

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0046

## 윤활유가 충분한 배럴형 피스톤-링의 마찰모드

### The Frictional Modes of Barrel Shaped Piston Ring under Flooded Lubrication

조성우\*, 최상민\*, 배충식\*  
Sungwoo Cho, Sangmin Choi, Choongsik Bae

#### ABSTRACT

A friction force measurement system using the floating liner method was developed to study the frictional behavior of piston rings. The measurement system was carefully designed to control the effect of the piston secondary motion and the temperature of cylinder wall and oil. The friction force between the barrel shaped piston ring and the cylinder liner, was measured under the condition of flooded oil supply. The measured friction forces were classified into five frictional modes with regard to the combination of predominant lubrication regimes(boundary, mixed and hydrodynamic lubrication) and stroke regions(midstroke and dead centers). The modes could be identified on the Stribeck diagram of the friction coefficients and the dimensionless number of  $\mu\omega/p$ , where the friction coefficients are evaluated at near the midstroke and dead centers.

주요기술용어 : Tribology(트라이볼로지), Piston ring(피스톤-링), Floating liner(부동 라이너), Coefficient of friction(마찰계수), Frictional mode (마찰모드)

#### Nomenclature

$f_c$  : Coefficient of friction at midstroke  
 $f_d$  : Coefficient of friction at dead centers  
 $p$  : Contact pressure, Pa

$R_a$  : Centerline average or arithmetic average  
 $R_q$  : Root mean square  
 $R_z$  : Averaged peak-to-valley height  
 $R_{max}$  : Maximum peak-to-valley height  
 $S_p$  : Instantaneous piston speed, m/s  
 $\bar{S}_p$  : Mean piston speed, m/s  
 $\mu$  : Absolute viscosity of lubricant, Pa · s  
 $\omega$  : Rate of rotation or engine speed, /s

\* 회원, 한국과학기술원 기계공학과

## 1. 서 론

최근 들어 더욱 고도화해 가는 법규와 소비자의 요구를 만족시키기 위해서는 저연비, 저공해, 고출력 엔진의 개발이 요구되고 있다. 이를 위한 방안의 하나로 엔진내 손실의 최소화와 공해요인의 감소가 필요하다. 피스톤계의 마찰손실은 엔진의 기계적 손실 중 가장 큰 것으로 알려져 있다.<sup>1)</sup> 뿐만 아니라 SI엔진에서 피스톤 상측부와 실린더 벽면 사이의 틈새체적(Piston top land crevice volume)은 미연탄화수소(UHC, Unburned Hydrocarbon) 배기에 상당한 영향을 주는 것으로 알려져 있다.<sup>2)</sup> 또한 Freier et al.<sup>3)</sup>에 의한면 SI엔진의 미연탄화수소 배기 중 상당량이 연소실에서 소모된 윤활유에 의한 것이다. 그러므로 피스톤계는 현재 엔진개발의 당면한 목표인 저연비, 저공해 달성에 필수적인 개선 대상이다. 그러나 피스톤계에서는 한 가지를 개선하면 나머지가 악화되는 상충작용을 하는 경우가 있고, 엔진과 윤활유의 내구성에도 심각하게 영향을 줄 수 있다. 그러므로, 마찰손실, 공해물질 생성 및 배출, 엔진과 윤활유의 내구성을 모두 개선하기 위해서는 피스톤계의 윤활기구와 운동이 정확히 규명되어야 하고 각 설계변수가 어떤 영향을 미치는지 알아야 한다. 그 동안 부동(浮動)라이너법(Floating liner or movable bore method)을 적용한 엔진 또는 피스톤계의 운동을 모사하는 왕복기구에서 마찰력 실험이 진행되어 왔다.<sup>4)~10)</sup> 그러나 고온고압 환경, 가스유동, 피스톤의 2차 운동, 윤활유부족(Oil starvation)현상 등 복잡한 운전조건으로 아직까지 피스톤계의 정확한 마찰기구가 규명되지 못하였다. 본 연구에서는 피스톤계의 윤활기구 규명을 위한 기초단계로 마찰력 측정장치를 개발하고 SI엔진의 첫째 링(Top ring)를 장착하여 마찰력을 측정하였다. 윤활유부족 현상을 배제하기 위해 충분한 윤활유를 공급하였다.

