

# 사각 덕트에서 거칠기 형상이 마찰계수와 열전달에 미치는 효과

안 수 환<sup>†</sup>, 손 강 필<sup>\*</sup>

경상대학교 수송기계공학부 · 해양산업연구소, <sup>\*</sup>경상대학교 기관공학과 대학원

## Effects of Rib Shapes on the Friction Factors and Heat Transfer in a Rectangular Duct

Soo Whan Ahn<sup>†</sup>, Kang Pil Son<sup>\*</sup>

School of Transport Vehicle Engineering, GyeongSang National University, Tongyong 650-160, Korea

<sup>\*</sup>Dept. of Marine Engineering, Graduate School GyeongSang National University, Tongyong 650-160, Korea

(Received December 14, 2000; revision received February 5, 2001)

**ABSTRACT:** A comparison of fully developed heat transfer and friction factor characteristics has been made in rectangular ducts with ones roughened by five different shapes. The effects of rib shape geometries and Reynolds number are examined. The rib height-to-duct hydraulic diameter, pitch-to-height ratio, and aspect ratio of channel width to height are fixed at  $e/De = 0.0476$ ,  $P/e=8$ , and  $W/H=2.33$ , respectively. To understand the mechanisms of the heat transfer enhancements, the measurements of the friction factors are also conducted in the smooth and rough channels. The data indicates that the triangular type rib has a substantially higher heat transfer performance than any other ones in the range we studied.

**Key words:** Rectangular duct(사각 덕트), Rib-roughened surface(돌출형 거칠기 벽), Friction factor(마찰계수), Heat transfer coefficient(열전달계수)

### 기 호 설 명

$AR$  : 채널 폭과 높이의 형상비

$De$  : 등가직경 [m]

$e$  : 거칠기 높이 [m]

$e^+$  : 거칠기 레이놀즈수,  $(e/De)Re(f/2)^{0.5}$

$f$  : 마찰계수

$Nu$  : 누셀트수

$\Delta P$  : 압력차 [Pa]

$p$  : 거칠기 피치 [m]

$Re$  : 레이놀즈수,  $(u_b De)/\nu$

$Re^+$  : 거칠기 함수

$St$  : 스탠튼수

$T_b$  : 평균 온도 [°C]

$U$  : 국부속도 [°C]

$U^*$  : 마찰속도 [m/s]

### 하첨자

$s$  : 매끈한 벽면

$r$  : 거친 벽면

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-055-640-3125

E-mail address: swahn@gshp.gsnu.ac.kr

## 1. 서 론

표면의 열전달을 향상시키기 위하여 표면 위를 인공적으로 모래입자나 거칠기 구조로 만드는 방법은 잘 알려진 방법이다. 그러나 일반적으로 열전달을 향상시키면 유체 유동의 저항도 동시에 증가된다. 많은 연구자들은 임의의 거칠기 형상에 따른 유체 유동의 거동을 정확히 예측하여 주어진 유체 마찰에 대하여 최선의 열전달 성능을 얻을 수 있는 형상을 구하고자 많은 연구를 행하여 왔다. 거친 원형 파이프의 열전달에 대해서는 1941년 Cope<sup>(1)</sup>에 의하여 가장 먼저 취급되었고, 이차원 거칠기 요소에 대해서 1958년 Nunner<sup>(2)</sup>가 심도 있게 연구하였다. 사각 덕트에 관한 연구로는 Hwang,<sup>(3)</sup> Han et al.,<sup>(4)</sup> 그리고 권 등<sup>(5)</sup>이 행하였다. Hwang<sup>(3)</sup>은 사각 덕트 중 바닥에 설치된 슬릿형 거칠기(slit rib)와 일체형 거칠기(solid rib)에 대한 비교 연구를 하여 일체형보다 슬릿형의 경우가, 그리고 슬릿형 거칠기(slit rib) 중에서도 슬릿형 거칠기의 기공률(void fraction)이 높을수록 열전달 성능이 우수함을 밝혔다. Han et al.<sup>(4)</sup>은 사각 덕트에서 거칠기를 바닥과 천정의 양면에 대칭적인 구조와 엇갈림(staggered) 구조에서 거칠기 피치비, 거칠기 높이비, 충돌각, 그리고 거칠기의 모양(shape) 등 다양한 파라미터에 대하여 실험적 연구를 행하여 마찰계수와 열전달에 관한 실험식을 구하였다. 그리고 권 등<sup>(5)</sup>은 채널

