

# 平板핀에서의 強制對流-傳導 過渡 複合熱傳達에 관한 研究\*\*\*

A Study on Unsteady Conjugate Forced Convection-Conduction  
Heat Transfer from a Plate Fin

趙 珍 鎬\*, 李 相 均\*\*  
J . H . Cho, S . K . Lee

## ABSTRACT

The unsteady conjugate forced convection-conduction heat transfer from a plate fin is numerically studied. The external forced flow is steady but the temperature of the fin base is an exponential change with time. Therefore, the unsteady energy equations of the fluid and the fin are solved simultaneously under the conditions of equality in heat flux and temperature at the fluid-fin interface at every instant of time. Numerical results are given for various quantities of interest including the local heat transfer coefficient, the local heat flux, the total heat transfer rate and the temperature distribution of fin under the effects of the convection-conduction parameter and the ratio of thermal diffusivities. The results of the present numerical solution have been compared with those of the conventional fin theory.

## 記 號 說 明

- |   |  |
|---|--|
| $A$ : 指數函數의 指數  | $Pr$ : Prandtl 數( $=\nu/\alpha$ )                            |
| $b$ : 핀의 半두께  | $Q_c$ : 핀 表面에서의 總對流熱傳達率                                      |
| $H$ : 無次元 局所對流熱傳達係數<br>( $=hL/kRe^{1/2}$ )              | $Q_s$ : 핀 內부에 貯藏되는 熱量  |
| $h$ : 局所對流熱傳達係數   | $Q_t$ : 핀 베이스를 통하여 전달되는 熱量                                   |
| $k$ : 流體의 熱傳導率  | $q$ : 局所熱傳達率   |
| $k_f$ : 핀의 熱傳導率   | $Re$ : Reynolds 數( $=u_\infty L/\nu$ )                       |
| $L$ : 핀 길이  | $T$ : 流體의 溫度   |
| $N$ : 對流-傳導 媒介變數( $=kLRe^{1/2}/k_f b$ )                 | $T_f$ : 핀의 溫度  |
| $N_t$ : 핀과 流體의 熱擴散係數의 比<br>( $=\alpha Pr Re/\alpha_f$ ) | $T_o$ : 핀 베이스의 最高溫度  |
|   | $T_\infty$ : 流體의 自由流動溫度                                      |
|   | $t$ : 時 間  |
|   | $U, V$ : 流體의 無次元速度<br>( $=u/u_\infty, =vRe^{1/2}/u_\infty$ ) |

\* 正會員, 漢陽大學校 機械工學科

\*\* 漢陽大學院 機械工學科

\*\*\* 이 論文은 1988年度 文敎部 學術研究 助成費에 의하여 研究되었음.

- $u, v$  : 流體의 速度
- $u_{\infty}$  : 流體의 自由流動速度
- $X, Y$  : 無次元 直交座標(= $x/L, =yRe^{1/2}/L$ )
- $x, y$  : 直交座標

< Greece 文字 >

- $\alpha$  : 流體의 熱擴散係數
- $\alpha_f$  : 핀의 熱擴散係數
- $\eta$  : 핀 效率
- $\psi$  : 流量函數
- $\theta$  : 流體의 無次元溫度(= $(T-T_{\infty})/(T_o-T_{\infty})$ )
- $\theta_f$  : 핀의 無次元溫度(= $(T_f-T_{\infty})/(T_o-T_{\infty})$ )
- $\nu$  : 動粘性係數
- $\omega$  : 無次元 流量函數(= $(\psi-\psi_i)/(\psi_o-\psi_i)$ )

## 1. 緒 論

擴張表面은 熱傳達의 향상을 위한 熱交換器와 같은 應用分野에 널리 사용되고 있으며, 이를 위한 핀의 研究는 그 重要性이 매우 높아 많은 관심을 끌어 왔다. 핀을 통한 熱傳達解析에 있어서 핀表面에서의 對流熱傳達係數는 통상적으로 일정하다고 가정하여 왔으며, 이러한 가정하에서 핀의 溫度分布는 解析의 또는 數值的으로 쉽게 구하여진다.<sup>1,2)</sup> 그러나 핀의 溫度分布와 周圍流體의 流動은 서로 밀접한 상호작용을 하므로 핀의 全表面에서 對流熱傳達係數는 일정하다고 가정할 수 없다. 따라서 핀에서의 熱傳達을 精確하게 예측하기 위하여 핀에서의 熱傳達問題는 周圍流體의 對流와 핀에서의 傳導를 동시에 解析하여야 하며, 이는 對流-傳導 複合熱傳達問題(conjugate convection-conduction heat transfer problem)가 된다.

핀에서의 對流-傳導 複合熱傳達問題는 Sparrow와 Acharya<sup>3)</sup>가 垂直 平板핀에서의 自然對流에 관하여 처음으로 解析한 이후, Sparrow와 Chyu<sup>4)</sup>는 強制對流를 하는 平板핀에서의 複合熱傳達을 解析하였고, Sunden<sup>5)</sup>은 混合對流를 하는 垂直 平板핀에서의 複合熱傳達을 解析하였다. 이들은 局所對流熱傳達係數

가 強制對流인 경우에는 통상적인 것처럼 流體의 流動方向으로 單調減少하나, 自然對流와 混合對流인 경우에는 流體의 流動方向으로 單調減少하지 않고 浮力과 핀의 溫度分布로 인하여 先端으로부터 급격한 減少를 하여 최소값에 이른 후 핀베이스로 감에 따라 점차 增加하며, 또한 對流熱傳達係數가 일정하다고 가정한 從來의 핀 理論에 의한 單純解(simple solution)와 對流-傳導 複合熱傳達問題로 다른 完全解(complete solution)는 핀에서의 總熱傳達率에 대한 結果는 잘 일치하나 局所熱傳達率에 대한 結果는 상당한 誤差를 가진다고 보고하였다. 이러한 핀을 통한 複合熱傳達에 대한 研究가 최근에 활발히 이루어지고 있다.<sup>6-10)</sup>

