韓國精密工學會 2001年度 秋季學術大會論文集 pp.547~550 KSPE 01F137

지지구조물을 고려한 로터-베어링 시스템의 동 특성해석

박성환*(B & K Sound & Vibration Team), 오택열(경희대학교 기계산업시스템공학부)

Dynamic Characteristics Analysis of Rotor – Bearing System with Support Structures

S. H. Park(Bruel & Kjaer Korea), T. Y. Oh(Kyung Hee University)

ABSTRACT

The dynamic behavior of rotor-bearing system has been investigated using finite element method. A procedure is presented for dynamic modeling of rotor-bearing system which consist of shaft elements, rigid disk, flexible bearing and support structures. A finite element model including the effects of rotary inertia, shear deformation, gyroscopic moments is developed. Linear stiffness and damping coefficient are calculated for 3 lobe sleeve bearing. The whirl frequency, mode shape, stability and unbalance response of rotor system included effect of bearing coefficient and support structures are calculated.

Key Words : Bearing(베어링), FEM(유한 요소법), Natural Frequency(고유진동수), Mode Shape(고유형상), Whirl(선회), Rotor System(회전체 시스템), Stiffness(강성도), Damping(감쇠)

1. 서론

최근 회전기계가 그 성능의 향상을 위하여 경량화· 고속화되고 있으며, 회전체의 동 특성은 회전기계가 제작된 후에 변경하기는 근본적으로 어렵기 때문에, 제작에 앞서 기계의 회전부를 구성하는 회전체 시스템의 정확한 동적 특성을 해석하여 설계에 적용할 필요가 있다.

회전체 시스템의 동적해석은 Rankine 에 의하여 시작되었으며 Jeffcott 는 강체 베어링을 갖는 단순 회전체 시스템에 대한 감쇠 불평형 응답 해석을 하였다. 그 후 많은 사람들에 의하여 탄성 베어링으로 지지된 회전체 시스템의 불평형 선회와 안정성, 베어링의 탄성과 감쇠 등에 관한 연구를 수행하였다.[1][2][3][4] 최근 들어서 회전체 역학에 대한 연구는 많은 발전을 이루었으며 베어링 및 지지특성, 비틀림 및 축 효과, 불평형 응답 및 안정성에 대한 연구가 많이 진행되고 있다. 특히 베어링의 동 특성은 회전체 시스템의 동적 거동에 중대한 영향을 미치며, 움직이는 표면을 분리하는 유막은 로터의 하중을 지지하며 스프링과 같이 작용하고 유막압착 효과에 의한 감쇠를 제공한다. 이 유막의 강성도와 감쇠 특성은 회전체 시스템의 임계속도와 응답을 변화 시키는데 커다란 영향을 미친다.[2][4] 최근의 회전체 시스템의 모델들은 구조물이 복잡하고 대형인 경우가 많으며, 전체 구조물에 대한 해석은 상당히 어려우므로 지지부를 강체로 가정한 회전체 시스템에 대한 연구가 많았다.[5][6] 이와 같이 지지구조물의 영향을 충분히 고려하지 않은 회전체 시스템의 해석은 지지부의 공진점이 축의 위험속도에 근접할 경우 많은 오차를 포함할 수 있다. 본 연구에서는 회전체 시스템에 베어링의 효과와 지지구조물의 영향을 고려한 유한요소 모델을 개발하고 시스템의 공진과 안정성, 선회 고유진동수와 고유형상, 그리고 불균형 응답특성 등 회전체 시스템의 효율적이고 종합적인 진동 특성을 분석하고자 한다

2. 로터-베어링 시스템의 유한요소 모델링

로터-베어링 시스템은 Fig. 1 에서와 같이 질량 및 탄성을 갖는 축 요소, 강체로 이상화한 원판 요소, 그리고 축을 지지하는 유막 저어널 베어링 요소로 구성된다. 축 요소를 모델링 하는데 있어서 보요소(Beam Element)를 사용하여 회전관성, 자이로 모멘트, 감쇠, 전단력 등의 효과를 고려하였다. 보 요소의 운동방정식은 아래와 같이 표현된다.

$$[M]_s\{\ddot{q}\}+[C]_s\{\dot{q}\}+[K]_s\{q\}=\{F\}_s \qquad (1)$$

여기서 $[M]_s$ 는 축요소의 질량행렬, $[C]_s$ 는 자이로의 영향을 나타내는 행렬 그리고 $[K]_s$ 는 강성행렬을 표시한다.

