

로터리 압축기 회전체 - 베어링계의 동적 거동 해석

정 의 봉* · 김 태 학**

Dynamic Behavior Analysis of Rotor-Bearing System for Rotary Compressor

W. B. Jeong · T. H. Kim

Key words : Rotary Compressor (로터리 압축기), Journal Bearing(저널베어링), Finite Element Analysis(유한요소해석), Vibration(진동)

Abstract

Large dynamic loads act on the rotor in rotary compressors. There are unbalance forces due to eccentric rotation parts and gas forces induced by the pressure difference between compression and suction gases. Rotor-journal bearing system is nonlinear since the stiffness and damping coefficients of the lubricating oil film are not constant in the bearings. In this paper, the program for predicting the behaviors of rotor-journal bearing system of rotary compressor is developed. Finite element modeling is used to analyze the flexible rotor. The numerical results are compared with experimental results.

1. 서 론

로터리 압축기는 압축 작용시 가스압력에 의한 가스힘, 축계의 편심에 따른 원심력, 저널베어링 유막의 비선형 반력 등의 기진력이 발생한다. 회전체-저널베어링계는 베어링 유막의 강성과 감쇠가 변위, 속도 등에 따라 변하기 때문에 비선형이 된다. 특히 인버터형 압축기에서는 고속 회전시 더욱 큰 기진력을 유발시키며 회전체는 큰 탄성 변형을 일으켜 진동, 소음의 발생원인이 되며 베어링 힘의 증대로 마모를 일으켜 고장의 원인이 되기도

한다. 압축기의 저널베어링 해석에 관한 연구로는 Inagaki⁽¹⁾, 服部⁽²⁾ 등의 연구가 있으며, 냉매 압축을 위한 실린더의 가스력 해석에는 Yanagisawa⁽³⁾, Pandeya⁽⁴⁾의 연구가 있고, 회전체와 베어링을 고려한 해석에는 Hatori⁽⁵⁾의 연구가 있다. 그러나 지금까지의 대부분의 연구는 정상상태에서 저널베어링의 강성 및 감쇠특성을 모델링하여 회전체-베어링계를 해석하고 있다. 본 연구에서는 앞의 연구들을 종합하여 로터리 압축기의 회전체-저널베어링계에 대해 회전체의 회전에 따른 저널베어링의 압력분포와 반력을 실시간 해석하여 회전체와 저널

* 부산대학교 기계공학과(원고접수일 : 99년 1월)

** 부산대학교 대학원

베어링의 상호영향을 고려한 해석을 할 수 있는 프로그램을 개발하고, 회전수 변동에 따른 회전체와 저널베어링의 응답특성을 조사하고자 한다.

2. 발생력 해석

2.1 저널 베어링 반력 해석

Fig. 1과 같은 저널 베어링에서 원주 방향 압력 구배는 short 베어링 이론에 의하여 무시할 수 있으므로 유막두께에 대한 Reynolds 방정식은 다음과 같다.⁶⁾

$$\frac{\partial}{\partial z} (h_i^3 \frac{\partial P_i}{\partial z}) = 6\omega \mu_i \frac{\partial h_i}{\partial \theta} + 12\mu_i h_i \frac{\partial h_i}{\partial t} \quad (1)$$

여기서 i 는 베어링의 번호, p_i 는 압력, μ_i 는 점성계수, c_i 는 반경틈새, ω 는 회전각속도이다. 그리고 r, θ, z 는 반경방향, 원주방향, 축방향의 좌표이다. 반경유막두께 h_i 를 로터 중심축의 위치 (x_i, y_i) 로 표현하여

$$h_i(\theta) = c_i - x_i \cos \theta - y_i \sin \theta \quad (2)$$

로 가정하고, 길이가 L_i 인 베어링에서 경계조건 $z=0, L_i$ 일 때 $p_i(\theta) = 0$ 을 고려하여 식 (1)에 대입하면 원주방향 θ 에 대한 압력분포 $p_i(\theta)$ 는

