

이중관에서 홈형튜브가 압력강하에 미치는 효과

안수환*, 손강필*, 신승화**

*경상대학교 수송기계공학부, *경상대학교 대학원, ** (주) 일승

Effects of the Groove Type Tubes on Friction Factors in the Annuli

S. W. Ahn*, K. P. Son*, S. H. Shin**

*School of Transport Vehicle Engineering, Gyeongsang National University, Tongyeong 650-160, Korea

*Department of Marine Engineering, Gyeongsang National University, Tongyeong 650-160, Korea

**Il Seung Co, Ltd, Kimhae, 621-880, Korea

ABSTRACT

The present paper is to present the results of studies of pressure drop in annuli with corrugated and spirally fluted inner tubes for the turbulent flow regime. To understand the underlying physical phenomena responsible for heat transfer enhancement, flow mechanism documented elsewhere are combined with pressure drop measurements to confirm the friction factors obtained from the annuli with the grooved inner tubes for the Reynolds number of 1000 to 8000. Friction factors were found to be functions of trough depth, pitch and angle, and the annulus radius ratio. Friction factor increases in the spirally fluted tubes were larger than those in the corrugated tubes.

Key words: Pressure drop(압력강하), Spirally corrugated tube(나선과형관), Spirally fluted tube(나선홈관), Turbulent flow regime(난류유동영역), Concentric annulus(이중관)

1. 서론

단상(single phase) 유체의 열전달계수는 인공으로 제작된 거친 표면, 와류발생기, 표면진동, 덕트단면과 표면의 개조에 의하여 증가된다. 여러 종류의 열전달증가 기법은 유동형태의 변화에 의하여 이루어진다. 그러므로 시중의 핀(fin) 부착관, 과형관(corrugated tube), 나선홈관(spirally fluted tube) 등 다양한 형상을 가진 관들이 열전달과 압력강하에 미치는 영향에 대하여 관심을 갖게 한다. 최근에 이르러 과형관이나 나선관을 열교환기 제작에 사용하는 비중이 점점 증가하고 있다. 나선홈이나 과형표면은 반복된 표면형상에서 와류(swirl)를 발생시켜 튜브표면의 유

체경계층을 파괴시킴으로서 대류열전달이 증가된다고 믿는다. 나선관이나 과형관을 조사하기 위해 Fig. 1과 같은 내경(D_b), 포락선 직경(D_e), 홈깊이, 피치 등의 여러 가지 변수들에 대해 명기해야 한다. 이러한 치수들의 변화가 나선관이나 과형관의 유동과 열전달 특성에 매우 중요한 영향을 준다. 반복돌출형 거칠기를 가진 튜브의 마찰계수와 열전달에 관한 연구는 Webb 등⁽¹⁾에 의하여 행해졌다. 그들은 등가모래입자형 거칠기에 기초로 한 벽상사법칙(law-of-wall similarity)으로 마찰계수 상관관계식을 유도하였다. Watkinson 등^(2,3)은 작동유체가 물, 공기, 기름(oil)인 경우에 내부전체가 핀(fin)과 나선홈(spirally fluted)이 설치된 관에 대한 연구를 행

