

응축탱크로 방출되는 안정된 증기제트 응축모델

김환열 · 하광순 · 배윤영 · 박종균 · 최상민*

한국원자력연구소, *한국과학기술원

Modeling on the Condensation of a Stable Steam Jet Discharging into a Quenching Tank

Hwan Yeol Kim, Kwang Soon Ha, Yoon Yeong Bae, Jong Kyun Park
and Sang Min Choi*

Korea Atomic Energy Research Institute

*Department of Mechanical Engineering, KAIST

요 약

물과 증기의 직접접촉에 의한 응축 열전달은 움직이는 증기/물 경계면에서 열 및 물질 전달이 이루어지는 현상으로서, 매우 큰 열전달계수를 수반하는 특징이 있기 때문에 이를 응용한 설비가 산업계에서 광범위하게 이루어지고 있다. 본 연구에서는 단일 수평 배관을 통해 과냉각수가 있는 응축탱크로 안정된 증기제트가 방출될 때, 증기제트 형상을 예측하는 간단한 응축해석모델을 제시하였다. 해석모델은 축대칭 좌표계에서 질량, 운동량 및 에너지 방정식과 증기/물 경계면에서의 응축 특성을 고려한 열평형 방정식을 사용하여 유도하였다. 증기/물 경계에서의 매우 큰 열전달율은 기존의 실험을 근거로 한 유효열전도계수에 의해 반영되었다. 해석결과는 실험결과와 비교하였고, 제시된 해석 모델은 실험에서 관찰된 바와 같이 증기 질량유속과 수조 온도가 증가할수록 증기제트 크기(반경 및 길이)가 증가하는 경향을 보였다.

Abstract — Phenomenon of direct contact condensation (DCC) heat transfer between steam and water is characterized by the transport of heat and mass through a moving steam/water interface. Since the DCC heat transfer provides some advantageous features in the viewpoint of enhanced heat transfer, it is widely applied to the diversified industries. This study proposes a simple condensation model on the stable steam jets discharging into a quenching tank with subcooled water from a single horizontal pipe for the prediction of the steam jet shapes. The model was derived from the mass, momentum and energy equations as well as a thermal balance equation with condensing characteristics at the steam/water interface for the axi-symmetric coordinates. The extremely large heat transfer rate at the steam/water interface was reflected in the effective thermal conductivity estimated from the previous experimental results. The results were compared with the experimental ones. The predicted steam jet shape (i. e. radius and length) by the model was increasing as the steam mass flux and the pool temperature were increasing, which was similar to the trend observed in the experiment.

1. 서 론

증기가 과냉각수와 직접 접촉하여 응축되는 열전달 현상은 물과 증기의 접촉면에서 격렬한 난류 현상이 발생하여 매우 큰 열전달계수를 수반하므로 공학적 분야에서 다양하게 응용된다. 원자력 발전소 운전 중에는 배관의 상부에는 증기가 하부에는 냉각수가 흘러서 성층

화 증기응축이 되는 현상이 일어나며 산업체의 제조공정에서는 응축효율을 극대화하기 위해 증기를 냉각수속으로 분사하는 방법을 사용한다. 직접접촉 응축 열전달은 물리적 현상이 복잡하기 때문에 이에 관한 정확한 메커니즘은 현재까지 명확하게 규명되어 있지 않고 있다. 직접접촉 응축 열전달이 일어나는 대표적인 유동은 증기와 과냉각수가 성층화되어 배관 내부를 흐르면서 응

측되는 유동, 과냉각수가 주위의 증기 속으로 분사되어 응축되는 유동 및 증기가 과냉각 수조에 방출되어 응축되는 유동 등이다. 이와 같은 증기와 과냉각수와의 직접접촉응축 현상은 현상이 복잡하기 때문에 주로 실험에 의해 국부 응축률, 국부 열전달 계수, 온도 및 압력 등을 측정하는 연구가 수행되어 왔으며, 최근에는 경계면에서 난류량에 대한 측정도 시도되고 있다.

증기와 과냉각수와의 경계면에서 일어나는 응축 열전달에 대한 이론적 연구는 응축 현상이 복잡하고 수학적 모델을 개발하기 위한 실험 자료가 부족하기 때문에 실험적 연구에 비해 미미한 수준이다. 증기와 과냉각수 사이의 응축 현상을 해석하기 위해서는 난류 효과를 고려하여 운동량과 에너지 보존 방정식을 풀어야 한다. 초기에는 난류 효과를 경험적으로 증기와 과냉각수 경계면에서의 유입량 등에 인위적으로 추가시켜 사용하는 방법이 사용되었고, 최근에는 난류 혼합거리 모델을 사용하는 방법도 제안되었으나 여전히 많은 경험 상수를 포함하고 있다.