$$p_i(\theta) = 3\mu_i z(z - L_i) f_p(\theta) \quad (3)$$

단,

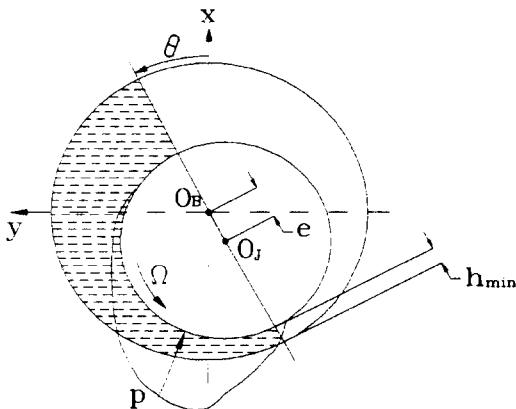


Fig.1 Journal bearing equilibrium position

$$f_p(\theta) = \frac{1}{(c_i - x_i \cos \theta - y_i \sin \theta)^3} \{ \omega(x_i \sin \theta - y_i \cos \theta) - 2(\dot{x}_i \cos \theta - \dot{y}_i \sin \theta) \}$$

가 된다. 베어링 반력은 식 (3)으로 주어지는 압력 분포를 원주방향 θ 에 대하여 적분하면 다음과 같이 구해진다.

$$F_B = \frac{1}{2} R_{Bi} \mu_i L_i^3 \int_{\theta_1}^{\theta_2} f_p(\theta) e^{i\theta} d\theta \quad (4)$$

여기서, R_{Bi} 는 i 번째 베어링의 회전체 반경이다. 이때 적분구간 θ_1, θ_2 는 베어링 압력이 영이 되는 값이므로 다음과 같이 주어진다.

$$\tan \theta = \frac{(\omega y_i + 2 \dot{x}_i)}{(\omega x_i - 2 \dot{y}_i)} \quad (5)$$

음의 압력 구간은 실제로는 공동현상이 발생하여 대기압($p=0$)이 되므로, 적분 구간은 양의 압력을 갖는 구간으로 취한다. 식(4)를 Gauss적분을 이용하여 수치적분하면 베어링반력 F_B 는

$$F_B = \frac{1}{2} R_{Bi} \mu_i L_i^3 \frac{\theta_2 - \theta_1}{2} \times \sum_{i=1}^n w_i f \left[\frac{(\theta_2 - \theta_1)e_i + \theta_2 + \theta_1}{2} \right] \quad (6)$$

로 계산되어진다. 여기서 e_i, w_i 는 Gauss 적분점과 가중치이다.

2.2 가스력 해석

Fig. 2와 같은 실린더 내의 압축과 흡입과정에

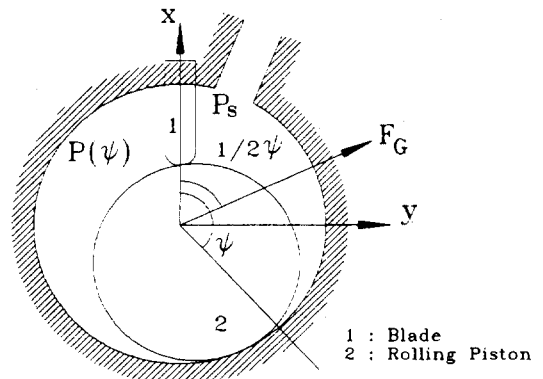


Fig. 2 Compression unit model

있는 blade로 나누어지는 두 cell의 합력 차에 의하여 발생하는 가스력은 다음과 같이 가정할 수 있다.⁽⁶⁾

$$F_G(\psi) = 2(p(\psi) - p_s) h_c R_r \sin\left(\pi - \frac{\varphi}{2}\right) e^{j\frac{\psi}{2}} \quad (7)$$

여기서, $j = \sqrt{-1}$, $p(\psi)$ 는 실린더내 가스압력, $\varphi = 2\pi - \psi$ 이고, p_s 는 흡입압력이며, h_c 는 실린더의 높이, R_r 는 rolling piston의 반경이다. 가스가 $\psi = 0$ 에서부터 단열과정으로 압축될 때, $p(\psi)$ 는 다음과 같다.⁽⁵⁾

$$p(\psi) = \begin{cases} p_s \left(\frac{V}{V(\psi)}\right)^\gamma & p(\psi) < p_d \\ p_d & p(\psi) \geq p_d \end{cases} \quad (8)$$

