


碩士學位論文

수직원형관에서 상향유동 초임계압
이산화탄소의 열전달 특성에
관한 연구

The seal of Cheju National University is a large, faint watermark in the background. It is circular with the text 'CHEJU NATIONAL UNIVERSITY' around the top and 'SINCE 1952' around the bottom. In the center is a shield-shaped emblem with the Korean characters '제주대' (Jeju University) and a book below it.

濟州大學校 大學院

에너지 공學科

康 德 智

2008年 2月

수직원형관에서 상향유동 초임계압
이산화탄소의 열전달 특성에
관한 연구

指導教授 金 信

康 德 智

이 論文을 에너지 工學 碩士學位 論文으로 提出함

2007年 12月

康德智의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 朴 在 雨 印

委 員 金 信 印

委 員 裴 潤 英 印

濟州大學校 大學院

2007年 12月

Heat Transfer Characteristics for an Upward
Flowing Supercritical Pressure CO₂
in a Vertical Circular Tube

Deog-Ji Kang

(Supervised by Professor Sin Kim)

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement for the degree
of Master of Science

2007. 12.

This thesis has been examined and approved.

.....
Thesis director, Sin Kim, Prof. of Nuclear and Energy Engineering

.....
Date

Department of Nuclear & Energy Engineering
GRADUATE SCHOOL
CHEJU NATIONAL UNIVERSITY

목 차

목 차	i
List of Figures	iii
List of Tables	vi
Nomenclature	vii
Summary	ix
I. 서 론	1
1. 연구의 배경	1
2. 초임계압 유체의 특성	6
3. 기존의 열전달 관련 연구	13
4. 열전달 열화 현상	17
5. 연구의 목적 및 개요	20
II. 실험장치 및 방법	21
1. 실험장치	21
2. 실험관	26
3. 실험방법 및 조건	29
4. 측정 및 데이터 해석방법	31
III. 실험 결과 및 분석	34
1. 열유속의 영향	34
2. 질량유속의 영향	46
3. 입구압력의 영향	48
4. 환경의 영향	51
5. 기존 열전달 상관식과의 비교	54
6. 상관식의 개발	65
IV. 결 론	75

참 고 문 헌 78

감사의 글 82



List of Figures

Fig. 1.1 Schematic diagram of SCWR.	2
Fig. 1.2 The SCWR reactor pressure vessel.	3
Fig. 1.3 P-T diagram(a) and T-S diagram(b) of water.	4
Fig. 1.4 Specific heat of water.	6
Fig. 1.5 Pseudo-critical line of water(a) and CO ₂ (b) in a P-T diagram.	7
Fig. 1.6 Property variations of supercritical water.	8
Fig. 1.7 Property variations of supercritical CO ₂	10
Fig. 1.8 Property variation of water at a pressure of 1.1P _{cr}	11
Fig. 1.9 Property variation of CO ₂ at a pressure of 1.1P _{cr}	11
Fig. 1.10 Specific heat variation of different fluids at a pressure of 1.1P _{cr}	12
Fig. 1.11 Normal and deteriorated heat transfer regimes.	18
Fig. 1.12 Axial evolvment of the distributions of a velocity and shear stress.	18
Fig. 2.1 A schematic diagram of the test facility.	23
Fig. 2.2 Front view of SPHINX.	23
Fig. 2.3 Shape of installed components.	24
Fig. 2.4 Cross section of the fuel assembly	26
Fig. 2.5 Test section and measuring locations.	28
Fig. 2.6 Data acquisition system.	31
Fig. 3.1.1 Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of 285 kg/m ² s.	38
Fig. 3.1.2 Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of 400 kg/m ² s.	39
Fig. 3.1.3 Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer	

	coefficient at a mass flux of 500 kg/m ² s.	41
Fig. 3.1.4	Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of 600 kg/m ² s.	43
Fig. 3.1.5	Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of 750 kg/m ² s.	44
Fig. 3.1.6	Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of 854 kg/m ² s.	45
Fig. 3.1.7	Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of 1000 kg/m ² s.	46
Fig. 3.1.8	Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of 1200 kg/m ² s.	46
Fig. 3.2	Effect of mass flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a heat flux of 50 kW/m ²	47
Fig. 3.3	Effect of inlet pressure on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of 400 kg/m ² s.	49
Fig. 3.4	Effect of inlet pressure on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of 1200 kg/m ² s.	51
Fig. 3.5	Effect of tube diameter on the heat transfer coefficient	53
Fig. 3.6	Comparison of Nusselt number between the experiment and the correlations for all cases.	59
Fig. 3.7	Comparison of Nusselt number between the experiment and the correlations for normal cases by Jackson's deterioration criterion.	63
Fig. 3.8	Comparison of Nusselt number between the experiment and the correlations for normal cases by Yosida's deterioration criterion.	65
Fig. 3.9	Variation of the ratio of the Nusselt number from the experiment to the Nusselt number from the equation (21) as a function of the buoyancy parameter B.	68

Fig. 3.10 Comparison of Nusselt number between the experiment	69
Fig. 3.11 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in}=8.12$ MPa, $G=285$ kg/m ² s, $q''=35$ kW/m ²	71
Fig. 3.12 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in}=8.12$ MPa, $G=285$ kg/m ² s, $q''=50$ kW/m ²	71
Fig. 3.13 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in}=8.12$ MPa, $G=400$ kg/m ² s, $q''=40$ kW/m ²	72
Fig. 3.14 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in}=8.12$ MPa, $G=400$ kg/m ² s, $q''=50$ kW/m ²	72
Fig. 3.15 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in}=8.12$ MPa, $G=500$ kg/m ² s, $q''=70$ kW/m ²	73
Fig. 3.16 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in}=8.12$ MPa, $G=600$ kg/m ² s, $q''=80$ kW/m ²	73
Fig. 3.17 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in}=8.12$ MPa, $G=1000$ kg/m ² s, $q''=50$ kW/m ²	74
Fig. 3.18 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in}=8.12$ MPa, $G=1200$ kg/m ² s, $q''=50$ kW/m ²	74

List of Tables

Table 1	Range of investigated parameters for heat transfer experiments at supercritical pressure.	16
Table 2.1	Design condition and capacity of the SPHINX.	23
Table 2.2	Geometries of test sections.	28
Table 2.3	Test conditions.	30
Table 2.4	Range and accuracy of instruments.	31
Table 3.1	Mean error and standard deviation of the predicted Nusselt number by the correlations from the experimental ones and fractional numbers of the data points within specified error bounds for all cases.	59
Table 3.2	Mean error and standard deviation of the predicted Nusselt number by the correlations from the experimental ones and fractional numbers of the data points within specified error bounds for normal heat transfer regimes(by Jackson's deterioration criterion, total data : 2912).	60
Table 3.3	Mean error and standard deviation of the predicted Nusselt number by the correlations from the experimental ones and fractional numbers of the data points within specified error bounds for normal heat transfer regimes(by Yoshida's deterioration criterion, total data : 3727).	62
Table 3.4	Mean error and standard deviation of the predicted one from the experimental data and fractional numbers of the data points within specified error bounds.	69

Nomenclature

c_p	specific heat at constant pressure	[kJ/kg•K]
$\overline{c_p}$	averaged specific heat	[kJ/kg•K]
d	tube diameter	[m]
D_{hy}	hydraulic diameter	[m]
D_o	outer diameter	[m]
D_i	inner diameter	[m]
g	gravitational acceleration	[m/s ²]
G	mass flux	[kg/m ² •s]
Gr	Grashof number	
\overline{Gr}	Grashof number with ρ_m	
h	heat transfer coefficient	[kW/m ² •K]
i	specific enthalpy	[kJ/kg]
I_{psu}	electric current flowing in the tube	[A]
k	thermal conductivity	[kW/m•K]
L	tube length	[m]
N	the number of data points	
Nu	Nusselt number	
P	pressure	[MPa]
Pr	Prandtl number	
\overline{Pr}	Prandtl number with $\overline{c_p}$	
q''	heat flux	[kW/m ²]
\tilde{q}_v	volumetric heat generation in the tube	[kW/m ³]
\dot{Q}	heating rate	[kW]
Re	Reynolds number	
$R.E.$	relative error	
$\overline{R.E.}$	mean error	

T	temperature	[K]
V_{psu}	electric voltage across the tube	[V]
x	distance from the start of heating	[m]

Greek Letters

ξ	friction coefficient	
μ	dynamic viscosity	[Pa·s]
ρ	density	[kg/m ³]
ρ_m	averaged density	[kg/m ³]
σ	standard deviation	
τ	shear stress	[N/m ²]

Subscripts

b	property at a bulk fluid temperature
cor	from a correlation
cr	critical point
exp	from the experiment data
in	property at inlet temperature
pc	property at pseudo-critical temperature
w	property at wall temperature

Summary

The SCWR(Super Critical Water-cooled Reactor) is one of the feasible options for the 4th generation nuclear power plant, which is being pursued by an international collaborative organization, the Gen IV International Forum(GIF). The major advantages of the SCWR include a high thermal efficiency and a maximum use of the existing technologies. In the SCWR, the coolant(water) of a supercritical pressure passes the pseudo-critical temperature as it flows upward through the sub-channels of the fuel assemblies. At certain conditions a heat transfer deterioration occurs near the pseudo-critical temperature and it may cause an excessive rise of the fuel surface temperature. Therefore, an accurate estimation of the heat transfer coefficient is necessary for the thermal-hydraulic design of the reactor core. A test facility, SPHINX(Supercritical Pressure Heat Transfer Investigation for the NeXt Generation), dedicated to produce heat transfer data and study flow characteristics, uses supercritical pressure CO₂ as a surrogate medium to take advantage of the relatively low critical temperature and pressure; and similar physical properties with water. The produced data includes the temperature of the heating surface and the heat transfer coefficient at varying mass fluxes, heat fluxes, and operating pressures. The test section is a circular tube of ID 6.32 mm; it is almost the same as the hydraulic diameter of the sub-channel in the conceptual design presented by KAERI. The test range of the mass flux is 285 to 1200 kg/m²s and the maximum heat flux is 170 kW/m². The tests were mainly performed for an inlet pressure of 8.12 MPa which is 1.1 times of critical pressure. With the test results of the wall temperature and the heat

transfer coefficient, effects of mass flux, heat flux, inlet pressure, and the tube diameter on the heat transfer were studied. And the test results were compared with the existing correlations of the Nusselt number. In addition, New correlation combined with the buoyancy parameter was presented and tests of the new correlation for some cases were made.



I. 서론

1. 연구의 배경

경제성 있고 안전하며 다른 에너지원에 비해 경쟁력 있는 새로운 개념의 원자로를 개발하고자 추진 중인 Generation IV(Gen-IV) 프로젝트는 2030년에 원자로 상업운전을 목표로 하고 있다. 미국의 제의로 시작된 Gen-IV 프로젝트를 추진하기 위해 2000년에 결성된 국제협의체인 Generation IV International Forum(GIF)은 경쟁력 있는 원자로를 선정하기 위해 세계 각국의 원자력 관련 기관으로부터 개발이 가능한 원자로 노형에 대한 많은 제안서를 접수 받아, 핵연료의 효율적 이용, 경제성, 안전성과 신뢰성 및 핵확산 방지의 네 가지 주요한 평가지침에 따라 정량적으로 평가하였다. 평가 결과 다음과 같은 6개의 원자로 개념이 Gen-IV의 대상으로 결정되었다.

- Gas Cooled Fast Reactor System (GFR)
- Lead Cooled Fast Reactor System (LFR)
- Molten Salt Reactor System (MSR)
- Sodium Cooled Fast Reactor System (SFR)
- Super Critical Water Cooled Reactor System (SCWR)
- Very High Temperature Reactor System (VHTR)

초임계압수냉각로(Super Critical Water Cooled Reactor)는 선정된 6개 노형 중의 하나로 냉각재의 압력을 임계압력¹⁾(22.1 MPa)보다 높은 25 MPa, 온도는 290 ~ 550 °C로 하여 초임계압 상태에서 운전함으로써 냉각재의 상변화를 배제하고 열용량을 높여 냉각재 재고량을 대폭 줄이는 동시에 열효율을 45% 정도까지 올리는 새로운 개념의 경수로이다(Kim 등, 2003). 미국에서 개념적으로 제안한 초임계압수냉각로의 개념도와 원자로 압력 용기의 모습을 Fig. 1.1과 Fig.

1) 임계압력은 임계점(critical point)에서의 압력을 말한다. 여기서 임계점은 유체의 액체영역과 기체영역의 구분이 없어지는 점을 말하며 유체마다 고유한 값을 가진다.

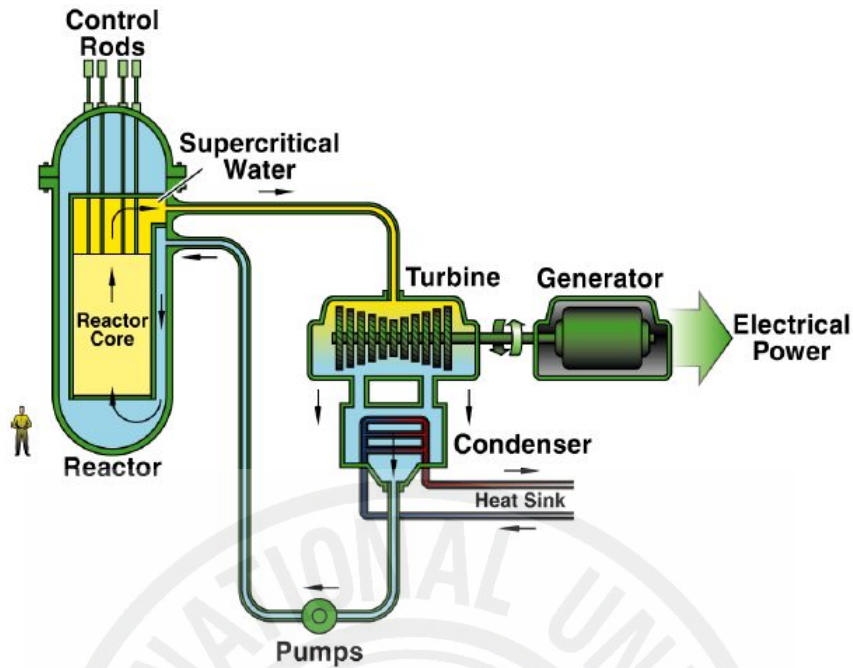


Fig. 1.1 Schematic diagram of SCWR.

1.2에 각각 나타내었다(Buongiorno 등, 2003).

초임계압수냉각로는 경수로에 비하여 안전성 및 경제성 측면에서 유리한 장점들을 갖고 있는데 이를 요약하면 다음과 같다.

첫째, 가압경수로의 33-35%에 비해 월등히 높은 45% 정도의 열효율을 갖는 시스템이다. 둘째, 초임계압수냉각로의 냉각수인 물은 정상운전 중 임계점보다 높은 압력이 유지되므로 온도변화에 따른 상변화는 발생하지 않고 10배 이내의 밀도 변화만 일어난다. 냉각재의 상변화가 없으므로 핵비등 문제는 발생하지 않아 원자로의 운전에 있어서 안전성이 높아진다는 장점이 있다. Fig 1.3 (a)와 (b)는 각각 물의 P/T 선도와 T/S 선도를 나타낸 것이다. 초임계압수냉각로는 임계압력인 22.1 MPa보다 높은 25 MPa의 압력에서 운전된다. 그림을 통하여 알 수 있듯이, 경수로나 비등수로에 비하여 매우 높은 압력으로 운전되므로 냉각재의 상변화가 없이 높은 출구온도를 갖는 노심설계가 가능하여 원자로의 열효율을 높일 수 있게 된다. 셋째, 노심을 통과하면서 냉각재의 온도가 약 300℃에서 500℃로 비교적 크게 변화함과 동시에 유사임계점(pseudo-critical point)을 통과하면서 엔탈피(enthalpy)가 급격하게 증가하므로 냉각재의 열용량이 커서 단위

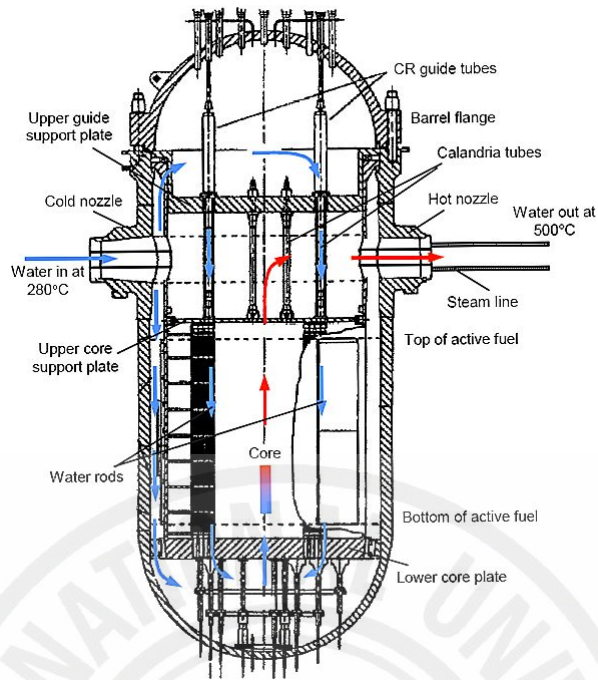


Fig. 1.2 The SCWR reactor pressure vessel.

노심출력 대비 냉각재 유량이 작아진다. 이로 인해 원자로 냉각재 펌프의 크기가 작아지고 이에 관련된 기기들의 크기도 작아져 건설단가가 낮아진다. 주요 기기들의 크기가 작아짐에 따라 전체 격납용기도 작아진다. 넷째, 비등경수로와 비교하면 초임계압수냉각로에서는 노심 내에서 냉각재의 순환이 없고 냉각재가 노심을 직접 통과하며 가열되므로 노심의 크기가 작아지는 장점이 있다. 다섯째, 초임계 상태에서는 밀도가 매우 작아 고속 중성자(fast-spectrum) 노심을 구성하기 쉽다. 마지막으로 냉각재의 온도와 압력이 높아지는 것을 제외하면 초임계압 경수로는 기존의 경수로와 개념이 동일하므로, 기존 경수로에 축적된 설계기술에 재료, 수화학 및 안전에 관한 기술을 추가하면 설계가 가능하다는 장점이 있다 (Kim 등, 2003).

화석연료발전소에서의 초임계압 발전은 50여 년 전부터 상용화가 시작되어 일본, 유럽 및 미국 등지에서 약 300개 이상의 발전소가 성공적으로 운전 중에 있으며, 국내에서도 이미 20여 개의 초임계압 화력발전소가 가동 중에 있다. 2000년에 결성된 국제협의체인 GIF를 중심으로, 위에서와 같이 이미 확보된 초임계압 화력발전소의 기술과 경수로 또는 비등수로 기술을 활용한 초임계압수

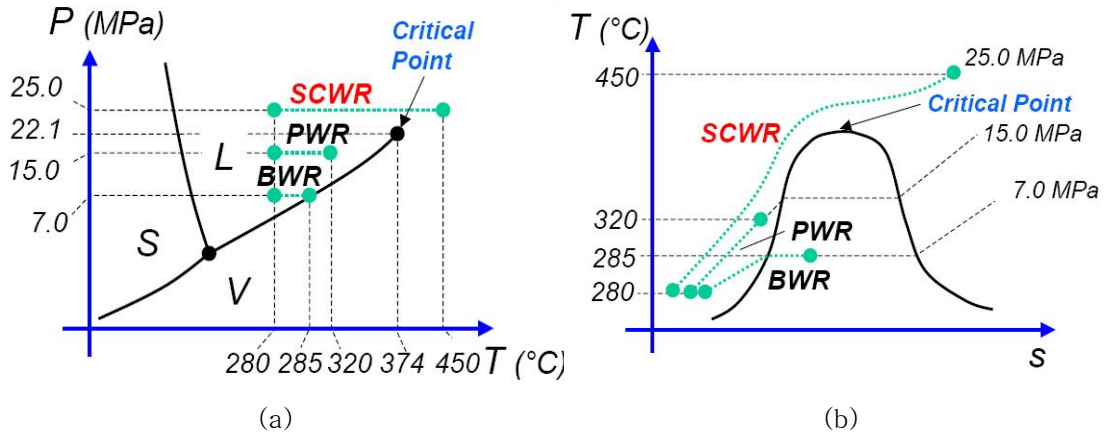


Fig. 1.3 P-T diagram(a) and T-S diagram(b) of water.

냉각로의 개발이 추진되고 있으며, 우리나라도 적극적으로 참여하고 있다(Bae 등, 2006). 초임계압수냉각로의 개발에는 여러 분야에 걸쳐 추가적인 연구가 요구되며 그 중의 하나가 초임계압에서의 열전달 현상에 대한 연구이다.

초임계압의 유체는 아임계압의 유체와는 매우 다른 열수력 현상을 보인다. 유체의 압력이 임계점을 넘으면 유사임계온도 주위에서 유체의 물성이 급격한 변화를 보이며 이에 따라 열전달계수도 아임계압에서 사용하는 상관식으로는 예측이 불가능하다. 초임계압에서의 열전달을 예측하는 상관식을 개발하기 위한 연구는 1950년대부터 주로 초임계압 화력발전소에 응용하기 위해 시작되었다. 그러나 이 상관식들은 주로 내경 10 mm가 넘는 튜브에 대한 실험을 바탕으로 개발된 것으로 초임계압수냉각로 노심의 부수로(sub-channel) 수력직경으로 제시되고 있는 4 - 6 mm 정도의 부수로에 직접 적용할 수 있는지는 의문시된다. 러시아에서는 다양한 유체에 대해 다양한 직경의 튜브에 대한 많은 실험이 수행되었고 이 결과 여러 가지의 상관식이 제시되었다. 그러나 제시된 많은 상관식들은 서로 많은 차이를 보이고 있으며, 이는 실험의 부정확성과 아울러 초임계압 유체가 유사임계점 근처에서 보이는 급격한 물성의 변화에 기인하는 것으로 보인다. 이와 같이 기존의 상관식들은 서로 많은 차이를 보이고 있으므로 이를 설계에 직접 적용하기 위해 매우 조심스럽게 접근하여야 한다. 따라서 초임계압수냉각로의 노심 개념이 제시하는 기하학적 구조와 설계조건에서 열전달계수를 정확히 예측하는 열전달 상관식의 개발이 필요하며 이를 위해 초임계압에서의 열전달에

대한 실험이 요구된다.

또한 초임계압수냉각로에서는 경수로나 비등수로에서 발생하는 임계열유속 (CHF: Critical Heat Flux) 현상이 일어나지는 않지만 이와 유사한 열전달 열화 현상(heat transfer deterioration)이 발생한다. 이는 질량유속과 열유속이 임의의 조건에 도달하면 발생하는 현상으로, 임계열유속보다는 심각하지 않으나 연료봉의 표면온도가 급격히 증가하여 피복재(cladding)가 과열로 손상을 입을 수도 있으므로 피해야 하는 현상이다. 열전달열화의 발생에 대한 조건이나 발생 원인에 대한 연구는 몇몇 연구자에 의해 시도되었으나 만족할 만한 수준에 이르지 못하였기 때문에 이에 대한 연구도 요구되고 있다(Bae 등, 2006).



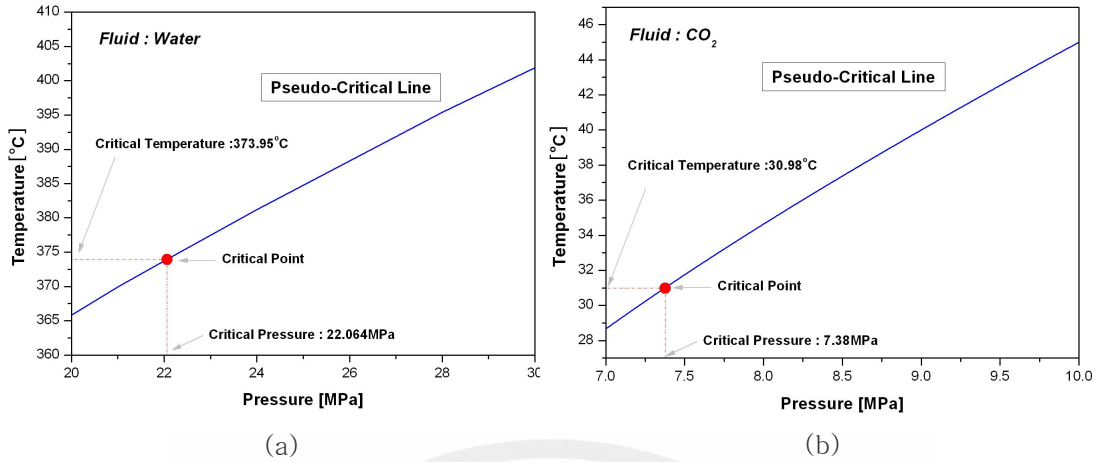


Fig. 1.5 Pseudo-critical line of water(a) and CO₂(b) in a P-T diagram.

2. 초임계압 유체의 특성

초임계압에서 열전달의 주요 특성 중의 하나는 유사임계(pseudo-critical) 부근에서 초임계압 유체의 물성치 변화가 크다는 것이다. Fig. 1.4는 압력 및 온도에 따른 물의 비열 변화를 나타낸 것이다. 그림과 같이 물은 주어진 압력에서 비열이 최대값을 갖는 온도가 존재한다. 임계압력 이하의 영역에서 비열의 최대값은 포화선 상에 위치한다. 그러나 초임계압 영역에서 비열의 최대값은 유사임계점에서 나타나며 이 값은 모든 압력, 온도 영역에서 가장 크다. 초임계압 영역에서 비열의 최대값을 나타내는 압력과 온도를 그린 선을 유사임계선(PCL: Pseudo-Critical Line)이라고 한다(Kim 등, 2003). Fig. 1.5 (a)와 (c)는 각각 물과 CO₂의 유사임계선을 나타낸다. 물과 CO₂의 비열이 최대값을 가지는 임계압력과 임계온도가 만나는 임계점(critical point)도 같이 표시하였다. 그림에서 알 수 있듯이, 두 유체의 유사임계온도는 유사임계압력이 증가할수록 증가한다.

Fig. 1.6은 물성치 프로그램(REFPROP 7.1)을 이용하여 계산한 온도에 따른 물의 물성치 변화를 나타낸 것이다. 임계압력과 임계압력의 1.05배, 1.1배, 그리고 1.2배의 압력에 대한 물성치 변화를 각각의 물성에 따라 나타내었다. Fig. 1.6 (a)와 (b)는 온도에 따른 비열과 밀도의 변화를 나타낸 것이다. 비열은 임계

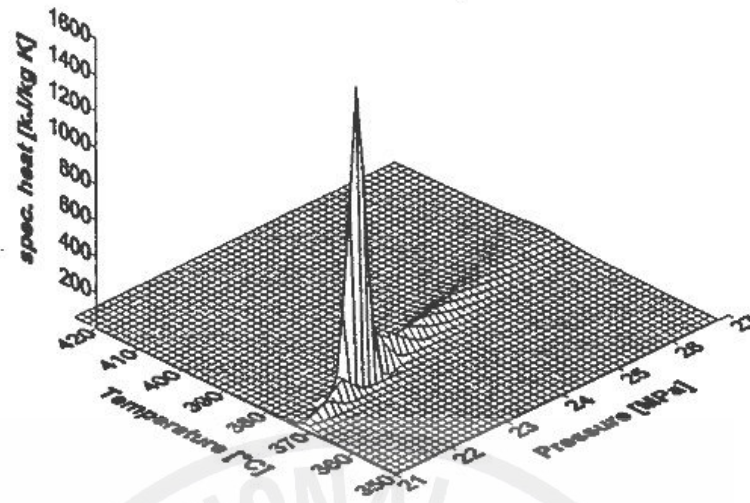


Fig. 1.4 Specific heat of water.

온도에서 가장 큰 값을 가지며 각각의 압력에 대한 유사임계온도에서 최대값을 갖는다. 그리고 압력이 증가할수록 이 최대값은 감소하는 경향을 보인다. 밀도는 온도가 증가함에 따라 감소하다가 유사임계온도 근처에서 급격하게 감소한 후 다시 완만하게 감소하는 모습을 보인다. 또한 유사임계온도 근처에서 밀도가 감소하는 정도는 압력이 높아질수록 완만해진다.

온도에 따른 엔탈피의 변화를 Fig. 1.6 (c)에 나타내었다. 엔탈피는 온도가 증가할수록 증가하는 경향을 보이며 유사임계온도 부근에서 두드러지게 증가한다. 엔탈피 역시 압력이 증가함에 따라 변화의 정도가 감소하는 경향을 보인다. Fig. 1.6 (d)에서 보는 바와 같이, 열전도계수는 온도가 증가함에 따라 완만하게 감소하다가 유사임계온도 부근에서 급격히 감소한다. 그러나 임계압력과 가까운 압력의 조건에서는 국부적으로 최대값이 존재하는 것을 알 수 있다. 이러한 국부적인 최대값은 압력이 임계압력에서 멀어질수록 감소하는 경향을 보인다. 동점성계수의 온도에 따른 변화를 Fig. 1.6 (e)에 나타내었다. 밀도와 마찬가지로 동점성계수는 온도에 따라 감소하다가 유사임계온도 부근에서 급격하게 감소한다. Fig. 1.6 (f)는 온도에 따른 프란틀 수(Prandtl number)를 나타낸 것으로, 유사임계온도에서 최대값이 존재하며 압력이 증가함에 따라 낮아진다. 이 지점에서 최대값이 존재하는 이유는 열전도계수나 동점성계수가 변하는 정도에 비하여 비열이

변하는 정도가 매우 크기 때문이다.

