

〈論 文〉

맥동 압력을 받는 가열관 내부에서의 열전달 특성에 관한 실험적 연구

이건태* · 강병하** · 이재현*** · 이춘식**

(1992년 2월 24일 접수)

Experimental Investigation on Heat Transfer Characteristics in a Uniformly Heated Pipe with Pulsating Pressure

Geon-Tae Lee, Byung Ha Kang, Jae-Heon Lee and Chun Sik Lee

Key Words : Pulsating Pressure(맥동압력), Constant Heat Flux(일정열유속), Time Averaged Temperature(시간평균온도), Time Averaged Nusselt Number(시간평균 Nusselt 수)

Abstract

An experimental study of thermal transport from a uniformly heated pipe to a pulsating flow has been carried out. Surface of the pipe is imposed with constant heat flux providing by electric heating band. This problem is of particular interest in the design of Stirling engine heat exchangers and in understanding the blood flow in the aorta. Temporal Variations of temperature and pressure inside the circular pipe are measured. The dependence of temperature distributions and heat transfer rate on the mean flow rate in the pipe and on the pulsating frequency is investigated in detail. The experimental results indicate that the measured temporal variations of temperature and pressure become nearly sinusoidal. The amplitude of temperature variation near the pipe wall is much more substantial than that in core of the pipe. It is also found that the heat transfer rate is increased significantly as the frequency of the pulsating pressure is increased or as the mean flow rate in a pipe is increased. The results obtained are also compared with those for non-pulsating flow circumstance.

기 호 설 명

A : 원관 단면적
 B : 진폭비
 D : 원관 내경
 f : 진동수
 h : 열전달 계수
 k : 열전도 계수

L_c : 완전발달 영역에 필요한 거리
 $L_{c,p}$: 맥동 유동의 경우 완전발달 영역에 필요한 거리
 L_T : 원관 입구에서 시험부 입구까지의 거리
 M : 모터의 분당회전수
 Nu : 국소 Nusselt수, 식(9)
 \overline{Nu} : 시간 평균 Nusselt수, 식(10)
 P_{in} : 원관 내부의 맥동압력
 P_m : 평균압력
 P_r : Prandtl 수

*정회원, 한양대학교 대학원

**정회원, 한국과학기술연구원 열·유체공학 연구실

***정회원, 한양대학교 기계공학과

- q_w : 일정 벽면 열 유속
- Re_e : Reynolds 수
- T : 온도
- \bar{T} : 시간 평균 온도
- T_b : 원관 내부 유체의 혼합온도
- \bar{T}_b : 원관 내부 유체의 시간 평균 혼합온도
- u : 축방향 속도
- V : 비맥동 유동일 때의 축방향 평균 속도
- Y : 원관 벽면에서 중심 방향으로의 무차원 좌표 축
- θ : 무차원 온도, 식(4)
- $\bar{\theta}$: 무차원 시간 평균 온도, 식(4)
- θ_w : 무차원 벽면 온도
- $\bar{\theta}_w$: 무차원 시간평균 벽면 온도
- ν : 동점성 계수
- ω : 각속도

1. 서 론

맥동 유동에 관한 유동 특성 및 열전달 특성의 예측은 초기에 혈관내 유동의 현상 규명을 위하여 시작 되었으며, 공학적으로는 스테어링 엔진 가열기의 설계를 위한 압력 손실 및 열전달 특성을 이해 하기 위하여 중요하다.^(1,2)

맥동 압력을 받는 유로 내의 유동 특성에 대한 연구결과를 살펴보면, Hamakiotes and Berger⁽³⁾는 곡관 입구에 주기적인 유량을 주는 방법을 사용하여 맥동 유동 특성을 수치적으로 예측 하였으며 Talbot and Gong⁽⁴⁾은 곡관에서의 맥동 유동을 실험적으로 관찰하여 곡관으로 유입되는 주기적인 유동은 어떤 단면에서나 주기적인 유동을 야기시키며 입구영역을 제외하면 축방향 위치에 따라 유동 특성이 변하지 않는다는 의미에서 완전 발달된 유동이 된다는 것을 실험적으로 입증하였다. Denison 등⁽⁵⁾은 작동 유체를 공기로 하여 Reynolds 수를 1000으로 고정하고 진동수 매개변수를 4에서 6으로 변화시켜 실험한 결과, 완전 발달된 유동은 원관 입구로부터 Reynolds 수와 원관 내경의 곱에 0.052배되는 지점 이후에서 이루어진다는 결론을 내렸다. 국내에서 박길문과 고영하⁽⁶⁾는 4각 덕트내에서 난류 맥동유동의 난류유동 특성을 실험적으로 연구하여 유로관 입구로부터 수력직경의 40배 정도의 하류 영역에서는 완전 발달 유동이 됨을 보였

다.

맥동 압력을 받는 유로 내에서의 열전달 특성에 대한 연구결과를 살펴보면, Rabadi 등⁽⁶⁾은 곡률 반경비가 작은 곡관에서 유동 및 온도 특성을 예측 하였으며 이재현 등⁽⁷⁾은 4각 덕트내의 맥동 유동의 유동 및 열전달 특성에 관해 수치적으로 연구 하였다. 또한 실험적 연구 결과로서 Martinelli 등⁽⁸⁾은 직경 1.072 cm의 수직 원관내의 맥동유동에 대해 작동유체를 물로하여 진동수 0.2 Hz에서 4.4 Hz 영역에서 실험 하였으나 비맥동 상태와 비교할 때 평균 열전달량에는 큰 변화가 없다는 결론을 내렸다. 그러나 West and Taylor⁽⁹⁾은 진동수가 25 Hz 이상이며 Reynolds 수가 30000에서 85000인 영역에서는 비맥동 유동에 비해 열전달량이 60에서 70% 정도 증가함을 보였다. Lemlich and Hwa⁽¹⁰⁾는 수평 이중관 열교환기에서 Reynolds 수를 560에서 5900으로 변화시켜 실험하여, 낮은 Reynolds 수에서는 Nusselt 수가 51%정도 증가하고 높은 Reynolds 수에서는 Nusselt 수가 27%정도 증가함을 보였다. Hwang and Dybbs⁽¹¹⁾는 진동수와 진폭 비를 변화시켜 원관에 맥동을 주었을 때 열전달 특성을 실험적으로 관찰하여 진동수, 진폭비 및 Reynolds 수가 증가할 때 Nusselt 수가 증가함을 보였다. 박희용과 김창기⁽¹²⁾는 원관내 난류 맥동 유동의 연구에서, 원관 입구에 비맥동 유체를 유입 시키면서 원관 출구를 원판으로 개폐 시킴으로서 음향학적인 공명 주파수에서의 열전달 특성을 실험적으로 연구 하였다.