여기서 γ 는 비열비, p_d 는 토출압력, V 는 실린더 부피이고, $V_s = V(0)$ 이다. 그리고 $V(\psi)$ 는 다음과 같다.

$$V(\psi) = \frac{1}{2} h_c R_c^2 f(\psi) \quad (9)$$

단,

$$f(\psi) = (1 - a^2) \phi - \frac{1}{2} (1 - a^2)^2 \sin(2\phi) - a^2 \sin^{-1}\left\{\left(\frac{1}{a} - 1\right) \sin \phi\right\} - a(1 - a) \sin \phi \sqrt{1 - \left\{\left(\frac{1}{a} - 1\right) \sin \phi\right\}^2}$$

여기서, $a = R_r/R_c$, R_c 는 실린더의 내경이다.

2.3 불평형력 해석

로터리 압축기에는 rolling piston이 편심 되어 있으며, 이 불평형을 줄이기 위하여 밸런서가 설치 되어 있다. 회전각속도 ω 로 회전하는 rolling piston과 밸런서에 의한 불평형력은 아래와 같이 가정할 수 있다.

$$F_U = \sum_k m_k r_k \omega^2 e^{j(\psi + \varphi_k)} \quad (10)$$

여기서, m_k 는 불평형 질량이며, r_k 는 편심반경이며, ψ 는 회전체의 회전각도이고, φ_k 는 위상차이다.

3. 회전체 - 베어링계의 동적해석

회전체의 비틀림과 축방향 진동을 무시하고 횡진동만 고려하면, 회전체의 유한요소 모델은 Fig. 3과 같이 보요소로 가정할 수 있으므로 각 요소에 대한 모델링은 다음과 같다. 회전관성효과를 고려한 보요소의 질량행렬은 다음과 같다.⁽⁷⁾

$$[m]_e = \frac{\rho A a}{210(1+3\beta)^2} \begin{bmatrix} m_1 & & & \\ m_2 & m_5 & & \text{Sym} \\ m_3 & -m_4 & m_1 & \\ m_4 & m_6 & -m_2 & m_5 \end{bmatrix}$$

$$[m]_e = \frac{\rho I_z}{30a(1+3\beta)^2} \begin{bmatrix} m_7 & & & \\ m_8 & m_9 & & \text{Sym} \\ m_7 & -m_8 & m_7 & \\ m_8 & m_{10} & -m_8 & m_9 \end{bmatrix} \quad (11)$$

단,

$$\begin{aligned} m_1 &= 156 + 882\beta + 1260\beta^2 \\ m_2 &= (44 + 231\beta + 315\beta^2) a \\ m_3 &= 54 + 378\beta + 630\beta^2 \\ m_4 &= (-26 - 189\beta - 315\beta^2) a \\ m_5 &= (16 + 84\beta + 126\beta^2) a^2 \\ m_6 &= (-12 - 84\beta - 126\beta^2) a^2 \\ m_7 &= 18 \\ m_8 &= (3 - 45\beta) a \\ m_9 &= (8 + 30\beta + 180\beta^2) a^2 \\ m_{10} &= (-2 - 30\beta + 90\beta^2) a^2 \end{aligned}$$

여기서, ρ 는 밀도, A 는 단면적, $2a$ 는 요소길이고, I_z 는 단면관성모멘트이다. 그리고, 전단변형효

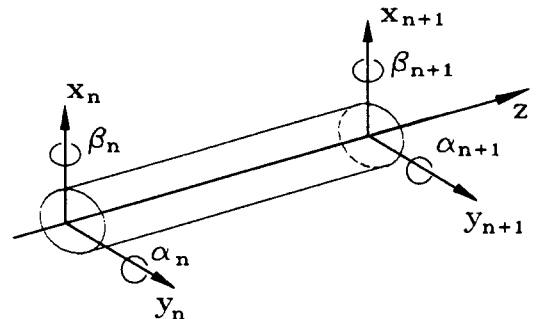


Fig. 3 Finite element model of rotor

과를 고려한 보요소의 강성행렬은 다음과 같다.⁽⁷⁾

$$[k]_e = \frac{EI_z}{2a^2(1+3\beta)} \times \begin{bmatrix} 3 & & & \\ 3a & (4+3\beta)a^2 & & \text{Sym} \\ -3 & -3a & 3 & \\ 3a & (2-3\beta)a^2 & -3a & (4+3\beta)a^2 \end{bmatrix} \quad (12)$$

여기서 β 는 단면의 형상과 재질에 의해서 결정되는 상수이다.

