

DOI <http://dx.doi.org/10.9725/kstle.2015.31.5.221>

## 리니어 압축기에서 그루브 형상 변화에 따른 피스톤의 동특성 해석

노상완<sup>1</sup> · 오원식<sup>2</sup> · 박경배<sup>2</sup> · 임윤철<sup>3\*</sup>

<sup>1</sup>연세대학교 대학원 기계공학과, <sup>2</sup>LG전자

<sup>3</sup>연세대학교 공과대학 기계공학부

### Analysis of Dynamic Characteristics of a Piston for a Linear Compressor Considering Changes in Groove Geometry

Sangwan Noh<sup>1</sup>, Wonsik Oh<sup>2</sup>, Kyeongbae Park<sup>2</sup> and Yoonchul Rhim<sup>3\*</sup>

<sup>1</sup>Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School, Yonsei University

<sup>2</sup>Refrigeration Comp. Team, Living Solution Research Lab., L&E Research Center, LG Electronics

<sup>3</sup>School of Mechanical Engineering, College of Engineering, Yonsei University

(Received July 3, 2015; Revised September 17, 2015; Accepted September 19, 2015)

**Abstract** – It is possible to prevent a piston from contacting the cylinder by changing the shape of the piston or by applying micro-textures, such as micro-grooves or micro-holes, over the piston surface. Usually, the minimum radial clearance reaches its minimum value at the beginning of the suction stroke because the pressure around the piston is low and almost axisymmetric such that the net pressure force on the piston is not sufficiently high to support the piston from touching the cylinder. In this study, we apply a series of saw-tooth-shaped grooves on the piston surface, and numerically investigate the effects of groove depth, groove angle, and the number of grooves with radial clearance variations using a finite difference method. We conduct a dynamic analysis of the piston for various changes in groove geometries to obtain the minimum radial clearance variation for the entire compression cycle. The minimum radial clearance increases while friction loss decreases when we apply the series of saw-tooth-shaped grooves on the piston. In addition, we analyze the impact of the change in the groove shape variable due to changes in radial clearance. Leakage variations are relevant to radial clearance, but have almost no effect on the groove parameters.

**Keywords** – compressor(압축기), piston(피스톤), groove(그루브), clearance(간극), friction loss(마찰손실)

#### Nomenclature

$R$  : Radius of piston (m) (피스톤 반경)  
 $p$  : Film Pressure (Pa) (간극압력)  
 $t$  : Time (sec) (시간)  
 $\mu$  : Fluid viscosity (Pa·sec) (유체 점도)  
 $U$  : Velocity of piston (m/s) (피스톤 속도)

$L$  : Length (m) (피스톤 길이)  
 $h$  : Radial clearance (m) (반경방향 틈새)  
 $h_{\min}$  : Minimum radial clearance (m)  
(최소반경방향틈새)  
 $z$  : Axial position (m) (축 방향 좌표)  
 $\theta$  : Angular position (rad) (원주방향 좌표)  
 $p_a$  : Suction pressure (Pa) (흡입압)  
 $h_0$  : Radial clearance at concentric state (m)  
(동심상태 간극)  
 $t_0$  : Period (sec) (주기)

\*Corresponding author : rhimyc@yonsei.ac.kr

Tel: +82-2-2123-2820, Fax: +82-2-312-2159

- $P$  : Dimensionless pressure (무차원 압력:  $p/p_a$ )  
 $H$  : Dimensionless clearance (무차원 간극:  $h/h_0$ )  
 $Z$  : Dimensionless of length (무차원 길이:  $z/L$ )  
 $T$  : Dimensionless of time (무차원 시간:  $t/t_0$ )  
 $\Phi_f$  : Friction loss (W) (마찰손실)  
 $\Phi_b$  : Friction loss of base model (W)  
 (기준모델의 마찰손실)  
 $Q$  : Total leakage ( $m^3/s$ ) (누설량)  
 $G_h$  : Groove depth (m) (그루브 깊이)  
 $H^*$  : Dimensionless minimum clearance  
 (무차원 최소간극:  $h_{min}/h_0$ )  
 $F^*$  : Dimensionless friction loss  
 (무차원 마찰손실:  $\Phi_f/\Phi_b$ )  
 $G^*$  : Dimensionless Groove depth  
 (무차원 그루브 깊이:  $G_h/h_0$ )  
 $R^*$  : Dimensionless radial clearance  
 (무차원 반경 틈새:  $h_0/R$ )

## 1. 서 론

냉동공조용 압축기에는 일반적으로 냉매와 안개상태의 윤활유를 혼합한 기체를 사용하며, 이 기체는 만족스러운 수준으로 냉동 사이클과 압축기의 기계적 윤활을 동시에 수행하고 있다. 리니어 압축기에도 냉매와 윤활유를 혼합한 가스를 사용하고 있으며, 피스톤과 실린더 및 밸브를 사용하여 냉매를 압축하므로 왕복동 압축기와 유사한 방법으로 피스톤의 동특성을 해석할 수 있다.

