

【 論 文 】

單一垂直한 軸方向의 핀을 가진 水平傳導管으로
부터의 自然對流

Natural Convection from a Horizontal Conducting Tube
with One Vertical Axial Fin.

鄭 漢 植* 權 純 錫**
(H. S. Chung) (S. S. Kwon)

(1986. 4.17 접수)

ABSTRACT

Two-dimensional finite difference numerical analysis is used to study conjugate natural convection heat transfer from a horizontal conducting tube with one vertical axial fin. By increasing dimensionless fin length (L_F), the mean total Nusselt number of the upward fin is slightly less than that of the downward fin at $L_F \leq 0.18$ and is higher than that of the downward fin at $L_F > 0.18$. However comparing the upward fin and the downward fin with the no fin, the mean total Nusselt numbers of downward fin and upward fin at $L_F=0.30$ are increased approximately 4.01% and 5.51%, respectively. As Rayleigh number, Prandtl number and Biot number increase, the mean total and the mean tube Nusselt numbers are increased, but as wall thickness increases, the mean total and the mean tube Nusselt numbers are decreased. As the fin conduction parameter increases, the mean total Nusselt number is slightly increased because of increasing the mean fin Nusselt number.

NOMENCLATURE

Bi : Biot number, $h_i D_i / K_w$
 C_F : Fin conduction parameter, $K_F t / K_f D_o$
D : Tube diameter
g : Gravitational acceleration
h : Heat transfer coefficient
K : Thermal conductivity
 L_F : Dimensionless fin length ℓ / D_o
Nu : Nusselt number, hD / K_f
Pr : Prandtl number
Q : Total heat transfer per unit length of tube
R : Radial coordinate
r : Dimensionless radial coordinate, R / D_o
Ra : Rayleigh number, $g \beta D_o^3 \Delta T / \nu \alpha$
T : Temperature
 T_b : Internal bulk temperature
 T_e : External temperature
 ΔT : Temperature difference, $(T_b - T_e)$
t : Fin half thickness

u : Dimensionless radial velocity
v : Dimensionless angular velocity
 α : Thermal diffusivity
 β : Thermal expansion coefficient
 θ : Angular coordinate
 ν : Kinematic viscosity
 ϕ : Dimensionless temperature, $(T - T_e) / \Delta T$
 Ψ : Stream function
 ψ : Dimensionless stream function, Ψ / α
W : Vorticity
 ω : Dimensionless vorticity, $W D_o / \alpha$
 δ_w : Tube wall thickness

Subscripts

F : Fin
f : Fluid
i : Tube inside surface
o : Tube outside surface
T : Total
W : Tube wall

Superscripts

m : Current iteration number
— : Mean value

* 正會員 : 東亞大學校 大學院

** 正會員 : 東亞大學校 機械工學科

I. 緒 論

流體內에 溫度勾配가 있을 때에는 流體의 密度는 均一하지 않고 溫度에 따라 變한다. 이러한 密度變化로 因하여 發生하는 浮力으로 流體가 흐르면서 熱의 傳達이 이루어지는 것을 自然對流라한다. 이것은 流體를 強制的으로 流動시키지 않기 때문에 効率的인 熱傳達 方法으로 工學的 應用뿐만 아니라 에너지 問題等에 重要한 研究 對象이 되고 있다.

初期에는 無限한 空間의 停止된 流體內에 있는 等溫物體로 부터 自然對流 熱傳達을 研究하였고 그 物體로는 주로 垂直平板, 水平과 垂直 円筒 그리고 球 등이 있다. 最近에는 水平円筒 또는 핀이 附着된 水平円筒 等에 대한 熱傳達 現象에 관하여 數值解析과 實驗으로 많은 研究를 하고 있다. F. Harahap & H. N. McManus¹⁾, C. D. Jones & L.T. Smith²⁾에 의해 空氣中에서 平板 베이스(Base)에 附着된 垂直핀 配列의 自然對流 熱傳達을 實驗적으로 研究하였다. T. H. Kuehn & R. J. Goldstein³⁾은 單一水平円筒에서의 自然對流 熱傳達에 관하여 Navier-Stokes 方程式과 에너지 方程式의 解를 數值解析으로 구하여 實驗과 比較하였다. T. H. Kuehn & J. L. Balvanz⁴⁾는 水平 傳導管에서 自然對流 熱傳達에 관하여 數值解析하였고 S. S. Kwon & T. H. Kuehn⁵⁾은 單一等溫 水平円筒에 한 개의 긴 垂直下向핀이 附着된 경우의 自然對流 熱傳達에 관하여 數值解析하였다. 또한 S. S. Kwon, T. H. Kuehn & A. K. Tolpadi^{6,7)}에 의하여 짧은 垂直下向핀이 等溫水平円筒에 附着된 경우에 관한 自然對流 熱傳達을 數值解析하여 핀의 길이가 熱傳達에 미치는 影響을 考察하고 그 結果를 實驗과 Similarity solution⁸⁾에 比較 하였다.

本 論文에서는 單一垂直한 핀이 附着된 水平

傳導管으로 부터의 自然對流 熱傳達 現象을 上向핀과 下向핀의 경우에 대하여 有限差分法으로 數值解析하고 이들의 熱傳達 特性을 比較檢討하였다.

II. 數值解析

Fig. 1은 垂直上, 下向핀이 附着된 傳導管의 圖式的인 形象이다. Fig. 1 (a)에서는 上向핀의 경우로 $\theta=0^\circ$ 에 핀이 附着되고 Fig. 1 (b)는 下向핀의 경우로 $\theta=180^\circ$ 에 핀이 附着된 것이다. 管內部에서는 體積平均溫度 T_b 를 가진 流體의 亂流 強制對流에 의하여 熱傳達이 일어나고 管壁과 핀에서는 熱이 傳導되며 주위 溫度 T_e 를 가진 外部流體에서는 層流 自然對流에 의하여 熱傳達이 일어난다. 管壁은 잘 다듬어진 面이고 材質이 均一하다는 假定에서 一定한 熱傳導率을 가진다. 一般的인 Navier-Stokes 및 에너지 方程式을 單純化하기 위해 流體의 物理的인 性質은 溫度差에 의한 密度變化를 除外하고 모두 一定하며 非壓縮性 흐름으로

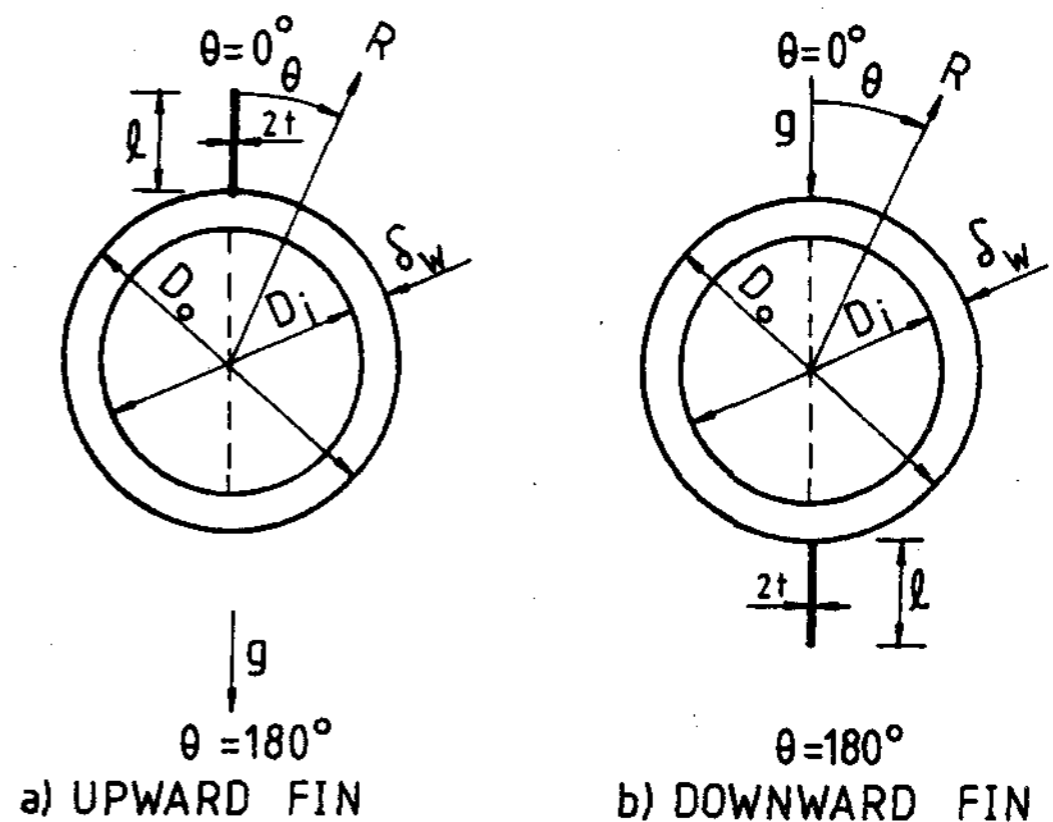


Fig. 1. Schematic Diagrams of the Geometries Investigated.

假定하였다. 또한 輻射 熱傳達 및 粘性消散은 無視하였다. 無次元 支配方程式과 境界條件은 주로 T. H. Kuehn과 J. L. Balvanz⁴⁾

가提示한 것을 인용하여 여기에서는 省略하였고 追加的으로 핀에 대해서는 円周方向의 溫度 勾配를 無視하는 얇은 핀으로 假定하고 핀表面에서의 境界條件은 다음과 같다.