베어링의 윤활거동에서 마찰손실과 상대운동

면의 접촉에 의한 마모를 고려할 때 흔히 윤활영역(Lubrication regime)을 경계(Boundary), 혼합(Mixed), 유체(Hydrodynamic) 윤활로 구분한다. 대표적인 예로서 저널베어링(Journal bearing)에서 윤활제의 절대점도  $\mu$ (Pa·s), 회전각속도  $\omega$ (1/s)와 접촉압력  $p$ (Pa)로 이루어진 무차원 베어링 매개변수(Dimensionless bearing parameter)  $\mu\omega/p$ 로써 마찰계수 변화를 표현한 Fig. 1과 같은 Stribeck 선도<sup>11)</sup>는  $\mu\omega/p$ 만으로 저널베어링의 윤활영역과 마찰계수를 해석할 수 있는 매우 편리한 도구로 널리 사용된다. 그러나 정상상태의 피스톤-링은 저널베어링과 같이 속도와 부하가 일정하지 않으므로  $\mu\omega/p$ 로써 모든 행정영역을 대표할 수는 없다. Ting<sup>8), 9)</sup>은 엔진속도  $\omega$  대신에 순간 피스톤속도  $S_p$ 를 도입하여 한 사이클동안에  $\mu S_p/p$ 와 마찰계수의 관계를 나타내는 폐곡선형 Stribeck 선도를 보였다. 이 방법은 한 사이클 동안의 윤활거동의 변화를 관찰하기에는 편리하지만 운전조건에 따른 해석은 힘들다. 따라서 본 연구에서는 운전조건에 따른 윤활거동을 관찰하기 위해 마찰력의 형태를 특징적으로 구분 가능한 모드로 분류하였다. 행정중앙과 사점 부근에서 측정된 마찰계수와 운전조건을 환산한 베어링 매개변수  $\mu\omega/p$ 의 관계로부터 모드 전환을 관찰하였다.

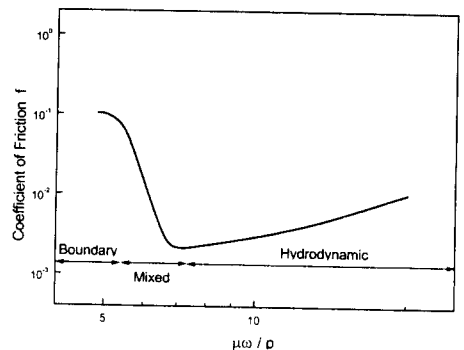


Fig. 1 The Stribeck diagram for a journal bearing<sup>11)</sup>

## 2. 장치와 윤활유

### 2.1 기초엔진과 피스톤-링

마찰력 측정장치의 기초엔진(Base engine)은 4행정 4기통 SI 엔진이다. 실린더의 직경(Bore)과 행정(Stroke)이 모두 86mm로 전형적인 정방형 2,000cc급 SI엔진이다. 기초엔진의 피스톤계(Piston assembly)는 원래 2개의 압축링(Compression ring)과 1개의 오일링(Oil control ring)을 포함하고 있다. 피스톤계 각 부품의 마찰 거동 규명의 첫 번째 단계로서 첫째 링(Top ring)을 실험링으로 선정하였다. 첫째 링은 다른 링에 비해 두껍고 배럴형(Barrelled shape)이므로 유막(Oil film) 형성이 유리하다. Table 1은 실험링의 주요 제원을 보여준다. 난형도(Ovality)를 면압 분포식<sup>12)</sup>에 대입한 결과 최대 면압분포는 평균면압과 최대 3%이내의 차이가 있다. 따라서 실험링의 원주방향으로 면압 분포는 일정한 것으로 간주할 수 있다. Fig. 2는 실험링의 마찰면 형상을 측정된 결과이다. 실험링의 마찰면은 Fig. 2와 같이 피팅(Fitting)결과 반지름이 9.9mm인 원호에 상당히 근접한다.

