

스크롤 압축기 저어널 회전축의 궤적 계산 및 측정

박상신[†] · 김규하* · 이진갑**

영남대학교 기계공학부, *광주과학기술원 기전공학과, **경기공업대학 자동화시스템과

Analyses and Measurements of Rotational Accuracy for Journal Shaft in a Scroll Compressor

Sang-Shin Park[†], Gyu Ha Kim* and Jin-Kab Lee**

School of Mechanical Engineering, Yeungnam University

*Graduate School, Dept. of Mechatronics, Gwangju Institute of Science and Technology

**Dept. of Automation Systems, Kyonggi Institute of Technology

Abstract – This paper presents measurement processes of rotational accuracy and comparison of theoretical values in the main bearing of scroll compressor. The main bearing is a type of oil journal bearing, but it has an axial or helical groove. The generalized coordinate system method, which can handle this groove, is applied to calculate the pressure profile in the journal bearing. The orbits of journal shaft are calculated corresponding to the compressed gas forces and bearing reaction forces. Then, the orbits are measured using three-point method. The results are compared to that from analyses.

Key words – Rotational accuracy, Roundness error, Scroll compressor, and Three-point method

1. 서 론

최근 들어 냉동기용 압축기의 축-베어링 시스템은 높은 신뢰성 및 소형화가 요구되고 있다. 예전에는 압축기용 베어링으로 볼 베어링을 사용하였으나 회전 정밀도가 볼 베어링보다 높은 저널 베어링으로 바뀌어 가는 추세이다. 1980년대까지 저널 베어링에 대한 연구가 많이 진행되어 저널 베어링의 설계자료가 많이 축적되었다[1]. 이러한 설계자료를 이용하여 스크롤 압축기의 저어널 회전축을 설계하여 왔지만, 스크롤 압축기에 적용하기에는 한계를 가지고 있다. 일 예로 스크롤 압축기의 경우, 회전축이 수직으로 서 있으며, 원활한 오일 공급을 위하여 축이나 베어링 표면에 깊은 홈이 축 방향 또는 나선형으로 파여있다. 이러한 깊은 홈이 파여 있는 베어링에 대한 설계 자료는 거의 없는 실정이다. 이러한 이유로 오일 공급용 그루브가 있는 저널 베어

링을 해석할 수 있는 수치 해석기법의 필요성이 대두되고 있다.

본 연구에서는 오일 공급용 그루브가 축에 파여 있으며, 이 홈이 축과 평행하거나 나선형인 경우를 모두 해석할 수 있는 임의의 경계 조건을 가진 저널 베어링의 수치해석 방법[2]을 적용하여 실제 압축력에 의해 하중이 가해지는 베어링내의 축 운동을 해석하는 프로그램을 제시하고 한다. 또한 해석결과의 검증의 일환으로 3점법[3,4]을 이용하여 압축기의 축 궤적에 대한 실장 실험을 수행하였고, 해석 프로그램의 결과와 비교한다.

2. 베어링 해석

2-1. 해석 대상

Fig. 1에는 본 연구에서 해석 대상으로 고려한 스크롤 압축기의 구조도를 실었다. 스크롤 압축기에는 윤활유가 아래쪽에 놓여 있고, 축의 중앙의 구멍에 프로펠러를 펌프 작용으로 오일이 공급되고 해석 대상인 주

[†]주저자 · 책임저자 : pss@yumail.ac.kr

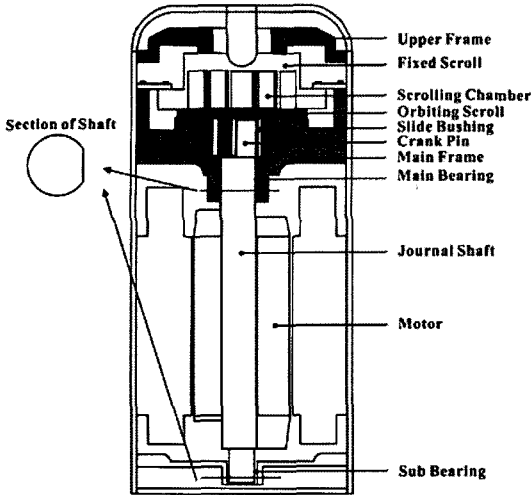


Fig. 1. Schematic plot of scroll compressor.

