

삽입물에 의한 관내 층류열전달 증진에 관한 실험적 연구

권 영 철[†], 장 근 선, 정 지 환^{*}

선문대학교 기계공학과, ^{*}천안외국어대학 환경공학과

An Experimental Study on Enhancement of Laminar Flow Heat Transfer in a Circular Pipe with Inserts

Y. C. Kweon[†], K. S. Chang, J. H. Jeong^{*}

Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Chungnam, 336-840, Korea

Department of Environmental Management, Chonan College of foreign studies, Chungnam, 330-705, Korea

(Received April 27, 1999; revision received May 16, 2000)

ABSTRACT: In order to understand the laminar flow heat transfer enhancement by the swirl flow, the effects of heat transfer in a circular pipe with a twisted tape insert were investigated experimentally. In the present study, the uniform heat flux condition was considered. The laminar heat transfer correlations were developed using the least-square-fit from the surface temperature distribution of an electrically-heated pipe and flow property data. Average Nusselt number correlations with the twisted tape insert were expressed as a function of swirl parameter, Reynolds number and Prandtl number. In the case of the twisted ratio $y = 6.05$, the mean Nusselt number increased approximately 500% and the friction factor increased approximately 300%, compared to the case of the empty pipe, respectively.

Key words: Laminar flow(층류), Twisted tape(비틀린 테이프), Heat transfer enhancement(열전달증진), Swirl flow(와류 유동), Heat transfer coefficient(열전달계수)

기 호 설 명

A : 유동 단면적, $\pi d^2/4$ [m^2]
 C : 열용량 [J/kgK]
 d : 관내경 [m]
 D : 관외경 [m]
 f : 마찰인자
 H : 180° 테이프 피치 [m]
 I : 전류 [A]

h : 열전달계수 [W/m^2K]
 k : 열전도도 [W/mK]
 L : 시험부길이 [m]
 \dot{m} : 질량유속 [kg/s]
 Nu : Nusselt 수, hd/k
 Pr : Prandtl 수, $\mu c/k$
 q'' : 열유속 [W/m^2]
 Q : 열전달률 [W]
 Re : Reynolds 수, $\rho Vd/\mu$
 Re_a : 길이방향에 대한 Reynolds 수, $\rho V_a d/\mu$

[†] Corresponding author

Tel.: 0418-530-2396; fax: 0418-530-2986

E-mail address: yckweon1@omega.sunmoon.ac.kr

- Re_s : 와류 속도에 대한 Reynolds 수, $\rho V_s d / \mu$
 Sw : 와류 유동변수, Re / \sqrt{y}
 V : 평균 길이방향 속도 [m/s], 전압 [V]
 V_a : 테이프가 설치된 유동단면적에 대한
 평균 길이방향 속도 [m/s]
 V_s : 관벽에서의 와류 속도 [m/s]
 x : 축방향 길이 [m]
 y : 비틀림비, H/d

그리스 문자

- α : 열확산 계수 [m^2/s]
 δ : 테이프 두께 [m]
 μ : 점도 [$N \cdot s/m^2$]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

- b : 평균유체온도
 c : 단면
 i : 입구 또는 관내벽
 m : 평균
 o : 출구 또는 관외벽
 s : 와류 유동
 w : 관벽

1. 서론

에너지 이용율을 극대화하기 위한 열전달 증진효과는 많은 연구자들의 관심사로 이는 열전달 계수 및 표면면적의 증가로 이루어질 수 있다. 전열관 표면거칠기 증가, 전열면적 증가, 유동유체 또는 관 진동, 전기장 및 자기장 등을 이용한 방법들은 전열관 내, 외부 유동에 사용할 수 있지만, 기존 사용중인 열교환기에 적용할 경우 전열관 형상을 크게 변화시키는 단점을 가진다. 그러나 비틀린 테이프와 같은 회전유동에 의한 열전달 증진 방법은 기존의 쉘/튜브 방식의 열교환기에 쉽게 장착할 수 있는 장점을 가지고 있다. 그리고 이 방법은 고온증기 흐름의 잔열회복계통, 가정용 온수기, 증기발생기, 보일러, 점성유체가열 및 냉각 열교환기 등에 다양하게 응용되고

있다. 따라서 본 연구에서는 회전유동 생성방법들 중 관내에 비틀린 테이프를 삽입하여 와류에 의한 접선방향의 속도성분을 유발시켜 대류 열전달계수를 증가시키고자 한다.

