

펌프의 과도진동 원인 규명에 관한 연구

(Vibration Source Identification of the Pump)

이현*, 김정태†

한전기술원, 한국표준연구소

1. 문제의 제기

울산화력 발전시스템은 터빈당 2대의 BFP로부터 유체를 공급받아 작동되고, 예비로 BFP 한대가 대기하고 있는 Failsafe 시스템이며 따라서 터빈은 3대의 BFP로 구성되어 있다.

BFP는 주 Pump와 Motor, 유체 Coupling 및 보조 Pump로 구성되어 있으며 주 Pump와 Motor 사이에는 Pump의 부하변동을 조절해주는 유체 Coupling이 설치되어 있고, 1대당 발전출력 200 MW까지 담당할 수 있도록 되어 있다. 그 구성품별 구동특성과 베어링의 위치는 Fig.1에 보여진바와 같다.

BFP를 구동시키는 Motor는 4 Pole, 60 Cycle, 3상 유도전동기 형태로 출력 1,700 kW에 해당되며 정상상태시 일정속도인 1792 RPM으로 회전한다. 주 Pump는 822 m³/h의 급수공급 능력을 가지고 있는 6단 수차로써 최대 6,703 RPM으로 회전할 수 있으며 Pump 속도의 가변은 Pump와 Motor 사이에 위치한 유체 Coupling (통상 Voith Coupling이라 칭한다)에 의해 조절된다. 즉 유체 Coupling 내에는 2개의 원형 평판이 놓여져 있으며 각각의 평판중 1개는 구동축 부위인 모터축과 연결되어 있고 (이를 구동축, 1차축 또는 Primary 축이라 한다.). 다른 1개의 평판은 Pump축과 연결되어 있다(이를 중동축, 2차축 또는 Secondary 축이라 한다). 유체 Coupling에 있는 2개의 평판사이에는 제어용 유체(oil)가 있으며 부하능력에 따라 평판간의 간극을 조절함으로써

유체가 가지는 점성효과를 이용하여 모터에서 전달되는 회전력(구동축)을 Pump를 회전시키는 힘(중동축)으로 바꾸게 된다. 따라서 유체를 통해 회전력이 전달되므로 이를 유압식 Diaphragm Coupling 이라고도 하며 상대적으로 기계구조물을 통한 직접연결보다 상호진동에 의한 간섭을 줄일 수 있는 장점을 가지고 있다. 유체 Coupling을 통해 구동축과 중동축의 속도조절은 두 원판간의 간극 이외에 Diaphragm이 있는 양쪽의 Helical 기어의 치아수와도 관련된다.

이와같은 Motor, Pump, 유체 Coupling외에 BFP에는 기동 및 운전시 필요한 Booster Pump (보조 pump)와 유체 Tank (Oil Tank)도 부착되어 있다. Booster Pump는 유체 Coupling의 반대쪽에 Motor의 축과 직접 연결되어 있으며 이의 회전속도는 Motor의 회전속도와 동일한 1792 RPM으로 일정한 속도를 유지하고 있다.

문제가 되는 과도진동은 Fig.1에 보여진 BFP의 (이하 6-2 BFP라 칭한다) F 베어링 위치에서 발생하여 진동허용 한계치의 2배가 넘는 수준에 이르고 있다. '82년 6월에 측정된 진동 Data에 의하면 F-베어링은 발전출력 340 MW에서 최대진폭(peak to peak)이 170 μm인 매우 불량(very rough)한 상태가 발생되어 제작사 전문가의 현장조사 및 수차례 텔렉스 교환이 있었으며 정밀측정과 점검·보수가 실시되었고 진동방지 대책도 시도되었으나 소기의 성과를 이루지 못하였다.

그간 현장에서 측정된 자료에 이하면 펌프의 부하를 병렬운전 조건에서 200 MW ~ 400 MW까지 증가시켜 가면서 베어링 8개소에서 진동을 측정하였다. 측정결과는 F 베어링에서의 경우 Fig.2와 같으며 8개의 베어링 각 위치에서 320 MW 부하 조건에서의 Fig.2와 Fig.3의 결과로부터 F 베어링은 320 MW 병렬운전시 가장 높은 진폭을 보여주고 있음을 알 수 있으며 A 베어링에서 F 베어링 쪽으로 갈수록 진동진폭이 상승하는 특성이 있다. F 베어링은 보조 펌프쪽에 위치한 Motor측 지지대로 주펌프로부터 멀리 떨어져 있음에도 불구하고 높은 진동이 발생하는 것이 특이하다고 할 수 있다.