지금까지 대부분의 실험적 연구가 작동 유체의 시간 평균 온도 측정에 의한 결과이기 때문에 한 주기내에서 유체 온도의 시간적 변화 및 열전달량의 시간적 변화에 관한 상세한 논의는 찾아보기 어렵다. 그리고 스테어링 엔진의 가열기와 같이, 맥동 유동이 존재하는 원관 내부의 유체로 열량을 전달해야만 하는 기기에서는 내부 유체의 온도와 원관 벽면 온도의 시간 평균적인 거동에 추가하여 한 주기내에서의 상세한 거동에 관심을 가질 필요가 있다. 따라서 본 연구에서는 원관의 외벽에 일정 열 유속이 가해지고 원관 입구에 주기적인 압력이 주어질 때 축방향으로 유동 및 온도가 주기적으로 완전 발달된 영역에서, 맥동 진동수 및 시간 평균 유량의 변화에 따른 원관 벽면과 원관 내부 유체 온도의 시간적 변화를 측정 하고자 하였다. 아울러 맥동 유동에서의 열전달 특성을 비맥동 유동에서의 결과

와 비교 검토 하였다.

2. 모델의 설정

직경 D 인 원관의 외벽에 일정 열 유속 q_w 가 가해지고 있으며 동시에 원관 내부에 $P_{in} = P_m(1 + B \sin \omega t)$ 인 맥동압력이 가해지는 직선 원관중에 완전 발달된 유동이 존재하는 영역을 Fig.1에 나타내었다. 본 연구에서는 이 영역에서의 시간적 온도 변화 특성과 열전달 특성을 논의 하고자 한다. 여기서 P_m , B 및 ω 는 각각 실험 조건으로 주어지는 매개 변수이다.

3. 실험 장치

실험 장치는 원관에 맥동을 주는 맥동부와 원관 외벽에 일정 열 유속을 주는 가열부로 나눌 수 있으며 장치의 개략도는 Fig.2에 나타내었다. 그림에서 ①은 피스톤의 상하 왕복 운동을 위한 모터이며 ②와 ③은 각각 모터축의 회전을 원활하게 하는 롤링 베어링(rolling bearing) 및 플라이 휠(fly wheel)이다. ④는 내부 유체가 실린더로 부터 누설되는 것을 방지하기 위한 실링(sealing)이며 ⑤는 원관 내부 유체에 맥동을 주기 위한 피스톤이며 ⑥은 피스톤을 감싸고 있는 실린더이다. ⑦은 피스톤의 왕복 운동으로 인하여 발생하는 피스톤과 실린더 내벽 사이의 마찰열을 제거하기 위한 냉각수의 입출구이다. ⑧은 실린더와 원관을 연결하는 플랜지이다. ⑨는 원관내에 고압공기를 공급하는 공기 압축기이며 ⑩은 ⑪는 각각 원관 내에 일정한 압력을 공급하기 위한 압력계 및 밸브이다. ⑫는 원관 외벽에 일정 열유속을 주기 위한 전기 밴드 히터(electric band heater)이며 ⑬은 열 유속 양을 조절하기 위한 전력 조절기이다. ⑭는 원관 벽면과 원관 내부의 온도를 측정하는 열전대이며 ⑮와 ⑯는 각각 시험부의 입구와 출구의 압력을 측정하는 압력 센서이다. ⑰는 내부 유체가 흘러가는 원관(flow tube)이며 ⑱는 시험부 원관 출구쪽의 압력 P_{out} 을 측정하는 압력계이다. ⑲는 공기 압축기의 용량이 작아서 원관 내부에 원하는 압력을 유지할 수 없기 때문에 원관 내부에 일정 평균 압력이 유지 되도록 하기 위하여 원과 출구쪽에 설치한 니들 밸브(needle valve)이다. ⑳은 원관 내부를 흐르는 유체의 평균 속도를 측정하기 위한 풍속계이며 그

림에서 큰 화살표는 공기의 진행방향을 나타낸다.

맥동부는 모터, 피스톤 및 실린더 등으로 구성되며 모터는 최대 1000 rpm까지 회전할 수 있는 1/2 마력 용량의 DC모터를 사용 하였다. 직경 55 mm

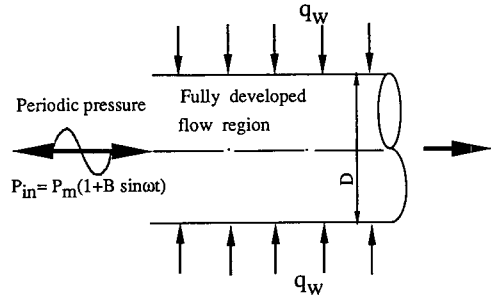


Fig. 1 Physical model of present investigation

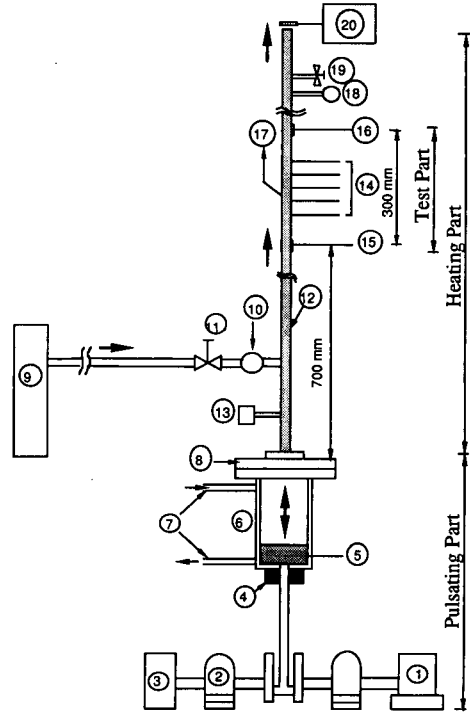


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus;

