

파이프 형상에 따른 내부 열유동 특성과 성능에 관한 수치해석적 연구[§]

박상협* · 김상근* · 하만영*[†]

* 부산대학교 기계공학부

Numerical Study on Flow and Heat Transfer Characteristics of Pipes with Various Shapes

Sang Hyeop Park*, Sang Keun Kim* and Man Yeong Ha*[†]

* School of Mechanical Engineering, Pusan Nat'l Univ.

(Received May 10, 2013 ; Revised September 13, 2013 ; Accepted September 16, 2013)

Key Words: Internal Flow(내부유동), Heat Transfer(열전달), Circular(원형), Elliptic(타원형), Circumferential Wavy(툽니바퀴형), Twisted(비틀림형)

초록: 본 연구에서는 다양한 형상의 파이프에 대한 압력강하와 열전달 특성을 수치적으로 해석하였다. 원형 파이프에서부터 타원형, 툽니형, 비틀어진 형태와 같은 다양한 형상의 파이프를 3차원으로 수치해석을 통해 비교하였다. 수치해석은 층류에서 난류영역까지 계산을 수행하였다. 파이프 유동해석은 완전발달된 영역에서 정상상태, 비압축성 RANS수식을 이용하여 계산하였다. 유동의 손실은 friction factor를 통해 비교하였고, 열전달 성능은 각 파이프 표면에서의 Colburn factor를 통해 비교하였다. 종합적인 열유동 성능평가는 Volume and Area goodness factor를 통해 평가하였다. 열전달 성능을 향상시키고 유동의 손실은 최소화하는 최적의 형상을 연구하였다.

Abstract: The present work reports numerical results of the pressure drop and heat transfer characteristics of pipes with various shapes such as circular, elliptical, circumferential wavy and twisted using a three-dimensional simulation. Numerical simulations are calculated for laminar to turbulent flows. The fully developed flow in pipes was modeled using steady incompressible Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) equations. The friction and Colburn factor of each pipe are compared with those of a circular tube. The overall flow and heat transfer calculations are evaluated by the volume and area goodness factor. Finally, the objective of the investigation is to find a pipe shape that decreases the pressure loss and increases the heat transfer coefficient.

기호설명

L : 관길이
D : 관 직경
R : 관 반지름
A : 타원 장축길이
B : 타원 단축길이
a : 파형 주기
p : 파형 길이

Nu : Nusselt 수
Pr : Prandtl 수
Re : Reynolds 수
St : Stanton 수
G : Goodness factor
U : 입구 속도
E : 열교환기 펌프동력
NTU : 전달단위수
 Δp : 압력강하

[§] 이 논문은 대한기계학회 열공학부문 2013년도 춘계학술대회 (2013. 5. 22.-24., BEXCO) 발표논문임.

[†] Corresponding Author, myha@pusan.ac.kr

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

그리스문자

λ : 회전 주기
f : 마찰계수

- θ : 각도
- h : 열전달 계수
- A : 면적
- 하첨자
- h : 수력
- m : 평균
- fd : 완전발달
- sw : 파형
- cw : 튼니
- a : 면적
- v : 부피
- f : 입구

1. 서론

정유 시스템, 냉장고, 발전소, 화학공장등 다양한 산업분야에서 관형 열교환기가 사용된다. 이러한 열교환기의 효율을 높이기 위한 다양한 연구가 활발히 진행되어 왔다. 열교환기의 효율을 높이기 위해서는 유동의 압력손실을 줄이고 열전달량을 향상시켜야 한다. 관형 열교환기의 성능을 높이기 위한 방법으로는 관 내에 열전달을 향상시키기 위해 촉진체를 삽입하는 방법과 관의 형상을 변형시키는 방법이 있다. Royal 등,⁽¹⁾ Smith 등⁽²⁾은 관 내부에 비틀어진 테이프(twisted-tape) 형태의 열전달 촉진체를 삽입하여 열전달 실험을 수행한 결과, 열전달이 촉진체를 삽입하지 않은 원형관에 비해 증가하였음을 확인하였다. 관 내부에 비틀어진 테이프 형태의 열전달 촉진체를 삽입하여 마찰손실 계수와 Nusselt number의 영향을 해석한 연구가 많이 진행되었다.⁽³⁻⁷⁾ Reisbig 등⁽⁸⁾은 관 내부에 여러 종류의 핀을 부착하여 열전달에 대한 실험을 수행하였다. 관 내부에 핀을 부착할 경우 열전달계수가 증가하였음을 확인하였다. Chang 등⁽⁹⁾은 관의 형상을 비틀린 타원형태의 관에 대해 수치해석 연구를 하였다. 타원의 지름비와 비틀림비가 관 내부의 유동현상에 영향이 있다는 것을 연구하고 비틀림비가 커질수록 관 내부의 2차유동이 잘 일어남을 연구하였다.

Mahmud 등⁽¹⁰⁾와 Nishimura 등⁽¹¹⁾는 파형형상의 관에 대해 내부 유동과 열전달 현상에 대해 각각 수치해석과 실험을 이용하여 연구하였다. 표면의 파형의 크기가 커질수록 압력강하가 높아지고 열전달 또한 높아지는 결과를 보고하였다. Zhang⁽¹²⁾과 Tan 등⁽¹³⁾은 비틀린 타원형관에 대해 수치해석과 실험을 이용하여 타원의 지름 비와 비틀림 비에 따른 열전달과 내부 유동 특성을 연구하였다.

비틀린 타원형관이 원형관에 비해 열전달과 압력강하가 모두 높아진다는 결과를 보고하였다.

