

<논 문>

다중 박 원판을 갖는 유연 회전축계의 유한 요소 및 실험적 모드 해석

Finite Element and Experimental Modal Analyses of Multiple Thin-Disked
Flexible Spindle Systems

임 승 철* · 제 인 주**
Seungchul Lim and In-Joo Jae

(1999년 7월 8일 접수 : 1999년 8월 20일 심사완료)

Key Words : Flexibility(유연성), Campbell Diagram(캠벨 선도), Frequency Response(주파수 응답), Dynamic Stability (동적 안정성)

ABSTRACT

This paper relates to the flexural vibration analysis of slender spindle systems with multiple thin disks, supported by the ball bearings by means of the finite element method. Each system component is analytically modeled taking into account its flexibility and also the centrifugal effect especially for the disk. In order to show the rapid convergence rate and accuracy of the proposed approach, an experimental set-up is built to be versatile. In two distinct cases, its natural modes are numerically computed using only a small number of total element meshes as the shaft rotational speed is varied, and verified through experimental frequency response functions obtained by the impact test.

1. 서 론

최근 컴퓨터용 하드 디스크 드라이브(HDD)를 비롯하여 거의 모든 회전체가 그 성능의 향상을 위하여 경량화 되는 동시에 고속화되고 있다. 이와 같은 측면에서 볼 때 회전축계의 모든 요소는 유연 구조화⁽¹⁾되며, 따라서 이는 곧 진동 해석시에도 점차 더 고차모드까지 정밀하게 해석할 필요성과 함께 유연성에 기인하여 요소간에 결합되는 새로운 연성모드의 출현에 대하여 유의하여야 함을 뜻한다.

그러나, 이 분야에 관한 기존의 연구^(2~4) 대부분은 계의 일부를 강체로 가정하여 해석하였다. 따라서 정확한 동역학적 거동의 예측이 불가능하며 더구나 어떤 경우에는 각각의 요소해석 즉, 유연축-강체 원판 또는 강체축-유연원판에서는 구해지지 않는 모드가 발생하기도 한다.

이러한 필요성에 따라, 본 논문에서는 베어링-축-다중 원판계내 모든 요소의 유연성과 회전효과를 고려하여 최근에 유도한 유한요소 모델⁽⁵⁾을 이용하여, 가는 축에 여러 개의 박 원판이 달린 형태로 제작된 회전축계에 대하여 전산 시뮬레이션을 수행한다. 또한 그 결과를 실험적 방법으로 검증함으로써, HDD와 같은 유사계의 설계시 도움이 되는 정교한 회전체 동역학 모델을 제시하고자 한다.

* 정회원, 명지대학교 공과대학 기계공학과

** 명지대학교 대학원 기계공학과

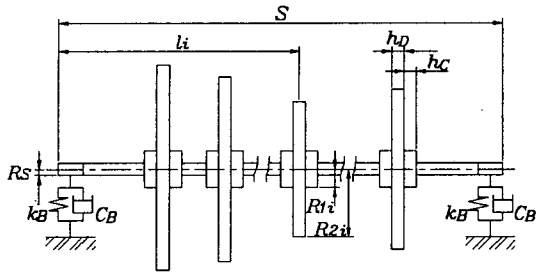


Fig. 1 Analysis model

2. 각 요소의 운동 방정식

전술한 바와 같이 본 논문에서는 Fig. 1과 같은 계를 구성하는 모든 요소의 유연성과 회전에 의한 영향 즉, 원심력 및 Coriolis력을 고려하여 유도한 유한요소 모델을 이용한다. 따라서 자세한 유도과정은 참고문헌 (5)를 참고하기 바람에 본 절에서는 논리 전개상 필요한 일부 사항만을 간추려 언급하고자 한다.

2.1 축

회전축 및 원판 고정용 크래프 부분의 운동방정식을 표현하기 위하여, 탄성 변형 발생 이전의 좌표계 즉, $OX_0Y_0Z_0$ 관성 고정좌표계의 X 축에 대하여 일정 속도 Ω 로 회전하는 회전좌표계인 $OX_1Y_1Z_1$ 을 기준 좌표계로 사용한다. 이로써 자전각 Ωt 가 방정식의 계수에 포함되어 식이 불필요하게 복잡하고 시변형태가 되는 것을 방지한다.

엄밀한 진동해석을 위하여 회전축을 여러 개의 작은 요소로 분할한 후 그 예를 Fig. 2에 도시하였다.

Rayleigh의 보 이론을 적용하는 경우, 에너지 방법에 의한 라그랑지 방정식을 적용하면 다음과 같은 축요소 운동 방정식을 얻을 수 있다.

