

회전기계의 공진회피 및 방진 설계

박 중 포

(한국중공업 기술연구원)

1. 머리 말

최근의 회전기계는 고성능, 고효율, 제작비용 절감 요구에 따라 경량화, 유연구조, 고속화 추세로 설계되고 있어, 전반적인 만족도는 회전기계의 진동 특성과 밀접하게 연관된 깊이 있고 정확한 진동 특성 규명이 요구된다. 공진은 진동계에 작용하는 외력의 가진 주파수와 진동계의 고유진동수 중 어느 하나와 일치할 때 발생하는 과대 진동 현상으로, 이를 효과적으로 회피/예방하기 위해서는 계의 고유모드와 작용 외력의 정확한 규명이 우선이다. 일반 정지구조물과 달리 회전기계의 회전부의 고유모드와 작용 외력은 일반적으로 회전주파수 종속성을 보이므로, 진동해석에는 회전기계의 회전주파수 종속성을 반드시 고려해야 한다. 회전기계는 설계단계에서부터 발생할 수 있는 과대 진동을 방지하기 위해서, 고유모드와 가진력의 정확한 규명, 예측 가능한 외부 가진력의 최소화 및 외부 가진주파수와 고유진동수와의 충분한 분리 여유의 설정, 위험속도에서 진동 크기를 줄이기 위한 감쇠 도입 등의 노력과 주의를 요한다. 이러한 설계단계에서의 노력과 현장경험 활용 등의 결과로 실제 현장에 사용되고

있는 회전기계에서 공진 발생 보고는 매우 드물고, 일상 운전범위에서 발생하는 진동을 각종 규격에서 제시하는 진동 규제치 이하로 유지 또는 진동 저감 등의 설비보전/유지 차원에서 다루어지는 것이 대부분이다. 회전기계는 그 용도와 기능에 따라 매우 광범위하여 그 진동특성을 포괄적으로 논하기는 어려우므로 본 논문에서는 그림 1과 같은 발전용 증기터빈-발전기로 국한하여 설계 및 운전시 고려되는 진동 특성을 개략적으로 설명하고자 한다.

2. 회전기계의 진동 특성

일반적으로 회전기계 시스템의 진동 특성을 이해하고 설계에 반영하기 위하여 전체 구조를 기계를 지지하는 기초와 해당 기계로 나누고, 회전기계는 다시 고정부와 회전부로 세분해서 해석이 이루어진다. 회전부에서는 회전 축계와 이에 설치된 블레이드, 팬 등의 회전익으로 다시 세분하여 진동해석을 수행한다.

