

속에 따른 동력이 절감되는 것으로 분석되었다.

구 분	운전시간(h)	동력 절감량(KWH)	동력절감액(원)
하 절 기	1,488	42,346	2,026,066
춘, 추절기	2,160	61,470	2,262,105
동 절 기	4,320	88,560	3,889,260
총 계	7,968	192,376	8,177,431

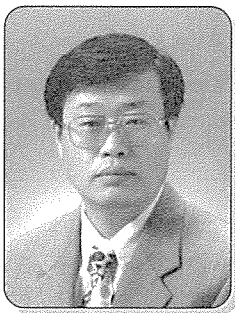
4. 연간 절감되는 동력량과 금액은 약 192,376 KWH/년, 8백2십만원/년이다. 경제성 분석 방법으로는 투자 회수기간법으로 검토하였으며 투자 회수기간은 은 약 3.9 년 정도로 계산되었다.
5. VVVF 설비의 적용에 따른 에너지 절감량에 비하여 투자회수기간이 길게 나타난 것은 첫째 아직도 VVVF 설비의 가격이 고가이며, 둘째 터빈 발전기가 저부하로 운전되는 시간이 심야에 집중되어 있어 절감되는 금액은 상대적으로 적다고 하겠다. 그러나 현재 이자율이 낮아지는 경향과 향후 전력산업 구조 개편 이후 전력요금이 인상된다면 보다 경제성이 있을 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. 전기기술시리즈 효율향상기술(4) - 기전연구소

2. 대용량인버터 적용타당성 조사연구 - 한국전력공사 수요관리실(2000.8)
3. 전동기 제어장치 보급 및 사용행태 조사연구 - 한국전력공사 전력경제처(1997.9)
4. 전력기술 Workshop 가변속장치 이용기술 - 한국전력공사 기술연구원(1989.12)
5. 동력 절약형 교류 가변속 장치의 적용 연구 - 유종주, 한병성 전북대 공대 전기공학과
6. 펌프, 팬의 VVVF 변속제어에 의한 절약 연구 - 최수현, 조성권 한국동력자원연구소
7. 유체기계 인버터 적용 사례 - 계장기술 2000년 6월호 - 한용환 (주) YTC EN-Tech
8. 인버터 응용메뉴얼, 장승식 - 기다리
9. 유체역학 - Victor L. Streeter, 손병진(1992), 회중당
10. 호성펌프편람 - 호성중공업(1994)
11. 경제성공학 - 함효준(1998), 동현 출판사
12. 열교환기 이론과 설계 - 민의동(1989), 화학공업조사회
13. Instrument Engineers' Handbook - Bela G.Liptak(1985), Chilton Book company
14. Control-Valve Selection and Sizing - Les Driskell(1983), Instrument Society of America
15. Pump Handbook - Igor J. Karasik(1985), McGraw-Hill Book Company

회전체의 진동 분석과 그 대책(III-II)



한전 전력연구원 발전연구실
발전설비지원그룹 과장 조철환
Tel : (042)865-5322

4.2.4. 파형(Waveform)

비록 진폭대 주파수(스펙트럼) 특성에 의한 진동분석이 기계 진동문제 해결에 유용하지만 때로는 특별한 운전조건에서 운전되는 기계의 결함을 진단하고 운동특성(Dynamic Behavior)을 연구하기 위한 또 다

른 정보가 필요한데, 그림 4.11과 같이 진동의 Time Waveform을 관찰하는 것이 도움이 된다. Waveform의 수직축은 진폭이고 수평축은 시간을 나타낸다.

어떤 기계적 문제는 주파수는 같더라도 운동특성(Dynamic Behavior)은 아주 다르다. 예를 들어 기어에서 하나의 이가 변형되거나 손상된 경우 그이는 매 회전시마다 맞물리는 기어에 충격을 가하여 1×RPM의 진동주파수를 발생시킬 것이다. 이것은 Unbalance에 의한 진동으로 잘못 판단할 수 있다.

그러나 Waveform으로 보면 손상된 기어에 의한 진동과 Unbalance에 의한 진동은 그림 4.12와 같이 확연히 구별된다. Unbalance에 의한 진동은 정현 곡선 모양인 반면에 손상된 기어에 의한 진동은 못과 같은(Spike-Like)모양이다.

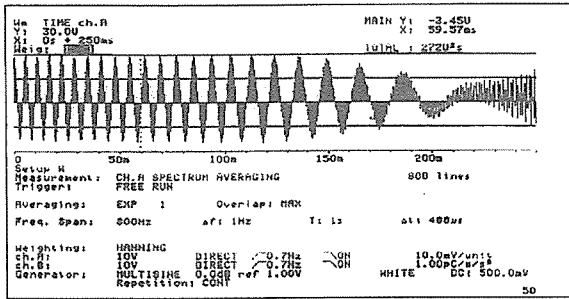


그림 4.11 Time-Waveform

또한 손상된 기어이빨에 의하여 실제 진동진폭이 나타날 수 있는가 하는 것도 의심스럽다. 못 모양의 신호는 주파수 분석을 위해 Filter를 통과하면 진폭이 나타난다.