베어링(main bearing) 및 부베어링(sub bearing)에 공급된다. 또한 참고로 선회 스크롤 부분에도 공급된다. 이 공급된 오일의 원활한 순환을 위하여 축 또는 베어링 부분에 그림의 축 단면과 같은 형상으로 축 방향 또는 나선형으로 가공되어 있다.

이러한 그루브 형상 때문에 진원형 저어널 베어링에 적용하는 일반적인 해석 방법으로는 해석하기 어렵기 때문에 경계를 따라가는 좌표계를 이용한 해석 방법을 적용해야 한다.

Fig. 2에는 본 연구에서 해석할 베어링에 일반좌표계를 적용한 경계적합 좌표계(Boundary fitted coordinate system)의 형태를 나타내었다. 좌표 θ 는 임의의 기준점부터 $\theta=0\sim 2\pi$ 가 되도록 정하고, 좌표 s 를 $q = \text{const.}$ 에 수직인 자오선으로 정의하였다. ξ 는 그루브의 경계에 일치하도록 하고 η 는 θ 와 같은 방향으로 잡았으며, 두 좌표 모두 그리드의 간격이 1이 되도록

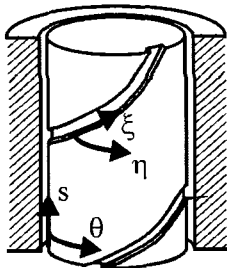


Fig. 2. Boundary fitted coordinate system.

설정한다. s 와 θ 의 방향의 유체의 속도는 식 (1)로 표시된다[5,6,7].

$$\vec{q} = q^s \cdot \hat{i} + q^\theta \cdot \hat{j} \tag{1}$$

여기서 $q^s = \frac{\rho h^3 \partial p}{12\mu \partial s}$, $q^\theta = \frac{\rho h^3 \partial p}{12\mu \partial \theta} \frac{1}{2\rho h r \omega}$ 이다. 좌표계 (s, θ) 와 좌표계 (ξ, η) 의 관계식은 아래와 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} ds \\ rd\theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \xi_s & \xi_\theta \\ \eta_s & \eta_\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d\xi \\ d\eta \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} d\xi \\ d\eta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_\xi & s_\eta \\ r\theta_\xi & r\theta_\eta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} ds \\ rd\theta \end{bmatrix} \tag{2}$$

각 방향의 단위 벡터에 수직인 질량 유속은 식 (1)과 (2)로부터 유도된다. 질량 유속 q_n 은 아래와 같다.

$$q_n^s = \frac{\rho(-Ap_\xi + Bp_\eta + D)}{\sqrt{\alpha}}, q_n^\theta = \frac{\rho(-Bp_\xi + Cp_\eta + E)}{\sqrt{\gamma}} \tag{3}$$

여기서 각 계수들은 다음과 같다.

$$\alpha = s_\eta^2 + (r\theta_\eta)^2, \beta = s_\xi s_\eta + (r\theta_\xi)(r\theta_\eta), \gamma = s_\xi^2 + (r\theta_\xi)^2$$

$$A = \frac{h^3}{12\mu J} \alpha, B = \frac{h^3}{12\mu J} \beta, C = \frac{h^3}{12\mu J} \gamma$$

$$D = -\frac{1}{2}hs_\eta r\omega, E = \frac{1}{2}hs_\xi r\omega, J = s_\xi(r\theta_\eta) - s_\eta(r\theta_\xi)$$

식 (1)에서 식 (3)으로의 변환은 Fig. 3에 의해서 설명된다.

식 (1)은 좌표계 (s, θ) 에서의 단위길이당 유속을 나타내고, 식 (3)은 그루브를 따라 단위 길이씩 변화는 좌표계 (ξ, η) 의 단위 방향 벡터에 수직인 질량 유속을 나타낸다. 좌표계 (ξ, η) 는 물리적인 의미가 없는 일반적인 좌표계이며 Figs. 2-4에서 보듯이 기울어져있지만, 좌표계의 방향은 서로 수직이고 1씩 증가하는 노드로 변환된다.