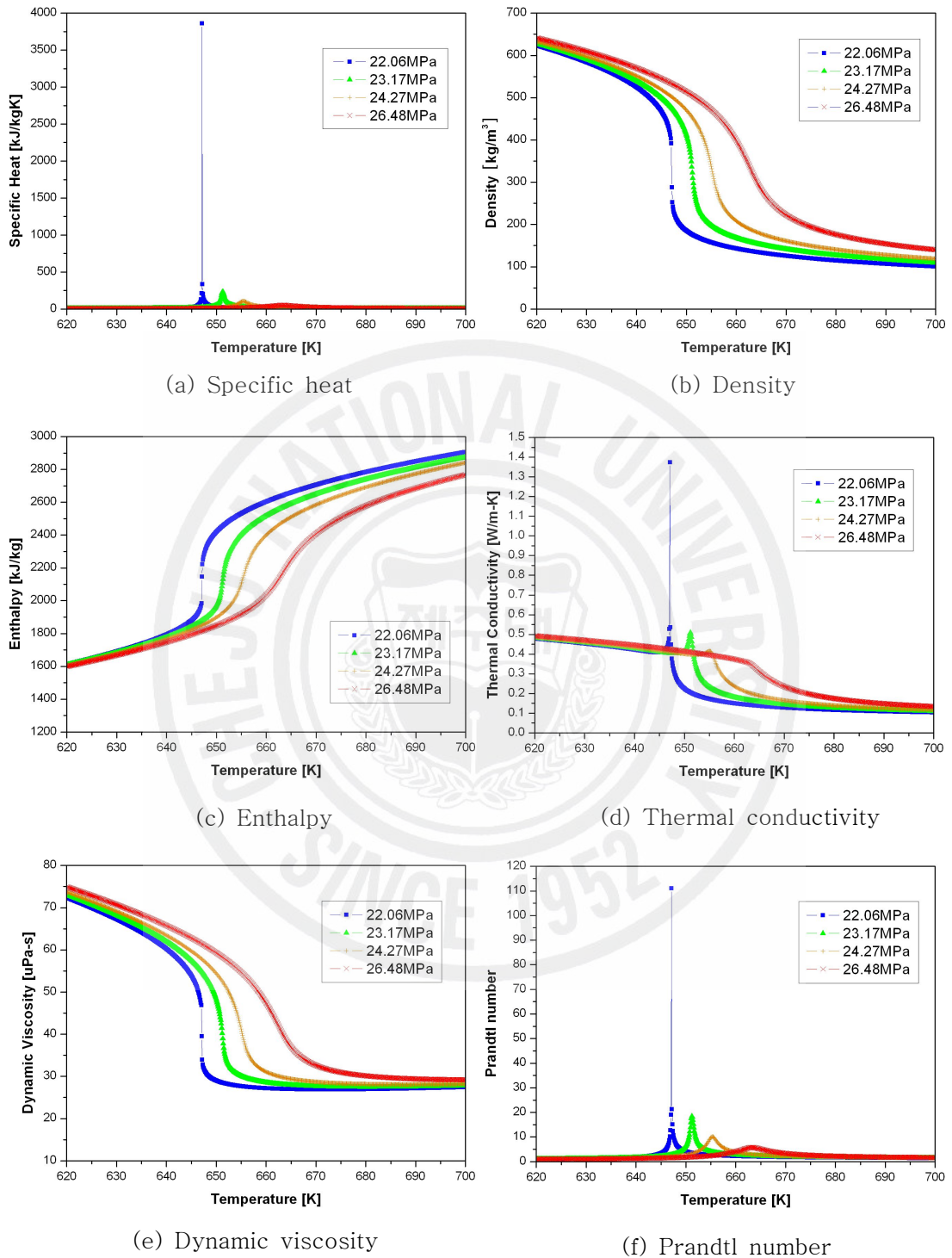
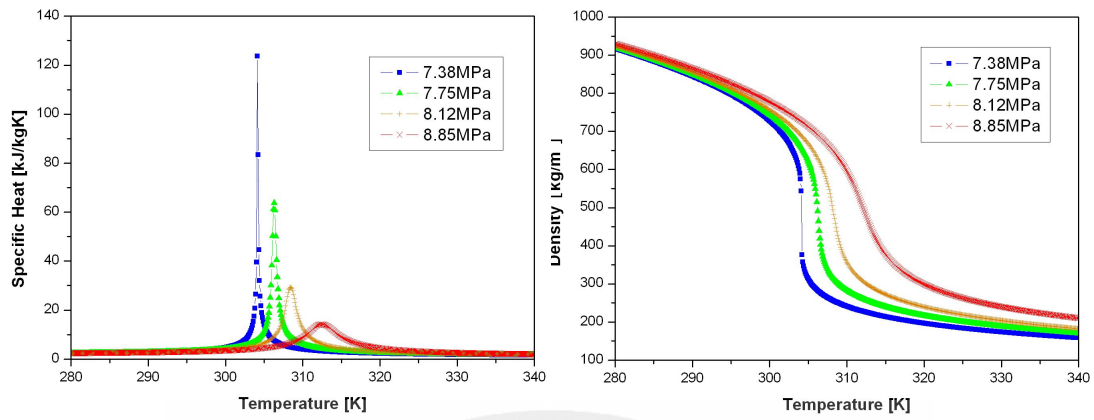
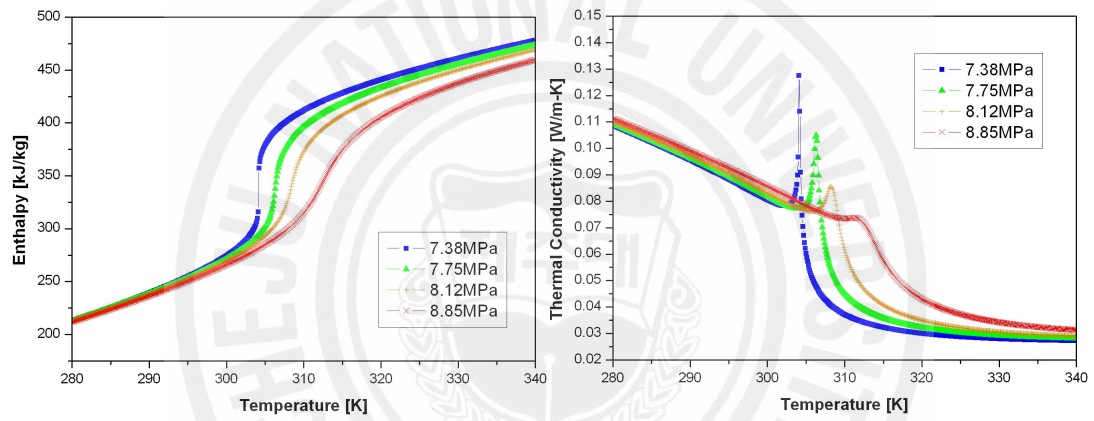


Fig. 1.6 Property variations of supercritical water.



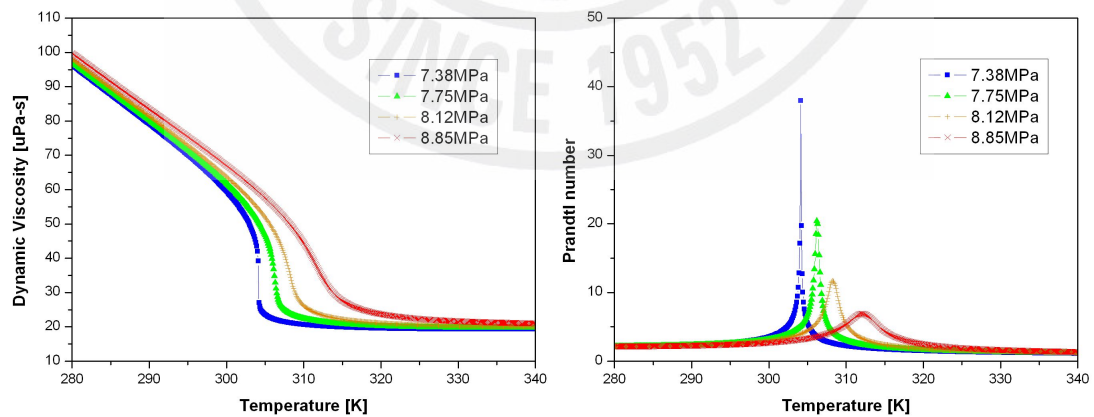
(a) Specific heat

(b) Density



(c) Enthalpy

(d) Thermal conductivity



(e) Dynamic Viscosity

(f) Prandtl number

Fig. 1.7 Property variations of supercritical CO₂.

Fig. 1.7은 온도에 따른 CO₂의 물성치 변화를 나타낸 것이다. CO₂의 비열은 유사임계온도에서 최대값이 존재하며, 이 최대값은 압력이 증가함에 따라 감소한다. CO₂의 밀도, 열전도 계수 및 동점성 계수는 물과 마찬가지로 온도가 증가함에 따라 완만하게 감소하다가 유사임계온도 부근에서 급격히 감소하는 경향을 보인다. 물의 물성변화와 비슷하게 CO₂의 엔탈피는 유사임계온도 부근에서 증가하며 프란틀 수는 유사임계온도에서 최대값을 갖는다.

위에서 설명하였듯이, 초임계압 유체의 비열, 밀도, 엔탈피, 열전도계수, 그리고 동점성계수 등의 물성은 임계온도와 유사임계온도 부근에서 급격히 변한다. 이러한 물성의 변화로 인해 초임계압에서의 열전달은 아임계압(sub-critical)에서의 일반적인 이상 유동의 열전달과는 크게 다른 현상을 보인다. 그러므로 초임계압에서의 열전달에서는 이러한 물성 변화의 특성을 고려하여야 한다.

초임계압수냉각로에서는 냉각재로 물이 사용되나 실제 초임계압 열전달과 관련된 실험에서는 물의 대체유체로 CO₂ 및 Freon이 많이 사용되고 있다. 이는 이러한 대체유체가 물보다 임계압력과 온도가 낮아 실험 조건 유지가 쉽고, 이 두 유체의 유사임계온도 근처에서의 열전달 특성이 비슷하기 때문이다. 그리고 대체유체를 사용한 실험결과는 이에 상응하는 물의 조건으로 외삽할 때 비교적 잘 맞기 때문이다. 예를 들어 Krasnoshchekov와 Protopopov(1966)는 초임계압 CO₂의 실험결과를 기초로 열전달 상관식을 제안하였고, 이것은 초임계압수의 열전달(Jackson, 1966)에 성공적으로 적용되었다.

초임계압수냉각로는 냉각재인 물의 압력을 약 25 MPa, 운전온도는 290~550 °C로 하여 초임계압 상태에서 운전하는 원자로이다. 운전압력은 임계압력의 1.1배가 된다. 본 실험은 물의 대체유체로 CO₂를 사용하여 CO₂의 임계압력의 1.1배가 되는 8.12 MPa의 압력 조건에서 수행되었다. Fig. 1.8에 1.1P_{cr}의 압력에서 온도에 따른 물의 물성 변화를 나타내었고, Fig. 1.9에 1.1P_{cr}의 압력에서 온도에 따른 CO₂의 물성 변화를 나타내었다. 이 두 그림을 통하여, 두 유체의 물성의 변화가 상당히 유사함을 확인할 수 있다. 임계압력의 1.1배가 되는 압력에서 물, CO₂, 그리고 Freon의 비열을 Fig. 1.10에 나타내었다. 그림을 통해, 물과 CO₂는 비열의 변화가 매우 비슷함을 알 수 있다.

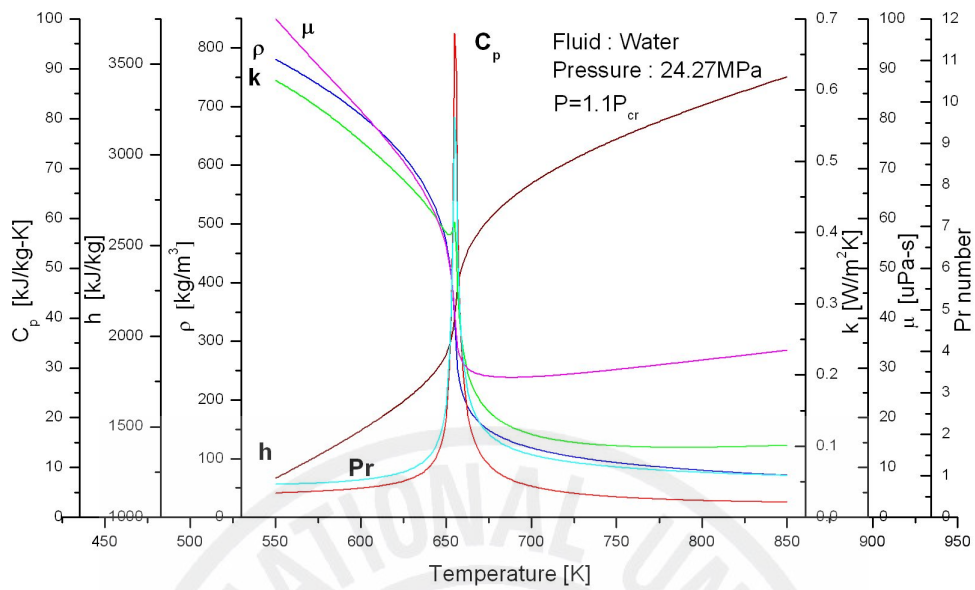


Fig. 1.8 Property variation of water at a pressure of $1.1P_{cr}$.

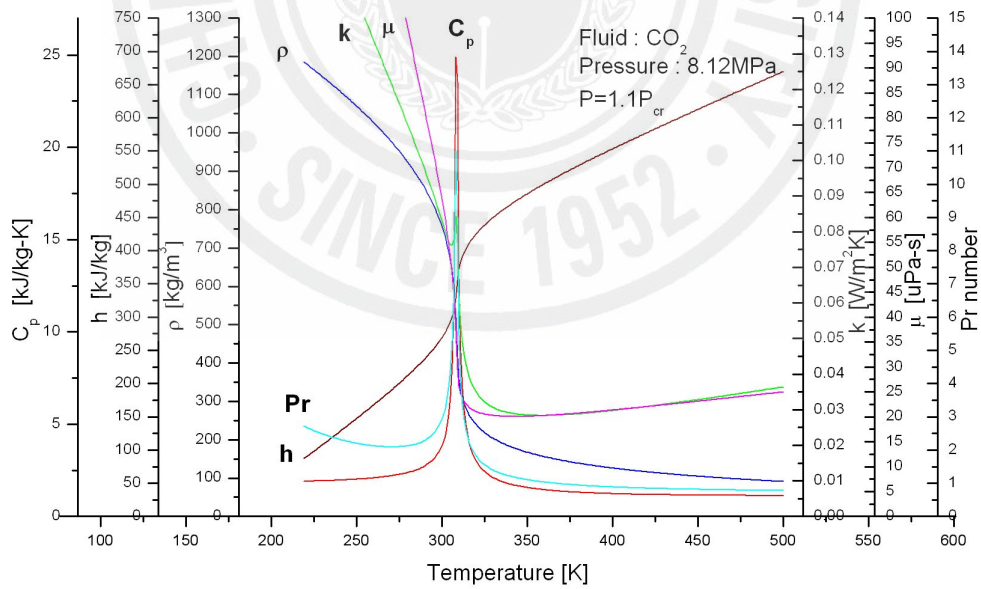


Fig. 1.9 Property variation of CO_2 at a pressure of $1.1P_{cr}$.

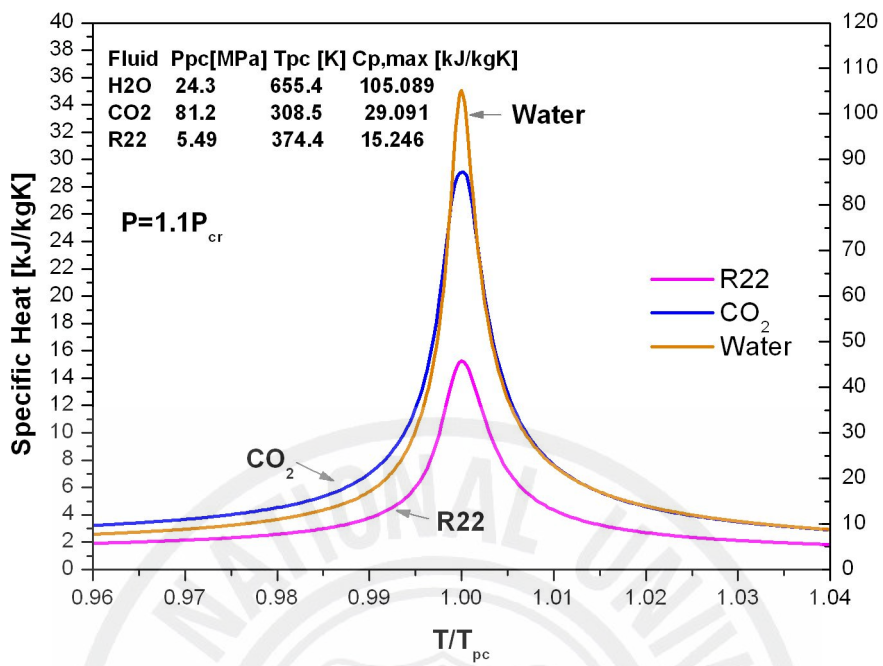


Fig. 1.10 Specific heat variation of different fluids at a pressure of $1.1P_{cr}$.

3. 기존의 열전달 관련 연구

초임계압 상태에서 열전달에 관한 최초의 연구는 비교적 이른 1930년대에 수행되었다. 이후 Schmidt 등(1946)은 제트 엔진에서 터빈 블레이드를 효율적으로 냉각시키는 시스템을 개발하기 위하여 임계상태에서 유체의 열전달에 관한 연구를 수행하였다. 그 후 1950년대에 화력 발전소의 열효율을 증가시키기 위해 보일러에 초임계압 상태의 물을 사용하는 개념이 도입된 후 이에 대한 연구가 1980년대까지 구 소련과 미국, 일본에서 많이 수행되었다. 초임계압 유체를 원자로의 냉각재로 사용가능한 지에 대한 연구는 1950년대 말부터 수행되었으나 지속되지는 못하였다. 그러나 1990년대에 들어 원자로 효율을 높이는 차원에서 다시 연구가 진행되었다(Oka 등, 1995).

실험에 의한 초임계압 열전달 연구는 1950년대 말부터 1970년대 초까지 수행되었다가, 최근에 CO₂ 및 Freon과 같은 대체유체를 사용한 실험이 활발하게 이루어졌다. 열전달 실험의 주요 관심사는 초임계압에서의 열전달계수를 예측하는 것과 열전달 열화 현상을 규명하는 것이다. 초임계압 유체의 열전달과 관련된 주요 실험을 Table 1에 정리하였다.

Goldmann(1961)은 원형관 내부를 흐르는 초임계 상태의 물에 대한 실험결과를 강제 대류 상관식인 $Nu = C \cdot Re^n Pr^m$ 와 비교를 하였다.

Vikhrev 등(1967)은 수직으로 설치된 원형관에서 초임계압수에 대한 실험을 수행하였다. 이들은 질량유속이 495 kg/m²s 조건의 실험결과를 통하여 두 종류의 열전달 열화 현상이 존재한다고 주장하였다. 첫 번째는 원형관의 입구 영역 ($\frac{L}{D} \leq 40 - 60$)에서만 관찰이 되는 열화 현상으로서, 주로 낮은 질량유속과 높은 열유속 조건에서 일어났다가 질량유속이 높아지면 사라진다고 하였다. 두 번째는 원형관의 위치에 구애받지 않고 특정한 엔탈피 영역에 대해 원형관의 모든 영역에서 열화 현상이 관찰이 되었으며, 이러한 열화 현상은 원형관의 벽면 온도가 유사임계온도를 초과할 때 생긴다고 주장하였다.

Shiralkar와 Griffith(1968)는 원형관에서의 초임계압 CO₂ 열전달 실험을 다

양한 유동 조건에서 수행하였다. 실험 결과를 통해 열전달 열화는 열유속과 질량 유속의 임의의 비율에서 시작된다는 것을 발견하였고, 또한 입구온도와 유동방향에 의해서도 영향을 받는다고 주장하였다.

Ackermann(1970)은 실험을 통해 열전달 열화 현상이 시작되는 곳에서 비등으로 인한 것과 유사한 소음이 발생하는 것을 관찰하여, 이것을 아임계압에서 발생하는 비등 위기(boiling crisis)와 같은 현상으로 간주하였다. 실험결과에 따르면 열전달 열화 현상이 발생하는 곳에서의 임계열유속은 압력과 질량유속이 증가할수록 커지며, 관경이 작아질수록 커지는 것으로 나타났다.

Bishop(1962)과 Swenson(1965)의 실험은 초임계압수냉각로의 설계를 위해 수행되었다. 양측의 실험에서 사용한 질량유속, 열유속 및 냉각재 평균온도는 현재 계획하고 있는 초임계압수냉각로의 설계값들과 거의 일치한다. Bishop의 실험에서는 2.5 - 5.1 mm의 매우 작은 관이 사용된 반면 Swenson의 실험에서는 크기가 9.4 mm인 원형관이 적용되었다. 실험결과를 근거로 각각 상관식이 유도되었다.

Bourke(1970)는 임계온도 부근에서의 열전달계수에 대한 고찰을 위해 CO₂를 사용한 강제대류 루프에 튜브입구온도, 압력, 열유속, 질량유량 및 흐름방향 등을 변화시켜 가면서 실험을 수행하였다. 벽면 국부온도의 최대값은 유체가 상방향으로 흐르는 경우에만 발생하였고, 유사임계영역에서의 열전달 촉진 현상은 상방향 및 하방향 흐름 모두에서 관측되었다.

Tanaka(1971)는 원형 튜브 내부를 흐르고 있는 CO₂에 외부로부터 매우 큰 열유속을 가해 과냉각 상태에서 초임계 상태로 변화시킬 경우의 대류 열전달 특성, 특히 유사임계 부근에서의 열전달 열화 현상을 중점적으로 연구하였다. 임계 조건에서 일어나는 현상에 대한 이론적인 고찰을 통해 초임계 유체에 대한 열전달 해석을 유체 물성치가 일정하다는 가정 하에 수행한 기존의 "turbulent mode convection" 이론적 해석에 유체 물성치 변화를 고려한 새로운 방법으로 수행하여 만족할만한 성과를 얻었다.

Silin(1973)은 수직관과 수평관에서의 초임계압 CO₂의 강제 대류에 대한 열전달 실험을 수행하였다. 유체의 벌크온도(bulk temperature)가 유사임계 온도보다 낮거나 같고 벽면온도가 유사임계온도보다 크거나 같은 영역에서 열전달이

증가한다고 실험결과를 밝혔다.

Watts와 Chou(1982)는 수직원형관에서 25 MPa의 초임계수에 대한 혼합대류 열전달 실험을 수행하였다. 상향유동 및 하향유동에 대한 실험을 통해, 상향유동 일 때 부력변수가 임의의 값 이상인 조건에서 열전달 열화가 발생함을 확인하였다. 이러한 부력변수의 값을 기준으로 정상열전달과 열화열전달의 두 영역으로 나누어, 각 영역에 대한 상관식을 분류하여 제시하였다.

Okawa(2002)는 동경대학에서 개념설계 중인 초임계압수냉각로인 SCLWR-H에서 열전달을 모사할 수 있는 Freon(R-22) 루프에서 열전달 현상에 대한 연구를 수행하였다. 특히 4.4 mm의 작은 직경의 원형관에서 일어나는 열전달 특성이 13 mm의 큰 직경의 원형관에서 일어나는 특성과 유사함을 보였고, 큰 직경의 원형관에서 유도한 열전달 열화 개시 기준을 작은 직경의 원형관에서도 사용할 수 있다고 주장하였다.

Pioro(2003)는 초임계압 조건에서 여러 연구자에 의해 제시된 열전달계수를 정리하였고, AECL의 CO₂ 루프에서 측정된 데이터를 여러 열전달계수 상관식으로 나타내어 그 결과를 비교, 분석하였다.

Fewster와 Jackson(2004)은 수직원형관에서 초임계상태의 CO₂에 대한 난류 유동에 대한 열전달 실험을 수행하였다. 실험의 주된 목적은 초임계 상태에서 열전달의 다양한 형상에 대해 알아내는 것이었다. 실험을 통해 이들은 초임계 압력 하에서의 열전달은 일반적으로 세 가지의 형태로 이루어진다고 주장하였다. 우선 정상 열전달(normal heat transfer)과 이 정상 열전달에서보다 열전달 계수가 더 높아지게 되는 열전달촉진(improved heat transfer), 그리고 정상 열전달에서보다 열전달계수가 더 낮아지게 되는 열전달열화(deteriorated heat transfer)의 세 가지로 구분을 하였다. 이러한 결과는 일반적으로 초임계상태의 물 실험에서도 관찰된 내용이라고 밝혔다.

Table 1 Range of investigated parameters for heat transfer experiments at supercritical pressure.

Reference	P (MPa)	q'' (kW/m ²)	G (kg/m ² s)	Fluid and Flow geometry
Goldman(1961)	34.5	310-9400	2034-5424	Water, Tubes(D=1.27-1.9mm, L=160mm)
Swenson(1965)	23-41	200-1800	542-2150	Water, vertical st. st. tube(D=9.42mm, L=1.83m)
Bishop(1965)	22.6-27.5	310-3500	680-3600	Water, tubes(D=2.5-5.1mm, L/D=30-565)
Krasnoshchekov and Protopopov(1966)	7.9,9.8	430-2520	1135-7520	CO ₂ , st. st. tube(D=4.08mm, L=208mm)
Vikhrev(1967)	24.5,26.5	230-1250	485-1900	Water, vertical st. st. tube(D=7.85, 20.4mm, L=1.515, 6m)
Shiralkar and Griffith(1968)	7.6,7.9	125-190	680-2710	CO ₂ , st. st. tube(D=6.22mm, L=1.52m)
Hall and Jackson(1969)	7.58	40-57	Re _{in} =113×10 ³	CO ₂ , tubes, upward and downward
Ackermann(1970)	22.8-41.3	126-1730	136-2170	Water, vertical smooth(D=9.4,11.9,24.4,L=1.83m ;D=18.5mm, L=2.74m) and ribbed(D=18mm, L=1.83m)
Bourke(1970)	7.44-10.32	8-350	311-1702	CO ₂ , st. st. tube(D=22.8mm, L=4.56m), upward and downward
Tanaka(1971)	8.1	488,640	120-240	CO ₂ , tubes(D=6mm, L=1m, surface roughness 0.2 and 14μm)
Yamagata(1972)	22.6-29.4	120-9300	310-1830	Water, vertical and horizontal tubes(D/L=7.5,1.5)
Silin(1973)	7.9,9.8	<1100	200-2600	CO ₂ , vertical and horizontal tube(D=2.05,4.28mm)
Fewster(1976)	7.6	10-300	180-2000	CO ₂ , vertical st. st. tube(D=8,19mm, L=1m)
Watts and Chou(1982)	25	175-440	106-1060	Water, vertical tubes(D=25,32.2mm, L=2m), upward and downward
Kugarnov and Kaptil'ny(1992)	9	40-460	800-2100	CO ₂ , tube(D=22.7mm, L=5.22m)
Fewster and Jackson(2004)	7.6	50-460	300-3300	CO ₂ , vertical st. st. tube(D=5.08,7.88mm, L=up to 1.2m), upward and downward

4. 열전달 열화 현상

초임계압에서 열전달의 주요 특성 중의 하나는 유사임계 부근에서 물성치의 변화가 크다는 것이다. 이로 인해 임계열유속에 비해 그 영향은 미미하지만 열전달이 급격히 저하되는 열전달 열화와 같은 현상이 발생한다. 이러한 현상은 연료봉의 표면온도가 급격히 증가하게 되어 피복재가 과열되는 손상을 입을 수 있으므로 피해야 한다. Fig. 1.11은 정상 열전달과 열화 열전달에서의 벽면 온도분포를 나타낸다. 그림과 같이 튜브의 벽면온도가 급격히 상승하는 열화 현상은 대체로 낮은 질량유속 조건에서 열유속이 클 때 나타난다고 알려져 있다.

일반적으로 적용되는 열전달 열화 현상에 대한 명확한 정의는 없지만, Kugarnov(1992)와 Graabezhnaya(2006) 등 몇몇 연구자에 의해 제시된 'M'형 속도분포로 설명하는 열화현상 메커니즘은 다음과 같다.

유체의 벌크온도가 가해지는 열유속에 의해 계속 증가하다가 가열면에 인접한 부분의 유체온도가 유사임계온도에 근접하면, 이 부분의 유체밀도는 급격히 감소하고 유동속도가 증가한다(thermal acceleration). 그리고 관 외부에서 균일한 열유속이 가해지고 있으므로 상대적으로 관의 내부를 흐르는 유동의 온도는 관 중심보다 관 벽면에 가까운 부분에서 더 높게 된다. 이는 관의 중심에서의 밀도가 높고 상대적으로 관 벽면 가까운 부분에서는 밀도가 작다는 것을 의미한다. 상대적으로 밀도가 낮은 벽면 근처에서 더 큰 부력을 받게 된다. 이러한 부력(buoyancy force)과 유동의 가속(flow acceleration)으로 인하여 유동의 속도분포가 처음의 포물선 형태에서 왜곡되기 시작한다. 가열이 계속되면 속도분포는 평평해지면서 유동 중심부에서의 전단응력은 감소하기 시작한다. 나중에는 벽면 근처에서 속도의 최고값을 갖는 'M'형의 속도분포를 가지게 되며, 그 결과로 벽면 가까운 부분의 속도가 최고가 되는 지점에서의 전단응력(shear stress)은 0의 값을 갖게 된다. 즉 속도는 최고값을 가지지만 속도의 기울기는 0이 된다. 그 지점에서의 fluid dynamic diffusion 은 최소화되고, 따라서 thermal diffusion

도 최소화된다. 즉, 관 벽면과 중심부 사이에 열전달을 막는 가상의 층(layer)이 생긴 것이라 생각할 수 있으며, 이 층에서의 에디 열전도계수(eddy thermal conductivity)와 에디 열 확산계수(eddy thermal diffusivity)는 매우 작은 값이 된다. 난류유동에서는 이러한 에디(eddy)에 의한 열전달이 매우 큰 역할을 하는데, 이 값들이 감소하면서 열전달은 제대로 이루어지지 않게 되어 관의 벽면온도가 상승하게 되는 것이다.

이와 같은 'M'형 속도분포로 설명하는 열전달 열화 메커니즘은 마이크로 열전대(Micro thermocouple)와 피토크관(Pitot tube)을 이용하여 유체의 속도를 측정 한 Kurganov 등(1992)의 실험을 통하여 그 설득력을 얻고 있다. Fig. 1.12는 Kurganov 등의 실험에서 관의 각 측정지점에서의 속도와 전단응력의 분포를 보여준다. 그림에서 보는 바와 같이, 유동의 속도분포는 x/d 가 47.5의 지점이 되면서 평평해지고 유동의 중심부에서의 전단응력은 작아지게 된다. 이 지점부터 속도분포는 'M'형을 보이며 x/d 가 62.5가 되는 지점까지 벽면온도는 급상승하게 된다. 유사임계온도 지점이 중심부로 이동해 감에 따라 이 현상은 완화된다. 이후 벽면온도가 다시 증가하기 시작하는 것은 벌크온도의 증가에 따른 것이다.

아임계압에서는 물성치의 변화만으로 열전달 현상을 설명하는 것이 가능하나, 초임계압에서는 여러 물성치가 급격히 변하기 때문에 물성치 변화만으로 열전달 현상을 설명하기에는 부족하다. 그렇기 때문에 위와 같이 물성치의 변화와 더불어 열적 가속과 부력의 효과로 인한 속도 및 전단응력 분포의 왜곡으로 열전달 열화 현상을 설명하는 것은 타당해 보인다.

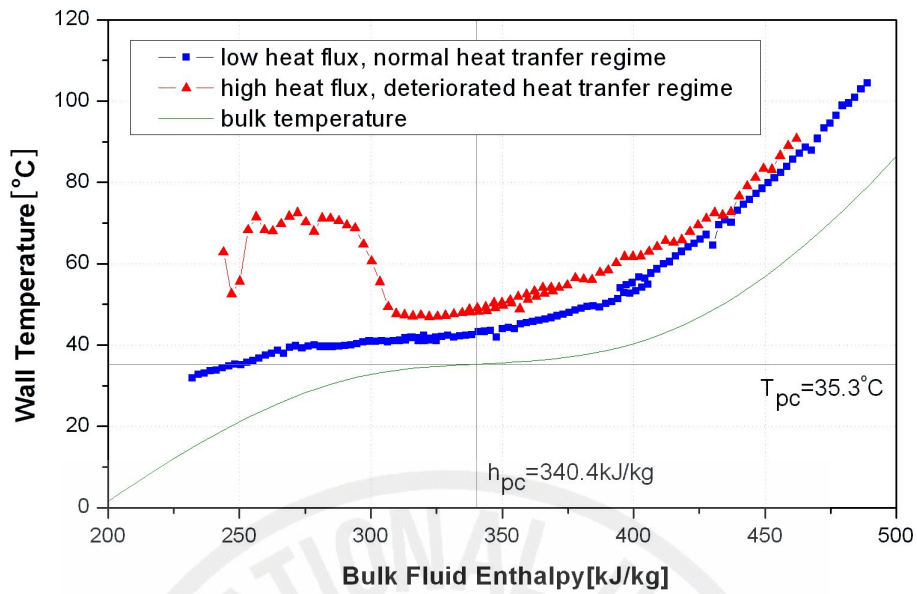


Fig. 1.11 Normal and deteriorated heat transfer regimes.