원판요소는 두께가 얇고 딱딱하여 강체로 이상화 하였고 강체원판의 운동방정식은 원판의 운동에너지와 원판의 질량중심에 대한 불평형력으로 쓸

수 있다. 먼저 운동에너지와 불평형력 벡터를 구한 후 라그란자(Lagrange)방정식을 이용하면 다음과 같이 된다.

$$[M]_d\{\ddot{q}\}+\Omega[C]_d\{\dot{q}\}=\{F\}_d \quad (2)$$

여기서 $\{F\}_d$는 원판 요소의 질량 불평형력 그리고 인접하는 절점과 상호작용하는 힘 및 원판에 작용하는 외력이 포함된 가진력이다.

회전축을 지지하는 베어링은 유막저어널 베어링을 사용하였고 베어링의 유한요소 해석을 위한 스프링과 댐퍼(Damper)에 의한 선형모델로서 베어링 요소의 유한요소 방정식은 아래와 같다.

$$[C]_b\{\dot{q}\}+[K]_b\{q\}=\{F\}_b \quad (3)$$

여기서 $[C]_b$는 베어링의 감쇠행렬, $[K]_b$는 강성행렬을 표시하며 $\{F\}_b$는 베어링의 외부에서 작용하는 힘 벡터이다.

전체 로터-베어링 시스템의 운동방정식은 각각의 요소방정식 (1), (2), (3)으로 부터 유도되며 다음과 같이 표현된다.

$$[M]\{\ddot{q}\}+[C]\{\dot{q}\}+[K]\{q\}=\{F\} \quad (4)$$

여기서 [M]은 축 및 원판 요소가 결합된 질량행렬, [C]는 축과 원판요소의 자이로 영향과 베어링의 감쇠특성이 결합된 감쇠행렬, [K]는 축과 베어링 및 지지구조물의 강성이 결합된 강성행렬을 나타낸다.

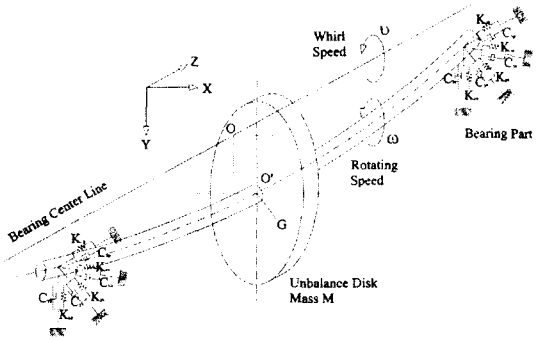

Fig. 1 Simple rotor on fluid film bearing

3. 결과 및 고찰

본 연구에서 사용한 로터-베어링 시스템은 Fig. 2 에서와 같이 탄성축과 3 개의 평판요소 그리고 양쪽에 각각 유막 저어널 베어링이 지지되어 있으며 사용된 베어링은 3 lobe Sleeve 베어링이고 윤활유는 MOBILE 사의 DTE 797 이다.

로터-베어링 시스템을 해석하기 위해서는 회전속도에 따른 베어링의 동특성 해석이 선행되어야 하며 Fig. 3 과 Fig. 4 은 회전속도의 변화에 대한 베어링의 강성 및 감쇠계수를 보여주고 있다. Fig. 3 에서 회전속도가 증가함에 따라 베어링의 강성계수의 값이 작아지는데 이는 편심율의 감소에 따르는 유막두께의 증가로 발생하는 것으로 사료되며 Fig. 4 에서 베어링의 감쇠계수가 작아지는 이유는 회전속도의 증가에 따른 점성의 감소에서 기인하는 것으로 사료된다.

