



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](#)



博士學位論文

자연대류 조건에서의 수직튜브 외벽  
응축열전달에 대한 실험 및 해석 연구

濟州大學校 大學院

에너지 工學科

張 榮 俊

2018年 8月

# 자연대류 조건에서의 수직튜브 외벽 응축열전달에 대한 실험 및 해석 연구

指導教授 李 演 鍵

張 榮 俊

이 論文을 工學 博士學位 論文으로 提出함

2018年 6月

張榮俊의 工學 博士學位 論文을 認准함

審査委員長	박 재 우	(印)
委 員	김 신	(印)
委 員	이 연 건	(印)
委 員	강 경 호	(印)
委 員	최 수 석	(印)

濟州大學校 大學院

2018年 6月

# Experimental and Numerical Investigation of Condensation heat transfer on the Vertical Tube under Natural Convection Condition

Yeong-Jun Jang

(Supervised by Professor Yeon-Gun Lee)

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement for the degree of  
Doctor of Nuclear and Energy Engineering.

2018. 6.

This thesis has been examined and approved.



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



\_\_\_\_\_  
(Name and signature)

2018. 6.

Date

Department of Nuclear & Energy Engineering

GRADUATE SCHOOL

JEJU NATIONAL UNIVERSITY



# 목 차

LIST OF FIGURES .....	iii
LIST OF TABLES .....	vii
SUMMARY .....	viii
1. 서 론 .....	1
1.1 연구 배경 및 필요성 .....	1
1.2 연구 내용 및 목적 .....	4
2. 실험장치 및 계측 .....	7
2.1 실험장치 .....	7
2.2 변수 계측 및 데이터 정리 .....	10
2.2.1 변수 계측 .....	10
2.2.2 데이터 정리 .....	16
2.3 실험절차 .....	18
3. 수직 튜브 외벽 응축의 실험적 연구 .....	20
3.1 40 mm 직경을 갖는 수직 단일 튜브 실험 .....	21
3.2 10 mm 직경을 갖는 수직 단일 튜브 실험 .....	41
3.3 수직 단일 핀-튜브 실험 .....	53
3.4 새로운 응축 열전달계수 상관식 개발 .....	72
3.4.1 기존의 상관식 .....	72
3.4.2 새로운 응축 열전달계수 상관식 .....	73
4. 수직 튜브 외벽 응축의 해석적 연구 .....	84
4.1 JNU 응축실험 모델링 .....	85

4.2 JNU 응축실험 해석결과 .....	92
4.3 LBLOCA 조건에서의 PCCS 모델링 .....	102
4.4 LBLOCA 조건에서의 PCCS 성능 해석 결과 .....	104
5. 결 론 .....	115
참 고 문 헌 .....	119
요약문 .....	125
감사의 글 .....	128
첨 부 .....	130

## LIST OF FIGURES

Fig. 2-1 Schematic diagram of JNU facility .....	9
Fig. 2-2 Locations of the thermocouples in the chamber .....	10
Figs. 2-3 Location of the thermocouples on the condenser tubes .....	12
Figs. 2-4 Installation of the thermocouples in the condenser tube .....	12
Fig. 2-5 LabVIEW program for condensation experiment .....	15
Fig. 3-1 Condenser tube with 40 mm in outer diameter (O.D.) .....	22
Figs. 3-2 Condensate film on the vertical condenser tube captured by a high speed camera .....	24
Fig. 3-3 Axial temperature distribution in the test chamber at 4 bar ·	25
Fig. 3-4 Axial distribution of the coolant temperatures and wall temperatures along the condenser tube at 4 bar, $W_a=0.6$ .....	26
Fig. 3-5 Heat transfer rate with pressure and air mass fraction .....	28
Fig. 3-6 Heat transfer coefficient with pressure and air mass fraction at 2 bar and 4 bar .....	29
Fig. 3-7 Heat transfer coefficient with pressure and air mass fraction at 3 bar and 5 bar .....	30
Fig. 3-8 Heat transfer coefficient along the wall subcooling at 2 bar	32
Fig. 3-9 Heat transfer coefficient along the wall subcooling at 4 bar	33
Fig. 3-10 Comparison the heat transfer coefficient results between the JNU experiment and existing correlations by Uchida, Tagami, and Dehbi at 2 bar .....	37
Fig. 3-11 Comparison the heat transfer coefficient results between the JNU experiment and existing correlations by Uchida, Tagami, and Dehbi at 3 bar .....	38
Fig. 3-12 Comparison the heat transfer coefficient results between the JNU experiment and existing correlations by Uchida, Tagami, and Dehbi at 4 bar .....	39
Fig. 3-13 Comparison the heat transfer coefficient results between the JNU experiment and existing correlations by Uchida, Tagami, and Dehbi at 5 bar .....	40



Figs. 3-14 Condenser tubes with different diameters .....	42
Fig. 3-15 Temperature distribution in the test tank by using condenser tube with 10 mm in O.D. at 4 bar .....	45
Fig. 3-16 Heat transfer coefficient along the air mass fraction by using condenser tube with 10 mm in O.D. at 2 bar and 4 bar .....	46
Fig. 3-17 Heat transfer coefficient along the air mass fraction by using condenser tube with 10 mm in O.D. at 3 bar and 5 bar .....	47
Fig. 3-18 Comparison the heat transfer coefficient between the condenser tubes with different outer diameters at 2 bar .....	48
Fig. 3-19 Comparison the heat transfer coefficient between the condenser tubes with different outer diameters at 3 bar .....	49
Fig. 3-20 Comparison the heat transfer coefficient between the condenser tubes with different outer diameters at 4 bar .....	50
Fig. 3-21 Comparison the heat transfer coefficient between the condenser tubes with different outer diameters at 5 bar .....	51
Fig. 3-22 Ratio of the heat transfer coefficient from 10 mm in O.D. tube to that from 40 mm in O.D. tube .....	52
Fig. 3-23 Annular finned tube used in the study of Liu with unfilled gaps between the base tube and fins .....	55
Fig. 3-24 Fabrication process of the annular finned tube .....	56
Fig. 3-25 Photograph of the fabricated annular finned tube .....	56
Fig. 3-26 Overall fin efficiency by using the heat transfer coefficient of the bare tube with 40 mm in O.D. ....	57
Figs. 3-27 Visualization results of the liquid condensate on annular fins when the air mass fraction is 0.447 at 4 bar .....	59
Fig. 3-28 Typical temperature distribution by using annular finned tube when air mass fraction is 0.6 at 2 bar .....	60
Fig. 3-29 Local heat flux along the tube height by using annular finned tube when air mass fraction is 0.3 and 0.7 at 5 bar ..	65
Fig. 3-30 Comparison of the heat transfer rates between the finned tube and the bare tube at 2 bar .....	66

Fig. 3-31 Comparison of the heat transfer rates between the finned tube and the bare tube at 3 bar .....	67
Fig. 3-32 Comparison of the heat transfer rates between the finned tube and the bare tube at 4 bar .....	68
Fig. 3-33 Comparison of the heat transfer rates between the finned tube and the bare tube at 5 bar .....	69
Fig. 3-34 Enhancement factor along the air mass fraction at 2, 3, 4, and 5 bar .....	70
Fig. 3-35 Ratio of the condensation heat transfer coefficient along the air mass fraction at 2, 3, 4, and 5 bar .....	71
Fig. 3-36 Comparison of the heat transfer coefficients obtained by the proposed correlation and JNU experiments .....	77
Fig. 3-37 Comparison of the heat transfer coefficients obtained by the proposed correlation and Dehbi's experiments .....	78
Fig. 3-38 Comparison of the heat transfer coefficients obtained by the proposed correlation and Kawakubo's experiments with wall subcooling 20 K at 4 bar .....	79
Fig. 3-39 Comparison of the heat transfer coefficients obtained by the proposed correlation and Kawakubo's experiments with wall subcooling 30 K at 4 bar .....	80
Fig. 3-40 Comparison of the heat transfer coefficients obtained by the proposed correlation and Liu's experiments at 3 bar .....	81
Fig. 3-41 Comparison of the heat transfer coefficients obtained by the proposed correlation and Su's experiments at 2 bar .....	82
Fig. 3-42 Comparison of the heat transfer coefficients obtained by the proposed correlation and PNU's experiments at 4 bar .....	83
Fig. 4-1 Nodalization of the JNU condensation test chamber .....	86
Fig. 4-2 Mass flow rate of each single junctions when air mass fraction is 0.1 at 5 bar .....	88
Fig. 4-3 Pressure calculated by MARS-KS in the SV350 .....	89
Fig. 4-4 Air mass fraction calculated by MARS-KS in the SV350 .....	90
Fig. 4-5 Condensate fraction calculated by MARS-KS in the SV400 .....	91
Figs. 4-6 Sensitivity test for area change .....	94

Figs. 4-7 Results of area sensitivity test .....	95
Figs. 4-8 Sensitivity test for SV350 with various volumes .....	96
Figs. 4-9 Mass flow rate results of sensitivity test for SV350 with various volumes .....	97
Figs. 4-10 Comparison results between the JNU experimental result and numerical results using condenser tube with 40 mm O.D. at 2 and 4 bar .....	99
Figs. 4-11 Comparison results between the JNU experimental result and numerical results using condenser tube with 10 mm O.D. at 2 and 4 bar .....	100
Figs. 4-12 Comparison results between the proposed correlation and Colburn-Hougen model for JNU results .....	101
Figs. 4-13 Nodalization scheme for containment with PCCS .....	105
Fig. 4-14 Steam mass flow at multi-junction 427 .....	106
Fig. 4-15 Air mass fraction at SV400, SV310, and SV320 .....	107
Fig. 4-16 PCCT temperature and PCCHX temperature .....	108
Figs. 4-17 Mass flow rate of coolant and steam in the condenser tube .....	111
Fig. 4-18 PCCT level during the LBLOCA .....	112
Fig. 4-19 LBLOCA ME data and heat removal rate by PHS and PCCS .....	113
Fig. 4-20 Containment pressure during the LBLOCA .....	114

## LIST OF TABLES

Table 2-1. Specification of the condensation experimental facilities .....	14
Table 2-2. Specification of the measurement instruments .....	15
Table 3-1. Test matrix with 40 mm O.D. condenser tube .....	22
Table 3-2. Test matrix with 10 mm O.D. condenser tube .....	44
Table 3-3. Test matrix with annular finned tube .....	58
Table 3-4. Conventional correlations for the degradation factor of the in-tube condensation heat transfer coefficient .....	74
Table 4-1. Mass transfer coefficient in MARS-KS code .....	85

## SUMMARY

In the nuclear power industry, the importance of heat transfer by steam condensation has been emphasized more since the Fukushima accident and the earthquake in the Gyeong-ju, recently. Especially, development research of Passive Containment Cooling System (PCCS) that maintains the integrity of containment buildings centering on power generation companies is actively underway.

The PCCS consisted of a heat exchanger consisting of a vertical tube bundle and a cooling water tank. A passive containment cooling tank was installed outside of the containment and heat exchangers were installed inside of the containment. The heat source such as the steam generated from the containment is condensed on the heat exchanger to maintain the integrity of containment. Therefore, PCCS is a passive safety system to remove the energy released to containment by using condensation heat transfer in case of the accident such as Loss of Coolant Accident (LOCA) or Main Steam Line Break (MSLB) and to guarantee the structural integrity of the containment.

In this study, to evaluate the heat removal performance of PCCS, the condensation heat transfer coefficient according to the change of outer diameter and heat transfer area of the condenser tube was studied. From the results of the experiment, a new empirical correlation that could reflect the geometric change of the condensation tube was proposed and verification process was performed. The proposed correlation is applied to MARS-KS and compared with the Colburn-Hougen model. Finally, to evaluate the heat removal performance of the PCCS installed in the containment, the containment, and the PCCS were simulated and analyzed by using MARS-KS

with the proposed correlation.

There are three main points conducting the experiments. The first is the identification of the steam-air stratification inside of the test section. For this purpose, the temperature of the gas mixture is measured in the axial and radial directions, and it is confirmed that the distribution according to the position is uniform. The second was the control of the condenser tube wall temperature. By circulating the coolant in the tube at high speed, the axial variation of the wall temperature was kept as small as possible. It makes the uniform temperature over the effective heat transfer length, and to minimize measurement errors that results from significant axial variation of wall temperatures. Third, we tried to control the wall subcooling. In the previous experiments, wall subcooling was recognized as a main variable for condensation heat transfer. However, since the influence of this parameter was not well understood, the wall temperature was controlled by using coolant.

Based on the results, the trend of the condensation heat transfer is same as those of previous work. The condensation heat transfer coefficient increased with increasing pressure and decreased with increasing air mass fraction. The effect of wall subcooling showed that condensation heat transfer coefficient tended to decrease as wall subcooling increased. The variation of the condensation heat transfer coefficient using the condenser tube with different outer diameter in similar conditions was also confirmed, but the variation of the condensation heat transfer coefficient was independent of air mass fraction. Therefore, further experiments and analyses will be necessary for this part by using another condenser tube. Based on the experimental results, a new empirical correlation that could reflect the effects of pressure, air mass fraction, wall subcooling and outer diameter was derived and

verification was performed. In the case of the finned tube, it was confirmed that the condensation heat transfer increases with the increase of the effective heat transfer area by the fin. It was found that this was due to the geometrical effect of the annular pin. The applicability of the PCCS to the annular finned tube was also evaluated.

To verify the model of Colburn-Hougen, the condensation experiment facility in Jeju National University(JNU) was simulated by using MARS-KS with the proposed correlation. The JNU nodalization was designed to reflect the natural convection flow which may occur in the test chamber. In the comparison with the experimental results, the analytical results using the proposed correlations are well predicted compared with the existing results. From the results, to evaluate the realistic heat removal performance of PCCS and thermal-hydraulic analysis, the actual containment with the PCCS were simulated and analyzed by using MARS-KS with proposed correlation.

The condensation experiment database and the safety analysis of the containment with the PCCS from this study are very useful value. Also, the proposed correlations in this study are expected to be applied positively in various fields because it reflects the various condition of steam-air mixture and the various outer diameter of condenser tube. The results of the analysis of the containment could also be applied to the present PCCS research and development.

# 1. 서론

## 1.1 연구 배경 및 필요성

후쿠시마 사고 이후 PCCS(Passive Containment Cooling System)는 격납건물 안전성 향상이라는 관점에서 많은 주목을 받게 되었다. 후쿠시마 사고는 쓰나미로 인해 유발된 장기전원상실 사고로 잔열냉각시스템이 작동하지 못해 노심이 녹아내리는 중대사고로 이어졌다. 고온의 증기에 노출된 핵연료피복재는 증기와 반응하여 대량의 수소를 발생시켰고 이로 인해 수소폭발이 발생하였다.

현재의 가압경수형 원자력발전소의 원자로 격납건물은 방사성물질을 대기로의 방출을 방지하기 위한 다중 방벽 중 하나이다. 그렇기 때문에 기존의 원전에서는 살수계통(Spray system)과 Fan cooler 등과 같은 능동안전계통을 이용하여 원자로 건물 내부의 열을 제거하고 있다. 하지만, 이들 장치는 전원이 공급되어야만이 작동 가능하다. 앞서 언급한 후쿠시마 원전의 경우와 같이 장기전원상실 사고가 발생된다면, 능동안전계통은 제 역할을 하지 못할 것이다. 따라서 차세대 한국형 원전에 도입되는 피동안전계통과 같이 장기전원상실 사고에도 원자로 격납건물의 안전성을 보장하는 안전계통이 요구된다.

원자로건물 피동냉각계통(PCCS)은 냉각재상실사고(LOCA; Loss Of Coolant Accident)나 주증기관파단사고(MSLB; Main Steam Line Break) 등의 사고발생시 응축열전달을 통해 격납건물로 방출되는 에너지를 제거하고 원전의 건전성을 유지하기 위한 피동안전계통이다. PCCS는 콘크리트 격납용기 내부에 별도의 수직 튜브다발로 구성된 열교환기를 설치하고 격납건물 외부에 냉각수 탱크를 설치하여 격납용기 하부에서 발생하는 증기를 상부의 피동격납용기냉각계통 튜브 외벽에서 응축 및 냉각시켜 원전 격납건물의 건전성을 유지시키는 계통이다. 냉각재상실사고가 발생하면, 격납용기 하부에서 증기가 방출되고 상부의 피동격납용기냉각계통 응축 튜브 외벽에서 응축 및 냉각된다. 이러한 수직튜브 외벽에서



의 응축현상을 분석하기 위해 다양한 연구들이 수행되어 왔다.

Uchida 등[1]과 Tagami[2]는 수직 평판을 이용하여 격납건물 내의 응축 현상을 실험적으로 연구한 것으로 널리 알려져 있다. 이들이 제안한 상관식은 비응축성 기체의 질량분율만을 고려하고 압력이나 벽면과냉도와 같은 다른 인자의 영향이 반영되지 않았다. Dehbi[3,4]는 길이 3.5 m, 외경 0.038 m인 외경을 갖는 수직 전열관을 이용하여 압력 1.5, 3.0, 4.5 atm에서의 응축현상을 연구하였다. Dehbi의 상관식은 비응축성 기체의 질량분율, 압력, 전열관 길이 및 벽면과냉도를 고려하였다. 하지만, 중횡비가 매우 큰 압력용기의 기하학적 특징(길이 5 m, 직경 0.45 m)으로 인해 전열관 벽면 온도 및 증기-공기 혼합물의 조성이 축방향으로 균일하게 유지되지 못하였다. Liu[5]는 전열관 내부의 상을 변화시키는 Internal Evaporator Only(IEO) 타입의 전열관 외벽에서의 응축 열전달계수를 측정하였다. Liu는 전열관 내부의 냉각수를 비등시킴으로써 축방향의 전열관 벽면 온도를 균일하게 유지하였다. Liu의 실험에서는 전열관 내부가 고온으로 유지되었기 때문에 벽면 과냉도가 상대적으로 작아 대체적으로 열전달계수가 크게 측정되었다. Kawakubo 등[6]은 시험부 내의 기체 혼합물의 온도와 냉각수의 입·출구 온도를 이용하여 총 열전달계수를 구하였다. 그리고 응축 열전달계수는 LMTD(Log Mean Temperature Difference)를 이용하여 간접적으로 예측하였다. 또한, Kawakubo 등은 벽면 과냉도의 효과를 파악하는 실험을 수행하였다.

응축 튜브의 기하학적 변화 중 직경의 변화에 따른 열전달을 수치적으로 연구자들도 있다. 대표적으로는 Cebeci[7]와 Popiel[8,9]이 있다. Cebeci는 단상의 층류 자연대류 유동에 대한 경계층 지배방정식을 수치적으로 계산하여, 자연대류 열전달에 대한 직경 효과를 평판대비 직경의 변화에 따른 Nu 수의 비로 나타내었다. Popiel은 Cebeci와 같이 단상의 층류 자연대류 유동에 대한 경계층 지배방정식을 수치적인 기법을 활용하여 Cebeci와 동일하게 Nu 수의 함수로 표현하였다. 하지만, 그는 수치적인 해석뿐만 아니라 층류 자연대류 조건하에서의 연기를 활용한 실험을 통해 직경 효과를 증명하였다. 위의 연구는 기본적으로 해석을 통해 수행되었던 것이고 응축에 의한 열전달에 관해서는 고려하지 않았다.

Jeon[10]의 경우는 본 연구와 유사한 연구로 자연대류 조건 하에서의 응축 열전달 실험 연구이다. 그는 지배방정식과 CFD 및 실험을 통해 직경 효과를 반영하는 상관식을 제시하였다. 하지만 그의 상관식은 제한적인 데이터를 기반으로 하였기 때문에 전체적인 증기-공기 혼합물의 다양한 조성에서 적용하기에는 무리가 있다.

격납건물의 건전성을 유지하기 위해 PCCS의 설계 기준에 따라 사고 후 발생하는 붕괴 열 제거를 위해 방대한 양의 열전달 면적이 필요할 수 있다. 예를 들어, PCCS가 원자로 정지 후 5분 동안의 모든 붕괴열을 제거해야한다는 요건을 충족해야한다면, 그 용량은 원자로의 정격 열출력의 3 %에 도달해야한다. 만약, 1000 MWe의 원자력 발전소의 경우라면 그 붕괴열은 약 85 MW가 된다. 이러한 붕괴열로부터 격납건물의 건전성을 유지하기 위해서는 충분한 열전달 표면적이 필요하다. 결국 PCCS에 수많은 응축 튜브가 요구된다. 하지만, 격납건물의 경우 공간적인 제한이 있기 때문에 충분한 열전달 표면적을 얻기 위해 응축 튜브의 개수를 무한히 증가시킬 수 없다. 따라서 PCCS의 열전달 용량을 향상시킬 수 있는 적절한 접근법 중 하나는 핀-튜브를 이용하여 유효열전달면적을 증진시키는 것이다. 핀을 이용하여 열전달률을 증진시키면 응축 튜브의 개수나 길이 등을 크게 줄일 수 있을 것이다.

핀-튜브를 활용한 응축 열전달에 관해서는 많은 실험적·해석적 연구가 존재한다. Liu[5]는 두 가지 유형의 핀-튜브를 사용하여 응축 열전달 실험을 수행하였다. 실험결과는 튜브 표면과 핀 사이에 예상치 못한 열저항으로 인해 해석적 접근을 통해 얻은 열전달 증진 결과보다 열전달이 충분히 증진되지 못하였다. Tong[11,12]은 종 방향의 핀-튜브와 핀-핀-튜브(pin-fin tube)를 이용하여 응축 열전달 실험을 수행하였다. Tong은 응축 핀-튜브 주변의 국부 온도 분포를 측정하였고 응축 열전달 용량을 핀이 없는 튜브의 응축 열전달 용량과 비교하였다. 최근, Furuich 등[13]은 중간 열교환기(Intermediate Heat Exchanger; IHX)에 적용할 수 있는 응축 액막 산란 링이 적용된 수직 핀-튜브를 이용하여 응축 열전달 계수를 측정하였다. 실험은 순수 증기 조건 하에서 4가지 종류의 IHX 튜브를

활용하여 수행되었으며 열전달에 대한 핀의 영향은 응축액의 관찰을 통해 논의하였다.

해석적 연구로서, Mori 등[14]은 종 방향으로 평행한 작은 핀과 원형의 디스크 형태의 횡 방향 핀을 갖는 수직 응축 튜브의 최적 기하학적 구조를 연구하였다. 응축수에 대한 표면장력의 영향을 고려하여 최적의 핀 모양, 핀 피치 및 횡 방향 형태의 핀 간격을 보고하였다. 하지만 디스크 형태의 횡 방향 핀의 효과는 독립적으로 평가되지 않았다. Herranz 등[15]은 하나의 횡 방향 핀이 있는 튜브에서 직교류(cross-flow) 공기-증기 혼합물의 응축 열전달을 예측할 수 있는 이론적 모델을 제안하였다. Munoz-cobo 등[16]은 비응축 기체와 에어로졸이 존재할 시 격납건물 핀-튜브 열교환기의 증기 응축을 예측하는 역학적 모델을 제시하였다.

## 1.2 연구 내용 및 목적

본 연구의 목적은 후쿠시마 사고 이후, 격납건물의 건전성을 유지시켜줄 수 있는 PCCS 개발을 위한 응축 열전달 현상 실험, 응축 열전달 상관식 개발 및 PCCS의 열제거 성능을 평가하는 것이다. 이를 위해 다양한 증기-공기 조건을 형성하여 실험을 수행하였고, 또한 튜브의 기하학적 크기 및 형태, 즉, 튜브의 외경을 변화하였고 환형 핀이 달린 튜브를 활용하여 다양한 조건에서의 실험을 수행하였다. 그리고 실험결과를 바탕으로 상관식을 제안하였다. 또한, 도출된 상관식을 MARS-KS에 적용하여 냉각재상실사고 시 격납건물의 압력 거동에 대한 해석을 수행하였고 PCCS의 열제거 성능을 예측하였다. 이에 대한 상세한 연구 내용은 다음과 같다.

응축열전달계수는 대표적으로 압력, 공기의 질량분율, 벽면과냉도 등과 같은

인자에 크게 영향을 받는 것으로 알려져 있다. 따라서 본 연구에서는 PCCS의 열제거 성능 평가를 위해 이와 같은 인자들을 조절하여 응축열전달 실험을 수행하였다. 압력의 경우, 원자로 격납건물의 설계 압력은 5 bar이기 때문에 이를 반영하여 5 bar까지 실험을 수행하였다. 공기 질량분율은 격납건물 내에서 발생할 수 있는 다양한 조건에 부합할 수 있도록 10%에서 80%까지 조건을 형성하여 수행하였다. 벽면과냉도는 기존의 실험들에서와는 달리 벽면온도를 균일하게 유지하여 벽면과냉도에 대한 효과를 살펴볼 수 있도록 실험을 수행하였다. 튜브의 직경이 달라짐에 따른 응축열전달계수의 변화를 살펴보고자, 직경 10 mm 및 40 mm의 외경을 갖는 튜브를 활용하여 응축열전달 실험을 수행하였다. 이러한 실험결과를 바탕으로 직경에 대한 효과를 반영하고 다양한 증기-공기 혼합물의 조건에서 응축 열전달계수를 예측할 수 있는 상관식을 제안하였다. 그리고 이 상관식의 검증을 위해 독립된 실험의 결과를 이용하여 평가하였다.

열전달의 향상을 평가하기 위해 이전에 수행되었던 핀-튜브 실험에서는 응축 튜브의 벽면을 따라 흐르는 응축액이 쌓이는 것을 막기 위해 수평 튜브를 활용한 실험들이 다수임을 확인할 수 있었다. 그러나 수평 핀-튜브는 격납건물의 제한된 공간의 원주를 따라 응축 튜브를 배치해야하는 PCCS에는 적절하지 않은 형태이다. 따라서 본 연구에서는 단면적이 균일한 횡 방향의 환형 핀을 설치한 수직 응축 튜브에 대한 응축 열전달률을 연구하였다. 그리고 이 결과를 핀을 설치하지 않은 수직 응축 튜브의 응축 열전달률과 비교하였다. 선정된 핀의 형태는 Liu의 실험결과를 참조하였다. 본 연구의 실험결과와 이전의 연구결과를 바탕으로 원형 PCCS에 환형 핀-튜브의 적용 가능성을 평가하였다.

MARS-KS를 이용하여 제주대학교(JNU) 응축실험장치를 조사하여 기존 MARS-KS내의 응축모델인 Colburn-Hougen 모델을 검증하였다. MARS-KS를 통해 조사된 JNU 응축실험 장치의 nodalization은 시험부 내에서 발생하는 자연 대류 흐름을 반영할 수 있도록 하였다. 이러한 nodalization을 바탕으로 도출된 Colburn-Hougen 모델에서의 응축 열전달계수 예측과 제안된 상관식의 응축 열전달계수의 예측결과를 비교·분석하였다. 마지막으로, 본 연구의 궁극적인 목표인

PCCS의 열제거 성능을 평가하였다. PCCS의 기하학적 구조는 실제 상용 원자로에 적용될 기하학적 구조가 아닌 제안된 상관식식의 유효 적용 범위 내의 기하학적 구조를 차용하였다. 이는 제안된 상관식이 적용된 MARS-KS에서의 PCCS의 열제거 성능 및 응축 튜브내의 열수력학적 거동을 예측하기 위함이다. 이를 위해 Lim[17] 및 Bae[18]의 해석 nodalization을 참고로 격납건물을 nodalization을 하였다. 대형파단냉각재상실사고(LBLOCA)와 같은 사고가 발생했을 때의 격납건물의 압력 추이 및 PCCS에서 발생하는 열수력학적 거동을 예측하였다.

## 2. 실험장치 및 계측

본 연구에서 사용한 JNU 응축실험설비는 다음과 같은 목표를 갖도록 설계되었다.

- 증기와 공기의 성층화를 파악하기 위해 기체혼합물의 국부적인 분포를 측정한다. 기체혼합물의 온도를 축방향 및 반경방향으로 측정하여 위치에 따른 분포가 균일한지의 여부를 확인하고, 정확한 증기분율을 측정할 수 있도록 한다.
- 기존의 실험들에서는 튜브의 벽면온도를 균일하게 유지하지 않은 상태에서 축방향에 대한 평균값을 이용하여 열전달계수를 도출한 바, 냉각수를 튜브 내부로 고속으로 주입하여 축방향 온도를 최대한 균일하게 유지할 수 있도록 한다.
- 기존의 실험들에서 벽면과냉도의 효과에 대한 일반적인 결론이 도출되지 못하였다. 따라서 냉각수의 입구 온도 및 유량을 조절하여 벽면 온도를 제어할 수 있는 실험을 수행한다.

### 2.1 실험장치

JNU 응축실험설비는 증기발생기, 시험부, 응축수 재순환 계통, 냉각 계통 및 공기주입 계통으로 구성되었다. 실험설비에 대한 개략도는 Fig. 2-1에 나타내었다. 증기발생기는 내부의 물을 가열하여 증기를 생산하고 시험부로 증기를 공급하는 장치이다. 증기발생기는 SUS-304로 제작하였으며, 직경 800 mm, 길이 1850 mm로 하부에는 최대 출력 120 kW의 전열기(30 kW×4)가 설치되어 증기 생산 및 가압을 수행할 수 있다. 전열기를 이용하여 생산된 증기는 일부 액적을 포함하고 있기 때문에 이를 제거해주기 위해 증기발생기의 상부에 지그재그형의 유로를 만들어주는 베인(vane)을 갖는 증기건조기를 설치하였다. 증기발생기에서 시험부로 이어지는 배관에는 생산된 증기의 유량을 계측하기 위한 두 개의 증기

용 유량계가 설치되었다. 각 유량계는 상이한 계측 범위를 가지고 있어 생산된 유량에 맞추어 적절한 유량계를 사용하여 계측한다.

시험부는 원전의 격납용기 및 피동격납용기냉각계통의 조건을 모사하기 위해 SUS-304로 제작된 원통형의 용기(직경 609 mm, 길이 1950 mm)로서, 내부에는 수직 튜브가 채널의 가운데에 위치하고 있으며, 튜브의 내부로는 냉각수를 흘려 주고 있다. 튜브의 경우, 모든 실험에서 유효열전달 길이는 1000 mm로 하였다. 증기를 공급하는 배관은 하단에 마주보는 방향으로 설치하여 시험부 내부에 증기를 보다 균일하게 공급하고자 하였다. 증기-공기 혼합물이 존재하는 영역에는 축방향 및 원주방향으로 총 12개의 열전대(2×6)를 설치하여 기체 혼합물의 온도와 그에 따른 공기의 질량분율을 계측할 수 있도록 하였다. 시험부에는 총 6개(2×3)의 가시창을 설치하여 시험부 내에서 응축으로 인해 발생하는 현상을 관찰할 수 있도록 하였다.

응축수 재순환계통은 튜브 외벽에서 생성된 응축액을 수집하여 증기발생기로 재순환함으로써 실험장치의 물 재고량을 보존하기 위해 설치되었다. 이 계통은 시험부와 증기발생기 사이에 설치되었으며, 응축기와 응축액 탱크, 재순환 펌프로 구성되어있다.

냉각계통은 튜브 내부로 냉각수를 공급해주는 계통으로 냉각수 탱크와 냉각수 펌프, 열교환기, 그리고 전자유량계로 구성되었다. 튜브 내부를 흐르는 냉각수는 튜브의 아래에서부터 위를 향해 흐른다. 전자유량계의 측정 범위는 0 m<sup>3</sup>/h부터 6 m<sup>3</sup>/h까지 계측 가능하다. 냉각수는 튜브 내부를 흐르며 증기-공기 혼합물로부터 열을 얻게 되고 이 열은 열교환기를 거치며 제거된다. 그리고 냉각수 탱크와 펌프를 통해 다시 튜브로 순환된다.

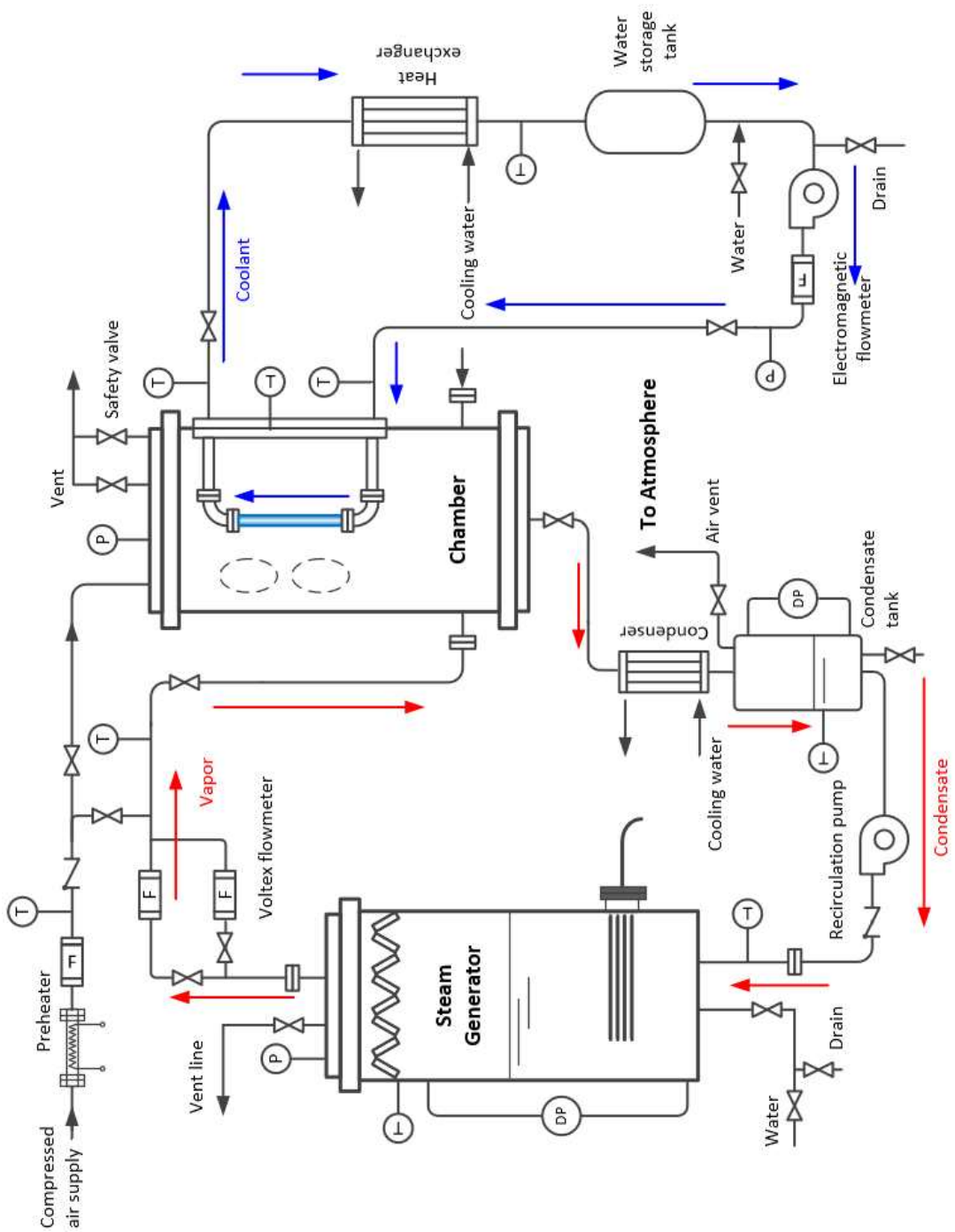


Fig. 2-1 Schematic diagram of JNU facility.



## 2.2 변수 계측 및 데이터 정리

### 2.2.1 변수 계측

시험부에서의 온도는 기체 혼합물의 분포를 파악하기 위해 축방향의 위치에 따라 온도를 측정하였다. 또한 동일한 높이에서 원주방향( $90^\circ$  간격)으로 두 위치에 열전대를 설치하였다. 축방향에 따른 온도의 측정은 높이에 따른 증기-공기 혼합물의 기체 성층화에 대한 정보를 취득하기 위한 것이다. 그리고 동일 높이의 원주 방향에 대한 온도 측정은 동일한 높이에서 반경 방향에 존재하는 기체의 분포를 평가하기 위함이다. Fig. 2-2에는 상술하였던 시험부 내의 온도 측정 위치를 보여주고 있다.

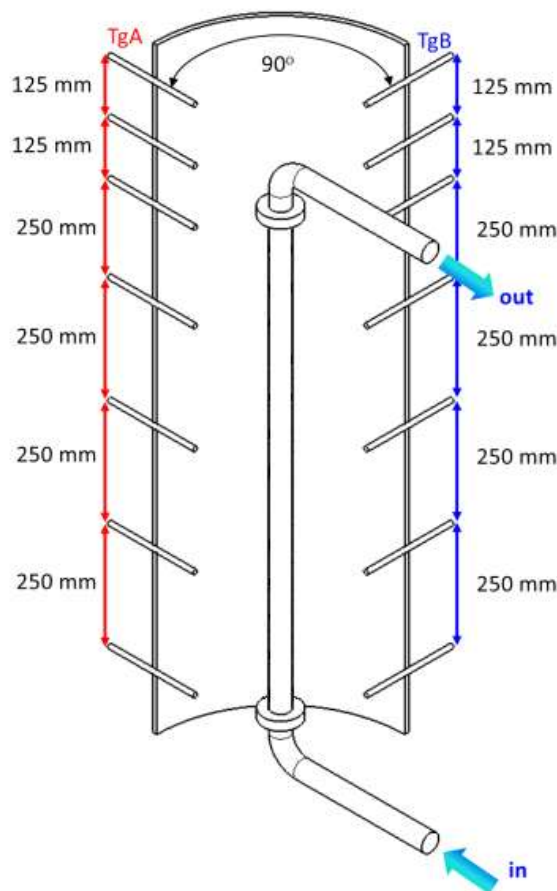


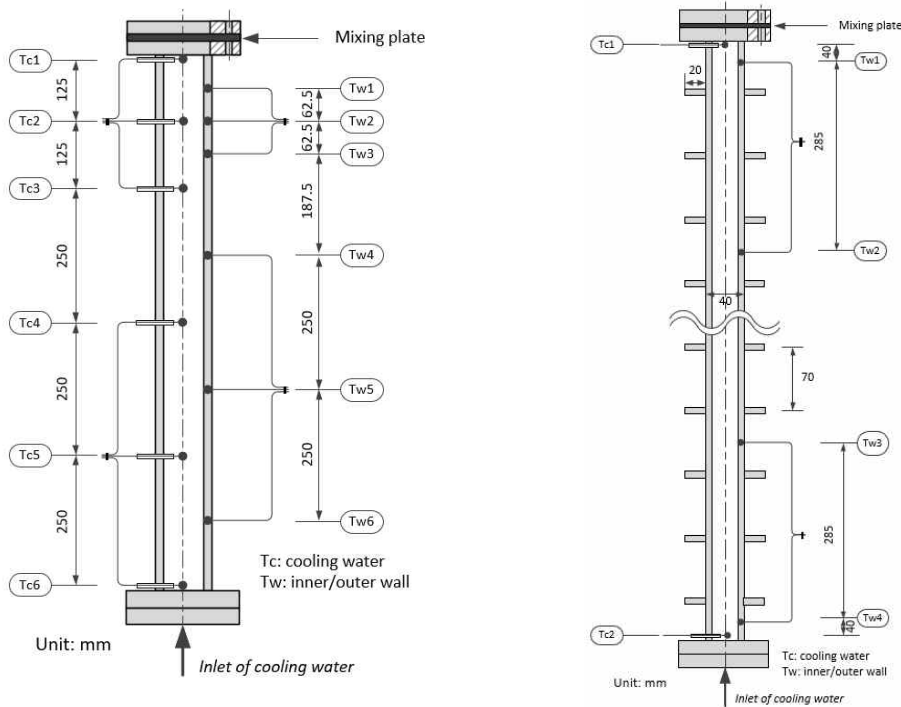
Fig. 2-2 Locations of the thermocouples in the chamber.

온도 측정은 크게 세 그룹의 열전대를 사용하여 이루어진다. 첫 번째는 냉각수의 온도 측정이다. 이를 위해 튜브를 관통하여 정확히 튜브 내부의 중앙 및 mixing plate를 지난 이후의 지점에 열전대를 설치하여 실험시의 정확한 냉각수의 온도를 측정한다. 두 번째는 내벽의 온도 측정이다. 이를 위해 튜브의 외벽에서 홈을 내어 내벽에 열전대를 위치시킨다. 이후 고주파 용접가공을 거쳐 내벽에서의 온도를 측정한다. 세 번째는 외벽에서의 온도이다. 외벽에서의 온도는 튜브의 외벽에 홈을 내어 열전대를 위치시키고, 이 열전대가 주변 증기의 온도에 영향을 받지 않도록 은납 처리하였다. 이를 통해 튜브의 축방향에서의 온도변화는 냉각수의 온도뿐만 아니라, 냉각수가 외부 증기로부터의 열 교환으로 얻은 열량을 계산함에 있어 유용한 정보를 제공한다.

