

공학석사 학위논문

**작동압력변화에 따른 마이크로 채널내
대류비등 열전달**

Effect of Operating Pressure on Flow Boiling Heat
Transfer in a Microchannel

지도교수 방 광 현

2005년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

윤 태 영

Effect of Operating Pressure on Flow Boiling Heat Transfer in a Microchannel

Tae-Young Yoon

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

Abstract

As faster computing speed has been increasingly demanded, the industry has been seeking for a newer cooling device with substantially improved cooling performance. One of the plausible and practical solutions can be a closed-loop with microchannels embedded within the chip. Both single phase convective heat transfer and two-phase flow boiling can be considered as the heat transfer mode in the microchannels, the latter having an advantage of larger temperature difference. Given the maximum allowed temperature in the chip for the safe and reliable operation and water being the fluid, the operating pressure should be subatmospheric for flow boiling heat transfer mode, i.e., 31 kPa for 70°C of inlet water temperature.

The objective of the present work is to experimentally investigate the effect of operating pressure on flow boiling heat transfer and pressure drop in a single microchannel. The experimental apparatus consists mainly of Peristaltic pump, preheater, test section, and

vacuum chamber for control of operating pressure. De-ionized water is used as the working fluid. The test section is a round microchannel of 310 μm inside diameter, made of 304 stainless steel.

The experiment has been performed for the conditions of heat flux from 35 to 86 kW/m^2 , mass flux from 203 to 305 $\text{kg/m}^2\text{s}$ (168 to 254 of liquid Reynolds numbers), and the average operating pressure from 11 to 19 kPa.

The measured flow boiling heat transfer coefficients in the microchannel were in the range of 3 to 27 kW/m^2 and the experimental showed that the flow boiling heat transfer coefficients in microchannel were affected by the wall heat flux and the operating pressure, while slightly dependent on mass flux. One of the major findings was that the trend of the variation of the heat transfer coefficient in terms of wall heat flux (or vapor quality) was largely changed by the operating pressure. At the lower operating pressure (~ 11 kPa) the heat transfer coefficient increased as the wall heat flux increased, but at the higher operating pressure (~ 19 kPa) it decreased as the wall heat flux increased. The cause of such opposing trends by the operating pressure can be attributed to the role of the liquid film in the flow boiling pattern in microchannels and the variation of relevant physical properties such as latent heat of vaporization.

목 차

Abstract

사용기호

표목차

그림목차

제 1 장 서 론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	2
제 2 장 선행연구 고찰	3
2.1 서론	3
2.2 대류비등열전달	5
2.3 미니 / 마이크로 채널.....	11
2.4 미니 / 마이크로 채널에서의 단상대류열전달에 대한 실험적 연구.....	13
2.5 미니 / 마이크로 채널에서의 대류비등 열전달	18
2.5.1 미니 채널(수력직경 1mm 이상)에서의 대류 비등 열전달계수의 변화에 대한 실험적 연구	18
2.5.2 미니 / 마이크로 채널(수력직경 1mm 이하)에 에서의 대류 비등열전달 계수의 변화에 대한 실험적 연구.....	20

2.5.3	미니 / 마이크로 채널에서의 대류비등열전달 상관식.....	22
2.6	선행연구 고찰 요약.....	25
제 3 장	실험장치 및 실험방법	40
3.1	실험장치 및 계측.....	40
3.2	실험오차 분석.....	44
3.2.1	온도측정.....	44
3.2.2	압력측정.....	45
3.2.3	질량속도(Mass flux).....	46
3.2.4	열유속(Heat flux).....	47
3.3	실험방법.....	49
3.3.1	단상실험.....	49
3.3.2	이상(Two-Phase) 실험.....	49
제 4 장	단상 실험결과 및 고찰	60
4.1	실험조건 및 데이터 처리.....	60
4.2	실험결과.....	61
제 5장	이상 실험결과 및 고찰	64
5.1	실험조건.....	64
5.2	데이터 처리.....	65
5.3	질량유속 및 열유속 변화에 따른 대류비등열전달 계수	66

5.4 관내 평균압력변화에 따른 증발열전달계수 변화	
.....	69
4.5 압력강하.....	72
제 5 장 결 론	81
참고문헌	83

사 용 기 호

A_c	단면적 [m^2]
Bo	비등수 [$\frac{q'' \rho}{G \sqrt{g}}$]
Co	대류수 [$(\frac{1-x}{x})^{0.8} (\frac{g}{f})^{0.5}$]
c_p	정압비열 [J/kg · K]
D	직경 [m]
D_h	수력학적 직경 [m]
d_{bub}	Bubble departure diameter
Fr	프루드수 [$\frac{G^2}{\rho g D}$]
f	마찰계수(Friction factor)
G	질량속도 [kg/m^2s]
h	엔탈피 [J/kg] 또는 열전달계수 [W/m^2K]
h_{fg}	증발 잠열 [J/kg]
Kn	Knudsen number
k	열전도도 [W/mK]
L	시험부 길이 [m]
m	질량유량 [kg/s]
P_i	내부 접수길이 [m]
Pr	프란틀수 [$\frac{c_p}{k}$]
Q	전열량 [W]

Re	레이놀즈수 [$\frac{GD}{\mu}$]
q "	열유속 [kW/m ²]
W	폭 [m] _{σ}
We	웨버수 [V^2L]
x	건도 또는 길이
X _{tt}	난류-난류 마티넬리 파라메타

하첨자

c	응축기
e	전열선
f	액상
g	기상
o	예열기 입구
PH	예열기
r	냉매
sat	포화
t	총길이
TP	Two Phase
w,inside	내벽
w,outside	외벽

그리스문자

α	
β	기공율
ρ	접촉각 (Contact angle)
μ	밀도(kg/m^3)
τ	점도($\text{Pa} \cdot \text{s}$)
	시간(s)

표 목 차

Table 2.1	Summery past work on single-phase convective heat transfer in small diameter tube
Table 2.2	summery of past work on flow boiling in small - diameter tube
Table 3.1	Dimension of the test tube

그림 목 차

- Fig. 2.1 Schematic diagram of closed micro cooling system
- Fig. 2.2 Photograph of microchannels
- Fig. 2.3 Friction factor v.s. Re number for 0.29 mm tube
(Bucci et al., 2003)
- Fig. 2.4 Nu number v.s. Re number for 0.29 mm tube
(Bucci et al., 2003)
- Fig. 2.5 Effects of surface roughness on friction factor
(Wu and Cheng, 2003)
- Fig. 2.6 Effects of surface roughness on Nusselt number
(Wu and Cheng, 2003)
- Fig. 2.7 Re number v.s. f Re for 0.3 mm tube
(Lelea et al., 2004)
- Fig. 2.8 Re number v.s. Nu number for 0.5 mm tube
(Lelea et al., 2004)
- Fig. 2.9 Circular-tube(R-12) local heat transfer coefficients for various combination of mass flux at three constant values (Tran et al., 1996)
- Fig. 2.10 Heat transfer coefficient v.s. quality
(Bao et al., 2000)
- Fig. 2.11 Heat transfer coefficient v.s. quality
(Lin et al., 2001)
- Fig. 2.12 Heat transfer coefficient v.s. quality
(Choo & Bang , 2004)
- Fig. 2.13 Heat transfer coefficient vs quality
(Yen et al., 2002)
- Fig. 2.14 Test section
(Steinke & Kandlikar, 2003)

- Fig. 2.15 Heat transfer coefficient vs. quality
(Steinke & Kandlikar , 2003)
- Fig. 2.16 Test section
(Qu & Mudawar, 2003)
- Fig. 2.17 Test section
(Qu & Mudawar, 2003)
- Fig. 2.18 Heat Transfer coefficient v.s. quality
(Qu & Mudawar)
- Fig. 3.1 Schematic diagram of test apparatus
- Fig. 3.2 Photograph of pump
- Fig. 3.3 Photograph of pre-heater
- Fig. 3.4 Photograph of test section
- Fig. 3.5 Schematic diagram of test section
- Fig. 3.6 Schematic diagram of poly-ethylene block apparatus
- Fig. 3.7 Photograph of test tube
- Fig. 3.8 Photograph of flange and micro O-ring
- Fig. 3.9 Photograph of vacuum chamber
- Fig. 3.10 Photograph of rotameter
- Fig. 3.11 Photograph of pressure measuring apparatus
- Fig. 3.12 Photograph of pressure transducer
- Fig. 3.13 Thermocouple signals at the time of electric heater on
- Fig. 3.14 Friction factor v.s. Re number

- Fig. 3.15 Mass flow rate error v.s. time
- Fig. 3.18 Absorption rate v.s. input power
- Fig. 4.1 Friction factor v.s. Re number
- Fig. 4.2 Nu number v.s. x^*
- Fig. 5.1 Heat transfer coefficient v.s. heat flux
($G = 203 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $P_{\text{out}} = 11.20 \text{ kPa}$)
- Fig. 5.2 Heat transfer coefficient v.s. heat flux
($G = 253 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $P_{\text{out}} = 11.18 \text{ kPa}$)
- Fig. 5.3 Heat transfer coefficient v.s. heat flux
($G = 305 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $P_{\text{out}} = 11.04 \text{ kPa}$)
- Fig. 5.4 Effect of mass flux heat transfer coefficient v.s. heat flux
($G = 203 / 253 / 305 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $P_{\text{out}} = 11.04 \text{ kPa}$)
- Fig. 5.5 Heat transfer coefficient v.s. heat flux
($G = 203 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $P_{\text{out}} = 14.66 \text{ kPa}$)
- Fig. 5.6 Heat transfer coefficient v.s. heat flux
($G = 203 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $P_{\text{out}} = 19.54 \text{ kPa}$)
- Fig. 5.7 Effect of exit pressure on heat transfer coefficient
- Fig. 5.8 Schematic diagram of three-zone Heat transfer Model
(Thome et al., 2004)
- Fig. 5.9 Evaporation of the film in elongated bubble flow
(Thome et al., 2004)
- Fig. 5.10 Heat transfer coefficient v.s. saturation pressure
(Thome et al., 2004)
- Fig. 5.11 Heat transfer coefficient v.s. heat flux
(Thome et al., 2004)
- Fig. 5.12 Heat transfer coefficient v.s. vapor quality for different diameter (Thome et al., 2004)
- Fig. 5.13 Heat transfer coefficient v.s. quality
($G = 203 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $P_{\text{out}} = 11.04 / 14.75 / 19.81 \text{ kPa}$)
- Fig. 5.14 Pressure drop vs heat flux(mass flux effect)
- Fig. 5.15 Pressure drop vs heat flux(exit pressure effect)

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

21세기가 도래하면서 정보의 수집, 분석, 관리 및 전송속도의 중요성이 더욱 부각되고 있고, 이를 위한 기술개발의 속도가 비약적으로 발전하고 있다. 이를 위해 정보를 처리하는 중앙정보처리장치(CPU)의 속도도 비약적으로 발전하고 있는 실정이다. 특히 노트북과 휴대폰 등의 중앙처리장치의 고성능화, 초소형화가 가속되고 있다. 중앙정보처리장치의 고성능화 및 초소형화로 인하여 더 작은 면적에 더 많은 반도체 소자들이 집적되어 단위 면적당 발열량은 급속하게 증가하게 된다.

위와 같은 중앙정보처리장치의 고성능화, 초소형화가 계속된다면 개인용 노트북 경우 중앙정보처리장치의 성능은 수 기가 헤르쯔대의 정보처리 속도와 수백 와트 이상의 열량이 발생할 것으로 예상된다. 이러한 고밀도의 열량을 효과적으로 소화하기 위해서는 현재의 냉각팬과 방열핀을 사용한 냉각방식은 곧 한계에 도달할 것으로 판단되어진다.

그리고 방열량의 폭발적인 증가량을 소화하기 위해서 냉각팬의 용량과 전열면적을 늘리는 방법은 냉각 시스템의 부피를 커지게 하여 제품의 소형화하는 전반적인 기술적 추세에 적합하지 않을 것으로 판단된다.

따라서 주어진 공간에서 효과적으로 반도체에서 발생하는 열을 소화하기 위해 미세 가공기술을 이용한 각종 마이크로 냉각장치에 관한 연구가 활발하게 진행되고 있다.

반도체 냉각방법에 대한 연구는 현재 크게 두 부분으로 구분할 수 있다. 액체나 기체를 이용한 단상 강제냉각방식과 상변화 열전달을 이용한 냉각방식이다. 두 연구 분야 모두 반도체의 표면에 마이크로 채널을 가공하고, 그 채널내로 작동유체를 흐르게 하여 열을 흡수, 제거하는 방식이다. 현재의 연구 추세는 단상유동방식에서 상변화 열전달을 이용한 이

상 유동을 이용하는 냉각방식으로 연구의 방향이 발전하여 오고 있는 실정이다.

1.2 연구목적

본 연구는 마이크로 크기에서의 열 유동현상을 이해하기 위한 기초 연구로써, 최근에 발표된 마이크로 채널에서의 대류비등연구에서는 관 내경의 크기, 관의 거칠기, 작동유체의 특성에 따른 증발열전달 특성에 대한 실험적 연구들로서, 실험 결과들을 고찰해 보면 마이크로 채널 내에서의 비등열전달은 일반 관에서의 비등열전달을 지배하는 대류비등열전달 특성보다는 핵 비등이 주도하는 비등열전달로서, 열전달계수가 시험부(test section)의 입구 건도와 질량속도(mass flux)에 관계없이 거의 일정한 값을 보이고 있으며, 열유속(heat flux)의 변화에 대해서만 열전달계수가 변화하는 것으로 알려져 있다.

반도체가 안전하고 정상적으로 작동하기 위한 허용 온도는 대략 90°C 정도로 알려져 있으며, 반도체 냉각을 위해 마이크로 채널과 작동유체로써 물을 이용한 비등열전달을 이용한 냉각방식을 채택할 경우, 마이크로 채널 내의 평균 압력은 물의 입구온도 70°C의 포화압력인 31 kPa 부근이 되어야 할 것으로 예상할 수 있다. 하지만 마이크로 채널 내의 평균 작동압력은 여러 가지 요인에 의해 변화할 수 있다.

이러한 배경에서 본 연구의 목적은 마이크로 채널의 작동압력의 변화가 비등열전달계수와 압력강하에 어떠한 영향을 미치는지 실험적으로 관찰함과 동시에 반도체 냉각을 위한 초소형 냉각기 개발을 위한 기초 자료로 활용하기 위함이다.

제 2 장 선행연구 고찰

2.1 서 론

지난 수십 년간의 연구를 통하여 수평 혹은 수직 미니 / 마이크로 채널 내의 증발열전달 현상에 대한 연구가 진행되어 많은 연구 자료들이 제시되었다. 이를 통하여 상변화 열전달 과정에 대한 물리적 기구들이 해석되었으며, 증발기나 응축기의 설계를 위한 국소 상변화 과정의 비등 및 응축열전달의 상관관계식들이 개발되었다. 이러한 기존의 연구들로부터 얻은 상관식들은 Kandlikar (1993), Gungor & Winterton (1987), Thome (2003)에 의하여 비교 분석되어졌다.

최근에 급격하게 발전하고 있는 중앙정보처리장치의 효율적인 냉각을 위한 방법으로 Fig. 2.1과 같은 밀폐형 마이크로 냉각 시스템(closed micro cooling system)이 새로운 냉각방법으로 제시되고 있다.

이 방법은 중앙정보처리장치(CPU) 위에 Fig. 2.2와 같은 마이크로 채널을 가공하고, 그 채널내로 마이크로 펌프를 이용하여, 물을 이송시켜 주면, 이 물이 증발하면서 중앙정보처리장치(CPU)에서 발생하는 열을 빼앗아 방열기(heat reject)에서 응축되면서 대기 중으로 열을 방출하는 시스템이다.

이러한 밀폐형 마이크로 냉각 시스템(closed micro cooling system)에서 중앙정보처리장치(CPU)의 표면에 가공된 마이크로 채널에서 발생하는 대류비등열전달 특성을 파악하는 일이 매우 중요하다.

이러한 마이크로 채널에서의 비등특성을 실험적으로 연구한 선행연구를 살펴보면 Lazarek(1982), Wambsganss(1993, 1996), Kim, J. S.(1998), Kim, M. S. et al.(1999), Kim, K. Y.(2000), Kim, J. M.(2000), Oh, H. G.(2000) 등은 미니 / 마이크로 채널에 관한 증발열전달 실험을 통하여 기존의 일반관에서의 증발열전달계수간의 차이가 많다고 보고하고 있다.

이렇게 차이가 생기는 원인을 관경이 작아짐으로써 유동양상(flow regime)이 액막 두께가 매우 얇은 환상류로의 천이가 더욱 빨라져 온도 경계층 두께가 감소하기 때문이라고 추측을 하고 있다. 하지만 아직 미니 / 마이크로 채널에서의 증발열전달에 관한 연구가 미흡하고 정확한 유동양상을 관찰한 사례가 드물기 때문에 좀 더 많은 연구가 진행되어야 한다.

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

2.2 대류비등 열전달

증발은 액체의 온도가 시스템 압력의 포화온도보다 미소 증가할 때 액체 - 증기 사이의 계면(thermal interface)에서 증기가 생성되는 과정이라고 할 수 있다. 증발은 액상으로부터 연속적인 계면을 통과하는 분자 유속(molecular flux)의 불균형으로 기술된다. 또한, 상변화는 액상 내부에서 혹은 가열면상에서 증기기포의 생성 및 성장에 의한 증발과정으로 진행되며 이를 비등현상이라고 한다. 그러므로 비등열전달은 액체에서 증기로의 상변화시에 물질전달과 함께 수반되는 복잡한 열전달 과정으로 정의된다. 관내에서의 비등열전달은 액상과 기상이 함께 공존하므로 그 현상이 매우 복잡하다. 일단, 비등이 시작되면 핵비등(nucleate boiling)과 액상의 강제대류과정이 주된 열전달 기구로 작용한다. 일반적으로 가열관 벽상에 많은 활성 핵 영역이 있으며, 낮은 건도 영역에서 기상의 기공율도 상대적으로 낮으므로 핵비등 기구가 강제대류 효과보다 강하게 나타난다. 이러한 두 열전달 기구의 상대적인 중요도는 관의 길이에 걸쳐 변화한다. 유동이 하류로 진행될수록 액상의 증발이 활발해지며, 특히 시스템의 압력이 저압인 경우 기공율은 급속히 증가한다. 결국 유동은 가속되어 가열관 벽으로부터 강제대류에 의해 열전달이 고양된다.

기공율의 증가와 유동의 가속화는 하류에서 유동양식의 변화를 초래한다. 수직 상향류의 경우 핵비등 시작점에서의 기포류(bubbly flow)는 슬러그류(slug flow), 천류(churn flow), 그리고 환상류(annular flow)로 급속히 발전한다. 기상과 액상 간에 큰 밀도차가 있을 때 기포류로부터 환상류로의 천이구간에서 난류 처연 유동이 짧은 유로 구간에서 발생할 수도 있다. 환상류의 유동양식이 발달하면 가열관 벽으로부터 액체막을 통한 대류열전달 과정에 의해 액체막의 증발 과정이 진행된다. 이에 따라 액체막의 두께는 감소하여 열저항이 감소하므로 이 기구의 효율성은 더욱

증가한다.

균일 열유속의 경우 환상 액막의 증발 과정이 발달함에 따라 관벽의 가열도는 감소하므로 핵비등 과정은 쇠퇴한다. 증발 과정의 후기에서 액체막이 아주 얇아지면 공급 열유속이 액체막을 통하여 전달될 때 요구되는 과열도가 너무 낮아서 결국 핵비등은 완전히 억제된다.

이러한 열전달 과정 및 기구에 따라 강제대류 열전달계수를 예측하려면 낮은 건도 영역에서의 풀 핵비등(pool nucleate boiling)과 유사한 조건으로부터 높은 건도 영역에서의 순수 액막 증발 조건으로의 천이과정을 고려하여야 한다. 액막 증발에 대한 열전달 과정은 액막 응축의 경우와 유사하게 해석될 수 있으며, 풀 핵비등에 대한 실험적 상관 관계식은 유동 핵비등의 경우에 대하여 적절히 수정, 적용될 수 있다.

환상류에서 액막의 레이놀즈수는 동일유량의 액상이 관내를 채우고 흐르는 경우의 레이놀즈 수와 같으므로 액막을 통한 대류 열전달계수와 동일유량의 액상유동 열전달계수에 대한 비는 유동의 등가직경의 비에 반비례한다. 그러므로 액막의 두께가 관 직경에 비해 상대적으로 얇을 때

$$\frac{h_{TP}}{h_l} = \frac{1}{1-x} \quad (2.1)$$

식(2.1)이 성립한다. 여기서 기공율(void fraction)은 난류-난류 마티넬리 변수에 의해 표시될 수 있으므로, 결국 액막을 통한 대류 열전달계수와 액상 단상유동의 대류 열전달계수의 비는 마티넬리 변수의 함수로 표현될 수 있다.

$$X_{ff} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{g}{l} \right)^{0.5} \left(\frac{l}{g} \right)^{0.1} \quad (2.2)$$

그러나 2상 유동의 강제대류 열전달 과정에서 액상과 기상의 점도비의

영향이 거의 없다는 실험결과들을 고려하면 마티넬리 변수 대신에 대류 수를 사용하여 기공율의 영향을 대변하는 것도 가능할 것이다.

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho}{l} \right)^{0.5} \quad (2.3)$$

환상류의 액막 체적 내에서 발생할 수도 있는 유동 핵비등 과정은 풀 핵비등의 경우와 비교하여 유효 벽면과열도가 감소하므로 2상 유동의 건도가 높을수록 그 열전달은 억제된다. 기본적으로 핵비등 열전달율에 대한 열유속의 영향이 무차원수인 비등수에 의해 대변될 수 있으며

$$Bo = \frac{q''}{G \times h_{fg}} \quad (2.4)$$

액막에 의한 유효 벽면과열도의 감소는 2상 레이놀즈 수의 함수로 표시될 수 있다.

$$Re_{TP} = Re_l [F(X_{tt})]^{1.25} \quad (2.5)$$

이러한 배경을 근간으로 기존의 열전달 상관관계식들은 다음과 같은 세 가지의 유형으로 구분할 수 있다.

