

올댐링을 고려한 스크롤 압축기 스러스트 베어링의 해석

박상신[†] · 이승렬*

영남대학교 기계공학부, *영남대학교 대학원 기계공학과

Analyses of Thrust Bearing in a Scroll Compressor Considering Oldham Ring

Sang-Shin Park[†] and Seung Ryoul Lee*

School of Mechanical Engineering, Yeungnam University

*Graduate School, School of Mechanical Engineering, Yeungnam University

Abstract – A scroll compressor is on the increase in the use for the cooling and ambition machinery because of the advantages about high efficiency, low vibration and low noise. The design of thrust bearing for scroll compressor has depended on the experience. The lubrication considering the squeeze flow was applied for high side shell and low side shell of scroll thrust bearing. This work was based on governing fluid lubrication equation at the general coordinate. It shows the behavior for an orbiting scroll with direct numerical analysis using FDM. This study obtained the theoretical design value by finding load capacity and tilting angle of an orbiting scroll for thrust bearing in a scroll compressor. Especially this work performed the analysis about the design parameter. The program was written using Visual C++ to enhance user to change the design parameter easily. In particular the result value and the pressure profile were displayed as windows in every step for user to understand without difficulty.

Key words – Scroll compressor, thrust bearing, orbiting scroll, tilting angle, lubrication

1. 서 론

냉동 및 공기 조화 시스템에 사용되는 압축기는 왕복동 압축기(reciprocating compressor), 로터리 압축기(rotary compressor) 및 스크롤 압축기(scroll compressor)로 구분된다. 최근에는 진동 문제, 흡입 및 토출 밸브에서의 손실 등으로 인해 저소음, 고 효율, 소형 경량화의 특징을 가진 스크롤 압축기의 사용이 늘어나고 있는 추세이다. 다른 형식의 압축기와 비교하여, 압축 과정이 연속적으로 이루어지고, 흡입, 압축 및 토출이 일어나 구동 시 토크 변동이 적으므로 소음 및 진동이 왕복동식에 비해 현저하게 작으며, 압축실 사이의 압력 차가 작으므로 기체의 누설도 작다. 또 흡입된 기체가 토출구에 도달할 때까지 선회 스크롤은 2회 이상 선회하므로 스크롤의 압축 운동은 완만하게 이루어 진다.

스크롤 압축기는 일반적으로 두 개의 저어널 베어링과 선회스크롤(orbiting scroll 이하 O/S)밀의 스러스트 베어링에 의해서 지지된다. 스크롤 압축기의 판매 이후 불량에 의한 반품의 경우 가장 많은 부분이 저어널 베어링 및 스러스트 베어링에 부분의 금속 접촉에 의한 마모에 의해 정지되어 반품되는 경우가 가장 많이 발생한다. 따라서 스크롤 압축기에 적용하는 저어널 베어링 및 스러스트 베어링의 설계에 관해서 연구가 절실한 실정이다. 특히, 스러스트의 경우, 편심 축 및 올댐링에 의해 O/S가 자전은 하지 않고, 공전만 하는 선회 운동을 하기 때문에 일반적인 윤활해석으로는 해석하기 어렵다.

압축기 내부의 베어링에 관련한 연구로는 Hattori[1]가, Nakagawa[2], Narumiya[3] 등이 연구를 수행하였으나, 이는 저어널 베어링에 국한되었으며, 특히 로터리 압축기 부분의 해석에 주력하였다. 국내에서의 연구

[†]주저자 · 책임저자 : pss@yumail.ac.kr

로는 최[4]는 레이놀즈 방정식에 거칠기 효과를 유동 계수를 이용하여 평균 레이놀즈 방정식을 이용하여 스러스트 베어링의 윤활 특성을 고려한 스크롤 압축기 선회 부재의 동적 거동 해석을 하였으며, 김[5]은 누설을 고려하여 선회 스크롤에 작용하는 힘을 계산하고, 각 작동 요소를 역학적으로 모델링 하여 밀봉 힘, 작용 힘의 안정성을 해석하였으며, 윤활방정식을 이용하여 축 베어링에 전달 되는 힘을 계산 하였지만 전체적인 스크롤 압축기의 하중 및 동적인 연구만을 하였기 때문에, 스러스트 베어링의 자세한 설계 데이터는 없다. 따라서, 스러스트 베어링의 설계는 이론 보다는 경험에 의존하는 실정이다. 스크롤 스러스트 베어링의 스퀴즈 유동을 고려한 윤활 해석을 통한 각각의 방식에 대한 압축기 스크롤 스러스트 베어링의 하중 지지 능력 및 선회 스크롤의 기울어진 각도를 해석을 통하여 구함으로써 스크롤 압축기 스러스트 베어링의 설계에 이론적인 설계 값을 찾는 연구가 필요한 실정이다.

본 연구에서는 스크롤 압축기 스러스트 베어링의 변수 값들을 GUI환경에서 작동시킬 수 있어 사용자가 쉽게 입력 데이터를 변경할 수 있다. 또한 계산된 압력장과 해석결과를 쉽게 볼 수 있도록 Visual C++을 사용하여 프로그램 하였다.

