

2벽면 확대 사각채널에서 리브 피치가 열전달과 마찰계수에 미치는 효과

Effect of Rib Pitch on Heat Transfer and Friction Factor in a Two Wall Divergent Channel

안수환(Soo Whan Ahn)¹, 이명성(Myung Sung Lee)^{2†}, 정성수(Seong Soo Jeong)²,
배성택(Sung Taek Bae)³

¹경상대학교 해양산업연구소 기계시스템공학과, ²경상대학교 대학원 기계시스템공학과, ³한국생산기술연구원

¹Department of Mechanical and System Engineering, Institute of Marine Industry, Gyeongsang National University, Tongyeong 650-160, Republic of Korea

²Department of Mechanical and System Engineering, Graduate School, Gyeongsang National University, Tongyeong 650-160, Republic of Korea

³Korea Institute of Industrial Technology, Busan 618-230, Republic of Korea

(Received January 16, 2014; revision received March 3, 2014; Accepted: March 4, 2014)

Abstract Experimental investigations of the heat transfer and friction factors in the ribbed divergent rectangular channel with the channel exit hydraulic diameter to inlet hydraulic diameter ratio of 1.16 were performed. The surface heaters were mounted onto the two opposite walls. The main experimental parameter is the ratio of rib pitch (p) to height (e), at which the ratios (p/e) of 6, 10, and 14 are considered in the channel with ribs on one wall only. The straight ribbed square channel is also considered as a comparison. The major findings are that the ratio of $p/e = 6$ shows the highest values in the heat transfer and the ratio of $p/e = 10$ indicates the greatest friction factor in the ribbed divergent channel.

Editor's note : No major changes or corrections needed. Well written.

Key words Divergent rectangular channel(확대 직사각 채널), Heat transfer(열전달), Friction factor(마찰계수), Rib pitch(리브 피치)

† Corresponding author, E-mail: regulus84@naver.com

기호설명

D_h : 수력 직경 [m], $\frac{4 \times A_c}{P_e}$

Nu : 채널 평균 누셀트 수, $\frac{\bar{h} D_h}{k}$

h : 열전달 계수 [W/m^2K], $\frac{Q - Q_l}{A_p(T_w - T_b)}$

Pr : 프란트 수

Q : 열전달 율 [W]

하첨자

b : 체적 평균

e : 전체

i : 시험부 입구

l : 손실

o : 시험부 출구

ss : 매끈한 직선 원관

w : 벽면

x : 채널 길이 방향 거리

1. 서론

최근에 가스터빈 엔진의 열 효율은 터빈 입구 온도 상승에 의해 크게 향상되었으며, 현재의 가스터빈 입구 온도는 재질의 허용 한계를 훨씬 초과한다. 이러한 고온의 환경에서는 다양한 냉각방식이 연구되고 있다. 이중 난류 촉진체인 리브(rib)의 설치는 사각 덕트 내에서 열전달을 크게 향상시키므로 가스 터빈 블레이드 냉각에 지속적으로 채용되어져 왔다. Ahn et al.⁽¹⁾은 리