피스톤과 연결된 연구자석 주변에 스프링과 전자석을 설치하고 시스템의 고유진동수에 해당하는 교류 전원을 전자석에 연결하면 공진현상이 일어나면서 적은 에너지와 저소음으로 피스톤을 구동하는 압축기를 구성할 수 있다. 현재 압축기에 사용되는 피스톤과 실린더 사이의 간극은 10  $\mu\text{m}$  이내로 매우 작은 상황이며, 이는 누설량을 줄이기 위함인데 이로 인하여 마찰저항이 증가하여 기계효율 증대에 어려움이 있다. 또한, 작은 틈새에서 왕복 운동을 하는 피스톤은 상사점과 하사점에서 실린더와 접촉할 가능성이 높는데 이러한 접촉은 마멸의 원인이 되고, 이는 압축기의 수명과 성능에 큰 영향을 주므로 가능한 한 억제하여야 한다.

기존의 연구[1-7]에서는 사각형, 반원, 삼각형 등 다양한 단면의 그루브를 원주방향으로 가공하였을 경우

와 피스톤 끝 단의 테이퍼 크기를 변화시켰을 경우에 대하여 유막에서의 하중지지능력과 누설 및 마찰손실 등을 해석하였다. 최근에는 톱니모양 그루브를 피스톤의 옆면에 가공한 경우의 피스톤 동특성을 수치해석하기도 하였다[8]. 그러나 그루브의 다양한 형상변수 변화에 따른 연구는 아직 미흡한 상황이다.

본 논문에서는 피스톤의 옆면에 톱니모양의 그루브를 가공하였을 경우에 대하여 피스톤의 동특성을 여러 형상변수의 변화에 따라 수치적으로 해석하였다. 피스톤과 실린더 사이 간극에서의 압력분포를 구하고, 압력에 의한 힘과 자중에 의한 피스톤의 동특성, 이로 인한 마찰 손실과 최소간극의 변화 및 누설량을 구하였다.

## 2. 본 론

### 2-1. 지배방정식

압축기의 내부는 기체상태인 냉매와 안개상태의 윤활유가 혼합유체의 상태로 존재하는데 작은 액적 상태인 윤활유는 압축기 내벽에 붙어 얇은 막을 형성하게 된다. 따라서 실린더와 피스톤의 작은 틈새는 윤활유로 채워지며 유막에서 발생하는 압력은 다음과 같이 2차원 비압축성 Reynolds방정식에 의해 계산될 수 있다.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial z} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

여기서  $p$ 는 유막의 압력,  $h$ 는 유막의 두께,  $U$ 는 피스톤의 속도이며  $\mu$ 는 윤활유체의 점도를 나타낸다. 식 (1)을 식 (2)와 같이 정의된 무차원 변수를 사용하여 다시 표현하면 식 (3)과 같다.

$$P = p/p_a, H = h/h_0, Z = z/L, T = t/t_0$$

$$\Lambda_b = 6\mu UL/p_a h^2, \sigma_q = 12\mu L^2/p_a h^2 t_0 \quad (2)$$

$$\left(\frac{L}{R}\right)^2 \left( 3H^2 \frac{\partial H \partial P}{\partial \theta \partial \theta} + H^2 \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} \right) + 3H^2 \frac{\partial H \partial P}{\partial Z \partial Z} + H^2 \frac{\partial^2 P}{\partial Z^2} = \Lambda_b \frac{\partial H}{\partial Z} + \sigma_q \frac{\partial H}{\partial T} \quad (3)$$

식 (3)을 차분화하고 FDM을 사용하여 시간 흐름에 따른 압력 분포를 구한 후 운동방정식에 대입하여 주기 운동하는 피스톤의 자세를 구한다. 초기조건으로는 피스톤이 실린더와 동심을 이루고 있다고 가정하고 계산을 진행하면, 4-7주기 후에는 반복되는 주기운동을 구할 수 있다.

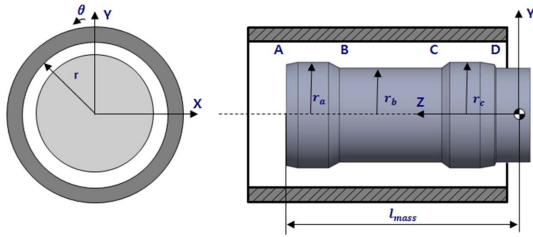


Fig. 1. Geometry of piston.