회전체는 Fig. 3과 같이 2개의 평면(xz평면과 yz평면)에 대하여 진동하는 보요소의 합성으로 가정할 수 있으므로 보요소의 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M]_e \{\ddot{x}_e(t)\} + [K]_e \{x_e(t)\} = \{f(t)\}_e \quad (13)$$

단,

$$[M]_e = \begin{bmatrix} [m]_e & [0] \\ [0] & [m]_e \end{bmatrix}$$

$$[K]_e = \begin{bmatrix} [k]_e & [0] \\ [0] & [k]_e \end{bmatrix}$$

$$\{f(t)\}_e = \begin{Bmatrix} f_{ex}(t) \\ f_{ey}(t) \end{Bmatrix}$$

$$\{x_e\} = [x_n, \alpha_n, y_n, \beta_n, x_{n+1}, \alpha_{n+1}, y_{n+1}, \beta_{n+1}]^T$$

각요소에 대한 모델링을 회전에 전체계에 대하여 합성하면 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(x, y, \dot{x}', \dot{y}', t)\} \quad (14)$$

우변의 $F(x, y, \dot{x}', \dot{y}', t)$ 는 회전체계에 작용하는 발생기진력의 합으로

$$\{F(x, y, \dot{x}', \dot{y}', t)\} = \{F_B(x, y, \dot{x}', \dot{y}', t)\} + \{F_G(t)\} + \{F_U(t)\} \quad (15)$$

이다. 여기서 $F_B(x, y, \dot{x}', \dot{y}', t)$ 는 식 (6)으로 주어지는 베어링의 반력이고, $F_G(t)$ 는 식(7)으로 주어지는 압축기의 가스력이고, $F_U(t)$ 는 압축기 피스톤부와 밸런서에 의한 원심력으로 식(10)으로 주어진다.

