

공학석사 학위논문

세관에서 고온 고압 헬륨의 열유동에  
관한 실험적 연구

*An Experimental Study on the Fluid Flow and Heat  
Transfer of High Temperature and High Pressure Helium  
in a Minichannel*

지도교수 방 광 현

2007년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

김 경 규

*An Experimental Study on the Fluid Flow and Heat  
Transfer of High Temperature and High Pressure Helium  
in a Minichannel*

*Kyung-Kyu Kim*

*Department of Refrigeration & Air-Conditioning  
Engineering  
Graduate School, Korea Maritime University*

*Abstract*

Fluid flow and heat transfer of helium in a minichannel has been experimentally studied to investigate the effect of high pressure and high temperature flow conditions. The experimental apparatus consists mainly of gas booster, pre-heater, electric furnace, and cooler. The test section tube is a round minichannel of 1.397 mm inside diameter, made of Inconel 600. The ranges of the major experimental parameters in this study are 2000 ~ 34000 of Reynolds number, 20 ~ 110 kW/m<sup>2</sup> of wall heat flux. The experimental results showed that the heat transfer coefficient were not affected by inlet temperature, inlet pressure, and heat flux. Pressure drop was not also affected by inlet temperature, inlet pressure, and heat flux.

# 목 차

## *Abstract*

사용기호

표목차

그림목차

제 1 장 서 론 .....	1
1.1 연구배경 .....	1
1.2 연구목적 .....	3
제 2 장 선행연구 고찰 .....	5
2.1 서론 .....	5
2.2 관내에서의 유동 .....	6
2.3 관내에서의 대류열전달 .....	10
2.4 재층류화 .....	12
2.5 물성치 변화에 대한 영향.....	14
2.6 선행연구 고찰 요약.....	15
제 3 장 실험장치 및 실험방법 .....	30
3.1 실험장치 .....	30
3.2 실험방법 .....	35
3.3 데이터 처리.....	36
3.2.1 열전달계수.....	36
3.2.2 압력강하.....	37
3.4 실험오차 분석.....	38

3.2.1 온도측정.....	38
3.2.2 압력측정.....	39
3.2.3 질량유속(Mass flux).....	39
제 4장 실험결과 및 고찰.....	52
4.1 실험조건.....	52
4.2 열전달계수 .....	52
4.2.1 유량변화에 따른 열전달계수.....	52
4.2.2 입구온도에 따른 열전달계수.....	53
4.2.3 입구압력에 따른 열전달계수.....	53
4.2.4 열유속에 따른 열전달계수.....	53
4.3 압력강하.....	55
제 5 장 결 론 .....	60
참고문헌 .....	62

## 사 용 기 호

A	단면적 [ $m^2$ ]
D	직경 [m]
f	마찰인자 (friction factor)
G	질량유속 [ $kg/m^2s$ ]
h	국소 열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]
$\bar{h}$	평균 열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]
j	Colburn j계수
k	열전도도 [ $W/m \cdot K$ ]
L	길이 [m]
Nu	Nusselt number
P	압력
Pr	Prandtl number
Q	열전달률 [W]
$q''$	열유속 [ $W/m^2$ ]
Re	Reynolds number
St	Stanton number
u	속도 [m/s]
x	특성길이 [m]

## 하첨자

b	bulk
d	발달
E	입구
i	비점성
s	표면
w	벽
$\infty$	자유유동 조건

## 그리스문자

$\rho$	밀도( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$\mu$	점도( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ )

## 표 목 차

Table 2.1	Turbulent forced friction factor correlations for smooth circular ducts
Table 2.2	Turbulent forced convection correlations through a circular ducts with constant properties(Nu)
Table 2.3	Exponents n and m for turbulent forced convection through circular ducts
Table 2.4	Turbulent forced convection correlation in circular duct for gases with variable properties
Table 2.5	Past work of high temperature compact heat exchangers
Table 3.1	Use, property, and element of Inconels

## 그림 목 차

- Fig. 1.1 Schematic of Iodine-Sulfur process
- Fig. 1.2 PCHE (Printed circuit heat exchanger)
- Fig. 2.1 Laminar flow in circular duct
- Fig. 2.2 Turbulent flow in circular duct
- Fig. 2.3 Turbulent forced friction factor correlations for smooth circular ducts
- Fig. 2.4 Moody diagram
- Fig. 2.5 Friction factor vs Reynolds number  
(Olsson and Sunden, 1995)
- Fig. 2.6 Friction factor vs Reynolds number  
(Hwang et. al., 2003)
- Fig. 2.7 Friction factor vs Reynolds number  
(Son and Park, 2005)
- Fig. 2.8 Schematic of experimental apparatus  
(Olsson and Sunden, 1995)
- Fig. 2.9 Nusselt number vs Reynolds number  
(Olsson and Sunden, 1995)
- Fig. 2.10 Heat transfer coefficient in low mass flux  
(Nam, 2006)

- Fig. 2.11 Heat transfer coefficient in high mass flux  
(Nam, 2006)
- Fig. 2.12 Property of air and helium at 60 bar
- Fig. 3.1 Definition of minichannel
- Fig. 3.2 Schematic diagram of experimental apparatus
- Fig. 3.3 Photograph of experimental apparatus
- Fig. 3.4 1000-h Rupture stress of Inconels
- Fig. 3.5 Schematic diagram of the preheater
- Fig. 3.6 Photograph of preheater
- Fig. 3.7 Photograph of the test section
- Fig. 3.8 Schematic diagram of test section
- Fig. 3.9 Photograph of pressure drop transmitter
- Fig. 3.10 Photograph of gas booster
- Fig. 3.11 Photograph of cooler
- Fig. 3.12 Photograph of flowmeter
- Fig. 3.13 Average error of thermocouple

- Fig. 3.14 Thermocouple signal
- Fig. 3.15 Mass flow rate error vs time
- Fig. 4.1 Comparison of correlations
- Fig. 4.2 Nu vs Reynolds number
- Fig. 4.3 Nu vs  $x^*$
- Fig. 4.4 Nusselt number at 100°C
- Fig. 4.5 Nusselt number at 400°C
- Fig. 4.6 Heat flux vs. Nu
- Fig. 4.7 Pressure drop vs. Reynolds number
- Fig. 4.8 Friction factor vs. Reynolds number

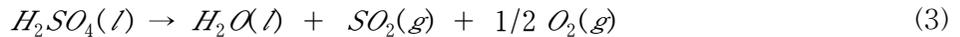
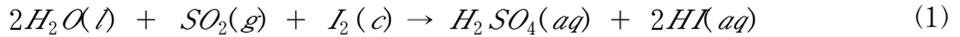
# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구배경

산업의 발달과 삶의 질적 향상에 따라 에너지 사용량이 급증하고 있으며, 이는 화석연료의 가채 매장량 고갈 외에도 이상기후와 지구 온난화의 주범인 CO<sub>2</sub> 배출이라는 환경문제로 이어지고 있다. 그래서 선진국들(선진38개국 : 미국, EU, 일본, 러시아, 뉴질랜드 등)이 2008~2012년 동안 이산화탄소, 프레온 가스, 메탄 등 지구온난화를 유발하는 여섯 종류의 온실가스 배출량을 90년 보다 평균 5.2% 줄이는 교토의정서를 채택하게 되었다. 한국은 유엔 기후변화협약에서 개발도상국으로 분류되어 당장 온실가스를 감축할 의무는 없지만 지구온난화의 원인인 온실가스 배출량이 계속 늘어나고 있어 여기에 동참하라는 선진국들의 외교압력이 거세질 것으로 예상된다. 온실가스 배출량을 줄이기 위해 신·재생에너지원 개발이라는 당위성 및 시급성이 대두되면서 수소가 화석연료를 대체할 수 있는 새로운 에너지원으로 부각되었다.

수소를 생산하는 방법은 여러 가지가 있다. 현재 가장 많이 사용되는 방법은 ‘수증기 개질법’으로 천연가스에 포함된 메탄을 수증기와 혼합해 900 ~ 1000℃ 정도 가열하면 수소와 이산화탄소로 분해가 가능하다. 또한 천연가스 대신 태양광이나 풍력, 바이오매스 등 신재생 에너지를 이용하는 방법 등 다양하지만 경제성 있는 수소를 생산하기는 쉽지 않은 것이 현실이다. 경제성 있는 수소를 생산하기 위해 원자력을 이용하는 방법이 최근 화제가 되고 있다. 원자력과 물을 이용해 수소를 분해하는 방법으로는 고온에서 요오드(I<sub>2</sub>)와 황산(SO<sub>4</sub>)을 촉매로 물을 분해하는 IS열화학 공정이 있다. 이 공정은 총 3개의 화학반응이 한 사이클을 이룬다. 모든 화학물질은 재순환돼 오로지 수소와 산소만이 부산물이 되므로 오염물질이 발생하지 않는 장점이 있다. 다음은 3개의 화학반응식을

나타낸 것이다.



식(1)은 Bunsen반응공정으로서 H<sub>2</sub>O, SO<sub>2</sub>, I<sub>2</sub>를 각 반응시켜 H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>와 HI를 생산한다. 이는 발열반응이고 자연적으로 진행되는 공정이다(20℃ ~ 100℃). 또한 Bunsen 반응에서 생성되는 HI와 H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>는 과잉의 요오드(iodine)가 있을 때, HI - H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> - H<sub>2</sub>O - I<sub>2</sub> 혼합용액이 액-액 분리에 의해 HI액상(HI - H<sub>2</sub>O - I<sub>2</sub>)과 H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>액상 (H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> - H<sub>2</sub>O - I<sub>2</sub>)으로 밀도 차에 의하여 분리된다. 식(2)은 HI 분해반응 공정으로 분리된 HI를 분해시켜 수소를 생산한다. 식(3)의 H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> 분해반응공정은 흡열반응으로 2단계로 진행되며, 반응과정은 다음과 같다. H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>가스는 400℃ ~ 500℃에서 H<sub>2</sub>O와 SO<sub>3</sub>으로 분해 되며, 분해 된 SO<sub>3</sub>은 약 800℃에서 고체 촉매에 의해 다시 SO<sub>2</sub>와 O<sub>2</sub>로 분해 된다. Fig. 1.1에는 IS열화학 공정을 개략적으로 나타내었다.

H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> 분해반응공정에서 이산화황(SO<sub>2</sub>)과 산소(O<sub>2</sub>)로 분해 되는 시점은 800℃ 근처며, 경제성의 이유로 950℃ 이상의 조건이 되어야 한다. 950℃이상의 고온을 얻기 위해서 초고온원자로 (VHTR : Very High Temperature Reactor)를 이용하고 열전달 매체로서 헬륨가스를 이용하게 된다.

원자로에서 공급되는 950℃ 이상의 헬륨가스의 열에너지를 수소생산 공정에 방사능 오염 없이 공급하기 위해서 중간 열교환기 (IHX : Intermediate Heat Exchanger)를 이용한다. 이러한 중간 열교환기의 부피를 최소화하기 위해서 컴팩트열교환기 형태가 검토되고 있으며, 따라서 세관 형태의 미세유로 (minichannel)에서 고온, 고압 헬륨의 열유동 특성에 대한 연구가 요구되고 있다.

## 1.2 연구목적

열교환기(heat exchanger)는 서로 다른 온도의 두 물질 또는 그 이상의 유체들 간의 열전달이 가능하도록 하는 장치로 냉동 및 공기조화, 폐열회수, 화학공정 등 많은 공업응용분야에서 사용되어지고 있다. 특히 고밀도 열교환기(compact heat exchanger)는 환이 달린 관 또는 평판들의 밀집된 배열을 가지는 장치로, 단위체적당 큰 열전달표면면적( $\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ )을 얻을 수 있다. 따라서 적어도 한 유체가 기체이어서 작은 대류 열전달계수를 가지는 특성이 있는 경우에 주로 사용된다. 이런 고밀도 열교환기와 관계되는 유동통로는 전형적으로 수력직경( $D_h$ )이 5 mm이하인 세관으로 이루어져 있다.

기준에 사용되고 있는 고밀도 열교환기에서는 고온 고압의 적용사례가 없기 때문에 그 연구 또한 미비한 상태이다. 가장 비슷한 열교환기로서 PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger)가 있지만 높은 온도에서는 아직 사용하기 힘든 상태이다.

따라서 본 연구에서는 고온 고압의 열교환기에서 열전달 매체로서 사용될 He가스의 고온 고압에서의 유동 및 열전달의 특성에 대해서 연구하고 고온 고압용 열교환기의 설계 데이터를 제공하는데 목적이 있다.

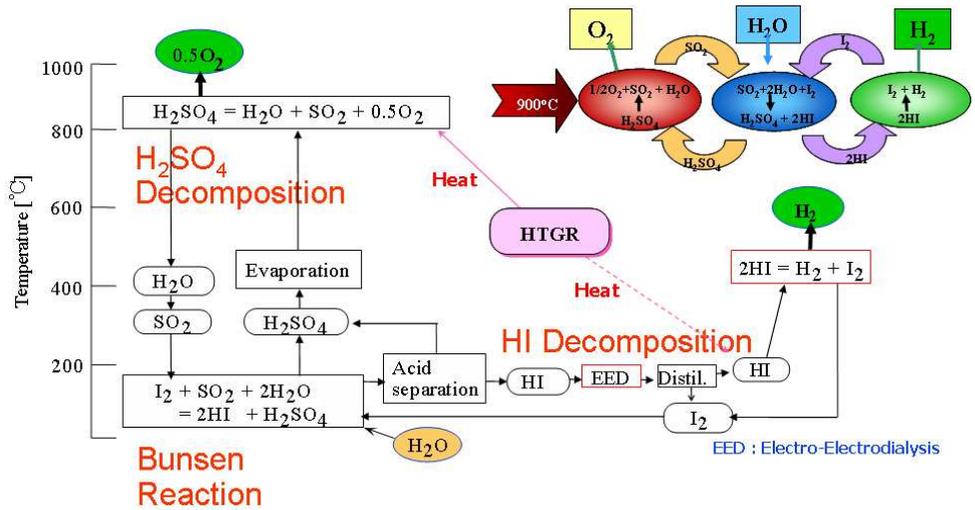


그림 1.1 Schematic of Iodine-Sulfur process

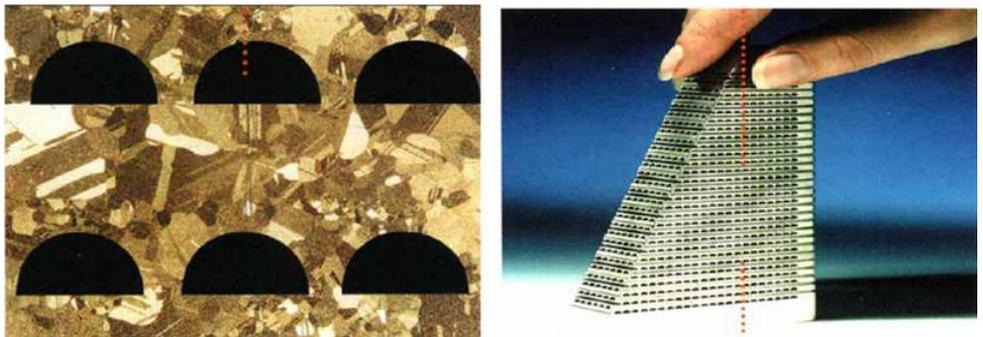


Fig. 1.2 PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger)

## 제 2 장 선행연구 고찰

### 2.1 서론

현재 상용으로 사용되고 있는 열교환기는 난방, 공기조화, 자동차 방열기등과 같은 다양한 분야에서 사용되고 있는데, 각각의 경우에서도 기술적인 복잡성, 열교환량의 크기 등에 따라 매우 다양한 형식과 종류가 존재하게 된다. 하지만 초고온원자로(VHTR)에 사용하게 될 열교환기는 아직 개발단계이기 때문에 연구가 많이 부족한 실정이다. 초고온 원자로에 사용될 열교환기는 고온 고압에서 작동유체가 유동하기 때문에 많은 안정성을 고려하여야 한다. 그러기 위해서는 작동유체가 고온 고압에서 가지는 열전달 특성과 압력손실을 알아야 할 것이다.

