

발전소 주 급수 펌프의 임펠러 손상과 압력맥동 현상

°김연환*, 김계연*, 이우광*, 이현*

Impeller Failure and Pressure Pulsation of Boiler Main Feed Water Pump for Power Plant

Yeon-Whan Kim, Kye-Youn Kim, Woo-Kwang Lee, Hyun Lee

Abstract

A major concern on high-energy centrifugal pump is the potential for interaction of two-phase flow phenomena with mechanical response of the pumping elements. The other concern is the pressure pulsations created from trailing edge of the impeller blade and flow separation and recirculation at partial load in centrifugal pumps. These interactions generating between rotor and casing cause dynamic pulsation on pump and exciting pipeline vibration. The higher severity responses, the more lead to failure of pump and system components. Finally, it cause severe axial vibration of single stage pump due to the hydraulic instability in flow condition below BEP.

1. 서론

화력 및 원자력발전소를 비롯한 대형 플랜트에 서 사용되는 주 급수(main feed-water) 펌프 는 원심형 펌프로서 고압, 고속, 고온의 가혹한 조건 에서 운전된다. 발전소의 주급수 펌프는 보일러 또 는 증기발생기에 급수를 공급하는 역할을 한다. 주 급수펌프는 급격한 부하 변동이나 저부하 운전 시 임펠러 및 슈라우드의 고착이나 파손 등의 문제점 이 발생한다. 유효흡입수두(NPSHa)와 급수펌프 형 식을 선정할 때 운전 마진에 대한 적정여부는 아 직까지도 대형 발전소 시스템 설계자들은 각자의 주장을 하는 실정이다. 또한, 저부하의 운전조건이 나 변동부하 등에 의한 과도조건으로 인한 영향을 충분히 고려치 않고 설계하는 것이 일반적인 추세 이다. 시스템에 발생하는 과도현상은 주 급수펌프 및 보조(booster) 펌프에 영향을 주어 고장의 원인 이 된다. 시스템의 과도상태에서 발생하는 웨어링 (wear ring)과 회전부품의 손상경향이 압력요동, 상변화 및 이물질 등으로 인한 손상현상과 그 형태 가 유사하다. 따라서, 시스템의 과도현상을 충분히 이해 하지 못하는 펌프 기술자나 발전소 담당 자들은 기동 중 발생하는 이러한 마모 및 고착

(stick)현상을 단순히 계통내의 불순물 등에 의한 것으로 오판할 수 있어 문제가 해결되지 않는 경 우가 많다. 이러한 경우 주 급수계통에서 각종 예 상 문제점을 제거한 후에도 반복해서 발생되고 있 으면 주 급수펌프 고장의 명확한 원인 규명을 하 기가 어렵다. 그러나, 웨어링의 고착 또는 손상이 라는 특징을 갖는 반복적인 급수펌프의 고장은 시 스템에서 발생하는 과도현상과 관련이 있다.

시스템의 과도현상은 일반적으로 아주 짧게 일 러나는 경우가 대부분이고 대개의 손상이 곧바로 나타나지 않으면서 서서히 발생되므로 과도현상이 임펠러 또는 슈라우드 등에서 나타나는 손상의 주 원인으로 단정하기가 어렵다. 그러나, 불시정지되 거나 또는 저부하로 장시간 운전될 때 시스템에 과도현상이 발생되면서 임펠러 및 슈라우드 손상 이 동시에 나타나는 것이 일반적인 경향이다.

본 논문은 기저부하를 담당하는 발전소에 설치 된 단단 양흡입 주 급수펌프를 저부하 조건으로 장시간 시운전할 때 발생된 임펠러의 웨어링 이탈 및 고착, 슈라우드(Shroud) 손상, 축 절단 등의 사 고 원인에 대하여 기술하고자 한다.