식 (14)로 주어지는 회전체 - 저널 베어링계의 운

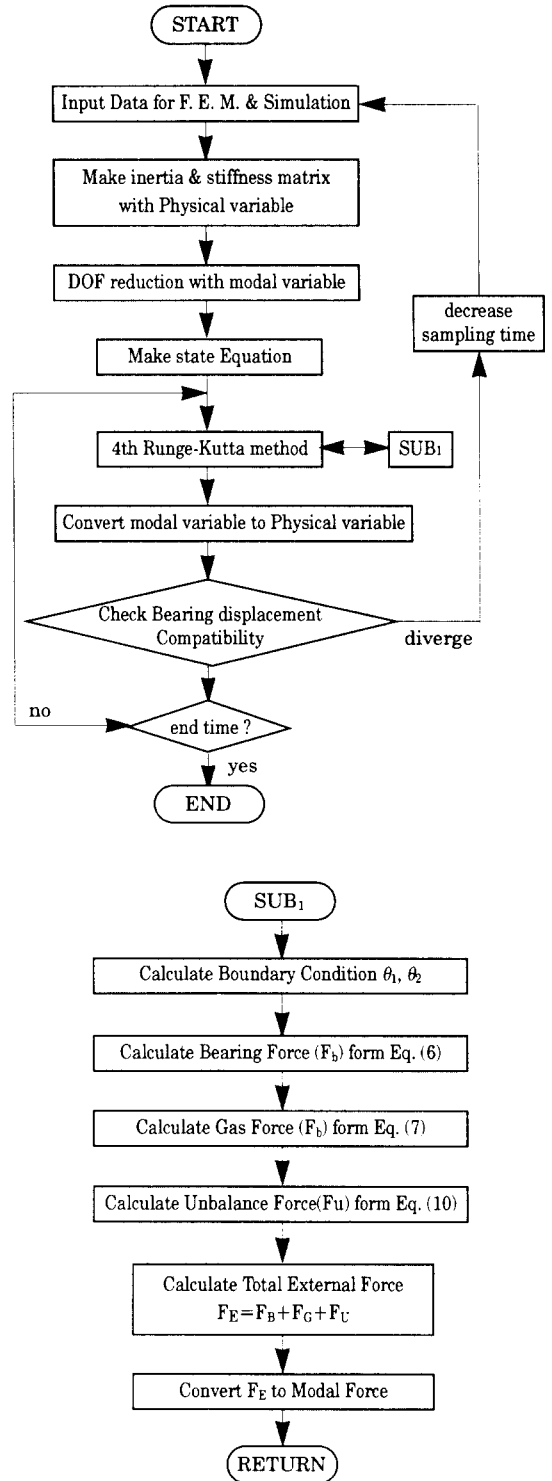


Fig.4 Flow Chart of Developed Program

동방정식을 계산시간을 절약하고 수렴성을 향상시키기 위하여 다음과 같이 모드좌표로 변환한다.

$$\{x(t)\} = [\Phi] \{q(t)\} \tag{16}$$

여기서 $\{x(t)\}$ 는 계의 물리좌표($n \times 1$), $[\Phi]$ 는 저차 p 개의 고유모드벡터($n \times p$)이며, $\{q(t)\}$ 는 모드좌표($p \times 1$)이다. 식(16)을 식(14)에 대입하여 모드좌표로 변환하면 다음과 같이 비연성화된 운동방정식이 된다.

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] \ddot{q}(t) + [\Phi]^T [K] [\Phi] \{q(t)\} = [\Phi]^T \{F(x, y, \dot{x}, \dot{y}, t)\} \tag{17}$$

고유벡터의 직교성으로부터

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] = [I] \tag{18}$$

이 되도록 정규화 하면

$$[\Phi]^T [K] [\Phi] = [\Omega^2] \tag{19}$$

이므로 식 (16)은

$$\ddot{q}(t) + [\Omega^2] \{q(t)\} = [\Phi]^T \{F(x, y, \dot{x}, \dot{y}, t)\} \tag{20}$$

가 된다. 여기서 $[\Omega^2] = \text{diag}(\omega_1, \dots, \omega_p)$ ($p \times p$)인 대각행렬이며, ω_i 는 i 차 고유진동수이다.

회전체의 변위가 변하면 저널베어링의 압력분포가 변하므로 매 단계마다 식 (3)의 베어링의 반력을 다시 계산해야 한다. 4차 Runge Kutta법을 이용하여 수치적분하였으며, 개발된 프로그램의 유효도를 Fig.4에 나타내었다.

4. 해석 및 실험결과

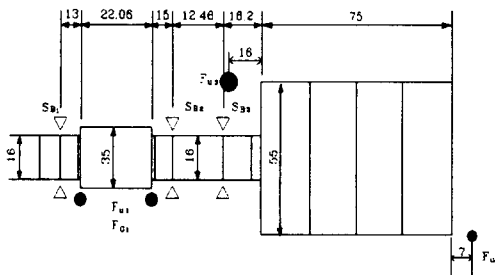


Fig. 5 Analysis Model

시뮬레이션에서 이용한 회전체-저널 베어링계의 해석 모델은 Fig. 5와 같으며 상부베어링은 2개의 베어링으로 가정하였다. 불평형은 Fig. 5에서 ●로 표시된 부분이며, rolling piston의 불평형은 불평형력의 1/2이 각각 양끝단에 작용하는 것으로 가정하였다. 회전체의 회전각속도는 150Hz로 가정하였으며, 입력데이터는 Table.1과 같다. 이러한 조건하에서 모델 해석 결과는 Fig. 6~Fig. 10과 같다. Fig. 6은 실린더 내 피스톤에 의한 가스력이다. $\psi = 220^\circ$ 일 때 Y축에 대한 가스력이 최대임을

Table 1. Input data

Bearing characteristics		
rotor radius	8 mm	
upper bearing length	38.9 mm	
lower bearing length	18.7 mm	
clearance	0.008 mm	
viscosity	3.0 cp	
Gas characteristics		
Piston radius	17.5 mm	
Cylinder radius	22.4 mm	
Cylinder height	22.1 mm	
Specific heat ratio	1.15	
Suction pressure	0.05 kg/mm ²	
Discharge pressure	0.21 kg/mm ²	
Unbalance characteristics		
	weight (kgf)	eccentricity (mm)
rolling piston	0.13	4.71
balance weight 1	0.061	14.20
balance weight 2	0.15	13.92

