

# 회전기계에서의 회전마멸 현상

최 연 선\*

(성균관대학교 기계공학부)

## 1. 머리말

제트엔진, 증기터빈, 모터, 펌프 등 회전기계의 성능향상을 위해서는 고정자와 회전자 간의 간격을 가능한 한 작게 설계하여야 한다. 이 결과, 약간의 조립불량, 열적팽창, 헐거워짐 등에 의해 회전자는 고정자와 접촉할 가능성이 높아진다. 회전자가 고정자와 접촉하면 회전기계는 심한 진동과 소음을 유발하고 나아가 회전기계 자체의 파손까지 일으키게 된다. 이러한 회전기계의 회전자와 고정자의 접촉에 의한 이상 진동현상을 회전마멸(rubbing)이라 한다. 회전마멸 현상은 회전자와 고정자의 접촉과 분리, 충격적 접촉, 마찰 등을 동반하는 비선형 문제로서 진폭이 크게 변화하며, 초기조건 및 시스템의 운전 및 설계변수에 민감하고 과도진동 특성을 갖기도 한다. 이러한 회전마멸 현상을 이론적으로 해석하기에는 어려움이 있고, 이를 실험적으로 입증하기에는 더욱 큰 어려움이 있다. 그러나 고속, 고성능 회전기계 개발을 위해서는 필히 연구되어야 할 과제

로서 관련 연구자들의 많은 관심의 대상이나 아직 완전히 규명되지 못한 상태이다. 특히 제트엔진개발, 발전소의 하절기 고부하에 의한 터빈, 발전기의 회전마멸 현상에 의한 운전정지(shut down)를 방지하고 고속모터의 개발을 위해서는 관련연구가 필요하다. 본 글에서는 회전마멸 현상의 원인과 관련 역학을 설명하고, 성균관대학교 기계진동연구실에서 수행한 회전마멸 관련 연구결과를 소개하며, 회전마멸과 관련한 사고와 대책을 예시함으로써 회전마멸에 대해 소개해 보고자 한다.

## 2. 회전마멸 현상

회전마멸 현상에서 회전축의 선회(whirling)방향이 회전자의 회전방향과 동일한 경우를 전방향선회(forward whirling)라고 부르고, 회전축의 선회방향이 회전자의 회전방향과 반대인 경우를 역방향선회(backward whirling)라고 부른다. 전방향선회는 대개 선회속도와 회전속도가 같고, 접촉면에서 항상 미끄러짐(slipping)을 동반한다. 반면 역방향선회의 경우 고정자와의 접촉면에서 회전자가 미끄러짐이 없이 구름

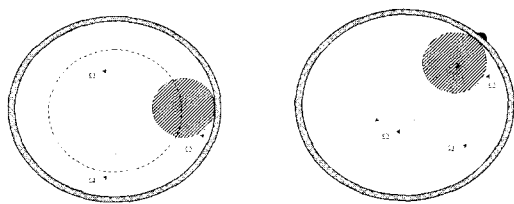
\* 본 학회 편집이사

E-mail: yschoi@yurim.skku.ac.kr

운동을 하는 역방향구름(backward rolling)과 미끄러짐이 발생하는 역방향미끄러짐(backward slipping)의 두 가지 경우로 나누어진다. 이러한 회전마멸현상의 발생은 그림 1(a)와 같이 회전자가 고정자의 내부표면을 지속적으로 접촉하며 선회운동을 하는 완전회전마멸(full annular rub)의 형태와 그림 1(b)와 같이 회전자가 고정자에 간헐적인 접촉을 하며 선회운동을 하는 부분회전마멸(partial rub)로 나눌 수 있다.

완전회전마멸에서 회전자의 선회궤적을 보면, 윤활상태에서의 회전마멸은 간극의 제한 값에 따라 원형을 이루지만, 마찰력이 너무 커서 축이 실(seal)의 어떤 지점에서 반동(rebound)하게 되면 축은 전체 원주상에서 다시 튀어나와 역방향 세차운동을 할 수 있다. 그리고 주파수분석을 통해 선회운동을 살펴보면 전방향선회의 경우 주로 1X 성분이 발생하지만, 역방향선회의 경우 회전속도 변화와 무관하게, 수정된 고유진동수를 나타낸다.

부분회전마멸의 경우 회전자가 여러 부위에서 회전마멸이 발생하게 될 때 마찰력이 큰 경우 축은 회전하는 반대방향으로 진동하는 특성을 나타낸다. 또한 주파수 분석에서는 일반적으로 고조화 또는 아조화성분을 나타낸다.



