

工學碩士 學位論文

오프셋 스트립 핀을 가로지르는  
오일유동의 열전달 특성에 관한 연구

A Study on the Characteristics of Heat Transfer  
of Oil Flows over Offset Strip Fins

지도교수 정 형 호

2002년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

강 덕 종

본 논문을 강덕종의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 김 동 혁 (인)

위 원 방 광 현 (인)

위 원 정 형 호 (인)

2001년 12월 18일

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

강 덕 종

# A Study on the Characteristics of Heat Transfer of Oil Flows over Offset Strip Fins

Duk-Jong Kang

Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering  
Graduate School, Korea Maritime University

## Abstract

In the present study, heat transfer characteristics of oil flow over offset strip fins are predicted by the numerical methods. Oil flow in the plate-fin passage is idealized by 2 and 3 dimensions. The flow patterns and heat transfer characteristics are predicted in details. Numerical results show that the average convective heat transfer coefficients are almost independent on the rows of fins and affected by fin pitches. At the rear face of the fin, there exists minimum point of heat transfer coefficients where stream is separated from the fin surfaces. The convective heat transfer coefficients are effected by separation bubbles which appear at the wake region of offset strip fins. Correlations for friction factor and convective heat transfer coefficient are derived. The effect of natural convection is described by three dimensional analysis. And also the results by 2 dimension and 3 dimensional analysis are compared.

## 사용기호

$A, B, C, D, E, F$	:	유한 차분방정식의 계수
$f$	:	마찰인자 [-]
$h$	:	대류열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]
$j$	:	쿨번 $j$ 계수 [-]
$k$	:	열전도도 [ $W/m \cdot K$ ]
$l$	:	등가길이 [See Eq. (2.8)]
$L$	:	회피치 [m]
$Nu_l$	:	국소 Nusselt 수[-]
$\overline{Nu}$	:	평균 Nusselt 수[-]
$Pr$	:	Prandtl 수 [-]
$p$	:	압력 [ $kgf/m^2$ ]
$q_x''$	:	열유속 [ $W/m^2$ ]
$Re$	:	Reynolds 수 [-]
$s$	:	회 사이거리[m]
$St$	:	Stanton 수 [-]
$t$	:	회의 두께 [m]
$T$	:	온도 [ $^{\circ}C$ ]
$u, v$	:	x, y방향의 속도 [m/s]
$W$	:	회의 폭 [m]
$x, y$	:	직교좌표

## 상첨자

$u, v, p, T$	:	각 방정식에 해당하는 값
*	:	반복계산의 도중의 값
'	:	반복계산 도중의 보정량
"	:	수정된 값

## 하첨자

$av$	: 평균
$E, W, N, S, P$	: 수치해석시 검사체적의 위치
$e, w, n, s$	: 수치해석시 검사체적의 경계면
$m$	: 평균값
$s$	: 환 표면
$l$	: 특성길이

## 그리스문자

$a$	: 열확산계수 [ $m^2/s$ ]
$v$	: 동점성계수 [ $m^2/s$ ]
$\rho$	: 유체의 밀도 [ $kg/m^3$ ]

## 표 목 차

Table 2.1 Boundary conditions.

Table 3.1 Comparison of average convective heat transfer coefficients and Nu. No. at 2nd fin ( $U_{in}=0.1\text{m/s}$ ).

Table 3.2 Calculation Conditions.

Table 3.3 Chronological Listing of Friction Factor Correlation.

## 그림 목 차

- Fig. 1.1 Configuration of offset strip fin and oil flow.
- Fig. 2.1 Schematic diagram of a transverse fin array, coordinate and geometric data.
- Fig. 2.2 Control volumes and grid points for  $u$ ,  $v$ , & scalar variable.
- Fig. 3.1 Stream lines ( $U_{in}=0.2\text{m/s}$ ).
- Fig. 3.2 Pressure drops for fin pitch ratio.
- Fig. 3.3 Isothermal lines ( $U_{in}=0.1\text{m/s}$ ).
- Fig. 3.4 Local Nusselt number at rear faces (1st fin).
- Fig. 3.5 Average Nusselt number for fin number (front + rear).
- Fig. 3.6 The Effect of fin pitches on friction factor.
- Fig. 3.7 Correlation plot for friction factor.
- Fig. 3.8 The effect of Prandtl No. on  $j$  factor.
- Fig. 3.9 Deviations of correlation for heat transfer coefficients.
- Fig. 4.1 Schematic diagram of 3D figure.
- Fig. 4.2 Comparison of temperature field between 2 dimension and 3 dimensional calculations.
- Fig. 4.3 Velocity vectors ( $U_{in}=0.05\text{m/s}$ ).
- Fig. 4.4 Velocity vectors ( $U_{in}=0.5\text{m/s}$ ).
- Fig. 4.5 Velocity vectors ( $U_{in}=1.0\text{m/s}$ ).
- Fig. 4.6 Velocity vectors at 1st fin rear face ( $U_{in}=0.05\text{m/s}$ ).
- Fig. 4.7 Velocity vectors at 1st fin rear face ( $U_{in}=0.5\text{m/s}$ ).
- Fig. 4.8 Pressure drops for fin pitch ratio.
- Fig. 4.9 The Effect of characteristic length on friction factor.
- Fig. 4.10 Isothermal lines ( $U_{in}=0.05\text{m/s}$ ).
- Fig. 4.11 Isothermal lines ( $U_{in}=0.5\text{m/s}$ ).
- Fig. 4.12 Isothermal lines at 1st fin rear face ( $U_{in}=0.05\text{m/s}$ ).
- Fig. 4.13 Local Nusselt No. at 1st fin front face ( $U_{in}=0.05\text{m/s}$ ).
- Fig. 4.14 Local Nusselt No. at 1st fin rear face ( $U_{in}=0.05\text{m/s}$ ).

Fig. 4.15 Colburn  $j$  factor at Bottom face.

Fig. 4.16 Colburn  $j$  factor for fin pitch ratio.

Fig. 4.17 Correlation plot for heat transfer.

Fig. 4.18 Comparison of Nusselt No. (a) forced convection (b) mixed convection.

# 목 차

Abstract .....	i
사용기호 .....	ii
표목차 .....	iv
그림목차 .....	v
제 1 장 서 론 .....	1
제 2 장 이 론	
제1절 지배방정식 및 경계조건 .....	4
제4절 수치해석 .....	5
제 3 장 계산결과 및 검토	
제1절 유선 및 압력강하 .....	12
제2절 온도장 .....	12
2.1 등온선(isothermal line) .....	12
2.2 대류 열전달계수 .....	13
제3절 마찰인자의 상관식 .....	14
제4절 평균열전달계수의 상관식 .....	16
제 4 장 3차원 수치해석	
제1절 유동특성 및 압력강하 .....	28
제2절 온도장 .....	37
2.1 등온선(isothermal line) .....	37
2.2 대류 열전달계수 .....	37
2.3 자연대류의 효과 .....	38
제 5 장 결 론 .....	47

참고문헌 ..... 48

## 제 1 장 서 론

공학분야에서 오일은 디젤기관의 연료류로, 상대운동기구의 마찰면의 내마모를 위해서 그리고 밀봉과 방열을 위한 매체로 이용되고 있다. 일반 유체와는 달리 오일의 점도는 아주 크고 열전도도, 비열, 밀도 등 다른 물성치는 물과 비슷한 크기를 갖고 있다. 오일의 점도가 다른 일반 유체에 비해 상대적으로 크기 때문에 에너지 확산에 비해 운동량확산이 지배적이며 온도 경계층 두께는 속도 경계층 두께에 비해 아주 적으며 속도 경계층의 발달정도가 온도 경계층 발달보다 훨씬 빠르게 된다.

그리고 오일의 점도는 온도에 따라 크게 변하는 특성을 갖고 있어, 오일을 수송할 때에는 오일을 가열하고 유동성을 좋게 하여 펌프동력비용을 적게 한다. 또한 오일은 고온의 환경에 오랜 시간 동안 노출되면 열화 현상에 의해 오일 본연의 기능을 발휘하지 못하므로, 오일을 냉각하여야 한다. 오일을 가열하는 오일히터는 최근 셸 앤 플레이트 형식을 사용하고 있으며 가열 매체로는 고압증기를 사용하기도 한다. 고압증기로 가열하는 셸 앤 플레이트 오일히터에서 증기 측은 응축잠열을 이용하므로 열용량률이 무한대이며, 오일측의 열저항이 전체 열저항의 대부분을 차지한다. 그러므로 오일히터의 성능을 향상시키기 위해서는 오일측 유동의 열전달과 압력강하 특성이 중요하다. 오일측 열저항을 줄이기 위한 기구들은 많이 개발되어 있다. 그중 본 연구는 읍셋 스트립 링으로 구성된 유로에서 열전달과 압력강하 특성을 대상으로 하였다. 읍셋 스트립 링의 형상은 Fig. 1.1과 같으며, 프레스로 링 소재를 절단 절곡하여, 위와 아래의 평편한 판 사이에 링을 용접시켜 제작한다. 읍셋 스트립 링으로 열전달 면적이 증가하고, 읍셋 스트립 링에 의해 유동이 교란되어 열전달을 촉진시키고 사용유체가 잘 섞이도록 한다. 보통의 경우에는 사용유체가 링을 따라 흐르도록 되어있다.

이러한 읍셋 스트립 링에 대한 연구로는 Kays와 London<sup>(1)</sup>, Wieting<sup>(2)</sup>, Patankar<sup>(3)</sup>등에 의해서 실험과 수치해석 방법을 이용하였다. Yang, D. I.<sup>(4)</sup>은 오일히터내 읍셋 스트립 링 형상에 대해 2차원 수치해석을 수행하였으며, Suzuki등<sup>(5)</sup>은 폐열 회수를 목적으로 사용되는 읍셋

스트립 흰을 2차원으로 가정하여 혼합대류영역의 열전달 특성을 연구하였다. 그리고 Suzuki등은 옅색 스트립 흰의 흰피치가 열전달에 큰 영향을 준다고 하였다. Bergles<sup>(6)</sup>는 옅색 스트립 흰에서 상류에 있는 흰의 하류에서 발생하는 후류가 하류 흰의 열전달 계수를 감소시킨다고 하였으며 이 효과는 약 10%정도라 발표하였다. DeJong등<sup>(7)</sup>은 옅색 스트립 흰에 대해서 실험과 수치해석을 수행하여 3차원 효과는 레이놀즈수 1300 이상에서 중요하다고 하였다. Manglik과 Bergles<sup>(8)</sup>는 열전달 계수와 마찰인자를 실험에 의해 구하였으며 기존 상관식과 비교하였다.

한편 Marner와 Bergles<sup>(9)</sup>는 원형관 내에 열전달을 향상시키기 위한 장치를 삽입하고 에틸렌글리콜을 작동유체로 하여 가열 또는 냉각 실험을 하여 넷셀수를 비교하였다. 그들은 가열할 때 넷셀수가 차이가 남을 보고하였다. Welling과 Wooldridge<sup>(10)</sup> 그리고 Starner와 MacManus<sup>(11)</sup>도 흰에서의 자연대류열전달을 보고하였다.

이러한 옅색 스트립 흰에 대한 연구에는 공기, 물과 같은 저점도 유체에 국한된 것이며, 오일과 같은 고점성유체에 대해서는 거의 이루어져 있지 않다. 그리고 유동을 가로질러 놓여 있는 옅색 스트립 흰에 대한 연구 결과는 거의 찾아 볼 수 없다. 본 연구에서는 유동방향에 가로질러 놓여 있는 옅색 스트립 흰의 중심단면에서 유동을 2차원으로 가정하여 고점성유체의 유동특성과 열전달 특성을 수치적으로 해석하였으며, 오일 입구부 부분에서 흰피치 변화에 의한 열전달 특성과 압력강하 특성을 예측하였다. 계산 결과를 이용하여 압력강하와 열전달계수의 상관관계식을 유도하였으며, 3차원으로 계산하여 자연대류의 효과를 고찰하였다.

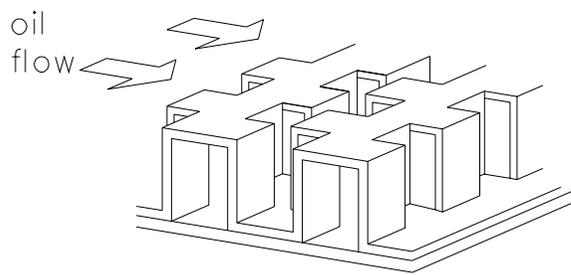


Fig. 1.1 Configuration of offset strip fin and oil flow.

## 제 2 장 이 론

### 제 1 절 지배방정식 및 경계조건

본 연구에서 해석하고자 하는 옹셋 스트립 환의 단면에 대한 2차원의 모델을 Fig. 2.1에 나타내었다.

