

파형관을 가진 이중 환형관의 열전달에 관한 실험적 연구

안 수 환[†], 손 강 필^{*}

경상대학교 수송기계공학부 해양산업연구소, ^{*}경상대학교 대학원

Experimental Studies on Heat Transfer in the Annuli with Corrugated Tubes

Soo Whan Ahn[†], Kang-Pil Son^{*}

School of Transport Vehicle Engineering, Gyeongsang National University, Institute of Marine Industry, Tongyeong 650-160, Korea

^{*}Marine Engineering Dpt, Graduate School, Gyeongsang National University, Tongyeong 650-160, Korea

(Received April 6, 2002; revision received June 26, 2002)

ABSTRACT: This paper is to present the results of a comprehensive study on heat transfer in annuli with spirally corrugated inner tubes in the turbulent regime. Tube surface-temperature measurements were used to explain the enhancement phenomena in the annuli with several different corrugated tubes. Nusselt numbers were between 1.1 and 2 times the smooth annulus values. These enhancement values can be used to determine the appropriate range of applicability for spirally corrugated annuli.

Key words: Heat transfer coefficient(열전달계수), Pressure drop(압력강하), Spirally corrugated tubes(나선 파형관), Flow mechanism(유동기구), Heat transfer enhancement(열전달촉진)

기 호 설 명

D_b : 내경, Fig. 1 참조 [m]
 D_e : 포락선 직경, Fig. 1 참조 [m]
 D_h : 시험부 덕트 수력 직경, $4A/P$ [m]
 D_{oi} : 외관 내경 [m]
 D_{vi} : 체적에 의한 내관의 평균 내경 [m]
 D_{vo} : 체적에 의한 내관의 평균 외경 [m]
 e : 홈 높이, $(D_e - D_b)/2$ [m]
 e^* : 무차원 홈 깊이, e/D_{vo}
 Nu : 누셀트수
 P : 홈 피치, 둘레 [m]

P^* : 무차원 홈 피치, P/D_{vo}
 Pr : 프란틀수
 r^* : 직경비, D_{vo}/D_{oi}
 R : 열전달저항 [m^2K/W]
 Re : 레이놀즈수, $(u_b D_h)/\nu$
 T_b : 평균 온도 [K]
 U : 전체 열전달계수 [W/m^2K]
 u_b : 평균(bulk) 속도 [m/s]

그리스 문자

θ : 나선각, $\tan^{-1}(\pi D_{vo}/NP)$
 θ^* : $\theta/90$

하첨자

a : 이중관

[†] Corresponding author

Tel.: +82-55-640-3125; fax: +82-55-640-3125

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

- i : 내관, 입구
 o : 외관, 출구
 r : 나선 파형관 벽면
 s : 매끈한 벽면
 t : 원관
 tot : 전체
 w : 관벽

1. 서 론

일반적으로 열전달 표면을 거칠게 하면 유동형태가 변화되고 이로 인하여 열전달계수가 향상된다. 최근, 열교환기 등의 열산업기에서 나선 홈관(spirally fluted tubes)이나 나선 파형관(spirally corrugated tubes)을 설치하여 열전달계수를 향상시키는 방법에 관하여 관심을 갖게 되었다.⁽¹⁾ 표면에 나선 홈이나 나선 파형 구조를 설치하면 나선구조에 의해 발생된 와류(swirl)가 전체 유동장 내로 유입되어 튜브 표면의 층류 경계층을 파괴시키기 때문에 대류 열전달계수가 증가된다고 보고되고 있다. 나선형관의 열전달촉진 구조를 적절하게 설명하기 위해서는 내경, 포락선(envelope) 직경, 돌출부나 홈의 깊이, 그리고 피치와 모양 등 여러 가지 형상변수들을 구체적으로 나타내어야 한다. 이러한 형상변수들은 Fig. 1에 나타나 있고 형상변수의 크기가 튜브 내의 유체유동과 열전달특성에 영향을 준다. 핀 등을 설치한 거친 관에 대해서는 많은 연구자들이 연구를 수행하였으나 나선 홈관이나 나선 파형관의

