

550MW급 초초임계압(USC, ultra super critical) 증기터빈의 Spike Vibration에 관한 원인 규명 및 대책

Root Cause and Countermeasure on the Spike Vibration of a 550MW Class USC(ultra super critical) Steam Turbine

양 승 현* · 김 용 석* · 나 운 학* · 박 중 권**

Seong Heon Yang, Yong Seok Kim, Un Hak Nah and Jong Geun Park

(2007년 10월 30일 접수 ; 2007년 11월 23일 심사완료)

Key Words : Spike Vibration(스파이크 진동), Rubbing(러빙), Steam Turbine(증기터빈), Bucket Tip Seal(버킷 선단 씬), Orbit(회전 궤적), Shaft Centerline Movement(축 중심선 이동), Damping(감쇠), Critical Speed(위험속도)

ABSTRACT

A very abnormal vibration was occurred at the LP(low pressure) turbine continuously during the pre-operation for a 550 MW class USC(ultra super critical) steam turbine. This vibration was initiated at the rotating speed of about 3,450rpm and then the vibration amplitude was highly increased the number by 2~3 times with the increase of the rotating speed to the rated speed(3,600 rpm). In this paper, this abnormal vibration named spike vibration. This spike vibration was caused by the rubbing between the rotating bucket tip seal and the lower half of spill strip. Also, this paper presents the mechanism of the spike vibration and the proper method to eliminate this abnormal vibration problem. This result would be good practice to find the solution of similar high vibration in the USC steam turbines for power plant as well as industrial rotating machineries.

1. 서 론

현재 국내 표준 화력발전소(출력 500MW급)의 주 기기는 관류형 보일러, 총동형 터빈, 2극 발전기로 구성되며, 주증기 압력과 온도는 각각 241 bar, 538℃ 이고, 재열증기의 압력과 온도는 각각 41bar, 538℃ 인 초임계압(SC, super-critical) 증기 조건으로 운전되고 있다. 그러나 세계 발전시장에 대한 경쟁력 제고 및 한층 강화되는 환경규제를 만족할 수 있는 발전소의 건설을 위해서는 공급증기의 온도 및 압력

을 크게 높임으로써 기존 표준 화력 터빈 대비 보다 고효율^(1,2)/친환경적인 차세대 초초임계압(USC, ultra super-critical) 증기터빈을 적극적으로 개발/적용해야 되는 실정이다.

이와 같은 세계 화력 발전 기술의 개발 추이에 따라 국내에서는 최근(2007년 3월 현재) 출력 약 500~550 MW, 주증기/재열증기의 온도가 각각 566/596℃의 초초임계압 화력발전소 3기를 건설하여 상업 운전하고 있으며, 향후 6기의 동일 모델들이 순차적으로 상업 운전될 예정이다. 아울러 출력 1,000 MW, 600℃(610~621℃)급의 대용량 초초임계압 화력발전소의 주기기들이 현재 연구/개발 중에 있다⁽³⁾.

특히 이들 주기기들 중에서 차세대 터빈 부문에 대한 주요 기술로는 USC 설계개념을 적용한 터빈 통합 설계 기술, 고온/고압 대용량화에 따른 열성능

† 교신저자: 정희원, 두산중공업(주) 증기터빈기본설계팀

E-mail : seongheon.yang@doosan.com

Tel : (055)278-3716, Fax : (055)278-8528

* 두산중공업(주) 증기터빈기본설계팀

** 한국동서발전(주) 기술전문팀

증대를 위한 고효율 블레이드의 설계 기술⁽⁴⁾, USC 조건에 맞는 nozzle box와 케이싱의 구조해석 기술, 운전 효율과 동적 안정성의 측면에서 항상 상반되는 역학적인 관계를 고려해야 되는 간극(clearance) 설계 기술 그리고 한층 더 가혹해지는 운전조건을 감당할 수 있는 회전축계의 동특성 해석 기술 등이 그 핵심 기술로 평가될 수 있다.

그러나 기존 표준 화력 터빈 대비 많은 운전조건들이 크게 변경되는 차세대 초초임계압 화력 발전소가 제대로 상업 운전되어 산업체 전반과 가정에 안정적인 전력을 공급하기 위해서는 무엇보다도 터빈 회전축계가 고진동 없이 설계 허용치를 충분히 만족하며 연속 운전 되어야 한다.