2.2. 해석 모델 및 운전조건

본 연구에서는 피스톤의 자중 외 기타 외력은 고려하지 않아 y축 방향의 병진운동과  $\theta$ 축의 회전운동만 고려하여 피스톤의 축 방향 움직임을 포함한 3자유도 문제로 해석을 진행하였다.

Fig. 1은 해석에 사용된 압축기 내부 피스톤의 기준모델의 형상을 나타낸 것이고, Fig. 2는 기준모델 앞뒤 피스톤 부분에 톱니모양 그루브를 가공한 형상이다. 본 연구에서는 Fig. 2와 같은 피스톤의 톱니모양 그루브의 형상변수 변화에 따라서 기준모델과 비교하였을 때 실린더와 피스톤의 접촉과 밀접한 관계가 있는 최소유막두께와 에너지 효율과 관계가 있는 마찰 손실 및 누설량에 대하여 연구를 진행하였다.

또한, 그루브의 형상변수의 영향을 확인하기 위하여 피스톤과 실린더 사이의 동심상태 간극과 피스톤의 반지름의 비를  $R^*$ 라 하고,  $R^*$ 의 값을 1/4500, 1/3000, 1/2250의 총 세 경우에 대한 해석을 진행하여  $R^*$ 와 그루브 형상변수 변화에 따른 영향을 분석하였다. 기준모델은  $R^*=1/4500$ 이다.

주어진 주파수(50 Hz)와 변위(11 mm)에 따른 피스톤의 운동방정식을 설정하고 실린더 내 동심인 상태를 초기조건으로 시간흐름에 따른 피스톤의 자세를 해석한다. 피스톤의 움직임이 이전 주기와 비교하여 그 차이가 RMS 값으로 0.5%이하가 되었을 때를 수렴조건으로 정하였고, 이때 기준모델의 한 주기 동안의 마찰

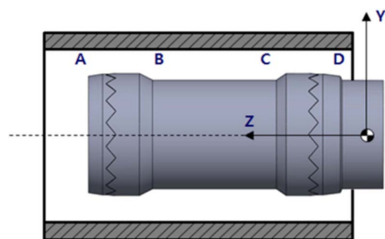


Fig. 2. Geometry of grooved piston.

Table 1. Specifications of design parameters

Region	No, A-B, C-D, A-B & C-D
Groove number	12, 14, 16, 18, 20
Groove angle(degree)	50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 130
G*	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8

손실을 1로 무차원화하여 형상 변수 변화에 따른 영향을 분석하였다.

2.3. 해석 조건 및 형상변수 변화

피스톤의 유회특성으로 간극에서의 누설량, 피스톤의 움직임에 따른 마찰 손실, 압력과 중력에 의한 최소유막두께의 변화를 분석하였다. 누설량은 전단력과 압력차에 의해 발생하고 이는 다음과 같다.

$$Q = \left( -\frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dz} + \frac{U_{piston} h}{2} \right) 2\pi R \tag{4}$$

최소유막두께에 영향을 주는 피스톤에 작용하는 힘과 모멘트의 값은 피스톤의 자중과 압력에 의한 힘이며 피스톤의 무게중심의 위치를  $z_c$ 라 할 때 다음과 같다.

$$F_y = F_{y,ext} - \iint p \sin \theta \cdot R d\theta dz \tag{5}$$

$$T_x = \iint (z - z_c) p \sin \theta \cdot R d\theta dz \tag{6}$$

마찰 손실의 경우 전단력에 의한 마찰과 유체의 점성소산으로 발생하는 마찰을 같이 고려하여 최종 마찰 손실의 값은 다음과 같다.

$$\Phi_f = \int_A \left[ \frac{h^3}{12\mu} \left\{ \left( \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right)^2 + \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 \right\} + \frac{\mu}{h} (U_{piston})^2 \right] dA \tag{7}$$

Table 1에는 본 연구의 계산에서 사용한 형상변수들을 정리하였다.

3. 해석 결과

3-1. 그루브 가공 영역 영향

기준모델과 A-B영역에 톱니 모양의 그루브를 적용한 경우, C-D영역에 적용한 경우, A-B와 C-D 두 영역에 모두 적용한 경우의 4가지 모델에 대하여 최소유막두께와 마찰손실을 비교하여 그루브가 왕복 운동하는 피스톤에 미치는 영향을 수치계산하였다.

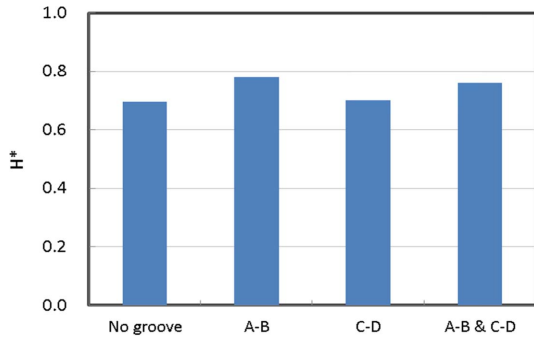


Fig. 3. Minimum clearance due to the effect of grooves.

