

'96 추계 학술발표회 논문집

한국원자력학회

수직한 벽면에서 혼합증기(수증기/공기)의 막응축 열전달

박 수 기 · 김 무 환

포항공과대학교

경북 포항시 남구 효자동 산 31

유 건 중

한국원자력연구소

대전광역시 유성구 덕진동 150

요 약

혼합증기(수증기/공기)의 막응축 열전달 계수를 수직한 벽면에서 측정하고 상관식을 개발하였다. 열전달 상관식은 액막층과 증기층으로 구분하여 만들었고, 액막층 전열계수의 상관식은 액막의 Reynolds수와 Prandtl수의 함수로 나타냈으며, 증기층 전열계수의 상관식은 증기의 Reynolds수, Prandtl수, Schmidt수 및 공기의 질량분율, 액막 Reynolds수의 함수로 제안하였다. 응축 액막의 두께와 확산층의 순간온도 측정결과로부터 액막의 파형 계면이 확산층에서의 열 및 물질전달에 큰 영향을 끼치고 있음을 확인하였고, 증기층 전열계수의 상관식에 포함된 액막 Reynolds수가 파형 계면의 영향을 반영하고 있다.

1. 서 론

원자력 발전소에서 고온 고압의 작동유체가 누출되면 격납용기 내부의 온도와 압력이 급격히 상승하여 격납용기의 안전성이 위협받게 된다. 따라서 이와 같은 사고가 발생할 경우 격납용기의 내부 압력 및 온도의 변화를 정확히 예측하여 안전성 유지 방법을 강구하여야 한다.

격납용기의 내벽 및 각종 구조물에서 수증기의 응축은 특별한 동력을 요구하지 않는 열 제거 수단으로 격납용기의 안전성 해석에 매우 중요한 현상이다. 그렇기 때문에 격납

용기 내부의 응축 열전달 예측을 위한 연구가 많이 수행되어 왔다[1-5]. 그럼에도 불구하고 응축에 관련된 주요인자의 영향을 제대로 고려한 열전달 상관식이 부족하다.

본 연구에서는 격납용기 내벽에서의 응축 현상을 지배하는 주요변수를 선정하여 열전달 계수를 도출하고 상관식을 개발하였다. 조사한 실험 변수는 증기의 속도, 혼합증기 속에 포함된 비응축 기체(공기)의 질량분율, 액막 Reynolds수이다. 특히, 액막의 파형 계면이 비응축 기체로 인하여 형성된 확산층에서의 열 및 물질전달에 끼치는 영향을 확인하기 위하여 응축 액막의 두께와 확산층에서의 순간 온도장도 측정하였다.

2. 실험장치 및 방법

실험장치는 크게 열전달 계수를 측정하는 부분과 공기와 수증기의 공급부 및 냉각수 순환부, 액막류 순환부로 구성되었다. 수증기와 공기는 증기 발생기와 송풍기로 공급하였고, 혼합하기 전에 각각의 유량을 오리피스 유량계로 측정하였다. 특히, 공기의 유량이 $0.01\text{m}^3/\text{s}$ 이하로 필요한 실험에서는 cylindrical float 유량계를 사용하였다.

그림1은 측정부의 개략도이다. 덕트의 높이와 폭은 각각 100 mm와 150 mm이고 길이는 1750 mm이다. 응축 면의 길이는 1510 mm이며 알루미늄 합금으로 제작하였다. 덕트의 나머지 세 벽은 폴리카보네이트를 사용하여 두 겹으로 만들고 그 사이에는 스티로폼을 삽입하여 단열 하였다. 덕트의 길이와 단면의 크기는 네 벽에서 자란 경계층이 서로 간섭하지 않도록 설계하였다.

응축수는 단열된 배관을 따라 그림1에서와 같이 순환하였다. 한정된 길이의 응축 면에서 넓은 범위의 액막 Re_f 수의 영향을 조사하기 위하여 측정부 출구에서 수거한 응축수를 측정부 입구에서 다시 주입하였다. 응축수의 유량은 자성유량계로 측정하였다. 냉각수 유로의 폭과 높이는 130 mm와 8 mm이다.

국소 열유속을 측정하기 위하여 직경 0.25 mm의 T형 열전대 38개를 냉각 벽의 윗면과 아랫면에 설치하였다. 냉각 벽의 나머지 부분은 충분히 단열 시켰다. 국소 열유속은 냉각 벽 윗면과 아랫면에서 측정한 온도와 양쪽 측면의 단열상태를 경계조건으로 하는 2차원 열전도식을 수치적으로 계산하여 구하였다.

