

원자력 1차계통 열이송펌프의 고진동

이 병 준

(한국전력공사 정비기획실)

1. 머리말

중수로형 원자력발전소에서는 원자로에서 발생한 핵반응열을 흡수한 중수를 증기발생기에 순환시켜, 여기에서 열교환에 의하여 발생된 증기로 터빈을 구동하고, 터빈과 연결된 발전기에서 전기가 생산된다. 원자로에서 증기발생기로 중수를 순환시키는 계통은 2개의 루프로 되어있으며, 각 루프별로 수직형 열이송펌프(PHT pump)가 2대씩 병렬로 설치되어 있는데, 펌프케이싱은 흡입 배관 위에 용접되어 있고 펌프케이싱 상부에 전동기 지지대를 설치하여 그 위에 전동기를 조립하도록 되어있다(그림 1 참조).

월성원자력 발전소 3호기 시운전 중, 열이송펌프 4대의 무부하 시험시 #2 펌프 미케니컬 실 하우징의 진동이 8.4 mm/s 까지 상승하여, 제작사의 권고에 따라 지진발생시 전동기의 움직임을 제한하기 위한 seismic pad를 전동기 상부 프레임에 완전히 접촉시켜 제작사 경보치(4.2 mm/s) 이내로 감소시켰으나, 고온기능시험을 위해 펌프를 기동하여 열이송계통을 가열하는 중에 #4 펌프 미케니컬 실 하우징의 진동이 기준치(5.5 mm/s)를 훨씬 초과한 8.0 mm/s 까지 상승하여, 정확한 원인조사 및 조치작업을 수행하게 되었다.

2. 현 황

2.1 전동기 및 펌프 제원

- 제작사 : Sulzer Bingham
- 형식 : 수직형 원심펌프

- 용량 : 9000 Hp (355 Amp)
- 회전수/임펠러 갯수 : 1787 rpm / 5개
- 진동계측기 : 케이싱(진동), 축(run-out)

2.2 건설 이력

① 펌프설치시 자료에 의하면 펌프 bowl의 상부 수평면을 제작사측 규정치(<0.058 Degree, 1.01 mm/1 m, = 1.3 mm/53 in)에 따라 맞추고 배관을 용접한 후 그 위에 모터 스탠드와 모터를 각각 설치하였다.

② 일차계통의 온도증가로 인한 펌프 및 배관의 열팽창의 영향을 제한하는 억제장치는 규정치 및 도면에 따라 설치하였다.

③ 펌프 bowl 설치시 #2 펌프 용접불량으로 재작업을 실시한 바 있다.

④ 펌프조립 자료에 의하면 축정렬 및 각종 간극은 규정치 이내로 조립되었다.

2.3 시운전 및 정비 이력

① 현장 설치후 #2, 4 펌프의 전동기 단독 무부하 시험시 진동은 제작사 경보치(4.2 mm/s)를 초과하여 8.4 mm/s, 4.5 mm/s 이었다. 따라서, 제작사의 권고에 따라 전동기 상부 seismic pad의 간극(기준치 : 최대 1.6 mm)을 없애고 완전 접촉시켜 운전한 결과, 진동치는 경보치 이내로 낮아졌다.

② 펌프와 연결하여 기동후 냉간상태에서 #2 펌프 미케니컬 실 하우징의 펌프 출구측 직각방향의 진동치는 5.0 mm/s 로서 경보치에 근접하였으며 최고치를 나타냈다. 일차계통의 온도가 상승하면서 #2 펌프에서 최고치를 나타냈던 진동은 3.2 mm/s 정도로 감소하였으나, 이번에는 #4 펌프 미케니컬 실

하우징의 펌프 출구측 방향 진동이 8.0 mm/s 까지 상승하였다.

③ 운전원에 따르면 #4 펌프 기동시 계통 압력이 낮은상태에서는 hand barring이 잘 되었으나, 계통압력이 80 bar 정도에서는 hand barring이 되지 않아 단계적으로 압력을 변화시켜 hand barring을 실시하였다.