초기 비틀린 테이프에 의한 열전달 증진연구들은 주로 공기와 물의 난류유동에 관심을 가지고 수행되었지만 층류유동에 대한 연구가 최근에 활발히 진행되고 있다. Date와 Singham⁽¹⁾, Date⁽²⁾, Hong과 Bergles⁽³⁾ 등은 균일 열유속 조건에서 층류 점성유체의 열전달 증진을 연구하였다. Date와 Singham⁽¹⁾ 그리고 Date⁽²⁾는 수치해석을 통해 테이프의 비틀림비와 핀 효과를 고려하였지만 테이프의 두께를 고려하지 않았다. Hong과 Bergles⁽³⁾는 전기적으로 가열된 관에서 물과 glycol에 대한 실험데이터에 기초하여 완전 발달된 유동에서의 Nusselt 수 상관식을 제시하였다. 이 밖에 균일 열유속 조건에서의 공기⁽⁴⁾, 기름⁽⁵⁾ 및 non-Newtonian 유체⁽⁶⁾에 대한 층류 열전달 현상 연구가 보고되고 있다.

일반적으로 열전달 증진은 회전유동으로 인한 유체의 혼합, 유속과 유로길이의 증가, 테이프의 핀효과 등 여러 가지 메커니즘으로 나타난다. 원형관내에 비틀린 테이프를 설치할 경우, 대류열전달 효과는 증가하지만 펌프의 소요동력 증가와 압력강하가 발생한다. 이 상반된 효과를 최적화시키기 위해서는 관내 유동현상을 규명하여야 하며 아울러 열전달 상관식과 마찰계수 등과 같은 일반적인 설계자료들이 제시되어야 한다.

따라서 본 연구에서는 비틀린 테이프에 의한 열전달 증진 메커니즘을 이해하기 위한 기초연구로 균일 열유속 조건의 비틀린 테이프($y = 6.05$ 와 $y = \infty$)가 설치된 수직 원형관에서 비틀림비, 입구유속 및 입구온도가 열전달 현상에 미치는 효과를 규명하고자 하였다. 실험구간의 표면온도, 입구와 출구의 온도를 측정된 결과와 유동변수로 부터 Nusselt 수 상관식을 무차원 변수인 Re , Sw , Pr 의 함수로 표현하였다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 열전달 실험장치

Fig. 1과 Fig. 2는 비틀림 테이프가 설치된 원형관에서의 열전달 현상을 실험하기 위하여 구성

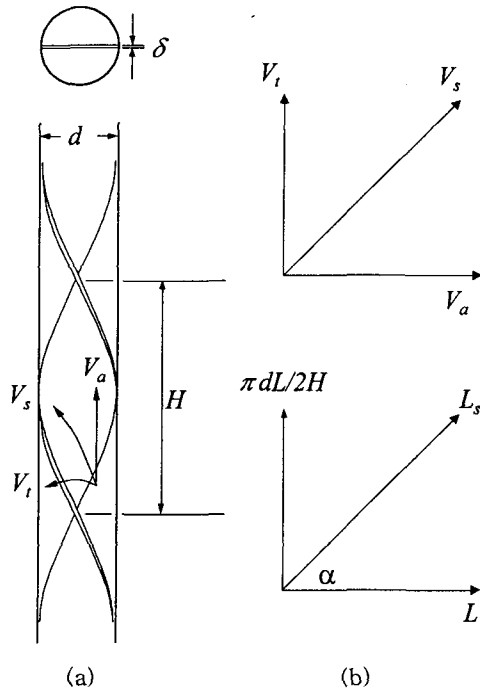


Fig. 2 A twist-tape insert ; (a) Geometrical characteristics, (b) Resolution of fluid swirl velocity and flow length into its axial tangential components.

