매끈한 사각채널에서 경사 벽면 수가 열전달과 마찰에 미치는 효과

Effect of Inclined Wall Number on Heat Transfer and Friction in the Smooth Channel

이명성* · 안수환**†

Myung-Sung Lee* and Soo-Whan Ahn**†

(접수일 : 2014년 03월 20일, 수정일 : 2014년 04월 28일, 채택확정 : 2014년 04월 28일)

Abstract: The local heat transfer and pressure drop of developed turbulent flows in the smooth convergent/divergent channels with rectangular and square cross-sectional areas along the axial distance have been investigated experimentally. The measurement was conducted within the range of Reynolds numbers from 15,000 to 89,000. The channel hydraulic diameter ratios of 0.67 and 1.49 in the rectangular channel with 2 inclined walls and the ratios 0.75 and 1.33 in the square channel with 4 inclined walls are considered. The comparison showed that among the four channels the square divergent channel has the highest thermal performance at the identical mass flow rate, at the identical pumping power, and at the static pressure drop.

Key Words : Convergent Channel(수축채널), Divergent Channel(확대채널), Heat Transfer(열전달), Friction Factor(마찰계수)

— 기 호 설 명 —

D_h : Hydraulic diameter [m],
 Nu : Channel average Nusselt number,
 h : Heat transfer coefficient [W/m^2K]
 Pr : Prandtl number
 Q : Heat transfer rate [W]

하첨자

b : Bulk average
 e : Total
 i : Inlet of test section
 l : Loss
 o : Exit of test section
 ss : Smooth straight circular tube
 w : Wall
 x : Streamwise distance

**† 안수환(교신저자) : 경상대학교 해양산업연구소 기계 시스템공학과

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

*이명성 : 경상대학교 대학원 기계시스템공학과

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

E-mail : ahn9294@gnu.ac.kr, Tel : +82-55-772-9105

*Myung-Sung Lee : Dpt of Mechanical & System Engineering, Gyeongsang National University.

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 연구로서 Ahn 등¹⁾은 리브를 한면, 양면, 그리고 4면 모두에 각각 설치한 정사각 채널의 열전달과 마찰계수에 관한 연구를 행하였다. Han 과 Park²⁾은 양 벽면에 리브가 설치된 짧은 사각 채널($x/D_h=10\sim15$)에서 입구영역의 난류 열전달에서 리브 각도와 채널 형상비가 국부 열전달 계수 분포에 미치는 복합적 효과를 열전대에 의해 측정하였다. 그리고 Han³⁾은 벽면에 리브가 설치된 사각 채널에서 리브의 형상과 레이놀즈수의 효과에 관하여 체계적으로 조사하였다. Park 등⁴⁾은 한면에 리브가 설치된 사각채널의 단면형상 비가 열전달에 미치는 영향을 조사하였다.

다수의 패스 냉각 회로가 있는 공기포일(airfoil)에서 반경방향 통로의 횡단면은 통로의 바닥(root)에서 천정(tip)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. Wang 등⁵⁾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. 최근 Lee 등⁶⁾은 리브가 설치된 입·출구 수력 직경비가 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 조사하였다.

이에 본 연구의 목적은 매끈한 채널에서 2면

수축과 확대(직사각형) 그리고 4면 수축과 확대(정사각형)에 따른 열전달과 마찰계수를 실험적으로 조사하여 효과를 정량적으로 구하는데 있다.

2. 실험 장치 및 방법

Fig. 1은 실험장치를 도식적으로 나타낸 그림이다. 전체 채널의 길이는 4,000 mm이고 시험부의 입구와 출구는 외부의 영향을 최소화하기 위해 투명 폴리카보나이트 각각 2,000 mm와 1,000 mm를 설치하였다. 작동유체로는 실내 공기를 사용하였고 출구 측에 설치 한 송풍기를 통해 시험부 입구로 유입되었다. 시험부의 공기 유량은 시험부 뒤에 설치된 원형 튜브의 유량으로부터 연속법칙을 통해 구했다.

