



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)



碩士學位論文

수직 전열관 외벽에서 발생하는  
증기-공기 혼합물의 응축 열전달에 대한  
곡률효과 실험연구

濟州大學校 大學院

에너지공學科

金 云 基

2018年 2月

# 수직 전열관 외벽에서 발생하는 증기-공기 혼합물의 응축 열전달에 대한 곡률효과 실험연구

指導教授 李 演 鍵

金 云 基

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

2017 年 12 月

金云基의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 \_\_\_\_\_ 朴 在 雨



委 員 \_\_\_\_\_ 李 演 鍵



委 員 \_\_\_\_\_ 崔 秀 錫



濟州大學校 大學院

2017 年 12 月



# Experimental Investigation of the Curvature Effect on Condensation Heat Transfer of the Air-Steam Mixture on a Vertical Cylinder

Un-Ki Kim

(Supervised by professor Yeon-Gun Lee)

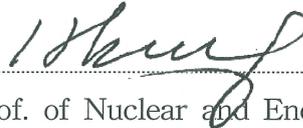
A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement for the degree of  
Master of Engineering

December 2017

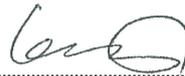
This thesis has been examined and approved.



Thesis director, Yeon-Gun Lee, Prof. of Nuclear and Energy Engineering



Jae-Woo Park, Prof. of Nuclear and Energy Engineering



Sooseok Choi, Prof. of Nuclear and Energy Engineering

Date 2017. 12

Department of Nuclear and Energy Engineering  
GRADUATE SCHOOL  
JEJU NATIONAL UNIVERSITY

## 목 차

LIST OF FIGURES .....	iii
LIST OF TABLES .....	v
SUMMARY .....	vi
I. 서론 .....	1
II. 문헌조사 .....	4
III. 응축실험 .....	11
1. 제주대학교 응축실험장치 .....	11
2. 데이터 정리 .....	15
1) 벽면온도 보정 .....	15
2) 응축 열전달계수 .....	16
3) 열평형 계산 .....	17
4) 불확실도 분석 .....	18
3. 실험 조건 및 절차 .....	20
1) 실험조건 .....	20
2) 실험절차 .....	21
IV. 실험 결과 .....	23
1. 응축 액막 가시화 .....	23
2. 공기 질량분율 및 성층화 평가 .....	24
3. 압력 및 비응축성 기체분율에 따른 응축 열전달계수 .....	27
4. 벽면 과냉도 .....	31

V. SPACE 코드 검증 .....	34
1. Nodalization .....	35
2. 실험결과 및 SPACE 결과 비교 .....	37
VI. 곡률효과 보정인자 개발 .....	39
VII. 결론 .....	45
REFERENCE .....	47

감사의 글

## LIST OF FIGURE

[Fig. 1] Schematic diagram of PCCS .....	2
[Fig. 2] Schematic diagram of the PCCS of iPOWER .....	3
[Fig. 3] Experimental facility of Dehbi .....	5
[Fig. 4] Experimental facility of Liu .....	6
[Fig. 5] Experimental facility of Kawakubo .....	7
[Fig. 6] The ratio of heat transfer coefficient from the circular tube to that from the flat plate versus the curvature parameter $\xi$ by Cebeci .....	7
[Fig. 7] Pictures of the smoke visualization by Popiel .....	8
[Fig. 8] Experimental facility by Jeon .....	9
[Fig. 9] Schematic diagram of the JNU condensation experiment facility .....	12
[Fig. 10] Photograph of test tank and schematics of temperature measurement locations for the gas temperature .....	13
[Fig. 11] JNU condenser tubes with different diameters .....	14
[Fig. 12] Locations of thermocouple installation along the test tube .....	15
[Fig. 13] Results of the heat balance evaluation of the condenser tube .....	18
[Fig. 14] Procedure of the experiment .....	22
[Fig. 15] Visualization of condensation phenomenon .....	24
[Fig. 16] Bulk temperature in the test tank at 4 bar .....	25
[Fig. 17] Outer wall temperature on the condenser tube at 4 bar .....	26
[Fig. 18] Inner wall temperature on the condenser tube at 4 bar .....	26
[Fig. 19] Local heat flux on the condenser tube at 4 bar .....	27
[Fig. 20] Condensation heat transfer rate measured on the 21.5 mm O.D. tube .....	28
[Fig. 21] Condensation heat transfer coefficient measured on the 21.5 mm O.D. tube .....	29

[Fig. 22] Comparison of condensation heat transfer coefficients according to the tube diameter at 2 bar .....	30
[Fig. 23] Condensation heat transfer coefficients according to the tube diameter at 4 bar .....	30
[Fig. 24] Wall subcooling effect at 2 bar .....	32
[Fig. 25] Wall subcooling effect at 4 bar .....	32
[Fig. 26] Variation of the heat transfer coefficient with the wall subcooling on condenser tubes with different diameters at 2 bar: 21.5 mm and 40 mm. ....	33
[Fig. 27] Variation of the heat transfer coefficient with the wall subcooling on condenser tubes with different diameters at 4 bar: 21.5 mm and 40 mm. ....	33
[Fig. 28] Film condensation schematic of RELAP5-3D .....	35
[Fig. 29] Nodalization of test tank .....	36
[Fig. 30] Separation of the steam flow path inside the test tank .....	36
[Fig. 31] Comparison of HTC experimental data and SPACE code by diameter at 2 bar .....	38
[Fig. 32] Comparison of HTC experimental data and SPACE code by diameter at 4 bar .....	38
[Fig. 33] Heat transfer coefficient ratio of 21.5 mm O.D. tube to 40 mm O.D. tube .....	40
[Fig. 34] Heat transfer coefficient ratio by 10 mm O.D. tube and 40 mm O.D. calculation .....	41
[Fig. 35] Ratio of HTC by diameter .....	41
[Fig. 36] Comparison between experimental data and calculated results for 10 mm O.D. tube .....	42
[Fig. 37] Comparison between experimental data and calculated results by 21.5 mm O.D. ....	43
[Fig. 38] Comparison between experimental data and calculated results .....	43
[Fig. 39] Comparison with experimental data and condition calculation of Kawakubo .....	44

## LIST OF TABLES

<Table 1> Previous empirical correlations for the condensation heat transfer coefficient .....	3
<Table 2> Experimental apparatus features .....	10
<Table 3> Thermocouple installation depth .....	16
<Table 4> Bias error of measurement instruments .....	20
<Table 5> Test matrix .....	21
<Table 6> Mass transfer coefficient correlation in SPACE code .....	35

## SUMMARY

The importance of the passive safety systems has increased to assure the safety of the nuclear power plant after the Fukushima nuclear power plant accident and recent earthquakes in South Korea. PCCS(Passive Containment Cooling System), one of the various safety systems to be introduced into next-generation nuclear power plant, ensures the safety of nuclear power plant by condensation heat transfer phenomenon in case of a LOCA(Loss Of Coolant Accident). This study focused on the experimental investigation of the curvature effect about the rate the of condensation heat transfer on a vertical condenser tube under natural convection condition. And, based on the experimental data, we develop a correction factor that considers the effect of tube diameter on the condensation heat transfer coefficient. Therefore, to investigate the condensation heat transfer coefficient in the presence of a noncondensable gas, an experimental study was performed on the single vertical condenser tube with 21.5 mm in outer diameter, 5 mm in thickness and 1000 mm in the effective heat transfer length. Experiment was measured at the pressure ranging from 2 to 5 bar, and the air mass fraction ranging from 0.1 to 0.8. Almost isothermal wall conditions are maintained and uniform concentration of gas mixture is also kept during the experiments to reduce the effect of noncondensable concentration along the height. The heat transfer coefficients from experiments were compared with previous JNU experiments on 40 mm in outer diameter and 10 mm in outer diameter, and the curvature effect was investigated using SPACE, a thermal hydraulic system analysis code. SPACE shows the predicted heat transfer coefficient constantly as the diameter changes, indicating that the curvature effect is not reflected. And the comparison with experiments data results shows that the heat transfer

coefficient increases with the decreases in diameter. These changes are independent of air mass fraction and pressure, and there is a curvature effect on diameter.

## I. 서론

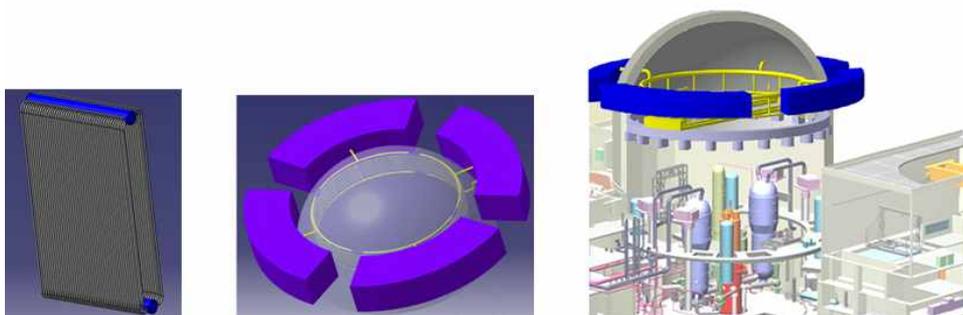
2011년 쓰나미에 의한 전원공급 차단으로 대량의 방사성 물질이 외부로 유출된 후쿠시마 사고, 그리고 2016년 경주 지진 이후 원전의 안전성에 대한 대중의 우려가 커지면서 피동안전계통의 채택을 통한 중대사고 대비의 필요성이 증대되고 있다. 이러한 필요성에 의하여 개발되고 있는 여러 안전계통 중 피동격납건물 냉각계통(PCCS)은 차세대 원전인 iPOWER에 적용될 안전계통으로서, 냉각재 상실사고나 주증기관파단사고 등의 원전 사고 시 원자력 발전소 최후의 방어벽인 격납건물의 내부를 자연적으로 냉각 및 감압시켜 건전성을 유지하기 위한 피동계통이다. 해외 원전의 격납용기는 철제 제질의 외벽에 냉각수를 분사하거나 공기의 자연대류에 의한 장기 운전 성능을 확보하는 방식으로 설계되나, 국내 원전과는 다른 격납용기의 형태여서 다른 피동개념의 PCCS 열교환기가 필요하다.

콘크리트 격납건물을 채택하고 있는 한국형 원전의 PCCS는 그림 1과 2와 같이 격납용기 내부에 별도의 수직 열교환기 다발로 구성된 열교환기를 설치하고 격납건물 외부에 냉각수가 들어있는 탱크를 설치함으로써, 자연순환을 이용하여 전력공급이 상실되어도 격납용기 내부의 증기를 응축시키는 방식을 사용하고 있다 [2]. 수직 열교환기 다발의 위치는 원자로보다 상부에 위치하게 되는데 이는 격납건물 내의 1차계통에서 방출되는 증기가 상부로 상승하는 점을 고려한 것이다. 상승한 증기와 수직 열교환기 외벽간의 응축 열전달 현상을 통해 격납용기 내부의 열을 제거하여 자연순환 유동이 형성된다. 원자로에서 발생한 증기가 공기나 수소와 같은 비응축성 기체가 혼합되면 열교환기 근처에서 증기는 응축되고 비응축성 기체는 축적되면서 증기와 열교환기 사이에 열저항으로 작용하며, 이에 따라 응축 열전달이 크게 저하된다.

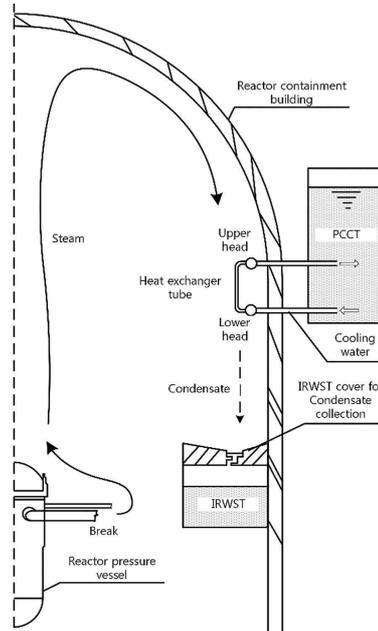
PCCS의 주 현상인 응축 현상에 대한 연구는 표 1과 같이 이전부터 계속 진행되어 왔다. 그 중 비응축성 기체 존재 시 열교환기 외벽 응축 열전달에 대한 연구는 Uchida [3], Tagami [4], 그리고 Dehbi [5]의 연구가 대표적이다. 이들 이외에도 Liu [6], Kawakubo [7], Kim [8] 그리고 Gido-Koestel [9] 등의 연구자들은

실험연구와 응축 열전달 모델들을 제시하였다. 마찬가지로 제주대학교 선행연구로써 Lee [10]가 무차원 상관식을 개발한 바가 있다. 하지만 기존 연구에서는 실험마다 서로 다른 직경과 길이를 가지고 실험을 진행하였지만 정작 개발된 상관식은 길이나 직경에 관한 인자를 반영하지 않는다. 이로 인해 실제 직경이 다른 전열관의 응축 열전달계수를 예측하는데 있어서 제한적이다. 이러한 직경변화에 따른, 즉 곡률효과에 대한 연구 또한 진행되어 왔다. 그중 Cebeci [11], Popiel [12], 그리고 Jeon [13]등의 연구자들은 곡률효과를 반영한 모델을 제시하였다. 그러나 그들이 제시한 모델들은 직접적인 응축 열전달에 관한 모델이 아니거나 비응축성 기체가 존재할 때 곡률효과에 대한 적절한 데이터가 부족하다.

본 연구에서는 PCCS를 구성하는 단일 전열관에서 비응축성 기체 존재 시 응축 열전달을 선행연구로서 표준 직경 40 mm 응축 튜브에 대한 실험 데이터, 직경 10 mm 응축 튜브에 대한 실험 데이터에서 분석한 바가 있으며, 추가적으로 직경 21.5 mm 응축 튜브에 대한 실험 데이터를 구축하여 직경에 따른 응축 열전달 성능을 평가하는 데에 목적이 있다. 직경 21.5 mm, 유효 열전달길이 1000 mm 인 전열관 외벽에서의 증기-공기 혼합물의 응축 열전달 실험을 수행 하였으며, 압력은 2~5 bar, 공기 질량분율은 0.1~0.8의 범위에서 열전달계수 데이터를 수집하였다. 실험을 통해 얻은 응축 열전달계수를 1차원 열수력 계통 해석 코드인 SPACE를 이용하여 직경별로 계산하고 비교하였다. 또한 실험을 통해 얻은 응축 열전달계수를 비교하여 직경이 변함에 따른 열전달계수의 변화를 보았다. 비교를 통해 제주대학교 상관식에 적용시킬 곡률효과를 반영한 보정인자를 도출하였다.



[Fig. 1] Schematic diagram of PCCS [1]



[Fig. 2] Schematic diagram of the PCCS of iPOWER [2]

<Table 1> Previous empirical correlations for the condensation heat transfer coefficient

Correlation / model	
Uchida [3]	$h = 379 \left( \frac{W}{1-W} \right)^{-0.707}$
Tagami [4]	$h = 11.4 + 284 \left( \frac{1-W}{W} \right)$
Dehbi [5]	$h = \frac{L^{0.05} (3.7 + 28.7P) - (2438 + 458.3P) \log(W)}{(T_\infty - T_w)^{0.25}}$
Liu [6]	$h = 55.635 X_S^{2.344} P^{0.252} d T^{0.307}$
Kawakubo [7]	$h = \min [0.33 X_{air}^{-0.8} \Delta T^{0.25}, X_{air}^{-1} \Delta T^{-0.2} X_{air}^{-0.25}] \cdot (P+0.5)$
Lee [10]	$Nu_D = 890 Gr_L^{0.125} W_S^{*0.966} Ja^{-0.327}$

$h$ 는 열전달계수,  $W$ 는 공기질량분율,  $L$ 은 전열관의 길이,  $P$ 는 시험부의 압력,  $T_\infty$ 는 bulk온도,  $T_w$ 는 벽면온도,  $X_S$ 는 증기의 물분율,  $dT, \Delta T$ 는 벽면 과냉도,  $X_{air}$ 는 공기의 물분율,  $Nu_D, Gr, Ja$ 는 각각  $Nu$ 수,  $Gr$ 수 그리고  $Ja$ 수,  $W_S^*$ 는 증기 질량분율이며,  $W_S^* = 1 - W_a^{0.01}$ 로 표현할 수 있다.

## II. 문헌조사

앞서 언급한 연구자들의 응축 열전달 연구방법 및 실험장치와 이론에 대하여 소개한다. 기존 응축 열전달 모델들의 실험조건들을 살펴봄으로써, 응축 열전달 모델의 한계점을 파악하고 개선할 것이다.