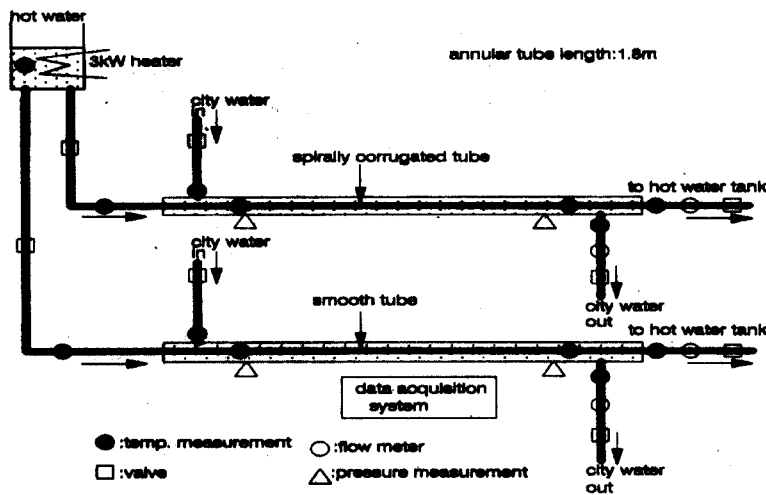


Fig. 1 Schematic diagram of experiment setup

한 결과 나선홈의 높이가 클수록 열전달계수의 증가가 컸고, 나선홈의 높이가 작은 경우에도 직선핀 (straight fin) 튜브보다 컸다는 것을 밝혔다. 그리고 Bergles⁽⁴⁾도 나선홈관에 대한 마찰계수와 열전달계수에 대한 실험을 행하여 층류유동일 경우에는 나선홈을 설치하는 경우가 매끈한 경우보다 마찰계수와 열전달계수의 증가율이 최대 200%까지 상승됨을 나타내었다. 난류유동에서는 매끈한 경우보다 열전달계수는 400%까지, 마찰계수는 1000%까지 증가된다고 밝혔다.⁽⁵⁾

Garimella 등⁽⁶⁾은 나선홈튜브에서 난류유동의 경우 열전달과 압력강하의 증가에 대한 연구를 행하였다. 가혹도 계수(severity factor) (e^2/PD)를 형상 변수로하여 마찰계수와 누셀트수(Nu)를 구하여 나선홈의 효과를 조사하였다. 홈의 깊이(e)는 증가하고, 홈의 피치(P)와 직경(D)는 감소할수록 매끈한 원관의 결과와의 차이가 컸음을 보였다. 그러나 내관이 파형(spirally corrugated tube) 관인 이중관의 열전달과 마찰계수에 대한 연구는 아직 매우 드문 실정이다. 나선홈관이나 파형관은 화학플랜트 분야에서 가장 많이 사용되고 있는 실정이다.

본 연구는 선박용 증발식 조수기 산업에서와 같이 나선홈관이나 파형관을 아직 사용되지 않는 분야에 나선홈관이나 파형관을 적용할 수 있는 기초자료를 제공하기 위해, 매끈한 외관의 튜브 속에 파형관과 나선홈관을 설치한 이중관에서 직

경비, 홈깊이, 피치 등이 마찰계수에 미치는 영향을 실험적으로 조사한다.

2. 실험장치 및 방법

나선홈관이나 파형관에 대한 효과를 조사하기 위하여 이중관에서 외관은 매끈한 관으로하고 내관을 나선홈관과 파형관을 설치하였다. 본 연구의 실험장치의 개략도와 시험부의 상세도는 Fig. 1과 같다. 이중관중 외관의 내경은 25.2mm로 하였고 내관의 내경은 Table. 1과 같이 파형관의 경우 13.97mm, 13.88mm, 10.93mm, 10.79mm, 7.52mm, 그리고 7.68mm의 6 종류이며, 나선홈관의 경우는 10.71mm의 1 종류이다. 파형관과 나선홈관의 내경 결정은 관속에 물을 채우고 그 양으로부터 구하였다. 그리고 매끈한관은 외경이 15.8mm, 12.5mm, 그리고 9.5mm이고 내외관 모두 재질은 동(copper)을 사용하였다. 모든 내관의 두께는 0.8mm이었다. 작동유체는 물을 사용하였고 이중관중 내관속에 흐르는 물은 고온수이다. 고온수 탱크는 조절기가 부착된 3 kW 가열기에 의하여 가열되었고 유체의 유동을 정확히 조절하기 위해 고온수 탱크는 시험부보다 1.5m상부에 설치하였다. 내관을 홈(groove)관으로 제작 가능한 최소직경 치수의 관으로 선택한 것은 동일유량에서 직경이 작을수록 전열면적이 증가되기 때문이다. 매끈한 관과 홈관의 압력강하를