④ 시운전중 #4 펌프의 미케니컬 실이 손상되어 교체한 실적이 있으며, 운전중 seal leak off 가 다른 펌프에 비해 많게 나타났다.

2.4 자료 검토

① 전동기 공장시험 및 무부하 운전시 자료에 의하면 #2, 4 전동기가 다른 전동기에

비해 전동기 자체 조립 및 현장설치 상태가 다소 불량한 것으로 판단되었다.

② 펌프 bowl 설치시 수평기준(1 mm/m)은 배관용접시 수축량의 허용치를 기준으로 산출한 것으로 판단되며, 일반적인 수평기준치(1 mm/4 m)보다는 다소 컸다.

③ 전동기 상부 seismic pad는 기준치대로 간극을 주어 모터가 상하 방향으로 자유롭게 이동할 수 있도록 되어야 하나, 진동을 감소시키기 위해 완전 접촉시킴으로서 전동기의 이동이 억제되어 부가적인 진동이 발생한 것으로 판단되었다.

④ 1차계통의 온도가 증가하면서 진동이 변화하는 것은 열팽창에 따른 펌프 및 배관의 이동 및 관련지지물과의 간섭에 의한 영향으로 판단되었다.

3. 정밀점검 및 분석

3.1 사전점검 및 조치

① 전동기 지지대 상부 기계가공면 수평도 측정 Straight edge(2 m)를 사용하여 전동기 지지대 상부 기계가공면에서 수평상태를 측정한 결과 그림 2에서와 같이 #2, 4 펌프에서 각각 2.89 mm, 3.35 mm 기울어졌으며, 제작자의 설치기준치(1 mm/m)보다 훨씬 초과되었다.

② 펌프 출구배관 restraint 간극 측정 펌프 출구측 배관의 과도한 이동을 억제하는 restraint의 간극(설계치 5.8 mm)을 측정한 결과, 그림 3에서와 같이 #2, 4 펌프에서 간극이 각각 1.5/0.1, 0.1/1.7 mm 로서 설계치보다 훨씬 작았다. 이 값은 온도상승시 열팽창을 수용하기 어려운 상태이나, 당시