2. 베어링 해석

2-1. 지배방정식

Fig. 1은 본 연구에서 해석 대상으로 삼은 스크롤 압축기의 단면 구조를 나타낸다. 크랭크 축(crank shaft)이 회전하면, 축 선단에 편심된 크랭크 핀(crank pin)이 회전하면서 스러스트 베어링과 O/S 사이의 윤

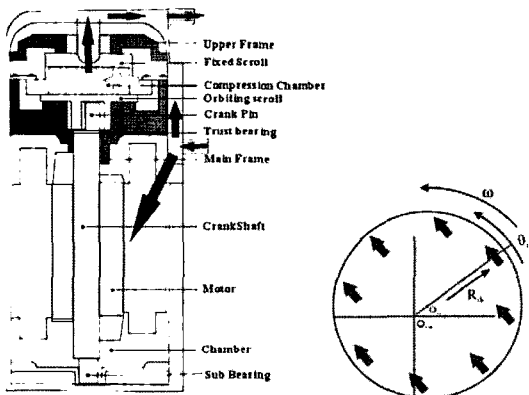


Fig. 1. Scroll compressor and thrust bearing.

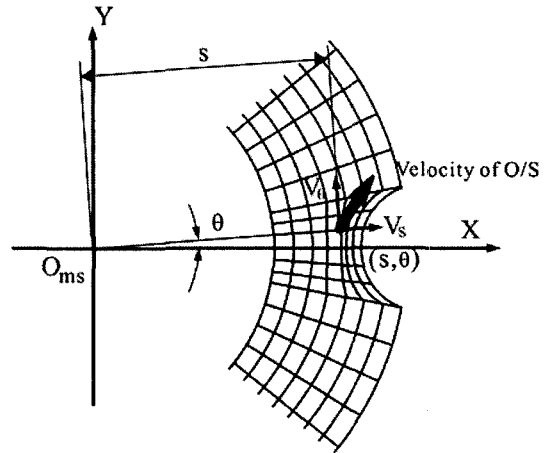
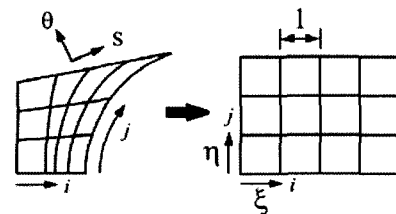


Fig. 2. Coordinate system of thrust bearing.

활의 작용으로 O/S의 중심인 O_{os} 가 베어링의 중심 O_{ms} 주변을 선회운동 하게 된다. 어느 한 순간의 O/S의 중심의 위치는 θ_0 로 정의하면, 선회운동은 회전운동과는 달리 한 순간의 베어링 면의 속도는 반경에 관계없이 일정한 병진 속도를 갖게 된다.

O/S가 선회하면서 고압으로 냉매가 압축되면서 O/S를 아래로 밀어내며, 이 밀려진 힘을 스러스트 베어링에 하중이 작용하고, 이 하중을 지지할 압력이 스러스트 베어링 면에 발생해야 한다. 또한 스러스트 베어링은 원활한 오일 공급을 위해 베어링 면의 중간부위에 홈이 파여 있다.

Fig. 2는 본 연구의 해석에서 사용할 좌표계를 나타낸다. 반경방향을 s , 원주방향을 θ 로 정의한다. 또한, 윤활링 등이 위치한 부분에서는 s 와 θ 가 직각을 이루지 않기 때문에 일반적인 직각좌표계의 해석 방법으로는 해석할 수 없게 된다. 따라서 본 연구에서는 Kawabata[6,7]가 제안한 일반좌표계 변환 방식을 적용하여 병진 운동하는 스러스트 베어링의 지배방정식을 유도한다. 앞에서 설명한 스러스트 베어링 면의 한 점



(a) s-θ coordinates (b) generalized coordinates

Fig. 3. Coordinate transform.

에서 속도는 병진 형태이기 때문에, 이 속도를 각 그리드 절점에서 s 와 θ 방향으로 분해하여 V_s 와 V_θ 로 나타내고, Fig. 3과 같이 크기가 1인 정사각형 그리드를 갖는 일반좌표계 (ξ, η) 로 치환하여 (ξ, η) 방향으로 검사체적을 통과하는 질량유량은 다음과 같이 나타난다[8].

$$q_n^\xi = \rho(-Ap_\xi + Bp_\eta + D) / \sqrt{\alpha}$$

$$q_n^\eta = \rho(Bp_\xi - Cp_\eta + C) / \sqrt{\gamma} \quad (1)$$

여기서 q_n^ξ 와 q_n^η 는 각각 일반좌표계에서 (ξ, η) 방향의 단위길이에 수직한 질량유량, p_ξ 와 p_η 는 각 방향으로의 압력의 편미분을 의미하며, ρ 는 사용 유체의 밀도를 나타낸다. 또한 식 (1)에서 각각의 계수들은 다음과 같이 표현된다.

