

회전체동역학 설계기술 개론

이 안 성

(한국기계연구원 시스템다이나믹스연구실)

1. 머리말

스팀터빈, 가스터빈, 압축기, 펌프, 발전기, 모터를 비롯한 스핀들 등 다양한 회전기계 로터-베어링 시스템의 동역학적 설계 건전성을 다루는 기술 분야가 회전체동역학 설계기술이다. 특히, 비출력(로터 중량 대비 출력) 극대화 또는 고속작업의 필요성으로 인해 로터가 위험속도에 근접하거나 위험속도를 넘어 운전하는 회전기에 있어 회전체동역학적 설계 건전성검증은 필수 설계요건이 된다. 이 글에서는 회전체동역학 설계기술의 전반적인 개요에 대하여 논하고자 한다. 회전기계 로터-베어링의 시스템의 보다 상세한 회전체동역학 설계 개념 및 절차는 API STD 684⁽¹⁾와 이안성⁽²⁾을 참조하기 바란다.

2. 설계검토 주안점

회전기계의 회전체동역학 설계해석 또는 건전성 검토는 크게 세 가지 설계특성에 주안을 두고 진행된다. 즉, 로터-베어링 시스템의 1) 위험속도, 2) 진동 수준(크기), 3) 동적 안정성이다.

2.1 위험속도

위험속도는 간단히 로터의 회전 운전속도와 일치하는 로터-베어링 시스템의 선회 고유진동수(whirl natural frequency)로, 넓은 범위에서는 정격속도와 같은 특정 운전속도에서 로터-베어링 시

스템이 갖는 선회 고유진동수를 포함한다. 위험속도는 로터를 지지하는 베어링 계의 강성(그림 1의 위험속도 맵 참고) 및 시스템의 극관성의 영향을 받는다. 로터-베어링 시스템의 감쇠(damping) 좀 더 엄밀하게는 증폭계수(amplification factor) 특성을 고려하지 않는 경우, 운전속도 또는 특정 회전속도와 위험속도 사이에 통상 약 20% 이상의 분리여유(separation margin)가 요구된다.

2.2 진동 수준

모든 회전기계 로터에는 불균형(unbalance)이 존재하며, 이 불균형은 로터-베어링 시스템에 1X(회전수 동기) 강제가진 외력으로 작용한다. 특히, 정격 연속 운전속도 및 위험속도를 통과할 때 불균형에 따른 진동 수준(흔히, 불균형 진동응답)이 설계 검토된다. 정격 운전속도에서의 진동 크기는 베어링의 강성에 그리고 위험속도에서의 진동 크기는 베어링의 감쇠에 보다 의존한다.

2.3 동적 안정성

로터-베어링 시스템은 다양한 원인에 의해 스스로 동적으로 불안정해질 수 있으며, 여기서, 주목되는 대표적인 원인은 베어링 그리고 시일 또는 임펠러와 디퓨저 사이의 공력 상호작용(예, aerodynamic cross-coupling)에 의한 연성강성(cross-coupled stiffness)이다. 고정 패드를 갖는 유막 저널 베어링은 속도가 올라감에 따라 연성강성이 커져서 베어링의 효과 직접감쇠(net-effective

* E-mail : aslee@kimm.re.kr

기초강좌

direct damping)를 감소시키기 때문에 중국에는 오일-휠 또는 오일-휠의 불안정성을 초래할 수 있다. 이러한 베어링 기인 불안정성을 방지하기 위해 고속 로터-베어링 시스템은 단순 저널 베어링 대신 3-lobe, pressure dam, offset half 저널 베어링 등을 채용하거나, 원천적으로 연성강성을 배제시키는 틸팅패드 저널 베어링을 채용한다^(3,4). 한편, 고속 고압의 프로세스 압축기 또는 초임계 고압 스팀터빈에서는 틸팅패드 저널 베어링의 채용에도 불구하고 공력 연성강성의 영향으로 로터-베어링 시스템이 불안정해질 수 있기 때문에, 틸팅패드 저널 베어링의 불안정성 저항 능력을 극대화시키는 세심한 설계를 요구한다^(5,6).