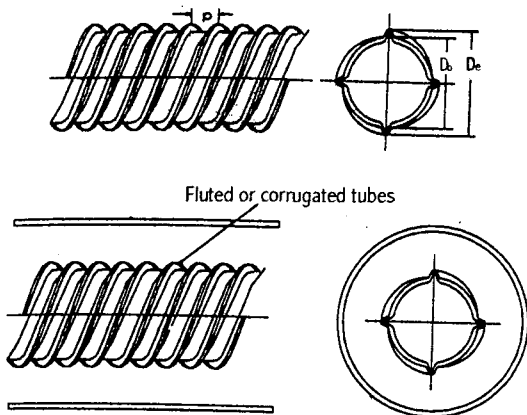


Fig. 1 Details of test section.

마찰계수와 열전달계수에 대해서는 아직 드문 실정이다. 최근에 Garimella and Christensen^(2,3)은 매끈한 관속에 나선 홈관을 설치한 이중관에 대한 열전달과 마찰계수의 특성을 실험적으로 조사하였다. 그 결과 난류영역에서 열전달계수는 1.1에서 4배까지, 마찰계수는 10배까지 내외관 모두 매끈한 관의 이중관보다 증가되었다고 보고하였다.

Garimella and Christensen⁽⁴⁾은 가시화 시험을 통해 여러 종류의 나선 홈관을 내관으로 한 이중관의 유동기구를 연구하였고, 나선 홈관의 평균 벽면온도를 조사하기 위해 나선 홈의 원주, 축, 나선 방향에 따른 온도, 그리고 돌기부와 홈 부분에 대해 온도를 각각 측정하였다. 그 결과 내관에 나선 홈관을 설치한 이중관의 경우가 나선 홈관으로 이루어진 단일관 경우보다 훨씬 큰 와류를 발생시킨다는 사실을 보고하였다. 그들이 얻은 중요한 결론은 나선 홈 속의 유체흐름은 나선 홈 튜브 벽면 근처의 홈 속에서는 거의 일어나지 않고 대부분 나선 홈관의 돌기 부위(관의 중심축)에서 나선형으로 유동이 형성된다는 사실을 밝혔다. 그리고 Ahn and Son⁽⁵⁾은 파형 이중관의 마찰계수에 대한 실험적 연구를 발표한 바 있다. 최근까지 열전달기에 사용되는 튜브산업에서 수동적 기법(passive technique)에 의한 열전달촉진법(heat transfer enhancement)은 대부분 (1) 표면에 금속분(metallic powder)을 코팅하거나, (2) 표면에 핀 등을 설치하거나, (3) 나선 홈관이나 나선 파형관을 이용하거나, (4) 테이프(tape)나 베인(vane)을 관 속에 삽입하는 방법을 주로 채용하고 있다. 이에 반해 나선 파형관의 열전달에 대한 연구는 아직 매우 드문 실정이다. 이러한 현실에 본 연구에서는 매끈한 외관에 직경 15.8 mm 이하의 규격화된 나선 파형관들을 내관으로 설치한 이중관의 열전달계수를 실험적으로 조사하고자 한다. 매끈한 이중관과 병렬로 설치하여 나선 파형관의 효과를 정량적으로 알 수 있게 하였다.