정량적으로 비교하기 위하여 병렬로 설치하여 동일한 조건하에서 실험을 행하였다. 마찰계수를 구하기 위한 차압의 측정은 최대 3m Aq 압력까지 측정이 가능한 자료획득장치(DaqBooks, IOtech Inc.)를 이용하였고, Fig. 1에서와 같이 시험부 입구와 출구근처 두 군데에서 측정한 압력의 차이로부터 구하였다. 그리고 유량측정은 10 mml까지 측정이 가능한 적층식(cumulative type) 유량계와 시계(timer)를 사용하였다. 관내에서 유체의 배압을 최소로 하기 위하여 시험부 출구에는 교축밸브(throttle valve)를 설치하였다. 시험부 출구에서 나온 고온수는 자기펌프(magnetic pump)에 의해 고온수 탱크로 이송하여 고온수에서 나가는 온도의 변화범위는 $\pm 1^\circ\text{C}$ 이내로 하였다. 나선형관과 나선파형관의 형상의 예와 시험부의 상세도는 Figs. 2-3에 나타내었다.



Fig. 2(a) Example of spirally fluted tube



Fig. 2(b) Examples of corrugated tubes

Table 1 test matrix for pressure drop measurements

Annulus	Inner tube					Outer tube
	D _s mm	D _{vi} mm	D _{vo} mm	P mm	N	D _{oi} mm
T ₁₁	9.5	7.68	9.28	2	1	25.2
T ₁₂	9.5	7.52	9.12	5	1	25.2
T ₂₁	12.5	10.79	12.39	6	1	25.2
T ₂₂	12.5	10.93	12.53	10	1	25.2
ST ₂₁	12.5	10.71	12.31	10	3	25.2
T ₃₁	15.8	13.88	15.48	7	1	25.2
T ₃₂	15.8	13.97	15.57	10	1	25.2
S ₀₁	9.5	7.9	9.5			25.2
S ₀₂	12.5	10.9	12.5			25.2
S ₀₃	15.8	14.2	15.8			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
 ST₂₁ : Spirally fluted tube

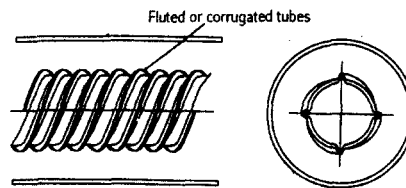
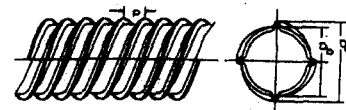


Fig. 3 Details of test section

3. 결과 및 고찰

본 연구는 나선파형과 나선형의 구조가 마찰계수에 미치는 효과를 조사하는데 목적이 있기 때문에 매끈한 관을 기준 값으로 하여 비교 값을 정량치로 나타내었다. 마찰계수의 정의는 Eq. (1)과 같이 나타내었다.