3. 위험속도와 모드 형상

그림 1은 between-bearing 로터(소위, 임펠러 또는 블레이드 디스크가 베어링 사이의 축상에 위치하는 로터) 시스템의 전형적인 위험속도 맵(critical-speed map)으로 지지 베어링 강성 설계에 따른 위험속도 특성을 예시적으로 나타낸다.

그림 2에서 A는 soft-stiffness support 영역으로 이에 해당하는 대표적인 회전기계에는 soft 구조강성을 갖는 squirrel cage 또는 allison ring에 조립된 구름 베어링을 채용하는 항공용 가스터빈 또는 APU(auxiliary power unit)가 있으며, 아울러, 최근의 공기 포일 베어링을 채용하는 터보기계도 이에 해당한다. A 강성 영역의 회전기계는 1, 2차의 rigid mode 위험속도를 빠르게 통과하여 2차와 3차(bending mode) 위험속도 사이에서 정격 운전된다.

B는 intermediate-stiffness support 영역으로 틸팅 패드를 포함한 유막 저널 베어링을 채용하는 대부분의 압축기, 스팀터빈, 가스터빈 등이 이에 해당하는 회전기계이다. B 강성 영역의 회전기계는 흔히 semi-bending mode 특성을 갖는 1차 위험

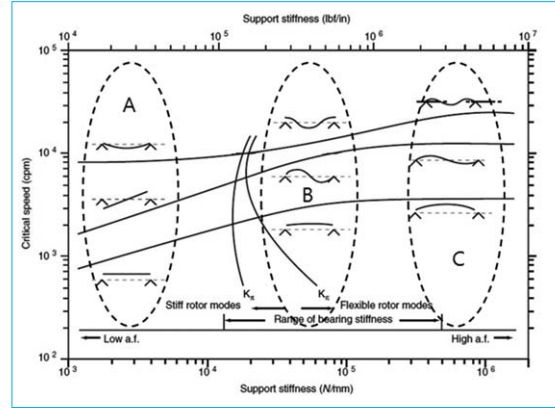


그림 1 Between-bearing 로터 시스템의 예시적 위험속도 맵과 모드형상

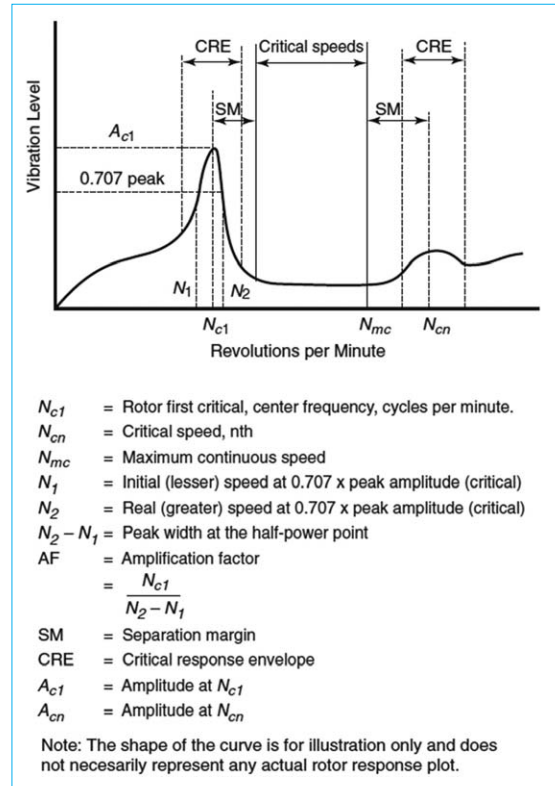


그림 2 운전속도의 함수로 나타낸 예시적 로터 응답선도
속도를 통과하여 2차 위험속도 아래에서 운전되거나 1, 2차 위험속도를 통과하여 3차 위험속도

아래에서 운전된다. Bending mode 위험속도를 통과하기 때문에 위험속도에서의 증폭계수 또는 불균형 진동응답 수준이 중요한 설계 검토항목이 된다. 이러한 증폭계수 또는 불균형 진동응답 수준은 베어링의 감쇠 또는 LogDec(logarithmic decrement)에 큰 영향을 받는다.