튜브 내에서의 열전달 특성과 유동의 특성은 외부유동과는 다른 양상을 보인다. 튜브 내에서는 외부유동과는 달리 표면에 의해 가두어진 유동이므로 경계층이 제약 없이 발달되어 나갈 수 없다. 이러한 내부유동은 수십 년간 많은 선행연구자들에 의해 연구가 진행되어 오고 있다.

지난 수십 년간의 연구를 통하여, 튜브 내에서의 열전달 특성과 유동 특성 대한 많은 연구 자료들이 제시되었다. 이를 통하여 수많은 종류의 열교환기에 대한 전열 현상 및 압력 특성이 해석되었으며, 이러한 연구들은 최근 열교환기의 경량화 및 고효율화에 대한 연구로 발전되어, 일반 가정용 공조기, 발전소 용 열교환기 및 차량용 방열기 등 많은 분야에 응용되고 있으며, 현재까지 많은 연구들이 진행 중에 있다.

본 장에서는 기존의 연구자들이 수행한 실험적 기법 및 내용들을 살펴보고, 또한 상관식을 정리, 비교하여 앞으로 진행되어질 본 연구의 기초 자료로 사용할 것이다.

## 2.2 관내에서의 유동

관내에서의 유동은 층류 또는 난류유동으로 분류가 된다. 층류유동에서 각각의 유체입자는 이웃하고 있는 유체입자들과 운동량 등의 혼합이 없다. 하지만 난류유동은 불규칙적인 유체운동으로, 속도와 압력 등의 유동특성이 시간과 위치의 함수로써 매우 불규칙하게 변한다. 따라서 속도나 압력 등의 물리량들은 통계적인 평균값으로 표현된다. 이러한 맥락에서 “정상” 난류유동은 일정시간에 걸쳐 측정된 속도나 압력 등의 물리량들에 대한 평균값이 시간의 함수로서 변하지 않는 유동이다. 유동이 층류유동인지 난류유동인지를 판단하는 기준으로 Reynolds수가 이용된다.

$$Re \equiv \frac{\rho u D}{\mu} \quad (2.1)$$

Reynolds수는 점성력에 대한 관성력의 비로 정의되어있다. 그러므로 이 비가 커지면 관성력이 점성력을 지배하게 된다. 완전발달유동에서 난류의 시작에 해당하는 임계 Reynolds수는 약 2300부터다. 하지만 완전난류조건에 도달하는 데에는 훨씬 더 큰 Reynolds수( $Re \approx 10000$ )가 요구된다.

유동양상이 중요하게 작용하는 이유는 발달된 유동이 되기 전의 입구영역이 달라지기 때문이다. 층류유동 입구영역에서는 Fig. 2.1과 같이 유동 방향으로 속도 형상이 변한다. 유동이 시작되는 부분에서는 점점 경계층이 발달하게 된다. 경계층은 비점성 코어길이  $L_i$ 까지 점점 자라서 점성 응력이 전 단면을 지배하게 된다. 속도 형상은 점성 효과에 의해 발달된 영역이 형성될 때까지 형상발달영역에서 계속 변하게 된다. 입구 길이는 Re수에 따라 변하게 되는데 입구에서 균일 형상을 갖는 원형 관

내 층류유동에 대한 입구길이는 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{L_E}{D} \approx 0.05Re \quad (2.2)$$

하지만 관내 유동이 난류가 되면 상황이 조금 달라진다. 유동 방향으로 유동의 모든 특성들이 변하지 않을 때 발달된 유동이 형성된다. 비점성 코어가 존재하고  $x=L_d$ 에서 끝나는 속도형상 발달영역이 이어진다. 그러나 난류 유동의 세부적인 구조까지 발달되기 위해서는 추가길이가 요구된다. 난류의 상세한 구조는 벽에서의 열전달에 대한 정확한 평가와 같은 계산에서 중요하다. Fig. 2.2에서는 난류유동에서 속도형상발달에 대해 나타내었다.

관내 유동형상에 따라 내부유동을 유지하는데 필요한 압력손실이 달라진다. 압력손실은 펌프나 팬의 동력의 요구조건을 결정하기 위해서 필요한 파라미터다. 압력손실을 결정하기 위해서는 Moody나 Darcy의 f-factor를 이용하는 것이 편리하고 다음과 같이 정의된다.

$$f \equiv \frac{-(dp/dx)D}{\rho u^2/2} \quad (2.3)$$

f-factor는 마찰계수(friction coefficient)와 혼동하기 쉬운데 f-factor는 마찰계수의 4배 값을 가진다.

층류의 경우 이론적으로 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.4)$$

하지만 완전 발달된 난류유동에 대해서는 해석이 훨씬 복잡하기 때문

에 궁극적으로 실험결과에 의존할 수밖에 없다. 난류유동에서의 압력손실에 대한 연구는 많은 연구자들이 수행하였고 각자의 실험결과에 따른 상관식들을 제시하고 있다. 많이 사용되고 있는 상관식들을 Table. 2.1에 나타내었고 상관식들간의 차이를 Fig. 2.3에 나타내었다. 그 결과 상관식들간의 형식은 다르지만 값은 거의 비슷한 것을 알 수 있었다.

Fig. 2.4에서와 같이 Moody(1944)는 Re수와 f-factor의 관계를 한 장의 선도로 정리하였다. 이것을 ‘Moody 선도’라고 부르며, 현재까지도 관마찰손실을 계산할 경우에 널리 사용되고 있다.

Olsson and Sunden(1995)은 열 가지의 방열기 튜브에 대해서 실험적으로 연구하였다. 매끄러운 관뿐만 아니라 관내에 여러 형상이 있는 관까지 실험을 하여 압력손실을 측정하였다. Re수는 500 ~ 6000까지 실험을 하였고 결과는 f-factor와 손실계수로 나타내었다. Fig. 2.5에서 보듯이 관안에 여러 형상이 있는 경우는 Blasius equation보다 아주 높게 실험데이터가 나타난다. 그리고 매끄러운 관에서 Re수가 높은 영역은 Blasius equation과 유사함을 보이고 있는 반면에 낮은 영역에서는 실험데이터가 낮게 나타나고 있다. Re수가 500에서는 약 11%의 차이를 보인다.

Hwang et. al.(2003)은 다양한 티타늄 튜브에서 발생하는 압력손실에 대해서 연구하였다. 실험대상인 티타늄 튜브는 총 5가지를 사용하였는데 일반적인 관을 중심으로 관내에 핀이 있는 튜브를 사용하였다. 실험범위는 난류 영역인 Re수 15000 ~ 65000까지 실험을 하였고, 압력손실을 측정하여 f-factor를 산출하였다. 실험결과는 Blasius equation과 비교를 하였고 그 결과는 Fig. 2.6에 나타내었다. Blasius equation은 다음과 같다.

$$f = 0.0791Re^{-0.25} \quad (2.5)$$

그 결과 일반적으로 매끈한 관내에서는 실험과 상관식이 잘 맞는 것을 알 수 있고, 편이 있는 매끄럽지 못한 관에서는 f-factor가 크게 나타난다고 보고하였다.

Son and Park(2005)은 이산화탄소를 이용하여 수평튜브에서의 압력손실에 대해 실험적으로 연구하였다. 실험조건은 입구압력이 7.5 ~ 10.0 MPa이고 질량유속이 200 ~ 400 kg/m<sup>2</sup>s이다. 같은 질량유속에서 압력이 높으면 압력손실은 낮은 것을 확인하였고 이유는 압력에 따른 밀도 차이라고 생각하였다. Hwang et. al.과 마찬가지로 실험결과를 Blasius equation과 비교를 하였고 상대적으로 잘 일치함을 보였다. 실험결과는 Fig. 2.7에 나타내었다.

## 2.3 관내에서의 대류 열전달

대류 열전달에서 가장 중요한 문제는 국소 열유속과 총 열전달률이 어떻게 되는가이다. 국소 열유속은 다음과 같이 표현되다.

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (2.6)$$

여기서  $h$ 는 국소대류계수이다. 유동조건이 표면상의 점에서 점으로 변하기 때문에 국소 열유속과 국소대류계수는 모두 표면에 연하여 변화한다. 그리고 평균대류계수를 사용하면 총 열전달률은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$q = \bar{h} A_s (T_s - T_\infty) \quad (2.7)$$

평균대류계수는 국소대류계수를 전체 표면에 대해서 적분을 하면 구할 수 있다. 그리고 일반적으로 대류 계수는 무차원수인 Nu수로 나타낼 수 있다. Nu수는 표면에서의 무차원 온도구배와 같으며, 표면에서 일어나는 대류열전달의 기초가 되고 많은 선행연구자들은 열전달 계수에 대해서 Nu수와  $j$ -factor로 나타내고 있다. Table 2.2는 물성치가 일정할 때 원 관에서의 난류 강제대류의 상관 식들을 나타낸 것이다.

$$Nu \equiv \frac{hD}{k} \quad (2.8)$$

$$j = St \times Pr^{1/3} \quad (2.9)$$

선행연구자들의 관내 대류열전달에 대해 살펴보면 Ede(1961)는 수평 파이프에서 물과 공기를 이용하였고, 파이프의 직경은 1.27 ~ 5.08 cm,

Re수는 300 ~  $10^6$ 의 범위에서 실험하였다. 난류 영역에서는 기존의 식보다 열전달 계수가 높게 측정되었고 이는 자연대류의 영향이라고 추측하였다.

Olson and Glover(1990)는 홈이 파진 판에 둥근 튜브를 브레이징하여 실험을 하였다. 튜브는 한쪽에서만  $540 \text{ kW/m}^2$ 의 복사열전달을 받도록 하였고 튜브 내부는 35 bar의 He가스가 Re수 3000 ~ 35000으로 흘러가도록 하였다. f-factor는 열전달 없이 상온에서 35 bar에서 실험하였고, 입구와 출구에서의 손실을 포함하여 계산하였다. Nu수는 완전 발달된 난류유동의 상관식과 비교를 통하여 새로운 상관식을 제시하였다. 실험장치는 Fig. 2.8에 나타내었고 결과는 Fig. 2.9에 나타내었다.

Nam(2006)은 관내유동에서 열유속과 질량유속의 영향에 대해서 수치해석으로 예측하였다. 열유속은  $43 \sim 675 \text{ kW/m}^2$ , 질량유속은  $93 \sim 690 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 범위에서 Fluent 5.4를 이용해서 수치해석을 수행하였다. 그 결과를 온도변화로 인한 물성치 변화의 영향을 고려한 상관식들과, Olson and Glover(1990)의 실험데이터로 서로 비교를 하였다. 작은 질량유속의 경우 Gnielinski 상관식과 실험데이터는 매우 잘 맞는 것을 알 수 있었고, 수치해석결과는 열전달 계수를 높게 예측하였고, 그 결과는 Fig. 2.10에 나타내었다. 그리고 큰 질량유속의 경우는 McEligot 상관식과 실험데이터간의 차이가 30% 정도 나고, 수치해석결과와는 6%정도의 차이를 나타내었다. 결과는 Fig. 2.11에 나타내었다.

## 2.4 재층류화

대류는 자연현상에서 뿐만 아니라 제반 공학문제에서 일어나는 가장 중요한 열전달 형태 중의 하나로, 대류를 일으키는 유동의 발생 원인에 따라 강제대류와 자연대류로 구분된다. 강제대류는 외부의 가해지는 압력차에 의해 발생하고 자연대류로 유체의 밀도변화가 부력을 발생시켜 일어난다. 위의 운동을 야기하는 요소들에 의한 영향이 모두 나타나면, 이를 혼합대류라 한다. 열전달이 일어나는 유동에서는 항상 자연대류가 발생한다. 본 연구에서와 같이 실험하고자 하는 튜브 내에서 속도가 큰 경우의 대류는 엄밀히 따져서 혼합대류에 속하지만 자연대류는 강제대류에 비해 무시할 정도로 양이 작기 때문에 강제대류로 가정을 할 수 있다.

관내의 난류 유동에서 혼합대류가 일어나는 경우, 유체의 흐름방향에 따라 열전달의 변화가 다르게 일어난다. 벽면을 일정하게 가열할 때, 같은 방향(assisting flow), 직각 방향(transverse flow) 유동의 경우 부력의 크기에 따라 열전달이 촉진시키는 방향으로 작용한다. 반대 방향(opposing flow) 유동에서의 열전달은 감소시키는 작용을 한다. 경우에 따라 국부적으로 벽면온도가 급격하게 상승하는 현상까지 보이는 등 다소 복잡한 형상을 보이고 있다.

같은 방향(assisting flow)에서 열전달에 대한 실험적 연구는 부력이 큰 초임계압력(super-critical pressure) 조건에서 주로 수행되어 왔다(Hall et al., 1978). 이러한 열전달 변화현상은 초임계압력 조건에 국한되지 않고 일상적인 압력에서의 유체의 경우에도 관찰된다(Jackson et al., 1989). 벽면에서 가열되는 열량이 클 때, 부력의 영향과 함께 물성치 변화로 인한 중심부 가속이 일어난다. 이로 인해 열전달이 감소하는데 이러한 이유로 재층류화(relaminarization) 현상을 주로 언급한다.

재층류화 현상에 대한 실험적 연구로, Steiner(1971)와 Carr et

al.(1973)은 공기를 대상으로 열전달 감소현상에 대해 다루었고, Vilemas et al.(1992)은 비교적 부력의 영향이 큰 경우를 대상으로 열전달 감소현상을 관찰하였다. Shehata & McEligot(1998)은 ‘난류’, ‘준난류’, ‘층류화’의 조건으로 고려되는 3가지 경우에 대해 열전달 감소 현상을 확인하였다.

물성치 변화를 고려하는 재층류화 현상에 대한 수치해석으로 Ezato et al.(1999)은 Abe, Kondoh & Nagano(1994)의 저-레이놀즈수(low-Reynolds number) 난류 모델을 이용하여 Shehata & McEligot(1998)의 실험과 비교하였다. Cotton et al.(2001)은 Strain parameter 난류 모델을 이용하여, 다양한 실험을 대상으로 계산을 수행하였다. Mikielwicz et al.(2002)은 여러 2-방정식 난류 모델들을 이용하여 Shehata & McEligot(1998)의 실험에 대해 계산을 수행하였다. 그 결과 Laufer & Sharma(1974)의 저-레이놀즈수 난류 모델이 열전달을 잘 예측함을 보였다. Nishimura et al.(2000)은 난류 열유속(turbulent heat flux)방정식을 추가하여 레이놀즈 응력 모델(Reynolds stress model)을 이용하였고, Satake et al.(2000)은 DNS(Direct Numerical Simulation)를 이용하여 계산을 수행하였다.

재층류화 유동의 경우 입구에서 레이놀즈수가 크더라도, 물성치 변화에 의해 유체의 진행 방향에 레이놀즈수가 감소하게 된다. 하지만 Mikielwicz et al.(2002)과 Hrenya et al.(1998)의 연구결과에서 알 수 있듯이, 레이놀즈수가 작아질수록 대부분의 난류 모델들의 강제대류의 열전달을 높게 예측하고 있다. Patel & Head(1969)는 실험을 통해 원관 유동에서는 Reynolds number가 10000이상이 되기까진 일반적인 대수(universal logarithmic) 속도분포를 따르지 않는다는 것을 보여 주었다. 또한 Eggels et al.(1994)과 Satake et al.(2000)의 DNS 결과에서도 이러한 저-레이놀즈수 영향(low-Reynolds number effect)을 확인하였다.

