

<論 文>

형상변화에 의한 열교환기의 열전달 성능 향상(Ⅱ)

—이중 동심관 내에 원주형 환을 부착할 때의 난류 유동 및 열전달의 수치해석 및 유동실험—

노승탁* · 이택식* · 강신형* · 송명호** · 이은현**

(1985년 2월 18일 접수)

The Improvement of the Heat Exchanger Performance by Shape Modification(Ⅱ)

—Numerical and Experimental Studies of Turbulent Flow and Heat Transfer in Annular Channel with Circumferential Fins on the Inner Surface in a Double Pipe Heat Exchanger—

Sung Tack Ro, Taik Sik Lee, Shin Hyoung Kang,
Myung Ho Song and Eun Hyun Lee

Abstract

Numerical and experimental studies are presented for turbulent flows and heat transfer in annular channel with circumferential fins on the inner tube in a double pipe heat exchanger. Flow and heat transfer characteristics are periodically fully developed, and complex flow patterns are shown.

Numerical calculations are executed by using modified TEACH-2 E computer program based on the standard $k-\varepsilon$ turbulence model. Mean velocity, turbulent kinetic energy, and Reynolds stress distributions are measured with the hot wire anemometer. Static pressures on the outer wall of the pipe are measured for three pitch-height ratios and several Reynolds numbers. Numerical predictions generally show reasonable results in comparison with experimental results. When the pitch-height ratio is about 5.0 and other geometric parameters are fixed in this paper, maximum heat transfer is achieved. Reattaching flow patterns appeared in this region. As the pitch between fins is increased beyond 5.0, mean Nusselt numbers are decreased and the pressure drop through one pitch almost remains.

*정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

**서울대학교 대학원 기계공학과

기 호 설 명

- C_f : 전단응력 계수
- D_e : 등가직경 ($=D_i-d_0$; mm)
- D_i : 외관의 내경(mm)
- D_o : 외관의 외경(mm)
- d_i : 내관의 내경(mm)
- d_o : 내관의 외경(mm)
- f : Friction factor ($= \frac{D_e}{4l} \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho U_n^2}$)
- H : 장애물의 높이
- h : 대류 열전달 계수($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- k : 공기의 열전도 계수($W/m \cdot ^\circ C$)
- l : 난류 운동에너지(J), 시험 유로부(test section)의 길이(m)
- Nu : Nusselt 수($=hD_e/k$)
- \bar{Nu} : 평균 Nusselt 수
- P : 피치(pitch; mm), 압력
- q : 열유속(W/m^2)
- Re : Reynolds 수($U_n D_e / \nu$)
- R_i : 외관의 내반경(mm)
- R_o : 외관의 외반경(mm)
- r_i : 내관의 내반경(mm)
- r_o : 내관의 외반경(mm)
- T : 온도($^\circ C$)
- T_m : 혼합 평균 온도($^\circ C$)
- U : 축방향의 속도(m/s)
- U_m : 축방향의 평균 속도(m/s)
- V : 반경방향의 평균 속도(m/s)
- \overline{uv}/U_n^2 : 축방향과 반경방향의 교란속도의 상관관계
- x : 축 방향의 거리(mm)
- y : 내관을 기준한 반경방향거리(mm)
- ε : 난류 운동에너지 소멸율
- κ : von-Karman 상수
- μ : 공기의 점성계수
- ν : 공기의 동점성계수(m^2/sec)
- ρ : 공기의 밀도(kg/m^3)
- ϕ : 유선함수

1. 서 론

동심원관 내벽에 인공조도를 증가시켜서 열전달을 촉진시키는 경우 설계자료를 확보하기 위한 연구가 많이 수행되었고 국내에서도 노승탁 등⁽¹⁾에 의해서 수행되었

다. 이와 병행하여 동심원관 내벽에 단면이 얇은 직사각형의 원주형 흰을 주기적으로 부착하여 형성되는 난류유동 및 열전달 특성을 수치해석 및 실험적으로 연구하였다. 물론 흰을 부착한다고 하여 증가되는 압력 손실에 대하여 상대적으로 효율적인 열전달 촉진을 기대하기는 어렵다. 그러나 흰 사이에는 복잡한 재순환 난류 유동이 형성되고 이에따라 열전달 특성이 변하게 된다. 이는 유동자체도 흥미로우나 난류 유동 특성과 열전달 특성이 연계되어 있다. 따라서 본 논문에서 다루는 특수한 경우에 설계자료를 확보한다는 차원을 떠나서 재순환 유동을 포함하는 난류유동을 나타내주는 난류모델을 정립하고 수치해석으로 유동 및 열전달 특성을 계산하는 프로그램을 정립해보는 것은 이분야 연구의 기초가 된다. 아울러 직접 극부적 유동계측을 수행하여 수치계산 결과와 비교하여 난류유동의 이해, 난류모델의 개발 및 수치해석 방법의 개발로 연결되어 야 한다.

이러한 분야의 연구중에서 아직도 잘 알려진 $k-\varepsilon$ 모델이 계속 많이 연구되고 아울러 수치해석방법도 연구되고 있다^(2,3,4). 그러나 본 논문에서는 이러한 연구의 첫단계로 Gosman과 Ideriah⁽⁵⁾가 다룬 TEACH-2E 전산프로그램을 모체로 하여 본 논문의 문제에 적합하도록 수정하여 사용하였다. 그러나 기본적인 $k-\varepsilon$ 난류모델은 수정하지 않았다. 한편, 본 논문에서는 열선풍속계를 이용하여 평균 속도분포 및 난류특성을 계측하고 계산결과와 비교하였다. 이를 통하여 표준형 $k-\varepsilon$ 모델을 이용한 TEACH-2E 코드의 특성을 파악하고 이를 위한 실험 데이터를 확보하는데 중점을 두었다.

