

〈論 文〉

기어박스로 구동되는 축-저널베어링계의 동적특성에 관한 연구

Dynamic Characteristics of a Rotor-Journal Bearing System Driven by Gearboxes

박 상 규*

Sang Kyu Park

〈1995년 9월 13일 접수 ; 1995년 11월 6일 심사완료〉

ABSTRACT

Gearboxes are often used in the petrochemical and electrical power plants to transmit mechanical power between two branches of a machinery train rotating at different speeds. When the gearboxes are connected with rotors supported by journal bearings, bearing loads vary in magnitude and direction with rotor speed and torque transmitted by the gearboxes. In this study, dynamic characteristics of the system which consists of gearboxes and a rotor supported by journal bearings are investigated analytically and experimentally by employing the polynomial transfer matrix method and modal analysis under different speeds and torque levels. Journal bearing loads due to the transmitted torque are calculated analytically and the stiffness and damping coefficients of the journal bearings are obtained using finite element method. Comparison of the analytical and experimental results shows that the cross coupled stiffness coefficients increase with increasing rotor speed, while the cross coupled damping coefficients decrease. This generates the oil whirl instability in the journal bearings. As the transmitted torque level goes up, the stiffness coefficients of the journal bearing and the first horizontal natural frequency increase. High levels of the transmitted torque produce high bearing stiffness since the contact loads of the mating gear teeth increase. The logarithmic decrement, which is a stability indicator, is shown to decrease with increasing speed and decreasing torque. Thus, at the low torque level, the system become unstable even at the low shaft speed.

1. 서 론

석유화학 플랜트나 발전소 등에서는 모터, 터빈, 컴프레서, 펌프와 같은 회전기계가 많이 사용되고 있으며 이러한 기계를 연결하여 동력을 전달시키기 위해서는 커플링이나 기어박스의 사용이 필수적이

다. 일반적으로 커플링은 회전속도가 같은 두 개의 기계를, 기어박스는 회전속도가 다른 두 기계를 연결시키는 데 쓰이고 있다. 그러나 이러한 연결 부위의 설계나 제작이 체계적이고 정밀하지 못하거나 용량이 적절하지 않은 경우에는 전체 회전기계 시스템에 진동을 유발할 위험이 있다.

커플링은 비교적 구조가 단순하기 때문에 회전기계의 진동을 유발하는 경우 측정결과 같은 간단한 방법으로 해결할 수 있으나⁽¹⁾ 기어박스는 구동축으로

*정회원, 연세대학교 산업환경과

부터의 속도를 증가 또는 감소시키기 위하여 여러 개의 치차와 축으로 구성되어 있으므로⁽²⁾ 진동방지를 위해서는 정밀한 설계와 제작이 요구된다. 특히 Fig. 1과 같이 기어박스의 기어와 축이 저널베어링으로 지지되어 있는 경우 회전속도에 따라 저널베어링의 동적특성이 달라져서 전체 시스템의 고유진동수, 감쇠비 등이 변한다. 또한 구동축으로부터의 전달토크가 변함에 따라 기어와 피니언의 접촉력이 달라져 결과적으로 저널베어링의 하중에 영향을 주게된다⁽³⁾. 전달토크에 의한 추가적인 하중은 저널베어링의 강성과 감쇠효과를 변화시켜 전체시스템의 동적 특성을 달라지게 하므로 예기치 못한 진동문제를 야기시킬 수 있다. 그러나 기어와 관련된 현재까지의 연구는 대부분 굽힘강도나 치차에 가해지는 응력 등과 같은 정적설계 관점에 초점을 맞추어 왔으며⁽⁴⁾ 진동 성능을 개선시키기 위한 연구도 치형의 수정⁽⁵⁾ 등에 한정되어 온 실정이다. 또한 저널베어링에 대한 연구도 대부분 그 형상에 따른 축-베어링계의 안정성 문제나⁽⁶⁾ 축 자체에 의한 하중만 고려하였으며 전달토크에 의해 기어에 발생하는 추가 하중에 대한 연구는 거의 없는 상황이다.

따라서 본 논문에서는 회전속도, 전달토크에 의한 저널베어링 하중의 변화가 기어-저널베어링-축으로

구성된 시스템의 동적거동에 미치는 영향에 대해 연구하였다. 회전속도나 베어링 하중의 변화에 따른 베어링의 강성계수 및 감쇠계수는 유한요소법을 이용하여 계산하였으며 고유진동수와 감쇠효과를 구하기 위하여 다항식법에 의한 전달행렬법을⁽⁷⁾ 사용하였다. 수치해석 결과는 충격가진실험을 통한 실험적 모드해석을⁽⁸⁾ 수행하여 비교하였다.

2. 이론해석

회전속도 및 전달토크의 변화에 따른 기어-저널베어링-축의 동적 거동을 연구하기 위하여 미국 Lufkin사에서 제작한 Fig. 1과 같은 기어시스템을 고려하였다. 이 시스템은 기어와 피니언의 치차비가 5.036 : 1이며 축이 계단형 저널베어링으로 지지되고 전달토크가 이중헬리컬기어에 의해 전달된다. 한편 두 축이 기어와 피니언으로 연결된 경우 전달토크에 의한 접촉력으로 인해 시스템의 굽힘진동 특성은 비틀림진동에 영향을 미치는 것으로 알려져 있다. 그러나 굽힘진동 해석과 비틀림진동 해석을 각각 독립적으로 수행하여도 부하가 없는 상태의 임계속도를 상당히 정확하게 예측할 수 있으며 부하가 있는 조건에서의 굽힘진동과 비틀림진동의 커플링 효과에 대해서도 어느정도 예측을 할수 있기 때문에 각각의 축에 대해서 독립적으로 해석하는 것이 일반적이다⁽³⁾. 따라서 시스템의 고유진동수, 모드형상, 감쇠계수 등을 계산하기 위하여 Fig. 2와 같이 단일축과 베어링으로 모델링하고 전달토크에 의한 인접한 축으로부터의 접촉력의 영향은 저널베어링 하중에 추가한다.

2.1 베어링하중

기어박스에서 많이 사용되는 이중헬리컬기어는 좌우에 반대의 나선각을 이용하여 축방향으로 추력이 생기는 것을 최소화할 수 있다. 이 경우 전달동력에 의해 헬리컬기어에 가해지는 하중은 다음 식을⁽⁹⁾ 이용하여 구한다(Fig. 3).