## 2.5 물성치 변화에 대한 영향

액체의 경우, 점성(viscosity)은 다른 물성치보다 온도에 가장 크게 영향을 받는 인자다. 그러므로 Nu 수와 마찰계수는 점성의 비로 정의되는 게 합리적이다.

$$\frac{Nu}{Nu_{cp}} = \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^n, \quad \frac{f}{f_{cp}} = \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^m \quad (2.10)$$

여기에서 Nu의  $\mu_b$  와 k는 유체평균온도에서 평가되는 점성계수와 열전도도이며,  $\mu_w$ 는 벽온도에서 평가되는 점성계수이다.

가스의 경우, 점성계수, 열전도도, 밀도는 절대온도에 영향을 받기 때문에 온도 비로써 물성치의 영향을 나타낸다.

$$\frac{Nu}{Nu_{cp}} = \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^n, \quad \frac{f}{f_{cp}} = \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^m \quad (2.11)$$

여기서  $T_b$ 와  $T_w$ 는 각각 유체평균온도와 벽면에서의 온도이다.

지수 n과 m은 Table 2.3에 나타내었다. n은 Nu과 관련된 지수이며, m은 마찰계수와 관련된 지수이다. 그리고 Table 2.4는 원형관에서 물성치 변화를 고려한 난류 강제대류의 상관식들을 나타내었다.

## 2.6 선행연구 고찰 요약

관내 유동에 대해서는 지난 수십 년간 많은 선행연구자들이 열전달과 압력손실에 대해서 연구를 하고 결과를 내놓았다. 그 결과를 살펴보면 압력손실은 관내 거칠기와 Re수에 대한 영향을 많이 받는 것을 알 수 있다. 그리고 열전달 계수는 Re수에 대한 영향도 많이 받지만 온도 차이에 의한 물성치변화의 영향도 많이 받는 것을 알 수 있다.

하지만 선행연구자들이 제시한 대표적인 난류유동 상관식들은 주로 공기를 대상으로 실험하였거나 대기압 또는 낮은 압력에서 실험해서 상관식을 제시하였다. 하지만 실질적으로 헬륨과 공기는 물성치에서 많은 차이를 나타내고 있다. 대표적으로 밀도, 열전도도, 점성계수, 비열을 Fig. 2.12에 나타내었다.

혼합대류의 경우 관내에서 재층류화라는 현상이 발생하는 사례를 볼 수 있었고 입구에서 큰 Re수를 가지더라도 유동방향으로 Re수가 점점 작아지면서 열전달 계수가 오히려 떨어지는 것을 볼 수 있었다.

최근에 많은 관심이 대체에너지 개발에 있고 관련된 연구들이 많이 진행되고 있다. 그 중에 가장 주목받고 있는 대체 에너지는 수소로서 효율적인 수소생산을 위해 초고온 원자로를 사용하고자 한다. 초고온 원자로 사용을 위해서는 60기압, 950℃ 조건에서 이용되는 열교환기가 필요한데 실질적인 이용이 없기 때문에 관련된 유동 및 열전달 기초연구가 미미하고 본 연구와 비슷한 연구를 다른 기관에서도 하고 있지만 데이터가 부족한 실정이다. Table. 2.5와 Table. 2.6은 다른 기관에서 연구하고 있는 대상과 조건들을 나타내었다.

본 연구에서는 고온 고압에서 He가스의 유동 및 열전달의 특성에 대한 연구를 목적으로 내경 1.397 mm의 인코넬 튜브를 사용하여 열전달 계수와 압력손실을 측정하였다. 이 데이터는 향후 개발될 고온 고압의 열교환기 개발에 대한 기초 자료로 이용할 것이다.

Table 2.1 Turbulent forced friction factor correlations for smooth circular ducts

Author	Correlation	Remarks and Limitations
Blasius	$f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho u^2} = 0.0791Re^{-0.25}$	agree with it within $4 \times 10^3 < Re < 10^5$
Drew, Koo, and McAdams	$f = 0.00140 + 0.125Re^{-0.32}$	agree with it within $4 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$
von Kaman and Nikuradse	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.737\ln(Re\sqrt{f}) - 0.4$ or $\frac{1}{\sqrt{f}} = 4\log(Re\sqrt{f}) - 0.4$	agree with it within $4 \times 10^3 < Re < 3 \times 10^6$
Flonenko	$f = \frac{1}{(1.58\ln Re - 3.28)^2}$	agree with it within $10^4 < Re < 5 \times 10^5$
Techo, Tickner, and James	$\frac{1}{f} = \left(1.7372\ln\frac{Re}{1.964\ln Re - 3.8215}\right)^2$	agree with it within $10^4 < Re < 2.5 \times 10^8$

Table 2.2 Turbulent forced convection correlations through a circular ducts with constant properties(Nu)

<i>Author</i>	<i>Correlations</i>	<i>Remarks and Limitation</i>
Dittus-Boelter	$\overline{Nu_D} = 0.023 Re^{4/5} Pr^n$	$Re_D \geq 10000,$ $L/D \geq 10,$ $0.7 \geq Pr \geq 160$ $T_s > T_m : n=0.4$ (heating) $T_s < T_m : n=0.3$ (cooling)
Sieder-Tate	$\overline{Nu_D} = 0.027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	$0.7 < Pr < 16700,$ $Re \geq 10000,$ $L/D \geq 10$
Petukhov-Kirillov	$\overline{Nu_D} = \frac{(f/2) Re Pr}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr^{2/3}) - 1}$	$0.5 < Pr < 2000,$ $10^4 < Re < 5 \times 10^6$
Webb	$\overline{Nu_D} = \frac{(f/2) Re Pr}{1.07 + 9(f/2)^{1/2} (Pr - 1) Pr^{-1/4}}$	Better at high Pr and this one the same at other Pr, smooth tubes
Sleicher-Rouse	$\overline{Nu_D} = 5 + 0.015 Re^m Pr^n$	$m=0.88-0.24/(4+Pr)$ $n=1/3+0.5 \exp(-0.6Pr)$ $0.1 < Pr < 10^4$ $10^4 < Re < 10^6$

Table 2.3 Exponents  $n$  and  $m$  for turbulent forced convection through circular ducts

<i>Fluid</i>	<i>Condition</i>	<i>n</i>	<i>m</i>	<i>Limitations</i>
Liquid	Turbulent heating	0.11	-	$10^4 < Re < 1.25 \times 10^5$ , $2 < Pr < 140$ , $0.08 < \mu_w / \mu_b < 1$
Liquid	Turbulent cooling	0.25	-	$1 < \mu_w / \mu_b < 40$
Liquid	Turbulent heating	-	-0.25	$10^4 < Re < 23 \times 10^4$ , $1.3 < Pr < 10^4$ , $0.35 < \mu_w / \mu_b < 1$
Liquid	Turbulent cooling	-	-0.24	$1 < \mu_w / \mu_b < 2$
Gas	Turbulent heating	-0.47	-	$10^4 < Re < 4.3 \times 10^6$ , $1 < T_w / T_b < 3.1$
Gas	Turbulent cooling	-0.36	-	$0.37 < T_w / T_b < 1$
Gas	Turbulent heating	-	-0.52	$14 \times 10^4 < Re < \times 10^6$ , $1 < T_w / T_b < 3.7$
Gas	Turbulent cooling	-	-0.38	$0.37 < T_w / T_b < 1$
Gas	Turbulent heating	-	-0.264	$1 \leq T_w / T_b \leq 4$
Gas	Turbulent heating	-	-0.1	$1 < T_w / T_b < 2.4$

Table 2.4 Turbulent forced convection correlation in circular duct for gases with variable properties

<i>Correlation</i>	<i>Gas</i>	<i>Comments and Limitations</i>
$Nu_D = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^n$ $T_w / T_b < 1, n = 0 \text{ (cooling)}$ $T_w / T_b > 1, n = -0.55 \text{ (heating)}$	Air	$30 < L/d < 72,$ $7 \times 10^3 < Re < 3 \times 10^5,$ $0.46 < \frac{T_w}{T_b} < 3.5$
$Nu_D = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^{-0.5}$	Air	$29 < L/d < 72,$ $1.24 \times 10^5 < Re < 4.35 \times 10^5,$ $1.1 < \frac{T_w}{T_b} < 1.73$
$Nu_D = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^n$ $n = -0.4 \text{ for air, } n = -0.185 \text{ for helium,}$ $n = -0.27 \text{ for carbon dioxide}$	Air, helium, carbon-dioxide	$1.2 < \frac{T_w}{T_b} < 2.2,$ $4 \times 10^3 < Re < 6 \times 10^4,$ $L/d > 60$
$Nu_D = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^{-0.5}$ $Nu_D = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^{-0.5}$ $\times \left[ 1 + \left( \frac{L}{d} \right)^{-0.7} \right]$	Air, helium, nitrogen	$L/d > 30, 1 < \frac{T_w}{T_b} < 2.5,$ $1.5 \times 10^4 < Re < 2.33 \times 10^5,$ $L/d > 5,$ local values
$Nu_D = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^n$ $n = - \left( 0.9 \log \frac{T_w}{T_b} + 0.205 \right)$	Nitrogen	$80 < L/d < 100,$ $13 \times 10^3 < Re < 3 \times 10^5,$ $1 < \frac{T_w}{T_b} < 6$

Table 2.4 (cont.) Turbulent forced convection correlation in circular duct for gases with variable properties

<i>Correlation</i>	<i>Gas</i>	<i>Comments and Limitations</i>
$Nu_D = 5 + 0.012 Re_f^{0.83} \times (\Pr_w + 0.29)$		For gases $0.6 < \Pr < 0.9$
$Nu_D = 0.0214 (Re^{0.8} - 100) \Pr^{0.4} \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^{0.45 \times \left[ 1 + \left( \frac{d}{L} \right)^{2/3} \right]}$ $Nu_D = 0.012 (Re^{0.87} - 280) \Pr^{0.4} \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^{0.4} \times \left[ 1 + \left( \frac{d}{L} \right)^{2/3} \right]$	Air, helium, carbon-dioxide	$0.5 < \Pr < 1.5$ , for heating of gases; the author collected the data from the literature; second for $1.5 < \Pr < 500$
$Nu_D = 0.022 Re^{0.8} \Pr^{0.4} \times \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^{-10.29 + 0.0019L/d}$	Air, helium	$10^4 < Re < 10^5$ , $18 < L/d < 316$
$Nu_D = 0.024 Re^{0.8} \Pr^{0.4} \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^{-0.7}$ $Nu_D = 0.023 Re_w^{0.8} \Pr_w^{0.4}$ $Nu_D = 0.024 Re^{0.8} \Pr^{0.4} \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^{-0.7} \times \left[ 1 + \left( \frac{L}{d} \right)^{-0.7} \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^{0.7} \right]$	Nitrogen	$L/d > 40$ , $1.24 < \frac{T_w}{T_b} < 7.54$ , $18.3 \times 10^3 < Re < 2.8 \times 10^5$ Properties evaluated at wall temperature, $L/d > 24$ $1.2 \leq L/d \leq 144$

Table. 2.5 Past work of high temperature compact heat exchangers

	JAERI	TIT	FANP	NIST
Material	Hastelloy XR	SS	I 617	Ni
Construction	PCHE	PCHE	Helical	Tube
Channel Shape	rect.	half circ	round	round/ rect.
Channel Size (mm)	1 x 1	1.03	22 x 2	1.0
# of Channels	40-80	66/144		20
Test Fluid	Air	CO <sub>2</sub>		He
Pressure (MPa)	?	2 ~ 10		3.5
Temperature (°C)	?	< 300		< 375
Mass Flux< (kg/m <sup>2</sup> s)	150-500	140-300		< 700
Heat Flux< (kW/m <sup>2</sup> )	20-32			< 540

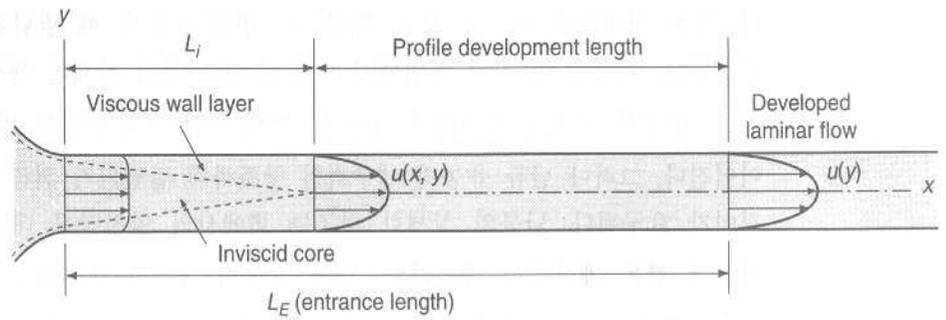


Fig. 2.1 Laminar flow in circular duct

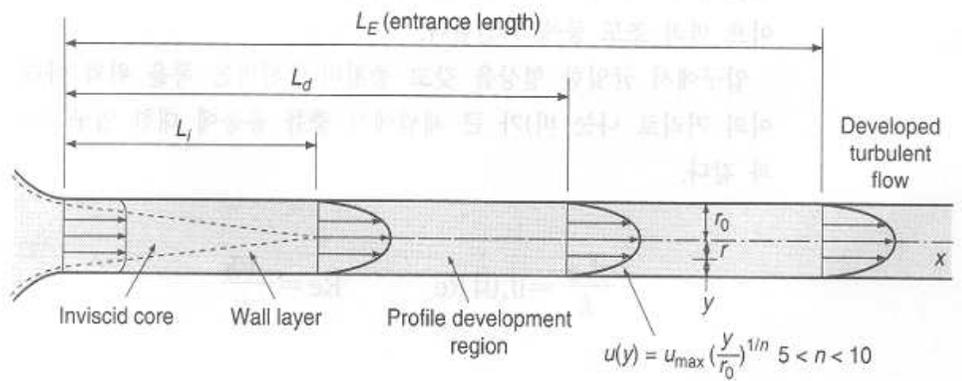


Fig. 2.2 Turbulent flow in circular duct

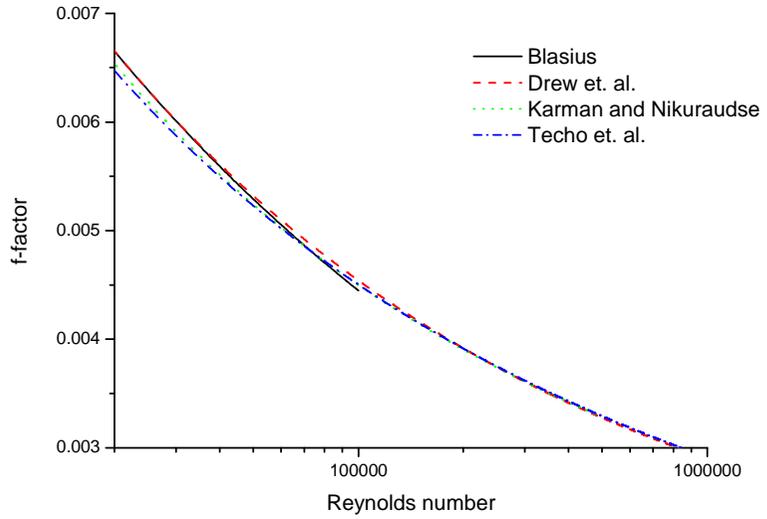


Fig. 2.3 Turbulent forced friction factor correlations for smooth circular ducts

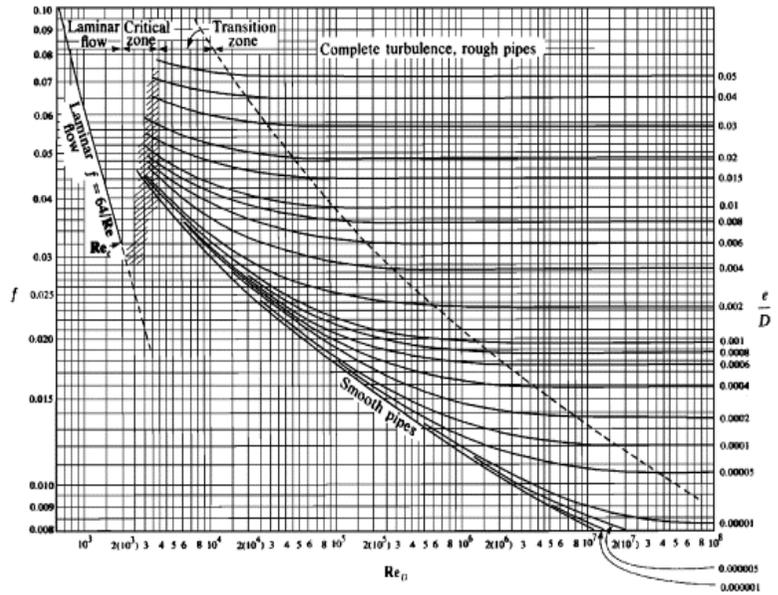


Fig. 2.4 Moody diagram

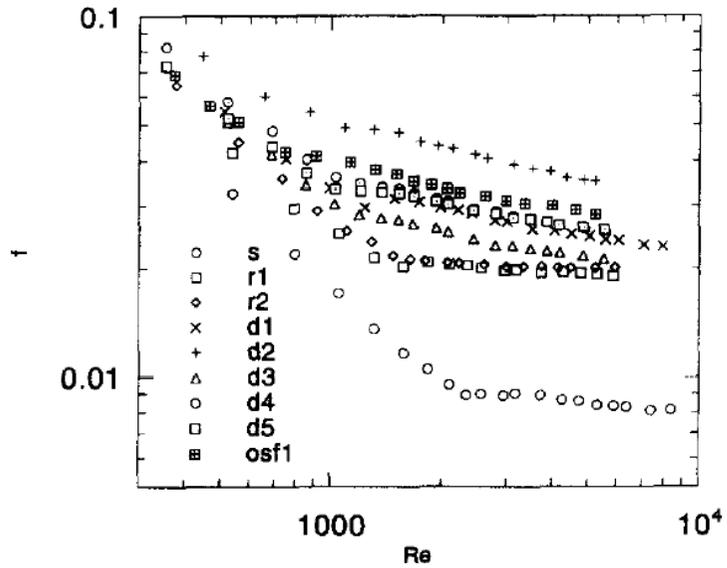


Fig. 2.5 Friction factor vs Reynolds number  
(Olsson and Sunden, 1995)

