

# 비대칭 축 강성을 가지는 발전기 회전자의 2X 진동 예측 Prediction of 2X Vibration of a Generator Rotor with Asymmetric Shaft Stiffness

박철현 · 김영춘 · 조경구 · 양보석

C. H. Park, Y. C. Kim, K. G. Cho and B. S. Yang

**Key Words** : Generator(발전기), 2X Vibration(2X 진동), Balancing(평형잡기), Rotordynamics(회전체동역학), Asymmetric Shaft Stiffness(비대칭 축 강성)

**Abstract** : The large generator rotor used in fossil power plant has the possibility of high 2X vibration due to asymmetric shaft stiffness. The generator rotor is machined into pole faces to reduce stiffness difference and then is tested through 2X vibration measurement when the balancing works are performed in the balancing shop. However, there are many cases of large difference values between 2X vibration in the balancing shop and 2X vibration in site. This paper presents a new method to estimate 2X vibration in site with more accuracy and applied for the retrofit of a fossil 400 MW class deteriorated generator. It shows that the new generator rotor is manufactured with a good 2X vibration characteristics and is operated in a low 2X vibration level although the generator rotor has high 2X vibration in the balancing shop.

## 1. 서 론

대부분의 회전기계에서 사용되는 회전체(rotor)는 원형 단면을 가지고 있지만, 그 사용 목적에 따라 원형 단면을 취할 수 없는 회전체가 있다. 그 대표적인 것이 발전기 회전자로서, 자기적인 극성을 만들기 위하여 회전자 단면을 슬롯(slot) 가공을 해야 되기 때문이다.

이러한 단면을 가지는 회전체는 상호 직교하는 2 방향에서 현저하게 다른 굽힘 강성을 가지게 때문에, Fig. 1과 같이 중력에 의해서 회전체의 1 회전 당 2번의 처짐 형상 변화를 겪게 된다. 이것은 마치 회전속도의 2배의 진동수를 가지는 외부 가진력이 작용하는 것과 같은 효과를 가지며 회전체에는 회전속도의 2배 성분의 진동, 즉 2X 진동이 나타난다. 따라서 이 굽힘 강성의 차가 클수록 2X 진동은 커지게 되며 특히, 회전속도의 2배수 부근에 회전체의 고유진동수가 존재하게 되면 외부 가진력의 진동수

와 고유진동수가 일치하여 2X 진동은 허용할 수 없을 정도로 증가할 수가 있다.<sup>1)</sup>

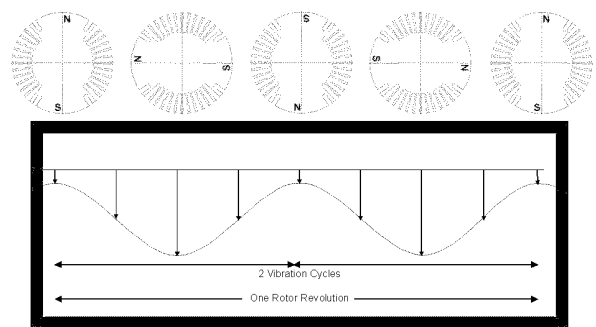


Fig. 1 Concept of the 2X vibration due to asymmetric shaft stiffness

이러한 회전체의 형상에 기인하는 2X 진동을 방지하기 위해서 회전체 단면이 모든 방향으로 동일한 강성을 가질 수 있도록 인위적인 작업을 가하게 된다. 통상적으로 발전기 회전자의 경우에는 Fig. 2와 같이 강성이 높은 회전자 단면 부위에 Cross Slot 가공을 하여 전체적으로 회전자 단면의 강성이 등방성을 가지도록 제작한다. 그리고 평형잡기(balancing)를 수행할 때 2X 진동의 크기를 계측하여 제품의 신뢰성을 최종 검증한다.