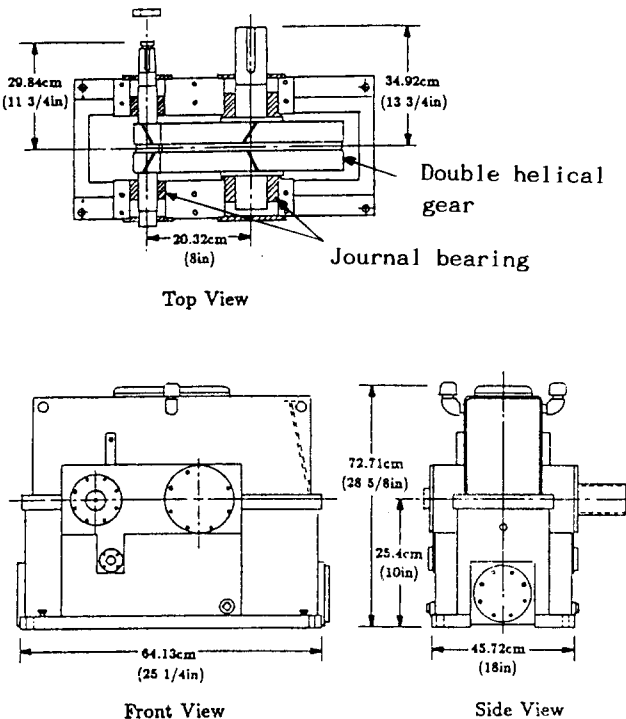


Fig. 1 Single stage gearbox

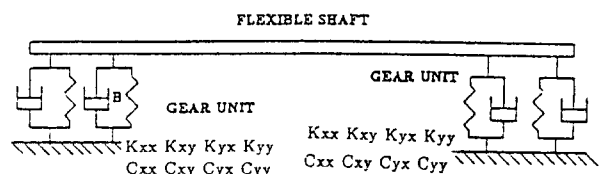


Fig. 2 Computer model of a single shaft system supported by journal bearings

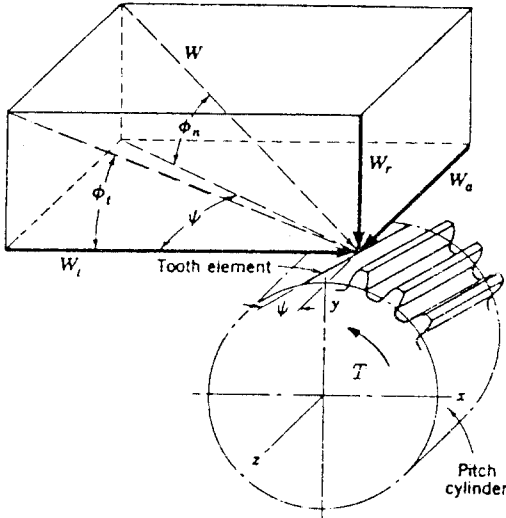


Fig. 3 Helical gear(From Shigley, 1983)

$$P = T\Omega$$

$$W_i = \frac{T}{R}$$

$$W_r = W_i \tan \phi_i$$

$$W_o = W_i \tan \psi$$

여기서 P 는 전달동력, T 는 전달토크, Ω (rad/sec)는 축의 회전속도, R 은 헬리컬기어의 피치반경이며 ϕ_i 는 회전방향의 압력각을 나타낸다. ψ 는 나선각을 표시한다. W_i , W_r , W_o 는 각각 기어 접촉력의 접선방향, 반경방향 그리고 축방향 성분을 나타낸다. 이중헬리컬기어에서는 축방향의 성분 W_o 는 상쇄된다. 기어에 의해 베어링에 가해지는 접촉 하중 W_c 는 다음 식으로 계산할 수 있으며, 이 힘과 축 자체 하중과의 벡터합이 저널베어링에 가해지는 힘이 된다.

$$W_c = \sqrt{W_r^2 + W_o^2}$$

따라서 축의 평형 위치는 기어의 접촉력, 축 자체 무게 및 윤활유체에 의한 반력에 의해서 결정된다.

2.2 저널베어링 계수

Fig. 4와 같은 계단형 저널베어링은 베어링 상부 패드에 계단 형태의 홈을 파고, 하부 패드에는 릴리프트랙을 설치하여 오일 압력을 증가시켜 저널에 추가적인 하중을 가하여 편심율을 크게 함으로써 축-베어링계의 안정성을 향상 시킬수 있는 장점이 있기 때문에 많이 사용되고 있다. 계단형 저널베어링에서의 유체의 압력분포에 대한 Reynold 식은

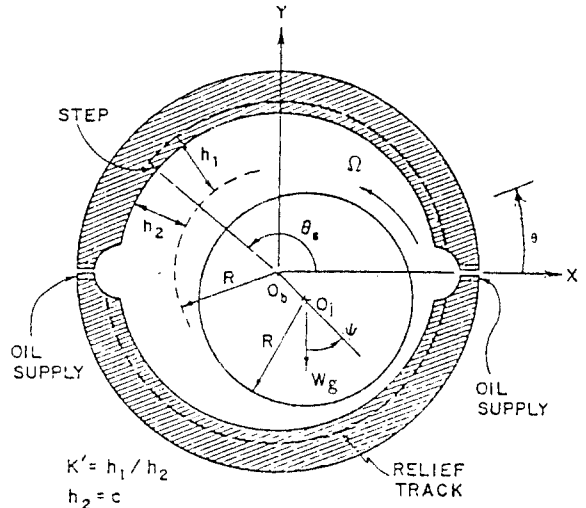


Fig. 4 Step journal bearing

Nicholas와 Allaire(1978)에 의해서 제안된 유한요소법을⁽¹⁰⁾ 이용하여 해석하였으며 유체압력을 베어링 면적에 대하여 적분하여 윤활유체에 의한 반력을 계산하였다. 축의 무게와 기어접촉력을 합한 전체 베어링 하중은 유체반력과 평형을 이루어 이론적으로는 이 평형위치에서 축이 회전하게 된다. 그러나 실제로는 축의 질량분포에 의해 평형위치를 중심으로 케도운동을 하게된다. 이 케도는 저널베어링 간극에 비해서 아주 작으며 케도운동과 유체반력을 고려하면 다음과 같이 강성계수와 감쇠계수를 나타낼 수 있다.

$$K_{xx} = -\frac{\Delta F_x}{\Delta x} \quad C_{xx} = -\frac{\Delta F_x}{\Delta \dot{x}}$$

$$K_{xy} = -\frac{\Delta F_x}{\Delta y} \quad C_{xy} = -\frac{\Delta F_x}{\Delta \dot{y}}$$

$$K_{yx} = -\frac{\Delta F_y}{\Delta x} \quad C_{yx} = -\frac{\Delta F_y}{\Delta \dot{x}}$$

$$K_{yy} = -\frac{\Delta F_y}{\Delta y} \quad C_{yy} = -\frac{\Delta F_y}{\Delta \dot{y}}$$

여기서 Δx , Δy , $\Delta \dot{x}$, $\Delta \dot{y}$ 는 평형위치에서 x 및 y 방향의 미소운동 변위와 속도이며, ΔF_x , ΔF_y 는 유체에 의해 축에 가해지는 수평 및 수직방향 반력의 미소 변화량이다.

2.3 고유진동수 계산

Fig. 2에 나타난 시스템의 고유진동수, 모드형상, 감쇠계수 등을 계산하기 위하여 다항식 전달행렬 방법을 이용하였다. 이 방법은 축을 여러 개의 집중질

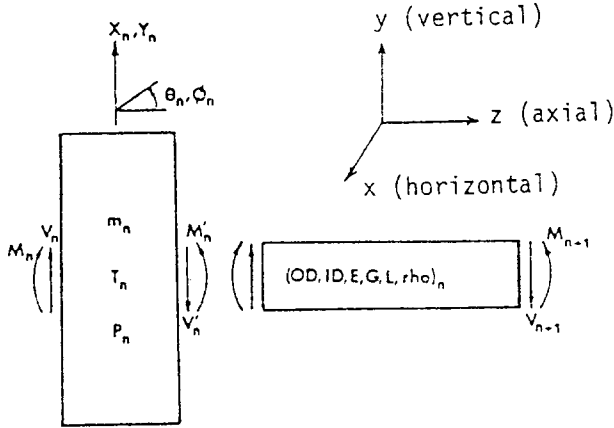


Fig. 5 Sign convention for radial and angular displacements, shearing forces and moments

량과 균일한 보로 연결되어 있다고 가정하여 모델링하는 것이다. 기존의 전달행렬법⁽¹¹⁾에서는 해를 가정하여 반복적으로 계산하는 방법을 이용하였으나 계산속도가 상대적으로 느릴 뿐만 아니라 해가 모두 계산되지 않는 경우도 발생한다. 다항식 전달행렬법은 행렬식을 해에 대한 다항식으로 표시하여 고차방정식을 푸는 방법으로서 계산시간이 많이 단축되며 모든 해를 구할 수 있으며 그 내용은 다음과 같다.

