

곡률비가 다양한 코일 튜브에서의 열전달현상에 관한 연구

한 규 일* · 박 종 운**
(1997년 10월 16일 접수)

A Study on the Heat Transfer Phenomena in Coiled Tubes with Variable Curvature Ratios

Kyuil Han and Jong - Un Park

Key Words : Turbulent Flow(난류), Uniform Heat Flux(균일열유속), Curvature Ratio(곡률비), Centrifugal Forces(원심력), Buoyance Forces(부력)

Abstract

An experiment was carried out for the fully developed turbulent flow of water in tube coils on the condition of uniform heat flux. The present work was conducted for various ranges for Dean number(1794 ~ 11321), Prandtl number (2.5 ~ 4.5), curvature ratio parameters (22 ~ 60). Heat transfer to steady viscous flow in coiled tubes of circular cross section was studied for fully developed velocity and temperature fields under the thermal boundary condition of uniform heat flux. The peripherally local Nusselt number correlated as a function of Dean and Prandtl numbers. We studied the flow in heat coiled tubes under the influence of both centrifugal and buoyancy forces in order to gain insight into the flow pattern. In the present study, we obtained three empirical formulas,

$$Nu_v = 0.0231 Re^{0.84} Pr^{0.4} (a/R)^{0.13} \text{ (vertical)} \quad Nu_c = 0.0241 Re^{0.86} Pr^{0.4} (a/R)^{0.08} \text{ (corrugated)}$$

$$Nu_h = 0.0227 Re^{0.84} Pr^{0.4} (a/R)^{0.09} \text{ (horizontal).}$$

기 호 설 명

a : 튜브내부 반지름	Pr : 프란틀수 (ν/a)
A : 튜브내부 표면적	q : 벽면에서의 국소 열유속
c_p : 정압비열	r : 튜브 단면의 반경좌표
D : $D = 2aR_c^2$	R : 중간지점에서의 곡률반경
De : Dean수 ($Re\sqrt{a/R}$)	R/a : 곡률비
h : 국소열전달 계수	Re : 레이놀즈수 ($w_m 2a/\nu$)
\bar{h} : 원주방향의 평균열전달 계수	Ra : 레이레이수 ($\beta g a^4 \tau/\nu^2$)
k : 열전도율	T : 국소 온도
Nu : 국소 넛셀수 ($2ha/k$)	T_w : 벽면 온도
p : 압력	\bar{r} : $\bar{r} = ar$
\bar{p} : $\bar{p} = \rho W_c p$	\bar{w} : $\bar{w} = W_c w$
	β : 열팽창 계수
	ν : 동점성계수
	\bar{u} : $\bar{u} = (\nu/a) u$
	\bar{v} : $\bar{v} = (\nu/a) v$

* 회원, 부경대학교 제어기계공학과

** 회원, 부경대학교 대학원 제어기계공학과

- U : 총합열전달 계수
- θ : 수평튜브 단면의 각좌표
- ϑ : 수직튜브 단면의 각좌표
- μ : 점도
- ρ : 밀도
- ψ : 튜브의 단면까지 수직방향의 각좌표

1. 서 론

가열과 냉동설비에 있어 나선형 코일튜브를 많이 사용하고 있음에도 불구하고, 나선형튜브에 대한 열효율에 대한 연구가 부족하다. 나선형 튜브 내에서는 유체에 원심력이 작용하여 동일한 직선튜브 보다 열전달계수가 증가한다는 것은 이미 밝혀진 사실이다. 나선형 튜브를 통한 유체 유동의 경우에 있어서 유동장은 튜브축에 수직한 면에 작용하며 곡률면에 대칭인 이차유동장이 일어난다. 그리고 Dean⁽¹⁾은 하나의 매개변수가 그와같은 코일에서 유체운동을 지배한다는 것을 최초로 밝혔다. 그리고 Mori 와 Nakayama⁽²⁾는 큰 Dean수에서는 이차 유동장은 비점성 중심부와 점성 경계층으로 되어 있다는 것을 밝혔다. 균일열유속에서 충분히 발달한 난류에 대한 평균 넷셀수를 구하기 위하여 Seban과 McLaughlin⁽³⁾은 튜브 외부벽면에 전선을 감고 이것에 전류를 이용하였고, 또한 Kirpikov⁽⁴⁾는 튜브의 내부에는 물을 순환시키고 튜브의 외부에는 가열 증기를 사용하였다. 본 실험에서는 튜브의 외부에 유체를 먼저 가열하고, 튜브 내부에 냉각수를 통과시켰다. 또한 곡률비를 서로 다르게 하여 튜브의 내부에서 발생하는 유체의 유동현상을 튜브의 원주방향으로 열전달계수의 변화를 살펴보았다. Weissman과 Mockros⁽⁵⁾는 20보다 훨씬 작은 Dean수에서는 열전달율의 증가가 거의 없다는 것을 밝혀내었고, Seban과 McLaughlin⁽³⁾은 열적 입구영역에서 튜브 벽면의 원주와 축방향의 함수로써 국소 열전달계수를 측정하려고 시도하였다. Austin⁽⁶⁾은 1에서 1000까지의 Dean수 그리고 5에서 100까지의 곡률비에 대한 완전히 발달된 속도분포를 수학적으로 계산했다. 그가 계산한 식은 실험적인 측정값과 아주 잘 일치하였다. Hawes⁽⁷⁾는 최초로 곡선 튜브에서 완전히 발달된 온도분포에 대한 측정치를 보고했다. 온도분포는 직선튜브에

서 얻어진 것과는 명백히 다르며, 바깥 벽면에서의 국소 열전달계수는 안쪽벽면에서 보다 훨씬 크다는 것을 밝혔다. 따라서 곡률비가 30이하의 나선튜브의 연구는 이미 Mori 와 Nakayama⁽³⁾에 의하여 이루어졌기 때문에 본 연구에서는 나선형튜브에서의 매개변수인 곡률비를 22에서 60의 범위로 확대하여 열전달율을 균일 열유속 상태에서 튜브의 길이방향에 대한 평균 넷셀수와 원주방향의 국소 넷셀수를 평가하고 이것에 의하여 열전달 상관식을 개발하였다.