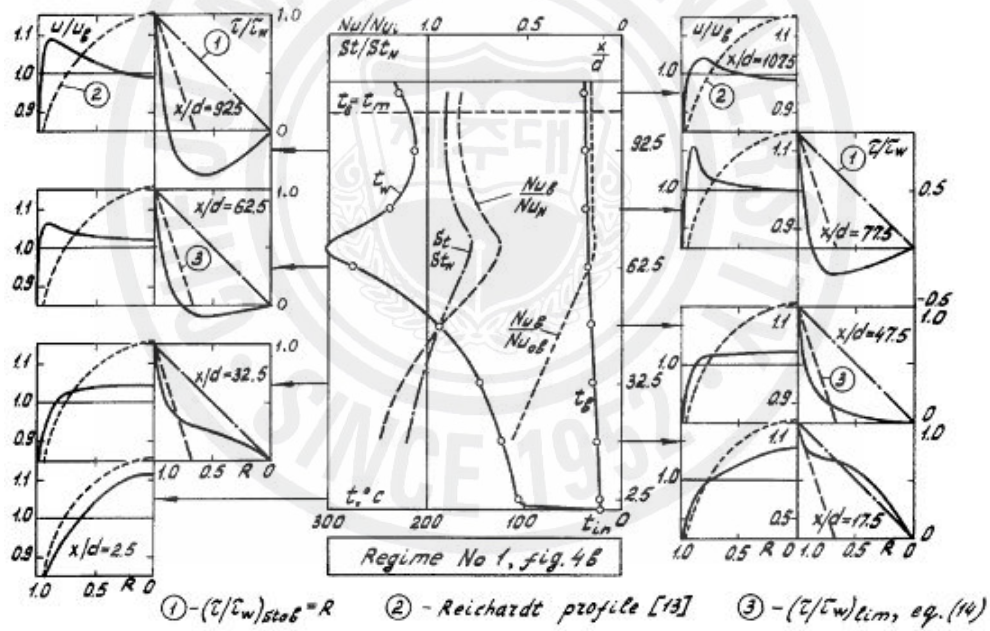


Fig. 1.12 Axial evolution of the distributions of a velocity and shear stress.

5. 연구의 목적 및 개요

초임계압 유체의 열전달 실험에서의 주요 관심사는 열전달계수를 예측하는 것과 열전달 열화 현상을 규명하는 것이다. 기존의 초임계압 상태에서의 열전달 실험은 화석연료 발전소에의 응용을 목적으로 하는 소형 튜브 내에서의 실험이 대부분이었으며, 이 결과로 많은 열전달계수 상관식이 제시되어 있으나 실험조건에 따른 편차가 매우 커서 일반적으로 적용되는 상관식은 없는 실정이다. 따라서 초임계압수냉각로의 안전을 확보하기 위하여 노심 개념이 제시하는 기하학적 구조와 설계조건에서 열전달계수를 정확히 예측하는 열전달 상관식의 개발이 요구된다. 이를 위해서는 우선, 연료봉 주위의 부수로(sub-channel)에서의 열전달에 대한 데이터의 확보와 초임계압 유체의 열전달 특성 및 열전달열화에 대한 정보를 얻는 것이 중요하다.

한국원자력연구원(KAERI)에서 개념적으로 제시한 1400 MWe 출력의 초임계압수냉각로의 노심에서 부수로의 수력직경은 약 6.5 mm이다(Bae 등, 2004). 따라서 이와 유사한 직경을 가지며 시장에서 구입할 수 있는 내경이 6.32 mm인 원형관에 대한 실험을 수행하였다. 물의 대체유체로서 CO₂를 작동유체로 하여 수직으로 설치된 원형관에서 입구압력, 입구온도, 질량유속, 그리고 열유속 등을 변화시키면서 실험을 수행하였다. 각각의 실험조건에서 원형관의 외부 벽면온도를 측정하였으며, 이 벽면온도를 가지고 열전달계수를 구하였다. 또한 각 실험조건에서 열유속 및 질량유속 등의 변수가 초임계압 유체의 열전달에 미치는 영향에 대한 분석이 이루어졌다. 그리고 실험에서 획득한 자료를 바탕으로 기존의 연구자들이 제안한 상관식과 비교 및 분석을 하였다. 마지막으로 기존 상관식에 부력매개변수 인자의 함수를 추가하여 정상 열전달과 열화 열전달의 예측이 가능한 상관식을 제시하고자 하였다.

본 연구결과는 노심과 부수로를 설계하는 데 있어서 기초적인 열전달 자료를 제공함과 동시에 안전해석코드에 내재되어 있는 열전달 상관식을 개선하는데 활

용될 수 있을 것이다.

II. 실험장치 및 방법

1. 실험장치

초임계수냉각로에서는 냉각재로 물이 사용되나 물의 임계점이 고온, 고압(22.1MPa, 374℃)이므로 실험실 수준에서 초임계 조건을 유지하기가 쉽지 않다. 이에 비해 CO₂는 임계압력과 임계온도(7.38MPa, 30.98℃)가 매우 낮고 초임계 상태에서의 물성변화가 물과 매우 흡사하기 때문에 물의 대체유체로 많이 사용되고 있다. 실험장치는 한국원자력연구원 내에 설치된 CO₂를 작동유체로 하는 초임계압 유체 열전달 실험장치인 SPHINX(Supercritical Pressure Heat Transfer Investigation for NeXt Generation)를 사용하였다. 본 실험장치는 수직 상향 유동하는 유체에 대하여 질량유속과 열유속, 그리고 압력에 따른 열전달 현상의 변화를 파악할 수 있도록 설계되었다.

실험장치의 전체적인 개략도를 Fig. 2.1에, 실험장치의 전경을 Fig. 2.2에 나타내었다. 실험장치의 가로×폭×높이는 5.5m×4m×6m이다.

Fig. 2.1에서와 같이, 열전달 실험 장치는 크게 CO₂ 순환펌프, 축압기(accumulator), 예열기(pre-heater), 열전달 실험부(test section), 주가열기(main heater), CO₂ 가압기(boosting compressor), 열교환기(heat exchanger), 냉각기 유닛(chiller unit) 등으로 구성되어 있다. 실험장치에서 실험부는 동일 실험장치로 다른 직경의 원형관이나 단일봉(single rod), 봉다발(rod bundle) 등 다른 실험부로 교체하여 실험을 할 수 있도록 제작되었다.

Table 2.1은 설계기준 운전 조건과 이에 따른 주요 구성품의 용량을 나타낸다. CO₂ 순환펌프는 기계 밀봉(mechanical seal) 형태의 자기식 구동 기어(magnetic drive gear) 펌프로써 총 2대가 설치되었다. 저 유량 조건에서 운전

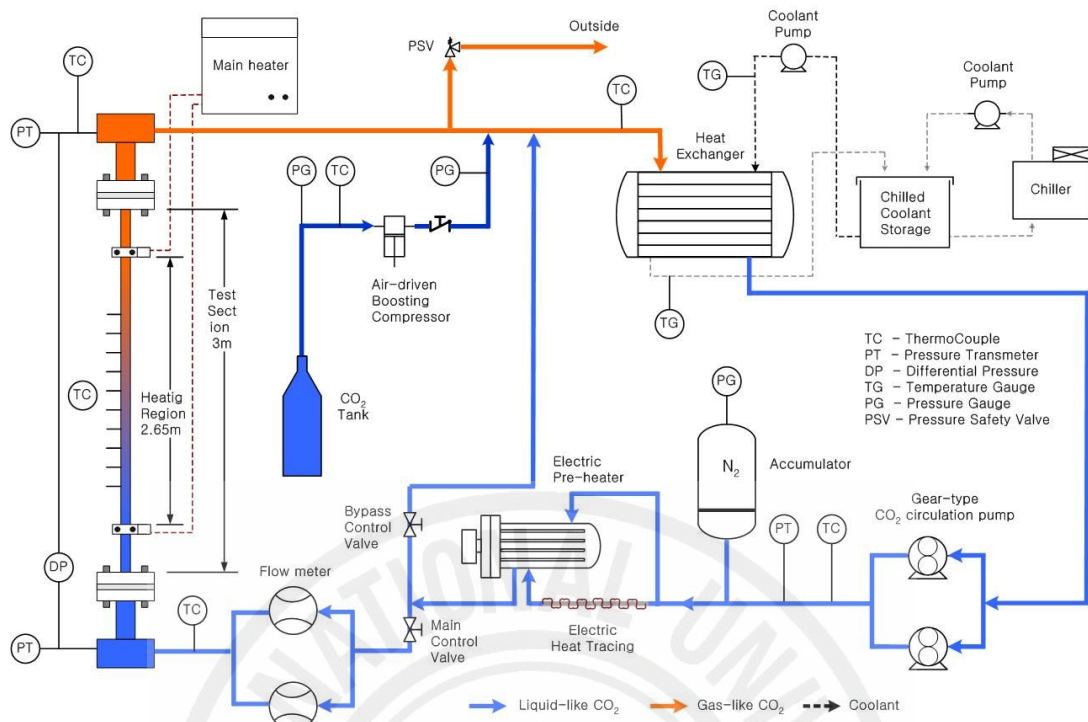


Fig. 2.1 A schematic diagram of the test facility.

되는 펌프는 단일관(single tube) 및 단일봉 실험에 사용되며, 고 유량 조건에서 운전되는 펌프는 봉다발 실험에 사용하기 위하여 설치되었다. 펌프 운전 중에 압력손실에 의한 운전조건의 변동이 발생해도 일정한 토출 유량을 유지할 수 있도록 충분히 높은 펌프 수두가 확보되어야 한다. 실험장치에 설치된 펌프의 형상을 Fig. 2.3 (a)에 나타내었으며, 주요 변수는 다음과 같다.

- 유량 : 5.2L/min@2850rpm, 22.0L/m@2850rpm
- 최대 차압 : 8.7bar
- 최대 시스템 압력 : 103bar
- 온도 범위 : -46~177℃
- 점성 범위 : 0.2~1500cps

실험부와 순환펌프 사이에 설치된 열교환기는 주순환 루프에서 실험부를 통과한 기체와 유사한 초임계압 상태의 CO₂를 냉각하여 액체와 유사한 초임계압 상태의 CO₂로 전환하는 역할을 수행한다. 열교환기에 공급되는 냉각수는 프레온(Freon R-22)을 냉매로 쓰는 냉각기(chiller unit)로 냉각한다. Fig. 2.3 (b)에 실험장치에 설치된 열교환기의 형상을 나타내었으며, 주요 변수는 다음과 같다.

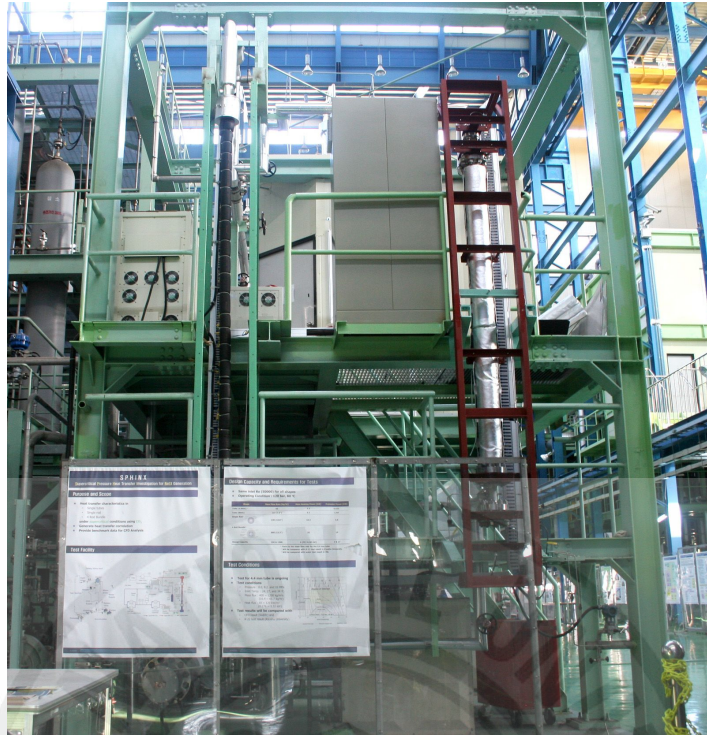


Fig. 2.2 Front view of SPHINX.

- 열용량 : 80kW
- 튜브 크기(mm) : 9.53(OD)×0.889(T)
- 셸 크기(mm) : 457.2(OD)×444.5(ID)

액체 CO₂ 저장 용기에서 기화한 CO₂는 압력이 40bar 미만으로서 주순환 루프에 충전 시 실험에 요구되는 고압을 유지할 수 없다. CO₂ 공기작동 가압 펌프 (Air-driven boosting pump)는 주순환 루프 내의 압력을 고압으로 만들기 위하여 설치되는 압축기로 구동을 위하여 6bar 정도의 압축공기가 사용된다. 실험장

Table 2.1 Design condition and capacity of the SPHINX.

Design condition(working fluid : CO ₂)		
Pressure	~12	MPa
Temperature	~80	℃
Capacities of the installed components		
Circulation pump	5.2(low)/22.0(high)	L/min
Main heater power supply	6(DC)/12(DC)/64(AC)	kW
Pre-heater	3/17	kW

Spiral he	80	kW
Chiller	87600	kcal/hr

(a) CO₂ circulation pump

(b) Heat exchanger



(c) Air-driven boosting pump

(d) accumulator

Fig. 2.3 Shape of installed components.

치에 설치된 CO₂ 가압 펌프의 형상을 Fig. 2.3 (c)에 나타내었다.

CO₂ 순환펌프 후단에 설치된 축압기는 주순환 루프의 온도변화에 의해 압력 변동이 발생하지 않도록 하는 역할을 수행하며, 실험조건에 따라 충분히 반응을 할 수 있도록 용량과 압력이 선정되었다. 특히 펌프에서 발생하는 유체요동을 흡수하여 안정적으로 유체가 순환되도록 하였다. Fig. 2.7(d)는 축압기의 형상을 나타낸 것이며, 주요 변수는 다음과 같다.

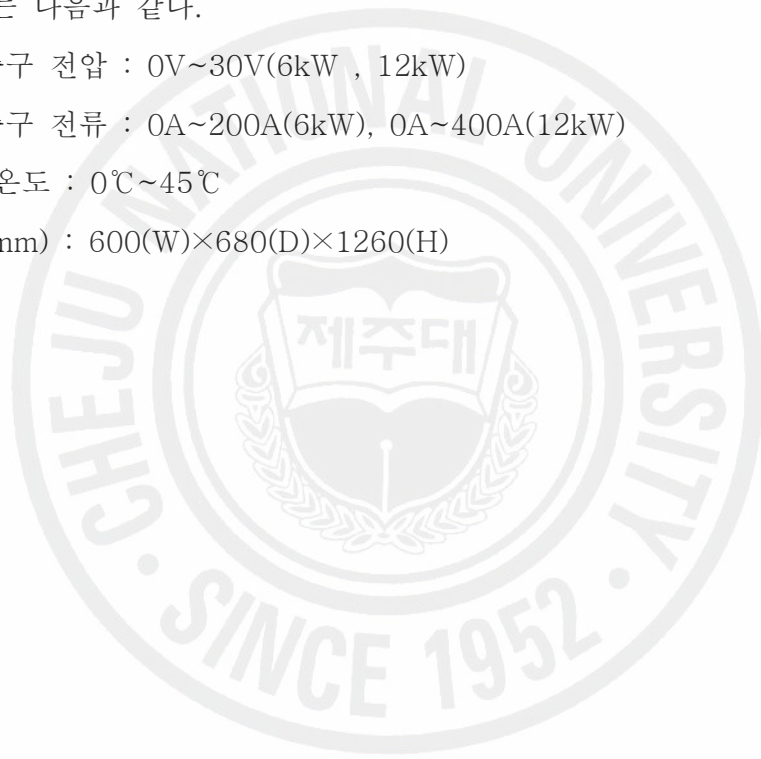
- 총 용량 : 10liters
- N₂ 가스 충전 압력 : 50~75bar
- 운전 압력 : 70~100bar
- 설계 온도 및 압력 : 120℃, 210bar

CO₂ 순환펌프를 통과한 초임계압 CO₂는 예열기에서 예열되어 실험부로 공급된다. 이때 실험부로 유입되는 CO₂의 온도는 일정하게 유지되어야 하는데, 예열기가 이 역할을 수행한다. 예열기의 주요 변수는 다음과 같다.

- 설계압력 및 온도 : 120bar, 80℃
- 최대순환 CO₂ 운전유량 : 1.9m²/hr(1500 kg/hr)
- 용량 : 17kW
- 전원 : AC 440V, 3∅, 60Hz

주가열기(main heater)는 실험부를 가열하기 위하여 설치되었다. 원형관 실험에는 직류전력공급장치(DC power supply)를 통해 직접가열(direct heating) 방식이 적용되며, 단일봉 및 봉다발 실험에는 교류전력공급장치(AC power supply)를 통하여 간접가열(indirect heating) 방식이 적용된다. 전력공급장치의 주요 변수는 다음과 같다.

- DC 출구 전압 : 0V~30V(6kW , 12kW)
- DC 출구 전류 : 0A~200A(6kW), 0A~400A(12kW)
- 운전 온도 : 0℃~45℃
- 크기(mm) : 600(W)×680(D)×1260(H)



2. 실험관

본 실험은 내경이 6.32 mm인 원형관에 대해 수행되었다. 그 이유는 연구의 목적에서 이미 설명하였듯이, 한국원자력연구원에서 개념적으로 제시한 1400 MWe 출력의 초임계압수냉각로의 노심 부수로의 수력직경인 6.5 mm와 비슷한 내경을 가졌기 때문이다. 한국원자력연구원에서 개념적으로 제시한 초임계압수냉각로의 핵연료집합체의 단면을 Fig. 2.4에 나타내었다. 6.32 mm 원형관 이외에도 4.4 mm 원형관과 9.0 mm 원형관에 대한 실험이 이미 수행되었는데, 이 실험에 대한 결과는 실험관의 직경이 열전달에 미치는 영향을 보기 위하여 사용되었다. Table 2.2에 각 원형관의 직경 및 길이를 표시하였다.

6.32 mm 원형관의 설치 상태와 측정점의 위치를 Fig. 2.5에 나타내었다. 실험에 사용되는 원형관들은 모두 Inconel 625로 제작되었는데, 이는 Inconel 625가 낮은 열팽창률과 높은 전기저항을 가져 관벽에 직접 직류를 흘려 가열하는 방식에 적합하기 때문이다. 그리고 관에 직류를 흘려 가열하므로 루프와 실험관이 연결되는 상하 플랜지(flange)에는 두께 10 mm의 테플론(Teflon) 판을 넣어 전기

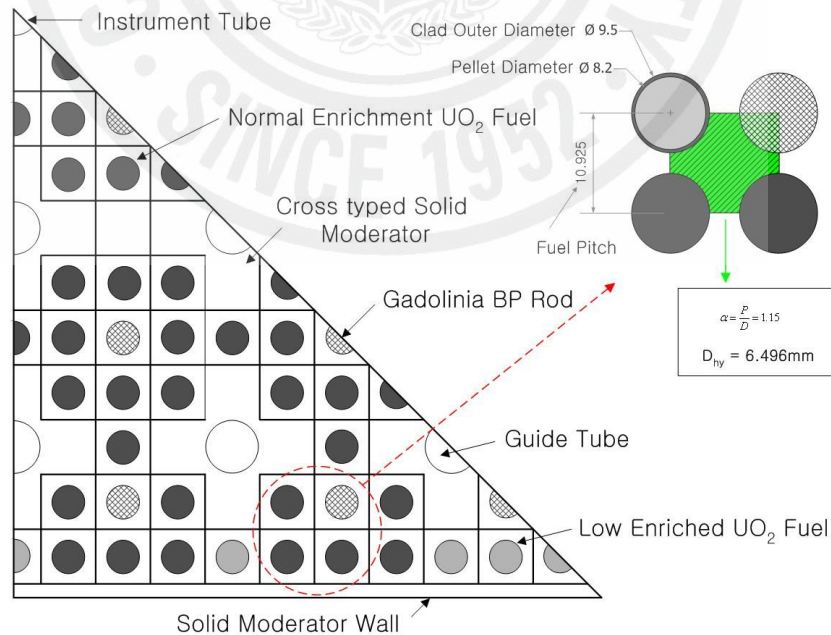


Fig. 2.4 Cross section of the fuel assembly

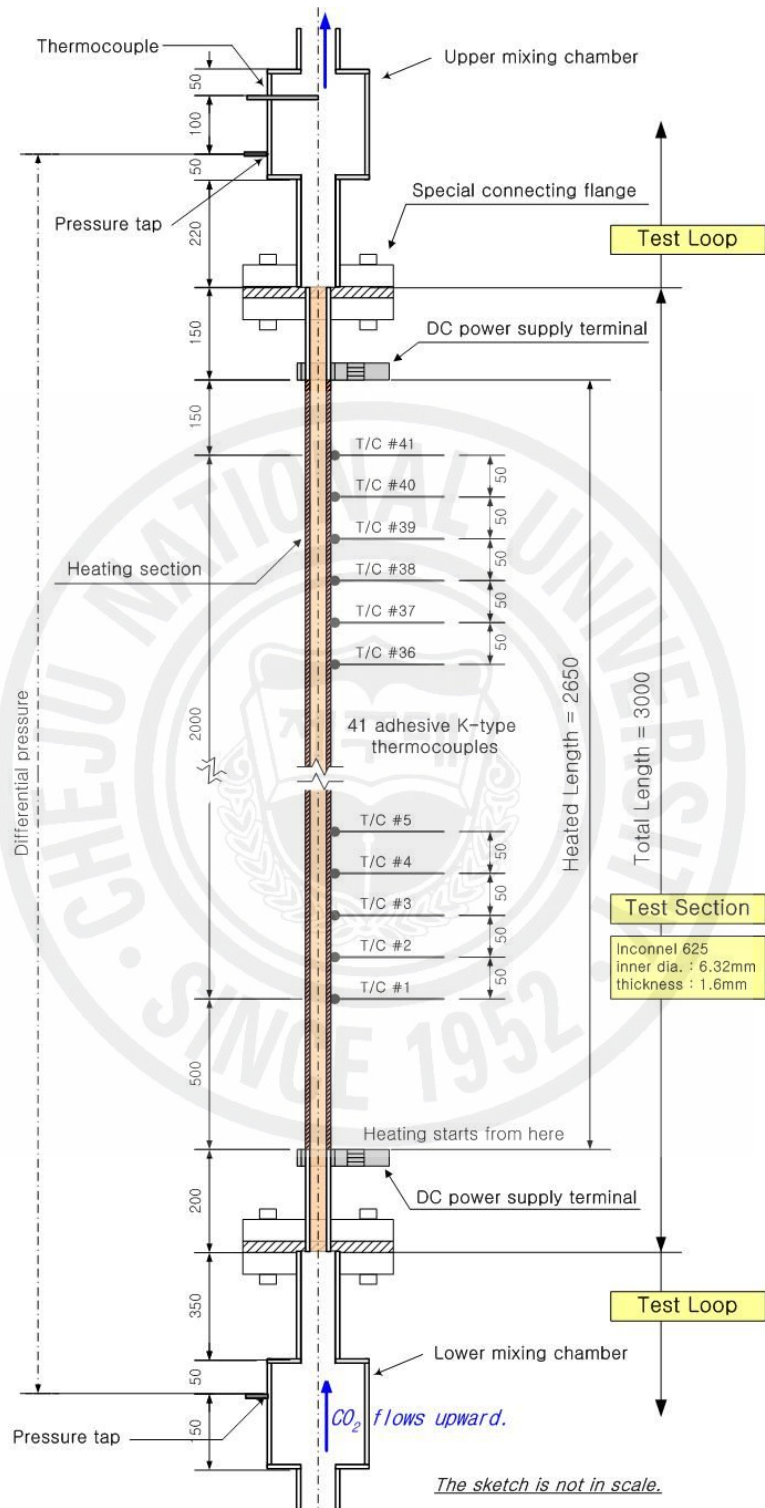


Fig. 2.5 Test section and measuring locations.

적 절연이 유지되도록 하였다. Fig. 2.5에서와 같이 원형관은 총 길이가 3000 mm로 상하 플랜지 사이에 들어가게 된다. 원형관의 외벽온도를 측정하기 위하여 총 41개의 접착식 K형 열전대(Adhesive K-type thermocouple)가 하부 플랜지로부터 700 mm인 지점부터 50 mm 간격으로 부착되었다. 그리고 직류전류 공급장치와 연결되는 직류공급단자는 첫 번째 열전대의 하부 500 mm인 지점과 41번째 열전대의 상부 150 mm인 지점에 설치되어 실험관의 총 가열 길이는 2650 mm가 된다. 유동이 완전히 발달된 난류 조건이 형성된 이후부터의 열전달에 대한 정보를 얻기 위해 직류공급단자는 가열이 시작되는 지점부터 첫 번째 열전대까지의 길이가 500 mm가 되도록 설치하였다.

Table 2.2 Geometries of test sections.

Test section	Material	Inner dia. (mm)	Outside dia. (mm)	Thickness (mm)	Length (m)
4.4mm tube	Inconel 625	4.4	6.18	0.89	3
6.32mm tube	Inconel 625	6.32	9.52	1.6	3
9.0mm tube	Inconel 625	9.0	10.86	0.93	3

3. 실험방법 및 조건

실험장치의 설계압력은 12.0 MPa이며, 실험은 다음과 같이 이루어진다. 루프 내의 CO₂를 공기작동 압축기(Air-driven boosting pump)를 통하여 원하는 압력까지 가압한다. 순환펌프 부근의 CO₂의 압력을 유사임계압력보다 높은 압력까지 가압한 후에 순환펌프를 작동하여 루프 내의 CO₂가 유동하도록 하였다. 이는 액체 상태의 CO₂로 인해 펌프에 충격이 가해지는 것을 피하기 위함이다. CO₂의 순환을 위하여 고유량과 저유량의 기어식 순환펌프(Gear-type circulation pump)가 각각 1 대씩 설치되어 있으므로, 실험 조건에 알맞은 펌프를 선택하여 순환을 시켰다. 펌프의 분당 회전수(RPM: Revolution Per Minute)와 Fig. 2.1의 주 제어밸브(main control valve) 및 우회 제어밸브(bypass control valve)를 조절하여 실험조건에 맞는 질량유속을 유지하게 하였다.

열교환기 출구에서 실험부의 입구까지 CO₂는 액체와 유사한 초임계 상태를 유지하게 된다. 실험에 필요한 유량에 따라 선택된 펌프에 의해 순환되며, 펌프 출구에는 질소 충전식 축압기가 설치되어 루프 내 CO₂의 압력 섭동을 완충시키는 역할을 한다. CO₂는 축압기 후단에 설치된 예열기에 의해 실험 조건에 맞는 온도까지 예열되어 일정한 온도로 실험부로 공급된다. 예열기로부터 실험부 입구까지 도달하는 동안 CO₂의 온도는 약간 증가하기 때문에 이를 고려하여 예열기의 설정 온도를 조절하였다. 예열기와 실험부 사이에는 코리올리식 질량유량계(Corioli-type flowmeter)가 설치되어 있어 루프 내를 흐르는 CO₂의 유량을 측정하게 된다. 실험 조건에 따라 예열된 CO₂는 실험부를 지나면서 실험부의 상단과 하단에 연결된 직류전력공급장치에 의해 일정한 열유속으로 가열된다. 이 직류전력공급장치를 조절하여 실험 조건에 맞는 열유속이 가해지도록 하였다. 실험부를 거치면서 가열된 CO₂는 기체와 유사한 초임계 상태가 되며, 열교환기를 통과하면서 온도가 떨어져 액체와 유사한 초임계 상태가 되어 다시 펌프로 흘러 들어가게 된다. Fig. 2.1에서 파란색으로 표시된 부분이 액체와 유사한 초임계 상태의 CO₂이며, 주황색으로 표시된 부분은 기체와 유사한 초임계 상태의 CO₂이다. 루프 내 CO₂의 유동은 위와 같이 이루어지며 원형관의 벽면온도는 실험부

에 설치된 41개의 접촉식 K형 열전대에 의해 측정된다. 실험부의 입구와 출구 등 실험장치에 설치된 계측기들을 통하여 각 지점에서의 압력 및 온도가 측정되었다.

실험은 운전압력을 정하고, 주어진 압력에서 질량유속과 열유속을 변경하며 수행되었다. 운전압력은 임계압력의 1.05, 1.1배에 해당하는 압력으로 정하였다. 실험부로 들어가는 CO₂의 입구온도는 우선 낮은 온도로 설정하여 실험을 한 후, 이 때 실험부 출구의 벌크온도 이후의 범위를 포함할 수 있도록 입구온도를 설정하여 다시 실험을 하였다. 이는 실험관의 길이가 정해져 있기에 한 번의 실험으로 원하는 엔탈피 영역의 모든 데이터를 얻을 수 없기 때문이다. 이런 식으로 입구온도를 달리하며 각 실험조건에서 실험을 수행하여 원하는 엔탈피 영역의 원형관 외벽온도를 얻고자 하였다. 질량유속 및 열유속 등의 실험조건을 Table 2.3에 나타내었다.

Table 2.3 Test conditions.

Condition	Unit	Value
Inlet pressure	MPa	7.75, 8.12(1.05P _{cr} , 1.1P _{cr})
Inlet temperature	°C	5~37
Mass flux	kg/m ² sec	285, 400, 500, 600, 750, 854, 1000, 1200
Heat flux	kW/m ²	Up to 170

4. 계측 및 데이터 해석방법

실험관의 표면온도는 실험관의 외벽면에 50 mm 간격으로 부착된 41개의 접착식 K형 열전대(Adhesive K-type thermocouple)로 측정한다. 유체의 실험관 입구온도와 출구온도는 루프 관내에 삽입된 K형 열전대로 각각 측정된다. 실험관을 통과하면서 일어나는 총 압력강하는 입구 및 출구에 설치된 혼합조(mixing chamber)에서 측정되며, 이 혼합조에 설치된 압력계에 의해 실험부의 입구압력과 출구압력이 측정된다. 루프 내를 흐르는 유체의 유량은 예열기와 실험부 사이에 설치된 코리올리식 질량유량계(corioli-type flowmeter)에 의해 측정된다. Fig. 2.1에 각각의 측정계기가 설치된 위치를 표시하였으며, 계측에 사용된 측정계기의 정밀도 및 측정범위를 Table 2.4에 나타내었다.