바닥의 요철이 열전달과 마찰계수에 미치는 영향을 조사한 바가 있다. 그러나 거칠기 형상에 대한 연구는 매우 드문 편이나 최근 Arman and Rabas<sup>(6)</sup>는 원관에서 거칠기 모양을 사인(sine), 반원(semi-circle), 아크(arc) 그리고 사다리(trapezoidal)형인 4가지 경우에 대하여 열전달 실험을 행한 결과 거칠기 형상에 따른 열전달계수는 아크, 반원, 사인, 그리고 사다리형의 순서로 증가함을 보였다. 이때 실험의 조건은 레이놀즈수가 9,400과 39,000이었고, 피치비는 10과 20이었다. 본 연구에서는 거칠기 모양의 효과를 조사하기 위해 사각 덕트의 바닥에 사각, 삼각, 원형 등의 다양한 거칠기 모양을 설치하여 열전달과 마찰계수에 관한 실험을 행하였다. 그리고 매끈한 경우와 비교하여 거칠기의 성능을 조사하기 위해 거칠기 함수( $Re^+$ )와 열전달 함수( $He^+$ )로서 거칠기 모양 효과를 나타내었다. 유사한 채널 형상(원형, 정사각 등)의 결과와도 비교하였다. 시험부의 거칠기 피치비( $P/e$ )는 8, 거칠기 높이 대 등가 직경( $e/De$ )의 비는 0.0476, 그리고 채널 형상비( $AR$ ), 즉 채널폭/높이는 2.33으로 고정하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

측정은 개방 회로 흡입형 송풍 채널에서 행하였다. 실험장치의 개략도는 Fig. 1에 나타나 있

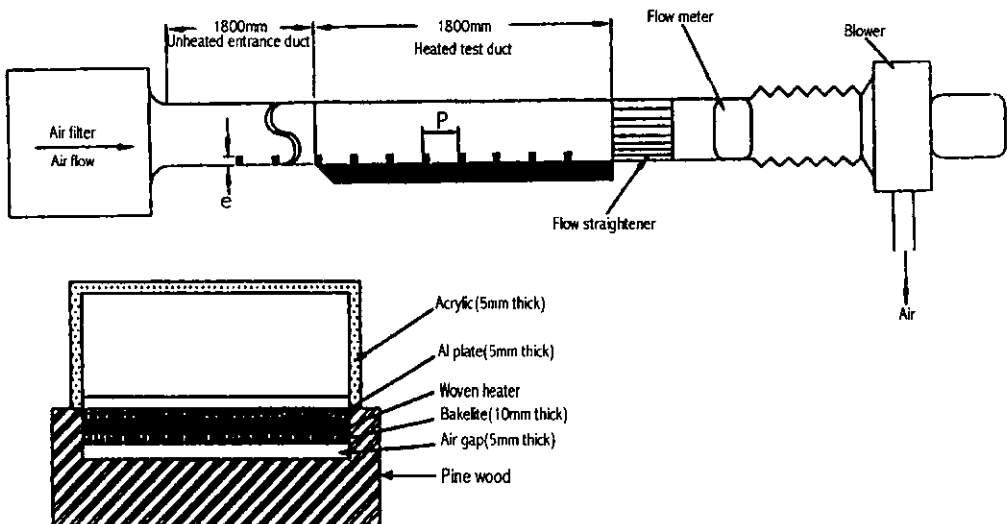


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup.

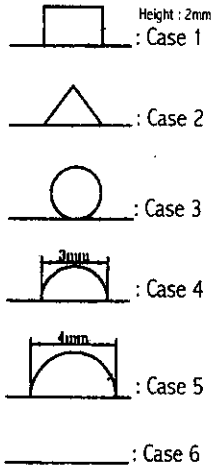


Fig. 2 Rib shape.