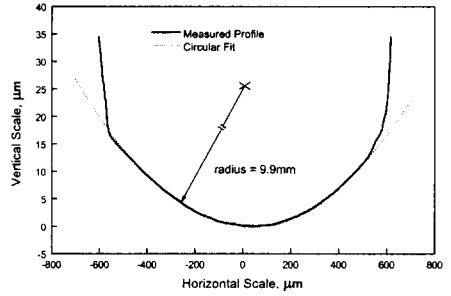
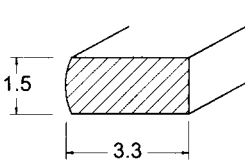


Fig. 2 The profile of test ring

### 2.2 마찰력 측정 장치

기존의 마찰력측정을 위한 엔진 피스톤계 모사 장치는 실엔진과 구조가 다르고 운전범위가 제한된 단점을 보완하기 위해 실엔진을 개조하여 Fig. 3과 같은 피스톤계 마찰력 측정장치를 제작하였다. 이 장치는 기존의 부동(浮動) 라이너 방법(Floating liner or movable bore technique)<sup>4), 7)</sup>과 흡사하게 마찰력을 감지한다. Fig. 3은 부동 라이너(Floating liner)를 기초엔진의 4번 실린더 자리에 설치한 모습을 보여준다. 이 장치는 부동 라이너가 로드셀에 의해서만 고정되므로 피스톤-링과 부동 라이너 사이의 마찰력은 모두 로드셀에 의해서 지탱된다. 따라서 피스톤과 실린더 라이너의 마찰력은 모두 로드셀에 전달되어 로드셀의 전압을 측정함으로써 마찰력을 측정할 수 있다. 피스톤의 2차 운동(Secondary motion)을 제어하기 위해 파이프 슬라이더(Pipe slider)와 가이드 라이너(Guide liner)를 설치하였다.<sup>6)</sup> 따라서 피스톤은 실린더 벽면과 접촉하지 않고 순수하게 상하평행이동만 하므로 피스톤의 마찰력을 배제한 피스톤-링만의 마찰력을 측정할 수 있다. 통풍구(Vent)를 뚫어 실린더 내부는 항상 대기와 같은 압력을 유지하도록 하였다. 연소운전(Firing operation)을 할 수 없으므로 AC 모터에 의해 구동운전(Motoring) 된다. 실린더 벽면의 온도는 열선(Heat wire)을 부동 라이너에 감아서 제어하였

Table 1 The specifications of test ring

Dimensions, mm	 end gap: 0.18
Material	Steel
Surface coating	Gas Nitriding
Tension, N	10.7
Nominal contact pressure, kPa	167.6
Ovality, μm	80

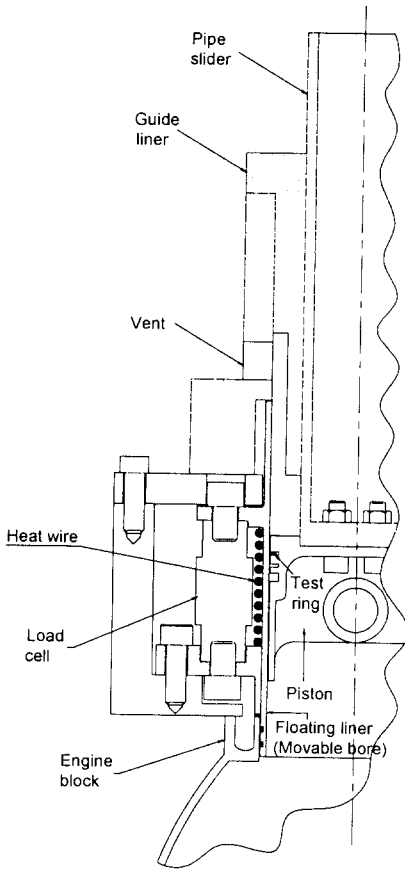


Fig. 3 Piston ring friction force measuring system with slider mechanism

다. 윤활유 공급상태는 피스톤계의 마찰에 큰 영향을 미치는 인자이므로 기초엔진에 장착된 오일 제트(Oil jet)를 사용하지 않고 외부 펌프로 구동되는 다공 노즐을 이용해 충분한 윤활유를 공급하였다. 윤활유의 온도를 조절하기 위해 히터(Heater)를 추가하였다. 윤활유의 점도 환산을 위해 링이 행정중앙에서 실린더와 접촉하는 위치에 설치된 열전대(Thermocouple)로부터 실린더 내면의 온도를 측정하였다. 실린더 내면의 거칠기를 Talysurf를 이용하여 10점에서 측정하고 평균을 취한 결과 Table 2와 같다.