핀을 사용하는 熱傳達 裝置들이 작동되기 시작하거나 끝날 경우 또는 運轉條件들이 時間에 따라 變化하는 경우 등에서는 핀의 溫度分布와 핀表面에서 流體로 전달되는 熱量이 時間의 函數로 주어지며 핀과 流體의 接觸面에서는 溫度와 熱量이 각 순간마다 連續이라는 境界條件을 만족하여야 한다. 이러한 非定常 複合熱傳達問題에 대한 研究가 Sucec<sup>11,12)</sup>에 의하여 수행되었으며, Sunden<sup>13)</sup>은 두께가 두꺼운 管에서 非定常 強制對流-傳導 複合熱傳達을 解析하였으나 지금까지 핀에서의 非定常 複合熱傳達에 관한 研究는 미흡한 실정이다. 그리고 Cho와 Lee<sup>14)</sup>는 平板핀에서의 非定常 強制對流-傳導 複合熱傳達을 解析하였으나 流體의 熱容量(thermal capacity)을 고려하지 않았다.

따라서 本 研究에서는 流體의 熱容量을 고려하여 실제 경우와 유사하게 핀베이스의 溫度가 指數函數的으로 變化하는 平板핀에서의 非定常 強制對流-傳導 複合熱傳達을 數值解析하였다. 平板핀 위를 흐르는 流體는 強制流動을 하므로 流體에 대한 連續方程式과 運動量方程式은 定常狀態로 解析할 수 있으나 핀베이스의 溫度가 時間에 따라 變化하므로 핀과 流體에 대한 에너지方程式은 非定常狀態로 解析하여야 한다. 流體에 대한 境界層問題는 Patankar-Spalding 方法<sup>15,16)</sup>을 사용하였고 핀

에 대한 熱傳導問題는 制御體積方式에 의하여 離散化(discretization)<sup>16)</sup>하여 數值解析하였다.

對流-傳導 媒介變數(convection-conduction parameter), 流體와 핀 사이의 熱擴散係數의 比, 핀베이스 溫度變化에 대한 指數函數의 形態 및 時間의 變化에 따라 平板핀에서의 局所對流熱傳達係數, 局所熱傳達率, 總熱傳達率 및 핀의 溫度分布 등에 대한 單純解와 完全解를 구하고 이를 比較檢討하였다. 또한 Prandtl數는 空氣에 대한 일반적인 값 0.72를 사용하였다.

## 2. 解 析

自由流動速度  $u_\infty$ , 溫度  $T_\infty$ 인 流體가 平板핀 위를 흐르는 本 研究의 解析 모델은 Fig.1과 같다. 直角座標系의 원점은 핀先端에 위치하고 핀베이스의 溫度는 周圍流體의 溫度보다 항상 높으며 이들의 溫度差가 크지 않으면 핀과 流體의 物性值는 일정하다고 가정할 수 있다.

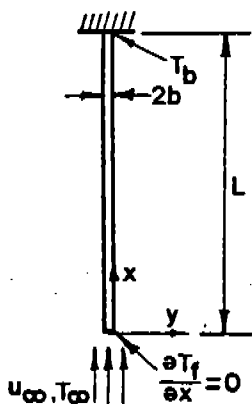


Fig. 1 A plate fin

### 2-1 支配方程式과 境界條件

平板핀의 길이  $L$ 이 두께  $2b$ 보다 매우 길면 핀에서의 熱傳導는 1次元으로 근사되어지고, 핀베이스 溫度가 Fig.2와 같이 指數函數의 形態로 변화하고 핀先端에서의 熱損失을 무시할 수 있다면 平板핀에 대한 非定常 熱傳導에

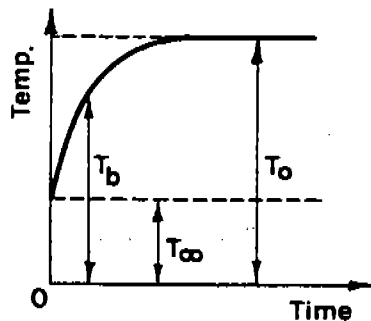


Fig. 2 The exponential fin base temperature

대한 無次元 支配方程式은 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\partial^2 \theta_f}{\partial X^2} = N_{cc} H \theta_f + N_t \frac{\partial \theta_f}{\partial \tau} \quad (1)$$

여기서

$$\theta_f = \frac{T_f - T_\infty}{T_0 - T_\infty}, X = \frac{x}{L}, \tau = \frac{u_\infty t}{L} \quad (2a, b, c)$$

이고,  $N_{cc} = kLR e^{1/2} / k_f b$ 와  $N_t = \alpha Pr Re / \alpha_f$ 는 각각 對流-傳導 媒介變數, 流體와 핀의 熱擴散係數의 比를 나타낸다.  $N_{cc}$ 는 핀의 傳導에 대한 周圍流體의 對流效果의 比를 의미하고,  $Re = u_\infty L / \nu$ 와  $Pr = \nu / \alpha$ 는 각각 Reynolds 數와 Prandtl 數를 표시한다. 그리고 本 研究에서는 다음과 같은 初期條件과 境界條件을 사용한다.

$$\tau = 0 \text{ 일때 } \theta_f = 0 \quad (3a)$$

$$\tau > 0 \text{ 일때 } X = 0 \text{ 에서 } \frac{\partial \theta_f}{\partial X} = 0 \quad (3b)$$

$$X = 1 \text{ 에서 } \theta_f = 1 - e^{-A\tau} \quad (3c)$$

여기서  $A$ 는 임의의 常數이다.

式(1)에서  $H$ 는 無次元 局所對流熱傳達係數이며, 이 값은 流體에 대한 境界層方程式을 解析하여 구하여진다.  $H$ 에 관한 式을 구하기 위하여 다음과 같은 無次元 變數를 도입한다.