데이터수집시스템은 Fig. 2.6과 같이 구성하였다. 데이터수집시스템은 데이터의 표시와 저장을 위한 PC와 샘플링(sampling)을 위한 멀티플렉서-디지털멀티미터(Multiplexer-Multimeter)로 이루어진다. 멀티플렉서-디지털멀티미터 시스템은 64채널의 신호를 300샘플/초의 속도로 수집할 수 있다. 실험루프와 실험관에서 측정되는 공정변수는 52개로, 정상상태 실험에 충분한 속도의 데이터수집이 가능하다.

Table 2.4 Range and accuracy of instruments.

Measuring instrument	Range	Accuracy
K-type thermocouple (adhesive)	0~1260°C (max. temp. 175°C continuous)	±0.75% or 2.2°C
Pressure transmitter	0~160bar(0~16MPa)	±0.25% of full scale
Differential pressure transmitter	-623~623mbar	±0.055% of span
mass flow meter	0~680kg/hr	±0.15%

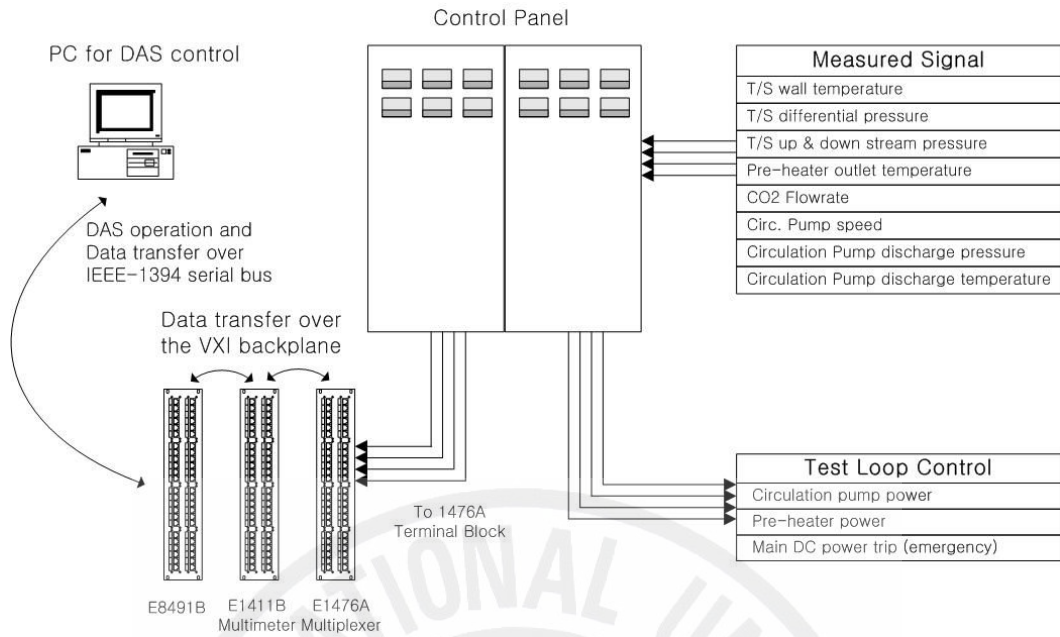


Fig. 2.6 Data acquisition system.

실험을 통하여 얻고자 하는 정보는 실험관 내로 흐르는 초임계압 상태의 CO₂와 실험관 벽면 사이에 열전달 현상이므로 몇 가지의 계산을 통하여 열전달계수를 구하였다. 이 열전달계수는 실험장치로부터 측정이 가능한 질량유속, 열유속, 입구온도, 압력 그리고 실험관 외부 표면온도 값들에 의하여 계산이 가능하다. 데이터 정리에 필요한 CO₂의 물성은 NIST REFPROP 패키지에서 제공하는 값을 사용하였다.

가열부에서 열유속은 식 (1)과 같이 직류전압공급 장치에서 가한 전력을 가열면적으로 나누어 얻는다. 여기서 가한 전력은 직류전압공급 장치로부터 인가된 전압과 전류의 곱이다.

$$q'' = \dot{Q} / (\pi D_i L_{heating}) = V_{PSU} I_{PSU} L_{SLANT} / (\pi D_i L_{heating}) \quad (1)$$

CO₂의 벌크온도는 입구와 출구에서 측정된 온도로 비엔탈피를 계산한 후 균일 열유속 조건을 적용하여 계산하였다. 균일열유속 조건에 따라 CO₂의 비엔탈피는 시험관 내 유동방향을 따라 선형적으로 변한다고 가정을 하였다. 위치에 따른 비엔탈피를 식 (2)에서 구한 후, 이 비엔탈피와 압력을 이용해 식 (3)과 같이 물성

함수로부터 벌크온도를 추정하였다. 식 (3)에서의 압력은 실험관 입구압력을 사용하였다. 이는 실험관을 따라 생기는 정적 압력강하가 0.5 bar 정도로 실험관 위치에 따른 압력이 비엔탈피의 변화 정도에 비하면 그 정도가 미미하기 때문이다.

$$i_{b,x} = i_{b,in} + \frac{(x - x_0)}{L_{heating}} \times \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \quad (2)$$

$$T_{b,x} = f(P_{in}, i_{b,x}) \quad (3)$$

실험관에 부착된 열전대를 이용하여 측정하는 온도는 실험관 외벽면에 해당되는 온도이다. 계산에 필요한 온도는 실험관 내벽면의 온도이므로 측정된 외벽면 온도를 가지고 식 (4)의 균일열유속 조건에서 원형관의 전도열전달 공식에 의하여 계산을 하였다(Incropera, 2007).

$$T_{w,i} = T_{w,o} + \frac{\bar{q}_v}{4k_w} \left[\left(\frac{D_o}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_i}{2} \right)^2 \right] - \frac{\bar{q}_v}{2k_w} \left(\frac{D_o}{2} \right)^2 \ln \frac{D_o}{D_i} \quad (4)$$

여기서, \bar{q}_v 는 관의 부피당 발열량으로 총 투입 전력량을 발열되는 관벽의 부피로 나눈 값이다.

$$\bar{q}_v = \dot{Q} / \left[\frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) L_{heating} \right] \quad (5)$$

위와 같이 열유속, CO₂의 벌크온도, 그리고 위치에 따른 벽면온도가 구해지면 국부 열전달 계수는 식 (6)에서 계산된다.

$$h_x = q'' / (T_{w,x} - T_{b,x}) \quad (6)$$

Ⅲ. 실험 결과 및 분석

초임계압에서는 유사임계온도 근처에서 비열, 밀도, 동점성 계수, 열전도계수 등, 유체의 물성치가 급격히 변하므로 아임계압에서의 열전달과는 크게 다른 양상을 보인다. 특히, 질량유속이 낮고 열유속이 높은 조건에서 유체의 벌크온도가 유사임계 값 근처에 도달하게 되면 열전달이 감소하여 관의 벽면온도가 급격히 상승하는 열전달 열화 현상이 발생한다. 이러한 열전달 열화 현상은 임계열유속 현상보다는 심각하지 않으나 연료봉의 표면온도가 급격히 증가하여 피복재가 과열로 손상을 입을 수도 있으므로 피해야 하는 현상이다. 이러한 열전달 열화 현상과 더불어 초임계압 유체의 열전달 특성을 알아보기 위하여 원형관에서 상향 유동하는 초임계압 CO₂에 대한 실험을 수행하였다. 따라서 본 장에서는 실험을 통하여 얻은 관 벽면온도와 열전달계수를 가지고 열유속, 질량유속, 입구압력, 그리고 관경이 초임계압 유체의 열전달에 미치는 영향을 알아보고자 한다.

1. 열유속의 영향

열유속이 초임계압 유체의 열전달에 어떠한 영향을 미치는지 알아보기 위하여 각 질량유속 조건에서 열유속을 변화시켜 가면서 실험을 수행하였다. 실험은 입구압력이 임계압력의 1.1배인 8.12 MPa에서 수행되었다. Fig. 3.1.1부터 Fig. 3.1.8에 285 kg/m²s ~ 1200 kg/m²s의 각 질량유속 조건에서 열유속 조건을 다르게 하면서 실험한 결과를 나타내었다. 유체의 벌크 엔탈피에 따른 원형관의 내부 벽면온도 및 열전달계수를 실험으로부터 얻은 관 외부온도로부터 계산하여 표시하였다. 녹색 실선은 CO₂의 벌크온도를, 청색 실선은 식 (7)로 표현되는

Dittus-Boelter 상관식으로 구한 열전달계수를 나타낸다. 이 Dittus-Boelter 상관식은 아임계압에서 강제대류열전달에 주로 사용되는 상관식이다. 회색 실선은 유사임계온도와 그 온도에서의 비엔탈피를 나타낸다.

$$Nu = \frac{hD}{k_b} = 0.023Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4} \quad (7)$$

그림에서 알 수 있듯이, 질량유속이 285 kg/m²s이나 400 kg/m²s의 실험결과와 같이 질량유속이 비교적 낮은 조건에서는 열유속이 그리 크지 않아도 열전달 열화 현상이 일어남을 확인할 수 있다. 그러나 질량유속이 낮은 조건에서도 열유속이 낮으면 벽면온도가 급격히 증가하는 열전달 열화 현상이 일어나지 않았다. 질량유속이 400 kg/m²s이고 열유속이 29.3 kW/m²인 경우와 같이 열전달 열화가 일어나지 않는 조건에서는 관 벽면온도가 유체의 벌크온도와 대체로 평행한 모습을 보이며 증가하지만 유사임계 엔탈피 근처에서 이 벽면온도와 벌크온도의 차는 가장 작은 값을 가짐을 알 수 있다. 유사임계온도 근처에서의 큰 물성치 변화로 생기는 이러한 현상으로 인해 열전달계수는 Dittus-Boelter 상관식으로부터 구한 단상 강제대류에서의 열전달계수 값보다 낮은 값을 가지게 되며, 유사임계 엔탈피보다 약간 낮은 영역에서 최대값을 갖는다. 유사임계 엔탈피에서 먼 영역에서는 물성의 변화가 크지 않아 단상 강제대류 열전달에서의 열전달계수 값과 비슷한 값을 가지지만 유사임계 엔탈피 근처에서는 이보다 낮은 값을 가짐을 그림을 통해 확인할 수 있다. 전반적으로 Dittus-Boelter 상관식은 열전달계수를 과대예측하고 있다.

열유속이 더 커지게 되면 벽면온도가 급격히 올라가는 열전달 열화 현상이 발생하였다. 열유속이 증가함에 따라 유사임계 근처의 벽면온도는 증가하고 열전달계수는 감소하게 되며, 벽면온도는 열유속이 증가함에 따라 더 낮은 엔탈피 영역에서 최대값을 가졌다. 질량유속이 400 kg/m²s과 500 kg/m²s인 경우에서 알 수 있듯이, 열유속이 어느 정도 높은 조건에서 벽면온도는 매우 국부적인 최대값을 가지나 열유속이 더 증가하게 되면 이 국부적인 온도 분포는 이전보다 더 넓은 엔탈피 영역에 걸쳐 나타났다. 예를 들어 Fig. 3.1.3의 질량유속이 500 kg/m²s인 실험결과에서, 열유속이 49.3 kW/m²일 때에는 낮은 엔탈피 영역에서 벽면온도가 완만하게 조금 증가함을 알 수 있다. 열유속이 52.1 kW/m²인 조건

이 되면 벽면온도가 약 70 °C까지 올라가는 하나의 국부적인 최대값을 가졌다. 열유속이 더 증가하여 54.5 kW/m²이 되면, 벽면온도가 약 120 °C까지 올라가는 국부적인 최대값이 존재하게 되고, 이 최대값 보다 낮게 국부적으로 벽면온도가 증가하였다가 감소하는 부분이 약 60 °C의 온도로 약간 높은 엔탈피 영역에서 존재하였다. 열유속이 56.9 kW/m²이 되면, 약 120 °C였던 최대값은 120 °C보다 더 높은 벽면온도로 열유속이 54.5 W/m²이었을 때보다 더 낮은 엔탈피 영역에서 존재함을 확인하였으며, 약간 높은 엔탈피 영역에서 벽면온도가 약 90 °C까지 증가하였다가 감소하는 국부적 최대값이 존재함을 확인하였다. 열유속이 더 증가하여 63.8 kW/m² 이상의 값을 가지게 되면 이전과 같이 벽면온도가 급격하게 증가하였다가 바로 감소하는 최대값을 가지는 분포가 아닌 넓은 엔탈피 영역에 걸쳐 벽면온도가 증가된 상태로 얼마간 지속되는 분포를 가졌다. 이와 같이 벽면온도가 증가되어 열화가 일어난 영역은 열유속이 더 커짐에 따라 넓어짐을 그림을 통해 확인할 수 있다.

위와 같이 국부적으로 증가하였다가 다시 감소하는 벽면온도의 최대값이 두 개가 존재하는 실험결과는 Fig. 3.1.2와 Fig. 3.1.4의 질량유속이 400 kg/m²s 및 600 kg/m²s인 조건에서도 발견할 수 있었는데, 이러한 현상은 다른 연구자의 실험결과에서도 살펴볼 수 있었다. Weinberg(1972)의 실험(Fluid: CO₂, Vertical tube, $D=19\text{mm}$, $P=7.6\text{MPa}$, $T_{in}=20^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}=0.124\text{kg/s}$, $q_w=50\text{kW/m}^2$)에 의하면 튜브 하부에서 약 100 °C까지 벽면온도가 증가하였다가 바로 감소한 후 그 지점보다 약간 높은 위치에서 약 85 °C까지 벽면온도가 증가하였다가 감소하는 최대값이 존재하여 본 실험결과와 비슷한 현상을 보였다.

위에서 살펴본 바와 같이 벽면온도가 증가하는 열화 현상이 넓은 엔탈피 영역에 걸쳐 일어나기 전에는 매우 국부적으로 증가하였다가 다시 감소하는 최대값이 하나 또는 둘 이상이 존재함을 알 수 있는데, 이는 아임계압에서의 국부 막비등(Partial film boiling)에서 일어나는 현상과 흡사하다. 초임계압에서는 막비등과 같이 실제 기포가 생긴 후 모여 막을 형성하여 열전달을 막지는 않는다. 그러나 이와 유사하게 유동 내에서 생기는 밀도차로 인하여 관 벽면 근처에서의 전단응력이 작아진 영역에서의 열전달이 제대로 이루어지지 않아 이 영역에서만

벽면온도가 증가하였다가 다시 감소하는 것이라는 것을 실험결과를 통해 설명할 수 있는 것이다.

Ackerman(1970)은 초임계압 유체가 상의 구분이 없지만 유사임계점보다 낮은 영역의 밀도가 높은 유체를 액체와 같은 상태라 보고, 유사임계점보다 높은 영역의 밀도가 낮은 유체를 기체와 같은 상태라 가정하였다. 즉, 관 벽면 근처의 유체의 밀도가 낮아지게 되면 이러한 낮은 밀도의 유체로 인해 유동 중심부의 높은 밀도의 유체가 관 벽면을 다시 적시는 것을 막아 열전달을 저해한다고 주장하였다. Ackerman은 이러한 현상이 아임계압에서의 막비등과 비슷하여 유사막비등 현상(pseudo-film boiling phenomenon)이라고 하였다. 이와 같이 국부적으로 열전달을 막는 영역이 열유속이 더 큰 조건이 되면 합쳐져서 더 넓은 영역에 걸쳐 이러한 부분이 형성된다고 할 수 있다.

Jackson과 Hall(1979)은 위에서 설명하였었던 벽면온도의 국부적인 최대값은 상향유동의 혼합대류 조건에서 부력의 영향 때문에 생기는 것이라 주장하였다. 이러한 최대값은 매우 국부적으로 생기며 벌크온도가 유사임계온도 근처가 아닌 영역에서도 생긴다고 하였으며, 앞서 설명하였었던 넓은 영역에 걸쳐 최대값이 지속되는 온도분포는 열유속이 높은 조건에서 초임계압 유체의 강제대류 열전달에서 보이는 특성이라고 하여 국부적인 최대값과는 구분을 하였다.

벽면온도의 최대값이 열유속이 증가함에 따라 더 낮은 엔탈피 영역으로 이동하는 것과는 반대로 열전달계수의 최대값은 더 높은 엔탈피 영역으로 이동한다. 질량유속이 매우 작은 $285 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우에는 열전달계수의 최대값은 유사임계 엔탈피보다 더 높은 영역에서 최대값을 가지지만 대부분의 질량유속 조건에서는 유사임계 엔탈피보다 낮은 영역에서 최대값을 가진다. 이와 같이 열전달 열화가 일어나는 영역에 대해서는 Dittus-Boelter 상관식이 유사임계 엔탈피 근처 영역 뿐만 아니라 유사임계 엔탈피에서 먼 영역에 대해서도 잘 예측하지 못하고 있음이 확인되었다.

Fig. 3.1.5 ~ Fig. 3.1.8은 질량유속이 비교적 큰 조건에 대한 실험결과를 나타낸다. Fig. 3.1.8에서와 같이 질량유속이 $1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우를 보면, 열유속을 167 kW/m^2 까지 증가시켜도 급격한 벽면온도의 상승은 관찰할 수 없었다. 또한 질량유속이 큰 조건에서 열유속이 낮으면 벽면온도와 유체벌크 온도의 차가

작아 열전달계수는 매우 커지게 되는데, 이러한 열전달계수는 Dittus-Boelter 상 관식으로 구한 값에 비해 상당히 큰 값을 가진다. 심지어 벽면온도와 벌크온도의 차가 열전대의 오차범위보다도 작은 경우가 있는데, 이러한 데이터들은 신뢰하기가 어렵다고 판단된다. 이러한 데이터들로 인하여 Fig. 3.1.8에서와 같이 유사임

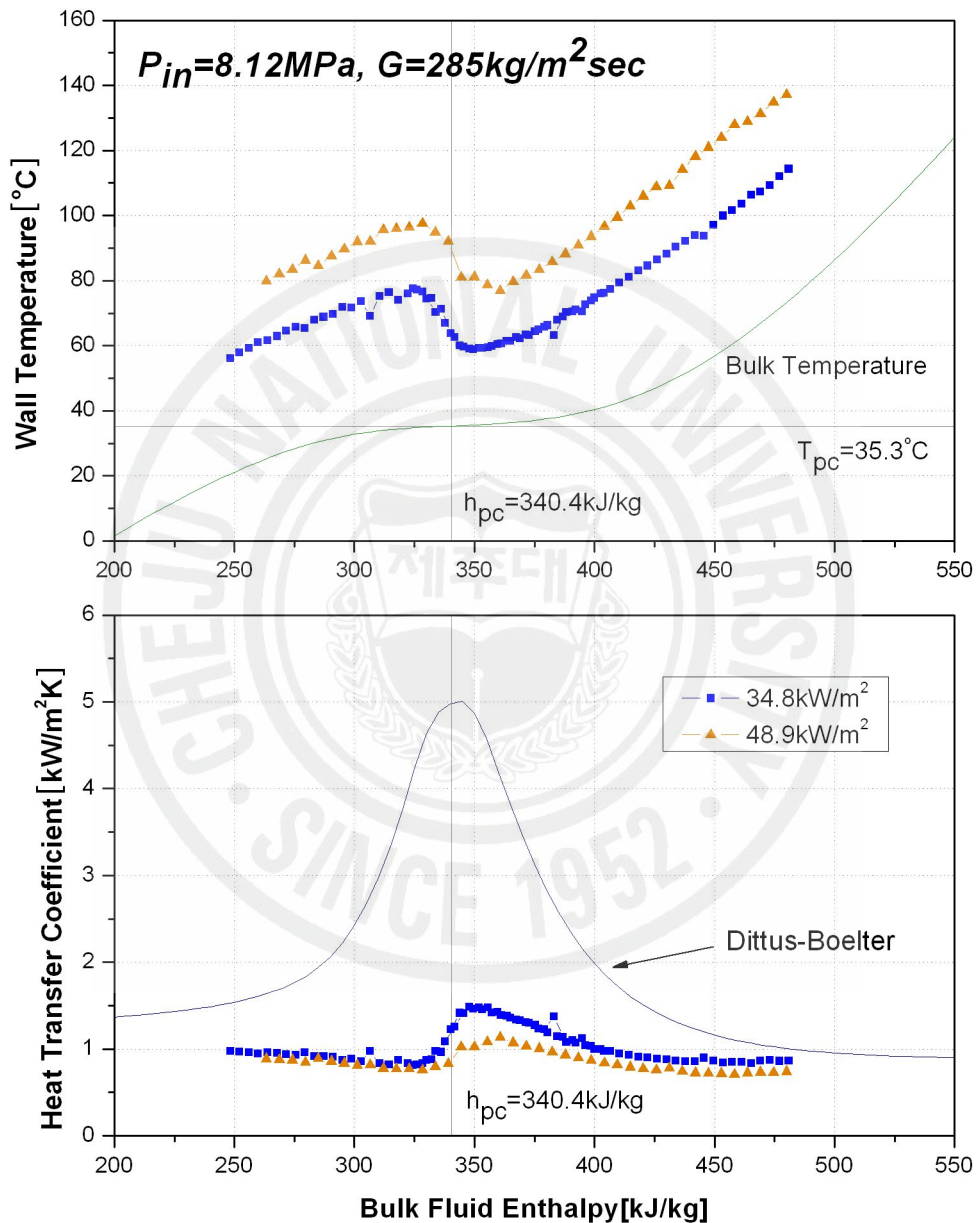


Fig. 3.1.1 Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of 285 kg/m²s. 계 엔탈피 영역 근처에서 열전달계수의 편차가 크게 나타나는 것으로 보인다. 질

량유속이 비교적 큰 조건에서도 질량유속이 낮은 조건에서와 마찬가지로 열유속이 증가함에 따라 열전달계수의 최대값은 더 높은 엔탈피 영역에 존재하였다.

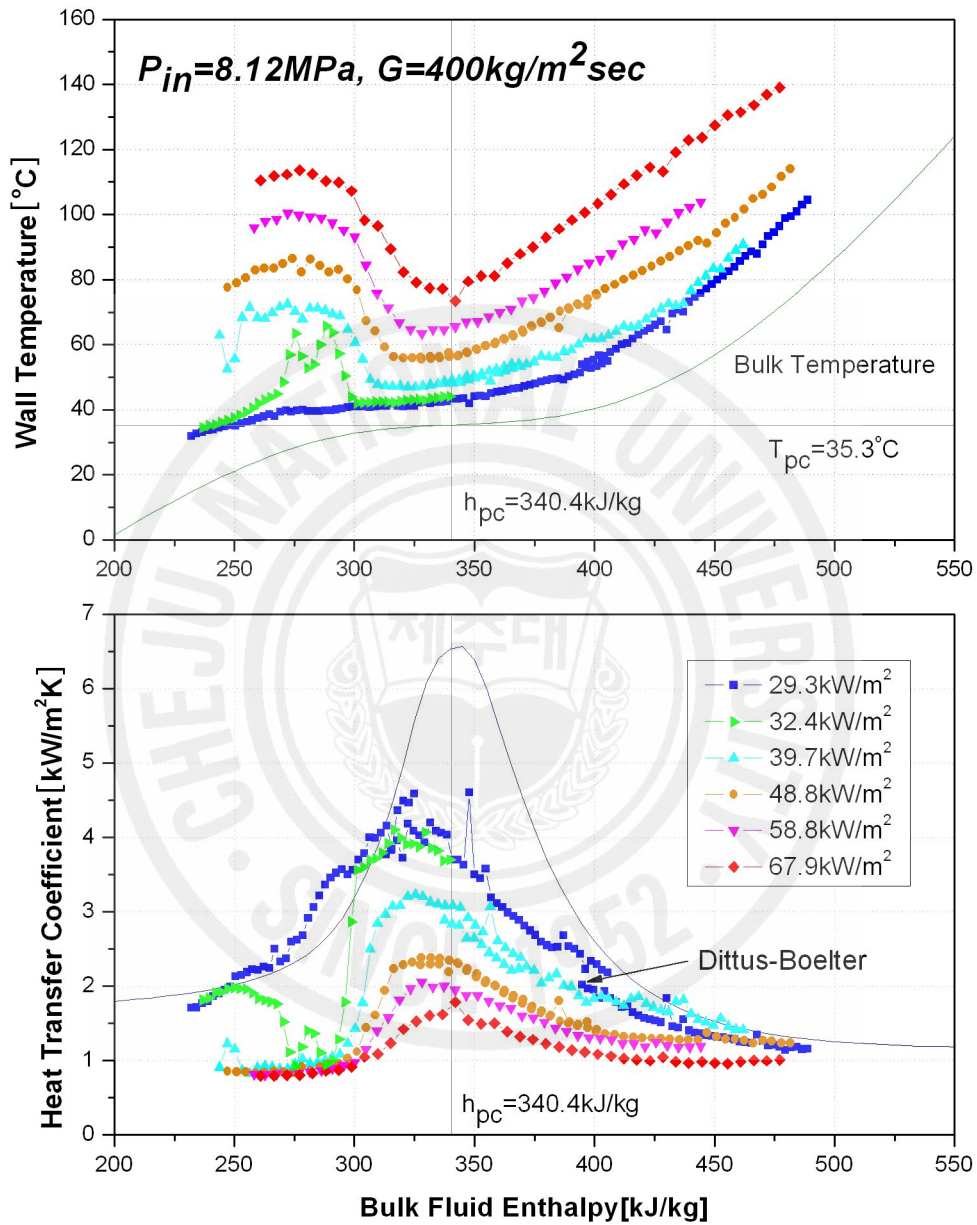


Fig. 3.1.2 Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of $400 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$.

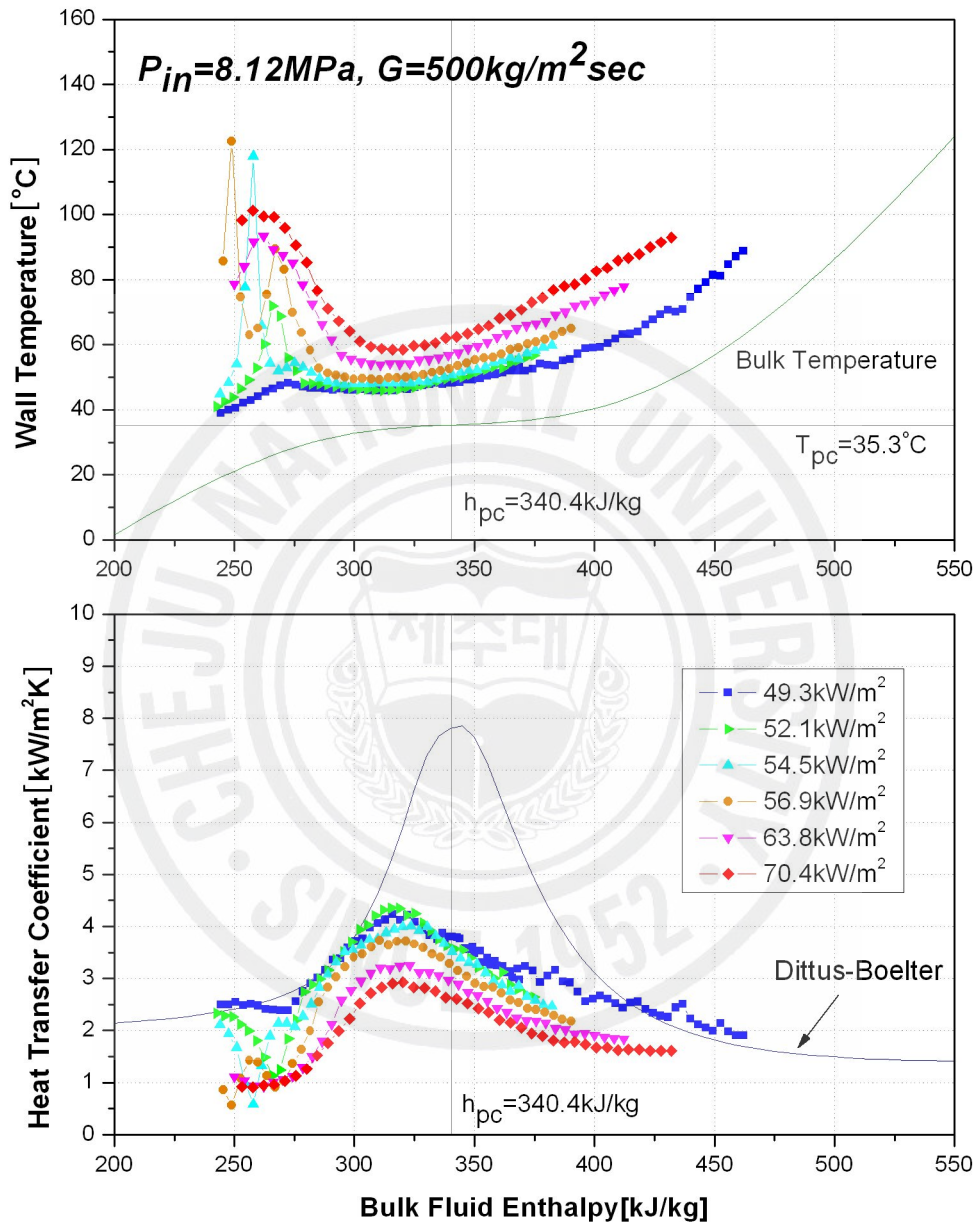


Fig. 3.1.3 Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of $500 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$.

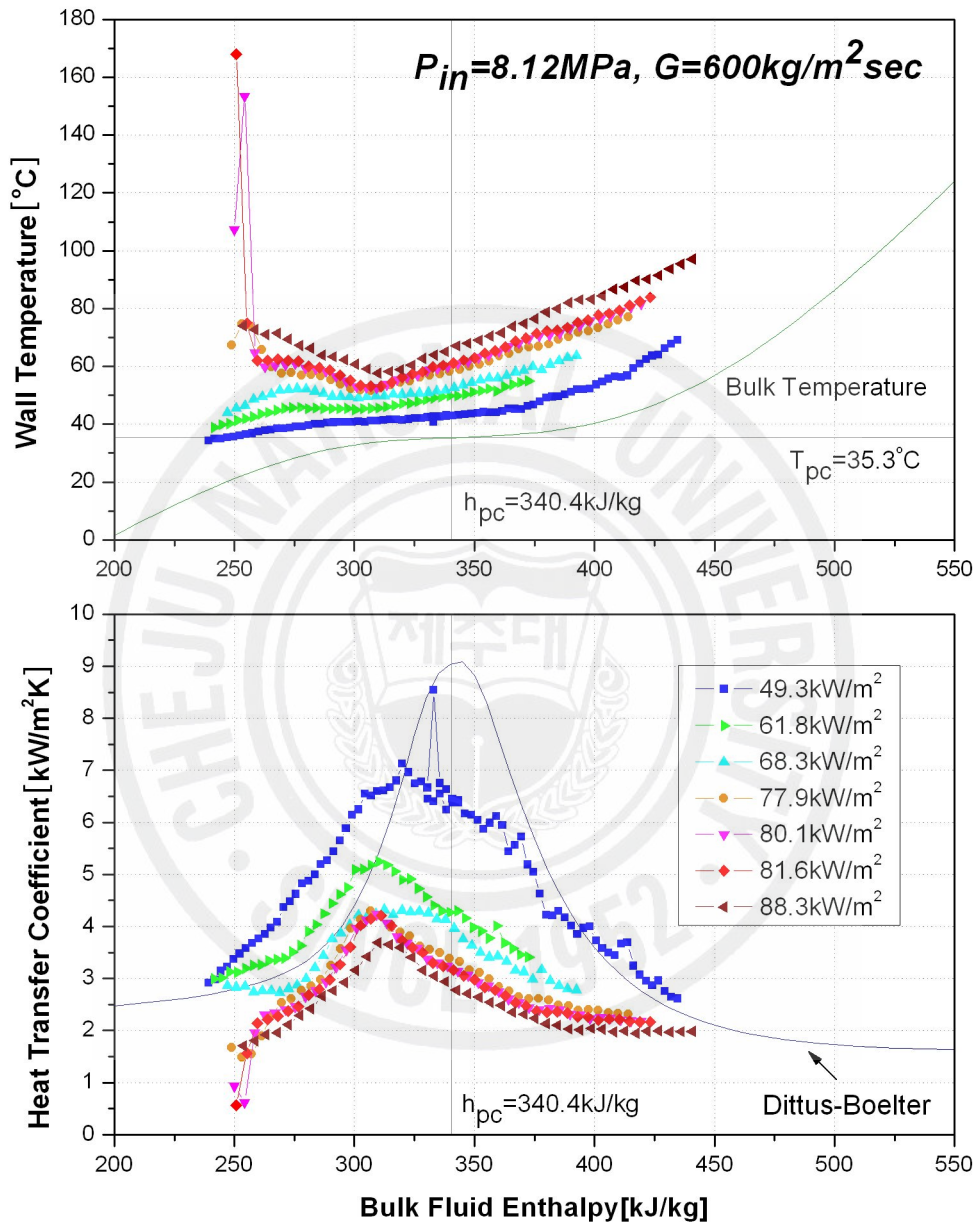


Fig. 3.1.4 Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of $600 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$.