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

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

數値解析은 Successive over relaxation, Central difference 혹은 upwind hybrid 方法⁹⁾을 使用하였다. Hybrid 方法은 外部 流体의 溫度와 Vorticity를 計算하는데 適用되었다. 低速度이고 格子 間隔이 작은 部分에서는 Central difference에 의하여 係數가 決定되고 高速度이고 格子 間隔이 큰 部分에서는 Upwind difference에 의하여 係數가 決定되어 係數가 陰의 값을 가지므로서 생기는 發散을 防止하였다. 數値解析에 利用한 格子 (grid)는 半徑方向에 대하여 31개, 円周 方向에 대하여 35개로 分割하여 計算領域內的 格子點은 總 1085개이다. 半徑方向 格子 間隔은 管外壁 近處에서는 Δr_1 으로 稠密하게하고 점차 $2 \times \Delta r_1, 4 \times \Delta r_1, \dots$ 으로 增加시켰으며 핀 先端 近處에서는 이 部分의 微細한 變化를 視察하기 위하여 管外壁과 같이 Δr_1 으로 하였다. 円周 方向 格子間隔은 對稱軸 ($\theta = 0^\circ, 180^\circ$) 近處에서는 $\theta = 0.625^\circ$ 로 두고 점차 培로 增加시켜 大部分의 구간에서는 $\theta = 10^\circ$ 로 하였다. 管壁內에서는 20개의 等間隔으로 分割하였다. 收斂條件은 다음과 같다.

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

여기서 B는 Stream function (ψ) 혹은 溫度 (ϕ)를 表示하며 m은 反復回數를 나타낸다. 計算機는 VAX-11/780을 使用하였으며 Fortran program을 使用하였다. 하나의 解를 求하는데 所要된 CPU 時間은 17~25分이며

反復回數는 300~800번이었다. 數値解析에서 求한 解는 다음 式들에 의하여 計算하였다.

$$\text{平均 管 Nusselt 數는 } \bar{Nu}_o = \frac{\bar{h}_o D_o}{K_f} = \frac{Q_o}{\pi k_f \Delta T} \dots (4)$$

$$\text{平均 핀 Nusselt 數는 } \bar{Nu}_F = \frac{\bar{h}_F D_o}{K_f} = \frac{Q_F}{\pi k_f \Delta T} \dots (5)$$

$$\text{平均 總 Nusselt 數는 } \bar{Nu}_T = \frac{\bar{h}_T D_o}{K_f} = \frac{Q_T}{\pi k_f \Delta T} \dots (6)$$

III. 結果 및 考察

Fig. 2는 $L_F = 0.15$ 에서 上向핀, 下向핀 그리고 핀이 없는 경우에 대한 Stream line 과 等溫線을 나타내고 있다. 下向핀은 핀으로부터의 浮力生成의 原因으로, 上向핀은 plume 領域의 浮力增加의 原因으로 各各 作用하여 管 周圍 流動이 핀이 없는 경우보다 더 활발하게

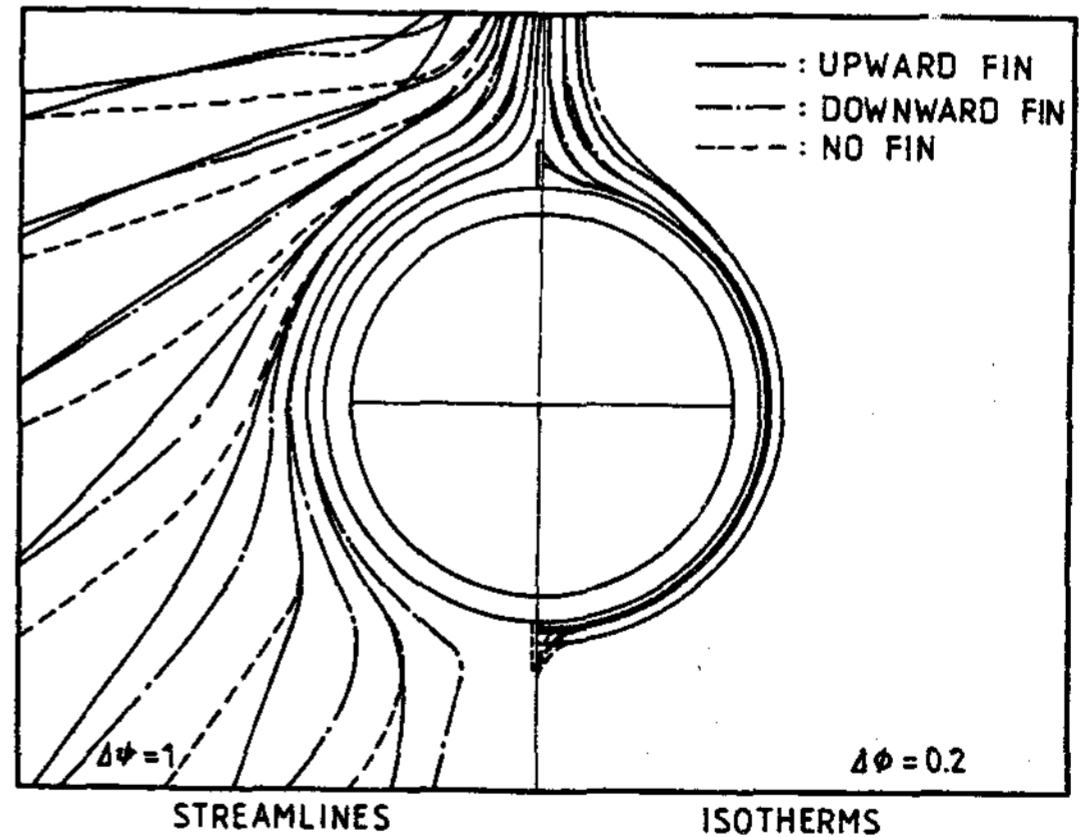


Fig. 2. Dimensionless Streamlines and Isotherms for a Horizontal Conducting Tube with Upward and Downward Fin at $Ra=10^6, Pr=5, \delta_w/D_o=0.06, K_w/K_f=500, L_F=0.15, C_F=0.5, Bi=0.245$.

일어난다. 管下部에서의 流動은 핀이 없는 경우, 上向핀 그리고 下向핀 順으로 流動의 影響

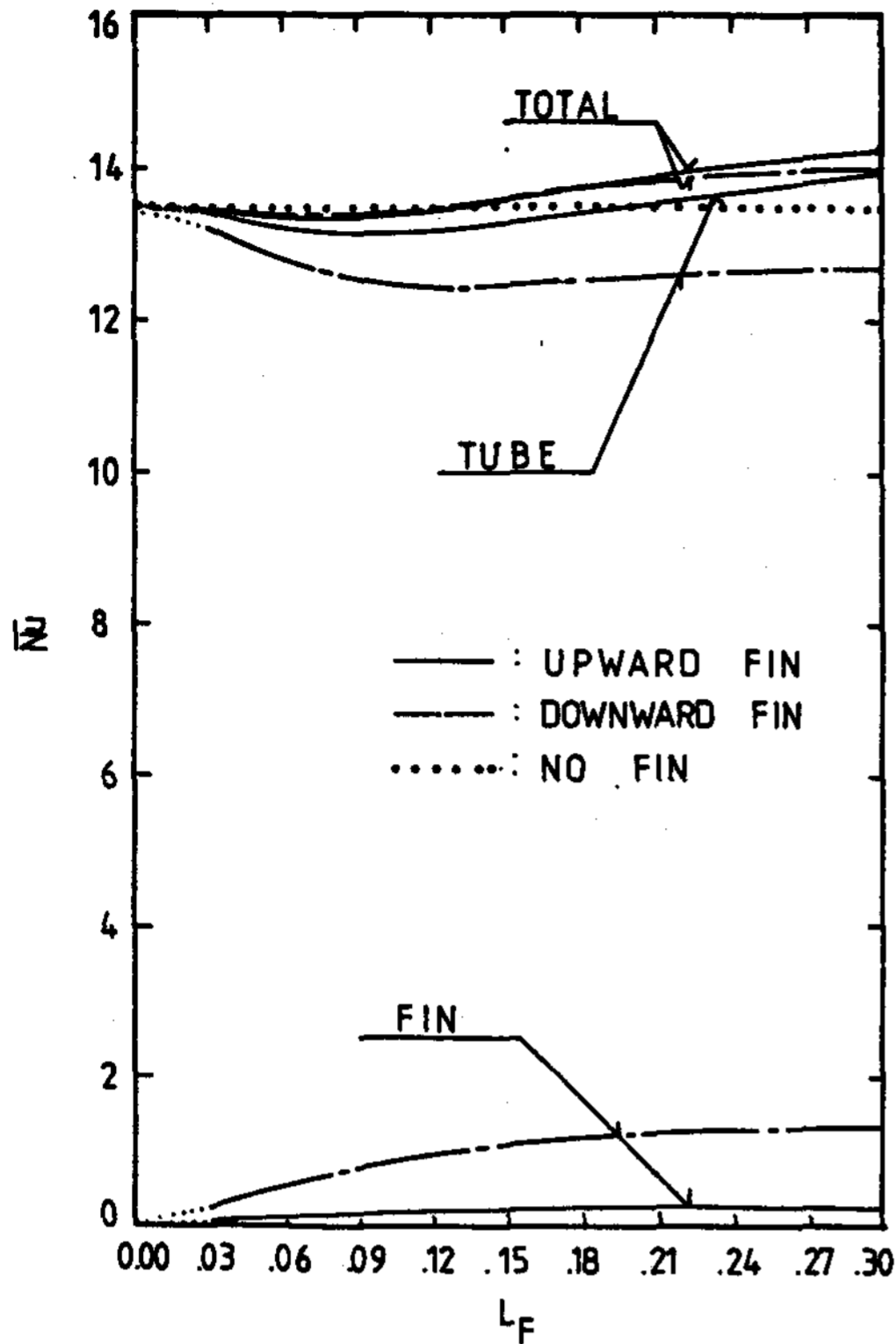


Fig. 3. Mean Nusselt Number Distributions Versus Dimensionless Fin Length at $Ra=10^6$, $Pr=5$, $\delta_w/D_o=0.06$, $K_w/K_f=500$, $C_F=0.5$, $Bi=0.245$.

