

## 중대사고 해석코드 MELCOR 1.8.6의 비응축성기체 존재 시 응축열전달 모델 평가

유지민 · 이동훈 · 윤병조 · 정재준<sup>†</sup>

부산대학교 기계공학부

(2016년 4월 7일 접수, 2016년 5월 25일 수정, 2016년 6월 16일 채택)

### Assessment of the MELCOR 1.8.6 condensation heat transfer model under the presence of noncondensable gases

Ji Min Yoo, Dong Hun Lee, Byong Jo Yun, Jae Jun Jeong<sup>†</sup>

School of Mechanical Engineering, Pusan National University (PNU)

(Received 7 April 2016, Revised 25 May 2016, Accepted 16 June 2016)

#### 요 약

원전의 설계기준사고 및 중대사고 해석에서 응축열전달 모델은 매우 중요하며, 특히 피동냉각시스템의 개발이 활발히 진행됨에 따라 그 중요성이 더욱 부각되었다. 그런데, 원자로건물 내부에서와 같이 비응축성기체가 존재하는 경우 응축열전달은 현저히 감소하므로 원전 안전해석에서 이를 고려한 응축열전달 모델이 주목받고 있다. 본 연구에서는 냉각재상실사고 등이 발생하는 경우 원자로건물 내부의 상황과 유사한 열수력 조건에서 수행된 응축열전달 실험자료를 이용하여 중대사고 해석코드 MELCOR 1.8.6의 응축열전달 모델을 평가하였다. 실험조건을 응축면의 형상에 따라 네 가지(수직평판, 수직관 외벽, 수직관 내벽, 수평관 내벽)로 분류하였고, 각 분류별 실험들을 MELCOR 코드로 해석하였다. 해석결과, 수직관 내벽을 제외한 나머지 조건에서 MELCOR 코드가 응축열전달을 전체적으로 저 예측하여 개선이 필요한 것으로 나타났다.

**주요어** : 응축열전달, 비응축성기체, MELCOR 1.8.6

**Abstract** - A condensation heat transfer model is very important for the safety analysis of nuclear power plants. Especially, condensation under the presence of noncondensable gases (NCGs) is an important issue in nuclear safety because the presence of even a small quantity of NCGs in the vapor largely reduces the condensation rate. In this study, the condensation heat transfer model of the severe accident analysis code MELCOR 1.8.6 has been assessed using a set of condensation experiments performed under the thermal-hydraulic conditions similar to those inside a containment during design-basis accidents or severe accidents. Experiment conditions are categorized into 4 types according to the shape of the condensation surface: vertical flat plates, outer surface of vertical pipes, inner surface of vertical pipes, the inner surface of horizontal pipes. The results of the calculations show that the MELCOR code generally under-predicts the condensation heat transfer except the condensation on inner surface of vertical pipes.

**Key words** : Condensation heat transfer, Noncondensable gases, The MELCOR code

<sup>†</sup>To whom corresponding should be addressed.  
School of Mechanical Engineering, Pusan National  
University, Busan, South Korea, 609-735 Korea  
Tel : 051-510-2455 E-mail : jjeong@pusan.ac.kr

### 1. 서론

응축열전달은 상변화를 수반하는 열전달로서 단상열전달에 비해 효율성이 아주 우수하다. 그런데, 응축열전달에 관한 이해 및 모델링 수준은 단상열전달에 비해 여전히 미흡한 편이어서 아직도 광범위한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 응축열전달에 관한 연구는 1916년에 발표된 Nusselt의 막응축이론[1]을 필두로 하여 1950년대의 Rohsenow[2], 1987년 Chen[3]의 연구 등 지금까지도 방대한 연구결과[4~10]가 축적되고 있다.

원자력발전소에서 응축현상은 사고 시 노심 붕괴열을 제거하는데 효과적이다. 예를 들어 냉각재상실사고가 발생하면 원자로냉각계통에서 원자로건물 내부로 냉각수가 유출되고 이 냉각수는 기화(Flash)되어 원자로건물 내부의 온도와 압력을 높여 원자로건물의 건전성을 위협할 수 있다. 그런데, 이때 원자로건물 내벽 등에서 고온의 증기가 응축되면서 열전달이 이루어져 결과적으로 건물내부 온도와 압력의 지속적인 상승을 막아준다. 이 경우의 응축열전달은 비응축성기체가 존재하므로 순수 증기의 응축열전달에 비해 상대적으로 열 제거 효과가 떨어진다.

최근에는 피동냉각계통에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 피동냉각계통은 원자력발전소의 모든 전원이 상실되어도 원자로 및 주요 기기들을 안정적으로 냉각시켜 발전소의 안전성을 지키기 위한 안전계통으로 현재 피동 원자로건물냉각계통(Passive Containment Cooling System; PCCS), 피동 보조급수계통(Passive Auxiliary Feedwater System; PAFS) 등이 전 세계적으로 활발하게 개발되고 있다[11, 12]. Fig. 1과 2는 각각 PCCS와

PAFS의 개념도를 나타낸다. 이들 계통은 공통적으로 응축열전달 현상을 적극적으로 활용한다. 따라서 응축열전달에 대한 정확한 예측은 성능분석 뿐만 아니라 사고 해석에도 매우 중요하다. 특히, 원자로건물 내부의 기체는 증기와 비응축성기체의 혼합물이므로 비응축성기체의 영향을 고려하는 정교한 응축열전달 모델이 요구된다.

결과적으로 기존 원전의 설계기준사고나 중대사고 해석에서 응축열전달 모델은 아주 중요하며 앞으로 피동냉각계통이 도입되면 그 역할은 더욱 중요해진다. 이에 따라 안전해석 코드의 응축 열전달 모델에 대한 체계적인 평가가 필요하다.

중대사고 해석코드인 MELCOR 1.8.6 코드[13]는 대표적인 안전해석 코드로 널리 사용되어져 왔다. 일부 연구자들이 MELCOR 코드의 응축모델에 대해 평가하였으나, 자연대류 조건의 수직·수평관 응축 혹은 수직내벽 응축과 같이 제한적인 범위에서 평가가 수행되었다[14~16]. 따라서 본 연구에서는 비응축성기체를 포함하는 넓은 범위의 실험조건을 이용하여 MELCOR 1.8.6의 응축열전달 모델의 예측성능을 평가하고자 한다. 이를 위해 원전 사고시의 원자로건물 내부 열수력 조건과 유사한 조건의 실험을 체계적으로 선정하고, 각 실험의 해석결과와 실험결과를 비교하여 응축모델의 성능을 평가하고 또한 개선방향을 도출하였다.

### 2. MELCOR 1.8.6의 응축열전달 모델

비응축성 기체가 존재하는 경우 응축현상이 크게 저해되는 것은 실험이나 이론적으로 잘 알려져 있다. 응축막 근처에서 응축이 발생하면 자연스럽게 비응축성기체가

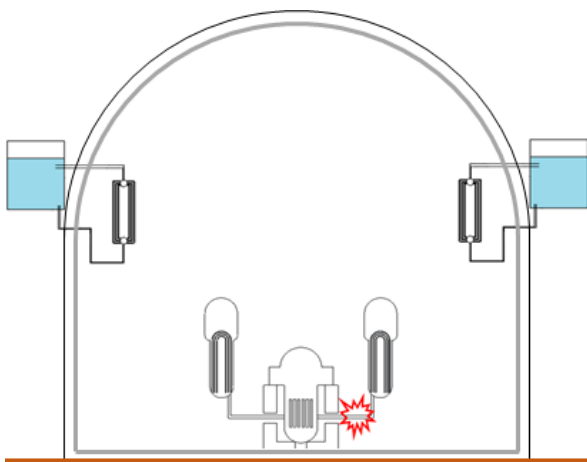


Fig. 1. APR+의 PCCS 개념도[11]

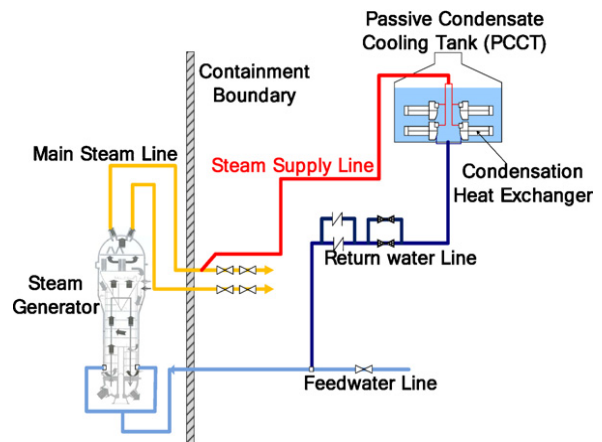


Fig. 2. APR+의 PAFS 개념도[12]

축적되어 경계층을 형성하고, 이로 인해 응축되는 증기의 양은 크게 줄어들게 된다. 전체 압력이 일정할 때, 응축막과 기체의 경계면에서의 증기 분압은 공기/증기 혼합기체의 벌크 증기 분압보다 작다. 이 분압차이로 인하여 증기가 경계면으로 확산하게 된다(Fig. 3).

이러한 현상을 해석하기 위해 MELCOR 1.8.6은 Stagnant film model(SFM)을 이용한다[14]. SFM의 응축 질량속 계산식은 다음과 같다.

$$\dot{m}_c = h_D \rho_v \ln \left( \frac{P_{tot} - P_{srf}}{P_{tot} - P_{stm}} \right), \quad (2-1)$$

식 (2-1)은 물질전달이론의 Fick의 확산법칙으로부터 유도되었다[6].  $\dot{m}_c$ 는 응축 질량속,  $P_{tot}$ 는 해당 체적의 전체압력,  $\rho_v$ 는  $P_{tot}$ 이 포화압인 증기의 밀도를 의미한다.  $P_{srf}$ 는 표면온도에 상응하는 증기의 포화압력이고,  $P_{stm}$ 은 해당 볼륨의 증기 분압이다.  $h_D$ 는 질량 전달상수로 다음과 같이 계산된다.

$$h_D = Sh \frac{D}{L_c}, \quad (2-2)$$

$D$ 는 기체의 확산계수(Diffusivity),  $L_c$ 는 특성길이를 의미한다.  $Sh$ 는 Sherwood 수이며, 다음과 같이 계산된다.

$$Sh = Nu Sc^{0.33} Pr^{-0.33}, \quad (2-3)$$

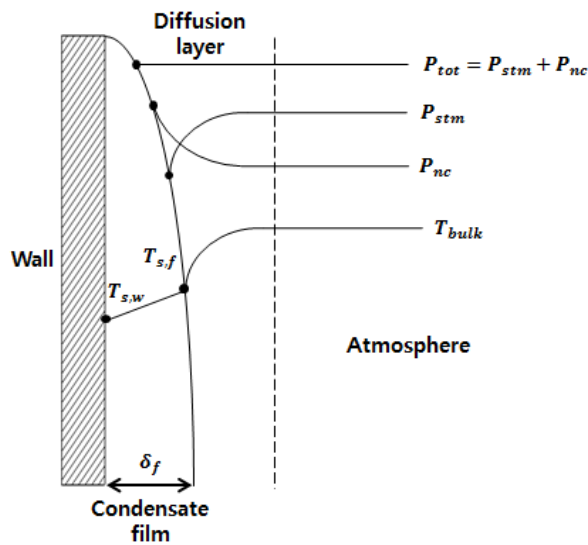


Fig. 3. 비응축성 기체 존재 시 응축현상 도식화

여기서  $Nu$ 는 Nusselt 수,  $Pr$ 은 Prandtl 수이다.  $Sc$ 는 Schmidt 수로 다음과 같이 정의된다.

$$Sc = \frac{\mu}{\rho D}, \quad (2-4)$$

$\mu$ 는 동점성 계수이고  $\rho$ 는 기체 밀도를 의미한다.

