

〈論 文〉

스크롤 압축기의 크랭크축의 동적거동에 관한 수치적 연구

김태종* · 안영재** · 한동철***

(1992년 11월 16일 접수)

Numerical Study on the Dynamic Behaviour of a Crank Shaft Used in Scroll Compressor

Tae-Jong Kim, Young-Jae Ahn and Dong-Chul Han

Key Words : Scroll Compressor(스크롤 압축기), Dynamic Behavior(동적 거동), Orbiting Scroll(선회 스크롤), Crank Shaft(크랭크축), Journal Bearing(저널 베어링), Shaft Locus(축 궤적)

Abstract

The theoretical investigation is done on the dynamic behavior of a crank shaft used in a scroll compressor. The compression performance of a scroll compressor is directly influenced by the sealing characteristics between fixed and orbiting scrolls, which is related with the dynamic behavior of a scroll compressor. Analyzing the constrained power transmitting system is came to be of importance, accordingly. The equations of motion and interacting forces of a scroll compressor are derived and solved numerically in this paper. The locus of the crank shaft is also obtained by employing the reaction force caused by the oil film of journal bearing. The results show that the crank shaft of a scroll compressor has considerably stable rotating locus.

기 호 설 명

<p>a : 올덴 링 키이 폭의 반</p> <p>b : 올덴 링 슬롯의 높이</p> <p>B : 스크롤 랩의 높이</p> <p>B_x, B_y : 저널 베어링에서의 반력(유막 압력의 합력)</p> <p>C : 저널 중심이 베어링 중심에 일치할 때의 반경 방향 틈새</p> <p>D : 크랭크 축의 직경(=2R_b)</p> <p>e : 크랭크 축 중심의 편심</p> <p>f_t : 스톱베어링면에서의 마찰력</p>	<p style="text-align: right;">(=$\mu_t F_t$)</p> <p>$f_{x1}, f_{x2}, f_{y1}, f_{y2}$: 올덴 링에서의 마찰력</p> <p>F_{br}, F_{bo} : 선회 스크롤 축베어링의 r, θ 방향의 반력</p> <p>F_c : 선회 스크롤의 원심력</p> <p>F_m : 선회 스크롤의 관성력</p> <p>F_j : 실린더압에 의한 스톱베어링 힘</p> <p>F_{rad} : 반경 방향의 힘</p> <p>F_{tan} : 접선 방향의 힘</p> <p>F_t : 스톱베어링에서의 스톱베어링 힘</p> <p>h : 유막의 틈새</p> <p>I_o : 크랭크 축의 극관성 모멘트</p> <p>j, k : 정수</p>
--	--

*정회원, 서울대학교 기계설계학과 대학원

**정회원, 생산기술연구원 기계기술실용화센터

***정회원, 서울대학교 기계설계학과

K	: 정수의 최대값
c	: 선회스크롤 무게중심의 높이
L	: 저널 베어링의 길이
L_o	: 선회스크롤 축베어링의 길이
L_B	: 크랭크 저널의 마찰 토크
L_s	: 크랭크 핀부에서의 마찰 토크
m_e	: 크랭크 축계의 전체 편심 질량
m_s	: 선회 스크롤의 질량
M_b	: 선회 스크롤 축베어링의 지지 모멘트
M_o	: 가스 모멘트
N	: 전동기 토크
O_1, O_2	: 올댐 링에서의 반력
p	: 유막의 발생 압력
p_j	: 냉매가스의 압력
p_a	: 저널 베어링의 주위 압력
p_s, p_d	: 흡입 및 토출 압력
Q_x, Q_y	: 크랭크 저널에서의 구속력
r	: 선회 반경
r_e	: 편심 질량의 회전반경
r_b	: 인벌류트 기조원의 반경
r_o	: 스러스트 베어링의 스러스트 반력의 작용 반경 위치
R_b	: 크랭크 축의 반경
R_{or}	: 올댐 링의 반경
R_{th}	: 스러스트 베어링면의 외부 반경
S_j	: 압축실의 면적
S_x, S_y	: 크랭크 핀부에서의 반력(크랭크 축에 작용하는 하중)
t	: 스크롤의 두께
T_1, T_2	: 올댐 링에서의 반력
x, y	: $X_m - Y_m$ 좌표계에서의 스러스트 작용 위치
X, Y	: 고정 좌표
X_b, Y_b	: 저널의 중심 좌표
X_m, Y_m	: 선회스크롤의 중심 O_m 을 원점으로 하는 좌표
δ	: 선회스크롤 밀면의 두께
ε	: 크랭크 축 중심의 베어링 중심에 대한 편심률(= $\frac{e}{C}$)
ω	: 크랭크 축의 회전 각속도
θ	: 선회 각도
λ	: 윤활유의 점성계수

μ	: 마찰계수
ϕ	: 인벌류트 각도
$\phi_i(k), \phi_o(k)$: 스크롤 접촉점의 인벌류트 각도
ϕ_{ie}, ϕ_{oe}	: 스크롤 끝부분의 인벌류트 각도
ϕ_{io}, ϕ_{oo}	: 인벌류트의 초기각
ϕ_{is}, ϕ_{os}	: 스크롤의 인벌류트 시작각
φ	: 크랭크 축의 원주 방향 좌표
φ_1, φ_2	: 저널 베어링의 원주 방향 경계점

1. 서 론

최근 에너지 및 환경문제가 심각하게 대두됨에 따라 냉동공조기기 분야에서는 고효율, 저진동 및 저소음의 특성이 엄격하게 요구되고 있다. 특히, 압축기는 핵심부품으로 에어컨의 경우 소비전력의 90%를 차지한다. 압축기의 효율개선과 가변운전의 필요성에 따라 스크롤 압축기에 대한 관심이 높아지고 있다.

1905년 프랑스의 Leon Creux에 의해 미국에 특허가 등록된 스크롤 압축기의 원리⁽¹⁾는 고정밀 가공기술의 발전에 힘입어 1980년대에 이르러서야 고효율 및 저진동의 압축기로서 실용화 되었다. 공조용 스크롤 압축기의 경우, 일본의 히타치사가 고정밀 가공의 스크롤 형상의 제작기술과 스크롤부에서의 축방향 및 반경방향의 밀봉기술 등을 개발하여 1983년에 상용화⁽²⁾하였다.

