境界條件은 $r = 0$ 에서

$$\left. \begin{aligned} \theta &= \theta_i \\ d\theta/dR &= P_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} - \left[\frac{F}{F(X_0-r)+2\delta_b} + \frac{1}{R_i-r} \right] \frac{d\theta}{dr} - \frac{2\alpha\theta M}{\lambda[F(X_0-r)+2\delta_b]} = 0 \dots\dots\dots (6)$$

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} - \frac{F}{F(X_0-r)+2\delta_b} \frac{d\theta}{dr} - \frac{2\alpha_i\theta^{n_i} M}{\lambda[F(X_0-r)+2\delta_b]} = 0 \dots\dots\dots (7)$$

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} - \left[\frac{F}{F(X_0-r)+2\delta_b} + \frac{1}{R_i-r} \right] \frac{d\theta}{dr} - \frac{2\alpha_i\theta^{n_i} M}{\lambda[F(X_0-r)+2\delta_b]} = 0 \dots\dots\dots (8)$$

圓先端의 熱的 條件에 따라서 先端斷熱과 先端自由의 境遇를 생각할 수 있는데, 여기서는 先端自由의 境遇만을 다루기로 하면 다음과 같다.

先端自由의 境遇 $r = 0$ 에서

$$\left. \begin{aligned} \theta &= \theta_i \\ P_0 &= (d\theta/dr)_{r=0} = \alpha_i \theta^{n_i} / \lambda \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

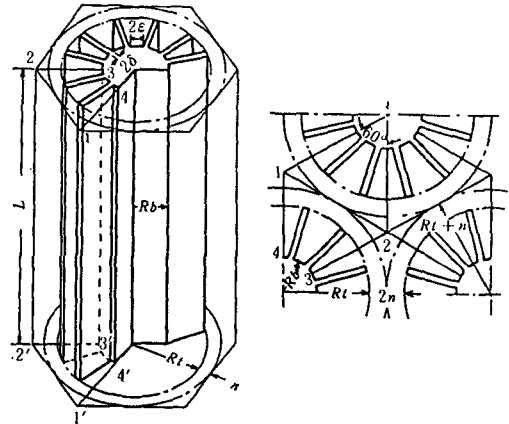


Fig. 4 Coordinate of Vertical Tube Bundles with Plate Fin

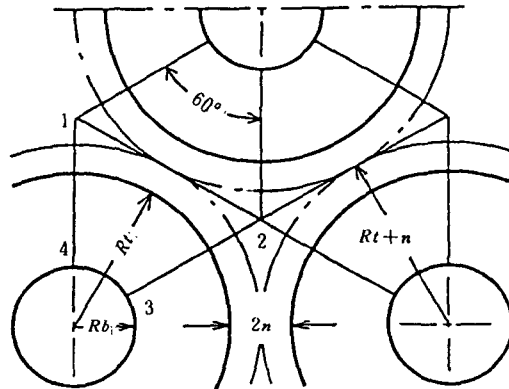
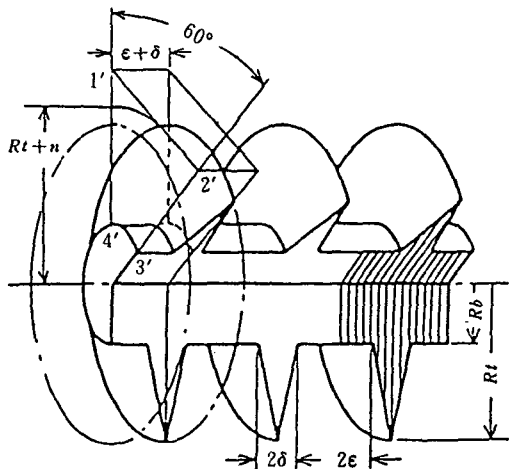


Fig. 5 Coordinate of Horizontal Tube Bundles with Annular Fin

4. 흰달린 管群의 沸騰熱傳達 特性

4-1 三角配列의 흰달린 管群의 熱流束密度

管群에서 管의 配列은 三角配列과 四角配列을 생각할 수 있다. 이 때 흰달린 管 相互의 干涉이 없다고 하면 四角配列보다도 三角配列이 有效하고, 그것도 Fig. 4, Fig. 5에 나타난 바와 같이 흰달린 管의 先端끼리 接觸할 때, 卽 흰달린 管의 先端間隔 $2\eta = 0$ 일 때가 가장 熱流束密度가 크게 된다. 따라서 本 計算에서는 $2\eta = 0$ 의 境遇에 限定한다. 四角配列 및 $2\eta = 0$ 의 境遇는 幾何學的인 體積比로부터 쉽게 求할 수 있다. 또한, 여기서는 齒車와 같이 흰례이 서로 물고 있는 配列은 對象으로 하지 않는다.