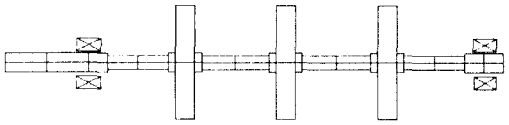

Fig. 2 Analysis model of rotor bearing system

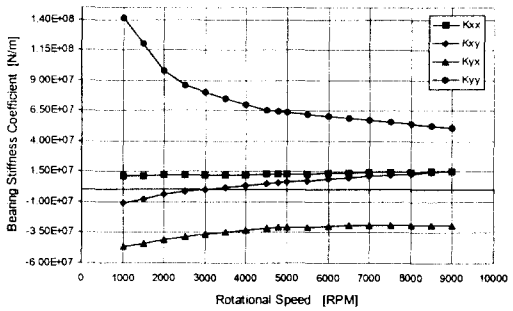

Fig. 3 Bearing stiffness coefficient

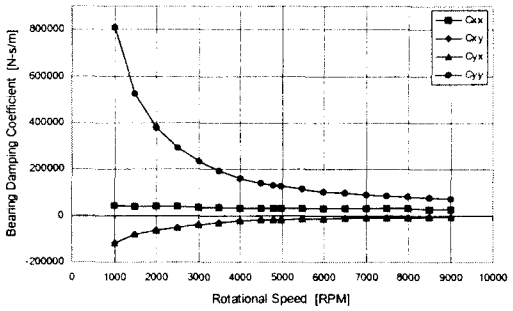

Fig. 4 Bearing damping coefficient

Fig. 5 는 베어링의 강성도 변화에 따르는 비감쇠 임계속도 선도를 나타내며 로터-베어링 시스템이 안정하려면 운전 속도의 20%범위 내에 위험속도가 존재해서는 안된다. Fig. 5 에서 주 운전속도가 4800 RPM 이고 4800RPM 의 20%범위 이내에 위험속도가 존재하지 않고 있기 때문에 로터-베어링 시스템은 안정하다고 볼 수 있다. 그러나 베어링 강성도가 1.0×10^6N/m 보다 작은 경우에는 2 차 모드가 주 운전속도의 20% 범위 이내에 들게 된다. 따라서 시스템이 안정하려면 베어링의 강성도가

1.0×10^6N/m 보다 커야 하는데 Fig. 5 에서 보듯이 K_{xx} 와 K_{yy} 가 이 보다 훨씬 큰 영역에 존재하므로 본 시스템이 안정하다는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 6 은 지지구조물을 고려한 로터-베어링 시스템의 캠벨선도(Campbell Diagram)로서 회전속도의 변화에 따르는 고유진동수의 변화를 나타내고 있다. Fig. 6 에서 보면 1 차 모드의 전방 및 후방선회가 2000 cpm 근처에 존재하고 2 차모드는 7~8000 cpm 사이에서 존재하므로 주 운전속도 4800RPM 근처에는 아무런 고유진동수가 존재하지 않는다. 따라서 본 시스템은 공진으로부터 안정적인 상태에서 운전되고 있음을 알 수 있다.

Table 3 은 지지구조물을 고려하였을 때와 지지구조물을 고려하지 않고 베어링만을 고려하였을 때의 고유진동수의 차이를 비교한 것이다. Table 3 에서 알 수 있듯이 지지 구조물을 고려하였을 때 고유진동수 값이 작아진다는 것을 알 수 있는데 이는 베어링만을 고려한 경우에 지지구조물을 강체로 모델링한 반면 지지구조물의 영향을 고려하면 베어링과 지지구조물과의 등가 강성 및 감쇠계수가 더 작아지기 때문으로 사료된다. Table 3 에서 보면 지지구조물의 영향은 상당히 크게 나타나고 있으며 지지 구조물의 영향을 고려하면 고유진동수의 차이가 1 차 모드에서는 최대 1.8%, 2 차 모드는 약 7%정도의 차이가 나는 것을 알 수 있다. 따라서 회전체의 해석에 있어서 지지구조물의 영향을 무시 할 수 없음을 알 수 있다.

Fig. 7 과 Fig. 8 은 주 운전속도 4800RPM 에서 지지 구조물의 영향을 고려하였을 때의 고유형상을 보여주고 있으며, Fig. 7 은 1884.0cpm 의 후방선회 모드이고 이에 대응하는 전방 선회모드는 2058.7cpm 이다. Fig. 8 는 7850 cpm 의 전방 선회 모드이고 후방선회 모드는 7063cpm 이다.

