

## 스크롤 압축기에 적용된 가변반경 크랭크 기구의 동적 거동에 관한 연구

김태종 · 한동철

서울대 정밀기계설계공동연구소, 서울대 기계설계학과

### Dynamic Behaviour of a Radial Compliant Crank Mechanism Used in Scroll Compressor

Tae-Jong Kim and Dong-Chul Han\*

*Institute of Advanced Machine & Design, Seoul National University*

*\*Department of Mechanical Design and Production Engineering, Seoul National University*

**Abstract**—Scroll compressor using a slide bushing type radial compliant crank mechanism is modelled, and its dynamic behaviour characteristics are analyzed. Sealing forces generated in the flank surfaces of the orbiting scroll depending on the distance,  $e$ , from slide bushing center to crank pin center are calculated. From the stable condition of orbiting scroll for the moment equilibrium in tangential direction, the range of  $e$  is determined as  $0 < e < 0.16r_o$ . Transient response of a crankshaft supported by two journal bearings is investigated, considering applied load, moment, and unbalance force by eccentric mass. As a result, conical whirl mode with circular orbits are obtained. The characteristics of journal orbits and frictional losses are calculated with a variation of viscosity and bearing clearance.

**Key Words:** Scroll Compressor, Radial Compliant Crank Mechanism, Slide Bushing, Orbiting Scroll, Crankshaft - Journal Bearing System, Shaft Locus

#### 1. 서 론

최근 냉동공조용 기기에 대한 고효율화와 저진동 저소음의 요구에 의해 스크롤 압축기가 널리 이용되고 있다. 이 압축기의 압축실은 인벌류트 곡선형상을 갖는 한쌍의 스크롤으로 구성되며, 한쪽의 스크롤은 고정되고 다른 한쪽은 자전이 구속됨과 동시에 일정한 반경으로 공전하는 선회운동을 하여 스크롤의 바깥에서 중앙으로 냉매기체를 압축한다. 윤활 및 마멸의 측면에서 선회하는 스크롤 사이의 슬립속도가 작으므로 윤활상태가 양호하고, 슬립부의 마멸, 발열 등이 비교적 작으므로 스크롤의 축방향 및 반경방향의 마멸보상 밀봉기구의 적용이 가능하다. 이 적용에 있어서 베어링계의 신뢰성, 스크롤의 반경방향 및 축방

향의 콤플라이언스(compliance) 등의 고유한 설계기술의 개발이 필요하다[1].

반경방향의 밀봉구조는 고정반경 및 가변반경의 크랭크 기구로 구분된다. 고정반경의 크랭크 기구[2-5]는 스크롤 벽의 측면(flank) 간극의 허용된 공차이내의 정밀가공과 엄격한 조립일치의 조합에 의해 그 구성이 가능하다. 하지만, 간헐적인 스크롤 벽면의 접촉이나 최대한의 허용된 벽면 간극보다 큰 고체의 오염물질이 있는 경우 스크롤이 심각하게 손상되는 경우가 있으므로 1마력급의 비교적 소형압축기에 적용되고 있다. 따라서, 스크롤 벽면의 기밀 유지에 의한 압축성능의 향상, 고체 오염물질 및 액냉매 압축에 대한 신뢰성 향상, 스크롤 벽의 가공 및 조립 오차를 자동으로 조정하기 위해 가변반경의 밀봉기구가 적절하게

사용되고 있다. 이 기구는 선회 스크롤이 벽면의 접촉을 유지하도록, 이상조건을 극복하고 스크롤 벽(wrap)의 형상에 의해 정의되는 선회 반경을 따르는 고유한 선회 경로를 찾아가는 메카니즘을 뜻한다. 역학적으로는, 선회 스크롤의 원심력을 이용하여 선회 스크롤의 벽면을 고정 스크롤의 벽면으로 압박하여 기밀을 실현하는 구조이다. 이 기구에 적용되는 결합요소의 형상에 따라, 슬라이드 부싱(slide bushing), 편심 부싱(eccentric bushing)[6-8], 슬라이더 블록(slider block)[9, 10] 등의 구조가 있다.

이 압축기는 압축기구부가 크랭크축의 끝단과 연결되는 구조의 특성으로 축에 작용하는 힘은 끝단 하중(cantilever loading)의 조건이다. 2개의 베어링 사이에서 힘이 작용하는 경우에 비해 끝단 하중 지지 베어링의 경우 베어링의 반력이 거의 3배 정도이므로 윤활막이 제대로 형성되지 않으면 마찰손실이 과다하게 된다.

본 논문에서는 슬라이드 부싱의 가변반경 크랭크 기구가 적용된 축방향의 하중을 스러스트 베어링으로 지지하는 저압방식의 스크롤 압축기를 역학적으로 모델링하였다. 선회 스크롤 및 올덤 링의 거동을 한정하는 구속력을 유도하여, 슬라이드 부싱의 중심과 크랭크 핀 중심 사이의 거리 ( $e$ )에 따라 변화하는 스크롤 벽면에서의 밀봉 힘을 계산하였다. 선회 스크롤의 모멘트 평형으로부터 밀봉 힘의 축방향 작용 위치 및 스러스트 베어링의 스러스트 작용 위치를 계산하여 선회 스크롤의 동적 거동의 안정성을 해석하였다. 원주방향의 모멘트에 대한 선회 스크롤의 평형조건에서,  $e$  값의 안정영역을 구하였다.

또, 스크롤 압축기의 크랭크축-베어링계의 동적 거동[11]을 조사하기 위한 해석 모델을 제시하였다. 즉 편심질량에 의한 불평형 힘, 작용 하중 및 모멘트가 작용하는, 2개의 저널 베어링으로 지지된 크랭크축계에서 유막반력을 고려한 과도응답을 해석하였다. 윤활유의 점도 및 베어링의 간극 변화에 따른 크랭크축 궤적의 특성과 마찰손실을 계산하였다.

## 2. 가변반경 크랭크 기구의 모델링

Fig. 1에 해석 대상의 스크롤 압축기에 적용된 슬라이드 부싱 기구의 구성을 나타낸다. 크랭크축 상단의 편심된 크랭크 핀부에 슬라이드 부싱이 삽입되고 그

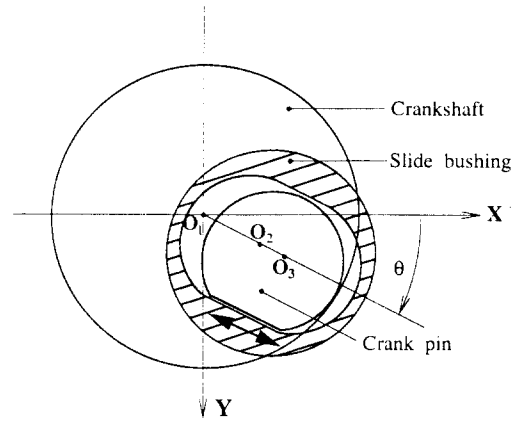


Fig. 1. Slide bushing type radial compliance mechanism.

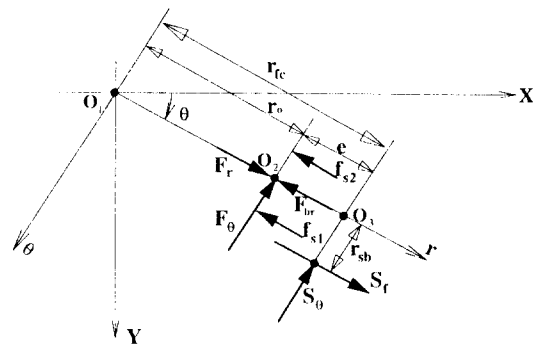


Fig. 2. Model of slide bushing mechanism.

