

# 가솔린 기관의 피스톤-링 결합체 마찰력 측정에 관한 실험적 연구

## An Experimental Study on Friction Measurement of Piston-Ring Assembly of a SI Engine

이 동 원\*, 윤 정 의\*\*, 김 승 수\*\*\*  
D. W. Lee, J. E. Yun, S. S. Kim

### ABSTRACT

Friction between piston-ring assembly and cylinder wall of a spark ignition engine was evaluated under various engine operating conditions utilizing a grasshopper linkage system. The friction force was estimated by the force balance relation at the small end of connecting rod. Three forces were chosen to be measured for the objective. They were gas pressure inside the cylinder, inertia force of the piston-ring assembly, and the force exerted by the connecting rod. These forces were measured by a piezo type pressure sensor, an accelerometer and strain gauges, respectively.

Comparisons were made with the frictional force evaluated by the conventional method where the assumption of constant rotational speed of engines was adopted. Due to the variation of rotational speed of engines, the conventional method was found to lead to a large error in the evaluation of the frictional force.

### 기 호 설 명

$b$ : 실린더 내경 $C$ : 상수 $C_c$ : 보정 상수 $E$ : 스트레인 증폭기 출력 $f$ : 마찰 계수 $F_t$ : 커넥팅 로드에서 작용하는 힘 $F_f$ : 마찰력 $F_i$ : 실린더축방향의 전체 관성력 $F_n$ : 스트레인 게이지 부착부분부터 커넥팅 로드 소단부까지의 흔들림에 의한 원심력	발생 부분만의 관성력 $F_p$ : 가스 압력에 의한 힘 $F_s$ : 실린더 벽면의 수직력 $f_{mep}$ : 마찰 평균 유효 압력 (friction mean effective pressure) $M$ : 피스톤 핀에 작용하는 모우멘트 $M_a$ : 가속도계의 질량 $M_c$ : 커넥팅 로드소단부의 질량 $M_p$ : 피스톤 질량 $M_{pp}$ : 피스톤 핀의 질량 $M_{pr}$ : 피스톤 링의 질량 $N$ : 엔진 회전수 (rpm)
---	---

\* 국방과학연구소

\*\* 한국과학기술원 기계공학과

\*\*\* 정희원, 한국과학기술원 기계공학과

- o : 피스톤 핀의 오프셋
- P : 실린더 압력
- $\ddot{S}$  : 피스톤 핀의 가속도
- $\beta$  : 커넥팅 로드와 회전 각도
- $\mu$  : 윤활유의 점성계수

### 1. 서론

내연기관에서 기관 마찰이 차지하는 비율은 전부하(full load)인 경우에 기관출력의 10%~20%를 차지하고 있다.<sup>1)</sup> 이중에서도 피스톤-링 결합체의 기계적 마찰이 기관의 전 기계적 마찰손실의 60%~75%가 된다고 알려져 있다.<sup>2)</sup> 마찰을 측정하는 방법으로는 일반적으로 직류동력계를 이용한 모터링 동력의 손실을 측정하는 방법이 많이 이용되어 왔으나 이때의 측정은 실제의 피스톤-링 결합체의 마찰현상을 재현하지 못할 뿐만 아니라, 열손실, 펌프일, 오일펌프, 냉각수 펌프, 냉각팬, 발전기 등과 같은 것을 가동 시키기 위하여 소모되는 부수적인 부하를 포함하고 있어서 Uras와 Patterson<sup>4,5)</sup>은 기관을 거의 개조하지 않고 실 운전 상태에서 마찰력을 측정하는 순간 도시 평균 유효 압력(instantaneous IMEP)방법을 개발 하였다. 이 방법은 커넥팅 로드와 스트레인 게이지를 부착하여 여기에서 구한 힘과 피스톤에 작용하는 힘의 평형을 이용하여 마찰력을 계산하는

방법이다. 그러나 이방법에서는 관성력의 크기를 크랭크축이 등속으로 회전한다는 가정하에서 단지 기구학적인 관계로 부터 결정하였음으로 이로부터 구한 결과는 상당한 오차를 포함하고 있다.

따라서 본연구에서는 가속도계를 이용하여 직접적으로 피스톤의 관성력을 측정하는 방법을 채택하여 보다 정확한 피스톤-링 결합체의 마찰력을 구하는 것을 목적으로 하며, 아울러 위의 방법을 이용하여 여러가지 운전중 피스톤-링 결합체의 마찰력 및 윤활상태를 알아 보고자 한다.