이와같이 6-2호기의 BFP는 '82년 이후 근래까지 과도한 진동원인에 대한 정확한 규명이 이루어지지 않고 있다.

2. 진동원에 대한 시나리오

제한 가능성 있는 진동원에 대하여 검토한 결과 과도진동의 원인으로는 유체 Coupling내에 있는 치차의 진동에 의해 발생된다고 판단된다. 치차는 92.5 Hz의 주진동에너지와 이의 2배 및 3배에 해당되는 185 Hz와 278 Hz의 성분을 발생시키며 F 베어링상에서 측정된 광대역 주파수는 Fig.4에 보여지고 있다. 치차로부터 가진된 92.5 Hz의 진동은 모터측의 Bending (또는 Torsional) 공진주파수가 90 Hz 근처에 위치하고 있어 치차에 의한 가진에너지를 효율적으로 모터의 베어링으로 전달시킬 것으로 생각된다. 또한 운전 부하조건의 변화에 따라 펌프의 회전속도도 변화하게 되며 320 MW 부하에서는 펌프의 회전속도가 치차에 의한 가진 주파수로부터 불과 4% 이내로 들게 되므로 임펠라를 포함한 펌프의 축은 펌프 구조물의 감쇠계수가 충분히 클경우 공진의 가능성이 있을 것으로 추측된다.

과도 진동에너지가 기어에서 발생된다고 가정하면 다음과 같은 의문이 제기된다 : "왜 BFP의 여러 위치중에서 유체 Coupling 장치로부터 Motor를 사이에 두고 약 3 m 나 떨어져 있는 F-베어링에서 최대의 진폭이 발생하는 것일까?" 이러한 의문은 상호주파수 분석(Cross-spectrum Analysis)를 통해서 설명이 가능하다. 즉, Motor측 양쪽 끝에서 발생하는 신호인 E 베어링과 F 베어링 상에서 측정된 값에 대한 Cross-spectrum을 분석해보면 두 신호 상호간의 위상차이를 알아볼 수 있다. E 및 F 베어링에서 측정된 신호의 상호주파수 분석결과는 Fig.5에 보여지고 있다.

Cross Spectrum의 값중 크기가 최대치를 나타내는 점에서 E 베어링과 F 베어링은 180° 위상차를 가지고 진동하는 Bending Mode가 존재하기 때문에 모터의 한쪽끝인 E 베어링쪽에 연결된 치차의 진동에너지가 증폭되어 반대쪽까지 전달될 수 있는 관계로 F 베어링에 과도 진동현상이 발생될 수 있다.

따라서 본 연구의 대상인 BFP의 진동현상에 대한 시나리오는 문제가 되는 F 베어링의 92.5 Hz 진동신호는 유체 Coupling내에 존재하는 구동축 Gear라고 유추해 볼 수 있으며 보다 객관적인 결론을 이끌어 내기 위하여는 확인실험을 통해서 결론지어야 한다.

참고로 본절에서 검토된 제반진동원인과 진동에너지 전파경로는 Fig.7에 요약되어 있다.

3. 확인실험

본 과제에서는 제한된 시나리오의 확인을 위해 3가지 실험이 실시되었다. 실험목적은 달성하기 위하여 6-2 BFP의 실험용 개조는 현장여건이 허용하는 선에서 이루어졌으며 확인실험의 내용은

. 진동원이 유체 Coupling인지의 여부와
 . 진동에너지 전달경로가 모터를 통한 회전체
 축인지의 여부
 를 밝히는데 있었다.

3-1. Motor 단독 운전시험

기존 6-2 BFP는 Motor와 유체 Coupling,
 그리고 Pump가 직렬로 연결 구성되어 있어 각각의
 세부 구성품으로부터 발생하는 진동에너지를
 분리해내는데 어려운 점이 있는 관계로 현장에서
 Motor와 유체 Coupling 사이를 연결시켜 주는
 Casing과 기어 Coupling을 분해후 Motor 본체만의
 운전시험을 실시하였다.