그 이유는 터빈에서 고진동이 발생하여 동적 안정성을 확보할 수 없게 되면 아무리 운전효율이 우수한 초초임계압 발전소가 건설된다 하더라도 제대로 된 시운전을 수행할 수 없음에 의해 준공 일정에 막대한 차질을 빚음은 물론 상업 운전 중에도 전력을 안정적으로 생산할 수 없게 되어 엄청난 경제적 손실을 야기할 가능성이 높기 때문이다.

일반적으로 대형 터빈/발전기에서 흔히 발생될 수 있는 고진동의 대표적인 원인으로는 로터 등과 같은 핵심 기계요소의 설계 잘못, 회전축의 과도한 질량 불평형, 축정렬 불량, 베어링 및 지지대 등의 설치 잘못, 운영자의 운전 부주의 또는 터빈의 회전부와 정지부의 직접적인 접촉, 즉 러빙(rubbing) 등에 의한 것들로 분류할 수 있다⁽⁵⁾.

그러나 최근 건설된 국내 최초 550 MW급 초초임계압 화력발전용 증기터빈에서 기존의 일반적인 터빈의 진동 현상과는 그 특성이 크게 다름에 의해, 통상적인 원인 분석으로는 그 발생 메커니즘을 명확하게 규명할 수 없는 특이한 고진동 현상이 발생되었다. 부연하면 전체 터빈이 초기 기동(rolling)되어 정격회전속도(3,600 rpm)까지 승속되는 동안 약 3,450 rpm 부근에서 진동이 갑자기 성장하기 시작하여 정격회전속도에 이르면 거의 운전 정지치(trip value, 230 mm) 근처까지 급성장하는 현상이 저압터빈에서 연속적으로 발생하였다. 이 현상은 국내는 물론 국외에서도 그 현상이 전혀 소개되지 않은^(6,7) 그리고 그 발생 현상이 거의 발생되지 않았을 것으로 추정되는 특이한 이상진동 현상으로 평가된다.

이 논문에서는 상기 언급한 차세대 초초임계압 증기터빈에서 발생한 이상 고진동 현상을 spike vibration으로 명명하고, 이와 같은 이상진동의 주원인이 국내 최초로 공급한 550 MW급 초초임계압 터빈의 운전 효율을 보다 향상시키기 위해 저압터빈의 회전 버켓 tip seal의 간극을 최측 설계치 대비 다소 감소시킴에 의해 버켓 tip seal과 고정체의 하부(lower half)가 러빙되어 초래된 현상을 밝힌 진단 사례를 제시코자 한다. 이 진단 사례를 통해서 밝혀진 이상진동 현상에 대한 메커니즘은 이 터빈과 동일 모델의 초초임계압 터빈은 물론 보다 용량 격상될 1,000 MW급 차세대 초초임계압 화력발전용 증기터빈의 유사 고진동 현상 방지를 위한 설계, 제작, 설치 등을 위한 기술적 자료로도 매우 유용하게 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

2. 진동 현상

Fig. 1은 정격출력 550 MW인 초초임계압 증기 터빈/발전기의 개략도를 보여주고 있다. 터빈의 정격 운전속도는 3,600 rpm이며, 고·중압터빈(HIP turbine), 저압터빈(LP turbine)-A, 저압터빈-B 그리고 발전기로 구성되어 있다. 전체 터빈 로터는 유체운할 저널 베어링으로 지지되며, 고·중압 터빈 로터의 양단 및 저압터빈-A의 첫 번째 베어링으로는 틸팅패드 저널 베어링이 사용되며 발전기 로터를 포함하여 나머지 베어링으로는 모두 타원형 저널베어링이 사용되고 있다.

이 터빈/발전기의 진동은 각 베어링에 2개씩 설치되어 있는 비접촉식 변위센서에 의해서 측정되며,

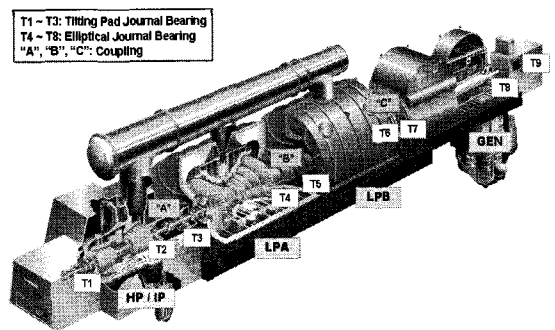


Fig.1 Schematic of a 550 MW USC steam turbine & generator

진동 분석은 터빈/발전기 전용 진동 분석 시스템을 이용하였다. 이 터빈의 진동 경고치(alarm value) 및 정지치(trip value)는 각각 peak-peak로 150 mm, 230 mm이다. 이 논문에서는 각 베어링 별 2개의 진동센서 중에서 진동치가 크게 측정되는 센서의 값을 기준으로 모든 평가를 수행하기로 한다.