(a) Full annular rub (b) Partial rub  
그림 1 Classification of rotor rub

### 3. 회전마멸의 원인

회전기계에서 회전마멸 현상은 아래와 같은 요인에 의해 고정자와 회전자가 접촉함으로써 발생한다.

#### 3.1 과도 축진동

회전기계에서 가장 일반적으로 나타날 수 있는 회전마멸의 원인은 불균형(unbalance)에 의한 회전축의 과도진동이다. 또한 회전축의 굽힘변형, 베어링/실 등에서의 유동유체기인 진동 등도 과도한 축진동을 유발하여 회전자와 고정자가 접촉할 수 있다.

#### 3.2 축정렬불량

회전기계에서 유막의 압력상승에 따른 축위치 변경, 진공도 변화에 따른 축정렬불량이 발생하면 축중심이 크게 이동되어 회전자와 고정자가 접촉하게 되고, 베어링 하중이 정상치 보다 높아져 베어링 온도가 증가하거나, 베어링에서 oil whirl 또는 oil whip 현상이 나타나며, 선회궤적의 진동성분은 2X, 3X 등의 성분이 나타나고, 선회궤적은 타원형이 되기도 한다.

#### 3.3 불충분 간극

실, 블레이드(blade)와 케이스 사이의 간극이 불충분하게 설계되었거나, 열적팽창 등으로 고정자와 케이싱에 변형이 생겨 간극이 좁아지면 회전마멸 현상이 발생할 수 있다. 특히, 신규발전소 또는 정기검사 시, 패킹교체 시 패킹 간극이 허용치보다 좁을 때 발생될 수 있다.

#### 3.4 회전축 균열

회전기계의 축은 고주파 및 저주파 피로, 크리프, 응력부식 등에 의해 운전 중 균열이 생성, 성장하고 회전마멸을 발생시키기도 한다. 회전기계에 균열이 발생하게 되면, 회전자의 진동은 회전수의 동기 성분의 크기와 위상이 변화하고, 2X 성분이 발생하기도 한다.

#### 4. 완전회전마멸

그림 2에서 회전자의 회전방향과 선회방향에 같은 경우인 전방향선회와 반대인 역방향선회의 이론적 모델을 보여주고 있다. 이러한 모델로부터 회전자와 고정자의 운동방정식을 유도하면 식 (1)과 같이 된다. 회전자가 고정자에 완전히 접촉한 상태로 선회하고 있는 경우에 대하여 운동방정식이 유도되었으며, 이는 전방향선회나 역방향선회의 두 가지 경우에 모두 적용시킬 수 있다.

$$\begin{aligned}
 m_r \ddot{x}_r + c_r \dot{x}_r + k_r x_r + R_x &= m\omega^2 \sin \omega t \\
 m_r \ddot{y}_r + c_r \dot{y}_r + k_r y_r + R_y &= m\omega^2 \cos \omega t \\
 m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + k_s x_s - R_x &= 0 \\
 m_s \ddot{y}_s + c_s \dot{y}_s + k_s y_s - R_y &= 0
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

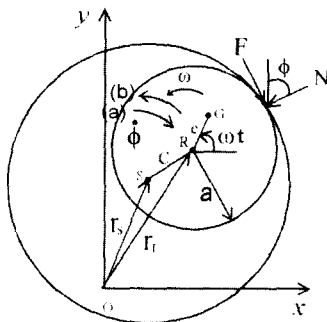


그림 2 Models of (a) backward whirl and (b) forward whirl

회전자와 고정자의 변위 사이의 기하학적인 관계는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 x_v &= x_s + c \sin \phi \\
 y_v &= y_s + c \cos \phi
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

여기서  $m_r, m_s$ 는 회전자와 고정자의 질량,  $c_r, c_s$ 는 감쇠강수,  $k_r, k_s$ 는 강성값이다.  $\omega$ 는 운전속도이고,  $\phi$ 는 선회속도를 가리키며,  $R_x, R_y$ 는 각각 x축, y축 방향의 반력을 의미한다.

또한 회전자의 불평형과 축의 굽힘에 의하여 주어진 간극에서 축과 고정자는 접촉을 시작하게 된다. 이때 회전자와 고정자 사이의 접촉표면에는 마찰과 수직항력이 발생하여 복잡한 선회궤적을 만들게 된다.

