

확대 채널에서 확대율이 열전달과 마찰계수에 미치는 효과

Effect of Divergence Ratio on Heat Transfer and Friction Factor in the Diverging Channel

오세경* · 이명성** · 정성수** · 안수환*†

Se-Kyung Oh*, Myung-Sung Lee**, Seong-Soo Jeong** and Soo-Whan Ahn*†

(접수일 : 2012년 08월 03일, 수정일 : 2012년 10월 22일, 채택확정 : 2012년 10월 23일)

Abstract : The heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flows in three stationary channels have been investigated experimentally to check out the effect of divergence ratio. These are a constant cross-sectional channel and two diverging channels with ratio of divergence(Dho/Dhi) of 1.16 and 1.49. The measurement was conducted within the range of Reynolds numbers from 15,000 to 89,000 and the dimension of uniform cross-sectional test section is 100 mm x 100 mm at the cross section and 1,000 mm in length. The measurements of heat transfer coefficients and friction factors in the uniform channels were conducted as a reference. Because of the streamwise flow deceleration, the heat transfer and friction factor characteristics in the diverging channel were quite different from those of the constant cross-sectional channel. The effective friction factors and convective heat transfer coefficients increased with increasing the ratio of divergence of the channel.

Key Words : Diverging Channel, Heat Transfer, General Friction Factor, Ratio of Divergence, Effective Friction Factor

1. 서 론

원형 튜브, 사각덕트 그리고 평행평판의 채널이 산업적으로 광범위하게 적용되기 때문에 이러한 구조의 내부유동에 대한 난류 열전달과 유체유동 특성에 관해 많은 연구가 수행되었다. 대표적 적용 분야는 가스터빈 블레이드, 밀집형 열교환기, 유체 냉각식 원자로의 연료 분사장치, 그리고 전자냉각장치들이다. 이러한 분야의 대표적 연구로

서는 사각채널 내 리브(rib)를 설치하여 열전달을 향상시키는 연구는 Han 과 Park¹⁾이 수행하였다. 그리고 상대적 리브 높이 비(e/Dh), 상대적 리브 피치비(p/Dh), 리브 층동각, 채널 형상비, 리브 단면 모양, 그리고 리브 배열(직선 혹은 V형 배열) 등의 형상 파라미터들이 열전달을 향상시키는 실험적 연구에 대해 광범위하게 수행되었다. 초기의 이러한 연구는 Burggraf²⁾이 수행하였으며 서로 마주보는 양벽면에 리브를 설치한 사각덕트 내의

*† 안수환(교신저자), 오세경 : 경상대학교 해양산업연구소 기계시스템공학과

E-mail : ahn9294@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-9105

**이명성, 정성수 : 경상대학교 대학원 기계시스템공학과

*† Soo-Whan Ahn(corresponding author), Se-Kyung Oh : Dpt of Mechanical & System Engineering, Institute of Marine Industry, Gyeongsang National University.

E-mail : ahn9294@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-9105

**Myung-Sung Lee, Seong-Soo Jeong: Dpt of Mechanical & System Engineering, Graduate School, Gyeongsang National University.