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty}, Y = \frac{y}{L} Re^{1/2} \quad (4a, b)$$

여기서  $T$ 는 流體의 溫度이며, 핀과 流體의 接觸面에서 局所對流熱傳達率이 連續이라는 조건으로부터

$$h = -k(\partial T / \partial y)_{y=0} / (T_f - T_\infty) \quad (5)$$

이므로, 이를 無次元化시키면 다음과 같다.

$$H = -(\partial\theta/\partial Y)_{Y=0}/\theta_f \quad (6)$$

핀의 두께가 매우 작으므로 핀先端에서 流體流動의 停滯(stagnation)效果를 무시할 수 있으며 周圍流體에 대하여 境界層理論을 적용하고, 境界層方程式을 無次元化시키기 위하여 式(2)와 (4)에서 정의된  $X, \tau, \theta$  및  $Y$ 와 다음과 같은 無次元 速度를 사용한다.

$$U = \frac{u}{u_\infty}, \quad V = \frac{v}{u_\infty} Re^{1/2} \quad (7a, b)$$

이로부터 無次元 形態의 境界層方程式은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (8)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \quad (9)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Pr} \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (10)$$

式(8)~(10)에 대한 境界條件은 각순간에서 다음과 같이 주어진다.

$$Y=0 \text{ 일때 } U=V=0, \quad \theta=\theta_f \quad (11a)$$

$$Y \rightarrow \infty \text{ 일때 } U \rightarrow 1, \quad \theta \rightarrow 0 \quad (11b)$$

그리고 에너지 方程式(10)에 대한 初期條件은

$$\tau=0 \text{ 일때 } \theta=0 \quad (12)$$

이다. 式(1), (8)~(10)이 平板핀을 통한 非定常 強制對流-傳導 複合熱傳達에 대한 支配方程式이 되며  $N_{cc}, N_r, A$  및  $Pr$ 가 媒介變數로 사용된다.

## 2-2 數值解析

각 時間區間에 대한 數值計算의 순서는 다음과 같다.

1. 적합한  $H$ 를 가정하여 핀의 熱傳導方程式(1)로부터  $\theta_f$ 를 구한다.

2. 구하여진  $\theta_f$ 를 境界條件으로 사용하여 境界層方程式(8)~(10)을 解析한다.

3. 局所對流熱傳達係數  $H$ 를 接觸面 境界條件式(6)으로부터 계산한다.

4. 계산되어진  $H$ 를 사용하여 式(1)로부터

새로운  $\theta_f$ 를 구한다.

5. 새로운  $\theta_f$ 와 境界條件으로 사용한  $\theta_f$ 를 비교하여 이들의 절대값의 차가  $10^{-4}$  이하이면 다음 時間에 대한 위의 과정을 되풀이하고 그렇지 않으면 2-5 과정을 수렴할 때까지 反復計算한다.

그리고 時間의 경과에 따른  $\theta_f$ 의 수렴이 이루어졌을 때를 定常狀態로 간주하였고, 임의의 時間에서 해의 수렴은 2-3회 이내에서 이루어졌다. 이러한 빠른 수렴은 流體의 境界層問題로부터 핀의 熱傳導問題로 전달되는 量을 對流熱傳達係數  $H$ 를 사용하였기 때문이다. 流體에 대한 境界層問題는 핀의 先端으로부터 핀의 베이스까지 marching procedure에 의하여 계산되어지며 Patankar-Spalding 方法<sup>15,16)</sup>을 사용하였다. 이 方法은 implicit finite difference scheme으로서 流體의 流線에 垂直인 座標는 다음과 같은 無次元 流量函數  $\omega$ 를 사용한다.

$$\omega = \frac{\psi - \psi_i}{\psi_o - \psi_i} \quad (13)$$

여기서 流量函數  $\psi$ 는

$$U = \frac{\partial \psi}{\partial Y}, \quad V = -\frac{\partial \psi}{\partial X} \quad (14a, b)$$

로 정의되며, 添字  $o$ 와  $i$ 는 각각 境界層의 윗면과 아랫면을 표시하고 本研究에서는  $\psi_i = 0$ 이며, 계산상의 모든  $X$ 에서  $\omega$ 의 값은  $0 \leq \omega \leq 1$ 의 범위에 存在한다. 계산의 정확도를 높이기 위하여 핀先端에서 境界層이 급격하게 변화하므로 流線方向의  $X$  格子點의 분포는 핀先端에서는 조밀하게 설정하였다.

그리고  $X$  格子點의 간격은 境界層의 윗면으로부터 流入되는 流體의 流入率에 따라 결정되며 그 값은 0.02로 하였다. 流線에 垂直인  $\omega$  格子點은  $\omega_{i+\frac{1}{2}} = [(i-2)/(N-2)]^{2.75}$ 에 의하여 결정하였으며, 여기서  $N$ 는  $\omega$  格子點의 갯수를 표시한다. 그리고 流體의 에너지 方程式(10)에서 時間의 變化는 fully implicit scheme을 사용하였고 數值計算方法은 文獻<sup>15,16)</sup>에 자세히 설명되어 있다.

핀에 대한 熱傳導方程式(1)은 制御體積方式에 의하여 離散化(discretization)시켰으며 시

간의 변화는 fully implicit scheme 을 사용하였다. 핀先端과 핀베이스에서의 境界條件은 半制御體積을 사용하여 에너지平衡을 적용하였고, 離散화된 方程式들은 TDMA(Tri-Diagonal Matrix Algorithm)를 이용하여 解를 구하였다. 핀에서의 X格子點은 201 개인 正規格子法을 사용하였고, 이들은 流體의 境界層 方程式에서 사용한 X와 동일하지 않으므로 H를 구할 때는 H의 평균값으로 구하였고  $\theta_f$ 의 값은 線形補間法을 적용하였다.