검사체적을 통과하는 질량 유속은 단위 길이당 유속을 적분함으로써 구하고, 다음과 같이 나타낸다[5].

$$Q^s = \int_{\eta_1}^{\eta_2} \rho(-Ap_\xi + Bp_\eta + D)d\eta$$

$$Q^\eta = \int_{\xi_1}^{\xi_2} \rho(Bp_\xi - Cp_\eta + E)d\xi \tag{4}$$

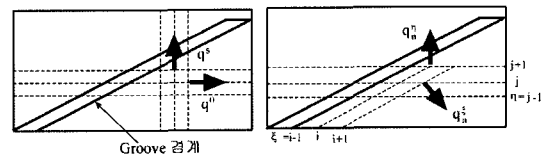


Fig. 3. Interpolation of coordinate transformation.

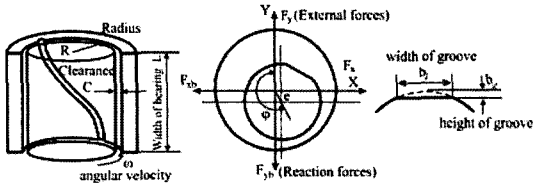


Fig. 4. Coordinate system for equation of motions.

정상 상태 압력 p_0 와 섭동 압력 \hat{p} 에 관한 방정식은 방정식 (4)에 섭동법을 함으로써 풀 수 있고 다음과 같다.

정상 상태 압력 p_0 의 방정식은

$$Q_0^\xi = \int_{\eta_1}^{\eta_2} \rho(-A_0 p_{\xi 0} + B_0 p_{\eta 0} + D_0) d\eta$$

$$Q_0^\eta = \int_{\eta_1}^{\eta_2} \rho(B_0 p_{\xi 0} - C_0 p_{\eta 0} + E_0) d\xi \quad (5)$$

이며, 섭동 압력 \hat{p} 의 방정식은 다음과 같다.

$$\hat{Q}^\xi = \int_{\eta_1}^{\eta_2} \rho(-\hat{A} p_\xi + \hat{B} p_\eta) d\eta + \int_{\eta_1}^{\eta_2} \rho \hat{h}(-\hat{A} p_{\xi 0} + \hat{B} p_{\eta 0} + \hat{D}) d\eta$$

$$\hat{Q}^\eta = \int_{\eta_1}^{\eta_2} \rho(\hat{B} p_\xi - \hat{C} p_\eta) d\xi + \int_{\eta_1}^{\eta_2} \rho \hat{h}(\hat{B} p_{\xi 0} - \hat{C} p_{\eta 0} + \hat{E}) d\xi \quad (6)$$

위의 적분 방정식은 8개의 노드를 가진 검사 체적에서 선형적이라고 가정하였다. 각 노드에서의 유속의 합을 연속 방정식에 대입하여 이산화 방정식을 구하여 베어링 반력 및 강성 감쇠계수를 구하였다[5].

2-2. 축-베어링 시스템의 운동방정식

축-베어링 시스템의 좌표계는 Fig. 4와 같다. 축을 위에서 내려 보았을 때 오른쪽 방향이 x축 방향, 위쪽 방향이 y축 방향이다.

회전체 진동의 일반적인 해석에서 다자유도 축-베어링 시스템은 축의 굽힘 모멘트를 고려한다. 특히 회전축이 베어링의 폭에 비해 상당히 긴 경우 해석에 있어서 굽힘 모멘트는 중요한 역할을 한다. 그러나 공기나 오일로 윤활을 하는 유체 베어링을 사용하는 축-베어링 시스템에서는 베어링의 폭은 축 길이의 반 이상이고 축 길이에 대한 지름의 비가 대부분 크다. 따라서 이러한 축-베어링 시스템에 대해 굽힘 모멘트를 고려하지 않고 회전체 진동을 해석 하였다. 이번 연구에서 축류 시스템은 Fig. 5의 좌표계를 사용하여 4자유도 계로 모델링 하였다.