이와 같이 측정한 국소 열유속의 정확도를 확인하기 위하여 응축수를 일정한 시간 동안 측정하고, 냉각 벽면에서의 국소 열유속을 적분하여 비교하였다. 응축수를 직접 측정하여 계산한 열유속이 냉각 벽의 온도를 측정하여 계산한 열유속보다 약 4.3 % 컸다. 응축수는 반복하여 측정하였으며 그 편차는 $\pm 2\%$ 이내 이었다.

파형 응축 계면이 증기의 유동에 끼치는 영향을 조사하기 위하여 액막의 파형과 확산층에서의 온도장을 동시에 측정하였다. 액막의 파형은 flush-wire probe를 이용하여 측정하였고, 온도는 cold-wire probe를 사용하여 시간에 따른 변동을 측정하였다[6].

본 연구의 실험조건은 표1과 같다. 혼합증기의 속도는 측정부 입구를 기준으로 1.4m/s 부터 7m/s까지, 공기의 질량분율은 0.0부터 0.7까지 조사하였다. 액막의 유동특성 및 응축 계면의 파동특성과 가장 밀접하게 관련된 액막 Re_f 수는 측정부 입구에서 공급한 유량을 기준으로 하였을 때, 약 18,000 까지 조사하였다.

3. 데이터 분석

국소 액막 Re_f 수는 주입한 질량유량과 측정된 열유속으로 계산한 응축량으로 다음과 같이 계산하였다.

$$Re_f(x) = \frac{4}{\mu} m'_{in} \cdot \left[1 + \frac{1}{m'_{in} h_{fx}} \int_0^x q(x') dx' \right] \quad (1)$$

여기서 m'_{in} 은 측정부 입구에서 주입한 단위 길이에서의 질량유량이다.

증기측 전열계수의 특성을 잘 이해하기 위하여 혼합증기 유동의 $Re_v = (U(x) - U_i)x/\nu$ 수를 구하였다. 특성속도는 응축 경계면의 평균속도에 대한 증기의 상대속도를 사용하였고, 특성길이는 측정부 입구로부터의 거리를 사용하였다. 혼합증기의 동점성 계수는 Wilke의 방법으로 계산하였다[7]. 증기의 속도는 수증기 및 공기의 유량과 측정부의 단면적으로부터 계산하였으며, 측정부의 길이에 따른 덕트 중심의 비점성 영역에서의 속도는 경계층의 성장과 응축에 의한 체적유량의 감소를 고려하여 계산하였다. 몇 가지 실험에서 증기의 속도를 직접 측정하였는데, 위와 같이 계산한 결과와 비교적 잘 일치하였다. 응축 경계면의 속도는 Nusselt의 종류에 대한 이론해와 Yih & Liu의 난류모델로부터 계산하였다[8].

공기의 질량분율 $[W = \rho_a / (\rho_a + \rho_s)]$ 및 수증기의 질량분율 $[Y = \rho_s / (\rho_a + \rho_s)]$ 은 혼합하기 전에 측정된 유량으로 계산하였고, 덕트 중심의 비점성 영역에서의 이 값들은 측정부의 길이에 따라 일정하였다. 이것은 온도 및 농도 경계층이 응축 벽면의 주위에서만 형성되도록 덕트의 크기를 설계하고 응축량을 조절하였기 때문이다.

파형 액막의 평균 두께를 기준으로 다음과 같이 세 개의 전열계수를 정의할 수 있다. 여기서 h_o 와 h_f , h_v 는 전체 열전달계수와 액막측 전열계수, 증기측 전열계수이다.

$$h_o = \frac{q}{T_b - T_w} ; h_f = \frac{q}{T_i - T_w} ; h_v = \frac{q}{T_b - T_i} \quad (2)$$

T_b 와 T_i 는 덕트 중심부와 용축 경계 면에서의 포화온도이며, T_w 는 용축 벽면의 온도이다. 포화상태의 순수증기 용축에서 증기측 열저항은 존재하지 않기 때문에 h_v 는 정의되지 않고, h_o 와 h_f 는 서로 같다.

