

터빈 Shroud Band Modal Test에 관한 실험적 연구

°조철환*, 양경현*

An Experimental Study on the Modal Test of Steam Turbine Shroud Band

Cheul-Whan Cho, Kyeong-Hyeon Yang

ABSTRACT

We tested the natural frequency for the 1st moving blades of a steam turbine in general power plants, carried out the modal test of the blade groups each natural frequency. By this test results, we identified the resonance results largely in damaging the blades. We can predict damage probability for the blade groups and change state of material property by using the result of this study.

1. 서론

화력발전소 또는 항공기등에 사용되는 터빈은 수 많은 블레이드로 구성되어 있으며, 사용하는 작동유체, 온도, 압력, 출력에 따라 블레이드의 모양은 천태만상이며, 이의 설계는 제작사마다의 비밀로 되어 있어 구체적인 내용을 모르는 상태이다. 이러한 블레이드의 설계적인 여러 가지 고려항목 중 수명에 절대적인 영향을 주는 것은 재료의 강도와 그리고 블레이드의 공진에 의한 진동을 방지하는 설계가 기본으로 되어 있다. 본 시험결과는 여러 가지의 터빈 중에 발전용 증기터빈의 동익 1단 블레이드에 대한 고유진동수를 측정하고 고유진동수에 따른 블레이드 그룹의 진동 Modal시험과 그 특성에 대해 분석하고 운전중 발생된 손상의 원인이 공진에 의한 손상임을 밝히는 시험 결과이다.

먼저 증기터빈 고압부 제1단 블레이드의 손상상태

에 대해 설명하면 증기터빈이 상업운전을 시작하여 약 1년 후부터 터빈 Front 베어링의 진동이 불안정하기 시작하여, 주기적으로 운전 경보치 이상까지 급격하게 상승했다가 떨어지는 현상이 반복 발생하다가, 급기야는 운전 제한치(100 μ m)까지 상승하여 터빈이 Trip되었으며, 터빈 내부 점검결과 터빈 1단 Shroud ring의 파손과 터빈 하부케이싱의 우측 Guide plate의 Fixed bolt가 절단되는 사고가 발생하였으며, 그 터빈의 형식은 다음과 같다.

- 모델 : KAWASAKI DP-400
- 형식 : Impulse, multi stage, back press. turbine
- 정격출력 : 42,600kW
- 주증기조건 : 121kg/cm²g / 535 $^{\circ}$ C
- 배압 : 10.5kg/cm²g
- 회전수(Turbine/Generator) : 3600rpm
- 단수 : 9단

* 한전 전력연구원

E-mail : chcho@kepri.re.kr

Tel : (042) 865-5322, Fax : (042) 865-5314

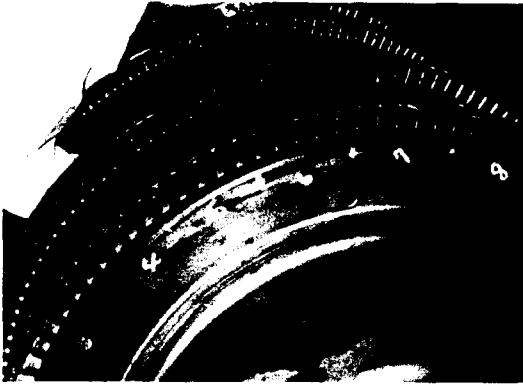


FIG 1 동익1단 Shroud ring의 파손상태

이와 같이 약 1년 운전후 터빈 Blade Shroud Ring이 운전중 파손되는 사고가 발생되어 원인 추정 결과 Shroud의 설계 및 조립불량과 Blade Passing Frequency에 의한 공진 현상으로 추정된 바, 1단 Blade와 Shroud Ring 전량 교체작업 완료 후 Blade 및 Shroud의 Modal Test를 실시하여 운전시의 1단 Blade 및 Shroud의 공진 발생 가능성 여부를 분석하고, 향후 운전 및 정비 자료로 활용하고자 연구를 한 결과이다.