브를 한면, 양면, 그리고 4면 모두에 각각 설치한 정사각 채널의 열전달과 마찰계수에 관한 연구를 행하였다. Han and Park⁽²⁾은 양 벽면에 리브가 설치된 짧은 사각 채널($x/D_h = 10 \sim 15$)에서 입구영역의 난류 열전달에서 리브 각도와 채널 형상비가 국부 열전달 계수 분포에 미치는 복합적 효과를 열전대에 의해 측정하였다. 그리고 Taslim and Wasworh⁽³⁾는 리브의 피치비에 따른 열전달의 효과에 관하여 체계적으로 조사하였다. 가스터빈 블레이드의 냉각 통로는 에어호일(airfoil)형으로 통로의 횡단면의 길이는 통로 바닥에서 천정에 이르는 높이에 따라 변한다. 다시 말하면, 냉각 통로 형상은 어느 정도 확대와 수축된다. 이러한 구조의 변화로 인하여 직선 채널에 비해 유동과 열전달 특성이 차이를 보일 것으로 사료된다. 그러나 리브가 설치된 확대채널에서 마찰계수와 열전달의 변화에 대한 자료는 문헌에서 거의 찾아 볼 수가 없었다. Wang et al.⁽⁴⁾은 리브가 설치된 수축과 확대되는 정 사각 채널의 입구영역에서 횡단면적의 변화가 국부와 채널 평균 열전달에 미치는 영향을 측정하고 결과 횡단 면적의 변화는 채널 평균 열전달에 큰 영향을 준다는 것을 입증하였다. 최근 Lee et al.⁽⁵⁾은 리브가 설치된 입·출구 수력직경비가 0.69, 0.86, 1.16 그리고 1.49인 수축과 확대 사각 채널의 완전히 발달된 영역에서 입·출구 수력 직경비가 열전달과 마찰계수에 미치는 효과를 실험적으로 조사한 결과 시험부 입·출구 수력 직경비가 1.16인 확대 채널일 때 가장 열전달 성능이 높았다. Lee et al.⁽⁶⁾은 시험부 입·출구 수력 직경비가 1.16인 확대 채널에서 한면과 양면에 각각 리브의 충돌각이 30° , 45° , 60° 그리고 90° 인 경우에 대해 실험적으로 조사하여 동일한 질량 유량 조건 하에서는 90° 의 리브에서 가장 큰 열 성능을 얻었고, 동일한 펌프 동력과 압력 강하에서는 45° 에서 가장 큰 열 성능을 보였다.

이에 본 연구의 목적은 입·출구 수력 직경비가 1.16인 확대 채널에서에서 한 면에 설치된 리브의 피치비가 열전달과 마찰계수에 미치는 효과를 조사하여 최적 설계의 리브 피치를 구하는데 있다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1은 실험 장치를 도식적으로 나타낸 그림이다. 전체 채널 길이는 4 m이고 시험부는 1 m로 하였다. 시험부 입구와 출구에는 외부 영향을 최소화하기 위해 투명 폴리 카보나이트를 각각 2 m와 1 m를 설치하였다. 공기를 작동 유체로 사용하였고 공기는 시험부 출구 측에 설치된 송풍기에 의해 시험부로 유입되었다.

균질 유동을 만들고 입구영역을 최소화하기 위해 시험부 입구에는 허니컴을 설치하고 시험부 출구와 송풍기 사이에는 0.5 m 간격의 원형 튜브를 두어 송풍기

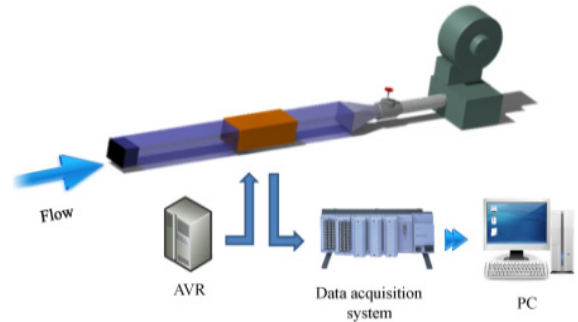


Fig. 1 Experimental setup.

에 의한 스윙 효과를 최소화 하였다. 시험부의 공기 유량은 시험부 뒤에 설치된 원형 튜브에서 구한 유량으로부터 연속 법칙에 의해 구했다.

사각 채널 시험부에는 실리콘 포일 히터를 좌·우면에 설치하고 상하 양면에는 단열이 되도록 하였다. 채널구조는 좌우 벽면만 확대되며 입출구의 수력 직경의 확대비(D_{ho}/D_{hi})가 1.16인 채널이다. D_{ho} 와 D_{hi} 는 각각 채널 시험부 출구와 입구의 수력직경이다.

Fig. 2는 시험부를 도식적으로 나타낸 그림이다. (a)와 같이 시험부 좌우 벽면은 열전도성이 높은 구리판을 여러 영역으로 나누는 구리판 법(copper plate method)을 이용하여 10개의 영역으로 구분하여 매 영역마다 1개의 구리판을 설치하고 영역 사이에는 열전도를 방지하기 위해 0.05 mm 두께의 고무 가스켓으로 분리하였다.

