

공학석사 학위논문

고온 고압 헬륨 유동의 세관 내
대류열전달계수 측정 연구

*Measurement of Convective Heat Transfer Coefficients of
High Temperature and High Pressure Helium Flow in a
Minichannel*

지도교수 방 광 현

2008년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

최 욱 근

*Measurement of Convective Heat Transfer Coefficients of
High Temperature and High Pressure Helium Flow in a
Minichannel*

Ok-Geun Choi

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

Abstract

Helium gas is commonly used as heat transport fluid in high temperature energy system due to its advantage of inert gas. For designing a compact heat exchanger for such high temperature energy systems, pressure drop and heat transfer characteristics of high temperature and high pressure helium flow in small hydraulic diameter channels, so called minichannels, are in need. In this study, measurement of convective heat transfer coefficients of single phase helium gas flow through a circular minichannel has been conducted to investigate the effect of high pressure and high temperature conditions. The main objective of the present work was to study the surface temperature measurement technique using thermocouples and its effect on the accuracy of the measured convective heat transfer coefficient. The high heat flux on the outer wall of a circular tube was provided by radiant heaters inside an electric furnace. The experimental apparatus consists mainly of He gas booster, pre-heater, electric furnace, and cooler. The test section tube is a round minichannel of 1.40 mm inside diameter and 195 mm heated section,

made of Inconel 600. The ranges of the major experimental parameters in this study are 20~400°C of inlet bulk temperature, 2000~10000 of Reynolds number, 20~180 kW/m² of wall heat flux. The tube outer surface temperatures were measured by various types of thermocouples: junction-mode thermocouples of K and B types in two different wire sizes and intrinsic-mode thermocouples. Due to thin thermal boundary layer near the outer wall of the test tube the large junction bead of the thermocouples (~0.5 mm) caused sizable errors in the wall surface temperature measurement. The measured convective heat transfer coefficients inside the tube are discussed in terms of surface temperature measurement technique and deviations from the predictions of existing heat transfer correlations.

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 대류열전달 | 6 |
| 2.3 물성치 변화에 대한 영향..... | 9 |
| 2.4 표면온도 측정..... | 11 |
| 2.5 선행연구 고찰 요약..... | 13 |
| 제 3 장 실험장치 및 실험방법 | 28 |
| 3.1 실험장치 | 28 |
| 3.1.1 가스부스터..... | 29 |
| 3.1.2 예열기..... | 30 |
| 3.1.3 압력계 및 차압계..... | 30 |
| 3.1.3 시험부(test section)..... | 31 |
| 3.1.3 데이터취득 장치..... | 32 |
| 3.2 실험방법..... | 32 |

| | |
|----------------------------|----|
| 3.3 데이터 처리..... | 33 |
| 3.4 실험오차 분석..... | 35 |
| 3.4.1 온도측정..... | 35 |
| 3.4.2 압력측정..... | 36 |
| 3.4.3 질량유속(Mass flux)..... | 36 |
| 제 4 장 실험결과 및 고찰..... | 45 |
| 4.1 실험조건..... | 45 |
| 4.2 표면온도 측정..... | 45 |
| 4.3 대류열전달 계수..... | 52 |
| 제 5 장 결 론 | 81 |
| 참고문헌 | 83 |

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 |
| T_b | Bulk temperature |
| T_w | Wall temperature |
| u | 속도 [m/s] |
| x | 특성길이 [m] |

하첨자

| | |
|----------|-----------|
| ad | adiabatic |
| b | bulk |
| d | 발달 |
| E | 입구 |
| i | 비점성 |
| s | 표면 |
| w | 벽 |
| ∞ | 자유유동 조건 |

그리스문자

| | |
|--------|-----------------------------------|
| ρ | 밀도 (kg/m^3) |
| μ | 점도 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$) |

표 목 차

| | |
|-----------|---|
| Table 2.1 | Turbulent forced convection correlations through circular ducts with constant properties(Nu) |
| Table 2.2 | Exponents n and m for turbulent forced convection through circular ducts |
| Table 2.3 | Turbulent forced convection correlations in circular ducts for gases with variable properties |
| Table 3.1 | Use, property, and element of Inconels |

그림 목 차

- Fig. 1.1 Schematic of Iodine-Sulfur process
- Fig. 1.2 (a) PCHE (Printed circuit heat exchanger) and
(b) PFHE (Plate-Fin Heat Exchanger)
- Fig. 2.1 Nu number vs Re number for 1.7 mm
(Owhaib and Palm, 2004)
- Fig. 2.2 Nu number vs Re number for 1.2 mm
(Owhaib and Palm, 2004)
- Fig. 2.3 Nu number vs Re number for 0.8 mm
(Owhaib and Palm, 2004)
- Fig. 2.4 Nu number vs Re number (Adams et al., 1997)
- Fig. 2.5 Nu number vs Re number for $D_h = 1.17$ mm
(Agostini et al. 2004)
- Fig. 2.6 Nu number vs Re number for $D_h = 0.77$ mm
(Agostini et al. 2004)
- Fig. 2.7 Nu number vs Re number (Qi et al. 2004)
- Fig. 2.8 Schematic of experimental apparatus
(Olson and Glover, 1990)
- Fig. 2.9 Nusselt number vs Reynolds number
(Olson and Glover, 1990)
- 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 Experimental and Predicted Nusselt number for air
(Barnes and Jackson, 1961)

- Fig. 2.13 Experimental and Predicted Nusselt number for air
(Barnes and Jackson, 1961)
- Fig. 2.14 Experimental and Predicted Nusselt number for helium
(Barnes and Jackson, 1961)
- Fig. 2.15 Experimental and Predicted Nusselt number
for carbon dioxide (Barnes and Jackson, 1961)
- Fig. 2.16 NIST data (Olson and Glover, 1990) v.s. correlations
for helium gas with variable properties
- Fig. 2.17 Simple thermocouple circuit
- Fig. 2.18 Comparison of the preformed and intrinsic styles of
thermocouple attachments for surface temperature
measurements (Moffat, 1990)
- Fig. 3.1 Photograph of flowmeter
- Fig. 3.2 Schematic diagram of experimental apparatus
- Fig. 3.3 Photograph of cooler
- Fig. 3.4 Photograph of gas booster
- Fig. 3.5 Schematic diagram and Photograph of the preheater
- Fig. 3.6 Photograph of pressure drop transmitter
- Fig. 3.7 Schematic diagram and Photograph of the test section
- Fig. 3.8 Average error of thermocouple for 300°C
- Fig. 3.9 Average error of thermocouple for 400°C
- Fig. 3.10 Average error of thermocouple in furnace
- Fig. 3.11 Pressure drop vs. Reynolds number
- Fig. 3.12 Mass flow rate error vs. Time
- Fig. 4.1 Thermal boundary layer thickness at outer surface of
test section in furnace
- Fig. 4.2 Estimated thermal boundary layer thickness v.s.
natural convective heat transfer coefficient

- Fig. 4.3 Bulk temperature v.s. wall temperature at furnace setting of 500, 600°C (K-type, D = 0.3 mm)
- Fig. 4.4 Bulk temperature v.s. wall temperature at furnace setting of 300, 500, 600°C (K-type, D = 0.3 mm)
- Fig. 4.5 Bulk temperature v.s. wall temperature at furnace setting of 400 ~ 700°C (K-type, D = 0.3 mm)
- Fig. 4.6 Bulk temperature v.s. wall temperature at furnace setting of 500~700°C (B-type, D = 0.5 mm)
- Fig. 4.7 B-type thermocouple (D = 0.2 mm)
- Fig. 4.8 Bulk temperature v.s. wall temperature (B-type, D = 0.2 mm)
- Fig. 4.9 K-type thermocouple(D = 0.3 mm) v.s. B-type thermocouple(D = 0.5 mm)
- Fig. 4.10 K-type thermocouple(D = 0.5 mm) v.s. B-type thermocouple(D = 0.2, 0.5 mm)
- Fig. 4.11 Pre-formed junction v.s. intrinsic junction at wall_2 (B-type, D = 0.2 mm)
- Fig. 4.12 Bulk temperature v.s. wall temperature at wall_2 (B-type, D = 0.2 mm)
- Fig. 4.13 Bulk temperature v.s. wall temperature at wall_2 (B-type, D = 0.2 mm)
- Fig. 4.14 B-type thermocouple (Intrinsic junction, D = 0.2 mm)
- Fig. 4.15 Bulk temperature v.s. wall temperature (Intrinsic junction B-type)
- Fig. 4.16 Bulk temperature v.s. wall temperature (Intrinsic junction B-type)
- Fig. 4.17 B-type thermocouple (Intrinsic junction, D = 0.2 mm)
- Fig. 4.18 Bulk temperature v.s. wall temperature at $T_{in} = 12$ 0~400°C (Intrinsic junction B-type)

- Fig. 4.19 Bulk temperature v.s. wall temperature at $T_{in} = 60, 230^{\circ}\text{C}$ (Intrinsic junction B-type)
- Fig. 4.20 Nusselt number v.s. heat flux (K-type, $D = 0.3 \text{ mm}$)
- Fig. 4.21 Nusselt number v.s. heat flux (B-type, $D = 0.5 \text{ mm}$)
- Fig. 4.22 Nusselt number v.s. heat flux (B-type, $D = 0.2 \text{ mm}$)
- Fig. 4.23 Nusselt number v.s. Reynolds number (K-type and B-type)
- Fig. 4.24 Nusselt number v.s. Reynolds number (Pre-formed and Intrinsic junction B-type)
- Fig. 4.25 Nusselt number v.s. Reynolds number (Intrinsic junction B-type, $T_{in} = 50, 60^{\circ}\text{C}$)
- Fig. 4.26 Nusselt number v.s. Reynolds number (Intrinsic junction B-type, $T_{in} = 100\sim 400^{\circ}\text{C}$)
- Fig. 4.27 Nusselt number v.s. Reynolds number (Pre-formed and intrinsic B-type, $D = 0.2 \text{ mm}$)

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

지난 세기의 비약적인 산업발전으로 인한 석유와 석탄, 천연가스 등의 대량 사용으로 막대한 이산화탄소 방출에 따른 지구온난화와 기후변화 문제, 석유와 천연가스의 수급차질과 고갈의 문제가 가시화 되고 있다. 이의 환경문제, 경제문제를 해결하기 위한 방안으로 조력발전, 태양광 발전, 풍력 발전, 연료전지 등의 청정한 신·재생에너지 개발에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 그 중 수소가 화석연료를 대체할 수 있는 새로운 청정 에너지원으로 부각되었다.

세계 각국은 저비용, 고효율 수소생산 기술을 개발하기 위해 많은 연구개발을 하고 있으며, 현재 열화학적 물분해에 의한 수소제조법이 저비용, 고효율 및 대량수소제조방법으로 많은 관심을 끌고 있다. 이 방법은 1960년대 중반 Funk 등에 의해 최초로 제안 되어 많은 실질적인 연구가 보고 되었으며, 이후 원자력발전의 초고온원자로(Very High Temperature Reactor ; VHTR)에서 나오는 약 950℃의 헬륨가스를 이용한 열화학적 수소제조방법인 황-요오드(SI)공정이 1970년대 중반 미국 제너럴아토믹사(GA) 연구진에 의해 연구되었다. SI공정은 다음의 3종 화학반응들로 구성된다.

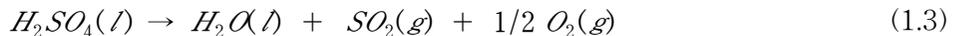


Fig 1.1과 같이 3가지 공정으로 구성되는데, 식 (1.1)은 물(2H₂O), 이산화황(SO₂), 요오드(I₂)를 혼합하여 황산(H₂SO₄)과 요오드화수소(HI)를 생산하는 Bunsen 반응공정이다. 식 (1.2)의 요오드화수소(HI) 분해 반응

은 기체상태에서의 고체 촉매반응 혹은 액체상태에서의 균질 촉매반응으로 진행된다. 식 (1.3)의 H_2SO_4 분해반응공정은 흡열반응으로 2단계로 진행되며, 반응과정은 다음과 같다. 고온의 H_2SO_4 가스는 $400^\circ C \sim 500^\circ C$ 에서 자연적으로 H_2O 와 SO_3 으로 1차분해 된 후, 더 높은 온도로 가열하면 SO_3 가 약 $800^\circ C$ 에서 고체 촉매반응 의해 다시 SO_2 와 O_2 로 분해된다.

원자로에서 공급되는 약 $950^\circ C$ 이상의 헬륨가스의 열에너지를 보다 안정적으로 수소생산 공정에 공급하기 위해서 중간 열교환기(IHX : Intermediate Heat Exchanger)를 이용한다. 중간 열교환 루프에 사용하는 열교환기는 효율적인 수소생산을 위해서 초고온원자로에서 발생한 고온의 헬륨가스를 최소한의 열손실로 전달해 주어야 하며, 원자로와 수소공정 간의 압력차에도 견딜 수 있어야 한다. 초고온원자로는 기체를 냉각제로 사용하므로 기존의 원자로에 사용하던 튜브형의 열교환기보다는 장치의 효율을 높이고 부피를 최소화 할 수 있는 미세유로(minichannel) 고밀도열교환기에 대한 개발이 진행되고 있다. 따라서 세관 형태의 미세유로에서의 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 핀이 달린 관 또는 평판들의 밀집된 배열을 가지는 장치로, 단위체적당 큰 열전달표면면적($\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$)을 얻을 수 있으며, 전형적으로 수력직경(D_h)이 5 mm이하인 세관으로 이루어져 있다. 고밀도 열교환기는 적어도 한 유체가 기체이어서 작은 대류 열전달계수를 가지는 특성이 있는 경우에 주로 사용된다.

Fig 1.2에서 보는 바와 같이 고온 합금을 사용하고 화학부식으로 유로를 만든 후 확산용접으로 접합하는 판형열교환기(Printed Circuit Heat Exchanger ; PCHE) 또는 열전달면적을 넓이기 위해 구부린 얇은 판을 브레이징으로 접합한 판-핀형 열교환기(Plate-fin Heat Exchanger ; PFHE)가 초고온원자로의 중간열교환기(IHX : Intermediate Heat Exchanger)에 적용되기 위해 연구되고 있다.

기존에 사용되고 있는 고밀도열교환기에서는 고온 고압의 적용사례가 없기 때문에 그 연구 또한 미비한 상태이다. 따라서 본 연구에서는 고온 환경에서의 표면온도 측정 기술 및 열전달 매체로서 사용될 He가스의 고온 고압 세관에서의 열전달 특성 및 넓은 온도범위에서의 물성치 변화가 열전달 특성에 미치는 영향에 대해서 연구하고, 상관식과의 검토를 통하여 향후 고온 고압용 열교환기의 설계에 필요한 기초 자료로 활용하고자 한다.

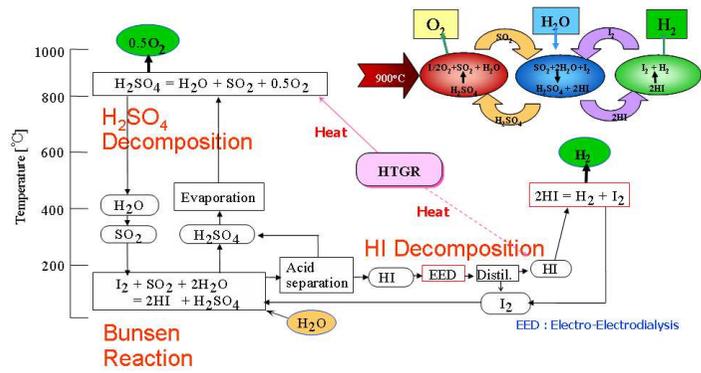
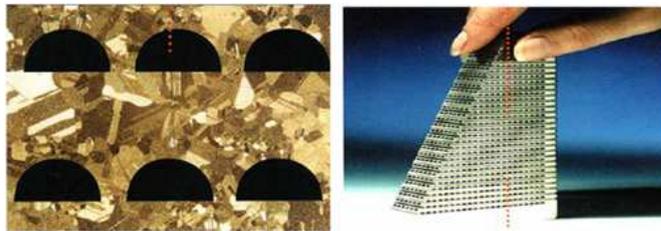
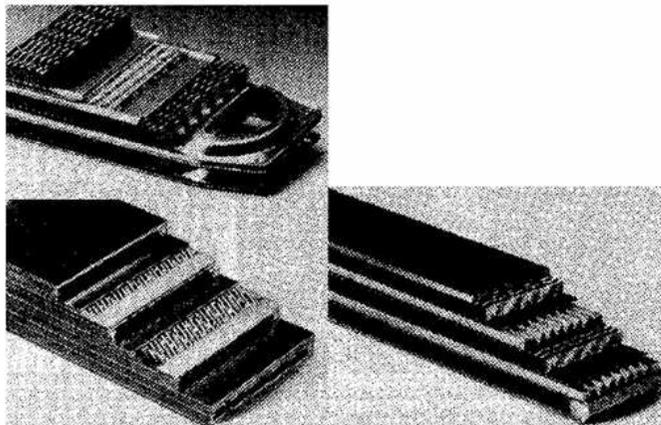


Fig 1.1 Schematic of Iodine-Sulfur process



(a)



(b)

Fig. 1.2 (a) PCHE (Printed circuit heat exchanger) and (b) PFHE (Plate-Fin Heat Exchanger)

제 2 장 선행연구 고찰

2.1 서론

서로 온도가 다르고, 고체벽으로 분리된 두 유체들 사이의 열교환의 프로세스는 많은 공업 응용분야에서 일어나고 있다. 이 열교환을 수행하는데 사용되는 장치를 열교환기(heat exchanger)라고 칭하며, 현재 난방, 공기조화(air-conditioning), 동력발생, 폐열회수, 그리고 화학프로세스 등 여러 분야에 적용되고 있다. 각 분야에 관계되는 요구 조건에 따라 기술적인 복잡성, 열교환량의 크기 등으로 매우 다양한 형식과 종류의 열교환기가 적용되는데, 수소생산에 사용될 열교환기는 고온 고압 상태에 따른 안정성과 열전달 성능, 구조재의 재료 선정 및 경제성 평가 등과 같은 고려해야 할 점들이 많다. 특히 작동유체인 He가스의 고온 고압 상태에서의 열전달 및 유동 특성 연구가 필요할 것으로 보인다.

일반적인 관과 미니 채널, 그리고 마이크로 채널에 대한 구분은 명확하지 않다. 하지만 최근에 수력직경(D_h)을 기준으로 한 채널의 구분이 Mehendal (2000)과 Kandlikar (2003)에 의해 제시 되어진바 있으며, Kandlikar의 경우 수력직경(D_h)에 의한 채널의 구분을 아래와 같이 5가지로 구분 하였다.

- Conventional channels : $D_h > 3 \text{ mm}$
- Mini-channels : $200 \mu\text{m} < D_h \leq 3 \text{ mm}$
- Micro-channels : $1 \mu\text{m} < D_h \leq 200 \mu\text{m}$
- Transitional channels : $0.1 \mu\text{m} < D_h \leq 10 \mu\text{m}$
 - Transitional Micro-channels : $1 \mu\text{m} < D_h \leq 10 \mu\text{m}$
 - Transitional Nano-channels : $0.1 \mu\text{m} < D_h \leq 1 \mu\text{m}$
- Molecular Nano-channels : $D_h < 0.1 \mu\text{m}$

열교환기에 적용되는 세관 내의 열전달 및 유동 특성은 수십 년간 많은 선행연구자들에 의해 연구가 진행되어 많은 연구자료들이 제시되었다. 세관에서의 단상관련 연구의 초점은 마찰계수, 층류에서의 난류로의 천이점, 그리로 Nu 수이다. 최근 실험 연구들을 살펴보면 마찰계수는 이론적 해석결과와 동일하거나 또는 큰 값을 나타내는 것이 일반적이다. 하지만 Nu 수의 경우 이론해석결과와의 동일한 경향을 보이는 것도 있지만, 높거나 낮은 경우도 있어 고온 고압상태의 세관에서의 열유동 현상에 대한 연구가 더 필요한 것으로 보인다.

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 대류 열전달

대류 열전달에서 가장 중요한 문제는 국소 열유속과 총 열전달률이 어떻게 되는가이다. 일반적으로 대류 계수는 무차원수인 Nu수로 나타낼 수 있다. Nu 수는 표면에서의 무차원 온도구배와 같으며, 표면에서 일어나는 대류열전달의 기초가 되고 많은 선행연구자들은 열전달 계수에 대해서 Nu수와 j-factor로 나타내고 있다. Table 2.2는 일정 물성치 조건 일 때, 원 관에서의 난류 강제대류의 상관 식들을 나타낸 것이다.

최근 선행연구자들의 연구를 살펴보면 Owhaib and Palm (2004)는 R134a를 작동유체로 하여 내경 1.7 mm, 1.2 mm, 0.8 mm의 원형관에서 Re 수 1000 ~ 17000의 범위에서 실험을 하였는데, 열전달계수가 난류 영역에서 내경이 작아질수록 큰 값을 보이고 있다. Fig 2.1 ~ 2.3에서 보는 바와 같이 실험결과를 내경에 따라 여러 상관식과 비교하였는데, 난류영역에서는 Gnielinski 상관식과 비교적 일치하며, 층류영역에서는 Sieder and Tate 상관식과 잘 일치한다고 보고하고 있다.

