

## 내연기관 피스톤 링의 2차원 윤활 해석

이재선 · 한동철\* · 이수목\*\* · 정균양\*\*

서울대학교 기계설계학과 대학원  
\*서울대학교 기계설계학과  
\*\*현대중공업(주) 선박해양연구소

### Two Dimensional Analysis for Lubrication of the Piston Ring of Internal Combustion Engine

Jae-Seon Lee, Dong-Chul Han\*, Soo-Mok Lee\*\* and Kyoonyang Chung\*\*

Dept. of Mechanical Design & Production Engineering, Graduate School, Seoul National Univ.  
\*Dept. of Mechanical Design & Production Engineering, Seoul National Univ.  
\*\*Hyundai Maritime Research Institute, Hyundai Heavy Industry Co. Ltd.

**Abstract**—This paper considers two dimensional analysis for lubrication between the single piston ring and the cylinder liner. The piston ring is treated as a reciprocating, hydrodynamic bearing with combined sliding and squeeze motion. Reynolds' equation is used to model lubrication with Reynolds' cavitation boundary condition. This analysis is developed to get the cyclic variation of minimum film thickness and viscous frictional force. Two types of piston ring face shape are considered. This result can be used to study the influence of ring shape design parameter to improve the characteristics of sealing and lubrication.

**Key word**—single piston ring lubrication, internal combustion engine, sliding, squeeze motion.

### 1. 서 론

피스톤 링은 내연기관의 연소실 압력을 유지하고, 피스톤과 라이너 간의 금속 접촉을 방지하는 윤활 기구를 형성하여 엔진의 효율을 높이는 주요 엔진 부품의 하나이다. 피스톤 링에서의 윤활 및 마찰 특성이 불량하게 되면 과도한 마모의 발생 및 블로우바이 가스의 증가를 야기하기도하여 엔진의 효율 감소와 환경에 악영향을 주기도 한다. 특히 고속, 고출력의 엔진이 개발되기 위해서는 밀봉 및 윤활 특성이 우수한 피스톤 링의 설계가 중요하다.

병진운동이 회전운동으로 바뀌는 피스톤의 운동 특성으로 인하여 특히 상사점 및 하사점에서는 피스톤 링과 실린더 라이너 간에 상대속도가 거의 0에 가까우므로 동수압 발생이 취약하게 되어 마찰 및 마멸이 증가될 것으로 예측된다.

피스톤 링의 윤활 특성에 영향을 주는 인자들은 피스톤 링의 표면 형상과 관련되는 설계 인자와 조립 후 피스톤 링의 탄성 복원력 및 열팽창 등의 재질 특성, 그리고 사용 오일의 점도 및 첨가제에 따른 오일의 특성 변화 등이 있다. 이러한 여러 인자에 의하여 복합적으로 피스톤 링의 동특성이 결정되며, 특히 피스톤 링의 표면 형상에 따라 윤활 및 마찰 특성이 결정되어진다.

피스톤 링의 윤활 특성을 연구하기 위하여 Osborn Reynolds가 제안한 Reynolds 방정식[1]이 일반적으로 이용되고 있으며, 이를 이용한 최초의 연구는 1936년 Castleman, R.A.의 "A hydrodynamic theory of piston ring lubrication." [2]에서 시도되었다. 그 이후 L. L. Ting and J. E. Mayer[3]에 의해 1차원 윤활 연구가 진행되었으며, Pranab K. Das[5]에 의해 피스톤 링의 편심을 고려한 해석방법 등이 제시되었다. 그후 D.

Dowson[6], Chu-jung Hwu and Cheng-I Weng[7] 등에 의해 1차원 동수압적 윤활 해석 및 경계 마찰을 고려한 피스톤 및 피스톤 링의 윤활 해석이 발전, 정립되고 있다.

본 연구에서는 다중 링의 동적거동 해석을 실시하기에 앞서 단일 링으로 구성된 엔진의 피스톤 링과 실린더 라이너의 상대 운동을 2차원으로 해석하고자 한다. 이를 위하여 다중 링 중 1차 압축링(Top Ring)에 대하여 피스톤 링의 조립 후 간극을 고려하여 2차원의 레이놀즈 방정식을 적용하였으며, 스퀴즈 효과를 고려한 동수압 해석을 실시하였다.

