

원전 터빈 저압단 블레이드의 절손사고와 진동특성

Natural Vibration and Failure Trouble in LP Stage Blades of Nuclear Power Turbine

구 재량[†] · 이 우광^{**} · 조 철환^{**} · 김 연환^{**} · 강 병연^{**}

Koo Jae-Raeyang, Lee Woo-Kwang, Cho Cheul-Whan, Kim Yeon-Whan, Kang Byeong-Yeon

Key Words : Nozzle Passing Frequency(노즐 통과 주파수), Blade(블레이드), Turbine(터빈), Campbell Diagram(캠벨선도)

ABSTRACT

Every mechanical system has a series of natural frequencies at which it will vibrate and to which it will respond if an external stimulus or excitation at this frequency is applied. Vibration is not of itself dangerous, and is always anticipated in an operating unit. However, if the frequency of operation is coincidental with one of the natural frequency of the blade system, or the blade has a natural frequency near coincide with the exciting stimulus, then the amplitude of vibration of the blade may increase to the destructive damage can result. In this paper We investigated damage of blade when turbine operated.

본 논문에서는 원자력 발전소에서 운전 중 Blade의 절손 사고가 발생하였는데 본 논문에서는 이에 대한 원인을 고찰하였다.

1. 서 론

전기 생산은 고온 고압의 증기에 의하여 터빈을 작동시켜 터빈축에 연결된 발전기에 의하여 전기를 생산한다.

실질적으로 증기에 의하여 터빈의 회전운동을 일으키는 터빈의 핵심부품은 터빈의 날개, 즉 Blade이다. 터빈은 압력 분포에 따라 고압, 중압, 저압터빈으로 분류되며 이 터빈의 형태에 따라 Blade의 모양과 특성 또한 많은 차이가 있다.

Blade 설계 시 고려되어야 하는 부분은 허용 응력, 비틀림 응력, 진동문제 등이 있으며 특히, 진동문제는 Blade 설계 시 가장 심도있게 고려되어야 하는 사항이다. 진동은 Blade에 치명적인 손상을 초래하고 Unit의 고장을 일으키며 이러한 손상은 전혀 예측 할 수가 없으며 어떠한 경고도 없이 발생한다.

모든 기계 시스템들은 고유 진동수를 가지고 있으며 외부에서 유입되는 가진력이 고유진동수와 일치할 때 기계 시스템에 위험한 상태를 초래 할 수 있다. 만약 Blade의 고유진동수가 외부의 가진 주파수와 같거나 또는 근처에 존재 할 경우 Blade의 진동이 높아져 결국 Blade을 파괴 할 것이다.

2. Blade 고유진동수 측정방법

2.1 긴 Blade 측정방법

긴 Blade라함은 일반적으로 Last Balde 또는 그 전단의 Blade을 말하며 원심력이 크고 고유진동수가 낮아 공진 발생시에는 에너지가 크므로 공진 영역에서 운전하면 쉽게 파괴된다.

긴 Blade에서의 운전 중 주 진동 Mode는 Blade의 접선방향, 축 방향 및 비틀림 방향등이 있으며 이 고유진동수들과의 공진을 피하기 위하여는 Exciting Frequency와의 정해진 Margine을 확보해야 한다.

Margine 확보를 확인하는 방법으로는 일반적으로 Campbell Diagram을 가장 많이 사용하며 Fig. 1에 나타내었다.

Fig 1에서 종축은 Blade의 고유진동수, 횡축은 Rotor의 회전수를 나타낸다. 이 Campbell Diagram은 Blade 실체의 회전 진동시험이나 Computer를 이용하여 구할 수 있으며 정지시의 고유진동수와 회전시의 고유진동수는 식(1)과 같다.

$$Fr = \sqrt{Fs^2 + BN^2} \text{-----}(1)$$

Fr : 회전시 고유진동수

Fs : 정지시 고유진동수

N : 회전수

[†] 한국전력공사 전력연구원
E-mail : kjrforyou@kepc.co.kr
Tel: (042)855-5424, Fax: (042)855-5444

* 한국전력공사 전력연구원

** 한국전력공사 전력연구원

B : Blade의 크기, 구조에 따라 결정되는 정수이며 Blade가 길수록 큼.