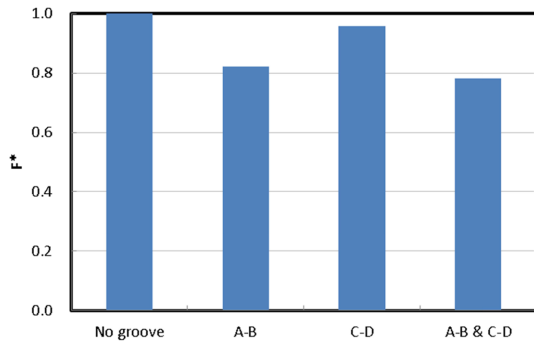


Fig. 4. Friction loss of groove effect.

기준모델에 그루브 깊이  $G^*=2$ , 그루브 사이 각도  $90^\circ$ , 원주방향으로 총 16개의 그루브를 적용하여 최소유막두께를 구한 결과를 Fig. 3에 정리하였다. 실린더와 피스톤이 동심 상태인 경우의 최소유막두께를 1로 무차원화 하였으므로,  $H^*=1$ 에 가까울수록 유막두께가 두꺼워 피스톤과 실린더가 접촉할 가능성이 적어진다. 그루브가 A-B영역에 가공된 경우 최소유막두께는 기준모델보다 8% 더 증가하였고, C-D영역에만 가공되었을 경우 A-B영역의 결과보다는 감소하나 A-B와 C-D 두 영역에 모두 톱니모양 그루브를 적용한 경우의 최소유막두께는 기준모델보다 7% 증가한다.

Fig. 4는 마찰 손실을 보여준다. 그루브를 적용한 세 모델 모두 기준모델보다 적게는 6%, 많게는 22% 이상의 감소를 보였다. 이는 톱니 모양 그루브 가공으로 인해 피스톤의 표면이 깎이게 되어 피스톤과 실린더 사이의 간극이 커져서 마찰이 감소하는 것으로 판단된다.

3.2. 그루브 개수의 영향

그루브의 각도와 개수 및 길이는 기하학적으로 상관관계가 있으므로 우선 길이를 일정하게 유지한 상태에

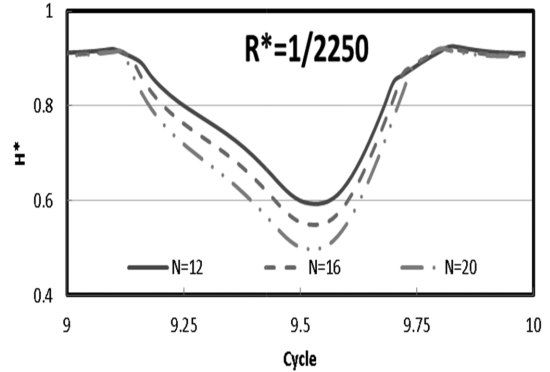
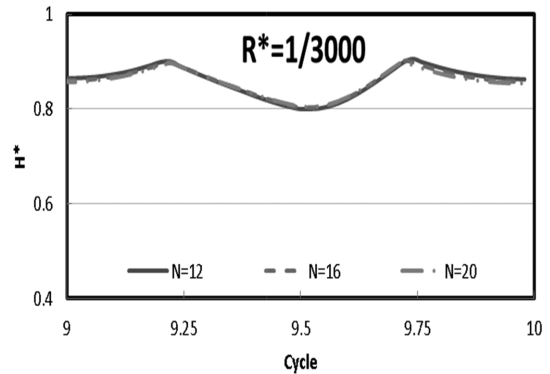
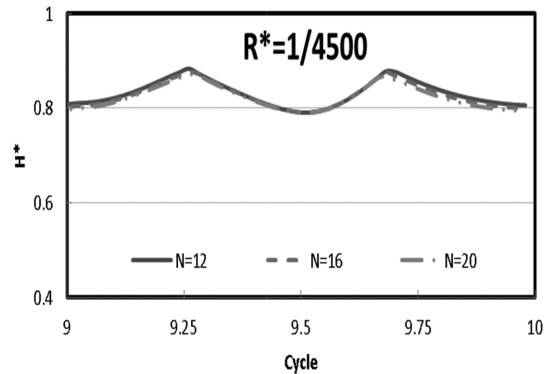


Fig. 5.  $H^*$  variation for one cycle.