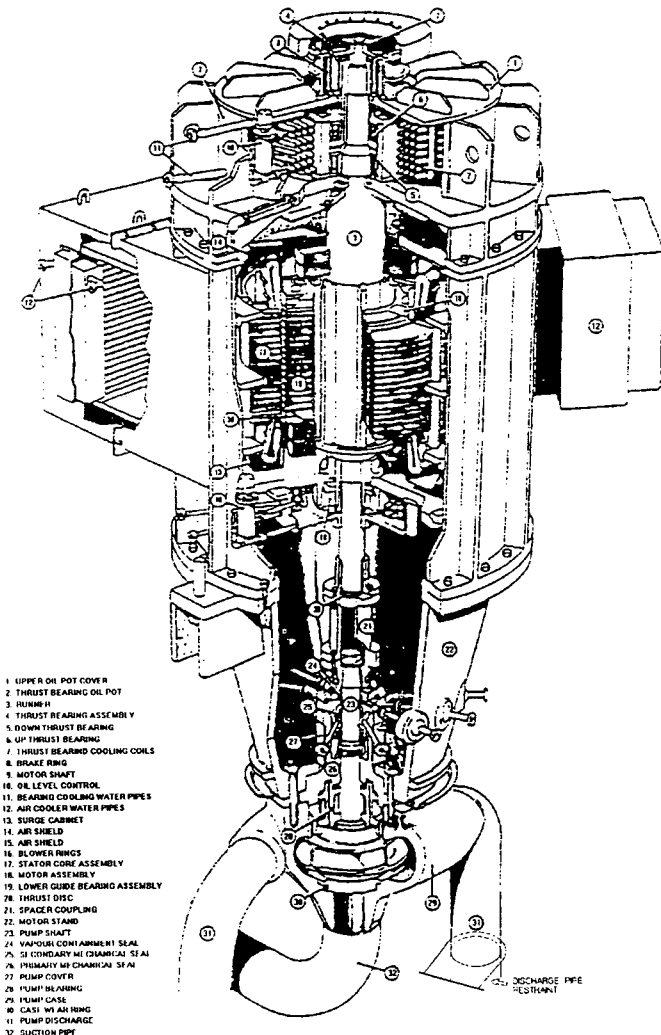


그림 1 열이송펌프 개략도

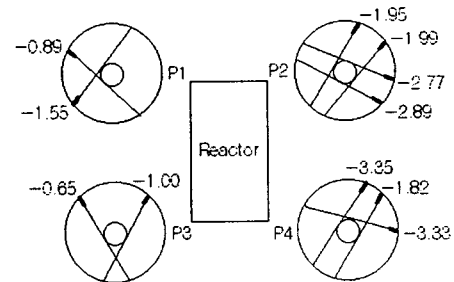


그림 2 펌프별 전동기 지지대 상부면 수평도 측정

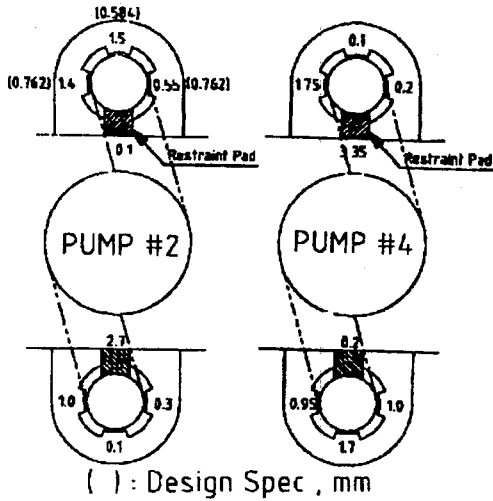


그림 3 #2, 4 펌프 출구측 배판과 restraint 간극측정 자료

온도(40℃)가 완전 냉각상태가 아니므로 냉각 후 재측정하여 그 결과에 따라 추후 조정기로 하였다.

③ Seismic pad에 의한 영향을 알아보기 위해, 진동이 낮은 #1 펌프와 진동이 높은 #4 펌프의 seismic pad를 제거하였다.

④ 정확한 축진동자료 취득을 위해 key-phaser를 설치하였으며, 공진여부를 점검하기 위해 냉간상태에서 impact test를 실시한 결과, #4 펌프에서 운전주파수인 29.9 Hz에 가까운 27.0 및 31 Hz가 나타났으나, 전동기

상부 seismic pad가 완전 접촉되어 있어 정상 운전조건과 다르므로, 정확한 측정을 위해 고온상태에서 재점검기로 하였다.

3.2 1차 부하운전 시험시의 상황

① 기동후 온도가 상승하기 전의 진동은 지금까지의 진동상태와 거의 비슷하였으며, #4 펌프 미케니컬 실 하우징(펌프 출구측 방향)의 진동이 4.17~4.89 mm/s로 다른 펌프에 비해 가장 높게 나타났다.

② 펌프 축진동은 #3 펌프가 270 μm, #4 펌프가 120 μm 정도로 #3 펌프에서 가장 크게 나타났다.

③ 그림 4에서 보는 바와 같이 1차계통의 온도상승 후(260℃) 다른 펌프들의 진동은 큰 변화가 없었으나, #4 펌프 미케니컬 실 하우징(펌프 출구측 방향)의 진동은 123℃ 부근에서 크게 변하기 시작하여, 계통온도가 130℃ 부근에서 기준치(5.5 mm/s)를 초과한 9.3 mm/s 까지 상승, 최고치를 나타냈다가 시간경과에 따라 약간 감소되어 안정되는 추세였으나, 지속적인 진동 hunting이 심하게 나타났다.