2. 설비현황

본 주 급수펌프가 설치된 발전소는 기저부하를

* 한전 전력연구원

담당하므로 부하를 급감발하여 운전되는 경우는 거의 없으며 저부하 운전도 시운전 또는 재기동이 되는 거의 없다. 본 주 급수펌프에서 나타난 손상은 부분부하 운전시 발생하였다.

2.1. 주 급수펌프의 배관 레이아웃

그림 1은 주 급수펌프의 배관 레이아웃으로서 3대 펌프가 설치되어 있어 정상운전시에는 2대가 운전하며 1대는 stand-by용이다. 단, 펌프 교체운전 중 common 모드에서 3대 모두가 운전된다. 그림 1에서 펌프 및 모터의 위치는 펌프 입구배관을 중심으로 왼편에 펌프가 위치하고 오른편에 모터가 위치하고 있다. 주 급수시스템은 탈기기의 유효수두 유지에 보조펌프 없이 운전되도록 설계되어 있다.

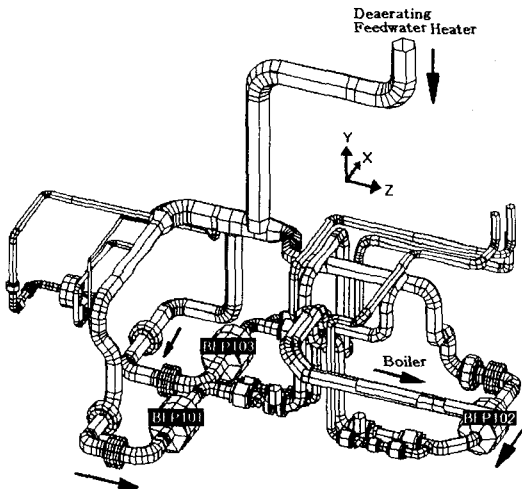


그림 1. 주 급수펌프의 배관 레이아웃

본 펌프는 탈기기로부터 125℃, 517kPa의 계통수를 공급받아 6,600kPa의 토출압으로 보일러에 급수를 공급한다.

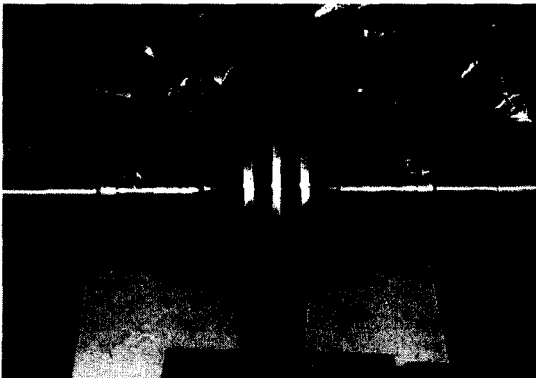


사진 1. 볼류트형 주 급수 원심펌프의 임펠러

사진 1은 그림 1의 주 급수펌프의 임펠러로서 수평, 단단, 이중흡입의 볼류트형이며 펌프의 케이싱은 Split형이다. 축의 회전속도는 3550rpm으로 최대 유량은 661.1kg/s이고 최소 운전 가능 유량은 166.6 kg/s이다.

2.2. 손상 형태

본 펌프는 건설이후 저부하운전으로 일정기간 시운전 시 사진 2과 같이 임펠러 슈라우드의 출구 측에 손상이 발생하였다. 따라서, 1대에 대하여 약 42시간 재순환 운전시험을 실시한 결과 0.6~1.7cm 크기의 균열이 발생하는 것을 확인할 수 있었다.

1차 대책으로 임펠러의 직경을 줄이며 임펠러의 슈라우드 두께를 증대시키고 입구배인 형상 및 축을 재 설계하였으나 저부하 운전에서 고진동이 발생하여 분해 점검한 결과 캐비테이션이 발생되어 발생한 침식흔적 및 임펠러 슈라우드의 손상을 발견하여 평가한 결과 재질 및 구조불량으로 인한 제작결함으로 규명되었다.