- ①Motor
- ②Rolling bearing
- ③Fly wheel
- ④Sealing
- ⑤Piston
- ⑥Cylinder
- ⑦Cooling water inlet, outlet
- ⑧Flange
- ⑨Air compressor
- ⑩Pressure gage
- ⑪Valve
- ⑫Electric band heater
- ⑬Power controller
- ⑭Thermocouple
- ⑮Pressure transducer
- ⑯Pressure transducer
- ⑰Flow tube
- ⑱Pressure gage
- ⑲Needle valve
- ⑳Anemometer

이며 길이 50 mm인 피스톤은 125 cc모터 사이클 엔진의 피스톤을 재가공 하여 제작 하였으며 피스톤과 실린더 사이로 내부 유체가 누설되는 것을 막기 위하여 피스톤 주위에 3개의 피스톤 링을 설치하였다. 실린더는 외경 65 mm, 길이 160 mm이며 실린더 내벽과 외벽 사이에는 피스톤의 왕복 운동에 의한 마찰열을 효과적으로 흡수하기 위한 냉각수가 흐를 수 있도록 하였다. 따라서 공기 압축기로부터 일정 평균 압력을 공급 받은 원관 내의 유체는 피스톤의 왕복운동으로 인해 맥동 압력을 받으며 원관 출구쪽으로 흐르게 된다.

가열부는 플랜지 상단에 놓인 원관 전체를 뜻한다. 원관은 외경이 10 mm(내경 8 mm)인 SUS304를 사용 하였다. 맥동 원관 유동에서 Denison등⁽⁴⁾은 Reynolds 수가 1000인 경우에 원관 직경의 52배 지점에서 부터 유동이 완전 발달 영역으로 전환됨을 실험적으로 입증한 바 있다. 따라서 본 연구에서 고려하는 Reynolds 수의 범위(500~1500)에서 내부 유체가 충분히 완전 발달된 유동이 될 수 있도록 원관 입구인 플랜지 상단부터 시험부 입구까지의 원관 길이를 원관 내경의 90배로 하였다. 원관 외벽에 일정 열유속을 주기 위하여 총 열저항이 26.4 Ω이고 최대 용량이 2000 Watt인 전기밴드 히터를 원관 벽을 따라 균일하게 감았으며 그 주위를 유리 섬유와 스티로폼으로 단열 시켰다. 전기 밴드 히터에 연결된 전력 조정기를 이용하여 원관 외벽에 가해지는 열량을 조절할 수 있게 하였다. 단열재를 통한 열손실은 간단한 수학적 모델에 의한 1차원적 해석 결과, 공급 열 유속의 1%미만으로 나타났다.

원관 벽과 내부의 온도를 측정하기 위하여 시험부에 응답시간이 3 msec이고 직경이 0.025 mm인 K-type 열전대(OMEGA, KMQIN-010E-6)를 축방향으로 1cm 간격을 두고 원관 내벽으로 부터 중심 방향으로 1mm 깊이 차이로 4개를 삽입 하였다. 내벽 온도의 축방향 변화를 측정하기 위해 시험부 양단의 내벽에 2개의 열전대를 추가로 부착 하였다. 원관 내부의 압력을 측정 하기 위하여 시험부 양단에 Piezo-electric 형식의 압력센서(PCB, 11205A)를 설치하였으며, 부하 증폭기(charge amplifier)로 증폭하여 압력을 측정 하였다. 측정된 온도와 압력값은 변환 속도가 100 kHz인 Data Acquisition System(KEITHLEY, DAS-20)에서 A/D 변환된 후 컴퓨터에 입력되도록 하였다. 또

한 원관 출구쪽에 최대 40m/sec의 속도를 측정할 수 있는 풍속계를 설치하여 원관을 빠져 나오는 유체의 평균 속도를 측정 하였다. 그리고 모터의 분당 회전수는 모터 축에서 타코메타를 이용하여 측정 하였다. 반복 실험 결과 온도의 측정 오차는 ± 1°C이며 압력 및 평균 속도의 상대 오차는 각각 측정 값의 ±3% 및 ±2%임을 확인 하였다.

4. 실험 방법

실험 시작과 동시에 공기 압축기, 가열부의 전기 밴드 히터에 전원을 공급한다. 이후에 공기 압축기의 밸브를 열고 원관 출구쪽에 설치된 니들 밸브를 조절하여 시험부내에 원하는 일정 평균 압력 P_m 으로 유지되도록 유량을 조절 하였다. 이와 같은 상태에서는 압력차로 인하여 원관 입구에서 출구쪽으로 비맥동 유동이 발생된다. 이 상태에서 전기 밴드 히터로부터 일정한 열량이 나올 수 있도록 전력 조정기를 조절하여 시험부에 설치된 열전대와 압력센서, 그리고 원관 출구에 설치된 풍속계를 통해서 비맥동 유동일 때의 온도, 압력 및 유체 속도를 측정한다. 이어서 맥동부의 모터를 작동시켜 피스톤이 일정한 진동수를 가지고 왕복 운동을 할 수 있도록 모터의 회전수를 조절하면 원관 내의 맥동 압력 P_{in} 은 아래의 식(1)과 같이 주기적으로 변하게 된다.

$$P_{in} = P_m(1 + B \sin \omega t) \quad (1)$$

여기서 t 는 시간이며 B 는 피스톤의 배기체적으로 결정되는 진폭비로서, 본 실험에서는 0.4로 고정 되었다. 그리고 P_m 은 공기 압축기로부터 공급되는 평균 압력이며 ω 는 아래의 식(2)로 정의되는 맥동 유동의 각속도이다.

$$\omega = 2\pi f \quad (2)$$

여기서 f 는 모터의 회전수에 의하여 얻어지는 피스톤의 진동수이며 모터의 분당 회전수 M 과의 관계는 아래의 식(3)과 같다.

$$f = M/60 [1/\text{sec}] \quad (3)$$

그러므로 ωt 는 위상각이 되며 한 주기 동안의 위상각 변화는 2π 가 된다.