본 연구의 해석 대상 엔진의 연소실 압력 및 주변 부품의 실제 설계 데이터를 이용하였다.

### 2. 이론적 해석

Fig. 1과 같이 피스톤 링 홈 내에 위치한 단일 피스톤 링과 실린더 라이너와의 윤활 해석을 위해 Navier-Stokes 방정식으로부터 비압축성 유체의 Reynolds 방정식을 유도한 후 무차원화하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left( \frac{H^3}{\mu^*} \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left( \frac{H^3}{\mu^*} \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = \Lambda \frac{\partial H}{\partial X} + \Lambda' \frac{\partial H}{\partial T} \quad (1)$$

여기서  $\Lambda = \frac{6 \mu_o UR}{C^2 p_1}$

$$\Lambda' = \frac{12 \mu_o R^2}{C^2 p_1 t_1}$$

$$\frac{dH}{dT} = \frac{H^{n+1} - H^n}{\Delta T}$$

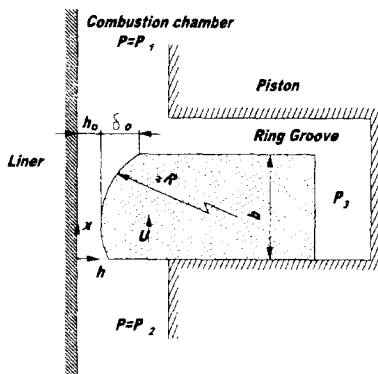


Fig. 1. Schematic of single piston ring.

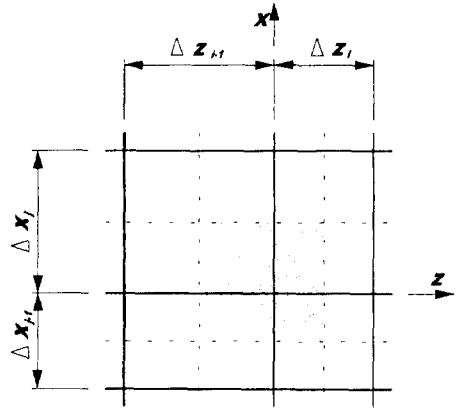


Fig. 2. Mesh for pressure analysis.

2차원 레이놀즈 방정식을 풀이하기 위하여 Fig. 2와 같은 격자계로 유한차분한다.

식 (1)을 중앙차분하고, 각 절점에서의 압력 분포는 SOR (Successive Over Relaxation Method) 방법으로 얻는다[8]. 이때 해석하고자 하는 크랭크 각에서 미지값은 최소 유막두께 및 스퀴즈(dH/dT항)의 두 값이므로 임의의 크랭크 각에서부터 4행정 모든 크랭크 각에 대해 순차적 해석을 수행한 후 초기에 가정한 두 값이 동시에 수렴할 때까지 반복 계산을 수행하여야 한다. 따라서 본 연구에서는 두 미지값 중 스퀴즈 값이 무시할 수 있을 정도로 작아지는 크랭크 각에서 출발하여 해석을 수행한다. 일반적으로 크랭크 각 430°에서 스퀴즈는 0이므로 이 각을 출발 크랭크 각으로 한다. 430°에서 출발하여 전 크랭크 각에 해석을 수행한 후 다음번 스텝의 430°에서 스퀴즈가 0이 아닌 경우에는 출발 크랭크 각을 수정하여 다시 계산을 수행한다.