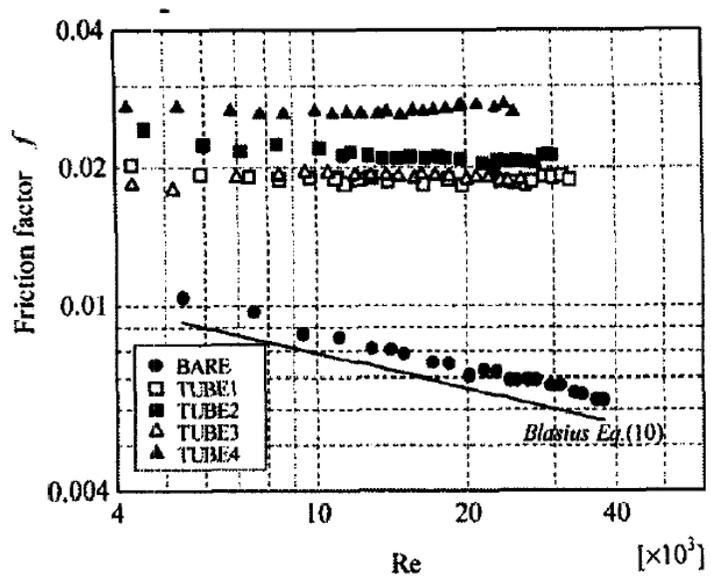


Fig. 2.6 Friction factor vs Reynolds number  
(Hwang et. al., 2003)

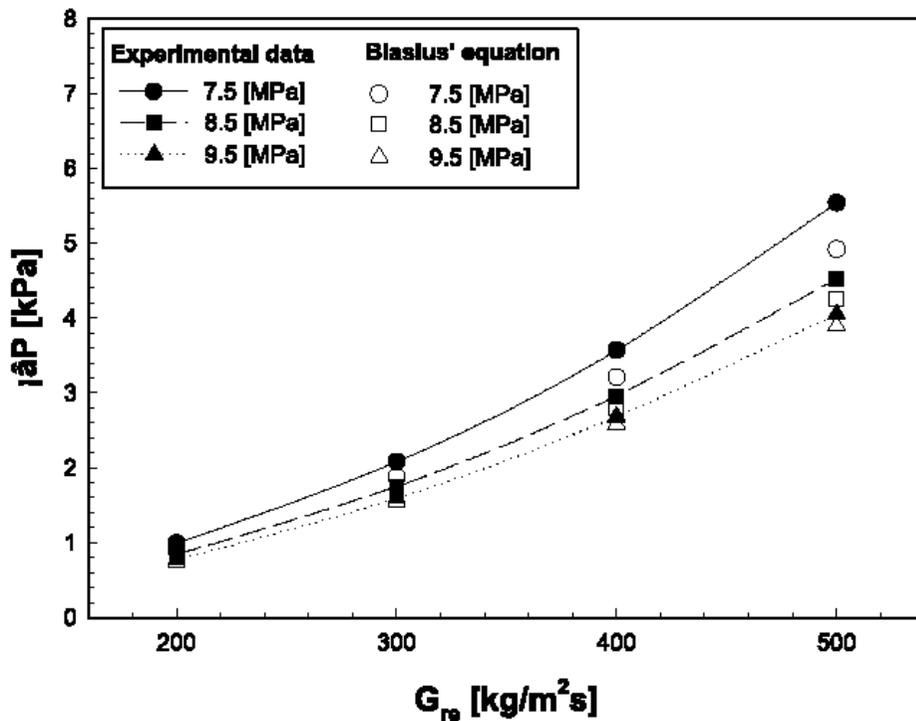


Fig. 2.7 Friction factor vs Reynolds number

(Son and Park, 2005)

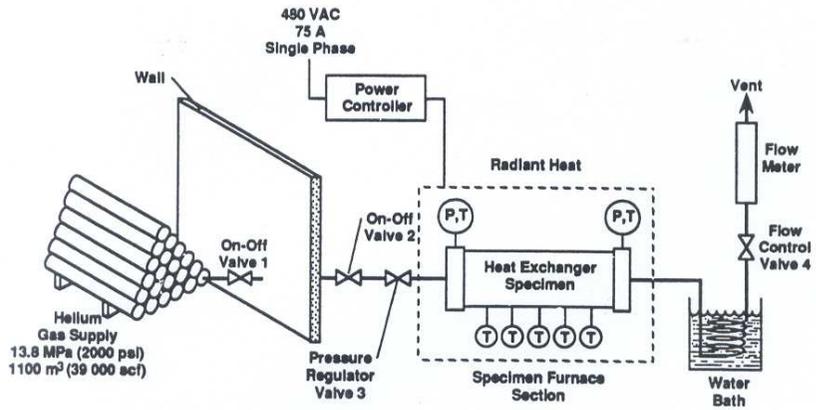


Fig. 2.8 Schematic of experimental apparatus  
(Olson and Glover, 1995)

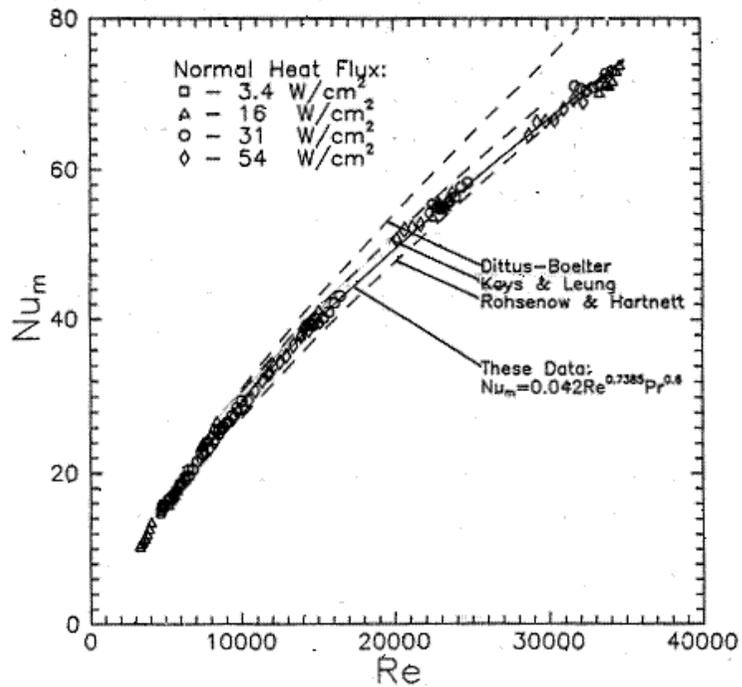


Fig. 2.9 Nusselt number vs Reynolds number  
(Olson and Glover, 1995)

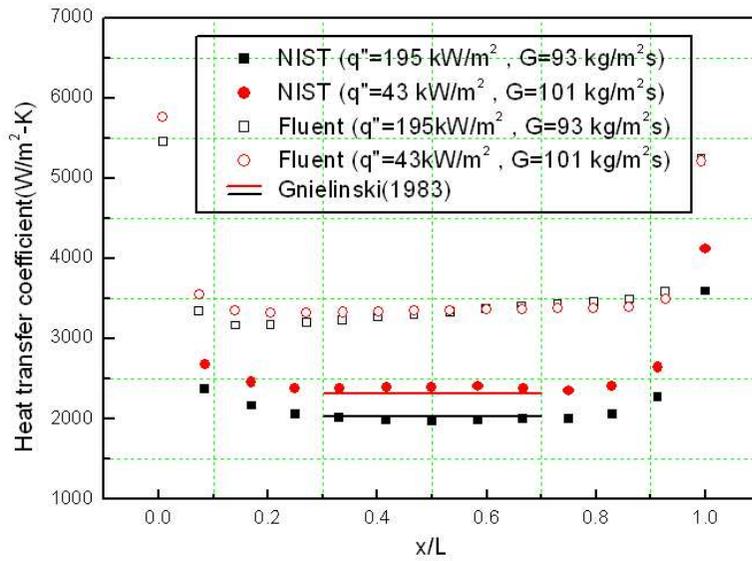


Fig. 2.10 Heat transfer coefficient in low mass flux  
(Nam, 2006)

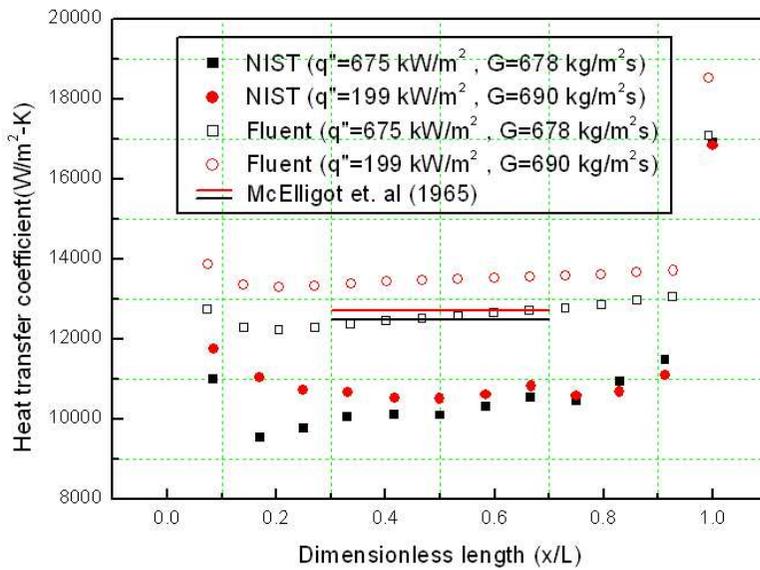
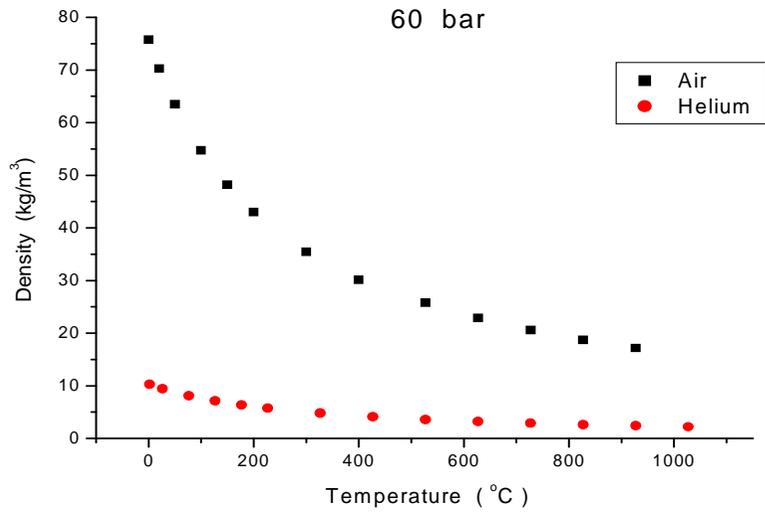
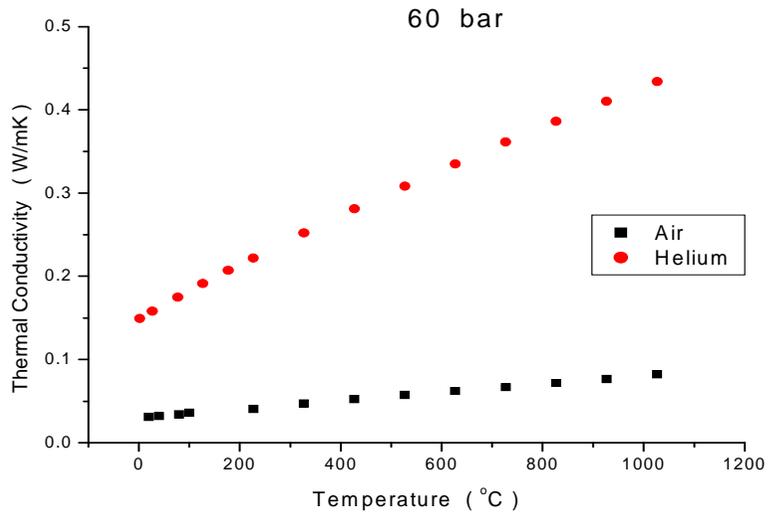


Fig. 2.11 Heat transfer coefficient in high mass flux  
(Nam, 2006)

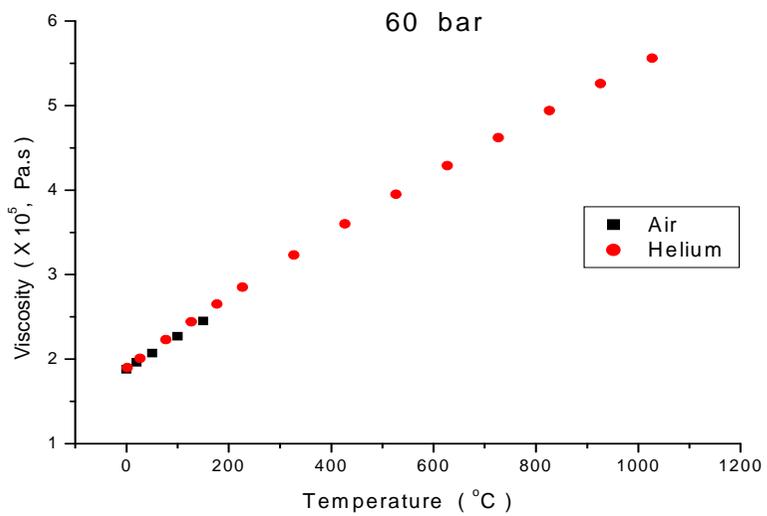


(a) Density

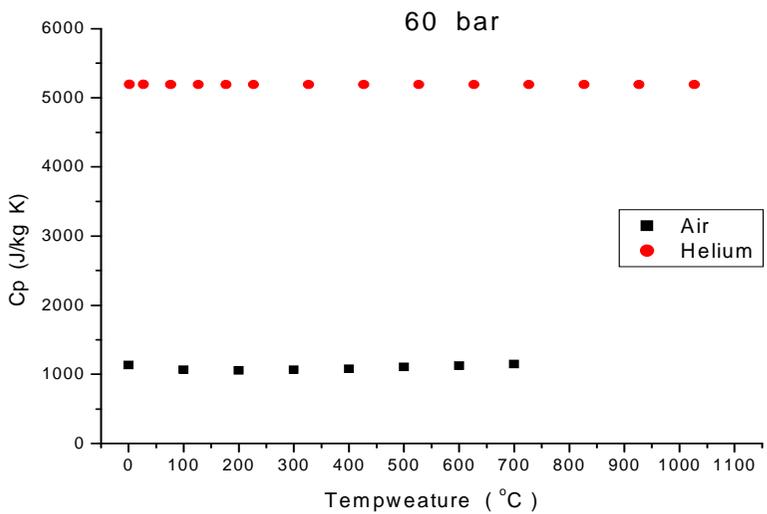


(b) Thermal conductivity

Fig. 2.11 Properties of air and helium at 60 bar



(c) Viscosity



(d) Specific heat

Fig. 2.11 (cont.) Properties of air and helium at 60 bar

## 3 장 실험장치 및 실험방법

### 3.1 실험장치

본 연구는 고온 고압의 열교환기를 설계하기 위한 기초연구로써, 열전달 매체를 헬륨을 이용하고자 한다. 미니채널에서 고온 고압헬륨의 열유동 특성을 알아보기 위해서 본 실험 장치를 설계하고 구축하게 되었다. 미니채널에 대한 정의는 명확하지 않지만 일반적으로 수력직경이 3 mm 미만을 나타낸다. Fig. 3.1은 미니채널과 마이크로채널 그리고 일반적인 튜브에 대한 이해를 돕기 위한 그림이다. 그리고 본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도와 사진은 각각 Fig. 3.2, Fig. 3.3에 나타내었다.

