

## 크랭크 오프셋 엔진의 마찰 특성 : 이론적 고찰

조명래<sup>†</sup> · 오대윤\* · 김중수\* · 하경표\* · 한동철\*\*

(2001년 11월 26일 접수, 2002년 5월 16일 심사완료)

### The Friction Characteristics of Crank Offset Engine : Theoretical Investigation

Cho, Myung-Rae, Oh, Dae-Yoon, Kim, Joong-Soo, Ha, Kyung-Pyo and Han, Dong-Chul

**Key Words :** Crankshaft(크랭크샤프트), Offset(오프셋), Friction(마찰), Side Force(측력), Piston Skirt(피스톤 스커트)

#### Abstract

This paper reports on the effects of crankshaft offset on the engine friction. The effects of crank offset are investigated through the theoretical analysis. In this study, the mathematical models are presented for evaluating the friction level of each engine parts. Crank offset influences on the side force acted on the piston pin and sliding speed of piston. Crank offset is very effective to reduce the piston skirt friction. With application of crank offset, total engine friction decreases at low engine speed, but that increase as engine speed increases.

기호설명	
$A$	: 윤활 면적
$A_c$	: 실접촉 면적
$a$	: 스커트 상부에서 피스톤 핀까지 거리
$B$	: 베어링 폭
$b$	: 스커트 상부에서 무게 중심까지 거리.
$b_p$	: 링 폭
$C$	: 스커트와 라이너 사이 틈새
$C_g$	: 무게 중심에서 피스톤 핀까지 거리
$C_o$	: 크랭크 오프셋 거리
$C_p$	: 피스톤 핀 오프셋 거리
$C_R$	: 베어링 틈새
$E$	: 탄성 계수
$e_b$	: 피스톤 하부 편심 거리
$e_t$	: 피스톤 상부 편심 거리
$\dot{e}_b$	: 피스톤 하부 반경 방향 속도
$\dot{e}_t$	: 피스톤 상부 반경 방향 속도
$F$	: 수직 방향 스커트 전체 하중
$F_{bx,y}$	: 연결봉 베어링 하중
$F_c$	: 돌기 접촉 수직 하중
$F_{con}$	: 연결봉 하중
$F_j$	: 전체 마찰력
$F_{jc}$	: 돌기 접촉 마찰력
$F_{jn}$	: 동수압 마찰력
$F_{gas}$	: 연소 가스에 의한 하중
$F_h$	: 스커트에 작용하는 동수압 하중
$F_{oil}$	: 링에 작용하는 동수압 하중
$F_{pinx}$	: 핀 질량에 의한 x 방향 관성력
$F_{piny}$	: 핀 질량에 의한 y 방향 관성력
$F_{pissx}$	: 피스톤 질량에 의한 x 방향 관성력
$F_{pissy}$	: 피스톤 질량에 의한 y 방향 관성력
$F_{pr}$	: 링에 작용하는 전체 하중
$F_{r,\theta}$	: 베어링 반력
$H$	: 무차원 유막 두께, $h/\sigma$
$h$	: 공칭 유막 두께
$h_m$	: 최소 유막 두께
$I_{pis}$	: 피스톤 관성 질량
$L$	: 피스톤 스커트 길이