시험부 좌·우 벽면은 열전도성이 높은 구리판을 여러 영역으로 나누는 구리판법(copper plate method)을 이용하여 10개의 영역으로 구분 하였다. 매 영역은 100 mm x 100 mm x 20 mm의 구리판을 설치하였고 각 영역 사이의 열전도를 방지하기 위해 0.05 mm 두께의 고무 가스켓을 설치하였다. 입구와 출구 영역의 구리판에는 하나의 열전대를 부착하였고 나머지 구리판에는 50 mm 간격으로 각각 두 개의 열전대를 부착하였다. 열전대는 T형 구리-코스탄탄 열전대를 사용하였다. 열전대를 통해 수집 된 온도 정보는 Yokogawa DA100과 컴퓨터를 통해 취득하였다.

각 채널의 구조는 Fig. 2와 같으며 직사각형 채널의 구조는 좌·우측 벽면만 수축 및 확대되며 입·출구의 입출구 수력직경 비(D_{ho}/D_{hi})는 0.67과 1.49이다(rectangle). 정사각형 채널의 구조는 좌·우

Fig. 1 Experimental setup

매끈한 사각채널에서 경사 벽면 수가 열전달과 마찰에 미치는 효과

Fig. 2 Schematic of convergent and divergent channels (a→b: divergent, b→a: convergent)

측 벽면과 상·하측 벽면 모두 수축 및 확대 되며 D_{ho}/D_{hi} 는 0.75와 1.33이다(square). 각 채널의 좌·우측 벽면만 가열하였고 단열을 위해 유리섬유, 나무, 단열재를 설치하였다.

채널수축과 확대에 의한 동압 성분의 변화효과를 고려한 전 압력강하(ΔP_e)는 식 (1)와 같이 정의하였다.

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

여기서 P_i 와 P_o 는 각각 시험부 입구와 출구의 정압 강하이다. 마찰계수는 다음과 같이 정의된다.

$$f = D_{hm} \left| \frac{\Delta P_e}{L} \right| / (2 \rho u_b^2) \quad (2)$$

수력 직경(D_{hm})은 채널 평균값이다. 채널의 레이놀즈 수의 정의는 아래와 같다.

$$Re = \frac{u_b D_{hm}}{\nu} \quad (3)$$

여기서 u_b 는 채널 시험부 출구에서의 체적 평균 유속이다. 그리고 모든 채널에서 레이놀즈 수의 정의에서 수력직경 평균(D_{hm})은 0.08m으로 동일하다. 국부 열전달계수(h)는 아래와 같이 정의하였다.

$$h = [(Q - Q_{loss}) / A (T_{wx} - T_{wx})] \quad (4)$$

그리고 채널평균 누셀트 수(Nu)은 아래와 같이 정의하였다.

$$Nu = \frac{\bar{h} D_{hm}}{k} \quad (5)$$

$\bar{h}$ 는 채널 길이 평균 대류열전달 계수이다. 불확실성은 Kline과 McClintock⁷⁾의 방법으로 실시하였고 누셀트 수와 마찰계수는 최대 9.7%와 12%이었다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 3은 D_{ho} 와 D_{hi} 의 비율에 따른 식(1)의 전압강하를 보여준다. 전압강하는 모든 경우 확대채널에서 큰 값을 나타냈다.

이는 확대채널의 경사에 의한 와류와 거리에 따른 유속의 감소로 시험부 입구측보다 출구측 정압이 작기 때문이라 사료된다.

다양한 채널에서 채널 평균 마찰계수에 대한 레이놀즈수의 관계는 Fig. 4에 나타내었다. 아래첨자 ss는 매끈한 원관에 관한 Blasius식⁸⁾으로 예측한 것이다. 정사각형(4경사벽면) 수축과 확대 채널이 직사각형(2경사벽면) 채널보다 더 큰 값을 나타냈다. 이는 수축채널의 경우 유동방향에 따라 감소되는 단면적이 정사각형 채널이 더 크기 때문에 공기 막힘이 더 증가하고 높은 유속에 의해 와류가 증가되기 때문으로 사료된다. 확대 채널

Fig. 3 Total pressure drops

Fig. 4 Friction factors

의 경우 거리에 따라 단면적이 확대됨에 따라 입구와 출구에서의 운동에너지 차이가 크게 발생하며 정사각형 채널이 단면적 확대가 크기 때문에 더 큰 값을 나타내는 것으로 사료된다. 이는 Park 등의 연구 결과⁴⁾와 동일하다.