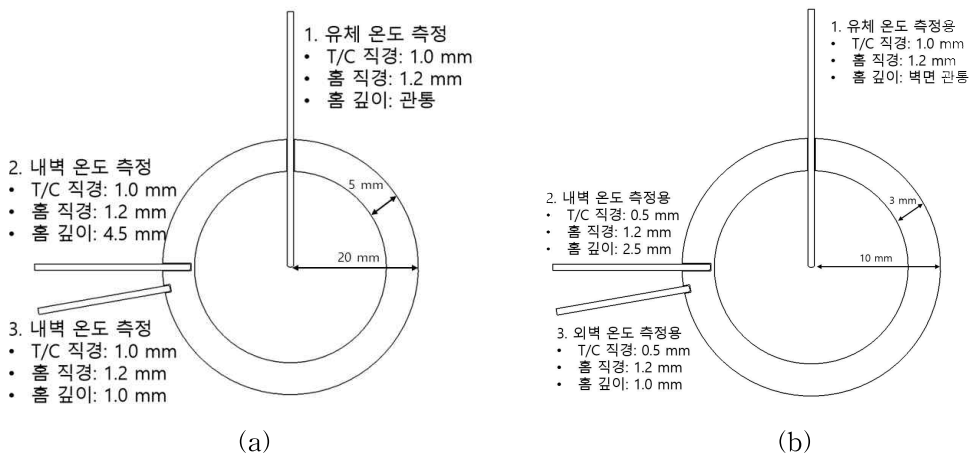
Figs. 2-3에는 튜브에서 온도 측정을 위한 열전대의 축방향 위치를 나타내고 있다. Figs. 2-3(a)는 직경 40 mm 및 10 mm 튜브에서의 열전대 위치를 나타내고 있고 Figs. 2-3(b)는 핀이 달린 튜브에서의 열전대 위치를 보여주고 있다. 모든 튜브는 길이 1 m이고 냉각수는 아래에서 위 방향으로 흐른다. 내벽과 외벽에 위치한 열전대의 반경 방향 위치는 동일하다. Figs. 2-3(a)에는 총 18개의 K-형 열전대가 설치된 모습을 나타내었다. 6개의 열전대는 응축수의 온도를 측정하기 위해 튜브의 중앙에 설치되었고, 벽면의 온도를 측정하기 위해 12(6×2) 개의 열전대를 은납을 이용하여 설치하였다. Figs. 2-3(b)에는 총 10 개의 K-형 열전대가 설치되었다. 위와 동일하게 응축수 온도 측정을 위한 열전대가 튜브의 상·하단에 설치되었고, 8(4×2) 개의 열전대는 핀-튜브의 벽면 온도를 측정하고 있다. 벽면의 온도는 내벽면과 외벽면의 온도를 측정하였으며, 설치 위치는 직경 40 mm 응축 튜브와 마찬가지로 내벽면의 온도는 표면으로부터 4.5 mm, 외벽면의 온도는 1.0 mm의 홈을 내어 열전대를 위치시켰다.

Figs. 2-4는 위에서 언급한 내·외벽의 온도를 측정하는 열전대의 설치 모습이다. Figs. 2-4(a)는 직경 40 mm 응축 튜브와 환형 핀-튜브의 모습을 나타내고, Figs. 2-4(b)는 직경 10 mm 응축 튜브에서의 열전대 설치 모습이다. 상술했던 것과 마찬가지로 내벽에서의 온도 측정은 전열관 외벽에서 내벽까지 홈을 만들

어 열전대를 설치하여 온도를 측정하고, 외벽에서의 온도 측정은 열전대의 보호관이 삽입될 만큼의 홈을 내었다. 여기서 외벽의 경우 동일하게 1.0 mm의 홈을 내었고, 내벽의 경우 직경 10 mm 응축 튜브에서는 2.5 mm, 직경 40 mm 응축 튜브에서는 4.5 mm의 홈을 내어 열전대를 설치하였다.



(a) smooth condenser tube (b) condenser tube with annular fin  
Figs. 2-3 Location of the thermocouples on the condenser tubes.



(a) (b)  
Figs. 2-4 Installation of the thermocouples in the condenser tube.

압력을 측정하기 위해 각각의 주요 구성요소에 압력계를 설치하여 압력을 측정하고 제어하였다. 설치 위치 및 계측 목적은 다음과 같다.

- 증기발생기: 압력을 계측 및 차압 계측을 통한 수위 계측, 차압계의 경우, 전열기 전원공급장치와 연동되어 증기발생기의 수위가 설정치 이하일 경우, 자동으로 전원 공급을 차단한다.
- 시험부: 시험부 내부의 압력을 계측한다.
- 냉각수 펌프: 냉각수 펌프의 후단에 위치하여 냉각수 펌프로부터 토출된 냉각수의 압력을 측정한다.
- 응축액 탱크: 차압계를 설치하여 탱크 내부의 수위를 감시한다.

본 연구에서의 유량 측정의 목적은 기체혼합물의 유속을 조절하여 자연대류 속도가 응축 열전달에 미치는 영향을 파악하고, 냉각수의 유량을 조절하여 균일한 벽면 온도 조건을 형성하기 위함이다.

- 증기발생기: 전열기에 의해 생산된 증기의 유량을 계측하기 위한 두 개의 증기용 유량계를 설치하였다. 각 유량계는 상이한 계측범위를 가지고 있어 증기의 유량이 클 경우에는 고유량 증기배관 밸브를 개방하여 고유량용 유량계에서 유량을 계측하였고 증기의 유량이 작을 경우에는 저유량 증기배관 밸브를 개방하여 저유량용 유량계에서 유량을 계측한다.
- 냉각수 펌프: 냉각수 펌프의 후단에 위치하여 냉각수 펌프로부터 토출된 냉각수의 유량을 계측하기 위한 유량계를 설치하였다.
- 예열기: 예열기의 후단에 공급 공기의 유량을 측정하기 위해 기체용 유량계를 설치하였다.

본 연구에서 계측이 필요한 주요 변수와 설치된 계측기들을 Table 2-1에 정리하였고, 각 계측기기의 계기 오차를 Table 2-2에 정리하였다. Fig. 2-5는 실제 실험에 사용된 LabVIEW의 모습이다. 응축 실험설비를 간략히 모사한 후, 실제 계측기의 위치에서 계측되는 값을 나타내고 있다. 그림에서 우측은 시험부 내

의 온도 분포를 나타내고 있다. 하단부의 그래프는 압력을 표시하는 것으로 이 그래프를 바탕으로 시험부의 정상상태를 확인할 수 있다.

Table 2-1. Specification of the condensation experimental facilities

구성 기기	측정 변수	계측기	개수
시험부 A	시스템 압력	압력계	1
	기체 혼합물 온도	K-형 열전대	11
시험부 B	시스템 압력	압력계	1
	기체 혼합물 온도	K-형 열전대	18
전열관 (공통 사항)	벽면 온도(내·외벽)	K-형 열전대	12
	냉각수 온도	K-형 열전대	8
응축액 탱크	냉각수 유량	전자 유량계	1
	냉각수 온도	K-형 열전대	2
증기발생기	증기발생기 압력	압력계	1
	증기발생기 수위	차압계	1
	증기발생기 상부 온도	K-형 열전대	1
	증기발생기 물 온도	K-형 열전대	1
	전열기 출력	파워미터	1
열교환기	열교환기 입출구 온도	K-형 열전대	2
응축기	응축기 입구 온도	K-형 열전대	1

Table 2-2. Specification of the measurement instruments

계측기 종류	제조 업체	측정 범위	계기 오차
K-형 열전대	OMEGA	-200 ~ 1250 °C	±1.1 K (special grade)
압력 트랜스미터	ROSEMOUNT INC.	-1~55 bar	±0.075% of span
차압 트랜스미터	ROSEMOUNT INC.	-1~55 bar	±0.075% of span
전자 유량계	TOSIBA INC.	0 ~ 6 m <sup>3</sup> /hr	±0.05% of span
볼텍스 유량계	NICE INC. (고유량)	49.16 ~ 1200 kg/hr	±0.5% of reading with 95% confidence
	ROSEMOUNT INC. (저유량)	0 ~ 5000 kg/hr	±1.0% of rate

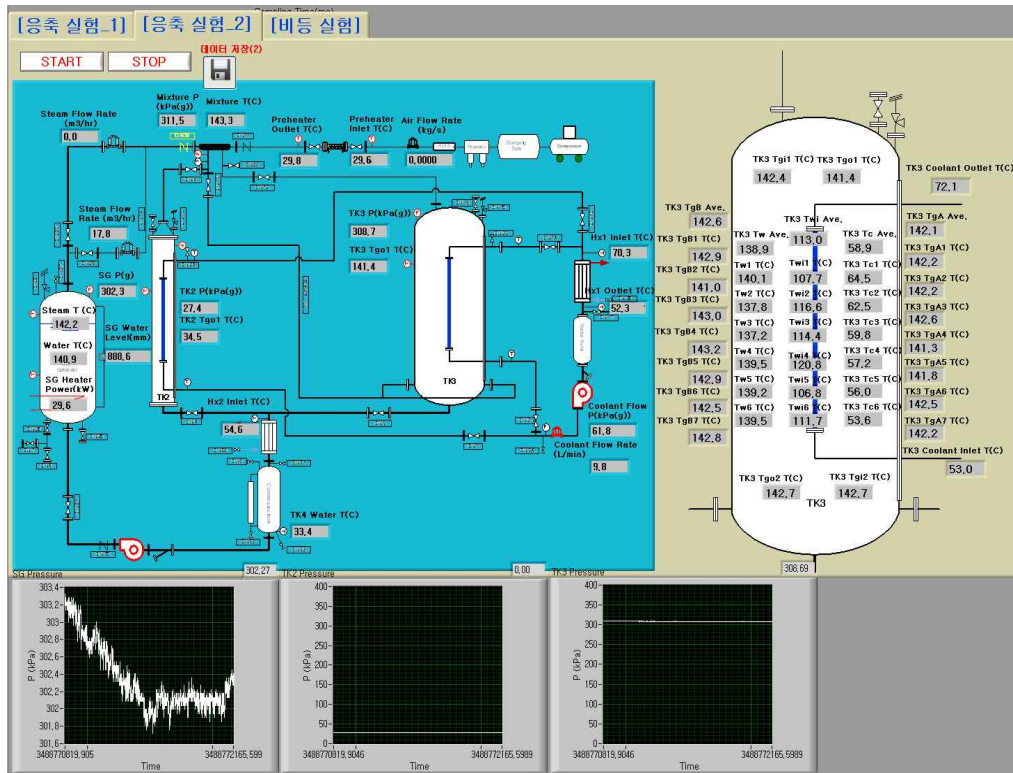


Fig. 2-5 LabVIEW program for condensation experiment.

## 2.2.2 데이터 정리

본 연구의 응축 실험에서는 실험을 통해 시험부 내부 대기의 온도(°C)  $T_b$ , 튜브의 외벽 온도(°C)  $T_{wo}$ , 내벽 온도(°C)  $T_{wi}$ , 그리고 냉각수의 입구 온도(°C)  $T_{inlet}$  과 출구 온도(°C)  $T_{outlet}$  및 냉각수의 질량유량(kg/s)  $\dot{m}$ 을 구한다. 여기서, 먼저 튜브의 내·외벽 온도는 Fig. 2-4에서 확인할 수 있듯이 벽면에 홈을 내어 설치되었기 때문에 열전도 방정식을 활용하여 측정된 온도를 실제 표면 온도로 보정하였다. 홈의 깊이는 디지털 깊이 측정계를 이용하여 5회의 반복 측정을 한 후 평균값을 이용하여 홈의 깊이를 결정하였고 이를 활용한 내·외벽 온도 보정을 위한 식은 다음과 같다.

$$T_{wo} = T_o^* - \frac{\ln(r_o^*/r_o)}{\ln(r_o^*/r_i)} (T_o^* - T_i^*) \quad (2.1)$$

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{\ln(r_o/r_i)}{\ln(r_o^*/r_i)} (T_o^* - T_i^*) \quad (2.2)$$

여기서  $r_i^*$ 와  $r_o^*$ 는 튜브의 내벽 온도와 외벽 온도를 측정하기 위한 열전대의 실제 위치(m), 즉, 디지털 깊이 측정계를 이용하여 측정한 홈의 깊이를 의미한다.  $r_i$ 와  $r_o$ 는 내벽 및 외벽의 반경 길이(m)를 의미한다.  $T_i^*$ 와  $T_o^*$ 는 실제 깊이에서 측정된 온도(°C)를 의미한다. 이를 바탕으로 외벽에서의 국부 열유속은 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$q''(x) = \frac{k(T_{wo} - T_{wi})}{r_o \ln(r_o/r_i)} \quad (2.2)$$

응축열전달계수는 다음과 같이 구할 수 있다. 뉴턴의 냉각 법칙을 적용하여

기체 혼합물과 튜브 벽면간의 열전달률은 다음과 같이 계산한다.

$$q = hA(T_b - T_{wo}) \quad (2.3)$$

이때 냉각수가 흘러가면서 얻은 열은 다음 식과 같다.

$$q = \dot{m}c_p(T_{inlet} - T_{outlet}) \quad (2.2)$$

여기서,  $c_p$ ,  $T_{inlet}$  및  $T_{outlet}$ 은 각각 비열(J/kg/K), 냉각수 입·출구 온도(°C)를 의미한다. 식 (2.1)을 식 (2.2)에 대입하면 식 (2.3)을 얻을 수 있다.

$$hA(T_b - T_w) = \dot{m}c_p(T_{inlet} - T_{outlet}) \quad (2.3)$$

따라서 열전달계수는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h = \frac{\dot{m}c_p(T_{inlet} - T_{outlet})}{A(T_b - T_w)} \quad (2.4)$$

측정한 열전달계수의 불확실도는 아래 식과 같이 계산할 수 있다.

$$\left(\frac{U_h}{h}\right)^2 = \left(\frac{U_m}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{U_{\Delta T_c}}{\Delta T_c}\right)^2 + \left(\frac{U_{\Delta T_w}}{\Delta T_w}\right)^2 \quad (2.5)$$

여기서  $U$ ,  $h$ ,  $\Delta T_c$ ,  $\Delta T_w$ 는 각각 불확실도, 평균 열전달계수, 냉각수 입·출구 온도차 및 벽면과냉도이다. 이렇게 계산된 평균 불확실도는 실험별로 21.4 %, 13.6 %, 11.7 %(직경 10 mm 응축 튜브 실험, 직경 40 mm 응축 튜브 실험, 환형



핀-튜브 실험)이다. 일반적으로 증기-공기 혼합물의 공기 질량분율이 높을수록 불확실도는 증가하였다. 높은 공기 질량분율 영역에서는 열전달 속도가 비응축성 기체에 의해 크게 약화되고 이때의 요구되는 냉각수 유량이 매우 낮다. 따라서, 냉각재 질량유량과 관련된 불확실도는 공기의 질량분율이 증가할수록 지배적이다.

### 2.3 실험절차

응축열전달 실험은 균일한 벽면온도 조건을 형성하고, 증기의 유속을 제어하여 기체혼합물의 속도가 미치는 영향을 파악하며 내부 액막 및 유동을 가시화하기 위한 것이다. 이를 위해 다음과 같은 절차의 실험을 수행한다.

- ① 증기를 생산하기 위한 증기발생기와 시험부의 튜브 내부로 냉각수를 공급하기 위한 냉각계통에 물을 충수하는 한편, 시험부로부터 수집된 응축액의 온도를 낮추고 증기를 응축시키기 위해 응축액 탱크에 소정량의 물을 충수한다.
- ② 증기발생기와 시험부 및 냉각수의 압력을 측정하기 위해 압력계 도관 내부에 소정량의 물을 충수한다.
- ③ 상기 증기발생기에 충수된 물을 전열기로 가열하여 증기를 발생시킨다.
- ④ 계통의 압력을 대기압보다 높게 가압한 후 시험부의 릴리프밸브를 개방하여 증기발생기와 시험부 내부에 잔존하고 있는 공기를 외부로 방출한다.
- ⑤ 시험부에 설정한 압력의 공기를 주입한 후 지속적으로 증기를 시험부로 공급하여 설정압력까지 상승시킨다.
- ⑥ 증기발생기의 전열기 출력, 그리고 냉각계통에서 상기 시험부의 튜브 내부로 공급해주는 냉각수의 입구온도와 유량을 제어함으로써 미리 설정된 소정의 벽면온도 조건을 형성한다.
- ⑦ 설정된 압력에서 상기 시험부의 온도 조건을 정상상태로 유지하여 열전달 데이터를 수집한다.

- ⑧ 시험부의 릴리프밸브를 개방하여 시험부의 압력을 대기압으로 낮추고, 냉각수의 유량을 상승시켜 시험부의 온도를 100 ℃이하로 낮추어 실험을 마무리한다.

### 3. 수직 튜브 외벽 응축의 실험적 연구

PCCS는 응축열전달을 통해 격납건물 내의 열을 효과적으로 제거하여 격납건물의 건전성을 유지하기 위한 설비이다. 이 응축열전달률은 격납건물 내부의 여러 변수(압력, 공기질량분율, 벽면과냉도 등)에 의해 증속되는 것뿐만 아니라, 응축이 발생하는 응축 튜브의 기하학적 구조에도 밀접한 관련이 있다. 고전적인 접근으로는 유효열전달표면적을 늘려 열전달의 증진을 꾀할 수 있다. 뿐만 아니라 튜브 직경의 변화에 따라 열전달이 변화함을 Cebeci[7]의 이론적 연구 및 Popiel[8,9] 등의 연구에서도 확인할 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 튜브의 기하학적 변화에 따른 열전달의 차이를 확인하기 위해 동일한 튜브 길이에 대한 인자를 고정하고 직경을 변화시켜 이에 따른 열전달 변화를 측정하였다. 이를 수행하기 위해 튜브 길이를 1 m로 고정하고 직경이 40 mm 그리고 10 mm인 튜브를 활용하여 실험을 수행하였다. 그리고 이 결과들부터 직경의 변화에 따른 응축열전달계수의 차이를 비교·분석하였다.

또한, 열전달을 증진할 수 있는 고전적 방법 중 하나인 튜브의 표면적을 증진하여 이를 비교하였다. 이를 위해서 직경이 40 mm이고 핀의 외경이 80 mm인 핀 튜브를 제작하여 응축 실험을 수행하였고 이를 직경 40 mm를 갖는 튜브의 응축 실험결과와 비교하였다. 이 결과로부터 핀에 의해 유효열전달표면적이 증가된 튜브에서의 응축열전달률과 기본 튜브에서의 열전달률의 차이를 비교·분석하였다.

기존의 상관식들은 응축열전달에 영향을 미칠 수 있는 압력, 공기질량분율, 벽면과냉도와 같은 응축이 발생하는 환경적 요소만을 고려하였다. 하지만, 본 연구의 실험결과 직경의 변화와 같은 응축 튜브의 기하학적 구조 또한 반드시 고려되어야 하는 변수임을 확인할 수 있었다. 앞서 살펴본 실험결과로부터, 이를 반영할 수 있는 새로운 상관식을 제안하였고, Kawakubo의 실험결과를 활용하여

제안된 상관식의 검증을 수행하였다.

### 3.1 40 mm 직경을 갖는 수직 단일 튜브 실험

본 실험을 수행함에 있어 특히 주안점을 둔 것은 응축 튜브 벽면 온도의 제어였다. 첫 번째로는 튜브 내에 냉각재를 고속으로 순환시킴으로써 튜브 외벽면 온도의 축방향 변화가 가능한 작게 유지시켰다. 이는 유효열전달길이에 대한 열전달 조건을 균일하게 하고 측정된 온도를 활용한 평균 온도에서 발생할 수 있는 오차를 줄이기 위함이다. 실제 실험에서 냉각재 유속은 냉각재 입·출구 온도차가 10 K 이하가 되도록 조절되었고 유효열전달길이에 대한 축방향 최대 온도차는 11.8 K이었다.

또한, 응축 튜브 벽면의 온도와 실험 조건에서의 포화 온도간 차, 즉 벽면과 냉도를 제어하기 위해 노력하였다. 벽면과냉도는 기존의 Dehbi, Liu 및 Kawakubo 등의 연구에서도 응축열전달에 있어 주요 변수로 인식되었다. 그럼에도 불구하고 이들의 연구에서도 벽면과냉도의 영향을 제대로 파악하지 않았다. 따라서 본 연구에서는 이러한 벽면과냉도의 영향을 평가하기 위해 벽면과냉도를 조절하여 실험을 수행하였다.

Table 3-1은 서로 다른 목적을 위한 세 개의 프로그램이 포함된 본 연구의 실험 매트릭스이다. 압력의 경우, 원전 격납건물의 설계 압력은 4 bar이나 보수적인 접근을 위해 본 연구에서는 5 bar까지 고려하였다. 첫 번째 프로그램에서는 응축 열전달계수에 대한 비응축성 기체 및 공기 질량분율의 영향을 연구하는 것이다. 이때 벽면과냉도는 거의 40 K으로 일정하게 유지하였으며 공기 질량분율의 범위는 10 %부터 80 %까지이다. 두 번째 프로그램은 증기-공기 혼합물의 온도를 고정하고 응축 튜브의 벽면 온도를 조절하여 벽면과냉도의 영향을 평가하는 것이다. 이 프로그램에서는 2 bar와 4 bar에서만 실험을 수행하였고 공기가 대기압만큼 존재하는 것을 모사하였다. 그리고 벽면과냉도는 20 ~ 70 K으로 다

양한 조건에서 실험을 수행하였다. 마지막 프로그램으로는 상관식 개발을 위해 압력을 제외한 다른 조건은 제어하지 않은 채 충분한 데이터를 확보하기 위한 목적으로 실험을 수행하였다. 그리고 Fig. 3-1은 실제 실험에 사용한 40 mm 직경을 갖는 응축 튜브를 보여준다[19].

Table 3-1. Test matrix with 40 mm O.D. condenser tube

실험 목적	압력 (Bar)	공기 질량 분율 (%)	Wall subcooling (K)	기체 조성
비용축성 기체 및 압력 효과	2	10 ~ 80	40	증기 및 공기 혼합물
	3			
	4			
	5			
Wall subcooling 효과	2	61	20 ~ 60	
	4	35	20 ~ 70	
상관식 개발을 위한 데이터 확보	2	27 ~ 76	20 ~ 47	
	3	36 ~ 69	30 ~ 58	
	4	18 ~ 87	20 ~ 70	

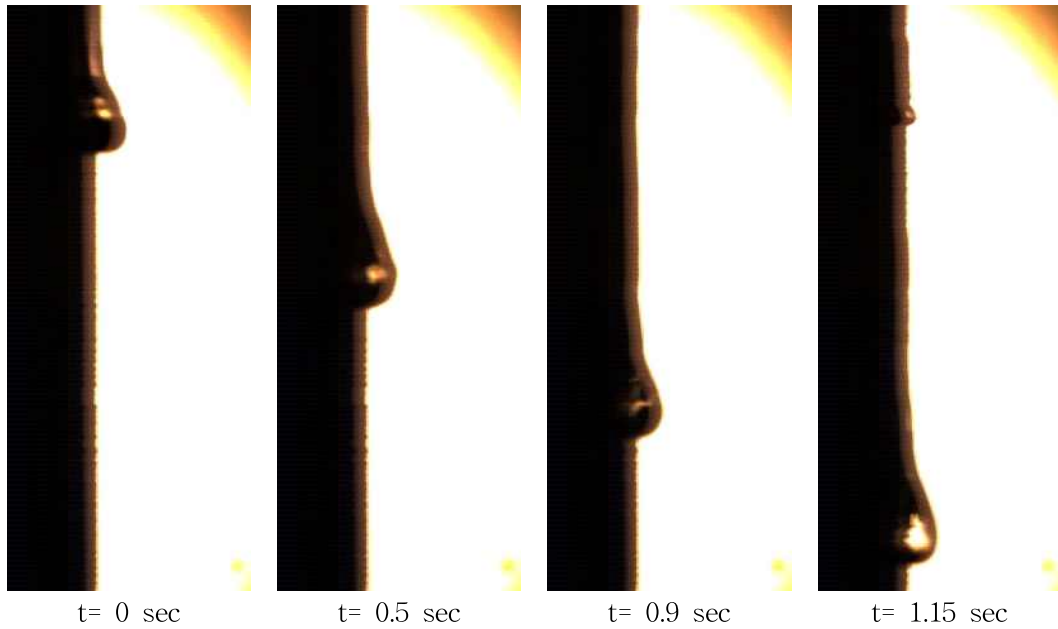


Fig. 3-1 Condenser tube with 40 mm in outer diameter (O.D.).

시험부에 설치한 가시창을 통해 응축 튜브에서 생성되는 응축 액막을 시각적으로 관찰하고 고속 카메라로 촬영하였다. Fig. 3-2은 시험부 내에 증기-공기 혼합물이 존재한 4 bar에서 촬영된 응축 액막의 모습이다. 순수 증기 응축실험에서는 열 및 물질교환이 증기-공기 혼합물이 존재하는 응축실험보다 월등히 높기 때문에 응축 튜브 외벽을 감싸는 응축 액막의 모습을 확인할 수 있었다. 이는 Nusselt[20]와 같은 이론 모델의 가정과도 동일한 모습이었다. 하지만 증기-공기 혼합물 조건에서는 응축 튜브의 모든 표면이 응축 액막에 덮여있지 않았다. 일부는 방울로 덮여있기도 하였고 큰 파형(wave)을 갖는 긴 액막의 형태를 나타내기도 하였고 Fig. 3-2과 같이 파형이 존재하지 않고 흐르는 액막의 모습 또한 관찰되었다. 이 액막의 두께들은 Fig. 3-2와 거의같이 균일하게 형성되는 것들도 있었으나 많은 형태에서는 균일하지 않고 발생 빈도 또한 불규칙적이었다.

증기-공기 혼합물 실험에 의해 생산된 데이터가 앞서 상술하였던 목적에 부합하는지를 판단하기 위해 시험부 내의 벌크의 온도 분포를 확인하였다. 시험부 내에서의 온도는 응축 튜브를 제외한 시험부 내의 총 14개의 열전대를 이용하여 측정하였다. 2, 3, 4, 5 bar에서의 축방향 최대 온도차는 0.94 °C로 시험부 내에서의 온도 차는 열전대의 기기 오차인 1.1 °C에도 미치지 않는 것으로 파악되었다. 이는 시험부 내의 증기 및 공기 혼합물이 고르게 섞여 균질하게 분포되어 있음을 의미한다. 시험부의 기하학적 특징으로 시험부 하단에서 증기를 주입하기 때문에, 비응축성기체인 공기에 비해 상대적으로 가벼운 증기가 상승하게 되고 응축표면 근처에서 축적된 공기는 밀도가 높아 하강하는 기류를 형성하게 된다. 이러한 자연순환을 통해 시험부 내의 분포가 균질하게 유지되는 것으로 추정된다. 또한, 시험부 하단의 2 개의 증기 주입구가 서로 180°를 이루기 때문에 증기가 주입되면서 시험부 내의 혼합물이 균질하게 섞일 수 있도록 하였다. 응축 튜브의 내·외벽 온도 경우, 최대 벽면 온도 차는 6.7 °C 임을 확인할 수 있었으며 등온 조건과 유사한 벽면온도 조건이 유지되었다고 판단할 수 있었다. Fig. 3-3와 Fig. 3-4을 통해 4 bar에서의 시험부 온도 및 응축 튜브 내의 냉각수 와 내·외벽 온도 분포를 확인할 수 있다. 시험부 온도는 최대 편차가 1 K로 균일하게 측정되었다. 이는 시험부 내에서 증기와 공기가 서로 잘 혼합되어 자연순환하면서 성

층화가 발생되지 않았음을 의미한다. 축방향 벽면 최대 온도 차는 약 5 K이다. 냉각수 순환유량을 제어함으로써 응축 튜브의 외벽면을 등온조건에 가깝게 유지하였다.



Figs. 3-2 Condensate film on the vertical condenser tube captured by a high speed camera.

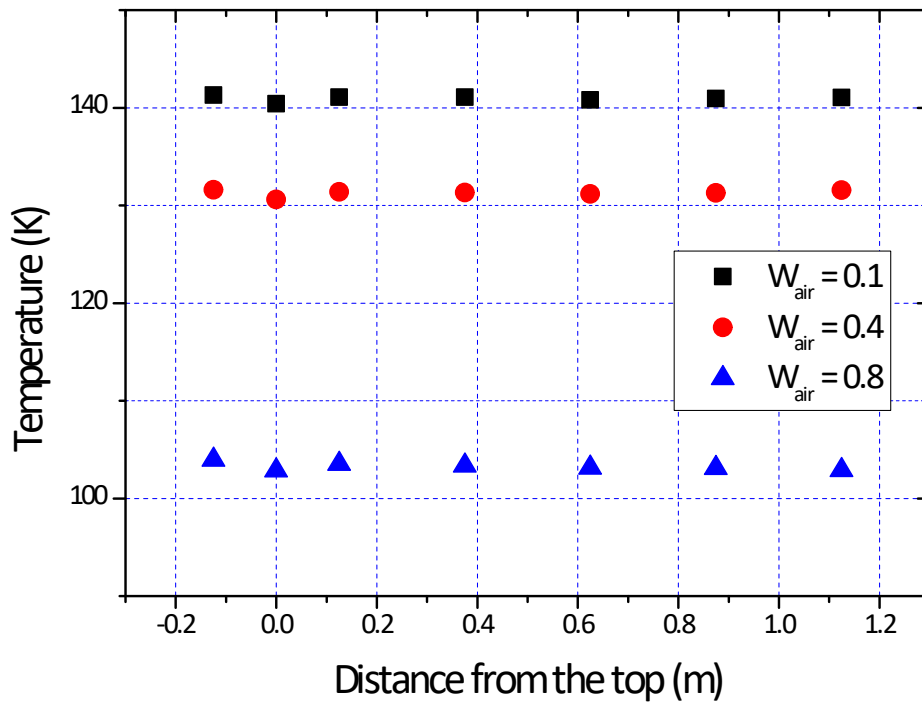


Fig. 3-3 Axial temperature distribution in the test chamber at 4 bar.



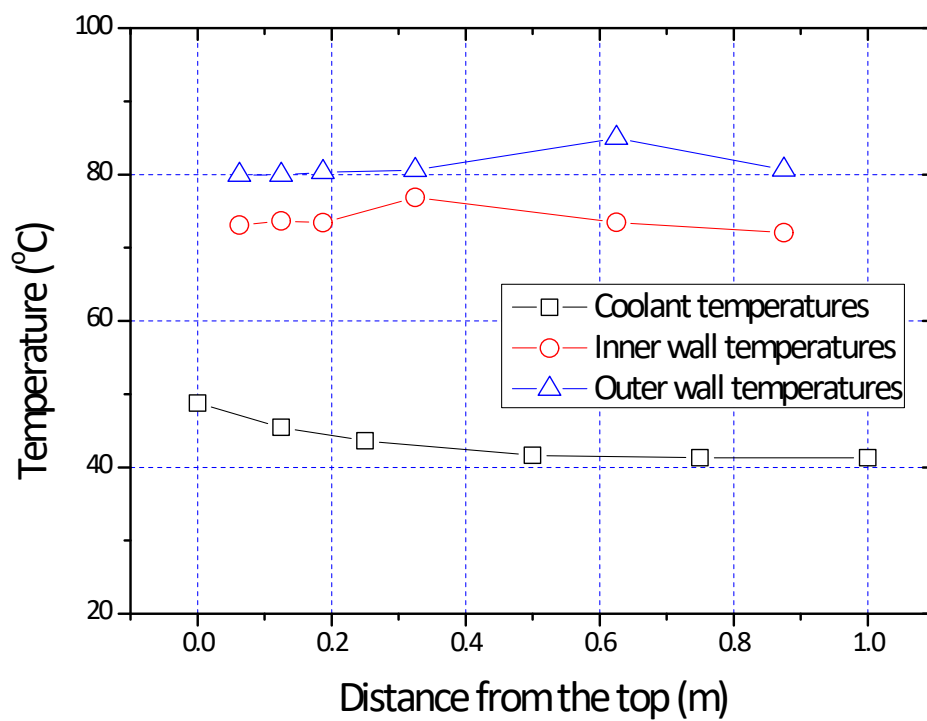


Fig. 3-4 Axial distribution of the coolant temperatures and wall temperatures along the condenser tube at 4 bar,  $W_a=0.6$ .

Fig. 3-5에는 2, 3, 4, 5bar에서의 공기 질량분율에 따라 변화하는 열전달률을 나타내었다. 응축 튜브의 열전달률은 공기 질량분율이 증가함에 따라 감소하는 경향을 나타내고 있다. 압력이 증가하면 열전달률 또한 증가하는 모습도 보이고 있다. 압력이 증기함에 따라 열전달률이 증가하는 것은 압력이 증가함에 따라 증기의 밀도가 증가하기 때문이다. 경계층에서의 확산 이론에 따르면 응축에 의한 질량전달률은 기체의 밀도에 비례하며, 압력 상승에 의해 밀도가 증가할수록 열전달률이 커지게 된다. 시험부에 비응축성 기체, 즉, 공기가 주입되면 반경 방향으로의 분포에 있어 전열관 주변에 공기가 축적되는 현상이 발생하게 된다. 이러한 이유로 공기의 질량분율이 증가하게 되면, 더욱 더 많은 공기가 응축 튜브의 주변에 축적되게 된다. 그렇기 때문에 공기의 질량분율이 증가하게 되면 열전달률이 감소한다[21]. 또한, 이러한 현상에 대해 Minkowycz와 Sparrow[22]는 0.5%의 낮은 공기 질량분율에 의해 열전달률이 50% 이상 감소될 수 있음을 보고하였다.

비응축성 기체가 존재할 때의 응축 열전달에서는 파형(wavy) 계면, 흡입 효과(suction effect)와 같은 국부적인 요인들에 영향을 받는다[23,24]. 응축 액막에서 발생하는 파형 계면은 중력방향으로 향하는 응축액의 속도와 응축 튜브 표면에서 발생하는 계면의 저항 결과로 발생된다. 액막의 파고에 의해 열 및 물질전달을 증진시켜 열전달을 향상시킨다. 이러한 파형 계면은 기체 경계층에 영향을 미치게 된다. 응축 액막의 파형 계면은 기체 경계층의 두께를 감소시키게 되고, 이에 따라 열 및 물질 전달 속도를 증가시켜 열전달을 향상시킨다.

Fig. 3-6과 Fig. 3-7에는 공기의 질량분율에 따라 변화하는 응축 열전달계수를 나타내었다. 모든 경우에 대해 벽면과냉도는  $40\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 10\%$  오차 범위 내에서 조절되었다. 앞서 살펴본 바와 같이, 응축 열전달계수도 공기의 질량분율에 따라 감소하고, 압력의 증가에 따라 증가하는 경향을 잘 나타내고 있다.

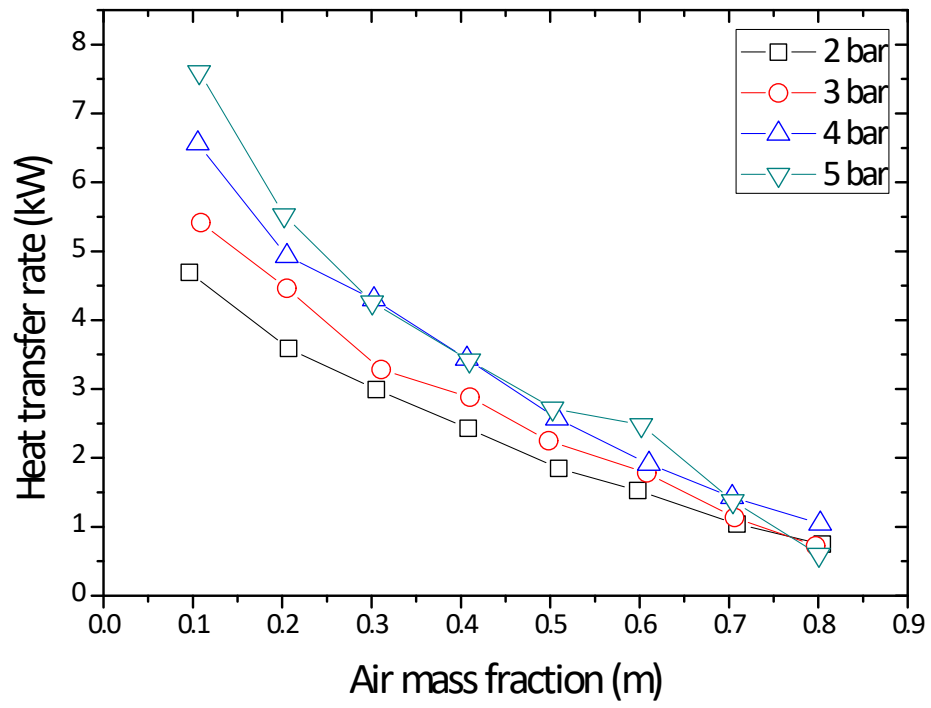


Fig. 3-5 Heat transfer rate with pressure and air mass fraction.

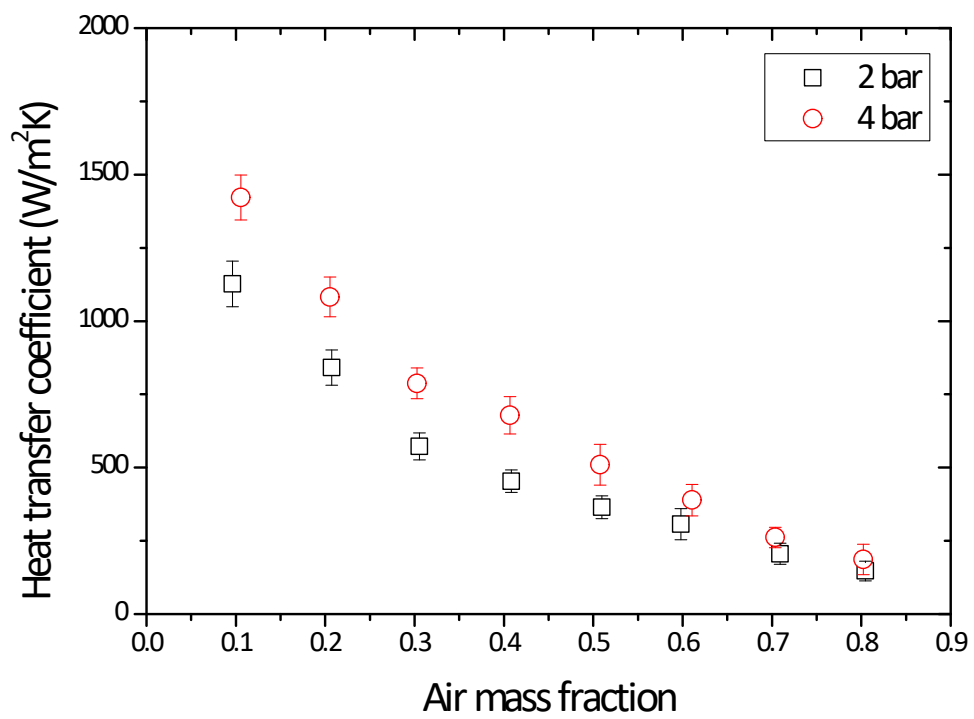


Fig. 3-6 Heat transfer coefficient with pressure and air mass fraction at 2 bar and 4 bar.

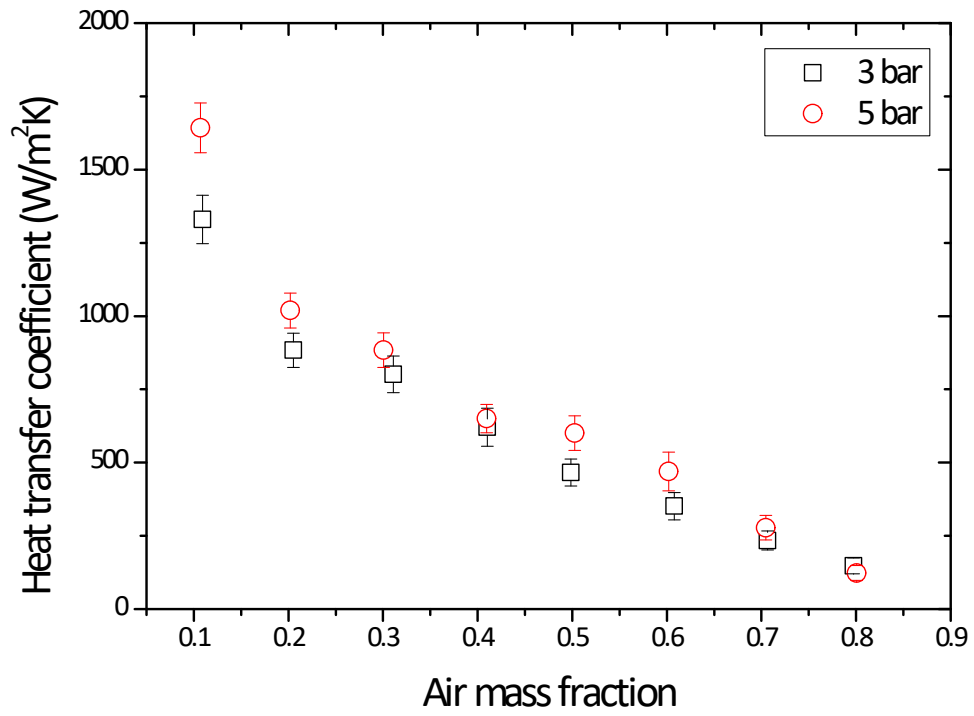


Fig. 3-7 Heat transfer coefficient with pressure and air mass fraction at 3 bar and 5 bar.

Fig. 3-8과 Fig. 3-9는 벽면과냉도의 변화에 따른 응축 열전달계수의 변화를 보여준다. 실험은 2 bar와 4 bar에서 수행되었다. 공기의 질량 분율은 해당 압력에서 공기의 분압이 1 bar가 되도록 설정하여 각각 61 및 35%이다. 이는 실제 격납용기 내에 대기압의 공기가 존재하므로 이를 모의하기 위함이다. 벽면과냉도는 2 bar의 경우 20 °C부터 60 °C까지의 온도차를 갖도록 하였고, 4 bar의 경우 20 °C부터 70 °C까지의 온도차를 갖도록 제어하였다. 이를 통해 실제 격납용기에서 발생할 수 있는 다양한 조건에서의 벽면과냉도를 모사하였다.

