

# 밸런스샤프트의 회전체역학 해석

## Rotordynamic Analysis of Balance Shafts

노중원\*·신범식\*·박흥준\*·최연선†

Jong-Won Nho, Bum-Sik Shin, Heung-Joon Park and Yeon-Sun Choi

**Key Words** : Balance Shaft(밸런스 샤프트), Unbalance(불평형), Journal Bearing(저널베어링), Critical Speed(임계속도), Tilt Angle(경사각)

### ABSTRACT

In four cylinder engine, the second order inertia force occurs due to the reciprocating parts of the cylinder. Because the magnitude of the inertia force is proportional to a square of the angular velocity of crank shaft, engine gets suffered from vibration excited by unbalanced inertia force in high speed. This vibration excited by the unbalanced inertia force can be canceled by applying a balance shaft. Balance shaft has one or more unbalance mass and rotates twice quickly than the crank shaft. In this paper, an unbalanced force caused by the rotating of unbalance mass of balance shafts was calculated. The directional equivalent stiffness and damping coefficients of the journal bearing of balance shafts was calculated. Equations of rotational vibration modes were derived using directional stiffness and damping coefficients. The dynamic stability of balance shafts was analyzed and evaluated for two type models using the equivalent stiffness and damping coefficients. An efficient procedure to be able to evaluate dynamic stability and design optimal balance shaft was proposed.

### 1. 서론

최근 차량의 승차감과 관련된 편의성 및 정숙성에 대한 요구 조건이 높아짐에 따라 차량의 진동, 소음에 대한 연구가 증대되고 있다. 특히 엔진의 진동은 차량 진동에 많은 영향을 미치므로 엔진 진동을 저감하기 위한 연구는 다양하게 시도되고 있다.

안중모는 직렬 4기통 엔진에서 밸런스 샤프트 채용에 따른 엔진 및 차량의 진동, 소음 개선 가능성을 확인하였다.<sup>(1)</sup> 박주상은 밸런스 샤프트를 적용하여 8 dB 진동 저감을 유도하였으며 밸런스 샤프트에 대한 최적설계를 시도하였다.<sup>(2)</sup>

직렬 4기통 엔진에서는 피스톤의 왕복운동에 의한 2차 관성력이 발생하게 되며, 이 관성력이 엔진에 불평형 힘으로 작용하여 엔진의 진동을 발생시킨다. 밸런스 샤프트는

2차 관성력을 줄이기 위해 사용되는 부품으로 불평형 질량을 가진 두 개의 로터를 사용하여 반대 위상을 가진 관성력을 발생시켜서 엔진의 진동을 줄이는 기능성 부품이다.

밸런스 샤프트는 엔진회전수의 두 배 속도로 회전하는 고속 부품으로 설계 시, 축의 불평형 질량과 베어링의 간극에 의해 고속 회전 시 발생할 수 있는 불안정성에 대한 회전체역학 해석이 필요하다.

밸런스 샤프트의 동적 안정성 특성을 평가하기 위해서는 축의 베어링에 작용하는 하중과 베어링의 강성계수 및 감쇠계수를 파악하고 이를 로터의 동적 특성 해석에 적용하여 로터의 회전 시 발생할 수 있는 불안정성을 해석하고 검토 평가하여야 한다.

본 연구에서는 두 가지 형태의 밸런스 샤프트에 대해 동적 안정성 특성에 대한 연구를 수행하였다. 밸런스 샤프트를 등가 로터 모델로 가정하고 불평형 질량에 의해 발생하는 힘을 계산하여 밸런스 샤프트의 저널베어링에 작용하는 하중을 구하였다. 그리고 밸런스 샤프트의 회전 속도에 따라 저널베어링의 등가 강성계수(스프링상수)와 감쇠계수를 구하고, 이를 밸런스 샤프트의 동적 안정성을 평가하기 위한 로터의 회전체역학 해석에 적용하여 축의 회전 시 동적 안정성을 비교 검토하였다.

† 책임저자, 성균관대학교 기계공학과  
E-mail : yschoi@yurim.skku.ac.kr  
Tel : (031) 290-7440, Fax : (031) 290-5880

\* 정희원, 성균관대학교 기계공학과

## 2. 베어링 강성 및 감쇠계수

### 2.1 베어링 작용 하중

밸런스 샤프트는 일칭 불평형 질량을 갖는 축과 동하중을 받는 베어링으로 구성된다. 축의 불평형 질량에 의해 베어링에 작용하는 하중이 다르며, 또한 축의 회전 속도에 따라 베어링 하중이 변화한다. 하중의 변화는 베어링의 강성 및 감쇠계수를 변화시켜 회전 속도에 따른 로터의 입계속도를 변화시킨다.