Adams et al.(1997)의 경우 증류수를 작동유체로 내경 0.79 mm, 1.09mm의 원형 구리관을 이용하여, Re 수 2600 ~ 23000, Pr 수 1.53 ~ 6.43의 범위에서 열전달 특성 실험을 하였다. 실험 결과를 Gnielinski 상관식과 비교하였는데, 상관식에 의해 예측된 Nu 수보다 높다고 보고하고 있다. Fig 2.4에서 보는 바와 같이 내경 1.09 mm의 관보다 내경 0.79 mm의 관에서 더 큰 차이를 보이고 있다.

Agostini et al. (2004)는 가로 세로 1.11 × 1.22 mm / 0.73 × 0.72 mm, 수력직경 1.17 mm / 0.77 mm의 두 종류의 알루미늄 재질 사각채널을 이용하여 질량속도 65 ~ 2900 kg/m²s, 열유속 210 ~ 49700 W/m²의 범위에서 R134a를 작동유체로 실험을 하였다. 증류에서 난류로의 천이가 Re = 2000 정도에서 일어난다고 보고하고 있다. Fig 2.5 및 Fig 2.6에서 보는 바와 같이 여러 상관식과 비교를 했을 때 난류영역에서 Gnielinski 상관식과 잘 일치함을 볼 수가 있다. 증류영역에서는 Shah and London 상관식과 비교하였는데, 수력직경 1.17 mm 관의 경우에 비교적 일치함을 볼 수가 있으며, Re 수의 증가에 따라 Nu 수가 증가하는데, 이는 열적입구길이의 차이에서 나타나는 현상이라고 설명하고 있다. 수력직경 0.77 mm 관의 경우는 상관식과 큰 차이를 보이고 있는데, 이는 잘못된 결과라고 보고하고 있다.

Peng and Peterson (1996)은 Stainless steel plate substrate 위에 수력직경 133 ~ 367 μm의 사각채널을 가공하여 물을 작동유체로 하여 입구 온도는 20 ~ 45°C, Re 수는 50 ~ 4000 의 넓은 범위에서 압력강하 및 열전달특성을 연구하였다. 증류에서의 Nu 수의 경우 실험결과를 아래의 관계식과 비교해 보면 ±30 % 범위 내에서 이론식과 실험결과가 잘 일치함을 볼 수 있다. 또한 마이크로 채널의 종횡비에 따라 압력강하 및 열전달 계수의 변화가 크다고 보고하고 있다.

$$Nu = 0.1165 \left(\frac{D_i}{W_c} \right)^{0.81} \left(\frac{H}{W} \right)^{-0.79} Re^{0.62} Pr^{1/3}$$

Qi et al. (2006)의 경우 액체 질소를 작동유체로 내경 1.931 / 1.042 / 0.834 / 0.531 μm , 총 길이 250 mm의 채널을 가공하여 Re 수 10,000 ~ 90,000, 시스템 압력 100 ~ 900 kPa의 범위에서 열전달 실험을 하였다. 실험결과를 Gnielinski 상관식과 Dittus-Boelter 상관식과 비교하였는데, Fig. 2.7에서 보는바와 같이 Nu 수가 상관식보다 높은 것을 볼 수가 있다. 같은 Re 수에서 관의 내경이 작아질수록 Nu 수 커지는데 내경 0.531 mm의 경우 상관식보다 약 두 배 정도의 차이를 보인다.

Olson and Glover(1990)는 흠이 파진 관에 둥근 튜브를 브레이징하여 실험을 하였다. 튜브는 한쪽에서만 540 kW/m^2 의 복사열전달을 받도록 하였고, 튜브 내부는 35 bar의 He가스가 Re수 3000 ~ 35000으로 흘러가도록 하였다. 실험결과를 완전 발달된 난류유동의 상관식과 비교를 통하여 새로운 상관식을 제시하였다. 실험장치 개략도를 Fig. 2.8에 실험 결과는 Fig. 2.9에 나타내었다.

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

2.3 물성치 변화에 대한 영향

유체와 벽에서의 온도 차이가 클 경우, 일정 물성치를 가정한 전통적인 상관식을 실제 열전달 프로세스에 적용하는 것은 큰 오차의 원인이 될 수가 있는데, 이는 대부분의 유체 물성치가 온도의 함수이기 때문이다. 층류 강제대류에서 액체의 경우, 점성(viscosity)은 다른 물성치보다 온도에 가장 크게 영향을 받는 인자다. 그러므로 Nu 수와 마찰계수는 점성의 비로 정의 되는 게 합리적이다.

$$\frac{Nu}{Nu_{cp}} = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^n, \quad \frac{f}{f_{cp}} = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^m \quad (2.1)$$

여기에서 Nu의 μ_b 와 k는 유체평균온도에서 평가되는 점성계수와 열전도도이며, μ_w 는 벽온도에서 평가되는 점성계수이다.

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

$$\frac{Nu}{Nu_{cp}} = \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^n, \quad \frac{f}{f_{cp}} = \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^m \quad (2.2)$$

여기서 T_b 와 T_w 는 각각 유체평균온도와 벽면에서의 온도이다. 난류 유동일 때 지수 n과 m의 값을 Table 2.2에 나타내었다. n은 Nu과 관련된 지수이며, m은 마찰계수와 관련된 지수이다.

Petukhov (1970)는 덕트 내 액체의 난류 유동에 대한 여러 가지의 유동 특성 및 열전달 데이터를 바탕으로 아래와 같이 수정된 상관식을 나타내었다.

$$\frac{\mu_w}{\mu_b} < 1, n = 0.11 \text{ for heating liquids (Nu)} \quad (2.3a)$$

$$\frac{\mu_w}{\mu_b} > 1, n = 0.25 \text{ for cooling liquids (Nu)} \quad (2.3b)$$

$$(10^4 < Re < 5 \times 10^6, 2 < Pr_b < 140, 0.08 < (\mu_w/\mu_b) < 40)$$

$$\frac{\mu_w}{\mu_b} < 1, \frac{f}{f_{cp}} = \frac{1}{6} \left(7 - \frac{\mu_w}{\mu_b}\right) \text{ for heating liquids (f-factor)} \quad (2.4a)$$

$$\frac{\mu_w}{\mu_b} > 1, \frac{f}{f_{cp}} = \left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)^{0.24} \text{ for cooling liquids (f-factor)} \quad (2.4b)$$

$$(10^4 < Re < 23 \times 10^4, 1.32 < Pr_b < 10, 0.35 < (\mu_w/\mu_b) < 2)$$

선행연구자들의 연구들을 살펴보면 McElligot et al. (1965)은 공기, 질소 및 헬륨가스를 작동유체로 하여 재질 Inconel 및 Hastelloy를 사용한 3개의 3.175 mm, 1개의 6.35 mm의 총 4개의 채널로 (T_w/T_b)가 약 2.5 근처, 입구 Re 수 $15,000 < Re < 233,000$ 범위에서 압력강하 및 열전달 특성을 연구하였다. 난류 가스유동 때, 채널의 downstream 지역에서 큰 온도차의 영향으로 작은 온도차의 영향보다 열전달 계수 및 f-factor가 줄어들었다고 보고하고 있으며, 아래와 같은 상관식을 추천하고 있다. 일정한 물성치를 사용한 경우와 비교했을 때, Nu 수는 약 8% f-factor는 약 8% 정도의 차이를 보인다고 보고하고 있다.

for $x/D > 30$

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.4} [\exp(-90q^+)], \quad (q^+ = q_w''/(GH_{i,o}))$$

$$f = f_{ad} [\exp(-20q^+)] \text{ or } f_{ad} \left(\frac{T_w}{T_b}\right)^{-1}$$

for $x/D > 5$

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{-0.5} [1 + (x/D)^{-0.7}]$$

($15,000 < Re_{in} < 600,000$; $0 < q^+ < 0.004$; $1 \leq (T_w/T_b) \leq 2.4$;
 $170 \text{ deg F} \leq T_{w,max} \leq 1980 \text{ deg F}$)

Barnes and Jackson (1961)의 경우 공기, 헬륨가스, 이산화탄소를 작동유체로 하여 스테인리스 재질의 내경 6.27 mm, 14.05 mm 채널을 이용하여 $1 < (T_w/T_b) < 2.2$, $300^\circ\text{C} < T_b < 400^\circ\text{C}$, $4,000 < Re < 60,000$ 의 범위에서 가스 물성치 변화에 따른 열전달 및 압력강하 특성에 대하여 이론 및 실험적으로 연구하였다. Fig 2.12에서 보는 바와 같이 Dittus and boelter (1930)의 상관식과 비교하여 (T_w/T_b) 값이 커지는 경우 일정한 Re 수에서 Nu 수가 감소한다고 보고하고 있다. Fig 2.13 ~ Fig 2.15에서 보는 바와 같이 세 가지 작동유체 모두 Re 수 10,000 이상에서 이론적으로 계산한 결과와 실험적으로 계산한 결과가 잘 일치함을 보이고 있다. Table 2.3는 난류 강제 대류에서 물성치 변화에 대한 선행 연구자들의 상관식을 나타낸 것이며, NIST (Olson and Glover, 1990)의 실험데이터와 헬륨가스를 이용한 상관식들 간의 비교를 Fig 2.16에 나타내었다.

2.4 표면온도 측정 방법

온도를 측정하는 방법에는 열팽창을 이용한 온도계, 전기 저항을 이용한 온도계 등 여러 가지의 방법들이 있다. 특히 온도를 제어하고 측정하는 가장 보편적인 방법은 열전대라는 전기 회로를 이용하는 것인데, 열전대는 상이한 금속으로 만들어진 두 개의 전기 도체로 이루어져 있으며, 적어도 한 곳에서 전기적으로 연결되어 있다. 이 전기적 연결부를

접점(junction)이라 한다. 많은 연구자들에 의해서 다음과 같은 열전대의 기본 법칙이 온도를 측정하는데 필요한 기초를 제공하고 있다.

1. 균일 물질의 법칙

균일 재료로 이루어진 회로는 그 단면적이 변화하더라도, 열만을 가하여 열전 전류를 유발할 수 없다. 이는 온도 측정용 열전 회로를 구성하려면 적어도 서로 다른 두 재료가 필요하다는 것을 뜻한다.

2. 중간 재료의 법칙

회로 전체가 균일한 온도에 놓여 있다면, 몇 개의 상이한 물질로 이루어진 회로의 기전력도 그 산술합은 0이다. 이 법칙에 의하여 열전대 재료 이외의 다른 물질이 회로의 기전력 출력에 변화를 주지 않고 열전대 회로에 삽입이 가능하다. Fig 2.17과 같이 측정 기기의 접점이 구리로 되어있고, 재료 B는 순수한 구리가 아닌 합금인 열전대라 가정하면, 측정기와 열전대 회로 사이의 전기적 연결부가 또 다른 열전대 접점을 이룬다. 이 경우 측정되는 기전력은 $T_3 = T_4$ 조건에서 T_1 과 T_2 사이의 온도 차이에 의해 발생하는 개방 회로 기전력과 다르지 않다.

3. 연속 또는 중간 온도의 법칙

두 개의 균일하지만 서로 상이한 재료가 T_1 과 T_2 의 접점 사이에서 기전력 emf_1 를 생성하였고, 온도 T_2 와 T_3 의 사이에서 emf_2 를 발생하였다면, 온도 T_1 와 T_3 사이에서 발생하는 기전력은 $emf_1 + emf_2$ 이다. 중간 온도의 법칙은 실제 온도측정에서 매우 중요하다.

온도를 측정하는 기술은 많은 연구자들의 의해서 연구되고 발전되어 왔다. 온도 측정은 실제 많은 열전달 연구에 적용된다. 특히 대류, 비등 및 응축 열전달 계수의 정밀한 측정은 표면온도 측정의 정확성에 달려

있다. 온도 측정에 가장 널리 사용되는 열전대를 이용하여 표면의 온도를 측정하는 경우, 표면으로부터 접점의 위치, 표면과 접점 사이의 접촉 저항, 주위 환경으로부터의 열전달 현상으로 표면온도 측정의 오차 원인이 될 수 있다. Robert (1990)는 열전대를 표면에 붙이는 방법에 따라 오차의 크기가 달라진다고 보고하고 있다, Fig 2.18에서 보는 바와 같이 두 개의 열전대 와이어를 용접을 이용해 접점을 미리 만들어서 그 접점을 표면에 용접하는 방법(preformed thermocouple method)과 접점을 만들지 않고 열전대 와이어를 각각 표면에 용접하는 방법(intrinsic thermocouple method)이 있다. 표면온도의 측정오차는 열주위에서 열전대 와이어를 따라 그 접점을 통하여 일어나는데, 그 효과는 두 경우가 차이가 있다. 두 번째 방법을 사용할 때, 만들어지는 두 접점의 온도가 동일해야 한다는 제한점이 있지만, 대부분의 경우 각각 용접하는 방법이 미리 접점을 만들어 용접하는 방법보다 약 3배 정도 낮은 오차를 보인다. 접점을 미리 만들어서 표면 온도를 측정할 경우, 효과적인 접점은 열전대의 접점의 중간 거리에 위치하는데, 즉 열전대 와이어의 지름의 반 정도라고 보고하고 있으며, 열전대 와이어를 각각 용접하는 방법, 즉 intrinsic thermocouple method를 추천한다고 보고하고 있다.

2.6 선행연구 고찰 요약

최근 들어서는 이러한 연구들을 바탕으로 고성능 열교환기의 고효율화, 초소형화 할 수 있는 기술개발에 대한 기초 및 응용연구가 점차 확대되고 있다.

앞서 정리한 기존의 선행연구에서 보듯이 열전달 특성은 관의 형상 및 관내 거칠기와 Re 수에 대한 영향 및 작동유체와 표면온도의 차이에 의한 물성치 변화의 영향에 많이 받는 것을 알 수 있다. 특히 유체의 물성치에 대한 영향으로 유체와 벽의 온도차가 커질수록 열전달 계수 및

f-factor의 크기가 줄어든다는 것을 알 수 있다. 대류열전달 계수를 측정할 때, 표면온도 측정에 큰 영향을 받는데 선행 연구자들은 표면온도 측정 방법에 대하여 미리 접점을 만들어 표면에 용접하는 방법 보다는 열전대 와이어 각각을 표면에 용접하는 방법이 표면온도를 측정하는데 있어서 그 정확도를 높일 수 있다고 보고하고 있다.

선행연구자들이 제시한 대표적인 강제대류 상관식들은 주로 공기 및 물을 대상으로 실험하였거나 대기압 또는 그 이하의 압력에서 연구를 하였다. 실질적으로 초고온원자로를 이용하여 수소생산을 하기 위해서 고온 및 고압의 헬륨가스를 작동유체로 하는 열교환기의 연구가 필요하다. 이에 본 연구에서는 고온 및 고압에서 헬륨가스의 열유동 특성을 알아보기 위해 내경 1.40 mm 세관에서의 대류열전달계수에 대한 실험을 하였다.

Table 2.1 Turbulent forced convection correlations through circular ducts with constant properties(Nu)

| <i>Author</i> | <i>Correlations</i> | <i>Remarks and Limitation</i> |
|-------------------|---|--|
| Dittus-Boelter | $\overline{Nu_D} = 0.023 Re^{4/5} Pr^n$ | $Re_D \geq 10000,$ $L/D \geq 10,$ $0.7 \leq Pr \leq 160$ $T_s > T_m : n=0.4$ (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 2.2 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 2.3 Turbulent forced convection correlations in circular ducts
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 2.3 (cont.) Turbulent forced convection correlations in circular ducts 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 × 10 ³ < Re < 2.8 × 10 ⁵ Properties evaluated at wall temperature, L/d > 24 1.2 ≤ L/d ≤ 144 |

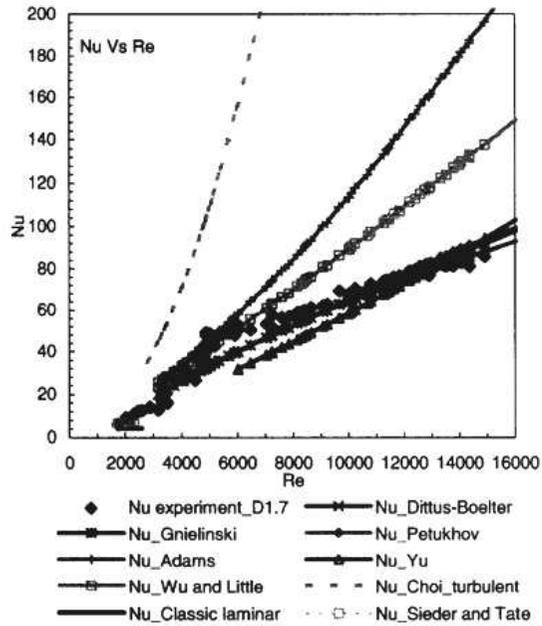


Fig. 2.1 Nu number vs Re number for 1.7 mm
(Owhaib and Palm, 2004)

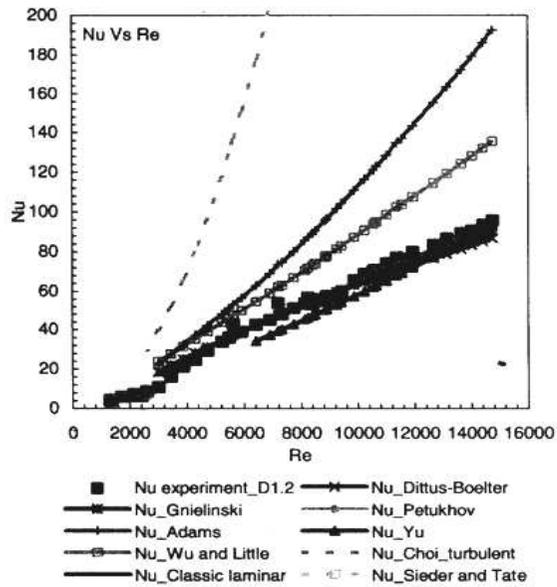


Fig. 2.2 Nu number vs Re number for 1.2 mm
(Owhaib and Palm, 2004)

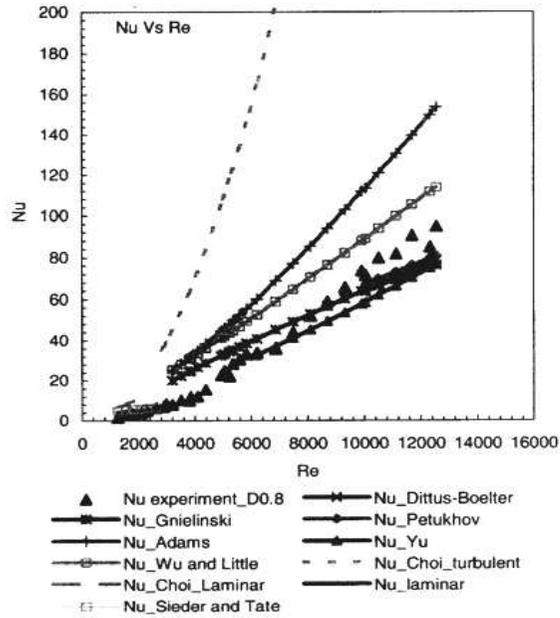


Fig. 2.3 Nu number vs Re number for 0.8 mm
(Owhaib and Palm, 2004)

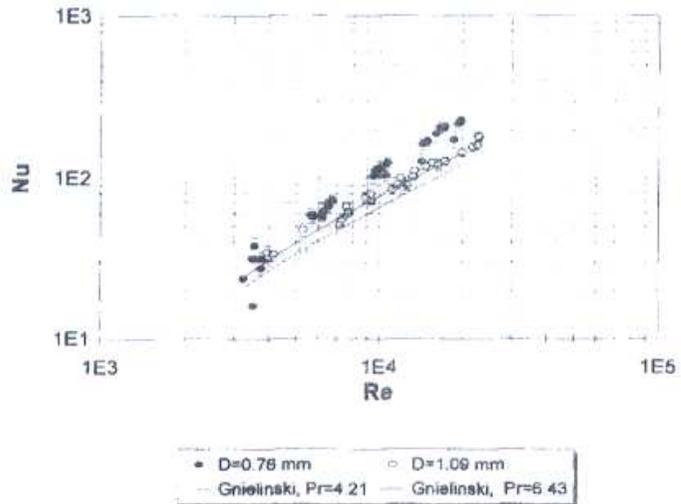


Fig. 2.4 Nu number vs Re number
(Adams et al., 1997)

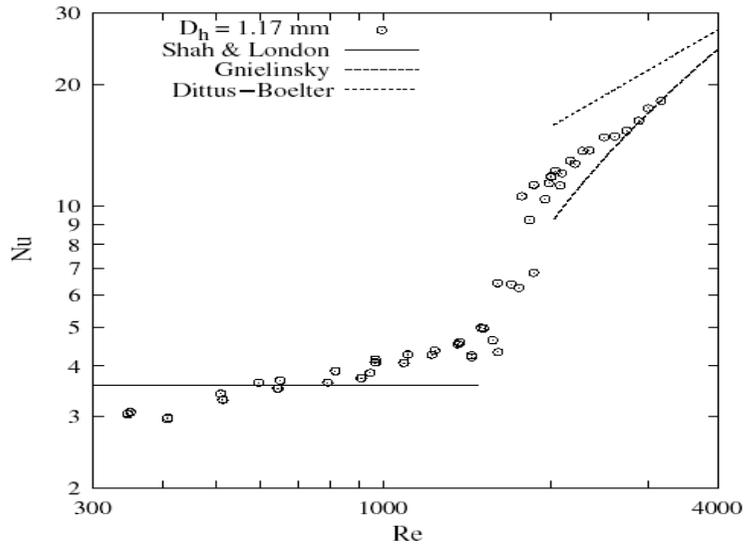


Fig. 2.5 Nu number vs Re number for $D_h = 1.17 \text{ mm}$
 (Agostini et al. 2004)