이에 따라 본 연구에서는 관의 형상을 다양하게 바꿔보며 유동손실과 열전달 특성을 수치해석을 통해 연구하였다. 열·공력학적인 성능을 평가하기 위해 Volume goodness factor 와 Area goodness factor^(14,15)를 이용하여 정량적으로 나타내었다.

2. 수치해석방법

2.1 지배방정식

관의 형상에 따른 열·공력학적인 성능을 평가하기 위한 작동유체로는 물성치가 온도와 압력에 상관없이 일정한 공기를 사용하였다. 식 (1)-(3)에 각각 나타낸 비압축성 유체의 연속방정식 및 Reynolds-Averaged Navier-Stokes(RANS) 방정식을 이용하여 유한체적법으로 이산화하였다.

속도와 압력 연계를 위해 SIMPLE 알고리즘이 사용되었다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i' u_j'} \right] \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho C_p u_i T) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(-k \frac{\partial T}{\partial x_i} + \rho C_p \overline{u_i' T'} \right) \tag{3}$$

대류항과 확산항의 이산화 방법으로는 각각 2차 정확도의 상류차분기법과 중심차분법을 사용하였다.

본 연구에서 Re_{D_h} 에 대한 특성길이로 D_h 를 사용하였으며 파형관과 같이 유동방향으로 단면적이

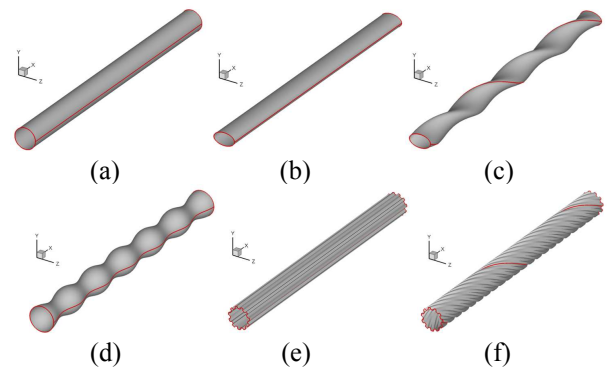


Fig. 1 Three dimensional various shape pipes: (a) Circular, (b) Elliptic, (c) Twisted elliptic, (d) Streamwise wavy circular, (e) Circumferential wavy, (f) Twisted circumferential wavy

변하는 형상에 대해서 동일하게 D_h 를 사용하기 위하여 관의 부피와 전열면적으로 계산되는 체적 수력직경(Volumetric hydraulic diameter)을 사용하였다.

해석모델은 상류 관의 수력 직경 및 입구속도를 기준으로 $Re_{D_h} = 200, 1000, 2000$ 은 층류모델, $Re_{D_h} = 5000, 10000$ 은 $k-\epsilon$ 난류 모델⁽¹⁶⁾을 적용하였고 $Pr = 0.71$ 의 값을 사용하였다.

작동유체는 350K의 공기를 사용하였으며 관의 벽면 온도는 300K로 고정시켰다. 본 연구는 수치 해석 계산을 수행하기 위하여 상용 코드인 ANSYS Fluent v14.5를 사용하였다.

2.2 계산영역 및 격자해상도

2.2.1 계산영역

$$L_{fd} \approx 0.05D_h Re_{D_h} \quad (10)$$

$$10D_h \leq L_{fd} \leq 60D_h \quad (11)$$

$$L_{fd} \approx 0.05D_h Re_{D_h} Pr \quad (12)$$

$$L_{fd} \approx 10D_h \quad (13)$$

Fig. 1과 같이 원형(CP), 타원형(EP), 비틀린 타원형(TEP), 파형(SWCP), 톱니형(CWP), 비틀린 톱니형(TCWP)의 6가지 형상의 관에 대하여 성능을 평가 하였다. Fig. 1의 각 형상들은 Table 1의 (4)-(9)식을 이용하여 수치해석 형상을 생성하였다. 식 (4)-(9)에서 사용되는 변수들은 각각 $R=5, A=5, B=3, \lambda=1, a_{sw}=0.1, P_{sw}=6, a_{cw}=1, P_{cw}=10$ 의 값을 사용하였다.

Langhaar⁽¹⁷⁾은 층류유동에서 유체역학적 입구영역 길이를 식 (10)과 같이 제안하였으며, Kays⁽¹⁷⁾은 난류유동에서의 유체역학적 입구영역 길이와 층류유동에서 열적 입구영역의 길이를 각각 식 (11)과 (12)와 같이 제안하였다. 난류유동에서의 열적 입구영역의 길이는 식 (13)과 같다.

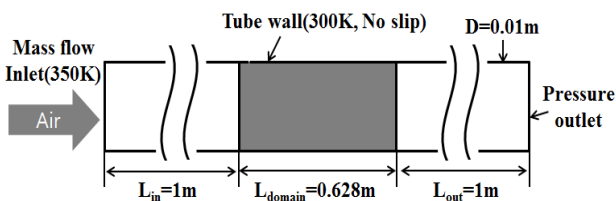


Fig. 2 Schematics and boundary conditions of geometry side view

Table 2의 입구영역 길이 결과에서 볼 수 있듯이 $Re_{D_h} = 2000$ 에서 입구영역의 길이가 1m로써 가장 큰 길이를 가져야 하므로 Fig. 2에서 볼 수 있듯이 계산영역의 입구영역을 충분히 길게 모델링 하였다. 계산영역의 후류에서는 역류로 인한 계산의 오류를 방지하기 위해 입구영역과 동등하게 충분히 길게 모델링을 하였다.

2.2.2 격자해상도

본 연구에 사용할 전산해석의 계산영역의 격자에 대한 영향을 평가하기 위해 각각 다른 격자수에 대하여 원형관 전산해석을 수행하였다.