증기와 과냉각수가 성층화되어 흐르면서 응축되는 유동에 대한 이론적 해석은 Linehan 등^[1], Murata 등^[2] 및 Mikielewicz 등^[3]에 의해 수행되었다. Linehan 등^[1]은 동일한 방향으로 흐르는 증기와 과냉각수 경계면에서 질량, 운동량, 에너지 보존 방정식을 세우고, 응축률, 전단 응력, 경계면에서의 속도 등에 대해 실험을 근거로 관계식을 도입한 모델을 제시하였다. Murata 등^[2]은 수평 사각 채널에서 동일한 방향으로 흐르는 증기와 과냉각수 경계면에서의 열전달계수를 수정된 k-ε 모델, 표면 재생 모델, 열전도 모델 등을 사용하여 제시하였다. Mikielewicz 등^[3]은 액적이 증기 속으로 방출될 때, 간단한 에너지 방정식을 상사 변수를 도입하여 풀어 액적의 열적도달거리를 구하는 방법을 제시하였고, 아울러 실험 자료와 비교하여 유효확산계수를 구하였다.

과냉각수가 주위의 증기 속으로 방출되어 과냉각수와 증기의 경계에서 열전달이 일어나는 유동에 대한 이론적인 해석은 Celata 등^[4]에 의해 수행되었다. Celata 등^[4]은 과냉각수가 제트 형태로 증기 속으로 방출될 때 제트 내부의 온도 분포를 구하는 식을 실린더 좌표계에서 유도하였고, 실험 자료를 근거로 하여 유체의 동적 효과를 고려한 등가 열전도계수의 상관식을 도출하였다.

증기가 과냉각 수조에 방출되어 응축되는 유동에 대한 이론적인 해석은 Weimer 등^[5], Kudo 등^[6] 및 Kim 등^[7]에 의해 수행되었다. Weimer 등^[5]은 과냉각수 내부로 방출되는 증기제트에 대해, 증기와 과냉각수 사이에 전달률이 매우 빨라 속도와 온도가 동일한 국부적으로 균질화된 유동(locally homogeneous)으로 가정하고 질량, 운동량, 에너지 보존 방정식에 대한 적분 모델을 개발

하였다. Kudo 등^[6]은 과냉각수로 방출되는 원추형의 증기제트에 대해 경계층 방정식을 도입하고, 증기와 과냉각수 경계에서의 난류 전달을 모사하기 위해 Prandtl-Taylor 혼합거리 모델을 사용하여 증기제트의 유동특성을 해석하였다. 그러나 이 해석은 원추형 증기제트에 대한 경계층 방정식을 풀기 위해 축대칭 좌표계가 아닌 직교 좌표계를 사용하였다. Kim 등^[7]은 과냉각수에서의 난류 증기제트에 대해, 증기와 과냉각수 사이에서 국부적으로 균질화된 유동을 가정하고 난류 확산화염에 사용되는 모델을 적용한 수치해석을 EL-2D를 사용하여 수행하였다.

본 연구에서는 수평 배관을 통해 고온 고압의 증기와 과냉각 수조로 방출되어 응축되는 경우에 대해 증기제트 캐비티 형상을 예측하는 간단한 증기응축 해석 모델을 제시하였다. 안정된 형상의 증기제트에 대해 축대칭 좌표계에서 질량, 운동량 및 에너지 방정식과 증기/물 경계면에서의 응축 특성을 고려한 열평형 방정식을 사용하였고, 본 모델을 통해 예측되는 증기제트 캐비티의 형상을 Kim 등^[8]의 실험 결과와 비교하였다.

2. 이론적 해석

Kim 등^[8]이 수행하였던 실험결과에 의하면 안정된 형상을 보이는 증기제트의 경우, 증기제트 캐비티는 증기제트 질량유속이 작은 경우에는 원추형의 형상을 보였고 질량유속이 매우 큰 경우에는 내부경계가 노출출구 직후에 팽창 효과에 의해 타원형의 형상을 보였다(Figs. 1, 2).

해석에 사용된 해석 좌표계 및 검사체적은 Fig. 3 및 4와 같다. 본 증기응축 모델에서 노출 출구에서 증기제트 끝까지의 영역을 초기영역(initial region)으로, 그 하류를 주영역(main region)으로 구분하였다. 초기영역에서

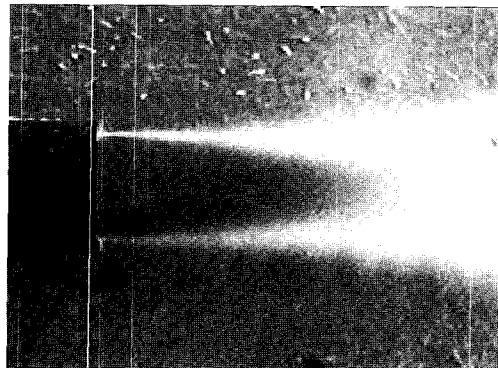


Fig. 1. Conical steam jet cavity (nozzle ID : 20 mm, steam mass flux : 280 kg/m²·s, pool temp. : 40°C).