Fig. 2는 터빈/발전기가 초기 기동되어 정격회전속도(3,600 rpm)까지 승속되는 동안 일부 회전속도 구간(2,900 → 3,600 rpm)에 대한 각 베어링들의 진동 경향을 보여주고 있다. 이 경우, 회전 승속 중 각 베어링으로 공급되는 윤활유의 온도를 적정한 온도(약 38~40°C)까지 승온시키기 위해 약 3,000 rpm에서 1시간 정도 터빈의 회전속도를 유지(holding)시키는 과정을 거친다. 이 과정을 통해 베어링의 공급온도가 운전 기준치에 부합되면 다시 회전속도를 승속하게 된다. 이때 Fig. 2에서 볼 수 있는 바와 같이 특히 LP-B(저압터빈-B) 로터를 지지하고 있는 T6 베어링의 진동이 약 3,450 rpm부터 크게 상승하기 시작하여 정격회전속도인 3,600 rpm에 이르기까지 약 1분 정도(회전승속률: 120 rpm/min 기준)의 짧은 시간 내에 거의 2배 이상으로 진동이 크게 상승하게 되는 매우 특이한 이상진동 현상이 발생되었다.

이 현상은 터빈을 최초 기동(initial rolling) 했을 경우에는 전혀 발견되지 않았으나 약 3차 기동 시부터 점차적으로 발생하기 시작하여 그 이후부터는 매 기동 시마다 소멸되지 않고 거의 동일한 진동 현상을 보이며 반복/재현되는 경향을 나타나게 되었다. 본 논문에서는 상기 이상진동 현상이 매우 짧은 회전속도 구간(3,450 → 3,600 rpm) 내에서 급속하게 진동이 성장하기 때문에 spike vibration으로 명명한다.

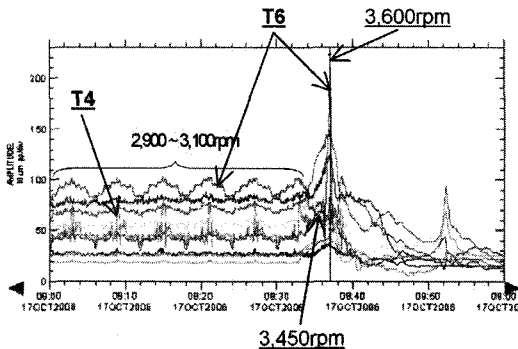


Fig. 2 Variation of vibration trends with the increase of rotating speed

또한 주목할 점은 이 터빈의 spike vibration 현상이 T6 베어링에만 국한되지 않고 T4 베어링에서도 실제적으로는 발생되고 있다는 것이다. 이는 Fig. 2에서 볼 수 있듯이 공급 윤활유의 온도를 운전 기준치에 부합시키기 위해 회전속도를 약 2,900 ~ 3,100 rpm으로 swing 시키는 경우, 약 3,100 rpm에 도달할 때 진동치가 크게 상승하는 현상이 연속적으로 반복/재현되기 때문이다. 그러나 T4/T6 베어링을 제외한 나머지 고×중압 터빈 및 발전기 로터를 지지하는 베어링에서는 이 현상은 전혀 발생하지 않음을 알 수 있다.

3. 진동데이터분석 및 원인 추정

이 논문에서는 spike vibration의 근본 원인을 엄밀하게 규명하기 위하여 터빈의 운전 중 측정되는 대표적인 진동 및 관련 데이터들을 분석/평가하고자 한다.

3.1 진동 주파수 분석

Fig. 3은 spike vibration이 발생할 경우에 대한 진동 주파수의 성분을 보여주고 있는데, 주진동성분은 대부분 회전동기성분(1X)이나, 회전속도의 2배수 진동성분(2X)도 공존하고 있음을 알 수 있다. 다시 말하면 진동이 크게 성장하는 회전속도 구간(3,450 → 3,600 rpm)에 있어서 실제적으로 spike vibration을 야기시키는 주진동성분은 회전속도 성분과 관련된 것임을 알 수 있다.