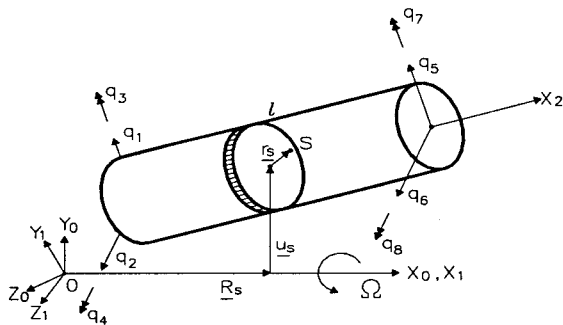


Fig. 2 Finite shaft element

$$M_S^e \ddot{z}_S + j\Omega(M_S^e + G_S^e) \dot{z}_S + (K_S^e - \Omega^2 G_S^e) z_S = \int_D Q_S \phi_S dD \quad (1)$$

여기서 스칼라 요소 식의 개수를 줄이기 위하여 실 일반화 좌표와 힘의 표현 대신 $z_S = q_y + jq_z$, $Q_S = f_y + jf_z$ 와 같은 복소 표현이 사용되었으며 $j = \sqrt{-1}$ 이다. 또한, 각 계수행렬중

$$M_S^e = \int_x (\rho_S \phi_S \phi_S^T + I_{Sp} \phi_S \phi_S^T / 2) dx,$$

$$G_S^e = \int_x (\rho_S \phi_S \phi_S^T - I_{Sp} \phi_S \phi_S^T / 2) dx,$$

$$K_S^e = \int_x E_S I \phi_S'' \phi_S''^T dx$$

이며, f_y 와 f_z 는 각각 자전과 whirl(혹은 공전) 등을 모두 포함하는 축 몸체 고정좌표계 $OX_2Y_2Z_2$ 에서 표현된 불균형 질량에 의한 원심력 혹은 기타 외력의 Y 및 Z 방향 성분을 나타낸다. 또한, $\phi_S(x)$ 는 축의 탄성변위를 가정 모드법^(5,6)에 따라 공간 이산화 할 때 사용된 축방향 위치의 함수인 가정모드 벡터이며 $\phi_S(x) = \partial \psi_S(x) / \partial x$ 이다. 따라서 축요소는 양단에 각각 2개의 복소 자유도를 갖게 된다.

2.2 원판

구조가 경량화 되어 축이 가늘어지면, 종방향이나 비틀림 방향보다 횡방향의 질량 대비 유연성이 가장 커진다. 또한 원판의 면의 방향 진동만이 축의 횡방향 진동과 연성되는 것으로 알려져 있다. 따라서 여기에서는 원판의 면의방향 진동만을 고려한다. 한편, 정밀해석을 위하여 각 원판을 다시 여러 개의 환상 원판요소로 분할하여 요소방정식을 수립할 필요가 있다.

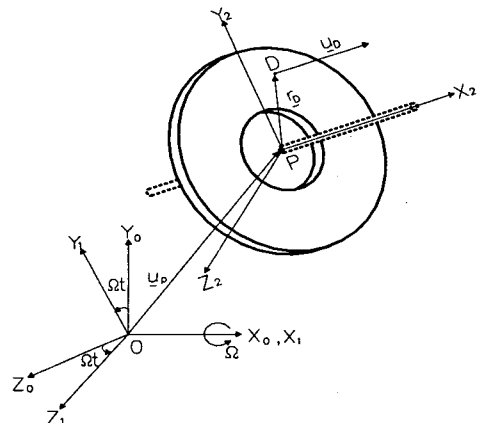


Fig. 3 Annular disk element

Fig. 3에 회전축 상에 설치된 대표적 환상 요소를 도시하였으며, 축 몸체고정 좌표계에서 관측시 원판의 면외 탄성변위 $u_D(r, \theta, t)$ 는 원주방향으로 2π 크기의 기본 주기를 갖는 주기함수이다. 따라서 u_D 는 원주방향으로 Fourier급수 전개가 가능하며 특히 그 중에서도 한 개의 절직경 모드만이 연성진동에 기여하므로 연성모드의 해석시에는 기본주기의 정현 및 여현 함수항만을 고려한다. 이 때 각 항의 계수로서 반경위치만의 함수인 벡터 $\phi_D(r)$ 와 시간함수인 일반화 좌표 $q_{Dc}(t)$, $q_{Ds}(t)$ 를 정의하여 u_D 를 변수분리하고, 운동 및 위치 에너지 그리고 비보존 가상일을 구하여 라그랑지 방정식에 대입하면 요소의 운동 방정식을 얻을 수 있다.

또한, $z_D = q_{Dc} + jq_{Ds}$, $Q_D = f_y + jf_z$ 과 같은 복소 일반화 좌표와 복소 일반화 힘 표현을 도입하면 환상 원판 요소의 운동 방정식은 다음과 같이 재 표현된다.