- 1) 단상액체유동에 대한 상변화 2상유동의 열전달계수의 비를 비등수나 마티넬리변수와 같은 무차원변수의 함수로 표시하는 경우
- 2) 강제대류가 지배적인 영역과 미시적 핵생성 및 성장과정이 지배적인 영역에서의 열전달 상관관계식을 개별적으로 표현하는 경우
- 3) 상변화 열전달계수를 강제대류과정과 핵 성장과정의 열전달계수의

합으로 표시하는 경우

Shah(1976)와 Kandlikar(1990)가 제시한 상관관계식은 유형 1)에 속하며 Dhar(1979) 등의 관계식은 유형 2)에, 그리고 Bennett & Chen(1980), Gungor & Winterton(1987), Jung(1989) 등의 상관식은 유형 3)에 속한다. 유형 1)과 2)의 상관관계식은 실험적 자료를 기준으로 연구자의 직관에 의해 개발되는 순수한 실험적인 상관관계식으로 볼 수 있으며, 유형 3)의 상관관계식은 총 열전달률이 강제대류에 의한 부분과 핵생성과 성장에 따른 열전달률의 합으로 구성된다는 물리적 모델에 기초하여 개발되었다.

Shah는 도표를 이용해서 전열계수를 구하는 방법(1976)과 이를 식으로 계산하는 방법(1982)을 제시하였다. 그가 제시한 방법은 2상 유동의 열전달계수와 단상 액상유동의 열전달계수의 비를 대류수, 비등수, 그리고 프루드수의 함수로 나타내었는데 마티넬리 변수에서 액상과 기상의 점도비에 대한 영향이 적어 이를 대류수로 대체하여 표시하였다. 수직원관내 유동인 경우 프루드수의 영향은 무시될 수 있다. 또한 수평유동과 수직유동의 차이점을 반영하기 위하여 Fr 수를 도입하였다. 이 결과는 실험 데이터의 분석을 통한 통계적 처리의 의미를 가질 뿐이나 비교적 정확히 2상유동 열전달 계수를 예측하고 있다고 생각된다.

Shah(1982)의 경우 실험자료의 정성적인 변화, 즉 핵비등 및 대류비등의 영향을 아주 잘 예측하고 있다. 즉 동일한 질량유속 조건에서도 저건도 지역에서 핵비등이 활발하게 이루어지기 때문에 열유속이 열전달에 미치는 영향을 잘 예측하고 있다. 또한 증발이 진행되어 열유속의 영향이 사라지고, 증발열전달 특성이 질량유속 및 건도에 의존하는 특성도 잘 반영하고 있다. 이 상관식은 많은 실험 자료들을 분석하여 그래프화된 설계자료를 만들고, 이후 이 그래프를 식으로 나타낸 것과 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 그는 실험식의 기초자료로 R-22에 대해서 Johnston & Chaddock, Pierre, Anderson의 실험결과들을 이용하였고, 이들의

실험에서 건도는 0 ~ 0.9, 열유속은 1.6 ~ 88 kW/m², 질량속도는 14 ~ 346 kg/m²s 정도였다. Shah는 이를 포함하여 18명의 연구자의 800점의 실험결과들을 활용하였는데 R-22인 경우 오차에 대한 평균 분산이 4.1 ~ 25.3% 정도로 나타났다.

Gungor & Winterton(1987)과 Kandlikar(1990)는 기존의 열전달계수식의 기본 형태는 인정하면서 새로운 수정인자를 도입함으로써 기존 실험 데이터와의 오차를 줄이는 데 기여하고 있지만, 실험상수를 도입하고 있기 때문에 유체의 열전달 특성을 정량적으로 설명하기에는 부적절하다.

Gungor & Winterton(1987)은 물, 냉매, 그리고 에틸렌 글리콜(ethylene glycol) 등을 이용하여 수평 또는 수직관에서 포화막비등, 과냉 비등, 환상류의 강제대류비등에 대한 상관관계식을 수립하였고, 또한, 핵비등에 의한 영향을 제외한 대류비등항만을 사용하여 열전달계수의 건도에 따른 변화 정도가 대체로 완만하게 나타나고 있고, 건도가 어느 정도 높아져도 열유속에 대한 영향이 계속 나타남을 보였다.

Kandlikar(1990)는 광범위한 실험 자료를 근거로 보다 통계적인 방법으로 접근하였고, Shah(1976)의 경우와 같이 강제대류 열전달계수를 구하는데 대류수와 증발수의 함수로 보았다. 또한 증발수에서는 각 냉매에 맞추어 수정계수를 달리하였다. 수평관에 대해서는 중력의 영향을 표현하는 프루드수를 고려하였다. 1983년 최초의 실험식 발표에 이어 1990년에 많은 종류의 냉매에 이용할 수 있는 보완된 실험식을 발표하였다. 그는 작동유체로 물, R-11, R-22, R-114, nitrogen, neon등을 이용하여 24명의 연구자들의 5,246점의 실험 자료를 활용하여 수직 및 수평유동에 대한 상관식을 얻었고, 이를 Shah(1982), Gungor & Winterton(1987), Chen (1966), Bjorge, Hall and Rohsenow(1982)등의 상관식과 비교하였으며, R-22에 대해서는 오차의 평균 분산이 16% 정도임을 보였다

Kandlikar(2003)는 1990년에 걸쳐 다시 실험 자료를 근거로 수정된 상관식을 제시하였다. 새로운 두 개의 무차원수를 만들어 많은 실험식들에

대입하여 세관에서의 비등열전달 특성을 밝히려 하였다. 증발력과 관성력의 비로 무차원화 시킨 무차원수 K_1 과 증발력과 표면장력의 비로 무차원화 시킨 무차원수 K_2 , 이 두 가지의 무차원수를 이용하여 CHF를 포함하는 대류비등열전달의 특성을 나타내는 것이 가능할 수 있었다고 나타내고 있다. 또한 Kandlikar가 제시한 상관식은 일반관보다 세관에서 더 잘 맞는다고 나타내었다.

2.3 미니 / 마이크로 채널

일반관과 미니채널, 그리고 마이크로 채널에 대한 구분은 명확하지 않다. 하지만 최근에 수력직경(D_h)을 기준으로 한 채널의 구분이 Mehend-al(2000)과 Kandlikar(2003)에 의해 제시되어진바 있다.

Mehendal(2000)은 수력직경(D_h)에 의한 채널의 구분을 아래의 4가지로 구분하였다.

- Conventional channels : $D_h > 6 \text{ mm}$
- Macro channels : $1 \text{ mm} < D_h \leq 6 \text{ mm}$
- Mesochannels : $100 \text{ }\mu\text{m} < D_h \leq 1 \text{ mm}$
- Microchannels : $1 \text{ }\mu\text{m} < D_h \leq 100 \text{ }\mu\text{m}$

Mehendal의 수력직경에 의한 채널의 구분은 Bubble departure diameter에 기초하고 있다. Bubble departure diameter가 수력직경보다 크면 Microchannels로 정의하고, 그 반대의 경우는 Mesochannels로 정의하고 있다.

$$d_{bub,F} = 0.0208\beta \left[\frac{\sigma}{\rho_l - \rho_g} \right]^{1/2}$$

Fritz(1935)식에 의한 Bubble departure diameter($d_{bub,F}$)는

(2.6)

로 정의되어지며, R-134a의 경우, $T_{sat} = 0^\circ\text{C}$ 이고 접촉각(contact angle)을 22.5° 로 가정할 때 Bubble departure diameter는 0.67 mm 가 되고, 고압의 경우는 아래와 같은 확장된 식을 사용하며

(2.7)

식(2.7)에 의해 계산해 보면 bubble departure diameter가 0.05 mm가 된다. 위의 계산에서 보는 바와 같이 Mehendal은 튜브 내경 1 mm를 기준으로 Mesochannels과 Microchannels를 구분하였다.

Kandlikar의 경우는 수력직경(D_h)에 의한 채널의 구분을 5가지로 구분하였다.

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

Kandlikar의 채널 기준은 Knudsen number에 기초하고 있다.

$$Kn = \frac{\lambda}{D_h}$$

$$\lambda = \frac{\mu \sqrt{\pi}}{\rho \sqrt{2RT}} \quad (2.8)$$

μ

μ

μ

로 정의되며 대기압 하에서 300 K의 Air, Helium, Hydrogen, Nitrogen을 기준으로 $Kn < 0.001$ (Continuum flow)가 되는 수력직경이 200 μm 주변이다. 따라서 Kandlikar는 내경 200 μm 를 기준으로 미니채널과 마이크로 채널을 구분하였고, Steinke(2003)와 함께 내경 200 μm 주변에서 주요한 대류비등조건의 차이점을 관찰하였다.

2.4 미니 / 마이크로 채널에서의 단상대류열전달에 대한 실험적 연구

미니 / 마이크로 채널에서의 단상관련 연구의 초점은 마찰계수, 층류에서의 난류로의 천이점, 그리고 Nu 수이다. Table 2.1은 수력직경 1 mm 이하 관에서 물을 작동유체로 하였을 때의 단상실험에서의 마찰계수와 Nu 수의 실험결과를 전통적인 이론해석 결과와 비교해 놓은 것이다. Table 2.1을 살펴보면 마찰계수는 전통적인 이론해석결과와 동일하거나 또는 큰 값을 나타내는 것이 일반적이다. 하지만 Nu 수의 경우 전통적인 이론해석결과와 동일한 경향을 보이는 것도 있지만, 높거나 낮은 경우도 있어 미니 / 마이크로 채널에서의 열전달 현상은 아직 명확히 규명된 것은 아니다.

최근의 연구들을 살펴보면 Peng and Peterson(1996)은 Stainless steel plate substrate 위에 수력직경 133 ~ 367 μ m의 사각채널을 가공하여 물을 작동유체로 하여 입구 온도는 20 ~ 45°C, Re 수는 50 ~ 4000의 넓은 범위에서 압력강하 및 열전달특성을 연구하였다. 층류에서의 Nu 수의 경우 실험 결과를 아래의 관계식 (2.10)과 비교해 보면 $\pm 30\%$ 범위내에서 이론식과 실험결과가 잘 일치함을 볼 수 있다. 또한 마이크로 채널의 종횡비에 따라 압력강하 및 열전달 계수의 변화가 크다고 보고하고 있다.

$$f = 0.1165 \left(\frac{D_h}{W_c} \right)^{0.81} \left(\frac{H}{W} \right)^{-0.79} Re^{0.62} Pr^{1/3} \quad (2.10)$$

Adams et al.(1997)의 경우 물을 작동유체로 하여 내경 76 μ m와 109 μ m의 관을 이용하여, Re 수 2600 ~ 23000, Pr 수는 1.53 ~ 6.43의 범

위에서 열전달 특성을 측정하였다. 실험결과는 식(2.11) Gnielinski 상관식과 비교하였는데, 상관식에 의해 예측된 Nu수보다 높다고 보고하고 있다.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.11)$$

Harms et al.(1999)는 물을 작동유체로 하여 실리콘 웨이퍼(silicon wafer)를 이용하여 수력직경 404 μ m의 사각채널을 이용한 마이크로 열교환기(rectangular microchannel heat exchanger)를 제작하여 실험을 수행하였다. 마찰계수와 Nu수는 식(2.12a)과 식(2.12b),식(2.12c)식의 예측치와 비교적 일치한다고 보고하고 있다.

$$Nu = 5.39 \quad x^* \gg 0.1 \quad (2.12a)$$

$$Nu = 5.16 + 0.02(x^*)^{-1.035} \quad 0.01 \ll x^* < 0.1 \quad (2.12b)$$

$$Nu = 1.17(x^*)^{-0.401} Pr^{-0.044} \quad 0.001 < x^* < 0.01 \quad (2.12c)$$

$$x^* = \frac{x}{D} Re Pr$$

Qu et al.(2000)의 경우 물을 작동유체로 하여 실리콘 웨이퍼(silicon wafer) 위에 수력직경 51 ~ 161 μ m의 사다리꼴 마이크로 채널(trapezoidal microchannel)을 가공하여 층류영역에서 압력강하를 측정하였다. 압력강하 측정 실험결과는 전통적인 층류유동 이론치에 비해 높고, 저 Re 수 영역에서는 Re 수의 변화에 따라 압력강하가 선형적으로

변화하다가, Re 수가 500 이상인 영역에서는 Re 수의 증가에 따라 P_x -Re 가 선형적으로 변화한다고 나타내고 있다.

Jiang et al.(2001)의 경우 μ 작동유체를 물로 하여, Pure Copper Plate를 이용하여 가로 600 m, 세로 200 m 길이 21 mm의 38개 채널을 가공한 마이크로 열교환기(microchannel heat exchanger)를 이용하여 마찰계수와 Nu수를 측정하였으며, 이 실험측정치를 아래의 식(2.13a)과 (2.13b) 와 비교하였을 때 $\pm 10\%$ 범위내에서 잘 맞다고 나타내고 있다.

$$N \quad u = 0.52(RePrD_{\#}/x)^{0.62} \quad x^* < 0.05 \quad (2.13a)$$

$$u = 2.02(RePrD_{\#}/x)^{0.31} \quad x^* > 0.05 \quad \mu \quad (2.13b)$$

Bucci et al.(2003)은 작동유체를 물로 하여 내경 172 / 290 / 520 m, 길이 70 mm, 실제 Heating 길이 26 mm의 Stainless steel ANSI 316L 튜브를 이용하여 Re 수 100 ~ 6000 의 범위에서, 증기 응축(vapor condensation)을 이용한 일정 표면온도 조건에서 압력강하 및 열전달 실험을 실시하였다.

Fig. 2.3을 보면 Re 1000 미만의 범위에서 마찰계수는 $64 / Re$ 와 잘 일치하는 것을 볼 수 있고, Re 1000에서 2000 범위에서는 $64 / Re$ 보다 약간 높은 것을 확인할 수 있다. 증류에서 난류로의 천이는 Re 수 2000 ~ 3500 범위사이에서 천이한다고 나타내고 있고, 관경에 따라 증류에서 난류로 천이하는 범위가 조금씩 다르다고 보고하고 있다. 난류에서의 마찰계수는 기존의 Colebrook 의 상관식과 잘 일치함을 볼 수 있다.

Nu 수의 경우 측정치를 증류 범위에서는 식(2.14)의 Hausen의 상관식과, 난류범위에서는 식(2.15) Gnielinski과 식(2.16) Adams(developed microtubes)식과 비교하였는데, Fig. 2.4에서 보는 바와 같이, 증류범위에서는 Re 수가 증가할수록 Nu 수는 예측치보다 선형적으로 큰 값을

나타내었고, 난류범위에서는 Adams의 상관식과 일치함을 확인할 수 있다.

$$Nu = 3.66 + \frac{0.19(RePrD_h/Z_h)^{0.8}}{1 + 0.117(RePrD_h/L_h)^{0.467}} \quad (2.14)$$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \left[1 + \left(\frac{D}{L_h} \right)^{2/3} \right] \quad (2.15)$$

$$f = (1.82 \log Re - 1.64)^2$$

$$Nu_{Adms} = Nu_{Gnielinski}(1 + F) \quad (2.16)$$

$$F = 7.6 \times 10^{-5} Re(1 - (D/D_o)^2)$$

Wu and Cheng (2003)은 실리콘 웨이퍼(silicon wafer)상에 표면 거칠기가 다른 13개의 마이크로 채널을 가공한 뒤, 탈이온수를 작동유체로 하여 Re 수 변화에 대한 마찰계수(friction factor)와 Nu 수의 변화에 대한 실험적 연구를 실시하였다. 이 실험결과에 따르면 Bottom-to-Top width ratio, Height-to-top width ratio, 그리고 Length-to-diameter ratio 의 변화에 따라 층류에서의 Nu 수와 마찰계수(friction factor)가 크게 변화한다고 보고하고 있으며, Fig. 2.5과 Fig. 2.6에서 보는 바와 같이 표면 거칠기의 증가에 따라 층류에서 마찰계수(friction factor)와 Nu 수가 크게 증가함을 알 수 있다.

Lelea et al.(2004)는 내경 / 외경 0.5 / 0.7, 0.3 / 0.5, 0.1254 / 0.3 mm, 총길이 / 가열 길이 600 / 252, 123 / 95, 70 / 53 mm 인 304 SS tube와 작동 유체로는 증류수(distilled water)를 이용하여 Re 수 변화에 따른 압력강화와 Nu 수의 변화를 측정하였다. 가열은 관에 직접 전류를 흘려 가열하는 방식을 택하였고, 단열은 진공 챔버를 이용하여 단열을

실시하였다.. 실험결과는 Fig. 2.7와 Fig. 2.8에서 보는 바와 같이 실험에 의해 얻어진 마찰계수(friction factor) 및 Nu 수는 기존의 전통적인 이론과 일치함을 알 수 있다.

2.5 미니 / 마이크로 채널에서의 대류비등 열전달

2.5.1 미니 채널(수력직경 1 mm 이상)에서의 대류 비등 열전달 계수의 변화에 대한 실험적 연구

미니 / 마이크로 채널에서의 대류비등열전달 현상은 일반 관에서와는 달리 대류비등현상보다는 핵비등 현상이 주요 모드인 것으로 알려져 있다. 이를 뒷받침하는 증거로서는 대류비등열전달계수가 입구 건도 및 질량속도의 변화에 대한 영향이 적고, 열유속의 변화에 따른 영향이 크다는 아래의 실험적 결과들이 이를 뒷받침하여 주고 있다.

Tran et al.(1996)은 작동유체로써 R-12를 사용하여 원관 내경 2.46 mm, 수력직경 2.40 mm인 사각관에 대하여 질량속도 44 ~ 832 kg/m²s, 열유속 3.6 ~ 129 kW/m², 건도 0 ~ 0.94의 변화에 따른 국소 열전달계수의 변화를 실험적으로 고찰하였다. 실험결과는 열전달계수가 열유속의 영향을 많이 받으며, 건도에 따라서는 거의 변하지 않음을 보였다. 그 결과는 Fig. 2.9에 잘 나타나 있다. 또한 벽면 과열도가 2.75℃를 기준으로 이보다 적을 때는 대류비등이 주도하는 열전달이 형성되며, 이보다 클 때는 열유속의 영향을 받는 핵비등이 주도하는 열전달이 형성함을 보였다..

Bao et al.(2000)은 작동유체로 R-11, HCFC123을 사용하여, 내경 1.95 mm인 관에 사용하여 증발열전달계수를 측정하였다. 건도 0 ~ 0.9의 범위에서, 열유속이 5 kW/m² ~ 200 kW/m²으로 변화할 때 질량유속을 50 kg/m²s ~ 1800 kg/m²s로 변화시키며 증발열전달 계수를 측정하였다. 시험부는 구리 블록(copper block)으로 싸여있으며 일정 열유속을 공급하기 위해 전기밴드히터(electrical band heater)를 사용하였다. 실험의 결과를 Fig. 2.10에 나타내었으며, 열전달계수가 과냉 영역에서 급격한 증

가 이후 포화영역에서 일정해짐을 알 수 있고, 질량속도의 변화에 따른 열전달 계수의 변화는 적고, 열 유속과 시스템 압력의 영향을 많이 받는 것임을 알 수 있다. 위의 실험 결과들로부터 포화영역에서는 핵 비등이 주요 열전달 모드임을 확인할 수 있고 대류의 영향은 상대적으로 적다고 판단할 수 있다. 이는 상대적으로 낮은 Re 수와 액체 열전도도에 의한 것이라고 판단된다.

Lin et al.(2001)은 R141b를 작동유체로써 사용하고, 내경 1.1 mm 수직 튜브를 사용하여 질량속도 $300 \sim 2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속이 $10 \sim 1150 \text{ kW/m}^2$ 인 범위에서 건도를 변화시키면서 대류비등열전달계수를 측정하였다. 시험부(test Section)는 시험관(test tube)을 사각공간(rectangular cavity)내에 삽입한 후 관 외벽 온도와 같은 온도로 사각공간(rectangular cavity)내의 공기온도를 조절하여 단열을 실시하였다. 입구 온도의 조절은 2단계로 구분하여 실시하였다. 우선 전기적으로 가열하는 튜브(electrically heated tube)를 통해서 온도를 조절하고, 다시 온도 조절이 되는 항온조(water tank)를 통과시켜 재가열을 실시하여 일정한 입구 온도를 유지시켰다. 실험결과는 Fig. 2.11에 나타난 것처럼 입구 건도가 증가함에 따라 대류비등열전달계수가 감소함을 볼 수 있다.

Choo & Bang(2004)은 R-22 냉매를 내경 1.67 mm이고, 길이가 300 mm인 brass관과 Aluminum관, Copper관을 사용하여 증발열전달계수를 측정·비교하였다. 건도 0.0 ~ 1.0의 범위에서, 질량속도 $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때, 열유속이 $5 \sim 30 \text{ kW/m}^2$ 로 변화시키며 열전달계수를 측정하였다. 실험장치는 냉매펌프(자기펌프)를 이용한 강제 순환식 사이클이며, 질량유량계를 통해 일정유량을 예열기(pre-heater)로 유입, 일정 건도를 유지하며 시험부로 들어가도록 구성되었다. 열전달계수가 입구 건도나 관재질 변화의 영향은 거의 받지 않으며, 열 유속의 영향이 지배적임을 알 수 있으며, 그 결과를 Fig. 2.12에 나타내었다.