2.1 기초 및 고정부의 진동

기초와 고정부는 구조진동의 관점에서 다루어지나 회전부에서 발생해서 전달되는 가진력을 고

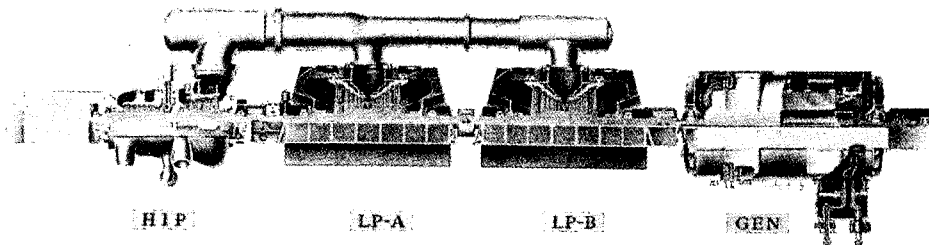


그림 1 발전용 증기 터빈-발전기

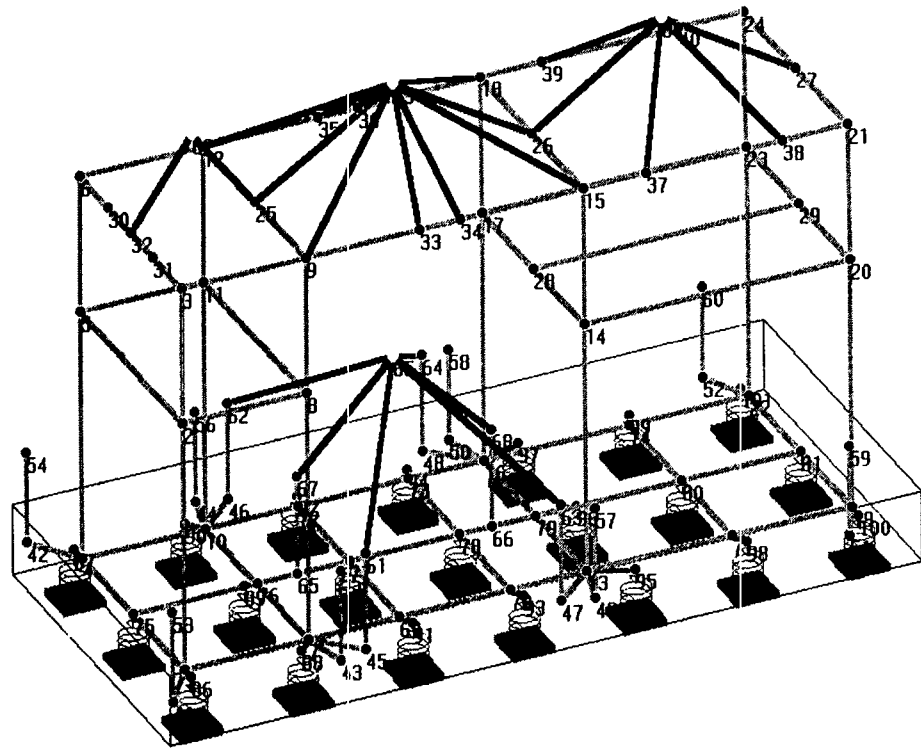


그림 2 기초-터빈발전기 모드해석 유한요소모델

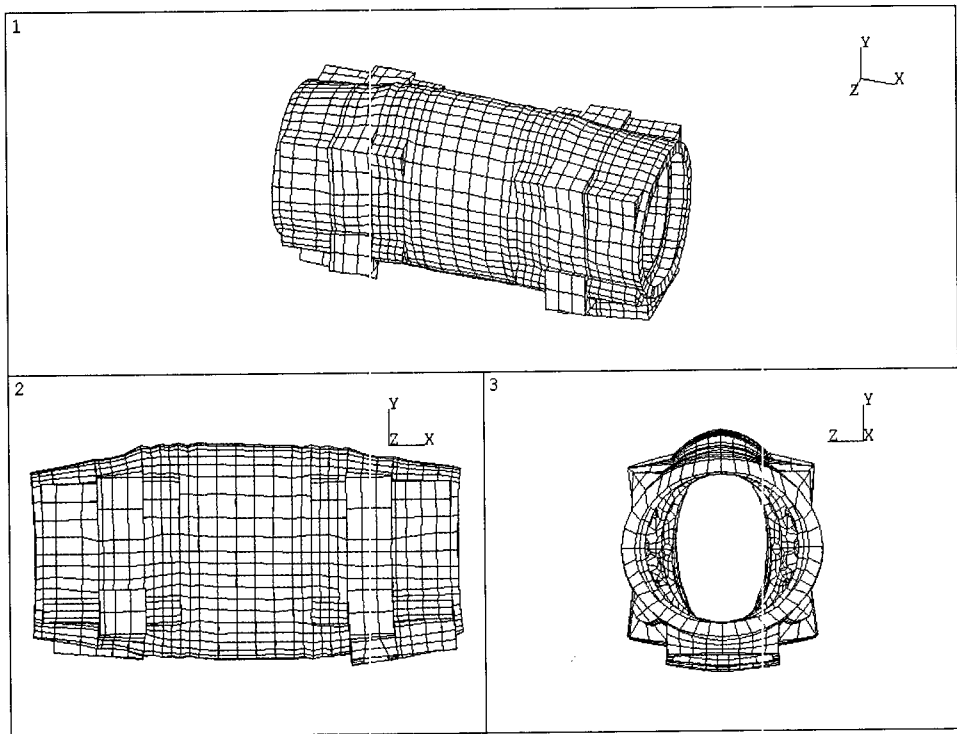


그림 3 발전기 고정자의 모드해석

려하여야 한다. 회전기계 기초 설계시는 정적 하중에 의한 구조 건전성 평가 외에 로터의 질량 불평형력, 발전기의 경우 전자기 변동 토크 등의 가진력 및 지진 동하중을 고려한 진동해석을 추가하여 정상 운전 중의 진동 성능 요구에 만족할 수 있도록 한다. 그림 2는 프레임 구조의 기초와 증기터빈-발전기 전체 시스템의 진동해석을 위한 유한요소 모델을 보여준다. 여기서 기반과 각종 보강 파일은 스프링과 댐핑 요소로, 프레임 기초는 보 및 기둥유한요소로, 회전기계는 강체의 집중 질량계로 모델링된다. 일반적으로 이러한 기초의 주요 고유진동수는 정상 운전 회전수보다 매우 낮은 값을 갖도록 설계되므로, 정상운전 상태에서 공진 발생 가능성은 거의 없게 된다^(1~3).

