

일체형원자로내 가압기 습식단열재 열전달 특성 연구

강한옥, 서재광, 강형석, 조봉현, 이두정
한국원자력연구소

요 약

일체형원자로에서 일차측 압력은 질소와 증기의 분압에 따라 스스로 작동하는 자기가압기에 의해 일정하게 유지된다. 1차계통내 용해된 질소의 양과 압력변화의 폭을 최소화시키기 위해 가압기를 냉각시킬 필요성이 있으며 이를 위해 습식단열재(wet thermal insulation)와 냉각튜브(cooling tube)가 설치되었다. 본 연구에서는 자기가압기 작동에 중요한 역할을 하는 습식단열재의 기본적인 열전달 특성과 설계시 고려해야 할 사항을 분석하였다. 전산유체코드를 사용해 단열재내의 온도 및 유동 분포를 계산하였고 기존의 실험으로부터 얻어진 열전달상관식을 이용해 단열층의 개수에 대한 민감도 계산, 돌출지점을 통한 열전도, 열전달계수의 오차가 설계변수에 미치는 영향 등을 분석하였다.

1. 서 론

현재 세계 원자력 산업계는 사고 발생률을 현저히 줄이면서도 경제성이 향상된 새로운 개념의 원자로 개발에 많은 노력을 기울이고 있다. 중소형 일체형원자로는 안전계통의 신뢰성을 증대시키고 노심 손상 확률을 대폭 감소시킬 수 있는 중력, 자연대류, 기체압력 등의 자연현상을 이용한 피동적 안전 개념의 접목이 용이하며, 계통의 단순화, 모듈화, 표준화 및 건설기간의 단축 등의 추구를 통해 경제성을 향상시킬 수 있는 가능성이 많다는 점에서 주목을 받고 있다. 특히 담수화, 지역난방, 선박 추진용과 같이 원자력 에너지의 활용을 다변화할 수 있다는 측면에서도 매우 긍정적인 평가를 받고 있다.

기존의 발전용 원자로에서는 가압기내의 가열기 또는 살수기를 사용해 능동적으로 1차계통내 압력을 제어한다. 반면 개발중인 중소형 일체형원자로의 자기가압기는 출력변화시의 냉각재 부피변화를 수용하고 압력이 크게 변하는 것을 막기 위해 비용축가스인 질소를 압력수용매질로 사용한다. 자기가압기는 1차계통의 고온 쪽에 위치하고 있으며 고온 쪽 온도인 300℃에서 질소의 용해도는 매우 커 상당한 양이 냉각재에 흡수되어 문제를 야기할 수 있다. 또한 일정 냉각재 평균 온도 모드로 운전될 때, 출력변화에 따라 고온쪽 온도가 변하며 이에 의한 수증기 응축/기화 과정이 압력변화의 폭을 증가시킨다. 이와 같은 문제점을 극복하기 위해 가압기는 가능한 한 1차계통과 열적으로 차단되어야 하며 습식단열재(wet thermal insulation) 및 냉각튜브(cooling tube)가 이러한 역할을 수행한다.

2. 습식단열재 열저항 평가

2.1 기존의 평판간 자연대류 열전달 실험 및 상관식

두 수평 평판사이에 있는 유체가 밑으로부터 가열되면 불안정한 온도구배가 형성되어 유동이 발생한다. Rayleigh/Jefrace는 수평판 가열에 대한 이론적 연구를 통해서 대류가 형성되기 시작하는 임계 Ra 수가 존재함을 보인바 있다[1]. 이 임계 Ra 수 보다 커지면 두 평판사이에 육각형 형태의 셀 유동이 발생해 열전달을 촉진시킨다. 두 평판 사이의 자연대류에서 열전달상관식은 대부분 다음과 같은 형태로 표현되었다.

$$\epsilon = f(Ra) \quad (1)$$

$$\text{where } \epsilon = \lambda_e / \lambda_f \\ Ra = (g\delta^3\beta\Delta t) / \nu^3$$

