피스톤 링에서의 오일 부족 윤활에 대한 연구

조 명 래† · 한 동 철*

(2000년 6월 22일 접수, 2001년 5월 2일 심사완료)

A Study on the Starved Lubrication for the Piston Ring

Cho Myung-Rae and Han Dong-Chul

Key Words: Starved Lubrication(부족 윤활), Ring(링), Boundary Condition(경계 조건), Minimum Oil Film Thickness(최소 유막)

Abstract

This paper reports on the starved lubrication for the piston ring. In this analysis, two types of inlet boundary conditions, fully flooded and starved condition, are considered at the leading edge. The inlet position of effective lubrication and squeeze term are obtained by numerically iterative method. The effective lubricated region is reduced due to the starved condition at the inlet. The starved condition at the inlet significantly reduced the minimum oil film thickness(MOFT) at the midstroke of piston, and the friction force is also increased due to the thin oil film thickness. In the starved conditions, the power loss is significantly increased.

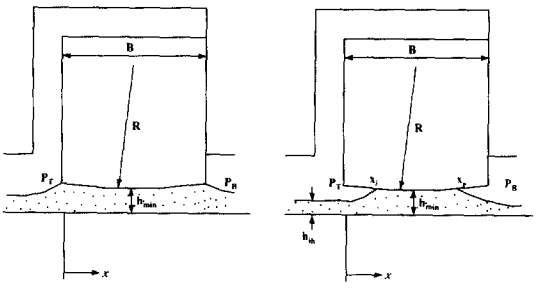
기호설명

B : 링 폭
F_{fric} : 링 마찰력
h : 유막 두께
$h_{\min}$: 최소 유막 두께
l_c : 커넥팅로드 길이
P : 유막 압력
P_{TE} : 링 탄성 압력
R : 링 표면 반경
r_c : 크랭크 반경
R_p : 링 반경
U : 링 선속도
x_i, x_e : 유막 시작 및 끝 위치
η : 오일 점성
θ : 크랭크 각도
τ : 엔진 사이클
τ_f : 전단력

† 책임저자, 회원, 현대자동차 파워트레인 R&D 센터
E-mail : formel1@hyundai-motor.com
TEL : (031)369-4517 FAX : (031)369-4503
* 회원, 서울대학교 기계항공공학부

1. 서 론

엔진의 마찰 손실 중 피스톤 링과 실린더 라이너에서 발생하는 마찰 손실은 엔진 전체 마찰 손실의 약 30 ~ 50%에 해당하는 양으로[1,2] 엔진에서 발생하는 마찰 손실의 대부분을 차지한다. 따라서 피스톤 링-실린더 결합체에서의 마찰 손실을 개선하기 위해 피스톤 링과 실린더 라이너에 동수압 윤활 이론을 적용한 많은 해석적 연구 및 실험적 연구가 수행되었고,[3~5] 최근에는 피스톤 링과 실린더 라이너의 표면 조도의 영향을 고려한 혼합 윤활 특성에 대한 많은 연구 결과가 제시되고 있다.[6,7] 그러나 대부분의 해석적 연구는 피스톤 링의 입구에서 충분 윤활 조건을 고려함



(a) Fully flooded (b) Starved

Fig. 1 Schematic diagram of piston ring and cylinder liner

으로써 이론적으로 구한 최소 유막 두께와 실험을 통해 측정된 값 사이에 많은 차이를 나타내고 있다.

Moore와 Hamilton[8]은 피스톤 링은 대부분 부족 윤활 상태에서 작동한다는 사실을 밝혔으며, Dowson[9]등은 피스톤 링에서의 오일 부족 윤활 현상에 대한 해석을 수행한 바 있으며, Nakai,[10] Ping,[11] Han[12] 등이 피스톤 링에서 오일 부족 현상을 고려한 윤활 해석을 수행하고 오일 부족 현상이 유막 두께 및 마찰력 등에 미치는 영향을 고찰하였다.