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} m_D^e \phi_S(x_D) \phi_S^T(x_D) + I_D \phi_S(x_D) \phi_S^T(x_D) & -\phi_S(x_D) \overline{\phi_D}^T \\ -\phi_D \phi_S^T(x_D) & M_D^e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z_S \\ z_D \end{Bmatrix} \\ & + j\Omega \begin{bmatrix} 2m_D^e \phi_S(x_D) \phi_S^T(x_D) + (I_p - 2I_D) \phi_S(x_D) \phi_S^T(x_D) & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z_S \\ z_D \end{Bmatrix} \\ & + \begin{bmatrix} \Omega^2 \{ -m_D^e \phi_S(x_D) \phi_S^T(x_D) + (I_D - I_p) \phi_S(x_D) \phi_S^T(x_D) \\ -\Omega^2 \phi_D \phi_S^T(x_D) \} \\ -\Omega^2 \phi_S(x_D) \overline{\phi_D}^T \\ K_{Dc} + K_{Ds} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z_S \\ z_D \end{Bmatrix} \\ & = \begin{Bmatrix} \phi_S(x_D) \int_D Q_D dD \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2) \end{aligned}$$

여기서 m_D^e, I_D, I_p 는 각각 요소의 질량, 직경 및 극 질량 관성 모멘트를 나타내며 ρ_D 가 요소의 밀도 일 때 $\overline{\phi_D} = \int_{R_i}^{R_o} \pi \rho_D r^2 \phi_D dr$, $M_D^e = \int_{R_i}^{R_o} \rho_D \pi \phi_D \phi_D^T r dr$,

$$\begin{aligned} K_{Dc} = & \int_{R_i}^{R_o} \pi D_E [\phi_D'' \phi_D''^T \\ & - \frac{\nu}{r} \phi_D'' (\phi_D'^T - \frac{\phi_D^T}{r}) - \frac{\nu}{r} (\phi_D' - \frac{\phi_D}{r}) \phi_D''^T \\ & + \frac{(3-2\nu)}{r^2} (\phi_D' - \frac{\phi_D}{r}) (\phi_D'^T - \frac{\phi_D^T}{r})] r dr \end{aligned}$$

는 탄성 강성 행렬, $K_{Ds} = \int_{R_i}^{R_o} \pi h_D [\sigma_r \phi_D' \phi_D'^T + \sigma_\theta \phi_D \phi_D^T / r^2] r dr$ 는 기하적 강성행렬이며 R_i 와 R_o 는 각각 요소의 내경 및 외경, $D_E = E_D h_D^3 / 12(1-\nu^2)$ 는 판의 굽힘강성, ν 는 포아송 비, h_D 는 요소의 두께를 나타낸다. 또한 σ_r 와 σ_θ 는 각각 원심력에 의해 발생하는

요소내 반경 및 원주 방향 응력이며 $\phi_S(x_D)$ 는 원판 설치위치에서의 축의 형상함수 벡터를 의미한다.

참고로, u_D 의 Fourier급수 전개시 1이 아닌 k 배 고조파 항을 고려하면 k 개의 절직경을 갖는 비연성 축모드 혹은 원판모드의 계산이 가능하다. 또한 박 원판의 경우 $I_p = 2I_D$ 가 되며, 강체 원판의 경우는 식 (2)에서 z_D 와 그의 시간 미분항이 모두 영인 운동방정식에 의해 지배된다.

환상 원판요소의 경우 실제 운동을 묘사하기 위하여, 축의 절점(node)과 일치하는 원판의 중심 외에도 내주 및 외주에 각각 절점 하나씩을 설정하고 각 절점에 2개씩의 복소 운동 자유도를 부여하므로써 총 6개의 자유도가 있으면 충분하다. 이 점을 고려하여, 뒤에 논의할 형상함수의 사용시 항상 영이되는 불필요한 요소를 제거하면 식 (2)에서 $\phi_S(x_D) = [1 \ 0]^T$, $\phi_D(x_D) = [0 \ 1]^T$ 가 되고 계수행렬의 크기가 모두 6×6 , 일반화 좌표도 6×1 복소벡터로 축소된다. 단, 요소 분할시 가장 안쪽의 원판요소의 경우에는 축과의 클램프 조건으로부터 내주축 절점에서의 2개 복소 자유도는 모두 영이 됨에 유의하여야 한다.

2.3 베어링

본 논문에서 고려하는 베어링은 반경방향 불 베어링이다. 따라서 베어링을, 회전계에 대하여 횡방향 강성과 감쇠효과만을 주는 것으로 가정하면 운동 에너지는 영이며 위치 에너지는 스프링 힘에 의한 일과 크기는 같고 방향이 반대가 된다.