본 연구에서는 약 100만개의 격자수를 사용하여 수치해석을 수행하였다. 수치해석에 사용된 난류 모델은 Standard $k-\epsilon$ 모델에서 Enhanced wall treatment 모델을 사용하였다.

Enhanced wall treatment 모델을 사용할 경우 수치해석의 정확도를 위해 벽면에서 수직방향으로 분포된 첫 번째 격자의 위치를 Fig. 3 과 같이 벽 단위(+)로 $y+\approx 1.0$ 맞추어 해석을 수행하였다.

Table 2 Equations describing six different shapes

Shape	Equation
Circular	$\begin{aligned} y(\theta, x) &= R \cos \theta \\ z(\theta, x) &= R \sin \theta \end{aligned} \quad (4)$
Elliptic	$\begin{aligned} y(\theta, x) &= A \cos \theta \\ z(\theta, x) &= B \sin \theta \end{aligned} \quad (5)$
Twisted elliptic	$\begin{aligned} y(\theta, x) &= A \cos \theta \sin \lambda x + B \sin \theta \cos \lambda x \\ z(\theta, x) &= -A \cos \theta \cos \lambda x + B \sin \theta \sin \lambda x \end{aligned} \quad (6)$
Streamwise wavy circular	$\begin{aligned} y(\theta, x) &= (R + a_{sw} \cos P_{sw} x) \cos \theta \\ z(\theta, x) &= (R + a_{sw} \cos P_{sw} x) \sin \theta \end{aligned} \quad (7)$
Circumferential wavy	$\begin{aligned} y(\theta, x) &= \left[R + a_{cw} \tanh \left(\frac{2R}{a_{cw}} \sin P_{cw} \theta \right) \right] \sin \theta \\ z(\theta, x) &= \left[R + a_{cw} \tanh \left(\frac{2R}{a_{cw}} \sin P_{cw} \theta \right) \right] \cos \theta \end{aligned} \quad (8)$
Twisted circumferential wavy	$\begin{aligned} y(\theta, x) &= - \left[R + a_{cw} \tanh \left(\frac{2R}{a_{cw}} \sin P_{cw} \theta \right) \right] \cos \theta \sin \lambda x \\ &\quad + \left[R + a_{cw} \tanh \left(\frac{2R}{a_{cw}} \sin P_{cw} \theta \right) \right] \sin \theta \cos \lambda x \\ z(\theta, x) &= \left[R + a_{cw} \tanh \left(\frac{2R}{a_{cw}} \sin P_{cw} \theta \right) \right] \cos \theta \cos \lambda x \\ &\quad + \left[R + a_{cw} \tanh \left(\frac{2R}{a_{cw}} \sin P_{cw} \theta \right) \right] \sin \theta \sin \lambda x \end{aligned} \quad (9)$

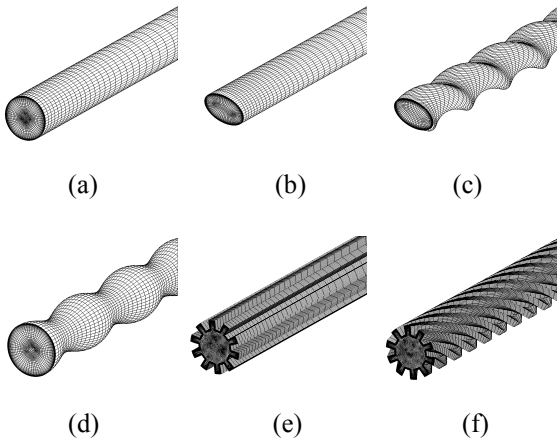


Fig. 3 Three dimensional computational grid: (a) Circular, (b) Elliptic, (c) Twisted elliptic, (d) Streamwise wavy circular, (e) Circumferential wavy, (f) Twisted circumferential wavy

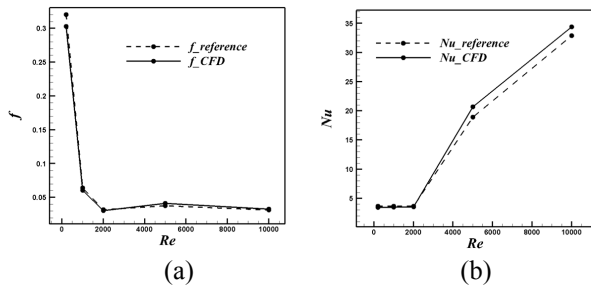


Fig. 4 Validation results of current study with a circular pipe: (a) Friction factor, (b) Nusselt number

3. 결과 및 해석

3.1 수치해석 타당성 평가

$$f = \frac{64}{Re_{D_h}} \tag{14}$$

$$f = 0.316 Re_{D_h}^{-1/4} \tag{15}$$

$$Nu_{D_h} = 3.66 \tag{16}$$

$$Nu_{D_h} = 0.023 Re_{D_h}^{4/5} Pr^{0.3} \tag{17}$$

본 연구에 사용할 전산해석의 계산영역의 타당성과 정확성을 평가하기 위해 원형관에 대한 전산해석을 수행하여 Friction factor 와 Nusselt 수의 결과를 비교하였다.