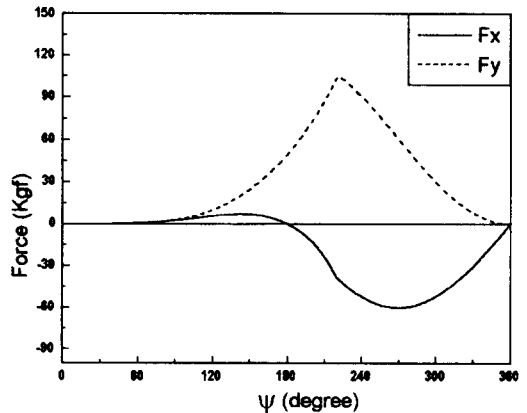
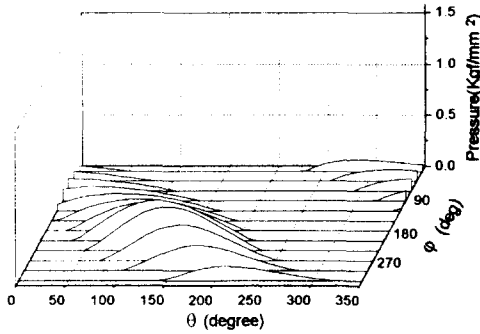
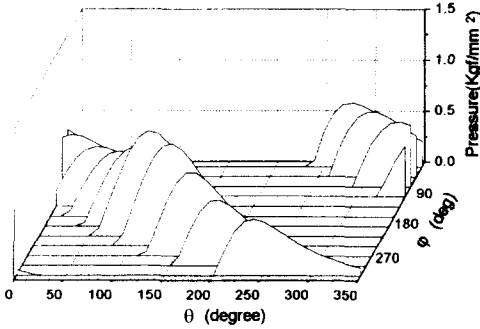


Fig. 6 Gas force

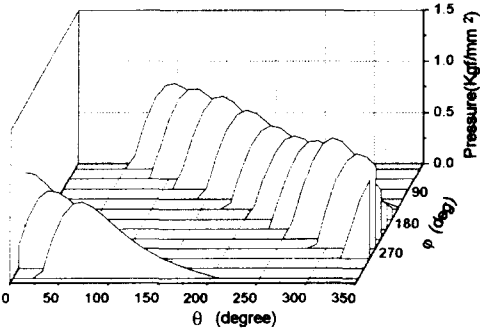
알 수 있다. 또한 이 때 가스의 압력이 최대가 되며 가스의 배출이 시작된다. Fig. 7은 베어링에서의 회전시 각 베어링의 가운데 부분($z=L_i/2$)에서의 압력분포의 변화를 나타낸다. 각 그림은 $\psi=0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$ 일 때 생성되는 경계조건 θ_1 ,



(a) bearing 1



(b) bearing 2



(c) bearing 2

Fig. 7 Pressure distribution of bearings

θ_2 의 변화를 표시하며, z축은 유막의 압력분포의 크기를 표시하였다. 베어링 3부분의 압력은 ψ 의 위상으로 θ 방향으로 이동하며 전 영역에서 발생한다. 이는 베어링 3부분의 회전체 궤적이 베어링 내면을 따라 휘돌림 하기 때문이다. 베어링 1부분의 분포되는 압력은 300° 에서 220° 구간에서 주로 발생한다. Fig. 8은 각 분포 압력을 적분하여 베어링의 반력을 나타내었다. Fig. 9는 베어링 지지부에서의 회전체의 정상상태에서의 궤적이다. 베어링 1, 2부분의 회전체 중심은 편심되어 있으며, 타원 형태의 궤적을 그린다. 베어링 3부분의 궤적은 정원에 가까운 형태의 궤적을 보이며, 이는 베어링 1부분이 가스력의 영향을 많이 받기 때문이고, 베어링 3부분은 불평형력의 영향을 많이 받기 때문에 원형궤적을 그린다. Fig. 10은 로터리 압축기의 해석에 의해서 얻어진 회전체의 궤적을 각각 x 방향과 y 방향에 대하여 나타내었다. $\psi=0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ 와 270° 일 때의 회전체 중심의 위치를 나타내고

