276 空氣調和·冷凍工學 論文集 第7卷 第2號(1995)/pp. 276~286

삼차원 조도관의 압력손실 및 열전달 성능에 대한 실험적 연구

An Experimental Study on the Pressure Drop and Heat Transfer Performance in Tubes with Three Dimensional Roughness

김 내 현*
N. H. Kim

Key words : Roughness(조도), Three Dimension(삼차원), Tube(관), Heat Transfer(열전달), Pressure Drop(압력손실), Enhancement(촉진)

Abstract

In this study, pressure drop and heat transfer coefficients were measured in tubes with three dimensional roughness. Dimples were made by rotating the saw-tooth shaped finning disc on the outer tube surface. Resultant dimple shape was oval. Friction and heat transfer tests were performed with a range of roughness variables—roughness height 'e', axial roughness pitch 'p', circumferential roughness pitch 'z'. Within the test range, tube with e=0.5㎜, z=5㎜, p=3㎜ performed best. The efficiency ratio(rati of the heat transfer improvement and the pressure drop increase) of the tube approached 1.0 at low Reynolds number, and it was higher than that of the two-dimensional roughess tube of the same roughness height. Test data were predicted by 'discrete element method'. Results show that discrete element method underpredicts the friction data by 2% to 32%, and overpredicts the heat transfer data by−12% to 113%.

기 호 설 명

a : 축방향 돌기길이(m)
A : 열전달 면적(πDL)(m²)
b : 원주방향 돌기길이(m)
$B(e^+)$: 마찰조도함수
C_{pw} : 물의 정압비열(W/kgK)
D : 관 내경(m)
e : 조도 높이(m)
e^+ : 조도 Reynolds수(eu^*/υ)
$E(x_i)$: X_i 인자의 불확실도
f : 마찰계수
$g(e^+)$: 열전달 조도함수
h : 열전달계수
k : 물의 열전도율(W/mK)
k_s : 등가 모래알조도 높이
K_s^+ : 무차원 등가 모래알조도 높이(K_sU^*/υ)
L : 관의 길이(m)
m_w : 물의 유량(kg/s)
Nu : Nusselt 수(hD/k)
p : 축방향 조도 핏치(m)
Pr : Prandtl 수
Q : 전열량(W)
Re : Reynolds수(Vd/υ)

* 정회원, 인천대학교 기계공학과

St : Stanton수(Nu/Re Pr)
T_f : 물의 혼합온도(K)
T_{film} : 물의 평균온도(K)
T_{in} : 입구 물 온도(K)
T_m : 물의 입출구 평균온도(K)
T_{out} : 출구 물 온도(K)
T_w : 관벽 온도(K)
U^* : 마찰속도($\sqrt{\tau}$)
V : 유속(m/s)
z : 원주 방향 조도 핏치(m)

그리스문자

ΔP : 마찰 손실(Pa)
ρ : 물의 밀도(kg/m^3)
υ : 물의 동정성계수(m^2/s)
$\sqrt{\tau_w/\rho}$: 벽면전단응력(Pa)

1. 개 요

열교환기의 열적 성능을 향상시키기 위하여 전열 촉진관이 널리 사용되고 있다. 전열 촉진관이란 평관을 성형 가공하여 조도 표면으로 만든 관으로 열전달 성능이 평관에 비하여 우수하다. 전열 촉진관의 조도는 비등, 응축등 열전달 형식에 따라 독특한 형상을 가지는데 강제 대류에 의해 열이 전달되는 관 내측 조도 형상으로는 이차원 조도(나선형 리브)가 주로 사용되어왔다. 최근들어 삼차원 조도관에 대한 관심이 높아졌는데 삼차원 조도관은 이차원 조도관에 비하여 상대적으로 낮은 압력 손실에 비해 열전달 성능이 좋고[1] 또한 이물질 침적이 적고 제거가 손쉽다고 알려져있다[2].

삼차원 조도를 이용한 열전달 촉진 방법은 Nikuradse[3]의 "모래알 조도관"에 대한 실험이후로 현재까지 꾸준히 계속되어 오고 있다. Cope[4]는 널링(knurling) 작업으로 제작된 삼차원 조도관에 대하여 실험을 수행하였고 Dipprey와 Sabersky[5]는 모래알 조도관에 대한 일련의 실험을 통하여 "열전달 조도함수"의 개념을 정립하였다. Gowen과 Smith[6]는 얇은 철판에 삼차원 조도를 타각하고 이 철판을 튜브 형상으로 말아서 제작된 삼차원 조도관에 대하여 실험을 수행하였다. 하지만 이러한 제작 방법들은 대량 생산에 적합하지 않아 삼차원 조도관이 상품화 되지는 않았다. 최근들어 재료 및 기계가공기술의 발달로 삼차원 조도관의 제작이 용이해졌고 삼차원 조도관에 대한 연구도 활발해졌다. Takahashi등[1]은 관 내측을 기계가공하여 마름모꼴의 삼차원 조도를 제작하였다. 그들은 여러 형상의 삼차원 조도관에 대한 실험을 통하여 조도 높이 0.5㎜, 축방향 조도 핏치 3.8㎜, 원주방향 조도 핏치 3.8㎜가 최적 조도 형상임을 보고하였다. 최적 조도 형상이란 열전달 증가량과 마찰손실 증가량의 비가 최대로 되는 형상이다. 그들이 실험한 조도관의 내경은 13.9㎜이었다. Kuwahara등[7]은 평관을 회전시키며 관 외측에서 톱니바퀴 형상의 finnig disc로 찍어 누름으로 관내측에 돌기를 만드는 방법을 개발하였다. 이렇게 제작된 돌기는 둥근 형상을 가지는데 Kuwahara등은 일련의 실험을 통하여 조도 높이 0.5㎜, 축방향 조도 핏치 7㎜, 반경방향 조도 핏치 4㎜가 최적 형상임을 보고하였다. 그들이 시험한 관의 내경은 15㎜이었다.