본 연구에서 고려하는 두 가지 타입의 대상 밸런스 샤프트를 Fig. 1에 나타내었다. Type I은 축 전체에 걸쳐서 불평형 질량이 분포 된 형태이며, Type II는 대칭축에 불평형 질량이 집중되어 있는 형태이다.

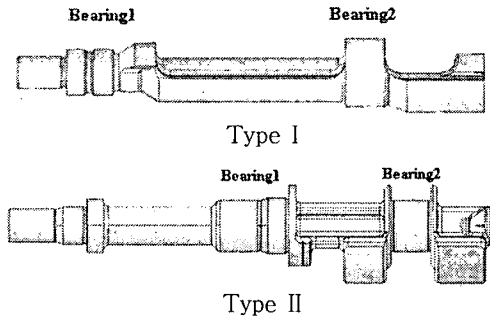


Fig. 1 Two types of balance shaft

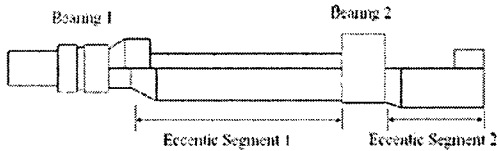


Fig. 2 Eccentric segments of Type I

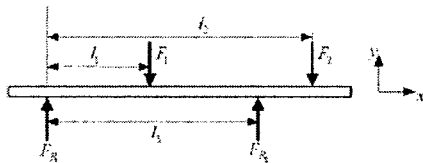


Fig. 3 Concentrated forces on balance shaft

베어링을 설계함에 있어서 밸런스 샤프트의 불평형 질량의 회전에 의해 발생하는 하중은 일차 고려 대상이다. Fig. 2는 Type I 밸런스 샤프트의 불평형 구간을 나타낸다. 불평형 구간은 중심 축 부분을 제외한 두 개의 불평형 질량으로 구분할 수 있다. 불평형 질량과 편심 거리를 이용하여 밸런스 샤프트를 Fig. 3과 같이 등가 모델로 고려하여 각 베어링에 작용하는 하중을 구하면 다음과 같다.

$$F_{R1} = \left(1 - \frac{l_1}{l_3}\right) m_1 r_1 \omega^2 + \left(1 - \frac{l_2}{l_3}\right) m_2 r_2 \omega^2 \quad (1)$$

$$F_{R2} = \frac{\omega^2}{l_3} (l_1 m_1 r_1 + l_2 m_2 r_2)$$

회전수에 따라 Type I 밸런스 샤프트의 베어링에 작용하는 하중은 Fig. 4(a)에 나타내었고 Type II 밸런스 샤프트의 베어링에 작용하는 하중은 Fig. 4(b)에 나타내었다.

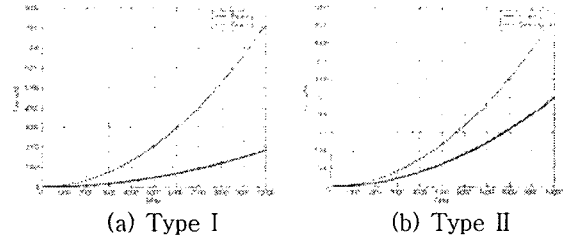


Fig. 4 Bearing load of shafts

각 밸런스 샤프트의 베어링에 작용하는 최대 하중과 최대 평균 작용압력은 Table 1과 같다. Type II 밸런스 샤프트의 베어링에 작용하는 최대 평균압력이 Type I보다 약 2배 이상 작다.