위에 선회 스크롤의 축 베어링부가 끼워맞추어지는 구조이다. 크랭크축의 중심  $O_1$  (고정 스크롤의 중심과 일치), 슬라이드 부싱의 중심  $O_2$  (선회 스크롤의 중심과 일치), 크랭크 핀의 중심  $O_3$ 는 한 직선상에 위치하고, 선회 스크롤의 선회반경  $r_o$ 는  $\overline{O_1O_2}$ 로 표시된다. 이 구조에서, 슬라이드 부싱은 반경방향으로만 움직일 수 있고 접선방향으로의 운동은 구속된다. 선회 스크롤의 원심력 및 올덤 링의 관성력에 의한 반경방향의 힘은 슬라이드 부싱의 중심에 작용하여 선회반경을 증가시키는 작용을 하여 스크롤 벽면 사이의 반경방향의 틈새를 작게 만든다. 반경방향 틈새의 밀봉부는 스크롤의 기하학적 특성에 의해 2개의 평행한 기초원의 접선상에 위치하면서 선회각도  $\theta$ 로 선회한다. 가변반경 크랭크 기구가 적용된 경우, 밀봉부는 고정 스크롤의 중심  $O_1$ 의 양 방향에서 각각 최소한 한점 접촉을 한다고 가정한다. 최소한 2점에서 접촉

하는 상태의 슬라이드 부싱 크랭크 기구의 모델링을 표시하면 Fig.2와 같다.

선회 스크롤에 작용하는 반경방향의 합력 ( $F_r$ )은 축 베어링부에 작용하는 반경방향의 반력 ( $F_{br}$ )과 스크롤 벽의 측면 접촉부에서의 밀봉 힘 ( $f_s$ )에 의해 지지된다고 가정하면,  $F_r = F_{br} + f_s$ 이다. 축 베어링부에서의 반경방향의 유막 반력은 슬라이드 부싱을 거쳐 크랭크 핀부에 같은 크기의 힘으로 작용하므로, 슬라이드 부싱의 원심력을 고려하면 크랭크 핀부에 작용하는 반경방향의 힘은  $S_f = F_{br} + m_{sb}r_o\dot{\theta}^2$ 이다.

또, 선회 스크롤에 작용하는 원주방향의 합력 ( $F_\theta$ )은 축 베어링의 유막 반력 ( $F_{b\theta}$ )에 의해 지지되고, 크랭크 핀부에 같은 크기의 힘이 작용하므로  $S_\theta = F_{b\theta} = F_\theta$ 이다. 선회 스크롤에 작용하는 원주방향의 힘을 선회시키는데 필요한 이론적인 압축 토크는  $F_\theta r_o$ 이고, 크랭크 핀부에서의 작용력을 회전시키는데 필요한 회전 토크는  $S_\theta r_{fc} + S_f r_{sb}$ 이므로, 이들 토크의 크기가 같다고 가정하면 다음 식이 유도된다.

$$S_f = -\frac{e}{r_{sb}} \cdot S_\theta = -\frac{e}{r_{sb}} \cdot F_{b\theta} \quad (1)$$

그러므로, 밀봉 힘은 반경방향의 합력  $F_r$ 과  $\frac{e}{r_{sb}}$ 값에 따라 변화하는 축 베어링부의 반력  $F_{br}$ 의 차에 의해 계산되고, 다음과 같다.

$$f_s = F_r - S_f + m_{sb}r_o\dot{\theta}^2 = F_r + \frac{e}{r_{sb}}F_{b\theta} + m_{sb}r_o\dot{\theta}^2 \quad (2)$$

### 3. 운동방정식

#### 3-1. 선회 스크롤(Orbiting Scroll)

Fig. 3에서 고정 스크롤 기초원의 중심  $O_1$ 에 설정된 고정 좌표계는  $X-Y$ , 선회 스크롤 기초원의 중심  $O_2$ 에 설정된 고정 좌표계는  $X_m-Y_m$ 로 표시하고, 회전 좌표계  $r, \theta, z$ 에서 선회 스크롤에 작용하는 힘과 모멘트를 나타낸다. 또, 스러스트 힘을 나타내기 위해 축 방향의 단면을 표시한다. 선회 스크롤에 작용하는 반경방향의 합력은  $F_r = F_c + (f_1 + f_2)\cos\theta + (F_1 - F_2)\sin\theta - F_{rad}$ 으로 선회 스크롤의 원심력 ( $F_c$ )이 냉매가스의 압축에 의한 반경방향의 힘 ( $F_{rad}$ )보다 크므로 양(+)의 반경방향으로 작용한다. 이 합력을 지지하기 위한 스

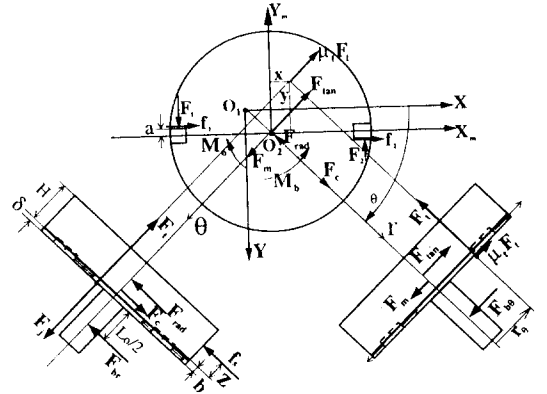


Fig. 3. Analytical model for orbiting scroll.

크롤의 밀봉 힘과 축 베어링부의 반경방향의 유막 반력은 반대 방향, 즉 스크롤의 중심으로 작용한다. 압축실내 냉매기체 힘의 합력에 의한 스러스트 힘  $F_j$ 는  $Z$ 방향으로 작용하고, 외부 반경  $R_{tho}$ 의 스러스트 베어링에 의해 지지된다. 스러스트 지지점의 위치는  $X_m-Y_m$ 좌표계에서  $x, y$ 로 표시하고, 마찰력은 Coulomb의 마찰법칙을 따른다고 가정하여  $\mu F_i$ 로 한다. 반경  $R_{or}$ 의 올덴 링과 선회 스크롤 사이 접촉면에서의 구속력은  $F_1, F_2$ 로 표시하고, 마찰력  $f_1, f_2$ 는  $f_1 = \mu|F_1|, f_2 = \mu|F_2|$ 로 가정한다. 선회 스크롤에 작용하는 냉매기체 압축력에 의한 선회 모멘트는  $M_o = F_\theta \frac{r_o}{2}$ 이고, 축 베어링부에 지지 모멘트  $M_b$ 가 작용하여  $Z$ 방향의 모멘트 평형을 이룬다. 회전 좌표계  $r, \theta, z$ 에서 선회 스크롤의 운동방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$\sum F_r = 0, \quad F_c - F_{rad} + (f_1 + f_2)\cos\theta + (F_1 - F_2)\sin\theta - f_s - F_{br} = 0 \quad (3)$$

$$\sum F_\theta = 0, \quad F_m - F_{tan} - \mu F_i - (f_1 + f_2)\sin\theta + (F_1 - F_2)\cos\theta + F_{b\theta} = 0 \quad (4)$$

$$\sum M_r = 0, \quad F_i \cdot r_o - F_{tan} \left( \frac{H}{2} + \delta + \frac{L_o}{2} \right) + F_m \left( c + \frac{L_o}{2} \right) - (f_1 + f_2)\sin\theta \left( \frac{L_o}{2} + \frac{b}{2} \right) + (F_1 - F_2)\cos\theta \left( \frac{L_o}{2} + \frac{b}{2} \right) - \mu F_i \cdot \frac{L_o}{2} = 0 \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{\theta} = 0, & F_{rad} \cdot \left(\frac{H}{2} + \delta + \frac{L_o}{2}\right) \\ & + f_s \left(Z + \delta + \frac{L_o}{2}\right) - F_c \left(c + \frac{L_o}{2}\right) \\ & - (f_1 + f_2) \cos \theta \left(\frac{L_o}{2} + \frac{b}{2}\right) - (F_1 - F_2) \\ & \sin \theta \left(\frac{L_o}{2} + \frac{b}{2}\right) = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \sum M_z = 0, & (\mu F_t \sin \theta \cdot y - \mu F_t \cos \theta \cdot x) \\ & - (F_1 + F_2) \cdot R_{or} + (f_1 - f_2) a + M_o - M_b = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