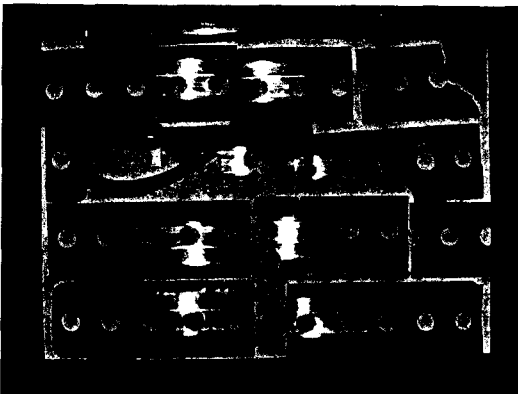


FIG 2 Shroud Band 파손상태

2. 블레이드 공진검토를 위한 기본개념

고유진동수는 어떤 물체든지 가지고 있으며, 특히 회전체의 경우 고유진동수와 회전수가 일치할 경우 공진에 의한 기기 파손은 최단기간에

발생되며, Blade 파손 사고시에는 인접한 블레이드 및 다음 단의 블레이드가 손상을 입어 대형 사고를 유발하므로 수많은 블레이드중 단1개라도 문제가 발생되어서는 안되므로 주기적인 비파괴 검사와 보수를 통하여 유지관리를 하여야 하는데 이러한 파손사고의 대부분이 설계적인 문제와 재질문제로 발생되고 있다. 그 중에서 설계적인 문제는 공진에 의한 경우가 대부분으로 블레이드 공진문제의 검토를 연구하였다.

2.1 블레이드 공진의 개념

공진이라 함은 Exciting Frequency(ω)와 Natural Frequency(ω_n)가 일치하는 것을 말하나 위 두 진동수비(ω/ω_n)가 1에 가까울수록 Blade에 진동용력이 크게 작용되고, 이러한 현상을 공진이라 한다.

Blade의 고유진동수는 회전수에 따라 변하며, 변화상태를 특성화시킨 것이 Campbell Diagram이며 제작사에서 Blade 개발시 Wheel Box Test 또는 FEM Method에 의해 작성하고 있다.

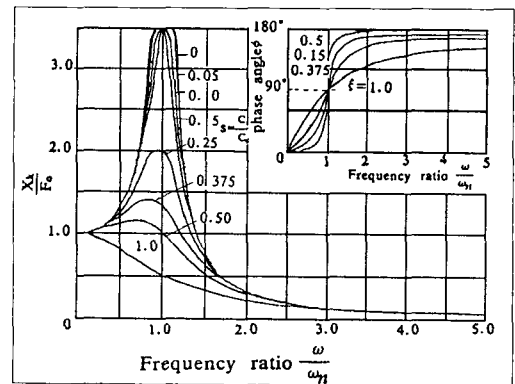


FIG. 3 주파수비와 진동의 관계

2.2 블레이드 고유진동수 분석방법

2.2.1 긴 Blade

긴 Blade에서는 원심력이 대단히 높고 고유진동수가 낮아 공진 발생시에는 에너지가 크므로 이 상태에서 운전하면 피로파손을 쉽게 일으키게 된다.

따라서, 긴 Blade에서는 운전중 주 진동Mode

(Blade 접선방향, 축방향 및 비틀림방향)와의 공진을 피하기 위해 Exciting Frequency와의 정해진 Margin을 확보해야 한다.(FIG. 3 참조)