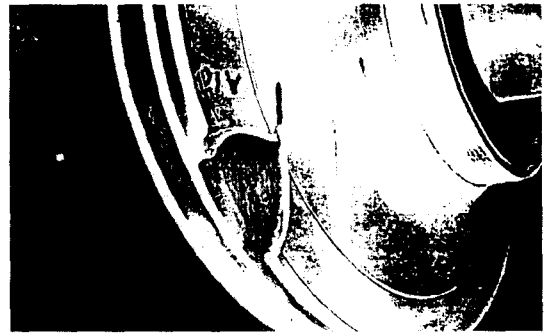


사진2. 임펠러 손상

따라서, 2차로 임펠러의 흡입구 직경(inlet eye)을 더욱 축소하고 최신 구조방식으로 변경하여 설치하였으나 저 부하 시운전으로 또 다시 웨어링이 이탈 및 고착되는 사고가 발생하였다.

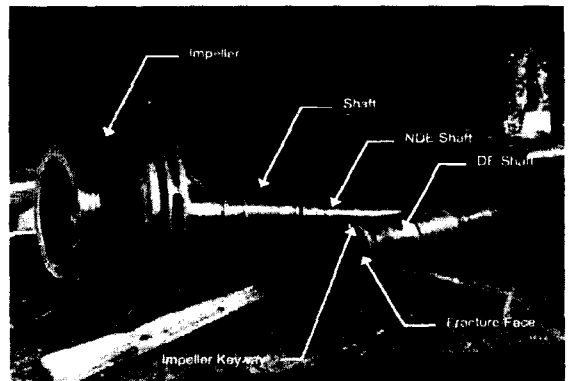


사진 3. 축이 절단된 주 급수펌프 임펠러 어셈블리

또한, 저부하 출력에서 사진 3과 같이 구동축 임펠러 키부위에서 축이 절단되는 사고가 반복하여 발생되었다. 그 현상은 저부하 운전 조건에서 고진동, 과열현상이 발생되었고 임펠러 임펠러 키부위에서 사진 4과 같은 축 절단이 발견되었다.

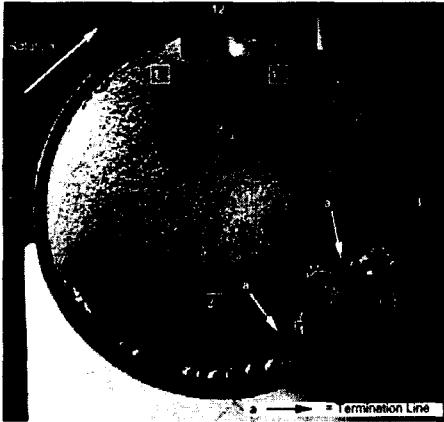


사진 4. 임펠러 축 과단면의 손상 모양

3. 임펠러 손상

주 급수시스템의 과도현상은 발전소의 부하를 급하게 변동시키거나 저부하 운전시에 발생하는 것으로 알려져 있다.

3.1. 부하 급감발 시의 과도영향

부하 급감발 시에 발생하는 과도현상은 추기증기가 탈기기 압력을 더 이상 유지시키지 못하여 발생하는 것이 일반적이다. 탈기기의 가열증기 차단(추기증기)은 복수펌프가 탈기기로 찬물을 계속 공급함으로써 탈기기내 물의 체적을 급격히 냉각시킨다. 그러므로 탈기기 압력이 포화 압력이하로 떨어지면서 플래싱을 일으키는 데 이런 현상은 탈기기 내에서는 큰 문제가 없으나 펌프에 미치는 영향은 심각할 수 있다고 알려져 있다. 탈기기의 압력이 저하되는 동시에 급수펌프 흡입 배관 측에 압력저하를 일으킨다. 설계자들의 의견에 의하면 흡입 배관계와 탈기기 용량이 적절하게 설계가 되어 있다면 과도상태가 유지되는 시간을 최소화 할 수 있다. 그러나 본 급수시스템은 그러한 유효수두를 보조할 수 있는 설비가 없이 단단으로 고부하를 담당해야 한다. 본 펌프가 설치된 발전소는 기저 부하용이므로 급감발하여 운전되지 않으므로 플래싱이 주 손상 원인일 가능성은 적은 것으로 판단할 수 있다.