삼차원 조도 주위의 유동은 조도 형상을 따르는 선회류, 조도 선단에서의 유선의 박리, 조도 사이에서 발생하는 와류등 복잡한 현상을 보이므로[7] 이를 이론적으로 해석한다는 것은 매우 어려운 일이다. 일반적으로 조도 표면의 성능은 실험을 통하여 구해지는 "조도함수"를 사용하여 평가한다. 이 조도함수는 기하학적 상사성(geometric similarity)을 유지하는 조도표면에는 동일하게 적용할 수 있는 반면[3,5] 조도함수를 구하기 위해서는 일련의 실험을 수행하여야 하는 불편함이 있다. 최근들어 Taylor등[8], Taylor와 Hodge[9,10]는 조도의 기하학적 형상과 배열만으로 조도 표면의 열수력 성능을 예측할 수 있는 개별요소법(discrete element method)을 개발하였다. 개별요소법에서는 표면조도를 하나하나의 개별요소로 인식하고 이를 고려한 축방향 운동량 및 에너지 방정식을 수치해석적으로 풀어 마찰손실 및 열전달계수를 구한다. 이 때 표면조도는 방정식에 유동의 흐름에 대한 방해인자(blockage factor)로 삽입되고 조도로 인한 항력손실 및 열전달 예측에는 기존 실험식이 사용된다. 개별 요소법은 조도 형상이 반구이고 배열이 균열한 일부 실험자료는 잘 예측하나 조도 형상이 복잡하거나 배열

이 불균일 한 경우는 실험치와 상당히 상이한 결과를 예측함을 보인다[10].

최근들어 발전소 응축기에 열전달 촉진관을 사용하고자 하는 시도가 되고 있다[11]. 발전소 응축기의 냉각수에는 강물이나 바닷물이 주로 사용되므로 관 내측에는 이물질의 침적이 많고 따라서 촉진 형상으로 삼차원 조도관이 고려될 수 있다. 발전소 응축기에는 외경이 22.2mm인 스테인레스관이나 Cu/Ni관이 주로 사용되는데 이 경우 내경은 19mm에서 20mm정도된다. 이 크기의 삼차원 조도관에 대한 연구는 아직 수행된 바 없다.

본 연구에서는 내경 19.9mm의 삼차원 돌기붙이관에 대하여 압력손실 및 열전달 실험을 수행하였다. 삼차원 돌기붙이관의 형상은 Fig.1에 보여지는데 특성 길이(또는 촉진 변수)로는 돌기 높이(e), 축 방향 돌기 핏치(p), 원주 방향의 돌기 핏치(z), 관의 내경(D) 그리고 돌기 형상이 있다. 본 연구에서는 이러한 촉진 변수들을 변화시켜가며 실험하여 촉진 변수들의 영향을 평가하고 최적 조도관의 형상을 도출하였다. 또한 실험 결과를 개별요소법을 사용한 예측치와 비교하여 보았다.

2. 실험 장치

Fig.2에 실험 장치의 개략도를 나타내었다. 실험 장치는 물을 순환시키기 위한 펌프와 유량 조절을 위한 유량 조절 밸브, 보조 물 탱크와 열교환기 그리고 시험부로 구성된다. 펌프는 시험부에서 충분한 유속이 되도록 용량 1.4kW(금성사 모델 PW