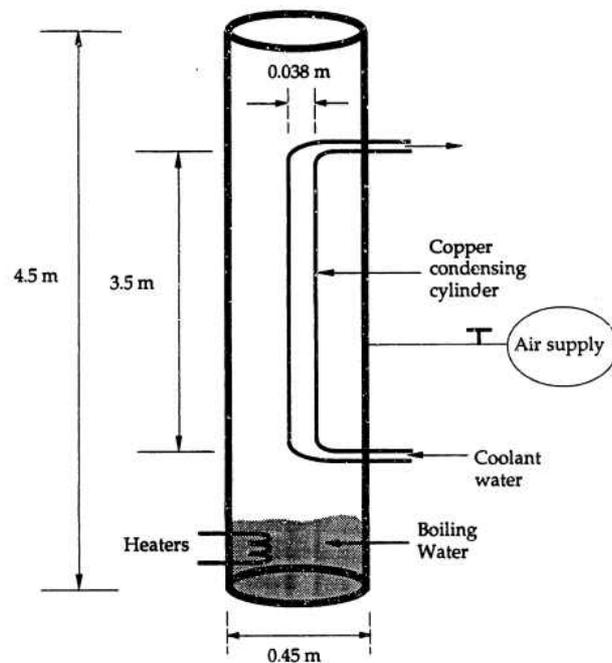
Uchida [3]는 사각 수직 평판에서 공기, 질소 그리고 아르곤과 같은 비응축성 기체가 존재 시 자연대류 조건에서 증기의 응축 실험을 진행하였다. 실험은 대기압에서 비응축성 기체가 채워진 시험부 내부에 증기를 공급하면서 진행하며, 평판의 온도를 약 50 °C 정도로 일정하게 유지시키면서 증기 유량을 천천히 증가시키며, 실험 압력은 1~2.8 bar 범위에서 진행하였다.

Tagami [4]는 Uchida [3]와 동일한 실험장치에서 정상상태 및 과도상태에 대한 실험을 수행하였다. 정상상태 실험에서 수직평판에서의 열속, 벽면온도, 기체 혼합물의 온도 등을 측정 하였으며, 과도상태 실험에서는 시험부로 증기가 공급되는 시점부터 계측하여 과도 시간에 따라 상관식을 제시 하였다. 그러나 과도상태 실험에서는 기체혼합물의 순환 유속이나 내부 압력을 계측하지 않아 내부의 열역학적 상태를 알 수 없다.

위의 두 연구자가 제안한 응축 열전달 상관식은 오직 비응축성 기체의 질량분율만을 고려하고 있어 압력 변화에 따른 응축 열전달계수의 변화를 반영하지 못한다. 이로 인해 보수적인 예측 값을 제공함으로써 원전사고 시 격납건물 안전해석에서 보수적인 안전해석에 널리 사용되고 있다.

Dehbi [5], Liu [6], Kawakubo [7]의 실험장치는 각각 그림 3~5와 같다. 이 세 실험은 PCCS 개념과 관련한 실험들이며, 실험장치별 제원과 특징은 표 2와 같다. Dehbi [5]는 냉각재상실사고 발생 시 격납용기의 압력거동 예측 및 SBWR(Simplified Boiling Water Reactor)의 PCCS 개념과 관련된 수직관 외벽에서의 응축 실험을 수행하였다. 실험부의 높이는 4500 mm, 직경 450 mm의 원통 내부에 외경 38 mm, 길이 3500 mm의 수직 전열관이 설치되었다. 시험부 하부에서 물을 증발시켜 비응축성 기체와의 혼합물을 생성, 냉각수가 흐르는 전열

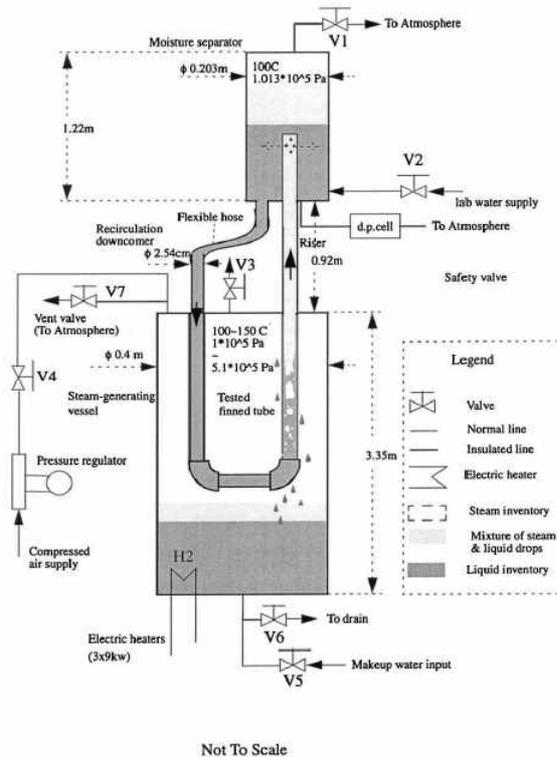
관 외벽으로 증기-공기 혼합물이 응축하며 발생하는 데이터를 수집하였다. 이러한 데이터를 기반으로 Dehbi [5]의 상관식은 Uchida [3]의 상관식이나 Tagami [4]의 상관식과는 달리 공기 질량분을 뿐만 아니라 수직관의 길이, 압력, 벽면 과냉도를 고려한 상관식을 제시하였다. 하지만 Dehbi [5]의 상관식에 의해 계산된 열전달계수는 기체 혼합물이 정적인 상태에서 예상되는 값보다 큰 것으로 파악된다. 즉, Dehbi [5]의 실험장치는 직경에 비해 높이가 매우 길어, 증기의 자연대류 속도가 상당히 빠르다. 이는 상관식이 높은 응축 열전달계수를 예측하는 것에 큰 영향을 미칠 것으로 판단된다.



[Fig. 3] Experimental facility of Dehbi [5]

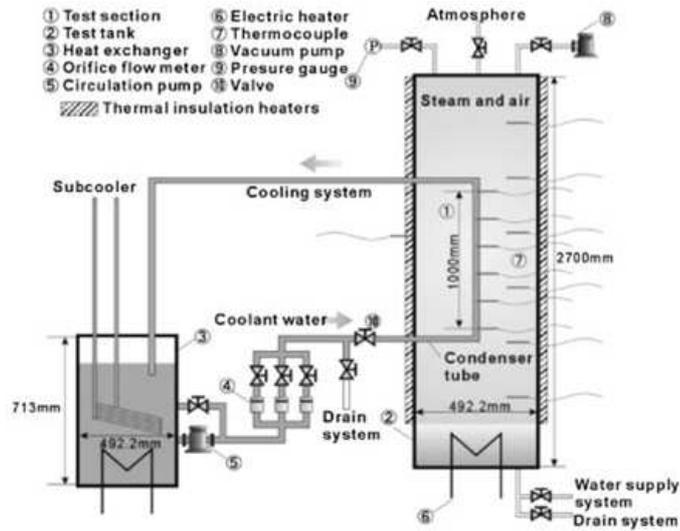
Liu [6]는 IEO(Internal Evaporator-Only) 타입의 PCCS 개념의 실험 장치를 구성하여 외경 40 mm, 두께 1 mm, 길이 2000 mm인 전열관 내부의 냉각수를 비등시켜 높이에 따른 벽면온도를 동일하게 만들어 연구를 진행하였으며, 증기와 비응축성 기체의 성층화 현상에 대해서도 연구를 진행하였다. 실험 시 벽면 과냉도가 매우 작고, 냉각수 유량 측정의 불확실도가 비등까지 허용을 하여 매우 높

아 상관식 예측 역시도 이에 의한 영향으로 불확실도가 매우 높을 것으로 추측된다. 또한 튜브 다발에 의한 장막효과를 실험적으로 평가하였다. 이는 반경 방향의 유동을 제한함으로써 열전달율을 감소시킨다.



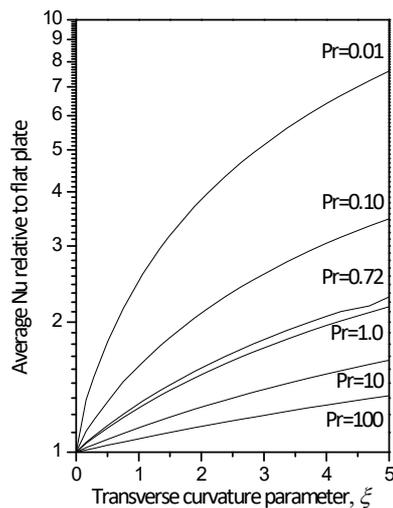
[Fig. 4] Experimental facility of Liu [6]

Kawakubo [7] 역시 PCCS 설계에 적용할 수 있는 데이터를 생산할 목적으로 수직관에서 발생하는 증기와 공기 혼합물의 외벽 응축실험을 수행하였다. 내경 10 mm, 길이 1 m인 매우 작은 직경의 전열관을 이용해 실험을 수행을 하였다. 전열관 외벽의 온도를 측정하지 않아, 기체 혼합물의 온도와 냉각수의 온도의 LMTD(Logarithmic Mean Temperature Difference)를 이용하여 응축 열전달계수를 계산하였다. 전열관의 외벽 온도를 직접 측정하는 것이 아니라 실험식을 통해 간접적으로 유추하는 방식을 적용하는 만큼 상관식의 예측이 불확실도가 높고, 전열관의 내경이 10 mm로 매우 작아 곡률효과에 의한 영향으로 매우 높은 열전달계수를 예측한다.



[Fig. 5] Experimental facility of Kawakubo [7]

Cebeci [11]는 단상의 층류 자연대류 유동에 대한 경계층 지배방정식을 수치적으로 계산하여, 자연대류 열전달에 대한 곡률효과를 평면대비 곡면의  $Nu$ 수의 비로 나타내었다. 이로 인해 튜브의 직경에 따른 열전달계수의 변화를 유추할 수 있다. 수치해법을 통하여 나온 값은 다음 그림 6에 도식화 하였다.

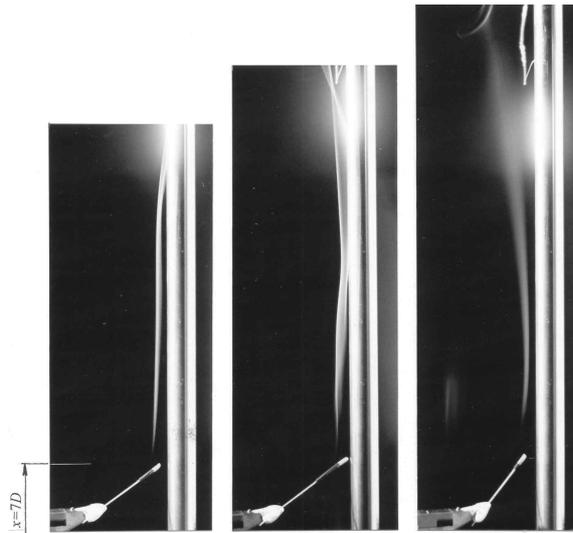


[Fig. 6] The ratio of heat transfer coefficient from the circular tube to that from the flat plate versus the curvature parameter  $\xi$  by Cebeci [11]

Popiel [12]은 Cebeci [11]와 마찬가지로 단상의 층류 자연대류 유동에 대한 경계층 지배방정식을 수치적으로 계산하여, 동일하게 평면대비 곡면의  $Nu$ 수의 비로 나타낸다. 그러나 Cebeci [11]와는 다르게 그림 7에서와 같이 층류 자연대류 유동조건하에 연기를 가지고 곡률효과에 관한 실험을 진행하였다. 이러한 Popiel [12]의 식은 Dehbi [14]의 연구에서도 반영되어 식 (1)과 같이 곡률에 관하여 계산된 적이 있다.

$$h = 0.185 D^{2/3} (\rho_w - \rho_\infty) \left( \frac{\rho_w - \rho_\infty}{\mu} \right)^{1/3} \frac{h_{fg}}{(T_\infty - T_w)} \ln \left( \frac{1 - W_{S,w}}{1 - W_{S,\infty}} \right) \cdot \frac{Nu_{cyl}}{Nu_{flat}} \quad (1)$$

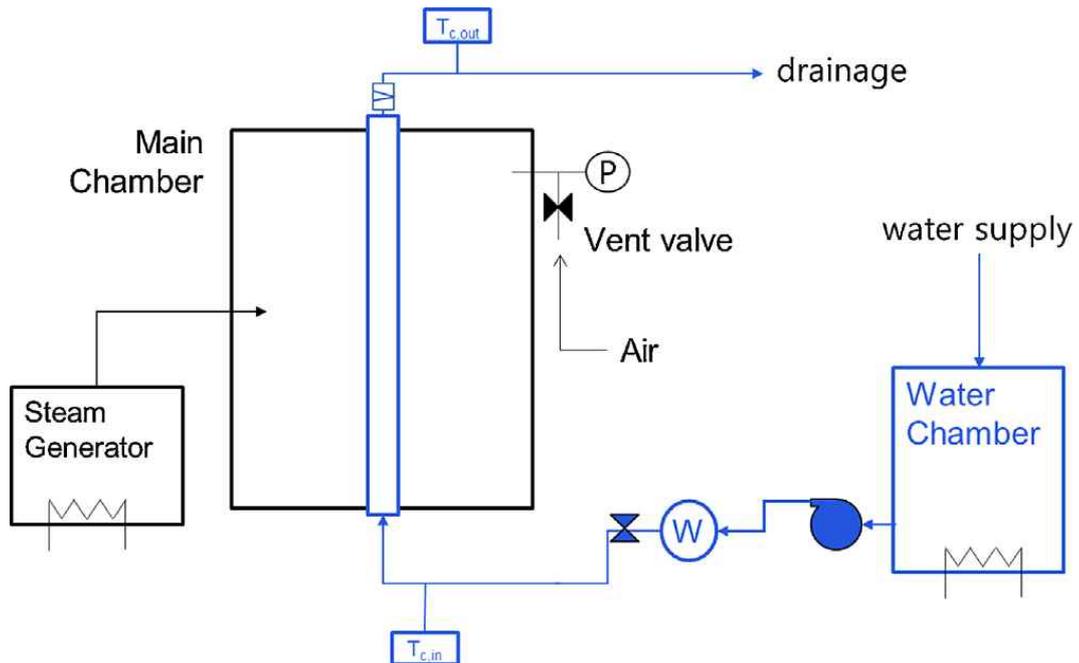
$h$ 는 열전달계수이며,  $D$ 는 확산계수,  $\rho_w, \rho_\infty$ 는 벽면과 bulk의 증기밀도,  $\mu$ 는 동점성 계수,  $h_{fg}$ 는 잠열,  $T_w, T_\infty$ 는 벽면과 bulk의 온도,  $W_{S,w}, W_{S,\infty}$ 는 벽면과 bulk의 증기 질량분율,  $Nu_{cyl}, Nu_{flat}$ 는 실린더와 평판일 때의  $Nu$ 수이다.



[Fig. 7] Pictures of the smoke visualization by Popiel [12]

Jeon [13]의 연구는 그림 8과 같은 실험장치로 제주대학교 선행연구와 유사하게 자연대류에서의 응축 실험 연구이다. Jeon [13]은 지배방정식과 CFD 및 실험을 통하여 곡률효과를 반영하는 식을 제시하였다. 그러나 Jeon [13]의 상관식은

제한적인 데이터를 기반으로 제시되었기 때문에, 본 연구에서는 세 가지 다른 직경을 활용하여 다양한 실험조건에서의 데이터를 확보할 것이다.



[Fig. 8] Experimental facility of Jeon [13]

앞서 언급한 연구자들 이외에도 각국에서 많은 연구자들이 피동격납건물냉각 계통에 대한 실험을 진행하거나, 안전해석 코드에 적용 후 계산하기 위한 증기-공기 혼합물 증기 응축에 대한 해석모델로 Corradani [15], Peterson [16], Herranz[17] 그리고 Colburn-Hougen [18] 등의 모델을 수립하였다. 또한, 자연대류 조건뿐만 아니라 강제대류 조건의 전열관 내·외벽 응축 실험 및 수평 전열관 응축실험에 대해서도 연구가 활발히 진행 되어왔으며 현재에도 진행 중이다.