Table 1 Max bearing load

	Type I		Type II	
	bearing1	bearing2	bearing1	bearing2
최대하중 (N)	1164	5233	229	2585
최대평균압력 (MPa)	1.49	5.19	0.42	2.61

### 2.2 강성 및 감쇠계수

저널베어링의 부하 용량은 축의 편심과 회전속도, 윤환유의 점도, 틈새 값 등의 영향을 받게 된다. 저널베어링 유막의 강성계수와 감쇠계수를 결정하기 위해서는 유막의 특성을 알아야 한다. 이에 사용되는 쑰머펠트수 (Sommerfeld number)는 저널베어링의 유막의 특성을 표현하는 특성 계수이다. 쑰머펠트수는 다음과 같이 무차원으로 표현된다.<sup>(3)</sup>

$$S = \frac{\mu N}{P} \left(\frac{r}{c}\right)^2 \quad (2)$$

밸런스 샤프트의 저널베어링은 축의 직경에 비해 저널과 축사이의 간극이 매우 좁기 때문에 편심의 크기가 증가되는 부분은 압력이 작용하지 않는 것으로 가정할 수 있다. 이러한 경계 조건을 반(half)-쑰머펠트 경계조건이라 한다. 본 연구에서는 반-쑰머펠트 경계조건을 적용하였다. Dubis와 Ocvirk<sup>(4)</sup>는 정상상태의 저널베어링에 대해 짧은 베어링

(short bearing) 가정을 적용하여 베어링 길이 방향의 압력 변화에 비해 반경방향의 압력변화를 무시하였다. 반-좀머펠트 경계조건과 짧은 베어링 가정을 적용한 저널의 압력 분포는 다음과 같다.

$$p = \frac{3\mu\omega n}{c^2} \left( \frac{L^2}{4} - x^2 \right) \frac{\sin\theta}{(1+n\cos\theta)^3}, \text{ for } 0 \leq \theta \leq \pi \quad (3)$$

기울어짐 선(attitude line)과 같은 방향으로 작용하는 힘과 그에 수직 방향으로 작용하는 힘으로 나누어 축의 힘평형 상태를 고려하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} 2 \int_0^\pi \int_0^{L/2} pr \cos\theta \, dx \, d\theta &= -W \cos\alpha \\ 2 \int_0^\pi \int_0^{L/2} pr \sin\theta \, dx \, d\theta &= W \sin\alpha \end{aligned} \quad (4)$$

식 (4)에 베어링의 압력 분포에 관한 식 (3)을 대입하면 베어링에 작용하는 힘의 합력(하중 W)은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} W &= \sqrt{W^2 \cos^2\alpha + W^2 \sin^2\alpha} \\ &= \frac{\mu\omega n L^3}{4c^2(1-n^2)^2} \sqrt{16n^2 + \pi^2(1-n^2)} \end{aligned} \quad (5)$$

식(5)의 베어링의 작용 하중(W)을 식 (2)의 하중(P)에 대입하면 다음과 같은 편심비(n)만의 함수를 얻게 된다.

$$S = \frac{\mu N}{P} \left( \frac{r}{c} \right)^2 = \frac{(1-n^2)^2}{\pi n \sqrt{16n^2 + \pi^2(1-n^2)}} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \quad (6)$$

식 (6)에서 편심비 n을 구할 수 있다. 또한 저널베어링의 등가 강성계수와 감쇠계수는 식 (7)과 같은 무차원화 과정을 통해서 편심비만의 함수로 나타낼 수 있다.

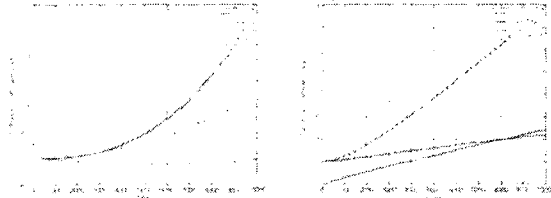
$$\overline{K}_{ij} = K_{ij} \frac{c}{W}, \quad \overline{C}_{ij} = C_{ij} \frac{\omega}{W} \quad (7)$$

따라서 좀머펠트수를 사용하여 편심비를 계산하면 저널 베어링 유막의 등가 강성계수와 감쇠계수를 구할 수 있다. 저널베어링의 무차원화된 등가 강성계수와 감쇠계수는 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \overline{K}_{zz} &= f_1(n) [9.8696 + 41.8696n^2 + 12.2608n^4] \\ \overline{K}_{yz} &= f_2(n) [-7.75157 + 15.50314n^2 + 4.8148n^4] \\ \overline{K}_{zy} &= f_2(n) [7.75157 + 32.884314n^2 + 9.6296n^4] \\ \overline{K}_{yy} &= f_3(n) [19.7392 + 6.1304n^2] \\ \overline{C}_{zz} &= f_2(n) [15.50314 + 44.39195n^2 + 15.50314n^4] \\ \overline{C}_{yz} &= \overline{C}_{zy} = f_3(n) [19.7392 + 7.47842n^2] \\ \overline{C}_{yy} &= f_2(n) [15.50314 - 9.6296n^2 - 5.87354n^4] \end{aligned} \quad (8)$$

