

## 왕복동형 압축기 피스톤-실린더계의 동적 거동 및 윤활특성 해석

김 태 종<sup>†</sup>

부산대학교 기계공학부 및 기계기술연구소

### Analysis of the Dynamic Behavior and Lubrication Characteristics of the Piston-Cylinder System in Reciprocating Compressors

Tae-Jong Kim<sup>†</sup>

School of Mechanical Engineering, Pusan National University

**Abstract** – In this study, a numerical analysis for the piston secondary dynamics and lubrication characteristics of small refrigeration reciprocating compressors is presented. In general, the length of cylinder in this class of compressors is shortened to diminish the frictional losses of the piston-cylinder system. So, the contacting length between piston and cylinder wall is in variable with the rotating crank angle around the BDC of the reciprocating piston. In the problem formulation of the piston dynamics, the change in bearing length of the piston and all corresponding forces and moments are considered in order to determine the piston trajectory, velocity and acceleration at each step. A Newton-Raphson procedure was employed in solving the secondary dynamic equations of the piston. The developed computer program can be used to calculate the entire piston trajectory and the hydrodynamic forces and moments as functions of crank angle under compressor running conditions. The results explored the effects of the radial clearance, lubricant viscosity, and pin location on the stability of the piston, the oil leakage, and friction losses.

**Key words** – reciprocating compressors, piston secondary dynamics, hydrodynamic lubrication, piston trajectory, oil leakage, friction loss.

#### 1. 서 론

증기 엔진의 피스톤을 안내하는 직선 링크장치가 개발된 이래로 크랭크 슬라이더 기구는 내연기관의 동력 전달장치, 압축기의 압축기구로 활용되고 있다. 실린더 블록, 피스톤, 피스톤 핀, 커넥팅 로드, 크랭크축 및 이를 지지하는 저널 베어링 등으로 구성되는 왕복동형 기구부는 압축 성능, 소비동력, 신뢰성 및 진동 소음의 품질을 좌우하는 핵심적인 기능을 수행하는 것으로 알려져 있다. 즉, 압축 성능은 실린더와 피스톤 사이의 반경방향 간극을 통한 냉매 기체의 누설에 의해 영향을 받고, 소비동력, 신뢰성 및 진동 소음은 반경방향 접촉부에서의 윤활특성 및 이 틈새 사이의 반경방향 충

돌(piston slap)에 의해 그 특성이 변화된다. 압축기가 운전될 때 실린더 내 피스톤은 실린더의 축방향에 따라 상하운동을 하지만, 반경방향 간극에서도 병진운동과 피스톤 수직방향의 회전운동을 하게 된다. 설계에 있어서 고려되어야 하는 마찰 손실, 누설 유량, 진동 소음 및 내 마모성 등은 피스톤 슬랩과 유체윤활 사이에서 서로 연관되므로 이 운동은 작지만 압축기의 성능과 신뢰성에 대해 매우 중요시 된다.

왕복동형 피스톤의 슬랩에 관한 연구는 내연기관의 실린더 벽면과 피스톤 사이의 접촉 문제를 대상으로 하였다. 피스톤의 평형방정식에 기초하여 실린더 벽면에 대한 피스톤의 충돌해석이 시도되었지만, 유체윤활의 적절한 고려가 없었기 때문에 실험과 일치하는 양호한 결과가 얻어지지 않았다. 1983년에 이르러서야 Li 등[1]에 의해 피스톤 스커트(skirts)의 동수력 윤활 모델을

<sup>†</sup>주저자 · 책임저자 : tjong@pusan.ac.kr

포함하여, 엔진 운전조건에서 크랭크각도 함수에 대한 피스톤의 전체 궤적 및 유힬특성이 계산되었다. Zhu 등[2,3]에 의해 피스톤 및 실린더의 표면 형상, waviness, 거칠기와 열 및 탄성변형을 고려하여 엔진 피스톤의 운동, 혼합 유힬에서의 유힬특성 및 마찰을 대상으로 하여 피스톤 조립체 동역학에 대한 수치적 해석이 이루어졌다. Etsion 등[4,5,6]은 기체유힬의 내연기관용 링이 없는 피스톤을 해석하는 수학적 모델을 제시하였다. 왕복동형 압축기의 경우, Prata 등[7]에 의해 링이 없는 피스톤과 실린더 사이 유막의 유힬 및 피스톤의 동적 거동 해석이 처음으로 발표되었다.