점성이 매우 큰 오일이 주기적으로 일정한 간격을 갖는 수직한 환에 대해 직교유동을 하고 계산영역은 절반에 해당하는 얇은 수직 환을 6개로 잡아 직사각형 ABCD로 설정하였다. 그림에서  $t$ 는 수직 환의 두께,  $W$ 는 수직 환의 높이,  $L$ 은 수직 환 사이의 간격,  $y'$ 은 대칭면에서 환 방향을 나타낸다.

오일은 점성이 매우 커서 레이놀즈수는 매우 작다고 볼 수 있으므로 층류로 가정하여 해석하였다. 옹셋 스트립 환에서의 오일유동은 비압축성, 층류로 가정하고 유도하였다. 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식은 다음과 같다. 모델에 대한 입구조건 및 경계조건들은 Table 2.1에 나타내었다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

$$\mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.2)$$

$$\mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2.3)$$

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.4)$$

넷셀수는 Fourier법칙과 Newton의 냉각법칙을 이용하여 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$h = \frac{T_s q''}{T_m}, \quad q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.6)$$

$$Nu_l = \frac{h_k l}{k} \quad (2.7)$$

식(2.7)에서 특성길이  $l$ 은 유동특성을 나타내는 등가 길이로 자유유동체적을 접수면적으로 나눈 것을 사용하고 있으며<sup>(12)</sup>, 2차원 유동을 해석한 본 연구에서는 다음 식과 같이 정의하였다.

$$l = \frac{\text{자유유동체적}}{\text{접수면적}} \doteq \frac{L}{2} - 1.5t \quad (2.8)$$

유체의 속도와 온도는 단면을 통과하는 평균속도  $u_m$ 과 평균온도  $T_m$ 을 사용하였다. 넛셀수는  $l$ 을 특성 길이로 하여 식(2.7)과 같이 정의하였다.

## 제 2 절 수치해석

지배방정식을 유한체적법을 이용하여 차분화하였다. 이 방법은 계산영역을 많은 검사체적으로 나눈 후 각 검사체적에서 미분 방정식을 적분하는 control -volume formulation을 이용하여 얻어졌다. 이는 질량과 운동량, 에너지와 같은 양의 보존의 원리가 계산영역내 어떤 부분에서도 정확히 만족된다는 장점이 있다.

격자계는 Fig. 2.2와 같이 속도 성분을 계산하기 위한 검사체적을 스킨 성분(velocity control volume)을 계산하기 위한 주 검사체적(main control volume)에 대해 각 속도 성분 방향으로 이동시킨 엇갈림 격자계(staggered grid)를 사용하였다. 이의 이점은 주 검사체적에서 각 변의 질량 유입량을 구하기가 편리하며, 이웃하는 두 주 격자점의 압력차가 유동을 일으키는 힘으로 바로 표시된다는 점이다.

위에서 설명한 엇갈림 격자계에 멱승도식(power-law scheme)을 적용하여 식(2.1)-(2.5)를 차분화하면 다음과 같다.

$$A_P \Phi_P = A_E \Phi_E + A_W \Phi_W + A_N \Phi_N + A_S \Phi_S + A_B \Phi_B + b \quad (2.9)$$

$$\text{여기서, } A_E = D_e A(|P_e|) + [-F_e, 0]$$

$$A_W = D_w A(|P_w|) + [F_w, 0]$$

$$A_N = D_n A(|P_n|) + [-F_n, 0]$$

$$A_S = D_s A(|P_s|) + [F_s, 0]$$

$$A_T = D_t A(|P_t|) + [-F_t, 0]$$

$$A_B = D_b A(|P_b|) + [F_b, 0]$$

$$b = S_c \Delta x \Delta y \Delta z + A_P \Phi_P$$

$$A_P = A_E + A_W + A_N + A_S + A_T + A_B +$$

$$A_P^0 - S_p \Delta x \Delta y \Delta z / \Delta t \quad (2.10)$$

$$F_e = (\rho u)_e \Delta y \Delta z, \quad D_e = \Gamma_e \Delta y \Delta z / (\delta x)_e$$

$$F_w = (\rho u)_w \Delta y \Delta z, \quad D_w = \Gamma_w \Delta y \Delta z / (\delta x)_w$$

$$F_n = (\rho v)_n \Delta z \Delta x, \quad D_n = \Gamma_n \Delta z \Delta x / (\delta y)_n$$

$$F_s = (\rho v)_s \Delta z \Delta x, \quad D_s = \Gamma_s \Delta z \Delta x / (\delta y)_s$$

$$F_t = (\rho w)_t \Delta x \Delta y, \quad D_t = \Gamma_t \Delta x \Delta y / (\delta z)_t$$

$$F_b = (\rho w)_b \Delta x \Delta y, \quad D_b = \Gamma_b \Delta x \Delta y / (\delta z)_b \quad 5$$

$$A(|P|) = [0, (1 - 0.1 |F/D|)] \quad (2.11)$$

이다.

운동량방정식을 계산할 때, 압력구배항은 Patankar와 Spalding (1980) 이 제안한 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation) 알고리즘을 이용하여 간접적으로 연속 방정식으로부터 구하게 된다. 유동영역에서 연속 방정식이 만족할 수 있도록 압력과 속도장을 보정하기 위하여 압력 보정방정식이 사용된다. 이 압력 보정방정식은 연속방정식

과 운동량방정식의 단순화된 형태로부터 얻어지게 된다. 먼저, 속도장과 압력장을 가정된 양에 보정된 형태로 표시하면,

$$p = p^* + p' \quad (2.12)$$

$$u = u^* + u' \quad (2.13)$$

$$v = v^* + v' \quad (2.14)$$

$$w = w^* + w' \quad (2.15)$$

여기서,  $p^*, u^*, v^*, w^*$ 은 가정량이고  $p', u', v', w'$ 은 보정량이다. 속도 보정량은 유한차분 운동량 방정식의 미분(differentiation)에 의해 압력 보정량과의 관계를 얻을 수 있다. 이때, 단지 검사체적의 중앙속도만이 미분할 때 변한다고 가정한다. 예를 들어 보정량  $u'$ 은 ,

$$u'_e = E^u(p'_P - p'_E) \quad (2.16)$$

여기서,  $E^u = A_e/A_E$ 이며, 식 (2.13)~(2.15)에서의 속도 보정량을 식 (2.16)과 같은 방법으로 모두  $p'$ 으로 표시한 후 연속 방정식의 유한차분 형태에 대입하면 다음과 같은 압력 보정방정식을 얻을 수 있다.

$$A_P^p p'_p = A_E^p p'_E + A_W^p p'_W + A_N^p p'_N + \quad (2.17)$$

여기서,  $A_E^p = \rho_e E_e \Delta y \Delta z$ ,  $A_W^p = \rho_w E_w \Delta y \Delta z$ ,

$$A_N^p = \rho_n E_n \Delta z \Delta x, \quad A_S^p = \rho_s E_s \Delta z \Delta x,$$

$$A_T^p = \rho_t E_t \Delta x \Delta y, \quad A_B^p = \rho_b E_b \Delta x \Delta y$$

$$b = \frac{A_P^p (\rho_P^* - \rho_P) \Delta y \Delta z + A_N^p (\rho_N^* - \rho_N) \Delta y \Delta z + A_S^p (\rho_S^* - \rho_S) \Delta y \Delta z + A_T^p (\rho_T^* - \rho_T) \Delta y \Delta z + A_B^p (\rho_B^* - \rho_B) \Delta y \Delta z}{\Delta t} + [(\rho u)_w - (\rho u)_e] \Delta y \Delta z +$$

$$\text{이다.} \quad \frac{A_P^p (\rho_P^* - \rho_P) \Delta y \Delta z + A_N^p (\rho_N^* - \rho_N) \Delta y \Delta z + A_S^p (\rho_S^* - \rho_S) \Delta y \Delta z + A_T^p (\rho_T^* - \rho_T) \Delta y \Delta z + A_B^p (\rho_B^* - \rho_B) \Delta y \Delta z}{\Delta t} + [(\rho v)_s - (\rho v)_n] \Delta z \Delta x + [(\rho w)_b - (\rho w)_t] \Delta x \Delta y$$

가정된 혹은 계산된 압력을 바탕으로 운동량방정식 그리고 압력 보정 방정식을 차례로 푼 다음 압력과 속도를 보정하게 되며 이 과정을 반복하게 된다. 계산영역내 수직 흰의 경우에는 계산영역내에 내부 경계조건으로 존재하므로 속도장의 경우에 특별한 고려가 필요하다. 속도  $u$ 의 경우에는 직접 수직 흰의 위치와 격자점이 일치하게 되므로

$$S_c = 10^{34}u_P, \text{ desired} = 0, S_P = -10^{34} \quad (2.18)$$

로 나타내면 차분방정식에서 생성항에 비해 다른 항이 무시될 수 있다. 따라서

$$S_c + S_P u_P \simeq 0 \quad (2.19)$$

$$u_P = -S_c / S_P, \text{ desired} \simeq 0 \quad (2.20)$$

이 되어 해결할 수 있다.

또한, 속도  $v$ 와 온도  $T$ 도 같은 방법으로 해결하였으며 특히, 온도  $T$ 는 흰에 일정 온도조건을 주면 다음과 같다.

$$S_c = T_{wall} \cdot 10^{34} T_P, \text{ desired} = T_{wall}, S_P = -10^{34} \quad (2.21)$$

$$S_c + S_P T_P \simeq T_{wall} \quad (2.22)$$

$$T_P = -S_c / S_P, \text{ desired} = T_{wall} \quad (2.23)$$

본 연구의 격자계는 흰 쪽의 영향을 상세히 보기 위해 수직 흰을 통과하면서 유동이 심하게 변하는 쪽에 좀 더 조밀한 비균일 격자계를 사용하였다. 격자수는 110×44로 하였으며 계산할 때 수치적인 안정성을 확보하기 위하여 각 변수에 under relaxation을 하여 계산하였다.

수치해석을 통하여 구한 압력강하를 이용하여 마찰인자를 다음의 Darcy-Weisbach식으로 구하였다.

$$\Delta P = f \frac{1}{2} \rho u_m^2 \frac{3L}{l} \quad (2.24)$$

환에서의 국소대류열전달 계수를 평균하여 다음과 같은 무차원변수, 콜번  $j$ 인자를 구하였다.

$$j = \text{St Pr}^{2/3} = \frac{\text{Nu}_1}{\text{Re}_1 \text{Pr}} \text{Pr}^{2/3} \quad (2.25)$$

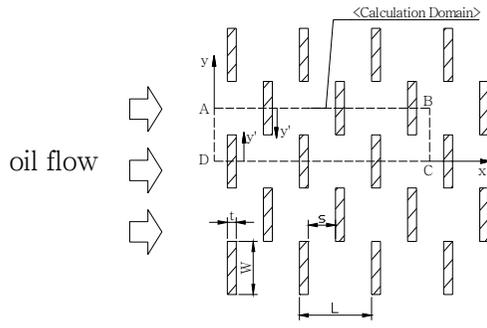


Fig. 2.1 Schematic diagram of a transverse fin array, coordinate and geometric data.

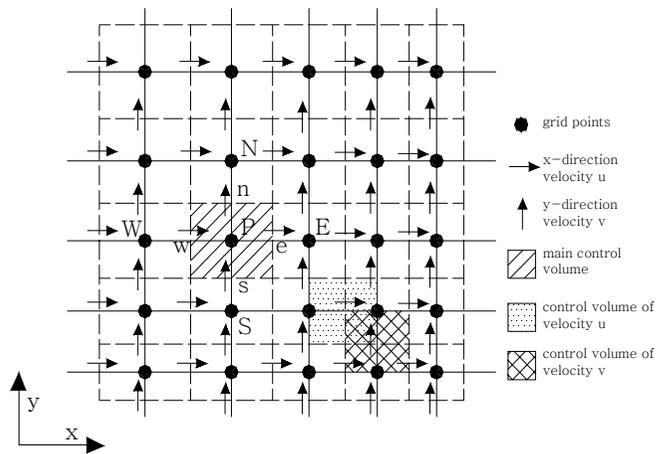


Fig. 2.2 Control volumes and grid points for  $u$ ,  $v$ , and scalar variable.

Table 2.1 Boundary conditions.

section	boundary conditions	remark
D-A	$u = u_{in}, v = 0, T = T_{in}$	inlet condition
A-B	$\frac{\partial u}{\partial y} \Big _{y=W} = 0, v = 0,$ $\frac{\partial T}{\partial y} \Big _{y=W} = 0$	symmetric condition
B-C	$\frac{\partial u}{\partial x} \Big _{x=3L} = 0, \frac{\partial v}{\partial x} \Big _{x=3L} = 0,$ $\frac{\partial T}{\partial y} \Big _{x=3L} = 0$	Neumann condition
C-D	$\frac{\partial u}{\partial y} \Big _{y=0} = 0, v = 0,$ $\frac{\partial T}{\partial y} \Big _{y=0} = 0$	symmetric condition
fin	$T = 167^\circ\text{C}$	constant temperature

## 제 3 장 계산결과 및 검토

### 제 1 절 유선 및 압력강하

유체가 오일(180CST)이고 입구온도가 60℃인 경우에 대하여 계산을 수행하였으며, 입구속도가 작은 경우에는 흰 좌우로 대칭적인 유선이 형성되었으나 유속이 증가함에 따라 대칭의 형상은 사라지고 흰 후면에서의 후류의 영향이 강하게 나타났다. 흰피치에 따른 유동특성은 흰피치비가 작아질수록 흰 후면에서의 후류의 영향은 비교적 저속에서 발견되었다. 흰피치비가 5일 경우에는 유속이 0.1m/s에서 후류가 생성되기 시작했으며, 흰피치비가 3.6일 때에는 0.2m/s에서 흰피치비가 2.5에서는 0.5m/s에서 후류가 나타났다.

