

누설 유동을 고려한 스크롤 압축기의 동적 거동 해석 Dynamic Behavior Analysis of Scroll Compressor Considering Leakage Flow

정영철*, 원성규*, 정의봉**

Young-chul Jeong, Seong-gyu Won, Weui-bong Jeong

Key Words : Scroll Compressor(스크롤 압축기), Leakage Flow(누설 유동), Unbalanced Force(불균형력)

ABSTRACT

This paper presents an analytical method to evaluate the dynamic behavior of the scroll compressor. Unbalanced forces and moments act on the compressor body because of the reaction forces acting on rotating components like the orbiting scroll, Oldham coupling ring, and the crank shaft. The vibration of the compressor is induced by the forces and the moments.

In this paper, through modeling of the leakage flow, solving the forces from the equations of motion of the moving parts, the analysis of vibration of the compressor was performed. According to the operating condition, the variation of acceleration of the compressor body were calculated and compared.

기호설명

- b : 올담링 키 높이
- d : 크랭크축 중심에서 크랭크핀의 구동면까지 길이
- e : 올담링 키 폭
- F_3, F_4 : 올담링과 프레임 사이에 반력
- F_{dwi}, F_{dwc} : 하단 균형추의 관성력과 원심력
- F_{uwi}, F_{uwc} : 상단 균형추의 관성력과 원심력
- F_{njr}, F_{njt} : 주저널 베어링에 작용하는 하중성분
- F_{rB}, f_B : 압축기 본체에 작용하는 가진력 성분
- F_{sjr}, F_{sjt} : 보조저널 베어링에 작용하는 하중성분
- F_{rB}, F_{fB}, F_a : 반경방향, 접선방향, 축방향 가스력
- F_d : 축방향 트러스트 힘
- f_s : 반경 방향 접촉력
- h : 스크롤 랩 높이
- I_o : 크랭크축 관성 모멘트
- l : 선회부재 허브 길이
- l_{cp} : 주저널 베어링에서 올담링까지의 길이
- l_{sj} : 주저널 베어링에서 보조저널 베어링까지의 길이
- m_s : 선회부재의 질량
- m_o : 올담링의 질량
- m_{sb} : 슬라이더 부시의 질량
- m_{cp} : 크랭크핀의 질량
- M_{rB}, M_{fB} : 압축기 본체에 작용하는 불균형 모멘트
- M_{zB} : 압축기 본체에 작용하는 비틀림 모멘트
- O_3 : 선회부재의 중심
- R_{ox}, R_{oy} : 올담링 x, y 방향 반경

- r_{uw}, r_{dw} : 상단 균형추와 하단 균형추의 질량중심의 반경
- r_x, r_y : O_3 로부터 트러스트 베어링면위에 작용하는 F_d 의 작용점
- r_s : 선회부재의 선회반경
- \ddot{y} : 올담링의 Y 방향으로의 가속도
- δ : 선회부재 기판 두께
- μ_o, μ_r, μ_{cp} : 올담링, 트러스트 베어링, 크랭크 핀의 각각의 마찰계수
- $\mu_{sb}, \mu_{mj}, \mu_{sj}$: 슬라이더 부시, 주저널 베어링, 보조저널베어링의 각각의 마찰계수
- $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$: 크랭크 각, 각속도, 각가속도
- [T_i] : i 번째 마운트의 변환행렬
- K_x, K_y, K_z : 고무마운트의 방향별 강성
- x_i, y_i, z_i : i 번째 마운트의 위치좌표
- x_G, y_G, z_G : 질량중심점의 위치좌표

1. 서론

냉매압축기로 주목받고 있는 스크롤 압축기는 타 압축기에 비하여 고효율, 저소음, 저진동 및 경량 등의 장점을 가지고 있으며, 특히 인버터를 장착하였을 때의 적합성 및 압축기내에 액냉매나 이물질이 주입되었을 때 과압을 자동으로 방지할 수 있는 구조상의 특징을 가지고 있다. 이러한 장점으로 인하여 거주형 에어컨 뿐 아니라 룸에어컨과 영업용 에어컨에도 적용이 가능하다.

