

## 그루브가 있는 실린더 라이너와 피스톤 링 사이의 윤활 특성에 대한 해석적 연구

조명래 · 한동철\*

서울대학교 정밀기계설계공동 연구소  
\*서울대학교 기계설계학과

## An Analytical Study on the Lubrication Characteristics between the Piston Ring and Grooved Cylinder Liner

Myung-Rae Cho and Dong-Chul Han\*

*Institute of Advanced Machinery Design, Seoul National Univ.*  
*\*Department of Mech. Design & Prod. Eng., Seoul National Univ.*

**Abstracts** – This paper reports on the theoretical analysis on the lubrication characteristics between the piston ring and the grooved cylinder liner. The circular shape piston ring and two types grooves are considered, and the minimum oil film thickness during the full engine cycle are obtained by using iterative technique. The comparative results of minimum oil film thickness and viscous friction force between the smooth and grooved liner are presented. And various design parameter of piston ring and liner groove are tested. The groove in the liner generally reduces the minimum value of minimum oil film thickness, but the maximum viscous friction force is increased at the minimum film position.

**Key words** – Piston ring, groove, cylinder liner, minimum oil film thickness.

### 1. 서 론

엔진의 마찰 손실 중 피스톤 링과 실린더 라이너에서 발생하는 마찰 손실은 엔진 전체 마찰 손실 중 약 30 ~ 70%에 해당하는 양으로[1,2] 엔진에서 발생하는 마찰 손실의 대부분을 차지하고 있다. 따라서 피스톤 링-실린더 결합체에서의 마찰 손실을 개선하기 위해 피스톤 링과 실린더 라이너에 동수압 윤활 이론을 적용한 많은 해석적 연구 및 실험적 연구가 수행되었다[3-5].

한편 최근의 연구[6-10]에 의하면 피스톤 링이 엔진 행정의 상사점 또는 하사점 근방을 지날 때는 오일 부족 현상 및 링 선속도의 감소에 의해 혼합 윤활 상태가 발생하는 것으로 밝혀졌다. 윤활유 부족에 의한 혼합 윤활 현상은 피스톤 링과 실린더 라이너의 직접 접촉을 유발하여 마찰 손실을 증가시킬 뿐 아니라, 마모에 의한 틈새의 증가로 인해 피스톤 링의 밀봉 효과가 줄어들어 엔진의 효율을 떨어뜨리는

등 많은 문제를 유발한다.

피스톤 링과 실린더 라이너의 설계에 있어서, 이러한 윤활유 부족 현상을 방지하기 위해 많은 노력이 진행되었고, 그 중의 한가지가 실린더 라이너에 윤활유를 저장하는 그루브(groove)를 가공하는 방법이다. 그러나 이러한 그루브가, 엔진의 실제 운전 동안, 피스톤 링-실린더 라이너 결합체의 윤활 특성에 미치는 영향에 대한 연구 결과는 상당히 제한적이다[11].

따라서 본 연구에서는 완전 유체 윤활 상태에서 윤활유 저장 그루브가 있는 단일 피스톤 링-실린더 라이너 결합체에 대해 해석적 연구를 수행하고 이를 토대로 피스톤 링 및 그루브의 설계 변수가 최소 유막 두께 및 마찰 특성에 미치는 영향을 고찰하였다.

### 2. 이론적 연구

Fig. 1에는 본 연구의 해석 대상인 단일 피스톤 링

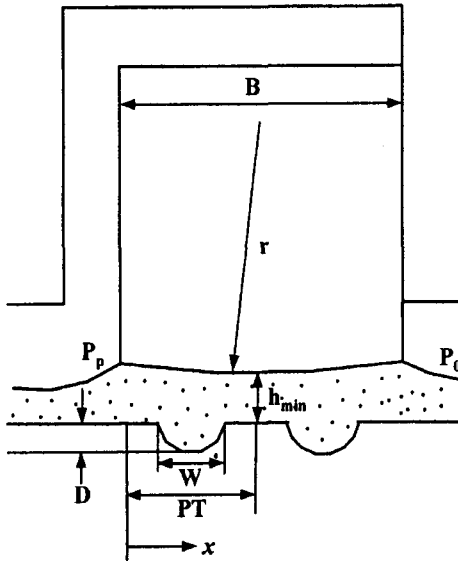


Fig. 1. Schematic diagram of single piston ring-cylinder liner assembly.

