

소구경 전열관 내의 열전달촉진 형상변화에 따른 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험적 연구

박 찬 우[†], 진 성 민^{*}, 정 종 수^{*}

익산대학 컴퓨터응용기계과, ^{*}한국과학기술연구원 환경공정연구부

Experimental Study on the Characteristics of the Heat Transfer and the Pressure Drop inside the Small Diameter Tube with the Heat Transfer Enhancing Geometry

Chanwoo Park[†], Sungmin Chin^{*}, Jongsoo Jung^{*}

*Dept. of Computer Based Applied Mechanical Engineering, Iksan National College, Jeonbuk 570-752, Korea
^{*}Environment & Process Technology Division, Korea Institute of Science & Technology, Seoul 361-791, Korea*

(Received December 6, 2004; revision received February 10, 2006)

ABSTRACT: Friction and heat transfer coefficients were measured inside the corrugated tube using water as the working fluid. The test is performed for 16 tubes which outer diameter of tubes are 12.7 mm. These specifications are 4 indentation depths and 4 indentation pitches, respectively. The range of the water velocity inside the tube is from 0.5 to 3.0 m/s ($8,500 < Re < 34,000$). If the indentation depth of the corrugated tube is increased, the friction and heat transfer coefficients are augmented. But, when the indentation pitch of the corrugated tube is increased, the Friction and heat transfer coefficients are decreased. Finally, The correlations for the friction and heat transfer coefficients were proposed with the indentation pitch and depth varying Reynolds number.

Key words: Corrugated tube(코러게이트드관), Indentation depth(골 깊이), Indentation pitch(골 피치), Pressure drop(차압)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m^2]
 c_p : 비열 [$kW/kg \cdot ^\circ C$]
 D_i : 관내 직경 [mm]
 e : 골 깊이 [mm]
 f : 마찰계수 [-]
 h : 열전달계수 [$kW/m^2 \cdot ^\circ C$]

k : 열전도율 [$kW/m \cdot ^\circ C$]
 L : 관 길이 [m]
 $LMTD$: 대수 평균 온도차 [$^\circ C$]
 m : 질량유량 [kg/s]
 Nu : Nusselt 수
 p : 골 피치 [mm]
 Pr : 프란틀 수 [-]
 ΔP : 차압 [mAq]
 Q : 열량 [kW]
 Re : 레이놀즈 수 [-]
 T : 온도 [$^\circ C$]
 U : 총괄 열전달계수 [$kW/m^2 \cdot ^\circ C$]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-63-850-0779; fax: +82-63-850-0774

E-mail address: cwpark@iksan.ac.kr

v : 유속 [m/s]

그라스 문자

ρ : 밀도
 ϕ : 형상계수

하첨자

c : 냉수
 h : 온수
 i : 입구
 o : 출구

1. 서론

열교환기 등에 쓰이는 전열관은 열전달 성능을 향상시키기 위해 여러 가지 형상으로 가공된다. 이러한 가공된 전열관 중 코러게이티드 관(corrugated tube)은 가공비에 비해 열전달 향상효과가 우수하여 널리 사용되고 있다.

기존에 사용되고 있는 외경 16 mm 이상의 직경을 가지는 전열관의 경우 관내 차압 및 열전달 계수와 같은 관계식 등이 널리 사용되고 있다. 최근에는 열교환기의 크기를 줄이고 열전달 성능을 향상시킬 목적으로 열교환기에 사용되는 전열관 직경을 줄여나가고 있는 실정이다. 하지만, 직경이 작은 소구경 전열관은 아직 이러한 실험관계식이 부족한 실정이다. Vicente et al.^(1,2)은 유동매체로 물/에틸렌글리콜 등을 사용하여 외경 18 mm 코러게이티드 관의 관내 차압 및 열전달관계식을 제시하였다. 또한, 많은 연구자들⁽³⁻⁵⁾이 코러게이티드 관의 형상과 직경에 따른 연구를 수

행하였지만, 서로간의 오차가 커서 열교환기 설계에 쓰이기에는 다소 무리가 있다.

본 연구에서는 열전달 촉진관 중의 하나인 코러게이티드 관의 가공형상에 따른 관내 열전달 및 압력강하 특성에 실험적인 연구를 수행하였으며, 최종적으로 12.7 mm 코러게이티드 관의 가공형상에 따른 열전달계수 및 관내 압력강하계수 관계식을 제시하였다.