진동의 Waveform을 관찰하는 또다른 이점은 Oscilloscope에 의하여 감쇄되지 않은 진동모양을 즉시 볼 수 있다는 것이다. 따라서 짧은 Transient 진동을 분석하는데 Oscilloscope는 아주 중요한 역할을 한다. 예를 들어 그림 4.12는 전기모터의 기동시 얻은 Transient 진동을 나타낸다.

이 진동은 아주 짧은 시간만 나타나지만 Oscilloscope에 실제 Peak 진폭이 쉽게 나타난다. 대부분의 진동계와 분석기에 있는 진폭Meter의 경우는 지침의 흔들림을 방지하기 위하여 Damping이 설치되어 있어 이 Damping 때문에 Meter의 응답이 늦어져 실제 Peak 진폭을 나타내지 못한다.

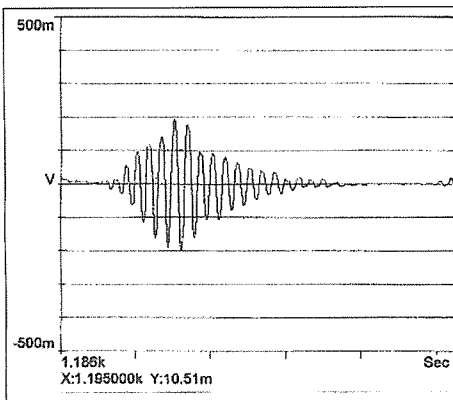


그림 4.12 전기모터 기동순간 진동의 파형 분석

4.2.5. Shaft Orbit(Lissajous Pattern)

Spectrum 및 Waveform 이외에 진동해석에 유용한 데이터는 Shaft Orbit 이다. 이를 얻기 위해서는 각 베어링에 두개의 Non-Contact Pickup을 그림 4.15와 같이 90° 각도로 설치해야 한다. 한 Pickup으로부터 발생

된 신호는 Oscilloscope의 수평축 입력이 되고 다른 Pickup으로 부터 발생된 출력은 수직축 입력이 된다. Pickup을 설치할 때 베어링 내에서 축의 수직방향 움직임이 Oscilloscope상에서 수직방향으로 나타나고 Oscilloscope하단이 베어링의 하부로 나타나도록 계기를 Setup하는 것이 좋다. 그러나 Pickup을 정확히 수직과 수평방향으로 설치하기는 현장 작업상 어려운 경우는 45°회전시켜 설치하는 경우가 많은데 이때는 Oscilloscope상에 Orbit가 45°회전되어 나타나는 것 외에 다른 점은 없다.

최근에 Pickup 고장시 기계가 정지되는 가능성을 줄이고 좀더 완전한 보호를 위하여 중요한 고속 Turbo-Machine에는 두개의 Non-Contact Pickup을 설치하는 것이 보통이다.

Oscilloscope상에서 Orbit을 관찰할 때 동기(1×Rpm)와 같은 어떠한 주파수 기준이 없으면 주파수 정보를 얻을 수 없다. 예로써 그림 4.13과 같은 경우 주파수가 1×RPM인 곳에서는 통상적으로 Unbalance 상태라고 간주될 수 있다.

그러나 만일 1×RPM 기준 Pulse가 그림 5.14와 같이 나타내는 Orbit에 중첩 입력되면 그 해석은 완전히 다르다.

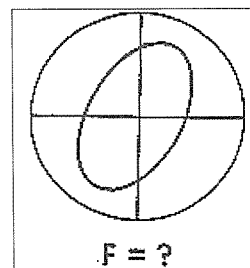


그림 4.13 주파수 정보가 없는 Orbit

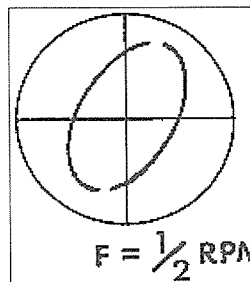


그림 4.14 축진동의 주파수 정보가 있는 1/2 RPM에서의 Orbit

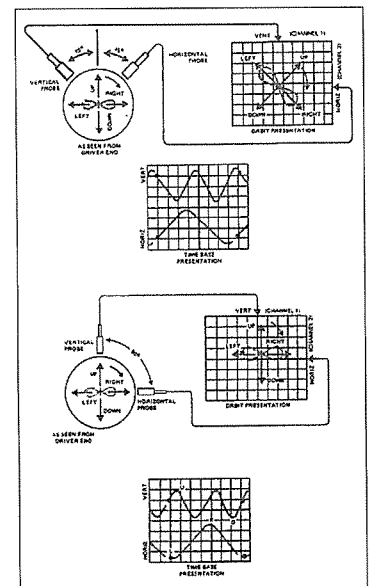


그림 4.15 Non-Contact Pickup을 사용한 Orbit과 Time Base 신호

그림 4.14에서 동기 Pulse가 2번 나타나는데 축의 이러한 운동은 축이 2회전 할 때마다 한번 발생하는 것을 나타낸다. 따라서 이 진동은 분명 1/2 회전속도에서 발생하고 있다. 동기 기준 Pulse는 Non-Contact Pickup (Proximity Probe)에 의해 얻을 수 있고, Oscilloscope가 장착되어 있으면 기준 Pulse를 "Z"축 (Intensity)입력단자로 보내면 Orbit상에 "Blank"점이 나타난다. Orbit상의 Keyphasor수는 주파수를 분수로 놓을 때 분모 항을 나타낸다. 예를 들어 이 Orbital Frequency Ratio는 그림 4.16을 참조할 것