2. 실험장치 및 방법

이중관에서 나선 파형관의 효과를 조사하기 위하여 외관은 매끈한 관으로 하고 내관은 나선 파형관을 설치하였다. 나선 파형관의 형상변수들이

Table 1 Test matrix for temperature measurements

Annulus	Inner tube									Outer tube
	D_s [mm]	D_{vi} [mm]	D_{vo} [mm]	P [mm]	N	r^*	e^*	P^*	θ^*	D_{oi} [mm]
T ₁₁	9.5	7.68	9.28	2	1	0.368	0.022	0.22	0.96	25.2
T ₁₂	9.5	7.52	9.12	5	1	0.362	0.044	0.55	0.89	25.2
T ₂₁	12.5	10.79	12.39	6	1	0.492	0.048	0.48	0.92	25.2
T ₂₂	12.5	10.93	12.53	10	1	0.497	0.056	0.80	0.84	25.2
ST ₂₁	12.5	10.71	12.31	10	3	0.488	0.13	0.81	0.68	25.2
T ₃₁	15.8	13.88	15.48	7	1	0.614	0.045	0.45	0.91	25.2
T ₃₂	15.8	13.97	15.57	10	1	0.618	0.045	0.64	0.89	25.2
S ₀₁	9.5	7.9	9.5			0.377				25.2
S ₀₂	12.5	10.9	12.5			0.496				25.2
S ₀₃	15.8	14.2	15.8			0.627				25.2

D_s : Original smooth tube diameter D_{vi} : Volume-based grooved tube inner diameter
 D_{vo} : Volume-based grooved tube outer diameter P : Flute or corrugation pitch
 N : Number of flute or corrugation starts D_{oi} : Inner diameter of outer smooth tube
 S : Smooth tube ST_{21} : Spirally fluted tube T : Spirally corrugated tube

열전달효과에 미치는 영향을 조사하기 위하여 직경 15.8 mm 이하의 규격화된 시중의 모든 나선 파형관 제품들을 사용하였다(Table 1 참조). 내관을 나선 파형관으로 제작 가능한 최소 직경치수의 관으로 선택한 것은 원통 다관형 열교환기의 경우 동일 유량에서 직경이 작을수록 전열면적이 증가되기 때문이다. 이중관에서 내관 속에는 뜨거운 물이, 내관 외부에는 차가운 물이 흐르도록 하였고, 뜨거운 물과 차가운 물은 동일한 방향의 흐름인 병행류(parallel flow)식 구조로 제작하였다. 본 연구의 시험부 상세도와 실험장치의 개략도는 Figs. 1과 2와 같다. 이중관 중 외관의 내경은 25.2 mm로 하였고 내관의 체적 평균 직경(D_{vi})은 Table 1과 같이 나선 파형의 경우 13.97 mm, 13.88 mm, 10.93 mm, 10.79 mm, 7.52 mm, 그리고 7.68 mm의 6종류이며, 나선 홈관의 경우는 10.71 mm의 1종류이다. 파형관과 나선 홈관의 체적 평균 내경의 결정은 관 속에 물을 채우고 그 양을 길이로 나누어 구하였다. 그리고 매끈한 관은 외경이 15.8 mm, 12.5 mm, 그리고 9.5 mm이고 내외관 모두 재질은 동(copper)을 사용하였다. 모든 내관의 두께는 0.8 mm이었다. 작동 유체는 오염(fouling)을 최대한 줄이기 위해 수돗물을 사용하였고, 고온수 탱크는 조절기가 부착된 3 kW 가열기에 의하여 수돗물을 가열하였고, 수돗물을 안

정되고 정상상태로 공급하기 위해 수돗물 탱크는 시험부보다 1.5 m 상부에 설치하였다. 매끈한 관과 나선 파형관의 열전달계수를 정량적으로 비교하기 위하여 병렬로 설치하여 동일한 조건하에서 실험을 행하였다. 유량측정은 10 mL까지 측정이 가능한 적층식(cumulative type) 유량계와 시계를 사용하였다. 관내에서 유체의 배압을 최소로 하기 위하여 시험부 출구에는 교축밸브(throttle valve)를 설치하였다. 시험부 출구에서 나온 고온수는 저장탱크로 보내진 후 자기펌프(magnetic pump)에 의해 1.5 m 상부에 있는 고온수 탱크로 이송되었으며 고온수 탱크에서 나오는 수돗물(고온수) 온도의 변화범위는 $\pm 1^\circ\text{C}$ 이내로 하였다.