2. 유동 및 열전달 해석

2.1. 지배방정식 및 경계조건

본 논문에서 채택한 동심원관 사이의 내관에 부착된 원주형 흰과 사용된 원주좌표계를 Figs. 1, 2에 나타내었다. 유체는 비압축성 뉴턴유체이고 유동은 축대칭 정상유동이라 가정하였다. x 및 r 방향의 속도성분 U , V 및 온도 T 난류운동에너지 k 와 난류운동에너지의 소멸율 ε 에 대한 지배방정식, 즉 연속방정식, 운동량 방정식, 에너지방정식 및 난류운동에너지와 그 소멸율의 방정식은 난류유동변수를 평균치로 생각하면 다음과 같이 나타낼 수 있다⁽⁵⁾.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r V \phi) = S_\phi + \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\Gamma_\phi r \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) \quad (1)$$

Table 1 ϕ , Γ_ϕ and S_ϕ for the each equation

Conservation of	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Mass	1	0	0
Axial momentum	U	μ_{eff}	$\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu_{eff} r \frac{\partial V}{\partial x} \right) - \frac{\partial P}{\partial x}$
Radial momentum	V	μ_{eff}	$\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu_{eff} r \frac{\partial V}{\partial r} \right) - \frac{\partial P}{\partial r} - 2 \mu_{eff} \frac{V}{r^2}$
Turbulent kinetic energy	k	$\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k}$	$G - C_D \rho \epsilon$
Turbulent dissipation rate	ϵ	$\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon}$	$\frac{\epsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \epsilon)$
Temperature	T	$\frac{\mu}{\sigma} + \frac{\mu_t}{\sigma_t}$	0

$$G = \mu_t \left\{ 2 \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{V}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial r} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 \right\} + S_G$$

$$S_G = - \frac{2}{3} \mu_t \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rV) + \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 \right]$$

각 경우의 ϕ , Γ_ϕ 및 S_ϕ 는 Table 1에 나타내었다.

Table 1에서 $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$, $\Gamma_{eff} = \frac{\mu}{\sigma} + \frac{\mu_t}{\sigma_t}$ 이고, μ_t 는 난류점성 계수, σ_t 는 Prandtl 수와 Schmidt 수의 유효비이다. Reynolds 응력과 $\overline{\rho u' i'}$, $\overline{\rho v' i'}$ 은 소위 gradient transport hypothesis에 의해서 μ_t 및 $\frac{\mu_t}{\sigma_t}$ 로 나타내었다. 보통 σ_t 는 알고 있는 상수로 생각하며 μ_t 는 잘 알려진 $k-\epsilon$ 난류 모델에 의하여 다음과 같이 주어진다.

$$\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \epsilon \tag{2}$$

난류모델에서 사용된 상수는 Launder and Spalding⁽⁶⁾에 의한 표준형 $k-\epsilon$ 모델을 채택하면 Table 2와 같다. 앞서 언급한 바 유동이 Fig. 1에서와 같은 환상통로에서, 입구부터 상당한 거리만큼 벌고 내벽부터의 열유

Table 2 Turbulence model constants

C_μ	C_D	C_1	C_2	σ_k	σ_ϵ
0.09	1.0	1.44	1.92	1.0	1.3

속이 일정하게 유지된다면 유동과 온도분포가 완전히 발달되었다고 할 수 있다. 보다 엄밀하게 표현하면 속도 및 난류량의 분포는 이웃하는 환사이를 주기적인 한 구역으로 보아 일정하게 반복된다고 볼 수 있다. 한편, 온도분포도 원형 튜를 지나면서 이웃하는 다음 튜에 이르기까지, 다음과 같이 주기성을 가지는 분포로 나타낼 수 있다.

$$T(x, r) = T^*(x, r) + \beta x + constant \tag{3}$$

여기서 β 는 유량과 열유속에 의해서 결정되는 상수이

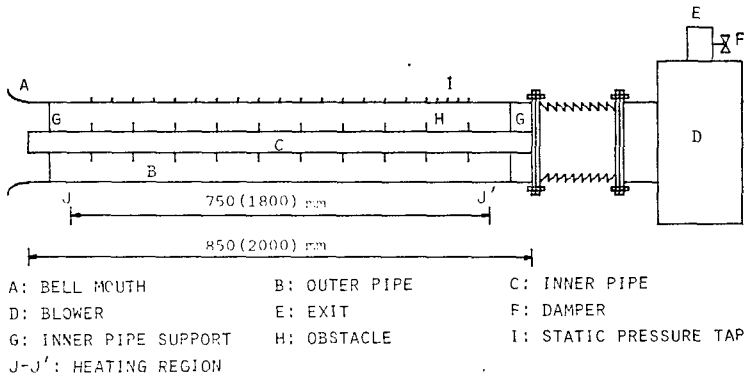


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

며, 이를 식 (1)에 대입하여 T^* 에 대한 방정식으로 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} (rUT^*) + \frac{\partial}{\partial r} (rVT^*) \right] \\ &= \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} (r\Gamma_{eff} \frac{\partial T^*}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial r} (r\Gamma_{eff} \frac{\partial T^*}{\partial r}) \right] \\ & \quad - \rho\beta U \end{aligned} \quad (4)$$

이는 단일원관 내벽에 원주형 원이 일정한 간격으로 부착되어 있는 경우의 층류유동과 열전달 특성을 다룬 Rowley and Patankar⁽⁷⁾와 같은 개념으로 생각하였다. 따라서 식 (1)에서 에너지 방정식은 식 (4)로 나타나게 된다.

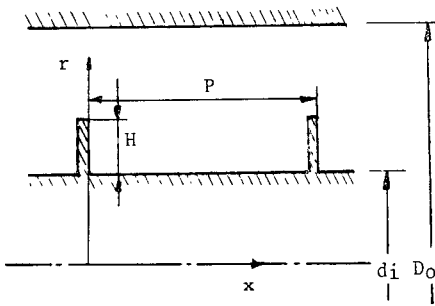


Fig. 2 Geometry and parameters

계속되는 원주형 원을 따라 유동과 T^* 의 분포가 주기적으로 반복된다. 따라서 이웃하는 원주형 원 사이의 한 공간을 검사체적으로 하여 계산을 수행한다. 이 경우 검사면에서 입구와 출구는 원이 설치된 위치가 되며 여기에는 U, V, T, k, ϵ 이 경계조건으로 주어져야 한다. 그러나, 주기성이 있는 발달된 상태이기 때문에 입구와 출구에서의 속도, 온도분포 및 난류특성이 같다는 조건으로 주어진다. 한편 벽 가까이에서는 U, T, k, ϵ 등이 급격히 변하고 국소 Reynolds 수가 작기 때문에 특별히 고려하여 벽법칙으로 경계조건을 삼았다⁽⁸⁾.

