

모빌리티법을 이용한 롤링피스톤형 회전식 압축기의 축심궤적 해석

강태식[†] · 최동훈* · 이세정**

한양대학교 대학원 기계설계학과

**한양대학교 기계공학부

**서울시립대학교 정밀기계공학과

Analysis of Eccentricity Ratio in the Rolling Piston Type Rotary Compressor Using Mobility Method

Tae-Sik Kang[†], Dong-Hoon Choi* and Sae-Jeong Lee**

Graduate School, Hanyang University

*School of Mechanical Engineering, Hanyang University

**Department of Precision Mechanical Engineering, University of Seoul

Abstract – This paper presents an analysis of eccentricity ratio of rolling piston using mobility method which is a powerful tool for analyzing dynamically-loaded journal bearings with efficiency and applicability. And, we investigate influences of design parameters (discharge pressure, radial clearance, rotational velocity of shaft, and eccentricity of compressor) on bearing load and eccentricity ratio. The results show that the discharge pressure, radial clearance and rotational velocity of shaft have significant influence on eccentricity ratio, and the discharge pressure and eccentricity of compressor have influence on bearing load.

Key words – rotary compressor, mobility method, eccentricity ratio, journal bearing.

1. 서 론

압축기는 최근 고 효율화, 대체 냉매에의 적합화 등의 요구에 따라 냉동·공조 시스템의 성능을 좌우하는 가장 중요한 부분으로 떠오르게 되었다. 냉동·공조 시스템에 사용되는 압축기는 압축 방법에 따라 왕복식 압축기, 회전식 압축기 등으로 분류할 수 있다. 이 중 회전식 압축기는 편심된 축과 실린더 사이에 냉매를 흡입하여 압축하는 것으로 냉장고, 자동차용 에어컨 그리고 일반 가정용 에어컨 등에 널리 사용되고 있으며 비교적 고효율, 저소음, 및 소형화의 요구를 모두 충족시킨다. 회전식 압축기는 1950년에 이미 개발되었으나 부품간 틈새가 수 마이크로 단위로 유지되어야 한다는 구

조적 특징에 기인하여 1980년대에 이르러서야 대중화될 수 있었다.

회전식 압축기로서 가장 일반적인 압축기는 Fig. 1과 같은 구조를 갖는 롤링 피스톤형 회전식 압축기이다.

이와 같은 압축기의 특징은 롤링 피스톤이 편심축에 조립되어 유체운동을 유지하면서 자전 및 공전을 하며 베인, 실린더 그리고 편심축과의 마찰을 줄여주는 역할을 담당한다. 마찰에 의한 압축기의 기계적 손실을 해석하기 위해서는 롤링 피스톤의 운동을 정확하게 해석하고, 편심축의 회전으로 인한 유체 점성 마찰력이 발생하는 롤링 피스톤과 편심축에 대한 정확한 해석이 필요하다.

Sakurai[1] 등과 Pandeya[2] 등은 편심축과 롤링 피스톤을 편심되지 않은 동심 저널베어링으로 가정하였으며 페트로프 방정식(Petroff's equation)을 이용하여 점성 마찰력을 계산하였다. 이와 같은 경우에는 축심궤적의

[†]주저자 · 책임저자 : 강태식

E-mail : tskang@sait.samsung.co.kr

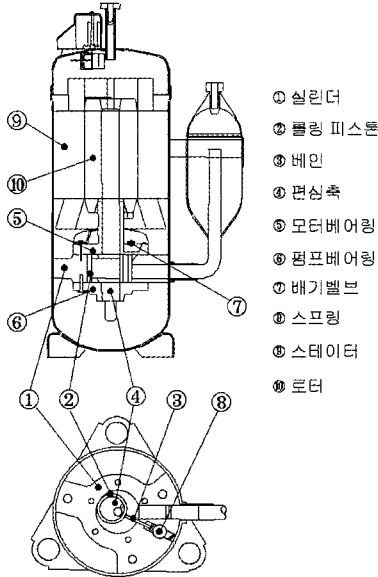


Fig. 1. Rolling piston rotary compressor.