Fig. 3.1은 유속이 0.2m/s일 때의 유선을 흰피치비에 따라 나타낸 그림이다. 흰피치비가 2.5에서는 후류의 영향을 찾아볼 수 없으며, 3.6보다 5에서 후류의 영향이 더 강하게 나타남을 알 수 있다.

Fig. 3.2에 속도에 따른 압력강하를 흰피치비에 따라 나타내었다. 입구 속도가 0.2m/s 이하인 경우에는 압력강하가 선형적으로 증가하나 이 속도 이상에서는 비선형적으로 증가하였다. 흰피치비가 클수록 유동방향거리가 증가하고 압력강하는 작아짐을 알 수 있다. 저속에서는 압력강하가 흰피치에 크게 영향받지 않으며, 유속이 증가할수록 압력강하는 흰피치에 영향을 받음을 알 수 있다.

### 제 2 절 온도장

#### 2.1 등온선

관내 읍셋 스트립 흰을 따른 유동에서의 온도분포는 유속에 크게 영향을 받는다. 후류의 생성 역시 온도분포에 영향을 미치며, 흰 후면에서의 박리된 유동에서의 온도분포는 주유동에서 떨어져 나온 버블을 따라 형성되었다. 유속이 증가할수록 주유동과 분리된 버블의 크기는 커졌으

며, 흰 후면에서의 온도분포는 가파르게 형성되었는데 박리된 유동에 의해 경계층이 깨어져 얇게 되었기 때문이라 생각된다. Fig. 3.3은 속도 0.1m/s에서의 등온선을 흰피치에 따라 나타낸 그림이다. 흰피치비가 5인 경우 흰 후면에서 미세한 후류가 생성되어 등온선이 퍼져 나가지 못하고 꺾여지고 있으며, 62°C 등온선을 조사하면 피치비가 증가함에 따라 점차 짧아지고 있다. 코어영역에서는 등온선 형상은 유사하나 벽 가까운 곳에서는 흰피치비가 온도분포에 영향을 미침을 알 수 있다.

## 2.2 대류 열전달계수

흰 전면부에서는 국소대류열전달 계수는 거의 균일한 분포를 하고 있으며 입구 속도가 커짐에 따라 증가하였다. Fig. 3.4에 흰 후면부에서의 국소넛셀수를 나타내었다. 흰피치비가 적을수록 흰 후면부에서의 국소넛셀수는 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 흰피치가 적을수록 유선의 곡률이 커지고 후류에서 생성되는 버블의 크기가 적어지기 때문이라 생각된다. 입구 속도가 0.05m/s 이하에서는 국소넛셀수는 흰 길이 방향으로 단순 증가하는 경향을 보여 주고 있으며, 흰피치비가 5, 3.6 그리고 2.5일 때 박리된 버블에 의해 생기는 입구속도가 각각 0.1m/s, 0.2m/s, 0.5m/s 이며 국소넛셀수가 최소가 되는 점은  $2y'/H$ 가 각각 0.4, 0.63, 0.75임을 알 수 있었다. 이 위치는 유선이 박리되는 위치와 거의 일치하였다. 입구 속도가 큰 경우에 흰 끝에서 유선이 박리되는데 흰 후면부에서 국소넛셀수는 거의 일정한 값을 보여 주고 있다.

Table 3.1은 2번째 읍셋 스트립 흰에서 평균 열전달 계수와 평균넛셀수를 비교한 것이다. 유동을 대표하는 길이  $l$ 을 특성길이로 흰피치비가 작아질수록 특성길이가 또한 감소한다. 그러므로 평균 열전달 계수는 증가하지만 평균넛셀수는 감소하는 것을 보여주고 있다.

Fig. 3.5는 흰 전후면 에서 의 평균넛셀수를 나타내고 있다. 각 흰에서의 평균값은 거의 일정한 분포를 가지며, 입구속도가 빠른 경우 평균넛셀수는 증가하고 흰피치비가 감소할 때 평균넛셀수가 적어짐을 알 수 있다. 흰피치비가 5일 경우 유속이 0.1에서 1.0m/s로 빨라지면 평균넛셀

수는 대략 30%정도가 증가하지만, 유속 0.1m/s에서 같은 속도에 회전 치비가 2.5로 작아지면 넷셀수는 약 15%정도 감소함을 알 수 있다.

### 제 3 절 마찰인자의 상관식

본 연구에서 계산을 수행한 경우를 Table 3.2에 표시하였다. 플랜틀 수의 효과를 보기 위하여 오일은 180CST와 SAE30을 택하였고 입구온 도도 30℃, 45℃ 그리고 60℃로 정했다.

Fig 3.6은 수치계산된 압력강하를 이용하여 회전치비에 따라 마찰인 자를 레이놀즈수의 함수로 표시한 것이다. (a)는 특성길이를 회전 사이거 리  $s$ 로 설정했을 경우이며 (b)는 회전 폭으로 (c)는 유동을 대표하는 등가길이  $l$ 을 특성길이를 택하였을 경우이다. (a)의 경우는 결과가 해석 해보다 다소 높게 나타나고 있다. (b)는 적은 값으로 예측되며 데이터 들이 넓게 분포되고 있다. (c)의 경우가 해석해와 아주 유사한 경향을 나타내고 있다. 따라서, 본 논문에서는 자유유동체적을 접수면적으로 나눈 값을 특성길이를 선택하는 것이 타당한 것 같다. 레이놀즈수가 8이하 그리고 회전치비가 3.6인 경우에는 관내 층류유동 해석해인  $f=64/Re_l$  식과 거의 일치함을 알 수 있다. 레이놀즈수가 8 이상인 경우에는 관내 발달된 난류유동에서 나타나는 일정한 마찰인자의 경향을 보이고 있다.

회전치비가 5 또는 2.5인 경우에도 Fig. 3.6에서 보여준 바와 같이 마찰인자의 해석해의 경향과 같이 변함을 알 수 있으며 회전치비가 적은 경우에 마찰인자가 적게 나타나고 있다. 이와 같은 경향은 기존의 연구 결과를 비교 검토하면 알 수 있다.

Table 3.3에 마찰인자 상관관계식에 대한 기존 연구결과를 나타내었다. Bergles와 Joshi<sup>(13)</sup>는 원형관내 비틀린 테이프를 설치한 경우와 튜브 내에 회전판이 있는 경우에 대해서 실험과 수치해석을 포함하여 기존 마찰인자에 대한 연구결과를 비교하였다. Bergles와 Joshi는 특성길이를 튜브내경으로 정하였으며, 마찰인자는 원관인 경우에 해석해와 비교하였다. 그들의 결과를 검토하면 마찰인자 값이 해석해와 비교하여 레이놀

즈수가 600까지는 마찰인자가  $Re^{-1}$ 에 비례한다고 보고하였다. Date<sup>(14)</sup>는 수치해석 결과를 이용하여 마찰인자에 대한 상관식을 발표하였다. 그들의 연구대상이 되는 관내에 비틀린 테이프를 설치한 경우이다. Date는 층류유동에서 레이놀즈수가 6.7이하인 경우에는 마찰인자 값은  $Re^{-1}$ 에 비례하고 비례상수는 42.43이라고 발표하였다.

이와는 달리 특성길이를 본 연구와 같은 등가길이로 선택한 연구결과가 Uttarwar와 Raja Rao<sup>(12)</sup>에 의해서 행해졌다. Uttarwar와 Raja Rao의 원관 내에 스프링을 장착한 경우 오일유동의 실험결과와 비교 검토하였다. Uttarwar와 Raja Rao는 해석해의 마찰인자 값에서 5~8% 벗어나는 레이놀즈수는 약 180이라 하였으며, 이 이상의 레이놀즈 범위에서는 마찰인자가 일정해지는 경향을 보고하였다. 그리고 층류에서 난류로 천이되는 임계 레이놀즈수는 200이라고 하였다. 본 연구에서의 결과도 Uttarwar와 Raja Rao의 결과와 유사한 경향으로 나타났다.

본 연구와는 달리 읍셋 스트립 환을 따라 흐르는 유체에 관한 것으로는 DeJong등과 Joshi와 Webb<sup>(15)</sup>등의 연구가 있다. Joshi와 Webb은 마찰인자에 대한 상관식을 구하였다. DeJong등은 수치해석과 실험을 통하여 Joshi와 Webb의 상관식과 비교하여 거의 같은 결과를 보여주었다.

Table 3.3에 나열되어 있는 기존의 연구결과를 살펴보면 특성길이의 정의가 각 연구자마다 조금씩 차이가 있다. 그리고 마찰인자 값은 저 레이놀즈 범위에서는 점성력 항이 지배적이어서 원관에서의 해석해 값과 경향은 일치한다. 단지 차이가 있는 것은 상수값인데 이는 특성길이의 정의에 달려 있다고 사려된다. 즉 Bergles와 Joshi 그리고 Date의 연구에서는 기하학적 형상 중 하나를 특성길이로 택하였으며, 본 연구 결과의 Fig. 3.6을 다시 고찰하면 기하학적 형상을 특성길이로 택하면 마찰인자의 상수값은 64보다 크게 되거나 적게 됨을 알 수 있었다.

한편 Joshi와 Webb 그리고 Manglik과 Bergles의 연구는 공기 등 일반유체를 대상으로 하였다. 그리고 읍셋 스트립 환을 따라 흐르는 경우에 대해서, 실제 크기보다 큰 scale-up 모델을 대상으로 한 연구결과이어서 저 레이놀즈수 범위에서 마찰인자는 레이놀즈수의  $-0.74$ 승에 비례

하고 있다. 이는 점성항에 비해 대류항의 영향을 무시할 수 없어, 형상 항력이 작용한 것으로 사려된다.

Fig. 3.7은 환피치비를 무차원변수로 하여 마찰인자의 상관식을 구한 것이다. 이 그림을 조사하여 보면 마찰인자는 다음 식으로 주어진다.

$$f = \frac{18(L/W)}{Re_1} \quad (3.1)$$

환피치비가 다른 경우에도 마찰인자는 식(3.1)과 같이 표시됨을 알 수 있다. 그리고 Fig. 3.6에서 검토한 바와 같이 레이놀즈수가 약 8 이상에서는 식(3.1)과 차이를 보여 주고 있다. 그리고 이 마찰인자에 대한 상관관계식은 Date의 저 레이놀즈수 범위에서 마찰인자 상관관계식과 동일한 형태를 하고 있다.

#### 제 4 절 평균열전달계수의 상관식

Fig. 3.8은 180CST, SAE30 오일의 입구온도를 변화시키면서 계산한 평균 대류열전달계수를 콜번  $j$ 인자로 무차원화하여 레이놀즈수의 함수로 대수좌표에 나타낸 것이다. 각각의 경우는 플란틀수가 다른 경우이며, 그 기울기는 약 -0.8이며 플란틀수가 클수록 콜번  $j$ 인자는 적게 예측되었지만, 다음 식과 같은 상관관계식을 얻을 수 있었다.

$$j = 2.5 Re_1^{-0.8} \quad (3.2)$$

본 연구에서 콜번  $j$ 인자 상관관계식은 레이놀즈수의 -0.8승에 비례하는 것으로 표시된다. 이와 반면, Table 3.3의 기존 연구결과에서는 레이놀즈수의 -0.5승에 비례하는 것으로 나타나고 있다. 이는 본 연구에서는 2차원으로 가정하였기 때문이며, 실제 읍셋 스트립 환에서는 3차원 효과가 많기 때문이라 사려된다.

Fig. 3.9는 Table 3.2의 모든 경우에서의 콜번  $j$ 인자의 값과 본 연구

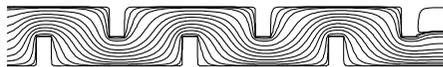
에서 구한 평균대류열전달계수의 상관식인 식(3.2)와의 차이를 보여 주고 있는데 차이는  $\pm 20\%$  이내로 나타나고 있다



(a)  $L / W = 5$



(b)  $L / W = 3.6$



(c)  $L / W = 2.5$

Fig. 3.1 Stream lines ( $U_{in}=0.2\text{m/s}$ ).