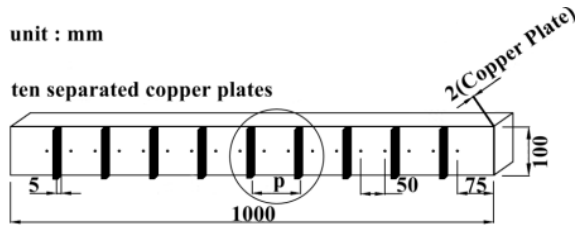
리브는 한 면에만 설치하고 리브가 설치된 벽은 10 mm×100 mm×5 mm(t)의 리브를 연속적으로 배치되었다. (b)는 (a)의 O부분을 확대한 것이다. 리브의 충돌각은 90° 로 고정된 후 리브의 피치(p)/높이(e)의 비가 각각 6, 10, 그리고 14가 되도록 하였다. 리브의 높이는 고정하고 피치를 변경하였다.

시험부 입·출구를 차단하고 그 속에 단열재를 채운 상태에서 열손실은 시험부 온도가 정상 상태에 도달하면 정상상태에서 공급되는 열은 시험부 외부로 누설(손실)되는 열과 같다.

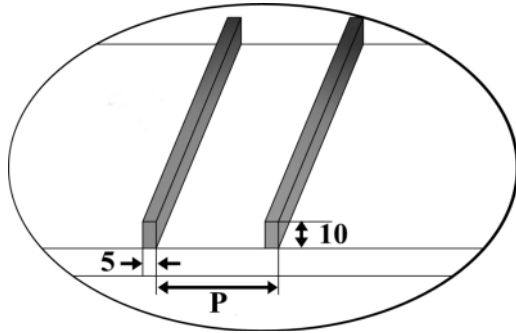
그러므로 단위면적 당의 열 손실(q_1)은 아래와 같이 계산된다.

$$q_1 = \frac{T_w - T_\infty}{\Delta y_1/k_1 + \Delta y_2/k_2 + \Delta y_3/k_3 + 1/h_1} \quad (1)$$

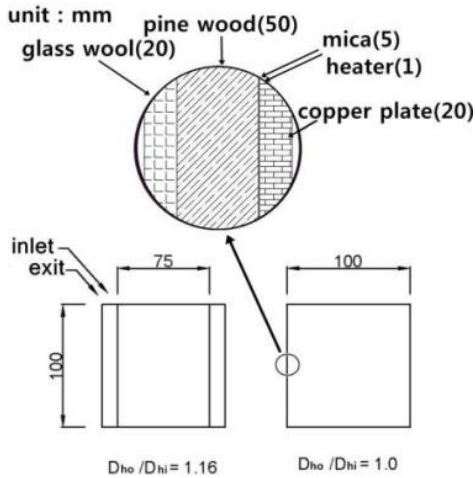
여기서 T_∞ 는 주위온도, Δy_1 과 k_1 는 운모의 두께와 열전도도, Δy_2 과 k_2 는 송풍기의 두께와 열전도도, Δy_3 과 k_3 는 유리 섬유유리의 두께와 열전도도, 그리고 h_1 는 채널 주위의 자연 대류 열전달 계수이다. 모든 경우 열손실은 5.8%이내였다. 본 연구에서는 단상 교류 전원을 사



(a) Rib size and arrangement(right side surface).



(b) rib



(c) Divergent channel

Fig. 2 Diagram of test section.

용하였으며, 히터에서 공급되는 열전달율($Q-Q_i$)은 아래의 대류 열전달에 의해 점검하였다.

$$Q - Q_i = \dot{m} c_p (T_{bo} - T_{bi}) \quad (2)$$

여기서 \dot{m} 은 공기 질량, T_{bo} 와 T_{bi} 는 시험부 출구와 입구의 체적 평균 온도이다. 시험전 열전달들은 기준 온도인 결빙수(ice water)와 비등수(boiling water)를 사용하여 보정하였다.