을 계속하였다. 실험데이터의 신뢰도 및 재현성은 같은 조건하에서 이 과정을 여러번 반복 수행함으로써 확인하였다. 실험에 사용한 Reynolds 수 범위는 100-1500이며, 입구의 온도는 25, 30, 40, 50, 60, 70°C로 변화시켰다.

본 연구에 사용된 시험부의 열전달률 및 열유속을 결정하기 위해 다음의 식을 사용하였다.

$$Q = I \cdot V \quad (1)$$

$$q'' = \frac{Q}{\pi DL} \quad (2)$$

시험부의 열유속에 대한 불확실성을 알아보기 위해 본 연구에서는 Moffat⁽⁸⁾, Wang와 Simon⁽⁹⁾의 방법을 사용하였으며, 실험으로부터 얻어진 열유속의 불확실성은 $\pm 5\%$ 이하로 평가되었다.

온도 측정에는 K-type 열전대를 이용하여 시험부 입,出口的 평균 유체온도를 포함하여 축방향

Table 2 Test parameters

Parameter	Value
Flow Rate, m ³ /hr	1.26 - 3.20x10 ⁻³
Reynolds No., $\rho Vd/\mu$	100 - 1500
Inlet Temperature, °C	25 - 70
Prandtl No., $\mu c/k$	2.57 - 6.12
Heat Flux, W/m ²	0.5 - 5.25x10 ⁴

으로 모두 10곳의 온도를 측정하였다. 그리고 2곳의 축방향 위치(0.326 m 및 0.636 m)에서 60° 간격으로 각각 6개의 열전대를 설치하여 원주방향의 온도를 측정하였다. 측정된 온도의 불확실성은 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 이하이다. 시험부 외부는 열손실을 최소화하기 위해 단열하였다.

본 실험에 사용된 주요 실험변수들은 Table 2에 나타나 있다. Manglik와 Bergles⁽¹⁰⁾에 의하면 와류 유동에서 $Sw < 1400$ 인 경우 층류유동으로 고려할 수 있다고 보고하고 있다. Table 2에서 비틀림비 $y = 6.05$ 일 경우 Reynolds 수 변화(100-1500)에 대한 회전유동변수 Sw 는 40.6-609.8의 범위가 되므로 본 실험영역은 층류유동으로 해석이 가능하다.

데이터 수집 및 처리를 위해 National Instruments사의 Terminal Block(Model No. SCXI-1303, SCXI-1320)과 Module(Model No. SCXI-1102, SCXI-1121)을 사용하였으며, 수집된 아날로그 신호는 I/O Board(Model No. Lab-PC+)을 이용해 디지털 신호로 변환하였다. 이 디지털 신호는 LabVIEW Program을 이용하여 처리하였다. 시험구간의 벽면에 점 용접된 K-type 열전대의 오차는 실험온도 범위 내에서 평균 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 이내로 평가되었으며 Terminal Block을 포함한 자료획득 시스템의 전체 오차는 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 이내로 평가되었다. 온도의 최종 오차는 ANSI/ ASME PTC 19.1⁽¹¹⁾의 방법에 의해 최대 $\pm 0.8^\circ\text{C}$ 이내로 평가되었다. 유량은 $\pm 0.8\%$ 의 오차를 지닌 Magnetoflow의 터빈유량계(Model VISION 2008)를 이용하여 측정하였으며 압력은 $\pm 1.0\%$ 의 오차를 지닌 Data Instrument사의 차압계(Model DG)를 이용하여 측정하였다.

관 내벽의 온도, 유체 평균온도 및 열유속으로부터 열전달계수 및 Nusselt 수를 계산하였다.