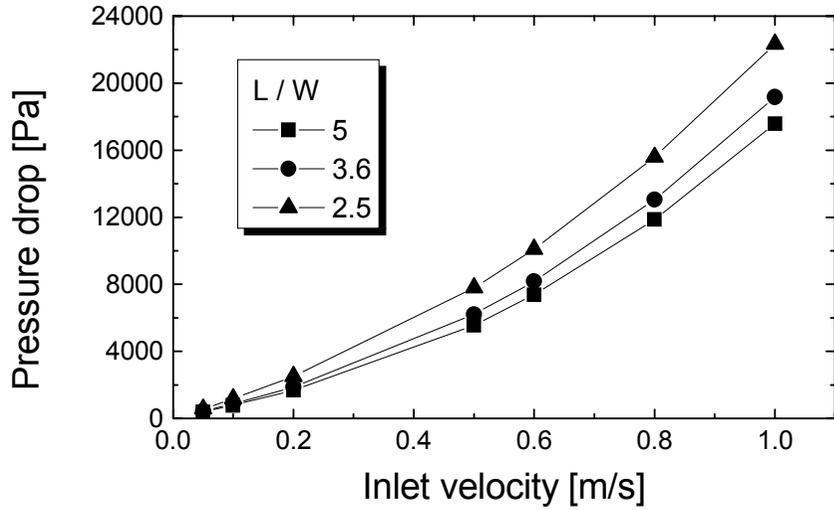


Fig. 3.2 Pressure drops for fin pitch ratio.

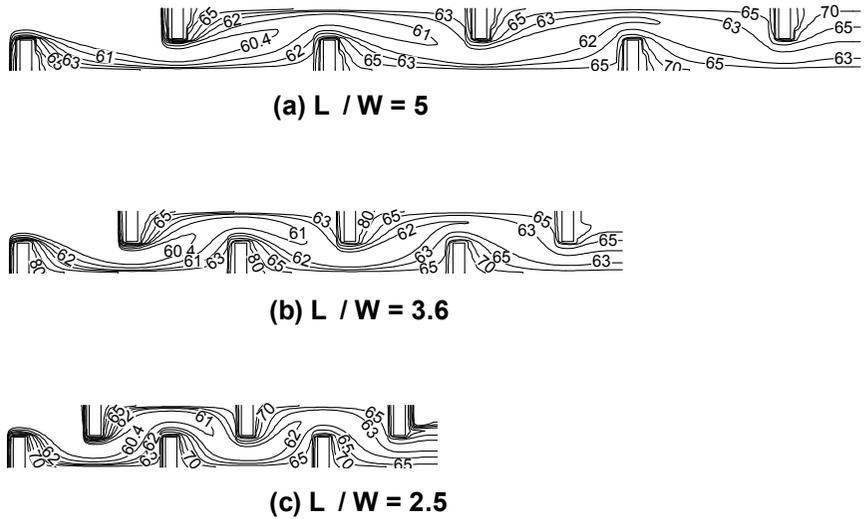


Fig. 3.3 Isothermal lines ( $U_{in}=0.1\text{m/s}$ ).

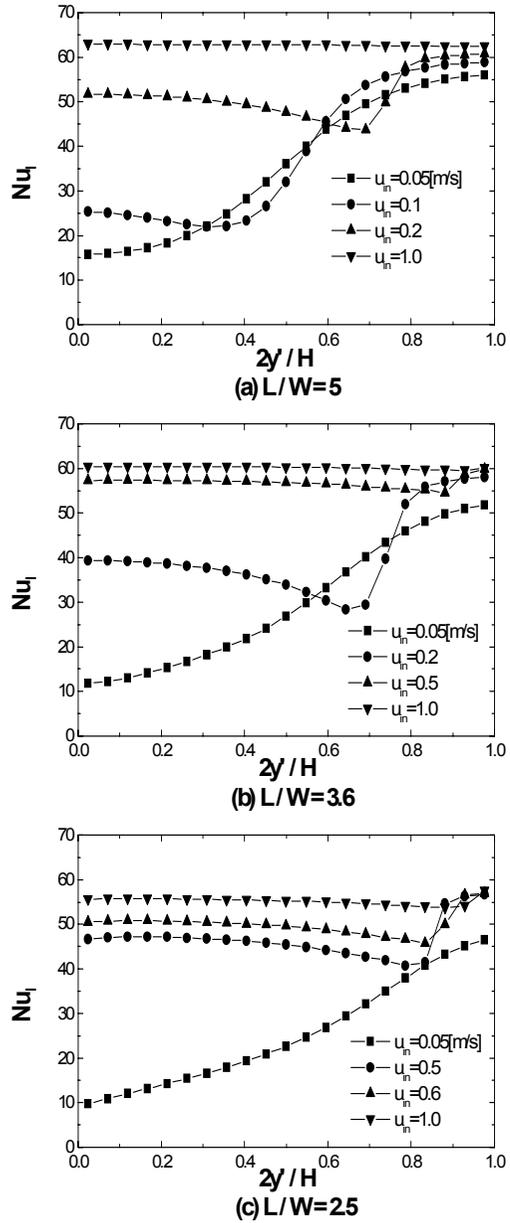


Fig. 3.4 Local Nusselt number at rear faces (1st fin).

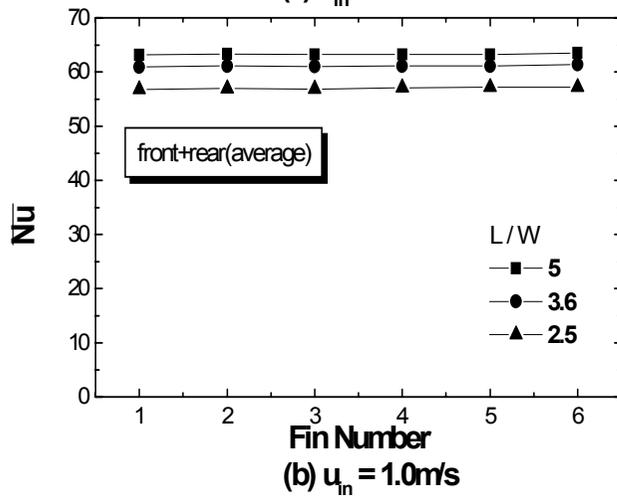
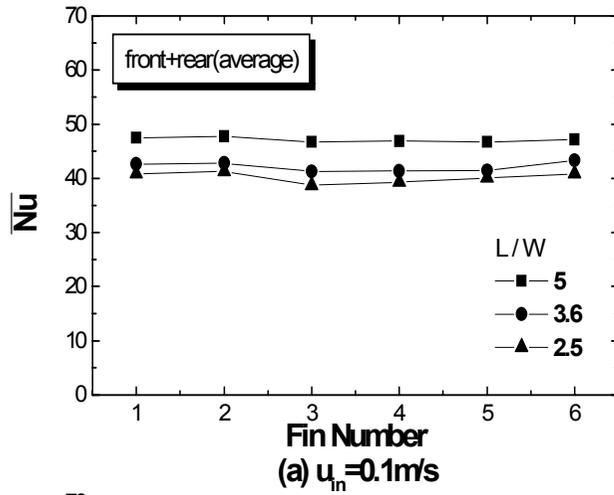
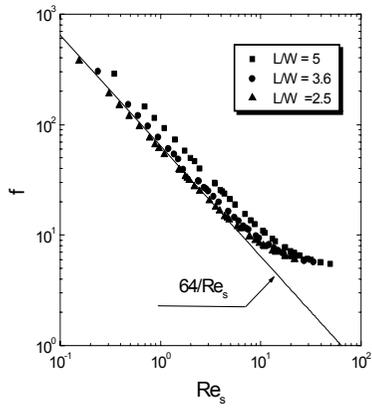
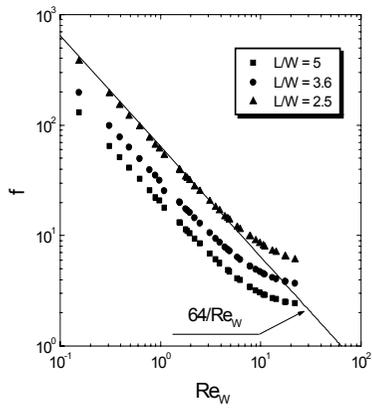


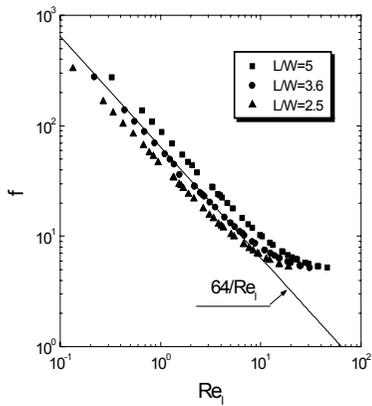
Fig. 3.5 Average Nusselt number for fin number (front + rear).



(a) Characteristic length :  $s$



(b) Characteristic length :  $W$



(c) Characteristic length :  $l$

Fig. 3.6 The Effect of fin pitches on friction factor.

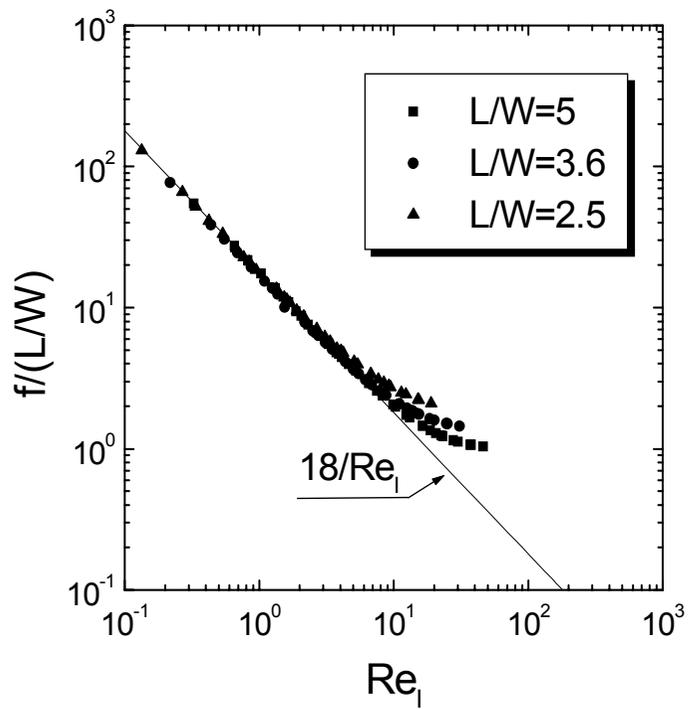


Fig. 3.7 Correlation plot for friction factor.

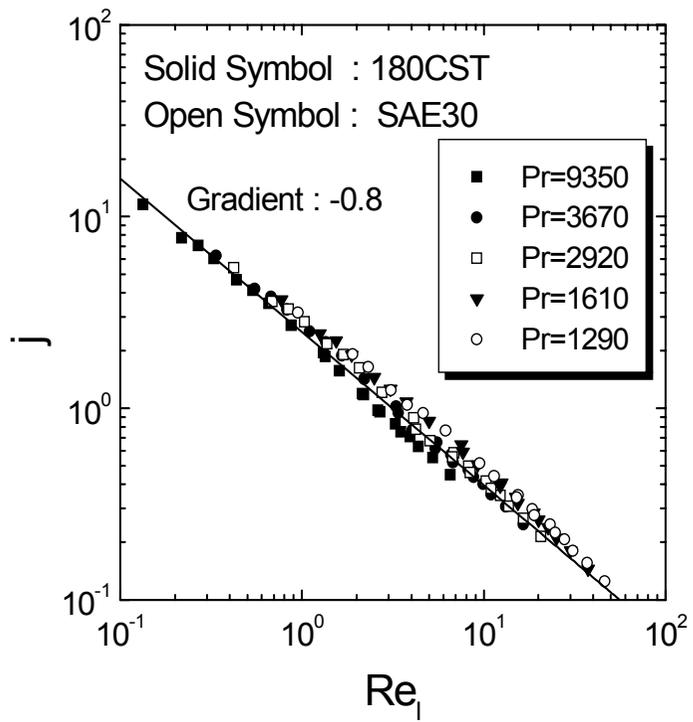


Fig. 3.8 The effect of Prandtl No. on  $j$  factor.