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 현대자동차 파워트레인 연구소

E-mail : formell@hyundai-motor.com

TEL : (031)369-4517 FAX : (031)369-4503

\* 현대자동차 파워트레인 연구소

\*\* 회원, 서울대학교 기계항공공학부

$l$	: 연결봉 길이
$M$	: 핀에 대한 전체 모멘트
$M_c$	: 돌기 접촉력에 의한 모멘트
$M_f$	: 전체 마찰에 의한 모멘트
$M_{fc}$	: 돌기 접촉 마찰력에 의한 모멘트
$M_{fb}$	: 동수압 마찰력에 의한 모멘트
$M_h$	: 유막 반력에 의한 모멘트
$M_r$	: 크랭크샤프트의 회전 질량
$M_{pis}$	: 피스톤 스커트 관성 모멘트
$m_j$	: 크랭크 저널과 핀의 등가 질량
$m_{pis}$	: 피스톤 핀 질량
$m_{pis}$	: 피스톤 스커트 질량
$p$	: 유막 압력
$p_b$	: 링 배압
$P_c$	: 돌기 접촉 압력
$P_{TE}$	: 링 장력
$R$	: 스커트 공칭 반경
$r_c$	: 크랭크 반경
$t$	: 시간
$U$	: 미끄럼 속도
$W$	: 베어링 외력, $W = \sqrt{F_{bx}^2 + F_{by}^2}$
$\ddot{Y}$	: 스커트 가속도
$\alpha$	: 스커트 베어링 각도
$\beta$	: 피스톤 중심선과 연결봉 사이 각도
$\beta_r$	: 돌기 곡률 반경
$\varepsilon$	: 베어링 편심율
$\varepsilon_b$	: 피스톤 하부 편심율
$\varepsilon_t$	: 피스톤 상부 편심율
$\dot{\varepsilon}_b$	: 피스톤 하부 반경 방향 속도
$\dot{\varepsilon}_t$	: 피스톤 상부 반경 방향 속도
$\phi_s, \phi_r$	: 압력 유동 계수
$\phi_s$	: 전단 유동 계수
$\phi_f, \phi_{fp}, \phi_{fs}$	: 전단 응력 계수
$\phi$	: 베어링 자세각
$\phi, \tilde{\theta}$	: 베어링 좌표계
$\eta$	: 오일 점성
$\mu$	: 조도 밀도
$\mu_f$	: 마찰 계수
$\theta$	: 크랭크 각도
$\sigma$	: 합성 rms 조도, $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$
$\tau$	: 유체 전단 응력
$\omega$	: 회전 속도

## 1. 서론

환경 오염 및 유가 상승 등의 사회 경제 요인에 의해 고연비 엔진에 대한 소비자의 욕구는 점점 증대되고 있다. 따라서 연비 향상을 위해 EMV(전자기 밸브트레인 시스템), GDI(직분식가솔린), CVVT(연속가변 밸브 타이밍) 등의 다양한 기술이 개발되고 있다. 이러한 노력과 더불어 엔진 손실의 15% 정도에 달하는 마찰 손실을 줄이고자 하는 노력 또한 활발히 진행되고 있다. 엔진에서 발생하는 마찰 손실을 4% 줄일 경우 연비가 1% 향상되는 것으로 보고되고 있다.

엔진에서 발생하는 마찰 손실의 대부분은 밸브트레인, 피스톤 및 크랭크샤프트 등 엔진 무빙계에서 발생하는데, 특히 피스톤에서 발생하는 마찰 손실은 엔진 전체 마찰 손실의 약 40-50%에 달한다. 이 중 스커트에서 발생하는 마찰은 피스톤계 전체 마찰의 약 40%에 달한다. 최근 이러한 피스톤 스커트에서 발생하는 마찰 손실을 줄이기 위해 크랭크 오프셋 기술이 개발되어 이를 적용한 엔진이 차량에 탑재되고 있다. 그러나 크랭크 오프셋에 관한 연구는 미미하여 오프셋의 마찰 저감 효과에 대한 명확한 규명이 이루어지지 않고 있다. Shinichi<sup>(1)</sup> 등은 크랭크 오프셋 적용에 의해 저속, 저부하 조건에서 3%의 연비 개선 효과를 얻었으며, 연비 개선 효과가 극대화 되는 최적의 오프셋량이 있다고 주장하였다. Nakayama<sup>(2)</sup> 등은 부동 라이너를 이용하여 오프셋 효과를 확인하고 이는 피스톤 측력 및 미끄럼 속도 변화에 기인한다고 추정하였다. 그러나 양산 엔진에 적용하기에는 많은 어려움이 따른다는 결론을 내렸다.

본 연구는 크랭크 오프셋이 엔진 마찰 저감에 미치는 영향을 규명하기 위해 엔진 베어링, 피스톤 링 및 피스톤에 대한 윤활 및 마찰 해석 모델을 설정하고 오프셋 적용에 따른 마찰 저감 효과를 규명하였다. 본 연구를 통해 제시된 결과는 오프셋 엔진 개발을 위한 설계 자료로 유용하게 활용될 수 있을 것이다.

## 2. 이론 해석

### 2.1 운동 방정식

Fig. 1 에는 크랭크 오프셋이 적용된 엔진의 개략도를 나타내었다. 오프셋 엔진은 크랭크샤프트 중심을 실린더 보어 중심에 대해 피스톤의 스러스트 방향으로 이동한 것이다. 오프셋량은 커벡팅 로드의 회전이 실린더 블록에 의해 간섭 받지 않는 범위에

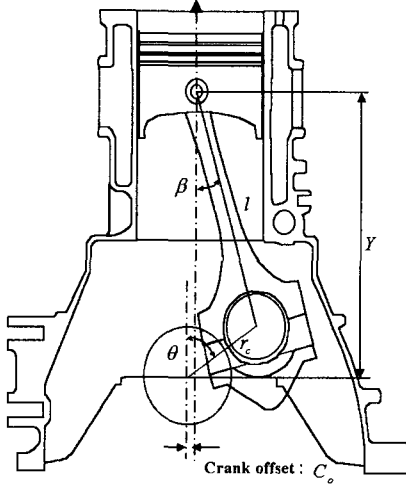


Fig. 1 Schematic diagram of piston - crankshaft assembly with crank offset

서 결정된다. 오프셋 적용에 따라 실린더 연소실 체적을 맞추기 위해 커넥팅 로드 길이 및 크랭크 반경이 조정되어야 한다.