접수일 : 2007년 1월 26일, 채택확정 : 2007년 2월 10일  
박철현(책임저자) : 두산중공업 기술연구원  
E-mail : chulhyun.park@doosan.com Tel. 055-278-3710  
김영춘 : 두산중공업 기술연구원  
조경구 : 두산중공업 발전기설계팀  
양보석 : 부경대학교

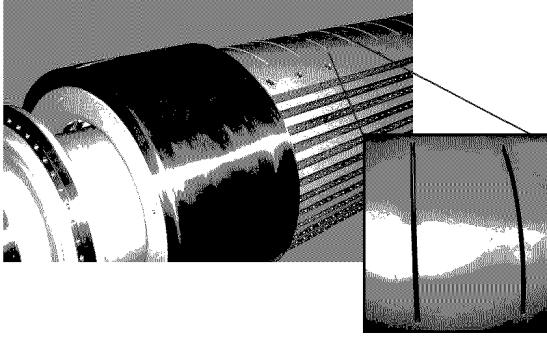


Fig. 2 Cross slots machined in pole to reduce the asymmetric shaft stiffness

그러나 평형잡기를 수행할 때 예측된 2X 진동치와 실제 현장에서 예측되는 2X 진동치가 상이한 경우가 많기 때문에 품질관리(quality control) 입장에서의 2X 진동 예측이 무의미해지는 경우가 생기는 실정이다. 이에 따라 신규 발전기 회전자의 안정적인 운전을 위하여 보다 신뢰성 있는 2X 진동 예측이 요구되고 있다.

이 논문은 기존 방법보다 더욱 합리적인 2X 진동 예측 방법을 제시하고, 실제 신규 발전기 회전자에 적용한 사례를 통하여 제안된 방법의 타당성을 나타낸다.

## 2. 2X 진동 예측 방법의 개선

기존의 2X 진동 예측 방법은 식 (1)과 같은 배경을 가지고 있다. 즉, 평형잡기 공장에서 예측되는 2X 진동은 바로 현장에서도 똑같이 나타날 것이라는 가정이 전제되어 있다.

$$R_{site} = R_{shop} \tag{1}$$

여기서,  $R_{site}$  는 현장에서 예측되는 2X 진동,  $R_{shop}$  은 평형잡기 공장에서 예측되는 2X 진동이다.

그러나 평형잡기 공장에서의 2X 진동 예측 값과 실제 현장에서 예측되는 2X 진동 예측 값이 상이한 이유는 평형잡기 공장과 현장의 경계조건이 다른 것에 기인하여 회전속도의 2배 수 근방의 고유진동수가 바뀌기 때문으로 추측할 수 있다. 그러므로 경계조건을 각각 다르게 한 해석적인 결과를 가중치로 도입하면 보다 신뢰성 있는 예측 값을 얻을 수 있을 것으로 기대된다. 이에 따라 회전속도의 2배수 근방의 고유모드와 감쇠 정도를 나타내는 공진배율(Q-factor) 값을 바탕으로 식 (2)와 같은 2X 진동의

예측 식을 제시한다.

$$R_{site} = R_{shop} \times \frac{Q_{site} \times V_{site}}{Q_{shop} \times V_{shop}} \tag{2}$$

여기서,

$R_{site}$  : 실제 현장에서 예측되는 2X 진동

$R_{shop}$  : 평형잡기 공장에서 예측되는 2X 진동

$Q_{site}$  : 실제 경계조건 하에서 해석 공진배율

$Q_{shop}$  : 평형잡기 경계조건 하에서 해석 공진배율

$V_{site}$  : 실제 경계조건 하에서 고유모드 벡터

$V_{shop}$  : 평형잡기경계조건 하에서 고유모드 벡터이다.

식 (2)의 의미는 비록 평형잡기 공장에서 예측되는 2X 진동 값이 높다고 할지라도 계의 응답을 결정지우는 감쇠 능력이 충분히 크다면, 실제 현장에서는 낮은 2X 진동 값이 나타날 것임을 의미한다. 또한 역으로 평형잡기 공장에서 예측되는 2X 진동 값이 낮다고 할지라도 실제 현장에서의 감쇠 능력이 낮다면 높은 2X 진동 값을 가질 것이다.

## 3. 적용 사례

### 3.1 노후 발전기 교체

외국 기술사에 의해 국내에 공급되어 약 20년 이상 운전 중이던 400 MW급 대형 화력 발전기의 교체 공사가 수행하게 되었다. Fig 3은 터빈을 포함한 전체 회전축계의 개략도를 보여주고 있다. 이 그림에서 알 수 있는 바와 같이, 전체 터빈/발전기는 4개의 회전체로 구성되어 있는 터빈과 1개의 회전체로 구성되어 있는 발전기를 포함하여 총 5개의 회전체가 6개의 베어링으로 지지되고 있는 다축 다베어링계(multi rotor-multi bearing system)이며, 정격 회전속도는 3,600 rpm이다.