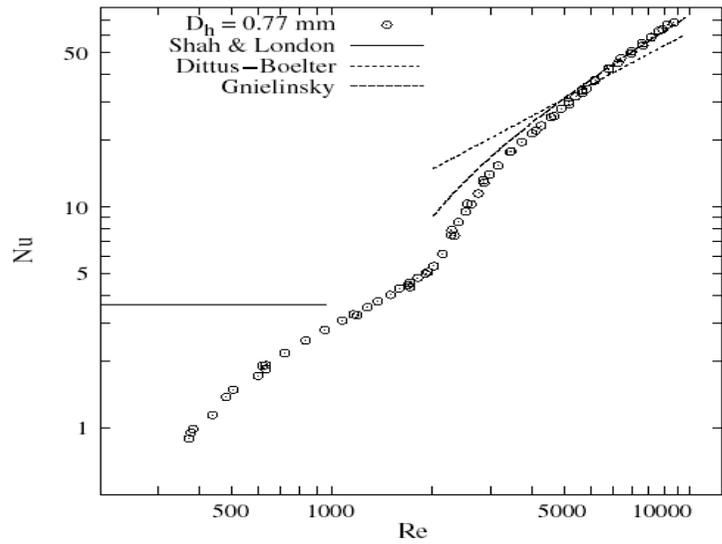


Fig. 2.6 Nu number vs Re number for $D_h = 0.77 \text{ mm}$
 (Agostini et al. 2004)

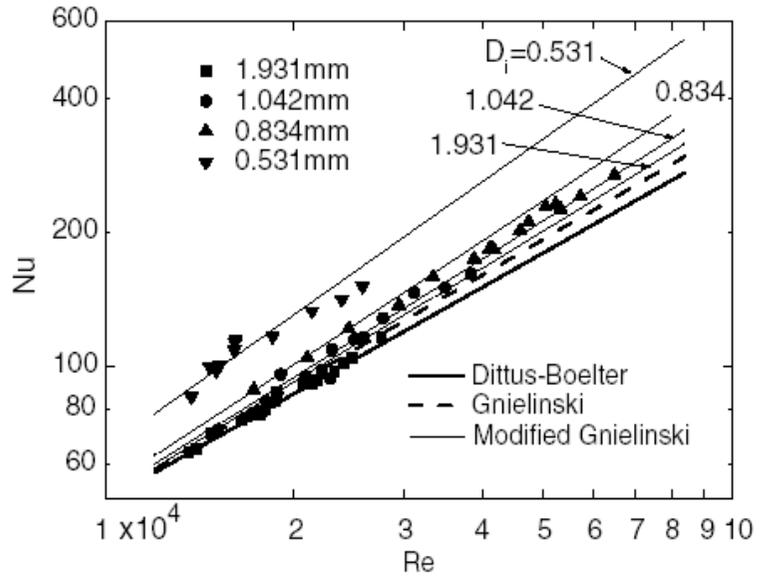


Fig. 2.7 Nu number vs Re number

(Qi et al. 2004)

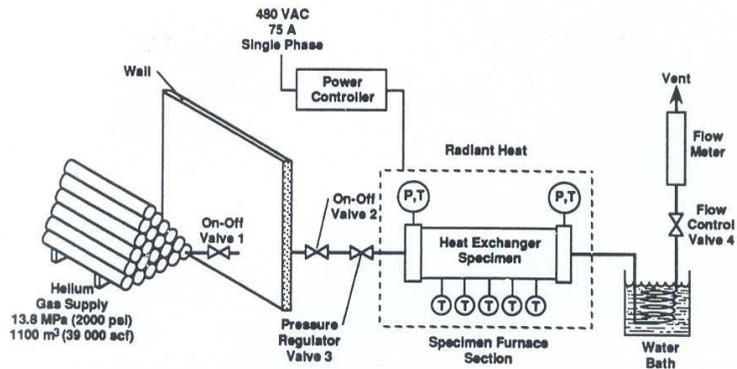


Fig. 2.8 Schematic of experimental apparatus

(Olson and Glover, 1990)

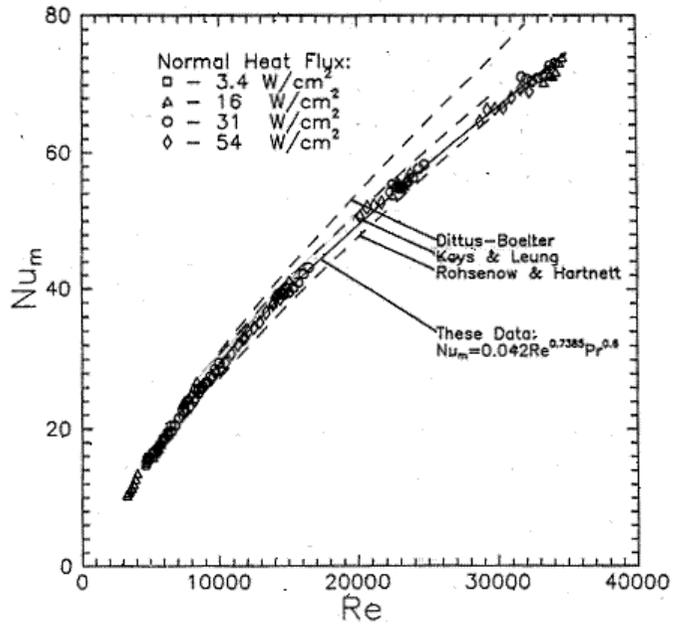


Fig. 2.9 Nusselt number vs Reynolds number
(Olson and Glover, 1990)

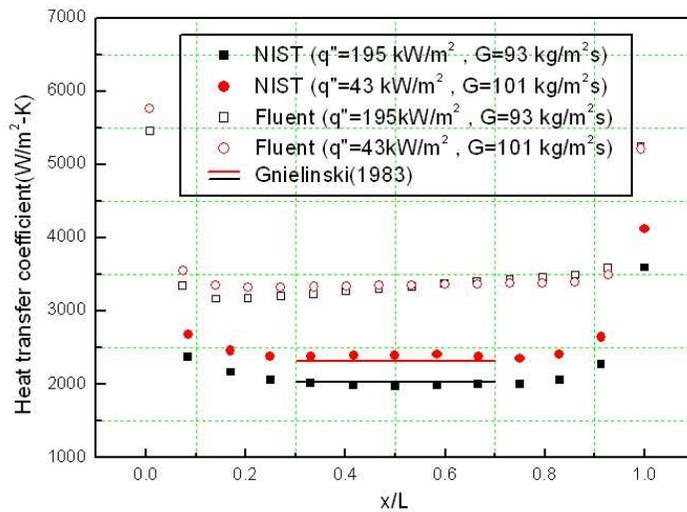


Fig. 2.10 Heat transfer coefficient in low mass flux
(Nam, 2006)

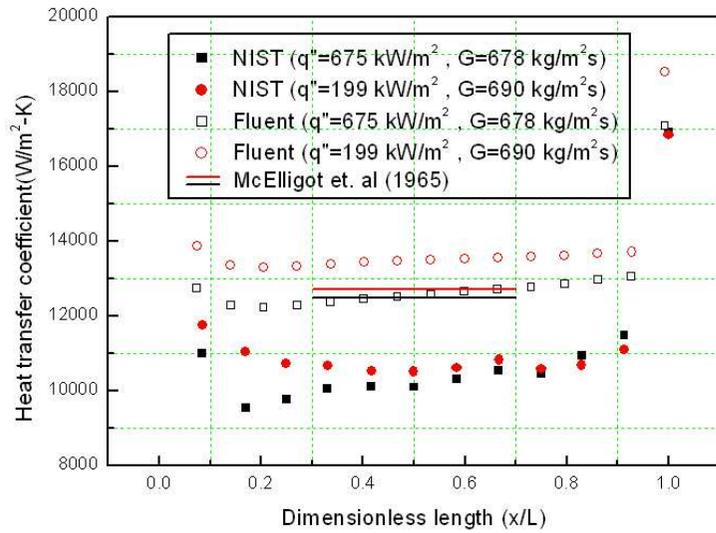


Fig. 2.11 Heat transfer coefficient in high mass flux
(Nam, 2006)

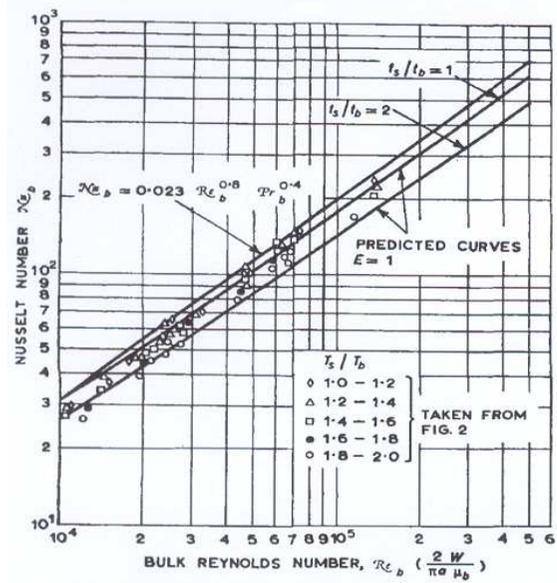


Fig. 2.12 Experimental and Predicted Nusselt number for air
(Barnes and Jackson, 1961)

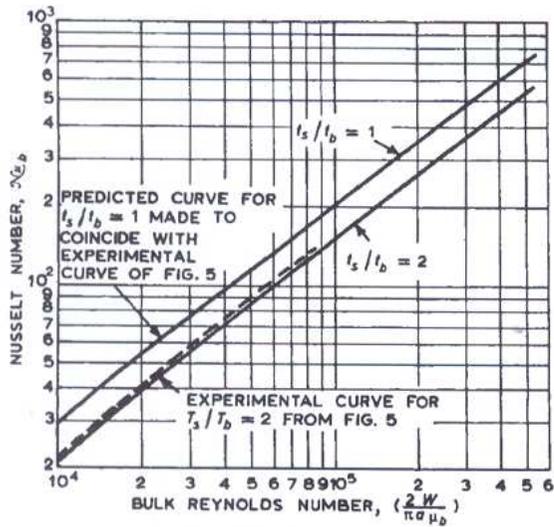


Fig. 2.13 Experimental and Predicted Nusselt number for air
(Barnes and Jackson, 1961)

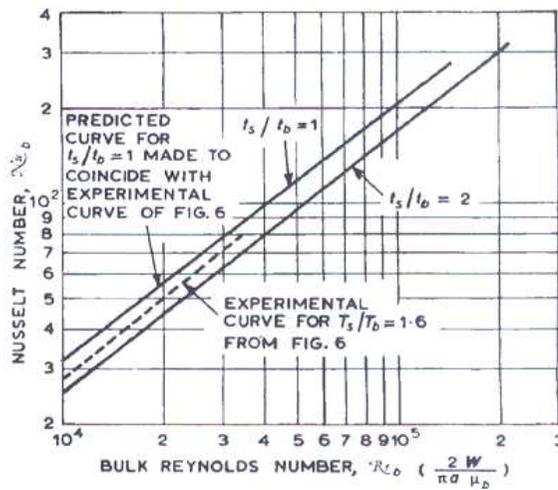


Fig. 2.14 Experimental and Predicted Nusselt number for helium
(Barnes and Jackson, 1961)

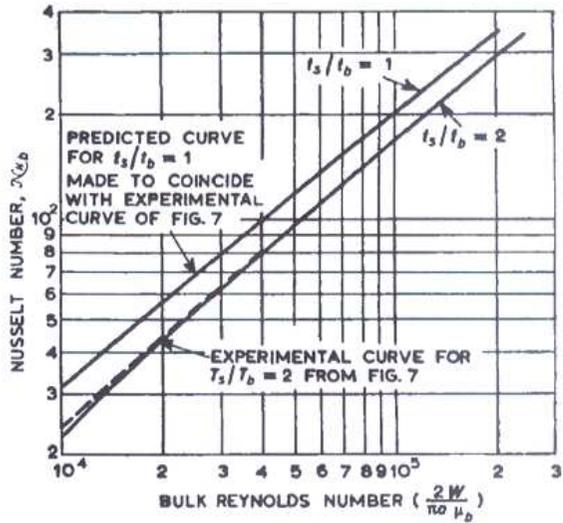


Fig. 2.15 Experimental and Predicted Nusselt number for carbon dioxide (Barnes and Jackson, 1961)

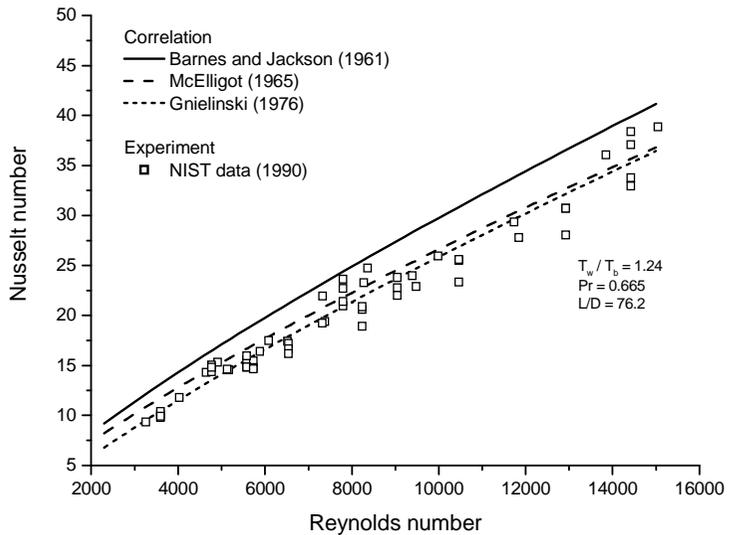


Fig. 2.16 NIST data (Olson and Glover, 1990) v.s. correlations for helium gas with variable properties

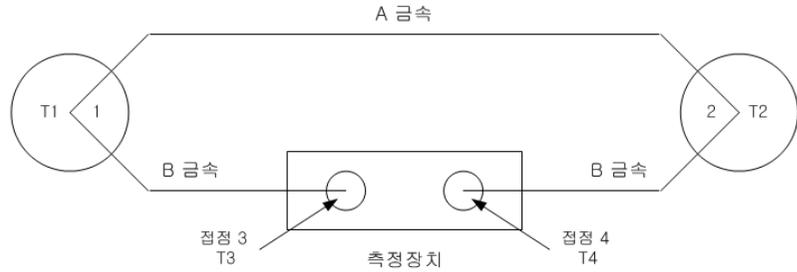


Fig. 2.17 Simple thermocouple circuit

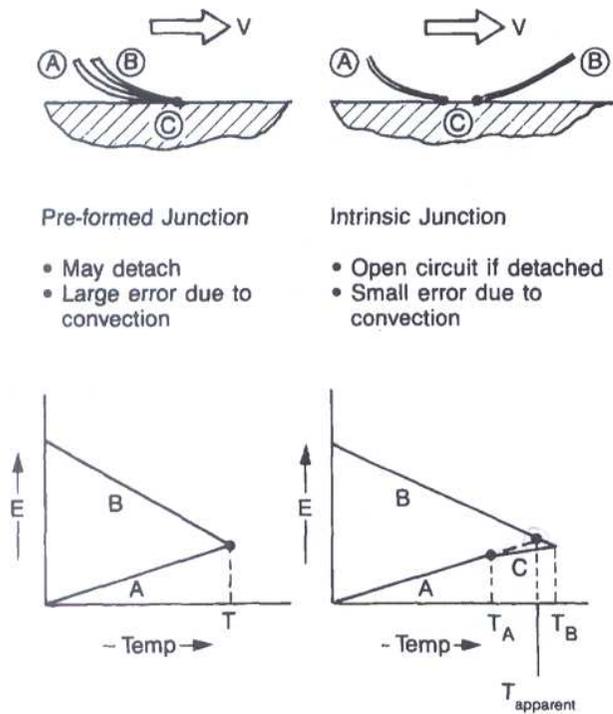


Fig. 2.18 Comparison of the preformed and intrinsic styles of thermocouple attachments for surface temperature measurements

(Moffat, 1990)

제 3 장 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치

수소생산에 사용될 중간열교환기는 고온 고압 상태에 따른 안정성과 열전달 성능, 구조재의 재료 선정 및 경제성 평가 등과 같은 고려해야 할 점들이 많다. 본 연구는 작동유체가 헬륨가스인 고온 고압의 열교환기 설계하기 위한 기초연구로서, 세관에서 고온 고압 헬륨가스의 열유동 특성을 알아보기 위해서 본 실험 장치를 설계하고 구축하게 되었다.

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 단점 때문에 니켈합금을 많이 사용하게 된다. 니켈 합금 중 내열강으로 사용되는 제품은 인코넬(Inconel)과 하스텔로이(Hastelloy)이다. 인코넬은 내열성이 좋고, 900℃ 이상의 산화기류 속에서도 산화하지 않고, 황을 함유한 대기에도 침지되지 않는다. 신장·인장강도·항복점 등 여러 성질도 600℃ 정도까지 대부분 변화하지 않는 등 기계적 성질에 우수하며, 유기물·염류용액에 대해서도 부식하지 않는다. 본 실험에서는 Inconel 600 재질을 사용하여 실험 장치를 구축하였다. Inconel 재질의 특성을 Table 3.1에 나타내었다.

고온 고압 헬륨가스의 열전달 특성을 파악하기 위해서 관표면에 일정 열유속 조건을 선택하였는데, 그 가열방법으로 유체가 흐르는 관에 복사열을 통한 열유속을 공급하였다. 일반적으로 시험부에 직접 전류를 통과시켜 열을 발생시키는 방법과 열선 등을 이용하여 시험부에 감아 전류를 공급하는 방법이 있으나, 본 실험과 같이 고온의 환경에는 부적합하여 복사열을 이용하였다. 복사열을 이용하기 위해 대성전기로사의 노출

형 super kanthal 히터를 채택한 전기로(최대 1700℃)를 사용하였다. 전기로의 온도제어는 YOKOGAWA사의 모델명 UP-350E controller를 사용하여 PID 컨트롤을 하였다.

실험장치는 가스부스터(gas booster), 유량계(flow meter), 예열기(pre-heater), 압력계(pressure gauge), 차압계(differential pressure transmitter), 시험부(test section), 냉각기(cooler) 등으로 구성되어 있다. 가스부스터는 헬륨가스를 순환시키는데, 초기 가스부스터 내의 공급탱크에서 나온 헬륨가스가 Sus 316 1/4" tube를 통해 순환되어 유량계를 거쳐 유량이 측정되어진다. 유량계는 RHENOIK사의 모델명 RHE-015 질량유량계(Mass flow meter)로서 리모트 유닛(Remote unit)인 RHM-08을 통하여 유량의 지시, 상태설정이 가능하다. Fig. 3.1에 사진을 첨부하였으며, 0~0.6 kg/min의 범위 내에서 유량, 밀도, 온도의 측정이 가능하고, $\pm 0.1\%$ 의 오차 범위를 가진다. 유량계를 통과한 헬륨가스는 예열기에서 예열된 후 시험부로 들어가게 되고, 그 후 cooler에서 냉각되어 다시 가스부스터에서 공급탱크로 압축된다. 가스부스터의 최대 입구온도가 50℃이므로, 시험부를 지난 고온의 헬륨가스를 냉각하기 위해 각각 길이 5 m, 7 m의 Inconel 600 1/4" tube, Sus 316 1/4" tube를 이용하여 팬(fan)을 이용한 공랭식 냉각기를 제작하였다. 냉각기 출구 쪽에 T-type 열전대를 삽입하여 냉각기의 출구온도를 확인할 수 있도록 하였다. 실험장치의 개략도와 냉각기를 각각 Fig 3.2, Fig 3.3에 나타내었다.

3.1.1 가스부스터

안정된 압력과 유량을 공급하고, 시험부를 지난 헬륨가스를 다시 사용하기 위하여 가스 부스터를 사용하였다. 가스 부스터는 메텍인터내셔널사의 300B-He 모델을 사용하였다. 가스 부스터는 3단 피스톤 왕복동 압축기를 이용하여 최고 100 bar까지 압축할 수 있도록 설계되었다. 압

축을 위한 전동기는 3HP, 220V, 단상이고 Fig. 3.4는 가스 부스터의 모습이다. 가스 부스터의 출구 쪽에 고압용 레귤레이터(Regulator)를 설치하여 시험부의 입구압력을 조절하였다. 가스 부스터 입구의 최대 압력은 5 bar로 제한되어 있어서 가스 부스터의 입구에 버퍼 탱크 및 레귤레이터(Regulator)를 설치하여 헬륨가스가 5 bar 이하의 압력으로 들어가지도록 하였다.