### 2. 실험 내용 및 방법

#### 2.1 실험 장치의 구성

##### (1) 실험 기관의 제원

표 1 실험 기관의 제원

엔진의 형태	4기통 휘발유 기관
압축비	9.7
최대출력	78(PS)/5500(rpm)
최대토크	12.0(kg. m)/3500(rpm)
배기량	1323(cc)
커넥팅 로드 길이	136(mm)
내경 및 행정	71.0(mm) × 83.6(mm)
연료장치	카뷰레터식

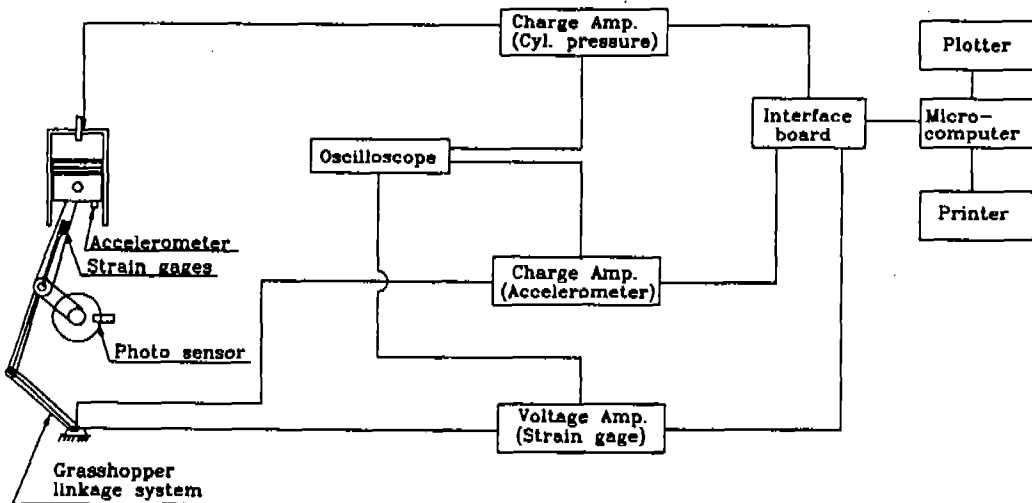


Fig. 1 Data acquisition system and experiment device

## (2) 측정장비 및 데이터획득장치

실린더내의 압력을 구하기 위하여 사용된 압력 변환기는 Kistler 모델 6001 점화 플러그 형태의 압전형 압력 변환기이고, 이 신호를 증폭하기 위하여 사용된 증폭기는 Kistler 모델 5008 SN 전하 증폭기이다. 스트레인 게이지는 M-M사의 모델 WK-06-062-AU-120로 250°C까지 온도 보상이 되어 있고, 스트레인 게이지의 신호를 증폭하기 위하여 사용된 스트레인 증폭기는 Koywa 모델 DPM-602A이다. 또한 가속계는 Bruel & Kjaer사의 모델 4393을 사용하였다.

Fig. 1은 데이터 획득을 포함한 실험 장치의 개략적인 그림이다. 본 시스템은 등간격으로 360개의 홈을 낸 디스크와 광 센서를 이용하여 인터페이스카드에서 크랭크 각 1도마다 압력 데이터와 스트레인 게이지 데이터 및 가속도 데이터를 받아 들이도록 되어 있다. 그리고 크랭크 축의 순간속도를 측정하기 위해 인터페이스카드에 타이머를 내장하여 크랭크축이 1도회전하는 동안 걸리는 시간을 위의 데이터와 동시에 받아 들이도록 하였다. 이들 데이터는 IBM/AT에서 종합 처리된다. 여기서 구해진 마찰력 데이터는 컴퓨터 모니터에서 또는 프린터나 플로터로 뽑아 볼 수 있다.

그리고 운전중 스트레인 게이지와 가속도계 인출선을 절단됨이 없이 엔진 밖으로 이끌어 내기 위하여 Grasshopper 링크기구를<sup>6)</sup> 제작하여 이용하였다.