-실린더 라이너의 개략도를 나타내었다.

해석상의 편의를 위해 피스톤 링과 실린더 라이너 사이에는 윤활유가 충분히 차있다는 가정을 하였다. Fig. 1에서 미끄럼 운동을 하는 피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 윤활 상태에 관한 지배 방정식은 유막 압력에 관한 레이놀즈 방정식으로 정의되며, 이는 피스톤 링과 같이 폭에 비해 원주 방향 길이가 상대적으로 큰 경우, 무한 평판 베어링 가정에 의해 다음과 같이 표현할 수 있다[10].

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{h^3 dp}{\eta dx} \right) = -6U \frac{dh}{dx} + 12 \frac{dh}{dt} \quad (1)$$

식 (1)의 오른쪽 두 번째 항은 유막의 스퀴즈 (squeeze) 효과를 나타낸다.

한편 피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 유막 두께는 다음과 같은 형태로 표현된다.

$$h(x) = h_{min} + R(x) - L(x) \quad (2)$$

식 (2)에서  $h_{min}$ 은 최소 유막 두께를 나타내며  $R(x)$ 는 피스톤 링의 형상 함수를 나타낸다. 또한  $L(x)$ 는 실린더 라이너의 그루브의 형상 함수를 나타낸다.

피스톤 링의 단면을 원호 형상으로 가정하면 링의 형상 함수는 다음과 같이 정의된다.

$$R(x) = \frac{1}{2r} \left( x - \frac{B}{2} \right)^2 \quad (3)$$

한편 실린더 라이너의 그루브는, 포물선 형상을 가진다고 가정하면 Fig. 1에 의해 다음과 같이 정의된다.

$$L(x) = \frac{4D}{W^2} \left[ x - \frac{(2N-1)PT}{2} \right]^2 - D$$

at  $\frac{(2N-1)PT+W}{2} \leq x \leq \frac{(2N+1)PT+W}{2}$

$$L(x) = 0$$

$$0 \leq x < \frac{(2N-1)PT-W}{2} \quad \text{or} \quad (4)$$

$$\frac{(2N-1)PT+W}{2} < x < \frac{(2N+1)PT+W}{2}$$

식 (4)에서  $N$ 은 그루브의 피치(pitch)수를 나타낸다.

한편 식 (1)에서  $U$ 는 피스톤 링의 미끄럼 속도로서 이는 피스톤-커넥팅 로드-크랭크 암의 기구학적 관계에 의해 결정되며 이는 다음과 같다.

$$U = \omega \left[ \frac{r_c^2 \sin 2\theta}{2\sqrt{l_c^2 - r_c^2 \sin^2 \theta}} + r_c \sin \theta \right] \quad (5)$$

피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 유막 압력은 식 (1)의 적분에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$P(x) = -6U\eta \int_0^x \frac{1}{h^2} dx + 12\eta \frac{dh}{dt} \int_0^x \frac{x}{h^3} dx \quad (6)$$

$$+ C_1 \int_0^x \frac{1}{h^3} dx + C_1$$

식 (6)의 미지수는 피스톤 링 양단의 경계 조건을 통해 구할 수 있으며 적용되는 경계 조건은 다음과 같다[11]. 피스톤 링 양단의 압력은 각각 연소실 및 크랭크 케이스의 압력으로 가정하였다. 링 팩(ring pack)의 경우에는 피스톤 링 하단의 경계 조건은 링 사이의 압력으로 대체된다.

$$x = 0, P(x) = P_p(\theta)$$

at

$$x = B, P(x) = P_0$$

$$\text{and if } P(x) \leq 0, P(x) = 0 \quad (7)$$

식 (6)으로부터 피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 유막 압력은 최소 유막 두께와 스퀴즈 항의 함수

임을 알 수 있다.