스러스트 베어링의 스러스트 지지점  $x, y$ 는  $x = r_{\theta} \sin \theta - \frac{r_o}{2} \cos \theta$ ,  $y = r_{\theta} \cos \theta + \frac{r_o}{2} \sin \theta$ 로 구해진다. 여기서,  $r_{\theta}$ 는 선회 스크롤의 반경방향의 모멘트 평형식 (5)에서 계산되고, 스러스트 베어링의 스러스트 지지점의 반경  $r_t$ 는 다음과 같다.

$$r_t = \sqrt{x^2 + y^2} = \sqrt{r_{\theta}^2 + \left(\frac{r_o}{2}\right)^2} \quad (8)$$

반경방향의 모멘트에 대한 선회 스크롤의 안정 조건은  $\tilde{\epsilon} = \frac{r_t}{R_{ho}} < 1$ 이다. 선회 스크롤의 원주방향의 모멘트 평형식 (6)에서 스크롤 벽면에 작용하는 밀봉 힘의 작용위치를 계산하면, 안정적인 밀봉 힘이 작용하는지를 판별할 수 있다. 원주방향의 모멘트에 대한 선회 스크롤의 안정조건은  $0 < \tilde{Z} = \frac{Z}{H} < 1$ 로 가정하였다.

### 3-2. 올덤 링 (Oldham Ring)

올덤 링은 서로 직교하는 형상의 돌기가 선회 스크롤의 배면 및 프레임의 가이드 슬롯(Guide Slot)에 접촉하여 선회 스크롤의 선회 자세를 일정하게 한다. Fig. 4의 모델링에서 올덤 링의 무게중심은 기하학적 중심과 일치하고, 링은 프레임의 가이드 슬롯에 장착되어  $y$ 축 방향으로만 왕복운동을 한다. 선회 스크롤의 선회 각도  $\theta = 0^\circ$ 일때 고정 스크롤의 중심  $O_1$ 과 올덤 링의 중심  $O_4$ 는 일치하고, 스크롤이 선회함에 따라 올덤 링은 고정 스크롤의 중심  $O_1$ 을 기준으로  $y_r = \overline{O_1 O_2} = r_o \cdot \sin \theta$ 로 움직이므로 선회 스크롤과 올덤 링은 1 선회 운동중  $\theta = 90^\circ, 270^\circ$ 에서 그 중심 위치가 서로 같다. 올덤 링에는 선회 스크롤에서의 반력

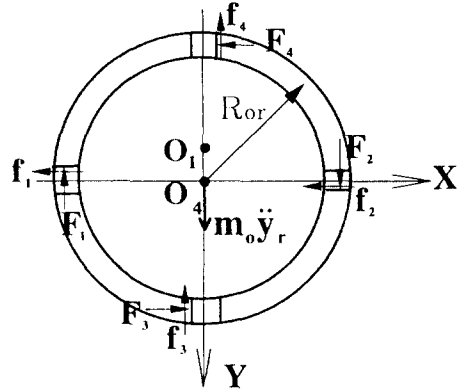


Fig. 4. Analytical model for oldham ring.

$F_1, F_2$ , 마찰력  $f_1, f_2$ 가 각각 작용하고, 링의 다른 한 쪽은  $Y$ 축을 따라 프레임의 가이드 슬롯에 의해 지지되므로 반력  $F_3, F_4$ 와 마찰력  $f_3, f_4$ 가 각각 그림에 표시된 방향으로 작용한다. 올덤 링의 운동방정식을 정리하면 다음과 같다.

$$\sum F_x = 0, f_1 + f_2 - F_3 + F_4 = 0 \quad (9)$$

$$\sum F_y = m_o \ddot{y}_r, -F_1 + F_2 - f_3 - f_4 = m_o \ddot{y}_r \quad (10)$$

$$\sum M_z = 0, F_1 + F_2 - F_3 - F_4 = 0 \quad (11)$$

### 3-3. 구속력 및 크랭크축에 작용하는 하중

선회 스크롤은 올덤 링과 결합하여 선회운동(병진 및 회전운동)을 하고, 이 운동을 한정하는 구속력은 축 베어링부의 반력  $F_{br}, F_{b\theta}$ , 밀봉 힘  $f_s$ 와 올덤 링의 반력  $F_1, F_2, F_3, F_4$ 로 구성된다. 선회 스크롤의 선회 운동을 한정하는 선회 스크롤 및 올덤 링의 구속력은 다음과 같다.

$$F_{br} = F_c - F_{rad} + (f_1 + f_2) \cos \theta + (F_1 - F_2) \sin \theta - f_s$$

$$F_{b\theta} = F_{tan} + \mu F_t + (f_1 + f_2) \sin \theta - (F_1 - F_2) \cos \theta - F_m$$

$$f_s = F_c - F_{rad} + (f_1 + f_2) \cos \theta + (F_1 - F_2) \sin \theta$$

$$+ \frac{e}{r_{sb}} \cdot F_{b\theta} + m_{sb} r_o \ddot{\theta}^2$$

$$F_1 = \frac{(\mu F_t \sin \theta \cdot y - \mu F_t \cos \theta \cdot x) + (f_1 - f_2) a + M_o - M_b}{2R_{or}}$$

$$- \frac{(f_3 + f_4)}{2} - \frac{m_o \ddot{y}_r}{2}$$

$$F_2 = \frac{(\mu F_t \sin \theta - \mu F_t \cos \theta x) + (f_1 - f_2)a + M_o - M_b}{2R_{or}} + \frac{(f_3 + f_4)}{2} + \frac{m_o \ddot{y}_r}{2}$$

$$F_3 = \frac{(\mu F_t \sin \theta - \mu F_t \cos \theta x) + f_1(R_{or} + a) + f_2(R_{or} - a) + M_o - M_b}{2R_{or}}$$

$$F_4 = \frac{(\mu F_t \sin \theta - \mu F_t \cos \theta x) - f_1(R_{or} - a) - f_2(R_{or} + a) + M_o - M_b}{2R_{or}}$$

크랭크축의 중심  $O_1$ 에 고정된 X-Y좌표계에서 크랭크 핀부에 작용하는 하중  $S_x, S_y$ 를 표시하면 다음과 같다.

$$S_x = S_f \cos \theta + S_g \sin \theta, S_y = S_f \sin \theta - S_g \cos \theta \quad (12)$$

### 3-4. 크랭크축(Crankshaft)

크랭크축의 케적 및 베어링의 부하 특성 등을 조사하는 것은 축-베어링계의 신뢰성 평가, 베어링 설계 등에 의미가 있지만, 특히 스크롤 압축기의 경우 크랭크축의 동특성이 선회 스크롤의 거동과 연관되어 고정 및 선회 스크롤 사이의 간극 특성에 영향을 미치게 되므로 중요하다. 저널 베어링에 의해 지지되는 수직의 크랭크축에 있어서, 축에 작용하는 정하중이 없어 정적 평형점이 정해지지 않거나 또는 평형점을 한정하는 정하중에 비해 비교적 큰 동하중이 작용하는 경우 베어링 유막의 강성 및 감쇠계수는 항상 변하게 되므로 비선형적이다. 이에 따라 베어링의 유막특성을 선형의 강성 및 감쇠계수로 치환할 수가 없으므로 크랭크축의 동적 거동은 비선형의 유막 힘을 고려한 비선형 과도응답에 의해 해석된다.