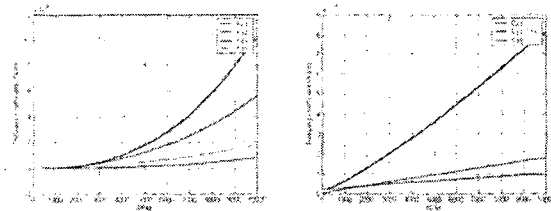
$$\begin{aligned} \text{여기서 } f_1(n) &= \frac{4}{(1-n^2) [16n^2 + \pi^2(1-n^2)]^{1.5}} \\ f_2(n) &= \frac{4}{n \sqrt{1-n^2} [16n^2 + \pi^2(1-n^2)]^{1.5}} \\ f_3(n) &= \frac{4}{[16n^2 + \pi^2(1-n^2)]^{1.5}} \end{aligned}$$

각 밸런스 샤프트의 회전속도에 따른 베어링의 등가 강성계수와 감쇠계수를 Fig. 5와 Fig. 6에 나타내었다.



(a) Stiffness coefficients (b) Damping coefficients

Fig. 5 Equivalent stiffness and damping coefficients of Type I

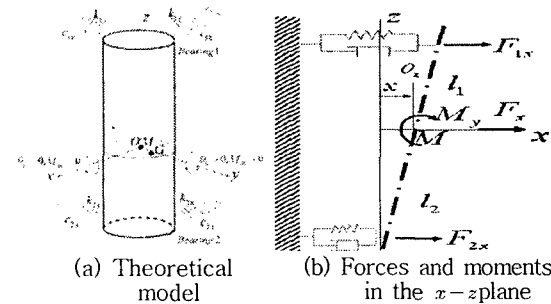


(a) Stiffness coefficients (b) Damping coefficients

Fig. 6 Equivalent stiffness and damping coefficients of Type II

### 3. 회전체 안정성 해석 및 검토

#### 3.1 회전체 안정성 해석



(a) Theoretical model (b) Forces and moments in the x-z plane

Fig. 7 Rigid rotor system

밸런스 샤프트 축의 강성이 지지부의 강성에 비해 매우 크다고 가정할 경우 밸런스 샤프트는 Fig.7과 같은 4자유도의 강체 로터 시스템으로 볼 수 있다. 베어링 강성은 x 축과 y 축 방향에 대해서  $k_{1x}, k_{2x}, k_{1y}, k_{2y}$ 를 갖으며 감쇠요소는  $c_{1x}, c_{2x}, c_{1y}, c_{2y}$ 를 갖는다. 직교 좌표계 O-xyz의 원점은 로터의 무게중심 G점과 같은 x-y평면상에 위치하고 있으며 로터의 회전축은 z축과 일치한다. 무게중심 G점은 로터의 이동중심 M에서 편심거리 e만큼 떨어져 있다. 로터의 주관성모멘트(principal axis of moment of inertia) 축은 로터의 회전축(z)과  $\tau$ 의 각을 이루며 기울어져 있다. 로

터의 선회운동(whirling motion)시 무게중심의 위치는  $x_G, y_G$ 이며 주축(principal axis)과 로터의 회전축이 이루는 각도는 각각  $\theta_{1x}, \theta_{1y}$ 이다.  $x-z, y-z$ 평면상에 작용하는 힘은  $F_x, F_y$ 이며  $x$ 축과  $y$ 축을 중심으로 작용하는 모멘트는  $M_{xz}, M_{yz}$ 이다. 로터의 운동 방정식은 다음과 같다.<sup>(5)</sup>

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_G &= F_x \\ m\ddot{y}_G &= F_y \\ I_{1x}\ddot{\theta}_{1x} + I_p\omega\dot{\theta}_{1y} &= M_{xz} \\ I_{1y}\ddot{\theta}_{1y} + I_p\omega\dot{\theta}_{1x} &= M_{yz} \end{aligned} \quad (9)$$

베어링 1에서 로터의 변위는  $x_1, y_1$ 이며 베어링 2에서 로터의 변위는  $x_2, y_2$ 이다. 각 베어링에 작용하는 스프링력과 감쇠력은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} &(-k_{1x}x_1, -k_{1y}y_1), (-k_{2x}x_2, -k_{2y}y_2) \\ &(-c_{1x}x_1, -c_{1y}y_1), (-c_{2x}x_2, -c_{2y}y_2) \end{aligned}$$