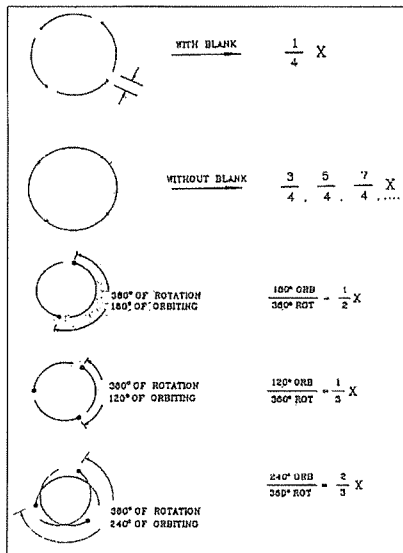


그림 4.16 Orbital Frequency Ratio

4.2.6. 진동원인별 Orbit 모양

[Unbalance]

그림 4.17의 예에서와 같이 Orbit상의 하나의 기준 Pulse(Orbital Frequency Ratio = 1)는 이 운동이 1× RPM 주파수에서 발생하고 있음을 보여주고 있다. 이 경우의 Orbit은 진원이거나 약간 타원이다. 그림 5.19와 같이 타원이 심한 경우(X-Y축의 진동비가 8:1, 10:1 이상)는 기계가 Preload를 받거나 구조물의 공진 상태에서 운전되고 있으므로 회전속도의 변화가 Orbit에 영향을 미치는가 점검되어야 한다.

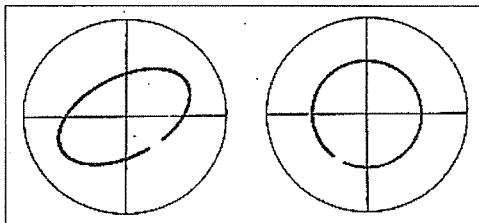


그림 4.17 Unbalance시의 전형적인 Orbit

[Misalignment]

Misalignment의 주 진동 주파수는 1×RPM이나 Unbalance와는 달리 2X, 3×RPM 주파수를 수반하는 경우가 있다. 이 경우의 Orbit은 그림 4.19와 같은 Banana모양을 가진다. 고주파수에서 고진동일수록 Orbit모양은 그림 4.20과 같이 8자 모양 이거나 꼬인 모양을 가진다.

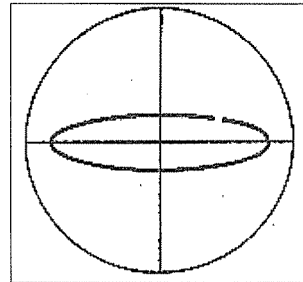


그림 4.18

Misalignment, Bearing

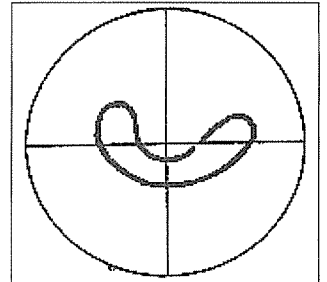


그림 4.19

심한 Misalignment시의 Wear. 또는 공진시의 Orbit

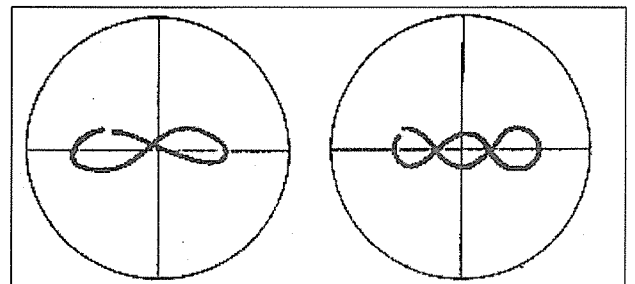


그림 4.20 Coupling Misalignment시의 Orbit

[Oil Whirl]

Oil Whirl은 진동주파가 통상 1/2×RPM 보다 작으며, Orbit은 일반적으로 그림 4.21와 같이 Internal Loop를 가지는 진원이거나 타원이다. Oil Whirl 주파수는 정확히 1/2×RPM이 아니므로 2개의 기준 Pulse(Keyphasor)가 있으며 Internal Loop는 점선방향으로 회전한다.

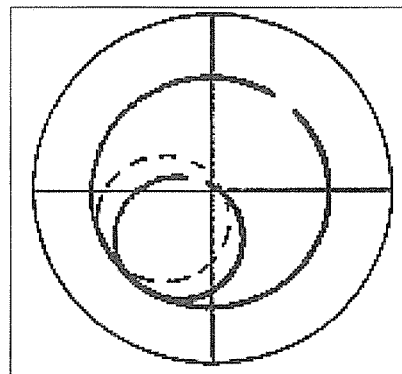


그림 4.21 Oil Whirl시의 Orbit

[Rubbing]

고정부와 회전부간의 Rubbing은 그림 4.22과 같이 Orbit은 여러 가지 모양으로 나타나는데 이것은 Rubbing의 정도에 따라 다르다. 대부분의 경우 Orbit상의 기준 Pulse는 이것이 기계적인 이완과 같은 다른 문제로부터 발생될지라도 불안정하게 나타난다.