스크롤 압축기에 있어서 동력전달에 관계하는 주요 기계적 구성부품은 고정 스크롤, 선회 스크롤, 올댐 링, 프레임, 크랭크 축 등이 있다. 고정 스크롤의 외주는 챔버에 고정되고 선회 스크롤은 크랭크 축의 편심량을 반경으로 하여 선회운동을 한다. 선회 스크롤의 자전방지를 위해 선회 스크롤과 프레임 사이에는 올댐 링이 삽입된다. 올댐 링에는 서로 직교하는 형상의 돌기가 상하로 선회 스크롤의 배면 및 프레임의 가이드 슬롯(guide slot)과 접촉하게 되어 선회 스크롤의 자세를 일정하게 한다. 또, 크랭크 축의 크랭크 핀부와 선회 스크롤의 보스부가 결합되어 모터의 축동력이 전달되어 압축 과정이 이루어진다. 이상과 같은 압축과정에서, 선회 스크롤 및 고정 스크롤 사이의 기계적 밀봉특성은 압축효율을 지배하게 되고, 또 밀봉특성은 크랭크 축을 중심으로 하는 운동부품 올댐 링, 선회 스크롤의 동적 거동에 영향을 받는다. 이에 따라 스

크롤 압축기의 동적거동해석⁽³⁻¹⁰⁾ 및 기계적 효율^(11, 12)에 관하여 많은 연구가 이루어 지고 있는데, 대부분 고압챔버방식의 압축기를 대상으로 하고 있다.

본 논문에서는 스러스트 베어링을 이용하는 저압 챔버방식의 스크롤 압축기를 대상으로 동력전달계에 작용하는 힘과 운동방정식을 유도하고 수치해석 계산을 행하였다. 선회 스크롤의 형상과 이에 작용하는 냉매가스의 압축압력을 근간으로 선회 스크롤, 올덤 링 등의 운동부품에 작용하는 구속력, 마찰력 및 마찰토크를 계산하였다. 이에 따른 크랭크 축에 작용하는 하중을 결정하고 저널 베어링에서의 유막압력에 의한 반력을 계산하였다. 이를 근간으로 저널 베어링으로 지지된 크랭크 축의 병진운동을 나타내는 축 중심의 궤적해석을 행하여 크랭크 축의 동적 거동에 관한 특성을 해석하였다. 그리고, 저압챔버방식 스크롤 압축기의 동적 거동 특성을 동일 운전조건에서 동일 용량의 고압챔버방식의 특성과 비교하였다.

2. 스크롤 압축기

2.1 스크롤의 형상

Fig. 1에 2개의 인벌류트 곡선에 의해 구성되는 스크롤의 형상⁽¹³⁾을 나타낸다. 인벌류트 기초원 반경을 r_0 , 내측과 외측의 인벌류트 곡선의 개시권선 각도를 각각 ϕ_{i0} , ϕ_{o0} 로 한다. 권선각도 ϕ 는 기초원의 중심 O_m 을 원점으로 하는 X_m - Y_m 좌표계의 X_m 축에서의 반시계 방향의 각도로 표시된다. 내측과 외측의 인벌류트 곡선상의 임의의 점 T_i , T_o 의 기초원 권선각도를 ϕ 로 하고, 기초원의 권선각도 상의 점을 S 로 나타낸다. 그러면, 인벌류트 곡선의 가변반경은 점 S 와 임의의 점 T_i , T_o 사이의 직선거리 $\overline{ST_i}$, $\overline{ST_o}$ 로 표시되고, 식(1)과 같이 주어진다.

$$\overline{ST_i} = r_0(\phi - \phi_{i0}), \quad \overline{ST_o} = r_0(\phi - \phi_{o0}) \quad (1)$$

스크롤의 두께 $t = (\overline{ST_o} - \overline{ST_i})$ 는 식(2)에 의해 결정된다.

$$t = r_0(\phi_{i0} - \phi_{o0}) \quad (2)$$

Fig. 1의 스크롤과 이 스크롤을 180°만큼 회전시킨 것을 조합하면 Fig. 2의 스크롤 압축기에 적용되는 스크롤의 형상이 되는데, 고정 스크롤의 기초원 중

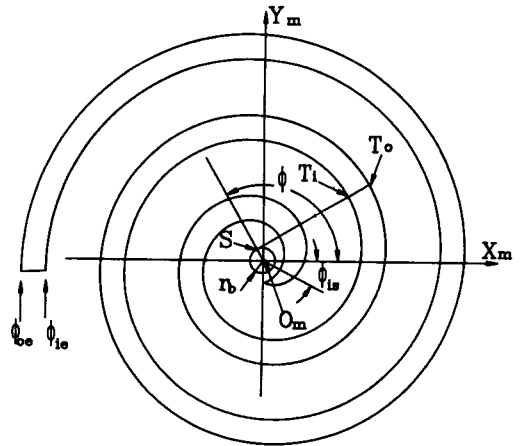


Fig. 1 Orbiting scroll

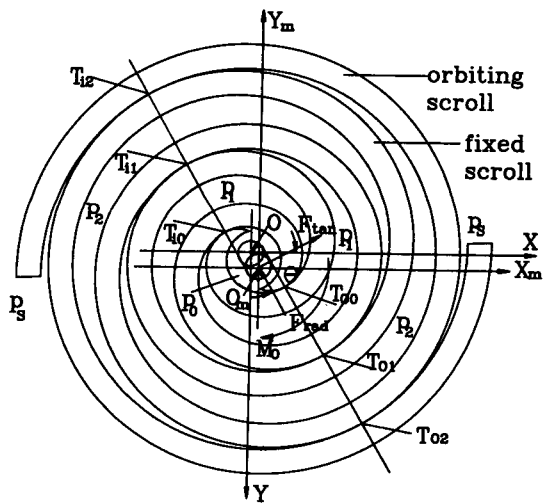


Fig. 2 Orbiting and fixed scrolls

심 O 에 선회 스크롤을 θ 만큼 선회한 상태를 나타낸다. θ 는 O 점을 원점으로 한 X - Y 고정좌표의 X 축에서의 시계방향 각도이다. 또, 선회 스크롤의 선회반경 r 은 r_0 에 의해 결정된다.

$$r = r_0\pi - t \quad (3)$$

또, 고정 및 선회 스크롤의 기초원의 공통 접선상에 양 스크롤의 내부 및 외부 접촉점 T_{ik} , T_{ok} ($k=0, 1, \dots$)이 형성된다.