3.1.2 예열기

예열기는 시험부로 들어가는 헬륨가스의 입구온도를 조절 해주는 역할로서, 전기로의 복사열을 이용하여 예열하게 되는데 대성전기로사에서 제작한 매몰형 kanthal A-1 히터를 사용한 전기로(최대 1200℃)를 이용하였다. 전기로의 온도제어는 Yokogawa사의 모델명 UP-350E controller를 사용하여 PID 컨트롤을 하였다. 전기로의 내부에 외경 6.35 mm, 내경은 3.75 mm, 총길이 5 m의 Inconel 600 1/4" tube를 코일 형태로 감아서 넣었다. 전기로 온도를 1100℃까지 올리게 되면 헬륨가스가 1000℃까지 예열 될 수 있도록 설계하였으며, 예열기를 나온 헬륨가스의 온도를 측정하기 위해 K-type 열전대를 설치하였다. 예열기에 사용된 tube의 실제 사진 및 상세도를 Fig. 3.5에 나타내었다.

3.1.3 압력계 및 차압계

시험부 입구의 헬륨가스의 압력 측정을 위해 omega사의 모델명 PX 302-1000GV 스트레인게이지(Strain gage)타입의 압력계를 DP41-S 모델의 지시계(Indicator) 및 데이터 취득 장치(Data Acquisition System)에 연결하여 측정하였다. 시험부 입출구의 차압 측정은 Yokogawa사의 모델명 EJA110A 차압계를 사용하였고, 공급전원 DC 24 V, Output DC

4 ~ 20 mA, 측정범위 0 ~ 5 kg/cm², 사용가능최대압력 140 kg/cm², 사용가능온도는 -40℃ ~ 80℃까지의 사양을 가지며 ± 0.04%의 오차 범위를 가진다. 차압계는 Fig 3.6에 나타내었다.

3.1.4 시험부

시험부는 미니채널 즉, 세관이라 할 수 있는 외경 3.175 mm, 내경 1.397 mm, 총길이 195 mm인 Inconel 600 1/8" tube를 사용하였다. 시험부의 입·출구의 온도 및 차압을 측정하기 위하여 Swagelok사의 Inconel 재질 union cross fitting을 사용하였다. Fig 3.9에서 보듯이 입·출구 각각의 union cross fitting에 입·출구 온도를 측정하기 위한 노출형 K-type 열전대와 시험부에서의 압력손실을 측정하기 위한 차압계 포트가 삽입되어 있다. 그리고 시험부의 표면에 3개의 열전대를 부착하여 표면온도를 측정할 수 있도록 하였다. 이 때 열전대는 전기 용접을 이용해서 시험부 표면에 직접 용접하여 표면의 온도를 측정할 수 있도록 하였다. 전기로에서 제공되는 복사열이 순수하게 시험부에만 전달되도록 하기 위해서 유니온 크로스 부분은 세라믹 섬유 단열재를 이용하여 복사열을 차단하였다. 시험부의 상세도는 Fig 3.7에 나타내었다.

시험부 표면에 열전대를 용접하는 방법은 매우 중요하고 일관성을 요구한다. 시험부 표면과 모든 열전대를 용접 할 때, 그 접점 부위가 일정한 크기로 잘 섞이도록 하기 위하여, 시험부를 고정된 후 omega사의 모델명 TL-WELD를 이용하여 동일한 power로 열전대를 각각 표면에 용접을 하였으며, 일관성 있는 작업을 위하여 상하이동이 가능한 스탠드에 holding plier(+극)를 이용하여 열전대를 고정시켜 열전대를 흔들림 없이 시험부 표면에 수직으로 위치시키고, 용접될 부위에 3 cm 거리를 두고 -극을 연결하여 foot switch를 작동시켜 용접하였다. 용접 시 열전대와 시험부 표면이 닿는 부분에 아르곤가스를 불면서 용접 하였다.

3.1.5 데이터 취득 장치

실험 데이터 취득은 8개의 열전대 온도 데이터와 유량계, 차압계 및 압력계에서 측정된 1 ~ 5V 범위의 전압을 data acquisition에 기록하게 하였다. 시험부의 표면온도, 입구와 출구 온도, 예열기를 지난 He가스의 온도, 시험부 압력 및 차압, 유량 등 측정된 모든 데이터의 수집은 National Instrument사의 모델명 SCXI-1000, SCXI-1303 모듈을 사용하였고, 데이터 수집 프로그램 Labview7.0을 이용하여 데이터를 취득, 저장하였다. 데이터 수집 프로그램에서는 유량계, 차압계, 그리고 압력계의 출력 1 ~ 5V를 받아 각각의 단위로 환산되어 프로그램 상에 표시되도록 하였다. 프로그램 상에 총 7개의 그래프를 표시 했는데, 4개의 그래프는 고온과 저온의 온도에 대한 그래프와 시험부의 표면 온도 및 입구, 출구 온도를 나타내고, 나머지 3개는 각각 유량과 차압 및 압력을 나타내도록 하여 실험 중 데이터를 쉽게 확인 할 수 있도록 하였다.

3.2 실험방법

우선 실험을 시작하기 전 실험에 순수한 He 가스를 사용하기 위해 He 가스탱크 및 가스부스터 내 보조탱크의 밸브를 닫고 진공펌프를 이용하여 시스템의 배관 내부를 진공상태로 만든다. 그 후 He 가스탱크의 밸브를 열고 레귤레이터를 조절하여 시스템에 He 가스를 설정압력으로 충전 시킨다. 예열기 및 전기로의 온도를 설정하여 작동시키고, 약 2시간 후 두 전기로가 설정온도에 도달하여 정상상태가 되면 가스부스터를 작동시켜 He 유동을 시작하였으며, 시험부 전기로의 설정온도를 바꾸어 줌으로써 열유속을 조절하였다. 가스부스터를 작동시키면 He 가스탱크에서 나온 He 가스가 유량계 및 시험부, 냉각기 등을 거쳐 가스부스터로 들어와 보조탱크에 압축되는데, 가스부스터 입구의 최대 압력이 5

bar로 제한되어 있어 가스부스터 입구에 버퍼탱크 및 레귤레이터를 설치하여 He가스가 5 bar 이하의 압력으로 들어가도록 하였다.

보조탱크에 압축된 He 가스가 100 bar가 되면 가스부스터가 자동으로 멈추게 되어있으므로, 연속적인 실험을 위하여 보조탱크의 압력이 95 bar가 되면 He 가스탱크의 밸브를 닫고, 보조탱크의 밸브를 열고 레귤레이터를 조절하여 He 가스를 시스템에 설정압력으로 보내게 된다. 시험부를 지난 He 가스가 고온이기 때문에 냉각기를 작동시켜 가스부스터로 들어가는 He 가스의 온도를 50°C 이하로 낮추어준다.

시험부의 열전대 및 유량계, 압력계, 차압계가 제대로 작동하는지 알아보기 위하여 상온에서부터 데이터를 취득하여 온도 및 유량, 압력 등 데이터 취득이 정상적으로 되는지 확인하고, 모든 실험이 끝날 때까지 온도변화를 살펴보았다. 시험장치가 수력학적 및 열적으로 정상상태가 될 때까지 기다린 후, 정상상태에 도달 후 약 15분 정도 데이터를 취득하고 마지막 200초간의 데이터를 수집하여 정리하였다. 데이터 취득이 끝나면 전기로, 예열기 및 가스부스터의 작동을 중지함으로써 실험을 끝내게 되는데, 보조탱크 및 버퍼탱크 내부 고압의 He 가스를 다음 실험에 사용하기 위해 밸브를 닫아 보관하였다.

3.3 데이터 처리

국소 대류열전달 Nu수는 아래의 식 (3.1), (3.2), (3.3)에 의해서 구하였다. 유체의 물성치는 시험부 입구와 출구의 온도를 평균하여 그 온도를 이용하여 사용하였다.

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

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

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

여기서 $T_{w,outside}$ 는 실제 측정된 온도이고, $T_{w,inside}$ 은 계산된 내벽면 온도이다. 즉 측정된 외벽면 온도를 이용하여, 에너지 발생이 없는 1차원 반지름 방향 시스템의 전도방정식 (3.3)에 의해 내벽면 온도를 구하였다. $k(W/mK)$ 는 관의 열전도도이고, r_i 와 r_o 는 관의 내측과 외측의 반지름이다.

현재 전기로의 복사에너지를 이용하여 열유속을 시험부에 공급하고 있고 식 (3.4)으로 열유속을 예측 할 수 있다.

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

하지만 실제 전기로 내 벽면의 온도와 전기로 히터의 온도가 다르고, 전기로 내부의 온도는 controller의 지시계 및 전기로 내부 온도를 측정하기 위하여 삽입한 K-type 열전대를 통해 확인할 수 있으나 전기로 히터의 표면 온도는 직접 확인하기 어렵다. 따라서 시험부 입구와 출구의 union cross fitting에 삽입되어 있는 K-type 열전대의 온도 차이와 질량유량, 그리고 비열을 이용하여 열전달률을 계산하고 그 값을 시험부가 복사열을 받은 총 면적으로 나누어줌으로써 열유속을 계산하였다.

3.4 실험오차 분석

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

3.4.1 온도 측정

온도 측정은 총 9개의 열전대를 이용하여 시스템 전반적인 온도를 측정하고 있다. 우선 시스템 주위 및 냉각기 출구에 있는 열전대를 이용하여 주위 온도 및 시스템의 시작온도, 가스 부스터로 들어가는 온도를 측정한다. 예열기 출구에서는 예열되어 나오는 He가스의 온도를 측정하고, 시험부 입구와 출구에서는 헬륨 가스가 취득한 열량을 계산하기 위한 온도를 측정한다. 그리고 국소열전달 계수를 계산하기 위해 시험부 외벽에 길이 방향으로 3개의 온도계가 부착되어 있다.

온도 측정에 있어 중요한 것은 측정하고 있는 온도의 정확성이다. 온도 측정의 정확성을 확인하기 위해 아래와 같은 두 가지의 방법을 사용하였다. 첫 번째 방법은 Hot point calibrator를 이용, 시험부에 사용된 열전대의 온도를 측정, 비교하여 온도가 동일한지 확인하는 방법이다. 각 설정 온도를 기준으로 약 0.2% 범위 내에서 잘 일치하였다.

두 번째 방법은 시험부 전기로를 이용하여 시험부의 열전대 3개의 온도를 측정 비교하는 것이다. 그 결과 0.5% 범위내의 온도들이 측정되었다. B-Type 열전대의 오차범위가 전기로 온도 800℃의 경우 약 0.5%임을 확인하였으며, 위의 두 결과를 Fig 3.8과 Fig 3.9 및 Fig 3.10에 나타내었다.

3.4.2 압력 측정

실험에서 시험부 입구의 절대압력과 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 설정 압력과 시험부 입구의 지시계(indicator)를 통한 압력이 동일한 측정치를 나타내는지 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 He가스를 순환시키면서 질량속도를 바꾸어 Re수 2000 ~ 34000 범위에서 해당 Re 수의 압력손실과 이론 해에 의해 구해진 압력손실을 비교하였다. 그 결과를 Fig 3.11에 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 3.12에 나타난 바와 같이 선으로 나타낸 평균 질량유량과 $\pm 1\%$ 내의 안정적인 질량유량이 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 시효 산태에서의 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 분야에서 내식성이 풍부하고 특히,입계부식,환원성산에 대해서 양호한 성질을 나타냄 |



Fig 3.1 Photograph of flowmeter

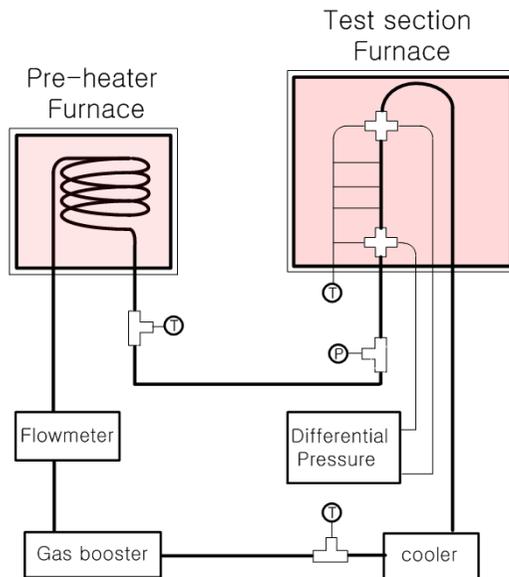


Fig 3.2 Schematic diagram of experimental apparatus



Fig. 3.3 Photograph of cooler



Fig. 3.4 Photograph of gas booster

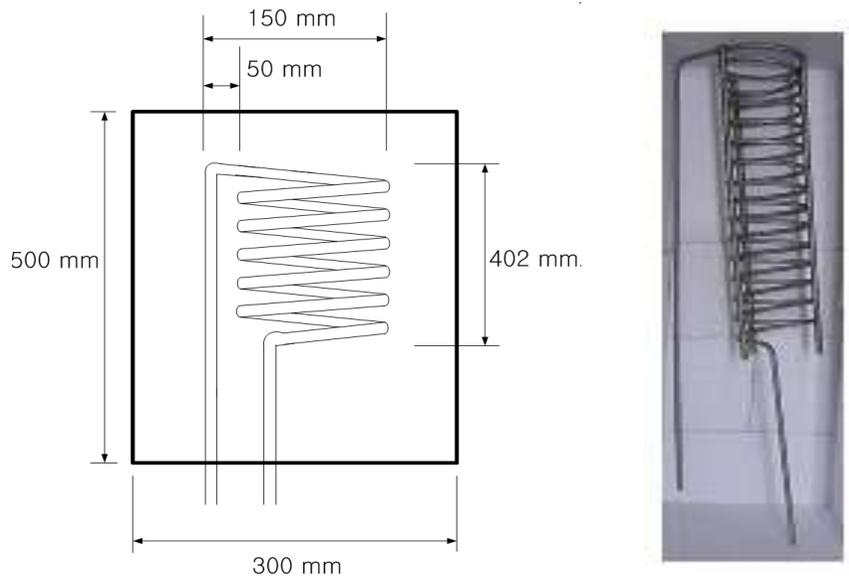


Fig. 3.5 Schematic diagram and Photograph of the preheater



Fig. 3.6 Photograph of pressure drop transmitter

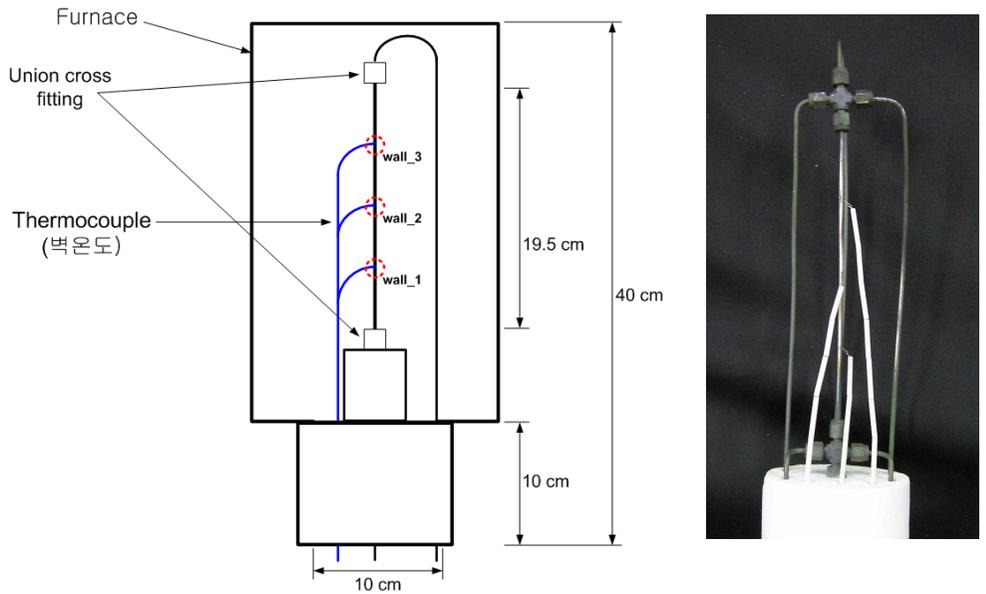


Fig. 3.7 Schematic diagram and Photograph of the test section

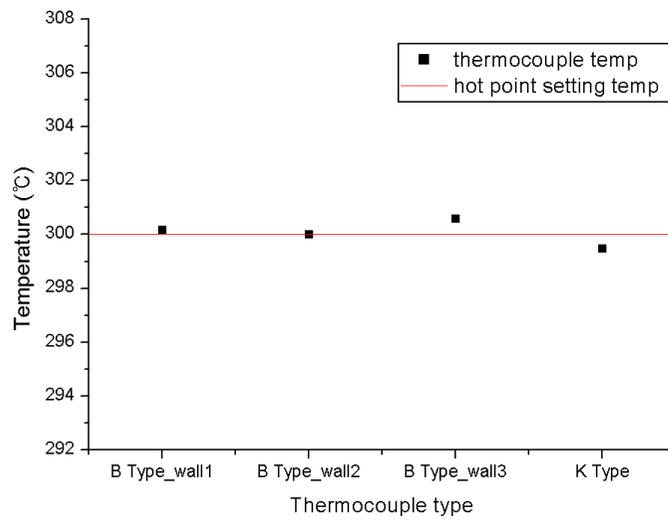


Fig. 3.8 Average error of thermocouple for 300°C

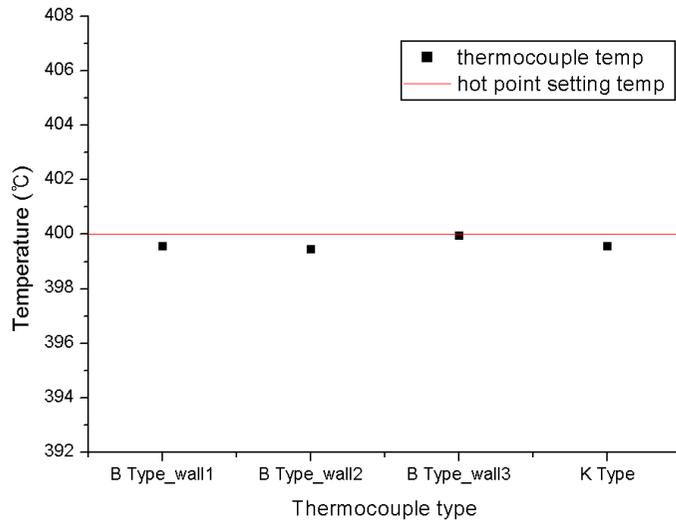


Fig. 3.9 Average error of thermocouple for 400°C

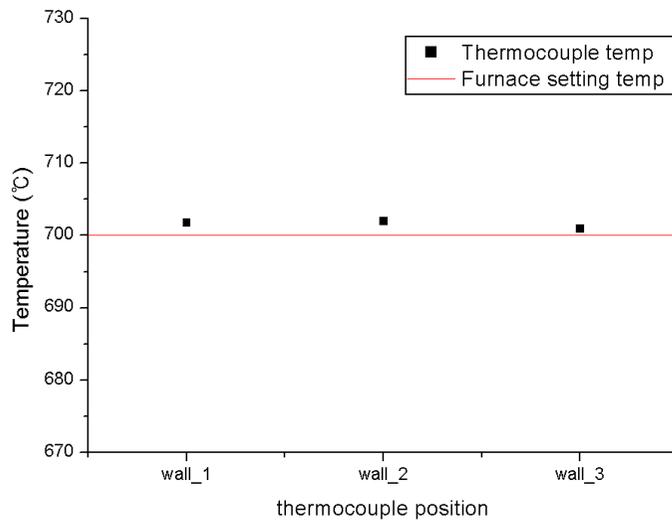


Fig. 3.10 Average error of thermocouple in furnace

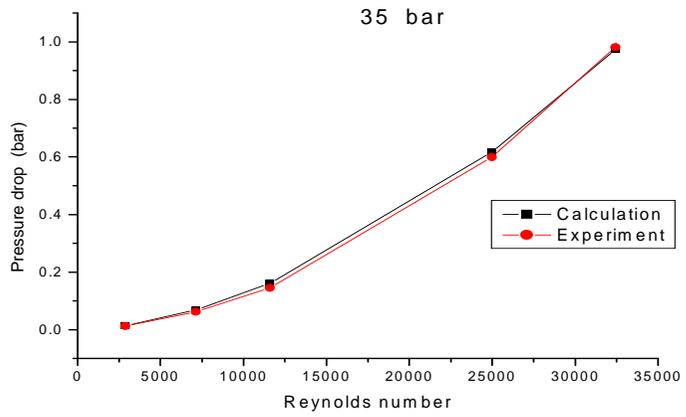


Fig. 3.11 Pressure drop vs. Reynolds number

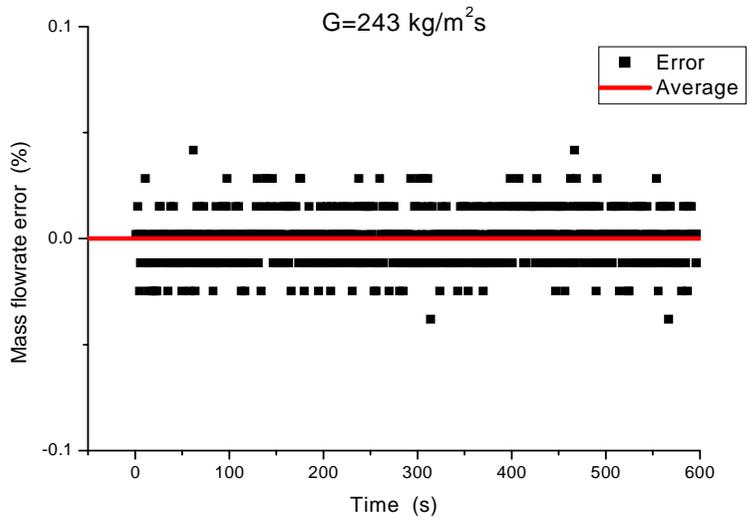


Fig. 3.12 Mass flow rate error v.s. Time

제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 실험조건

전기로 내의 복사열을 이용한 일정 열유속 조건에서 고온 고압에서의 헬륨가스의 열유동 특성 및 물성치 변화에 대한 영향과 시험부 표면의 정밀한 온도 측정을 평가하기 위하여 다양한 열전대 종류, 유량, 입구압력 및 입구온도, 열유속에 대해서 실험을 수행하였다. 직경 0.3 mm K-type 열전대 및 직경 0.2, 0.5 mm의 B-type 열전대를 사용하였고, Reynolds number는 약 2000 ~ 10000 까지의 영역에서 실험하였다. 작동유체의 입구온도는 20℃ ~ 400℃ 대해서 실험하였으며, 열유속은 시험부의 전기로 설정 온도를 다르게 함으로써 20 ~ 180 kW/m²에 대해서 실험하였다.