본 연구 대상의 압축기는 소형 구조이므로 피스톤의 동적 거동 추정에 많은 어려움이 있다. 그러므로, 유힬 유힬을 고려한 동역학적 모델링으로 피스톤의 동적 거동을 수치적으로 해석하여 그 특성을 이해하고자 한다. 또, 소형 왕복동형 압축기는 마찰손실의 저감 및 조립의 간편성을 위해, 피스톤의 베어링으로 작용하는 실린더 블록의 길이를 짧게 하는 추세에 있다. 즉, 피스톤이 상사점 위치에서 크랭크 각도가 정도 회전하면 피스톤의 하단부가 실린더 벽면과의 접촉을 벗어나는 구조를 갖게 된다. 본 논문에서는 피스톤의 베어링으로 기능하는 실린더 벽면 길이의 변화를 고려하여 피스톤의 반경방향 동적 거동 및 유힬특성을 모델링하였다. 압축기 피스톤의 동적 해석에 필요한 유막 압력의 계산에는 유한 베어링의 모델링이 적용되어야 하므로 유한차분법 및 Gumbel 경계조건을 이용하였다. 동하중이 작용하는 피스톤의 유막 반력 및 모멘트를 계산하여 Newton-Raphson 방법으로 피스톤의 동적 거동을 수치적으로 해석하였다. 압축기 피스톤의 슬랩 운동 및 유힬 특성에 영향을 미치는 설계변수의 영향을 알기 위해 피스톤과 실린더 벽면 사이의 간극, 유힬유 점도 값, 피스톤 핀의 위치 등을 변화시켜 해석하였다. 즉, 피스톤 상단 중심, 핀 위치, 실린더 블록 끝면과 접하게 되는 피스톤의 경계면, 피스톤 하면 중심에서의 궤적을 해석하였다. 또, 피스톤과 실린더 사이의 간극 및 유힬유 점도 값의 변화에 대한 마찰손실, 누설유량 및 최소 유막 두께의 유힬특성을 해석하여 그 영향을 조사하였다.

## 2. 이론적 해석

### 2-1. 피스톤의 반경방향 운동방정식

실린더 내에서 왕복운동하는 피스톤의 자유물체도

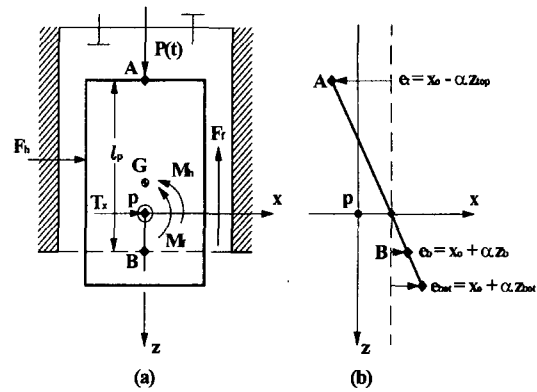


Fig. 1. FBD of the reciprocating piston for the secondary dynamic analysis.

Fig. 1(a)에서 반경방향의 무차원 운동방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$T_x + F_h = m_p \ddot{x} \tag{1}$$

$$M_f + M_h = I_p \ddot{\alpha} \tag{2}$$

$$\text{무차원 변수 } m_p = \frac{\omega C^3}{\lambda R^3} \bar{m}_p, \quad x_0 = \frac{\bar{x}_0}{C}, \quad \alpha = \frac{R}{C} \bar{\alpha}$$

$$I_p = \frac{\omega}{\lambda R^3} \left(\frac{C}{R}\right)^3 \bar{I}_p, \quad T_x = \frac{1}{\lambda \omega R^2} \left(\frac{C}{R}\right)^2 \bar{T}_x,$$

$$F_h = \frac{1}{\lambda \omega R^2} \left(\frac{C}{R}\right)^2 \bar{F}_h, \quad M_h = \frac{1}{\lambda \omega R^3} \left(\frac{C}{R}\right)^2 \bar{M}_h$$

$$M_f = \frac{1}{\lambda \omega R^3} \left(\frac{C}{R}\right)^2 \bar{M}_f \text{ 이다. 여기서, } \bar{M}_p \text{ 는 피스톤의 질}$$

량,  $\omega$ 는 크랭크축의 각속도,  $C$ 는 피스톤과 실린더 벽면 사이의 간극,  $R$ 은 피스톤의 반지름,  $\lambda$ 는 유힬유 점도,  $\bar{x}_0$ 는 피스톤 핀의 병진운동 변위,  $\bar{\alpha}$ 는 피스톤 핀의 회전운동 각변위,  $\bar{I}_p$ 는 피스톤 핀 위치에서의 수직방향 관성모멘트,  $\bar{T}_x$ 는 피스톤의 반경방향 작용 힘으로 압축기구부의 동역학적 해석[8]으로 계산된다.  $\bar{F}_h$ 는 피스톤과 실린더 사이의 유막 반력,  $\bar{M}_h$ 는 유막 반력의 모멘트,  $\bar{M}_f$ 는 피스톤과 실린더 사이의 점성 마찰력  $\bar{F}_f$ 에 의한 모멘트이다.

한편, Fig. 1(b)에서 피스톤 반경방향의 병진운동 가속도와 회전운동 각가속도를 무차원화하여 표시하면 각각 다음과 같다.

$$\ddot{x}_0 = \ddot{\epsilon}_b - \left( \frac{\ddot{\epsilon}_b - \ddot{\epsilon}_i}{l_p} \right) z_b \quad (3)$$

$$\ddot{\alpha} = (\ddot{\epsilon}_b - \ddot{\epsilon}_i) / l_p \quad (4)$$

무차원 변수  $l_p = \frac{\bar{l}_p}{R}$ ,  $z_b = \frac{\bar{z}_b}{R}$ ,  $\epsilon_b = \frac{\bar{\epsilon}_b}{C}$ ,  $\epsilon_i = \frac{\bar{\epsilon}_i}{C}$