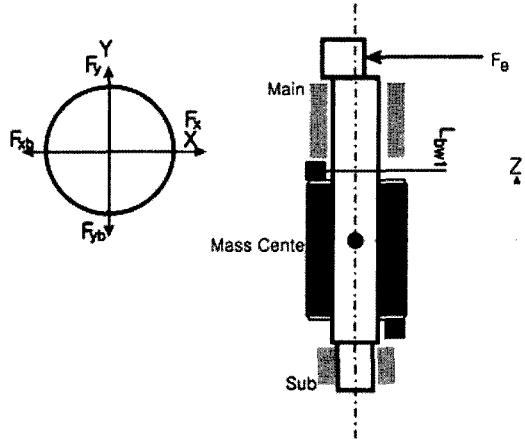


Fig. 5. modeling of equation of motion for shaft-bearing system.

$$m\ddot{x} = F_{x_{ext}} + F_{x_{main-BW}} + F_{x_{sub-BW}} - F_{x_{main-brg}} - F_{x_{sub-brg}}$$

$$m\ddot{y} = F_{y_{ext}} + F_{y_{main-BW}} + F_{y_{sub-BW}} - F_{y_{main-brg}} - F_{y_{sub-brg}}$$

$$I_1 \ddot{\alpha} = -I_p \omega \dot{\beta} + M_{y_{ext}} + M_{y_{main-BW}} + M_{y_{sub-BW}} - M_{y_{main-brg}} - M_{y_{sub-brg}}$$

$$I_1 \ddot{\beta} = -I_p \omega \dot{\alpha} + M_{x_{ext}} + M_{x_{main-BW}} + M_{x_{sub-BW}} - M_{x_{main-brg}} - M_{x_{sub-brg}} \quad (7)$$

회전축의 운동을 구하기 위하여 방정식 (7)을 풀어야 한다. 축의 중심 좌표 (x,y)가 변할 때 편심량 ϵ 과 자세각 φ 이 변한다. 강성과 감쇠 계수는 편심량 ϵ 과 자세각 φ 의 변화에 따라 달라진다. 그래서 각각의 계산 단계마다 모든 인자들을 다시 구해야 한다. 축의 궤적은 ρ -Family method를 이용하여 자세각 φ 이 3° 증가할 때마다 계산하였다.

3. 회전오차 측정

실험에 사용한 스크롤 압축기는 한 개의 동압 스톱 베어링과 두 개의 동압 저널 베어링을 사용하며 기름으로 윤활을 한다. 스크롤에서 높은 압력이 생성되므로 이 압력의 반력이 세 베어링에 작용한다. 이 중에서 스톱 베어링 바로 밑에 있는 메인 베어링이 측정 대상이다. Fig. 6는 메인 베어링의 위치와 변위 센서가 붙은 위치를 나타내고 있다. 이러한 실험에서 사용하는 비접촉 센서는 와전류 센서와 정전용량 센서

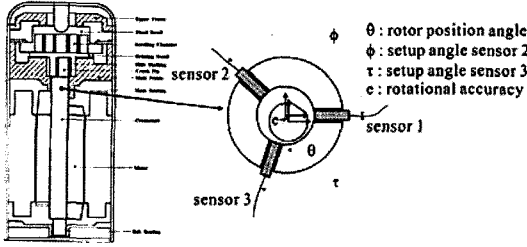


Fig. 6. Location of sensors in scroll compressor.

를 사용한다. 실험에 사용된 스크롤 압축기는 냉방용으로 사용하는 것으로 압축기 내에 냉매와 윤활제인 오일이 같이 흐른다. 따라서 베어링의 유막에는 오일 뿐만 아니라 냉매도 같이 있어서 정전용량 센서의 경우 시간에 따라 유전율이 변해서 정확한 거리를 측정하지 못한다. 와전류 센서의 경우 이러한 영향을 받지 않으므로 이번 실험에서는 와전류 센서를 사용하였다.

본 연구에서는 Micro-epsilon 사의 miniature type 변위센서를 사용하였으며, 16 Bit A/D 변환기를 이용하여 컴퓨터로 저장하였다. 메인 베어링과 축 사이에 설치된 센서를 정확하게 보정하기 위하여 Fig. 7과 같

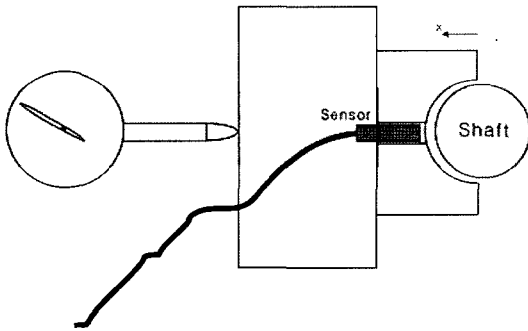


Fig. 7. Calibration of Sensors.