대형 증기터빈에 있어서 5분 이내의 짧은 시간 내에 1X 진동성분이 급속히 성장하는 경우는 물유입(water induction)과 같은 특별한 상황을 제외하고는 대부분 정격회전속도에서 장시간의 무부하/저부하 운전 시, 리빙에 의해 로터의 열적 굽힘이 발생되어 최소 약 30분 동안 진동이 꾸준히 성장하는 것이 일반적이다. 그러나 이 경우는 회전 승속 중 특정한 회전속도 구간에서 약 1분 내에 진동이 2배 이상으로 급격히 성장하기 때문에 로터의 열적 굽힘과 같은 현상이 발생할 시간적 여유가 없다. 따라서 로터가 diaphragm packing 또는 end(gland) packing 등과 직접적인 접촉에 의해 진동이 급격하게 상승하는 심한 리빙(heavy rubbing)에 의한 고진동 현상으로 평가할 수는 없다.

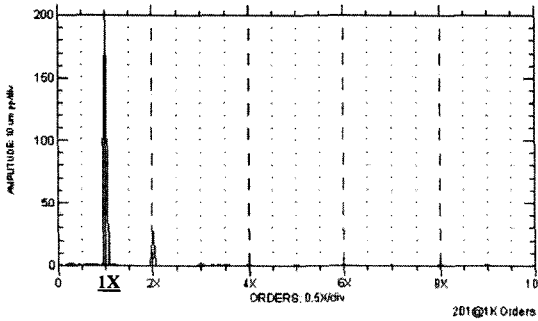
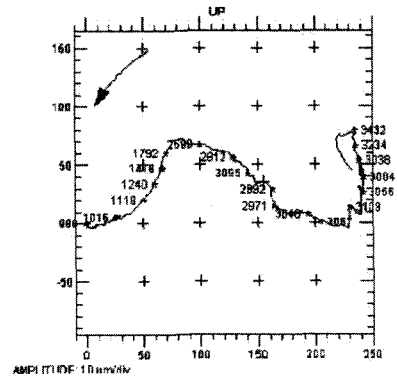


Fig. 3 FFT analysis of T6 bearing



T6

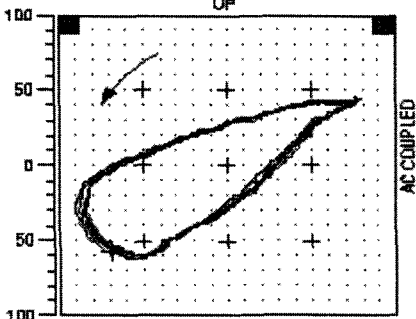
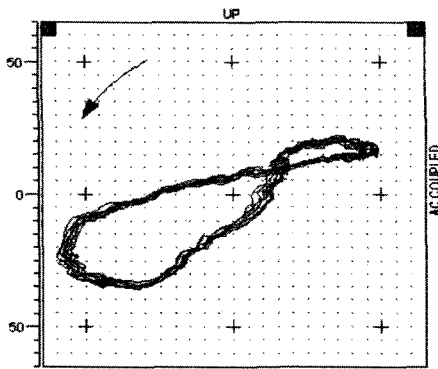
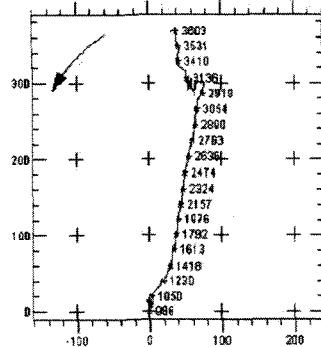


Fig. 4 Orbit of T6 bearing (unit: mm)



T7

Fig. 5 Shaft centerline plot of T6 & T7 bearing

아울러 특정 회전속도 구간에서 진동이 급격히 상승하는 원인 중의 하나로는 유체유향 저널베어링으로 지지되는 특이한 진동원인 중의 하나인 oil whip 현상을 가정할 수 있는데, 이 경우는 주진동주파수 성분이 1X이므로 oil whip의 가능성도 배제할 수 있다.

3.2 회전 궤적(orbit) 분석

Fig. 4는 spike vibration이 발생할 경우에 대한 T6 베어링의 회전 궤적을 보여 주고 있는데, 전형적인 8자형 및 눈물방울(tear drop)형이 발생되고 있음을 알 수 있다.

