

특집

국내 전력기기의 소음진동 동향

발전소 회전기계의 마찰에 관한 진단

김 하 용*

(한전 KPS)

1. 머리말

회전기계 마찰진동(rub)은 회전부(로터)와 정지부(케이싱)가 접촉할 때 발생한다. 발전소의 터빈에서 마찰(rubbing)이 발생하면 축을 휘게 하거나 블레이드를 손상시킬 뿐 아니라 심할 경우 로터를 파괴시킬 수도 있다. 그런데 이러한 마찰진동이 어떤 경우에는 진동신호로 명확히 나타나지만 어떤 경우에는 불분명하게 나타나기 때문에 현장의 기술자들이 정확한 진단을 내리기 어렵다. 마찰 진동 신호가 불분명하게 나타나면 다른 진동원인, 즉 회전체 불평형이나 열 변형 또는 공진에 의한 진동으로 오인하여 문제 해결을 어렵게 할 수 있다. 여기서는 회전기계의 일반적인 마찰진동 이론을 간략히 설명하고, 현장 기술자들에게 도움이 될 수 있는 터빈-발전기의 마찰진동 진단 사례를 소개하고자 한다.

2. 회전기계의 마찰진동 이론

2.1 마찰진동의 발생원인

(1) 과도한 진동

회전하는 로터의 과도한 축 진동은 케이싱과 마찰을 일으킬 수 있다. 가스터빈에서 서어지가 발생할 경우 과도한 축 진동이 발생하고, 2차적으로 로터와 케이싱간의 마찰을 발생시킨 사례가 있다. 또 운전 중인 터빈 블레이드가 탈락되면 과도한 언발란스 진동으로 나머지 블레이드와 케이싱 간의 강력한 마찰진동이 발생하면서 추가적인 블레이드탈

락과 함께 로터 전체를 파손시키는 대형사고를 유발할 수 있다.

(2) 불충분한 간극

로터와 고정부품 사이의 불충분한 간극은 마찰진동이 발생하기 쉽다. 터빈의 로터와 케이싱간의 가장 협소한 간극부위는 증기 밀봉부인데 운전 중 열 팽창이 비정상적일 경우 간극이 좁은 실(seal) 간극을 더욱 협소하게 만들어 마찰진동 발생하기 쉬운 조건이 된다. 실에서 발생하는 마찰진동은 축 표면이 부분적으로 과열되면서 축 휨을 발생시키고, 장기간 지속될 경우 영구적인 휨으로 진전되어 로터를 손상시킬 수 있다. 또한 터빈을 기동하여 회전수가 증가하면서 임계속도를 통과할 때도 마찰진동이 발생하기 쉬운데 임계점에서는 축 휨이 최대가 되면서 높은 진동이 실 간극을 더욱 좁게 만들기 때문이다. 임계속도에서 발생하는 마찰진동은 로터의 불평형 진동과 혼동하기 쉽다.

(3) 케이싱 뒤틀림

열응력에 의한 케이싱 뒤틀림은 간극을 협소하게 하여 마찰진동을 발생시킬 수 있다. 고온에서 운전하는 가스터빈의 케이싱은 장기간 열응력을 받기 때문에 케이싱이 변형되고 변형된 케이싱은 운전 중 로터와 마찰진동을 발생시킬 수 있다.

(4) 정렬 불량

베어링 또는 축의 정렬상태가 불량하면 마찰진동

* E-mail : hygim@kps.co.kr / Tel : (031) 710-4398

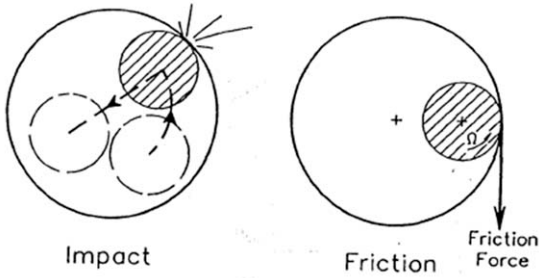


그림 1 마찰에 의한 충격력과 마찰력(Bently Nevada 자료)