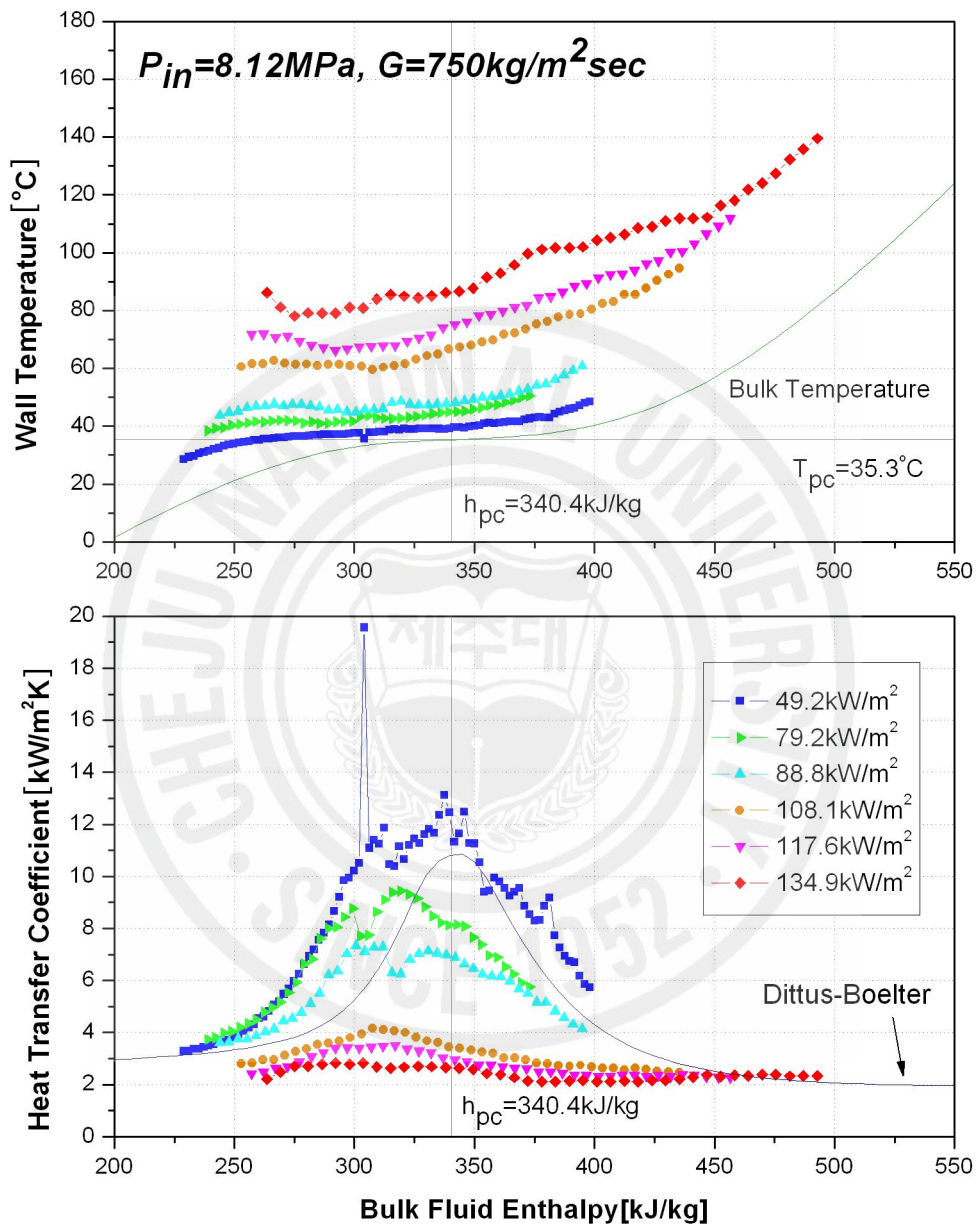


Fig. 3.1.5 Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of $750 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

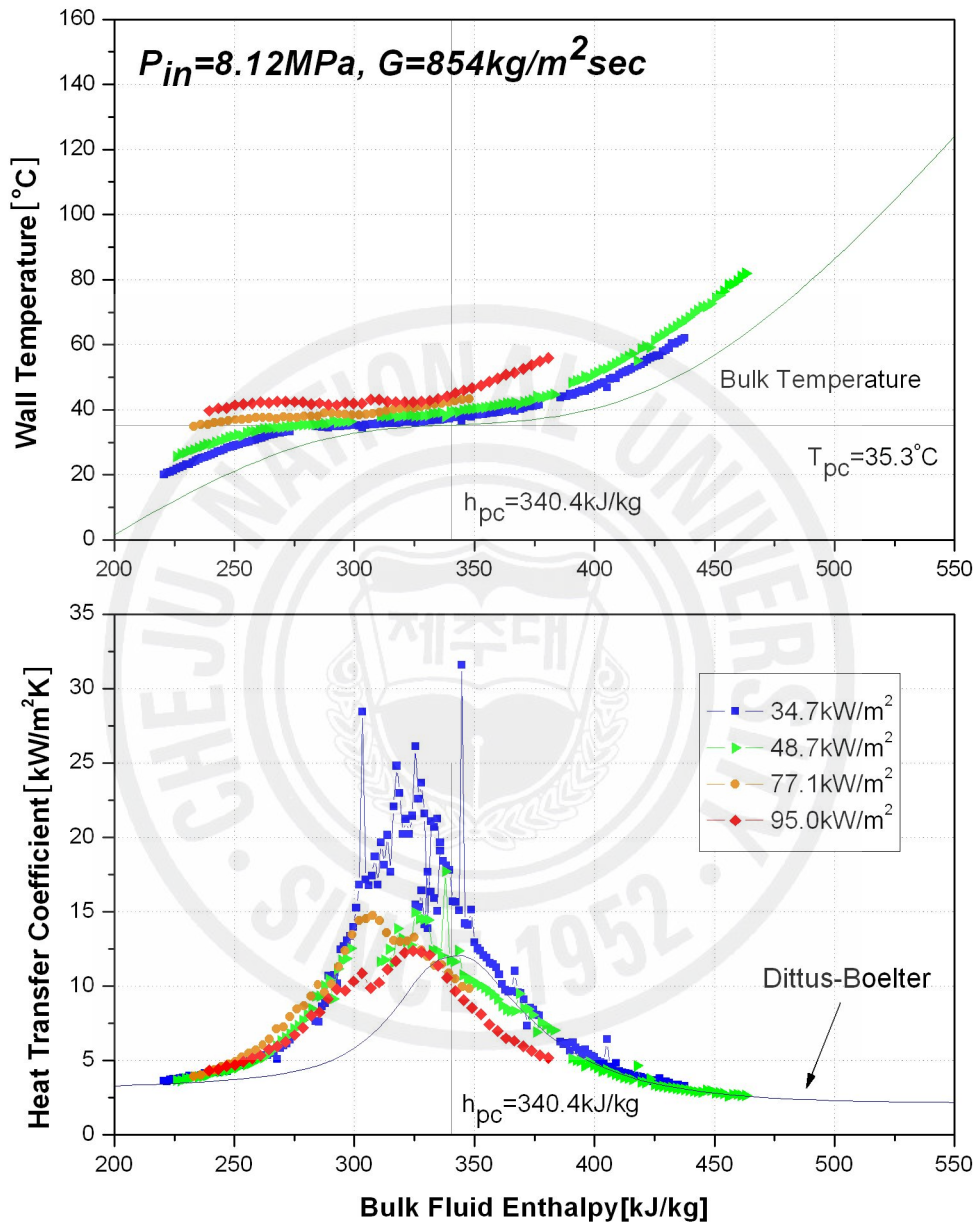


Fig. 3.1.6 Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of 854 kg/m²s.

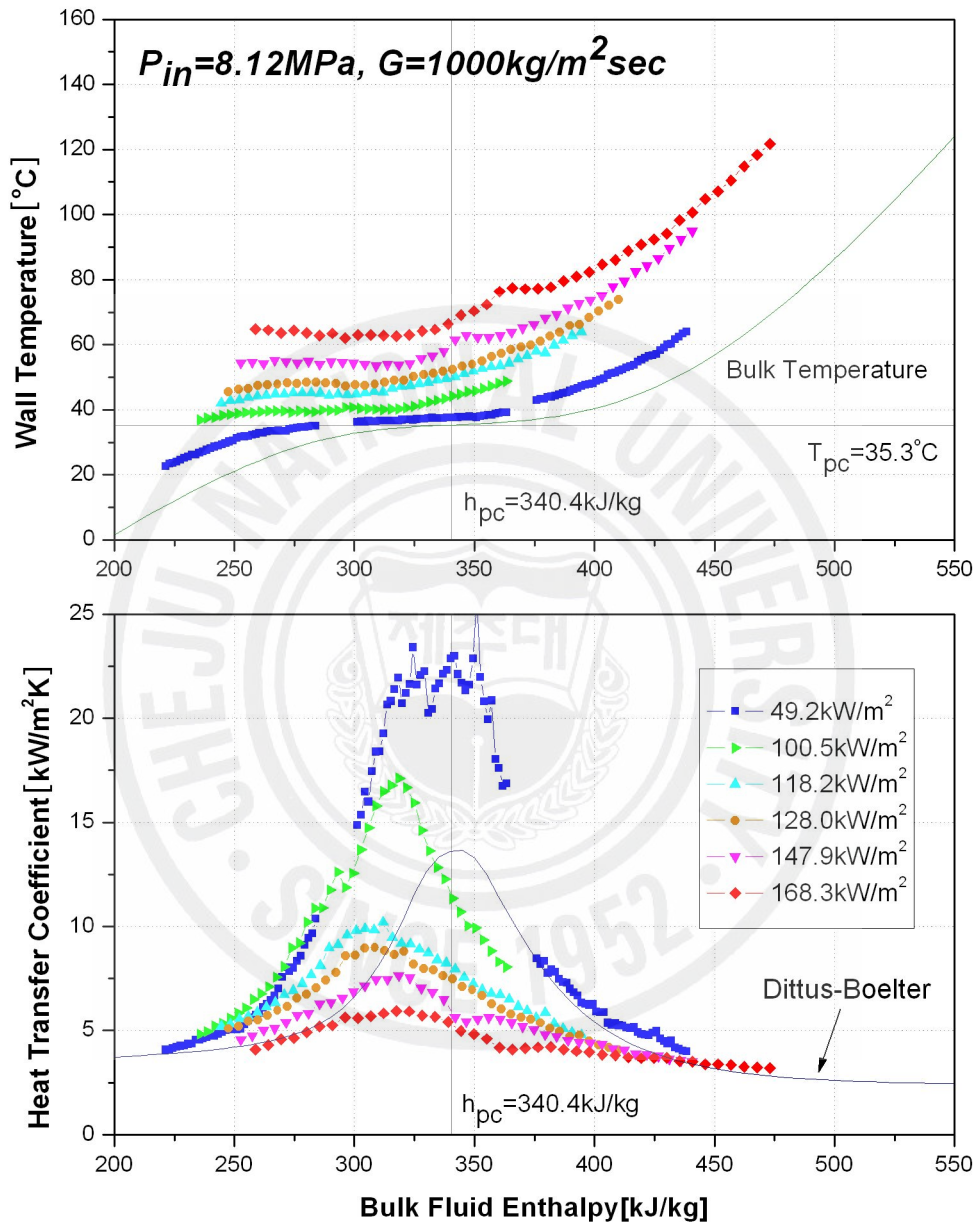


Fig. 3.1.7 Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of 1000 kg/m²s.

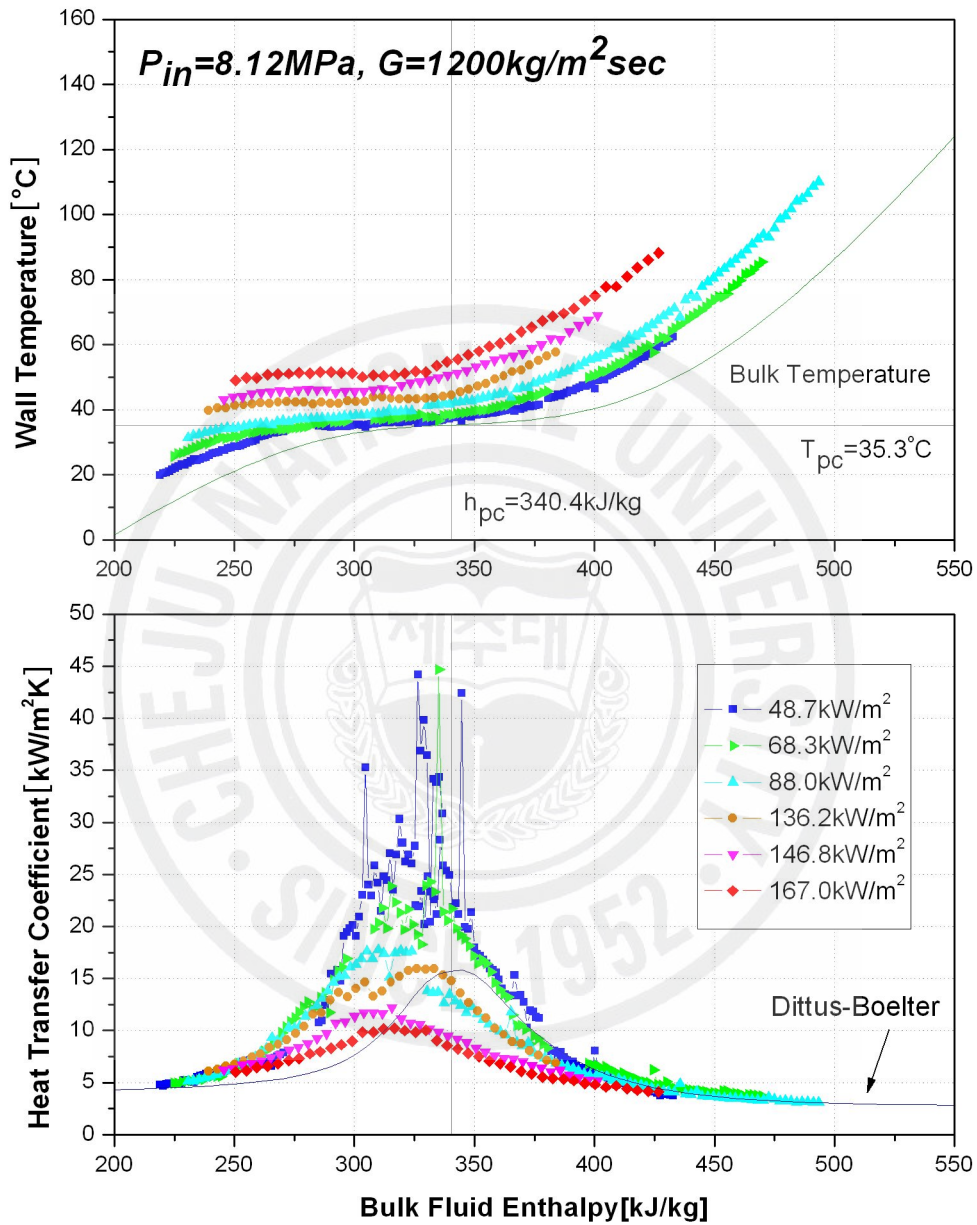


Fig. 3.1.8 Effect of heat flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of $1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

2. 질량유속의 영향

Fig. 3.2는 질량유속의 영향을 알아보기 위하여 열유속이 50 kW/m^2 인 조건에서 질량유속을 변화시키면서 관 벽면온도와 열전달계수를 표시한 그림이다. 질량유속이 $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 이상인 조건에서 벽면온도는 유체의 벌크온도와 거의 평행한 모습을 보이며 벽면온도가 급상승하는 현상은 보이지 않았다. 그러나 질량유속이 이보다 작은 $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 조건에서 벽면온도가 약간 증가하는 현상이 낮은 엔탈피 영역에서 관찰되었으며, $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 와 $285 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서의 벽면온도는 급격한 상승을 보임을 그림을 통해 확인할 수 있다. 그리고 그림을 통해 알 수 있듯이, 질량유속이 감소함에 따라 벽면온도의 최대값은 더 높은 엔탈피 영역에서 존재하였고, 열전달계수 역시 질량유속이 감소함에 따라 그 최대값은 더 높은 엔탈피 영역으로 이동하였다. 대부분의 질량유속 조건에서 열전달계수는 유사임계 엔탈피보다 낮은 영역에서 최대값을 갖지만, 질량유속이 $285 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 까지 낮아지면 열전달계수의 최대값은 유사임계 엔탈피보다 더 높은 영역에 존재하였다.

질량유속이 커짐에 따라 유사임계 엔탈피 근처에서의 벽면온도는 벌크온도와 가까워지는데 이 영역에서의 열전달계수는 최대값을 가지게 된다. 벽면온도와 벌크온도의 차가 가장 작은 질량유속 $1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 조건에서의 열전달계수는 유사임계 엔탈피 근처에서 그 편차가 가장 크게 나타났고, 이 편차는 질량유속이 감소함에 따라 작아졌다. 이와 같이 편차가 크게 나타나는 것은 벽면온도와 벌크온도의 차가 열전대의 오차범위 정도까지 작아지기 때문이다.

질량유속이 큰 조건, 즉 열전달 열화가 일어나지 않는 조건에서는 열전달계수가 Dittus-Boelter 상관식으로 계산한 값보다 더 높게 나타난 반면, 열전달 열화가 일어난 조건에서는 상관식으로 계산한 값보다 낮게 열전달계수가 분포함을 확인하였다.

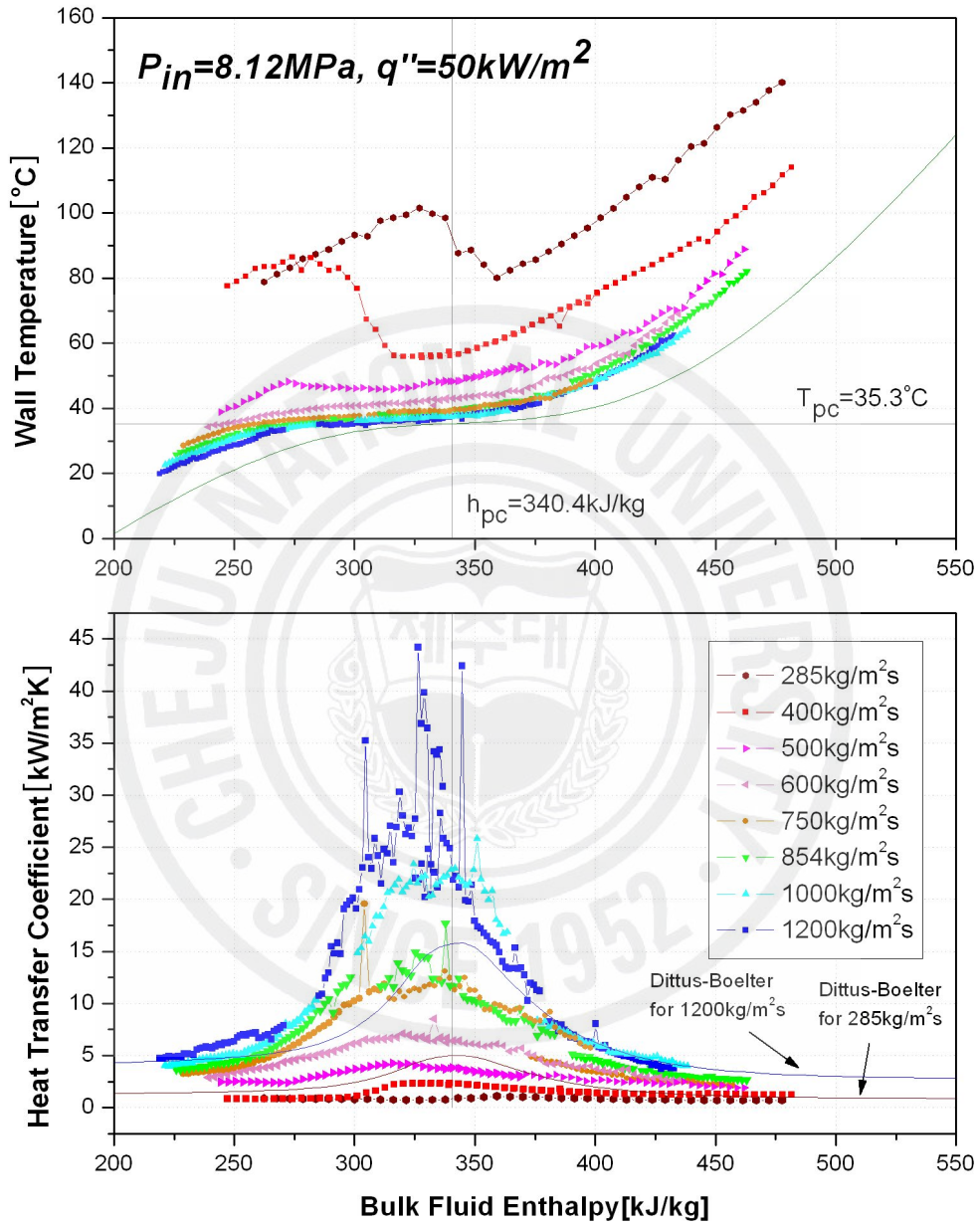


Fig. 3.2 Effect of mass flux on the wall temperature and heat transfer coefficient at a heat flux of 50 kW/m².

3. 입구압력의 영향

입구압력 조건이 열전달에 어떠한 영향을 미치는지 알아보기 위하여 임계압력의 1.05배인 7.75 MPa와 1.1배인 8.12 MPa, 이 두 입구압력 조건에 대하여 실험한 결과를 Fig. 3.3과 Fig. 3.4에 나타내었다. Fig. 3.3은 낮은 질량유속, 즉 $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 조건에서 열유속이 각각 30, 50, 70 kW/m^2 에 대해 벽면온도와 열전달계수를 표시한 것이다. 그리고 Fig. 3.4는 질량유속이 큰 조건, 즉 $1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에 대해 열유속이 50 kW/m^2 과 90 kW/m^2 인 조건으로 실험한 결과를 나타낸 것이다.

입구압력이 임계압력에 더 가까울수록, 즉 8.12 MPa의 압력조건과 비교하여 7.75 MPa의 압력조건에서, 벽면온도는 더 낮게 분포하며 열전달계수는 더 높은 값을 가졌다. 입구압력이 달라짐에 따라 벽면온도와 열전달계수의 값은 달라지지만 벽면온도와 열전달계수는 전체적으로 비슷한 모양으로 분포하였다. 입구압력이 낮은 조건에서의 벽면온도는 입구압력이 높은 조건에서보다 낮게 분포하게 되는데 유사임계 엔탈피 부근에서 벌크 온도와 가까운 값을 가지게 된다. 이렇게 벽면온도와 벌크온도의 차가 작아지면서 열전달계수는 커지는데, 심지어 벽면온도와 벌크온도의 차가 열전대의 오차범위보다 더 작은 경우가 존재한다. 이와 같은 데이터들로 인하여 열전달계수의 편차가 심하게 분포하는 것이라고 판단된다. 이러한 현상은 질량유속이 $1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 조건에서 더 확실히 알 수 있다. Fig. 3.4에서 열유속이 50 kW/m^2 , 입구압력이 7.75 MPa인 조건에서는 열전달계수가 약 $80 \text{ kW/m}^2\text{K}$ 까지 올라가며 유사임계 엔탈피 부근에서 그 편차가 크게 나타났지만, 같은 조건에서 입구압력이 8.12 MPa일 때에는 열전달계수의 편차 정도가 감소함을 확인하였다.

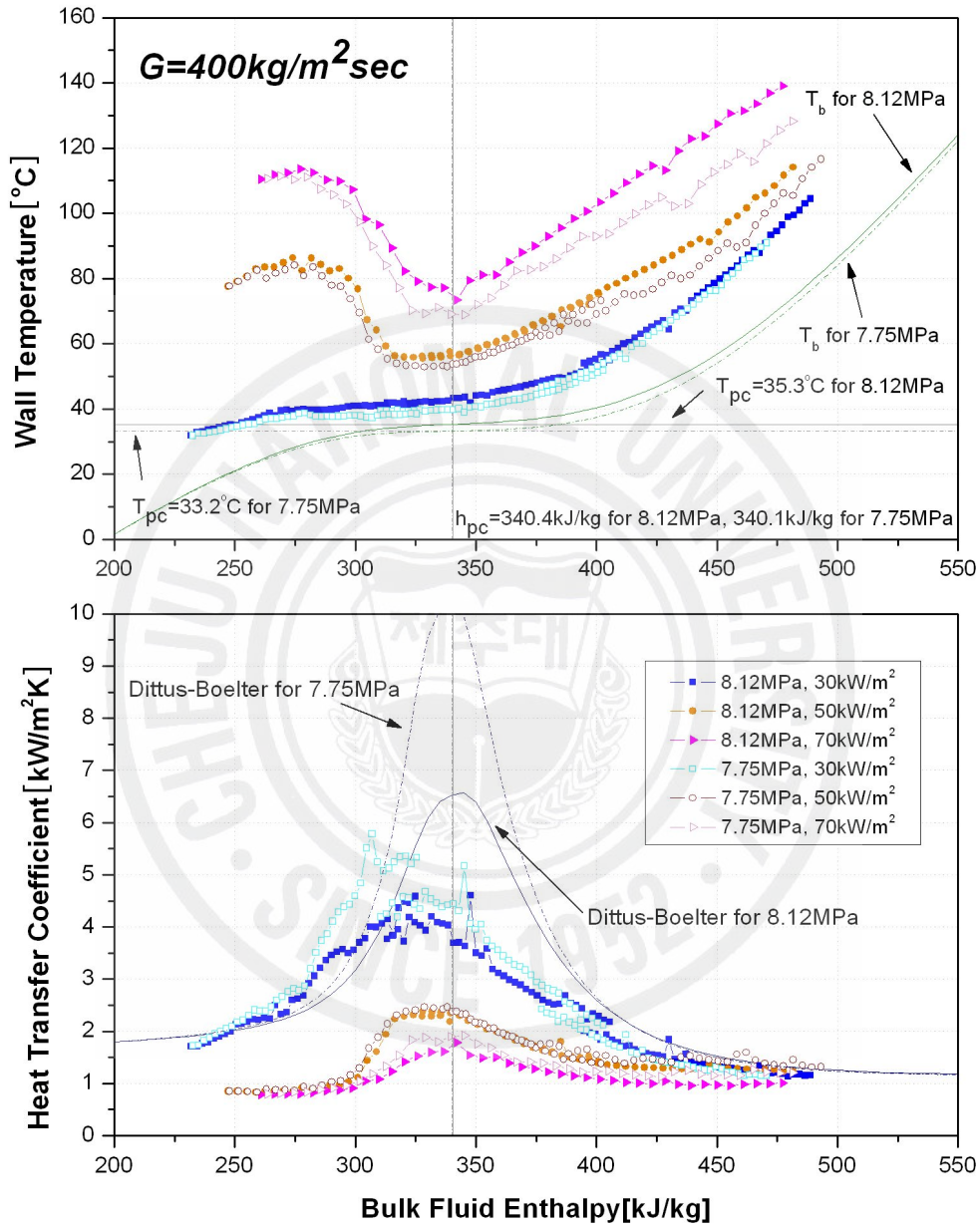


Fig. 3.3 Effect of inlet pressure on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

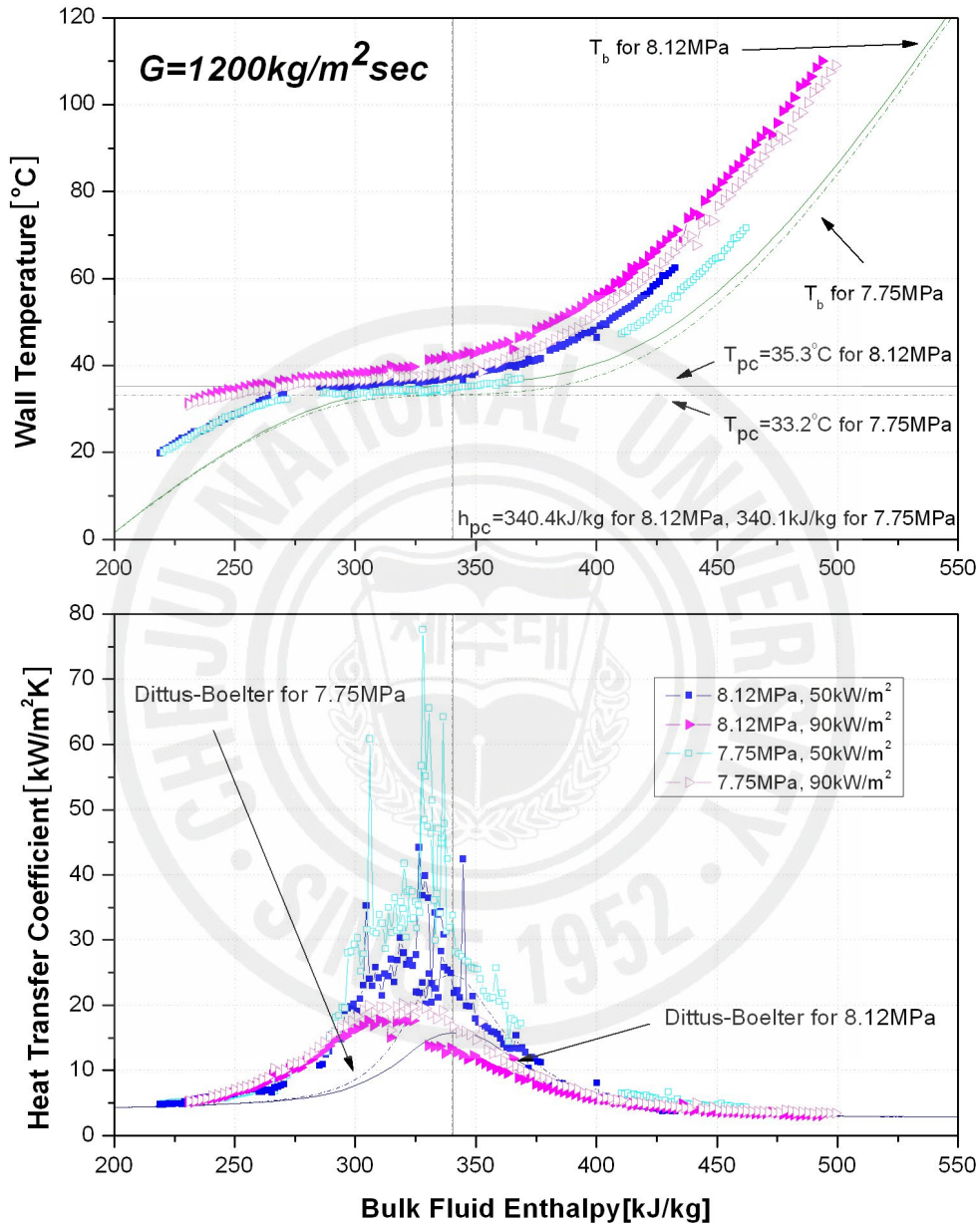


Fig. 3.4 Effect of inlet pressure on the wall temperature and heat transfer coefficient at a mass flux of $1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

4. 환경의 영향

실험관의 내경이 열전달에 미치는 영향을 알아보기 위하여 기존에 수행되었던 내경 4.4 mm와 9.0 mm 원형관의 실험결과와 비교를 하였다. Fig. 3.5는 입구압력 8.12 MPa, 질량유속 400 kg/m²s, 열유속이 각각 30, 50, 그리고 60 kW/m²인 조건에 대해 환경에 따른 열전달계수를 비교한 그림이다.