本 研究에서는 解의 精確도를 높이고 計算時間을 줄이기 위하여 사전에 適定格子數를 조사하였고, 이로부터 얻어진  $\omega$ 의 格子數는 52개 였다. marching procedure가 安定성을 갖는  $X=1.0 \times 10^{-3}$  보다 큰 값에서 解를 구하였고, 또  $\Delta X=2.0 \times 10^{-3}$  을 넘지 않도록 하였으며 時間의 變化量은  $1.0 \times 10^{-3} \leq \Delta \tau \leq 0.1$ 로 하였다.

2-3 從來의 핀 理論에 의한 單純解

從來의 핀 理論에서는 對流熱傳達係數를 일정하다고 가정하여 熱傳導方程式(1)만을 解析한다. 本 研究에서는 等溫平板에서 구한 다음과 같은 平均對流熱傳達係數에 대한 關係式을 사용하였다.<sup>4)</sup>

$$\bar{H} = hL / kRe^{1/2} = 0.5854 \tag{15}$$

式(15)로 구한  $\bar{H}$ 를 式(1)의 H에 대입하여 Duhamel의 重疊積分法<sup>2)</sup>을 이용하여 핀의 溫度分布를 구하면 다음과 같다.

$$\theta_f = \frac{\cosh(\bar{H}N_{cc}X^2)^{1/2} (1 - e^{-A\tau})}{\cosh(\bar{H}N_{cc})^{1/2}} + 2AN_t \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n \lambda_n [e^{-(\bar{H}N_{cc} + \lambda_n^2)\tau/N_t} - e^{-A\tau}]}{(\bar{H}N_{cc} + \lambda_n^2)(\bar{H}N_{cc} + \lambda_n^2 - AN_t)} \tag{16}$$

여기서  $\lambda_n = (2n+1)\pi/2$ 이고 式(15)과 式(16)으로 표시된  $\bar{H}$ 와  $\theta_f$ 를 이용하여 局所對流熱傳達率, 핀表面에서의 總對流熱傳達率, 핀內部에 貯藏되는 熱量 및 핀베이스로 들어오는 熱량을 計算할 수 있다.

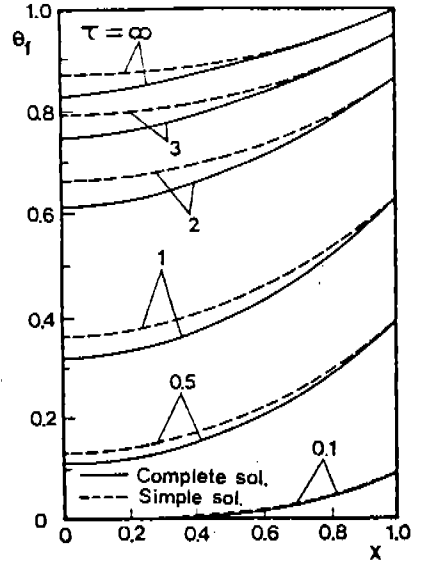


Fig. 3 Unsteady fin temperature distribution for  $N_{cc}=0.5, N_t=1$  and  $A=1$

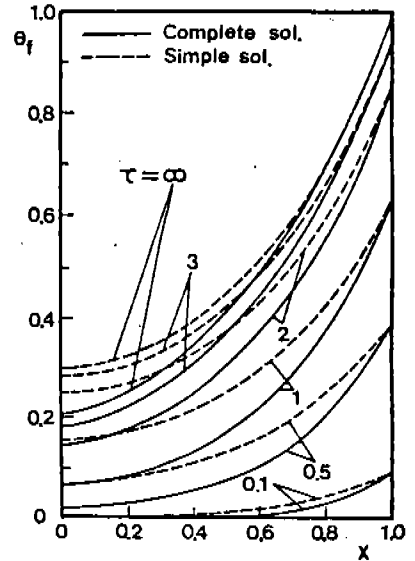


Fig. 4 Unsteady fin temperature distribution for  $N_{cc}=6, N_t=1$  and  $A=1$

3. 結果 및 考察

Prandtl數가 0.72, 對流-傳導 媒介變數  $N_{cc}$ 가 0.5, 2 및 6, 핀과 流體의 熱擴散係數의 比  $N_t$ 가 0.5, 1, 2 및 5, 指數函數의 형태를 표시하는 指數 A가 1, 10 및  $\infty$ 일때

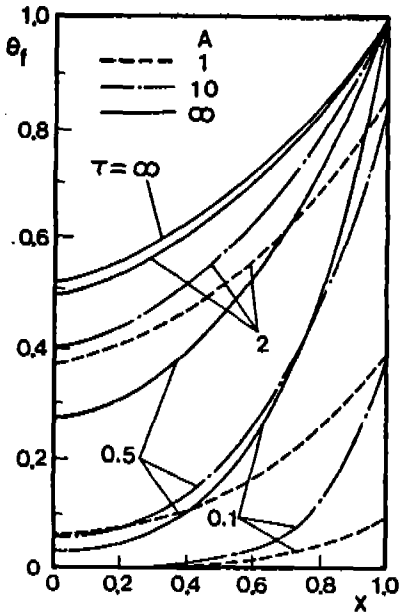


Fig. 5 Unsteady fin temperature distribution for  $N_{cc} = 2, N_t = 1$

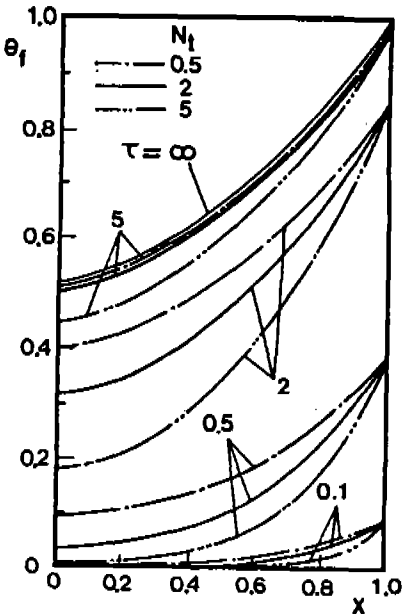


Fig. 6 Unsteady fin temperature distribution for  $N_{cc} = 2, A = 1$

row와 Chyu<sup>4)</sup>의 결과와 完全히 일치하므로 그림으로의 比較는 생략하였다.