3.2. 저부하 운전 시 특징

펌프는 정격유량이하의 부분유량으로 운전할 경

우에 문제가 되는 점은 차단점 부근의 과열현상, 임펠러에 작용하는 반경방향 추력의 증가, 고 비속도, 펌프 축동력의 증가 및 특성곡선의 변곡점부근에서 과도한 진동 또는 소음이 발생한다. 일반적으로 펌프 내부에서 생기는 손실의 대부분은 열이 되어 급수와 함께 운반된다. 그러나 차단점 부근의 운전에서는 펌프내에 생기는 손실이 증가하는 한편 펌프의 온도는 급속히 상승한다. 따라서 양정이 높은 주 급수펌프를 차단점 부근의 유량으로 운전하면 수온이 올라가 캐비테이션을 발생하거나 웨어링부의 작은 틈을 통하여 저압 측에서 플래싱 현상이 발생할 수 있다. 따라서 온도 상승의 허용치를 10℃ 이내로 제한하고 있다. 나선형 케이싱이 있는 원심펌프에서는 부분유량으로 운전할 때 나선실내의 압력이 임펠러의 둘레방향으로 변하여 임펠러에 반경방향으로 작용하는 압력의 균형이 잡히지 않게 되고 반경방향에 추력이 생긴다. 이 힘은 큰 것으로 원심펌프를 부분 유량으로 장기간 사용하면 축이 절단되는 경우도 적지 않다. 본 시스템에 대하여 저출력 시험에서 상기의 문제가 발생하였는데 펌프를 기동하여 약 50시간 재순환 운전 중 갑자기 진동이 급변하는 현상이 발생하여 분해점검 결과 회전체의 일부가 비산된 것을 확인할 수 있었고 제작상의 불균형이 그 원인으로 판단할 수 있었다.

본 주급수 펌프는 양흡입 임펠러이나 슈라우드 두께가 불균일하여 과도한 외력에 대하여 추력이 발생될 때 사진 2의 임펠러에 손상과 사진 3 및 4의 축절단을 생각할 수 있다. 재질 조직을 검사한 결과 주조 시 임펠러 팁부에서 예기치 않은 Coarse grain structure가 생성된 것으로 분석되어 임펠러의 피로강도를 설계 피로강도보다 현저하게 감소되어 과도운전 조건에서 임펠러 내에서 발생하는 압력맥동 등에 의한 동응력의 고주기 피로 파손이 발생된 것으로 규명되었다.

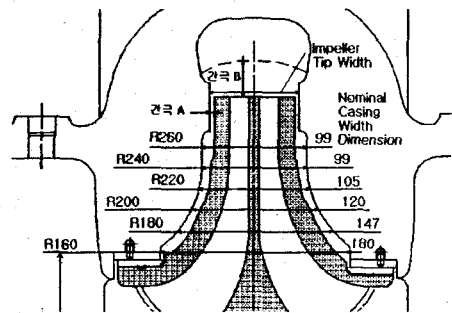


그림 2. 펌프 케이싱과 임펠러와의 간극

그림 2는 펌프 케이싱과 임펠러사이의 간극등을

보여주며 이 간극들과 압력맥동과 관계가 있는 것으로 알려져 있다. 임펠러와 케이싱간의 간격의 불균일한 분포로 압력요동의 불균형성이 추력으로 작용한 것도 파손의 주 원인으로 판단할 수 있다. 그러나 임펠러에 대하여 주조기법의 변경 및 설계 변경으로 재 제작된 임펠러의 경우 재질상, 제작상 이미 그러한 불균일 문제가 해결된 것으로 볼 수 있고 케이싱 내면도 균등하게 재 가공함으로써 불균일 문제를 제거하였으나 사진 3과 같은 사고가 반복하여 발생하였다.