이 增加된다. 無次元 핀길이가 增加함에 따른 平均 Nusselt 數의 分布가 Fig. 3에 나타나 있다. 핀길이가 增加함에 따라 下向 平均 핀 Nusselt 數는 계속 增加하는 反面, 上向 平均 핀 Nusselt 數는 $L_F \geq 0.21$ 에서는 管下部에서 發生한 Plume이 上向핀으로 부터의 自然對流 熱傳達을 抑制하는 效果로 因하여 다소 減少하는 傾向이 있다. 平均 管 Nusselt 數는 下向핀에서는 $L_F < 0.15$, 上向핀에서는 $L_F < 0.09$ 에서 減少하나 그 以上の 핀길이에에서는 점차 增加한다. 平均 總 Nusselt 數는 $L_F < 0.18$ 에서는 下向핀이 약간 높으나 $L_F \geq 0.18$ 에서는 上向핀이 높다. 이는 $L_F \geq 0.18$ 에서는 下向핀으로 부터 加熱된 流體에 의하여 管에서의 熱傳達을 방해하는 것이 浮力의 增加에 의하여 對流를 促進시키는 것보다 커지기 때문이

다. 핀이 없는 경우와 比較하여 보면 $L_F < 0.12$ 에서는 上, 下向핀 모두 平均 總 Nusselt 數가 낮게 나타나고 $L_F \geq 0.12$ 에서는 핀이 있는 경우가 높게 나타난다. $L_F < 0.12$ 에서는 管外部의 熱境界層內에 핀이 存在하기 때문에 핀으로 因한 加熱된 流體는 對流流動에 影響을 주는 것보다 管으로 부터의 熱傳達을 妨害하는 投割이 크기 때문이다.

따라서 $L_F \geq 0.12$ 에서만 핀의 效果를 얻을 수 있다. 핀이 없는 경우에 比較하여 平均 總 Nusselt 數는 $L_F = 0.30$ 에서 下向핀은 4.01%, 上向핀은 5.51% 增加되었다. Fig. 4 는

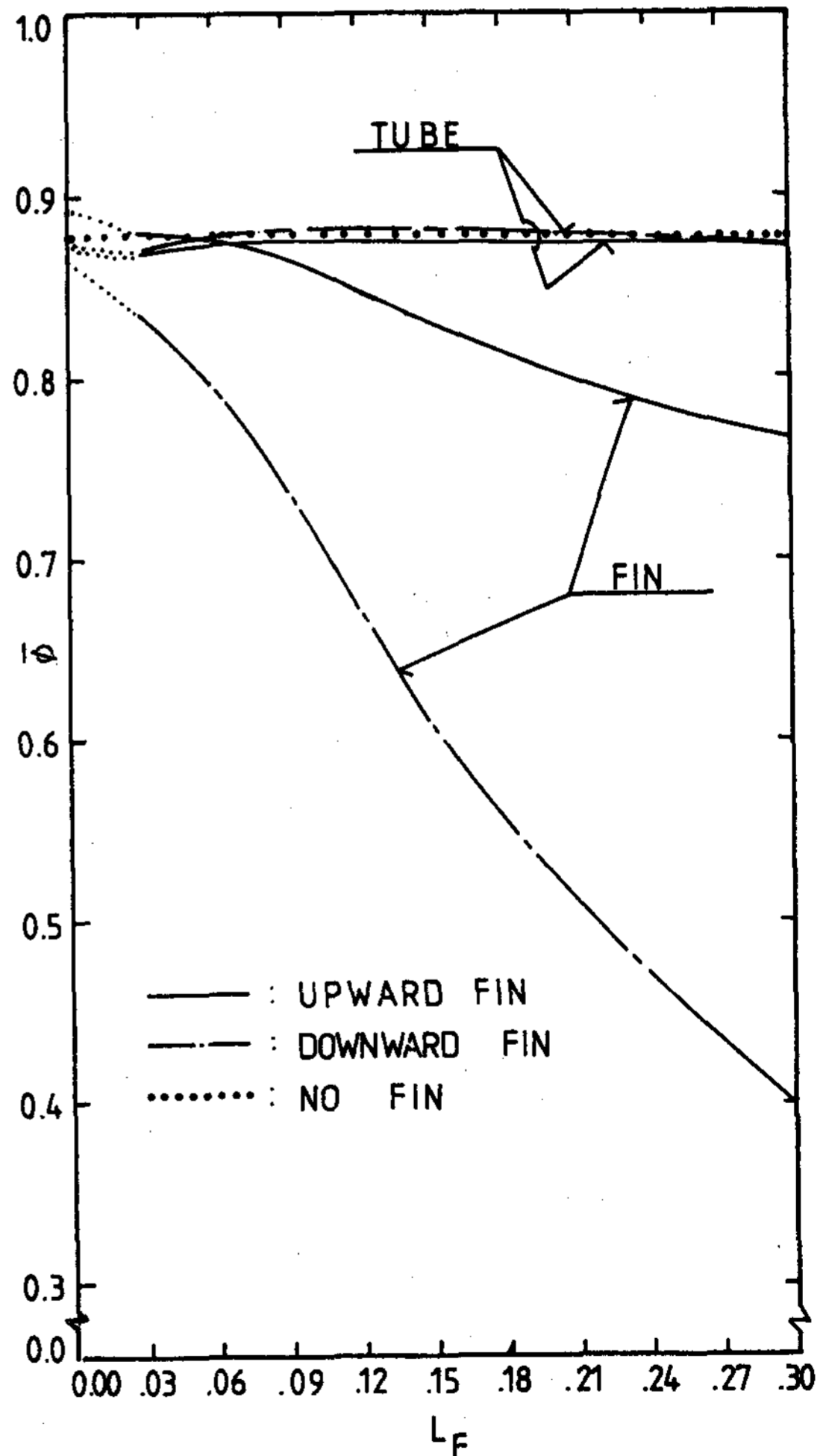


Fig. 4. Mean Temperature Distributions Versus Dimensionless Fin Length at $Ra=10^6$, $Pr=5$, $\delta_w/D_o=0.06$, $K_w/K_f=500$, $C_F=0.5$, $Bi=0.245$.

핀길이가 증가함에 따른 평균 온도 분포이다. 핀 길이가 증가함에 따라 상, 하향핀 다 같이 평균 핀 온도는 급격히 감소하는 반면 평균 관 온도는 $L_F \leq 0.09$ 에서는 증가하며, $L_F > 0.09$ 에서는 약간 감소한다. 또한 핀이 없는 경우와 비교하면 하향핀은 $L_F \leq 0.06$ 와 $L_F \geq 0.24$ 에서는 낮고 그외 길이에서는 높게 나타난다. 상향핀은 항상 핀이 없는 경우보다 낮다. 이들의 관 평균 온도 경향은 하향핀에서는 핀에서加熱된 流体가 관周圍로 흐르기 때문에 自然對流 熱傳達를 抑制하여 약간 높은 온도를 나타내지만, $L_F \leq 0.06$ 에서는 핀이 管의 熱境界層內에 位置하여 핀으로 부터 熱境界層의 加熱은 流体流動을 活發하게 한 것이다. $L_F \geq 0.24$ 에서는 加熱流体가 흐르지만 流動이 더 활발하여 핀이 없는 경우보다 管溫度가 낮게 나타난다. 상향핀에서는 핀에서 加熱된 流体는 管에 影響을 주지 않고, plume 속에서 流動을 더 活發하게 하므

로 핀이 없는 경우보다 管溫度가 낮게 나타난다. Fig. 5는 $(r-r_0)/L_F$ 에 대한 여러가지 핀길이의 局所 핀 Nusselt 數를 나타내고 있다. 一般的으로 下向핀의 局所 핀 Nusselt 數가 훨씬 높게 分布되어 있다. 핀低部에서는 핀 길이에 따라 局所핀 Nusselt 數가 높아지고 핀先端에서는 핀길이가 길수록 局所핀 Nusselt 數의 增加率이 크게 나타나며 핀先端 效果로 急激한다. 增加한다. 또한 짧은 핀에서는 線形的으로 變하나 긴 핀 ($L_F=0.30$)에서는 서서히 增加하는 핀低部와 거의 變化가 없는 中間部 그리고 急激히 增加하는 핀先端 部分이 上, 下向핀에서 다같이 나타난다. 핀 溫度分布는 핀길이가 짧을수록 等溫에 接近되며 특히 下向핀에서는 管의 自然對流 流動의 影響을 받아 핀길이가 길수록 핀先端 近處에서 溫度가 낮아지는 現象이 Fig. 6에 나타나 있다. Fig. 7은 Ra 가 增加함에 따른 平均