로터에 작용하는 힘과 모멘트는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} F_x &= -k_{1x}x_1 - c_{1x}\dot{x}_1 - k_{2x}x_2 - c_{2x}\dot{x}_2 \\ F_y &= -k_{1y}y_1 - c_{1y}\dot{y}_1 - k_{2y}y_2 - c_{2y}\dot{y}_2 \\ M_{xz} &= l_1(-k_{1x}x_1 - c_{1x}\dot{x}_1) - l_2(-k_{2x}x_2 - c_{2x}\dot{x}_2) \\ M_{yz} &= l_1(-k_{1y}y_1 - c_{1y}\dot{y}_1) - l_2(-k_{2y}y_2 - c_{2y}\dot{y}_2) \end{aligned} \quad (10)$$

Fig. 7에서 각 베어링에서의 로터중심의 좌표는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x_1 &= x + l_1\theta_x, & y_1 &= y + l_1\theta_y \\ x_2 &= x - l_2\theta_x, & y_2 &= y - l_2\theta_y \end{aligned} \quad (11)$$

식(10)은 이동중심  $M$ 에서의 위치  $x, y$ 와 로터의 기울어짐 각  $\theta_x, \theta_y$ 로 나타낼 수 있다.  $x-y$ 평면에서  $x$ 축과 무게중심  $G$ 가 이루는 각은  $ut$ 이고 로터의 주축과  $G$ 점에서  $z$ 축과 이루는 각은  $\beta_r$ 이다.

$$\begin{aligned} x_G &= x + e \cos ut, & \theta_{1x} &= \theta_x - \tau \cos(ut + \beta_r) \\ y_G &= y + e \sin ut, & \theta_{1y} &= \theta_y - \tau \cos(ut + \beta_r) \end{aligned} \quad (12)$$

식 (10), 식 (11), 식 (12)를 식 (9)에 대입하면 다음과 같은 로터의 4자유도 운동방정식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c_{11x}\dot{x} + c_{12x}\dot{\theta}_x + \alpha_x x + \gamma_x \theta_x &= m e \omega^2 \cos ut \\ m\ddot{y} + c_{11y}\dot{y} + c_{12y}\dot{\theta}_y + \alpha_y y + \gamma_y \theta_y &= m e \omega^2 \sin ut \\ I_p\ddot{\theta}_x + I_p\omega\dot{\theta}_y + c_{12x}\dot{x} + c_{22y}\dot{\theta}_x + \gamma_x x + \delta_x \theta_x &= (I - I_p)\tau\omega^2 \cos(ut + \tau) \\ I_p\ddot{\theta}_y + I_p\omega\dot{\theta}_x + c_{12y}\dot{y} + c_{22x}\dot{\theta}_y + \gamma_y y + \delta_y \theta_y &= (I - I_p)\tau\omega^2 \sin(ut + \tau) \end{aligned} \quad (13)$$

여기서

$$\begin{aligned} c_{11x} &= c_{1x} + c_{2x}, & c_{12x} &= c_{1x}l_1 - c_{2x}l_2, & c_{22x} &= c_{1x}l_1^2 + c_{2x}l_2^2 \\ c_{11y} &= c_{1y} + c_{2y}, & c_{12y} &= c_{1y}l_1 - c_{2y}l_2, & c_{22y} &= c_{1y}l_1^2 + c_{2y}l_2^2 \\ \alpha_x &= k_{1x} + k_{2x}, & \gamma_x &= k_{1x}l_1 - k_{2x}l_2, & \delta_x &= k_{1x}l_1^2 + k_{2x}l_2^2 \\ \alpha_y &= k_{1y} + k_{2y}, & \gamma_y &= k_{1y}l_1 - k_{2y}l_2, & \delta_y &= k_{1y}l_1^2 + k_{2y}l_2^2 \end{aligned}$$

로터의 고유진동수를 구하기 위해 로터의 자유진동을 고려하면 식 (13)에서 감쇠력과 외력에 의한 영향을 고려하지 않아도 되므로 운동방정식은 다음과 같이 변환된다.