오프셋 적용에 따른 피스톤의 미끄럼 속도 및 가속도는 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} \dot{Y} &= r_c \omega \sin \theta + r_c \omega M \cos \theta (l^2 - M^2)^{-1/2} \\ &\quad (1) \\ \ddot{Y} &= r_c \omega^2 \cos \theta + (r_c \omega M \cos \theta)^2 (l^2 - M^2)^{-3/2} \\ &\quad + \left\{ (r_c \omega \cos \theta)^2 - r \omega^2 M \sin \theta \right\} (l^2 - M^2)^{-0.5} \\ &\quad (2) \end{aligned}$$

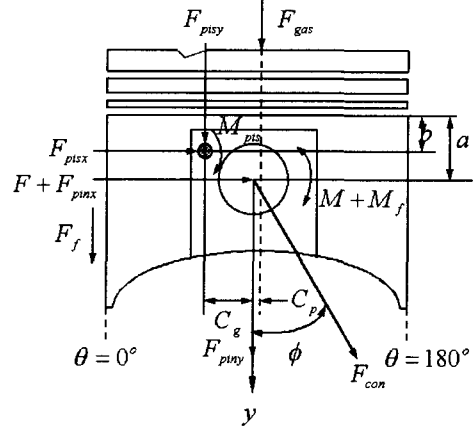
여기서,

$$M = r_c \sin \theta + C_p - C_o \quad (3)$$

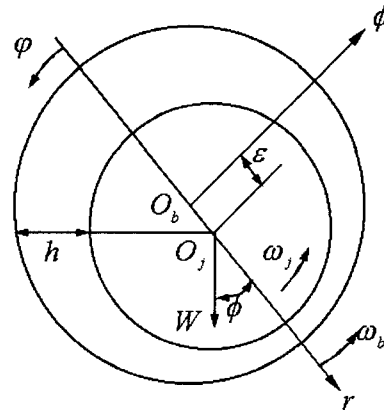
오프셋에 따른 피스톤 가속도의 변동은 피스톤의 관성력 및 피스톤 핀 및 크랭크 핀에 작용하는 하중에 영향을 미치며, 이러한 속도 및 하중의 변화는 엔진 무빙계의 동특성 및 윤활 특성에 영향을 미친다. 엔진 각 무빙계의 운동 방정식을 유도하기 위한 해석 모델을 Fig. 2에 나타내었다.

피스톤은 실린더 보어 내에서 1차 및 2차 운동을 한다. 1차 운동은 반경 방향의 병진 운동이며, 2차 운동은 실린더 중심 축에 대한 회전 운동이다. Fig. 2(a)로부터 다음과 같은 피스톤의 2차 운동에 대한 지배 방정식을 유도할 수 있다.<sup>(3,4)</sup>

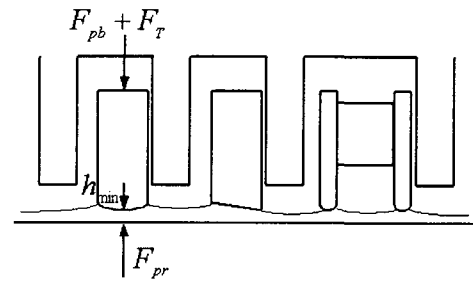
$$\begin{bmatrix} m_{pin} \left(1 - \frac{a}{L}\right) + m_{pis} \left(1 - \frac{b}{L}\right) & m_{pin} \frac{a}{L} + m_{pis} \frac{b}{L} \\ \frac{I_{pis}}{L} + m_{pis} \left(a - b\right) \left(1 - \frac{b}{L}\right) & m_{pis} \left(a - b\right) \frac{b}{L} - \frac{I_{pis}}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{e}_i \\ \ddot{e}_b \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} F - (F_f + F_{gas} + F_{pisy} + F_{pinv}) \tan \phi \\ M + M_f + F_{gas} C_p - F_{pisy} C_g \end{bmatrix} \quad (4)$$



(a) Piston skirt



(b) Engine bearing



(c) Ring pack

Fig. 2 Dynamic modeling of engine moving parts

식 (4)에서 반력  $F$ ,  $F_f$ ,  $M$ ,  $M_f$ 은 유막 및 표면 조도의 돌기 접촉 압력으로부터 구할 수 있다. 이에 대한 자세한 정의는 다음 장에 나타내었다.

