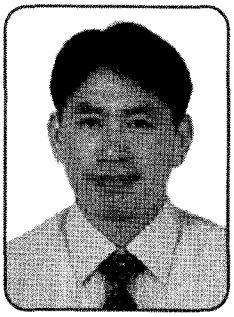
증기터빈에서 발생되는 유체불안정 진동특징 및 사례



한전KPS(주) 솔루션센터
기술연구원
책임전문원 김인철
Tel : (031) 710-4377

1. 개 요

증기터빈에서 발생되는 유체불안정 진동은 터빈 기동 정지 중 베어링 시스템 특성에 의해 저주파 형태로 발생되는 oil whirl, oil whip 자려진동이 있고, 부하에 따라 변화하는 steam whirl 자려진동이 있다. 최근 대형 증기터빈 운전 중 고압로터 고출력 상태에서 steam whirl 자려진동이 발생되어 터빈 최대출력을 제한해야하는 문제가 발생되고 있어서, 증기터빈에서 발생되는 유체불안정 진동특징과 steam whirl사례를 통하여 대책을 알아보고자 한다.

2. 안정한 시스템

2.1. 안정성

증기터빈에서 발생되는 유체불안정 진동을 이해하기 위해서는 우선 안정한 시스템은 무엇인지 이해하는 것이 중요하다. 안정성이라는 것은 여러 가지로 해석할 수 있는 광범위한 용어이다. 일반적인 안정성의 정의는 기계적 시스템이 평형 상태로부터 교란될 때 평형상태로 되돌아간다면 안정한(stable) 것이고, 되돌아가지 않고 원래 평형상태에서 멀어지는 경향이 있다면 시스템은 불안정(unstable)한 것이다.

안정한 시스템이란 제어하기 쉽고, 예측한 방향으로 순조롭게 움직이는 것으로 생각하면 된다. 불안정한 시스템이란 예측되지 않은 방향으로 움직이고, 제어하기 매우 어렵고, 심지어 제어 불능 상태에 있는 것을 말한다. 불안정한 시스템의 간단한 예를 들면 수직 방향으로 균형을 이루며 손 위에 올려져 있는 빗자루와 같은 것이다. 균형을 잡는 것은 가능하지만, 계속적으로 손의 위치를 조정해 주어야하는데 실제 쉬운 일이 아니다. 손의 위치 조정을 정지하면 제어하기 힘들어지고 빗자루는 넘어지고 말 것이다. 어떤 시스템을 흔들면 상대적으로 큰 감쇠(damping)를 갖는 안정한 시스템은 평형상태로 서서히 되돌아가는데, 상대적으로 작은 감쇠를 갖는 안정한 시스템은 진동 에너지가 서서히 사라짐에 따라 평형위치 주변에서 한동안 진동이 발생된다. 이러한 진동은 시스템의 고유진동수에서 항상 발생한다.

2.2. 축계의 진동

축계의 진동은 일반적으로 정적 평형위치(static equilibrium position)에 대한 정상상태 조건(circular, 1x orbit)에서 진동이 일어난다. 반면 orbit이 움직이면, 안정된 기계는 동적 평형상태(dynamic equilibrium)에 위치하게 된다. 즉, 순간적으로 어떤 힘을 가해도 최종적으로 원래의 동적 평형상태에 위치로 이동된다. 그러나 유체유막 베어링 또는 실(seal)과 같이 유체가 에워싸서 원주방향으로 흐르는 형태의 축계는 특정속도 이상에서는 어떤 교란에 의해 유체유도 불안정이 유발된다. 이 속도를 불안정의 경계점(threshold of instability)라 한다. 이 기계는 순간적으로 불안정하게 되고, 축계 고유주파수 영역에서 저주파 진동이 시작되고, 진폭은 빠른 속도로 증가하게 된다. 진폭이 증가함에 따라 이 기계는 계속 선형적(스프링강성 일정)으로 움직이게 될 것이다. 그러나 동적상태 축 위치가 유체유막 베어링 또는 실 표면에 가까워짐에 따라 스프링 강성은 큰 폭으로 증가하고, 안정적으로 지지해주는 힘을 발생시킨다. 축은 새로운 안정적인 상태로 진화되는데, 이때의 진동 특징은 아래 그림과 같이 진폭이 크고, 순방향 저주파 진동이다. 일반적인 안정성의 정의에 따르면 이 기계는 이와 같은 새로운 궤적은 안정적인 것이다. 불안정한 궤적은 저주파와 1X 진동의 합성으로 나타난다. 고진동은 아주 바람직하지 않고 잠

재적 위험이 있기 때문에 실질적인 운전조건은 비록 기술적으로 안정적이지만, 실질적 관점에서 보면 아마도 불안정할 것이다. 그래서 불안정성의 실질적 정의는 저주파진동의 바람직하지 않은 정도(an undesirable level of sub-synchronous vibration)로 나타내기도 한다.