Fig. 5에서 집중질량이 있는 위치는 절점이라고 하며 베어링이나 임펠러가 위치하는 곳, 또는 회전축의 지름이 크게 변하는 곳을 선택한다. 두 절점 사이의 보의 지름이나 재질이 균일하고 그 질량은 인접한 절점에 집중되어 보의 질량은 없이 탄성만 있다고 가정한다. Fig. 5로 부터 절점 \$n\$의 자유진동에 대한 운동방정식은 해를 \$x = X e^{st}\$로 가정하면 다음과 같이 \$s\$가 포함된 행렬식으로 나타낼 수 있다. 여기서 \$s = \lambda + i\omega_d\$의 복소수로서 \$\omega_d\$는 감쇠시스템에서의 고유진동수, \$\lambda\$는 감쇠지수이다.

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ \theta \\ \phi \\ V'_x \\ V'_y \\ M_x \\ M'_y \end{bmatrix}_n = [T]_m \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -ms^2 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -ms^2 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & s^2 I_T & s \Omega I_P & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & -s \Omega I_P & s^2 I_T & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ \theta \\ \phi \\ V_x \\ V_y \\ M_x \\ M'_y \end{bmatrix}_{n+1}$$

균일보에 대한 전달행렬식은 보의 방정식을 이용하여 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ \theta \\ \phi \\ V'_x \\ V'_y \\ M_x \\ M'_y \end{bmatrix}_{n+1} = [T]_s \begin{bmatrix} 1 & 0 & L_n & 0 & E_a & 0 & E_b & 0 \\ 0 & 1 & 0 & L_n & 0 & E_a & 0 & E_b \\ 0 & 0 & 1 & 0 & E_b & 0 & E_c & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & E_b & 0 & E_c \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & L_n & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & L_n & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ \theta \\ \phi \\ V_x \\ V_y \\ M_x \\ M'_y \end{bmatrix}_n$$

여기서

$$E_a = Q \cdot P \quad E_b = Q \frac{L_n^2}{2} \quad E_c = QL_n$$

$$Q = \frac{1}{(EI)_n} \quad P = \frac{L_n^3}{6} - \frac{(LEI)_n}{(\alpha GA)_n}$$

이며, \$\alpha\$, \$E\$는 단면의 형상계수와 강성계수이다.

절점에 관한 행렬식을 균일보의 행렬식에 대입하여 두 개의 행렬을 곱하면 절점 \$n\$과 \$n+1\$에 관한 다음의 행렬식을 얻을 수 있다.

$$[X]_{n+1} = [T]_s [T]_m [X]_n$$

따라서 축의 절점 수를 \$N\$개 라면 첫번째에서 마지막 절점까지의 전달행렬은 같은 방법으로 계속 곱하여 전체특성을 표시하는 하나의 전달행렬 \$[T]_{OSTM}\$으로 나타낼 수 있다. OSTM은 overall system transfer matrix을 의미한다.

$$[X]_{N+1} = [T]_{s(N+1)} [T]_{m(N+1)} \cdots [T]_{s1} [T]_{m1} [X]_1 = [T]_{OSTM} [X]_1$$

축의 양끝이 자유단이라 가정하면 \$V_{x1} = V_{y1} = M_{x1} = M_{y1} = V_{xN+1} = V_{yN+1} = M_{xN+1} = M_{yN+1} = 0\$가 되며 이 경계조건을 고려하면 다음식을 얻는다. 행렬 \$[D]\$는 \$[T]_{OSTM}\$의 좌측 하단의 16개 항으로 구성된 \$4 \times 4\$행렬이다.

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_x \\ V_y \\ M_x \\ M_y \end{bmatrix}_{N+1} = [D] \begin{bmatrix} x \\ y \\ \theta \\ \phi \end{bmatrix}_1$$

이 식이 해가 존재하기 위해서는 \$det[D]=0\$를 만족시켜야한다. 미지수 \$s\$를 구하면 \$\lambda\$와 \$\omega_d\$를 계산할 수 있다. 기존의 전달행렬법은 \$s\$의 값을 가정하여 \$det[D]=0\$를 만족시킬 때까지 반복적으로 \$s\$ 값을 변화시키는 데 반하여 다항식 전달행렬법은 \$det[D]\$를 \$s\$에 대한 다항식으로 전개하여 고차방정식에 대한 해를 구한다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

기어박스를 포함한 축-베어링계의 동적특성을 연구하기 위하여 Fig. 6과 같이 기어박스, 테스트축, 토크축, 토크 액추에이터 등으로 구성된 시스템을 구성하였다. 2개의 기어박스는 테스트축과 토크축으로 연결되어 있어 닫힌계를 이루고 있으며 Fig. 7의 토크 액추에이터 커플링 주위에 설치된 볼트를 조여서 플랜지를 비틀고 토크 액추에이터의 축방향 볼트를 잠그면 축에 토크가 걸리게 된다. 이러한 토크는 헬리컬기어를 통해 기어 접촉력을 발생시키며 테스트축의 저널베어링 하중을 변화시킨다. 테스트축에 가해지는 토크는 스트레인 게이지를 이용하여 측정한다. 이 시스템의 장점은 기어를 교체하지 않고 원하는 토크를 축에 가해 여러 토크 조건에서의 실험을 수행할 수 있으며 또한 대용량의 구동모터나 브레이크가 없이도 큰 토크를 축에 가할 수 있는 것이다. 실험에 사용된 모터는 Tech Development사의 50A-21 공기터빈 모터로서 최대 용량은 30000 RPM에서 100Hp이다. 테스트축과 토크축은 Brinell경도

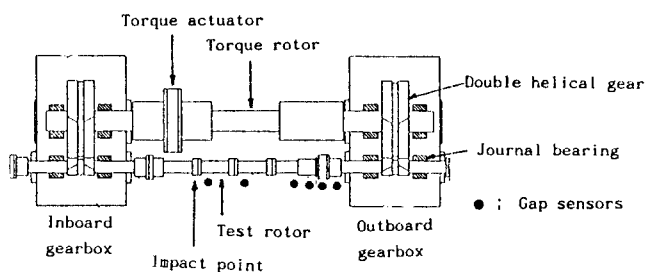


Fig. 6 Test rig

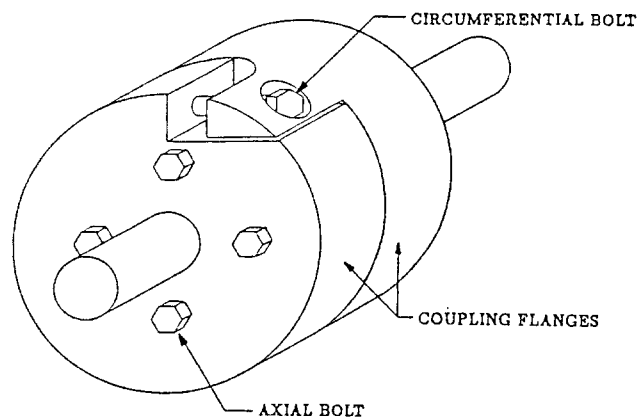


Fig. 7 Torque actuator

가 320인 강으로 제작되었으며 각 요소들은 ISO 표준에 따라 질량 평형을 하였다. 기어박스는 Lufkin Industry 제품으로서 기어와 피니언의 최대 속도는 각각 30000 RPM과 5957 RPM이며, 이중헬리컬기어 형식의 1단 기어이다. 기어와 피니언에 연결된 토크축과 테스트축은 저널베어링의 일종인 계단식 저널베어링으로 지지되어 있다. 테스트축 저널베어링의 치수는 다음과 같다.