2 bar와 4 bar 모두 동일하게 벽면과냉도가 커지게 되면, 즉, 응축 튜브의 벽면 온도와 시험부 내의 온도 차가 커지면서 열전달계수 값이 감소하는 경향을 보이고 있다. 일반적으로 응축 현상에 의해 발생된 응축액의 온도는 액막의 두께가 매우 얇기 때문에 벽면의 온도와 거의 같다고 볼 수 있다. 액막과 기체 간 경계면의 온도는 경계면 주변 증기의 포화온도와 같으므로, 벽면의 온도가 감소하면 증기의 포화온도 및 분압도 감소한다. 전체 압력은 분압의 합과 같으므로, 증기의 분압이 낮다면, 비응축성 기체의 분압은 높아지게 된다. 결국, 전열관의 벽면 온도가 낮다는 것은 응축 튜브 주변의 증기 질량분율이 낮음을 의미한다. 압력은 일정하게 유지되어야하므로 결국 비응축성 기체의 질량분율은 낮아진 증기의 질량분율만큼 높아지게 된다. 높아진 비응축성 기체의 경계층은 결국 증기가 확산하는데 있어 장애물로 작용하기 때문에, 벽면과냉도 커지면 커질수록 응축열전달 계수는 감소한다.

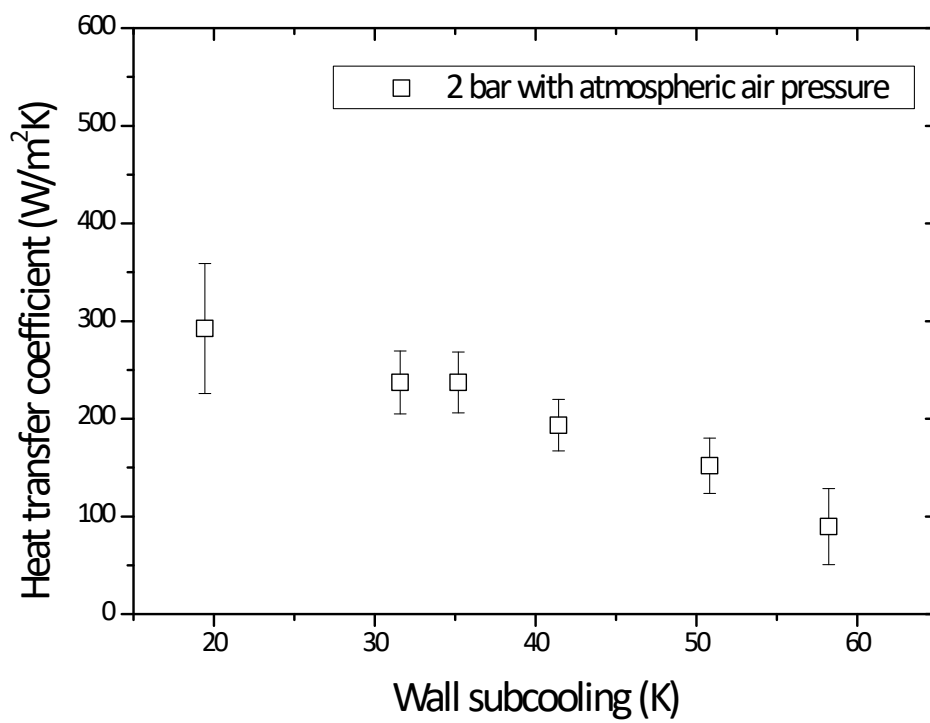


Fig. 3-8 Heat transfer coefficient along the wall subcooling at 2 bar.

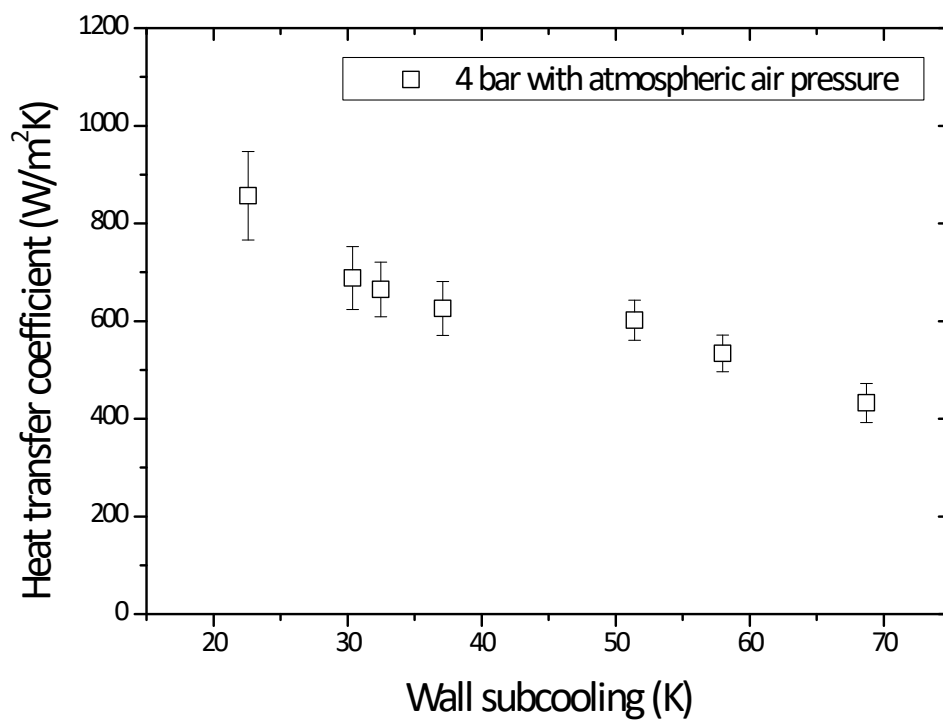


Fig. 3-9 Heat transfer coefficient along the wall subcooling at 4 bar.



증기 및 공기 혼합물 실험에서 측정된 열전달 계수의 비교분석을 위해 기존의 문헌 중 가장 널리 인용되고 있는 Dehbi[3], Uchida[1], Tagami[2]의 모델을 이용하였다. Dehbi[3]는 수직관 외벽 응축 실험을 수행하였다. 실험 장치는 높이 5 m, 내경 0.45 m의 원통 내부에 위치한 높이 3.5 m, 직경 3.8 cm의 수직관으로 구성되어 있다. 시험부 하부의 물을 증발시켜 증기와 비응축성 가스의 혼합물을 만들고, 수직관 내부로 냉각수를 흘려주어 냉각관 외벽에서 발생하는 응축 열전달에 대한 데이터를 수집하였다.

Uchida[1]는 폭 140 mm, 높이 300 mm의 사각 수직평판에서 공기, 질소, 아르곤 등과 같은 비응축성 가스가 증기와 혼합물을 형성하였을 때의 응축 열전달 계수 데이터를 수집하였다. 실험은 초기에 1기압의 비응축성 기체가 채워진 vessel 내부에서 수행되었으며, 평판의 온도를 약 49 °C 정도로 일정하게 유지시킨 상태에서 공급 증기 유량을 서서히 늘려주었다. 실험은 자연대류 조건에서 진행되었으며, 실험 압력은 1기압에서 2.8기압의 범위에 있다.

Tagami[2]는 Uchida와 동일한 장치에서 정상상태 및 과도상태 실험을 수행하였다. Tagami의 실험에서는 수직 평판의 높이를 90 cm로 증가시켰다. 정상상태 실험은 Uchida와 동일한 절차로 수행되었으며, 수직 평판에서의 열속, 벽면 온도, 기체혼합물의 온도, 총 에너지 주입량, blowdown rate 등을 측정하였다. 과도실험에서는 시험체적부로 증기가 공급되는 순간부터 계측이 시작되었으며, 과도 시간에 따라 두 가지 상관식으로 구분하였다. Uchida, Tagami 및 Dehbi가 제안한 증기 및 공기 혼합물에 대한 열전달 상관식은 다음과 같다.

$$h = 379 \left( \frac{W}{1-W} \right)^{-0.707} \quad (3.1)$$

$$h = 11.4 + 284 \left( \frac{1-W}{W} \right) \quad (3.2)$$

$$h = 1.25 \times \frac{L^{0.05}(3.7 + 28.7P) - (2438 + 458.3P)\log(W)}{(T_{\infty} - T_w)^{0.25}} \quad (3.3)$$

여기서 변수인  $h$ ,  $L$ ,  $P$ ,  $W$ ,  $T_{\infty}$ ,  $T_w$ 는 각각 평균 열전달계수, 전열관의 길이, 공기 질량 분율, 시험부 내의 대기 온도, 응축 튜브의 벽면 온도를 의미한다.

Fig. 3-10부터 Fig. 3-13까지는 각각 압력이 2, 3, 4, 5 bar일때 Uchida, Tagami 및 Dehbi의 상관식에 의한 열전달 계수와 실험을 통해 측정된 열전달 계수의 비교이다. 비교 결과, 먼저 Uchida 및 Tagami는 비응축성 기체의 질량분율만을 고려하기 때문에 일반적으로 보수적인 값을 제시하고 있다. 이렇게 보수적인 값을 제시하기 때문에 많은 격납건물 안전해석에 Uchida나 Tagami의 상관식을 주로 사용하고 있다. 하지만, 상관식에서 비응축성 기체의 분율만을 고려하기 때문에 압력의 변화에 대한 영향이 없음을 아래의 결과 그림에서 확인할 수 있다. 실험결과와의 비교에서는 비교적 유사한 결과를 보이는 2 bar에서 20%의 평균 오차를 보이고 있다. 하지만 Peterson[25]에 따르면, Uchida의 모델은 비응축성 기체 질량분율이 1 bar 정도 차 있을 때 열전달계수를 잘 예측한다고 한다. 또한, 비응축성 기체의 질량분율이 1 bar 이하로 존재할 때는 상당히 크게 예측하고 있음을 보고하였다. 이를 바탕으로 2 bar의 실험결과와 비교를 해보았다. 2 bar에서 비응축성 기체인 공기가 1 bar 만큼 존재할 때의 분율은 약 61 %이다. 따라서, 비응축성 기체의 질량분율이 60 ~ 80%의 실험결과와 Uchida의 모델을 비교한 결과, 실험결과와는 3 %의 오차를 보이고 있다. 반면, 비응축성 기체의 질량분율이 1 bar이하로 존재하는 구간인 10 ~ 50%에서는 32%의 오차를 보이고 있다. 특히, 비응축성 기체의 질량분율이 10%인 경우 91%의 오차를 보일 정도로 크게 예측하고 있다.

3, 4, 5 bar에서의 비응축성 기체가 1 bar 만큼 차지할 때의 질량분율은 각각 45, 35, 29%이다. 앞서의 2 bar와 마찬가지로의 분석을 수행하면, 각각 15, 27, 28%

의 상대 오차를 가짐을 확인할 수 있다. 압력이 점차적으로 증가할수록 상대 오차가 커지는 것을 확인할 수 있다. Uchida 상관식에서 확인할 수 있듯이 Uchida의 모델은 비응축성 기체의 질량분율만을 고려하여 압력의 변화를 반영하지 못하기 때문에 압력에 의해 증가되는 열전달계수의 증가를 전혀 반영하지 못하고 있다.

Dehbi의 모델과 비교를 하게 되면, 실험을 통해 측정된 값이 Dehbi의 상관식에 의한 예측 값보다 작다는 것을 알 수 있다. 두 열전달 계수의 차이는 평균 45%에 이른다. 이러한 차이는 두 가지의 측면에서 볼 수 있을 것이다. 첫 번째로는 실험 조건에서의 차이일 것으로 예상된다. 그 중 가장 눈에 띄게 큰 차이를 보이는 시험부 내에서 발생하는 성층화에 대한 영향이 클 것으로 예상된다. Dehbi의 경우, 시험부 내에서 성층화가 발생한 조건에서 실험을 수행하였지만, 본 연구에서는 성층화에 대한 영향을 배제하도록 시험부를 설계하였고, 실험을 수행할 때에도 이 목적에 잘 부합하도록 실험이 수행된 것을 앞서 Fig. 3-3을 통해 확인하였다. 시험부 내의 성층화가 발생하게 되면, 시험부의 높이에 따른 국부적인 비응축성 기체의 질량분율이 달라진다. 이는 국부적인 위치에서의 열전달률 및 열전달계수에 영향을 미치게 된다. Dehbi의 실험결과의 경우, 시험부 하단의 비응축성 기체 질량분율이 상단부에 비해 작기 때문에, 하단부의 국부적인 열전달률 및 열전달계수가 더 클 것으로 예상된다. 두 번째로는 실험장치 형상의 차이로 생각된다. Dehbi의 실험 장치의 종횡비(L/D)를 본 연구에서 사용된 실험 장치의 종횡비와 비교해봤을 때 그 비는 약 3.5:1이다. Dehbi의 실험장치는 큰 종횡비를 갖기 때문에 본 연구의 실험장치와 동일한 실험 조건을 형성하기 위해서는 더욱 더 많은 증기가 필요하다. 이렇게 생산된 많은 증기는 밀도 차에 의해 상승하게 되고 이는 강한 부력으로 작용하게 된다. 강한 부력은 곧 시험부 내의 속도장이 빠르게 형성됨을 의미한다. 결과적으로 시험부 내의 빠른 속도장은 강한 자연대류를 이끌게 된다. 이와 같이 Dehbi의 실험 장치의 종횡비가 크기 때문에 이로 인해 강한 자연대류의 영향을 받아 본 연구의 결과보다 열전달계수를 크게 예측하는 것으로 판단하였다.

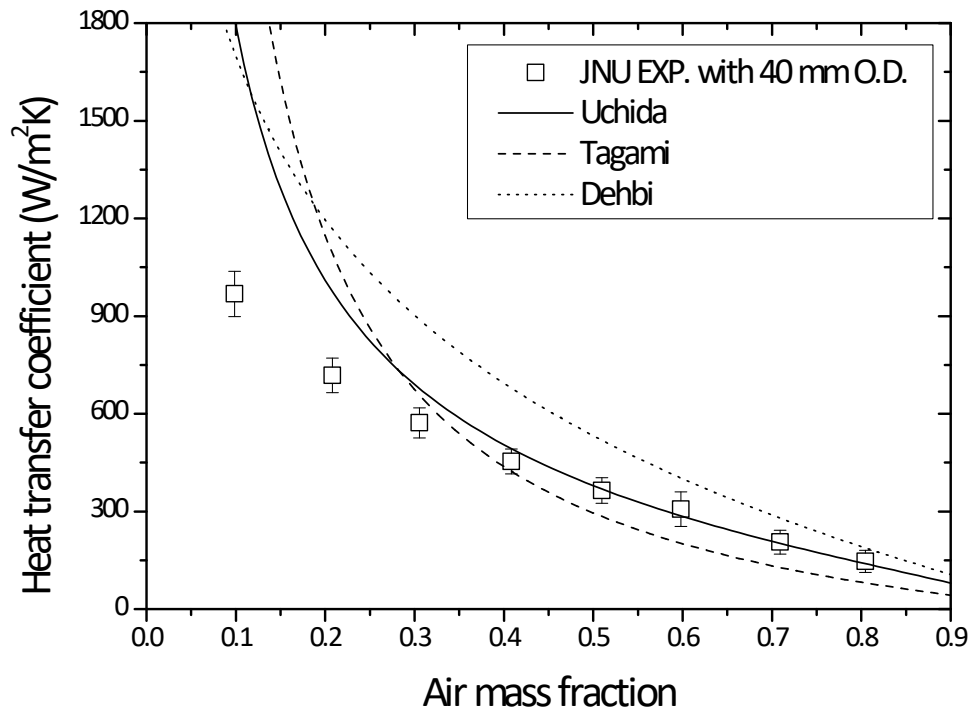


Fig. 3-10 Comparison the heat transfer coefficient results between the JNU experiment and existing correlations by Uchida, Tagami, and Dehbi at 2 bar.

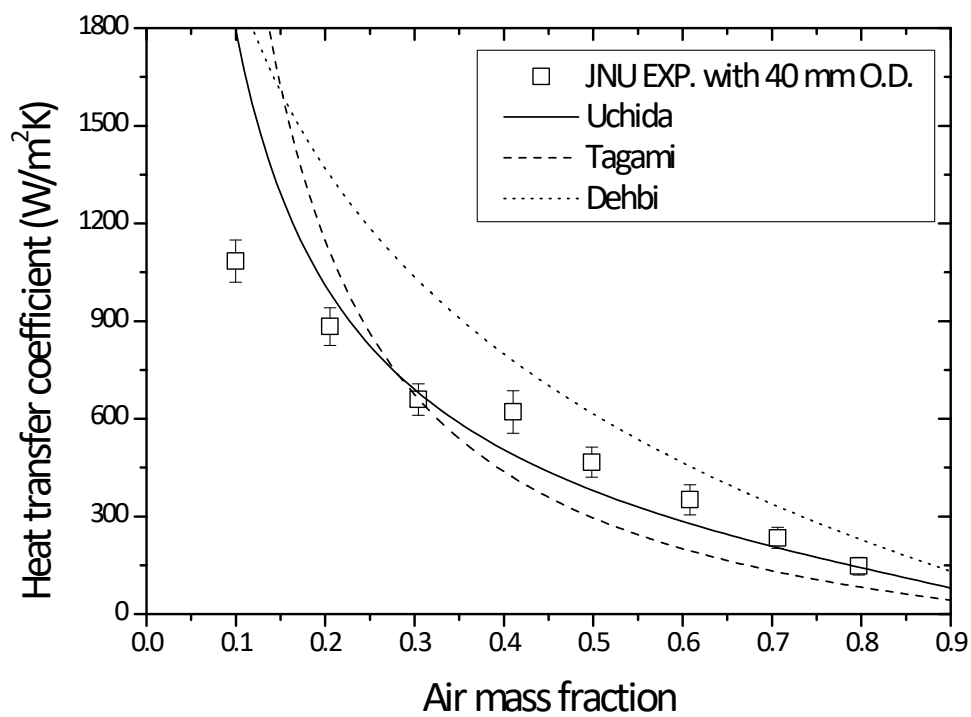


Fig. 3-11 Comparison the heat transfer coefficient results between the JNU experiment and existing correlations by Uchida, Tagami, and Dehbi at 3 bar.

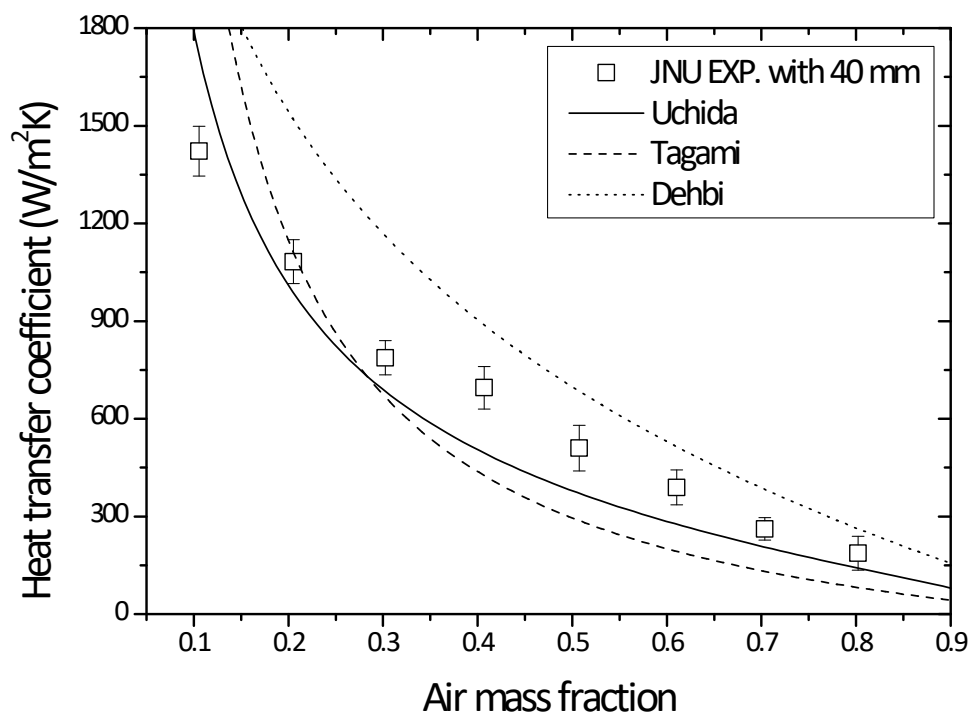


Fig. 3-12 Comparison the heat transfer coefficient results between the JNU experiment and existing correlations by Uchida, Tagami, and Dehbi at 4 bar.

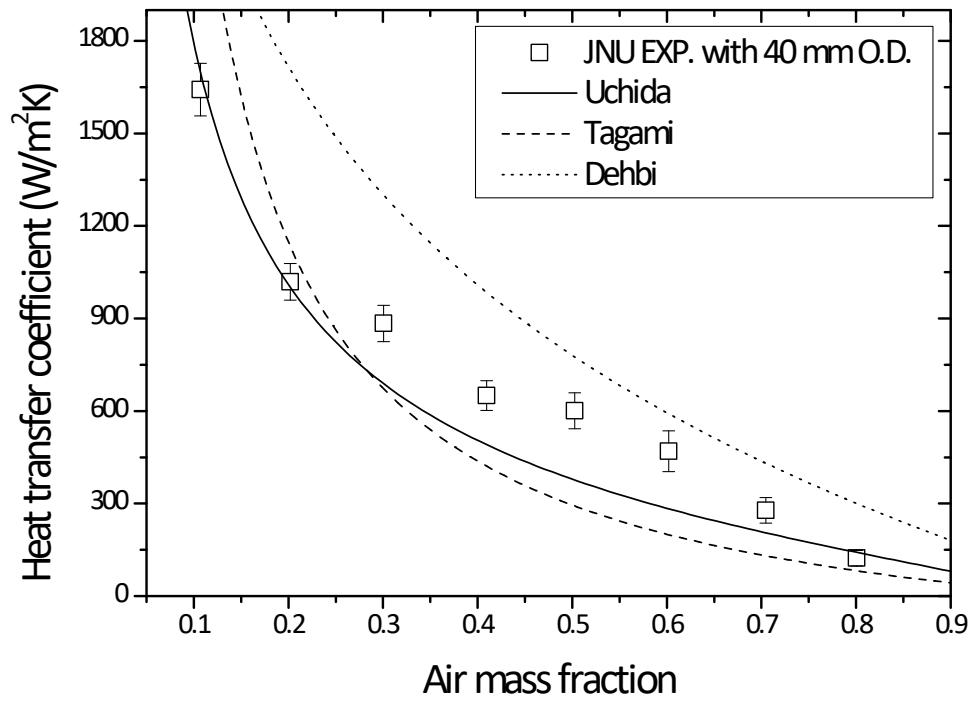


Fig. 3-13 Comparison the heat transfer coefficient results between the JNU experiment and existing correlations by Uchida, Tagami, and Dehbi at 5 bar.

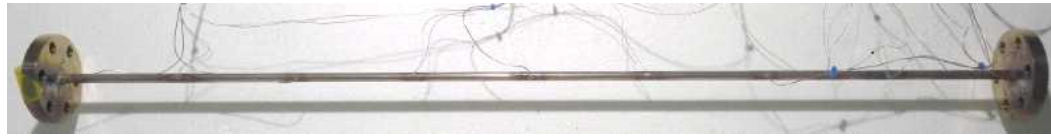
### 3.2 10 mm 직경을 갖는 수직 단일 튜브 실험

일반적으로 점성유동 조건에서 튜브의 반지름이 경계층의 두께와 유사한 크기일 경우, 직경 효과가 매우 중요해져 표면에서의 유동마찰과 경계면에 큰 영향을 미치는 것으로 알려져 있다 [26]. 하지만, 비응축성 기체 존재 시 수직관 외벽 응축에 관한 기존의 연구들에서는 압력, 공기 질량분율, 벽면과냉도 등을 주요 인자로 정의하여 이에 따라 변화하는 응축 열전달률을 파악하는 실험 연구들이 주류를 이루고 있다[27-37]. 그렇기 때문에 응축 열전달계수에 대한 직경 효과를 고려한 실험은 매우 제한적이다. 그 중 대표적으로 Cebeci[7], Popiel[8,9], Jeon[10]등의 연구자들이 직경 효과를 반영한 모델들을 제시하였다. 하지만 Cebeci나 Popiel의 경우, 응축 열전달을 반영할 수 있는 모델이기보다는 자연 대류 상에서의 직경 효과를 예측할 수 있는 모델이다. Jeon의 경우, 응축 튜브의 직경을 달리하여 응축 열전달을 측정하였고 응축 튜브의 직경이 감소함에 따라 열전달이 증진됨을 실험적으로 확인하였다. 다만, 실험조건 및 공기 질량분율 조건이 제한적이기 때문에 직경 효과에 대한 상관식을 도출하기에는 실험 데이터의 수가 충분치 않다.

응축 튜브의 직경은 PCCS의 열제거 성능을 결정할 수 있는 중요한 설계변수 중 하나이다. 따라서, 본 연구에서는 비응축성 기체가 존재할 때 직경의 변화에 따른 응축 열전달의 변화를 확인하고자 하였다. 이를 위해 40 mm의 직경을 응축 튜브를 이용한 응축 열전달 실험결과 및 10 mm의 직경을 갖는 응축 튜브를 이용한 응축 열전달 실험을 수행하였고 열전달계수의 변화를 확인하였다.

실험은 기존의 실험 장치를 이용하여 응축 튜브만을 교체하였기 때문에 실험 장치, 변수 측정, 데이터 정리 및 실험절차의 경우 2절을 참고한다. Figs. 3-14에서는 40 mm 직경을 갖는 응축 튜브와 직경 효과를 연구하기 위해 제작 및 사용된 10 mm 직경을 갖는 응축 튜브를 나타내었다. 또한, 응축 튜브에 설치한 열전대 또한 40 mm 직경을 갖는 응축 튜브와 동일하게 설치하였다.





(a)



(b)

Figs. 3-14 Condenser tubes with different diameters; (a) tube with 10 mm in O.D., (b) tube with 40 in mm O.D..

Table 3-2는 10 mm 직경을 갖는 응축 튜브를 활용한 응축 열전달 실험의 매트릭스를 보여준다[38]. 앞서 40 mm 직경을 갖는 응축 튜브를 활용한 응축 열전달 실험과의 비교를 위해 비응축성 기체의 분율을 유사하게 실험을 수행하였다. 앞서 상술하였던 응축 열전달에 주요 변수 중 하나인 벽면과냉도의 경우, 직경 효과에 대한 비교를 위해 40 K 내외의 값을 갖도록 외벽 온도를 제어하였다.

직경 10 mm 응축 튜브의 응축 열전달 실험에서의 응축 열전달계수의 평균 불확실도는 21.4%로 직경 40 mm 응축 튜브의 응축 열전달 실험결과의 평균 불확실도(약 14%)보다 상대적으로 크게 발생하였다. 이는 직경 10 mm 응축 튜브를 사용한 실험에서는 직경 40 mm 응축 튜브보다 전열면적이 1/4에 불과하여, 혼합기체의 조건이 동일하더라도 냉각수의 질량유량이 낮기 때문이다. 즉, 식 (2.5)에서 우변의 첫 번째 항인 질량유량 측정의 불확실도가 두드러지면서 오차 범위에서 차이가 발생하였다.

Fig. 3-15는 압력이 4 bar, 공기의 질량분율이 30%인 조건에서 시험부 내의 혼합기체, 외벽 및 냉각수의 온도 분포를 나타내고 있다. 시험부 내 기체혼합물의 온도는 편차가 0.8 K 이내로 균일하게 측정되었다. 이는 시험부 내에서 증기와 공기가 서로 잘 혼합되어 자연 순환하면서 성층화가 발생하지 않았음을 의미

한다. 축방향 벽면 최대 온도차는 약 4 K이다. 냉각수 순환유량을 제어함으로써 응축튜브의 외벽면을 등온조건에 가깝게 유지하였다. 이렇듯, 2절에서 상술한 응축 실험 목표와 부합하도록 실험을 수행하였다.

Fig. 3-16 및 Fig. 3-17은 압력 및 비응축성 기체의 질량분율 변화에 따른 열전달계수를 나타내고 있다. 앞서 직경 40 mm 응축 튜브의 응축 열전달 실험과 마찬가지로(3.2.1절), 열전달계수는 공기의 질량분율이 증가하게 되면 급격하게 감소하는 경향을 보이고 있고 압력의 증가에 따라 열전달계수가 증가하는 것을 나타내고 있다. 열전달계수는 공기의 질량분율이 증가하게 되면 급격하게 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 비응축성 기체가 응축 튜브 벽면 근처에서 축적되어 열저항을 증가시키기 때문이다. 또한, 압력이 증가함에 따라 열전달계수가 증가하였다. 압력이 증가함에 따라 열전달계수가 증가하는 것은 증기의 밀도가 증가하기 때문이다. 응축액과 증기의 표면으로 향하는 증기 질량속은 증기의 밀도에 비례한다.

Fig. 3-18부터 Fig. 3-21까지는 2 bar에서 5 bar의 압력에서 직경 10 mm 응축 튜브에서의 열전달계수 측정결과와 직경 40 mm 응축 튜브에서의 열전달계수를 비교하였다. 비교 결과, 모든 경우에 대해 열전달계수는 평균적으로 약 2배 정도 증가하는 것으로 나타났다. 이를 통해 유사한 조건 내에서 직경에 따라 응축 열전달계수가 차이를 보임을 확인할 수 있었다. 이러한 차이를 직관적으로 확인할 수 있도록 동일 압력공기 질량분율 조건에서 열전달계수의 비를 Fig. 3-22에 나타내었다. 응축 열전달계수 증진비, 즉 직경 10 mm 응축 튜브 및 직경 40 mm 응축 튜브에서 얻은 열전달계수의 비는 공기의 질량분율과 무관하게 거의 일정하게 나타났다.

실험결과로부터 전열관의 곡률이 증가함에 따라 수직관 외벽에서의 증기 응축에 의한 열속 및 열전달계수가 상승함을 입증하였다. Jeon은 이러한 결과에 대해, 직경의 감소는 결과적으로 전열관 표면으로 향하는 증기 질량속을 증가시킨다고 설명하였다. 따라서 전열관의 직경은 응축 열전달률을 결정하는 주요한 인

자로 포함되어야 하며, 응축 열전달계수를 예측하기 위한 실험 상관식도 이러한 직경 효과를 반영해야만 전열관의 열제거 성능에 대한 최적해석이 가능하다.

Table 3-2. Test matrix with 10 mm O.D. condenser tube

압력 [bar]	공기질량분율 [%]	냉각수 질량유량 [kg/s]	냉각수 입·출구 온도차 [K]	벽면과냉도 [K]
2	0.10	0.06	9.7	41.2
	0.30	0.04	8.7	40.7
	0.45	0.06	4.8	38.7
	0.59	0.02	11.3	45.3
	0.75	0.06	2.3	42.4
3	0.10	0.07	9.3	30.4
	0.31	0.05	8.2	39.3
	0.45	0.04	7.1	36.0
	0.60	0.02	11.7	43.3
	0.75	0.03	5.2	37.8
4	0.10	0.11	7.5	37.3
	0.30	0.04	11.1	37.5
	0.46	0.05	8.0	46.0
	0.60	0.03	6.8	43.3
	0.75	0.02	5.9	38.8
5	0.10	0.07	11.2	35.3
	0.30	0.07	7.3	35.2
	0.45	0.05	7.6	42.7
	0.60	0.06	5.0	47.3
	0.75	0.03	5.7	47.7

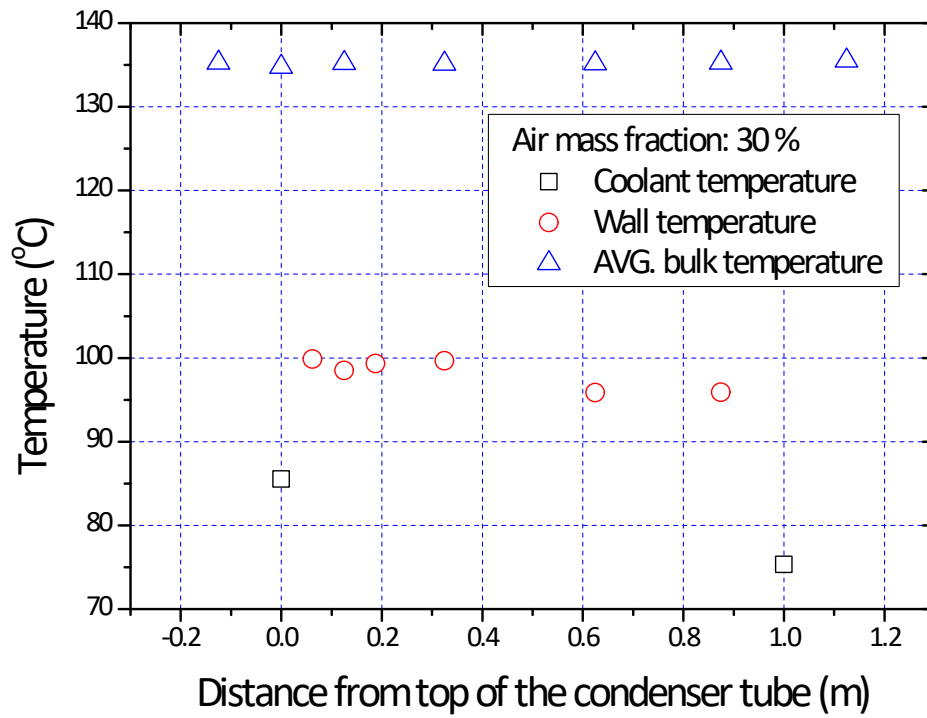


Fig. 3-15 Temperature distribution in the test tank by using condenser tube with 10 mm in O.D. at 4 bar.

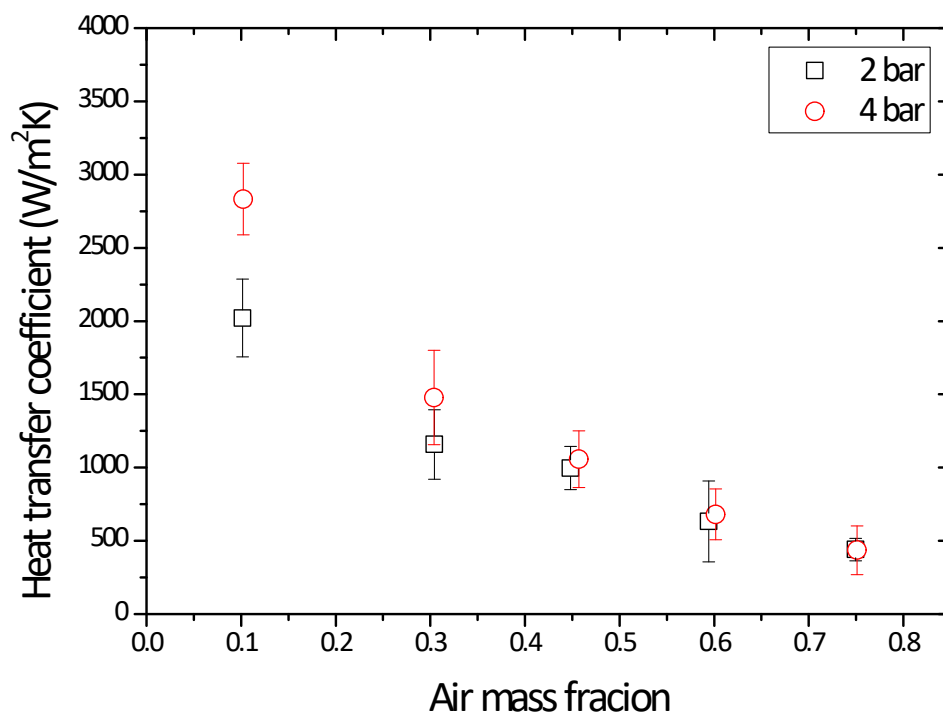


Fig. 3-16 Heat transfer coefficient along the air mass fraction by using condenser tube with 10 mm in O.D. at 2 bar and 4 bar.

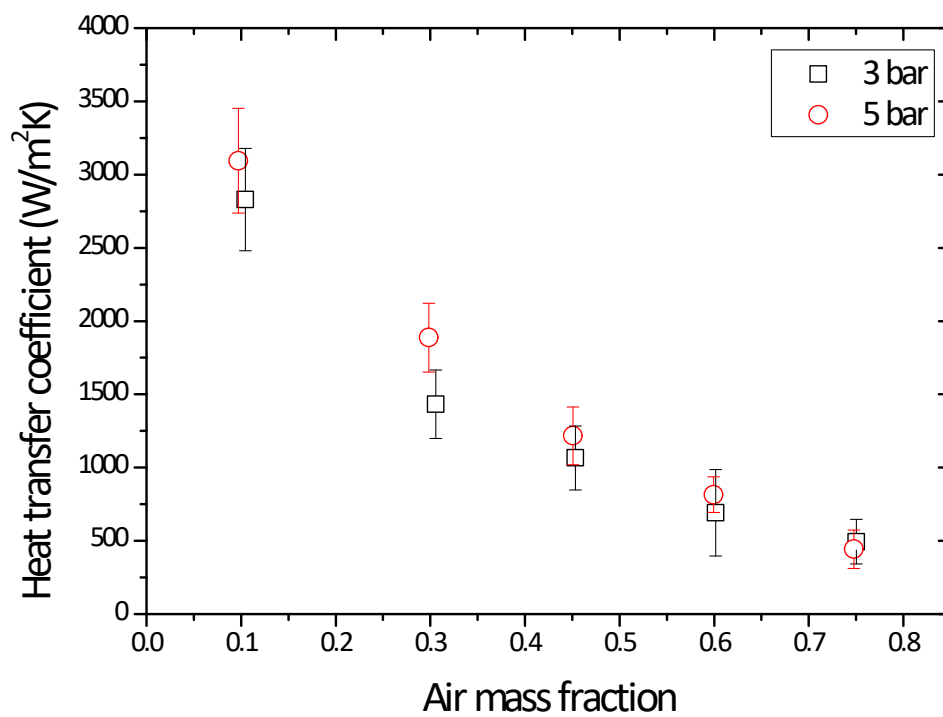


Fig. 3-17 Heat transfer coefficient along the air mass fraction by using condenser tube with 10 mm in O.D. at 3 bar and 5 bar.

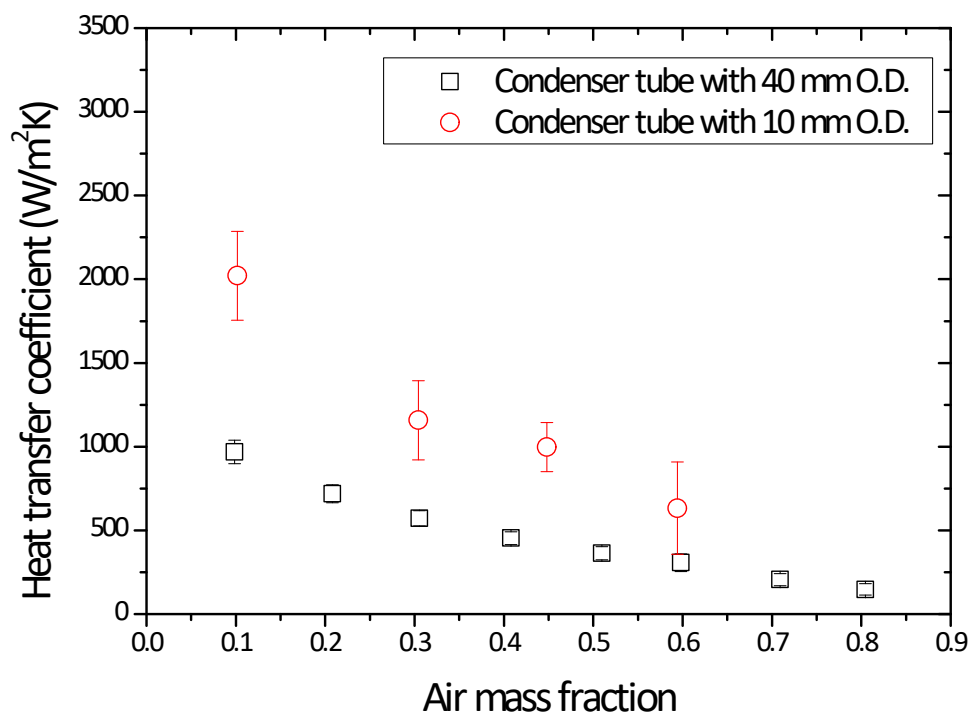


Fig. 3-18 Comparison the heat transfer coefficient between the condenser tubes with different outer diameters at 2 bar.