④ 그림 5에서와 같이 축진동 및 케이싱진동 주파수분석 결과, 운전주파수 성분인 1X 진동이 가장 크게 나타났으며, 상온상태에서부터 크기는 다르지만 5X(impeller blade passing frequency) 진동이 전 펌프에서 두

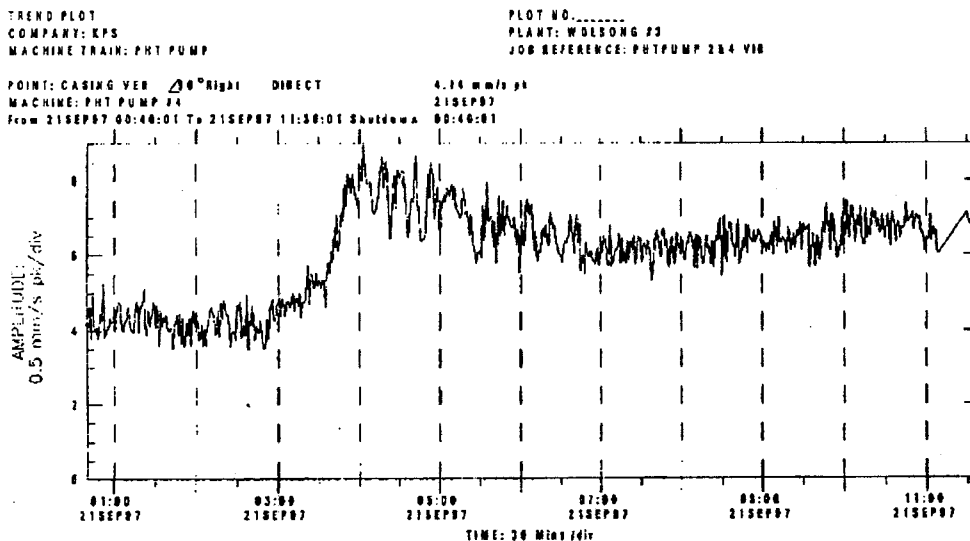


그림 4 (a) #4 펌프 기동후 과도상태에서의 overall 진동 trend plot

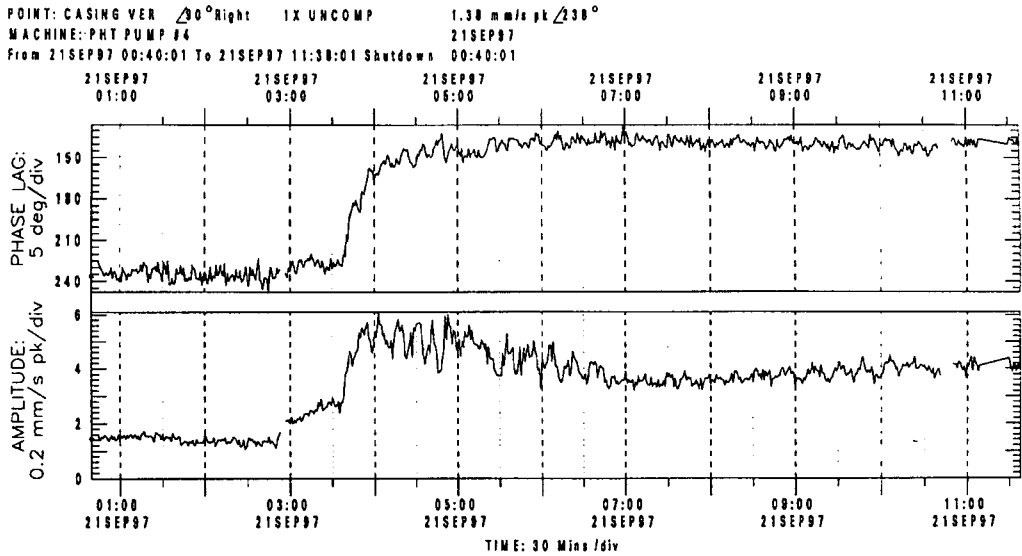


그림 4(b) #4 펌프 기동후 과도상태에서의 1X 진동 trend plot

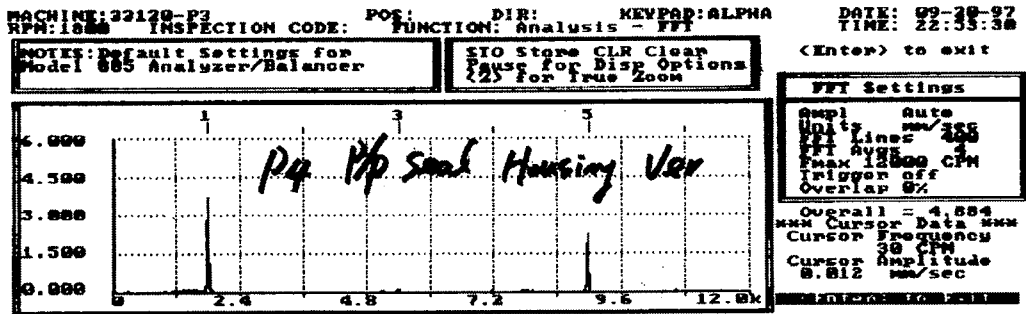


그림 5 #4 펌프 미케니컬 실 하우스징 진동 주파수분석 결과

드러지게 나타났다.

⑤ 그림 6(a)에서와 같이 #4 펌프 기동 후 4시간 경과시 전동기 상부의 진동주파수 분석결과, 전체 진동은 300 μ m 정도이며, 이 중 수직방향의 4.375 Hz 성분이 204 μ m 정도로 크게 나타났으나, 그림 6(b)에서와 같이 기동후 39시간 경과한 고온상태에서는 저주파수 진동들이 거의 사라졌다.