Fig. 5는 직사각형(2경사벽면) 수축채널의 레이놀즈수에 따른 국부대류열전달 계수(h)를 보여준다. $x/D_h = 1.4$ 에서 가장 큰 값을 나타내고 그 이후로는 감소한 후 상승하였다. 이는 본 연구의 경우 시험부 채널 입구의 경사로 인하여 채널 내 주유동이 벽면에 충돌하기 때문이라 판단된다. 그리고 출구 근처에서 대류 열전달 계수가 상승하는 것은 수축에 따른 유속증가에 의한 결과로 사료된다. 모든 경우 레이놀즈수가 증가할수록 국부 대류열전달계수는 증가하였는데 이는 레이놀즈수가 증가할수록 난류가 증가하여 난류 혼합이 활발해

Fig. 5 Centerline local heat transfer coefficients (two inclined walls-rectangle))

Fig. 6 Centerline local heat transfer coefficients (two inclined walls)

Fig. 7 Centerline local heat transfer coefficients (four inclined walls-square)

졌기 때문이라 사료된다.

Fig. 6는 직사각형(2경사벽면) 확대채널의 국부대류열전달 계수를 보여준다. 수축채널과 달리 값이 감소 후 증가하는 모습을 보였다. 이는 국부적으로 유동박리가 발생하고 유동박리 영역에서 재순환 유동이 발생하기 때문이라 사료된다. 또한 채널의 확대됨에 따라 유속이 감소하였기 때문이라 사료된다. 또한 $x/D_h = 6$ 에서 가장 작은 값을 나타낸 후 증가하는 경향을 보이는데 이는 시험부 끝 부분의 열손실(벽면온도 감소)에 의한 결과로 사료된다.

Fig. 7은 정사각형(4경사벽면) 수축채널의 국부대류열전달계수를 보여준다. Fig. 5와 는 달리 입구영역에서 최대값을 보이지 않는다. 이는 4면 수축으로 인하여 유동 막힘(blocking)이 4벽면 전

Fig. 8 Centerline local heat transfer coefficients (four inclined walls)

Fig. 9 Channel average Nusselt Numbers

체에서 발생하기 때문이라 사료된다.

Fig. 8은 정사각형(4경사벽면) 확대채널의 국부 대류열전달 계수를 보여준다. Fig. 6과 비슷하게 감소 후 증가하는 경향을 나타내었다. Fig. 6과는 달리 레이놀즈 수에 따른 열전달 계수의 변화가 컸다. 이는 4면이 확대된 경우 난류혼합이 크게 발생하기 때문이라 사료된다.

Fig. 9은 레이놀즈 수와 누셀트 수의 관계를 나타내었다. 확대채널이 수축채널보다 큰 값을 나타내었다. 양벽면에 리브가 설치된 사각 직선채널에서 채널 단면 형상 계수의 효과⁴⁾를 포함하였다.

매끈한 사면 경사 확대 채널($D_{ho}/D_{hi}=1.33$)은 리브가 있는 직선채널⁴⁾보다 누셀트 수가 컸다. 이는 $D_{ho}/D_{hi}=1.33$ 의 경우 거리에 따른 채널 단면의 변화 때문에 동압이 발생하기 때문으로 사료

(a) Identical mass flow rate

(b) Identical pumping power

(c) Identical pressure drop

Fig. 10 Thermal performance comparisons

된다. 확대채널($D_{ho}/D_{hi}=1.33$ 과 1.49)이 수축채널($D_{ho}/D_{hi}=0.67$ 과 0.75)보다 큰 것은 이전의 연구⁶⁾

와 유사하다. 매끈한 직선원관⁹⁾의 상관관계식 (Nu_{ss})에 의한 값을 포함하였다.