완전회전마멸 현상을 연구하기 위해 그림 3과 같은 실험장치를 제작하여 실험을 하였다.<sup>(2)</sup> 구동부는 1.5 kW, 1750 rpm의 DC모터와 모터제어를 사용하여 구동속도를 변화시켰다. 또한 유연커플링(flexible coupling)과 자동조심형 베어링을 사용하여 굽힘모멘트와 정렬불량의 영향을 최소화

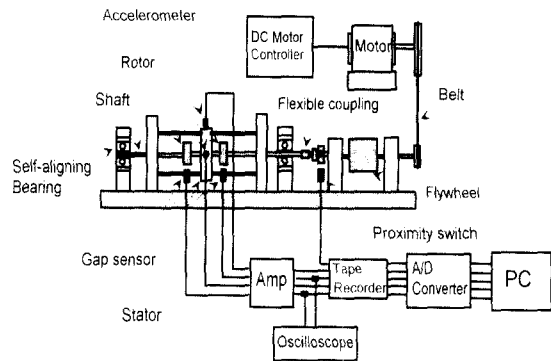


그림 3 Schematic diagram of experimental apparatus

시켰다. 그리고 회전자의  $x$  축,  $y$  축 각 방향에 가속도계를 부착하여 선회주파수를 측정하고, 구동부의 회전수는 근접센서를 사용하여 측정하였다.

그림 4는 운전속도가 증가 또는 감소할 때의 알루미늄 고정자에 대한 회전마멸 발생시의 선회주파수를 보여준다. 정렬불량 (misalignment)이 없고 회전자와 고정자간의 간극이 균일하며, 특히 오랜시간동안 예비운전을 시켜 접촉부위에 윤활이 없는 건마찰 조건이 되면 역방향선회가 발생한다. 역방향선회 상태에서 가속실험의 경우 선회속도가 운전속도에 비례하는 역방향구름이 운전속도 2.6 Hz부근에서 발생하여 운전속도 5.5 Hz부근에서 역방향미끄러짐으로 바뀐 후 회전속도 16.6 Hz부근에서 다시 역방향구름으로 바뀔 수 있다. 감속실험에서는 운전속도가 감소함에 따라 역방향구름상태를 유지하다가 운전속도 11.7 Hz부근에서 선회양상이 역방향미끄러짐으로 바뀐 후 일정한 선회속도의 역방향미끄러짐이 유지되다가 운전속도 5.5 Hz부근에서

다시 역방향구름으로 바뀌며 2.6 Hz부근에서 전방향선회로 바뀐다. 12.7 Hz의 운전속도에서 회전자의 역방향구름에서 역방향미끄러짐까지의 선회궤적을 그림 5에 나타내었다.

위의 결과에서 backward slipping이 forward whirling 또는 backward rolling과 비교해서 큰 진폭을 발생시킴을 알 수 있다.

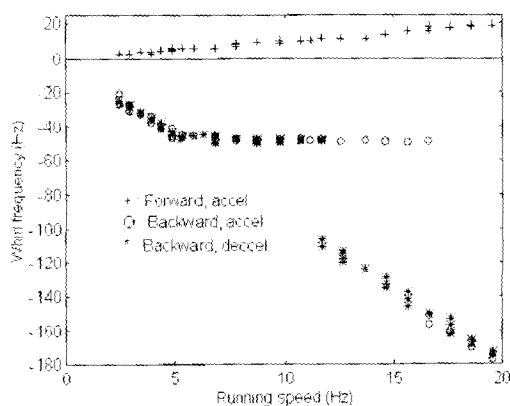
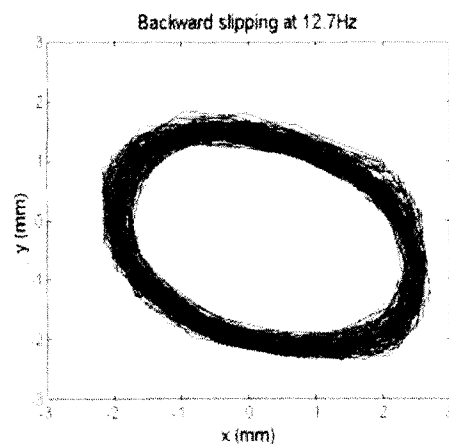
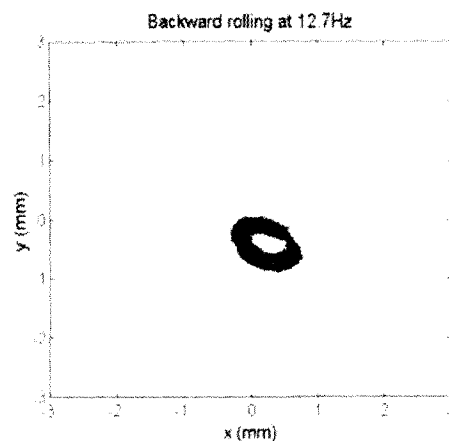


