

〈논 문〉

원관 내 왕복유동에 따른 열전달특성의 실험적 연구

박상진* · 이대영** · 노승탁***

(1995년 7월 14일 접수)

Experimental Investigation on the Heat Transfer Characteristics of an Oscillatory Pipe Flow

Sang-Jin Park, Dae-Young Lee and Sung Tack Ro

Key Words: Oscillatory Flow (왕복유동), Heat Transfer (열전달), Oscillation Frequency (왕복주파수), Swept Distance Ratio (왕복유동거리비)

Abstract

Effects of oscillatory flow upon heat transfer characteristics have been studied experimentally for oscillating flow in a circular tube. The experimental apparatus was designed to simulate the heat exchangers of the Stirling or Vuilleumier cycle machines and the test section consists of heater and cooler. Measurements were presented of heat flux, axial wall temperature distribution, and radial temperature profile of the working fluid for several cases of oscillation frequency and swept distance ratio. The influences of two main parameters, frequency and tidal displacement of the oscillation were investigated. Then the heat transfer coefficient at the heater is obtained. The experimental results were in accordance with the results of an earlier analytic study carried by the authors with a assumption of oscillatory laminar slug flow.

기 호 설 명

D : 원관의 내경[m]
 Gr : Grashof 수, $(g\beta\Delta T D^3)/\nu^2$
 k : 열전도율[W/mK]
 L_h : 가열부의 길이[m]
 L_s : 유체의 왕복거리[m]
 Nu : 원관 지름을 특성 길이로 한 Nusselt 수
 Q_{sup} : 가열부 공급 열유량[W]
 Q_{loss} : 가열부 열손실량[W]
 q^+ : 벽면열유속[W/m²]
 Re : 원관 지름을 특성 길이로 한 Reynolds 수
 R : 원관의 안쪽 반지름[m], 전열선의 전기저항 [W]

r : 반경 방향 좌표[m]
 T : 온도[°C]
 V : 전압[V]
 α : Womersley 수, $\alpha = R\sqrt{\omega/\nu}$
 β : 수정된 Womersley 수, $\beta = R\sqrt{\omega/\kappa}$
 η : 무차원 반경 방향 좌표, $\eta = r/R$
 k : 열확산 계수[m²/s]
 Λ_h : 가열부 길이에 대한 왕복거리의 비
 ν : 동점성 계수[m²/s]
 θ : 무차원 온도
 θ_w : 무차원 벽온도
 ω : 왕복유동 각속도[rad/s]
 $\langle \rangle$: 단면평균, $\langle g \rangle = 2 \int_0^1 g r dr$

*회원, 서울대학교 대학원

**회원, 한국과학기술연구원 기전연구부

***회원, 서울대학교 기계공학과

: 시간평균, $\bar{g} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} g d\tau$

~ : 길이 방향평균, $\bar{g} = \frac{1}{x} \int_0^x g d\bar{x}$

하첨자

- h : 가열부
- k : 냉각부
- w : 벽

1. 서 론

스터링이나 VM 기기와 같은 재생형 사이클 (regenerative cycle)은 일반적으로 작동유체가 열교환기내를 왕복하면서 외부와 열전달을 하는 형태를 취하고 있다. 현재까지 이러한 기기의 설계 및 성능 해석에 준정상상태 가정을 도입하여 기존의 일방향 유동에 대한 자료를 많이 이용하고 있다. 그러나 이러한 성능 해석의 결과는 많은 경우 실제 제작된 기기의 성능과 큰 차이를 나타낼 뿐 아니라 특정 기기의 성능과 잘 일치하도록 제반손실에 대한 보정을 한 성능해석 프로그램이라 하더라도 다른 기기에 대하여는 그 성능을 잘 예측하지 못하는 경우가 많다.^(1,2) 이러한 차이에는 여러가지 원인이 있으나 주로 일방향 정상유동과 왕복유동에서의 유동 및 열전달 특성이 서로 상이하기 때문이다.

스터링 사이클 기기와 유사한 형태에서 열전달에 대한 실험적 연구로는 Hwang and Dybbs⁽³⁾의 연구를 들 수 있다. 이들은 스테링 기기의 열교환기 중 재생기를 제외한 형태의 장치에서 왕복유동의 주기 및 진폭을 변화시키며 실험한 바 있으나, 각 변수에 대한 의존성을 명확히 보여주지는 못하였다. 이와 비슷한 실험들은 몇몇 연구자들에 의하여 시도되고 있으나, 아직까지 왕복유동에서의 열전달에 대한 유용한 자료를 제공하지 못하고 있다.⁽⁴⁻⁶⁾ 실질적으로 왕복유동에 있어서 열전달에 영향을 미치는 인자에는 작동유체의 물성 외에도 열교환기의 형태 및 크기, 운전조건 등이 있으며, 열교환기 내에서의 온도장은 위상각 및 위치에 대하여 변화하므로, 이러한 복잡한 현상을 실험만을 통하여 명확하게 해석하기란 거의 불가능하다.

한편 이대영 등⁽⁷⁾은 벽온도가 정현파로 분포된 경우의 열전달과정을 이론적으로 해석하여, 왕복주기뿐만 아니라 왕복유동거리가 열전달을 지배하는 중요한자임을 보인 바 있으며, 또한 이대영 등

⁽⁸⁾은 왕복유동에서의 열적발달영역에 대한 연구를 통하여, 열적발달영역의 길이는 왕복유동거리와 밀접한 관계가 있음을 보였다. 스테링 기기의 열교환기에서의 열전달 과정은 열적발달영역에 속하며, 따라서 이 열교환기에서의 열전달은 왕복유동주기뿐만 아니라 왕복유동거리와 열교환기 길이의 비에 의존하게 된다.

본 연구에서는 스테링 사이클 기기의 열교환기와 유사한 실험장치를 구성하여 벽온도분포와 열전달량을 측정하였다. 이로부터 왕복유동주파수와 왕복유동거리비가 열전달에 미치는 영향을 고찰하고 이대영 등⁽⁸⁾의 해석해로부터 구한 결과와 비교 검토하였다. 또한 가열부에서의 반경 방향으로의 유체 온도분포를 측정하고, 균일유속가정 (slug flow assumption)에 의한 해석해와 비교하여 유속이 반경방향에 의존하는 실제 상황과의 차이점을 토의하였다.