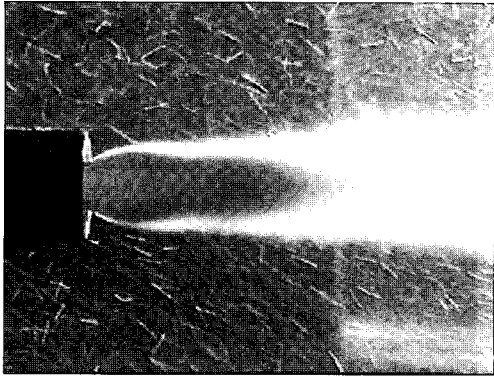


Fig. 2. Ellipsoidal steam jet cavity (nozzle ID : 10.15 mm, steam mass flux : 825 kg/m²-s, pool temp. : 55°C).

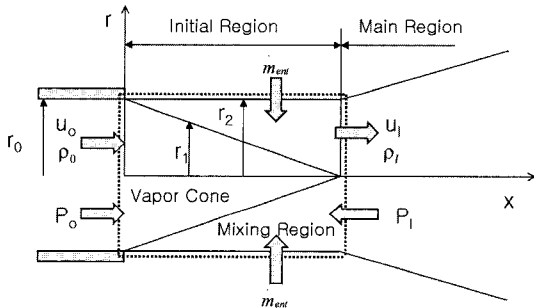


Fig. 3. Control volume for a conical steam jet.

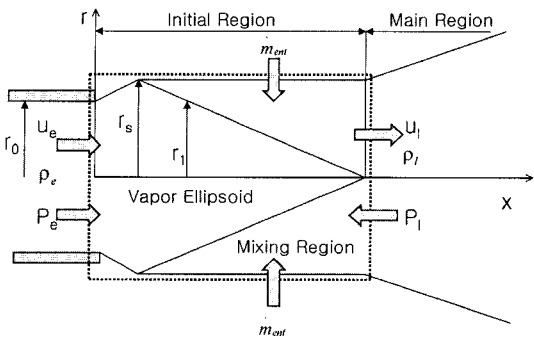


Fig. 4. Control volume for an ellipsoidal steam jet.

증기제트 형상이 유지되는 영역을, 원추형 증기제트 캐비티인 경우에 증기원추영역(vapor cone region)으로 타원형 증기제트 캐비티인 경우에 증기타원영역(vapor ellipsoid region)으로 하였다.

또한, 증기와 주위의 냉각수가 응축되는 영역을 혼합영역(mixing region)으로 하였다. 초기영역에서 증기원추영역과 혼합영역의 경계를 내부경계(r_1), 혼합영역과 주

위의 과냉각수와의 경계를 외부경계(r_2 및 r_s)라 하였다. 해석의 편의를 위해 외부경계는 축방향으로 일정하다고 가정하였다. 혼합영역에서 유체의 밀도와 비열은 과냉각수의 밀도와 비열과 같다고 가정하였다. 검사체적에서 운동량 방정식을 사용하면 혼합영역에서의 유체 속도는 식 (1), (2)와 같이 표시된다.

원추형 증기제트

$$u_i = \sqrt{\frac{\rho_e u_e^2 + (P_e - P_i)}{\rho_i}} \quad (1)$$

타원형 증기제트

$$u_i = \sqrt{\frac{\rho_e \pi r_0^2 u_e^2 + \pi r^2 P_e - \pi r_s^2 P_i}{\rho_i \pi r_s^2}} \quad (2)$$

증기제트 주위로부터 유입량 (entrainment rate)은 노즐 출구면과 증기제트 끝면에서 질량보존 방정식으로 구할 수 있으며 다음과 같은 식으로 표시된다.

원추형 증기제트

$$\dot{m}_{ent} = \rho_i \pi r_2^2 u_i - \rho_e \pi r_0^2 u_e \quad (3)$$

타원형 증기제트

$$\dot{m}_{ent} = \rho_i \pi r_s^2 u_i - \rho_e \pi r_0^2 u_e \quad (4)$$

초기영역에서 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$u_i = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{k_{eff}}{\rho_i c_p r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (5)$$

여기에서 유효열전도계수 k_{eff} 는 증기/물 경계면에서의 격렬한 난류 및 응축에 의한 열전달 효과를 고려한 것이다.