변화를 전혀 고려하지 못함으로써 정확한 마찰력을 예측하기 어렵게 된다. 한편, Padhy[3] 등은 무한히 긴 저널베어링으로 가정한 근사식을 사용하여 점성 마찰력을 계산하였다. 그러나 편심축과 롤링 피스톤으로 이루어진 저널 베어링의 경우에는 길이에 대한 직경의 비가 1 이하의 값을 가짐으로써 무한히 긴 저널 베어링으로 가정하기에는 어려움이 있다. Sakaino[4] 등은 2차원으로 확장된 이론식으로부터 저널베어링의 점성 마찰력을 구하였으나 이 또한 근사식을 이용함으로써 정확한 계산을 할 수 없다는 단점을 지니고 있다. 그리고 조인성[5] 등은 레이놀즈 방정식에 섭동법을 적용하여 탄성계수 및 감쇠계수를 구하고 이를 이용하여 저널 베어링의 축심궤적을 계산하였다.

본 연구에서는 편심축의 축심궤적을 보다 정확하고 효율적으로 계산하기 위해 모빌리티법(mobility method)을 이용하였으며 토출압, 틈새, 축 회전수 그리고 압축기의 편심량에 대한 축심궤적의 변화를 살펴보았다.

모빌리티법은 베어링에 오일 흡이 없고, 불규칙적인 형상이 없는 단순 진원 베어링에만 적용이 가능하다는 제한을 가지나, 회전식 압축기의 편심축과 롤링 피스톤으로 구성된 저널 베어링은 오일 흡이 없으며 진원형으로 모빌리티법이 지니고 있는 제한을 피할 수 있다.

축심궤적 계산을 위해서는 편심축의 회전에 따라 롤링 피스톤에 가해지는 베어링 하중 F 가 필요하다. 하

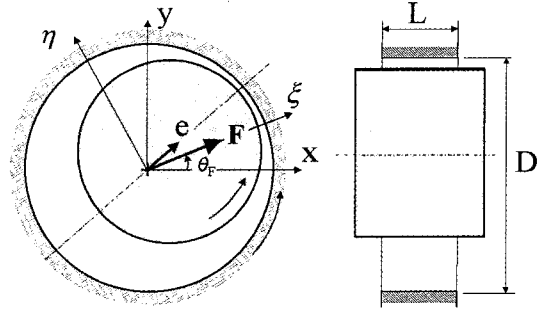


Fig. 2. Journal bearing coordinate geometry.

중 F 를 계산하기 위해서는 왕복 운동하는 베인과 편심축을 중심으로 공전 및 자전하는 롤링피스톤의 역학적 거동해석이 필요하며, 본 연구에서는 김현준[6] 등이 개발한 프로그램을 이용하여 베인과 롤링피스톤의 동적거동을 해석하여 롤링 피스톤에 가해지는 베어링 하중 F 를 구하였다.

2. 모빌리티법

모빌리티법은 Booker[7]에 의해 처음 도입되었으며, 저널 베어링의 윤활방정식을 유한차분법으로 계산하여 얻은 데이터로 축심궤적을 계산하였으나, 이는 Goenka[8]의 해보다 정확하고 방대한 양의 데이터를 제공하면서 보완되었다.

Fig. 2와 같은 저널 베어링의 축심 궤적을 구하기 위한 임의의 시각에 저널 중심의 속도에 대한 벡터식은 식 (1)과 같다.

$$\frac{d\mathbf{e}}{dt} = \frac{|\mathbf{F}|(C/R)^2}{\mu LD/C} \mathbf{M} + \omega \times \mathbf{e} \quad (1)$$

여기서, C 와 μ 는 반경 틈새와 유체의 점성계수를 나타내며, $\mathbf{e} = C\boldsymbol{\epsilon}$ 이다. $\mathbf{M} = f\boldsymbol{\epsilon}$, η 으로 모빌리티 \mathbf{M} 은 속도에 대한 힘의 등가로 정의된다. Fig. 2에서 x, y 는 고정되어 있는 좌표계이며, ζ, η 는 하중을 따라 회전하는 좌표계이다.