3.3. 임펠러 손상과 압력맥동

임펠러 축 절단은 상기 두 가지 원인이 주요한 손상 메커니즘이 아님을 알 수 있다. 이는 상기의 문제들을 모두 제거시킨 후 저부하 조건으로 펌프를 약 50시간 운전되는 시점에서 임펠러 축의 절단이 반복하여 발생된 것으로 판단할 때 임펠러 및 케이싱의 재질상 제작상의 문제 이외 다른 원인이 있음을 알 수 있다. 따라서, 내부 유체의 불안정 특성과 임펠러 또는 케이싱과의 공진 등을 생각할 수 있다.

4. 임펠러의 고유특성

펌프에서 반복된 임펠러 슈라우드 파손문제들은 주로 저부하 운전과 관련된 것으로 판단할 수 있다. 이에 대한 대책으로 제작사는 3번에 걸쳐서 급수펌프의 축 및 임펠러를 재 설계하였다. 최종으로 재 설계된 임펠러는 과거에 발생된 모든 문제를 해결한 것으로 볼 수 있으나 그 후에도 반복되어 임펠러 축의 절단사고를 피하지 못한 것으로 볼 때 어떠한 운전조건에서 발생하는 외력 또는 내부유체의 동특성이 임펠러 또는 축의 고유진동 특성과 압력맥동 등의 외력과의 공진의 문제가 발생된 것으로 판단할 수 있었다. 제작사는 설계변경을 통하여 대부분의 고유진동수를 200~300Hz까지 증대되어 임펠러의 동특성이 개선하여 공진 가능성을 회피한 것으로 기술함에 따라 이를 확인하기 위해 최초 설치되었던 임펠러와 개선된 임펠러에 대하여 고유진동수 응답 시험을 수행하였다.

4.1. 고유진동수 실험

그림 3 및 표1은 임펠러 재설계 전·후 양단 지지 및 공기 중 조건에서 수행된 고유진동수 실험 결과이다. 그림 3의 결과는 가속도센서를 9시 방향에 두고 15시 방향에서 가진 시킨 것들을 비교한 것으로서 임펠러의 설계변경 전·후 임펠러의 고유주파수 응답결과도 서로 특이한 사항이 없이 유사 결과를 나타내고 있어 제작사에서 제시한 것과는 다르게 6~60Hz정도의 보완만 된 것으로 나

타났다. 표 1의 결과 중 개선된 임펠러를 현장의 하부 케이싱위에 놓여진 상태에서의 고유진동 주파수는 294 Hz, 403Hz가 나타나고 700Hz대의 특성이 사라지고 1219Hz 및 1403Hz로 주파수가 나타난다.

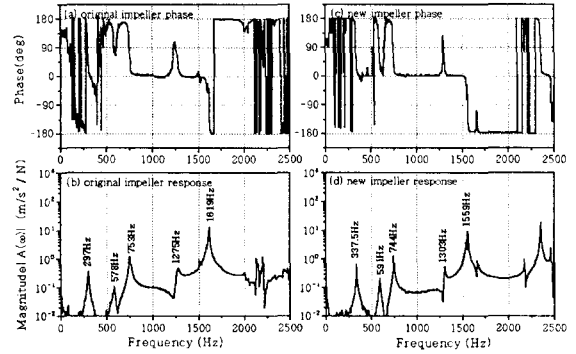


그림 3. 개선 전·후 임펠러의 고유진동수 응답

표 1. 임펠러의 고유진동 주파수 응답

No.	Original impeller (no casing)		New impeller (no casing)		New impeller (on bottom casing)	
	Hz	m/s ² /N	Hz	m/s ² /N	Hz	m/s ² /N
1	297	0.356	337	0.653	294	0.041
2	578	0.103	591	0.208	403	0.058
3	753	1.202	747	1.310	1219	0.403
4	1275	0.470	1303	0.586	1403	0.936
5	1619	17.764	1559	13.762	1725	0.120

4.2. 모달실험

그림 4 및 그림 5은 설계변경 전·후 임펠러의 고유진동 모드를 보여준다.