온도에 대한 경계조건으로 외관벽과 원형 원표면에서는 단열되어있고 내관벽에서는 열유속이 일정하여 벽 가까이에서의 온도분포는 대수법칙을 사용하였다. 난류 운동에너지와 난류소멸률의 벽에서의 조건은 벽근처에서 난류운동에너지는 그 생성과 소멸이 평형상태에 있다는 조건으로부터 유도하였다. 입출구 조건의 주기조건에 대하여는 다음에 자세히 다루기로 하고 벽에서의 각 물리량의 거동에 관한 식은 송명호⁽⁶⁾에 자세히 설명되어 있다.

2.2. 수치해석

전술한 지배방정식들은 유한차분법에 의해서 해석되

며 본 논문에서는 잘 알려진 TEACH-2E 컴퓨터 프로그램을 수정하여 계산을 수행하였다. 계산점은 staggered grid를 사용하였다. 이것은 계산점을 축방향속도 U , 반경방향 V 및 압력 P 을 포함한 그 밖의 물리량을 나타내는, 세종류로 나누어 일반적인 물리량의 검사표면에 속도의 계산점이 위치하도록 하는 것이다. 이렇게 하면 유한차분식의 계수를 계산하기 용이하고, 계산에서 비현실적 압력에 의한 오차를 피할 수 있다⁽⁹⁾. 각 계산점의 검사체적에 대하여 지배방정식 (1)과 (4)를 적분하고 물리량을 계산점의 값으로 표시하여 유한차분식을 얻는다.

유한차분식이 주어진 경계조건을 만족하도록 하기 위하여 앞서 언급한 경계조건을 유한차분식에 적합하도록 나타내었다. 유동장에 대한 입구와 출구의 경계조건은 주기적이며 주기성을 가진 발달된 유동조건으로 생각한다. 즉, 압력 P 를 제외하고, U, V, k, ϵ 의 분포는 입구와 출구에서 일치한다. 압력은 변형된 연속방정식에 의하여 주어진 유량이 일치하도록 계산하였다. 실제 계산에서는 Fig. 3에 나타낸 것과 같이 검사체적을 축방향으로 확장하여 똑같은 속도분포를 가지는 구역 AB 와 $A'B'$ 를 설정한다. 확장된 입구 경계면 A 에서의 조건은 반복계산(iteration)의 한단계 이전의 A' 면에서의 값을 사용하고 출구경계면 B' 에서의 조건은 한단계 이전의 B 면에서의 값을 사용하여 수렴하는 해를 구하였다. 이때 원의 두께는 무시하였다⁽¹⁰⁾.

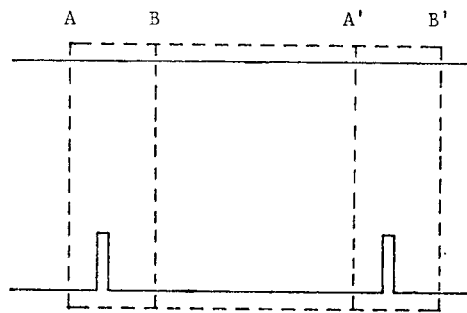


Fig. 3 Control volume

벽에서는 벽법칙을 사용하여 벽에 가까운 계산점에서의 속도를 결정하였고 각각에 해당하는 전단응력을 운동량 소멸로 처리하였다. 특히 원의 최상단에 인접한 속도 계산점은 검사면의 일부만이 벽이 되며, 합리적인 처리방법이 많이 제시되어 왔으나 아직 결정적인 방법은 없다고 생각된다. 본 논문에서는 출구 원의 벽면에서는 일반적인 방법으로 처리되 검사면 중에서 벽면이 차지하는 면적비 만큼 고려하였으며, 입구 원

의 벽면에서는 한칸 아래 계산점에서 전단응력을 사용하였다.

입출구에서의 온도 분포는 일치하지 않으며 온도는 유동방향을 따라 증가하므로 주기적으로 변하지 않는다. 그러나 식 (3)에서 정의된 T^* 를 사용하면 주기성을 가지게 되어 입출구에서 T^* 는 같게 된다. 이렇게 하면 온도에 대한 입출구 경계조건도 유동장과 마찬가지로 된다. 한편 내관벽을 제외한 모든 벽은 단열조건으로 가정하였고 내관벽에서는 열유속이 일정하다고 보아 전술한 벽법칙을 사용하여 벽온도를 결정하였다. β 는 전체적인 에너지의 평형을 고려하여 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\beta = qD_i / (C_p \cdot M) \quad (5)$$

여기서 M 은 공기의 질량 유량이다.

계산점은 유동이 복잡한 원근처에서 조밀하게 하였다. 반경방향으로는 22개의 계산점을 두되 원의 높이까지는 11개의 계산점을 주어 비교적 자세히 관찰하고 오차를 줄이려 하였다. 원 부근에서는 그 이상의 갯수를 주어도 계산치는 별로 변하지 않을 것이라고 생각한다.⁽¹¹⁾ 측방향의 계산점 갯수는 피치비 1~2.5에서는 10~25개, 그 이상에서는 23개를 두었다. 계산 범위로 D_i/d_o 는 0.27, P ,는 0.7, $H/(D_i-d_o)$ 는 0.2915로 고정하였다. 이는 다음에서 설명될 실험의 결과와 비교해 보기 위하여서이다. 피치비 P/H 는 1~10까지 변화시켰으며 Reynolds 수는 세가지 경우에 대해서 계산하였다. 피치비가 클수록 수렴이 빨리되었으며, 이것은 계산점의 갯수와 위치의 영향이라고 생각된다.