<Table 2> Experimental apparatus features

	Dehbi [5]	Liu [6]	Kawakubo [7]
Height of test tank (m)	4.5	3.4	2.7
I.D. of test tank (m)	0.45	0.4	0.5
Design pressure (bar)	-	5.17	5.0
Length of tube (m)	3.5	2.0	2.3
O.D. of tube (m)	0.038	0.04	0.01
Heater capacity (kW)	36	27	12
Measurement of HTC	Measurement of wall temperature	Calculation using steam mass flow rate	Guess from overall HTC and coolant HTC
Distinct feature	High aspect ratio	Saturated coolant and boiling	No wall temperature measured

### Ⅲ. 응축실험

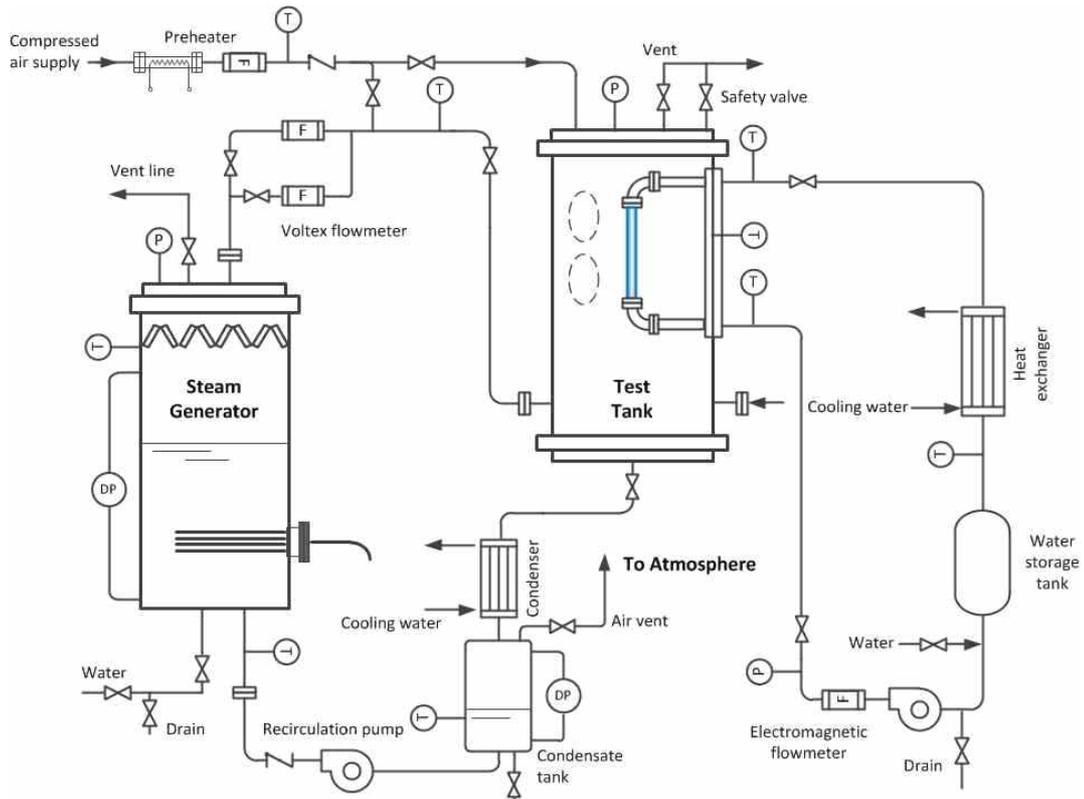
앞서 언급한 본 연구의 목적을 달성하기 위하여 기존 연구자들의 한계점을 보완하고 수정하기 위해 실시되었던 제주대학교 실험장치는 다음과 같은 특성을 갖는다. 제주대의 응축 실험설비는 증기와 공기의 성층화를 파악하기 위한 국부적인 분포를 측정하고, 반경방향으로의 분포도 확인할 수 있도록 한다. 또한 기존 실험들에서 벽면 과냉도 효과에 대한 일반적인 도출이 이루어지지 않아 벽면 온도를 일정하게 제어하여 실험을 수행할 수 있도록 목표를 두고 설계·구축하였다.

#### 1. 제주대학교 응축실험장치

앞서 언급한 목표들을 만족하기 위해 구축된 응축 열전달 실험설비는 그림 9와 같다. 크게 증기순환계통과 냉각수 순환계통으로 나뉘며, 두 순환계통은 시험부에서 열전달이 이루어지게 된다. 증기발생기와 시험부는 증기 순환계통에 속한다. 증기순환계통과 또 다른 계통인 냉각수 순환계통은 시험부에서 응축현상을 발생시킨다. 주요기기로는 증기를 발생시키며 증기 순환계통으로 증기를 공급하는 증기발생기, 증기와 비응축성 기체가 혼합되어 들어와 전열관 외벽에서 응축현상이 발생하는 시험부 그리고 시험부 중앙에 설치되어 응축현상을 발생시키는 전열관이 있다.

증기발생기는 내부의 물을 가열하여 증기를 발생시켜 시험부로 증기를 공급하는 장치이다. 직경 800 mm, 높이 1850 mm이며, 하부에 설치된 전열기의 최대출력은 120 kW(30 kW×4)가 설치되어 증기 생산 및 가압을 수행할 수 있고 전열기의 출력을 조절하여 증기의 유량을 쉽게 제어할 수 있다. 증기발생기 상단에는 안전밸브를 설치하여, 설정치의 압력(6 bar)이상으로 상승하였을 경우 자동으

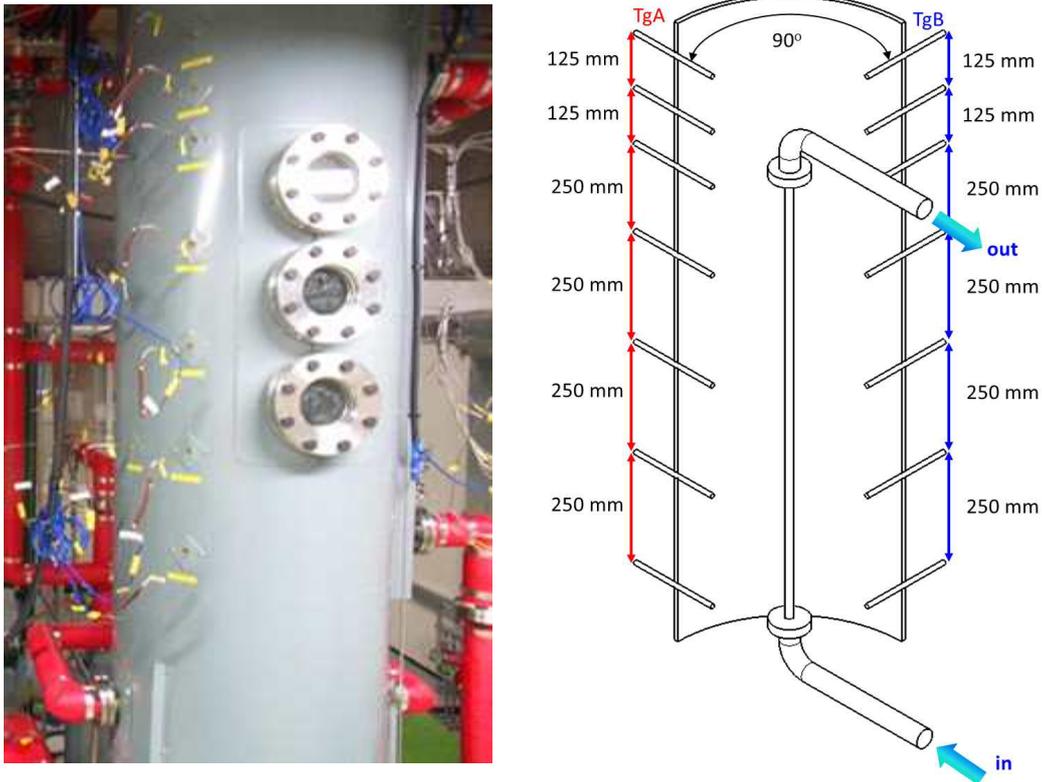
로 개방되어 내부의 증기를 방출함으로써 계통을 감압할 수 있도록 하였다. 또한 내부 상단에는 습분분리기가 설치되어 있어 시험부로 공급하는 증기의 습분을 최소화 하였다.



[Fig. 9] Schematic diagram of the JNU condensation experiment facility

그림 10은 시험부의 실제 모습 및 도면이다. 시험부는 SUS-304L로 이루어져 있으며, 직경 609 mm, 높이 1950 mm 의 원통형 용기로, 원자력 발전소의 격납 건물을 모의하였다. 증기발생기에서 생성된 증기가 시험부 하부의 반대 방향 입구로 유입되어 보다 균일한 자연대류 조건을 형성한다. 설계 압력은 10 bar이나, 안전정상 압력이 6 bar이면 증기발생기와 마찬가지로 상부에 설치된 안전밸브가 개방되어 계통을 감압시킨다. 또한, 실험 시 시험부 내부에서 발생하는 응축현상의 가시화를 위하여 양면에 세 세트의 가시창이 설치되었다. 이는 중앙에 설치된 전열관을 높이에 따라서 가시화하기 위함이다. 시험부의 한쪽 벽면은 내부 전열

관의 설치 및 교체가 용이하게 대형 사각 플랜지로 제작 되었다. 그림 10에 나타난 바와 같이 시험부 벽면에 7개씩 두 세트의 열전대를 반경별로 설치하여, 높이 별 시험부의 온도를 측정하고 성층화 여부를 판단할 수 있다.



[Fig. 10] Photograph of test tank and schematics of temperature measurement locations for the gas temperature

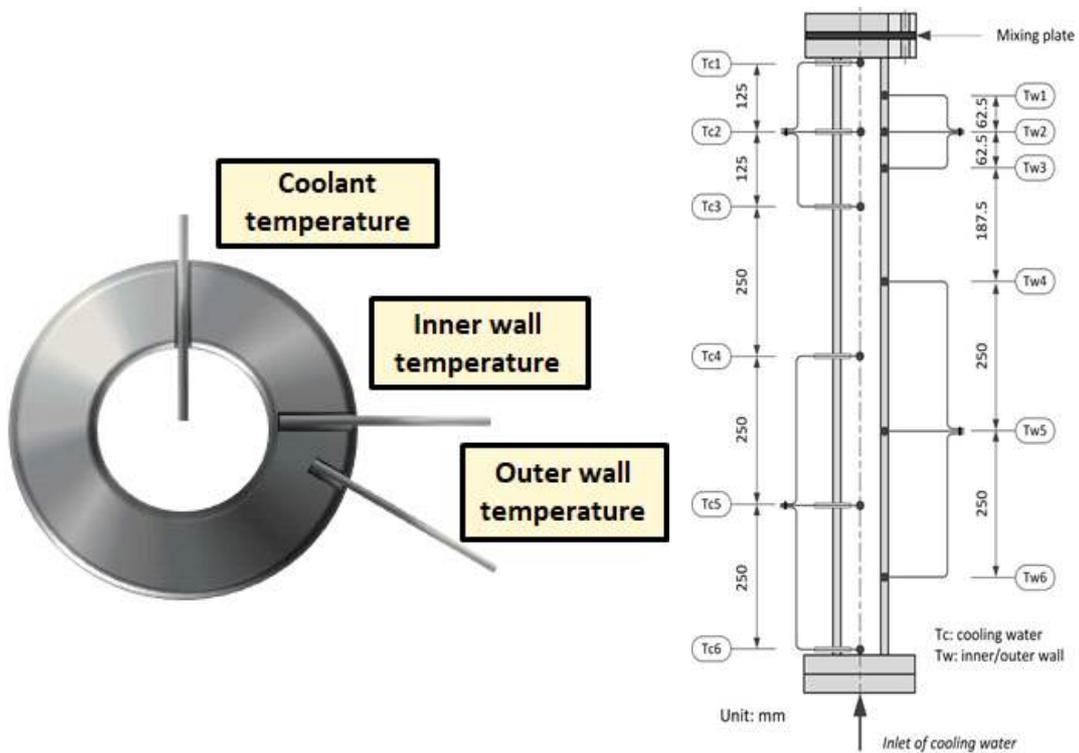
냉각수 순환계통은 냉각수가 저장되어있는 냉각수 탱크, 냉각수를 공급하는 냉각수 펌프, 냉각수의 온도를 조절하는 열교환기 그리고 시험부에서 응축현상을 발생시키는 전열관으로 구성된다.

전열관은 시험부와 마찬가지로 SUS-304L로 이루어져 있으며, 그림 11과 같이 왼쪽부터 외경 10 mm, 두께 3 mm의 전열관, 외경 21.5 mm, 두께 5 mm의 전열관 그리고 외경 40 mm, 두께 5 mm의 전열관으로써 유효 열전달 길이는 1000 mm로 동일하다. 본 연구에서 진행되었던 실험은 가운데 직경 21.5 mm 튜브 데

이더 실험이며, 유효열전달 길이 이외의 영역은 단열 처리 하였다. 전열관에는 외벽 및 내벽의 온도, 냉각수의 온도를 측정하기 위하여 전열관의 길이에 따라 각각 6개의 열전대를 설치하였으며, 설치 방법 및 설치 위치는 그림 12와 같다. 직경 21.5 mm의 전열관 외벽과 내벽 온도 측정용 열전대는 각각 1 mm, 4.5 mm 길이로 열전대가 설치되었다. 이렇게 설치된 열전대는 국부적인 열속을 명확하게 알기위해 전열관의 실제 내·외벽의 온도를 보정하여 구할 수가 있다. 또한, 냉각수의 온도 변화를 보기위하여 전열관의 냉각수 입구 및 출구, 높이에 따라 총 6개의 열전대를 벽면을 관통하여 전열관 내부 중심에 위치하도록 설치하였다. 냉각수가 전열관을 따라 흐르면 반경 방향으로 열 경계층 발달로 인한 온도 구배가 발생하기 때문에 출구에 mixing plate를 설치하여 이곳을 거쳐 혼합된 냉각수의 온도를 열전대(Tc M-1, 2)로 측정하였다.



[Fig. 11] JNU condenser tubes with different diameters



[Fig. 12] Locations of thermocouple installation along the test tube

## 2. 데이터 정리

### 1) 벽면온도 보정

전열관에 설치되어진 열전대는 실제 내·외벽이 아니기에, 국부적인 열속과 전체 열전달율을 보다 정확하게 측정하기 위하여 벽면온도를 보정하여 구해준다. 전열관의 가공 깊이를 깊이 측정기를 사용하여 반복 측정한 후 실제 위치를 이용하여 보정해주게 된다. 표 3은 직경 21.5 mm의 실제 설치 깊이를 나타낸 표이다. 열전대 설치 위치를 이용하여, 식 (2), 식(3)을 이용하여 보정해주게 된다.

$$T_{wo} = T_{wo}^* - \frac{T_{wo}^* - T_{wi}^*}{\ln(r_i^*/r_o)} \ln(r_i^*/r_o) \quad (2)$$

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{T_{wo}^* - T_{wi}^*}{\ln(r_i^*/r_o^*)} \ln(r_i/r_o) \quad (3)$$

$T_{wi}$ ,  $T_{wo}$ 는 실제 내·외벽의 온도이며,  $T_{wi}^*$ ,  $T_{wo}^*$ 는 측정된 설치 위치에서의 내·외벽 온도,  $r_i$ ,  $r_o$ 는 설계상 설치된 열전대의 내벽, 외벽깊이,  $r_i^*$ ,  $r_o^*$ 는 실제 깊이 측정기를 통해 측정된 열전대 설치된 내벽, 외벽의 깊이이다.

<Table 3> Thermocouple installation depth

위치	Tw1	Tw2	Tw3	Tw4	Tw5	Tw6
내벽깊이 (mm)	4.50	4.51	4.42	4.51	4.47	4.43
외벽깊이 (mm)	1.10	1.10	1.09	1.04	1.16	1.04

## 2) 응축 열전달계수

실험을 통해 얻은 실험 데이터를 이용하여 데이터 처리과정을 거쳐 응축 열전달계수를 구할 것이다. 응축 열전달계수 계산에는 뉴턴의 냉각법칙과 냉각수의 열체거울을 이용하여 구하게 된다.

뉴턴의 냉각법칙은 다음과 같다.

$$q = hA(T_b - T_w) \quad (4)$$

여기서  $A$ 는 전열관의 면적,  $T_b$ 는기체 혼합물의 온도,  $T_w$ 는 전열관의 외벽온도이다.

이때 냉각수가 흘러가면서 얻은 열은 식 (5)와 같다.

$$q = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (5)$$

여기서  $\dot{m}$ 은 냉각수의 질량유량,  $C_p$ 는 정압 비열,  $(T_o - T_i)$ 는 냉각수의 입·출구 온도차 이다.

식 (4)의 증기가 전열관 외벽으로 가한 열과 식 (5)의 냉각수가 흘러가면서 얻은 열이 같다고 가정하면, 구하고자 하는 열전달계수는 식 (6)과 같은 형태로 나타낼 수 있다.