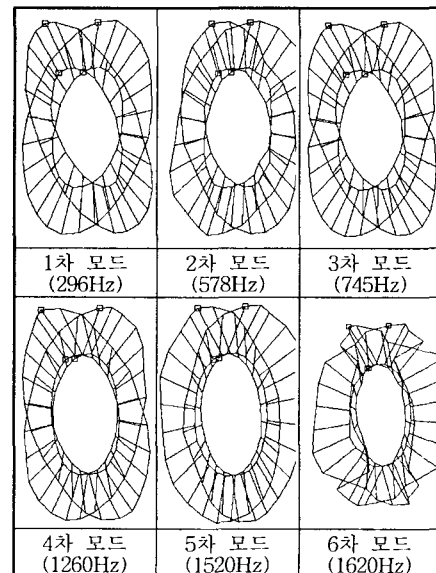


그림 4. 설계변경 전 임펠러 고유진동모드

임펠러의 설계변경과 관련된 모드특성을 확인하고자 케이싱에서 인출된 상태에서 설계변경 전·후 임펠러에 대하여 모달실험을 수행하고 그림 4 및 그림 5와 같이 임펠러의 거동을 비교하였다. 가속도센서를 고정시키고 임팩트해머를 사용하여 기존 임펠러는 48개 지점을 가진하였고 개선된 임펠러는 46개 지점을 가진하였다.

6개의 모드 중 3개이상의 모드는 축의 굽힘모드의 영향과 관련이 있는 것으로 판단이 된다. 설계변경 전 임펠러에서의 1차, 3차, 4차와 설계변경 후 임펠러에서의 1차, 2차, 3차, 4차가 축의 영향에 의한 것으로 판단이 되고 순수한 임펠러 진동모드는 5차 이상으로 분석된다.

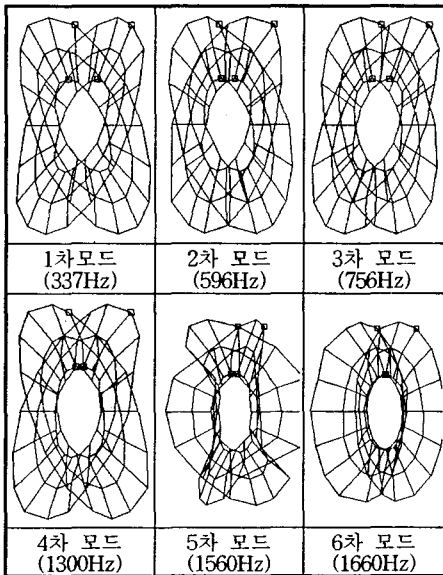


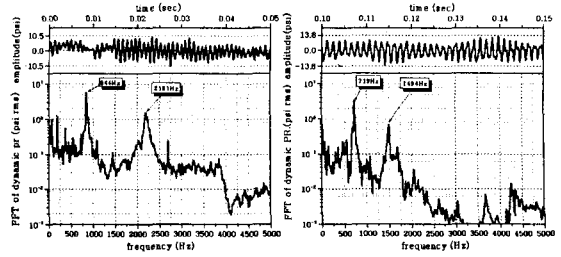
그림 5. 설계변경 후 임펠러 고유진동모드

5. 압력맥동 시험

임펠러 및 슈라우드 파손 또는 입구 배인 침식은 펌프 시운전 이후로 계속 발생되어 왔다. 임펠러를 설계변경 후 50시간 저부하운전에서 반복된 축절단 사고에 대한 원인을 추정하고자 펌프내부를 지나는 압력 맥동 특성을 평가하였다. 그러나 현실적으로 펌프 케이싱 내에 구멍을 만들어 압력센서를 설치할 수 없어 펌프의 입구배관과 출구배관에 각각 동압센서를 부착하여 부하변경에 따른 압력맥동을 측정시험을 저부하 운전 시 수행하였다.