2.3. 진동의 진폭에 영향을 주는 요소

순환되는 유체의 에너지가 진동 에너지로 변환되는 곳에서 발생되는 유체유도 불안정은 자려진동의 한 예이다. 모든 자려진동과 마찬가지로 불안정한 진동의 주파수는 고유잔동수와 관련된 모드형태로 계의 고유진동수에서 발생된다. 측정된 진동의 진폭은 다음 3가지 조건에 의해 영향을 받는다.

첫째, 계가 안정화되기 전에 진동 증가량
둘째, 진동의 모드 형태
셋째, 진동근원지 및 모드형태와 관련된 측정 프로브(probe)의 위치이다.

실제 불안정한 저주파 진동의 가장 큰 진폭은 불안정 고유 주파수와 관련된 진동모드 형태에서 비 노드(antinodes) 위치에서 발생할 것이다. 이런 진동의 위치는 불안정 근원지에서 어느 정도 떨어진 곳에서 발생될 수 있고, 실제 그런 경우가 종종 발생된다. 정확한 축계 안정성 해석은 비선형 수학에 근거를 둔 모델링이 필요하지만, 실제 이런 모델링은 분석하는데 어려움이 있다. 바로 이런 이유 때문에 선형적 모델링을 사용하는 것이다. 그러나 불안정 임계점(threshold of instability) 근처에서의 진동형태는 본질적으로 선형적이어서, 불안정으로 유도되는 기본적 기구를 이해하기 위해 선형모델을 사용할 수 있다.

3. 안정성과 동적 강성

3.1. 유체유도 불안정

정적 평형상태에 있던 축이 교란이 발생되는 것을 생각해보면, 스프링 힘은 평형상태로 되돌아가기 위해서 축을 되밀려고 한다. 그러나 접선력은 축을 변위에서 90° 방향으로 밀어 축이 직접적으로 평형위치로 가는 것을 방해 한다. 접선력은 축의 속도에 비례하므로 축 속도가 증가함에 따라 강해지고, 안정화시키는 감쇠력에 반대 방향으로 작용하고, 궁극적으로 접선력은 축계를 불안정하게 만든다. 접선력은 축 주위를 순환하는 유체 영향에 의해 발생되므로 이런 형태의 불안정을 유체유도 불안정이라고 한다.

3.2. 불안정의 시발점(threshold of instability)

이런 불안정 영향은 축계의 동적 강성 상실과 관련이 있다. 축 진동은 계의 동적 강성에 대한 가해진 힘에 대한 비이다. 동적강성은 스프링과 비슷한 형태로 움직임을 억제시킨다. 만약 동적강성이 사라진다면 축의 움직임을 더 이상 억제하지 못할 것이고, 교란이 발생되면 평형상태로부터 영원히 떨어져 움직일 것이다. 이것은 불안정의 일반적 정의와 일치한다. 따라서 동적강성이 영(zero)이 될 때 축계는 불안정해진다. 비동기 동적강성은 아래와 같다.

$$K_N = K - M\omega^2 + jD(\omega - \lambda\Omega) \qquad (1)$$

동적강성은 direct 부분과 quadrature 부분을 갖고 있는 복소수이다. 동적강성이 영이 되기 위해서는 direct 부분과 quadrature 부분이 동시에 영이 되어야 한다. 따라서 direct 부분 강성이 영이 되려면

$$K - M\omega^2 = 0 \qquad (2)$$

그리고 quadrature 부분 강성이 영이 되려면

$$JD(\omega - \lambda\Omega) = 0 \qquad (3)$$

이 값이 참이 되기 위해서는 괄호 안의 항이 반드시 영이 되어야 한다.

$$\omega - \lambda\Omega = 0 \qquad (4)$$

식(2)와 (4)는 영이 되기 때문에 이 항들은 서로 같다. 이 방정식의 계를 만족 시키는 축의 속도를 구할 수 있다. ω를 소거하고, Ω에 대해서 풀면 불안정의 시발점은 다음과 같다.