층류유동에서 Friction factor 는 식 (14)를 통해 검증하였으며 Nusselt 값은 일정한 값(16)을 가진다.⁽¹⁷⁾ 난류유동은 Moody 선도의 상관식⁽¹⁷⁾을 근사한 식 (15)를 통해 Friction factor 를 비교하였으며 Dittus-Boelter⁽¹⁷⁾가 제시한 상관식(17)을 이용하여

Table 3 Entrance region length

Re _{D_h}	Hydrodynamic entry length (m)	Thermal entry length (m)
200	0.1	0.071
1000	0.5	0.355
2000	1.0	0.71
5000	0.6	0.1
10000	0.1	0.1

Table 4 Validation results of current study with a circular pipe

Re _{D_h}	Friction factor		Nusselt number	
	CFD	Reference	CFD	Reference
200	0.3028	0.3200	3.439	3.660
1000	0.0606	0.0640	3.499	3.660
2000	0.0305	0.0320	3.530	3.660
5000	0.0414	0.0376	20.667	18.892
10000	0.0329	0.0316	34.384	32.893

Table 5 Validation results of current study with the twisted elliptic pipe and streamwise wavy circular pipe

		Friction factor	
Type	Re _{D_h}	Reference	CFD
TEP	10,000	0.033	0.032
	70	8.215	8.436
SWCP	10,000	6.020	5.748

Nusselt 값을 평가하였다.

Fig. 4와 Table 4의 결과와 같이 수치해석을 통해 계산한 Friction factor와 Nusselt값이 식 (14), (15), (16), (17)의 선행연구의 결과⁽¹⁷⁾와 약 5% 이내로 나타난다.

또한 파형관과 비틀린 타원형관에 대한 수치해석 타당성평가를 추가로 진행하였다.

파형관의 선행연구 결과⁽¹¹⁾과 비틀린 타원형관의 선행연구 결과⁽¹³⁾에 대하여 수치해석 타당성평가를 진행하였으며 Table 5에서 볼 수 있듯이 선행연구의 결과와 약 5% 이내로 나타나는 것을 볼 수 있다.

3.2 관 형상에 따른 유동 및 열 특성

선행연구 결과에 따르면 원형관 내의 유동에 대한 난류 시작의 임계 Reynolds수는 2300이다.

따라서 본 연구에서는 Re_{D_h} = 200, 1000, 2000

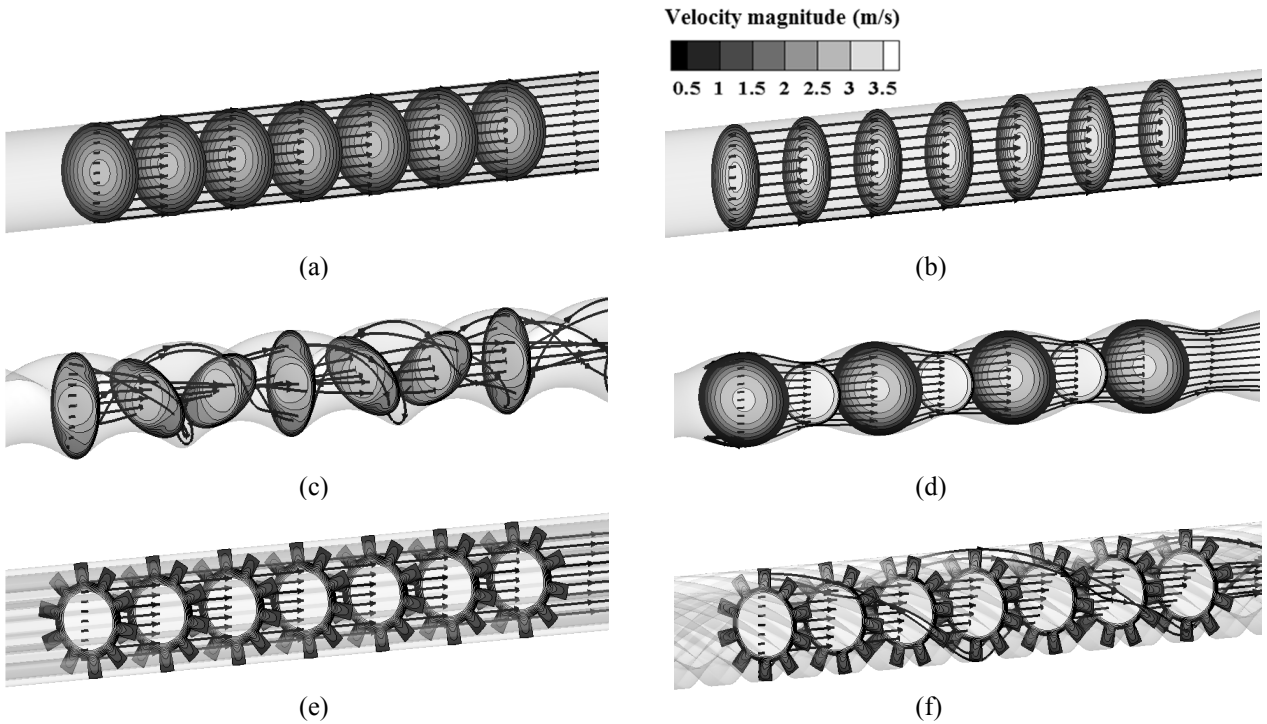


Fig. 5 Streamlines and velocity distribution on streamwise mid-planes for; (a) Circular, (b) Elliptic, (c) Twisted elliptic, (d) Streamwise wavy circular, (e) Circumferential wavy, (f) Twisted circumferential wavy. ($Re_{D_h} = 1000$)

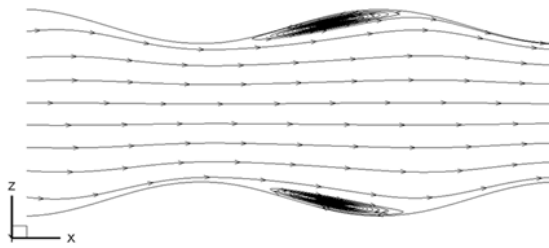


Fig. 6 Two dimensional streamline on spanwise mid-plane($y=0$) for streamwise wavy circular ($Re_{D_h} = 1000$)

영역에서 원형관에 대한 수치해석은 층류모델을 사용하여 수치해석을 수행하였다

Fig. 5는 $Re_{D_h} = 1000$ 에서 각 형상에 대한 유선과 유동방향과 수직인 단면에서 속도구배를 나타낸 것이다. 원형관(a)과 타원형관(b), 톱니형관(e)에서는 유동방향으로 벽면의 변화가 없어 출구방향으로 곧게 유선이 나타난다.