$$f = [(\Delta p / \Delta L) D_h] / (2 \rho u_m^2) \quad (1)$$

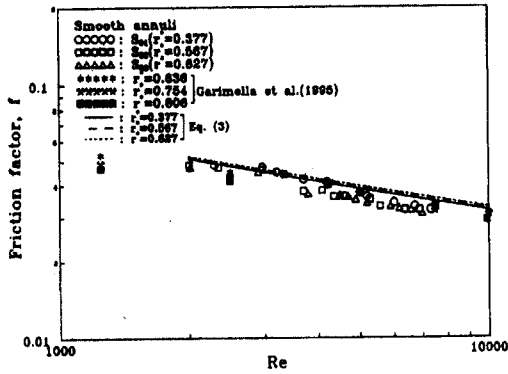


Fig. 4 Friction factors for smooth annuli

Fig. 4는 매끈한 경우에 대한 본 연구의 자료들, $r^* = 0.377, 0.567$, 그리고 0.627 에 관해 표시하였다. 비교를 위하여 동일한 실험조건에서 직경비만 다른 Garimella 등⁽⁵⁾의 결과를 포함하였다. 본 연구의 결과와 비교하면 레이놀즈수가 3000 이상에서는 같았고 그 이하에서는 작았고 직경비가 작을수록 마찰계수가 증가함을 보여준다. 이러한 경향은 작동유체를 공기를 사용한 매끈한 이중관의 연구⁽⁷⁾와 유사한 경향을 보였다. 이는 레이놀즈수의 정의에 의한 결과로 사료된다. Tacho 등⁽⁸⁾은 난류영역에서 매끈한 원관에 대한 마찰계수의 상관관계식을 아래와 같이 구하였다.

$$f_{s,t} = 4 \left[1.7372 \ln \left(\frac{Re}{1.964 \ln Re - 3.8215} \right) \right]^{-2} \quad (2)$$

그리고 Kakac 등⁽⁹⁾는 레이놀즈수가 5000이상의 경우 Tacho 등⁽⁸⁾의 상관관계식을 수정하여 매끈한 이중관에 대한 마찰계수 실험식을 아래와 같이 구하였다.

$$f_{s,a} = f_{s,t} (1 + 0.0925r^*) \quad (3)$$

여기서 $f_{s,t}$ 는 매끈한 원관에 대한 마찰계수 실험식이다. Eq. (3)은 위의 결과⁽⁵⁾ 및 본 연구와는 반대로 반경비가 증가할수록 마찰계수도 증가된다고 보고하고 있어 이에 대한 추가적인 연구가 요구된다. 마찰계수의 불확실성⁽¹⁰⁾은 $\pm 6.5\%$ 이내 이었다. Fig. 5는 직경이 9.5 mm의 원관으로부터 제작된 나선 파형관들의 마찰계수 값

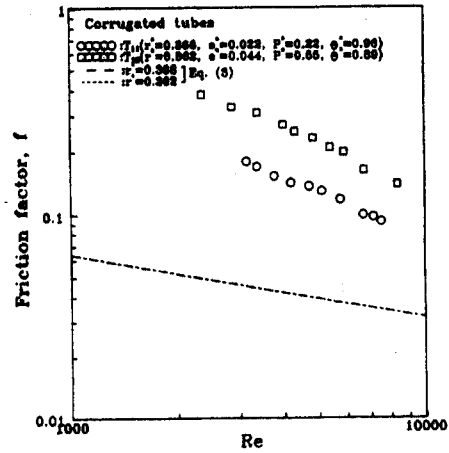


Fig. 5 Friction factors for annuli T_{11} and T_{12}

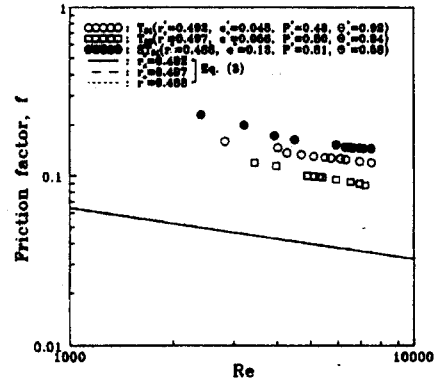


Fig. 6 Friction factors for annuli T_{21} , T_{22} and ST_{21}

들을 보여준다. $T_{11}(r^* = 0.368, e^* = 0.022, P^* = 0.22, \theta^* = 0.96)$ 이 $T_{12}(r^* = 0.362, e^* = 0.044, P^* = 0.55, \theta^* = 0.89)$ 보다 마찰계수가 전체적으로 작게 나타났다. 이는 T_{12} 의 경우가 홈(groove)의 깊이와 피치가 크기가 크기 때문이라 사료된다. 홈의 깊이와 피치가 마찰계수 변화에 가장 중요한 파라미터에 해당되는 것으로 보고되고 있다. 비교를 위하여 매끈한 이중관에 대한 Kakac 등⁽⁹⁾이 제안한 실험식의 결과를 포함하였다. Fig. 6은 내관을 직경이 12.5mm인 원관으로부터 제작된 파형관(T_{21}, T_{22})과 나선홈관(ST_{21})에 대한 마찰계수들을 나타낸다. 나선홈관이 파형관보다 마

