

'98 춘계학술발표회 논문집

한국원자력학회

SMART 냉각재순환펌프 개념설계

박진석, 허 형, 김종인, 김지호

한국원자력연구소

구대현

한국전기연구소

요 약

SMART 냉각재순환펌프는 수직형 축류펌프로 분류되며 작동되는 환경의 특성상 캔드모터 펌프로 설계하였다. 냉각재순환펌프의 전체 구조에 대한 개념설계를 수행하였으며 펌프의 주요부품인 회전축 집합체, 베어링 집합체, 전동기를 설계하였다. 베어링의 구조와 형상설계를 수행하였고 전동기는 농형유도 전동기로 설계하였으며 회전자의 슬롯에 대한 상세설계와 고정자의 슬롯에 대한 상세설계를 수행하였다. 앞으로 회전축의 동특성 해석, 임펠러의 캐비테이션 시험, 베어링의 내구성 시험, 펌프모체의 응력해석을 수행할 예정이다.

1. 서론

SMART 냉각재순환펌프(그림 1)는 원자로에 설치되는 위치적 제약 때문에 수직으로 설치되어 작동하는 축류형 펌프로서 원자로의 환형탕개에 볼트로 고정된다(그림 2). 냉각재순환펌프는 원자로가 정상운전 중일 때 노심에서 가열된 물을 증기발생기로 순환시키는 역할을 한다(그림 3). 냉각재순환펌프에 의해 증기발생기로 강제순환 된 고온의 일차냉각수와 튜브시트 내부로 흐르는 이차냉각수는 열교환이 일어난다. 열교환 방법으로 증기를 발생시키고 자신은 온도가 낮아진다. 온도가 낮아진 일차냉각수는 다시 노심으로 순환되어 가열된 후 처음과 같이 냉각재순환펌프에 의해 증기발생기로 강제순환 된다. 이와 같이 원자로 노심에서 발생하는 열원을 이용하여 증기발생기에서 증기를 발생하게 하는 매개체인 냉각수를 계속 순환시키는 목적으로 냉각재순환펌프를 사용한다. 펌프의 모든 부품들은 펌프모체안에 놓여 있기 때문에 원자로의 일차냉각수와 직접 접촉하지만 외부와는 격리되어 있다. 펌프모체 내부에 회전축이 있는 구조로 패키징이 필요없고 전동기의 회전자와 회전축이 일체이기 때문에 동력전달을 위한 연결부위가 없다. 회전축은 3 개의 저널 베어링과 1 개의 추력 베어링으로 지지되어 있다. 이들 베어링은 윤활유를 사용하지 않고 원자로 내부를 순환하는 일차냉각수를 윤활재로 사용한다. 그러므로 베어링의 재질은 고온과 고압에 견디면서 윤활작용에 도움을 주는 흑연-실리콘 재질을 사용한다. 저널 베어링은 장시간(70,000 시간) 동안 사용되는 유체동역학 베어링으로서 윤활 역할을 하는 냉각수가 저널 베어링

의 축방향으로 유동할 수 있는 형상으로 설계하였다. 이와 마찬가지로 추력 베어링의 표면도 냉각수의 윤활작용을 원활히 할 수 있는 형상과 회전축의 추력을 충분히 견딜 수 있는 구조로 설계하였다. 전동기는 캔드모터 구조로서 회전자와 고정자가 밀봉캔으로 용접되어 있기 때문에 일차 냉각수와 격리되어 있다. 전동기는 2 단 변속운전을 할 수 있게 설계되었다. 원자로 외부에서 공급되는 보조 냉각수가 펌프내부에 있는 독립순환 냉각장치로 유입되어 펌프내부에서 순환하는 냉각수와 열교환이 이루어지면서 전동기에서 발생한 열을 냉각시켜서 전동기의 온도가 상승하는 것을 방지한다. 펌프가 정지하고 있을 때 회전축의 역전을 방지하는 역전방지 장치의 구조가 설계되었다.