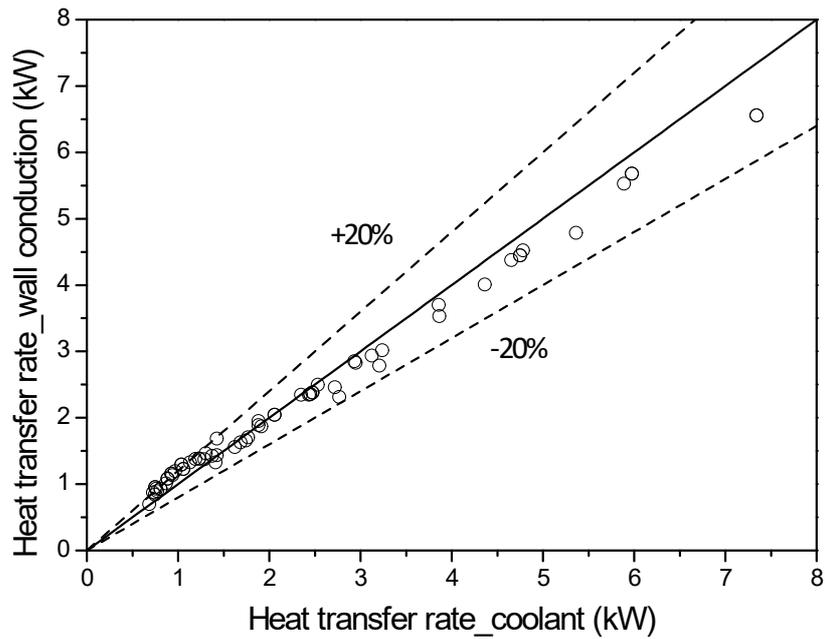
$$h = \frac{\dot{m}C_p(T_o - T_i)}{A(T_b - T_w)} \quad (6)$$

### 3) 열평형 계산

본 연구에서는 정상상태 시 전열관 외벽에서 증기의 응축에 의한 열전달율은 냉각수의 열제거율과 동일함을 이용하여 열전달계수를 도출한다. 전열관은 축방향으로 여섯 지점에서 내벽과 외벽의 온도를 측정하고 있어, 위치에 따른 국부 열유속을 계산할 수 있다. 이상적인 경우라면 국부 열유속으로부터 계산한 전열관의 전체 열전달율과 냉각수의 열제거율이 같을 것이므로, 각각의 방법으로 계산한 열전달율을 비교함으로써 전열관으로부터 획득한 온도 정보의 건전성을 평가할 수 있다. 그림 13에서 가로축은 냉각수의 열전달율을 나타내며 식 (4)으로 계산된다. 세로축은 벽면의 열전달율로써 다음 식 (7)으로 계산이 된다.

$$\sum_{i=1}^6 q_i = \sum_{i=1}^6 \frac{2\pi k L_i (T_{wo,i} - T_{wi,i})}{\ln(r_i/r_o)} \quad (7)$$

두 값을 비교하였을 때 그림 좌측에서는 벽면의 열전달율이 높으며, 그림 우측에서는 냉각수의 열전달율이 높은 것을 확인할 수 있다. 이는 낮은 유량에서의 불확실도가 영향을 미치기 때문에 이러한 결과를 보인다. 그러나 이러한 값들은 20%내의 오차범위 안에 들어오는 것을 확인할 수 있다. 이를 보아 벽면온도 및 국부 열유속을 측정하기 위한 열전대가 설계목표와 거의 동일하게 설치되어 측정데이터가 유효하다고 판단되며 구축된 단일 전열관은 열평형을 거의 만족하고 있음을 확인할 수 있다.



[Fig. 13] Results of the heat balance evaluation of the condenser tube

4) 불확실도 분석

불확실도 분석은 수행된 실험의 불확실도 혹은 신뢰도를 평가하여 제시하기 위한 것이다. 전체 오차는 계측기 자체 오차인 bias error와 매 측정 시 발생하는 측정 오차인 precision error로 구성된다.

$$U = \sqrt{B^2 + P^2} \quad (8)$$

여기서  $U$ 는 전체 오차를 의미하고,  $B$ 는 bias error,  $P$ 는 precision error를 의미한다. Precision error는 다음의 식을 이용하여 구할 수 있다.

$$P = t \times \frac{S_x}{\sqrt{N}} \quad (9)$$

$N$ 은 데이터의 개수를 의미하고  $t$ 는 신뢰도를 의미하며 표본개수에 따라 달라진다. ( $t=2, N>100$ )  $S_x$ 는 실험데이터 표본 집단의 표준편차를 의미한다.

응축 열전달계수의 불확실도는 실험에서 사용한 계측기의 bias error와 실험시 발생하는 계측기의 precision error를 계산하여 구할 수 있다. 식 (6)에서 계측기를 통하여 측정하는 변수는 온도와 냉각수의 질량유량이다. 따라서 응축 열전달계수의 불확실도는 아래와 같은 식으로 계산할 수 있다.

$$U_h^2 = \left[ \left( \frac{dh}{dm} U_{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{dh}{d\Delta T_c} U_{\Delta T_c} \right)^2 + \left( \frac{dh}{d\Delta T_b} U_{\Delta T_b} \right)^2 \right] \quad (10)$$

여기서  $\Delta T_c$ 는 냉각수의 입·출구 의 온도차 이고,  $\Delta T_b$ 는 벽면 과냉도이다.

이 두 온도 변화는  $(U_{\Delta T_c})^2 = (U_{T_o})^2 + (U_{T_i})^2$  그리고  $(U_{\Delta T_b})^2 = (U_{T_b})^2 + (U_{T_w})^2$ 로 나타낼 수 있다. 위 식을 간단하게 식 (11)의 형태로 나타낼 수 있다. 계측기들의 bias error는 표 4에 요약하였다.

$$\frac{U_h}{h^2} = \left( \frac{U_{\dot{m}}}{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{U_{\Delta T_c}}{\Delta T_c} \right)^2 + \left( \frac{U_{\Delta T_b}}{\Delta T_b} \right)^2 \quad (11)$$

Bias error와 매 실험에서의 precision error를 이용하여 계측기 각각의 오차를 식 (11)에 대입하면 응축 열전달계수의 전체 오차를 구할 수 있으며, 이와 같은 방법을 통해 얻은 응축 열전달계수의 평균 불확실도는 직경 40 mm 튜브 데이터에서는 11%, 직경 10 mm 튜브 데이터에서는 21% 그리고 직경 21.5 mm 튜브 데이터에서는 13%의 불확실도를 가지고 있다.

<Table 4> Bias error of measurement instruments

Parameters	Instruments	Measurement error
Coolant temperature	K-type thermocouple	0.2 K
Wall temperature	K-type thermocouple	1.1 K
Coolant mass flow rate	Electromagnetic flowmeter	0.1 % of span
Total pressure	Pressure transmitter	0.075 % of span

### 3. 실험 조건 및 절차

#### 1) 실험조건

표 5는 제주대학교 실험의 실험 매트릭스이다. 원전 격납건물의 설계압력은 원자로 내부의 압력과 격납건물 내부 대기압이 같아지는 압력 약 4 bar로 설계되었기 때문에, 보수적인 관점에서 증기압력 5 bar까지 실험을 진행하였다. 비응축성 기체로는 공기를 사용하였으며, 공기의 질량분율은 0.1~0.8로 하였다. 실험은 크게 두가지로써, 압력 및 공기 질량분율의 효과에 대한 실험과 벽면 과냉도의 영향에 대한 실험이다. 직경의 효과를 평가하기 위해, 공기 질량분율, 압력 및 벽면 과냉도와 같은 실험 조건을 유사하게 설정하였고 유일한 차이점을 직경으로 두었다. 우선, 비응축성 기체의 분율과 압력에 따른 응축 열전달계수를 측정하기 위해 압력은 2~5 bar, 이때의 비응축성 기체인 공기의 질량분율은 0.1~0.8로 정하였다. 또한 두 변수의 영향을 확인하기 위해 또 다른 변수인 벽면 과냉도는 약 40 K으로 고정시켰다. 벽면 과냉도 영향을 확인하기 위한 실험은 압력 2 bar와 4 bar에서 공기가 1 bar 존재할 때, 대기압 조건에서 증기-공기 혼합물의 온도와 벽면온도차를 약 20~60 K 으로 달리 측정하였다. 비응축성 기체의 분율과 압력에 따른 영향을 보기위한 실험에서 직경 21.5 mm 튜브 데이터와 직경 40 mm

튜브 데이터는 0.1~0.8의 범위이지만 직경 10 mm 튜브 데이터만이 다른 범위를 가지고 있으며, 또한 벽면 과냉도실험을 진행하지 아니하였는데, 그 이유는 전열관 내부의 유동 단면적이 매우 작아 실험적으로 조건을 설정하기 힘들었기 때문이다.

<Table 5> Test matrix

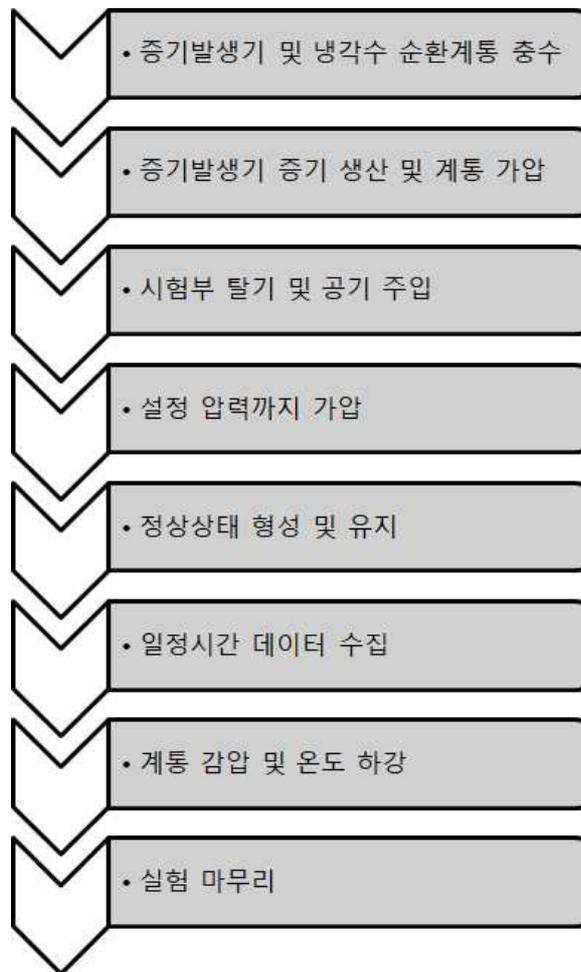
Program	Pressure (bar)	Wall subcooling (K)	Air mass fraction (%)
Effect of pressure and air mass fraction	2	40	0.1-0.8 (21.5 & 40 mm)
	3		0.10, 0.30, 0.45, 0.60, 0.75 (10 mm)
	4		
	5		
Effect of wall subcooling	2	20-60	0.61 (21.5 & 40 mm)
	4		0.35

## 2) 실험 절차

응축 열전달 실험은 정상상태에서 균일한 기체혼합물 및 벽면온도 조건을 형성하고 이때 측정된 온도를 이용하여 응축 열전달계수를 측정한다. 따라서 다음의 실험절차를 따른다. 이러한 실험 절차를 간략히 그림 14의 순서도로 나타내었다.

- ① 증기발생기 내부 및 냉각수 계통에 충수를 한다. 각 압력계 도관 또한 충수를 한다.
- ② 증기발생기 내부의 히터를 이용하여 가열한다.
- ③ 계통 압력이 대기압보다 높아지게 되면 시험부의 배기밸브를 열어 시험부 내부 파이프에 잔류 공기를 제거 한다.
- ④ 순수증기로 채워진 시험부에 설정 공기 질량분율을 주입 후 설정 압력을 형성한다.

- ⑤ 설정 압력까지 가압 후 벽면 과냉도와 냉각수 입·출구 온도 그리고 냉각수 유량을 조절하며 정상상태조건을 형성한다.
- ⑥ 정상상태에서의 데이터를 수집한다.
- ⑦ 데이터 수집이 끝나면 계통 전체의 배기밸브를 열어 감압을 하고 온도가 충분히 감소하면 실험을 종료한다.



[Fig. 14] Procedure of the experiment

## IV. 실험 결과

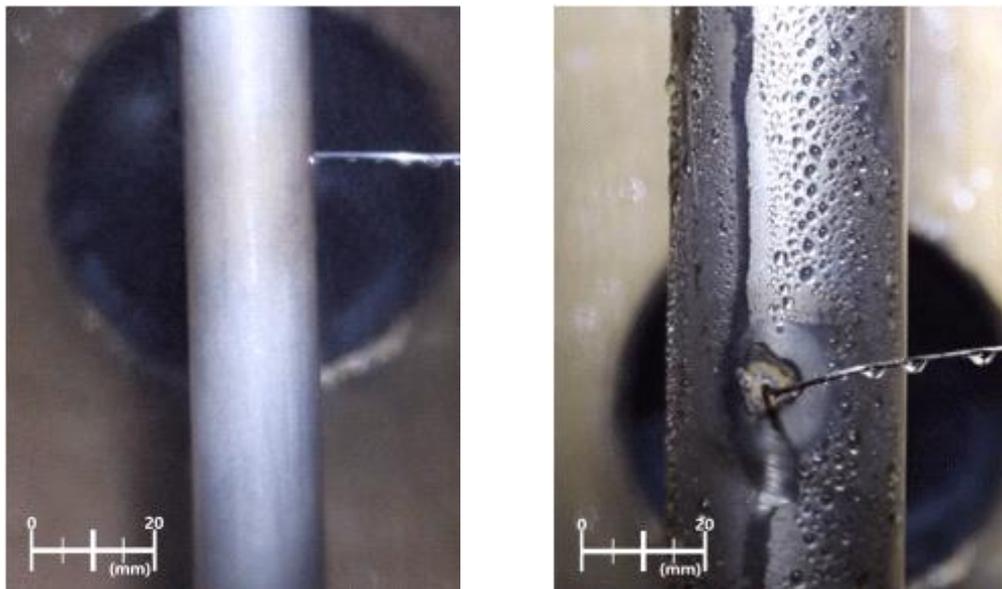
본 연구는 선행연구였던 직경 40 mm 튜브 데이터, 직경 10 mm 튜브 데이터와 더불어 곡률효과를 알아보기 위한 직경 21.5 mm 튜브 데이터의 추가 실험이다. 직경 21.5 mm 튜브 데이터에 대한 분석이 이루어진 후에 곡률효과에 대하여 알아볼 것이다.

### 1. 응축 액막 가시화

응축이란 기체의 온도가 포화온도 이하로 감소하며 액체상태로 상변화 하는 것으로, 본 연구에서는 증기의 온도에 비해 차가운 전열관 표면에서 열전달을 통해 증기가 액체상태로 상변화 하는 응축으로, 차가운 표면 응축에 속한다. 기체는 차가운 물체의 표면에서 잠열을 방출, 물체 표면으로 전달하고 응축수의 형태로 상변화가 일어난다. 이 응축수는 액막 또는 액적 형태로 물체의 표면에 쌓이게 된다. 액막이나 액적 형태로 쌓인 응축수는 기체와 물체 표면에서의 응축을 방해하는 열저항이 된다 [19].

본 연구에서는 응축이 발생할 때 시험부의 가시창을 통해 전열관의 표면에서의 응축현상을 가시화 하였다. 그림 15는 전열관 표면에서의 응축현상을 촬영한 현상이다. 각각 직경 21.5 mm 튜브 데이터, 직경 40 mm 튜브 데이터의 응축 열전달 가시화 사진이며, 주 사진 모두 4 bar에서 비응축성 기체가 1 bar들어간 공기 질량분율 0.35 조건에서의 가시화 사진이다. 이 조건은 원자로에서 증기가 격납건물내로 증기가 방출될 때 설계 압력 4 bar 에 격납건물 내부 대기압 1 bar 를 가정하여 진행하였기 때문이다. 좌측의 직경 21.5 mm 튜브 데이터의 경우 응축수가 응축 액막이 전열관을 전체적으로 덮고 흘러내리고 있다. 하지만 시각적으로 응축 액막의 경우 매우 얇기 때문에 사진으로 확인하기에는 어려우나 영상

이나 눈으로는 빛의 반사를 이용하여 액막의 wave를 확인할 수가 있다. 우측의 직경 40 mm 튜브 데이터의 경우 응축수가 응축 액막이 형성되지 않고 전열관 표면에 액적들이 생성이 되면서 이 액적이 뭉쳐 물줄기 형태로 흘러내리게 된다. 이 두 결과를 보면 같은 조건이라 하여도 직경에 따라서 열전달계수가 달라지기 때문에 응축수가 다른 형태로 나타나는 것을 시각적으로 볼 수 있다.