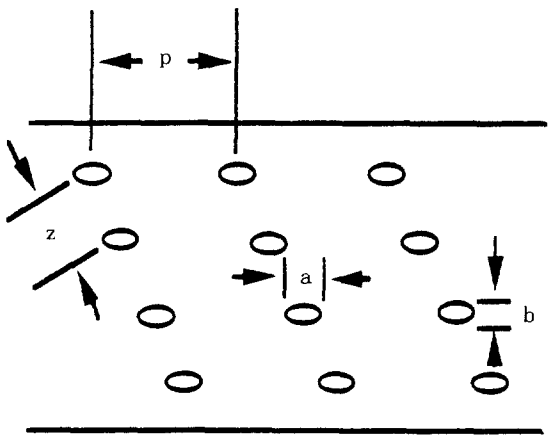

Fig.1 Charateristic dimensions of a tube with threedimensional roughness

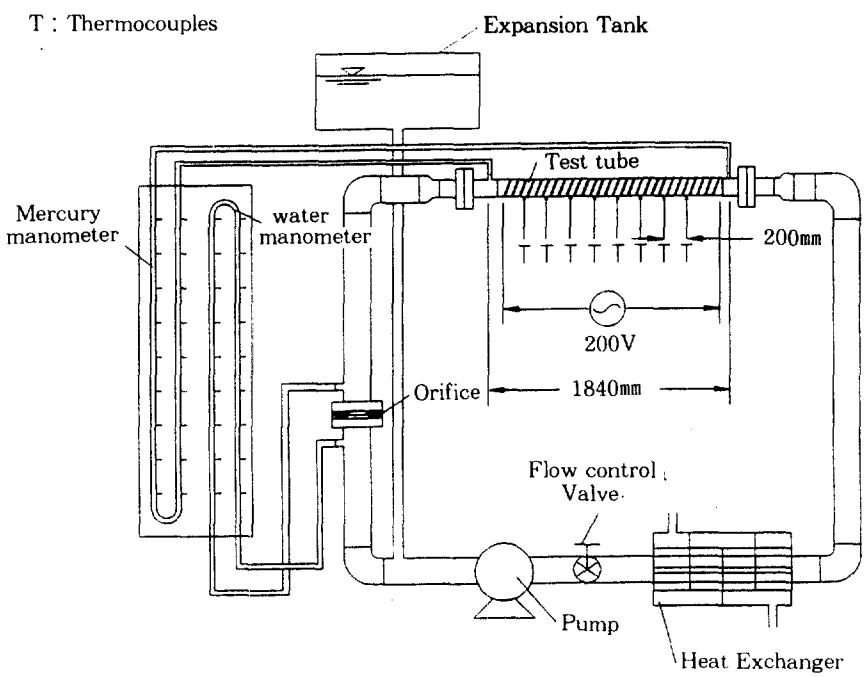

Fig.2 Schematic drawing of the experimental apparatus

-800D)급을 선정하였다. 유량은 밸브를 사용하여 조절하였다. 시험부는 길이 176cm, 내경 19.9 mm의 동관으로 제작 되었다. 압력 손실은 184cm의 시험부 전후에 두개의 압력 탭을 가공하여 수은 액주계로 측정하였다. 시험부로의 열전달은 동관에 폭 5mm의 판형 니크롬선을 촘촘히 감은 후 니크롬선의 양단에 적정량의 전류를 공급함으로써 이루어졌다. 동관과 니크롬선 사이는 석면 테이프로 감아 절연을 유지하였다. 또한 외부로의 열손실을 막기 위하여 시험부를 폭 5cm의 유리 섬유로 단열하였다. 시험부에서 완전 발달 흐름을 만들기 위하여 시험부 선단에는 약 40cm의 도입부를 설치하였다.

벽면 온도는 관벽 내부에 심은 열전대로 부터 측정되었다. 열전대 부착 상세도는 Fig.3에 보여진다. 우선 측정 위치에서 관벽에 축방향으로 길이 20mm, 폭 1mm, 깊이 0.7mm의 홈을 가공한 후 열전대를 홈에 끼워 넣고 남은 부분에 실버 페이스트를 채워 넣었다. 실버 페이스트의 상부에는 얇게 에폭시를 발라 열전대를 고정하였다. 열전대는 축 방향으로 20cm씩 6군데 설치하였다. 열전대는 직경 0.3mm의 테프론 처리된 Cu-Co을 사용하였다. 시험부 입출구의 물의 온도는 열유속을 결정하는데 중요한 인자이므로 정밀하게 측정되어야한다. 본 연구에서는 열전대 5개를 직렬로 연결한 5-junction thermopile을 사용하였다. 이 경우 온도 측정의 정밀도는 0.06K이내로 된다. 유량은 보정된 오리피스를 사용하여 측정하였고 오리피스 전후의 압력차는 액주계로 측정하였다. 시험 장치의 상부에는 시험중 온도 변화에 따른 물의 팽창을 흡수하기 위한 보조 탱크를 설치하였다.

3. 삼차원 조도관

삼차원 돌기붙이관의 특성 길이로는 돌기 높이(e), 축 방향 돌기 피치(p), 원주 방향의 돌기 피치(z), 관의 내경(D)이 있다. 또한 돌기의 형상도 성능에 영향을 미치리라 판단된다. 돌기의 형상은 축방향 돌기길이 a와 원주방향 돌기길이 b로 특성지워진다. Table 1에 본 연구에서 시험된 조도관의 제원이 보여진다. 또한 조도관의 제원을 무차원 특성길이(무차원 조도 높이 e/D와 축방향 무차원 조도 피치 p/e 그리고 반경방향 무차원 조도 피치 z/e)로도 나타내었다. 본 연구에서 시험된 조도의 범위는 0.4mm≤e≤0.6mm, 3mm≤p≤7mm, 3mm≤z≤7mm이다. 본 연구에서는 이러한 촉진 변수들을 변화시켜 가며 실험하여 촉진 변수들의 영향을 평가하였다.

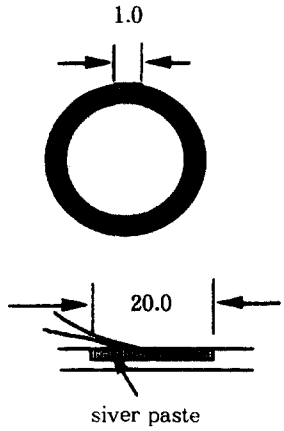

Fig.3 A sketch showing thermocouple installation details

Table 1 Geometric Dimensions of Tubes with Three Dimensional Roughness

(unit : mm)

Tube No.	D	e	z	p	e/D	z/e	p/e	a	b
smooth	19.9								
e05z5p3	19.9	0.5	5.0	3.0	0.025	1.0	6.0	2.29	1.70
e05z5p5	19.9	0.5	5.0	5.0	0.025	1.0	10.0	2.29	1.70
e05z5p7	19.9	0.5	5.0	7.0	0.025	14.0	10.0	2.29	1.70
e05z5p3	19.9	0.5	3.0	3.0	0.025	6.0	6.0	2.29	1.70
e05z5p3	19.9	0.5	7.0	3.0	0.025	14.0	6.0	2.29	1.70
e04z5p3	19.9	0.4	5.0	3.0	0.020	12.5	7.5	2.11	1.53
e06z5p3	19.9	0.6	5.0	3.0	0.030	8.3	5.0	2.57	1.93

Table1에서 관 번호의 첫 부분은 e의 값을 가운데 부분은 z의 값을 그리고 마지막 부분은 p값을 지칭한다. 돌기붙이관은 평관을 관 외측에서 finning disc로 외력을 가하여 제작하였다. Finning disc는 Fig.4에 보여지는데 일정 피치의 톱니바퀴 형상을 하고 있다. Finning disc가 장착된 파이프 카타를 선반의 공구대에 물리고 평관을 회전시키며 공구대를 이송시키면 원하는 피치의 돌기붙이관을