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

$$J = s_\xi(r\theta_\eta) - s_\eta(r\theta_\xi), A = (h^3/12\mu)(\alpha/J),$$

$$B = (h^3/12\mu)(\beta/J), C = (h^3/12\mu)(\gamma/J),$$

$$D = (h/2)(r\theta_\eta V_s - s_\eta V_\theta), E = (h/2)(-r\theta_\xi V_s + s_\xi V_\theta),$$

이렇게 구해진 일반좌표계상의 단위 길이당의 질량유량을 적분하여 수치 해석상의 검사체적을 통과하는 질량 유량을 구한다. Q^ξ 는 $\xi = \text{const.}$ 선 위의 $\eta = \eta_1$ 과 $\eta = \eta_2$ 사이를 통과하는 질량 유량이라 하고, Q^η 는 $\eta = \text{const.}$ 선 위의 $\xi = \xi_1$ 과 $\xi = \xi_2$ 사이를 통과하는 질량 유량이라 하고, $\xi = \text{const.}$ 상의 표면 거리를 $d\xi^\xi$, $\eta = \text{const.}$ 상의 표면 거리를 $d\eta^\eta$ 라 정의하면 각각의 표면 거리를 통과하는 질량유량은 다음과 같이 정의된다.

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

$$Q^\eta = \int_{\xi_1}^{\xi_2} \sqrt{\gamma} q_n^\eta d\xi = \int \rho(-Bp_\xi + Cp_\eta + E) d\xi \quad (2)$$

밀도는 일정하다고 가정하고, 식 (2)를 이산화하기 위해서 Fig. 4와 같은 절점영역을 사용한다. 절점 셀(Grid Cell)은 한 절점에서 주변의 8개의 절점으로 둘러 쌓인 영역으로 정의 하고, DF 셀(Divergence formulation Cell)은 중심이 한 절점이고 크기가 1인 정사각형 영역으로 정의한다. 각각의 절점에서는 (s, θ) 의 좌표값들이 주어져 있고, h 와 $\partial h / \partial t$ 값이 DF Cell의 경계선에 주어져 있다. 또한 압력 p_{ij} 는 절점에서의 압력으로 정의한다. 여기서 첨자 i 는 ξ 방향의 절점 번호를 j 는 η 방향의 절점 번호를 나타낸다. 그리고 이산화

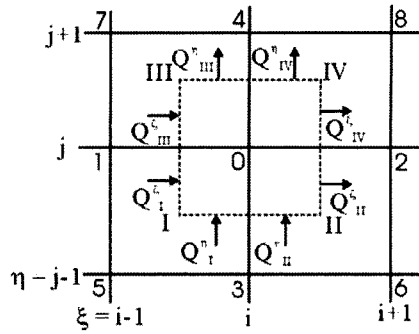


Fig. 4. Inflow and outflow on the DF cell.

식이 복잡해지므로 절점의 번호를 0~8로 치환하여 정리한다. 절점 셀이 작다고 가정하여, 주변 절점과의 압력 변화를 선형 압력 분포라 가정하면 Fig. 4의 절점 주변의 각각의 4개의 영역에 대해서 선형 압력분포를 얻게 된다.

$$p_1(\xi, \eta) = (j - \eta) \{ (i - \xi)p_3 + (\xi - i + 1)p_3 \} + (\eta - j + 1) \{ (i - \xi)p_1 + (\xi - i + 1)p_0 \}$$

$$p_{5i} = (j - \eta)(p_3 - p_3) + (\eta - j + 1)(p_0 - p_1)$$

$$p_{6i} = (i - \xi)(p_1 - p_3) + (\xi - i + 1)(p_0 - p_3) \quad (3)$$

식 (3)을 식 (2)에 대입하여, $\xi = i - 1/2$ 직선 위의 $\eta = j - 1/2 \sim j$ 를 통과하는 유량 Q_i^ξ 와 $\eta = j - 1/2$ 직선 위의 $\xi = i - 1/2 \sim i$ 를 통과하는 유량 Q_j^η 가 다음과 같이 구해진다.

$$Q_i^\xi = \{ p_2(A_i - 2B_i) + p_3(-A_i - 2B_i) + p_1(3A_i + 2B_i) + p_0(-3A_i + 2B_i) \} / 8 + D_i / 2$$

$$Q_j^\eta = \{ p_2(C_j - 2B_j) + p_3(-3C_j - 2B_j) + p_1(-C_j + 2B_j) + p_0(-3C_j + 2B_j) \} / 8 + E_j / 2 \quad (4)$$

마찬가지로 나머지 II, III, IV 영역에 대하여 적분을 수행한 후, 각각의 영역에 들어오는 유량을 구하여 다음과 같은 연속 방정식에 대입한다.

$$Q_i^\xi + Q_j^\eta - Q_{ii}^\xi + Q_{ii}^\eta + Q_{iii}^\xi - Q_{iii}^\eta - Q_{iv}^\xi - Q_{iv}^\eta = Q_{ij}^V \quad (5)$$

여기서 Q_{ij}^V 는 시간에 따라 변화하는 스크루즈 유량(squeeze flow)이다. 이를 정리하면 다음과 같은 대수 방정식을 얻을 수 있다.

$$\sum_{k=0}^{k=8} a_{ik} p_k = a_p \quad (6)$$

여기서 각각의 계수들은 다음과 같으며, 자세한 유도 과정은 참고문헌[9]에 실려있다.

