

# 單一 긴 垂直平板핀을 가진 水平傳導管으로 부터의 自然對流

Conjugate Heat Transfer by Natural Convection from a Horizontal Heat Exchanger Tube with a Long Vertical Longitudinal Plate Fin

裴 大 錫\*, 權 純 錫\*\*  
Dai Sok Bai, Sun Sok Kwon

## ABSTRACT

Laminar natural convection heat transfer from a horizontal heat exchanger tube with one infinitely long vertical plate fin has been studied by a finite-difference numerical procedure. In predicting convective heat transfer from a circular tube, the thermal boundary condition at solid fluid interface is usually assumed to be isothermal. However, in reality, the thermal boundary condition is not isothermal, and the tube has the thickness and the conductivity. So the temperature at the interface is not known a priori to the calculation. This problem has the conjugate phenomena which occur between the tube conduction and external natural convection, and between the fin conduction and external natural convection. Numerical results are obtained to determine the effects of the conductivity of solid wall and the thickness of tube wall on heat transfer. It is found that the conduction causes significant influence on the natural convection heat transfer at low  $K$  and high  $\delta$ .

## 記 號 說 明

Bi : Biot數,  $h_i \cdot d_i / k_w$

$C_F$  : 對熱傳導率의 比,  $k_F \cdot t / k_f \cdot d_o$

$d$  : 管直徑

$g$  : 重力加速度

$h$  : 對流熱傳達 係數

$K$  : 管熱傳導率의 比,  $k_w / k_f$

$k$  : 熱傳導率

Nu : Nusselt數,  $h_o \cdot d_o / k_f$

Pr : Prandtl數,  $\nu / \alpha$

$R$  : 半徑方向 座標

Ra : Rayleigh數,  $g \cdot \beta \cdot d_o^3 \cdot \Delta T / \nu \cdot \alpha$

$r$  : 無次元 半徑方向 座標,  $R / d_o$

$T$  : 溫 度

$\Delta T$  : 溫度差,  $T_b - T_e$

$U$  : 半徑方向 速度

$u$  : 無次元 半徑方向 速度,  $U \cdot d_o / \alpha$

$V$  : 圓周方向 速度

$v$  : 無次元 圓周方向 速度,  $V \cdot d_o / \alpha$

$W$  : 斜 度

$w$  : 無次元 斜度,  $W \cdot d_o / \alpha$

\* 東亞大學校 大學院 機械工學科

\*\* 正會員, 東亞大學校 工科學 機械

- $\alpha$  : 熱擴散係數
- $\beta$  : 體積膨脹係數
- $\delta$  : 管두께의 比,  $\epsilon/d_o$
- $\epsilon$  : 管두께
- $\theta$  : 圓周方向 座標
- $\mu$  : 粘性係數
- $\nu$  : 動粘性係數,  $\mu/\rho$
- $\rho$  : 密度
- $\phi$  : 無次元 溫度,  $T-T_e/\Delta T$
- $\Psi$  : 流動函數
- $\psi$  : 無次元 流動函數,  $\Psi/\alpha$
- 〈下添字〉
- b : 管內部流體
- e : 管外部流體
- F : 핀
- f : 流體
- i : 管內部表面
- o : 管外部表面
- w : 管 壁
- 〈上添字〉
- : 平均값

하였으나, 핀과 母體가 그들 사이의 流體流動에 미치는 相互影響은 考慮하지 않았다.

Kwon 등<sup>5)</sup>은 긴 垂直 下向 平板핀이 附着된 等溫水平 圓管에서의 自然對流 熱傳達을 有限差分法으로 數值解析하였으며, 그 結果를 Kuehn 등<sup>4)</sup>의 상사해와 比較하여 핀과 圓관의 相互作用에 대하여 說明하였고, 핀과 圓관 사이의 境界層 중첩을 考慮한 熱傳達 相關式(heat transfer correlation)을 提示하였다. 또한 Kwon 등<sup>6)</sup>은 等溫 圓管에 附着된 핀길이가 全體熱傳達에 미치는 影響에 대하여서도 研究하였으며, Tolpadi 등<sup>7)</sup>은 等溫圓管에 附着된 핀位置 變化의 影響을 Mach-Zehnder 간섭계를 使用하여 實驗적으로 研究하였다.

이들의 研究에서는 핀이 附着되는 圓관의 表面溫度가 等溫이라고 假定하였으나, 實際로 熱交換器에 使用되는 圓管은 一定한 管두께와 管熱傳導率을 가지고 있으며, 表面溫度는 周圍流體의 溫도와 流動의 影響으로 等溫이 아니다. 따라서 最近에 Kuehn 과 Balvanz<sup>8)</sup>와 Chung 등<sup>9)</sup>은 一定한 管두께와 管熱傳導率을

### 1. 序 論

自然對流에 의한 熱傳達量을 增大시키기 위하여 圓管이나 平板에 핀을 附着시킨 경우는 熱交換器나 電子部品 등에서 많이 볼 수 있다. 이러한 경우에 핀과 핀이 附着되는 母體가 그들 사이의 流體流動에 相互影響을 미치고 특히 핀이 等溫이 아닐 때 固體部分인 핀에서는 傳導熱傳達이 일어나고 流體部分에서는 自然對流 熱傳達이 複合적으로 일어나 解析이 더욱 複雜해진다.