Fig. 5의 크랭크축의 해석 모델에서 축의 잔류 편심 질량에 의한 불평형 하중과 전동기 로터의 자이로 모멘트를 고려한 강체 축의 운동방정식을 유도한다. 베어링의 중심과 일치하는 축의 기하학적 중심에 고정 좌표계 X-Y를 설정하고 축방향의 무게중심 위치에 좌표계의 원점을 둔다. X-Y평면상에서 축의 무게중심이 기하학적 중심에서 편심되어 있으므로 편심 질량에 의한 불평형 하중을 고려한다. 편심질량의 편심반경을  $e_u$ 로 표시하면, 편심질량은 X-Y좌표계의 중심에서  $(X_o - e_u \cos(\theta + \phi), Y_o - e_u \sin(\theta + \phi))$ 에 위치한다.

축의 운동은 Fig. 6에 표시된 X, Y방향의 병진운동 성분  $X_o, Y_o$  및 경사운동 성분  $\alpha$  (Y축 회전),  $\beta$  (X축 회전)로 표시되는 회전운동으로 이루어진다. 여기서,  $\alpha, \beta$ 는 미소하다고 가정한다. 오른손의 법칙에 의해

Y방향의 세차운동  $\dot{\omega}$ 가 존재하면 X방향의 자이로 모멘트  $T_x = I_z \omega \dot{\alpha}$ 가 발생하고, X방향의 세차운동  $\dot{\beta}$ 가 존재하면 Y방향의 자이로 모멘트  $T_y = -I_z \omega \dot{\beta}$ 가 작용한다. 크랭크축의 X축, Y축, Z축의 회전 관성 모멘트  $I_x, I_y, I_z$ , 전동기의 구동 토크  $N(\theta)$ , 크랭크 핀에서의 마찰 토크  $T_s$ , 저널 베어링에서의 마찰 토크  $T_b$ 이라면 운동방정식은 다음과 같다.

$$\sum F_x = m_e \ddot{X}_o, m_e \ddot{X}_o = S_x + F_{bx} - m_e e_u \omega^2 \cos(\omega t + \phi) \quad (13)$$

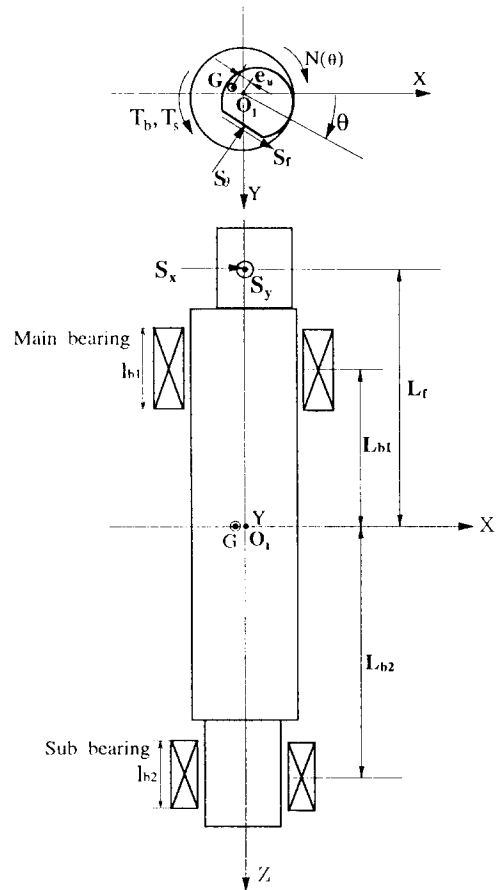


Fig. 5. Analytical model for crankshaft.

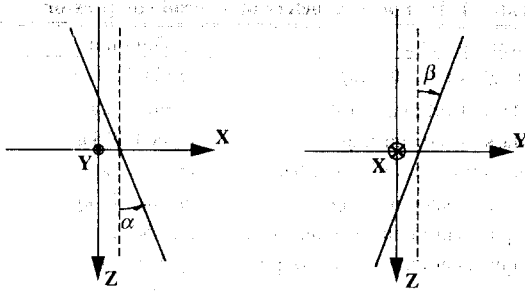


Fig. 6. Rotational & translational motion of crankshaft center.

$$\sum F_y = m_e \ddot{Y}_o, m_e \ddot{Y}_o = S_y + F_{by} - m_e e_u \omega^2 \sin(\omega t + \phi) \quad (14)$$

$$\sum M_z = I_z \ddot{\theta}, I_z \ddot{\theta} = N(\theta) - (S_{\theta} r_{fc} - S_f r_{sb} + T_b + T_s) \quad (15)$$

$$\sum M_x = I_x \ddot{\beta} + I_z \omega \dot{\alpha}, I_x \ddot{\beta} = -I_z \omega \dot{\alpha} + M_x + M_{bx} \quad (16)$$

$$\sum M_y = I_y \ddot{\alpha} - I_z \omega \dot{\beta}, I_y \ddot{\alpha} = I_z \omega \dot{\beta} + M_y + M_{by} \quad (17)$$

여기서, 
$$\begin{pmatrix} F_{bx} \\ F_{by} \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^2 \begin{pmatrix} F_{bxi} \\ F_{byi} \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} M_x \\ M_y \end{pmatrix} = \pm \begin{pmatrix} S_y \\ S_x \end{pmatrix} \cdot L_f, \begin{pmatrix} M_{bx} \\ M_{by} \end{pmatrix} = \pm \sum_{i=1}^2 \begin{pmatrix} F_{bxi} \\ F_{byi} \end{pmatrix} \cdot Z_{hi} \text{이다.}$$

또,  $T_s = (\mu \sqrt{S_x^2 + S_y^2}) \cdot r_s$ ,  $T_b = \sum_{i=1}^2 T_{bi}$ ,  $T_{bi} = (\mu \sqrt{F_{bxi}^2 + F_{byi}^2}) \cdot r_i$ ,  $Z_{i1} = -L_{b1}$ ,  $Z_{i2} = L_{b2}$ 이고,  $i=1, 2$ 는 각각 주 및 보조 베어링을 표시한다. 각 베어링의 축방향의 중심에서, 크랭크축 중심의 위치 및 속도는 다음과 같다.

$$\begin{pmatrix} X_i \\ Y_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{X}_o + \alpha Z_{ii} \\ \dot{Y}_o - \beta Z_{ii} \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} \dot{X}_i \\ \dot{Y}_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{X}_o + \alpha \dot{Z}_{ii} \\ \dot{X}_o - \beta \dot{Z}_{ii} \end{pmatrix} \quad (i=1, 2) \quad (18)$$

3-4-1. 저널 베어링의 반력

저널 베어링에서 유막 압력의 합력에 의한 베어링 반력은 레이놀즈 방정식에서 구할 수 있고, 베어링의 축방향에 비해 원주방향의 압력구배는 무시할 수 있으므로 무한히 얇은 베어링으로 모델링하였다.