⑥ 계통온도가 완전히 상승한후 #2, 4 펌프 출구측 배관과 restraint 사이의 간극측정 결과, 3.1 ②에서 측정한 간극이 이미 배관의 열팽창 이동으로 완전 접촉되어 있었다.

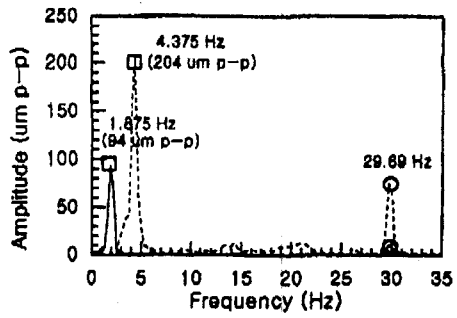
⑦ 그림 7에서와 같이 온도증가에 따라 모든 펌프가 펌프 흡입배관 반대방향(reactor 쪽)으로 이동하였는데, #4 펌프는 다른 펌

프들의 이동량(#3 펌프는 최고 3.85 mm 이동)에 비해 훨씬 적게 0.8 mm 이동되었다.

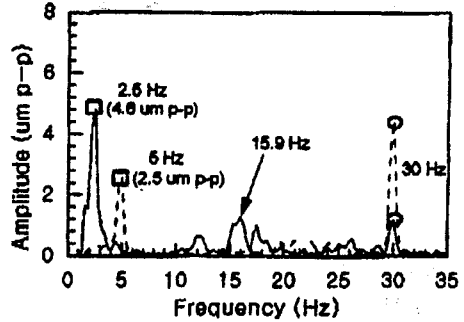
3.3 1차 부하시험 결과 검토

(1) 펌프 bowl / 전동기 스탠드 수평 level 의 영향 검토

① 구조상 무거운 전동기가 직경이 작은 펌프 bowl에서 지지되고 있어 전동기의 작은 불평형에도 쉽게 진동하는 특성이 있으며, 특히 펌프 및 전동기의 flange 수평도가 불량할 경우, 회전체가 기울어져 회전되므로 운전상태에서의 무게중심과 기하학적 회전중심이 일치하지 않아 불평형 진동이 높게 나타나며, 또한 구조물의 온도변화시 강성변화로 진동도 변화하고, 운전조건에 따라 수평