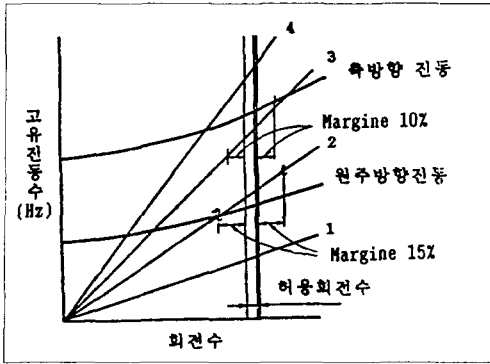


FIG. 4 Campbell Diagram

Campbell Diagram은 종축이 Blade의 고유진동수이며 횡축이 Rotor의 회전수이다. 경사직선은 진동수(Hz)= N × Rotor 회전수(rps)의 점을 연결한 것으로서 N은 정수이다. 이것을 차수직선이라 부른다. 이 Campbell Diagram 선도는 Blade실체의 회전 진동시험이나 Computer를 이용하여 구할 수 있으며, 정지시 고유진동수와 운전시 고유진동수 사이에는 다음과 같은 관계식이 존재한다.

$$Fr = \sqrt{Fs^2 + BN^2}$$

- Fr : 회전시 고유진동수
- Fs : 정지시 고유진동수
- N : 회전수
- B : Blade크기, 구조에 따라 결정되는 정수이며 Blade가 길수록 크다.

Campbell Diagram상의 궤적은 진동 Mode에 따른 주 진동곡선으로 나타나며 공진은 그 차수 직선상에서만 발생되며 공진으로부터 Margin은 다음 식으로 정의된다.

$$Margin = \frac{\text{공진회전수} - \text{정격회전수}}{\text{정격회전수}} \times 100(\%)$$

Campbell Diagram에서 알 수 있듯이 차수와 차수 사이의 간격은 차수가 높아질수록 좁아진다. 여기서, 고차의 공진까지 Margin을 확보하는 것은 설

계상 불가능하며, 실제의 경우 저차의 고유진동수와와의 공진이 파손의 주 원인이 되는 것을 알게 되었으며, 일반적으로 회전수의 5~6배까지의 공진 Mode에 대해 적절한 Margin을 얻을 수 있도록 하고 있다.

2.2.2 짧은 Blade

일반적으로 Blade는 수본이 1 Group으로 구성되어 있으며 각 Blade마다 각종 진동형태를 가지고 있으며 고유진동수는 대단히 복잡하게 구성되어 있다. Blade가 짧으면 그 고유진동수는 높아지며 이 경우 회전수와와의 공진보다는 오히려 NPF (Nozzle Passing Frequency)와의 공진가능성이 높다.

- NPF와 Load Factor

Nozzle 출구에 있어서의 증기력은 Nozzle판 출구의 두께와 Nozzle판 표면에서의 마찰 때문에 원주방향으로 일정하지 않고 Blade는 1회전마다 Nozzle판수 × 회전수 만큼의 여진력을 받는다.

그러나 실제 운전중의 NPF는 블레이드의 고유진동수가 온도에 따라 변하므로 상대적인 온도보정이 필요하며 그 관계식은 다음과 같다.

$$NPF_c = NPF \times \sqrt{\frac{E_0}{E_t}} \text{ (Hz)}$$

여기서, E₀ = 상온에서의 재료의 종탄성계수

E_t = 운전속도(설계온도)에서의 종탄성계수
NPF와의 공진시 Turbine Blade에 발생하는 진동 증폭율은 2πβ/δ가 된다.

여기서, β=증기력의 불균일 계수

δ=대수 감쇄율

예를 들면, 대수감쇄율 δ=0.01, 증기력의 불균일 계수 β=0.05일 경우 진동증폭율은 10π 즉 31.4가 된다. 이것은 NPF와 공진시 정상응력의 31.4배 응력이 생기는 것을 의미한다. 이와 같이 대수감쇄율과 증기의 불균일 계수가 진동, 응력에 큰 영향을 미치므로 가공정도, Blade Root부의 조립상태, Nozzle증기 통로부의 치수 균일성과 마무리 가공 상태가 Turbine Blade 수명에 큰 영향을 미치고

있음을 알 수 있다. 한편 공진시 Blade의 진동응력은 대수감쇄율 δ 가 영(0)이 되지 않는 한 진폭 즉 진동응력은 무한대가 되지는 않으므로 공진시에 있어서 최대응력을 재료의 피로내구한도(S-N곡선) 이하로 억제 할 수만 있다면 진동에 의한 Blade 파손은 일어나지 않는다.

