

소형 가스터빈 회전체의 위험속도 해석

김영철*† · 하진웅** · 명지호**

Critical Speed Analysis of a Small Gas Turbine Rotor

Young-Cheol Kim*†, Jin-Woong Ha**, Ji-Ho Myung**

Key Words : Gas turbine(가스터빈), Rotordynamics(회전체동역학), Critical speed(위험속도)

ABSTRACT

This paper predicts the critical speeds of a 5 MW industrial gas turbine by using commercial rotordynamic tool, DYNAMICS 4.3. The gas turbine is operated at 12,975 rpm on squeeze film dampers. The stiffness of the squeeze film dampers are estimated. The critical speeds of the gas turbine rotor are calculated to have a sufficient separation margin (2%) from the 1st bending mode and pass over 2 rigid body modes below 4,000 cpm. This paper discussed the coupling effects on the dynamic response of the gas turbine.

1. 서론

가스터빈 설계기술은 크게 성능설계기술과 신뢰도설계기술의 두 가지로 분류할 수 있다. 성능설계기술에는 ①용도에 맞게 전체적인 성능 및 효율을 보장할 수 있도록 각 구성품(압축기, 연소기, 터빈)의 입출력조건을 결정해주는 열역학 사이클 해석기술, ②주어진 입출력조건에 따라 압축기, 터빈의 유로, 임펠러, 디퓨저의 설계 및 축의 회전속도를 선정하는 공력설계기술, ③연소기 설계기술이 해당된다. 신뢰도설계기술에는 ① 성능설계에서 일차적으로 채택된 유로의 확보 뿐 아니라 시스템의 안전운전 및 정속운전을 위해 베어링을 포함한 회전체계의 최적형상을 결정하는 회전체역학적 시스템설계기술과 ②베어링, 시일, 댐퍼, 기어 등과 같은 회전체 요소를 해석, 설계하는 회전체역학적 요소설계기술, ③고온, 고압, 고응력 뿐만 아니라 회전체의 진동에 의한 임펠러, 정동익, 디스크 등의 각 기계부품의 조기파손방지를 위한 부품의 응력 및 피로해석설계기술이 있다.

특히 베어링, 시일, 댐퍼, 기어와 같은 핵심요소를 포함한 회전체계의 시스템 및 요소설계기술은 고속회전시 발생하는 진동을 예측, 제어함으로 시스템의 안정운전과 요구수명 확보에 지대한 영향을 미치는 기술이다. 최근 산업용 가스터빈의 경우 에너지의 공급확대 요구에 부응하기 위해 고효율화, 고속화의 경향을 보이고 있으며, 이에 따라 운전속도에 이르기까지 다수의 공진주파수가 발생하는 유연축이나 박판 케이싱을 가진 시스템이 되므로 시스템의 안정성 및 신뢰성확보를 위해 회전체동역학적 해석을 통한 정밀한 동적거동의 예측 및 설계가 요구되고 있다.

본 연구에서는 상용 툴인 DYNAMICS 4.3을 사용하여 최근 국내에서 개발 중인 5 MW급 산업용 가스터빈의 위험속도를 예측하였다. 이 가스터빈은 2개의 축으로 이루어져 모델링하기가 쉽지 않다. 이 가스터빈은 스퀴즈필름 댐퍼를 장착한 볼 베어링위에서 운전되므로, 스퀴즈필름 댐퍼 강성을 예측하여 계산에 활용하였다. 또 커플링이 위험속도에 미치는 영향을 고찰하였으며, 디스크를 모델링함에 있어 보요소를 사용한 경우와 디스크 요소를 사용한 경우에 대하여 비교하였다.

* 한국기계연구원

** (주)두산중공업

† 교신저자, E-mail : kyc@kimm.re.kr

2. 위험속도 분리여유 기준

가스터빈의 회전체동역학적 해석을 통하여 가장 중요하게 검증하고자 하는 것은 위험속도의 분리여유이다. Fig. 1은 전형적인 가스터빈 회전체의 진동특성을 나타낸 그림이다.