2.5.2 미니 / 마이크로 채널(수력직경 1 mm 이하)에서의 대류 비등열전달 계수의 변화에 대한 실험적 연구

Yen et al.(2002)는 HCFC123을 작동유체로 사용하여 내경 / 외경이 0.19 / 0.41 mm, 0.3 / 0.55 mm 및 0.51 / 0.81 mm, 길이 28.5 cm 304SS 튜브를 사용하여 질량속도 50 ~ 300 kg/m²s, 열유속 5.46 ~ 26.9 kW/m², 건도 0.0에서 1.0의 범위에서 대류비등열전달계수를 측정하였다. 시험관의 벽 온도 측정은 길이 28.5 cm Test 시험관에 12개의 K-type 열전대를 고전도성 실리콘(highly conductive silicon)을 이용하여 열전대와 벽을 접합한 상태에서 벽 온도를 측정하였다. Fig. 2.13에서 살펴보면, 건도 0에서 0.3의 범위에서는 건도가 증가함에 따라 대류비등열전달계수가 8000 W/m²에서 4000 W/m²으로 급격히 감소한 후 건도 0.3 이상의 영역에서는 대류비등열전달계수가 건도의 증가에 따라 완만히 감소함을 볼 수 있다. 또한 열유속이 증가함에 따라 대류비등열전달계수가 감소함을 볼 수 있지만, 열유속이 10 kW/m²보다 큰 경우에는 대류비등열전달계수는 열유속의 변화와는 무관함을 보여주고 있다.

Steinke & Kandlikar(2003)는 탈이온수(deionized water)를 사용하여, Fig. 2.14 과 같이 Copper Substrate위에 폭 214 μm, 깊이 200 μm, (수력직경 207 μm), 길이 61.468 mm의 6개의 마이크로 채널을 가공하여, 열유속 55.91 ~ 898.08 kW/m², 질량속도 157 ~ 1782 kg/m²s의 범위에서 대류비등열전달계수를 측정과 유동 패턴을 확인하였다. 측정결과에 따르면 건도가 증가할수록 대류비등열전달계수가 감소하는 것을 Fig. 2.15 를 통해 확인할 수 있으며, 열 유속의 변화에 따른 대류비등열전달계수의 변화는 미미한 것으로 나타나고 있으며, 이 경향은 마이크로 채널내에서의 비등열전달은 핵 비등의 영향이 지배적이라는 것을 보여준다.

그리고 유동 패턴 확인 결과 채널 내에서 Nucleating Boiling, Bubbly

flow, Slug flow, Annular flow with Nucleation in the thin film 과 Chun flow와 Dry-Out을 관찰할 수 있었다. 그리고 다채널 마이크로 열교환기에서 보이고 있는 역류도 관찰되었다.

Qu & Mudawar(2003)는 탈이온수(deionized water)를 사용하여, Fig 2.16과 Fig. 2.17에서 보는¹⁾ 바와 같이 폭 1.0 cm, 길이 4.48 cm 의 Oxygen-free copper위에 폭 231 μ m, 길이 712 μ m 크기의 21개의 채널을 가공하여, 질량속도 135 ~ 402 kg/m²s, 출구압력 1.17 Bar, 입구 온도 30 과 60°C의 두 가지 경우에 대해서 실험을 실시하였고 그 실험 결과는 Fig. 2.18에 나타내었다.

Fig. 2.18을 살펴보면 입구 건도가 일정할 때 질량속도가 증가함에 따라 대류비등열전달계수가 증가함을 볼 수 있으며, 질량속도가 일정할 때에는 입구 건도가 증가함에 따라 대류비등열전달계수가 감소함을 볼 수 있다. 이를 통해 포화대류비등 열전달계수의 변화는 질량속도의 변화에 의해 크게 영향을 받으며, 열 유속의 변화에 대해서는 질량속도에 의한 변화에 비해 적게 반응을 확인할 수 있다.

2.5.3 미니 / 마이크로 채널에서의 대류비등열전달 상관식

현재까지의 미니 / 마이크로 채널에 대한 많은 실험들이 수행되어져 왔으며, 그 결과들을 상관 관계식으로 표현하기 위한 노력도 꾸준히 진행되고 있다.

Tran et al.(1996)은 벽면 과열도가 2.75℃를 기준으로 이보다 적을 때는 대류비등이 주도하는 열전달이 형성되며, 이보다 클 때는 열유속의 영향을 받는 핵비등이 주도하는 열전달이 형성된다고 보고하였다. 벽면 과열도가 2.75℃보다 큰 경우 질량유속에 대한 영향은 매우 작으며, 열유속에 대한 영향을 주로 받는 것으로 나타났으며, 실험결과를 토대로 다음과 같은 상관식을 제시하였다.

$$h = (8.4 \times 10^5)(Bo^2 We_l)^{0.3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{-0.4} \quad (2.17)$$

여기서 Bo 는 boiling number로서 $q''/h_{fg}G$ 이고, We_l 는 액체의 Weber number로서 $G^2 d / \rho_l$ 으로 정의되어 있다. 위의 두 무차원 수에서 질량유속 G 는 소거되고 열유속의 q'' 만 남게됨으로써 열유속만의 영향을 받는 식임을 보여주고 있다.

Kandlikar(2003)는 다른 연구자들의 실험 자료를 근거로 1990년에 이어 수정된 상관식을 제시하였다. 새로운 두 개의 무차원수를 만들어 많은 실험식들에 대입하여 세관에서의 비등열전달 특성을 밝히려 하였다. 증발력과 관성력의 비로 무차원화 시킨 무차원수 K_1 과 증발력과 표면장력의 비로 무차원화 시킨 무차원수 K_2 , 이 두 가지의 무차원수를 이용하여 CHF를 포함하는 대류비등열전달의 특성을 나타내는 것이 가능할 수 있었다고 나타내고 있으며, 또한 Kandlikar가 제시한 상관식은 일반관보다 세관에서 더 잘 맞는다고 나타내었다.

다음은 Kandlikar가 제시한 상관식이다.

$$h_{TP} = \text{larger of} \begin{cases} h_{TP, NBD} \\ h_{TP, CBD} \end{cases} \quad (2.18)$$

$$h_{TP, NBD} = 0.6683 C_o^{-0.2} (1-x)^{0.8} f_2(Fr_{LO}) h_{LO} + 1058.0 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_F h_{LO} \quad (2.19)$$

$$h_{TP, CBD} = 1.136 C_o^{-0.9} (1-x)^{0.8} f_2(Fr_{LO}) h_{LO} + 667.2 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_F h_{LO} \quad (2.20)$$

여기서, $\frac{\rho}{\rho}$

$$C_o = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{g}{l} \right)^{0.5}$$

$$h_{LO} = \frac{Re_{LO} Pr_L (A2) (k_L/D)}{1 + 12.7 (Pr_L^{2/3}) (A2)^{0.5}} \quad \text{for } 10^4 \leq Re_{LO} \leq 5 \times 10^6$$

$$h_{LO} = \frac{(Re_{LO} - 1000) Pr_L (A2) (k_L/D)}{1 + 12.7 (Pr_L^{2/3}) (A2)^{0.5}} \quad \text{for } 3000 \leq Re_{LO} \leq 10^4$$

$f_2(Fr_{LO})$ 는 1로서 주어지는 값이고, Fr_{LO} 은 Fluid Parameter로 Kandlikar(1990)가 제시하였다. NBD 는 핵비등이 지배적인 상황을 말하며, CBD 는 대류비등이 지배적인 상황을 말한다. h_{LO} 는 단상유동일 때 액상만 관내를 가득 채워 지나갈 때의 열전달계수를 나타내고, Bo 는 boiling number를 나타낸다. Kandlikar는 식 (2.19), (2.20) 중에서 큰 값을 가지는 식을 사용할 것을, $Re_{LO} \leq 100$ 인 경우 식 (2.19)을 사용할 것을 제시하였다.

또한 Kanldlikar(2004)는 Lin et al.(2001)과 Yen et al.(2002)의 저 Re 수 영역에서 ($Re \leq 1600$)에서의 실험데이터를 바탕으로 기존의 식을 보완하였으며, 이 경우 h_{LO} 를 식 (2.19)나 (2.20)과는 식 (2.21)을 사용하도록 권장하고 있다.

$$h_{LO} = \frac{Nk}{D_h} \text{ for } Re \leq 1600 \quad (2.21)$$

2.6 선행연구 고찰 요약

최근에 들어서는 이러한 연구들을 바탕으로 고성능화, 초소형화 되는 컴퓨터 칩을 생각할 수 있는 기술개발에 대한 기초 및 응용 연구가 점차 확대되고 있다는 것을 알 수 있다. 미니 / 마이크로 채널에서의 증발열 전달 현상은 일반 관에서와는 달리 핵비등이 주요 모드인 것으로 알려져 있고, 이에 따라 증발열전달 계수의 변화가 질량유속 및 건도의 변화에 의한 영향보다는 열유속의 영향을 많이 받는다는 것을 알 수 있다.

앞서 정리한 기존의 실험들에서 보듯이 다양한 관 재질, 관경, 관의 거칠기 및 작동유체에 대한 증발열전달 특성의 연구가 수행되어 왔지만, 실험방법이나 실험장치, 측정 방법 등의 차이로 인하여 증발열전달 특성이 어떠한지 비교하기에는 많은 어려움이 따른다. 이로 인해 미니 / 마이크로 채널에 관한 자료들은 아직 검증이 되지 않은 상태로 일반적인 경우의 해석을 수정 및 확장한 것이 대부분이고, 기존의 증발열전달 상관식들과도 같은 조건에 대하여 예측한 값이 많은 차이를 나타내고 있다.

또한, 작동유체나 관경의 변화에 대한 비교 연구는 꾸준히 수행되어져 왔으나, 작동압력의 변화에 따른 비등열전달 특성을 연구한 사례는 그 수가 적기에 이러한 배경에서 본 연구에서는 마이크로 채널에서 작동압력 변화에 따른 증발열전달 특성의 차이점을 검토하기 위해 내경 0.31 mm, 길이 75.74 mm 인 304SS Tube와 탈이온수(deionized water)를 작동유체로 이용하여 증발열전달계수 측정실험을 수행하였다.

Table 2.1 Summary of past work on Single-Phase convective heat transfer

in small diameter tube						Nu
Authors	μ	D_h (m)	Fluid	Cross section	f Re	
Rahman and Gui. (1995)		79 - 325	Water	Trap	\approx	$\uparrow\uparrow$
Peng et al. (1995)		133 - 367	Water	Trap	$\uparrow\uparrow$	$\downarrow\downarrow$
Yu et al. (1995)		19 - 102	Water	Rect	$\uparrow\uparrow$	$\uparrow\uparrow$
Harms et al. (1999)		404 - 1923	Water	Trap	\approx	\approx
Celate et al. (2000)		130	Water	Rect, Tri	\approx	$\uparrow\uparrow$
Debray et al. (2001)		590 - 2218	Water	Rect	\approx	$\uparrow\uparrow$
Jiang et al. (2001)		300	Water	Rect	$\uparrow\uparrow$	$\uparrow\uparrow$
Kandlikar et al. (2001)		620 - 1067	Water	Circ	$\uparrow\uparrow$	$\uparrow\uparrow$
Gao et al. (2002)		199.2 - 1923	Water	Rect	\approx	$\downarrow\downarrow$
Qu and Mudawar. (2002)		349	Water	Rect	\approx	\approx
Bucci et al. (2003)		290	Water	Circ	\approx	\approx
Lelea et al. (2004)		125.4, 300 500	Water	Circ	\approx	\approx

$\uparrow\uparrow$: Higher than the Conventional Theory

$\downarrow\downarrow$: Lower than the Conventional Theory

\approx : Agrees with the Conventional Theory

Table 2.2 Summary of past work on flow boiling in small-diameter tubes

Authors	D_i (mm)	Fluid	G (kg/m^2s)	q'' (kW/m^2)	Tubes/ L (mm)	Remarks
Lazarek & Black (1982)	3.1	R-113	125~750	14~380	Copper / 126	과냉 비등상태와 포화 비등상태일 때 열전달계수는 열유속의 영향을 받으며, 과냉 비등상태시 건도가 증가함에 따라 급격히 증가하던 열전달계수가 포화 비등상태시 는 건도에 무관하게 일정함
Wambsganss et al. (1993)	2.92	R-113	50~300	8.8~ 90.75	Stainless Steel / 430	Lazarek & Black(1982)의 연구 결과와 일치함. 세관에서는 대류비등보다는 핵비등에 의한 영향이 더 현저하였음
Tran et al. (1996)	2.46 2.4	R-12	44~832	3.6~129	Round & rect. Brass / 900	열전달계수가 열유속의 영향을 많이 받으며, 건도에 따라서는 거의 변하지 않음. 벽면 과열도가 2.75℃를 기준으로 이보다 적을 때는 대류비등이 주도하는 열전달이 형성되며, 이보다 클 때는 열유속의 영향을 받는 핵비등이 주도하는 열전달이 형성됨
Yan & Lin (1998)	2.0	R-134a	50~200	5~20	Copper / 200	열유속이 5 kW/m^2 인 경우 건도가 높아질수록 열전달계수가 증가, 열유속이 5 kW/m^2 이상인 경우 건도가 높아질수록 열전달계수가 감소함. 수력 직경이 8.0 mm 이상의 관들과 비교시 열유속과 건도가 높은 경우를 제외하고는 잘 일치함

Table 2.2 (Cont.) Summary of past work on flow boiling in small-diameter tubes

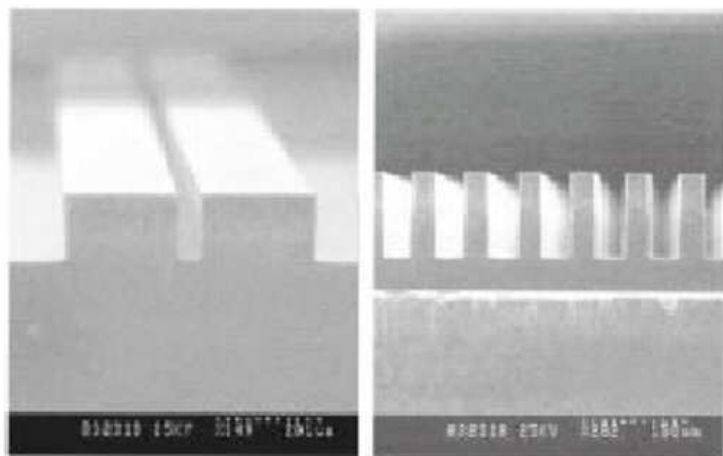
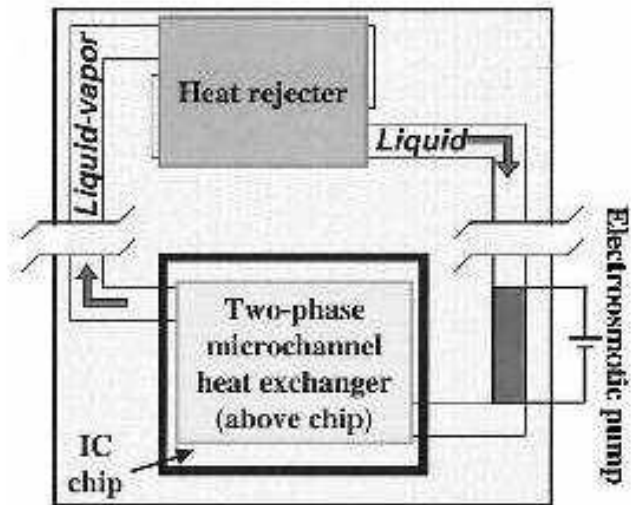
Authors	D_h (mm)	Fluid	G (kg/m^2s)	q'' (kW/m^2)	Tubes/ L (mm)	Remarks
Kim, M. S. et al. (1999)	2.2	R-134a	380~570	19~64	Stainless Steel / -	열전달 계수는 건도에 따라 거의 변하지 않고 미소 직경관에서의 열전달은 열유속의 영향을 많이 받음 실험에 의해 얻어진 결과를 Gungor & Winterton (1987)이 제시한 상관식과 비교하여 실험결과가 예측한 값보다 50% 이상 높게 예측됨
Kuwahara et al. (2000)	2.0 0.8	R-134a	100~600	1.16~ 46.8	Stainless Steel / 880	열전달 계수는 열유속의 영향만을 받는 것이 아니라 질량유속 및 건도에 대한 영향도 받으며 건도가 증가할수록 열전달 계수도 증가함
Bao et al. (2000)	1.95	R-11 HCFC -123	50~1800	5~200	Copper / 306	Lazarek & Black(1982)의 결과와 일치함을 보여주는데, 열전달 계수가 과냉 영역에서 급격한 증가 이후 포화영역에서의 일정함과, 열전달 계수가 열유속의 영향을 많이 받음. 이결과는 Wambsganss(1993)의 결과와 일치됨
Oh et al. (2000)	1.77 3.36 5.35	R-22 R-134a	200~400	5~30	Copper / 2000	관경이 축소됨에 따라 열전달 능력이 10% 정도 향상됨을 보이고, 포화온도가 5°C인 경우보다 0°C인 경우에 열전달 능력이 약간 높은 것으로 나타남

Table 2.2 (Cont.) Summary of past work on flow boiling in small-diameter tubes

Authors	D_h (mm)	Fluid	G (kg/m^2s)	q'' (kW/m^2)	Tubes/ L (mm)	Remarks
Kim, J. M. (2000)	1.67	R-22	384~570	4~10	Round & rect. Brass / 300	질량유속이 같은 경우 열전달계수는 원형세관이 사각세관에 비해 건도에 따라 크게 증가하는 경향을 보이며 건도 0.8에서 최대 1.4배 높게 나타남
Kim, K. Y. (2000)	1.6	R-22	184~378	2~4	평판다관 Aluminum / 100	Kim, M. S. et al.(1999) 과 wambsgass(1993) 등의 실험 결과와 비교하여 현저히 낮아진 열전달계수값을 나타냄
Kim, J. S. (2000)	1.0	R-22	150~500	1~5	Bronze / 2000	헬리컬 코일이라는 형상에 의해 드라이 아웃이 직관보다 저건도 영역에서 나타난다고 보고함
Yoon et al. (2002)	1.8 2.8	R-22 R-407C	300~600	5~15	Stainless Steel / 1500, 3000	저건도 영역에서는 질량속도나 내경의 영향이 열전달계수에 미치는 영향이 미미하나 0.3이상의 고건도 영역에서는 상대적으로 고질량속도일수록, 내경이 작을수록 열전달계수가 증가하였고, 열전달계수가 전체 건도 영역에서 순수물질보다 저하함
Park et al. (2002)	1.67	R-22	300~600	10~20	Brass Aluminum / 300	열전달계수는 건도나 질량유속의 영향은 거의 받지 않으며, 열유속의 영향이 지배적임. 또한 실험조건 내에서 aluminum관이 brass관에 비해 최대 50%정도 높은 열전달계수를 나타냄

Table 2.2 (Cont.) Summary of past work on flow boiling in small-diameter tubes

Authors	D_h (mm)	Fluid	G (kg/m^2s)	q'' (kW/m^2)	Tubes/ L (mm)	Remarks
Lin et al. (2001)	1.1	R141b	300 ~ 2000	10 ~ 1150	수직관 / 500	입구 건도가 증가함에 따라 열전달계수가 감소
Yen et al.. (2002)	0.19 0.3 0.51	HCFC 123	50 ~ 300	5.46 ~ 26.9	수평관 304SS / 285	건도 0에서 0.3사이에서는 열전달계수의 급격한 감소를 나타내고 있고, 그 이후의 영역에서는 완만한 감소를 보이고 있음.
Steinke & Kandlikar (2003)	0.207	water	157 ~1782	55.91 ~ 898.08	6개의 다채널 Copper / 57.15	건도가 증가할수록 열전달계수는 감소하였고, 열유속이 영향은 미미함.
Qu & Mudawar (2003)	0.231 x 0.712	Water	135 ~ 402	-	Copper / 44.8	건도가 증가함에 따라 열전달계수가 감소하고, 열전달계수의 변화는 열유속보다는 질량속도의 변화의 영향이 크다.
Choo & Bang (2004)	1.67	R-22	600	5 ~ 30	Brass Aluminum Copper / 300	열전달계수는 입구 건도와 질량속도, 재질의 영향을 받지 않고, 열유속의 변화의 영향이 지배적임.



g system

Fig. 2.2 Photograph of microchannels

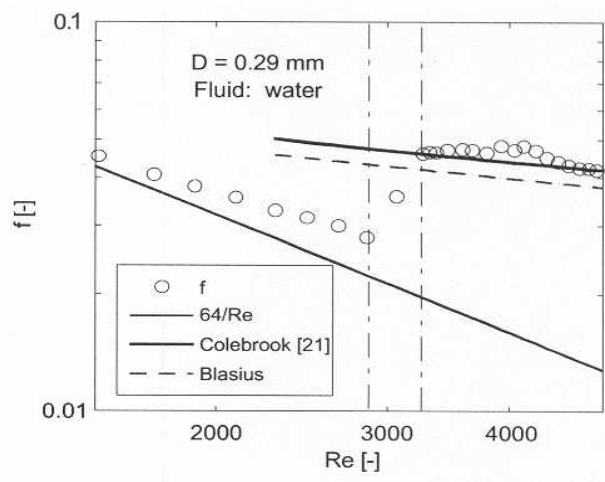


Fig. 2.3 Friction factor v.s. Re number for 0.29 mm tube
 (Bucci et al., 2003)