Motor만의 단독 운전시험은 진동원의 규명에
 대한 단서를 제공해줄 수 있는데 특히 Motor만의
 단독 운전시의 주파수를 분석하면 Motor와
 Rotor-stator간의 전자기력에 의한 특정주파수
 성분을 도출해낼 수 있으므로 이때의
 특정주파수중 92.5 Hz 성분의 유무를
 비교함으로써 Motor가 진동원인지의 여부를
 확인할 수 있다.

위와같은 정보를 확인하기 위하여 6-2 BFP의
 Motor에 대한 단독운전 시험이 실시되었고 문제가
 되는 F-베어링상에서 진동값이 측정되었다.
 측정결과를 Fig.8에 나타나 있다. 그림에서 볼
 수 있듯이 92.5 Hz의 진동에너지를 가지고 있지
 않으므로 Motor가 진동원이 아님을 확인할 수
 있었다.

3-2. 유체 Coupling 시스템 고정시험

본 실험은 예상 진동원이 유체 Coupling
 System이라는 전제하에 진동원으로부터 발생하는
 에너지가 System의 Casing을 통해서 전달되는지의
 여부를 판단코자 하는데 있었다.

유체 Coupling은 BFP의 system의 중간에서
 연결되어 있으며 연결부위 하부에는 기름 tank가

공간에 떠 있는 상태로 있다. 유체 Coupling인
 진동원으로 발생하는 에너지를 다양한 경로를
 통해 F-베어링까지 전달되는데 실험에서
 확인하고자 하는 것은 다음의 에너지 전달
 경로인지를 파악하는데 있었다.

- (1) 유체 Coupling → Foundation → F베어링
- (2) 유체 Coupling → Pipe → F베어링
- (3) 유체 Coupling → 축/연결구조 → F베어링

전달경로(1)의 경우 유체 Coupling과
 Foundation간에 있는 현재의 구조물이 서로
 상호연결되어 있다는 전제하에 유체 Coupling에서
 발생하는 92.5 Hz의 에너지가 Foundation을
 통해서 F-베어링까지 전달되는 것을 뜻하며,
 전달경로(2)의 경우에는 유체 Coupling의 System
 전체가 강제진동을 하면서 진동폭이 증가하게
 되고 그 진동된 진동폭이 유체 pipe를 통해서
 F-베어링을 가진시킨다는 가정을 말한다.
 전달경로(1)과 (2)의 가정이 맞지 않을 경우 이는
 유체 Coupling이 축과 본체의 구조물을 통하여
 에너지가 전달되는 것을 의미한다.

따라서 상기와 같은 가정이 옳은지의
 여부판단을 위해 유체 Coupling 시스템을
 고정시키는 방법이 고려되었다. 고정시키는
 방법의 일환으로 10개의 대형 bolt/nut를
 제작하여 유체 Coupling 하단부에 있는
 기름탱크의 자유진동으로부터 고정시킬 목적으로
 기름 Tank와 Foundation 콘크리트벽 12 cm의
 공간에 설치하였다. 이러한 구조물의 개조는
 유체 Coupling의 본체 진동이 문제의 과도진동을
 야기시킨다면 본체의 전체 진동에너지의
 상당부분을 새로 설치된 bolt-nut를 통하여
 foundation으로 전달케 함으로써, 전달경로(1)이
 올바른 가정일 경우에는 F-베어링의 진동값을
 상승시킬 수 있으며, 이와 반대로 전달경로(2)가
 올바른 가정일때에는 F-베어링의 진폭값이 감소될
 것이다.

Bolt/nut를 통한 기름탱크의 고정과 더불어 배관 Pipe중 유체 Coupling System과 F-베어링을 직접 연결시켜주는 Oil Pipe에 대해서도 재질변경이 시도되었다. 기존 Pipe는 직경 4cm의 쇠 파이프로서 저주파 에너지를 에너지 감쇠없이 전달해 줄 수 있는 고무/wire 호스를 사용함으로써 배관계를 통한 92.5Hz 진동에너지를 감소시킬수 있는 방법이 시도되었다.

Fig.9는 Bolt-Nut를 설치한 이후에 측정된 F-베어링 진동변화를 보여주고 있다. 일부 진동에너지의 변화가 존재하나 이것은 BFP의 전달경로 개조에 의한 변화라 보기에는 미소한 값이며 따라서 Foundation 또는 배관 Pipe는 전달경로가 아님을 알 수 있다.