$$\Omega_{th} = \frac{1}{\lambda}\sqrt{\frac{K}{M}} \qquad (5)$$

3.3. 강력한 진동진단의 수단

이 속도 이상에서는 축계가 불안정하게 될 것이다. 이 표현은 매우 강력한 진단 수단이고, 축계에서 유체유도 불안정문제를 어떻게 해결하고, 어떻게 방지 할 것인지 이해하기 위한 중요한 요소이다. 이 표현은 축계의 비감쇠 고유진동수와 유체원주평균 속도비(fluid circumferential average velocity ratio)와 조합된

것이다. 전체 윤활이 되는 진원 원통형 유체동역학적 베어링에서 λ는 일반적으로 0.5 이하이다. 따라서 식 5에서 λ의 역수는 2보다 크다. 유체유도 불안정을 유발시키기 위해서는 축계는 일반적으로 고유주파수의 2배 이상에서 운전되어야한다. 다수의 모드를 갖는 계에서 축계는 일차적으로 최저 고유진동수와 만나게 될 것이다. 불안정은 거의 항상 축계의 최저모드와 연관된다. 축계 안정을 확신하기 위해서 요구되는 것은 Ω_{th} 를 축의 최고 운전속도 이상으로 올리는 것이다. 이것은 유체 순환을 줄이거나(즉 λ를 감소시키거나), 스프링 강성 K를 증가 시켜서 얻을 수 있다.

4. 안정성 분석

안정성 분석을 하기 위해서는 축계의 수학적 모델링이 필요하고, 모델은 단순한 한 몸체의 질량 계에서부터 매우 복잡한 유한요소 모델까지 있다. 여기서 단순 축 모델 운동 방정식을 갖고 시작하자.

$$M\ddot{r}+D\dot{r}+(K-jD\lambda\Omega)r=0 \qquad (6)$$

이때 축의 자유진동에 집중하기 위해 우측에서 가진되는 힘은 0이다. 이 운동방정식의 형태를 계의 동차방정식이라 부른다. 이 미분방정식에 대한 해를 다음과 같이 추측할 수 있을 것이다. 이때 R는 임의의 일정한 변위 벡터이고, γ_1및 γ_2는 M, D, K, λ 및 Ω의 복잡한 함수이고, γ는 증가/감소율이고 단위는 1/s이다. ω_d는 감쇠고유진동수이고 단위는 rad/s이다. 위 방정식을 풀면 다음 두개의 해를 얻는다.

$$r_1=(R_1e^{\gamma_1 t})e^{j\omega_d t}$$
$$r_2=(R_2e^{\gamma_2 t})e^{-j\omega_d t} \qquad (7)$$

여기서 지수함수의 복소수 독립변수는 크기(amplitude)와 주파수(frequency)항으로 구분된다. R_1과 R_2는 자유진동 초기조건에 의해 좌우되는 상수벡터이다.

축의 완전 자유 진동응답은 r_1과 r_2의 합으로 주어진다.

$$r=r_1+r_2 \qquad (8)$$

여기서 r_1과 r_2는 회전주파수가 감쇠고유진동수 ω_d인 순방향과 역방향 벡터의 한 쌍으로 되어 있다.

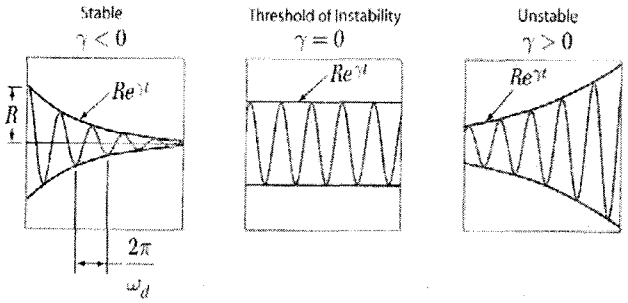


그림 1 증가율/감쇠율의 진동 크기 제어

따라서 γ는 다음과 같이 안정성에 대한 수학적 정의를 나타낸다.

(i) $\gamma < 0$: 계는 안정하다. 계의 외란과 관련된 진동은 사라질 것이고, 계는 원래의 평형위치로 되돌아 갈 것이다.