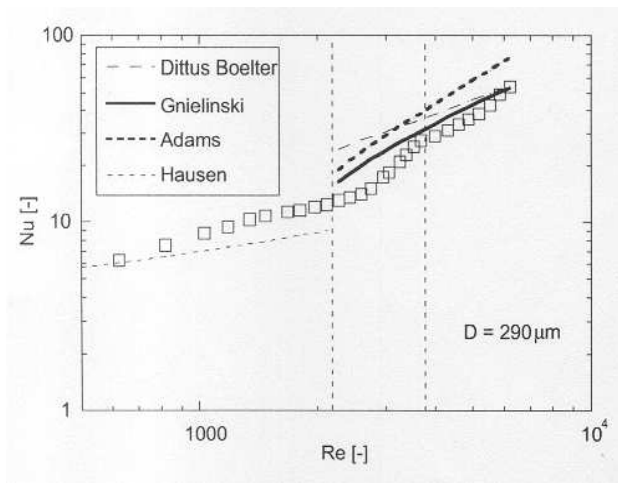


Fig. 2.4 Nu number v.s. Re number for 0.29 mm tube
 (Bucci et al., 2003)

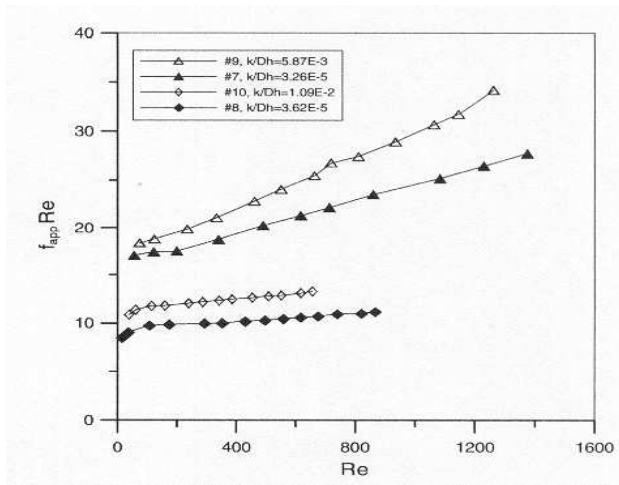


Fig. 2.5 Effects of surface roughness on friction factor

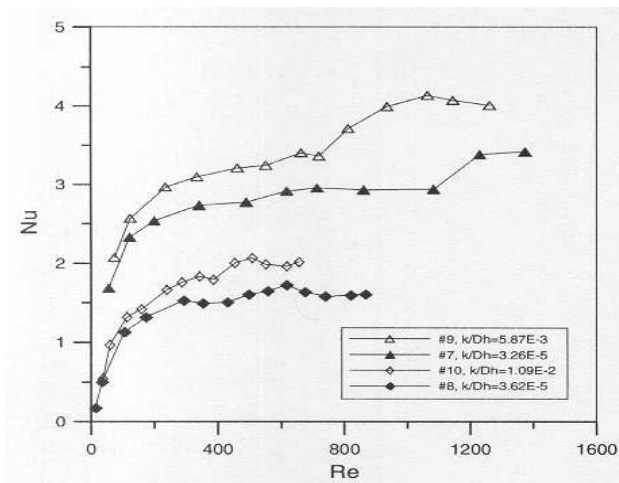


Fig. 2.6 Effects of surface roughness on Nusselt number

(Wu and Cheng, 2003)

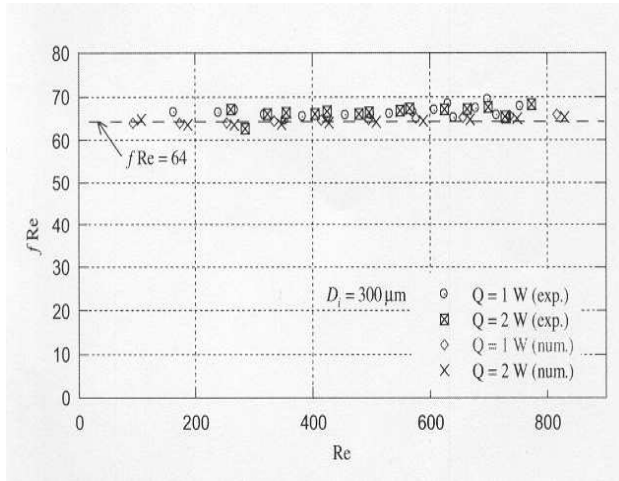


Fig. 2.7 $f Re$ number v.s. Re for 0.3 mm tube

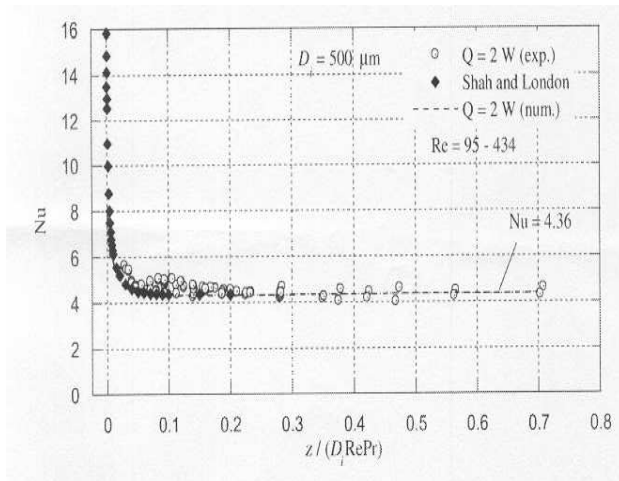


Fig. 2.8 Nu number v.s. x^* for 0.5 mm tube

(Lelea et al., 2004)

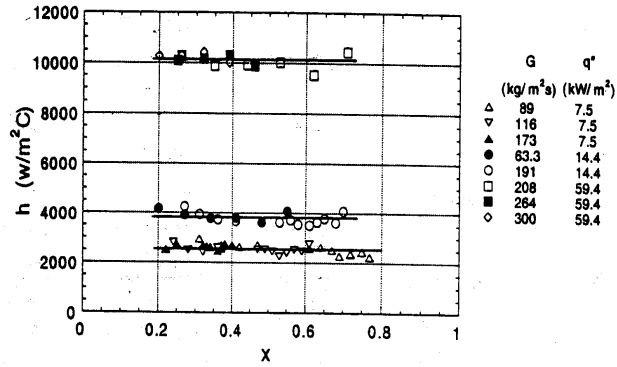


Fig. 2.9 Circular-tube (R-12) local heat transfer coefficients for various combinations of mass flux at three constant values

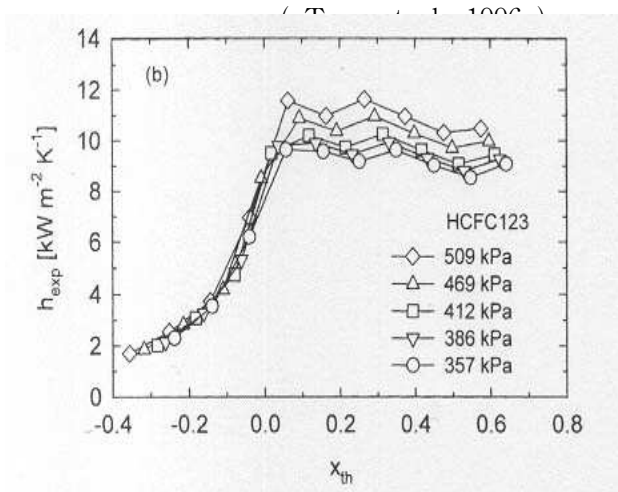


Fig 2.10 Heat transfer coefficient v.s. quality (Bao *et al.*, 2000)

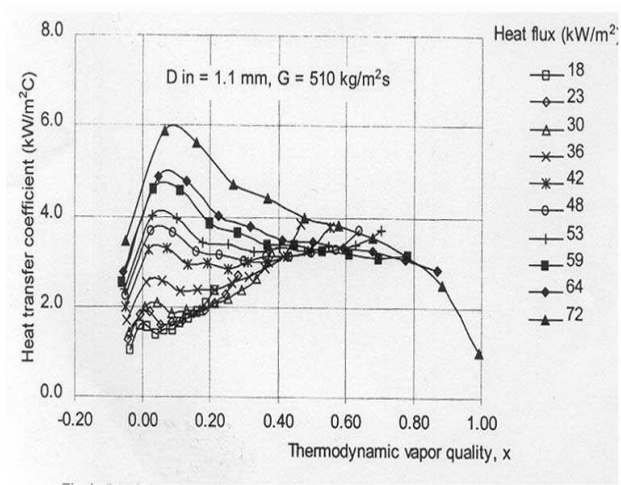


Fig 2.11 Heat transfer coefficient v.s. quality (Lin et al., 2001)

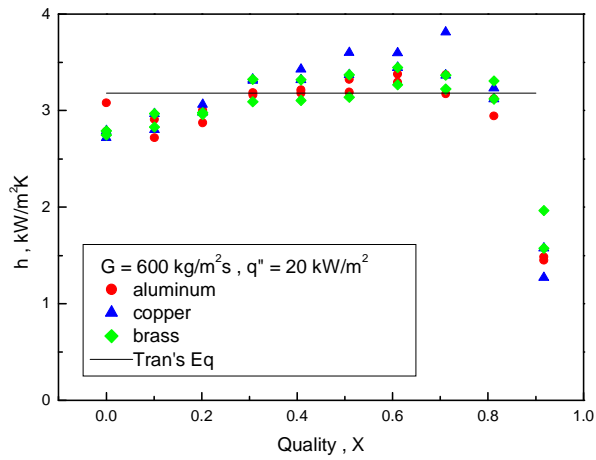
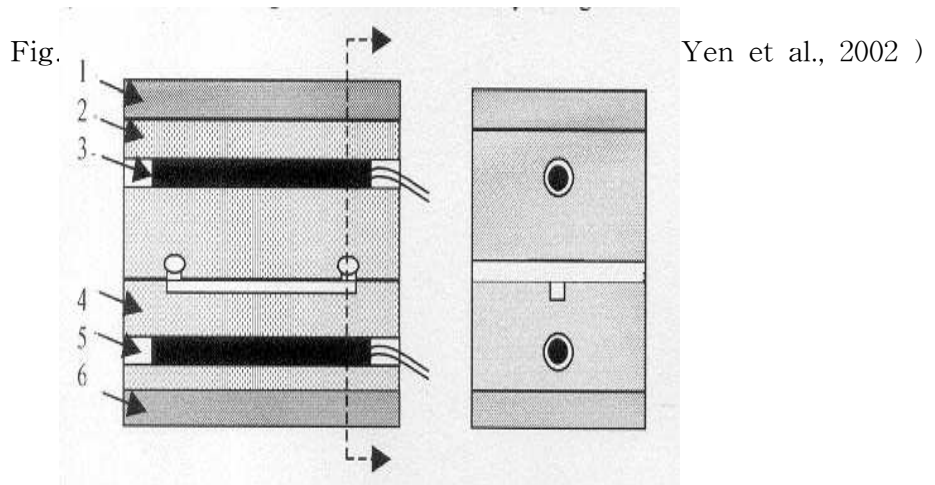
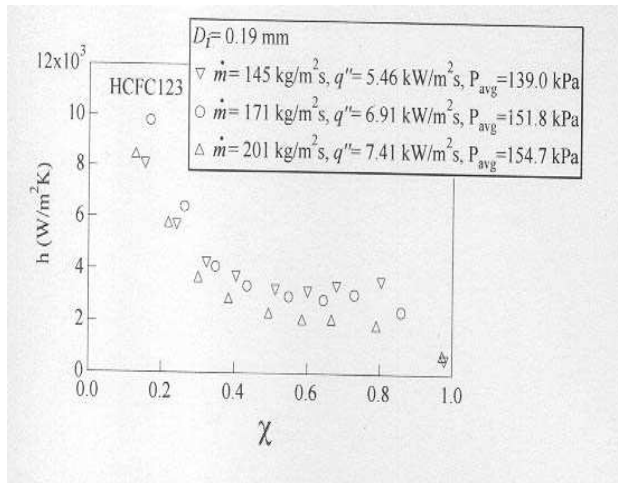


Fig. 2.12 Heat transfer coefficient v.s. quality (Choo & Bang, 2004)



1. Mounting Phenolic, 2. Top Copper Cover
3. Top Cartridge Heater, 4. Copper Substrate Only
one channel shown 5. Bottom Cartridge
6. Insulating Phenolic

Fig. 2.14 Test section (Steinke & Kandlikar, 2003)

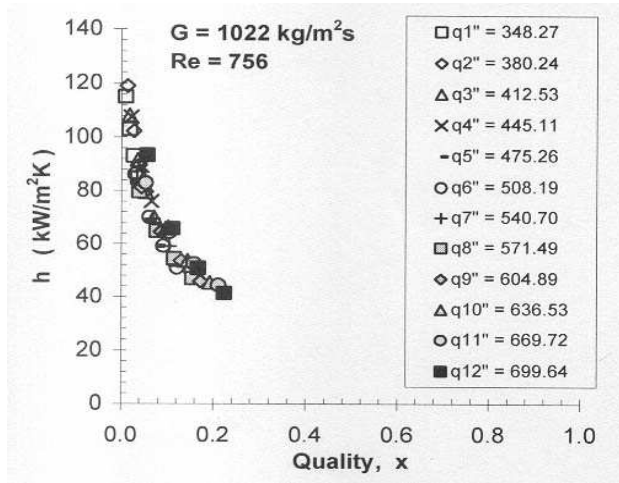


Fig. 2.15 Heat transfer coefficient v.s. quality

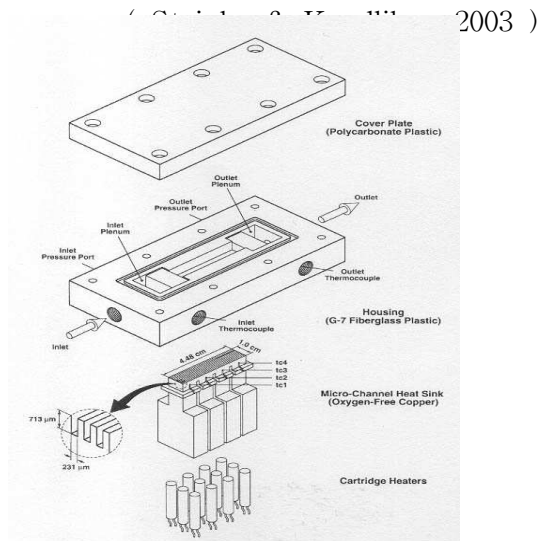


Fig. 2.16 Test section (Qu & Mudawar, 2003)

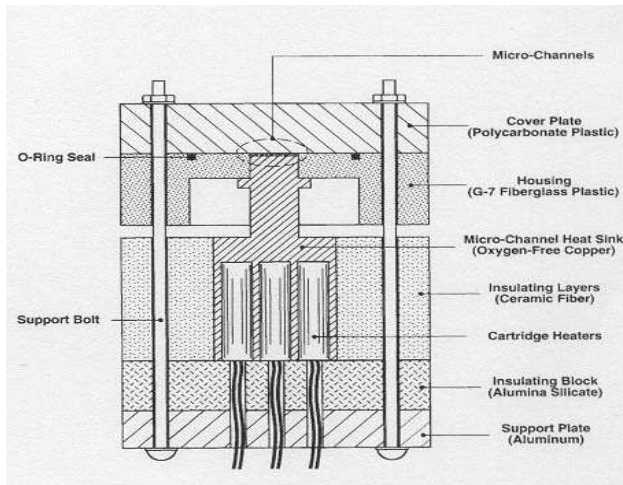


Fig. 2.17 Test section (Qu & Mudawar, 2003)

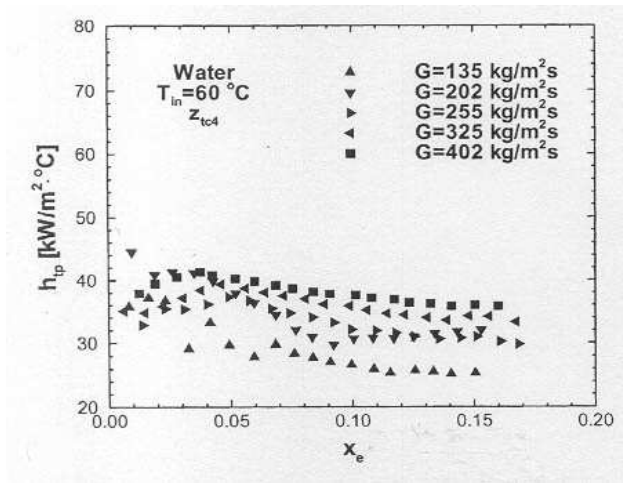


Fig. 2.18 Heat transfer coefficient v.s. quality (Qu & Mudawar, 2003)

제 3 장 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치 및 계측

본 연구에서의 제 2장에서 설명한 바 있는 밀폐형 마이크로 냉각시스템(closed micro cooling system)에서 중앙정보처리장치(CPU) 표면에 가공된 마이크로 채널에서 발생하는 대류비등열전달 특성을 파악하기 위해 작동유체로서 탈이온수(deionized water)를 이용하여, 중앙정보처리장치(CPU)에 가공된 채널 대신 내경이 310 μm 인 304SS 튜브를 이용하여 시스템 내부의 작동압력 변화에 따른 비등열전달 특성의 변화를 관찰하기 위한 실험을 실시하였다.

유동증발 열전달 특성을 파악하기 위해서는 유체가 관 내부에서 증발할 수 있도록 관을 가열해 주어야 하는데, 그 가열 방법으로는 유체가 흐르는 관에 전기를 흘려서 관을 가열하는 방법과 관에 열선을 감아서 열선을 통해 가열방식이 있다. 본 연구에서는 관에 에나멜 코팅된 열선을 감아서 열유속을 공급하였다. 이 방법은 일정 열유속을 공급하는데 가장 적합하며, 실험조건의 변화가 비교적 용이하여 다양한 조건에서 유동 증발열전달 특성을 파악할 수 있다는 점과 관에 전기를 흘려서 가열하는 방법에서 예상되는 부정확한 온도 데이터를 보다 정밀하게 취득할 수 있다는 장점이 있다.

실험장치의 개략적인 형태를 Fig. 3.1 에 나타내었다. 실험 장치는 정밀저울, 작동유체 공급탱크(working Fluid Container), 가시화창(sight glass), 예열기(pre-heater), 시험부(test section), 진공챔버로 구성되어 있다.

펌프는 Fig. 3.2의 Watson-Marlow사의 323 S/D 모델을 사용하였다. 이 모델은 3 ~ 400 RPM 까지 1 RPM 단위로 회전수를 조절하여 펌프

에 설치하는 튜브규격에 따라 미세 유량을 일정하게 송출할 수 있는 펌프이다. 본 실험에서는 내경 0.8 mm 튜브를 펌프에 연결하여 사용하였으며, 이 때 송출 가능한 유량 범위는 0.21 ~ 28 ml/min이다.

예열기(Pre-heater) 는 Fig. 3.3과 같이 내경 1.67 mm, 외경 2.38 mm, 길이 300 mm 직관을 이용하여, 동관에 에나멜 코팅된 열선을 감은 후 단열재를 이용하여 단열을 실시하였다. 직류전원공급기(power supply) 에서 직류를 공급하여 시험부 입구의 탈이온수(deionized water) 온도를 출구압력의 포화압력에 해당하는 70 ~ 80°C 의 범위에서 포화온도로 일정하게 유지, 시험부에 공급하였다

예열기를 거친 작동유체는 시험부로 들어가게 된다. Fig. 3.4과 같이 2 개의 고분자 폴리에틸렌(high density poly-ethylene)을 가공한 블록과 플렌지, 마이크로 오링으로 구성하였다. 고분자 폴리에틸렌을 이용한 시험부의 개략도는 Fig. 3.5와 같으며 Fig. 3.6은 블록의 세부 개략도이다. 입구 및 출구 온도측정을 위해 상부에 1/16" 홀을 가공하였고, 시험관의 입구 및 출구 압력을 측정하기 위하여 1 mm의 홀을 블록하단에 가공하였다.

시험관의 세부 규격은 Table 3.1에 나타나 있다. 시험관에 열유속을 가하는 방법은 Fig. 3.7과 같이 코팅된 열선(heating wire)를 시험관에 감아서 직류전원공급기를 열선에 연결하여 시험관에 열유속을 가하였다.

열선 연결시 전기적 접촉 저항을 최소화 하기 위하여 지름 2 mm 두께의 동선에 지름 0.5 mm, 깊이 5 mm 의 구멍을 가공한 후 열선의 코팅을 벗기고 가공한 구멍에 열선을 삽입한 다음 동선을 프레스로 압착하여 접촉에 의한 전기적 저항을 최소화 하였다.

고분자 폴리에틸렌 블록과 시험관의 접합은 가공된 플렌지와 마이크로 오링을 이용하여 접합을 실시하였다. Fig 3.8은 플렌지와 마이크로 오링을 촬영한 사진이다. 플렌지는 황동을 이용하여 가공하였으며, 크기는 지름 24 mm, 두께 2.5 mm 이다.

마이크로 오링은 미국 Applerubber사의 제품으로 내경 0.508 mm, 외경 1.491 mm인 실리콘 재질의 마이크로 오링을 사용하였다.

시험부의 단열은 아크릴을 이용하여 시험관과 고분자 폴리에틸렌 블록을 넣을 수 있는 아크릴 케이스를 제작한 후 빈 공간에 유리섬유를 채워서 단열을 실시하였다.

관내 작동압력을 조절하기 위해서 Fig. 3.9와 같은 진공챔버를 제작하여 시험부 출구 부분과 연결하였다. 진공챔버의 재질은 아크릴이며, 크기는 지름 200 mm, 길이 300 mm의 원통형이다. 진공챔버 상부에는 1/8" 니들 밸브를, 측면에는 1/8" 메타링 밸브를 부착하여, 진공챔버 상부의 니들 밸브에 진공펌프를 연결한 뒤 니들 밸브의 개도를 조절하여 진공챔버로의 흡입량을 조절하였고, 측면의 미세 메타링 밸브를 이용하여 외기를 도입함으로써 진공챔버 내부의 압력을 정밀하게 조절할 수 있고, 유지할 수 있게 제작하였다.