이 발생하기 쉽다. 베어링 정렬이 불량할 경우 축 저널의 비정상적인 접촉으로 인하여 마찰진동이 발생할 수 있다. 이 경우 베어링 베빗 메탈이 밀리거나 심할 경우 베빗이 녹아내려 대형사고로 발전할 수 있다. 축 정렬이 불량할 경우도 간극이 협소한 부분에서 마찰진동이 발생할 수 있다.

2.2 마찰진동의 특성

Rub는 회전하는 로터 원주의 부분적인 위치에서 발생하는 부분 마찰진동과 로터의 원주 전체방향에서 발생하는 전주 마찰진동으로 구분한다. 보통은 부분 마찰진동이 먼저 발생하고, 부분 마찰진동이 심해지면 전주 마찰진동으로 진전된다. 마찰진동이 발생하는 회전기계는 다음과 같은 진동특성을 나타낸다.

(1) 강성과 고유진동수 변화

마찰진동은 로터의 강성과 고유진동수를 증가시킨다(일반적으로 증가). 로터와 실이 마찰진동을 일으키게 되면 실이 마치 베어링처럼 축을 지지하는 효과를 발생시켜 강성을 증가시키고, 증가된 강성은 고유진동수를 증가시킨다. 회전기계가 마찰은 발생 전에는 비공진 상태로 운전되었는데 마찰진동에 의한 강성변화로 공진상태로 운전 될 경우 심각한 진동문제로 발전할 수 있다.

(2) 비선형적인 진동발생

마찰진동은 대단히 비선형적이고, 때로는 무질서한 증상을 나타내기 때문에 마찰로 인한 로터의 동적 응답은 상당히 다양하다. 부분 마찰이 발생할 경우 진동응답은 시스템 변수들과 초기 조건의 조그

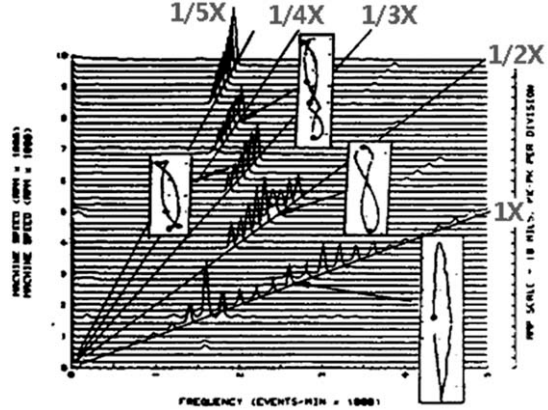


그림 2 분수 조화주파수를 발생하는 부분 마찰진동에 대한 캐스케이드 선도(Entek IRD 자료)

만 변화에 의해서도 영향을 받는다. 마찰진동의 진동응답은 많은 시스템 변수들이 포함되기 때문에 이들의 조그만 변화에도 비선형적으로 진동은 큰 변화가 발생할 수 있다.

(3) 충격력과 마찰력 발생

충격력은 부분적인 변형과 튀어 오르는 작용(rebounding motion)을 야기하며, 매우 짧은 과도적 과정에 의한 비선형의 넓은 진동주파수 대역폭을 발생한다. 마찰력은 접촉하는 접선부의 수직력과 표면의 특성에 의해 결정되며, 이 힘은 진동의 반대 방향으로 작용한다. 마찰력은 기계효율을 감소시키고, 국부적으로 축을 과열시켜 휘게 만들며, 비선형적인 마찰력은 조화진동 주파수를 나타내는 특징이 있다.