식 (2-3)은 평판상의 평행유동에서 강제대류(Forced convection), 외부유동(External), 비압축성 층류(Laminar) 유동조건일 때 유도되는 상관식인  $Nu = 0.664 Re^{0.5} Pr^{0.33}$  [17]으로부터 열/물질 전달 유사성 이론에 의해 구해졌다. 그 결과,  $Sh = 0.664 Re^{0.5} Sc^{0.33}$  라는 식이 구해졌고, 이 둘을 나누면 식 (2-3)이 된다. 참고로 여기서 말하는 Nusselt 수는 평균 Nusselt 수를 의미하는데, 이를 적으면  $\overline{Nu_x} = 0.664 Re_x^{0.5} Pr^{0.33}$ 이다. 즉, 평판으로부터 거리  $x$ 까지의 평균 Nusselt 수이다.

MELCOR 1.8.6은 Film Tracking Model을 이용하여 응축막 두께를 다음과 같이 구한다[14].

$$\delta_f = \begin{cases} 0.909 \delta^* Re_f^{0.33}, & \text{if } Re_f < 1000 \text{ (Laminar)} \\ 0.115 \delta^* Re_f^{0.6}, & \text{if } Re_f > 3000 \text{ (Turbulent)} \end{cases}, \quad (2-5)$$

$$Re_f = \frac{2(\dot{m}_{in} + \dot{m}_{out})}{w \mu_f}, \quad (2-6)$$

$$\delta^* = \left( \frac{\mu_f^2}{\rho_f g \sin \theta} \right)^{0.33}, \quad (2-7)$$

여기서  $\rho_f$ ,  $\mu_f$ ,  $g$ 는 각각 응축막의 밀도, 동점성 계수, 중력가속도이다. 식 (2-6)의  $Re_f$ 는 응축막의 Reynolds 수이고,  $\dot{m}_{in}$ ,  $\dot{m}_{out}$ ,  $w$ 은 각각 표면에 쌓이는 응축수의 질량 유량, 표면에서 빠져나가는 응축수의 질량 유량, 표면의 너비를 의미한다.  $\theta$ 는 수평으로부터의 표면의 각도이다.

응축막의 열전달 계수( $h_f$ )는 다음과 같이 계산된다.

$$h_f = \begin{cases} \frac{k_f}{\delta_f}, & \text{if } Re_f < 1000 \text{ (Laminar)} \\ \frac{k_f}{\delta^*} Nu_f, & \text{if } Re_f > 3000 \text{ (Turbulent)} \end{cases}, \quad (2-8)$$

**Table 1.** 응축실험 분류 및 실험조건

실험	응축면 형상	조건 개수	수력직경 (mm)	압력 (bar)	공기질량 분율	속도 (m/s)	질량유량 (kg/s)
COPAIN[18, 19]	수직 평판	4	545	1.0	0.77~0.86	0.3~3.0	-
CONAN[20, 21]		10	340	1.0	0.13~0.72	2.5~2.6	-
Dehbi[22, 23]	수직관 외벽	9	38	1.5~4.5	0.33~0.89	-	-
Pan[24, 25]		2	38	2.0,4.0	0.45,0.95	-	-
Khun[26, 27]	수직관 내벽	24	47.5	1.0~5.0	0.20~0.40	-	0.010~0.027
Park[28]		5	47.8	1.1~4.7	0.20~0.30	-	0.005~0.011
Siddique[29]		26	46	1.1~4.9	0.14~0.35	-	0.003~0.013
Wu[30, 31]	수평관 내벽	34	27.53	1.0~4.0	0.05~0.20	-	0.006~0.053

난류조건에서 응축막의 Nusselt 수 상관식은 다음과 같다.

$$Nu_f = \left( Re_f^{-0.44} + 5.82 \times 10^{-6} Re_f^{0.8} Pr_f^{0.33} \right)^{0.5}, \quad (2-9)$$

$k_f$ 와  $Pr_f$ 는 각각 응축막의 열전도도와 Prandtl 수이다.  $Re_f$ 는 식(2-6)과 같다. Reynolds 수가 층류와 난류조건 사이 값이면 선형 보간을 통해 응축막 두께와 열전달 계수를 구한다.

### 3. 응축실험 해석 결과

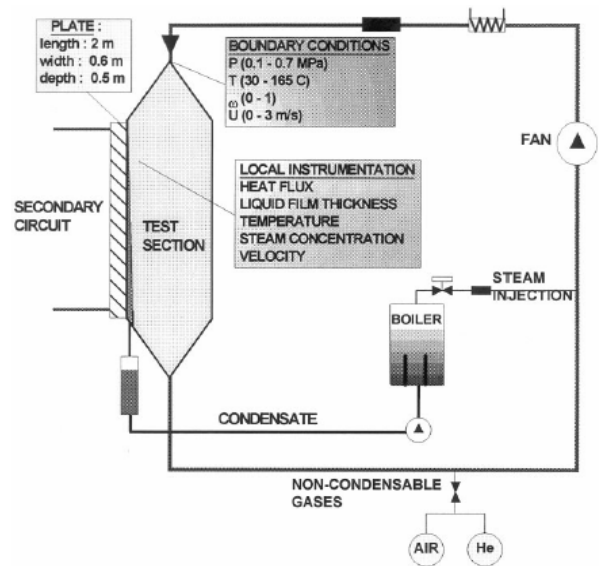
MELCOR 코드의 응축모델을 평가하기 위하여 공개된 응축실험 자료 중 원전의 중대사고시 원자로 건물 내부 상황과 유사한 열수력 조건에서 수행된 응축열전달 실험 자료를 수집하였다. 그런데, 응축현상은 응축면의 기하형태에 따라 민감한 특성이 있다. 따라서 응축실험 자료를 Table 1과 같이 수직평판, 수직관 외벽, 수직관 내벽 및 수평관 내벽 실험으로 분류하였다.

#### 3.1. 수직평판 응축실험

수직평판에서의 응축현상을 해석하기 위해 COPAIN [18, 19]과 CONAN[20, 21] 실험을 선정하였다.

##### 3.1.1. 실험 및 모델링

COPAIN 실험은 수직평판에서 비응축성 기체 존재시의 수증기 응축현상을 조사하기 위한 실험으로 압력,

**Fig. 4.** COPAIN 실험장치 계통도[18]

온도, 속도, 공기질량분율, 열유속 등 여러 변수들을 측정하였다. Fig. 4의 실험장치는 너비 600 mm, 높이 2 m의 수직평판과 단면적이 600×500 mm<sup>2</sup>인 사각유로로 구성되어 있다. 실험은 1.0~7.0 bar까지의 넓은 압력범위에서 수행되었으나, 공개된 실험 데이터는 1.0 bar 조건들로 한정적이었다. 이 실험 조건들을 Table 2에 정리하였다.

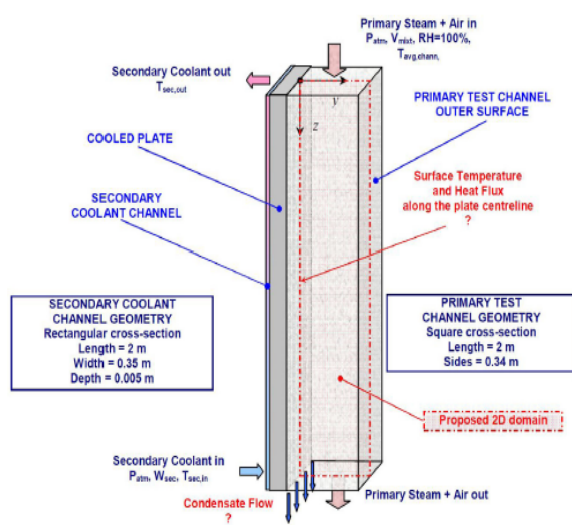
CONAN 실험 또한 같은 목적으로 수행된 실험으로 높이 2 m, 너비 340 mm, 두께 4.5 mm인 알루미늄 수직평판과 340×340 mm<sup>2</sup>의 사각단면을 가지는 유로로 구성되어 있다. Fig. 5는 실험장치의 시험부이고, Table 3은 실험조건을 나타낸다. 각 실험의 압력조건은 모두 대기압이다.