일반적인 경우 8자형 궤적은 축정렬 불량(mis-alignment)이 다소 심한 경우에 발생하는 현상이며, 눈물방울형은 가벼운 러빙(light rubbing)이 발생했을 경우 또는 회전체가 고정체와 충돌(impact spot)하는 경우에 나타나는 현상으로 평가된다⁽⁶⁾. 이 경우는 8자형과 눈물방울형이 공동 발견됨에 따라 축정렬 불량과 터빈 내부에서 회전체와 고정체가 특정 영역에서 비교적 가벼운 러빙이 발생되고 있는 것으로 평가된다. 왜냐하면 3.1에 기술한 바와 같이 이 경우는 결코 심한 러빙(heavy rubbing)으로 평가할 수 없기 때문이다.

3.3 축 중심선(shaft centerline) 분석

Fig. 5는 T6 베어링과 T7 베어링의 회전속도에 대한 축 중심선의 이동을 보여주고 있다. 일반적으로 축 중심선의 이동은 베어링 내에서 로터의 부양량을 파악함으로써 베어링의 정상적인 동압 형성 가능성을 평가하고 또한 베어링 패드의 마모 상태를

간접적으로 점검하는 용도로 사용된다.

그러나 Fig. 5에서 알 수 있는 바와 같이 T7 베어링의 경우는 회전속도의 증가에 따른 전형적인 축 중심선의 이동을 나타내는 반면, T6 베어링의 경우는 정상적인 축 중심선의 이동 경로를 나타내지 못하고 있음을 알 수 있다. 물론 T7 베어링은 발전기 로터를 지지하는 베어링이므로 저압터빈 로터를 지지하는 베어링과는 지지대의 구조 및 관련 특성들이 다를 수 있겠지만 수차례의 반복적인 재 기동을 통한 T6 베어링의 축 중심선 이동은 상당히 비정상적인 것으로 평가할 수 있다.

이와 같은 경우, 생각해 볼 수 있는 기술적 평가는 베어링 내 로터의 비정상적인 부양으로 인해 당초 설계자가 구현하고자 했던 베어링 유막의 동특성(강성 및 감쇠계수)이 다소 변경됨에 따라 동 베어링으로 지지되는 로터의 진동특성 또한 크게 변화될 가능성이 많을 것으로 평가된다. 이때, 무엇보다도 중요한 것은 정지 상태에 대한 정격회전속도에서 베어링 내 로터의 최종 부양 위치인데 T6 베어링 내에서 로터의 최종 부양 위치는 T7 베어링과 비교해 볼 때, 분명히 비정상적인 상태인 것으로 평가된다.

3.4 위험속도 해석 결과 분석

Table 1은 이 LP-A 및 LP-B 터빈에 대한 위험속도(critical speed)의 해석 결과를 보여주고 있다. 표에서 알 수 있는 바와 같이 저압터빈 각각의 2차 위험속도는 3,189 rpm 및 3,356 rpm인데 해석 결과의 오차 및 상업 운전 중인 유사 터빈의 실제 운전 결과를 고려할 경우, LP-A 터빈은 약 3,100~3,200 rpm대에 그리고 LP-B 터빈은 약 3,500~3,700 rpm대에 2차 위험속도가 존재하는 것으로 평가된다. 상기 위험속도의 평가 결과를 참조하게 되면 T4 및 T6 베어링에서 발생하는 spike vibration은 모두 각 저압터빈의 2차 위험속도 근처에서 발생되고 있음을 알 수 있다.

그러나 동적 안정성이 무엇보다도 강조되는 대형 증기터빈을 설계할 경우, 회전축계의 위험속도를 정

격회전속도 근처에 위치시킬 경우에는 반드시 감쇠특성이 설계기준치를 만족되도록 설계하게 된다. 따라서 이 터빈의 경우도 비록 위험속도가 정격회전속도 근처에 존재하지만 감쇠특성은 분명히 설계기준치를 충분히 만족하고 있음을 확인하였다. 그럼에도 불구하고 이 터빈의 경우는 spike vibration이 2차 위험속도에서 발생한 것은 축계 진동해석 자체의 오류에 기인된 것이 아닌 어떤 다른 원인에 의해 회전축계의 감쇠특성이 크게 저하된 결과로 평가될 수 있다.

3.5 진동 원인 추정

상기 진동 데이터 및 해석 결과들의 분석을 통하여 이 spike vibration은 대형 증기터빈에서 일반적으로 발생하는 회전체와 고정체와의 직접적인 러빙에 의한 로터의 열적 굽힘 증가에 기인된 고진동이 라기 보다는 어떤 예기치 못한 특별한 원인에 의해 T4 및 T6 베어링의 감쇠특성이 변경되어 저압터빈의 회전속도가 2차 위험속도를 통과 또는 인접할 때 진동이 크게 성장하는 현상으로 평가된다.