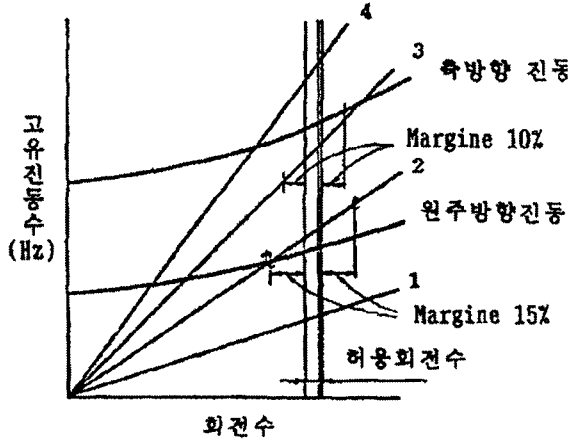


Fig. 1 Campbell Diagram

Campbell Diagram상의 꺾은 진동 Mode에 따른 주 진동 곡선으로 나타나며 공진은 그 차수 직선상에서만 발생되며 공진으로부터의 Margin은 다음식으로 정의된다.

$$MARGIN = \frac{ResonanceRPM - RPM}{RPM} \times 100 (\%) \quad \text{-----}(2)$$

실제 저차수의 고유진동수와와의 공진이 파손의 대 부분을 차지하며 일반적으로 회전수의 5~6배 까지의 공진 Mode에 대하여 적합한 Margin을 얻을 수 있도록 설계한다.

2.2 짧은 Blade 측정방법

일반적으로 Blade는 수분이 1Group으로 구성되어 있으며 각각의 Blade마다 각종 진동 형태를 가지고 있어 고유진동수는 대단히 복잡하게 구성되어 있다.

Blade의 길이가 짧으면 그 고유진동수는 높아지며 회전수와와의 공진보다는 오히려 NPF(Nozzle Passing Frequency)와의 공진 가능성이 높아진다.

운전중 Blade의 고유진동수

$$= 상온의 고유진동수 \times \sqrt{\frac{E_0}{E_t}} (Hz) \quad \text{-----}(3)$$

E_0 : 상온 재질의 종탄성 계수

E_t : 운전속도(설계온도)에서의 종탄성 계수

Nozzle 출구에 있어서의 증기력은 Nozzle판 출구의 두께와 표면에서의 마찰 때문에 원주방향으로 일정하지 않고 Blade는 1회전마다 "Nozzle판수 × 회전수"만큼의 여진력을 받는다. 그러나 실제 운전중의 Blade의 고유진동수는 온도에 따라 변화하므로 온도 보정이 필요하며 그 관계식은 다음과 같

이 정의된다. NPF와의 공진시 Turbine Blade에 발생하는 진동 증폭율은 $2\pi\beta/\delta$ 가 되며 여기서 β 는 증기력 불균일 계수, δ 는 대수 감쇠율을 나타낸다.

3. 원자력 발전소 터빈 Blade의 손상

3.1 개요

계획에방정비기간 중 저압터빈 전방 2단 동익의 전량을 신품으로 교체하고, 정비완료 후 부하 상승시 98% 출력에서 저압터빈 'A'의 3, 4번 베어링 진동이 아래의 표에서 나타나듯이 급격하게 변화되었다.

Table 1. Trend of vibration(μmPP)

베어링	#1	#2	#3	#4	#5
진동값	11	26	36	6	12
	13	44	84	62	41
	14	36	67	46	31

또한 진동상태감시 시스템에 표시된 3, 4번 베어링의 진동 그래프는 아래의 그림과 같다.

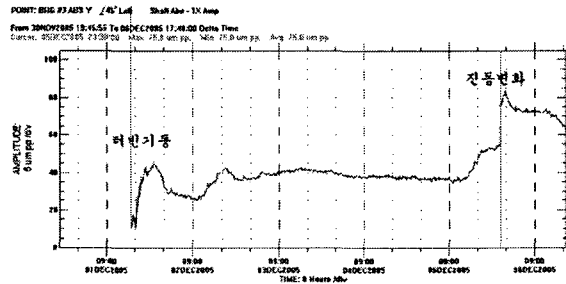


Fig. 2 #3 Bearing Vibration

Fig. 2에서 보이듯이 정상운전 중 $40\mu\text{mPP}$ 인 축 진동값이 갑작히 $85\mu\text{mPP}$ 까지 수직 상승하였다.