다. 송풍기(0.86 kW, 3400 RPM A/C motor)에 의하여 시험부로부터 공기가 유입된다. 측정범위는 채널의 등가직경으로 계산된 레이놀즈수로 10,000에서 70,000까지였다. 거칠기 효과를 조사하기 위하여 사각 돌출형 거칠기를 채널 바닥에 부착하지 않은 상태에서 먼저 실험을 하여 기준값으로 하였다. 그리고 Fig. 2의 Case 1에서 5의 경우에 대해 순차적으로 실험을 행하였다. 공기 유량계와 마이크로 마노미터를 사용하여 각각 공기 유량을 구하였다. 전체의 채널 길이는 3.6 m이고 그 중에서 입구 부분의 1.8 m는 가열하지 않고 뒷부분 1.8 m 길이 부분에는 일정 열유속으로 가열하였다. 가열 히터는 woven heater(HTWC, Omega Co.)를 사용하였고 variac transformer로 전체 시험판(Al plate)에 일정 열유속을 공급하였다. 정상상태에 도달하는 시간은 최소한 40분이었다. 모든 측정조건에서 가열 벽면과 채널내 평균 온도와의 차이는 35℃ 이내였다. 가열 알루미늄판은 5 mm(T)×70 mm(W)×1800 mm(L)이고 Fig. 2와 같은 알루미늄제 돌출형 거칠기를 가열판 위에 고온 전도성 접착제(Omegabond 400, Omega Co.)로 접착시켰다.

Fig. 1의 아랫 부분은 시험부를 확대한 모습이다. 시험부 채널의 폭은 70 mm이고 높이는 30 mm으로 형상비(AR)가 2.33인 직사각형으로 하고 바닥은 알루미늄판이고 양 옆과 천정은 두께 5mm의 아크릴을 사용하였다. 정적압력의 측정에는 전자식 마이크로 마노미터를 사용하였고 주기적으로 U자관 마노미터로 보정하였다. 알루미늄

판과 돌출형 거칠기(rib)는 충분히 연마하여 복사 손실을 최소화하였고, 전도 손실을 최소화하기 위해 10 mm 베이클라이트, 5 mm 공기 간격(air gap), 15 mm 송판을 히터 밑에 설치하고, 시험부 양 옆의 단열재 외벽면과 밑의 송판 외벽면의 온도를 측정하여 열전도 손실을 점검하였다. 온도 측정은 자료 획득 장치(DaqBooks, IOtech Inc.)를 이용하였고, 열전대는 0.3 mm Ø T형(OMEGA Co.)을 사용하였다. 가열 면적은 모든 경우에 대하여 매끈한 경우의 값으로 계산하였다. 공급 전력은 수시로 전력계로 점검하였다. 가열 벽면(Al Plate) 온도는 일정한 간격으로 18군데에 2.5 mm 깊이의 홈속에 열전대를 심고 열 에폭시(thermal epoxy)로 고정하고 매끈하게 처리하였다. 벽면 온도의 편차는 모든 경우 45℃ 기준에서 ±1.8℃ 이내가 되었다. 마찰계수는 유동 채널 길이에 따른 압력 강하와 공기의 질량 유량으로부터 아래의 식으로 정의하였다.

$$f = \frac{\Delta p}{4(L/De)[G^2/2\rho]} \quad (1)$$

그리고 열전달계수( $h$ )는 전력계로부터 측정된 공급 전력( $Q$ )과 벽면( $T_w$ ) 및 평균 온도( $T_b$ )로부터 아래와 같이 구할 수 있다.

$$h = \frac{Q}{A(T_w - T_b)} \quad (2)$$

여기서 열전달 면적( $A$ )은 매끈한 바닥의 경우이다. 측정시 주위의 온도( $T_{air}$ )는 23℃에서 25℃이었다. 그리고 평균 온도( $T_b$ )는 아래의 식에 의하여 측정하였다.

$$T_b = \frac{Q}{A_c u_b c_p \rho_{air}} + T_{air} \quad (3)$$

여기서  $A_c$ 는 채널 단면적,  $u_b$ 는 평균 유속이다. 식(2)로부터 얻어진 너셀트수(Nu)는 아래와 같이 정의된다.

$$Nu = \frac{hDe}{k} \quad (4)$$

여기서  $k$ 는 작동 유체의 열전도도이다. 불확실성은 Kline and McClintock<sup>(7)</sup>가 제안한 방법을 사용하였다. 온도 측정에서는  $\pm 1\%$ , 공급 전력은  $\pm 3.2\%$ , 그리고 누셀트수 (Nu), 레이놀즈수 (Re), 마찰계수 ( $f$ )는 각각  $\pm 9\%$ ,  $\pm 6.5\%$ , 그리고  $\pm 8.5\%$ 였다.