3. 유동실험

3.1. 실험장치

실험에 사용한 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 동심 이중관의 내관은 외경 50.8 mm의 동관이며 외관은 내경 190 mm, 두께 6 mm의 아크릴 관이다. 내관 표면에 설치된 원주형 환은 아크릴과 베이클라이트로 제작하였고 원주형 환의 피치를 쉽게 변화시킬 수 있도록 고정시켰다. 동관을 고정하기 위해서 실험장치의 입구와 출구에 각각 3개의 가는 보울트와 너트를 사용하였으며, 이 보울트를 조절하여 측대칭 유동이 되도록 하였다. 동심 이중관의 하류에는 송풍기를 부착하여 공기를 흡입하도록 하였다. 송풍기는 풍량 36 m³/min, 정격동력 3.7 kW, 회전속도 3160 rpm, 정압 250 mmH₂O의 원심 송풍기를 사용하였다.

유동이 발달된 유동임을 확인하기 위해서 환상공간과 원주형 환 위치의 외관벽에 내경 1 mm의 정압 측정용 구멍을 두었으며 측정구역에서는 측방향으로 20 mm의 간격으로 설치하였다. 프로우부의 이송을 위하여 자동이송장치를 설계 및 제작하여 사용하였으며 stepping motor와 linear head를 마이크로 컴퓨터에 의하여 제어하였다.

원주형환의 높이는 2 cm로 고정하고 피치—높이비 P/H 를 4.8 및 12로 변화시키면서 각각의 경우 세가지 유속에서 실험을 수행하였다.

3.2. 측정장치 및 측정방법

실험의 데이터 처리를 위한 계통도를 Fig. 4에 나타내었다. 속도의 측정은 피토투관과 2-channel 정온형 열선 풍속계를 사용하였다. 정압 측정용 구멍에서 얻어진 정압과 피토투관의 전압은 비닐 튜브를 사용하여 scani-valve에 연결시켜 scanning한 후 digital manometer에 연결시켰다. 여기서 얻어진 신호는 multi-channel recorder로 에널로그 신호를 디지털 신호로 변환하였으며 IEEE-488 interface를 사용하여 마이크로 컴퓨터에 이송하였고 이 값으로 속도를 구하였다.

2-channel 열선 풍속계와 adder/subtractor를 사용하여 측 방향과 반경 방향의 속도를 측정하였다. 열선 풍속계에서 얻어진 2개의 에널로그 신호를 adder/subtractor로 가감하여 직류로 얻어진 아날로그 신호는 A/D convertor로 디지털 신호로 변환하였으며 이 중 1024개의 신호를 마이크로 컴퓨터에 받아들여 그 평균값을 속도로 취하였다.

난류 강도는 제곱 평균 근(root mean square) 값을 평균 속도로 무차원화하여 구하였다. 2-channel 열선 풍속계에서 얻어진 2개의 신호를 adder/subtractor로 가감하여 교류로 얻어진 에널로그 신호는 A/D convertor로 디지털 신호로 변환하였으며 이 중 1024개의 신호를 마이크로 컴퓨터에 받아들여 제곱 평균 근 값을 구하였다.

Reynolds 응력은 열선 풍속계에서 얻어진 2개의 신호를 adder/subtractor로 가감하여 교류로 얻어진 2개의 신호가 operational amplifier를 통과하면 직류인 측방향과 반경방향의 교란속도의 상관계수를 나타내는 에널로그 신호가 얻어지며 A/D convertor를 사용하여 디지털 신호로 변환한 후에 1024개의 신호를 마이크로 컴퓨터에 받아들여 평균하였다.

이러한 열풍속계를 사용한 실험의 합리성을 확인하기 위하여 측대칭 자유제트에서 예비실험을 수행하여

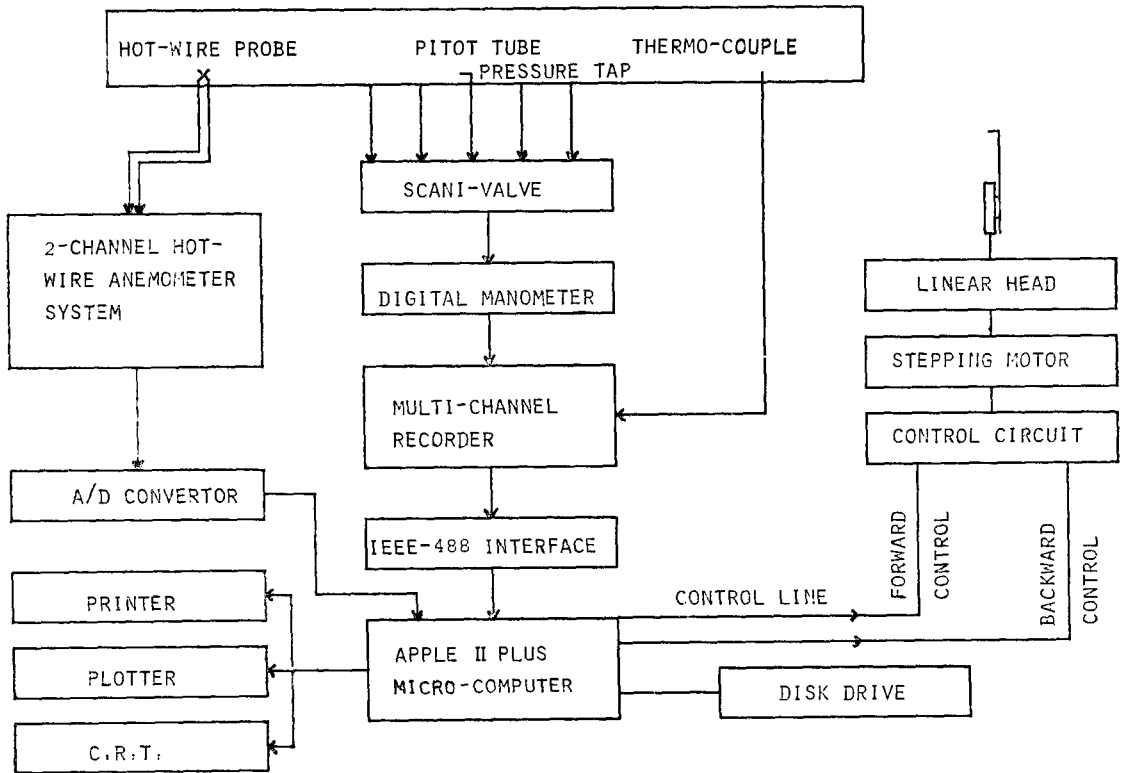


Fig. 4 Diagram of data acquisition system

Table 3 Experimental conditions

P/H	Reynolds numbers		
	4	3.0×10^4	7.7×10^4
8	8.1×10^4	1.4×10^5	2.1×10^5
12	8.4×10^4	1.3×10^5	1.8×10^5