- 베어링 지름 $D=5.40\text{cm}(2.125\text{in})$
- 베어링 길이 $L=6.35\text{cm}(2.5\text{in})$
- 베어링 계단 길이 $L_d=3.175\text{cm}(1.25\text{in})$
- 베어링 계단 높이 $h_1-h_2=0.254\text{mm}(0.01\text{in})$
- 베어링 간격 $c=0.1143\text{mm}(0.0045\text{in})$
- 윤활유체 점성계수 $\mu=0.136\text{dyne-s/cm}^2$
 $=5.513 \times 10^{-6}\text{Reyns}$

3.2 실험방법

토크 및 회전속도에 따른 축-베어링계의 동적 특성을 연구하기 위해서 실험적 모드해석 방법을 사용하였다. Fig. 8은 테스트축의 진동 데이터를 획득하기 위한 측정계 및 데이터 분석계의 개략도로서 변

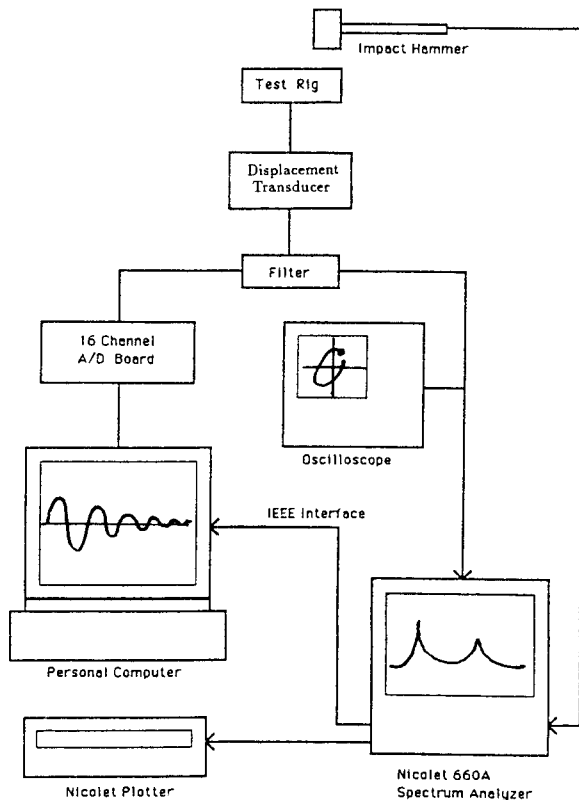


Fig. 8 Instrument setup

위센서, PCB 충격해머, Nicolet 660A 스펙트럼 분석기 및 IBM 마이크로 컴퓨터 등으로 구성되어 있다. Fig. 6에 나타난 바와 같이 축의 1/3 위치에 있는 벨런싱랜드를 충격해머로 10회씩 가진하여 평균하였으며 수평 및 수직방향으로 6개씩 설치된 변위센서(Bently Nevada 7200 series gap sensor)에서 진동을 측정하였다. 측정된 진동신호와 충격해머에서 얻어진 가진신호는 스펙트럼 분석기로 보내어져 전달함수를 모니터링하고 동시에 마이크로 컴퓨터에 저장하여 Structural Measurement System사의 STAR 프로그램으로써⁽¹²⁾ 모드해석을 수행한다. 또한 저장된 데이터는 신호처리 프로그램을 이용하여 원하는 형태의 데이터로 변환시켜 프린터로 출력한다. 데이터축의 회전속도는 마그네틱 킷업을 이용하여 측정하며 계단형 저널베어링의 간격은 기어박스

를 분해한 후 플라스틱 재지를 저널과 베어링 사이에 삽입하여 측정한다.

4. 결과 및 해석

4.1 수치해석 결과

토크 액추에이터에 의해 테스트축에 가해진 토크는 양쪽의 기어박스 내 비틀림 방향이 반대이므로, 서로 다른 기어 접촉 하중을 발생시킨다. Table 1~3은 각 기어박스의 저널베어링의 하중에 따른 강성계수와 감쇠계수를 보여준다. I 는 내측의 기어박스(Inboard gearbox)를 나타내며 O 는 외측의 기어박스(Outboard gearbox)를 나타낸다. 회전속도가 증가함에 따라 대체적으로 K_{xy} 와 K_{yx} 는 증가하며 C_{xy} 와 C_{yx} 는 감소한다. K_{xy} 와 K_{yx} 는 시스템의 안정

Table 1 Bearing coefficients : $T = 57 \text{ Nm}$

Speed(rpm)	K_{xx}	K_{xy}	K_{yx}	K_{yy}	C_{xx}	C_{xy}	C_{yx}	C_{yy}
10875(O)	258378.8	70315.7	730042.3	259898.0	334.1	-193.7	-189.8	1076.0
10875(I)	231950.6	171375.1	833522.6	267015.7	393.8	-215.6	-211.7	1416.1
4500(O)	165335.9	11385.1	325386.6	141255.8	374.50	-287.5	-277.30	1083.6
4500(I)	109968.9	111596.0	-411751.0	155683.4	456.1	-272.2	-309.6	1908.7

Table 2 Bearing coefficients : $T = 114 \text{ Nm}$

Speed(rpm)	K_{xx}	K_{xy}	K_{yx}	K_{yy}	C_{xx}	C_{xy}	C_{yx}	C_{yy}
12000(O)	371402.50	47237.84	83428.22	329980.84	345.04	-247.04	-236.92	1066.97
12000(I)	309066.06	272502.05	-105788.53	365586.53	467.03	-291.29	-288.48	1738.08
10875(O)	353572.46	36947.21	763082.31	309472.47	349.58	-257.78	246.76	1065.94
10875(I)	285655.65	261619.15	980917.90	346345.01	486.79	-303.28	-303.98	1806.98
4500(O)	283286.32	13676.37	430555.25	220844.93	556.70	-463.91	-454.40	1313.02
4500(I)	98838.08	151329.43	526804.07	345415.69	397.08	-88.93	-346.04	2864.42

Table 3 Bearing coefficients : $T = 228 \text{ Nm}$

Speed(rpm)	K_{xx}	K_{xy}	K_{yx}	K_{yy}	C_{xx}	C_{xy}	C_{yx}	C_{yy}
12000(O)	573118.1	-3985.9	-990411.8	461330.9	441.3	-351.9	-351.9	1169.06
12000(I)	309012.2	351709.5	-1314935.1	647150.0	454.1	-237.8	-376.2	2447.52
10875(O)	563761.4	-13231.7	935083.0	447248.5	469.16	-378.88	-368.22	1202.55
10875(I)	271261.7	330878.2	-1227900.3	660619.1	440.40	-202.84	377.85	2588.59
4500(O)	606324.9	-68298.2	-755704.1	447189.5	1183.15	-1045.90	-1033.13	2121.61
4500(I)	110778.9	310301.0	748267.3	962010.4	424.93	319.63	-309.92	5120.38

성과 관련된 중요한 요소로서 이 값이 클수록 불안정하게 된다. 토크가 증가하는 경우 강성계수가 커지는데 이는 기어 접촉력에 의한 베어링 하중의 증가에 기인한다. 감쇠계수는 전반적인 증가 현상을 나타낸다.