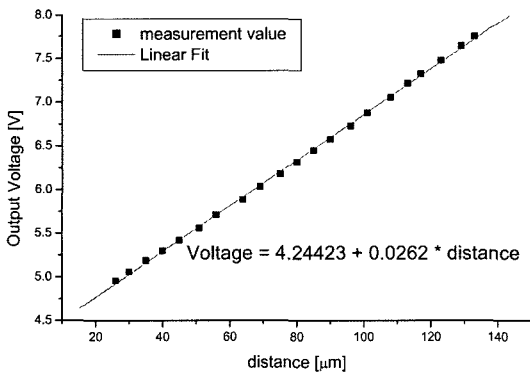


Fig. 8. Example of calibration data.

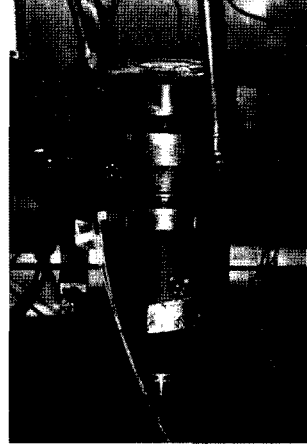


Fig. 9. Photo of experiments.

은 기구를 측정 대상인 축과 베어링의 형상과 같은 모양으로 만들었다. 보정의 결과 축의 곡면에 의해서 측정에 사용할 수 있는 선형 영역의 전압이 5 V에서 8 V까지로 제한되었다. 모든 센서를 0.026 V/mm의 해상도를 가지도록 보정하였다.

Fig. 9에는 본 연구에서 사용한 스크롤 압축기에 센서 선들이 나와있는 모습을 담은 사진이다. 본 연구에서는 압축기의 정상속도인 3600 rpm을 실제 측정 후 한 회전당 256개 데이터를 저장하여 3점법으로 회전궤적을 구하였다[9]. 그러나 스크롤 압축기 축의 경우 Fig. 4에서 설명하였듯이, 축의 오일 공급을 위해 단면이 원이 아니라 일부분이 깎여 있어 이 부분이 센서를 지나가게 되면, 일반 베어링 틈새 및 운동 궤적에 비해 높이차이가 많이 나기 때문에 측정데이터에는 주기적인 펄스가 나타난다. 이러한 펄스는 물리적인 양을 가지지 못한다. 그래서 삼점법을 이용할 경우 이러한 펄스에 의해 오차가 발생한다. 이러한 오차를 줄이기 위하여 펄스 부분을 제거하고 보간을 하였다. 이러한 보간의 효과를 알아보기 위하여 형상 오차 10 mm, 표면 조도 2 mm, 잘린 면의 폭이 14 mm인 축이 20 mm의 회전오차를 가지도록 하는 이론적인 데이터

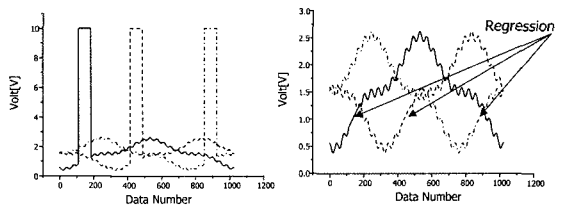


Fig. 10. Analytical orbit data.

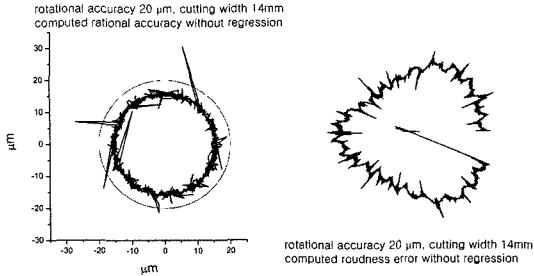


Fig. 11. Results of theoretical data without regression.

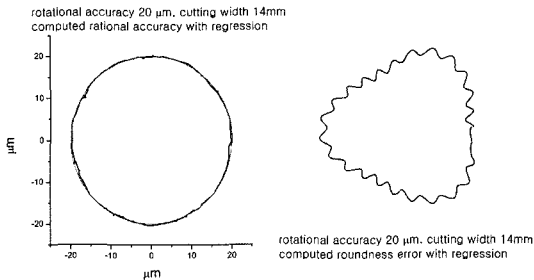


Fig. 12. Results of theoretical data with regression.