원주방향의 온도변화는 유체혼합 및 관벽의 높은 열전도로 인해 평균 2.1℃로 크게 변화하지 않는 것으로 나타나 본 연구에서는 일정하다고 가정하여 축방향 국부 열전달계수 및 평균 열전달계수를 구하였다. Nusselt 수는 $Nu_m=f(Re, Pr, y)$ 로 표현될 수 있으므로 Re 와 y 를 하나의 무차원 변수인 Sw 로 나타내면 $Nu_s=C Sw^n Pr^m$ 로 다시 표현할 수 있다. 실험 데이터를 선형 회귀분석을 이용해 상수 C, n, m 을 구함으로써 최종적인 Nusselt 수 상관식을 구하였다.

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 비틀림비 $y=6.05$ 인 비틀린 테이프에 의한 Nusselt 수를 환산 축방향 길이 x/dRe_sPr 의 함수로 표현하였다. 실선은 Hong과 Bergles⁽¹²⁾의 반 원형관 강제대류 유동에서 테이프의 두께를 무시한 경우의 해석해이다. 실험 결과는 Bergles의 해석해보다 크게 나타나고 있으나 테이프의 두께가 고려될 경우 관과 테이프가 형성하는 부채꼴 유로는 반원보다 작을 것이므로 실제의 곡선은 그림에서보다 높게 나타날 것이다. Fig. 3에서 보듯이 일정한 y 에서 Nusselt 수는 환산 길이방향에 따라 뚜렷이 감소하는 경향을 나타내며, 입구영역에서의 국부 Nusselt 수가 완전발달유동보다 높은 일반적 경향과 일치하고 있다.

Fig. 4는 빈 원형관에서의 평균 Nusselt 수를 Prandtl 수의 함수로 표시하였다. 여기서 Nusselt 수

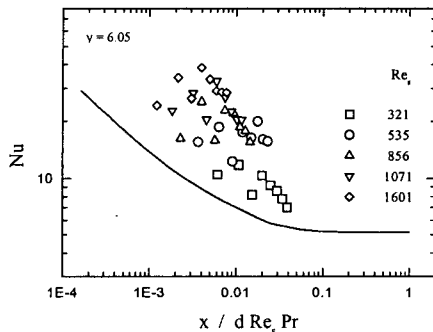


Fig. 3 Nusselt number vs. reduced axial distance($y=6.05$).

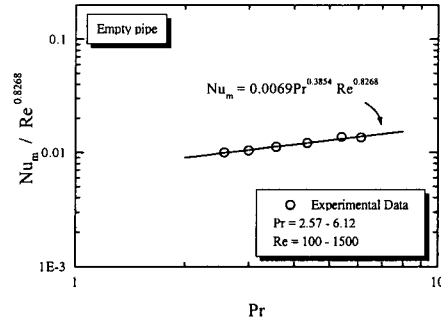


Fig. 4 Heat transfer correlation for empty pipe.

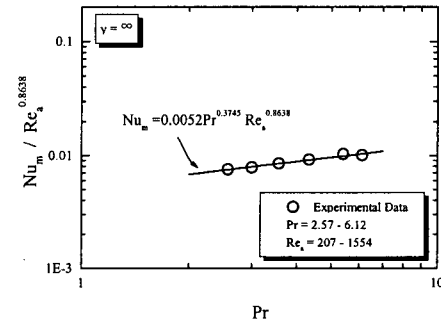


Fig. 5 Heat transfer correlation for straight tape insert ($y=\infty$).

는 Reynolds 수로 정규화하였다. 평균 Nusselt 수는 Prandtl 수가 증가함에 따라 거의 선형적으로 증가하고 있다. 본 논문에는 나타나지 않았으나 Prandtl 수는 Reynolds 수의 증가에 대해서도 거의 선형적으로 증가하였다. 이를 선형 회귀분석을 이용해 상관식으로 표시하면 다음과 같으며, 회귀분석에 의한 표준오차는 7.8%로 나타났다.

$$Nu_m = 0.0069 Re^{0.8268} Pr^{0.3854} \quad (3)$$

Fig. 5는 같은 방법으로 $y = \infty$ 일 경우의 Prandtl 수 변화에 대한 평균 Nusselt 수 변화를 나타낸 것이며 이 경우의 Reynolds 수 계산에서는 테이프에 의한 유로 축소에 따라 증가된 축방향 속도 (V_a)를 사용하였다. 이 경우의 Nusselt