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + \alpha_x x + \gamma_x \theta_x &= 0 \\ m\ddot{y} + \alpha_y y + \gamma_y \theta_y &= 0 \\ I_p\ddot{\theta}_x + I_p\omega\dot{\theta}_y + \gamma_x x + \delta_x \theta_x &= 0 \\ I_p\ddot{\theta}_y + I_p\omega\dot{\theta}_x + \gamma_y y + \delta_y \theta_y &= 0 \end{aligned} \quad (14)$$

$x$ 와  $\theta_x$  그리고  $y$ 와  $\theta_y$ 는 같은 위상을 갖으며  $(x, y)$ 와  $(\theta_x, \theta_y)$ 는 각각  $90^\circ$ 의 위상차를 갖는다. 또한  $(x, y)$ 와  $(\theta_x, \theta_y)$ 는 각각 같은 진폭을 갖는다. 따라서 로터의 고유진동 모드에 따른 고유진동수를  $p$ 라고 하면 식 (14)의 해는 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$\begin{aligned} x &= A \cos(pt + \beta'), & \theta_x &= B \cos(pt + \beta') \\ y &= A \sin(pt + \beta'), & \theta_x &= B \sin(pt + \beta') \end{aligned} \quad (15)$$

식 (15)를 식 (14)에 대입하면 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} (-mp^2 + \alpha_x)A + \gamma_x B &= 0 \\ (-mp^2 + \alpha_y)A + \gamma_y B &= 0 \\ \gamma_x A + (-Ip^2 + I_p\omega p + \delta_x)B &= 0 \\ \gamma_y A + (-Ip^2 + I_p\omega p + \delta_y)B &= 0 \end{aligned} \quad (16)$$

식 (16)에서  $x-y$ 평면상의 운동과  $x-z, y-z$ 평면상의 운동을 나타내는 두 개의 회전진동 모드 방정식을 얻을 수 있다.

$$\gamma_y(-mp^2 + \alpha_x) - \gamma_x(-mp^2 + \alpha_y) = 0 \quad (17-1)$$

$$\gamma_x(-Ip^2 + I_p\omega p + \delta_y) - \gamma_y(-Ip^2 + I_p\omega p + \delta_x) = 0 \quad (17-2)$$

식 (17-1)은 로터의 평행모드(parallel mode) 운동에 대한 회전진동 방정식이며 식 (17-2)는 원추모드(conical mode)에 대한 회전진동 방정식이 된다. 평행모드의 고유진동수  $p_p$ 와 원추모드의 고유진동수  $p_c$ 를 구하면 각각 다음과 같다.

$$p_r = \pm \sqrt{\frac{\alpha_y \gamma_x - \alpha_x \gamma_y}{m(\gamma_x - \gamma_y)}}$$

$$n_r = \frac{-I_p \omega (\gamma_x - \gamma_y) \pm \sqrt{(I_p \omega (\gamma_x - \gamma_y))^2 - 4I(\gamma_y - \gamma_x)(\gamma_x \delta_y - \gamma_y \delta_x)}}{2I(\gamma_y - \gamma_x)} \quad (18)$$

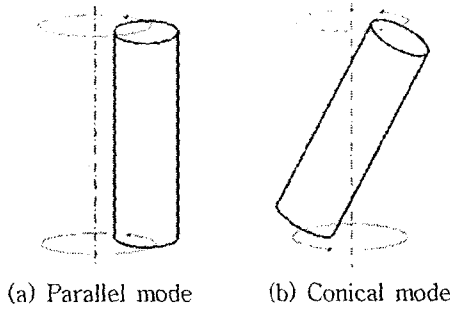


Fig. 8 Vibration modes

### 3.2 밸런스 샤프트 안정성 검토

각 밸런스 샤프트의 관성 모멘트는 Table 2와 같다.

Table 2 Moment of inertia of the shafts

(단위 : kg·m<sup>2</sup>)

	I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	I <sub>z</sub>
Type I	0.246×10 <sup>-3</sup>	9.8×10 <sup>-3</sup>	9.8×10 <sup>-3</sup>
Type II	0.1496×10 <sup>-3</sup>	1.3×10 <sup>-3</sup>	1.3×10 <sup>-3</sup>

밸런스 샤프트는 저널베어링으로 지지되어 있으며 저널 베어링은 축의 회전속도에 따라 베어링의 등가 강성계수와 감쇠 계수가 변하게 된다. 따라서 회전운동을 하는 축의 고유진동수를 구하기 위해서는 각 회전속도에 따라 변화하는 등가 강성계수와 감쇠계수를 사용하여야 한다. 회전속도에 따라 변하는 등가 강성계수와 감쇠 계수를 적용하여 계산한 각 샤프트의 고유 진동수를 Fig. 9과 Fig. 10에 나타내었다. Fig. 9(a)와 Fig. 10(a)는 로터의 평행모드의 고유진동수(임계속도)를 나타낸 선도이며 Fig. 9(b)와 Fig. 10(b)는 로터의 원추모드의 고유 진동수(임계속도)를 나타낸 선도이다.