2.3 부분 마찰의 진동 신호분석

비교적 경미한 부분 마찰진동일 경우 그림 2와 같이 1X 진동과 함께 차동기 진동인 1/2, 1/3, 1/4X 진동을 발생시킨다. 분수배의 차동기 주파수 진동이 발생하는 원인은 앞에서 언급한 충격력과 마찰력 때문이다(주: 차동기 진동이란 1X 이하의 주파수 진동을 말하며, 1X 진동은 "1×RPM 주파수 진동"이라는 뜻으로 분당 3600 rpm (60 Hz)으로 회전하는 기계에서 발생하는 진동의 주파수가 60 Hz이면 1X 진동이고, 30 Hz이면 1/2X 진동이라고 한다).

그림 2는 캐스케이드 선도와 오비트 선도로 경미한 부분 마찰진동을 진단한 것이다. 캐스케이드

선도에서는 1X 진동 이외에 1/2, 1/3, 1/4, 1/5X 진동이 나타나고 있다. 오비트 선도는 베어링 내에서 축의 진동궤적을 나타내는데 차동기 주파수에서는 오비트가 정상적인 타원형상이 아닌 8자형의 왜곡된 형상을 나타내게 된다.

그림 3은 가스터빈 서지(surge)로 인한 과도한 진동과 함께 1/2X 주파수의 마찰진동이 발생한 사례이다.

그림 4는 마찰진동에 의한 1X 진동변화이다. 부분 마찰진동에 의한 축의 국부적인 과열은 열적인 휨 변형을 발생시켜 주기적인 진동변화와 함께 위상각의 360° 변화를 연속적으로 발생시킨다. 그림 4의 플라선도는 지멘스(사) 발전기 베어링의 트위

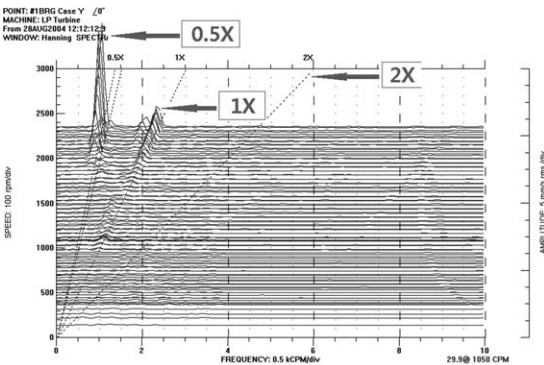


그림 3 ABB(사)의 가스터빈 서지에 의한 0.5X의 격렬한 마찰진동 사례

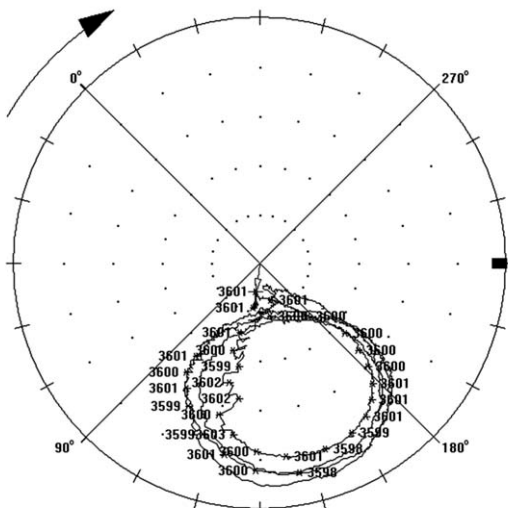


그림 4 부분 마찰에 의한 1X 진동과 위상 변화 사례

스트 불량으로 발생한 마찰진동의 사례이다. 1X 진동과 위상각이 2시간 주기로 증가와 감소를 연속적으로 반복하였으며, 분수배 진동은 나타나지 않았다(트위스트는 베어링이 축에 평행하게 설치되지 않고 비틀리게 설치된 상태이다).