4.2 표면온도 측정

본 실험장치와 같이 고온의 복사열을 이용한 일정 열유속 조건의 경우 주위 공기와 표면 사이의 온도차로 인하여 표면에서는 대류현상도 일어나게 되며 이로 인해 열경계층 내부에 온도기울기가 생긴다. Fig 4.1은 시험부 표면에서의 온도분포를 계략적으로 나타낸 그림이다. 주위에서 표면으로의 온도분포가 Fig 4.1의 (a)와 같이 열경계층이 충분히 두꺼워 온도 기울기가 크지 않다면 표면온도 측정에 큰 영향을 주지 않지만, (b)와 같이 경계층에서 온도분포가 급격하게 변하는 경우에는 열전대 접점의 크기와 위치에 따라 표면온도를 측정하는데 많은 오차가 생길 수 있다. 표면에서의 열경계층 두께를 검토하기 위하여 주위에서 표면으로의 온도분포가 선형적이고 경계층의 두께가 충분히 작다고 가정하면 식 (4.1)과 식 (4.2)을 동일하게 볼 수 있으며, (4.3)에 의해서 경

계층 두께를 근사화 할 수 있다.

$$q''_{conv} = h_{conv}(T_{sur} - T_{wall}) \quad (4.1)$$

$$q''_{cond} = \frac{k}{\delta}(T_{sur} - T_{wall}) \quad (4.2)$$

$$\delta = \frac{k}{h_{conv}} \quad (4.3)$$

여기서 k 는 공기의 열전도도(W/mK), δ 는 시험부 표면에서의 열경계층 두께(m)를 나타내며, h 는 표면에서의 자연대류 열전달계수(W/m²K)로 수직 원형관에서의 Fujii and Uehara (1970)상관식을 사용하여 주위의 온도 700℃, 표면온도 100 ~ 500℃의 경우에 대하여 계산하였다. Fig 4.2에서 보는 바와 같이 경계층 두께가 약 1.5 ~ 3 mm 정도로 계산된다. 이는 경계층의 두께가 얇아 온도분포가 급격하다는 것을 알 수 있으며, 열유속이 작을수록 즉 주위 온도와 표면온도의 차가 클수록 경계층의 두께가 크다는 것을 알 수가 있다. 이는 열전대 접점의 위치, 즉 열전대 접점의 크기가 표면온도 측정에 중요하다는 것을 보여준다.

열전대의 종류 및 용접 방법에 따라 표면온도 측정에 미치는 영향을 알아보기 위하여 다음과 같은 3 종류의 열전대를 이용하였다.

1. K-type thermocouple (D = 0.3 mm)
(Nickel-Chromium (+) / Nickel-Aluminum (-))
2. B-type thermocouple (D = 0.5 mm)
(Platinum-30%Rhodium (+) / Platinum-6%Rhodium (-))
3. K-type thermocouple (D = 0.2 mm)
(Platinum-30%Rhodium (+) / Platinum-6%Rhodium (-))

먼저 K-type 열전대를 미리 접점(직경 0.3 mm)을 만들어 시험부에 50 mm 간격으로 용접하여 실험하였고, 그 결과를 Fig 4.3 ~ 4.5에 나타내었다. Fig 4.3의 결과를 보면 질량유량 약 160 kg/m²s 일 때, 전기로 설정온도 500℃에서는 시험부 입구에서 출구까지 유체온도 / 표면온도의 변화가 21.7 / 6.1℃로 wall_2 지점의 표면온도가 wall_3 지점의 표면온도보다 2.1℃ 높게 측정되었고, 전기로 설정온도 600℃에서는 유체온도 / 표면온도 변화가 31.4 / 6.2℃로 wall_2 지점의 표면온도가 wall_3 지점의 표면온도보다 전기로 설정온도 500℃일 때와 같이 2.1℃ 높게 측정되었다.

일정 열유속 조건 일 때, 유체온도는 관을 따라서 길이방향에 대하여 선형적으로 증가하며 유체와 표면간의 온도차는 처음에는 작으나 경계층 발달에 의하여 열전달계수가 감소하기 때문에 증가하고, 완전발달영역에서는 열전달계수가 길이방향에 무관하게 되므로 일정한 값을 가지게 된다. 위의 두 경우 wall_1 / wall_2 / wall_3 지점에서 유체와 표면온도간의 차이는 67.7 / 62.6 / 49.9℃, 86.5 / 79.2 / 61.4℃로 출구로 갈수록 작아지는 것을 볼 수가 있다. 이는 일정 표면열유속 조건에서의 온도변화와 상이한 결과를 보인다. 전기로 설정온도 600℃에서 질량유량을 변화시켜가면서 실험한 결과 유량의 변화에 시험부 출구 쪽으로 갈수록 주위온도와의 차가 작아지게 되는데, 실제 유체온도와 주위 온도와의 차가 작을수록 측정된 표면온도와 유체온도간의 차가 작아지는 것을 볼 수가 있다.

열전대를 새롭게 용접하여 실험한 경우에도 같은 현상을 볼 수가 있는데, Fig 4.4에서 보는 바와 같이 동일한 전기로 설정온도에서 질량유량이 작고 동일한 유량에서 전기로 설정온도가 높은 경우, 표면온도간의 차이가 커지고 출구 쪽으로 갈수록 유체온도와 표면온도 간의 차가 작아지는 것을 볼 수가 있다. Fig 4.5에서 보는 바와 같이 전기로 설정온도 400 / 500℃ 일 경우 wall_2 지점의 표면온도가 wall_3 지점의 표면

온도와 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 내로 비슷한 온도를 보이는데, 전기로 설정온도 600 / 700 $^{\circ}\text{C}$ 일 경우 wall_2의 온도가 전기로 설정온도가 증가할수록 wall_3에 비해 큰 폭으로 증가하는 것을 볼 수가 있다. 이는 시험부 표면에 용접된 열전대의 접점이 시험부 표면에서 열충격으로 인하여 조금씩 떨어지는 현상으로 접점의 위치가 표면에서 멀어질수록 전기로 내부에 가까운 온도를 표시하고 있다.

직경 0.5 mm B-type 열전대를 사용하여 실험한 결과를 Fig 4.6에 나타내었다. Fig 4.6에서 보는 바와 같이 동일한 전기로 설정온도에서 유량의 변화에 대해 각 지점에서의 표면온도가 다르게 측정이 되고 있다. 동일한 전기로 설정온도에서 질량유량이 증가할수록 유체의 온도는 증가 하는데, 표면온도는 감소함을 볼 수가 있다. case1의 경우를 비교해보면 wall_1, wall_2 지점에서의 표면온도가 wall_3 지점에서의 표면온도보다 높게 측정되고 있고, 열전대를 다시 용접하여 실험한 case2의 경우 wall_1 지점의 표면온도가 wall_2 지점의 온도보다 높게 측정되고 있다. 이는 열전대 접점의 크기, 위치 및 용접상태가 동일하지 못한 결과로 보인다.

직경 0.2 mm의 B-type 열전대를 이용한 실험결과를 Fig 4.8에 나타내었다. Fig 4.8에서 보는 바와 같이 세 경우의 실험은 각각 열전대를 새롭게 용접을 하여 전기로 설정온도를 600, 700 $^{\circ}\text{C}$ 로 하여 실험한 결과이다. wall_2 지점에서 전기로 설정온도 600 $^{\circ}\text{C}$ 일 때, 질량유량 116.3, 111.3 kg/m 3 s의 경우와 전기로 설정온도 700 $^{\circ}\text{C}$ 일 때, 질량유량 110 kg/m 3 s의 경우를 보면 wall_2 지점에서는 약 10 $^{\circ}\text{C}$ 차이로 비슷한 표면온도를 측정하고 있으나, wall_1 및 wall_3 지점에서의 표면온도는 20 $^{\circ}\text{C}$ 이상의 차이를 보이고 있다. 세 번의 실험에서 각 지점에서 측정된 표면온도가 일정하지 않은데, Fig 4.7에서 보이는 Case1 및 Case2의 열전대의 접점이 표면에 용접되어 있는 그림과 같이 열전대를 붙이는 과정에서 접점의 크기 및 표면과의 접촉 불량으로 인해 동일한 접점을 만들지 못

해 생기는 현상으로 보인다.

열전대 접점의 크기에 따라 측정되는 표면온도 차이를 비교하여 Fig 4.9 및 Fig 4.10에 나타내었다. Fig 4.9에서 보는 바와 같이 직경 0.3 mm K-type 열전대와 직경 0.5 mm B-type 열전대의 측정된 표면온도를 비교했을 때, 전기로 설정온도 500℃에서 약 16%의 유량변화에 각 지점 wall_1 / wall_2 / wall_3 지점에서의 유체온도는 18 / 16 / 15 % 정도 변하는데 비해 측정된 표면온도는 71 / 44 / 42 %로 많은 차이를 보인다. 역시 전기로 설정온도 500, 600℃에서도 두 열전대의 실험결과가 큰 차이를 보이는데, 이는 두 열전대 접점의 크기 차이로 직경이 0.5 mm인 B-type 열전대(접점의 크기 약 0.5 mm)의 경우 K-type 열전대(접점의 크기 약 0.3 mm)에 비해서 접점의 크기가 크기 때문에 경계층 내의 온도분포에 영향을 받아 더 높은 온도를 보이고 있다. 이는 세 가지 열전대의 실험결과를 비교한 Fig 4.10에서도 볼 수가 있는데 열전대의 접점이 주위 온도에 의한 영향으로 열전대 접점의 크기가 작을수록 더 낮은 온도를 측정하고 있다.

제2장 선행연구 부분에서 Moffat (1990)의 연구를 살펴보면 열전대를 표면에 붙이는 방법에 따라 오차의 크기가 달라진다고 보고하고 있다. 표면에 용접된 열전대 접점의 위치가 표면 그 자체가 아니라 표면 위의 열전대 접점으로 주위의 온도에 영향을 받는다고 보고하고 있으며, 다른 두 가지의 열전대 접점에 대해 비교하였는데, 열전대 와이어를 각각 표면에 용접하는 방법이 더 낮은 오차를 보인다고 보고하고 있다.

위의 선행연구를 바탕으로 열전대 접점을 미리 만들어 표면에 용접하는 방법(Pre-formed junction)과 열전대 와이어를 각각 표면에 용접하는 방법(Intrinsic junction)을 비교하기 위하여 직경 0.2 mm B-type 열전대를 사용해 시험부의 수직방향으로 동일한 지점(wall_2)에 아래와 같은 세 가지 방법으로 용접한 열전대를 Fig 4.11에 나타내었다.

- 미리 접점을 만들어 시험부 표면에 용접.
- 1 mm 간격으로 각각 열전대 와이어를 시험부 표면에 용접.
- 2 mm 간격으로 각각 열전대 와이어를 시험부 표면에 용접.

Fig 4.12, Fig 4.13에서 세 가지 경우의 용접 방법에 따라 측정된 표면온도의 차이를 볼 수가 있다. Fig 4.12에서 2 mm 간격으로 용접한 경우 접점을 만들어 용접한 경우보다 표면온도가 높게 측정이 되었고, Fig 4.13에서는 낮게 측정이 되었다. 이는 표면 온도와 주위 온도의 차이에 의한 영향으로 각각 용접된 와이어의 두 접점의 사이의 거리가 멀어서 두 접점의 온도가 동일하지 못해 생긴 현상으로 보인다. Fig 4.24에 보는 바와 같이 Nu 수를 상관식과 비교 했을 때, 1 mm 간격으로 열전대를 용접한 결과가 다른 두 경우보다 상관식에 근접하는 것을 볼 수가 있다. 이에 접점을 미리 만들지 않고 열전대 wire를 각각 시험부의 표면에 용접하는 방식이 표면온도를 측정하는데 유용한 것으로 판단된다.

열전대를 표면에 용접할 때 두 접점이 동일한 온도가 되도록 유체가 흐르는 방향을 따라 두 접점이 평행이 되도록 하였고, 두 접점의 거리를 1 mm 이하로 용접하였다. 시험부에 용접된 열전대 사진을 Fig 4.14에 나타내었고, Fig 4.15과 Fig 4.16에 결과를 나타내었다. Fig 4.15에서 보는 바와 같이 전기로 설정온도 600°C의 경우 wall_1과 wall_2지점에서 유체와 표면과의 온도차가 case1에서는 39.4 / 44.7°C case2에서는 70.2 / 85.1°C 이고, 전기로 설정온도 700°C에서는 case1 52.5 / 51.3°C, case2 83.6 / 88.6°C로 case2의 경우에 더 높은 온도를 측정하고 있다. case2의 경우 wall_3 지점에서의 표면온도가 유체온도 보다 낮게 측정되고 있다. Fig 4.16에서 case3과 case4(case3에서 wall_3 지점 다시 용접)의 경우 wall_1 및 wall_2 지점에서 유체와 표면과의 온도차는 case3은 48.9 / 39.3°C, 54.8 / 39.3°C case4는 49.1 / 37.1°C, 57.9 / 38.2°C 약 ±10°C

차이로 case1과 비슷하나, wall_3 지점에서의 표면온도는 각 실험마다 상이한 결과를 보여주고 있다. 이는 시험부 표면과의 열전대의 용접된 상태에 따라 일정하지 못한 결과를 보인 것으로 각 열전대의 전기적, 열적 접촉에 문제가 있는 것으로 판단되어, Fig 4.17와 같이 열전대 와이어의 끝부분을 평행하게 정리하여 시험부 표면에 위치시켜 용접하는 방식으로 동일한 접촉상태를 만들어 wall_1, wall_2, wall_3 지점의 위치를 바꾸어 용접하였고, 실험 결과를 Fig 4.18, Fig 4.19에 나타내었다.

측정되어진 표면온도를 비교해보면 비교적 일관된 표면온도 측정하고 있는 것으로 보이나, 출구 쪽으로 갈수록 표면온도가 낮게 측정되는 것을 볼 수가 있다. Fig 4.18에서 보는 바와 같이 입구온도 약 120, 220℃의 경우 wall_1 지점에서 거의 동일한 표면온도가 측정되어 졌으나, wall_2 및 wall_3 지점에서는 case2의 경우가 더 낮게 측정되어 졌고, 입구온도 약 320, 400℃의 경우 wall_3 지점에서 오히려 높은 표면온도를 측정하고 있다. Fig 4.16의 case3, case4와 비교했을 때 측정된 표면온도는 wall_1 지점에서 비슷한 온도를 보이고 있으나, wall_2 및 wall_3 지점에서의 표면온도는 낮게 측정되고 있다. Fig 4.19에서 보는 바와 같이 wall_2 및 wall_3의 위치를 바꾸어 실험한 결과 wall_2 및 wall_3 지점에서 wall_1 보다 낮은 표면온도를 나타내고 있는데, 이 역시 출구 쪽으로 갈수록 낮아지는 경향을 보이고 있다. 하지만 표면온도가 길이 방향으로 감소하는 현상은 일정 표면열유속 조건에서 일어날 수 없는 현상으로 wall_2, wall_3 지점에 용접되어진 열전대가 그 지점에서의 표면온도를 제대로 측정하지 못하고 있다고 판단된다.

위의 결과를 종합해 볼 때, 본 실험장치와 같이 고온의 환경에서 표면에 열전대를 용접하여 표면온도를 측정하는 방법은 열전대를 용접하는 방법에 따라 많은 차이를 나타낸다. 표면에서의 열전대 접점의 크기, 접점의 용접상태 및 접점의 방식에 따라 wall_1, wall_2, wall_3 지점에서

측정되어지는 표면온도의 측정결과가 많은 차이를 보였다. 두 접점을 1 mm 이하의 거리로 용접 한 경우, wall1에서 비교적 일관된 표면온도가 측정되어지므로 여러 가지 방법 중에서 이 방법이 가장 효과적이라고 판단된다.

4.2 대류열전달계수

세 가지 열전대의 접점을 미리 만들어 용접한 결과를 Fig 4.20 ~ 4.22에 나타내었다. 직경 0.3 mm K-type 열전대를 이용하여 실험한 결과 Fig 4.20과 같이 약 6 ~ 16 사이의 분포를 보이며 열유속에 관계없이 시험부 출구 쪽으로 갈수록 Nu 수가 증가하는 것을 볼 수 있다. Fig 4.20에서 보는 바와 같이 직경 0.5 mm B-type 열전대를 이용한 실험한 결과 Nu 수가 일정하게 2 ~ 8 사이로 역시 열유속에 관계없이 시험부 출구 쪽으로 갈수록 Nu 수가 증가하는 것을 볼 수 있다.

Fig 4.22에서 보이는 직경 0.2 mm B-type 열전대를 이용하여 실험한 결과에서도 이와 같은 결과를 볼 수 있는데, 직경 0.2 mm B-type 열전대의 경우 Nu 수가 약 7 ~ 36 사이의 결과를 보였다. 위의 결과 모두 시험부 출구 쪽으로 갈수록 열전달계수가 커지는 현상을 보이는데 시험부 입구에서 표면과 주위의 온도차가 크고 출구로 갈수록 온도차가 작아져 시험부 입구에 가까운 열전대가 주위 온도에 더 영향을 받아 높은 표면온도를 측정하기 때문으로 보인다. Fig 4.23에 난류 및 층류 상관식과 세 가지 열전대를 이용하여 실험한 데이터를 비교하여 나타내었다. 난류 상관식은 Gnielinski (1976), 층류 상관식은 Shah and London (1987)의 층류, 입구영역, 일정 열유속 조건의 상관식으로 식 (4.4), (4.5)와 같다.

$$Nu_x = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{2/3} \right] \quad (4.4)$$

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2}, \quad (3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6)$$

$$Nu_x = 4.364 + 8.68 \times (1000 \times x^*)^{-0.506} e^{-41x^*}, \quad x^* = \frac{x}{dRePr} \quad (4.5)$$

각각의 열전대의 실험결과를 보면 0.5 mm B-type 열전대가 상관식과 가장 큰 차이를 보이며, 직경 0.2 mm B-type 열전대의 경우 상관식에 가장 가깝게 근접하고 있다. 이와 같은 결과를 볼 때, 표면에 용접된 열전대 접점의 크기에 따라 전기로 내부의 복사 및 대류에 의한 영향으로 실제 시험부의 표면 온도가 아닌 전기로 내부온도에 가깝게 측정되어진 결과로 보이며, 열전대의 접점이 작을수록 같은 실험 조건에서 전기로 내부의 복사 및 대류에 의한 영향을 적게 받아 보다 낮은 온도를 측정하고 있고, 낮게 측정된 표면 온도만큼 Nu 수 역시 크게 계산되었다.

직경 0.2 mm B-type 열전대를 이용하여 미리 접점을 만들어 용접한 결과와 접점을 만들지 않고 열전대 와이어를 각각 표면에 용접하는 방법으로 실험한 결과를 Fig 4.24에 나타내었다. 미리 접점을 만들어 용접한 경우는 약 8 ~ 12 사이의 일정한 값을 나타내고 있으며, 2 mm 간격으로 용접한 경우는 Re 수가 4000 ~ 5000의 경우보다 6000 ~ 7000의 경우에 더 낮은 값을 보이고 있다. 1 mm 간격으로 용접한 경우는 Re 수 4000 ~ 5000의 경우에는 상관식 보다 높은 값을 보이나, Re 수 6000 ~ 7000의 경우는 상관식과 비슷한 값을 보이고 있다. 이 결과를 볼 때 접점을 미리 만들지 않고 열전대 wire를 각각 시험부의 표면에 용접하는 방식이 표면온도를 측정하는데 유용한 것으로 판단된다.

열전대 와이어를 1 mm 이하의 거리로 각각 용접한 경우의 실험결과를 Fig 4.25 ~ 4.27에 나타내었다. Fig 4.25의 경우 열유속 90 ~ 135 kW/m², 입구 온도 50, 60°C의 경우에 대한 실험 결과이다. 여기서 wall_2 및 wall_3 지점에서의 결과가 상당한 오차를 나타내고 있는데,

이는 Fig 4.15 ~ Fig 4.19에서 보는 바와 같이 wall_2 및 wall_3 지점에서의 표면온도가 유체온도와 거의 같거나 낮게 측정되어진 잘못된 결과로 이를 제외하면 대략 12 ~ 20 사이의 값을 나타내고 있다. Fig 4.26의 경우 열유속 80 ~ 128 kW/m², 입구 온도 100 ~ 400°C의 경우에 대한 실험 결과이다. 이 결과 역시 Fig 4.25의 결과와 비슷하게 wall_2 및 wall_3 지점에서의 Nu 수 값이 상당한 오차를 보이고 있고, wall_1의 경우 14 ~ 20 사이의 값을 나타내고 있다.