Starner와 McManus<sup>1)</sup>와 Welling과 Wooldrige<sup>2)</sup>는 핀에서의 傳導-對流 問題는 考慮하지 않고 單純히 等溫핀이 배열되어 있을 때 핀 높이, 핀 간격 및 핀 位置가 自然對流 熱傳達에 미치는 影響에 대하여 研究하였고, Lock와 Gunn<sup>3)</sup>과 Kuehn 등<sup>4)</sup>은 傳導熱傳達과 自然對流 熱傳達이 동시에 일어나는 下向 핀과 긴 垂直平板 핀에 대한 상사해를 각각 구

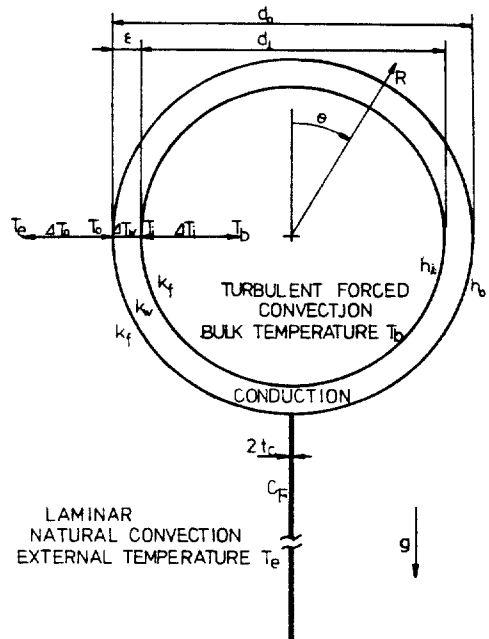


Fig.1 Schematic diagram of the geometry investigated

가지고 있는 水平傳導管에서의 自然對流 熱傳達到에 대하여 研究하였다. 本 論文에서는 管內 本 論文에서는 管內部는 一定한 體積溫度 (bulk temperature)를 가진 流體에 의하여 強制對流 熱傳達到이 일어나고 管外部는 自然對流 熱傳達到이 일어나는 傳導핀이 附着된 傳導管에서 管두께, 管熱傳導率 및 핀이 自然對流 熱傳達到에 미치는 影響에 대하여 研究하였으며, 여기서 管 및 핀벽의 表面溫度는 傳導와 對流의 相互作用에 의하여 決定되어지며, 管內部流體와 外部流體는 同一流體로 假定하였다.

2. 數值解析

本 論文에서 考慮하는 形狀은 Fig.1에 圖式的으로 表示하였다. 여기서 관두께, 管熱傳導率 및 管內部 流動에서의 對流熱傳達到 係數는 均一하고, 管外部에서의 自然對流 流動은 二次元 定常流動으로 假定하였다. 流體는 非壓縮性이며 Boussinesq approximation을 따르고 輻射熱傳達到와 粘性消散은 無視하였다. 傳導管과 外部流體에 適用되는 無次元 支配方程式은 다음과 같다.<sup>8)</sup>

$$\nabla^2 \phi_w = 0 \dots\dots\dots (1)$$

$$\nabla^2 \phi = -w \dots\dots\dots (2)$$

$$\nabla^2 w = \frac{1}{Pr} \left( u \frac{\partial w}{\partial r} + v \frac{\partial w}{\partial \theta} \right) + Ra \left( \sin \theta \frac{\partial \phi}{\partial r} + \frac{\cos \theta}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) \dots\dots\dots (3)$$

$$\nabla^2 \phi = u \frac{\partial \phi}{\partial r} + v \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \dots\dots\dots (4)$$

여기서,

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}, \quad u = \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta},$$

$$v = -\frac{\partial \phi}{\partial r}$$

이다.

式 (1)은 傳導管에 適用되는 傳導方程式이고 式 (2), (3) 및 (4)는 각각 外部流體에 適用되는 連續方程式, 運動量方程式 및 에너지方程式이

다. Fig.1에서 보는 바와 같이 本 論文에서 考慮되는 形狀은 左右對稱이므로 한쪽 領域에서만 計算하였으며, 여기에 適用되는 境界條件은 다음과 같다.

管內壁에서

$$\frac{h_i d_i}{k_w} \cdot \frac{d_o}{d_i} (1.0 - \phi_w) = Bi_i \frac{d_o}{d_i} (1.0 - \phi_w) = -\frac{\partial \phi_w}{\partial r} \dots\dots\dots (5)$$

管外壁에서

$$\frac{k_w}{k_f} \frac{\partial \phi_w}{\partial r} = \frac{\partial \phi}{\partial r}, \quad \phi_w = \phi_o$$

$$\phi = u = v = 0, \quad w = -\frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} \dots\dots\dots (6)$$

管壁의 對稱軸에서

$$\frac{\partial \phi_w}{\partial \theta} = 0 \dots\dots\dots (7)$$

핀은 圓周方向의 溫度勾配를 無視하는 얇은 핀으로 假定하여 핀이 있는 對稱軸에서의 境界條件은 다음과 같다.

$$u = v = \phi = 0, \quad w = -\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta^2}$$

$$C_F \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} = -\frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \dots\dots\dots (8)$$

핀이 없는 對稱軸에서

$$v = \phi = w = \frac{\partial u}{\partial \theta} = \frac{\partial \phi}{\partial \theta} = 0 \dots\dots\dots (9)$$

外部境界는 두 部分으로 나누어 取扱한다. 즉 流體가 計算領域안으로 흘러들어오는 部分과 흘러나가는 部分으로 나눈다. 또한 本 研究에서는 긴 핀이 附着되어 있으므로 핀끝의 溫度가 無限流體의 溫度와 같아지도록 計算領域을 充分히 넓게 하여  $r = 10.44$ 에 外部境界를 두었다. 이때 핀끝에서의 溫度差  $|T - T^{\infty}|$ 은  $10^{-7}$  以內에 있다.