대수 평균 온도차(LMTD) 계산에 사용된 내관의 내외측에 흐르는 각 유체의 온도차를 크게 만들고 시험부 길이를 1.8 m로 충분히 길게 함으로써 열전달계수 측정의 부정확성을 최소로 하였다. 본 연구에서 LMTD 측정에 사용된 온도측정 지점은 Fig. 2에 도시하였다. 온도측정에는 k 형 열전대를 사용한 자료획득장치(data acquisition system)를 사용하였다. 내관 속의 고온유체는 증기를 사용하지 않고 80°C 이하의 단상의 고온수를 이용하였는데, 그 이유는 증기를 사용할 경우 내관 외측에 흐르는 차가운 유체(물)의 유량이 작을 때에는 짧은 거리에서 내관 외측의 유체온

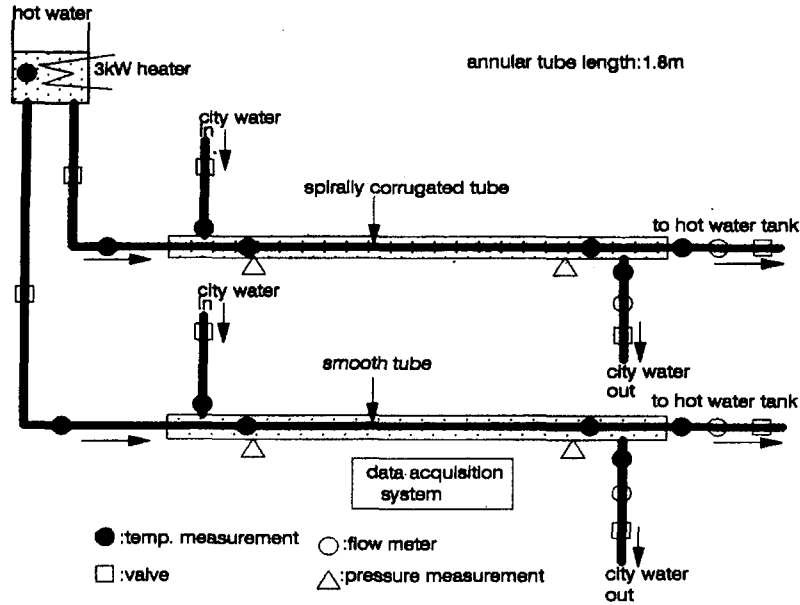


Fig. 2 Schematic diagram of experimental setup.

도가 내관 내측 고온의 유체온도에 도달하게 되어 열교환기 중 일부만 열전달현상이 생기므로 열전달면적의 계산에서 많은 오차가 생기기 때문이다. 내관 내외측 유체의 온도를 크게 상승시키지 않고 시험부 입구측의 유체온도와 질량유량을 조절하여 내관 내외측의 열전달을 높일 수 있도록 하였다.

3. 결과 및 검토

이중관 구조에서 내관 내측의 열전달계수(h_i)를 직접 측정하는 데에는 어려움이 있어 Ravigururajan and Bergles⁽⁶⁾이 제안한 나선 돌출관에 관한 아래의 실험식을 이용하였다.

$$\frac{Nu_r}{Nu_s} = (1 + [2.64 Re^{0.036} e^{*0.212} P^{*-0.21} \times x(\theta^*)^{0.29} Pr^{-0.024}]^7)^{1/7} \quad (1)$$

식(1)의 무차원값들은 Fig. 1의 포락선 직경(envelope diameter)으로부터 결정되었다. 내관의 나선 파형관의 누셀트수(Nu_r)는 수력 직경을 D_{vo} 로 하고 계산하였고, Nu_s 는 아래의 Petukhov and Popov⁽⁷⁾ 식을 이용하였다.