난류유동에 관한 연구를 하였다. Han 과 Park¹⁾은 양 벽면에 리브가 설치된 짧은 사각 채널($x/D_h = 10 \sim 15$)에서 입구영역의 난류 열전달에서 리브 각도와 채널형상비가 국부 열전달 계수분포에 미치는 복합적 효과를 열전달에 의해 측정하였다. 90°리브 충돌각을 갖는 사각 채널에서 너셀트 수는 시험부 입구에서 채널 길이 방향으로 주기적으로 감소 한 뒤 $x/D_h = 3$ 이후부터는 일정하였다. 열전달 측정 방법 이외에도 열/질량 전달 상사법과 광학적 방법을 이용하여 Lockett와 Collins³⁾은 평행평판 채널에 한측벽 만 사각 리브를 설치한 경우 완전히 발달된 유동의 열전달을 홀로그래프 간섭 측정법으로 수행하였다. 그리고 Liou 등⁴⁾이 평행평판의 열전달에 대해 위와 유사한 홀로그래프를 이용하여 측정을 하였다. 나프탈렌 승화법에 의한 측정은 Chyu와 Naturajan⁵⁾이 행하였다. 측정에는 3 패스(pass) 통로의 국부 열전달 계수를 측정 모델로 하였다. 그리고 Abuaf와 Kercher⁶⁾는 3패스 통로의 열전달을 액체 크리스탈 법을 이용하여 측정하였다. 다수의 패스 냉각 회로가 있는 공기 포일(airfoil)에서 반경방향 통로의 횡단면은 통로의 바닥(root)에서 천정(top)의 높이에 따라 변한다. 다시 말하면, 냉각통로형상은 어느 정도 수축되거나 확대된다. 이러한 형상의 변화는 직선 사각 채널과 비교하면 유동과 열전달 특성에 큰 차이를 보일 것으로 사료된다. 그러나 확대채널에서 확대율에 따른 마찰계수와 열전달의 변화에 대한 자료는 문헌에서 거의 찾아 볼 수가 없었다. Yang 등⁷⁾은 난류유동에서 다양한 각도로 확대 경사진 필름냉각 표면에서 열전달과 냉각효율을 실험적으로 조사하였다. 그 결과 필름냉각표면의 확대각도가 클수록 냉각효율이 감소되고 열전달은 증가된다고 보고하였다. Liu와 Gau⁸⁾는 수축과 확대 채널에서 레이놀즈 수가 200에서 2,000의 범위에서 부력으로부터 발생된 2차 유동에 의한 열전달 효과에 대해 실험적 연구를 수행하였다. 실험의 파라미터는 채널형상(폭/높이의 비)이었다. Wang 등⁹⁾은 리브가 설치된 사각 채널의 입구 영역에서 횡단면적의 변화가 국부와 채널 평균 열전달에 미치는 영향을 측정한 결과 횡단 면적의 변화는

채널 평균 열전달에 큰 영향을 준다는 것을 입증하였다. 그러나 Wang 등⁹⁾은 채널의 확대와 수축 각도가 1° 인 수축과 확대 채널의 한 경우에 대해서만 연구하였다. 이에 본 연구는 가스터빈의 블레이드냉각 통로와 항공기 날개 등과 같은 채널의 확대율의 효과를 조사하기 위해 시험부 채널 길이가 1m이고 가열면의 확대 경사각이 1.43° ($D_{ho}/D_{hi} = 1.49$)과 0.72° ($D_{ho}/D_{hi} = 1.16$) 그리고 0° ($D_{ho}/D_{hi} = 1.0$)인 경우에 대해 열전달과 마찰계수를 실험적으로 조사하여 확대율의 효과를 정량적으로 구하였다.

2. 실험 장치 및 방법

사각 채널 시험부에 실리콘 포일(foil) 히터를 좌우면에 설치하고 상하 양면에는 단열이 되도록 하였다.

Fig. 1과 같이 실험 장치의 전체 채널 길이는 4 m이고 시험부 입구측에 단열의 투명 폴리 카보나이트를 2 m 설치하였고 시험부는 1 m 길이로 하였다. 시험부 출구에는 외부 영향을 최소화 하기 위해 단열의 투명 폴리 카보나이트를 1 m 설치하였다. 공기를 작동유체로 사용하였고 공기는 시험부 출구 측에 설치된 송풍기에 의해 시험부로 유입되었다.

균질 유동을 만들고 입구영역(developing region)을 최소화하기 위해 시험부 입구에 허니컴을 설치하고 시험부 출구와 송풍기 사이에는 0.5 m 간격의 원형튜브를 두어 송풍기에 의한 스월(swirl)의 영향을 최소화 하였다. 시험부의 공기유량은 시험부 뒤에 설치된 원형 튜브에서 구한 유량으로부터 연속법칙에 의해 구한다.