수 상관식은 다음과 같이 나타났으며 회귀분석의 표준오차는 1.1%이다.

$$Nu_m = 0.0052 Re_a^{0.8638} Pr^{0.3745} \quad (4)$$

Fig. 6에는 $y=6.05$ 의 비틀린 테이프가 설치된 원형관에서 swirl 수로 정규화한 평균 Nusselt 수를 Pr 수의 함수로 나타내었다. 비틀린 테이프가 설치된 유동에서는 나선형의 회전유동에 의한 원심력과 축방향 유동의 관성력은 점성력과 균형을 이루므로 비틀린 테이프에 의한 2차유동(secondary flow)의 강도를 표현하는 회전유동 변수 Sw 는 다음과 같이 표현할 수 있다. 이 변수는 테이프 두께, 비틀림 비 그리고 증가된 나선형 유체유동속도를 설명한다.

$$Sw = \left(\frac{Re_s}{\sqrt{y}} \right) = \left(\frac{Re}{\sqrt{y}} \right) \left(\frac{\pi}{\pi - 4 \frac{\delta}{d}} \right) \left(1 + \left(\frac{\pi}{2y} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

비틀린 테이프가 설치된 경우에 Nusselt 수는 Reynolds 수 및 Prandtl 수가 증가할수록 그리고 비틀림비(y)가 작아질수록 증가하는 경향을 나타낸다. 이 결과는 Re_s 수와 y 를 단일 변수 $Sw = Re_s/\sqrt{y}$ 로 나타낼 수 있음을 의미하며 이 변수에 의한 최종적인 Nusselt 수 상관식은 다음과 같이 나타낼 수 있으며 여기서 회귀분석의 표준오차는 2.0%이다.

$$Nu_m = 0.02064 Sw^{0.8717} Pr^{0.9381} \quad (6)$$

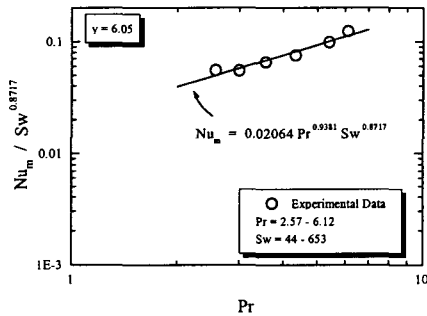


Fig. 6 Heat transfer correlation for twisted tape insert ($y=6.05$).

Fig. 4 - Fig. 6에서 보듯이 Nusselt 수는 빈 원형관, $y = \infty$, $y = 6.05$ 의 순으로 크게 나타나고 있다. 동일한 입구조건에서 $y = 6.05$ 인 경우의 Nusselt 수는 빈 원형관의 경우에 비해 5배 이상 증가하는 것으로 나타나고 있다.

Fig. 7과 Fig. 8은 각각 $y = \infty$ 및 $y = 6.05$ 일 경우의 마찰계수를 Re_s 의 함수로 나타내고 있다. 마찰계수는 Re_s 에 따라 거의 선형적으로 반비례하고 있으며, $y = 6.05$ 일 경우 마찰계수의 Re_s 에 대한 기울기는 $y = \infty$ 일 경우에 비해 약 18% 크다. 이 결과는 마찰계수가 비틀림비에 영

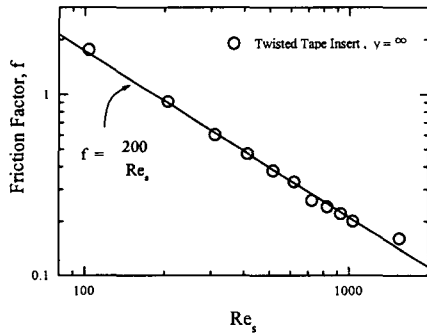


Fig. 7 Friction factor correlation for $y = \infty$.