채널 유동의 마찰 계수는 채널 확대에 의한 동압 성분의 변화 효과를 고려한 전 압력 강하(ΔP_T)를 이용

하여 식(3)을 이용하여 식(4)에 의해 구했다.

$$\Delta P_T = P_i - P_o + \frac{1}{2} \rho u_{bi}^2 - \frac{1}{2} \rho u_{bo}^2 \quad (3)$$

$$f = \frac{D_h}{2\rho u_b^2} \left| \frac{\Delta P_T}{\Delta L} \right| \quad (4)$$

여기서 P_i 와 P_o 는 각각 시험부 입구와 출구의 정압 강하이다. 확대 채널의 경우 x, y, z 방향의 속도 변동 성분을 고려해야하나 본 연구에서는 유동 방향에 대한 단면적의 변화가 크지 않기 때문(경사각 = 0.72°)에 체적 평균 속도(u_b)에 비해 매우 적기 때문에 속도 변동 성분은 무시 하였다. 수력 직경(D_h)은 채널 평균값이다. 채널의 레이놀즈 수의 정의는 아래와 같다.

$$Re = \frac{u_b D_h}{\nu} \quad (5)$$

여기서 u_b 는 채널 시험부 출구에서의 체적 평균 유속이다. 국부 열전달 계수(h)는 아래와 같이 정의하였다.

$$h = [(Q - Q_{loss}) / A (T_{wx} - T_{bx})] \quad (6)$$

채널 평균 누셀트 수(Nu)은 아래와 같이 정의하였다.

$$N = \frac{\bar{h} D_h}{k} \quad (7)$$

실험의 불확실성은 Kline and McClintock⁽⁸⁾의 방법으로 실시하였다. 실험의 변수들은 벽면 온도, 공기 체적 평균 온도, 유체 속도, 그리고 압력 손실이다. 레이놀즈 수, 마찰 계수, 그리고 누셀트 수의 불확실성은 2.5%, 10.1%, 그리고 7.8%이었다.

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 3는 한 면에 리브가 설치된 확대 채널($D_{ho}/D_{hi} = 1.16$)에서 피치비에 따른 전 압력 차를 보여준다. 비교를 위해 직선 채널($D_{ho}/D_{hi} = 1.0$)의 값을 포함하였다. 확대 채널에서는 전압 강하가 양(+)의 값이나 직선 채널은 음(-)의 값을 보였다. 이는 전압은 식(3)과 같이 정압과 동압에 의해 결정되기 때문이라 사료된다. 확대 채널에서 전압 강하의 크기순은 $p/e = 10, 14$, 그리고 6이다. 이는 유동의 재 부착 지점의 변화에 기인한다고 사료된다.

Fig. 4는 한 면에 리브가 설치된 확대채널($D_{ho}/D_{hi} = 1.16$)에서 피치비에 따른 마찰 계수를 보여준다. 비교

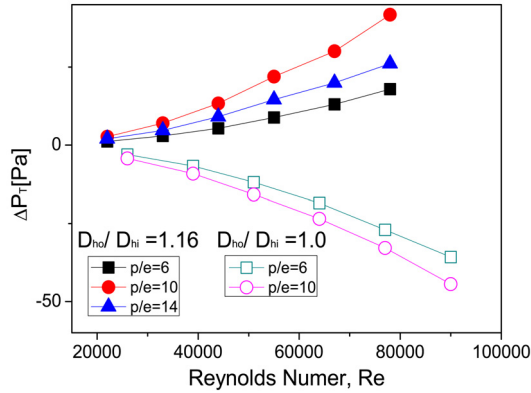


Fig. 3 Pressure drops.