Rotor가 고정부와 1회전마다 약간 접촉할 정도의 Rubbing이 발생하면 그림 4.22 A와 같이 약간 찌그러진 진원 또는 다원 모양을 가진다. Rotor가 고정부와 충돌 및 튀어나오는 정도의 가벼운 Rubbing이 발생하면 그림 4.23 B와 같이 분수조화진동(일반적으로 $\frac{1}{2} \times \text{RPM}$)이 생겨 Internal Loop를 가지는 Orbit이 된다. 이것은 Oil Whirl시의 Orbit과 비슷하나 Rubbing에 의한 Internal Loop는 Oil Whirl에서와 같이 회전하지 않는다.

Rubbing이 더욱 심해지면 Orbit은 여러 성분의 조화주파수, 랜덤 비동기 주파수 및 공진주파수를 포함하는 모양들의 하나가 된다. 그림 4.22 C는 심한 Rubbing시의 Orbit이다.

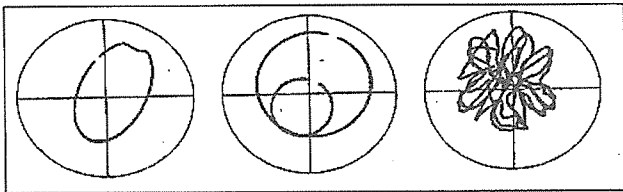


그림4.22 A, B, C Rubbing시의 Orbit

4.2.7. 位相角(Phase Angle)

제4장(진동 위상각)에서 이미 기술한바와 같이 위상각의 측정 및 분석은 기계 문제점의 발견과 그 확인에 유용한 분석기법이다. 이 기법의 응용 예는 다음과 같다.

- ① Shaft Balancing 시행
- ② Misalignment 및 Bent Shaft 검출
- ③ Unbalance 탐지
- ④ Mechanical Looseness 검출
- ⑤ 기계 및 그 구조물의 운전중 변형 검출

5. 이상진동의 종류와 특성

5.1. Unbalance진동

진동원인중 가장 일반적이고 기본적인 것이며, Balance가 충분히 잡혀 있으면 진동문제의 반은 해결

된다고 할 수 있다.

- 진동주파수는 기계의 회전수와 같고 ($1 \times \text{RMS}$)크기는 Unbalance량에 비례한다.
- 베어링 강성에 반비례한다.
- 또 회전수의 2승에 비례하므로 고속이 될수록 중대한 문제가 되는 경우가 있다.
- 진동위상은 출력, 진공도 등이 변하여도 일정하고 안정되어 있다.
- 회전체 각부 요소에 변화가 없고, Alignment 변화가 없으면 진폭-회전수, 위상-회전수 관계는 재현된다.

5.1.1. Rotor 고유질량에 의한 Unbalance

제작 완성된 Rotor의 질량분포가 불균일하여 Unbalance가 발생한다. 여기에는 다음과 같은 것이 있다.

- 각 Stage에 Locking Piece를 사용하는 것에서는 원주방향의 비대칭성
 - Blade의 제작 공차 내에서의 중량차
 - Blade Wheel의 Blade 부착용 입구의 비대칭성
 - 발전기 Rotor의 Coil 중량차
- 위의 진동발생 원인에 대한 대책으로
- ① 조립부품은 개개의 중량 또는 Moment를 측정하고 Computer등으로 계산하여 전체의 Balance를 고려하고 배열한다.
 - ② 저속Balance를 하여 강성 Rotor의 정적 Unbalance 및 Moment Unbalance를 수정한다.
 - ③ 고속 Balance를 하여 탄성 Rotor의 Balance를 조정한다.
 - ④ 필요에 따라 공장에서 가조립 상태로 모든 현장에서 Balancing을 한다.

5.2. Rotor Bending에 의한 Unbalance

Rotor가 Water Induction, 심한 Rubbing, 재질의 불균일 및 잔류응력의 불균일등에 의하여, 영구변형을 일으켜 질량불균일이 생겨 진동이 발생하는 것으로 빠르면 운전개시후 1년 이내에 발생할수도 있으며, 또 경년적으로 Bending되기도 한다.

수정하는 방법은 다음과 같다.

5.2.1. Balancing에 의한 수정

Rotor의 형상, Balance Weight의 부착 가능량에도

달렸지만 일반적으로 Rotor의 진동 전진폭이 0.2~0.3 mm 정도까지라면 Balancing에 전혀 문제가 없다.

경년적 Balance의 경우는 Balance 상태에서 Rotor의 중앙부 수정면에 Balance Weight를 부착하는 것이 유효하고 양 Bearing 근방의 수정면에서는 그다지 기대될 바 못되며, Casing 밖에서 Min Span Weight의 부착이 가능하면 1차 위험속도 근방에서 회전을 상승 및 강하시킬때 진동위상을 계측하고, 진동 Vector Diagram을 이용하여 계산하거나, 또는 Mid Span부만의 Rotor를 계측하여 어느 정도의 Balancing은 가능하다.