Fig. 9과 Fig. 10에서 Type I, II 밸런스 샤프트 모두 작동 영역 내에서 축의 불안정성을 초래하는 임계속도가 존재하지 않음을 알 수 있으며, 평행모드의 임계속도는 Type I, II 밸런스 샤프트 모두 작동 영역에서 비슷하게 벗어난 값을 갖으나, 원추모드의 임계속도는 Type II 밸런스 샤프트가 Type I 밸런스 샤프트에 비해 작동 영역에서 4 배 정도 더 많이 벗어나 있음을 볼 수 있다. 따라서 Type II 밸런스 샤프트가 Type I 밸런스 샤프트에 비해 더 안정적인 설계임을 알 수 있다.

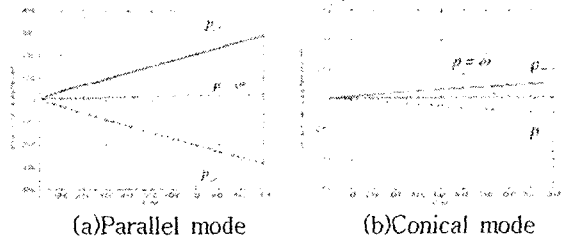


Fig. 9 Natural frequency diagram of Type I

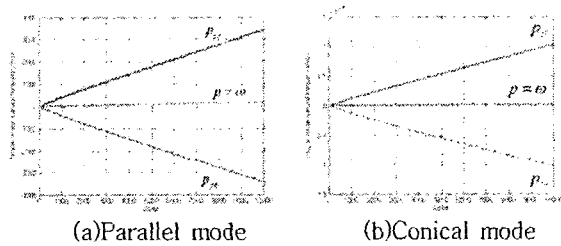


Fig. 10 Natural frequency diagram of Type II

### 3.3 회전축의 최대 경사각

밸런스 샤프트는 질량이 균일하게 분포되어 있지 않기 때문에 축이 회전할 때 기울어지게 된다. Fig. 11은 축의 기울어짐을 개략도로 나타낸 것이다. 축의 회전속도에 따른 하중을 식 (6)에 적용하여 각 베어링에서의 편심비를 구할 수 있다. 두 베어링에서의 편심비를 이용하면 회전속도에 따른 축의 경사각(tilt angle)을 계산할 수 있다.

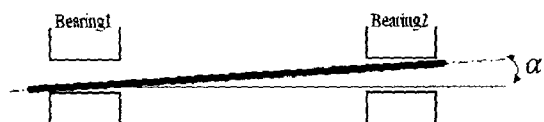


Fig. 11 Schematic diagram of shaft tilt angle

각 축의 회전속도에 따른 베어링의 편심비와 경사각을 Fig. 12와 Fig. 13에 나타내었다. 축의 최대 경사각은 Type I 밸런스 샤프트가 1200 RPM에서 0.0033°, Type II 밸런스 샤프트는 400 RPM에서 0.00093° 이다. 축의 최대 경사각이 클수록 회전 시 원추모드에 의한 영향이 커질 수 있다. 축의 기울어짐에 의해 축을 구동하는 기어의 맞물림에 영향을 줄 수 있으며, 이에 따른 소음 및 진동을 발생 시키는 원인이 될 수 있다. 따라서 Fig. 12과 Fig. 13에서 보듯이 작동영역에서 샤프트의 경사각이 작은 Type II의 밸런스 샤프트가 Type I의 밸런스 샤프트보다 안정적인 설계이다.