를 생성하여 위의 설명한 방법을 가지고 데이터를 처리해 보았다[8]. Fig. 10은 이론 데이터와 그것을 보간한 데이터를 나타낸다.

보간을 하지 않은 데이터의 삼점법 결과가 Fig. 11에 나타내었다. 왼쪽이 회전 오차, 오른쪽이 표면 조도와 형상 오차이다. 보간을 하지 않은 경우 아래 그림에서 보듯이 측정 결과에 고주파의 에러 성분이 계산된다. Fig. 12에는 이 부분을 정현파로 보간하고 처리한 이론 데이터의 결과이다. 이 그림에서 보듯이 보간을 하지 않은 데이터에 비해 오차가 훨씬 적음을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서는 실장 실험시의 변위 데이터중 펄스 부분을 보간하여 처리하였다.

4. 결 과

4-1. 해석 결과

해석은 5.5마력의 스크롤 베어링의 메인 베어링과 서브 베어링을 대상으로 하였고 그 결과는 Fig. 13과 Table 1에 나타냈다.

저어널 주축에 압축실에서 걸리는 압력에 의해 하중이 걸리고 이 하중을 주베어링과 부베어링이 나누어 받으며, 그 결과 압축실과 가까운 주 베어링에는 큰 모멘트에 의해 큰 하중이 작용하고, 부 베어링은 작은 모멘트에 의해 그다지 크기 않은 하중이 작용한다. 따

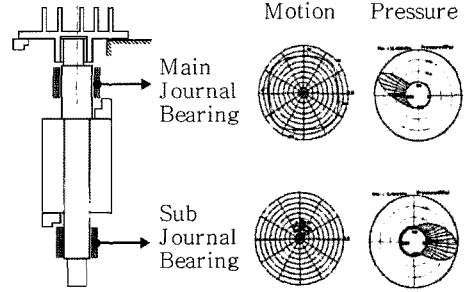


Fig. 13. Plots of motion and pressure profile.

Table 1. Min. film thickness, eccentricity and max pressure of each bearing

	Min. Film Thickness	Eccentricity	Max Pressure	Loss
Main Journal Bearing	6.4 mm	0.8	11.5 MPa	57.5 W
Sub Journal Bearing	18.9 mm	0.36	1.8 MPa	37.6 W

라서 주 베어링에는 궤적의 직경이 틱새의 0.8 정도의 크기를 갖는 운동을 하며, 부 베어링에서는 이보다 적은 운동 궤적을 나타내는 것으로 계산되었다. 이를 요약하여 Table 1에 나타내었다.

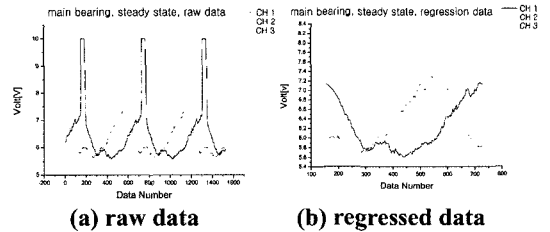


Fig. 14. Raw and regression practical data.

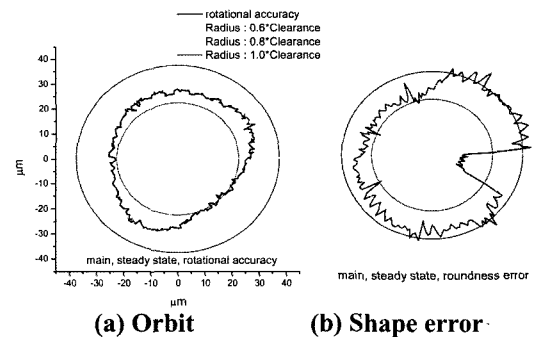


Fig. 15. Orbit and shape error by 3 point method.

Table 2. Comparison of each specification.

