한국소음진동공학회 2000년도 추계학술대회논문집, pp. 156~160.

공진을 고려한 발전소 여자기 지지부의 동특성 개선

° 양경현*, 조철환*, 배춘희*, 원종범*, 김성휘*

Dynamic Characteristic Improvement for Journal Bearing Support of Power Plant Exciter considering Resonance

Kyeong-Hyeon Yang, Cheul-Whan Cho, Chun-Hee Bae, Jong-Bum Won, Sung-Hwi Kim

Abstract

When the structure supporting the rotor as well as the rotor itself is in the resonant range, it cause the vibration problem. Although the static characteristics of structures was considered during the design process, we must consider the resonance problem between the excitation(the main revolution frequency of the rotor) between the dynamic characteristics of its structures. This paper presents we improved the dynamic characteristic of a bearing support system to remove a resonance problem so that stabilized the turbine-generator system.

1. 개 론

발전소의 발전기부분에는 전력생산을 위해 여자기 시스템을 채용하고 있다. 여자기는 동기발전기에 계자전류를 공급하므로서 발전기의 터미널에 전압이 유기되도록 하는 것으로 안정적인 전력생산을 위해서는 매우 중요한 설비이다. 국내 화력발전소 한곳에서는 기존 사용해오던 교류회전형(AC) 여자시스템에서 단점을 극복하고자 정지형(ST) 여자시스템으로 교체하고 있었다. 이 설비개선 과정중에서 기존의 주여자기를 제거하고 Brush부 끝단에 Dummy Rotor를 추가로 설치하였는데, 시운전결과 최종단 지지부의 케이싱에서 회전체 전체에 영향을 미칠수 있는 고진동이 발생하였다. 본 연구는 여자기 개선공사후 시운전중에 발생한 이 진동의 원인을 파악하고, 고진동을 방지하고자 시작되었다.

개선된 여자기시스템은 Brush부 앞단까지만 베어링으로 지지가 되어있고, 그 후단에는 길이방향에 대하여 지지할 수 있는 부분이 없기 때문에 Dummy Rotor를 연장설치하면서 길이방향의 최종지점에 지지용 저어널 베어링을 설치하게 되었다(fig 1). 문제의 진동은 축의 정상회전수인 60Hz에서 지지용 베어링 케이싱을 측정하였을 때 축과 수직이고 지면과 평행한 방향으로 492㎛ pp 이상을 기록하였다.

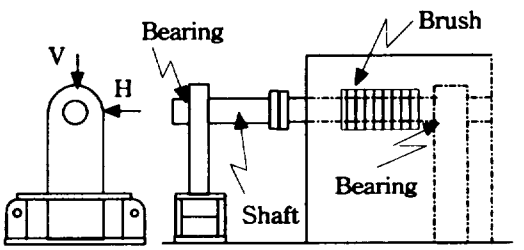

Fig 1. 베어링 지지부 개략도

전체시스템에 비하여 가장자리에 붙어있는 국부시스템이 차지하는 비중은 작지만 이 부분에서 크게 발생하는 진동이 발전기 및 터빈의 회전체

* 한전전력연구원

부분에도 크게 영향을 미칠수 있는 상태여서 안정적인 가동은 불가능한 상태였다.

2. 시스템에서 발생되는 진동 특성 규명

시스템을 불안정하게 하는 원인을 규명하고자 시스템의 가진력과 동특성(고유진동수)을 아래와 같이 분석하였다.