위 식에서 λ_f 는 실제 물리적인 전도도이며 λ_e 는 대류효과가 반영된 유효전도도이다. 수직 평판 또는 원통형 구조에서의 자연대류 열전달에 대한 실험이 Mull/Recher, Griffiths/Davis, Beckman, Schmit, Epp, Nusselt, Queer 등에 의해 수행된 바 있다[1]. Kaussold, Mikheev, Boyarintsev는 수평 평판에서 가스 및 액체의 대류에 의한 열전달실험을 수행하여 열전달상관식을 얻었다[2,3]. Boyarintsev는 $10^4 < Ra < 10^7$ 영역의 수직 평판에서 얻어진 실험데이터가 Ra 지수가 1/3인 식으로 잘 표현될 수 있음을 보였다.[1] 이 후 Chirkin은 Boyarintsev의 연구를 수평 평판에까지 확장시켜 다음과 같은 일반적인 상관식을 얻었다.[4]

$$\epsilon = 0.062(Ra \cdot k)^{1/3} \quad (2)$$

위 식에서 수직 평판일 경우 k는 1이며 아래로부터 가열되는 수평 평판일 경우 k는 3이다. 수평평판에 대한 대부분의 실험결과는 $Ra < 10^4$ 에서 대류에 의한 열전달이 점차 감소하기 시작해 $Ra < 10^3$ 에서 완전히 사라지는 경향을 보여주었다. 특히 기존 실험에서 대류효과가 나타나기 시작하는 지점 즉, ϵ 이 1보다 커지기 시작하는 임계 Ra 수가 1000부터 4000 사이에 분포하고 있으며 이 영역 이하에서는 오직 전도에 의해서 열전달이 이루어진다. 수직 평판의 경우 평판 위아래 면의 차단 여부가 매우 중요하며 만약 위아래가 단혀있지 않을 경우 열저항이 크게 감소하는 경향이 나타난다고 서술되고 있다.[4]

2.2 FLUENT/UNS 코드를 사용한 2차원 계산

수직 및 수평 평판사이에서 자연대류 현상을 정성적으로 평가하기 위해 FLUENT/UNS 코드를 사용하여 2차원 계산을 수행하였다. 평판 사이의 거리는 2mm이고 온도차는 10℃를 주었다. 물의 물성치는 14.7 MPa, 200 ℃ 근처 값을 사용하였다. 물성치는 온도의 함수로 표 형태로 제공하였으며 Boussinesq 근사를 사용하지 않았다. 그림.1과 그림.2는 수직/수평 평판사이의 자연대류에 의한 속도 및 온도 분포를 보여준다. 그림.1에는 수직 채널의 가열되는 오른쪽 벽 근처에서 유체가 상승하고 냉각되는 왼쪽 벽 근처에서 하강하는 속도분포가 나타나 있다. 이 속도 분포는 평판사이의 거리뿐만 아니라 높이에도 영향 받는다. 그림.1은 또한 속도분포가 온도분포에 어떻게 영향을 미치는지 잘 보여주고 있다. 그림.2는 수평 평판 사이에서 규칙적인 cell이 형성된 것을 보여준다. 이러한 cell 크기는 평판사이의 간격과 가열조건에 따라 다르다. 이러한 속도 cell은 그림.2의 온도분포를 나타나게 하며 수직 평판의 경우에 비해 열전달량을 증가시키는 역할을 한다. 본 논문에서는 서술되지 않았으나, 별도로 수행된 3차원 계산에서는 6각형 형태의 Bernard 유동 cell이 나타났다.

2.3 단열재 층의 개수와 총 열저항과의 관계

습식단열재를 정량적으로 평가하기 위해 식.(2)를 사용해 5개의 층으로 구성되는 단열재 내의 온도분포를 계산한 결과를 그림.3에 나타냈다. 그림.3은 습식단열재내의 온도강하는 대부분 열전도가 작은 물에서 일어나며 금속판에서는 거의 일어나지 않음을 보여준다. 습식단열재에서 금속판의 두께는 기계적인 강도 측면에서는 매우 중요하지만 열전달에 미치는 영향은 매우 작음을 알 수 있다. 10cm 두께의 습식단열재와 같은 두께를 가지는 다른 매질간의 열속을 표.1에서 비교하였다. 표.1에서 습식단열재를 사용했을 때, 같은 두께를 물이나 금속판으로 했을 경우보다 열전달이 크게 감소되며 거의 정체된 물 즉 열전도에 의해서만 열전달이 이루어지는 쪽으로 가까워짐을 알 수 있다.