$$Nu_s = \frac{(f_s/8) Re Pr}{1 + 12.7 \sqrt{f_s/8} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2)$$

$$f_s = 4 [1.58 \ln(Re) - 3.28]^{-2} \quad (3)$$

여기서 f_s 는 매끈한 관의 마찰계수이다.⁽⁸⁾ 그리고 나선 파형관 내의 열전달계수(h_{to})는 식(1)의 Nu_r 값을 식(4)의 Nu_i 에 대입함으로써 구할 수 있다.

$$h_{to} = \frac{Nu_i \cdot k}{D_{vi}} (D_{vi}/D_{vo}) \quad (4)$$

그리고 튜브의 열전달저항은 아래와 같다

$$R_w = \frac{D_{to}}{2k_w} \ln(D_{vo}/D_{vi}) \quad (5)$$

위의 식으로부터 내관 외측의 열전달계수(h_a)는 아래의 식으로 나타낼 수 있다.

$$U = \frac{1}{1/h_{to} + R_w + 1/h_a} \quad (6)$$

그리고 열전달량은 이중관 속의 두 유체의 각 시험부 입구와 출구의 유량과 온도변화로부터 각각

구했으며 내관 외측의 열전달량(Q_a)과 내관 내측의 열전달량(Q_i)의 차이는 7% 이내였다. 열전달량을 구하는데 온도차는 시험부 입구와 출구에서의 뜨거운 물과 차가운 물의 온도차가 다르므로 대수 평균 온도차(LMTD)를 사용했으며, 대수 평균 온도차(LMTD)는 아래와 같이 정의하였다.

$$LMTD = \frac{(T_{ho} - T_{co}) - (T_{hi} - T_{ci})}{\ln[(T_{ho} - T_{co}) / (T_{hi} - T_{ci})]} \quad (7)$$

여기서 아래첨자 h 와 c 는 뜨겁고 차가운 유체를 각각 의미한다. 열전달량과 LMTD로부터 총괄 열전달계수 UA_{tot} 를 아래와 같이 나타내었다.

$$UA_{tot} = \frac{Q_{tot}}{LMTD_{tot}} \quad (8)$$

불확실성은 Kline and McClintock,⁽⁹⁾ 그리고 Garimella and Christensen⁽³⁾에 의한 방법으로 계산하였으며 이중관 중 내관 외측의 누셀트수의 불확실성은 $\pm 16\%$ 이었다. 실험결과를 점검하기 위하여 매끈한 이중관에 대한 열전달실험을 행하였고, 비교를 위해 Garimella and Christensen⁽³⁾의 실험자료, 그리고 식(9)의 Kays and Leung⁽¹⁰⁾ 상관관계식으로 구한 결과를 Fig. 3에 나타내었다.

$$Nu_{as} = 0.022Pr^{0.5}Re_{as}^{0.8} \quad (9)$$

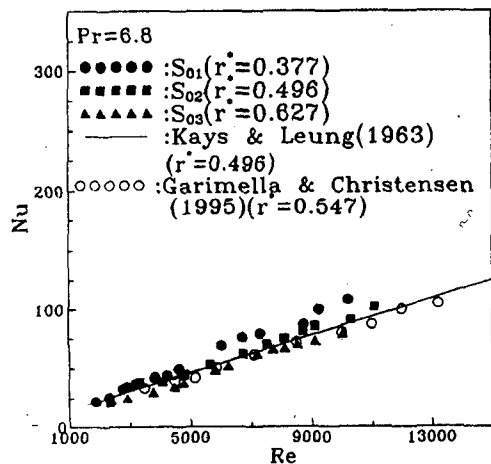


Fig. 3 Nusselt numbers for smooth annuli.