이처럼 실제 피스톤 링이 오일 부족 윤활 상태에서 작동한다는 사실을 감안할 때, 연비 향상을 위한 피스톤 링의 설계를 위해서는 오일 부족 현상이 실제 유막 두께 및 링-라이너의 마찰력에 미치는 영향에 대한 고찰은 필수적이다. 따라서 본 연구에서는 오일 부족 현상을 고려한 피스톤 링의 윤활 해석을 수행하고, 오일 부족 현상이 윤활 영역, 최소 유막 두께, 마찰력 및 유막 압력에 미치는 영향을 고찰하였다.

2. 이론적 연구

Fig. 1에는 해석에 사용된 피스톤 링 - 라이너의 윤활 상태에 관한 개략도를 나타내었다. 충분한 윤활 조건은, Fig. 1의 (a)에서와 같이 링 전체에 걸쳐 윤활유가 채워져 있는 경우이다. 그러나 연소 가스에 의한 오일 소모 및 링 팩의 하강 운동 시 오일 링이 라이너에 채워진 오일을 긁어 \내리게 되면 1번 링 및 2번 링에는 Fig. 1의 (b)에 표현한 것과 같이 링 폭의 일부에만 오일이 존재하는 부족 윤활 상태가 된다.

미끄럼 운동을 하는 피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 윤활에 관한 지배 방정식은 레이놀즈 방정식으로 정의되며, 링 폭에 비해 원주 방향 길이가 상대적으로 긴 경우, 무한 평판 베어링 이론에 의해 다음과 같이 표현할 수 있다.

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

식 (1)에서 피스톤 링의 미끄럼 속도는 피스톤 크랭크 기구의 기구학적 관계에 의해 다음과 같이 정의된다.

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

피스톤 링과 실린더 라이너의 유막 두께는 다음과 같이 정의된다.

$$h(x,t) = h_{\min}(t) + h_s(x) \tag{3}$$

식 (3)에서 h_s는 링 표면의 형상 함수로 본 연구에서는 대칭의 포물선 형상의 1번 압축 링만을 고려하였으며 다음과 같다.

$$h_s(x) = \frac{1}{2R}\left(x - \frac{B}{2}\right)^2 \tag{4}$$

피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 유막 압력은 식 (1)의 적분에 의해 구할 수 있으며 다음과 같이 정의된다.

$$P(x,t) = -6U\eta\int_{x_i}^{x_e}\frac{1}{h^2}dx + 12\eta\frac{dh}{dt}\int_{x_i}^{x_e}\frac{x}{h^3}dx + C_1\eta\int_{x_i}^{x_e}\frac{1}{h^3}dx + D_1 \tag{5}$$

식 (5)를 풀기 위한 경계 조건으로는 다음과 같은 변형된 레이놀즈 경계 조건[11]을 적용하였으며 이는 다음과 같이 정의된다.

$$P(x_i,t) = P_B(t),\quad P(x_e,t) = P_T(t) \tag{6}$$

오일로 채워지는 부분의 시작점과 끝점의 양단을 양쪽 경계로 설정하였으며 가스로 채워지는 부분의 압력은 양단의 압력으로 동일하게 설정하였다. 본 연구에서는 단일 링에 대한 해석만을 고려하므로, 식 (6)에서 P_T, P_B는 각각 실린더의 압력 및 크랭크 케이스의 압력을 나타낸다. 크랭크 케이스의 압력은 대기압으로 설정하였다.

피스톤이 상승 운동을 하게되면 식 (6)는 다음과 같이 변형된다.

$$P(x_i, t) = P_T(t), \quad P(x_e, t) = P_B(t) \tag{7}$$

충분 윤활인 경우, x_i와 x_e는 각각 0 및 B로 설정된다.