열저항 계산시 매우 작은 두께에서는 Ra 수가 작아져 위에서 언급한 임계 Ra 수보다 작아진다. 이보다 작은 Ra 수에서는 열전도에 의해서만 열전달이 이루어진다. 이 점은 식.(2)에서 Ra 수가 4200이 되는 점이며 10℃의 온도차가 있는 층에서 임계 두께가 약 1mm정도이다. 일반적으로 습식단열재의 열저항은 전체 두께를 고정시킨 상태에서 층의 갯수를 증가 시킴에 따라 증가하나 각 층의 간격이 임계 간격보다 작아질 경우 더 이상의 갯수의 증가는 열저항을 증가시키기보다는 전체 간격에서 금속판이 차지하는 비율이 커져 반대로 열저항을 감소시킬 수 있다. 습식단열재에서 층의 갯수의 영향을 알아보기 위해 전체 두께와 금속판의 두께를 고정시킨 상태에서 층의 갯수를 증가시켜가며 총 열저항을 계산하였으며 그 결과를 그림.4에 나타내었다. 그림에서 습식단열재의 총 열저항은 금속판의 두께에 거의 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 한편, 층의 갯수가 많을 때 열저항이 감소하는 것은 전체 두께에서 금속판이 차지하는 두께가 커지기 때문이다. 그림.4에서 총 열저항은 층의 갯수가 증가함에 따라, 선형적으로 변하기보다는, 약간 더 크게 증가하고 있음을 보여준다. 이러한 관계는 금속판의 열저항을 무시하고 각 층의 온도차가 일정하다고 가정하여 얻은 다음과 같은 총열저항에 대한 식에서 보여지고 있다.

$$R = \frac{7.5}{\lambda_f} \left(\frac{av}{\beta \Delta T} \right)^{1/3} \cdot n^{4/3} \quad (3)$$

이 식에서 총열저항은 층의 갯수 n의 4/3 제곱에 비례한다. 이 식을 적용할 때 물성치는 단열재 평균온도에서 계산하며 계산 결과를 그림.4에 함께 나타내었다. 그림은 식.(3)을 이용한 결과와 실제 물성치의 변화 및 금속판의 저항을 고려한 계산결과가 비교적 잘 일치하고 있음을 보여준다.

2.4 돌출부분을 통한 열전도 평가

금속판간의 얇은 간격은 그림.5에서와 같이 금속판에 반구형의 돌출점을 일정간격을 두고 연속적으로 만들어 유지시킨다. 돌출점 사이의 간격은 금속판간의 거리, 금속판의 기계적 특성, 사용온도 등을 고려하여 결정된다. 기존 연구에서 피치 H와 금속판간의 간격 δ 가 $H=16\delta$ 의 관계를 만족시키는 습식단열재가 설계된 바 있다.[5] 이 돌출점들이 금속판사이의 열전달을 위한 다리 역할을 해 습식단열재의 열저항을 약간 감소시킨다. 이 영향을 평가하기 위해 돌출점을 동일한 부피와 높이를 가지는 환형 구조로 가정하여 열전달량을 계산할 수 있다. 돌출점으로 변형된 금속판의 부피는 $V = \pi d^2 / 4$ 이고 환형 구조의 높이가 δ 이므로 면적은 $s = \pi d^2 / 4\delta$ 이다. 따라서 돌출점의 유효열전도도는 $\lambda_b = \lambda_w \cdot \frac{s}{H^2}$ 이라고 할 수 있다. 이러한 계산시 추가적으로 고려해야 사항은 돌출점과 접촉하고 있는 금속판 사이의 접촉 정도 또는 이에 의한 추가적인 열저항이다. 이에 대해서는 많은 불확실성이 존재하고 있

다. 두 판 사이에서 대류가 존재하지 않고 접촉면에서의 열저항이 없다고 가정하면, 금속판의 유효 전도도와 물의 전도도가 간의 비율 $c_o = \lambda_b / \lambda_f$ 는 약 3%였다. 이러한 양은 습식단열재의 전체적인 열전달을 평가하는데 사용된 상관식의 오차범위 안에 들어감으로 무시할 수 있다고 판단된다.