2. 실험장치

2.1 실험대상 전열관

Fig. 1은 열전달 촉진관 중의 하나인 코러게이티드 관의 골 깊이(indentation depth, e)와 골 피치(indentation pitch, p)를 나타내는 그림이며 본 연구에 사용된 전열관 사양은 Table 1에 나타내었다.

2.2 실험조건 및 방법

2.2.1 관내 차압

관내 차압 실험에 대한 실험장치의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. 입구 효과를 고려하여 전열관의 입, 출구에서 충분히 이격된 위치에서 차압

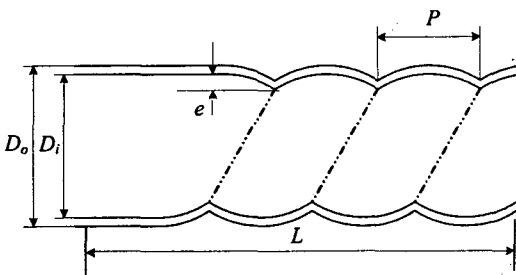


Fig. 1 Corrugated tube.

Table 1 Specification of the corrugated tube

Outer diameter (D_o , mm)	12.7
Inner diameter (D_i , mm)	11.5
Length (L , mm)	2000
Indentation depth (e , mm)	0.1~0.4
Indentation pitch (p , mm)	4.0~16.0

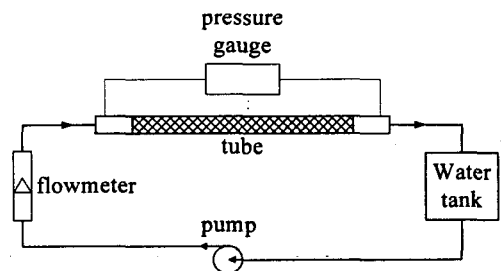


Fig. 2 Schematic apparatus of the experimental apparatus for pressure drop.

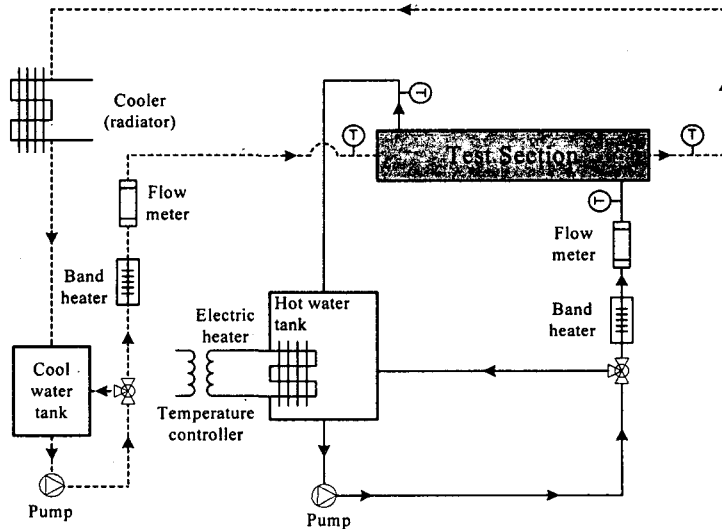


Fig. 3 Schematic apparatus of the experimental apparatus for heat transfer.

Table 2 Operating conditions for the pressure drop

Working fluid	Water
Velocity (m/s)	0.5~3.0
Temperature (°C)	25.0

계(YOKOGAWA, GP-1000)를 이용하여 차압을 측정하였다. 관내 차압 실험에 관한 작동 조건은 Table 2에 나타내었다. 단, 현 연구에서 전열관 내부의 유속은 실용적인 활용영역을 고려하여 층류영역과 천이영역의 실험은 수행하지 않았다. 유속 0.5~3.0 m/s일 경우 Reynolds 수는 8,500에서 34,000 사이의 영역이다.

2.2.2 관내 열전달

Fig. 3은 전열관의 관내 열전달계수를 측정하기

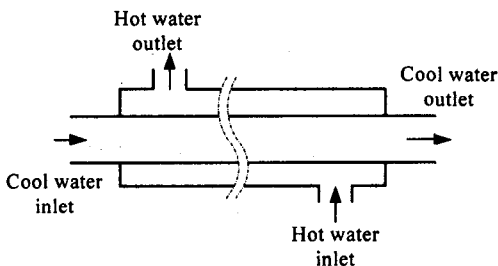


Fig. 4 Test section.