C는 hard-stiffness support 영역으로 통상 구름 베어링을 채용하고 상대적으로 3,600 rpm이하의 저속에서 운전하는 대부분의 중소형 모터, 펌프 등이 이에 해당하는 회전기계이다. C 강성 영역의 회전기계는 충분한 베어링의 감쇠를 기대할 수 없기 때문에 강한 bending mode 특성을 갖는 1차 위험속도 보다 충분 이상으로 낮은 속도에서 정격 연속 운전하도록 설계된다.

한편, 그림 1의 위험속도 맵은 각 지지 강성 영역별 1, 2, 3차 위험속도의 전형적인 모드 형상을 참고적으로 보여준다. Bending 모드를 통과하는 경우는 로터 제작 시 보다 정밀한 밸런싱 작업을 요구하며, 설계적으로는 증폭계수가 낮은 즉, 불균형에 대한 민감도가 낮은 로터-베어링 시스템의 설계 도출을 요구한다.

4. 증폭계수와 분리여유

그림 2는 1차 위험속도를 통과하여 1차와 2차 위험속도에서 운전하는 회전mechanical의 운전속도에 따른 전형적인 진동응답 선도(운전속도에 따른 로터의 진동 크기를 나타내는 bode-plot이 이에 해당, 흔히 위상 선도와 짝으로 구성됨)를 예시적으로 보여준다.

그림 2에서 운전속도의 증감에 따라 진동이 민감하게 증폭되는 구간(CRE, critical response envelope)의 피크 점을 이루는 속도가 위험속도이다. 이때, 위험속도에서의 증폭계수(AF, amplification factor)는 다음 식으로 정의된다.

$$AF = \frac{N_{c1}}{N_2 - N_1} \quad (1)$$

여기서, N_{c1} 은 1차 위험속도, N_1 은 위험속도 진동 크기의 0.707 크기에 해당하는 좌측(보다 낮은) 회전속도, 그리고 N_2 는 위험속도 진동 크기의 0.707 크기에 해당하는 우측(보다 높은) 회전속도이다. 이러한 증폭계수는 베어링의 감쇠 능력 또는 LogDec에 크게 의존한다. API 표준은 실용적인 측면에서 증폭계수에 따른 위험속도 분리여유(SM, separation margin)를 규정하고 있다.

- $AF < 2.5$ 의 경우, 위험속도 분리여유를 요구하지 않는다. 즉, 해당 위험속도에서 진동이 잘 감쇠되어 실질적으로 위험하지 않은 위험속도로 취급한다.

- $AF \geq 2.5$ 의 경우,

- 위험속도가 최소 연속 운전속도 아래일 때, SM은 다음의 식으로 얻어지는 값 또는 16 중 작은 값보다 작지 않아야 한다.

$$SM = 17 \left(1 - \frac{1}{AF - 1.5} \right) \quad (2)$$

- 위험속도가 최대 연속 운전속도 위일 때, SM은 다음의 식으로 얻어지는 값 또는 26 중 작은 값보다 작지 않아야 한다.

$$SM = 10 + 17 \left(1 - \frac{1}{AF - 1.5} \right) \quad (3)$$

5. 진동 크기 제한

회전기계 로터 축의 진동 크기 제한규정은 ISO, API 표준 등을 참고할 수 있는데, 여기서는 API 표준의 진동 크기 제한규정을 인용하고자 한다.

$$A_l = 25.4 \sqrt{\frac{12,000}{N}} \quad (\mu\text{m, pk-to-pk unfiltered}) \quad (4)$$

기초강좌

여기서, N 은 운전속도(rpm)이다.

한편, API 표준은 베어링 위치에서 로터 축의 진동 크기가 식(4)의 한계치에 이르렀을 때 고정 부와의 주요 근접 틈새를 이루는 로터 내부 각 위치에서도 충분한 틈새 여유를 유지할 것을 요구 하고 있다. 즉, 주요 근접 틈새부의 설계 틈새의 75% 이하의 진동 크기 제한을 규정한다.