2.5 습식단열재 열전달계수의 영향 평가

기존의 실험데이터는 식(2)에 의해 계산된 유효열전달계수 값 근처에서 약 $\pm 20\%$ 의 범위에 걸쳐 분포하고 있었으며 이 식을 사용할 때 이 정도의 오차가 항상 동반될 수 있다고 가정해야 할 것이다. 이러한 열전달 상관식 오차가 가압기 설계 변수에 미치는 영향을 평가하기 위해, 다음과 같은 단순한 가압기 및 냉각튜브 열전달 모델을 세웠다.

$$h_1 A_1 \delta T = h_2 A_2 \Delta t \quad (4)$$

$$h_2 A_2 \Delta t = G c_p \Delta t \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{where } \delta T &= T_1 - T_k \\ \Delta t &= t_2 - t_1 \\ \Delta t &= \frac{t_2 - t_1}{\ln(T_k - t_1) / (T_k - t_2)} \end{aligned}$$

위 식에서 A_1, A_2 는 각각 가압기와 1차계통간의 열전달단면적, 가압기와 냉각재간의 열전달단면적이고 G 는 냉각재 유속, T_1, T_k, t_2, t_1 은 1차계통 냉각재 온도, 가압기온도, 가압기 냉각재 입구/출구 온도를 의미한다. 위 식에서 h_1 은 1차계통으로부터 가압기로의 열전달계수이며 1차계통 물과 습식단열재, 습식단열재 내부, 습식단열재와 가압기내 물 사이의 열전달계수로부터 합성된다. h_2 는 가압기로부터 냉각튜브내의 물 쪽으로의 열전달계수이며 가압기와 튜브, 튜브내 열전도, 튜브 벽과 내부의 물 사이의 열전달계수로 구성된다. 위 식으로부터 습식단열재 열저항 오차가 가압기 온도 T_k 와 냉각재 출구 온도 t_2 에 미치는 영향을 평가할 수 있다. Δt 의 형태 때문에 직접적인 해는 불가능하며 반복계산을 통해서 해를 구할 수 있다. 일체형원자로의 예상되는 다음과 같은 정상운전조건에서 계산을 수행하였으며 습식단열재 열전달계수 외에 다른 열전달계수는 일정하다고 가정하였다.

$$T_1 = 310^\circ\text{C}, T_k = 100^\circ\text{C}, t_1 = 40^\circ\text{C}, t_2 = 80^\circ\text{C}$$

이 계산의 결과는 $\pm 20\%$ 의 습식단열재 열전달계수의 오차가 $\pm 11^\circ\text{C}$ 의 가압기 온도의 변화와 $\pm 7^\circ\text{C}$ 의 냉각재 출구온도의 변화를 유발함을 보여주었다. 이와 같은 온도 변화는 냉각튜브 열전달 단면적 A_2 를 변화시키거나 냉각재 유속 G 를 변화시킴으로써 보상될 수 있다.

3. 결론

본 연구에서 일체형원자로의 가압기 온도를 낮게 유지하기 위해 도입하고자하는 습식단열재의 열전달 특성에 대한 연구를 수행하였으며 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(가) 임계 Ra 수 이상에서 수평평판사이에서는 cell 형태의 유동이 형성되며 수직평판사이에서는 유동 형태가 두께뿐만 아니라 높이에 영향을 받는다.

(나) 식.(2)는 기존 평판사이의 자연대류 열전달에 대한 기존 실험결과를 잘 포괄하고있으며

여러 층으로 구성되는 습식단열재의 열저항은 식.(3)에 의해 계산될 수 있다.

- (c) 식.(3)을 통해서 층의 갯수를 증가시키면 따라 열저항은 선형적으로 증가하기보다는 4/3의 지수를 가지고 증가하고, 양단에 걸린 온도차에는 약간 반비례함(-1/3의 지수)을 알 수 있다.
- (d) 평판사이의 간격을 줄임에 따라 열전달계수가 더 이상 감소하지 않는 최소 간격이 존재한다. 이 이상으로 간격을 줄이면 열적 단열효과를 감소시킬 가능성이 있다.
- (e) 잘 제작된 습식단열재에서 열저항은 사용된 금속판의 열전도에 실제적으로 의존하지 않는다.
- (f) $\pm 20\%$ 의 습식단열재 열전달계수의 오차는 $\pm 11^\circ\text{C}$ 의 가압기 온도의 변화와 $\pm 7^\circ\text{C}$ 의 냉각재 출구온도의 변화를 유발한다.