2.2 선회 스크롤에 작용하는 힘과 모멘트

이상과 같은 스크롤 압축기에 적용되는 스크롤의

형상에서 선회 스크롤에 작용하는 냉매가스의 힘과 모멘트를 계산하기 위해 Fig. 2에서 선회 스크롤과 고정 스크롤 사이에 형성되는 초승달 형상의 압축실의 압력을 중심부에서 시작하여 각각 ϕ_1, ϕ_2 로 표시하고, 가장 바깥의 압력은 흡입압력으로서 p_0 로 한다.

선회 스크롤에 작용하는 냉매가스의 압력을 스크롤 곡선 전체에 걸쳐 적분하면, 선회 스크롤의 기초원 중심 O_m 을 중심으로 하는 접선방향의 힘 F_{tan} , 반경방향의 힘 F_{rad} , 회전 모멘트 M_o 가 다음과 같이 표시된다. 여기서 F_{tan} 는 선회반경과 반대 방향으로 작용할 때 +, F_{rad} 은 중심에서 바깥방향으로 작용할 때 +, M_o 는 시계방향으로 작용할 때 +이다.

$$F_{tan} = Br_b \left[\int_{\phi_o(0)}^{\phi_o(K)+\pi} p_j (\phi - \phi_{oo}) \cos(\theta + \phi) d\phi - \int_{\phi_i(0)-\pi}^{\phi_i(K)} p_j (\phi - \phi_{io}) \cos(\theta + \phi) d\phi \right] + tB(p_o + p_s)$$

$$F_{rad} = Br_b \left[\int_{\phi_o(0)}^{\phi_o(K)+\pi} p_j (\phi - \phi_{oo}) \sin(\theta + \phi) d\phi - \int_{\phi_i(0)-\pi}^{\phi_i(K)} p_j (\phi - \phi_{io}) \sin(\theta + \phi) d\phi \right] \quad (4)$$

$$M_o = Br_b^2 \left[- \int_{\phi_o(0)}^{\phi_o(K)+\pi} p_j (\phi - \phi_{oo}) d\phi + \int_{\phi_i(0)-\pi}^{\phi_i(K)} p_j (\phi - \phi_{io}) d\phi \right] + tB \left[(-r_o(\phi_o(0) - \phi_{oo}) + \frac{t}{2}) p_o + (r_o(\phi_i(K) - \phi_{io}) + \frac{t}{2}) p_s \right]$$

$$\phi_i(k) = 2\pi(k + \delta) + \frac{3\pi}{2} - \phi,$$

$$\phi_o(k) = 2\pi(k + \delta) + \frac{\pi}{2} - \phi \quad (k=0, 1, \dots)$$

여기서, $0 < \theta < \frac{\pi}{2} - \phi_{os}, \delta = 0$

$$\frac{\pi}{2} - \phi_{os} < \theta < 2\pi, \delta = 1 \text{이다.}$$

또,

$$\phi_o(k) < \phi < \phi_o(k+1), \quad (k=0, 1, \dots, K-1) \text{일}$$

때 $j = k+1$

$$\phi_o(K) < \phi < \phi_o(K) + \pi \text{일때 } j = K+1$$

$$\phi_i(0) - \pi < \phi < \phi_i(0) \text{일때 } j = 0$$

$$\phi_i(k) < \phi < \phi_i(k+1), \quad (k=0, 1, \dots, K-1)$$

일때 $j = k+1$ 이다.

$\phi_i(k), \phi_o(k)$ 는 선회 스크롤의 내부 접촉점 T_{ik} , 외부 접촉점 T_{ok} 의 원선각도를 각각 나타낸다. 앞의 식(4)를 간략화하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} F_{tan} &= 2Br_b [(n\pi - \phi_{io} - \theta) p_o + 2\pi p_i \\ &\quad + 2\pi\alpha p_2 - (5\pi - \phi_{oo} - \theta) p_s] + tB(p_o + p_s) \\ F_{rad} &= -2Br_b(p_o - p_s) \\ M_o &= \pi Br_b^2 [(n\pi - \phi_{io} - \theta) p_o + 2(\pi \\ &\quad - \phi_{io} + \phi_{oo})(p_1 + \alpha p_2) - (5\pi - \phi_{oo} - \theta) p_s] \\ &\quad - tB[r_o(\frac{\pi}{2} - \theta - \phi_{oo}) - \frac{t}{2}] p_o \\ &\quad + tB[r_o(\frac{11\pi}{2} - \theta - \phi_{io}) + \frac{t}{2}] p_s \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, $0 < \theta < \frac{\pi}{2} - \phi_{os}; n=1, \alpha=1$

$$\frac{\pi}{2} - \phi_{os} < \theta < 2\pi; n=3, \alpha=0 \text{이다.}$$

3. 운동방정식

3.1 선회 스크롤

Fig. 3에서 회전 좌표계 (r, θ, z) 를 사용하여 선회 스크롤에 작용하는 힘과 모멘트를 표시하고, 스크롤에 작용하는 힘을 표시하기 위해 축방향의 단면도도 나타내었다. 압축실내 가스힘의 합력에 의한 스크롤 힘 F_j 는 Z방향으로 작용하고, 외부 반경 R_m 의 스크롤 베어링에 의해 지지된다.