Table 2 The roughness of cylinder liner (mean value of 10 points)

$R_a$	0.24 $\mu\text{m}$
$R_q$	0.39 $\mu\text{m}$
$R_z$	1.13 $\mu\text{m}$
$R_{\text{max}}$	2.80* $\mu\text{m}$

$R_a$  : Centerline average

$R_q$  : Root mean square

$R_z$  : Averaged peak-to-valley height

$R_{\text{max}}$  : Maximum peak-to-valley height

\* maximum value

### 2.3 윤활유의 점도

SI엔진에 널리 사용되는 SAE 5W/30 윤활유를 실험에 사용하였다. 윤활유의 밀도와 동점도(Kinematic viscosity)를 ASTM(American Society for Testing Material) 시험규격에 따라 측정된 결과는 Table 3과 같다. 윤활유의 점도는 실린더 중앙의 온도를 기준으로 ASTM 도표식을 이용하여 구하였다.

Table 3 The major properties of oil (SAE 5W/30)

Density, $\text{kg/m}^3$	851.5	
Kinematic viscosity, cSt	40 $^{\circ}\text{C}$	62.92
	100 $^{\circ}\text{C}$	10.56

### 3. 마찰모드

본 실험은 실린더 안쪽을 대기압으로 유지하고 1,500 rpm이하의 엔진속도에서 실린더 벽면과 윤활유의 온도를 10~80  $^{\circ}\text{C}$  범위로 변화시킴으로써 13~147 cP의 윤활유 점도 조건에서 피스톤-링의 마찰력을 측정하였다. 실린더 벽면과 윤활유의 온도는 히터(Heater)와 온도조절 장치로 동일하게 제어하였으므로 실린더벽면의 온도는 행정부위에 따라 균일하고 따라서 윤활유 점도 또한 일정하다.

Fig.4는 엔진속도(Engine speed) 또는 윤활유 점도를 변화시키면서 측정된 데이터 중 형태가 특징적인 다섯 가지 마찰력 데이터와 순간피스톤 속도비(Instantaneous piston speed ratio,  $s_p/\bar{s}_p$ )를 보여준다. 순간피스톤속도비는 순간피스톤속도( $s_p$ )의 평균피스톤속도( $\bar{s}_p$ )에 대한 비로서 피스톤의 순간속도의 변화를 일반화(Normalization)한 것이다.<sup>13)</sup> 각 사점에서 피스톤의 운동방향이 바뀌므로 피스톤은 정지하고 ATDC 75°, BTDC 75° 에서 최대속도에 이른다. 이와 같이 크랭크 축의 회전속도가 일정하더라도 피스톤의 속도는 변하므로 피스톤-링의 윤활거동은 피스톤의 위치에 따라 지배적인 윤활영역(Lubrication regime)이 다를 수 있다. 즉, 한 사이클 내에서도 여러 윤활영역이 나타날 수 있다. 그러므로 운전조건에 따라 피스톤-링의 윤활거동을 분류하기는 힘들다. 본 연구에서는 피스톤-링에서 발생할 수 있는 마찰력의 형태를 Fig. 4와 같이 다섯 가지 마찰 모드로 분류하고 모드 I, II, III, IV, V로 명명하였다. 마찰모드의 천이는 엔진속도 또는 윤활유의 점도의 변화에 의해 이루어질 수 있다. 즉,  $\mu\omega/p$ 가 큰 운전조건에서 높은 마찰 모드가 발생한다. 모드 I은 윤활유의 점도와 피스톤 속도가 매우 낮기 때문에 유막(Oil film)이 전혀 형성되지 못하고 행정 전 영역에서 경계윤활 거동을 하는 방식이다. 마찰력은 피스톤의 속도와 무관하게 변화가 거의 없는데 이것은 전형적인 경계윤활의 특성이다. 모드 II는 윤활유의 점도나 엔진속도가 증가하면서 피스톤의 속도가 큰 행정 중앙에서부터 유막이 형성되어 혼합윤활 거동을 하지만 속도가 매우 낮은 사점 부근에서는 여전히 경계윤활 거동을 한다. 모드 III은 윤활유의 점도나 엔진 속도가 더욱 증가하면서 유막형성이 유리해지므로 행정중앙뿐만 아니라 사점 부근에서도 혼합윤활거동을 하는 경우이다. 사점부근의 마찰력은 모드 III의 경우 모드 II에서 보다 작음을 보여준다. 모드 IV는 피스