流體가 計算領域안으로 흘러들어오는 部分에서

$$v = \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} = \phi = 0, \quad w = -\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta^2} \dots\dots\dots (10)$$

流體가 計算領域 밖으로 흘러나가는 部分에서

$$v = \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} = \frac{\partial \phi}{\partial r} = 0, \quad w = -\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \theta^2} \dots\dots (11)$$

支配方程式들을 數值解析하기 위하여 有限差分법을 適用하였고, 수렴속도와 計算의 安定性 確保를 위하여 Successive over-relaxation, Hybrid scheme 및 Upwind scheme을 使用하였다.<sup>5,8)</sup>

격자(grid)는 半徑方向으로 31개 圓周方向으로 35개로 分割하여 計算領域 內의 총격자점수는  $31 \times 35 = 1,085$ 개이다.

圓周方向의 격자간격은 plume 과 핀표면 附近에서의 急激한 溫度勾配를 解決하기 위하여 0.625°로 조밀하게 두고 漸次 배로 增加시켜 大部分의 구간은 10°로 하였다. 같은 方法으로 半徑方向의 격자간격도 管外壁 附近에서는  $r - r_0 = 0.005$ 로 조밀하게 두고 外部境界로 갈수록 漸次 增加시켰다. 수렴기준은 다음과 같으며, B는 流動函數 혹은 溫度를 나타내고 m은 反復回收를 나타낸다.

$$\left| \frac{B^m - B^{m-1}}{B^m} \right| < 10^{-3}$$

傳導管과 핀의 局所 Nusselt數, 平均Nusselt數 및 全體平均 Nusselt數는 다음과 같이 計算하였다.

傳導管과 핀의 局所 Nusselt數

$$Nu_o = \frac{h_o \cdot d_o}{k_f} = \frac{1}{\phi_o} \frac{\partial \phi}{\partial r} \Big|_{r=0.5} = \frac{q_o \cdot d_o}{k_f \cdot \Delta T \cdot \phi_o} \dots\dots (12)$$

$$Nu_o^* = Nu_o \times \phi_o = \frac{q_o \cdot d_o}{k_f \cdot \Delta T} \dots\dots (13)$$

핀의 局所 Nusselt數

$$Nu_F = \frac{h_F \cdot d_o}{k_f} = \frac{1}{r \phi_F} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\pi} = \frac{q_F \cdot d_o}{k_f \cdot \Delta T \cdot \phi_F} \dots\dots (14)$$

$$Nu_F^* = Nu_F \times \phi_F = \frac{q_F \cdot d_o}{k_f \cdot \Delta T} \dots\dots (15)$$

傳導管의 平均 Nusselt數

$$\overline{Nu_o} = \frac{Q_o}{\pi \cdot k_f \cdot \Delta T} = \frac{\overline{h_o} \cdot d_o}{k_f} \dots\dots (16)$$

핀의 平均 Nusselt數

$$\overline{Nu_F} = \frac{Q_F}{\pi \cdot k_f \cdot \Delta T} = \frac{\overline{h_F} \cdot d_o}{k_f} \dots\dots (17)$$

全體平均 Nusselt數

$$\overline{Nu_T} = \overline{Nu_o} + \overline{Nu_F} \dots\dots (18)$$

### 3. 數值解析 結果 및 檢討

本 研究에 關聯되는 無次元變數는 관두께의 比  $\delta$ , 管熱傳導率의 比  $K$ , 핀熱傳導率의 比  $C_F$ , Rayleigh數  $Ra$  및 Prandtle數  $Pr$  등이 있다. 여기서,  $C_F = 0.5$ ,  $Ra = 10^6$ ,  $Pr = 5.0$ 으로 固定하고  $\delta$ 와  $K$ 를 각각  $0.01 \leq \delta \leq 0.1$ ,  $10 \leq K \leq 10,000$  範圍로 變化시키면서 計算하였으며,  $K$  增加가 結果값에 거의 影響을 미치지 못하는  $K = 10,000$ 은  $K = \infty$ 로 代置하여 表示하였다. 傳導핀이 附着된 管에 대한 수치해석 結果를 比較 檢討하기 위하여 斷熱핀이 附着된 管 및 핀이 없는 管에 대한 것도 함께 구하였다.