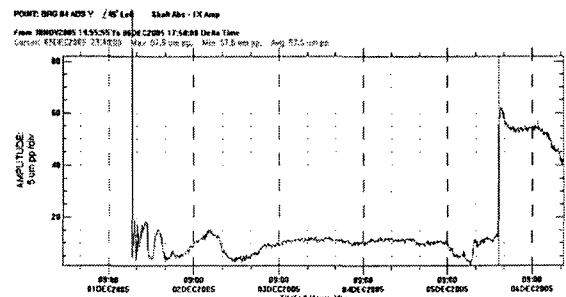


Fig. 3 #4 Bearing Vibration

Fig. 3에서 보이듯이 정상운전 중 $20\mu\text{mPP}$ 인 축 진동값이 갑작히 $60\mu\text{mPP}$ 까지 수직 상승하였으며, 진동벡터의 변화량

은 30 μ mPP 정도로 나타났으며 진동 변화시 벡터의 이동 방향은 3, 4번 베어링이 거의 동일한 방향으로 나타났다.

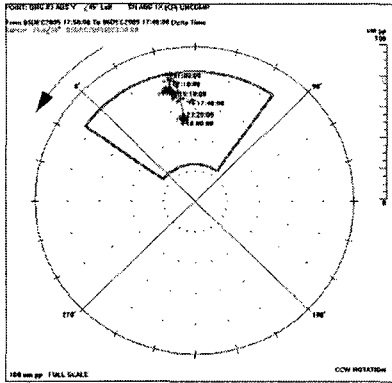


Fig. 4 #3 Bearing of Polar Graph

Fig. 4는 3번 베어링의 진동벡터의 변화를 나타내는데 진동 변화 후에도 같은 위상을 유지하고 있었다.

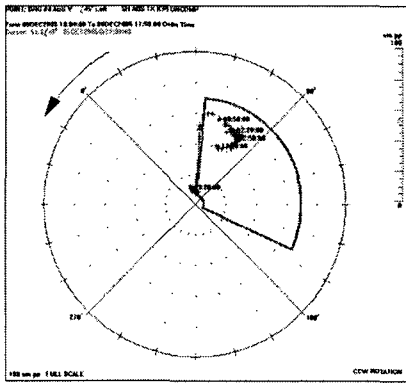


Fig. 5 #4 Bearing of Polar Graph

Fig. 5는 4번 베어링의 진동벡터의 변화를 나타내는데 3번 베어링과 마찬가지로 진동 변화 후에도 같은 위상을 유지하고 있었다.

3.2 진동변화 원인 검토

진동의 Step 변화를 유발하는 원인으로는 운전변수의 변화와 회전체(동익)의 균열 비산에 의한 Unbalance가 있으며 운전변수의 변화가 없는 상태에서 짧은 시간에 Unbalance 벡터가 변화되어 유지되는 것으로 볼 때 동익의 균열 비산에 의한 것으로 판단되었으며 3, 4 베어링의 1X 진동 벡터 변화가 크며 동일한 방향으로 이동한 것으로 볼 때 저압터빈 중앙 부위에서 Unbalance가 발생한 것으로 판단되어 터빈을 분해 점검하기로 하였다.

3.3 저압터빈의 분해점검

상부 다이아프램 인양 결과 저압터빈 'A'전방 2단의 동익이 비산되었으며 비산된 동익으로 인하여 3단 고정익에서 Denting 현상이 발생하였다.

전방 2단 동익은 총 210개였는데, 비산된 동익은 1개, 비파괴 검사결과 Root 부위에 균열이 발생한 동익은 16개로 나타났으며 Rotor Di나 검사결과 Rotor는 균열이 없는 것으로 나타났다. Fig. 6는 Root 부위가 파손된 Blade을 나타내고 있다. Fig. 7는 비산된 Blade을 나타내고 있다.

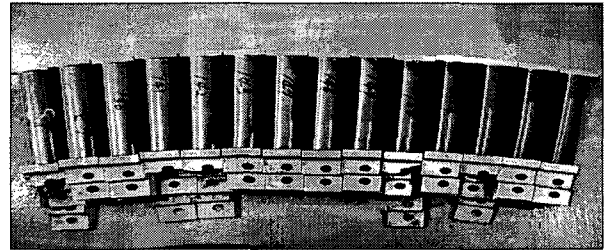


Fig. 6 Damaged Blades



Fig. 7 Fractured Blade

3.4 손상원인 분석

3.4.1 동익의 고유진동수 설계값

사고가 발생한 원자력 저압터빈은 50Hz형 터빈의 모델을 사용하여 60Hz에 적용하기 위하여 저압 터빈 2, 4, 5단의 동익을 새로 개발한 모델의 터빈이다.