먼저, Fig. 4의 縱形흰달린 管群과 Fig. 5의 還狀흰달린 管群에서, 隣接 흰례, 卽 根本 흰 間隔 $2\epsilon = 0$ 의 境遇를 檢討한다.

Fig. 6, Fig. 7 그리고 Fig. 8은 흰달린 管群

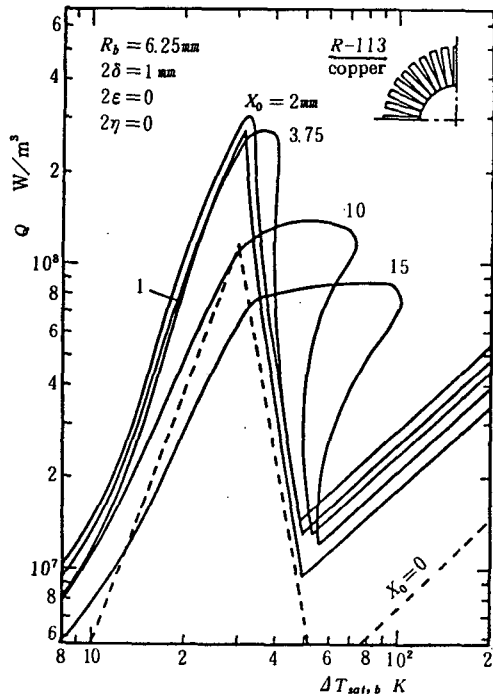


Fig. 6 The Effect of Fin Length to Heat Density in Vertical Tube Bundles with Uniform Thickness Plate Fin

에서의 흰길이의 影響을 나타내고 있는데, 縱軸은 熱流束密度이다. 그림에서 破線은 흰이 없는 裸管群의 熱流束密度로 修正沸騰曲線에서 求한 것이다. Fig. 6은 흰두께 $2\delta = 1\text{ mm}$ (一定)의 縱形等厚흰달린 管群의 境遇인데, 흰길이가 1 mm 일 때 極大熱流束密度가 $2.4 \times 10^8\text{ W/m}^2$ 으로, 흰이 없을 때의 極大熱流束密度 $1.17 \times 10^8\text{ W/m}^2$ 과 比較하면 約 2倍의 값을 나타낸다. 길이가 2 mm 로 되면 極大値는 $2.7 \times 10^8\text{ W/m}^2$ 까지 增加하는데, 길이 1 mm 에 比하여 큰 差는 없다. 흰길이가 3.75 mm 일 때 極大熱流束密度가 $2.4 \times 10^8\text{ W/m}^2$ 으로 되어 逆으로 작은 값이 된다. 이것은 흰길이가 2 mm 에서 極大熱流束密度가 最大로 되고, 이 길이보다 길어지면 縱形等厚흰달린 管群의 極大熱流束密度는 減少한다는 것을 意味한다. Fig. 7은 흰根本의 두께 $2\delta_b = 1\text{ mm}$ 인 縱形三角形 흰례달린 管群의 熱流束密度를, 그리고 Fig. 8은 흰根本의 두께 $2\delta_b = 1\text{ mm}$ 의 還狀三角形 흰

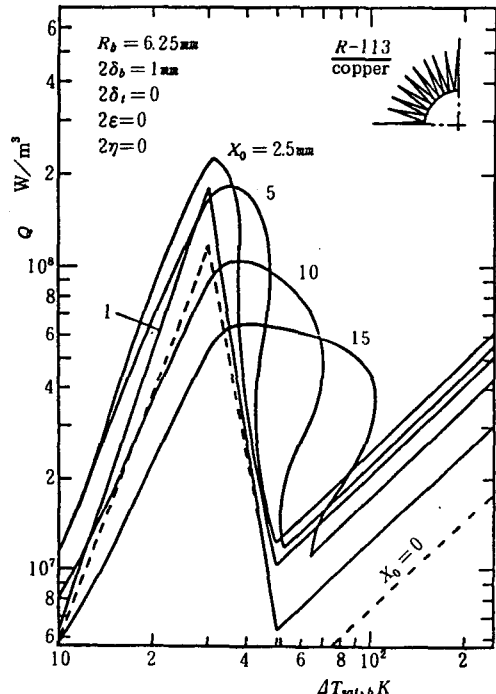


Fig. 7 The Effect of Fin Length to Heat Density in Vertical Tube Bundles with Triangular Section Plate Fin