Rajaratnam⁽¹²⁾에 인용된 결과와 비교하였다. 노즐의 직경, 실험된 Reynolds 수가 정확히 일치하지 않았음을 감안하더라도 평균속도는 약 5%, 난류강도는 약 10%, Reynolds 응력은 약 5%의 오차범위내에 있었다⁽¹³⁾.

동심원판에서의 실험은 Table 3 과 같은 조건에서 수행하여 데이터를 확보하였다⁽¹³⁾.

4. 수치해석 결과 및 실험과의 비교

먼저 수치해석에 의한 유동형태를 확인하기 위하여 Reynolds 수를 1.0×10^5 으로 고정하고 P/H를 변화시키면서 결과를 관찰하였다. 피치를 증가시키면서 처음

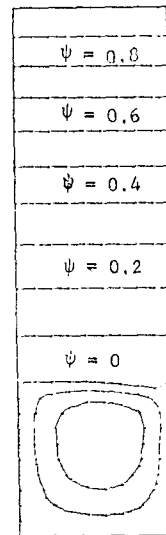


Fig. 5 Turbulent flow streamlines($Re=1 \times 10^5$, $P/H=1$.)

에는 캐비티 유동형태에서 점차적으로 재부착점이 있는 순환유동이 형성되고 뒤쪽 원주형 원 근처에서는 재분리점이 있는 순환유동이 형성된다. 대표적인 유동

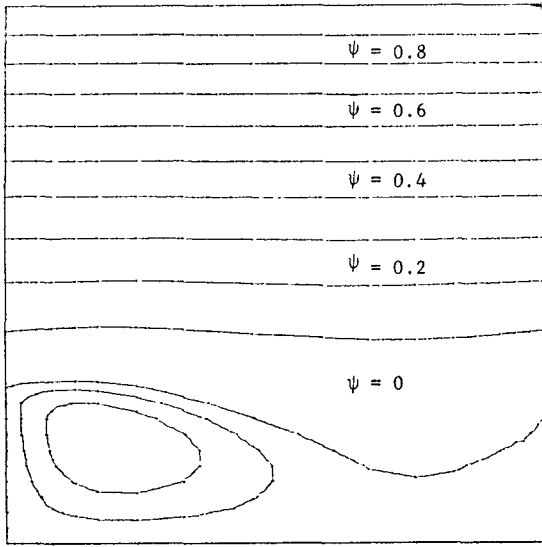


Fig. 6 Turbulent flow streamlines($Re=1 \times 10^5$, $P/H=3.5$)

형태를 Figs. 5~7에 나타내었다. 위에서 확인되었으나 유동형태는 Reynolds 수에는 민감하지 않고 피치에 따라 크게 변하였다. 원의 높이에 대한 재부착점의 위치(x/H)는 앞서 언급한 H/D_e , D_i/d_0 등의 변수가 고정되었을 때 2.6~2.9 정도이며 재분리점의 위치는 Re 수의 증가에 따라 원쪽으로 접근하였다.

실험결과와 비교하여 수치해석 결과는 비교적 합리적으로 예측되었다. $P/H=8$, $Re=8.1 \times 10^4$ 인 경우 x 방향의 평균속도를 Fig. 8에서 비교하였다. 재순환 영

역과 원사이의 간격이 제한되기 때문에 내관벽 근처에서는 실험을 수행할 수 없었다. 그러나 전반적으로 만족스러운 결과를 얻었다. 계산에 의한 속도분포는 매우 편평한 편이고 재순환 영역에서의 역류 속도는 최고 평균속도의 50%에까지 이르고 있다. 최대속도점은 피치가 작을수록 내관쪽으로 편중되는데 이때 재순환 영역이 원과 원 사이를 완전히 채우게 되어 단순 동심원관의 유동특성과 비슷하다고 생각되었다.

Fig. 9에서 보는 바와 같이 원은 난류 강도를 상당히 높여 주며, 특히 원의 끝에서 생성된 많은 난류 운동에너지가 유동이 진행됨에 따라 하류로 전파되는 것을 볼 수 있다. 재순환 영역에 접한 내관의 벽면으로부터의 열전달은 궁극적으로는 재순환 영역의 경계면에서 난류의 혼합효과에 의해 이루어진다. 원의 설치로 인한 재순환 유동 및 난류 운동에너지의 증가는 결국 열전달 향상의 주된 기구로 생각된다. 실험 결과와 비교하면 정량적으로 차이는 크나 정성적으로 합리적인 경향을 보여주고 있다. 난류강도의 측정오차가 다소 크다는 것을 고려할 때 합리적인 결과라고 생각된다. 앞으로 보다 세밀한 측정에 근거를 둔 난류모델의 개발이 요구된다.