2.1 가진력 분석

발전소의 터빈이 운전을 시작하여 저속에서 정상운전속도까지 상승할때 정상운전의 회전수에 근접하자 주회전 주파수 성분의 진동값이 75㎛pp까지 급상승하였다가 진동값이 시간이 경과(10분정도)함에 따라 진동값이 492㎛pp 이상 선형적으로 상승하였고, 베어링의 metal 온도는 86℃까지 상승하였다. 그러나, 터빈-발전기 회전체의 rotor에서 발생된 정상회전수 상태에서도 진동상태는 50㎛pp정도로 양호한 수준이었으며, 베어링의 metal온도도 정상온도를 유지하고 있으므로, 이 때문에 연장 개선된 rotor에 진동의 영향을 준 것이라고 보기는 어려웠다. 시스템의 불안정으로 더 이상의 운전이 불가능하여 시스템을 정지시키는 동안 계속적인 측정결과, 정상운전 회전주파수를 벗어나자마자 진동값이 급격히 저하되었다.

Table 1. 정상운전주파수에서의 진동측정

< 단위 : ㎛-pp >

위 치		1X	2X	Total	비 고
Shaft	X	6.3	11.0	18.5	제어실
	Y	9.9	12.5	23.4	
Casing	V	8.8	7.8	14.5	Seismic Probe
	H	74.9	15.1	84.0 → 500	

또한, 지지부 베어링 캐이싱에서 직접 측정된 진동값에 비하여 중앙제어실에서 shaft의 진동값은 25㎛pp이하로 정상 범위로 나타나고 있었다. 이것은 베어링 캐이싱에 부착된 진동측정용 gap 센서가 rotor shaft의 진동을 측정하게 되는데, 캐이싱 자체 위상과 베어링으로 접촉하고 있던 rotor shaft의 진동위상이 거의 일치하면서 정상적인 진동범위로 나타났던 것으로 판단하였고, 오히려 이 때문에 rotor shaft의 자체 진동이 높은 것보다 베어링 지지부의 고진동이 rotor shaft에 전달되고 있는 것으로 가정할 수 있었다.

위와 같이 가진력은 터어빈을 구동하는 60Hz의 주운전주파수에서 발생한 것이었다.

2.2 시스템의 동특성(고유진동수) 분석

위와 같이 주 회전주파수에서 진동값이 현저하게 크게 나타나는 현상을 보이는 경우는 축 자체 혹은 조립의 문제일수 있으나, 가진력의 주파수 성분에서 고진동이 발생하였기 때문에 베어링 지지부 및 연장된 rotor shaft에 대하여 방향별로 고유진동수를 측정한 결과 지면과 평행하고 축에 대하여 직각인 방향에서 62.5Hz가 나왔다(Fig 2). 이 주파수는 진동이 발생한 60Hz보다 약간 크지만 공진의 범위에 있었다.

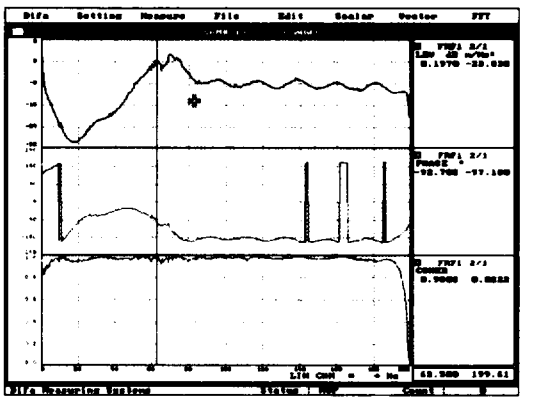

Fig 2. 베어링 기초의 수평방향 고유진동수

3. 이상 진동 발생 메커니즘 규명

시스템이 정지한 후 회전체에서 일반적으로 발생할수 있는 조립이나 가공문제 등이 진동을 일으키는 원인이 되었는지 판단하기 위해 분해점검을 실시해 보았다. 측정결과 지지부 베어링의 상부에만 rotor shaft가 접촉하고 있음을 발견하였고, 베어링 패드부위가 기준치보다 약간 적게 가공되어 있는 점도 발견하였는데, 이것은 정상운전주파수에서 진동측정시 2차 harmonic성분이 나타난 원인이었다. 그러나, 가공 및 조립시 문제에서 주회전주파수에 영향을 미칠만한 요소는 발견되지 않았다. Dummy Rotor의 베어링 지지부의 고유주파수 특성과 터빈을 구동하는 가진력을 감안할 때 진동의 주된 원인은 베어링 지지부의 지면에 평행하고 rotor의 직각방향 고유진동수에 가진력이 근접하여 발생하는 공진이라고 판단할 수 있었다.