(ii) $\gamma = 0$: 계는 불안정이 시작되는 지점(Threshold of Instability)에서 운전된다. 계가 외란을 받는다면 그때 진동의 크기는 시간이 흐름에 따라 증가하지도 않고, 감소하지도 않는 정상상태에 있게 될 것이다.

(iii) $\gamma > 0$: 계는 불안정하다. 일단 외란이 작용하여, $\gamma > 0$이면 진동의 크기는 이론적으로 영원히 증가할 것이다.

5. 증기터빈 베어링과 seal에서 강성과 감쇠특성

5.1. 유체유막에서 발생되는 힘

Reynold 공식은 축의 움직임이 적다고 가정하면 변위와 속도가 선형적이라 할 수 있으며 압력분포는 베어링에서 수평, 수직성분으로 분리된 무차원 힘으로 적분하여 구할 수 있다. 오일 유막은 Spring과 Damper 성분의 조합으로 다음과 같이 나타낼 수 있다. 동일시간 각 지점에서의 힘들은 아래와 같다.

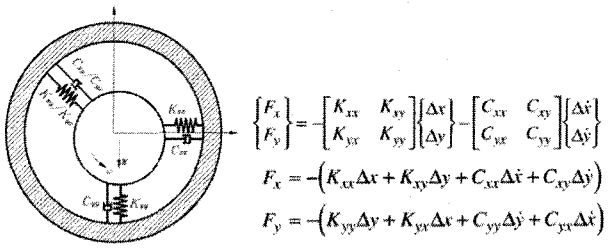


그림 2 베어링과 seal에서 강성과 감쇠

강성과 감쇠성분을 갖는 이러한 선형모델은 동역학 설계의 기본이다. Cross-coupling 크기는 cross-couple 강성계수($K_{xy} \neq K_{yx}$)에 의해서 결정된다.

5.2. 축 위치와 궤적

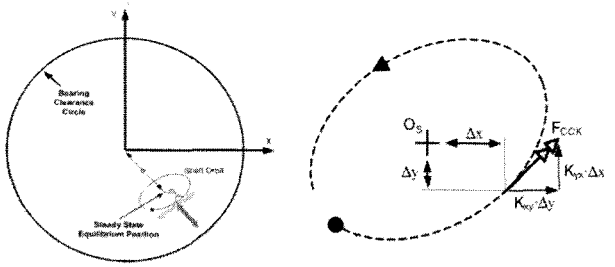


그림 3 축 위치 궤적과 cross-coupled stiffness

정적부하에 의해 베어링 중심과 축 중심은 편심되어 평형위치를 찾게 되는데, 동적 힘에 의해 평형위치를 이탈하며 진동 궤적을 형성하게 된다. cross-coupled stiffness 성분인 Kxy와 Kyx에 의해 축 진동이 발생된다.

6. 유체유도 불안정 진동

6.1. 유체유도 불안정의 근원

축을 변위에서 90° 방향으로 밀어 축이 직접적으로 평형위치로 가는 것을 방해한다. 축의 속도에 비례하므로 축 속도가 증가함에 따라 강해지고, 안정화 시키는 감쇠력에 반대 방향으로 작용하고, 궁극적으로 접선력은 축계를 불안정하게 만든다. 접선력은 축 주위를 순환하는 유체 영향에 의해 발생되므로 이런 형태의 불안정을 유체유도 불안정이라고 한다.

6.2. Steam Whirl

최근 증기터빈의 고압로터에서 부하에 따라 변화하는 자려진동이 발생되었다. 이런 불안정한 진동을 steam whirl이라고 하고, 축에 가해지는 증기 힘에 의해 발생된다. steam whirl은 베어링의 특성에 의해서 발생되는 oil whip과 유사하고, 또 steam whirl은 축 베어링 계의 고유주파수를 갖는 whirl로 특징지울 수 있다.