$$a_0 = -3(A_I + A_{II} + A_{III} + A_{IV} + C_I + C_{II} + C_{III} + C_{IV}) + 4(B_I - B_{II} - B_{III} + B_{IV})$$

$$a_1 = 3(A_I + A_{III}) - C_I - C_{III}, a_2 = 3(A_{II} + A_{IV}) - C_{II} - C_{IV}$$

$$a_3 = 3(C_I + C_{II}) - A_I - A_{II}, a_4 = 3(C_{III} + C_{IV}) - A_{III} - A_{IV}$$

$$a_5 = A_I + C_I - 4B_I, a_6 = A_{II} + C_{II} - 4B_{II}$$

$$a_7 = A_{III} + C_{III} + 4B_{III}, a_8 = A_{IV} + C_{IV} - 4B_{IV}$$

$$a_9 = 8Q_{ij}^V - 4(D_I - D_{II} + D_{III} - D_{IV} + E_I + E_{II} - E_{III} - E_{IV})$$

2-2. 그리드 및 틸새함수

Fig. 5에는 본 연구에서 스크롤 스테트 베어링의 그리드를 나눈 예를 나타내었다. 반경 r 또는 s 방향으로 30개를 나누었으며, 이를 3구역으로 나누어, 그루브 안쪽 원 부분에 10개, 그루브 부분에 10개, 그루브 바깥 부분에 10개로 나누었다. 또한 원주방향으로는 100개를 나누었는데, 올뎀링 이 걸쳐지는 부분의 홈을 고려하여 부등간격으로 그리드를 나누었다.

스테트 베어링 면에서의 틸새 함수는 Fig. 6과 같이 선회 스크롤의 중심을 기준으로 잡았다. 선회 스크롤이 외부 하중에 의하여 X축 Y축으로 기울어지는 각도를 가진다. 선회 스크롤의 좌표계에서 X축으로의 반시계 방향으로 기울어 지는 각도를 라 정의하고 Y축으로 반 시계 방향을 기울어 지는 각도를 라 정의 하고 틸새함수를 다음과 같이 구하였다.

$$H_x = (s_{ij} \cos \theta_{ij} - O_{os} O_{ms} \cos \theta_{in}) \tan \Phi$$

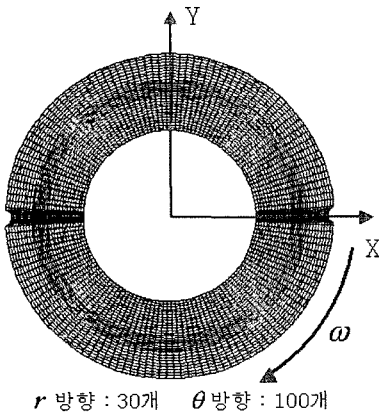


Fig. 5. Example of grid generation.

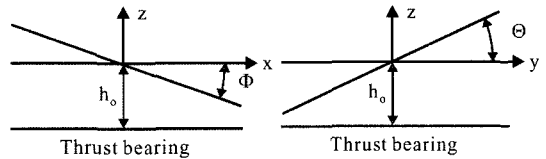
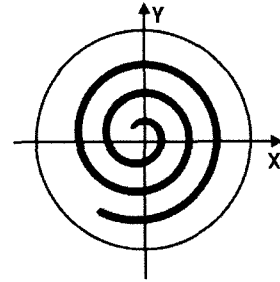


Fig. 6. Coordinates for height functions.

$$H_y = (s_{ij} \sin \theta_{ij} - O_{os} O_{ms} \sin \theta_{in}) \tan \Theta$$

$$h_{ij} = h_0 - H_x - H_y \tag{7}$$

2-3. 정상상태 및 마찰손실

Fig. 7은 스크롤 압축기 내의 스테트 베어링의 자유 물체도 이다. 선회 스크롤에 토출 되는 가스력(F_g) 이 O/S를 누르게 되는데, 이 힘의 위치는 한 회전하면서 계속 변하게 된다. 또한 축의 회전에 의해 O/S가 tilting 되도록 하는 moment가 발생하므로, 이 모멘트와 가스력의 합력인 등가의 외력(F_{ext}) 및 작용점이 변하게 된다(Fig. 8). 이러한 힘에 의해서 발생하는 추력 및 모멘트를 지지하기 위하여, 스테트 베어링 면에 압력이 생성되어 하중(F_g)이 발생한다. 선회 스크롤은 힘과 모멘트의 평형을 이루며 회전 하게 된다. 외부 하중에 의해 스크롤 압축기 스테트 베어링 면은 압력을 생성하게 되는데 생성된 압력은 틸새 함수의 h_o와 X축 방향의 회전각과, Y축 방향의 회전각에 의하여 발생 한다. 발생한 하중(F_{gas}) 및 모멘트(M_{gas, x}, M_{gas, y})는 선회 스크롤에 작용하는 외부 하중(F_{ext})과 모

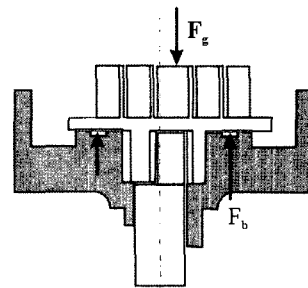


Fig. 7. Free body diagram of O/S.