액막측 및 증기측 전열계수를 구하기 위해서는 용축 경계면의 온도를 알아야 하는데, 요동하는 경계면의 온도를 직접 측정하기는 매우 어렵다. 따라서, 본 연구에서는 액막측 전열계수에 대한 상관식을 이용하여, 실측한 열유속과 벽면의 온도로부터 경계면의 온도를 예측하였다. 액막측 전열계수는 본 실험장치에서 구한 순수증기의 막용축 상관식으로 계산하였다. 수직한 벽면에서의 막용축인 경우, 증기에 의해 액막에 가해지는 마찰력이 과도하지 않으면 Colburn의 특성길이($(\nu^2/g)^{1/3}$)로 정의된 Nu 수는 액막의 Re_f 수와 Pr_f 수로 표시될 수 있다. 따라서 수증기 속에 포함된 공기 및 액막의 온도에 의한 경계면의 구조 변화가 액막측 전열계수에 끼치는 영향을 무시하면 혼합증기의 막용축에서 액막측 전열계수를 순수증기의 막용축 상관식으로 대체할 수 있다.

4. 결과 및 고찰

그림2는 순수증기의 용축 열전달 결과이다. 점선은 Chun & Seban의 상관식[9]과 Nusselt의 이론해이다. 심벌은 측정부 입구에서의 증기 속도이다. 본 실험 영역에서는 증기의 속도가 액막내 열전달에 영향을 끼치지 않고 있음을 알 수 있다. 실험 데이터 가운데 각각의 경우 가장 작은 액막 Re_f 는 용축액을 추가로 주입하지 않은 경우이고 나머지는 용축액을 주입한 경우의 결과이다. 그림2의 실선은 본 실험에서 구한 상관식이다.

$$\text{파형 증류} \quad N_w = \frac{h_f(\nu^2/g)^{1/3}}{k} = 0.88Re_f^{-0.25} \quad (3)$$

$$\text{난류} \quad N_i = \frac{h_f(\nu^2/g)^{1/3}}{k} = 0.0052Re_f^{0.34} \cdot Pr_f^{0.65} \quad (4)$$

그림3은 증기측 전열계수의 상관식이다. 수평측이 상관식으로 계산된 결과이고 수직측이 실험 데이터이다. 대부분의 데이터가 $\pm 15\%$ 이내로 일치함을 알 수 있다. 상관식은

열전달과 물질전달 사이의 유사성에 기초하여 다음과 같은 형태로 제안하였다.

$$h_v = (1 + 1500 Re_f^{0.63} Re_v^{-1.1}) \cdot 0.0283 Re_v^{0.8} Sc^{1/3} \{k_c + 2.5 (\frac{Pr}{Sc})^{1/3} k_s\} / x \quad (5)$$

여기서 Sc수와 Pr수는 혼합증기의 물성이며 k_s 는 혼합증기의 열전도도이다. k_c 는 응축에 의한 열전도도로 다음과 같이 정의하였다.

$$k_c = \frac{-h_{fv}}{(T_b - T_i)} \ln\left(\frac{1 - Y_b}{1 - Y_i}\right) \cdot \rho D \quad (6)$$

여기서 온도와 증기의 농도는 포화상태의 값이고 D 는 물질확산계수이다. 상관식의 범위는 증기측 Re_v 수가 약 77,000에서 500,000까지, 공기의 질량분율이 0.1에서 0.7까지, 액막 Re_f 수가 약 40에서 17,600까지이다. 식(5)에서 작은 괄호 안의 값이 액막의 파형에 의한 증기측 전열계수의 증가를 나타낸다.

액막 Re_f 수가 증가함에 따라 열전달 계수가 크게 증가한다. 이것은 액막 Re_f 수가 증가함에 따라 파형 계면의 거칠기와 요동이 증가하여 비응축 기체의 누적에 의하여 형성된 열저항을 크게 감소시키기 때문이다. 본 실험 영역에서는 파형 경계면에 의한 증기측 열전달 계수의 증가효과는 증기측 Re_v 가 작을수록 크며 Re_v 가 증가함에 따라 감소한다.

그림4는 난류 액막류의 파형 경계면과 확산층에서의 온도 변동이다. 액막 Re_f 수는 약 10,000이고, 공기의 질량분율은 0.5이다. 액막 두께의 진폭이 큰 파가 지나갈 때 확산층에서의 증기 온도는 크게 감소하며 서로 강한 상관관계가 있음을 보여주고 있다. 이와 같은 온도의 요동은 액막 Re_f 수의 증가에 따른 경계면의 특성에 따라 큰 영향을 받는다. 그림5는 액막 Re_f 수에 따른 온도 요동의 RMS(root mean square)값이다. 액막의 Re_f 수가 증가하면서 온도 요동의 RMS값이 크게 증가하는 것을 알 수 있다. 최대 RMS값은 파고의 최대값 근처에서 나타나고, 확산층에 미치는 파형 계면의 영향은 계면 근처의 좁은 범위에 국한되고 있음을 알 수 있다. 파형 액막에 의한 교란이 확산층에서의 열 및 물질전달을 증가시키며, 그 결과 증기측 전열계수가 증가하는 것이다.