식 (1)을 x, y 좌표계에 대한 성분식으로 나타내면 식 (2)와 같다.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} e^x \\ e^y \end{bmatrix} = \frac{|\mathbf{F}|(C/R)^2}{LD} \frac{\mathbf{M}^x}{\mu/C} + \omega \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e^x \\ e^y \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서 $|\mathbf{F}| = \sqrt{(F^x)^2 + (F^y)^2}$ 이다.

식 (2)에서 x, y 좌표계에 대한 모빌리티 성분 M^x 과 M^y 은 다음과 같은 계산 단계를 통해 구할 수 있다.

우선, 베어링 하중의 방향 θ_f 를 식 (3)으로부터 계산한다.

$$\cos\theta_f = \frac{F^x}{|F|} \quad (3a)$$

$$\sin\theta_f = \frac{F^y}{|F|} \quad (3b)$$

그리고 식 (3)의 결과를 이용하여 ζ, η 좌표계에 대한 편심을 성분을 식 (4)와 같이 구한다.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon^\zeta \\ \varepsilon^\eta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta_f & \sin\theta_f \\ -\sin\theta_f & \cos\theta_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon^x \\ \varepsilon^y \end{bmatrix} \quad (4)$$

ζ, η 좌표계에서의 모빌리티 성분 M^ζ 과 M^η 는 식 (4)에서 계산된 ε^ζ 와 ε^η 를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다[8].

$$M^\zeta = \frac{f(\alpha, \gamma)}{\pi} [\sqrt{3\pi} - 0.24\gamma^2 e^{-(\alpha+\beta^2)} + \frac{\beta^2}{1-\alpha}(1-0.4\sqrt{1-\alpha}) + \alpha^2\gamma \left(\frac{4}{3}-\gamma\right)] \quad (5)$$

$$M^\eta = -\frac{\beta}{1-\alpha} f(\alpha, \gamma) \left[\frac{5}{4} + \frac{1}{7}\alpha\gamma + \frac{1}{8}\alpha^2(1+\alpha) - 0.3\gamma^2 \left(1 + \frac{1}{2\sqrt{3}}\alpha^3 + \frac{2}{15}\frac{\beta^2}{1-\alpha}\right) - 0.016 \left(\frac{1-0.034}{\gamma^2}\right) \left(\frac{1}{1.03-\alpha}\right) \right] \quad (6)$$

여기서, $\alpha = \varepsilon^\zeta$, $\beta = \varepsilon^\eta$, $\gamma = L/D$ 이며,

$$f(\alpha, \gamma) = \frac{(1-\alpha)^{3/2}}{\pi\gamma^2} \left(1 + \frac{1}{2}\frac{\gamma^2}{1-\alpha}\right) \text{이다.}$$

마지막으로 x, y 좌표계의 모빌리티 성분 M^x 와 M^y 는 식 (7)를 이용하여 계산된다.

$$\begin{bmatrix} M^x \\ M^y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta_f & -\sin\theta_f \\ \sin\theta_f & \cos\theta_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M^\zeta \\ M^\eta \end{bmatrix} \quad (7)$$

결국, 식 (7)로부터 계산된 모빌리티 성분 M^x 와 M^y 는 식 (1)에서 사용되며, 이는 상미분 방정식 솔버인 4차 Runge-Kutta 방법을 이용하여 편심을 \mathbf{e} 를 계산하게 된다.