톤의 속도가 빠른 행정 중앙에서는 유체윤활영역으로 천이하지만 피스톤의 속도가 낮은 사점 부근에서는 여전히 혼합윤활 거동을 하는 방식이다. Fig. 4의 모드 IV를 보면 피스톤의 속도가 큰 행정중앙쪽으로 갈수록 마찰력이 증가하는 경향을 볼 수 있다. 모드 V는 전 행정에서 유체윤활 거동을 하는 형태이다. 엔진속도 또는 점도가 더욱 증가하면 행정 중앙에서 충분히 두껍게 형성된 유막은 피스톤이 정지하는 사점에서도 완전히 압착되지 않는다. 그러므로 행정전역에서 유체윤활거동을 할 수 있다. Table 4는 각 모드에서 행정중앙과 사점부근에서 지배적인 윤활영역을 나타낸다. 측정된 마찰력은 Fig. 4와 같이 전체적인 형태만으로 모드를 구분하기는 힘들다. 정확한 모드는 여러 조건에서 측정된 데이터를 비교함으로써 알 수 있다.

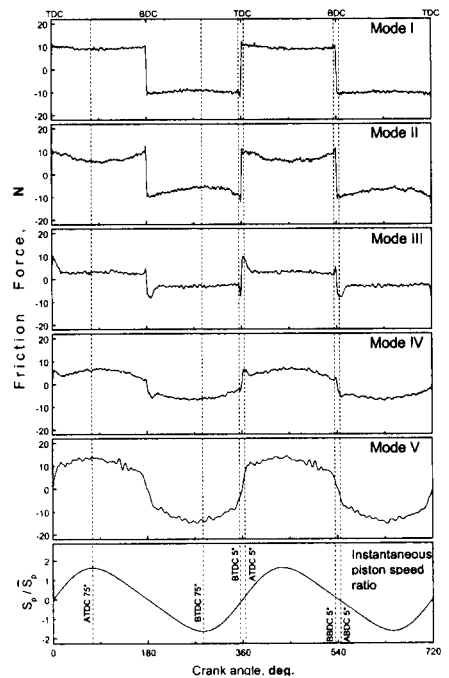


Fig. 4 Five friction force data and instantaneous piston speed ratio

Table 4 Dominant lubrication regime in each mode

Location \ Mode	Mid-stroke	Dead centers
I	Boundary	Boundary
II	Mixed	Boundary
III	Mixed	Mixed
IV	Hydrodynamic	Mixed
V	Hydrodynamic	Hydrodynamic