한편 피스톤 링과 라이너 사이의 유막 압력에 의한 하중( $F_{oil}$ )은 유막 압력의 적분에 의해 구할 수 있고, 이 하중은 피스톤 링에 작용하는 반경 방향 하중과 평형을 이루어야 한다. 피스톤 링에 작용하는 하중 평형식은 다음과 같다.

$$F_T \left( h_{min}, \frac{dh}{dt} \right) = F_{oil} - F_g - F_s = 0 \quad (8)$$

따라서 식 (8)을 만족하는 최소 유막 및 스퀴즈 항을 구함으로써 크랭크 회전에 따른 유막 변동을 구할 수 있다. 그 과정은 다음과 같다.

우선 임의의 크랭크 각도에서 최소 유막 두께  $h_{min}$  과 스퀴즈 항인  $dh/dt$ 를 가정하고 식 (6)을 해석하여 유막 압력을 구한 다음 이를 이용하여 식 (8)의 만족여부를 확인한다. 만약 식 (8)이 만족되지 않을 경우에는 Ridders 법[12]에 의한 반복 계산에 의해 식 (8)을 만족하는  $dh/dt$ 를 구한다. 이를 통해 그 다음 크랭크 각도에서의 최소 유막은 다음과 같이 정의된다.

$$h_{min}(t + \Delta t) = h_{min}(t) + \frac{dh_{min}(t)}{dt} \Delta t \quad (9)$$

여기서  $\Delta t$ 는 해석 시간 간격으로,  $0.5^\circ$ 의 크랭크 각도에 해당하는 값이다.

위의 과정을 전 엔진 행정에 대해 수행한 다음 아래의 조건을 만족할 때까지 반복 계산한다.

$$|h_{min}(t_0) - h_{min}(t_0 + \tau)| \leq \varepsilon \quad (10)$$

엔진 전체 사이클에 대해 위의 조건을 만족하는 최소 유막 두께 및 유막 압력을 구하고 나면 이를 이용하여 피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 점성 마찰력을 다음 식에 의해 구할 수 있다.

$$F_{fric} = 2\pi R_p \int_0^{\theta} \left[ -\frac{\eta U}{h} + \frac{hdP}{2dx} \right] dx \quad (10)$$

### 3. 해석 결과 및 고찰

Table 1에는 해석에 사용된 피스톤 링-실린더 라이너의 크기 및 윤활유의 물성치를 나타내었다.

Fig. 2에는 3500RPM에서의 실린더 가스 압력의 변화를 나타내었다.

Table 1. Specification of test piston-cylinder assembly

크랭크 반경 (mm)	41.75
커넥팅 로드 길이 (mm)	131
피스톤 보어 지름 (mm)	75.5
링 두께 (mm)	2.4
링 폭 (mm)	3.25
오일 점성 (cP)	6.5(90°C)

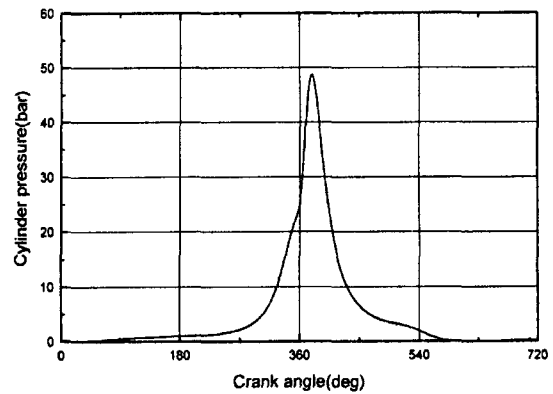


Fig. 2. Example of cylinder pressure variation at 3500 RPM.

Fig. 3에는 그루브가 없는 실린더 라이너에 대해, 회전 속도의 변화에 따른 피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 최소 유막 두께 선도 및 점성 마찰력 선도를 나타내었다. 최소 유막은 피스톤의 선 속도가 0이 되는 상사점 및 하사점 영역에서 형성되어야하나 스퀴즈 효과에 의해 상사점 또는 하사점을 조금 지난 지점에서 형성되고 있다. 전체 행정에 대한 최소 유막은 폭발 압력이 최대가 되는  $360^\circ$  근방에서 형성되고 있다.