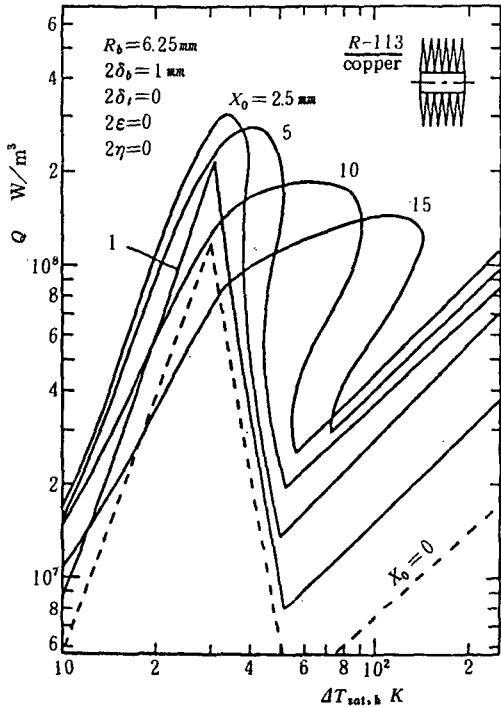


Fig. 8 The Effect of Fin Length to Heat Density in Horizontal Tube Bundles with Triangular Section Fin

열달린 관군의 열류束密度를 나타내고 있는데, 모두 Fig. 6의 縱形等厚열달린 관군의境遇와 같은 傾向을 나타내고 있다. 卽, 핀길이 2.5 mm에서 最大의 極大熱流束密度를 나타내고, 이것보다 핀길이 長어지면 熱流束密度가 減少한다. 이것은 熱列달린 관群에서 핀두께가 一定할 境遇에 핀길이에는 最適值가 存在하는 것을 意味한다.

Fig. 9는 熱列달린 관群에서 핀두께의 影響을 나타내고 있다. 卽, 핀길이를 10 mm로 一定하게 하고, 핀根本의 두께를 0.1 mm에서 3 mm까지 變化시킬 境遇의 環狀열달린 관群의 熱流束密度를 나타내고 있다. 이 그림에서 가장 두께가 얇은 $2\delta_b = 0.1$ mm의 極大熱流束密度가 핀根本 溫度差 $\Delta T_{sat,b} = 350$ K에서 1.1×10^9 W/m³의 값을 나타내고, 두께가 0.5 mm 일 때 $\Delta T_{sat,b} = 94$ K에서 2.7×10^8 W/m³을 나타내고 있다. Fig. 9에서 알 수 있는 것처럼 핀두께가 얇아질수록 全體의인 熱流束密度는

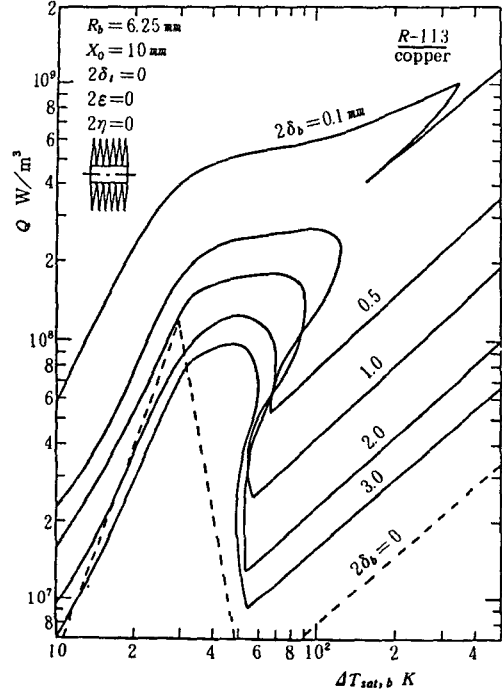


Fig. 9 The Effect of Fin Thickness to Heat Density in Horizontal Tube Bundles

크게 되고, 極大點에서의 핀根本 溫度도 높게 된다.