유체 유동에 맥동을 가한 후 10분정도 지나면 원관 내의 맥동 유동은 정상 주기 상태(steady periodic state)에 도달하게 된다. 이때 비맥동시와

같은 측정 방법으로 시험부 입구에서의 맥동 압력과 원관 벽면 및 원관 내부에서의 맥동 온도 자료를 수집한다.

5. 결과 및 고찰

원관 입구에서 피스톤의 왕복 운동으로 인해 주기적 압력을 받는 원관 내에서의 온도장 및 압력변동을 측정하기 위하여 내부 유체로서 공기를 선택하였다. 단열재를 통해 손실되는 열은 1% 미만이므로 전기 밴드 히터로 원관 벽면에 가해지는 열 유속은 일정하다고 간주할 수 있었다. 맥동 유동에서의 열전달 특성을 검토하기 위하여 원관 벽면에 일정 열 유속 400 W/m^2 이 가해지고 진폭비 B 가 0.4인 경우에, 진동수 f 와 평균 압력 P_m 을 변화시키면서 실험을 수행 하였다.

열전달 특성을 논의하기 위하여 일정 열 유속을 갖는 원관내 맥동 유동에서 주로 사용되는 무차원 온도 θ , 무차원 시간 평균 온도 $\bar{\theta}$, 벽면으로부터의 무차원 거리 Y 그리고 Reynolds 수를 아래와 같이 정의하였다.

$$\theta = \frac{T - \bar{T}_b}{q_w D / k}, \quad \bar{\theta} = \frac{\bar{T} - \bar{T}_b}{q_w D / k},$$

$$Y = \frac{D - 2r}{D}, \quad Re = \frac{VD}{\nu} \quad (4)$$

여기서 T , \bar{T} 및 \bar{T}_b 는 각각 국소 온도, 시간 평균 온도 및 시간 평균 혼합 온도 이다. 또한 D 는 원관의 내경 이며 k 및 ν 는 각각 공기의 시간 평균 혼합 온도에서의 열전도 계수 및 동점성 계수이며 V 는 원관 출구에서 측정된 시간 평균 유속이다. r 은 원관에서 반경 방향으로의 거리이다. 시간 평균 혼합온도 \bar{T}_b 는 시험부내에서 한 주기에 대해 시간 평균된 유체의 혼합 온도 이며 아래와 같이 정의 된다.

$$\bar{T}_b = \frac{\int_0^{2\pi} T_b d(\omega t)}{\int_0^{2\pi} d(\omega t)} \quad (5)$$

여기서 T_b 는 시험부 내부 유체의 혼합 온도로서 아래와 같이 정의 된다.

$$T_b = \frac{\int_A T u dA}{\int_A u dA} \quad (6)$$

u 는 원관 내의 국소 유속이며 A 는 원관의 단면적을 나타낸다. 단면을 따라 속도 분포가 일정하다는 가정하에서 식(6)은 아래의 식(7)로 표현 될 수 있으며, 본 연구에서는 논의의 편의상 식(7)를 이용하여 혼합 온도를 구하였다.

$$T_b = \frac{1}{A} \int_A T dA \quad (7)$$

5.1 유동 특성 및 온도 특성

본 연구에서는 맥동 유동을 받는 원관의 벽면에 일정 열 유속이 가해질 때 원관 내부에서의 유동 및 원관 벽면과 내부의 온도 특성을 규명하고자 하였다. 실험에서는 진폭비 B 를 0.4로 고정하고 원관 출구의 니들밸브 간격을 일정 상태로 유지 시킴으로서 원관 내부의 평균 압력이 증가하면 원관 출구 쪽에서 측정되는 평균 유속이 증가되도록 하였다. 따라서 원관 내의 평균 압력과 Reynolds 수는 종속적인 관계이며 원관 내의 평균 압력과 Reynolds 수의 관계를 Table 1에 나타내었다.

Fig.3에는 진동수 f 가 3 Hz 임 평균 압력 P_m 이 0.2 MPa인 경우, 즉 Reynolds 수 Re 가 900인 경

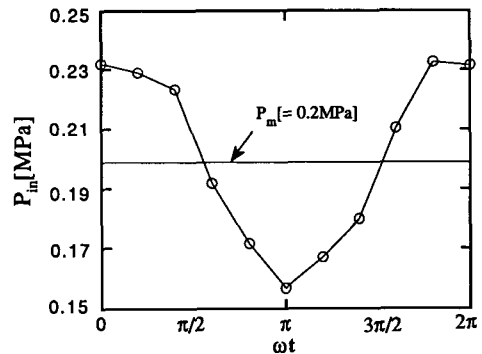


Fig. 3 Pressure distribution during a period at inlet of test section: $Re=900$, $f=3\text{Hz}$, $B=0.4$

Table 1 Dependence of the Reynolds number on the mean pressure in the tube

P_m [MPa]	Re
0.15	500
0.2	900
0.25	1200
0.3	1400
0.35	1600
0.4	1900

우에 내부 유동이 정상 주기 상태에 도달 하였을 때 시험부에서 한 주기 동안의 맥동 압력 분포를 나타내었다. 여기서 보면 원관 내부의 압력은 최소 0.16 MPa에서 최대 0.24 MPa 정도로 거의 정현 파적인 주기성을 가지며 변화함을 볼 수 있다. 이후 논의의 편의를 위하여 위상각 ωt 가 0에서 $\pi/2$ 구간 및 $3\pi/2$ 에서 2π 구간은 평균 압력 보다 높은 압력을 가지므로 순압력 구간으로 정의하고 위상각 ωt 가 $\pi/2$ 에서 $3\pi/2$ 구간은 평균 압력 보다 낮은 압력을 가지므로 역압력 구간이라 정의하기로 한다.