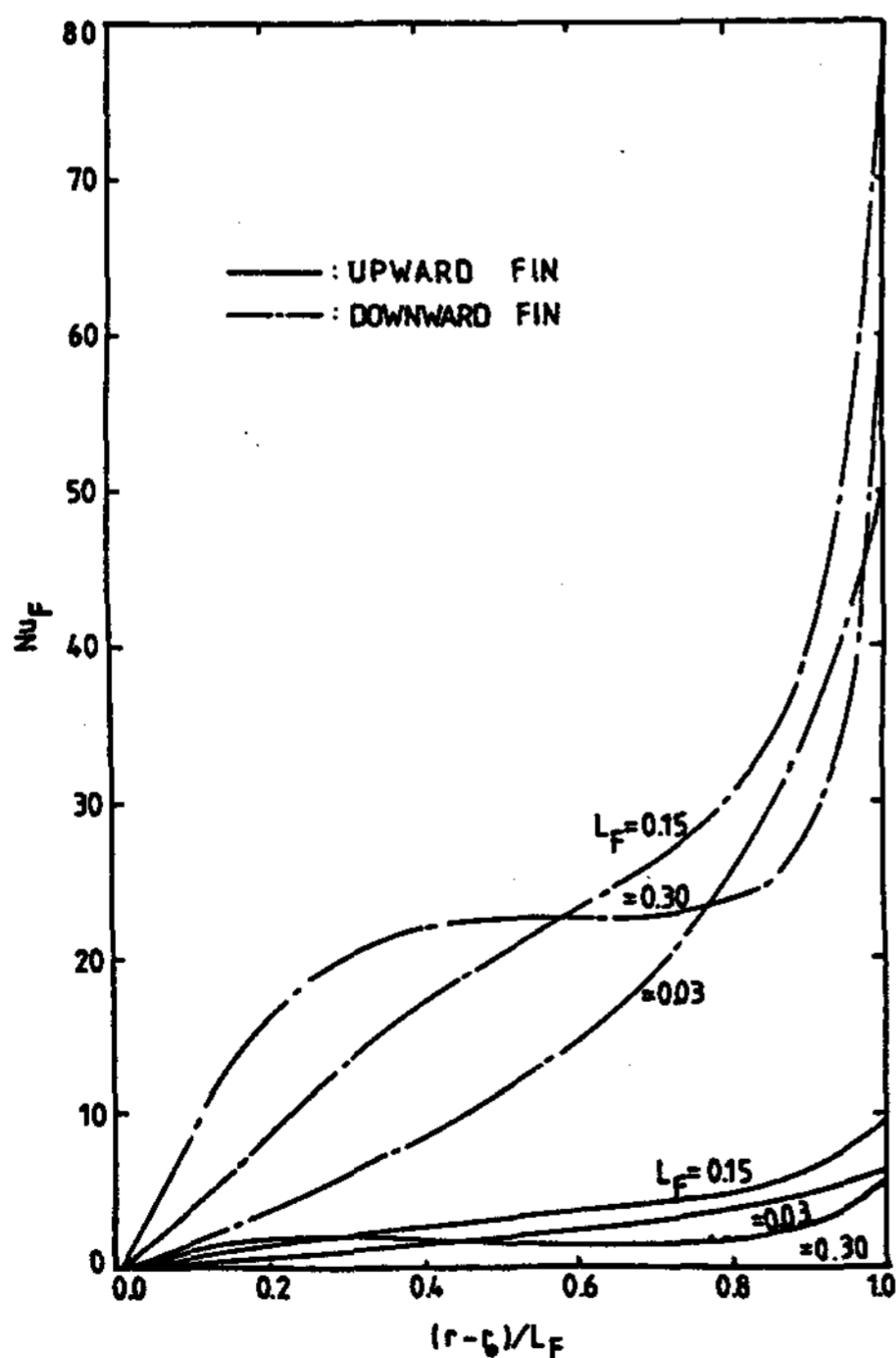


Fig. 5. Local Fin Nusselt Number of Different Fin Length Versus $(r-r_0)/L_F$ at $Ra=10^6$, $Pr=5$, $\delta_w/D_0=0.06$, $K_w/K_f=500$, $C_F=0.5$, $Bi=0.245$.

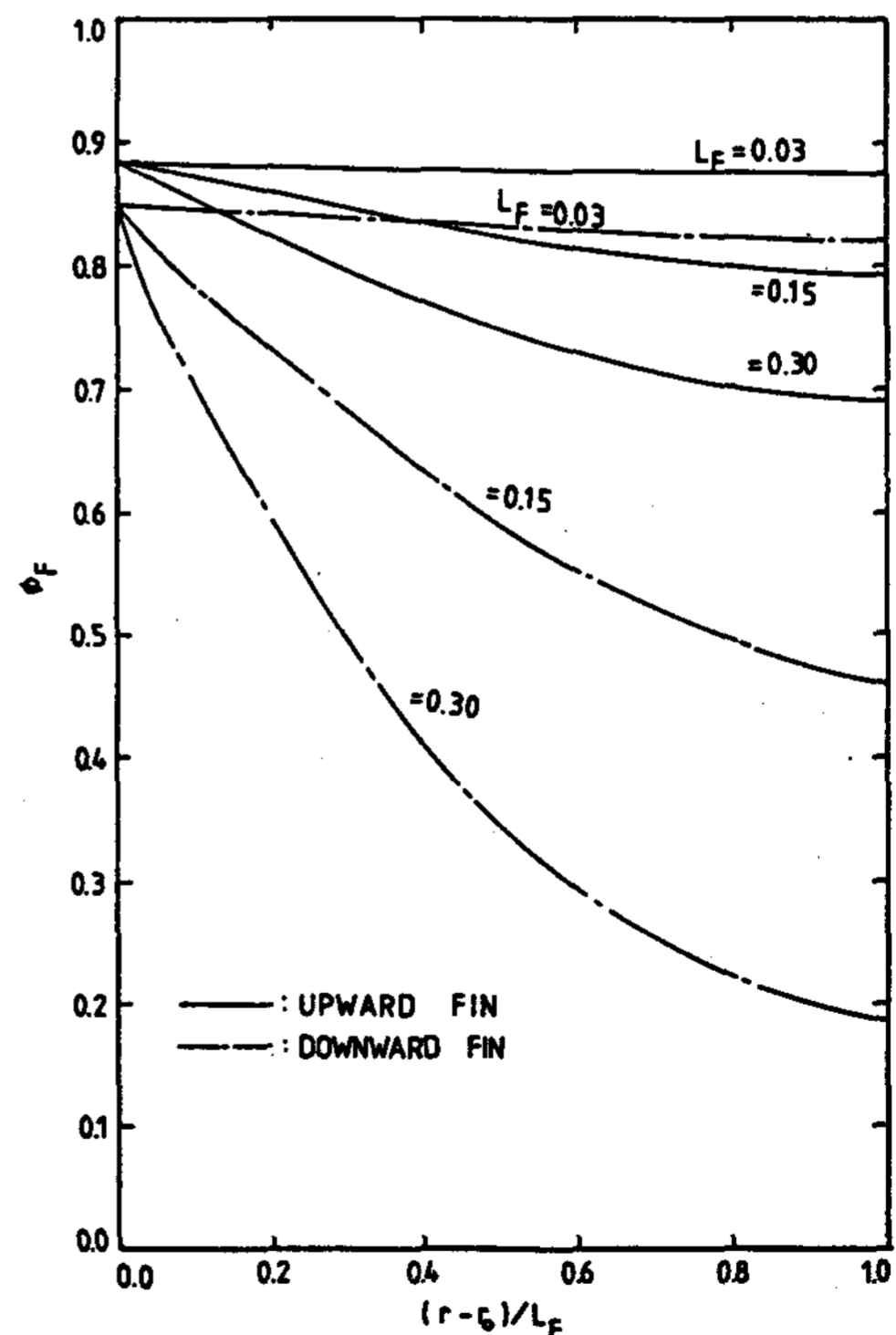


Fig. 6. Fin Temperature of Different Fin Length Versus $(r-r_0)/L_F$ at $Ra=10^6$, $Pr=5$, $\delta_w/D_0=0.06$, $K_w/K_f=500$, $C_F=0.5$, $Bi=0.245$.

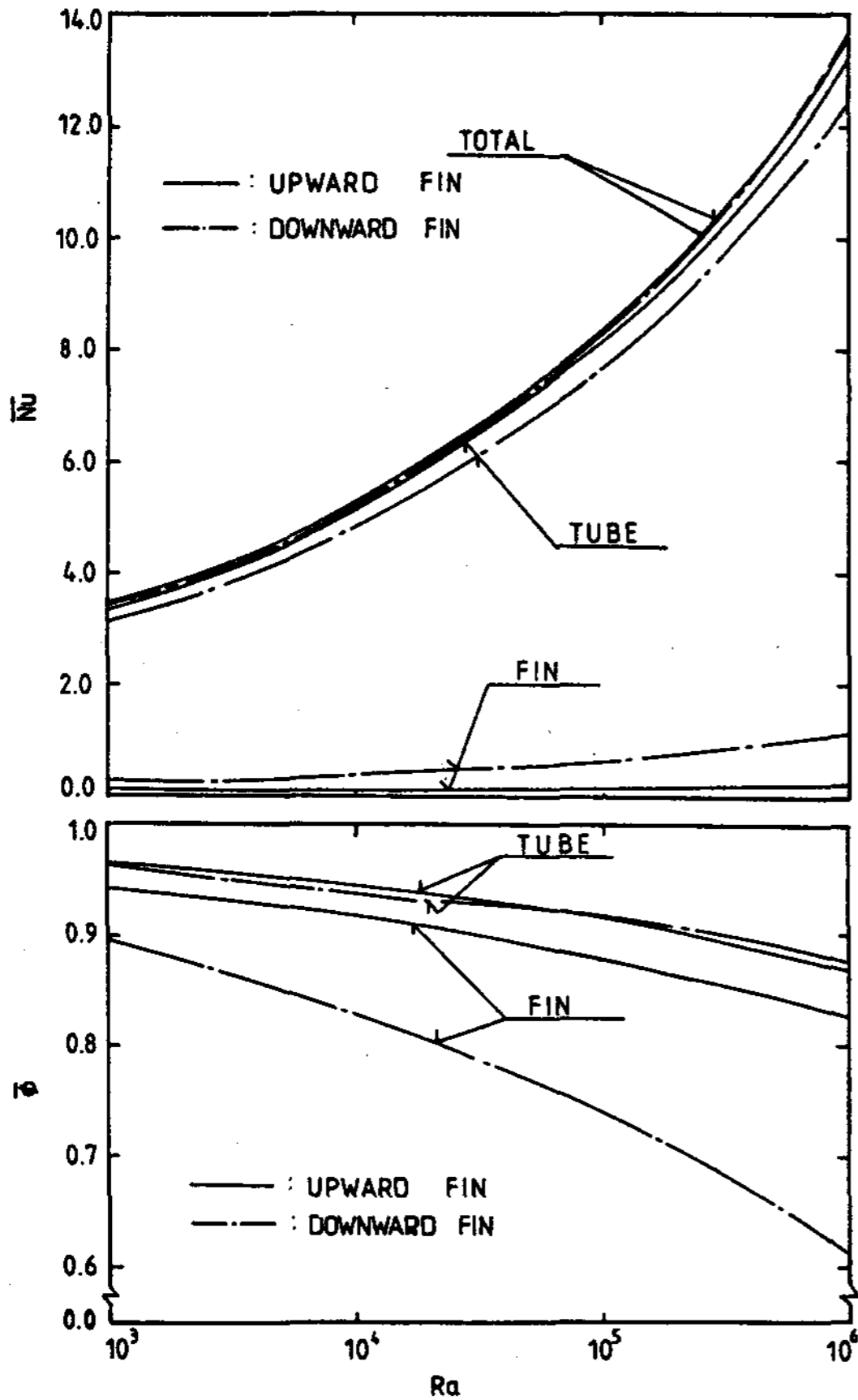


Fig. 7. Mean Nusselt Number and Mean Temperature Versus Rayleigh Number at $Pr=5$, $C_F=0.5$, $L_F=0.15$, $K_w/K_f=500$, $\delta_w/D_o=0.06$, $Bi=0.245$.