Fig.1 은 스크롤 압축기의 내부구조를 보여주고 있다. 스크롤 압축기의 주요 구성품은 고정스크롤, 선회스크롤, 크랭크축, 메인프레임(main frame)

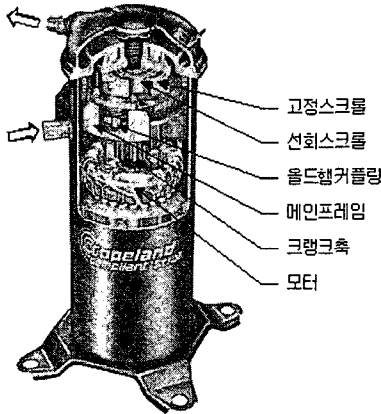
* 부산대학교 대학원 기계설계공학과

** 부산대학교 기계공학부

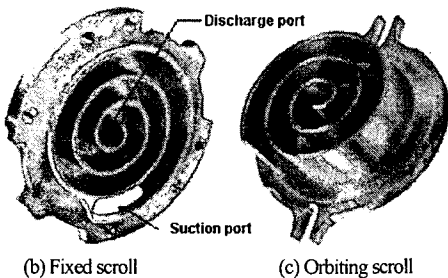
올드햄커플링(oldham coupling ring) 및 모터 등이다. 선회스크롤은 크랭크축의 작은 원기동에 연결되어 있으며, 모터에 의하여 크랭크축이 회전하게 되면, 선회스크롤은 크랭크축 중심에 대해 선회운동을 행하게 된다.

또한, 고정스크롤은 선회스크롤 위에 포개어지며, 프레임에 의해 고정된다. 이때 고정스크롤의 인벌류트 곡선은 선회스크롤의 인벌류트 곡선과 180°의 위상차를 가지며, 이로 인하여 스크롤 내부에는 초승달 모양의 밀폐공간이 여러 개 존재하게 된다.

고정스크롤의 원주에 위치한 흡입구를 통하여 가스는 스크롤 내로 들어가며, 들어간 가스는 스크롤들에 의해 형성된 맨 바깥쪽 공간으로 유입된다. 선회스크롤이 1 회전 선회하게 되면, 맨 바깥쪽 공간은 두 스크롤에 의해 완전히 밀폐되고, 계속하여 선회스크롤이 선회하면 밀폐공간은 스크롤의 중심을 향하여 이동하게 되어서, 이때 밀폐공간의 체적은 적어지고 가스는 압축된다. 압축된 가스는 밀폐공간이 고정스크롤의 중앙에 위치한 토출구와 만나게 되면 토출실로 토출된다.



(a) 3HP Scroll compressor of Copeland



(b) Fixed scroll

(c) Orbiting scroll

Fig.1 Scroll compressor and scroll shape

본 논문에서는 누설 유동을 고려한 압축실내의 가스압력을 이용하여 가스력을 계산하였고, 압축기에서 발생하는 진동특성을 파악하기 위해서 가동부분 즉, 선회스크롤, 크랭크 축(crank shaft), 올드햄커플링(oldham coupling ring), 슬라이더 부시(sliding bush)의 운동방정식으로부터 가진력 및 모멘트를 구하고, 압축기의 각 부품의 위치와 spec.으로부터 관성모멘트와 질량중심을 구하고, 압축기의 지지계인 방진고무의 강성⁽¹⁾ 특성도 함께 고려해서 압축기 진동특성을 해석하였다.

2. 압축기 본체의 운동방정식

압축기 본체의 진동을 언급하기 위해서는 압축기 본체에 작용하는 가진력과 모멘트를 명확히 해야한다.

$$F_{rB} = (m_s + m_{sb} + m_{cp})r_s\ddot{\theta}^2 - m_o\ddot{y}\sin\theta - F_{uvc} + F_{dvc} \quad (1)$$

$$F_{tB} = (m_s + m_{sb} + m_{cp})r_s\ddot{\theta} + m_o\ddot{y}\cos\theta - F_{uvi} + F_{dvi} \quad (2)$$

$$M_{rB} = \left(\frac{h}{2} + \delta - \frac{b}{2}\right)F_{tg} - r_yF_d - \frac{b}{2}\mu_yF_d - \left(\frac{b}{2} + \frac{l}{2} + l_{cp}\right)(F_{mjt} - \mu_{mj}F_{mjr}) - \left(\frac{b}{2} + \frac{l}{2} + l_{cp} + l_{sj}\right)(F_{sjt} - \mu_{sj}F_{sjr}) \quad (3)$$

$$M_{tB} = -\left(\frac{h}{2} + \delta - \frac{b}{2}\right)(F_{rg} + f_s) + r_xF_d + \left(\frac{b}{2} + \frac{l}{2} + l_{cp}\right)(F_{mjr} - \mu_{mj}F_{mjt}) - \left(\frac{b}{2} + \frac{l}{2} + l_{cp} + l_{sj}\right)(F_{sjr} - \mu_{sj}F_{sjt}) \quad (4)$$

본체에 작용하는 가진력인 F_x , F_y , F_z 와 모멘트인 M_x , M_y , M_z 를 식(1) - (4)을 이용하여 식(5) - (10)으로 표현된다.