위치 에너지와 비보존 가상일 표현을 구한 후 라그랑지 방정식에 대입하여 연산하면 복소 운동방정식을 얻을 수 있다. 이 때, 베어링의 경우에는 축의 절점과 일치하는 점에서의 1개 복소 병진 운동 자유도로 그 거동이 묘사될 수 있으므로 다음과 같이 간소한 스칼라 운동방정식을 얻게 된다.

$$c_B \dot{z}_B + (k_B + j c_B \Omega) z_B = Q_B \quad (3)$$

여기서 c_B 와 k_B 는 각각 등방성 베어링의 감쇠 및 강성 계수이며 회전좌표계 $OX_1Y_1Z_1$ 에서 표현한 Y 및 Z 방향 외력을 각각 f_{By} , f_{Bz} 라고 할 때 $Q_B = f_{By} + j f_{Bz}$ 이다.

2.4 플렉서블 커플링

축계가 직렬 연결된 외부 모터에 의하여 회전하는 경우 토크 전달은 물론 모터축과의 비정렬 문제를

완화시키기 위하여 플렉서블 커플링이 사용된다.

그러한 커플링 요소의 경우 축방향 자체 강성은 매우 작으나 질량과 함께 축을 지지하는 효과가 있으므로, 전술한 요소들의 조합 즉, 회전축상의 강체 원판요소로 간주하되 요소 양단에 축 지지 볼 베어링이 추가 설치된 형태로 모델링할 수 있다.

3. 공간 이산화 및 형상 함수

제시된 유한요소들은 모두 굽힘변형만을 일으키므로 4차 고유치 문제가 되며 따라서 공간 이산화시 형상함수 벡터로서 다음과 같은 Hermite 3차 다항식 세트를 적용할 수 있다. 즉, 축의 경우 $\psi_S(x) = [\psi_{S1}(x) \ \psi_{S2}(x) \ \psi_{S3}(x) \ \psi_{S4}(x)]^T$ 여기서 $\psi_{Si} (i=1,2,3,4)$ 는 무차원화 된 국부좌표계 $\xi=x/l$ 에 관하여 다음과 같은 함수이다.

$$\begin{aligned} \psi_{S1}(\xi) &= 1 - 3\xi^2 + 2\xi^3, & \psi_{S2}(\xi) &= l\xi(\xi-1)^2, \\ \psi_{S3}(\xi) &= 3\xi^2 - 2\xi^3, & \psi_{S4}(\xi) &= l\xi^2(\xi-1). \end{aligned}$$

이 때 일반화 좌표를 Y, Z 방향으로 각각 $q_y(t) = [q_1 \ q_4 \ q_5 \ q_8]^T$, $q_z(t) = [q_2 \ q_3 \ q_6 \ q_7]^T$ 로 정의하면 Fig. 2에서 정의된 절점 변위와 축의 탄성변위와는 다음의 물리적 관계가 성립한다. $q_1 = v(0, t)$, $q_2 = w(0, t)$, $q_3 = w'(0, t)$, $q_4 = v'(0, t)$, $q_5 = v(l, t)$, $q_6 = w(l, t)$, $q_7 = w'(l, t)$, $q_8 = v'(l, t)$.

또한, 원판에 관한 식 (2)에 있어서도 다음과 같이 허용함수와 일반화 좌표를 정의한다.

$$\begin{aligned} \psi_D(r) &= [\psi_{D1}(r) \ \psi_{D2}(r) \ \psi_{D3}(r) \ \psi_{D4}(r)]^T, \\ q_{Dc}(t) &= [q_{Dc1} \ q_{Dc2} \ q_{Dc3} \ q_{Dc4}]^T, \\ q_{Ds}(t) &= [q_{Ds1} \ q_{Ds2} \ q_{Ds3} \ q_{Ds4}]^T \end{aligned}$$

단, 이 경우 Hermite 다항식 $\psi_{Di} (i=1,2,3,4)$ 의 무차원 변수는 $\xi=(r-R_i)/(R_o-R_i)$ 이며 길이 l 대신 요소의 폭 (R_o-R_i) 가 사용되는 점만이 다르다. 위와 같은 형상함수를 적용하면 각 요소 운동방정식의 계수를 수학적으로 구할 수 있다.