압력에 따른 점도의 변화를 고려하기 위하여 Barus 방정식을 이용한다.

$$\eta = \eta_o e^{\alpha p} \quad (2)$$

또한 피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 마찰력은 순수한 유체점성마찰만을 고려한다. 상대 운동하는 두 면 사이에서 점성 마찰력은 다음과 같으므로,

$$\tau_x = - \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\mu}{h} U \quad (3)$$

$$F_{friction} = \int_0^w \int_0^b \tau_x dA \quad (4)$$

각 절점에서의 압력분포를 이용하여 마찰력을 수치

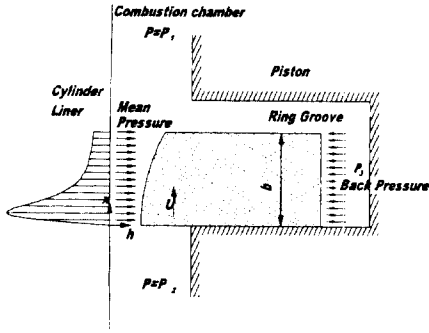


Fig. 3. Pressure equilibrium condition.

적으로 얻는다.

각 크랭크 각에서의 피스톤 링과 피스톤 라이너 간의 최소유막 두께를 얻기 위한 조건으로 다음과 같이 압력 평형 조건을 고려한다.

$$p_{mean} = \frac{\int_0^w \int_0^h p \, dx \, rm \, dz}{A} = p_3 = p_1 + F' \quad (5)$$

이때 피스톤 링 배면에는 피스톤 링의 홈 내 위치에 따라 연소실 압력 또는 링간 압력이 작용될 것이지만 해석 대상인 1차 압축링 (Top Ring)에 있어 관성에 의한 피스톤 링의 운동을 무시하여 배면 압력으로 연소실의 압력을 적용한다. 본 연구의 해석 대상 엔진에서는  $F'$ 의 영향이 작으므로 이의 값은 고려하지 않는다.

해석에 적용되는 경계 조건은 다음과 같다.

$$p(0, z) = p_2 \quad (6)$$

$$p(b, z) = p_1$$

크랭크 각에 따라 피스톤의 속도가 변화하며 따라서 크랭크 각마다 윤택 조건은 변하게 된다. 정해진 크랭크 각에서의 피스톤 링의 병진 속도는 피스톤의 속도와 동일하다고 가정하면 다음과 같다.

$$S_p = \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[ 1 + \frac{\cos \theta}{(\lambda^2 - \sin^2 \theta)^{1/2}} \right] \cdot 4 r N \quad (7)$$

### 3. 해석결과 및 고찰

본 해석을 위해 Table 1과 같은 중형 엔진에 대해 윤택 해석을 실시하였다. 엔진의 회전수가 일정한 경우를 고려하며, 열팽창에 의한 조립 후 링 간극 변화는

Table 1. Engine specification

행 정	4행정 기관
운전 각속도	1,000 rpm
실린더 지름	200 mm
행정 거리	300 mm
커넥팅 로드 길이	520 mm
피스톤 링 폭	5 mm
조립 후 링 틈새	0.6 mm
피스톤 링 표면 형상	1) 원호 형상 (Fig. 6참조)
	2) 복합 형상 (Fig. 7참조)

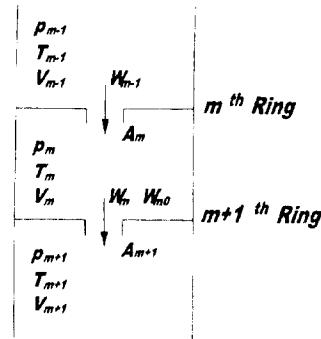


Fig. 4. Air flow through ring space (for the case:  $p_{m-1} > p_m > p_{m+1}$ ).

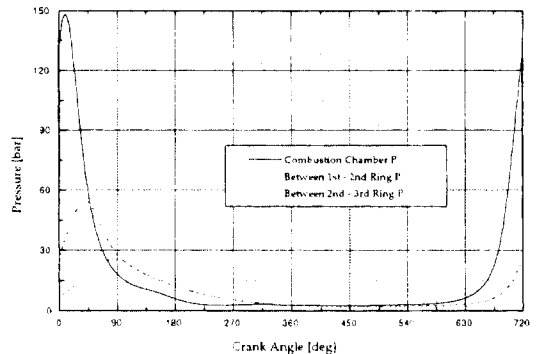


Fig. 5. Pressure data of the combustion chamber.