테스트축의 동적특성에 대한 컴퓨터 수치해석 결과는 Fig. 9~12에 나타내었다. Fig. 9는 228 Nm의 토크가 작용할 경우 회전속도에 따른 테스트축-베어링계의 고유진동수 변화를 보여준다. 회전속도가 변화함에 따라 자이로스코프 효과 및 저널베어링 계수의 영향을 받아 고유진동수가 변화한다. Fig. 9의 각 고유진동수 곡선에 표시한 값은 로그감소율을 나타낸다. 로그감소율 $\delta = -(\lambda/\omega a)$ 로 표시되며 이 값이 1.0보다 큰 경우는 감쇠효과가 커서 실제 실험에서는 나타나지 않는다. δ 값이 음수인 경우는 감쇠효과가 감소하며 시스템이 불안정하게 된다. 축의 질량불평형에 의해 가진되어 나타나는 동기주파수는 대각선 방향의 직선으로 표시하였다. 이 직선과 시스템의 고유진동수 곡선이 만나는 교차점에서의 회전속도가 축-베어링계의 임계속도이며, 최대의 진동 진폭을 나타내게 된다. (4)번 곡선과 교차하는 점에서 축의 회전속도는 약 5600 RPM이나 이 속도에서

는 시스템의 감쇠효과가 커서 실제 실험에서는 나타나지 않으며 (5)번 곡선에서 나타난 7500 RPM이 1차 임계속도가 된다. 또한 98 Hz, 126 Hz, 306 Hz, 329 Hz의 고유진동수가 (4), (5), (7), (9) 곡선에서 나타나는데 2차 임계속도는 (7)번 곡선과 동기주파수의 교차점인 306 Hz (=18360 RPM)이다. Fig. 10은 (4), (5), (7)과 (9)에 대응하는 모드 형상으로서 예비실험 결과에 의하면 수평 및 수직 방향의 1차 및 2차 굽힘모드이다.

Fig. 9의 곡선 (4)를 분석해 보면 4500 RPM의 회전속도는 로그감소율 값이 커서 ($\delta = 1.77$) 고유진동수가 잘 나타나지 않으나 회전속도가 증가할수록 감쇠효과가 작아져서 (4)의 모드가 나타나게 된다. 회전속도가 14000 RPM 정도에 도달하면 δ 값이 음수가 되고 축의 진동 진폭이 아주 커지는 불안정 현상이 나타나게 된다. 이러한 불안정은 저널베어링에서의 오일휩 현상에 기인하며 휘돌림 현상으로 나타나 회전속도의 약 0.4~0.5배에 해당하는 휘돌림 주파

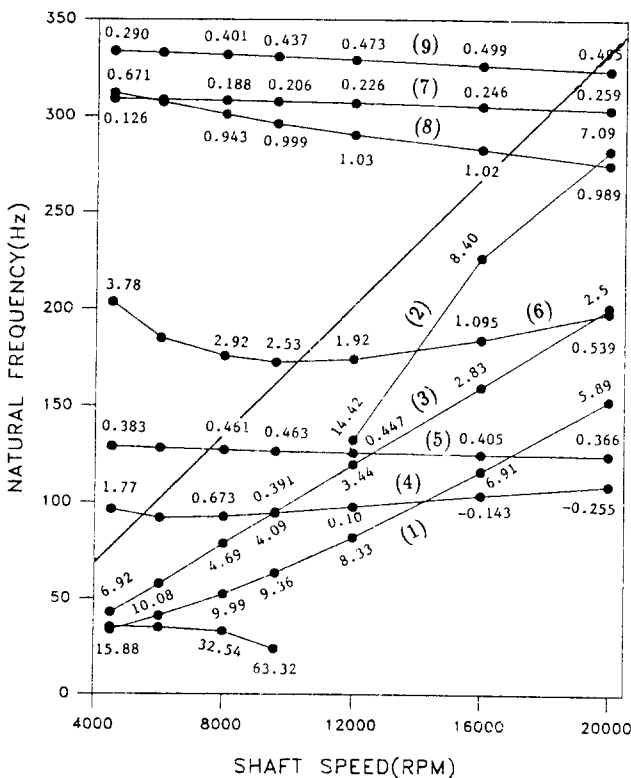


Fig. 9 Natural frequency vs. speed for $T=228$ Nm

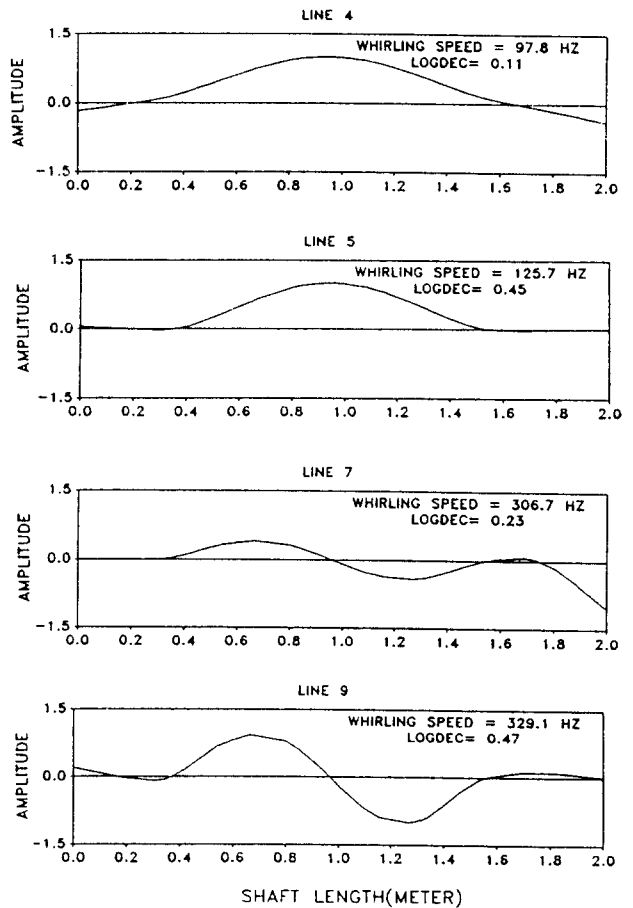


Fig. 10 Mode shapes for 228 Nm, 12000 RPM

수를 발생시킨다. (4)의 모드에서는 회전속도가 14000 RPM(=235.17)일 때 98 Hz의 주파수로 휘돌림진동을 일으킨다. 자기베어링으로 인한 축-베어링계의 불안정 현상은 강성계 K_{xy} , K_{yx} 값이 큰 경우 발생하며⁽¹³⁾, 계단형 저널베어링의 경우 고속에서도 K_{xy} , K_{yx} 값을 작게 하여 오일휨 현상을 어느 정도 억제하도록 하였으나 한계가 있다.