API 규정에는 증폭계수(AF, Amplification Factor)를 기준으로 위험속도에 대한 분리여유를 설정하고 있다. 증폭계수가 2.5이하인 경우 임계감쇠된 것으로 평가되어 분리여유는 요구되지 않는다. 그리고 증폭계수가 2.5에서 3.55의 경우 최대연속운전속도 위의 15%와 최소연속운전속도 아래의 5%의 분리여유가 요구된다. 증폭계수가 3.55이상인 경우에는, 위험속도가 최소연속운전속도 아래에 위치하면 요구되는 분리여유는 다음 식과 같다.

$$SM(\%) = 100 - \left[84 + \frac{6}{AF - 3} \right] \quad (1)$$

위험속도가 최대연속운전속도 위에 위치하면 요구되는 분리여유는 다음 식과 같다.

$$SM(\%) = \left[124 - \frac{6}{AF - 3} \right] - 100 \quad (2)$$

본 연구에서는 스퀴즈필름댐퍼의 감쇠계수를 무시하고 해석하였으며, 따라서 AF가 아주 크다고 가정함으로써 최소 24%의 분리여유를 확보하는 것을 설계 기준으로 삼았다.

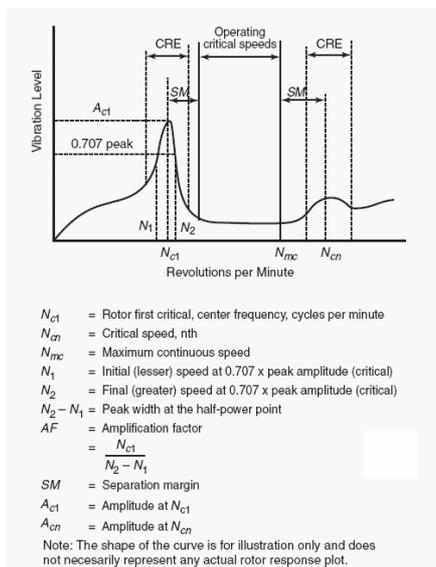


Fig. 1 Typical dynamic response of GT rotor

3. 소형 가스터빈의 동적 모델링

3.1 회전체 모델링

Fig. 2는 5 MW급 소형 가스터빈의 단면도를 나타낸 그림이다. 압축기 및 터빈축은 제너레이터와 감속 기어박스에 의해 연결되어 동력이 전달된다. 압축기는 총 10단의 축류압축기와 1개의 원심압축기로 구성되며, 터빈은 총 3단으로 구성된다. 압축기 1~4단이 위치하는 지점은 2축구조로 되어 있으며, 안쪽 축은 베어링을 지지하고 바깥 축은 압축기 임펠러 1~4단이 연결된다. 두 축은 5단압축기에서 강체로 연결되며, 3단압축기와 안쪽 축에서 서로 볼트로 연결된다. 또 회전속도를 측정하는 작은 축이 안쪽 축 끝단에 연결되고, 기어커플링이 안쪽 축 끝단에 연결된다.

Fig. 3은 5 MW급 GT에 대한 동적 모델링을 수행하기 위해 Line Diagram을 그린 것이다. 이때 케이싱에 대한 영향은 적을 것으로 예상되어 모델링에서 제외하였다. 바깥 축은 안쪽 축과 2개의 rigid link에 의해 연결되며, 회전속도를 측정하는 작은 축은 안쪽 축에 rigid link로 연결된 것으로 모델링하였다. 후방 베어링은 터빈 후단에 위치하고, 전방 베어링은 압축기 축 안쪽 축(Inner shaft)에 위치한다. 축류형 압축기 디스크는 steel을 사용하나 원심압축기부터 터빈디스크까지는 니켈합금을 사용한다. 1~4단 압축기 블레이드는 티타늄합금을 사용하고, 5~10단 압축기 블레이드는 일반 스틸을, 터빈 블레이드는 니켈합금을 사용한다.