참고로 배관 Pipe가 진동에너지의 주 전달경로는 아니지만 현재 쇠재질로 되어 있는 배관 파이프보다 Flexible한 고무 파이프 등으로 교체하면 Pipe 연결부위의 파손을 방지하며 소음을 줄일 수 있는등 부수적 효과를 기대할 수 있다.

3-3. 유체 Coupling의 치차교체 실험

BFP의 진동원및 전달경로의 규명이 BFP 외부 구조물의 변경을 통해 확인된 것을 근거로 하여 BFP 유체 Coupling 시스템에 대한 분해가 실시되었다.

분해된 유체 Coupling의 운동부에 해당되는 1차축 (Primary part)과 2차축(Secondary part)중에서 문제의 진동원으로 예상되는 1차축에 대한 교체가 시도되었다.

6-2 BFP는 기존의 구성품에 해당되는 구동축 gear만을 대체시켰으며 완전 조립후 종전의 진동시험과 동일한 측정센서와 운전 모드에서 실험이 실시되었다. Fig.9는 치차를 교체하기 전후의 진동값을 비교한 것이다. 운전 mode는 출력 32만 kW에서 행해졌으며 실선은 기어를

대체하기 이전의 진동값을, 점선은 기어 대체후의 진동값을 보여준다. 문제의 92.5Hz의 주파수 성분은 15.8dB의 진동감쇠 효과가 있음을 볼 수 있다. 이값을 실 진동폭으로 환산하면 전체의 진동값이 193 μ m에서 32 μ m(peak to peak값)으로 변화되었음을 나타낸다. 이와같은 시험 Data로부터 문제가 되는 과도 진동은 BFP Voith Coupling내에 존재하는 gear가 그 근원인 것으로 확인되었고 이의 치차 교환을 통해 F 베어링 진동폭을 40 μ m 수준으로 낮추게 됨에 따라 해당 BFP는 안전운행 조건을 만족시키는 동급(Fair Operation)에 들게 됨을 볼 수 있다.

4. 결론

그동안 실험을 통해 측정된 울산화력 BFP 진동 Data의 분석을 통하여 문제가 되는 과도진동에 대한 분석이 시도되었다. BFP의 이력과 그간의 측정자료를 근거로 진동원과 진동에너지의 전달 경로를 가정하였고 각각의 진동원에 대한 타당성 검토를 위하여 신호처리가 수행되었으며 그 결과로부터 BFP 과도진동 현상에 의해 야기되는 F 베어링 92.5 Hz의 진동에너지는 Voith Coupling의 기어에서 발생되었던 것으로 밝혀졌다.

문제의 해결을 위해 치차를 대체시켰으며 진동값은 치차가 교환되기 전의 193 μ m이 40 μ m 이하로 줄수 있었고 따라서 BFP는 안전운행 조건을 만족시키는 동급(Fair Operation)에 들게 됨을 볼 수 있다.

BFP로부터 분리된 구동축 Gear는 육안상 크게 균열은 없어 보였으나 특정방향으로 일부 마모가 있어 보였으며 이는 유체와의 회전시 Unbalance에 의한 마모결과로 보여진다. 현재 6-2 BFP에서 사용되었던 구동축 부품인 기어, Impellar는 치차마모등 비파괴 정밀조사와 함께 Wet Balancing등의 측정이 진행되고 있다.

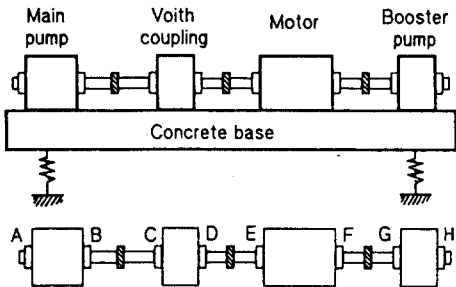


Fig. 1. System Configuration of the BFP.

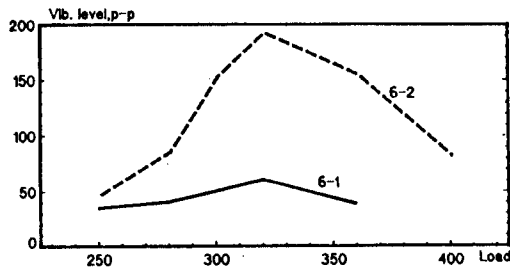


Fig. 2. Vibration Level of BFP due to Load Change.