온도에 대한 무차원 변수와 좌표 r, x 에 대한 무차원 변수를 다음과 같이 정의한다.

$$\theta = \frac{T - T_f}{T_s - T_f}, \quad \eta = \frac{r}{\sqrt{2\varepsilon x}} \quad (6)$$

여기에서 T 는 과냉각수 온도이며 ε 은 다음과 같이 표시되는 상수이다.

$$\varepsilon = \frac{k_{eff}}{\rho_i c_p u_i} \quad (7)$$

이와 같은 변수들을 사용하여 식(5)를 정리하면 다음과 같은 이차 상미분방정식으로 된다.

$$\eta \frac{d^2 \theta}{d\eta^2} + (1 + \eta^2) \frac{d\theta}{d\eta} = 0 \quad (8)$$

경계조건은 다음과 같다.

$$\theta=1 \text{ at } \eta=\eta_1(x)=\frac{r_1}{\sqrt{2\epsilon x}}$$

$$\theta=0 \text{ at } \eta=\eta_2(x)=\frac{r_2}{\sqrt{2\epsilon x}} \quad (9)$$

이러한 경계조건을 사용하여 식을 풀면 혼합영역에서의 온도분포를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\theta = \frac{\int_{\eta}^{\eta_2} \frac{2}{\eta} e^{-1/2\eta^2} d\eta^*}{\int_{\eta_1}^{\eta_2} \frac{2}{\eta} e^{-1/2\eta^2} d\eta^*} \quad (10)$$

증기제트 형상을 예측하기 위해 Fig. 5와 같은 혼합영역의 작은 요소에 대해, 내부경계의 기울기가 일정하다고 가정하면 에너지 평형 방정식은 다음과 같이 세울 수 있다.

증기응축에 의해 들어오는 열량 ($Q_{c(r_1)}$) + 대류에 의해 들어오는 열량 ($Q_{conv(x)}$) + 외부 물유입에 의해 들어오는 열량 ($Q_{ent(r_2)}$) = 대류에 의해 나가는 열량 ($Q_{conv(x+dx)}$) + 전도에 의해 나가는 열량 ($Q_{cond(r_2)}$)

이를 원추형 증기제트와 타원형 증기제트에 적용하면 다음과 같다.

원추형 증기제트

$$-\rho_c u_c \left(\frac{dr_1}{dx}\right) 2\pi \left(\frac{r_1+[r_1+dr_1]}{2}\right) dx h_{fg}$$

$$+ \rho_l c_p u_l \int_{r_1}^{r_2} [T(x) - T_f] 2\pi r dr$$

$$= \rho_l c_p u_l \int_{r_1+dr_1}^{r_2} [T(x+dx) - T_f] 2\pi r dr$$

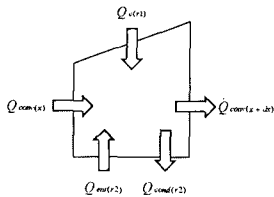
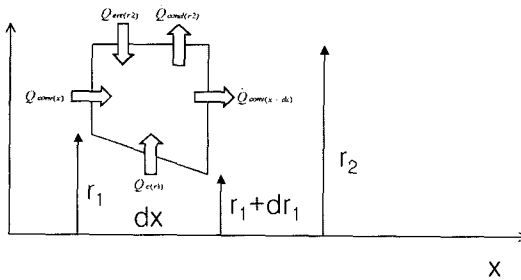


Fig. 5. Energy balance diagram.

$$-k_{eff} \left[r \frac{\partial T}{\partial r} \right]_{r_2} 2\pi dx \quad (11)$$

식 (11)을 식 (10)과 같은 온도분포를 사용하여 표현하면 다음과 같다.

$$-\rho_c u_c \left(\frac{dr_1}{dx}\right) 2\pi \left(\frac{r_1+[r_1+dr_1]}{2}\right) dx h_{fg}$$

$$+ \rho_l c_p u_l (T_s - T_f) \int_{r_1}^{r_2} \theta(x) 2\pi r dr$$

$$= \rho_l c_p u_l (T_s - T_f) \int_{r_1+dr_1}^{r_2} \theta(x+dx) 2\pi r dr$$

$$+ k_{eff} (T_s - T_f) \frac{e^{-1/2\eta_2^2} 2\pi dx}{\int_{\eta_1}^{\eta_2} \frac{1}{\eta} e^{-1/2\eta^2} d\eta^*} \quad (12)$$

타원형 증기제트

$$-\rho_c u_c \left(\frac{r_0}{r_s}\right) \left(\frac{dr_1}{dx}\right) 2\pi \left(\frac{r_1+[r_1+dr_1]}{2}\right) dx h_{fg}$$

$$+ \rho_l c_p u_l \int_{r_1}^{r_2} [T(x) - T_f] 2\pi r dr$$

$$= \rho_l c_p u_l \int_{r_1+dr_1}^{r_2} [T(x+dx) - T_f] 2\pi r dr$$

$$- k_{eff} \left[r \frac{\partial T}{\partial r} \right]_{r_2} 2\pi dx \quad (13)$$

여기에서 증기팽창이 일어나는 부분에서의 열전달은 무시하였으며 식(13)을 식(10)과 같은 온도분포를 사용하여 표현하면 다음과 같다.