시험부 출구 단면적은 직선 채널의 경우 100 mm x 100 mm이다. 시험부 좌우 벽면은 10 개의 영역으로 구분하고 매 영역마다 1개의 구리판(2 mm (T) x 100 mm x 100 mm)을 설치하고 영역 사이에는 열전도를 방지하기 위해 0.05 mm 두께의 고무 가스켓으로 분리하였다.

실험은 Fig. 2와 같이 직선채널, 확대비(D_{ho}/D_{hi})가 1.49, 그리고 1.16인 채널에 대해 수행하였다.

D_{ho} 와 D_{hi} 는 각각 채널 시험부 출구와 입구의 수력직경이다.

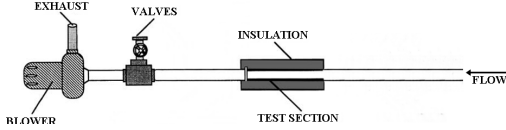


Fig. 1 Schematic of experimental setup

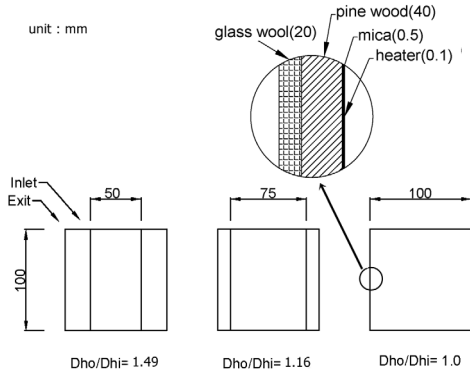


Fig. 2 Diverging channel

가열벽면은 0.1 mm 두께의 실리콘 히터를 구리판 밑에 접착하여 설치하였다. 히터에 공급되는 전력은 단상 가변용 전력 조절기로 제어하였다. 전압과 저항은 디지털 멀티미터로 측정하여 공급 전력을 구하였다. 시험부의 각 구리판에는 T형 구리 콘스탄탄 열전대를 2 개씩 설치하여 벽면 온도를 측정하였다. 열전대는 0.4 mm 직경의 구멍을 동판에 만들고 그속에 열전대 접합부를 삽입하여 열 에폭시로 고정하였다. 이 열전대는 데이터 로거에 연결하고 개인용 컴퓨터에 설치된 소프트웨어로 자료를 취득하였다. 시험부 입구의 중간 높이에서 열전대를 설치하여 입구체적 평균온도를 구하였다. 출구의 체적 평균온도는 채널 바닥에서 상부 까지 11 군데의 국부 온도와 속도를 측정하여 평균값을 구하였다. 상부 벽면에 등 간격으로 11 개의 압력 탭을 설치하여 정압을 측정하였다. 압력과 유속 측정은 마이크로 디지털 마노미터와 경사 페노미터를 사용하였다. 가열되는 시

험부는 0.5 mm 두께 마이카, 40 mm 두께 송판(pine wood) 그리고 20 mm 두께 유리섬유의 단열재를 사용하여 열손실을 최소화 하였다. 유체의 이송은 원심식 송풍기를 사용하였으며 송풍기에 설치된 유량 조절장치(gate valve)로 시험부 유속을 조절하여 요구하는 레이놀즈수를 얻을 수 있었다. 대류 열전달 계수 h 는 뉴턴의 냉각법칙을 이용하여 열전달율($Q-Q_l$)과 벽면온도(T_w) 및 체적 평균온도 (T_b)로부터 아래와 같이 구했다.

$$h = \frac{Q - Q_l}{A_p(T_w - T_b)} \quad (1)$$

여기서 Q 는 구리판에 가열되는 열이고 Q_l 은 손실 열이다. A_p 는 전열면적이고 T_w 와 T_b 는 벽면온도와 체적평균온도이다. 시험부 입출구를 차단하고 그속에 단열재를 채운 상태에서 열손실은 시험부 온도가 정상상태에 도달하면 정상상태에서 공급되는 열은 시험부 외부로 누설(손실)되는 열과 같다. 그러므로 단위면적 당의 열 손실(q_l)은 아래와 같이 계산된다.