2. 냉각재순환펌프 개념설계

냉각재순환펌프의 유량과 수두는 원자로에서 요구되는 특성에 따라 정해진다. 수두의 결정은 냉각재순환펌프가 노심에서 가열된 냉각수를 증기발생기로 강제 순환 시킬 때 원자로 내부구조물 사이로 유동되면서 생기는 수력손실 등을 계산하여 구해진다. 그리고 유량은 노심에서 가열된 냉각수가 증기발생기에서 열교환의 방법으로 증기를 생산하는 양에 따라 결정된다. SMART 냉각재순환펌프에서 요구된 유량(Q)은 $1983 \text{ m}^3/\text{h}$ 이고 수두(H)는 13.5 m 이다. 펌프의 유량과 수두가 정해지면 펌프가동에 필요한 소요동력을 추정할 수 있다. 펌프의 소요동력(L_{pump})은 전동기 손실, 기계적 손실, 그리고 수력학적 손실들을 고려한 전체 예상효율($\eta_{\text{total}} \approx 43\%$)과 이론상 요구되는 동력(L_{th})으로부터 다음과 같이 구할 수 있다. 물의 비중(γ)은 $1,000 \text{ kg}/\text{m}^3$ 이다. 전동기 손실은 자계손실, 전기적 손실에서 비롯되며 기계적 손실은 베어링에 의한 마찰손실 때문에 생긴다. 그리고 수력학적 손실은 임펠러를 통과 하면서 발생하는 수력손실이다.

$$L_{\text{th}} = \gamma \cdot Q \cdot H = (1000) \cdot (9.8) \cdot (1983/3600) \cdot 13.5 = 72.88 \text{ kW}, \quad L_{\text{pump}} = L_{\text{th}} / \eta_{\text{total}} \approx 170 \text{ kW}$$

3. 주요부품 개념설계

회전축의 길이는 원자로에 설치되는 위치와 냉각수의 자유표면을 고려하여 설계하고 축의 직경은 회전축에 전달되는 회전력에 의해 구조건전성을 유지할 수 있도록 하였다. 회전축을 지지하는 저널 베어링은 회전축의 상부, 중간, 그리고 하부에 설치하였으며 회전축에 작용하는 추력은 추력 베어링으로 지지하였다. 회전축의 속도를 감지할 수 있는 센서는 마그네트 방식을 사용하였다. 펌프몸체가 밀폐되어 있고 압력과 온도가 높은 냉각수 속에서 회전축의 속도를 검출할 수 있는 고전적 방법이 마그네트 센서를 사용하는 것이다. 회전축의 내부에는 원자로 내부에 용해되어 있는 가스를 배출하는 구멍이 뚫어져 있다. 저널 베어링(그림 4)은 원자로의 일차 냉각수를 윤활유로 사용함과 동시에 냉각수가 원활하게 순환될 수 있는 형상으로 설계하였다. 또한 흑연-실리콘 재

질인 저널 베어링은 스테인레스강 몸체에 열박음으로 고정한다. 펌프의 운전온도가 고온(310℃)이므로 저널 베어링 케이스 열팽창계수($\alpha_{case} = 17.7 \times 10^{-6} K^{-1}$)와 저널 베어링의 열팽창계수($\alpha_{journal} = 3.8 \times 10^{-6} K^{-1}$)를 고려하여 고온에서도 억지끼워 맞춤이 되도록 설계하였다. 열박음의 순서는 저널 베어링 케이스를 200℃로 상승한 후 상온의 저널 베어링을 삽입하여 조립한다. 저널 베어링의 직경($d_{journal} = 10^{+0.05}_{+0.03}$)과 저널 베어링 케이스의 구멍직경($D_{case} = 10^{-0.03}_{-0.05}$)일 때 상온 및 고온에서 억지 끼워맞춤이 된다. 즉 저널 베어링 케이스 구멍직경이 최대이고 저널 베어링의 직경이 최소 일 때 상온에서 고온으로 온도변화($\Delta T = 290^\circ C$)가 있을 때 끼워맞춤은 다음과 같이 계산된다.

$$9.97(=10-0.03) \cdot (1 + \alpha_{case} \cdot \Delta T) - 10.03(=10+0.03) \cdot (1 + \alpha_{journal} \cdot \Delta T) = -0.02 \text{ mm}$$

추력 베어링은 회전축에 작용하는 추력($F_{axial} \approx 11.1 \text{ kN}$)으로 발생하는 면압을 견딜 수 있게 설계하면서 냉각수에 의해 윤활작용을 할 수 있는 형상으로 설계하였다. 추력 베어링의 블록부위가 추력을 모두 지지하므로 이 부위의 면적(A_{thrust})을 구하면 면압(σ_{thrust})을 구할 수 있다. 추력 베어링의 허용 압축응력($\sigma_{thallow} = 235 \text{ MPa}$)과 비교하여 추력 베어링의 건전성을 평가하였다.