5.1. 정상운전 시 출구배관의 압력맥동

그림 6은 95%부하 조건에서의 운전되는 2대 펌프의 압력 맥동특성이다.



(a) 기존

(b) 재가공

그림 6. 95%부하의 펌프 토출측의 입력맥동 비교

한 대의 펌프는 케이싱이 재가공되지 않은 경우이고 또 다른 펌프는 재가공된 조건에서의 맥동 특성을 보여준다. 2차 압력맥동 주파수 특성이 그림 4의 1403Hz에 근접하는 경향을 보인다. 펌프내면을 가공한 펌프와 가공치 않은 펌프의 압력맥동과 주파수의 차이가 있음을 알 수 있다. 재가공한 펌프의 경우 케이싱과 임펠러의 간격이 넓어져서 가공치 않은 펌프보다 주파수가 낮은 경향을 보인다.

5.2. 압력맥동 주파수 이동현상

표 2는 펌프 교체운전시 각 운전조건에서 압력맥동 주파수가 변경되고 있음을 보여준다. 재순환 모드에서 압력맥동 주파수는 712.5 Hz, 1431Hz이었으나 펌프 출구밸브가 개방되고 임펠러를 지나는 유량이 변하면서 주파수가 높은 쪽으로 이동하는 것을 확인할 수 있었다. 이는 임펠러와 케이싱의 특성에 의하여 발생하는 압력맥동의 영향으로서 재순환 모드의 경우 표 1의 임펠러 고유진동특성과 공진될 가능성이 있음을 보여주어 재순환 모드와 같이 저부하 운전시간을 최소화해야 함을 알 수 있다.

표 2. 펌프 운전모드별 압력맥동 주파수 변경추이 (단위:Hz)

모드	재순환	밸브 open	common	교체 펌프정지	95%
1차	712.5	762.5	806	825	825
2차	1431.0	1525	1906	2031	2038

5.3. 교체운전 모드별 압력맥동 진폭

그림 7은 펌프 출구배관의 압력맥동 파형의 추이를 보여준다. 재순환시에 나타났던 파형과 3대 운전시의 파형 그리고 100%부하에서의 파형이 각각 달라지는 것을 알 수 있으며 진폭의 크기에 있어서도 저부하 운전 시 압력맥동의 크기가 증폭된 것을 알 수 있다. 그림 8은 그림 7의 출구배관 압력맥동의 파형에 대한 스펙트럼 결과로서 재순

환모드에서는 62Hz, 359Hz, 1006Hz, 1394Hz가 나타나며 3대 병행운전이 되면서 1394Hz가 1431Hz로 이동하여 증폭되어 압력맥동의 전체레벨을 주도하는 것을 그림 8(b)는 보여준다. 여기서 1431Hz는 임펠러 회전날개가 만드는 355Hz의 4배 주파수이며 실제 케이싱에서의 임펠러 진동수인 1403Hz와 매우 접근해 있어 유체력은 영향은 크게 증폭될 수 있으며 여기에 펌프의 임펠러나 케이싱의 제작불량이 있는 경우 펌프는 파손에 이를 수 있다.