5. 결론

수직한 벽면에서 혼합증기가 응축할 때 전열계수의 상관식을 액막측과 증기측으로 구분하여 제안하였다. 액막측은 순수증기의 응축에서 구한 결과를 사용하여 액막의 Reynolds수와 Prandtl수의 함수로 제안했고, 증기측 전열계수의 상관식은 열전달과 물질

전달 사이의 유사성을 이용하여 증기의 Reynolds수 및 Prandtl수, Schmidt수, 공기의 질량분율의 함수로 제안하였다. 또한 액막의 파형 계면에 의한 증기측 전열계수의 증가를 액막 Reynolds수와 증기측 Reynolds수로 나타냈다. 액막의 파형 계면과 확산층에서의 온도 요동에 대한 측정 결과로 액막 Reynolds수의 증가에 따른 증기측 전열계수의 증가가 파형 계면의 요동에 의한 것임을 확인하였다.

후 기

본 연구는 한국원자력연구소의 연구비 지원으로 이루어진 것이며 관계자에게 감사드린다.

참고문헌

- [1] Kim, M. H. and Corradini, M. L., "Modelling of Condensation Heat Transfer in a Reactor Containment", Nucl. Engrg. Des., Vol. 118, pp. 193-212, 1990
- [2] Murase, M., Kataoka, Y. and Fujii, T., "Evaporation and Condensation Heat Transfer with a Noncondensable Gas", Nucl. Engrg. Des., Vol. 141, pp. 135-143, 1993
- [3] Huhtiniemi, J. K. and Corradini, M. L., "Condensation in the Presence of Noncondensable Gases", Nucl. Engrg. Des., Vol. 141, pp. 429-446, 1993
- [4] Kang, H. C. and Kim, M. H., "Effects of Non-condensable Gas and Wavy Interface on the Condensation Heat Transfer in a Nearly Horizontal Plate", Nucl. Engrg. Des., Vol. 149, pp. 313-321, 1994
- [5] Park, S. K., Kim, M. H. and Yoo, K. J., "Condensation of Pure Steam and Steam-Air Mixture with Surface Waves of Condensate Film on a Vertical Wall", Int. J. Multiphase Flow (in press)
- [6] Park, S. K., Effects of Wavy Interface on Film Condensation of Steam-Air Mixture on Vertical Surface, Ph. D. Thesis, Pohang University of Science and Technology, 1996
- [7] Reid, R. C., Prausnitz, J. M., and Poling, B. E., "The Properties of Gases and Liquids, 4th ed., pp.407, McGraw-Hill, 1987
- [8] Yih, S. M. and Liu, J. L., "Prediction of Heat Transfer in Turbulent Falling Liquid Films with or without Interfacial Shear", AIChE J., 29, pp.903-909, 1983
- [9] Chun, K. R., and Seban, R. A., "Heat Transfer to Evaporating Liquid Films.", Trans. ASME, pp. 391-396, 1971

Table 1 Experimental Conditions

| U_{in} (m/s) | $Re_{f,in}$ | W | T_b (°C) | T_w (°C) |
|----------------|-------------|-----|------------|------------|
| 1.4 | 0 - 18000 | 0.0 | 100 | 88.2 |
| 1.4 | 0 - 15000 | 0.2 | 95.9 | 70.0 |
| 1.4 | 0 - 13700 | 0.3 | 93.4 | 65.8 |
| 1.4 | 0 - 12200 | 0.5 | 86.9 | 58.6 |
| 3 | 0 - 18000 | 0.0 | 100 | 89.2 |
| 3 | 0 - 12700 | 0.1 | 98.1 | 78.2 |
| 3 | 0 - 16400 | 0.2 | 95.9 | 78.5 |
| 3 | 0 - 14000 | 0.3 | 93.4 | 66.4 |
| 3 | 0 - 15400 | 0.3 | 93.4 | 75.2 |
| 3 | 0 - 12400 | 0.5 | 86.9 | 58.7 |
| 3 | 0 - 13800 | 0.5 | 86.9 | 68.6 |
| 3 | 0 - 15600 | 0.7 | 76.6 | 58.0 |
| 3 | 0 - 13800 | 0.7 | 76.6 | 49.5 |
| 5 | 0 - 18000 | 0.0 | 100 | 90.3 |
| 5 | 0 - 17200 | 0.1 | 98.1 | 84.1 |
| 5 | 0 - 16200 | 0.2 | 95.9 | 76.8 |
| 5 | 0 - 15500 | 0.3 | 93.4 | 75.1 |
| 5 | 0 - 12600 | 0.5 | 86.9 | 60.6 |
| 5 | 0 - 14100 | 0.5 | 86.9 | 69.5 |
| 5 | 0 - 12000 | 0.7 | 76.6 | 58.6 |
| 6 | 0 - 18000 | 0.0 | 100 | 90.8 |
| 7 | 0 - 17000 | 0.2 | 95.9 | 81.1 |
| 7 | 0 - 15800 | 0.3 | 93.4 | 76.0 |
| 7 | 0 - 14000 | 0.5 | 86.9 | 68.2 |