Nusselt 數와 平均溫度 分布이다. Ra 가 增加함에 따라 管内部의 体積平均溫度와 外部流体 溫度와의 差가 커짐으로 因하여 自然對流 熱傳達이 더 활발하게 되기 때문에 平均 溫度가 減少하며 특히 平均 管 溫度는 $Ra < 10^5$ 에서 上向핀이 높게 $Ra \geq 10^5$ 에서는 下向핀이 높게 나타난다.

一般的으로 平均 핀 Nusselt 數는 서서히 增加하며 平均 管 Nusselt 數와 平均 總 Nusselt 數는 Ra 가 增加함에 따라 急激히 增加한다. Fig. 8은 $(r-r_o)/L_F$ 에 대한 여러 가지의 局所 핀 Nusselt 數 分布이다. 下向핀에서는 Ra 에 따라 局所 핀 Nusselt 數의 變化가 크지만 上向핀은 相對적으로 變化가 微小하

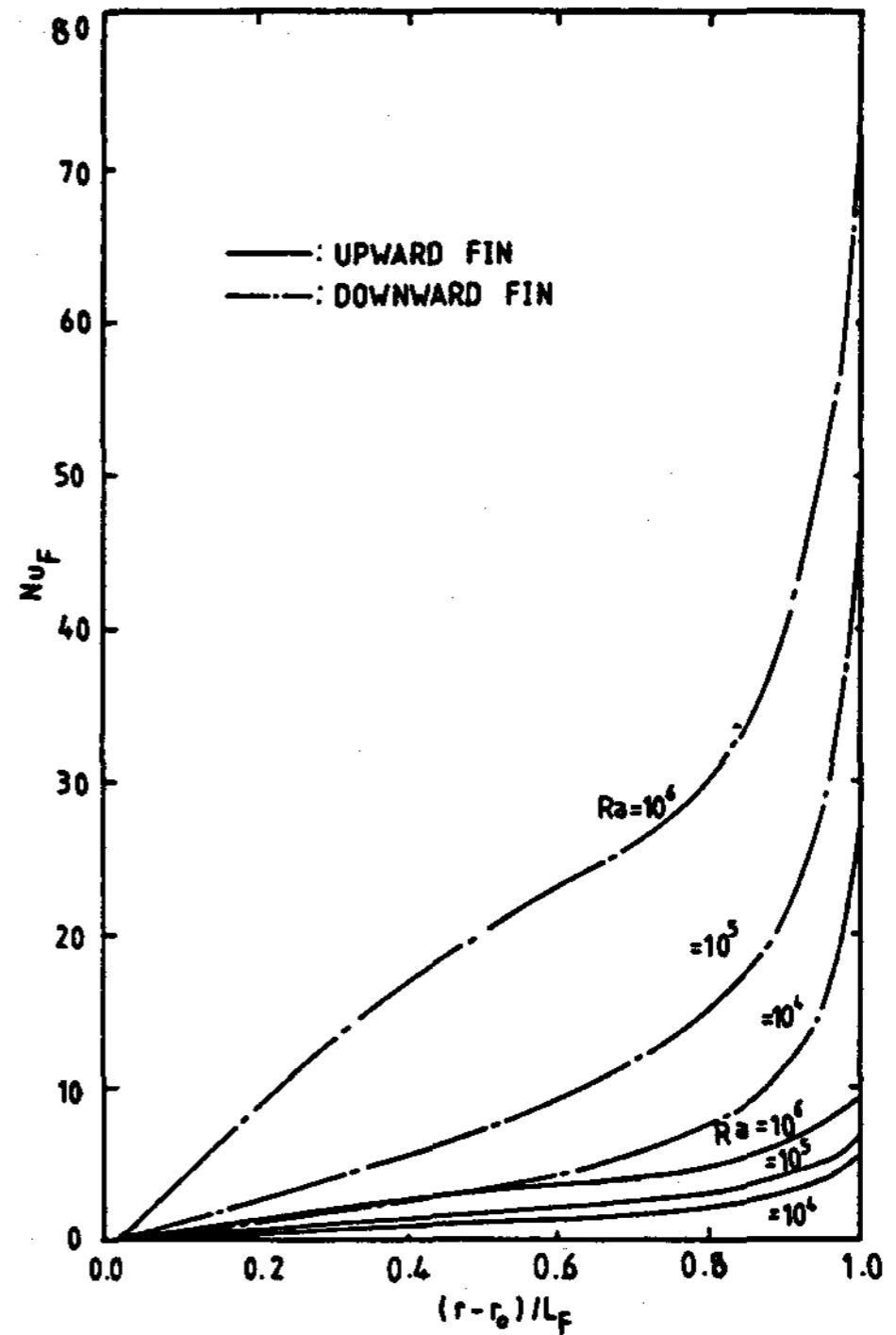


Fig. 8. Local Fin Nusselt Number of Different Rayleigh Number Versus $(r-r_o)/L_F$ at $Pr=5$, $w/D_o=0.06$, $K_w/K_f=500$, $L_F=0.15$, $C_F=0.5$, $Bi=0.245$.

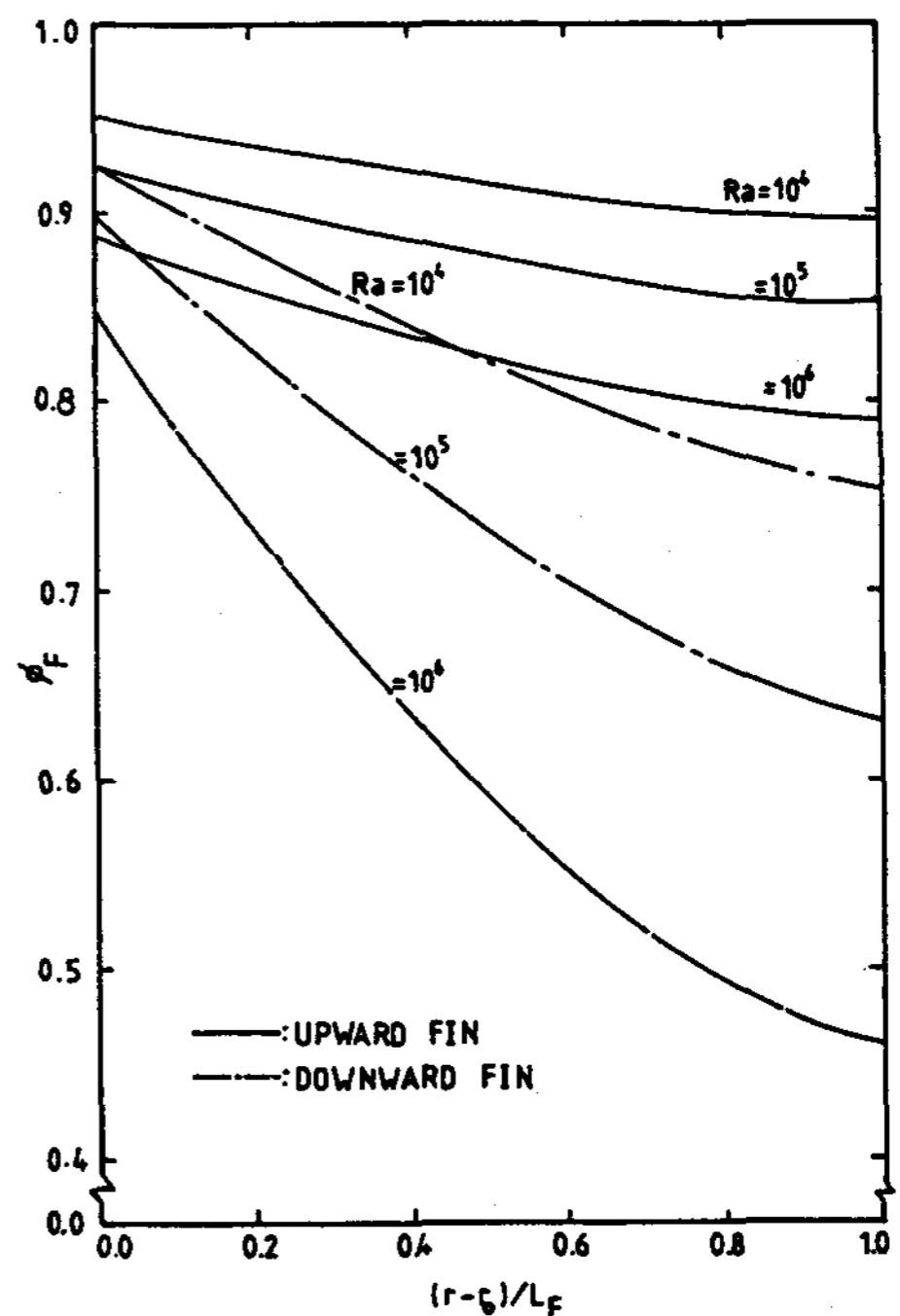


Fig. 9. Fin Temperature of Different Rayleigh Number Versus $(r-r_o)/L_F$ at $Pr=5$, $C_F=0.5$, $L_F=0.15$, $K_w/K_f=500$, $\delta_w/D_o=0.06$, $Bi=0.245$.