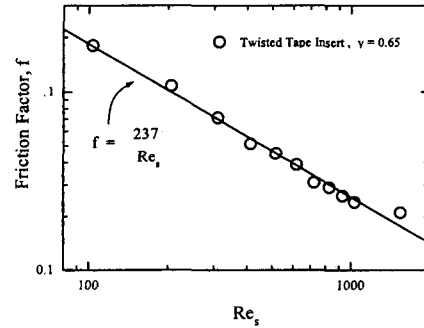


Fig. 8 Friction factor correlation for $y=6.05$.

향을 받고 있음을 보여주고 있다. 그리고 비틀림 테이프가 설치된 원형관에서의 마찰계수는 완전 발달된 층류 원형관에서의 마찰계수 $f=64/Re$ 에 비해 3배 이상 크게 나타나고 있다.

4. 결론

본 연구에서는 회전유동에 의한 층류 열전달 증진효과를 이해하기 위해서, 균일 열유속 조건을 갖는 원형관 내부에 $y=6.05$ 및 $y=\infty$ 인 비틀린 테이프를 설치하여 회전유동에 의한 열전달 증진 효과를 고찰하였다. 그리고 비틀린 테이프가 내부에 설치된 원형관에 대한 Nusselt 수 및 마찰계수 상관식을 개발하였다.

본 연구결과로부터, 비틀림비 $y=6.05$ 의 비틀린 테이프가 설치된 원형관이 동일 입구조건에서의 빈 관보다 평균 Nusselt 수가 5배 이상 증가됨을 알 수 있었다. 이는 비틀림비를 증가시키면 더 큰 열성능 개선효과를 기대할 수 있다는 것을 의미한다. 그러나 마찰계수도 비틀린 테이프가 설치될 경우 빈 관에 비해 약 3배 이상 증가함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 전문대학교 공조기술연구센터(RRC)의 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사한다.

참 고 문 헌

1. Date, A. W. and Singham, J. R., 1972, Numerical prediction of friction and heat transfer characteristics of fully developed laminar flow in tubes containing twisted tapes, ASME Paper No. 72-HT-17.
2. Date, A. W., 1974, Prediction of fully-developed flow in a tube containing a twisted-tape, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 17, pp. 845-859.
3. Hong, S. W. and Bergles, A. E., 1976, Augmentation of laminar flow heat transfer in tubes by means of twisted-tape inserts, Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 98, pp. 251-256.
4. Watanabe, K. et al., 1983, Heat transfer augmentation in tubular flow by twisted tapes at high temperature and optimum performance, Heat Transfer, Japanese Research, Vol. 12, pp. 1-31.
5. Bandyopadhyay, P. S., et al., 1991, Influence of free convection on heat transfer during laminar flow in tubes with twisted tapes, Exper. Thermal and Fluid Science, Vol. 4, pp. 577-586.
6. Manglik, R. M., et al., 1988, Augmentation of heat transfer to laminar flow of non-newtonian fluids in uniformly heated tubes with twisted-tape inserts, Exper. Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Elsevier Science Pub., New York.
7. Marner, W. J. and Bergles, A. E., 1989, Augmentation high temperature heat transfer inside tubes with constant wall temperature, Exper. Thermal and Fluid Science, Vol. 2, pp. 252-267.
8. MOFFAT, R. J., 1985, Using uncertainty analysis in the planning of an experiment. J. Fluid Eng., Vol. 107, pp. 173-1822.
9. WANG, T. and Simon, T. W., 1988, Development of a special-purpose test surface guided by uncertainty analysis : Introduction of a new uncertainty analysis step. AIAA 26th Aerospace Sciences Meeting, pp.1-9.
10. Manglik, R. M. and Bergles, A. E., 1993, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: part I-laminar flows, Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 115, pp. 881-889.
11. ANSI/ASME PTC 19.1, 1985, Measurement Uncertainty.
12. Hong, S. W. and Bergles, A. E., 1974, Augmentation of laminar flow heat transfer in tubes by means of twisted-tape inserts, ISU Heat Transfer Laboratory Report HTL-5.