Fig.4 Photo of a finnig disc

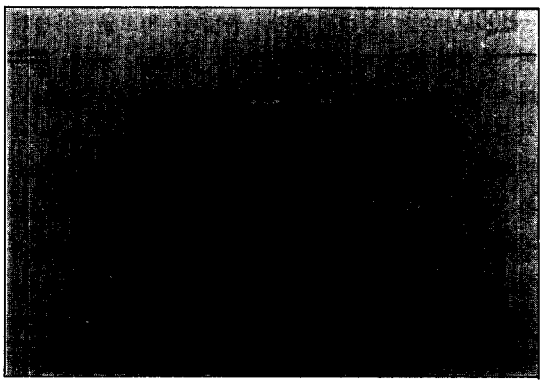

Fig.5 Photo of a tube with three dimensional roughness (e=0. 5㎜, p=5㎜, z=5㎜)

만들 수 있다. 돌기의 깊이는 파이프 카타의 손잡이를 돌려 finning disc를 반경방향으로 이동시켜 조절하였다. Fig.5에는 이러한 방법으로 제작된 돌기붙이관이 보여진다.

4. 실험 결과 및 논의

4.1 실험 자료 처리

관내 마찰 손실은 시험부의 전후방에 압력탭을 설치하고 수은 액주계를 사용하여 측정되었다. 압력탭 사이의 간격은 184㎝이었다. 관내 마찰 손실 계수f는 식(1)로부터 결정된다.

$$\Delta P = 4f\frac{L\rho V^2}{D\ 2} \qquad (1)$$

여기서 ΔP는 압력 탭간의 마찰 손실, L은 압력 탭간의 거리, D는 관의 내경, ρ는 물의 밀도, V는 유속을 나타낸다.

열전달 실험은 전열관의 외벽을 판형 니크롬선으로 감아 균일 열유속 조건을 형성한 후 시험부 입출구 냉각수 온도와 전열관 벽면온도, 그리고 유량을 측정함으로 수행되었다. 전열관의 벽면 온도는 여섯곳 온도의 평균값을 사용하였다. 열전달 계수 h는 식(2)와 (3)으로부터 구해진다.

$$Q = m_w C_{pw}(T_{out} - T_{in}) \qquad (2)$$

$$h = \frac{Q}{A(T_w - T_m)} \qquad (3)$$

여기서 Q는 전체 시험부에 공급된 열량, m_w는 냉각수 유량, C_{pw}는 물의 비열, T_{out}은 냉각수 출구 온도, A는 전열 면적, T_w는 평균 벽면 온도, 그리고 T_m은 유체 평균 온도이다.

실험의 불확실도에 대한 해석(Uncertainty Analysis)을 수행하였다. 식(2)와 (3)에 보이는 바와 같이 열전달계수에 영향을 미치는 인자는 유량(m_w) 온도(T), 물성치(C_{pw}) 그리고 전열관의 제원(A)인데 이들이 열전달계수의 불확실도에 미치는 영향은 식(4)로 평가된다[12]

$$E(h) = \sqrt{E(m_w)^2 + E(C_{pw})^2 + E(T_{out} - T_{in})^2 - E(A)^2 + E(T_w - T_m)^2}$$

여기서 E(h)는 열전달 계수의 불확실도이고 E(m_w)는 유량측정의 불확실도, E(C_{pw})는 비열의 불확실도, E($T_{out} - T_{in}$)은 시험부 입출구 온도차 측정의 불확실도, E(A)는 전열 면적의 불확실도, E($T_w - T_m$)은 벽면온도와 유체온도차 측정의 불확실도이다. 유량은 미리 보정된 오리피스를 사용하여 측정하였는데 오리피스 유량계수의 불확실도는 5%이내이다. 시험부 입출구 온도는 정밀도 0.06K인 thermopile로 측정하였는데 시험부 입출구 온도차는 최소 1K이다. 따라서 E($T_{out} - T_{in}$)은 6%이내가 된다. 벽면 온도는 정밀도 0.3K인 Cu-Co

열전대를 벽면에 심어 측정하였는데 벽면과 유체의 온도차는 최소 2K이고 $E(T_w-T_m)$은 15%가 된다. 물성치와 시편가공의 불확실 또는 1%이내로 무시할 만하였다. 따라서 열전달 계수의 불확실도는 식 (4)로 부터 17%이내가 됨을 알 수 있다. 마찰 계수의 불확실도도 식 (1)로 부터 위와 같은 방법으로 구하였는데 해석결과 5%이내가 되었다.

4.2 평관 실험자료

Fig.6에 평관의 마찰계수 f와 열전달 계수 $Nu/Pr^{0.4}$가 Reynolds수의 함수로 보여진다. 이 실험자료들을 기존의 상관식들과 비교하였는데 압력손실 상관식으로는 Blasius 상관식을 사용하였고 열전달 상관식은 McAdams 상관식을 사용하였다.

Blasius 상관식은 식(5)이고 McAdams 상관식은 식(6)이다.

$$f = 0.079Re^{-0.25} \tag{5}$$

$$H = 120(1 + 0.013T_{film})V^{0.8} / D^{0.2} \tag{6}$$

$$T_{film} = (T_w + T_f) / 2 \tag{7}$$

여기서 온도는 °F, 유속 V는 ft/s, 관내경 D는 inch, 열전달 계수 h는 $Btu/hrft^2F$의 단위를 사용한다. Fig.6은 실험값과 상관식이 잘 일치함을 보여준다.

