

동흡진기를 이용한 회전체 불균형응답 저감방법에 관한 연구 Unbalance Response Reduction Using Dynamic Vibration Absorber

*유태규¹, #홍성욱², 지창진³

*T. G. Yu¹, #S. W. Hong(swhong@kumoh.ac.kr)², C. J. Ji³

¹ 금오공과대학교 대학원, ² 금오공과대학교 기계공학부, ³ 금오공과대학교 대학원, 삼성탈레스

Key words : Dynamic Vibration Absorber, Rotor System, Unbalance Response, Structural Dynamics Modification

1. 서론

회전기계의 과도한 진동은 기계의 성능, 수명과 안전성에 악영향을 미치므로 그 진단 또는 예방에 관한 많은 연구가 수행되어 왔다. 회전기계에 있어 불균형(Unbalance)은 가장 대표적인 진동원으로서 회전속도와 동조되는 진동을 발생시킨다. 불균형에 의한 과도한 진동을 방지하기 위해서는 회전체의 운전속도와 기계의 고유진동수를 충분히 분리시키는 설계가 필요하다. 또한 일반적으로 제시되고 있는 밸런싱 수준을 유지해야 할 필요가 있다^[1,2].

회전기계의 진동을 억제하기 위한 추가적인 수단으로 Squeeze Film Damper 등 감쇠계를 사용하는 방법이 일반화되어 왔으나, 실제 적용에 많은 제한이 따르며 특히 복잡한 구조물에서는 설치 위치 선정이 곤란한 경우가 많다. 본 연구에서는 동흡진기(Dynamic Vibration Absorber)를 이용하여 불균형응답을 억제하는 방법에 관한 연구를 수행하였다. 동흡진기는 구조물의 강제진동을 억제하기 위해 오랫동안 사용되어 왔다^[3,4]. 그러나 기존의 동흡진기는 진동을 억제하고 싶은 위치에 직접 설치하는 경우를 가정하였기 때문에 회전축과 같이 동흡진기의 직접 설치가 불가능한 경우, 적용에 제한이 있었다. 본 논문에서는 회전체의 불균형응답을 억제하기 위해 회전체에 직접 부착하는 방식이 아닌, 정지구조물인 지지부(Pedestal)에 동흡진기를 적용하는 방법을 제안하였다.

동흡진기를 설계하기 위해 구조동특성변경기법을 이용하여 동흡진기가 없을 때의 주파수응답함수로부터 동흡진기가 부착되었을 때의 주파수응답함수를 효과적으로 계산함으로써 동흡진기의 강성을 계산하는 방법을 제안하였다. 한편, 최근 상용코드인 SAMCEF, ANSYS 등에 회전체 해석 모듈이 포함되면서, 회전기계의 동적해석에 새로운 전기를 맞고 있다. 특히 본 연구에서와 같이 회전기계의 모델링에 있어 회전체와 정지구조물을 동시에 모델링 해야 할 경우에는 이와 같은 상용프로그램이 매우 유용하다. 본 연구에서는 동흡진기의 설계를 위해 상용코드인 SAMCEF 를 이용하여 시스템의 주파수응답함수 및 불균형응답을 계산하였다. 시뮬레이션을 통해, 제안된 방법이 운전속도에서의 불균형응답을 효과적으로 억제할 수 있음을 확인하였다. 향후 제안된 동흡진기 설계방법을 실제 실험장치에 적용하여 그 유용성을 검증할 예정이다.

2. 회전체를 위한 동흡진기의 설계

동흡진기를 포함한 회전체 전체구조의 주파수응답함수 행렬 HP 는 다음 식을 만족한다^[5].

$$(D_s + D_a)HP = I \quad (1)$$

여기서 D_s 는 동흡진기의 강성행렬을 포함하지 않은 상태의 동강성 행렬이며, D_a 는 동흡진기의 강성행렬이다. 이때 동흡진기의 강성행렬은 매우 성긴(Sparse)행렬이 되므로 다음과 같은 압축된 행렬로 표현할 수 있다.

$$D_a = T_2^t d_a T_2 \quad (2)$$

여기서 d_a 는 동흡진기 행렬을 동흡진기와 관련된 좌표를 중심으로 압축한 행렬을 의미한다. 여기서 T_2 는 $2 \times N$ 의 행렬로서 전체좌표에서 동흡진기에 관련된 좌표를 추출하기 위해 사용된다.