따라서 이 이상진동에 대한 근본적인 원인 규명을 위하여 1차적으로는 각 커플링을 분해하여 정렬 상태를 점검/평가하고 또한 각 베어링들도 분해하여 가공, 조립 및 설치 상태를 점검/평가하기로 하였다. 이를 통해 특별한 문제점들이 발견되지 않을 경우에는 후속 조치로써 2차적으로 LP-A/B 터빈을 완전 분해하여 내부 점검을 수행하기로 하였다. 여기서, 내부 점검 사항으로써 가장 주목해야 될 사항은 회전체와 고정체 간의 간극 점검이 되겠는데, 이 경우

Table 1 Critical speed of low pressure turbine

	LP-A	LP-B
1 st Critical speed	1,380 rpm	1,470 rpm
2 st Critical speed	3,190 rpm	3,360 rpm

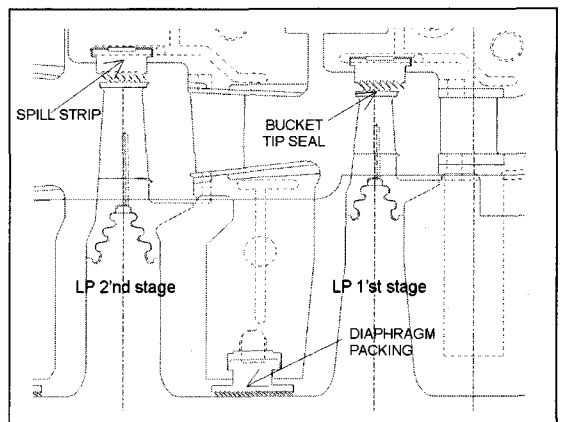


Fig. 6 Clearance of bucket tip seal & spill strip

에는 Fig. 6에 나타난 바와 같이 특히 회전체인 버켓 tip seal과 고정체인 spill strip과의 간극 점검과 손상 유무를 엄밀하게 평가하는 것이 주요 사항으로 판단되었다.

그 이유는 spike vibration이 발생되고 있는 550 MW급 초초임계압 터빈의 경우는 터빈의 효율 향상을 위해 기 상업 운전 중인 500 MW급 초초임계압 터빈 대비 버켓 tip seal의 상/하 간극을 약 30% 정도 감소시켰기 때문이다.

4. 저압터빈 분해 및 점검

4.1 커플링 정렬 상태 점검

이 터빈/발전기는 Fig. 1에서 볼 수 있듯이 각 4개의 로터들이 3개의 커플링으로 체결되어 있다. 이 논문에서는 spike vibration의 발생 원인을 규명하기 위하여 “B”와 “C” 커플링을 분해하여 정렬상태를 점검하였다. 그 결과, “B” 커플링은 초기 설치상태를 거의 그대로 유지하고 있는 반면 “C” 커플링은 초기 설치 상태 대비 수직방향으로 약 7/100 mm, 수평방향으로 약 15/100 mm가량 변경되어 있었다. 이 커플링 정렬 상태는 비교적 큰 변화량이지만 “C” 커플링과 인접한 T6 베어링의 spike vibration의 발생 메커니즘을 설명할 수는 없는 것으로 평가되었다.

4.2 베어링 상태 점검

LP-B 터빈을 지지하고 있는 T5 및 T6 베어링을 분해/점검한 결과, 각 베어링들의 가공 상태는 설계 기준치를 만족했으며, 주요 설치 상태들 즉, tilt/twist/pinch 값들은 설치 기준치를 충분히 만족하고 있었다. 따라서 베어링의 가공 및 설치 불량에 의해 이 이상진동 현상이 발생한 것은 아닌 것으로 평가되었다.

4.3 저압터빈 내부 점검

상기 4.1 및 4.2절에 기술한 바와 같이 이 이상진동 현상을 충분히 설명할 수 있는 문제점들은 LP-A/B 터빈의 외부 항목의 점검을 통해서 거의 발견되지 않았다. 따라서 이 논문에서는 T4 및 T6 베어링에서 발생하는 spike vibration에 대한 보다 정확한 메커니즘을 규명하기 위하여 저압터빈(LP-A/B)의 내부를 분해/점검하기로 결정하였다.