회전 속도가 증가할수록 최소 유막 두께는 선 속도의 증가에 따른 유막 압력의 상승에 의해 증가하는 경향을 나타낸다.

또한 회전 속도의 증가에 따른 선 속도의 증가에 따라 점성 마찰력은 증가하는 경향을 나타내고 있다. 또한 최소 유막이 형성되는  $360^\circ$  영역에서 점성 마찰력이 크게 증가하고 있다.

Fig. 4에는 삼각형 그루브가 있는 실린더 라이너와 그루브가 없는 실린더 라이너에 대한 최소 유막 두께 및 점성 마찰력을 비교하여 나타내었다.

그루브가 있는 경우, 그루브에 의한 유막 압력 감소에 의해 최소 유막 두께는 전반적으로 감소하는

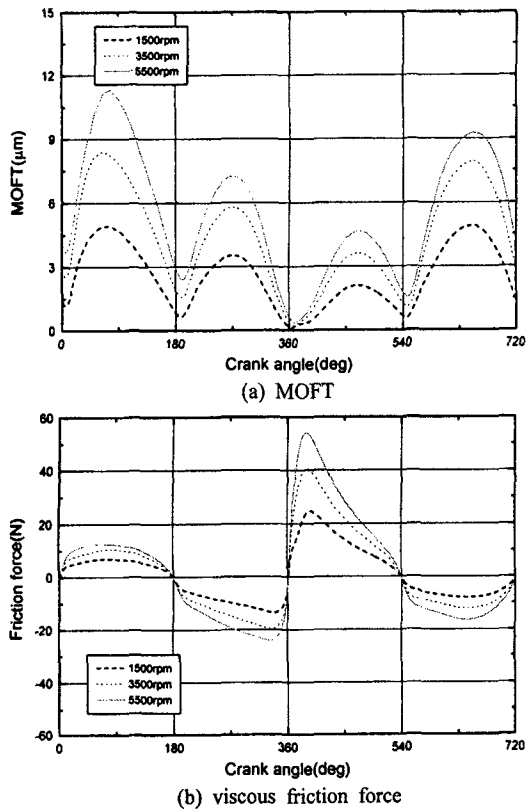


Fig. 3. MOFT and viscous friction force curve in a smooth liner with rotational speed.

경향을 나타내고 있으며 선 속도가 없는 상, 하사점 영역 및 선 속도가 최대가 되는 영역에서의 유막 변화가 크게 나타났다. 점성 마찰력의 절대값은 최소 유막의 최소 값이 형성되는 360° 부근에서는 최소 유막 두께의 감소에 의해 그루브가 있는 경우가 다소 증가하는 경향을 나타낸다. 그러나 그 외의 행정에서는 그루브 부분에 의한 유막 증가 효과에 따라 그루브가 없는 경우보다 다소 작아지는 경향을 나타내고 있다.

Fig. 5에는 삼각형 그루브 피치가 0.6 mm인 경우, 그루브 폭에 따른 최소 유막 선도 및 마찰력 선도를 나타내었다. 그루브 폭이 증가할수록 유막 두께는 감소한다. 최소 유막이 형성되는 부분에서 유막 두께의 감소에 따라 마찰력은 다소 증가하는 경향을 나타내며 그 외의 행정에서는 점성 마찰력의 변화가 미미하다.