4. 진동저감 대책 및 적용

위와 같이 가진력이 분명하고 일정한 시스템에서 진동현상을 저감시키기 위해서는 두가지 저감대책이 제시될수 있다. 첫째는 강성증가 방법이

고, 둘째는 질량부가 방법이다.

4.1 강성증가 방법

베어링 지지부는 일반적으로 콘크리이트 기초 위에 일반 강재를 설계하여 베어링 지지부의 높이를 맞추어 설치하게 된다. 그러나, 이번 여자기 설비개선공사에는 Dummy Rotor를 추가설치하기 위하여 콘크리이트 기초와 같이 전체적으로 지지를 해줄수 있는 부분 없이, 일반 강판과 beam을 조합하여 지지부 양끝에서 전체 하중을 받도록 제작하였기 때문에 마치 양단 지지보와 같은 베어링 지지부를 설치한 것으로 설명할 수 있다. 그러므로 양단지지 사이를 균일하게 지지할 수 없는 상황이어서 민감한 동특성을 나타낼 수 밖에 없었다. 설계과정에서 정적 안정성만을 고려하다 보니 위와 같이 동특성에 대한 문제를 간과한 것으로 보였다.

위와같은 시스템에서 강성 증가에 영향을 미칠 수 있는 부분을 몇군데 선정한 후, FEM해석을 통해 최적의 결과를 얻을 수 있는 방법이라 하겠다.

4.2 질량부가 방법

베어링 지지부 자체를 좀더 질량이 크도록 재설계하여 국부적으로 주회전주파수에 비하여 고유진동 특성을 낮춰주거나, 지지부에 질량이 큰 물체를 부가해 줌으로써 진동저감 효과를 기대할 수 있다. 발전소의 사정상 정상운전을 위한 일정이 촉박하였고, 경제적으로도 효과적이지 못했다.

4.3 진동저감 대책 도출

위와 같은 방법중 시간적으로나, 경제적으로나 강성증가 방법이 적합하다고 판단하였다. 따라서, 몇군데의 강성증가 위치를 선정한 후, FEM 해석을 수행한 결과 Fig 3과 같이 네곳에 보강판을 용접부착하는 것이 강성증가와 작업효율에 가장 효과적이라고 판단하였다.

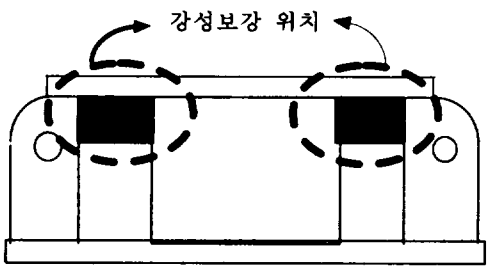

Fig 3. 지지부의 강성보강위치 전면도

먼저 실험적으로 요한요소법을 통하여 수행한 계산결과 고유진동수의 변화는 Table 2와 같다. 지지대의 plates는 shell 요소로, 베어링, pedestal은 lumped mass로 요소화하여 2차원 평면상에서 지지부의 고유진동수 변화를 계산하였다(Fig 4,5).

강성보강을 하였을 경우로 가정하였을 때 계산결과는 84.27Hz였고, 공진현상을 벗어나기에 충분하다는 결론을 내릴수 있었다.