6. 대수감소율(LogDec)

일반 진동 교과서에서와 같이 자유진동을 하는 진동계의 연속 진폭비의 대수(자연 Log)로 정의 되는 LogDec(logarithmic decrement, 대수감소율)은 로터-베어링 시스템의 운동방정식의 고유치 문제의 해 s 로부터 그림 3을 참고하여, 다음의 식으로 표현될 수 있다.

$$\delta = \frac{-2\pi \text{Real}(s)}{|Im(s)|} = \frac{-2\pi p}{|w_d|} \quad (5)$$

여기서, p 는 감쇠 지수로 $(-\zeta\omega_n)$ 이다. 그리고 LogDec과 AF 사이에는 간단히 다음의 관계가 성립한다.

$$AF \approx \frac{\pi}{\delta} \quad (6)$$

로터-베어링 시스템의 동적 안정성을 위해서, 수학적으로, δ 이 이상의 양의 값을 가져야 하며, API 표준은 보수적으로 $\delta \geq 0.1$ 을 규정한다.

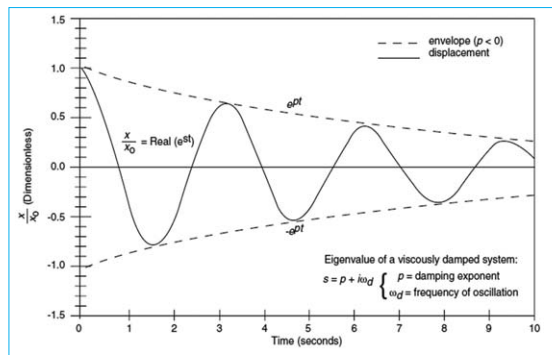


그림 3 안정적인 시스템의 전형적인 자유진동 응답

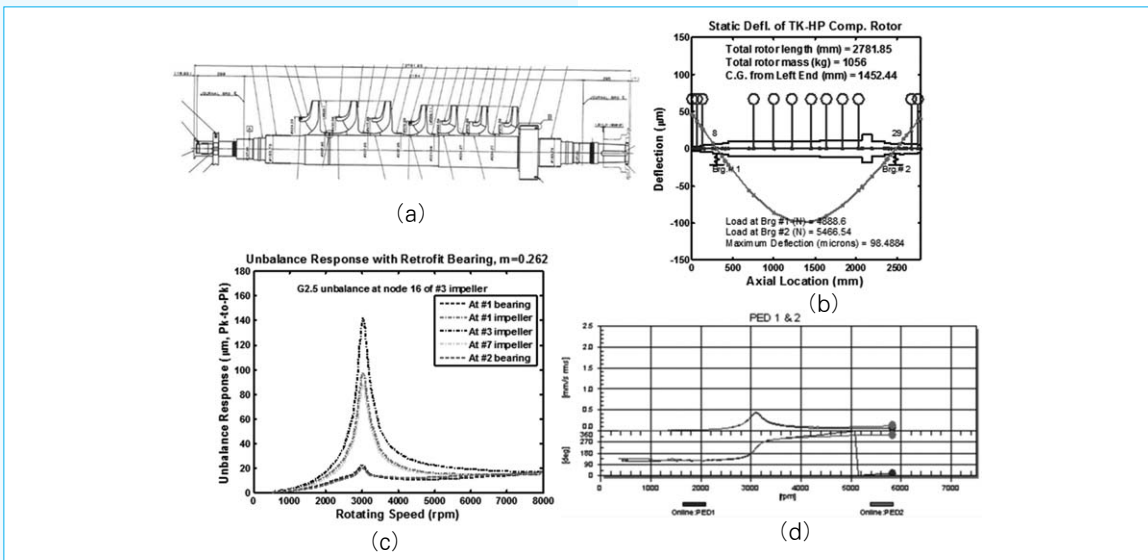


그림 4 7단 프로세스 압축기 로터 시스템의 회전체동역학 해석 및 시험 예. (a) 로터의 조립 도면, (b) FE 회전체동역학 해석모델, (c) 3,030 rpm의 위험속도를 나타내는 불균형 진동응답 예측 결과, (d) 3,080 rpm의 위험속도를 나타내는 로터의 회전 진동응답 시험 결과