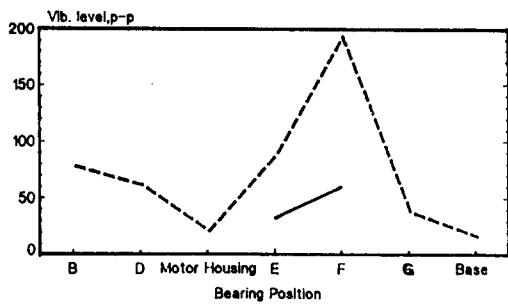


Fig. 3. Vibration Level of BFP at Bearing Locations.

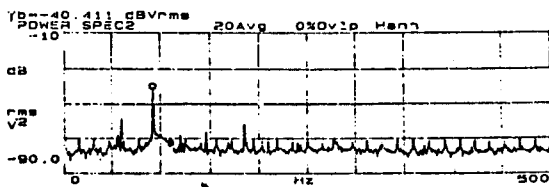


Fig. 4. Broadband Spectrum of Vibration Signal.

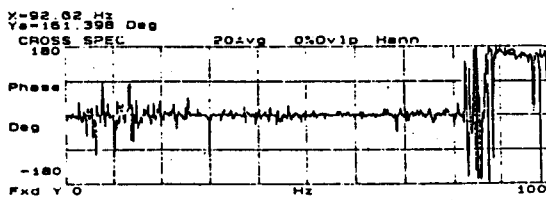


Fig. 5. Cross Spectrum of F and F Bearing.

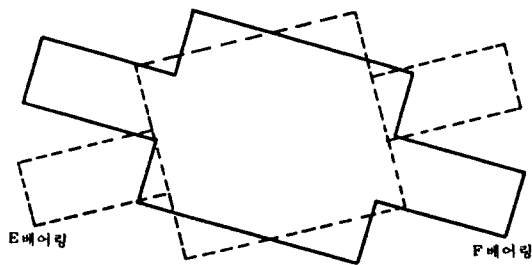


Fig. 6. Expected Vibration Mode.

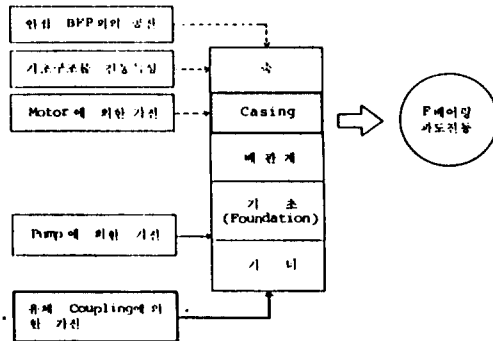


Fig. 7. Scenario of Vibration Source-Path Model.

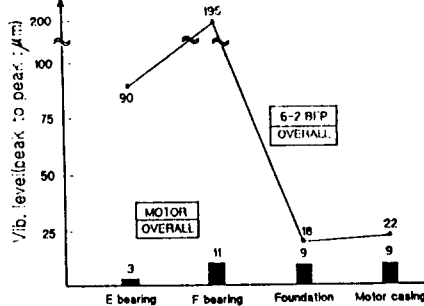


Fig. 8. Spectrum for the Free Motor Test.

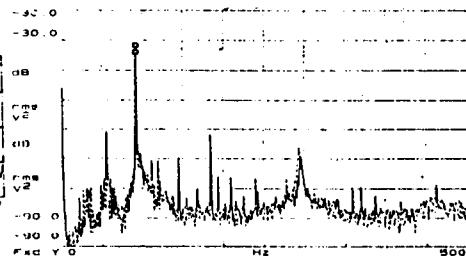


Fig. 9. Spectrum for the modified BFP.

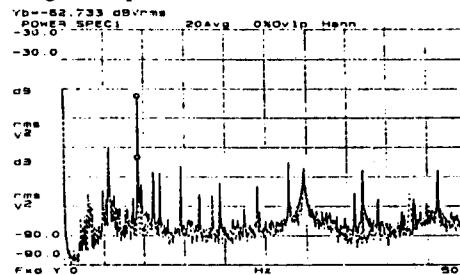


Fig. 10. Spectrum for Gear Replacement.