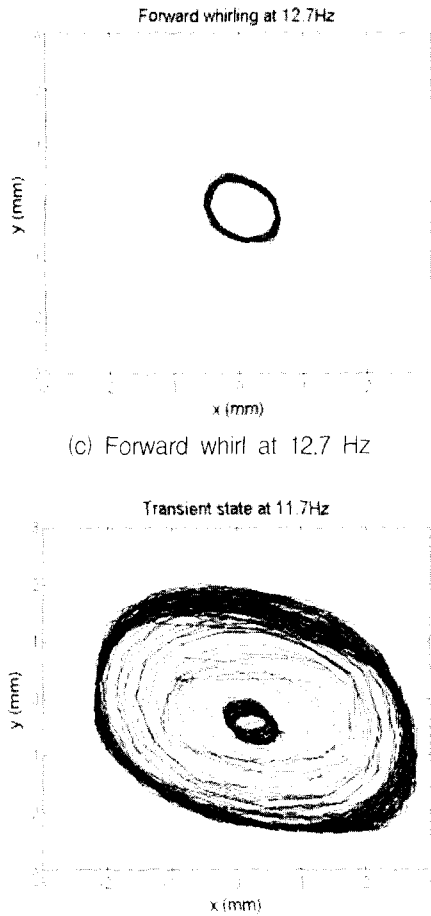
그림 4 Whirling frequency vs. rotor running speed by experimental for aluminum stator



(a) Backward slipping



(b) Backward rolling



(c) Forward whirl at 12.7 Hz

(d) Transient state from backward rolling to backward slipping with decreasing rotor speed at 11.7 Hz

그림 5 Whirling motions of the rotor during

### 5. 부분회전마멸

부분마멸현상이 발생하면, 축에 충격력과 마찰력이 작용한다. 충격력은 부분적인 변형과 반동(rebound)을 야기하고, 마찰력은 접촉부의 수직항력과 표면의 특성에 의해 결정되며 이 힘은 진동의 반대방향으로 작용

한다. 발생된 충격력은 매우 짧은 과도적 과정에 의한 넓은 진동 주파수 대역폭을 가지며 반복적인 과정에 의한 주기적인 진동주파수성분이 존재한다. 또한 축의 회전에 의한 수직방향 및 접선방향의 힘과 접촉하는 재료에서의 에너지 흡수, 접촉부에서의 회전자 반동에 의해 전체적으로 심한 비선형모델 특성과 같은 효과들이 나타난다. 이러한 부분마멸현상을 해석하기 위하여 그림 6과 같은 해석모델을 세울 수 있다. 그림 6의 해석모델에서 부분회전마멸 현상의 발생은 회전자의 선회궤적이 회전자와 고정자 불출부의 간극,  $\delta$ 보다 클 경우 발생하므로 운동방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} M\ddot{z} + C\dot{z} + Kz &= m\omega^2 e^{j(\omega t + \varphi)} & : z < \delta \\ M\ddot{z} + C\dot{z} + Kz + [N(1 + j\mu)]e^{j\beta} &= m\omega^2 e^{j(\omega t + \varphi)} & : z = \delta \end{aligned} \quad (3)$$

여기서  $z$ 는 복소수로서 회전자의 좌우방향 변위,  $x$ 와 상하방향의 변위,  $y$ 를 동시에 나타내며,  $M, C, K$ 는 회전자의 질량, 감쇠계수, 강성계수를  $e, \varphi$ 는 불평형에 의한 편심량과 불평형 질량의 위치를 나타내며,

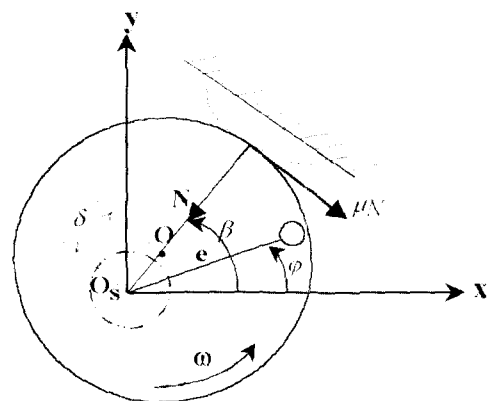


그림 6 Analytical model of partial rub

$\omega$ 는 각속도를,  $\beta$ 는 돌출부의 각 위치,  $N, \mu N$ 은 충격에 의한 수직항력과 마찰력을 각각 의미한다. 그림 6의  $O_s$ 는 양단 베어링을 연결하는 기학적 축중심이고  $O$ 는 회전하는 축의 중심이다.