질량유량 측정과 안정성 확인을 위해서는 정밀저울과 로타미터를 사용하였다. 질량유량 측정에 사용된 정밀저울은 Precisa사의 XB-2200C 모델로서 최대 2200 g 의 측정범위에서 0.01 g 의 분해능을 가지는 정밀 저울을 사용하였다. 이 정밀 저울의 지시창을 비디오 카메라로 촬영하여 시험부로 공급되는 질량유량을 측정하였다.

유량계는 Fig. 3.10의 오메가사의 FL-112 모델의 유량계를 사용하였다. 이 유량계는 유량측정범위가 물의 경우 0.2 ~ 36 cc/min 의 유량측정범위와 $\pm 2\%$ 의 오차를 가지는 유량계이다. 이 유량계를 가시화창으로 이용하여 유량 공급의 안정성을 확인하였다.

작동유체의 입구 온도와 출구 온도를 측정하기 위해서는 오메가사의 TMQSS-062E-2 모델의 정선(junction)이 노출된 쉴드(Shield) 형태의 T-type 열전대를 사용하였고, 벽면 온도를 측정하기 위해서는 열선과 열선의 간격을 1 mm 정도로 둔 다음, 와이어(wire) 형태의 T-type 열전대를 관에 용접으로 접합하여 벽 온도를 측정하였다.

와이어(wire) 형태의 열전대를 관에 용접하기 위해서는 시험관의 한 쪽 끝을 플라이어로 잡고 고정한 후, 시험관의 다른 쪽 끝을 용접기의 -극에 접합한 다음, 열전대를 용접기의 +극에 연결된 집계를 이용해 잡은 후 시험관에 용접을 실시하였다.

압력측정은 Fig. 3.11과 Fig. 3.12에서 보는 것과 같이 고분자 폴리에틸렌 아래쪽에 압력측정을 위해 지름 1 mm 의 구멍을 가공한 후 스위즐락사의 PFA 재질의 튜브를 이용하여 압력 트랜스듀서(transducer)까지 연결하였다. 압력 트랜스듀서와 연결 후 고분자 폴리에틸렌 블록의 구멍과 압력 트랜스듀서 사이에는 물로 채운 뒤 압력을 측정하였다.

압력 트랜스듀서는 오메가사의 PX203-060A5V 모델의 Thin Film Voltage Output Pressure Sensor 2개를 Fig. 3.13처럼 같은 높이에 위치시키고 입구 압력과 출구압력을 각각 측정하였다. 압력 센서는 모델 DP-41E 지시계에 연결하여 지시계 출력신호(Output signal)가 데이터 취득장치(data acquisition system)에 기록되도록 하였다.

진공 챔버내 압력을 측정하기 위해 오메가사의 PX203-015A5V 모델의 Thin Film Voltage Output Pressure Sensor를 챔버 측면에 부착하여 진공챔버의 압력을 측정하였다.

시험부에서 증발과정동안 시험부내 마이크로 채널의 입출구 온도 및 벽면온도, 입출구 압력 및 진공챔버 압력을 취득하기 위하여 Keithley사의 500A data acquisition system을 사용하였고, 이 시스템을 운용하는 Labtech사의 Notebookpro 소프트웨어를 사용하여 데이터를 취득, 저장하였다.

3.2 실험오차 분석

실험 장치를 제작한 후 온도 및 압력 측정치와 입력, 질량속도와 열유속에 대한 측정의 정확성을 확인을 위해 기초실험을 실시하였다.

3.2.1 온도 측정

온도 측정은 4개의 지점에서 측정하고 있다. 입구 블록 부분에서 유체의 입구온도를 측정하고, 출구 블록 부분에서 유체의 출구 온도를 측정하고, 벽면 온도를 측정하기 위해 관 표면에 2개의 와이어 형태의 열전대를 벽면에 용접하여 내벽면 온도의 계산에 사용하고 있다.

온도 측정부분에서 중점을 둔 것은 정확한 온도를 측정하고 있는지와 열유속을 주기 위해 사용한 열선의 자기장에 의한 온도 측정 신호의 노이즈의 영향이 없는지 확인하는 것에 중점을 두었다.

정확한 온도를 측정하고 있는지를 확인하기 위해서 아래의 두 가지 방법을 사용하였다. 첫 번째 방법은 상온의 물을 시험부에 공급하여 4개의 열전대에서 측정되는 온도가 동일한지 확인하는 방법이다. 상온의 물을 시험부에 공급하였을 때 4개의 온도는 입구부분 측정온도를 기준으로 0.1°C 범위내의 온도들이 측정되었고, 두 번째 방법은 시험관에 열유속을 준 다음, 기존의 단상실험에서 나타난 Nu 수와 비교 하는 방법이다. 그 결과는 제 4장의 단상실험결과를 참고로 하였을 때 온도 측정에는 문제점이 없는 것으로 판단된다. (Fig. 4.2)

벽에 부착된 열전대가 열선의 자기장의 영향을 받는지 확인하기 위해서는 2가지 방법을 사용하였다. 첫 번째 방법은 열전대를 부착한 주위의 열선의 간격을 조정하면서 온도 신호를 확인하는 방법이다. 열선의 간격을 최초 2 mm로 하고 그 사이에 열전대를 부착하였을 때에는 안정된 온도 신호가 확인되었다. 열전대 주위의 열선의 간격을 1 mm까지 줄였

을 때 온도 신호에는 문제점이 없었다. 하지만 열선의 간격을 1 mm 이하로 하였을 때, 온도 Signal이 약 $\pm 4^{\circ}\text{C}$ 범위에서 진동하는 것이 확인되었다. 이에 따라 열전대 주위의 열선의 간격을 1 mm로 제작하였다.

두 번째 확인방법은 작동유체를 계속 공급하면서 열선에 전기를 준 순간 온도 신호가 갑자기 변화하는 현상이 있는지 확인하였다. 확인 방법은 상온의 물을 시험부로 계속 유입시키다가 열선에 전력을 공급한 순간 온도 신호에 갑자기 변화가 있는 것을 확인하는 방법을 사용하였다. Fig. 3.13을 살펴보면 수직 실선 부분이 열선에 전력을 공급한 시점이고 이 시점부터 각각의 온도가 선형적으로 변화하며, 이 시점에서 고주파수 노이즈가 보이지 않는 것으로 미루어 열선의 자기장이 온도 신호에 영향을 주지 않는다는 것을 알 수 있다.

3.2.2 압력 측정

압력 측정에서 중요한 부분은 현재 측정하고 있는 압력이 정확한 압력인지와 절대 압력계를 이용하여 입출구 구간의 압력 차이를 측정하는 것이 중요한 부분이다. 압력계가 정확한 압력을 측정하는지에 대한 확인 방법은 아래의 두 가지 방법을 사용하였다. 첫 번째 방법은 대기압상에 개방시킨 상태에서 3개의 압력 트랜스듀서에 연결된 지시계가 동일한 압력을 지시하는지 확인하는 방법과 질소를 이용해 가압한 후 안정된 상태에서 3개의 압력 지시계가 동일한 압력측정치를 지시하는지 확인하는 방법을 사용하였다. 위 두 가지 방법을 사용하였을 때 3개의 압력 지시계에 나타난 차이는 입구측 압력지시계를 기준으로 1 kPa 이내의 차이($< 1\%$)를 나타내었다.

두 번째로 압력강하부분을 확인하였다. 기존의 연구들을 살펴보면 마이크로 채널에서의 물을 이용한 단상실험에서 압력강하는 기존의 이론

해와 Re 수 1000 이내의 영역에서는 정확히 일치하고, Re 수 1000 이상의 영역에서는 기존의 이론해보다 약간 높은 값을 나타낸다고 보고하고 있다. 실험방법은 상온의 물을 공급하면서 질량속도를 바꾸어 가면서 해당 질량속도의 마찰계수와 이론해에 의해 구해진 마찰계수를 비교하였다.

그 결과는 Fig. 3.14에 나타내었고 기존의 이론해와 실험데이터가 잘 맞는 것을 확인할 수 있다. 실험에 사용된 계산식은 아래와 같고, 계산에 사용된 K_L 값은 4.1절에서 자세히 설명하였다.

$$P = \frac{\rho V^2}{2} (f \frac{L}{D} + \sum K_L) \quad (3.1)$$

$$\sum K_L = 3.3$$

3.2.3 질량속도(Mass flux)

질량속도(mass flux)의 측정은 정밀 저울위에 작동유체 공급탱크를 위치시킨 후, 실험이 진행됨에 따른 정밀저울의 지시계의 눈금을 비디오 카메라로 촬영하여, 이 영상을 이용해 실제 질량속도를 계산하고 예열기 전단에 설치된 로타미터(rotameter)를 이용하여 질량속도를 재확인하는 방식을 취하였다. 이 과정에서 확인해야 할 것이 질량속도(mass flux)의 안정성이다. 실제로 일정한 질량속도로 작동유체인 탈이온수가 시험부로 들어가는지 확인하기 위해서 30분간 펌프를 일정한 회전수로 작동시키면서 작동유체 공급탱크의 탈이온수를 시험부로 공급하였다. 공급하면서 30분 동안 비디오 카메라를 이용하여 작동유체 공급탱크가 놓여있는 정밀저울의 지시계를 촬영하였다. 이 촬영 영상을 분석하여 최초부터 30분간의 평균질량속도를 기준으로 매 분마다의 질량속도를 나누어 준

Mass flow rate error 를 Fig. 3.15에 나타내었다.

Fig. 3.15에서 살펴보면 30분간의 평균 질량속도를 기준으로 한 값과 비교해 보면 $\pm 1\%$ 이내의 안정된 유량이 공급됨을 확인할 수 있다.

3.2.4 열유속(Heat flux)

유체로 입력되는 열유속을 확인하기 위해서 단상실험을 이용하였다. 실험방법은 직류전원공급기에서 준 열량과 마이크로 채널내를 흐르는 작동체가 흡수한 열량을 비교하여 실제 계산에 사용하고 있는 열유속이 타당한지 확인하였다.

시험관에 감긴 열선의 저항이 측정하기 힘든 정도로 작기 때문에 직류전원공급기에서 공급되는 형태는 저전압 고전류의 형태이다. 이러한 형태는 중간에 스위치나 단자의 작은 저항도 열유속 계산에 영향을 줄 수 있으므로 시험부에 걸리는 전압만을 측정할 수 있는 전압계를 별도로 설치하여, 식(3.2)와 같이 시험부에 공급되는 직류의 전압과 전류로 입력 열량을 계산하고, 작동유체인 탈이온수가 흡수하는 열량은 식(3.3)과 같이 계산해서 계산된 열 유속이 타당한지 확인하였다.

$$Q_{input} = V \times A \quad (3.2)$$

$$Q_{Absorption} = mc_p T \quad (3.3)$$

$$Absorption\ rate(\%) = \frac{Q_{Absorption}}{Q_{Input}} \quad (3.4)$$

위 식에 의해 실험결과를 나타내는 Fig. 3.16과 같이 나타내어진다. Fig. 3.16은 각각 평균 Re 수 329, 502, 712 세 가지 유량에 대해 1 ~ 7

W까지 다양한 열 유속을 주었을 때 흡수율이 95% 이상이라는 것을 나타낸다.

3.3 실험방법

3.3.1 단상유동실험

우선 실험을 실시하기 전에 상온의 물을 시험부로 흘려 보내 압력강하를 측정하여 시험관의 이상유무 확인과 함께, 온도와 압력 등 데이터 취득이 정상적으로 되는지 확인하였다.

시스템 및 시험부의 정상상태를 확인 후 펌프의 회전수를 조절하여 실험하고자 하는 질량속도에 도달하도록 설정한 다음 수력학적으로 안정될 때까지 기다린다. 수력학적으로 안정되면 원하는 입구 온도로 설정하기 위해 예열기에 연결된 직류전원 공급장치를 이용하여 전력을 예열기에 공급하여 일정한 입구 온도에 도달, 유지할 때까지 약 20여분정도 시스템을 가동시킨다. 일정한 입구 온도를 도달하면 시험부 열선에 연결된 직류전원 공급장치를 가동하여 시험부에 열유속을 가한다. 이후 수력학적 및 열적으로 안정될 때까지 기다린 후 안정되면 비디오 카메라를 이용하여 질량유속 확인을 위해 정밀저울 지시계를 15분간 촬영한다. 각각의 상태에서 10분간 데이터를 취득하여 100초간의 데이터를 평균하여 사용하였다.

3.3.2 2상유동(Two-Phase flow) 실험

우선 실험을 실시하기 전에 상온의 물을 시험부로 흘려 보내 압력강하를 측정하여 시험관의 이상 유무 확인과 함께, 온도와 압력 등 데이터 취득이 정상적으로 되는지 확인하였다.

시스템 및 시험부의 정상상태를 확인 후 펌프의 회전수를 조절하여 실험하고자 하는 질량속도에 도달하도록 설정한 다음 수력학적으로 안

정될 때까지 기다린다. 수력학적으로 안정되면 진공챔버에 연결된 진공 펌프를 가동하여 시스템의 압력을 설정 압력으로 낮춘다. 이 때 너무 급격하게 시스템의 압력을 낮추면 압력계에 연결된 라인의 물이 진공챔버 쪽으로 빨려오는 현상이 발생하므로 본 실험에서는 약 1시간여의 시간 동안 천천히 시스템이 압력을 낮추었다. 시스템의 압력이 설정 압력에 도달하면 예열기에 연결된 직류전원 공급장치를 이용하여 전력을 예열기에 공급하여 일정한 입구 온도에 도달, 유지할 때까지 약 20여분정도 시스템을 가동시킨다. 일정한 입구 온도를 보이면 시험관에 감긴 열선에 연결된 직류전원 공급장치에서 전력을 보내 비등을 시작한다. 비등을 시작하면 시험부 입구 압력이 증가한다. 이 때 예열기에 연결된 직류 전원 공급장치를 조절하여 상승된 시험부의 입구 압력에 해당하는 포화온도까지 시험부에 공급되는 작동유체인 탈이온수의 입구온도를 상승시킨다.

이후 수력학적 및 열적으로 안정될 때까지 기다린 후 안정되면 비디오 카메라를 이용하여 질량유속 확인을 위해 정밀저울 지시계를 15분간 촬영한다. 각각의 상태에서 10분간 데이터를 취득하여 100초간의 데이터를 평균하여 사용하였다.

Table 3.1 Dimension of the test tubes

구분	대응
Tube material	304 SS
Inside diameter	0.31 ± 0.01 mm
Outside diameter	0.51 ± 0.01 mm
Tube length	75.74 mm
Heating length	53.39 mm
Total heating wire length	400 mm
Lead heating wire length	50 mm
Company (Country)	Winnertechworld (Korea)
Web address	http://www.winnertechworld.com