여기서,  $l_p$ 는 실린더와 접촉하는 무차원의 가변적 피스톤 길이,  $z_b$ 는 피스톤 핀 위치에 설정된  $xz$ 직각좌표계에서 실린더와 접촉하는 피스톤 경계면  $B$ 까지의 무차원 거리를 표시한다. 또,  $\epsilon_b, \epsilon_i$ 는 피스톤 상면  $A$ , 경계면  $B$ 에서의 편심율(무차원 편심위치)을 각각 나타낸다. 운동방정식을 무차원의 행렬 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} m_p \left( 1 - \frac{z_b}{l_p} \right) m_p \frac{z_b}{l_p} \\ \frac{l_p}{l_p} & -\frac{l_p}{l_p} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\epsilon}_b \\ \ddot{\epsilon}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_x + F_h \\ M_f + M_h \end{bmatrix} \quad (5)$$

피스톤의 동적 거동을 Newton-Raphson방법으로 계산하기 위해 무차원의 피스톤 운동방정식 (1), (2)를 다음과 같은 비선형 방정식으로 가정한다.

$$f_1(\dot{\epsilon}_b, \dot{\epsilon}_i) = T_x + F_h - m_p \left[ \ddot{\epsilon}_b - (\ddot{\epsilon}_b - \ddot{\epsilon}_i) \frac{z_b}{l_p} \right] = 0 \quad (6)$$

$$f_2(\dot{\epsilon}_b, \dot{\epsilon}_i) = M_f + M_h - l_p (\ddot{\epsilon}_b - \ddot{\epsilon}_i) / l_p = 0 \quad (7)$$

### 2-2. 레이놀즈 방정식의 이산화

피스톤과 실린더 벽면 사이 유체윤활의 무차원 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6V_p \frac{\partial h}{\partial z} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (8)$$

$$h = 1 - (x_0 + \alpha \cdot z_i) \cos \theta \quad (9)$$

여기서,  $z_i$ 는 피스톤 핀 위치에 설정된 직각좌표계에서 피스톤 베어링면 격자점까지의 축방향 위치를 나타낸다. 무차원 변수  $h = \frac{\bar{h}}{C}$ ,  $t = \omega \bar{t}$ ,  $z = \frac{\bar{z}}{R}$ ,  $z_i = \frac{\bar{z}_i}{R}$ ,

$p = \frac{\bar{p}}{\lambda \omega R}$ ,  $V_p = \frac{\bar{V}_p}{\omega R}$ 이다. 여기서,  $\bar{h}$ 는 피스톤과 실린더 사이의 반경방향 간극,  $\bar{t}$ 는 유차원 시간,  $\bar{z}$ 는 피스톤 핀 위치에 설정된 직각좌표계에서 피스톤 베어링

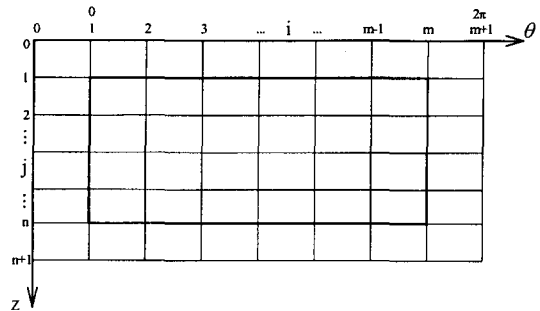


Fig. 2. Grid system for FDM analysis.

면 격자점까지의 축방향 위치,  $\bar{p}$ 는 유막의 동수력 압력,  $\bar{V}_p$ 는 피스톤의 축방향 속도를 나타낸다.

피스톤 윤활틈새 내 윤활유체의 유동은 피스톤과 실린더 벽면의 상대 미끄럼 운동으로 인한 전단유동과 틈새 내의 압력 및 압력 구배의 변화로 인한 압력유동으로 이루어진다. 실린더 벽면의 윤활면에서 유한차분법 계산을 위한 격자계는 Fig. 2와 같이 구성할 수 있다.

유한차분법으로 이산화된 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

$$A_{i,j} p_{i-1,j} + B_{i,j} p_{i,j} + C_{i,j} p_{i+1,j} + D_{i,j} p_{i,j-1} + E_{i,j} p_{i,j+1} = F_{i,j} \quad (10)$$

$$A_{i,j} = \frac{h_{i-\frac{1}{2},j}^3}{(\Delta \theta)^2},$$

$$B_{i,j} = \left[ \frac{h_{i-\frac{1}{2},j}^3 + h_{i+\frac{1}{2},j}^3}{(\Delta \theta)^2} + \frac{h_{i,j-\frac{1}{2}}^3 + h_{i,j+\frac{1}{2}}^3}{(\Delta z)^2} \right]$$

$$C_{i,j} = \frac{h_{i+\frac{1}{2},j}^3}{(\Delta \theta)^2}, \quad D_{i,j} = \frac{h_{i,j-\frac{1}{2}}^3}{(\Delta z)^2}, \quad E_{i,j} = \frac{h_{i,j+\frac{1}{2}}^3}{(\Delta z)^2},$$

$$F_{i,j} = 6V_p \left( \frac{h_{i,j+\frac{1}{2}} - h_{i,j-\frac{1}{2}}}{\Delta z} \right) - 12(\dot{x}_0 + \dot{\alpha} z_{i,j}) \cos \theta_{i,j}$$

SOR scheme에 의해 over-relaxation parameter  $\omega$ 를 이용하여 표시하면 다음과 같다.

$$p_{i,j}^{k+1} = p_{i,j}^k - \omega_c \frac{R_{i,j}}{B_{i,j}} \quad (11)$$

$$R_{i,j} = (A_{i,j} p_{i-1,j}^{k+1} + B_{i,j} p_{i,j}^k + C_{i,j} p_{i+1,j}^k + D_{i,j} p_{i,j-1}^{k+1} + E_{i,j} p_{i,j+1}^k) - F_{i,j}^k$$