Fig. 7에서 베어링 중심에서 크랭크축 중심까지의 거리를  $X_i, Y_i$ 로 표시하고, 베어링의 원주방향의 원점과 방향을 앞서의 선회각도  $\theta$ 의 원점 및 방향과 서로 일치

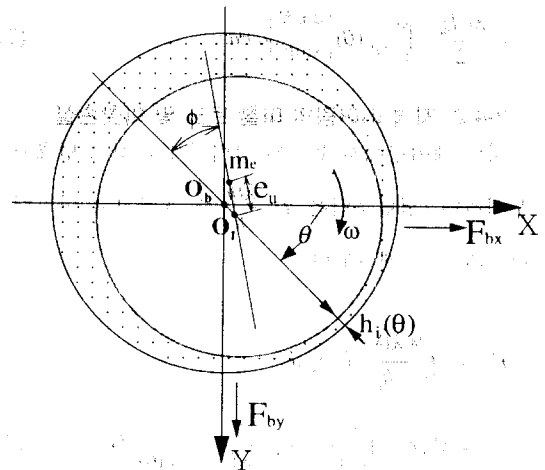


Fig. 7. Crankshaft and journal bearing notation.

하는 것으로 가정한다. 또, 크랭크축의 회전 각속도  $\omega$ 와 선회 스크롤의 선회 각속도는  $\theta$ 로서 같다고 가정하면 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial z} (h_i^3 \frac{\partial p_i}{\partial z}) = 6\lambda \theta \frac{\partial h_i}{\partial \theta} + 12\lambda \frac{\partial h_i}{\partial t},$$

$$h_i = C_i - X_i \cos \theta - Y_i \sin \theta \quad (19)$$

여기서, 하첨자  $i=1, 2$ 는 각각 주 베어링과 보조 베어링을 표시하고,  $p_i$ 는 유막압력,  $\lambda$ 는 냉동기유의 점성계수,  $C_i$ 는 저널과 베어링의 중심이 일치할 때의 반경 틈새,  $h_i$ 는 유막의 간극을 나타낸다.

베어링내 유막의 발생압력은 다음과 같이 결정된다.

$$p_i - p_a = 3\lambda z (z - l_{bi}) \cdot \frac{\theta(X_i \sin \theta - Y_i \cos \theta) - 2(X_i \cos \theta + Y_i \sin \theta)}{h_i^3} = 3\lambda z (z - l_{bi}) f_{pi}(\theta) \quad (20)$$

저널 베어링의 유막 압력의 합력에 의한 반력의 계산에 있어서, 음압의 유막 영역은 제외되어야 하므로 Gumbel의 경계조건을 이용하여 유막의 발생 압력  $p_i - p_a$ 가 0이 되는 베어링의 원주방향의 경계점  $\theta_{i1}, \theta_{i2}$ 를 결정하였다. 저널 베어링의 유막압력에 의한 반력은 식 (20)를 적분하여 구한다.

$$\begin{pmatrix} F_{bxi} \\ F_{byi} \end{pmatrix} = -r_i \int_0^{l_{bi}} \int_{\theta_{i1}}^{\theta_{i2}} (p_i - p_a) \begin{pmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{pmatrix} d\theta dz$$

$$= \frac{\lambda r_i l_{bi}^3}{2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} f_{pi}(\theta) \begin{pmatrix} \cos\theta \\ \sin\theta \end{pmatrix} d\theta \quad (21)$$

### 3-4-2. 저널 베어링의 마찰 토크 및 마찰손실

저널 베어링에서 유막의 압력차에 의한 전단효과를 무시하면, 전단응력은  $\tau = \frac{\lambda \dot{\theta} r}{h}$ 로 표시되고 마찰력은 다음과 같이 계산된다.

$$F_{fi} = \int_0^{2\pi} \frac{\lambda \dot{\theta} r_i}{h_i} l_{bi} r_i d\theta$$

$$= \lambda l_{bi} r_i^2 \int_0^{2\pi} \frac{\dot{\theta}}{(C_i - X_i \cos\theta - Y_i \sin\theta)} d\theta \quad (22)$$

주 및 보조 베어링에서, 마찰 토크  $T_b$  및 크랭크축의 마찰력에 의한 마찰손실  $L_f$ 는 다음과 같다.

$$T_b = T_1 + T_2 = F_{f1} r_1 + F_{f2} r_2 \quad (23)$$

$$L_f = L_1 + L_2 = \frac{\bar{\theta}}{2\pi} \left[ \int_0^T T_1 \dot{\theta} dt + \int_0^T T_2 \dot{\theta} dt \right] \quad (24)$$

여기서,  $\bar{\theta}$ 는 축의 각속도  $\theta$ 의 주기시간  $T$  동안의 평균값을, 하첨자 1, 2는 각각 주 베어링과 보조 베어링을 표시한다.

마찰계수는  $\mu_1 = \frac{F_{f1}}{F_{b1}}$ ,  $\mu_2 = \frac{F_{f2}}{F_{b2}}$  이고,  $F_{b1} = \sqrt{F_{bx1}^2 + F_{by1}^2}$ ,  $F_{b2} = \sqrt{F_{bx2}^2 + F_{by2}^2}$  이다.

## 4. 해석 대상의 스크롤 압축기의 주요 제원

해석 대상의 스크롤 압축기는 축동력이 1827W인 3마력급의 모델으로서, 흡입 압력  $p_s = 0.6$  MPa, 토출압력  $p_o = 2.18$  MPa의 조건에서 운전된다. 계산에 사용된 스크롤 압축기의 주요 설계변수는 Table 1 과 같다.

## 5. 계산과정 및 결과

### 5-1. 계산 과정

앞서 유도된 7원 1차의 연립방정식으로 구성되는 구속력과 크랭크축의 운동을 계산하기 위해 다음의 수치해석방법을 따른다.

**Table 1. Design parameters of a scroll compressor**

Orbiting radius	$r_o = 3.95$ mm
Height of scroll wrap	$H = 24.72$ mm
Mass of orbiting scroll	$m_o = 0.78$ kg
Mass of oldham ring	$m_o = 0.049$ kg
Eccentric mass of crankshaft	$m_e = 3.35$ kg
Mass of slide bushing	$m_{sb} = 0.055$ kg
Equivalent radius of lodham ring	$R_{or} = 58$ mm
Equivalent radius of crank pin	$r_s = 8.2$ mm
Distance between crank pin center and cut-down surface	$r_{sb} = 6.85$ mm
Outer radius of thrust bearing	$R_{tho} = 48$ mm
Distance between ctankshaft center & crank pin center ( $\overline{O_1 O_3}$ )	$r_{fc} = 2.69$ mm
Eccentric distance between orbiting scroll center & crank pin center ( $\overline{O_2 O_3}$ )	$e = 1.26$ mm
Radius of eccentric mass of crankshaft	$e_u = 1.03$ mm
Shaft bearing length of orbiting scroll	$L_o = 2.7$ mm
Half width of oldham ring slot	$a = 3.98$ mm
Height of oldham ring slot	$b = 5.25$ mm
Axial position of orbiting scroll gravity center	$c = 5.2$ mm
Base plate thickness of orbiting scroll	$\delta = 7.46$ mm
Inertia of moment of x, y coordinate	$I_x = I_y = 0.0076$ N·m·s <sup>2</sup>
Intertia of moment of z coordinate	$I_z = 0.0017$ N·m·s <sup>2</sup>
Distance of main bearing axial center position from crankshaft gravitational center	$L_{b1} = 79.36$ mm
Distance of main bearing axial center position from crankshaft gravitational center	$L_{b2} = 134.3$ mm
Distance of crank pin axial center position from crankshaft gravitational center	$L_f = 113.61$ mm
Main bearing length	$l_{b1} = 35.39$ mm
Sub bearing length	$l_{b2} = 22.05$ mm
Radius of crankshaft on main bearing	$r_1 = 12.72$ mm
Radius of crankshaft on sub bearing	$r_2 = 9.48$ mm
Outer radius of slide bushing	$r_3 = 12.68$ mm

(1) 해의 회전 주기성 조건이 만족되도록 초기 각속도 ( $\dot{\theta}(0)$ ) 및 마찰계수의 값을 정한다.