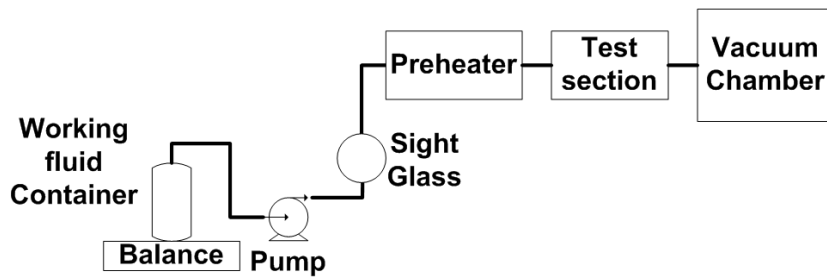


Fig. 3.1 Schematic diagram of test apparatus



Fig. 3.2 Photograph of pump

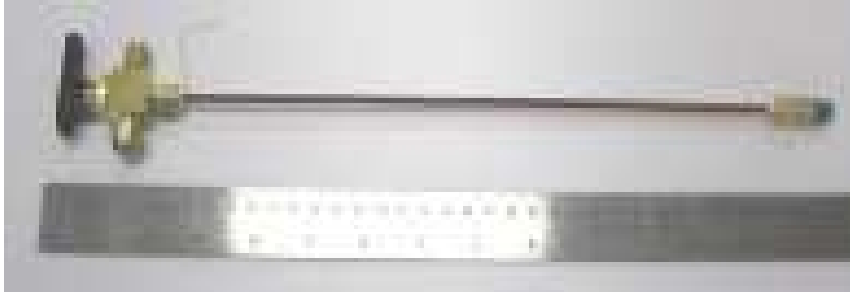


Fig. 3.3 Photograph of pre-heater

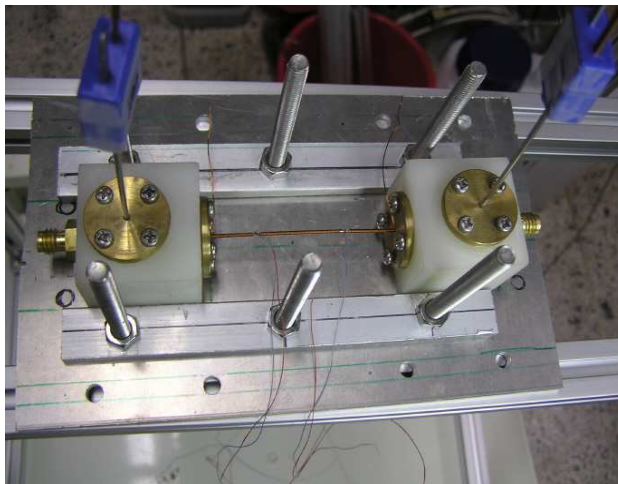


Fig. 3.4 Photograph of test section

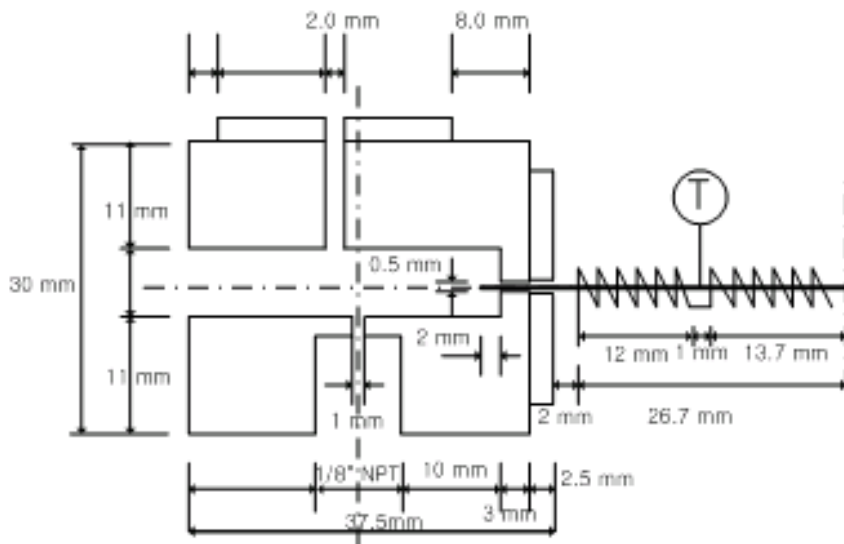


Fig. 3.5 Schematic diagram of test section

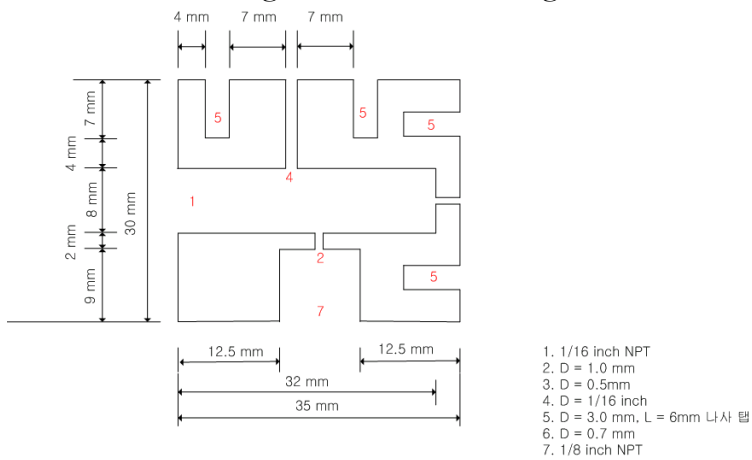


Fig. 3.6 Schematic diagram of poly-ethylene block apparatus

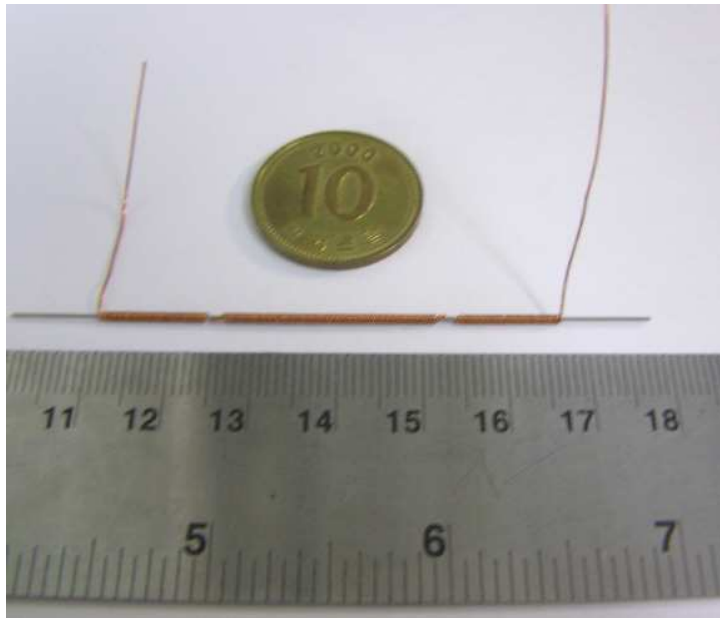


Fig. 3.8 Photograph of flange and micro O-ring

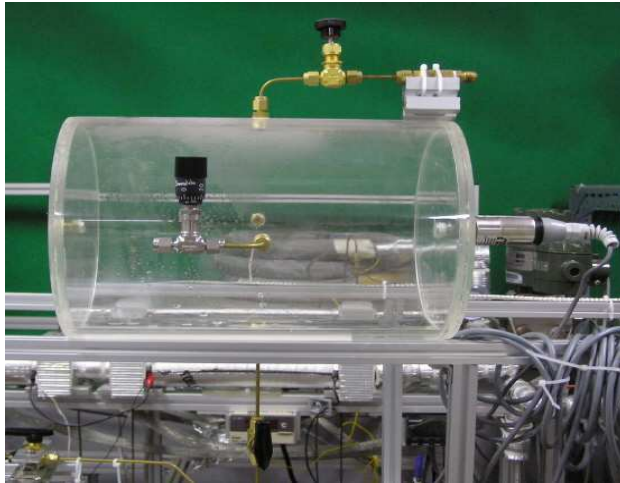


Fig. 3.9 Photograph of vacuum chamber

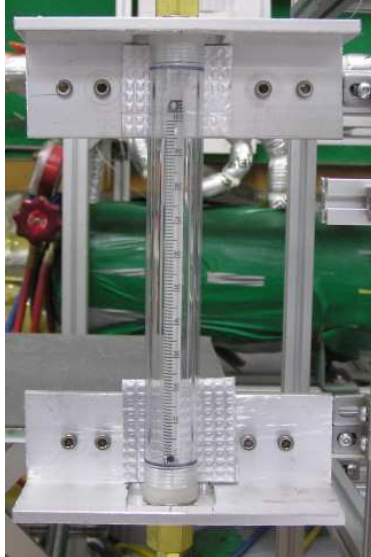
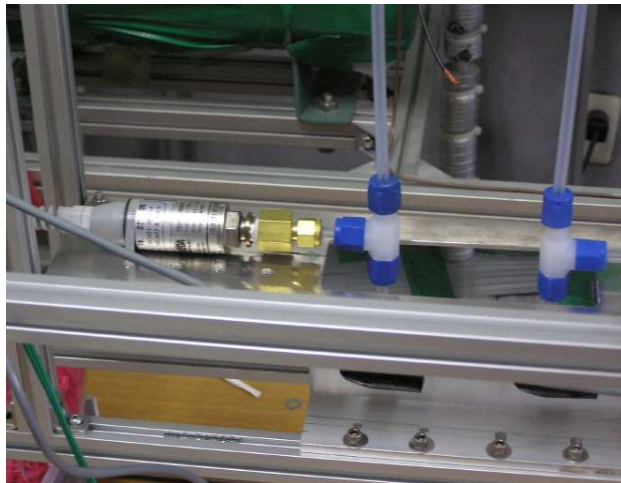
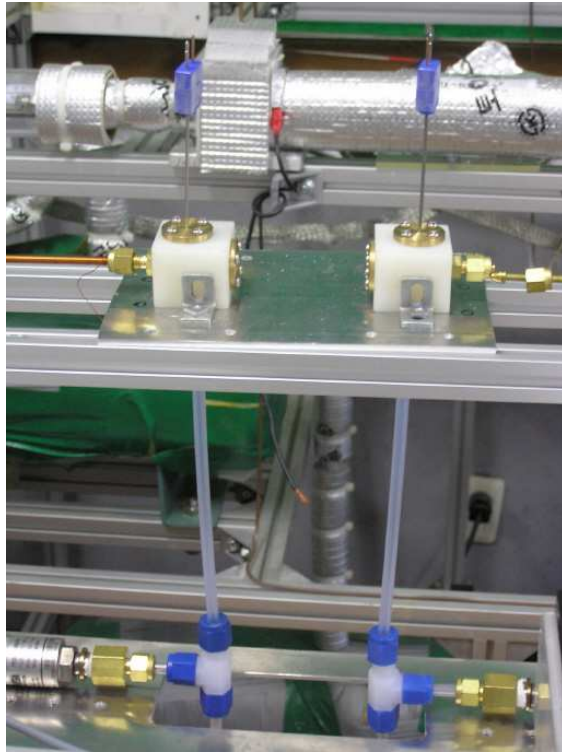


Fig. 3.10 Photograph of rotameter



g apparatus

Fig. 3.12 Photograph of pressure transducer

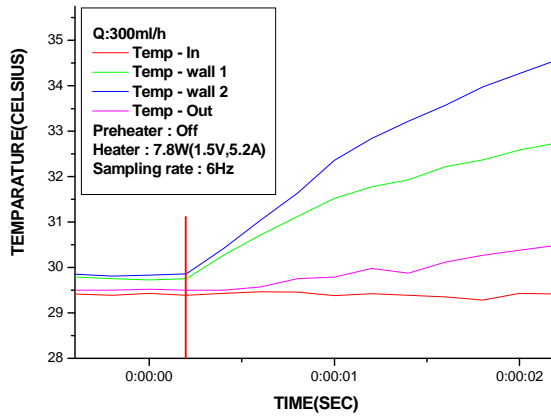


Fig. 3.13 Thermocouple signals at the time of electric heater on

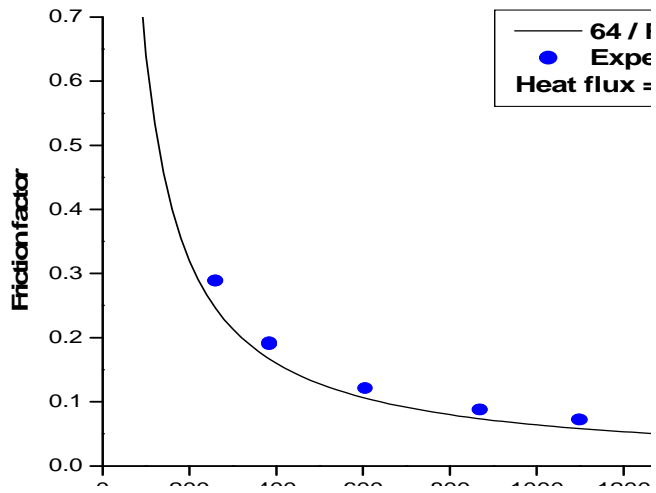


Fig. 3.14 Friction factor v.s. Re number

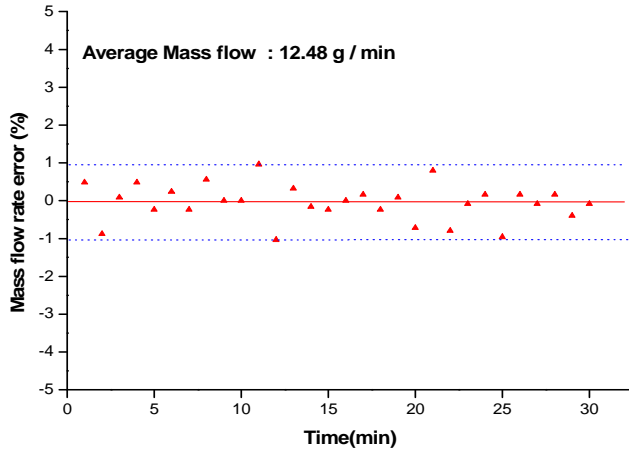


Fig. 3.15 Mass flow rate error v.s. time

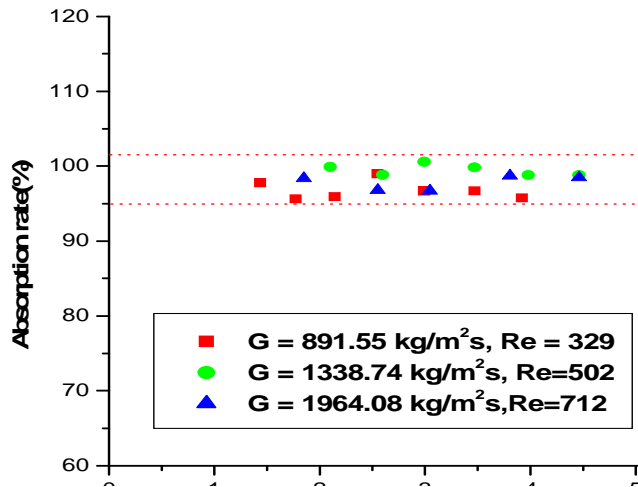


Fig. 3.16 Heat into fluid v.s. input power

제 4 장 단상 실험결과 및 고찰

4.1 실험조건 및 데이터 처리

단상 실험시 실험조건은 탈이온수의 입구 온도는 상온으로 하였고, 질량속도는 $1170 \sim 2700 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ($\text{Re } 400 \sim 1000$)의 범위에서, 열유속은 $40 \sim 90 \text{ kW/m}^2$ ($2.37 \sim 4.46 \text{ W}$)의 범위에서 실험을 실시하였다.

압력강하 데이터의 처리는 아래의 (4.1), (4.2)에 의해 처리하였다.

$$P = \frac{\rho V^2}{2} (f \frac{L}{D} + \sum K_L) \quad (4.1)$$

$$\sum K_L = K_{Inlet} + K_{Development} + K_{Exit} \quad (4.2)$$

유체 물성치는 시험부 입구와 출구온도를 평균한 온도를 이용한 물성치를 사용하였으며, 입구손실계수는 돌출 모서리 값 1.0, 출구손실계수는 매우 큰 하류면적을 가진 급격한 확대관에 사용되는 1.0을, 입구영역에 의한 손실계수는 1.3을 사용하여 $\sum K_L$ 은 3.3을 사용하였다. (Gehart et al..1993, Fundamentals of fluid mechanics)

단상 대류열전달에서 Nu 수는 아래의 식 (4.3)과 (4.4), (4.5)에 의해서 구하였다.

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (4.3)$$

$$h = \frac{q''}{A(T_{w,inside} - T_{fluid})} \quad (4.4)$$

$$T_{w,inside} = T_{w,outside} - \frac{q'' \ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (4.5)$$

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, 1차원 전도방정식, 식(4.5)에 의해 내벽면 온도를 구하였다. k (w/m)는 관의 열전도도이고, r_2 와 r_1 은 관의 외측과 내측의 반지름이며, L 은 실제 가열된 관의 길이이다.

4.2 실험 결과

압력강하 실험결과는 Fig. 4.1 에 나타내었다. Fig. 4.1은 Re 수 변화에 따른 마찰계수 f 값을 나타낸 그림이다. 이론적 해석치인 f 값인 $64 / Re$ 과 비교하였을 때 거의 동일한 값을 나타냄을 알 수 있다.

Fig.4.2는 x^* 의 변화에 따른 Nu 수 변화를 나타낸 그림이다. 이 부분이 열적으로 완전 발달된 영역이 아니고, 입구영역이기에 실험에 의해서 구해진 Nu 수를 식 (4.6) Shah and London (1978)의 일정열유속 조건에서의 이론적 Nu 수와 비교하였다.

$$u_x = 4.364 + 8.68 \times (1000 \times x^*)^{-0.506} \times e^{-41x^*} \quad (4.6)$$

Fig.4.2의 결과를 보면 이론식과 잘 일치함을 볼 수 있다. 즉 이러한 단상실험에서 압력강하 측정과 대류열전달계수 측정의 정확성을 재 확인할 수 있었다.

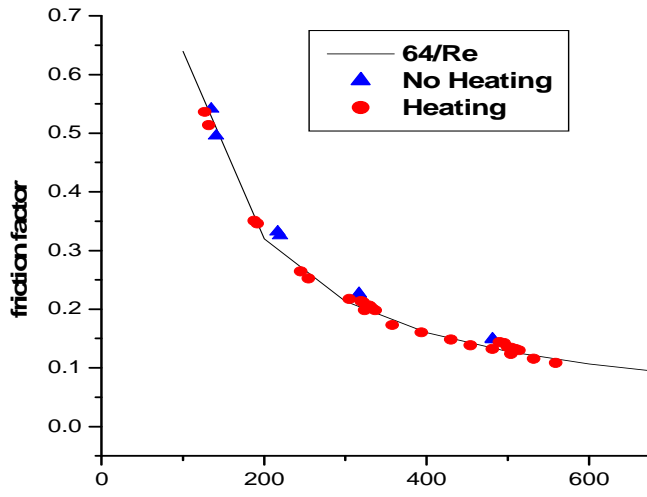


Fig. 4.1 Friction factor v.s. Re number

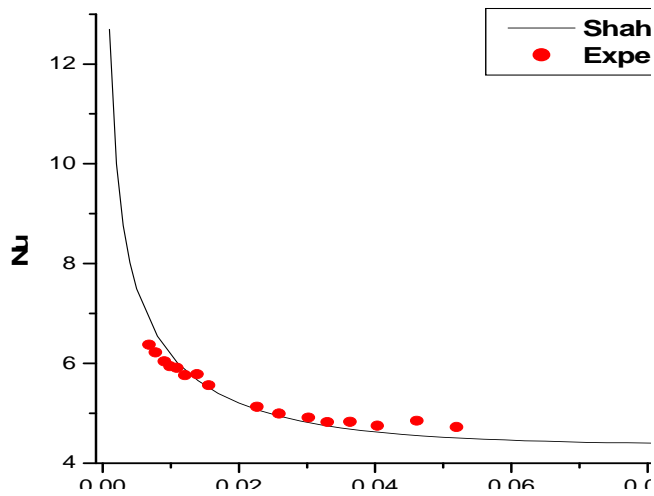


Fig. 4.2 Nu number v.s. x^*

제 5장 이상(Two-phase) 실험결과 및 고찰

5.1 실험 조건

실험조건은 내벽 온도가 80℃를 넘지 않는 범위 내에서 실험을 실시하였다. 이는 실제 중앙정보처리장치(CPU)의 경우 온도가 높아질수록 처리능력이 떨어지고, 일정 온도 이상이 되면 이상 작동을 일으키므로, 이러한 이상 작동이나 성능저하를 일으키지 않고 정상 작동하는 중앙정보처리장치(CPU)의 온도를 80℃로 설정하여 이에 해당하는 37.02 ~ 78.25 kW/m²의 범위의 열유속에서 실험을 실시하였고, 설정 이상의 고 열유속에서는 일시적으로 관 외벽 온도가 급상승하는 드라이 아웃 현상이 발생하므로 고 열유속에서의 실험은 실시하지 않았다.

질량 속도(mass flux)의 경우는 강제대류 비등 열전달시 압력강하가 50 kPa을 넘지 않는 범위인 202, 254, 305 kg/m²s (Re = 168, 210, 254) 의 3가지 질량속도에 대해서 실험을 실시하였으며, 입구 온도는 예열기를 사용하여 입구 압력에 해당하는 포화 온도까지 가열하여 실험을 실시하였다.

출구 압력은 시험부 후단에 연결된 진공챔버를 이용하여 시험부 출구 압력을 11.04 kPa($T_{\text{sat}} = 47.71^{\circ}\text{C}$), 14.75 kPa($T_{\text{sat}} = 53.53^{\circ}\text{C}$), 19.81 kPa($T_{\text{sat}} = 59.77^{\circ}\text{C}$) 이 되도록 설정하여 실험을 실시하였다. 이렇게 압력을 설정한 이유는 각각의 압력에 해당하는 포화온도를 약 5℃정도 차이를 두면서 실험을 실시하기 위함이다.

5.2 데이터 처리

시험부에 사용된 마이크로 채널의 열전달 계수를 산출하기 위하여 열유속, 작동유체의 포화온도, 마이크로 채널의 내벽온도 $T_{w,inside}$ 를 알아야 한다. 작동유체인 탈이온수의 포화온도는 시험부의 입구 부분과 출구 부분의 압력을 측정 후 관내에서는 압력강하가 선형적으로 변한다고 가정하고, 각각의 열전대의 설치 위치에서의 압력을 계산하여 그 압력에 해당하는 유체의 포화온도를 구하였다. 시험부 내벽면 온도는 낮은 열전도도를 가지는 Stainless steel의 특성상 측정하는 외벽면 온도와 실제 내벽면 온도간에는 열유속에 따라 온도의 차이가 발생한다. 따라서 시험부의 외벽면에 부착된 열전대에서 측정한 온도를 사용하여, 식 (4.5)의 식에 의해 계산하여 사용하였다. 대류비등 열전달계수는 식(5.1)과 같이 구한다.

$$h = \frac{q''}{T_{w, inside} - T_{fluid, sat}} \quad (5.1)$$

q'' 는 전열선에 의해 유입된 열유속을 나타내며, 식(5.2)와 같이 정의된다. 마이크로 채널의 양단을 고정하고 플레넘(plenum)을 구성하는 블록과 접촉은 실리콘 계열의 마이크로 오링으로 접촉하고 있어 전도에 의한 열손실은 거의 없고, 입출구 플레넘(plenum)을 구성하고 있는 블록 역시 열전도도가 극히 낮은 재질인 초고분자 폴리에틸렌($k = 0.33$ W/mK)을 가공하여 제작하였기 때문에, 입출구 부분에서의 열손실이 무시할 정도이다.

$$q'' = \frac{Q_e}{P_f \times L} \quad (5.2)$$

여기서, Q_e 는 전열선을 통해 공급된 가열량이다. L 은 시험관에 열선이 감겨져 있는 시험관의 유효가열 길이이며, P_i 는 마이크로 채널 내부의 접수길이이다. 시험부 외벽의 온도는 관 외부 표면 2개의 지점에 열전대를 직접 용접하여 붙여 측정되며, 열전달계수는 출구 측에 부착된 열전대의 측정 온도를 이용하여 계산하였다.

5.3 질량속도 및 열유속 변화에 따른 대류비등열전달 계수

질량속도와 열유속의 변화에 따른 마이크로 채널에서의 증발열전달 특성을 분석하기 위해, 질량 속도를 203, 253, 305 kg/m²의 3가지 경우에 대해서 시험부 출구 압력을 11.04 kPa($T_{sat} = 47.71$ °C)로 일정하게 유지시킨 뒤 열유속을 36.18 ~ 86.16 kW/m²의 범위에서 변화시키면서 각각의 조건에 대한 증발열전달 계수 측정실험을 반복하였으며 그 결과를 Fig. 5.1, 5.2, 5.3에 각각 나타내었다. Fig. 5.4는 앞의 데이터 모두를 표시하여 질량유속의 영향을 나타내고 있다.

Fig. 5.4의 실험결과에서 보면 열유속이 증가함에 따라 증발열전달 계수가 증가함을 볼 수 있고, 질량속도 3가지 경우의 변화에 대해서는 증발열전달 계수의 차이가 크지 않음을 확인할 수 있다. 이는 마이크로 채널내에서의 비등열전달 현상이 질량속도나 건도의 영향에 비해 열유속의 영향을 많이 받는 핵비등 열전달이 주요 비등열전달 모드라고 말할 수 있는 근거로 판단된다.

5.4 출구압력 변화에 따른 증발열전달계수의 변화

출구압력의 변화에 따른 마이크로 채널에서의 증발열전달 특성을 분석하기 위하여 냉매의 질량속도를 $202 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ($Re = 168$)로 유지한 상태에서, 시험부의 출구압력을 11.04 kPa ($T_{\text{sat}} = 47.71^\circ\text{C}$), 14.75 kPa ($T_{\text{sat}} = 53.53^\circ\text{C}$), 19.81 kPa ($T_{\text{sat}} = 59.77^\circ\text{C}$)의 3가지 경우에 대해서, 시험부에 가해지는 열유속을 각각 $37.02 \sim 78.25 \text{ kW/m}^2$ 의 범위에서 열유속을 점진적으로 증가시키면서 각각의 조건에서 증발열전달 계수 측정 실험을 반복 수행하였다.

먼저 실험결과와 반복성 여부를 확인하기 위해 동일한 출구압력과 열유속조건에서 실험을 반복하였다. 그 결과는 Fig. 5.5 와 Fig. 5.6 에 나타내었다. 두 그림에서 보는 바와 같이 비등열전달계수가 비슷한 영역에서 값이 분포하고 있는 것을 알 수 있으며, 실험의 반복성 여부를 확인할 수 있었다.

제 2장의 선행 연구 고찰 부분에서 Bao et al.(2000)의 연구를 살펴보면 시험부내의 평균 압력 변화에 따라 열전달계수가 건도의 변화에 따라 일정한 값을 가지나, 작동 압력의 변화에 의해서는 변화를 보인다는 것을 Fig. 2.8에서 확인 할 수 있다. 이는 마이크로 채널에서의 비등현상은 핵비등의 영향이 대류비등의 영향보다는 크며, 비등열전달계수는 질량속도와 건도의 함수가 아니라 열유속과 포화압력의 함수라는 것을 말해준다.

Thome et al.(2004)의 경우도 앞서 선행연구자들의 실험결과들을 고찰한 결과 마이크로 채널내에서의 비등열전달계수는 질량속도나 건도의 함수가 아닌 열유속과 포화압력의 함수라고 설명하고 있다.

Fig. 5.7 을 보면 포화압력 변화가 마이크로 채널내 비등열전달계수에 미치는 영향을 알 수 있다. Fig. 5.7 을 살펴보면 출구 압력이 높을수록 열전달계수가 증가함을 볼 수 있다. 이러한 현상은 Thome et al.(2004)

의 Three-zone heat transfer 모델을 통해서 설명될 수 있다.

Thome et al.(2004)는 Fig. 5.8에서와 같은 Three-zone heat transfer 모델을 제시하였는데, 이 모델은 고정된 위치에 열전대를 부착하여 국소 열전달계수를 측정할 때 사용되는 모델이다. 이 모델의 변수는 국소 건도, 열유속, 마이크로 채널 내경, 질량속도, 그리고 해당 포화온도에서의 물성치등이다.