(a) 기동후 4시간 경과



(b) 39시간 경과

----- : 펌프 출구측의 직각방향 진동
 : 펌프 출구측방향 진동

그림 6 #4 펌프 전동기 상부 진동특성

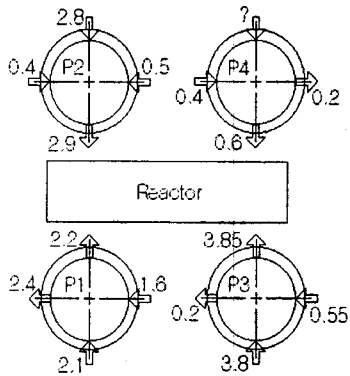


그림 7 냉간상태로부터 정상운전 온도까지의 펌프 bowl 이동량 측정

도도 변화하여 내부구조물에서의 간섭 혹은 국부적인 부하증가로 급격한 진동변화 현상이 나타난 것으로 판단된다.

② 따라서 #4 펌프에서 진동이 심하게 hunting 하고, 서서히 증가하였다가 안정되는 현상은 펌프 및 전동기의 flange 수평이 잘못지 않았을 때 나타나는 현상으로 판단되었다.

③ 전동기 reed frequency 시험결과에 따르면, 그림 6에서 보듯이 기동후 4시간 경과 시 수평방향으로 1.875 Hz와 수직방향으로 4.375 Hz 성분이 나타났으며, 온도상승에 따라 전동기의 reed frequency도 변화하여 각각 2.5와 5.0 Hz로 상승하는 것은 구조물의 강성도 변하고 미케니컬 실 하우스의 진동모드도 바뀌어 진동이 변화할 수 있음을 나타내준다.

(2) 펌프 출구측 배관 restraint 간극 영

향 검토

펌프 출구측 배관 restraint 간극측정 결과 (그림 3 참조), 배관이 펌프 출구측으로 열팽창하여 완전 접촉되어 운전중 배관 및 펌프 케이싱의 진동모드를 변화시켜 실 하우스 진동에 영향을 주는지의 여부를 검토하였다.

● 출구배관의 열팽창 계산

$$\begin{aligned} \text{배관의 열팽창} &= \alpha \cdot l \cdot \Delta t = 11.7 \times 10^{-6} \\ &\times (124 \times 25.4) \times (265 - 15) = 9.21 \text{ mm} \end{aligned}$$

이 9.21 mm 는 펌프를 중심으로 양쪽 출구배관의 총 팽창량이므로 한쪽 출구배관의 팽창량은 $9.21 \text{ mm} / 2 \approx 4.6 \text{ mm}$ 이다. 따라서, 정상운전중 출구측 배관과 restraint 사이의 간극이 4.6 mm 이상이 되어야 배관이 자유롭게 팽창하게 된다.

그런데, 도면상에 펌프 출구측 배관 restraint 설계간극은 0.23" (0.58 mm)로 표기되어 있었고, 위의 열팽창 계산치를 고려하여도 0.23" (5.8 mm)가 정확한 값인데, 건설시 도면치수 확인시 오류로 인해 간극을 0.58 mm로 조정 설치되어 있었다.