Fig.2와 Fig.3은 管熱傳導率의 比  $K$ 가 낮을 때( $K = 10$ ) 관두께와 핀이 管의 表面溫度와 局所 Nusselt數에 미치는 影響을 나타낸다. Fig.2에서 管表面溫度 分布는 全體의으로 관두께의 比  $\delta$ 가 減少함에 따라 增加하고, 管表面溫度는  $\theta$ 가 增加함에 따라 서서히 減少하나, 管下部에서 傳導핀이 附着된 管의 경우는 急

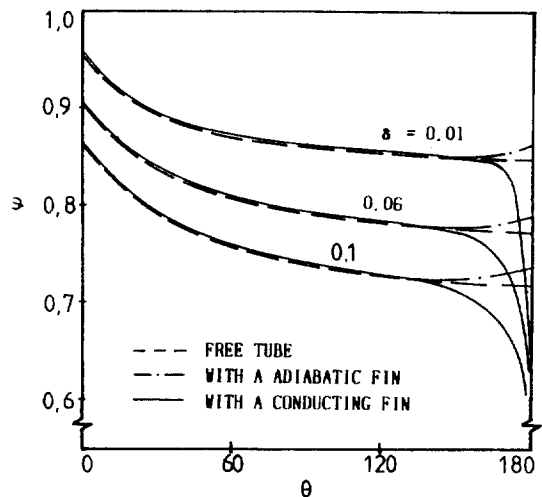


Fig.2 Temperature distribution along external surface of conducting tube at  $Ra = 10^6$ ,  $Pr = 5$ ,  $Nu_i = 120$ ,  $C_F = 0.5$ ,  $K = 10$

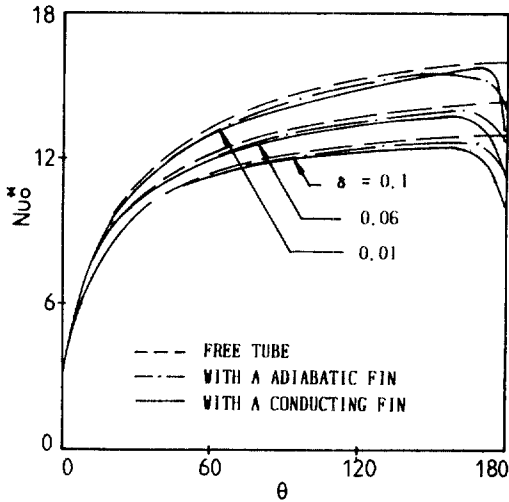


Fig. 3 Local Nusselt number distribution along external surface of conducting tube at  $Ra=10^6$ ,  $Pr=5$ ,  $Nu_i=120$ ,  $C_F=0.5$ ,  $K=10$

速히 減少하고 斷熱핀이 附着된 管의 경우는 핀이 없는 管보다 약간 增加한다. 前者의 管 下部에서 急激한 溫度減少는 傳導핀에 의한 열방출 때문이며, 後者의 溫度增加는 斷熱핀 的 管下部로 들어오는 流體의 流動을 減少시켜 管下部에서의 熱傳達을 減少시키기 때문이다. Fig. 3에서 管의 局所 Nusselt 數 分布는 管 두께의 比  $\delta$ 가 減少함에 따라 增加하고 핀이 附着된 管의 局所 Nusselt 數는 핀이 없는 管에 比하여  $\theta$ 가 增加함에 따라 多少 減少하며 管 下部에서 顯著히 減少한다. 이는 핀에 의하여 發生되는 流動減少 및 加熱된 流體의 影響을 管下部에서 많이 받기 때문이다. Fig. 4는  $K=10$ 일 때  $r-r_0=0.2$ 에서 角變位  $\pi-\theta$ 에 따른 半徑方向 速度分布를 나타낸다. 여기서  $r-r_0=0.2$ 는  $0^\circ \leq \pi-\theta \leq 20^\circ$ 에서 外部流體의 速度가 最大가 되는 領域인  $0.08 \leq r-r_0 \leq 0.28$ 內의 任意의 位置이다. 斷熱핀이 附着된 管의 경우는 全體적으로 핀이 없는 管보다 낮다. 이는 管의 自然對流에 의하여 管下部로 흘러들어오는 流體가 斷熱핀 壁面의 摩擦抵抗에 의하여 減少되기 때문이다. 따라서 速度分布는 強制對流의 速度分布와 같은 形狀을 하며, 傳導핀이 附着된 管의 경우는 핀이 附着되지

않은 管보다 핀에 아주 近接된 部分에서는 낮으나, 그 以外の 大部分 領域에서는 높다. 이는 傳導핀 壁의 摩擦抵抗에 의한 流動減少와 傳導핀의 熱傳達에 의한 流動增加를 同時에 받기 때문이다. 따라서 速度分布는 自然對流과 強制對流가 混合된 形狀을 나타낸다. 즉 핀에 近接한 流體의 自然對流과 管의 境界層을 向하여 들어오는 流體에 의한 強制對流가 그것이다. 그러나  $\pi-\theta$ 가 增加할수록 핀의 影響에서 벗어나 핀이 없는 管의 外部流體 速度에 漸次的으로 接近한다. Fig. 5는  $K=10$ 일 때 핀에 近接된 位置  $\theta=175^\circ$ 에서 半徑方向 距離  $r-r_0$ 에 따른 外部流體의 溫度分布를 나타낸다. 流體의 溫度는 全體적으로  $r-r_0$ 가 增加할수록 서서히 減少하고, 斷熱핀이 附着된 管의 外部流體 溫度分布는 핀이 없는 管보다 약간 높다. 그러나 傳導핀이 附着된 管의 경우는 핀에 의하여 加熱된 流體의 影響으로  $r-r_0=0.03$  以上에서는 핀이 없는 管보다 높으나  $r-r_0=0.03$  以下에서는 오히려 낮다. 이는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 傳導핀이 附着된 管의 表面溫度는 管下部로 내려갈수록 急激히 減少하고 핀이 없는 管보다 낮기 때문이다. 그러나 溫度境界層은 핀에 의하여 加熱된