낮은 열유속, 즉 30 kW/m²인 조건에서는 벽면온도의 급상승이 없는 정상 열전달이 이루어지는 조건이다. 이러한 조건에서는 실험관의 내경이 작을수록 열전달계수는 높은 값을 가지게 되는데, 이러한 현상은 일반적인 단상 강제대류 열전달의 특성이다(Incropera 등, 2007). 이러한 특성에 따라 실험결과에서도 내경이 가장 작은 4.4 mm 원형관에서의 열전달계수가 가장 높은 결과를 보였다. 그러나 열전달열화의 발생과 관련해서는 환경의 차이로 인해 다른 결과를 보임이 확인되었다. 열유속이 30 kW/m²로 같은 조건이지만, 환경이 4.4 mm인 원형관과 6.32 mm인 원형관에서는 열전달 열화 현상이 일어나지 않았으나, 9.0 mm인 원형관에서는 열화 현상이 일어나는 것이 확인되었다. 9.0 mm의 원형관에서 나타난 열화 현상은 벽면온도가 국부적으로 증가하였다가 감소하는 최대값을 가지는 것으로 보아 부력의 영향이 크게 작용하여 생기는 열전달 열화현상으로 보인다. 따라서 환경이 큰 원형관에서의 부력이 환경이 작은 원형관에서의 부력보다 더 크기 때문에 9.0 mm의 원형관에서만 열전달 열화 현상이 생긴 것이라 판단된다. 즉, 어떤 특정한 실험 조건에서 환경은 열전달 열화 발생 유무에 있어서 중요한 변수가 된다는 것이 실험을 통해 확인되었다.

열유속이 더 큰 조건인 50 kW/m²에서는 모든 실험관에서 열전달 열화 현상이 관찰되었다. 그림에서 알 수 있듯이, 열전달계수는 유사임계 엔탈피보다 약간 낮은 엔탈피 영역에서 최대값을 가진다. 여기서 특이한 점은 엔탈피가 310 kJ/kg보다 작은 엔탈피 영역에서는 열유속이 30 kW/m²인 실험에서와는 달리 환경이

클수록 열전달계수가 더 높은 현상을 보인다는 것이다. 이러한 현상은 열유속이 60 kW/m^2 에서 더 확실하게 알 수 있는데, 이 조건에서는 약 320 kJ/kg 보다 작은 엔탈피 영역에서 내경 9.0 mm 인 실험관에서의 열전달계수가 더 크게 분포하였다. 임의의 엔탈피보다 낮은 영역에서 관경이 큰 실험에서의 열전달계수가 더 높은 현상이 나타났지만, 열화가 일어나는 영역은 더 넓은 엔탈피에 걸쳐 분포하고 있음이 확인되었다. 이와 같은 실험결과는 열유속이 높은 조건이 되면서, 부력에 의한 효과만이 아닌 열가속에 의한 효과가 조합되어 일어나는 열전달 열화 현상이기 때문이라고 판단된다.

Komita 등(2003)은 관경의 영향을 분석하기 위하여 프레온을 작동유체로 하여 실험을 수행하였다. 실험을 통하여 정상열전달에서는 통상 단상류의 경우와 마찬가지로 관의 직경이 작을수록 열전달계수는 높은 값을 가지나, 열전달열화에서는 관경에 의한 차이가 없으므로 큰 직경의 실험관으로 실험한 결과를 작은 직경의 실험관의 실험에 적용가능하다고 주장하였다. 그러나 위에서 설명하였듯이, 본 실험에서는 같은 실험조건에서 관경에 따라 열전달 열화 발생유무가 달라졌으며, 또한 열전달 열화가 발생하는 조건에서도 열화 정도가 관경에 따라 달라지는 결과를 얻었다. 이러한 결과를 볼 때, 초임계압 유체의 열전달에 있어서 관경 역시 반드시 고려해야 할 변수 중의 하나라고 판단된다.

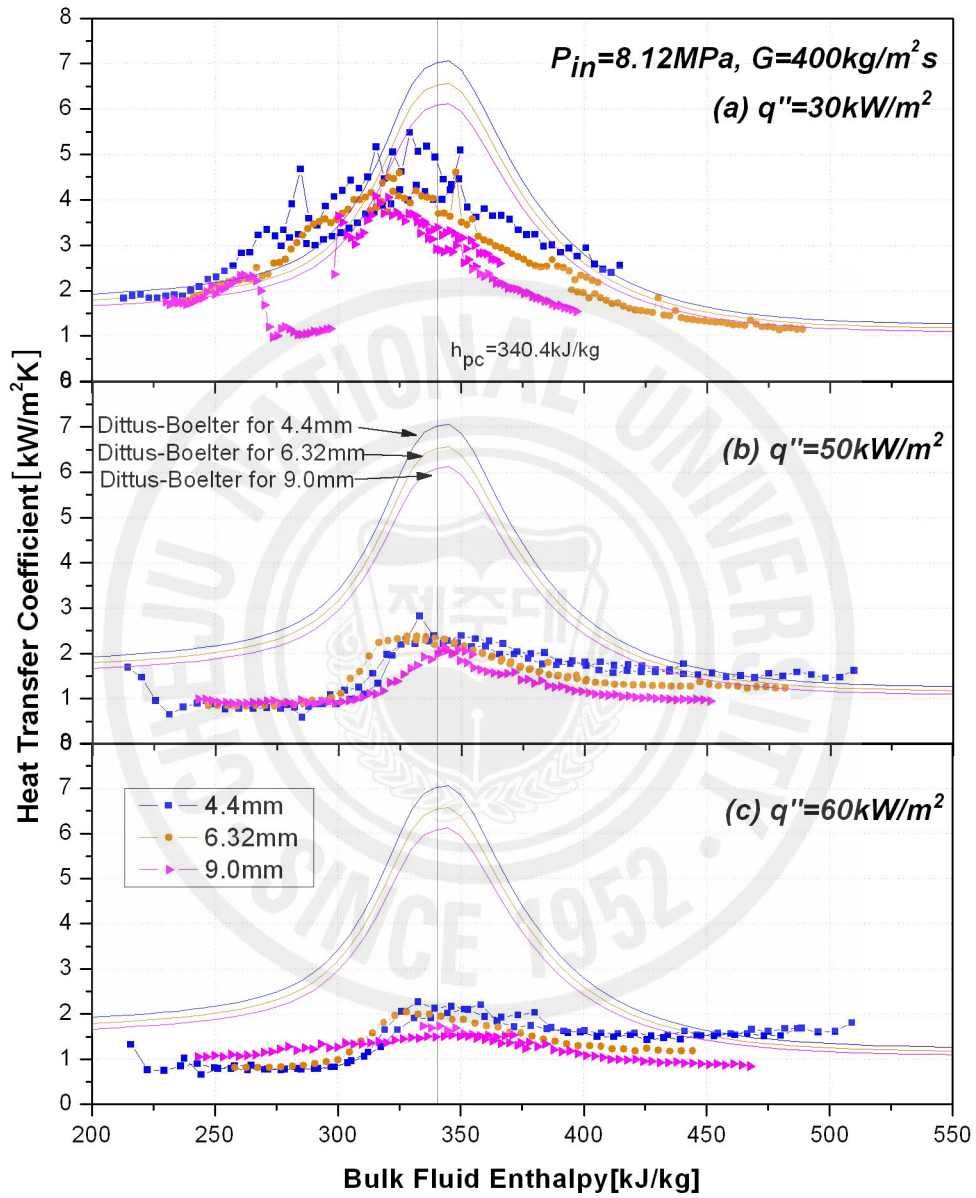


Fig. 3.5 Effect of tube diameter on the heat transfer coefficient ((a) $q''=30\text{ kW/m}^2$, (b) $q''=50\text{ kW/m}^2$, (c) $q''=60\text{ kW/m}^2$).

5. 기존 열전달 상관식과의 비교

초임계압에서의 열전달은 유사임계온도 근처에서의 물성치의 급격한 변화로 인해 아임계압에서의 열전달과는 다른 열전달 특성을 보인다. 이러한 이유로 기존의 단상유동을 기본으로 하여 제시된 상관식을 초임계압에서의 열전달에 그대로 적용시키기는 어렵다. 따라서 초임계압에서의 대부분의 상관식은 일반적인 단상유동 상관식에 물성의 급격한 변화를 고려하기 위하여 밀도비, 비열비와 같은 항이 추가된 형태를 지닌다. 그러나 아직까지 초임계상태의 열전달, 특히 열전달 열화와 같은 현상에 대한 이론적인 분석이 만족스럽게 이루어지지 않아 대부분의 상관식은 실험결과에 근거한 경험식(empirical correlation)의 형태로 제시되었다. 이러한 이유로 인해 기존에 제시된 상관식들은 각각의 실험조건과 다른 조건에서 열전달계수를 계산하면 작지 않은 편차를 보인다.

본 절에서는 기존의 연구자들이 제시한 상관식들을 이용하여 본 연구에서 수행된 수직관 내에서 상향유동 하는 CO₂의 열전달에 대한 실험조건으로 계산한 결과와 실험 데이터를 비교하였다. 비교에 사용된 상관식들은 다음과 같다.

Krasnoshchekov와 Protopopov(1960)는 초임계압 물과 CO₂의 강제대류열전달에 대하여 다음과 같은 상관식을 제시하였다. 유사임계온도 부근에서의 급격한 물성변화를 고려하기 위해 벌크온도와 벽면온도에 대한 점성계수, 열전도계수, 그리고 비열의 비가 도입되었으며, 비열은 평균된 값이 사용되었다.

$$Nu_b = Nu_0 \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.11} \left(\frac{k_b}{k_w} \right)^{-0.33} \left(\frac{c_p}{c_{pb}} \right)^{0.35} \quad (8a)$$

$$Nu_0 = \frac{(\xi/8)Re_b Pr_b}{12.7(\xi/8)^{1/2}(Pr_b^{2/3} - 1) + 1.07} \quad (8b)$$

$$\xi = \frac{1}{(1.82 \log_{10} Re_b - 1.64)^2} \quad (8c)$$

식 (8)은 물의 실험인 경우에 압력이 22.3 ~ 32 MPa, CO₂의 실험에서는 8.3 MPa에서 유효하며, 다음과 같은 무차원수의 영역에서 상관식을 적용하는 것이 권장되었다:

$$2 \times 10^4 < Re_b < 8.6 \times 10^5, \quad 0.85 < Pr_b < 65, \quad 0.90 < \frac{\mu_b}{\mu_w} < 3.60,$$

$$1.00 < \frac{k_b}{k_w} < 6.00, \quad 0.07 < \frac{\overline{c_p}}{c_{pb}} < 4.50.$$

위의 Krasnoshchekov와 Protopopov(1960)의 상관식은 Jackson(1979)에 의하여 Nu_0 가 간단한 Dittus-Boelter 형태로 수정되었으며, 비열비의 지수는 일정치 않고 식 (9b)와 같이 대부분의 조건에서 0.4 ~ 0.6의 값을 갖도록 수정되었다. 비열비에서의 지수 n 은 유사임계온도에 대한 벌크온도와 벽면온도의 관계에 따라 식 (9b)와 같이 표현된다.

$$Nu_b = 0.0183 Re_b^{0.82} Pr_b^{0.5} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.3} \left(\frac{\overline{c_p}}{c_{pb}} \right)^n \quad (9a)$$

$$n = 0.4 \text{ for } T_b < T_w < T_{pc}, \text{ and } 1.2 T_{pc} < T_b < T_w$$

$$n = 0.4 + 0.2[(T_w/T_{pc}) - 1] \text{ for } T_b < T_{pc} < T_w$$

$$n = 0.4 + 0.2[(T_w/T_{pc}) - 1]\{1 - 5[(T_w/T_{pc}) - 1]\}$$

$$\text{for } T_{pc} < T_b < 1.2 T_{pc} \text{ and } T_b < T_w \quad (9b)$$

Jackson과 Fewster(1975)는 Krasnoshchekov 등의 상관식을 수정하여 다음과 같은 상관식을 제안하였다. Nu_0 는 간단한 Dittus-Boelter의 형태로 수정되었고 비열비 항이 없어지는 대신에 식 (10b)에서 보는 바와 같이 프란틀 수에서 평균된 비열이 이용되었다.

$$Nu_b = 0.0183 Re_b^{0.82} \overline{Pr}_b^{0.5} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.3} \quad (10a)$$

$$\overline{Pr}_b = \frac{\overline{c_p} \mu_b}{k_b} = \frac{i_w - i_b}{T_w - T_b} \frac{\mu_b}{k_b} \quad (10b)$$

$$\overline{c_p} = \frac{1}{(T_w - T_b)} \int_{T_b}^{T_w} c_p dT = (h_w - h_b)/(T_w - T_b) \quad (10c)$$

Bishop 등(1965)은 튜브 내부를 수직 상방향으로 초임계압 물이 흐르는 경우, 압력은 22.8 ~ 27.6 MPa, 유체의 벌크온도는 282 ~ 527 °C, 질량유속은 651 ~ 3662 kg/m²s, 열유속은 0.31 ~ 3.46 MW/m²의 범위에서 열전달 실험을 수행하였다. 제시된 열전달계수 상관식은 다음과 같다.

$$Nu_b = 0.0069 Re_b^{0.9} \overline{Pr}_b^{0.66} (\rho_w/\rho_b)^{0.43} [1 + 2.4/(x/d)] \quad (11)$$

여기에서, $\overline{Pr}_b = \mu_b \overline{c}_p/k_b$ 이며 x 는 가열되는 관의 길이방향으로의 위치이다.

Swenson 등(1965)은 초임계압수의 수직관 내에서의 국부 강제 대류 열전달에 대한 연구를 수행하였다. 이들은 유사임계점 부근에서의 초임계압 물의 물성의 급격한 변화로 인해 기존의 상관식들이 실험결과를 잘 예측하지 못하고 있다고 주장하였으며, 다음과 같은 상관식을 제시하였다. 대부분의 상관식에서 참조온도(reference temperature)로 유체의 벌크온도가 사용된 반면에 Swenson 등의 상관식에서는 벽면온도가 참조온도로 사용되었다. 상관식은 압력은 22.8 ~ 41.4 MPa, 질량유속은 542 ~ 2150 kg/m²s, 벽면온도는 93 ~ 649 °C, 그리고 벌크온도는 75 ~ 576 °C에서 유효하며, 이 상관식은 CO₂의 실험데이터도 잘 예측하고 있다고 주장하였다.

$$Nu_w = \frac{hD}{k_w} = 0.00459 Re_w^{0.923} \overline{Pr}_w^{0.613} (\rho_w/\rho_b)^{0.231} \quad (12)$$

여기에서, $Re_w = GD/\mu_w$, $\overline{Pr}_w = \mu_w \overline{c}_p/k_w$ 로서 레이놀즈 수와 평균된 프란틀 수는 참조온도로 벽면온도가 사용되어 표현되었다.

Watts와 Chou(1982)는 25 MPa의 초임계압수에 대하여 질량유속은 106 ~ 1060 kg/m²s, 열유속은 0.175 ~ 0.44 MW/m²의 영역에 대하여 실험을 수행하였다. 실험결과를 토대로 열전달 상관식을 두 조건, 즉 정상 열전달과 열화 열전달로 나누어 상관식을 다음과 같이 제시하였다. 정상 열전달에서의 상관식을 식 (13b)와 (13c)에, 열화 열전달에 대한 상관식을 식 (13d)와 (13e)에 표현하였다.

$$Nu_b = Nu_{var} f\left(\frac{Gr_m}{Re_b^{2.7} Pr_b^{0.5}}\right) \quad (13a)$$

$$f\left(\frac{Gr_m}{Re_b^{2.7} Pr_b^{0.5}}\right) = \left(1 - 3000 \frac{Gr_m}{Re_b^{2.7} Pr_b^{0.5}}\right)^{0.295} \text{ for}$$

$$\frac{Gr_m}{Re_b^{2.7} Pr_b^{0.5}} \leq 1.0 \times 10^{-4} \quad (13b)$$

$$f\left(\frac{Gr_m}{Re_b^{2.7} Pr_b^{0.5}}\right) = \left(7000 \frac{Gr_m}{Re_b^{2.7} Pr_b^{0.5}}\right)^{0.295} \quad \text{for } \frac{Gr_m}{Re_b^{2.7} Pr_b^{0.5}} > 1.0 \times 10^{-4} \quad (13c)$$

$$f\left(\frac{Gr_m}{Re_b^{2.7} Pr_b^{0.5}}\right) = \left(1.27 - 19500 \frac{Gr_m}{Re_b^{2.7} Pr_b^{0.5}}\right)^{0.7} \quad \text{for } \frac{Gr_m}{Re_b^{2.7} Pr_b^{0.5}} \leq 4.5 \times 10^{-5} \quad (13d)$$

$$f\left(\frac{Gr_m}{Re_b^{2.7} Pr_b^{0.5}}\right) = \left(2600 \frac{Gr_m}{Re_b^{2.7} Pr_b^{0.5}}\right)^{0.305} \quad \text{for } \frac{Gr_m}{Re_b^{2.7} Pr_b^{0.5}} > 4.5 \times 10^{-5} \quad (13e)$$

여기서, $Nu_{var} = 0.021 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.55} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0.35}$, $Gr_b = \frac{\rho_b(\rho_b - \rho_m)gD^3}{\mu_b^2}$,

$$\rho_m = \frac{1}{T_w - T_b} \int_{T_b}^{T_w} \rho dT \text{이다.}$$

내경 6.32 mm의 수직 원형관에서 상향유동하는 CO₂에 대하여 압력은 8.12 MPa, 질량유속은 285 ~ 1200 kg/m²s, 열유속은 20 ~ 170 kW/m²의 실험범위에 대하여 실험한 결과를 앞에서 언급한 상관식들로 예측한 결과와 비교를 하였다. 실험결과는 무차원수인 누셀 수를 가지고 비교를 하였으며, 사용된 실험 데이터의 수는 총 3977개이다. 우선 열전달 열화 유무와 상관없이 실험으로부터 얻은 모든 데이터에 대하여, 실험으로부터 계산한 누셀 수와 각 상관식으로부터 계산한 누셀 수를 Fig. 3.6에 나타내었으며, 각 상관식과의 비교로부터 구한 평균오차, 표준편차, 그리고 10%, 20% 및 30% 내에 분포하는 데이터 수를 Table 3.1에 나타내었다. Fig. 3.6에서 파란 실선은 ±30%의 오차 한계를 나타낸다. 계산에 사용된 상대오차(reference error : *R.E.*), 평균오차(mean error : $\overline{R.E.}$), 그리고 표준편차(standard deviation : σ)는 각각 식 (14), (15), (16)을 이용하여 구하였다.

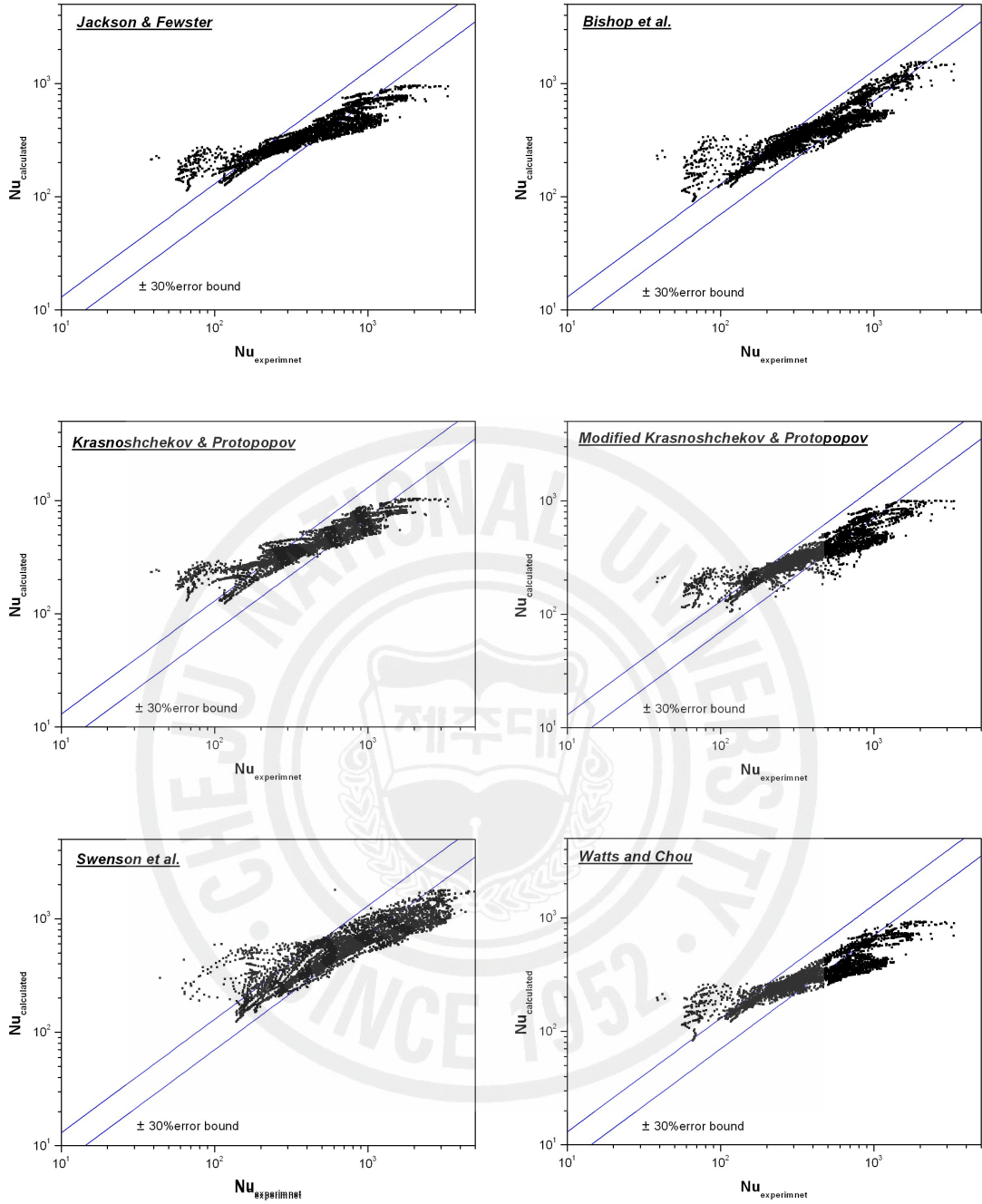


Fig. 3.6 Comparison of Nusselt number between the experiment and the correlations for all cases.

$$R.E. = \frac{h_{cor} - h_{exp}}{h_{exp}} \times 100 = \frac{Nu_{cor} - Nu_{exp}}{Nu_{exp}} \times 100 \quad (14)$$

$$\overline{R.E.} = (\sum_{datapoints}) / N_{total} \quad (15)$$

Table 3.1 Mean error and standard deviation of the predicted Nusselt number by the correlations from the experimental ones and fractional numbers of the data points within specified error bounds for all cases.

Correlations	$\overline{R.E.}$	$\sigma_{R.E.}$	10%	20%	30%
Jackson & Fewster	-3.9	45.8	25.9	46.7	65.0
Bishop et al.	1.4	46.2	29.5	54.5	73.0
Krashchekov & Protopopov	8.4	51.4	26.8	48.8	64.4
Modified Krashchekov & Protopopov	-6.0	43.3	27.0	48.8	65.0
Swenson et al.	-13.7	51.7	12.5	29.7	48.9
Watts & Chou	-14.5	42.5	22.8	41.3	55.6

$$\sigma_{R.E.}^2 = [\sum_{datapoints} (R.E. - \overline{R.E.})^2] / N_{total} \quad (16)$$

누셀 수가 작은 영역에서 많은 차이가 나는 것을 알 수 있는데, 이 영역에서 상관식으로 예측한 누셀 수는 실험값으로 계산한 누셀 수보다 크다는 것을 확인하였다. 이는 열전달 열화가 일어나면서 열전달계수가 작아지는 현상을 비교에 사용된 상관식들이 잘 예측하지 못하고 있다는 것을 의미한다. Watts와 Chou가 제시한 상관식을 제외한 모든 상관식들은 모두 정상 열전달 영역에 대하여 제시된 상관식이므로 당연한 결과라고 할 수 있다. 누셀 수가 큰 영역은 대부분 질량 유속이 큰 조건으로 상관식들로 예측한 누셀 수가 실험값으로 계산한 누셀 수보다 작게 나타났다. 이와 같이, 실험으로부터 얻은 누셀 수가 더 큰 것은 유사임계온도 근처에서 벌크온도와 벽면온도의 차이가 매우 작아 이러한 영역에서 열전달계수가 매우 크게 계산되기 때문이라고 판단된다. 특히 질량유속이 높은 조건에서는 심지어 열전대의 오차범위보다 작은 온도차를 보이고 있는 데이터들도 있어 이러한 데이터들로 인하여 위와 같은 비교결과가 나타난 것이라고 판단된다. 비교에 사용된 상관식들 중에서 Bishop 등이 제시한 상관식이 누셀 수가 큰 영역에 대해서는 다른 상관식들과 비교하여 대체로 잘 예측하고 있음을 확인하였으며, 실험으로부터 얻은 누셀 수와 상관식으로 예측한 누셀 수의 표준편차는 Watts와 Chou가 제시한 상관식이 42.5로 가장 작은 값을 나타내었다. Watts와

Chou의 상관식이 표준편차가 가장 작으나, 상관식으로 예측한 값들이 누셀 수가 큰 영역에서 실험값으로부터 많이 벗어나 있어 30%의 오차 범위 내에는 55.6%의 데이터만이 분포하는 것을 확인하였다. Bishop 등이 제시한 상관식으로 예측하였을 때, 73%의 데이터가 30%의 오차범위 내에 존재하며 가장 많은 데이터를 포함하였다. 그러나 전반적으로 전체 데이터 중에서 30% 이내에 분포하는 데이터수는 50~70% 정도로 나타났으며, 표준편차도 40~50으로 크기 때문에 비교에 사용된 상관식들은 본 실험의 데이터를 제대로 예측하고 있지 못함을 알 수 있다. 그 이유는 제시된 상관식들이 모두 다른 실험조건과 영역에서 실험한 결과를 가지고 만들어졌기 때문이며, 또한 비교에 쓰인 실험 데이터 중에서 벽면 온도가 급격히 증가하는 열화현상이 일어나는 영역에 대한 데이터가 많이 포함되어 있는 것도 한 원인이라고 판단된다.

다음으로 열화 현상이 일어나지 않은 영역, 즉 정상 열전달 영역에 대하여 실험결과와 상관식들로 예측한 값을 비교하였다. 아직까지 열화 현상에 대한 이론적인 접근이 제대로 이루어지지 않았고, 이에 따라 열화 개시에 대한 명확한 기준도 없는 실정이다. 여러 연구자들에 의해 제시된 열화 개시 기준 중에서 Jackson 등(1979)과 Yoshida 등(1985)이 제시한 기준을 가지고 본 실험데이터를 정상열전달 영역과 열화 열전달 영역으로 나누었다.

Jackson 등은 평균밀도를 사용한 그라쇼프 수를 레이놀즈 수로 나눈 부력매개변수를 토대로 식 (17)과 같은 열화 개시 기준을 제시하였다. Yoshida 등 역시 Jackson 등이 사용한 부력매개변수를 사용하였는데, Jackson 등이 제시한 기준과는 달리 질량유속에 따라 다른 기준을 제시하였다. Yoshida 등이 제시한 열화 기준은 식 (18)과 같이 표현된다.

$$\overline{Gr}_b / Re_b^{2.7} > 1.0 \times 10^{-5} \quad (17)$$

$$\overline{Gr}_b / Re_b^{2.7} > C \quad (18a)$$

$$C = C_0 = 5 \times 10^{-5} \text{ for } G \leq G_0 \quad (18b)$$

$$C = C_0 (G/G_0)^{-2.7} \text{ for } G \geq G_0 \quad (18c)$$

Yoshida 등이 제시한 기준에서 참조질량유속(reference mass flux)인 G_0 는 관

의 내경에 따라 다른 값을 가지는데, 4.4 mm의 내경에 대해서는 $417 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 9.0 mm에 내경에 대해서는 $450 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 이라 정하였다. 따라서 본 실험결과에 Yoshida 등이 제시한 열화 개시 기준을 적용시키기 위하여 위의 조건에 대해 내삽을 하여 본 실험에 쓰인 6.32 mm의 원형관에 대해서는 참조 질량유속을 $430 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 로 정하여 사용하였다.

Jackson 등이 제시한 열화 개시 기준에 따르면 총 3977개의 데이터 중에서 열화가 일어난 데이터는 총 1065이며, Yoshida 등이 제시한 기준에 따르면 열화가 일어난 데이터 수는 250개이다. 이와 같이 열화가 일어나는 영역 또한 제

Table 3.2 Mean error and standard deviation of the predicted Nusselt number by the correlations from the experimental ones and fractional numbers of the data points within specified error bounds for normal heat transfer regimes(by Jackson's deterioration criterion, total data : 2912).

Correlations	$\overline{R.E.}$	$\sigma_{R.E.}$	10%	20%	30%
Jackson & Fewster	-18.1	24.5	24.4	40.9	55.3
Bishop et al.	-13.9	20.5	33.2	56.5	65.5
Krashchekov & Protopopov	-6.6	31.5	25.1	46.9	63.9
Modified Krashchekov & Protopopov	-18.9	24.1	22.9	41.0	54.3
Swenson et al.	-30.5	25.1	10.6	23.6	35.2
Watts & Chou	-28.2	23.7	20.1	32.8	41.7

시된 열화 개시 기준에 따라서 상당히 다르다는 것을 알 수 있다. 두 열화 개시 기준을 적용하여 열화가 일어난 데이터는 배제시킨 후 각 정상 열전달에 대한 데이터를 사용하여 상관식들로 예측한 값과 비교를 하여 그 결과를 Fig. 3.7과 Fig. 3.8에 나타내었다. 그리고 Table 3.2와 Table 3.3에 각각 Jackson 등과 Yoshida 등이 제시한 기준에 따른 정상 열전달 영역의 실험데이터와 상관식으로 예측한 값들에 대한 비교 결과를 나타내었다.