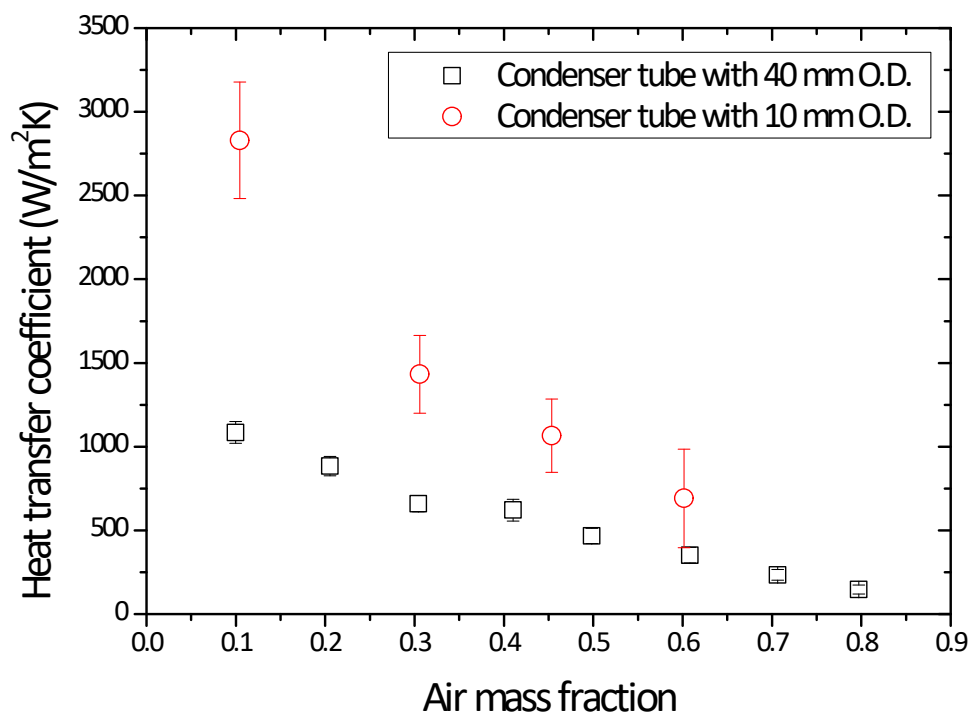


Fig. 3-19 Comparison the heat transfer coefficient between the condenser tubes with different outer diameters at 3 bar.



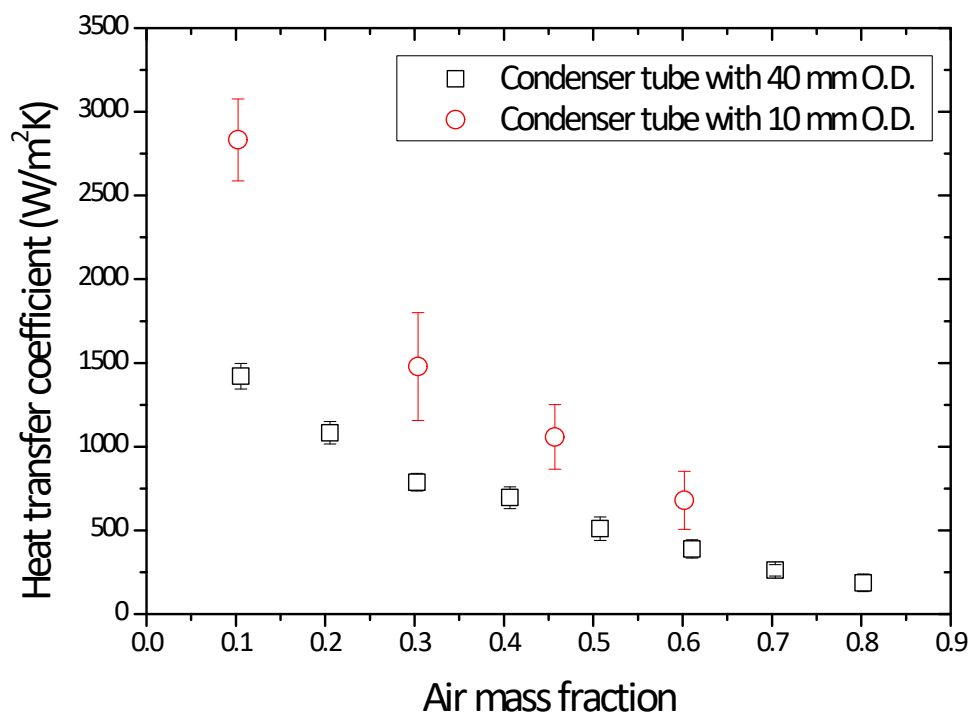


Fig. 3-20 Comparison the heat transfer coefficient between the condenser tubes with different outer diameters at 4 bar.

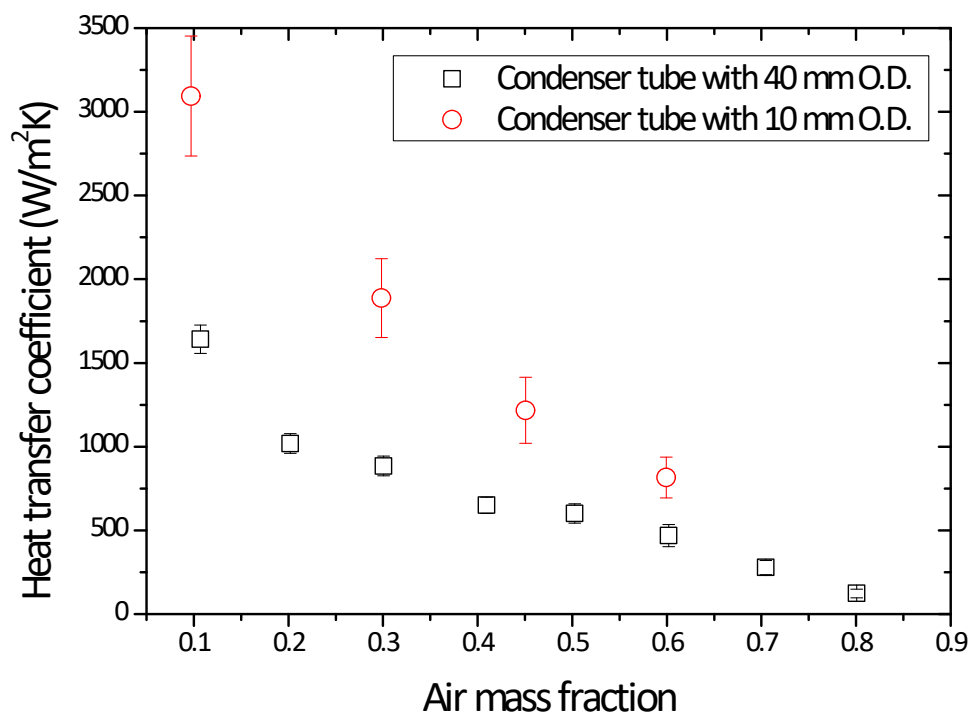


Fig. 3-21 Comparison the heat transfer coefficient between the condenser tubes with different outer diameters at 5 bar.

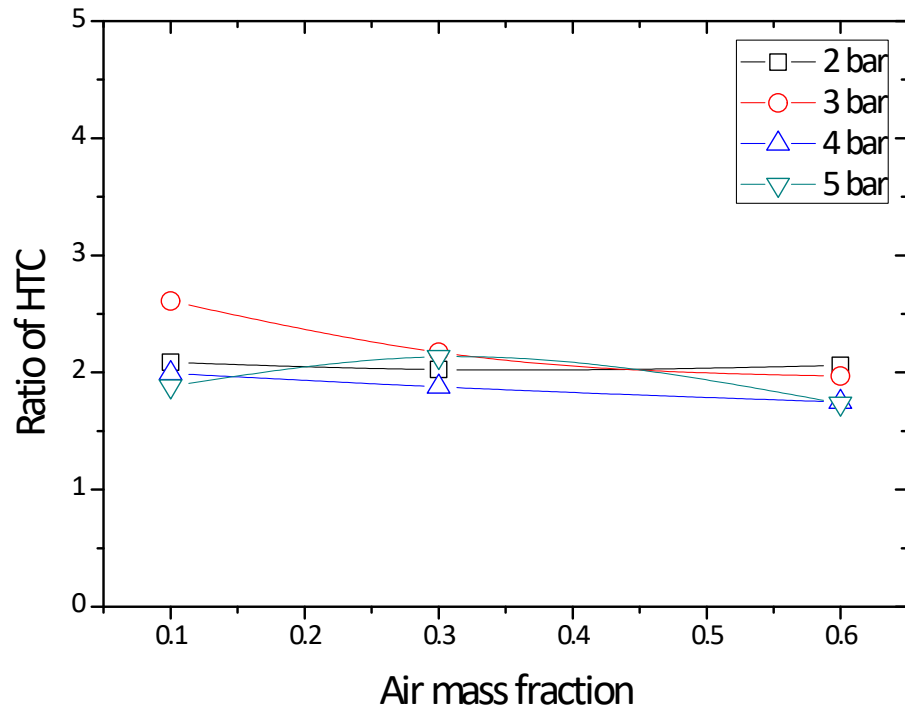


Fig. 3-22 Ratio of the heat transfer coefficient from 10 mm in O.D. tube to that from 40 mm in O.D. tube.

### 3.3 수직 단일 핀-튜브 실험

핀-튜브의 설계에 앞서 핀의 기하학적 형태를 선택하는데 있어 Liu[5]의 연구를 참고하였다. Liu는 종 방향 핀-튜브와 횡 방향 핀-튜브의 열전달률에 대한 해석적 증진 인자를 도출하였다. 두 유형의 핀-튜브를 제작하였고 압력 및 비응축성 기체 질량분율을 변화시키는 실험을 통해 열전달률을 측정하였다. 하지만, 핀-튜브 제작시 기본 튜브(base tube) 표면과 핀 사이의 접촉 열저항이 발생하였기 때문에 실험을 통한 열전달 증진이 해석적 열전달보다 낮게 나옴을 분석하였다. Fig. 3-23에는 Liu의 실험에서 발생한 접촉 열저항을 그림으로 나타내었다. 기본 튜브에 나선형으로 감겨진 환형 핀은 기본 튜브 표면과 완벽하게 접촉되지 않아 표면에서 예기치 않은 접촉 저항이 발생하였다.

본 연구에서 종 방향 및 횡 방향 핀-튜브 모두를 PCCS에 대한 실현 가능한 옵션으로 고려하였다. 두 가지 형태의 핀이 응축 튜브의 유효 표면적을 증가를 가져온다하더라도, 핀-튜브가 번들형태의 묶음으로 배열되었을 때 인접한 공기-증기 혼합물의 흐름에 대해서도 반드시 고려해야한다. 종 방향 핀을 선택했을 때의 주요 고려사항 중 하나는 증기-공기 혼합물의 확산, 즉 반경 방향으로의 움직임을 심각하게 저해할 수 있다는 것이다. 응축 현상의 주요 인자는 증기의 반경 방향으로의 확산이다.

반면 환형 핀은 축 튜브와 평행한 증기-공기 혼합물의 흐름을 방해할 것이다. 자연대류 조건에서, 공기-증기 혼합물은 응축 표면의 주변에서는 하향류를 형성한다. 이러한 자연대류 흐름이 방해를 받게 되면 열 및 물질전달계수가 감소한다. 하지만 환형 핀-튜브 다발을 PCCS에 적용하더라도, 증기-공기 혼합물의 반경 방향 확산 유동은 다발을 구성하는 모든 내부 응축 튜브에 도달할 수 있다. 이러한 시사점으로부터, 균일한 단면적을 갖는 환형 핀이 최종적으로 핀의 형태로 선택되었다.

Liu의 실험에서 문제가 되었던 접촉 열저항의 문제를 배제하기 위해 Fig.

3-24와 같은 형태로 환형 핀-튜브를 선반을 이용한 절삭가공을 통해 제작하였다. 환형 핀의 직경까지 고려된 충분히 두꺼운 튜브에서 선반을 이용하여 핀이 아닌 부분을 절삭 가공하였다. 절삭된 부분은 Fig. 3-24의 왼쪽 그림의 빗금 영역이고 이를 통해 핀과 기본 튜브 표면이 완벽하게 연결되었음을 보장할 수 있다. 기본 튜브의 직경은 앞서의 실험을 수행하였던 응축 튜브의 직경과 동일한 40 mm로 결정되었고 유효 길이는 1000 mm이다. 환형 핀의 직경은 80 mm로 PCCS 튜브 다발의 pitch-to-diameter가 2일 때를 가정하여 산정된 최대 직경이다. 환형 핀의 두께는 5 mm이고, 핀과 핀 사이의 거리는 환형 핀 두께의 중점으로 70 mm로 고정하였다. 따라서 총 13개의 환형 핀이 응축 튜브에 설치되어 기존의 핀이 달리지 않은 직경 40 mm인 응축 튜브의 유효열전달 면적보다 환형 핀-튜브의 유효열전달 면적을 84% 증가 시켰다. 실제 실험에서 사용된 환형 핀-튜브의 모습은 Fig. 3-25에 나타내었다.

실험에 앞서, 설계된 핀의 효율(fin efficiency)를 평가하였다. 단일 환형 핀의 효율,  $\eta_f$ ,는 다음과 같이 구하였다[39]:

$$\eta_f = \frac{2r_1}{m(r_{2c}^2 - r_1^2)} \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})} \quad (3.4)$$

여기서,

$$m^2 \equiv \frac{hP}{kA_c} \quad (3.5)$$

식 (3.4)와 식 (3.5)에서,  $r_1$ 은 기본 튜브의 반경을 나타내고  $r_2$ 는 핀의 두께가 반영된 튜브의 중심으로부터의 환형 핀의 반경이다.  $h$ 와  $k$ 는 열전달계수와 핀의 열전도도를 의미한다. 식 (3.4)는 핀 효율을 1차 및 2차의 Bessel 함수의 형태로 표현한 것이다. 설계된 전체 핀의 효율,  $\eta_0$ ,는 다음의 식을 이용하여 얻을 수 있

다.

$$\eta_0 = 1 - \frac{NA_f}{A_t}(1 - \eta_f) \quad (3.6)$$

여기서,  $A_f$ 와  $A_t$ 는 단일 핀의 표면적 및  $N$ 이라는 핀의 개수를 갖는 총 표면적을 의미하고 있다. Fig. 3-26은 식 (3.4), 식 (3.5), 및 식 (3.6)을 이용하여 얻은 전체 핀의 효율을 나타내고 있다. 설계된 핀의 효율은 0.65-0.73 사이에 있음을 확인하였다.

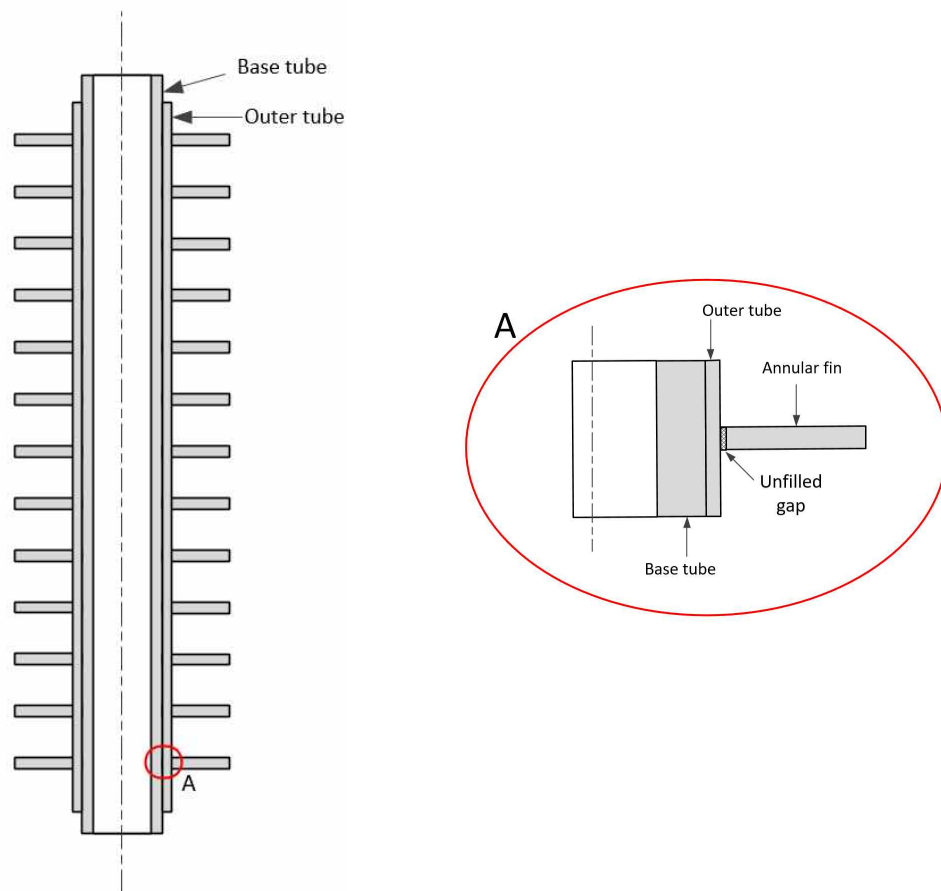


Fig. 3-23 Annular finned tube used in the study of Liu with unfilled gaps between the base tube and fins.

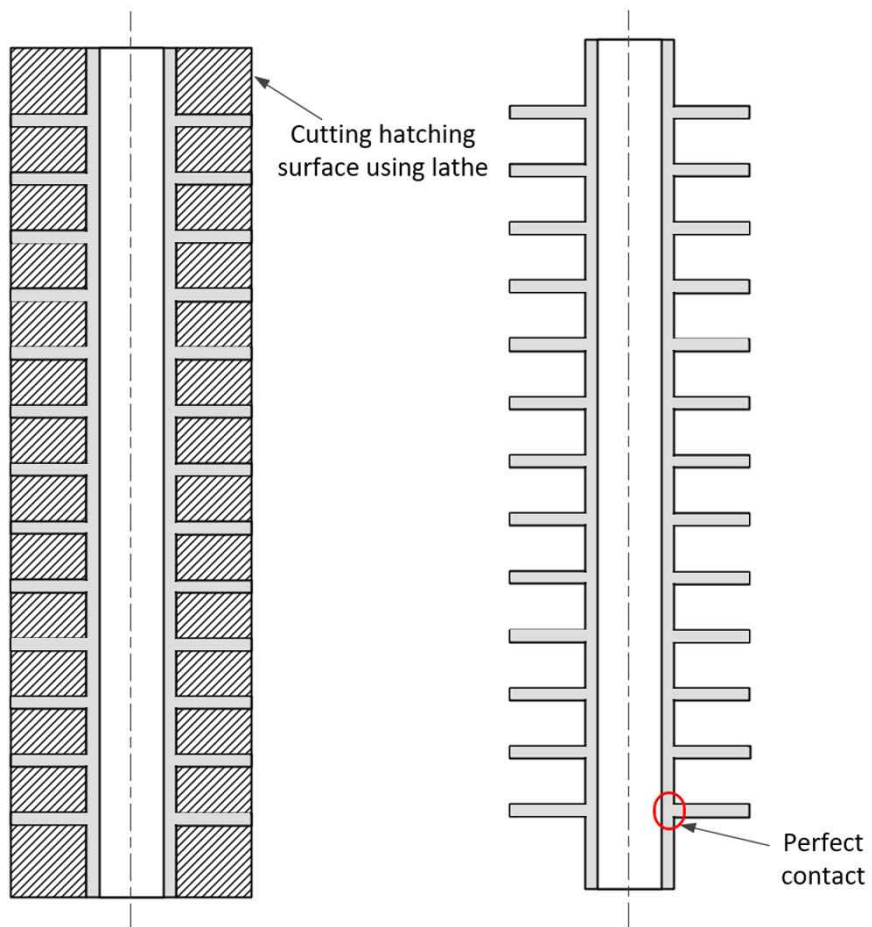


Fig. 3-24 Fabrication process of the annular finned tube.



Fig. 3-25 Photograph of the fabricated annular finned tube.

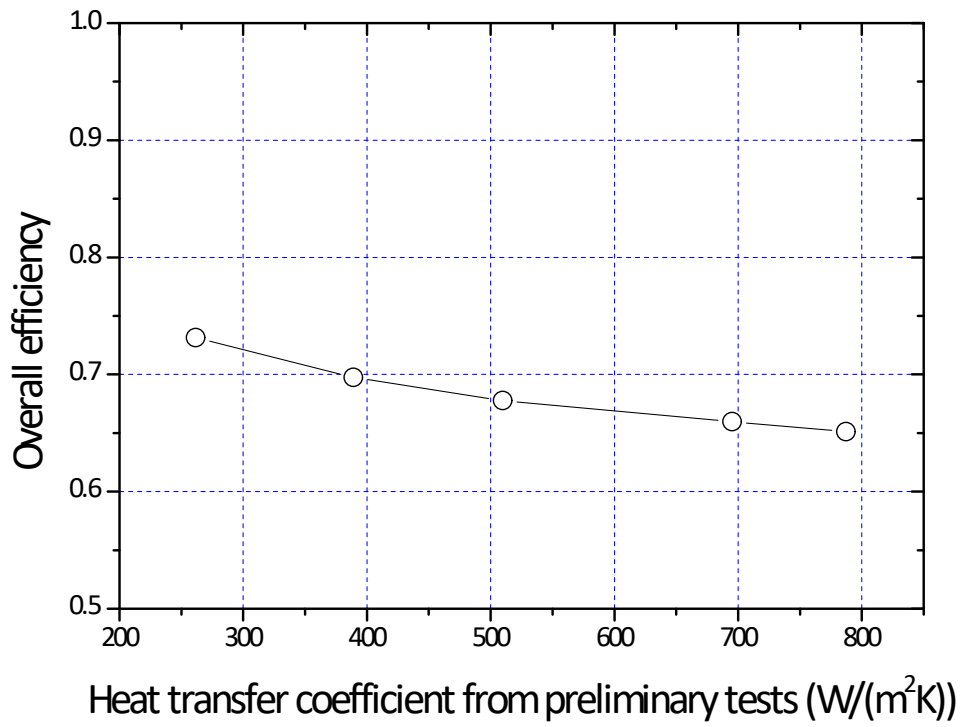


Fig. 3-26 Overall fin efficiency by using the heat transfer coefficient of the bare tube with 40 mm in O.D..



Table 3-3은 핀-튜브를 이용한 응축열전달 실험의 매트릭스를 나타내고 있다. 응축열전달률은 2 bar에서 5 bar까지 기존의 실험과 동일한 압력 범위에서 실험을 수행하였고, 공기의 질량분율은 30 %에서 70 %까지이다. 앞서 핀이 달리 지 않은 직경 40 mm 응축 튜브와의 비교를 위해 벽면의 온도는 핀-튜브의 기본 튜브의 표면에서 측정한 온도를 기준으로 하였다.

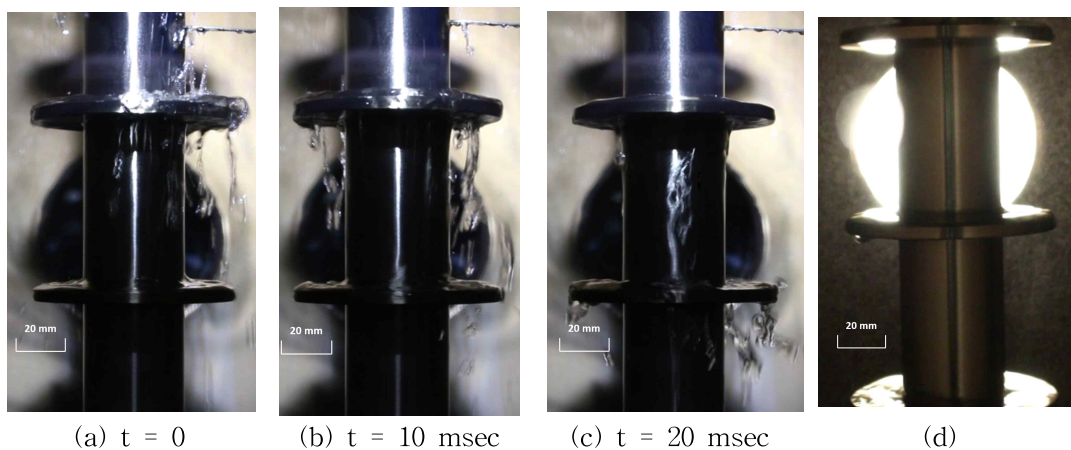
Table 3-3. Test matrix with annular finned tube

압력 [bar]	공기 질량분율	벽면과냉도 [K]	냉각수 질량유량 [kg/s]
2	30 - 70	34.2 - 36.4	0.13 - 0.25
3		32.7 - 40.8	0.12 - 0.26
4		38.2 - 40.3	0.12 - 0.35
5		33.4 - 41.5	0.11 - 0.31

시험부에 설치된 가시창을 통해 환형 핀-튜브를 관찰할 결과, 응축수가 환형 핀의 주위로 흘러넘치는 것을 확인할 수 있었다. Figs. 3-27은 압력이 4 bar이고 공기 질량분율이 44.7 %일 때 핀-튜브 상단으로부터 0.75 m에서 관찰된 사진이다. 사진 (a)부터 (c)까지의 시간의 간격은 10 ms이다. 그림에서 확인할 수 있듯이, 두꺼운 액체막(응축수막)이 표면 장력으로 인해 환형 디스크의 상부 표면상에 유지되었다. 상단 부분의 응축수가 튜브 표면을 따라 중력의 방향으로 흐르고 핀 위의 액체막과 합쳐지면서 응축수가 흘러넘치는 현상이 발생하였다. 환형 디스크 상부의 응축수가 흘러넘치는 현상이 발생하면 응축수는 시험부의 바닥으로 흘러가거나, 응축수가 갖는 표면장력으로 인해 환형 핀의 하단부를 타고 흐르며 아래의 핀의 상부로 향하게 된다. 이러한 응축수가 흘러넘치는 현상(flooding)은 주기적으로 발생하는 것으로 관찰되었다. 이러한 현상을 Figs. 3-27 (a)-(c)에서 확인할 수 있다. 사진 상에서의 상부 핀으로부터의 응축수의 유입은 하부 핀 위의 응축막에 영향을 주어 flooding을 초래하였다. Flooding 현상 이후, 핀 위의 잔존하는 응축막은 안정적인 모습을 유지하는 것을 Figs. 3-27 (d)에서 확인할 수 있다. 이러한 flooding 현상은 실험을 수행하는 중 주기적으로 발생하였다. 이

러한 시각화 결과는 환형 핀-튜브의 응축 메커니즘이 응축수의 flooding 현상에 영향을 받는다는 것을 보여준다. 환형 핀은 튜브의 벽면을 타고 흐르는 응축액막이 축적되는 것을 저해하기 때문에 열전달의 관점에서는 긍정적으로 작용할 수 있다. 반면에, 환형 핀의 윗면에 존재하는 액체막은 환형 핀의 윗면을 통한 열전달을 바라보는 관점에서는 열저항으로 작용할 것이다.

Fig. 3-28은 2 bar에서 공기 질량분율이 0.6일 때의 시험부 내의 온도 분포를 나타내고 있다. 벽면과냉도는 35.8 K이었으며 시험부 내의 공기-증기 혼합물의 성층화는 나타나지 않았음을 확인할 수 있다. 그리고 높이에 따른 최대 온도차는 1.6 K 이내이다. 이는 시험부 내의 자연대류 흐름에 따라 공기-증기 혼합물은 잘 혼합되었기 때문에 높이에 따라 거의 균일한 온도 분포를 보이고 있다. 뿐만 아니라 외벽면 온도의 최대 차는 6.2 K 이하로 벽면 온도 또한 냉각재의 흐름을 잘 제어하여 거의 등온 조건을 형성하도록 하였다.



Figs. 3-27 Visualization results of the liquid condensate on annular fins when the air mass fraction is 0.447 at 4 bar;(a-c)Flooding of the condensate captured with a time interval of 10 ms;(d) Thick liquid film retained on the disk between flooding.

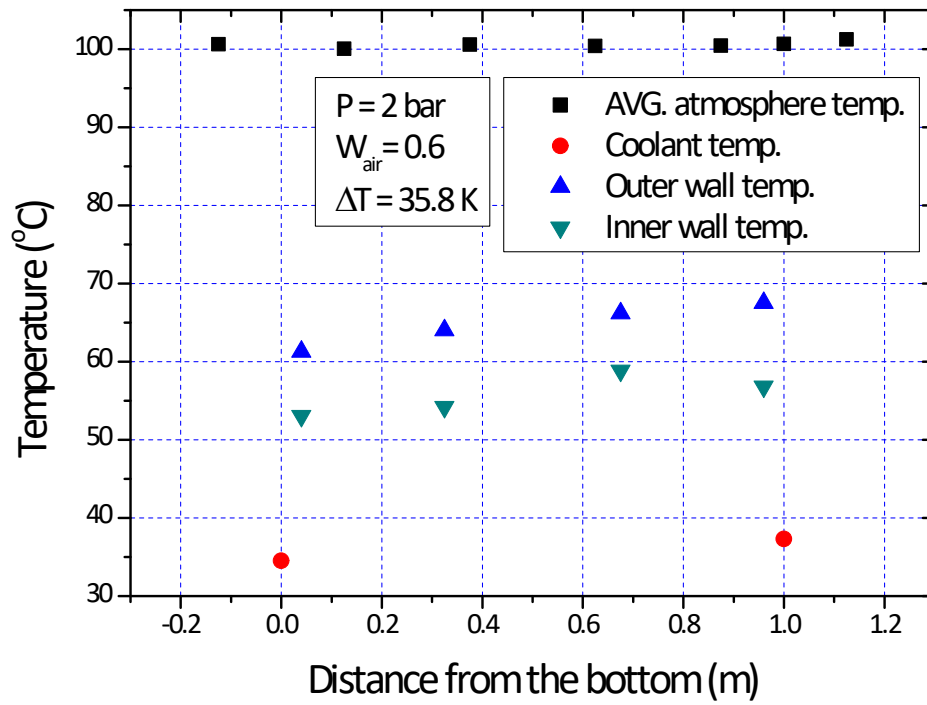


Fig. 3-28 Typical temperature distribution by using annular finned tube when air mass fraction is 0.6 at 2 bar.

국부열유속에 대한 분포는 Fig. 3-29에 나타내었다. 기본 튜브에 대한 축방향 국부열유속은 상단으로부터의 거리가 증가함에 무관하게 균일하였다. 이러한 결과는 비응축성기체가 존재할 때 응축이 발생하는 벽면과 시험부 내 대기 사이의 열저항은 기체 경계층의 조건에 지배되며, 본 연구의 실험장치에서의 기체 농도는 축방향으로 균일하게 유지되었기 때문이다.

Fig. 3-30부터 Fig. 3-33까지는 각각의 압력 조건에서 공기가 존재할 때 환형 핀-튜브와 핀이 존재하지 않는 응축 튜브의 열전달률의 비교 결과이다. 앞서 언급한 바와 같이, 벽면과냉도의 변화가 응축열전달에 영향을 미치기 때문에 두 실험결과에서의 벽면과냉도를 40 K으로 최대한 일정하게 유지하도록 하였다. 환형 핀-튜브의 실험결과는 기존의 실험결과들과 마찬가지로 압력과 공기의 질량분율에 대한 의존성이 동일하게 나타났다. 즉, 증기 밀도가 높아짐에 따라 압력이 증가함에 따라 열전달률이 증가한다. 액막-증기 경계면으로 향하는 증기의 질량속은 증기의 밀도에 비례한다[21]. 또한 증기가 액막-증기 경계면에서 응축 현상에 의해 응축수로 변화되고 공기는 응축되지 않기 때문에 액막 근처에 축적된다. 이 때문에 공기의 농도가 증가하면서 열전달률이 크게 저하된다. 이 하나의 공기 축적층은 Minkowycz와 Sparrow[22]에 의해 물리적으로 설명된 것처럼 증기 확산에 있어 방해물 하는 하나의 벽으로 작용한다.

환형 핀의 존재로 인해 유효열전달 면적이 증가되었기 때문에 위의 결과 그림에서 확인할 수 있듯이 환형 핀-튜브의 응축 열전달률이 핀이 달리지 않은 응축 튜브의 응축 열전달률보다 증가됨을 확인할 수 있었다. 우리는 이를 정량적인 분석하기 위해 환형 핀-튜브에 대한 증진 계수(Enhancement Factor;EF)를 다음과 같이 정의하였다.

$$EF = \frac{h_f A_f \Delta T_f}{h_b A_b \Delta T_b} \quad (3.7)$$

여기서  $h_f$ ,  $h_b$ ,  $A_f$ ,  $A_b$ ,  $\Delta T_f$ , 및  $\Delta T_b$ 는 환형 핀-튜브와 핀이 없는 튜브의 열전달계수, 총 열전달면적, 그리고 벽면과냉도이다. Fig. 3-34는 각 압력에 대한 공기 질량분율에 대한 EF를 나타내고 있다. EF는 1.15와 1.82 사이에 분포하고 있으며, 압력이나 공기 질량분율에 대해 명확한 의존성을 띄지 않는 것으로 판단된다. 평균 EF는 1.42로 유효열전달 면적의 비( $A_f/A_b$ )인 1.84보다 낮았다. 이는 환형 핀에 의해 총 열전달률이 증진되었다더라도 Fig. 3-35에서 확인할 수 있듯이 환형 핀 튜브의 응축 열전달계수가 감소했음을 나타내고 있다. 평균 응축열전달계수의 비는 0.83이다.

두 가지의 측면을 고려해보면 이러한 현상을 이해할 수 있을 것이다. 첫 번째로는 환형 핀에 의한 기체 혼합물의 축방향 유동의 교란이다. 앞서 언급한 바와 같이, 환형 핀은 응축 표면을 따라 증기-공기 혼합물의 축방향의 평행 흐름을 방해하지만, 동시에 증기의 반경 방향으로의 확산은 허용하는 형태이다. 응축 튜브의 벽면과 평행한 기체 혼합물의 강한 흐름이 존재할 때, 계면에서의 비응축성기체의 축적은 약화될 것이다. 이것은 마치 강한 기체의 흐름이 비응축성기체를 쓸고 가는 것과 유사한 형태가 될 것이다. 게다가 이 평행한 흐름은 경계층 내의 난류를 촉진시켜 증기 응축에 의한 열 및 물질전달을 증가시킬 것이다. 하지만, 환형 핀은 기본 튜브를 타고 흐르는 증기-공기 혼합물의 평행 유동을 방해하기 때문에 이러한 핀의 형태를 적용한 핀-튜브로 인해 평균 열속은 약간 감소되었다. 결과적으로 이러한 연유로 인해 응축 열전달계수가 감소하였다. 또 다른 이유는 Figs. 3-27에서 관찰할 수 있듯이 환형 핀의 윗면에 잔류하는 두꺼운 응축액막의 존재에 있다. 환형 핀 상부에 잔류한 이 액막은 증기 응축을 저해하는 하나의 열저항으로 작용하기 때문에 열전달률은 국부적으로 저하된다.

위의 실험결과는 환형 핀에 의해 증가된 유효열전달 면적은 환형 핀-튜브의 응축열전달계수가 약간 감소되었다도 자연대류 조건 하에서의 증기-공기 혼합물의 응축 열전달률을 증가시킬 수 있다는 것을 보여준다. 이는 한정적인 공간을 갖는 격납건물 내에 기본 응축 튜브만으로 PCCS의 열제거 설계용량을 만족하지

못했을 경우, PCCS 튜브 형태를 환형 핀-튜브로 적용하는 것이 가능한 대안이라는 유의미한 결과라고 판단된다.

환형 핀-튜브 실험의 궁극적인 목표는 PCCS의 열제거 능력의 향상과 관련이 있다. 앞서 확인한 ‘단일’ 환형 핀-튜브의 응축 실험결과로부터, 응축 튜브의 향상된 성능은 실험적으로 증명되었다. PCCS를 위한 핀의 형태에 대해서는 Tong[11]의 연구를 주목할 가치가 있다. 그들은 수직 응축 튜브의 표면적을 확장하기 위해 종 방향 핀을 사용하였고 열전달률은 열전달 면적의 증가에도 불구하고 거의 영향을 받지 않았다고 보고하였다. 오히려, 종 방향 핀-튜브는 공기의 질량분율이 75 %보다 낮을 때 응축열전달 과정을 어렵게 만들었다고 보고하였다. 비록, 종 방향 핀-튜브의 성능이 핀의 높이, 두께, 간격 등에 따라 변화될 수 있지만 Tong의 연구에서는 종 방향 핀에 의한 표면적의 증가가 응축 튜브의 열제거 성능을 향상 보장하지는 않는다는 것을 암시한다.

PCCS에 핀-튜브의 적용 가능성에 대한 또 다른 필수적인 고려 사항은 PCCS의 열교환기 어셈블리는 다수의 응축 튜브로 구성되고 그 응축 튜브들은 다발 효과(bundle effect)에 영향을 받는다. 튜브 다발에 다수의 핀이 존재하게 되면, 열교환기 어셈블리의 유지·보수 및 정비가 수월하지 않은 점이 있다. 또한, 이러한 핀은 튜브 다발의 장막 효과(shadowing effect)를 강화할 수 있다. 특히, 종 방향 핀이 적용된다면 열교환기 어셈블리의 끝단의 응축 핀-튜브는 열교환기 어셈블리의 내부로 향하는 증기의 유입을 제한하는 방해물로 작용할 것이다. 따라서 전반적인 PCCS의 열전달 성능을 저하시킬 수 있다.

이러한 관점에서 환형 핀-튜브는 PCCS에 대한 적용 가능한 옵션으로 판단된다. 물론 적용에 있어서는 더 많은 연구를 바탕으로 결정이 되어야 한다. 핀-튜브 적용에 있어 핀의 높이와 같은 핀의 기하학적 인자는 PCCS 다발내의 공간의 낭비를 유도할 수 있기 때문에 튜브의 배열에 영향을 미칠 수 있다. 따라서 핀-튜브 배열의 최적화 설계 또한 요구된다. 환형 핀-튜브의 경우, 앞서 확인한 바와 같이 환형 핀 상부의 액막이 증기의 응축을 저해하기 때문에 이를 용이하도록

록 핀의 설계를 하는 것이 중요할 것이다. 환형 핀 설계에 있어 각도를 주어 배수를 용이하게 하거나, 기본 튜브를 따라 나선형으로 핀을 부착하여 생성된 응축수의 배수를 쉽도록 하는 것이 하나의 예일 것이다. 그 후, 수치적 연구를 통해 핀의 높이, 두께 및 간격을 최적화하여 PCCS의 최대 열제거 용량을 산출할 수 있을 것으로 판단된다.

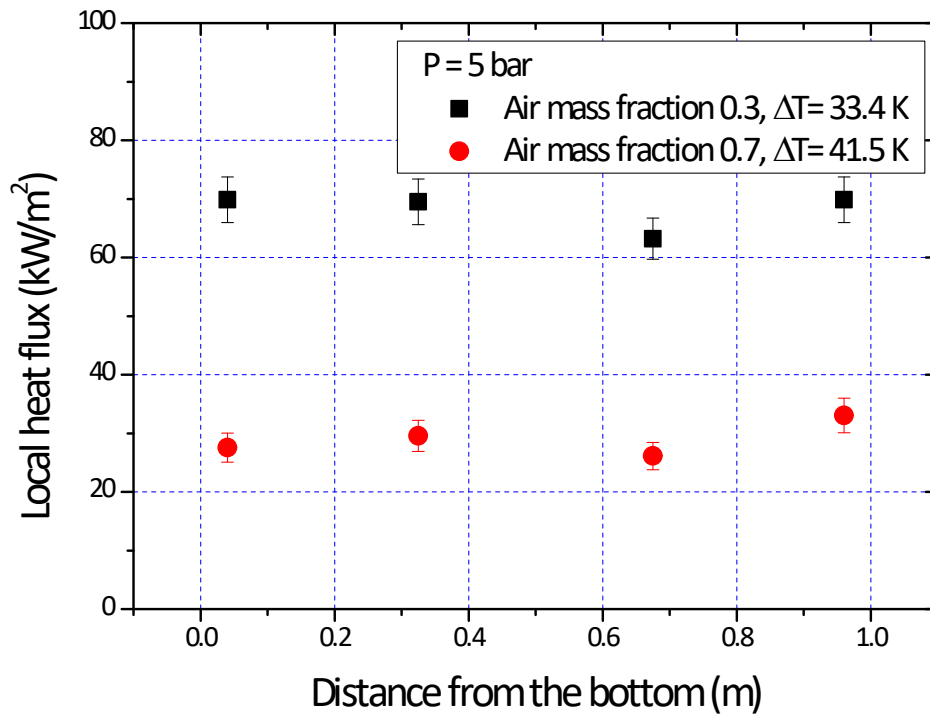


Fig. 3-29 Local heat flux along the tube height by using annular finned tube when air mass fraction is 0.3 and 0.7 at 5 bar.



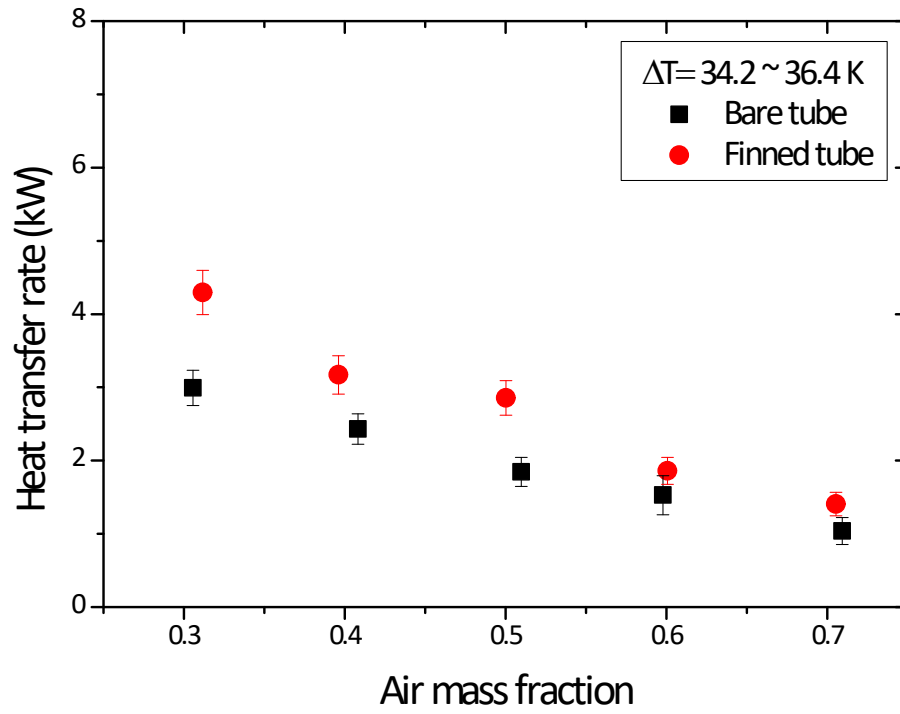


Fig. 3-30 Comparison of the heat transfer rates between the finned tube and the bare tube at 2 bar.