(2) 구속력의 계산에는 Newton-Raphson의 반복 계산방법을, 크랭크축의 궤적 운동의 계산은 4차의 Runge-Kutta을 이용한다.

(3) 베어링 반력의 계산에 있어서, 유막압력의 적분은 Simpson의 적분공식을 사용하였다.

5-2. 계산 결과

선회 스크롤에 작용하는 냉매기체의 압축 힘들은 스크롤의 형상 및 운전조건 등에 의해 결정된다. 반경방향의 힘  $F_{rad}$ 은 164.1 N의 일정한 크기로 선회각도  $\theta$ 에 관계없이 일정하게 스크롤의 중심방향으로 작용하고, 접선방향의 힘  $F_{tan}$ , 선회 모멘트  $M_o$ 는 Fig. 8과 같이 변화한다. 크랭크축의 회전거동은 Fig. 9와 같고,

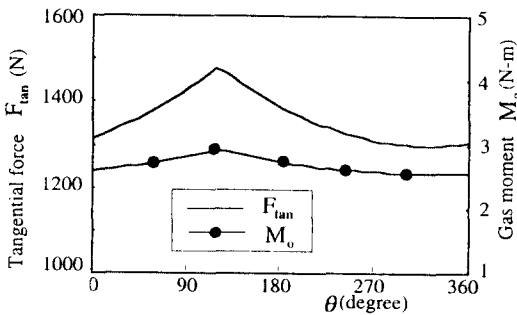


Fig. 8. Tangential force  $F_{tan}$  & gas moment  $M_o$ .

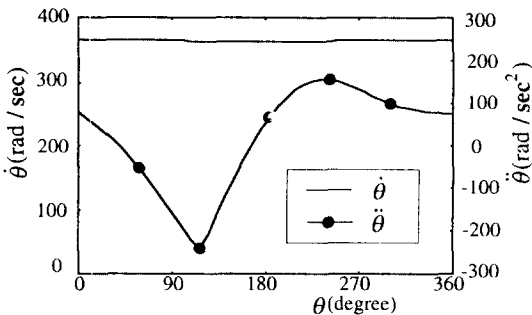


Fig. 9. Rotary behaviour of crankshaft.

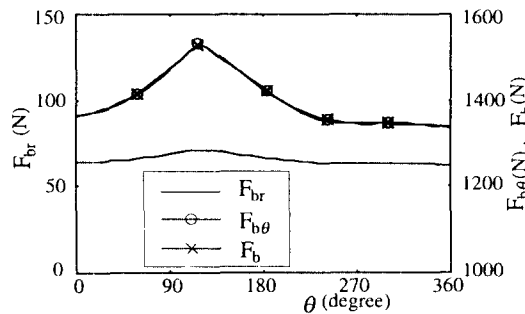


Fig. 10. Bearing load of orbiting scroll shaft.

각속도의 변동율이 작으므로 안정적인 거동을 나타낸다. 선회 스크롤의 축 베어링에서의 반력 즉, 축 베어링에 작용하는 반경방향 및 접선방향의 하중은  $F_{br}, F_{b\theta}$ 이고, 하중의 크기는  $F_b$ 로서 Fig. 10과 같다. 축 베어링에서의 지지 모멘트  $M_b$ 는 Fig. 11과 같이 계산된다. 선회 스크롤의 축 베어링에 작용하는 힘과 모멘트를 크랭크축의 크랭크 핀에 같은 힘과 모멘트

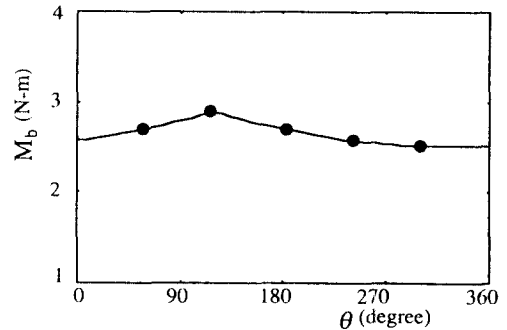


Fig. 11. Orbiting scroll shaft bearing resistance moment.

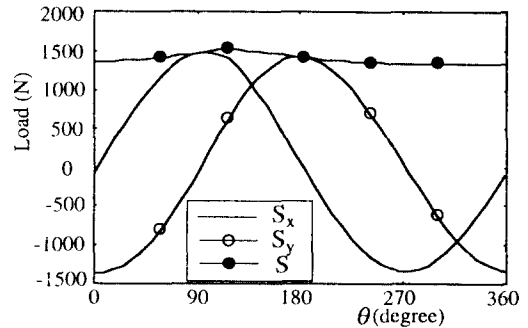


Fig. 12. Applied load on crank pin.

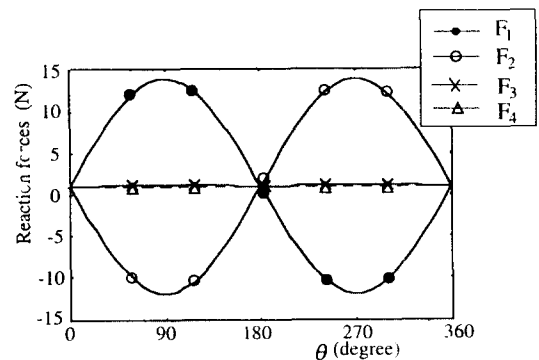


Fig. 13. Oldham ring reaction forces.



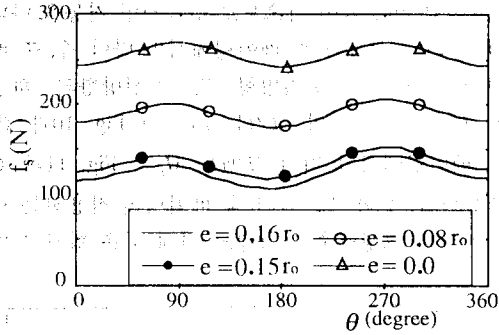


Fig. 14. Sealing force  $f_s$  vs.  $e/r_o$ .

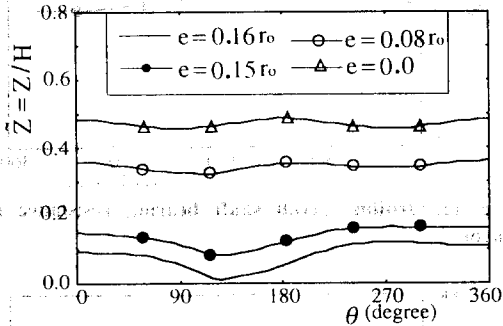


Fig. 15. Axial position of the sealing force.

가 작용하는 것으로 가정하면, 크랭크 핀에 작용하는 X, Y방향의 하중  $S_x, S_y$ 는 Fig. 12와 같다. 올댐 링에 작용하는 구속력은  $F_1, F_2, F_3, F_4$ 로서 Fig. 13과 같다. 선회 스크롤의 선회운동과 올댐 링의 왕복운동에 의한, 선회 스크롤과 올댐 링 사이의 접촉반력  $F_1, F_2$ 는 그림과 같이 주기적으로 변화함을 알 수 있다.