$$-\rho_c u_c \left(\frac{r_0}{r_s}\right) \left(\frac{dr_1}{dx}\right) 2\pi \left(\frac{r_1+[r_1+dr_1]}{2}\right) dx h_{fg}$$

$$+ \rho_l c_p u_l (T_s - T_f) \int_{r_1}^{r_2} \theta(x) 2\pi r dr$$

$$= \rho_l c_p u_l (T_s - T_f) \int_{r_1+dr_1}^{r_2} \theta(x+dx) 2\pi r dr$$

$$+ k_{eff} (T_s - T_f) \frac{e^{-1/2\eta_2^2} 2\pi dx}{\int_{\eta_1}^{\eta_2} \frac{1}{\eta} e^{-1/2\eta^2} d\eta^*} \quad (14)$$

증기제트 반경의 변화(dr_1/dx)를 미소 구간 $[r_1, r_1+dr_1]$ 에서 일정하다고 가정하면 식(12)와 (14)의 에너지 평형방정식을 이용하여 다음과 같은 방법으로 그 값을 결정할 수 있다.

- (1) $x=0.00$ 에서 $r_1=r_0$ 로 초기값을 설정한다.
- (2) $x+dx$ 에서 (dr_1/dx)를 가정한다.
- (3) $x+dx$ 에서의 제트의 반경을 $r_1+dr_1=r_1+(dr_1/dx)dx$ 에서 계산한다.

(4) 식(10)를 이용하여 $[x+dx, r_1+dr_1]$ 에서의 온도분포를 계산한다.

(5) 계산된 온도분포를 식(12) 및 (14)에 대입하여 등식이 성립하는지 확인한다.

(6) 등식이 성립할 때까지 (dr_1/dx) 값을 재설정 하여 (2)-(5) 항으로 되돌아간다.

(7) 식(12) 및 (14)를 만족하는 (dr_1/dx) 을 찾았으면 x 를 다시 Δx 만큼 증가시키고, (2)-(6)항을 반복한다.

3. 결과 및 고찰

이론적으로 전개한 수식에서 증기제트 질량유속과 수조온도에 따른 증기제트 캐비티 형상을 구하고 이를 Kim 등^[8]의 실험결과와 비교하였다. Table 1은 수행된 해석 case 및 결과를 나타낸다. 해석 case 1-3은 직경 20 mm 인 노즐에 대한 것이고, 해석 case 4-8은 직경 10.15 mm 인 노즐에 대한 것이다.

노즐 출구에서의 증기속도, 압력 및 밀도는 실험으로 직접 측정할 수 없기 때문에 노즐 출구에서 25 cm 떨어진 배관내부에서 실험으로 측정된 온도 및 압력 데이터를 가지고 마찰이 있는 배관 유동인 Fanno 유동 관계식^[9]을 사용하여 구하였다. 노즐 출구에서의 증기속도, 압력 및 밀도는 식(1) 및 (2)로 표시되는 혼합영역에서의 유체속도 u_1 을 구하는데 사용된다. 계산된 노즐 출구에서의 증기속도, 압력 및 밀도와 혼합영역에서의 유체속도는 Table 1에 나타나있다. 식(3) 및 (4)로 계산되는 주위로부터의 유입량(entrainment rate)은 Table 1에 나타나 있으며, 이 값은 노즐 출구로부터 방출되는 증기의 약 20~44배 정도의 큰 값으로 직접접촉 응축시에 주

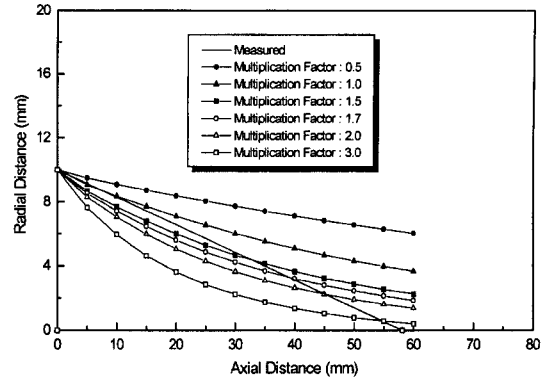


Fig. 6. Steam jet cavity with the change of multiplication factor (nozzle ID : 20 mm, case 1).

위로부터 많은 양의 물이 유입됨을 알 수 있다. 기준유효열전도계수($k_{eff,ref}$)는 Kim 등^[8]이 수행하였던 실험에서 구한 평균열전달계수에 노즐 반경의 1/2을 곱해 산정하였으며, 이는 유효열전도계수는 혼합영역의 위치에 따라 실제적으로 달라지지만 대략 증기제트 캐비티의 중앙에서의 값이 혼합영역의 평균적인 값으로 간주한 것을 의미한다. 앞에서 전개된 식에 있는 유효열전도계수(k_{eff})가 변화함에 따라 증기제트 캐비티 형상이 어떻게 변화하는지 알아보는 계산을 수행하였다. 계산의 편의를 위해 유효열전도계수(k_{eff})를 기 산정된 기준유효열전도계수로 나눈 값을 증배계수(multiplication factor)로 정의하였고, 각각의 해석 case에 대해 증배계수 변화에 따른 증기제트 캐비티 형상을 구하였다. Fig. 6은 case 1에 대해 증배계수 변화에 따른 증기제트 캐비티 형상을 나타낸 것