6.3. Steam Whirl Mechanism

자려진동을 유발하는 힘은 증기가 있는 곳에서 축이 편심 상태에서 회전하게 되어 발생되는데, 물리적 성질이 서로 다른 2가지 메카니즘이 고려된다. 첫째, 동익 Tip의 원주 방향 불균일 증기누설에 의해 발생되는 불평형 토크이다. 또 다른 하나는 원주 방향에서 불균일한 압력 분포 때문에 발생되는 힘이다. 이 힘은 좁은 공간 즉, 증기밀봉을 위한 레비린스실 부근에서 형성된다. 불안정 유발 힘이 발생되는 영역을 그림과 같이 도시하였다. 이런 동일한 현상은 터보압축기, 항공가스터빈 등과 같은 다른 회전기계에서도 발생되고 있다. 우선 이런 현상은 축 탄성력과 비교할 때 유체의 힘이 상대적으로 강한 조건하에서 발생된다. 이것을 고려한다면 고밀도 영역인 증기터빈 고압로터에서는 이런 종류의 자려진동이 발생가능 여부를 미리 점검하는 것은 매우 중요하다.

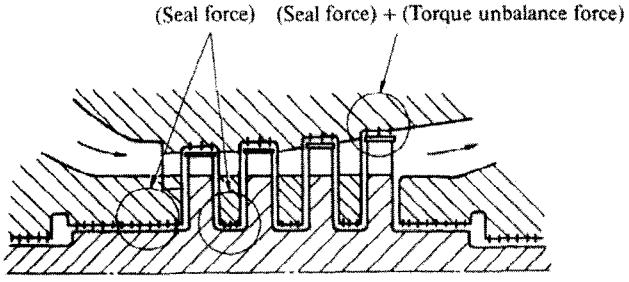


그림 4 Destabilizing forces

토크 불평형 때문에 발생되는 불안정 힘은 Tip 간극과 레비린스 핀의 수로 표현될 수 있는 동익 팁 누설과 단 출력(stage output)에 크게 의존한다.

다음 그림에서 보는 바와 같이 불안정 힘은 x축 방향 편심 (e)를 가질 때 다음 방법으로 나타날 수 있다. 실제 tip 간극이 주어진다면, 토크는 다음과 같이 표현된다.

$\tau_0 = \tau_m(1+\alpha e\cos\theta)$

τ_m : 편심이 없는 경우 평균 토크

α : tip 간극과 fin의 수에 의존하고 누설량을 나타내는 계수

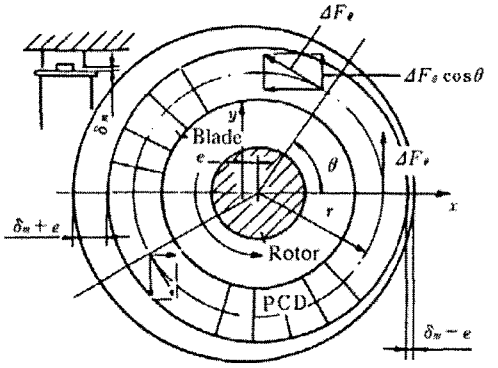


그림 5 Mechanism of destabilizing force

위 방정식에 표현된 토크는 x, y 방향 성분으로 분해될 것이고, 각 성분은 적분 연산을 하게 된다.

$$Fy = \frac{\tau_m}{r}\int_0^2 (1+\alpha e\cos\theta)\cdot\cos\theta\, d\theta = \pi\tau_m\alpha e/r,$$

$$Fx = \frac{\tau_m}{r}\int_0^2 (1+\alpha e\cos\theta)\cdot\sin\theta\, d\theta = 0.$$

위 방정식의 해는 축이 x방향으로 이동할 때 그 편심에 비례하는 힘은 단지 y방향으로만 발휘됨을 보여준다. 즉, 이 힘은 $F_y = k_e e$ (k_e = destabilizing coefficient)로 표현된다.

6.4. Steam Whirl의 일반적 특징

Steam whirl 발생시 증기터빈 stage에서 가진력인 Destabilizing Force 발생하고, Steam whirl에 의한 가진은 주로 대형증기터빈의 고압터빈 부위에서 발생한다. 저주파 순방향 축 진동 및 자려진동 측면에서 Oil Whip과 유사한 증상을 보인다. Steam Whirl은 일정 터빈출력 이상에서 발생하는 반면, Oil Whip은 일정 터빈속도 이상에서 발생한다는 점에서는 Oil Whip과 다른 증상을 보인다. Steam Whirl 발생시 일정부하 이하에서는 안정적으로 운전할 수 있으나 Oil Whip 발생시 안정적으로 운전 불가하다.

6.5. 축 편심에 의한 불균일 Torque 발생

축 편심에 의해 불균일 토크가 발생하고, 접선방향 힘이 발생하는데 최소간극 부위에서 최대 접선력이 발생하고, 최대간극 부위에서 최소 접선력이 발생한다. 축에 작용하는 접선력의 합계가 반경방향 알짜 힘으로 발생되고, 축 편심에 직각방향이고, 회전방향과 동일하다.