5.2.2. Rotor 절삭에 의한 수정

일반적으로 진동의 전진폭이 0.2~0.3mm를 넘고 Weight에 의한 Balance 수정이 어려워지면 Rotor를 절삭하여 Balance 수정한다. 이것은 Rotor를 절삭하여 곧은 축대칭으로 만든다는 뜻이 아니고 Rotor의 일부를 깎아 지금의 Bearing 편심을 이동시켜 Balance하는 방법이다.

전자의 방법은 Bending 량이 비교적 적고 Wheel 간격이 큰 Rotor로서 Drum 부를 절삭하여 중량 Balance를 어느 정도까지 행할 수 있는 경우에 적용하며 약간의 나머지 Unbalance는 Weight에 의하여 수정하는 방법이다.

후자는 정확한 Bending Diagram을 검토하여 전체적으로 편심량이 작아지도록 축심을 이동시켜 새 축심을 얻을 수 있도록 한쪽 또는 양쪽 Journal 부를 삭정하는 방법이다. 이 경우는 Bearing을 신품교체함은 물론 Overhang 부의 Coupling 면의 수정이나 Spigot 부의 수정이 필요하다. 삭정되는 Journal 근방의 Oil Deflector나 Gland 부의 간격이 편중되지 않도록 이 부분도 동시에 가공한다. 또 Thrust Collar가 있을 경우에는 이 면이 가공과 Bearing 간격 조정판의 조정도 필요하다.

5.2.3. 회전부 비산에 의한 Unbalance

회전체에서 비산되기 쉬운 부품은 Shroud Ring, Blade, Generator Cooling Fan, Erosion Shield Plate 및 Balancing Weight 등이다. Erosion Shield Plate나 Balancing Weight는 접촉상태나 부착 Piece의 조임 상태불량에도 달려 있으나 침식을 심하게 받아 비산될 가능성도 있다. Erosion Shield 가 비산하는 경우는 진폭이 변화하지 않아도 위상이 변화하는 경우도 있다.

Shroud Ring, Blade, Lashing Wire 등은 그들 고유의 정수부와 동조되지 않도록 또는 Nozzle에서 분출하는 증기의 맥동(Wake)의 여진주파수와 동조되더라도 손상되지 않을 강도를 지니고 있다. 그러나 재료의 강도 저하, 증기중의 이물질과의 충돌, 정지부와와의 접촉등 외적요인이 중첩되어 Crack이 발생하거나 소손되어 비산할 경우가 있다.

이들 부품의 일부가 소손되어 비산할 경우에는 비산된 부품의 위치나 크기에 따라 변화량은 다르나 진동은 돌변하고 그 뒤는 일정한 값으로 가라앉는 것이 기본적인 진동형태인데 그림 5-2와 같이 비산 직후는 다소의 변화를 나타낼 경우가 있으며 이는 파손부품이 모두 순간적으로 비산하는 것이 아니고 각기 소편이 재차 비산하거나 비산부품이 다른 회전부에 충돌하기 때문이라고 추정된다.

또한 반지름이 작은 Stage의 Shroud Ring 일부 소편이 비산하더라도 진동계에는 판단될 만큼의 변화를 나타내지 않은 경우도 있다. 또한 중량적으로도 큰 Bolt Cover가 비산했을 경우에는 진동계가 손상될 만큼 큰 진동이 발생한다.

이 Unbalance에 대한 대책으로는 정기검사시 세심한 검사 점검밖에는 없고 침식이 심한 것이나 재료적으로 경년 열화되어 있는 것은 보수 또는 교체하는 것이 최선의 방법이지만 대칭방향으로 동종제품의 제거 또는 Balance Weight를 취부하여 Balance 하는 방법이 쓰인다.

5.2.4. Rubbing에 의한 진동

Rubbing은 회전부와 고정부가 접촉함으로써 발생한다.

Rubbing의 주원인은 Turbine 에서는 Radial Rubbing 이다.

즉 회전부인 Rotor와 고정부인 Diaphragm Packing, Gland Packing, Oil Deflector, Seal Ring 등이 접촉을 함으로써 발생한다. 이 경우에는 시간에 따라 진폭, 위상이 변화하고 위상은 회전방향과 반대방향으로 이동한다.

Rubbing이 발생하면 회전속도 주파수(1 RPM)외에 2 RPM의 진동이 발생한다. Rubbing이 계속되면 특정한 진동특성이 나타나지 않으며 재현성이 없다. 그러나 System의 고유주파수를 여기서키는 마찰 때문에 대단히 높은 진동 주파수가 나타나게 될 것이다. 또 진동은 급격하고 크게 발전될 염려가 있으며, 접촉위치, 그 강

도, 그때의 회전수 및 부하등에 따라서는 진동치에 큰 차이가 생긴다. 또한 축방향의 Rubbing의 경우는 증가률이 높고 원인이 재현되지 않는한 감소하지 않는다.