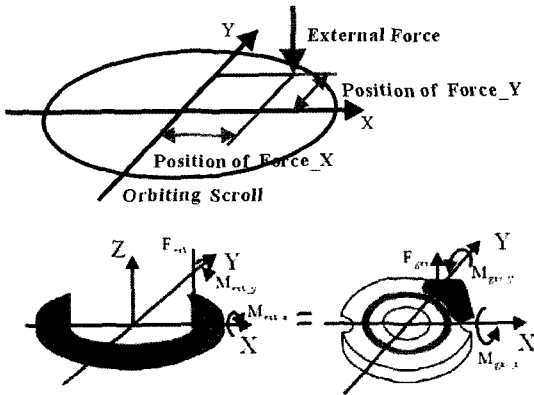


Fig. 8. Coordinates for steady state.

멘트($M_{ext,x}, M_{ext,y}$)의 평형을 이루어 한 점에서 정적 평형을 이루게 된다. 선회 스크롤의 정적 위치를 찾기 위하여 힘과 x, y 방향 모멘트 평형을 목적 함수로 하고, 이 목적함수가 0이 되도록 뉴턴 랩슨(Newton Raphson)을 사용하여 정상상태의 스크롤 중심의 틈새 h_0 및 x, y 방향 θ 의 기울기 Θ, Φ 를 구하였다[7].

$$\Xi = (h_0, \Theta, \Phi)^T$$

$$F(\Xi) = [f_1, f_2, f_3]^T$$

$$f_1(\Xi) = F_{ext} - F_{gas}$$

$$f_2(\Xi) = M_{ext,x} - M_{gas,x}$$

$$f_3(\Xi) = M_{ext,y} - M_{gas,y}$$

$$J_{mat} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial h_0} & \frac{\partial f_1}{\partial \Theta} & \frac{\partial f_1}{\partial \Phi} \\ \frac{\partial f_2}{\partial h_0} & \frac{\partial f_2}{\partial \Theta} & \frac{\partial f_2}{\partial \Phi} \\ \frac{\partial f_3}{\partial h_0} & \frac{\partial f_3}{\partial \Theta} & \frac{\partial f_3}{\partial \Phi} \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\Xi^{(n)} = \Xi^{(n-1)} - J_{mat}^{-1}(\Xi^{(n-1)})F(\Xi^{(n-1)})$$

3. 해석 결과

스크롤 압축기의 형상 및 치수는 Fig. 9과 같으며, 이러한 형상 치수에서의 외부 하중에 따른 결과 그래프를 살펴 보고자 한다. 본 연구에서 해석 대상으로 삼은 스크롤 압축기내의 베어링 크기 및 인자들은 다음과 같다.

- Rotating speed=3600 rpm
- Inner Radius [Ri]=24 mm
- Outer Radius [Ro]=45.5 mm

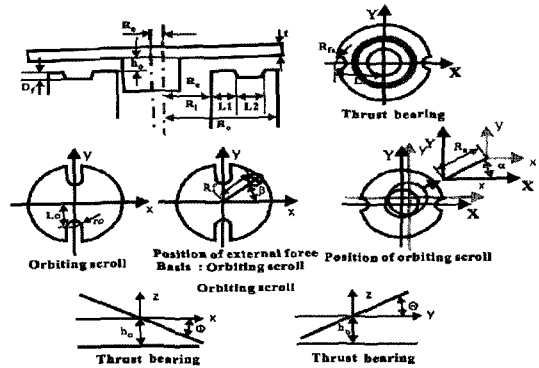


Fig. 9. Parameters of thrust bearing.

- Offset of Center [Re]=3.6 mm
- Depth of groove [Df]=0.5 mm
- Length of groove [L1]=10.5 mm
- Width of groove [L2]=4.5 mm
- Length of Oldham ring center [L3]=47 mm
- Radius of Oldham ring [ro]=4 mm
- Boundary Pressure=6 Bar

선회 스크롤의 운동은 스크롤 내부의 압축에 의해 유입된 가스가 압축이 되기 시작하는 점을 초기 시작점(0°)으로 한다. 또한 선회 스크롤이 회전하게 되어 초기 위치 점(360°)을 회전 하게 될 때까지의 각각의 위치에서 증분이 1° 되도록 해석 하였다.

스크롤 압축기의 하중은 상태에 따라 Cheer상태와 ARI상태 그리고 과부하 상태(Over load)로 나누어 진다. 아래의 표는 각각의 상태에 대한 유입 압력, 토출 압력과 온도를 나타내는 표(Table 1)이다.

외부하중은 초기 시작점부터 한 회전 동안의 하중의 크기 및 작용점을 데이터 파일로 입력 받아 O/S가 한 회전동안 압력 및 압력에 의한 합력을 구하고, 정상상태의 위치를 계산하였다.