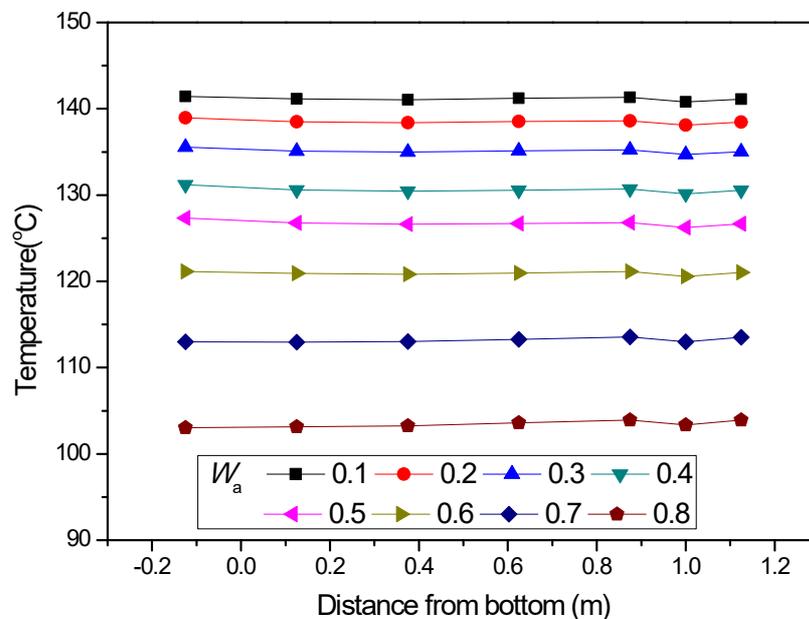
[Fig. 15] Visualization of condensation phenomenon

## 2. 공기 질량분을 및 성층화 평가

본 실험을 수행하면서 증기-공기 기체혼합물 실험시 압력용기 내에서 비응축성 기체인 공기의 축방향 성층화 여부를 판단하기 위해 시험부 내부의 기체조성과 앞서 전열관의 벽면과 냉각수의 열평형을 보았기에 국부 열유속 또한 확인하였다. 이러한 분석은 실험데이터의 건전성을 입증하여 데이터의 신뢰도를 높이기 위함이다.

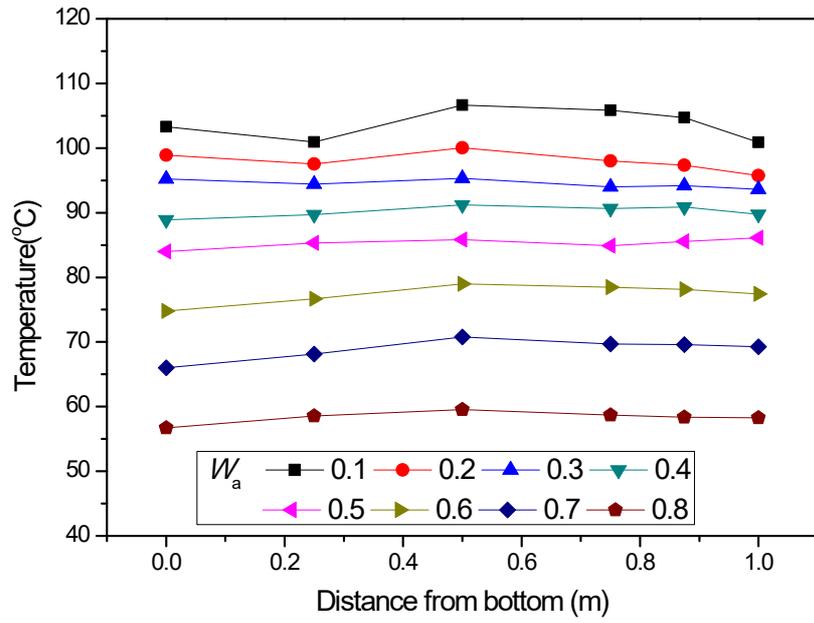
그림 16은 격납건물의 설계압력인 4 bar에서 다양한 공기 질량분을 조건에 대

해 축방향 기체혼합물 온도를 나타낸 것이다. 이때 가로축 방향의 높이는 전열관의 기준으로 잡았다. 온도 값을 비교해 보면 증기-공기 조건에서 축방향 최대-최소 온도차가 약 1.1 K의 차이 이내로 유지되었다. 증기가 공급되는 하단 2개의 증기 주입구가 서로 180°를 이루기 때문에 증기가 주입되면서 시험부 내의 기체 혼합물이 균질하게 공급될 수 있도록 하였다. 기체혼합물은 시험부의 기하학적 특징으로 시험부 하단에서 증기가 공급되기 때문에, 비응축성 기체인 공기에 비해 상대적으로 가벼운 증기가 상승하게 되고 응축 표면에서 공기의 축적으로 인해 밀도가 증가하여 하향 유동을 형성하게 된다. 이러한 조건들로 인하여 자연 순환이 생성되고 시험부 내의 기체혼합물이 균질하게 혼합됨을 파악하였다.

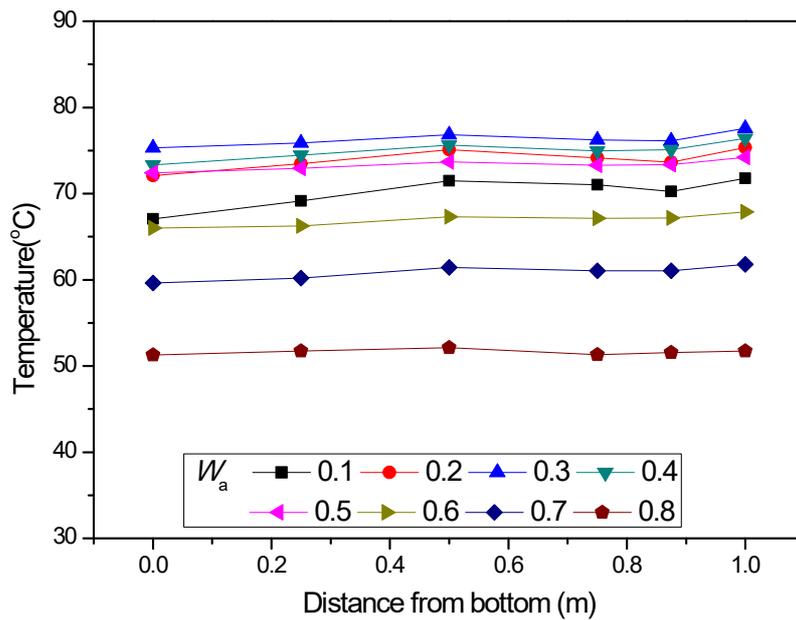


[Fig. 16] Bulk temperature in the test tank at 4 bar

그림 17~18은 증기-공기 조건에서의 내·외벽의 온도분포를 나타낸 그림이다. 전열관의 높이에 따른 최대 외벽 온도차는 약 5.8 K임을 확인할 수 있다. 또한 내벽에서의 최대 온도차는 약 4.7 K를 확인하였다. 전체적으로 등은 조건과 유사한 벽면온도 조건이 유지되었다고 판단할 수 있다.

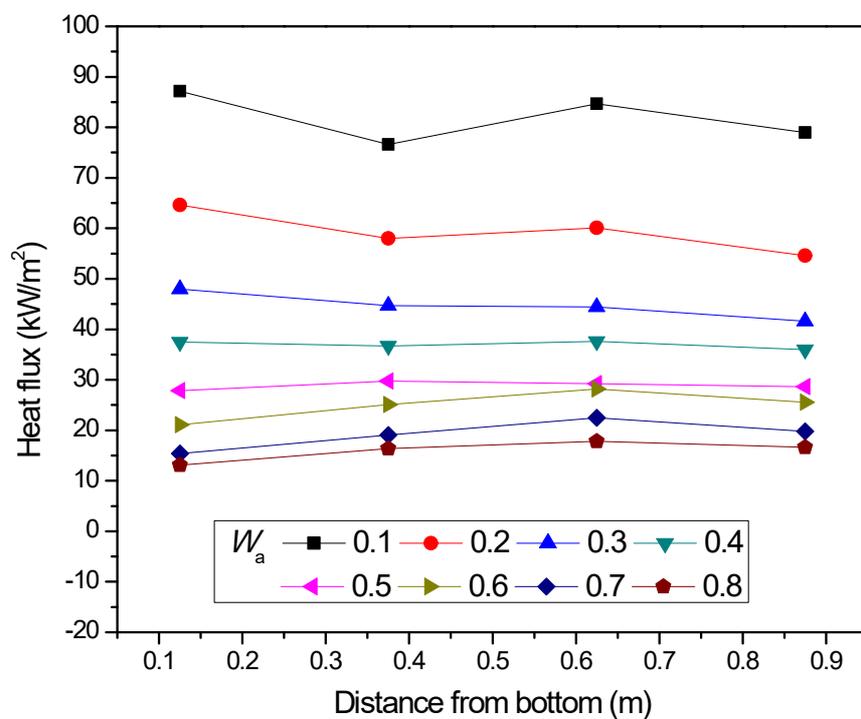


[Fig. 17] Outer wall temperature on the condenser tube at 4 bar



[Fig. 18] Inner wall temperature on the condenser tube at 4 bar

그림 19는 증기-공기 조건에서 높이에 따른 국부 열유속을 나타낸다. 전체적으로 전열관 전체 열유속에 비해 크게 벗어나는 값은 존재하지 않으며 전반적으로 균일한 분포를 보인다. 비응축성 기체 존재 시에는 대부분의 열저항이 액막 주변의 기체 경계층에서 발생하는데, 본 실험에서는 기체 혼합물의 축방향 조성이 거의 균일하게 유지되었기 때문에 높이에 따른 열유속의 변동이 크지 않았다.



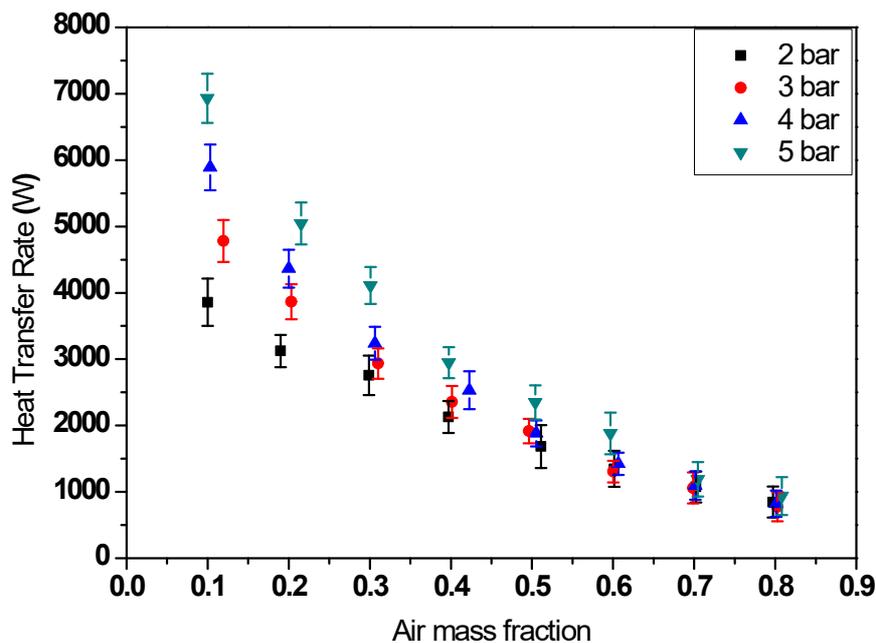
[Fig. 19] Local heat flux on the condenser tube at 4 bar

### 3. 압력 및 비응축성 기체 분율에 따른 응축 열전달계수

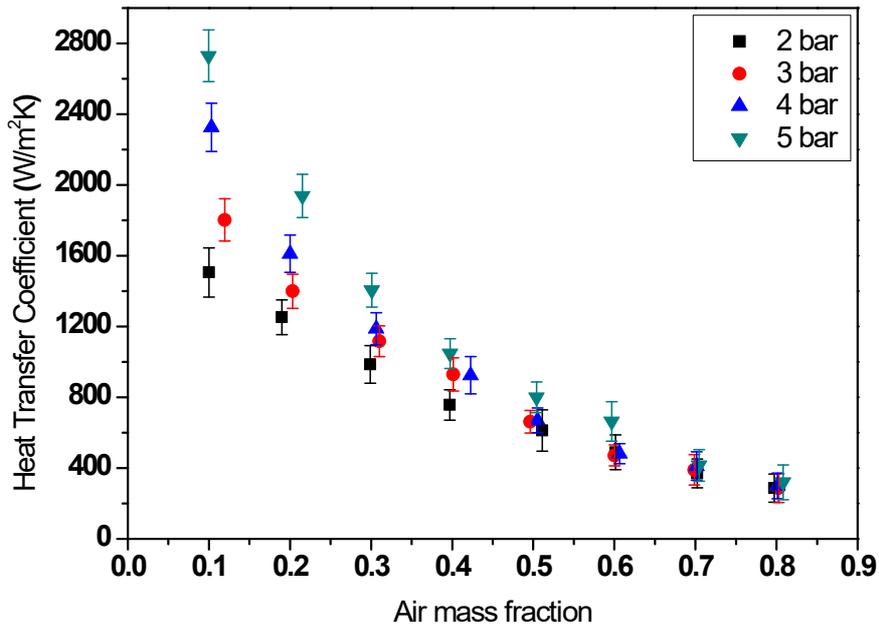
수행한 응축 실험 결과를 이용하여 압력과 비응축성 기체의 질량분율에 따른 응축 열전달계수를 측정하였다. 이를 압력과 비응축성 기체의 질량분율에 따른

그래프로 나타내어 압력과 비응축성 기체에 대한 영향에 대해 나타내었다. 그림 20과 21은 각 압력에서의 공기 질량분율에 따른 응축 열전달율과 열전달계수를 나타낸 것이다. 두 그래프를 통해 열전달율과 열전달계수는 압력이 커짐에 따라 증가하고, 공기의 질량분율이 높아짐에 따라 감소하는 것을 볼 수 있다. 제한된 시험부 공간에서 압력의 증가는 증기 밀도의 증가를 의미한다. 그렇게 되면 온도가 낮은 전열관 벽면과 기체 혼합물 사이에서 발생하는 밀도차가 커지게 된다. 밀도차로 인해 기체 혼합물에서 전열관 벽면으로 가는 증기의 유량이 증가하고 이로 인해 응축 열전달율 및 응축 열전달계수가 증가하게 된다.

반면, 전열관 주변에서 응축현상이 발생할 때 증기는 응축되어 소멸된다. 이와 반대로 공기는 응축현상과 상관없이 전열관 주변에 축적되기 때문에 전열관과 증기의 응축현상을 방해하는 열저항으로 작용하게 된다. 때문에 공기 존재 시 응축 열전달율과 응축 열전달계수는 크게 저하된다.

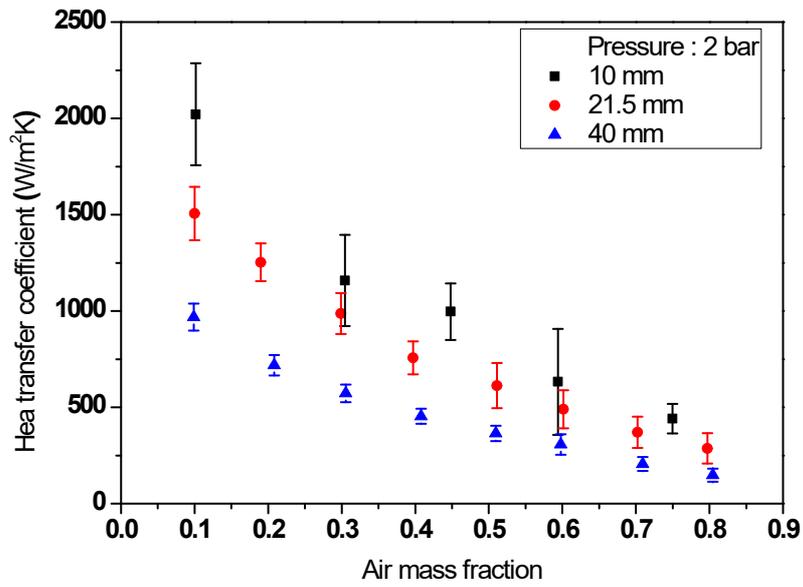


[Fig. 20] Condensation heat transfer rate measured on the 21.5-mm-O.D. tube

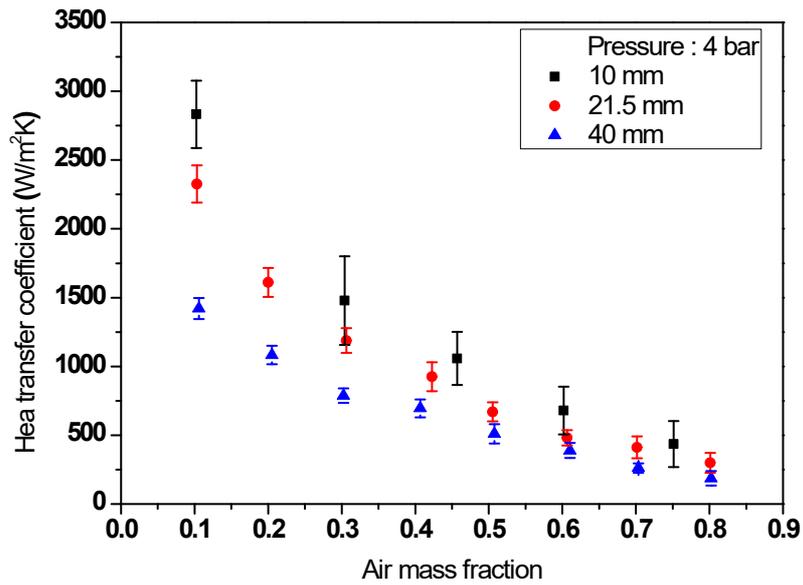


[Fig. 21] Condensation heat transfer coefficient measured on the 21.5-mm-O.D. tube

그림 22, 23은 서로 다른 직경을 가진 직경 40 mm 튜브 데이터, 직경 21.5 mm 튜브 데이터 그리고 직경 10 mm 튜브 데이터에 대해 각 압력 2 bar와 4 bar에서 측정된 열전달계수의 비교 결과를 보여준다. 그래프에서 확인할 수 있듯이, 응축 표면의 곡률이 증가함에 따라 열전달계수가 지속적으로 증가함을 보인다. 평균적으로 직경이 40 mm 튜브 데이터에서 직경 21.5 mm 튜브 데이터로 변할 때 열전달계수는 약 40% 증가함을 보이며, 직경 21.5 mm 튜브 데이터에서 직경 10 mm 튜브 데이터로 변할 때 열전달계수가 약 50% 증가했음을 확인하였다.