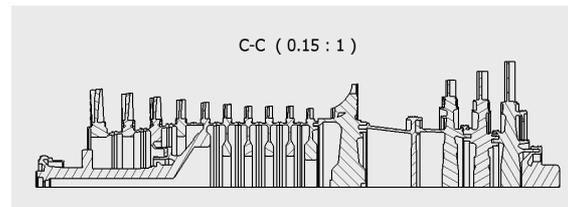


Fig. 2 5 MW GT rotor structure

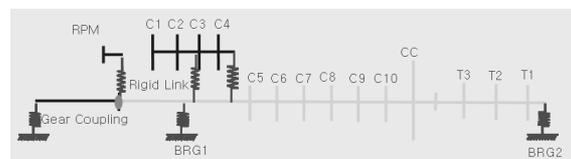
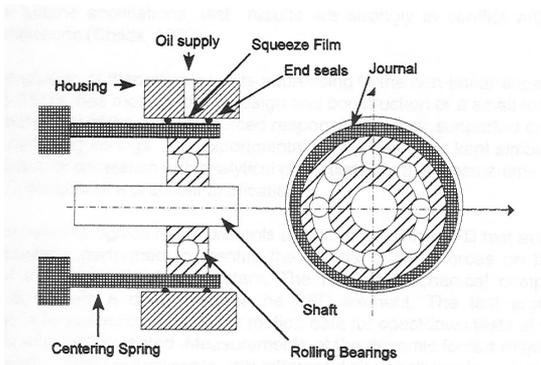


Fig. 3 Line diagram of 5 MW GT rotor

3.2 스퀴즈필름 댐퍼 모델링

가스터빈 회전축은 Fig. 4(a)와 같이 볼베어링에 지지되고, 그 바깥에 Squirrel Cage형 스퀴즈필름댐퍼(Squeeze Film Damper)를 부착됨으로써 탄성력과 감쇠가 제공되도록 한다. Squirrel Cage는 Fig. 4(b)와 같이 Centering Spring의 기능을 수행한다. 여기서, Squirrel cage의 강성은 계산을 통하여 전방에 $2.7e7$ N/m, 후방에 2.2×10^7 N/m 정도가 적용된다. 볼베어링의 강성에 비해 Squirrel Cage의 강성이 훨씬 낮기 때문에, 본 연구에서는 Squirrel Cage의 강성치를 스퀴즈필름 댐퍼의 강성치로 사용하였다.

만약 스퀴즈필름댐퍼가 없이 다만 볼베어링에만 지지되어 운전된다면, 가스터빈 회전체의 1차 굽힘모드가 운전속도보다도 아래로 떨어지거나 운전속도로부터 충분한 분리여유를 확보하지 못할 수도 있다. 스퀴즈필름댐퍼는 가스터빈의 굽힘모드를 높여 주고 운전속도로부터 충분한 분리여유를 확보할 수 있도록 해준다. 대신에 저속에서 가스터빈은 2개의 강체모드를 경험하게 될 것이다.



(a) Squeeze film damper



(b) Centering spring

Fig. 4 squeeze film damper

4. 위험속도 해석

4.1 커플링을 고려한 경우

Fig. 5는 상용툴인 DYNAMICS 4.3을 이용하여 5 MW 가스터빈 회전체에 대한 동적 모델링을 수행한 그림이다. 가스터빈 회전체의 정격회전속도는 12,975 rpm이다. 회전축은 총 3개로 구성되었으며, 각각의 축은 rigid link로 연결된 것으로 모델링되었다. 스퀴즈필름 댐퍼가 위치한 지점에는 해당하는 강성치를 가지는 flexible link로 연결하였다.