비틀린 타원형관(c)과 비틀린 톱니형관(f)에서는 벽면을 따라 유선이 비틀린 방향으로 생성되는 것을 볼 수 있다.

또한, Fig. 6에서 볼 수 있듯이 파형관(d)에서는 벽면이 곡면형태로 수직단면이 증가와 감소를 반복적으로 하면서 단면이 증가하는 부분에서 유동박리가 나타나며 재순환영역이 발생한다.

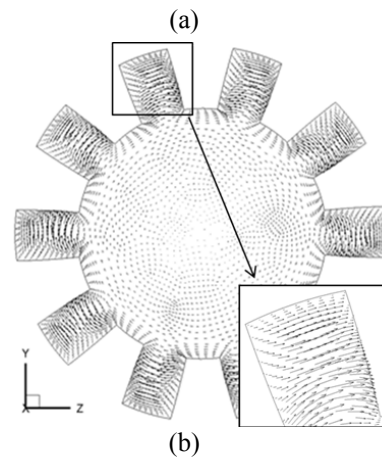
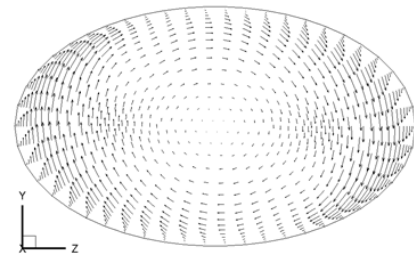


Fig. 7 Two dimensional velocity vectors on streamwise mid-plane($x=0$) for; (a) Twisted elliptic (b) Twisted circumferential wavy ($Re_{D_h} = 1000$)

이러한 소용돌이와 같은 2차 유동의 발생으로 관 내부는 3차원 유동이 발생하게 된다. 따라서 3

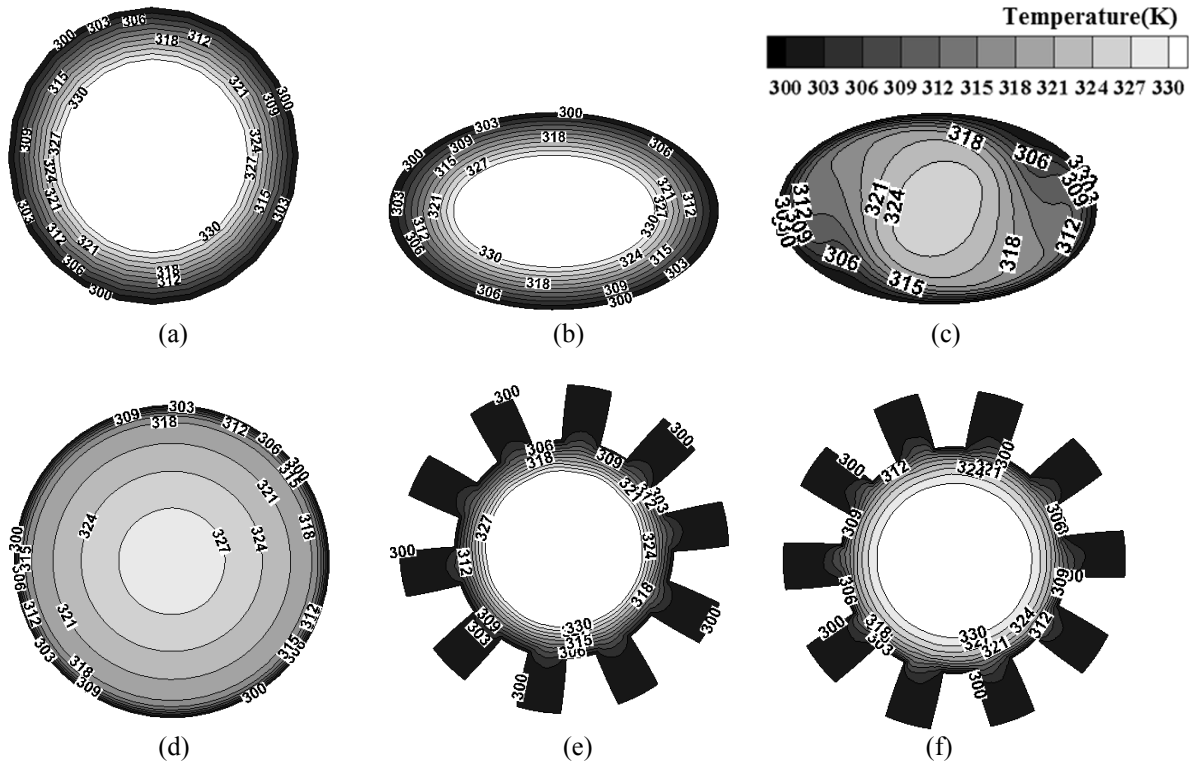


Fig. 8 Two dimensional temperature distribution on streamwise mid-plane for; (a) Circular, (b) Elliptic, (c) Twisted elliptic, (d) Streamwise wavy circular, (e) Circumferential wavy, and (f) Twisted circumferential wavy ($Re_{D_h} = 1000$)

차원 유동이 나타나는 파형관(d), 비틀린 타원형관(c), 비틀린 톱니형관(f)은 선행연구⁽¹¹⁾의 결과를 바탕으로 $Re_{D_h} = 1000, 2000$ 영역에서 난류의 영향을 검토하기 위해 $k-\epsilon$ 모델을 사용하여 수치해석을 수행하였다.