[Fig. 22] Comparison of condensation heat transfer coefficients according to the tube diameter at 2 bar



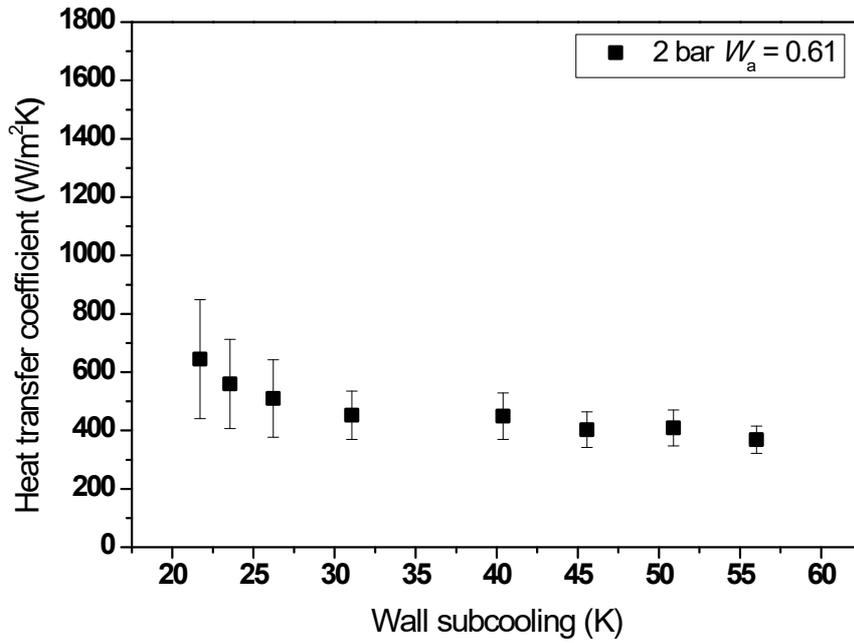
[Fig. 23] Condensation heat transfer coefficients according to the tube diameter at 4 bar

#### 4. 벽면 과냉도

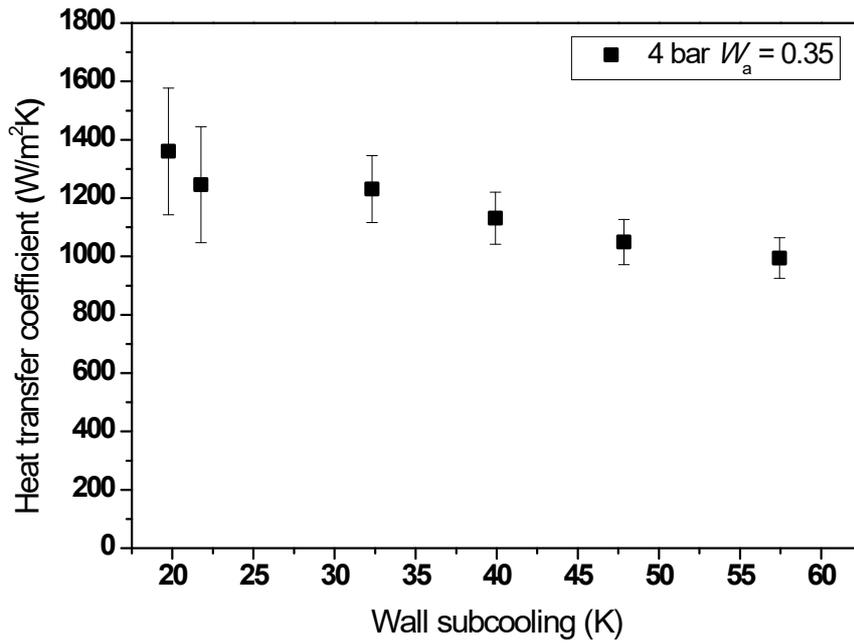
벽면 과냉도는 앞서 언급한 바와 같이 기체 혼합물과 전열관 외벽의 온도차이다. 실험은 2 bar와 4 bar에서 공기가 1 bar 존재 시 벽면 과 기체 혼합물 온도차를 달리하여 수행하였다. 앞서 언급한 이유와 같이 실제 격납 건물 내부에는 1 bar의 공기가 존재하기 때문이다. 이때의 질량분율은 압력별로 각각 약 0.61, 0.35이다.

동일한 조건 하에서 벽면 과냉도의 주요인자는 전열관의 벽면온도이다. 기체 혼합물의 온도는 공기의 질량분율에 의해 고정되어 있기 때문에 벽면온도가 낮아지면 벽면 과냉도가 커지고, 벽면온도가 높아지면 반대의 경우가 된다. Rosa [20]에 의하면 벽면온도가 낮으면 액막이 매우 얇기 때문에 액막의 계면온도가 벽면온도와 같아지고, 계면의 온도가 낮으면 증기의 포화온도가 계면온도를 따라 낮아진다. 따라서 계면에서 증기의 포화온도가 낮기 때문에 증기의 분압도 함께 낮아진다. 그렇기 때문에 계면에 축적된 비응축성 기체의 분압은 상대적으로 기체 혼합물과 벽면의 온도차가 작을 때보다 클 때 높아지게 된다. 따라서 전열관 주변에 증기보다 비응축성 기체가 많아지기 때문에 벽면 과냉도가 커질수록 응축 열전달계수는 작아진다. 이는 그림 24와 25를 통해 응축 열전달계수의 확연한 변화를 관찰할 수 있다. 또한, 벽면 과냉도가 낮을 때 감소량 보다 클 때의 감소량이 더 큰 것을 알 수 있다. Anderson [21]은 실험을 통해 벽면 과냉도 영행에 대한 경향성을 분석하였고, 본 연구의 실험결과와 유사한 경향을 보인다.

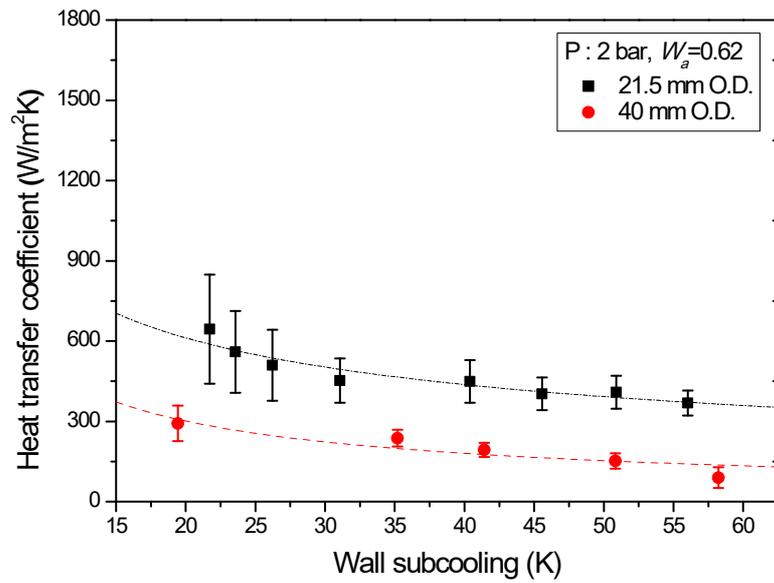
그림 26, 27은 직경 21.5 mm 튜브 데이터와 직경 40 mm 튜브 데이터의 벽면 과냉도 제어실험에서 직경이 응축 열전달계수에 미치는 영향을 보여주고 있다. 두 직경 모두 일정한 로그 함수 형태로 감소하는 경향성을 관찰할 수 있다. 이렇듯 전열관의 직경에 따른 곡률이 응축 열전달계수에 상당한 영향을 주는 것을 볼 수 있다. 그러므로 증기-공기 혼합물의 응축에서의 실험적 상관식이 곡률효과에 관한 인자를 반영해야 한다. 이러한 직경에 관한 고려가 없으면 다른 기하학적 구조일 때 적용이 제한적이게 된다.



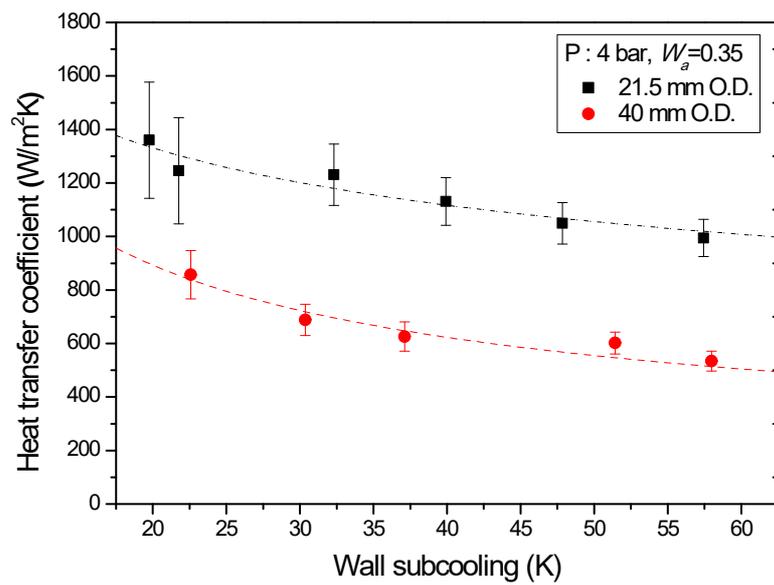
[Fig. 24] Wall subcooling effect at 2 bar



[Fig. 25] Wall subcooling effect at 4 bar



[Fig. 26] Variation of the heat transfer coefficient with the wall subcooling on condenser tubes with different diameters at 2 bar: 21.5 mm and 40 mm.



[Fig. 27] Variation of the heat transfer coefficient with the wall subcooling on condenser tubes with different diameters at 4 bar: 21.5 mm and 40 mm.

## V. SPACE 코드 검증

열수력 계통해석 코드는 실제 원전 건설이나 원전 수명연장 등 안전성을 평가할 때 사용된다. 그러므로 이러한 열수력 계통해석 코드에 관한 검증이 이루어지고 개선되어야 안전성에 대한 신뢰도가 증가하게 된다. 이러한 열수력 계통해석 코드중 한국수력원자력에서 개발하고 있는 SPACE[22] 코드의 응축 열전달모델로 실험을 통해 구한 응축 열전달계수를 바탕으로 직경에 따른 열전달계수를 비교해 보았다. SPACE 코드 내부의 벽면 응축 열전달모델은 Colburn-Hougen 모델의 확산방식 (12)을 사용하였다.

$$q_v'' = h_m h_{fgb} \frac{\rho_{vb}}{x_{vb}} \ln \left( \frac{1 - P_{vi}/P}{1 - P_{vb}/P} \right) \quad (12)$$

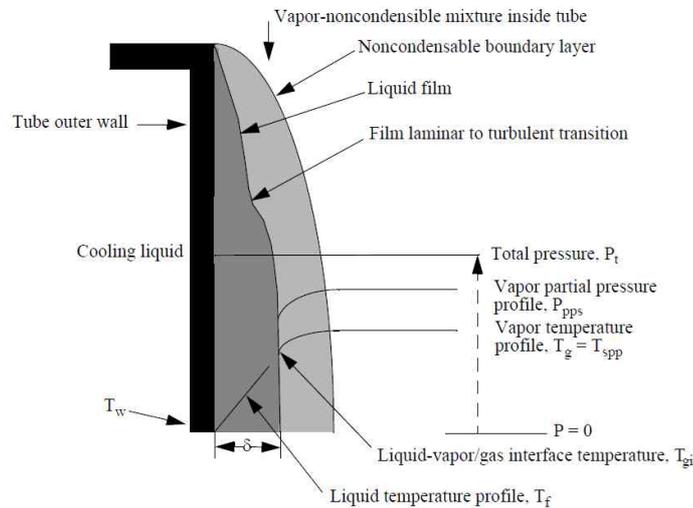
식 (12)에서 각각의 인자  $h_m$ ,  $h_{fgb}$ ,  $\rho_{vb}$ ,  $x_{vb}$ ,  $P_{vi}$ ,  $P_{vb}$ 는 질량전달계수, 기체혼합물 bulk의 잠열, 포화증기 밀도, 포화증기량, 액막-기체 경계면에서의 증기 분압, bulk 영역에서의 증기 분압을 의미한다. 이때 질량전달계수  $h_m$ 은 HMTA (Heat and Mass Transfer Analogy)의 유사성을 통하여 열전달계수를 구하게 된다.  $h_m$ 은 식 (13)과 같이 가장 큰 값을 질량전달계수로 사용되며 그 형태는 표 4와 같이 유동 현상에 따른 상관식으로 계산된다 [23].

$$h_m = \text{Maximum}(h_{m\_G}, h_{m\_RC}, h_{m\_CC}) \quad (13)$$

이 응축 열전달 모델을 통해 제주대학교에 구축된 단일 수직 전열관 응축 열전달 실험 장치를 모의하고 계산된 결과 값을 실험 결과와 함께 직경별로 비교하였다.

<Table 6> Mass transfer coefficient correlation in SPACE code

Flow pattern	Correlation
Laminar flow Rohsenow-Choi (1961)	$Sh = 0.023Re_g^{0.83} Sc^{0.44}$
Turbulent vapor/gas flow Gilliand (1934)	$Sh = \frac{h_m D_h}{D_{vn}} = 4.0$
Natural convection flow Churchill-Chu (1975)	$Sh = \left\{ 0.825 + \frac{0.387(Gr \cdot Sc)^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.492}{Sc} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$

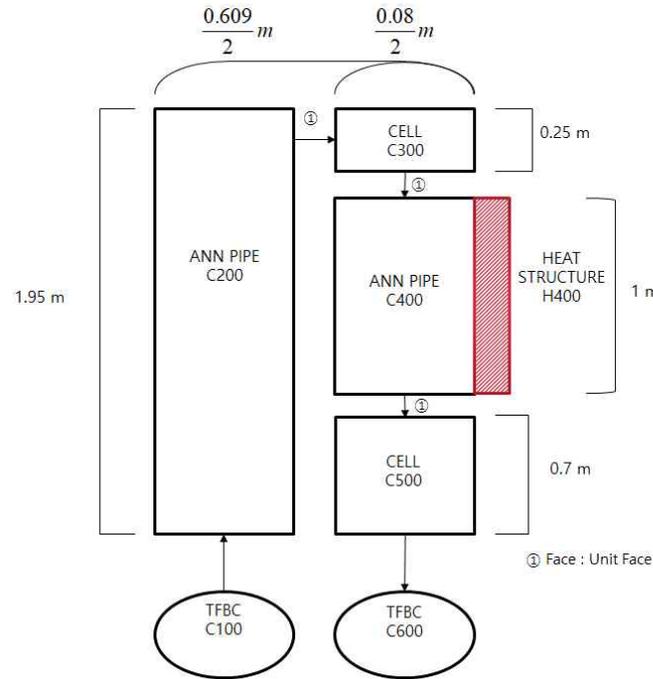


[Fig. 28] Film condensation schematic of RELAP5-3D [23]

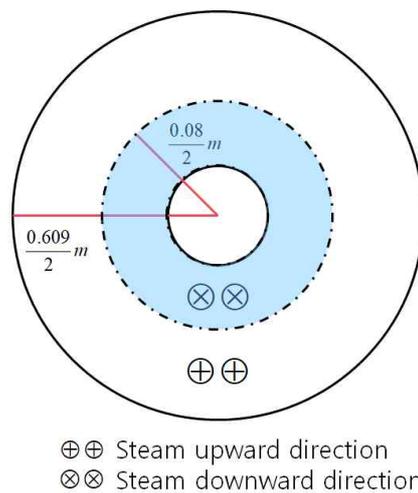
## 1. Nodalization

구축된 실험장치에서 시험부를 그림 29와 같이 Nodalization 하였다. 증기가 공급되는 입구와 응축수와 내부에 증기가 쌓이면서 압력이 증가하지 않도록 나가는 출구로 경계조건(TFBC : Temporal Face Boundary Condition)을 설정하였으며, 그림 30과 같이 증기유동을 묘사한 증기가 외부에서 상승하는 환형 PIPE와 상승한 증기가 하강하는 내부 PIPE 그리고 전열관을 모의한 Heat structure와

함께 환형 PIPE를 모의하였다. TFBC를 통하여 공급되는 증기의 질량유량, 압력, 온도 그리고 공기 질량분율 조건을 설정해 주었다. 전열관을 모의한 Heat structure H400은 벽면을 통해 들어오는 열이 모두 냉각수로 제거된다는 가정 하에 일정한 벽면온도를 유지하도록 설정하였다.