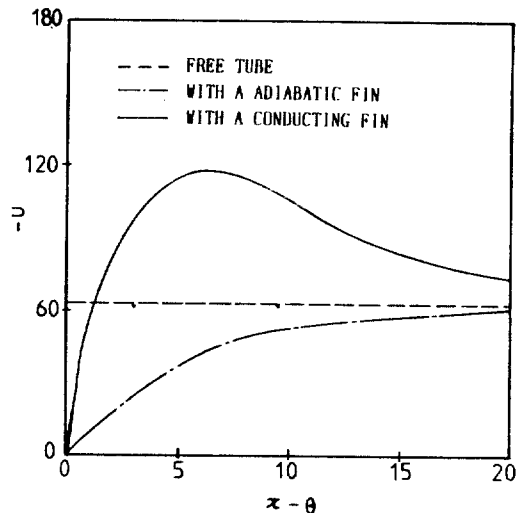


Fig. 4 Fluid radial velocity distribution at  $(r-r_0)=0.2$ ,  $Ra=10^6$ ,  $Pr=5$ ,  $Nu_i=120$ ,  $C_F=0.5$ ,  $K=10$ ,  $\delta=0.06$

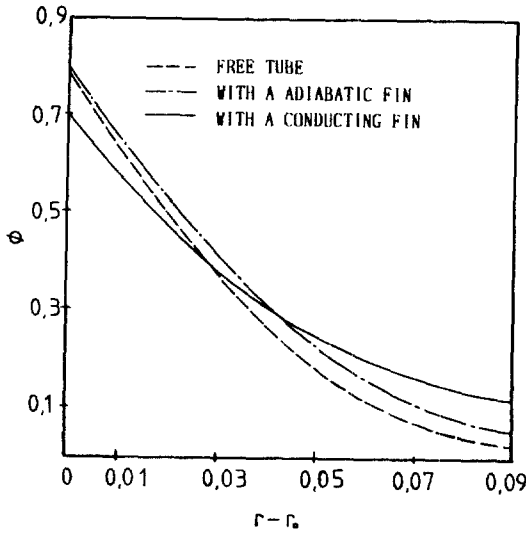


Fig. 5 Temperature distribution at  $\theta = 175^\circ$ ,  $Ra = 10^6$ ,  $Pr = 5$ ,  $Nu_i = 120$ ,  $C_F = 0.5$ ,  $K = 10$ ,  $\delta = 0.06$

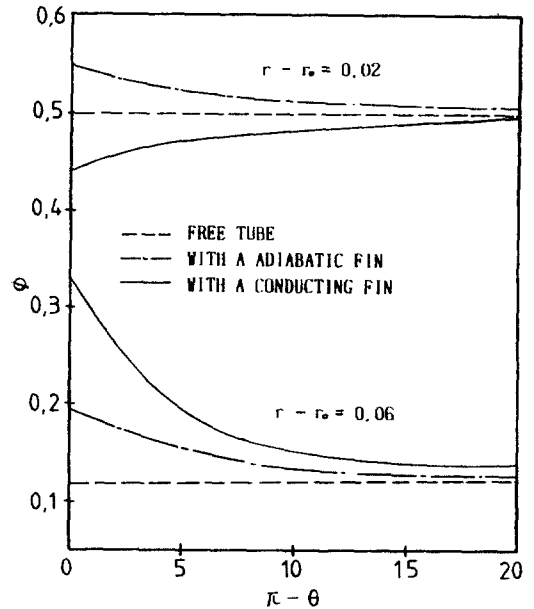


Fig. 6 Temperature distribution adjacent to the conducting tube at  $Ra = 10^6$ ,  $Pr = 5$ ,  $Nu_i = 120$ ,  $C_F = 0.5$ ,  $K = 10$ ,  $\delta = 0.06$

流體의 影響으로 핀이 없는 管보다 擴張되어 진다. Fig. 6은 Fig. 5에서 나타난 變換點  $r - r_0 = 0.03$ 의 兩領域인  $r - r_0 = 0.02$ 와  $r - r_0 = 0.06$ 에서 각 變位  $\pi - \theta$ 에 따른 外部流體의 溫度分布를 각각 나타낸다. 斷熱핀이 附着된 管의 경우는 兩領域 모두에서 핀이 없는 管보다 높고  $\pi - \theta$ 가 增加함에 따라 서서히 減少하여 핀이 없는 管의 外部流體 溫度에 接近한다. 그러나 傳導핀이 附着된 管의 경우는  $r - r_0 = 0.06$ 에서는 斷熱핀의 경우와 같으나,  $r - r_0 = 0.02$ 에서는 반대로 핀이 없는 管보다 낮고  $\pi - \theta$ 가 增加함에 따라 서서히 增加하여 핀이 없는 管의 外部流體 溫度에 接近한다. 따라서 傳導핀이 附着된 경우 管下部表面에 아주 近接된  $r - r_0 = 0.03$  以下の 領域에서는 圓周方向으로 溫度逆轉 現象이 일어남을 알 수 있고, 이것이 핀 base 附近의 局所 Nusselt 數에 影響을 미친다. Fig. 7은 管熱傳導率의 比가 아주 높을 때 ( $K = \infty$ ) 管表面 溫度分布와 局所 Nusselt 數 分布를 나타낸다. 管熱傳導率의 比가 높을 때의 局所 Nusselt 數는 豫見한 대로 管두께의 比  $\delta$ 의 影響은 거의 받지 않으며, 傳導핀이 附着된 管의 局所 Nusselt 數 分布는 斷熱핀이 附着된 管보다 낮고 그 差異