실험의 목적은 스테링 기기의 열교환기에 초점이 맞추어져 있지만 열교환기의 밀봉 문제를 해결하고 재생기의 영향을 배제하기 위하여 열교환기 구성요소 중 재생기를 생략하고, 가열부와 냉각부만으로 이루어진 실험장치를 구성하였다. 따라서 이대영 등⁽⁸⁾이 해석한 바 있는 단면적 변화가 없는 원관에서의 왕복유동에 의한 열전달과 직접 비교가 가능해진다. 본 연구에서 해석하고자 하는 대상은 Fig. 1에 나타낸 바와 같다. 반경 R의 원관형 열교환기 내부에서 작동유체가 양단의 피스톤에 의하여 왕복주파수 w, 왕복거리 L_s의 왕복유동을 형성하여 가열부에서 냉각부로 열전달을 수행한다. 비록 재생기를 생략하였지만 왕복유동에서의 열전달특성이 아직 잘 규명되지 못한 상황에서 일반적인 열교환기와 다른 왕복형 열교환기만의 고유한 전열특성을 실험적으로 파악하는데 도움이 될 것으로 판단된다.

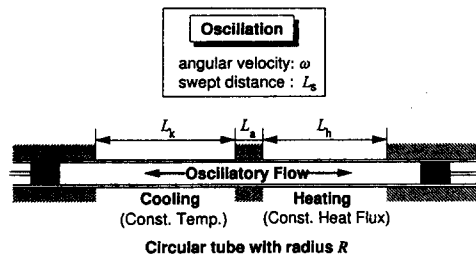


Fig. 1 The experimental and analysis model in this study

2. 실험영역의 결정

스터링 또는 VM 사이클 기기의 작동유체로는 고압의 헬륨, 수소 등이 이용되고 있지만, 본 실험에서는 밀봉 등의 문제로 상압의 공기를 선택하였다. 그러나 유체의 종류, 압력과 온도 범위의 차이에도 불구하고 열전달에 큰 영향을 미치는 프란틀 수는 $Pr \approx 0.7$ 로 거의 동일하다.

왕복유동에서의 층류-난류 천이는 일방향 정상유동과는 달리 유속이 주기적으로 변하므로, 층류에서 난류로 천이하고, 다시 난류가 소멸하여 층류로 되는 과정이 주기적으로 반복되는 특징을 가진다. 유동 형태가 층류나 난류냐에 따라 열전달 및 물질전달의 특성이 달라지므로 천이가 어디서 어떻게 일어나는가 하는 것은 매우 중요하며, 현재까지 왕복유동에서의 난류에 대한 연구는 이점에 집중되어 왔다.⁽²⁾

Tew and Geng⁽²⁾ 이 기존 연구결과를 정리한 층류-난류 천이영역과 Simon and Seume⁽⁹⁾가 정리한 기존의 스테링 및 VM 사이클 기기의 가열기와 냉각기의 작동 범위를 비교하여 Fig. 2에 나타내었다. 그림에서 횡축은 Womersley 수 α 이고, 종축은 평균 Reynolds 수이다. Womersley 수는 왕복주파수를 무차원화한 것으로 Stokes 경계층에 대한 반경의 비를 의미한다. 마크로 표시된 선들은 여러 연구자들에 의하여 제시된 천이점들을 나타낸 것이다. 실제 기기의 운전범위에서 가열기와 냉각기에서의 유동조건이 주로 층류-난류 천이영역에

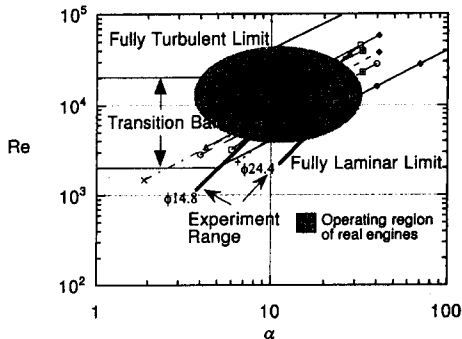


Fig. 2 Operating region for the heater and cooler of the existing Stirling machines, transition map of the oscillating flow and experiment range of the present work

분포하는 것을 알 수 있다. 그러나 본 실험에서는 난류의 영향보다는, 일방향유동과는 다른 왕복유동 고유의 열전달현상을 규명하는 것에 초점이 맞추어져 있고 층류 모델에 대한 해석해와의 직접적인 비교를 위하여, 완전층류에서부터 천이가 일어나는 곳까지를 실험범위로 정하였다. 열교환기의 직경이 작을수록 난류의 발생이 더 낮은 왕복주파수에서 일어나므로, 직경이 작은 경우에는 직경이 큰 경우보다 왕복주파수의 제한을 많이 받게 된다.

왕복 주파수의 상한은 난류 천이에 의하여 결정되지만 하한점은 열교환기내의 자연대류에 의하여 제한을 받게 된다. 주파수가 낮을 경우에는, 열교환기가 수평방향으로 설치되어 있기 때문에 부력의 영향으로 원관의 길이 방향으로의 2차 유동셀과 원관 단면에서 원주방향의 유동셀이 형성되어⁽¹⁰⁾ 자연 대류의 영향이 왕복유동에 의한 강제대류에 비하여 무시할 수 없을 만큼 커지게 되므로, 원관의 중심축에 대한 온도의 대칭성이 깨져 열전달이 원주방향에 대하여 불균일하게 일어난다. 따라서 본 연구에서는 자연대류의 영향이 큰 저주파수영역을 피하여 실험을 수행하였다. 열교환기의 직경이 클수록 자연대류의 영향이 크므로 저주파수역에서의 실험이 어려워진다.

본 실험에서는 앞서 언급한 요인들을 고려하여 왕복동 체적(swept volume)을 124 cc로, 열교환기의 내경을 14.8 mm와 24.4 mm로 각각 결정하였다. 관 직경이 실제 경우보다 크지만, 열전달 및 유동에 큰 영향을 미치는 주파수인자 α (또는 $\beta, \beta = \alpha Pr^{1/2}$)는 왕복유동주파수의 범위를 조절하여 실제 기기 운전범위인 근처가 되도록하였다. 이때 실제 회전수는 관 직경에 따라 다른데, 14.8 mm의 경우 50~500 rpm, 24.4 mm의 경우에는 150~800 rpm 정도이다. 이상과 같이 결정된 실험 범위를 Fig. 2에 굵은 실선으로 표시하였다. 그림에 나타내듯이 내경 14.8 mm의 경우에는 $\alpha \approx 5$ 부근에서 천이가 일어나기 시작하고, 내경 24.4 mm의 경우는 $\alpha \approx 20$ 근처부터 천이영역에 속하게 된다. 내경이 작을 때는 회전수 범위를 낮추었음에도 불구하고 실험영역이 천이 영역에 많이 치우쳐 있음을 알 수 있다.