부분회전마멸 현상을 연구하기 위해서 그림 7의 Bently Nevada Co.에서 제작한 RK-4 rotor kit 실험장치를 사용하였다.<sup>(3)</sup> 본 실험장치는 고정자 부분에 뿔쇠나사를 이용한 돌출부를 만들어 회전자의 선회운동 중 진폭이 일정량을 초과하면 고정자와 회전자가 접촉하도록 하였다. 또한 양단 베어링 지지부위에  $x, y$ 방향으로 변위센서를 설치하여 축의 선회궤적을 측정하였다. 그리고 고정자와 회전자 사이의 간극을 변화시키면서 가감속 실험을 수행하여 회전수 변화에 따른 변위를 측정하였다. 그림 8은 간극의 변화에 따른 상하, 좌우 방향의 진동 변위를 나타낸 그림이다. 여기서 "free"는 회전자와 고정자의 간극이 커서 접촉이 없는 상태이고 "contact"는 회전자가 선회를 시작할 때부터 고정자 돌출부와 접촉하도록 즉, 간극이 영(zero)인 상태를 의미한다.

회전자와 고정자 사이의 간극이 0.3 mm까지는 회전수 변화에 따른 진동 변위가 고정자에 돌출부가 없는 자유상태에서의 진동

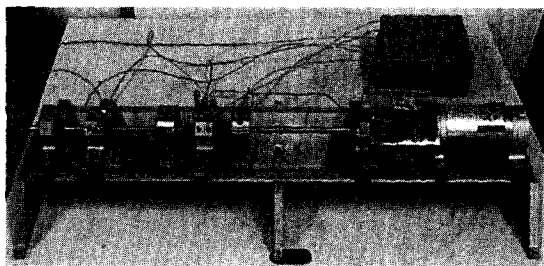
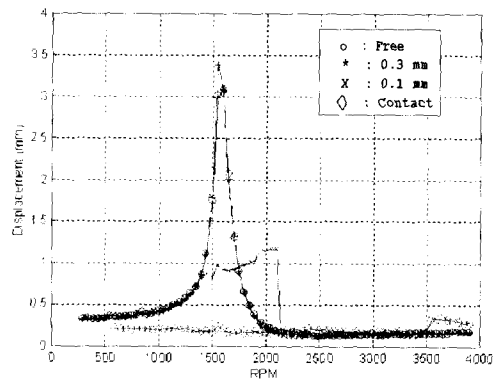
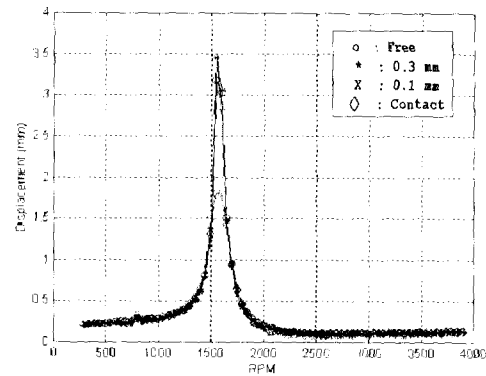


그림 7 Experimental apparatus, RK-4 rotor kit



(a) Vertical



(b) Horizontal

그림 8 Vibration levels for different clearances

변위와 거의 비슷하게 나타나는 약한 부분회전마멸 현상이 나타남을 알 수 있으나, 0.1 mm의 간극에서는 1차 임계속도 부근의 변위가 급격한 변화를 나타내는 강한 부분회전마멸 현상을 나타내고 있다. 즉, 돌출된 고정자에 의해 상하방향의 진동이 제한되므로 더 이상 진동레벨이 증가하지 못하고 간극에 해당하는 구속 범위까지만 진동 변위가 증가함을 알 수 있다. 그러나 좌우방향의 진동 변위는 구속 조건이 없는 자유 상태이므로 모든 조건에 대해 거의 진동 변위의 변화가 없는 것을 알 수 있으나, 접촉 시 발