피스톤 링에 작용하는 유막 압력에 의한 하중은 식 (5)의 적분으로부터 구할 수 있으며 피스톤 링에서의 단위 길이 당 하중 평형식은 다음과 같다.

$$F_T(x_i, \frac{dh}{dt}) = \int_0^B P(x,t)dx - B(P_{TE} + P_b) = 0 \tag{8}$$

식 (8)에서 P_b는 링 배면 압력으로 블로바이(blowby) 해석을 통해서 구할 수 있다.

부족 윤활 조건일 때 피스톤 링에서 오일이 채워지는 시작점인 x_i의 위치는 Ping[11]의 연구에서처럼 다음과 같이 표현된다.

$$x_i(t) = \frac{B}{2} \pm \sqrt{2R(h_{ih} - h_{\min}(t))} \tag{9}$$

식 (9)에서 h_{ih}는 공급되는 오일의 높이로 본 연구에서는 Ping[11]의 연구에서와 마찬가지로 일정한 높이를 유지한다고 가정하였다.

따라서 식 (8)과 (9)를 동시에 만족하는 dh/dt 및 x_i는 Newton-Raphson 반복 계산에 의해 구할 수 있으며, 그 다음 크랭크 각도에서의 최소 유막은 시간 적분에 의해 다음과 같이 정의된다.

$$h_{\min}(t + \Delta t) = h_{\min}(t) + \frac{dh_{\min}(t)}{dt} \Delta t \tag{10}$$

다음 시간 스텝에서 x_i의 초기 값은 그 전 시간 스텝에서의 값을 이용하였다. 위의 과정을 전 엔진 행정에 대해 수행한 다음 아래의 조건을 만족할 때까지 반복 계산한다.

$$| h_{\min}(t_0) - h_{\min}(t_0 + \tau) | \leq \epsilon \tag{11}$$

엔진 전체 행정에 대해 위의 과정으로 만족하는 최소 유막 두께 및 유막 압력을 구하고 나면 이를 이용하여 링과 라이너 사이의 전단력을 구할 수 있으며 이는 다음과 같이 정의된다.

$$\tau_f = -\frac{\eta U}{h} + \frac{h}{2}\frac{dP}{dx} \tag{12}$$

식 (12)에서 유막이 무한히 작아지면 전단력이 무한히 커진다. 따라서 이러한 문제를 해결하기 위해 유막이 무한히 얇아질 경우 Rohde[6,7]의 가정에 의해 전단력을 다음과 같이 정의하였다.

$$\tau_f = \tau_0 + \alpha P \tag{13}$$

식 (13)에서 τ_0는 2MPa을, α는 0.08의 값을 사용하였다. 따라서 마찰력은 식 (12) 또는 (13)의 적분에 의해 구할 수 있고 다음과 같이 정의된다.

$$F_{fric} = 2\pi R_p \int_0^B \tau_f dx \tag{14}$$

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

3. 결과 및 고찰

Fig. 2에는 크랭크 각도에 따른 연소실의 압력 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 폭(mm)	2
오일 점성(cP)	6.5(90°C)