3. 실험 장치

본 연구에서 사용한 실험장치를 Fig. 3에 개략적

으로 도시하였다. 실험장치는 α -형 스테링 기기를 간단하게 모사한 Fig. 1의 해석대상을 구현할 수 있도록 제작하였다. 내경이 일정한 U자형 원관의 양단에 각각 구동 실린더를 설치하여 작동유체를 왕복유동시키고, 실린더로부터 차례로 냉각부, 가열부를 연결하였다. 그리고 곡관부에 단열지역을 설치하고, 반대편 실린더 쪽에 동일한 냉각부와 가열부를 대칭이 되도록 배열하였다. 곡관부의 체적이 실린더의 행정체적보다 충분히 크도록 하였으므로 이 부분을 단열이 잘된 가상의 고온 실린더로 생각할 수 있고 따라서 양단에 실린더가 배치된 실제 재생형 기기의 열교환기를 모사할 수 있다. 냉각부, 가열부 그리고 단열부 간의 원관벽을 통한 열전도를 막기 위하여, 테프론으로 연결 슬리브를 제작하여 사용하였다. 실험에 사용된 가열부, 냉각부, 실린더의 제원을 Table 1에 정리하였다.

열교환기는 축방향 열손실을 줄이기 위하여 벽의 두께가 0.5 mm인 스테인리스 관으로 제작하였다. 벽면의 온도는 T-형 열전대를 원관의 외벽면에 부착하여 측정하였다. 벽면의 온도는 냉각부, 가열

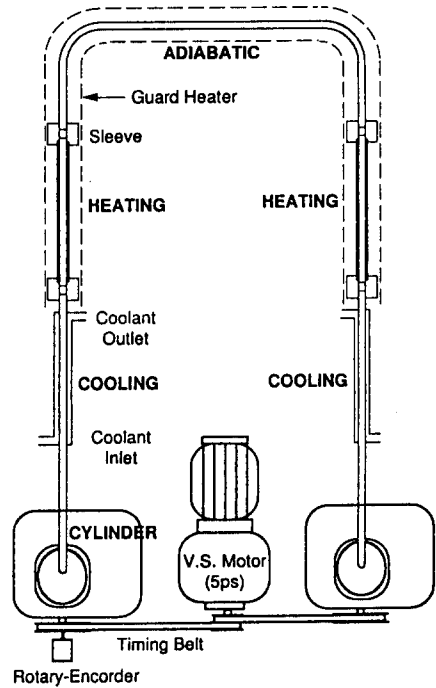


Fig. 3 Schematic plot of the experimental apparatus

Table 1 Specifications of the experimental apparatus

Working Fluid		Air
Operating Pressure		1 atm
Operating Frequency		135~820 ^{(a),(b)} , 45~500 ^(c) rpm
Operating Temperature		10~20 °C
Heater	Tube Material	Stainless Steel
	Inside Diameter	2.44 ^{(a),(b)} , 1.48 ^(c) cm
	Outside Diameter	2.54 ^{(a),(b)} , 1.58 ^(c) cm
	Length	4.00 ^(a) , 26.6 ^(b) , 1.48 ^(c) cm
Heating Wire Resistance		497 ^(a) , 605 ^(b) , 454 ^(c) Ω
Cooler	Tube Material	Stainless Steel
	Inside Diameter	2.44 ^{(a),(b)} , 1.48 ^(c) cm
	Outside Diameter	2.54 ^{(a),(b)} , 1.58 ^(c) cm
	Length	38 ^{(a),(b)} , 74 ^(c) cm
Cylinder	Bore	5.65 cm
	Stroke	4.95cm
	Swept Volume	124.1 cc

(a) : $A_h=0.6$, (b) : $A_h=1.0$, (c) = $A_h=2.0$

부, 단열부에서 모두 측정하였다.

가열부는 원관의 바깥면에 전열선을 균일하게 감아 벽면에서 일정열유속을 발생하도록하였고 가변전압공급기로 공급 전력을 조절할 수 있도록 하였다. 작동유체의 온도는 가열부의 길이 방향으로 네 곳에서 측정하였으며, 굵기가 25 μm 인 T-형 열전대를 스파크 용접하여 사용하였다. 반경방향으로의

온도변화를 측정하기 위하여 열전대 프루브를 마이크로미터가 달린 이송장치를 이용하여 원관의 중심에서 위쪽 벽면까지 움직이게 하였다.

냉각부는 이중관형으로 제작하였으며 동심원관 사이의 환상공간에는 냉각수가 흘러 원관안의 작동유체를 냉각하도록 설계하였다. 냉각부의 길이는 왕복유동거리보다 길게 설계하여 냉각부 길이의 영향이 미치지 않도록하였다.

열교환기 벽면으로부터 외부로의 열손실을 줄이기 위하여 냉각부를 제외한 열교환기 외벽 및 열전대 이송장치를 유리섬유로 둘러싸고, 그 바깥면에 가드히터를 설치하였다. 가드히터는 모두 8개로 나누어 독립적으로 작동하도록 설치하였으며, 열교환기의 외벽면온도와 가드히터의 온도를 측정하여 그 차이가 0이 되도록 가드히터로 공급되는 전력을 조절하였다.

구동부는 실험장치 개략도 Fig. 3에 나타난 것과 같이 두 개의 구동 실린더와 전동기로 구성되어 있다. 구동 실린더는 배기량 124.1 cc 단기통 4행정 모터사이클 기관 두 개를 사용하였다. 전동기는 회전수의 조절이 가능한 3.5 kW 출력의 가변속 전동기를 채용하였으며, 전동기의 회전수 조절범위는 150 rpm에서 1700 rpm이고 감속기를 부착할 경우 10 rpm에서 170 rpm이다. 실린더와 전동기는 타이밍벨트로 연결되는데, 양 실린더간에는 180°의 위상차가 나도록 설치하였다.

실험에 사용된 계측장치는 벽면에 부착된 열전대의 출력을 읽기 위한 다채널 기록계와 유체온도를 측정하기위해 설치한 열전대의 신호를 처리하는 A/D 변환기가 있고, 그 밖에 크랭크축 회전수 측정과 A/D 변환기의 외부 트리거 발생을 위한 로터리 엔코더, 가열부로 공급되는 교류의 전압을 측정하는 전압계로 구성되어 있다. 각 장비들의 주요 제원과 오차 한계를 Table 2에 나타내었다.