2. 이론해석

2.1 수평나선튜브

Fig.1은 수평나선튜브의 toroidal 좌표계이며, Yao⁽⁸⁾에 의하면 운동량방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

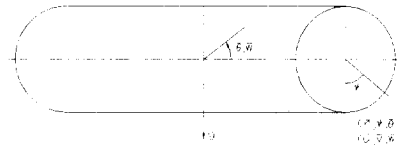


Fig.1 Coordinates for a horizontal coiled tube.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(\bar{r}\bar{u})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \psi} + \frac{-\bar{u} \sin \psi + \bar{v} \cos \psi}{R + r \sin \psi} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} -\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial r} + \frac{\bar{v}}{r} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \psi} - \frac{\bar{v}^2}{r} - \frac{\bar{w}^2 \sin \psi}{R + r \sin \psi} \\ - \beta g (T_w - T) \cos \psi = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial r} - \nu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \psi} \right. \\ \left. + \frac{\cos \psi}{R + r \sin \psi} \right) \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial r} + \frac{\bar{v}}{r} - \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \psi} \right) \quad (2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} -\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial r} + \frac{\bar{v}}{r} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \psi} + \frac{\bar{u}\bar{v}}{r} - \frac{\bar{w}^2 \cos \psi}{(R + r \sin \psi)} \\ + \beta g (T_w - T) \sin \psi = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \psi} + \nu \left(\frac{\partial}{\partial r} \right. \end{aligned}$$

$$+ \frac{\sin \psi}{R+r \sin \psi} \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial r} + \frac{\bar{v}}{r} - \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \psi} \right) \quad (3)$$

식(2)와 식(3)의 왼쪽 4번째항은 원심력이다. 수평 나선튜브에서 코일의 중심에 가까운 쪽을 안쪽벽면이라고 하고 먼쪽을 바깥벽면이라고 하면 원심력은 안쪽에서 바깥쪽으로 유체입자가 유동한다. 또한 식(2)과 식(3)의 왼쪽 다섯번째항은 부력으로서 중심영역에서 아래쪽으로 움직이고, 두 개의 수직와류를 일으킨다. 이와같이 원심력과 부력과의 조화가 이루어진다.

2.2 수직나선튜브

부력의 크기는 Fig.2의 $\cos \vartheta$ 같이 변한다. 그러므로 가열된 수직 나선튜브내에서 완전히 발달된 유동은 주기적으로 변한다. 그것의 주기는 2π 이고, cosine 함수로 주기적으로 동시에 일어난다. Yao⁽⁸⁾에 의하면 운동량방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

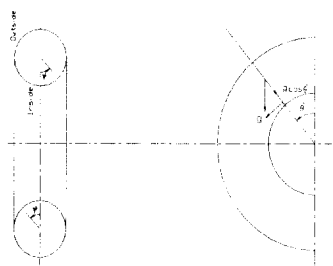


Fig.2 Coordinates for a vertical coiled tube.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(\bar{r} \bar{u})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \psi} + \frac{\bar{v} \sin \psi - \bar{u} \cos \psi}{R-r \cos \psi} = 0 \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & -\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial r} + \frac{\bar{v}}{r} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \psi} - \frac{\bar{v}^2}{r} + \frac{\bar{w}^2 \cos \psi}{R-r \cos \psi} - \beta g (T_w \\ & - T) \cos \psi \cos \vartheta = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial r} + \nu \left[-\left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \psi} \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{\sin \psi}{R-r \cos \psi} \right) \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial r} + \frac{\bar{v}}{r} - \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \psi} \right) \right] \quad (5) \end{aligned}$$

$$-\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial r} + \frac{\bar{v}}{r} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \psi} + \frac{\bar{u} \bar{v}}{r} - \frac{\bar{w}^2 \sin \psi}{R-r \cos \psi} + \beta g$$

$$\begin{aligned} (T_w - T) \sin \psi \cos \vartheta = & -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \psi} + \nu \left[\left(\frac{\partial}{\partial r} \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{\cos \psi}{R-r \sin \psi} \right) \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial r} + \frac{\bar{v}}{r} - \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \psi} \right) \right] \quad (6) \end{aligned}$$

여기서 ϑ 는 수직의 상부로 부터 측정된 각이다. 무차원 변수는 수평튜브 내의 유동에 사용된 것들과 유사하다. 그렇지만 튜브의 축을 따른 길이의 크기는 다음과 같다.

$$R\bar{\theta} = aRe\theta + R\vartheta \quad (7)$$

이 방정식은 튜브의 입구에서 부터 $0(aRe)$ 거리에 완전히 발달된 유동이라는 사실이 물리적으로 표현된다. 주기적으로 작용하는 부력에 의하여 국소유량변화는 나선튜브의 곡률에 좌우된다. 완전히 발달된 흐름에서 ϑ 의 의존도는 감소한다. D 와 $ReRa$ 가 적을 때 무시할 수 있다는 것은, 부력에 의한 위상이 다양하게 변한다는 것이다. 그 결과 부력이 곡선튜브의 아래쪽 반 ($90^\circ \leq \vartheta \leq 270^\circ$)을 따라 작용하고, 원심력은 위의 반쪽 ($-90^\circ \leq \vartheta \leq 90^\circ$)에 작용한다고 볼 수 있다.

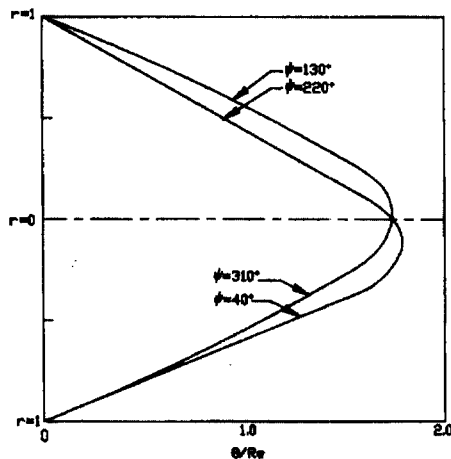


Fig. 3 Temperature distribution in a horizontal coiled tube ($ReRa=1000, D=300, Pr=1$).

2.3 온도분포와 열전달

유체의 온도 분포는 Yao⁽⁸⁾에 의하면 Fig.3에서 수평나선튜브의 온도분포를 잘 나타내고 있고, Fig.4에서는 수직나선튜브의 온도분포를 나타내었다

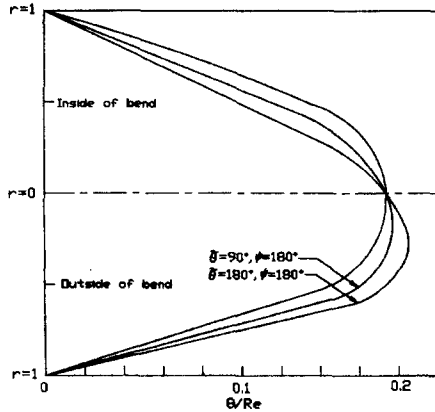


Fig. 4 Temperature distribution in a vertical coiled tube ($ReRa=1000, D=300, Pr=1$).