일반적으로 윤활유는 8~12%의 용해된 공기를 포함

하므로 확산되는 유막 영역에서 압력이 포화압력 보다 낮아지면 공기가 용해에서 빠져 나오게 된다. 대부분의 경우, 윤활유의 포화압력은 피스톤 주변의 경계압력과 비슷하므로 확산되는 유막에서 방출되는 기체는 주변압력과 비슷한 수준의 압력을 유지하게 된다. 발산하는 유막에서의 압력은 모두 주변압력보다 낮지만 실제 베어링의 유막에서 발생되지는 않는다. 그러므로, 유막의 공동현상이 발생되면 피스톤의 축방향 위치에 따라 실린더 내 압력과 흡입압력 사이의 값을 보간하여 유막의 경계압력(cavitation pressure)으로 이용하였다. 계산과정에서 해의 원주방향 주기성 조건,  $p_{o,j} = p_{m,j}$ ,  $p_{m+1,j} = p_{1,j}$  및 반복 계산과정에서  $p_{i,j}^{k+1} = p_{i,j}^k$ ,  $p_{m,j}^{k+1} = p_{m,j}^k$  을 가정한다.

2.3. 마찰손실 및 누설유량

피스톤 표면에 작용하는 무차원 유막 반력 및 반력에 의한 피스톤의 수직축 방향의 모멘트는 각각 다음과 같이 표시된다.

$$F_h = -\int_0^{2\pi} \int_0^{j_p} p(\theta, z) \cos \theta \, dz \cdot d\theta \quad (12)$$

$$M_h = -\int_0^{2\pi} \int_0^{j_p} [p(\theta, z) \cdot \cos \theta] z \, dz \cdot d\theta \quad (13)$$

피스톤에 작용하는 점성 마찰력은 축방향 운동의 반대방향으로 작용한다고 가정하면, 무차원의 점성 마찰력 및 마찰토크는 각각 다음과 같다.

$$F_f = \frac{C}{R} \int_0^{2\pi} \int_0^{j_p} \left( \frac{h \partial p}{2 \partial z} + \frac{V_p}{h} \right) dz \, d\theta \quad (14)$$

$$M_f = \frac{C}{R} \int_0^{2\pi} \int_0^{j_p} \left( \frac{h \partial p}{2 \partial z} + \frac{V_p}{h} \right) \cos \theta \, dz \, d\theta \quad (15)$$

무차원의 순간 마찰손실 및 피스톤 왕복운동의 한 주기동안 평균 마찰손실은 각각 다음과 같다.

$$W = F_f \cdot V_p \quad (16)$$

$$W_{avg} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} W \, d\theta \quad (17)$$

피스톤과 실린더 벽면 사이의 축방향(z방향)의 무차원 누설유량은 다음과 같다.

$$Q_c = \int_0^{2\pi} \left( \frac{V_p h}{2} - \frac{h^3 \partial p}{12 \partial z} \right)_{z=l_p} d\theta \quad (18)$$

2.4. 수치적 해석 과정

계산 단계  $i$ 에서 초기조건  $\varepsilon_b(t)$ ,  $\varepsilon_i(t)$ ,  $\dot{\varepsilon}_b(t)$ ,  $\dot{\varepsilon}_i(t)$  를 가정하고,  $F_h$ ,  $M_f$ ,  $M_h$  를 계산한다. 또, 비선형 방정식  $f_1(\dot{\varepsilon}_b, \dot{\varepsilon}_i) = 0$ ,  $f_2(\dot{\varepsilon}_b, \dot{\varepsilon}_i) = 0$  이 되는  $\dot{\varepsilon}_b(t + \Delta t)$ ,  $\dot{\varepsilon}_i(t + \Delta t)$  를 Newton-Raphson 방법으로 구하고,

$$\dot{\varepsilon}_b(t) = \frac{\dot{\varepsilon}_b(t + \Delta t) - \dot{\varepsilon}_b(t)}{\Delta t}, \quad \dot{\varepsilon}_i(t) = \frac{\dot{\varepsilon}_i(t + \Delta t) - \dot{\varepsilon}_i(t)}{\Delta t} \text{ 도 계산}$$

한다. 계산 단계  $i + 1$ 에서, 계산 단계  $i$ 의 초기조건을 이용하여  $f_1(\dot{\varepsilon}_b, \dot{\varepsilon}_i) = 0$ ,  $f_2(\dot{\varepsilon}_b, \dot{\varepsilon}_i) = 0$  이 되는  $\dot{\varepsilon}_b(t + \Delta t)$ ,  $\dot{\varepsilon}_i(t + \Delta t)$ ,  $\varepsilon_b^{i+1}(t)$ ,  $\varepsilon_i^{i+1}(t)$  를 계산한다.

$$\text{수렴조건 } \left| \frac{\varepsilon_b^{i+1} - \varepsilon_b^i}{\varepsilon_b^{i+1}}, \frac{\varepsilon_i^{i+1} - \varepsilon_i^i}{\varepsilon_i^{i+1}} \right| \leq 10^{-7} \text{ 이 만족되면,}$$

$\varepsilon_b(t + \Delta t) = \varepsilon_b(t) + \Delta t \dot{\varepsilon}_b(t)$ ,  $\varepsilon_i(t + \Delta t) = \varepsilon_i(t) + \Delta t \dot{\varepsilon}_i(t)$ ,  $\dot{\varepsilon}_b(t + \Delta t)$ ,  $\dot{\varepsilon}_i(t + \Delta t)$  를 이용하여 다음 시간 단계  $t + \Delta t$  로 진행한다. 수렴조건이 만족되지 않으면 앞 단계의 계산 과정을 반복한다. 계산 프로그램의 전체 흐름도는 Fig. 3과 같다.