**Table 2.** COPAIN 실험조건[19]

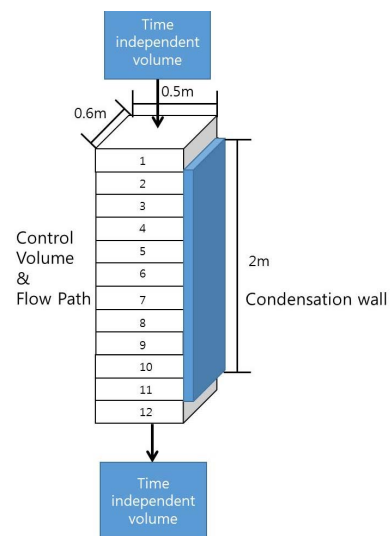
	압력 (bar)	입구 온도 (K)	입구 속도 (m/s)	벽면 온도 (°C)	공기 질량 비율
P0344	1.21	344.4	0.3	48.85	0.864
P0441	1.02	353.2	3.0	34.25	0.767
P0443	1.02	352.3	1.0	26.95	0.772
P0444	1.02	351.5	0.5	26.55	0.773

**Table 3.** CONAN 실험조건[21]

	공기/수증기 혼합물 입구조건			냉각수 경계조건		
	속도	입구온도	공기질량비율	입구온도	출구온도	질량유량
	(m/s)	(°C)	-	(°C)	(°C)	(kg/s)
P10-T30-V25	2.57	75.6	0.716	30.4	31.6	1.30
P15-T30-V25	2.60	83.5	0.581	29.6	31.4	1.31
P20-T30-V25	2.59	91.5	0.370	30.7	33.8	1.31
P25-T30-V25	2.60	93.8	0.290	31.1	34.8	1.30
P30-T30-V25	2.62	97.0	0.155	34.8	39.4	1.30
P10-T40-V25	2.58	79.8	0.651	40.3	41.3	1.78
P15-T40-V25	2.48	85.4	0.539	39.0	40.4	1.79
P20-T40-V25	2.59	89.5	0.432	40.0	41.9	1.77
P25-T40-V25	2.61	95.4	0.226	39.4	42.3	1.65
P30-T40-V25	2.63	97.5	0.132	42.3	46.9	1.28



**Fig. 5.** CONAN 실험의 시험부[21]



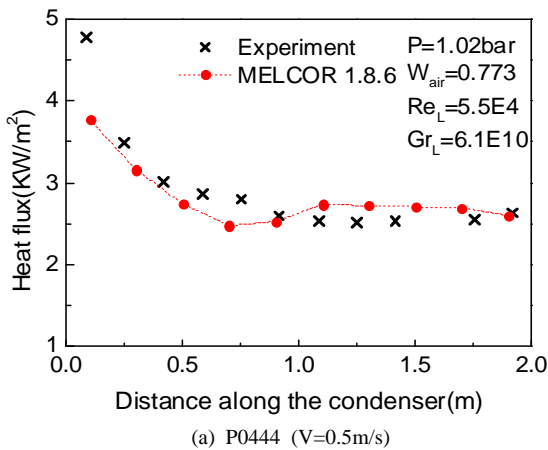
**Fig. 6.** COPAIN 실험 계산 격자

두 실험의 계산 격자는 Fig. 6과 같이 응축영역을 10 개의 격자로 나누었다. 다만 냉각수 부분(2차 측)은 COPAIN 실험의 경우 실험조건을 최대한 반영하기 위해 측정된 벽면온도를 경계조건으로 사용하면서 생략했으나, CONAN 실험의 경우에는 벽면온도에 관한 정보를 알 수 없어서 2차 측을 모델링하였다.

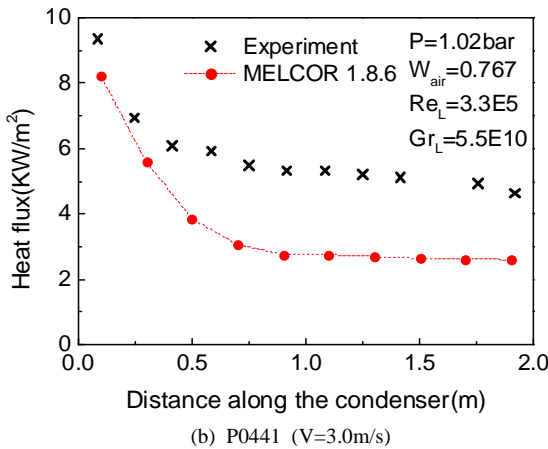
3.1.2. 해석 결과

코드의 응축 열전달 예측능력을 평가하기 위해 응축열 유속을 비교 변수로 채택하였다. 비교결과를 Fig. 7, 8에 나타내었다. 4 개의 그래프를 통해 알 수 있는 사실은 입구속도가 느린 조건에서는 코드의 열속 예측능력이 상당히 좋은 반면(Fig. 7(a)), 상대적으로 빠른 입구속도 조건에서는 저 예측하였다(Fig. 7(b), Fig. 8(a, b)). 이러한 차이는 입구속도에 따라 코드에서 정의하는 유동조건이 달라짐으로 인해 발생하는 것으로, 속도가 느린 경우는 유동조건이 자연대류-난류인 반면, 속도가 빠른 경우는 혼합대류-층류 조건을 가진다. 혼합대류-층류 조건일 때 식

(2-3)의 Sherwood 수가 낮게 예측되는 것을 확인하였고, 이 때문에 질량전달계수 값이 작게 계산되어 결과적으로 응축량을 낮게 예측하였다. 식 (2-3)은 강제대류-층류 조건에서 개발된 상관식으로 혼합대류-층류유동조건에 맞지 않다. 그러나 단순히 이 문제로 보기에겐 자연대류-난

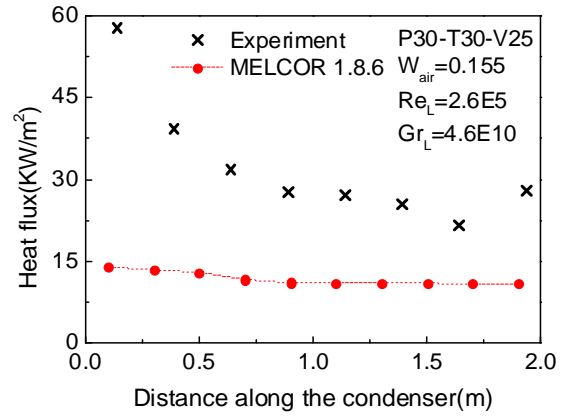


(a) P0444 (V=0.5m/s)

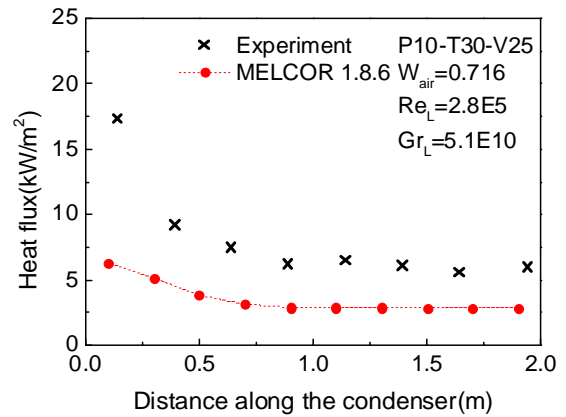


(b) P0441 (V=3.0m/s)

Fig. 7. COPAIN 실험 해석결과



(a) P30-T30-V25 (V=2.62m/s)



(b) P10-T30-V25 (V=2.57m/s)

Fig. 8. CONAN 실험 해석결과

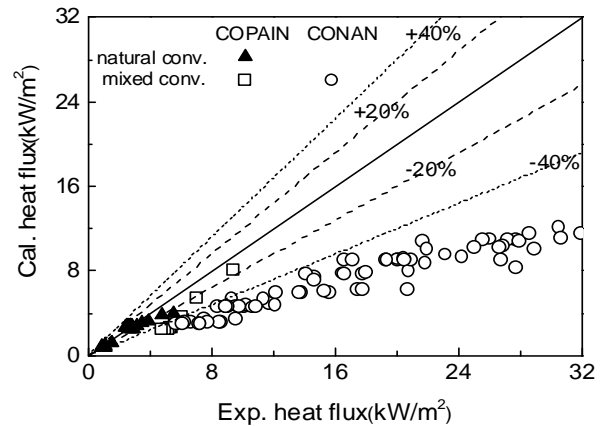


Fig. 9. 수직평판 응축열전달 해석 결과

류 조건에서 잘 맞는 결과에 대해서는 설명이 되지 않는다. 따라서 이 문제에 대한 원인을 파악하기 위해서는 코드에서 사용하는 응축모델에 대한 더 심도 있는 검토가 필요하다.

수직평판 응축실험의 14개 조건에 대하여 측정위치별 열유속 비교결과를 Fig. 9에 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이 혼합대류-층류 조건의 오차가 작게는 20%에서 많게는 40% 이상으로 상당히 컸다.

### 3.2. 수직관외벽 응축실험

본 절에서는 수직관외벽의 응축모델 평가를 위해 해석 대상으로 선정된 Dehbi[22, 23], Pan[24, 25] 실험에 대한 설명과 해석결과를 기술하였다.

#### 3.2.1. 실험 및 모델링

Dehbi는 자연대류 조건에서 비응축성기체가 응축에 미치는 영향을 알아보기 위해 Fig. 10과 같은 실험장치를 제작했다. 실험장치에는 출구가 없는 큰 용기 안에 외벽 응축이 일어나는 수직관이 위치하고 있다. 구리로 이루어진 수직관은 지름 38 mm, 길이 3.5 m 이고, 관 내부로 냉각수가 흐른다. 용기 아래쪽의 물을 전기히터로 증발시켜 수증기를 공급한다.

계산격자는 실험의 평균열전달계수와 비교하기 위해 1 개의 격자로 모델링하였다 (Fig. 10). 해석에 사용된 실험조건은 Table 4에 기술하였다. 실험조건을 최대한 반영하기 위해 벽면온도를 경계조건으로 주어 2차 측을 모델링에서 제외시켰다.

Pan은 수직관 외벽응축에서 매끈한 관과 핀-핀(Pin-fin)관의 응축열전달 차이에 관하여 알아보기 위해 Fig. 11과 같은 실험장치를 제작하였다. 압력용기 안에 스테인리스 스틸의 수직관이 위치하고 있으며, 수직관은 지름 38 mm, 길이 2 m 이고, 내부로 냉각수가 흐른다. 실험은 압력 2.0~6.0 bar, 공기질량분율 0.1~0.95의 범위에서 수행되었으며, 속도의 영향을 줄이기 위해 압력용기 위, 아래 두 곳에서 증기를 주입하였다. 많은 실험들이 수행되었으나 실험조건이 명확한 2개의 조건만 해석대상으로 선정하였고, 이를 Table 5에 기술하였다. 본 해석에서는 핀-핀관에 대해서는 고려하지 않는다. Dehbi 실험에서와 동일하게 벽면온도를 경계조건으로 주었으며, 시험부를 1 개의 볼륨으로 모델링하였다.