Fig. 3과 4는 각각  $N_{cc} = 0.5$ 와 6에 대한 핀의 非常常 溫度分布를 나타낸 것으로 從來의 핀 理論에 의한 單純解와 本 研究의 數值 計算에 의한 完全解를 동시에 포함하고 있다. 그림에서 나타낸 바와 같이 時間  $\tau$ 가 매우 작을 때에는  $N_{cc}$ 의 영향이 거의 없을 뿐만 아니라 單純解와 完全解도 거의 일치하고 있다. 이는 時間  $\tau$ 가 지나치게 짧아 핀 전체에 걸친 熱의 擴散이 이루어지지 못하고 또한 周圍流體의 對流도 크게 영향을 미치지 못한 것으로 생각된다. 핀表面의 溫度分布는 물리적으로 예측되는 바와같이 핀베이스로부터 핀 先端으로 單調減少하나 單純解에 의한 핀의 溫度分布는 完全解에 의한 溫度分布보다 항상 높게 나타난다. 또한  $N_{cc}$  값이 커질수록 핀先端과 핀베이스의 溫度差가 커짐을 알 수 있다. 이는  $N_{cc}$ 의 정의로부터  $N_{cc}$  값이 커진다는 것은 핀의 熱傳導性이 감소하거나 對流效果가 증가하기 때문이다. Fig. 5는  $N_{cc} = 2, N_t = 1$ 일때 핀베이스의 溫度에 관한 指數函數의 形態變化에 따른 핀의 非常常 溫度分布를 나타낸 것이다. 그림에서  $A = \infty$ 는 핀베이스 溫度가  $\theta_b = 1$ 인 階段函數의 형태로 주어지는 경우가 되며,  $A$ 가 커질수록 핀베이스의 溫度가 급격하게 증가하므로 핀先端과 핀베이스의 溫度差가 커짐을 알 수 있다. Fig. 6은  $N_{cc} = 2, A = 1$ 일때 핀과 流體의 熱擴散係數의 比  $N_t$ 의 변화에 따른 핀의 非常常 溫度分布를 나타낸 것으로  $N_t$ 가 커질수록 핀베이스와 핀先端的 溫度差는 증가함을 알 수 있다. 이는 流體의 對流效果가 증가하여 핀의 溫度가 더욱 강하되기 때문이다.

平板핀베이스에서의 總熱傳達率은 벽으로부터  $X=1$ 인 핀베이스로 전달되는 熱量을 표시하므로 다음과 같다.

$$Q_f^* = Q_f / k(T_o - T_\infty) Re^{1/2} = -\frac{2}{N_{cc}} \left( \frac{\partial \theta_f}{\partial X} \right)_{X=1} \quad (17)$$

無次元 時間  $\tau$ 의 변화에 따라 핀의 성능을 數值解析하였고, 本 研究의 결과는 定常狀態의 強制 對流-傳導 複合熱傳達에 관한 Spa-

또한 핀表面에서 周圍流體로 전달되는 總對流熱傳達率은 局所對流熱傳達率의 합이므로

$$Q_c^* = Q_c / k(T_o - T_\infty) Re^{1/2}$$

$$= -2 \int_0^1 \left( \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{Y=0} dX \quad (18)$$

의 積分形態로 표시되고, 핀내부에 貯藏되는 熱量은 핀에서 時間의 변화에 따른 溫度變化量과 같으므로 다음과 같이 표시된다.

$$Q_s^* = Q_s / k(T_o - T_\infty) Re^{1/2}$$

$$= 2 \frac{N_t}{N_{cc}} \int_0^1 \left( \frac{\partial \theta_f}{\partial \tau} \right) dX \quad (19)$$

핀 效率은 定常狀態에서 무한대의 熱傳導率을 갖는 핀, 즉 等溫핀( $\theta_f = 1$ )에서의 總對流熱傳達率에 대한 실제핀의 總對流熱傳達率의 比로 정의되므로

$$\eta = -\frac{1}{H} \int_0^1 \left( \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{Y=0} dX \quad (20)$$

으로 표시된다. Fig. 7-9는  $N_t = 1, A = 1$  일때  $N_{cc} = 0.5, 2$  및  $6$ 인 경우에 대하여 각각 時間  $\tau$ 의 변화에 따른 핀베이스에서의 總熱傳達率  $Q_t^*$ , 핀表面에서의 總對流熱傳達率  $Q_c^*$  및

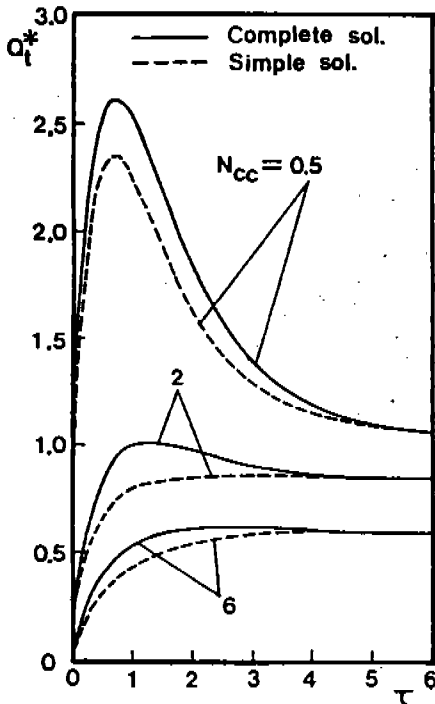


Fig. 7 The effects of  $N_{cc}$  on  $Q_t^*$  with variation of time for  $N_t = 1, A = 1$