Fig. 8은 $Re_{D_h} = 1000$ 에서 관의 유동방향과 수직 한 단면에서의 온도분포를 보여준다. 그림에서 볼 수 있듯이 온도 분포는 관 중심에서 벽면으로 온도가 낮아지며, 직관 형태의 원형(a)과 타원형(b), 톱니형(e) 관은 일정한 온도 구배를 나타내고 있다.

반면, 비틀린 타원형(c)과 비틀린 톱니형관은 2차 유동에 의한 3차원유동의 형성으로 열전달이 촉진되는 현상이 나타난다. 또한 파형(d) 관은 벽면이 곡면형태지만 비틀림이 없이 유동방향으로 벽면이 형성되어 직관형상과 같이 일정한 온도구배를 보임을 알 수 있다.

이러한 결과에서 볼 수 있듯이 비틀린 타원형관(c)과 파형관(d)은 직관 형상에 비해 2차유동 및 유동박리와 같은 3차원유동이 발생하여 열전달이 잘 일어나는 것을 볼 수 있다.

3.3 열· 공력학적 성능평가

$$f = \frac{2\Delta p D_h}{\rho U_m^2 L} \tag{18}$$

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \tag{19}$$

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} \tag{20}$$

$$h = E^{1/3} \left[1.26 c_p \rho^{2/3} \right] \frac{St}{f^{1/3}} \tag{21}$$

$$G_v = St / f^{1/3} \tag{22}$$

$$G_a = \frac{j}{f} = \frac{1}{A_f^2} \left[\frac{Pr^{2/3} NTU}{2\rho} \right] \frac{\dot{m}^2}{\Delta P} \tag{23}$$

본 연구에서 다양한 형상의 관에서 압력손실 및 열전달 성능을 비교하기 위해 Friction factor 와 Colburn factor⁽¹⁷⁾를 계산하였다. 또한, Area goodness factor 와 Volume goodness factor^(14,15)를 이용하여 열· 공력학적 성능을 정량적으로 나타내었다.

각각의 무차원수는 위와 같이 정의된다.

식 (21)은 열교환기에서 펌핑과워(E)에 따른 열 전달계수에 대한 식이다. 펌핑과워가 동일할 경우, 열전달 계수의 주 변수는 $St/f^{1/3}$ 이며, 이 변수를 Volume goodness factor 로 식(22)에 정의⁽¹⁵⁾하였다. Volume goodness factor 값이 높을수록 열전달 계수가 증가하여 열전달 성능이 우수하다. 즉, 동일한 열전달 성능을 나타내는 열교환기에서 Volume goodness factor 가 클수록 펌핑과워가 작아지기 때문에 열교환기의 부피를 줄여서 소형화 시킬 수 있고, 또한 열교환기의 전체 무게를 줄일 수 있다.

식(23)은 Area goodness factor 를 나타낸 식이다. 식에서 볼 수 있듯이 식(23)의 오른쪽 항의 A_f (전면면적)이 일정할 때 Area goodness factor 가 높을수록 열교환기의 NTU(전달단위수)값이 커져 열교환기의 효율을 높일 수 있다.

Fig. 9과 Fig. 10는 관의 형상에 따른 Friction factor와 Colburn factor의 결과를 그래프로 나타냈다. 하첨자 '0'은 원형관에 결과값이며, 각 형상의 원형관에 대한 비를 나타내고 있다. 튜니형관과 비틀린 튜니형관의 경우는 다른 관들에 비해 압력 손실 및 열전달 성능이 낮게 나타났다.

또한, 원형관이 층류영역 $Re_{D_h} = 2000$ 이하에서는 3차원 유동을 가지는 비틀린 타원형관 및 파형관은 원형관보다 압력손실 및 열전달 성능이 차이가 $Re_{D_h} = 5000$ 이상의 영역보다 큰 경향을 보였다.

파형관의 경우, 압력 손실은 원형관에 비해 $Re_{D_h} = 2000$ 에서 약 10배 차이가 나타났으며, 열전달 성능도 약 7.5배 높게 나타났다. 이러한 이유는 원형관은 층류영역인데 반해 파형관은 유동방향에 따른 수직 단면의 차이에 의해 유동박리에 의한 재순환 영역으로 인하여 압력 손실이 추가로 나타나고 3차원 유동의 특성에 의해 열전달 성능도 향상되는 특징을 가지고 있기 때문이다.

Fig. 11과 Fig. 12은 열·공력학적 성능인 Area goodness factor와 Volume goodness factor로 관의 형상에 따른 결과를 평가한 그래프이다. Area goodness factor는 전면 면적과 열전달 성능의 상관관계를 나타내며, Volume goodness factor는 열교환기 부피(무게)와 열전달 성능에 대한 상관관계를 의미한다.

Fig. 11의 결과와 같이 비틀린 타원형관이 $Re_{D_h} = 200$ 에서 $Re_{D_h} = 2000$ 까지 원형관의 Area goodness factor값보다 최대 25% 높게 나타난다. 이는 Fig. 9, Fig. 10에서 볼 수 있듯이 비틀린 타원형

관의 Friction factor의 증가량보다 Colburn factor값의 증가량이 더 크게 나타나기 때문이다.