회전기계 고정부의 고유모드는 회전부에서 발생해서 전달되는 정상 운전주파수의 조화성분과 일정치 이상의 주파수 분리여유를 갖도록 설계된다. 예로, 발전기 고정부에 작용할 수 있는 대표적인 가진력은 회전자의 질량 불평형력과 회전자에서 유도되는 전자기력을 들 수 있다. 이 경우 발전기 고정부가 이들 가진주파수와 적절한 분리여유를 갖도록 설계/제작 되어지는데, 60 Hz 양극발전기의 경우 유기되는 전자기력의 가진 주파수는 120 Hz가 된다. 그림 3은 발전기 고정부의 주파수 분리여유 확인을 위한 유한요소방법을 이용한 모드해석 결과를 보여준다⁽⁴⁾.

그리고, 전체 고정부 구조의 진동특성 평가와 동시에 구조물의 극부적인 공진, 이로 인한 피로, 소음을 방지하기 위한 진동해석도 경우에 따라서 수행된다.

2.2 회전축의 진동

회전축의 동특성으로 횡 진동, 비틀림 진동 및 불안정 자려 진동 등이 고려된다. 일반적으로 성능, 제작비용 등의 이유로 회전축은 유연구조로 설계되므로 회전기계가 정지상태에서 정상 운전 상태에 도달하는 과정에는 몇 개의 위험속도를 통과하게 되는데, 위험속도 근처에서는 신속히 회전수를 상승시켜 과도상태의 진동 발달을 예방할 수 있도록 운전을 제어한다. 과도상태와 정상상태의 진동응답은 회전축의 질량불평형력을 가정해서 해석적으로 예측한다. 회전부의 횡 진동 모드의 회전주파수 종속성은 모드해석 지배방정식에 포함되는 자이로스코픽 효과와 회전축을 지지하는 유막 베어링 스프링상수 등의 회전주파수 의존성