Table 3 Operating conditions for the heat transfer

Cool water	Inlet temperature (°C)	25.0
	Velocity (m/s)	0.5~3.0
Hot water	Inlet temperature (°C)	60.0
	Mass flow rate (kg/s)	0.133

위한 실험장치를 나타낸 개략도로서 전체적으로 냉수 순환부(파선)와 온수 순환부(실선)로 나뉘어진다. 시험부(test section)는 Fig.4와 같이 이중관 형식의 열교환기이며 관 내부로는 냉수가 관 외부로는 온수가 흐른다. 시험부를 통과한 냉수와 온수는 각각 냉각기와 전기히터로 Table 3에 나타낸 온도조건으로 조절되어 다시 시험부를 통과한다. 온도측정은 냉수와 온수 온도가 충분히 정상상태에 도달하였다고 판단된 후에 수행되었으며 시험부 외부에는 단열처리하였다.

3. 실험결과 처리방법

3.1 관내 차압

관내 차압 관계식은 일반적으로 다음과 같이 나타낸다.

$$\Delta P = f \frac{L}{D_i} \frac{\rho v^2}{2} \quad (1)$$

식(1)과 실험결과에서 마찰계수를 구할 수 있으며 전열관 형상에 따른 마찰계수 관계식은 전열관의 형상과 관련하여 무차원화된 골 깊이(e/D_i)와 골 피치(p/D_i), Reynolds 수와 관련하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f = a_1 \left(\frac{e}{D_i} \right)^{b_1} \left(\frac{p}{D_i} \right)^{c_1} \text{Re}^{d_1} \quad (2)$$

각각 실험결과들을 데이터 분석처리 프로그램을 이용, 회귀분석법으로 처리하여 식(2)의 계수 a_1, b_1, c_1, d_1 를 구할 수 있다.

3.2 관내 열전달

이중관의 관내를 흐르는 냉수와 관외를 흐르는 온수의 열전달량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} Q &= m_h c_p (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= m_c c_p (T_{c,o} - T_{c,i}) \end{aligned} \quad (3)$$

식(3)은 다음과 같이 이중관 열교환기의 열용량(UA)과 대수 평균 온도차($LMTD$)로도 나타낼 수 있다.

$$Q = UA \cdot LMTD \quad (4)$$

여기서 대수 평균 온도차는 다음과 같다.

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}} \quad (5)$$

이중관 열교환기의 열저항을 나타내는 열용량의 역수는 다음과 같이 나타낸다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{LMTD}{Q} \quad (6)$$

이중관 열교환기의 관내 열저항, 전열관 전도 열저항, 그리고 관외 열저항으로 나타내는데, 여기서 전열관 전도 열저항은 다른 열저항보다 상당히 작으므로 일반적으로 무시되고 다음과 같이 나타낸다.

$$\frac{1}{UA} \cong \frac{1}{h_c A_c} + \frac{1}{h_h A_h} \quad (7)$$

여기서 관내 열저항은 일반적으로 $\text{Re}^{0.8}$ 의 역수에 비례하므로 다음과 같이 나타낸다.

$$\frac{1}{UA} \cong \frac{C}{\text{Re}^{0.8}} + \frac{1}{h_h A_h} \quad (8)$$

관의 온수 유속은 고정시킨 채 관내 유속을 변경시킨 결과를 종축($1/UA$)과 횡축($1/h_h A_h$)으로 나타내면 종축의 절편은 식(8)에서 관외 열저항을 의미한다. 결국 전열관 형상에 따른 관외 열전달계수를 구할 수 있고 식(7)에서 ($1/UA$)와 ($1/h_h A_h$)를 알고 있으므로 최종적으로 관내 열전달계수(h_c)를 구할 수 있다.

코루게이티드 관의 형상에 따른 관내 열전달계수와 관련된 실험식은 차압 관계식(2)와 유사하게 다음과 같이 식(9)로 나타낼 수 있다.

$$\text{Nu} = \frac{h_c d_i}{k} = a_2 \left(\frac{e}{D_i} \right)^{b_2} \left(\frac{p}{D_i} \right)^{c_2} \text{Re}^{d_2} \text{Pr}^{e_2} \quad (9)$$

형상변화 및 유속변화에 따른 각각 실험결과들을 데이터 분석처리 프로그램을 이용, 회귀분석법으로 처리하여 식(9)의 계수 a_2, b_2, c_2, d_2, e_2 를 구할 수 있다.