고려하지 않았다. 또한 피스톤 링은 진원으로 가정하며, 원주 방향으로 표면 형상이 동일한 것으로 한다.

피스톤 링의 형상은 Fig. 6, 7과 같은 경우를 고려하였다. 본 연구에 사용한 연소실의 압력 데이터는 Fig. 5와 같다. 최대 연소실 압력은 폭발 행정 직후에 발생하며, 하부 압력은 블로우 바이 가스의 흐름을 1차원의 오리피스(Orifice)를 통과하는 기체의 유동[3, 4]으

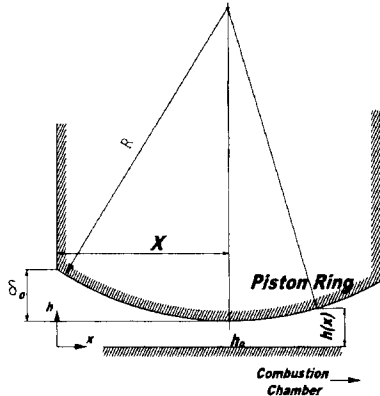


Fig. 6. Circular type piston ring face.

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{W}_i}{d\theta} &= K_i \frac{\bar{P}_i}{\sqrt{\bar{T}_i}} \left( \frac{\bar{P}'_i}{\bar{P}_i} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left( \frac{\bar{P}_i}{\bar{P}'_i} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \\ &\text{for } \frac{\bar{P}_i}{\bar{P}'_i} > 0.546 \\ &= K_i \frac{\bar{P}_i}{\sqrt{\bar{T}_i}} (0.227) \text{ for } \frac{\bar{P}_i}{\bar{P}'_i} \leq 0.546 \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{W}'_1}{d\theta} &= K_i \left( \frac{A_2}{A_1} \right) \frac{\bar{P}'_1}{\sqrt{\bar{T}'_1}} \left( \frac{\bar{P}'_2}{\bar{P}'_1} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left( \frac{\bar{P}'_2}{\bar{P}'_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \\ &\text{for } \frac{\bar{P}'_2}{\bar{P}'_1} > 0.546 \end{aligned} \quad (13)$$

$$= K_i \left( \frac{A_2}{A_1} \right) \frac{\bar{P}'_1}{\sqrt{\bar{T}'_1}} (0.227) \text{ for } \frac{\bar{P}'_2}{\bar{P}'_1} \leq 0.546$$

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{W}'_2}{d\theta} &= K_i \left( \frac{A_3}{A_1} \right) \frac{\bar{P}'_2}{\sqrt{\bar{T}'_2}} \left( \frac{1}{\bar{P}'_2} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left( \frac{1}{\bar{P}'_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \\ &\text{for } \frac{1}{\bar{P}'_2} > 0.546 \end{aligned} \quad (14)$$

$$= K_i \left( \frac{A_3}{A_1} \right) \frac{\bar{P}'_2}{\sqrt{\bar{T}'_2}} (0.227) \text{ for } \frac{1}{\bar{P}'_2} \leq 0.546$$

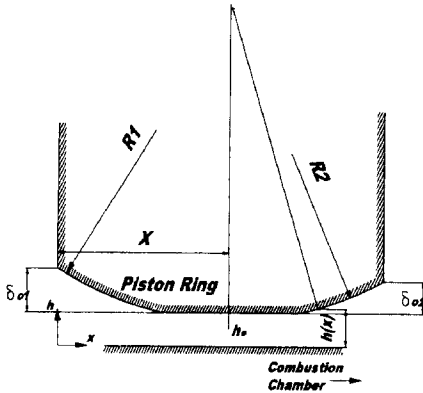


Fig. 7. Complex type piston ring face.