본 실험은 고온 고압상태에서 이루어지기 때문에 내열성과 내산화성이 좋아야 한다. 니켈은 FCC결정구조를 갖고 있으며 인성과 연성이 있고 대부분의 분위기에서 내식성과 내산화성이 있으며 저온 및 고온강도가 좋지만 가격이 비싼 것이 단점이다. 그래서 니켈합금을 많이 사용하게 된다. 니켈 합금으로는 인코넬(Inconel), 하스텔로이(Hastelloy), 모넬(Monel), 인바(Invar)등 여러 가지 종류가 있다. 하지만 이중에 내열강으로 사용되는 제품은 인코넬과 하스텔로이이다. 그 중에 본 실험에서는 인코넬 600 재질을 사용하여 실험 장치를 구축하였다. 인코넬은 내열성이 좋고, 900 °C 이상의 산화기류 속에서도 산화하지 않고, 황을 함유한 대기에도 침지되지 않는다. 신장 · 인장강도 · 항복점 등 여러 성질도 600 °C 정도까지 대부분 변화하지 않는 등 기계적 성질에 우수하며, 유기물 · 염류용액에 대해서도 부식하지 않는다. 인코넬의 성질을 Table. 3.1에 나타내었고 여러 가지 인코넬 합금에 대한 1000-h Rupture stress를 Fig. 3.4에 나타내었다.

고온 고압 헬륨가스의 열전달 특성을 파악하기 위해서는 시험관에 열

유속을 공급해야 하는데 본 실험에서는 복사열을 통해 열유속을 공급하는 방법을 채택하였다. 일반적으로 낮은 온도에서는 열선을 시험부에 감아 열유속을 주는 경우도 있지만 본 실험같이 고온의 경우는 사용할 수 있는 열선이 없기 때문에 복사열을 이용하였다. 복사열을 이용하기 위해서 대성전기로에서 만든 2개의 전기로가 사용되었다. 1개는 실험에 사용할 헬륨가스의 입구온도를 맞추어 주기 위한 예열기용 전기로, 그리고 나머지 1개는 시험부에 열유속을 공급하기 위한 전기로이다. 예열기용 전기로는 최고 내부온도가 1200℃이고 연속적으로는 1100℃에서 사용이 가능하다. Kanthal A-1 히터를 사용하여 가열하고 9 kW의 파워를 가진다. 그리고 시험부 전기로는 super kanthal 히터를 사용하고 최고온도는 1700℃이다. 두 전기로 모두 사용하고 있는 파워 확인을 위해 전류계와 전압계가 부착되어 있고 온도제어는 YOKOGAWA사의 UP350E 제어기를 사용하여 PID 컨트롤을 하고 있다.

예열기는 고압의 헬륨가스를 실험에 사용할 온도로 맞추어 주는 역할을 하게 된다. 전기로의 복사열을 이용하여 가스를 예열하게 되는데 전기로 내부에 인코넬 600 튜브 5m을 코일 형태로 감아서 넣었다. 이 때 사용한 인코넬 튜브는 외경이 6.35 mm이고 내경은 3.75 mm이다. 전기로 온도를 1100℃까지 올리게 되면 헬륨가스는 1000℃까지 예열 할 수 있도록 설계하였으며 시험부 바로 옆에 위치하였다. 예열기에 사용된 인코넬 튜브의 상세도는 Fig. 3.5에 나타내었고, 실제 사진은 Fig. 3.6에 나타내었다.

시험부는 미니채널이라고 할 수 있는 인코넬 600 1/8" 튜브를 사용하였다. 외경이 3.175 mm이고 내경은 1.397 mm, 그리고 길이는 195 mm로 되어있다. 시험부의 입·출구에는 Swagelok사의 유니온 크로스 피팅을 사용하였는데 이부분도 전기로 내부에 들어가는 부분이므로 인코넬 재질을 사용하였다. Fig. 3.7에서 보듯이 각각의 유니온 크로스에는 입·출구 온도를 측정하기 위한 K-type 열전대와 시험부에서의 압력손실을

측정하기 위한 차압계 포트가 삽입되어 있다. 그리고 시험부의 표면에 3개의 B-type 열전대를 50 mm 간격으로 붙여서 표면온도를 측정할 수 있도록 하였다. 이 때 열전대는 전기 용접을 이용해서 붙여 시험부 표면의 온도를 직접 측정할 수 있도록 하였다. 전기로에서 제공되는 복사열이 순수하게 시험부에만 전달되도록 하기 위해서 유니온 크로스 부분은 세라믹 섬유 단열재를 이용하여 복사열을 차단하였다. 시험부의 상세도는 Fig. 3.8에 나타내었다. 시험부에 사용하는 인코넬 재질이 내열성과 내부식성이 뛰어나다고는 하지만 1000℃ 이상의 온도에서는 부식이 일어날 위험이 있다. 그렇기 때문에 전기로 내부에 아르곤 가스를 퍼징 함으로써 산화되는 것을 막고자 하였다. 아르곤 가스는 시험부 전기로 윗부분에 스테인리스 튜브를 삽입하여 실험도중에 계속적으로 가스를 주입하였다. 하지만 너무 많은 양의 아르곤 가스를 주입하게 되면 시험부의 벽 온도 구배에 영향을 줄 수 있기 때문에 실험 전에는 많은 양의 가스를 주입하고 실험 중에는 소량의 가스만 주입하였다.

시험부에 들어가는 헬륨의 입구압력을 측정하기 위하여 오메가사의 모델명 PX302-1000GV 스트레인게이지(Strainage)타입의 압력계를 DP41-S 모델의 지시계(Indicator)와 연결하여 사용하였으며, 지시계의 출력신호(Output signal)가 데이터 취득 장치(Data Acquisition System)에 전송되도록 하였다. 정확한 입구압력의 측정을 위해서 시험부 바로 아래에 압력계를 설치하였다. 시험부 입출구의 차압 측정은 Yokogawa사에서 제작된 EJA110A 모델의 차압계를 사용하였고, 공급전원 DC 24 V, Output DC 4 ~ 20 mA, 측정범위 0 ~ 5 kg/cm<sup>2</sup>, 사용가능최대압력 140 kg/cm<sup>2</sup>, 사용가능온도는 -40℃ ~ 80℃까지의 사양을 가지며 ± 0.04%의 오차 범위를 가진다. 차압계는 Fig 3.9에 나타내었다.

시험부에 안정된 압력과 유량을 공급하고 실험 회로를 폐회로로 만들기 위해서 가스 부스터를 사용하였다. 가스 부스터는 메텍인터내셔널에서 제작한 300B-He 모델을 사용하였다. 가스 부스터는 3단 피스톤 왕복

동 압축기를 이용하여 최고 100 bar까지 사용할 수 있도록 설계되었다. 압축을 위한 전동기는 3HP, 220V, 단상이고 Fig. 3.10은 가스 부스터의 모습이다. 가스 부스터 출구 쪽에는 고압용 레귤레이터(Regulator)를 설치하여 시험부의 입구압력을 조절하였고 그 다음은 Swagelok사의 니들 밸브를 설치하여 유량을 조절하였다. 가스 부스터 입구는 시험부를 지난 헬륨가스가 다시 들어가서 압축이 되는데 최대 입구압력은 5 bar이기 때문에 보조 탱크를 설치하여 보조탱크에 돌아오는 헬륨가스가 저장되도록 하였다. 그리고 보조탱크에도 레귤레이터(Regulator)를 설치하여 보조탱크에 저장된 헬륨가스가 5 bar의 압력으로 가스 부스터로 들어가도록 하였다.

가스 부스터의 입구온도는 최고 50°C이다. 시험부를 지난 헬륨가스는 1000°C이상의 고온 유체이기 때문에 냉각할 필요가 있다. 냉각을 위해서 5 m의 인코넬 튜브와 7 m의 스테인리스 튜브를 이용하였고 팬을 이용하여 공랭식으로 냉각할 수 있도록 하였으며, 쿨러 출구 쪽에 T-type 열전대를 삽입하여 가스부스터의 입구온도를 확인할 수 있도록 하였다. Fig. 3.11은 쿨러의 모습이다.

그리고 현재 가스 부스터로 낼 수 있는 유량은 한정이 되어 있기 때문에 높은 Reynolds number 영역에서는 실험이 불가능하다. 그래서 높은 Reynolds number의 실험을 위해서 가스 집합기를 사용하였다. 가스 집합기는 헬륨가스통 6개를 한번에 묶을 수 있어서 장시간 실험해도 안정적으로 헬륨가스를 공급할 수 있다.

가스 부스터 출구 쪽의 니들밸브를 통하여 일정한 질량속도로 배출되는 헬륨가스를 측정하기 위해서 유량계를 통과하게 된다. 유량계는 RHENOIK사에서 제작한 모델명 RHE 015의 질량유량계(Mass flow meter)로서 리모트 유닛(Remote unit)인 RHM 08을 통하여 유량의 지시, 상태설정이 가능하다. Fig. 3.12에 사진을 첨부하였으며, 0~0.6 kg/min의 범위 내에서 유량, 밀도, 온도의 측정이 가능하고,  $\pm 0.1\%$ 의

오차 범위를 가진다.

모든 데이터의 수집은 National Instrument사의 SCXI-1000과 SCXI-1303을 이용하였다. 데이터 수집 프로그램은 Labview7.0을 이용하여 작성하였다. 데이터 수집 프로그램에서는 유량계, 차압계, 그리고 압력계의 전압을 받아서 각각의 단위로 환산되어 지시하도록 되어 있어서 현재 상태를 편하게 확인 할 수 있도록 하였다. 그리고 열전대에서 발생하는 기전력을 온도로 환산해서 나타내도록 되어 있고 모든 데이터는 엑셀 파일로 저장이 되도록 하였다. 프로그램에는 총 4개의 그래프가 화면에 나타나는데, 2개는 고온과 저온의 온도에 대한 그래프이고 나머지 2개는 각각 유량과 차압이 나타나도록 되어있다.

## 3.2 실험 방법

실험에 사용되는 작동유체는 헬륨이다. 순수한 헬륨을 이용하기 위해서 시스템 내부를 진공펌프를 이용하여 진공상태로 만든다. 가스 부스터의 레귤레이터를 잠그고 가스 집합기를 열어 시스템에 헬륨가스를 충전시킨다. 그 때 가스 부스터를 작동 시키면 공급탱크에 헬륨이 압축된다. 압축된 헬륨 가스가 100 bar가 되면 가스 부스터는 자동으로 작동이 멈춘다. 가스 부스터의 레귤레이터를 열어서 원하는 압력으로 헬륨 가스를 내보내고 니들밸브를 조절하여 원하는 질량 유량을 공급한다. 시험부의 각 온도계들이 작동을 잘하는지 알아보기 위해서 상온에서부터 데이터를 취득하여 실험이 끝날 때 까지 온도 변화를 살펴본다. 헬륨 가스를 순환시키면서 전기로를 작동하게 된다. 먼저 예열기의 전기로를 작동시켜 원하는 시험부의 입구온도를 맞추게 된다. 이 때는 헬륨가스가 뜨거워지기 때문에 꼭 쿨러를 작동시켜서 가스 부스터에 들어가는 헬륨 가스의 온도를 상온으로 낮추어야 한다. 예열기에서 나오는 온도가 실험 목표에 도달하게 되면 시험부의 전기로를 작동시킨다. 시험부의 전기로는 실질적으로 헬륨 가스에 열유속을 주는 역할을 하게 된다. 열유속은 시험부 전기로의 온도를 바꾸어 줌으로써 조절을 하였다. 이 후 수력학적 및 열적으로 안정이 될 때까지 기다린다. 안정이 되고 나서 약 15분 정도 데이터를 취득하게 되는데 마지막 100초간의 데이터를 계산에 사용하였다.

### 3.3 데이터 처리

#### 3.3.1 열전달 계수

국소대류열전달에서 Nu수는 아래의 식 (3.1), (3.2), (3.3)에 의해서 구하였다.

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (3.1)$$

$$h = \frac{q''}{(T_{w,inside} - T_{fluid})} \quad (3.2)$$

$$T_{W,inside} = T_{W,outside} - \frac{Q \times \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi Lk} \quad (3.3)$$

단면적  $A$  ( $m^2$ )는 유체의 관내 접수면적이고,  $T_{w,outside}$ 는 실제 측정된 온도이고,  $T_{w,inside}$ 은 계산된 내벽면 온도이다. 즉 측정된 외벽면 온도를 이용하여, 에너지 발생이 있는 1차원 반지름 방향 시스템의 전도정식 (4.3)에 의해 내벽면 온도를 구하였다.  $k$ (W/mK)는 관의 열전도도이고,  $r_i$ 와  $r_o$ 는 관의 내측과 외측의 반지름이다. 그리고 현재 전기로의 복사 에너지를 이용하여 열유속을 헬륨에 공급하고 있고 식 (3.4)으로 열유속을 계산할 수 있다.

$$q'' = \epsilon\sigma(T_s^4 - T_{sur}^4) \quad (3.4)$$

하지만 실제 복사는 전기로 내부 온도가 아닌 전기로 히터와 일어나고

있다. 그런데 전기로 내부의 온도는 지시계를 통해 확인할 수 있지만 히터의 온도는 직접 확인하기 어렵다. 그래서 모든 복사에너지가 시험부를 거치는 헬륨에 흡수된다고 가정을 하였다. 시험부의 입구와 출구에 부착되어 있는 열전대의 온도차이와 질량유량, 그리고 비열을 이용하여 열전달률을 계산하고 그 값을 면적으로 나누어줌으로써 열유속을 계산하였다.

### 3.3.2 압력강하

마찰 압력손실 데이터는 아래의 식 (3.5)에 의해 처리하였다.