$$q_l = \frac{T_w - T_\infty}{\Delta y_1/k_1 + \Delta y_2/k_2 + \Delta y_3/k_3 + 1/h_1} \quad (2)$$

여기서 T_∞ 는 주위온도, Δy_1 과 k_1 는 운모의 두께와 열전도도, Δy_2 과 k_2 는 송판의 두께와 열전도도, Δy_3 과 k_3 는 유리섬유의 두께와 열전도도, 그리고 h_1 는 채널 주위의 자연대류열전달 계수이다. 모든 경우 열손실은 5.8%이내였다. 본 연구에서는 단상교류 전원을 사용하였으며, 히터에서 공급되는 열전달율($Q-Q_l$)은 아래의 대류 열전달에 의해 점검하였다.

$$Q - Q_l = \dot{m}c_p(T_{bo} - T_{bi}) \quad (3)$$

여기서 \dot{m} 은 공기질량, T_{bo} 와 T_{bi} 는 시험부 출구와 입구의 체적 평균온도이다. 너셀트 수(Nu)는 다음과 같다.

$$Nu = \frac{hD_{hm}}{k_{air}} \quad (4)$$

D_{hm} 은 시험부 채널 평균 수력직경이고 K_{air} 은 공기의 열전도도이다. 균일 단면적 채널의 마찰 계수(f)는 다음과 같이 정의하였다.

$$f = \frac{D_{hm}}{2\rho u_b^2} \left| \frac{\Delta P}{\Delta x} \right| \quad (5)$$

$\frac{\Delta P}{\Delta x}$ 는 시험부 채널길이에 따른 정압을 최소 사승법에 의한 기울기로 구한다. 정압(P)는 7 군데의 일정한 간격으로 설치된 압력 탭의 압력을 마이크로 마노미터와 경사 마노미터로 측정하였다. 확대 채널의 경우에는 채널확대에 의한 운동 에너지 성분의 변화효과를 고려한 유효 압력강하(ΔP_e)를 이용하였다. 확대채널의 경우 x, y, z 방향의 속도 변동성분을 고려해야하나 본 연구에서는 유동 방향에 대한 단면적의 변화가 크지 않기 때문에(경사각=1.43°와 0.72°) 체적평균속도(u_b)에 비해 매우 적기 때문에 속도 변동성분은 무시 하였다. 확대에 따른 유효(total) 압력강하(ΔP_e)는 다음과 같다.

$$\Delta P_e = P_o - P_i + \frac{1}{2}\rho u_{bo}^2 - \frac{1}{2}\rho u_{bi}^2 \quad (6)$$

여기서 P_m 과 P_{out} 는 입구와 출구의 정압강하이 다. 확대 채널의 마찰 계수는 식(5)의 ΔP 대신에 식 (6)의 ΔP_e 를 대입하여 식(7)의 유효 마찰계수 (f_v)를 구했다.

$$f_v = \frac{D_{hm}}{2\rho u_b^2} \left| \frac{\Delta P_e}{\Delta x} \right| \quad (7)$$

비교를 위해 매끈한 직선 원관채널의 너셀트 수(Nu_{ss})에 대한 상관 관계식은 아래의 Dittus-Boelter식을 이용하였다.

$$Nu_{ss} = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (8)$$

그리고 마찰계수는 매끈한 직선 원관의 Blasius¹⁰⁾가 제안한 아래의 마찰 계수(f_{ss})식을 비교를 위해 포함하였다.

$$f_{ss} = 0.046Re^{-0.2} \quad (9)$$

확대채널의 레이놀즈수의 정의는 아래와 같다.