Rubbing이 발생하였음에도 그 계통에 아무런 변화가 없을 때 회전수가 변화하면 진폭 및 위상이 변화한다. 예를 들면 3600RPM에서 운전하는 Steam Turbine은 회전속도 주파수에서 일정한 진동진폭 및 위상을 갖는다. 그러나 속도를 1800RPM 까지 내렸다가 다시 3600RPM 까지 증가시키면 때때로 새로운 진폭 및 위상을 갖는다. 이것은 Rubbing 발생지점이 한곳에서 다른 곳으로 이동하는 것 같이 보인다.

Rubbing이 발생하면 축표면에 국부적인 가열이 생긴다. 처음 Rubbing이 발생할때는 축의 일부에 심하게 작용하기 때문에 그 주위 온도가 증가된다. 따라서 Rotor는 접촉되는 쪽으로 즉 "High Spot" 쪽으로 휘게 된다.

접촉 정도에 따라 진동형태는 다르지만 일반적으로는 위험속도 이하의 Rubbing은 발산하고, 위험속도 이상의 Rubbing은 수렴한다고 말한다. (그림 5-1 참조)

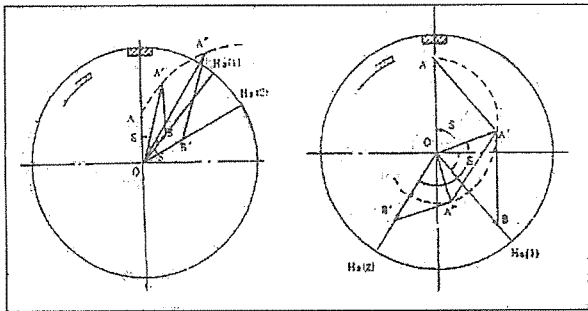


그림 5-1 Rubbing에 따른 High Spot의 변화

- a : 위험속도이하에서 Rubbing이 발생할때는 Unbalance 양이 증가하고 위상은 회전과 역방향으로 지연된다.
- b : 위험속도이상에서 Rubbing이 발생 할때 Unbalance 양은 감소하고 위상은 회전과 역방향으로 지연된다.

Rubbing이 진동에 미치는 영향은 Rotor 속도가 1차 위험속도 이상일때 보다는 이에 가깝거나 그 이하일때 더욱 심각하다.

이 이유의 하나는 위험속도역을 지날때 High Spot (가장 심하게 Rubbing이 되는 점)이 180° 방향이 바뀌기 때문이다.

이 현상을 나타내는 것이 그림 5-2 이다.

그림 5-2에서 축의 기하학적 중심(CR)과 질량의 중심(CM)을 잇는 가상선을 그어 축의 원주와 만나는 점을 HS1으로 표기한다. 축이 정지상태에서 가속하며 속도가 증가함에 따라서 High Spot HS1은 Rotor 회전

반대방향으로 축원주를 따라 이동한다. 위험속도에 접근하면 Unbalance량이 최대치에 이르며 High Spot와 HS1과의 각은 90°가 된다.

위험속도에서 High Spot 위치를 HS2라 하며 HS1과는 90°간격을 두고 있다.

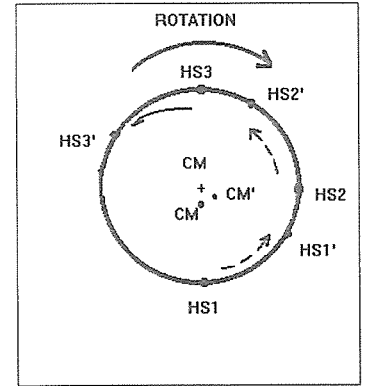


그림 5-2

Movement of high Spot the result of a rub

Rotor Speed가 더욱 증가하면 High Spot는 계속 회전 반대방향으로 움직여 마침내 HS1으로부터 180° 떨어진 위치에 도달하게 된다. 회전속도가 1차 위험속도보다 훨씬 높을때 High Spot 위치를 HS3 라고 한다.

Rubbing이 발생할때 축상의 접촉위치가 High Spot이며 이 점에서 국부과열이 일어나 High Spot 쪽으로 Rotor가 휘게 된다. 따라서 질량의 중심이 회전 반대방향으로 이동한다. 질량의 중심이 이동함에 따라 HS1, HS2, HS3 도 이동하게 된다. High Spot 와 HS1과의 각이 Speed의 Function에만 관계되므로 High Spot는 HS1, HS2 및 HS3 간의 상관각을 유지하려고 한다. 고로 High Spot는 질량의 중심 이동(회전 반대방향)방향으로 이동하게 된다.

축의 회전속도가 일정하게 유지되고 있을지라도 High Spot (HS1, HS2, HS3는 물론)는 Rubbing이 일어나고 있는 한 계속 이동할 것이다. 축은 HS1이 HS1'로 HS2는 HS2'로 또 HS3는 HS3'로 이동할 때 까지 접촉된다. HS1', HS2', HS3' 는 HS1, HS2, HS3와 똑같은 상관각을 갖는다.

Rubbing이 있는 동안은 Rotor가 High Spot 쪽으로 휘기 때문에 1차 위감속도 이하에서 발생하는 Rubbing으로 인하여 질량의 중심은 회전 반대 방향뿐만 아니라 회전중심으로부터 떨어져 이동한다. 즉 질량의 중심은 회전중심으로 부터 나선방향으로 움직인다. 이로 인하여 Unbalance가 증가하게 되며 따라서 축의 Rubbing이 더욱 심하게 되어 결국은 Unbalance가 더욱 증가하게 되며, Rotor의 편심상태가 악화될 수 있다.