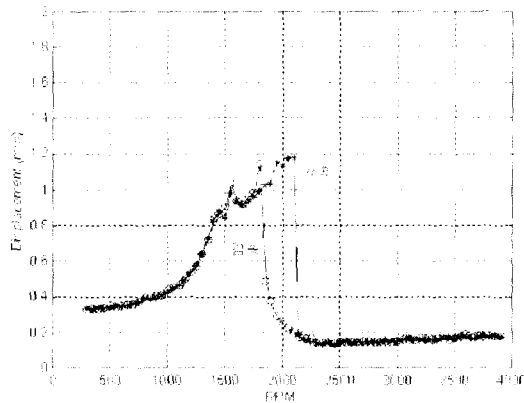
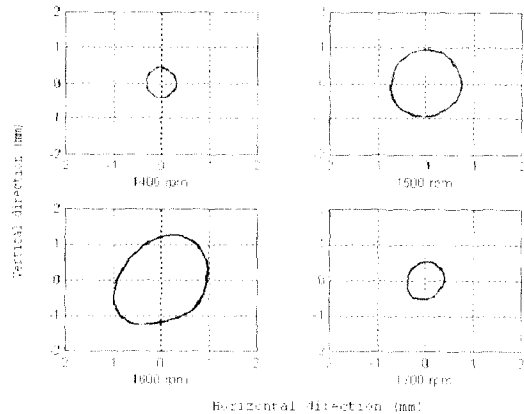


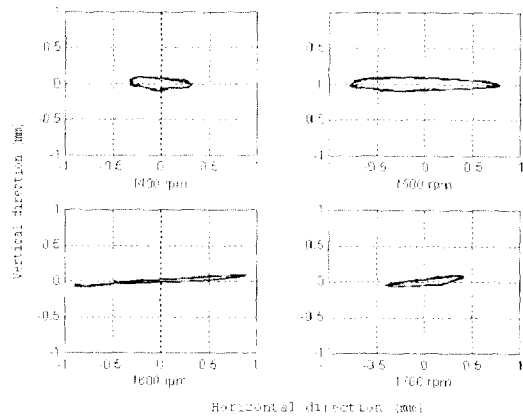
그림 9 Jump phenomena at 0.1 mm clearance

생하는 상하 방향의 접촉 현상에 기인하는 마찰력에 의해 좌우 방향의 진동 변위도 연성 되는 바, 심한 부분 회전마멸 현상 발생 시 좌우방향 진동 변위는 자유 상태보다 반으로 줄어드는 것을 알 수 있다. 특히 0.1 mm의 간극에서는 그림 9와 같이 기계진동의 대표적 비선형 현상인 도약 현상(jump phenomenon)이 발생하는 것을 알 수 있다. 즉 가속과 감속 시 변위가 다른 회전 구간이 존재함을 나타내고 있다. 여기서 간극에 비해 진동변위가 커지는 것은 고정자와 접촉되는 반대방향으로 변위가 커지기 때문이다.

그림 10은 회전마멸 현상 발생 시 1차 임계속도 부근에서의 선회궤적을 나타낸 그림이다. 그림 10(a)는 0.3 mm 간극에서의 선회궤적으로 불평형력에 의한 원형의 궤적이 나타나지만, 그림 10(b)는 강한 부분 회전마멸 현상 발생 시 1차 임계속도 부근에서 상하방향으로는 거의 구속된 상태에서 좌우방향의 변위만 증가하는 바나나형의 선회궤적을 보여주고 있다.



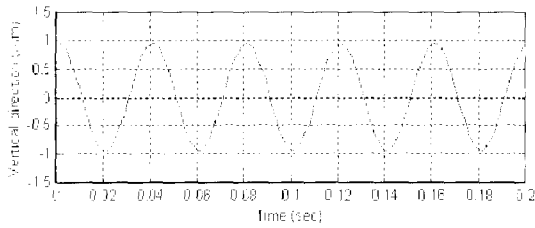
(a) At light rubbing (0.3 mm)



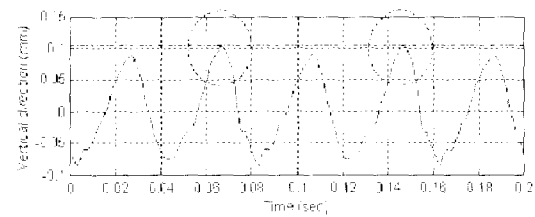
(b) At heavy rubbing (0.1 mm)

그림 10 Orbits during rubbing (experiment)

그림 11은 부분회전마멸 현상 발생 시 상하 방향 변위의 시간에 따른 변화를 나타낸 그림이다. 그림 11(a)는 약한 부분회전마멸(light rubbing) 현상이 발생하고 회전자의 접촉에 의한 파형의 변화가 거의 없는 정현파의 특성을 나타내나, 그림 11(b)의 강한 부분회전마멸(heavy rubbing) 현상의 경우는 간극에 의한 구속 조건에 의해 불평형력에 의한 정현파의 특성에서 벗어나 두 번 회전에 한 번의 접촉이 발생



(a) At light rubbing (1500 rpm)



(b) At heavy rubbing (1500 rpm)

그림 11 Time response during rubbing

하는 것을 알 수 있다. 즉, 1X 성분 이외에 분수조화성분이 발생하여 파형의 왜곡이 발생했음을 알 수 있다.