로 가정하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{dW_{m-1}}{dt} &= K_c A_m \sqrt{\frac{2gk}{R_g(k-1)T_{m-1}}} \\ p'_{m-1} \left( \frac{p'_{m-1}}{p'_{m-1}} \right)^{\frac{1}{k}} &\sqrt{1 - \left( \frac{p'_{m-1}}{p'_{m-1}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{dW_m}{dt} &= K_c A_{m+1} \sqrt{\frac{2gk}{R_g(k-1)T_m}} \\ p'_m \left( \frac{p'_{m+1}}{p'_m} \right)^{\frac{1}{k}} &\sqrt{1 - \left( \frac{p'_{m+1}}{p'_m} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \end{aligned} \quad (10)$$

$$p'_m V_m = (W_{m0} + W_{m-1} - W_m) R_g T_m \quad (11)$$

각 식을 무차원화하면 다음과 같다.

$$\frac{d\bar{P}'_1}{d\theta} = \bar{T}_i \left( -\frac{d\bar{W}_1}{d\theta} + \frac{d\bar{W}'_1}{d\theta} \right) \quad (15)$$

$$\frac{d\bar{P}'_2}{d\theta} = \bar{T}_2 \left( \frac{V_1}{V_2} \right) \left( \frac{d\bar{W}_1}{d\theta} - \frac{d\bar{W}'_2}{d\theta} \right) \quad (16)$$

상기의 식을 크랭크 각별로 Runge-Kutta Method를 이용하여 연립하여 풀이한다.

크랭크 실 압력은 대기압으로 설정하였으며, 동일 크랭크 각에서는 각 링에 동일한 온도 분포를 갖는 것으로 가정한다.  $k_i=2.23$ 인 경우에 대하여 링간 압력을 고려하였다.

먼저 원형 피스톤 표면 형상 링 ( $\delta_o = 2.5 \mu\text{m}$  및  $8 \mu\text{m}$ ) 인 경우에 대해 크랭크 각에 따른 최소 유막두께, 점성마찰력 및 표면 압력분포를 계산한 결과는 다음과 같다(Fig 8, 9, 10, 11).

원형 피스톤 표면 형상 링 해석 결과로부터 일반적으로 예측되었던 것처럼 상사점에서 폭발직후 최소의

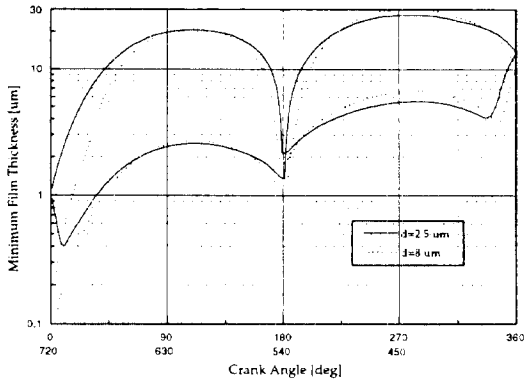


Fig. 8. Minimum film thickness.

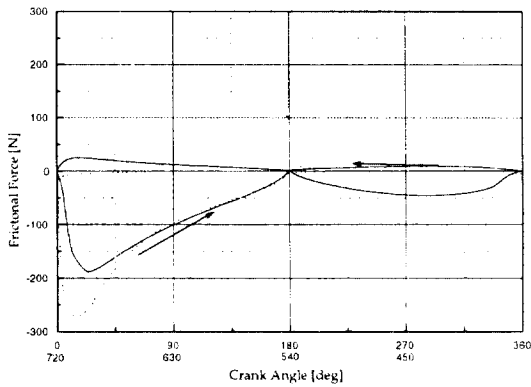


Fig. 9. Friction force.

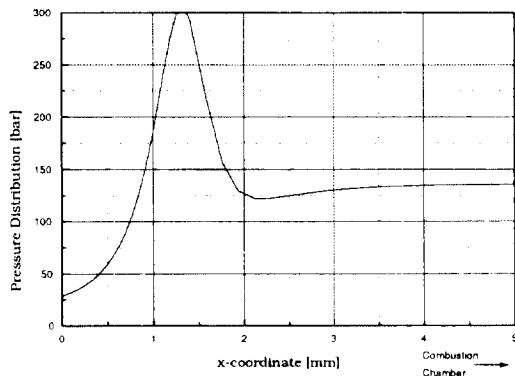


Fig. 10. 2D pressure distribution : Crank Angle=2° ( $\delta_0 = 2.5 \mu\text{m}$ ).