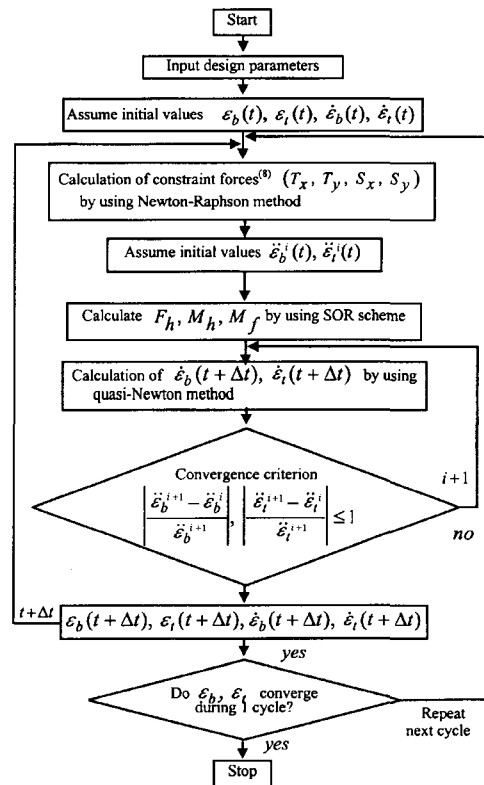


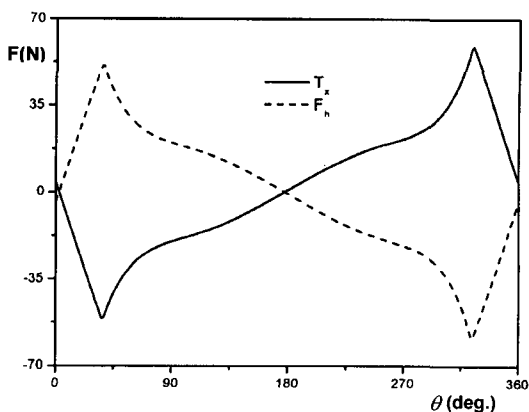
Fig. 3. Flow chart for the calculation procedure.

### 3. 해석 결과 및 토의

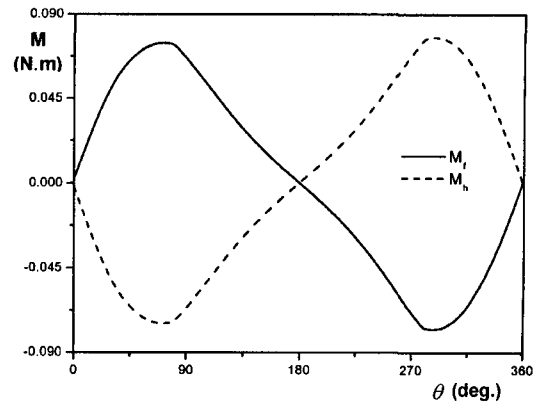
피스톤의 동수력 유체윤활 모델링 및 수치적 계산 방법을 이용하여 피스톤 반경방향의 동적 거동 및 윤활특성 해석 프로그램을 작성하였다. 개발된 프로그램의 신뢰성 확인 및 피스톤의 동수력 윤활특성을 알기 위해 설계변수의 값을 다양하게 변화시켜 해석을 수행하였다. 해석 대상 왕복동형 압축기의 주요 설계 변수 및 그 값은 Table 1과 같다. 이 압축기는 축동력이 150 W급인 소형 모델로서 흡입압력  $p_s=0.132$  MPa, 토출압력  $p_c=1.352$  MPa 조건에서 3570 rpm으로 운전된다. 크랭크축, 커넥팅 로드, 피스톤으로 구성되는 압축기구부의 운동방정식[8]에서 피스톤에 반경방향으로 작용하는 가진력  $T_x$ 가 계산된다. 이 작용힘과 피스톤과 실린더 벽면 사이의 유막 반력을 Fig. 4에 나타내었다. 유막 반력의 계산에 이용된 격자계는 원주방향 75개,

**Table 1. Design parameters of the reciprocating compressors and baseline values used in the simulation**

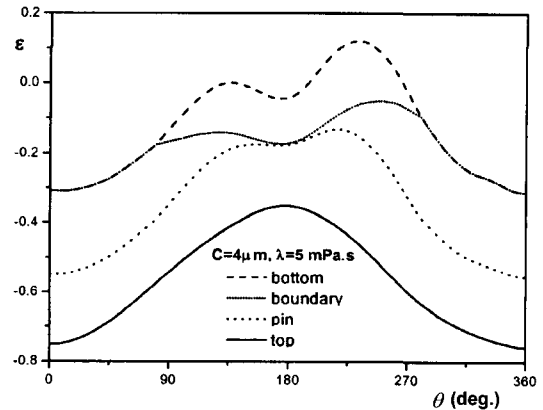
Mass of the piston ( $m_p$ )	0.043 kg
Moment of inertia of the piston ( $\bar{I}_p$ )	$3.93 \times 10^{-6}$ N·m·s <sup>2</sup>
Radius of the piston ( $R$ )	11.5 mm
Length of the piston ( $L$ )	22 mm
Length of the cylinder ( $CYL$ )	28.85 mm
Rotating radius between crankshaft center and crank-pin center ( $R_0$ )	7.5 mm
Radial clearance between the piston and the cylinder wall ( $C$ )	4 $\mu$ m
Lubricant viscosity ( $\lambda$ )	5 mPa·s