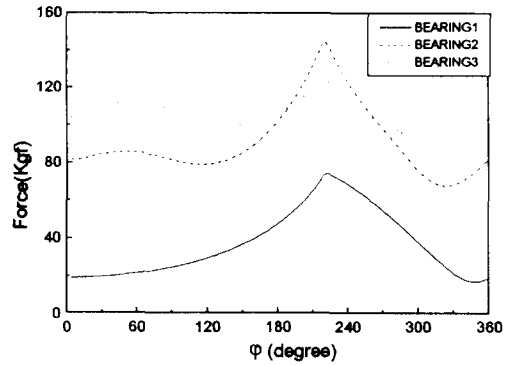


Fig. 8 Bearing force distribution

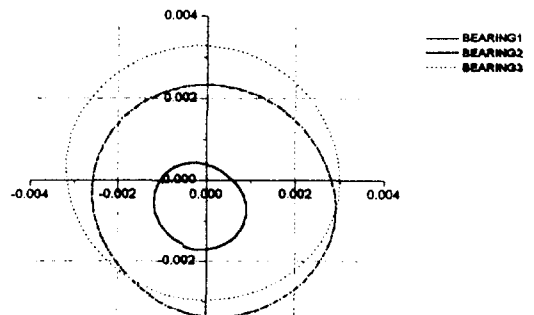
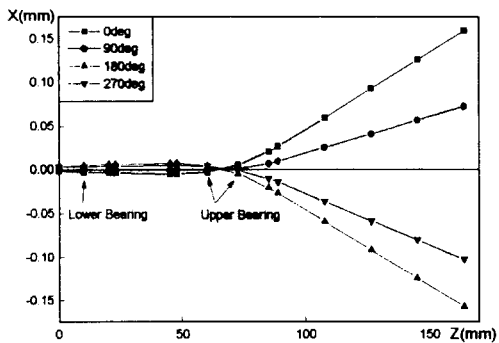
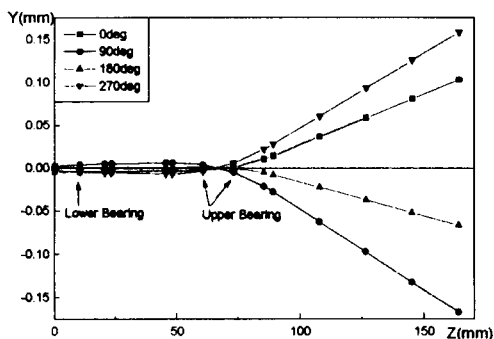


Fig. 9 Loci of rotor in bearings



(a) X direction



(b) Y direction

Fig. 10 Rotor deflection

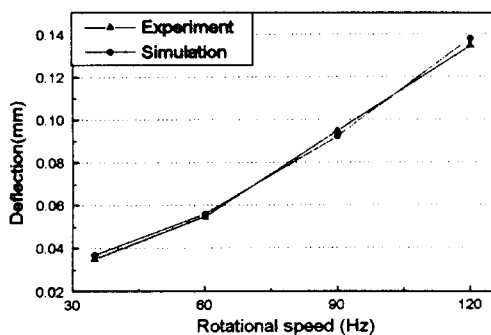


Fig. 11 Comparison of experiment and simulation result

있으며, 굽힘변형과 함께 휘들림 하는 것을 볼 수 있다. 특히 모터 회전체부분이 변형과 휘들림이 클을 알 수 있다. 이것은 베어링 3 부분으로부터 가장 먼 위치인 모터 회전체의 끝부분의 밸런서에 기인한 것이다. 즉, 모터 회전체는 불평형력에 기인

Table. 2 Results of simulation with varying rotating speed

회전 rpm	60Hz	90Hz	120Hz	150Hz
베어링1점 최소유막 두께 [mm]	0.0050	0.0057	0.0060	0.0063
베어링2점 최소유막 두께 [mm]	0.0055	0.0054	0.0051	0.0046
베어링3점 최소유막 두께 [mm]	0.0062	0.0058	0.0053	0.0047
끝단의 최대변위량 [mm]	0.0483	0.7229	0.1077	0.1536
베어링1점 최대힘[kgf]	69.4	70.7	72.7	74.5
베어링2점 최대힘[kgf]	60.1	74.4	99.9	146.5
베어링3점 최대힘[kgf]	21.3	38.3	72.7	125.4
베어링1점 최대 압력 [kgf/mm ²]	0.432	0.421	0.425	0.426
베어링2점 최대 압력 [kgf/mm ²]	0.328	0.427	0.632	1.031
베어링3점 최대 압력 [kgf/mm ²]	0.136	0.255	0.530	0.981