4. 계산 및 실험 결과

4.1 수렴 특성

개발된 유한요소들의 우수성을 평가하고 계의 해석시 필요한 최적의 요소 메쉬수를 결정하기 위하여,

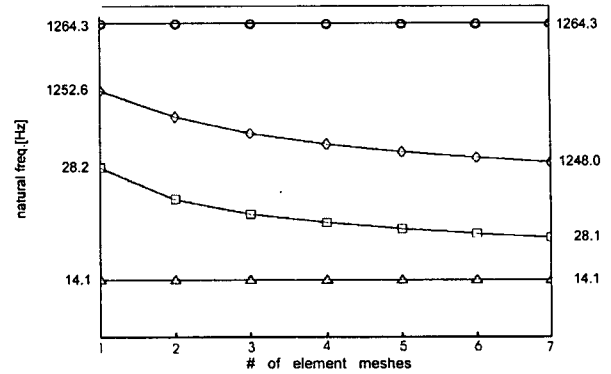


Fig. 4 Natural frequencies vs. the number of disk meshes

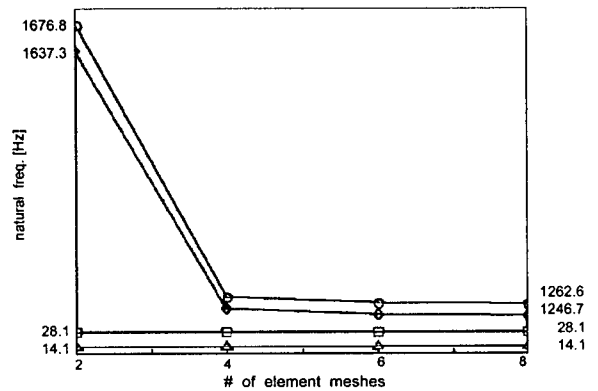


Fig. 5 Natural frequencies vs. the number of shaft meshes

양단이 단순지지된 가는 균일 축의 중앙에 하나의 원판이 장착된 경우에 대하여 저차 4개 모드를 고찰하였다. 우선, 축의 메쉬수를 6개로 고정하고 원판의 메쉬를 동일폭으로 1개에서 7개까지 증가시켜 본 결과 Fig. 4와 같은 결과를 얻었으며, 반대로 원판의 메쉬수를 6개로 고정시키고 축의 메쉬수를 2개에서 8개까지로 증가시켰을 때의 수렴 특성은 Fig. 5와 같았다.

그 중, Fig. 4는 1, 4차 모드의 경우 원판 메쉬수에 별 영향을 받지 않았으며 2, 3차 모드의 경우 메쉬수의 증가에 따라, 단지 최대 0.3%정도만의 값의 차이이지만 민감하고 신속한 수렴성을 보이고 있는데 이것은 모드형상과 깊은 관련이 있다. 왜냐하면 1, 4차 모드는 원판이 거의 변형되지 않는 모드이며 2, 3차 모드는 원판이 변형되는 모드이기 때문이다.

이와 같은 원리는 Fig. 5의 경우에도 동일하게 나타나 축의 변형이 심한 3, 4차 모드의 경우 축의 메쉬수에 따라 민감한 수렴특성을 보이고 있다. 이와

같은 사실에 근거할 때, 진동해석시 원판의 메쉬수는 동일 폭으로 2개, 축의 메쉬수는 균일 구간에서 동일 길이로 2개 정도이면 적당하다.

4.2 고유 모드

Fig. 6은 연성 진동모드의 관찰, 공진 실험 등이 용이하도록 충분히 유연하게 제작된 실험장치의 외관과 각 구성요소 즉, ① 직류 모터 ② tachometer ③ 커플링 ④ 회전축 ⑤ 베어링 ⑥ 원판 ⑦ gap sensor probe ⑧ gap sensor converter ⑨ 오실로스코프 ⑩ 전원 공급기 등을 보여 주고 있다.

그 중 원판 두장이 축 중앙에 어느 정도의 간격을 갖고 좌우 대칭으로 설치된 경우를 모델 #1이라고 할 때, 그의 구체적 사양은 다음과 같다. $R_{11} = R_{12} = 10$ mm, $R_{21} = R_{22} = 50$ mm, $h_D = 1$ mm, $l_1 = 150$ mm, $l_2 = 350$ mm, $S = 500$ mm, $R_S = 3$ mm, $h_C = 13$ mm, $E_S = E_D = 2.1 \times 10^{11}$ N/m², $\nu = 0.3$, $\rho_S = \rho_D = 7800$ kg/m³, $k_B = 3.0 \times 10^7$ N/m, $c_B = 0$ N · sec/m.