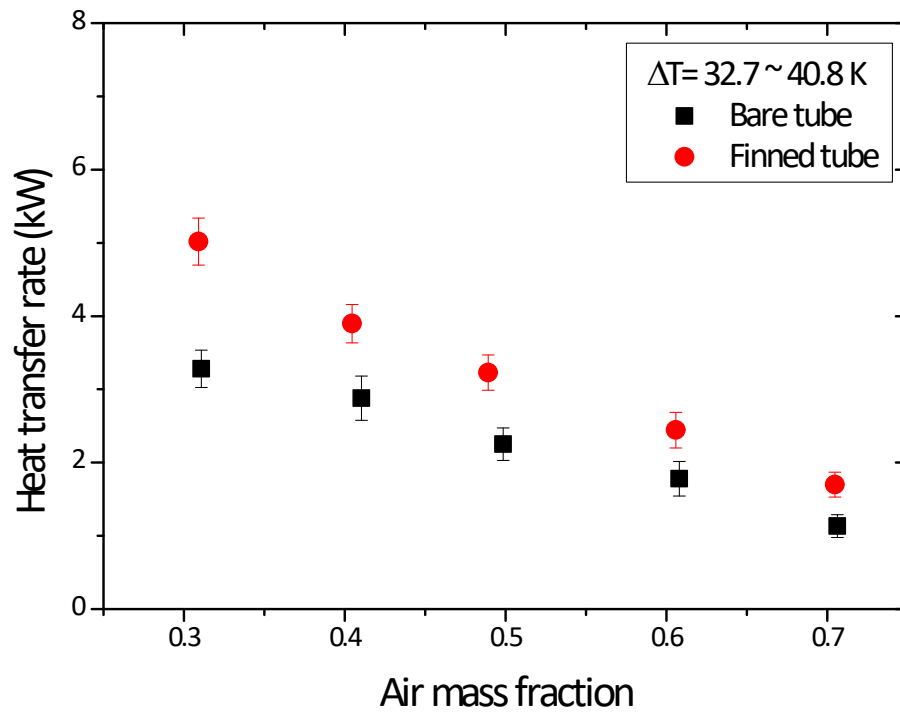


Fig. 3-31 Comparison of the heat transfer rates between the finned tube and the bare tube at 3 bar.

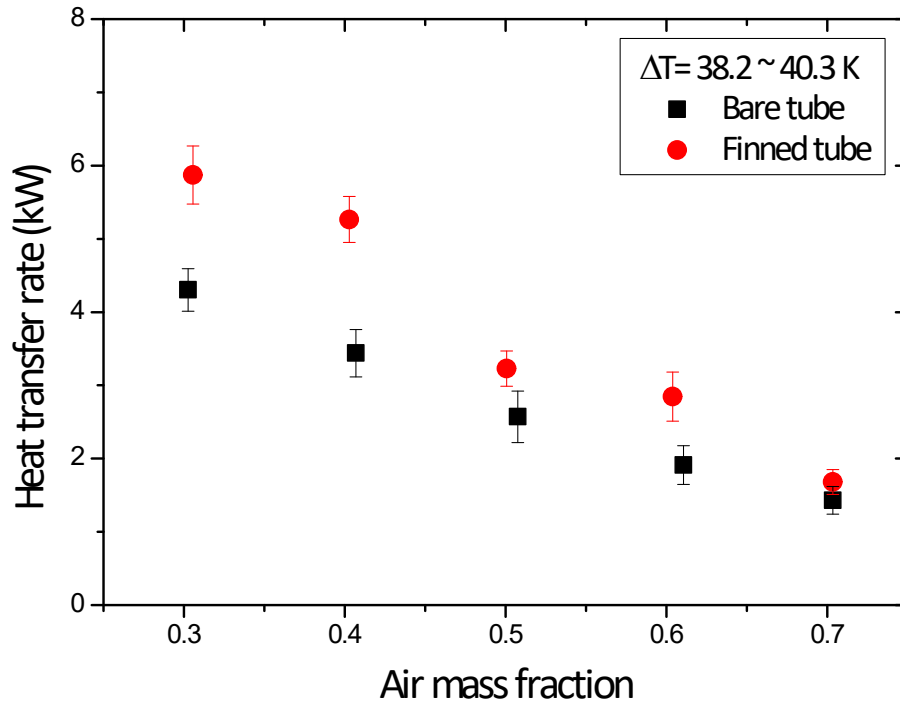


Fig. 3-32 Comparison of the heat transfer rates between the finned tube and the bare tube at 4 bar.

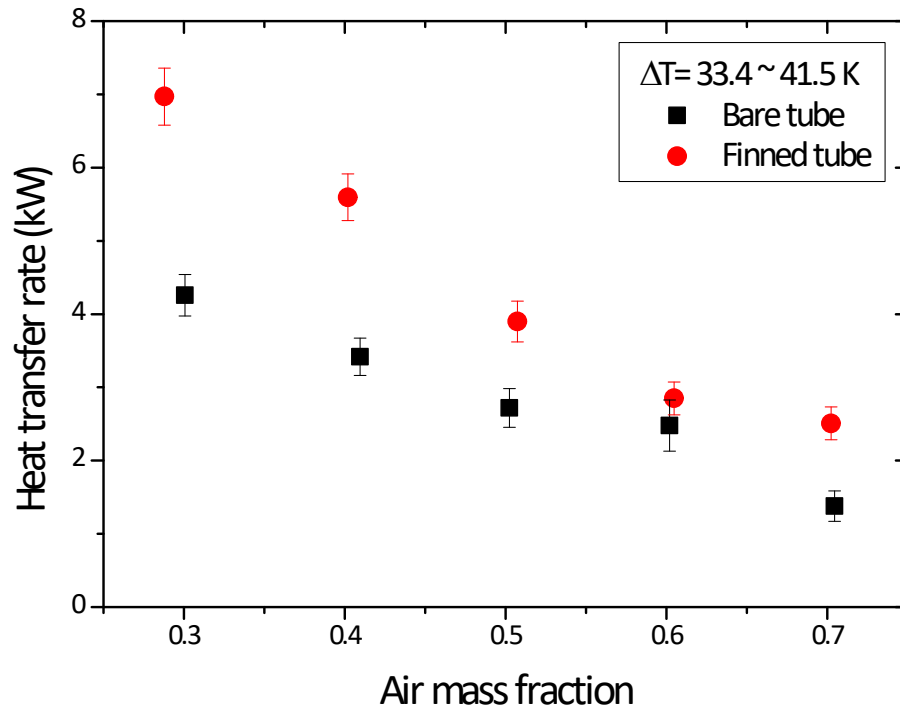


Fig. 3-33 Comparison of the heat transfer rates between the finned tube and the bare tube at 5 bar.

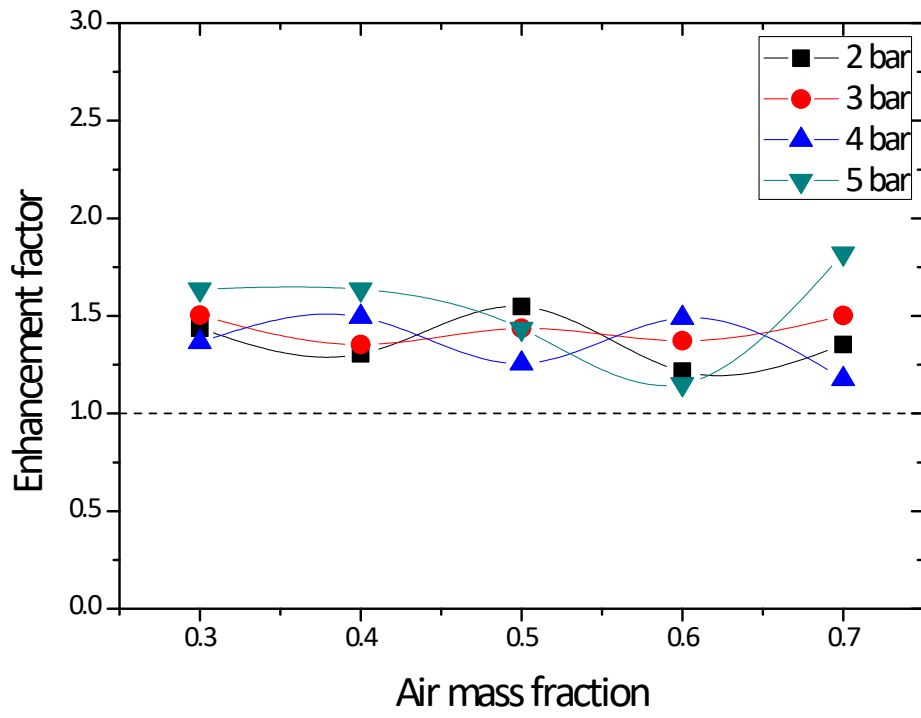


Fig. 3-34 Enhancement factor along the air mass fraction at 2, 3, 4, and 5 bar.

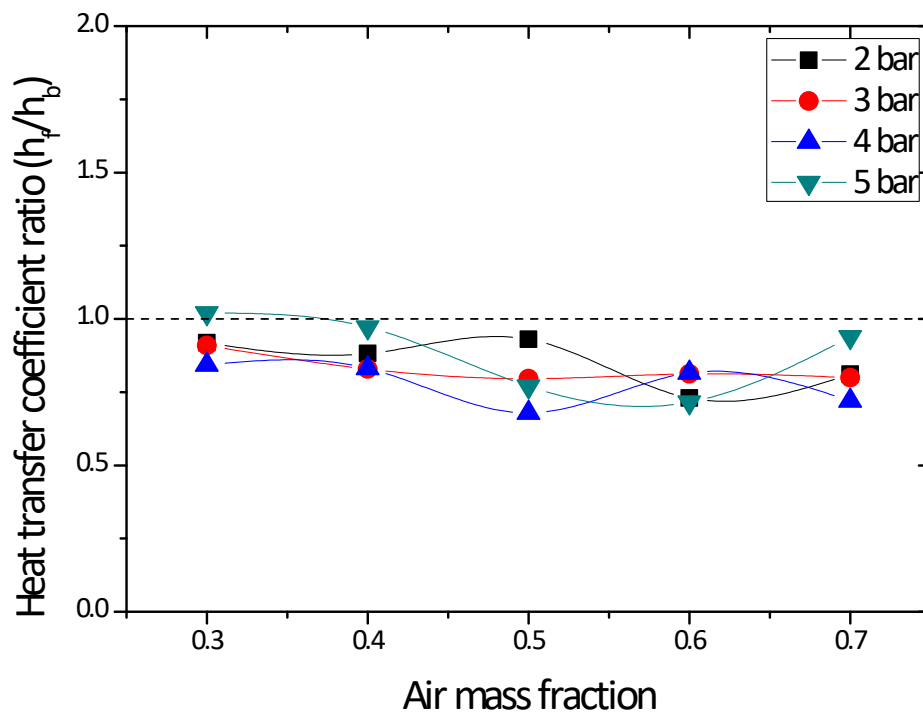


Fig. 3-35 Ratio of the condensation heat transfer coefficient along the air mass fraction at 2, 3, 4, and 5 bar.

### 3.4 새로운 응축 열전달계수 상관식 개발

#### 3.4.1 기존의 상관식

본 연구의 실험결과들 중 직경 10 mm 및 40 mm를 갖는 응축 튜브 실험결과를 바탕으로 하는 새로운 상관식의 제안에 앞서, 기존에 제안된 상관식들의 적용성을 검토하였다. 증기-공기 혼합물의 외벽 응축 열전달계수를 예측하는데 있어 가장 대표적인 상관식은 Uchida, Tagami, 및 Dehbi의 상관식이다. 앞서 언급한 바와 같이, Uchida와 Tagami의 상관식은 공기 질량분율만을 고려하기 때문에 보수적인 예측한다. 그리고 시험부 내의 공기 분압이 1 bar 이하에서는 응축 열전달계수를 높게 예측하는 경향이 있다. Dehbi의 모델은 Uchida나 Tagami와는 달리 다양한 인자들을 고려하였기 때문에 상관식의 신뢰성을 인정받았지만, Dehbi의 상관식에서는 직경을 고려하지 않기 때문에 전열관의 직경 변화에 따른 응축 열전달계수를 예측할 수 없다.

전열관 내벽에서의 응축 열전달계수를 예측하는 Vierow와 Schrock[40], Kuhn 등[41], Lee와 Kim[42]의 실험 상관식들은 저하 인자(degradation factor)를 도입하여 비응축성 기체의 영향을 반영한다. 저하 인자는 순수 증기 조건에서 Nusselt[20]의 이론을 통해 얻어진 응축 열전달계수 대비 비응축성 기체 존재 시 열전달계수의 비로 정의된다. 이 형태의 상관식들은 간단한 형태로 열전달계수를 예측할 수 있다는 장점을 가지고 있다. 상기에 언급한 각각의 상관식은 Table 3-4에 정리하였다. 여기서  $h_{exp}$ ,  $h_{Nu}$ ,  $Re_i$ , 및  $W_{nc}$ 는 각각 실험을 통해 얻은 열전달계수, Nusselt 이론에 의해 얻은 열전달계수, 응축액의 Re 수 그리고 비응축성 기체의 질량분율이다.

하지만 대표적인 Vierow와 Kuhn의 모델 역시 상관식 도출 시 실험에서 활용한 전열관 직경에서 벗어날 경우 정확도가 떨어지는 것으로 밝혀졌다[42]. 다양한 전열관 직경에서도 저하 인자 상관식을 적용하기 위해 Lee와 Kim은 무차원

전단응력을 도입하여 상관식을 개발하였다. 그러나 이를 자연대류 조건에서 발생하는 수직관 외벽의 응축 열전달 현상에 직접적으로 적용할 수는 없다.

따라서, PCCS에 사용될 전열관의 열제거 성능에 대한 해석의 신뢰도를 높이기 위해서는 기존의 상관식들이 다루고 있는 인자 이외에도 전열관의 곡률효과가 반드시 반영되어야 한다. 본 연구에서는 저하 인자 상관식의 형태에 직경에 따른 열전달계수의 변화를 반영하는 인자를 도입하여 외벽 응축 열전달계수를 예측하는 상관식을 새롭게 제안하고자 한다.

### 3.4.2 새로운 응축 열전달계수 상관식

대표적으로 열전달계수에 영향을 미치는 인자인 압력, 벽면과냉도, 비응축성 기체의 질량분율 및 전열관의 기하학적 크기를 반영할 수 있는 종횡비(aspect ratio)를 활용하여 상관식을 개발하였다. Fig. 3-6 및 Fig. 3-7에서 확인된 압력과 비응축성 기체의 질량분율의 영향 이외에도, 벽면의 온도변화에 따라 응축 열전달계수가 달라진다. 일반적으로 벽면과냉도가 증가하면 전열관 주변에서의 비응축성 기체 분율이 상승한다. 그 결과, 비응축성 기체가 더 큰 저항으로 작용하기 때문에 결국 열전달계수는 감소하게 된다. 이는 Fig. 3-8 및 Fig. 3-9에서 확인할 수 있었다. 또한, 본 연구의 실험결과 및 Dehbi의 실험결과를 바탕으로 전열관의 길이 및 직경에 따라 열전달계수가 변화함을 확인할 수 있었다. 따라서 전열관의 종횡비는 반드시 고려되어야 할 인자로 판단된다. 이러한 고려사항들을 반영한 새로운 저하 인자 상관식은 아래와 같은 함수의 형태로 제시하였다.

$$f = \frac{h_{nc}}{h_{Nu}} = a \cdot e^{b \cdot W_{nc}} \cdot (L/D)^c \cdot P^{*d} \cdot T^{*e} \quad (3.8)$$

여기서,  $P^* = P_s/P_c$ ,  $T^* = T_{wallsub}/T_c$ 이며,  $h_{nc}$ ,  $D$ ,  $P_s$ ,  $P_c$ ,  $T_{wallsub}$  및  $T_c$ 는 각각 비응축성 기체 존재 시의 열전달계수(W/m<sup>2</sup>K), 전열관의 직경(mm), 증기의 분압



Table 3-4. Conventional correlations for the degradation factor of the in-tube condensation heat transfer coefficient

저자	상관식
Vierow (1991)	$f = h_{\text{exp}}/h_N = f_1 \cdot f_2$ $= (1 + 2.88 \times 10^{-5} Re_l^{1.18}) \cdot (1 - a W_{nc}^b)$ <p> <math>a = 10</math> and <math>b = 1.0</math>                      for <math>W_{nc} &lt; 0.063</math>;  <math>a = 0.938</math> and <math>b = 0.13</math>                      for <math>0.063 &lt; W_{nc} &lt; 0.6</math>;  <math>a = 1.0</math> and <math>d = 0.22</math>                      for <math>0.6 &lt; W_{nc}</math> </p>
Kuhn (1997)	$f = h_{\text{exp}}/h_{Nu} = f_1 \cdot f_2$ $= f_1 \cdot f_{1, \text{other}} \cdot f_2$ $= \frac{\delta_{\text{shear}}}{\delta_{Nu}} \cdot (1 + a Re_l) \cdot (1 - b W_{nc}^c)$ <p> <math>a = 7.321 \times 10^{-4}</math>;  <math>b = 2.601</math> and <math>c = 0.708</math> for <math>W_{nc} &lt; 0.1</math>;  <math>b = 1.0</math> and <math>c = 0.292</math> for <math>0.1 &lt; W_{nc}</math> </p>
Lee (2008)	$f_{\text{pure}} = \frac{h_{\text{exp}}}{h_{Nu}} = 0.8247 \tau_{\text{pure}}^{*0.3124}$ $f_{\text{mix}} = \frac{h_{\text{exp}}}{h_{Nu}} = \tau_{\text{mix}}^{*0.3124} (1 - 0.964 W_{nc}^{0.402})$ <p>                     for <math>0.06 &lt; \tau_{\text{mix}}^* &lt; 46.65</math>                      and <math>0.038 &lt; W_{nc} &lt; 0.814</math> </p>

(bar), 임계상태의 압력(bar), 벽면 과냉도(K) 및 임계상태(Critical state)의 온도(K)이다. 본 연구에서의 실험결과를 활용하여 회귀분석을 통해 얻은 상관식은 다음과 같다.

$$f = \frac{h_{mc}}{h_N} = 0.125e^{-1.94W_{nc}}(L/D)^{0.515}P^{*0.335}T^{*-0.301} \quad (3.8)$$

제안된 상관식은 다음과 같은 범위에서 적용가능하다.

$$0.096 < W_{nc} < 0.878$$

$$25 < L/D < 100$$

$$0.562 \text{ bar} < P_s < 4.687 \text{ bar}$$

$$19.22 \text{ K} < \Delta T < 68.72 \text{ K}$$

회귀분석의  $R^2$  값은 0.983이다.

Fig. 3-36은 본 연구에서 제안한 상관식인 식 (3.8)을 이용하여 본 연구의 실험결과와의 비교결과를 나타내었다. 비교 결과를 통해 개발한 상관식이 각기 다른 직경과 길이를 갖는 전열관 외벽에서의 응축 열전달계수를 잘 예측하며, 기존의 상관식보다 훨씬 향상된 정확도를 가짐을 입증하였다. 예측된 열전달계수와 실험결과와의 표준편차는 JNU 실험에서 약 20.7%로 나타났다. 표준편차는 식 (3.9)와 같이 도출하였다. 제안된 상관식의 예측결과가 JNU 실험값과 큰 오차를 보이는 구간은 열전달계수가 약 200 W/m<sup>2</sup>K 이하의 영역이다. 이는 공기의 질량분율이 약 70%에 이를 정도로 높아 열전달률이 매우 낮고, 이에 따라 실험의 불확실도가 높은 데에 기인한다.

또한, 제안된 상관식의 검증을 위해 다양한 실험의 결과와 비교하였다. Fig. 3-37에서는 Dehbi의 실험결과와 제안된 상관식의 예측결과를 비교하였다. Dehbi는 직경 38 mm, 길이 3.5 m의 전열관을 이용한 실험으로 예측값과의 표준편차는 약 6.0%로 나타났다. 직경 0.012 m, 길이 1 m의 전열관에서 얻은 Kawakubo의 실험결과와 상관식의 예측값을 비교하였고 이를 Fig. 3-38 및 Fig. 3-39에 나

타내었다. 4 bar에서 벽면 과냉도가 20 K일 때의 실험결과와는 표준편차 약 23.7%, 벽면 과냉도가 30 K일 때의 실험결과와는 표준편차 약 29.0%로 나타났다. Liu는 직경 40 mm, 길이 2 m의 전열관을 활용하여 실험을 수행하였다. 제안된 상관식을 이용하여 Liu의 실험결과를 예측 및 비교는 Fig. 3-40에 나타내었다. 제안된 상관식의 예측값과 Liu의의 평균 상대오차는 약 38.6%이다. 그림에서 확인할 수 있듯이 열전달계수의 트렌드 또한 제대로 나타내지 못한다. 이는 Liu의 실험이 전열관 내부에서 상변화가 발생하는 형태이고 이로 인해 벽면 과냉도가 본 연구보다 현격히 작기 때문에 발생한 것으로 판단하고 있다. Su는 직경 38 mm, 길이 2 m의 전열관을 활용하였다. Su의 실험결과와의 제안된 상관식의 비교결과는 Fig. 3-41에 나타내었다. 이들의 평균 상대오차는 약 34.9%이다. Su의 결과는 Liu와는 반대로 벽면 과냉도가 대부분 크기 때문에 이러한 오차가 발생한 것으로 판단됩니다. 마지막으로 부산대의 응축열전달 실험결과와 비교를 수행하였다. 부산대는 직경 21.5 mm, 길이 1.35 m의 전열관을 사용하였다. 비교결과, 평균 상대오차는 약 15.0%임을 확인할 수 있었고 Fig. 3-42에 나타내었다. 이를 통해 제안된 상관식의 예측능이 벽면 과냉도에 민감하긴 하나, 전체적인 결과를 고려해보면 제안된 상관식이 압력, 공기 질량분율, 벽면 과냉도 및 전열관의 중횡비로 표현되는 함수로서 곡률효과에 따른 응축 열전달계수의 변화를 잘 예측하는 것으로 판단된다.

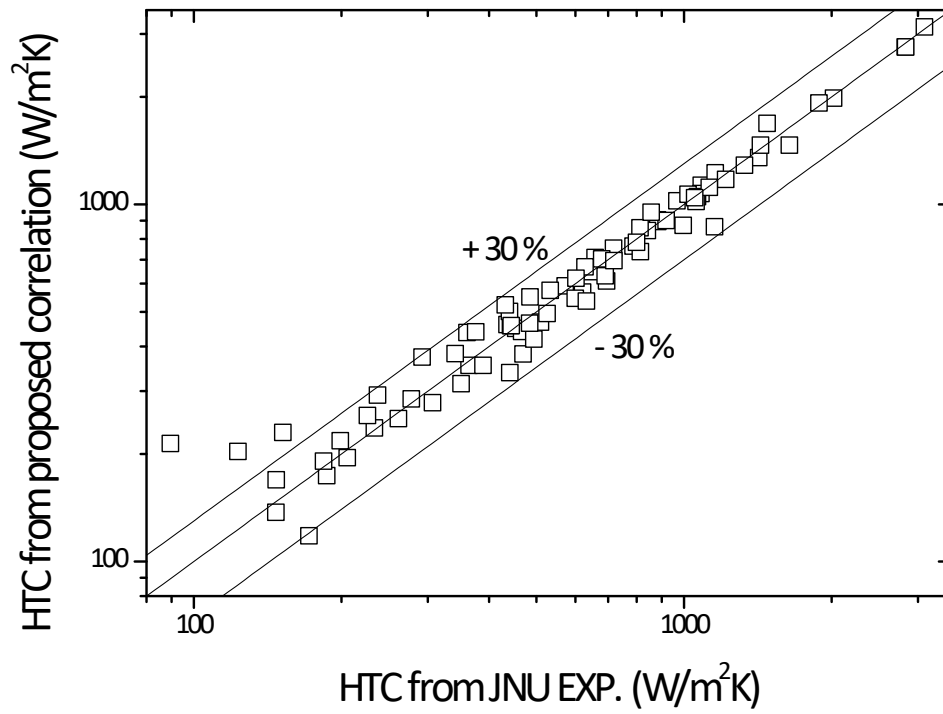


Fig. 3-36 Comparison of the heat transfer coefficients obtained by the proposed correlation and JNU experiments.

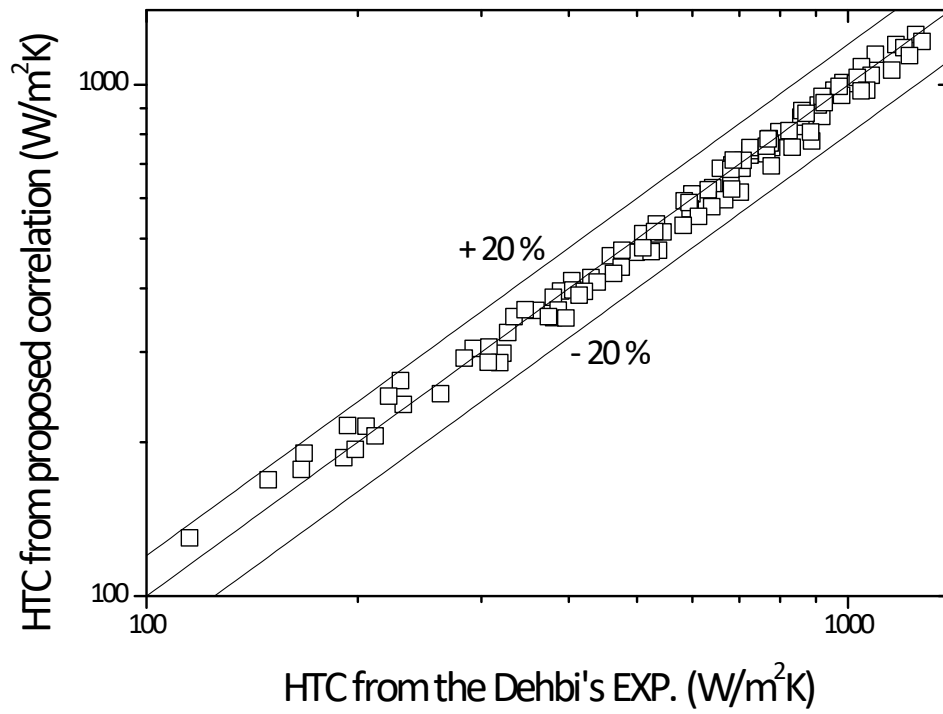


Fig. 3-37 Comparison of the heat transfer coefficients obtained by the proposed correlation and Dehbi's experiments.

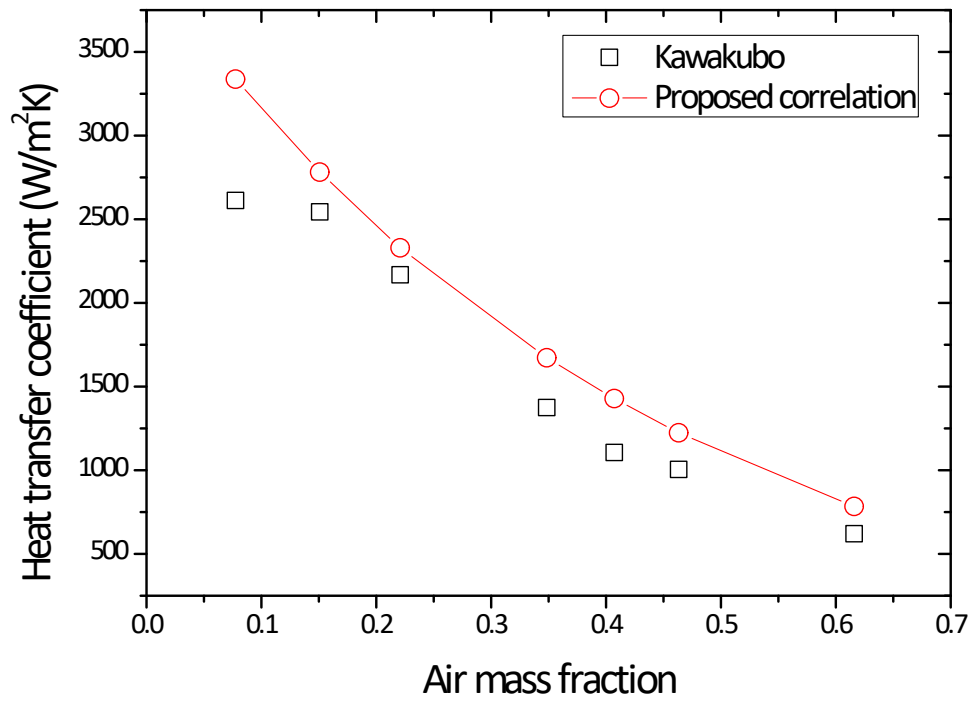


Fig. 3-38 Comparison of the heat transfer coefficients obtained by the proposed correlation and Kawakubo's experiments with wall subcooling 20 K at 4 bar.

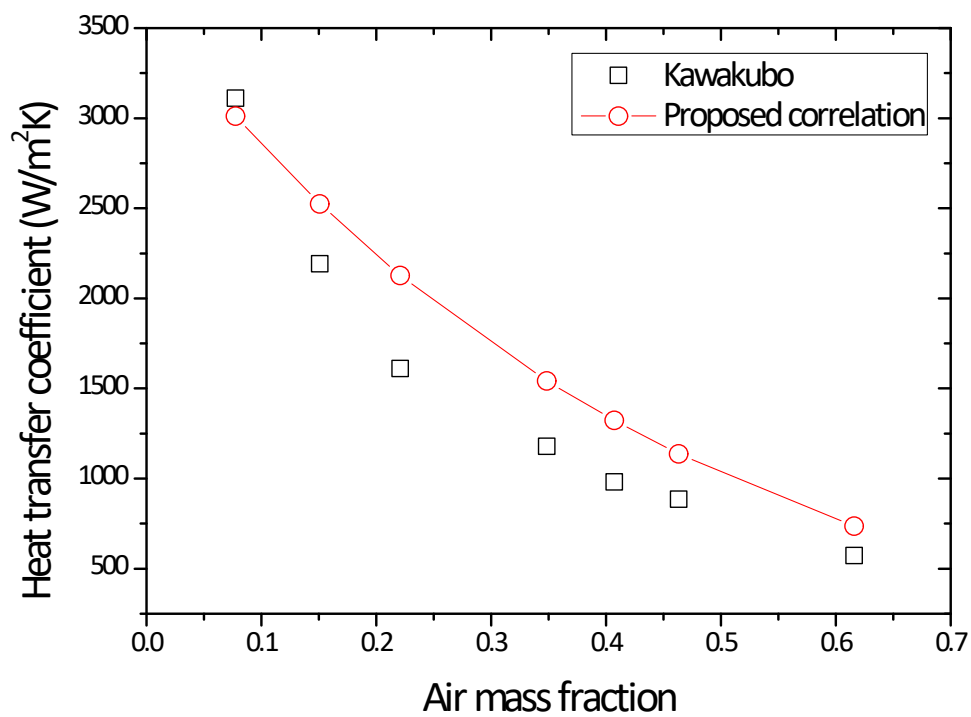


Fig. 3-39 Comparison of the heat transfer coefficients obtained by the proposed correlation and Kawakubo's experiments with wall subcooling 30 K at 4 bar.

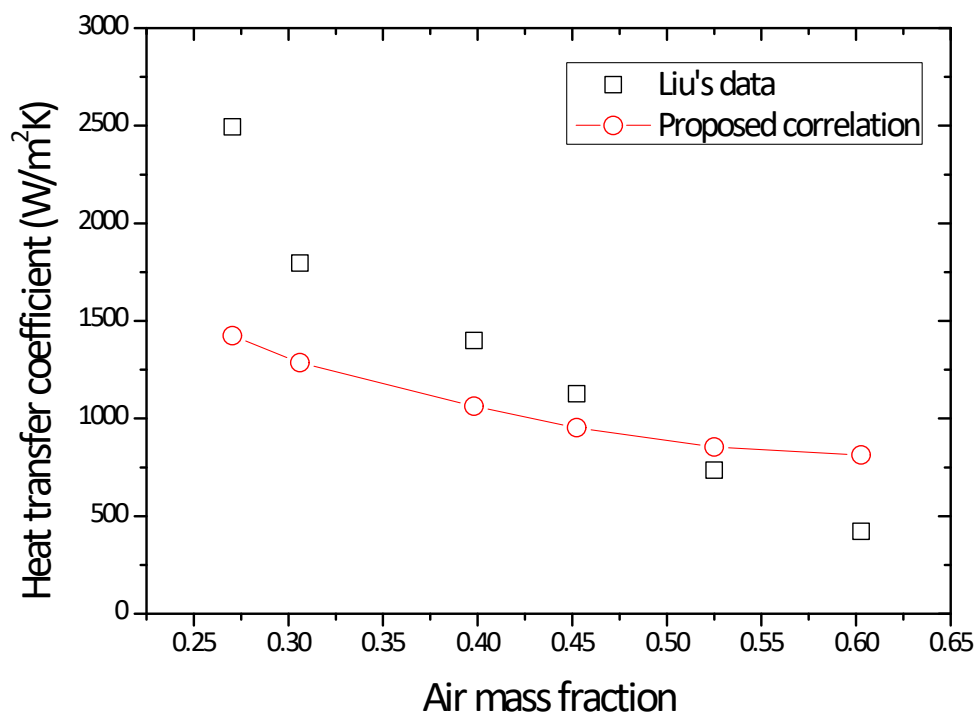


Fig. 3-40 Comparison of the heat transfer coefficients obtained by the proposed correlation and Liu's experiments at 3 bar.



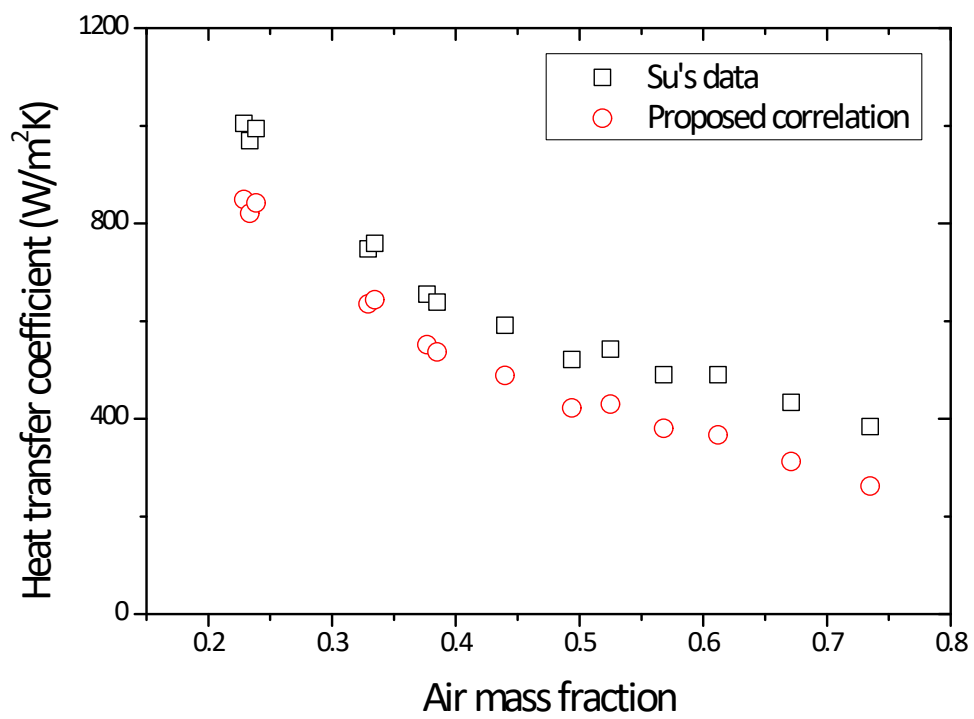


Fig. 3-41 Comparison of the heat transfer coefficients obtained by the proposed correlation and Su's experiments at 2 bar.

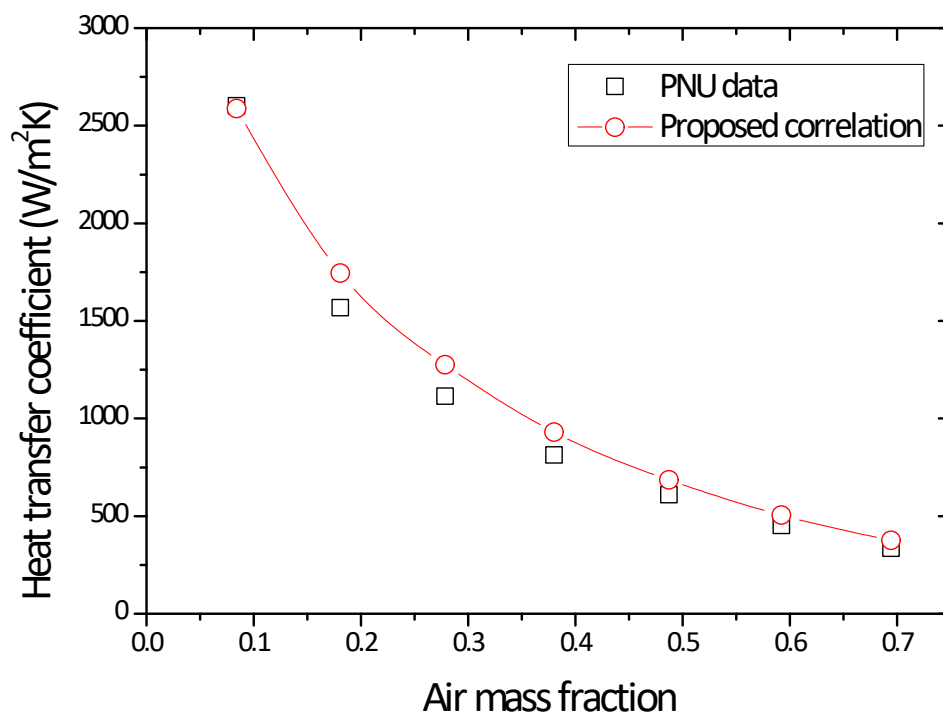


Fig. 3-42 Comparison of the heat transfer coefficients obtained by the proposed correlation and PNU's experiments at 4 bar.

#### 4. 수직 튜브 외벽 응축의 해석적 연구

현재 원전계통해석코드들은 다양한 분야에서 사용되고 있으며, 특히 원전의 사고해석에서 원전의 안전성 확인을 위한 유용한 전산해석 수단으로서 역할을 수행하고 있다. 본 연구에서는 한국원자력연구원에서 개발된 열수력 계통해석코드인 MARS(Multi-dimensional Analysis of Reactor Safety)-KS[43]를 이용하였다. 이를 활용하여 JNU 응축실험장치를 모사하였고 실제 격납건물 및 PCCS를 모사하였다. 그 결과, MARS-KS 내의 응축 모델인 Colburn-Hougen 모델을 검증하였고 LBLOCA시의 격납건물 내의 실제 압력 추이 및 PCCS 내의 열수력학적 거동을 예측하였다. 이를 바탕으로 PCCS의 열제거 성능을 평가하였다.

MARS-KS의 기본 모델인 Colburn-Hougen 모델은 비응축성기체 존재 시 응축열전달의 해석에 사용하고 있다. 이 모델에서의 응축열전달에 의한 열속은 다음과 같다.

$$q'' = h_m h_{fg} \rho_g \ln \left( \frac{1 - \frac{P_{vi}}{P}}{1 - \frac{P_{vb}}{P}} \right) \quad (4.1)$$

여기서,  $h_m$ ,  $h_{fg}$ ,  $\rho_g$ ,  $P_{vi}$ ,  $P_{vb}$ 는 각각 물질전달계수, 기체혼합물 대기에서의 포화 증기와 포화 액체간의 엔탈피 차, 증기의 밀도, 액막-기체 경계면에서의 증기 분압, 기체혼합물 대기에서의 증기의 분압을 의미한다. 이 모델은 확산 경계층에서 경계면에서의 현열 열전달을 무시할 수 있으며, 부력 효과에 의한 성층화는 무시할 수 있다는 가정을 바탕으로 하고 있다. 물질전달계수는 열 및 질량 유사성을 기반으로 계산하며, 층류 및 난류 강제대류 상관식과 자연대류 상관식에 의해 예측된 값들 중 최대값을 적용한다. 이 상관식들은 Table 4-1에 나타내었다. 본 연구에서의 응축 열전달계수는 식 (4.1)에서의 열속과 해석 결과로부터의 벽면과냉도를 활용하여 얻을 수 있다.

Table 4-1. Mass transfer coefficient in MARS-KS code

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

#### 4.1 JNU 응축실험 모델링

MARS-KS[43]를 활용한 기존의 JNU 응축실험설비의 응축모델 검증[44,45]에 서는 시험부 내의 자연대류가 고려되지 않는 nodalization을 통해 응축열전달계수 를 도출하였고, 이를 바탕으로 MARS-KS 내의 응축모델인 Colburn-Hougen 모 델[46]의 검증을 수행하였다. 실험결과를 바탕으로 MARS-KS의 응축모델 검증 으로는 유의미할 수 있으나 응축현상으로부터 형성되는 시험부 내에서의 자연대 류의 흐름을 반영하지 못한다. 이는 증기가 한 방향으로만 진행되기 때문에 실제 의 현상을 정확히 반영하여 해석을 수행했다고 보기는 어렵다.