한편 Fig. 2(b)에 나타낸 것처럼 엔진 베어링 내 저어널의 운동은 다음과 같이 반경 방향 및 원주 방향에 대한 비선형 평형 방정식으로 표현된다.<sup>(5)</sup>

$$m_j C_R [\ddot{e} - \epsilon \dot{\phi}^2] = F_r + W \cos \phi \quad (5)$$

$$m_j C_r [\epsilon \ddot{\phi} + 2\epsilon \dot{\phi}] = F_s - W \sin \phi \quad (6)$$

식 (5)와 (6)에서  $F_r$ ,  $F_s$  은 유막에 의한 반력으로 유막 압력의 적분으로부터 구할 수 있다. 작용 하중  $W$  는 커넥팅 로드 베어링 및 메인 베어링에 작용하는 하중으로, 커넥팅 로드에서 작용하는 하중은 연소압에 의한 하중 및 커넥팅 로드의 왕복 질량에 의한 관성력으로부터 구할 수 있다. 그러나 메인 베어링에 작용하는 하중의 경우, 크랭크샤프트가 여러 개의 베어링으로 지지된 부정정계 이므로 정확한 하중을 구하기 위해서는 많은 어려움이 따른다. 따라서 본 연구에서는 해석의 편의를 위해 정정계법을 이용하여 메인 베어링에 작용하는 하중을 구하였다.<sup>(6)</sup>

피스톤 링 팩에서 유막 및 표면 조도의 접촉에 의한 하중은 링 장력 및 링 배면 압력과 평형을 이룬다. 따라서 피스톤 링에서의 하중 평형식은 다음과 같이 정의된다.<sup>(7)</sup>

$$F_{pr} (h_m, \frac{dh}{dt}) = F_{oil} + F_c - 2\pi R b_p (p_{TE} + p_s) = 0 \quad (7)$$

이상과 같은 각 엔진 무빙계의 평형 방정식에 서 유막 및 표면 조도에 의한 반력은 유체 윤활 및 경계 윤활 이론으로부터 구할 수 있으며 이는 다음 장에서 설명하였다

### 2.2 윤활 및 마찰 해석

본 연구의 윤활 해석에 사용된 지배방정식은 다음과 같은 평균 레이놀즈 방정식이다.<sup>(8,9)</sup>

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{\phi_x h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} \right) + \frac{d}{dy} \left( \frac{\phi_y h^3}{\eta} \frac{dp}{dy} \right) = 6U \left( \frac{d\bar{h}}{dy} + 6\sigma \frac{d\phi}{dy} \right) + 12 \frac{d\bar{h}}{dt} \quad (8)$$

위 방정식은 엔진 각 무빙계의 윤활 해석에 적용하기 위하여 다음과 같은 가정을 하였다. 먼저 엔진 베어링은 완전 유체 윤활 영역에서 작동한다고 가정하였다. 따라서 식 (8)에서 표면 조도에 의한 유동 계수 항들은 무시된다. 또한 피스톤 링 팩에서 링 폭은 원주 방향 길이에 비해 무한히 짧으므로 링 폭 방향의 압력 구배만을 고려하는 1차원 해석을 수행한다. 마지막으로 피스톤 스커트는 2차원 혼합 윤활 해석을 수행하였다.

식 (8)을 해석하여 유막 압력을 구하기 위해 전통적인 레이놀즈 경계 조건을 사용하였으며, 유막 압력은 유한 차분화한 다음 반복 계산법에 의해 구하였다.