직경비(r^*)가 작을수록 누셀트수가 증가함을 보였다. 이는 직경비가 작을수록 동일한 레이놀즈수에서 유량이 작아져 고온 벽면온도와 유체 평균(fluid bulk) 온도의 차가 작아지기 때문이라 사료된다. 본 연구에서는 나선 과형관이 내관으로 설치된 이중관에 대한 열전달계수의 상관관계식을 실험치로부터 다음과 같이 각각 유도하였다.

$r^* < 0.5$ 의 경우

$$Nu_a = (0.115 Pr + 0.1987)(-4.94652 \times 10^{-7} Re^2 + 0.026896 Re - 36.25) \times [0.0211(P/e)^2 - 0.528(P/e) + 3.742] r^{*-0.55} \quad (10)$$

$r^* > 0.5$ 의 경우

$$Nu_a = (0.115 Pr + 0.1987)(7.268 \times 10^{-8} Re^2 + 0.01054 Re + 15.3)[0.0281(P/e) + 0.499] r^{*-0.55} \quad (11)$$

Fig. 3은 본 실험의 타당성을 점검하기 위해 실험을 행한 매끈한 이중관의 누셀트수를 나타낸다. 직경이 작은 내관일수록 누셀트수가 증가하였다. 이는 레이놀즈수의 정의에 의한 것이라 사료된다. 비교를 위해 식(9)의 Kays and Leung⁽¹⁰⁾이 제시한 실험식과 Garimella and Christensen⁽³⁾

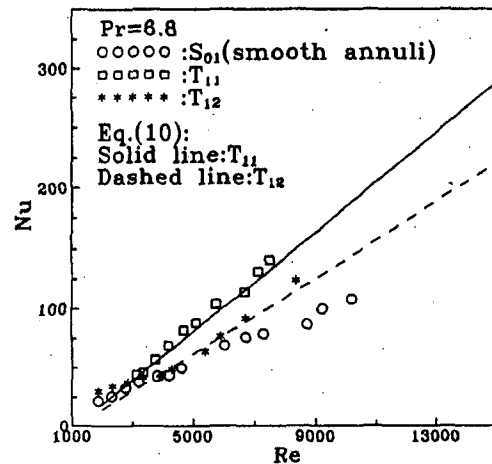


Fig. 4 Nusselt numbers for T_{11} and T_{12} .

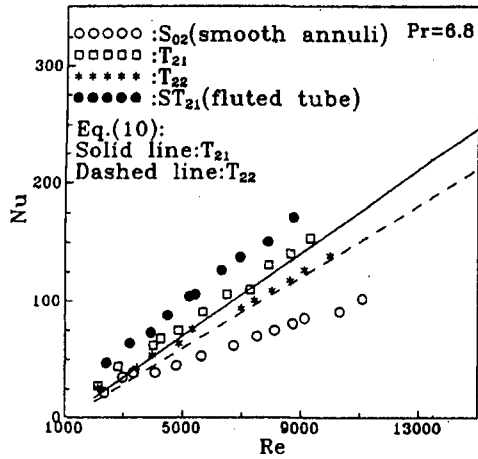


Fig. 5 Nusselt numbers for T_{21} , T_{22} and ST_{21} .

의 실험결과를 포함하였다. 본 연구의 결과와 비교적 잘 일치함을 보여준다. Fig. 4는 외경이 9.5 mm인 매끈한 원관으로부터 제작된 파형관 T_{11} 와 T_{12} 의 누셀트수이다. T_{11} 가 T_{12} 보다 약간 크게 나타났다. 이는 T_{11} 의 경우 피치비(P^*/e^*)는 10 ($=0.22/0.022$)이고 T_{12} 의 경우 피치비(P^*/e^*)는 12.5 ($=0.55/0.044$)이므로 피치비가 8근처의 경우에서 누셀트수가 가장 크고 피치비가 8에서 멀어질수록 작아진다는 이중관에서 내관 외벽에 사각 돌출형 거칠기가 설치된 경우의 Lawn의 결과⁽¹¹⁾와 같은 경향을 보였다. Fig. 5는 나선 파형관 T_{21} , T_{22} 와 나선 홈관 ST_{21} 의 결과를 나타내었다. 나선 홈관이 나선 파형관보다 크게 나타났다. 나선 홈관의 경우(ST_{21})는 나선 파형관(T_{21} 와 T_{22})