Table 1 Maximum and minimum Nusselt number ($D=300, ReRa = 1000$).

Pr	$max Nu$	$min Nu$
0	41.987°	221.987°
0.001	42.133°	222.133°
1.0	46.943°	226.371°
10.0	47.943°	227.943°
∞	48.190°	228.190°

넷셀수는 다음과 같다.⁽⁹⁾

$$\frac{Nu_h}{Re} = -0.25 - 0.000013[(1 + 2.615 Pr) ReRa \cos \psi + (3 + 8.05 Pr) D \sin \psi] \quad (8)$$

$$\frac{Nu_v}{Re} = -0.25 - 0.000013[(1 + 2.615 Pr) ReRa \cos \vartheta - (3 + 8.05 Pr) D \cos \psi] \quad (9)$$

여기서 첨자 h 는 수평나선튜브이고, v 는 수직튜브의 경우이다. 수평과 수직나선튜브 최대와 최소점 열전달율의 위치는 (8)과 (9)로부터

결정된다.

$$\psi = \tan^{-1} \left[\frac{3 + 8.05 Pr}{1 + 2.16 Pr} \frac{D}{ReRa} \right] \quad (10)$$

D 와 $ReRa$ 가 일정할 경우, ψ 의 값은 Prandtl수에만 의존하는데, Prandtl수가 증가할 때 약간 증가한다. Table 1에서 보는 것과 같이 $Pr=0$ 의 경우 최대 최소 열전달의 위치는 최대 최소 축전단응력의 위치와 일치한다. $Pr \neq 0$ 의 경우 이러한 두점은 약간 위치가 뒤바뀐다. 수직나선튜브의 경우 $\vartheta=180^\circ$, $\psi=0^\circ$ 에서 최대 넷셀수 값을 가지고, $\vartheta=180^\circ$, $\psi=180^\circ$ 에서 최소 넷셀수 값을 가진다.

2.4 열전달 데이터

흔히 열전달율 Q 에 대한 값을 구한후 내부 열전달 계수 h 를 식(11)으로부터 직접 계산한다.

$$Q = hA(t_w - t_b) \quad (11)$$

즉 벽온도 t_w 의 균일하지 못하므로 Wilson⁽⁹⁾이 제안한 방법을 이용하면 다음과 같다. T_o 를 입구 또는 출구의 낮은 온도측[°C]에서의 온도로 선택될 때, 혼합평균온도 T_b 의 평가는 다음식에 의하여 구한다.

$$T_b = T_o + C_M(T_1 - T_o) \quad (12)$$

C_M 의 값은 온도가 10°C에서 80°C까지의 범위에서는 Table 2를 참고한다.⁽⁵⁾

Table 2 The value of C_M .

	Air	Water	Oil
Laminar	0.5	0.4	0.5
Turbulent	0.5	0.5	0.5

$$Q = U \Delta t_{lm} \quad (13)$$

$$(10 < L/d < 400)$$

$$\Delta t_{lm} = \frac{(t_u - t_{b1}) - (t_u - t_{b2})}{\ln \frac{(t_u - t_{b1})}{(t_u - t_{b2})}} \quad (14)$$

그때, U의 역수 즉, 전코일에 대한 총 열저항을 튜브벽면과 수조의 온도를 함께 채택된 열저항으로 설명할 수 있는 직선을 얻기 위해 0.8승까지 증가된 유체의 평균속도 u_b 의 역수에 대해서 나타내었다. 물측 저항은 서로 다르다고 밝혀졌다. 결국, 물측저항의 역수 hA 가 코일의 내표면적으로 나누면 내부 열전달계수 h 를 구할수 있다. Kirpikov⁽¹¹⁾은 곡률비가 10, 13 그리고 18을 가지는 3개의 코일을 실험했다. 냉각 유체로서는 물을 사용하고 튜브바깥에 증기를 사용하였다. 열전달계수는 벽면 대 혼합 평균 온도차를 사용하여 얻었다. Kirpikov가 $10^4 < Re < 4.5 \times 10^4$ 영역에 대하여 제안한 최종적인 상관관계는 다음과 같다.

$$(Nu)(Pr)^{-0.4} = 0.0456 (Re)^{0.8} \left(\frac{a}{R} \right)^{0.21} \quad (15)$$

Seban과 McLaughlin⁽³⁾은 곡률비가 17과 104인 코일 두개를 실험했는데, 튜브벽면을 통해 전류를 흘려 보냄으로써 유체를 가열했다. 난류 영역에 사용된 유체는 물을 사용하고, 그 결과식은 다음과 같다.

$$(Nu)(Pr)^{-0.4} = 0.023 (Re)^{0.85} \left(\frac{a}{R} \right)^{0.1} \quad (16)$$

서로 다른 온도에서 유체 물성치들이 평가되었다는 것을 감안할 경우 얻어진 데이터로 Kirpikov의 결과와 Seban과 McLaughlin의 결과 사이에는 직접적인 비교가 될수 없다. 그러나 추천된 (a/R) 의 지수에 있어서 결과들이 크게 차이가 난다는 것은 분명하다. 그리고 유체가 흐르는 입구영역을 고려한 넛셀수식은 다음과 같다.

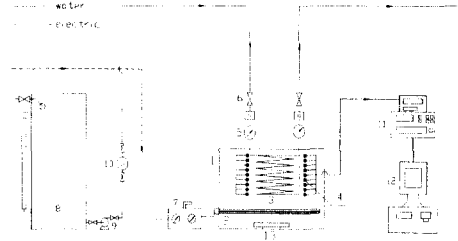
$$Nu = 0.036 (Re)^{0.8} (Pr)^{1/3} \left(\frac{d}{L} \right)^{0.055} \quad (17)$$

직선 튜브의 식은 다음과 같이 얻어졌다.⁽⁴⁾

$$Nu_s = 0.023 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4} \quad (18)$$

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치



1. Boiler 2. Heater 3. Test section 4. Thermocouple
5. Pressure sensor 6. Valve 7. Voltage transformer
8. Water tank 9. Circulation pump 10. Fuel flow meter
11. Data logger 12. Computer 13. Mixer

Fig. 5 Schematic diagram of experimental apparatus.