한편 표면 조도의 돌기 접촉에 의한 압력을 구하

기 위해 Greenwood 와 Tripp 의 돌기 접촉 이론<sup>(10)</sup>을 이용하였으며, 이는 다음과 같이 정의된다. 본 연구에서는 표면 조도의 돌기 등에 대한 값은 기존 연구 결과를 이용하였다.<sup>(7)</sup>

$$P_c(H) = \frac{8\sqrt{2}}{15} \pi (\mu\beta, \sigma)^2 E \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} F_{2.5}(H) \quad (9)$$

$$F_n(H) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_H^\infty (s-H)^2 e^{-\frac{s^2}{2}} ds \quad (10)$$

한편 식 (4)-(7)의 반력들은 유막 압력 및 접촉 압력에 의해 구해지는데 이는 각각 다음과 같이 정의된다.<sup>(3-6)</sup>

- 피스톤 스커트

$$F = F_h + F_c, \quad M = M_h + M_c \quad (11)$$

$$F_h = R \iint_A p \cos(\tilde{\theta} - \alpha) d\tilde{\theta} dy \quad (12)$$

$$M_h = R \iint_A p(a-y) \cos(\tilde{\theta} - \alpha) d\tilde{\theta} dy \quad (13)$$

$$F_c = R \iint_A P_c \cos(\tilde{\theta} - \alpha) d\tilde{\theta} dy \quad (14)$$

$$M_c = R \iint_A P_c(a-y) \cos(\tilde{\theta} - \alpha) d\tilde{\theta} dy \quad (15)$$

- 엔진 베어링

$$F_r = \iint_A p \cos \phi \, d\phi \, dz \quad (16)$$

$$F_s = \iint_A p \sin \phi \, d\phi \, dz \quad (17)$$

- 피스톤 링

$$F_{oil} = 2\pi R \int_0^{b_p} p dx \quad (18)$$

$$F_c = 2\pi R \int_0^{b_p} P_c dx \quad (19)$$

마지막으로 각 무빙계에서 전체 마찰력은 점성 마찰 및 경계 마찰의 합으로 정의되는데, 유막에 의한 전단력 및 마찰력 그리고 마찰력에 의한 모멘트는 각각 다음의 식으로 표현된다.<sup>(3)</sup> 엔진 베어링의 경우에는 점성 마찰만을 고려한다.

$$\tau_h = -\frac{\mu U}{h} [\phi_f + \phi_s] + \phi_{fr} \frac{\bar{h}}{2} \frac{\partial P_h}{\partial y} \quad (20)$$

$$F_f = \iint \tau_h dA + \mu_f \iint P_c dA_c \quad (21)$$

$$M_f = \iint \tau_h \tilde{a} dA + \mu_f \iint P_c \tilde{a} dA_c \quad (22)$$

Table 1 Specification of test engine

Engine type	L4/1.5L	
Bore dia. (mm)	75.5	
Stroke (mm)	83.5	
Con-rod bearing	width (mm)	18
	dia. (mm)	50
Main bearing	width (mm)	16
	dia. (mm)	45
Piston Assy. mass (kg)	0.305	
Crankshaft mass (kg)	13.4	
Con-rod mass (kg)	0.450	

2.3 수치 해석 방법

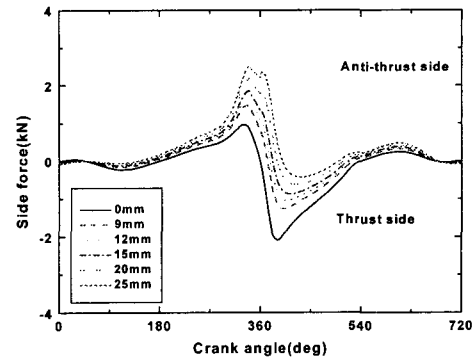
각 무빙계의 유막 두께 및 마찰력을 구하기 위한 수치 해석 과정은 다음과 같다.

1. 초기 저어널 중심 위치, 및 피스톤 링과 스커트 위치를 가정한다.
2. 유막 두께를 계산하고 이로부터 유동 계수를 결정한다.
3. 직접 적분 또는 ADI 반복 계산법을 이용하여 식 (8)을 해석하여 유막의 압력 분포를 구한다. 접촉 압력은 식 (9)를 이용하여 구한다.
4. 유막 압력 및 접촉 압력의 적분을 통해 유막 반력 및 돌기 접촉 하중을 구한다(식 (11)-(22)).
5. 저어널 중심, 피스톤 링 및 스커트의 새로운 위치를 Runge-Kutta (식 (4)-(6)) 또는 Newton-Raphson 법(식 (7))을 이용하여 구한다. 엔진 전 행정 동안 위치 또는 유막 두께 등이 일정 값에 수렴될 때까지 위 과정을 반복한다.