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho} f \frac{L}{D} \quad (3.5)$$

계산에 사용된 헬륨 물성치는 시험부 입구와 출구 평균온도에서의 물성치를 사용하였다. 압력손실은 차압계에서 측정한 값을 사용하였고, 관 내경은 인코넬600 1/8"관의 내경인 1.397 mm다. 세관의 길이는 열전달 계수와는 달리 입구부터 출구까지의 거리인 220 mm를 이용하였다. 그리고 f-factor는 Filonenko가 제시한 상관식을 사용하였고 다음과 같다.

$$f = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (3.6)$$

### 3.4 실험오차 분석

실험장치를 제작한 후 온도, 압력, 유량 및 열유속에 대한 확인을 위해 기초실험을 실시하였다.

#### 3.4.1 온도 측정

실험장치에는 전 부분에 걸쳐 총 7개의 열전대를 이용하여, 각 지점의 온도를 측정하고 있다. 예열기 입구에서는 시스템의 시작온도를 측정하고 시험부 입구와 출구에서는 헬륨 가스가 취득한 열량을 계산하기 위한 온도를 측정한다. 그리고 국소열전달 계수를 계산하기 위해 시험부 벽에 3개의 온도계가 부착되어 있다. 마지막으로 쿨러를 거쳐서 다시 가스 부스터로 들어가는 온도를 측정한다.

온도 측정에 있어 중요한 것은 측정하고 있는 온도의 정확성과 시험관에 흐르는 전류에 의한 노이즈 영향의 확인이다.

온도 측정의 정확성을 확인하기 위해 아래와 같은 두 가지의 방법을 사용하였다. 첫 번째 방법은 상온의 헬륨을 시험부에 공급하여 시험관에 부착된 3개의 열전대에서 측정되는 온도가 동일한지 확인하는 방법이다. 상온의 물을 시험부에 공급하였을 때 3개의 온도는 시험관 평균온도를 기준으로  $0.1^{\circ}\text{C}$  범위내의 온도들이 측정되었고, 그 결과를 Fig. 3.13에 나타내었다. 두 번째 방법은 시험관에 열유속을 준 다음, 기존의 단상실험에서 나타난 Nu 수와 비교 하는 방법이다. 그 결과는 제 4장의 단상 실험결과를 참고로 하였을 때 온도 측정에는 문제점이 없는 것으로 판단되며 그 결과를 Fig. 4.1에 나타내었다.

열전대가 시험관에 흐르는 전류의 영향을 받는 지 확인하기 위하여 시험부에 열유속을 공급하기 전과 공급한 후의 열전대 신호를 비교 분

석해 보았다. 그 결과를 Fig. 3.14에 나타내었으며, 시험부에 열유속을 공급하였을 경우 역시 열유속 공급전과 마찬가지로 평균 오차 0.1℃ 범위 내에서 온도가 측정 되어 시험관 외벽에 부착된 열전대를 이용한 온도측정에 있어 관을 통해 흐르는 전류의 영향이 없음을 확인할 수 있다.

### 3.4.2 압력 측정

실험에서 시험부 입구의 절대 압과 입출구의 차압 두 가지의 압력을 측정하고 있다.

첫 번째로 시험부 입구에서 측정하는 절대 압이 정확한 값을 나타내는 지 확인하기 위해 가스 부스터의 레귤레이터(Regulator)의 값과 시험부 입구의 지시계의 값이 동일한 압력측정치를 나타내는 지 실험해 보았다. 1~60 bar의 압력 범위에서 실험을 수행한 결과 오차 범위 1%의 정확도를 나타내었다.

두 번째로 시험부 입출구의 차압 측정이 정확하게 이루어지는지 확인하기 위해 마찰 압력손실 실험을 수행하였다. 실험방법은 상온의 헬륨을 순환시키면서 질량속도를 바꾸어 Re수 2000 ~ 34000 범위에서 해당 Re수의 마찰계수와 이론 해에 의해 구해진 마찰계수를 비교하였다. 그 결과를 4장 단상실험 결과 Fig. 4.7에 나타내었다.

### 3.4.3 질량유속(Mass flux)

시험부 내의 질량유속이 안정적으로 유지 되는 지 확인하기 위하여 아래와 같은 기초실험을 실시하였다.

시험부 내에 공급되는 질량유속 안정성 확인을 위하여 10분간 가스 부스터를 일정한 속도로 운전하여 그 오차범위를 측정하였다. 유량계의 출력신호를 이용하여 질량유량(Mass flow rate)을 계산하였으며, Fig.

3.15에 나타난 바와 같이 선으로 나타낸 평균 질량유량과  $\pm 1\%$ 내의 안정적인 질량유속이 유지되는 것을 확인할 수 있다.

Table. 3.1 Use, Property, and element of Inconels

합금명 (UNS No)	주 성분 (%)	밀도 (g/cm)	기계적 성질(상온)			특징
			상태	인장강도 1000Psi (Mpa)	항복강도 1000PSI (Mpa)at 0.2%offset	
INCONEL 600 (NO6600)	Ni 79, Cr15.5 Fe 8	8.42	Annealed	80-100 (550-690)	30-50 (210-340)	고니켈, 고크롬 합금으로 산화성 및 환원성 분위기, 고온에서의 내식성이 우수
INCONEL 601 (NO6601)	Ni 60.5, Cr23 Fe 14, Al 1.4	8.06	"	80-115 (550-790)	30-60 (210-340)	고온, 내산화성이 우수
INCONEL 617 (NO6617)	Ni 52, Mo 9 Cr 22, Al 1.2 Co 12.5	8.36	"	110 (760)	51 (350)	고온, 내산화성이 우수
INCONEL 625 (NO6625)	Ni 61, Cr 21.5 Mo 9 Nb+Ta3.6	8.44	"	80-115 (550-790)	80-115 (550-790)	극저온에서 980°C의 고온까지 높은 강도와 인성, 내산화성 피로강도를 갖는 내식성이 우수한 합금
INCONEL 690 (NO6690)	Ni 60 Cr 30 Fe 9.5	8.19	"	80-115 (550-790)	80-115 (550-790)	산화성의 화학약품과 유황을 함유한 가스에 우수한 내식성을 나타냄
INCONEL 718 (NO7718)	Ni52.5 Mo 3 Cr19, Fe18.5 Nb+Ta 5.1	8.19	Aged	80-115 (550-790)	80-115 (550-790)	-250°C의 저온에서 700°C의 고온까지 우수한 강도를 나타내는 시효 경화합금으로 시효산태에서의 용접이 가능. 980°C까지 내산화성이 우수

Table. 3.1 (cont.)Use, Property, and element of Inconels

합금명 (UNS No)	주 성분 (%)	밀도 (g/cm)	기계적성질(상온)			특징
			상태	인장강도 1000Psi (Mpa)	항복강도 1000PSI (Mpa)at 0.2%offset	
INCONEL x-750 (NO7750)	Ni 73, Ti2.5 Cr15.5, Al0.7 Fe7Nb+Ta 1.0	8.25	"	80-115 (550-790)	80-115 (550-790)	내식성과 내산화성이 우수한 시효경화형의 합금
INCOLOY 800 (NO8800)	Ni 32.5, Fe 46 Cr 21	7.95	Annealed	80-115 (550-790)	80-115 (550-790)	고온 강도가 우수
INCOLOY 800TH (NO8811)	Ni32, 5,C 0.08 Fe 46, Cr 21 Al+Ta 1.0	7.95	"	80-115 (550-790)	80-115 (550-790)	고온강도가 우수
INCOLOY 825 (NO8825)	Ni 42, Cu 2.2 Fe 30, Cr 21.5 Mo 3	8.14	"	80-115 (550-790)	80-115 (550-790)	광범위한 분야에 서 내식성이 풍부 하고 특히,입계부 식,환원성산에 대 해서 양호한 성질 을 나타냄