[Fig. 29] Nodalization of the test tank



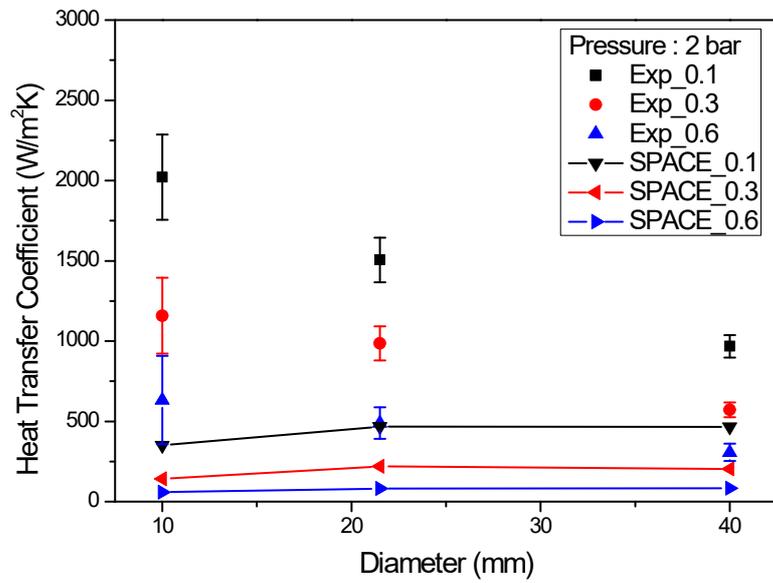
[Fig. 30] Separation of the steam flow path inside the test tank

전 구간에서 응축 열전달계수만을 보기 위하여 그리고 전체 응축 열전달 영역에서 균일한 조건을 적용하기 위해 하나의 체적들을 사용하여 Nodalization을 진행하였다. 입구의 TFBC를 통하여 증기-공기 혼합물의 조건을 설정하고 각각의 FACE의 실험 유량을 설정해주며, 열구조체의 벽면온도 조건을 설정하여 코드분석을 진행하였다. 하강부의 면적은 직경 40 mm 튜브 데이터의 코드분석을 진행하였을 때의 면적 값을 유지하여 면적변화에 따른 유속에 의한 응축 열전달계수 증진이 일어나지 않도록 하였다.

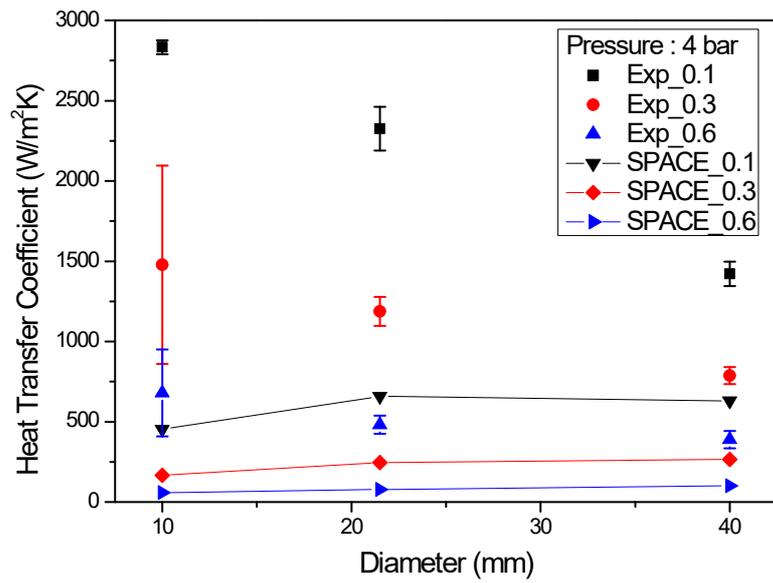
## 2. 실험결과 및 SPACE 결과 비교

SPACE 결과와 실험결과를 비교하였다. 직경에 대하여 비교 할 것이기에, 사 고시 압력조건과 유사한 2 bar와 4 bar를 기준으로 분석하였으며, 직경 40 mm 튜브 데이터, 직경 10 mm 튜브 데이터 그리고 직경 21.5 mm 튜브 데이터에 비교하기 좋은 공기 질량분율 0.1, 0.3, 0.6의 조건을 가지고 비교하였다. 그림 31과 32는 위 조건에서 비교한 실험데이터와 코드 계산 값이다. 그림에서 나타나듯이 실제 실험값에서는 직경 10 mm 튜브 데이터에서 직경 40 mm 튜브 데이터로 커질 때 응축 열전달계수가 감소하는 경향을 관찰할 수가 있다. 그러나 SPACE 계산 결과에서는 큰 차이를 보이고 있지 않는다. SPACE 코드 내에 응축 열전달 모델인 Colburn-Hougen 모델의 확산방식 (12)에서 각각의 인자에서 직경이 반영된 인자는 존재하지 않기 때문에 직경에 따른 변화는 나타나지 않는다.

이러한 SPACE 분석으로 실제 열수력 계통 해석에 사용되는 코드에도 직경에 관한 반영이 되어있지 않아 실제적으로 곡률효과를 계산하기 위한 코드 내에서의 응축모델의 수정이 필요하다는 것을 확인하였다. 그러므로 앞선 실험결과들로 곡률효과를 응축모델에 적용할 수 있는 보정인자를 개발할 것이며, 추후 최종적으로는 적용시켜 분석할 것이다.



[Fig. 31] Comparison of HTC experimental data and SPACE code by diameter at 2 bar



[Fig. 32] Comparison of HTC experimental data and SPACE code by diameter at 4 bar

## VI. 곡률효과 보정인자 개발

앞서 분석한 SPACE결과에 따르면 곡률효과는 실제로 중요하나 열수력 계통 해석 코드내의 응축모델에는 곡률효과를 반영하는 인자가 없다는 것을 확인하였다. 그래서 이러한 곡률효과를 나타낼 수 있도록, 앞서 분석한 실험 결과와 선행 연구들을 바탕으로 열전달계수를 비교하여 직경에 따른 변화를 수치적으로 비교해보았다. 이러한 비교를 통해 상관식에 적용시킬 수 있는 전열관의 직경과 응축 열전달계수 사이의 관계를 정의하는 보정인자를 개발하였다.

그림 33과 34는 그림 상단에서와 같이 식 (14)로 예측한 직경 40 mm 튜브 데이터 값 대비 직경 21.5 mm 튜브 실험 데이터와 직경 40 mm 튜브 데이터 대비 직경 10 mm 튜브 실험 데이터로 열전달계수의 비를 나타낸다. 식 (14)는 제주대학교 표준직경 40 mm 튜브 데이터를 기준으로 만들어진 상관식이다.

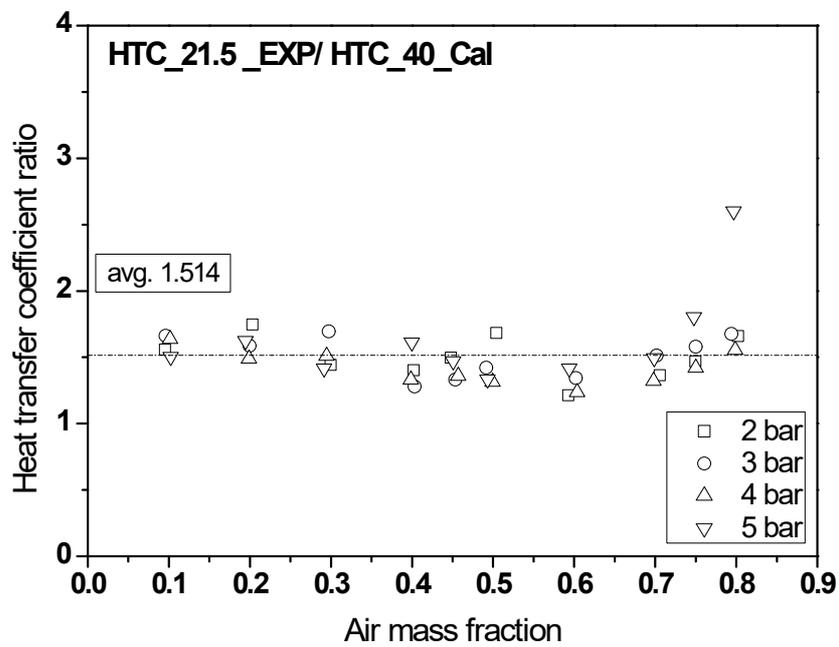
$$h(40) : N_D = 890 Gr_L^{0.125} W_S^{*0.966} Ja^{-0.327} \quad (14)$$

이렇게 나온 열전달계수의 비는 그래프에서 보이듯이 공기 질량분율과 압력에 명확한 의존성이 없는 것을 알 수 있다. 이 결과로 열전달계수의 비는 직경이 가장 큰 영향을 주는 요인으로 직경에 관한 인자로 나타낼 수가 있다. 이렇게 정리한 열전달계수의 비를 직경에 따라 정리하게 되면 그림 35와 같이 정리된다. 이렇게 정리된 데이터는 전열관의 직경에 따라 응축 열전달계수의 비율이 로그함수의 형태로 증가함을 볼 수 있다. 이러한 증가비로 인해 응축 열전달계수의 비를  $f(D) = a \ln(D) + b$ 의 형태로 나타내게 되면, 계수  $a$ 와  $b$ 는 각각  $-0.788$ ,  $-1.536$ 으로 식 (15)와 같으며, 이때  $R^2 = 0.94$ 이다.

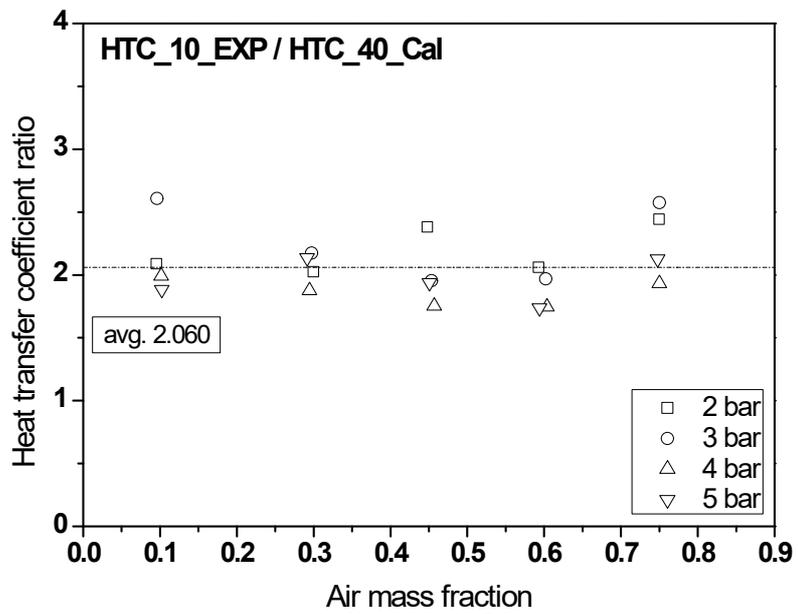
$$f(D) = -0.788 \ln(D) - 1.536 \quad (15)$$

이렇게 나온 직경에 관한 보정인자  $f(D)$ 는 표준직경 40 mm 튜브 데이터 식 (14)의 계산결과에 곱함으로써 원하는 직경에서의 열전달계수를 계산할 수 있다. 식 (16)은 곡률효과를 반영한 보정인자를 통해 열전달계수를 구하는 식이다.

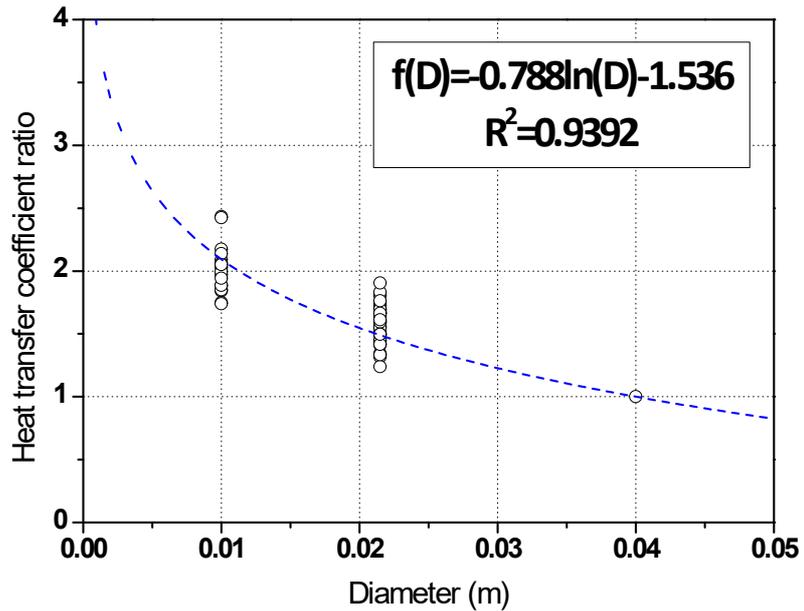
$$h(D) = h(40) \times f(D) \quad (16)$$



[Fig. 33] Heat transfer coefficient ratio of 21.5 mm O.D. tube to 40 mm O.D. tube



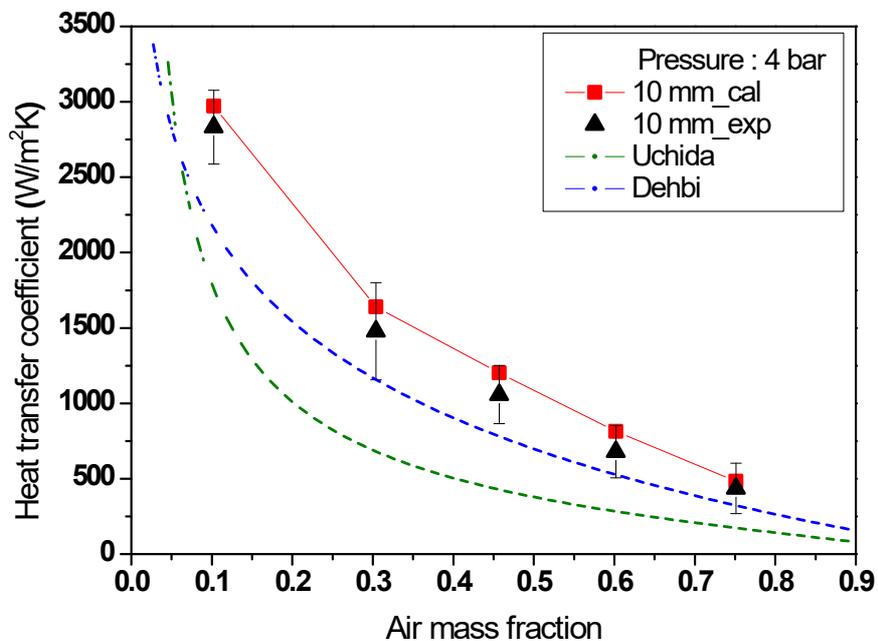
[Fig. 34] Heat transfer coefficient ratio by 10 mm O.D. tube and 40 mm O.D. calculation



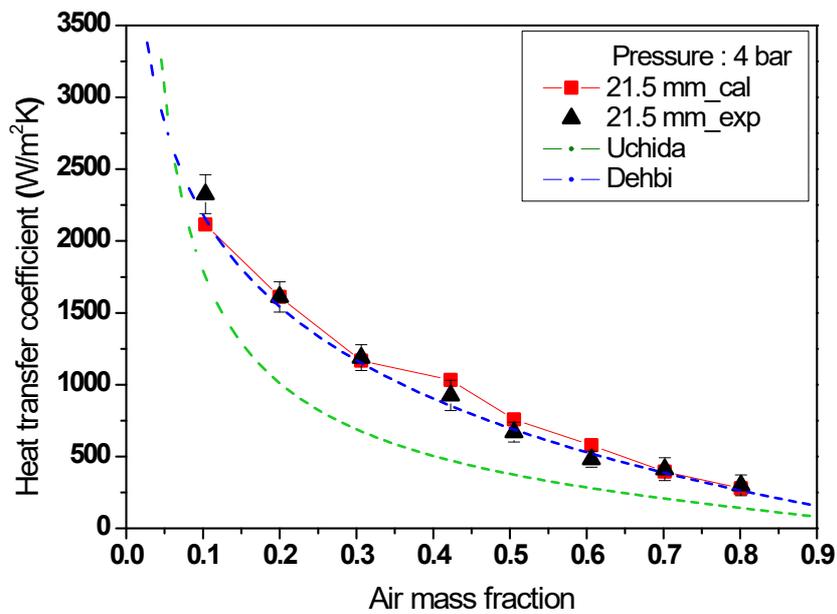
[Fig. 35] Ratio of HTC by diameter

그림 36, 37은 4 bar조건에서 식 (16)을 통해 구해낸 열전달계수와 각 직경에  
 서의 실험값 그리고 다른 상관식과의 비교를 나타내었다. 실험값은 전열관의 직  
 경에 따라서 열전달계수가 달라지는 반면 Uchida [2]와 Dehbi [4]의 상관식은 직  
 경에 상관없이 일정한 열전달계수를 예측하는 것을 볼 수 있다. 하지만 이번 연  
 구를 통하여 도출한 보정인자를 반영한 열전달계수 예측 상관식은 직경효과를  
 예측하여 실험값과 유사하게 직경 21.5 mm 튜브 데이터는 8.7%, 직경 10 mm  
 튜브 데이터는 12%의 오차로 상당히 잘 맞는다는 것을 보여준다.