O_1, O_2 는 반경 R_o 의 올댐 링과 선회 스크롤 사이의 접촉면에서의 구속력이고, 올댐 링과 선회 스크롤 사이의 마찰력 f_{x1}, f_{x2} 는 Coulomb의 마찰법칙을 따른다고 가정하면 $f_{x1} = \mu|O_1|, f_{x2} = \mu|O_2|$ 로

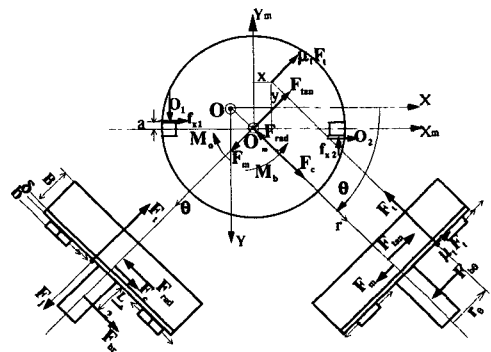


Fig. 3 Analytical model for orbiting scroll

$$T_1 = \frac{(\mu_t F_t \sin \theta \cdot y - \mu_t F_t \cos \theta \cdot x) + f_{x1}(R_{or} + a) + f_{x2}(R_{or} - a) + M_o - M_b}{2R_{or}} \quad (18)$$

$$T_2 = \frac{(\mu_t F_t \sin \theta \cdot y - \mu_t F_t \cos \theta \cdot x) - f_{x1}(R_{or} - a) - f_{x2}(R_{or} + a) + M_o - M_b}{2R_{or}} \quad (19)$$

여기서, 선화 스크롤의 구동력 S_x, S_y 는 베어링 부에서의 반력으로서 크랭크 축에 작용하는 하중으로 생각할 수 있다. $X-Y$ 좌표계에서는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$S_x = -F_{br} \cos \theta + F_{bo} \sin \theta \quad (20)$$

$$S_y = F_{br} \sin \theta + F_{bo} \cos \theta \quad (21)$$

3.3 크랭크 축의 운동방정식

Fig. 5의 해석모델에서 크랭크 축을 강체로 가정하고, 자이로스코프 효과는 무시한다. 크랭크 축의 편심된 질량을 m_e 로 하고, m_e 의 무게중심 (x_e, y_e)는 O 점에서 반경 r_e 에 위치하고 $x_e = r_e \cos \theta, y_e = r_e \sin \theta$ 로 표시된다. 크랭크 축의 $X-Y$ 방향의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_e \ddot{x}_e = S_x - Q_x, m_e \ddot{y}_e = -S_y + Q_y \quad (22)$$

그러므로 운동방정식 (22)에서 단순 지지된 베어링에서의 베어링 반력 $Q_x = -m_e \ddot{x}_e + S_x, Q_y = m_e \ddot{y}_e + S_y$ 로 표시되는 구속력을 결정할 수 있다.

다음 크랭크 축중심의 궤적을 구하기 위해 축계의 편심된 질량을 무시하고, 편심된 질량에 의한

불평형 하중도 제외한다. 그러면, 크랭크 축계의 질량 m_e 는 축의 중심에 작용된다고 가정되고 축의 기하적 중심과 무게중심은 일치하게 된다. 축중심의 $X-Y$ 방향의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_e \ddot{X}_b = S_x - B_x, m_e \ddot{Y}_b = -S_y + B_y \quad (23)$$

여기서, B_x, B_y 는 유막압력의 합력에 의한 베어링 반력이다.

크랭크 축의 z 축 회전관성모멘트 I_o , 전동기 구동 토크 N , 크랭크 핀에서의 마찰 토크 L_s , 저널 베어링에서의 마찰 토크를 L_q 라 하면, 크랭크 축의 회전운동방정식은 다음과 같다. 여기서 $L_q = \mu \sqrt{Q_x^2 + Q_y^2} \cdot R_b$ 이다.

$$I_o \ddot{\theta} = N - (S_x r \sin \theta + S_y r \cos \theta + L_q + L_s) \quad (24)$$

3.4 저널 베어링의 반력

저널 베어링에서의 반력은 레이놀즈 방정식에서 구할 수 있고, 무한히 얇은 베어링으로 모델링하는 경우에는 베어링의 축방향에 비해 원주방향의 압력 구배는 무시할 수 있다.

Fig. 6에서 베어링 중심에서 회전축 중심까지의 거리를 X_b, Y_b 로 표시하면, 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\partial}{\partial z} (h^3 \frac{\partial p}{\partial z}) = 6\lambda \omega \frac{\partial h}{\partial \varphi} + 12\lambda \frac{\partial h}{\partial t},$$

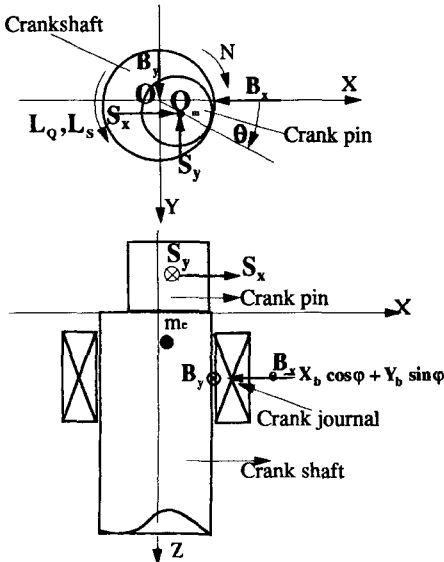


Fig. 5 Analytical model for crank shaft

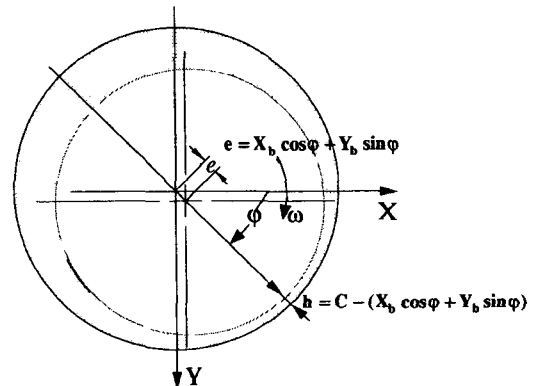


Fig. 6 Crank shaft and journal bearing notation

$$h = C - X_b \cos \varphi - Y_b \sin \varphi \quad (25)$$

여기서, p 는 유막압력, λ 는 점성계수, ω 는 크랭크 축의 회전 각속도, C 는 저널과 베어링의 반경틈새를 나타낸다. 유막의 간극 h 를 회전각도 φ 및 시간 t 에 관해 미분하면 식(26)이 구해진다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial h}{\partial \varphi} &= X_b \sin \varphi - Y_b \cos \varphi, \\ \frac{\partial h}{\partial t} &= -\dot{X}_b \cos \varphi - \dot{Y}_b \sin \varphi \end{aligned} \quad (26)$$