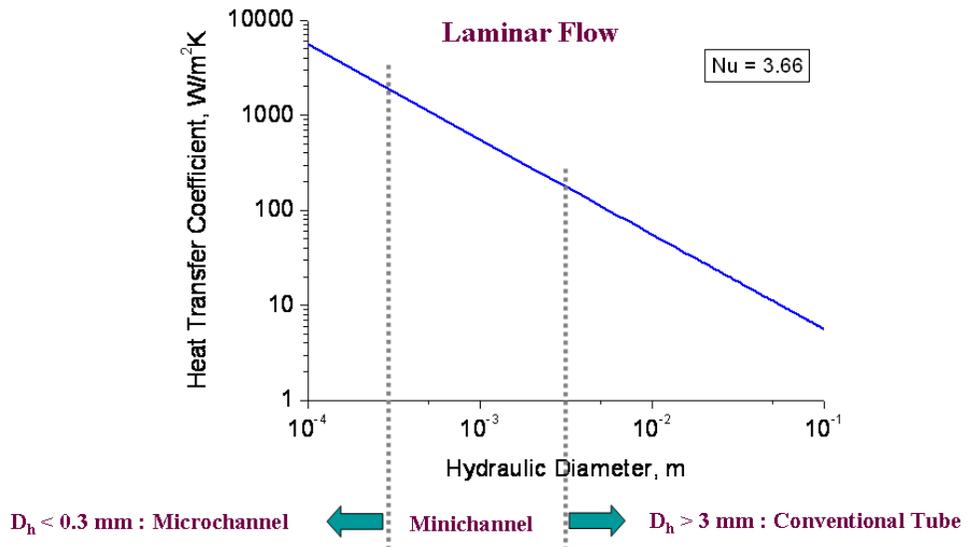


Fig. 3.1 Definition of minichannel

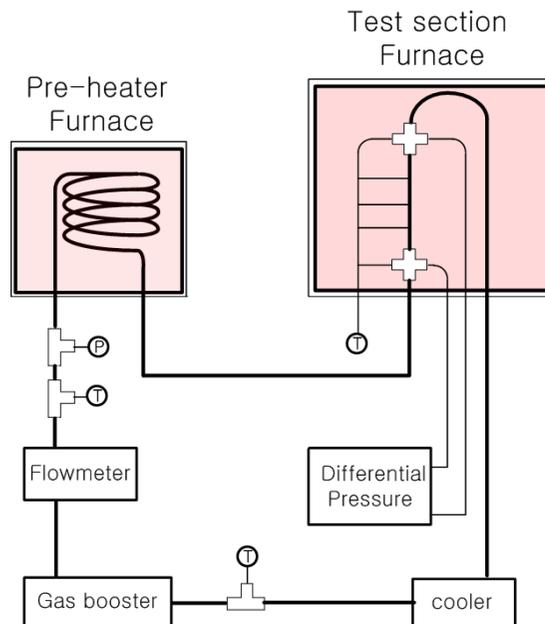


Fig. 3.2 Schematic diagram of experimental apparatus



Fig. 3.3 Photograph of experimental apparatus

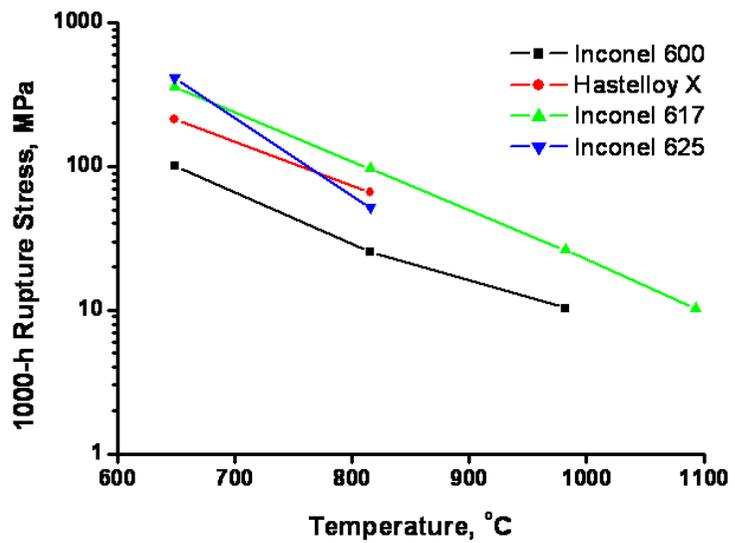


Fig. 3.4 1000-h Rupture stress of Inconels

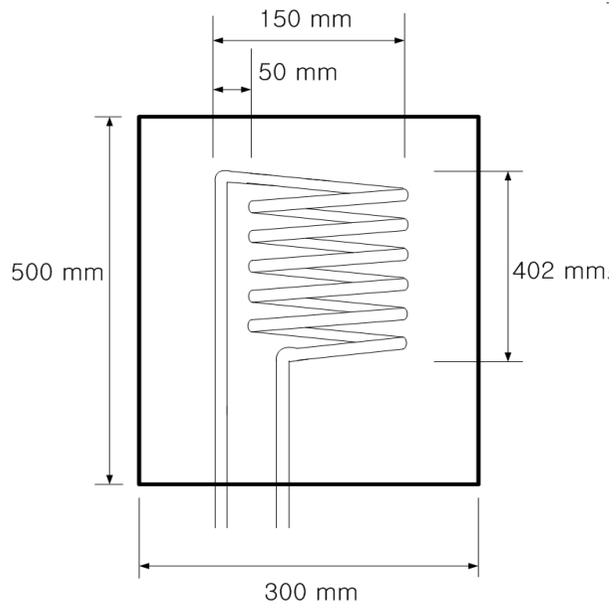


Fig. 3.5 Schematic diagram of the preheater



Fig. 3.6 Photograph of preheater

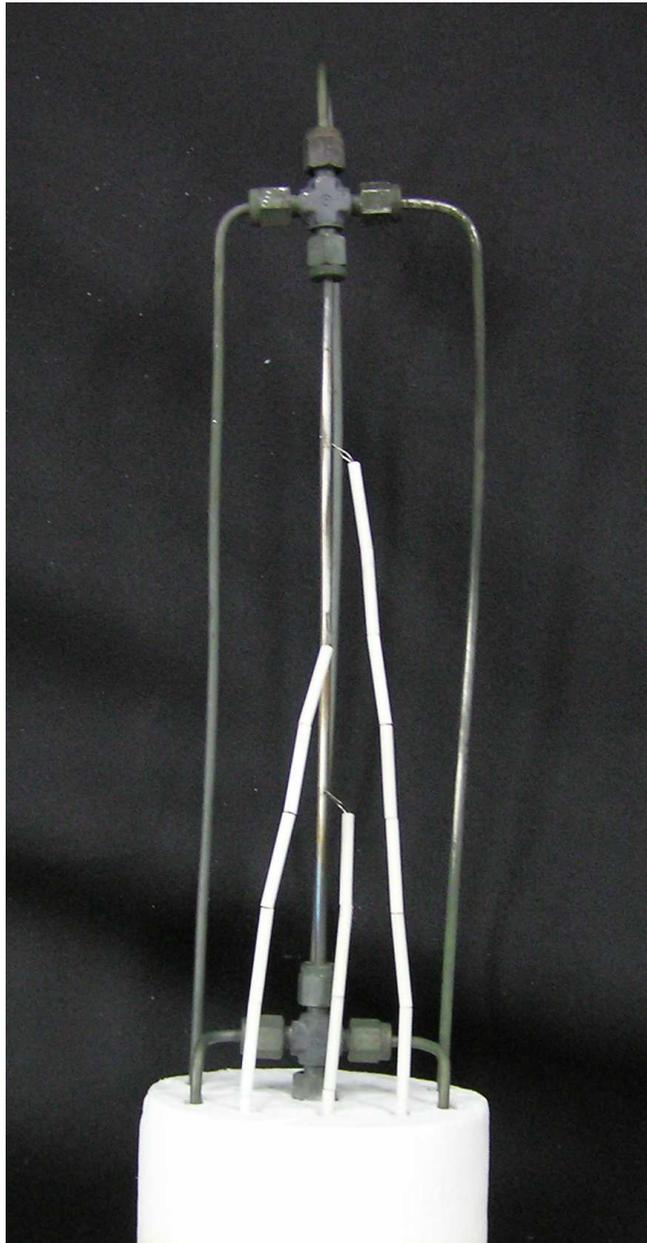


Fig. 3.7 Photograph of the test section

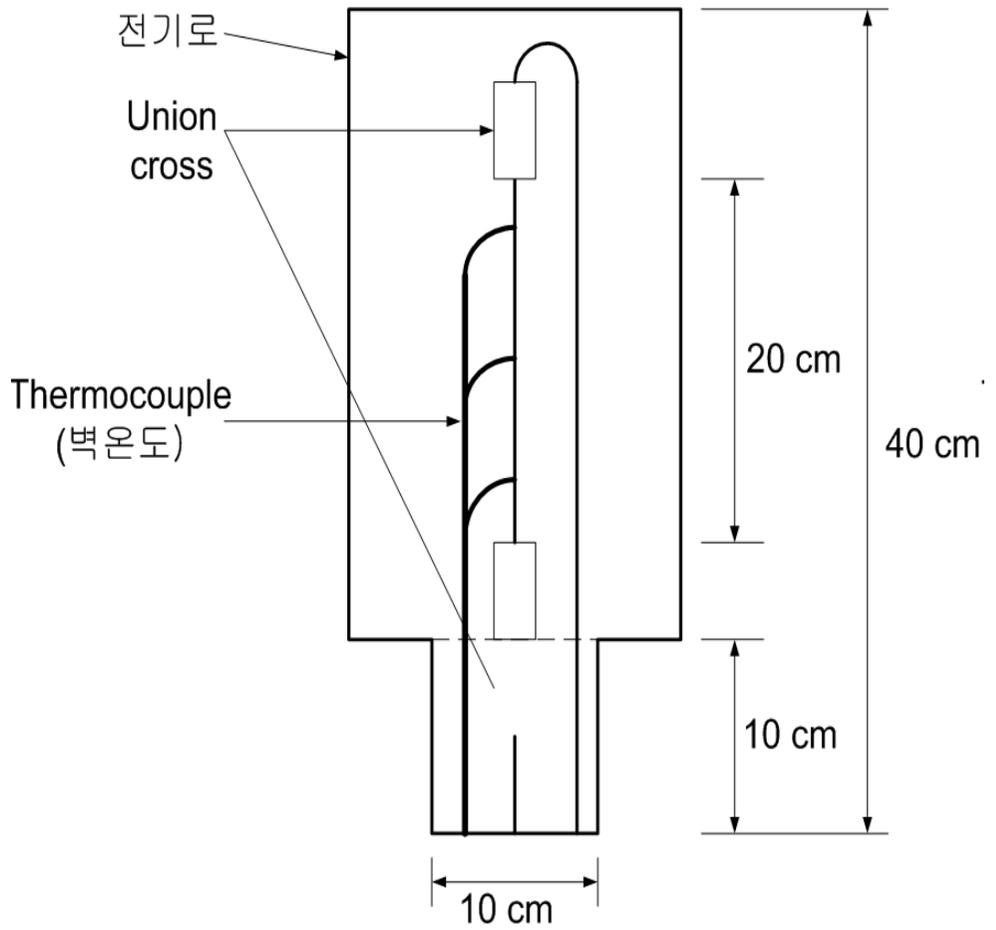


Fig. 3.8 Schematic diagram of test section



Fig. 3.9 Photograph of pressure drop transmitter



Fig. 3.10 Photograph of gas booster



Fig. 3.11 Photograph of cooler



Fig. 3.12 Photograph of flowmeter

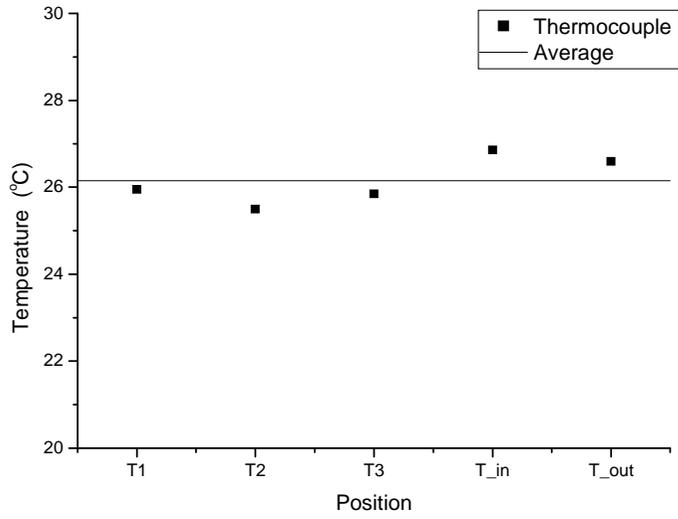


Fig. 3.13 Average error of thermocouple

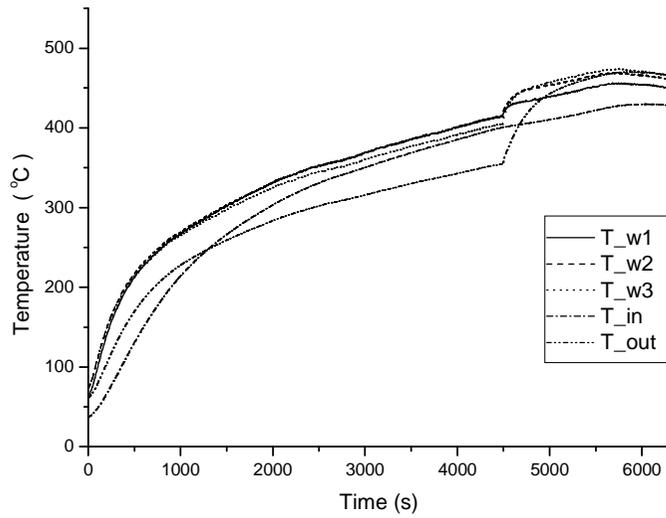


Fig. 3.14 Thermocouple signal

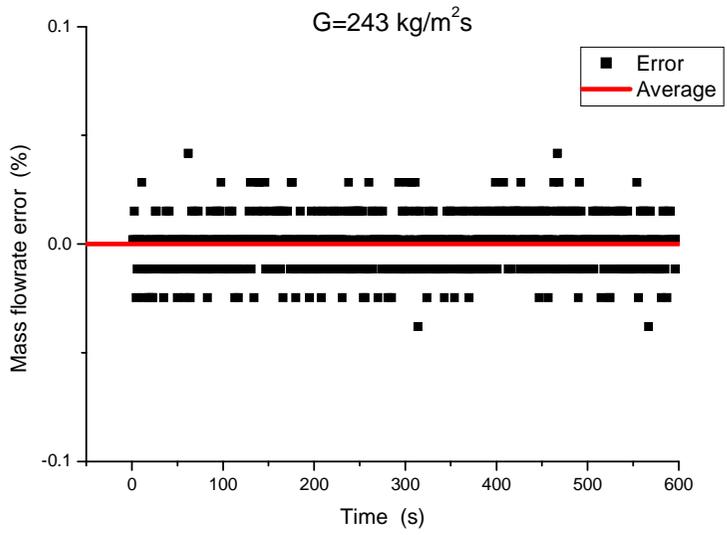


Fig. 3.15 Mass flow rate error vs. Time

## 제 4 장 실험결과 및 고찰

### 4.1 실험조건

세관에서의 유량, 입구온도, 입구압력, 열유속의 영향을 알아보기 위해서 서로 다른 유량, 입구온도, 입구압력, 열유속에 대해서 실험을 수행하였다. Reynolds number는 난류유동인 5000 ~ 15000까지의 영역에서 실험하였고 입구온도는 100℃와 400℃ 두 가지에 대해서 실험하였고 입구 압력은 10 bar, 35 bar, 60 bar에 대해서 실험하였다. 그리고 열유속은 시험부의 전기로 온도를 다르게 함으로써 23 ~ 107 kW/m<sup>2</sup>에 대해서 실험하였다.

### 4.2 열전달 계수

#### 4.2.1 유량변화에 따른 열전달 계수

유량변화가 열전달 계수에 미치는 영향을 측정하기 위해서 입구온도를 400℃로 고정시키고 실험하였다. 실질적으로 거의 모든 상관식들은 Reynolds number의 함수로서 Reynolds number가 커질수록 열전달 계수가 커지는 것을 알 수 있다. Fig. 4.1은 몇 가지 난류 상관식들을 Reynolds number에 대해서 비교한 그림이다. 실험에서는 Reynolds number를 5000 ~ 15000까지 변화시키면서 열전달 계수를 측정하였고 그 결과는 Fig. 4.2에 나타내었다. 실험 결과는 유량이 증가할수록 열전달 계수가 오히려 소폭 떨어지는 경향을 나타내었다. 하지만 실험 오차를 고려해보면 400℃의 입구온도를 가지고 10 bar, 35 bar, 60 bar 각각의 압력에서 실험한 결과 Nu수가 대략 7정도로 일정한 것을 볼 수 있

다.

실험데이터는 난류보다 층류에 더 가까운 결과를 보이고 있다. 이는 수직채널에서 발생하는 재층류화 현상으로 인한 결과로 보인다. 관내 유동이 난류영역이면 충분히 열적 완전발달영역으로 볼 수 있지만 층류영역이면 열적 입구영역으로 볼 수 있다. Fig. 4.3은 난류 상관식과 층류 상관식, 그리고 실험데이터를 비교한 그래프이다. 난류 상관식은 Gnielinski (1976)의 상관식이고 식(4.1)과 같다.

$$Nu_x = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (4.1)$$

그리고 층류 상관식은 Shah and London (1987)의 층류, 입구영역, 일정 열유속 조건의 상관식이고 식(4.2)과 같다.

$$Nu_x = 4.364 + 8.68 \times (1000 \times x^*)^{-0.506} e^{-41x^*} \quad (4.2)$$

$$x^* = \frac{x}{dRePr}$$

#### 4.2.2 입구온도에 따른 열전달 계수

입구 온도에 따른 열전달 계수를 측정하기 위해서 각 압력별로 열유속과 유량을 일치시키고 입구온도만 100℃와 400℃로 변경해서 실험하였다. Fig. 4.3은 100℃, Fig. 4.4는 400℃의 입구온도에서 각 지점에서의 국소 Nu수를 비교한 그림이다. 2장에서 보았듯이 입구온도가 변함으로써 헬륨가스의 초기 물성치가 많이 바뀌게 된다. 이 물성치 변화가 열전달 계수에 얼마나 많은 영향을 주는지에 대해서 실험하였는데 결과는 열전달 계수에 영향을 많이 주지 않는 것을 알 수 있었다. 이 실험에서

도 Nu수가 대략 7정도로 일정한 것을 볼 수 있다. 선행연구자들의 상관식도 입구온도에 대한 영향은 없는 것으로 보인다.

### 4.2.3 입구압력에 따른 열전달 계수

입구압력에 대한 영향을 알아보기 위해서 10 bar, 35 bar, 60 bar 세 가지의 압력에 대해서 같은 유량, 열유속, 그리고 입구온도에 대해서 실험하였다. Fig. 4.2, Fig. 4.3 그리고 Fig. 4.4에서 보듯이 열전달 계수는 입구 압력에 대한 영향이 거의 나타나지 않는 것을 볼 수 있다. 입구온도와 마찬가지로 입구 압력도 물성치에 대한 영향이 아주 크다. 하지만 그 물성치의 변화가 열전달 계수에는 큰 영향이 없는 것으로 보인다.

### 4.2.4 열유속에 따른 열전달 계수

복사에 대한 열유속을 실질적으로 계산하기가 매우 어려운 상태이다. 그래서 헬륨가스가 시험부에서 얻은 열량을 면적으로 나누어 줌으로써 열유속을 계산하였다. 그렇게 해서 얻은 열유속에 대한 Nu수를 비교한 그래프가 Fig. 4.5이다. 실질적으로 시험부는 열적으로 완전 발달 영역이므로 헬륨가스의 유동방향에 따라 열전달 계수는 일정하다고 볼 수 있다. 그래서 각 실험조건에 따라 3개의 국소 열전달 계수를 평균하여 그래프에 나타내었다. 각 압력에서 입구온도가 400℃인 경우를 비교해보면 열유속에 따른 영향은 거의 나타나지 않는 것으로 보인다. 많은 선행연구자들도 열전달 계수는 열유속에 대해서 영향을 거의 받지 않는다고 보고를 하고 있고 그들이 제시한 상관식 또한 열유속의 영향을 고려하지 않고 있다.

### 4.3 압력강하

압력손실은 2가지에 대해서 실험하였다. 우선 차압계의 이상 유무를 확인하기 위해서 상온에서 Reynolds number 2000 ~ 34000의 범위에서 실험하였다. 그 결과는 Fig. 4.6에 나타내었다. 그림에서 보듯이 압력손실은 상온에서 상관식과 잘 맞는 것을 알 수 있었다. 그 다음으로 실제 열전달 계수 측정실험을 하면서 각 경우에 대해서 압력손실을 측정하였다. 결과는 Fig. 4.7에 나타내었다. 압력손실의 계산에는 밀도가 들어가게 되는데 이 밀도는 온도와 압력에 대해서 많은 영향을 받는다. 그렇기 때문에 같은 Reynolds number라도 실험한 온도와 압력에 따라서 차이가 많이 나타나는 것을 알 수 있다. 그렇기 때문에 무차원수인 f-factor와 Reynolds number를 비교하였다. 실제 실험에서 나타난 결과는 상관식과 비교하여  $\pm 10\%$ 정도의 오차를 보이지만 잘 맞는 것으로 판단된다.