### 3.1 행정 중앙에서 마찰거동

엔진의 속도나 윤활유의 점도가 증가하면 유막의 형성이 용이해지므로 피스톤의 속도가 빠른 행정 중앙에서부터 경계윤활, 혼합윤활, 유체윤활 영역으로 천이한다. 따라서 피스톤의 속도가 가장 빠른 구간의 마찰계수를 관찰함으로써 행정 중앙 영역을 지배하는 윤활방식이 경계→혼합→유체 윤활로 천이하는 과정을 관찰 할 수 있다. 즉, Table 4를 보면 행정중앙에서 윤활영역의 변화는 모드 I→모드 II, III→모드 IV, V로 발달하는 과정을 의미한다. 피스톤의 속도가 최고에 도달하는 크랭크 각인 ATDC 75°, BTDC 75° 전후 5°의 평균 마찰계수를 대표값으로 취하고  $f_c$ 로 표시하였다. Fig. 5는 엔진속도와 윤활유의 점도를 변화시키면서 측정한 실험링의 마찰력 데이터로부터  $f_c$ 를 취해 무차원수  $\mu\omega/p$ 에 대해 표시한 것이다. 이것은 Fig. 1의 Stribeck 선도와 유사한 경향을 보여준다. 본 실험에서는 실린더 안쪽은 항상 대기압으로 유지되므로 피스톤-링의 접촉압력  $p$ 는 순전히 링의 장력에 의한 것으로 항상 일정한 경우로 한정되었다. 무차원수  $\mu\omega/p$ 가 매우 낮은 영역에서는 마찰계수가 0.14로 매우 크고 변화가 별로 없는 것으로서 경계윤활 영역으로 판단할 수 있다. 무차원수  $\mu\omega/p$ 가 증가하면서 마찰계수는 감소하는 경향을 보이는 혼합윤활의 특성을 보인다. 무차원수  $\mu\omega/p$ 가 더욱 증가

하면 마찰계수가 약 0.03까지 감소하다가 반대로 증가하면서 유체윤활영역으로 천이한다. 이러한 윤활영역의 천이는 행정중앙에서 피스톤-링의 윤활형태가 경계, 혼합, 유체윤활 영역으로 발달하는 과정을 나타낸다. 즉, 모드 I→모드 II, III→모드 IV, V로 전환되는 과정을 보인다.

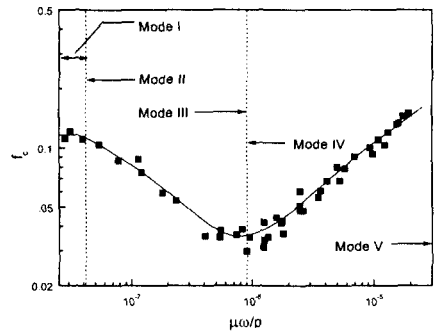


Fig. 5 The relationship between  $\mu\omega/p$  and the friction coefficient where the piston speed is maximum

### 3.2 사점 부근의 마찰거동

Fig. 4와 Table 4에서 보여주는 바와 같이 사점부근에서 지배적인 윤활영역은 모드 II와 III, 모드 IV와 V를 구분하는 지표가 될 수 있다. 사점에서 경계윤활영역으로 부터 혼합윤활로의 천이는 모드 II에서 모드 III으로 전환되는 것을 의미하고, 혼합윤활에서 유체윤활로 천이는 모드 IV에서 모드 V로 전환을 의미한다. 사점부근의 대표값은 상하사점 전후 크랭크각 5°에서 취한 4개의 마찰계수를 평균을 취한 값으로써  $f_d$ 로 표기하였다. Fig. 6은  $f_d$ 와  $\mu\omega/p$ 의 관계를 보여준다. 전형적인 Stribeck선도와 같이 경계, 혼합, 유체윤활 영역이 확연하게 구분이 지어진다. 그러므로  $f_d$ 의 변화로 부터 모드 II와 모드 III, 모드 IV와 모드 V의 전환점을 찾을 수 있다. Fig. 6의 경계윤활영역이 Fig. 5에 비해 상당히 넓다. 이는 Fig. 6에서 대부분의 경계윤활영역이 모드 II 구간임을 나타낸다. 경계윤활 마찰계수와 최소 마

찰계수는 약 0.14와 0.03으로 행정중앙과 비슷하다.

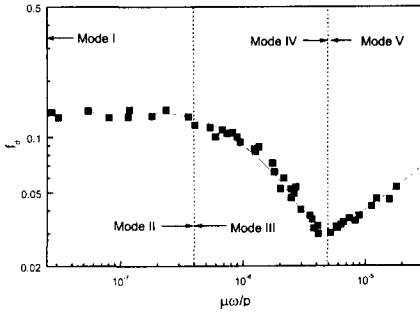


Fig. 6 The relationship between  $\mu\omega/p$  and the coefficient of friction near dead centers