Table 2 Specifications of the measuring equipments

A/D Converter	
Model	Data Translation, DT2824-PGL
Max. Input Channels	8 DI/16SE
Input Range	$\pm 20 \text{ mV } (\pm 400 \text{ }^\circ\text{C})$
Resolution	12 bit (0.24 $^\circ\text{C}$)
Max. Sampling Rate	3.8 kHz/channel
Accuracy	$\pm 0.03\% \text{ FSR}$
Multi-Channel Recorder	
Model	Yokogawa, DA2550E
Max. Input Channels	60 channels
Scan Cycle Time	2 s~24 h
Resolution	0.1 $^\circ\text{C}$
MReference Junction Compensation Error	$\pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$
Accuracy	$\pm (0.05\% \text{ of rdg. } + 0.7 \text{ }^\circ\text{C})$
Rotrary Encoder	
Model	Data Translation, Autonics, ENB-200
Pulses/Revolution	200
Response Frequency	4000 rpm)
Accuracy of RPM	Max. 0.25%
AC Voltmeter	
Model	Keithley, 177 MI-CROVOLT
Full Scale Range	200 V
Accuracy	$\pm 0.07\% \text{ FSR}$

4. 실험 방법

실험은 열교환기 중 가열부를 주 대상으로 한다. 열전달 특성에 가장 큰 영향을 미치는 변수가 주파수인자 β 와 왕복거리비 L_h 이므로, 가열부 길이에 대한 왕복유동거리의 비 L_h 가 각각 0.6, 1.0 그리고 2.0인 세 가지 경우에 대하여 전동기의 회전수를 변화시키면서 실험하였다. 실험은 전동기의 회전속도를 바꾸고 가열부의 전열선에 걸리는 전압을

조절한 다음 가드히터의 전력을 제어해 가면서, 열교환기 벽면의 온도가 정상상태에 이를 때까지 기다린 후 벽온도와 작동유체의 온도를 측정하였다. 또 온도에 따른 작동유체 물성치 변화의 영향을 최소화하기 위하여 냉각부와 가열부의 평균온도차가 70~80 °C를 유지하도록 가열부의 공급전력을 결정하였다.

본 실험에 앞서 가열부로부터의 열손실을 측정하였다. 열손실 측정은 다른 모든 조건은 본래의 실험과 동일하게 하고 전동기는 회전시키지 않는 상태에서 수행하였다. 이때 열교환기 내부의 유동이 없으므로 대기로의 열손실이 없다면, 가열부에 공급된 열량이 열교환기 벽면을 통한 전도손실과 평형을 이루는 곳에서 정상 상태가 결정될 것이지만, 실제 열손실은 전도만에 의한 값보다 대략 두 배 정도 크게 측정되었다. 이는 가열부와 냉각부의 온도차 때문에 원관의 길이 방향으로 생기는 2차 유동셀로 인한 자연대류 효과에 의한 측방향 열손실과 가드히터가 균일하게 감기지 않은 까닭으로 생각된다.

실험에서는 공급열량에서 열손실량을 뺀 값으로 가열부의 열유속을 구하였으며, 열유속의 산출 방법은 다음식과 같다.

$$q^+ = \frac{Q_{\text{sup}} - Q_{\text{loss}}}{\pi DL_h} = \frac{V^2/R - Q_{\text{loss}}}{\pi DL_h} \quad (1)$$

공급열량에 대한 열손실량의 크기는 대략 10% 정도이다. 여기서, V 는 전열선에 걸어준 전압이고, R 는 전열선의 전기저항이다.

5. 결과 및 토의

실험장치의 구성과 유사한 모델에 대하여 이대영 등⁽⁸⁾이 제시한 임의의 벽경계조건에 대한 해석해를 이용하여 온도장을 구하고 이를 실험결과와 비교하였다. 온도는 식 (2)와 같이 무차원화하였으며, 단위열유속에 대한 냉각부 벽온도와와의 차이를 의미한다.

$$\theta = \frac{T - \bar{T}_{wk}}{q^+ R/k} \quad (2)$$

여기서 k 는 작동유체의 열전도율이고, \bar{T}_{wk} 는 길이 방향평균 냉각부벽온도를 나타낸다.

5.1 이론해

Figure 1의 해석대상에 대한 이론해는 벽면온도

가 정현파로 분포된 경우의 해를 중첩하여 구하였다. 임의의 벽온도분포에 대한 해는 벽온도분포를 Fourier 급수로 전개한 후 각 조화성분에 대한 해를 중첩하면 얻을 수 있고, 임의의 외벽면열유속분포의 경우는 주어진 열유속조건을 만족하는 벽면온도분포를 먼저 구한 후 임의벽온도분포와 마찬가지로 방법으로 해를 구할 수 있다.⁽⁸⁾ 그러나 본 연구의 해석대상은 경계조건이, 가열부에서는 등열유속이고 냉각부에서는 등온조건으로, 온도와 열유속이 조합되어 있는 경우이므로 앞서의 두 경우와는 달리 중첩해를 바로 구할 수 없다. 이 경우에는 벽온도를 추정하고 수정하는 반복계산을 통하여 경계조건을 만족하는 벽온도분포를 찾고, 그 분포로부터 해를 구할 수 있다.

본 연구대상에 대한 이론해는 다음의 식 (3)과 같이 길이 방향과 시간에 대한 조화성분이 중첩된 형태로 나타낼 수 있다.

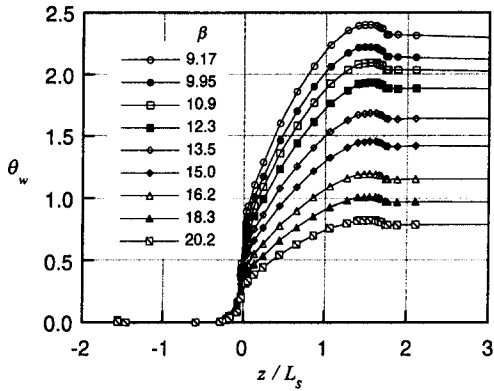
$$\theta = \theta_w + \sum_{m=-\infty}^{\infty} \left(\sum_{n=0}^{\infty} \theta_{m,n} \right) \quad (3)$$

벽온도분포 θ_w 와 길이에 대한 조화차수 m 과 시간에 대한 조화차수 n 에 해당하는 온도성분 $\theta_{m,n}$ 은 β 와 Λ 의 함수이다.

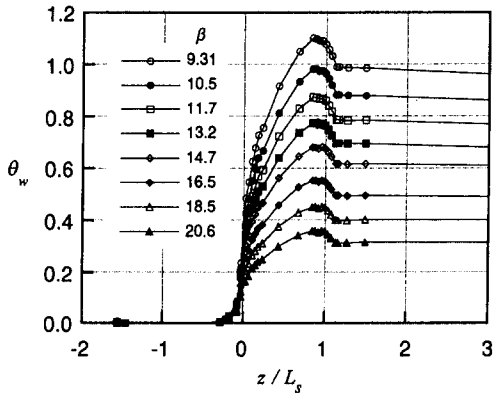
5.2 벽온도분포

실험에서 측정된 벽온도분포를 식 (2)로 무차원화하여 Fig. 4에 나타내었다. 이는 가열부의 열유속을 일정하게 유지하고 왕복유동주파수와 왕복거리비가 달라질 때의 벽온도분포 변화에 해당한다. 그림에 나타난 바와 같이 냉각부의 벽면온도는 길이 방향으로 거의 일정한데, 이는 냉각수의 열용량이 작동유체에 비하여 매우 크기 때문이다. 따라서, 수냉식 냉각기를 해석하는 경우, 벽온도 경계조건은 등온으로 주는 것이 타당할 것으로 생각된다. 한편 가열부의 온도는 Λ_h 와 β 가 증가할수록 감소하는 것을 알 수 있다. 이러한 사실은 Λ_h 와 β 가 증가할수록 가열부와 냉각부 사이의 길이 방향으로의 열전달이 증가함을 의미한다.