유막 두께를 가지며, 동시에 최대 마찰력이 발생함을 알 수 있다. 피스톤 링 표면의 압력 분포는 Fig. 11에서와 같이 전반부(Converging part)에는 동수압 발생에 의해 압력이 증가하는 반면에, 뒷부분(Diverging

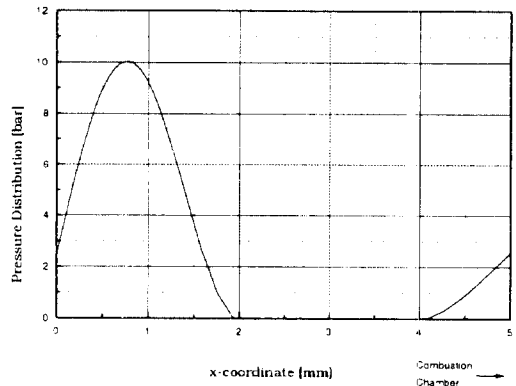


Fig. 11. 2D pressure distribution (circumferential center position): Crank Angle=450° ( $\delta_0 = 2.5 \mu\text{m}$ ).

part)에서는 레이놀즈 캐비테이션 경계 조건으로부터 대기압까지 압력이 강하하다 경계압력으로 다시 압력이 증가하는 양상을 보이고 있다. 크랭크 각 2°에서는 상대 속도에 의한 유막 형성보다는 스퀴즈 효과에 의존하므로 Fig. 10과 같은 압력 분포를 보인다.

Fig 12, 13, 14, 15는 복합형상 피스톤 표면 형상 링에 대해 크랭크 각에 따른 최소 유막두께 및 점성마찰력을 계산한 결과를 나타내었다.

관련 데이터는 다음과 같다.

$$\delta_{o1} : 8 \mu\text{m}, \delta_{o2} : 15 \mu\text{m}$$

하부원형부폭 : 1.2 mm, 평탄부폭 : 0.5 mm

상부원형부폭 : 3.3 mm,

두 해석 결과를 비교하면 최소 유막 및 최대 마찰력은 상사점에서 폭발직후 발생되며, 최대 유막은 270° 및 630°에서 발생한다. 따라서 표면 형상에 따라 최소

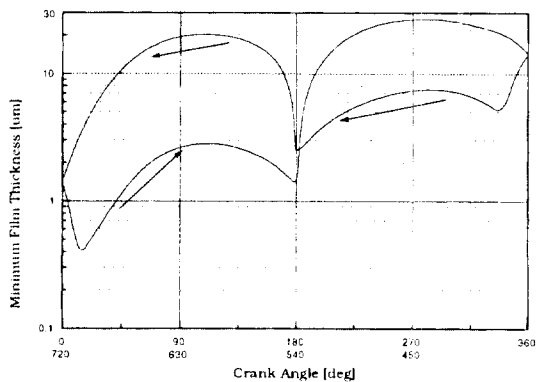


Fig. 12. Minimum film thickness.

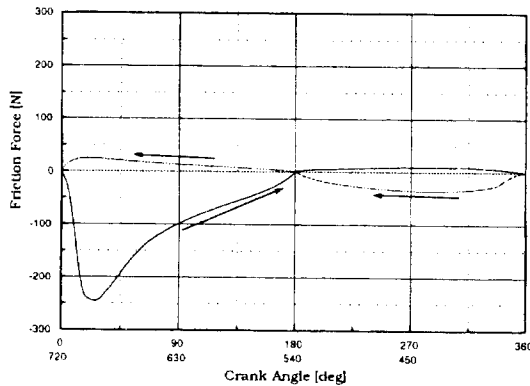


Fig. 13. Friction force.