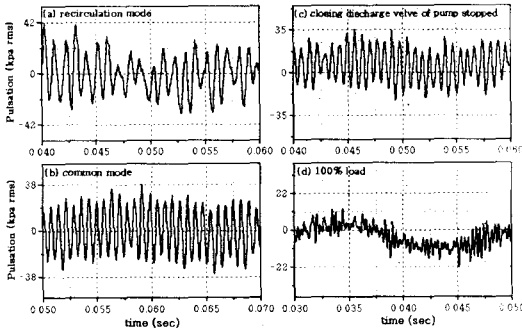


그림 7. 교체 운전시 출구배관 압력맥동 과정

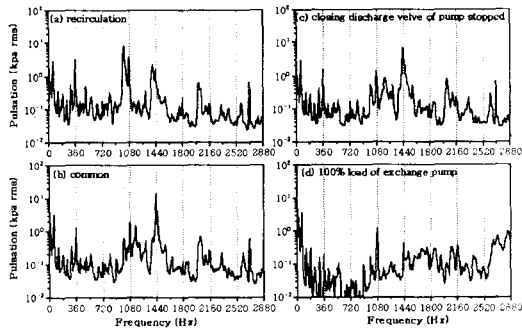


그림 8. 교체 운전시 압력맥동 주파수변화

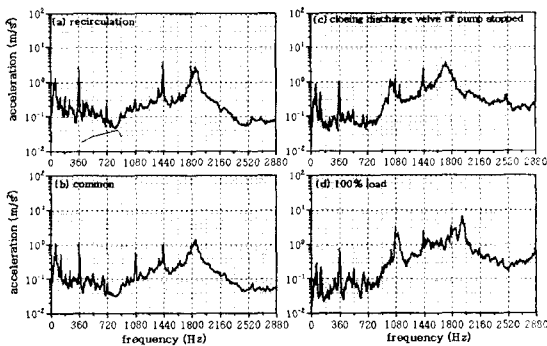


그림 9. 교체 운전시 펌프 케이싱의 진동

그림 9는 교체운전 시 각 운전모드별로 케이싱에 나타나는 진동의 경향을 보여준다. 특이한 것은 재순환 운전모드의 경우 임펠러의 회전특성의 1배

와 4배 주파수 특성이 매우 우세하며 병행운전 모드에서는 1배, 3배, 4배의 특성들이 주도하는 것으로 나타난다. 이것들이 100% 운전모드에서는 356Hz의 1배와 4배 성분이 상대적으로 약화되는 경향을 보여주어 앞에서 언급한 결론을 뒷받침할 수 있다.

6. 결론

단단 주 급수펌프를 저부하 조건으로 운전할 때 발생하는 임펠러, 슈라우드, 축 등의 파손은 재질적, 제작상의 결함에 의하여 발생되기 쉬우나 주 손상 원인이라기 보다는 임펠러축과 동압요동과의 공진 메커니즘의 손상으로 판단되었다.

가. 주급수 펌프에서 발생하는 압력요동 주파수 및 증폭정도는 케이싱과 임펠러와의 간극과 관련이 있으며 부하변경과 더불어 동압 요동주파수가 변경되었다.

나. 저부하운전 조건에서 임펠러 주파수의 1배 및 4배 주파수에서 공진되는 것으로 분석되었으며 특히, 고유진동 주파수인 1403Hz와 연성이 됨을 규명하였다.

다. 압력 맥동과의 크기는 저부하운전 조건에서 증폭되며 100%부하에서는 임펠러 주파수의 1배 및 4배 주파수의 진폭레벨이 약화되는 것으로 나타난다. 따라서, 저부하 조건에서 펌프의 임펠러와 회전축은 큰 변동 외력을 받는 조건이 됨을 규명할 수 있었다.

라. 각종 사고는 저부하 운전에서 임펠러와 케이싱 사이의 발생하는 압력맥동의 가진 특성이 임펠러와 공진을 유발시킨 것으로 판단되었다.

참고문헌

- (1) 한국전력공사, 1997, "공무국의여행기국보고서", '97 본사-단233,
- (2) J.F. Gueich, 1992, "Pressure Pulsations in Centrifugal pumps" Transactions ASME. of Vibration and Acoustics Vol.114, pp272-279.
- (3) Cranfield, R. R., 1988, "Studies of Power Station Feed Pump Loss of Suction Pressure Incidents.", Journal of Fluids Engineering for Power, Transactions ASME.
- (4) Dr. Elemer Makay, James A. Barrett, 1984, "Changes in Hydraulic Component Geometries Greatly Increased Power plant Availability and reduced Maintenance Cost: Case Histories", Proceedings of the first International Pump Symposium, pp 85-96.