따라서 본 해석을 수행함에 있어, JNU 응축실험설비의 모사는 자연대류 흐름 을 반영할 수 있도록 하였다. 이를 통해 시험부 내에서 발생하는 증기의 흐름을 모사함으로써, 실제의 모습을 가장 잘 반영하도록 해석을 수행하였다. Fig. 4-1은 본 해석을 수행하는데 있어 이용된 nodalization이다(이하, base case). 먼저 횡 방향으로 살펴보게 되면, nodalization을 2열의 형태로 구성하였기 때문에 각각의

Single Volume(SV)는 시험부의 전체 면적의 1/2에 해당하는 면적을 갖도록 하였다. 종 방향으로 보면, 실제 시험부 내에서의 응축 튜브의 위치를 고려하여 응축현상이 발생하는 SV350의 위치를 설정하였다. 각각의 높이에 Single Junction(SJ)을 이용하여 SV를 연결하여 증기의 원활한 흐름을 통해 자연대류 흐름을 모사하도록 하였다. 증기는 Time-Dependent Volume(TDV)를 이용하여 주입하였으며, 압력의 경우 Time-Dependent Junction(TDJ)를 통하여 조절함으로써 정상상태를 유지할 수 있도록 하였다.

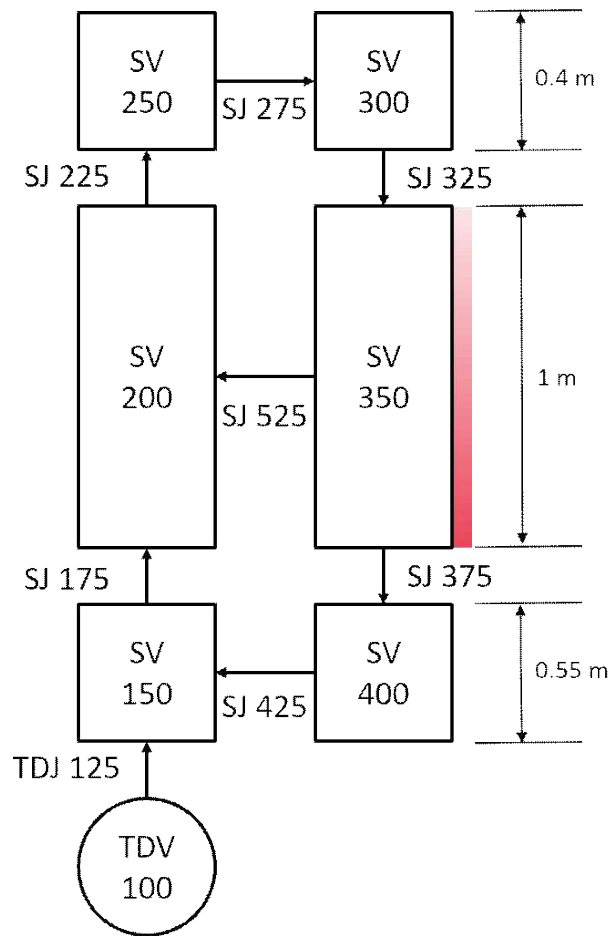


Fig. 4-1 Nodalization of the JNU condensation test chamber.

먼저, 실험설비 내의 자연대류 흐름을 반영한 nodalization의 5 bar 공기 질량 분율을 0.1에서의 결과를 확인하여 nodalization의 건전성을 확인하였다. Fig. 4-2에는 자연대류 흐름을 파악하기 위해 SJ275, SJ425, SJ525의 질량유량을 나타내었다. 이들은 중 방향의 SV를 연결하는 SJ이기 때문에 이를 확인함으로써 유동의 방향을 파악할 수 있다. 증기의 주입 초기, 중앙 체적을 연결하는 SJ525에서는 역방향의 흐름을 파악할 수 있었으나 약 12초 이후에는 정방향의 흐름을 확인할 수 있다. 이는 본 해석의 주안점인 자연대류 흐름의 모사에 있어 MARS-KS의 해석결과가 시험부 내의 자연대류 순환 흐름을 잘 모사하고 있음을 의미하고 있다. 자연대류 흐름을 확인하였기 때문에 정상상태의 확인하기 위해 압력 및 공기의 질량분율을 확인하였고 이를 Fig. 4-3 및 Fig. 4-4에 나타내었다. 압력의 경우, 해석을 수행하는 동안 거의 균일한 압력을 나타내는 것으로 확인되었다. 그리고 공기의 질량분율의 경우, 실제 실험에서의 공기의 질량분율은 0.107이고 MARS-KS 해석에서의 공기 질량분율은 0.105로 상대오차가 약 1.7 %이다. 이를 바탕으로 본 해석의 nodalization이 자연대류의 흐름 및 기본적인 정상상태까지 실험을 잘 모사하는 것으로 판단된다. 마지막으로 해석을 수행하는 동안 생성된 응축수의 양에 관련해서는 Fig. 4-5에 나타내었다. 이는 nodalization의 구조가 폐쇄 루프의 형태이기 때문에 SV350에서 생성되는 응축수는 SV400으로 향하게 된다. 응축수의 축적은 nodalization내의 압력에 영향을 미칠 수 있기 때문에 SV400 내의 응축수의 분율 확인하였다. 결과적으로 SV400 내의 응축수의 분율은 SV350에서 발생된 응축수의 유입으로 점차적으로 증가하고 있지만, 해석 시간동안 2 %에도 미치지 않는 수치를 보이고 있다. 이를 바탕으로 응축수의 축적이 nodalization 내의 압력에 미치는 영향은 미비하다고 판단된다. 또한, 본 실험 연구 결과 중 가장 높은 응축 열전달계수를 나타내는 조건인 5 bar, 공기 질량분율 0.1일 때의 결과이기 때문에 다른 조건의 해석을 수행하여도 응축수가 미치는 영향은 미비할 것으로 판단된다.

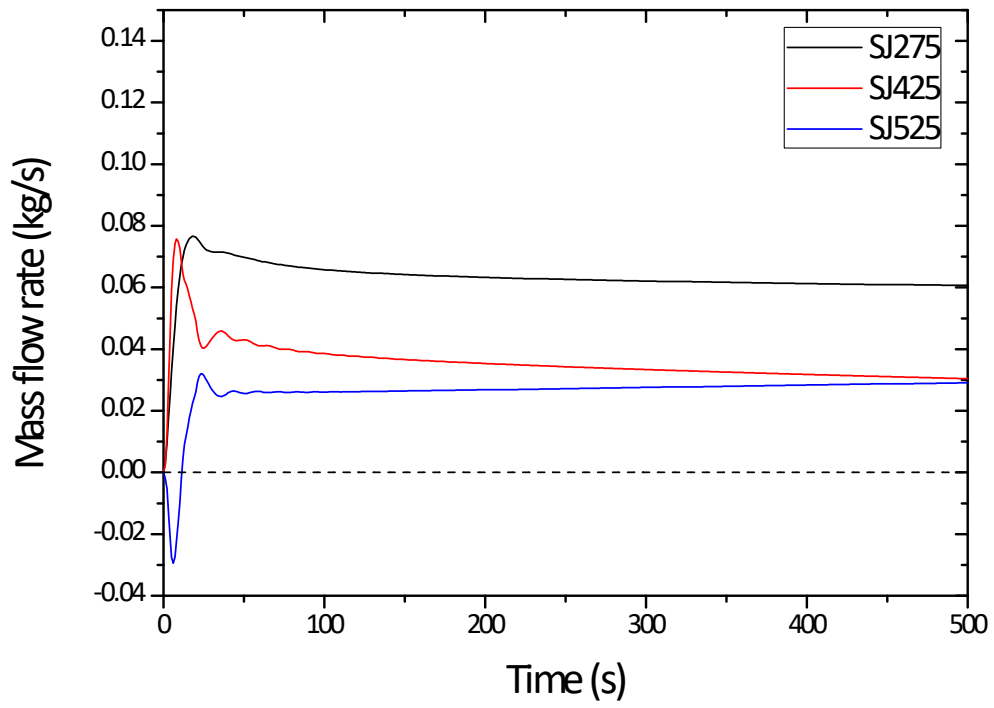


Fig. 4-2 Mass flow rate of each single junctions when air mass fraction is 0.1 at 5 bar.

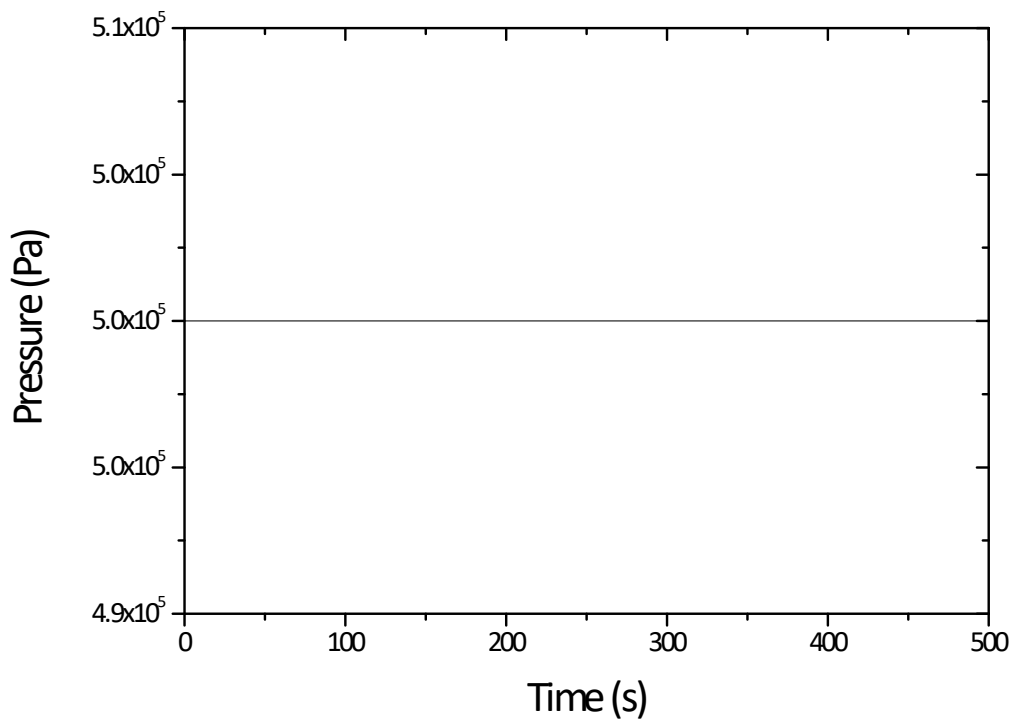


Fig. 4-3 Pressure calculated by MARS-KS in the SV350.



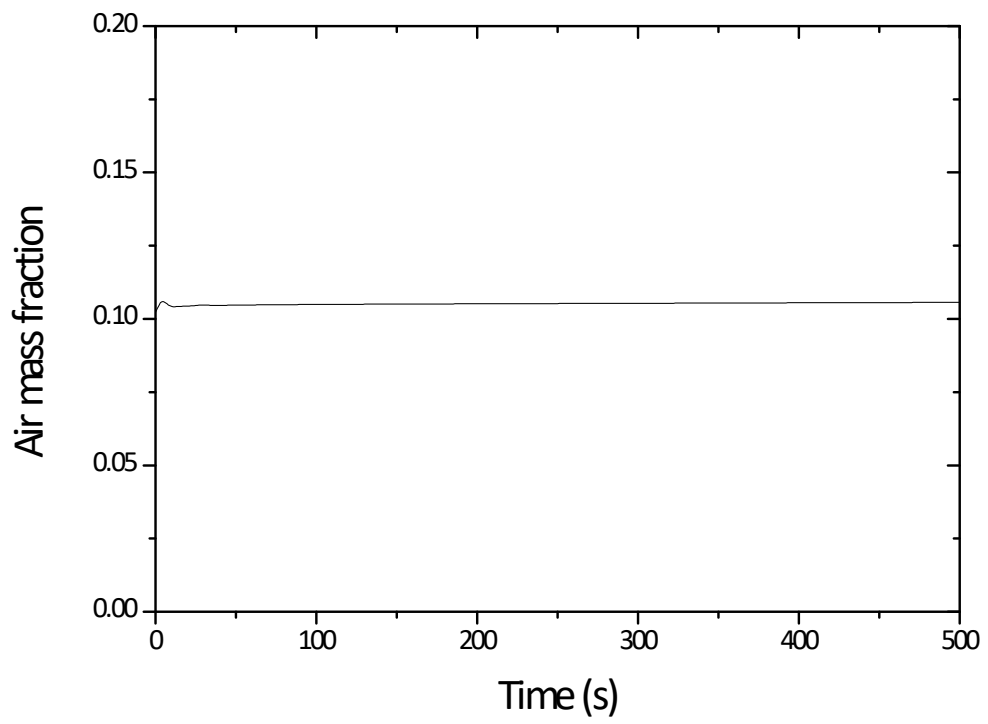


Fig. 4-4 Air mass fraction calculated by MARS-KS in the SV350.

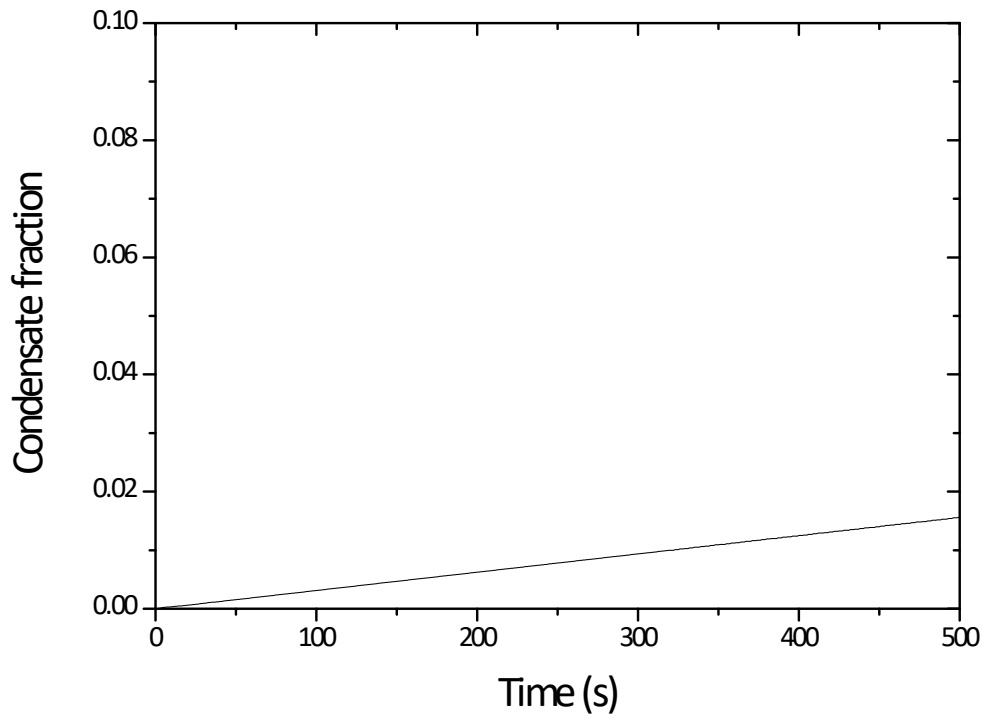


Fig. 4-5 Condensate fraction calculated by MARS-KS in the SV400.

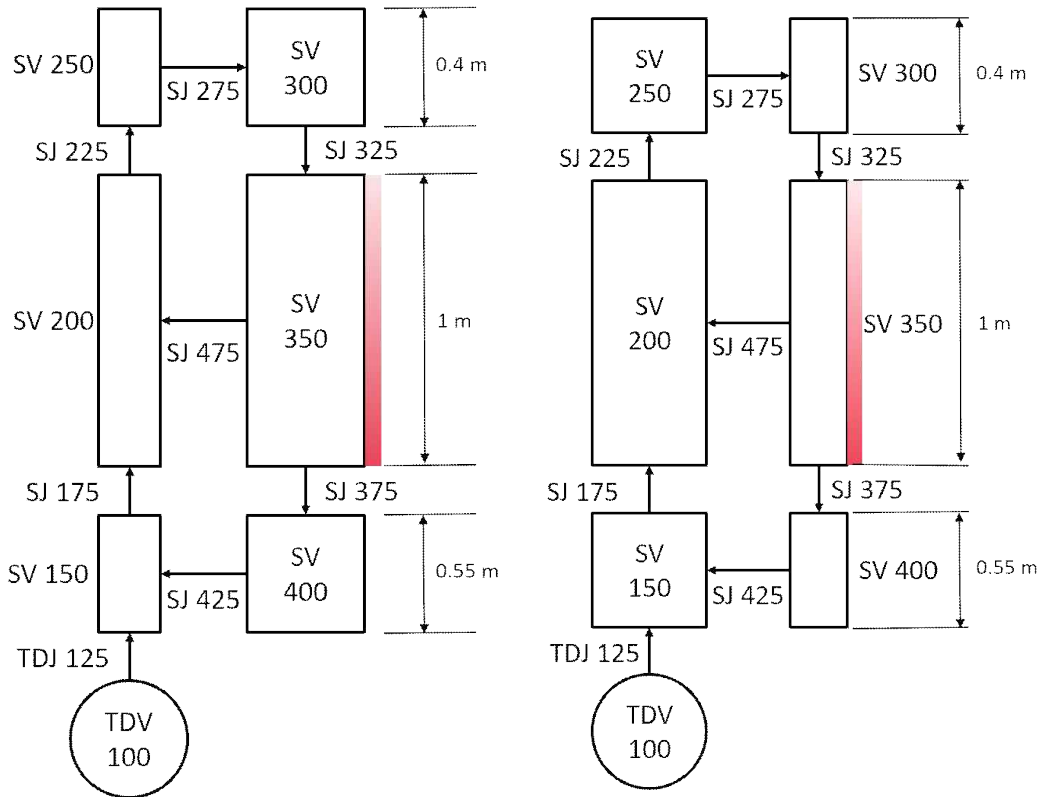
## 4.2 JNU 응축실험 해석결과

JNU 응축실험의 최적화 nodalization을 찾기 위한 민감도 분석을 수행하였다. 민감도 분석은 크게 두 종류로 진행하였다. 앞서 언급한 바와 같이, 중 방향 node의 면적은 시험부의 면적을 단순하게 반으로 나눈 것이기 때문에 첫 번째로는 이 면적에 관련한 민감도 분석을 수행하였다. 두 번째로는 면적에 대한 부분은 고정하고 응축 현상이 발생하는 SV350을 여러 개의 체적으로 나누어 민감도 분석을 수행하였다. 민감도 분석의 조건은 모두 4 bar, 공기의 질량분율이 10 % 일 경우이다.

면적에 대한 민감도 분석은 정확히 이야기하면 증기의 유속과 관련한 민감도 분석이다. 이를 위해 응축 현상이 발생하는 SV350을 기준으로 하여 앞서 수행하였던 기본 nodalization보다 면적이 50% 증가하거나 감소하는 경우에 대해 분석을 수행하였다(이하, 면적이 50% 증가하는 경우 case 1, 감소하는 경우 case 2). Fig. 4-6은 case 1과 case 2의 nodalization을 나타내고 있다. 해석의 결과, 압력 및 공기의 질량분율은 case 1 및 case 2 모두에 대해 전체적으로 잘 유지되고 있음을 확인할 수 있었다. 응축 열전달계수의 경우는 base case와의 비교에 있어 최대 1%의 오차를 보였다. 하지만, 자연대류 유동 방향은 case 1은 base case와 동일한 유동의 흐름을 보였으나, case 2의 경우 SJ425에서 급격하게 큰 유량이 형성이 되고 이 유량은 분기될 수 있는 SV200에서 SJ475에 영향을 주어 역방향의 유동을 형성시키게 된다. 이후에는 SJ425의 영향이 SJ475에 반영이 되어 SJ475에서는 정방향 및 역방향의 양방향 유동을 갖게 된다. 이러한 흐름은 기존의 유사한 CFD 해석 결과와도 상반된 결과를 나타내고 있다[47,48]. CFD 해석에 따르면 지배적인 자연대류의 흐름은 상부로부터 응축 표면을 따라 진행되는 흐름이고 이는 base case 및 case 1의 흐름과 매우 흡사하다. 그렇기 때문에 case 2와 같은 하부에서 응축 표면을 향하는 역방향의 흐름은 본 연구의 모사에서는 적절하지 않는 것으로 판단하였다. 이러한 결과는 Figs. 4-7에 나타내었다. Figs. 4-7 (a)-(b)는 유동 방향에 관련해서 증기의 유동 방향을 확인할 수 있는 증기의 질량유량을 나타내었고, Figs. 4-7 (c)-(d)는 이를 바탕으로 nodalization

에 유동 흐름의 방향을 표시한 그림이다.

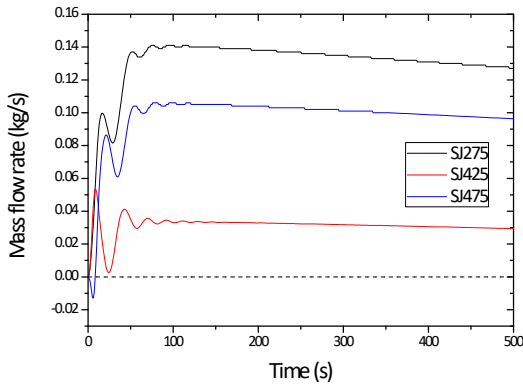
응축 열전달계수에는 node의 면적뿐만 아니라 실제적으로 응축이 발생하는 구조체인 heat structure의 변화 또한 영향을 미칠 수 있다. 따라서 node의 형태에 대한 민감도 분석을 수행하였다. base case의 SV350의 체적 개수를 2, 4, 5로 나누어 이에 대한 자연대류 흐름 및 응축 열전달계수를 비교하였고 이 nodalization들은 Fig. 4-8에 나타내었다. 해석 결과는 압력, 공기 질량분율 및 응축 열전달계수는 최대 2 %로 나타났지만 모든 경우에 대해 Figs. 4-7 (d)와 같은 유동의 흐름이 형성되었다. 각 case 별 junction에서의 질량유량은 Figs. 4-9에 나타내었다. 이는 해석 문제의 설정에 있어 주안점으로 상정한 자연대류의 흐름과는 상관되는 결과이기 때문에, 본 연구에서 제안하는 가장 최적화된 nodalization은 기존의 시험부 면적은 중 방향으로 반으로 하는 것으로 결정하였고, heat structure에 관련한 부분은 단일 체적으로 해석을 수행하는 것이 가장 적합한 것으로 판단하였다.



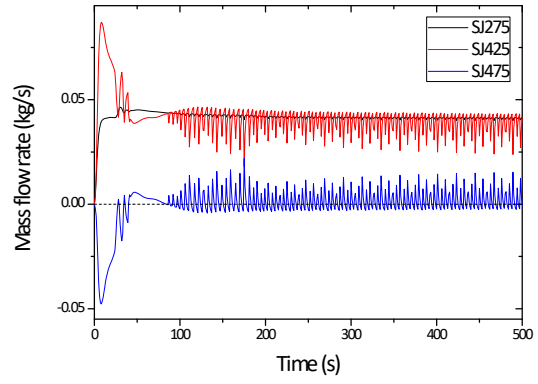
(a) Case 1 (SV350 area + 50 %)

(b) Case 2 (SV350 area - 50 %)

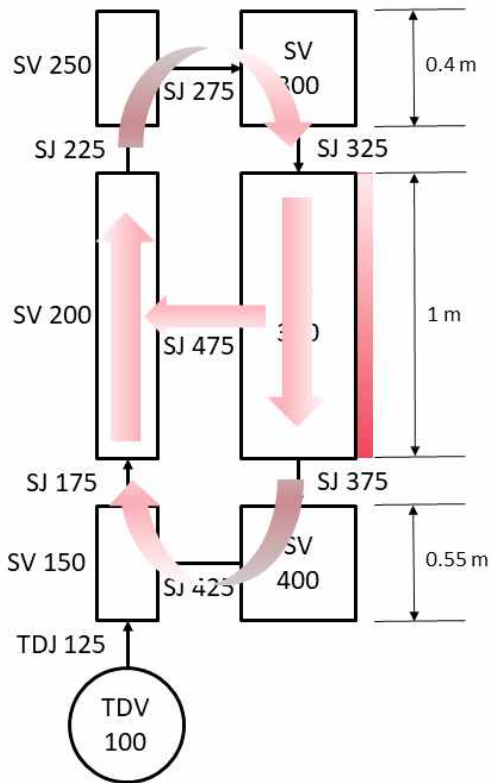
Figs. 4-6 Sensitivity test for area change.



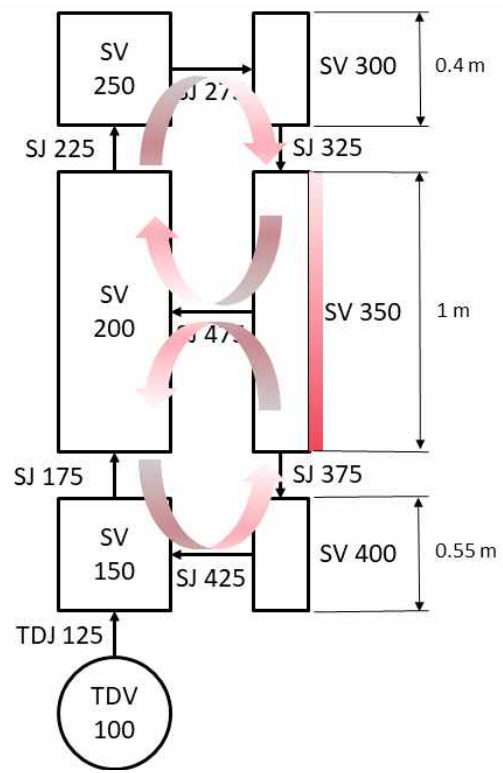
(a) Results of case 1



(b) Results of case 2

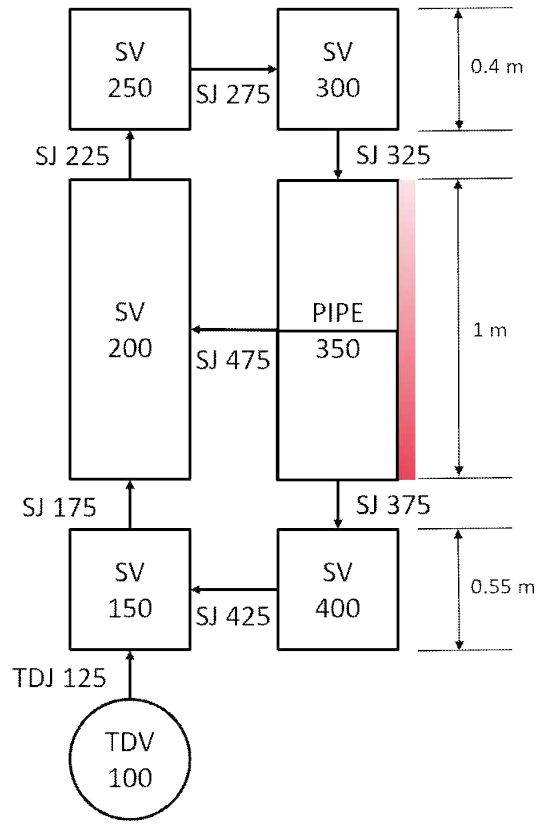


(c) Direction of flow path of case 1

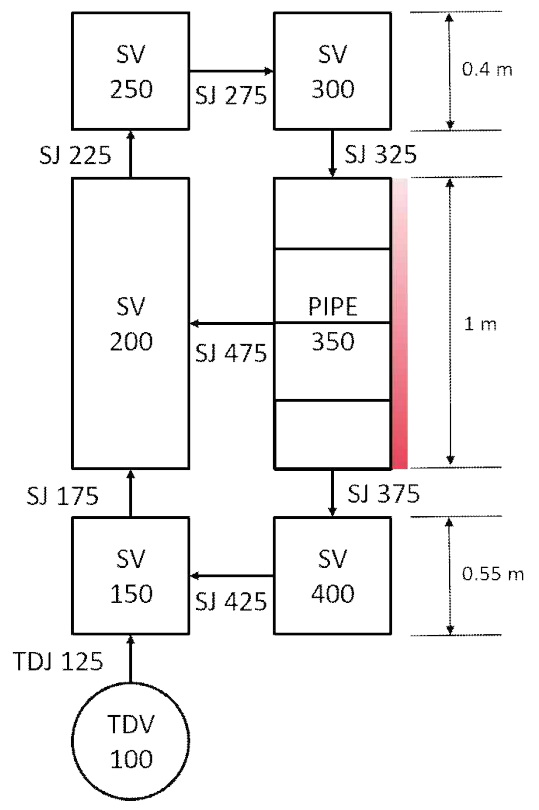


(d) Direction of flow path of case 2

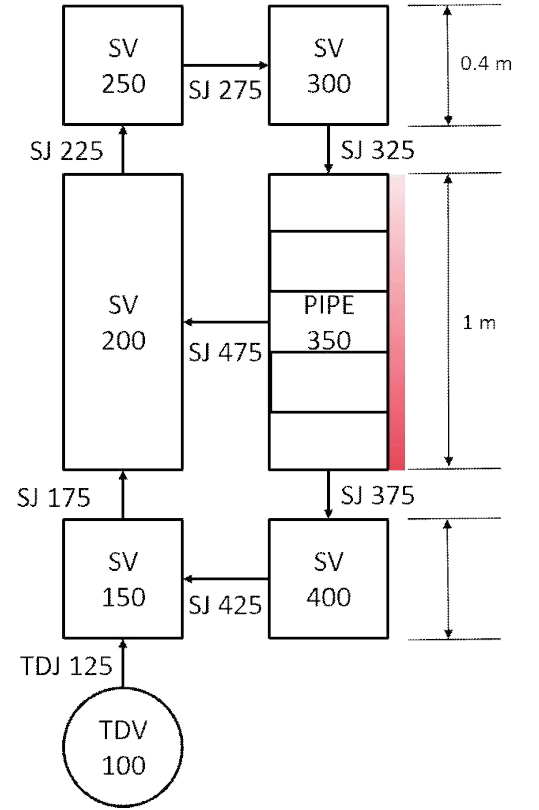
Figs. 4-7 Results of area sensitivity test.



(a) 2 volumes

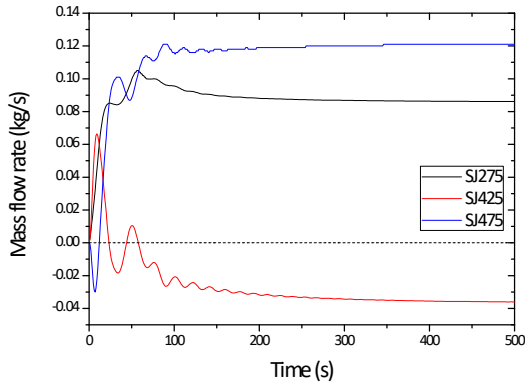


(b) 4 volumes

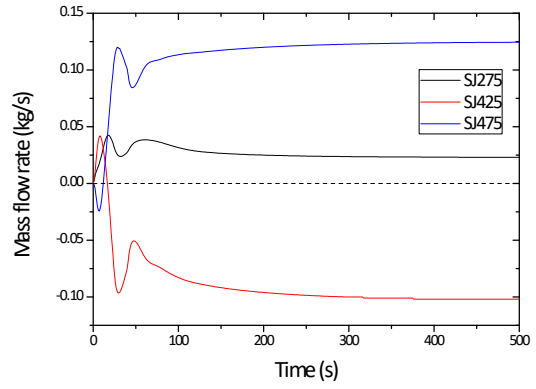


(c) 5 volumes

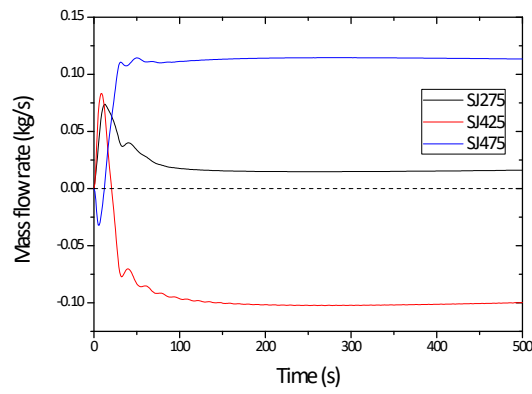
Figs. 4-8 Sensitivity test for SV350 with various volumes.



(a) Results of case 3



(b) Results of case 4



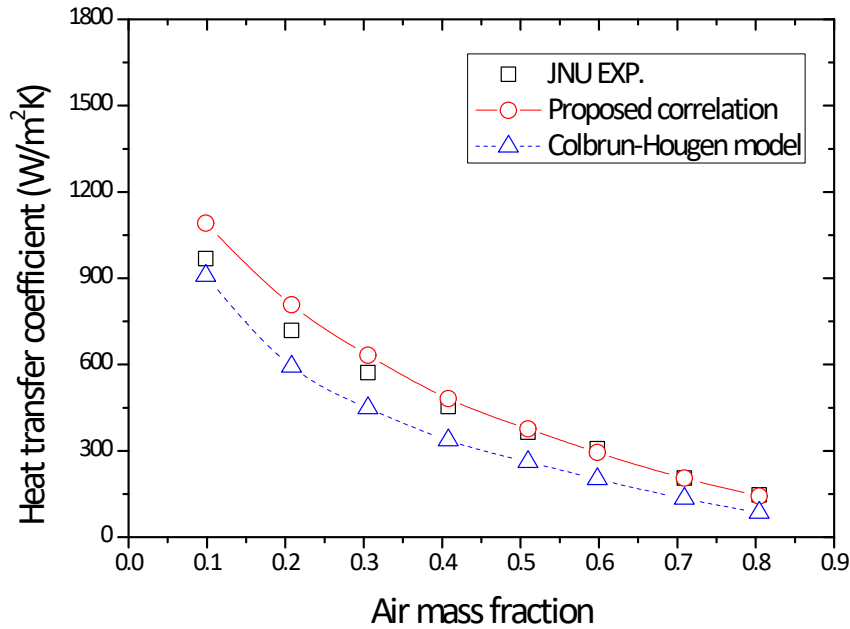
(c) Results of case 5

Figs. 4-9 Mass flow rate results of sensitivity test for SV350 with various volumes.

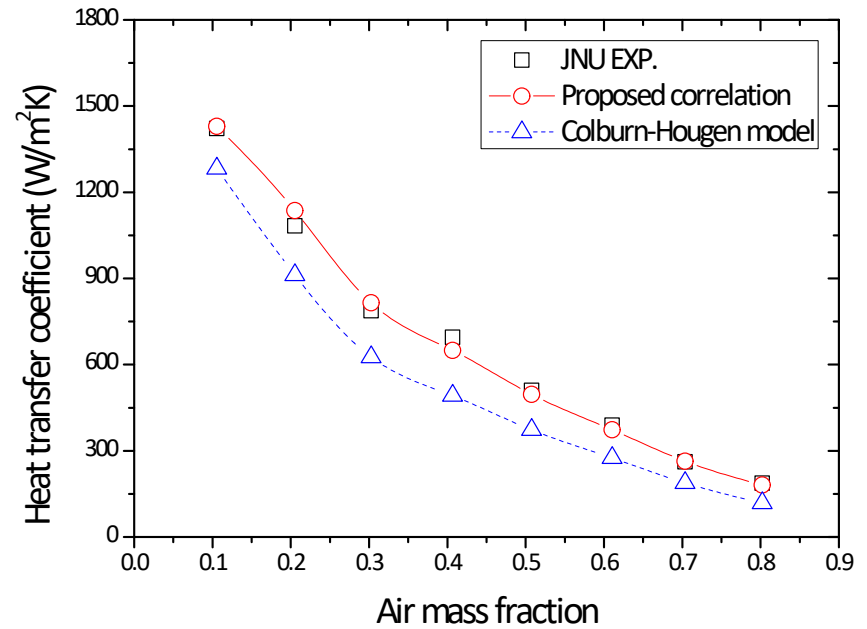


Base case를 활용하여 JNU 실험결과와 MARS-KS의 해석결과를 비교하기 위해 앞서 언급한 바와 같이 본 연구를 통해 제안된 상관식과 Colburn-Hougen 모델을 이용하여 각각 해석을 수행하였다. JNU 실험결과와의 비교에서는 직경 10 mm 및 40 mm 응축 튜브를 활용한 실험결과와 Colburn-Hougen 모델을 이용한 해석의 결과는 평균 상대오차는 약 29%의 오차를 보였다. 전체적으로 Colburn-Hougen을 이용한 MARS-KS의 응축 열전달계수 예측치는 실험의 응축 열전달계수보다 낮게 예측하였다. 특히 직경 10 mm 응축 튜브를 활용한 실험결과와의 응축 열전달계수와는 최대 약 64%의 오차를 보이고 평균적으로는 약 54%의 오차를 보였다. 이에 반해 본 연구에 의해 제안된 상관식을 적용한 MARS-KS의 응축 열전달계수는 실험에서의 응축 열전달계수와 평균 상대오차 약 10.6%였다. 특이점으로는 직경 40 mm 응축 튜브 실험의 결과보다 약간 과대 평가하는 것을 확인할 수 있었다. 하지만, 직경 10 mm 응축 튜브 실험결과에서는 전체적으로 잘 예측하고 있다. 따라서 Colburn-Hougen 모델의 응축 열전달계수 예측능보다 본 연구에서 제안된 상관식의 응축 열전달계수 예측능이 뛰어난 것을 확인할 수 있었다. Figs. 4-10부터 Figs. 4-12까지는 앞서 언급한 실험결과, Colburn-Hougen 모델 및 제안된 상관식으로부터 얻을 수 있는 응축 열전달계수를 나타냈다. Figs. 4-10은 직경 40 mm 응축 튜브를 활용한 응축 실험결과와 두 모델을 이용하여 얻은 응축 열전달계수를 비교하였다. Figs. 4-11은 직경 10 mm 응축 튜브를 활용한 응축 실험결과와 두 모델을 이용하여 얻은 응축 열전달계수를 비교하였고 Figs. 4-12에는 각 직경의 모든 실험결과와 두 모델의 응축 열전달계수를 비교하였다.

JNU 및 Dehbi의 실험결과에 대한 응축 열전달계수 예측에 있어 본 연구를 통해 제안된 상관식이 MARS-KS의 기존의 모델인 Colburn-Hougen 모델보다 월등히 뛰어난 결과를 보이고 있다. 따라서 이러한 결과를 바탕으로 현실적인 PCCS의 열제거 성능 평가 및 열수력 거동의 예측을 위해 원전의 격납건물 및 PCCS를 모사하고 본 연구를 통해 제안된 상관식이 적용된 MARS-KS를 활용하여 해석을 수행하였다. 이는 다음 절에서 상세히 기술할 것이다.

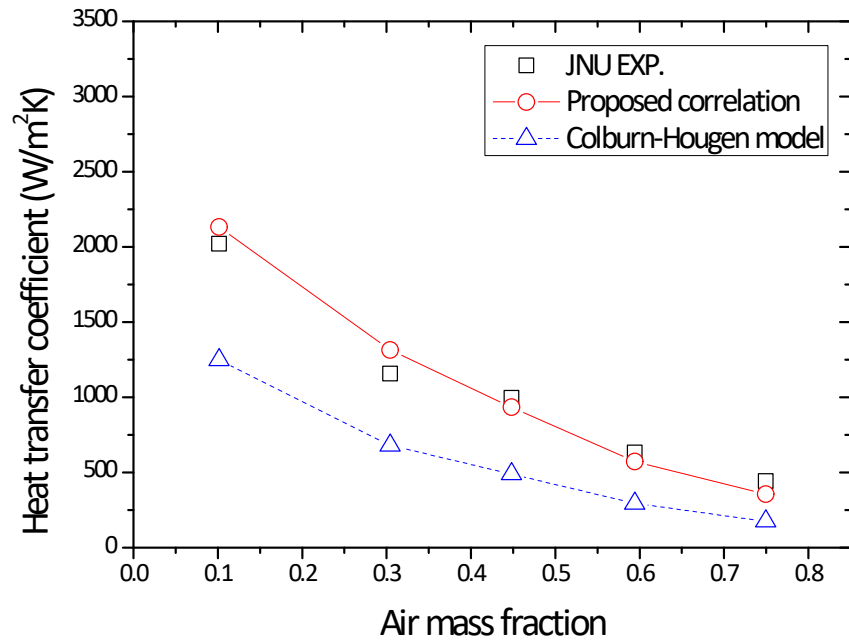


(a) Tube with 40 mm O.D. at 2 bar

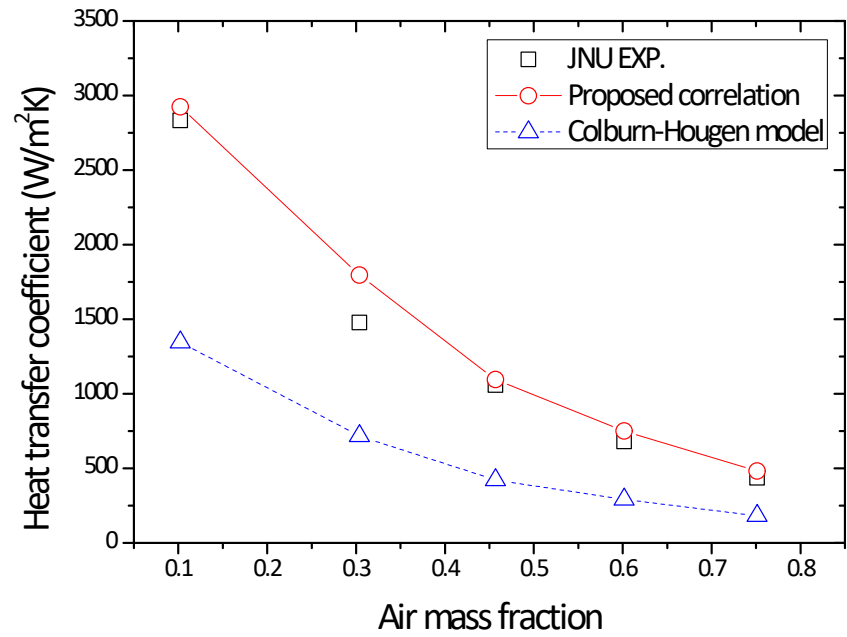


(b) Tube with 40 mm O.D. at 4 bar

Figs. 4-10 Comparison results between the JNU experimental result and numerical results using condenser tube with 40 mm O.D. at 2 and 4 bar.