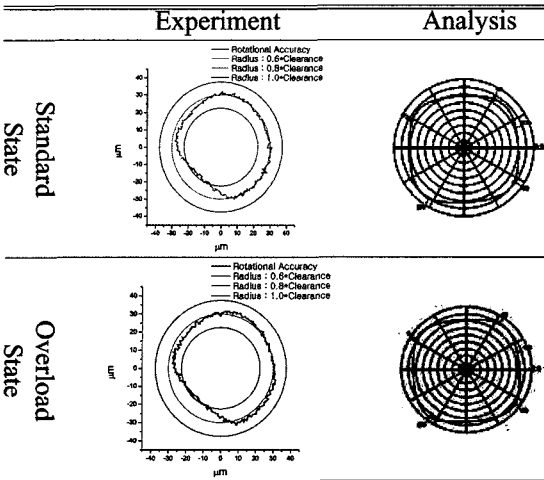


Table 3. Comparison of each condition

	Spec.	Exp.	Ana.	Error(%)
Standard State	Orbit (max)	30.0 mm	29.8 mm	0.7
	Min Film Th.	7.5 mm	7.7 mm	2.7
	Eccentricity	0.8	0.805	0.6
Overload State	Orbit (max)	31.3 mm	31.4 mm	0.3
	Min Film Th.	6.2 mm	6.1 mm	1.6
	Eccentricity	0.83	0.85	2.4

4-2. 실험결과

Fig. 14에는 실험에서 얻어진 3 채널의 데이터의 예를 나타내었다. 원래의 데이터를 (a)에 각 채널에서 나온 펄스부분을 정현파로 보간하여 한 회전 성분을 추출한 데이터를 (b)에 나타내었다. 얻어진 데이터를 이용하여 3점법 처리한 예를 Fig. 15에 나타내었다.

주 베어링에 대한 실험은 표준 상태(standard state)와 과부하 상태(overload state)에서 실시하였다. 따라서 해석과 실험은 위의 두 상태에 대해서만 비교하였다.

Table 2에서 보듯이 과부하 상태가 표준 상태보다 높은 압력이 생성되는 과정이므로 해석과 실험 모두 표준 상태에 비해 회전축의 회전 궤적과 편심이 커졌다. 이에 따라 최소 유막 두께는 과부하 조건이 표준 조건보다 작게 나타났다. 이것으로 보아 실험과 그에 대응되는 해석이 조건에 따라 유사한 값을 가지며 비슷한 경향을 가짐을 알 수 있다. 이러한 종합적인 비교를 Table 3에 나타내었다.

5. 결 론

본 연구에서는 축에 오일 공급을 위한 홈을 갖는 회전축에 대해서 저어널 베어링을 해석할 수 있는 방법을 제시하고, 운동방정식을 풀었으며, 3점법을 이용하여 실제 압축기 상에서 궤적을 측정하고 이론 값과 비교하여 본 연구에서 제시한 방법이 실험 치와 비교적 잘 일치한다는 결론을 얻었다. 따라서 이러한 해석을 통하여 스크롤 압축기의 설계에 요구되는 시간을 줄일 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 2006학년도 영남대학교 학술연구조성비와 (주)LG전자의 지원에 의해서 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

1. William A. Gross, "Fluid Film Lubrication," John Wiley&Sons, New York,1980.
2. 박상신, 김영진, 유송민, "일반좌표계 변환을 이용한 해링본 그루브 베어링의 해석," 한국 윤활학회지, 제 16권, 제6호, 2000.
3. 三井公之, "精度診断技術研究(3占式主軸回轉精度測定裝置開發)," 日本機械學會論文集 C 編, 48권 525호, pp. 115-123, 1982.
4. Y. C. Park, "A Digital Measurement System for Spindle Accuracy," MS. Thesis KAIST, 1988.
5. S. Park,"Analytical and Experimental Study on the Dynamic Characteristics of Air Bearings for the Ultra Precision Diamond Turnig Machine," Ph.D Thesis, Seoul National Univ.,1995.
6. Kawabata, N., "A Study on the Numerical Analysis of Fluid Film Lubrication by the Boundary-Fitted Coordinates System (The Case of Steady Gas-Lubrication)," JSME Int. J., Series III, Vol.32, No.2, pp. 281-288, 1989.
7. Kawabata, N., Ashino, I. And Tachibana, M. "A useful Numerical Analysis Method for the Dynamic Characteristics of Fluid Film Lubrication(The Case of Incompressible Fluid Lubrication),JSME Int. J., Series III, Vol.34, No.1, pp. 91- 96,1989.
8. S. H. Lee, S. C. Jung, I. B. Chang, D. C. Han, "A Study on the Measurement Characteristics of Cylindrical Type Capacitive Transducers to the Roundness Errors of Rotors for Magnetic Bearing," J. of KSPE, Vol. 12, No.3, pp. 23-31, 1995.