Thome et al.(2004)은 제시한 Three-zone heat transfer model에서 마이크로 채널내에서의 주된 유동 패턴을 Elongated bubble flow 로 가정하였다. 이 유동 패턴에서 영역을 3가지 zone로 구분하였다. Fig. 5.8에서 보면 Liquid slug zone, Elongated bubble zone, dry zone로 구분하였다. 이 모델을 적용하기 위한 가정으로는

- 액상과 기상의 속도가 일정한 Homogeneous flow 모델로 가정
- 열유속은 시간의 변화에 관계없이 마이크로 채널 길이방향으로 일정하고 균일하다고 가정
- 공급된 에너지는 모두 액체가 증기로 상변화 하는 과정에만 이용된다고 가정
- 국소 포화압력은 국소 포화 온도를 찾는 데 이용
- Liquid film이 벽에 존재한다고 가정
- 이 Liquid film의 두께는 마이크로 채널의 직경에 비해 대단히 작다고 가정.

이렇게 개발된 모델에서 열전달 계수를 나타내는 표현식은 식(5.3)와 같이 표현된다.

$$(5.3)$$

여기서 h_f, h_{film}, h_g 는 각각의 Zone 에서의 액상, Liquid film, 기상의 열전달 계수를 나타내고, t 는 각각의 Zone이 지나가는 시간, 는 이러한 유동이 반복되는 Pair Period, 즉 3개의 Zone이 지나가는 시간을 나타낸다.

마이크로 채널에서의 열전달 계수는 각 Zone에서의 열전달계수를 합하여 각 Zone이 열전대를 지나치는 시간으로 나누어 준 값을 평균 열전달 계수로 정의하였다. 이 중에서도 가장 시간적으로 큰 비중을 차지하는 부분은 Elongated bubble flow Zone이다.

Fig. 5.9는 Elongated bubble flow 부분의 Liquid film이 있는 부분을 확대한 개략도이다. 가장 아래쪽이 마이크로 채널의 벽이고, 두 번째 층은 Liquid film, 세 번째 층은 bubble이다. 화살표는 입력 열유속을 나타낸다. 에너지 균형식의 해 식(5.4)와 식(5.5)를 정리하면

$$\pi \Delta \tag{5.4}$$

$$Q = q(2R - \delta) \tag{5.5}$$

$$\frac{d\delta}{dt} = - \frac{q''}{\rho_l \Delta h_{fg}} \frac{R}{(R - \delta)}$$

식(5.4)와 (5.5)를 정리하면

$$\delta \Delta \tag{5.6}$$

여기서 는 Liquid film의 두께를, h_{fg} 는 잠열을 나타낸다.

위 식(5.6)에 의해 Fig. 5.7이 설명된다. 식(5.6)을 살펴보면 단위시간 당의 증발량, 즉 열전달계수는 열유속에 비례하고, 액체의 밀도와 잠열에 반비례함을 알 수 있다. 이 관계에서 동일한 열유속에서 출구 압력이 증가함에 따라 비등열전달계수가 증가하는 현상이 설명되어진다. 위 식

(5.6)에서 보면 액막의 증발량, 즉 열전달 계수는 열유속이 동일할 경우 액체의 밀도와 잠열에 반비례함을 볼 수 있다. 따라서 시스템의 포화 압력의 증가에 따라 액체의 밀도와 h_{fg} 가 감소로 인해 동일한 열유속 조건인 경우에도 불구하고 출구 압력이 증가함에 따라 열전달 계수가 증가하는 현상이 설명되어진다.

Fig. 5.10은 Thome et al.(2004)이 위에서 제시한 Three-zone heat transfer 모델을 적용해서 Bao et al.(2000)과 Yan & Lin(1998)의 실험 결과와 모델의 예측치를 비교한 그림이다. Fig. 5.10에서 살펴보는 바와 같이 동일한 건도 및 열유속, 질량속도에서 포화압력이 증가할수록 Thome et al.(2004)가 제시한 Heat transfer 모델의 예측치와 실험에 의해 측정된 열전달 계수가 증가함을 확인할 수 있고, 이 모델의 예측치가 Bao et al.(2000)과 Yan & Lin(1998)의 실험결과와도 잘 일치함을 볼 수 있다.

Fig. 5.7에서 출구압력이 19.81 kPa($T_{sat} = 59.77^{\circ}\text{C}$)인 경우 다른 두 경우와 달리 열유속의 증가에 따라 비등열전달계수가 감소함을 볼 수 있다. 이러한 현상은 포화 압력이 증가함에 따라 액체의 밀도와 증발잠열이 증가하여 액막의 증발이 활발해짐에 따라 발생하는 현상이다. 포화압력이 증가함에 따라 액막의 단위 시간당 증발량, 즉 Elongated bubble zone에서의 비등열전달계수는 증가하지만, 이러한 Bubble zone에서의 액막의 활발한 증발은 식(5.3)에서 액막이 지나가는 시간인 t_{film} 을 감소시키고, t_{dry} 의 시간을 증가시켜 실질적으로 전체의 비등열전달 계수가 열유속이 증가함에 따라 감소하는 현상을 유발시킨다. Fig. 5.11은 위에서 제시한 모델의 예측치와 Bao et al.(2000)과 Tran et al.(1996)의 실험 결과를 비교한 것이다. Fig. 5.11을 살펴보면 Bao et al.(2000)의 데이터와 비교한 모델의 예측치는 열유속이 증가함에 따라 열전달 계수가 계속 증가하지만, Tran et al.(1996)의 실험결과와 비교한 모델의 예측치의

경우, 열유속이 증가함에 따라 열전달계수가 증가하다가, Peak 점 이후에는 감소하는 현상을 보이고 있다. 또한 Fig. 5.12는 작동유체를 R-123, $P_{\text{sat}} = 350 \text{ kPa}$, $G = 120 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q'' = 100 \text{ kW/m}^2$ 의 경우 시험관 내경을 0.5 mm부터 2.0 mm까지 0.166 mm 씩 증가시키면서 제시한 모델의 예측치를 나타낸 그림이다. Fig. 5.12에서 알 수 있듯이 시험관의 내경이 작아질수록 열전달 계수가 증가하다가 감소하는 Peak 점 이전 저건도 영역으로 이동함을 볼 수 있다. 시험부에서의 채널의 크기와 열유속의 영향이 결합되어 Fig. 5.7에서 보는 바와 같이 열유속이 증가함에 따라 비등열전달계수가 감소함이 설명되어진다.

Fig. 5.13은 비등열전달계수와 열역학적 건도의 관계를 나타낸 그림이다. 이 그림의 좌측은 단상 유동시 열전달계수이다. 출구압력이 11.04 kPa 의 경우는 오히려 단상유동시보다 열전달계수가 적게 나타나는 것을 볼 수 있고, 출구압력이 14.75 kPa($T_{\text{sat}} = 53.53^\circ\text{C}$)의 경우는 단상유동시의 열전달계수와 유사한 정도를 가짐을 볼 수 있다.

하지만 출구 압력이 19.81 kPa($T_{\text{sat}} = 59.77^\circ\text{C}$) 의 경우는 열전달 계수가 단상유동보다 약 2.5 배이상 큰 영역이 존재함을 확인할 수 있다. 즉 이 그림에서 시스템의 포화압력에 따라 열전달계수가 큰 차이를 보이고 있음을 확인할 수 있고, 이상유동의 경우라도 잘못된 시스템 운용 및 설계시 단상유동시보다 훨씬 낮은 냉각능력을 보임을 알 수 있다.

Fig. 5.13 의 우측영역, 즉 열역학적 건도가 0.1 이상에서는 일시적인 드라이아웃(dry-out) 현상이 발생하는 것이 관찰되었다. 이는 마이크로 채널의 비등 특성자체가 버블 생성, 버블의 성장, 국부적인 드라이 아웃(dry-out), 그리고 다시 Rewetting 되는 과정의 반복이기 때문에 0.1 이라는 저건도 영역에서도 일시적인 드라이아웃(dry-out) 현상이 발생한다고 판단된다.

따라서 시스템 설계 및 운용시 효율적인 Chip 냉각을 위해서는 시스

템의 압력과 입구 건도를 적절히 고려하여야 효과적인 Chip 냉각을 달성할 수 있을 것이라고 판단된다.

5.5 압 력 강 하

마이크로 채널내 비등에 따른 압력강하는 시험부 입·출구에 설치된 압력 Transducer를 이용하여 측정하였으며, 그 입출구의 압력 Signal을 DAQ를 이용, 기록한 다음 이 데이터를 이용하여 입출구간의 압력강하를 계산하였다. 측정되어진 압력강하는 Fig. 5.14와 Fig. 5.15에 나타내었다. Fig. 5.14은 시험부 출구압력이 11.04 kPa로 고정되어 있는 상태에서 질량속도를 203, 253, 305 kg/m²s 으로 증가시키면서 측정한 값을 나타낸 그림이다. Fig. 5.14을 살펴보면 전체적인 압력 강하의 정도는 25 kPa에서 40 kPa 범위이고 열유속이 증가함에 따라 압력강하가 증가함을 볼 수 있으며, 동일한 열유속의 경우 질량속도가 증가함에 따라 압력강하가 증가함을 확인할 수 있다.

Fig. 5.15는 질량유속을 203 kg/m²s 으로 고정시킨 상태에서 시험부 출구압력과 열유속을 바꾸어 주면서 압력강하를 나타낸 그림이다. 압력강하는 15 kPa에서 40 kPa의 범위를 나타내었다. Fig. 5.15를 살펴보면 Fig. 5.14과 동일하게 열유속이 증가함에 따라 압력강하도 증가함을 볼 수 있다. 하지만 시험부 출구 압력의 변화에 대해서는 시험부 출구 압력이 증가함에 따라 오히려 압력강하가 감소함을 볼 수 있다.

이는 낮은 포화압력을 유지시켜 주면 열전달계수가 증가할 것이라는 판단과는 달리 오히려 단상유동시보다 낮은 열전달 계수와 높은 압력강하라는 결과를 주며, 오히려 걱정된 포화압력, 즉 출구압력 19.81 kPa을 유지시켜 주었을 때, 열전달 측면에서나, 압력강하측면에서나 가장 효과적인 것을 확인할 수 있다.

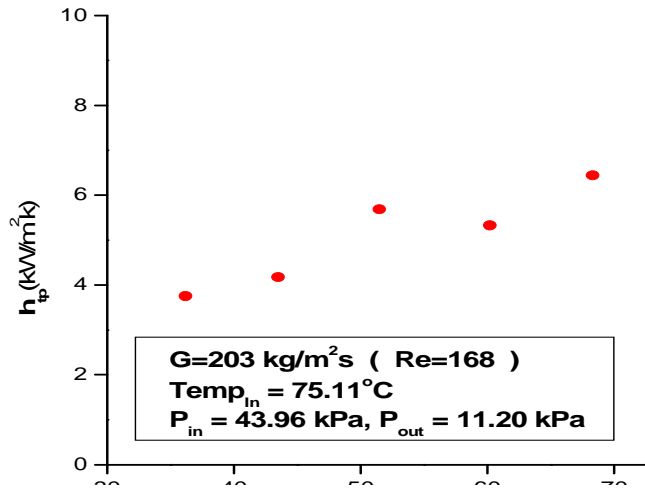


Fig. 5.1 Heat transfer coefficient v.s. heat flux
 ($G=203 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $P_{\text{out}}=11.20 \text{ kPa}$)

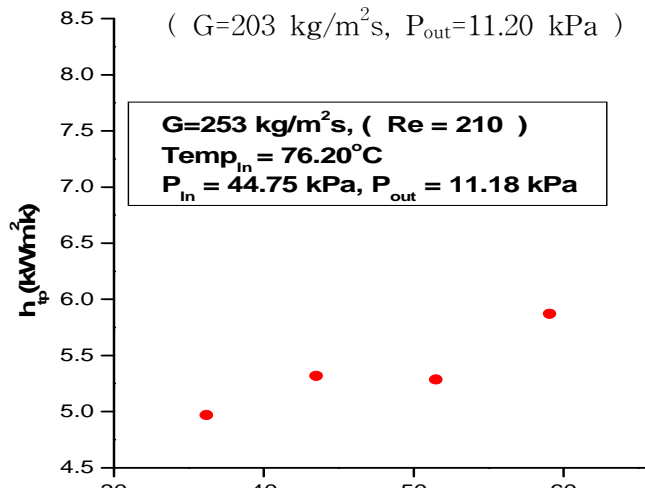


Fig. 5.2 Heat transfer coefficient v.s. heat flux
 ($G=253 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $P_{\text{out}}= 11.18 \text{ kPa}$)

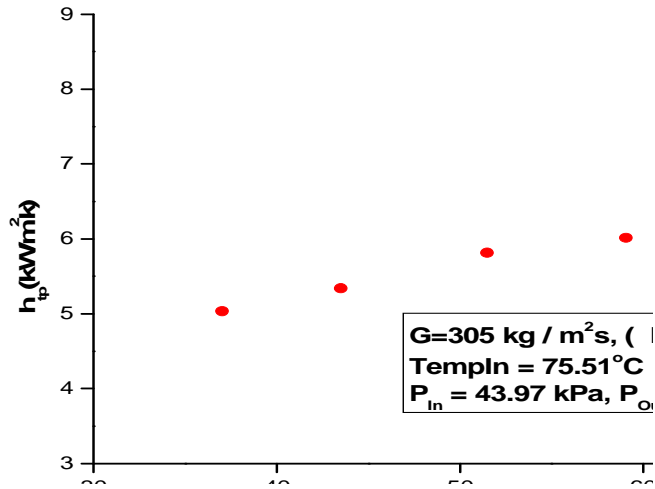


Fig. 5.3 Heat transfer coefficient v.s. heat flux
 ($G=305 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $P_{\text{out}}=11.04 \text{ kPa}$)

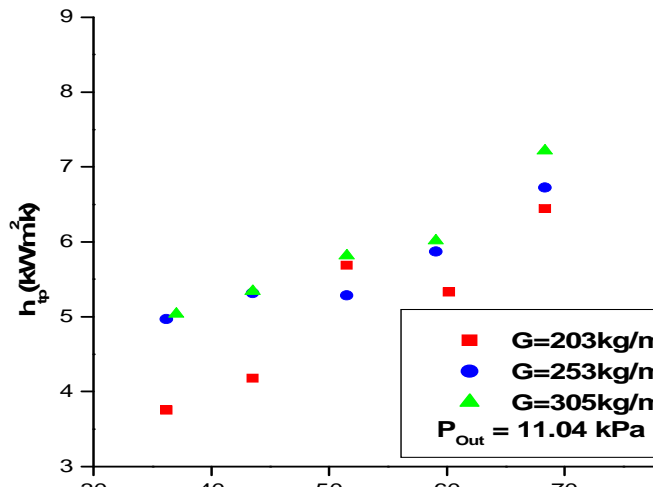


Fig. 5.4 Effect of mass flux on heat transfer coefficient v.s. heat flux
 ($G=203 / 253 / 305 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $P_{\text{out}}=11.04 \text{ kPa}$)

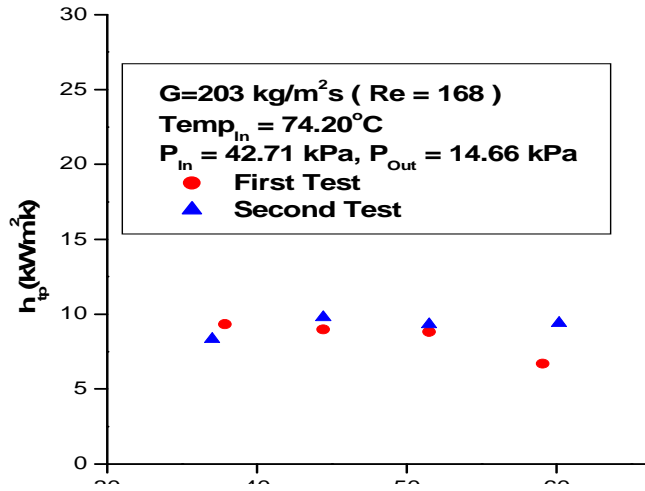


Fig. 5.5 Heat transfer coefficient v.s. heat flux
 ($G = 203 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $P_{\text{out}} = 14.66 \text{ kPa}$)

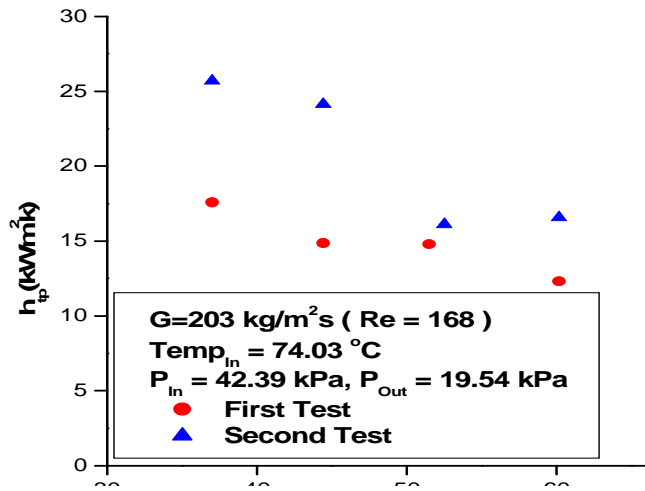


Fig. 5.6 Heat transfer coefficient v.s. heat flux
 ($G = 203 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $P_{\text{out}} = 19.54 \text{ kPa}$)

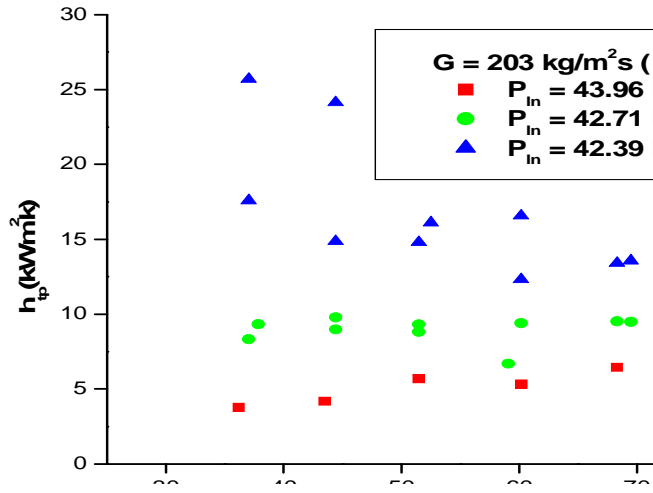


Fig. 5.7 Effect of exit Pressure on heat transfer coefficient

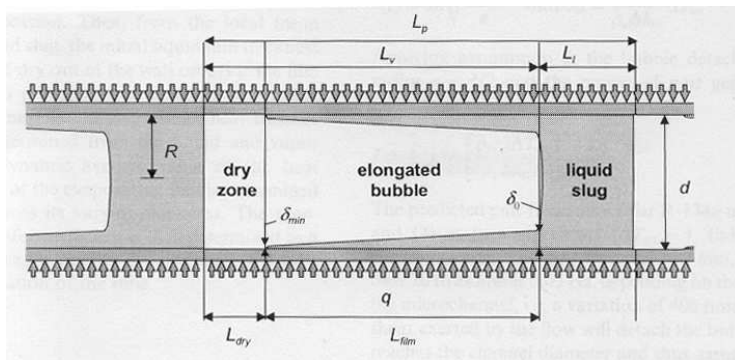


Fig. 5.8 Schematic diagram of three-zone heat transfer model
(Thome et al., 2004)

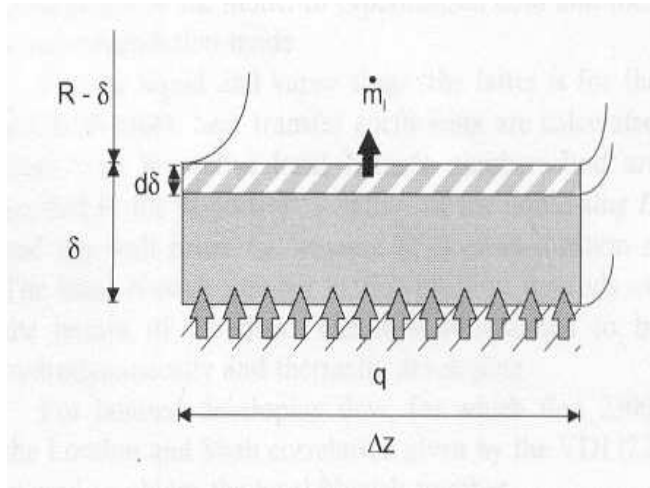


Fig. 5.9 Evaporation of the film in elongated bubble flow

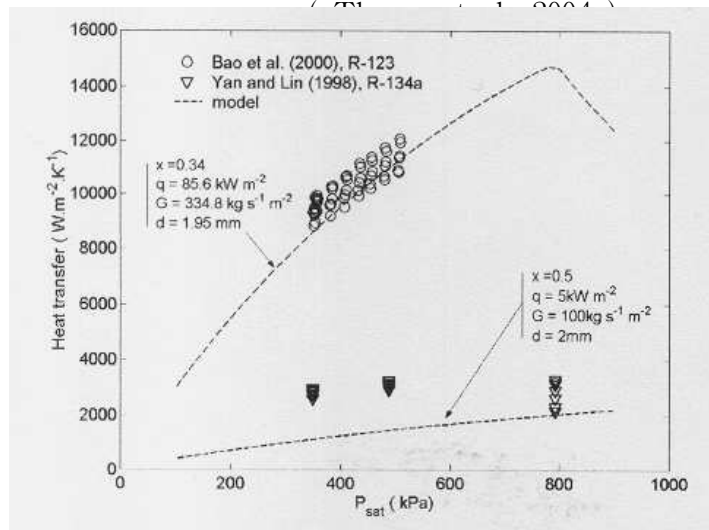


Fig. 5.10 Heat transfer coefficient v.s. saturation pressure
(Thome et al., 2004)