## 6. 회전마멸 관련 사고사례

### 6.1 터보압축기 결함

석유화학 회사에서 그림 12와 같은 터보 압축기의 기계적인 실 누설(seal leak)로 인해 실의 교체작업을 실시하였다. 교체 작업 후 압축기의 진동이 상승하여 정렬작업을 실시하였으나, 역시 높은 진동이 지속되는 문제가 발생하였다.<sup>(1)</sup> 이에 대한 원인을 분석하기 위해 저압과 고압의 1, 2단 압축기의 진동 스펙트럼에 대한 분석을 실시하였다. 일반적으로 압축기 스크류(screw)는 한쪽을 암(arm)이라 하고, 다른 한쪽을 로브(lobe)라고 한다. 여기서 암과 로브의 맞물림에 문제가 있는 것으로 판단되어, 육안으로 회전

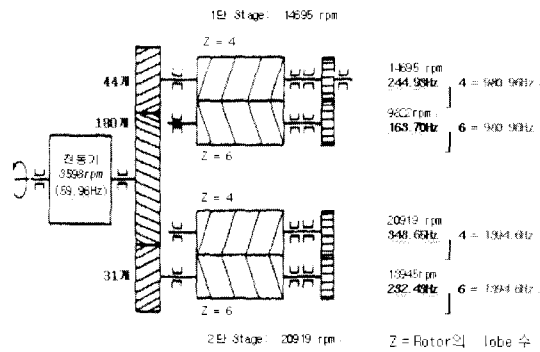


그림 12 Turbo compressor

자의 상태를 점검하고 로브에 대한 회전주파수를 계산하였다.

$$\begin{aligned} \text{로브의 회전주파수} &= \text{회전수회전자의 로브 수} \\ &= 14695 \text{ rpm}(244.93 \text{ Hz}) \times 4 \\ &= 9822 \text{ rpm}(163.7 \text{ Hz}) \times 6 = 980.9 \text{ GHz} \end{aligned}$$

스크류는 기어와 비슷한 원리이지만 암과 로브는 서로 접촉하지 않는 구조로 설계된다. 따라서, 정상적인 스크류에서는 발생하지 않지만 축의 휨이나 스크류의 정렬불량 시, 로브의 회전주파수 성분이 발생하게 된다. 주파수 분석을 통해 로브의 회전주파수 성분을 확인한 뒤, 이에 대한 접촉 유무를 점검해 보았다. 이상의 점검 결과 진동의 원인을 밝혀낼 수 있었다. 이상 진동의 발생 원인은 실 파손으로 인하여 윤활유가 유입되어, 축의 굽힘이 발생하여 암과 로브에 회전마멸 현상이 발생된 것임을 알 수 있었다. 따라서 이에 대한 대책으로 실과 축을 교체한 결과 정상상태의 운전이 가능하였다.

### 6.2 증기터빈 발전기의 회전마멸

신설 발전플랜트에서 그림 13과 같은 증기터빈 발전기의 증속 운전중에 저압터빈





그림 13 Schematic diagram of steam turbine

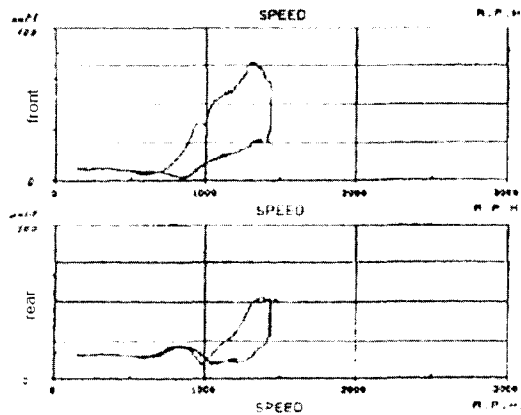


그림 14 Rotating speed vs. amplitude

전후의 축진동이 점차 증대하여 증속이 불가능하게 된 문제가 발생하였다.<sup>(11)</sup> 현장에서 직접 진동신호를 측정해본 결과 진동변화가 큰 부분은 저압터빈의 전/후 부분이었고, 진동수의 성분이 회전수의 성분이었으며, 수차례의 실험결과 진동변화에 재현성이 있음을 확인하였다. 그리고, 저압터빈의 베어링대 주위를 청음봉으로 확인한 결과, 터빈 전반부의 베어링측의 기름차단부 근방에서 접촉음과 같은 이상음을 감지하였다. 그림 14는 진동변화가 컸던 저압터빈 전/후반부의 측정된 축진동에 대한 회전수와 진폭변화를 도시한 것이다. 따라서 진폭 및 위상변화와 터빈의 운전상태를 고려하여, 측정된 진동성분으로부터 회전마멸에 의한 진동으로 추정하였다. 이에 따라 접촉위치를 발견하기 위해 저압터빈의 전반부의 베어링의 상부커버를