Fig.5는 실험장치도이다. 먼저 냉각수를 일정한 온도로 유지하여 튜브의 내부에 공급하기 위하여 순환수 탱크[8]을 설치하고, 이러한 냉각수를 순환시키기 위한 순환수 펌프[9]를 설치한다. 이렇게 순환되는 냉각수량을 측정하기 위한 순간유량계[10]을 부착하여 튜브내부로 일정한 유속을 갖는 냉각수를 공급한다. 다음은 시험구간[3]으로 이러한 시험구간은 수조[2] 내부에 설치되는데, 수조의 규격은 지름이 1m이고 높이가 40cm인 원통형의 용기이다. 수조의 상부는 시험구간을 분해하여 설치할 수 있도록 분리시킬 수 있다. 시험구간의 입 출구에는 압력센서[5]를 장치하였고, 또한 밸브[6]를 설치한다. 그리고 시험구간의 온도와 수조 온도를 측정하기 위한 cu-co열전대를 설치한다. 나선튜브의 길이방향으로 온도변화를 측정하기 위하여 튜브의 길이방향 50cm의 간격으로 열전대[4]를 8곳에 부착시킨다. 원주방향의 온도변화를 측정하기 위하여 튜브 원주 둘레에 4

5°의 간격으로 열전대[4] 8점을 부착하였다. 열전대는 튜브의 표면에 약 0.3mm의 홈을 파서 은납으로 부착하였다. 그리고 시험구간의 흔들림에 열전대가 손상이 가지 않도록 하기 위하여 주위에 튜브벽면에 열전대를 구리철사로 묶었다. 튜브의 외벽을 유체에 의하여 가열하였는데 우선 수조 내부에 유체를 전기히터(10kw)[2]를 수조 하단에 설치하였다. 여기에 전압변환기[7]에 의하여 220V의 전원을 공급하여 수조내부의 온도를 상승시킨다. 이렇게 일정한 온도에 도달하면 전압을 조절하여 수조 내의 유체의 온도를 유지하기 위하여 공급되는 전원을 조절한다. 또한 유체의 온도가 수조내부에 균일하게 분포되도록 하기 위하여 전기 히터 하단에 교반장치[13]를 설치하였다. 나선튜브의 단면은 밴딩에 의하여 완전한 원을 형성하지 못한다. 그 튜브의 최대직경과 최소 직경사이의 차이는 단면에서 2-3mm이다. 내부 직경은 단면적을 환산하여 구한다. 이것은 튜브의 시험편을 절단하여 구한다. 이렇게 구한 직경은 밴딩을 하기전의 직경과 약±2%이내의 오차밖에 나지 않는다. 온도 측정은 자료처리장치(ALMEMD R 5590)에 의하여 자료처리 프로그램 (AMR Dos-Control 3.0)으로 열전달 성능을 평가하였다.

3.2 튜브의 종류

본 실험에 사용된 튜브는 핀이 없는 매끈한 튜브인 plain-15는 외부 직경이 15mm이고, 내부 직경은 12.6mm이고, 벽 두께는 1.2 mm, 그리고 표면이 확장된 튜브는 corrugated-15는 외부직경이 15mm이고, 내부 직경은 12.6mm이며, 벽면 두께는 1.2mm이다. 본 장에서는 내부 직경의 크기가 12.6mm이며, 길이는 6m의 튜브를 사용하였다. 나선튜브에 유량을 변화 시켜 실험하므로써 각각의 튜브의 열전달률을 측정하였다. 튜브는 2회전에서 부터 5.5회전까지 다양한 곡률비에 따라 나선식으로 감았다. 코일의 제원은 Table 1에서 잘나타나 있다.

Table 3 Specification of coil (mm).

Name Item	Out dia	Wall thick	Fin height	Fin out dia	Fin pitch
plain - 15	15.0	1.20			
corrugate-15	15.0	1.20	0.72	14.97	8.2

3.3 예비실험

먼저 수조의 온도를 상승시키기 위하여 전압을 공급한다. 이때 수조내부의 온도를 전체적으로 균일한 분포를 유지하기 위하여 교반기를 사용하였다. 그리고 튜브내부에 유체의 양을 공급하는데 튜브내부의 유량에 따라 튜브의 단면에서 축을 따라유체가 이동함에 따라 총 열유속의 증가의 양이 일정하도록 하기위하여 수조의 온도를 일정하게 유지한다. 보일러의 내부온도가 균일한 상태가 되는 시점에서 온도를 측정한다. 이렇게 실험한 값을 자료처리장치로 분석하여 에너지 평형이 이루어 지는지를 확인한 후에 본 실험에 들어간다. 본 실험에 사용되는 전압과 전류는 변환기를 통하여 공급되고 튜브내부의 유체의 입구와 출구의 온도와 공급된 유량으로 에너지 평형 상태를 유지한다.

4. 결과 및 고찰

4.1 에너지평형

Fig.6은 수조 내부의 유체가 에너지가 잃은 에너지와 튜브내부의 냉각수가 얻은 에너지와의 평형관계를 나타낸다. 실험범위는 레이놀즈수가 13000~53000범위에서 이루어졌다. 난류 영역에서 대부분의 실험은 최소 -5% 최고+5%이내의 범위에서 에너지 균형이 이루어졌다.

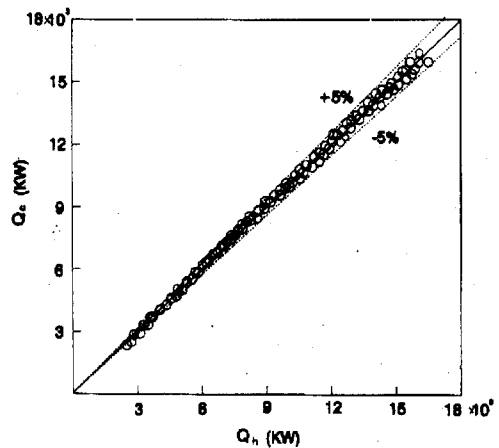


Fig. 6 Heat balance of test section.