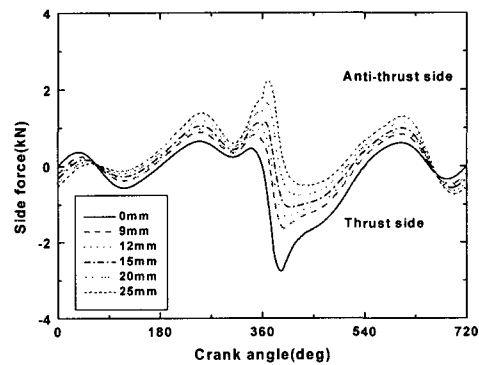
3. 결과 및 토의

Fig. 3 에는 전부하 상태에서 크랭크 오프셋에 따라 피스톤 핀에 작용하는 측력의 변화 결과를 나타내었다. 크랭크 오프셋 적용에 따라 피스톤 스러스트 방향에 작용하는 측력은 감소하며 오프셋량이 증가할수록 감소량은 커진다. 그러나 오프셋 적용에 따라 반대 방향의 측력은 증가하는 경향을 나타낸다. Fig. 4 에는 각 엔진 회전수에서 오프셋량에 따른 평균 측력 변화 결과를 나타내었다. 각 회전수에서 평균 측력이 최소화되는 오프셋이 존재함을 알 수 있다. 엔진 회전수가 증가할수록 평균 측력이 최소화되는 오프셋량은 감소하는 경향을 나타내며, 평균 측력 감소 효과는 저속에서 크게 나타난다.

피스톤 스커트의 2 차 운동이 피스톤 핀에 작용



(a) 2000rpm



(b) 4000rpm

Fig. 3 Calculated results side force variation under full load

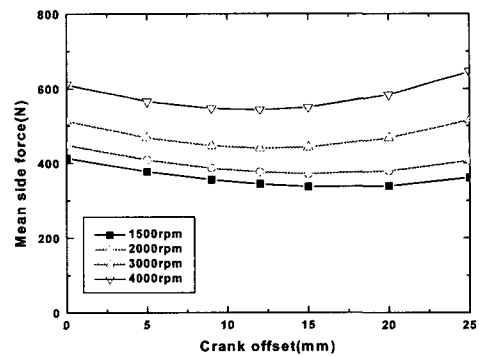
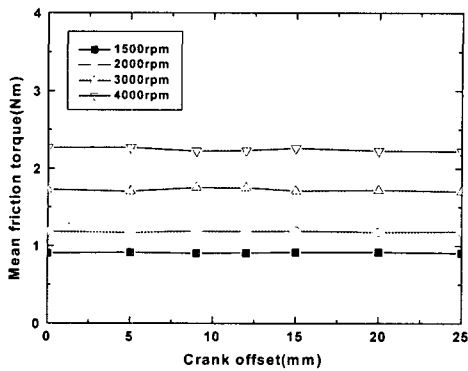


Fig. 4 Effect of crank offset on the mean side force under the full load condition

하는 측력에 지배적임을 감안할 때, 오프셋 적용에 따른 평균 측력의 감소가 피스톤 스커트의 마찰 저감에 효과적일 것이라는 예상을 할 수 있다.

**Table 2** Calculated results of maximum and mean bearing force under the full load at 2000rpm

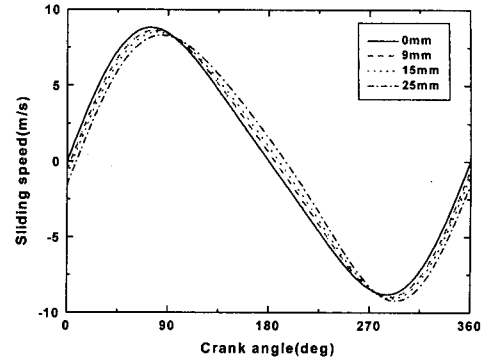
Offset (mm)	Maximum and mean load (kN)			
	Con-rod	Main 1	Main 2	Main 3
0	18.0/2.85	9.12/1.34	9.59/2.56	8.99/2.53
5	17.9/2.84	9.08/1.33	9.56/2.55	8.94/2.52
9	17.8/2.83	9.05/1.33	9.54/2.55	8.91/2.52
12	17.8/2.83	9.04/1.33	9.53/2.55	8.90/2.52
15	17.8/2.83	9.03/1.33	9.52/2.55	8.89/2.52
20	17.7/2.84	9.03/1.33	9.52/2.56	8.88/2.53
25	17.8/2.84	9.04/1.34	9.54/2.57	8.89/2.53



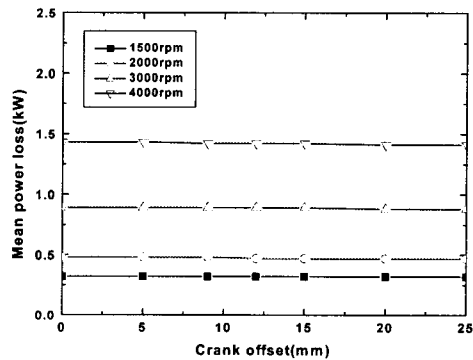
**Fig. 5** Effect of crank offset on the mean friction torque in engine bearings under the full load condition