## 2.2 피스톤에 작용하는 힘의 측정 및 마찰력 계산

피스톤에 작용하는 힘과 모우먼트가 Fig. 2에 표시되어 있다. 이들 힘과 모우먼트는 실린더 내의 가스 압력에 의한 힘( $F_p$ ), 운동부분의 관성에 의한 관성력( $F_i$ ), 실린더의 벽면으로부터 피스톤-링 결합체에 작용하는 수직력( $F_n$ )과 마찰력( $F_f$ ), 커넥팅 로드 축 방향의 힘 성분( $F_c$ ), 그리고 피스톤 핀에 나타나는 모우먼트( $M$ )로 표시할 수 있다. 이때 피스톤-링 결합체의 마찰력( $F_f$ )은 실린더 축 방향의 힘 균형(Newton's 2nd law)으로 부

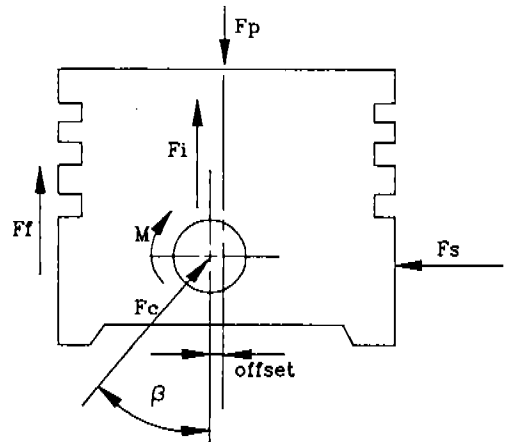


Fig. 2 Free body diagram of the piston

터 아래와 같은 관계식에 의해 구해 진다.

$$F_f = F_p - F_c \cos \beta - F_i \quad (1)$$

위의식에서  $F_p$ 는 점화 플러그 형태의 압력 변환기를 사용하여 구한 실린더내의 압력으로 부터 다음과 같이 구한다.

$$F_p = \frac{\pi}{4} b^2 P \quad (2)$$

$F_c$ 는 커넥팅 로드 에 부착시킨 스트레인 게이지로 부터 아래와 같은 관계식에 의해 구해 지며

$$F_c = C_c E \quad (3)$$

스트레인 증폭기에서 나오는 전압( $E$ )에 대한 보정 상수( $C_c$ )는 MTS(material test system)로 부터 스트레인 게이지를 커넥팅 로드 에 부착하고 엔진 설치 직전에 최종적으로 측정하여 구하였다.

관성력( $F_i$ )을 구하기 위하여 압전형 가속도계를 피스톤 하단부 [ Fig. 3 (a) ]와 커넥팅 로드의 소단부에 [ Fig. 3 (b) ] 각각 부착하여 직접적으로 가속도를 구하였다. 이렇게 구한 가속도로 부터 관성력은 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$F_i = (M_p + M_{pp} + M_{pr} + M_c + M_o) \ddot{S} + F_n \cos \beta \quad (4)$$

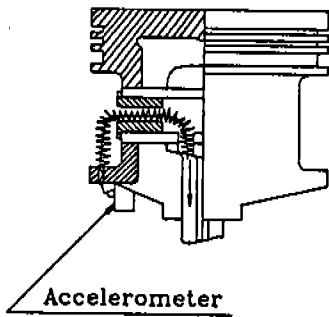


Fig. 3(a) The accelerometer and the cable installed at the piston

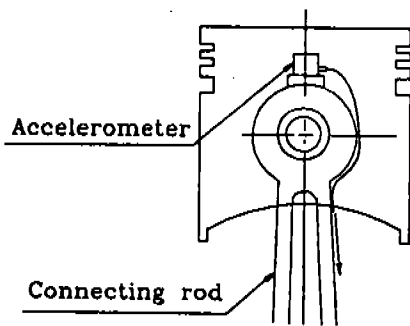


Fig. 3(b) The accelerometer and the cable installed at the connecting rod

여기서  $F_n$ 은 피스톤 커넥팅 로드의 소단부에서 부터 스트레인 게이지 부착위치까지의 커넥팅 로드 질량에 의한 관성력이다.<sup>6)</sup>

### 3. 실험 결과 및 고찰

#### 3.1 직접적인 관성력 측정의 필요성

Fig. 4는 Fig. 1의 광 센서와 인터 페이스 카드에 내장된 타이머로부터 측정 한 800rpm, WOT(wide open throttle), 타력 운전(motoring) 상태와 자력 운전(firing) 상태에서의 1 사이클 동안 크랭크 축의 순간 속도 변화에 대한 결과이다. 타력 운전 조건의 경우는 엔진 동력계에서 측정 한 평균 엔진 회전수 800rpm을 중심으로 650rpm에서 1000rpm 까지 심한 변동을 보이며 자력 운전 조건의 경우는 타력 운전에 비해 폭발 행정시 높은 압력을 가지게 되므로 1 사이클 동안 더 심한 회전수의 변동을 보여준다. 그러므로 크랭크 축이