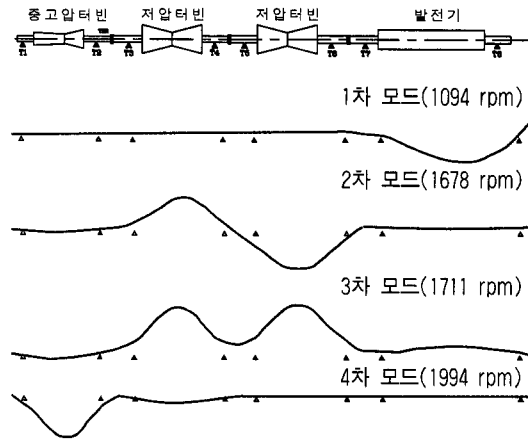


그림 4 터빈-발전기 축계의 모드해석

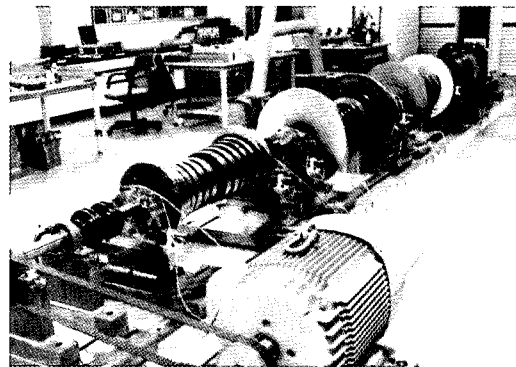


그림 5 터빈-발전기 축정렬 실험장치

에 기인한다. 횡 진동 모드해석시 베어링의 동특성은 물론 베어링 지지구조물의 동특성 또한 연성시켜 해석의 정확도를 기한다. 그리고, 양극 발전기 로터의 경우 단면의 비대칭구조로 인한 진동특성을 설계 및 제작, 밸런싱 단계에서 고려해야 한다⁽⁵⁾. 터빈에서 효율과 성능에 많은 영향을 미치는 고정부와 회전부의 간극은 회전축의 정적 처짐, 열팽창 및 진동 등의 예측치에 의해 결정된다. 간극을 가능한 최소화하여 시스템 효율을 향상시키기 위해서 정확한 진동예측 및 저감 노력이 요구된다. 그림 4는 터빈-발전기 회전축의 모드해석 결과를 보여주고, 그림 5는 터빈-발전기 다단 축계에서 축정렬이 횡 진동에 미치는 영향을 실험적으로 규명하기 위한 실험장치를 보여주고 있다.

정상상태에서 터빈-발전기 축계에서 비틀림 가진력은 미미하므로 비틀림 진동은 고려하지않고, 발전기에서 단락이 발생할 시 큰 비틀림 토크가 발생되므로 이 때를 가정하여 과도상태의 비틀림 진동특성을 해석해 구조 건전성을 평가한다.

유막 베어링에서의 유체력에 의한 불안정 자려진동인 오일 휩 발생을 방지하기 위해 틸팅패드 또는 타원형 베어링을 채택하고, 기타 레브린스 실 휩과 스템 휩 발생 여부를 예측하고 방지 설계를 한다.

2.3 회전익 진동

터빈 블레이드는 그 역할과 용도에 따라서 그림 6과 같이 서로 다른 구조(테논, 커브, 타이와이어, 베인, 도브테일 형태)를 가지며 진동 형태 또한 그 구조에 따라서 매우 복잡한 양상을 보인다. 그림 7은 블레이드 그룹(커버 하나에 묶여지