보다 홈(trough)의 깊이가 크기 때문이라 판단된다. 그리고 T_{21} 이 T_{22} 보다 크게 나타났는데 이는 Fig. 4에서와 같은 이유 때문이라 사료된다. Fig. 6은 나선 파형관 T_{31} 과 T_{32} 의 결과를 도시하였다. Figs. 4와 5의 경향과는 달리 피치비가 큰 T_{32} ($P^*/e^*=14.2$)가 T_{31} ($P^*/e^*=10$)보다 누셀트수가 컸다. 이는 이중관에서 직경비가 클 경우 내외관의 간격이 좁아져 파형관의 돌출부로부터 유동의 재부착(reattachment) 지점까지의 거리가 길어졌기 때문이라 사료된다. 거칠기 피치와 유동의 재부착 지점간의 거리가 같을 때 거칠기 사이의 유동과 거칠기 위의 전체 유동장간의 상호작용이 가장 활발하여 최대 열전달계수가 발생된다고 보고되고 있다.⁽¹²⁾ 비교를 위해 직경비가 0.604인 나선 홈관의 결과를 포함하였다.⁽³⁾ 이는 Fig. 5에서와 같이 설명되어진다. Fig. 7은 내관에 나선 파형관을 설치한 이중관의 결과를 매끈한 이중관으로 무차원한 값이다. 매끈한 값은 식(9)의 Kays and Leung⁽¹⁰⁾의 값을 이용하였다. 본 연구에서는 대체로 직경비가 작을수록 무차원 누셀트수가 증가하였다. 그러나 외관 내벽면에 사각 돌출형 거칠기를 설치한 이중관에 대한 Ahn et al.⁽¹²⁾의 연구에서는 레이놀즈수가 50,000 이하에서는 직경비가 클수록 누셀트수가 증가함을 보여 본 연구와 상반된 흥미 있는 결과를 얻었다. 그러므로 이 분야에 대한 지속적인 연구가 요구된다. 무차원 누셀트수(Nu_r/Nu_s)는 대체로 1.1에서 2.0이었다. 식(10)과 (11)의 예측치는 본 연구의 실험결과와 대체로 잘 일치하였다.

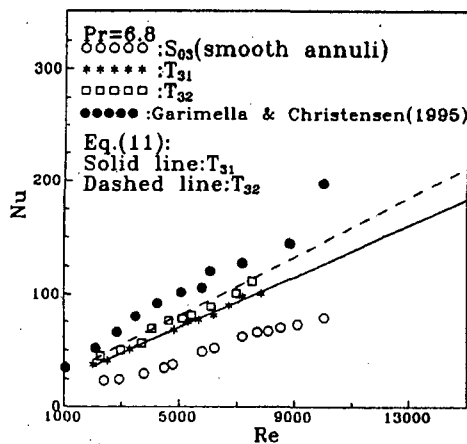


Fig. 6 Nusselt numbers for T_{31} and T_{32} .

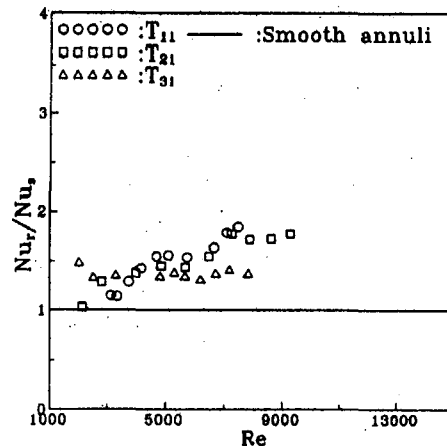


Fig. 7 Dimensionless Nusselt numbers.