Table 1. Analysis cases and results.

	case 1	case 2	case 3	case 4	case 5	case 6	case 7	case 8
r_e (mm)	10	10	10	5.075	5.075	5.075	5.075	5.075
G (kg/m ² -s)	280	280	250	825	825	825	600	460
ρ_e (kg/m ³)	0.679	0.679	0.620	1.652	1.652	1.652	1.206	0.940
T_e (°C)	100	100	100	100	100	100	100	100
T_1 (°C)	40	50	40	35	55	75	55	55
u_e (m/s)	412.6	412.6	403.3	499.4	499.4	499.4	497.4	489.4
h^* (MW/m ² -°C)	1.290	1.243	1.252	2.009	1.550	1.804	1.606	1.871
k_{mol} (W/m ² -°C)	0.659	0.663	0.659	0.657	0.665	0.671	0.665	0.665
P_e (MPaA)	0.155	0.155	0.104	0.288	0.288	0.288	0.206	0.158
u_1 (m/s)	7.46	7.47	5.51	19.06	16.47	15.05	14.19	13.85
entrainment (kg/s)	2.202	2.199	1.615	2.605	2.800	2.898	1.827	1.261
$k_{eff,ref}$ (kW/m ² -°C)	6.500	6.215	6.262	5.097	3.934	4.578	4.076	4.747
증배계수	1.7	1.9	2.1	3.5	4.1	3.8	3.2	2.8
대표증배계수	1.9	1.9	1.9	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5
$k_{eff,rep}$ (kW/m ² -°C)	12.25	11.81	11.90	17.84	13.77	17.40	14.27	16.61

*Kim 등^[8]의 실험결과임.

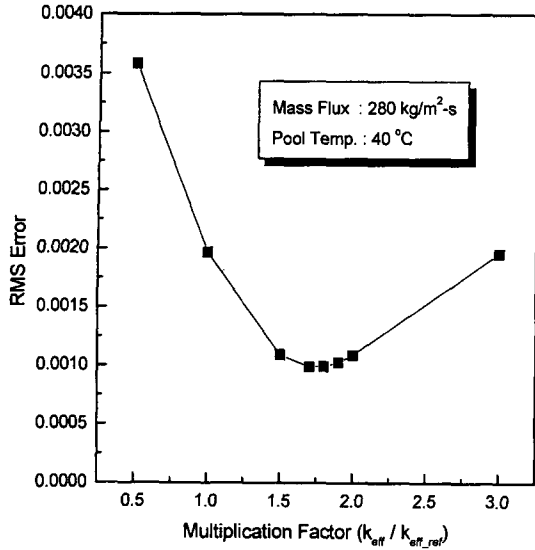


Fig. 7. RMS error with the change of multiplication factor (nozzle ID : 20 mm, case 1).

으로 증배계수가 커짐에 따라 캐비티 형상이 작게 변화하는 것을 보여준다. 기준유효열전도계수를 사용하여 해석으로 구한 증기제트 캐비티 형상(증배계수 1.0)과 실험으로 구한 증기제트 캐비티 형상을 비교한 결과, 해석결과가 실험에 상당히 어긋난 경향을 보였는데 이는 해석영역에서 동일한 유효열전도계수를 사용하여 해석한 결과로 판단된다. 계산으로 구한 증기제트 캐비티 형상과 실험에서 측정된 증기제트 캐비티 형상을 가장 잘 예측해 주는 증배계수는, 각각의 형상간의 RMS 에러를 최소화하는 값으로 결정하였다.

Fig. 7은 case 1에 대해 증배계수 변화에 따른 RMS 에러를 나타낸 것으로 그림에서 보는 바와 같이 RMS 에러를 최소화하는 증배계수는 1.7이다. 이러한 증배계수를 각각의 해석 case에 대해 구하였으며, 그 결과는 Table 1에 나타나 있다.

본 계산을 수행할 때 Δx 를 5 mm씩 증가시켰다. Δx 를 변화시켰을 때 증기제트 캐비티 형상이 어떻게 변하는지 알아보기 위해 Δx 를 2.5 mm, 5 mm 및 10 mm씩 변화시켜 가면서 계산을 수행하였으며, 그 결과는 Fig. 8과 같이 Δx 의 변화는 증기제트 캐비티 형상 계산에 아무런 영향을 주지 않는 것으로 나타났다.