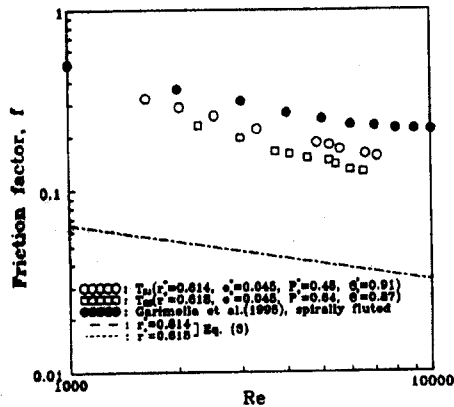


Fig. 7 Friction factors for annuli T₃₁ and T₃₂

찰계수가 큼을 보여준다. 이는 Fig. 2(a)와 Fig. 2(b)에서 보여주는 것처럼 나선홈관의 경우에서 홈의 깊이가 크기 때문이라 사료된다. Fig. 7은 15.8 mm 직경의 원관으로부터 제작된 나선 파형관(T₃₁, T₃₂)들의 마찰계수들을 나타낸다. T₃₁의 결과가 T₃₂의 결과보다 크게 나타났다. 이는 마찰계수는 홈의 피치 대 깊이의 비가 8 근처에서 가장 크다고 보고되고 있으며 이론적으로 홈의 피치 대 깊이의 비가 무한히 증가하면 매끈한 관에 해당되기 때문이라 믿어진다. T₃₂의 경우 홈의 피치 대 깊이의 비는 14.3이고 T₃₁은 10이다. 비교를 위하여 직경비가 0.644이고 나선홈관인 Garimella 등⁽⁵⁾의 결과를 포함하였다. Figs. 5 - 7에서 식(3)의 실험값들은 거의 일치하였다. 이

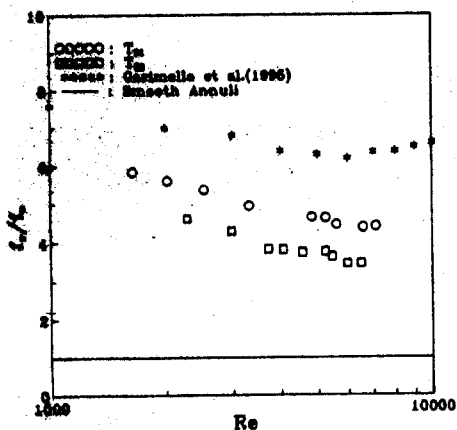


Fig. 8 Dimensionless friction factors (f_t/f_s)

는 매끈한 환형관에서 미소한 직경변화는 마찰계수에 큰 변화를 주지 못함을 보여준다. 그리고 매끈한 환형관과는 반대로 나선 파형관의 경우에는 직경비가 클수록 마찰계수도 증가하였다. T₃₁은 $r^*=0.614$, $e^*=0.045$, $P^*=0.45$, $\theta^*=0.91$ 인 형상 파라미터를 갖고, T₃₂는 $r^*=0.618$, $e^*=0.045$, $P^*=0.64$, $\theta^*=0.89$ 인 값을 갖는다. Fig. 8은 매끈한 관으로 무차원화한 값들이며 실선은 매끈한 경우의 값이다. 나선 홈관이 나선 파형관보다 무차원 마찰계수의 값이 컸다. 이러한 경향은 Fig. 6의 설명과 유사하였다.

결론

작동유체를 물을 사용하고 내관을 나선홈관과 파형관을 설치한 이중관의 마찰계수에 대한 연구로부터 아래와 같은 결론을 얻었다.