**Fig. 4. Applied force  $T_x$  and oil film reaction force  $F_h$  versus crank angle  $\theta$  of one revolution.**



**Fig. 5. Frictional moment  $M_f$  and oil film reaction moment  $M_h$  about the piston pin versus crank angle  $\theta$  of one revolution.**



**Fig. 6. The x direction orbits at 4 locations of the reciprocating piston.**

축방향 34개의 격자점으로 구성된다. 피스톤 핀 위치에 대한 유막의 점성 마찰력에 의한 피스톤의 수직(y축)방향의 마찰 토크  $M_f$ 와 유막 반력의 모멘트  $M_h$ 를 Fig. 5에 표시하였다. 피스톤과 실린더 벽면 사이의 간극 4  $\mu$ m, 윤활유 점도 5 mPa·s의 조건에서 피스톤의 상면, 핀 위치, 실린더 끝 단면과 접하는 피스톤 경계면 및 피스톤 하면 위치에서 피스톤 반경방향 궤적을 편심을  $\epsilon$ 으로 표시하여 Fig. 6에 나타내었다. 이 결과에서, 크랭크각도 80.9°~278.8°의 영역에서 피스톤의 하면이 실린더 벽면을 벗어나므로 하면과 경계면이 서로 다른 궤적을 그리는 것을 볼 수 있다. 또, 피스톤 상면 중심의 궤적은 실린더 스러스트면으로 근접하며 피스톤 하면 중심은 실린더 직경의 중심선상에 그 궤

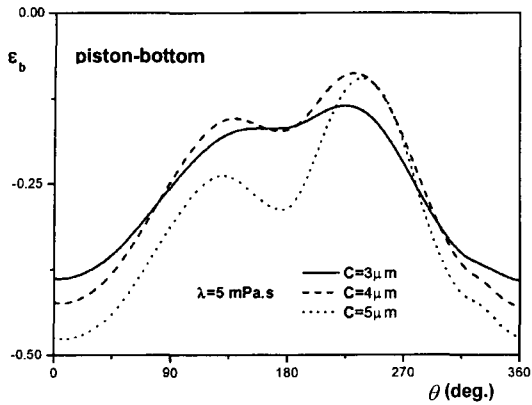


Fig. 7. Comparison of the orbits variation in the radial clearance between piston and cylinder wall.

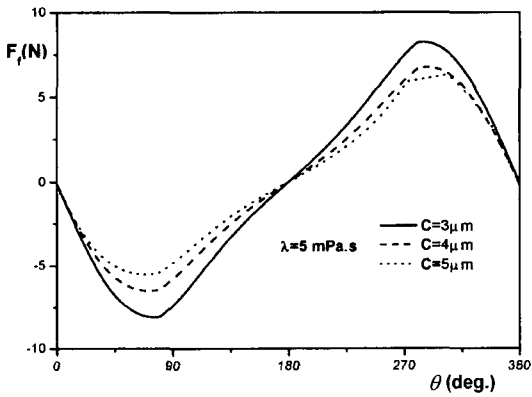


Fig. 8. Comparison of the friction forces variation in the radial clearance between piston and cylinder.

적이 형성된다. 간극, 점도, 핀 위치 등의 설계변수의 값 및 압축기 모델에 따라 수렴에 필요한 주기적 반복 횟수가 달랐지만 대략 20회 이상 30회 이내의 주기에서 수렴되었다. 이 계산에서 피스톤의 경계면, 상면에서의 편심을  $\epsilon_b(t)$ ,  $\epsilon_s(t)$ 의 초기값은 0(원점 위치)으로 하였으며, Newton-Raphson 방법의 계산은 3~4회 이내의 과정에서 양호하게 수렴되었다. 윤활유 점도  $5 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ 의 조건에서 피스톤의 반경방향 간극을 3, 4,  $5 \mu\text{m}$ 으로 변화시켜 궤적을 해석하였다. 일반적으로 간극이 작아짐에 따라 피스톤의 궤적이 안정되는 것을 Fig. 7에서 관찰할 수 있다. 같은 조건에서 피스톤의 반경방향 간극의 변화에 대해 유막의 전단응력에 의해 발생하는 점성 마찰력의 한 주기동안 변화를 Fig. 8에 나타내었다. 간극이 감소함에 따라 점성 마찰력은 증가하는 것을 볼 수 있다. 또, 같은 조건에서 피스톤의

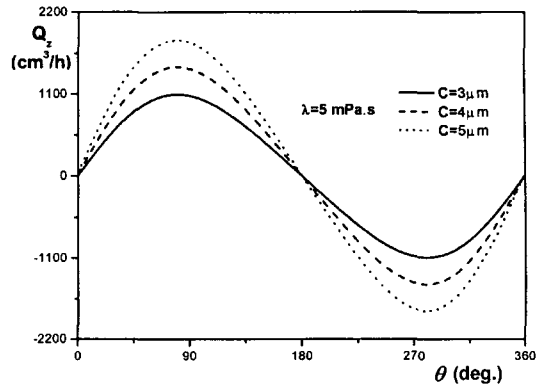


Fig. 9. Comparison of the instantaneous oil leakage variation in the radial clearance between piston and cylinder.