직경 0.2 mm B-type 열전대를 이용하여 실험한 wall_1 지점 및 표면 온도 측정에 문제를 보였던 wall_2 및 wall_3 지점의 실험 데이터를 Table 2.5의 헬륨가스에 적용 가능한 상관식과 비교하여 Fig 4.27에 나타내었다. 접점을 미리 만들어 용접한 경우 wall_1 및 wall_2 지점에서 측정된 결과는 상관보다 낮은 값을 보이고 wall_3의 값은 상당한 차이를 보이고 있다. 열전대 와이어를 각각 시험부 표면에 용접한 경우 wall_1의 경우 상관식과 비교적 일치하나 wall_2 및 wall_3 지점에서의 결과는 미리 접점을 만들어 용접한 wall_3 지점의 결과와 같이 표면 온도 측정이 제대로 되지 않아서 생긴 현상으로 보인다.

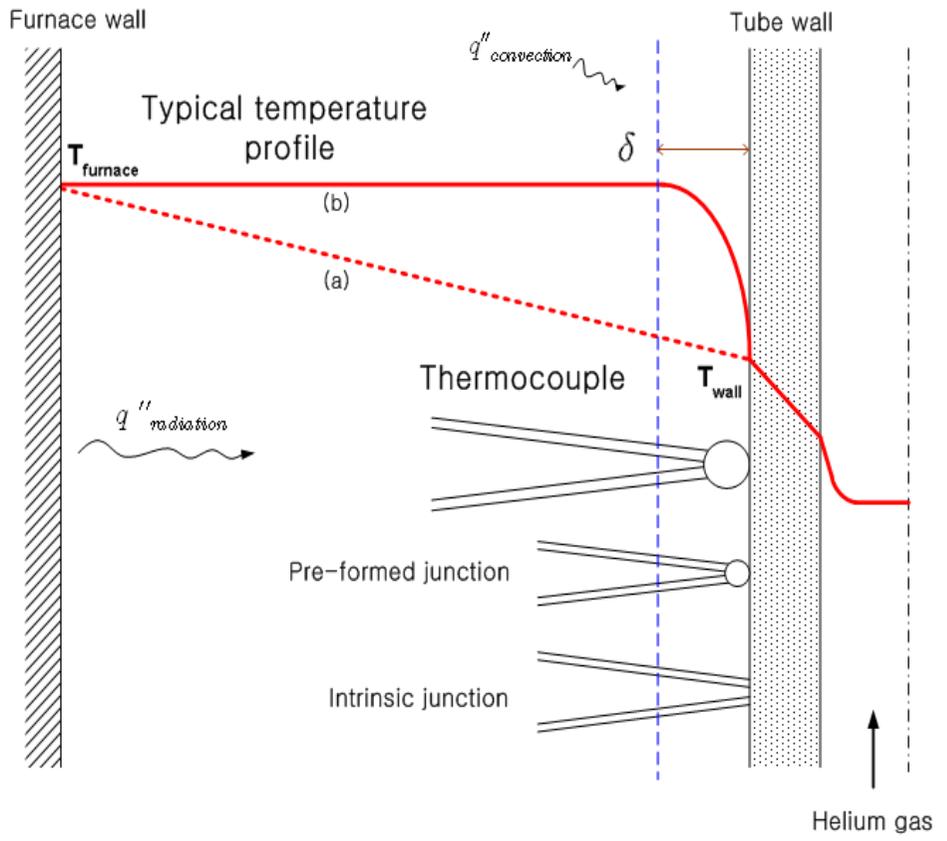


Fig 4.1 Thermal boundary layer thickness at outer surface of test section in furnace

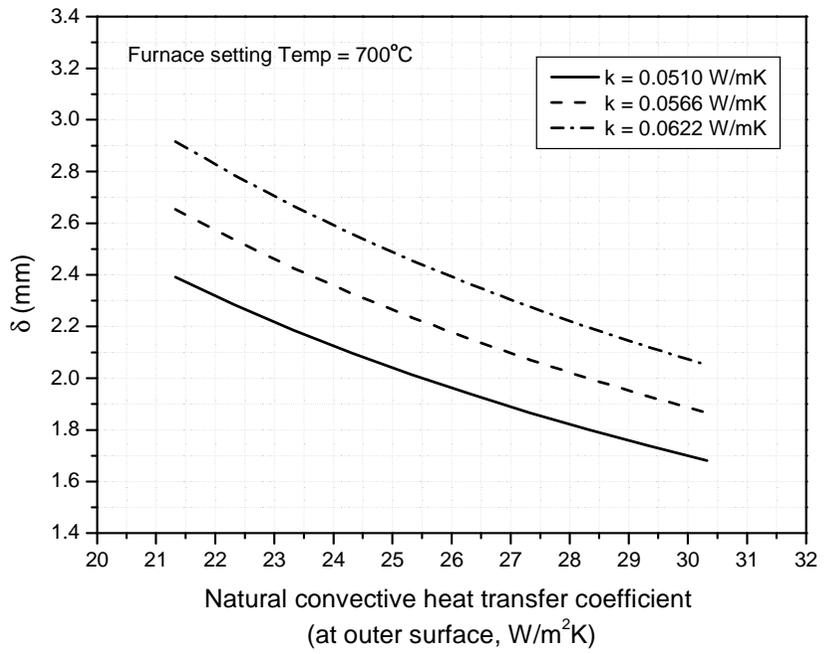


Fig 4.2 Estimated thermal boundary layer thickness v.s. natural convective heat transfer coefficient

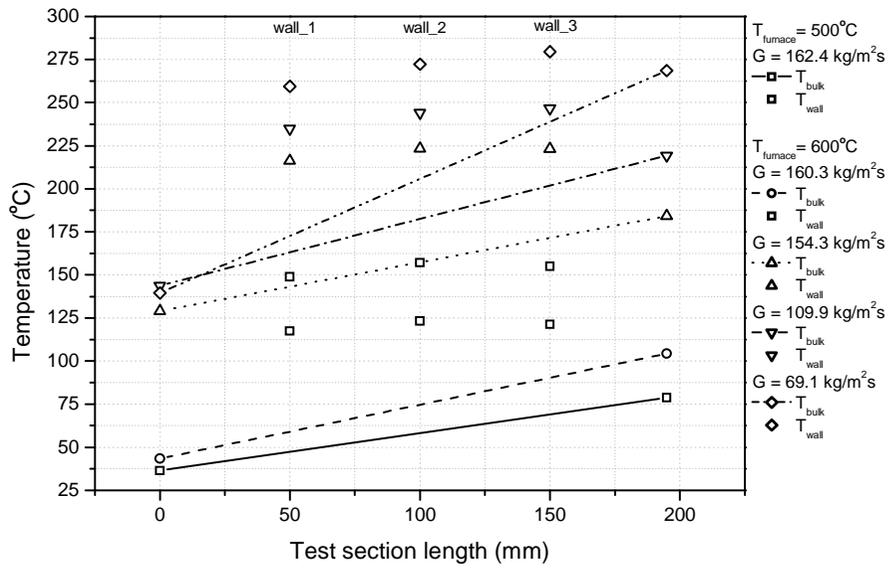


Fig 4.3 Bulk temperature v.s. wall temperature at furnace setting of 500, 600°C (K-type, D = 0.3 mm)

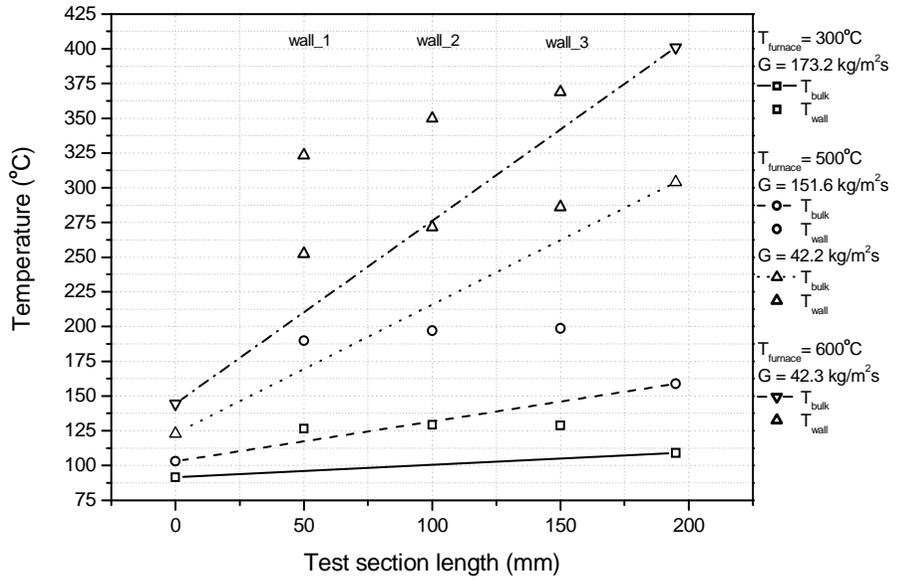


Fig 4.4 Bulk temperature v.s. wall temperature at furnace setting of 300, 500, 600°C (K-type, D = 0.3 mm)

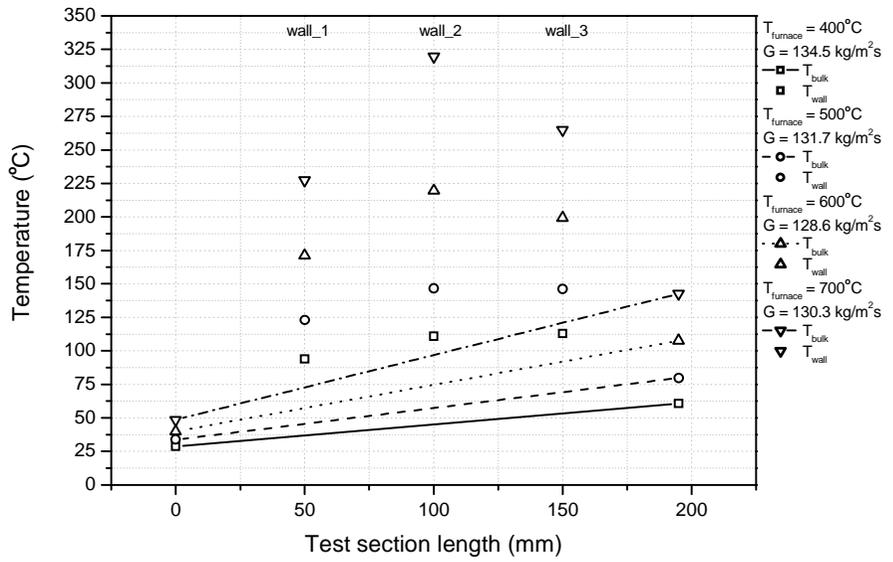


Fig 4.5 Bulk temperature v.s. wall temperature at furnace setting of 400 ~ 700°C (K-type, D = 0.3 mm)

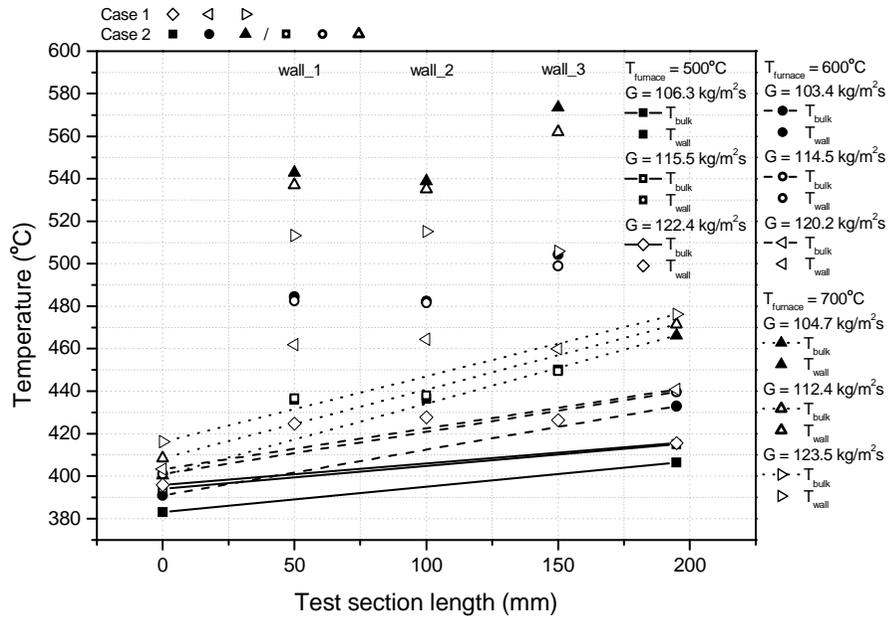


Fig 4.6 Bulk temperature v.s. wall temperature at furnace setting of 500~700°C (B-type, D = 0.5 mm)

Case 1

Case 2

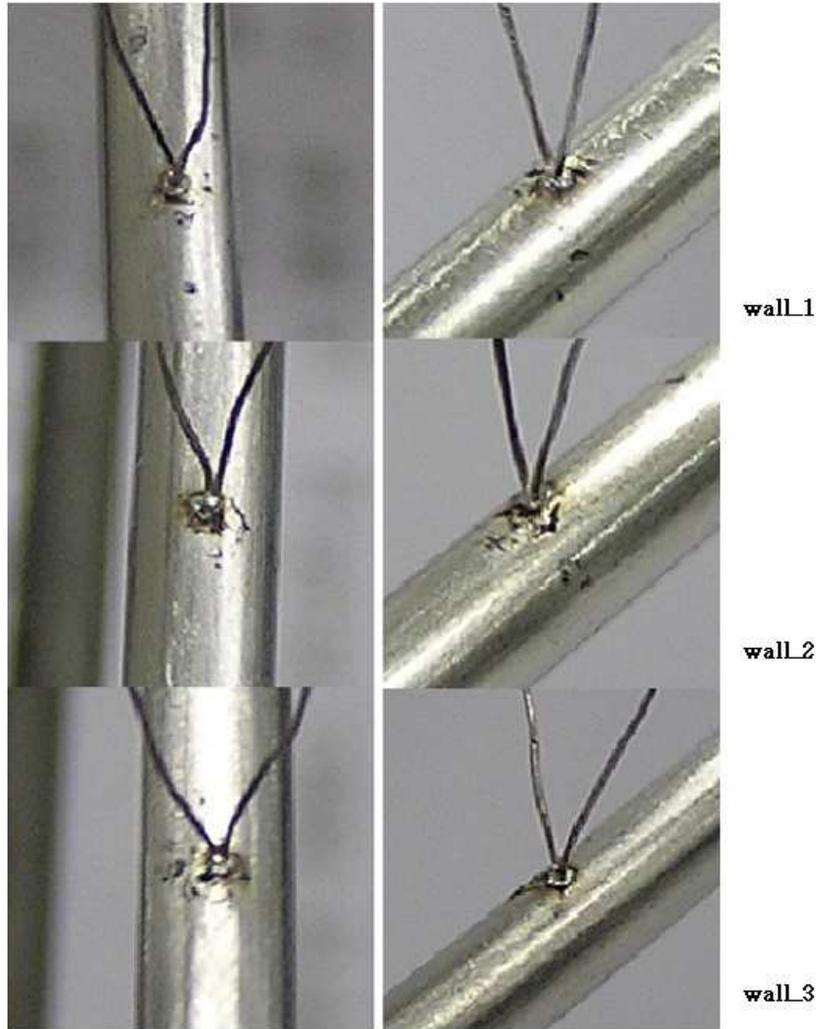


Fig 4.7 B-type thermocouple ($D = 0.2 \text{ mm}$)

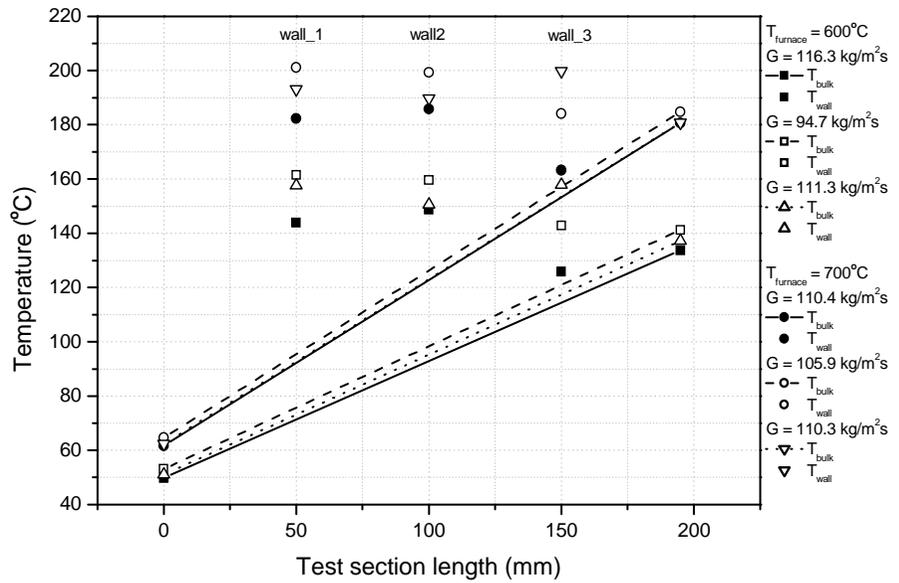


Fig 4.8 Bulk temperature v.s. wall temperature
(B-type, D = 0.2 mm)

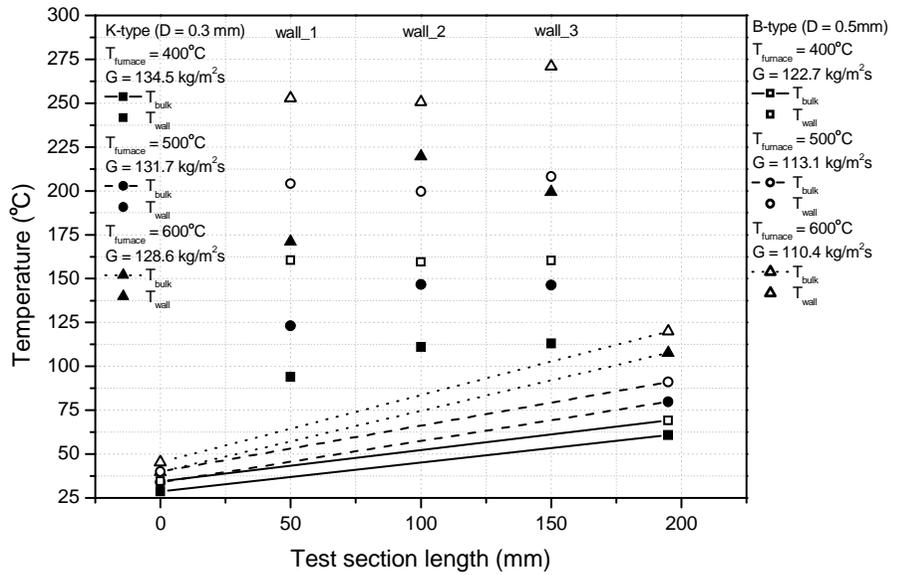


Fig 4.9 K-type thermocouple(D = 0.3 mm) v.s.
B-type thermocouple(D = 0.5 mm)

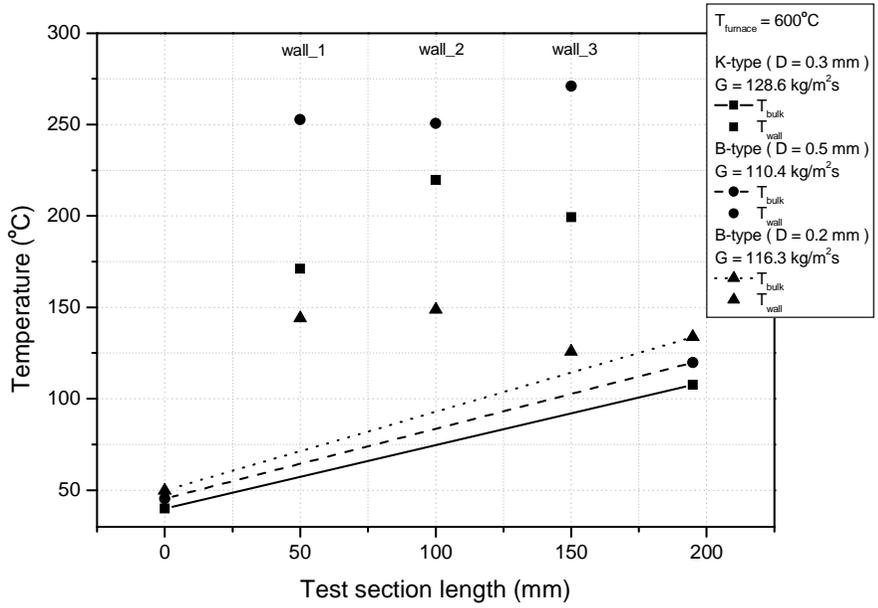


Fig 4.10 K-type thermocouple($D = 0.5 \text{ mm}$) v.s. B-type thermocouple($D = 0.2, 0.5 \text{ mm}$)