4.3 삼차원 조도관 실험자료

Fig. 7에 삼차원 조도관의 마찰계수와 열전달 계수가 보여진다. 조도관들은 조도 높이가 0.5㎜, 원주방향 조도 핏치가 5.0㎜로 일정하고 축방향 조도 핏치가 3.0㎜, 5.0㎜, 7.0㎜인 관들이다. Fig.7에는 평관의 실험값도 나타나 있는데 조도관들의 열전달 계수는 평관에 비하여 증가함을 보여준다. 조도관들의 마찰계수도 평관에 비하여 증가한다. 이는 전열 촉진관의 일반적 경향으로 표면 조도는 관표면에 형성되는 열경계층을 연속적으로 파괴함으로써 열전달을 증가시키는 반면에 조도에 의한 항력 손실로 마찰 손실도 증가시킨다. Fig.7은 세 관들의 마찰 계수는 비슷한데 열전달 계수는 p=3.0㎜인 관이 가장 큼을 보여준다.

Fig.8에는 조도 높이가 0.5㎜, 축방향 핏치가 3.0㎜로 동일하고 반경 방향 핏치가 3.0㎜, 5.0㎜, 7.0㎜인 관들의 마찰 계수 및 열전달 계수가 보여진다. Fig.8은 z=5.0㎜인 관의 열전달계수가 가장 큼을 보여준다. 다른 두관의 열전달계수는 비슷하다. 마찰계수는 z=3.0㎜관이 다른 두관에 비하여 월등히 높은 값을 보여준다. Table 1에 나타나 있듯이 e=0.5㎜인 조도의 원주방향 조도 길이 b=1.70㎜인데 원주방향 조도 핏치 z이 이 값에 근접할수록 조도의 형상은 이차원 조도에 가깝게 된다. 이차원 조도는 삼차원 조도에 비하여 압력 손실이 크고 열전달 계수는 작은데[1] z=3.0㎜관의 성능이 나빠지는 이유는 이차원 조도에 가깝기 때문으로 판단된다.

Fig.9에는 조도 높이가 다른 세 관의 성능이 보여진다. 이 관들의 축방향 핏치 및 원주 방향 핏치는 p=3.0㎜, z=5.0㎜로 동일하다. Fig.9는 e=0.50㎜관의 열전달 계수가 가장 큼을 보여준다. 마찰계수는 조도 높이가 높을수록 커짐을 알 수 있다. 일반적으로 마찰계수는 조도 높이에 비례하여 증가하는데 반하여 열전달 계수는 꼭 그렇지만은 않다. 마찰 계수의 증가에는 조도의 항력 손실이 큰 부분을 차지하는데 이 항력 손실은 조도의 높이(또는 단면적)에 비례한다. 반면에 항력 손실이 열전달증가에 미치는 영향은 그리 크지 않으리라 생각된다.

Fig.7부터 Fig.9에 나타난 마찰계수곡선들은 모두 Reynolds 수가 증가할수록 그 값이 감소함을 보인다. 일반적으로 조도표면의 경우 무차원 등가 모래알조도 k_s^+가 70보다 크면 완전조도영역(fully rough regime)이 되어 마찰계수 값이 Reynolds 수에 관계없이 일정하게 된다. 하지만 본 연구의 삼차원 조도관들은 k_s^+가 70이상이 되어도 마찰계수가 계속 감소함을 보인다. 예를들면 e06z5p3관의 경우 Reynolds 수가 가장 큰 실험치(Re=55480)에서 k_s^+의 값이 216이 되는데도 마찰계수는 계속 감소함을 보여준다. 이와 같은 경향은 유사한 돌기붙이 삼차원 조도관을 실험한 Kuwahara[7]의 결과에서도 관측된다.

일반적으로 전열 촉진관의 성능은 촉진비(enhancement ratio)와 촉진 효율(efficiency ratio)로 나타낸다. 촉진비 $Enh(=h_e/h_p)$란 같은 Reyn-

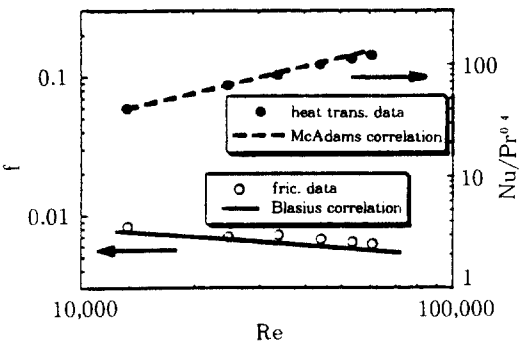

Fig.6 Smooth tube friction and heat transfer data compared with well-established correlations

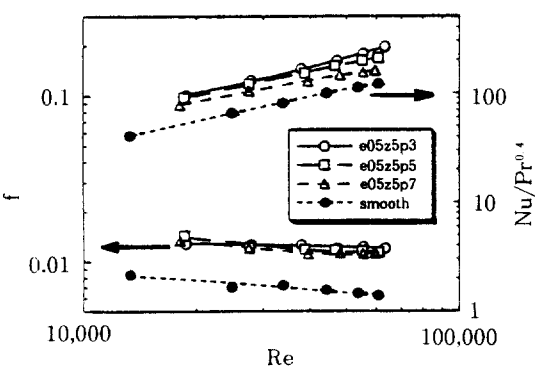

Fig.7 Friction and heat transfer data of tubes with e=0.5mm, z=5mm(showing the effect of the axial roughness pitch)