4-2 諸因자의 影響을 나타내는 三次元 特性曲線

Fig. 10 (a)는 Fig. 8과 Fig. 9에 나타낸 環狀三角形핀의 熱流束密度曲線에서 極大熱流束密度를 찾아내어 縱軸으로 하고, 핀길이 및 핀두께에 對하여 나타낸 管群의 三次元 曲線이다. 그림에서 알 수 있는 것처럼 길이가 같을 때에는 핀두께가 얇을수록 極大熱流束密度는 增加하고 있다. 그러나 핀두께가 같을 때에 比較하면 極大熱流束密度는 핀길이 2.5 mm 以上이 되면 逆으로 減少하여 가는데, 各各의 핀두께에 對하여 어느 길이 以上으로 되면 다시 緩慢한 勾配로 增加하여 간다. 이와 같이 다시 增加하여 가는 部分은 高熱流束의 膜沸騰熱傳達이 핀上에 擴大되어 가기 때문이다.

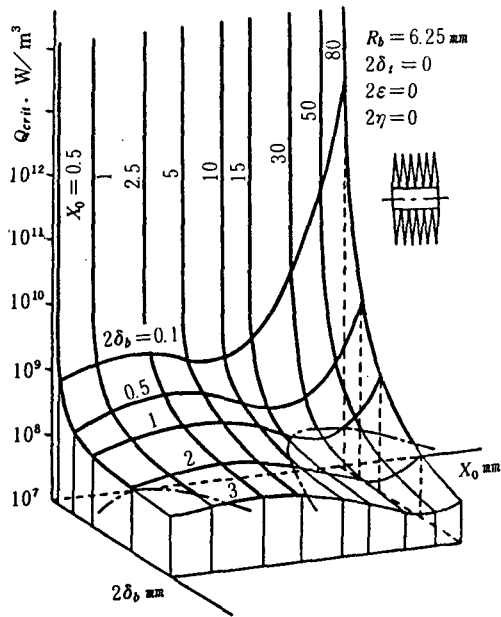


Fig. 10 (a) The Effect of Thickness and Length of Fin to Critical Heat Density in Horizontal Tube Bundles

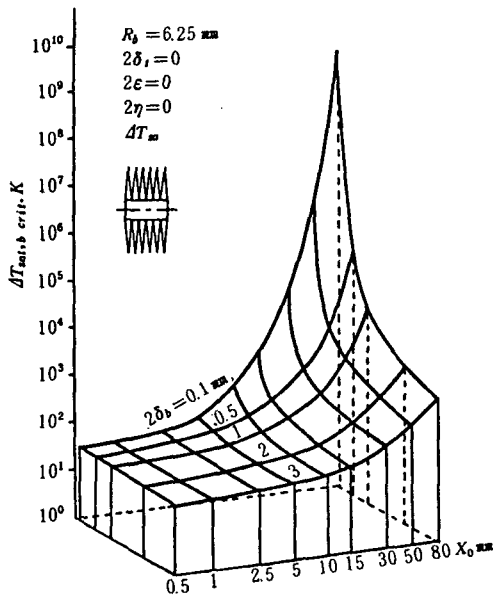


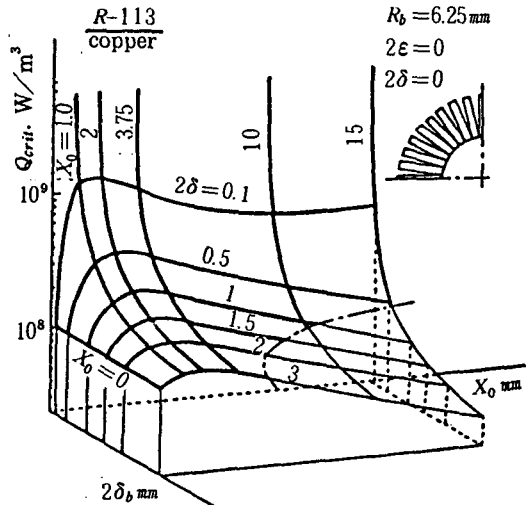
Fig. 10 (b) The Effect of fin Root Temperature to Critical Heat Density in Horizontal Tube Bundles

Fig. 10 (b)는 Fig. 10 (a)의 極大熱流束密度點의 環根本溫度를 縱軸으로 나타낸 것이다 그림에서 알 수 있는 것처럼 環이 얇을수록, 또 環길이가 길어질수록 環根本의 溫度가 金屬의 溶融點을 훨씬 넘을 정도(1,000 °C 以上)로 急激히 높아지기 때문에 工業的인 利用限界를 檢討할 수 있다.