철거하기 전에 터빈 정지 후 회전축과 기름차단 핀(fin)의 간극을 조사한 결과, 간극 측정치가 설정치 보다 작은 것으로 판명되었다. 따라서 베어링 상부 커버를 철거하여 회전마멸이 발생한 위치를 확인하고, 기름차단 핀의 간극을 재조정하여 터빈의 정격회전수까지 증속운전이 가능하도록 문제를 해결하였다.

### 6.3 전동기 구동펌프의 회전마멸

그림 15와 같이 2500 rpm으로 구동되고, 기어박스를 내장한 프로펠러 프로세스용의 전동기 구동 수직형 펌프에서 펌프의 축진동이 과대해지고, 펌프로부터 이상 소음이 유발되는 문제가 발생하였다.<sup>(12)</sup> 문제가 발생한 시스템을 직접 측정해본 결과 회전축의 선회로직상에 2개의 위상이 변화하는 점이 발견되었고 그림 16과 같이 회전축에 대한 시간영역 응답에서 회전축의 거동이 일정레벨 이하로 억제되고 있음을 확인하였다. 또한 주파수 분석결과 1/2X 단위로써 1X 주

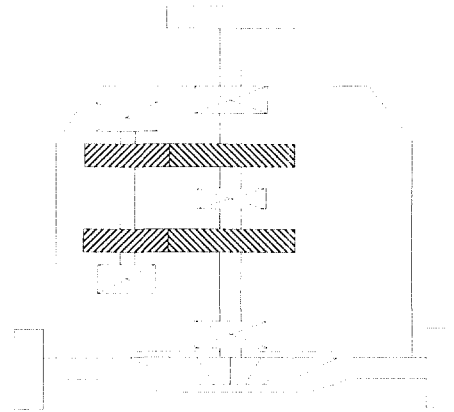


그림 15 Schematic diagram of pump and gear box

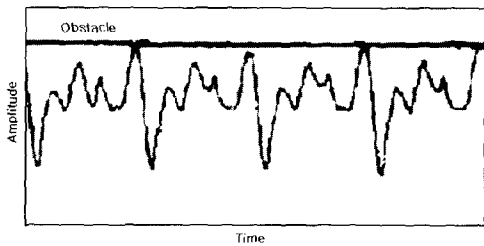


그림 16 Response of rotating shaft at time range

위에 피크성분들이 측정되었다. 이상의 결과로 펌프의 축진동과 소음의 원인이 회전마찰에 의한 것으로 추정하고, 펌프를 떼어내어 점검한 결과, 기어박스과 펌프 실 사이의 실이 막혀 있음을 확인하고, 실의 간극을 재조정하여 문제를 해결하였다.

### 7. 맺음말

회전마찰 현상은 회전기계에서 불균형, 정렬불량 등 1차적 원인에 의해 고정자와 회전자가 접촉함으로써 인해 발생하는 과도진동 현상이고, 회전마찰은 접촉과 마찰로 인해 역선회, 도약현상, 분수조화진동 등 비선형 진동특성을 보이는 바 이론적, 실험적으로 해석하기가 쉽지 않다. 그러나 회전마찰 현상은 진폭이 크고 경우에 따라서 회전기계

자체를 파손까지 야기할 수 있으므로 현상에 대한 조기 인식과 대체 방안이 마련되어야 할 것이다. 나아가 회전기계를 설계 시 회전마찰에 대한 충분한 고려가 있어야 할 것이다.

### 참고문헌

- (1) Muszynska, A., 1984, "Patial Lateral Rotor to Stator Rub," IMechE C281, pp. 39 ~ 43.
- (2) 최연선, 김준모, 정호권, 1996, "회전마찰에서의 마찰과 편심의 영향," 한국소음진동공학회지 6권 6호, pp. 819 ~ 824.
- (3) Choi, Y. S., 2000, "Experimental Investigation of Partial Rotor Rub against a Nonrotating Part," 7th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, pp. 281 ~ 290.
- (4) 나다에스앤브이 기술자료, 2001.
- (5) 양보석, 1998, 기계건강진단사례집, 효성출판사.
- (6) Bently-Nevada Co., 1993, "Orbit," No. 2, pp. 30 ~ 31.