참고 문헌(1), (2), (3) 및 (7)을 참조하면 원관 내의 유동이 역압력 상태에 있을 때 벽면 근처 영역에서 역류가 발생된다는 것이 일반적인 논의이며 그중에서 맥동유동의 경우에 나타나는 특징적인 유동 현상을 보여주는 시간에 따른 축방향 속도 분포를 Fig.4에 나타내었다. 위상각 ωt 가 0, $\pi/2$, $3\pi/2$ 및 2π 에서 Fig.3의 압력 분포와 비교하면 이때의 압력은 원관 내의 평균 압력 보다 높은 순압력 구간, 즉 축방향으로 압력이 가해질 때 이므로 축방향 속도는 모든 Y위치에서 양의 값을 가지지만 위상각 ωt 가 π 일 때는 평균 압력 보다 낮은 역압력 구간, 즉 축방향의 반대 쪽으로 압력을 받을 때 이므로 벽면에 가까운 위치에서 역류가 발생함을 예측 할 수 있다. 이때 벽면 근처 영역에서 뚜렷한 역류 영역이 형성되며, 원관 중심 영역에서는 축방향으로의 관성력이 역압력에 의한 힘보다 크므로 역류되지 않을 것으로 예상된다.

진동수 f 가 3Hz 이고 Reynolds 수 Re 가 900인 경우에 내부 유동이 정상 주기 상태에 도달하였을 때 시험부 구간의 Y 위치에서 1초 동안 온도 변동 자료를 수집하여 시간에 따른 무차원 온도 θ 의 변화를 Fig.5에 나타내었다. 무차원 온도가 식(4)에 의하여 정의되기 때문에 무차원 온도가 양인 경우

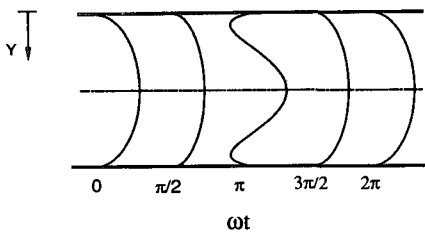


Fig. 4 Dimensionless axial velocity profiles in a cross section at Z-direction

에는 시간 평균 혼합 온도 \bar{T}_b 보다 높음을 의미하고, 음인 경우에는 시간 평균 혼합 온도 보다 낮음을 의미한다. 그림의 온도 분포를 살펴보면 원관 벽면($Y=0.0$) 근처 영역에서 시간에 따른 온도분포는 그 주기의 진폭이 크며 주기성이 뚜렷하게 나타났고 원관 중심($Y=1.0$) 영역에 가까울 수록 주기의 진폭이 점점 작아짐을 알 수 있다. 이는 벽면 근처 영역에서의 유동은 주기적으로 변하는 맥동 압력의 영향을 크게 받아 축방향 속도의 변동폭이 커지며 이에따라 온도 분포의 진폭도 커지나, 원관 중심 영역에서 온도 분포의 진폭이 작은 것은 유체의 관성력이 벽면 근처 영역에서 보다 상대적으로 크기 때문이라고 판단된다.

Fig.5에 나타낸 1초 동안의 무차원 온도 θ 의 거동 중에서 한 주기 동안의 무차원 온도 θ 를 발췌하여 Fig.6에 나타내었다. 그림에서는 4가지 위상

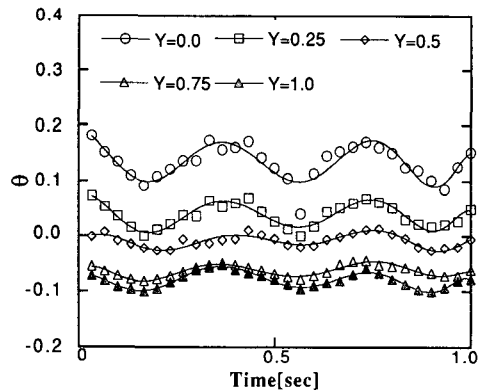


Fig. 5 Distributions of nondimensional temperature at various radial position: $Re=900$, $f=3Hz$

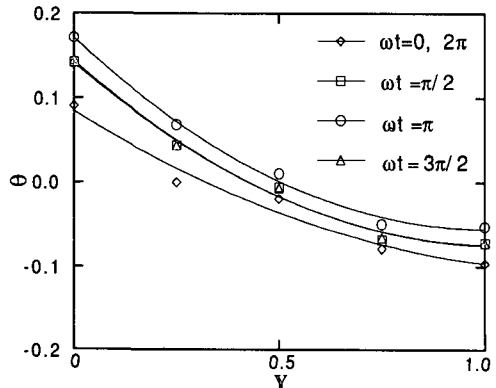


Fig. 6 Temperature distributions along the distance from wall at various phase angle: $f=3Hz$, $Re=900$

각 시점에서의 무차원 온도 θ 를 원관 벽면으로 부터의 무차원 거리 Y 에 따라 나타내었다. 최소 압력($\omega t = \pi$)과 최대 압력($\omega t = 0, 2\pi$) 시점을 비교할 때 최소 압력 시점에서 온도가 높다. 이는 Fig.3에서 볼 수 있듯이 원관 내부 유체가 위상각 ωt 가 π 에서 최대 역압력을 받으므로 하류 쪽의 뜨거운 유체가 역류되기 때문으로 판단된다. 위상각 ωt 가 $\pi/2$ 및 $3\pi/2$ 는 서로 대칭이 되는 위상각이므로 거의 유사한 온도 분포를 나타냄을 알 수 있다. 또한 벽면 근처 영역($Y=0.0$)에서 최소 압력 시점 온도와 최대 압력 시점의 온도 차이는 중심 영역($Y=1.0$)에서의 온도차이 보다도 크다. 이는 Fig.5에서 설명한 바와 같이 벽면 근처 영역에서의 유동은 중심 영역에서의 유동 보다도 맥동 압력의 영향을 크게 받기 때문이다.

Fig.7에는 Reynolds 수 Re 가 900인 경우, 여러 가지 진동수에 따라 시험부에서의 시간 평균 온도 $\bar{\theta}$ 의 분포를 벽면으로 부터의 무차원 거리 Y 에 따라 나타내었다. 여기서 보면 시간 평균 온도의 Y 방향 변동량은 진동수가 증가할 수록 감소됨을 볼 수 있다. 즉 벽면 온도와 원관 내부 유체 온도와의 차이는 진동수가 증가할 수록 감소함을 보인다. 이는 맥동 유동의 진동수가 높은 경우에는 맥동 유동의 진동수가 낮은 경우 보다 원관 내의 속도 변동폭이 작아지고, 내부 유동의 속도 분포가 균일(flat)해지기 때문이라고 판단된다.