Fig. 6에는 그루브의 깊이에 따른 해석 결과를 나타내었다. 그루브의 깊이가 커질수록 그루브에 의한

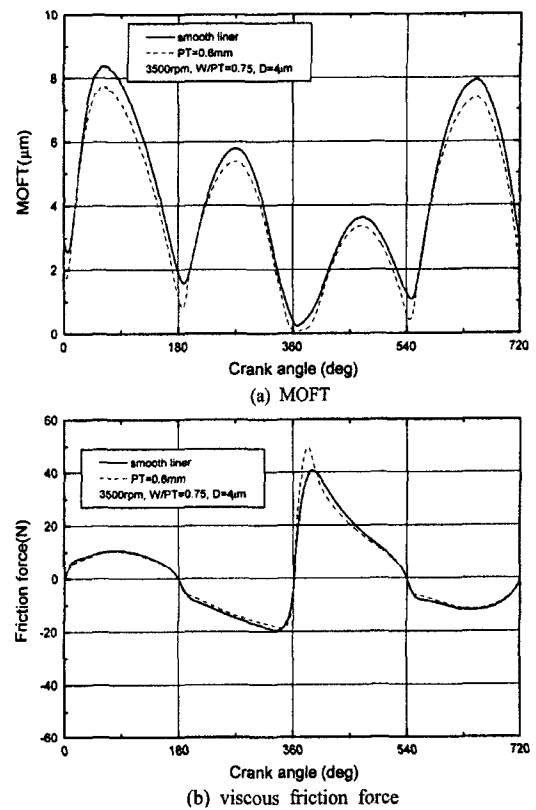


Fig. 4. Comparative results of MOFT and viscous friction force curve between smooth and triangular type grooved liner.

유막 압력 감소 효과에 의해 최소 유막 두께는 감소하는 경향을 나타낸다. 최소 유막 형성 영역에서의 최대 점성 마찰력은 유막 감소에 따라 증가하는 경향을 나타내고 있으나 그 외의 영역에서는 다소 감소하는 경향을 나타내고 있다. Fig. 7에는 동일한 그루브 폭에 대해 그루브의 피치에 따른 해석 결과를 나타내었다. 동일한 폭에 대해 그루브 피치가 커질수록 동일 영역 안에 포함되는 그루브의 수가 작아지므로 최소 유막 두께는 증가하는 경향을 나타낸다.

Fig. 8에는 동일한 그루브 깊이와 피치 그리고 폭을 가질 때, 포물선형 그루브와 삼각형 그루브에 대한 해석 결과를 비교하여 나타내었다. 포물선형 그루브에 비해 삼각형 그루브가 최소 유막 두께가 커지는 경향을 나타내고 있다. 이에 따라 최대 마찰력 역시 감소하는 경향을 나타내나 최대 마찰력 형성 지점을 제외하면 그 변화는 작다.

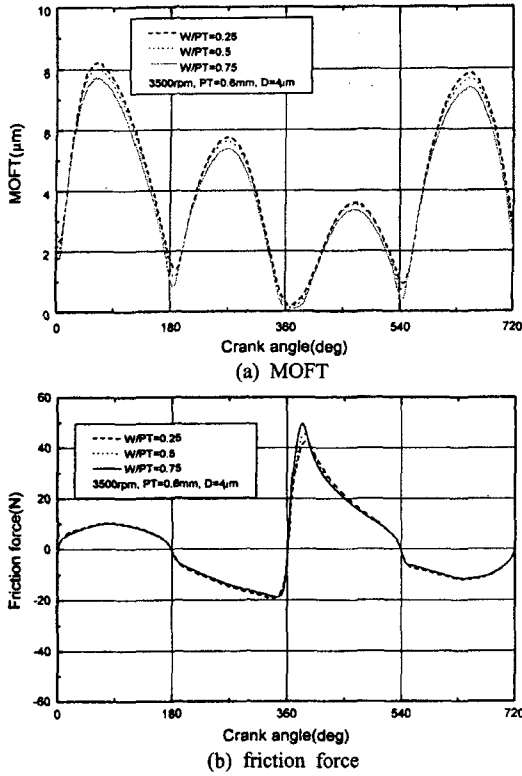


Fig. 5. MOFT and friction force curve with groove width in the triangular type groove.

4. 결 론

그루브가 있는 실린더 라이너와 피스톤 링에 대한 윤활 해석을 수행하고 엔진 사이클 변화에 따른 최소 유막 두께 및 점성 마찰력 선도를 구하였다. 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 그루브는 최소 유막을 감소시키는 역할을 하고 최대 마찰력을 증가시키는 역할을 한다.
2. 그루브 폭이 증가할수록 최소 유막은 감소하며 최대 마찰력은 증가한다.
3. 그루브의 피치가 작아질수록 동일 영역에 존재하는 그루브의 수가 증가하므로 최소 유막은 감소한다.
4. 삼각형 그루브가 포물선형 그루브에 비해 최소 유막 두께 증가 및 점성 마찰력의 감소에 있어서 유리하다.