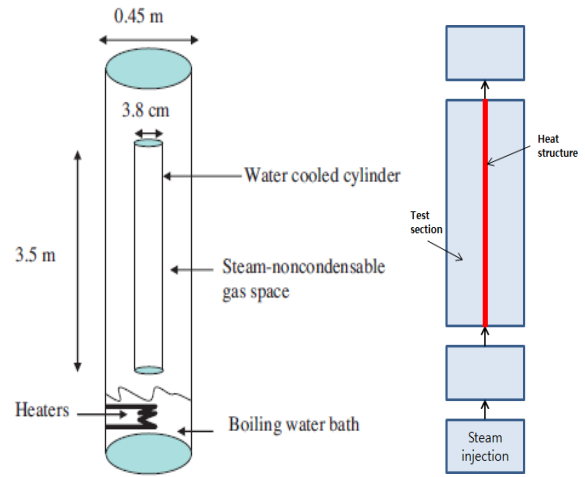


Fig. 10. Dehbi 실험장치 개념도(좌)와 계산 격자(우)

Table 4. Dehbi 실험조건[23]

	압력 (bar)	공기질량분율	벽면온도 (°C)
Run_A25	1.5	0.796	60.625
Run_A30		0.558	66.021
Run_A38		0.333	72.305
Run_B28	3.0	0.846	64.743
Run_B33		0.591	79.300
Run_B39		0.342	90.223
Run_C9	4.5	0.878	59.174
Run_C16		0.577	86.697
Run_C25		0.353	98.486

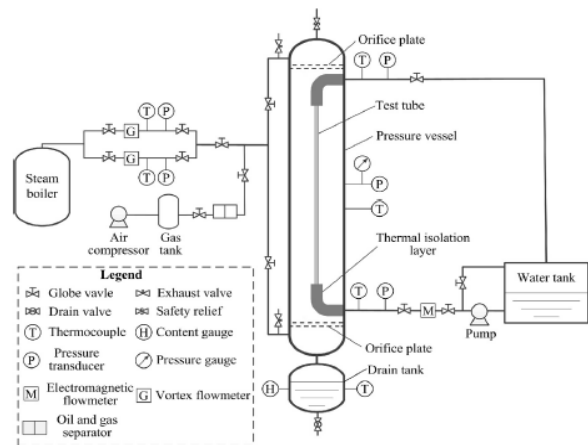


**Table 5.** Pan 실험조건[25, 26]

	압력 (bar)	공기질량 분율	벽면온도 (°C)
Test 1	2.0	0.945	39.26
Test 2	4.0	0.455	75.27

**Table 6.** Pan 실험조건 및 해석결과 비교

	압력 (bar)	평균열전달계수 ( $W/m^2K$ )		총 열전달양 ( $kW$ )	
		실험	계산	실험	계산
Test 1	2.0	-	-	0.36	0.219
Test 2	4.0	821	557.2	-	-



**Fig. 11.** Pan 실험장치 계통도[25]

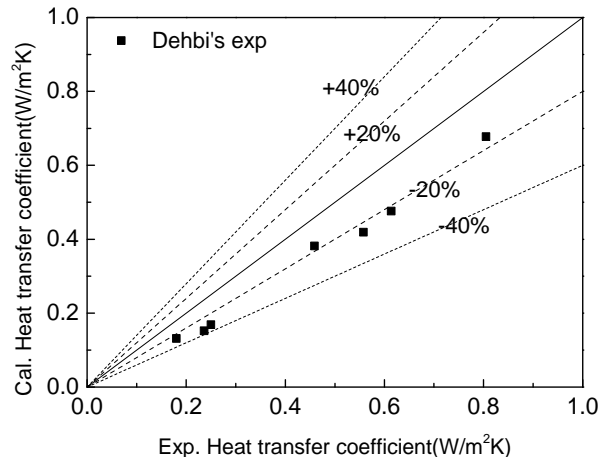
**3.2.2. 해석 결과**

Dehbi 실험의 해석결과를 Fig. 12에 나타내었다. 그림은 평균열전달 계수를 비교한 것으로, 코드가 실험을 20% 정도 저 예측하는 것을 알 수 있다.

Pan 실험의 경우 두 실험조건에서 비교하는 변수가 달라 해석결과를 Table 6과 같이 기술하였다. 표에서 볼 수 있듯이 오차가 30~40% 정도로 Dehbi 실험에 비해 상대적으로 크다. Pan 실험은 증기를 압력용기 위, 아래 두 곳에서 주입시켰는데, 이를 1-D코드인 MELCOR 1.8.6이 제대로 해석하지 못하는 것으로 보인다.

**3.3. 수직관내벽 응축실험**

수직관내벽에서의 응축현상을 해석하기 위해 Kuhn [26, 27], Park[28], Siddique[29] 실험을 선정하였다.



**Fig. 12.** Dehbi 실험 해석 결과

**3.3.1. 실험 및 모델링**

해석대상으로 선정된 세 실험은 수직관 내벽응축현상에서 비응축성기체가 미치는 영향에 대해 알아보기 위해 수행되었다. Fig. 13은 Park 실험장치의 계통도로 다른 두 실험 또한 이와 유사하다. 실험장치 별 시험부의 치수는 Table 7에 기술하였다. 세 실험 모두 공기/증기 혼합기체가 시험부의 상부에서 하부로 흐르며, 시험부의 바깥쪽 환형 공간에 단상의 냉각수가 대향류로 흐른다(Fig. 14 좌). 계산격자는 세 실험 모두 벽면온도를 경계조건으로 주어 냉각수 측을 모델링하지 않았다(Fig. 14 우).

세 실험이 포함하고 있는 실험범위는 다음과 같다. 먼저 Kuhn 실험은 압력 1.0~5.0 bar, 공기질량분율 0.0~0.4의 범위에서 수행되었고, Park 실험은 압력 1.7~5.0 bar, 공기질량분율 0.1~0.4에서, Siddique 실험은 압력 1.0~5.0 bar, 공기질량분율 0.1~0.35의 범위에서 수행되었다.

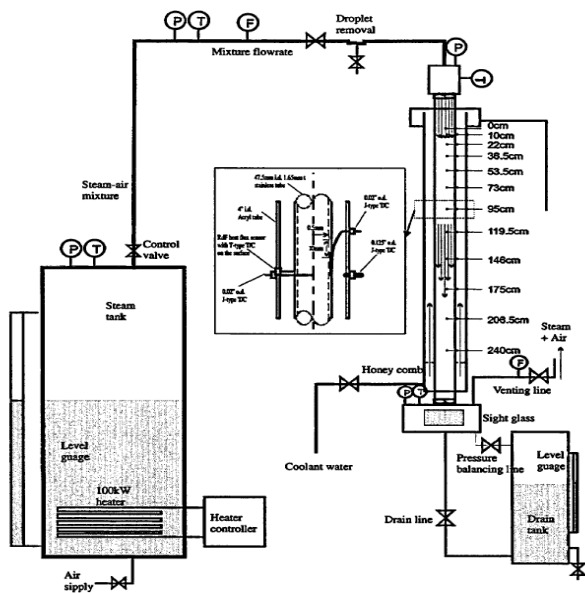


**Table 7.** 실험장치 규격[27~29] (단위:mm)

	내경	외경	길이
Kuhn	47.5	50.8	2400
Park	47.8	50.8	2400
Siddique	46	50.8	2540

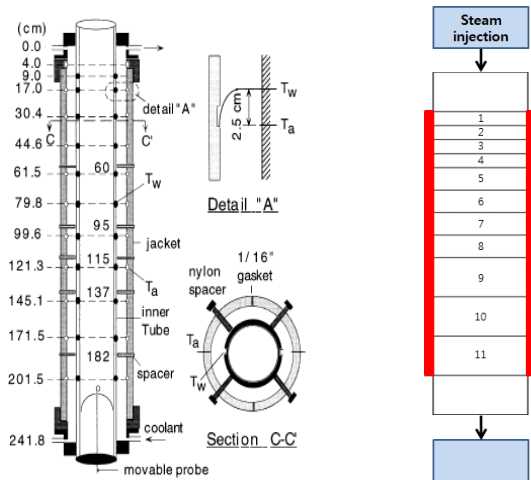
**Table 8.** Park 실험조건[28]

	압력 (bar)	공기질량 분율	질량유량 (kg/s)
E4a	2.39	0.195	0.005111
E11d	2.399	0.2	0.007361
E11e	2.344	0.196	0.008889
E12b	4.655	0.215	0.011528
E13b	1.105	0.303	0.007222



**Fig. 13.** Park 실험장치 계통도[28]

각 실험별로 압력, 공기질량분율, 질량유량 등을 고려하여 해석에 사용할 실험조건을 선택하였다. Kuhn 실험의 경우 24 개의 실험조건을 선택하였고, Park 실험은 5 개, Siddique 실험은 26 개의 실험조건을 해석에 사용했다. 사용된 실험조건들은 Table 8~10에 정리하였다. 각 실험조건들을 비교해 보면 Siddique 실험의 유량조건과 Park 실험의 유량조건은 범위가 비슷하며, Kuhn 실험은 두 실험에 비해 질량유량이 크다.



**Fig. 14.** Kuhn 실험의 시험부(좌)와 계산격자(우)

**3.3.2. 해석결과**

계산결과와 실험을 비교하기 위해 열유속을 사용하였다. 먼저 Kuhn 실험의 열유속 비교결과는 Fig. 15와 같다. 그림을 살펴보면 코드가 상당히 정확한 예측을 하고 있음을 알 수 있다. 그림 외의 다른 실험조건들에서도 이와 유사한 결과를 얻을 수 있었다.

Fig. 16은 Park 실험의 해석결과를 나타낸다. 그림에서 볼 수 있듯이 모든 조건에서 입구 쪽의 저 예측현상이 보이거나 중간 이후부터는 상당히 정확한 예측을 하고 있다. 나머지 실험조건도 이와 유사한 결과를 보였다. 계산 과정을 검토해본 결과, 입구 쪽에서의 저 예측 현상은 식

**Table 9.** Kuhn 실험조건[27]

실험번호	압력 (bar)	공기질량 분율	질량유량 (kg/s)
2.2-10	1.171	0.206	0.0176
2.2-11	1.177	0.303	0.0198
2.2-12	1.184	0.352	0.0213
2.2-13	1.205	0.403	0.0230
4.4-2	2.020	0.173	0.0121
3.4-2	2.098	0.196	0.0207
4.5-2	2.024	0.402	0.0139
3.5-2	2.037	0.396	0.0275
3.5-2R1	2.067	0.364	0.0262
3.5-3	3.017	0.396	0.0274
3.5-3R1	3.136	0.361	0.0264
4.5-3	3.062	0.397	0.0139
4.4-3	3.047	0.202	0.0103
3.4-3	2.982	0.194	0.0207
2.1-9	4.029	0.199	0.0173
2.1-10	4.146	0.246	0.0184
2.1-11	4.057	0.301	0.0199
2.1-12	4.084	0.343	0.0211
2.1-13	4.126	0.396	0.0230
3.5-4	4.005	0.347	0.0260
3.5-5	4.926	0.372	0.0264
4.5-5	5.034	0.382	0.0139
4.4-5	4.906	0.196	0.0106
3.4-5	4.952	0.198	0.0205

(2-3)의 Sherwood 수를 낮게 예측함으로써 인해 발생한 문제임을 알 수 있었다. 이는 평판에서 개발된 식(2-3)을 관내유동인 Park 실험조건들에 적용함으로써 인해 발생한 문

제로 생각되나 단순히 그 문제만으로 보기에는 잘 예측되는 영역이 있으므로 앞서 언급했듯이 기존의 응축모델에 대한 자세한 검토가 필요하다.