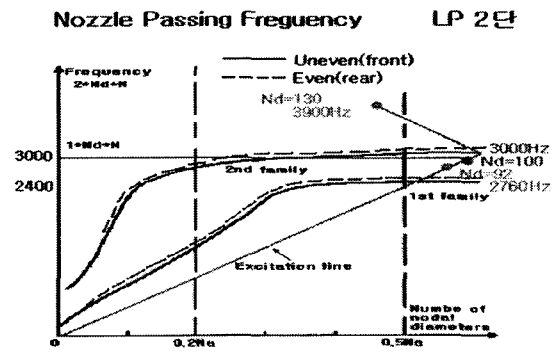


Fig. 7 2nd Stage Campbell Diagram of Blade

사고가 발생한 전방 2단 동익의 경우 최초 시운전 이전에 NPF와의 공진여유가 부족한 것이 사전에 발견되어 고정익 개수를 100개에서 92개로 설계변경 한 바 있으며 제작사가 제시한 2단의 공진 Margin은 계산상 약 6.7%의 여유가 있었으나, 운전조건, 동익의 조립상태 등에 따라 공진 Margin 이 감소될 수 있었다.

3.4.2 동익의 고유진동수 측정

저압터빈 2단의 Nozzle Passing Frequency는 2760Hz이 나 온도를 고려한 상온에서의 실제의 Blade 고유 진동수는 2820Hz가 된다. 계통의 주파수는 60Hz이며 계통주파수의 변동폭인 -5%~+3%을 고려한 Blade 고유 진동수는 2622Hz~2843Hz가 되며, 이 주파수를 온도보정하면 상온에서의 Blade 고유 진동수는 2679Hz~2904Hz가 된다.

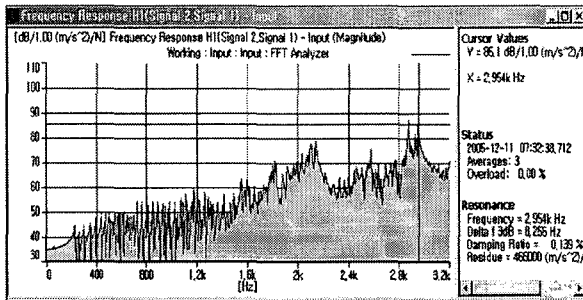


Fig. 8 FRF of Sampled Blade

Table2. Distribution of Resonance at Blades

구분	1st Peak 공진범위 이내	2nd/3rd Peak 공진범위 이내
개수	47개/210개 (22%)	66개/210개 (31%)
동익번호	8, 28, 29, 37, 38, 44, 45, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 77, 78, 85, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 95, 110, 111, 129, 139, 140, 147, 148, 149, 154, 155, 156, 157, 179, 180, 181, 182, 194, 201	5, 7, 9, 12, 13, 14, 15, 20, 24, 30, 31, 33, 34, 35, 36, 39, 46, 50, 51, 52, 59, 68, 69, 70, 75, 79, 83, 112, 113, 114, 117, 118, 119, 122, 123, 127, 128, 130, 131, 132, 134, 137, 138, 141, 142, 143, 145, 146, 150, 151, 158, 161, 162, 163, 164, 168, 169, 172, 175, 195, 196, 200, 207, 208

설계상의 1차 고유진동수가 2400Hz 부근이나 시험 측정결과 대부분의 Blade 1차 고유진동수는 1800 Hz~2300Hz 부근으로 나타났고, 설계상의 2차 고유진동수는 3100Hz 부근이나 시험 측정결과 대부분의 Blade 2차 고유진동수는 2800 Hz~3000Hz 부근으로 나타났다.

3.4.3 Blade의 조립검사

Blade 정비작업 시 Blade간의 간극등을 검사 한 결과 일부 Blade에서는 규정치보다 더 많이 접촉되어 있었고 일부 Blade에서는 과도한 간극이 발견되었다.

Blade 조립 특성상 설계치 이내의 정확한 조립이 요구되어지 나, 사고가 발생한 Blade들의 조립 상태는 불량하고 이어한 조립 불량은 Blade의 강성을 변화시켜 Blade의 고유진동수를 설계치 한계 이내에서 이탈 시킬 수 있었다.

4. 결론

저압터빈 'A' 전방 2단 동익 비산 원인은 다음과 같은 원인으로 판단되었다.

1. N.P.F와 동익 고유진동수의 공진설계여유 부족
2. 장기적인 운전으로 인한 설비의 노후화
3. Blade 조립 시 설계치의 조립 공차에 못미치는 과도하거나 과소한 Blade의 간극으로 인한 강성 계수의 변화

참고 문헌

- (1) 이병준 등, 1998, "회전기계 진동 및 정비 핸드북, 한국전력공사.
- (2) 2005, "현장기술지원 보고서, 한국전력공사.
- (3) 1996, Turbine steam path engineering for operation and maintenance, Forhm printing co, Ltd.