4. 결과 및 고찰

4.1 관내 차압

Fig. 5와 Fig. 6은 코루게이티드 관의 각 골 피치에서 관내 Reynolds 수와 골 깊이 변화에 따른 마찰계수의 변화를 나타내는 그림이다. 각 피치에서 골 깊이(e)가 커짐에 따라 전열관의 마찰계수값이 증가함을 알 수 있다. 반면 골 피치(p)가 증가하면 그 값은 감소한다. 그리고 Reynolds 수가 증가함에 따라 마찰계수는 다소 감소하는 경향을 나타낸다. 이는 현 실험범위 Reynolds 수는 난류영역이므로 Moody diagram의 난류영역에서와 마찬가지로 마찰계수가 Reynolds가 증가함에 따라 완만하게 감소하는 것이라 볼 수 있다. 이와 관련하여 타연구⁽¹⁾와 비교한 것이 Fig. 7인데,

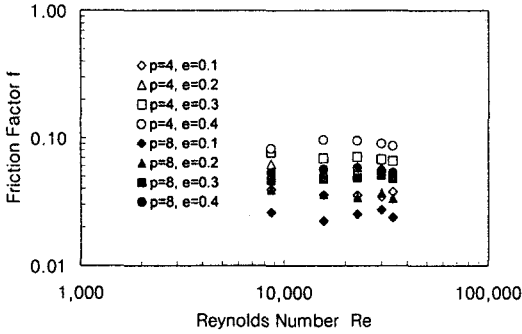


Fig. 5 Experimental result of friction factor (pitch 4, pitch 8).

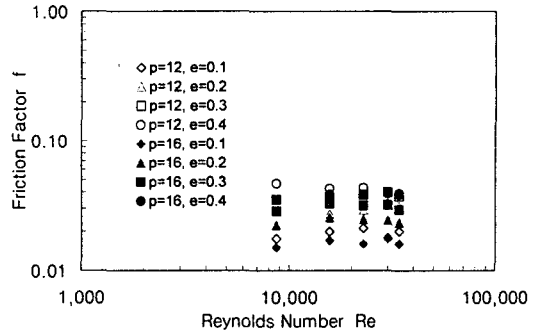


Fig. 6 Experimental result of friction factor (pitch 12, pitch 16).

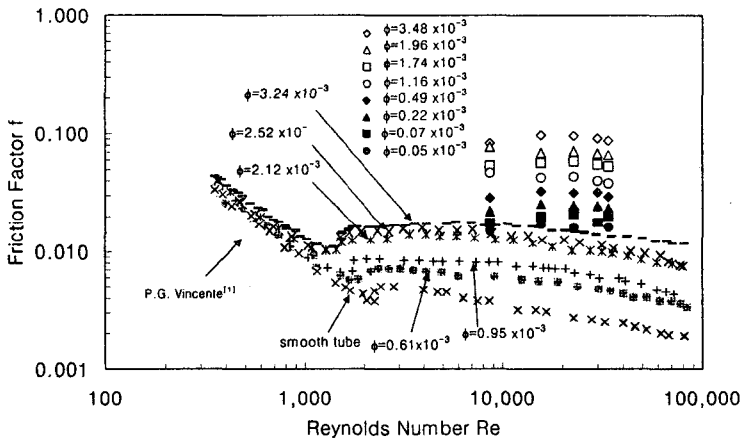


Fig. 7 Comparison of experimental result of friction factor and the other experimental result.

관련 연구⁽¹⁾는 내경이 18 mm인 여러 형상의 코러게이티드 관을 종류와 난류에 걸친 Reynolds 범위에서 마찰계수를 측정을 하였다. 전열관의 코로게이티드 형상을 골 피치(p)와 골 깊이(e) 관련된 단일 형상계수로 정의하였다.

$$\phi = \frac{e^2}{pD_i} \quad (10)$$

정의에 따라 형상계수값이 증가함은 골 깊이(e)가 깊어지고 골 피치(p)가 감소하는 경향이 됨을 뜻한다. 그림에서 보듯이 형상계수값이 증가함에 따라 마찰계수값이 증가함을 알 수 있다. 그리고 천이영역발생 Reynolds 수도 나관의 경우보다 점점 작은 지점에서 발생됨을 나타낸다. 본 연구의 결과도 형상계수값이 증가함에 따라 마찰

계수값이 증가하며, Reynolds 수의 증가에 따른 마찰계수 감소 기울기도 유사함을 알 수 있다.