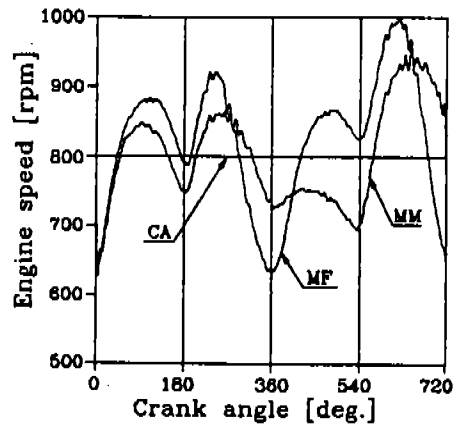


Fig. 4 Engine speed vs. crank angle  
CA : Calculated value  
MM : Measured value(800rpm, Motoring)  
MF : Measured value(800rpm, Firing)

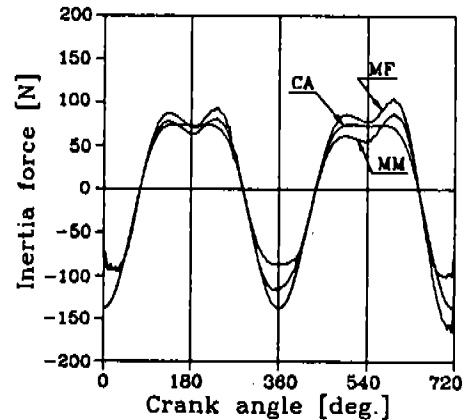


Fig. 5 Inertia force vs. crank angle  
CA : Calculated value  
MM : Measured value(800rpm, Motoring)  
MF : Measured value(800rpm, Firing)

등속으로 회전한다는 가정 하에서 피스톤-링 결합체의 관성력을 계산할 경우 마찰력의 측정에 많은 오차가 유발될 것임을 알 수 있다. 이러한 속도 변화를 고려했을 때와 고려하지 않았을 때 관성력의 크기를 비교해 보면(Fig. 5), 각 행정 중반에서는 두값이 큰 차이가 없으나 상사점 및 하사점의 위치에서 약 50(N) 전후의 편차를 보인다. 이는 측정하려는 마찰력값 정도의 크기이므로, 정확한 마찰력을 구하려면 피스톤-링 결합체의 관성력을 정확히 측정해야 한다는 것을 알수있다(주: Fig. 4와 Fig. 5에서 0도일때와 720도일때 그값

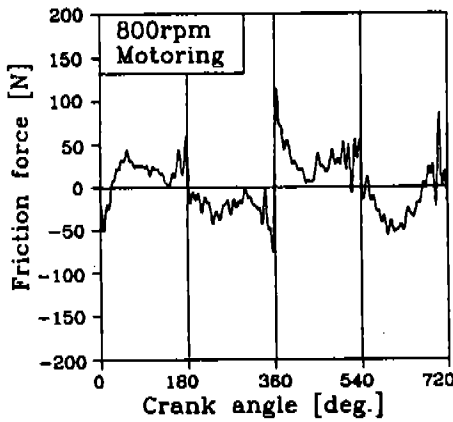


Fig. 6 Friction force vs. crank angle  
Oil: SAE10W-30, WOT  
Coolant temp.=78°C, Oil temp.=65°C  
(Assuming Constant engine speed)

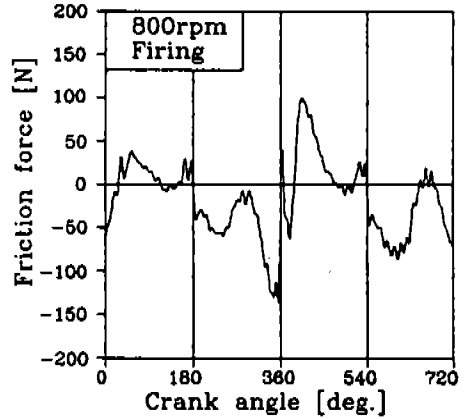


Fig. 8 Friction force vs. crank angle  
Oil: SAE10W-30, WOT  
Coolant temp.=78°C, Oil temp.=65°C  
(Assuming Constant engine speed)