4.2 오차해석

실험데이터에 대한 결과값은 다음과 같이 나타낼수 있다.

$$C = C(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (19)$$

식(19)에서 C는 측정된 데이터의 결과값을 나타내고 x_n 은 측정된 데이터이며, 데이터의 오차를 W_1, W_2, \dots, W_n 으로 표시되면 식(20)과같이 전체 오차를 계산할 수 있다.

$$W_c = \left\{ \left(\frac{\partial C}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial C}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (20)$$

또한 실험데이터의 오차에 대한 백분율은 다음과 같다.

$$\frac{W_c}{C} \times 100 = \frac{1}{C} \left\{ \left(\frac{\partial C}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial C}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial C}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right\}^{1/2} \times 100 \quad (21)$$

$$\dot{Q} = \dot{M} C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (22)$$

식(22)는 튜브내의 유량과 온도의 함수이며, 유량은 질량과 시간의 함수이다. 그러므로 데이터를 식(21)에 대입하면 다음과 같다.

$$\frac{W_M}{M} \times 100 = 3.2\%$$

또한 튜브 내의 유체의 온도와 수조의 온도 데이터로부터 측정치의 오차는 식(21)에서 계산된다.

$$\Delta T_c = T_{out} - T_{in} = 10.4^\circ\text{C} \pm 0.2^\circ\text{C}$$

$$\frac{W_{\Delta T_c}}{\Delta T} \times 100 = \frac{0.2}{10.4} \times 100 = 1.9\%$$

측정 데이터의 계산값으로부터 열플럭스값의 총오차는 다음과 같다.

$$\dot{Q} = \dot{M} C_p \Delta T$$

$$\begin{aligned} & \frac{W_{\dot{Q}}}{\dot{Q}} \times 100 \\ &= [(0.032)^2 + 0 + (0.019)^2]^{1/2} \times 100 = 3.6\% \end{aligned}$$

$$h = \frac{Q}{A(T_s - T_w)} \quad (23)$$

식(23)은 열플럭스와 튜브표면적 그리고 수조 온도와 튜브벽온도차의 함수이다. 열플럭스에 대한 오차는 이미 계산되었고, 튜브표면적은 직경과 길이의 함수이다.

$$A = \pi D_o L$$

$$\frac{W_A}{A} \times 100 = 3.1\%$$

Cu-Co열전대를 튜브표면에 원주방향으로 45° 각도로 8점을 부착하여 튜브표면온도를 측정했고, 축방향으로는 50cm간격으로 부착하였다. 그리고 수조의 온도는 열전대를 8점을 상부와 하부에 각각4점씩 총8점을 설치하여 수조내의 온도의 균일성을 조사하였다. 튜브표면과 수조내의 온도차는 실험에서 측정된 데이터의 평균값이다. 다음은 튜브표면과 수조온도에 대한 오차해석이다.

$$T_s = 67.5^\circ\text{C} \pm 0.3^\circ\text{C} \quad T_w = 48.9^\circ\text{C} \pm 0.3^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = T_s - T_w = 18.6^\circ\text{C}$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \times 100 = 1.4\%$$

그러므로 식(21)을 이용하여 열전달계수에 대한 오차를 계산하면 다음과 같다.

$$\frac{W_h}{h} \times 100 =$$

$$[(0.036)^2 + (0.031)^2 + (0.014)^2]^{1/2} \times 100 = 4.9\%$$

4.3 이론값과 실험값의 비교

Fig.7은 곡률비가 40인 매끈한 수평 나선튜브의 레이놀즈수에 대한 평균 넛셀수를 비교한 것으로서 본 실험에서 얻은 결과와 Seban식과 유체의 물성치 변화를 고려한 Sieder식과 관 입구의 입구 영역을 고려한 넛셀식과 직선식을 서로 비교해 보았다. 직선식과 넛셀식은 유사하며 Seban식보다는 약7%정도 낮게 나타나고 있다. 본 실험의 결과는 거의 Seban식과 유사하게 발달하고 있다.

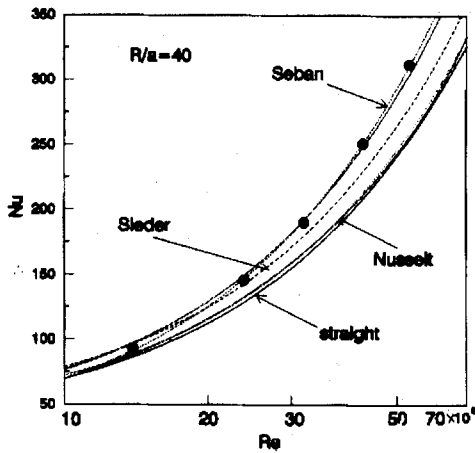


Fig. 7 Comparison of theoretical and experimental results of Nu vs. Re.(R/a=40).

Fig.8은 곡률비(R/a)가 60인 수평 나선튜브와 40과 27인 3개의 튜브에서 레이놀즈수의 변화에 따른 평균 넛셀수의 실험값을 비교해 보았다. 실험값은 레이놀즈수가 증가하면서 넛셀수는 비례하여 증가하고 있으며, 곡률비가 27인 나선 튜브가 곡률비가 40인 나선튜브 보다 약 3%정도 높게 나타나고 있다. 그리고 곡률비가 60인 나선튜브 보다 4%정도 높다. 이것은 Seban과 Mclaughlin에 의하여 밝혀 진바와 같이 나선 튜브의 곡률비가 변화 함에 따라 평균넛셀값이 변한다는 것을 확인하였다.

Fig.9는 곡률비가 22인 수직 나선튜브의 레이놀즈수에 따른 평균넛셀수의 변화를 살펴본 것으로서 수평 나선튜브의 경우에서와 같이 기존의 실험식과 비교해 보았다. 15,000이하의 낮은 레이놀즈수에서는 입구영역을 고려한 실험식과 거의 일치하고, 그 이상에서는 실험값이 Seban식보다 약5%정도 낮게 나타난다. 이것은 수직 나선튜브에 작용하는 부력과 원심력의 반대효과의 원인으로 생각된다. 부력의 크기가 원심력보다 점점 적어지면서 최대속도점은 $\psi=180^\circ$ 의 범위에서 바깥쪽으로 향해서 움직인다. 부력이 커지면 원심력은 bend내부로 향한다. 최대의 축 속도점은 원심력에 의하여 bend 바깥쪽으로 밀려가고, 튜브의 바닥 $Q=180^\circ$ 에서는 원심력과 부력이 서로서로 강화시킨다.

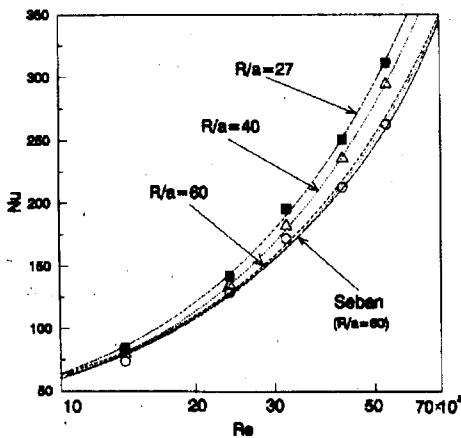


Fig. 8 Comparison between different curvature of Nu vs. Re.