3. 결과 및 검토

거칠기가 있는 사각 덕트에 대한 실험을 행하기 이전에 먼저 매끈한 사각 덕트에 대한 마찰계수와 열전달계수를 먼저 측정하였다. 레이놀즈수 (Re)는 등가 지름과 디지털 마노미터로 측정된 평균 유속으로부터 구하였다.

Fig. 3은 완전히 발달된 영역에서 측정된 마찰계수로서 Fig. 2의 거칠기 형태의 효과를 나타낸다. 모든 경우 거칠기 피치비를 8, 채널 높이에 대한 거칠기 높이비를 15, 그리고 채널 폭과 높이의 형상비(AR)를 2.33으로 하였다. 사각형 거칠기 구조(Case 1)의 마찰계수가 가장 컸다. 이는 벽면 거칠기에서 발생하는 난류 혼합이 클수록 축방향으로 작용하는 유체 유동을 크게 방해하기 때문이라 판단된다. 거칠기 효과를 비교하기 위하여 매끈한 원관에 대한 Blasius 실험식 ( $f = 0.079Re^{-0.25}$ )을 포함하였으며 본 연구의 Case 6과의 차이가 6% 이내로 거의 같았다.

Fig. 4는 레이놀즈수에 대한 누셀트수 (Nu)의 변화를 나타낸다. Cases 1과 2는 Cases 3, 4, 그리고 5보다 훨씬 크게 나타났다. 이는 날카로운

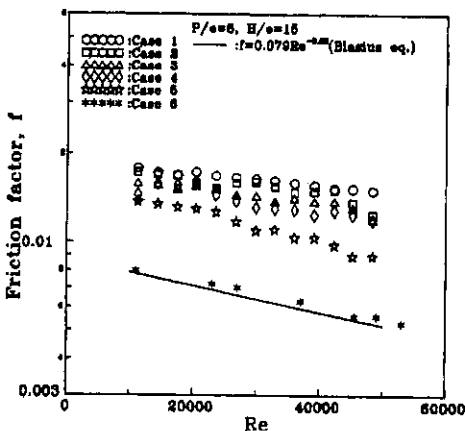


Fig. 3 Friction factor.

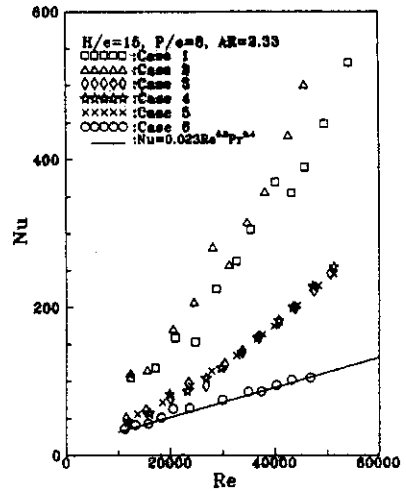


Fig. 4 Nusselt number.

사각이나 삼각형 구조가 둥근 모서리(edge)의 구조보다 대류 열전달의 크기를 좌우하는 반경 방향의 난류 변동 성분을 크게 발생시키기 때문이라 사료된다. 비교를 위하여 Dittus and Boelter<sup>(8)</sup>의 실험식 ( $Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$ )을 포함하였으며 본 연구와 잘 일치하였다. 완전히 발달된 층류 유동에서 매끈한 관의 형상들, 즉, 원, 정삼각, 정사각, 그리고 형상비(AR)가 2인 직사각 덕트에 대한 마찰계수와 열전달계수의 크기를 보면 정삼각, 정사각, 형상비가 2인 직사각의 단면 구조들은 원형관보다 마찰계수와 열전달계수가 적다.<sup>(9)</sup> 그러나 완전히 발달된 난류 영역에서는 형상비(aspect ratio)가 2.33인 직사각형에 관한 본 연구와 정삼각형 덕트<sup>(10)</sup> 그리고 정사각형 덕트<sup>(4)</sup>