Fig. 11은 토크 변화에 따른 고유진동수를 보여준다. 감쇠효과가 큰 모드는 실제로 나타나지 않으므로 Fig. 9의 (4), (5), (7), (9) 모드에 해당하는 고유진동수만 도시하였다. 1차 수직 고유진동수는 228 Nm와 57 Nm 토크의 경우 별 차이가 없이 중첩되어 나타난다. 1차 수평 고유진동수는 토크에 따라 증가하고 있으며 이는 베어링의 강성증가 때문이다. 수직 및 수평방향의 2차 고유진동수는 토크에 따라 각각 증가 및 감소현상을 보인다. Fig. 12는 (4)번 곡선에 나타난 1차 모드에 대응하는 로그감소율 값을 각 토크에 대해 도시한 것으로서 토크의 변화가 시스템의 안정성에 미치는 영향을 보여준다. 토크가 감소하여 베어링 하중이 작은 경우에는 낮은 회전속도에서도 오일휨돌림 현상이 발생하게 된다.

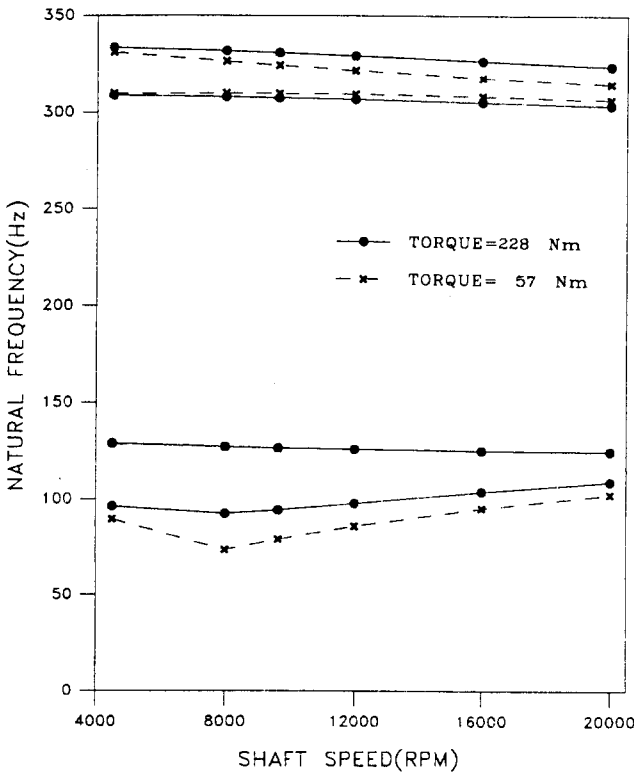


Fig. 11 Effect of torque on natural frequency for 12000 RPM

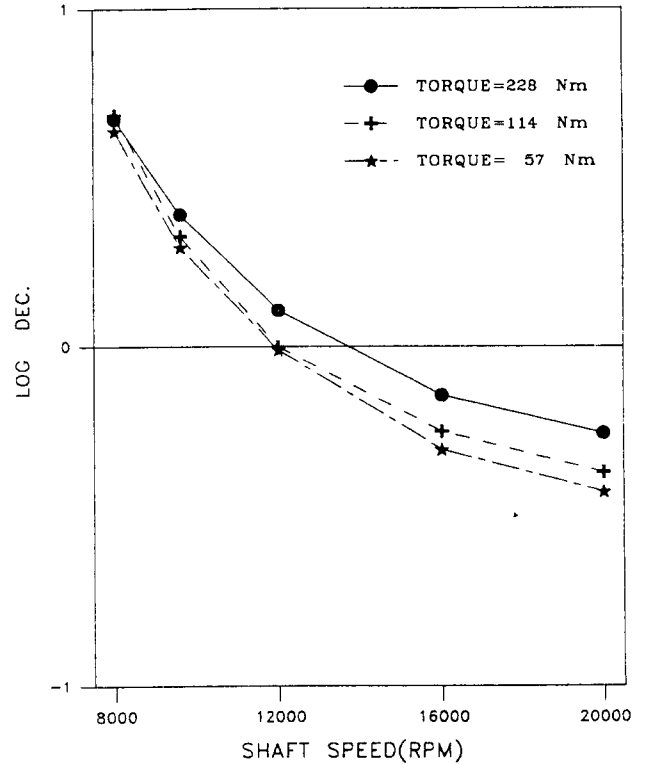


Fig. 12 Logarithmic decrement

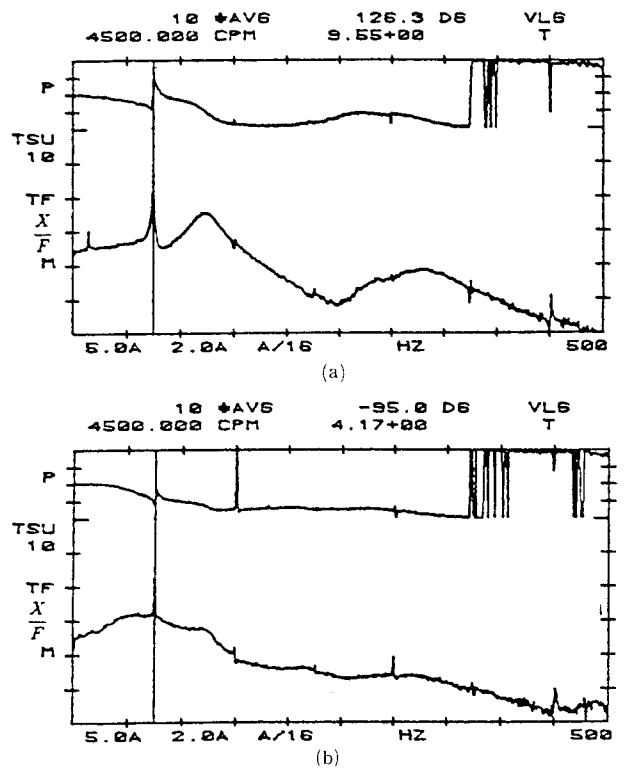


Fig. 13 (a) Vertical (b) horizontal FRF for 57 Nm, 4500 RPM

4.2 실험결과

전달토크는 57, 114, 228 Nm으로 증가시켰으며 각각의 토크 레벨에 대해 2025, 4500, 10875, 12000 PRM의 회전속도에서 충격가진시험을 수행하였다. 1차 임계속도 이하의 회전속도에서는 coherence 값이 0.9 이상으로서 안정되어 있으나 그 이상의 회전속도에서는 2차 고유진동수 부근에서의 coherence 값이 불규칙하기 때문에 coherence 값이 0.8 정도 이상이면 측정 결과를 저장하여 사용하였다. Fig. 13은 57 Nm, 4500 RPM에서 가진 방향과 측정방향이 같은 경우 좌측에서 두 번째 위치한 gap sensor에서 측정한 결과를 보여준다. 수직 방향의 1차 및 2차 굽힘 고유진동수는 각각 122 Hz, 320 Hz이지만 수평 방향의 1차 고유진동수는 명확하게 피크치가 나타나지 않는다. 이것은 앞의 해석 부분에서 설명한 바와 같이 감쇠값이 크고 또한 고유진동수와 회전수가 서로 가까이 위치하고 있기 때문이다. 가진력이 충분하지 않은 것도 하나의 원인이라고 생각된다. Fig. 13(b)의 120 Hz 부근의 작은 피크는 수직 방향의 고유진동수가 수평 방향에 나타난 것으로 추측된다. 축의 회전속도가 증가하여 10000 RPM 이상되면 저