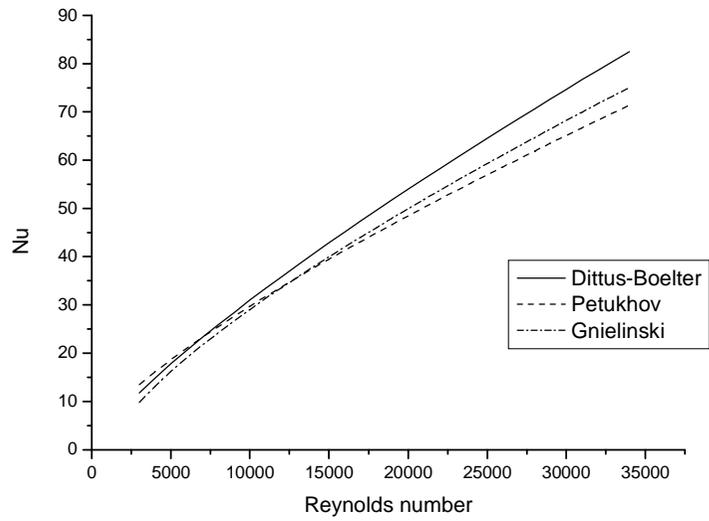


Fig. 4.1 Comparison of correlations

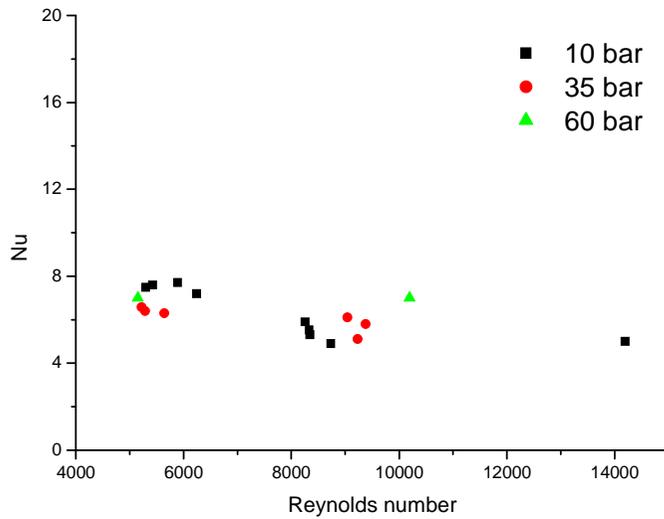


Fig. 4.2 Nu vs Reynolds number

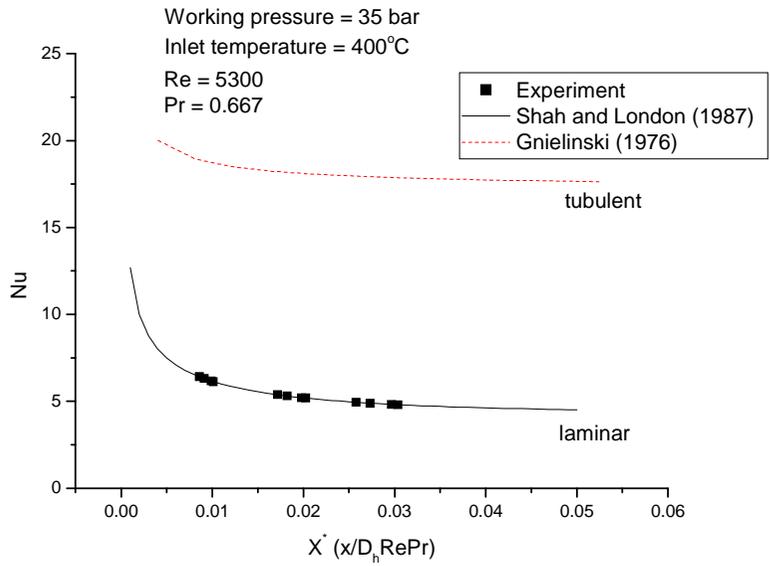


Fig. 4.3 Nu vs.  $x^*$

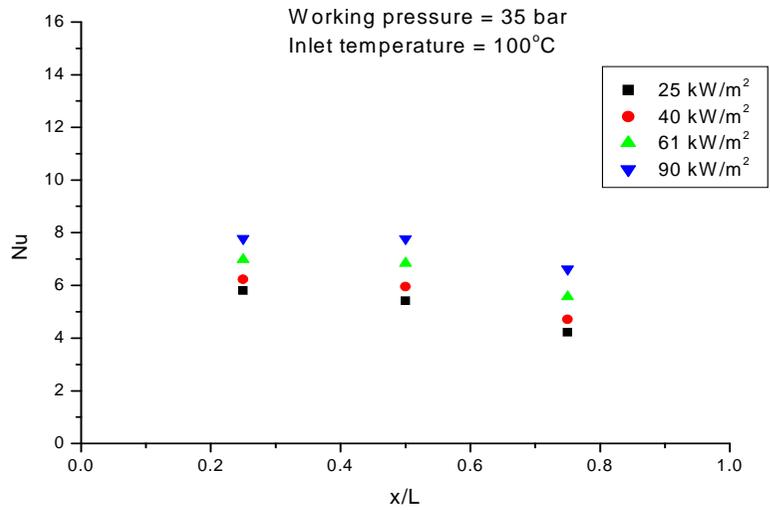


Fig. 4.4 Nusselt number at 100°C

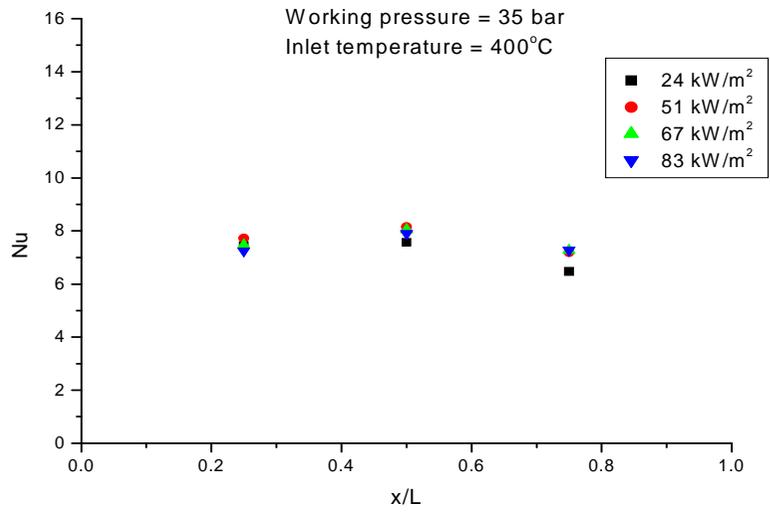


Fig. 4.5 Nusselt number at 400°C

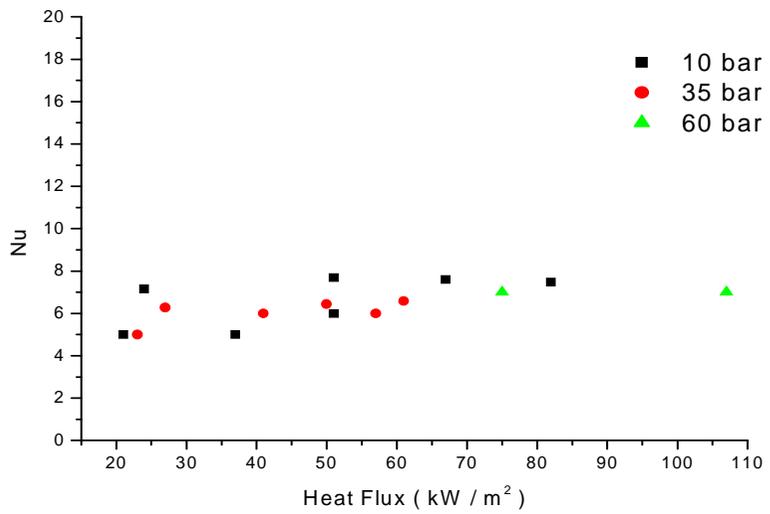


Fig. 4.6 Nu vs Heat flux

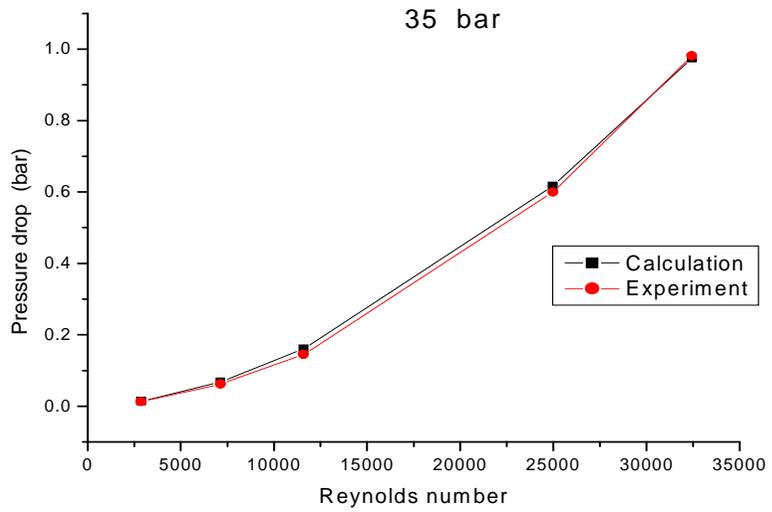


Fig. 4.7 Pressure drop vs. Reynolds number

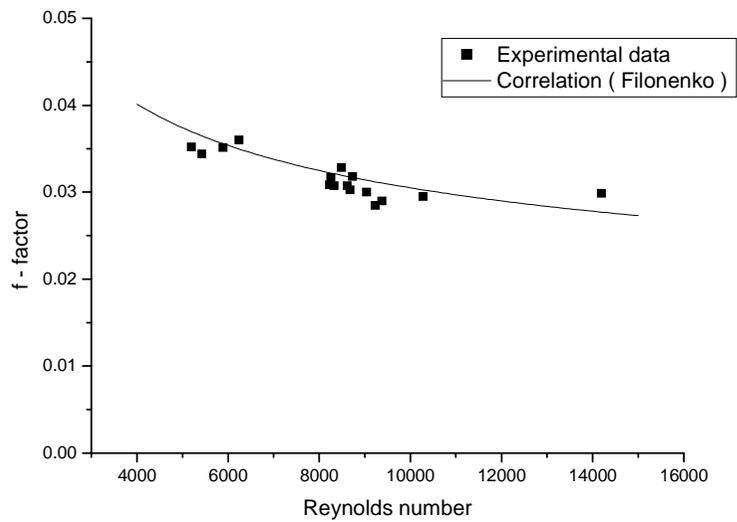


Fig. 4.8 friction factor vs Reynolds number

## 제 5 장 결 론

본 연구는 세관에서 고온 고압상태의 헬륨가스의 열유동 특성을 실험적으로 연구함으로써 현재 개발연구가 진행 중인 초고온 원자로 중간 열교환기 개발의 설계 자료로 제공하고자 한다. 시험부는 실험장치 특성상 수직으로 전기로 내부에 들어가 있고 전기로에 의한 복사열을 이용하여 열유속을 공급하였다. 실험장치는 예열기, 가스부스터, 시험부, 쿨러등으로 구성되어 있다. 그리고 실험범위는 세관에서 어떠한 요인에 영향을 받는지 알아보기 위해서 여러 가지 조건에서 실험하였다. 열전달 측정실험의 경우 Reynolds number가 5000 ~ 15000의 범위에서 실험하였고 압력손실은 2000 ~ 34000의 범위에서 실험하였다. 시험부 가스 압력은 10 bar, 35 bar, 60 bar 세 가지 압력에서 실험하였고, 열유속은 20 ~ 110 kW/m<sup>2</sup>의 범위에서 실험하였다. 그리고 헬륨 가스의 입구온도는 100℃와 400℃ 두 가지의 경우에 대해서 실험하였다. 위와 같이 세관에서 유량, 압력, 열유속, 입구온도와 열전달계수와와의 관계를 알아보기 위해서 실험하였고 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 본 실험범위의 고온 고압의 헬륨가스는 세관에서 유량, 입구온도, 입구압력, 열유속의 영향을 받지 않고 Nu수가 약 7정도로 일정하다.
2. 이러한 결과는 열전달 측면에서 재층류화 현상으로 인하여 입구 Re 수가 난류영역이라 하더라도 관내유동이 층류유동 현상을 나타내는 것으로 관찰되었다.
3. 반면, 압력손실 측면에서는 본 실험범위의 층류와 난류영역에서 모두 기존의 상관식과 잘 일치하였으며, Filonenko 마찰계수 상관식의 예측값과 10% 오차 이내에서 잘 일치함을 관찰하였다.

위의 결론을 종합해보면  $Re > 2,300$  이상의 난류 유동에서 열전달 계

수는 층류특성을 보이고 있고 압력손실은 난류특성을 나타내고 있다. 열 전달 계수가 층류특성을 보이는 것은 수직채널에서 발생할 수 있는 재층류화 현상에 의해서 유동이 층류가 되었다고 생각할 수 있지만 압력 손실의 경우 난류 영역을 나타내고 있으므로 명확하게 정의를 내릴 수는 없다. 명확한 결론을 내리기는 앞으로 다양한 기체 종류와 실험범위에서의 실험 데이터를 확보하여 체계적인 재층류화 특성의 이해 및 물리적 모델의 고찰이 요구된다.

## 참 고 문 헌

Abe, K. et al., 1994, "A new turbulence model for prediction fluid flow and heat transfer in separating and reattaching flows - Flow field calculations", Int. J. Heat Transfer, Vol. 37, pp. 139-151

Adams, T. M. et al., 1997, "An experimental investigation of single-phase forced convection in microchannels", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, Nos 6-7, pp. 851-857

Carr, A. D. et al., 1973, "Velocity, temperature and turbulence measurements in air for pipe flow with combined free and forced convection", ASME J. Thermal Sciences, Vol. 43, pp. 725-732

Ede, A. J., 1961, "The heat transfer coefficient for flow in a pipe", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 4, pp. 105-110.

Eggels, J. G. M. et al., 1994, "Fully developed turbulent pipe flow : a comparison between direct numerical simulation and experiment", J. Fluid Mech., Vol. 268, pp. 175-209

Ezato, K. et al., 1999, "Numerical prediction of transitional features of turbulent forced gas flows in circular tubes with strong heating", J. Heat Transfer, Vol. 121, pp. 546-555

Gordeev, S. et al., 2005, "Features of convective heat transfer in heated helium channel flow", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 3363-3380

Groeneveld, D. C. et al., 1995, "The 1995 look-up table for critical heat flux in tubes", Elsevier Science

Gugliermetti, F. and Dell'Omo, P. P., 1998, "A theoretical and experimental approach to heat transfer from high temperature gas flowing inside nonhomogeneous rectangular pipes", *Rev. Gen. Therm.*, Vol. 37, pp. 531-538

Hrenya, C. et al., 1997, "Comparison of low Reynolds number k- $\epsilon$  turbulence models in predicting heat transfer rates for pipe flow", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, No. 11, pp. 1543-1547

Hwang, K. D. et al., 2003, "Heat transfer and pressure drop characteristics of enhanced titanium tubes", *Desalination*, Vol. 159, pp. 33-41

Jackson, J. D. et al., 1989, "Studies of mixed convection in vertical tubes", *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 10, No. 1, pp. 2-15

Jiang, P. X. et al., 2003, "Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in transpiration cooling", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, pp. 1271-1289

Kakaç, S. and Liu, H., 1988, "Heat exchangers ; Selecting, Rating and Thermal Design", CRC Press LLC

Launder, B. E. and Sharma, B. I., 1974, "Application of energy dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc", Lett. Heat Mass Transfer, Vol. 1, pp. 131-141

Le, M. and Hassan, I., 2006, "Simulation of heat transfer in high speed microflows", Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 2035-2044

Lee, Y. H. et al., 2003, "An experimental investigation on the critical heat flux enhancement by mechanical vibration in vertical round tube", Nuclear Engineering and Design, Vol. 229, pp. 47-58

Mikielewicz, D. P. et al., 2002, "Temperature, velocity and mean turbulence structure in strongly heated internal gas flows Comparison of numerical prediction with data", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 4333-4352

Nam, Y. H., 2006, "Fluid flow and heat transfer in high temperature, high pressure helium flow in minichannels", Master's thesis, Korea Maritime Univ.

Nishimura, M. et al., 2000, "Prediction of forced gas flows in circular tubes at high heat fluxes accompanied by laminarization", J. Nuclear Science and Technology, Vol. 37, No. 7, pp. 581-594

Olsson, C. O. and Sunden, B., 1996, "Heat transfer and pressure drop characteristics of ten radiator tubes", *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 39, No. 15, pp. 3211-3320

Olson, D. A. and Glover, M. P., 1990, "Heat transfer in a compact tubular heat exchanger with helium gas at 3.5 MPa", NISTIR 3941

Patel, V. C. and Head, M. R., 1969, "Some observations on skin friction and velocity profiles in full developed pipe and channel flows", *J. Fluid Mech.*, Vol. 38, pp. 181-201

Satake, S. et al., 2000, "Direct numerical simulation for laminarization of turbulent forced gas flows in circular tubes with strong heating", *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, Vol. 21, pp. 526-534

Shehata, A. M. et al., "Mean structure in the viscous layer of strongly-heated internal gas flows. Measurements", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 4297-4313

Son, C. H. and Park, S. J., 2006, "An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a horizontal tube", *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 29, pp. 539-546

Steiner A., 1971, "On the reverse transition of a turbulent flow under the action of buoyancy forces", *J. Fluid Mech.*, Vol. 47, pp. 503-512

Vilemas, J. V. et al., 1992, "Local heat transfer in a vertical gas-cooled tube with turbulent mixed convection and different heat fluxes", *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 10, pp. 2421-2428

Xu, X. et al., 2004, "Large eddy simulation of turbulent forced gas flows in vertical pipes with high heat transfer rates", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 4113-4123

Yang, R. et al., 2006, "Experimental study on convective heat transfer of water flow in a heated tube under natural circulation", *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 236, No.18, pp. 1902-1908