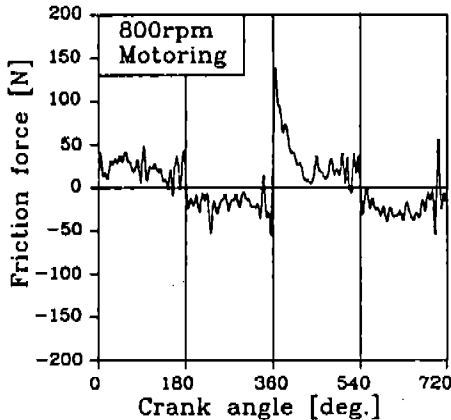


Fig. 7 Friction force vs. crank angle  
Oil: SAE10W-30, WOT  
Coolant temp.=78°C, Oil temp.=65°C  
(Using measured inertia force)

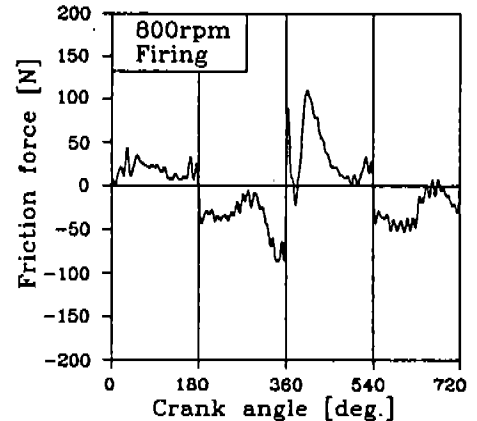


Fig. 9 Friction force vs. crank angle  
Oil: SAE10W-30, WOT  
Coolant temp.=78°C, Oil temp.=65°C  
(Using measured inertia force)

이 일치하지 않는 것은 cycle - to - cycle Variation 때문이다.). Fig. 6과 Fig. 8은 800rpm으로 등속운동을 한다는 가정하에서 계산한 관성력을 사용하여 구한 자력 및 타력 상태에서의 마찰력이며 Fig. 7과 Fig. 9는 직접 가속도계를 사용하여 구한 관성력을 사용하여 구한 자력 및 타력 상태에서의 마찰력이다.

### 3.2 운전중 마찰력의 변화

상대적으로 미끄럼 운동을 하는 두 평면 사이가 윤활유로 완전히 격리되어 미끄러지면 사이의 고체 마찰이 전혀 없을때 이를 유체 윤활

이라고 하며 이때의 마찰계수는 다음과 같다.

$$f = C \frac{\mu N}{P} \quad (5)$$

Fig. 7은 800rpm, WOT, 타력 운전(motoring) 상태로 운전했을 때 1사이클 동안 크랭크 각도에 대한 마찰력을 보여주고 있다. 전 과정에서 피스톤의 선속도가 높은 행정의 중반에서는 속도에 비례하여 마찰력이 변하는 경향을 보임으로 이 구역에서 윤활 조건은 유체 윤활에 상당히 근접한 형태임을 알수 있다. 상사점, 하사점 근처로 감에 따라 마찰력이 증

가함을 보이는데, 이는 피스톤의 속도가 0으로 근접함으로 피스톤-링과 실린더 사이에 존재하는 윤활유의 운동에 의한 발생 압력이 적어짐으로 인해 실린더와 피스톤-링 사이의 유막이 깨어지고 국부적으로 고체 접촉이 일어나기 때문에 나타나는 현상으로 볼 수 있다. 따라서 이 영역에서의 윤활조건은 경계윤에 가깝다고 볼 수 있다.

Fig. 9는 800rpm, WOT, 자력 운전(firing) 상태로 운전했을 때 1사이클 동안 크랭크 각도에 대한 마찰력을 보여주고 있다. 이 경우, 타력 운전에 비해 실린더 압력이 연소에 의해 높아지므로 높은 압력에 의한 진동모우드가 최대 압력점 근처에서 나타난다.

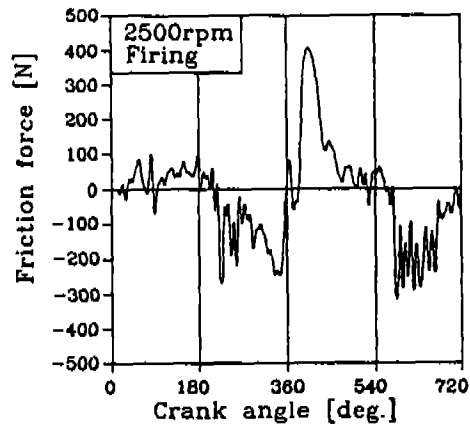


Fig. 11 Friction force vs. crank angle  
Oil: SAE10W-30, WOT  
Coolant temp. = 69°C, Oil temp. = 58°C  
(Using measured inertia force)