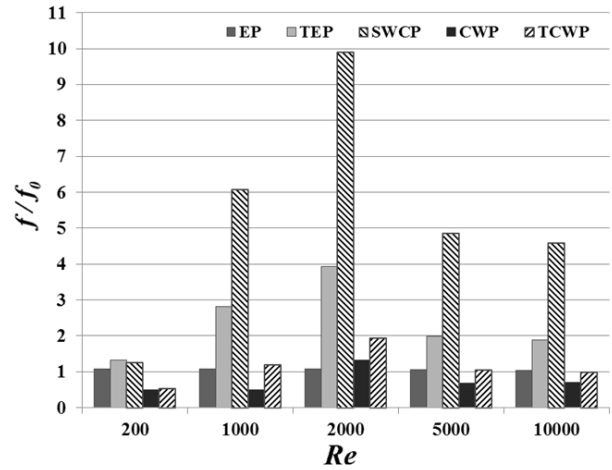


Fig. 9 Normalized friction factor according to the variation of shape

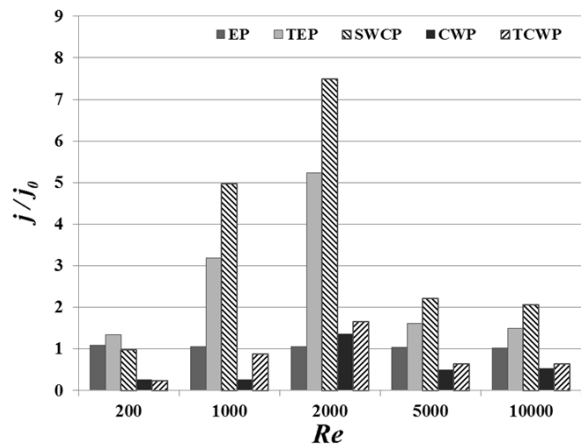


Fig. 10 Normalized Colburn factor according to the variation of shape

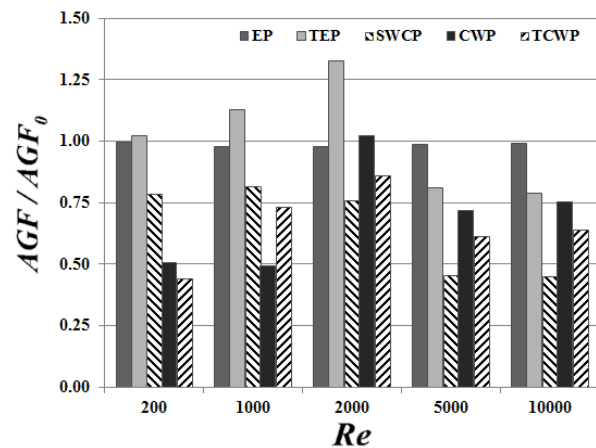


Fig. 11 Normalized area goodness factor according to the variation of shape

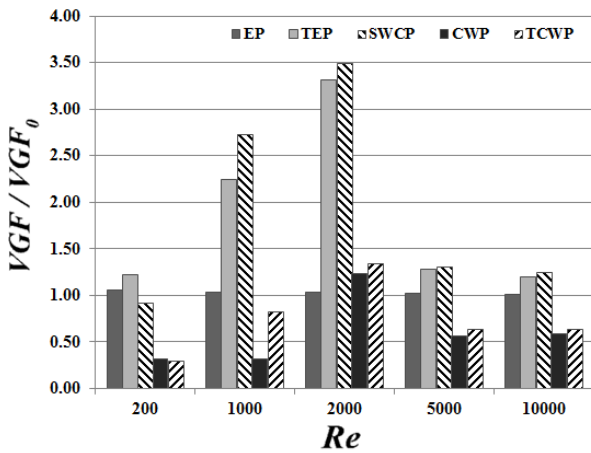


Fig. 12 Normalized volume goodness factor according to the variation of shape

즉, 전면면적이 일정할 때 Area goodness factor 비틀린 타원형관을 사용한 열교환기가 원형관에 비해 높은 효율을 가진다.

반면, 대부분의 층류 및 난류 영역에서는 원형관보다 Area goodness factor 값은 작게 나타났다.

Fig. 12은 Volume goodness factor의 결과를 나타낸 그림이다. 파형관과 비틀린 타원형관의 Volume goodness factor 값이 원형관에 비해 향상됨을 확인할 수 있다.

파형관의 경우 최대 3.5배 이상 크게 나타나고 있지만, Area goodness factor의 값은 25% 작게 나타나고 있어 같은 열전달 성능에서 열교환기 무게를 줄일 수 있는 장점은 있으나 열교환기의 전면 면적이 커져야 하는 단점이 있어 설계에는 적합하지 않은 것으로 판단된다. 반면, 비틀린 타원형관의 경우는 $Re_{D_h} = 2000$ 이하에서는 원형관에 비해 Area goodness factor 및 Volume goodness factor의 값이 높게 나타나 열전달 성능이 향상되며 열교환기 부피를 줄일 수 있는 장점이 있다.

4. 결론

본 연구에서는 총 6가지 관의 형상에 대해 유동 및 열전달 특성을 수치해석을 통해 Volume goodness factor와 Area goodness factor를 이용하여 층류영역부터 난류영역까지 열·공력학적인 성능을 평가하였다. 다양한 형상의 관에서 열, 유동현상을 수치해석을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 다양한 형상의 관에 대한 유동 및 열전달 특징을 확인하였으며, 파형관, 비틀린 타원형관, 비틀린 톱니형관은 2차유동과 유동의 박리로 인한

3차원 유동이 발생함을 확인하였다.

(2) Friction factor와 Colburn factor 값은 같은 Reynolds수에서 원형관과 비교하여 비틀린 타원, 톱니, 파형 형상의 관에서 높은 값을 나타내었다.