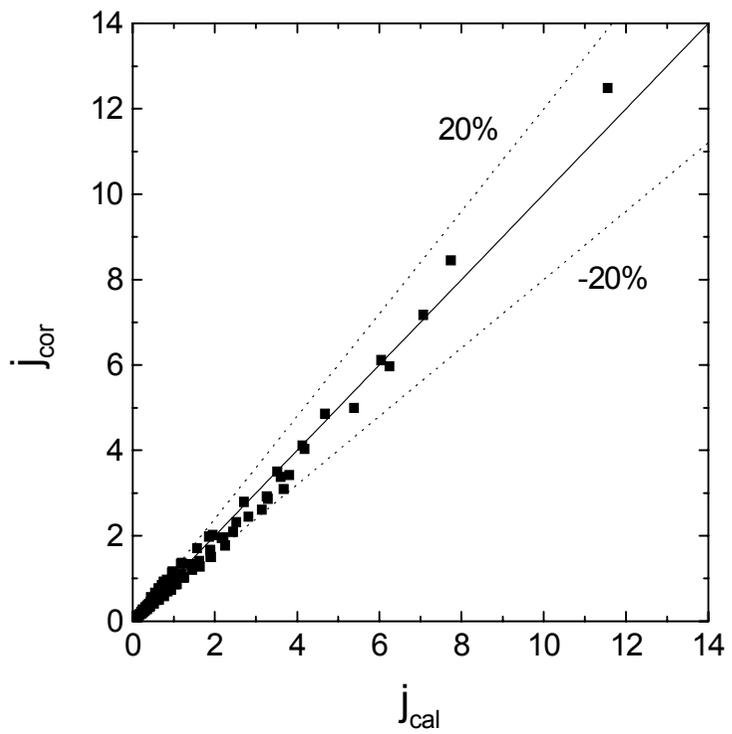


Fig. 3.9 Deviations of correlation for heat transfer coefficients.

Table 3.1 Comparison of average convective heat transfer coefficients and Nu. No. at 2nd fin ( $U_{in}=0.1\text{m/s}$ ).

회피치비	평균대류열전달계수 [W/m <sup>2</sup> · K]	평균Nusselt수	Re수
5	1420	47.7	3.98
3.6	1850	42.8	2.73
2.5	2770	41.3	1.76

Table 3.2 Calculation Conditions.

Oil	Inlet Temperature	Prandtl No.
180 CST	30°C	9350
	45°C	3670
	60°C	1610
SAE 30	30°C	2920
	45°C	1290
회피치비(L/W)	2.5, 3.6, 5.0	
Inlet Velocity	0.05, 0.1, 0.2, 0.5, 0.6, 0.8, 1.0 m/s	

26page.hwp

## 제 4 장 3차원 수치해석

유체가 180CST이고 입구온도는 60℃인 경우에 대하여, 3차원으로 계산을 수행하여 압력강하와 열전달 특성을 고찰해 보았다. 격자계는 118×40×30이며 X와 Z방향으로 부등간격 격자계를 선택하고, 바닥면은 167℃로 일정온도로 설정했으며 흰은 고체로 전도만 일어나게 하였다. 계산영역은 입구부에서부터 4번째 흰까지로 설정하여 흰피치비와 입구속도를 변화시키면서 계산을 수행하였다. Fig 4.1에 3차원 형상의 개략도를 나타내었다.

Fig. 4.2는 입구속도가 0.05m/s인 경우 2차원으로 해석한 결과와 3차원으로 해석한 결과의 중심단면에서의 등온선을 조사한 것이다. 이 그림에 나타난 바와 같이 등온선은 거의 일치하는 것을 알 수 있으며, 2차원으로 계산한 중심단면에서의 결과는 합당하지 않을까 사료된다.

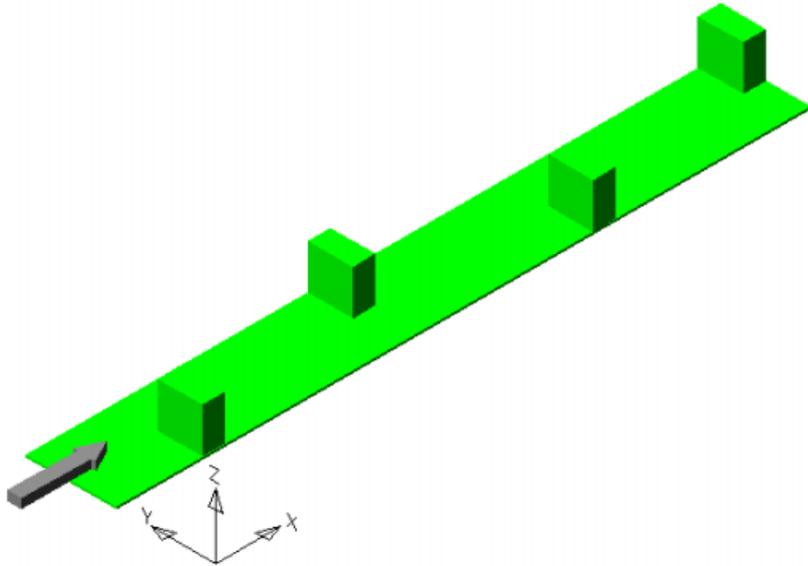


Fig. 4.1 Schematic diagram of 3D figure.

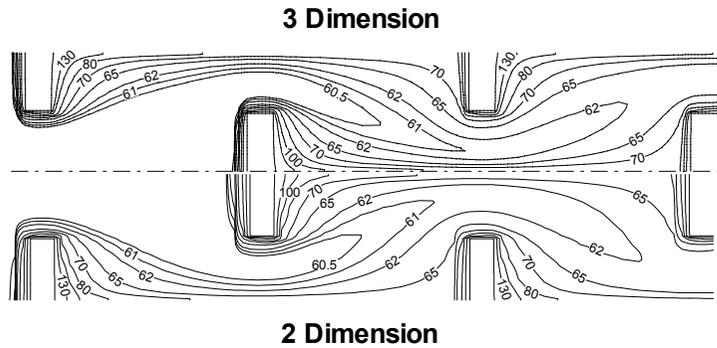


Fig. 4.2 Comparison of temperature field between 2 dimension and 3 dimensional ~~cases~~

### 제 1 절 유동특성 및 압력강하

Fig 4.3에서 Fig 4.5는 각 속도에 따라 3차원의 중심단면에서의 속도 벡터를 나타낸 그림이다. 전체적으로 유속이 빠를 경우 흰 끝면에서의 속도벡터가 크게 나타나고 있으며 흰 끝면에 밀착되어 빠르게 돌아서 나감을 알 수 있다. 유속이 0.5m/s이상의 속도에서는 흰 후면부에서 후류가 발생했으며 흰의 끝쪽 모서리 부분을 살펴보면 흰을 타고 내려오는 유체와 후류에 의해 상승하는 유체가 교차하는 것을 살펴볼 수 있다. 그 교차점이 유체가 박리되는 지점이라고 사료되며 유체의 점도가 높기 때문에 흰을 타고 내려오다가 박리가 일어난다고 생각된다. 유체의 속도가 1.0m/s인 경우는 흰 후면에서의 속도벡터가 끝부분까지 상승하는 경향으로 나타나 박리가 흰의 후면부에서는 일어나지 않는 것 같으며 0.05m/s의 경우에서의 후류가 생성되지 않아 유체가 흰을 따라 타고 내려오는 형상을 보여주고 있다. Fig 4.6에서 Fig 4.7은 첫 번째 흰 후면에서의 속도분포를 흰피치비에 따라 나타낸 그림이다. 각 유속에 대하여 흰피치비 변화에 따라서는 거의 유사한 패턴을 보여주고 있으며, 유속이 0.2m/s 이하에서는 0.05m/s 일 때와 유사한 경향을 보이

0.5m/s 이상에서는 흰으로 돌아서 들어오는 유체에 2차유동이 형성되며, 흰 후면에서도 벡터의 방향이 바뀌어 있어 후류가 생성됨을 알 수 있다. 유속이 증가할수록 2차유동과 흰 후면에서의 후류의 영향은 더욱 커졌으며, 흰피치비가 작을 경우 2차유동이 좀더 강하게 형성됨을 확인할 수 있었다.

Fig 4.8은 각 입구속도에 대하여 압력강하를 흰피치비에 따라 나타낸 그림이다. 압력강하는 흰피치비의 영향은 거의 받지 않으며, 유사하게 증가하고 있음을 알 수 있다. 유속이 0.2m/s이하에서는 비교적 저속일 때는 압력강하가 선형적으로 증가하였으나 유속이 증가함에 따라 압력강하는 크게 일어나고 있으며 약간 비선형적으로 증가함을 나타내고 있다. Fig 4.9에 위의 압력강하를 이용하여 흰피치비에 따른 마찰인자를 나타내었다. (a)그림의 경우는 특성길이를 흰의 폭으로 설정했을 경우이며, (b)는 자유유동체적을 접수면적으로 나눈 값으로 (c)는 흰 사이 거리를 특성길이로 잡은 경우이다. 전체적으로 (a)와 (b)의 경우가 해석해와 유사한 경향을 보여주고 있다. 자유유동체적을 접수면적으로 나눈 경우 특성길이는 식(4.1)과 같이 표시할 수 있다.

$$l = 4 \times \frac{\text{자유유동체적}}{\text{접수면적}} \doteq \frac{4(L-t)}{3+2L/W} - 0.5t \quad (4.1)$$

(a)의 경우 흰피치비가 3.6일 경우 해석해와 유사한 경향을 나타내지만 절반정도의 값이 해석해보다 낮게 예측되고 있다. 압력강하의 경우 해석해보다 높게 예측되는 값이 타당성이 있다고 판단하여 본 논문에서는 식(4.1)을 특성길이로 선택하여 유동을 해석하였다.

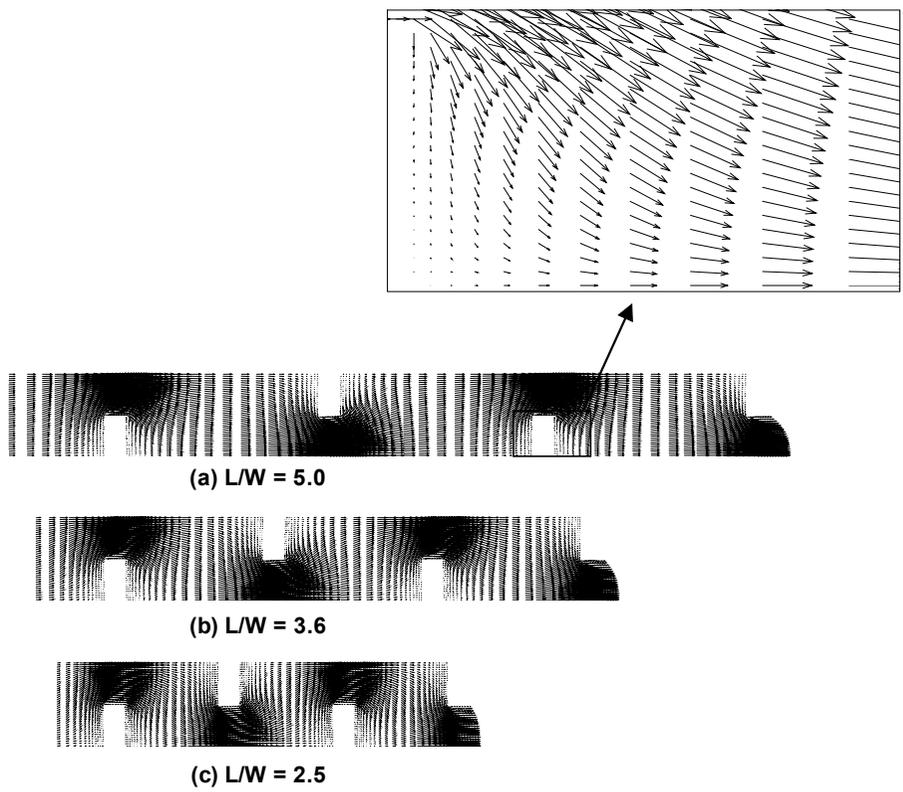


Fig. 4.3 Velocity vectors ( $U_{in}=0.05\text{m/s}$ ).

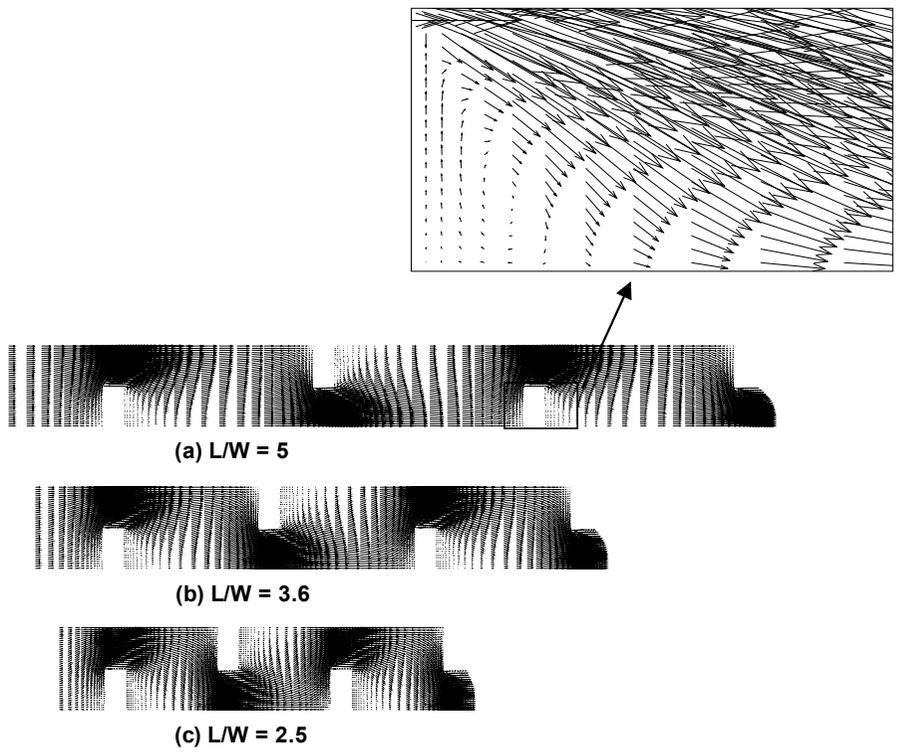


Fig. 4.4 Velocity vectors ( $U_{in}=0.5\text{m/s}$ ).