또한 상기 모델을 기본으로 하되, 조금 더 긴 축을 사용하여 끝단에서 커플링을 사이에 두고 모터와 연결하므로써 회전이 가능하도록 하고 동일 원판 1장을 추가하여 총 3장의 원판들을 축의 중앙에 얇은 클램프인 스페이서를 사이에 두고 설치한 경우를 모델 #2라고 한다. 이 때 변경된 사양은 $l_1 = 259$ mm, $l_2 = 263$ mm, $l_3 = 267$ mm, $S = 540$ mm, $h_C = 10$ mm, 스페이서의 폭 = 3 mm, 그리고 커플링에 관련된 $\rho_F = 2600$ kg/m³, $k_F = 1.12 \times 10^5$ N/m, $c_F = 0$ N · sec/m, 반경 = 15 mm, 폭 = 10 mm 등이다.

두 모델 공히, 실제로 측정하기가 곤란한 계의 유일 감쇠원인 베어링 감쇠와 커플링에서의 감쇠 계수를 모두 영으로 간주하였다. 따라서 고유치의 경우

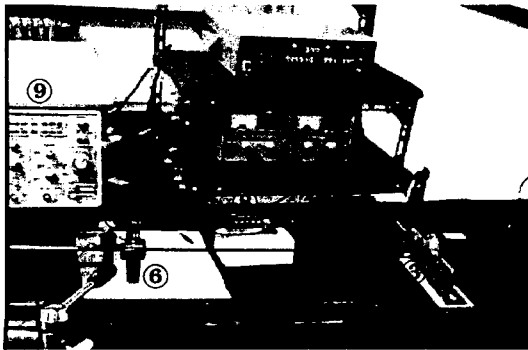


Fig. 6 Experimental rotor system

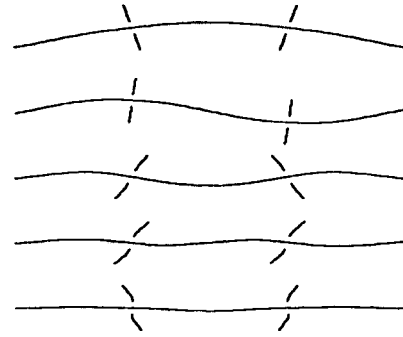


Fig. 7 Mode shapes of model #1 (1st to 5th mode from the top)

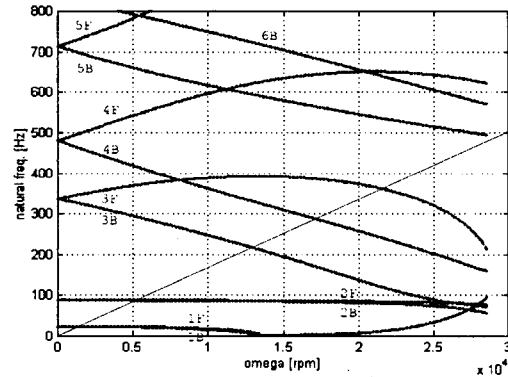


Fig. 8 Campbell diagram for model #1

계산치가 실제치보다 다소 높게 나타날 것이 예상되나 모드 형상에 있어서는 아무런 영향을 미치지 않는다. 한편, 고유해는 계의 configuration에 맞춰 결합된 전체 운동방정식을 상대방정식 형태로 변환하여 표준 고유치 문제를 조성한 후 이로부터 구하여진다.

모델 #1의 경우, 비회전시 저차 5개 연성모드의 형상은 Fig. 7과 같이 원판에 비하여 축의 진동이 우세하게 나타나며 회전속도의 변화에 따른 그들 고유진동수의 추이를 실험치와 비교하기 위하여 관성 고정좌표계에서 도시할 때 Fig. 8과 같다. Fig. 8로부터, 제시된 모든 모드가 속도 증가시 자이로 효과로 인하여 전진파(F)와 후진파(B)로 분리됨과 함께 1차 모드에서와 같이 어느 속도이상에서는 전진파의 고유진동수마저도 감소하다가 두 모드가 다시 일치되면서 증가하는 것을 알 수 있다.

이러한 전/후진파의 일치 현상은 축이 가늘수록 저속에서도 나타났는데, 마치 항공기 날개의 진동이 어느 비행속도이상에서 주변 공기의 감쇠력에 기인하여 부감쇠가 되면서 일으키는 flutter 불안정성

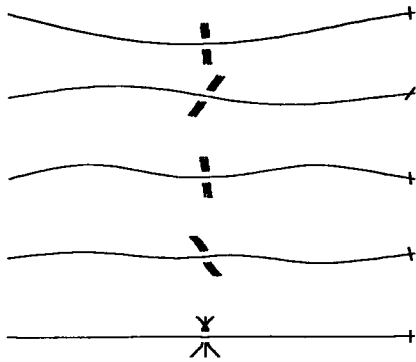


Fig. 9 Mode shapes of model #2 (1st to 5th mode from the top)