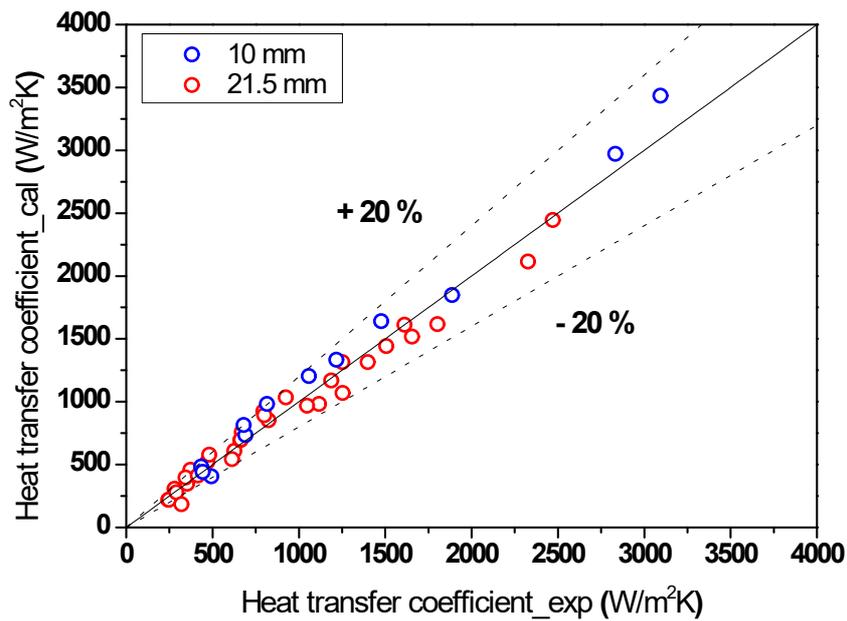
그림 38은 마찬가지로 보정인자를 적용하여 계산한 값과 실험값을 모든 압력  
 범위에서 비교한 그래프이다. 전체적으로 약 9.2%의 오차를 가지며 모든 데이터  
 가  $\pm 20\%$  오차 범위 내에 있음을 확인할 수 있었다.



[Fig. 36] Comparison between experimental data and calculated results for  
 10 mm O.D. tube



[Fig. 37] Comparison between experimental data and calculated results by 21.5 mm O.D.



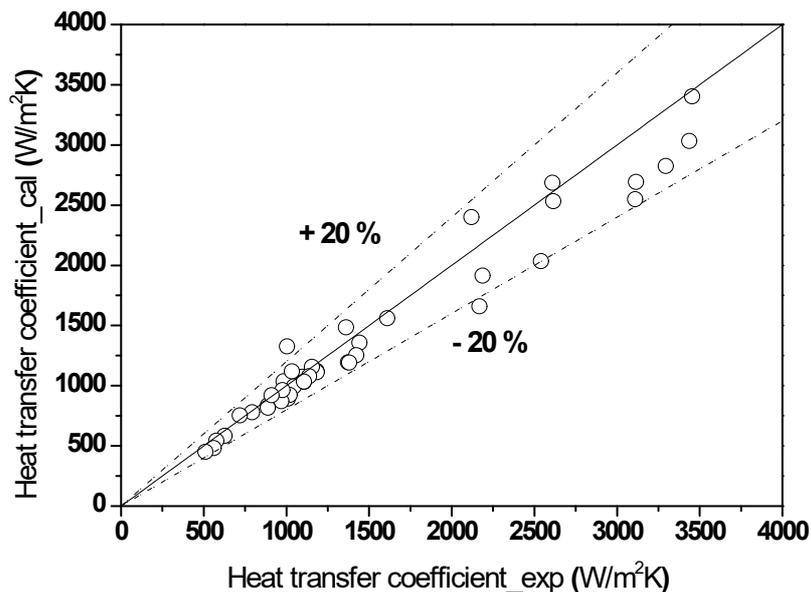
[Fig. 38] Comparison between experimental data and calculated results

추가적인 신뢰성을 확보하기 위하여 Kawakubo [6]의 실험과 추가적인 비교를 진행 하였다, 비교결과 Kawakubo [6]는 제주대학교 실험과 유사한 실험장치 제원과 실험조건으로 그림 39와 같이 보정인자를 반영한 상관식에 Kawakubo [6] 실험조건을 계산한 결과와 Kawakubo [6] 실험데이터를 비교하게 되면 오차 범위 20% 내에서 열전달계수의 예측 값이 잘 맞는다는 것을 보여주고 있다.

이를 통해 개발된 보정인자를 통해 수직 전열관에서의 응축 열전달계수를 구할 때 합리적인 정확도로 예측할 수 있음을 확인 하였다. 이러한 보정인자는 좀 더 보안을 거쳐 최종적으로 식 (18)과 같은 형태로 상관식에 적용되어질 예정이다. 이때 직경  $D$ 는 mm 단위가 아닌 SI 기본단위인 m 로 적용되어질 것이다.

$$N_{D_{final}} = N_{D_{Lec}} \cdot \zeta \quad (17)$$

$$\zeta : D \cdot f(D) = -1.536D(1+0.513\ln(D)) \quad (18)$$



[Fig. 39] Comparison with experimental data and condition calculation of Kawakubo

## VII. 결론

본 연구에서는 피동격납건물냉각계통 수직 전열관에서의 응축 열전달계수를 구하기 위해 비응축성 기체 존재 시 외경 21.5 mm, 유효 열전달 길이 1000 mm의 단일 수직 전열관 외벽에서의 증기 응축 실험을 진행하였다. 실험은 압력 2~5 bar에서 기체 혼합물과 벽면온도가 잘 조절된 조건에서 진행되었다. 비응축성 기체와 압력에 따른 영향, 벽면 과냉도 영향조건에서 응축 열전달계수 측정하였다. 이러한 실험결과를 바탕으로 SPACE코드를 이용하여 직경 21.5 mm 튜브 데이터뿐만 아니라 직경 40 mm 튜브 데이터, 직경 10 mm 튜브 데이터 또한 모의하여 응축 열전달계수를 직경에 관하여 살펴보았다. 또한 실험을 통해 얻은 응축 열전달계수를 제주대학교 선행연구, 직경 40 mm 튜브 데이터, 직경 10 mm 튜브 데이터실험의 응축 열전달계수와 비교하여 곡률효과를 반영한 보정인자를 도출하였다.

응축 열전달계수는 압력이 증가할수록 증기의 밀도가 증가하므로 같은 비응축성 기체의 질량분율이 증기와 전열관 외벽사이에서 열저항으로 작용한다. 따라서 비응축성 기체의 질량분율이 증가함에 따라 응축 열전달계수는 감소하는 것을 확인하였다. 또한 벽면 과냉도 온도차가 클수록 전열관 외벽 근처의 증기의 분압보다 비응축성 기체의 분압이 높아 응축 열전달계수는 감소하는 것을 알 수 있었다.

실험을 통해 구한 직경 21.5 mm 튜브 데이터의 응축 열전달계수와 직경 40 mm 튜브 데이터, 직경 10 mm 튜브 데이터의 응축 열전달계수의 비교를 하였다. 직경에 따른 응축 열전달계수를 살펴보게 되면 직경이 작아짐에 따라 응축 열전달계수는 커진다. 이러한 열전달계수들을 직경 40 mm 튜브 데이터 예측 값을 기준으로 계산하여 열전달계수의 비로 나타내게 되면, 공기 질량분율과 압력에 대하여 의존성이 미비하다는 것을 알 수 있다. 열전달계수의 비에서 직경이 큰 영향을 미치는 인자이기에 직경에 관한 보정인자로 도출하였다. 이렇게 도출된 보정인자는 제주대학교 실험값들과 기존의 상관식인 Uchida [2]와 Dehbi [4]

의 상관식과 비교하였다. Uchida [2]와 Dehbi [4]의 상관식은 직경이 바뀌어도 직경에 관한 인자가 없기에 같은 값을 갖는다. 하지만 보정인자를 반영한 제주대학교 상관식은 직경에 변함에 따라 곡률효과를 반영하여 실험값과 유사한 값을 나타내고 있다. 또한 추가적인 독립검증으로, Kawakubo [6]의 실험결과와 비교하여 보정인자와의 오차가 낮다는 것을 보여주어 신뢰도를 확보 할 수 있다.

차후 현재 도출된 보정인자가 제주대학교 실험 제원에 맞는 유효 열전달 길이 1000 mm에서의 직경에 관해서만 도출되었기 때문에 자연대류효과를 반영하는 무차원수  $Gr$ 수를 보정인자에 추가할 예정이다. 또한 이러한 곡률효과가 어떠한 메커니즘에 의해서 일어나는지 확실하게 밝혀진 것이 없기에 CFD 분석을 통해 확인해 볼 예정이다. 그리고 보정인자를 적용시킨 모델을 1차원 열수력 계통 해석 코드인 MARS-KS나 SPACE코드에 적용시켜 분석하고, 직경에 따른 열전달 계수의 변화를 예측 가능하도록 개선할 것이다.

## REFERENCE

- [1] H. G. Kim, Enhancement of the innovative safety for development of new type of the PWR, 2013, KNS
- [2] S. W. Lee, S. Heo, H. U. Ha, H. G. Kim, “The concept of the innovative power reactor,” Nuclear Engineering and Technology, 49, 1431-1441, 2017
- [3] H. Uchida, A. Oyama, Y. Togo, “Evaluation of post-incident cooling systems of light-water power reactors,” Proceedings of the Third International Conference on the Peaceful Uses of Atomic Energy, Geneva August 31 - september 9, 1964
- [4] T. Tagami, “Interim report on safety assessment and facilities establishment project for June 1965,” No. 1, Japanese Atomic Energy Agency, Unpublished work, 1965
- [5] A. A. Dehbi, “The effects of noncondensable gases on steam condensation under turbulent natural convection conditions,” Ph. D thesis, MIT, USA 1991
- [6] H. Liu, N. E. Todreas, M. J. Driscoll, “An experimental investigation of a passive cooling unit for nuclear power plant containment,” Nuclear Engineering and Design, 199, 243 - 255, 2000
- [7] M. Kawakubo, M. Aritomi, H. Kikura, T. Komeno, “An experimental study on the cooling characteristics of passive containment cooling systems,” Journal of Nuclear Science and Technology, 46, 339-345 2009

- [8] J. W. Kim, Y. G. Lee, H. K. Ahn, G. C. Park, "Condensation heat transfer characteristic in the presence of noncondensable gas on natural convection at high pressure," *Nuclear Engineering and Design*, 239, 688 - 698, 2009
- [9] R. G. Gido, A. Koestel, "Containment condensing heat transfer, Second International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-2)," Santa Barbara, California, 1983
- [10] Y. G. Lee, Y. J. Jang, D. J. Choi, "An Experimental Study of Air-Steam Condensation on the Exterior Surface of a Vertical Tube under Natural Convection Conditions," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 104, 1034-1047, 2017
- [11] T. Cebeci, "Laminar free convective heat transfer from the outer surface of a vertical slender circular cylinder," *Proceedings of 5th Int. Heat Transfer Conference*, Tokyo, Japan, 1974
- [12] C. O. Popiel, "Free convection heat transfer from vertical slender cylinders: a review," *Heat Transfer Engineering*, 29, 521-536, 2008
- [13] B. G. Jeon, D. Y. Kim, C. W. Shin, H. C. NO, "Parametric Experiments and CFD Analysis on Condensation Heat Transfer Performance of Externally Condensing tubes," *Nuclear Engineering and Design*, 293, 447 - 457, 2015
- [14] A. Dehbi, "A generalized correlation for steam condensation rates in the presence of air under turbulent free convection," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 86, 1-15, 2015

- [15] M. L. Corradini, "Turbulent condensation on a cold wall in the presence of a noncondensable gas," Nuclear Technology, 64, 186 - 95, 1984
- [16] P. F. Peterson, "Theoretical basis for the Uchida correlation for condensation in reactor containments," Nuclear Engineering and Design, 162, 301-306, 1996
- [17] L. E. Herranz, M. H. Anderson, M. L. Corradini, "A diffusion layer model for steam condensation within the AP600 containment," Nuclear Engineering and Design, 183, 133-150, 1998
- [18] A.P. Colburn, O.A. Hougen, "Design of cooler Condensers for Mixtures of Vapors with Non-condensing gases," Industrial and Engineering Chemistry, 26, 1178-1182, 1934
- [19] P.I. Frank, P.D. David, L.B. Theodore, S.L. Adrienne, "Principle of heat and mass transfer-seven edition," John Wiley & Sons Inc, 2012
- [20] J. Rosa, A. Escriva, L. Herranz, T. Cicero, J. Munoz-Cobo, "review on Condensation on the Containment Structures," Progress in Nuclear energy, 51, 32-66, 2009
- [21] M. H. Anderson, L. E. Herranz, M. L. Corradini, "Experimental analysis of heat transfer within the AP600 containment under postulated accident conditions," Nuclear Engineering and Design, 185, 153-172 1998
- [22] SPACE Code Manual Volume 2: User Manual, Korea Hydro & Nuclear Power Co., LTD, 2017

[23] RELAP5-3D Code Manual Volume IV: Models and Correlations, Revision 2.3, Idaho National Laboratory, 2005

## 감사의 글

2016년에 학사를 졸업하여 석사로 입학 하었는데 길게 만 보였던 2년이란 시간이 지나 벌써 끝을 향하고 있습니다. 대학원을 들어오면서 학업을 좀 더 신경을 못 써서 아쉬움도 많고 힘도 들었지만, 버팀목이 되어주었던 분들이 있어서 무사히 2년을 보낸 것 같습니다. 부족한 저를 이끌고 밀어주신 분들께 감사의 말을 전하고자 합니다.

먼저 본 논문을 완성되기까지 지도해주신 이연건 교수님께 진심으로 감사드립니다. 또한, 저의 논문심사를 맡아주시고, 소중한 충고와 조언을 해주셨던 박재우 교수님, 최수석 교수님께도 깊은 감사를 드립니다.

항상 미소로써 뒤에서 챙겨주셨던 이보안 박사님, 사수로써 많은 조언과 지도를 해주시고 제 잘못에 대하여 따끔하게 호통쳐주시던 영준형, 졸업 후에도 많은 격려와 응원 그리고 조언을 해주던 바로형과 동재형, 일을 하면서 모르거나 바쁠 때 조용히 도와주던 현미, 개인사정으로 인해 같이 졸업하지 못해 아쉬운 연하, 새벽 늦게까지 공부하며 고생하던 수연, 앞으로 계속 고생 할 지용, 서로 고생한 것도 많아서 좋은 말을 적고 싶지만 글 솜씨가 부족해 담아내질 못하겠습니다. 학부생이었던 준희, 소현, 형남 그리고 학부생인 승현, 귀현, 승환, 소정, 민이, 영제까지 모두에게 감사의 말을 전합니다.

마지막으로 키워주시고 부족한 자식을 믿고 진학시켜주신 부모님께 감사의 말씀을 드리며, 항상 막내라고 돌봐주는 큰누나, 작은누나, 매형들에게도 감사의 말씀을 드립니다. 이 외에 외적으로 힘들어하고 막막할 때 옆에서 같이 힘들어 하고 기쁠 때는 같이 웃어준 친구들과 지인 분들 한 분 한 분 이름을 언급하지 못해서 죄송하고 감사드립니다.

진심으로 감사드립니다.