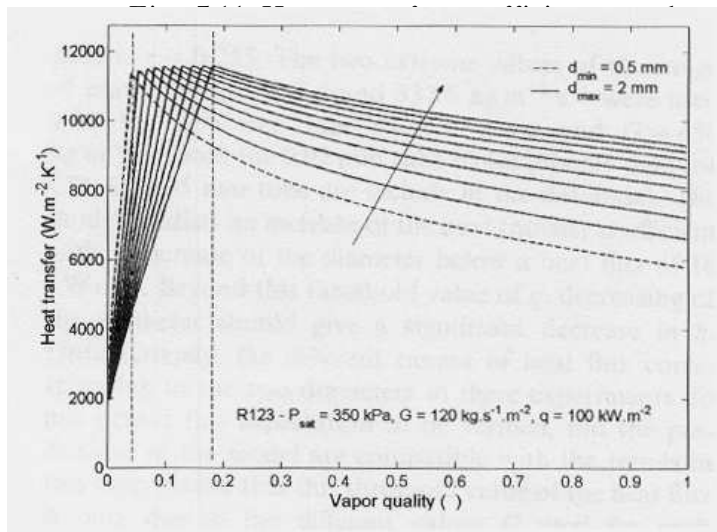
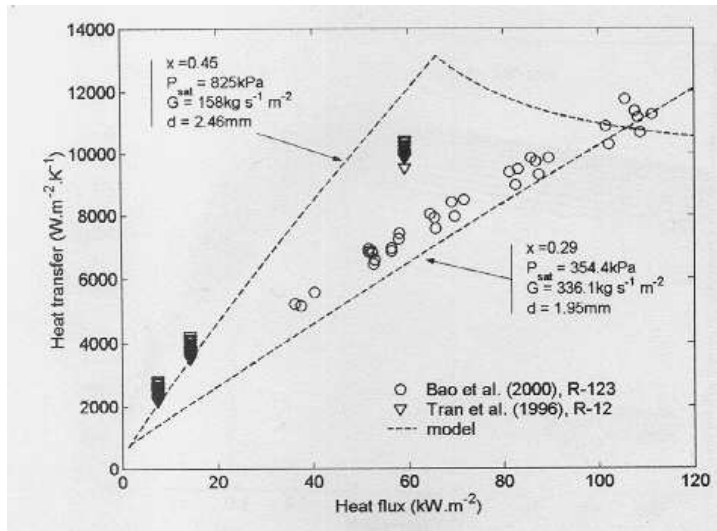


Fig. 5.12 Heat transfer coefficient v.s. vapor quality for different diameter (Thome et al., 2004)

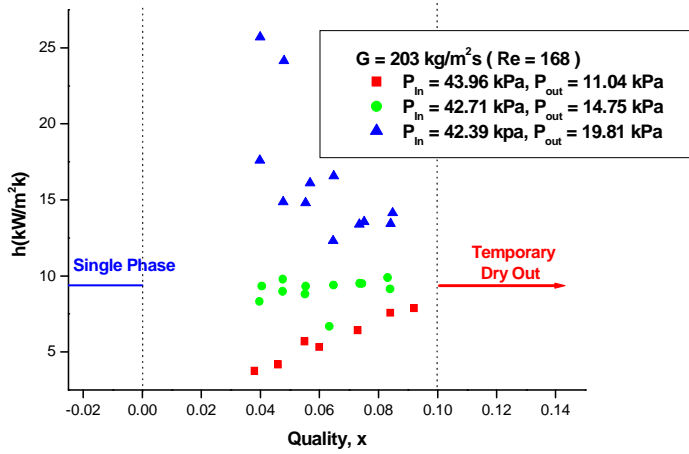


Fig. 5.13 Heat transfer coefficient v.s. quality
 ($G=203 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $P_{out}=11.04 / 14.75 / 19.81 \text{ kPa}$)

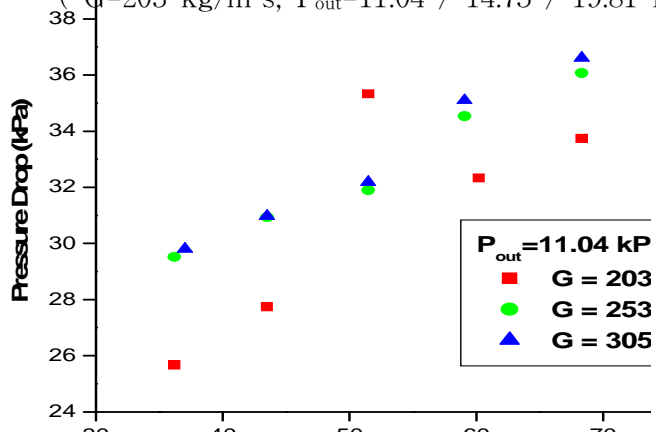


Fig. 5.14 Pressure drop v.s. heat flux (mass flux effect)

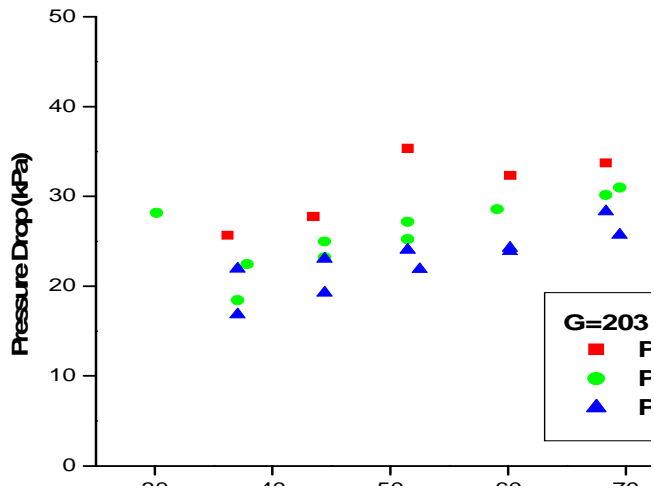


Fig. 5.15 Pressure drop v.s. heat flux(exit pressure effect)

제 6 장 결 론

μ

본 연구에서는 수평으로 놓여진 내경 310 μm인 원형 304SS 관에서 작동유체를 탈이온수를 이용하여 단상에서의 열전달 현상과 압력강하 특성, 이상유동(Two-Phase flow)에서 작동압력 변화에 따른 비등열전달 특성을 실험을 통하여 고찰하였다

단상열전달의 경우 Re 100에서 1000 범위의 층류 유동에 대해서 열전달 특성과 압력강하 특성을 고찰하였다. 단상 실험에서의 연구 결과를 정리하면

1. 마이크로 채널에서 단상유동의 경우 Nu 수가 높은 입구 영역에 해당 되었으며, 일정 열유속의 경우의 Nu 수는 기존의 입구영역의 이론해인 Shah and London(1978)과 예측치와 실험치가 일치하였다.
2. 마이크로 채널내에서 압력강하의 경우 시험관에 열유속을 준 경우와 열유속을 주지 않는 경우 모두 기존의 층류 마찰계수($f = 64 / Re$)와 일치하였다.

마이크로 채널내에서 비등열전달 실험의 경우 질량속도 203 ~ 305 kg/m²s, 열유속 35 ~ 86 kW/m² 의 범위에서 시험부 출구압력을 11.04 kPa($T_{sat} = 47.71^{\circ}C$), 14.75 kPa($T_{sat} = 53.53^{\circ}C$), 19.81 kPa($T_{sat} = 59.77^{\circ}C$)의 3가지 경우에 대해 실험을 실시하였다.

본 연구에서 얻은 마이크로 채널에서의 대류비등 열전달에 비등실험에 대한 결론을 정리하면 다음과 같다.

1. 직경이 $310 \mu\text{m}$ 인 마이크로 채널에서의 대류비등 열전달계수는 질량 유속 $203 \sim 305 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 $35 \sim 86 \text{ kW/m}^2$, 출구압력 $11.04 \text{ kPa} \sim 19.81 \text{ kPa}$ 범위에서 $3 \sim 27 \text{ kW/m}^2\text{K}$ 정도로 나타났다.
2. 측정된 대류비등 열전달계수는 질량유속의 변화에는 무관하였고, 열유속과 포화압력의 영향을 받음을 보였다. 이는 마이크로 채널내에서의 열전달 현상이 열유속의 영향은 크고, 건도와 질량유속의 영향은 작다고 알려져 있는 기존의 결과를 열유속과 포화압력의 영향이 크고, 질량속도와 건도의 영향이 작다는 특성으로 재정리하였다.
3. 출구 압력을 11.04 kPa , 14.75 kPa 로 유지하였을 때는 단상열전달보다 오히려 낮은 열전달계수를 나타내었고, 이는 Thome et al.(2004)의 Heat transfer 모델을 근거로 Dry-out zone 크기의 증가에 의한 것이라고 판단된다.
4. 출구 압력을 19.81 kPa 로 유지하였을 때는 열전달 계수가 단상대류 열전달계수에 비해 최대 2.5배 이상 값을 나타내었고, 열유속이 증가함에 따라 증발열전달 계수가 급격히 감소하는 현상을 나타내었다.
5. 일시적인 드라이 아웃(dry-out)이 저건도인 0.1 이상에서부터 발생하였고, 이는 버블의 생성, 성장, Departure, Rewetting 과정을 반복하는 마이크로 채널의 비등특성 때문이라고 판단된다.
6. 길이 75.74 mm , 내경 $310 \mu\text{m}$ 의 원형관에서 압력 강하는 질량속도에 증가에 따라 증가함을 보였고, 시험부 출구 압력이 증가함에 따라 압력 강하는 감소함을 보였으며, 압력강하정도는 $15 \text{ kPa} \sim 40 \text{ kPa}$ 로 나타났다.

참 고 문 헌

- Bang, K. H., Kim, K. Y. and Kim, J. M., 2000, "Evaporation Heat Transfer of R - 22 in Small - Hydraulic - Diameter Extruded Aluminum Tubes", Proceedings of the 4th JSME - KSME Thermal Engineering Conference. pp. 2 - 373 ~ 2 - 377.
- Bao, Z. Y., 2000, "Flow boiling heat transfer of Freon R - 11 and HCFC123 in narrow passages", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 43, pp. 3347 ~ 3358.
- Barajas, A. M. and Panton, R. L., 1993, "The Effects of Contact Angle on Two - phase Flow in Capillary tubes", Int. J. Multiphase Flow. Vol. 19. No. 2, pp. 337 ~ 346.
- Bennett, D. L. and Chen, J. C., 1980, "Forced Convective Boiling in Vertical Tubes for Saturated Pure Components and Binary Mixtures", AIChE J., Vol. 26, pp. 454 ~ 461.
- Bjorge, R. W., Hall, G. R. and Rohsenow, W. M., 1982, "Correlation of Forced Convection Boiling Heat Transfer Data", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 25., No. 6, pp. 753 ~ 757.
- Bryan, W. L. and Quaint, G. W., 1951, "Heat Transfer Coefficients in Horizontal Tube Evaporators", Refrigeration Engineering, Vol. 63, No. 1, pp. 67 ~ 72.

- Bucci. A., Cumo. M., Serra. E., Zummo. G., 2003, "Water single-phase fluid flow and heat transfer in capillary tubes", First International Conference on Micro-channels and Minichannels, April 24 - 25, 2003, Rochester, New York, USA, pp. 319 ~ 326
- Chaddock, J. B. and Noerager, J. A., 1966, "Evaporation of R - 12 in Horizontal Tube With Constant Heat Flux", ASHRAE Trans., Vol. 72, Part I, pp. 99 ~ 103.
- Chen, J. C., 1966, "A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow", Ind. Chem. Proc. Design and Dev., Vol. 5, No. 3, pp. 322 ~ 329.
- Choi, T. Y., 1997, "Evaporation Process Heat Transfer of HFC Refrigerants in a Horizontal Smooth Tube", A Master's thesis, Seoul National University.
- Damianides, C. A. and Westwater, J. W., 1988, "Two - Phase Patterns in a Compact Heat Exchanger and in Small Tubes", Proc. 2nd U.K. Natn. Conf. on Heat Transfer, Vol. II, pp. 1257 ~ 1268.
- Dhar, P. L., Dembi, N. J., Arora, C. P., 1979, "A New Correlation of Heat Transfer Data Obtained with Nucleate Boiling of Refrigerants in a Horizontal Tube", Lett. Heat Mass Transfer, Vol. 6, pp. 171 ~ 177.
- Gungor, K. E. and Winterton, R. H., 1987, "Simplified General Correlation for Flow Saturated Boiling and Comparisons of Correlations with Data", Chem. Eng. Res. Des., Vol. 65, pp. 148 ~ 156.

- Hewitt, G. F., Shires, G. L. and Bott, T. R., 1994, "Process Heat Transfer", CRC Press.
- Hwang, Y. W., 1999, "An Experimental Study of Evaporative Heat Transfer in a Small Diameter Tube", A Master's Degree Thesis. Seoul National University.
- Hwang, Y. W., Yoon, S. H., Kim, M. S., 1999, A study of the characteristics of evaporative heat transfer for R - 143a in a small diameter tube, Proceedings of the KSME, Spring, pp. 572 - 575.
- Jiang, P. X., Fan, M. H., Si, G. S., Ren, Z. P., 2001, "Thermal-hydraulic performance of small scale micro-channels and porous-media heat exchangers", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 44, pp. 1039 ~ 1051
- Jung, D. S., McLinden, M., Radermacher, R., Didion, D., 1989, "A Study of Flow Boiling Heat Transfer with Refrigerants Mixtures", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32., No. 9, pp. 1751 ~ 1764.
- Kandlikar, S. G., 1990, "A General Correlation for Saturated Two - Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes", J. Heat Transfer, Vol. 112, pp. 219 ~ 228.
- Kandlikar, S. G., Balasubramanian, P., 2004, "An Extension of the flow Boiling Correlation to Transition, Laminar, and Deep Laminar Flows in Microchannels and Microchannels", Heat Transfer Engineering, Vol. 25, No 3, pp 86 ~ 93

Kandlikar. S. G., 2003, "Heat Transfer Mechanism During Flow Boiling in Microchannels", First International Conference on Micro-channels and Minichannels, April 24 - 25, 2003, Rochester, New York, USA

Kandlikar. S. G., Joshi. S., Tian.S., 2003, "Effect of surface roughness on heat transfer and fluid flow characteristics at low Reynolds number in small diameter tubes", Heat Transfer Engineering, Vol 24, No. 3, pp. 4 ~ 16

Kandlikar. S. G., 2003, "Microchannels and Minichannels-History, Terminology, Classification and Current research needs", First International Conference on Micro-channels and Minichannels, April 24 - 25, 2003, Rochester, New York, USA, pp. 1 ~ 6

Kim, J. M. and Bang, K. H., 2000, An Experimental study on Evaporation heat transfer of R-22 in small square tubes, Proceedings of the SAREK, Summer, pp 72 ~ 77.

Kim, J. M., 2001, An experimental study on the evaporation heat transfer of R-22 in small tubes, M. S. Thesis, Korea Maritime University.

Kim, J. S., 1998, "Development of small-diameter-tube heat exchangers", Proceedings of The 2nd High Performance Flexible Heat Exchanger workshop, Korea, pp. 1 ~ 10.

- Kim, J. S. et al., 1999, "Characteristics of Heat Transfer and Pressure Drop of R - 22 Inside an Evaporating Tube with Small Diameter helical Coil", Transactions of the KSME, Vol. 24, No. 5, pp. 699~708.
- Kim, K. Y., 2000, "A Study on the Evaporation Heat Transfer of R - 22 in Small - hydraulic - diameter Tubes", A Master's thesis, Korea Maritime University.
- Kim, M. H., Shin, J. S. and Bullard, C. W., 2000, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics during R22 Evaporation oval Micro - Fin Tube", Proceedings of the 4th JSME - KSME Thermal Engineering Conference. pp. 2 - 391 ~ 2 - 396.
- Kim, M. S. et al., 1999 "A Study of the Characteristics of Evaporative Heat Transfer for R - 134a in a Small Diameter tube", Proceeding of the KSME, Spring, pp. 572 ~ 575.
- Kim, N. H. et al., 1998, "An Experimental Study on Laminar Heat Transfer in Flat Aluminum Extruded Tubes with Small Hydraulic Diameter", Proceeding of the SAREK, Winter, pp. 814 ~ 819.
- Kuwahara, et al., K., Koyama, S. and Hashimoto, Y., 2000, "Characteristics of Evaporation Heat Transfer and Flow Pattern of Pure Refrigerant HFC134a in a Horizontal Capillary tube", Proceedings of the 4th JSME - KSME Thermal Engineering Conference. pp. 2 - 385 ~ 2 - 390.

- Lazarek, G. M. and S. H. Black., 1982, "Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, No. 7, pp. 945 ~ 960.
- Lelea. D., Nishio. S., Takano. K., 2004, "The experimental research on microtube heat transfer and fluid of distilled water", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 2817 ~ 2830.
- Lin. S, Kew. P. A, Cornwell. K., 2001, "Two-Phase heat transfer to a refrigerant in a 1mm diameter tube", *Int. J. refrigeration*, Vol. 24, pp. 51 ~ 56.
- Liu, X., 1997, "Condensing and Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of HFC - 134a and HCFC - 22 ", *J. Heat Transfer*, Vol. 119, pp. 158 ~ 163.
- Morini. G. L., 2004, "Single-phase convective heat transfer in microchannels : a review of experimental results", *Int. J. Thermar Science*, Vol. 43, pp. 631 ~ 651.
- Park, K. S. et al., 2002, *Flow Boiling Heat Transfer in Small Hydraulic Diameter Tubes*, M, S. Thesis, Korea Maritime University
- Peng, X. F., HU, H. Y. and Wang, B. X., 1998, "Boiling nucleation during liquid flow in microchannels", *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 41, No. 1, pp. 101 ~ 106.

- Pierre, B., 1964, "Flow resistance with boiling refrigerants", ASHRAE J. Vol 6. pp. 58 ~ 65.
- Qu. W., Mudawar. I., 2003, "Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks-I. Experimental investigation and assessment of correlation methods", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pp. 2755 ~ 2771.
- Qu. W., Mudawar. I., 2003, "Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks-II. Annular two phase flow model", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pp. 2773 ~ 2784.
- Ravigururajan, T. S. and Bergles, A. E., 1994, "Visualization of Flow Phenomena Near Enhanced Surfaces", Transactions of the ASME, Vol. 116, pp. 54 ~ 57.
- Schrock, V. E. and L. M. Grossman, 1962, Nuclear Sci. Eng., 12, 74 ~ 81.
- Shah, M. M., 1976, "A New Correlation for Heat Transfer during Boiling Flow through Pipes", ASHRAE Trans., Vol. 82, part 2, pp. 66 ~ 86.
- Shah, M. M., 1982, "Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer : Equations and Further Study", ASHRAE Trans., Vol. 88, part 1, pp. 185 ~ 196.
- Sin, J. Y., 1996, Convective boiling heat transfer of pure refrigerants and refrigerant mixtures, Ph.D Thesis, Seoul National University.

Steinke. M. E., Kandlikar. S. G., 2004, "Control and effect of dissolved air in water during flow boiling in microchannels", Int. J. Heat and Mass Transfer Vol. 47, pp. 1925 ~ 1935.

Steinke. M. E., Kandlikar. S. G., 2003, "Flow Boiling And Pressure drop in parallel flow microchannels", First International Conference on Micro -channels and Minichannels, April 24 - 25, 2003, Rochester, New York, USA

Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1982, "Refrigeration & Air Conditioning", McGraw-Hill, Second Edition.

Takamatsu, H., Momoki, S. and Fujii, T., 1993, "A correlation for forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants in a horizontal smooth tube", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 36, No. 13, pp. 3351 ~ 3360.

Thome. J. R, 2004, " Boiling in microchannls : a review of experiment and theory ", Int. J. Heat And Fluid Flow, Vol 25. pp. 128 ~ 139

Thome. J. R., Dupont. V., Jacobi. A. M, 2004, " Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I : presentation of the model ", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 3375 ~ 3385.

- Thome. J. R., Dupont. V., Jacobi. A. M, 2004, " Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part II : comparison with the database ", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 3387 ~ 3401.
- Tran, T. N., 1996, "Small Circular and Rectangular Channel Boiling with Two Refrigerants", Int. J. Multiphase Flow, Vol. 22, No. 3, pp. 485 ~ 498.
- Wambsganss, M. W., France, D. M., and Jendrzejczyk, J. A., 1991, "Two - Phase Flow Pattern and Transitions in a Small, Horizontal, Rectangular Channel", int. J. Multiphase Flow, Vol. 17, No. 3, pp. 327 ~ 342.
- Wambsganss, M. W. and France, D. M., Jendrzejczyk, J. A. and Tran, T. N., 1993, "Boiling Heat Transfer in a Horizontal Small -Diameter Tube", J. Heat Transfer, Vol. 115, pp. 963 ~ 972.
- Wu. H.Y., Cheng. P., 2003, "Friction factors in smooth trapezoidal silicon microchannels with different aspect ratios", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pp. 2519 ~ 2525.
- Yan, Y. Y. and Lin, T. F., 1997, "Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R - 134a in a small pipe", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, pp. 4183 ~ 4194.

- Yang, C. Y. and Webb, R. L., 1996, "Condensation of R - 12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, pp. 791 ~ 800.
- Yang, C. Y. and Webb, R. L., 1996, "Friction pressure drop of R - 12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, pp. 801 ~ 809.
- Yen. T. Z., Kasagi. N., Suzuzi.Y., 2003, "Forced convective boiling heat transfer in microtubes at low mass and heat fluxes", Int. J. Multiphase flow, Vol. 29, pp. 1771 ~ 1792.
- Yun, S. H., 1998, "An Experimental Study of the Characteristics of Evaporative Heat Transfer for HFC Refrigerants by Using Thermochromic Liquid Crystals", A Master's thesis, Seoul National University.