Fig. 9 는 해석모델의 좌측 베어링 위치에서의 불평형 응답을 나타내고 있으며 최대 변위는 약 2000 RPM 에서 0.022mm(Peak-Peak) 이고 8000 RPM 근처에서 0.008mm 를 나타내는데 이는 고유진동수가 존재하는 주파수에서 최대 응답이 존재한다는 것을 쉽게 알 수 있다. Fig. 10 은 중앙의 강체 원판에서의 불평형 응답을 나타내고 있으며 최대의 응답이 수평방향에 대하여 0.27mm 이고, 수직 방향에 대하여 0.77mm 이며 이 디스크의 중앙 위치에서 최대 처짐이 발생한다. Fig. 10 에서 보면 중앙부의 강체 원판은 2000 RPM 근처에서만 응답이 존재하고 8000RPM 근처의 2 차 모드에 대해서는 전혀 응답이 나타나지 않고 있는 있는데 이는 Fig. 7 과 Fig. 8 의 고유형상으로부터 쉽게 예측 할 수 있다.

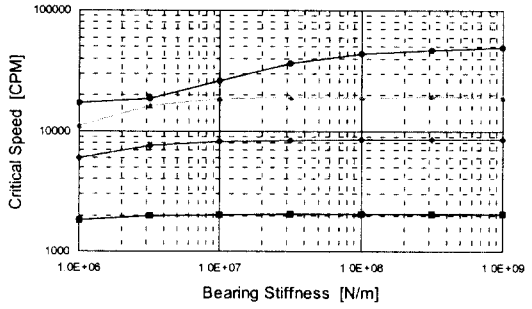

Fig. 5 Undamped critical speed map

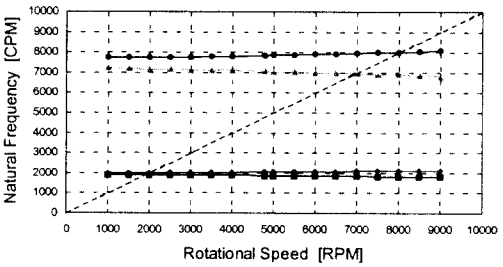

Fig. 6 Campbell diagram of rotor system

Table 1. Compare of natural frequency

Mode	Bearing Only	Included Support
1st Backward	1918.4 cpm	1884.0 cpm
1st Forward	2094.0 cpm	2058.7 cpm
2nd Backward	7551.1 cpm	7063.4 cpm
2nd Forward	8233.7 cpm	7850.8 cpm

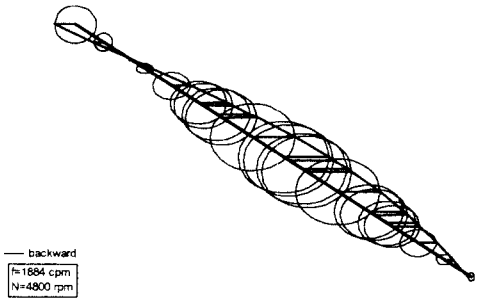

Fig. 7 Backward of Mode 1 at 4800 RPM

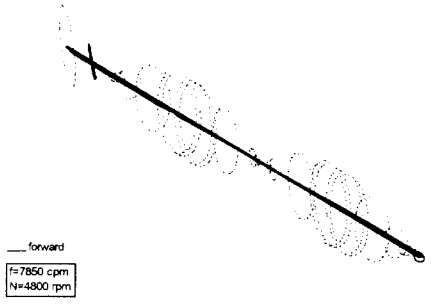

Fig. 8 Forward of Mode 2 at 4800 RPM

Fig. 12 는 좌측 베어링의 수평 및 수직 하중분포를 나타내고 있으며 앞의 베어링의 응답에서 예측되었듯이 2000 RPM 근처에서 최대하중으로 약 84N 의 하중이 작용하고 있다. 하중은 수평방향이 78N, 그리고 수직 방향이 30N 의 하중이 작용한다.