게 나타난다. Fig. 9의 핀 온도는 下向핀에서는 Ra 증가에 따라 급격히 減少되고 上向핀에서는 減少되는 現象이 微小하다. Fig.10은 Pr가 증가함에 따른 平均 Nusselt 數와 平均溫度 分布이다. Pr가 증가함에 따라 平均 핀 Nusselt 數는 微微하게 增加하며 平均 管 Nusselt 數와 平均 總 Nusselt 數는 增加한다. 特히 $Pr \leq 5.0$ 에서는 Pr 증가에 따라 平均 Nusselt 數가 增加하나 $Pr > 5.0$ 에서는 그 現象이 鈍化된다. 一般的으로 平均 管 Nusselt 數는 上向핀이 높다. 平均溫度 分布는 Pr가 增加할수록 $Pr \leq 5.0$ 에서는 減少하고 $Pr > 5.0$

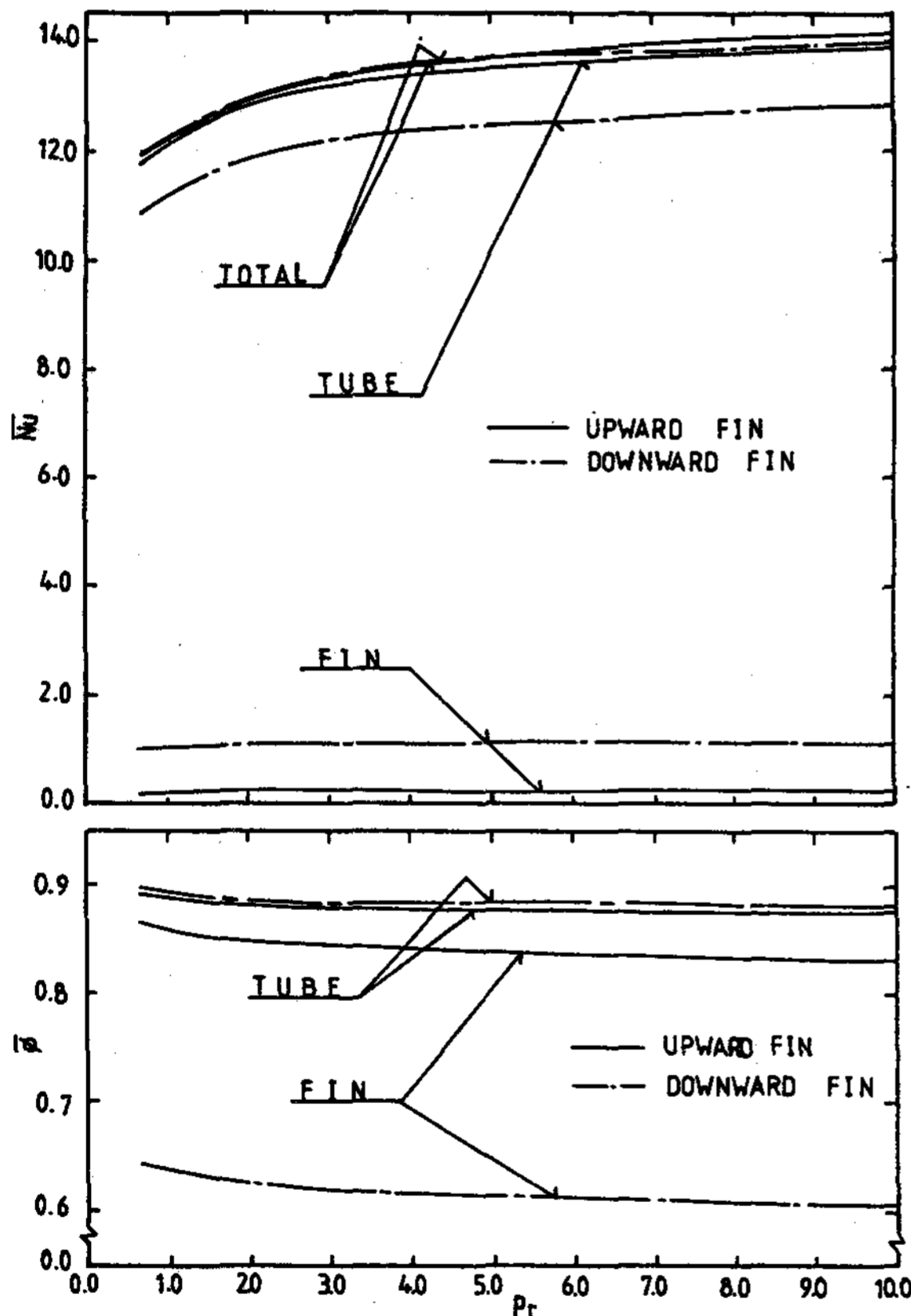


Fig.10. Mean Nusselt Number and Mean Temperature Versus Prandtl Number at $Ra=10^6$, $C_F=0.5$, $L_F=0.15$, $K_w/K_f=500$, $\delta_w/D_o=0.06$, $Bi=0.245$.

에서는 微小하게 減少한다. Fig. 11은 $(r-r_o)/L_F$ 에 대한 여러가지 Pr에서 局所 핀

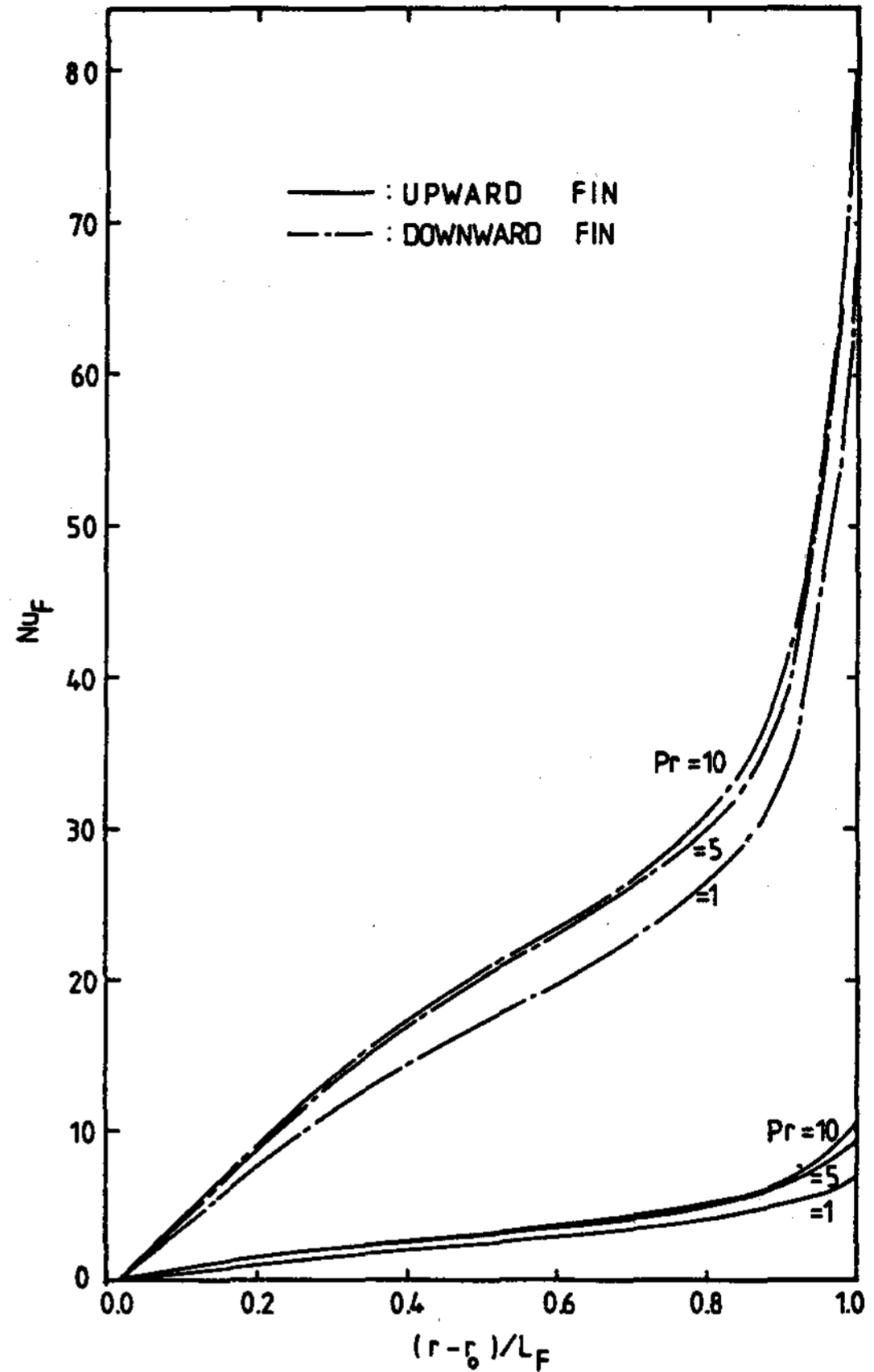


Fig. 11. Local Fin Nusselt Number of Different Prandtl Number Versus $(r-r_o)/L_F$ at $Ra=10^6$, $\delta_w/D_o=0.06$, $K_w/K_f=500$, $L_F=0.15$, $C_F=0.5$, $Bi=0.245$.