이 저압터빈을 분해/점검한 결과, 3.5절에서 추정

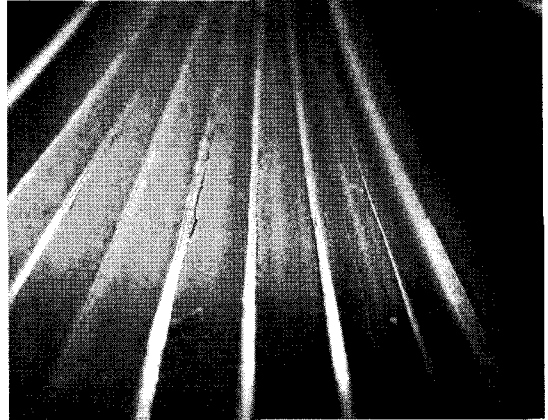


Fig. 7 Damage of spill strip(LP 2'nd Stage, LP-B)

한 바와 같이 diaphragm packing에서는 러빙의 흔적이 거의 발견되지 않은 깨끗한 상태였다. 그러나 LP-A 및 LP-B 터빈 모두 회전 버켓들의 1/2/3단 tip seal에서 비교적 큰 손상이 발견되었는데, 그 이유는 이들 회전 버켓의 tip seal이 spill strip의 하부(lower half)와 집중적으로 접촉되었기 때문이다.

Fig. 7은 회전 버켓의 tip seal과 직접적인 러빙에 의해 손상된 spill strip의 하부 사진을 보여주고 있다. 현장 여건 상 깨끗하게 촬영되지는 않았지만 하부 spill strip의 tooth가 뚜렷하게 손상된 것을 발견할 수 있는데 심한 부위는 약 0.2 mm까지 마모가 발생되었음을 확인할 수 있었다.

5. Spike Vibration 발생 메커니즘

이 손상을 통해서 판단할 수 있는 기술적 사항은 터빈이 회전 가속되는 동안 저압터빈의 버켓 tip seal이 spill strip의 하부와 직접적으로 접촉됨에 의해 베어링 내 로터는 Fig. 5에서 볼 수 있는 바와 같이 정상적으로 부양되지 못했던 것으로 평가된다. 이는 로터와 베어링 사이에 형성되는 유막의 감쇠특성을 크게 변경시키는 결과를 초래하여 궁극적으로는 저압터빈의 로터가 위험속도를 통과 또는 인접할 때 과대진동이 발생된 것으로 평가된다.

또한 버켓 tip seal과 spill strip의 하부는 비록 직접적인 접촉으로 인해 이상진동 현상을 야기하였지만 러빙 측면으로 보면 비교적 가벼운 러빙으로 작용되었기 때문에 Fig. 4와 같은 눈물방울형의 회전 궤적이 형성된 것으로 판단된다.

6. 대책 적용 및 결과

이 터빈에서 발생한 spike vibration은 회전속속 중 저압터빈의 버켓 tip seal이 spill strip의 하부와 직접적인 접촉에 의해 야기된 것으로 규명되었다. 여기서, 러빙이 발생한 위치가 상부가 아닌 하부가 된 것은 회전 승속 시 베어링 내 로터의 부양과 출력 운전 시 저압터빈 케이싱 내 진공 형성 등에 의해 운전 중 상부 간극이 크게 감소되는 것을 고려하여 상부 간극 대비 하부 간극을 약 7:3의 비율로 설치했기 때문이다. 그러나 이 이상진동 현상은 상부 간극 대비 하부 간극의 설치 비율의 오류에 의해 기인된 것이 아니라 터빈의 효율 향상을 위하여 저압 터빈의 버켓 tip seal의 상/하 간극을 초기 설계치 대비 약 30% 정도 감소시킴에 의해 기인된 것으로 평가된다.

따라서 이 spike vibration 현상을 근본적으로 방지하기 위해서는 현장 가공된 버켓 tip seal의 상/하 간극을 초기 설계치대로 재가공하여, 특히 하부 간극을 충분히 확보하는 것이 가장 타당한 해결책을 알 수 있다. 단, 운전 효율의 저하를 최소화하기 위해 LP-A 터빈의 버켓 tip seal 간극은 현 설치대로 유지하기로 결정하였다. 그 이유는 T4 베어링에서의 spike vibration은 약 3,100 rpm 부근에서 발생하므로 회전 승속 중 진동이 일시적으로 증가 후 정상화됨으로 터빈의 운전에 있어서 큰 문제가 되지 않기 때문이다.