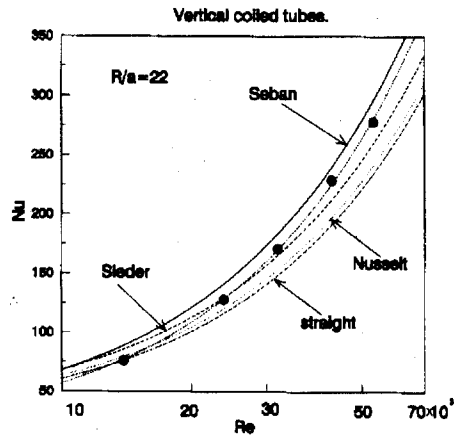


Fig. 9 Comparison of theoretical and experimental of Nu vs. Re.(Vertical tube).

Fig.10 에서는 곡률비가 22인 수평나선튜브와 수직나선튜브의 레이놀즈수의 변화에 따른 넷셀수를 서로 비교 하였다. 수평과 수직 나선튜브는 Dean수와 레이놀즈수가 적을 경우에는 아주 근소하게 접근하여 Dean수가 5,000이고 레이놀즈수가 25,000 에서부터는 수평 나선튜브가 수직 나선튜브 보다 높은 값을 보이고 있다. 이것은 수평나선이 수직나선튜브 보다 넷셀수가 큰 이유는 최대,최소 넷셀수의 위치가 서로 다르며, 수평곡선튜브에서의 원심력과 부력의 방향은 동일 평면상에 존재하지 않고, 수직나선튜브의 경우는 원심력과 부력이 동일평면상에 존재하기 때문에 두 힘의 반작용이 이차유동의 흐름을 제한한다고 볼 수 있다.

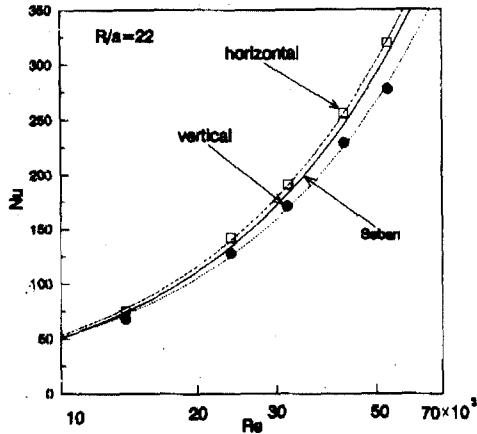


Fig.10 Comparison of horizontal and vertical coiled tube of Nu vs. Re.(R/a=22).

Fig.11은 수평나선튜브의 경우 플란틀수를 4.5로 하고 Dean수를 1800으로 일정하게 하였을 때 곡률변수에 따른 영향을 살펴본 것으로서, 곡률변수는 완전히 발달한 국소 넷셀수의 원주 방향의 변위에 어느 정도 영향을 미친다고 볼 수 있다. 일정한 Dean수를 유지할 경우에는 곡률비가 증가할수록 국소 넷셀수의 값은 튜브내부에서 외부로 갈수록 증가하는 것을 알 수 있다.

Fig.12는 R/a=22, Pr=3.3, De=5079인 나선튜브를 수평과 수직상태에서 원주방향에 따른 국소 넷셀수의 변화를 비교해 보았다. 그결과를 보면 수평튜브의 경우는 국소 최대 넷셀수 수는 $\theta=4$

5° 에서 $\theta=90^\circ$ 의 범위에 존재하는 것을 알 수 있고, 수직나선튜브의 경우는 $\theta=0^\circ$ 에서 $\theta=90^\circ$ 까지 원만하게 증가하는 형태이고 최대 국소넷셀값은 $\theta=90^\circ$ 가까운 지점에 있는 것을 알 수 있다.

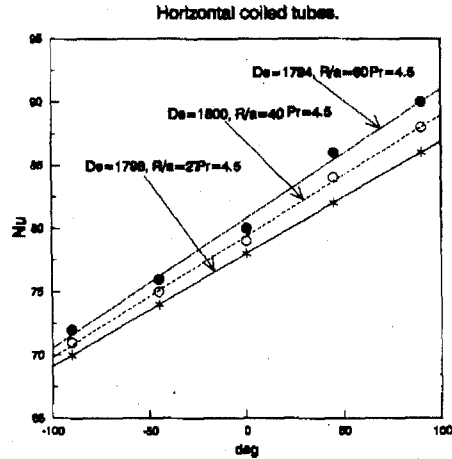


Fig. 11 Effect of curvature parameter for local nusselt numbers of peripheral variation.

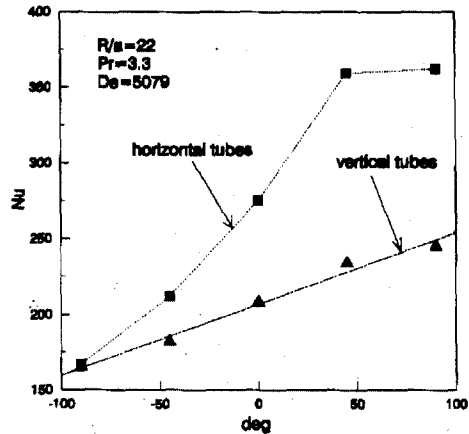


Fig. 12 Peripheral variation of fully developed Nu vs. deg(vertical vs. horizontal).

Fig.13은 수평나선튜브에서 혼합평균온도에서의 열전달 값의 특성을 나타낸 것인데, 레이놀즈수가 증가하면서 열전달 값이 전체적으로 증가하고 있음을 알 수 있다. 실험값과 이론값을 비교하여 보면 본 실험에서 얻은 수치는 Kirpikov의 실험식

보다는 약 10%이상 높게 나타나며, Seban의 식과는 레이놀즈수가 40000이하에서는 낮게 나타나지만 그 이상에서는 잘 일치하고 있다.

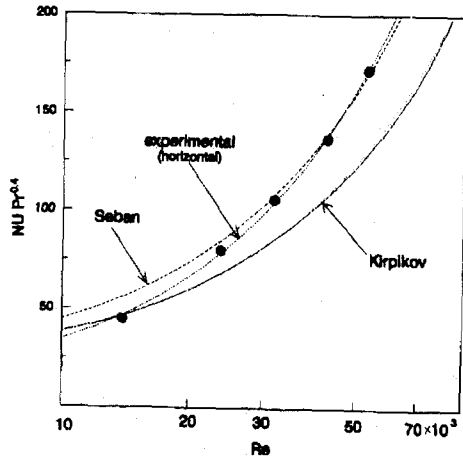


Fig. 13 Heat transfer result at bulk temperature (horizontal)

Fig.14는 수직나선튜브에서의 레이놀즈수에 대한 $Nu \cdot Pr^{0.4}$ 의 값을 이론값과 비교한 것으로

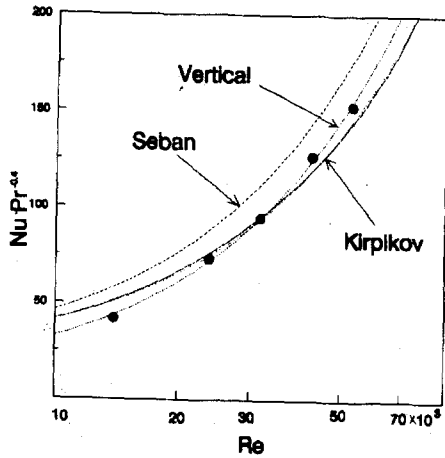


Fig. 14 Heat transfer results at bulk temperature (vertical).