Nusselt 數이고 Fig.12는 핀溫度 分布이다. 下向핀이 上向핀보다 越等히 自然對流 熱傳達이 잘 되지만 Pr의 變化에 대한 그 差는 微微하고 特히 $Pr \geq 5$ 에서는 그 變化가 아주 적게 나타난다. Fig. 13은 C_F 에 대한 平均 Nusselt 數와 平均溫度 分布이다. C_F 가 增加하면 핀에 대해서는 外部流体에 自然對流 熱傳達을 활발하게 하여 平均 핀 Nusselt 數는 一般的으로 增加하나 管에서는 그 變化가 微小하다. 下向핀에서는 C_F 가 增加할수록 平均 管 Nusselt 數가 減少하고 上向핀에서는 거의 差異가 없지만 平均 핀 Nusselt 數가 增加함으로 $C_F < 0.5$ 에서의 平均 總 Nusselt 數는 上向핀이 약간 높게 나타난다. 管 두께에 대한 平均 Nusselt 數와 平

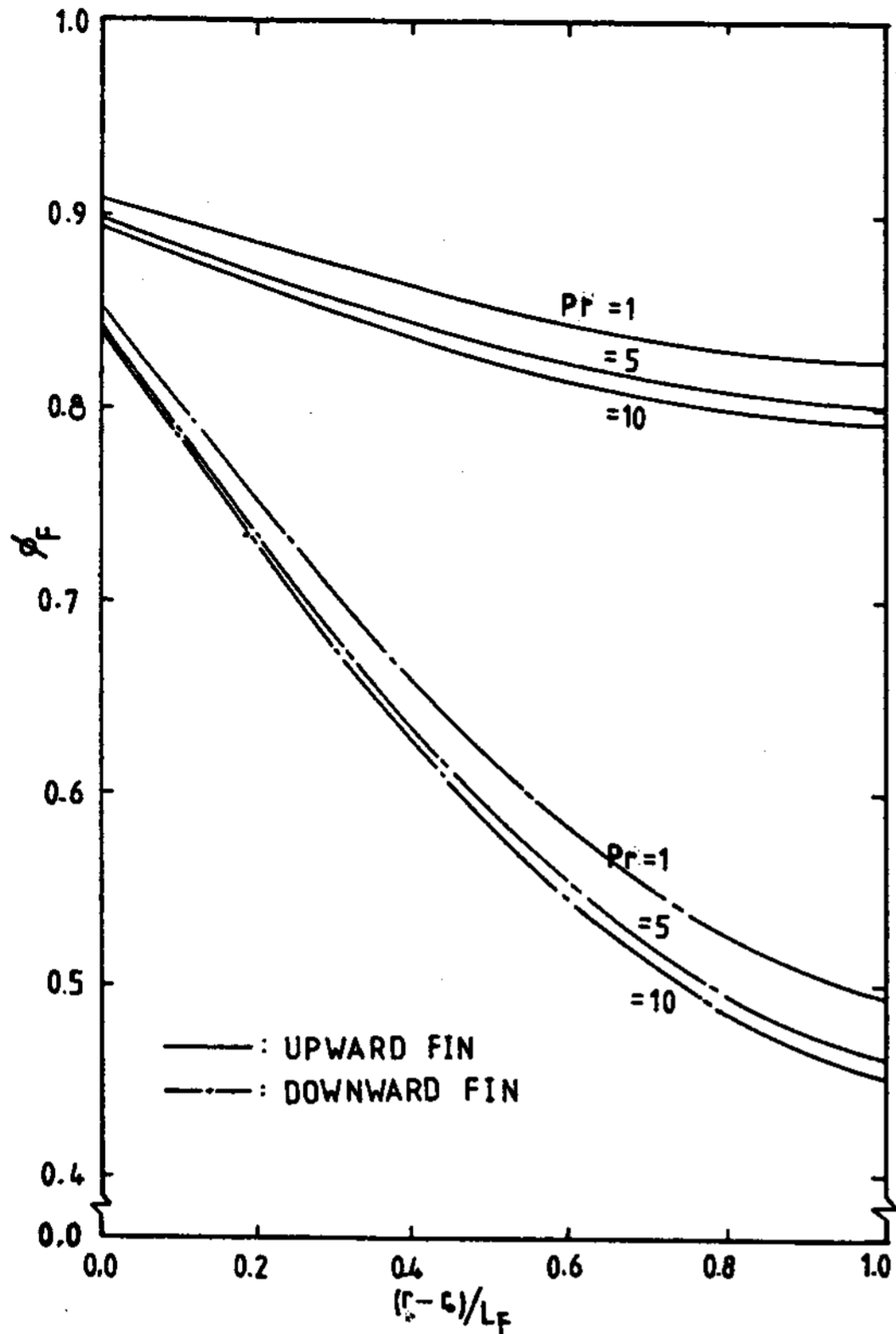


Fig. 12. Fin Temperature of Different Prandtl Number Versus $(r-r_0)/L_F$ at $Ra=10^6$, $\delta_w/D_0=0.06$, $K_w/K_f=500$, $L_F=0.15$, $C_F=0.5$, $Bi=0.245$.

均溫度 分布가 Fig. 14에 나타나 있다. 平均 溫度, 平均 管 Nusselt 數 그리고 平均 總 Nusselt 數들은 管 두께가 增加함에 따라 管內의 同一한 體積平均溫度에서 管溫度가 떨어지는 影響으로 線形的으로 減少하는 경향이 있으며 平均 管 Nusselt 數는 上向핀이 下向핀보다 높 다. 平均 핀 Nusselt 數는 一般的으로 약간 減少하는 경향이 있다. Fig. 15는 Bi에 대 한 平均 Nusselt 數와 平均溫度 分布이다. Bi 가 增加함에 따라 內部 熱傳達係數의 增加로 平均溫度들과 平均 管 Nusselt 數는 增加하며 平均 핀 Nusselt 數는 큰 變化가 없으나 平均 管 Nusselt 數의 增加로 平均 總 Nusselt 數는 增加한다.

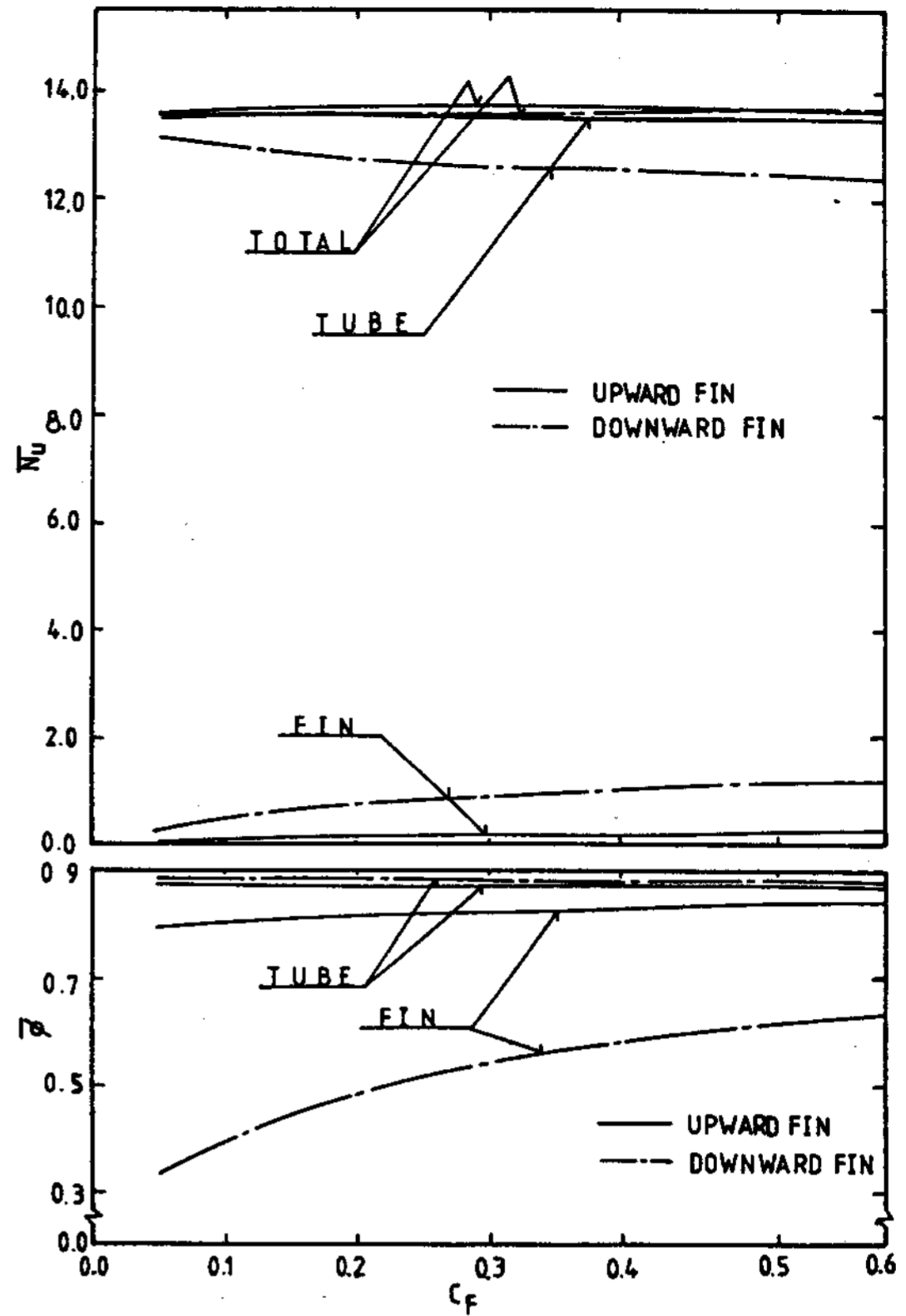


Fig. 13. Mean Nusselt Number and Mean Temperature Versus Fin Conduction Parameter at $Ra=10^6$, $Pr=5$, $L_F=0.15$, $K_w/K_f=500$, $\delta_w/D_0=0.06$, $Bi=0.245$

IV. 結 論

單一垂直핀이 軸方向으로 附着된 水平傳導管으로 부터의 自然對流 熱傳達 現象을 有限差分法으로 數值解析하여 上向핀이 附着된 경우와 下向핀이 附着된 경우의 熱傳達 特性을 比較 檢 討한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. 핀길이에 대한 平均 總 Nusselt 數는 $L_F \leq 0.18$ 에서는 下向핀이 약간 높으나 $L_F > 0.18$ 에서는 上向핀이 높게 나타나며, 핀이 없 는 경우에 比하여 平均 總 Nusselt 數는 $L_F = 0.30$ 에서 下向핀은 4.01% 上向핀은 5.51% 增加되었다.