식(26)을 식(25)에 대입하여 베어링 양단에서의 경계조건 ($z=0, L$ 일때 $p=p_a$, 여기서 p_a 는 주위압력을 표시한다)을 적용하여 식(26)을 $0 \leq z \leq L$ 의 영역에서 적분하면 유막발생압력을 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$\begin{aligned} p - p_a &= 3\lambda z(z-L) \cdot \\ \frac{\omega(X_b \sin \varphi - Y_b \cos \varphi) - 2(\dot{X}_b \cos \varphi + \dot{Y}_b \sin \varphi)}{h^3} &= 3\lambda z(z-L) f_p(\varphi) \end{aligned} \quad (27)$$

저널 베어링의 유막압력에 의한 반력의 계산에 있어서, 음압의 유막 영역은 제외되어야 한다. Gumbel의 경계조건에서, 유막의 발생 압력 $p-p_a$ 가 0이 되는 베어링의 원주방향의 경계점 φ_1, φ_2 를 결정할 수 있다.

그리므로, $p-p_a=3\lambda z(z-L) f_p(\varphi)=0$ 이고

즉, $f_p(\varphi)=3\lambda z(z-L) \cdot$

$$\frac{\omega(X_b \sin \varphi - Y_b \cos \varphi) - 2(\dot{X}_b \cos \varphi + \dot{Y}_b \sin \varphi)}{h^3} = 0 \text{이다.}$$

크랭크 축과 저널 베어링이 서로 접촉하지 않는다면 ($h \neq 0$) 다음의 경계조건이 구해진다.

$$h \neq 0, \sin \varphi (\omega X_b - 2 \dot{Y}_b) - \cos \varphi (\omega Y_b + 2 \dot{X}_b) = 0$$

$$\tan \varphi = \frac{\omega Y_b + 2 \dot{X}_b}{\omega X_b - 2 \dot{Y}_b}, \varphi_1 = \tan^{-1} \left(\frac{\omega Y_b + 2 \dot{X}_b}{\omega X_b - 2 \dot{Y}_b} \right) \quad (28)$$

또, φ_2 는 $\varphi_2 = \varphi_1 + \pi$ 로 결정된다.

저널 베어링의 유막압력에 의한 반력은 식(27)을 적분함으로써 구해진다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} B_x \\ B_y \end{bmatrix} &= -R_b \int_0^L \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (p-p_a) \begin{bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{bmatrix} d\varphi dz \\ &= \frac{\lambda R_b L^3}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} f_p(\varphi) \begin{bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{bmatrix} d\varphi \end{aligned} \quad (29)$$

4. 수치계산

4.1 해석대상의 스크롤 압축기의 주요 제한

해석 대상의 스크롤 압축기는 비교적 소형의 압축기로서 축동력이 674 W인 1마력급 모델이다. 선 회 및 고정 스크롤의 형상에 적용되는 스크롤 곡선의 주요 치수는 Table 1로서 주어지며 Table 2에는 스크롤 압축기의 주요 기계역학 정수를 나타내었다. 압축실의 면적 S_j ($j=0, 1, 2$)는 Fig. 7로 주어지고, 압축실내의 냉매가스 압력 p_j ($j=0, 1, 2$)는 Fig. 8에 표시된 바와 같이 변화하여 흡입압력 $p_s=0.61$ MPa로 흡입된 냉매가스를 $p_o=2.17$ MPa까지 가압시켜 토출시킨다. 전동기의 토크 곡선은 Fig. 9와 같이 나타나며 동기속도는 3600 rpm이다.

4.2 계산 과정

수치계산은 Fig. 10의 Flow Chart에 따라서 수행한다. 우선, 정상운전조건에서 크랭크 축이 주기

Table 1 Specification of scroll

$B=1.166$ cm
$r_b=0.2069$ cm
$r=0.25$ cm
$t=0.4$ cm
$\phi_{io}=0^\circ$
$\phi_{oo}=-110.77^\circ$
$\phi_{is}=0^\circ$
$\phi_{os}=-27.16^\circ$
$\phi_{ie}=990^\circ$
$\phi_{oe}=990^\circ$

Table 2 Mechanical constants of scroll compressor

$I_o=0.0422$ N·cm·s ²	$m_o=0.051$ kg
$a=0.3$ cm	$m_s=0.277$ kg
$b=0.4$ cm	$r_e=0.101$ cm
$c=0.5$ cm	$R_{or}=2.85$ cm
$\delta=0.6$ cm	$r_q=1.0$ cm
$L_o=2.72$ cm	$r_s=1.0$ cm
$m_e=0.746$ kg	$R_{th}=3.1$ cm

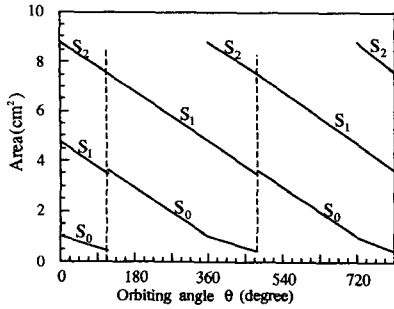


Fig. 7 Crescent-shaped area, S_j ($j=0, 1, 2$)

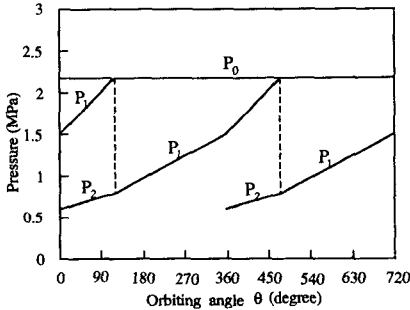


Fig. 8 Gas pressure, P_j ($j=0, 1, 2$)