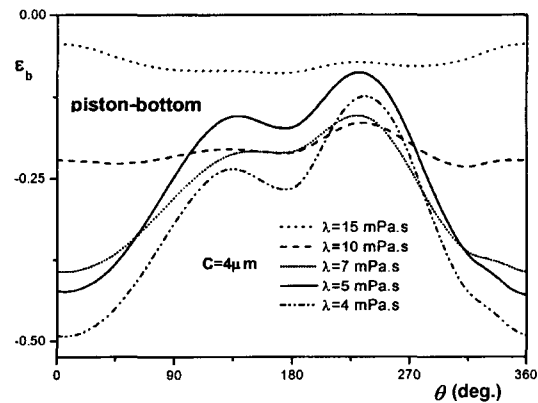


Fig. 10. Comparison of the orbits variation in the lubricant viscosity.

반경방향 간극을 변화시켜 한 주기동안의 순간 누설유량을 Fig. 9에 도시하였다. 점성 마찰력과 반대로 간극의 값이 커짐에 따라 누설유량도 증가되었다. 피스톤의 반경방향 간극  $4 \mu\text{m}$ 의 조건에서 유막 점도의 값을 4, 5, 7, 10,  $15 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ 으로 변화시켜 궤적을 구하였다. 일반적으로 점도 값이 커짐에 따라 동적 특성이 안정되는 일반적 현상을 피스톤 하면 위치에서의 궤적 Fig. 10에서 볼 수 있다. 윤활유 점도 값의 변화에 대한 점성 마찰력의 한 주기동안 변화를 Fig. 11에 나타내었다. 점도 값이 증가됨에 따라 점성 마찰력도 비례적으로 커지는 것을 볼 수 있다. 피스톤 핀의 위치 변경에 대한 피스톤 하면의 궤적을 Fig. 12에 나타내었다. 해석 대상 압축기에 적용되고 있는  $z_p=1.18$ 의 조건에서 핀의 위치를 피스톤 하면 방향으로 이동시키면

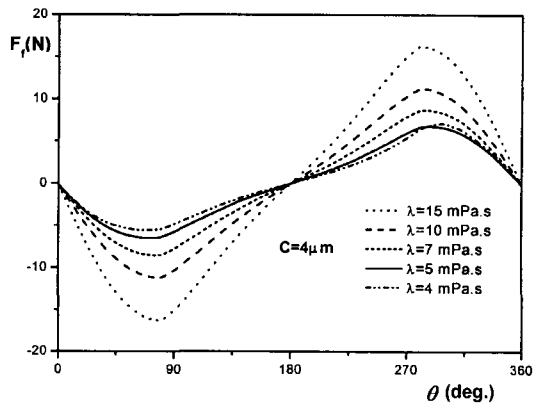


Fig. 11. Comparison of the friction forces variation in the lubricant viscosity.

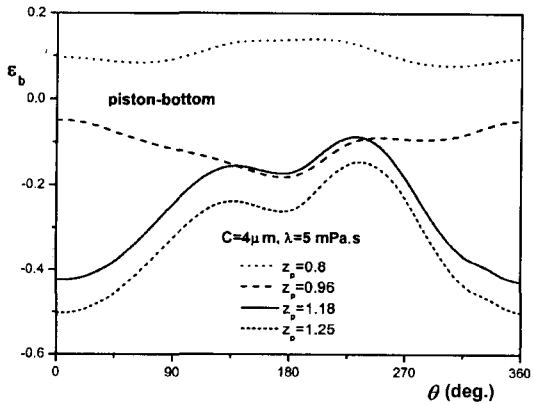


Fig. 12. Comparison of the orbits at the piston top location and bottom location and the piston tilting angle variation in the location of piston pin.

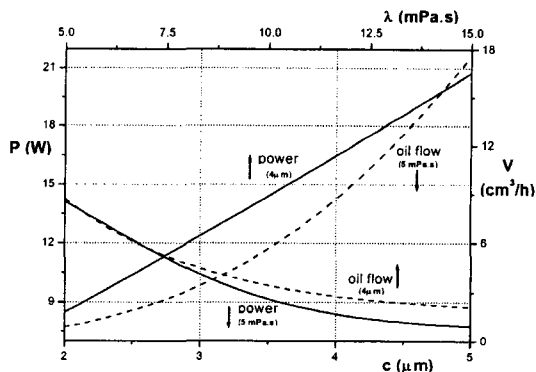


Fig. 13. Cycle averaged power consumption and oil leakage as a function of the radial clearance and a function of the lubricant viscosity.