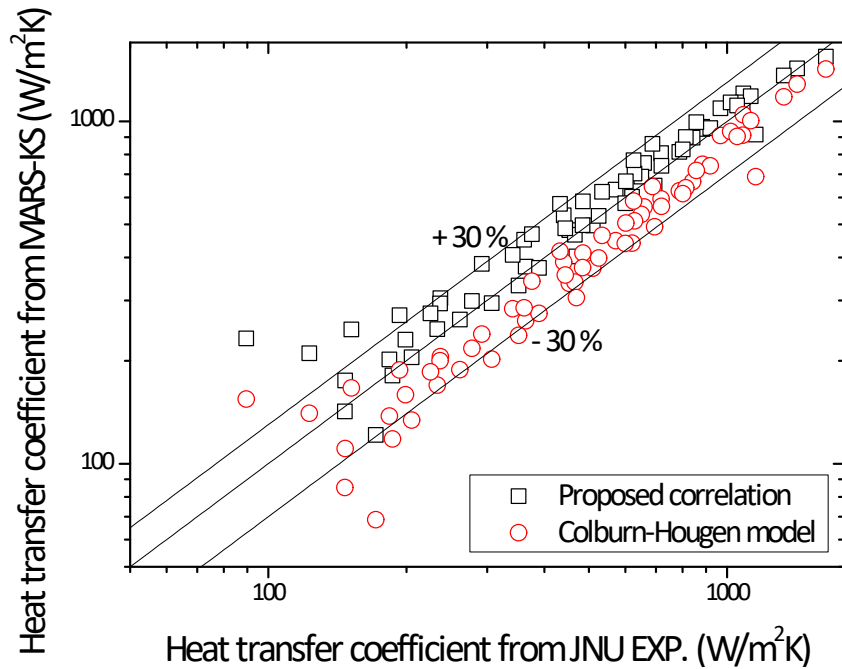


(a) Tube with 10 mm O.D. at 2 bar

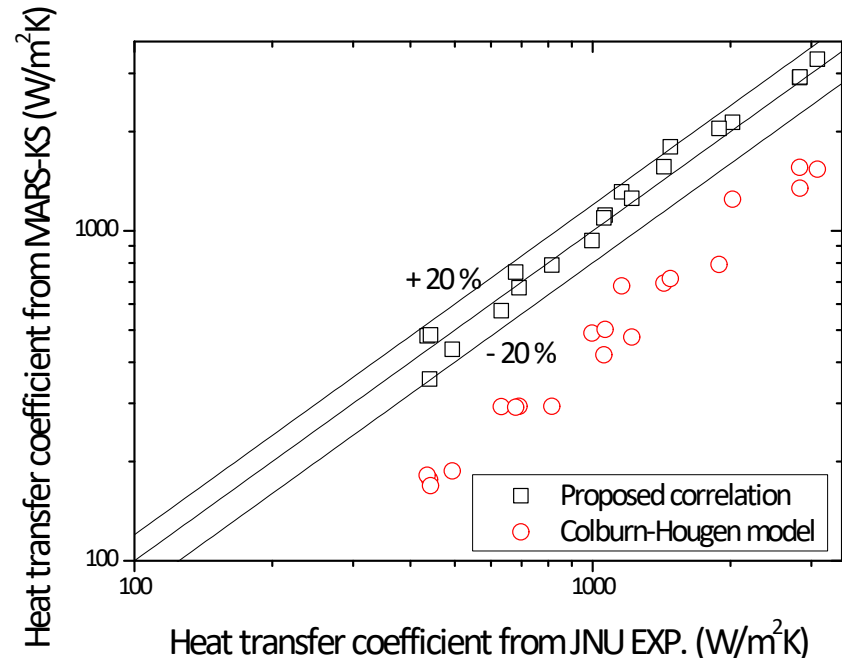


(b) Tube with 10 mm O.D. at 4 bar

Figs. 4-11 Comparison results between the JNU experimental result and numerical results using condenser tube with 10 mm O.D. at 2 and 4 bar.



(a) Tube with 40 mm O.D.



(b) Tube with 10 mm O.D.

Figs. 4-12 Comparison results between the proposed correlation and Colburn-Hougen model for JNU results.

### 4.3 LBLOCA 조건에서의 PCCS 모델링

피동안전계통의 열제거 성능 평가를 위한 MARS-KS 및 다양한 상용 코드를 활용한 수치적 연구는 현재 활발히 수행되고 있다[49-54]. 이러한 연구들은 대부분 코드 내의 기본 응축 모델인 확산 경계층 이론, Uchida의 상관식, Chilton-Colburn analogy, 및 Colburn-Hougen 모델을 이용하여 응축 열전달을 예상하였고, 이에 따른 결과를 이용하여 피동안전계통의 열제거 성능을 평가하였다. MARS-KS에서는 Colburn-Hougen 모델이 기본 응축 모델이다. 이를 검증하기 위한 앞선 4.2절의 수치적 연구결과에서는 Colburn-Hougen 모델의 응축 열전달 예측이 본 연구에 의해 제안된 상관식의 결과보다 비교적 보수적인 모습을 보이는 것을 확인할 수 있었다. 특히 응축 튜브의 직경 변화에 대해서는 거의 반영을 하지 못하는 것을 확인하였다.

안전 해석에서의 보수적인 접근을 통한 결과는 실제의 사고를 더 안전하게 대비할 수 있다는 장점을 갖는 반면 비용을 효율적으로 집행하는데 있어 과투자를 유발하는 측면 또한 있다. 그렇기 때문에 본 절에서는 4.2.2절에서 평가한 것과 같이 Colburn-Hougen 모델보다 조금 더 실험 조건에서의 응축 열전달계수를 잘 예측할 수 있는 본 연구에서 제안된 상관식을 활용하여 LBLOCA 조건에서의 격납건물 및 PCCS를 모델링하여 MARS-KS를 활용한 해석적 연구를 통해 PCCS의 열제거 성능뿐만 아니라 PCCS 내의 열수력적 거동을 살펴보고자 한다.

Figs. 4-15의 (a)와 (b)는 본 해석 연구에서 사용한 격납건물 및 PCCS 루프의 nodalization을 나타내고 있다. 격납건물 nodalization은 SV와 PIPE로 구성되어 있다. 격납건물 돔(400)과 PCCS로의 열전달이 이루어지는 node(310, 320)은 SV로 구성되어있고, 나머지 node는 PIPE로 구성되어 있다. 실제 격납건물에서 발생된 열이 PCCS의 열교환기로의 열전달이 이루어지는 heat structure는 PCCS의 열교환기(Passive Containment Cooling Heat Exchanger; PCCHX)의 외벽면과 격납건물 체적(310, 320)에 모델링되었다. Yoon[55]의 연구에 따르면 RELAP

기반의 코드에서는 열 구조체의 특성 길이에 의해 열전달이 영향을 받는 것으로 알려져 있다. 이에 따라 열 구조체의 node 민감도 분석을 수행하였고, 그 결과 열 구조체는 10개의 node를 갖는 PIPE의 형태로 결정되었다.

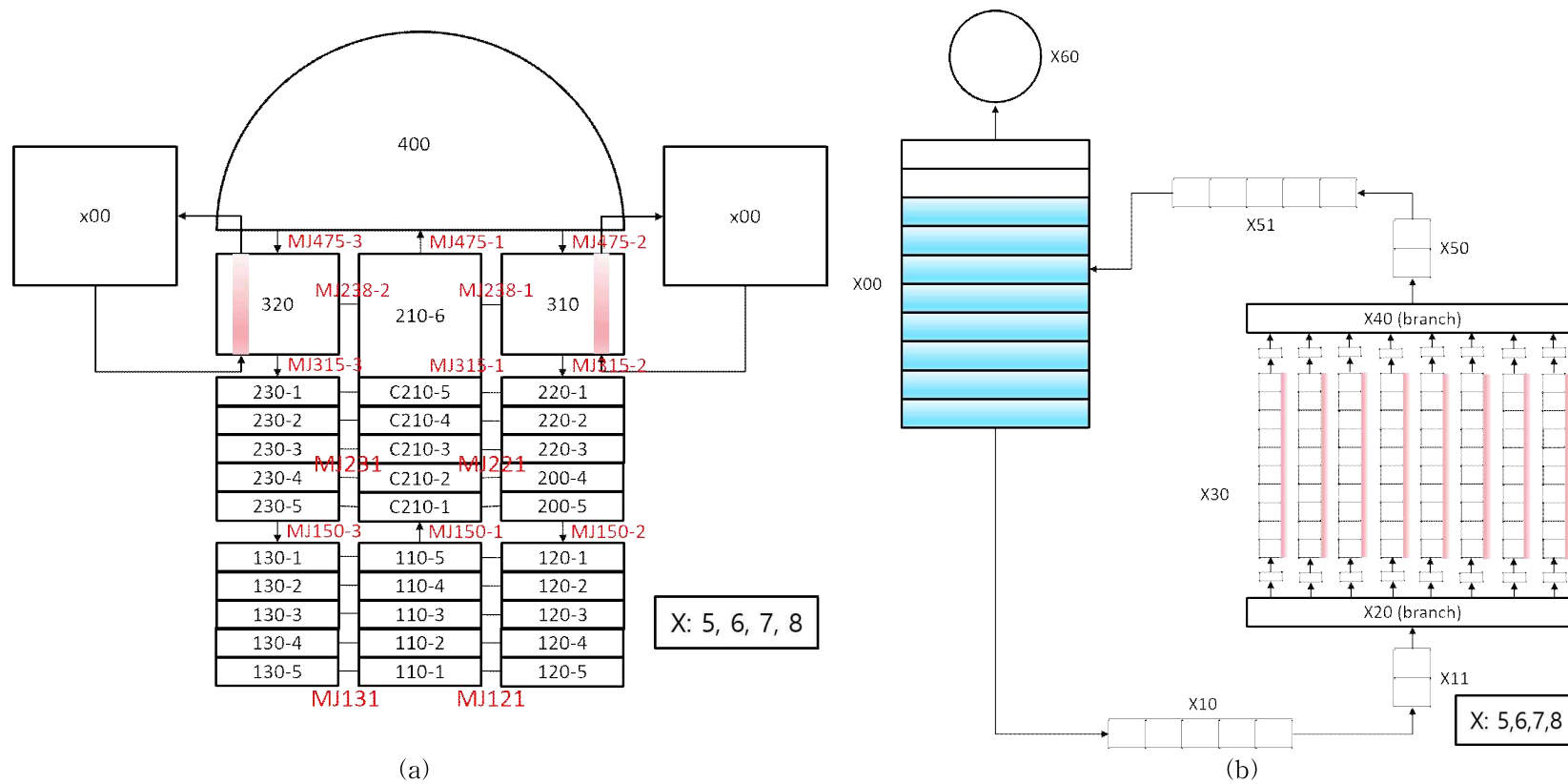
PCCS의 목적은 원자로 정지 5분 이후에 발생하는 붕괴열을 기존에 설치되어 있는 격납건물 스프레이 계통 대신 제거하는 것이다. ANS5.1-1973 붕괴열 자료 [56]에 따르면 PCCS의 열제거 목표는  $153.2 \text{ MW}_{\text{th}}$ 이 된다. PCCS의 열교환기 튜브의 단위 면적당 열제거 성능은 기존의 해석과 동일한 가정을 도입하였다[57]. 이 가정은 다음과 같다. AES-2006(기존 VVER-1000에서 향상된 VVER-1200 디자인 원전의 약칭)의 P-CHRS(Passive Containment Heat Removal System)의 성능을 기준으로 하되, 보수적으로 P-CHRS의 90 %에 해당하는 성능을 가진 것으로 가정하여 본 해석에서의 단위 면적당 열제거 성능은  $22.5 \text{ kW}_{\text{th}}/\text{m}^2$ 이다. 따라서 요구되는 PCCS 열교환기의 표면적은  $6808.89 \text{ m}^2$ 이다. PCCS 열교환기 단일 튜브의 기하학적 구조는 직경 및 길이는  $0.0317 \text{ m}$ ,  $3.5 \text{ m}$ 로 결정하였다[58]. 이에 따라 PCCHX의 1 개 bundle은 총 244개의 튜브로 구성된다. PCCHX 1 assembly에는 총 8개의 PCCHX bundle이 존재하게 된다. 또한 PCCHX 1 train은 총 10개의 PCCHX assembly로 구성되고, PCCS는 총 PCCHX 4 train으로 구성된다. 이에 따른 총 열전달 면적은  $6803.9 \text{ m}^2$ 이고 총 열제거 성능은  $153.09 \text{ MW}_{\text{th}}$ 이다. 이는 앞서 언급한 PCCS의 열제거 목표인  $153.2 \text{ MW}_{\text{th}}$ 대비 99.92%의 성능을 발휘할 것으로 예측된다.

격납건물 열수력 계산에서 원자로건물 및 내부 구조물의 역할은 아주 중요하다. 이들 구조물은 체적이 크고 비열이 높아 사고초기에 열침원 역할을 하기 때문이다. 본 해석에서는 Lim의 연구를 토대로 하여 모든 구조물을 heat structure로 모델링하였다. 이때의 기준 원자로형은 신한울 3,4호기이며, 격납건물의 총 체적은  $89,000 \text{ m}^3$ 이다. 해석에 반영된 구조물은 cylinder wall, dome, basemat 등 총 16가지 항목이며 이들의 두께, 노출 표면영역, 질량을 일치시켜 layer 순서대로 모델링하였다.

#### 4.4 LBLOCA 조건에서의 격납건물 해석 결과

격납건물 돔 부분인 SV400과 PCCS가 위치한 SV310, SV320에서의 전반적인 모습을 확인하고자 한다. Fig. 4-14에서 multi-junction 427에서의 증기의 질량유량을 나타내고 있다. LBLOCA 사건 초기 쏟아지는 증기의 흐름에 의해 약 1초까지는 증기의 흐름이 역방향을 나타내기도 한다. 하지만 1초 이후에는 안정적으로 증기의 흐름이 격납건물 돔인 SV400을 향해 흐른다. 또한 사건 초기 불안정한 모습을 보이는 증기의 질량유량은 약 10초 이후에는 안정적인 모습을 보이며 점차적으로 감소하는 경향을 나타내고 있다. 또한, Fig. 4-15에서는 각각의 체적에서의 공기 질량분율을 나타내고 있다. 증기의 질량유량과 비슷하게 공기의 질량분율 또한 약 1초 후부터 감소하기 시작한다. 이는 앞서 살펴본 증기의 질량유량이 안정화 된 이후, 증기의 유입으로 인해 공기의 질량분율이 감소하는 모습을 보이고 있다. 공기는 이후 꾸준히 감소하면서 약 32초경에는 최소 질량분율인 약 0.41까지 감소하게 된다. 이후 자연대류의 영향으로 질량분율은 증가하기도 감소하기도 하는 모습을 보이고 있다.

Fig. 4-16에서는 PCCS에서의 온도를 확인하였다. PCCT 및 PCCHX 입구 온도는 약 4,000 초 이후에 점차적으로 증가하는 모습을 보이고 있다. PCCHX 출구 온도는 이보다 앞선 약 50 초 이후부터 증가하고 있는 모습을 보인다. 특이점으로는 PCCHX의 출구 온도가 약 1,500 초 이후 하강하는 모습을 보인다. 이는 Fig. 4-19에서 확인할 수 있듯 방출되는 증기의 에너지가 순간적으로 하강하는데 이때의 영향으로 인해 출구의 온도가 이러한 모습을 보이는 것으로 판단된다. 약 80,000 초 이후 포화온도의 하강을 확인할 수 있다. 이는 PCCT의 수위가 낮아지기 때문에 이로 인해 수두의 하강으로 인한 영향이다.



Figs. 4-13 Nodalization scheme for containment with PCCS; (a) containment with PCCS, (b) PCCS closed loop.



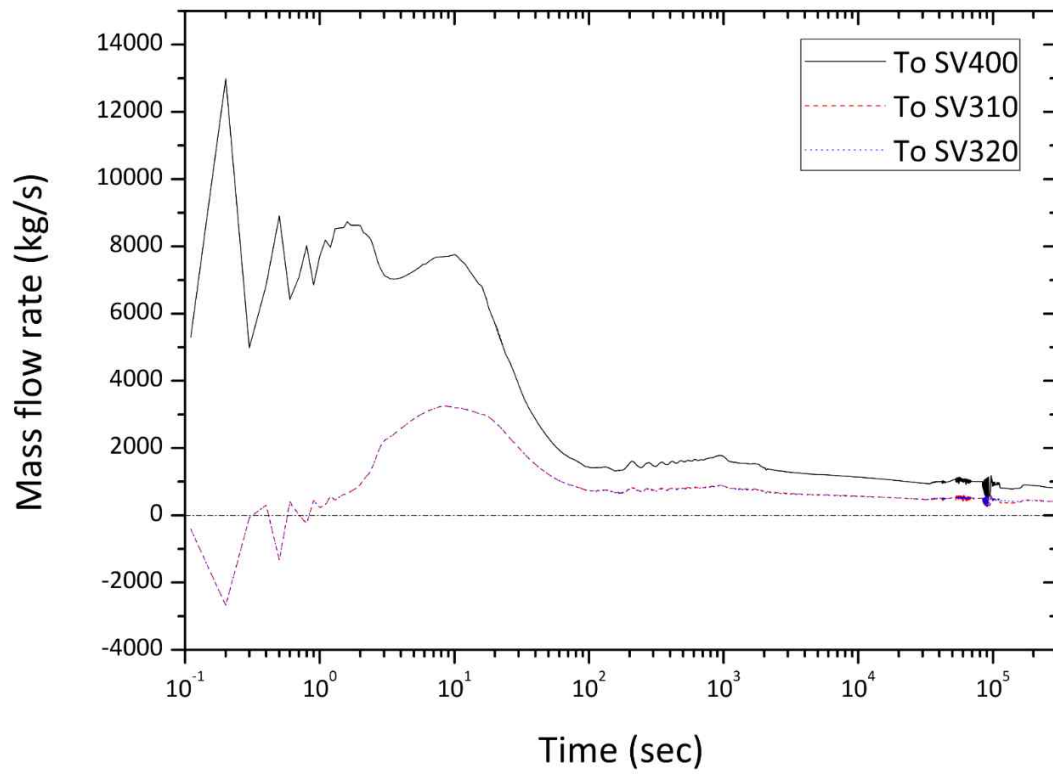


Fig. 4-14 Steam mass flow at multi-junction 427.

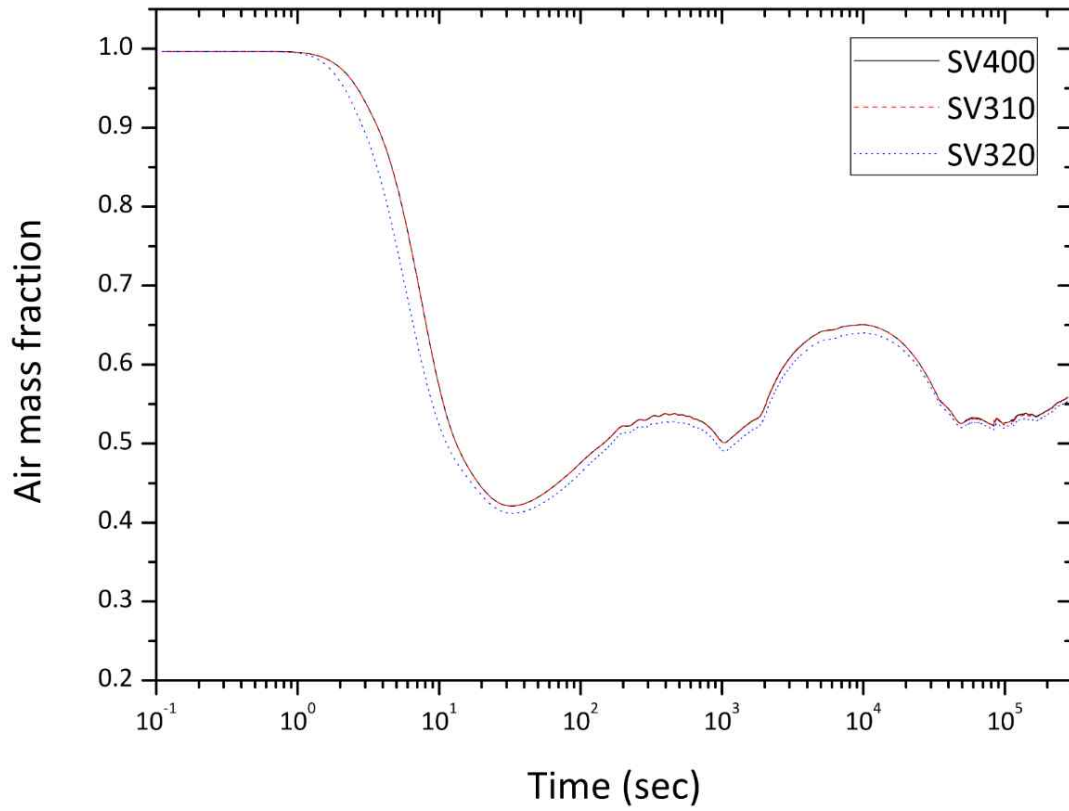


Fig. 4-15 Air mass fraction at SV400, SV310, and SV320.

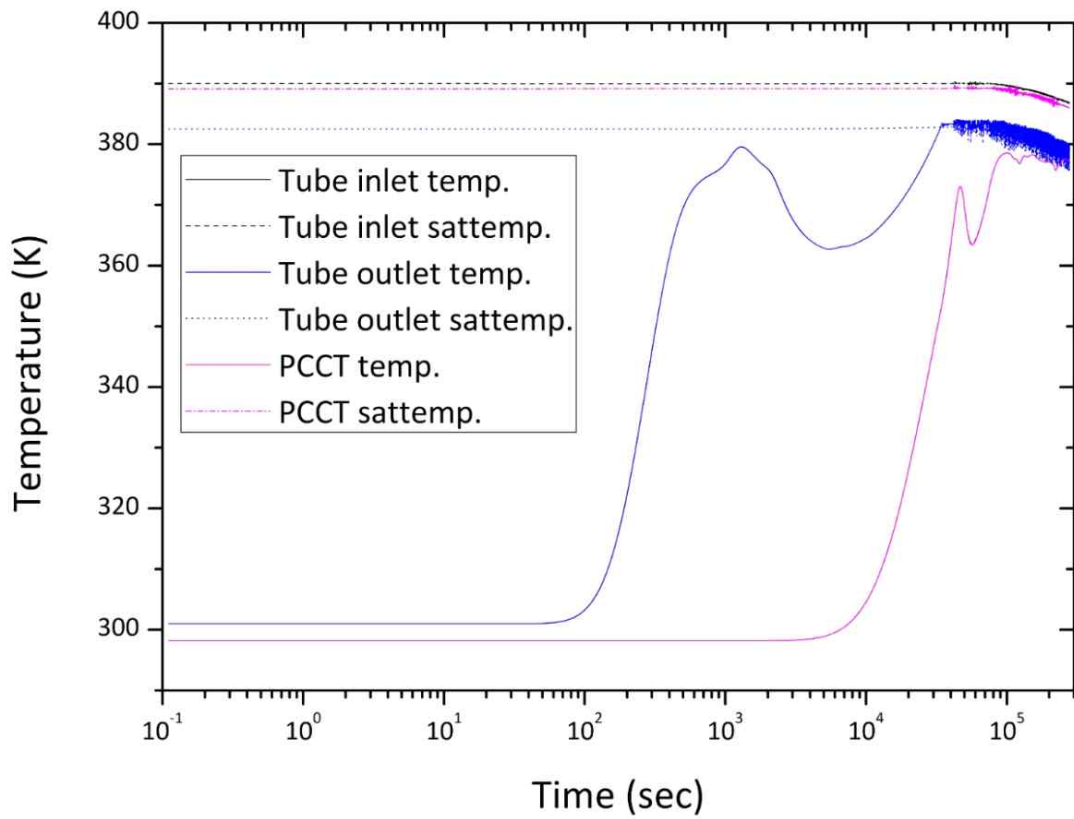


Fig. 4-16 PCCT temperature and PCCHX temperature.

Figs. 4-17에는 PCCS 전열관의 입구와 출구에서의 냉각수와 발생하는 증기의 질량유량을 나타냈었다. 사고 발생 후 약 10 초 이전까지는 PCCT의 수두에 의해 전열관 내의 유동이 형성되는 모습을 확인할 수 있다. 10 초 이후부터는 외부로부터의 열전달에 의해 전열관 내의 냉각수의 유량이 증가되었다. 이후 20,000 초 이후부터 서서히 감소하는 경향을 나타내다 약 40,000 초 이후부터는 큰 변동 폭을 갖는다. 증기의 경우, 전열관의 입구에서는 확인되지 않았다. 전열관의 출구에서는 초기 34,000 초부터 형성되기 시작하였으나, 유량이 워낙 미비하였기 때문에 약 80,000 초 이후부터 본격적으로 유량이 형성되었다. 이를 통해, 단상 자연대류 유동이 약 30,000 초부터 약 80,000 초 사이에 이상 자연대류 유동으로 천이가 발생됨을 확인하였다.

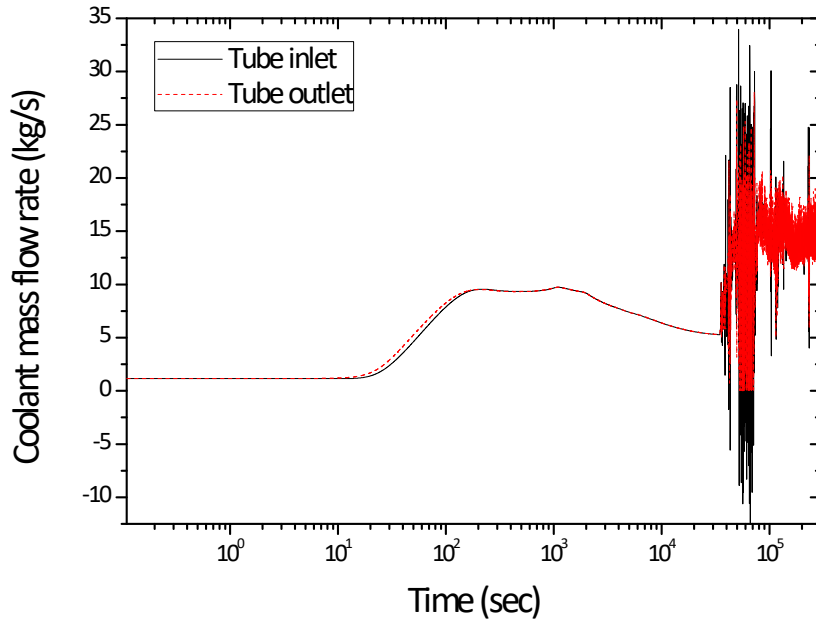
Fig. 4-18에는 PCCT의 수위를 나타내었다. PCCT는 냉각수의 열전달로 인한 체적의 증가로 인해 초기부터 꾸준히 수위가 상승하게 된다. 수위는 약 81,600 초에 약 36 cm정도 상승한다. 이후 PCCT의 수위는 점차적으로 감소하게 하는 경향을 나타낸다. 앞서서 살펴본 것 같이 슬러그류 및 환상류는 이보다 앞선 시간에 발생되었기 때문에 냉각수 내 잔존하는 기포들은 자연 순환을 통해 PCCT에서 배기되었기 때문에 이로 인해 PCCT의 수위는 하강하게 된다.

Fig. 4-19는 LBLOCA 시에 격납건물에 방출되는 에너지를 보여주고 있다. 배출되는 에너지는 증기와 액체로 구성되었지만, 격납건물의 압력을 증가시키는 역할은 증기만이 하는 것으로 판단된다. 초기에는 방출되는 에너지가 PHS와 PCCS에 의해 제거되는 에너지보다 크기 때문에 약 30 초까지는 Fig. 4-20과 같이 압력이 증가하게 된다. 약 30 초부터 200 초까지는 두 계통의 총 열제거량이 LBLOCA에 의한 제거량보다 높기 때문에 격납건물 내의 압력이 감소되는 경향을 나타내고 있다. 약 30초까지는 PHS의 열 제거량이 증가하지만 PHS의 온도 상승이 동반되기 때문에 그 이후부터는 PHS의 열 제거 성능이 저하된다. 약 200 초부터 2,000 초까지는 방출되는 에너지량이 제거되는 양보다 크기 때문에 격납건물 내의 압력이 증가하게 된다. 약 1,500 초 이후에는 PHS에 의한 열 제거량보다 PCCS에 의한 열 제거량이 더 커지게 된다. 따라서 이 시간 이후부터는 피

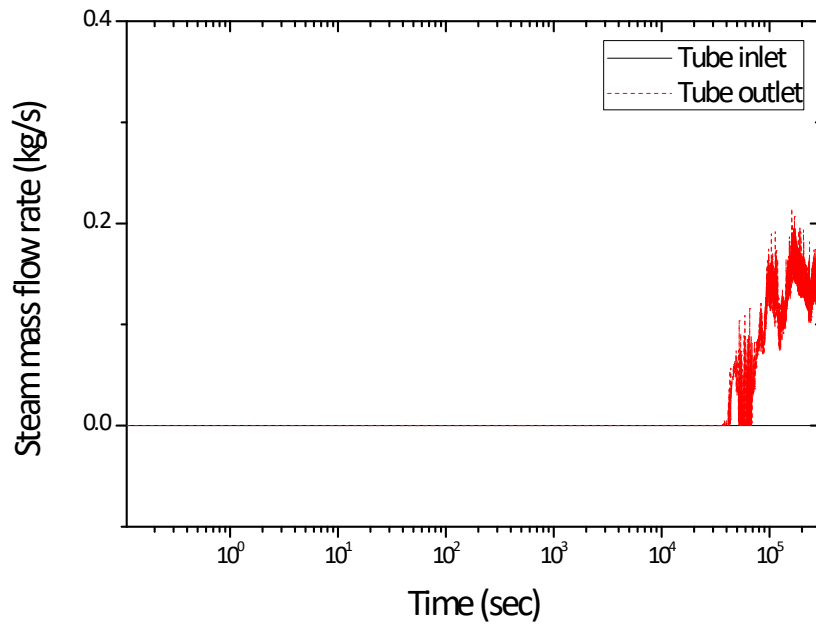
동계통의 열 제거 성능은 PCCS에 의해 의존되는 것으로 판단된다. PCCS에 의해 제어되는 격납건물의 최저 압력은 약 2.2 bar이다. 하지만, 앞서 Fig. 4-18에서 확인된 바와 같이, PCCT의 온도는 꾸준히 상승하게 된다. 이러한 과냉각의 손실로 인해 PCCS의 열전달 성능이 저하되고 격납건물의 압력은 재가압된다.

Lim은 MARS-KS 내의 Colburn-Hougen 모델을 사용하였고, 본 연구에서의 결과는 본 연구를 통해 제안된 상관식을 활용하였다. 두 결과 모두, 전체적인 트렌드는 유사하나, 본 연구에서 예측한 격납건물 압력이 Lim의 예측보다 LBLOCA 시의 격납건물의 압력을 더 낮게 예측하고 있다. 사고 발생 약 30 초까지는 두 결과 모두 거의 비슷하다. 하지만 PCCS의 열 제거 성능이 발휘되는 이 시점부터 본 연구에서의 격납건물 압력 예측 결과가 Lim의 결과보다 낮게 예상함을 확인할 수 있다. 특히, 약 1,500 초 이후부터는 격납건물 내 열 제거를 PCCS가 지배하게 되기 때문에, 두 압력 예측 값이 큰 차이를 보이고 있다. 일반적으로 PCCS는 장기적인 관점에서 격납건물의 압력을 제어하는 계통으로 알려져 있지만, 해석 결과 사건 발생 약 30 초 후부터 꾸준히 열제거를 하는 모습을 확인할 수 있다. PHS의 온도 증가로 인해 PCCS의 열제거 성능이 격납건물의 열제거 성능에 지배적인 모습을 보일 때는 상당히 큰 압력 예측의 격차를 보이고 있다.

앞선 4.2.2절의 결과와 본 절의 결과를 고려한다면, MARS-KS의 기존 모델을 활용한 PCCS의 열제거 성능 평가는 상당히 보수적인 결과를 나타냄을 알 수 있다. 이 보수적인 결과를 바탕으로 한 접근은 실제 원전에 적용되는 PCCS 설계에 있어 과도한 비용을 산출하는 결과로 이어질 수 있다. 따라서, 본 연구의 결과와 같은 현실 반응이 된 결과를 PCCS 설계에 있어 검토함으로 효율적인 비용 산출과 격납건물의 건전성을 확보할 수 있을 것으로 판단한다.



(a) Coolant mass flow rate



(b) Steam mass flow rate

Figs. 4-17 Mass flow rate of coolant and steam in the condenser tube.

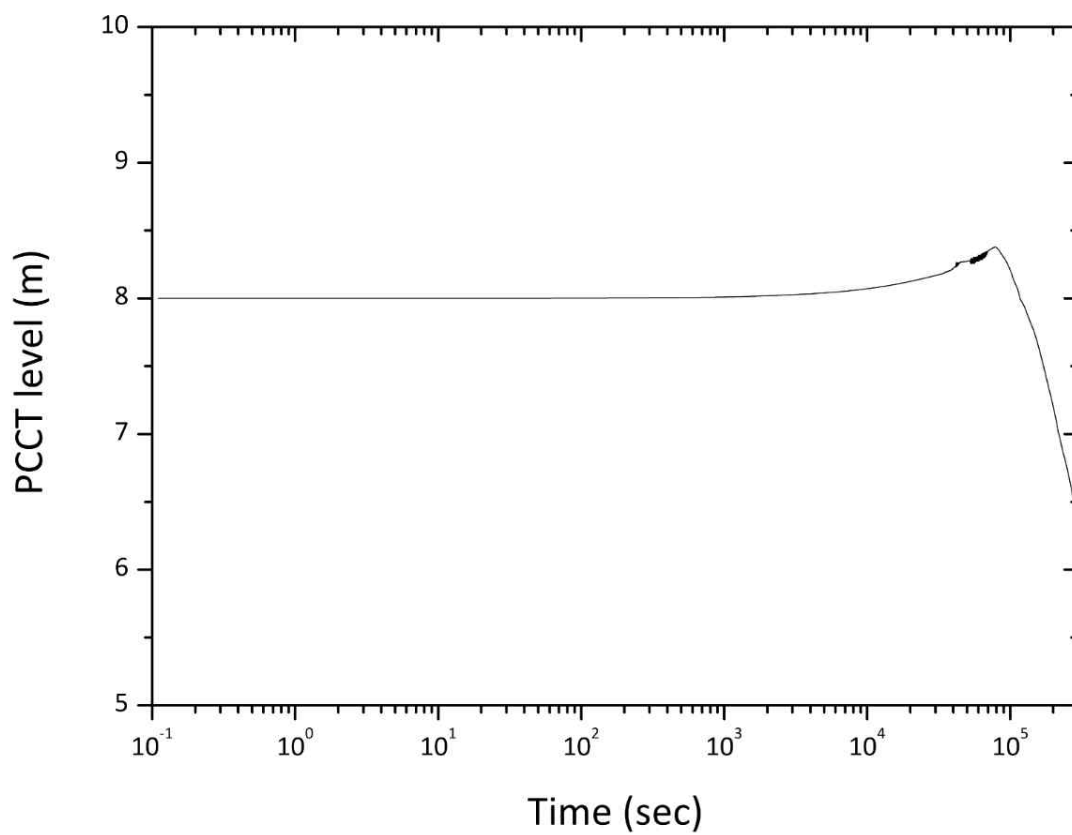


Fig. 4-18 PCCT level during the LBLOCA.

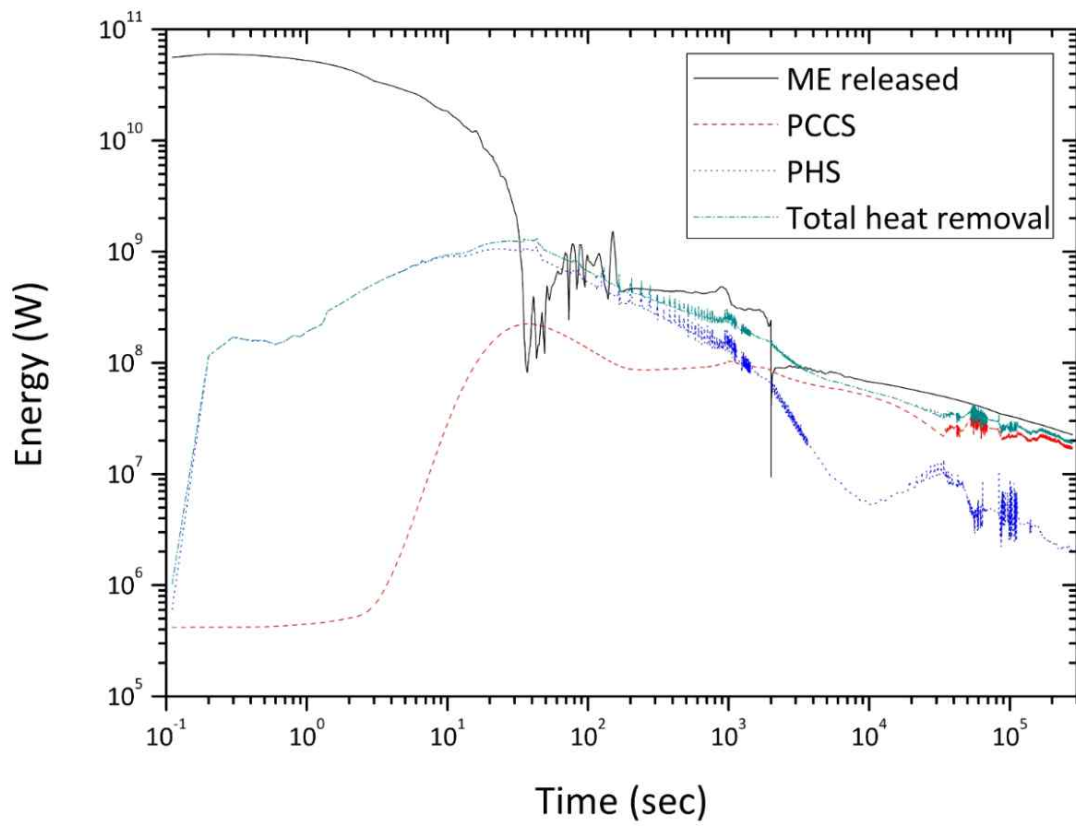


Fig. 4-19 LBLOCA ME data and heat removal rate by PHS and PCCS.



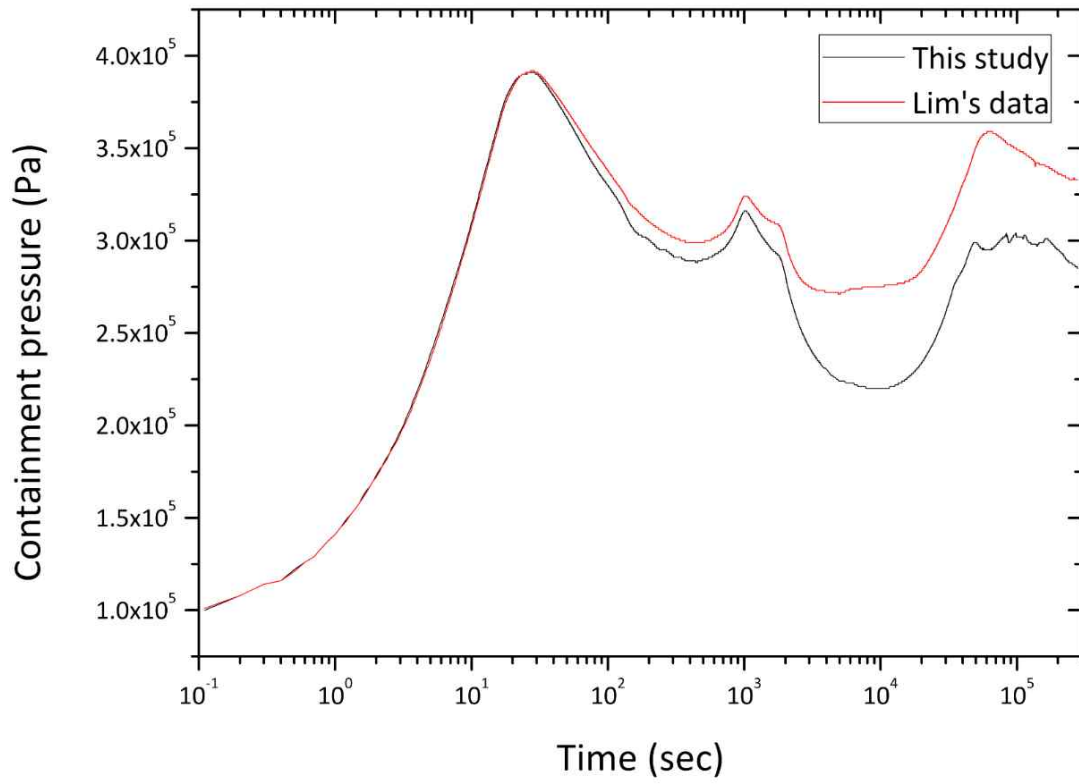


Fig. 4-20 Containment pressure during the LBLOCA.