1. 매끈한 환형관의 경우 직경비가 클수록 마찰계수는 줄어들었다.
2. 나선 홈관의 경우가 나선 파형관보다 마찰계수가 컸다.
3. 내관이 나선 파형관의 경우 매끈한 환형관과는 반대로 직경비가 증가할수록 마찰계수도 증가하였다.

후기

이 논문은 2000년도 두뇌한국21 사업에 의하여 지원되었으며, 나선 파형관과 나선 홈관을 제공해준 (주) 대동신관에게도 감사를 드리는 바입니다.

기호설명

- D_h : 시험덕트 수력직경, 4A/P [m]
- D_e : 포락선직경, Fig. 3참조 [m]
- D_b : 내경, Fig. 3참조 [m]
- D_{oi} : 외관내경 [m]
- D_{vi} : 최적에의한 내관의 평균내경 [m]
- D_{vo} : 최적에의한 내관의 평균외경 [m]
- e : 홈(groove) 높이, (D_e-D_b)/2 [m]
- e* : 무차원홈 깊이, e/D_{vo}
- f : 마찰계수, Eq. (1)

ΔL : 압력간의 길이 [m]
 P : 홈 피치 [m]
 P^* : 무차원 홈피치 e/D_{vo}
 Pr : Prandtl 수
 Re : Reynolds 수
 Δp : 압력강하 [Pa]
 r^* : 직경비, D_{vo}/D_{oi}
 θ : 나선각, $\tan^{-1}(\pi D_{vo}/NP)$
 θ^* : 무차원홈 각도, $\theta/90$
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

아래첨자

i : 내측
 o : 외측
 r : 거친관
 s : 매끈한관

참고문헌

1. Webb R. L., Eckert, E. R. G. and Goldstein, G. R., 1971, Heat Transfer Friction in Tubes with Repeated-Rib Roughness, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 14, pp. 601-617.
2. Watkinson, A. P., Miletta, D. L. and Kubanek, G. R., 1975, Heat Transfer and Pressure Drop of Firge-Fin Tubes in Turbulent Air Flow, Proc. ASHRAE Semi-Annual Meeting, ASHRAE, NewYork, Vol. 81, Part 1, pp. 330-349.
3. Watkinson, A. P., Miletta, D. L. and Kubanek, G. R., 1975, Heat Transfer and Pressure Drop of Internally Finned Tubes in Laminar Oil Flow, Proc. AIChE-ASME Heat Transfer Conf., ASME, NewYork, Paper No. 75-HT-41.
4. Bergles, A. E., 1980, Heat Transfer Characteristics of Turbotec Tubing, Heat Transfer Lab. Report HTL-2 ISU-ERI-Ames-81018, Iowa State University.
5. Garimella, S. and Christensen, R. N., 1995, Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Fluted Annuli: Part I-Hydrodynamics, J. Heat Transfer, Vol. 117, pp. 54-60.
6. Garimella, S., Chandrachood, V., Christensen, R. N. and Richards, D. E., 1988, Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop Augumentation for Turbulent Flow in Spirally Enhanced Tubes, ASHRAE Transactions, Vol. 94, Part 2.
7. Lee, Y., 1964, Turbulent Flow and Heat Transfer in Concentric and Eccentric Annuli, Ph. D. Thesis, Dpt. Mech. Eng., University of Liverpool.
8. Tacho, R., Ticker, R. R. and James R. E., 1965, An Accurate Equation for the Computation of the Friction Factor for Smooth Pipes from the Reynolds Number, J. Appl. Mech. Vol. 32, pp. 443.
9. Kakac, S., Shah, R. K. and Aung, W., 1987, Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer, Wiley, NewYork, pp. 3-92.
10. Kline, S. J. and McClintock, 1953, Describing Uncertainties in Single Sample Experiments, Mechanical Engineering, ASME, Vol. 75, pp. 3-8.