2. Ra 增加에 따라 平均 總 Nusselt 數와

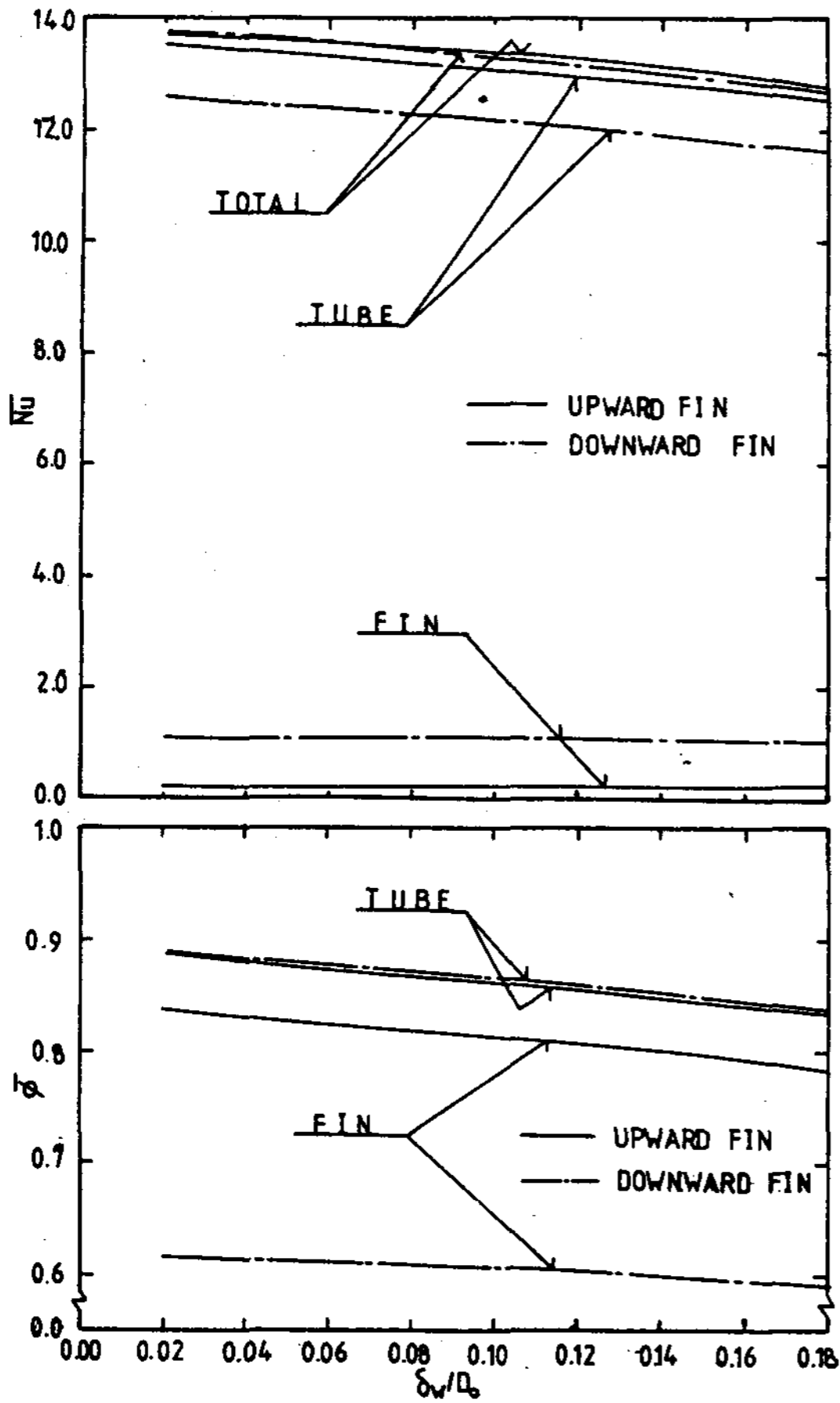


Fig.14 . Mean Nusselt Number and Mean Temperature Versus Wall Thickness at $Ra=10^6$, $Pr=5$, $C_F=0.5$, $L_F=0.5$, $K_w/K_f=500$, $Bi=0.245$.

平均管 Nusselt 數는 현저히 증가하고 평균 핀 Nusselt 數는 微小하게 증가한다. 그러나 평균管和 핀溫度는 Ra 增加에 따라 減少되고 특히 평균管溫度는 $Ra \geq 10^5$ 에서 上向핀보다 下向핀의 경우가 높다.

3. Pr 增加에 따라 평균 핀 Nusselt 數는 變化가 微小하며 평균總 및 管 Nusselt 數는 $Pr \leq 5.0$ 에서는 增加하지만 그 以上은 變化가 적다.

4. C_F 增加에 따라 평균總 Nusselt 數는 微小하게 增加한다. 이는 下向핀에서 평균管 Nusselt 數가 減少하지만 평균 핀 Nusselt 數가 增加하기 때문이다.

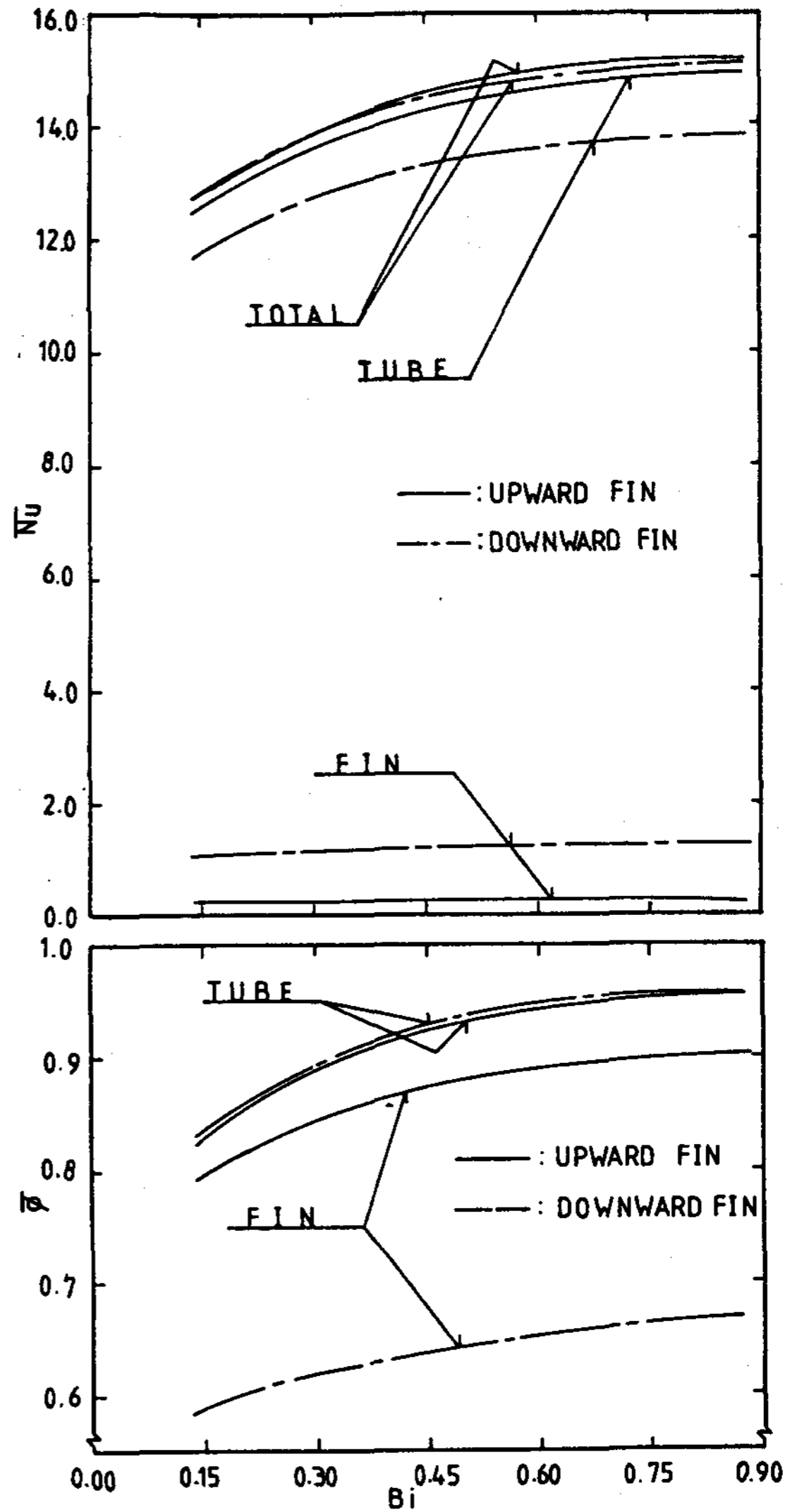


Fig. 15. Mean Nusselt Number and Mean Temperature Versus Biot Number at $Ra=10^6$, $Pr=5$, $C_F=0.5$, $L_F=0.15$, $K_w/K_f=500$, $\delta_w/D_0=0.06$.

5. 管 두께 增加에 따라 평균總 Nusselt 數와 평균管 Nusselt 數 그리고 평균溫度들은 線形的으로 減少한다.

6. Bi 增加에 따라 평균 핀 Nusselt 數는 큰 變化가 없으나 평균管 Nusselt 數의 增加로 평균總 Nusselt 數는 增加한다.

REFERENCES

1. F. Harahap and H. N. McManus, "Natural convection of heat transfer from horizontal rectangular fin arrays", *J. Heat transfer*, vol. 89, pp. 32~38, 1967.
2. C.D. Jones and L.T. Smith, "Optimum arrangement of rectangular fins on horizontal surface for free convection heat transfer", *J. Heat transfer*, vol.92, pp.6~10, 1970.
3. T.H. Kuehn and R.J. Goldstein, "Numerical solution to the Navier-Stokes equations for laminar convection about a horizontal isothermal circular cylinder", *Int. Journal of heat and mass transfer*, vol. 23, pp. 971~979, 1980.
4. 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.
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, 1982.
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 cylinder", *ASME*, 83-HT-100, pp. 1~8, 1983.
7. S.S. Kwon, T.H. Kuehn and A.K. Tolpadi, "On natural convection from a short conducting plate fin below a heated horizontal cylinder", *ASME, J. of heat transfer*, vol.106, pp. 661~664, 1984.
8. 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.
9. S.V. Patankar, "Numerical heat transfer and fluid flow", McGraw-Hill co., New York, 1980, pp. 40~111.