Jackson 등이 제시한 열화 기준에 의한 정상 열전달 영역의 실험 데이터로는 총 2912개의 데이터가 사용되었다. Table 3.2를 통해 알 수 있듯이, 비교에 사

용된 상관식과의 표준편차는 많이 작아졌으나, 각 오차 범위 이내에 존재하는 데이터의 수는 열화 영역을 포함한 모든 영역의 데이터와 비교했을 때보다 오히려 더 줄어든 것을 확인하였다. Bishop 등이 제시한 상관식이 20.5로 가장 작은 표준편차를 나타냈으며, 상관식 중에서 가장 많은 데이터가 30% 오차 범위 내에 포함되는 결과를 보였다. Yoshida 등이 제시한 열화 기준에 따르면 열화 영역의 데이터는 250개이며, 정상 열전달 영역에 대한 데이터는 총 3727개이다. 전체적으로 표준편차는 Jackson등이 제시한 기준에 의한 결과와 비교하여 약간 크게 나타났으나, 비교에 사용된 모든 상관식으로부터 예측한 값들이 30% 오차 내에 더 많은 데이터가 존재 하는 것을 Table. 3.3을 통해 확인할 수 있다. Watts와 Chou가 제시한 상관식으로 누셀 수를 예측했을 때 실험결과로부터 얻은 누셀 수와의 표준편차가 가장 작게 나타났으나, 이 값이 다른 상관식들의 표준편차와 비교하였을 때 큰 차이는 보이지 않았다. 30%의 오차 범위 내에는 Bishop 등이

Table 3.3 Mean error and standard deviation of the predicted Nusselt number by the correlations from the experimental ones and fractional numbers of the data points within specified error bounds for normal heat transfer regimes(by Yoshida's deterioration criterion, total data : 3727).

Correlations	$\overline{R.E.}$	$\sigma_{R.E.}$	10%	20%	30%
Jackson & Fewster	-11.5	28.1	26.9	47.7	62.3
Bishop et al.	-6.1	26.1	31.5	58.2	70.2
Krashchekov & Protopopov	-0.1	32.6	27.0	51.3	68.2
Modified Krashchekov & Protopopov	-12.9	27.0	28.5	49.0	63.0
Swenson et al.	-22.2	29.3	12.7	27.9	41.8
Watts & Chou	-21.2	25.8	22.8	40.1	51.3

제시한 상관식으로 예측했을 때, 70.2%로 가장 많은 데이터가 분포함을 확인하였다.

Fig. 3.7과 Fig. 3.8을 통해 알 수 있듯이, 앞서서도 언급했었던 누셀 수가 낮은 영역에서의 열전달 열화가 일어난 영역, 즉 실험값으로부터 계산한 누셀 수가

상관식으로부터의 누셀 수보다 더 작은 영역의 데이터는 거의 없어졌음을 확인할 수가 있다. 그러나 Table 3.2와 Table 3.3을 통해, Jackson 등이 제시한 열화 기준과 Yoshida 등이 제시한 열화 기준으로 정상 열전달 영역의 실험 데이터

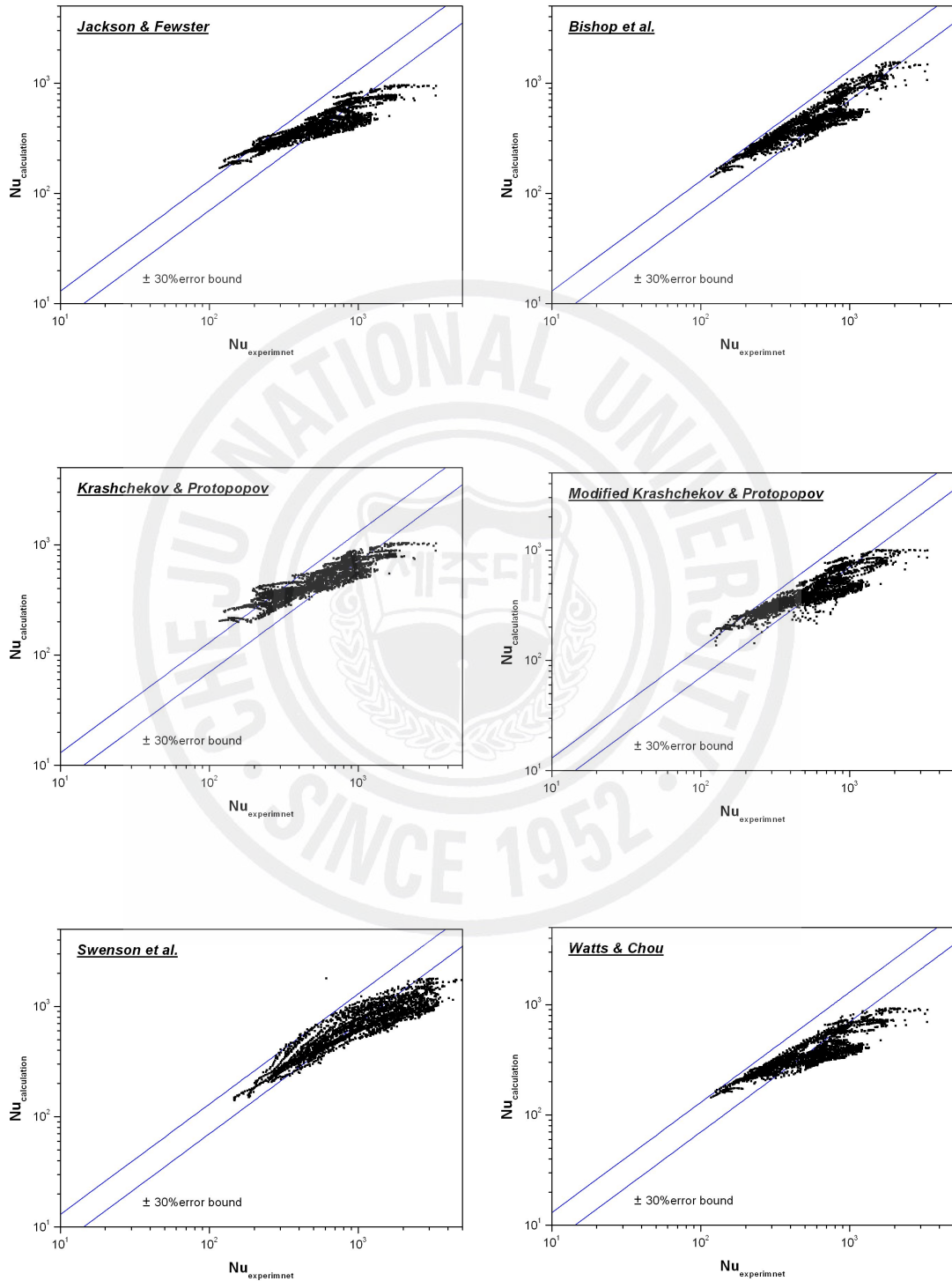


Fig. 3.7 Comparison of Nusselt number between the experiment and the correlations for normal cases by Jackson's deterioration criterion.

에 대하여 앞서 언급한 상관식으로 예측한 값들과 비교해본 결과 표준편차는 작아졌으나 각 오차 범위 내에 존재하는 데이터의 수는 오히려 더 적어졌음을 확

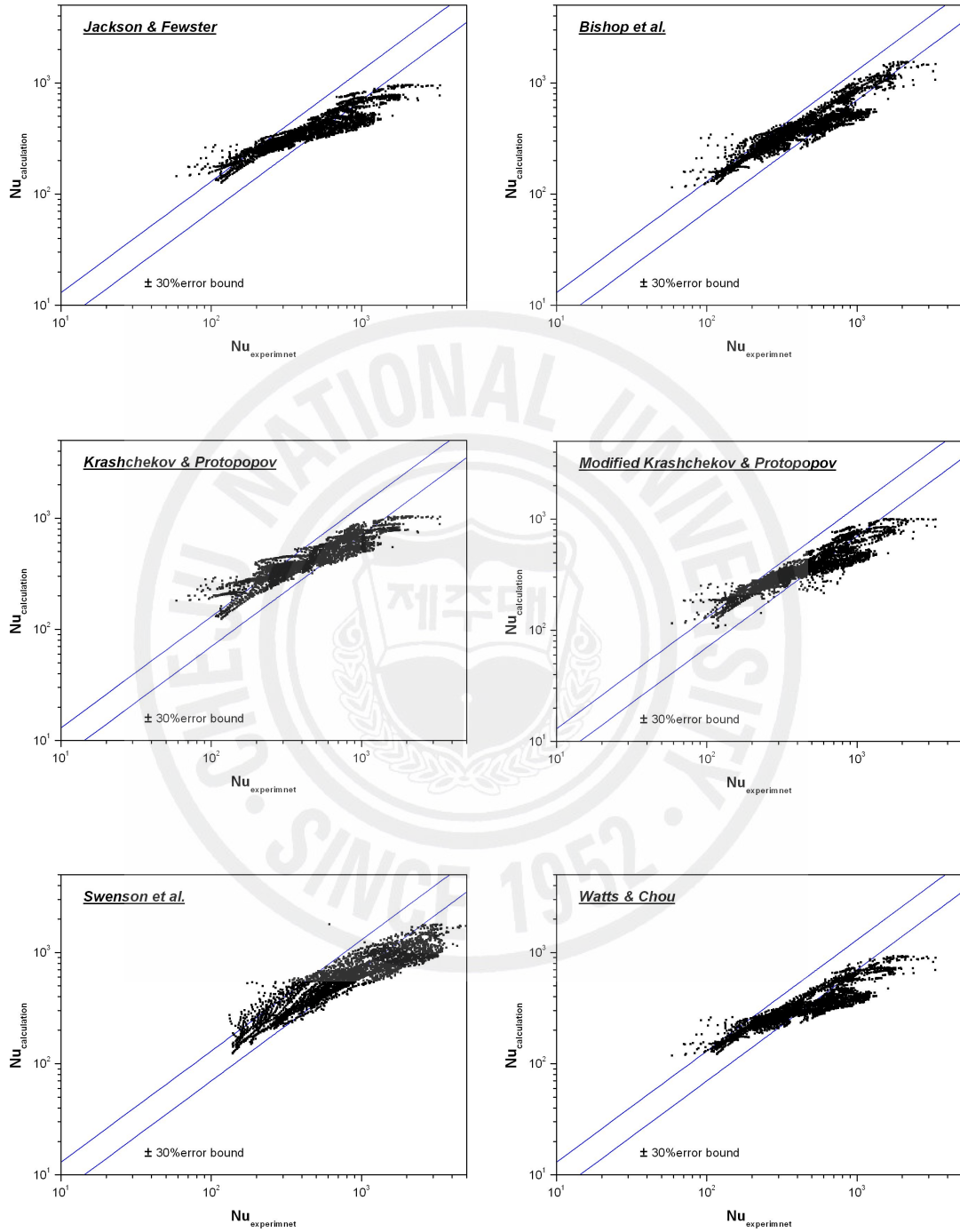


Fig. 3.8 Comparison of Nusselt number between the experiment and the correlations for normal cases by Yosida's deterioration criterion. 이러한 결과는 위의 열화 기준들에 의해 열화가 일어나는 영역의 데이

터만이 아닌 실제로 열화가 일어나지 않는 영역의 데이터들도 열화 기준에 포함되었기 때문이라고 판단된다. Jackson 등과 Yoshida 등의 열화 개시 기준은 각각 부력이 열전달에 미치는 영향이 커짐에 따라 열전달 열화가 일어난다고 판단하여 제시되었지만, 이 또한 실험결과를 토대로 제시되었기 때문에 모든 실험 데이터에 적용하기는 어렵다고 볼 수 있으며, 앞서 수행된 비교 결과를 통해서 위의 열화 개시 기준을 본 실험결과에 만족스럽게 적용시키기에는 무리가 있다고 판단된다.

6. 상관식의 개발

앞에서 언급한 상관식들은 실험결과를 근거로 제시된 것으로 본 실험조건에 따라 열전달계수를 계산한 결과 상당한 편차를 보였다. 또한 대부분의 상관식들이 열화가 일어나지 않는 조건에 대한 상관식이므로 열화가 일어나는 조건에 대해서는 거의 열전달계수를 예측하지 못함을 확인하였다. 따라서 본 절에서는 열전달 열화가 일어나는 실험결과까지 포함하는 새로운 상관식을 제안하고자 하였다.

하나의 상관식으로 열화가 일어나는 조건의 실험결과까지 표현하기 위하여 기존의 상관식에 부력 매개변수(buoyancy parameter)와 같은 새로운 인자를 조합하였다. Jackson과 Hall(1979)은 온도에 따라 밀도가 급격히 변하는 유체에 대하여 부력으로 인한 전단응력의 감소 정도를 식 (19)와 같이 무차원수로 표현하였다. 여기서 점성비와 밀도비의 곱은 대부분의 실험조건에서 거의 1에 가까우므로 생략하면, 그라쇼프 수를 레이놀즈 수로 나눈 항만이 부력에 의해 전단응력이 변하는 정도를 조절하는 항이 된다. 이 항을 부력 매개변수 B 라고 표시하고, 이를 식 (20)에 나타내었다.

$$\frac{\Delta \tau_{\delta_B}}{\tau_w} = 1.33 \times 10^4 \frac{\overline{Gr_b}}{Re_b^{2.7}} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right) \left(\frac{\rho_b}{\rho_w} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (19)$$

$$B = \frac{\overline{Gr_b}}{Re_b^{2.7}} \quad (20)$$

5절에서 실험결과와 정상 열전달에 대한 기존의 상관식들을 비교해본 결과, Bishop 등의 상관식이 본 실험결과를 가장 잘 예측하고 있음을 확인하였다. 본 실험에서는 입구효과를 최대한 줄이기 위하여 가열이 되는 지점으로부터 500 mm가 되는 지점에 첫 번째 열전대를 설치하였다. 따라서 Bishop 등의 상관식에서 입구효과를 표현하는 부분을 제거하였으며, 계수를 약간 조정하여 식 (21)과 같이 수정하였다.

$$Nu_0 = 0.0065 Re_b^{0.911} Pr_b^{0.66} (\rho_w / \rho_b)^{0.43} \quad (21)$$

식 (20)의 부력 매개변수 B 에 대하여 실험값으로부터 계산한 누셀 수를 정상 열전달에 대한 상관식인 식 (21)로부터 계산한 누셀 수로 나눈 값, 즉 Nu_{exp}/Nu_0 을 Fig. 3.9에 표현하였다.

부력 매개변수가 1.0×10^{-6} 보다 작은 영역에서는 부력에 의한 영향이 거의 없기 때문에 부력에 의해 열전달이 저하되는 현상이 발생하지 않는다. 즉, 부력 매개변수가 이 값보다 작은 영역에 대해서는 식 (21)의 정상 열전달에 대한 상관식으로도 열전달계수를 예측하기에 충분하다. 그러나 부력 매개변수가 1.0×10^{-6} 보다 커지면, 부력이 커지면서 전단응력이 감소하여 열전달이 제대로 이루어지지 않게 된다. 그림을 통해 알 수 있듯이, 실제 실험값으로부터 계산한 누셀 수는 감소하나 정상 열전달에 대한 상관식인 Nu_0 , 즉 식 (21)은 이에 따른 영향을 반영하지 못하고 있기 때문에 Nu_{exp}/Nu_0 의 값은 1보다 작아진다. 이 값은 서서히 감소하여 부력 매개변수가 3.0×10^{-6} 에서 0.8까지 감소한다. 이후부터는 1.3×10^{-5} 이 될 때까지 0.8의 값을 유지한다. 부력 매개변수가 1.3×10^{-5} 보다 커지면 Nu_{exp}/Nu_0 은 급격히 감소하며 약 0.3까지 떨어진다. Nu_{exp}/Nu_0 이 급격히 떨어지는 영역인 $1.3 \times 10^{-5} < B \leq 3.0 \times 10^{-5}$ 에서 부력에 의한 효과가 가장 크다고 판단된다. 부력 매개변수가 이보다 더 커지게 되면 열전

달은 회복되기 시작하며 Nu_{exp}/Nu_0 은 증가하기 시작한다. Watts와 Chou(1982)의 실험결과에 따르면 위와 같은 Nu_{exp}/Nu_0 이 임의의 부력 매개변수보다 큰 영역에서는 서서히 증가하여 정상 열전달과 같은 상태까지 회복을 하고, 부력 매개변수가 더 커지게 되면 1보다 더 큰 값까지 올라갔음을 주장하였다. 그러나 본 실험에서는 실험장치 성능의 제한으로 인하여 2.0×10^{-4} 보다 더 큰 영역에 대한 데이터는 확보할 수 없어 Nu_{exp}/Nu_0 이 1로 수렴하며 열전달이

$$f(B) = 1 \quad \text{for } 1.0 \times 10^{-8} \leq B \leq 1.0 \times 10^{-6} \quad (22c)$$

$$f(B) = (1.1 - 1.0 \times 10^5 \times B) \quad \text{for } 1.0 \times 10^{-6} < B \leq 3.0 \times 10^{-6} \quad (22d)$$

$$f(B) = 0.8 \quad \text{for } 3.0 \times 10^{-6} < B \leq 1.3 \times 10^{-5} \quad (22e)$$

$$f(B) = (1.2 - 29500 \times B)^{1.1} \quad \text{for } 1.3 \times 10^{-5} < B \leq 3.0 \times 10^{-5} \quad (22f)$$

$$f(B) = (1390 \times B)^{0.4} \quad \text{for } 3.0 \times 10^{-5} < B \leq 2.0 \times 10^{-4} \quad (22g)$$

회복될 것인지, 아니면 Watts와 Chou의 실험결과처럼 1보다 더 큰 값으로 계속 증가할지 판단할 수는 없다. 그러나 실험결과를 통해 볼 때, 부력 매개변수가 약 2.0×10^{-4} 에서 Nu_{exp}/Nu_0 은 약 0.8까지 증가하였으므로 이러한 증가 추세에 따라 매개변수가 더 커지면 Nu_{exp}/Nu_0 가 1까지는 증가하며 정상 열전달 조건까지 열전달이 회복이 될 것이라 추측은 가능하다고 본다.

위에서 살펴본 바와 같이 부력 매개변수의 각 영역에 따른 부력이 미치는 영향을 식 (22c)부터 식 (22g)와 같이 정하였으며, 이 값을 Fig. 3.9에 빨간 실선으로 표시하였다. 정상 열전달에 대한 상관식인 Nu_0 에 이러한 부력에 의한 영향을 조합하여 열전달 열화가 일어나는 영역까지 포함하는 상관식을 식 (22)와 같이 제안한다.

$$Nu_b = Nu_0 \times f(B), \quad B = (\overline{Gr}_b / Re_b^{2.7}) \quad (22a)$$

$$Nu_0 = 0.0065 Re_b^{0.911} \overline{Pr}_b^{0.66} (\rho_w / \rho_b)^{0.43} \quad (22b)$$

식 (22)로 계산한 누셀 수와 실험값으로부터 계산한 누셀 수를 Fig. 3.10에 나타내었으며, 이 누셀 수의 비교로부터 구한 평균오차, 표준편차, 그리고 10%,

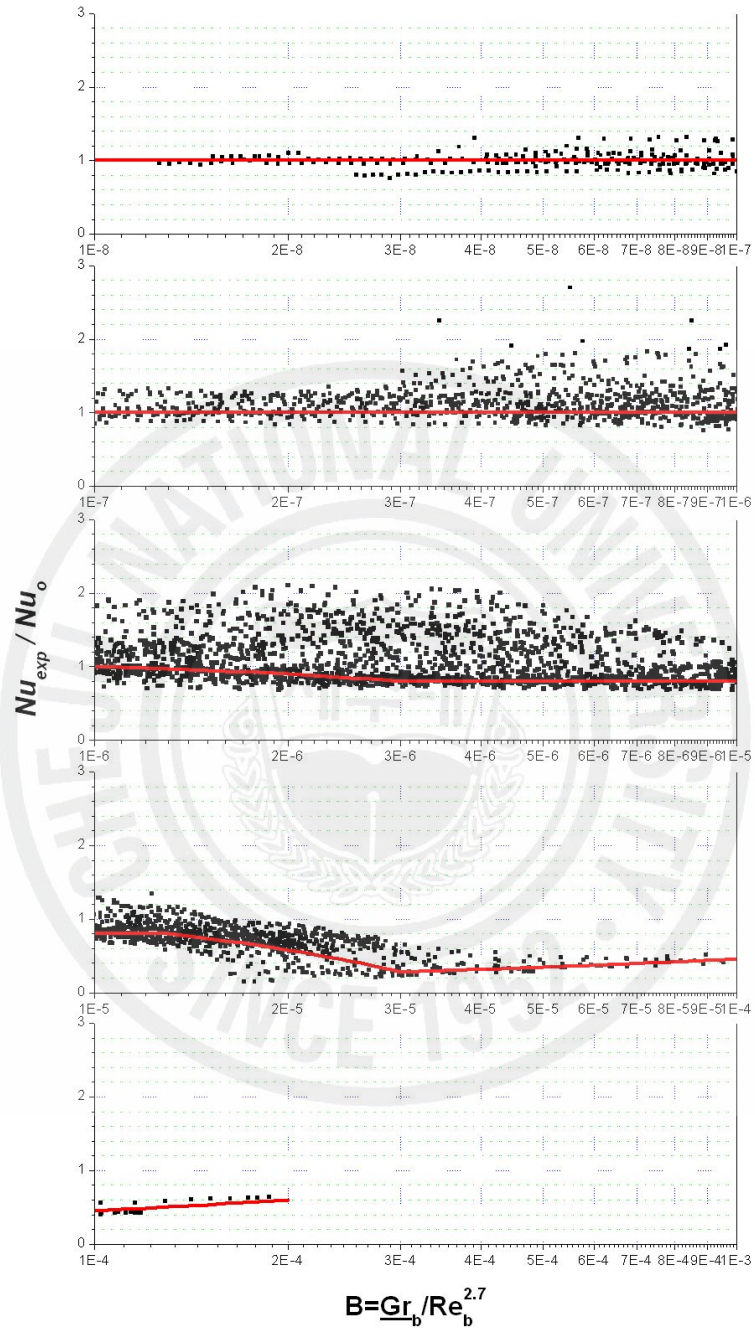


Fig. 3.9 Variation of the ratio of the Nusselt number from the experiment to the Nusselt number from the equation (21) as a function of the buoyancy parameter B.

20% 및 30% 내에 분포하는 데이터 수를 Table 3.4에 나타내었다. 비교를 위해 정상 열전달에 대한 상관식인 Bishop 등의 비교결과도 함께 나타내었다.

Fig. 3.10을 통하여 알 수 있듯이, 누셀 수가 작은 영역에서의 열화가 일어나는 조건에서 데이터들의 분포가 새로운 상관식으로 인해 상당히 개선되었음을 알 수 있다. 식 (22)의 새로운 상관식의 계산에서도 여전히 열전달계수를 과대 예측하고 있는 데이터가 존재하나, 열화가 일어나는 조건에서의 데이터들 중 상당 부분의 데이터들이 오차 경계 내로 이동하였다. 또한 그림을 통해, 열화가 일어난 영역의 데이터들의 이동으로 인하여 전체적인 데이터들의 일관성도 훨씬 좋아졌다. 이는 표 3.4에 표시된 표준편차의 비교를 통해서도 확인이 가능하다. Bishop 등의 상관식으로 계산한 표준편차는 46.2인 반면, 새로운 상관식으로 계산한 표준편차는 24.9로 상당히 작아졌다. 이와 같이 표준편차가 작아졌다는 것은 실험결과로 계산한 누셀 수로부터 새로운 상관식으로 계산한 누셀 수의 떨어진 정도가 감소하였다는 것을 의미한다. 또한 오차 경계 내에 존재하는 데이터의 수 역시 증가하여 좋은 결과를 보였는데, 30% 오차 경계 내의 데이터 수는 근소

Table 3.4 Mean error and standard deviation of the predicted one from the experimental data and fractional numbers of the data points within specified error bounds.

Correlations	$\overline{R.E.}$	$\sigma_{R.E.}$	10%	20%	30%
Bishop et al.	1.4	46.2	29.5	54.5	73.0
Suggested correlation	-8.6	24.9	42.7	64.1	75.1

한 증가만을 보였으나, 10% 및 20%의 오차 경계 내에 존재하는 데이터 수는 약 10% 포인트 정도의 상당한 증가를 보였다. 이를 통해 새로운 상관식이 다른 상관식들에 비해 본 실험결과를 더 잘 예측하고 있음을 확인하였다.

새로이 제안된 상관식이 얼마나 실험결과를 잘 예측하고 있는지 확인해보기 위하여 몇 개의 실험조건에 대한 열전달계수를 계산하여 비교한 결과를 Fig. 3.11부터 Fig. 3.14에 나타내었다. 비교를 위해 5절에서 이용되었던 여러 상관식들로 계산한 열전달계수도 같이 표시하였다. 우선 열화가 일어나는 영역에 대한 비교를 위해 비교적 질량유속이 낮고 열유속이 높은 실험조건에 대한 비교를 하

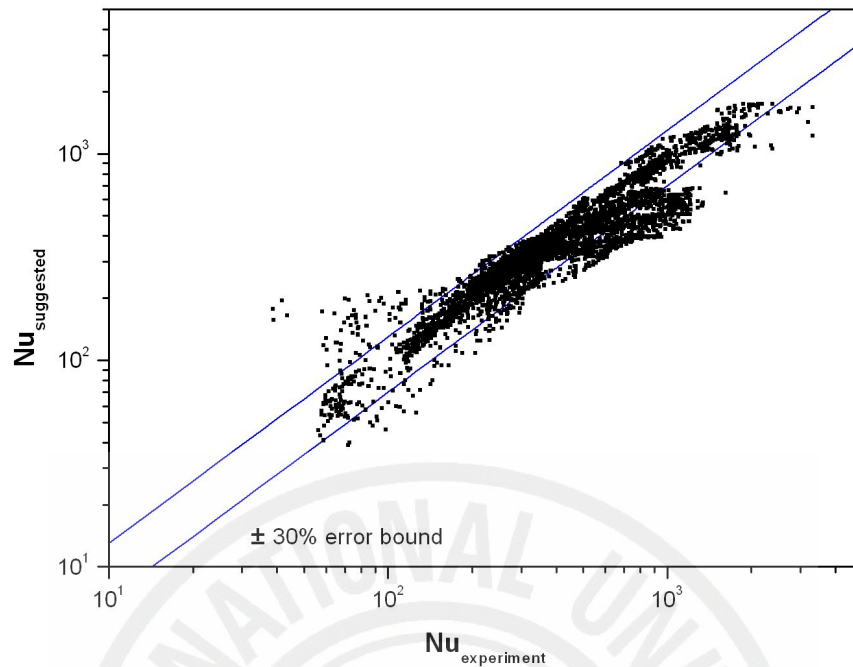


Fig. 3.10 Comparison of Nusselt number between the experiment and the suggested correlation for all cases.

였다. 질량유속 $285 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 조건에서 계산한 열전달 계수를 Fig. 3.11부터 Fig.3.16에 나타내었다. 이 조건들에서는 유사임계 엔탈피보다 낮은 엔탈피 영역에서 벽면온도가 급격히 상승하며 열전달계수가 감소하는 열전달 열화가 일어나는 실험결과를 보인다. 이러한 실험결과에 대하여 다른 상관식은 실험 데이터와 상당히 다른 열전달계수 값을 보였지만, 새로운 상관식은 실험 데이터와 상당히 잘 일치하였다. 열화 현상이 일어나지 않는 정상 열전달에 대한 비교를 위하여 비교적 질량유속인 큰 $1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 와 $1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서의 조건에서 계산한 열전달계수를 Fig. 3.17과 Fig. 3.18에 각각 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이, 유사임계 엔탈피에서 멀리 떨어진 영역에서는 대부분의 상관식이 실험 데이터를 잘 예측하였으나 유사임계 엔탈피 부근에서는 모든 상관식이 열전달계수를 낮게 예측하였다. 모든 상관식들이 열전달계수를 낮게 예측하고 있으나, 이 중에서 새로이 제안된 상관식이 실험 값으로 계산한 열전달계수에 가장 근접하게 열전달계수를 예측하고 있음을 그림을 통해 알 수 있다.

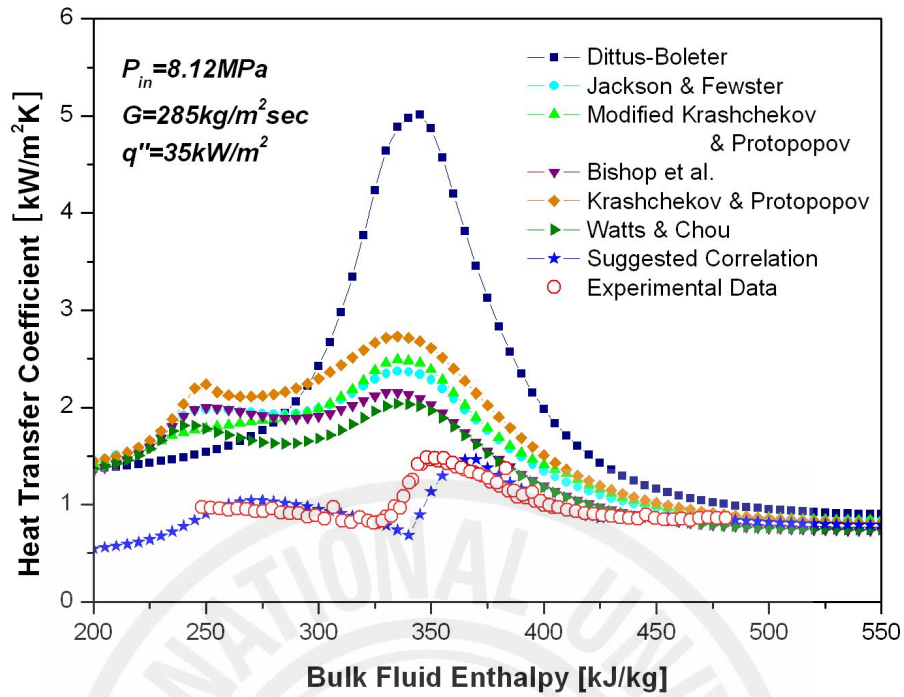


Fig. 3.11 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in}=8.12$ MPa, $G=285$ kg/m²s, $q''=35$ kW/m².