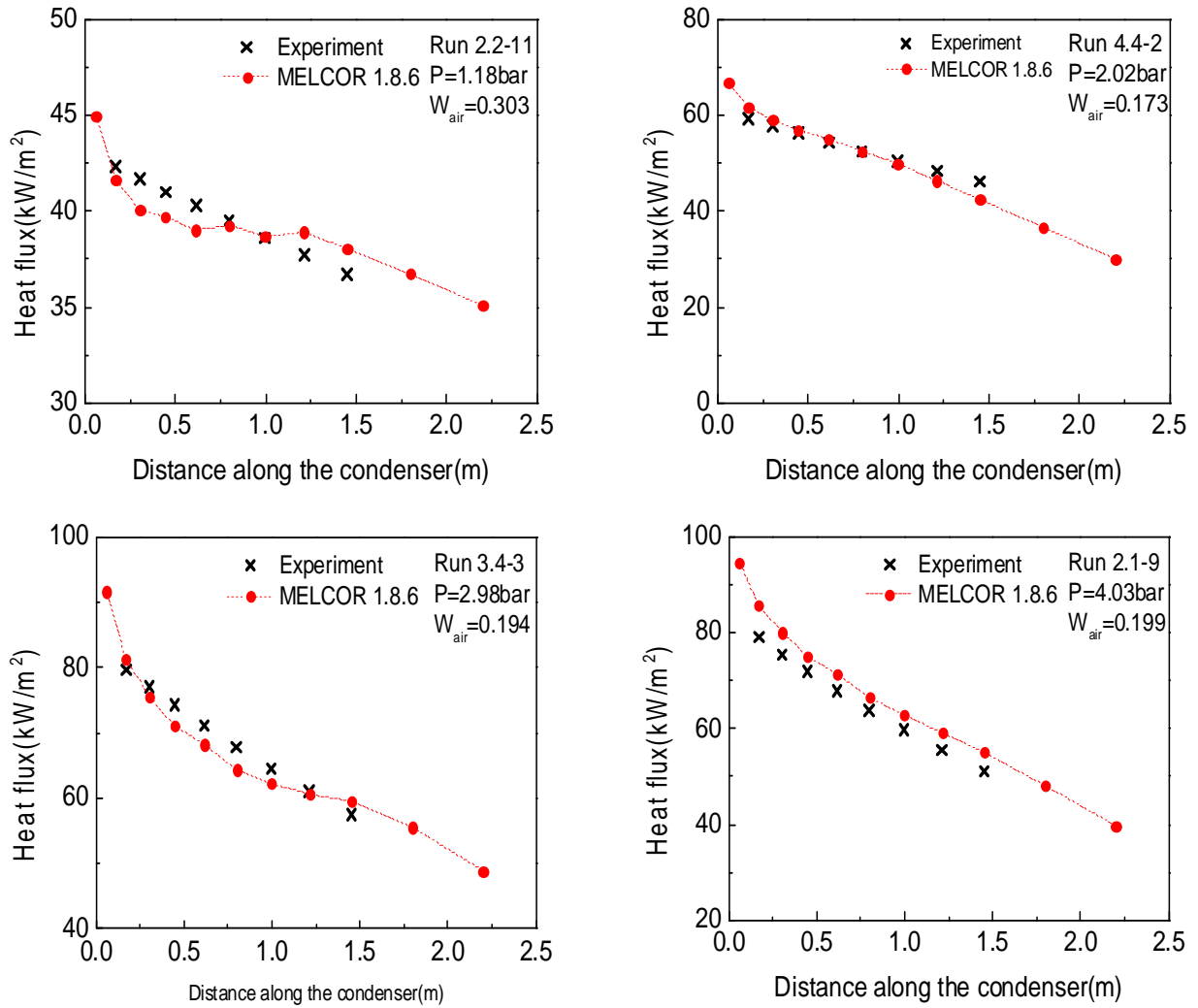


Fig. 15. Kuhn 실험 해석결과

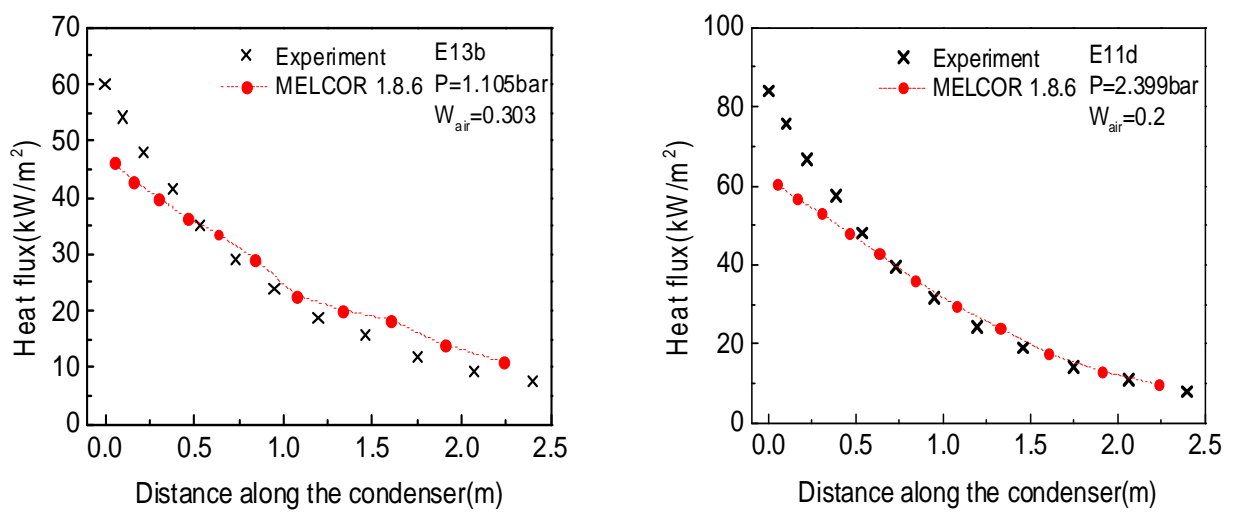


Fig. 16. Park 실험 해석결과

Table 10. Siddique 실험조건[32]

분류	실험번호	질량유량 (kg/s)	압력 (bar)	공기질량 분율
저 유량	2	0.00287	1.12	0.146
	4	0.00336	1.22	0.244
	6	0.00378	1.33	0.332
	8	0.00299	2.17	0.137
	10	0.00337	2.39	0.260
	12	0.00422	2.87	0.420
	13	0.00249	3.89	0.110
	15	0.00291	4.32	0.242
	17	0.00332	4.54	0.338
중간 유량	19	0.00663	1.14	0.168
	23	0.00852	1.36	0.354
	25	0.00685	2.21	0.155
	27	0.00786	2.43	0.269
	29	0.00890	2.66	0.356
	30	0.00617	3.87	0.102
	32	0.00695	4.21	0.204
	34	0.00818	4.69	0.324
고 유량	36	0.00879	1.14	0.144
	38	0.01057	1.24	0.242
	40	0.01234	1.37	0.348
	42	0.01010	2.21	0.149
	44	0.01098	2.39	0.243
	46	0.01254	2.64	0.344
	48	0.01042	4.02	0.154
	50	0.01170	4.37	0.250
	52	0.01336	4.85	0.354

Siddique 실험의 해석결과는 유량에 따라 큰 차이를 보였기 때문에 유량을 기준으로 실험조건들을 분류하였다 (Table 10). 해석결과는 Fig. 17~19와 같다. Fig. 17은 저 유량조건에서의 열유속을 비교한 결과이다. 그림의 실험조건 모두 저 예측현상을 보였다. 그림에 수록하지 않은 다른 저 유량 조건의 경우도 유사한 현상을 보였다. 그 중 특히 #17 경우 매우 큰 차이를 보였고, #13과 #15 또한 이와 같은 현상을 보였다. 이 세 조건은 입구속도가

0.7 m/s 이하로 다른 실험에 비해 느린 편이다. 그로인해 유동조건이 혼합대류-천이영역으로 계산되었고, 이 때문에 실험과 큰 차이를 보인 것으로 생각된다. 앞서 수직평판 응축실험 해석에서도 혼합대류 조건에서 저 예측하는 경향이 있었다. MELCOR 코드에서는 혼합대류 조건 시 강제대류와 자연대류 상관식을 선형보간하여 사용하고 있는데, 이때 발생하는 불확실성이 계산결과에 영향을 미치는 것으로 보인다.