한편, 그림 4는 프로세스 압축기 로터-베어링 시스템에 대한 일련의 회전체동역학 모델, 해석, 시험결과의 예를 보여준다. 그림 4에서 (a)는 질량 1,056 kg과 정격 5,830 rpm을 갖는 압축기 로터의 설치용 조립도면, (b)는 로터의 FE 해석모델, (c)는 불균형 진동응답 해석결과, 그리고 (d)는 실제 틸팅패드 베어링을 장착한 압축기 로터의 회전 진동시험 결과이다. 제작사의 정밀한 로터 모델링 데이터가 없는 상황에서, 로터의 조립도면(a)과 베어링 정보를 사용하여 해석을 통해 얻은 (c)의 위험속도 3,030 rpm과 (d)의 회전시험에서 얻은 위험속도 3,080 rpm이 잘 일치하여, 현재의 회전체 동역학 해석기술의 수준을 가늠해 볼 수 있다.

6. 맺음말

이 글에서는 스팀터빈, 가스터빈, 압축기, 펌프, 발전기, 모터, 스핀들 등 다양한 회전기계 로터-베어링 시스템의 동역학적 설계 건전성을 다루는 회전체동역학 설계기술을 개요적으로 살펴본다. 회전체동역학 설계 건전성 검토는 크게 로터-베어링 시스템의 1) 위험속도, 2) 진동 수준(크기), 그리고 3) 동적 안정성의 세 가지 설계특성에 주안을 둔다.

한편, 로터 시스템의 위험속도와 진동 크기는 지지 베어링 계의 강성에 크게 의존하고, 위험속도 분리여유를 결정하고 동적 안정성 나타내는 AF와 LogDec은 베어링 계의 감쇠에 크게 의존한다. 즉, 베어링의 강성·감쇠 동특성은 회전기계 로터-베어링 시스템의 회전체동역학 설계해석에 있어, 로터의 정밀한 모델링 이상으로 중요한 부분을 차지한다. 특히, 스팀 터빈, 가스 터빈, 압축기, 터보 차저 등 대부분의 주요 터보기계의 로터가 저널 베어링으로 지지되기 때문에, 운전속

도에 따라 동특성이 크게 변화하는 이들 저널 베어링에 대한 정확한 동특성 파악은 회전체동역학 설계특성 규명에 있어 매우 중요하다. 다행히, 저널 베어링의 동특성 해석기술은 현재 상당한 기술 발전을 이룩한 바, 시험을 거치지 않고도 설계해석에 필요한 데이터 정보를 얻을 수 있는 상황이다. **KSNVE**

참고 문헌

- (1) API 684 2nd Ed, 2005, API Standard Paragraphs Rotordynamic Tutorial: Lateral Critical Speeds, Unbalance Response, Stability, Train Torsional, and Rotor Balancing.
- (2) 이안성, 1998, 핵심 회전설비의 신뢰성 보장을 위한 로터다이나믹 설계감리, 한국소음진동공학회지, 제8권, 제5호, 소특집: 회전체 구조물의 진동, pp. 775~783.
- (3) Nicholas, J. C., 1996, Hydrodynamic Journal Bearings - Types, Characteristics and Applications, Mini Course Notes, 20th Annual Meeting, The Vibration Institute, Willowbrook, Illinois, pp. 79~100.
- (4) Nicholas, J. C., 1994, Tilting Pad Bearing Design, Proceedings of the 23rd Turbomachinery Symposium, Texas A&M Univ., pp. 179~194.
- (5) 이안성, 2013, 프로세스 고속 경량 원심 압축기의 로터다이나믹 안정성 강화를 위한 설계해석 - Part I: 베어링 설계의 영향, 한국윤활학회지, 제29권, 제6호, pp. 386~391.
- (6) 이안성, 2014, 프로세스 고속 경량 원심 압축기의 로터다이나믹 안정성 강화를 위한 설계해석 - Part II: 로터다이나믹 안정성 개선, 한국윤활학회지, 제30권, 제1호, pp. 9~14.