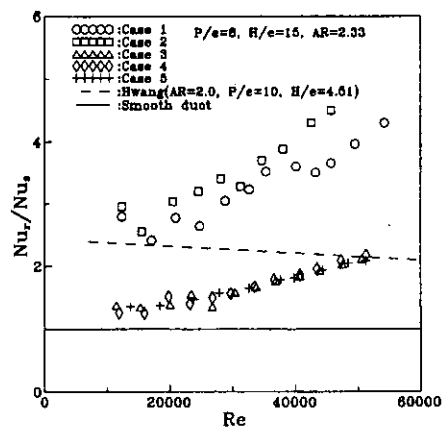


Fig. 5 Dimensionless Nusselt number.

의 경우 원형관과 거의 일치하였다. 이는 유체 분자의 성질에 의하여 마찰계수와 열전달계수가 결정되는 층류와는 달리 난류에서는 반경 방향 성분의 난류 운동 에너지와 유체 요소의 크기에 의하여 열전달과 마찰계수가 좌우되기 때문이라 사료된다. 매끈한 채널의 값으로 나눈 너셀트수 ( $Nu_r/Nu_s$ )는 Fig. 5에 나타내었다. 비교를 위하여 사각 거칠기의 Hwang<sup>(3)</sup>의 결과(dashed line)를 포함하였다. 본 연구의 Cases 1과 2가 Hwang<sup>(3)</sup>의 결과보다 크게 나타났다. 이는 Hwang의 경우는 거칠기 높이가 너무 커서 거칠기 사이의 재순환 유동과 외부 유동간의 상호작용이 적게 작용하기 때문이라 사료된다. 거친 표면에 대한 연구에서는 넓은 범위의 파라미터들에 대한 마찰계수와 열전달을 예측할 수 있는 관계식을 구하는 일이 중요하다. 완전히 발달된 난류 유동 영역에서 매끈한 튜브와 거친 튜브 내의 운동량 전달에 관한 이론적 해석 연구는 오랫동안 행해져 왔다. 이러한 해석법은 상사(similarity) 법칙에 기초를 둔 것이고 이 경우 거칠기는 모래 입자형 거칠기에 기하학적으로 상사한 거칠기이다. 반부 들출형 거칠기에서 충돌각, 거칠기 형상, 그리고 거칠기 피치 대 높이의 비에 대한 실험을 통하여 모래 입자와 기하학적으로 상사한 거칠기로 나타낼 수 있다. 그러나 거칠기 피치비 ( $P/e$ ), 충돌각, 그리고 거칠기(rib) 단면이 변하여 기하학적으로 상사하지 않는 표면들은 적합한 거칠기 함수와 열전달 함수로 수정함이 요구된다. 먼저 기하학적으로 상사한 거칠기에 대한 마찰계수식을 유도하는 데에는 속도 결함 법칙과 벽 법칙을 이용할 수 있다. 이중에서 속도 결함 법칙은 유체의 점성과 거칠기 효과가 무시될 수 있는 벽면으로부터 떨어진 영역인 난류 유동 영역에 적용된다. 그리고 벽 법칙은 벽면 근처의 영역에 적용된다. 난류 유동 영역과 벽면 근처 영역을 모두 표현하는 방정식은 아래와 같이 나타낸다.<sup>(11)</sup>

$$U/U^* = 2.5 \ln(y/e) + Re^+(e^+) \quad (5)$$

여기서  $U^*$ 는 마찰 속도(friction velocity)이다. Nikuradse는 식(5)를 전체 유동 영역에 걸쳐 유효하다는 가정하에 모래 입자 거칠기 표면에 대한 마찰 상사 법칙을 식(6)과 같이 구하였다.