2.4 전주 마찰의 형태와 진동신호

부분 마찰이 심해지면 전주 마찰로 진전된다. 전주 마찰 진동이 비교적 경미하거나 윤활상태에서 루브르는 그림 5와 같이 주로 1X 진동을 발생하며, 정

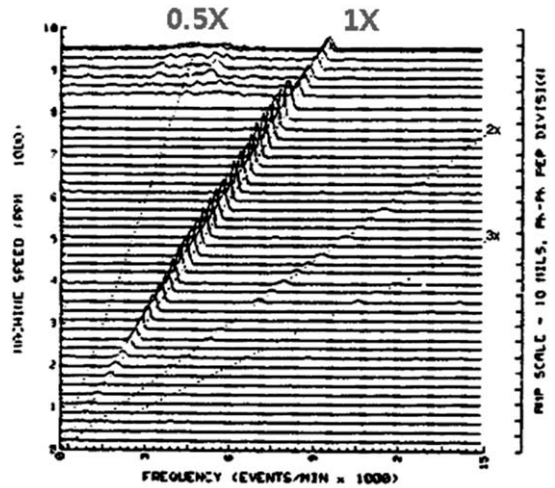


그림 5 낮은 진동을 발생하는 전주 마찰진동(Entek IRD 자료)

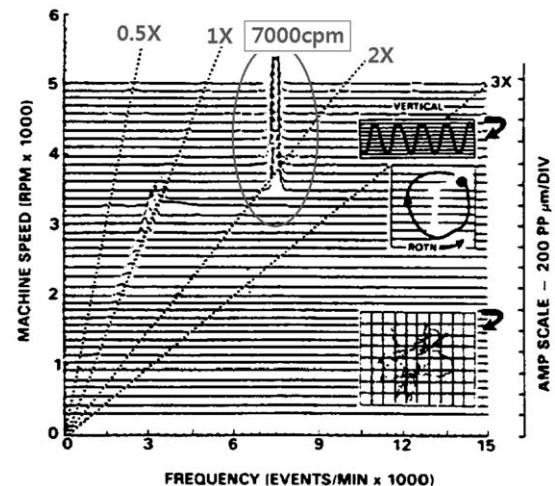


그림 6 역세차 운동을 일으킨 충격 실 마찰진동에 대한 캐스케이드 선도과 오비트 선도(Entek IRD 자료)

방향 세차 운동을 한다.

그러나 전주 마찰진동이 매우 심하거나 건마찰 상태에서 진동주파수는 회전체의 마찰로 증가한 고유주파수가 주성분이며, 대표적인 진동특성으로 역세차 운동을 일으키는 것이다.

그림 6은 실과 축의 심한 충격으로 역세차 운동이 발생한 전주 마찰진동에 대한 캐스케이드선도와 오비트 선도이다.

역세차 운동이란 축의 회전방향(자전)과 진동의 궤도(공전) 방향이 반대인 경우이며, 정세차는 회전방향과 진동의 궤도방향이 일치하는 것으로 오비트 선도(또는 lissajous)로 측정할 수 있다. 일반적으로 대부분의 진동은 정세차 운동이며, 역세차는

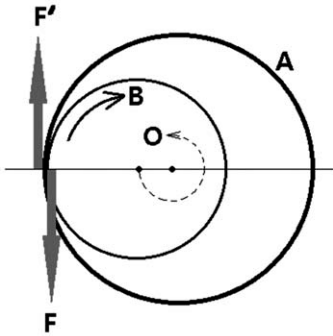


그림 7 건마찰 베어링에서 역세차 운동 원리

매우 심한 전주 마찰 상태에서 발생한다.

회전기계에서 역세차 운동이 발생하는 원인은 그림 7에서 설명하는 바와 같이 건마찰 베어링이나 전주 마찰진동이 심하게 발생하는 경우이다.