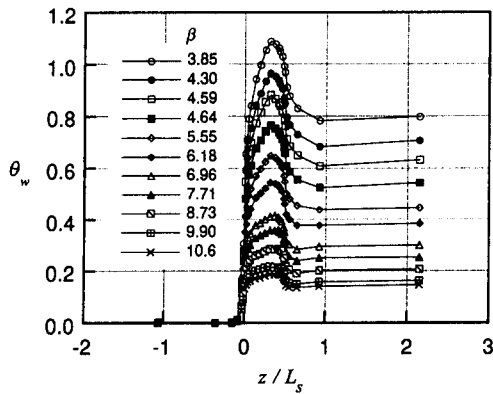
가열부의 벽온도와 주파수인자 β 와 왕복유동거리비 Λ_h 의 관계를 좀 더 명확히 나타내기 위하여 Fig. 4로부터 가열부와 냉각부의 길이 방향 평균온도차를 구하여 그 역수를 동일한 조건에 대하여 해석한 결과와 함께 Fig. 5에 나타내었다. 이 온도차의 역수는 가열부와 냉각부간의 단위 온도차를 유



(a) $\Lambda_h=0.6$



(b) $\Lambda_h=1.0$



(c) $\Lambda_h=2.0$

Fig. 4 Axial distribution of the wall temperature-Experiment

지하기 위해 가열부에서 공급하여야 할 열유속을 의미한다. 그리고 오차해석에 의한 오차범위를 표시하였다. 본 실험에서의 상대오차범위는 최대

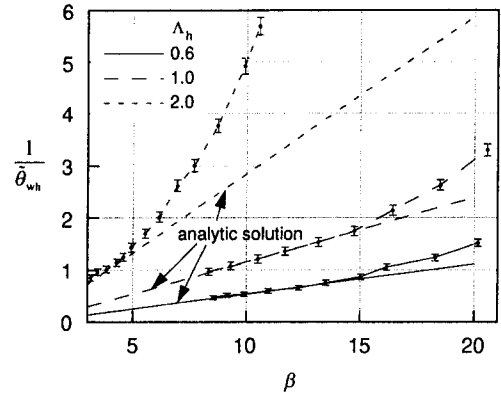


Fig. 5 Dimensionless heat flux at the heater

8.9% 이내이다.

앞서 설명하였던 바와 같이 주파수인자 β 가 증가함에 따라 길이 방향으로의 열전달 향상으로 인하여 가열부와 냉각부의 평균 온도차를 일정하게 유지하기 위해서는 가열부에서 공급되는 열유속이 증가되어야 한다. 이 열유속은 Fig. 5로부터 해석 결과의 경우, 주파수인자 β 에 거의 선형적으로 비례함을 알 수 있다. 전체적으로 실험치와 해석결과가 잘 일치하고 있지만, β 가 커지면 실험값이 해석해와 차이를 보이는데 이는 난류의 영향으로 생각된다. Fig. 5에서 실험치가 이론해에서 벗어나기 시작하는 점과 Fig. 2에서 예측한 천이점을 비교하면, 두 점이 거의 일치함을 확인할 수 있다. 특히, $\Lambda_h=2$ 인 경우에는 해석값과 실험값이 저주파수영역의 값을 제외하면 비교적 큰 차이를 보이고 있는데 이것은 앞서 설명한 바와 같이 관 직경이 작은 경우, 난류로의 천이가 빨리 나타나기 때문이다. 한편 Λ_h 에 대한 의존성을 보면 Λ_h 가 증가함에 따른 열유속의 증가량이 가열부의 길이 변화에 의한 증가분 보다 크게 나타나고 있다. 따라서 Λ_h 가 증가하면 길이방향으로의 열전달 역시 증가한다고 볼 수 있으며, 이러한 사실은 이대영 등⁽⁸⁾의 해석 결과와도 일치하고 있다.

유동의 형태가 난류인 점들을 제외하면, 이론해석시 유동이 반경방향으로 균일하다는 가정을 도입 하였음에도 불구하고, Fig. 5의 실험값과 해석치가 매우 잘 일치하고 있다. 이는 축방향열전달이 $Pr < 1$ 인 경우 동일한 β 에 대하여 Pr 의 영향을 거의 받지 않기 때문인데,⁽⁷⁾ 균일유속분포를 Pr 가 극단적으로 작은 경우로 생각한다면 $Pr \approx 0.7$ 인 본

실험이 해석과 비슷한 결과를 얻으리라는 것을 예상할 수 있다.

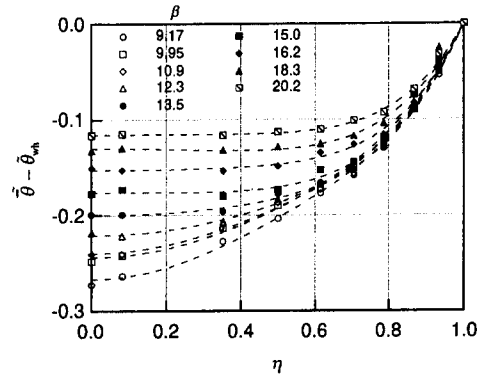
5.3 반경방향 온도분포

가열부에서 길이 방향으로 네 지점(냉각부에서 가까운 곳에서부터 TC1, TC2, TC3, TC4)에서 측정된 유체온도의 시간평균값과 그 지점의 벽온도와 의 차이를 Fig. 6에 나타내었다. 여기서 η 는 반경 방향좌표를 반경으로 무차원화한 변수이다. 각 지점의 온도분포는 대략적으로 포물선에 가까운 형태이며, 가열부 양 끝에 가까운 지점(TC1, TC4)의 온도분포가 중심부근의 온도분포보다 좀더 평평한 것을 볼 수 있다. 이는 벽면의 열경계조건이 급격하게 변하는 양 끝에서 유체의 반경방향 온도분포가 상대적으로 덜 발달된 형태를 가지기 때문이다.