Kirpikov식과 비교해 볼 때 레이놀즈수가 35000이하에서는 열전달 값이 낮게 나타나고 있으며, 그이상에서는 다소 높게 나타나지만 거의

잘 일치하고 있다. 그런데 Seban의 식은 수직나선튜브에 대한 고려를 하지않아서 본 실험에 수직나선튜브의 실험값과 다소 상이한 값을 보이고 있다.

Fig.15은 파형튜브의 실험값과 이미 제안한 실험식과 비교한 그래프로서, 실험값 $Nu \cdot Pr^{0.4}$ 이 레이놀즈수가 15000을 지나면서 Seban과 Kirpikov식보다 증가하기 시작하고, 전반적으로 Seban식보다는 약 20% 정도 Kirpikov식 보다는 약 40%가량 높은 값을 보이고 있다. 매끈한 튜브에서 실험한 값과 파형튜브와의 비교이다.

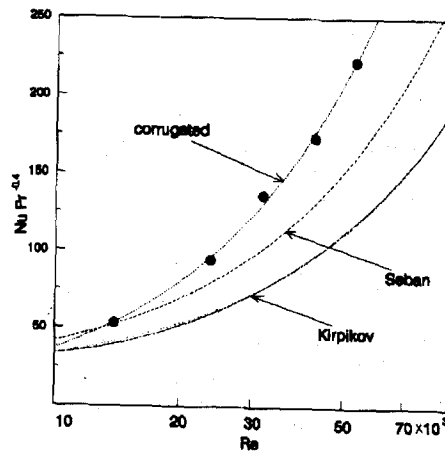


Fig. 15 Heat transfer results at bulk temperature (corrugated tube).

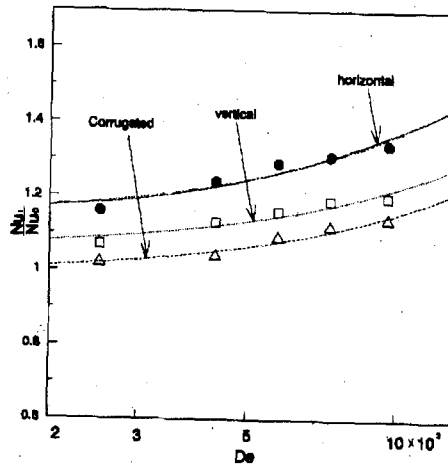


Fig. 16 Ratio of local nusselt numbers at outer vs. inner wall.

Fig.16은 수평나선 튜브의 내부벽과 외부벽에서의 국소 넷셀수의 값을 안과 밖의 비로서 열전달 값을 비교해본 결과 수평나선튜브의 값이 수직나선튜브보다 약 5%정도 큰 값을 보이고 있으며, 파형튜브가 제일 낮은 값을 보이고 있다. 이것은 튜브내부를 유동하는 유체가 원심력과 부력을 받으며 이러한 힘에 의하여 이차유동이 발생하여서 수평나선튜브는 내부에서 외부로 이차유동이 발달하면서 온도분포가 명확하게 나타나지만 수직나선튜브와 파형튜브는 이차유동의 형태가 일그러지기 때에는는 온도분포가 명확히 나타나지 않는 것으로 여겨진다.

4.4 열전달 상관식

현재까지 제안된 열전달 관계식은 일반적인 형태는 대체로 다음과 같다.

$$Nu = C Re^m Pr^n (a/R)^p$$

본 연구에서는 우선 곡률비(R/a)를 변화시켜 레이놀즈수에 대한 넷셀수를 구한 다음 플란틀수의 값이 거의 일정한 값을 log-log좌표로 나타내면 거의 일직선에 가까운 그래프가 그려진다. 그러면 이것에 의하여 먼저 레이놀즈수의 지수값 m을 구한다. 이렇게 구한 m의 근사치를 써서 실험데이터를 종축에 Nu/Re^m, 횡축에 플란틀수를 각각 표시한 양대수 선도에 도시하여 지수 n값을 결정한다. 이렇게 구한 근사치 n을 사용하여 종

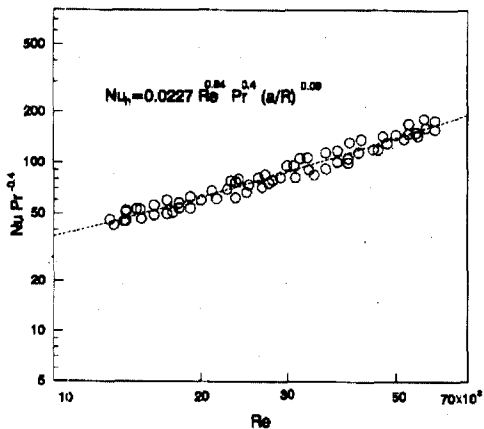


Fig. 17 Heat transfer results of bulk temperature vs.Reynolds numbers (horizontal tubes).

축에 Nu/Re^m Prⁿ, 횡축에 (a/R)을 각각 표시하여 지수 P의 근사값을 구하게 된다.

이렇게 구한 값을 종축에 Nu/Prⁿ (a/R)^p, 횡축에 레이놀즈수로 도시하였는데, Fig.19는 수평나선튜브의 상관식이다. 지수값이 Seban이 제안한 값과 다른 것은 상수값이 Seban식에서는 0.023인데, 본 실험에서는 0.0227이고, 레이놀즈수의 지수 값이 0.85에서 0.84이며 플란틀수의 지수는 0.4로 동일하며, (a/R)의 지수값은 0.09로 결정되었다.