서 개수에 변화를 주어 그 영향을 분석하였다. 그루브의 깊이  $G^*=2$ 를 유지하면서 세 종류의  $R^*$ 에 대해서 그루브 개수의 영향에 대한 해석을 진행하여 Fig. 5에 정리하였다. 한 사이클 동안 실린더와 피스톤 사이의 최소유막두께의 변화는  $R^*=1/4500, 1/3000$ 인 경우  $H^*$ 가 약 0.8~0.9 사이로 변화의 폭이 작아 움직임이 안정적인 반면  $R^*=1/2250$ 인 경우  $H^*$ 는 0.5~0.9 사이로 변동의 폭이 크다. 간극이 증가하면 생성되는 압력이 낮아지기 때문에 피스톤에 작용하는 힘이 감소하게

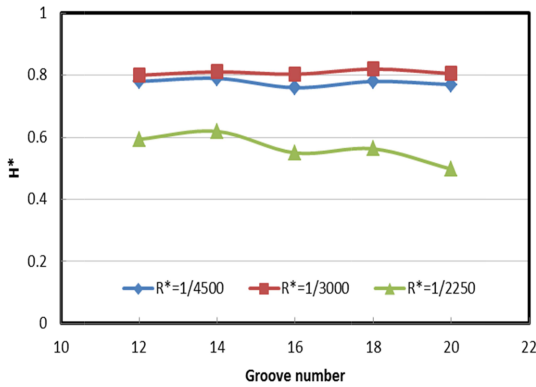


Fig. 6.  $H^*$  with respect to the number of grooves.

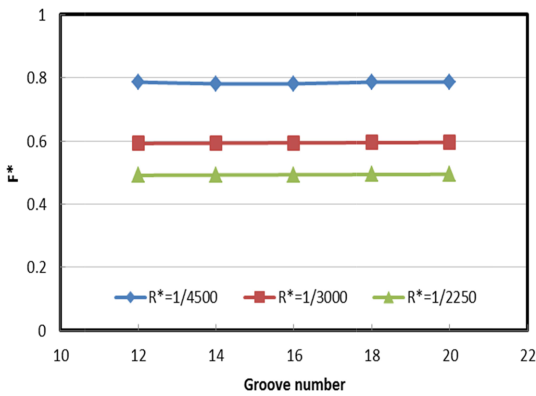


Fig. 7.  $F^*$  variation with respect to the number of grooves.

되고 이에 따라 최소유막두께는 감소하게 된다.

Fig. 6에는 그루브 개수의 변화에 따라 한 사이클 동안 나타나는 최소유막두께의 최소값을 정리하였고, 최소유막두께의 최소값은  $R^*=1/4500$ ,  $1/3000$ 일 때에는 피스톤을 지지해줄 압력이 충분히 생성되어 그루브 개수의 변화에도 약 0.8의 최소값을 나타낸다.

Fig. 7에는 무차원 마찰손실 값을 나타내었다. 마찰손실은 간극의 크기  $R^*$ 와 반비례한다. 그러나 그루브가 가공된 길이가 일정하기 때문에 동일한  $R^*$ 에서 그루브 개수가 변화하여도 그루브가 가공되는 면적의 크기에는 차이가 없으므로 마찰손실은 일정하다.

### 3-3. 그루브 각도의 영향

그루브의 개수를 고정하고 각도를 변화시켜서 그루브의 가공 길이가 그 상황에 맞게 변화하도록 한 경우의  $H^*$ 와  $F^*$ 의 변화를 Fig. 8에 도시하였다.

그루브의 깊이  $G^*=2$ , 그루브의 개수  $N=20$ 을 기준

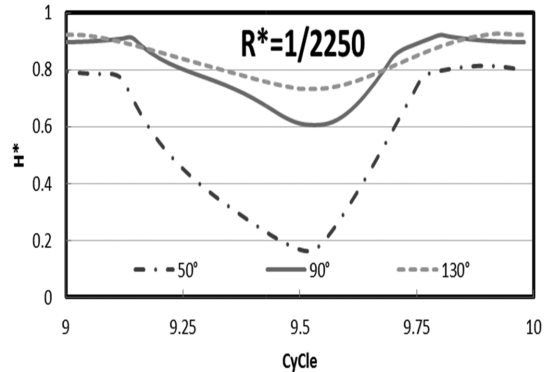
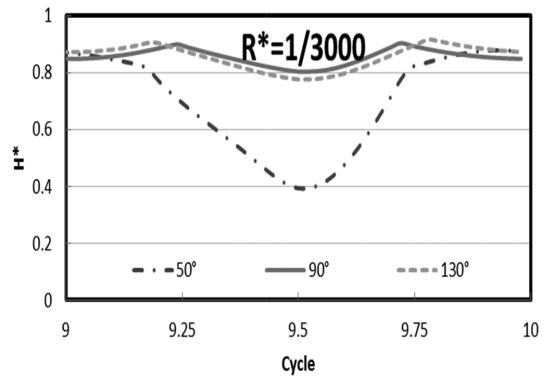
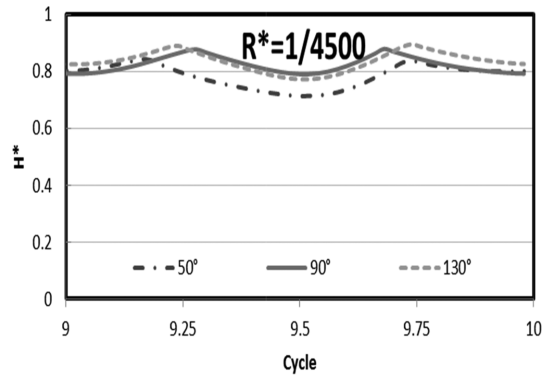