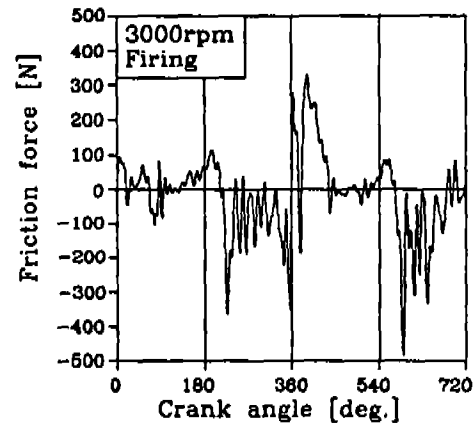


Fig. 12 Friction force vs. crank angle  
Oil: SAE10W-30, WOT  
Coolant temp. = 69°C, Oil temp. = 67°C  
(Using measured inertia force)  
(Accelerometer is installed at the piston)

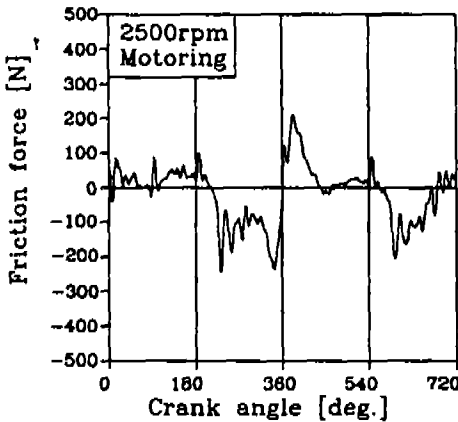


Fig. 10 Friction vs. crank angle  
Oil: SAE 20, WOT  
Coolant temp. = 70°C, Oil temp. = 64°C  
(Using measured inertia force)

Fig. 10은 2500rpm, WOT, 타력 운전(motoring) 조건에서의 1사이클 동안 크랭크 각도에 대한 마찰력의 변화를 보여 주고 있다. 전체적으로 Fig. 9에 비해 마찰력이 다소 증가 했다는 것을 알 수 있다. 이는 엔진의 회전수가 증가함에 따라 피스톤-링과 실린더벽 사이 윤활유의 전단응력이 커지기 때문에 나타나는 현상이다.

Fig. 11은 2500rpm, WOT, 자력 운전 조건에서의 1사이클 동안 크랭크 각도에 대한 마찰력을 보여주고 있다. 이 경우는 실린더의 가스압력이 연소에 의해 Fig. 10의 경우에 비

해 큰값을 가지게 된다. 따라서, 유체 윤활 조건을 보이는 각 행정의 중간에서는 높아진 압력으로 인해 피스톤-링과 실린더벽 사이의 간격이 좁아져 윤활유의 전단응력이 커짐으로 마찰력이 Fig. 10에 비해 커지게되며, 경계 마찰 조건을 보이는 상사점에서는 높아진 압력으로 인해 피스톤-링과 실린더벽 사이의 국부적 고체 접촉이 많아 지므로 마찰력이 Fig. 10에 비해 커지게 된다. 특기할 사항은 타력

보다는 자력 운전 조건에서, 저속보다는 고속 운전 조건에서 측정된 마찰력값이 심하게 떨리며 부분적으로 예측되는 결과에 어긋나는 값을 준다는 것이다. 이러한 결과는 타력 저속 조건 보다는 자력 고속 운동 조건의 경우가 진동이 심각해지므로 나타나는 현상으로, 커넥팅 로드에서 작용하는 힘을 스트레인 게이지로 부터 측정할 때 정적 모델의 보정계수값을 사용한다는 것과, 자력 고속 운전시 피스톤과 실린더벽의 부딪힘 현상(slap motion)이 심화됨으로 정확한 가속도의 측정이 어렵기 때문이라 생각된다. Fig. 12는 3000rpm, WOT, 자력 운전 조건에서의 마찰력으로 이러한 현상이 더욱 심해 지는 것을 보여 주고 있다. 마찰력의 심한 떨림은 고속 자력 운전 조건에서 피스톤-링 결합체가 가지는 마찰력 특성으로 고속 운동 진동으로 인한 측정시 오차의 상대적 증가를 고려하면 이값들의 신뢰성은 상당히 결여된다고 보지않을 수 없다.