Fig. 10에서는 예측된 Reynolds 응력, 즉 난류전단응력을 나타내었다. 계산결과와 직접적으로 비교는 하지 않았으나 합리적인 경향을 보이고 있다. 난류운동에너지의 소멸을 ϵ 을 예측할 수 없었기 때문에 본 논문에서 사용된 $k-\epsilon$ 모델이 어느 정도 타당한지 국부적으로 연구하지는 못했으며 더구나 내벽근처 및 재순환 영역에서 실험자료를 확보하지 못하였다. 전반적인 수치

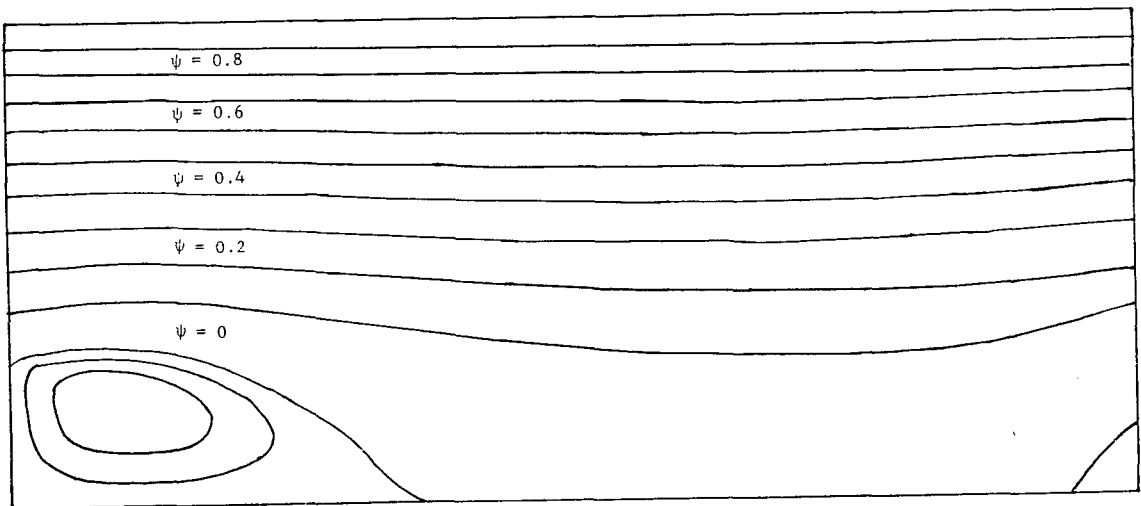


Fig. 7 Turbulent flow streamlines($Re=1 \times 10^5$, $P/H=8.$)

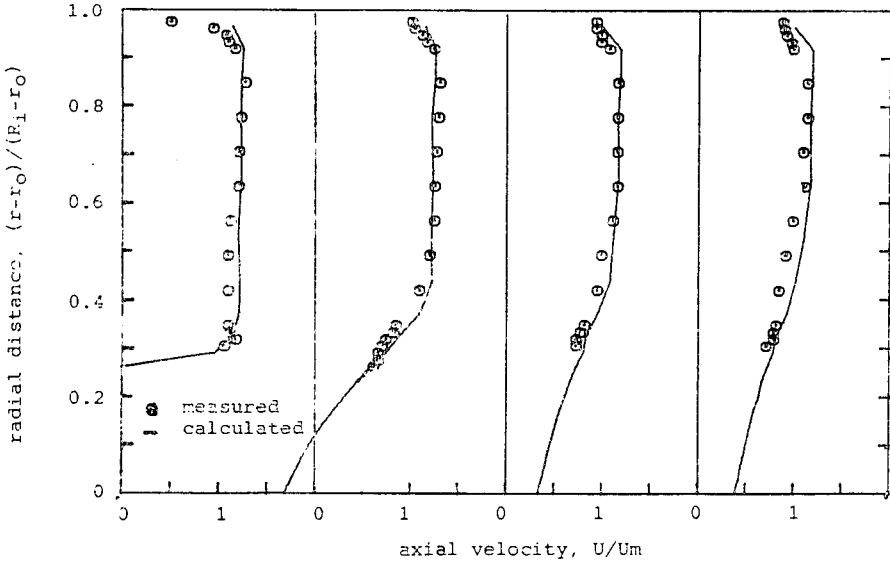


Fig. 8 Axial velocity profiles($P/H=8$, $Re=8.1 \times 10^4$)

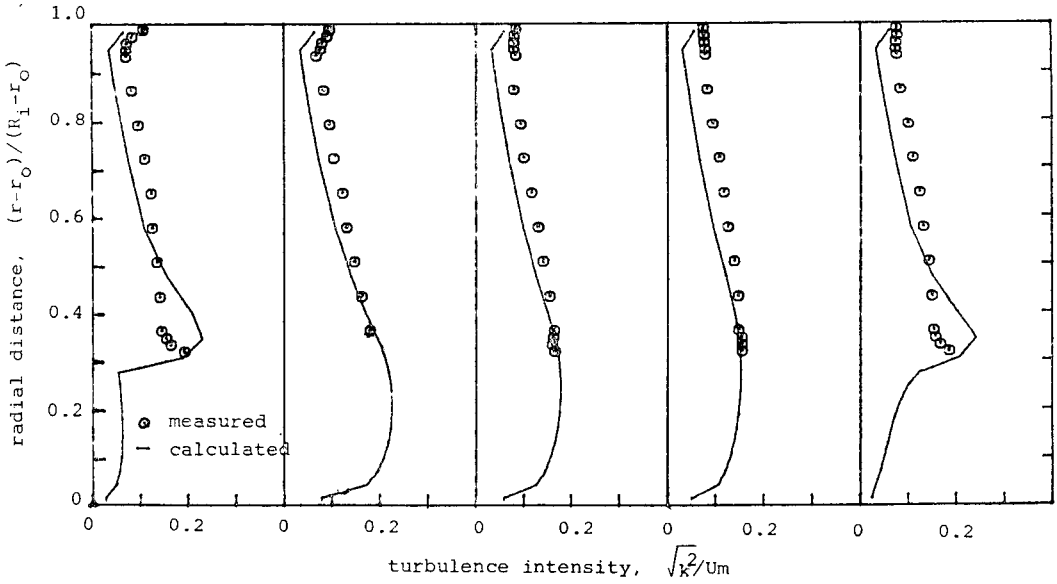


Fig. 9 Turbulent intensity distributions($P/H=8$, $Re=8.1 \times 10^4$)

계산의 합리성을 검증하기 위하여 Fig. 11 에는 $P/H=8$ 인 경우 세가지 Reynolds 수에서 외관벽을 따라서 계측된 정압분포와 계산결과를 비교하여 보았다. 예상했던대로 Reynolds 수에 따른 영향은 그리 크지 않았고 수치계산의 전반적인 경향은 만족스러웠다. 그러나, 원주형 원이 위치한 부근에서 계산결과가 실험치에 비하여 다소 급격한 변화를 보이고 있다. 이는 수치해석 과정에서 원 상단의 처리에 따른 오차가 다소 크지 않았

나 생각된다. 이에 대하여 후후 신중한 처리 방법이 모색되어야 하겠다.