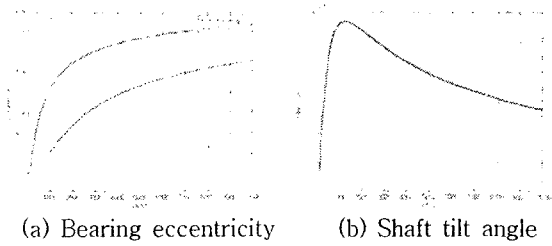


Fig. 12 Bearing eccentricity and shaft tilt angle of Type I

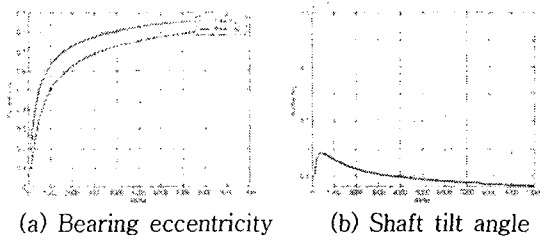


Fig. 13 Bearing eccentricity and shaft tilt angle of Type II

#### 4. 결론

본 연구에서는 분포 불평형 질량(Type I)과 집중 불평형 질량(Type II)을 갖는 두 가지 형태의 밸런스 샤프트에 대하여 동적 안정성을 평가하기 위한 로터의 회전체역학 해석과 샤프트 경사각 계산을 다음과 같이 수행하였다.

1) 밸런스 샤프트의 회전 속도에 따른 저널베어링 작용 하중을 구하고 줌머펠트수를 이용하여 회전 속도에 따라 변화하는 방향성을 고려한 베어링의 등가 강성계수와 감쇠계수를 계산하였다.

2) 베어링의 강성계수와 감쇠계수의 방향성을 고려하여 로터의 회전체역학 해석을 위한 운동방정식(회전 진동모드 방정식)을 유도하고 이 운동방정식과 1)에서 구한 베어링의 등가 강성계수와 감쇠계수를 이용하여 로터의 진동모드인 평행모드와 원추모드에 대한 고유진동수(임계속도)를 계산하였다.

3) 로터의 진동모드에 따른 고유진동수와 샤프트 저널베어링의 편심률을 이용한 경사각을 계산하여 상기 두 가지 형태의 밸런스 샤프트의 동적 안정성을 비교 검토 하였다.

밸런스 샤프트의 동적 안정성 평가를 위한 로터의 회전체역학 해석결과, 본 연구에서 고려한 두 가지 형태의 밸런스 샤프트 모두 작동 영역 내에서 축의 불안정성을 초래하는 임계속도가 존재 하지 않음을 알 수 있었다. 평행모드의 임계속도는 Type I과 II 밸런스 샤프트 모두 작동 영역에서 비슷하게 벗어난 값을 갖으나, 원추모드의 임계속도는 Type II 밸런스 샤프트가 Type I 밸런스 샤프트에 비해

작동 영역에서 4배 정도 더 많이 벗어나 있음을 알 수 있었다. 또한 저널베어링의 편심률을 이용한 밸런스 샤프트의 경사각 계산결과 Type II 밸런스 샤프트가 Type I 밸런스 샤프트에 비해 최대 경사각이 3배 이상 더 작음을 알 수 있었다. 따라서 Type II 밸런스 샤프트가 Type I 밸런스 샤프트에 비해 더 안정적인 설계임을 알 수 있다.

본 연구에서 제시하는 축의 회전에 따른 베어링의 등가 강성계수 및 감쇠계수를 계산하는 방법과 축을 지지하는 베어링의 강성 계수와 감쇠계수의 방향성을 고려한 로터의 회전체역학 해석 방법은 밸런스 샤프트를 설계함에 있어서 동적 안정성을 평가 하고 최적화된 설계를 수행할 수 있는 효율적인 대안이 될 수 있을 것이다.

#### 후 기

본 연구는 산업자원부가 주관하는 자동차 기반기술 개발 사업 성과로서 관계자 여러분들께 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

- (1) 안중모, 신윤철, 김성훈, 2006, "밸런스 샤프트 적용에 따른 직렬 4기통 엔진 및 차량의 NVH개선에 관한 연구," 추계학술대회는문집, 한국자동차공학회, pp. 1043~1050.
- (2) 박주상, 손교은, 최천, 1998, "밸런스 샤프트 장착에 따른 엔진 구동계의 진동 저감," 진동소음전기전자, ITS부문 학술강연 초록집, 한국자동차공학회, pp. 13~18.
- (3) J. S. Rao, 1996, Rotor Dynamics 3rd., New Age International.
- (4) G. B. Dubis, and F. W. Ocvirk, 1953, "Analytical derivation and experimental evaluation of short-bearing approximation for full journal bearings," Cornell University report 1157.
- (5) Y. Ishida, 2001, Linear and Nonlinear Rotordynamics, John Wiley & Sons, Inc.