진동수 f 가 3 Hz인 경우에, 평균 압력 P_m 이 0.15 MPa 에서 0.4 MPa까지 변화될 때 즉, Reynolds 수 Re 가 500에서 1900으로 변화될 때 벽

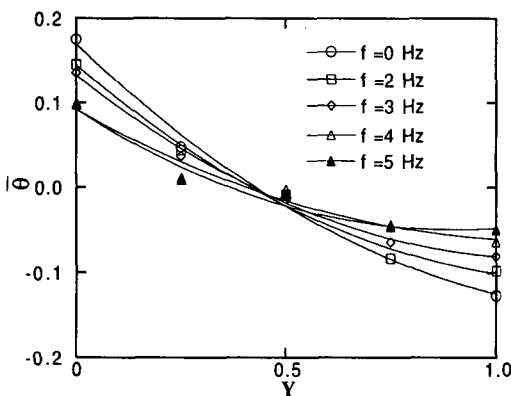


Fig. 7 Time-averaged temperature distributions along the distance from wall for various frequencies: $Re=900$

면으로 부터의 무차원 거리 Y 에 따라 평균 온도 $\bar{\theta}$ 의 분포를 Fig.8에 나타내었다. Reynolds 수가 커질 수록 Y 방향으로의 온도 분포 기울기가 완만해짐을 볼 수 있다. 이는 Reynolds 수가 커질 수록 원관 내의 평균 유량이 증가하여 원관 내 유동의 속도 분포가 균일해지기 때문이라고 판단된다.

5.2 열전달 특성

맥동 유동을 받는 원관 벽면에 일정 열 유속이 가해질 때 원관 벽면에서 내부 유체로의 열전달 특성을 알아보기 위하여 원관 벽면에서의 국소 Nusselt 수 Nu 및 시간 평균 Nusselt 수 \bar{Nu} 에 대하여 중점적으로 논의 하고자 한다.

열전달 효과에 대한 논의를 위하여 국소 Nusselt 수 Nu 는 다음과 같이 정의되며 무차원 벽면 온도 θ_w 의 역수가 된다.

$$Nu = \frac{hD}{k} = \frac{q_w D/k}{T_w - T_b} = \frac{1}{\theta_w} \tag{9}$$

여기서 h 는 열전달 계수이며 T_w 는 원관의 벽면 온도이다.

시간 평균 Nusselt 수 \bar{Nu} 는 아래의 식으로 정의되며 시간 평균 벽면 온도 $\bar{\theta}_w$ 의 역수가 된다.

$$\bar{Nu} = \frac{\int_0^{2\pi} Nu d(\omega t)}{\int_0^{2\pi} d(\omega t)} = \frac{1}{\bar{\theta}_w} \tag{10}$$

실험 결과값에 대한 오차 검증¹³⁾을 위하여 식(9)의 국소 Nusselt 수에 대한 상대 오차값 $\delta(Nu)/Nu$ 는 다음의 식(11)로 정의하였다.

$$\frac{\delta(Nu)}{Nu} = \frac{\delta\theta_w}{\theta_w} = \left[\left(\frac{\delta T_w}{T_w} \right)^2 + \left(\frac{\delta q_w}{q_w} \right)^2 \right]$$

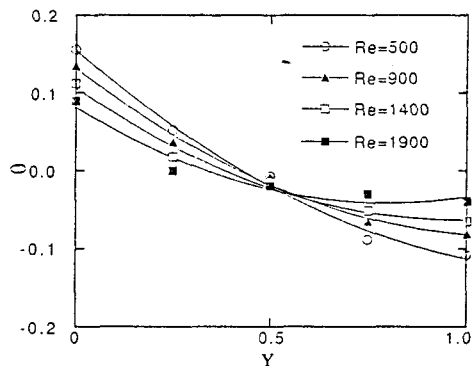


Fig. 8 Time-averaged temperature distributions for various Reynolds numbers: $f=3\text{Hz}$.

$$+\left(\frac{\delta D}{D}\right)^2+\left(\frac{\delta k}{k}\right)^2\right]^{1/2} \quad (11)$$

실험 수행에서 원관 벽면 온도 T_w 의 상대 오차 $\delta T_w/T_w$ 는 $\pm 0.7\%$, 일정 열 유속 q_w 의 상대 오차 $\delta q_w/q_w$ 는 $\pm 1\%$, 원관 내경 D 의 상대 오차 $\delta D/D$ 은 $\pm 0.1\%$, 그리고 열전도 계수 k 의 상대 오차 $\delta k/k$ 는 $\pm 8.5\%$ 로 나타났다. 따라서 국소 Nusselt 수에 대한 상대 오차값 $\delta(Nu)/Nu$ 는 $\pm 8.6\%$ 정도로 판단되었다.

원관 벽면에 일정 열 유속이 가해지고 있을 때 비맥동 유동인 경우, 원관 입구에서 유동이 발달하기 시작하여 완전 발달 영역에 도달 하기 위한 거리 L_c 는 아래의 식으로 표현된다.⁽¹⁴⁾

$$L_c=0.05 \cdot D \cdot Re \cdot Pr \quad (12)$$

원관 벽면에 일정 열 유속이 가해지며 내부 유체를 공기로 한 맥동 유동인 경우, Reynolds 수 Re 가 1000이고 5 Hz 이하의 저 진동수 영역에서 Denison 등⁽⁴⁾은 원관 입구에서 유동이 발달하기 시작하여 완전 발달 영역에 도달 하기 위한 거리 $L_{c,p}$ 에 관한 실험식을 아래와 같이 제시 하였다

$$L_{c,p}=0.052 \cdot D \cdot Re \quad (13)$$

식(12)와 (13)에서보면 같은 직경을 갖는 원관의 경우에 완전 발달에 필요한 거리는 Reynolds 수에 비례적으로 증가함을 알 수 있다. 아울러 Prandtl 수 Pr 이 0.7이며 맥동 유동인 경우에 완전 발달 영역이 되기 위한 거리 $L_{c,p}$ 는 비맥동인 경우 보다 길어지게 됨을 알 수 있다. Reynolds 수의 범위가 500에서 1900인 본 실험에서 완전 발달 영역이 되기 위한 거리 $L_{c,p}$ 는 Reynolds 수의 변화에 따라 208 mm에서 790 mm로 증가한다. 본 연구에서 원관 입구에서 부터 시험부까지의 거리 L_T 가 750 mm로 고정 되어 있으므로 Reynolds 수가 1900인 경우에는 완전 발달 유동이라고 단정할 수 없다.