그림 7에서 원 A는 베어링 내면이고, B는 그 안에서 회전하고 있는 수직축의 단면을 나타낸다. 축은 시계방향으로 회전하고 있고, 베어링 A의 중심평형 위치에서 일시적으로 벗어나 왼쪽에서 베어링 내면과 접촉한다고 하자. 축은 회전하고 있기 때문에 마찰력 F와 F'가 생긴다. 그 중 F는 축에 작용하는 힘이며, F' = -F는 베어링 내면에 작용하는 힘이다. 힘 F는 축 B의 중심을 통하고 이것과 크기가 같으며, 방향이 평행한 힘과 짝힘 F_r로 치환할 수 있다 (r은 축 B의 반경). 짝힘은 일정한 속도로 구동되고 있다고 생각되는 축에 제동 작용을 할 뿐이다. 따라서 그 효과는 구동 토크가 얼마만큼 증가할 필요가 있을 뿐 진동으로서 문제는 발생하지 않는다. 그러나 축의 중심을 통하는 힘 F는 축을 아래로, 즉 원 A의 접선방향으로 밀어 내린다. F의 방향은 A안에서 축 B의 위치에 따라 변하므로, 접선으로 보이는 원 O와 같은 오비트 선도로 선회하게 된다. 그 때문에 축은 그 회전방향과는 역방향으로 베어링 간격안을 구동 선회하게 된다. 축이 베어링 내에서 조금도 접촉하지 않고 회전하면 축은 역선회(역세차) 없이 안전하다. 그러나 일단 어떤 이유로 해서 베어

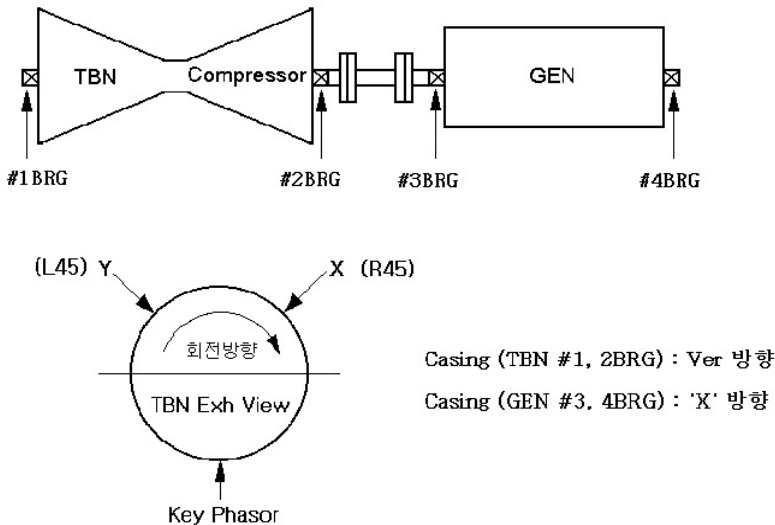


그림 8 가스터빈-발전기 개략도

링 내면과 접촉하자마자 축은 맹렬히 선회를 하기 시작한다.

3. 터빈-발전기 마찰 사례

3.1 발전기 실 마찰 사례

그림 9와 같은 지멘스(사) 공기냉각 방식 발전기에서 발생한 실 마찰진동 진단 사례이다.