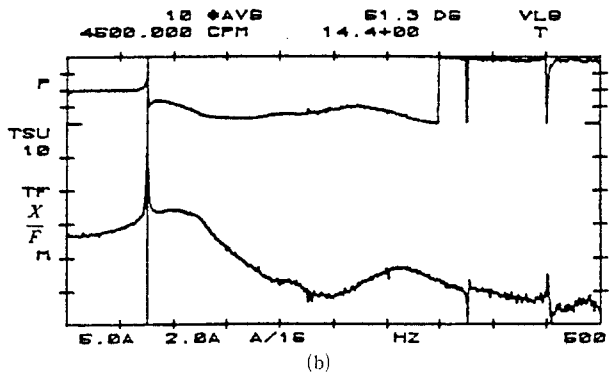
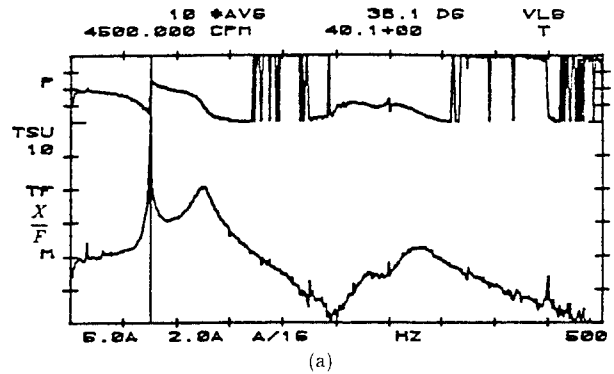


Fig. 15 (a) Vertical (b) horizontal FRF for 228 Nm, 4500 RPM

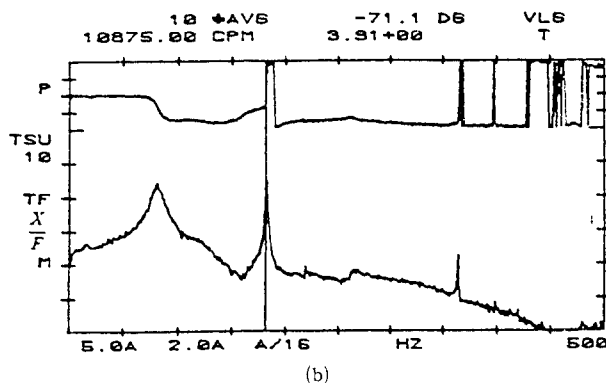
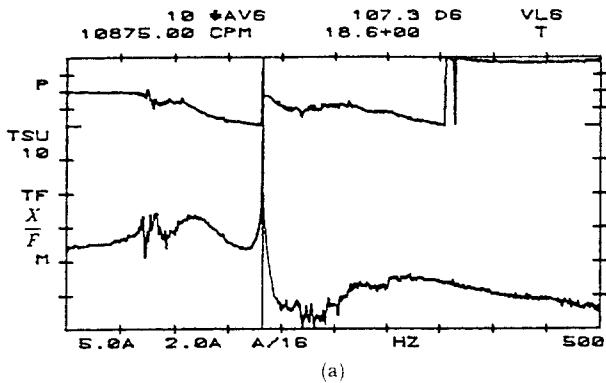


Fig. 14 (a) Vertical (b) horizontal FRF for 57 Nm, 10875 RPM

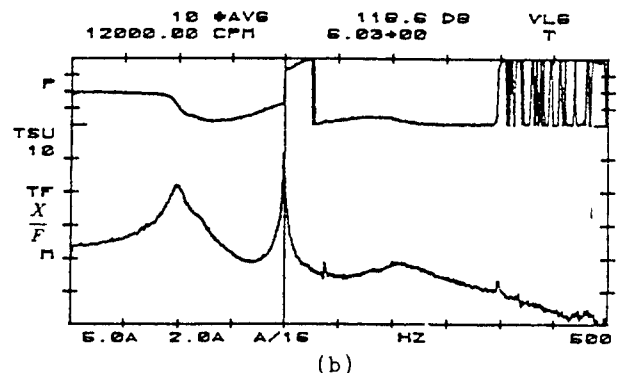
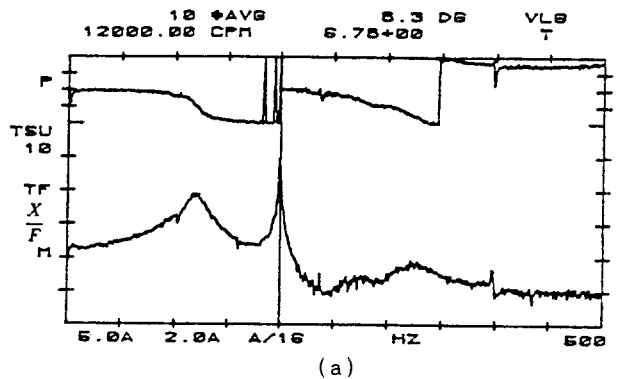


Fig. 16 (a) Vertical (b) horizontal FRF for 228 Nm, 12000 RPM

널베어링의 오일휘돌림 현상이 커짐으로 말미암아 충격가진 실험에 의한 전달함수가 명확하게 나타나지 않는다(Fig. 14). 오일휘돌림에 의한 진폭은 매우 크며 유체유막에 의한 힘은 비선형이므로 기존의 선형이론으로는 윤활유체에 의한 휘돌림 현상을 예측할 수 없으며, 오일휩에 의한 축-베어링시스템의 갑작스러운 불안정 현상을 암시하는 징조이다⁽¹⁴⁾.

Fig. 15는 228 Nm, 4500 RPM에서의 전달함수 결과이며 Fig. 16은 228 Nm, 12000 RPM에서의 결과이다. 오일휘돌림 현상은 나타나지 않으며 57 Nm의 경우보다 안정된 스펙트럼을 보여주고 있다.

충격가진 실험에서 얻어진 전달함수를 STAR 모드 해석 프로그램을 이용하여 커브 피팅 함으로써 모드변수를 추출하였다. Fig. 17과 18은 커브 피팅 결과에서 구해진 고유진동수와 감쇠비를 보여준다. 2025 RPM, 4500 RPM에서의 1차 수평 고유진동수는 명확하지 않으므로 표시하지 않았다. Fig. 17에서 나타난 바와 같이 같은 토크레벨에서는 회전속도가 증가함에 따라 1차 수평 고유진동수는 증가하나 다

른 값은 감소한다. 토크가 증가하는 경우 시스템의 1차 수평 고유진동수는 상승하는데 해석 결과와 동일한 성향을 나타낸다.

Fig. 18의 하단 그래프는 1차 수평 고유진동수에 대응하는 감쇠비를, 상단 그래프는 1차 수직 고유진동수에 대응하는 감쇠비를 나타낸다. 수평 방향의 1차 감쇠비는 토크가 낮아짐에 따라 감소하는 반면, 1차 수직 감쇠비는 대체로 증가한다. 이것은 Fig. 12에서 해석한 바와같이 시스템의 불안정이 1차 수평 고유진동수에 대응하는 감쇠값과 관련이 있음을 암시한다. 또한 실험에서 구한 2차 고유진동수의 경우 1차에 비해서 피크치가 명확하지 않고 감쇠값이 크기 때문에 수치해석값과는 상당한 오차를 나타내지만 전반적으로 같은 경향을 보이고 있다. 차이가 나는 이유는 저널베어링에서의 온도 변화에 기인한 오일 점도의 변화, 오일의 점탄성 효과, 저널베어링 상수 계산에서 오는 오차, 질량 불평형에 따른 로터의 궤도 운동에 의한 베어링 상수의 변화 등에 기인한다고 생각된다^(15,16).