동일한 노즐에서 증기제트 캐비티 형상이 증기 질량 유속 및 과냉각수 온도에 따라 어떠한 경향을 보이는지를 알아보기 위해 대표증배계수(Representative multiplication factor)를 도입하였다. 대표증배계수는 각각의 해석 case에서 구한 증배계수를 동일한 노즐에 대해 단순 산술평균하여 구하였다. 대표증배계수는 Table 1에 나타

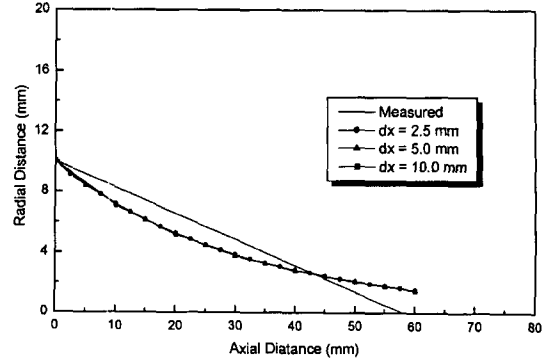


Fig. 8. Effect of Δx on the steam jet shape (nozzle ID : 20 mm, case 1).

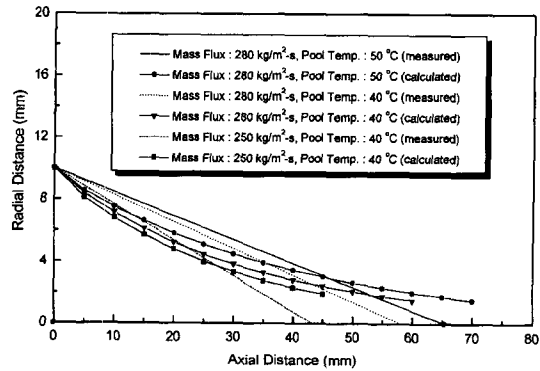


Fig. 9. Steam jet cavity with the change of steam mass flux and pool temp. (nozzle ID : 20 mm).

난 바와 같이 직경 20 mm 노즐의 경우 1.9로 직경 10.15 mm 노즐의 경우 3.5로 계산되었다. 기준유효열전도계수에 대표증배계수를 곱해 구한 대표유효열전도계수($k_{eff,rep}$)는 Table 1에 나타내었고, 이 값은 혼합영역의 물의 열전도계수(k_{mol})의 수 만배정도인 것으로 나타났다. Fig. 9는 20 mm 노즐의 경우 증기 질량유속과 수조 온도 변화에 따른 증기제트 캐비티 형상을 나타낸 것으로, 실험에서 관찰된 바와 같이 증기 질량유속과 수조 온도가 증가할수록 증기제트 크기가 증가하는 경향을 보이고 있다. Fig. 10은 10.15 mm 노즐의 경우 증기 질량유속이 일정할 때 과냉각수 온도변화에 따른 증기제트 캐비티 형상을 나타낸 것으로 실험에서 관찰된 바와 같이 수조 온도가 증가할수록 증기제트 크기가 증가하는 경향을 보이고 있다.

Fig. 11은 10.15 mm 노즐의 경우 과냉각수 온도가 일정할 때 증기 질량유속 변화에 따른 증기제트 캐비티 형상을 나타낸 것으로 역시 실험에서 관찰된 바와 같이 증기 질량유속이 증가할수록 증기제트 크기가 증가하는 경

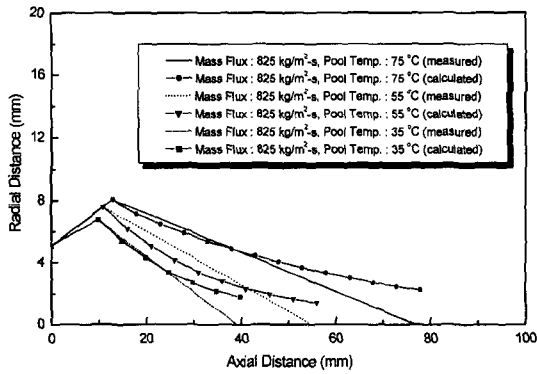


Fig. 10. Steam jet cavity with the change of pool temp. (nozzle ID : 10.15 mm).

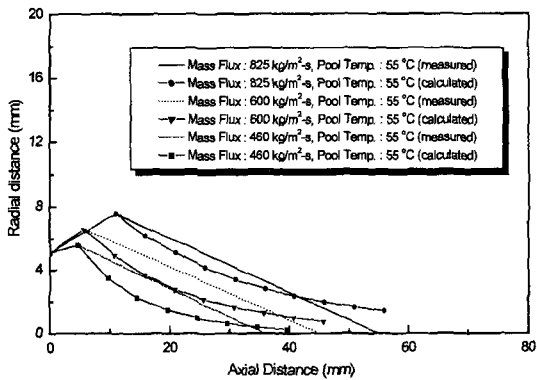


Fig. 11. Steam jet cavity with the change of steam mass flux (nozzle ID : 10.15 mm).

향을 보인다.