Fig. 12 에는 수치계산에 의하여 압력손실계수의 P/H 및 Reynolds 수에 따른 변화를 나타내었다. 피치비가 1~5 사이에서는 큰 변화가 없었다. 이 구역은 재순환영역이 분리되기 전에, 한개의 재순환 영역으로 원과 원사이가 채워지는 경우이며, 이때 저항계수는 피치와 유속의 변화에도 거의 변하지 않는다. 피치가

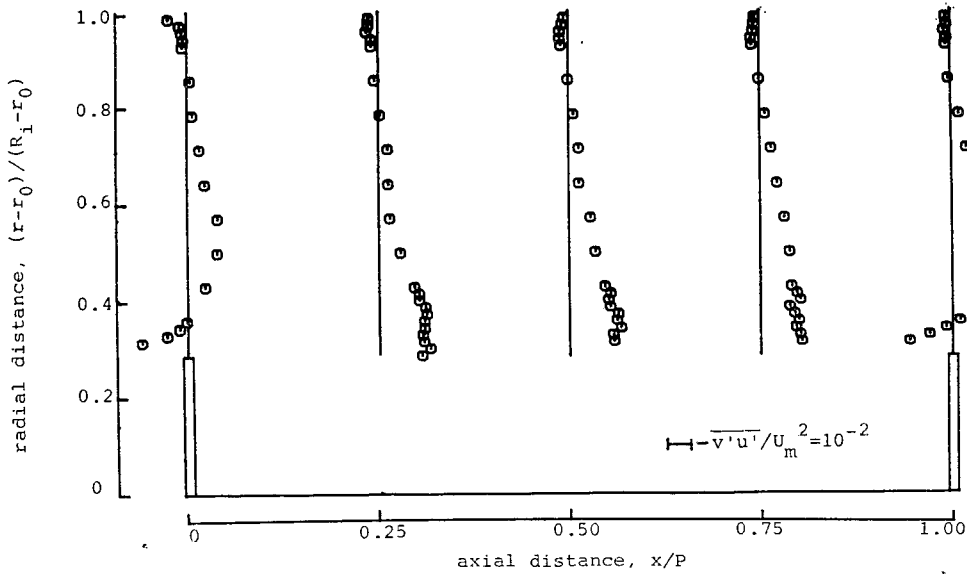


Fig. 10 Reynolds stress distributions($P/H=8.$, $Re=8.1 \times 10^4$)

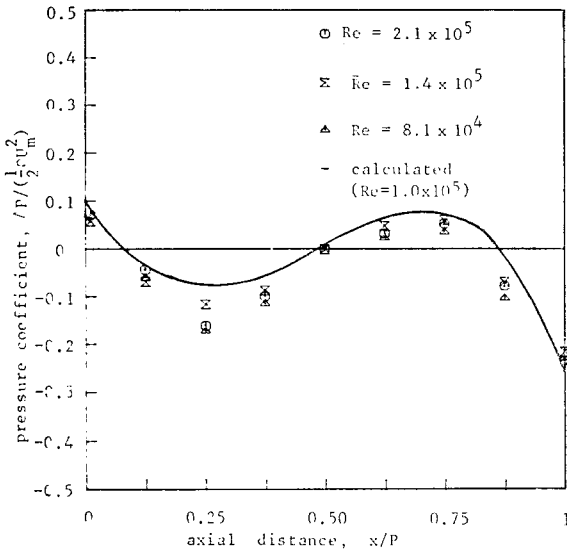


Fig. 11 Local pressure coefficient distributions($P/H=8.$, $Re=8.1 \times 10^4$)

큰 경우에는 저항계수는 P/H 에 반비례한다고 할 수 있다. 전체적으로 보아 Reynolds 수가 증가하면 압력 손실 계수가 약간 감소하는 경향을 보이고 있다. 마지막으로 Fig. 13에서는 평균 Nusselt 수의 변화를 나타내었다. 본 논문에서는 실험적으로 계속하지 않았기

때문에 직접 비교를 하지는 못하였으나 계산에 의한 경향을 나타내고 있다. 난류운동에너지의 증대효과와 재순환 영역의 형성 및 평균 유선의 방향변환이 복합적으로 작용하여 원의 실체는 열전달의 효과를 증대하며 Fig. 13에서 보는 바와 같이 피치비 4~5 부근에서 최대의 열전달 효과를 기대할 수 있겠다.

5. 결 론

본 연구에서 다룬 이중 동심관 내벽에 주기적으로 원주형 핀을 부착하였을 때 난류유동 및 열전달의 수치 해석과 유동실험을 통하여 다음의 결론을 얻었다.

- (1) 표준형 $k-\epsilon$ 난류모델을 이용한 TEACH 코드에 의한 수치계산은 전반적인 유동형태를 합리적으로 예측하고 있다. 그러나 최근 연구되고 있는 수치해석의 방법, 유선곡률을 고려한 난류모델의 영향, 합리적인 벽법칙의 사용 등에 의한 영향은 다음으로 미룬다.
- (2) 동심관의 직경비, 피치비가 본 논문에서 다룬 고정된 값에서 P/H 가 4~5 이상일 때 완전 재순환유동은 부착-박리 형태의 유동으로 바뀌며 이때 열전달도 최대가 되었다. 재부착점의 위치 x/H 는 2.6~2.9 정도였다. 또한, P/H 가 5정도 이상일 때는 한 피치당 압력 손실이 거의 일정하므로 압력손실 계수