$$Re_m = \frac{u_{bm}D_{hm}}{\nu} \quad (10)$$

여기서 u_{bm} 의 정의는 시험부 입구와 출구의 체 적평균속도 평균값이다. 실험의 불확실성은 Kline 과 McClintock¹¹⁾의 방법으로 실시하였다. 실험의 변수들은 벽면온도, 공기 체적평균온도, 유체속도, 그리고 압력손실이다. 레이놀즈 수, 마찰 계수, 그리고 너셀트 수의 불확실성은 2.5%, 10.1%, 그 리고 7.8%이었다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 3는 확대율에 따른 압력강하를 나타낸다. $D_{ho}/D_{hi}=1.0$ 인 경우에는 정(+)의 값이었으나 확 대율이 클수록 부(-)의 값으로 증가하였다. 이는 확대채널의 경사에 의한 와류(vortex)와 거리에 따 른 유속의 감소로 시험부 입구측보다 출구측 정 압이 작기 때문이라 사료된다. 정(+)에서 부(-)로 전이되는 정압차가 영(0)인 확대율을 구하는 일은 추가적인 실험이 요구된다.

Fig. 4는 식(5)을 이용하여 구한 일반 마찰계수 값들이다. 비교를 위해 식(9)의 원형관(f_{ss})의 자료 를 포함하였다. 층류유동에서는 원형관 채널이 정 사각형 채널보다 마찰계수가 크다.¹²⁾ ($D_{ho}/D_{hi} = 1$)의 경우는 원형관보다 약간 컸다.

그러나 본 연구에서는 채널 길이에 따라 균일 한 단면적의 정사각채널이는 사각채널의 경우 사각 둘레의 국부지점 마다 다른 벽면 전전응력 으로 인하여 채널 내 유동이 불안정하기 때문이 라 사료된다.

$D_{ho}/D_{hi}=1.16$ 의 경우가 $D_{ho}/D_{hi}=1.0$ 의 경우보 다 작았다. 이는 채널 출구 방향 $D_{ho}/D_{hi}=1.16$ 의 경우 Fig. 3의 ΔP 의 절대 값은 약간 크나 동일 한 레이놀즈 수에서 $D_{ho}/D_{hi}=1.16$ 보다 유속이 증 가하기 때문이라 사료된다.

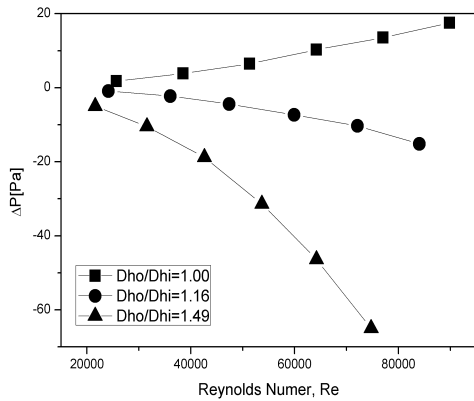


Fig. 3 Static pressure drops

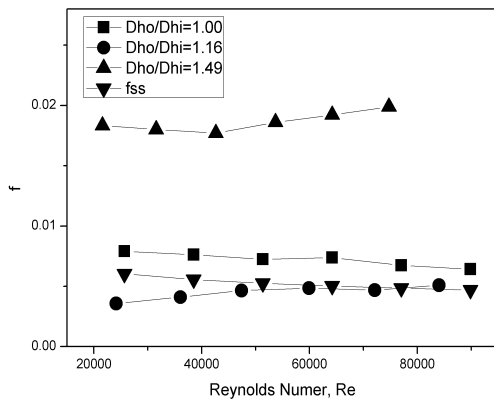


Fig. 4 General friction factors

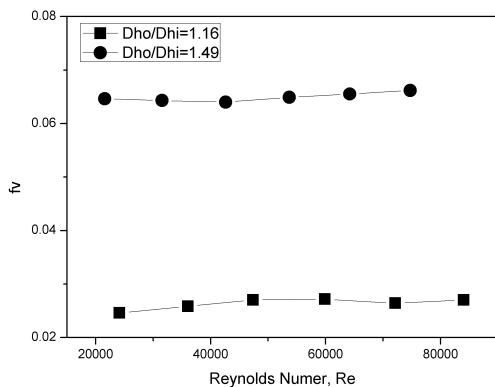


Fig. 5 Effective friction factors

Fig. 5는 식(7)에서 구한 유효 마찰계수(f_v)이다. Fig. 4의 단면적이 균일한 채널($D_{ho}/D_{hi} = 1$)보다

D_{ho}/D_{hi} 가 1.49와 1.16에서 유효 마찰계수가 7.9~8.5과 3.1~3.6배 컸다. 이는 운동에너지가 균일한 단면적 채널에서는 변화가 없으나 거리에 따라 채널 단면적이 확대되는 경우에는 입구와 출구에서의 운동에너지 차이가 크게 발생하기 때문에 유효 마찰계수(f_v)가 증가하였다.