Table 1. Geometry and operating condition

항목	치수	단위
흡/토출압	0.96/0.14	Mpa
축 회전수	3450	rpm
윤활유의 점성계수	2.84	cP
롤링피스톤 내경	2.11	cm
압축기 편심량	0.20	cm
편심축 너비	1.23	cm
편심축과 롤링피스톤 반경 틈새	10.9	μm

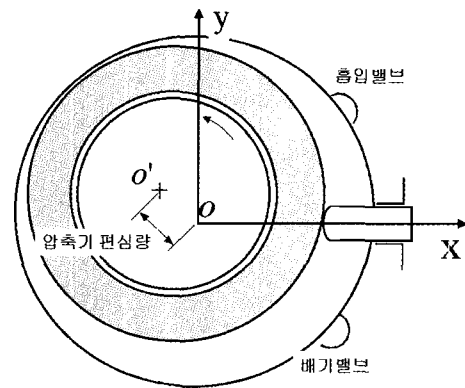


Fig. 3. Coordinate system of rotary compressor.

3. 해석결과 및 고찰

본 연구에서는 가정용 에어컨과 냉장고에 사용되는 압축기 모델에 대한 편심축의 축심궤적을 계산하였으며, 압축기의 성능에 큰 영향을 끼치는 설계요소로서 토출압, 편심축과 롤링 피스톤의 반경 틈새, 축 회전수, 그리고 압축기의 편심량을 변화시켜 이에 대한 베어링 하중과 축심궤적의 변화를 살펴 보았다.

3-1. 계산 조건

본 연구에서 이용한 압축기 사양은 Padhy[9]의 모델을 사용하였으며 이 모델에 대한 데이터는 Table 1과 같다. 그리고 Fig. 3은 편심을 구하기 위한 압축기 시스템의 좌표계를 나타낸다.

3-2. 베어링 하중 및 축심궤적

주어진 압축기 사양에 대하여 정상상태에서의 베어링 하중과 편심축의 축심궤적을 계산한 결과는 Fig. 4와 5와 같다. 실린더내의 냉매가 압축되기 시작하는 시점의 축 회전각을 0°로 설정하였을 때, 베어링 하중

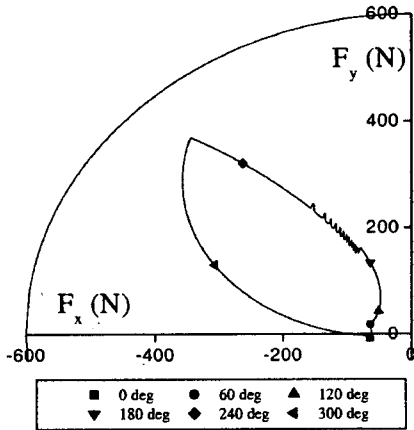


Fig. 4. Bearing force acting at the rolling piston.

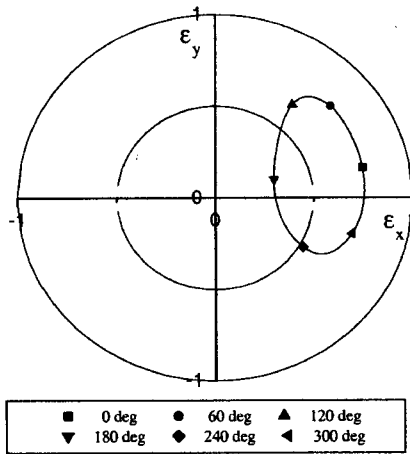
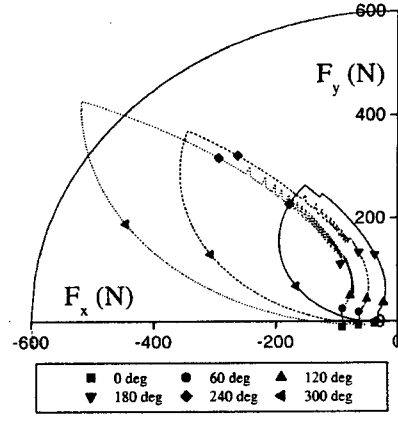


Fig. 5. Eccentricity ratio of the journal bearing.