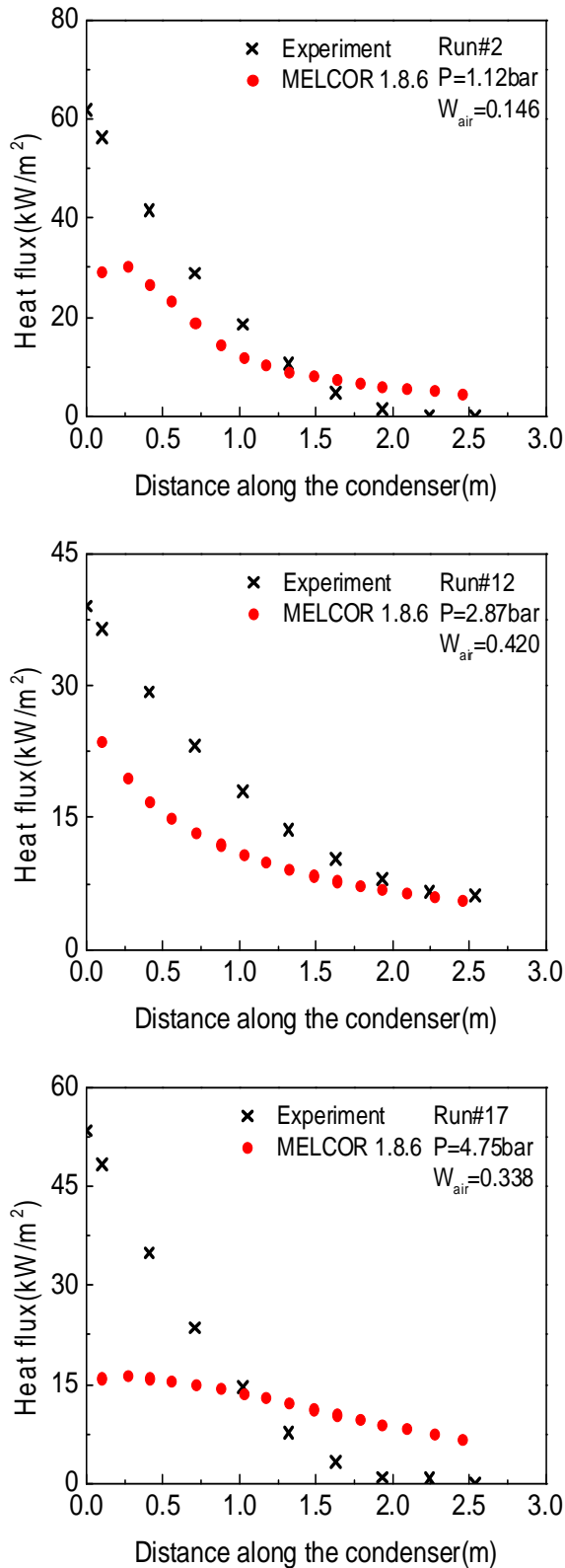


Fig. 17. Siddique 실험 해석결과 - 저 유량

Fig. 18은 중간유량 조건에서의 열유속 비교결과이다. #23과 #27의 그래프를 보면 입구 부근을 제외한 부분에서는 좋은 예측결과를 보였다. 그러나 압력이 높은 #30, #34의 경우에는 저 예측하는 경향을 볼 수 있었다. 또한 모든 계산결과에서 공통적으로 입구에서의 저 예측현상이 발생했다.

Fig. 19는 고 유량 실험조건의 해석결과로 실험과 계산의 경향성이 확연하게 다르다. 중간유량 조건의 해석결과와 비교해 볼 때 입구에서의 저 예측현상이 눈에 띄게 커졌고, 출구에서 과 예측하는 현상이 추가적으로 발생했다. 이러한 현상을 보이는 실험조건들의 특징은 입구에서의 포화온도와 벽면온도 간의 차이 (벽면온도의 과냉도) 즉,  $T_{sat} - T_{s,w}$ 가 다른 실험조건에 비해 작다는 것이다. 여기서  $T_{sat}$ 은 수증기 분압에서의 포화온도를 의미한다. 다른 실험조건들이 동일하고 벽면온도의 과냉도만 작을 시 식 (2-1)의  $P_{sr,f}$ 와  $P_{stm}$ 의 값이 비슷해지고, 그로인해 로그 내의 값이 1로 근접하게 되어 결과적으로 응축량( $m_c$ )이 매우 작게 계산된다. 이렇게 입구 쪽에서 응축량이 감소하게 되면 이후의 수증기 분압이 크게 줄지 않아 출구 쪽에서의  $P_{stm}$ 이 상대적으로 큰 값을 가지게 된다. 게다가 경계조건으로 주어진 벽면온도는 상당히 낮으므로  $P_{sr,f}$ 는 작은 값을 가지게 된다. 결국 로그 함수 내의 값이 1보다 훨씬 큰 값을 가지게 되고, 이 때문에 응축량이 과 예측 될 수 있다. Fig. 20은 Park 실험과 Siddique 실험들 중 실험조건이 유사한 경우에 대해 벽면 과냉도를 비교한 것을 나타낸 것이다. 두 실험은 포화실험이므로 혼합기체의 벌크온도를 증기의 포화온도로 봐도 무방하다. 그림에서 볼 수 있듯이 Siddique 실험의 입구에서의 벽면온도 과냉도가 Park 실험에 비해 상당히 작음을 알 수 있다.

수직관내벽 응축실험의 모든 실험조건에 대하여 위치별 열유속을 비교해본 결과 Kuhn 실험은 오차 20% 이내의 좋은 해석결과를 보였고, Park 실험 또한 입구 부근의 오차를 제외하면 매우 정확한 예측이 이루어졌다(Fig. 21). 그러나 Siddique 실험의 경우에는 앞서 언급한 혼합대류 천이영역에서의 저 예측현상과 벽면온도 과냉도가 작을 때 입구에서의 저 예측 현상, 출구 부근에서 과 예측하는 현상이 발생하여 ±40%보다 넓은 오차범위를 가진다.