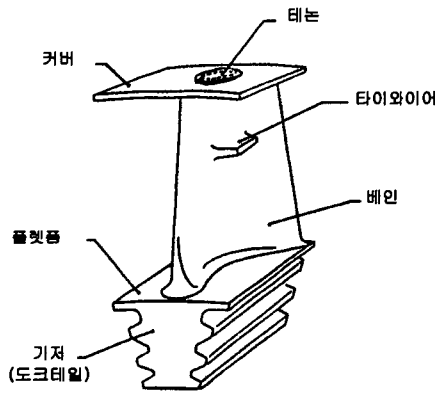


그림 6 블레이드의 구조 및 명칭

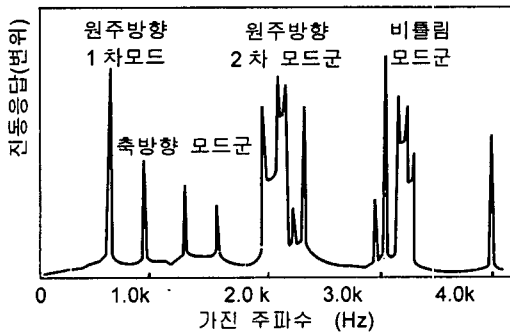


그림 7 그룹 블레이드의 진동 응답예

는 블레이드들을 하나의 블레이드 그룹이라 칭함)의 진동 응답 특성을 보여준다⁽⁶⁾. 커버는 어떤 한 블레이드에 주어지는 가진력을 블레이드 그룹 전체에 분산시키고, 블레이드 끝단 부위 변형의 최소화, 플러트 현상 방지, 축 방향 및 접선 방향의 굽힘 진동 크기를 줄이는 댐퍼 기능을 한다. 커버를 씌움으로써 나타나는 단점은 블레이드 그룹핑 자체에 의한 블레이드 그룹의 고유진동수가 여러 개 발생하는 것인데, 적절한 커버 그룹핑으로 블레이드 그룹의 고유진동수를 조절하여 정상 운전 시 발생할 수 있는 공진을 피해야 한다. 저압 터빈의 마지막 1~2개 단에 사용되는 길고 무거운 블레이드를 제외한 대부분의 블레이드의 고유진동수는 보통 터빈 운전속도의 8 배 이상이고, 이 단에서의 주요 가진원은 노즐에서 분사되는 고온고압 증기이기 때문에 블레이드의 고유진동수를 기준으로 노즐의 수량을 적절히 선택하는 방식으로 노즐통과 주파수(회전수와 노즐갯수의 곱)와의 공진을 피하도록 설계된다.

마지막 단 또는 이 근처의 블레이드 그룹은 정상 운전속도의 약 3~6배의 고유진동수를 갖는데, 공진이 발생하면 블레이드 및 휠에 심한 고주기 피로 손상을 야기시키므로 정상 운전속도의 6배 이하에서 공진을 피할 수 있는 설계가 요구된다. 때에 따라서는 원주 방향 굽힘 진동모드가 발전기 전자기력에서 유발되는 전원주파수의 2배 성분의 축계 비틀림 진동과 연성되어 공진 발생 가능성도 있으므로, 축과 블레이드의 비틀림-굽힘 연성 진동해석을 수행한다. 이들 블레이드의 구조적인 특징은 댐핑 부여를 위해 느슨한 타이와이어 또는 슬리브 및 수지형 도브테일 사용 등이며, 또한 베인의 길이가 길고 크기 때문에 다양한 형식의 커버가 사용된다.

진동해석은 유한요소법을 이용해 단일 블레이드와 그룹 블레이드의 진동 해석이 이루어 지고 캠벨 다이어그램으로 그 결과를 표시한다. 새롭게 설계된 블레이드는 기존 유사한 구조의 블레이드 진동 시험치가 없으면 반드시 블레이드를 로터에 조립한 후 사용 회전수 범위의 회전상태 진동시험을 거쳐 그 진동 신뢰성을 확인받게 된다. 이 진동 시험은 블레이드 도브테일의 복잡한 구조와 경계조건, 원심력에 의한 영향 등으로 이론 해석치와 많은 차이를 보이기 때문이며, 기존 블레이드에서 미미하게 설계 변경된 블레이드에서는 이 시험이 생략된다⁽⁷⁾.

3. 맺 음 말

지금까지 발전용 터빈-발전기 시스템을 기계기초, 회전기계의 고정부, 회전축 및 회전익으로 나누어 공진 회피와 진동특성 개선을 위한 여러 가지 진동해석과 설계 과정을 간략히 살펴보았다.

참 고 문 헌

(1) 한국중공업(주), 1999, 기계기초의 진동제어에 관한 연구.
 (2) Arya, S.C. et al., 1984, Design of Structures and Foundations for Vibrating Machines, Gulf Publishing.

(3) ASCE, 1987, Design of Large Steam Turbine-Generator Foundations.

(4) 김철홍, 류석주, 박종포, 1999, "화력발전용 발전기 고정자 프레임의 모드매개변수 규명," 한국소음진동공학회지, 제 9 권, 제 3 호, pp. 570~576.

(5) 박종포, 최성필, 주영호, 1999, "발전기 양극회전자 벨런싱에서의 이상 진동신호 분석," 한국소음진동공학회지, 제 9 권, 제 4 호, pp. 835~840.

(6) Park, J. P. et al., 1997, "In-Situ Running Bucket Vibration Test of an Intermediate-Pressure Turbine for a 500 MW Fossil Power Plant," Proc. of Power-Gen Asia 97, pp. 620~629.

(7) 박종포, 1998, "스팀터빈 블레이드의 개요 및 설계," 기계저널, 제 38 권, 제 8 호, pp. 44~49.