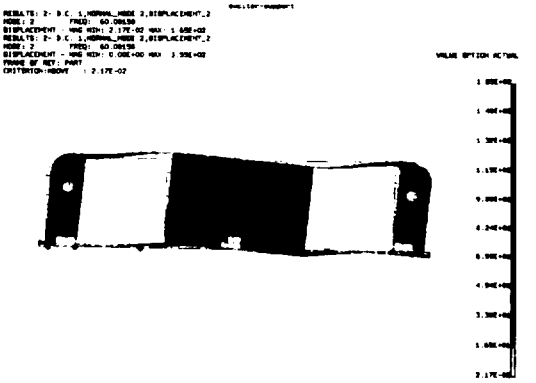

Fig 4. 보강전 수평방향(H) FEM 해석결과

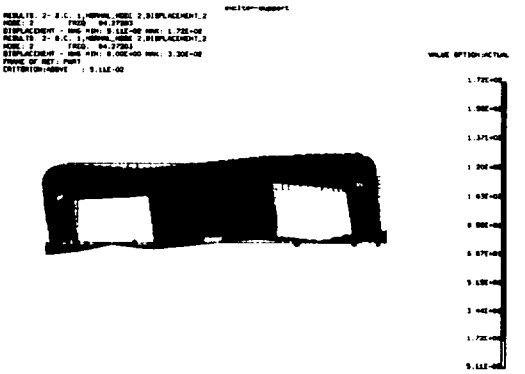

Fig 5. 보강후 수평방향(H) FEM 해석결과

Table 2. 보강전후의 FEM 계산결과 비교

방 향	고유진동수(Hz)	
	변경전	변경후
수평(축과 직각)	60.08	84.27

4.3 진동저감 대책의 적용 및 결과

베어링지지 기초부의 용접과 동시에 열변형을 제거하면서 강성보강 작업을 수행하였고, 재 조립작업시 축의 정렬상태까지 정밀하게 조정 완료하였다(Fig 6). 강성보강후 방향별 고유진동 특성을 측정한 결과는 Fig 7,8,9와 같고, 정리하면 Table 3과 같다. 강성보강후 고유진동수의 측정결과는 공진범위를 완전히 벗어나 있었다.