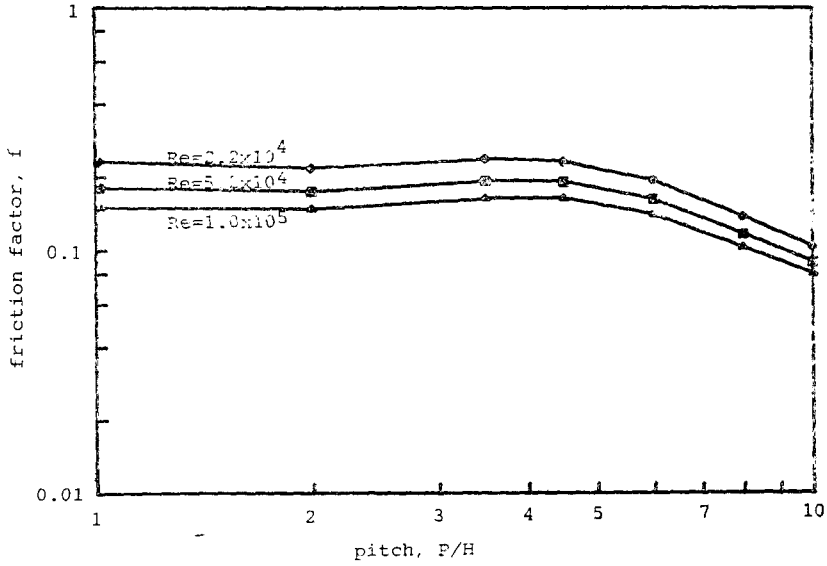


Fig. 12 Variation of friction factor, turbulent flow

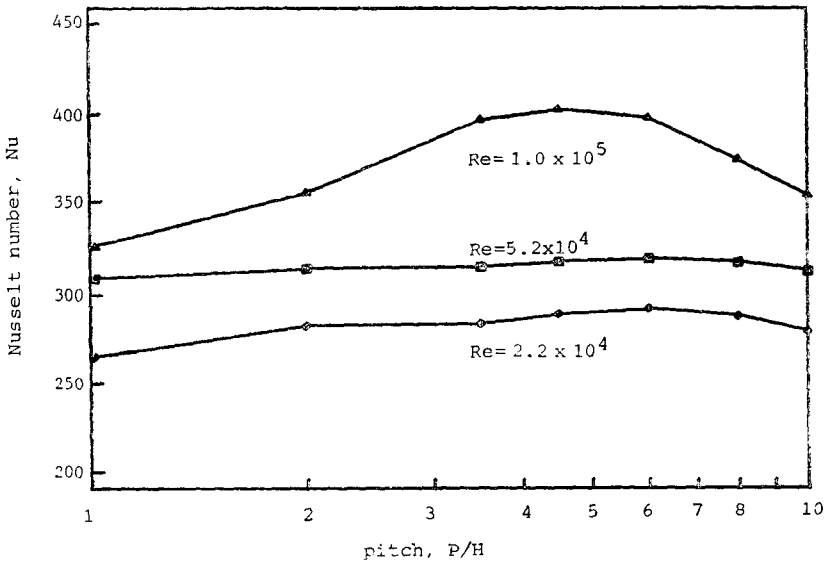


Fig. 13 Mean Nusselt numbers, turbulent flow

는 P/H 에 역비례하고 있다. 그리고 천의 끝에서 박리되는 강한 전단유동에 의하여 난류가 심하게 생성된다. 이는 유동뿐만 아니라 열전달에 많은 영향을 주리라 사료된다.

(3) 본 연구를 통하여 비록 벽근처 재순환 영역을 제외한 영역에서 유동 실험 자료를 확보하였다. 이는 추후 보완을 통하여 난류유동의 이론 및 수치해석적

연구에 활용되리라 생각된다.

후 기

본 연구는 1983년도 한국학술진흥재단의 학술연구비로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분에게 깊이 감사한다. 또한 TEACH 코드를 통하여 연구에 많은 도움

을 준 미국 GM 연구소의 한태영 박사와 실험장치의 일부를 제작하여준 서울대학교 공과대학 공작실 관계자에게 감사한다.

참 고 문 헌

- (1) 노승탁, 이택식, 강신형, 김진오, "형상 변화에 의한 열교환기의 열전달 성능향상(1)", 대한기계학회논문집, 제 9권 제 1호, pp. 71~80, 1985
- (2) F. Durst and A.K. Rastogi, "Turbulent flow over two-dimensional fences", Proc. 2nd Turbulent Shear Flows Symposium, London, 1979
- (3) C.C. Chieng and B.E. Launder, "On the calculation of turbulent heat transport downstream from an abrupt pipe expansion", A.S.M.E. HTD Vol. 13, 1980
- (4) T. Han, J.A.C. Humphrey and B.E. Launder, "A comparison of hybrid and quadratic-upstream differencing in high Reynolds number elliptic flows", Computer Methods in App. Mech. and Eng., Vol. 29, 1981
- (5) A.D. Gosman and F.J.K. Ideriah, "TEACH-2 E: A general computer program for two dimensional turbulent recirculating flows", Univ. of California, Berkeley, 1983
- (6) B.E. Launder and D.B. Spalding, "The numerical computation and turbulent flows", Computer methods in applied mechanics and engineering 3, pp. 269~289, North-Holland Publishing Company, 1974
- (7) G.J. Rowley and S.V. Patankar, "Analysis of laminar flow and heat transfer in tubes with internal circumferential fins", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 27, No. 4, 1984
- (8) 송명호, "원형 튜브가 부착된 동심원관에서 유동 및 열전달 해석", 서울대학교 대학원 공학석사학위 논문, 1985
- (9) S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, 1980
- (10) A.D. Gosman, et. al, *Heat and Mass Transfer in Recirculating Flows*, Academic Press, 1969
- (11) I.P. Castro, "Numerical difficulties in the calculation of complex turbulent flows", Turbulent Shear Flows I, pp. 220, 1977
- (12) N. Rajaratnam, *Turbulent Jets*, Elsevier Scientific Publishing Co., 1976
- (13) 이은현, "내관에 반복되는 원형 튜브를 가진 동심 이중관의 환상공간에서의 유동 및 열전달에 관한 실험적 연구", 서울대학교 대학원 공학석사학위논문 1985