대부분의 디스크 및 블레이드는 부가 질량 요소(added mass element)로 모델링 하였으나, 압축기 1단과 2단 디스크는 그 폭이 상대적으로 두꺼워 디스크 요소로 모델링하였다. 커플링이 감속 기어 축과 연결되는 끝단은 rigid link로 지지되어 있는 것으로 모델링 하였으며, 반대편의 가스터빈 축의 끝단과 연결되는 커플링 끝단에는 조립특성에 따라 모멘트 유연성을 적용하여 모델링하였다.

Fig. 6은 5 MW급 GT가 스퀴즈필름댐퍼에 지지되어 있다고 가정하였을 때 계산된 각 위험속도 모드형상이다. 1차 위험속도의 강체 병진모드와 2차 위험속도의 강체 회전모드는 대략 4000 cpm 아래에서 발생한다. 그리고 3차 위험속도는 1차 굽힘모드로 발생하며 운전속도 대비 21%의 분리여유를 나타내었다.

만약에 가스터빈이 단순히 볼베어링에 지지되어 있다고 가정하였을 때, 1차와 2차의 위험속도에서 각 1차, 2차의 굽힘모드가 발생하며, 운전속도가 그 사이에 존재하여 각각 17%, 23%의 분리여유를 갖게 된다. 즉,