Fig. 8.  $H^*$  variation for one cycle.

으로  $R^*=1/4500$ ,  $1/3000$ ,  $1/2250$ 인 세 가지 경우에 대하여 그루브 각도를  $50^\circ$ 부터  $130^\circ$ 까지 각각  $40^\circ$ 씩 증가시키면서 계산을 진행하였다.

Fig. 9는 그루브의 각도 변화에 따라 한 사이클 동안에 나타나는 최소유막두께의 변화를 도시한 것이다. 틈새가 커지고( $R^*$ 가 증가하고) 각도가 감소하면 피스톤을 받쳐주는 충분한 압력이 생성되지 못하여 최소유막두께가 급격히 감소함을 알 수 있다.

Fig. 10에는 동일한 상황에서 한 주기 동안의 마찰

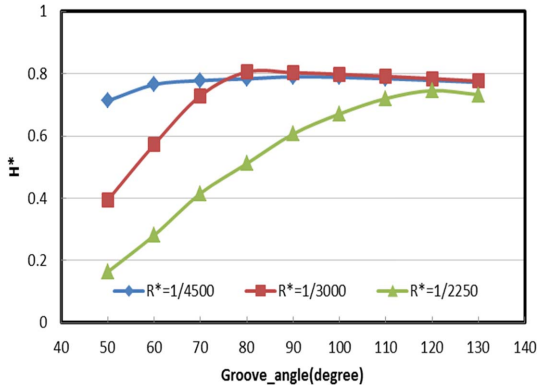


Fig. 9.  $H^*$  variation with respect to the groove angle.

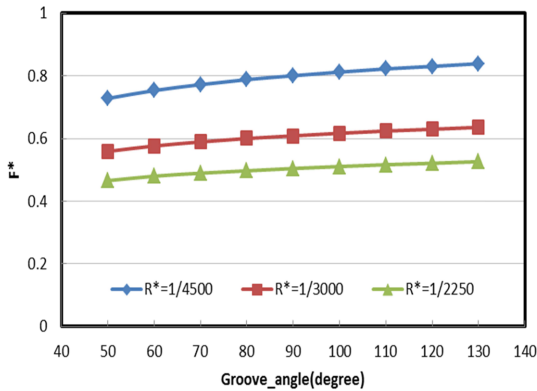


Fig. 10.  $F^*$  variation with respect to the groove angle.

손실을 나타내었다. 전단력에 의한 마찰과  $R^*$ 는 반비례관계에 있기 때문에  $R^*$ 가 감소하면 마찰손실은 증가한다. 또한 각도가 작은 경우는 그루브 가공 면적이 넓다는 뜻이므로 틈새가 증가하여  $H^*$ 와  $F^*$ 는 감소한다. 한 사이클 동안  $H^*$ 의 변화를 보면  $R^*=1/4500$ 인 경우 각도 변화에도  $H^*$ 는 거의 일정하다. 또한 최소유막두께의 최소값도 7% 밖에 차이가 나지 않기 때문에 마찰손실에 대한 각도의 영향은 거의 없다. 반면에  $H^*$ 의 변동은  $R^*=1/3000, 1/2250$ 일 때 크게 나타나나  $F^*$ 는 각도 증가에 따라 서서히 증가하는 변화를 보여준다.

이는 간극 변동에 따른 마찰보다는 큰 마찰을 일으키는 영역의 크기가  $F^*$ 에 더 큰 영향을 준다는 것을 알 수 있다.