는 管熱傳導率의 比가 낮을 때보다 크다. 이는 傳導핀에서 더 많은 熱이 放出되기 때문이다. 管表面溫度는 각 變位  $\theta$ 에 關係없이 均一한 값을 가진다. 이 경우의 管은 마치 等溫圓管과 같은 役割을 하며 핀의 影響도 等溫圓管에 附着된 핀의 影響과 같은 傾向을 나타낸다. 그러나 管熱傳導率의 比가 높고 管두께가 얇아도 그 값은 等溫圓管의 것보다 작다. 이는 Fig. 8에서 보는 바와 같이 管內部流體와 管內壁 사이의 熱傳達係數의 影響을 알 수 있다. 즉 管熱傳導率의 比가 一定할 때 Biot 數가 增加할수록 管表面溫度는 等溫圓管의 表面溫度에 接近하며 局所 Nusselt 數도 같이 等溫圓管의 것 에 接近한다. Fig. 9와 Fig. 10은 管두께의 比  $\delta$ 와 管熱傳導率의 比  $K$ 가 핀의 表面溫度와 局所 Nusselt 數에 미치는 影響을 나타낸다.  $K$ 가 增加함에 따라 핀의 表面溫度와 局所 Nusselt 數는 增加하나, 管두께의 影響은 管熱傳導率의 比가 낮을 때 ( $K = 10$ )를 除外하고는 거의 없고, 管熱傳導率의 比가 낮을 때도 管두께의 影響은 微細하다. 따라서 管두께가 핀의 溫度分布와 熱傳達에 미치는 影響은 本 研究

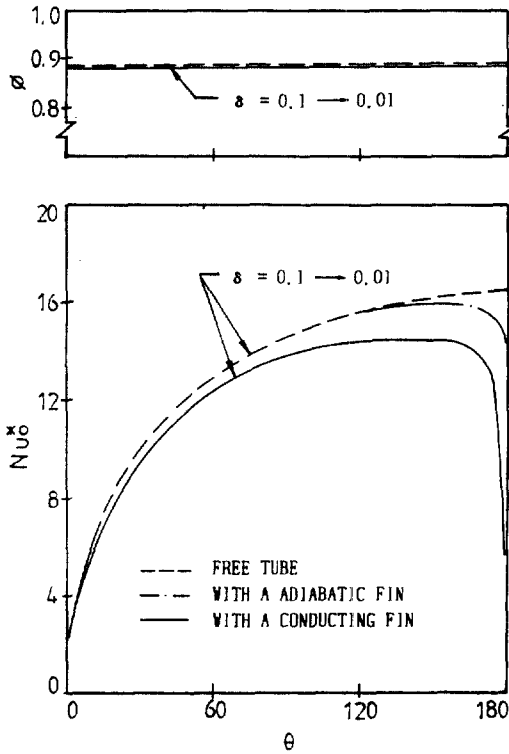


Fig.7 Local Nusselt number and Temperature distribution along external surface conducting tube at  $Ra=10^6$ ,  $Pr=5$ ,  $Nu_i=120$ ,  $C_F=0.5$ ,  $K=\infty$

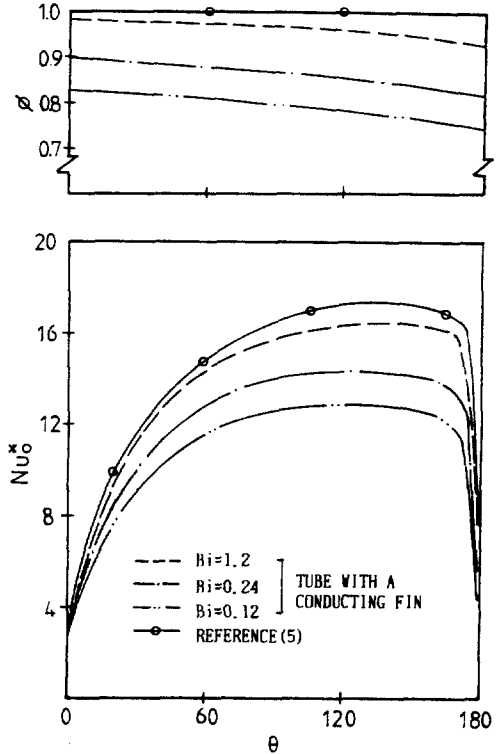


Fig.8 Local Nusselt number and Temperature distribution along external surface conducting tube at  $Ra=10^6$ ,  $Pr=5$ ,  $Nu_i=120$ ,  $C_F=0.5$ ,  $K=10$ ,  $\delta=0.06$