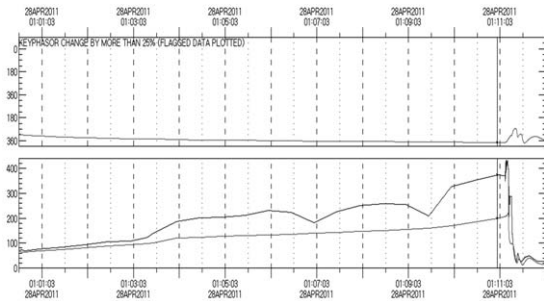


그림 9 발전기 진동이 70 μm 에서 10분 후 370 μm 까지 증가한 추이선도

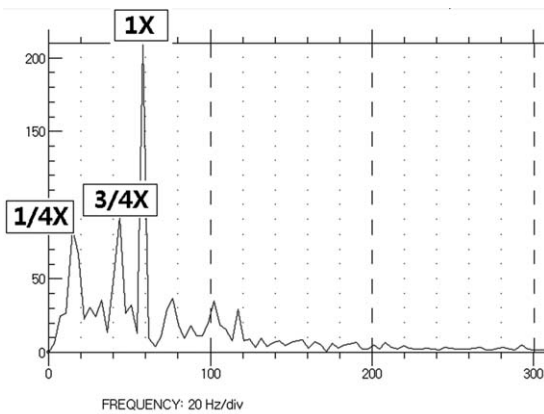


그림 10 발전기 베어링의 부분마찰진동 스펙트럼

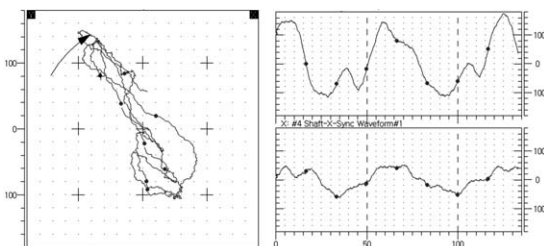


그림 11 실마찰에 의한 왜곡된 오비트 선도

오버홀 공사 후 시운전 과정에서 발전기 베어링 진동이 높게 발생하였다. 그림 9와 같이 기동 후 3600 rpm 무부하에서 70 μm 진동이 10분 후에 370 μm 까지 증가하였다.

진동원인을 진단하기 위하여 측정된 진동 주파수는 그림 10과 같았다.

그림 10의 스펙트럼에서 1X 진동이 가장 높게 발생하고, 1/4X 및 3/4X의 분수배 주파수가 발생하고 있었다. 또한 진동 웨드를 나타내는 그림 12의 오비트는 8자형의 찌그러진 형태를 나타내었다.

위와 같은 진동신호는 부분 마찰진동의 특성이며, 진동이 계속 증가한 원인은 축과 실의 마찰로 인한 축의 국부가열로 힘이 계속 증가하였기 때문이다. 마찰진동이 매우 심각한 상태이므로 베어링 오일 디플렉터(oil deflector)와 발전기 에어실(air



그림 12 오일실과 축의 마찰 흔적(박스 부분)

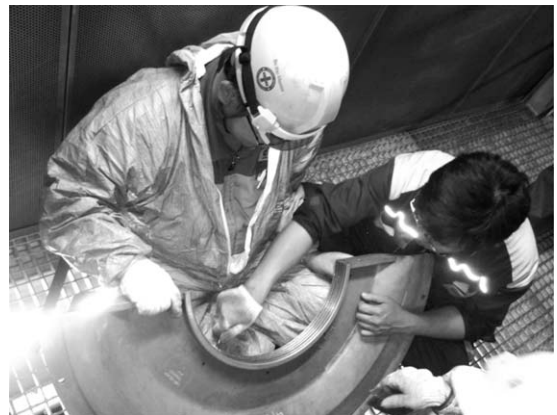


그림 13 오일 디플렉터 가공 모습

seal)을 점검하기로 하였다. 분해점검 결과 그림 12와 같이 심한 마찰을 확인할 수 있었고, 접촉 흔적이 있는 부분의 각 실을 0.1 mm씩 가공하여 재조립하였다(그림 13).

실 가공 후 마찰문제를 해결하여 베어링 진동은 370 μ m에서 110 μ m로 개선되었다.

3.2 증기터빈 밀봉 실에서 마찰

그림 14는 GE 180 MW, 3600 rpm 증기터빈 증기 밀봉 장치의 리버런스 실(labyrinth seal)과 축의 마찰 사례이다.

계획예방정비공사 중 증기밀봉 시스템의 N2 패킹을 교체하였다. N2 패킹은 그림 14에서 고압터빈과 중압터빈 사이에서 터빈간의 증기 누설을 방지하는 역할을 하며, 리버런스 실로 구성되어 있다. 계획예방정비공사 후 1차 시운전 진동측정 결과 그림 15 보드 선도(bode plot)와 같은 비정상적인 진동이 발생하였다.