Fig. 9-Fig. 11에서 보여지는 바와 같이 본 해석 모델로 예측되는 증기응축제트 캐비티 형상은 축 방향에 따라 길게 늘어지는 경향을 보이는데 이는 혼합영역에서 유효열전도계수(k_{eff})를 일정하게 하여 계산을 수행한 결과로 판단된다. 계산구간 Δx 에 따라 유효열전도계수를 다르게 하여 계산을 수행하면 이를 보완할 수 있으며 이를 위해 유효열전도계수를 해석 구간마다 다르게 예측할 수 있는 방법의 개발이 필요하다고 판단된다. 아울러 Kim 등^[8]에 의해 실험으로 측정된 증기제트 캐비티 형상은 본 해석의 경계조건으로 사용된 온도를 기준으로 구한 것이 아니고 고속 비디오 카메라로 포획된 영상을 PAINT SHOP PRO 5.0을 사용한 가시화 기법으로 구한 것이기 때문에 실험으로 측정된 형상과 본 모델로 예측한 형상간에 차이를 정량적으로 비교하는 것은 그다지 큰 의미가 없다고 판단되며, 정량적인 비교를 위해서는 온도를 정확하게 측정하여 구한 증기제트

캐비티 형상에 관한 실험자료의 획득이 요구된다.

4. 결 론

단일 수평 배관을 통해 고온 고압의 증기제트가 과냉각수가 있는 응축탱크로 방출되어 응축되는 경우에 대해 증기제트 캐비티 형상을 예측하는 간단한 증기응축 해석 모델을 제시하고 기존의 실험결과와 비교하였다. 증기/물 경계에서의 매우 큰 열전달율은 기존의 실험을 근거로 한 유효열전도계수에 의해 반영되었다. 실험에서 관찰된 증기제트 형상을 잘 예측해주는 혼합영역에서의 대표 유효열전도계수는 물의 열전도계수의 수 만배 정도인 것으로 계산되었다. 해석 모델은, 실험에서 관찰된 바와 같이 동일한 노즐에서 증기 질량유속과 수조 온도가 증가할수록 증기제트 캐비티 크기(반경 및 길이)가 증가하는 경향을 보였다. 본 해석 모델로 예측되는 증기응축제트 캐비티 형상은 축 방향에 따라 길게 늘어지는 경향을 보이고 있는 바, 계산구간에 따라 유효열전도계수를 다르게 하여 계산을 수행하면 이를 보완할 수 있다고 판단되며 이를 위해 해석구간마다 유효열전도계수를 다르게 예측할 수 있는 방법의 개발이 필요하다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 원자력 중장기 연구개발 계획의 일환으로 수행되었으며, 지원해주신 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

기호설명

- c_p : 물 비열 [J/kg·°C]
- k_{eff} : 유효열전도계수 [W/m·°C]
- P : 입력 [Pa]
- T : 온도 [°C]
- u : 축방향 속도 [m/s]
- θ : 무차원 온도
- e : 노즐 출구 조건
- f : 액상 하첨자
- l : 혼합 영역 하첨자
- s : 증기 하첨자

참고문헌

1. Linehan, J.H. and Grolmes, M.A.: "Condensation of a High Velocity Vapor on a Subcooled Liquid Jet in Straight Flow", Proc. 4th Int. Heat Transfer Conf.,

- Paris, Vol. 6, Cs 2.6 (1970).
2. Murata, A., Hihara, E. and Saito, T.: "Prediction of Heat Transfer by Direct Contact Condensation at a Steam- Subcooled Water Interface", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 35(1), 101 (1992).
 3. Mikielewicz, J., Trela, M. and Ihnatowicz, E.: "A Theoretical and Experimental Investigation of Direct-Contact Condensation on a Liquid Layer", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 15, 221 (1997).
 4. Celata, G.P., Cumo, M., Farello, G.E. and Focardi, G.: "A Comprehensive Analysis of Direct Contact Condensation of Saturated Steam on Subcooled Liquid Jets", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 32(4), 639 (1989).
 5. Weimer, J.C., Faeth, G.M. and Olson, D.R.: "Penetration of Vapor Jets Submerged in Subcooled Liquids", *AIChE J.*, 19(3), 552 (1973).
 6. Kudo A., Egusa T. and Toda, S.: "Basic Study of Vapor Suppression", *Pro. 5th Int. Heat Transfer Conf.*, Tokyo, 3, 221 (1974).
 7. Kim, K.U., Lee, K.B. and Kim, H.Y.: "An Analytical Study on the Condensation of Submerged Vapor Jets in Subcooled Liquids", *Energy Engg. J*(1999), 8(2), 333 (1999).
 8. Kim, H.Y. *et al.*: A Study on the Behavior of Bubble in Quenching Tank and Optimal Sparger Design, KAERI/TR-962/98 (1998).
 9. Hodge, B.K. and Koenig, K.: *Compressible Fluid Dynamics with Personal Computer Applications*, Prentice-Hall International Inc. (1995).