### 3.3 마찰모드의 전환

피스톤 속도가 최대인 점과 사점 전후의 마찰계수의 변화로 부터 마찰모드를 구분할 수 있었다. 운전조건에 따른 피스톤-링의 마찰모드를 관찰하기 위해 각 모드의 경계에서의 무차원수  $\mu\omega/p$ 를 운전조건으로 환산하여 모드를 나타내었다. Fig. 7은 SI엔진에서 일반적으로 사용되는 SAE 5W/30윤활유를 적용하였을 때 운전조건에 따른 모드를 예측한 것이다. 즉, 실험링이 5,000rpm이하의 엔진속도와 실린더 벽면의 온도가 30~150°C에서 운전될 때 각 모드 경계의 무차원수  $\mu\omega/p$ 의 값을 나타낸 것이다. 마모가 가장 심각한 모드 I은 실린더 벽면의 온도가 매우 높고 엔진속도가 극히 낮은 운전조건에서 발생한다. 그러나 이 조건은 고부하 운전 후 정지할 때 잠깐 발생할 수 있으므로 문제가 발생할 여지가 거의 없다. 마모는 거의 발생하지 않지만 마찰손실이 비교적 큰 모드 V영역은 저온, 고속 조건으로 시동 후 바로 고속운전할 때 잠시 발생할 수 있다. 즉, 모드 I과 모드 V는 실운전 조건에서는 지속적으로 발생할 수 없는 모드이다. French et al.<sup>14)</sup>에 의하면 SI엔진에서 정상상태로 냉각수 온도를 80°C로 유지하면 실린더 벽면의 온도는 110~130°C로 분포한다. 이 조건을 Fig. 7에 정

상운전상태(Steady operating condition)로 나타내면 대부분 모드 IV로 거동함을 볼 수 있다. 즉, 행정중앙은 유막두께가 충분한 유체유회율이 지배적이므로 마모의 염려가 없고, 사점부근은 혼합유회율거동을 하므로 마모가 발생할 수 있다. 그렇지만 오일링에 의해 유회율 공급이 제한되고 실린더에 압력이 가해지는 실엔진에서는 상당부분의 운전조건에서 보다 열악한 모드 III으로 거동할 것으로 예측된다. 즉, 실엔진에서는 모드 III과 모드 IV의 경계가 고속, 저온(고점도)영역으로 이동하여 마모발생 가능성이 높아질 것으로 예상된다.

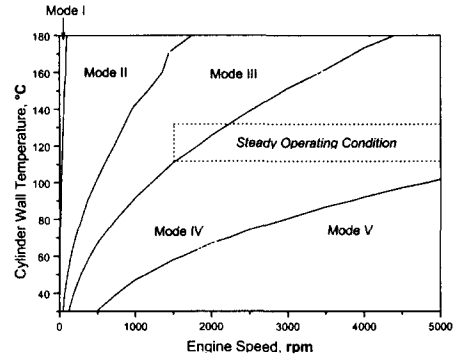


Fig. 7 The estimated frictional modes for the test ring (SAE 5W/30 oil)

### 4. 마찰손실

Furuhama et al.<sup>5)</sup>과 Yun et al.<sup>7)</sup> 등은 실엔진에서 피스톤계(Piston assembly)의 마찰력을 측정된 결과에서 행정중앙에서 유체유회율거동을 할 때 행정중앙영역의 최대마찰력과 마찰평균유효압력(FMEP; Friction Mean Effective Pressure)의 관계가 선형적임을 보였다. 이와 비슷하게 마찰평균유효압력과  $f_c$ 의 관계를 Fig. 8에 나타내었다. 모드에 따라 선형성이나 기울기의 차이가 있지만 전체적으로 볼 때 선형적인 관계를 보인다. 따라서 모드에 관계없이 마찰평균유효압력과  $f_c$ 의 관계는 대략적으로 선형적이다. 사점부근에서는 회전각에 비해 피스톤의 이동거리

가 짧으므로 마찰평균유효압력에 미치는 영향이 적다. 따라서 마찰평균유효압력은 행정중앙부근의 마찰력이 지배적임을 확인할 수 있다.