후 기

본 연구는 기계분야 BK-21 사업과 서울대 터보동

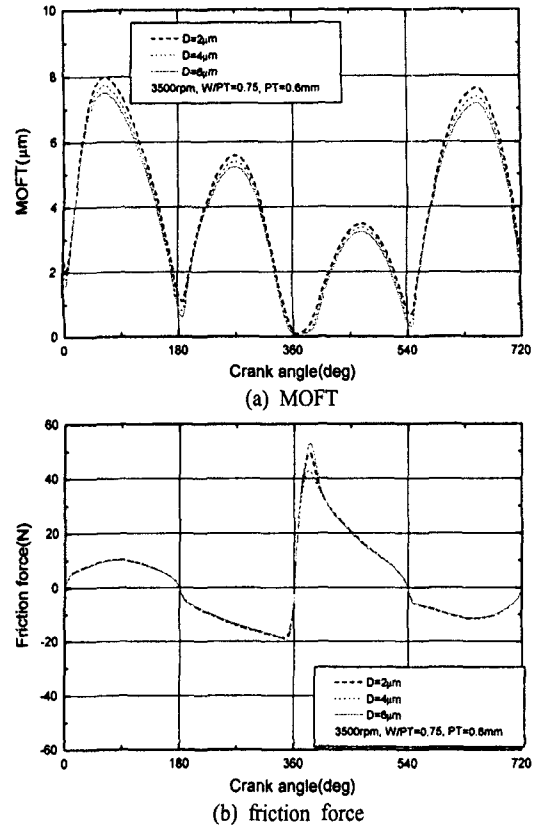


Fig. 6. MOFT and friction force curve with groove depth in the triangular type groove.

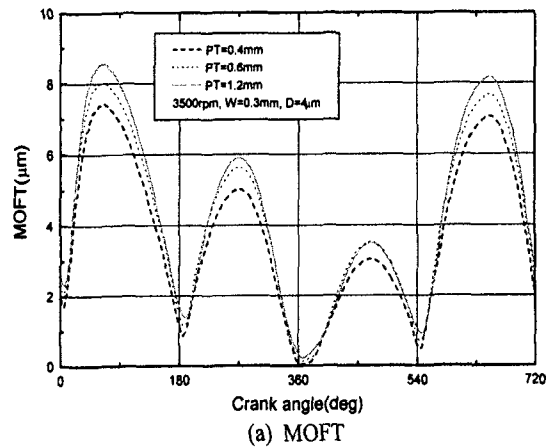


Fig. 7. MOFT curve with groove pitch in the triangular type groove.

력기계 연구센터의 지원하에 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

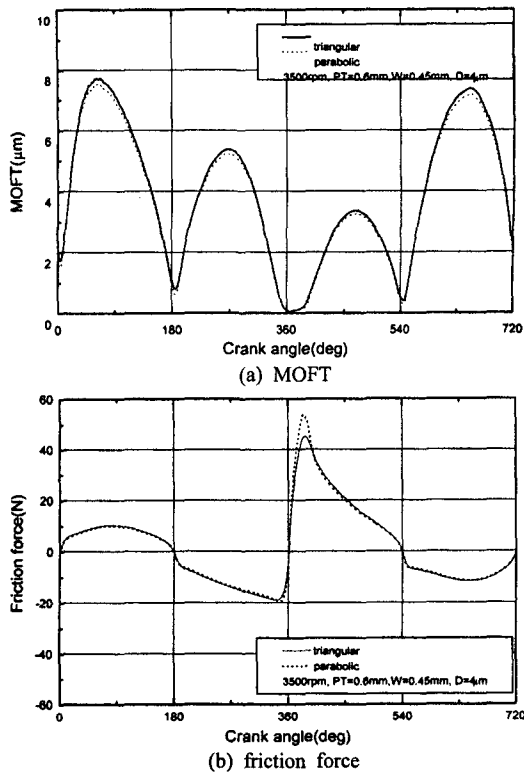


Fig. 8. Comparative results of MOFT and friction force between the parabola and the triangular type groove.