(3) $Re_{D_h} = 2000$ 이하에서 비틀린 타원형관의 Area goodness factor의 값이 높게 나타났으며, 원형관보다 최대 25% 이상의 열전달 향상을 보였다.

(4) 파형관과 비틀린 타원형관의 Volume goodness factor가 다른 형상의 관에 비해 높은 결과를 보였다. 비틀린 타원형관의 경우 관형 열교환기에서 원형관보다 더 좋은 성능을 나타낸다.

본 연구를 통해 관형 열교환기에 사용될 수 있는 다양한 형상의 관 표면 형상체가 내부 유로의 열·공력학적인 성능을 향상시킬 수 있는 연구 결과를 얻었다.

결과에서 볼 수 있듯이 파형관은 열·공력학적 성능을 나타내는 Volume goodness factor가 원형관에 비해 높은 결과를 나타내며 이는 같은 성능의 열교환기에서 열전달 면적을 감소 시킬 수 있는 것을 뜻한다. 열전달 면적을 감소 시키면 열교환기의 전체 크기와 무게를 줄일 수 있는 장점이 있다. 따라서 원형관을 사용하는 관형 열교환기에 비해 파형관을 사용하면 저중량, 소형화된 관형 열교환기를 설계할 수 있다.

또한 비틀린 타원형관은 낮은 Re_{D_h} 영역에서 Area goodness factor와 Volume goodness factor가 모두 원형관에 비해 높은 결과를 나타내었다. 이는 열교환기의 전면면적이 같을 때 열교환기의 효율을 높일 수 있고, 동등한 효율의 열교환기에서 원형관을 사용한 열교환기에 비해 저중량, 소형화된 열교환기를 설계할 수 있다.

따라서 원형관에 비해 비틀린 타원형관과 파형관은 2차유동과 유동의 박리로 인한 3차원 유동의 효과로 원형관에 비해 우수한 열·공력학적 성능을 가지며 이는 고효율 또는 저중량, 소형화된 관형 열교환기를 설계할 수 있다.

이러한 연구 결과를 바탕으로 향후 본 연구에서 제안한 다양한 형상의 관에 대한 설계 변수들을 조절하여 최적의 열·공력학적 성능을 가지는 최적 설계변수를 도출하기 위한 연구를 수행할 필요가 있다.

후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음

참고문헌

- (1) Royal, J. H. and Burgles, A. E., 1975, "Augmentation of Horizontal In-Tube Condensation by Means of Twisted-Tape Inserts and Internally Finned Tubes," *Heat and Mass Transfer*, Vol. 100, No. 1, pp. 17~24.
- (2) Smith, E., Chinaruk, T. and Pongjet, P., 2006, "Experimental Investigation of Heat Transfer and Flow Friction in a Circular Tube Fitted with Regularly Spaced Twisted Tape Elements," *Heat and Mass Transfer*, Vol. 33, No. 10, pp. 1225~1233.
- (3) Azer, N. Z. and Said, S. A., 1983, "Augmentation of Condensation Heat Transfer of R-113 by Internally-Finned Tubes and Twisted-Taped Inserts," *Heat Transfer*, Vol. 5, pp. 33~38.
- (4) Whitham, J. M., 1986, "The Effects of Retarders in Fire Tubes of Steam Boilers," *The American Society for Naval Engineers*, Vol. 8, No. 4, pp. 779~781.
- (5) Klepper, O. H., 1972, "Heat Transfer Performance of Short Twisted Tapes," *American Institute of Chemical Engineers*, Vol. 35, pp. 1~24.
- (6) 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," *Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 881~889.
- (7) Keffer, J. E., Shah, R. K. and Ganic, E. N., 1991, *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics*, Elsevier Science Publishing, New York, pp. 661~667.
- (8) Reisbig, R. L., 1974, "Condensing Heat Transfer Augmentation Inside Splined Tubes," *Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 12, pp. 74~81.
- (9) Chang, K. S., Choi, J. S. and Kim, J. S., 1988, "Laminar Fluid Flow in a Twisted Elliptic Tube," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol.2, No. 1, pp. 44~51.
- (10) Shohel Mahmud., Sadrul Islam, A. K. M. and Feroz, C. M., 2003, "Flow and Heat Transfer Characteristics Inside a Wavy Tube," *Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 387~393.
- (11) Nushimura, T., Bian, Y. N., Matsumoto, Y. and Kunitsugu, K., 2003, "Fluid Flow and Mass Transfer Characteristics in a Sinusoidal Wavy-Walled Tube at Moderate Reynolds Numbers for Steady Flow," *Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 239~248.
- (12) Li, Z., Sheng, Y. and Hong, X., 2012, "Experimental Study on Condensation Heat Transfer Characteristics of Steam on Horizontal Twisted Elliptical Tubes," *Applied Energy*, Vol. 97, pp. 881~887.
- (13) Tan, X. H., Zhu, D. S., Zhou, G. Y. and Zeng, L. D., 2012, "Experimental and Numerical Study of Convective Heat Transfer and Fluid Flow in Twisted Oval Tubes," *Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp. 4701~4710.
- (14) Shah, R. K. and London, A. L., 1978, "Laminar Flow Forced Convection in Ducts," *Fluid Engineering*, Vol. 102, No. 2, pp. 256~257.
- (15) Doo, J. H., Yoon, H. S. and Ha, M. Y., 2010, "Study on Improvement of Compactness of a Plate Heat Exchanger Using a Newly Designed Primary Surface," *Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, pp. 5733~5746
- (16) ANSYS fluent 14.5 user guide
- (17) Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L. and Lavine, A. S., 2007, "Introduction to Heat Transfer, 5th ed," *John Wiley & Sons, Inc*, Notre Dame, pp. 504~551.