이 가장 크게 작용하는 곳은 축 회전각이 약 260°일 때이며, 약 300°에서 축심궤적이 크게 편심되어 있다. 이는 축 회전으로 인해 최대 편심률은 최대 하중점보다 조금 늦게 나타나기 때문이다. 그리고 냉매의 압축이 끝나고 배출이 시작되는 축 회전각이 180°에서부터 약 210°까지의 시점에서는 베인과 실린더간의 불규칙적인 부딪힘 현상이 발생하게 되어, Fig. 4와 같이 베어링 하중의 떨림 현상(ripple)이 발생하게 된다.

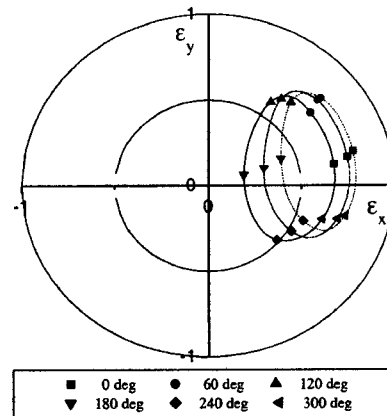
3-3. 토출압의 영향

토출압을 0.56 Mpa, 0.96 Mpa 그리고 1.36 Mpa 에 대한 베어링 하중과 편심축의 축심궤적의 결과는 Fig. 6과 7과 같다. 토출압이 커질 수록 베어링 하중과 편심률은 급격히 증가함을 알 수 있다. 토출압을



— 0.56 Mpa ---- 0.96 Mpa 1.36 Mpa

Fig. 6. Bearing force to the variation of the discharge pressure.



— 0.56 Mpa ---- 0.96 Mpa 1.36 Mpa

Fig. 7. Eccentricity ratio to the variation of the discharge pressure.

크게 할수록 압축기의 성능은 커지게 되나, 편심률이 커지게 되면서 편심축과 롤링 피스톤에 작용하는 점성 마찰력이 증가하거나, 극한 상황에서는 편심축과 롤링 피스톤간의 경계 마찰이 발생할 가능성이 증가하게 된다.

3-4. 반경 틈새의 영향

반경 틈새에 대한 베어링 하중과 편심축의 축심궤적의 변화는 Fig. 8과 9와 같다. 반경 틈새는 롤링 피스톤의 내경을 변화시키지 않고 편심축의 지름을 변화시켜 결정하였다. 이와 같이 결정된 반경 틈새에 대하여 베어링 하중의 변화는 거의 나타나지 않으나, 반경 틈

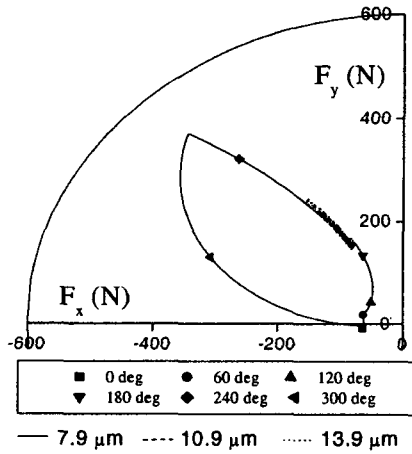


Fig. 8. Bearing force to the variation of the radial clearance.

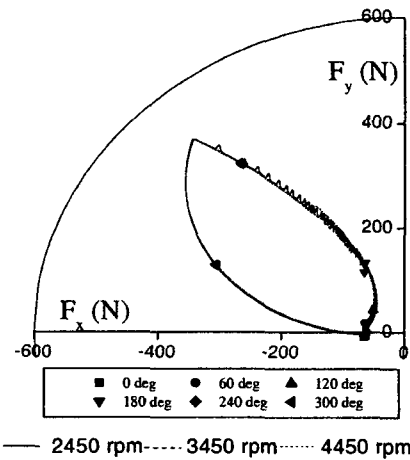


Fig. 10. Bearing force to the variation of the rotational velocity of shaft.