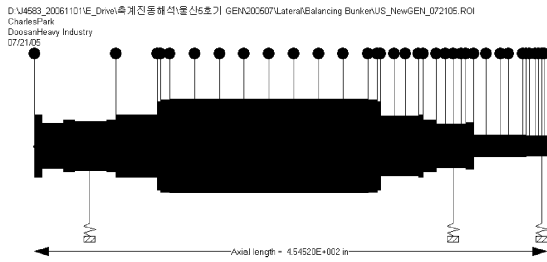
특이한 점으로는 터빈의 경우는 1개의 회전체가 1개의 베어링으로 지지되는데 이는 1개의 회전체가 2개의 베어링으로 지지되는 일반적인 터빈 회전축계와는 크게 다름을 알 수 있다. 반면, 1개의 회전체로 구성되어 있는 발전기의 경우는 2개의 베어링으로 지지되고 있다.



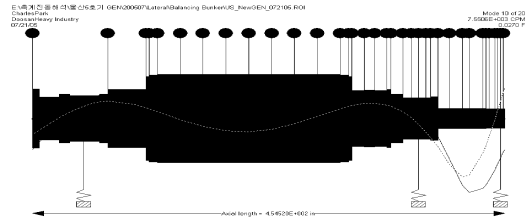
Fig. 3 Schematic of turbine-generator unit

### 3.2 회전체 동역학 해석

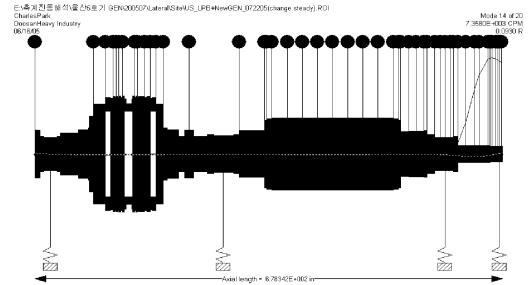
Fig. 4는 평형잡기 공장에서의 회전체 모델링 형상과 실제 현장에서의 회전체 모델링 형상을 보여 주고 있다. 주요 차이점은 실제 현장에서는 터빈이 커플링으로 강하게 연결되어 있고 베어링 하중이 2 배 이상 크며 베어링을 받혀 주고 있는 지지대 (pedestal) 부의 강성이 높다는 차이가 있다.



(a) Balancing shop

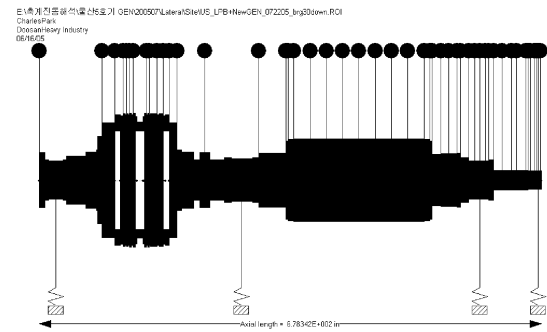


(a) Balancing shop



(b) In site

Fig. 5 Comparisons of mode shape



(b) In site

Fig. 4 Difference of rotordynamic model between balancing shop and in site

이 모델을 바탕으로 각각 회전체 동역학 해석을 수행하여 운전속도의 2배수 근방의 고유진동수와 고유모드, 공진배율을 해석하였다. Table 1은 고유진동수와 공진배율의 결과를 비교한 것이고, Fig. 5는 고유모드를 비교한 그림이다. 이 결과와 식 (2)에 따르면 실제 현장에서의 고유진동수가 2X 공진점인 7,200 cpm과 가까이 있지만 공진배율이 작기 때문에 평형잡기 공장에서 나오는 2X 진동보다 낮을 것으로 기대된다.

Table 1 Natural frequency and Q-factor

	Balancing Shop	In Site
Natural Frequency	7,550 cpm	7,358 cpm
Q-factor	18.5	5.3

### 3.3 2X 진동 예측

먼저 절차에 따라 평형잡기 공장에서 2X 진동을 계측하였다. Table 2는 그 결과를 보여주고 있으며, Fig. 6은 계측 위치를 나타낸다. Table 2에서 4번과 5번 위치에서는 설비 구조상 수평과 수직 양쪽을 측정하기가 힘들기 때문에 한 쪽 방향만 측정하였다. Table 2에서 알 수 있는 바와 같이 전반적으로 높은 2X 진동치를 보이고 있으며, 특히 4번 위치의 수평 방향의 2X 진동치는 허용하기 어려운 수준이다. 그러나 식 (2)를 통한 실제 현장에서의 2X 진동치를 예측한 결과는 아주 낮은 수준이었다. Table 3은 회전체 동역학 해석 결과와 식 (2)를 통해 실제 현장에서의 2X 진동치를 예측한 결과를 정리한 것이다.