3.4. 그루브 깊이의 영향

톱니 모양 그루브에서 압력이 상승하는 이유는 그루브 전후의 위치에서 간극이 감소하기 때문이다. 따라

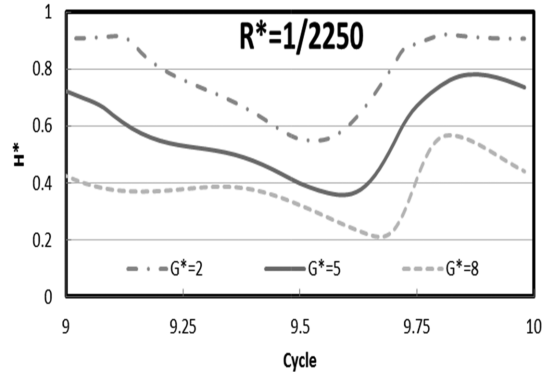
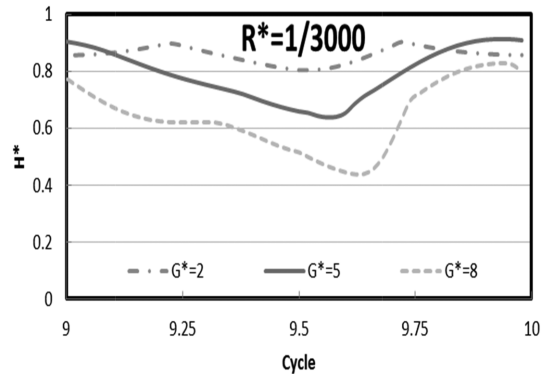
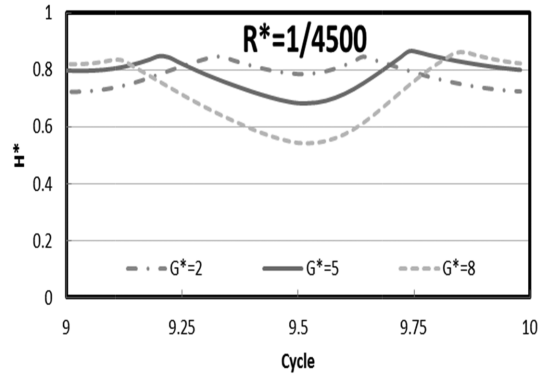


Fig. 11.  $H^*$  variation for one cycle.

서 그루브의 깊이는 압력상승과 밀접한 관계가 있으므로 이에 대한 해석이 필요하다. 톱니 모양 그루브의 개수  $N=16$ , 그루브의 각도  $90^\circ$ 를 기준으로  $R^*=1/4500, 1/3000, 1/2250$ 인 세 가지 경우에 대하여 그루브 깊이  $G^*=2, 5, 8$ 에 대하여 한 주기 동안의 최소유막두께를 계산하여 Fig. 11에 정리하였다. 지금까지의 해석과 달리  $R^*$ 와  $G^*$ 가 증가할수록 최소유막두께의 최소값이 발생하는 지점이 상사점이나 하사점이 아닌 피스톤이 돌아오는 과정에서 나타남을 알 수 있다.

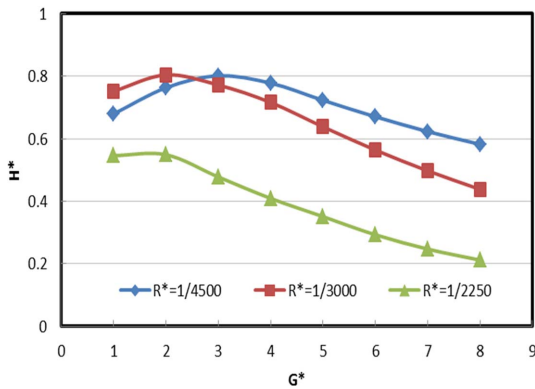


Fig. 12. H\* variation with respect to the groove depth.

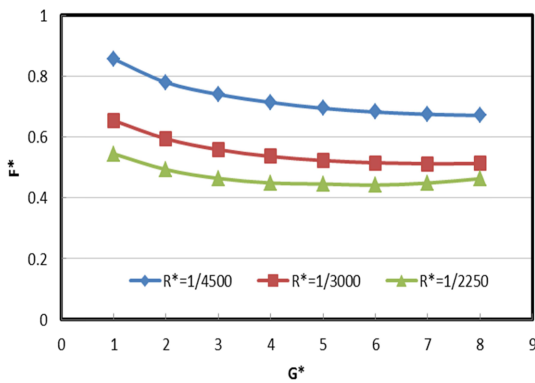


Fig. 13. F\* variation with respect to the groove depth.

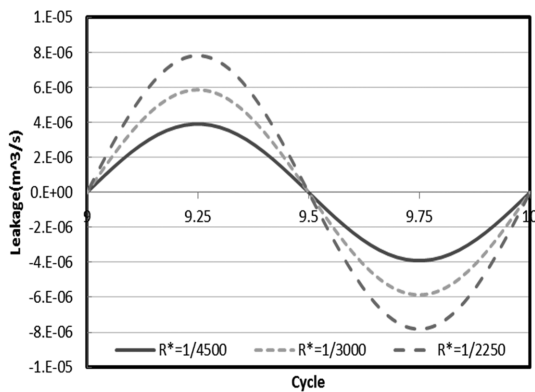


Fig. 14. Leakage variation with respect to R\*.