Fig. 6은 확대율(D_{ho}/D_{hi})이 1.49와 1.16인 채널과 단면적이 균일한 채널($D_{ho}/D_{hi}=1$)에 대한 채널 평균 대류 열전달 계수(h)를 나타낸다. 확대율이 증가하고 레이놀즈 수가 클수록 대류 열전달계수가 증가하였다. 이는 확대 채널에서는 확대율이 클수록 수직성분의 와류유동이 크게 발생하기 때문이라 사료된다.

Fig. 7은 식(4)로부터 구한 채널평균 너셀트 수이다. 레이놀즈 수가 증가할수록 너셀트 수가 대체로 증가하였다. 이는 레이놀즈 수가 클수록 냉각유체의 질량유량이 증가하여 가열벽면의 온도(T_w)와 유체 체적 평균온도(T_b)의 차이가 감소하기 때문이라 판단된다. 비교를 위해 원형관의 너셀트 상관관계식 (8)의 값을 포함 하였다. 균일한 단면적 사각채널이 원형관보다 컸다. 이는 본 연구의 경우 4벽면 중 좌우 양면 만 가열하였기 때문에 단열의 상하벽면 근처의 유체가 가열벽면으로 이동하여 유체 체적평균온도를 상승시키기 때문이라 사료된다. 이러한 현상은 레이놀즈수가 낮을수록 현저하였다. 이는 본 연구의 경우 모든 영역에서 완전한 난류에 포함되고 유속이 낮을수록 주 유동에 대한 수직 유동성분 크기의 비가 커지기 때문이라 판단된다.

확대율이 클수록 너셀트 수가 큰 것은 채널확대에 따른 와류(vortex)유동 때문이라 판단된다. 그러나 본 연구는 채널 확대각이 0.72° 과 1.43° 이기 때문에 유체유동의 박리현상이 발생하지 않았다고 판단된다. 채널확대각과 레이놀즈수가 본 연구보다 클 경우 박리현상이 발생하리라 판단된다. 박리현상이 발생할 경우 채널내에서 유체유동이 충분히 팽창하지 못하고 출구로 배출되기 때문에 균일단면 채널의 경우보다 너셀트 수가 적을 것이라 판단된다. 이에 대한 변이 점을 찾는 일은 추후과제로 남겨둔다.

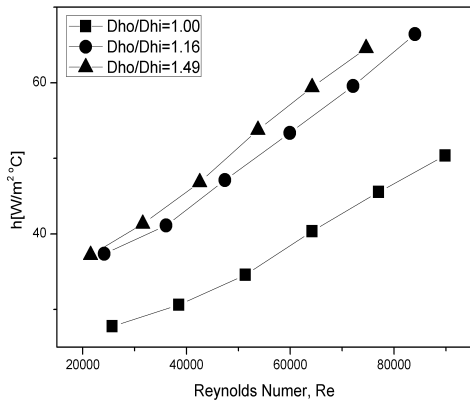


Fig. 6 Convective heat transfer coefficients

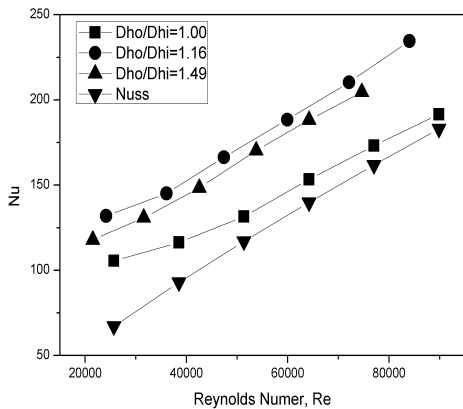


Fig. 7 Nusselt numbers

4. 결 론

시험부 입출구의 수력직경의 크기를 조절하여 입구와 출력의 수력직경 비에 따른 열전달과 마찰계수를 실험적으로 조사하여 얻어진 주요한 결론은 아래와 같다.