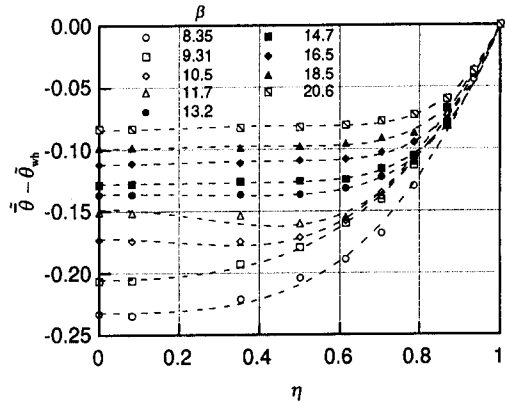
반경방향 유체온도분포에 대한 왕복주파수의 영향을 살펴보기 위하여, 가열부에서의 시간-길이 평균 유체온도의 반경방향 분포를 Fig. 7에 나타내었다. 이 그림에서 점선은 측정된 유체온도의 반경방향 분포를 최소오차자승법을 이용하여 η^2 의 3차함수 ($a\eta^6 + b\eta^4 + c\eta^2 + d$)로 맞춘 곡선이다.

이 그림에서 세로축은 가열부의 길이평균 벽온도와 유체온도의 차이에 해당하는 무차원온도이며, 벽면 열유속이 일정할 때 왕복주파수의 변화에 따른 반경방향 온도분포의 변화를 나타낸다. 주파수 인자 β 가 증가할수록 반경방향 온도분포는 포물선 형태에서 점차 관 중심부분이 평평해지고 온도차가 작아지는 쪽으로 변화함을 볼 수 있다. 그러나 벽면에서의 온도 기울기는 온도를 벽면에서의 열유속으로 무차원화하였기 때문에 β 에 관계 없이 거의 일정하게 유지되고 있다. 이는 β 가 증가하면 벽면

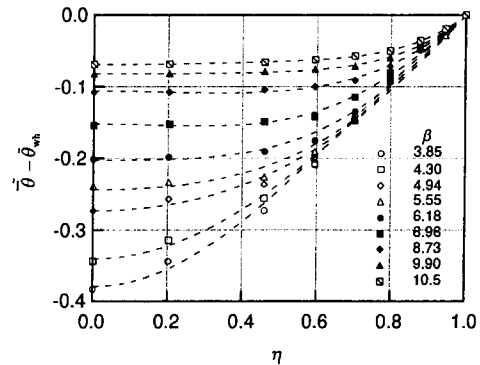
에서의 열전달이 증가함을 의미한다. 또한 비슷한 β 에서 Δ_h 가 큰 경우가 작은 경우보다 반경방향 온도분포가 평평하고 온도차도 작으므로 Δ_h 가 클수록 열전달이 증가하는 것을 알 수 있다.



(a) $\Delta_h=0.6$



(b) $\Delta_h=1.0$



(c) $\Delta_h=2.0$

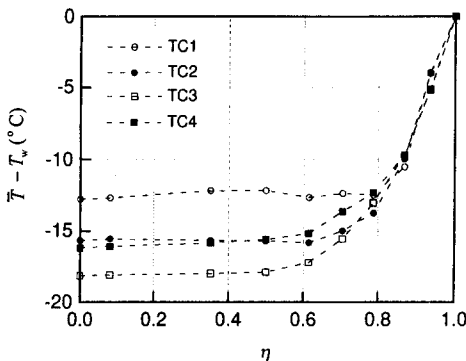


Fig. 6 Radial distribution of the fluid temperature in the heater ($\Delta_h=1.0$, 430 rpm)

Fig. 7 Dimensionless temperature distribution-Experiment

5.4 Nusselt 수

직경을 특성 길이로 한 시간-공간 평균 Nusselt 수는 다음식으로 정의한다.

$$Nu = \frac{2}{\theta_{wh} - \langle \bar{\theta}_h \rangle} \quad (4)$$

여기서, $\langle \rangle$ 는 단면평균, 윗줄은 주기평균을 나타낸다. θ 를 식 (2)와 같이 정의하였기 때문에 식 (4)가 일반적인 Nu의 정의와 다른 점은 유체의 특성온도가 혼합평균온도가 아닌 속도분포의 영향이 없는 단순 단면평균온도라는 것 뿐이다.

각각의 왕복유동거리비에 대하여 실험과 이론해석으로 구한 Nu를 비교하여 Fig. 8에 나타내었다. 실험값의 경우에는, 오차의 범위도 함께 표시하였고 Fig. 2에 도시한 천이역에 속하는 부분은 마크를 달리하여 표시하였다. Nu의 상대오차범위는 최대 10% 이내이다. 앞절에서 언급한 바와 같이 β 와 Λ_h 가 증가하면 벽면에서 반경방향 열전달이 향상되므로, 이론치와 실험치 모두 β 에 비례하여 Nu가 증가하고 왕복유동거리비가 클수록 Nu가 크다. 앞서 언급했듯이 $\Lambda_h=2.0$ 인 경우에는 난류의 영향이 저회전수에서부터 나타나 나머지 두 경우와 달리 Nu가 매우 급격하게 증가하고 있다.

이론해석의 경우 반경방향으로 속도구배를 무시하였기 때문에 Nu가 실제보다 더 크게 예측될 것으로 예상된다. 그러나 Fig. 8을 보면, β 가 작아질수록 실험값이 해석치에 비하여 비슷하거나 오히려 큰 경향이 나타나고 있고 β 에 대한 의존도도 둔화되는 것을 알 수 있다. 이는 자연대류에 의한 영향으로 생각되는데, 이를 명확하게 나타내기 위해 각