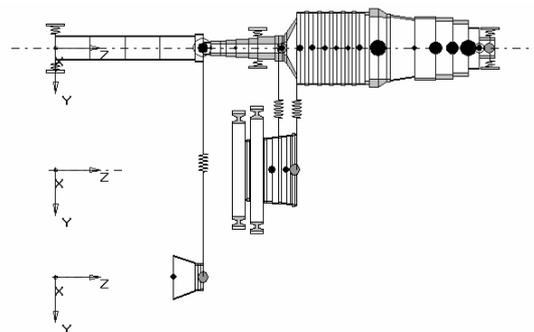


Fig. 5 Dynamic model for the Gas Turbine using DYNAMICS 4.3

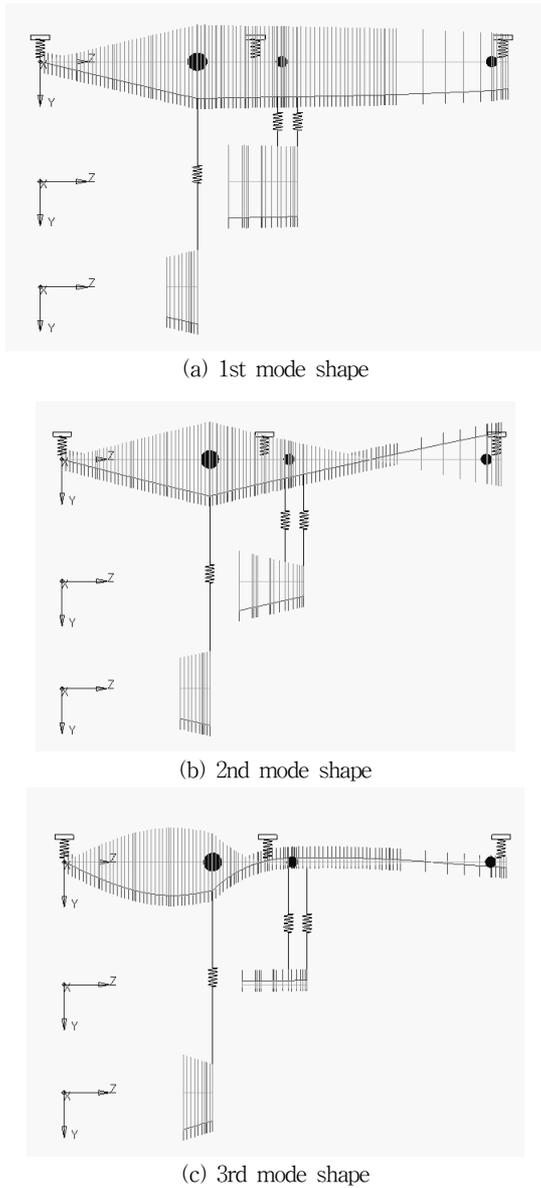


Fig. 6 Critical Speed of the Gas Turbine Rotor

회전체는 굽힘모드를 통과해서 운전되는 초임계 회전체 (super-critical rotor)가 되는 것이다. 따라서 스퀴즈필름댐퍼은 가스터빈의 굽힘모드를 운전속도보다 높여 주고 충분한 분리여유를 확보할 수 있도록 도와준다. 결국 이 가스터빈은 4,000 rpm이하에서 스퀴즈필름댐퍼에 의해 발생하는 2개의 강제 공진점을 통과하고, 운전속도에서는 굽힘모드부터 충분한 분리여유(21%)를 가지고 운전됨을 확인할 수 있다.

4.2 커플링이 위험속도에 미치는 영향

5 MW 가스터빈의 경우 커플링이 상대적으로 길고 무겁기 때문에, 가스터빈의 동적 거동에 미치는 영향이 상당히 클 것으로 예상된다. 따라서 Fig. 7과 같이 커플링을 제거한 상태로 모델링하여 그 동적거동을 비교해 보았다.

Fig 8은 커플링을 제거한 상태로 가정하여 해석한 각 위험속도의 모드 형상이다. 1차 위험속도의 강제 병진모드와 2차 위험속도의 강제 회전모드는 커플링을 고려한 경우와 거의 비슷한 속도에서 발생한다. 이 결과는 커플링의 존재로 인해 강제 모드 위험속도에는 거의 영향이 없음을 말해 준다. 하지만, 3차 위험속도는 1차 굽힘모드로 발생하며 운전속도 대비 8%의 분리여유로 운전속도와 근접하게 나타나는 결과를 초래한다. 실제적으로 소형 가스터빈에서 상대적으로 길고 무거운 커플링은 전체 회전축 시스템을 구속하는 효과를 제공하며, 이로 인해 전체 고유진동수는 더 올라가는 결과를 초래한다. 따라서 가스터빈 축과 커플링이 연결되는 부분에 작용하는 모멘트 유연성 (moment flexibility) 값은 매우 중요한 물리적 의미를 가진다.

4.3 디스크 요소로 모델링한 경우와의 비교

4.1절에서의 동적 모델은 압축기 1,2단을 디스크 요소로, 나머지 압축기 단과 터빈 단들은 집중질량으로 모델링한 것이다. 그러나 각 단 압축기와 터빈의 모든 디스크들은 실제로 디스크 형상으로 되어 있기 때문에, 디스크 요소로 동적 모델링하는 것도 의미있는 결과를 제공할 것으로 기대된다. Fig. 9는 이와 같은 방법으로 모델링한 그림을 나타낸다.