3. 블레이드 고유진동수 분석

증기터빈 블레이드의 고유진동수는 위에서 설명한 바와 같이 저주파수대의 Wheel Vibration Mode와 고 주파수대의 Blade Vibration Mode가 있으며, 시험 할려는 터빈은 짧은 고압부 증동터빈으로 고 주파수대가 중요시 되나 2가지를 다 측정하였다

3.1 Wheel Vibration Natural Frequency

블레이드	1차	2차	3차	4차	5차	6차
#1	1200	1408	1696	2048	2432	2880
#2	1200	1408	1680	2032	2416	2880
#3	1200	1408	1680	2048	2432	2880
#4	1200	1408	1696	2032	2432	2880

Table 1 제1단 Wheel Vibration Natural Frequency

증기터빈 4개 그룹에 대한 저주파수 구역의 고유진동수를 6차까지 측정 한 결과이다.

3.2 Blade Vibration Natural Frequency

블레이드	1차	2차	3차
#1	6048	6448	7056
#2	6096	6480	6976
#3	6064	6528	6976
#4	6080	6528	6896

Table 2 제1단 Blade Vibration Natural Frequency

증기터빈 각 그룹에서 측정 한 자료중 4개 블레이드에 대한 고주파 구역의 측정자료이다.

3.3 제1~9단 Wheel Vibration Frequency

블레이드	1차	2차	3차	4차	5차	6차
1 Stage	1200	1408	1696	2048	2432	2800
2 Stage	528	592	848	1264	1776	2304
3 Stage	480	560	784	1184	1680	2208
4 Stage	480	544	768	1152	1616	2096
5 Stage	480	536	736	1080	1488	1912
6 Stage	488	544	744	1072	1472	1880
7 Stage	480	528	720	1032	1392	1736
8 Stage	552	608	816	1112	1392	1608
9 Stage	544	624	832	1104	1328	1480

Table 3 각단 Wheel Vibration Natural Frequency

증기터빈 9개의 단에서 각각 측정 한 고유진동수 자료를 평균하여 6차까지 그룹에서 측정 한 결과이다.

3.4 Wheel Natural Frequency에 대한 분석

1차의 고유진동수가 회전수 60Hz보다 10배 이상에 있으므로 공진의 가능성은 없는 상태이며, 따라서 짧은 Blade의 경우 Wheel Mode에 의한 공진의 가능성은 없다.

3.5 터빈 제1단 블레이드의 Blade Vibration Frequency 의 공진여유율 분석

3.5.1 터빈 제1단의 NPF(Nozzle Passing Frequency) = $60 \times 58 / 0.537 = 6480 \text{ Hz}$
- 1st Stage Metal Temp : 400℃

항목	온도보정전			온도보정후		
	1차	2차	3차	1차	2차	3차
1 Stage	6048	6448	7056	5526	5892	6447
주파수비(고유진동수/NPF) %	-6.7	-0.5	8.9	-14.7	-9.1	-0.5
1 Stage	6096	6480	6976	5570	5921	6374
주파수비(고유진동수/NPF) %	-5.9	0.0	7.7	-14.0	-8.6	-1.6
1 Stage	6064	6528	6976	5541	5965	6374
주파수비(고유진동수/NPF) %	-6.4	0.7	7.7	-14.5	-8.0	-1.6

Table 4 온도를 고려한 공진여유율 분석표

3.5.2 터빈 제1단 블레이드의 고유진동수와 NPF와의 공진여부를 검토하기 위해 운전시의 온도(400℃)에 따른 고유진동수 변화를 고려하고 공진여유율을 산정한 결과 제3차 고유진동수에서 0.5~3.9%의 공진여유율을 가지고 있음을 알 수 있었으며, 1st Stage Temperature가 450℃로 되면 공진여유율은 증가되며, 저출력에서 온도가 저하되면 공진여유율은 감소하므로 저부하에서 공진에 의한 응력이 높은 상태를 알 수 있다.