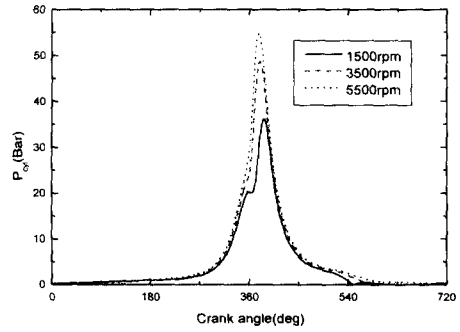


Fig. 2 Variation of cylinder pressure

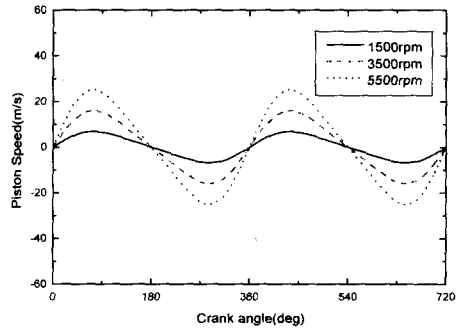


Fig. 3 Variation of piston sliding velocity

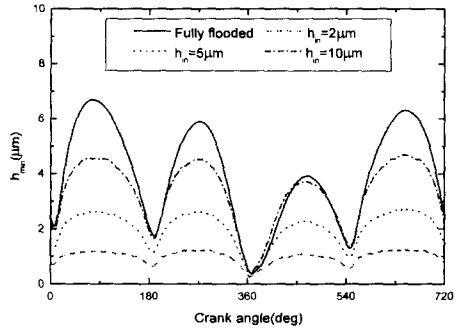


Fig. 4 Comparative results of MOFT according to the lubricating conditions

Fig. 3에는 크랭크샤프트의 회전 속도에 따른 피스톤의 선속도 변화를 나타내었다.

Fig. 4에는 충분 윤활 및 부족 윤활 상태에 따른 최소 유막 두께의 변화 선도를 나타내었다.

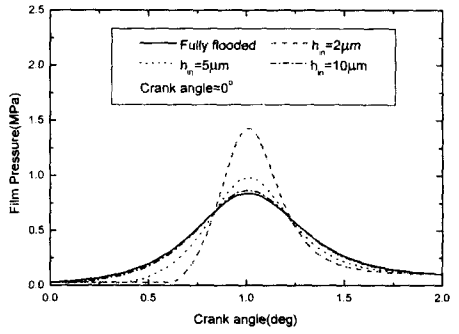


Fig. 5 Comparative results of oil film pressure at crank angle 0°

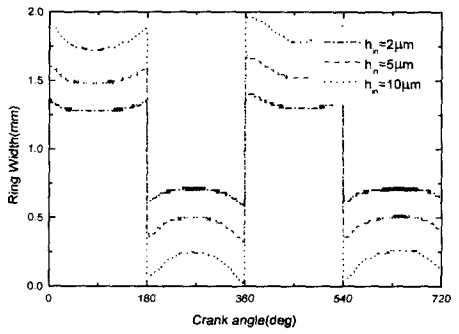


Fig. 6 Starting point (x_i) of effective lubrication length according to oil inlet height

피스톤이 순간적으로 정지하는 상사점 및 하사점의 유막 두께가 상대적으로 작으며 이 영역에서는 스퀴즈(squeeze) 효과가 유막 압력을 형성하는 중요한 인자가 된다. 최소 유막 위치는 연소실의 압력이 최대가 되는 360° 근처에서 발생한다. 부족 윤활 상태가 되면서 실제 유막 압력을 형성하는 링 폭이 줄어들기 때문에 최소 유막 두께가 감소하는 경향을 나타낸다. 이러한 유막 감소 효과는 상사점 및 하사점에서보다 선속도가 압력 형성에 주된 인자로 작용하는 행정 중반에서 크게 나타난다. 오일 공급 높이가 작아질수록 이러한 유막 감소 효과는 크게 나타난다.

Fig. 5에는 크랭크 각도 0°에서 피스톤 링 폭 방향의 유막 압력을 비교하여 나타내었다. 부족 윤활 상태로 갈수록 유막을 형성하는 영역이 줄어들고 있으며, 유막이 감소하게 되므로 유막 압

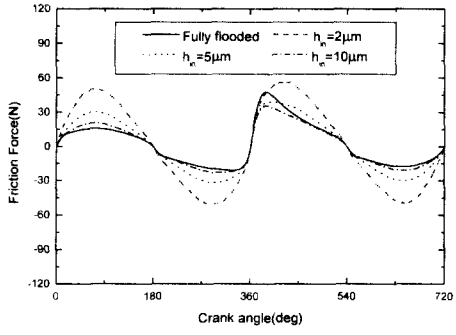


Fig. 7 Comparative results of friction force according to the lubricating conditions