Fig. 10은 ARI 상태에서의 외부 하중의 크기 및 위치의 예를 나타낸다. 선회각 300도 근처에서 최대 압력이 토출되면서 가장 큰 하중이 작용하는 것을 알 수

Table 1. Pressure and Temperature at each condition

	Inlet p_s (kgf/cm ²)	Outlet P_d (kgf/cm ²)	T_{eva} (°C)	T_{cond} (°C)
Cheer	6.37	14.81	18.3	29.5
Ari	6.37	21.89	18.3	46.1
Over load	6.00	26.00	16.4	54.0

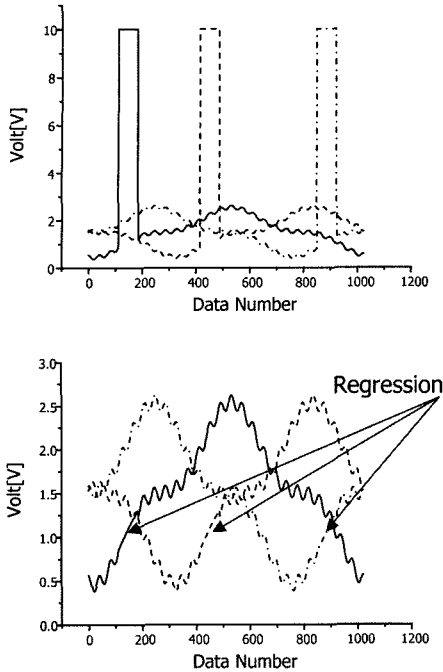


Fig. 10. Analytical orbit data.

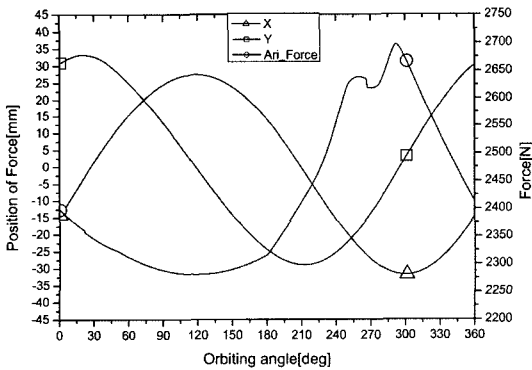


Fig. 11. An example of results.

있으며, 이 값들은 본 연구에서 작성한 프로그램에 입력으로 들어가게 된다.

Fig. 11은 스크롤이 어느 위치에 있을 때의 수렴 예이다. 외부 하중과 모멘트에 대하여 스러스트 베어링 면에 발생하는 압력이 평형을 이루면, 그 위치에서의 발생한 압력과 결과를 우측 하단에 나타나게 하였으며, 그때의 발생한 압력을 좌측 하단에 그린 것이다.

Fig. 12는 ARI 조건에서 한 회전 하는 동안의 O/S 중심에서의 기준 틈새 및 두 방향의 축에 대한 기울기 각도변화를 나타낸 그래프이다. 기준 틈새 및 회전 각도는 한 회전 하는 동안에 계속 변화한다.

마찬가지의 방법으로 cheer 상태와 over load 상태에서의 정상상태도 구했으며, clearance와 두 축 방향의 기울어진 각도를 각 조건에 따라 한 회전당 구해서 Fig. 13부터 Fig. 15에 나타내었다.

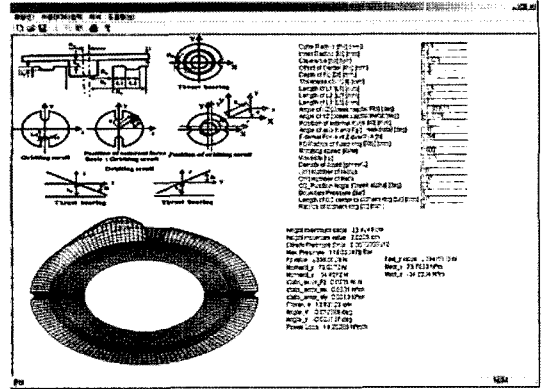


Fig. 12. Changes of clearance and tilting angle at ARI.

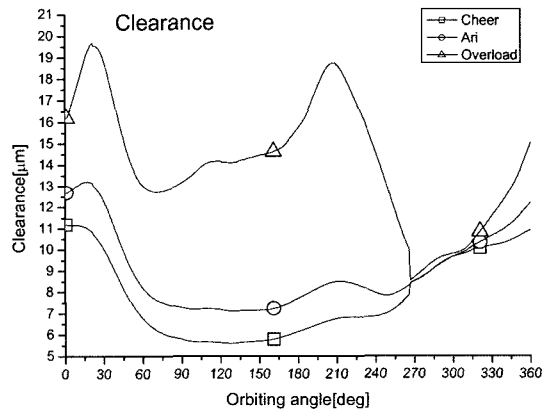


Fig. 13. Changes of clearance at each condition.

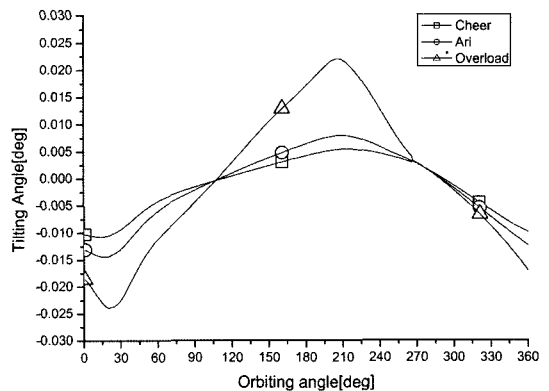


Fig. 14. Changes of Tilting Q at each condition.