의 範圍 內에서는 거의 無視할 수 있다. 傳導管에 附着된 핀의 表面溫度와 局所 Nusselt 數를 等溫圓管에 附着된 핀의 경우와 比較하면 핀 base에서 差異가 있고, 그 差異는 管熱傳導率의 比가 減少함에 따라 增加한다. Fig.9에서 보는 바와 같이 等溫圓管의 경우 핀 base의 溫度는 항상 無次元溫度  $\phi=1$ 로 一定하나, 管의 경우는 管熱傳導率의 減少함에 따라 減少하고, 局所 Nusselt 數는 等溫圓管의 경우 핀 base로 갈수록 0에 接近하나 管의 경우는 Fig.10에서 보는 바와 같이 管熱傳導率의 減少함에 따라 漸次 음의 값을 가진다. 이는 等溫圓管의 表面溫度는 항상 一定하나, 管의 경우는 管熱傳導率의 낮아지면 管下部로 내려갈수록 管表面溫度가 急激히 減少하기 때문이며, Fig.6에서 나타나는 바와 같이 핀 base 附近에서의 溫度逆轉 現象의 結果이다.

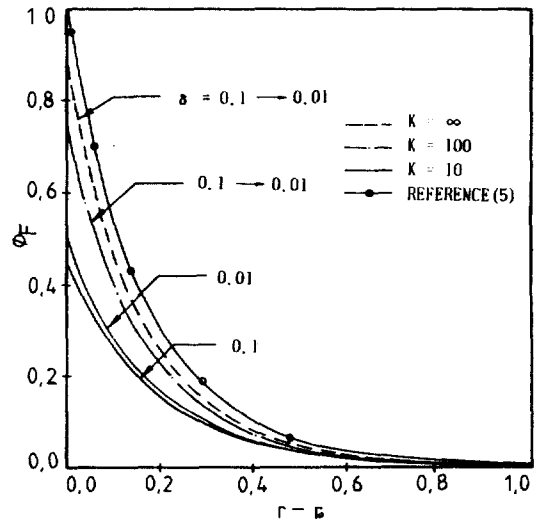


Fig.9 Temperature distribution along external surface of conducting fin at  $Ra=10^6$ ,  $Pr=5$ ,  $Nu_i=120$ ,  $C_F=0.5$ ,  $K=10$

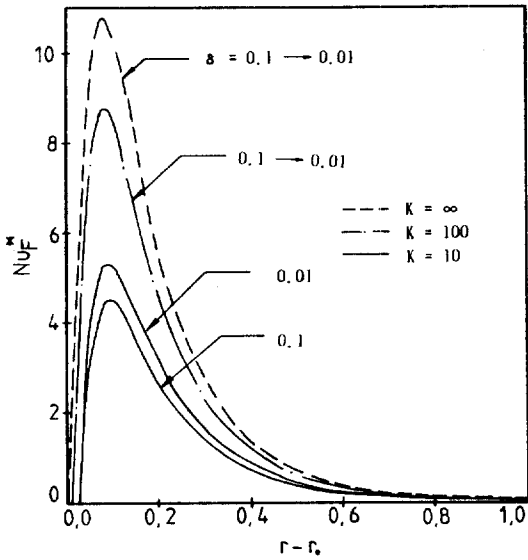


Fig.10 Local Nusselt number distribution along external surface of conduction fin at  $Ra=10^6$ ,  $Pr=5$ ,  $Nu_j=120$ ,  $C_F=0.5$

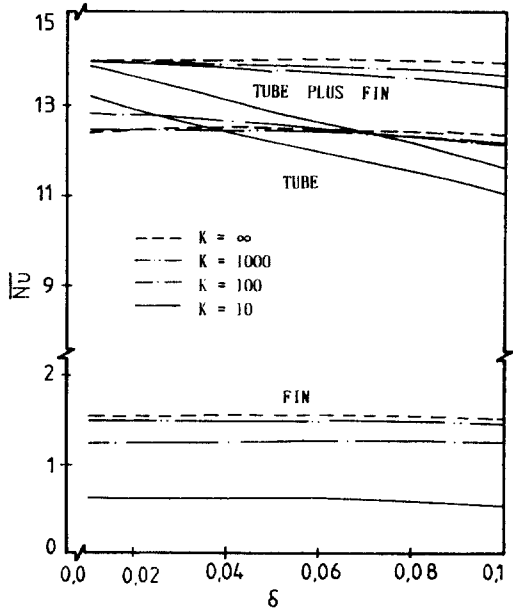


Fig.12 Effect of wall thickness on mean Nusselt number at  $Ra=10^6$ ,  $Pr=5$ ,  $Nu_j=120$ ,  $C_F=0.5$