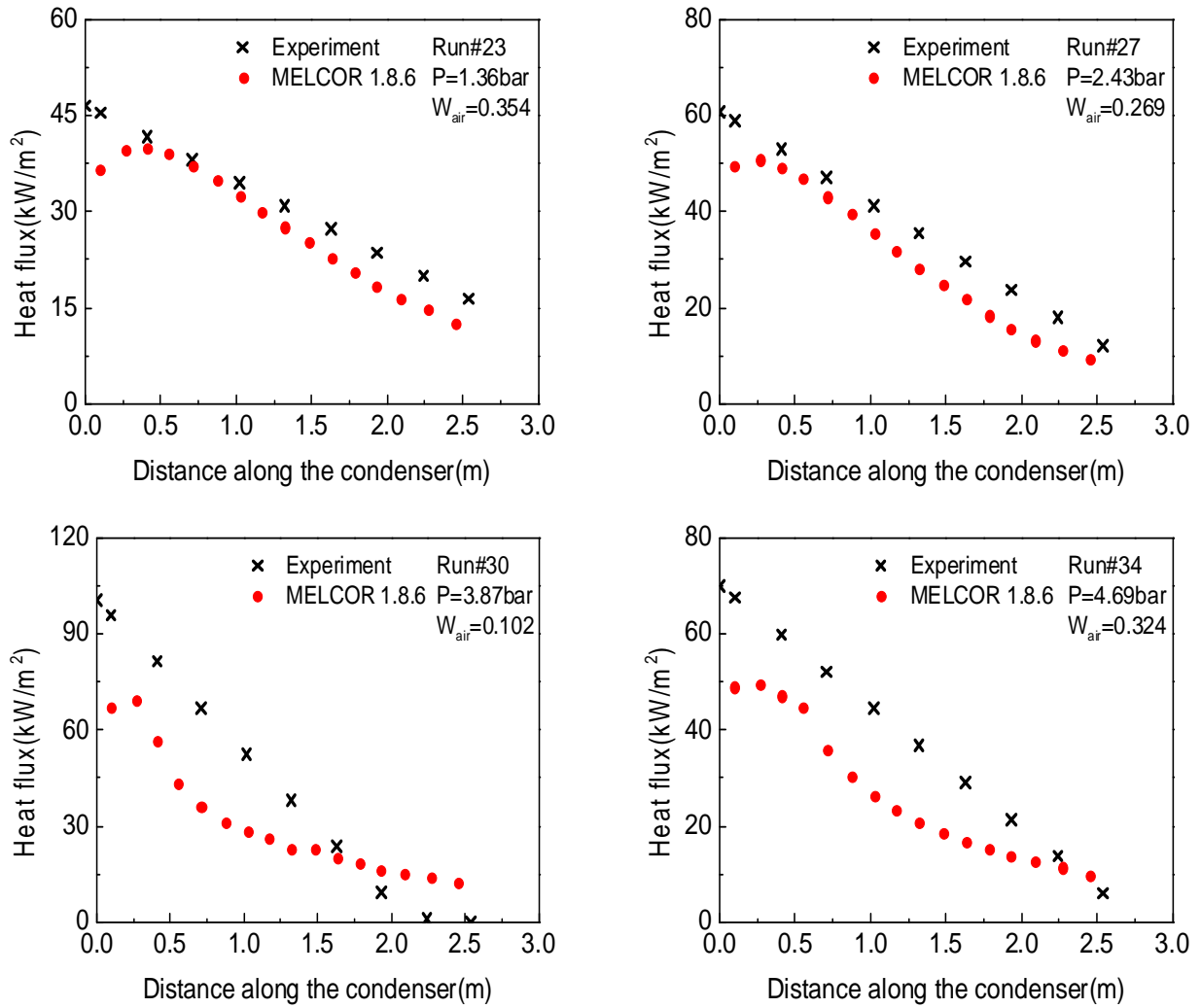


Fig. 18. Siddique 실험 해석결과 - 중간 유량

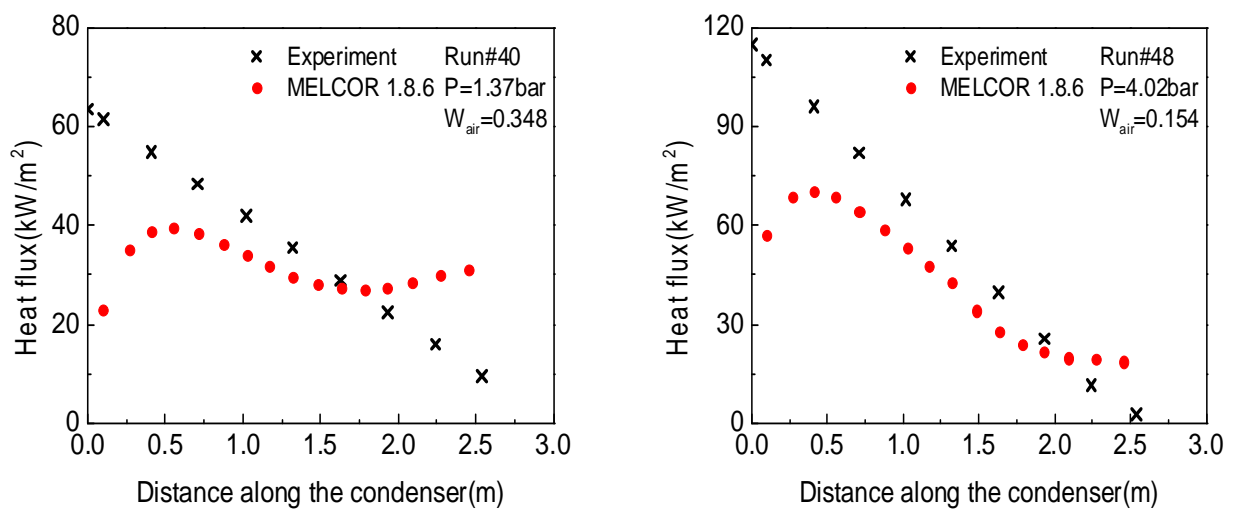


Fig. 19. Siddique 실험 해석결과 - 고 유량

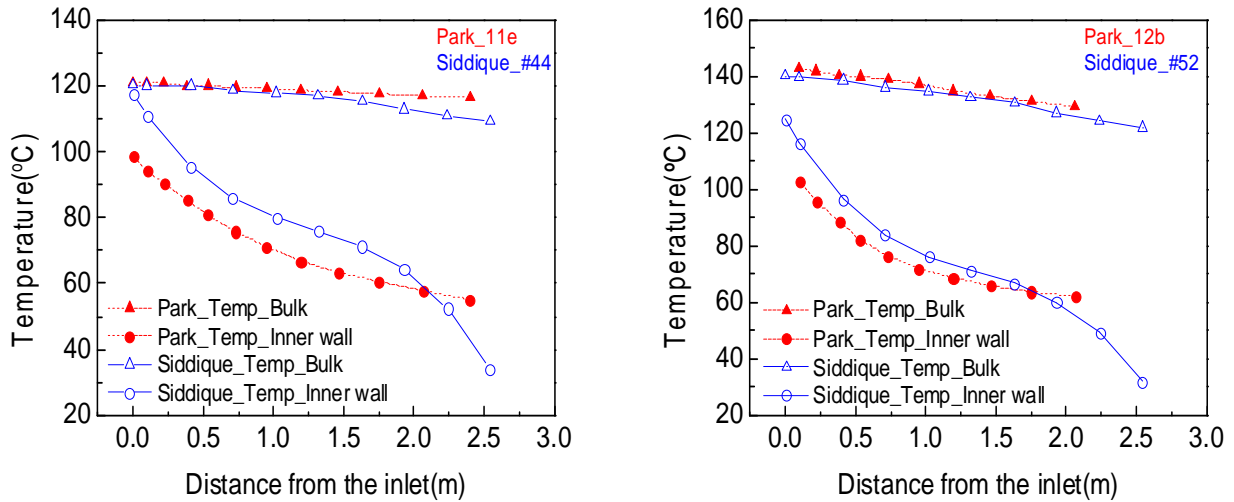


Fig. 20. Park, Siddique 실험 벽면온도 과냉도 비교

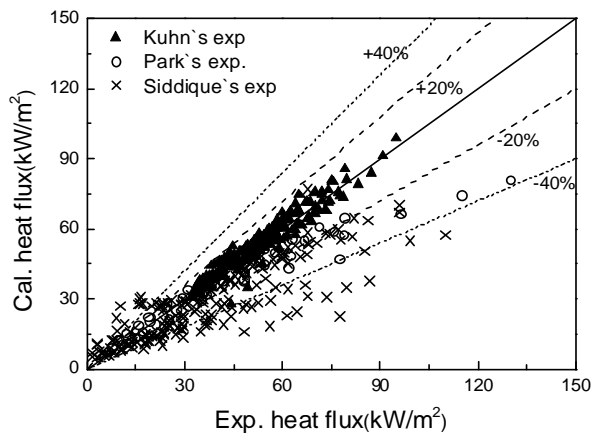


Fig. 21. 수직관 내벽 응축열전달 계산 결과

### 3.4. 수평관내벽 응축실험

수평관 내벽 응축모델평가를 위해 Wu[30, 31] 실험을 선정하였다. 실험에 대한 간단한 설명과 해석결과를 기술하였다.

#### 3.4.1. 실험 및 모델링

Wu는 PCCS의 수평 응축관에서 비응축성기체가 응축에 미치는 영향에 대해 알아보기 위한 실험을 수행하였다. 실험에 사용된 응축 시험부의 규격은 Table 11에 기술하였다. Fig. 22와 23은 각각 실험장치의 계통도와 유동단면을 나타낸 것이다. 수평관 응축실험은 앞선 수직관 실험과는 다르게 중력의 영향을 받는다. 중력 때문에 관 하부로 응축수가 쌓이게 되고, 그로인해 응축열전달이 위치에 따라 달라진다. 이를 고려하기 위해 실험에서는 그림 23과 같이 관 상부, 하부 각각 온도를 측정하고

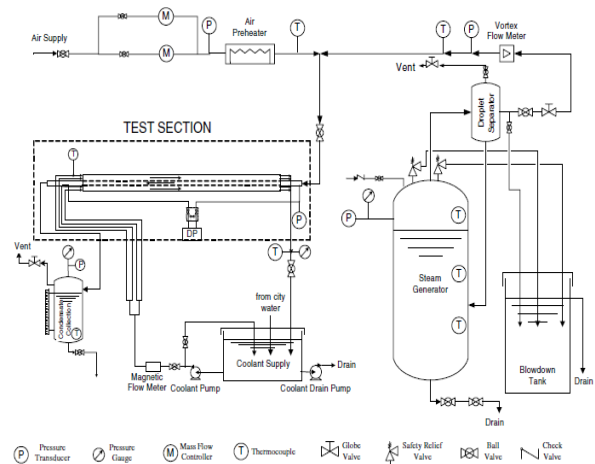


Fig. 22. Wu 실험장치 계통도[31]

Table 11. Wu 실험장치 규격[30] (단위:mm)

안쪽 관		바깥쪽 관	
내경	외경	길이	내경
27.53	31.75	3000	63.5

열유속, 열전달 계수와 같은 변수들을 상부, 하부 각각 제시하였다. 실험은 압력 1.0~4.0 bar, 공기질량분율 0.01~0.2의 범위를 포함한다.

해석에 사용된 34 개의 실험조건을 압력을 기준으로 Table 12에 정리하였다. Wu 실험 특성상 상부, 하부 두 곳의 벽면온도가 제공되는데, 코드에서는 이러한 개념을 고려할 수 없기 때문에 벽면온도를 고정하지 않고 2차 측을 모델링하였다. 계산격자는 Fig. 24와 같다.



Table 12. Wu 실험조건[30]

실험번호	압력 (bar)	공기질량 분율	질량유량 (kg/s)
5	1.048	0.051	0.00621
4	1.052	0.099	0.00667
12	1.082	0.155	0.00700
11	1.095	0.203	0.00744
1	1.058	0.050	0.01205
10	1.124	0.104	0.01288
9	1.159	0.153	0.01363
8	1.212	0.203	0.01442
22	1.987	0.050	0.00637
23	1.999	0.103	0.00652
50	2.003	0.149	0.00704
16	2.011	0.195	0.00765
99	2.023	0.051	0.01194
15	2.011	0.100	0.01267
14	2.008	0.152	0.01368
13	1.997	0.196	0.01443
32	2.007	0.048	0.02441
33	1.999	0.098	0.02568
34	2.005	0.153	0.02726
35	2.011	0.203	0.02906
26	4.005	0.050	0.01214
51	4.003	0.100	0.01286
52	3.994	0.150	0.01383
53	3.988	0.201	0.01434
36	4.022	0.045	0.02405
37	4.013	0.101	0.02562
38	4.006	0.153	0.02717
54	4.005	0.199	0.02875
39	4.039	0.047	0.03643
40	3.987	0.092	0.03835
41	3.988	0.149	0.04061
42	4.016	0.198	0.04302
43	4.006	0.048	0.04790
45	4.011	0.154	0.05336

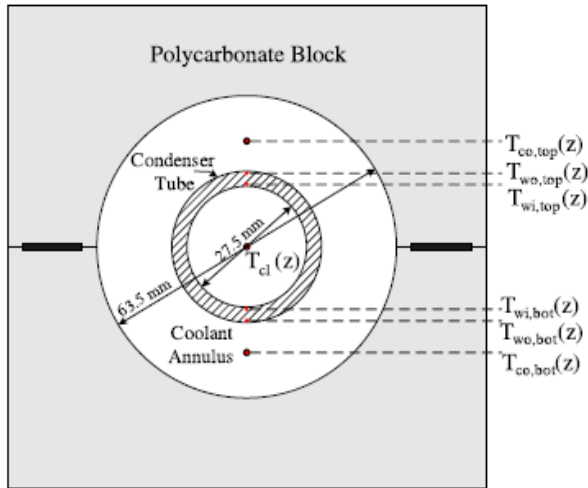


Fig. 23. Wu 실험의 유동 단면과 온도 측정위치[31]

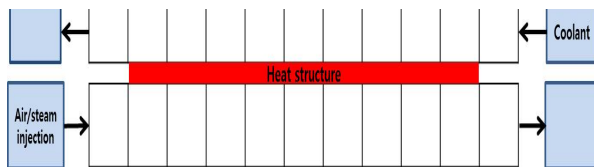


Fig. 24. Wu 실험장치의 계산격자

### 3.4.2. 해석 결과

Fig. 25는 공기질량분율이 0.2이고 압력이 1.2, 2.0, 4.0 bar에 대한 해석결과이다. 세 조건 모두 저 예측현상을 보였고, 그림에는 없지만 공기질량분율, 압력, 유량이 다른 조건에서도 이와 같은 현상이 나타났다. 즉, 모든 실험조건에 대하여 저 예측하는 현상이 발생했다. 그 원인은 현재 MELCOR 코드가 사용하고 있는 Sherwood 수 상관식인 식 (2-3)은 평판에 한하여 개발된 상관식이라는 점이다. 따라서 수평관 응축에 적용하기에는 적절치 않다. 또한 수평관 응축에서는 관내 상부, 하부 거동이 다른 복잡한 현상이 발생하는데, 현재 MELCOR 코드에는 이러한 현상을 고려한 수평관 응축 모델이 포함되어 있지 않다.

## 4. 요약 및 결론

본 연구에서는 중대사고 해석코드인 MELCOR 1.8.6의 비응축성기체 존재 시 응축열전달 모델을 평가하였다. 사고 시 원자로 건물 내부 열수력 조건과 유사한 조건에서 수행된 실험자료를 수집하여, 이들을 수직평판 응축 실험, 수직관 외벽응축 실험, 수직관내벽 응축 실험, 수평관내벽 응축 실험으로 나누고 평가계산을 수행하였다.