식(1)을 동흡진기 부착 후의 주파수응답행렬계산을 위한 식으로 유도하면 다음을 얻는다.

$$HP = H^s - [H_{2N}^s]^T d_a [I + [H_{22}^s] d_a]^{-1} H_{2N}^s \quad (3)$$

동흡진기는 정지구조물에 부착하고 동흡진기 질량과 동흡진기 부착 위치 좌표간에 다음과 같은 강성행렬이 있다고 가정한다.

$$d_a = k \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

이때, j 번째 좌표에서 가진하고 i 번째 좌표에서 측정되는 주파수응답함수를 구하면 다음과 같다^[6].

$$h_{ij}^p = h_{ij}^s - \frac{k}{(1+kh_{aa}^s)(1+kh_{bb}^s) - k^2 h_{aa}^s h_{bb}^s} h_{ai}^s h_{bj}^s \quad (4)$$

여기서 첨자 a, b 는 각각 동흡진기가 부착되는 절점의 좌표 및 동흡진기 질량의 좌표를 의미한다. 따라서 동흡진기의 조건은 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$h_{ij}^p = 0 \quad (5)$$

동흡진기의 강성계수는 최종적으로 아래와 같이 주파수 주파수응답함수들로부터 결정되며 고려하는 주파수에 따라 다른 값을 갖게 된다.

$$k = \frac{h_{ij}^s}{h_{ai}^s h_{bj}^s - (h_{aa}^s + h_{bb}^s) h_{ij}^s} \quad (6)$$

한편, 회전체의 불균형이 회전체를 구성하는 1 개의 집중질량체(강성디스크)에만 있다고 가정하고 해당 집중질량체의 진동을 억제하고자 한다면 다음과 같은 조건을 만족해야 한다.

$$h_{ii}^p = 0, h_{ij}^p = 0, h_{ji}^p = 0, h_{jj}^p = 0 \quad (7)$$

여기서 첨자 i, j 는 집중질량의 수평운동 및 수직운동 좌표를 의미한다. 식(7)에 의하면 4 개의 조건을 만족해야 하나 본 연구에서 제시한 동흡진기 식(6)은 1 개의 동흡진기에 대한 것으로 한정하므로 실제 조건에서 오차가 날 수 있다. 회전체의 자이로스코프 효과가 적고, 베어링의 연성 효과가 낮으면 수평방향과 수직방향의 진동을 위한 각각의 동흡진기를 설계하여 부착함으로써 효과를 얻을 수 있다. 여러 개의 가진 및 측정 위치를 고려해야 하는 경우에는 여러 동흡진기에 대한 동시 설계를 고려하여야 한다.

3. 동흡진기 설계 및 검증

제안한 방법의 타당성을 검증하기 위해 회전체의 주과수응답을 이용하여 동흡진기를 설계하였고 불균형응답해석을 통하여 그 타당성을 검증하였다.

본 연구에서 고려한 2 디스크 회전체를 Fig. 1에 나타내었다. 회전축의 양단이 베어링으로 지지되며 베어링은 정지구조물에 연결된 상태이다. 정지구조물에 동흡진기를 부착시켜 흡진효과를 얻기 위해서는 정지구조물이 어느 정도의 탄성을 보여야 하므로 정지구조물을 비교적 약하게 설계하였다. 여기서는 Disk D1에 불균형이 있다고 가정하고 같은 위치에서의 진동을 억제하도록 하였다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 회전체의 두 방향 진동을 모두 억제하기 위해 P1 위치에서 수평방향과 수직방향으로 두 개의 동흡진기를 부착하는 것으로 두었다. 또한 동흡진기의 질량에 따른 변화를 보기 위해 동흡진기의 질량을 변화시키면서 계산하였다. 회전속도는 비교적 저속인 3,000 rpm (50Hz)과 고속인 8,400rpm(140Hz)에서의 특성을 검토하였다. 동흡진기 강성 결정을 위해 식(4)에서 나타난 주과수응답을 계산하고 해당속도의 동흡진기를 설계하였다.

Fig. 2에는 Fig. 1의 시스템에 대한 고유모드를 보여주고 있다. 1,2 차 굽힘모드는 모두 약 65Hz에 있으며, 수평방향의 진동과 수직방향의 진동으로 뚜렷이 구분되고 있다. 회전속도가 낮을 때에는 수평방향과 수직방향의 진동이 독립적으로 나타남을 의미한다. 따라서 수평방향과 수직방향의 동흡진기를 독립적으로 설계하여 부착할 수 있다. Fig. 3에는 운전속도 50Hz에서 설계된 동흡진기를 부착하였을 때 운전속도 근처에서의 불균형응답특성을 보여주고 있다. 동흡진기 설계속도인 50 Hz에서 응답크기가 급격히 감소되는 것을 볼 수 있다. 그러나 운전속도에서 약간 못미친 속도에서 응답이 다소 증가하는 경향을 보이므로 운전속도를 설정할 때 주의할 필요가 있다. 그림에서 확인할 수 있는 바와 같이 동흡진기의 질량이 커지면 응답의 변화가 더 크게 나타나게 된다.