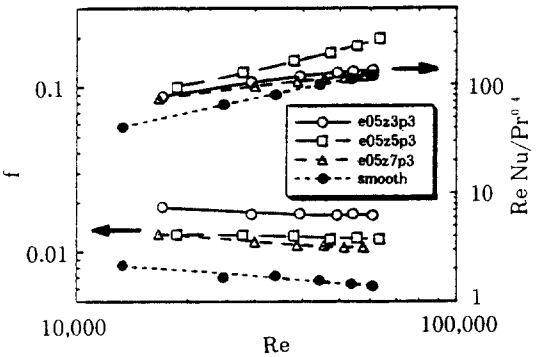

Fig.8 Friction and heat transfer data of tubes with e=0.5mm, p=3mm(showing the effect of the circumferential roughness pitch)

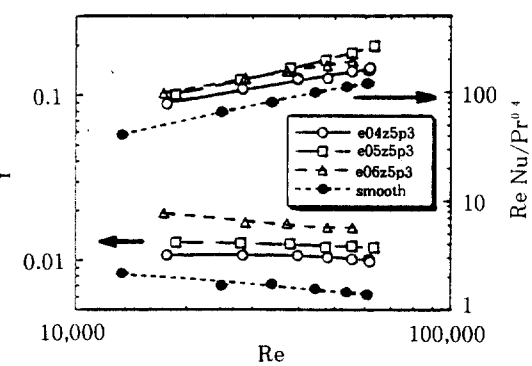

Fig.9 Friction and heat transfer data of tubes with p=3mm, z=5mm(showing the effect of the roughness height)

olds수에서 촉진관의 열전달 계수와 평관의 열전달 계수의 비이고 촉진 효율 $\eta(=(h_e/h_p)/(f_e/f_p))$는 열전달 촉진비를 마찰계수 증가비로써 나눈 값이다. Fig.10에 본 연구에서 실험한 삼차원 조도관에 대한 촉진비의 값이 보여진다. Fig.10은 e05z5p3관을 제외하고는 Reynolds수가 증가할수록 촉진비가 감소함을 보여준다. e05z5p3관은 조도 높이 0.5mm, 축방향 조도 핏치 3.0mm, 원주방향 조도 핏치 5.0mm인 관이다. Fig.10은 이 관의 촉진비가 가장 큼을 보여준다. Fig.11에는 각 관들의 촉진효율이 보여진다. 촉진 효율도 Reynolds수가 증가할수록 감소한다. 촉진 효율이 가장 큰 관은 e05z5p3관인데 이관의 촉진 효율은 낮은 Reynolds수에서 1.0에 접근함을 보여준다. 일반적으로 성능이 우수한 촉진관이란 촉진비가 크고 촉진 효율이 높은 관을 말하는데 e05z5p3관이 거의 모든 Reynolds 영역에서 가장 우수한 성능을 보여준다.

4.4 조도함수

조도 표면의 압력손실과 열전달 실험자료는 마찰계수와 열전달계수보다는 마찰 조도함수 $B(e^+)$ 및 열전달 조도 함수 $g(e^+)$로 나타내는 것이 일반적인데 이 조도 함수들은 기하학적 상사성을 지닌 표면(삼차원 조도관의 경우는 z/e, p/e 그리고 돌기 형상비가 같은 조도표면)에 동일하게 적용된다. 마찰조도함수는 Nikuradse[3]에 의해 제안되었는데 그는 "벽면의 상사성 법칙(Wall similarity Law)"을 조도 표면에 적용하여 식 (8)로 정의되는 마찰

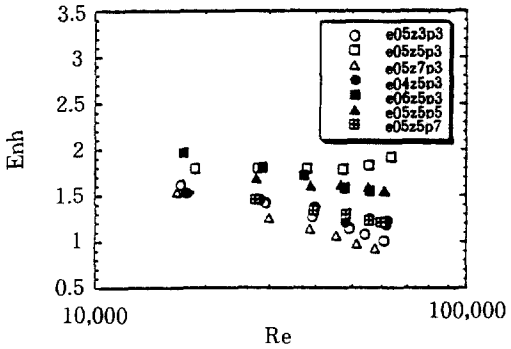

Fig.10 Enhancement ratio of the tubes tested

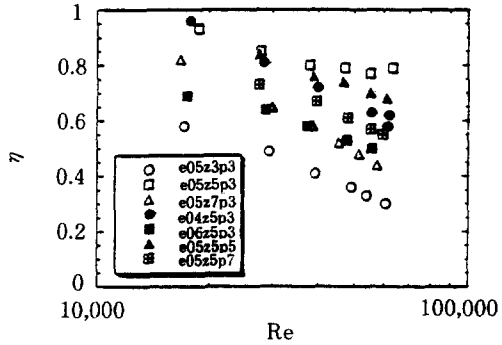

Fig.11 Efficiency ratio of the tubes tested

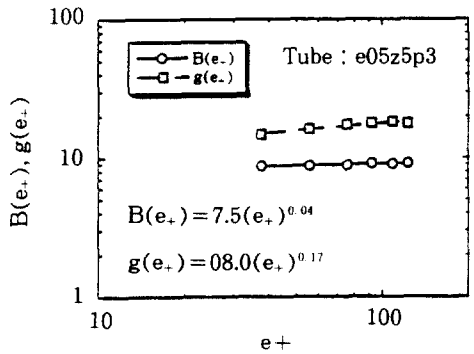

Fig.12 Friction and heat transfer roughness function of the tube with e=0.5㎜, p=3㎜, z=5㎜