Table 2 2X vibration in balancing shop at 3,600 rpm (unit:  $\mu\text{m}$ , p-p)

Direction	Measuring Location				
	1	2	3	4	5
Horizontal	27.1	22.6	23.9	64.8	-
Vertical	39.4	6.8	16.6	-	23.0



Fig. 6 Measuring location of 2X vibration

Table 3 Estimated 2X vibration in site at 3,600 rpm

Direction	Measuring Location				
	1	2	3	4	5
Horizontal	0.2	0.6	1.4	15.5	-
Vertical	0.1	0.0	0.3	-	0.3

이 결과를 바탕으로 적어도 실제 현장에서의 2X 진동은 평형잡기 공장에서의 값보다는 작을 것으로 판단되기 때문에 신규 발전기 회전자를 현장으로 출하하였다.

3.4 현장 설치 후 진동 측정 결과

Fig. 7은 신규 발전기 회전을 현장에 설치하는 과정을 보여주는 사진이며, Table 4는 설치를 완료한 후 실제 정격출력(400 MW)에서 운전될 때, 신규 발전기 회전의 2X 진동치를 보여주고 있다. Table에서 알 수 있듯이 평형잡기 공장에서 계측된 것 보다는 낮은 진동치로 운전되고 있음을 확인할 수 있다.

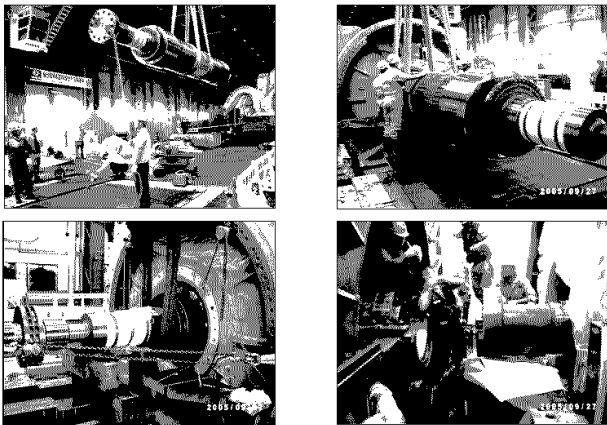


Fig. 7 Installation of new generator

Table 4 2X vibration measurements at site (unit:  $\mu\text{m}$ , p-p)

Bearing No.	Turbine	Generator		
	4	5	6	7
Horizontal	4	8	10	22
Vertical	4	6	8	10

그리고 2X 진동 예측치가 실제 운전에서의 2X 진동치와 차이가 나는 부분은 운전속도의 2배수 근방의 고유진동수는 고차 모드이기 때문에 해석의

부정확성이 존재하고 실제 운전에서는 순수한 회전체 비대칭성에 기인한 2X 진동뿐만 아니라 여러 운전 조건에서의 복합적인 요인이 작용한 것으로 보인다. 그러나 평형잡기 공장에서의 진동치 보다는 보다 신뢰성 있는 결과를 제공함으로써 실제 현장 출하를 결정할 때에는 적절한 판단 근거를 제공할 수 있을 것으로 사료된다.

4. 결 론

발전기 회전의 구조적인 형상 때문에 나타나는 2X 진동의 보다 신뢰성 있는 평가 방법을 제시하고 신규 발전기 회전에 적용하여 그 방법의 적합성을 검증하였다. 이 연구 결과는 대형 노후 발전기를 국내에서 최초로 개/보수 하는 과정에서 가장 우려 사항 중의 하나인 동적 안정성을 확보하기 위한 노력의 일환으로 개발된 것으로서 향후 신규 발전기 회전자 설계 및 품질관리 자료로 활용되어 국내뿐만 아니라 해외의 신규 발전기에 대한 기술 경쟁력 제고에 일조할 수 있을 것으로 기대된다.

참고 문헌

1. Gasch, Pftzner, 1975, "Rotordynamic", Springer Verlag
2. J.M. Vance, 1988, "Rotor Dynamics of Turbomachinery", Wiley Inter-science
3. J.S. Rao, 1983, "Rotor Dynamics", John Wiley
4. 양보석, 2002, "회전기계의 진동 - 해석, 평가, 설계 및 대책" 인터뷰전