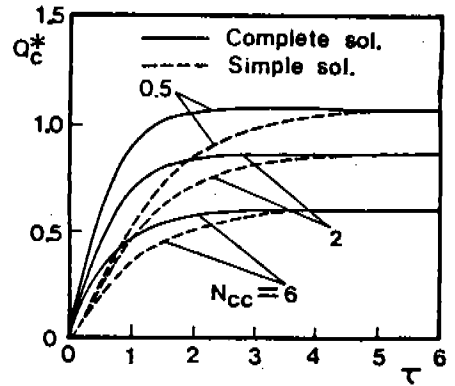


Fig. 8 The effects of  $N_{cc}$  on  $Q_c^*$  with variation of time for  $N_t = 1, A = 1$

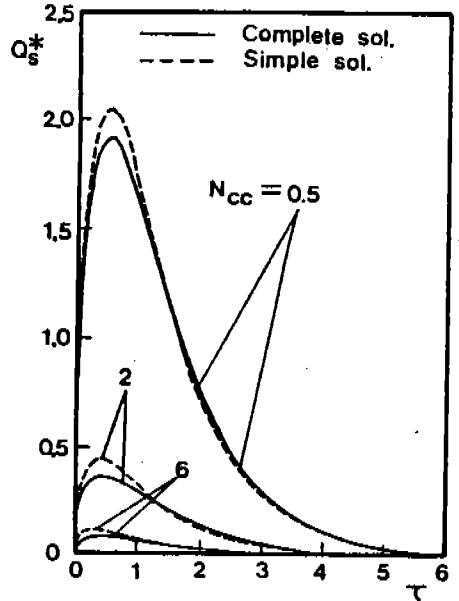


Fig. 9 The effects of  $N_{cc}$  on  $Q_s^*$  with variation of time for  $N_t = 1, A = 1$

핀내부에 貯藏되는 熱量  $Q_s^*$ 를 나타낸 것으로 單純解와 完全解를 동시에 표시하고 있다. 그림에서와 같이  $N_{cc} = 0.5$ 인 경우에는 時間이 경과함에 따라  $Q_s^*$ 는 급격히 증가하여 最大값에 이룬 후, 서서히 감소하면서 定常狀態의 값으로 접근한다.  $N_{cc} = 2$ 인 경우에는 最大값의 위치가 불분명하게 나타나며 最大값의 크기는 감소한다. 그러나  $N_{cc} = 6$ 인 경우에는 이러한 最大값이 存在하지 않고 서서히 증가하면서 定常狀態로 접근한다. 그리고  $N_{cc}$ 가 증가할수

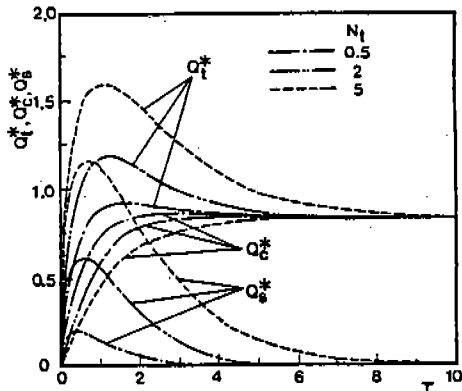


Fig. 10 The effects of  $N_t$  on  $Q_t^*$ ,  $Q_s^*$  and  $Q_c^*$  with variation of time for  $N_{cc}=2$ ,  $A=1$

록 流體의 對流效果가 증가하므로 定常狀態에 이르는 時間은 짧아진다. 單純解에 의한 結果는 時間이 짧은 경우에는 完全解와 상당한 오차를 가지나 時間이 경과함에 따라 오차가 감소하여 定常狀態에 도달하면 거의 일치하며, 이는 平板핀에서 定常狀態의 複合熱傳達에 대한 既存의 研究結果<sup>3-6)</sup>들과 잘 일치한다. 핀 效率는 式(20)으로부터 구하므로 Fig. 8에 표시된  $Q_s^*$ 와 동일한 형태로 나타난다. 따라서 핀 效率는 時間  $\tau$ 가 경과함에 따라 서서히 증가함을 알 수 있다. 이는 時間  $\tau$ 가 매우 짧은 경우에는 핀배이스로부터 전달되는 熱量은 거의 대부분 핀내부에 貯藏되므로 對流效果가 적으나 時間이 경과함에 따라 對流熱傳達이 활발히 일어나기 때문이다. Fig. 9에서 핀내부에 貯藏되는 熱量은 時間이 짧은 경우에는 급격히 증가하여 最大값에 이른후 서서히 감소하여 0이 된다.  $N_{cc}$ 가 증가할수록 핀의 溫度가 강하되므로 핀 내부에 貯藏되는 熱量은 감소한다. Fig. 10은  $N_{cc}=2$ ,  $A=1$ 일때  $N_t=0.5$ , 2 및 5인 경우에 대하여 時間  $\tau$ 의 변화에 따른  $Q_t^*$ ,  $Q_s^*$  및  $Q_c^*$ 를 나타낸 것으로  $N_t$ 가 커질수록  $Q_s^*$ 와  $Q_c^*$ 는 증가하나  $Q_t^*$ 는 감소하며, 또한 定常狀態에 도달하는 時間이 길어짐을 알 수 있다. 이는  $N_t$ 의 定義式으로부터  $N_t$ 의 증가는 핀의 熱擴散係數의 감소, 즉 핀의 熱容量이 커짐을 의미하고 핀에서 熱의 擴散이 서서히 일어나므로 핀의 溫度가 강하하

기 때문이다.