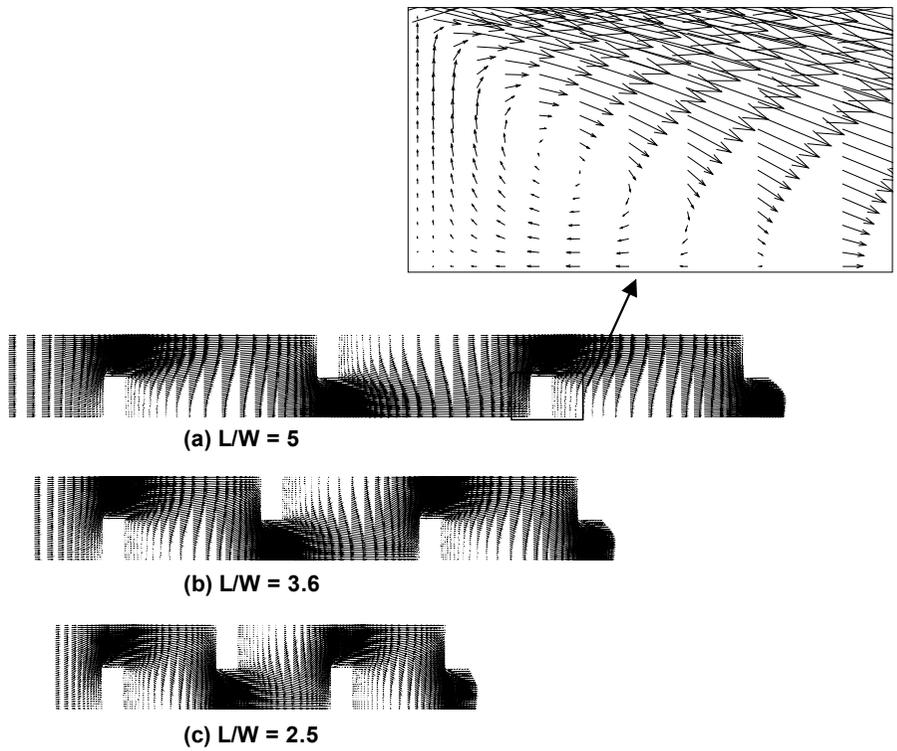
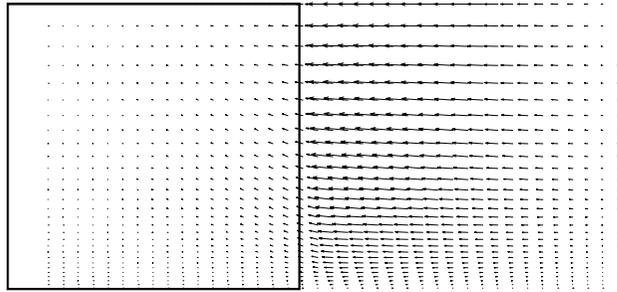
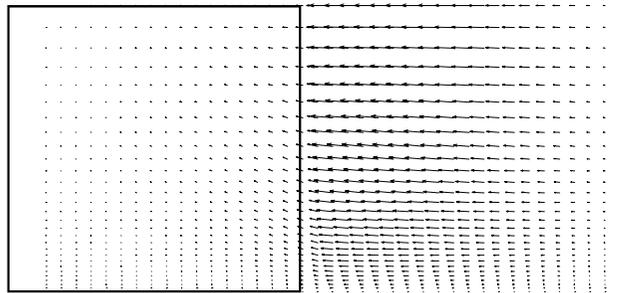


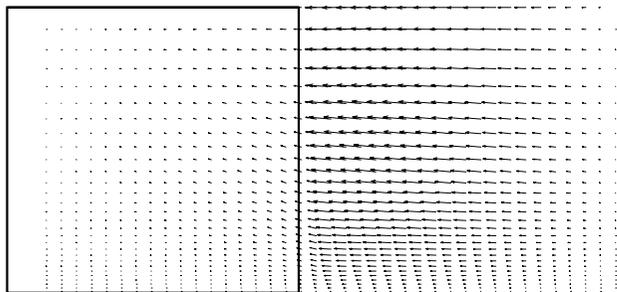
Fig. 4.5 Velocity vectors ( $U_{in}=1.0\text{m/s}$ ).



**(a)  $L/W = 5$**

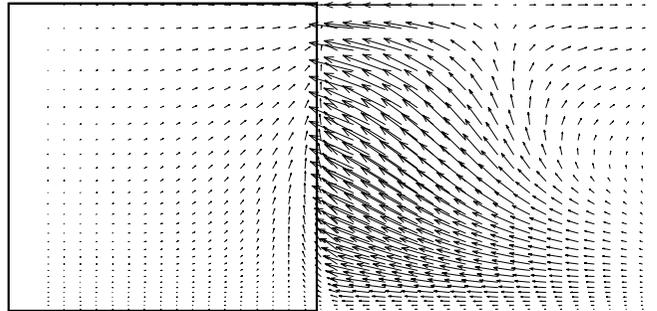


**(b)  $L/W = 3.6$**

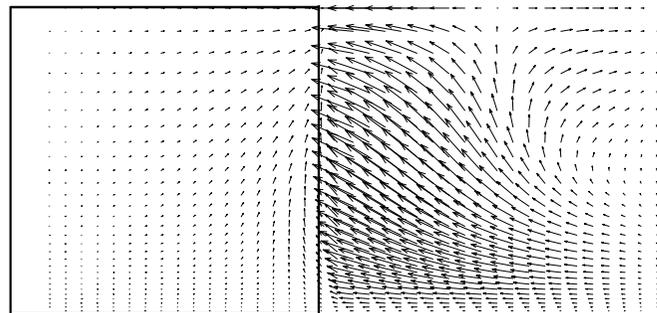


**(c)  $L/W = 2.5$**

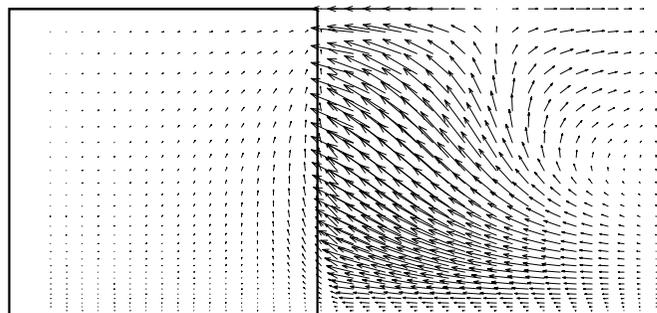
Fig. 46 Velocity vectors at 1st fin rear face ( $U_{in}=0.05\text{m/s}$ ).



**(a)  $L/W=5$**



**(b)  $L/W=3.6$**



**(c)  $L/W=2.5$**

Fig. 4.7 Velocity vectors at 1st fin rear face ( $U_{in}=0.5\text{m/s}$ ).

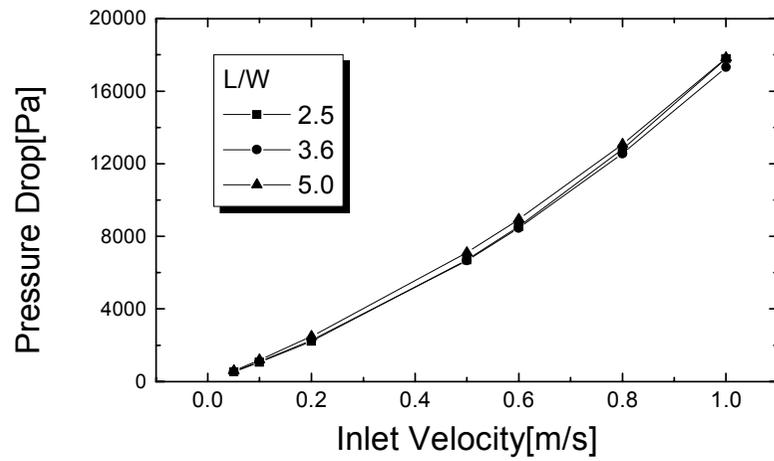
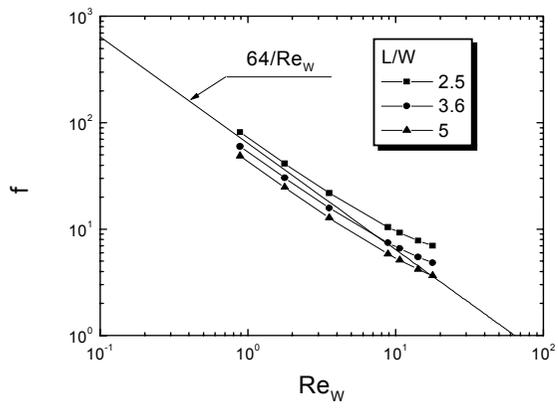
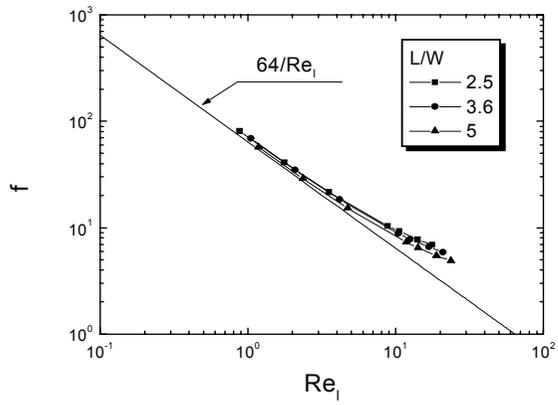


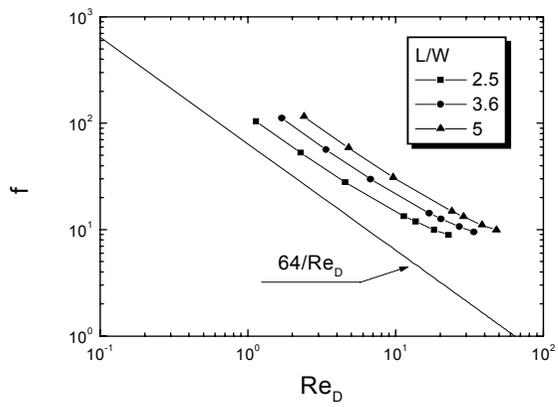
Fig. 4.8 Pressure drops for fin pitch ratio.



(a)



(b)



(c)

Fig. 4.9 The Effect of characteristic length on friction factor.

## 제 2 절 온도장

### 2.1 등온선

Fig 4.10에서 Fig 4.11은 유속에 따라 3차원의 중심단면에서의 등온선을 나타낸 그림이다. 유속이 0.05m/s일 때는 흰 후면에서의 온도가 고르게 발달하고 있으며, 전체적으로 코어영역에서의 온도분포는 유사한 경향을 보여주고 있다. 유속이 0.5m/s이상의 속도에서는 후류가 생성되기 시작하며 흰 끝쪽에서 중심단면으로 온도경계층이 깨어지는 듯한 형상을 보여주는데 코너유동이 2차유동의 발달에 의해 흰의 후류로 혼입되기 때문이라고 생각된다. 그림에서 흰 후면에서의 등온선의 형상을 잘 보여주고 있으며, 흰피치비가 작을 경우 온도상승의 효과가 더 커짐을 확인할 수 있다.

Fig 4.12는 유속이 0.05m/s일 때 첫 번째 흰 후면에서의 등온선을 나타낸 것이다. 흰 후면에서의 등온선을 살펴보면 같은 온도의 선을 조사해볼 때 흰피치비가 작아질수록 바닥면으로부터 멀리 떨어져 있어 온도상승의 효과가 좋아짐을 알 수 있다. 유체가 유입되는 부분에 있어 등온선은 흰의 영향을 받지 않으므로 온도경계층이 발달하게되며 그림에 나타나 있는 등온선의 두께는 곧 경계층의 두께에 비례한다고 볼 수 있다. 흰피치비가 큰 경우 입구부분에서 첫 번째 흰까지의 도달거리가 더 길어지므로 온도경계층이 더욱 잘 발달됨을 나타내고 있다. 입구속도가 클 경우와 흰피치비가 작을 경우 2차유동은 증가하므로 2차유동의 속력은 커지고 이에 의해 유체의 혼합이 증가하게 되며 유체의 평균온도는 적어지게 된다. 따라서, 벽온도와 유체온도차이를 크게 한다.