$$A_{thrust} \approx (2)(35) \cdot \pi \cdot (8)(10) = 2,199 \text{ mm}^2, \quad \sigma_{thrust} = F_{axial}/A_{thrust} = 5.002 \text{ MPa}$$

4. 농형유도 전동기 설계

농형유도 전동기는 펌프에서 요구되는 동력과 공간을 고려하여 회전자와 고정자 크기 및 구조(그림 5)를 설계하였다. 전동기의 입력전원은 3상 380 [V], 고정자 권선의 결선은 Y 결선방식, 전동기의 극수는 2 극으로 결정하여 장하분배법을 이용하여 3상 유도기를 설계하였다.

유도기의 유기기전력(e_1)은 1 상(phase)의 감김 수(T_1)와 고정자 권선계수(k_{w1})를 알면 다음 식 (1)에서 구할 수 있다.

$$e_1 = -d \frac{\Phi}{dt} \cdot T_1 \cdot k_{w1} = \omega \cdot \Phi_m \cdot T_1 \cdot k_{w1} \cdot \sin \omega t = 2\pi f \cdot \Phi_m \cdot T_1 \cdot k_{w1} \cdot \sin \omega t \quad (1)$$

유기기전력의 R.M.S. 값과 교류기의 경우 1상의 직렬도선수(N_{ph})를 사용한다. 그러므로 회전기에서는 도선 2 개가 전기자 코일의 1 회 감김이 된다. 권선계수의 값은 전기자 권선의 단절정도 및 매극 매상의 슬롯 수(q)에 의해서 정해지며 실제의 기기에서 권선계수는 0.95 부근의 값이 되는 경우가 많다. 그리고 고정자의 권선 결선방식이 Y 결선이므로 선전압과 상전압(E_{ph})이 같기 때문에 위의 식 (1)에서 다음 식 (2)를 얻을 수가 있다.

$$E_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot 2\pi f \cdot \Phi_m \cdot N_{ph} \cdot k_{w1} = 2.22 \cdot f \cdot \Phi_m \cdot N_{ph} \cdot k_{w1}$$

$$E_{ph} = 2.1 \cdot f \cdot \Phi \cdot N_{ph} \quad (2)$$

그러므로 위의 변수들을 사용하여 상전압(E_{ph})과 전기자 권선 1 상의 정격전류(I_{ph})라고 할 때

전동기 입력 동력은(P_{input}) 다음과 같다.

$$P_{input} = 3 \cdot E_{ph} \cdot I_{ph} \times 10^{-3} = 2.1 \times (3 \cdot N_{ph} \cdot I_{ph}) \cdot \Phi \cdot f \times 10^{-3} \quad (3)$$

교류기에서 매극의 구조가 같기 때문에 1 극에 대한 설계를 하면 된다. 그래서 극수가 p 일 때 1 극당 용량(S)과 전기장하(AC), 자기장하(Φ), 그리고 비용량($\frac{S}{f \times 10^{-2}}$) 관계는 다음과 같다.

$$S = \frac{P_{input}}{p} = 2.1 \times \frac{(m \cdot N_{ph} \cdot I_{ph})}{p} \cdot \Phi \cdot f \times 10^{-3} \text{ kVA} \quad (4)$$

$$\frac{S}{f \times 10^{-2}} = 2.1 \times (AC \times 10^{-3}) \cdot (\Phi \times 10^2) \quad (5)$$

$$\left[AC = \frac{m \cdot N_{ph} \cdot I_{ph}}{p} \right]$$

고정자의 매극 매상의 슬롯 수($q_1 = 6$)를 선택하면, 고정자 슬롯 수($N_1 = m \times p \times q_1 = 36$)이 계산된다. 고정자 각 부분의 치수가 n 배되면 전기장하 및 자기장하는 모두 n^2 배 된다. 따라서 철손과 동손은 모두 체적당이므로 n^3 배 되어 슬롯 내에 있는 코일의 온도상승이 급격하게 된다.