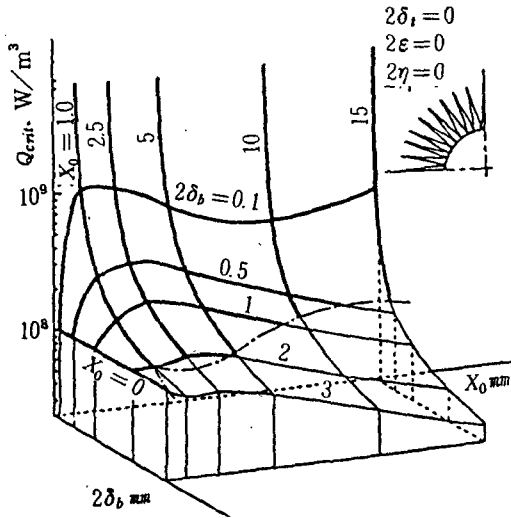
Fig. 11은 縱形等厚環列달린 管群, 縱形三角形環列달린 管群, 그리고 環狀三角形環列달린 管群의 各各에 對하여 極大熱流束密度를 三次元으로 나타낸 것이다. 그림에서 一點鎖線은 環이 없이 相互接觸하는 裸管群의 極大熱流束密度를 나타내고 있다. 따라서 이 一點鎖線보다 앞쪽의 領域은 裸管群보다도 낮은 熱流束密度를 나타내고, 環을 付加하는 것에 의해 오히려 熱流束密度가 작아지는 範圍를 나타내고 있다. Fig. 11 (c)은 Fig. 10의 一部分을 나타내고 있는데, 環길이가 Fig. 10에서는 Log Scale 이나, Fig. 11 (c)에서는 普通 Scale 이다.

4-3 最適 環길이에 미치는 管徑의 影響

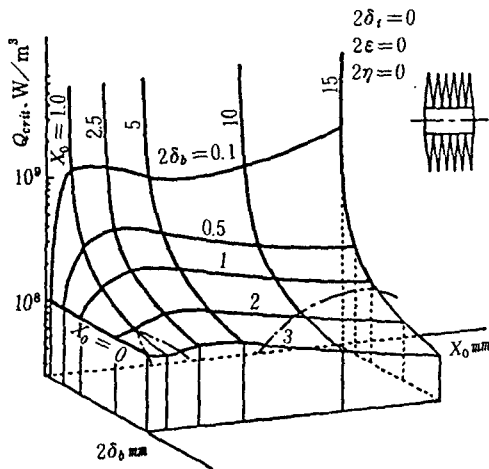
熱流束密度에 미치는 影響이 다른 한 因子로서는 円管의 直徑이 있다. 지금까지의 解析에서 管徑은 12.5 mm(一定)의 境遇에 環길이, 두께의 影響을 알아보았으나 本節에서는 管徑



(a) Uniform Thickness Fin (vertical)



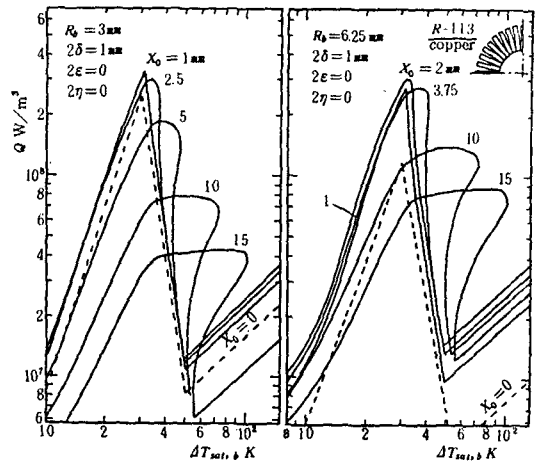
(b) Triangular Section Fin (vertical)



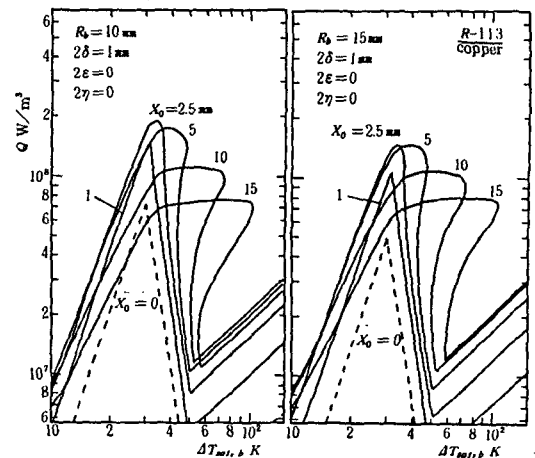
(c) Triangular Section Fin (horizontal)