Fig. 4에는 운전속도 140Hz에서 동일한 방식으로 동흡진기를 설계한 경우의 불균형응답을 보여주고 있다. 앞선 경우와 달리 설정된 회전속도 보다 약간 낮은 속도에서, 보다 넓은 속도영역의 응답이 영향을 받고 있음을 알 수 있다. 그 주된 이유는 회전체가 고속화됨에 따라 두 방향으로의 연성효과가 커졌기 때문인 것으로 파악된다. 이를 개선하기 위해서는 두 방향의 연성을 고려하여 동흡진기 동시설계방법을 도입하여야 한다.

4. 결론

본 연구에서는 회전체의 불균형응답을 저감시키기 위한 방법으로 정지구조물에 동흡진기를 부착하는 방법을 제안하였다. 회전체의 진동을 정지구조물에 부착된 동흡진기가 흡수할 수 있도록 동흡진기를 설계하는 방법을 기술하였고, 상용회전체해석 프로그램인 SAMCEF를 이용하여 그 가능성을 확인하였다. 향후 제안된 방법을 이용하여 실제 회전체의 진동을 억제하는 실험을 실시할 예정이다.

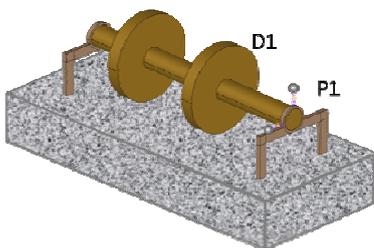
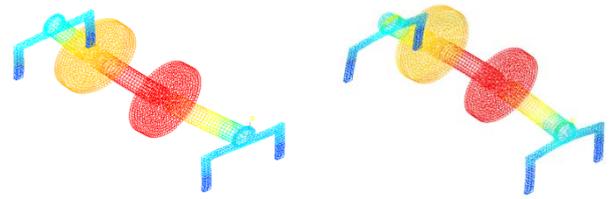


Fig. 1 Schematic model for simulation: 2 Disk rotor system



(a) 1st bending mode (b) 2nd bending mode
Fig. 2 First two bending modes of the system.

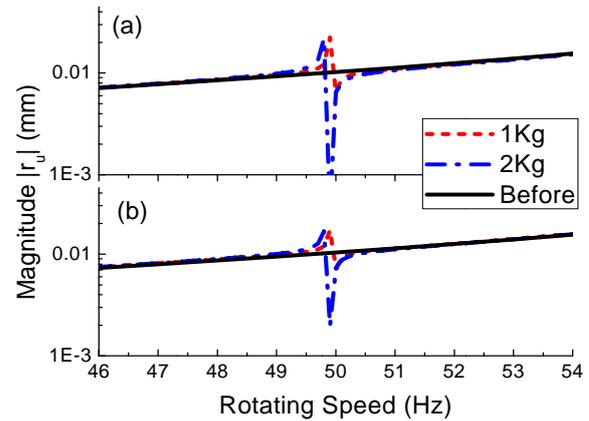


Fig. 3 Unbalance responses around the operating speed of 50 Hz with and without dynamic vibration absorber: (a) Y; (b) Z

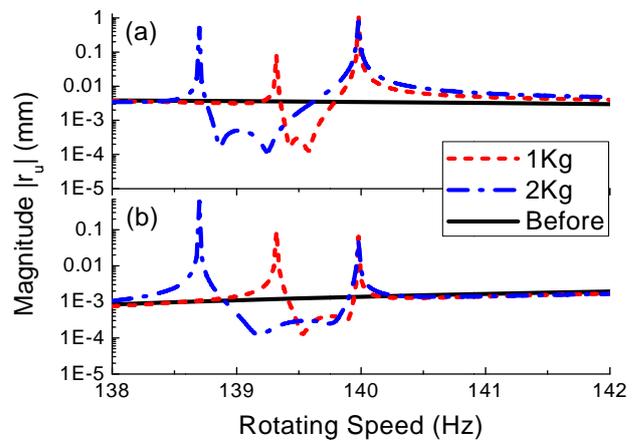


Fig. 4 Unbalance responses around the operating speed of 140 Hz with and without dynamic vibration absorber: (a) Y; (b) Z

참고문헌

1. J.M. Vance, Rotordynamics of Turbomachinery, John Wiley & Sons, 1987.
2. C.W. Lee, Vibrations of Rotors, Kluwer, 1993.
3. J.P. Den Hartog, Mechanical Vibrations, McGraw-Hill, New York, 1956.
4. M.Z. Ren, "A variant design of the dynamic vibration absorber," Journal of Sound and Vibration, Vol.245, No.4, pp762-770, 2001.
5. S.W. Hong, D.M. Shamine and Y.C. Shin, "An in-situ identification method for joint parameters in mechanical structures," ASME, Journal of Vibration and Acoustics, Vol.121, No.3, 363-372, 1999.
6. J.W. Kim, "Design method of dynamic vibration absorber for general beam structures," M.S. Thesis, Kumoh National Institute of Technology, 2004.