이 때문에 전기장하의 증가를 자기장하 증가량보다 적게 한다. 즉 $\frac{\Phi \times 10^2}{(AC \times 10^{-3})^r} = C$ 가 되도록 r 을 1 보다 크게 잡는다. 그리고 일반적으로 회전기에서 $\Phi \times 10^2$ 와 $AC \times 10^{-3}$ 의 비가 정수 C 가 되도록 장하분배 한다. 위의 관계에서 전기장하를 소거하면 다음과 같다.

$$\Phi = \Phi_0 \times \left(\frac{S}{f \times 10^{-2}} \right)^{\frac{r}{1+r}}, \text{ 여기서 } \Phi_0 \text{는 기준장하라고 부르고 } \Phi_0 = \frac{C^{\frac{1}{1+r}}}{2.1^{\frac{r}{1+r}}} \times 10^{-2} \text{ 이다.}$$

고정자 내경($D_{si} = 19.7 \text{ cm}$)은 공간의 크기를 고려하여 결정하였으며 고정자 전류밀도(J_s)는 수냉식임을 고려하여 $8.5 [A/mm^2]$ 로 선정하면 도체단면적($q_s = I_1/J_s$)이 정해진다. 도체크기는 내부직경이 $1.7 [mm]$ (단면적 2.27 mm^2), 절연피복 포함한 외부직경 $1.9 [mm]$ 도체를 사용하면 $42.8/2.27 \approx 19$ 개의 도체를 한 묶음(strand)으로 구성한다. 펌프내부 압력을 고려하여 고정자의 슬롯은 폐슬롯으로 결정하고 슬롯 tip ($SSlip$)은 $3 [mm]$ 로 하면 고정자 슬롯의 피치 ($SSlot_p = \pi D_{si}/N_1$)가 계산된다. 도체가 슬롯내에서 점적률을 45[%]로 하면 1 슬롯에 들어가는 도체의 총단면적($SSlot_{area}$)이 계산되고 고정자 치의 최대 자속밀도(B_{stmax})가 $1.7 T$ 를 넘지 않는다고 가정하고 고정자 철심의 점적률(k_l)을 95[%]로 하면 고정자 최소치폭(t_{smin})은 다음의 식에서 계산된다.

$$SSlot_{area} = \frac{2.835 \times 19 \times 4}{0.45} = 478.8 \text{ mm}^2, \quad t_{smin} = \frac{SSlot_p \times B_{stmax}}{B_{stmax} \times k_l} = 0.79 \text{ cm} \quad (6)$$

고정자 슬롯의 양끝이 반원으로 연결된 사다리꼴(그림 5(a))일 때 고정자 슬롯 상부폭($A1S$), 하부폭($A2S$), 그리고 고정자 치의 높이(h_{st})를 계산할 수 있다. 고정자 yoke(h_{sc})에서의 자

속밀도가 1.5 T 를 넘지 않는다고 가정하여 yoke를 계산한 후 고정자 외경(D)을 계산하였다.

$$h_{sc} = \frac{\Phi/2 \cdot 10^4}{k_f \cdot l_{sc} \cdot B_{sc}} = 5.15 \text{ cm}, \quad D = D_{st} + 2 \times (h_{sc} + h_{st}) \approx 38.5 \text{ cm} \quad (7)$$

유도기의 설계에 있어 공극길이는 매우 중요하기 때문에 세심한 주의를 가지고 결정해야 하며 SMART 용 전동기의 공극(1.8 mm)이 정해지면 회전자 직경(D_{ro})이 계산된다. 회전자 슬롯 수 결정에 영향을 주는 변수는 여러 가지가 있으나 현재 제작하여 사용하고 있는 양호한 결합인 N₂ = 29를 선택하였다. 회전자 전류(I_b)를 계산하고 회전자 바(bar)의 전류밀도(J_b = 8.5 A/mm²)를 선택하면 회전자 바의 단면적(Rbar_{area} = I_b/J_b = 151 mm²)을 구할 수 있다. 이값은 회전자 슬롯의 면적(RSlot_{area})과 같으며 회전자 슬롯의 상부폭(A1R) 및 하부폭(A2R)의 곱으로 표시된다. 회전자 슬롯의 높이(회전자 치높이: h_{rt})가 구해지면 슬롯의 폭이 구해지며, 회전자 yoke(h_{rc})는 회전자 yoke에서의 자속밀도(B_{rc} = 1.45 T)로부터 다음과 같이 계산된다.

$$h_{rt} = \frac{\frac{D_{ro}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{D_{ro}}{2}\right)^2 - 2 \cdot \frac{(Rbar_{area})}{2}}}{2}, \quad B = \left(1 - \frac{B_{gmax}}{B_{rmax} \cdot k_k}\right) \cdot \frac{\pi}{N_2} \quad (8)$$

$$h_{rc} = \frac{\Phi/2 \cdot 10^4}{k_f \cdot l_{rc} \cdot B_{rc}} = 5.33 \text{ cm} \quad (9)$$