그림 3에서 온도가 40 °C 일 때 #4 펌프의 restraint gap은 큰쪽이 1.5 mm 이며, 작은쪽은 0.1 mm 이었다. gap이 큰쪽과 작은쪽이 열팽창으로 접촉하는 펌프 내부의 온도는 각각 $1.5/4.6 \times (265 - 15) \text{ } ^\circ\text{C} + 40 \text{ } ^\circ\text{C} = 121.5 \text{ } ^\circ\text{C}$, $0.1/4.6 \times (265 - 15) \text{ } ^\circ\text{C} + 40 \text{ } ^\circ\text{C} = 45.4 \text{ } ^\circ\text{C}$ 이며 양쪽 gap이 zero가 되는 온도는 $(1.5 + 0.1) / 9.21 \times (265 - 15) \text{ } ^\circ\text{C} + 40 \text{ } ^\circ\text{C} = 83.4 \text{ } ^\circ\text{C}$ 이다.

이 계산결과에서 큰쪽 간극만을 고려하면 120 °C 부근에서 배관과 restraint가 접촉하

는 것으로 나타났으나, 실제로는 온도의 증가에 따라 양쪽으로 팽창하여 한쪽이 먼저 접촉할 경우 다시 반대방향으로 팽창하므로 83℃ 부근에서 접촉되므로, 123℃~130℃ 부근에서 진동이 급변한 것은 간극부족에 의한 열팽창 구속이 주원인이 아닌 것으로 판단되었다.

(3) 유체에 의한 unbalance 영향 검토
주파수 분석결과, 모든 펌프에서 상온상태부터 크기는 다르나 5X (impeller blade passing frequency) 성분이 나타나는 것은 현재 원자로 내부에 구조물이 없는 상태이므로 저항이 적어 유량이 설계치보다 많아(약 120%) 가진력이 커진 결과로 판단된다.

(4) 모터상부 seismic pad 간극 영향 검토
Seismic pad의 완전접촉에 따라 진동모드 변화가능성이 많은 것으로 예상하였으나 실제 seismic pad를 완전 제거하고 #1, 4 펌프를 기동한 결과 미케니컬 실 하우스 진동에 큰 차이가 없는 것으로 보아 이로 인한 문제는 아닌 것으로 판단되었다.

3.4 1차 부하시험 결과 조치사항

① 전동기 지지대 수평도 수정

앞에서 1차 부하시험 결과를 검토한 결과, 펌프의 주진동 원인은 전동기 지지대 수평도 불량으로 판단되었으나, 전동기 지지대 수평도 수정은 펌프 구조상 모터를 제외하고 펌프 흡입배관에 국부적인 열을 가하여 수행해야 하므로, 작업이 어렵고 소요기간이 길어 아래 조치사항에 따른 변화를 점검후, 그 결과에 따라 조치키로 하였다.

② 펌프 출구배관 restraint 간극조정

설계치보다 적은 출구배관 restraint 간극은 이상 진동 상승현상의 주원인은 아닐것으

로 판단되었지만, 설계치보다 훨씬 적게 되어 있어 배관 및 restraint에 과도한 응력이 걸리지 않도록 하기 위해 설계치인 0.23”(5.8 mm)로 조정함.

③ 전동기 상부 seismic pad 간극조정

1차 부하시험 결과 전동기 상부의 seismic pad의 간극은 진동 상승현상과 전혀 관계가 없었으므로, 기준 간극(최대 1.6 mm)으로 원 위치함.

④ 전동기 지지대 볼트 토크 점검

3.5 2차 부하운전 시험 결과

2차 부하운전시 상온 및 고온상태에서 진동현상은 1차 기동시와 유사하게 나타났으며, 특히 1차계통 온도가 130℃ 부근에서 급상승하는 현상도 그대로 나타났다. 따라서 이상 진동 현상의 원인은 1차 부하운전 시험 후 조치한 출구배관 restraint 간극 부적절, 전동기 상부 seismic pad 간극 부적절 및 전동기 지지대 볼트 토크의 부적절에 의한 영향이 아닌 것으로 판명되었다.