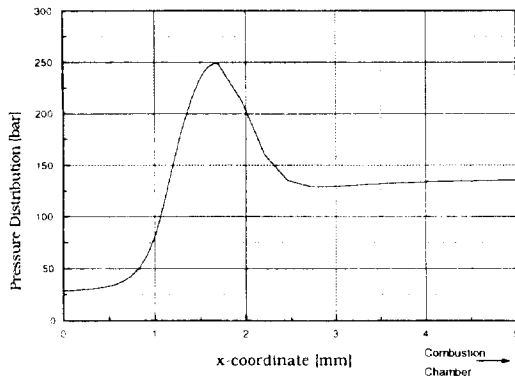


Fig. 14. 2D pressure distribution : Crank Angle=2°.

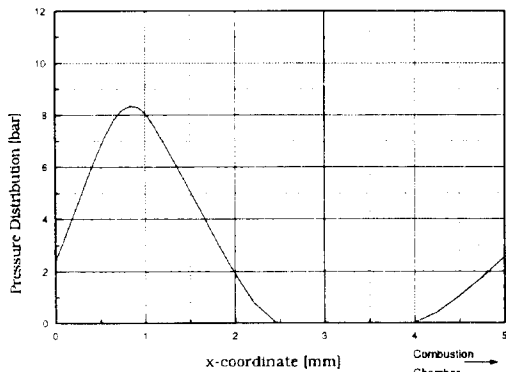


Fig. 15. 2D pressure distribution (circumferential center position) : Crank Angle=450°.

유막 두께 및 점성 마찰력의 경향은 서로 유사하지만 원형 표면 형상의 경우  $\delta_0$ 가 커지면 상사점에서의 유막 형성이 매우 불량하여 최소 유막두께가 매우 작아

지는데, 이는 스퀴즈 효과의 발생이 부족하기 때문인 것으로 판단된다. 실제로  $\delta_0=8 \mu\text{m}$ 인 경우에는 최소 유막두께가  $0.1 \mu\text{m}$ 이하로 예측된다.

이로부터 표면 형상의 설계가 피스톤 링의 오일 유막 형성 및 점성 마찰력에 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있으며, 최소 유막두께 발생이 예측되는 상사점 및 하사점에서의 윤활 특성에 유리하도록 피스톤 링의 형상 설계가 필요함을 알 수 있다.

특히 형상 설계 인자 중 동일한 폭의 피스톤 링에 대해 피스톤 링 표면의 양단 높이차 및 곡률 반경, 평탄부 또는 경사부의 설계가 피스톤 링의 윤활 특성에 가장 주요한 영향을 미치는 것을 알 수 있으며, 이 결과를 최적의 피스톤 링 설계에 이용할 수 있을 것이다.

### 4. 결 론

내연기관 피스톤 링에 작용하는 연소실 압력을 고려하여 크랭크 각별로 동수압 및 최소 유막 두께를 계산하였으며, 이에 따른 점성 마찰을 계산하였다.

1. 크랭크 각에 따른 최소 유막 두께를 스퀴즈 효과를 포함한 2차원 레이놀즈 방정식을 이용하여 효과적으로 계산하였다.

2. 피스톤 링의 윤활 특성은 상사점 및 하사점에서는 스퀴즈 효과에 의해 좌우되며, 나머지 구간에서는 상대 속도에 의한 동수압 형성에 의지한다.

3. 조립 후 간극의 경계압력 영향 및 유량의 원주방향 이동을 고려하기 위하여 2차원의 피스톤 링 윤활 해석을 실시하였다. 본 연구에서는 피스톤 링의 중심이 실린더 라이너의 중심과 일치한다는 가정에 따라, 본 2차원 해석 결과는 조립 후 간극 부근을 제외하고는 원주 방향에 걸쳐 무한길이의 펼쳐진 링을 가정하는 1차원 해석 결과와 압력 분포가 거의 유사하며, 최소 유막 두께 계산 결과의 경향도 거의 일치함을 알 수 있다.

4. 피스톤 링의 윤활 특성은 링 표면 형상에 크게 영향을 받으므로, 특히 상사점 및 하사점에서 스퀴즈 효과 발생에 유리하고, 저마찰 및 고밀봉 성능을 갖는 피스톤 링의 형상 설계에 본 연구를 이용할 수 있을 것이다.