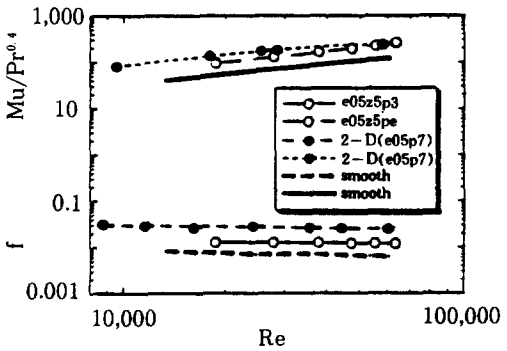

Fig.13 Friction and heat transfer data of a three dimensional roughness tube(e=0.5㎜, p=3㎜, z=5㎜) and a two dimensional roughness tube(e=0.5㎜, p=7㎜)

조도 함수 $B(e^+)$를 구하였다. 벽면상사성법칙이란 관내 흐름의 경우 중심 영역의 속도 분포는 유체의 점성이나 표면조도에 민감하지 않은 반면 벽면 영역에서는 점도와 표면 조도에 민감하고 따라서 속도분포곡선은 조도 Reynolds 수인 e^+로 나타낼 수 있는 것을 말한다. 조도 Reynolds 수 e^+는 식 (9)로 정의된다.

$$B(e^+) = \sqrt{\frac{2}{f}} + 2.5\ln(\frac{2e}{D}) + 3.75 \qquad (8)$$

$$e^+ = \frac{eu^*}{\upsilon} = \frac{e}{D}\sqrt{\frac{f}{2}}\,Re \qquad (9)$$

식 (9)에서 e는 조도의 높이, D는 관의 내경 그리고 u^* ($= \sqrt{\tau_w/\rho}$)는 마찰속도이다. 또한 Dipprey와 Sabersky[5]는 열과 운동량 전달의 상사성을 이용하여 조도표면에 대하여 아래식으로 정의되는 열전달 조도함수 $g(e^+)$를 제안하였다.

$$g(e^+) = Pr^{-n}[\frac{f/2St-1}{\sqrt{f/2}} + B(e^+)] \qquad (10)$$

여기서 St는 Stanton 수를 Pr은 Prandtl 수를 나타낸다. Webb 등[13]은 Prandtl수의 지수로 n=0.57을 제안하였다.

Fig.12에는 촉진비 및 촉진 효율이 가장 큰 e05z5p3관의 마찰 조도함수 $B(e^+)$와 열전달 조도함수 $g(e^+)$가 조도 Reynolds 수 e^+의 함수로 보여진다. 또한 이 조도 함수들은 식(11)과 (12)로

상관된다.

$$B(e^+) = 7.5(e^+)^{0.04} \quad (11)$$

$$g(e^+) = 8.0(e^+)^{0.17} \quad (12)$$

4.5 이차원 리브붙이 조도관 성능과 비교

Fig.13에 e05z5p3관과 이차원 리브붙이 조도관(조도높이 0.5㎜, 조도 핏치 7.0㎜)과의 성능이 비교되어있다. 이 이차원 조도관은 관 내측에 나선형 리브가 성형된 관으로 이차원 형상으로선 최적화된 관이다. Fig.13은 이차원 조도관의 열전달 계수가 다소 증가하지만 압력손실은 훨씬 더 증가함을 보여준다. 따라서 삼차원 조도관의 성능이 더 우수함을 알 수 있다. Kuwahara 등[7]은 삼차원 조도관의 성능이 이차원 조도관보다 우수한 이유는 원주방향의 돌기사이에서 발생하는 와류가 열전달을 증가시키기 때문이라고 설명하였다.

5. 개별요소법(discrete element method)에 의한 예측치와 비교

Taylor와 Hodge[10]는 삼차원 조도 표면의 마찰손실과 열전달 성능을 예측할 수 있는 개별요소법을 개발하였다. 개별요소법에서는 삼차원 돌기 하나하나를 개별요소로 인식하고 조도 표면을 돌기부와 돌기 사이의 평면부로 나누어 해석한다. 평면부에서는 조도를 방해인자(blockage factor)로 축방향 운동량 및 에너지 방정식에 고려하고 이 방정식들을 수치해석적으로 풀어 속도와 온도분포곡선을 구한 후 이 곡선들로부터 평면부의 마찰 손실과 열전달율을 계산한다. 돌기부의 항력손실과 열전달은 기존 연구자들의 결과로 부터 개발된 실험식을 사용한다. 전체 조도 표면의 마찰 손실과 열전달율은 평면부의 값과 돌기부의 값을 더하여 구한다.

Table 2에 본 연구의 실험자료와 개별요소법의 예측치가 비교되어 있다. 비교된 Reynolds 수는 실험 범위 중 가장 큰 값과 가장 작은 값을 택하였다. Table 2는 개별요소법이 마찰계수를 2%에서 32% 과소예측하고 열전달계수를 −12%에서 113%과대예측함을 보여준다. 이러한 경향은 다른 연구자들의 실험자료를 예측한 결과에서도 나타나는데 개별요소법은 Cope[4]의 열전달 계수를 서너배 과대예측하고 Gowen과 Smith[6]의 마찰계수는 약 50% 과소 예측한다[10]. 돌기 주위에서의 유동은 돌기를 따른 선회류, 돌기 선단에서의 유선의 박리, 돌기 사이에서 발생하는 와류등으로 그 현상이 매

Table 2. Data predicted by Discrete Element Method[10]