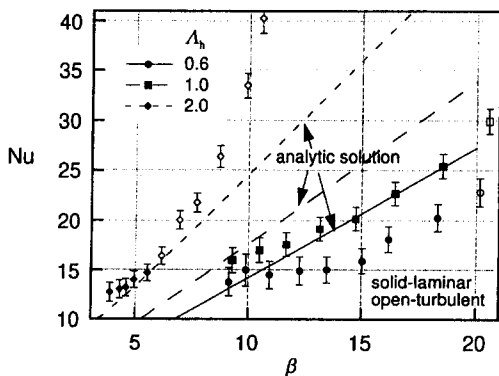


Fig. 8 Time-spatial averaged Nusselt number at the heater

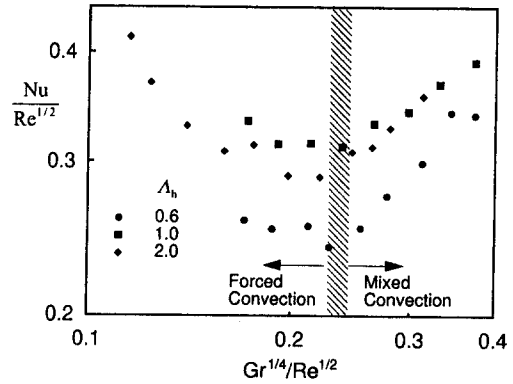


Fig. 9 Pattern of convection in the heater

측정점의 평균 Reynolds 수와 Grashof 수를 구하여 혼합대류에서 많이 사용하는 Fig. 9의 $Gr^{1/4}/Re^{1/2}$ - $Nu/Re^{1/2}$ 평면에 실험결과를 다시 도시하였다. Gr은 가열부와 냉각부의 평균 벽면온도의 차를 특성온도차로 내경을 특성 길이로 하여 정의하였다. 혼합대류에서 일반적으로 $Gr^{1/4}/Re^{1/2}$ 이 작은 경우에는 강제대류가 우세하고 $Gr^{1/4}/Re^{1/2}$ 이 커질수록 자연대류의 영향이 커지며 $Nu/Re^{1/2}$ 가 $Gr^{1/4}/Re^{1/2}$ 에 비례하는 경향을 나타내는데, ⁽¹¹⁾ Fig. 9를 보면 빗금으로 표시한 경계의 오른쪽 영역에서는 자연대류의 영향이 현저하게 나타남을 확인할 수 있다. 순수 자연대류에서는 점선으로 나타낸 바와 같이 $Nu/Re^{1/2}$ 가 $Gr^{1/4}/Re^{1/2}$ 의 1승에 비례하는데, 그림의 오른쪽영역에서 비슷한 경향이 나타나고 있다. 본 실험에서 자연대류의 강도는 Λ_h 의 경우에 따라 각기 다르게 나타나는데, Re가 작을 때의 극한값을 취하면 대략 12~15 정도이다. Gr이 크고 R/L_n가 클수록 자연대류의 강도가 크게 나타났다.

실제 스테링 또는 VM 기기의 열교환기의 경우관의 직경이 실험장치에 비하여 매우 작기 때문에 자연대류의 영향은 거의 무시할 수 있으므로, 유용한 설계 데이터를 얻고 해석결과와의 직접적인 비교를 위해서는 실험값에서 자연대류의 영향을 소거 해주어야 한다. 수평원관 내에서 자연대류와 강제대류가 혼합되어 나타나는 경우 열전달계수는 다음의 경험식으로 나타낼 수 있다. ⁽¹²⁾

$$Nu_{mixed}^{7/2} = Nu_{forced}^{7/2} + Nu_{free}^{7/2} \quad (5)$$

혼합대류에 의한 Nu와 자연대류에 의한 값을 알고 있으므로 이 식을 이용하여 순수 강제대류에 의한 열전달계수를 구할 수 있다.

한편, Lee 등⁽⁷⁾의 해석에 의하면 본 연구의 실험 영역에서는 열전달 현상을 지배하는 주요 변수는 $\beta A_h^{1/2}$ 인데, 이를 검증하기 위하여 Fig. 8에서 층류 영역에 해당하는 실험값들을 $\beta A_h^{1/2}$ 를 수평 좌표축으로 하여 다시 나타내면 Fig. 10와 같다. 실험값과 해석결과 모두 A_h 에 관계없이 각기 한선으로 점침을 확인할 수 있다. 그러나 실험의 경우 $\beta A_h^{1/2}$ 가 작을 때에는 앞서 언급한 바와 같이 자연대류의 영향으로 기울기가 감소함을 볼 수 있다. 실험값에서 식 (5)를 이용하여 자연대류의 영향을 제거하면 그림에서 \bullet 로 나타난 것과 같이 $\beta A_h^{1/2}$ 의 1차에 비례하는 결과를 얻을 수 있다. 따라서 본 실험의 영역에서는 난류와 자연대류의 영향만 제거된다면 열전달 특성이 $\beta A_h^{1/2}$, 한 변수에 의하여 결정되고 Nu는 $\beta A_h^{1/2}$ 에 비례함을 확인할 수 있다. 한편 Hwang and Dybbs⁽⁸⁾의 실험결과도 $\beta A_h^{1/2}$ 에 대하여 Nu를 다시 도시하여 보면 본 연구의 실험영역에서 역시 $\beta A_h^{1/2}$ 에 선형적으로 비례하는 결과를 얻을 수 있다.⁽¹³⁾ 그러나 Hwang and Dybbs의 실험은 수냉을 하는 냉각기에 대한 것이고 축방향으로 단면적의 변화가 있는 경우이므로 본 연구의 결과와 정량적인 비교는 큰 의미가 없을 것으로 생각된다.

반경방향 열전달이 자연대류의 영향을 심하게 받은 것과는 달리 축방향 열전달의 경우에는 단위 온도차를 유지하기 위한 열유속을 나타낸 Fig. 5에서 고찰하였던 바와 같이 저속에서도 자연대류에 의한 영향이 거의 나타나지 않고 있는데, 이는 2절에서 언급하였듯이 원관 내부에 부력에 의한 두 가지 유동셀이 존재하기 때문이다. 반경방향 열전달은 원

관 단면에서 원주방향으로 형성되는 유동셀의 영향을 직접 받고, 축방향 열전달은 주로 길이 방향으로 형성되는 유동셀의 영향을 받게 된다. 가열부의 길이가 직경에 비하여 매우 길기 때문에 길이 방향의 2차 유동셀의 강도는 원주방향 유동셀에 비하여 약하고 열손실을 보정시 이 영향은 소거되므로 결과적으로 축방향 열전달에 미치는 자연대류의 영향은 크게 나타나지 않는다.

유동이 층류상태이고 $\beta\sqrt{A_h} \gg 1$ 인 경우의 실험 및 해석으로부터 구한 열전달 상관식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \text{Nu} &\approx 1.68\beta\sqrt{A_h} \text{ from analysis} \\ \text{Nu} &\approx 1.23\beta\sqrt{A_h} \text{ from experiment} \end{aligned} \quad (6)$$

실험값이 해석에 비하여 27% 작게 나타난 것은 해석시 반경방향 속도분포를 고려하지 않았기 때문인데, 참고로 경계조건이 등열유속인 일방향 정상 유동의 경우를 살펴보면, 포물선 속도분포일 때 유체의 특성온도를 본 연구에서와 같이 단순단면 평균온도로하여 Nusselt 수를 정의하면 $\text{Nu}=6$ 이고 반경방향으로 유속이 일정한 경우는 $\text{Nu}=8$ 로, 균일유동으로 가정하였을 때가 3:4의 비율로 더 크게 나타나고, 왕복유동의 경우도 일방향유동과 비슷한 경향을 보이리라 생각된다. 한편, Siegel⁽¹⁴⁾의 연구에 의하면, 왕복유동에 의한 축방향열전달량은 반경방향의 열전달계수와 밀접한 관계가 있는데, 왕복주파수가 같고 $\text{Nu} \gg 1$ 인 경우에는 축방향열전달은 Nu^{-1} 에 비례한다. 균일유동가정에 의한 해석해가 반경방향으로의 열전달계수를 실제보다 더 크게 예측한다면 축방향열전달은 실제보다 작게 나타나야 하는데, 5.2절에서 살펴보았듯이 해석값과 실험값이 거의 일치하고 있다. 이와 같은 결과는 실제 반경방향 열전달계수는 균일유속해석보다 작지만 축방향열전달에 영향을 주는 유효한 유체의 왕복거리가 유동경계층내에서 상대적으로 짧아지기 때문에 나타나는 현상이다. 축방향열전달의 경우 Pr의 영향이 뚜렷하게 나타나지 않는 것도 같은 이유이다.