Table 2. Friction loss, oil leakage, and minimum oil film thickness on various values of the oil viscosity and radial clearance

Classification Parameters		Power consumption (W)	Oil leakage (cm <sup>3</sup> /h)	Minimum oil film thickness (μm)
Viscosity (mPa·s)	Clearance (μm)			
5	2	14.115	8.460	1.661
	3	10.414	3.412	2.063
	4	8.393	8.701	2.739
	5	7.744	17.571	3.145
	4	7.768	11.372	2.479
5	8.393	8.701	2.739	
7	4	10.948	5.713	2.710
10		14.286	3.440	3.123
15		20.764	2.091	3.505

깨적은 실린더 벽면의 스러스트 방향으로 더 근접하게 된다. 반대로, 피스톤 핀의 위치를 상면 방향으로 이동시키면 깨적은 안정되고, 경사각도도 완만하게 된다. 피스톤의 반경방향 간극의 값을 4 μm으로 가정한 조건에서 점도 값의 변화에 대한 마찰손실 및 누설유량의 특성을 Fig. 13에 나타내었다. 이 결과에서 소비동력은 점도 값에 선형 비례적으로 증가하지만 누설유량은 비선형적으로 감소한다. 또, 윤활유의 점도 값을 5 mPa·s으로 한 경우 피스톤의 반경방향 간극 크기의 변화에 대한 마찰손실 및 누설유량을 같은 그림에 도시하였다. 이 결과에서도 누설유량은 간극의 증가에 대해 비선형적으로 증가하지만 소비동력은 감소한다. 점도값 5 mPa·s의 조건에서 피스톤의 반경방향 간극을 2, 3, 4, 5 μm으로 변화시킨 경우, 한 주기동안의 소비동력, 누설유량 및 최소유막두께의 값을 Table 2에 나타내었다. 또, 피스톤의 유막 간극 4 μm의 조건에서 점도 값을 4, 5, 7, 10, 15 mPa·s로 변화시켰을 때, 윤활특성의 값을 계산하였다. 유막 간극이 증가되면 마찰손실은 감소, 누설유량 및 최소유막두께는 증가되었다. 또, 윤활유 점도를 증가시키면, 마찰손실 및 최소유막두께는 증가되지만 누설유량은 감소되었다.

#### 4. 결 론

왕복동형 압축기 피스톤의 동적 거동 및 윤활특성 해석 프로그램을 작성하여 기구부의 설계변수 값을 변화시켜 피스톤의 동적 특성을 해석하였다. 피스톤과 실

린더 사이의 간극이 작아짐에 따라 또, 윤활유 점도 값이 커짐에 따라 동적 거동이 안정되는 피스톤의 궤적 형상을 해석적으로 구하였다. 베어링으로 작용하는 실린더 벽면의 길이를 증가시키면 피스톤의 궤적 형상 및 경사각도는 안정된다. 또, 핀의 위치를 피스톤 하면 방향으로 이동시키면 궤적은 실린더 벽면의 스러스트 방향으로 더 근접하게 된다. 반대로, 피스톤 핀의 위치를 상면 방향으로 이동시키면 궤적은 안정되고, 경사각도도 완만하게 된다. 윤활유 점도 값을 증가시키면 피스톤과 실린더 벽면 사이의 마찰손실은 이 값에 선형 비례적으로 증가하지만 누설유량은 비선형적으로 감소하고 최소유막두께는 증가한다. 피스톤과 실린더 벽면 사이의 간극이 커지면 누설유량은 비선형적으로 증가하지만 소비동력은 감소하고 최소유막두께는 증가한다. 이와 같이 개발된 피스톤의 동적 거동과 동수력 유체윤활의 해석 프로그램은 압축기구부 설계에 활용될 수 있다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(과제번호: R01-2001-00383) 지원으로 수행된 결과의 일부이며, 재단의 연구비 지원에 감사 드립니다.

## 참고문헌

1. Li, D. F., Rohde, S. M., and Ezzat, H. A., 1983, "An Automotive Piston Lubrication Model," ASLE Transactions, Vol. 26, No. 2, pp.151~160.

2. Zhu, D., Cheng, H. S., Arai, T., and Hamai, K., 1992, "A Numerical Analysis for Piston Skirts in Mixed Lubrication Part 1: Basic Modeling," Journal of Tribology, Vol. 114, pp.553~562.
3. Zhu, D., Hu, Y. Z., Cheng, H. S., Arai, T., and Hamai, K., 1993, "A Numerical Analysis for Piston Skirts in Mixed Lubrication Part 2: Deformation Consideration," Journal of Tribology, Vol. 115, pp. 125~133.
4. Gommed, K., and Etsion, I., 1993, "Dynamic Analysis of Gas Lubricated Reciprocating Ringless Piston - Basic Modeling," Trans ASME, Journal of Tribology, Vol. 115, pp. 207~213.
5. Gommed, K., and Etsion, I., 1994, "Parametric Study of the Dynamic Performance of Gas Lubricated Ringless Piston," Trans ASME, Journal of Tribology, Vol. 116, pp. 63~69.
6. Etsion, I., and Gommed, K., 1995, "Improved Design with Non-cylindrical Profile of Gas Lubricated Ringless Piston," Trans ASME, Journal of Tribology, Vol. 117, pp. 143~147.
7. Prata, A. T., Fernando Julio R. S., and Fagotti, F., 2000, "Dynamic Analysis of Piston Secondary Motion for Small Reciprocating Compressors," Trans ASME, Journal of Tribology, Vol. 122, pp. 752~760.
8. 김태중, 2001, "가변속 왕복동형 압축기 크랭크축-베어링계의 동적 거동 해석," 한국윤활학회지, 제 17권 제 6호, pp. 426~434.