Tube #	Re	f, meas	f, pred	f, p/f, m	Nu, meas	Nu, pred	Nu, p/Nu, m
e04z5p3	17,675	0.01074	0.00939	0.88	140	150	1.08
	61,733	0.00986	0.00903	0.92	307	441	1.43
e05z3p3	17,077	0.01886	0.01320	0.70	144	190	0.76
	60,762	0.01680	0.01340	0.80	249	531	2.13
e05z5p3	18,694	0.01281	0.01250	0.98	171	175	1.02
	63,292	0.01200	0.01090	0.91	482	481	1.00
e05z5p5	18,542	0.01433	0.00976	0.68	178	157	0.88
	60,811	0.01138	0.00905	0.79	445	430	0.97
e05z5p7	18,056	0.01337	0.00907	0.68	143	144	1.00
	59,598	0.01114	0.00813	0.73	292	399	1.37
e05z7p3	16,680	0.01288	0.01024	0.79	136	150	1.10
	57,511	0.01071	0.09670	0.90	221	427	1.92
e06z5p3	17,308	0.01934	0.01360	0.70	175	184	1.05
	55,480	0.01582	0.01330	0.84	353	474	1.35

우 복잡한데 개별요소법에서는 돌기의 영향을 단지 유동에 대한 방해인자(blockage factor)로써만 고려하고 유선의 박리, 선회류, 와류등은 무시하였다. 또한 방해인자는 조도의 영향이 평균된 개념으로 조도의 밀도가 같으면 그 값이 같게 된다. 따라서 조도 배열의 영향은 고려되지 않는데 예를들면 z=3㎜, p=7㎜ 조도관과 z=7㎜, p=3㎜ 조도관은 동일한 마찰계수 및 열전달계수를 예측하게 된다. 하지만 Kuwahara 등[7]은 적절한 원주방향 조도피치 z에서 강한 와류가 발생하여 열전달이 증가된다고 보도하였다.

6. 결 론

본 연구에서는 둥근 단면을 가진 삼차원 조도관의 압력 손실 및 열전달 계수를 측정하였다. 시험된 조도의 범위는 0.4㎜≤조도 높이 e≤0.6㎜, 3㎜≤축방향 조도피치 p≤7㎜, 3㎜≤원주방향 조도피치 z≤7㎜이고 관의 내경은 19.9㎜이었다. 주요 결과는 다음과 같다.

1) 실험 범위에서 e=0.5㎜, z=5㎜, p=3㎜인 조도관(e05z5p3)이 촉진비 및 촉진 효율이 가장 높다. 이 관의 촉진효율은 낮은 Reynolds 수에서 1.0에 근접하고 조도함수는 다음 상관식으로 기술된다.

$$B(e^+) = 7.5(e^+)^{0.04}$$

$$g(e^+) = 8.0(e^+)^{0.17}$$

2) 상기 삼차원 조도관의 촉진 효율은 조도 높이가 같은 이차원 리브붙이 조도관보다 높다. 이는 원주 방향의 돌기 사이에서 발생하는 와류가 열전달을 증가시키기 때문으로 생각된다.

3) 개별요소법은 본 실험의 마찰 손실을 2%에서 32% 과소 예측하고 열전달계수를 −12%에서 113%과대예측한다. 이는 개별요소법이 돌기 주위에서의 유동을 적절히 모사하지 못하고 돌기의 영향을 단순히 방해인자로써만 고려한 때문으로 생각된다.

후 기

본 연구는 1993년도 학술진흥재단 연구비 지원에 의하여 수행되었습니다. 관계자들께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Takahashi, k., Nakayama, W., Kuwahara, H., 1988, "Enhancement of Forced Convective Heat Transfer in Tubes Having Three Dimensional Spiral Ribs," *Heat Transfer—Japanese Research,* Vol. 17, No. 4, pp. 12−28
2. Kim, N−H. and Webb, R. L., 1989, "Experimental Study of Particulate Fouling in Enhanced Water Chiller Condenser Tubes," *ASHRAE Trans.,* Vol. 76. pt. 2, pp. 507−515
3. Nikuradse, J., 1933, "Laws of Flow in Rough Pipes", *Forsch. Arb. Ing.−Wesen,* No. 361, Translated as NACA TM 1292, 1950
4. Cope, W.G., 1945, "The Friction and Heat Transmission Coefficients of Rough Pipes," *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers,* Vol. 145, pp. 99−105.
5. Dipprey, D. F. and Sabersky, R.H., 1963, "Heat and Momentum Transfer in Smooth and Rough Tubes at Various Prandtl Numbers," *Int. J. Heat Mass Trans.,* Vol. 6, pp.329−353.
6. Gowen, R.A. and Smith, J. W., 1968, "Turbulent Heat Transfer from smooth and Rough Surfaces", *Int. J. Heat Mass Trans.* Vol. 11, pp. 1657−1673.
7. Kuwahara, H. et al., 1989, "Method of Producing a Heat Transfer Tube for Single-Phase Flow," U. S. Patent 4,794,775
8. Taylor, R.P., Scaggs, W.F. and Coleman, H. W., 1988, "Measurement and Prediction of the Effects of Nonuniform surface Roughness on Turbulent Flow Friction Coefficients," *J. Fluid Engr.,* Vol. 110, pp. 380−

384.

9. Taylor, R.P. and Hodge, B.K., 1992, "Fully-Developed Heat Transfer and Friction Factor Predictions for Pipes With 3-Dimensional Roughness," in *Fundamentals of Forced Convection Heat Transfer*, M.S. Ebadian and P.H. Oosthuizen, ds., ASME HTD-Vol. 210. pp. 75 -84.
10. Taylor, R.P. and Hodge, B.K., 1992, "Validated Heat Transfer and Pressure Drop Prediction Methods Based on the Discrete Element Method : Phase 1, 3-Dimensional Roughness," ANL/ESD/TM-31, Argonne National Lab., U.S.A.
11. Webb, R. L., Jaber, M. H., Chamra, L. and Kim, N-H., 1990, "Enhanced Tubes for Steam Condensers," *EPRI Steam Condenser Conference*
12. Kline, S. J. and McClintock, F.A., 1953, "The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3-9.
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 Trans.*, Vol.14, pp. 601-617.