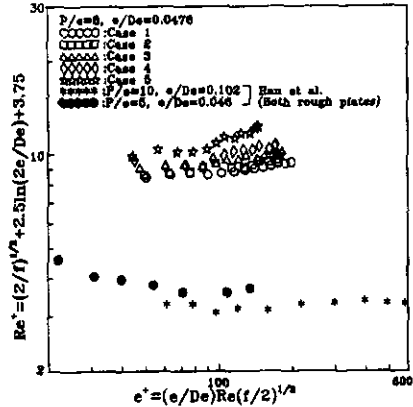


Fig. 6 Roughness function.

$$Re^+(e^+) = (2/f)^{1/2} + 2.5 \ln(2e/De) + 3.75 \quad (6)$$

여기서  $e^+ [ = e/De Re(f/2)^{1/2} ]$ 는 거칠기 레이놀즈수이고 식(6)은 마찰 상사 법칙이라 한다. 거칠기 함수( $Re^+$ )는 기하학적으로 상사한 거칠기에 대해 실험적으로 구한 함수이다.  $e^+$ 가 70 이상, 즉 완전히 거친 영역일 때에는 Nikuradse형 등가 모래 입자의 거칠기 경우 거칠기 함수는 8.48인 상수의 값을 가진다.<sup>(11)</sup> 즉,  $Re^+$ 는  $e^+$ 에 의존하지 않음을 의미한다. 그러나 거칠기 형상이 다를 경우에는 거칠기 함수값이 달라진다. Fig. 6에서 비교를 위하여 양 벽면에 거칠기가 설치된 평행 평판에 대한 Han et al.의 결과<sup>(4)</sup>를 포함하였다. Han et al.의 결과<sup>(4)</sup>가 본 연구보다 적은데 이는 Han et al.의 결과<sup>(4)</sup>는 본 연구의 경우보다 마찰계수가 크기 때문이라 사료된다. Dipprey and Sabersky<sup>(12)</sup>는 모래 입자형 거칠기 표면에 대한 열전달 상사 법칙을 식(7)과 같이 구하였고 식(7)은 전체 유동장에 유효하다고 보고되고 있다.

$$\frac{f/(2St) - 1}{(f/2)^{1/2}} + Re^+ = He^+(e^+, Pr) \quad (7)$$

식(7)의  $He^+$ 는 열전달 함수이다. 만일  $He^+$ 과  $Re^+$ , 그리고 마찰계수가 결정되면 스탠톤수( $St$ )는 아래와 같이 구해진다.

$$St = \frac{f}{[He^+ - Re^+](2/f)^{1/2} + 2} \quad (8)$$

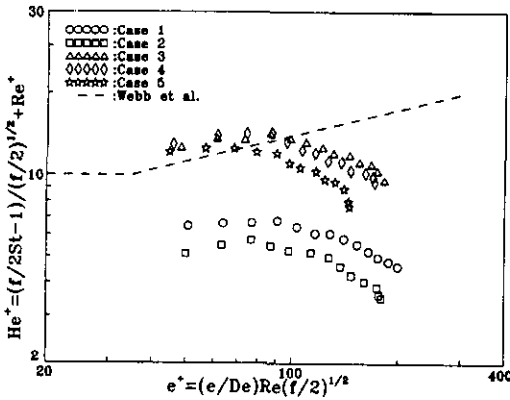


Fig. 7 Heat transfer coefficients.

Fig. 7은 거칠기 레이놀즈수에 대한 열전달 계수의 변화를 나타낸다. 비교를 위하여 거친 원관에 관한 Webb et al.<sup>(13)</sup>의 자료를 포함하였다.

Webb et al.<sup>(13)</sup>의 결과와는 달리 거칠기 레이놀즈수( $e^+$ )가 증가할수록 열전달계수( $He^+$ )는 감소하였다. 이는 본 연구의 경우 사각 덕트에서 바닥에만 거칠기를 설치하고 일정 열유속으로 가열하였기 때문에 마찰계수의 증가보다 스탠톤수의 증가가 크기 때문이라 사료된다. Mack and Rohsenow<sup>(14)</sup>는 거친 표면의 형상들에 대한 성능을 비교하는 방법을 Fig. 8과 같은 방법으로 제안하였다. Fig. 8에서 수평축은 단위 열교환기 체적에 대한 펌프 동력에 비례하는 값이며 수직축은 동일 온도, 동일 유체에서 단위 체적에 대한 열전달 단위수[NTU,  $hA_s/(C_p \dot{m})$ ]를 나타낸다. Case 2가 열전달 성능이 가장 우수하였고 매끈한 경우는 평행 평판의 경우와 거의 일치하였다.