핀表面에서의 無次元 局所對流熱傳達係數는

$$hL/kRe^{1/2} = - \left( \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{Y=0} / \theta_f \quad (21)$$

로 표시되고, 式(21)로부터 핀表面에서 流體의 流線方向의 溫度變化가 크면 局所對流熱傳達係數는 증가함을 알 수 있다. Fig. 11-13은 각각 대표적인  $N_{cc}$ ,  $A$  및  $N_t$ 의 변화에 대한

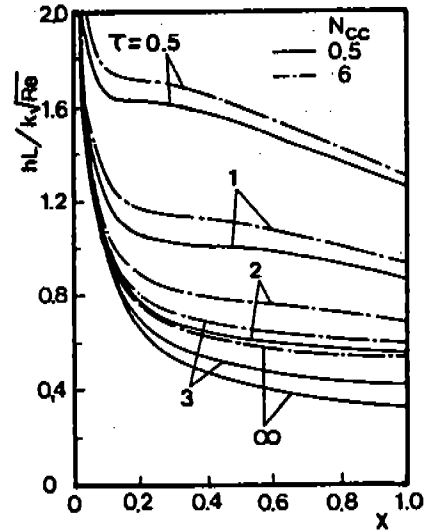


Fig. 11 Unsteady local heat transfer coefficient for  $N_t=1$ ,  $A=1$

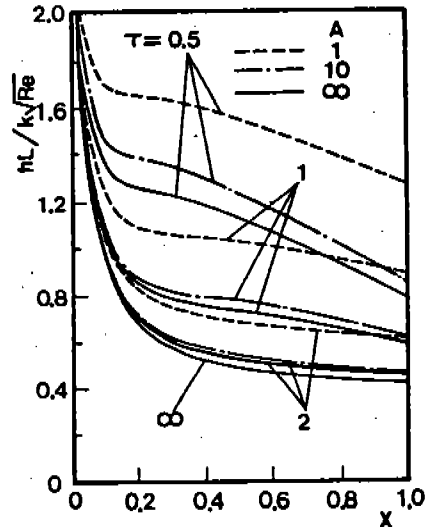


Fig. 12 Unsteady local heat transfer coefficient for  $N_{cc}=2$ ,  $N_t=1$



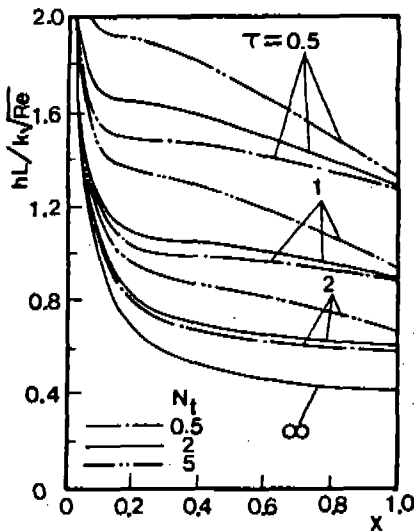


Fig. 13 Unsteady local heat transfer coefficient for  $N_{cc} = 2$ ,  $A = 1$

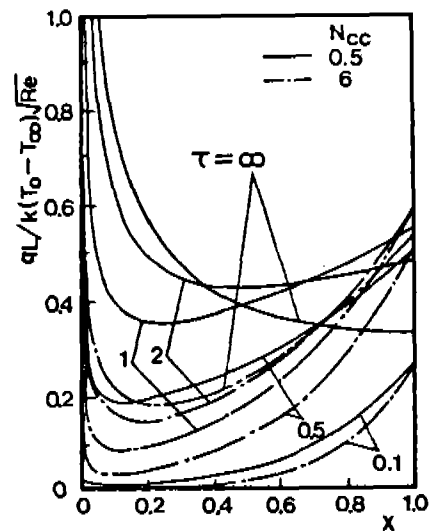


Fig. 14 Unsteady local heat flux for  $N_t = 1$ ,  $A = 1$

非定常 局所對流熱傳達係數의 분포를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이  $N_{cc}$  와  $N_t$  가 증가할수록 流體의 對流效果가 커지므로 局所對流熱傳達係數는 증가하며, 時間  $\tau$  가 짧은 경우에는  $A$  가 커질수록 핀베이스의 溫度가 급격하게 높아지므로 대부분의 表面에서 溫度가 상승하게 되고, 이러한 溫度의 상승으로 인하여 局所對流熱傳達係數의 값은 감소한다. 또한 핀에서의 溫度가 流體의 流線方向에 따라 커지기 때문에 局所對流熱傳達係數는 핀先端으로부터 핀베이스에 가까워질수록 감소하는 경향이 있다.

핀과 流體의 接觸面에서 局所對流熱傳達率이 連續이라는 조건으로부터 無次元 局所對流熱傳達率은 다음과 같이 표시된다.

$$qL/k(T_0 - T_\infty) Re^{1/2} = - \left( \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{Y=0} \quad (22)$$

Fig. 14-16 은 각각 대표적인  $N_{cc}$ ,  $A$  및  $N_t$  의 변화에 대한 非定常 局所對流熱傳達率의 분포를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 時間이 짧은 경우에는 局所熱傳達率이 핀베이스에 가까워질수록 증가한다. 이는 핀에서의 熱傳達이 完全히 이루어지지 못하여 핀베이스 부근에서의 熱傳達이 지배적이기 때문이다. 그러나 時間이 경과함에 따라 핀에서의 熱傳導가

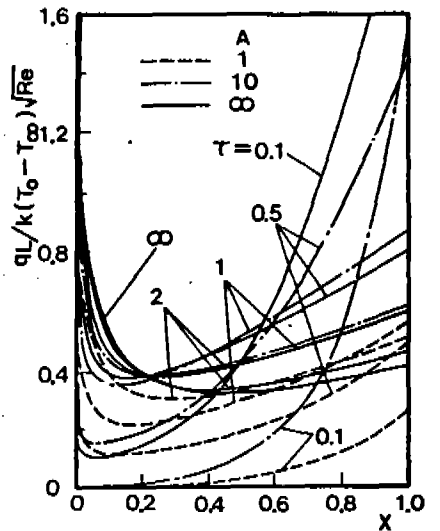


Fig. 15 Unsteady local heat flux for  $N_{cc} = 2$ ,  $N_t = 1$

핀先端까지 확산하게 되어 對流의 영향이 증가하게 되어 局所對流熱傳達率은 핀의 溫度分布과 局所對流熱傳達係數의 영향을 동시에 받게된다.  $N_{cc}$  와  $N_t$  가 증가함에 따라 對流效果가 증가하여 핀의 溫度가 강하되므로 局所對流熱傳達率은 대부분의 表面에서 감소하는 경향이 있다. 또한 時間  $\tau$  가 짧은 경우에는  $A$  가 커질수록 局所對流熱傳達率이 증가하나