Table 2 에는 각 엔진 베어링에 작용하는 최대 하중 및 평균 하중에 대한 해석 결과를 나타내었다. 오프셋 적용에 따른 축력 감소에도 불구하고 엔진 베어링에 작용하는 하중에는 별다른 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 엔진 베어링에 작용하는 하중은 피스톤 핀에 작용하는 수직 및 축력이 커넥팅 로드를 통해 크랭크 샤프트로 전달되면서 결정된다. 핀에 작용하는 축력은 연소압에 의한 수직력의 약 10% 수준이므로 오프셋 적용에 따른 축력의 변화가 엔진 베어링에 작용하는 하중에는 큰 영향을 주지 않게 된다. 베어링에 작용하는 하중의 변화가 거의 없으므로 베어링의 최소 유막 두께의 변화는 거의 발생하지 않으며, 그 결과 엔진 베어링에서 발생하는 마찰 토크 역시 큰 변화가 생기지 않는다. 이는 Fig. 5를 통해 확인할 수 있다.

오프셋 적용에 따른 피스톤 축력 변화와 더불어 발생하는 또 다른 변화는 피스톤의 미끄럼 속도의 변화이다. 오프셋 적용에 따른 피스톤의 미끄럼 속



**Fig. 6** Effect of crank offset on the sliding speed of piston at 2000rpm



**Fig. 7** Effect of crank offset on the mean power loss of piston ring-pack under the full load condition

도 변화를 Fig. 6 에 나타내었다. 0-90° 구간에서는 오프셋 적용에 따라 미끄럼 속도가 감소하는데 이는 점성 마찰 감소를 유발한다. 그러나 다른 구간에서는 오프셋 적용에 따라 미끄럼 속도가 증가하므로 마찰 역시 증가 하게 된다. 따라서 오프셋 적용에 따른 속도 변화 효과는 서로 상쇄되어 오프셋이 피스톤 링의 마찰 손실에 미치는 영향은 미미하다. 이는 Fig. 7 의 해석 결과를 통해 확인할 수 있다.

Fig. 8 에는 오프셋 적용에 따른 피스톤 스커트에서 발생하는 마찰 손실에 대한 해석 결과를 나타내었다. 오프셋 적용에 따라 스커트 마찰이 감소하며 일정 오프셋량을 기점으로 마찰은 다시 증가하는 경향을 나타낸다. 피스톤 스커트에서 발생하는 마찰은 주로 피스톤의 2 차 운동에 의해 결정되는데, 이는 피스톤 핀에 작용하는 축력의 영향을 주로 받는다. 따라서 오프셋 적용에 따른 축력 감소에 따라 피스톤 스커트에서 발생하는 마찰

손실 역시 감소하게 된다. 저속에서는 15mm 근처에서 마찰 손실이 최소화되나, 속도가 증가하면서 마찰이 최소화 되는 오프셋량은 점차 감소하는데, 이는 Fig. 4의 평균 출력 변화와 유사한 경향이다. 표 3에는 각 회전 속도에서 오프셋량에 따른 피스톤 스커트의 마찰 저감량을 정리하여 나타내었다. 마찰 저감 효과는 저속에서 크며 회전 속도가 증가할수록 저감 효과는 감소한다.

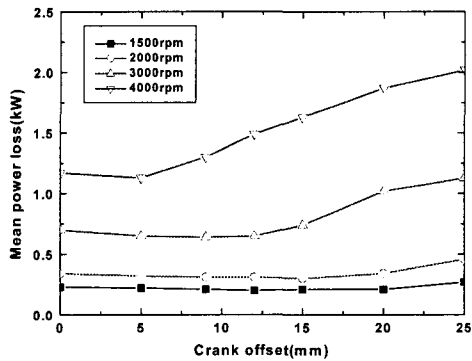


Fig. 8 Effect of crank offset on the mean power loss of piston skirt

Table 3 Reduction rate of skirt friction by crank offset

Offset (mm)	Friction reduction rate (%)			
	1500	2000	3000	4000
5	5.7	6.1	7.0	3.9
9	9.4	9.3	8.3	-11.4
12	11.0	11.1	6.7	-27.2
15	13.6	13.0	-6.2	-38.9
20	8.4	1.4	-45.5	-59.7
25	-19.1	-34.0	-62.2	-72.7