회전자 철심 엔드링의 재질이 동(cu)일 때 엔드링 전류밀도(J_r = 8.5 A/mm²)를 결정하고 전류(I_r)와 엔드링의 단면적, 두께(23 mm), 폭(Ring_w)을 계산할 수 있다. 이로부터 엔드링의 내경(Ring_{ID})과 외경(Ring_{OD} = D_{ro})이 결정된다.

$$I_r = \frac{N_2}{p \cdot \pi} I_b = 5,921 \text{ A}, \quad Rring_{area} = \frac{I_r}{J_r} = 696 \text{ mm}^2, \quad Ring_w = \frac{Rring_{area}}{23} = 3.03 \text{ cm} \quad (10)$$

5. 결론

SMART에서 요구되는 유량을 공급할 수 있는 냉각재순환펌프의 동력이 계산되었고 원자로에 설치되는 위치의 제한으로 요구되는 축길이 및 축을 지지할 수 있는 저널 베어링과 추력 베어링의 위치를 결정하였다. 저널 베어링과 추력 베어링은 윤활작용이 원활하게 이루어 지면서 구조건전성을 유지할 수 있게 설계되었으며, 펌프의 소요동력을 낼 수 있는 농형유도 전동기의 회전자 슬롯 및 고정자 슬롯의 크기가 설계되었다.

6. 참고문헌

- (1) 박근배 외 다수, "중소형 일체형원자로 기계구조설계개발," 한국원자력연구소 보고서 KAERI/RR-1711/96.
- (2) P. L. Alger, "The Nature of Induction Machines," Gordon and Breach, Science Publishers, Inc., New York, 1965.

(3) J. H. Kuhlmann, "Design of Electrical Apparatus," 3rd ed. John Wiley & Sons, Inc., New York, 1950.

(4) Paul L. Cochran, "Polyphase Induction Motors." Marcel Dekker, Inc., New York and Basel, 1989.

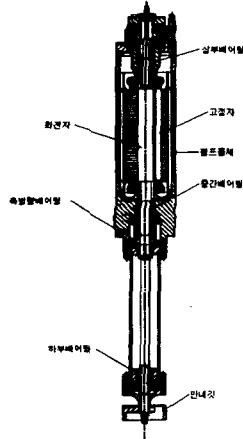


그림 1 SMART 냉각재순환펌프 개념도

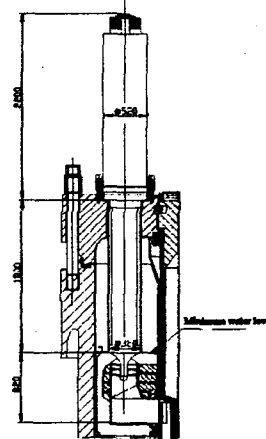


그림 2 냉각재순환펌프가 원자로에 설치된 모습

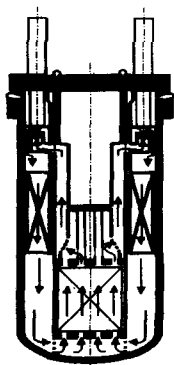


그림 3 원자로내에서의 일차 냉각수 흐름도

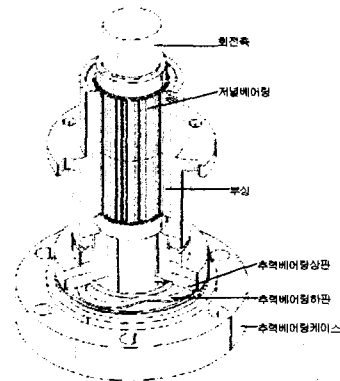
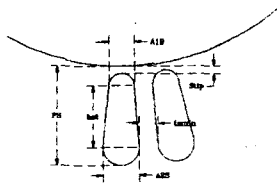
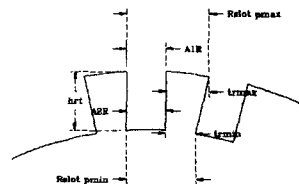


그림 4 베어링 집합체



(a) 고정자 스롯 형상



(b) 회전자 스롯 형상

그림 5 농형유도 전동기의 고정자 및 회전자 형상