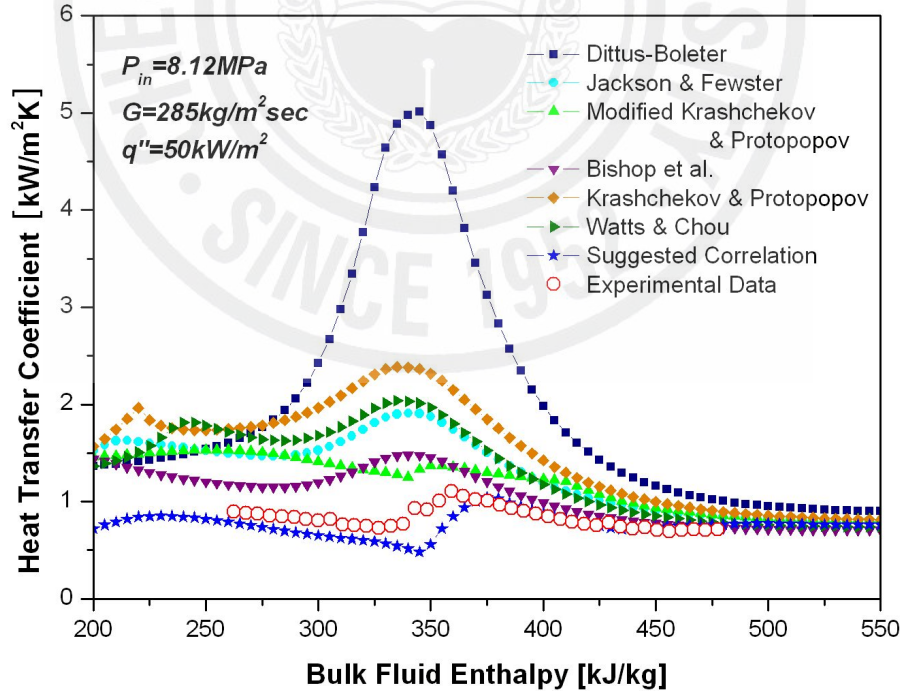


Fig. 3.12 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in}=8.12$ MPa, $G=285$ kg/m²s, $q''=50$ kW/m².

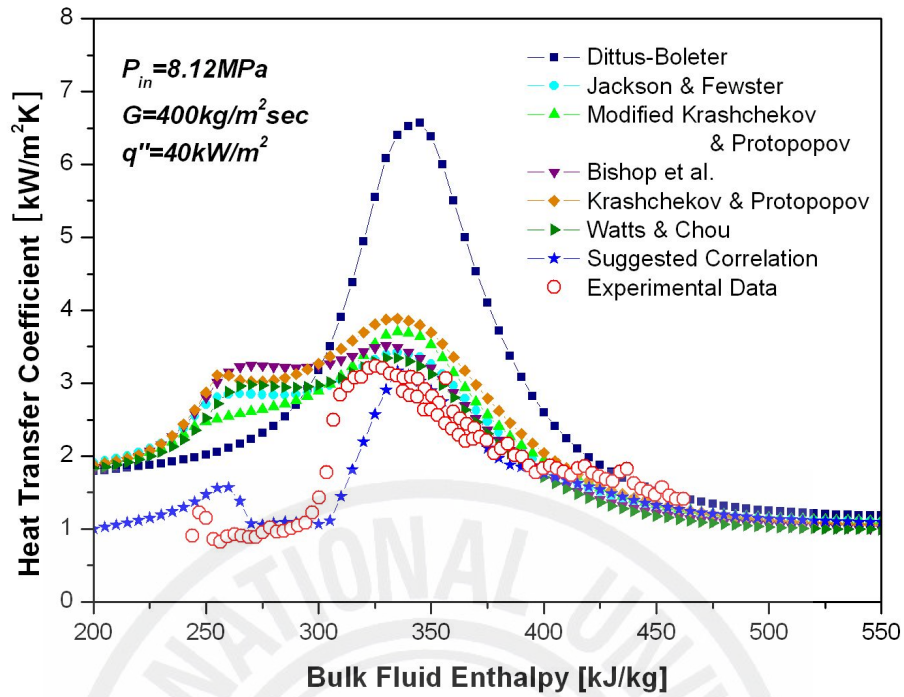


Fig. 3.13 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in} = 8.12 \text{ MPa}$, $G = 400 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, $q'' = 40 \text{ kW/m}^2$.

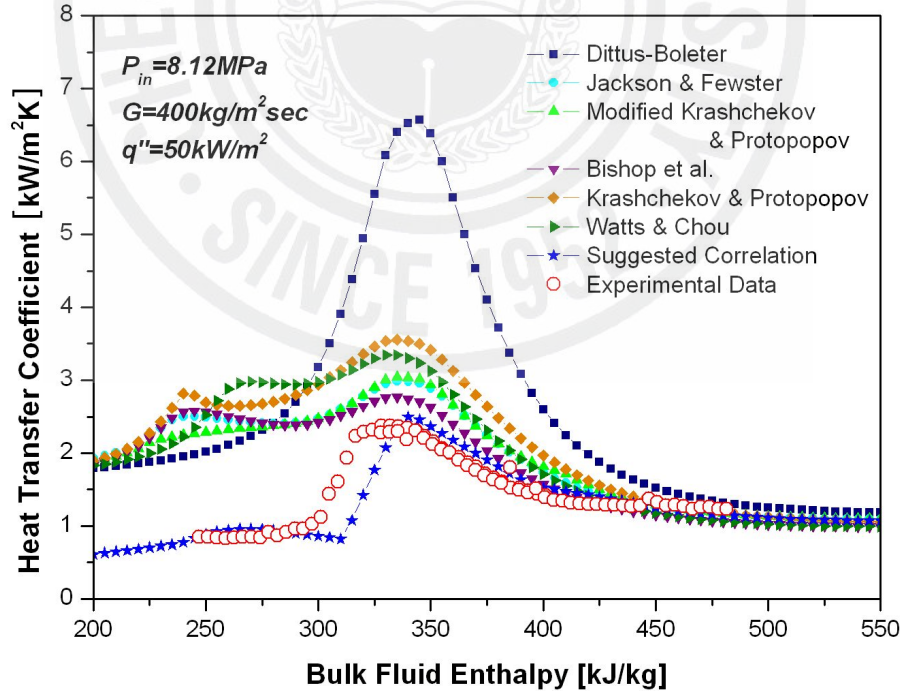


Fig. 3.14 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in} = 8.12 \text{ MPa}$, $G = 400 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, $q'' = 50 \text{ kW/m}^2$.

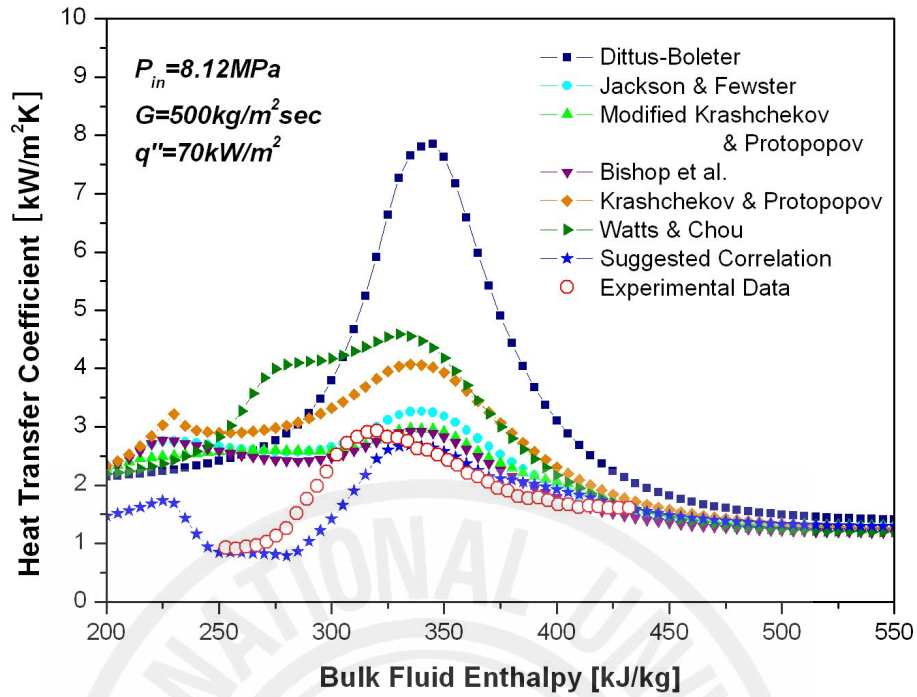


Fig. 3.15 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in} = 8.12 \text{ MPa}$, $G = 500 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, $q'' = 70 \text{ kW/m}^2$.

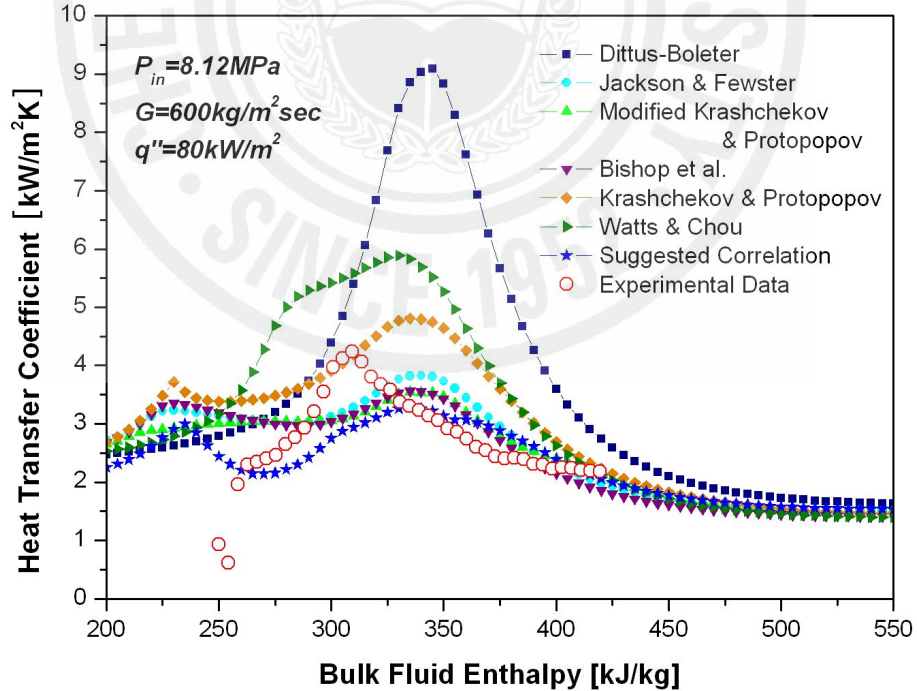


Fig. 3.16 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in} = 8.12 \text{ MPa}$, $G = 600 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, $q'' = 80 \text{ kW/m}^2$.

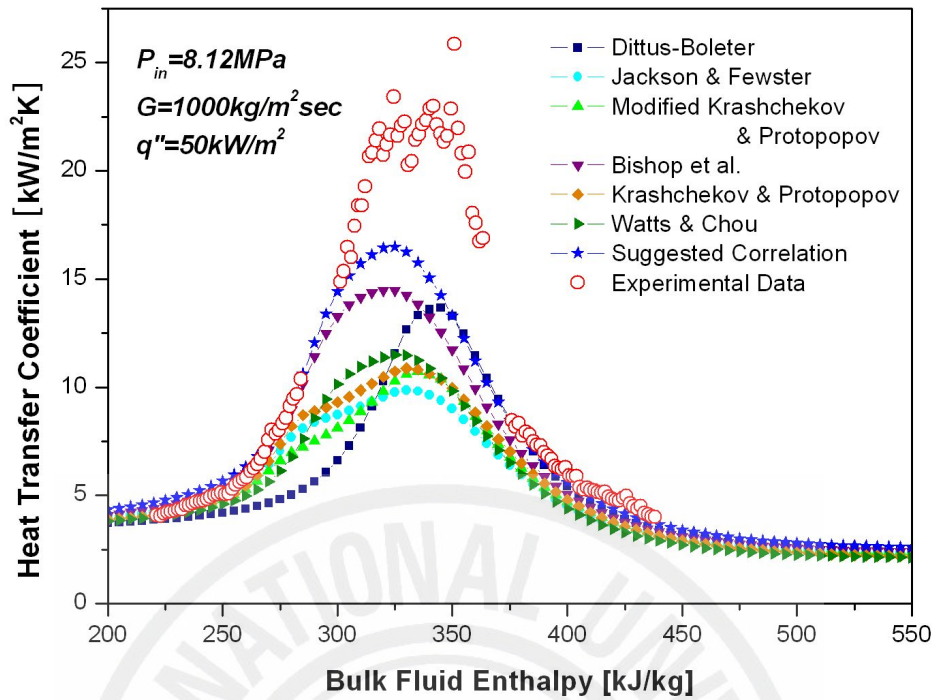


Fig. 3.17 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in}=8.12$ MPa, $G=1000$ kg/m²s, $q''=50$ kW/m².

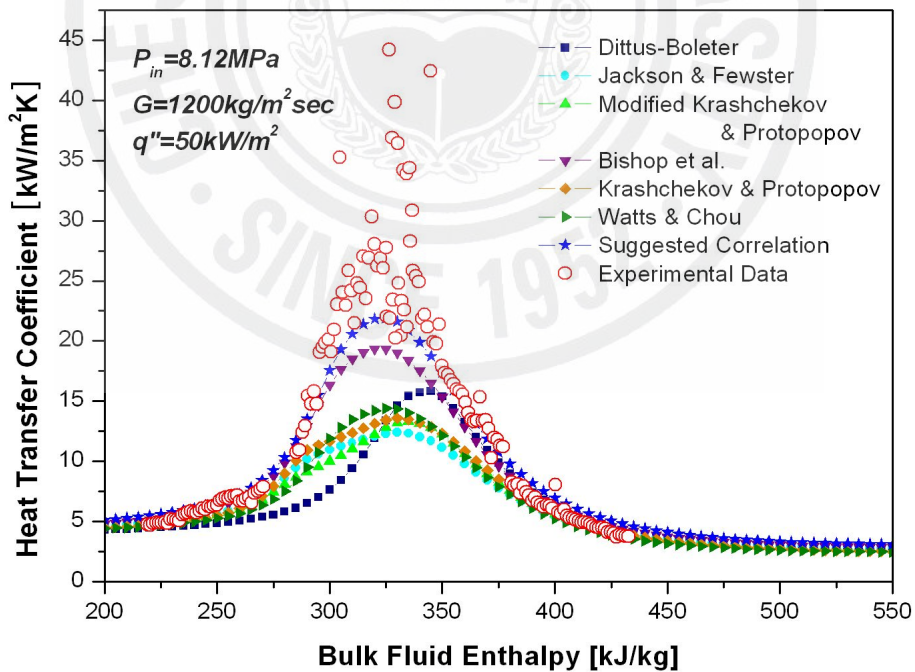


Fig. 3.18 Comparison of the predicted heat transfer coefficient by various correlations and suggested correlation against the experimental data : $P_{in}=8.12$ MPa, $G=1200$ kg/m²s, $q''=50$ kW/m².

IV. 결 론

초임계압수냉각로의 안전을 확보하기 위해서는 노심의 열수력 설계에 필수적인 열수력 현상을 정확히 예측할 수 있는 열전달 상관식의 개발이 필요하다. 많은 연구자들에 의해 초임계압 유체의 열전달과 관련된 많은 상관식이 제시되었으나 유사임계온도 근처에서의 급격한 물성치 변화와 열전달 열화 현상에 대한 해석의 어려움으로 인하여 상관식들 간에 편차가 큰 편이다. 이와 같은 이유 때문에 초임계압에서의 열전달에 일반적으로 적용되는 상관식은 없는 실정이다. 특히 기존의 상관식들은 대부분 정상열전달에 대한 것이며 열전달열화가 일어나는 영역을 포함하는 상관식은 Watts와 Chou의 상관식 뿐이었다. 그러나 Watts와 Chou의 상관식도 두 영역을 별도로 취급하였다. 본 연구에서는 정상 및 열화 열전달이 일어나는 영역에 모두 적용할 수 있는 열전달 상관식을 제시하고자 하였다.

초임계압에서의 열전달 특성을 알아보기 위하여 물의 대체유체로 CO₂를 사용하여 한국원자력연구원에서 개념적으로 제시한 원자로심 부수로의 수력직경과 비슷한 직경을 가지는 원형관에서 초임계압 열전달 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 같은 질량유속 조건에서, 열유속이 커질수록 벽면온도는 높아졌으며 열전달계수는 낮아졌다. 이 때 열전달계수는 유사임계엔탈피보다 약간 낮은 영역에서 최대값을 가졌다. 벽면온도의 최대값이 열유속이 증가함에 따라 더 낮은 엔탈피 영역으로 이동하는 것과는 반대로 열전달계수의 최대값은 더 높은 엔탈피 영역으로 이동하였다. 비교적 낮은 질량유속 조건에서 임의의 열유속 조건이 되면 벽면온도가 급상승하는 열전달 열화 현상을 관찰할 수 있었는데, 이러한 현상은 먼저 벽면온도가 증가하였다가 감소하는 국부적인 최대값을 가지는 형태로 나타났다. 열유속이 더 증가하게 되면 이러한 최대값은 국부적으로 증가하였다가 감소하는 형태가 아닌 좀 더 넓은 엔탈피 영역에 걸쳐 증가된 상태로 지속되는 분포

를 보임을 확인하였다. 질량유속이 비교적 큰 조건에서는 열유속이 증가되어도 벽면온도가 급상승하는 열화 현상은 발견되지 않았으나, 이는 전원공급장치의 한계에 의한 것으로 판단된다. 열유속이 낮은 조건에서는 벽면온도와 벌크온도의 차가 작게 되어서 유사임계 엔탈피 근처에서의 열전달계수 편차가 크게 나타났다.

(2) 같은 열유속 조건에서, 질량유속이 커질수록 벽면온도는 낮아지고 열전달계수는 커지는 결과를 얻었다. 질량유속이 감소함에 따라 벽면온도의 최대값은 더 높은 엔탈피 영역에서 존재하였고, 열전달계수 역시 그 최대값은 더 높은 엔탈피 영역으로 이동하였다.

(3) 입구압력이 임계압력에 더 가까울수록 벽면온도는 더 낮게 분포하며 열전달계수는 더 큰 값을 가졌다. 실험결과를 통하여 초임계압에서의 열전달은 입구압력이 임계압력과 가까울수록 더 잘 이루어지며, 열전달계수 편차의 정도는 입구압력이 임계압력과 가까울수록 벽면온도와 벌크온도의 차가 작아지게 되면서, 그 편차는 더 커졌다.

(4) 낮은 열유속 조건에서는 일반적인 단상 강제대류 열전달에서와 같이 내경이 작을수록 열전달계수는 큰 값을 가졌다. 그러나 같은 열유속 조건임에도 불구하고 내경이 가장 큰 9.0 mm의 원형관에서만 열화 현상이 일어났다. 모든 원형관에서 열화 현상이 일어나는 열유속 조건에서는 단상 강제대류 열전달의 특성과는 달리, 임의의 엔탈피보다 낮은 영역에서 내경이 큰 원형관 실험에서의 열전달계수가 더 큰 값으로 분포하였다.

(5) 초임계압에서의 CO₂ 열전달 실험결과를 Jackson과 Fewster, Bishop 등, Krashchekov와 Protopopov, Jackson, Swenson 등, Watts와 Chou에 의해 제안된 상관식과 비교하였다. 정상열전달과 열화열전달의 데이터로 구분하기 위하여 Jackson 등이 제시한 열화 개시 기준과 Yoshida 등이 제시한 기준을 이용하여 정상열전달 영역의 데이터를 비교하였다. 그 결과 Jackson 등이 제시한 기준

에 따른 비교에서는 Bishop 등의 상관식이 표준편차가 20.5로, Yoshida 등이 제시한 기준에 따른 비교에서는 Watts와 Chou의 상관식이 25.8의 표준편차로 가장 좋은 결과를 보였다.

(6) 기존의 상관식에 부력 매개변수 인자의 함수를 추가하여 정상 열전달과 열화 열전달의 예측이 가능한 상관식을 제시하였다. 기존의 상관식들에 비해 표준편차가 상당히 작아졌으며, 오차 경계 내에 존재하는 데이터 수는 증가하였다. 데이터를 생산한 조건과 동일한 조건에서 상관식으로 예측한 값의 일관성도 많이 개선되었다.



참 고 문 헌

Ackerman, J. W., 1970, "Pseudo Boiling Heat Transfer to Supercritical Pressure Water in Smooth and Ribbed Tubes", Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, 92(3), pp. 490-498.

Bae, Y. Y, 2004, "Preliminary Study on the High Efficiency Supercritical Pressure Water-Cooled Reactor for Electricity Generation", KAERI/RR-2616/2004.

Bae, Y. Y, Kim, H. Y., Cho, B. H., Kim, H., Kim, H. D., Song, J. H., Kang, D. J., 2006, "Investigation of Heat Transfer in Supercritical Fluids for Application to the Generation IV", KAERI/RR-2843/2006.

Bae, Y. Y, Kim, H. Y., Kim, H. and Kang, D. J., 2007, "Correlations for Convective Heat Transfer to Fluids at Supercritical Pressure Vertically Upward Flowing in Tubes and Annulus Channel", 3rd Sino-Korea Workshop on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics, WORTH-3, Chengdu, People's Republic of China.

Bishop, A. A., Efferding, L. E., Tong, L. S., 1962, "A Review of Heat Transfer and Fluid Flow of Water in the Supercritical Region and During Once-through Operation", Report WCAP-2040, Westinghouse Electric Corporation, Atomic Power Department, Pittsburgh, Pennsylvania, USA, December, 106 pages.

Bishop, A. A., Sandberg, R. O. and Tong, L. S., 1965, "Forced Convection Heat Transfer to Water at Near-Critical Temperature and Supercritical Pressures", AIChE, I. Chemical Engineering Symposium Series, No. 2, London, Institute of Chemical Engineers.

Bourke, P. J., Pulling, D. J., Gill, L. E. and Denton, W. H., 1970, "Forced Convection Heat Transfer to Turbulent CO₂ in the Supercritical Region, International Journal Heat & Mass Transfer, 13(8), pp. 1339-1348.

Buongiorno, J., MacDonald, P., 2003, "Supercritical Water Reactor(SCWR)", INEEL/PRO-03-01210.

Fewster, J. and Jackson, J. D., 2004, "Experiments on Supercritical Pressure Convective Heat Transfer having Relevance to SCWR", Proceedings of the International Congress on Advances in Nuclear Power Plants (ICAPP'04), June, Pittsburgh, USA, Paper 4342.

Goldmann, K., 1961, "Heat Transfer to Supercritical Water at 5000 psi Flowing at High Mass Flow Rates through Round Tubes", ASME, University of Colorado, Boulder, Colorado, USA, January 8-12, Part III, Paper 66, pp. 561-568.

Grabezhnaya, V. A. and Kirillov, P. L., 2006, "Heat Transfer under Supercritical Pressures and Heat Transfer Deterioration Boundaries", Thermal Engineering, Vol. 53, No. 4, pp. 296-301.

Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., Lavine, A. D., 2007, "Introduction to Heat Transfer", 5th Ed., John & Wiley & Sons.

Jackson, J. D. and Evans-Litterodt, K., 1966, "Impairment of Turbulent Forced Convection Heat Transfer to Supercritical Pressure CO₂ Caused by Buoyancy Forces", Res. Rept. N.E.2, University of Manchester, England.

Jackson, J. D. and Fewster, J., 1975, "Forced Convection Data for Supercritical Pressure Fluids", HTFS 21540.

Jackson, J. D. and Hall, W. B., 1979, "Forced Convection Heat Transfer to Fluids at Supercritical Pressure", in Turbulent Forced Convection in Channels and Bundles, Vol.2, Hemisphere, pp.563-611.

Jackson, J. D., Hall, W. B., 1979, "Influence of Buoyancy on Heat Transfer to Fluids Flowing in Vertical Tubes under Turbulent Conditions", IMechE conference publications, V.2, pp. 613-640.

Kim, H. Y., Song, C. H., 2003, "State of the Art on the Heat Transfer Experiments Under Supercritical Pressure Condition", KAERI/AR-681/2003.

Kim, H., Bae, Y. Y., Kim, H. Y., Song, J. H. and Cho, B. H., 2006, "Experimental Investigation on the Heat Transfer Characteristics in a Vertical Upward Flow of Supercritical CO₂", Proceedings of ICAPP'06, Reno, NV USA, Paper 6123.

Komita, H., Morooka, S., Yoshida, S., Mori, H., 2003, "Study on the Heat

Transfer to the Supercritical Pressure Fluid for Supercritical Water Cooled Power Reactor Development", Proceedings of NURETH-10, Seoul, Korea.

Krasnoshchekov, E. A., Protopopov, V. S., 1960, "About heat transfer in flow of carbon dioxide and water at supercritical region of state parameters", Thermal Eng. 10, 94.

Krasnoshchekov, E. A. and Protopopov, V. S., 1966, "Experimental Study of Heat Exchange in Carbon Dioxide in the Supercritical Range at High Temperature Drops", Teplofizika Vysokikh Temperature, Vol.4, No.3, pp.389-398.

Kurganov, V. A. and Kaptil'ny, A. G., 1992, "Velocity and Enthalpy Fields and Eddy Diffusivities in a Heated Supercritical Fluid Flow", Experimental Thermal and Fluid Science, 5, pp. 465-478.

Oka, Y., Koshizuka, S., Jevremovic, T., Okano, Y., 1995, "Systems Design of Direct-Cycle Supercritical Water Cooled Fast Reactors", Nuclear Technology, Vol.109, pp.1-10.

Okawa, M., Komita, H., Shiga, S., Yoshida, S., Mori, H., and Moriya, K., 2002, "Supercritical Pressure Fluid Heat Transfer Study for Supercritical Water Cooled Power Reactor Development", PBNC-2002, Shinshen, China.

Pirotto, I. L. and Duffey, R. B., 2003, "Literature Survey of Heat Transfer and Hydraulic Resistance of Water, Carbon Dioxide, Helium and Other Fluids at Supercritical and Near-Critical Pressures, AECL-12137, FFC-FCT-409.

Pirotto, I. L., Khartabil, H. F., Duffey, R. B., 2004, "Heat Transfer to Supercritical Fluids Flowing in Channels-Empirical Correlations(Survey)", Nuclear Engineering Design 230(1-3), 69-91.

Petukhov, B. S., Krasnoshchekov, V. A., Protopopov, V. S., 1961, "An Investigation of Heat Transfer to Fluids Flowing in Pipes under Supercritical Conditions", Proceedings of International Heat Transfer Conference, Boulder, Colorado, USA, PP. 569-578.

Shiralkar, B. S. and Griffith, P., 1968, "The Deterioration in Heat Transfer to Fluids at Supercritical Pressures and High Heat Fluxes", Report, Engineering Projects Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts

Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts, USA, June, 185 pages.

Silin, V. A., 1973, "Experimental Investigation of Deteriorated Heat Transfer regimes in Turbulent Flow of Carbon Dioxide of Supercritical Pressure, Ph.D. Thesis, Moscow Power Institute, Russia, 30 pages.

Schmidt, E., Eckert, E., Grigull, V., 1946, "Heat Transfer by Liquids Near the Critical State", AFF Translation, No. 527, Air Materials Command, Wright Field, Dayton, OH, U.S.A.

Swenson, H. S., Carver, J. R., Karakala, C. R., 1965, "Heat Transfer to Supercritical Water in Smooth Bore Tubes", Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, Series C, 87(4), pp. 477-484.

Tanaka, H., Nishiwaki, N., Hirata, M. and Tsuge, A., 1971, "Forced Convection Heat Transfer to Fluid Near Critical Point Flowing in Circular Tube", International Journal of Heat & Mass Transfer, 14(6), pp. 739-750.

Vikhrev, Yu. V., Barulin, Yu. D., Kon'kov, A. S., 1967, "A Study of Heat Transfer in Vertical Tubes at Supercritical Pressures", Thermal Engineering, 14(9), pp. 116-119.

Watts, M. J. and Chou, C. T., 1982. "Mixed Convection Heat Transfer to Supercritical Pressure Water", Proceedings of the 7th International Heat Transfer Conference, Munchen, Germany, Vol. 3, Paper 6-10, pp. 495-500.

Weinberg, R. S., 1972, "Experimental and Theoretical Study of Buoyancy Effects in Forced Convection to Supercritical Pressure Carbon Dioxide", Ph.D. Thesis, University of Manchester, UK.

Yoshida, S., Nishikawa, K., Mori, H. and Ohno, M., 1985, "Criterion for Occurrence of Heat Transfer Deterioration at Supercritical Pressure". Preprint of JSME Conf., Saga, No., 858-2, pp. 52-54.

감사의 글

학부생으로서 1년간 논문을 썼었던 경험이 취업이나, 진학이나를 고민하던 제가 석사과정까지 도전하며 이와 같은 결실을 맺는데 큰 영향을 끼쳤다고 생각을 합니다. 그리하여 결단을 내렸으며, 2년간 배우고 지식을 접하며 직접 실험을 수행하여 얻은 결과와 분석한 내용, 그동안의 땀과 열정이 고스란히 묻어 있는 결과물이 이제 제 이름이 새겨져 세상 밖으로 나온다는 사실이 작은 흥분으로 저의 몸을 감싸고 있습니다. 학연과정으로 연구소에서 공부 및 실험을 하며 지냈던 시간들, 많은 것을 얻고 느낄 수 있었던 정말 뜻 깊고 소중한 시간들이 아니었나 싶습니다. 이 시간들로 인해 많이 성장하였으며, 이제는 더 이상 학생신분이 아닌 사회인으로서 첫 걸음을 내딛으려 합니다. 힘차게 앞으로 달려갈 수 있도록 도와주신 고마우신 분들에게 지면을 통해서나마 이렇게 감사의 말씀을 전하려 합니다.

우선 학연과정으로 석사과정을 무사히 마칠 수 있도록 깊은 가르침과 조언 및 격려를 아끼지 않으신 김신 지도교수님께 진심으로 감사드립니다. 아울러, 이윤준 교수님, 이현주 교수님, 박재우 교수님, 천원기 교수님, 정범진 교수님, 그리고 김남진 교수님께도 학부와 석사과정동안 좋은 가르침을 주셨던 점에 대해 이 자리를 빌어 감사함을 표합니다. 그리고 제가 연구원에서 학연과정으로 실험을 하여 논문을 쓸 수 있도록 저에게 기회를 주시고, 논문 및 실험과 관련된 지식을 주신 지도박사님이신 한국원자력연구원의 배운영 박사님께 깊은 감사를 드립니다. 또한 같은 과제에 계신 조봉현 박사님, 김환열 박사님, 김형래 박사님으로부터 실험과 관련된 많은 지식과 조언 및 격려를 받은 점 깊이 감사하고 있습니다. 정말 좋은 강의를 해주신 송철화 박사님, 같은 사무실에서 여러 조언을 아끼지 않으신 민병태 박사님, 김종환 박사님, 박익규 박사님, 강경호 박사님, 김대헌 박사님께도 감사의 말씀 드립니다.

과 선후배 및 동기들 역시 제가 이 원자력 길을 꾸준히 갈 수 있도록 큰 힘이 되어주어서 감사하다는 말을 전하고 싶고, 제가 가는 길을 진심으로 응원해주는 친구들에게도 고맙다고 얘기 해주고 싶습니다. 특히 저의 든든한 후원자로서 저를 항상 믿으시고 사랑과 지원을 해주신 부모님과 동생들에게 감사와 기쁨을 전합니다. 저를 믿고 사랑해주시는 모든 분들께 실망을 안겨드리지 않도록 최선을 다하는 모습 보여드릴 것을 약속드리며, 모든 이들에게 좋은 일과 행복이 가득하기를 희망합니다.

2007년 12월