$$F_x = F_{tB} \sin\theta + F_{rB} \cos\theta \quad (5)$$

$$F_y = F_{rB} \sin\theta - F_{tB} \cos\theta \quad (6)$$

$$F_z = 0 \quad (7)$$

$$M_x = M_{tB} \sin\theta + M_{rB} \cos\theta \quad (8)$$

$$M_y = M_{rB} \sin\theta - M_{tB} \cos\theta \quad (9)$$

$$M_z = -I_o\ddot{\theta} - d \cdot F_{bl} - F_{dvi}r_{dvi} - F_{uvi}r_{uvi} + \frac{r_x}{2}F_{tg} - (r_x - r_y)\mu_iF_d + F_3(R_{oy} - r_s \sin\theta) + F_4(R_{oy} + r_s \sin\theta) + e\mu_o(F_4 - F_3) \quad (10)$$

압축기 본체의 운동방정식은 식 (11)로 주어진다.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = [E]\{F\} \quad (11)$$

단,

$$\{X\} = \begin{bmatrix} X_G \\ Y_G \\ Z_G \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix}, \{F\} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}, [M] = \begin{bmatrix} M & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ \cdot & M & & & & \cdot \\ \cdot & & M & & & \cdot \\ \cdot & & & I_{Gx} & & \cdot \\ \cdot & & & & I_{Gy} & \cdot \\ 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & I_{Gz} \end{bmatrix}$$

관성행렬 [M]에서 M 과 I_{Gx} , I_{Gy} , I_{Gz} 는 압축기 전체질량과 질량중심에서의 x, y, z 방향 질량관성 모멘트이다. 행렬 [E]는 실린더 중심에 작용하는 힘 {F}를 압축기 전체의 질량중심으로 변환하는 행렬⁽¹⁾이다. 그리고, 강성행렬 [K]는 지지계, 즉 3 곳의 고무마운트로부터 다음과 같이 구해진다.

$$[K] = \sum_i^n [T_i]^T \begin{bmatrix} K_{ii} & 0 & 0 \\ 0 & K_{ii} & 0 \\ 0 & 0 & K_{ii} \end{bmatrix} [T_i] \quad (12)$$

단,

$$[T_i] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & (z_i - z_G) & -(y_i - y_G) \\ 0 & 1 & 0 & -(z_i - z_G) & 0 & (x_i - x_G) \\ 0 & 0 & 1 & (y_i - y_G) & -(x_i - x_G) & 0 \end{bmatrix}$$

여기서 $[T_i]$ 는 마운트의 위치를 강체중심 위치로 변환시키는 행렬이다. 감쇠 [C]는 비례점성감쇠로 가정하여 강성행렬 [K]로부터 $[C] = \beta [K]$ 로 가정하였다.

3. 계산결과 및 고찰

본 논문에서는 누설 유동 해석 모델⁽²⁾을 사용하여 압축실내(A:Compression chamber #2,#4 and #6, B: Compression chamber #3,#5 and #7)의 가스압력들을 Fig.2 에 나타내었다. 이 가스압력 분포로부터 가스력 계산 방법⁽³⁾을 이용하여 가스력들을 Fig.3 에 나타내었다. 운동방정식 계산을 위한 초기값, 압축기의 각 부재들의 치수 및 각 운동부재의 운동방정식⁽⁴⁾을 이용하여 스크롤 압축기 본체에 작용하는 가진력 및 모멘트를 Fig.4 및 Fig.5 에 나타내었다.