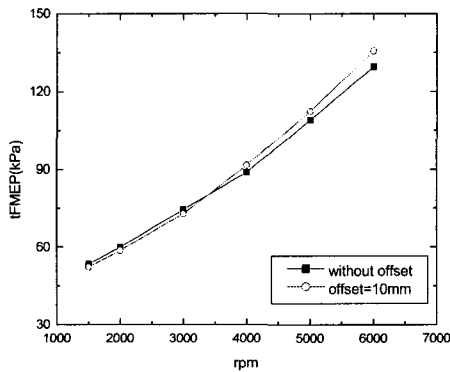


Fig. 9 Calculated result of total engine friction with crank offset under the full load condition

Fig. 9에는 10mm 오프셋 적용시 예상되는 엔진 전마찰 손실 예측 결과를 나타내었다. Fig. 9의 결과는 밸브트레인을 포함한 순수 엔진 마찰 예측 결과이다. 10mm 오프셋 적용시 3500rpm까지는 엔진 마찰 손실이 감소하나 그 이상의 회전 속도에서는 엔진 마찰이 증가하는 경향을 나타낸다. 이는 오프셋이 고속에서 엔진 성능에 악영향을 미칠 수도 있음을 의미한다. 그러나 주 사용 영역인 저중속에서 엔진 전마찰이 감소하므로 연비 개선에 도움이 될 것으로 판단된다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 크랭크 오프셋의 마찰 저감 효과를 규명하기 위해 엔진 각 무빙계에 대한 해석 모델을 제시하고 마찰 해석을 수행하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 크랭크 오프셋은 피스톤 핀에 작용하는 출력 및 피스톤의 미끄럼 속도에 주로 영향을 미친다.
- (2) 크랭크 오프셋은 피스톤 스커트 마찰 저감에 효과적이며 이는 피스톤 핀에 작용하는 출력 감소에 기인한다.
- (3) 크랭크 오프셋의 마찰 저감 효과는 저속에서 크게 나타나며 속도가 증가할수록 효과는 감소한다. 또한 마찰이 최소화되는 오프셋량도 속도가 증가할수록 작아진다.
- (4) 오프셋 효과를 극대화 할 수 있는 적절한 오프셋량 선정이 필요하다.

#### 참고문헌

- (1) Shinichi, S., Eiichi, K. and Tatehito, U., 1996, "Improvement of Thermal Efficiency by Offsetting the Crankshaft Center to the Cylinder Bore Center," JSAE Paper 9638770.
- (2) Nakayama, K., Tamaki, S., Miki, H. and Takiguchi, M., 2000, "The Effect of Crankshaft Offset on Piston Friction Force in a Gasoline Engine," SAE paper 2000-02-0922.
- (3) Zhu, D., Cheng, H. S., Arai, T. and Hamai, K., 1992, "A Numerical Analysis for Piston Skirts in Mixed Lubrication-Part I: Basic Modeling," ASME Trans. Journal of Tribology, Vol. 114, pp. 553~562.
- (4) Han, D. C., Kim, J. Y., Cho, M. R. and Lee, J. S., 2000, "A Study on the Dynamic and Mixed Lubrication Analysis of Piston Skirt," Proc. International Tribology Conference 2000, Nagasaki.
- (5) Cho, M. R., Han, D. C. and Choi, J. K., 1999, "Oil Film Thickness in Engine Connecting-Rod Bearing with Consideration of Thermal Effects: Comparison between Theory and Experiment," ASME Trans.

*Journal of Tribology*, Vol. 121, pp. 901~907.

- (6) Cho, M. R., Shin, H. J. and Han, D. C., 2000, "A study on the Circumferential Groove Effects on the Minimum Oil Film Thickness in Engine Bearings," *KSME International Journal*, Vol. 14, No. 7, pp.737~743.
- (7) Rohde, S. M., 1980, "A Mixed Friction Model For Dynamically Loaded Contacts with Application to Piston Ring Lubrication," *Proc. the 7th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Butterworths, pp. 262~278.
- (8) Patir, N. and Cheng, H. S., 1978, "An Average Flow Model for Determining Effects of Three Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication," *ASME Trans. Journal of Lubrication Technology*, Vol. 100, No. 1, pp. 12~17.
- (9) Patir, N. and Cheng, H. S., 1979, "Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surface," *ASME Trans. Journal of Lubrication Technology*, Vol. 121, No. 2, pp. 220~230.
- (10) Greenwood, J. A. and Tripp, J. H., 1971, "The Contact of Two Nominally Flat Rough Surface," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, 185, 48/71.