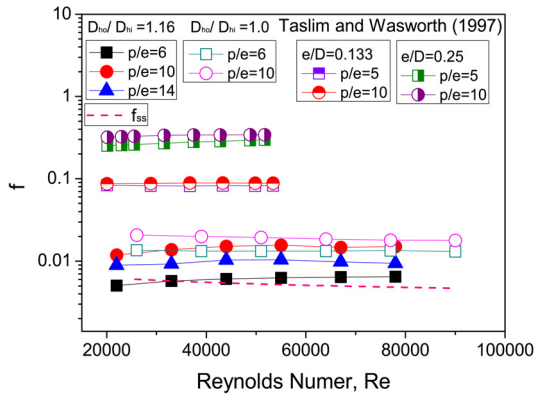
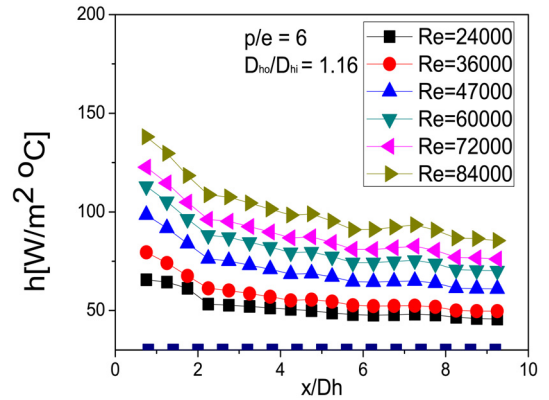


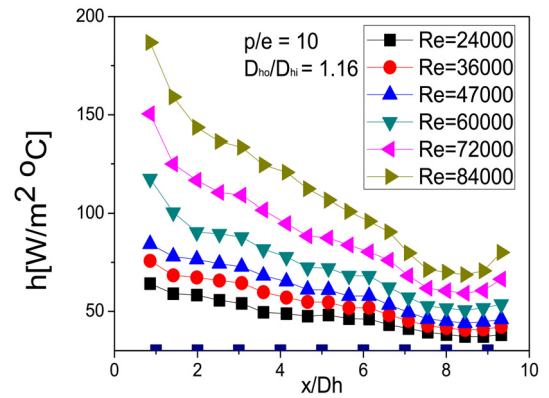
Fig. 4 Friction factors.

를 위해 매끈한 원형관(f_{ss})⁽⁷⁾과 한 벽면에만 리브가 설치된 직선 채널($D_{ho}/D_{hi} = 1.0$) 그리고 양 벽면에 리브가 설치된 직선 채널의 Taslim and Wasworth⁽³⁾의 값을 포함하였다. 확대채널에서는 피치비가 10인 경우가 가장 컸고 6에서 가장 작았다. 이는 직선 채널인 경우 리브에 의한 유동의 재 부착 지점이 $p/e = 8$ 에서 10 정도의 거리이다.⁽³⁾ 그러나 확대채널의 경우에는 리브의 재부착 지점의 거리가 멀어 짐에 따라 $p/e = 10$ 에서 가장 크고 $p/e = 6$ 에서 가장 작은 것으로 사료된다. 확대채널($D_{ho}/D_{hi} = 1.16$) $p/e = 6$ 의 경우 Blasius⁽⁷⁾가 제안한 매끈한 직선 원관의 마찰계수($f_{ss} = 0.046Re^{-0.2}$)와 거의 유사하였다. 이는 채널 내 발생하는 전압은 동압과 정압의 합에 기인된다. Taslim and Wasworth⁽³⁾의 값이 본 연구의 결과보다 훨씬 컸다. 이는 Taslim and Wasworth⁽³⁾의 경우 리브를 양측 벽면에 설치한 반면 본 연구는 4벽면 중에서 한 벽면만 설치하였기 때문이다.

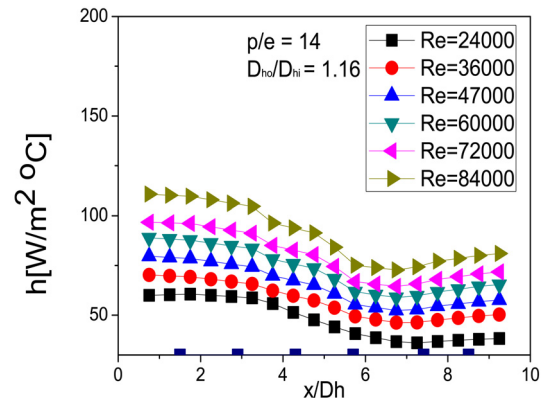
Fig. 5는 채널 길이방향 거리에 따른 국부 열전달 계수를 나타낸다. 입구에서 가장 큰 값을 나타낸 후 점점 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 입구 영역에서는 열 경계층이 얇은 것과 채널의 확대됨에 따라 유속이



(a)



(b)



(c)

Fig. 5 Centerline local heat transfer coefficients.