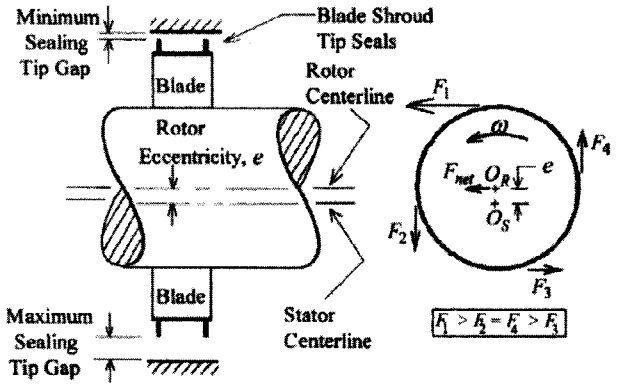


그림 6. 축 편심에 의한 불균일 Torque 발생

Alford Force라고도 불리우는 반경방향 알짜 힘은 터빈 각 단의 평균직경이 작을수록, 터빈 동익 길이가 작을수록, 터빈 단(stage) 토오크가 클수록 크다. 따라서 고압터빈에서 HP 터빈에서 많이 발생한다. Steam whirl 가진력의 크기는 증기유량에 비례하고, Seal의 상세 형태에 따라 다르고, 원주누설유량에 크게 영향을 받는다. 증기밀도가 클수록 축 질량이 작을수록 불안정 진동에 민감하므로, 터빈 중 고압터빈에서 steam whirl 가진 영향이 가장 크다. 고압터빈 부분분사에 의한 Alford force 발생하게 되는데, 부분분사시 충동단에서 증기 분사에 의한 힘(Jet Force)의 불균일로 불안정을 유발하는 Alford force 증가한다. 따라서 베어링 부하감소하고, 감쇠 능력이 저하되어, Oil Whip&Steam Whirl으로 인한 저주파 불안정 진동을 초래한다.

6.6. Labyrinth Seal이 "Steam Whirl 불안정"에 미치는 영향

터빈 축 방향에서 출구간극이 입구간극보다 큰 수렴형 실(Converging Seal)인 경우 축 불안정에 영향을 미친다. 터빈 축 방향에서 출구간극이 입구간극보다 큰 확산형 실(Diverging Seal)인 경우 축에 긍정적 감쇠 효과가 있다.

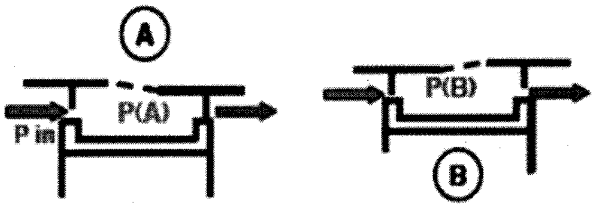


그림 7. 수렴형 실 및 확산형 실

7. Steam whirl 사례

7.1. 개요

증기터빈 건설이후 CV #4 밸브가 개방되는 일정 고출력 이상 부하에서 고압터빈의 저주파 진동이 크게 증가하여 터빈 최대출력을 제한해야하는 문제가 발생되었다. 저주파 진동을 방지하기 위해 다음과 같이 설계인자를 변경하여 축계 안정성여유(Rotor Stability Margin)를 증가시킨 사례이다.

7.2. 증기터빈 1, 2호기 저주파 불안정 진동 특징

운전 중 지배주파수는 1X가 아닌 저주파 성분이고, 변화폭이 심하게 나타나고, 일정출력(MW)이상 증가에 따라, CV 개도가 변화되고 이에 따른 축 위치가 변화되면서T1_Rel X 진동은 높아지고, 베어링 메탈온도는 낮아짐.