4.2 관내 열전달

Fig. 8과 Fig. 9는 코러게이티드 관의 각 골 피치에서 관내 Reynolds 수와 골 깊이 변화에 따른 열전달계수의 변화를 나타내는 그림이다. 관내 Reynolds 수가 증가함에 따라 Nusselt 수는 증가하며, 각 피치에서 골 깊이(e)가 커짐에 따라 전열관의 열전달계수값이 증가함을 알 수 있다. 반면 골 피치(p)가 증가하면 그 값은 감소한다.

Fig. 10은 관련 연구⁽²⁾의 결과와 현 연구의 결과를 비교한 것이다. 비슷한 형상조건과 비슷한 Pr 수 영역에서 두 연구결과는 거의 비슷한 값을 나타냄을 알 수 있다.

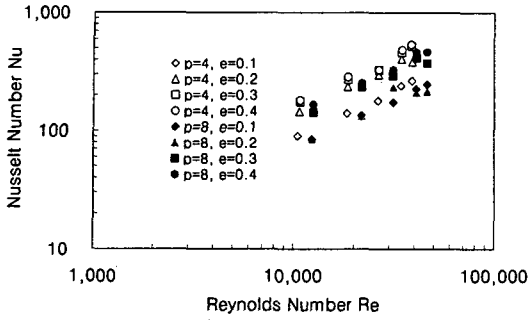


Fig. 8 Experimental result of Nusselt number (pitch 4, pitch 8).

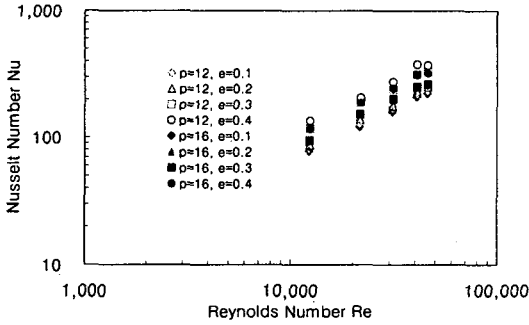


Fig. 9 Experimental result of Nusselt number (pitch 12, pitch 16).

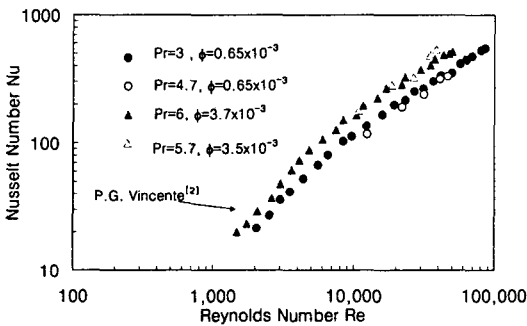


Fig. 10 Comparison of experimental result of friction factor and the other experimental result.

5. 상관 관계식

이상과 같은 실험결과에서 코러레이티드 관의 가공형상에 따른 관내 차압 및 열전달계수에 관

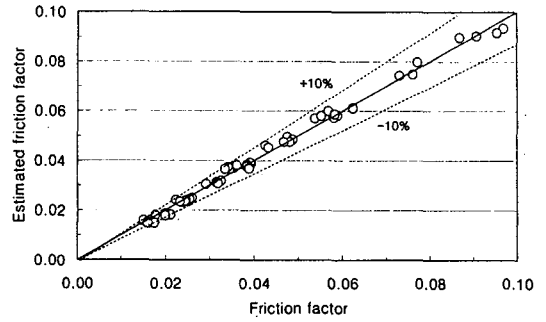


Fig. 11 Comparison of experimental result of friction factor and that of correlation result.

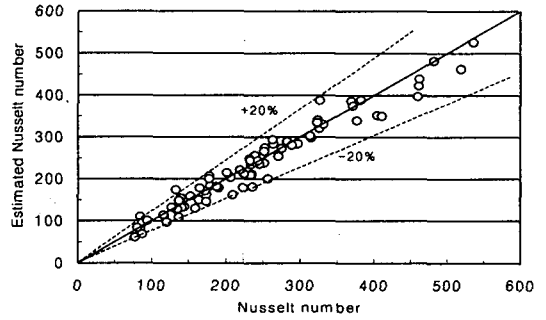


Fig. 12 Comparison of experimental result of Nusselt number and that of correlation result.