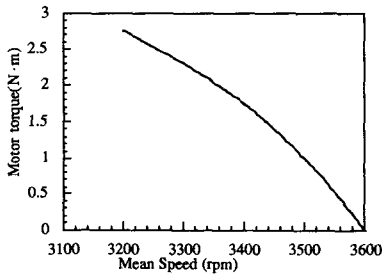


Fig. 9 Motor torque curve

시간 T_0 동안에 2π rad만큼 회전하고, 초기 각속도와 한 주기시간 뒤의 각속도가 같아야 하는 해의 회전 주기성조건이 만족되어야 한다. 즉, 크랭크 축의 평균 회전 각속도 $\dot{\theta}$ 를 3,385 rpm으로 가정하면, 크랭크 축의 한주기는 $T_0=17.725$ ms로서 한 회전 하는데 요하는 시간이 된다. 크랭크 축의 초기 각위치를 $\theta(0)=0$ rad으로 하면, 정상운전조건에서 한 주기후에는 $\theta(T_0)=2\pi$ rad의 값이 되어야 하므로, 이 값에 따라 초기 각속도 $\dot{\theta}(0)$ 를 조절할 수 있다. 또, $\dot{\theta}(0)=\dot{\theta}(T_0)$ 가 만족되는 가는 에너지 평형식을 이용하여 계산한다. 해의 주기성 조건

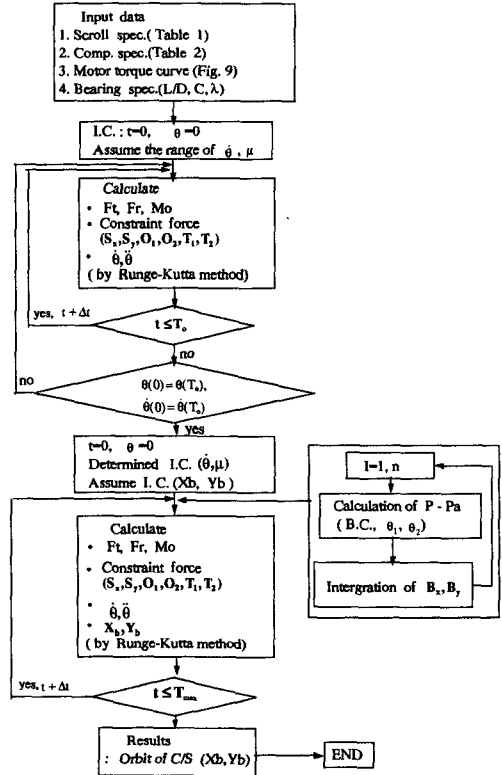


Fig. 10 Flow-chart

이 만족되도록 초기 각속도 및 마찰계수의 값을 결정하는 것은 Half-Interval탐색법을 이용하였다. 계산과정에서 단순 지지된 베어링의 베어링 반력 Q_x, Q_y 는 운동방정식(22)에서 $Q_x = -m_e \ddot{x}_e + S_x, Q_y = m_e \ddot{y}_e + S_y$ 로 결정된다. 이때, $x_e = r_e \cdot \cos\theta, y_e = r_e \cdot \sin\theta$ 로서 일정한 편심반경에서 회전하는 것으로 가정한다. 계산과정에서 크랭크 축에 작용하는 하중 S_x, S_y 및 베어링 반력 Q_x, Q_y 를 결정하기 위해 연립 비선형 방정식계로 구성되는 구속력 $S_x, S_y, O_1, O_2, T_1, T_2$ 을 Newton-Raphson법으로 계산한다.

저널 베어링으로 지지된 크랭크 축의 궤적을 구하기 위해 3.4절의 내용과 같이 레이놀즈 방정식에 의해 표시되는 유막압력의 적분에 의한 베어링 반력을 계산한다. 유막압력의 적분을 위한 식(29)의 계산은 Simpson의 적분공식을 이용하였다. 이때, 베어링 원주방향 φ 의 원점과 방향을 θ 의 원점 및 방향과 서로 일치하는 것으로 간주한다. 구속력은 앞서와 마찬가지로 $S_x, S_y, O_1, O_2, T_1, T_2$ 로 구성되

는 연립 비선형 방정식계를 계산한다.

크랭크 축의 회전운동방정식은 비선형의 감쇠력이 존재하는 비보존의 초기치 문제로서 방정식을 시간영역에서 이산화하고 적분 알고리즘을 이용하여 단계적으로 계산해 나가는 직접수치적분이 가능하다. 적분 알고리즘은 Explicit Scheme으로서 비선형, 비보존계에서도 계산상의 안정성 및 계산효율이 양호한 4차 Runge-Kutta법^(14,15)을 적용하였다.

4.3 계산결과 및 고찰

앞의 과정을 통하여 구한 계산결과로서, 선회 스크롤에 가해지는 냉매가스 압축과정의 작용력으로 반경방향의 힘 F_{rad} 은 74.93N으로 선회각도 θ 에 관계없이 일정하게 선회 스크롤의 중심으로 작용한다. F_{tan} , M_o 는 Fig. 11과 같이 계산되는 바, 이 결과에서 보듯이 선회각도는 $\theta=117.6^\circ$ 에서 천이점(transient point)이 나타난다. 이는 스크롤의 기하학적 형상에 의해 만들어지는 압축실의 체적 및 압력의 선회각도 θ 에 따른 변화 양상에 의한 것이라

할 수 있다. 이 결과를 가지고 저압챔버방식의 스크롤 압축기를 대상으로 계산을 수행하였다.