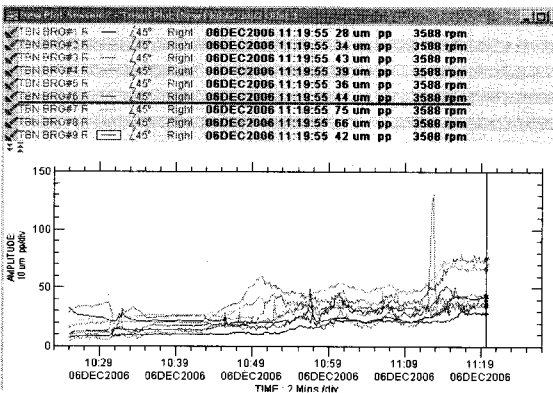


Fig. 8 Variation of vibration trends with the increase of rotating speed after enlargement of tip seal clearance

Fig. 8은 LP-B 터빈의 버켓 tip seal 간극을 확대 가공 후 터빈을 재조립하고 운전했을 경우에 대한 각 베어링의 진동 경향을 보여주고 있다.

그림에서 볼 수 있는 바와 같이 크게 문제가 되었던 T6 베어링의 spike vibration은 소멸되었고 진동치는 45 mm 이하로 매우 안정화 되었다. 또한 약 110% 과속도 시험(over-speed test) 및 정격출력 운전(550 MW)을 비롯한 각종 시험 운전에서도 안정적으로 운전되게 되었다. 단, LP-A 터빈의 경우에는 효율 보존을 위해 tip seal 간극을 현 상태로 재조립하였기 때문에 T4 베어링의 진동은 회전 승속 중 2차 위험속도를 통과할 경우에 일시적으로 상승(약 130 μm) 후 안정화됨을 볼 수 있다.

7. 결론

이 논문은 550 MW급 초초임계압 증기터빈의 저압터빈에서 발생한 spike vibration의 주요 현상을 소개하고, 이 이상진동이 발생한 근본 원인 및 발생 메커니즘을 규명하였다. 이 터빈에서 발생한 spike vibration은 회전 승속 중 저압터빈 버켓들의 1/2/3 단 tip seal이 spill strip의 하부와 직접적으로 러빙됨에 의해 야기된 것으로 평가되었다.

따라서 이 spike vibration 현상을 근본적으로 방지하기 위해 현장 가공된 버켓 tip seal의 상/하 간극을 재 조정/가공하여, 특히 러빙이 발생되고 있는 하부 간극을 충분히 확보하는 대책을 적용하였다. 상기 대책을 적용한 결과, 이 터빈에서 야기된 특이한 이상진동 현상인 spike vibration은 더 이상 발생되지 않게 되었다.

이 사례 연구를 통해 규명된 이상진동 발생 메커니즘은 향후 국내에 연속 공급될 동일 모델의 초초임계압 터빈은 물론 한층 용량 격상될 1,000 MW급 차세대 초초임계압 화력발전용 증기터빈의 유사 고진동 현상 방지를 위한 기술 자료로도 매우 유용하게 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

참고 문헌

- (1) Michael Hill, J., 2000, "Development of Dense Pack Steam Turbine: A New Design Methodology for Increased Efficiency", Proceedings

of 2000 Int. J. Power Gen. Conf.

(2) Watanabe, E., Tanaka, Y., 2003, "Development of New High Efficiency Steam Turbine", Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., Tech. Review Vol. 40, pp. 211~216

(3) Nah, U. H., Yang, S. H., Powers, J., 2005, "Recent Advanced In Ultra Super Critical Steam Turbine Technology", Power-Gen Asia Conf., Singapore.

(4) Hofer, D., et al., 2003, "Aerodynamic Design and Development of Steel 48/40 inch Steam Turbine LP End Bucket Series", Pro. of the Int. Conf. on

Power Eng., Japan.

(5) Yang, S. H., et al., 2002, "Examination of the Periodic High Vibration by the Accumulated Carbide at Oil Deflector of a Steam Turbine for Power Plant, Vol. 12, pp. 897~903.

(6) Lee, A. S., et al., 1995, "Development of Turbine Generator Vibration Diagnostic System for Power Plant," KIMM.

(7) Yang, B. S., 1998, "Diagnostic Examples for Machinery Condition," Copyright @ HYOSUNG.

(8) "Field Application Note," Copyright @ 1989-1999, Sales Technology, Inc.