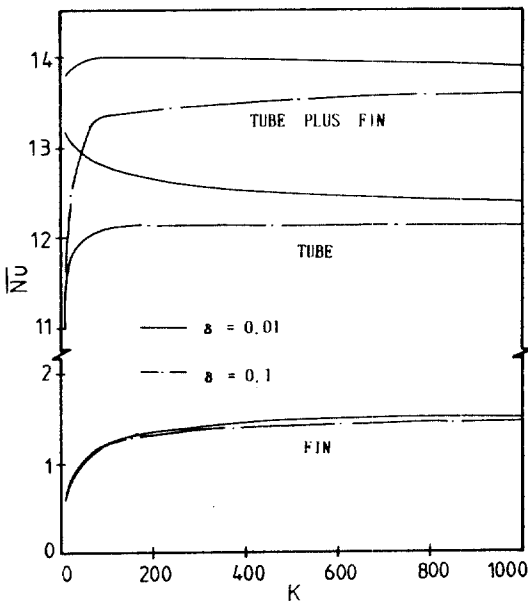


Fig.11 Effect of wall conductivity on mean Nusselt number at  $Ra=10^6$ ,  $Pr=5$ ,  $Nu_j=120$ ,  $C_F=0.5$

Fig.11과 Fig.12는 관두께의 비  $\delta$ 와 관熱傳導率의 비  $K$ 에 따른 핀, 관 및全體의平均 Nusselt數를 나타낸다. 핀의平均 Nusselt數

는  $K$ 가 增加함에 따라 增加하나, 두께의 影響은 거의 받지 않으며, 관의平均 Nusselt數는 관두께가 두꺼울 때( $\delta=0.1$ )는  $K$ 가 增加함에 따라 增加하나, 얇을 때( $\delta=0.01$ )는 반대로  $K$ 가 增加함에 따라 減少한다. 그러나 핀과 관의平均 Nusselt數의 合인 全體平均 Nusselt數는 관두께가 充分히 얇으면 管熱傳導率에 關係없이 一定한 값에 接近하며,  $K$ 가 100까지 變할 때는 핀과 관의平均 Nusselt數는 크게 變하지만 그 以上の範圍에서는  $K$ 의 影響은 微細하다.

#### 4. 結 論

긴 垂直下向 평판핀이 附着된 傳導管의 管두께와 管熱傳導率이 핀과 관의 自然對流 熱傳達到 미치는 影響을 有限差分法으로 解析한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

1) 관의平均 Nusselt數는 管熱傳導率이 增加함에 따라 管두께의 비  $\delta=0.1$ 인 경우에는 增加하나  $\delta=0.01$ 인 경우에는 減少하며, 또한 管두께가 增加함에 따라 管熱傳導率이 낮



을 때는 減少하나 높을 때는 거의 一定하다.

2) 핀의 平均 Nusselt 數는 管熱傳導率이 增加함에 따라 增加하나 管두께의 影響은 거의 無視할 수 있다.

3) 傳導핀이 附着된 管의 全體平均 Nusselt 數는 管두께가 減少함에 따라 管熱傳導率에 關係없이 一定한 값에 接近하고,  $\delta \leq 0.01$  에서는 管熱傳導率의 影響은 거의 없으며, 핀이 없는 管보다 管熱傳導率의 比  $K=10$  일 때 2% 높고,  $K=\infty$  일 때 3% 높다.

4) 管熱傳導率이 낮으면 管壁에 아주 近接된 핀 base 附近에서는 溫度逆轉 現象이 일어난다.

5) 管熱傳導率의 比  $K$ 가 100까지 變할 때 핀과 管의 平均 Nusselt 數는 크게 變하지만 그 以上の 範圍에서는  $K$ 의 影響은 微細하다.

#### 參 考 文 獻

1. K.E. Starner and H.N. McManus. An Experimental Investigation of Free-Convection Heat Transfer from Rectangular Fin Array. ASME J. Heat Transfer, Vol.85, pp.273-278, 1963.
2. J.R. Welling and C.B. Wooldrige, Free-Convection Heat Transfer Coefficients from Rectangular Vertical Fins. ASME J. Heat Transfer, Vol.87, pp.439-444, 1965.
3. G.S.H. Lock and J.C. Gunn, Laminar Free-Convection from a Downward Projecting Fin, J. Heat Transfer, Vol.90, pp.63-70, 1968.
4. T.H. Kuehn, S.S. Kwon and A.K. Tolpadi, Similarity Solution for Conjugate Natural Convection Heat Transfer from a Long Vertical Plate Fin, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.26, No.11, pp.1718-1721, 1983.
5. S.S. Kwon and T.H. Kuehn, Conjugate Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Cylinder with a Long Vertical Longitudinal Fin, Numerical Heat Transfer, Vol.6, pp.85, 102, 1983.
6. S.S. Kwon, T.H. Kuehn and A.K. Tolpadi, Conjugate Natural Convection Heat Transfer from a Short Vertical Longitudinal Fin below a Heated Horizontal Cylinder, ASME Paper No.8, 3-HT-100, pp.1-8, 1983.
7. S.K. Tolpadi and T.H. Kuehn, Experimental Investigation of Conjugate Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Isothermal Cylinder with a Non-isothermal Longitudinal Plate Fin at Various Angles, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.28, No.1, pp.155-163, 1985.
8. T.H. Kuehn and J.L. Balvanz, Conjugate Heat Transfer by Natural Convection from a Horizontal Heat Exchanger Tube, Proc. 7th Heat Transfer Conference, Vol.2, pp.317-322, 1982.
9. H.S. Chung, B.H. Kang and S.S. Kwon, Effect of Conductivity and Thickness on Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Circular Tube, KSME, Vol.10, No.2, pp.256-279, 1986.