기동 중 증기 워밍을 실시하기 위하여 회전수 1000 rpm에서 1시간을 유지하는 동안 그림 15처럼 진동이 증가하고 위상각이 감소하는 현상이 발생하였다. 증기 워밍 종료 후 터빈을 승속하자 1차 임계속도인 1700 rpm 도달 직전 진동이 비정상적 설정치인 250 μ m를 초과하여 정지되었다.

진동원인을 분석하기 위하여 주파수를 분석한 결과 진동은 모두 1X 진동이었으며, 분수배 주파수 진동은 발생하지 않았다. 1차 임계속도에서 진동증가는 불평형인 경우가 대부분이지만 그림 15를 보

면 1000 rpm 증기 워밍 중 진동이 이미 증가하기 시작하였으며, 기동과 정지 과정의 진동 및 위상각 차이가 발생하였다. 기동/정지 중 진동과 위상각 차이가 발생하는 원인은 로터의 휨 변형이 발생하였기 때문이다. 불평형진동은 불평형 원심력이 작용하여 진동이 발생하므로 진동과 위상이 기동 및 정지 과정 중 일치하게 된다. 그러나 마찰진동으로 축이 열 변형되면 불평형진동과 같이 진동이 증가할 뿐 아니라 기동/정지과정의 진동과 위상각이 서로 다르게 발생한다. 그러므로 진동원인은 실과 축의 마찰로 진단할 수 있다. 그리고 마찰이 발생한 위치는 계획예방 공사 중 신품으로 교체하여 간극이 가장 좁아진 N2 패킹에 의하여 발생한 것으로 진단하였다. 또 운전 데이터 분석결과도 중고압 터빈 케이