가변반경의 크랭크 기구는 스크롤 벽의 형상에 의해 결정되는 선회 반경으로 선회 스크롤이 선회하게 하는 구조이다. 본 해석 모델에 설정된, 슬라이드 부싱의 중심에서 크랭크 핀의 중심까지의 거리  $O_2O_3$ 는  $e = 0.08r_o$ 이다. 계산의 편의상, 슬라이드 부싱의 중심  $O_2$ 와 크랭크 핀의 중심  $O_3$ 가 같을 때 즉,  $r_o = \overline{O_1O_2} = \overline{O_1O_3}$  일때  $e = 0$ 로 가정한다. 선회반경을 일정한 값으로 가정하면,  $e$ 값은 크랭크 핀부의 형상에서 설계 변수로 생각할 수 있다. 설계변수  $e$ 값에 대해 선회 스크롤에 작용하는 밀봉 힘의 변화를 나타내면 Fig. 14와 같다. 변수  $e = 0.08r_o$ 의 값에서 안정적인 밀봉 힘이 계산되고,  $e$  값이 커지면 밀봉 힘은 감소하고  $e$

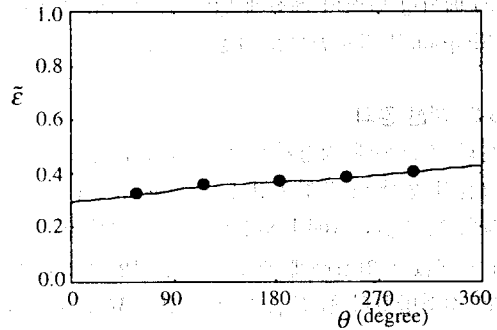


Fig. 16. Orbiting scroll stability on the thrust bearing.

값이 작아지면 밀봉 힘은 증가한다. 스크롤의 기하학적 형상에 의해  $e$  값의 영역은 0 보다 작아질 수 없으므로 하한값은 0으로 가정하고, 상한값을 결정하면 안정적인  $e$  값의 영역이 한정된다. 스크롤 벽면에 작용하는 밀봉 힘의 작용위치  $Z$ 는 선회 스크롤 원주 방향의 모멘트 평형식에서 계산되고,  $e$  값에 대한 축 방향의 작용위치  $Z$ 는 Fig. 15와 같다. 원주 방향의 모멘트에 대한 선회 스크롤의 안정조건은  $0 < \bar{Z} (= \frac{Z}{H}) < 1$  이므로,  $Z = 0$ 로 근접할 때의 밀봉 힘을 결정할 수 있다. 이때의 밀봉 힘에 대한  $e$ 값은  $0.16r_o$ 이므로 안정적인  $e$  값의 영역은  $0 < e < 0.16r_o$ 이다. 본 해석 모델의 압축기에 설정된  $e$ 값은  $0.08r_o$ 이므로 설계가능한 안정영역에서 중간의 값을 적용한 것으로 생각할 수 있다.

선회 스크롤의 축방향의 하중을 지지하기 위해 스러스트 베어링에서 스러스트 반력이 작용한다고 가정한다. 또, 이 스러스트 반력의 작용 지지점은 원주 방향의 힘에 의한 반경방향의 불균형 모멘트를 지지하는 곳에 위치한다. 축방향의 하중을 지지하는 스러스트 베어링의 스러스트 지지점의 위치에 의한 반경방향의 모멘트에 대한 선회 스크롤의 안정성을 표시하면 Fig. 16과 같이 안정적으로 나타난다.

초기 시간  $t = 0$ 일때, 축중심  $X_o, Y_o$ 의 초기조건을 X-Y 좌표계의 원점 부근의 위치로 하여 크랭크축이 정상조건으로 회전하게 되는 4회전 동안의 과도응답 해석의 결과로서 각 베어링에서의 축중심의 궤적 및 축방향의 크랭크축 무게 중심의 궤적을 표시하면 Fig. 17과 같다. 그림에서 좌표계의 종축과 횡축을 베어링 반경방향의 틸트  $C_1, C_2$  및  $C$ 로서 무차원화한 편심율로서 나타내면, 축의 편심도, 진폭의 크기, 수

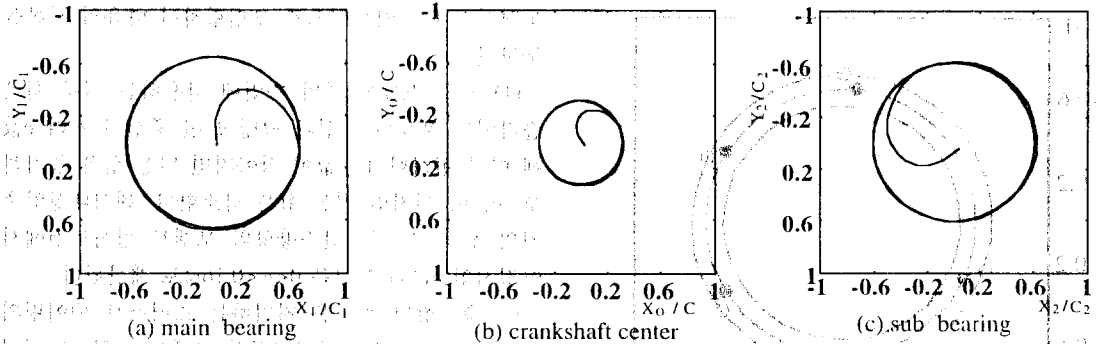


Fig. 17. Transient orbits of crankshaft: ( $\lambda=5cP, C_1=33\mu, C_2=30\mu, C=\frac{C_1+C_2}{2}$ ).

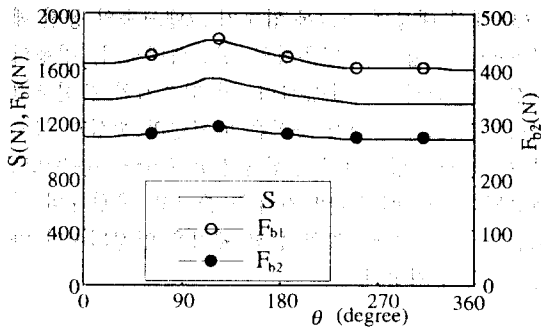


Fig. 18. Load S applied on crank pin and bearing oil film reaction forces  $F_{b1}, F_{b2}$ .

럼의 과정 등을 알 수 있다. 크랭크축의 휘돌림 형태 (whirl mode)는 원추형의 진동형태(conical whirl)로서 원형의 안정적인 궤적으로 운동한다. 이 궤적의 중심은 저널 베어링의 중심과 거의 일치하고, 정상 운전 압력비의 조건에서 주 베어링의 편심율은  $\epsilon=0.65$  정도인 크기를 나타내었다. 참고로, 대부분 저널 베어링은 편심율  $\epsilon=0.6-0.7$ 의 영역에서 운전되도록 설계되어지는 것으로 알려져 있으므로(12), 해석 대상의 스크롤 압축기는 안정적인 설계영역에서 운전되는 것으로 사료된다. Fig. 18에서는 크랭크축이 정상 조건으로 운전하게 되는 4회전 과정에서 마지막 1회전의 작용하중의 크기와 각 베어링에서의 반력 크기의 변화를 나타낸다. Fig. 19에서는 크랭크축이 정상 조건으로 운전하게 되는 4회전 과정에서의 궤적의 크기와 형상을 비교한다. 이상과 같이 복수의 베어링으로 지지된 크랭크축 - 베어링계에서 축중심의 궤적, 베어링 부하 등을 동시에 계산하였다. 크랭크축 중심의 궤적 형상에 영향을 미치는 인자로서 윤활유

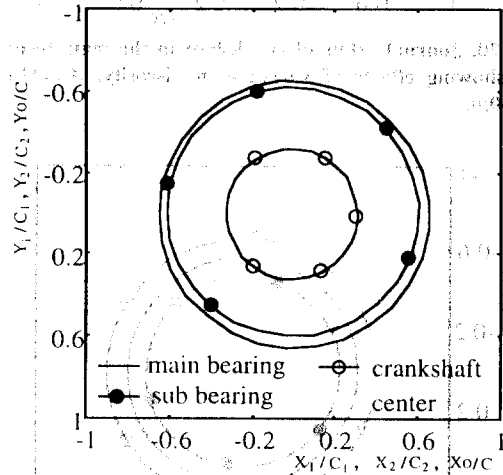


Fig. 19. Steady state journal orbit in the main bearing, sub bearing and crankshaft center.