### 기호설명

$A_m$  : m번째 링의 조립 후 간극면적

$b$  : 피스톤 링 폭  
 $C$  : 피스톤 링-라이너 틈새  
 $F'$  : 피스톤 링의 복원력에 의한 면압  
 $H$  : 무차원 틈새  $\left( = \frac{h}{C} \right)$   
 $h_o$  : 최소 유막두께  
 $k$  : 비열비  
 $k_i$  : 송출 계수  $\left( = \frac{K_c A_i}{V_i \omega_i} \sqrt{\frac{2R_g T_i}{k-1}} \right)$   
 $K_c$  : 오리피스 송출 계수  
 $L$  : 커넥팅 로드 길이  
 $N$  : 회전속도 (rpm)  
 $P$  : 무차원 압력  $\left( = \frac{p}{p_1} \right)$   
 $p_0$  : 크랭크실 압력  
 $p_1$  : 연소실 압력  
 $p_2$  : 링 간 압력 (링 하부 압력)  
 $p_3$  : 피스톤 링 배면 압력  
 $\bar{P}'_m$  : 무차원 압력  $\left( = \frac{P'_m}{p_o} \right)$   
 $R$  : 피스톤 링 반지름  
 $R_g$  : 기체 상수  
 $r$  : 크랭크샤프트 반지름  
 $U$  : 피스톤 속도(m/sec)  
 $T$  : 무차원 시간  $\left( = \frac{t}{t_1} \right)$   
 $T_m$  : m번째 공간의 온도  
 $\bar{T}_m$  : 무차원 온도  $\left( \frac{T_m}{T_o} \right)$   
 $t_1$  : 1크랭크각 당 시간  $\left( = \frac{\text{time}}{\text{Crank Angle}} \right)$   
 $V_m$  : m번째 공간의 부피  
 $w$  : 피스톤 링의 원주 길이  
 $w_i$  : 회전 속도  
 $W_m$  : m번째 링을 통과하는 유량  
 $\bar{W}_m$  : m번째 링을 통과하는 무차원유량  $\left( = \frac{W_m}{W_o} \right)$

$X$  : 축방향 무차원 좌표계  $\left( = \frac{x}{R} \right)$   
 $x$  : 축방향 좌표계  
 $Z$  : 원주방향 무차원 좌표계  $\left( = \frac{z}{R} \right)$   
 $z$  : 원주방향 좌표계  
 $\alpha$  : 점도-압력 계수  
 $\delta_o$  : 피스톤 링 표면 높이차  
 $\eta$  : 점도  
 $\lambda$  : L/r  
 $\Lambda$  : 베어링 상수  $\left( = \frac{6 \mu_o U R}{C^2 p_1} \right)$   
 $\Lambda_1$  : 베어링 상수  $\left( = \frac{12 \mu_o R^2}{C^2 p_1 t_1} \right)$   
 $\theta$  : 크랭크 각

참 고 문 헌

- Oscar Pinkus, Beno Sternlicht, "Theory of Hydrodynamic Lubrication..," 1961.
- Castleman, R.A. "A Hydrodynamic Theory of Piston Ring Lubrication," Physics, 7, 1936.
- L.L. Ting and J.E. Mayer, Ford Motors, "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analysis, Part I-Theory," J. of Lub. Tech., 1974.
- L.L. Ting and J.E. Mayer, Ford Motors, "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analysis, Part II-Theory Verification," J. of Lub. Tech., 1974.
- Pranab K. Das, "Analysis of Piston Ring Lubrication.," SAE 760008, 1976.
- D. Dowson, etc. "Piston Ring Lubrication-Part 2 Theoretical Analysis of a Single Ring and Complete Ring Pack.," ASME, 1979.
- Chu-jung Hwu and Cheng-I Weng, "Elastohydrodynamic Lubrication of Piston Rings.," Wear 151, 1991.
- Klaus A. Hoffmann and Steve T. Chiang, "Computational Fluid Dynamics for Engineers".