Fig. 10은 열전달 성능곡선을 나타내었다. 열성능 비교를 위해 3가지 보편적인 제약 조건을 채택하였다. 즉 동일유량(식 6), 동일 펌프 전원(식 7) 그리고 동일한 압력 강하(식 8)이다.

$$Re^* = Re(D_h^*/D_h)(A_c/A_c^*) \quad (6)$$

$$Re^* = \sqrt[3]{\frac{f Re^3}{f^*}} \quad (7)$$

$$Re^* = Re \sqrt{f/f^*} \quad (8)$$

유체와 벽 사이에 동일한 온도 차이의 조건에서 비교 채널과 기준 채널 사이의 열전달의 비율은 다음과 같이 공식화 하였다.

$$\frac{H^*}{H} = \frac{[Nu(Re)]^*}{Nu(Re)} \quad (9)$$

여기서 위첨자 *은 비교 채널을 나타내며 *가 없는 값은 기준(원형관) 채널을 나타낸다.

3가지 조건 모두 4면이 확대되는 정사각형 채널에서 가장 큰 값을 나타내었다.

동일한 질량유량에서 4면 확대 즉 정사각형채널이 2면 확대 즉 직사각형 채널과 비교하면 열전달 증가율이 28% ~ 43%이었다. 동일한 펌프 파워에서는 39% ~ 72%, 동일한 압력강하에서는 38% ~ 49% 증가하였다. 위의 비교는 4면이 확대되는 채널이 높은 열성능을 나타냄을 알 수 있다.

산업적 구축 조건으로 인하여 채널이 종종 확대와 축소가 존재하기 때문에 본 연구의 매끈한 채널에서 확대와 수축 효과를 조사한 정량적 자료가 관련 산업의 기초설계에 대한 기초적 자료를 제공한다.

4. 결 론

4면 경사 수축 혹은 확대 되는 채널과 2면 경

사 수축 혹은 확대 되는 채널의 열전달과 마찰계수를 실험적으로 조사하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) 정압강하는 두 채널 모두 확대채널에서 큰 값을 나타냈다.

2) 4면 경사 확대채널은 리브가 설치된 직선채널보다 누셀트 수가 컸다.

3) 동일한 질량유량에서 4면 경사 확대 즉 정사각형채널이 2면 경사 확대 즉 직사각형 채널과 비교하면 열전대 증가율이 28% ~ 43% 증가 하였다. 동일한 펌프 파워에서는 39% ~ 72%, 동일한 압력 강하에서는 38% ~ 49% 증가하였다. 위의 비교는 4면이 확대되는 채널이 높은 열성능을 나타냄을 알 수 있다

후 기

이 논문은 2013년도 미래창조과학부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업입니다(과제번호 : 2012001401).

Reference

1. S. W. Ahn, H. K. Kang, S. T. Bae, and D. H. Lee, 2008, "Heat Transfer and Friction Factor in a Square Channel with One, Two, and Four Ribbed Walls," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 130, 034501-5.
2. J. C. Han, and J. S. Park, 1988, "Developing Heat Transfer in Rectangular Channels with Rib Turbulators," International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 31, pp. 181-195.
3. J. C. Han, 1984, "Heat Transfer and Friction in Channels with Two Opposite Rib-roughened Walls," Journal of Heat Transfer, Vol. 106, pp. 774-781.
4. J. S. Park, J. C. Han, J. C., Y. Huang, S. Ou, and R. J. Boyle, 1992, "Heat Transfer Performance Comparisons of Five Different Rectangular Channels with Parallel Angled Ribs".

International Journal of Heat and Mass Transfer,
Vol. 35, pp. 2891-2903

5. 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," International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 22, pp. 603-613.
6. M. S. Lee, S. S. Jeong, S. W. Ahn and J. C. Han, 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.
7. S. J. Kline, F. A. McClintock, 1953. "Describing Uncertainty in Single Sample Experiments," Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-8.
8. W. M. Kays, M.E. Crawford, 1990. Convective Heat and Mass Transfer, 2nd, McGraw-Hill, NY, p. 196-203.
9. F. W. Dittus, L. M. K. Boelter,, 1930, University of California(Berkeley), Publication in Engineering, Vol. 2, pp. 443.