1) 확대율이 클수록 와류의 발생 때문에 유효 마찰 계수가 증가하였다. 채널 확대율 D_{ho}/D_{hi} =1.49와 1.16인 채널에서의 유효 마찰계수는 단면적이 균일한 채널보다 7.9~8.5와 3.1~3.6배가 되었다.

2) 너셀트 수는 균일한 단면적 사각채널이 원형관보다 컸다. 이는 본 연구의 경우 4벽면 중 좌우 양면만 가열하였기 때문에 단열의 상하벽면 근처

의 유체가 가열벽면으로 이동하여 유체 체적평균 온도를 상승시키기 때문이라 사료된다.

3) 확대율이 클수록 채널확대에 따른 와류유동 현상 때문에 대류 열전달계수가 컸으나 너셀트 수는 수력직경의 변화로 D_{ho}/D_{hi} =1.49보다 1.16이 약간 컸다.

4) 본 연구의 연구범위(채널 확대각 = 1.43° 이하; 레이놀즈 수 = 89,000이하)에서는 유체유동의 박리 현상이 발생하지 않았다고 사료된다.

후 기

이 논문은 2012년도 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업입니다(과제번호 : 2012001401).

참고문헌

1. J. C. Han and J. S. Park, 1988, "Developing Heat Transfer in Rectangular Channels with Rib Turbulators", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 31, pp. 181-195.
2. F. Burggraf, 1970, "Experimental Heat Transfer and Pressure Drop with Two-dimensional Turbulence Promotor Applied to Two Opposite Walls of a Square Tube", In: *Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer*(Edited by A. E. Bergles and R. L. Webb), ASME, NY, pp. 70-79.
3. F. Lockett, and M. W. Collins, 1990, "Holographic Interferometry Applied to Rib-roughness Heat Transfer, in Turbulent Flow", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol 33, 2439-2449.
4. M. Liou, J. J. Hwang and S. H. Chen, 1993, "Simulation and Measurement of Enhanced Turbulent Heat Transfer in Channel with Periodic Rib on One Principle Wall", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 507-517.
5. N. K. Chyu and V. Naturajan, 1995, "Surface

- Heat Transfer from a Three Pass Blade Cooling Passage Simulator", ASME Heat Transfer, Vol. 117, pp. 650-656.
6. N. Abuf and D. M. Kercher, 1994, "Heat Transfer and Turbulence in a Turbine Blade Cooling Circuit", ASME Turbomachinery Vo. 116, pp. 169-177.
 7. C. S. Yang, C. L. Lin and C. Gau, 2008, "Film Cooling Performance and Heat Transfer over an Inclined Film-cooled Surface at Different Divergent Mainstream", Exp. Thermal and Fluid Sci., Vol. 32, pp. 1313-132.
 8. C. W. Lin and C. Gau, 2004, "Onset of Secondary Flow and Enhancement of Heat Transfer in Horizontal Convergent and Divergent Channels Heated from Below", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 5427-5438.
 9. B. Wang, W. Q. Tao, Q. W. Wang, and T. T. Wong, 2001, "Experimental Study of Developing Turbulent Flow and Heat Transfer in Ribbed Convergent/Divergent Square Ducts", Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 22, pp. 603-613.
 10. W. M. Rohsenow and H. Choi, 1961, "Heat Mass and Momentum Transfer", Prentice-Hall, New Jersey, pp. 56-59.
 11. S. J. Kline and F. A. Clintock, 1953, "Describing Uncertainty in a Single Sample Experiments", Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-8.
 12. J. P. Holman, 1997, "Heat Transfer", McGraw-Hill, 8th ed, New York, pp. 285-299.