Fig.9에는 원관 벽면에 일정 열 유속이 가해지고 진동수 f 가 3 Hz로 고정된 경우에, $L_T/L_{c,p}$ 에 따른 시간 평균 Nusselt 수 \bar{Nu} 의 변화를 나타내었다. 또한 진폭비 B 가 0.452 이고 진동수 f 가 3 Hz 인 맥동 유동인 경우, 원관 입구에서 원관 내경 (10.5 mm)의 32배 되는 위치에서 Reynolds 수 Re 를 650에서 2500까지 변화 시키면서 측정된 Hwang and Dybbs⁽¹¹⁾의 시간 평균 Nusselt 수 \bar{Nu} 의 결과를 함께 나타내었다. 본 실험에서는

Reynolds 수를 500에서 1900으로 변화 시켰는데 Reynolds 수가 1900인 경우에는 $L_T/L_{c,p}$ 의 값이 0.97로서 완전 발달 유동 영역에는 미치지 못하는 하였지만 그 이외의 실험값은 완전 발달 유동 영역에서의 실험값이라 간주 할 수 있다. Hwang and Dybbs⁽¹¹⁾의 맥동 유동 실험 측정 값은 $L_T/L_{c,p}$ 의 값이 1보다 작은 영역에 위치하며, 유동이 발달하는 영역에서 수행되었음을 알 수 있다. 그러나 $L_T/L_{c,p}$ 의 값이 1보다 작은 영역에 위치하며, 유동이 발달하는 영역에서 수행되었음을 알 수 있다. 그러나 $L_T/L_{c,p}$ 의 값이 1근처인 영역에서 본 실험과 Hwang and Dybbs⁽¹¹⁾의 실험결과를 살펴보면 비교적 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다. 원관 벽면에 일정 열 유속이 가해지며 비맥동 유동인 경우의 해석적인 결과에서의 시간 평균 Nusselt 수 \bar{Nu} 를 Fig.9에 나타내었다. 맥동 유동에서 시간 평균 Nusselt 수 \bar{Nu} 의 실험값과 비맥동 유동에서 시간 평균 Nusselt 수 \bar{Nu} 의 해석값 모두는 발달 유동 영역에서 급격히 감소하다가 $L_T/L_{c,p}$ 혹은 L_T/L_c

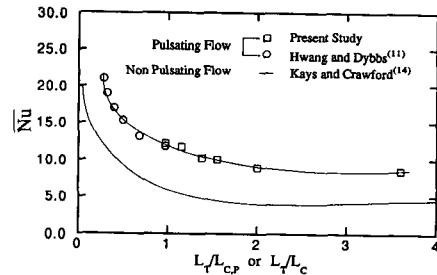


Fig. 9 The variation of the time-averaged Nusselt number \bar{Nu} along the dimensionless distance from the entrance of the pulsating flow: $f=Hz$

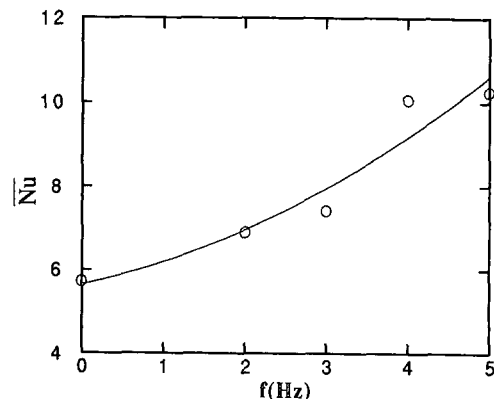


Fig. 10 Effect of frequency on the time-averaged Nusselt number \bar{Nu} : $Re=900$

가 1 근처부터 완만히 감소하는 정성적 경향은 비슷하다. 또한 정량적인 면을 비교하면 같은 조건의 맥동 유동인 경우가 비맥동 유동인 경우 보다 열전달 효과가 증가함을 알 수 있다.

Fig.10에는 Reynolds 수 Re 가 900($L_T/L_{CP}=2.0$)으로 고정 되고 진동수 f 가 0인 비맥동 유동에서 부터 5 Hz일 때의 값은 비맥동인 경우보다 약 90% 정도 증가 하였다. 원관이 무한히 길며 비맥동 완전 발달 층류 유동인 경우에, 시간 평균 Nusselt 수의 해석적 해는 4.365⁽¹⁴⁾이다. 반면 본 실험의 비맥동 유동인 경우에 시간 평균 Nusselt 수는 5.4로서 20% 정도 높게 나타났다. 이러한 차이는 실험 오차와 아울러 혼합 유체 온도의 정의에 의한 것으로 생각된다. 즉 해석적인 해는 정확한 국소 속도 분포로부터 산출 되지만, 본 실험에서는 식(7)에서와 같이 균일 속도 분포가 시간 평균 Nusselt 수의 정의에 이용 되었기 때문에 생긴 오차라고 생각된다. 이러한 오차가 있음에도 불구하고 본 실험에서 보여주는 진동수 증가에 따른 시간 평균 Nusselt 수의 증가 경향은 파악될 수 있으며 따라서 맥동 유동의 도입으로 열 시스템에서 열전달 촉진 효과를 기대할 수 있음을 나타낸다.

한편, 스테링 엔진등 맥동 유동이 있는 가열기의 설계시에 지금까지 별다른 주의없이 사용 되었던 비맥동 정상 유동의 가정을 도입하여 가열기를 설계 한다면 과잉 설계(over-design)가 되어 시스템의 각 구성 요소간의 열평형이 맞지 않고, 불용 체적(dead volume)과 압력 손실이 증가하여 시스템 효율의 저하 요인이 될 수 있다고 할 수 있다.