된 굽힘 모멘트에 의해서 가장 큰 굽힘변형이 일어남을 의미한다. 베어링 1과 베어링 2 사이의 회전체의 움직임은 모터 회전체의 굽힘변형에 의해서 가장 영향을 많이 받는다. 베어링 3번은 베어링 1, 2번과 위상이 반대임을 알 수 있다.

해석 결과를 검증하기 위해서 회전수에 따른 모터 회전체의 변형량을 측정하였다. 회전체의 변형량 측정방법은 모터 회전체의 끝단부의 위치에 X, Y 방향으로 gap 센서를 압축기내부에 설치하여 gap 센서와 모터 회전체 사이의 간격으로 모터 회전체 부의 변위량을 측정하였다. 변형량에 대한 해석 결과와 실험 결과를 Fig. 10에 나타냈으며, 두 결과가 잘 일치하였다. 로터회전수의 변화에 따른 시뮬레이션 결과를 Table. 2에 나타내었다. 회전체의 회전수 증가에 따른 베어링(베어링 1)의 최소유

막두께는 증가하며 면압은 감소하였다. 또한 상부 베어링(베어링 2, 3)은 회전수 증가에 따라 최소유막두께는 감소하며 면압은 증가하였다. 회전체의 회전수 증가에 따라 베어링의 최대 반력과 회전체 끝단의 변위는 원심력에 의하여 증가하였다.

5. 결 론

1. 로터리 압축기에서 회전체와 저널베어링의 상호간섭을 고려한 동적 거동해석 프로그램을 개발하였다.
2. 개발된 프로그램의 해석결과를 실험으로 검증하여 타당성을 확인하였다.
3. 회전체의 회전수 증가에 따라 베어링의 최대 반력과 회전체 끝단의 변위는 원심력에 의하여 증가하였다.
4. 회전체의 회전수 증가에 따라 상부베어링의 최소유막두께는 감소하였지만, 하부베어링의 최소유막두께는 오히려 증가하였다.
5. 회전체의 회전수 증가에 따라 상부베어링의 면압은 증가하였지만, 하부베어링의 면압은 증가를 보이지 않았다.

후 기

본 연구는 부산대학교 기성회 재원 학술연구조성비에 의한 연구입니다.

참고문헌

(1) Inagaki T, "ロータ・すべり軸受の非正常安定の研究", 日本機械學會論文集(C編), 第53卷, 492,

pp.1704~1710, 1987.

(2) 服部, 川島, "大きな動荷重が作用するロータ・すべり軸受系の動解析", 日本機械學會論文集(C編), 第57卷, 543, pp.3606~3611, 1991.

(3) Yanagisawa T., "ローリングピストン形壓縮機のピストンの舉動と機械摩擦損失", 日本機械學會論文集(C編), 第48卷, 429, pp.732~740, 1982.

(4) Pandeya P. and Soedel, W., "Rolling Piston Type Rotary Compressors with Special Attention to Friction and Leakage", Proc. Int. Comp. Eng. Conf. at Purdue, pp.209~217, 1978.

(5) Hattori H. and Kawashima N., "Dynamic Analysis of a Rotor-Journal Bearing System for Twin Rotary Compressors", Proc. Int. Comp. Eng. Conf. at Purdue, pp.750~755, 1990.

(6) Lee C.W., "Vibration Analysis of Rotors", Kluwer Academic Publisher, 1993.

(7) Petyt M., "Introduction to Finite Element Vibration Analysis", Cambridge University Press, pp.114~121, 1990.

저 자 소 개



정의봉(鄭義峰)

1955년 12월생. 1978년 서울대학교 조선공학과 졸업. 1980년 한국과학기술원 기계공학과 졸업(석사). 1990년 동경공업대학교 기계공학과 졸업(박사). 1980~현재 부산대학교 교수, 당학회 편집위원.