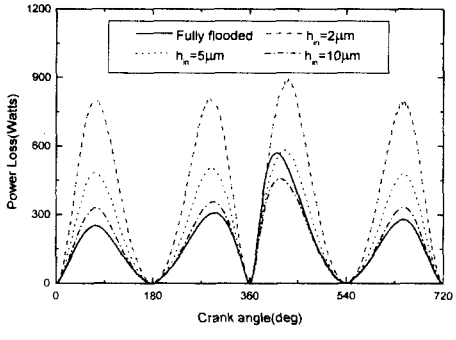


Fig. 8 Comparative results of power loss according to the lubricating conditions

력은 증가하게 된다.

Fig. 6에는 오일의 초기 공급 높이에 따른 유효 윤활 폭의 시작 위치 변화를 나타내었다. 오일의 초기 공급 높이가 낮아질수록 실제 압력이 형성되는 유막의 초기 위치가 링의 중심으로 이동하고 있음을 알 수 있다. 이는 Fig. 5의 결과와도 일치하는 현상이다.

Fig. 7에는 윤활 상태에 따른 점성 마찰력의 변화를 나타내었다. 오일 부족 상태로 갈수록 행정 중반의 유막이 크게 감소함에 따라 마찰력 역시 상사점 및 하사점 영역에 비해 크게 증가한다. 오일의 초기 공급 높이가 2 μm인 경우, 링의 최대 마찰력은 충분 윤활 조건에 비해 약 4배정도 증가한다.

Fig. 8에는 윤활 상태에 따른 피스톤 링에서의 동력 손실의 변화를 나타내었다. 부족 윤활 상태

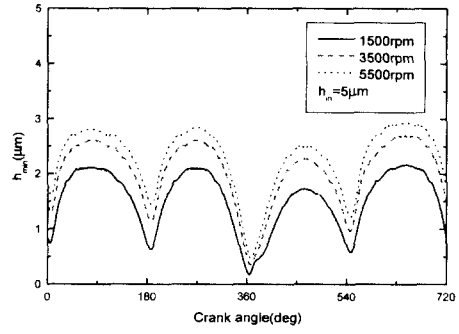


Fig. 9 Variation of MOFT with speed under the starved condition

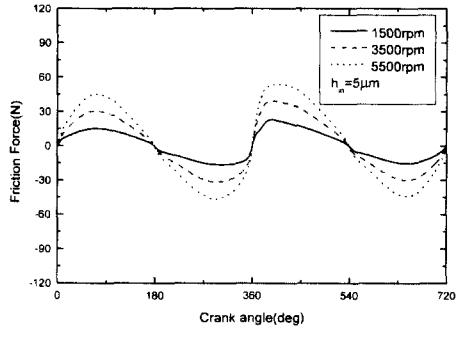


Fig. 10 Variation of friction force with speed under the starved condition

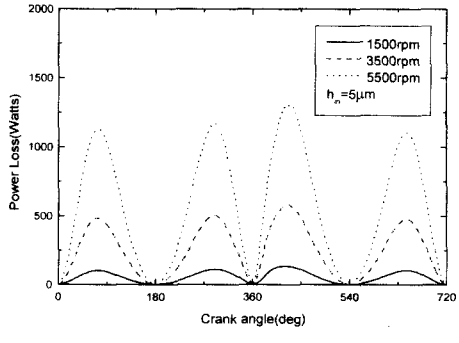


Fig. 11 Variation of power loss with speed under the starved condition

일 경우 피스톤 링에서의 동력 손실이 급격히 증가한다.

Fig. 9에는 부족 윤활 상태에서 엔진의 회전 속도에 따른 최소 유막 두께의 해석 결과를 나타내었다. 회전 속도에 상관없이 최소 유막이 형성되는 위치는 연소실 압력이 최대가 되는 지점 부근임을 알 수 있으며, 회전 속도가 증가할수록 피스톤 링의 선속도가 증가하므로 최소 유막은 증가한다.