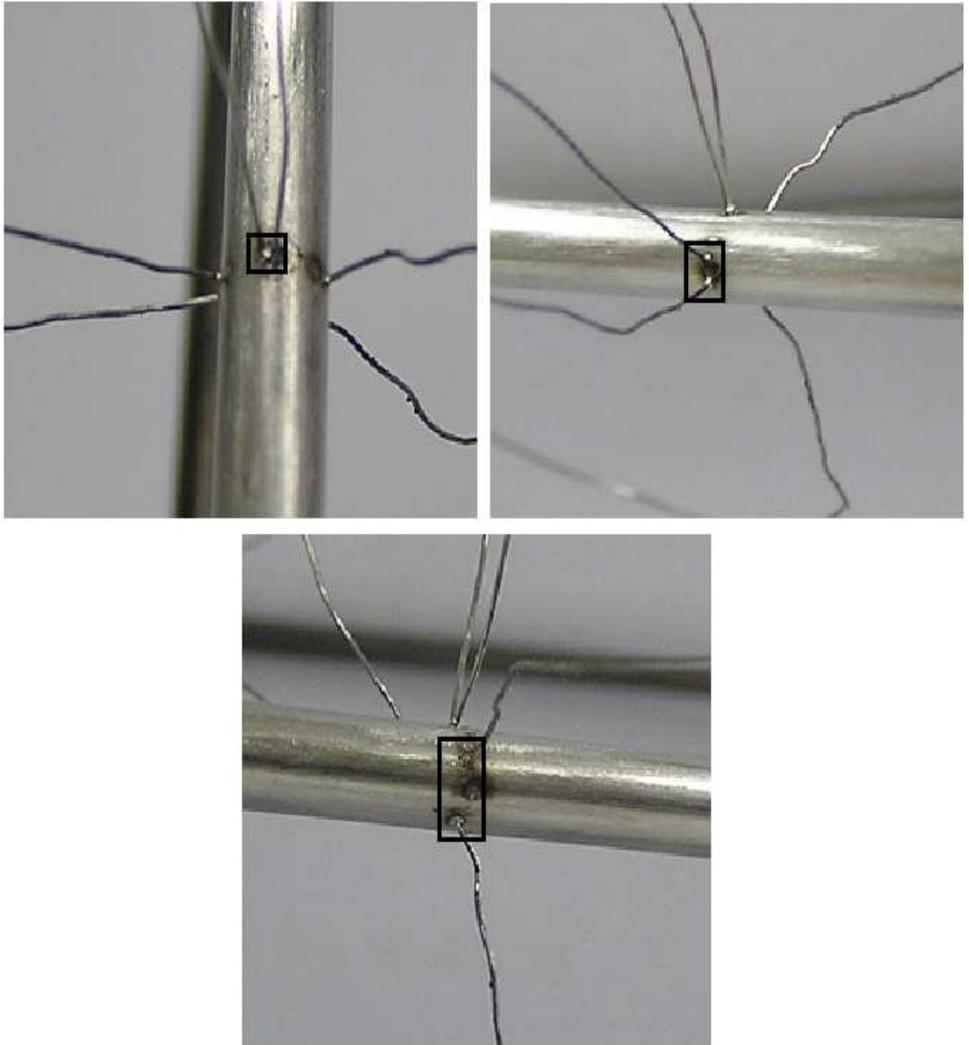


Fig 4.11 Pre-formed junction v.s. intrinsic junction at wall_2
(B-type, D = 0.2 mm)

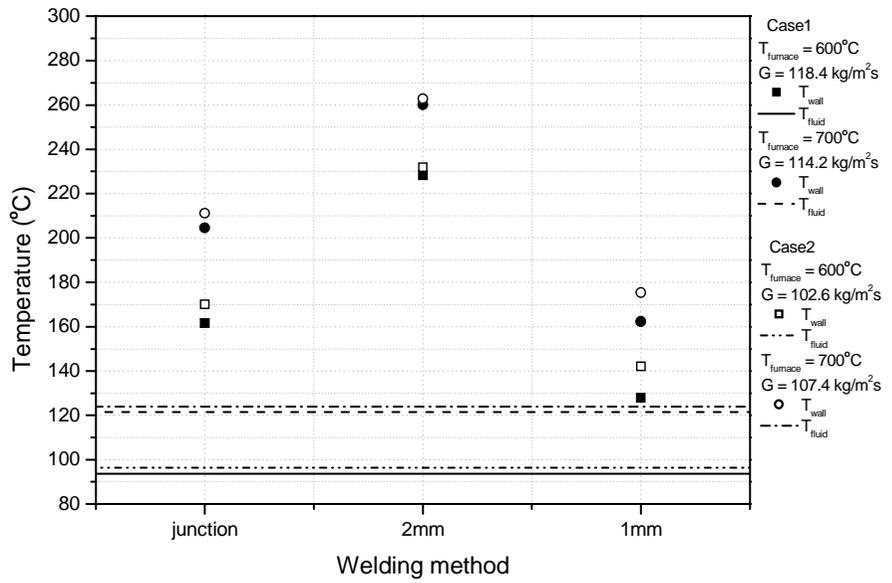


Fig 4.12 Bulk temperature v.s. wall temperature at wall_2
(B-type, D = 0.2 mm)

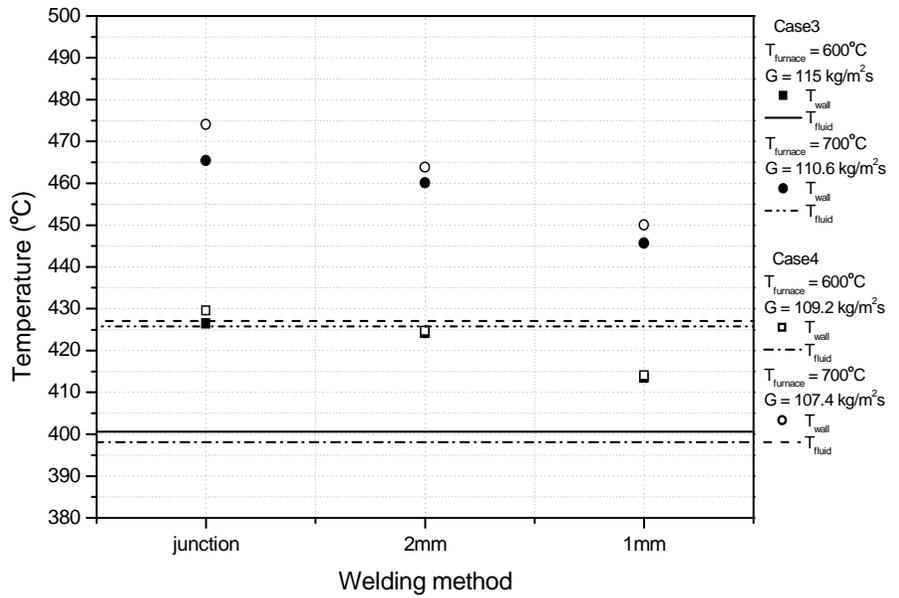


Fig 4.13 Bulk temperature v.s. wall temperature at wall_2
(B-type, D = 0.2 mm)

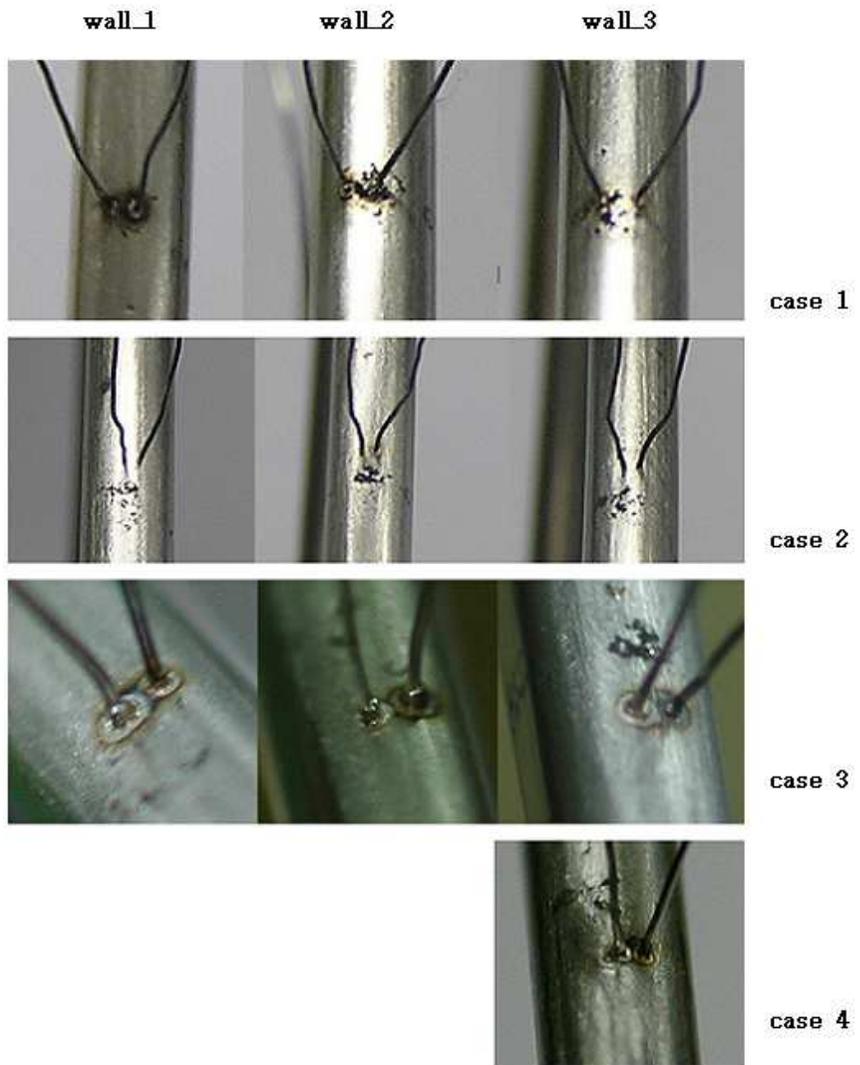


Fig 4.14 B-type thermocouple (Intrinsic junction, $D = 0.2 \text{ mm}$)

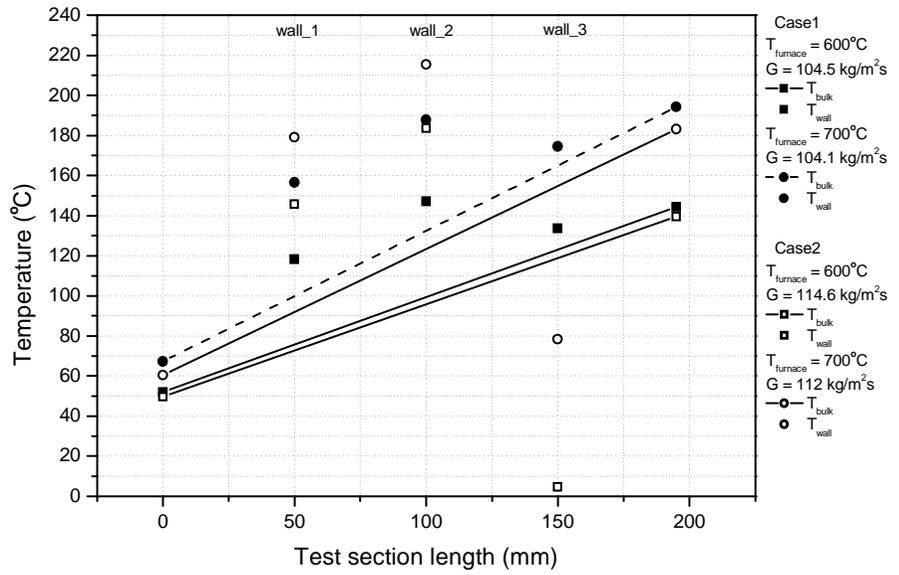


Fig 4.15 Bulk temperature v.s. wall temperature
 (Intrinsic junction B-type)

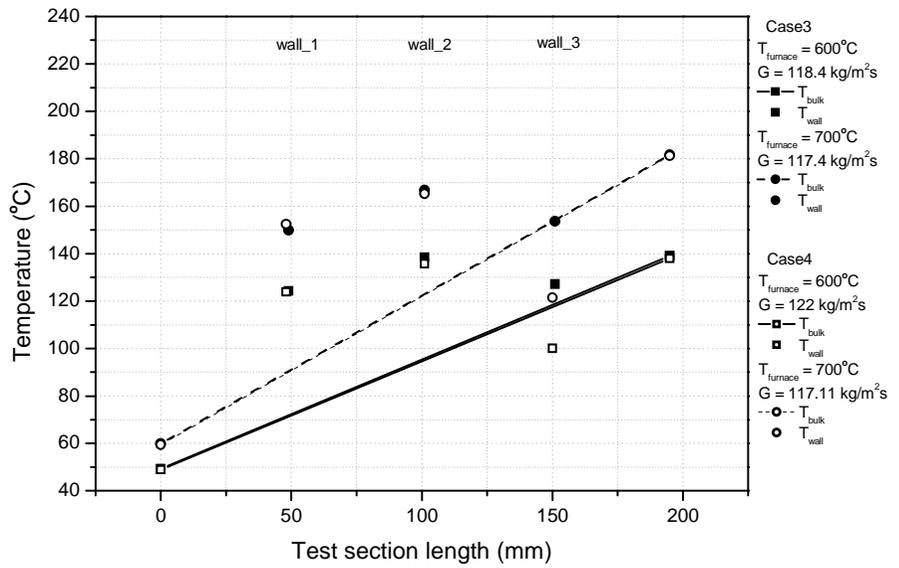


Fig 4.16 Bulk temperature v.s. wall temperature
 (Intrinsic junction B-type)

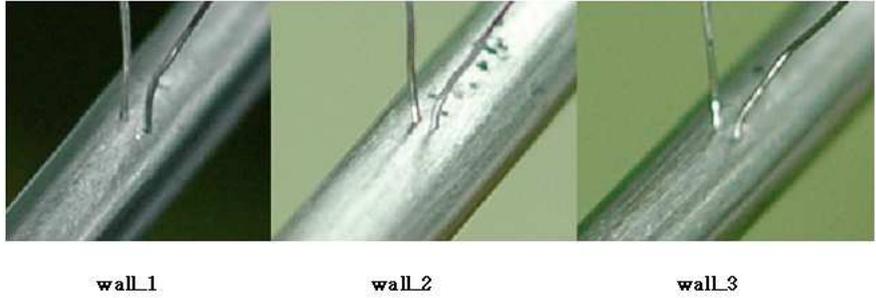


Fig 4.17 B-type thermocouple (Intrinsic junction, $D = 0.2 \text{ mm}$)

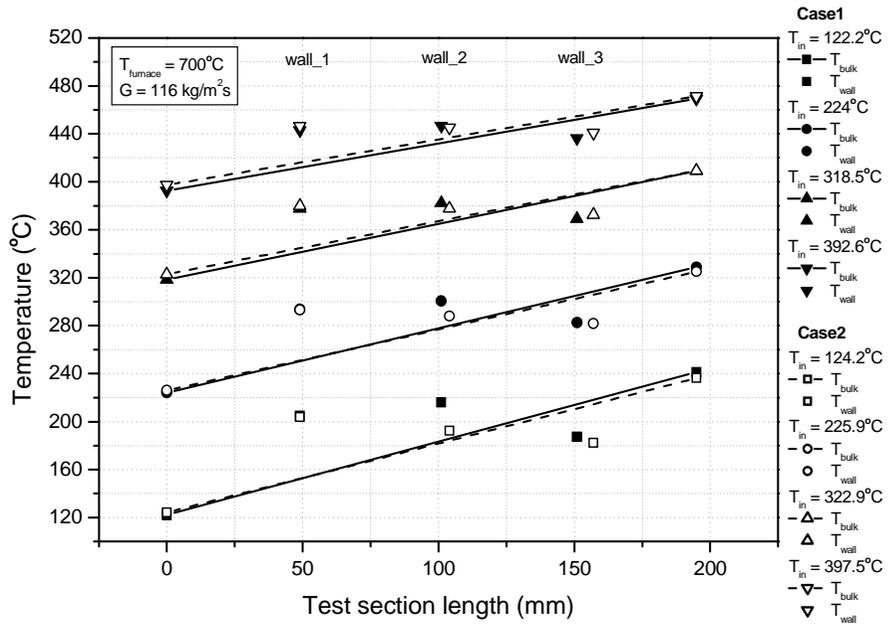


Fig 4.18 Bulk temperature v.s. wall temperature at $T_{\text{in}} = 120 \sim 400^\circ\text{C}$ (Intrinsic junction B-type, $D = 0.2 \text{ mm}$)

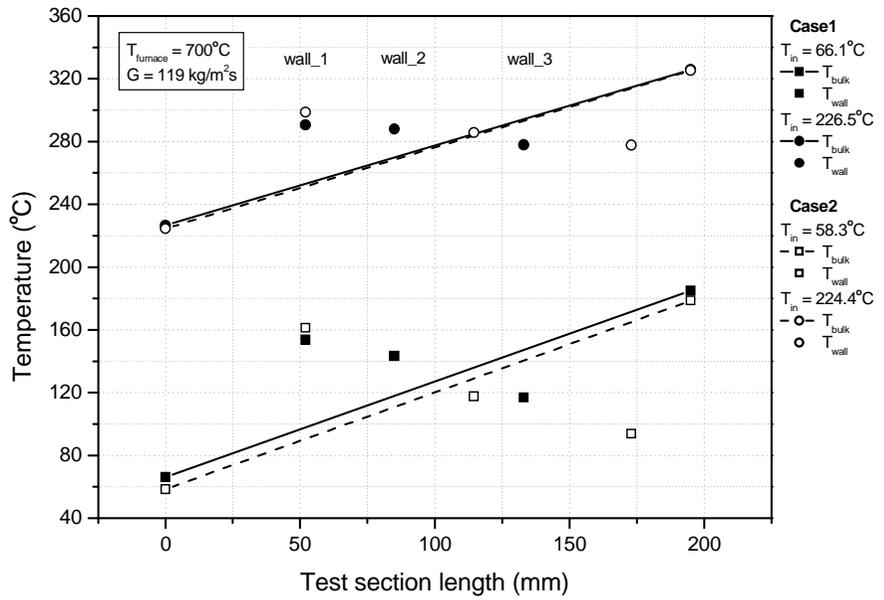


Fig 4.19 Bulk temperature v.s. wall temperature at $T_{\text{in}} = 60, 230^{\circ}\text{C}$ (Intrinsic junction B-type, $D = 0.2 \text{ mm}$)

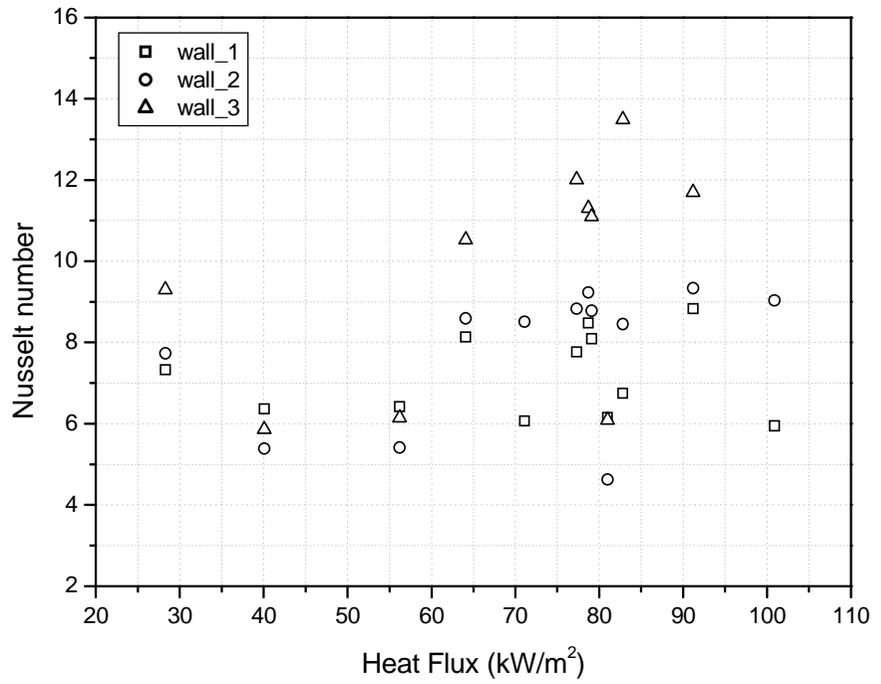


Fig 4.20 Nusselt number v.s. heat flux
(K-type, D = 0.3 mm)