### 2.2 대류 열전달계수

Fig 4.13은 첫 번째 흰 전면부에서 흰피치비에 따른 국소넛셀수를 나타낸 그림이다. 흰 후면에서 후류가 발생하지 않는 속도에서는 전체적으로 흰피치비가 클 때 국소넛셀수가 커지는 경향을 나타내고 있다. 흰

끝쪽 부분에서 대류계수값이 크게 나타나는 것은 그 부분에서 유체가 빠르게 돌아 들어오기 때문이며, 흰을 따라 중심단면으로 갈수록 작아지는 것은 흰 후면에서 유속이 떨어져서 유동이 상대적으로 적어지기 때문이라 생각된다. Fig 4.14는 흰 후면부에서의 국소넛셀수를 나타낸 그림이다. 후면부 역시 전면부에서와 유사한 경향을 나타내었으며, 전면부에서보다 적은 값을 나타내었다. 이 역시 흰 후면으로 돌아가는 것보다 앞면에 부딪치는 유동양상이 대류계수값을 크게 하는 요인이 되었으리라 예상된다. Fig 4.15는 바닥면에서의 콜번  $j$ 인자를 흰피치비에 따라 나타내고 있다. 바닥면에서는 흰피치비가 작은 경우 콜번  $j$ 인자가 크게 나타남을 알 수 있다. Fig 4.16은 유체와 접촉하는 면 즉, 흰 앞뒷면과 끝쪽부분 그리고 바닥면에서의 평균넛셀수를 이용하여 콜번  $j$ 인자를 나타낸 그림이다. 흰피치비가 큰 경우 콜번  $j$ 인자가 큰 값을 나타내고 있으나, 유속이 증가하여 0.5m/s이상의 속도에서는 그 격차가 아주 작아짐을 알 수 있으며, 유속이 1.0m/s에서는 거의 비슷한 값을 나타내고 있다. Fig 4.17은 콜번  $j$ 인자를 레이놀즈수의 함수로 나타낸 그림이다. 전체적인 기울기는 -0.5로 나타나고 있으며, 콜번  $j$ 인자는 레이놀즈수의 -0.5승에 비례함을 알 수 있었다.

### 2.3 자연대류의 효과

기존의 연구를 고찰하면 관내 유동에서 오일이 가열 또는 냉각될 때 자연대류 효과가 있다는 것으로 보고되어 본 연구에서 택한 스트립 흰에서도 자연대류 효과가 있는지 조사하였다. 3차원 계산영역을 택하고 읍셋 스트립 흰은 수평으로 놓여 있다고 가정하고  $z$ 방향의 운동량 방정식에 부력항을 추가하여  $118 \times 40 \times 41$  격자계를 택하여 계산하였다.

강제 대류와 혼합대류의 효과를 비교하기 위하여 첫 번째 흰의 후면에서 국소열전달계수를 비교한 것이 Fig. 4.18이다. 강제대류인 경우에는 유동의 중심단면을 기준으로 상하 대칭인 등 국소열전달계수 계수값을 보여 주고 있으며 혼합대류인 경우에는 상하 약간 비대칭인 구조가 나타나고 있다. 이는 부력항에 의한 결과라 사료된다. 그러나 그 차

이는 별로 나지 않는다.

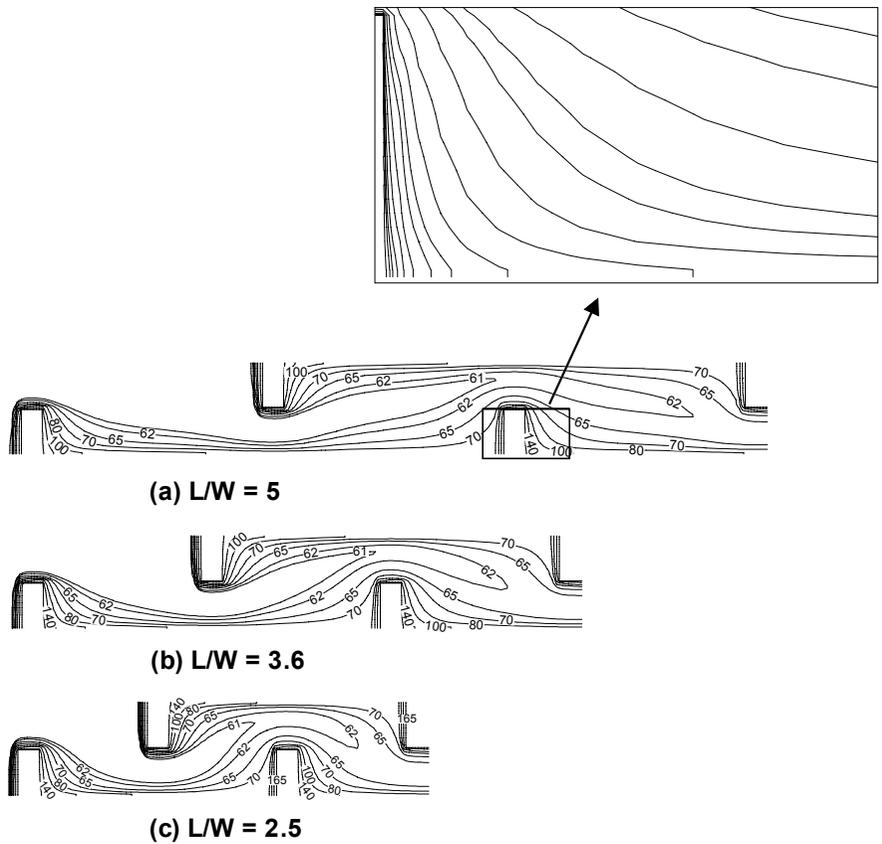


Fig. 4.10 Isothermal lines ( $U_{in}=0.05\text{m/s}$ ).

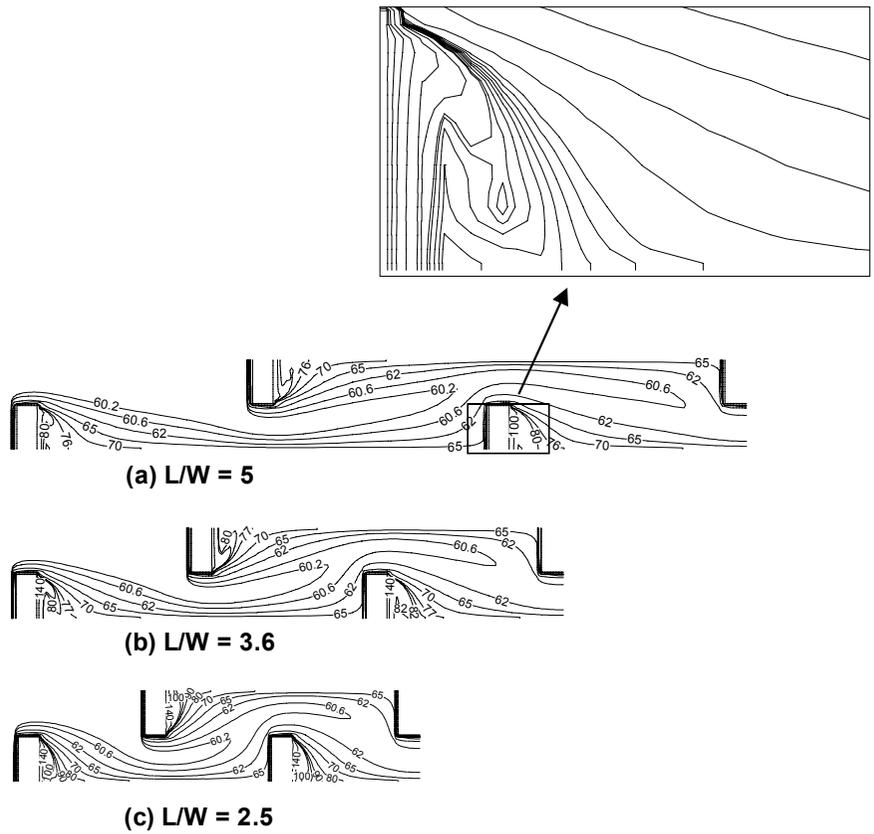
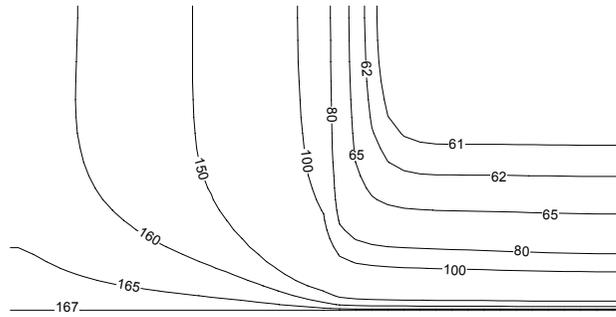
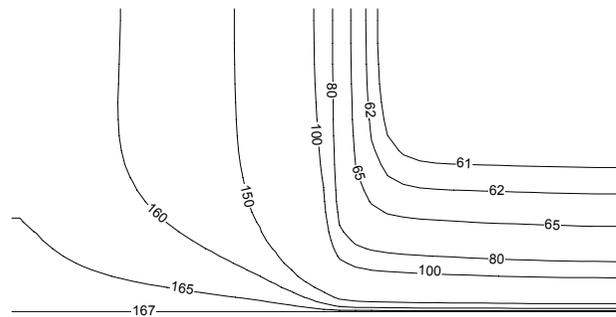


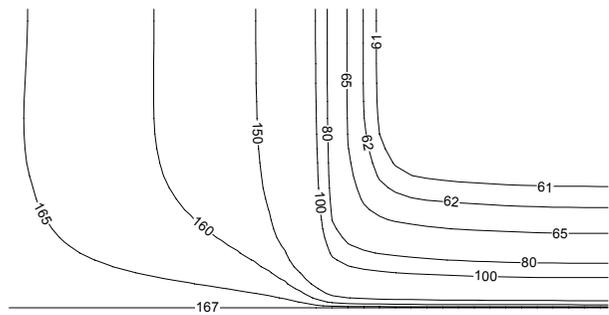
Fig. 4.11 Isothermal lines ( $U_{in}=0.5\text{m/s}$ ).



**(a)  $L/W = 5$**

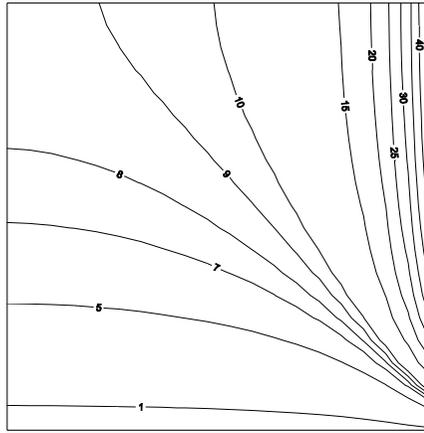


**(b)  $L/W = 3.6$**

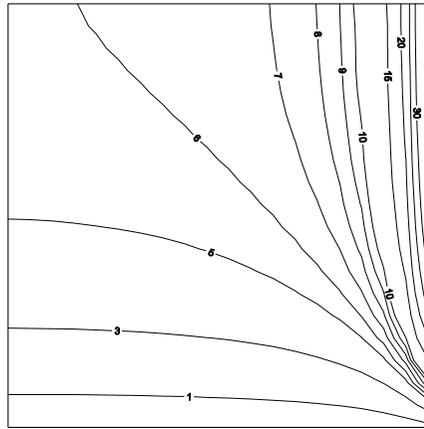


**(c)  $L/W = 2.5$**

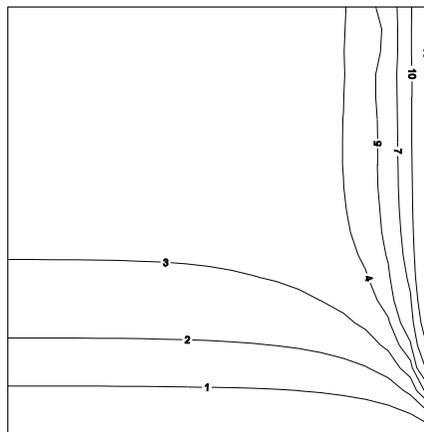
Fig. 4.12 Isothermal lines at 1st fin rear face ( $U_{in}=0.05\text{m/s}$ ).