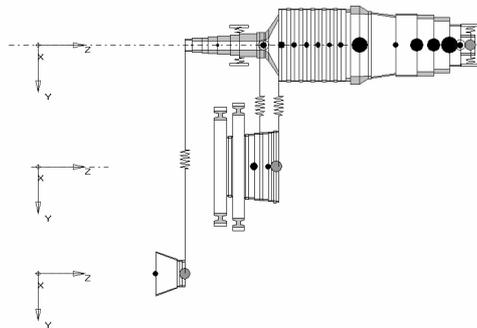


Fig. 7 Dynamic model when the coupling is not considered

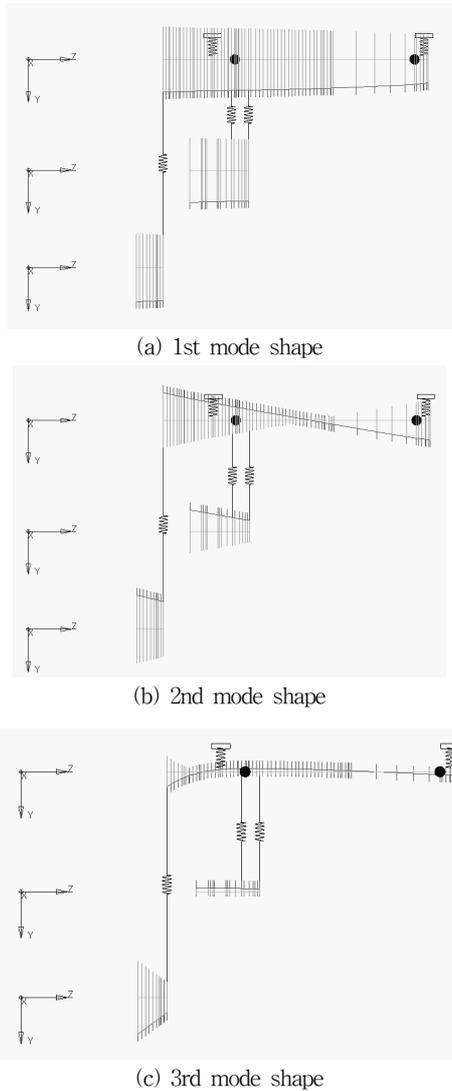


Fig. 8 Critical Speed when coupling is not considered

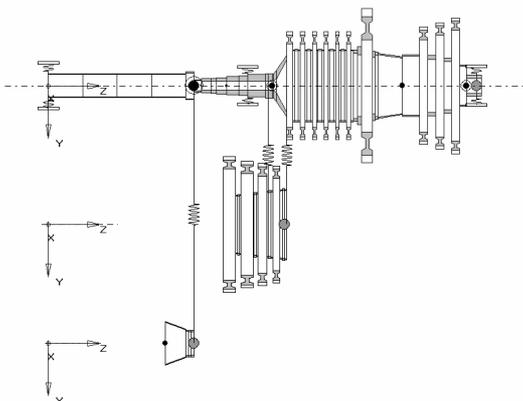


Fig. 9 Dynamic model when all disks are treated as disk elements

계산된 1~3차 고유모드 형상은 Fig. 6과 거의 동일하다. 1차 위험속도의 강제 병진모드와 2차 위험속도의 강제 회전모드는 대략 4000 cpm 아래에서, 위험속도의 미소한 상승 효과가 있지만, 보요소로 계산한 경우와 비슷하게 발생한다. 3차 위험속도는 1차 굽힘모드로 발생하게 되어 24%정도의 분리여유를 확보하게 되고, 보요소로 계산한 경우와 비교하면 약 3% 정도 고유진동수가 높게 계산되었음을 볼 수 있다. 위험속도 24%는 설계기준을 만족시켜 준다. 집중질량으로 해석하게 되면 보다 보수적인 결과를 제공해 주게 되므로, 일반적인 설계 관점에서는 보다 선호되는 방법이라 할 수 있다.

5. 결론

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 스퀴즈필름 댐퍼는 가스터빈의 굽힘모드 위험속도를 운전속도보다 높여 주며, 저속에서 스퀴즈필름댐퍼에 의한 2개의 강제모드를 통과하게 만든다.

2) 스퀴즈필름 댐퍼 위에서 12,975 rpm으로 운전되는 소형 가스터빈 회전체는, 24%의 분리여유를 가지고 1차 굽힘 위험속도 아래에서 운전할 것으로 예측된다.

3) 기어커플링은 길고 무겁기 때문에 위험속도를 상승시키는 효과를 준다.

4) 압축기 및 터빈의 각 단의 디스크 폭이 커지 않는 경우에는, 보요소에 부가 질량이 있는 것으로 모델링하더라도, 위험속도 계산 결과에 미치는 영향은 적고 설계관점에서 더욱 보수적인 결과를 제공할 것이다.

후 기

본 연구는 전력산업연구개발사업 “5 MW급 고효율 발전용 소형 가스터빈 엔진 개발” 과제의 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) 김영철, 이동환, 심재호, 2006, “가스터빈엔진(GTE)의 동적 설계기술현황,” 유체기계저널, 9권 5호, pp. 60~63.