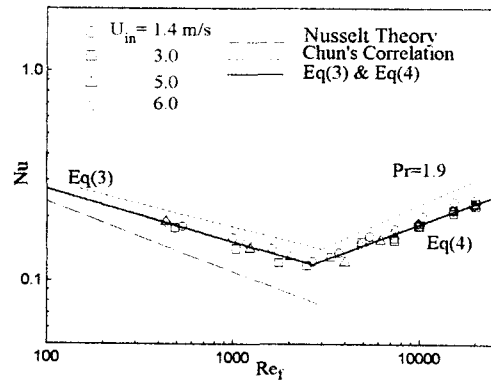


Fig. 2 Local Nusselt number of pure steam condensation.

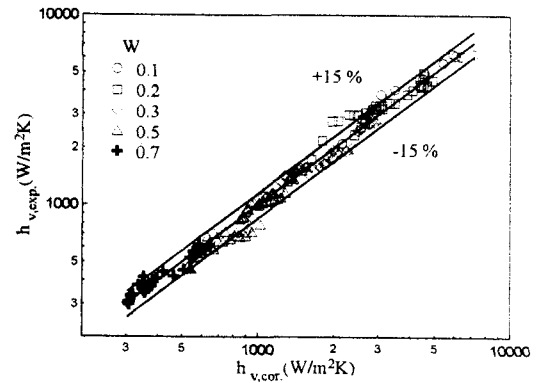


Fig. 3 Correlation of vapor-side heat transfer coefficients.

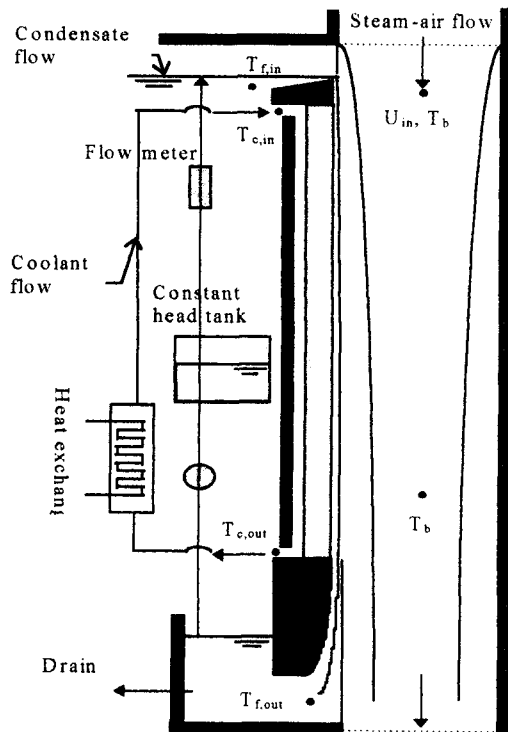


Fig. 1 Experimental Apparatus

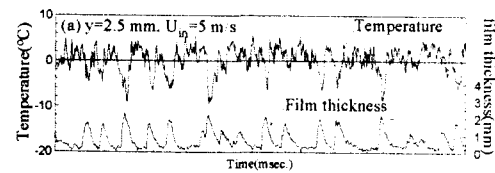


Fig. 4 Film thickness and temperature fluctuation.

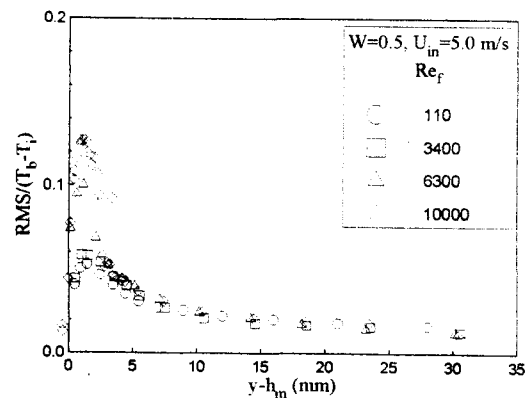


Fig. 5 RMS profiles of temperature fluctuation with Re_f