1차 위험속도 이상에서 Rubbing이 발생하면 질량 중심은 회전 반대 방향뿐만 아니라 회전 중심쪽으로 이동하게 된다. 따라서 Unbalance량이 감소하게 된다.

즉 위험속도 훨씬 이상에서 운전할때 Rotor의 양단의 Bearing 에서 약간 진동하는 반면 Rotor의 중심은 질량의 중심쪽으로 이동하려고 한다.

이와 같은 현상은 보다 높은 위험속도에서 발생하지만 Unit에 주어지는 영향과 진폭은 흰 모양(즉 2차, 3차 진동 Mode)에 따라 다르다. 그러나 주어진 Unbalance에 의하여 생기는 진동치는 속도의 자승에 비례하므로 그 다음의 위험속도에서 더욱 크다.

이상의 사실로부터 “0” RPM으로부터 1차 위험속도 사이에서 발생하는 Turbine의 Rubbing은 대단히 심각할 수 있다.

1차 위험속도 이상에서 큰 진동의 징조가 있다는 것은 대단히 큰 Rubbing이 발생함을 뜻한다. 고부하 및 Steam Flow가 많은 동안은 Steam Flow가 많기 때문에 Hot Spot가 냉각되므로 Rubbing에 의한 영향은 더욱 최소로 된다.

대개의 경우 Rubbing으로 인하여 정상운전시 요구되는 Clearance 보다 크게 된다. 단 유리과 같은 비금속재료는 예외이다. 중요한 것은 Clearance 증가, 효율 감소 및 중요기기의 손상 가능성을 극소로 하기 위하여 Rubbing이 발생하는 동안에 축의 휨 회수를 줄이는 것이다.

이러한 Rubbing의 원인으로는 다음과 같다.

1)Packing 간극 협소로 인한 Rubbing

2)Casing의 부등변형에 의한 Rubbing(Cold Startup시)

① Casing 내의 자연대류 혹은 증기입구의 Metal 온도 상승이 있는것은 보온이 불충분하기 때문이며 이로 인하여 상하 Casing의 온도차가 생겨 부등변형을 일으켜 Rubbing이 발생한다. 또 Casing은 병해시 정지부 하부측의 냉각이 상부측보다 빠르기 때문에 상하 온도차가 생겨 Rubbing이 발생한다. 또한 중압 Double Flow Type에 있어서 재열증기가 하부측으로만 유입되는 Type일 경우 Cold Startap시 하부 Casing이 상부 Casing보다 온도상승이 빨라 중압측에 Rubbing 진동이 발생할 수가 있다. Casing의 상부가 하부보다 온도가 높은 경우의 변형을 묘배현상(Hump) 이라고 하고 그 반대의 경우를 역묘배현상(Bow)이라고 한다. (그림 5-3 참조)

② Casing 내에서 열유분의 편류에 의거 Casing이 부등변화를 일으켜 Rubbing이 발생한다.

③ Casing에 잔류응력이 남아 있을 경우 운전중 열의 변화에 의거 응력이 풀려 Casing이 영구변형하여 Rubbing이 발생된다.

④ Exhaust Hood는 저부하시 또는 Steam Flow 조건에 따라 쉽게 열을 받아 변형을 일으켜 Rubbing을 발생한다.

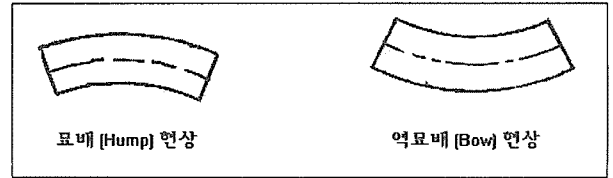


그림 5-3 Casing의 변형상태

3)Rotor 와 Casing의 팽창차로 인한 Rubbing

① 기동 혹은 정지부 급격한 온도 변화를 주면 Rotor의 축방향이 접촉하여 발생하는 Rubbing으로 이런 경우에는 Casing을 예열시켜 기동시 증기류에 의한 불균등 가열을 될 수 있는대로 피한다.

특히 기동시에는 Turbine의 성질을 인식해 두고 Casing 온도, 진동을 잘 감시하여 진동치가 이상을 나타내기 시작하면 회전수를 안전속도로 유지하거나 정지시켜 충분히 Turning 시킨후 재기동 한다.

② Cold Steam 으로 Hot Turbine을 기동하면 Metal Temp가 급격히 감소함으로써 Packing Rubbing이 일어날 수 있다. Hot Start 경우 Steam - Metal Mismatch를 줄이기 위하여 Boiler 상태를 조정하므로서 Rubbing을 어느정도 경감시킬 수 있다.

③ 증기온도가 불안정하면 고정부품이 변형이 생겨 Rubbing이 발생할 수 있다. 터-빈에 따라 온도변화 폭이 주어지게 되며 Recorder로써 쉽게 알 수 있다. 교정방법은 증기온도가 심하게 변화하지 않도록 유지하는 것이다.