3.6 #4 펌프 전동기 지지대 변형 시험

전동기 펌프 지지대를 인위적으로 변형시켰을 때의 진동 변화를 관찰하기 위해, hot 상태에서 전동기 지지대 및 펌프 bowl 사이에 oil jack으로 힘을 가해 실 하우스에 변화(강성 및 내부 조립상태)를 주기 위해, #4 펌프의 출구방향으로 preload를 가한 결과 표 1과 같이 진동의 변화가 크게 나타났다.

따라서 이상진동 발생원인은 수평 및 수직도가 불량하여 기울어진 상태로 운전되어 펌프 내부에서 국부적으로 힘을 받음으로써 진동이 유발된 것으로 판단되었다.

표 1 실 하우스에 힘을 가한 후의 진동 변화

단위 : mm/sec

운전조건	#4 펌프			#2 펌프		
	출구직각방향	출구방향	이동량	출구직각방향	출구방향	이동량
No preload	2.7	7.58	-	3.7/4.4	3.4/4.4	-
출구방향 preload	3.9	4.3	5/100 mm	3.3/3.7	4.0/4.5	13/100 mm
출구직각방향 preload	2.8	6.7	35/100 mm	3.1/3.8	3.0/4.2	35/100 mm

표 2 흡입배관 가열 전후의 수평도 비교

구 분	측정치	비교
교정전 수평도	4.02 mm	AECL 기준치 : 2.02 mm/2m (일반기준치 : 0.50 mm/2m)
교정후 수평도	1.97 mm	

표 3 수평도 교정 전후의 진동 비교

구 분	수평 교정전	수평 교정후
전동기	2.2 mm/s	0.8 mm/s
펌 프	4.5 mm/s	1.8 mm/s

표 4 핵연료 장전 전후의 진동 비교

구 분		#4 펌프	#2 펌프
초기 시운전 (수평교정전)	펌프 출구 직각방향	2.0/2.4 mm/s	2.7/3.2 mm/s
	펌프 출구 방향	7.6/8.0 mm/s	4.4/4.6 mm/s
핵연료 장전후 (수평교정후)	펌프 출구 직각방향	2.6/3.3 mm/s	3.3/3.9 mm/s
	펌프 출구 방향	3.9/4.2 mm/s	3.5/3.8 mm/s

4. #4 펌프 전동기 지지대 수평도 교정후 진동

4.1 #4 펌프 전동기 지지대 수평도 교정 전동기를 취외하고 펌프 흡입배관을 가열하여 표 2와 같이 전동기 지지대의 수평도를 교정하였다.

4.2 무부하시의 진동

전동기 지지대의 수평도를 교정한 후, 전동기 무부하시험시 펌프 출구방향의 진동은 교정전 보다 훨씬 감소하였다(표 3 참조).

또한 미케니컬 실 하우스에서 펌프 출구방향의 진동이 교정전에는 기동후 4시간 정도 경과후에 수직상승하였으나, 수평교정 후에는 계통의 온도상승에 관계없이 안정적으로 4.0~5.0 mm/sec를 유지하였다.

4.3 핵연료 장전 후 진동

핵연료 장전에 의한 마찰력 증가로 펌프유량이 감소(약20% 정도)하여 가진력이 감소하므로 진동도 감소하였다(표 4 참조).

5. 맺 음 말

(1) 지금까지의 상황을 종합할 때, 일차계통 열이송 펌프의 고진동은 설치과정에서 여러가지 오류가 복합되었지만 그 중에서도 전동기 지지대 수평도 불량이가장 큰 영향을 미친 것으로 나타났다.

(2) 일반적으로 수직펌프에서 제작사의 설계에 문제가 없는 한, 고진동은 수평, 수직도(1 mm/4 m)상태에 따라 민감하게 나타나므로, 초기 설치시나 예방정비시 이를 점검하여 고진동을 사전에 예방하는 것이 바람직하다.