Table 3. 강성보강후 방향별 고유진동수

방 향	고유진동수(Hz)
상하(축과 직각)	47.3
수평(축과 직각)	87.9
축 길이방향	48

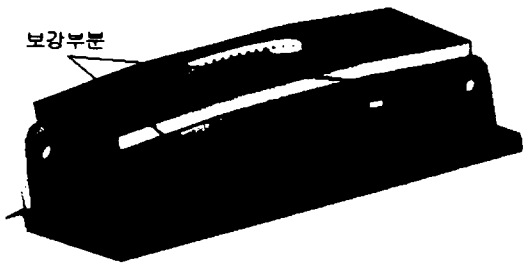

Fig 6. 보강후 지지부 모습

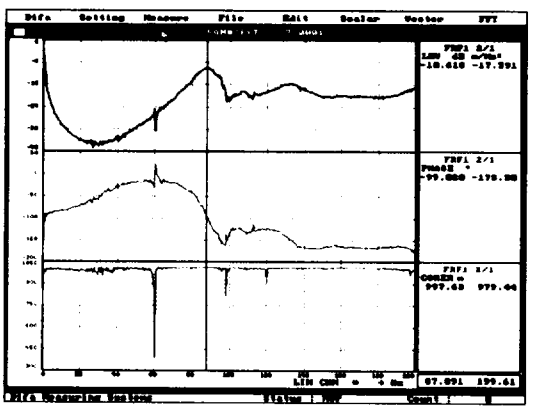

Fig 7. 보강후 지지부의 수평방향(H) 고유진동수

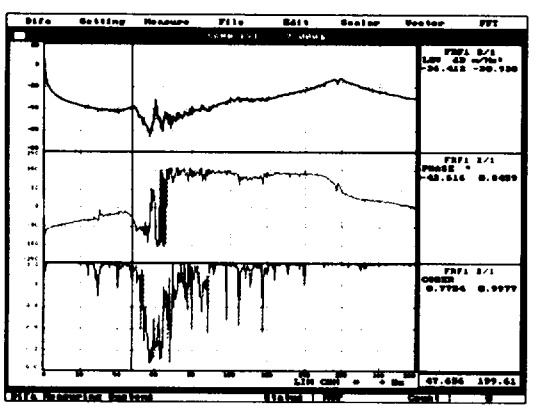

Fig 8. 보강후 지지부의 수직방향(V) 고유진동수

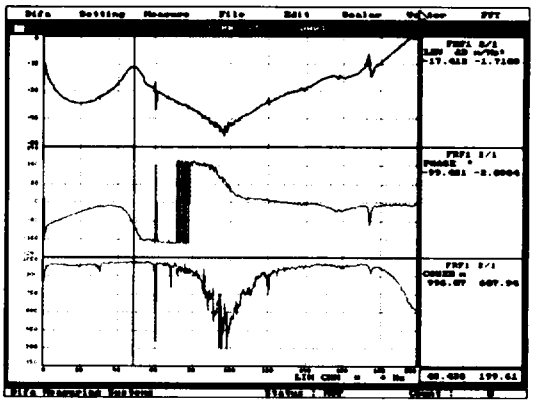

Fig 9. 보강후 지지부의 축방향(A) 고유진동수

터빈이 재기동된후 정상 회전주파수에서 운전중에 진동상태를 측정한 결과는 Table 4와 같다. 측정된 데이터는 진동 허용기준치내에 있었다. 하지만, 축 자체의 진동상태는 베어링의 댐핑이 적은 관계로 허용치내에서도 변화가 심하였다.

Table 4. 재기동후 진동측정값

위치 및 방향		1X	2X	Total
Casing	V	14	4	18
	H	35	6	41
Shaft	X	18	12	30
	Y	14	9	23
Shaft (임시설치)	X	27	21	48
	Y	31	15	46
Shaft (Wood Stick)	X	60		60

5. 결 론

본 논문은 발전소 한곳의 계획예방정비 공사기간동안 여자방식의 개선공사 및 기타공사를 마무리하고 전력생산을 위해 정상운전을 시작하려는 일정중에 진동문제로 인하여 긴급하게 문제해결을 위해 수행되었던 내용을 정리한 것이다. 수행된 내용을 정리해 보면 아래와 같다.

(1) 베어링 케이싱에서 측정된 고진동은 베어링 지지부의 고유진동 특성이 터빈-발전기의 주회전주파수와 근접하여 발생한 공진현상이었다.

(2) 문제해결에 대한 기간이 매우 짧아 경험적으로 강성증가대안을 제시하였고, 유한요소법을 이용한 시뮬레이션을 통해 결과에 대한 신뢰를 얻은후 강성증가를 위한 절차를 수행하여 공진현상을 제거하였다.

(3) 진동측정방법에 있어 절대측정을 위한 기초

부위가 진동의 문제가 발생할 소지가 있는 곳은 상대측정방법도 병행하여 처리하는 것이 바람직하며, 현장에서 지지부 케이싱의 진동측정을 병행하도록 하였다.

(4) 회전체의 지지를 위한 베어링 및 기초부에 대한 동특성 검토는 회전체의 운전속도와 상관관계도 고려해야 한다.

참고문헌

(1) Stroud. R.C., 1987, Excitation, Measurement and Analysis Methods for Modal Testing, Sound and Vibraton

(2) J.S. Bendat & A.G. Piersol, 1980, Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis, John Wiley, N.Y.

(3) Randall R.B., 1987, Frequency Analysis, B&K

(4) D.J. Ewins, 1995, Modal Testing: Theory and Practice, Research Studies Press Ltd.

(5) 한전 진동전문가그룹, 1994, 진동주파수분석, 한국전력공사