

# 스크롤 압축기 스러스트 베어링의 윤활 해석

김병직 (LG전자 디지털 어플라이언스 연구소)

## Lubrication Analysis of Thrust Bearings in Scroll Compressors

Byung-Jik Kim (Digital Appliance Research Laboratory, LG Electronics Inc.) *bjikkim@lge.com*

### ABSTRACT

A method of lubrication analysis of thrust bearings in scroll compressors is proposed. A thrust bearing of typical scroll compressor is analyzed to investigate effects of bearing surface deformation.

**Keywords :** scroll compressor, thrust bearing, orbiting motion, Reynolds equation

### 기호 설명

$h$	film thickness, m
$h_0$	clearance at orbiting scroll center, m
$p$	film pressure, Pa
$r$	radial coordinate, m
$r_s$	orbiting radius, m
$t$	time, s
$x, y, z$	coordinate system fixed at main frame, m
$x_a$	position of bearing load in $x$ direction, m
$y_a$	position of bearing load in $y$ direction, m
$F_a$	bearing load, m
$H$	power loss, W
$V_r$	radial component of velocity, m/s
$V_\theta$	circumferential component of velocity, m/s
$V_{OS}$	orbiting speed, m/s
$\alpha$	tilting angle in $y$ direction, rad
$\beta$	tilting angle in $x$ direction, rad
$\gamma$	deformation angle of bearing surface, rad
$\mu$	oil viscosity, Pa·s
$\theta$	circumferential coordinate, rad
$\psi$	crank angle, rad
$\omega$	rotational speed, rad

### Subscripts

- 1 main frame
- 2 orbiting scroll

## 1. 서론

에어컨에 적용하고 있는 압축기 중에서 스크롤 압축기는 타 방식의 압축기와 비교하여 고효율, 저소음, 고신뢰성 등의 우수한 압축 메커니즘을 가지고 있어 그 적용 범위가 점차 넓어지고 있다. 이러한 스크롤 압

축기의 선회 스크롤을 지지하는 스러스트 베어링은 마찰 손실의 주요 원인 중 하나이므로, 스러스트 베어링의 적절한 성능 예측은 효율 향상 및 신뢰성 확보를 위해 매우 중요하다.

따라서 본 연구에서는, 윤활 해석을 통해 스크롤 압축기 스러스트 베어링의 성능을 예측할 수 있는 방법을 제시하고, 베어링면의 변형이 스러스트 베어링 성능에 미치는 영향을 고찰하고자 한다.

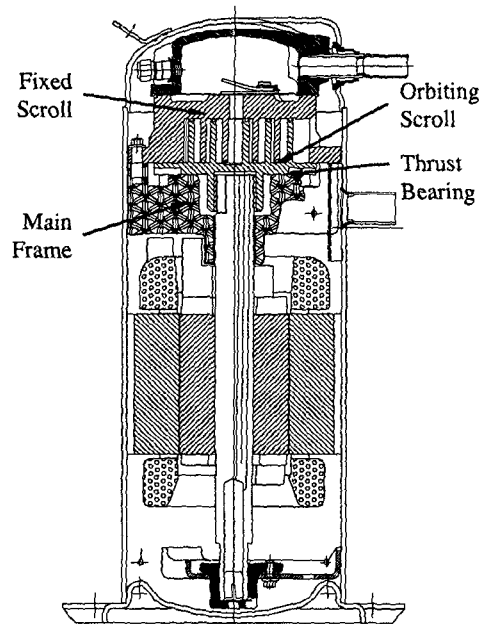


Fig. 1 Typical scroll compressor.

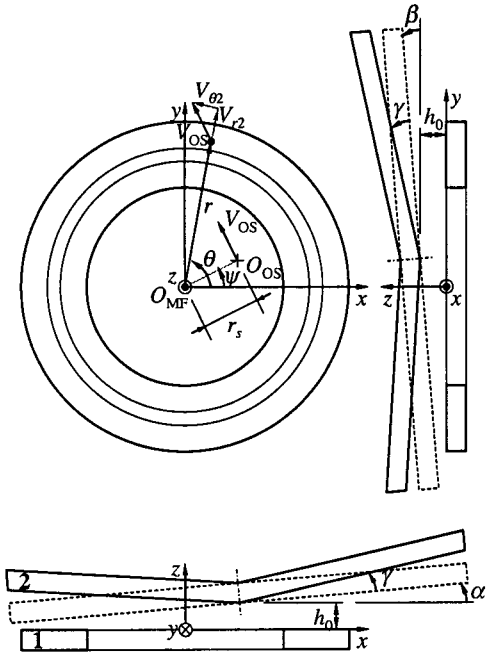


Fig. 2 Model of analysis.