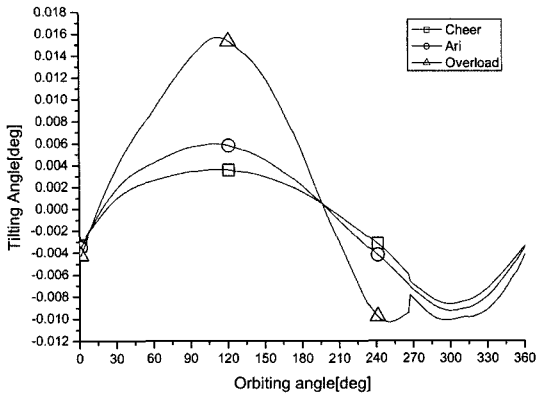


Fig. 15. Changes of Tilting F at each condition.

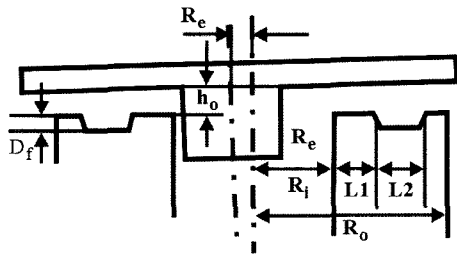


Fig. 16. Design parameters.

기준 틈새는 과부하 상태로 가면서 커지며, 기울어진 각도도 계속 커지는 경향을 가짐을 알 수 있다. 이는 Cheer에서 Ari 및 Over load 상태로 가면서 가해지는 압력은 커지지만, 이 커진 하중을 받기 위해서는 기준 틈새 보다는 틸팅의 영향이 더 크다는 것을 의미한다. 이러한 결과는 O/S의 변형을 고려하지 않고 강체로 가정하였기 때문이며, 큰 압력이 발생하려면, 윤활면의 쉐기 효과가 있어야 압력이 많이 발생한다는 것으로 해석 될 수 있다. 그러나 큰 압력을 받는 O/S는 변형 및 온도에 의한 열 변형이 발생할 수 있어, 실제 현상에 접근하려면 변형량이 고려된 윤활해석을 해야 하리라 생각된다.

Fig. 16에는 베어링의 특성을 변화 시킬 수 있는 설계 변수를 나타내었다. D_f 는 그루브의 깊이이며, L_2 는 그루브의 폭이고 L_1 은 안쪽 반경으로부터 그루브의 위치이다. 그루브의 역할은 선회 스크롤의 선회 운동시 압력이 발생하면 베어링 내의 유체가 압력이 낮은 쪽으로 유체가 흘러 나가게 된다. 이렇게 빠져 나가는 유체를 보관하기 위한 저장 및 공급의 역할을 한다. 또한 그루브의 깊이는 틈새 함수의 50배 이상의 값을 가지므로 이곳의 압력은 외부와 동일한 경계 압력이라

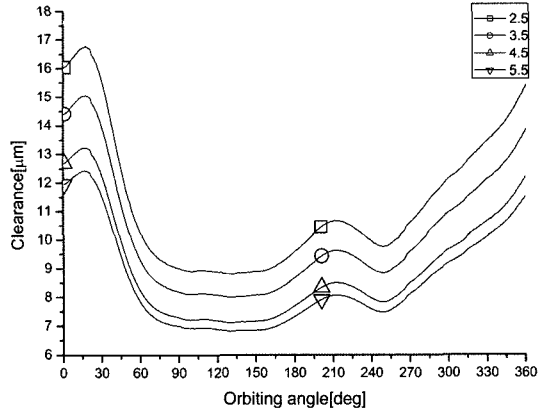


Fig. 17. Clearances according to groove width.

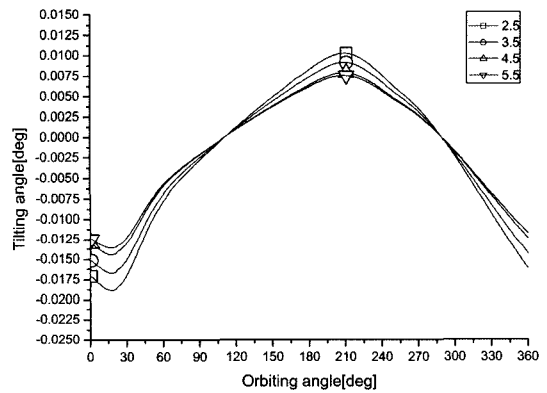


Fig. 18. Tilting angle Q according to groove width.

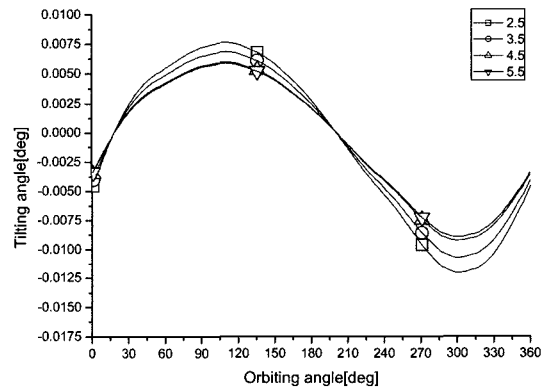


Fig. 19. Tilting angle F according to groove width.

가정 하였기 때문에 설계를 바꿀 수 있는 변수로는 L_1 과 L_2 를 선정하였다. 그루브의 길이 L_2 는 2.5, 3.5, 4.5, 5.5 mm로 1 mm씩 증가시켜가며 틈새 및 각도를 계산하여 Fig. 17~Fig. 19에 나타내었다.