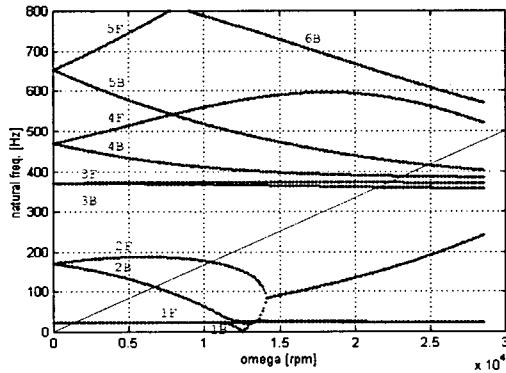


Fig. 10 Campbell diagram for model #2

현상⁽⁷⁾과 유사해 보인다. 그러나 본 논문의 경우는 고속 회전시 원심력 증가에 의한 부강성화에 기인한다. 따라서 전/후진파가 일치되는 회전속도 이후에서는 계의 고유치중 일부가 양의 실수값을 갖게되어 동적 불안정성이 야기되며 탄성 변위가 극심해져 실제 운전은 불가능하다.

또한, 모델 #2 경우의 저차 연성모드 형상은 Fig. 9, 고유진동수는 Fig. 10에 각각 제시되었다. 특히 모델 #2에서는 플렉서블 커플링이 포함됨에 따라 그것의 변위도 Fig. 9의 우측 단에 함께 나타내었다.

4.3 주파수 응답

앞절에서 제시된 계산결과를 실험적으로 확인하기 위하여 충격해머로 가진하고 그 진동 변위를 캡센서로 감지하여 주파수 응답함수를 구해보면 Figs. 11~13과 같은 결과를 얻는다. 이 때 연성모드가 가진될 수 있도록 해머를 원판의 가장자리에서 사선방향으로 충돌시켰으며 센서는 필요에 따라 축 혹은 원판에 직각으로 설치하였다.

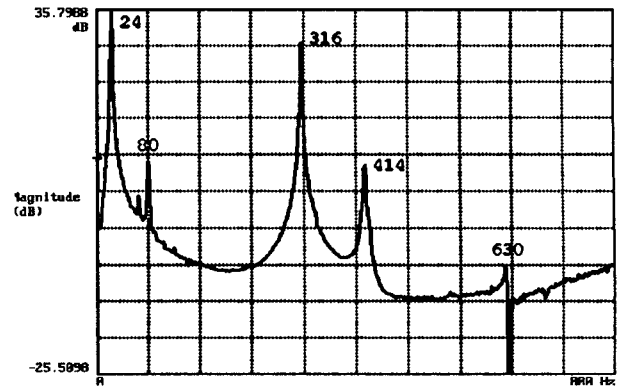


Fig. 11 FRF for model #1

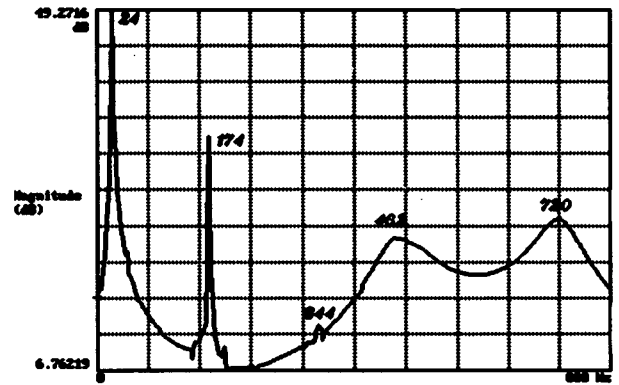


Fig. 12 FRF for model #2 at 0 rpm

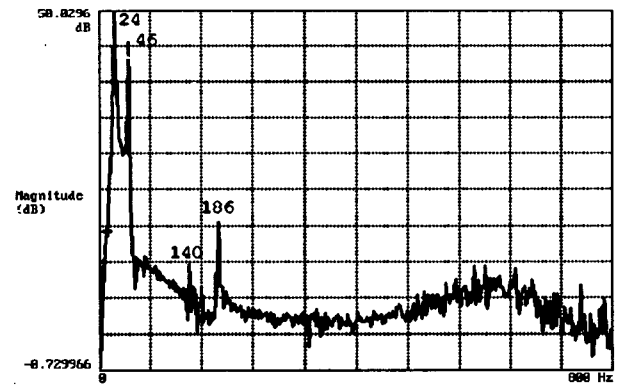


Fig. 13 FRF for model #2 at 2800 rpm

그 중, Fig. 11은 모델 #1의 경우로서 800 Hz이하에서 총 5개의 모드가 존재함을 보인다. 그들의 고유 진동수를 Fig. 8의 계산치와 비교해보면 3차 모드까지는 매우 근사한 값을 보이나 4, 5차의 경우는 계산치가 실험치 보다 비교적 크게 나타났다. 그 이유로서 4차 모드의 경우는 모드의 비대칭 형상으로 미루어 볼 때 모델링시 경계조건과는 달리 계의 축방향 운동이 일어날 수 있다는 점과

5차 모드의 경우도 그러한 경계조건의 차이로 생각된다.