참고 문헌

1. C. M. Taylor, "Engine Tribology," Tribology Series 26, Elsevier Science Publishers, 1993.
2. L. L. McGeehan, "A Literature Review of the Effects of Piston and Ring Friction on Lubricating Oil Viscosity on Fuel Economy," SAE Trans., Vol. 87, pp. 2619-2638, 1978.
3. Furuhashi, S., "A Dynamic Theory of Piston-Ring lubrication (1st report, Calculation)," Bull. JSME, pp. 423-428, 1958.
4. Furuhashi, S., and Sasaki, S., "New Device for the Measurement of Piston Frictional Force in Small engines," SAE Trans., Vol. 92, pp. 781-792, 1983.
5. Takiguchi, M., Machida, K., and Furuhashi, S., "Piston Friction force of a Small High Speed Gasoline Engine," ASME Trans., Vol. 110, pp. 112-118, 1988.
6. Rhode, S., M., "A mixed Friction Model for Dynamically loaded Contacts with Application to Piston Ring Lubrication," Proc. Inst. Mech. Eng., vol. 185, pp. 51-62, 1982.
7. Suda, S., and Someya, T., "The Effects of Surface

- Roughness on Lubrication between a Piston Ring and a Cylinder Liner," IMechE., pp. 135-143, 1987.
8. Hu, Y., Cheng, H. S., Arai, T., Kobayashi, Y., and Aoyama, S., "Numerical Simulation of Piston Ring in Mixed Lubrication-A Nonaxisymmetrical Analysis," ASME, J. of Trib., Vol. 116, pp. 470-478, 1994.
9. Michel, S. K., and Barber, G. C., "The Effects of Roughness on Piston Ring Lubrication Part I : Model Development," ASME J. of Trib., Vol. 38, No. 1, pp. 19-26, 1995.
10. Yun, J., E., "Mixed Lubrication Analysis of Piston Ring Pack in Internal Combustion Engine," KSAE 953780, pp. 55-68, 1995.
11. Saburi, S., Dowson, D., and Taylor, C. M., "An Analytical Study of the Oil Film Thickness between Piston Rings and a Cylinder Liner of a long Stroke and Low-Speed Marine Diesel Engine," Proc. Int. Trib. Conference, 1995.
12. William, H. P., "Numerical Recipes in FORTRAN, Second Edition," Cambridge University Press, 1994.

기호 설명

B	: width of piston ring	[m]
D	: maximum depth of groove	[m]
$F_{fric}$	: viscous friction force between the ring and liner	[N]
$F_g$	: gas force acting on the ring back side	[N]
$F_{oil}$	: hydrodynamic force	[N]
$F_s$	: tension force of piston ring	[N]
$F_r$	: total radial force acting on the piston ring	[N]
$h(x)$	: film thickness function	[m]
$h_{min}$	: minimum oil film thickness	[m]
$L(x)$	: shape function of cylinder liner	[m]
$l_c$	: length of connecting rod	[m]
MOFT	: minimum oil film thickness	[-]
N	: number of pitch	[-]
$P(x)$	: fluid film pressure	[Pa]
$P_o$	: pressure of crank room	[Pa]
$P_p$	: gas pressure	[Pa]
PT	: width of groove pitch	[m]
$R(x)$	: shape function of piston ring	[m]
$r_c$	: crank radius	[m]
$R_p$	: radius of piston bore	[m]
t	: time	[s]

U	: sliding velocity	[m/s]	$\theta$	: crank angle	[rad]
W	: width of groove	[m]	$\tau$	: cyclic period	[s]
x	: axial coordinate	[m]	$\omega$	: rotational speed	[rad/s]
$\epsilon$	: bound of convergence	[-]	$\Delta t$	: time step	[s]
$\eta$	: dynamic viscosity	[cP]			