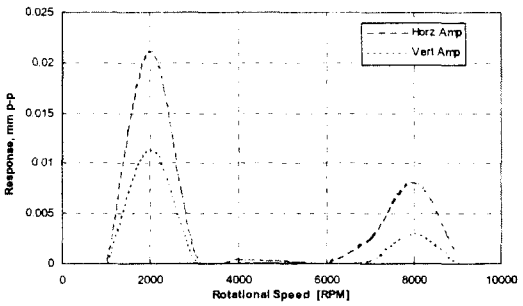

Fig. 9 Displacement response at station No. 3

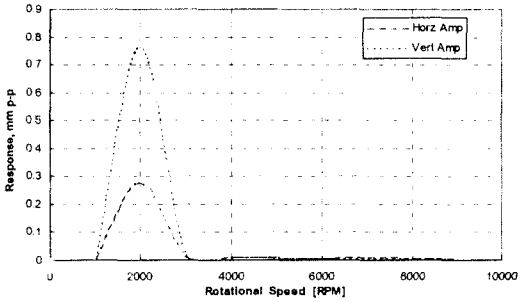

Fig. 10 Displacement response of disk at Station No. 12

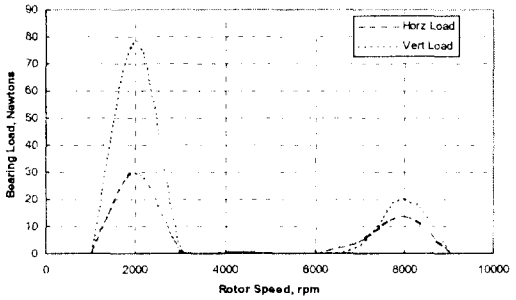

Fig. 11 Bearing distributed load at Station No. 3

6. 결론

본 연구에서는 베어링의 동특성 계수 및 지지구조물의 영향을 고려하여 회전체 시스템의 진동특성해석을 수행하였다. 회전체 시스템의 해석을 위한 모델링은 유한요소법을 이용하였고 베어링의 특성 및 지지구조물의 영향을 고려한 고유진동수, 모드형상 및 불평형응답 등을 분석하였다. 위험속도 선도를 이용하여 시스템의 안정성을 파악하였고 각각 모드의 고유진동수 및 대응하는 모드형상을 파악하였으며 응답의 해석으로 회전수의 변화에 따라 회전체의 변위 응답 및 베어링의 동하중의 변화를 구하였다. 이상의 결과로부터 다음과 같은 결과를 얻을 수 있다.

회전체 시스템의 해석에 있어서 지지구조물의 영향을 고려하였을 때와 고려하지 않았을 때의 고유진동수의 차이는 최대 7%정도가 발생하였다. 특히 저차 모드에서 고유진동수의 차이가 많이 발생하여 저차 모드가 중요시되는 회전체 시스템의 해석에 있어서 지지구조물의 영향을 무시하거나 배제하여서는 안 된다

참고문헌

1. Nelson, H.D., "The Dynamics of Rotor-Bearing System Using Finite Element.", Journal of Engineering Industry pp. 593~600, 1976.
2. Ozguven, H.N., Ozkan, Z.L., "Whirl Speed an Unbalance Response of Multi Bearing Rotor Using Finite Elements", Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, Vol. 106, pp.72~79, 1984.
3. D.W. Childs, K. Graviss, " A Note on Critical-Speed Solutions for Finite-Element-Based Rotor Models.", Transaction of ASME, Vol. 104, pp. 412~416, 1982.
4. G. Genta, C. Delprete, "Some considerations on the basic assumptions in rotordynamics", Journal of Sound & Vibration, Vol.227 No.3, pp. 611-645, 1999.
5. M.J. Choi, "Dynamics an Vibration of High Speed Rotor Bearing System Containing Camshaft and Crankshafts", PH. D North Carolina State Univ., 1992.
6. Nelson, H.D., "A Finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory", Journal of Mechanical Design, 1980.
7. Jie Ding, "An Algorithm for the Computation of Imbalance Change in Rotating Machines.", Proceedings of the Sixth International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Vol. 1, 1996.
8. I. Redmond, "Rotordynamic Modeling Utilizing dynamic Support Data Obtained From Field Impact Tests", Intl. Conf. on Vibration in Rotation Machinery, pp. 583~598, 1996.
9. N.F. Rieger, "Rotordynamics 2 - Problems in Turbomachinery", Springer Verlag, 1988, pp. 41~190
10. J.S. Rao, "Rotordynamics", New Age International Ltd., pp. 69~350, 1996.