그루브의 폭이 줄어들어 따라 기준 틈새의 값은 증

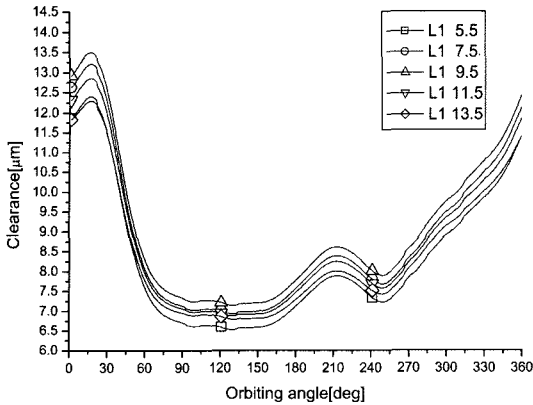


Fig. 20. Clearances according to groove position.

가하고 회전각의 변화량도 커진다. 이는 그루브가 윤활공급을 위한 최소량을 갖도록 설계되어야 함을 의미한다.

Fig. 20에는 그루브의 위치에 따라 기준 틈새 변화를 나타낸다. 기준각도의 경우 거의 같은 경향을 나타내기 때문에 따로 표기하지 않았다. 그루브의 폭은 4.5 mm 일 때, 그루브의 위치를 5.5, 7.5, 9.5, 11.5, 13.5로 2 mm씩 증가시켜 해석한 그래프를 실었다. 그루브의 위치에 따라서는 중간 값이 9.5 mm인 경우가 가장 기준틈새가 컸으며, 안쪽으로 들어오거나 바깥쪽으로 나갈수록 기준 틈새가 줄어들기 때문에 설계 시 그루브의 위치는 베어링 폭의 가운데쯤에 설치되도록 설계하는 것이 바람직하다.

4. 결 론

본 연구에서는 GUI환경에서 사용자가 편리하게 사용할 수 있는 스크롤 압축기 스러스트 베어링의 윤활 프로그램을 개발하고, 압축실의 압축가스에 의한 외력에 평형을 이루는 평형위치를 한 회전 동안 찾아 O/S의 거동을 예측한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 회전 운동이 아닌 선회동을 해석할 수 있으며, 올캠링에 의해서 원주좌표계로 해석할 수 없는 부분이 존재하는 윤활면에 대해 해석할 수 있는 지배방정식을 유도하였다.
2. 다차원 뉴턴 랩슨 방법에 의하여 3가지의 운동에 대한 정상상태 위치를 찾을 수 있었다.
3. 오일 공급을 위한 그루브의 폭은 좁을수록 윤활면적이 넓어 유막 반력을 더 얻을 수 있어 오일 공급을 위한 최소한의 공간만을 그루브 폭으로 선정할 필

요가 있다.

4. 그루브의 위치는 기준 틈새를 가장 크게 하는 최적치가 존재하며, 이러한 위치에 그루브를 설치하는 것이 바람직하다.

5. O/S의 변형량을 고려하여야 더 정확하고 실제 현상에 근접한 설계 데이터를 얻을 수 있다.

후 기

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

참고 문헌

1. Hitoshi Hattori, "Dynamic Analysis of a Rotating Shaft and Journal Bearings in Rotary Compressor," Tribology, Vol. 38, No.10, pp.866-871, 1993. (In Japanese).
2. Eiichi Nakagawa and Hiroshi Aoki, "A Calculation Method of Characteristic Performance of Journal Bearings under Dynamic Loading," 潤滑, 제 15권, 제 7호, pp.385-390, 1970.
3. Narumiya, H., Sakaino, K., 1992. "Journal bearing performance in a scroll compressor," Proc. of international compressor engineering conference at Purdue, Vol. 3, pp. 1099-1106.
4. 최광용, 임윤철, "스러스트 베어링의 윤활 특성을 고려한 스크롤 압축기 선회 부재의 동적 거동 해석," 공기조화 냉동공학회 2000 동계학술발표회 논문집, pp. 586-595, 2000.
5. 김태중, 안영재, 한동철, 1993, "스크롤 압축기의 크랭크축의 동적 거동에 관한 수치적 연구," 대한 기계 학회 논문집, 제17권 제 8호, pp. 1940-1950.
6. Nobuyoshi Kawabata, Isao Ashino, 1991, "A Useful Numerical Analysis Method for the Dynamic Characteristics of Fluid Film Lubrication (The Case of Incompressible Fluid Lubrication)," JSME Int. Journal Vol.34, No.1, pp. 91-96.
7. Nobuyoshi Kawabata, 1989, "A Study on the Numerical Analysis of Fluid Film Lubrication by the Boundary-Fitted Coordinates System (The Case of Steady Gas-Lubrication)," JSME Int. Journal Vol.32, No.2, pp. 281-288.
8. 이승렬, "스크롤 압축기 스러스트 베어링의 윤활 해석," 영남대학교 공학석사학위논문, 2003.
9. 박상신, "조정밀 공작기계용 공기베어링의 해석 및 진동특성 측정에 관한 연구," 서울대학교 공학박사 학위논문, 1995.