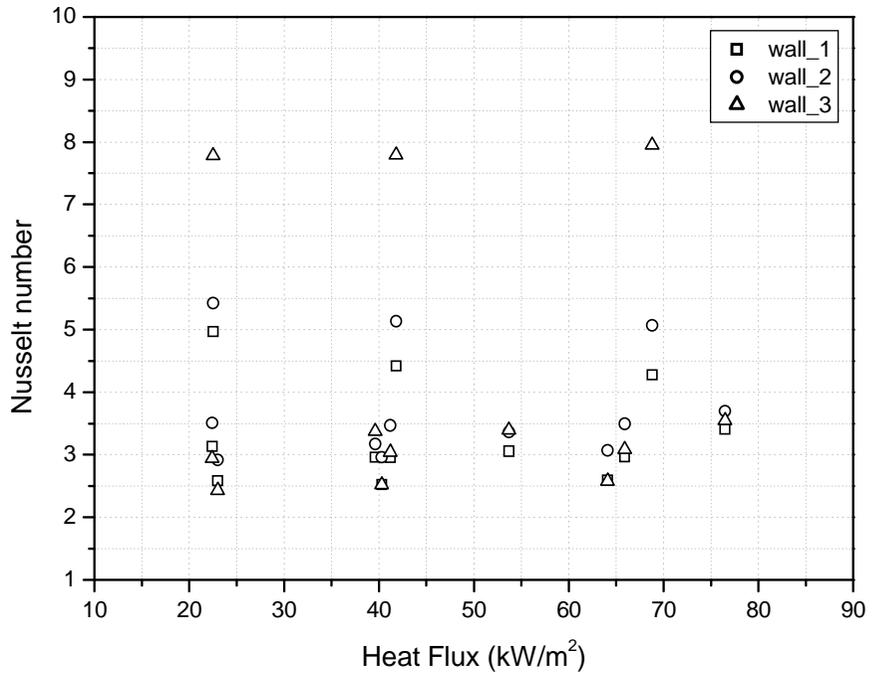


Fig 4.21 Nusselt number v.s. heat flux
(B-type, D = 0.5 mm)

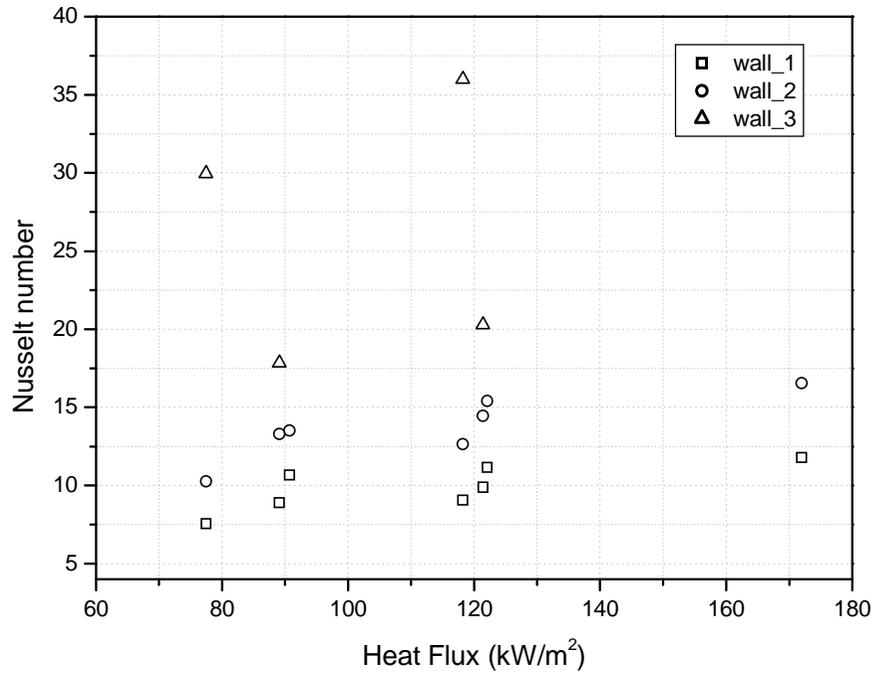


Fig 4.22 Nusselt number v.s. heat flux
(B-type, D = 0.2 mm)

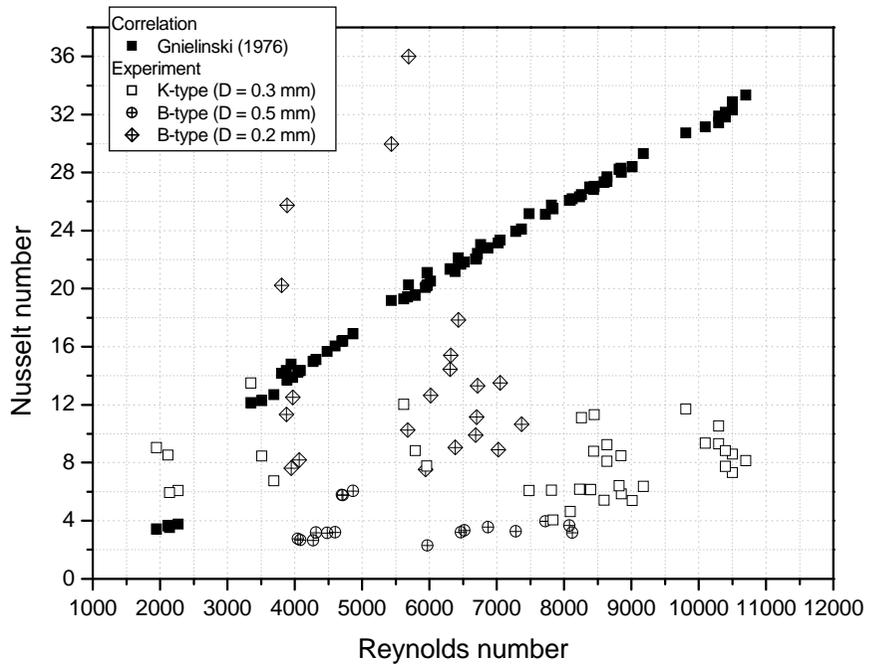


Fig 4.23 Nusselt number v.s. Reynolds number
(K-type and B-type)

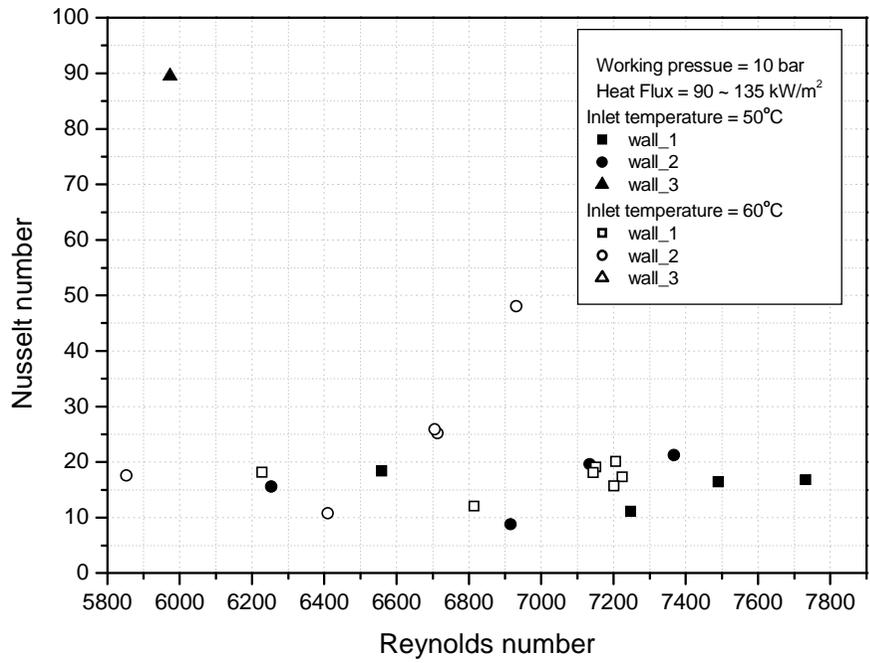


Fig 4.25 Nusselt number v.s. Reynolds number
 (Intrinsic junction B-type, $D = 0.2$ mm, $T_{in} = 50, 60^{\circ}\text{C}$)

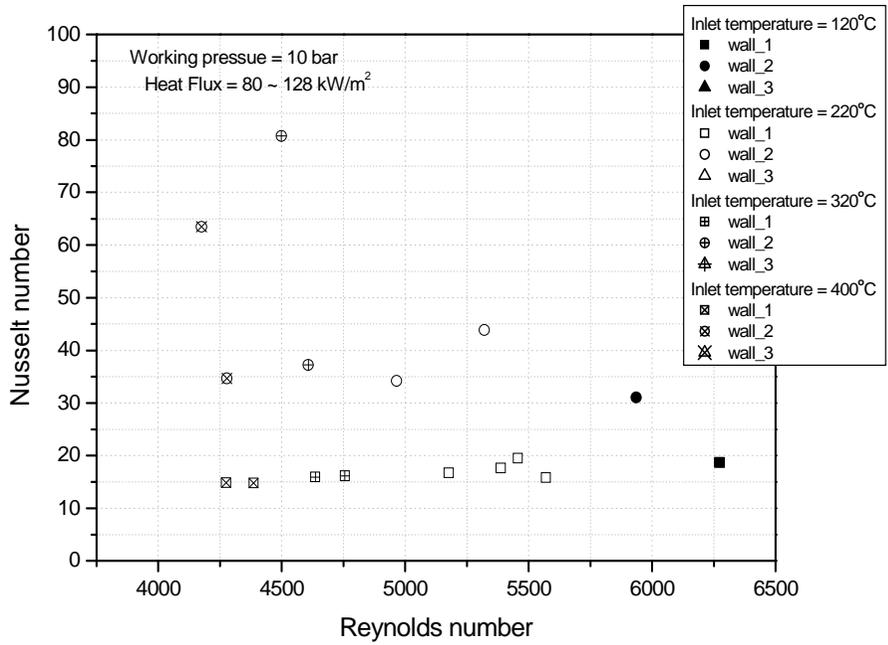


Fig 4.26 Nusselt number v.s. Reynolds number
(Intrinsic junction B-type, $D = 0.2 \text{ mm}$, $T_{in} = 100 \sim 400^\circ\text{C}$)

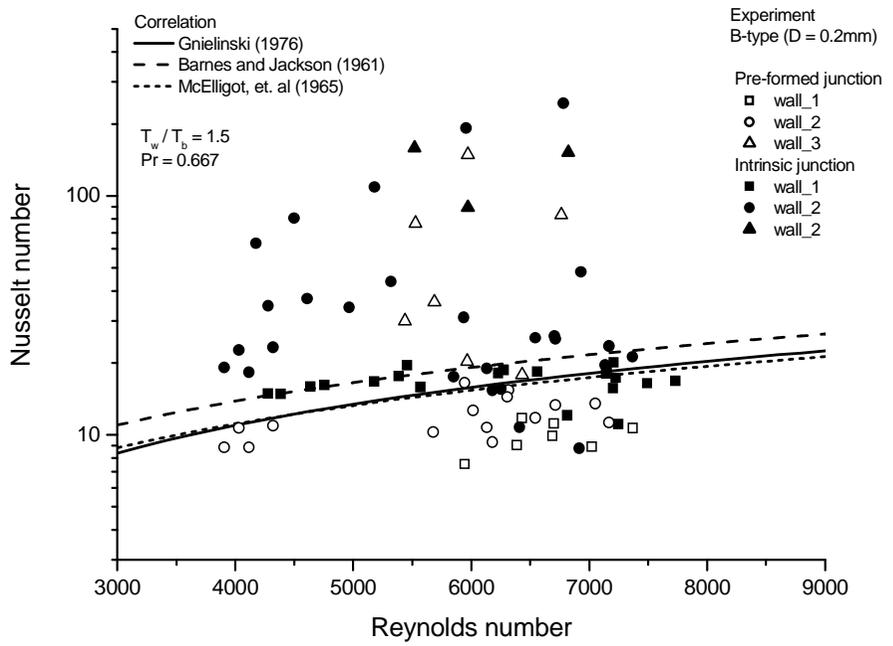


Fig 4.27 Nusselt number v.s. Reynolds number
(Pre-formed and Intrinsic B-type, $D = 0.2\text{ mm}$)

제 5 장 결론

본 연구에서는 수직으로 놓여진 Inconel 600 재질의 내경 1.40 mm인 원형 관 내부로 대류열전달 작동유체로 헬륨가스를 이용하고, 고온의 복사열을 이용한 일정 열유속 조건에서 정확한 표면온도 측정 방법 및 고온 고압 세관에서의 열전달 특성을 실험적으로 고찰하였다. 표면온도 측정을 위해 직경 0.3 mm K-type 열전대와 0.2 mm 및 0.5 mm B-type 열전대를 사용하여 pre-formed 및 intrinsic thermocouple method를 이용하였고, 열유속 20 ~ 180 kW/m², Re 수 2000 ~ 10000의 영역에서 입구온도를 20 ~ 400°C로 하여 실험하였다.

1. Pre-formed thermocouple method를 이용하여 실험한 결과 접점의 크기가 작을수록 더 낮은 표면온도를 측정하여 높은 Nu 수가 계산되었다. 내경 0.3 mm K-type 열전대의 경우 약 6 ~ 16, 내경 0.5 mm B-type 열전대의 경우 약 2 ~ 8, 내경 0.2 mm B-type 열전대의 경우 약 7 ~ 36 정도로 열전대 접점의 크기가 작을수록 주위 온도에 의한 영향을 작게 받았다.

2. Intrinsic thermocouple method의 경우 pre-formed thermocouple method 보다 더 정확한 표면온도가 측정되었고, Nu 수를 상관식과 비교했을 때 Re 수 4000 ~ 7000 사이에서 비슷한 결과를 보였다.

3. 내경 0.2 mm B-type 열전대를 사용하여 intrinsic thermocouple method를 이용하여 실험한 결과 wall_1 지점에서는 비교적 일관된 표면온도를 측정하고 있으나, wall_2 및 wall_3 지점에서 측정된 표면온도는 열전대를 용접 할 때마다 다른 결과를 보였다. 특히 wall_2 및 wall_3 지점에서는 유체온도보다 낮은 온도가 측정되는 경우도 있었는데, 열전

대의 용접에 문제점이 있는 것으로 판단된다. 비교적 일관된 표면온도를 측정하고 wall_1 지점에서의 Nu 수 경우 상관식과 비교적 잘 일치 하였다.

위의 결론을 종합하면 열전대 접점의 크기와 접점의 접촉상태, 접점의 방식에 따라서 표면온도 측정오차에 많은 차이를 보였다. 본 연구와 같이 고온의 복사열을 이용한 일정 열유속 조건에서 대류열전달계수를 측정하는 경우 표면온도 측정에 있어 정확성이 요구되며, intrinsic thermocouple method가 표면온도를 측정하는데 효과적이라고 판단된다. 하지만 동일하게 용접된 wall_1, wall_2 및 wall_3 지점에서 측정된 표면온도가 많은 차이를 보이는데, 이는 본 실험에서 사용한 전기로 내부 벽온도의 불균일로 인한 열유속의 불균일성 및 얇은 열경계층 내부에 위치하는 열전대의 외부 온도에 의한 영향 등에 기인된다고 판단된다. 본 실험장치와 같이 고온의 복사열을 이용한 일정 열유속 조건에서 대류열전달계수를 측정하기 위하여 다양한 실험범위에서의 많은 실험이 요구되고, 정확한 표면온도를 측정함에 있어 체계적인 방법의 정립이 필요한 것으로 보인다.

참 고 문 헌

Adams, T. M. et al., 1997, "An experimental investigation of single-phase forced convection in microchannels", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, No. 6-7, pp. 851-857

Agostini, B. et al., 2004, "Liquid flow friction and heat transfer coefficient in small channel : an experimental investigation", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 28, pp. 97-103

Bucci, et al., 2003, "Water single-phase fluid and heat transfer in capillary tubes", First International conference on Microchannels and Minichannels, Rochester, New York, USA ICM2003-1037

Caney, N. et al., 2007, "Friction losses and heat transfer of single-phase flow in a mini-channel", Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 1715-1721

Barnes, J. F. and Jackson, J. D., 1961, "Heat transfer to air, carbon dioxide and helium flowing through smooth circular tubes under conditions of large surface / gas temperature ratio" J. Mech. Eng. Sci., Vol. 3, No. 4, pp. 303-314

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

Gnielinski, V., 1976, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow", *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, 359-368

Gnielinski, V., 1983, "Forced convection ducts", in *Heat Exchanger Design Handbook*, Schlunder, E. U. (Ed.), pp. 2.5.1-2.5.3., Wiley, New York

Harms, M. T. et al., 1999, "Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels", *Heat and Fluid Flow*, Vol. 20, pp. 149-157

Hrnjak, P. and Tu, X., 2007, "single phase pressure drop in microchannels", *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 28, pp. 2-14

Humble, L. V. et al., 1951, "Measurement of average heat transfer and friction coefficients for subsonic flow of air in smooth tubes at high surface and fluid temperature", *NASA Report 1020*

Hwang, K. D. et al., 2003, "Heat transfer and pressure drop characteristics of enhanced titanium tubes", *Desalination*, Vol. 159, No. 1, pp. 33-41

Hwang, Y. W. and Kim, M. S., 2006, "The pressure drop in microtubes and the correlation development", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 1804-1812

Kandlikar, S. G. et al., 2003, "Effect of surface roughness on heat transfer and fluid flow characteristics at low Reynolds numbers in small diameter tubes", *Heat Transfer Engineering*, Vol. 24, pp. 4-16

Kim, K. K., 2006, "An Experimental study on the Fluid flow and heat transfer in high temperature, high pressure helium in a minichannels", Master's thesis, Korea Maritime Univ.

Liu, Q. and Fukuda, K., 2002, "Transient heat transfer for forced convection flow of helium gas", *JSME Int. J., seri. B*, Vol. 45, No. 3

Mo, H. L., 1998, "Characteristics of friction factor of gas flowing through small rectangular ducts", *Cryogenic*, Vol. 38, no. 9

McElligot, D. M. et al., 1965, "Effect of large temperature gradients on convective heat transfer : the downstream region", *J. Heat Transfer*, Vol. 87, pp. 68-76

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

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

Owhaib, W. and Palm, B., 2004, "Experimental investigation of single-phase convective heat transfer in circular microchannels", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 28, pp. 105-110

Peng, X. F. and Peterson, G. P., 1996, "Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 12, pp. 2599-2608

Perkins, H. C. and Worsoe-Schmidt, P., 1965, "Turbulent heat and momentum transfer for gases in a circular tube at wall to bulk temperature ratio to seven", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 8, pp. 1011-1031

Qi, S. L. et al., 2006, "single-phase pressure drop and heat transfer characteristics of turbulent liquid nitrogen flow in micro-tubes", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 1993-2001

Ravigururajan, T. S. and Begles, A. E., 1996, "Development and verification of general correlations for pressure drop and heat transfer in single-phase turbulent flow in enhanced tubes", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 13, pp. 55-70

Robert, J. M., 1990, "Some experimental Methods for heat transfer studies", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 3, pp. 14-32

Sawada, T. and Nishiwaki, N., 1991, "Response of a thermocouple to transient temperature changes in a metal to which it is attached", *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 33, No. 7, pp. 551-561

Sleicher, C. A. and Rouse, M. W., 1975, "A convenient correlation for heat transfer to constant and variable property fluids in turbulent pipe flow", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 667-683

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. Refrigeration*, Vol. 29, pp. 539-546

Takase, K., 2000, "Forced convective heat transfer in square-ribbed coolant channels with helium gas for fusion power reactors", *Fusion Engineering and Design* 49-50, pp. 349-354

Tu, X. and Hrnjak, P., 2003 "Experimental investigation of single-phase flow pressure drop through rectangular microchannels", *First International conference on Microchannels and Minichannels*, Rochester, New York, USA ICM2003-1028

Wu, H. Y. and Cheng, P., 2003, "Friction factors in smooth trapezoidal silicon microchannels with different aspect ratios", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 2519-2525

Yoon, S. H. et al., 2003, "heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region", Int. J. Refrigeration, Vol. 26, pp. 857-864

감사의 글

어렵고 힘들게만 느껴지던 대학원 생활을 보내고 부족하지만 한편의 논문을 만들기까지 저에게 힘이 되어주신 많은 분들을 기억하며 짧은 글을 통해서 이렇게 감사의 마음을 전합니다.

먼저 항상 어리고 부족한 저를 진심어린 마음으로 지도해 주신 방광현 교수님께 진심으로 감사드립니다. 아무것도 모르던 저에게 공학도가 가져야 할 마음가짐과 인생을 살아가는 방법을 가르쳐 주셔서 대학원 생활을 무사히 마칠 수 있었던 것 같습니다. 오랜 기간동안 많은 가르침을 주시고 본 논문의 밑거름이 되는 가르침을 주셨던 김동혁 교수님, 황광일 교수님, 도덕희 교수님, 윤상국 교수님께도 감사드립니다.

처음 대학원에 입학하여 실험실 생활에 많은 도움을 주셨던 태영, 원호, 종명, 종욱 선배님들께 감사드립니다. 함께 진학하여 힘들고 어려운 순간을 같이하며 힘이 되어준 소중한 친구 경규에게... 그리고 후배지만 선배 못지않게 도움을 준 군의, 인선, 지선이에게 감사하고, 항상 웃는 얼굴로 실험실의 굳은 일은 맞아 주는 채희씨에게도 감사를 드립니다. 항상 곁에 있진 못하지만 저를 친동생만큼 아껴주던 문성, 구만 선배님들... 언제 어디서건 친구인 저를 위해서 힘이 되어준 소중한 내 친구들에게 감사를 드립니다.

무엇보다도 항상 옆에서 힘이 되어준 여자친구 미영, 공부하는 아들 뒷바라지 해주신다고 고생하시는 어머니와 항상 저의 가슴속에 살아계신 아버지.. 어리지만 든든한 동생 대근이에게 논문을 바칩니다.