3.5.2 이 결과는 일반적인 블레이드 공진허용 범위 6~10%를 고려 할 때 여유가 없는 상태이며, 블레이드의 길이가 짧은 관계로 Shroud Band에서 손상이 발생하는 것으로 판단되었다.

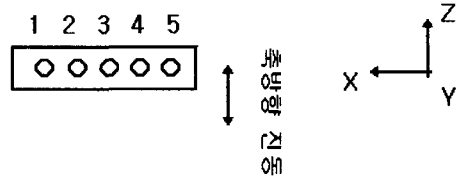


FIG 7 Mode 측정위치 및 방향

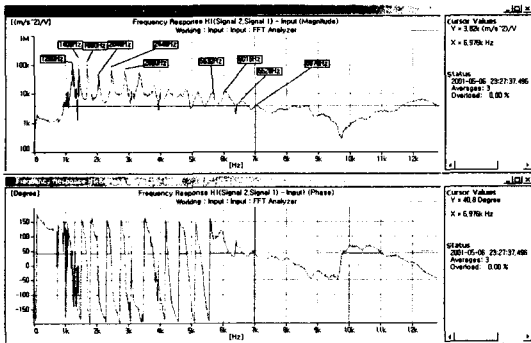


FIG 5 제1단 고유진동수 측정 Chart

4. 터빈 제1단 블레이드의 각 고유진동수에서의 진동 Mode 분석

축방향 진동

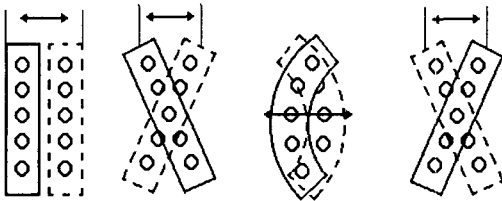


FIG 6 Blade 축방향 진동 Mode의 예

4.1 블레이드 Shroud Band에 대한 진동 Mode는 위와 같으며, Blade 5개의 한 Group에 대한 축방향의 진동 Mode를 시험하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

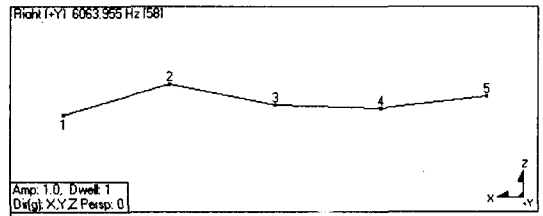


FIG 8 Shroud Band 축방향 진동 Mode 시작점

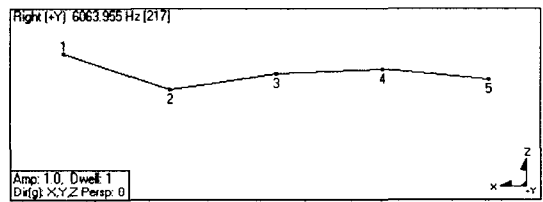


FIG 9 Shroud Band 축방향 진동 Mode 종료점

Shroud Band의 축방향 진동 Mode는 NPF 6480Hz 근처의 고유진동수 중 6063Hz의 진동 Mode에 대한 거동을 분석한 결과 1,2 Point에서 과도하게 발생되므로 Band의 끝단에서 고응력이 발생되고 있는 상태임을 알 수 있었다.