## 2. 해석 모델

스크롤 압축기의 전체 구조는 Fig. 1과 같고, 본 연구에서의 해석 대상은 선회 스크롤과 메인 프레임 사이의 스러스트 베어링이다. Figure 2는 스크롤 압축기 스러스트 베어링에 대한 해석 모델의 개략도이다. 선회 스크롤은 압축실의 높은 온도 및 압력에 의해 변형되는데, 여기서는 이에 따른 베어링면의 변형을 각도  $\gamma$ 로 모델링하였다[1].

### 2.1 Reynolds 방정식

원통 좌표계에서 Reynolds 방정식은 다음과 같다[2].

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial r} \left( rh^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \\ = 6\mu \left\{ \frac{\partial}{\partial r} [rh(V_{r1} + V_{r2})] + \frac{\partial}{\partial \theta} [h(V_{\theta1} + V_{\theta2})] \right\} \\ + 12\mu r \frac{\partial h}{\partial t} \end{aligned} \quad (1)$$

Figure 2의 해석 모델에서 유막 두께는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} h(r, \theta, t) = h_0 + \gamma \sqrt{r_s^2 + r^2 - 2r_s r \cos(\theta - \psi)} \\ + (r \cos \theta - r_s \cos \psi) \alpha + (r \sin \theta - r_s \sin \psi) \beta \end{aligned} \quad (2)$$

스크롤 압축기의 선회 스크롤은 고정된 메인 프레임 위에서 선회 운동을 하는 구조

로 되어 있으므로 베어링면의 속도는 다음과 같다.

$$V_{r1} = 0, V_{r2} = r_s \omega \cos \left( \frac{\pi}{2} + \psi - \theta \right) \quad (3)$$

$$V_{\theta1} = 0, V_{\theta2} = r_s \omega \sin \left( \frac{\pi}{2} + \psi - \theta \right) \quad (4)$$

따라서 스크롤 압축기의 스러스트 베어링에 대해 Reynolds 방정식 (1)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial r} \left( rh^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \\ = 6\mu r_s \omega \left[ \cos \left( \frac{\pi}{2} + \psi - \theta \right) r \frac{\partial h}{\partial r} \right. \\ \left. + \sin \left( \frac{\pi}{2} + \psi - \theta \right) \frac{\partial h}{\partial \theta} \right] + 12\mu r \frac{\partial h}{\partial t} \end{aligned} \quad (5)$$

### 2.2 선회 스크롤의 운동 방정식

선회 스크롤의 관성을 무시하면 선회 스크롤의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$R_1 = F_a - \iint pr dr d\theta = 0$$

$$R_2 = F_a x_a - \iint pr^2 \cos \theta dr d\theta = 0 \quad (6)$$

$$R_3 = F_a y_a - \iint pr^2 \sin \theta dr d\theta = 0$$

선회 스크롤의 자세를 알고 있다고 하면, 식 (6)을 1차 Taylor 전개하여 다음과 같이 운동 방정식을 만족하는 선회 스크롤의 운동 속도를 결정할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{\alpha}^{n+1} \\ \dot{\beta}^{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\alpha}^n \\ \dot{\beta}^n \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \frac{\partial R_1}{\partial \alpha} & \frac{\partial R_1}{\partial \beta} & \frac{\partial R_1}{\partial \dot{\alpha}} \\ \frac{\partial R_2}{\partial \alpha} & \frac{\partial R_2}{\partial \beta} & \frac{\partial R_2}{\partial \dot{\alpha}} \\ \frac{\partial R_3}{\partial \alpha} & \frac{\partial R_3}{\partial \beta} & \frac{\partial R_3}{\partial \dot{\alpha}} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} R_1^n \\ R_2^n \\ R_3^n \end{bmatrix} \quad (7)$$

따라서 선회 스크롤의 초기 자세를 가정 하면 주어진 한 주기의 하중 조건에 대해 선회 스크롤의 운동 궤적을 계산할 수 있고, 이를 반복하면 정상 상태에서 한 주기 동안의 닫힌 궤적을 구할 수 있다.

### 2.3 최소 유막 두께와 마찰 손실

선회 스크롤의 운동 궤적과 매 순간의 압력 분포를 구하고 나면 식 (2)로부터 최소 유막 두께를, 그리고 다음의 식 (8)로부터 마찰 손실을 각각 결정할 수 있다.

$$\begin{aligned} H = \iint \frac{h^3}{12\mu} \left[ \left( \frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{\partial p}{r \partial \theta} \right)^2 \right] r dr d\theta \\ + \iint \frac{\mu}{h} \left[ (V_{r1} - V_{r2})^2 + (V_{\theta1} - V_{\theta2})^2 \right] r dr d\theta \end{aligned} \quad (8)$$

Table 1 Condition of numerical simulations.