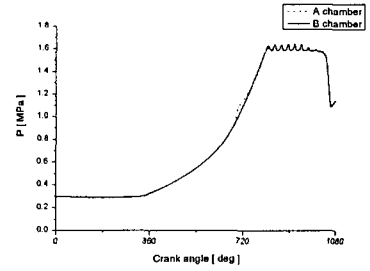


Fig.2 Variation of pressure with orbiting angle at compression chamber

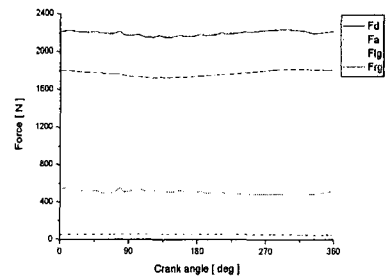


Fig.3 Variation of gas forces with orbiting angle at scroll compressor

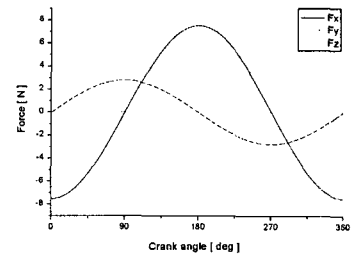


Fig.4 Unbalanced forces on compressor body

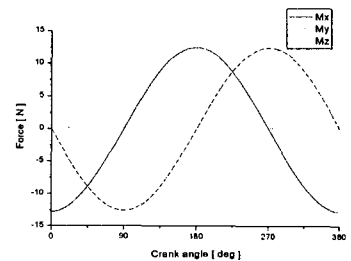


Fig.5 Unbalanced moments on compressor body

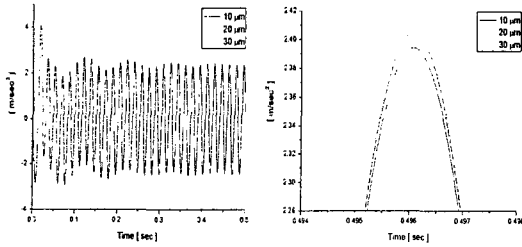


Fig.6 Compressor body acceleration \ddot{X}_G at various tip clearances

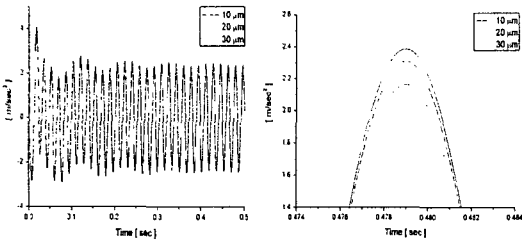


Fig.7 Compressor body acceleration \ddot{X}_G at various flank clearances

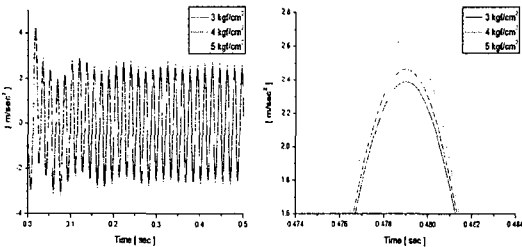


Fig.8 Compressor body acceleration \ddot{X}_G at various suction pressures

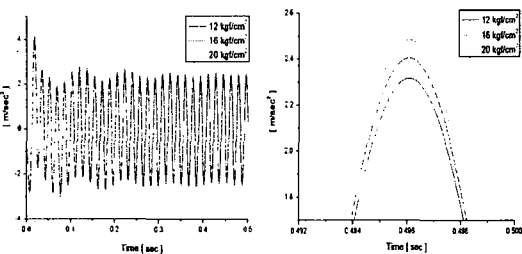


Fig.9 Compressor body acceleration \ddot{X}_G at various discharge pressures

Fig.6~9 은 기준 운전조건(흡입압력:3kgf/cm², 토출압력:16kgf/cm², flank clearance:20μm, tip clearance:10μm)에 대한 특정 운전조건 변화에 대한 스크롤 압축기 본체의 X 축 가속도값의 변화를 보여준다. Fig.6 에서는 축방향 틈새 간극을 증가함에 따라 압축기 본체의 X 축 가속도값이 감소하였고, Fig.7~9 에서는 반경방향 틈새 간극, 흡입압력 및 토출압력이 증가함에 따라 압축기 본체의 X 축 가속도값이 증가하였다. 또한 운전조건 변화에 대한 스크롤 압축기 본체의 다른 축의 가속도 및 각가속도값도 위와 동일한 결과를 나타내었다.

4. 결론

누설 유동을 고려한 스크롤 압축기의 운동에 대한 해석적 연구를 통해 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 누설 유동을 고려한 스크롤 압축기에 대한 동적거동 해석 방법을 제시하였다.
- (2) 누설 유동을 고려한 동적거동 해석을 통하여 누설을 고려한 압축실의 압력 및 가스력을 계산하였다.
- (3) 축방향 틈새 간극이 증가할수록 압축기 본체에 작용하는 가속도, 각가속도 값이 감소하였다.
- (4) 반경방향 틈새 간극이 증가할수록 압축기 본체에 작용하는 가속도, 각가속도 값이 증가하였다.
- (5) 흡입, 토출압력이 증가할수록 압축기 본체에 작용하는 가속도, 각가속도 값이 증가하였다.
- (6) 본 해석 방법은 스크롤 압축기 진동 감소 위한 최적설계에 활용될 수 있을 것이다.

참고문헌

- (1) 김정훈, 2002, “전동기 연성을 고려한 로터리 압축기의 진동해석”, 부산대 대학원 석사학위논문
- (2) 이건호, 1998, “스크롤 압축기를 사용한 자동차용 에어컨 시스템의 성능해석 및 시뮬레이션”, 서울대 대학원 박사학위논문
- (3) Ishii, N., Fukushima, M., Sawai, K., Sano, K., Imaichi, K., 1988, “Dynamic behaviors of a scroll compressor”, JSME Inter, Journal Series III, Vol. 31, No. 1, pp. 58~67.
- (4) 안기정, 2003, “CO₂ 스크롤 압축기 설계 기술 개발”, 인천대 대학원 석사학위논문