Fig. 13은 피스톤 하단부에 부착 시켰던 가속도계를 [ Fig. 3(a) ] 커넥팅 로드의 소단부에 옮겨 부착시켜 [ Fig. 3(b) ] 가속도를 측정 한 결과로, 피스톤 하단부에 가속도계를 부착한 결과 [ Fig. 12 ]에 비해 미세한 떨림이 적게 나타난다. 이는 피스톤의 운동중 슬랩(sl原因)에 의해 발생하는 피스톤 핀에 대한 피스톤의 상대적 고주파 가속도가, 가속도계를 커넥팅 로드의 소단부에 부착하므로 측정되는 가속도에 중첩되지 않았기 때문이다.

Fig. 14는 엔진 회전수에 따른 피스톤-링 결합체의 마찰 평균 유효 압력(friction mean effective pressure)을 나타내고 있다. 그림에서 회전수와 fmep는 거의 선형적인 관계를 보여 주고 있으며 따라서 주어진 운전 조건(firing, wot, oil temp.=65°C, coolant temp.=70°C)에서 피스톤-링 결합체의 fmep는 식(5)에서 보는 바와 같이 유체 유희에 주로 지배를 받는다는 것을 알 수 있다.

### 3.3 유희유의 점도 변화에 따른 피스톤-링 결합체의 마찰 평균 유효 압력

Fig. 15는 오일 팬의 유희유점도 변화에 따

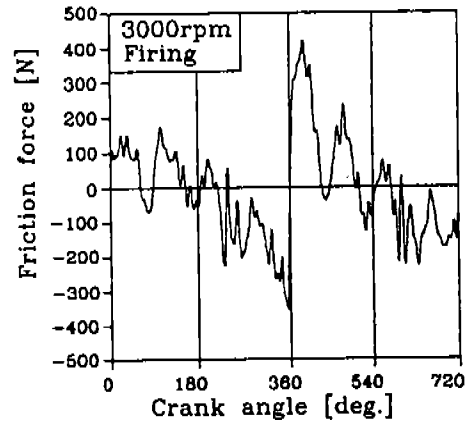


Fig. 13 Friction force vs. crank angle  
Oil: SAE10W-30, WOT  
Coolant temp.=69°C, Oil temp.=67°C  
(Using measured inertia force)  
(Accelerometer is installed at the connecting rod)

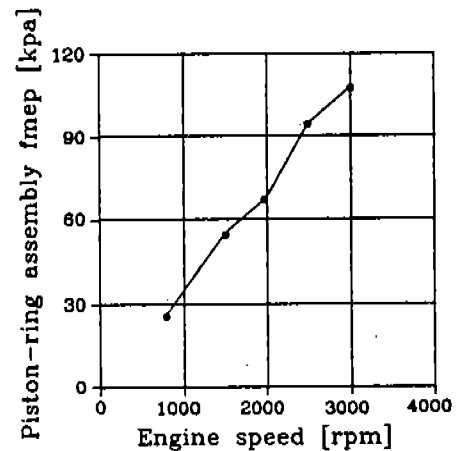


Fig. 14 Piston-ring assembly fmep vs. engine speed  
Oil: SAE10W-30, Firing, WOT  
Coolant temp.=70°C, Oil temp.=65°C

른 피스톤-링 결합체의 마찰 평균 유효 압력의 변화를 보여 주고 있다. 점도변화를 위해 유희유를 4종(SAE10, SAE20, SAE10W-30, SAE20W-40)사용 하였으며, 오일팬의 유희유 온도를 40°C~70°C의 범위에서 5°C간격으로 변화시켜 각각의 온도에서 유희유의 점도(동점성 계수)를 SAE점도표를 사용하여 구하였다. 그림을 보면 점도가 30(mm<sup>2</sup>/s)인 점을 중심

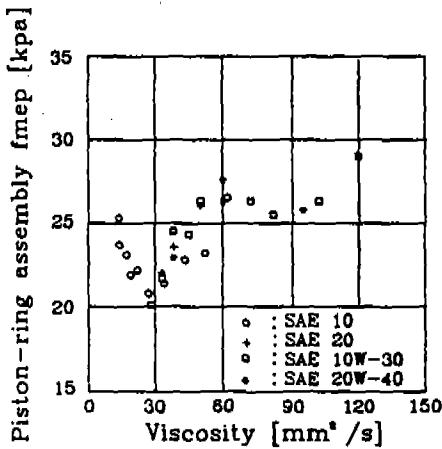


Fig. 15 Piston-ring assembly fmp vs. viscosity at 800 rpm  
Firing, WOT,  
Coolant temp. = 78°C