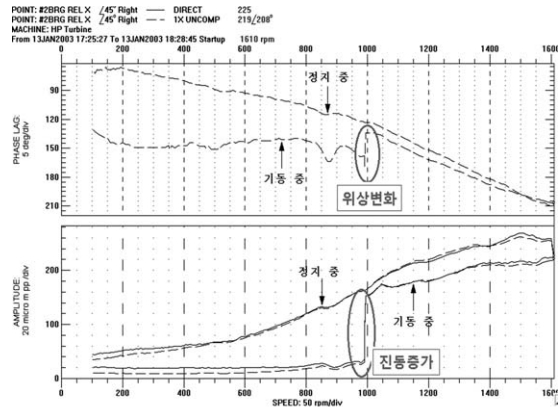


그림 15 N2 패킹 교체 후 1차 시운전조건인 보드 선도

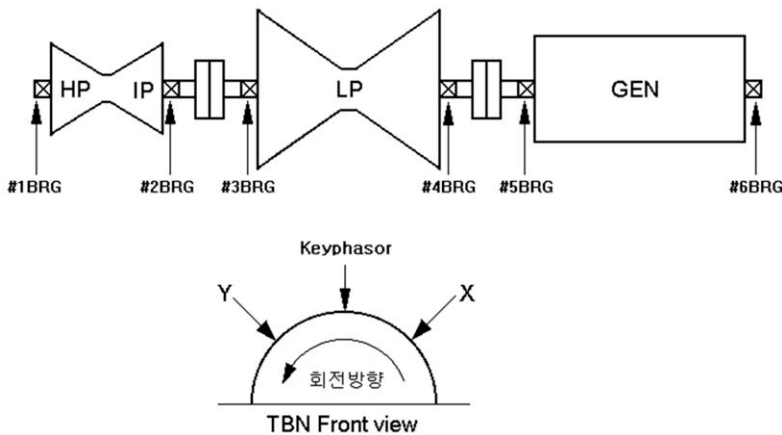


그림 14 GE 180 MW 증기터빈 개략도

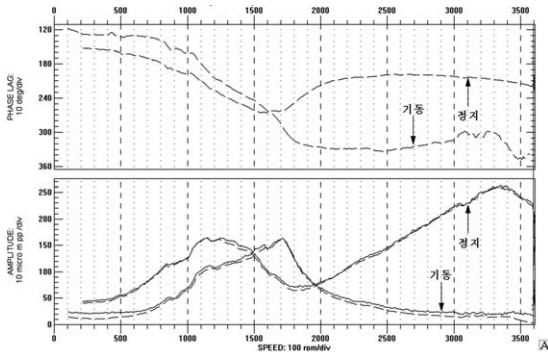


그림 16 케이싱 온도 편차 감소 후 재기동

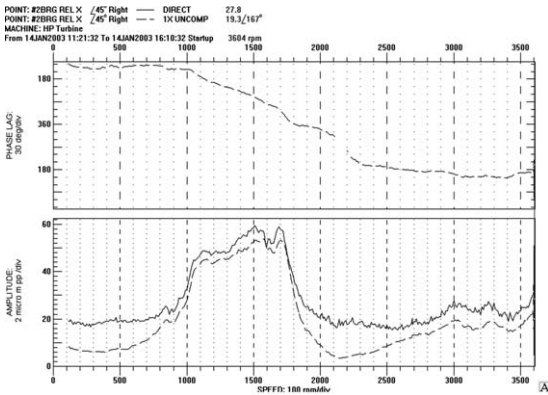


그림 17 3차 재기동후의 보드 선도

싱의 상/하부 온도 편차가 80 ℃ 이상 발생하였다. 따라서 마찰진동은 온도 편차에 의한 케이싱 뒤틀림과 새로 교체한 N2 패킹 실간극의 협소와 복합적으로 작용한 결과이다. 진동교정 작업 검토결과 신품 실의 마모가 조금 더 진행되고, 케이싱 온도 편차가 줄어들면 마찰진동이 자연적으로 해소된다. 따라서 터빈 정지 후 3시간 동안 로터를 저속으로

회전하면서 증기로 가열하여 케이싱 온도 편차를 30° 이내로 감소시킨 후 재기동하였다.

재기동 결과 그림 16처럼 1차 critical speed인 1700 rpm에서 진동은 250 μm 에서 150 μm 로 감소하였다. 그렇지만 3600 rpm 도달 후 다시 루브가 발생하면서 진동이 200 μm 까지 증가하였다.

케이싱 온도편차에 의한 뒤틀림 현상은 줄었지만 실과 축의 마찰이 계속 되기 때문이다. 추가적으로 8시간 이상 로터를 저속으로 회전하면서 증기로 가열하여 3차 기동 결과 그림 17처럼 최대 진동이 60 μm 이하로 개선되었다. 이 사례는 일반적인 루브 이론에서 말하는 분수배 주파수가 나타나지 않았다. 그 이유는 마찰로 인한 마찰력에 비하여 로터 중량이 크기 때문으로 추정된다. 또 마찰가 발생하면 위상각이 증가하지만 이 사례에서는 위상각이 감소하였다. 그 이유는 마찰에 의한 "high spot" (축 단면에서 진동이 가장 높은 지점)의 이동 보다는 실 마찰진동에 의한 축 지지 효과로 강성이 증가하면서 위상각이 감소한 영향으로 분석된다.

4. 맺음말

마찰진동에 대한 진단은 이론과 함께 현장 경험이 중요하다. 또한 온-라인으로 감시하는 진동계측 설비를 설치하는 것이 꼭 필요하다. 진동계측 설비는 정상 운전 중에 연속적으로 진동감시를 할 뿐 아니라 마찰진동을 진단할 수 있는 진동스펙트럼, 캐스케이드 선도, 보드 선도, 오비트 선도 등을 취득하며 진동 제한치를 설정하여 탐지되지 않는 마찰에 의한 대형 사고로부터 설비를 보호하고 있다. **KSNVE**