감소하기 때문이라 사료된다. 황축의 ■표시는 리브가 설치된 위치를 표시한다.

리브 근처에는 리브의 돌출 구조 때문에 복잡한 유동이 발생하여 비정상적으로 크거나 작은 대류 열전달 계수가 발생할 것으로 사료되나 본 연구에서는 큰 변화가 없었다. 이는 가열 벽면을 여러 개로 나눈 구리 관법을 사용하여 길이 방향으로의 열전도를 최소화하

였기 때문이라 사료된다. $p/e = 10$ 에서 거리에 따른 국부 열전달 계수의 변화가 가장 컸다. 이는 리브 피치 거리와 유동의 재부착 지점에 가까울수록 대류 열전달 계수의 변화가 민감하다는 것을 보여준다. 레이놀즈 수가 84,000에서 리브 피치와 높이의 비가 10인 경우 입구 영역과 $x/D_h = 8.5$ 에서 국부 대류 열전달 계수비는 2.7배로 가장 컸고 $p/e = 10$ 인 경우 입구영역과 $x/D_h = 7$ 에서의 국부 대류 열전달계수비는 1.5배로 가장 작았다.

Fig. 6은 레이놀즈 수 변화에 따른 채널 평균 누셀트 수를 보여준다. 레이놀즈 수가 증가할수록 누셀트 수는 선형적으로 증가하였다. Fig. 5의 국부 열전달 계수와 같이 $p/e = 6$ 에서 누셀트 수가 가장 컸고 $p/e = 14$ 에서 가장 작았다.

그러나 Fig. 4의 마찰 계수에서는 $p/e = 10$ 이 가장 컸고 $p/e = 6$ 이 가장 작았다. 이는 확대 채널에서는 유체 유동이 정압과 동압의 영향을 받기 때문에 열전달과 마찰 계수의 관계가 레이놀즈 상사성⁽⁹⁾에 위배 된다는 것을 입증한다. 이러한 현상은 양 벽면에 리브가 설치된 직선채널에서 리브의 경사각에 관한 연구⁽¹⁰⁾에서도 나타났다. 확대 채널에서 누셀트 수가 $p/e = 6$ 이 $p/e = 10$ 보다 큰 것은 직선 채널의 Taslim and Warsworth⁽³⁾의

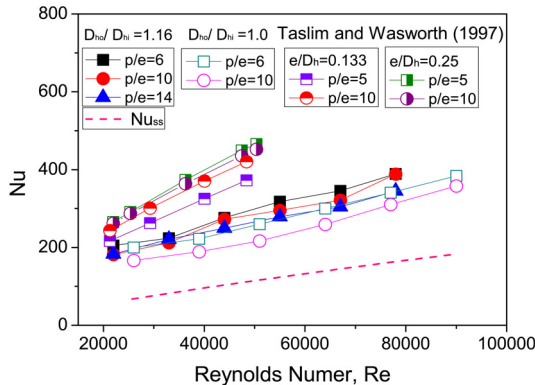


Fig. 6 Channel average Nusselt numbers.

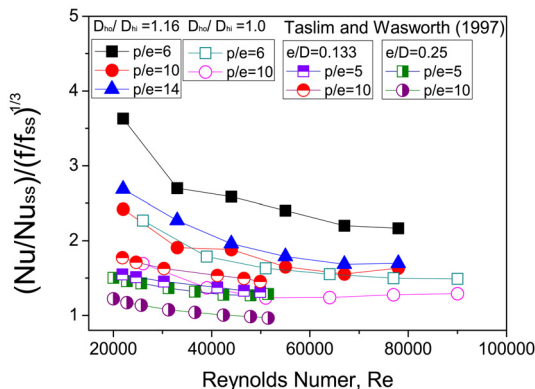


Fig. 7 Heat transfer performance.

$e/D_h = 0.25$ 에서와 유사한 경향을 보였다.