4. 결 론

거칠기 피치비( $P/e$ )가 8이고 형상비( $AR$ )는 2.33이며 거칠기 높이비( $e/De$ )는 0.0476인 사각 덕트에서 완전히 발달된 영역의 마찰계수와 열전달에 관한 실험적 연구로부터 아래의 결론을 얻었다.

- (1) 마찰계수는 사각형 거칠기 구조에서 가장 컸으나, 열전달계수에서는 삼각형 구조에서 가장 컸다.
- (2) 거칠기가 양 벽면에 설치된 평행 평판의 경우 거칠기 함수는  $e^+$ 가 70 이상일 때 거의 일

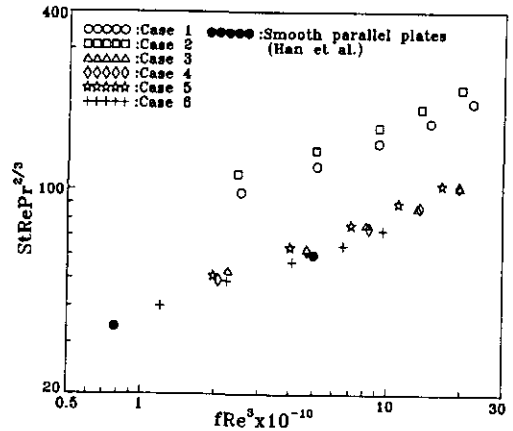


Fig. 8 Performance comparison.

정하지만 본 연구에서는 증가하였다.

(3) 모든 경우 거칠기를 설치하는 것이 유익하였음을 보였고 삼각형 거칠기 구조가 가장 열전달 성능이 우수하였다.

후 기

이 논문은 2000년도 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

1. Cope, W. F., 1941, The friction factor and heat transfer coefficients of rough pipes, Proc. Inst. Mech. Engrs 145, pp. 99-105.
2. Nunner, W., 1958, Heat transfer and pressure drop in rough tubes, AERE Lib/Trans. 786.
3. Hwang, J. J., 1998, Heat transfer-friction characteristics comparison in rectangular ducts with slit and solid ribs mounted on one wall, J. Heat Transfer, Vol. 120, pp. 709-716.
4. Han, J. C., Glicksman, L. R. and Rohsenow, W. M., 1978, An investigation of heat transfer and friction factor for rib-roughened surfaces, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, pp. 1143-1156.
5. Kwon, H. J., Wu, S. J. and Cho, H. H., 2000, Effects of discrete rib-turbulators on

- heat/mass transfer augmentation in a rectangular duct, *Trans. KSME (B)*, Vol. 24, No. 5, pp. 744-752.
6. Arman, B. and Rabas, T. J., 1992, Disruption shape effects on the performance of enhanced tubes with the separation and re-attachment mechanism, *ASME Symposium*, Vol. HTD-202, ASME, NY, pp. 67-76.
  7. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties on single sample experiments, *Mechanical Engineering*, Vol. 57, pp. 3-8.
  8. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, *Univ. of California, Berkeley, Publications on Engineering*, Vol. 2, p. 443.
  9. Holman, J. P., 1990, *Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Co., pp. 285-299.
  10. Kang, H. J., Wong, T. T. and Leung, C. W., 1988, Enhanced forced convection in triangular ducts by roughened surface, *Proc. 11th Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 5, pp. 375-380.
  11. Nikuradse, J., 1933, Laws of flow in rough Pipes, *VDI Forsch.* 361.
  12. Dipprey, D. F. and Sabersky, R. H., 1963, Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various Prandtl number, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 6, pp. 329-353.
  13. Webb, R. L., Eckert, E. R. G. and Goldstein, R. J., 1971, Heat transfer and friction in tubes with repeated-Rib roughness, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 14, pp. 601-617.
  14. Mack, W. M. and Rohsenow, W. M., 1974, Evaluation of the heat transfer performance of three enhanced surface heat exchanger performance comparison method, Report No. DSR 74590-86, Heat Transfer Lab., Dept. of Mech. Engng, MIT.