( $\lambda=5cP, C_1=33\mu, C_2=30\mu, C=\frac{C_1+C_2}{2}$ ).

의 점도값과 베어링 간극의 크기를 고려한다. Fig. 20에 윤활유 점도값의 변화에 대한 주 베어링 위치에서의 궤적의 형상을 나타낸다. 이 결과에서 점도값이 높아지면 베어링의 유막반력이 커지게 되므로, 축의 궤적형상이 안정화 되는 일반적인 현상을 볼 수 있다. 베어링의 간극의 변화에 따른 주 베어링 위치에서의 궤적의 형상을 Fig. 21에 표시한다. 앞서와 같이, 베어링의 간극을 줄여도 베어링의 유막반력이 커지게 되어 축의 궤적 형상이 안정적으로 되는 것을 확인하였다. 윤활유의 점도를 높이고, 베어링과 간극을 줄임에 따라 축의 동적인 안정성은 향상되지만 이에 따른 마찰손실의 증대가 문제로 제기된다. 각 설계조건에 대한 마찰손실 및 마찰계수의 값을 정리하

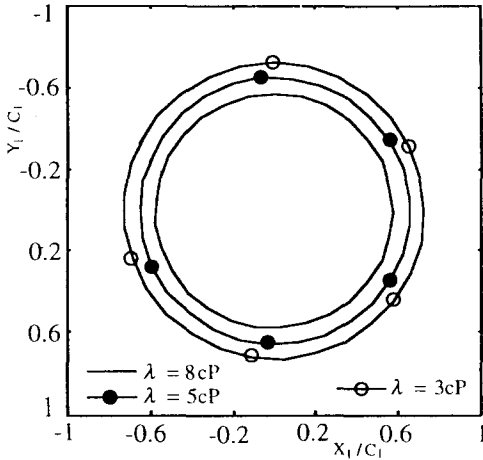


Fig. 20. Journal orbits of crankshaft in the main bearing showing effects of variation in viscosity. ( $C_1=33\mu$ ,  $C_2=30\mu$ ).

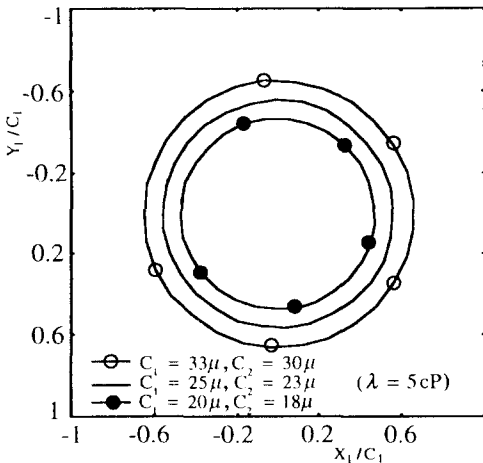


Fig. 21. Journal orbits of crankshaft in the main bearing showing effects of variation in bearing clearances.

면 Table 2 와 같다. 결과적으로 축의 동적 거동과 마찰손실을 고려한 베어링의 간극 및 윤활유의 선택이 중요하게 된다.

### 6. 결 론

선회 스크롤에 적용하는 냉매기체 압축 힘들의 작용에 의한, 반경방향 및 원주방향의 동적 거동 특성은 축방향 및 반경방향의 밀봉과 관련하여 압축기 성능에 직접적인 영향을 미친다. 이에 따라, 슬라이드부싱의 가변반경 크랭크 기구를 이용한 스크롤 압축기의

동력전달계를 역학적으로 모델링하여 다음의 결론을 구하였다.

(1) 선회 스크롤 벽의 측면에 작용하는 밀봉 힘은 슬라이드 부싱의 중심과 크랭크 핀 중심의 거리  $e$  값에 따라 변화한다.  $e$  값이 작아지면 밀봉 힘은 증가하고,  $e$  값이 커지면 밀봉 힘은 감소한다. 해석대상압축기의 선회 스크롤 원주방향의 모멘트 평형조건에서 안정적인  $e$  값의 영역은  $0 < e < 0.16r_o$ 로 계산된다.

(2) 축방향의 하중을 지지하는 스러스트 베어링의 스러스트 지지점은 반경방향의 모멘트 평형조건에서 계산된다. 해석 대상 모델의 경우, 반경방향의 모멘트에 대한 선회 스크롤의 거동은 안정적이다.

(3) 해석 대상의 스크롤 압축기 크랭크축의 공전 궤적(whirl)의 형태는 원추형의 진동형태로서, 원형의 안정적인 궤적으로 운동한다. 이 압축기의 운전조건에서 크랭크축의 궤적 중심은 베어링의 중심과 일치하고, 주 베어링에서의 편심율은  $\epsilon=0.65$ 의 수준으로 계산된다. 또, 베어링의 간극을 줄이고, 윤활유의 점도를 높이면 크랭크축의 동적 궤적은 안정되지만 마찰손실은 증가한다.

### 후 기

본 논문은 한국과학재단 지원 터-보 동력기계우수 연구센터의 연구활동의 일환으로 이루어진 것입니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

### 참 고 문 헌

1. James W.Bush & John P. Elson, 1988, "Scroll Compressor Design Criterion for Residential Air Conditioner & Heat Pump Applications. Part1 :Mechanics," Proceedings of PCEC-At Purdue, Vol.1 , pp. 83-92.
2. Estuo Morishita & Masahiro Sugihara, 1986, "Scroll Compressor Dynamics (1st Report, The Model for the Fixed Model)," Bulletin of JSME, Vol.29, No.248, pp. 476-482.
3. Ishii, N. and Yamamura, M., 1988, "On the Superior Dynamic Behavior of a Variable Rotating Speed Scroll Compressor," Proc. Purdue Compressor Technology Conference, Vol.1, pp. 75-82 .
4. 石井徳章, 福嶋雅文, 1987, "スクロール壓縮機の動的

- 舉動(機械力學的解析), 日本機械學會論文集(C編), 第53卷491號, pp. 1368-1376.
5. 김태중, 안영재, 1993, "스크롤 압축기의 크랭크축의 동적거동에 관한 수치적 연구," 대한기계학회논문집, 제17권, 제8호, pp. 1940-1950.
  6. Esuto Morishita & Masahiro Sugihara, 1986, "Scroll Compressor Dynamics(2nd Report, The Compliant Crank & the Vibration Model)," Bulletin of JSME, Vol.29, No.248, pp. 483-488.
  7. Tsutomu Ihaba & Masahiro Sugihara, 1986, "A Scroll Compressor with Sealing Means & Low Pressure Side Shell," Proceedings of ICEC-At Purdue, Vol.3, pp. 887-900.
  8. E.Morishita, 1984, "Scroll Compressor Analytical Model," Proc. Purdue Compressor Technology Conference, Vol.1, pp. 487-495.
  9. Jeff J.Nieter, 1990, "Dynamics of Compliance Mechanisms in Scroll Compressor Part 2-Radial Compliance," Proceedings of International Compressor Engineering Conference-At Purdue, Vol 1, pp. 317-326.
  10. Kiyoshi Sawai & Shuichi Yamamoto, 1989, "Low-Pressure Type Scroll Compressor for Air Conditioners," National Technical Report, Vol.35, No.6, pp. 80-86.
  11. 服部仁志, 川島教嗣, 1990, "大きな動荷重が作用するロ-タすへり 軸受系の動解析," 日本 機械學會論文集(C編), 第56卷 530號, pp. 2684-2690.
  12. M. J. Goodwin, 1989, "Dynamics of Rotor-Bearing Systems," Unwin Hyman Ltd.