Fig. 11 The Effect of Thickness and Length of Fin to Critical Heat Density in Tube Bundles

熱流束密度에 미치는 影響을 考察한다.
 Fig. 12의 (a)~(d)는 圓形管의 直徑이 各 6mm, 12.5mm, 20mm 그리고 30mm일 때 熱流束密度를 나타내고 있다. 그림에서 破線은 이 없는 裸管群의 熱流束密度를 나타낸다. 두께가 1mm로 一定할 때, 管徑 6mm와 같이



(a) d = 6 mm (b) d = 12.5 mm



(c) d = 20 mm (d) d = 30 mm

Fig. 12 The Effect of Tube Diameter to Heat Density in Vertical Tube Bundles

작은 境遇에는 管徑 12.5mm일 때의 最適 圓徑이 2.5mm보다 낮은 1mm에서 最適值 3.3×10^8 W/m²을 나타낸다. 또, 圓이 없는 裸管群의 極大熱流束도 2.45×10^8 W/m²으로 相當히 높은 값을 나타내고 있다. 이것은 管徑이 작은 管群의 境遇에 管이 密集하는 것에 의하여 單位體積當의 傳熱面積이 增加하므로 圓에 의한 傳熱面積 擴大의 效果가 작아진 것을 알 수 있다. 또 管徑이 6mm일 때 圓徑이 1mm의 極大熱流束密度는 圓徑이 15mm의 7.6배에 達하고

있는데, 管徑이 크게 될수록 管길이에 의한 極大熱流束密度의 差는, 例를 들면 管徑이 30 mm 일 때 差가 1.85 倍와 같이 작아지는 것을 알 수 있다.

또한, 管徑이 6 mm 일 때, 極大熱流束密度의 最大値는 管길이 1 mm에 存在하나, 管徑이 12.5 mm에서는 2 mm, 20 mm 일 때는 2.5 mm에서 最大로 되고, 또 管徑이 30 mm 일 때는 管길이 2.5 mm와 5 mm가 거의 같은 값을 나타내므로, 管徑이 커질수록 極大熱流束密度의 最大値를 나타내는 管길이도 길어지는 것을 알 수 있다.

4-4 四角配列의 경우

원달린 管 相互의 干涉이 없다고 假定할 때 四角配列의 熱流束密度는 三角配列보다도 작아지는 것은 幾何學的인 關係에서 쉽게 알 수 있다. 例를 들면 管두께 1 mm(一定), 길이 2.5 mm의 三角配列로 管과 管의 間隔 $2\eta = 0$ 일 때를 基準으로 하면, 같은 條件에서 四角配列의 熱流束密度는 86 %로 된다. 또한 四角配列일 때 管과 管의 間隔 $2\eta = 5$ mm로 하면 熱流束密度는 44 %로 된다.

5. 結 論

원달린 管群의 沸騰熱傳達에 있어서 管의 最適設計 및 利用限界를 考察하기 위하여 圓과 圓列, 그리고 管群끼리의 干涉이 없다는 假定下에 理論解析을 한 結果 다음과 같은 結論을 얻는다.

(1) 管群의 配列은 四角配列보다도 三角配列이 高熱流束密度를 實現할 수 있다.

(2) 管群의 熱流束密度는 管두께에 對해서는 얇을수록 커지나, 管길이에 對해서는 길이 2.5 mm 附近에서 極大値로 된다. 또, 極大熱流束密度點의 管根本溫度는 管두께가 얇고 길이가 길수록 높아지나, 材料의 耐熱溫度의 制限을 받는다.

(3) 管徑에 의한 最適 管의 길이는 틀려져서 管徑이 커지면 最適 管길이도 커지는 傾向으로 되나, 이 變化는 急激하지 않다.

參 考 文 獻

1. Cumo, M., 外 2 名, Chem. Eng. Prog., Symp. Ser., 59(1966), 255
2. Lai, F.S. and Hsu, Y. Y., AIChE J., 13-4(1967), 817
3. Haley, K. W. and Westwater, J. W., Proc. 3rd Int. Heat Transf. Conf., No. 106(1966-8), 245
4. 橋, 棚澤, 日本機械學會 論文集, 38-313 (1972), 2311
5. 武山外 2 名, 日本機械學會 論文集, 37-296 (1971), 75
6. 緒形外 4 名, 第 17 回 日本傳熱シンポジウム講演論文集(1980-5), 250
7. 趙鋁琪, 武山 斌郎, 日本機械學會 東北地部 講演論文集(1981-11), 79