6. 결 론

스터링 또는 VM 사이클 기기의 열교환기의 구성요소 중 냉각부와 가열부만으로 이루어진 실험장

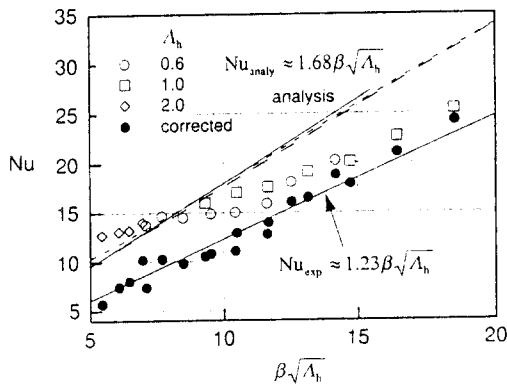


Fig. 10 Nusselt number as a function of $\beta A_h^{1/2}$ with the correction of free convection effect

치를 구성하고 벽온도분포와 열전달량을 측정하여 왕복유동주파수와 왕복유동거리비가 열전달에 미치는 영향을 실험하였다.

냉각부와 가열부의 온도차를 일정하게 유지하기 위해서는 왕복유동의 주파수와 왕복유동거리비가 증가함에 따라 열유속이 증가되어야 함을 보였다. 이는 왕복유동의 주파수와 왕복유동거리비가 증가함에 따라 가열부와 냉각부 사이의 열전달, 즉 열교환기 길이 방향으로의 열전달이 증가함을 의미한다. 또한 실험과 1차원 속도 가정에 의한 해석이 매우 잘 일치함을 확인하였다.

가열부에서 반경방향으로의 유체온도분포를 측정하고 열전달계수를 구하였다. 반경방향 온도분포는 왕복유동주파수가 빨라질수록 포물선형태에서 벗어나 편평한 분포를 보이고, 무차원 주파수가 커지고 열교환기 길이가 유체의 왕복거리에 비하여 짧아질수록 반경방향으로의 열전달이 향상되었다. 따라서 가열부에서의 평균 열전달 계수 역시 왕복유동주기와 열교환기가 짧을 때 더 크게 나타났다. 결론적으로 같은 전열면적을 가진다면 짧은 열교환기가 상대적으로 유리하나 왕복주파수가 빨라지는 것은 한주기당 열전달량의 측면에서 오히려 효율을 저하시키는 효과를 가져온다.

Lee 등⁽⁷⁾의 이론해석에서 제시된 것과 같이 실제 열교환기의 운전영역과 비슷한 실험범위에서는 $\beta A_h^{1/2}$ 에 의하여 열전달특성이 결정됨을 실험을 통하여 확인하였다. 또한 자연대류의 영향을 보정하면 해석에서와 같이 열전달계수는 $\beta A_h^{1/2}$ 에 선형적으로 비례하고, 그 비례계수는 실험으로부터 구한 값이 이론해석치보다 약 27% 작았다.

기존 연구자들에 의하여 알려진 왕복유동의 층류-난류 천이점 부근에서 난류의 영향이 나타나기 시작하였고, 열전달에 대한 난류의 영향은 축방향과 반경방향 열전달을 모두 증가시키는 방향으로 나타났다.

후 기

본 연구는 서울대학교 터보·동력기계연구센터의 지원에 의하여 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Tew, R. C., 1988, Overview of Heat Transfer and Fluid Flow Problems Areas Encountered in Stirling Engine Modeling, *NASA TM-100131*.
- (2) Tew, R. C. and Geng, S. M., 1992, "Overview of NASA Supported Stirling Thermodynamic Loss Research," *Proc. 27th IECEC*, Vol. 5, pp. 489~494.
- (3) Hwang, M., F. and Dybbs, A., 1983, "Heat Transfer in a Tube with Oscillatory Flow," *ASME paper* 83-WA/HT-90.
- (4) Roach, P. D., 1986, "Measurements with the reversing Flow Test Facility," *Proc. 21st IECEC*, pp. 539~544.
- (5) Smith, J. L. Jr., Lienhard, J. H., Tziranis, A. K., and Ho, Y., 1992, "M. I. T. Stirling-Cycle Heat Transfer Apparatus," *Proc. 27th IECEC*, Vol. 5, pp. 509~516.
- (6) 강병하, 이진태, 이춘식, 이재현, 1993, "스터링 사이클기용 가열기 원관내부 왕복유동에서의 열전달에 관한 실험적 연구," 대한기계학회논문집, Vol. 17, No. 6, pp. 1547~1555.
- (7) Lee, D.-Y., Park, S.-J. and Ro, S. T., 1995, "Heat Transfer by Oscillating Flow in a Circular Pipe with a Sinusoidal Wall Temperature Distribution," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, No. 14, pp. 2529~2537.
- (8) 이대영, 박상진, 노승탁, 1994, "원관내 층류 왕복유동에 의한 열적발달영역에서의 열전달," 대한기계학회논문집, Vol. 18, No. 4, pp. 997~1008.
- (9) Simon, T. W. and Seume, J. R., 1988, A Survey of Oscillating Flow in Stirling Engine Heat Exchangers, *NASA CR-182108*.
- (10) Wang, M., Tsuji, T. and Nagano, Y., 1994, "Mixed Convection with Flow Reversal in the Thermal Entrance Region of Horizontal and Vertical Pipes," *Int. J. Heat Mass transfer*, Vol. 37, No. 15, pp. 2305~2319.
- (11) Bejan, A., 1984, *Convection Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York, Chap. 5.
- (12) Incropera, F. P. and DeWitt D. P., 1985, *Introduction to Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York, Chap. 9.
- (13) Lee, D.-Y., Cho, K. S., and Ro, S. T., 1995, "Theoretical Analysis on the Heat Transfer by

(1) Tew, R. C., 1988, Overview of Heat Transfer

an Oscillating Flow in a Circular Pipe," *Proc. 7th Conference on Stirling Cycle Machine*, pp. 119~124.

(14) Siegel, R., 1987, "Effect of Flow Oscillations on Axial Energy Transport in a Porous Media," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 242~244.