## 5. 결론

본 연구에서는 PCCS 개발을 위한 응축 열전달 현상 실험, 응축 열전달 상관식 개발 및 PCCS의 열제거 성능을 평가하기 위해 기하학적 구조가 다른 세 가지의 실험을 수행하였고 이를 바탕으로 응축 열전달계수를 예측할 수 있는 상관식을 제안하였다. 또한 제안된 상관식을 MARS-KS를 적용하여 LBLOCA시 격납건물 내에서의 PCCS의 열제거 성능 및 열수력학적 거동을 예측하였다.

직경 40 mm 및 10 mm, 유효 열전달길이 1000 mm의 응축 튜브와 열전달 증진효과를 위한 환형 핀-튜브를 활용하여 증기-공기 혼합물의 응축 실험을 수행하였다. 모든 경우에 대해 압력 조건은 2, 3, 4, 5 bar이고 공기의 질량분율은 0.1-0.8 까지의 범위에서 실험을 수행하였다.

- ◆ 직경 40 mm 응축 튜브를 활용한 응축 열전달 실험
  - ✓ 증기-공기 응축에서의 대부분의 이론적 모델에서는 응축 표면에 액막이 연속적으로 덮여있다고 가정하지만, 실제 가시화 영상을 촬영한 결과 응축 튜브의 표면에 액막이 부분적으로 발생되었고, 이 액막이 형성되고 결합되어 튜브 표면을 따라 중력의 방향으로 향하는 것을 확인할 수 있었다.
  - ✓ 벽면과냉도의 영향을 평가하였다. 벽면과냉도의 증가는 액막-증기 계면 근처의 공기 분율의 증가를 이끌게 되고 이에 따라 응축 열전달계수는 감소하게 된다. 응축 열전달계수에 미치는 영향은 시험부 내의 증기-공기 혼합물의 조건, 특히 공기의 질량분율에 따라 달라지게 된다.
  - ✓ 시험부 내 유발되는 증기-공기 자연대류 흐름은 시험부의 기하학적 특성에 많은 영향을 받는 것으로 파악되었다.
  
- ◆ 직경 10 mm 응축 튜브를 활용한 응축 열전달 실험



- ✓ 앞선 두 가지의 실험, 직경 40 mm 및 10 mm 응축 튜브를 활용한 응축 실험결과 직경의 변화를 반영할 수 있는 새로운 상관식을 제안하였다. 상관식에는 기존에 널리 알려진 응축 열전달계수에 영향을 미칠 수 있는 압력, 비응축성 기체 분율, 벽면 과냉도 및 전열관의 기하학적 형태를 반영하는 인자가 포함되었다. 제안된 상관식의 열전달계수 예측은 JNU 실험결과와의 비교에 있어 상당히 신뢰도 높은 결과를 보였다. 또한, 독립검증을 위해 수행된 Dehbi, Kawakubo, Liu, Su, 부산대의 실험결과와의 비교를 통해 제안된 상관식이 합리적인 예측 정확도를 가짐을 증명하였다.

MARS-KS를 이용하여 JNU 응축실험장치를 모사하고 기존의 MARS-KS내의 응축 모델인 Colburn-Hougen 모델과 본 연구로부터 제안된 상관식을 비교·분석하였다. JNU 응축실험장치 nodalization은 실제 시험부에서 발현되는 자연대류 흐름을 반영할 수 있도록 하였다. 해석 결과, Colburn-Hougen 모델의 경우 JNU 실험결과와는 평균 약 29%의 오차를 보이고 특히, 직경 10 mm 응축 튜브를 활용한 실험 결과에서는 최대 64%의 오차를 보이는 것으로 나타났다. 반면 제안된 상관식의 경우, JNU 실험과는 평균 10.6% 오차를 나타내었다. 이를 통해 기존의 Colburn-Hougen 모델은 보수적인 응축 열전달계수를 예측하고 또한 직경의 변화를 정확히 반영하기 어렵다 판단된다.

그렇기 때문에 PCCS의 열제거 성능 평가를 위한 LBLOCA 시 격납건물 안전 해석에서는 MARS-KS에 기존의 Colburn-Hougen 모델 대신 제안된 상관식을 적용하여 해석을 수행하였다. 해석 결과 PCCS 전열관의 자연대류 유량을 파악함으로써 PCCS 내에서 단상에서 이상으로의 천이가 되는 시간을 추정할 수 있었고, 천이 이후 이상 자연대류 유동에서는 점차적으로 PCCT의 수위가 감소하는 것을 파악하였다. PCCT의 수위는 냉각수의 온도 상승으로 인해 체적이 증가하여 약 81,600 초까지 수위가 증가하게 되고 이후 점차적으로 수위가 감소하였다. PCCS와 PHS의 열제거 성능은 초기 PHS가 지배적인 모습을 보이나 약 1,500 초 이후부터는 PCCS의 열제거 성능이 지배적이다. 하지만 자연대류 순환으로

인해 과냉도를 상실함에 따라 점차적으로 PCCS의 열전달 성능이 저하되고 재가압되는 모습을 또한 확인할 수 있었다. Lim의 해석 결과와의 비교에 있어서도 사고 발생 약 20 초까지는 매우 흡사한 결과를 나타내고 있다. 하지만 그 이후의 결과는 본 연구에서의 결과가 Lim의 결과보다 더 감압되어있다. 이는 제안된 상관식이 실제에 가까운 열전달 현상을 반영하고 있기 때문이다.

본 연구를 통해 도출된 기하학적 형태의 변화에 따른 응축열전달계수 데이터들과 코드의 검증과 더불어 피동격납건물계통이 활용된 격납건물 안전해석은 그 활용가치가 매우 높다. 또한 본 연구에서 제안된 상관식은 다양한 증기-공기 혼합물의 조건 및 응축 튜브의 직경의 변화를 반영하기 때문에 다방면의 연구에서 적극적으로 적용할 수 있을 것으로 기대되며, 격납건물 해석 결과 또한, 현재 국내에서 수행 중인 PCCS 연구 개발에도 본 연구의 결과들을 활용할 수 있을 것으로 판단된다.

마지막으로, 향후에는 환형 핀-튜브의 열제거율의 향상을 위한 핀의 기하학적 형태의 최적화에 대한 수치적·실험적 연구를 수행할 것이다. 또한, 제안된 상관식의 열전달계수 예측능 향상을 위해 JNU에서 기 수행된 21.5 mm 직경을 갖는 응축 튜브의 결과를 포함하여 상관식을 수정·보완하도록 할 것이다.

## 참 고 문 헌

- [1] Uchida H. et al., 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.
- [2] Tagami T, Interim Report on Safety Assessment and Facilities Establishment Project for June 1965, No. 1, Japanese Atomic Energy Agency, Unpublished work, 1965.
- [3] Dehbi A. A, The effects of Noncondensable Gases on Steam Condensation under Turbulent Natural Convection Conditions, Ph. D thesis, MIT, USA, 1991.
- [4] Dehbi A, A Generalized Correlation for Steam Condensation Rates in the Presence of Air under Turbulent Free Convection, Heat and Mass Transfer, Vol. 86, p. 1-15, 2015.
- [5] Liu H, An experimental Investigation of a passive cooling unit for nuclear plant containment, Ph. D thesis, MIT, USA, 1999.
- [6] Kawakubo M, An experimental study on the cooling characteristics of passive containment cooling systems, Journal of Nuclear Science and Technology, Vol. 46, p. 339-345, 2009.
- [7] Cebeci T, Laminar free convective heat transfer from the outer surface of a vertical slender circular cylinder, Proceedings of 5th Int. Heat Transfer Conference, Tokyo, Japan, September 3-7, 1974.
- [8] Popiel C. O., et al., Laminar free convective heat transfer from isothermal vertical slender cylinder, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 32, p. 607-613, 2007.
- [9] Popiel C. O., Free convection heat transfer from vertical slender cylinders: a review, Heat Transfer Engineering, Vol. 29, p. 521-536, 2008.
- [10] Jeon B. G., An experimental and analytical study of externally condensing heat exchanger for PCCS with an air holdup tank, Ph. D thesis, KAIST, KOREA, 2015.

- [11] Tong P. et al., Experimental study of steam - air condensation over a vertically longitudinal finned tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 89, p. 1230 - 1238, 2015.
- [12] Tong T. et al., An experimental investigation of pure steam and steam-air mixtures condensation outside a vertical pin-fin tube, *Experimental Thermal Fluid Science*, Vol. 69, p. 141 - 148, 2015.
- [13] Furuichi H. et al., Experimental evaluation of enhanced heat transfer performance of a vertical condensation tube with liquid film scattering rings. In *Proceedings of the Tenth Korea-Japan Symposium on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety*, Kyoto, Japan, 27 - 30 November, 2016.
- [14] Mori Y., et al., Optimized performance of condensers with outside condensing surface, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 103, p. 96 - 102, 1981.
- [15] Herranz, L. E., et al., Modeling condensation heat transfer on a horizontal finned tube in the presence of noncondensable gases. *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 201, p. 273 - 288, 2000.
- [16] Munoz-cobo, J. L., et al., Steam condensation on finned tubes, in the presence of noncondensable gases and aerosols: influence of impaction, diffusiophoresis and settling on aerosol deposition, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 235, p. 1225 - 1237, 2005.
- [17] Lim S. G., Prediction of heat removal performance for passive containment cooling system using MARS-KS code version 1,14, *Transactions of the Korea Nuclear Society Spring Meeting*, Jeju, May 18-19, 2017.
- [18] Bae S. H., et al., Preliminary analysis of the thermal-hydraulic performance of a passive containment cooling system using the MARS-KS1.3 code, *Journal of Energy Engineering*, Vol. 24, p. 96-108, 2015.
- [19] Lee, Y. G., et al., 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*, Vol. 104, p. 1034-1047, 2017.
- [20] Nusselt, W. A., The surface condensation of water vapor, *Zieschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, Vol. 60, p. 541-546, 1916.

- [21] Collier, J. G. et al., Convective boiling and condensation, Third edition Oxford University Press, pp. 430-487, 1994.
- [22] Minkowycz, W. J. et al., Condensation heat transfer in the presence of noncondensables, interfacial resistance, superheating, variable properties, and diffusion, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 9, p. 1125-1144, 1966.
- [23] de la Rosa J. C., et al., Review on condensation on the containment structures, Progress in Nuclear Energy, Vol. 51, p. 32-66, 2009.
- [24] Swartz M. M., et al., Experimental study of turbulent natural-convective condensation on a vertical wall with smooth and wavy film interface, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 113, p. 943-960, 2017.
- [25] Peterson, P. F., Theoretical basis for the Uchida correlation for condensation in reactor containments, Nuclear Engineering and Design, Vol. 162, p. 301-306, 1993.
- [26] Bejan A., Convection heat transfer, Third edition, John Wiley & Sons, 2004.
- [27] Murase, M., et al., Evaporation and condensation heat transfer with a non-condensable gas present. Nuclear Engineering and Design, Vol. 141, p. 135 - 143, 1993.
- [28] Kataoka Y., et al. Experimental study on heat removal characteristics for water wall type passive containment cooling system, Journal of Nuclear Science and Technology, Vol. 31, p. 1043-1052, 1994.
- [29] Oh, S., et al., Complete condensation in a vertical tube passive condenser, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 32, p. 593 - 602, 2005.
- [30] Oh, S., et al., Experimental and theoretical investigation of film con-densation with non-condensable gas, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, p. 2523 - 2534, 2006.
- [31] Anderson, M.H., et al., Experimental analysis of heattransfer within the AP600 containment under postulated accident conditions, Nuclear Engineering and Design, Vol. 185, p. 153 - 172, 1998.



- [32] Lee K. W., et al., Local heat transfer during reflux condensation mode in a U-tube with and without noncondensable gases, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, p. 1813-1819, 2006.
- [33] Su J. et al., Experimental study of the effect of non-condensable gases on steam condensation over a vertical tube external surface, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 262, p. 201 - 208, 2013.
- [34] Su J. et al., Analysis of experiments for the effect of noncondensable gases on steam condensation over a vertical tube external surface under low wall subcooling, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 278, p. 644 - 650, 2014.
- [35] Porcheron E., et al., Experimental investigation in the TOSQAN facility of heat and mass transfers in a spray for containment application, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 237, p. 1862 - 1871, 2007.
- [36] Malet J., et al., Water evaporation over sump surface in nuclear containment studies: CFD and LP codes validation on TOSQAN tests, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 263, p. 395 - 405, 2013.
- [37] Fan G., et al., Development of a new empirical correlation for steam condensation rates in the presence of air outside vertical smooth tube, *Annals of Nuclear Energy*, Vol. 113, p. 139 - 146, 2018.
- [38] Jang Y. J., et al., Development of an empirical correlation for condensation heat transfer coefficient on a vertical tube in the presence of a noncondensable gas, *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B*, Vol. 42, p. 187-196, 2018.
- [39] Incropera F. P. et al., *Principles of Heat and Mass Transfer*, 7th edition, John Wiley & Sons, 2013.
- [40] Vierow K. M. et al., Condensation in a natural circulation loop with non-condensable gases. Part I. Heat Transfer, *Proceedings of the International Conference on Multiphase Flow*, Tsukuba, Japan, p. 183-186, 1991.
- [41] Kuhn S. Z., et al., An investigation of condensation from steam-gas mixtures flowing downward inside a vertical tube, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 177, p. 53-69, 1997.

- [42] Lee K. Y., et al., Experimental and empirical study of steam condensation heat transfer with a noncondensable gas in a small diameter vertical tube, Nuclear Engineering and Design, Vol. 238, p. 207-216, 2008.
- [43] MARS code Manual Volume I, KAERI, 2007.
- [44] Choi D. J., Experimental and numerical investigation of condensation heat transfer coefficient on a vertical tube of passive containment cooling system, Master thesis, JNU, Korea, 2015.
- [45] Bang H. M., Assessment of steam condensation model in MARS-KS with measured HTC's on vertical tube, Master thesis, JNU, Korea, 2016.
- [46] Colburn A. P., et al., Design of cooler condenser for mixtures of vapors with noncondensing gases, Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 26, p. 1178-1182, 1934.
- [47] Su J., et al., Numerical analysis of steam condensation over a vertical surface in presence of air, Annals of Nuclear Energy, Vol. 72, p. 268-276, 2014.
- [48] Li Y., et al., Numerical investigation of natural convection inside the containment with recovering passive containment cooling system using GASFLOW-MPI, Annals of Nuclear Energy, Vol. 114, p. 1-10, 2018.
- [49] Cho Y. J., et al., Preliminary study of design of passive containment cooling system(PCCS), Korea Nuclear Society Spring Meeting, Gwangju, May 30-31, 2013.
- [50] Jeon B. G., et al., Thermal-hydraulic evaluation of passive containment cooling system of improved APR+ during LOCAs, Nuclear Engineering and Design, Vol. 278, p. 190-198, 2014.
- [51] Lee K. W., et al., Assessment of condensation heat transfer models of MARS-KS and TRACE codes using PASCAL test, Proceedings of the International Conference Nuclear Energy for New Europe, Portorož, Slovenia, September 5-8, 2016.
- [52] Bang Y. S., et al., Improvements of condensation heat transfer models in MARS code for laminar flow in presence of non-condensable gas, Nuclear Engineering and Technology, Vol. 41, p. 1015-1024, 2009.

- [53] Jingya L., et al., Simulation for cooling effect of PCCS in hot leg SB-LOCA of 1000 MW PWR, Nuclear Engineering and Design, Vol. 320, p. 222-234, 2017.
- [54] Fernandez-Cosials K., et al., Three-dimensional simulation of a LBLOCA in an AP1000 containment building, Energy Procedia, Vol. 127, p. 234-241, 2017.
- [55] Yoon D. S., et al., Assessment of MELCOR condensation models with the presence of noncondensable gas in natural convection flow regime, Nuclear Engineering and Design, Vol. 317, p. 110-117, 2017.
- [56] ANS Standard, Decay energy release rates following shutdown of uranium-fueled thermal reactors, 1973.
- [57] Jerng D. W., et al., A Study on Heat Transfer Model and Performance of Passive Systems for Nuclear Power Plant Containment Cooling, 2015.
- [58] Lee S. W., et al., The concept of the innovative power reactor, Nuclear Engineering and Technology, Vol. 49, p.1431-1441, 2017.

## 요약문(Abstract)

후쿠시마 사고 및 최근 경주에서의 지진 이후, 원자력 분야에서는 전원이 상실된 상황에서 원전의 건전성을 유지시켜줄 수 있는 피동냉각계통의 중요성이 커지고 있다. 특히, 발전사를 중심으로 격납건물의 건전성을 유지시켜주는 피동안전계통인 피동격납용기냉각계통(Passive Containment Cooling System, PCCS)의 개발 연구가 활발하게 진행 중이다. PCCS는 콘크리트 격납용기 내부에 별도의 수직 튜브다발로 구성된 열교환기를 설치하고 격납건물 외부에 냉각수 탱크를 설치하여 격납용기 하부에 발생하는 증기와 같은 열에너지를 상부의 피동격납용기냉각계통 튜브 외벽에서 응축 및 냉각시켜 원전 격납건물의 건전성을 유지시키는 계통이다. 따라서 냉각재상실사고(LOCA)나 주증기관파단사고(MSLB) 등의 사고 발생 시 응축열전달을 통해 격납건물로 방출되는 에너지를 제거하고 원전의 건전성을 유지하기 위한 피동안전계통이다.

본 연구에서는 PCCS의 열제거 성능을 평가하기 위해, 다양한 증기-공기 조건을 형성하여 응축 튜브의 기하학적 크기인 응축 튜브의 외경의 변화(직경 10 mm 및 40 mm를 갖는 응축 튜브)에 따른 응축 열전달계수의 변화를 확인하였고, 또한 응축 튜브의 기하학적 형태 변화인 환형 핀-튜브(기본 튜브 직경 40 mm, 환형 핀 직경 80 mm)를 활용한 응축 열전달계수의 변화에 대해 연구하였다. 실험의 결과로부터 응축 튜브의 기하학적 변화를 반영할 수 있는 새로운 상관식을 제안하였고 독립검증을 수행하였다. 제안된 상관식을 MARS-KS에 적용하여 Colburn-Hougen 모델과 비교분석하였다. 마지막으로 원전 격납건물에 설치된 PCCS의 열제거 성능을 평가하기 위해 제안된 상관식이 적용된 MARS-KS를 활용하여 격납건물 및 PCCS를 모사하였고 해석을 수행하였다.

실험을 수행함에 있어 주안점으로 생각한 것은 세 가지이다. 첫 번째로는 시험부 내에서의 증기-공기 성층화의 파악이다. 이를 위해 기체혼합물의 온도를 축방향 및 반경방향으로 측정하여 위치에 따른 분포가 균일한지를 확인하고, 정확한 증기분율을 측정할 수 있도록 하였다. 두 번째로는 응축 튜브 벽면 온도의 제어였다. 튜브 내에 냉각재를 고속으로 순환시킴으로써 튜브 외벽면 온도의 축방향 변화가 가능한 작게 유지하였다. 이는 유효열전달길이에 대한 열전달 조건을 균

일하게 하고 측정된 온도를 활용한 평균 온도에서 발생할 수 있는 오차를 줄이기 위함이다. 세 번째로는 벽면과냉도를 제어하기 위해 노력하였다. 기존의 실험들에서 벽면과냉도는 응축열전달에 있어 주요 변수로 인식되었으나 이 변수의 영향을 제대로 파악되지 않았기 때문에 냉각수를 활용하여 벽면 온도를 제어하였다.

응축열전달계수는 기존 연구의 결과들과 동일한 트렌드를 갖는 것을 확인할 수 있었다. 압력이 증가함에 따라 응축열전달계수는 증가하는 모습을 보이고 공기 질량분율의 증가에 따라 응축열전달계수가 감소하였다. 벽면과냉도의 영향 평가에서는 벽면과냉도가 커질수록 응축열전달계수가 감소하는 경향이 있음을 보였다. 유사한 조건 내에서의 직경의 변화 따른 응축열전달계수의 변화 또한 확인하였다. 따라서 이 부분에 있어서는 또 다른 직경의 응축 튜브를 활용하여 추가적인 실험 및 분석이 필요할 것으로 판단된다. 실험 결과를 바탕으로, 압력, 공기 질량분율, 벽면과냉도 및 직경에 대한 영향을 반영할 수 있는 상관식을 도출하였고 독립 검증을 수행하였다. 핀-튜브의 경우, 핀에 의한 유효열전달 면적의 증가에 따라 응축열전달 또한 증가함을 확인할 수 있었다. 하지만, 응축열전달이 유효열전달 면적의 증가분만큼 증진되지 않았다. 이는 환형 핀의 기하학적인 형태에 의한 것이라 판단하였고, 또한 핀-튜브의 PCCS 적용성을 검토하였다.

본 연구에서 제안된 상관식을 활용하여 MARS-KS 내의 응축 모델인 Colburn-Hougen의 모델을 검증하기 위해, 제주대학교 내의 응축 실험장비를 MARS-KS를 통해 모사하였다. 모사된 nodalization에서는 시험부 내에서 발생하는 자연대류 유동 흐름을 반영할 수 있도록 하였다. 실험 결과와의 비교에 있어 제안된 상관식을 적용한 해석 결과가 기존의 결과에 비해 잘 예측하였다. 이러한 결과를 바탕으로 현실적인 PCCS의 열제거 성능 평가 및 열수력 해석능을 파악하기 위해 실제 원전의 격납건물 및 PCCS를 모사하고 MARS-KS를 활용하여 해석을 수행하였다.

본 연구를 통해 도출된 기하학적 형태의 변화에 따른 응축열전달계수 데이터들과 코드의 검증과 더불어 피동격납건물계통이 활용된 격납건물 안전해석은 그 활용가치가 매우 높다. 또한 본 연구에서 제안된 상관식은 다양한 증기-공기 혼합물의 조건 및 응축 튜브의 직경의 변화를 반영하기 때문에 다방면의 연구에서

적극적으로 적용할 수 있을 것으로 기대되며, 격납건물 해석 결과 또한, 현재 국내에서 수행 중인 PCCS 연구 개발에도 본 연구의 결과들을 활용할 수 있을 것으로 판단된다.

## 감사의 글(Acknowledgement)

돌이켜 보면 제주 생활의 시작이 엇그제 같은데 벌써 시간이 흘러 어느새 박사라는 학위까지 오게 되었습니다. 저에게 학위과정은 인내, 끈기, 도전, 열정과 학문의 매력을 선물해 주었습니다. 학위논문을 마무리하는 이 글을 쓰는 지금, 지나온 세월이 가슴 벅차게 다가옵니다. 부족한 저에게 많은 분들의 진심어린 도움이 있었기에 이 자리까지 올 수 있었다고 생각합니다. 일일이 찾아뵙고 감사의 말씀을 드려야하는데 그러지 못한 점 용서를 구합니다.

응축이란 좋은 주제를 통해 부족한 저를 지도해주신 이연건 지도교수님께 감사드립니다. 제 학위의 시작을 함께 해주셨으며, 마지막 박사학위의 심사위원으로 본 논문을 심도있게 심사해주신 김신 교수님께 머리 숙여 깊이 감사드립니다. 바쁘신 와중에도 저의 부족한 논문에 깊은 관심으로 심사를 해주신 박재우 교수님, 한국원자력연구원의 강경호 박사님, 최수석 교수님께 깊은 감사의 말씀을 드립니다. 저의 학위 주제인 응축 실험설비의 제작 및 계측에 도움을 주신, 미래와도전의 이두용 부장님, 정우영 과장님, 김복득 선생님, 성진공장장님께도 감사를 전합니다. 또한, MARS-KS 해석에 큰 도움을 주셨던 미래와도전의 추연준 박사님, 전성수 박사님, 한수원 중앙연구원의 임상규 차장님께도 진심으로 감사드립니다. 이외에도 박사과정을 무사히 마칠 수 있도록 도움을 주신 많은 분들께도 감사의 말을 전합니다.

학위과정에서 큰 힘이 되었던 실험실 식구들인 보안이형, 민석이, 졸업을 하고도 항상 관계를 유지하며 같이 웃을 수 있었던 바로, 동재, 성질 나쁜 선배 만나고생 많았던 윤기, 지웅, 그리고 MARS-KS 선생님 연하, 조용하지만 항상 착하게 따라와 주었던 수연, 그리고 곧 대표가 될 동협, 항상 자신감이 넘치는 승현, 조용하지만 야무진 귀현, 묵묵히 언제나 웃으며 실험실 일을 도왔던 승환, 소정, 민이, 영제, 대건, 현지에게도 고마운 마음을 전합니다. 또한 다방면에서 도움을 주신 문지영 선생님께도 감사드립니다. 같은 실험실은 아니지만, 언제나 웃으며 허심탄회하게 이야기하고 도움을 주었던 영민, 종근이에게도 고마운 마음을 전합니다.

학위기간 동안 항상 걱정해주시고 그 누구보다 기뻐해주신 아버지, 어머니, 장모님께 감사드립니다. 어느새 자라 이제는 오빠와 많은 이야기를 나눠 준 동생 아영이께도 고마운 마음을 전합니다. 그리고 언제나 한결같은 친구들인 창우, 정인이께도 고마움을 전합니다. 학위기간 중 나에게 큰 버팀목이 되어주고 이제는 나의 영원한 동반자이자 내 두 아이들의 엄마가 된 희영이에게 사랑한다고 전하고 싶습니다. 그리고 너무나 감사하게 나와 희영이에게 와준 예성과 예린에게도 사랑한다고 전하고 싶습니다. 끝으로 저를 사랑해주시는 모든 분들에게 이 논문을 바칩니다.



## 첨 부

(1) 불확실도 분석 .....	131
(2) 총 실험 데이터 .....	134

### (1) 불확실도 분석

불확실도 분석은 수행된 실험의 불확실도 혹은 신뢰도를 평가하여 제시하기 위한 것이다. 전체 오차는 계측기 자체의 오차인 Bias error와 매 측정 시 발생하는 측정값의 오차인 Precision error로 구성된다. 이를 수식화하면 다음과 같다.

$$U = \sqrt{B^2 + P^2} \quad (2.8)$$

위 식에서  $U$ 는 전체 오차를 의미하고,  $B$ 는 Bias error,  $P$ 는 Precision error를 뜻한다. Precision error는 다음의 식을 이용하여 구할 수 있다.

$$P = t \times \frac{S_x}{\sqrt{N}} \quad (2.9)$$

$S_x$ 는 실험데이터 표본 집단의 표준편차를 의미하며, 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$S_x = \left[ \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (X_i - \bar{X})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.10)$$

$N$ 은 데이터의 개수를 의미하고  $t$ 는 신뢰도를 의미하며 표본 개수에 따라 달라진다.

#### ○ 오차의 전파 (Error propagation)

각 개별 변수들의 불확실도가 최종 결과 값의 오차에 미치는 영향을 평가하여야 한다. 응축 열전달계수는 식 (2.7)을 통해 구할 수 있으며, 이에 따라 열전달계수의 불확실도는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$U_h^2 = \left[ \left( \frac{\partial h}{\partial m} U_m \right)^2 + \left( \frac{\partial h}{\partial \Delta T_c} U_{\Delta T_c} \right)^2 + \left( \frac{\partial h}{\partial \Delta T_b} U_{\Delta T_b} \right)^2 \right] \quad (2.11)$$

식 (2.7)에서 정압비열  $c_p$ 와 전열관의 단면적  $A_s$ 는 실험을 통해 계측기로 측정하는 값이 아니므로, 이에 대한 불확실도는 배제한다. 그리고  $\Delta T_c = T_{outlet} - T_{inlet}$

이고  $\Delta T_b = T_b - T_w$ 를 의미한다. 식 (2.11)의 양변을  $h$ 로 나눠주면, 다음과 같이 보다 간단한 형태로 불확실도를 계산할 수 있다.

$$\frac{U_h}{h} = \left[ \left( \frac{U_m}{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{U_{\Delta T_c}}{\Delta T_c} \right)^2 + \left( \frac{U_{\Delta T_b}}{\Delta T_b} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.12)$$

식 (2.12)를 이용하여 40 mm 단일 전열관에서 수행된 증기 및 공기 혼합물 실험데이터의 불확실도를 구하였다. 실험데이터는 압력 2, 3, 4, 5 bar에서 수행된 실험 (표 4.7)의 결과를 사용하였다.

먼저 냉각수 질량유량의 불확실도를 구하면, 유량계의 측정오차는 span의 (6 m<sup>3</sup>/hr)의  $\pm 0.05\%$ 이다. 따라서 bias error는

$$B_m = 6 \text{ m}^3/\text{hr} \times \pm 0.0005 = \pm 0.003 \text{ m}^3/\text{hr} \quad (2.14)$$

실험 데이터는 총 21512개이며, 이때의 표준편차는 0.0022 m<sup>3</sup>/hr이다. 95%의 신뢰도를 가정하여 t-distribution 값을 대입하여 계산하면

$$P_m = 2.0 \times \frac{0.0022}{\sqrt{21512}} = 3.0 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{hr} \quad (2.15)$$

따라서 냉각수의 유량에 대한 총 오차는 다음과 같이 계산된다.

$$U_m = \sqrt{0.003^2 + (3.0 \times 10^{-5})^2} = \pm 3.0 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{hr} \quad (2.16)$$

위와 같은 방법으로 나머지 변수  $\Delta T_c$  그리고  $\Delta T_b$ 에 대한 불확실도 또한 구할 수 있다. 온도의 경우 동일한 열전대를 사용하였기 때문에 bias error는 4개의 변수 전부 동일하다.  $\Delta T_b$ 의 경우 전체의 평균 온도차로 구하였다. 두 온도의 차의 평균은 약 40.812 °C이고, 표준편차는 약 0.746 °C이다. 실험에 사용된 열전대의 Bias error는 1.1 °C이고, 위에서 구한 평균 온도와 표준편차를 이용하여 precision error를 구하면,

$$P_{\Delta T_b} = 2.0 \times \frac{0.746}{\sqrt{21512}} = 0.01 \quad (2.17)$$

따라서  $\Delta T_b$ 의 총 오차는  $U_{\Delta T_b} = \sqrt{(1.1)^2 + (0.01)^2} = \pm 1.100 \text{ }^\circ\text{C}$ 가 된다.

마찬가지 방법으로 계산하면,  $\Delta T_c$ 에 대한 평균값은  $4.8571 \text{ }^\circ\text{C}$ 이며, 표준편차는  $0.157 \text{ }^\circ\text{C}$ 이다. 이를 이용하여 precision error를 구하면  $2.14 \times 10^{-3} \text{ }^\circ\text{C}$ 이며, 총 오차는  $1.1 \text{ }^\circ\text{C}$ 이다.

최종적으로, 열전달계수  $h$ 의 최종 오차를 구하면,

$$\frac{U_h}{h} = \left[ \left( \frac{0.003}{6} \right)^2 + \left( \frac{1.10}{40.8} \right)^2 + \left( \frac{1.1}{4.9} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \pm 0.2261 \quad (2.18)$$

즉, 실험에서 측정된 열전달 계수  $h$ 의 오차는 23 %보다 작다.

위와 같은 절차를 거쳐 10 mm 전열관 및 핀 튜브의 응축 열전달계수 오차를 구해보면 각각 21 %, 8 %보다 작다.

(2) 총 실험 데이터

- 직경 40 mm 응축 튜브를 이용한 응축 열전달계수 실험결과

	Pressure	Air fraction	Tc out	Tc in	Mass flow	Mean Tw	Mean Tb	HTC
	[bar]	-	[°C]	[°C]	kg/s	[°C]	[°C]	W/m <sup>2</sup> -K
1	2	0.10	36.09	32.25	0.29	79.99	118.17	968.01
2	2	0.21	35.22	31.29	0.23	74.33	115.52	718.15
3	2	0.31	39.04	35.34	0.19	71.13	112.76	571.98
4	2	0.41	26.98	22.61	0.13	66.68	109.33	453.48
5	2	0.51	26.35	21.35	0.09	64.85	105.18	364.32
6	2	0.60	30.57	23.12	0.05	61.11	100.73	306.98
7	2	0.71	27.96	22.93	0.05	53.10	93.36	205.54
8	2	0.80	26.06	21.22	0.04	43.75	84.30	146.98
9	3	0.10	42.48	37.43	0.27	89.09	131.29	1084.72
10	3	0.21	48.28	43.60	0.23	88.35	128.54	883.28
11	3	0.30	44.00	39.49	0.18	85.22	125.53	659.23
12	3	0.41	39.17	30.93	0.08	84.77	121.70	620.83
13	3	0.50	39.38	33.72	0.09	79.47	117.88	466.35
14	3	0.61	38.68	32.26	0.07	71.60	111.94	351.22
15	3	0.71	40.40	36.38	0.07	66.35	104.89	233.74
16	3	0.80	37.67	34.19	0.05	56.88	95.84	147.27
17	4	0.11	55.44	48.87	0.24	104.34	141.09	1421.51
18	4	0.21	61.69	56.56	0.23	102.11	138.34	1082.58
19	4	0.30	55.45	50.97	0.23	91.72	135.23	787.38
20	4	0.41	39.89	30.91	0.09	90.92	131.27	695.33
21	4	0.51	51.24	41.30	0.06	86.49	126.63	509.89
22	4	0.61	49.29	41.90	0.06	81.57	120.66	389.08
23	4	0.70	39.67	34.53	0.07	70.14	113.66	261.55
24	4	0.80	41.90	33.54	0.03	58.83	103.26	186.65
25	5	0.11	50.70	42.48	0.22	112.30	149.16	1642.15
26	5	0.20	51.40	44.38	0.19	103.26	146.42	1019.01
27	5	0.30	55.09	48.76	0.16	104.79	143.14	883.99
28	5	0.41	52.02	46.06	0.14	96.97	138.83	650.12
29	5	0.50	58.66	51.50	0.09	98.32	134.37	600.60
30	5	0.60	53.60	43.66	0.06	86.45	128.46	469.37
31	5	0.70	55.64	49.91	0.06	81.01	120.48	277.86
32	5	0.80	56.00	54.71	0.11	71.25	109.99	123.00

33	2	0.62	68.00	63.42	0.04	80.28	99.72	292.42
34	2	0.62	44.17	41.41	0.08	67.80	99.39	237.18
35	2	0.61	25.97	22.55	0.08	57.23	99.87	225.92
36	2	0.62	29.99	28.62	0.17	48.81	99.63	151.89
37	2	0.61	25.75	25.19	0.28	41.52	99.75	89.55
38	4	0.35	77.86	71.06	0.09	110.87	133.45	856.92
39	4	0.35	77.91	74.97	0.22	100.99	133.47	664.83
40	4	0.35	63.11	58.91	0.21	92.18	133.48	719.95
41	4	0.35	33.82	29.00	0.19	82.17	133.59	601.90
42	4	0.35	29.08	24.81	0.22	75.48	133.46	533.91
43	4	0.35	23.99	21.21	0.32	64.85	133.57	432.36
44	2	0.10	45.77	41.51	0.26	85.06	118.22	1126.48
45	2	0.21	40.82	35.97	0.18	81.60	115.54	841.53
46	2	0.28	46.56	39.73	0.09	89.51	113.66	813.48
47	2	0.36	32.55	27.62	0.11	74.58	110.86	485.04
48	2	0.47	27.10	23.44	0.12	64.60	106.78	341.40
49	2	0.56	70.45	64.31	0.03	83.29	102.52	361.11
50	2	0.66	24.78	22.50	0.10	50.97	96.90	167.12
51	2	0.76	23.24	22.03	0.10	41.53	88.51	86.31
52	3	0.11	55.37	50.34	0.26	98.63	131.06	1329.74
53	3	0.27	39.19	26.89	0.09	93.46	126.72	1154.88
54	3	0.31	46.47	40.43	0.13	92.70	125.32	800.65
55	3	0.36	33.41	30.55	0.25	65.05	123.61	415.01
56	3	0.38	48.73	43.11	0.10	91.84	122.70	628.47
57	3	0.45	47.17	43.59	0.14	81.25	120.17	440.64
58	3	0.46	30.36	25.68	0.12	76.04	119.68	444.20
59	3	0.48	47.23	44.19	0.16	75.73	118.92	375.94
60	3	0.52	33.75	29.59	0.09	73.73	117.06	288.67
61	3	0.70	28.21	25.06	0.09	58.02	105.51	199.10
62	4	0.18	40.66	34.63	0.22	96.71	139.07	1051.81
63	4	0.27	38.30	29.20	0.11	99.15	136.29	919.95
64	4	0.36	36.00	32.85	0.28	73.60	133.16	492.03
65	4	0.39	23.59	21.09	0.32	61.74	132.07	378.41
66	4	0.45	26.78	20.39	0.12	81.84	129.20	525.51
67	4	0.47	26.25	20.26	0.12	80.07	128.27	484.31
68	4	0.73	26.16	25.26	0.23	44.28	111.34	104.22
69	4	0.76	26.20	22.32	0.07	56.97	108.38	183.83
70	4	0.76	25.61	25.28	0.29	38.70	107.76	45.96

71	4	0.78	25.39	25.13	0.29	38.00	106.50	35.86
72	4	0.88	25.02	20.85	0.06	42.42	91.22	171.59

- 직경 10 mm 응축 튜브를 이용한 응축 열전달계수 실험결과

	Pressure	Air fraction	Tc out	Tc in	Mass flow	Mean Tw	Mean Tb	HTC
	[bar]	-	[°C]	[°C]	kg/s	[°C]	[°C]	W/m <sup>2</sup> -K
1	2	0.10	56.27	46.59	0.06	76.92	118.10	2021.19
2	2	0.30	60.92	52.22	0.04	72.07	112.76	1157.93
3	2	0.45	61.70	56.86	0.06	69.15	107.80	996.65
4	2	0.59	50.24	38.90	0.02	55.68	100.95	632.23
5	2	0.75	43.79	41.44	0.06	47.53	89.94	441.24
6	3	0.10	81.49	72.16	0.07	100.75	131.17	2829.50
7	3	0.31	73.21	65.00	0.05	86.19	125.48	1432.29
8	3	0.45	75.74	68.65	0.04	83.94	119.92	1065.59
9	3	0.60	63.05	51.40	0.02	69.03	112.33	691.34
10	3	0.75	60.53	55.35	0.03	63.16	100.92	494.21
11	4	0.10	80.29	72.84	0.11	103.89	141.17	2832.78
12	4	0.30	85.18	74.10	0.04	97.65	135.18	1477.84
13	4	0.46	72.66	64.63	0.05	83.11	129.08	1058.04
14	4	0.60	71.05	64.23	0.03	77.94	121.23	679.80
15	4	0.75	66.70	60.79	0.02	70.35	109.14	435.42
16	5	0.10	91.56	80.33	0.07	114.13	149.43	3094.24
17	5	0.30	94.41	87.09	0.07	108.05	143.22	1887.08
18	5	0.45	83.19	75.61	0.05	94.26	136.95	1216.85
19	5	0.60	73.04	68.07	0.06	81.33	128.63	814.92
20	5	0.75	63.68	58.02	0.03	68.57	116.24	442.76

- 환형 핀-튜브를 이용한 응축 열전달계수 실험결과

	Pressure	Air fraction	Tc out	Tc in	Mass flow	Mean Tb	HTC
	[bar]	-	[°C]	[°C]	kg/s	[°C]	W/m <sup>2</sup> -K
1	2	0.31	41.51	37.45	0.25	112.58	525.43
2	2	0.40	41.34	37.91	0.22	109.76	399.77
3	2	0.50	38.79	33.15	0.12	105.61	339.09
4	2	0.60	37.61	34.51	0.14	100.57	223.98
5	2	0.71	39.07	36.44	0.13	93.67	166.66

6	2	0.80	27.00	25.29	0.12	84.62	99.39
7	3	0.31	41.21	36.62	0.26	125.38	599.24
8	3	0.40	48.75	44.02	0.20	121.94	514.69
9	3	0.49	46.75	41.55	0.15	118.31	371.25
10	3	0.61	38.51	34.16	0.13	112.08	285.15
11	3	0.70	43.47	40.04	0.12	105.03	186.87
12	3	0.80	36.07	34.03	0.13	95.33	124.54
13	4	0.31	47.89	43.91	0.35	135.12	663.79
14	4	0.40	44.66	37.76	0.18	131.44	577.88
15	4	0.50	53.93	48.71	0.15	126.98	346.03
16	4	0.60	44.76	40.44	0.16	121.10	317.22
17	4	0.70	55.85	52.39	0.12	113.65	188.37
18	4	0.80	34.18	31.32	0.12	103.46	148.70
19	5	0.29	61.78	56.41	0.31	143.60	901.45
20	5	0.40	49.05	42.55	0.21	139.16	631.49
21	5	0.51	65.81	61.77	0.23	134.11	462.58
22	5	0.60	52.43	47.60	0.14	128.27	336.00
23	5	0.70	50.94	45.35	0.11	120.69	260.71
24	5	0.79	41.30	38.01	0.11	110.80	153.34