참고 문헌

1. D.I. Boyarintsev, "Heat Transfer in Fluid and Gaseous Layers," Engineering Physics Journal, 20, issue 9, 1950
2. Kaussold. Forsch. auf dem Gebiete des Ingenierwes., 5, N 4, 1934
3. M.A. Mikheev, *Heat Transfer Principles*, Gosenergoizdat, 1947
4. V.S. Chirkin, *Thermal Properties of Materials(Reference Manual)*, State Publishing House of Mathematical and Physical Literature, Moscow, 1959
5. The Polzounov TsKTI, *Laboratory Studies of Metallic Thermal Insulation*, paper No. 6406/0-1544, Leningrad, 1953

표.1 각 열전달 방식에 따른 열속

열전달 방식	열속(W/m ²)
5 개의 층으로 구성되는 습식단열재	41,500
완전히 정체된 물에 의한 전도	13,600
1개의 층(자연대류 효과)	379,500
티타늄 벽	260,000

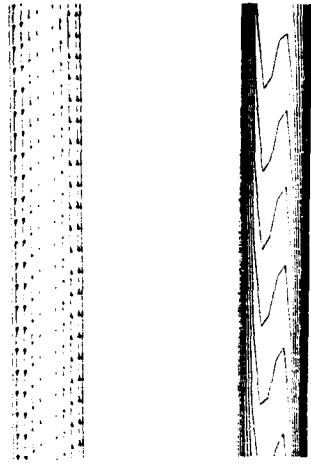


그림.1 수직 벽면사이의 습식 단열 구조

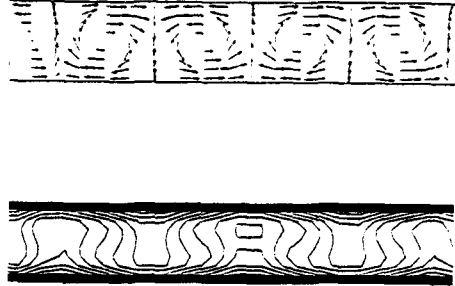


그림.2 수평 벽면사이의 습식 단열 구조

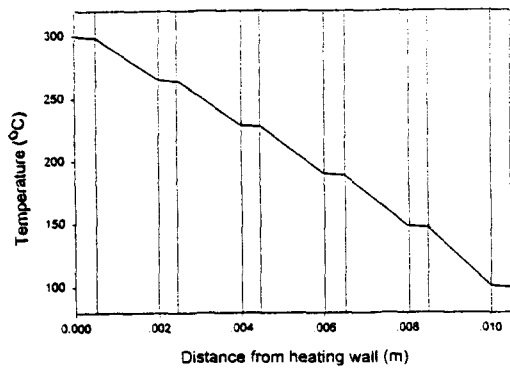


그림.3 5개의 단열층으로 구성된 습식단열재 내부 온도분포

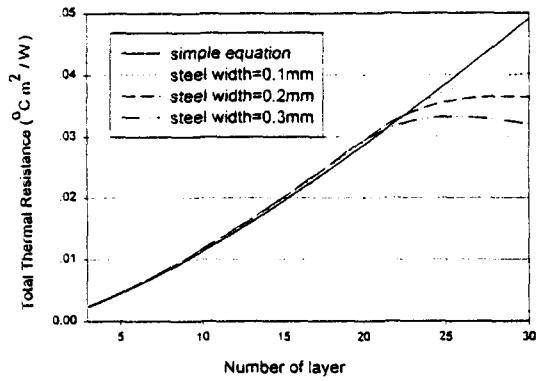


그림.4 단열층의 변화에 따른 열저항의 변화

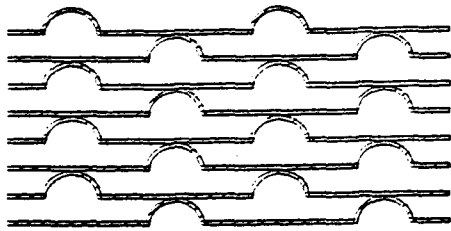


그림.5 습식단열재의 실제 구조