맥동 유동의 진동수 f 가 3 Hz 인 경우, Reynolds 수 Re 를 500에서 1900까지 증가 시켰을 때 시간 평균 Nusselt 수 \overline{Nu} 의 변화를 Fig.11에 나타내었다. 일반적으로 일정 열 유속을 받는 무한히 긴 원관 내의 비맥동 완전 발달 층류 유동에서는 Reynolds 수에 관계없이 Nusselt 수가 4.365로 일정하며 난류 유동에서는 $Re^{0.8}$ 에 비례하여 증가 하는 것으로 알려져 있다.⁽¹⁴⁾ 층류 비맥동 유동인 경우에는 Reynolds 수에 관계없이 무차원 속도 분포가 일정하게 되어 Nusselt 수는 Reynolds 수에 영향을 받지 않게 된다. 그러나 층류맥동 유동인 경우에는 무차원 속도 분포의 형상(profile)이 Reynolds 수의 영향을 받게되고, Reynolds 수가 증가하면 속도 분포가 균일해지므로 속도 변동폭이 작아지며 이에 따라 온도 변동폭도 작아진다. 그러

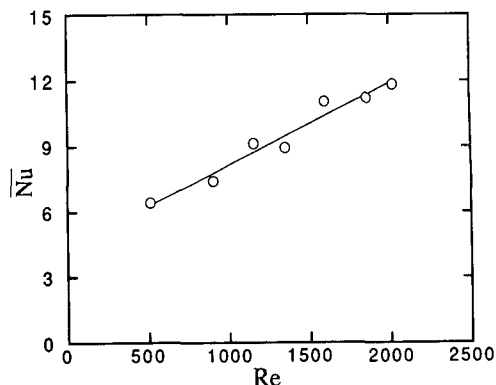


Fig. 11 Effect of Reynolds number on the time-averaged Nusselt number \overline{Nu} : $f=3\text{Hz}$

므로 Fig.11에서와 같이 비록 완전 발달 층류 유동 영역 일지라도 맥동 유동이 되면 시간 평균 Nusselt 수는 Reynolds 수가 증가할 수록 완만하게 증가될 것으로 판단된다.

6. 결 론

원관 벽면에 일정 열 유속 400 W/m^2 가 가해지고 진폭비가 0.4인 경우에, Reynolds 수가 900일 때 진동수 f 를 비맥동 유동에서 부터 5 Hz의 맥동 유동으로 변화시키고 진동수 f 가 3 Hz일 때 Reynolds 수를 500에서 1900으로 변화시킬 때의 열전달 특성을 실험적으로 검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 주어진 평균 압력과 진동수인 경우에 시간에 따른 온도 변화의 진폭은 중심 영역 보다 벽면 근처영역에서 더 크게 나타났다.

(2) Reynolds 수가 일정한 경우, 진동수가 증가할 수록 원관 벽면 온도와 원관 내부 유체 온도의 차이는 감소 된다.

(3) 진동수가 일정한 경우, Reynolds 수가 증가할 수록 원관 벽면 온도와 원관 내부 유체 온도의 차이는 감소 된다.

(4) 진동수가 증가할 수록 원관 벽면에서의 열전달률이 증가 된다.

(5) 비맥동 층류 유동에서와 달리, 맥동 유동에서는 Reynolds 수가 증가할 수록 원관 벽면에서의 열전달률이 증가 된다.

참고문헌

- (1) Hamakiotes, C.C. and Berger, S.A., 1988, "Fully Developed Pulsatile Flow in a Curved Pipe," J.Fluid Mech., Vol. 195, pp.23~55.
- (2) Simon, T.W. and Seume, J.R., 1988, "A Survey of Oscillating Flow in Stirling Engine Heat Exchanger," NASA Report No.182108.
- (3) Talbot, L. and Gong, K.O., 1983, "Pulsatile Entry Flow in a Curved Pipe," J.Fluid Mech., Vol.127, pp.1~25.
- (4) Denison, E.B., Stevenson, W.H. and Fox, R.W., 1971, "Pulsating Laminar Flow Measurements with a Directionally Sensitive Laser Velocimer," AIChE Journal, Vol.17, No.4, pp.781~787.
- (5) 박길문, 고영하, 1991, "An Experimental Study on The Turbulent Flow Characteristics of Developing Turbulent Pulsating Flow in the Entrance Region of A Square Duct," KSME 추계학술대회 논문집, pp.572~577.
- (6) Rabadi, N.J., Chow, J.C.F. and Simon, H.A., 1982, "Heat Transfer in Curved Tubes with Pulsating Flow," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.25, No. 2, pp. 195~203.
- (7) 이재현, 이건태, 강병하, 1992, "주기적인 압력구배를 받는 덕트에서의 유동 및 열전달 특성에 관한 연구," 대한기계학회논문집 16권 제2호.
- (8) Martinelli, R.C., Boetler, L.M.K., Weinberg, E. B. and Yakabi, S., 1943, "Heat Transfer to a Fluid Flowing Periodically at Low Frequency in Vertical Tubes," Trans. ASME, Vol.65, pp. 789~795.
- (9) West, F.B. and Taylor, A.T., 1952, "Effect of Pulsating on Heat Transfer," Chemical Engineering Progress, Vol. 48, pp. 39~43.
- (10) Lemlich, R. and Hwa, C.K., 1961, "The Effect of Acoustic Vibration on Forced Convective Heat Transfer," AIChE Journal, Vol. 7, pp. 102~106.
- (11) Hwang, M.F. and Dybbs, A., 1983, "Heat Transfer in a Tube with Oscillatory Flow," ASME Paper 83-WA/H-90.
- (12) 박희용, 김창기, 1991, "원관내 맥동유동의 열전달에 관한 실험적 연구," 공기조화냉동공학회논문집 제3권 제1호, pp. 78~85.
- (13) Moffat, R.J., 1982, "Contributions to The Theory of Single-Sample Uncertainty Analysis," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, pp. 173~178.
- (14) Kays, W.M. and Crawford, M.E., 1980, Convective Heat and Mass Transfer, 2nd Ed., McGraw-Hill Book Company.