(a)  $L/W = 5$

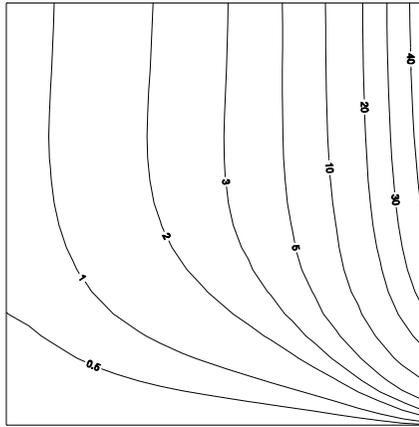


(b)  $L/W = 3.6$

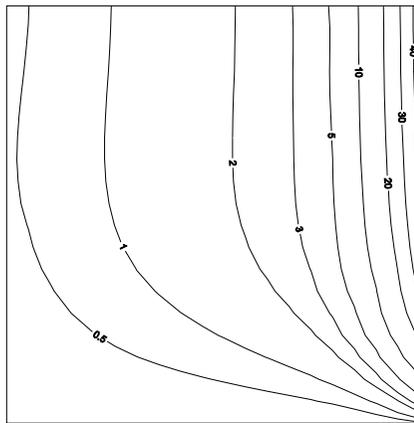


(c)  $L/W = 2.5$

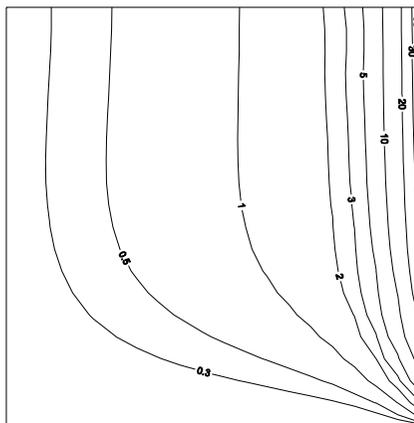
Fig. 4.13 Local Nusselt No. at  
1st fin front face  
( $U_{in}=0.05\text{m/s}$ ).



(a)  $L/W = 5$



(b)  $L/W = 3.6$



(c)  $L/W = 2.5$

Fig. 4.14 Local Nusselt No. at  
1st fin rear face  
( $U_{in}=0.05\text{m/s}$ ).

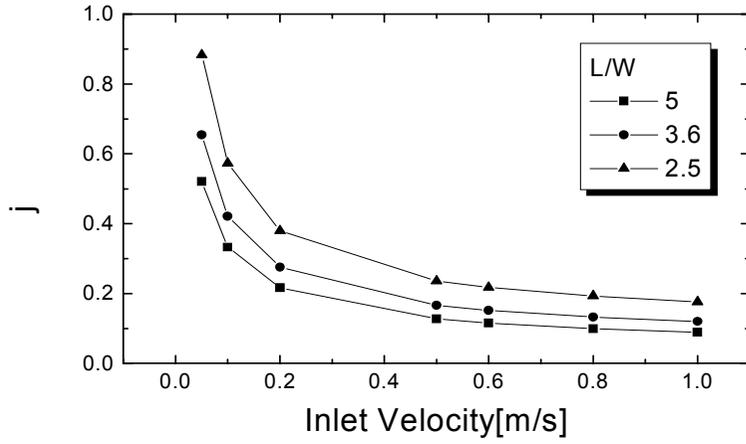


Fig. 4.15 Colburn  $j$  factor at Bottom face.

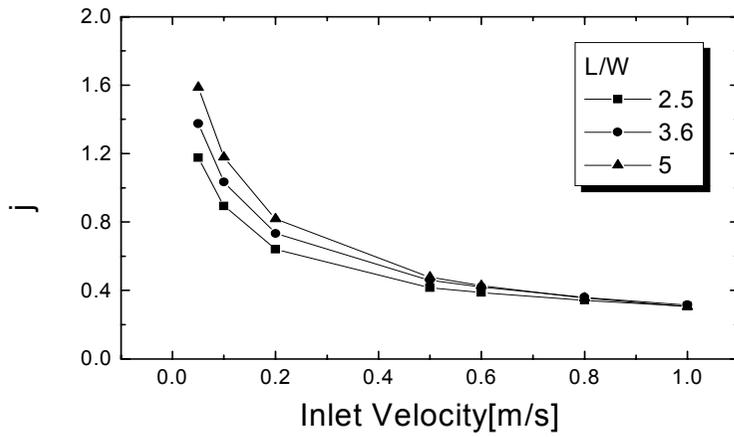


Fig. 4.16 Colburn  $j$  factor for fin pitch ratio.

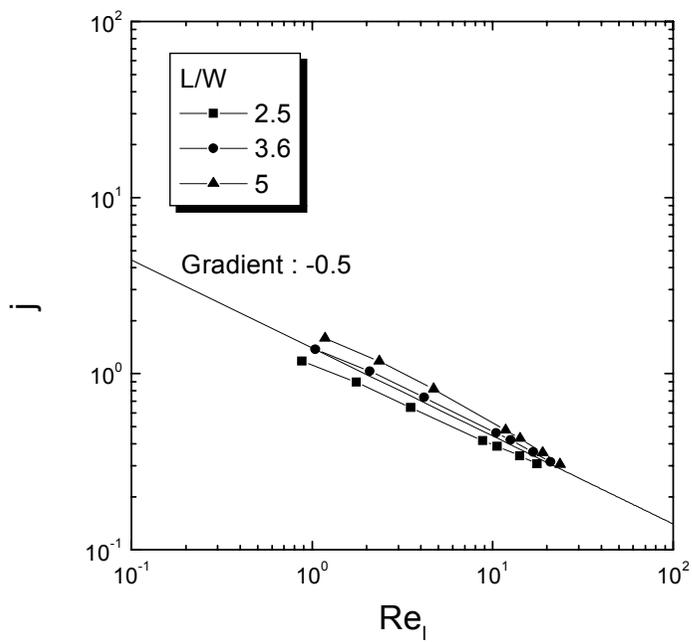


Fig. 4.17 Correlation plot for heat transfer.

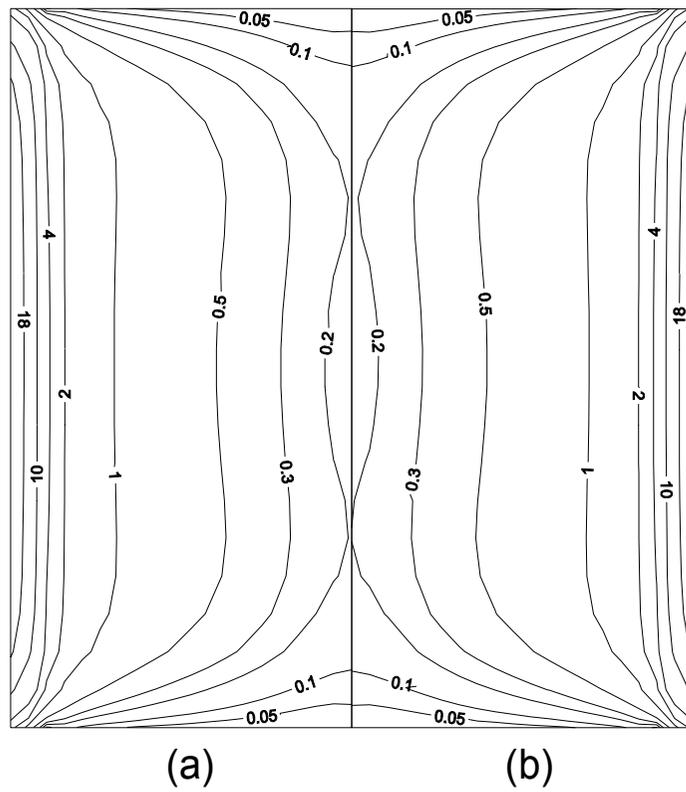


Fig. 4.18 Comparison of Nusselt No. (a) forced convection (b) mixed convection.

## 제 5 장 결 론

본 연구에서는 2차원과 3차원 수치해석방법을 이용하여 스트립 환에서의 오일유동열전달 특성을 고찰하였으며, 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

- (1) 유속이 적은 경우 압력강하는 선형적으로 변한다.
- (2) 평균넛셀수는 상류로부터 환 열수에 대한영향은 거의 받지 않으며, 환피치에 따라 크게 변한다.
- (3) 환 후면에서의 국소넛셀수는 박리점 근방에서 최소값을 가지며, 박리점의 위치는 입구속도와 환피치에 영향을 많이 받는다.
- (4) 2차원 유동인 경우에는 특성길이를 식(2.7)로 택하는 것이 좋으며, 레이놀즈수 8에서 발달된 유동형태로 변한다.
- (5) 일정물성치로 가정한 경우 압력강하와 열전달계수의 상관관계식은 각각 식(3.1)과 식(3.2)로 표시할 수 있다.
- (6) 3차원으로 계산한 경우 압력강하는 유속이 증가할 경우 상승했으며, 같은 유속에 환피치비가 작을 경우 더 큰 값을 나타내었다.
- (7) 열전달 효과는 저속일 경우 환피치비가 클 때 높은 값을 나타내었으나, 유속이 증가할수록 환피치비가 작은 경우 대류계수값이 커짐을 알 수 있었다.
- (8) 옅색 스트립 환에서의 자연대류효과는 무시하여도 된다.

## 참 고 문 헌

1. Kays, W. M. and London, A. L., 1964, Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill, New York.
2. Wieting, A. R., 1975, Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Offset Fin Plate Heat Exchangers, J. of Heat Transfer, Vol. 97, pp. 488.
3. Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corporation.
4. Yang, D. I., 2001, A Study on the Heat Transfer Characteristics of an Oil Heater, A Master's thesis, Korea Maritime University
5. Suzuki, K., Hirai, E., and Miyake, T., 1985, Numerical and Experimental Studies on a Two-Dimensional Model of an Offset-Strip-Fin Type Compact Heat Exchanger used at Low Reynolds number, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 28, No. 4, pp. 823-836.
6. Bergles, A. E., 1997, Heat Transfer Enhancement The Maturing of Second Generation Heat Transfer Technology, Heat Transfer Engineering, Vol. 18, No. 1, pp. 47-55.
7. DeJong, N. C., Zhang, L. W., Jacobi, A. M., Balachandar, S., Tafti, D. K., 1998, A Complementary Experimental and Numerical Study of the Flow and Heat Transfer in Offset Strip-Fin Heat Exchangers, Transactions of the ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 120, pp. 690-698.

8. Manglik, R. M. and Bergles, A. E., 1995, Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset Strip Fin Compact Heat Exchanger, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol. 10, pp. 171-180.
9. Magner, W. J. and Bergles, A. E., 1978, Augmentation of Tube-Side Laminar Flow Heat Transfer by Means of Twist Tape Inserts, Static Mixer Inserts and Internally Finned Tubes, *Heat Transfer 1978*, Hemisphere, Washington, Vol. 2, pp. 583-588.
10. Welling, J. R. and Wooldridge, C. B., 1965, Free Convection Heat Transfer Coefficients from Rectangular Fins, *J. Heat Transfer*, Vol. 87, pp. 439-444.
11. Starner, K. E. and McManus, H. N., 1963, An Experimental Investigation of Free Convection Heat Transfer from Rectangular Fin Arrays, *J. Heat Transfer*, Vol. 85, pp. 273-278.
12. Uttarwar, S. B. and Raja Rao, M., 1985, Augmentation of Laminar Flow Heat Transfer in Tubes by Means of Wire Coil Inserts, *Transactions of the ASME*, Vol. 107, pp. 930-935.
13. Bergles, A. E. and Joshi, S. D., 1983, Augmentation Techniques for Low Reynolds Number In-Tube Flow, *Low Reynolds Number Flow in Heat Exchangers*, Hemisphere, Washington, pp. 694-720.
14. Date, A. W., 1974, Prediction of Fully-Developed Flow in a Tube Containing a Twisted Tape, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 17, pp. 845-859.

15. Joshi, H. M. and Webb, R. L., 1987, Heat Transfer and Friction in the Offset Strip Fin Heat Exchanger, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, pp. 69-83.

## 감사의 글

학부를 졸업하고 대학원에 들어와 2년이란 시간이 흘러 이제 졸업할 때가 다가온 것 같습니다. 실험실 생활을 한지는 2년밖에 되지 않지만 그 기간은 저에겐 정말 많은 것을 배우고 느낄 수 있었던 소중한 시간이었습니다.

먼저 언제나 제 곁에서 지도와 격려를 해주시며 논문이 완성되기까지 많은 가르침을 주신 정형호 교수님께 진심으로 감사드립니다. 또한, 바쁘신 와중에도 시간을 내주시어 논문을 심사해주신 김동혁 교수님과 방광현 교수님께도 감사드립니다. 관심을 가지고 지도해주신 도덕희 교수님과 윤상국 교수님께도 감사드립니다.

같이 생활하며 저에게 힘이 되어준 사랑스런 실험실 후배들 성학이, 희승이, 태희, 용엽이, 선희와 지금은 사회인이 되어있지만 제 동기이며 실험실 선배인 대일이, 진호, 덕형이 다 열거는 못하지만 여러 실험실 선·후배님들에게도 고마움을 전합니다.

끝으로 저를 낳고 길러주시며 말없이 지켜봐주신 부모님과 누나들에게 진심으로 감사드리며, 작으나마 이 논문을 바치고 싶습니다.