4. 결 론

내관을 15.8 mm 이하의 나선 파형관들을 설치한 이중관에서 행한 열전달에 관한 실험적 연구로부터 아래의 결론을 얻었다.

(1) 나선 파형관은 나선 홈관보다 누셀트수가 작았고, 나선 파형관이 설치된 이중관에서 직경비(r^*)가 0.497 이하에서는 피치비가 클수록 누셀트수는 감소하였고 그 이상에서는 피치비가 클수록 누셀트수는 증가하였다.

(2) 직경비에 대한 누셀트수는 내관 외벽면에 단 사각 돌출형 거칠기를 설치한 이중관의 경우와 상반되게 변화였다.

(3) 직경비가 작을수록 누셀트수가 증가하여 열전달계수 측면에서 유의함을 보였고 모든 경우 무차원 누셀트수(Nu_r/Nu_s)는 대체로 1.1에서 2.0 이었다.

후 기

이 논문은 두뇌한국 21사업에 의하여 지원되었고, 그리고 본 연구를 위해 나선 파형관을 제공해 준 (주)대동신관에게도 감사드리는 바이다.

참고문헌

- Marto, P. J., Reilly, R. J. and Fenner, J. H., 1979, An Experimental Comparison of Enhanced Heat Transfer Condenser Tubing, in: Advances in Enhanced Heat Transfer, ASME, New York, pp. 1-9.
- Garimella, S. and Christensen, R. N., 1995, Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Fluted Annuli: Part I - Hydrodynamics, Heat Transfer, Vol. 117, pp. 54-60.
- Garimella, S. and Christensen, R. N., 1995, Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Fluted Annuli: Part II - Heat Transfer, Heat Transfer, Vol. 117, pp. 61-68.
- Garimella, S. and Christensen, R. N., 1993, Experimental Investigation of Fluid Flow Mechanisms in Annuli with Spirally Fluted Inner Tubes, ASHRAE Trans., Vol. 99, Part 1, pp. 1205-1216.
- Ahn, S. W. and Son, K. P., 2001, Effects of the Corrugated Tubes on Pressure Drop in Concentric Annuli, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 9, pp. 803-809.
- Ravigururajan, T. S. and Bergles, A. E., 1985, General Correlation for Pressure Drop and Heat Transfer for Single-Phase Turbulent Flow in Internally Ribbed Tubes, in: Augmentation of Heat Transfer in Energy Systems, ASME-HTD-Vol. 52, pp. 9-20.
- Petukhov, B. S. and Popov, V. N., 1963, Theoretical Calculation of Heat Exchange and Frictional Resistance in Turbulent Flow in Tubes of an Incompressible Fluid with Variable Physical Properties, High Temperature, Vol. 1, pp. 69-83.
- Petukhov, B. S., 1970, Heat Transfer and Friction on Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties, in: Advances in Heat Transfer, T. F. Irvine and J. P. Hartnett, Vol. 6, Academic Press, New York, pp. 503-564.
- Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties on single sample experiments, Mechanical Engineering, Vol. 57, pp. 3-8.
- Kays, W. M. and Leung, E. Y. 1963, Heat Transfer in Annular Passages: Hydrodynamically Developed Flow with Arbitrarily Prescribed Heat Flux, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 6, pp. 537-557.
- Lawn, C. J., 1974, The Use of an Eddy Viscosity Model to Predict the Heat Transfer and Pressure Drop Performance of Roughened Surfaces, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 17, pp. 421-428.
- Ahn, S. W., Kim, K. C. and Lee, Y. P., 1994, Fully Developed Turbulent Flow and Heat Transfer in Concentric Annuli with Square-Ribbed Roughness, Trans. KSME, Vol. 18, No. 4, pp. 1072-1088.