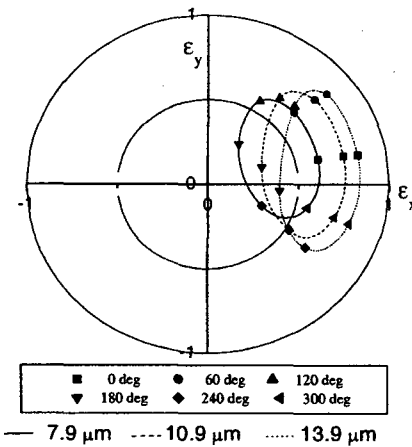


Fig. 9. Eccentricity ratio to the variation of the radial clearance.

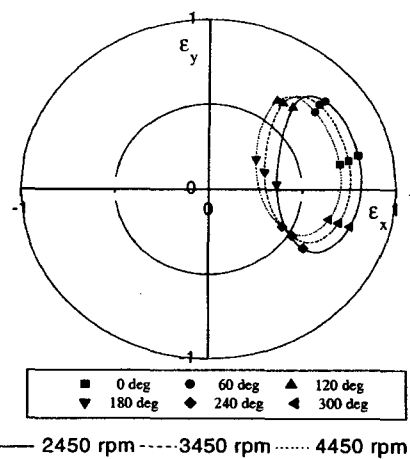


Fig. 11. Eccentricity ratio to the variation of the rotational velocity of shaft.

새가 커질수록 편심률은 급격히 증가하게 된다. 이는 반경 틈새가 커지게 되면 동압유체 운환에 의해 저널 베어링에 발생하는 압력 발생이 감소하기 때문이다. 한편 반경 틈새가 작아지게 되면 편심률이 작아지게 되나 점성마찰력에 미치는 반경 틈새의 영향이 증가하게 되어 압축기의 효율이 떨어지게 된다.

3-5. 축 회전수의 영향

Fig. 10과 11은 축 회전수에 따른 베어링 하중과 편심축의 축심궤적을 나타낸 것이다. 축 회전수가 커질수록 베어링 하중의 변화는 거의 발생하지 않으나, 편심률은 감소하게 된다. 편심률이 감소하는 이유는, 축

회전수가 커지면서 저널베어링에 발생하는 유체 압력이 증가하여 축의 편심을 감소시키기 때문이다.

3-6. 압축기 편심량의 영향

압축기 편심량을 0.05 cm에서 0.2 cm까지 변화시켰을 때 이에 대한 베어링 하중과 편심축의 축심궤적의 변화를 살펴보면 Fig. 12와 13과 같다. 편심량이 증가하면 베어링 하중이 커지게 되며 편심률 또한 커지게 됨을 알 수 있다. 압축기의 편심량이 증가하면 실린더 내의 흡입실과 압축실간의 용적의 변화가 커지게 되어 압축 성능이 향상되나, 지나친 편심량은 편심축과 롤링 피스톤간의 마찰을 증가시키게 된다.

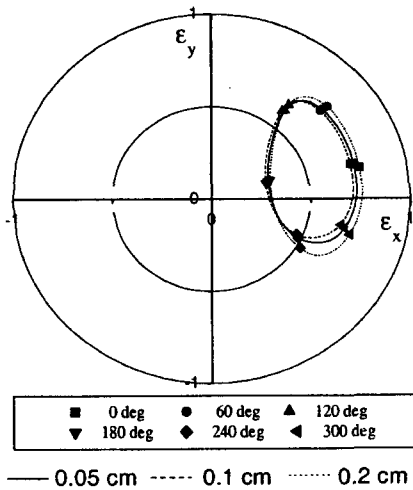


Fig. 12. Eccentricity ratio to the variation of the eccentric of compressor.