해의 주기성 조건의 계산에서 크랭크 축의 초기 각속도 $\dot{\theta}(0)$ 의 값의 영역을 350-360 rad/sec, 마찰계수 μ 값의 영역을 0.01-0.025으로 하여 Half-Interval 탐색법으로 계산하였을 때 초기 각속도는 $\dot{\theta}(0)=354.5$ rad/sec, 마찰계수 μ 값은 0.022로 수렴되었다. 스크롤 압축기의 운동부품(선회 스크롤, 올댐 링, 크랭크 축)에 작용하는 구속력, 마찰력 및 마찰손실을 구하여 축의 회전거동을 결정할 수 있다. 구속력의 계산은 Newton-Raphson법으로 5번이내의 반복계산으로 충분한 정도의 값을 가지는 결과를 구할 수 있었다. 크랭크 축의 회전거동을 나타내는 각속도 및 각가속도를 표시하면 Fig. 12와 같고, 크랭크 축에 작용하는 하중의 크기와 마찬가지로 각속도의 변동률이 작은 것을 볼 수 있다.

올댐 링에 작용하는 구속력 O_1, O_2, T_1, T_2 는 Fig. 13과 같고, 선회 스크롤과의 접촉 반력 O_1, O_2 는 올댐 링의 왕복운동에 따라 선회 스크롤이

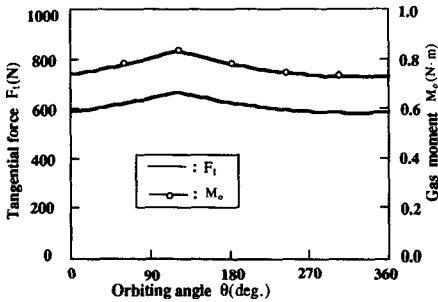


Fig. 11 Tangential force F_t and gas moment M_o
Orbiting angle θ (deg.)

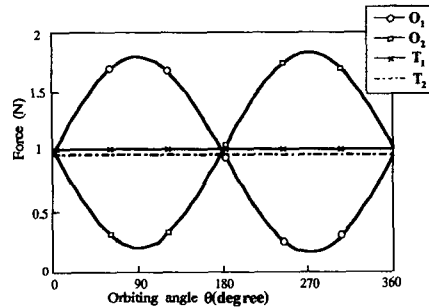


Fig. 13 Constraint force at oldham-ring
Orbiting angle θ (deg.)

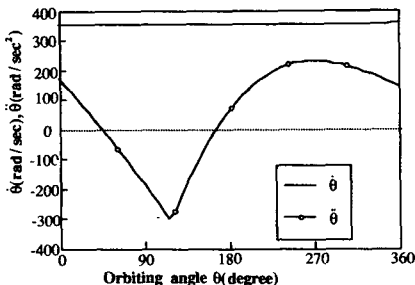


Fig. 12 Rotary behavior of a crank shaft
Orbiting angle θ (deg.)

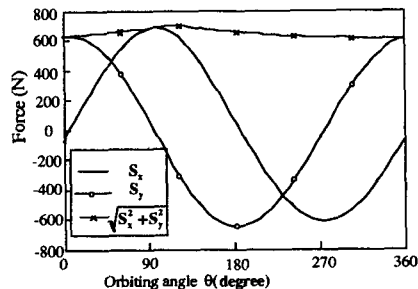


Fig. 14 Constraint force at crank pin
Orbiting angle θ (deg.)

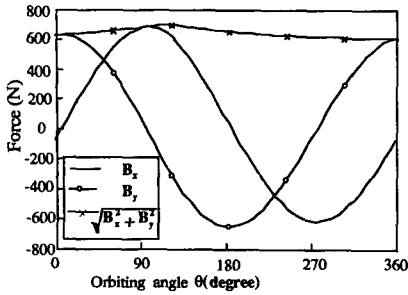


Fig. 15 Bearing reaction force at crank journal Orbiting angle θ (deg.)

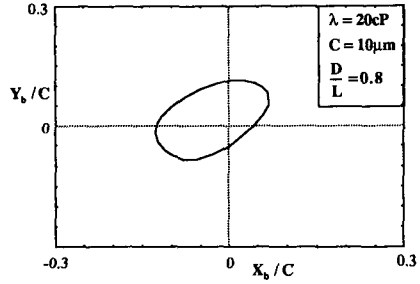


Fig. 16 Journal orbit of a low pressure chamber type

선회운동을 하는 동안에 주기적으로 변화하는 양상을 확인할 수 있다. 대표적인 구속력인 크랭크 축에 작용하는 하중 S_x, S_y 를 나타내면 Fig. 14와 같고, 작용하중의 크기의 변화는 700.2 N에서 610.8 N으로 하중의 변동율이 작음을 알 수 있다. 크랭크 축의 작용하중과 회전거동특성은 운동 부품에서의 마찰계수의 값에 영향을 받는다. 유막압력의 합력에 의한 베어링의 반력은 크랭크 축의 관성력의 크기가 작으므로 Fig. 15에서 보는 것과 같이 작용하중과 거의 동일하게 나타난다. 크랭크 축의 궤적은 저널과 베어링의 간극을 $10 \mu\text{m}$, 윤활유의 점도를 $\lambda=20 \text{ cP}$, L/D 을 0.8로 하였을 때 Fig. 16과 같이 나타나며, 시간적분의 Step크기는 $\Delta t=0.3 \times 10^{-6} \text{ sec}$ 에서 양호하게 수렴되었다. $t=0$ 일때의 초기조건은 원점 부근으로 하였으며, 크랭크 축이 15회전할 때까지 계산하였다. Fig. 16에서 보는 바와 같이 저압챔버방식의 크랭크 축의 중심은 $\epsilon=0.1$ 에서 형성되어 $\epsilon=0.3$ 의 최대폭을 갖는 비교적 안정된 궤적을 가짐을 알 수 있다.