Rotational speed	3600 rpm(cw)
Oil viscosity	0.015 Pa·s
Orbiting radius	4 mm
Inner diameter of thrust bearing	50 mm
Outer diameter of thrust bearing	90 mm
Inner diameter of oil groove	70 mm
Outer diameter of oil groove	80 mm
Deformation angle	$0\sim 3\times 10^{-4}$ rad

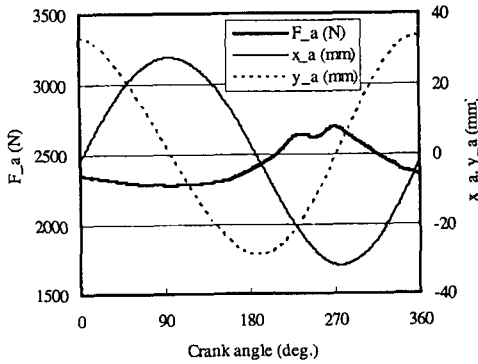


Fig. 3(a) Bearing load (standard).

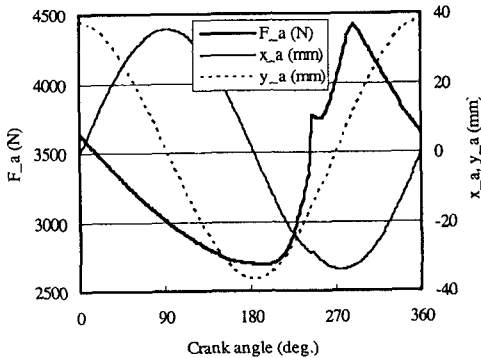


Fig. 3(b) Bearing load (overload).

### 3. 해석 결과

#### 3.1 수치 계산

본 연구에서는 지배 방정식의 수치 계산을 위해 유한 차분법을 이용하였다. 이 때 베어링 원주 방향으로 90개, 반경 방향으로 20개의 등간격 노드를 이용하였으며, 시간 간격은 크랭크각  $1^\circ$ 로 하였다.

Table 1에 해석에 필요한 데이터를 정리하였으며, 베어링 하중은 Fig. 3과 같다.

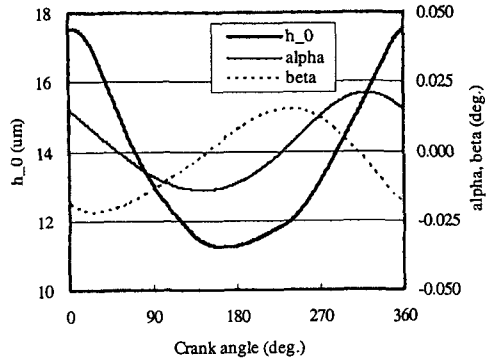


Fig. 4(a) Attitude of orbiting scroll (standard).

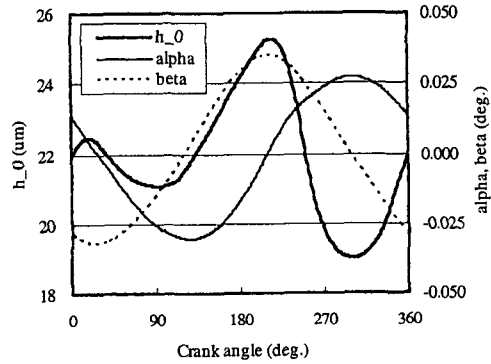


Fig. 4(b) Attitude of orbiting scroll (overload).

#### 3.2 하중 조건의 영향

스크롤 압축기의 표준 조건과 과부하 조건에서의 베어링 하중에 대해 스러스트 베어링의 자세 및 성능을 계산하였다. 여기서 선회 스크롤 베어링면의 변형 각도  $\gamma$ 는  $10^{-4}$  rad으로 가정하였다. Figure 4에서 과부하 조건일 때 선회 스크롤 중심에서의 틈새와 경사 각도가 모두 증가하는 것을 볼 수 있다. 그러나 압력이 발생하는 베어링면에서의 유막 두께는 과부하 조건에서 더 작아지고, 마찰 손실도 더 커진다. 최소 유막 두께와 평균 마찰 손실은 표준 조건에서  $2.3 \mu\text{m}$ 와  $11.4 \text{ W}$ , 과부하 조건에서  $0.9 \mu\text{m}$ 와  $12.9 \text{ W}$ 로 계산되었으며, 각각의 시간에 따른 변화는 Fig. 5와 같다.