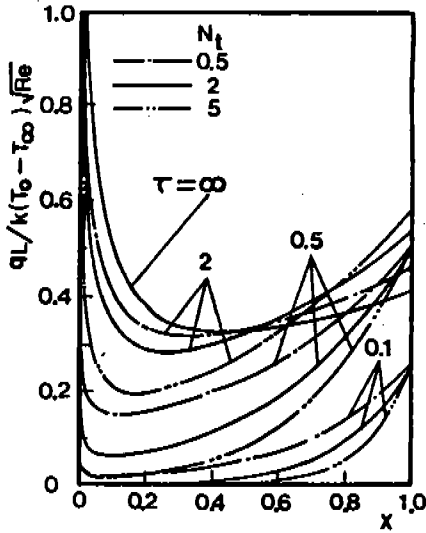


Fig.16 Unsteady local heat flux for  $N_{cc}=2$ ,  $A=1$

시간이 경과함에 따라  $A$ 의 영향이 감소함을 알 수 있다. 이는  $A$ 가 커질수록 핀베이스의 온도가 급격하게 증가하기 때문이다.

#### 4. 結 論

핀베이스 온도가指數函數의으로 변화하는平板핀에 대한非定常強制對流-傳導複合熱傳達問題를對流-傳導媒介變數, 流體와 핀사이의熱擴散係數의比, 핀베이스溫度變化에 대한指數函數의 형태 및時間의變化에 따라數值解析하여局所對流熱傳達係數, 局所熱傳達率, 핀表面에서의總對流熱傳達率, 핀베이스를 통한總熱傳達率, 핀내부에貯藏되는熱量 및 핀의溫度分布 등을 구하고, 이때 얻은結論을要約하면 다음과 같다.

(1) 單純解에 의한 핀의溫度分布는 完全解에 의한 핀의溫度分布 보다 항상 높다. 또한對流-傳導媒介變數가 감소하고流體와 핀의熱擴散係數의比가 작으며 핀베이스의溫度가 급격히 증가할수록 동일한時間에 대한 핀先端의溫度는 상승한다.

(2) 핀베이스를 통한總熱傳達率과 핀내부에貯藏되는熱量은時間이 경과함에 따라最大값에 이른 후 서서히 감소하며對流-傳導媒

介變數가 커질수록 이러한 경향은 감소한다.

(3) 對流-傳導媒介變數가 증가하고, 流體와 핀의熱擴散係數의比가 감소할수록定常狀態에 도달하는時間은 짧아진다.

(4) 時間이 경과함에 따라全表面에서局所對流熱傳達係數는 감소하며, 핀先端으로부터핀베이스로 가까와질수록 이係數는 감소한다.

#### 參 考 文 獻

1. Kern, D.O. and Kraus, A.D., Extended Surface Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, 1972.
2. Arpaci, V.S., Conduction Heat Transfer, Addison-Wesley, Massachusetts, 1966, pp. 307-314.
3. Sparrow, E.M. and Acharya, S., "A Natural Convection Fin with a Solution-Determined Nonmonotonically Varying Heat Transfer Coefficient," ASME Journal of Heat Transfer, Vol.103, 1981, pp.218-225.
4. Sparrow, E.M. and Chyu, M.K., "Conjugate Forced Convection-Conduction Analysis of Heat Transfer in a Plate Fin," ASME Journal of Heat Transfer, Vol.104, 1982, pp.204-206.
5. Sunden, B., "Conjugate Mixed Convection Heat Transfer from a Vertical Rectangular Fin," Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol.10, 1983, pp.267-276.
6. Huang, M.J. and Chen, C.K., "Vertical Circular Pin with Conjugate Forced Convection-Conduction Flow," ASME Journal of Heat Transfer, Vol.106, 1984, pp.658-661.
7. Huang, M.J. and Chen, C.K., "Conjugate Mixed Convection and Conduction Heat Transfer along a Vertical Circular Pin," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.28, No.3, 1985, pp.523-529.
8. Liu, J.Y., Minkowycz, W.J., and Cheng, P., "Conjugate Mixed Convection Heat

- Transfer Analysis of a Plate Fin Embedded in a Porous Medium," *Num. Heat Transfer*, Vol.9, 1986, pp.575-590.
9. Liu, J.Y., Minkowycz, W.J., and Cheng, P., "Conjugated, Mixed Convection-Conduction Heat Transfer along a Cylindrical Fin in a Porous Medium," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.29, No.5, 1986, pp.769-775.
  10. Garg, V.K. and Velusamy, K., "Heat Transfer Characteristics for a Plate Fin," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.108, 1986, pp.224-226.
  11. Sucec, J., "Unsteady Heat Transfer Between a Fluid, with Time Varying Temperature, and a Plate: An Exact Solution," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.18, 1975, pp.25-36.
  12. Sucec, J., "Unsteady Conjugated Forced Convection Heat Transfer in a Duct with Convection from the Ambient," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.30, No.9, 1987, pp.1963-1970.
  13. Sunden, B., "Transient Conjugate Forced Convection Heat Transfer from Circular Tubes in Cross-Flow," *Numerical Methods in Heat Transfer*, Vol.III, John Wiley & Sons, New York, 1985, pp.231-246.
  14. Cho, J.H., and Lee, S.K., "Forced Convection Heat Transfer in a Plate Fin with Transient Heat Conduction," *Journal of KSAE*, Vol.9, No.4, 1987, pp.69-76.
  15. Spalding, D.B., *GENMIX: A General Computer Program for Two-Dimensional Parabolic Phenomena*, Pergamon Press, Oxford, 1977.
  16. Patankar, S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York, 1980.