으로, 그 이상의 영역에서는 점도와 fmp 가 거의 비례의 관계를 가지지만, 그 이하의 영역에서는 그 반대의 현상을 보여준다. 이는 피스톤-링 결합체의 fmp는 점도가 어느 특정값(주어진 운전조건에서는 30 mm<sup>2</sup>/s) 이상에서는 주로 유체 윤활에 지배를 받지만, 그 이하로 떨어지게 되면 주로 경계 윤활이 fmp에 지배적인 영향을 준다는 것을 보여주는 것으로, 이러한 윤활조건에서 엔진이 운전되면 피스톤-링과 실린더 벽 사이의 마모가 심각해질 것이므로 이러한 운전조건은 반드시 피해야할 것이라 본다. 유체 윤활 영역 경우 피스톤-링 결합체의 fmp와 점도사이에 완전한 선형 관계를 예측할 수 있는데 주어진 측정 데이터중 일부는 이러한 예측에 다소 어긋나 있다. 이러한 원인은 여러 종류의 윤활유에 대해 각각 온도를 바꾸어 가면서 반복 실험을 함에 있어서 그외의 나머지 운전 조건을(특히 냉각수 온도) 완전하게 일치시키지 못한 것에 있는 것으로 생각되며 따라서 운전중 정확한 냉각수의 온도조절이 자동적으로 이루어지는 장치의 필요성이 느껴진다.

#### 4. 결 론

(1) 운전시 피스톤-링 결합체의 마찰력을 구하기 위해서 관성력을 구할때는 실제 엔진 운전중 1 사이클 내에서 크랭크축의 회전속도의

변동이 매우 크므로 이로 인한 오차를 제거하기 위하여 가속도계 등으로 측정함이 바람직 하다.

(2) 엔진의 회전수가 증가함에 따라 피스톤-링 결합체의 fmp는 800-3000rpm영역에서 거의 선형적으로 증가함을 보였다.

(3) 800rpm경우 윤활유의 점도에 따른 피스톤-링 결합체의 fmp는 30(mm<sup>2</sup>/s)에서 최소점을 가지며 그 이하의 점도에서는 윤활조건이 경계윤활로 천이됨을 보였다.

#### 참 고 문 헌

1. Winterbone, D.E. and Tennant, D.W.H. "The Variation of Friction and Combustion Rates During Diesel Engine Transients", SAE 810339, 1981.
2. Millington, B.W. and Hartles, E.R. "Friction Losses in Diesel Engines", SAE 680590, 1968.
3. Uras, H.M. and Patterson, D.J. "Measurement of Piston and Ring Assembly Friction Instantaneous IMEP Method", SAE 830416, 1983.
4. Uras, H.M. and Patterson, D.J. "Effect of Some Lubricant and Engine Variables on Instantaneous Piston and Ring Assembly Friction", SAE 840178, 1984.
5. Uras, H.M. and Patterson, D.J. "Oil and Ring Effects on Piston - Ring Assembly Friction by the Instantaneous IMEP Method", SAE 850440, 1985.
6. 서승우, "Grashopper 링크 기구를 이용한 가솔린 기관의 피스톤-링 결합체의 마찰 측정에 관한 실험적 연구", 한국과학기술원 석사학위 논문, 1989.
7. McGeehan, J.A. "A Literature Review of the Effects of Piston and Ring Friction and Lubricating Oil Viscosity on Fuel Economy", SAE 780673, 1978.
8. Forbes, J.E. and Taylor, E.S. "A Method for Studying Piston Friction", NACA Wartime Report, March 1943.
9. Furuham, S. and Takiguchi, M. "Measure-



- ment of Piston Frictional Force in actual Operating Diesel Engine”, SAE 790855, 1979.
10. Furuhashi, S., et al. “Effect of Piston and Piston Ring Designs on the Piston Friction Force in Diesel Engines”, SAE 810977, 1981.
  11. Furuhashi, S. and Sasaki, S. “New Device for the Measurement of Piston Frictional Forces in Small Engine”, SAE 831284, 1983.
  12. A. Gauthier and B. Contans, H. Perrin and F. Roux, “Lubricants Effects on Piston/Rings/Liner Friction in an Instrumented Single Cylinder Diesel Engine”, SAE 872034, 1987.