한 상관관계식은 다음과 같이 유도된다. Fig. 11, Fig. 12에서 보듯이 각 관계식(11), (12)와 마찰계수 및 열전달 실험 결과와의 최대오차는 각각 ±10%, ±20% 이내이며 오차의 평균은 각각 약 4%, 8%이다.

(1) 마찰계수

$$\Delta P = f \frac{L}{D_i} \frac{\rho v^2}{2} \tag{11}$$

식(11)에서 마찰계수(f)는 다음과 같다.

$$f = 0.712 \left(\frac{e}{D_i} \right)^{0.657} \left(\frac{p}{D_i} \right)^{-0.643} Re^{-0.052} \tag{12}$$

$$8,500 < Re < 34,000, 0.009 < e/D_i < 0.035, 0.35 < p/D_i < 1.39$$

식(10)과 같이 단일 형상계수를 적용하였을 경우에는 실험결과와 최대 ±25% 오차와 오차의 평균은 약 10%를 가지며 다음과 같이 표현된다.

$$f = 1.792\phi^{0.43} Re^{-0.059} \quad (0.22 < \phi < 3.48) \quad (13)$$

(2) Nusselt 수

열전달 관계식의 적용범위는 마찰계수식의 적용범위와 동일하며 그 관계식은 다음과 같다.

$$Nu = \frac{h_c d_i}{k} \quad (14)$$

$$Nu = 0.193 \left(\frac{e}{D_i}\right)^{0.449} \left(\frac{p}{D_i}\right)^{-0.392} Re^{0.805} Pr^{0.286} \quad (15)$$

단일 형상계수를 적용하였을 경우에는 실험결과와 최대 ±20% 오차와 오차의 평균은 약 10%를 가지며 다음과 같이 표현된다.

$$Nu = 0.088\phi^{0.235} Re^{0.765} Pr^{1.118} \quad (16)$$

6. 결 론

열전달 촉진관 중의 하나인 코러게이티드 관의 가공형상에 따른 관내 열전달 및 압력강하 특성에 대하여 실험적인 연구를 수행하였으며, 특히 외경이 12.7 mm 코러게이티드 관의 가공형상에 따른 관내마찰계수 및 열전달관계식을 제시하였다.

본 연구에서 다음 결론을 얻을 수 있다.

(1) 코러게이티드 관의 골 깊이(e)가 커짐에 따라 전열관의 마찰계수와 Nusselt수가 증가함을 알 수 있다. 반면 골 피치(p)가 증가하면 그 값은 감소한다.

(2) 코러게이티드 관의 가공형상에 따른 관내 마찰 및 Nusselt 수에 관한 상관관계식은 다음과 같다.

관내 마찰계수 : $\Delta P = f \frac{L}{D_i} \frac{\rho v^2}{2}$

$$f = 0.712 \left(\frac{e}{D_i}\right)^{0.657} \left(\frac{p}{D_i}\right)^{-0.643} Re^{-0.052}$$

$$8,500 < Re < 34,000, \quad 0.009 < e/D_i < 0.035, \quad 0.35 < p/D_i < 1.39$$

관내 열전달계수 : $Nu = \frac{h_c d_i}{k}$

$$Nu = 0.193 \left(\frac{e}{D_i}\right)^{0.449} \left(\frac{p}{D_i}\right)^{-0.392} Re^{0.805} Pr^{0.286}$$

$$8,500 < Re < 34,000, \quad 0.009 < e/D_i < 0.035, \quad 0.35 < p/D_i < 1.39$$

참고문헌

1. Vicente, P. G., Garcia, A. and Viedma, A., 2004, Mixed convection heat transfer and iso thermal pressure drop in corrugated tubes for laminar and transition flow, Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 31, No. 5, pp. 651-662.
2. Vicente, P. G., Garcia, A. and Viedma, A., 2004, Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 671-681.
3. Sara, R., 1996, Experimental investigation of the heat transfer and pressure drop augmentation for laminar flow in spirally enhanced tubes, 2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conference, pp. 203-208.
4. Ravigururajan, T. S. and Rabas, T. J., 1996, Turbulent flow in the integrally enhanced tubes, Part 2: Analysis and performance comparison, heat transfer engineering, Vol. 17, No. 2, pp. 30-37.
5. Yang Dong, Li Huixiong and Chen Tingkuan, 2001, Pressure drop, heat transfer and performance of single-phase turbulent flow in spirally corrugated tubes, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 24, pp. 131-138.