7.3. 축계 안정성여유(Rotor Stability Margin) 증가 대책

7.3.1. 베어링 부하 증가에 의한 축계 안정성 증가를 위해 안정성 증가를 위해 T1, T2 베어링 Elevation 상승

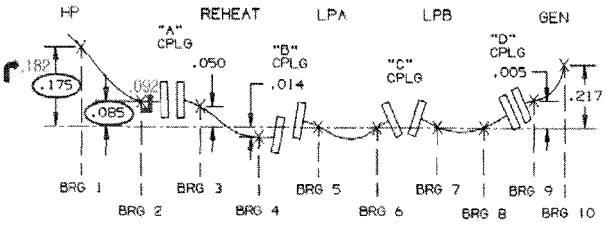


그림 8. T1, T2 베어링 Elevation 상승

7.3.2. 단위면적당 베어링 부하 증가에 의한 축계 안정성 증가를 위해 베어링T1, T2, T3 베어링 Length 축소

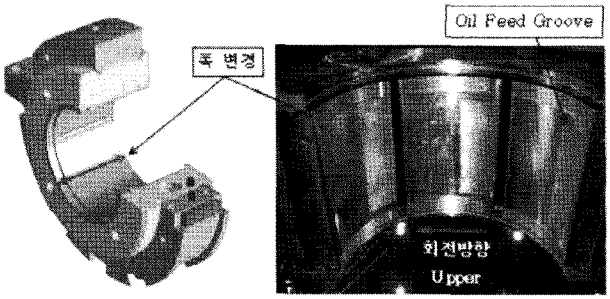


그림 9. T1, T2, T3 베어링 Length 변경

7.3.3. 축계 안정성 증가를 위해 T1, T2 베어링 간극을 축소하고, 이로 인한 베어링 메탈온도 상승을 저감하기위해 유량 Orifice 증가

7.3.4. Steam whirl 불안정을 차단하고, 축계 안정성 증가를 위해 Anti-swirl Packing 적용

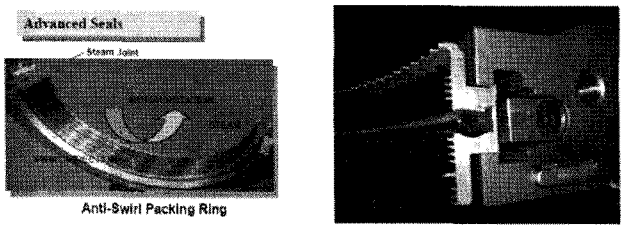


그림 10. Anti-swirl Packing 추가 적용

7.3.5. Steam whirl 불안정을 차단하고, 축계 안정성 증가를 위해 Blade Tip Steam whirl Breaker 적용

그림 11. Blade Tip Steam whirl Breaker 적용

7.3.6. 기동 및 저부하 운전 중 내부마찰을 방지하기 위해 고압터빈 반경방향 간극 증가

8. 증기터빈 유체불안정 진동 대책 요약

8.1. 유체불안정 진동진단

안정성에 대한 훌륭하고 일반적인 정의는 만약 계가 평형 상태에서 외란이 작용할 때, 결국 평형상태로 되돌아간다면, 기계적인 계가 안정하다는 것이다. 계가 불안정하다는 것은 계가 외란을 받을 때 원래의 평형상태에서 벗어나 움직이는 것이다.

활발한 유체의 상호작용이 있는 축계는 베어링, 실 또는 임펠러에서 순환되는 유체에 의해 발생되는 접선력 때문에 잠재적 유체유도 불안정 요인을 안고 있다. 축 모델은 다음 식에 의해 불안정 임계점을 예측할 수 있다.

$$\Omega = \frac{1}{\lambda}\sqrt{\frac{K}{M}}$$

이 방정식은 매우 강력한 진단 도구이고, 축계의 유체 유도 불안정 문제를 어떻게 예방하고 치유하는지 이해하는 열쇠이다.

8.2. 유체불안정 진동제거 대책

① 강성(K) 증가

- 유체 유막 베어링의 적절한 부하를 받을 수 있도록 적절한 편심율을 갖도록 정렬한다.
- 베어링 폭을 줄인다.
- 오일온도를 낮추어 점도를 증가시켜 강성을 증가시킨다.

② 축계 안정성 마진 증가를 위해 λ감소

- λ를 감소시키기 위해 Cross coupled stiffness 감소시킨다.
- 장기대책으로 λ값이 작은 베어링 Type으로 바꾼다.
- 유체 유막 베어링의 적절한 부하를 받을 수 있도록 적절한 편심율을 갖도록 정렬한다.
- Anti-Swirl injection (Hydrostatic bearing)
- Anti-Swirl Packing (Rotor Mid span 강성 증가)
- 고정체 정렬(Seal Eccentricity Ratio 감소)

③ M 감소는 비현실적이다.