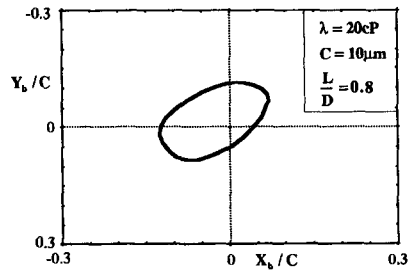


Fig. 17 Journal orbit of a high pressure chamber type

축방향의 하중을 중간압을 이용하여 지지하는 고압챔버방식은 스크롤 압축기의 또 다른 구조이다. 고압챔버방식의 모델링⁽⁴⁾을 이용하여 본 논문의 해석대상인 저압챔버방식과 동일한 용량과 동일 운전 조건에서 크랭크 축의 동적거동을 계산하였다. Fig. 17에 고압챔버방식 압축기의 축궤적을 나타내었다. 저압챔버방식의 결과와 거의 동일한 안정된 궤적을 가짐을 알 수 있다. 실제, 고압과 저압챔버방식은 축방향 하중을 지지하는 중간압 지지방식과 스러스트 베어링 지지방식의 차이로 구분된다. 중간압 지지방식은 선회 스크롤의 불균형 모멘트를 지지하기 위해 2점 지지 형태로 모델링⁽⁴⁾한다. 반면에 스러스트 베어링 지지방식은 스러스트 베어링

으로 불균형 모멘트를 지지하며, 지지 반력은 합력의 형태로 1점에서 작용하는 것으로 모델링된다. 즉 고압 및 저압챔버방식의 차이는 축방향 하중의 지지형태로 나타난다. 따라서, 크랭크 축에 작용하는 하중에 대한 영향은 거의 차이가 나지 않는다. 고압챔버방식의 경우 크랭크 축에 작용하는 하중은 714.3N에서 633.3N으로 하중이 변동되고, 저압챔버방식에서는 700.2N에서 610.8N으로 변동된다. 이에 따라 크랭크 축의 궤적이 비슷한 양상으로 유지됨을 알 수 있다.

5. 결 론

저압챔버방식의 스크롤 압축기의 동력전달계에 작용하는 힘과 운동방정식을 유도하여 수치해석 계산을 행하였다. 선회 스크롤의 형상과 이에 작용하는 냉매가스의 압축압력을 근간으로 선회 스크롤, 올덴 링 등의 운동부품에 작용하는 구속력, 마찰력 및 마찰토크를 계산하였다. 이에 따른 크랭크 축에 작용하는 하중을 결정하였고 축의 회전거동을 구하였다. 크랭크 축의 운동방정식과 베어링 유막압력의 방정식을 연성시켜 크랭크 축을 강체로 가정하

여 이들 방정식을 수치적으로 계산하였다. 또, 동일한 용량과 운전조건에서 고압챔버방식과 저압챔버방식의 크랭크 축 제적해석을 행하여 각각의 특성을 비교하였다.

1마력급인 비교적 소형의 스크롤 압축기에 대한 계산을 수행하여 다음의 결론을 얻었다.

(1) 저압챔버방식의 압축기에서 크랭크 축에 작용하는 부하의 변동율은 13.6%이고, 또 이로 인한 크랭크 축에서의 회전 각속도 변동율은 0.47%로서 다른 형식의 압축기와 비교하여 낮은 변동율을 나타낸다. 그 이유는 여러개의 압축실이 동시에 압축되는 스크롤 압축기의 기하적 구성에 의한 것으로, 이로 인해 가스 압축토크의 변동이 적어지는 특성이다.

(2) 크랭크 축의 궤적 형상에서 궤적은 $\epsilon=0.1$ 부근을 중심으로 최대폭이 $\epsilon=0.3$ 에서 형성되는 안정적인 동특성을 나타냄을 알 수 있다.

(3) 동일 용량과 동일 운전조건에서 고압챔버방식의 크랭크 축은 저압챔버방식과 거의 유사한 안정된 궤적을 가짐을 확인하였다.

후 기

본 연구는 1991년도 공업기반기술 개발사업의 과제로서 상공부와 (주)금성사의 지원을 받아 수행하였으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

(1) Creux, L. 1905, "Rotary Engine", USA PATENT, No. 801182.
 (2) Tojo, K. and Ikegawa, M., 1984, "A Scroll Compressor for Air Conditions", Proc. Purdue Compressor Technology Conference, Vol. 3, pp. 496~503
 (3) Ishii, N. and Fukushima, M., 1986, "A Study on Dynamic Behavior of a Scroll Compressor", Proc. Purdue Compressor Technology Conference, Vol. 3, pp. 901~916.
 (4) 石井徳章, 福嶋鴉文, 1987, "스크롤-압축기의 동적의 운동(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) 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.
 (6) Morishita, E. and Sugihara, M. 1986, "Some Design Problems of Scroll Compressor", Bulletin of JSME., Vol. 29, No. 258, pp. 4139~4146.
 (7) Morishita, E., 1984, "Scroll Compressor Analytical Model", Proc. Purdue Compressor Technology Conference, Vol. 1, pp. 487~495.
 (8) Morishita, E. and Sugihara, M., 1986, "Scroll Compressor Dynamics (1st Report, The Model for the Fixed Radius Crank)", Bulletin of JSME, Vol. 29, No. 248, pp. 476~482.
 (9) Morishita, E. 1986, "Scroll Compressor Dynamics (2nd Report, The Compliant Crank and the Vibration Model)", Bulletin of JSME, Vol. 29, No. 248, pp. 483~488.
 (10) 服部仁志, 川島教嗣, 1990, "大きな動荷重が作用するロータ・スベリ軸受系の動解析", 日本機械學會論文集(C編), 第56卷 530號, pp. 2684~2691.
 (11) 釋井徳章, 山村道生, 1987, "吸込容積の異なるスクロール-壓縮機の機械効率", 日本機械學會論文集(C編), 第53卷495號, pp. 2295~2302.
 (12) Ishii, N and Yamamura, M., 1990, "Mechanical Efficiency of a Variable Speed Scroll Compressor", Proc. Purdue Compressor Technology Conference, Vol. 1, pp. 192~199.
 (13) 森下悦生, 彬原正浩, 1985, "스크롤-壓縮機の幾何理論", タ-ボ機械, 第13卷4號, pp. 23~33.
 (14) Bert, C.W. and Stricklin, J. D, 1988, "Comparative Evaluation of Six Different Numerical Integration Methods for Non-linear Dynamic Systems", Journal of Sound and Vibration, Vol. 127, No. 2, pp. 221~229.
 (15) William H.Press and Brian P. Flannery, 1986, "Numerical Recipes", Cambridge University Press, New York, pp. 550~554.