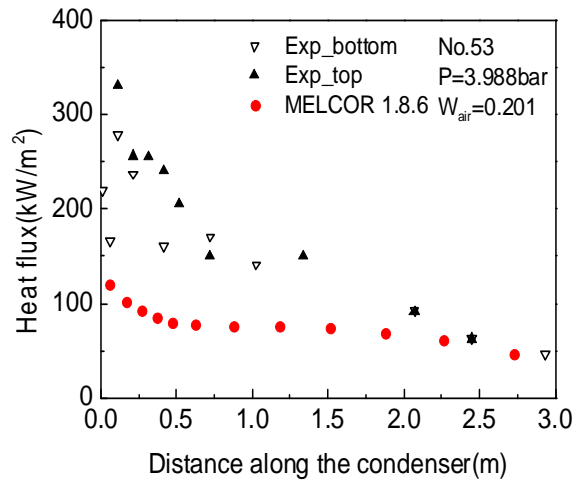
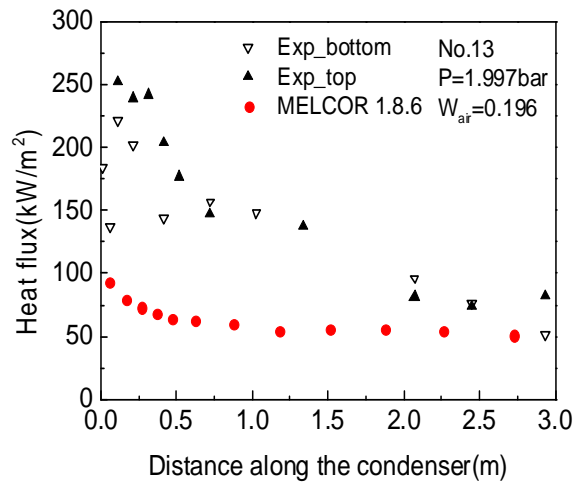
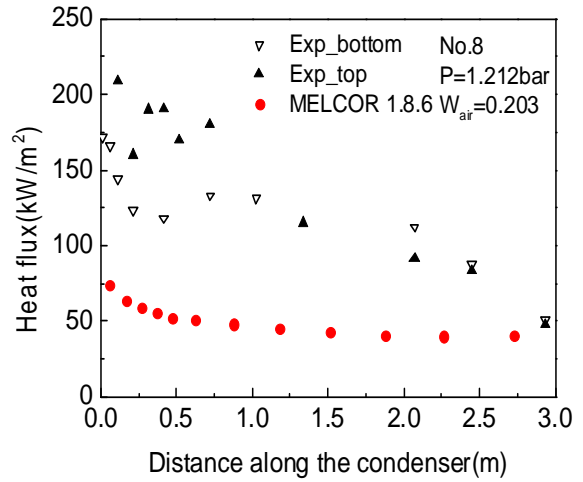


Fig. 25. Wu 실험 해석결과

그 결과를 요약하면 다음과 같다.

수직평판 응축실험 해석결과 코드에서 정의하는 유동 조건이 혼합대류-층류일 때 계산이 20% 이상 저 예측하

였다.

수직관외벽 응축실험에서는 자연대류 조건에서 수행된 Dehbi, Pan 실험 모두 저 예측되는 결과를 보였다.

Dehbi 실험의 경우 오차 20% 정도 낮게 예측되었고, Pan 실험은 30~40%의 비교적 큰 오차를 보였다.

수직관내벽 응축실험의 경우 다른 실험들에 비해 상대적으로 유량이 큰 Kuhn 실험에서는 일부 조건을 제외하고 오차 10% 이내의 좋은 예측결과를 보였고, 상대적으로 유량이 작았던 Park 실험의 경우 입구 부근을 제외하면 상당히 좋은 예측결과를 보였다. 그런데, Siddique 실험에서는 혼합대류 천이유동조건 시 저 예측하는 현상이 발생하였고, 벽면온도 과냉도가 작은 경우에는 입구에서의 저 예측, 출구에서 과 예측하는 현상이 발생했다. 후자의 경우 MELCOR 코드에서 사용하고 있는 응축 질량속 계산 모델의 문제로 추정되며 이후 개선이 필요하다.

수평관내벽 응축실험 해석결과 모든 조건에서 코드가 실험을 크게 저 예측하였다. 수평관 응축은 중력의 영향으로 인해 관 하부로 응축수가 쌓이게 되고, 이 때문에 위치에 따라 응축현상이 달라진다. 1-D 코드인 MELCOR 1.8.6은 상대적으로 복잡한 현상이 발생하는 수평관 응축을 잘 예측하지 못하는 것으로 보인다.

위의 평가결과를 통해, 수직관 외벽응축을 제외한 나머지 조건 대해서 MELCOR 코드는 일반적으로 응축열 전달을 저 예측하는 경향이 있다는 것을 알 수 있다. 원자로 안전해석에서 응축열전달 모델의 영향이 크기 때문에 개선이 필수적이다. 특히, MELCOR 코드의 활용 특성을 감안하면 원자로 내벽응축과 밀접하게 연관된 수직평관 응축에 관한 모델이 가장 먼저 개선되어야 한다.

## 감사의 글

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

## 기호 설명

$\dot{m}_c$	응축 질량속 ( $kg/m^2s$ )
$h_D$	질량전달계수 ( $m/s$ )
$\rho$	밀도 ( $kg/m^3$ )
$P$	압력 ( $Pa$ )
$D$	확산계수 ( $m^2/s$ )
$L_c$	특성길이 ( $m$ )

$\mu$	동점성계수 ( $kg/ms$ )
$\delta$	두께 ( $m$ )
$g$	중력가속도 ( $m/s^2$ )
$w$	너비 ( $m$ )
$k$	열전도도 ( $W/mK$ )
$h$	열전달계수 ( $W/m^2K$ )
$T$	온도 ( $K$ )

## 무차원 수

$Sh$	Sherwood 수
$Sc$	Schmidt 수
$Re$	Reynolds 수
$Pr$	Prandtl 수

## 하첨자

$tot$	체적 전체
$srf$	표면
$stm$	수증기
$f$	응축막
$s,f$	응축막의 표면
$s,w$	벽면
$bulk$	유동 중심

## References

1. Nusselt, W. (1916). The surface condensation of water vapour. *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 60, 541-546.
2. Rohsenow, W. M., et al. (1956). Effect of vapour velocity on laminar and turbulent film condensation. *Trans. ASME*, 78, 1637-1643.
3. Chen, S. L., et al. (1987). General film condensation correlations. *Experimental Heat Transfer*, Vol. 1, No. 2, 93-107.
4. Dhir, V. K., and Lienhard, J. (1971). Laminar film condensation on plane and axisymmetric bodies in nonuniform gravity. *Journal of Heat Transfer*, 93(1), 97-100.
5. Shah, M. M. (1979). A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 22(4), 547-556.

6. Collier, J. G., and Thome, J. R. (1994). *Convective boiling and condensation*. (3rd ed). CLARENDON PRESS·OXFORD.
7. Dobson, M. K., and Chato, J. C. (1998). Condensation in smooth horizontal tubes. *Heat Transfer*, 120(1), 193-213.
8. Jung, D., et al. (2003). Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 26(1), 4-11.
9. Cavallini, A., et al. (2006). Condensation in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design. *Heat Transfer Engineering*, 27(8), 31-38.
10. Longo, G. A., and Gasparella, A. (2007). Heat transfer and pressure drop during HFC-134a condensation inside a commercial brazed plate heat exchanger. *International Congress Refrigeration*, Beijing.
11. Bae, S. H. (2015). Thermal-hydraulic performance analysis of a passive containment cooling system using the MARS code. Pusan National University Master thesis.
12. 안태환 외. (2015). 경사유로 관내 응축 실험장치 PICON 구축보고서, 안전기술보고서, NSTAR-15NS11-04.
13. Gauntt, R. O. (2005). MELCOR Computer Code Manuals - Vol. 2 : Reference Manuals, Version 1.8.6 September 2005. NUREG/CR-6119, Vol. 2, Rev. 3, SAND2005-5713, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico.
14. Kevin Hogan, et al. (2010). Implementation of a generalized diffusion layer model for condensation into MELCOR. *Nuclear Engineering and Design*, 240, 3202-3208.
15. Tuomo Sevón. (2010). MELCOR simulations of steam condensation in a condenser tube. Research report. VTT-R-01503-10.
16. Wen Fu, et al. (2015). Assessment of the MELCOR and RELAP5-3D code for condensation in the presence of noncondensable gas. NURETH-16, Chicago.
17. Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L. and Lavine, A. S. (2007). Introduction to heat transfer, 5<sup>th</sup> Edition, Chapter 7, John Wiley & Sons.
18. Cheng, X., et al. (2001). Experimental data base for containment thermalhydraulic analysis. *Nuclear Engineering and Design*, 204, 267-284.
19. Mimouni, S., et al. (2011). CFD modelling of wall steam condensation by a two-phase flow approach. *Nuclear Engineering and Design*, 241, 4445-4455.
20. Ambrosini, W., et al. (2006). On various forms of the heat and mass transfer analogy: Discussion and application to condensation experiments. *Nuclear Engineering and Design*, 236, 1013-1027.
21. Ladislav Vyskocil. (2014). CFD simulation of air-steam flow with condensation. *Nuclear Engineering and Design*, 279, 147-157.
22. Dehbi, A. (2013). Prediction of steam condensation in the presence of noncondensable gases using a CFD-based approach. *Nuclear Engineering and Design*, 258, 199-210.
23. Dehbi, A. (1991). The effects of noncondensable gases on steam condensation under turbulent natural convection conditions. Ph.D. dissertation, MIT, Department of Nuclear Engineering, Cambridge, MA.
24. Pan Tong and Guangming Fan. (2015). An experimental investigation of pure steam and steam-air mixtures condensation outside a vertical pin-fin tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 69, 141-148.
25. Pan Tong and Guangming Fan. (2015) Experimental study of steam-air condensation over a vertically longitudinal finned tub. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89, 1230-1238.
26. Kuhn, S. Z. (1997) An investigation of condensation from steam-gas mixtures flowing downward inside a vertical tube. *Nuclear Engineering and Design*, 177, 53-69.
27. Kuhn, S. Z. (1995). Investigation of heat transfer from condensing steam-gas mixtures and turbulent films flowing downward inside a vertical tube. Ph.D. dissertation, University of California at Berkeley.
28. H. S. Park and H. C. No. (1998). Assessment of RELAP5/MOD3.2 for steam condensation experiments in the presence of noncondensibles in a vertical tube of PCCS. International Agreement Report.
29. Siddique, M. (1992) The effects of noncondensable gases on steam condensation under forced con-

- vection conditions. Ph.D. dissertation, MIT.
30. Wu, T. (2005). Horizontal in-tube condensation in the presence of a noncondensable gas. Ph.D. dissertation, Purdue University.
  31. Wu T., and Vierow, K. (2006). Local heat transfer measurements of steam/air mixtures in horizontal condenser tubes. *International Journal of Heat and Mass transfer*, 49, 2491-2501.