4.2 Shroud Band 5개로 조립된 Blade 한 조의 축방향 진동 Mode 분석 (Blade진동 Mode)



FIG 10 측정 위치

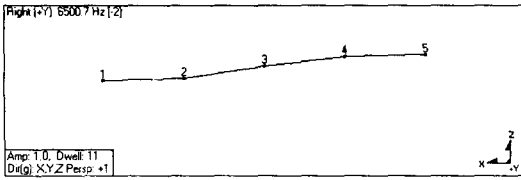


FIG 11 Blade Group의 축방향 진동 Mode 시작점 (6500Hz)

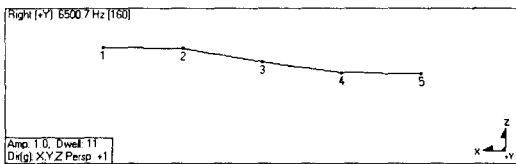


FIG 12 Blade Group의 축방향 진동 Mode 종료점 (6500Hz)

Blade Group의 축방향 진동 Mode는 NPF가 6480Hz 근처의 고유진동수 중 6500Hz의 진동 Mode에 대한 Mode를 분석한 결과 Shroud Band의 진동 Mode와 마찬가지로 5,6 Point에서 과도하게 발생되어 Band의 끝단에서 고응력이 발생되고 있는 상태임을 알 수 있었다.

4.3 Shroud Band Plate가 Shaft 중심방향으로 진동하는 Mode 분석

Shroud Band Plate가 축의 중심방향으로 진동하는 판의 진동 Mode이다.

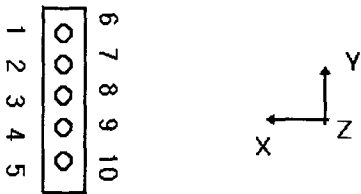


FIG 13 Modal Test 측정방향 및 위치

4.3.1 Shroud Band Plate의 Shaft 중심방향 고유진동수

Plate의 고유 진동수도 Blade의 고유진동수와 연관되어 3856 Hz, 4688 Hz, 5200 Hz,

6096 ~ 6112 Hz, 6576 Hz의 고유진동수를 가지고 있으며, 이 중에서 NPF와 관련이 있는 주파수는 6576Hz이다.

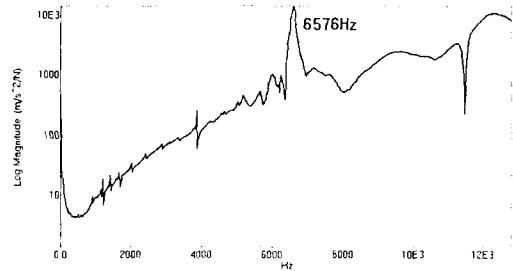


FIG 14 Shroud Band Plate의 중심방향 고유진동수

4.3.2 Shroud Band Plate가 shaft 중심 방향으로 진동하는 Mode 분석

NPF와 관련 있는 6576Hz에 대한 Shroud Band의 중심방향 진동 Mode를 분석한 결과 다음과 같았다.

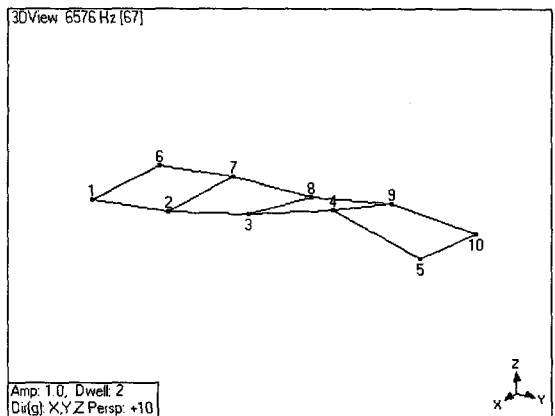


FIG 15 Shroud Band Plate의 Shaft 중심방향의 진동 Mode

Shroud Band Plate가 shaft 중심방향으로 진동하는 Mode는 Blade Tenon 2번째 부분에 직접적인 영향을 주는 상태이며, 축방향의 진동 Mode와 연관되어 응력 발생이 되고 있는 상태임을 알 수 있다.