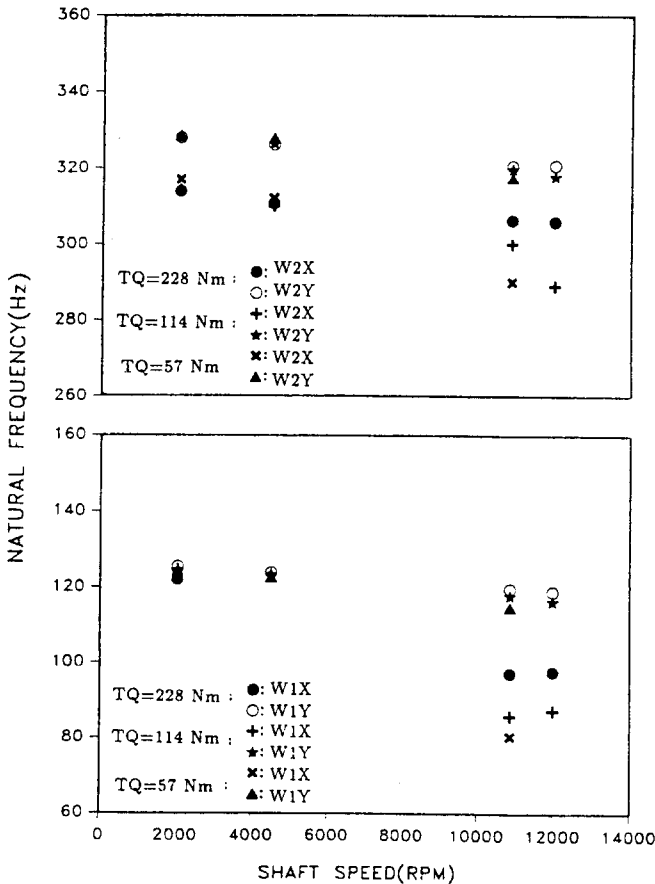


Fig. 17 Experimental natural frequency

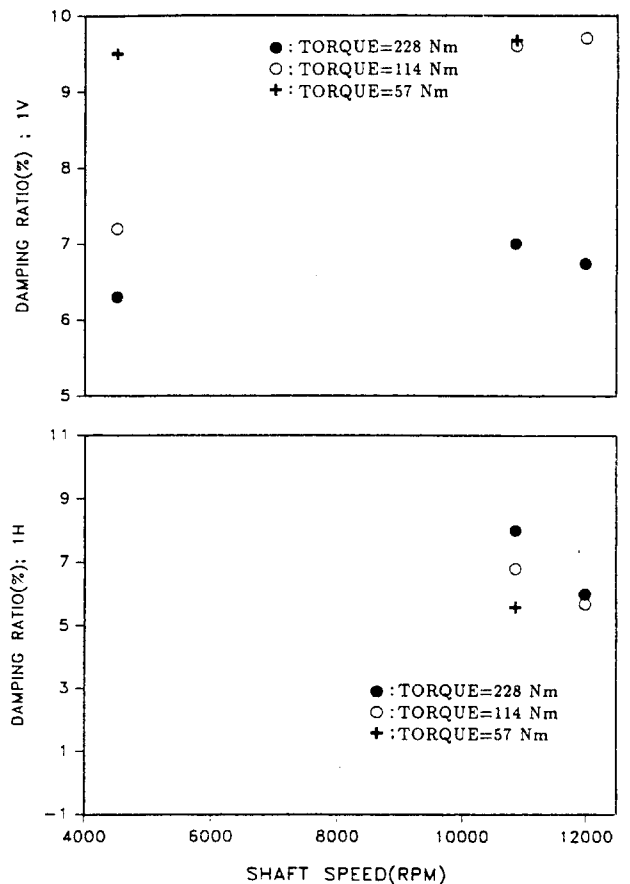


Fig. 18 Experimental damping ratio

5. 결 론

본 논문에서는 수치해석 및 실험적 모드해석을 통하여 기어박스에 연결된 축-저널베어링계의 동적특성을 연구하였다. 결론은 다음과 같다.

(1) 축의 회전속도가 커짐에 따라 K_{xy} , K_{yx} 가 증가하며 수평 방향의 1차 굽힘모드와 관련된 오일휘돌림 현상이 발생한다.

(2) 전달되는 토크가 커질수록 기어의 접촉력이 증가한다. 이러한 접촉력은 저널베어링 강성을 크게 하여 1차 굽힘 고유진동수를 증가시킨다.

(3) 전달토크가 작아지는 경우 로그감소율 값이 감소하여 상대적으로 낮은 회전속도에서 시스템이 불안정하게 되며 이러한 불안정은 저널베어링에서의 오일휘돌림이나 오일휘 현상으로 나타난다.

참 고 문 헌

- (1) Lorenc, J.A., 1991, "Changes in Pump Vibration Levels Caused by the Misalignment of Different Style Couplings," Procs. of the Eighth International Pump Users Symposium, pp. 63~70.
- (2) James, R.P., 1981, "High Ratio Gearing," Lufkin Industries, Inc., Technical Document No. TD-001300, Lufkin, Texas.
- (3) Bielk, J.R., 1992, "Design of the Speed Changing Gearbox Fluid Film Support Bearings for Minimum Vibrations and Maximum Life," Procs. of IMechE Conf. on Vibrations in Rotating Machinery, C432, pp. 375~385.
- (4) 정태형, 변준형, 1994, "동력전달용 베벨기어의 강도평가 및 설계시스템개발(1)", 대한기계학회논문집, 제18권, 제3호, pp. 591~599.
- (5) 김호룡, 안승준, 1993, "저소음 치형의 설계 및 실험에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제17권, 제1호, pp. 1~10.
- (6) Lanes, R.F., Flack, R.D., 1982, "Experiments on Stability and Response of a Flexible Rotor in Three Types of journal Bearings," ASLE Trans., 25, 3, pp. 289~298.
- (7) Murphy, B.T., 1984, "Eigenvalues of Rotating Machinery," Ph.D. Dissertation, Texas A&M University, College Station, Texas.
- (8) Muszynska, A., 1986, Modal Testing of Rotor Bearing Systems," International Journal of Modal Analysis, pp. 15~34.
- (9) Shigley, J.E., Mitchell, L.D., 1983, Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill Book Company, p. 637.
- (10) Nicholas, J.C., Allaire, P.E., 1978, "Analysis of Step Journal Bearings-Finite Length, Stability," ASLE Preprint No. 78-LC-6B-2.
- (11) Lund, J.W., 1974, "Stability and Damped Critical Speeds of a Flexible Rotor in Fluid-Film Bearings," ASME Journal of Engineering for Industry, pp. 509~517.
- (12) Star Modal Analysis User's Manual, 1988, Structural Measurement System, Inc., L.A., California.
- (13) Muszynska, A., 1986, "Whirl and Whip Rotor/Bearing stability Problems," Journal of Sound and Vibration, Vol. 110, pp. 443~462.
- (14) Vance, J.M., 1988, Rotordynamics of Turbomachinery, John Wiley & Sons, New York.
- (15) Zuck, C.J., Flack, R.D., 1986, "Experiments on the Stability of an Overhung Rotor in Pressure Dam and Multilobe Bearings," ASLE Trans., vol. 30, 2, pp. 225~232.
- (16) Lanes, R.F., Flack, R.D., and Lewis, D.W., 1982, "Experiments on the Stability and Response of a Flexible Rotor in Three Types of Journal Bearings," ASLE Trans., Vol 25, 3, pp. 289~298.