참고로, 축계의 1차 위험속도를 근사적으로 구하기 위하여 흔히 사용되는 Dunkerley나 Rayleigh 방법을⁽⁸⁾ 적용하면 각각 1437.4 rpm, 1725.9 rpm이 얻어지며 이는 예상대로 실험치(1440 rpm)나 본 논문의 계산치(1468.2 rpm)에 관한 각각 하한과 상한치 역할을 하고 있다.

한편, Fig. 12은 모델 #2의 비회전 상태에서 얻은 결과로서 5개의 피크가 검출되는 데 그 중 처음 4개는 Fig. 9의 1~4차 연성모드인 데 반하여 나머지 1개는 비연성 축 모드이다. 그 이유는 Fig. 8의 5차 모드가 그 형상으로부터 알 수 있듯이 축에 설치된 센서로는 거의 감지되지 않는 원판 우세 모드이기 때문이다. 따라서 센서를 원판에 설치해 관측한 결과 문제의 5차 연성모드는 687 Hz에서 나타남을 확인하였다. 이로써 5번째 연성모드까지의 계산오차는 평균 3.7%가 된다.

특히, 1차 모드의 경우는 1440 rpm (24 Hz) 근방에서의 후진파 형태의 공진 현상으로부터 뚜렷하게 확인할 수 있었고, 그 위험속도 이후 회전계는 순간적으로 전진파 whirl을 보이다가 최고속도인 2800 rpm까지 계속적으로 크기가 작은 후진파 whirl 현상을 일으켰다.

한편 $\Omega = 2800$ rpm인 경우 모델 #2로부터 Fig. 13과 같은 결과를 얻었으며 1, 3, 4번째 피크치들이 Fig. 10에서 예측된 1차 연성모드와 2차 연성모드의 분리현상임을 명확히 보여준다. 이러한 연성모드의 경우 평균 3.5% 정도의 오차를 보였다. 한편, 46 Hz에 존재하는 2번째 피크치는 커플링의 축방향 유연성으로 인한 1차 종방향 진동으로서 축의 회전시 편심에 의하여 발생한 whirl의 종방향으로의 진폭차로 인하여 감지된 모드이다.

또한 각 모드의 compliance [mm/N]의 dB값은, 사용된 해머와 센서의 이득으로부터 보정하면 Fig. 11~13의 종축 눈금에 약 41 dB을 감한 값이 된다.

5. 결 론

본 논문에서 제시한 유한요소 해석 모델은 볼 베어링-축-다중 원판으로 구성된 유연한 회전축계의 진동모드를 고차까지 정확히 예측할 수 있었다. 따라서 이를 적용하면 HDD, MODD, CD-ROM 드라이브 등 유사구조를 갖는 각종 컴퓨터용 디스크 드라이브의 고밀도화, 고속화 설계 능력을 크게 향상시킬 수 있다.

참 고 문 헌

- (1) 임승철, 1999, "구조물의 능동 진동제어", 한국소음진동공학회지, 제 9 권, 제 1 호, pp. 14~24.
- (2) Shahab, A. A. S. and Thomas, J., 1987, "Coupling Effects of Disc Flexibility on the Dynamic Behavior of Multi Disc-Shaft Systems," J. of Sound and Vibration, Vol. 114(3), pp. 435~452.
- (3) Wu, F. and Flowers, G. T., 1992, "A Transfer Matrix Technique for Evaluating the Natural Frequencies and Critical Speeds of a Rotor with Multiple Flexible Disks," ASME, J. of Vibration and Acoustics, Vol. 114, pp. 242~248.
- (4) Sakata, M., Kimura, K., Park, S. K. and Ohnabe, H., 1989, "Vibration of Bladed Flexible Rotor due to Gyroscopic Moment," J. of Sound and Vibration, Vol. 131(3), pp. 417~430.
- (5) Lim, S, Chun, S. B., Kwak, B. M. and Jae, I. J., 1999, "Vibration Analysis of Hard Disk Drive Spindle Systems Using the Finite Element Method", Pioneering International Symposium on MOVIC in Mechatronics, pp. 116~121.
- (6) Meirovitch, L., 1967, Analytical Methods in Vibrations, The Macmillan Limited, London.
- (7) Inman, D. J., 1994, Engineering Vibration, Prentice Hall, New Jersey.
- (8) Rao, J. S., 1983, Rotor Dynamics, John Wiley & Sons, Inc., New York.