Fig. 10에는 부족 윤활 상태에서 회전 속도에 따른 점성 마찰력의 변화를 나타내었고, Fig. 11에는 회전 속도에 따른 동력 손실의 변화를 나타내었다. 상사점 및 하사점 영역에서는 스퀴즈(squeeze) 효과가 지배적이므로 마찰력의 변화는 별로 발생하지 않는다. 행정 중반의 경우, 회전 속도가 증가할수록 선속도의 영향이 커지므로 유막 증가에 따른 마찰력의 감소보다 선속도 증가에 따른 마찰력의 증가 현상이 두드러지게 나타난다.

4. 결 론

충분 윤활 상태 및 부족 윤활 상태를 고려하여 피스톤 링에 대한 윤활 해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 부족 윤활 상태의 경우 유막 압력이 형성되는 유효 윤활 폭이 감소한다.

(2) 윤활 영역의 감소에 따라 오일 부족 상태가 심화될수록 최소 유막 두께는 감소하며, 행정 중반에서 그 효과가 크게 나타난다.

(3) 초기 오일 공급 높이가 50% 감소할 경우, 행정 중반의 최소 유막 두께는 약 45% 감소한다.

(4) 부족 윤활 상태의 경우, 윤활 영역과 유막 두께의 감소에 따라 마찰력은 증가하며, 이 효과는 행정 중반에서 현저하게 나타난다.

참고문헌

(1) Taylor C. M., 1993, "Engine Tribology," Tribology Series 26, Elsevier Science Publishers.

(2) McGeehan L. L., 1978, "A Literature Review of the Effects of Piston and Ring Friction an Lubricating Oil Viscosity on Fuel Economy," *SAE Trans.*, Vol. 87, pp. 2619~2638.

(3) Furuhama, S., 1958, "A Dynamic Theory of Piston-Ring Lubrication (1st report, Calculation)," *Bull. of JSME*, pp. 423~428.

(4) Furuhama, S., and Sasaki, S., 1983, "New Device for the Measurement of Piston Frictional Force in Small engines," *SAE Trans.*, Vol. 92, pp. 781~792.

(5) Takiguchi, M., Machida, K., and Furuhama, S., 1988, "Piston Friction force of a Small High Speed Gasoline Engine," *ASME Trans.*, Vol. 110, pp. 112~118.

(6) Rohde, S. M., 1980, "A Mixed Friction Model For Dynamically Loaded Contacts with Application to Piston Ring Lubrication," *Proc. the 7th Leeds-Lyon Symp. on Tribology*, Butterworths, pp. 262~278.

(7) 윤정의, 1995, "내연기관 피스톤 링팩의 혼합 윤활해석," 한국자동차공학회 논문집, Vol. 3, No. 6, pp. 55~68.

(8) Moore, S. L., and Hamilton, G. M., 1978, "The Starved Lubrication of Piston Rings in a Diesel Engine", *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 20, No. 6, pp. 345~352.

(9) Dowson, D., Economou, P. N., Ruddy, B. L., Strachan, P. J., and Baker, A. J., 1979, "Piston Ring Lubrication - Part II, Theoretical Analysis of A Single Ring and A Complete Ring Pack," *ASME Winter Annual Meeting*, pp. 23~52.

(10) Nakai, H., Ino, N., and Hashimoto, H., 1995, "Piston-Ring Lubrication Problems for Refrigeration Compressor," *Proceedings of the Int. Tribology Conference, Yokohama*, pp. 1471~1476.

(11) Ping, C. S., and Susumu, A., 1992, "Effects of Lubricant Starvation and Surface Roughness on Piston Ring Lubrication Mechanism," *ASME. Energy - Sources Technology Conference and Exhibition*, Houston, TX.

(12) Han, D. C., and Lee, J. S., 1999, "Analysis of the Piston Ring Lubrication with a New Boundary Condition," *Tribology International*, Vol. 31, pp. 753~760.