이러한 마찰 손실값은 실험적으로 추정된 것보다 상당히 작은 수치이다. 최소 유막 두께가 비교적 작은 것으로 볼 때, 스크롤 압축기의 스러스트 베어링은 본 연구에서 가정한 순수 유체 윤활 상태가 아니라 혼합 윤활 상태에서 운전될 가능성이 크다. 따라서 혼합 윤활 모델[1, 3, 4]을 적용한 해석으로 좀 더 현실적인 마찰 손실 예측이 가능할 것으로 생각된다.

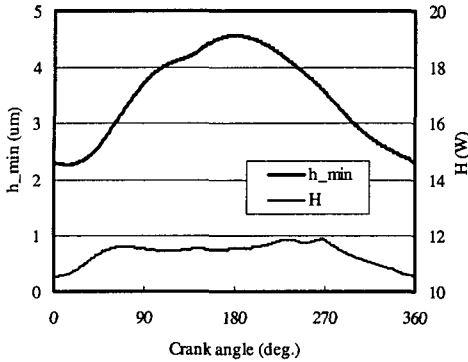


Fig. 5(a) Bearing performance (standard).

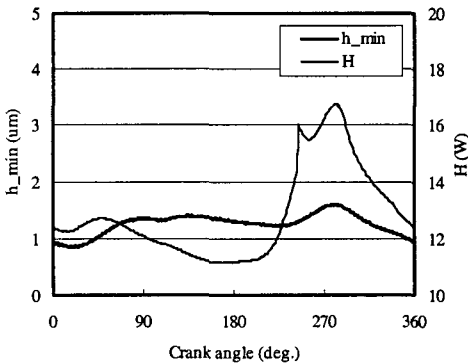


Fig. 5(b) Bearing performance (overload).

### 3.3 변형 각도의 영향

스크롤 압축기의 표준 조건에서의 베어링 하중에 대해 선회 스크롤 베어링면의 변형 각도  $\gamma$ 를 변화시켜가며 스러스트 베어링 성능을 계산하였다. Figure 6의 결과를 보면, 변형이 커질수록 최소 유막 두께는 증가한다. 마찰 손실은 어느 정도까지는 변형의 증가에 따라 감소하지만,  $2 \times 10^{-4}$  rad 이상에서는 오히려 증가하는 것을 알 수 있다. 즉, 선회 스크롤 베어링면의 적당한 변형이 스러스트 베어링의 성능 향상에 기여할 수 있음을 보여 주고 있다.

### 4. 결론

본 연구에서는 스크롤 압축기 스러스트 베어링의 성능 예측에 이용할 수 있는 윤활 해석 모델을 제시하고, 이를 이용하면 하중 조건 및 베어링면의 변형에 따른 베어링 성능 변화 예측이 가능함을 보였다. 따라서 이 해석 모델을 향후 스크롤 압축기 개발에 활용할 수 있을 것으로 기대된다.

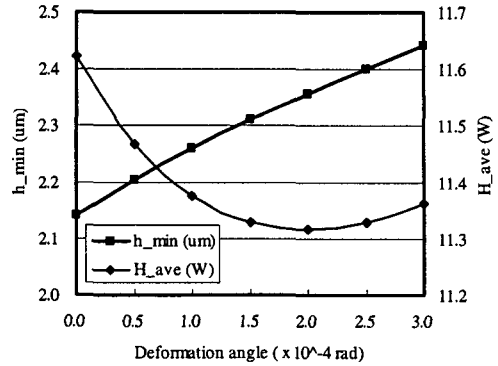


Fig. 6 Effects of bearing surface deformation.

### 참고 문헌

1. Oku, T., Anami, K., Ishii, N., and Sano, K., "Lubrication Mechanism at Thrust Slide-Bearing of Scroll Compressors (Theoretical Study)," Proceedings of the 17th International Compressor Engineering Conference at Purdue, Paper No. C104, 2004.
2. Pan, C. H. T., "Gas Bearings," *Tribology: Friction, Lubrication and Wear*, Szeri, A. Z., ed., Hemisphere, Washington, 1980.
3. Sato, H., Itoh, T., and Kobayashi, H., "Frictional Characteristics of Thrust Bearing in Scroll Compressor," Proceedings of the 17th International Compressor Engineering Conference at Purdue, Paper No. C027, 2004.
4. 김병직, 이병철, "스크롤 압축기 저어널 베어링의 혼합 윤활 해석," 제3회 한국유체공학학술대회 논문집, 논문번호 UD29, 2004.