확대 채널($D_{ho}/D_{hi} = 1.16$)이 직선채널($D_{ho}/D_{hi} = 1.0$)보다 누셀트 수가 큰 것은 채널 확대에 따른 와류(vortex) 유동 때문이라 판단된다.

본 연구에서는 채널 확대 각이 0.72° 이기 때문에 유체 유동의 박리 현상이 발생하지 않았다고 판단된다. 채널 확대각과 레이놀즈 수가 본 연구보다 클 경우 박리 현상이 발생하리라 판단된다.

박리 현상이 발생할 경우 채널 내에서 유체 유동이 충분히 팽창하지 못하고 출구로 배출되기 때문에 유동 방향에 따른 균일 단면 채널의 경우보다 누셀트 수가 적을 것이라 판단된다. 이에 대한 변이 점을 찾는 일은 추후 과제로 남겨둔다. Fig. 7은 열 시스템의 열전달 성능 값을 나타내며 1보다 큰 경우 유익한 설계이고 1보다 작을 경우 불리한 설계를 의미한다. 모든 채널은 매끈한 원관 채널에 비해 유익한 설계이며 $p/e=6$ 의 확대 채널이 가장 유익하였다. 그리고 리브가 설치된 확대 채널이 직선 채널보다 우수하였다.

4. 결 론

시험부 입구와 출구의 수력직경비가 1.16인 확대채널에서 리브가 한 벽면에 설치된 사각 확대채널에서 리브 피치와 높이의 비 변화에 따른 열전달과 마찰계수를 실험적으로 조사하여 얻어진 주요한 결론은 아래와 같다.

- 1) 리브 피치와 높이의 비가 10인 경우에서 마찰계수가 가장 컸고 리브 피치와 높이의 비가 6인 경우에서 가장 작았다.
- 2) 레이놀즈 수가 84,000에서 리브 피치와 높이의 비가 10인 경우 입구영역과 $x/D_h = 8.5$ 에서 국부 대류 열전달 계수비는 2.7배로 가장 컸고 $p/e = 10$ 인 경우 입구영역과 $x/D_h = 7$ 에서의 국부 대류 열전달계수비는 1.5배로 가장 작았다.
- 3) 확대채널이 직선채널보다 유익하고 $p/e = 6$ 인 확대 채널이 가장 유익하였다.

후 기

이 논문은 2013년도 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구 사업입니다(과제번호 : 2012001401).

Reference

1. Ahn, S. W., Kang, H. K., Bae, S. T., and Lee, D. H., 2008, Heat transfer and friction factor in a square channel with one, two, and four ribbed walls, ASME

- J. Turbomachinery, Vol. 130, 034501-5.
2. Han, J. C. and Park, J. S., 1988, Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 31, pp. 181-195.
3. Taslim, M. E., Wadsworth, C. M., 1997, An experimental investigation of the rib surface-averaged heat transfer coefficient in a rib-roughened square passage. *Journal of turbomachinery*, Vol. 119, pp. 381-389.
4. Wang, B., Tao, W. Q., Wang, Q. W., and Wong, T. T., 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.
5. Lee, M. S., Jeong, S. S., Ahn, S. W., and Han, J. C., 2013, Turbulent heat transfer and friction in rectangular convergent and divergent channels with Ribs, *AIAA Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 27, pp. 660-667.
6. Lee, M. S., Jeong, S. S., Ahn, S. W., and Han, J. C., Effects of angled ribs on turbulent heat transfer and friction factor in a rectangular divergent channel, *Int. J. Thermal Science*, in press.
7. Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 1996, *Fundamental of heat and mass transfer*, 4th ed., John Willy and Sons, Inc., p. 424.
8. Kline, S. J. and Clintock, F. A., 1953, Describing uncertainty in a single sample experiments, *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3-8.
9. Holman, J. P., 1997, *Heat transfer*, 8 th ed., McGraw-Hill, Inc., New York, pp. 218-282.
10. Park, J. S., Han, J. C., Huang, Y., Ou, S., and Boyle, R. J., 1992, Heat transfer performance comparisons of five different rectangular channels with parallel angled ribs, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, pp. 2891-2901.