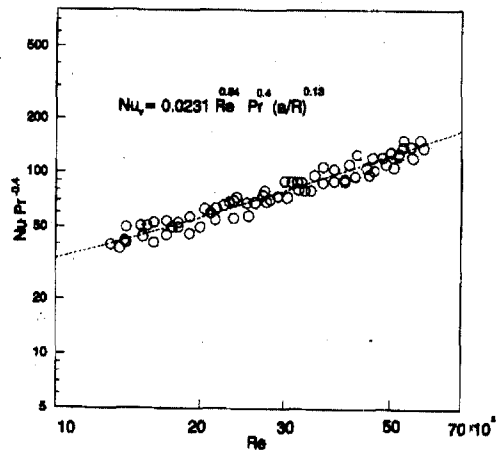


Fig. 18 Heat transfer results of bulk temperature vs.Reynolds numbers(vertical tubes).

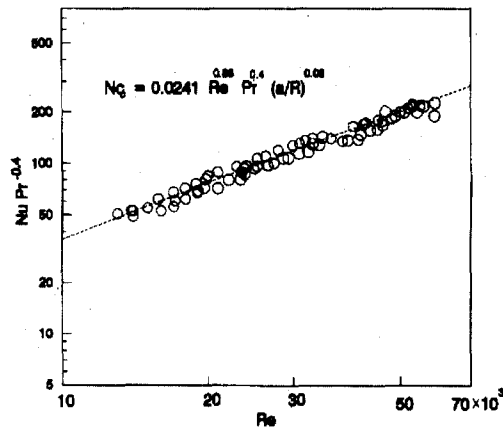


Fig. 19 Heat transfer results of bulk temperature vs. Reynolds numbers (corrugated tubes).

Fig.18은 수직나선튜브의 경우 제안된 식으로 상수는 0.0231, 레이놀즈수의 지수는 0.84, (a/R) 의 지수는 0.13이다.

Fig.19는 파형튜브의 제안된 상관식으로 상수 부분은 Seban식의 0.023보다 커서 0.0241이며, 레이놀즈수 지수는 0.86으로 Seban식 보다 크고, (a/R) 의 지수는 오히려 0.08로 작다. 이와같이 수평과 수직나선튜브의 경우에 상관식을 만들었다.

5 결 론

(1) 수평나선튜브에서 곡률비가 60, 40, 27인 3개의 튜브에서 레이놀즈수의 변화에 따른 평균넛셀수를 비교해 본 결과 레이놀즈수가 증가함에 따라 넛셀수가 점차 증가하고 있으며, $R/a=27$, $R/a=40$, $R/a=60$ 의 순서로 나타난다. 이것은 Seban식과 거의 잘 일치하고 있다.

(2) 수직나선튜브에서 $R/a=22$ 에서 레이놀즈수에 따른 넛셀수는 수직 나선튜브에 작용하는 부력과 원심력의 영향이 서로 다르다는 것을 알게 되었다.

(3) $R/a=22$, $Pr=3.3$, $De=5079$ 에서 나선튜브를 수평과 수직상태에서 원주방향에 따른 국소 넛셀수의 변화를 비교한 결과 수평튜브의 경우는 국소 최대넛셀수 수는 $\theta=45^\circ$ 에서 $\theta=90^\circ$ 의 범위에 존재하고, 수직나선튜브의 경우는 $\theta=0^\circ$ 에서 $\theta=90^\circ$ 까지 원만하게 증가하고 최대 국소 넛셀값은 $\theta=90^\circ$ 가까운 지점에 있는 것을 알 수 있다.

(4) 본 연구에서 실험한 파형튜브의 데이터와 기존의 실험값과 비교하면 $Nu \cdot Pr^{-0.4}$ 이 레이놀즈수가 15000을 지나면서 Seban과 Kirpikov식보다 증가하기 시작하여서 전반적으로 Seban식보다는 약 20% 정도 Kirpikov식 보다는 약 40%가량 높은 값을 보이고 있다. 이것은 기존의 연구자들은 매끈한 튜브에서 실험한 값이었으나 본 실험은 표면을 가공한 파형튜브를 사용한 결과 이다.

(5) 본 실험에서 얻은 열전달 상관식은 다음과 같다.

$$Nu_h = 0.0227 Re^{0.84} Pr^{0.4} (a/R)^{0.09} \text{ (수평)}$$

$$Nu_v = 0.0231 Re^{0.84} Pr^{0.4} (a/R)^{0.13} \text{ (수직)}$$

$$Nu_c = 0.0241 Re^{0.86} Pr^{0.4} (a/R)^{0.08} \text{ (파형)}$$

(6) 수평나선 튜브의 내부벽과 외부벽에서의 국소 넛셀수의 값을 안과 밖을 비교해본 결과 수평나선튜브의 값이 수직나선튜브보다 약 5% 정도 큰 값을 보이고 있으며, 파형튜브가 제일 낮은 값을 보이고 있다.

참고문헌

- (1) Dean, W.R., 1927, "Note on the motion of fluid in a curved pipe," *Phil. Mag.* 4, pp.208-223.
- (2) Mori, Y. and Nakayama, W., 1967, "Study on forced convective heat transfer in curved pipes (2st report, turbulent region)," *Int. J. Heat Mass Transfer* 10, pp. 37-59.
- (3) Seban, R. A. and McLaughlin, E. F., 1963, "Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow," *Int. J. Heat Mass Transfer* 6, pp. 387-395.
- (4) Kirpikov, A. V., 1954, Heat transfer in helically coiled pipes, *TrudiMoskov. Inst. Khim. Mashinotrojenija* 12, 43-56.
- (5) Weissman, M. H. and Mockros, L. F., 1967, Paper presented at ann. Conf. Eng. Med. Biol., Boston, Mass.
- (6) Austin, L. R., 1971, The development of viscous flow within helical coils. Ph. D. Thesis. University of Utah. Salt Lake City. Utah.
- (7) Hawes, W. B., 1932, Some sidelights on the heat transfer problem. *Trans. InstnChem. Engrs* 10. 161-167.
- (8) Yao, L. S. and Berger, S. A., 1978, "Flow in heat curved pipes", *J. Fluid Mech.*, vol. 88, part 2, pp. 339-354.
- (9) Wilson, E. E., 1915, A vasic for rational design of heat transfer apparatus, *Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs* 37, 47-82.
- (10) 한규일, 김시영, 조동현, 예석수, 1993, "수평 원형 전열관의 내외부 최적핀 형상분포에 의한 비등 및 응축열전달 촉진연구" 대한기계학회 춘계학술대회 논문집(II), pp.191-195
- (11) 한규일, 조동현, 1994, "수평 원형 전열관의 핀효과에 의한 응축 및 비등열전달 촉진에 관한 연구(I)", 대한기계학회 논문집 제 18권 제5호, pp. 1264-1274.