4.3.3 Blade 5개로 조립된 한 Group과

연접그룹과의 진동 Mode 분석

Blade Group과 Group과의 연관 진동 Mode이며 관심영역인 6400Hz에서의 진동 Mode를 분석한 결과이다.

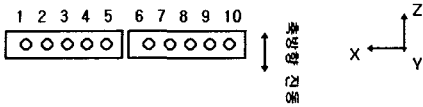


FIG 16 Modal Test 측정방향 및 위치

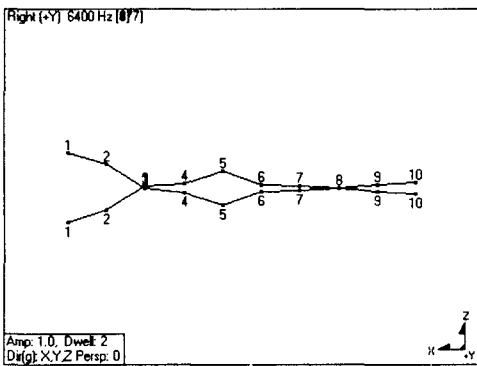


FIG 17 Blade Group Mode 시작점과 종료점

Blade Group과 Group간의 진동 Mode는 서로 반대방향으로 진동하고 있으며, 축방향 진동 Mode와 마찬가지로 끝단에서 큰 상태로서 Shroud 끝의 응력이 큰 상태임을 알 수 있다.

6. 결론

터빈 제1~9단 블레이드의 Blade Wheel Vibration은 1차의 고유진동수가 회전주파수 60Hz보다 10배 이상에 있으므로 공진의 가능성은 없는 상태이며, 터빈 제1단 Blade Vibration Frequency와 NPF와의 공진여부를 검토하기 위해 운전시 온도(400℃)에 따른 고유진동수 변화를 고려하고 공진여유율을 산정한 결과 제3차 고유진동수에서 0.5~3.9%의 공진여유율을 가지고 있었다.

1st Stage Temperature가 450℃로되면 공진여유율은 증가되며, 저출력에서 온도가 저하되면 공진

여유율은 감소하므로 저부하에서 공진에 의한 응력이 높은 상태이다. 이는 공진허용범위 6~10%이상임을 고려 할 때 여유가 없는 상태이며, 블레이드의 길이가 짧은 관계로 Shroud Band에서 손상이 발생하는 것으로 판단된다. Shroud Band의 축방향 진동 Mode는 NPF 6480Hz 근처의 고유진동수 중 6063Hz의 진동Mode에 대한 Mode를 분석한 결과 Band Group의 끝단에서 응력이 발생할 가능성이 높은 상태이다. Shroud Band Plate가 shaft 중심방향으로 진동하는 Mode는 Blade Tenon 2번째 부분에 직접적인 영향을 주는 상태이며 축방향의 진동 Mode와 연관되어 응력 발생이 되고 있는 상태이다. Blade Group과 Group간의 진동 Mode는 서로 반대방향으로 진동하고 있으며, 축방향 진동 Mode와 마찬가지로 끝단에서 큰 상태이다.

이상의 시험결과를 요약하면 제1단 Blade는 고유진동수와 Nozzle Passing Frequency와의 공진에 의해 파손이 발생된 것으로 판단되며, 향후 재발의 가능성이 높은 상태임을 알 수 있었다.

참고 문헌

- (1) Jens Trampe Broch, 1984, "Mechanical Vibration and Shock Measurement", PP 40~70
- (2) DANIEL INMAN, 1995, "Engineering Vibration", pp 141~163, 200~249.
- (3) J.Daleo and J.Wilson, 1999, "Analysis of a failed westinghouse first stage blade".
- (4) Rion 주식회사, 1983, "진동에 의한 설비진단"
- (5) 日本 三重火力發電所, 1984, "補修實務 訓練"
- (6) 한전 진동전문가그룹, 1994, "진동주파수분석"
- (7) 서울대학교 이장무, 1994, "모달해석의 이론과 응용 제2판", pp 4-2 ~4-34.