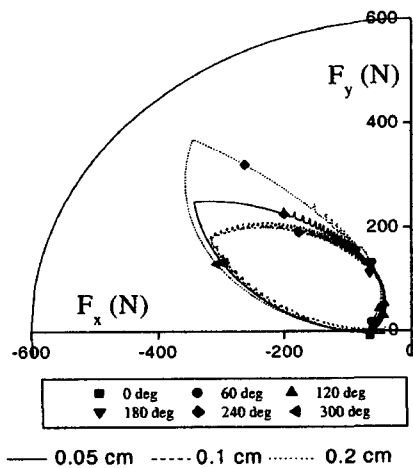


Fig. 12. Bearing force to the variation of the eccentric of compressor.

4. 결 론

본 연구에서는 롤링 피스톤형 회전식 압축기의 구성 요소 중 편심축과 롤링 피스톤을 저널베어링으로 모델링하고 이에 대한 축심궤적을 계산하기 위하여 정확하고 효율적인 해석방법을 제시하였다. 베어링 하중이 시간 종속적으로 변할 경우에도 적용이 수월하고, 베어링 너비에 대한 지름의 비가 작을 경우에도 적용이 가능한 모빌리티법을 이용하였다. 이와 같은 방법을 이용하여 압축기의 성능에 큰 영향을 끼치는 토출압, 편심축과 롤링 피스톤의 반경 틈새, 축 회전수, 그리고

압축기의 편심량에 대한 베어링 하중과 축심궤적의 변화를 살펴보았으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 베어링 하중의 최대점은 축 회전각이 약 260°일 경우이며, 축심궤적의 최대점은 약 300°에서 발생하게 된다.

- 베어링 하중에 영향을 끼치는 설계요소에는 토출압과 압축기의 편심량이며, 반경틈새와 축 회전수에는 거의 영향이 없음을 알 수 있었다.

- 토출압, 압축기의 편심량, 축 회전수, 그리고 편심량의 순으로 축심궤적에 영향을 보임을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 1997학년도 한양대학교 교내연구비로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

1. E. Sakurai, J. F. Hamilton, 1984, "The prediction of friction losses in variable-speed rotary compressors," Proc. of the 1984 Purdue compressor technology conference, pp. 331-338.
2. P. Pandeya, W. Soedel, 1978, "Rolling Piston Type Rotary Compressor with Special Attention to Friction And Leakage," Proc. of the 1978 Purdue compressor technology conference, pp. 209-218.
3. S. K. Padhy, 1994, "Dynamic Analysis of a Rotary compressor," Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, Vol. 116, pp. 639-646.
4. K. Sakaino, S. Muramatsu, S. Shida, O. Ohinata, 1984, "Some approaches towards a high efficiency rotary compressor" Proc. of the 1984 Purdue compressor technology conference, pp. 315-322.
5. 조인성, 장원수, 김진문, 김동우, 오석형, 정재연, 1996, "냉동 공조용 로터리 콤프레서의 축심궤적 해석," 한국유탄학회지, 제12권, 제2호, pp65-73.
6. 김현준, 강태식, 이세정, 최동훈, 1998, "롤링피스톤형 회전식 압축기의 동적 거동 해석," 대한기계학회 춘계학술대회논문집, pp.529-534.
7. J. F. Booker, 1971, "Dynamically-Loaded Journal Bearings Numerical Application of the Mobility Method," ASME Journal of Lubrication Technology, pp.168-176.
8. P. K. Goenka, 1984, "Analytical Curve Fits for Solution Parameters of Dynamically Loaded Journal Bearings," ASME Journal of Tribology, Vol.106 pp.421-427.
9. S. K. Padhy, 1992, "Mathematical Modeling and Experimental Validation of a Rotary Compressor for Dynamics, Lubrication, and Heat Transfer," Doctoral Dissertation.