Fig. 12에는 각각의 R\*값에 대하여 그루브 깊이의 변화에 따른 최소유막두께의 최소값을 나타내었다. R\*에 따라 H\*가 최대가 되는 G\*가 존재한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 13에는 한 주기 동안의 마찰손실 F\*를 G\* 변

화에 따라 도시하였다. F\*는 G\*의 증가에 따라 점점 감소하는 추세를 보이지만 R\*=1/2250에서는 G\*=6를 전후로 F\*가 최소값을 갖는다.

### 3-5. 누설량

Fig. 14에는 세 가지 R\* 값에 따라 한 주기 동안의 순간 누설량을 나타내었다. 누설은 전단력에 의한 누설과 압력차에 의한 누설이 있는데, 압력차에 의해 발생하는 누설량은 전단에 의한 누설량의 약  $1 \times 10^{-6}$ 배 정도이므로 형상변수 변화에 의한 누설은 Fig. 14와 같이 R\* 값의 영향을 지배적으로 받게 된다. 또한, 피스톤이 왕복 운동하므로 전단에 의한 순간 누설량의 부호는 피스톤의 운동방향에 따라 바뀌게 된다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 톱니모양 그루브의 가공 영역, 개수, 각도, 깊이 및 동심 간극의 변화에 대해 피스톤에 작용하는 압력을 수치해석적으로 계산하였고, 압력 값을 적분하고 외력을 함께 고려하여 피스톤의 동특성과 마찰손실, 그에 따른 누설량을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 톱니모양 그루브를 적용하였을 때 지지 하중 능력이 상승하게 되어 기준모델보다 최소유막두께는 7% 증가하고 마찰손실은 22% 감소하는 결과를 얻었다.
- (2) 그루브의 길이를 일정하게 하고 그루브의 개수와 각도에 변화를 주었을 때, 최소유막두께는 10%, 마찰손실은 3% 이내의 변화로 큰 영향이 없음을 확인하였다.
- (3) 그루브의 각도 변화에 따른 최소유막두께는 R\*=1/4500일 때 7%밖에 차이가 나지 않으나 R\*가 커질수록 변동의 폭이 커지고 큰 각도에서 최소유막두께가 최대가 된다. 한편, 마찰손실은 각도 감소에 따라 10% 정도 저감된다.
- (4) 그루브의 깊이(G\*) 변화에 따른 최소유막두께는 R\*에 따라 최대가 되는 G\*가 있음을 보여주며 G\*의 증가에 따라 마찰손실은 감소하는 경향을 보인다. R\*와 G\*가 큰 경우에는 간극에서 압력이 충분히 발생되지 않아 최소유막두께의 발생지점이 점점 늦춰지는 현상이 나타나는 것을 확인하였다.

## References

[1] Hong, S. H., Son, S. I., Kim, K. W. "Comparative

- Study of the Navier-Stokes Equation & the Reynolds Equation in Spool Valve Analysis Considering Cavitation”, *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 29, No. 5, pp. 275-285, 2013.
- [2] Son, S. I., Lee, H., Kim, J. W., Kim, K. W. “Improvement in lubrication performance of a piston-type compressor via variation of the cross-sectional shape of a piston”, Proc. Spring Conference of the KSTLE, 29-30, 2012.
- [3] Park, T. J., Hwang, Y. G., “Lubrication analysis of hydraulic spool valve with groove cross sectional shapes”, *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 25, No. 1, pp. 13-19, 2009.
- [4] Cho, J. R., Moon, S. J. “A numerical analysis of the interaction between the piston oil film and the component deformation in a reciprocating compressor” *Tribology International*, Vol. 38, 459-468, 2005.
- [5] F. Shi and Q Wang “A Mixed-TEHD Model for Journal-Bearing Conformal Contacts - Part I : Model Formulation and Approximation of Heat Transfer Considering Asperity Contact”, *Journal of Tribology*, Vol. 120, No. 2, pp. 198-205, 1998.
- [6] Bilgin Hacioglu, Zafer Dursunkaya, “Effect of Oil Feed Groove on Compressor Piston Lubrication”, International Compressor Engineering Conference, pp. 1887, 2008.
- [7] Ashwin Ramesh, Wasim Akram, Surya P. Mishra, Andrew H. Cannon, Andreas A. Polycarpou, William P. King “Friction characteristics of microtextured surfaces under mixed and hydrodynamic lubrication”, *Tribology International*, Vol. 57, pp. 170-176, 2013.
- [8] Noh, S. W., Oh, W. S., Park, G. B., Rhim, Y. C. “Analysis of dynamic characteristics of piston type compressor considering piston geometric parameters”, Proc. Spring Conference of the KSTLE, 119-120, 2015.