4) Water Induction에 의한 Rubbing

Turbine에 저온증기 또는 물이 유입하여 Casing의 일부가 급냉되면 상하 Casing의 온도차가 생긴다. 따라서 Casing이 부등변형을 일으켜 Rubbing이 발생한다. Water Induction이 클 경우는 진동을 일으켜 대사고를 겪는 경우가 있으므로 어떻게 해서라도 Water Induction Source로부터 Turbine 내로 절대로 물이 들어가지 않도록 해야 한다. Water Induction Source 는 Extraction System, Boiler 및 Main Steam System, Reheat System, Reheat Spray , Steam Seal System, Blow Down Valve 및 Side Exhaust Condenser 등이다.

5) Alignment 변화에 의한 Rubbing

Bearing 또는 Coupling Alignment가 변하거나 Oil Deflector 또는 각종 Packing의 Alignment가 잘못되면 Rubbing을 일으킬 수 있다. 이것은 정기보수시

Realignment 하여 해결할 수 있다.

6) 회전상승에 따라 축위치 이동으로 인한 Rubbing
운전상승에 따라 Bearing Oil Film의 압력이 형성되어 축이 횡 또는 상향으로 이동하므로 각부의 간극이 적절하지 않으면 접촉을 일으키고 진동을 발생시킨다.

7) Bearing 마모에 의한 Rubbing

Bearing이 Wiping 또는 화학적 부식에 의하여 Clearance 가 과도하게 되면 Rotor가 내려 앉아 불량 축의 Oil Deflector 또는 Gland 부가 접촉하여 진동을 발생한다. 또 Bearing 조임 Bolt를 죄지 않거나 외적 사고로 절손되는 경우는 Rotor가 윗쪽으로 움직이게 되어 상부가 접촉하게 된다.

8) 진공도 변화에 의한 Rubbing

저압 Turbine의 Bearing은 저압 Casing 위에 얹혀 있는 경우가 많고, 상당한 강성을 지니고 있다고는 하나 높은 진공에 의해 Alignment가 변화되며 Packing Clearance도 변화되어 Rubbing이 발생한다.

부하운전중 진동 발생은 고중압 Section 보다 저압 Section에 많으므로 진공도 조정으로 진공치가 내릴 경우가 있다.

일반적으로 진공도를 내리는 쪽이 소멸되는 예가 많으나 부하의 증감방향과 함께 Unit의 특성을 파악해 두면 응급대책이 되는 수가 있다.

9) Nozzle Diaphragm 변동에 의한 Rubbing

Nozzle Diaphragm은 Plate Spring으로 위치를 고정시키고 있는 것이 있기 때문에 이 Spring이 경년적으로 열화되거나 L.P. Inner Casing의 수평부가 변화되었을때는 Nozzle Diaphragm이 좌우로 움직이기 쉽고 Rubbing을 일으키기 쉬운 결점을 지니고 있다.

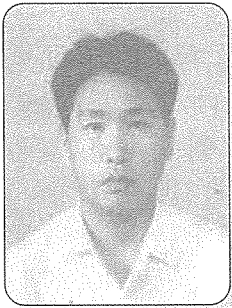
10) Oil Deflector 의 Carbon 퇴적에 의한 Rubbing

Bearing Pedestal 안은 Gas Extractor에 의해 약간의 진공이 되어 있어서 Oil Deflector의 Clearance에서 외기를 흡입하고 있다.

특히 보온재를 사용하는 고중압 Section에서는 보온가루나 먼지가 Oil Deflector에 부착 퇴적하여 기름과 함께 고온에 시달려 Carbon화 될 경우가 있다.

이 Carbon이 성장하여 Rotor와 접촉하여 탈락하고 또 재성장을 반복하기 때문에 Rubbing 진동이 발생하며 그 특징은 수 시간마다 비교적 주기적으로 발생, 소멸하는 경우가 많다.

가스터빈 발전기용 회전자 계자리드 구조연구



한전기공(주)
기술개발원 전문원실
김상식 과장
Tel : (031)710-4402

1. 서론

개발 도상국들의 급격한 산업설비의 증가와 문화생활의 향상은 특정시기에 많은 전력량을 요구하게 되었고 특히 급격한 산업발전을 이룩한 아시아 지역의 전력수요 증가율은 가스터빈 전력공급설비의

급격한 증가양상을 보여왔다.

최근의 일본을 포함한 아시아지역 국가들의 경제불황으로 전력공급설비 이용율은 잠시 주춤하고 있으나 꾸준한 회복세를 나타내고 있고 설비 댓수와용량이 계속적인 증가일로에 있다

이러한 단 기간 내에서 전력급증 상황은 그 동안 산업설비의 자가 비상 발전용으로만 이용하던 가스터빈 발전기를 복합발전, 열병합 발전이라는 새로운 전력공급형태의 발전설비로 이용하게 되었다. 가스터빈 복합발전기술은 60년대 정립이된 이후로 환경문제를 포함하여 높은 열효율, 짧은 기동정지 시간으로 신속한 부하운전응동등 기존 원자력, 기력 발전설비와는 다른 특성으로 인하여 전력수급형태가 급증,급감하는 시장에서 많은 인기를 누릴 것으로 전망되며 아시아 지역에도 4천여기 약 200GW의 용량에 달하는 가스