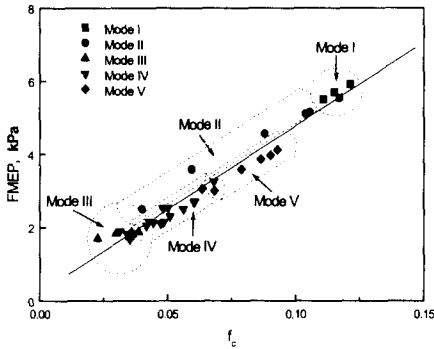


Fig. 8 The relationship between fmep and  $f_c$

마찰평균유효압력과 무차원수  $\mu\omega/p$ 와의 관계를 Fig. 9에 나타내었다. 마찰평균유효압력은  $f_c$ 와 선형적인 관계이므로 Fig. 9는 Fig. 5와 매우 유사하다. Fig. 5와 마찬가지로 모드 III에서 모드 IV로 천이되는 구간에서 증감의 경향이 역전된다. 즉, 모드 III과 모드 IV의 경계에서 마찰손실이 가장 적고, 모드 I이나 모드 V쪽으로 갈수록 마찰손실은 증가한다. Fig. 8을 볼 때 SI엔진의 정상운전 조건은 모드 III과 모드 IV에 걸쳐있다. 모드 IV는 사점 부근을 제외하고는 대부분의 행정에서 유체윤활 거동이므로 마모가 발생하기 어렵다. 그러므로 실험에 사용된 링은 마찰손실과 마모 측면에서 이미 최적화된 것으로 판단된다.

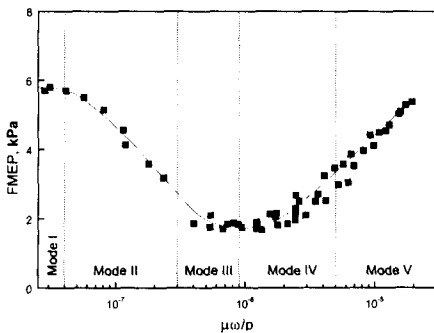


Fig. 9 The relationship between fmep and  $\mu\omega/p$

## 5. 결론

피스톤의 2차운동(Secondary motion), 실린더 벽면과 윤활유의 온도를 제어할 수 있는 피스톤-링 마찰력 측정장치를 이용하여 윤활유가 충분히 공급되는 배럴형(Barrel shaped) 피스톤-링의 마찰력을 측정하였다. 여러 운전조건에서 측정된 실험링의 마찰력 데이터를 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 피스톤-링의 마찰력은 피스톤의 속도가 커서 쉽게 윤활영역(Lubrication regime) 천이되는 행정중앙(Midstroke)과 피스톤의 속도가 극히 낮아 천이가 늦은 사점(Dead center) 부근에서 지배적인 윤활영역(Lubrication regime)에 따라 다섯 가지 마찰모드(Frictional mode)로 분류된다.

- 모드 I : 엔진속도와 윤활유의 점도가 극히 낮을 때 발생하는 모드로서 전 행정에서 경계윤활(Boundary lubrication) 거동
- 모드 II, III : 피스톤의 속도가 큰 행정 중앙에서 혼합윤활(Mixed lubrication)로 천이하다가 사점 부근 까지 혼합윤활 거동
- 모드 IV, V : 행정 중앙에서부터 유체윤활(Hydrodynamic)로 천이하다가 전 행정에서 유체윤활 거동

2) 피스톤속도의 최대점과 사점 부근의 마찰계수로 나타낸 Stribeck 선도에서 마찰 모드를 구분할 수 있다.

3) 실험링의 경계윤활 마찰계수는 약 0.14이고 최소 마찰계수는 약 0.03이다.

4) 마찰손실은 마찰모드에 관계없이 행정중앙의 마찰계수와 대략적으로 선형적 관계이다.

5) 대부분의 정상운전(Steady operation) 범위에서 실험링은 사점 부근을 제외한 행정영역에서 마모가 거의 없는 유체윤활(Hydrodynamic lubrication)이 지배적인 모드 IV로 운전되고 마찰손실이 최소화 된다. 따라서 실험링은 마찰손



실과 마모 측면에서 이미 최적화된 것으로 판단된다.

측정된 마찰계수, 마찰모드와 마찰평균유효압력의 경향은 피스톤-링 해석모델을 검증하는데 유용할 것으로 예상된다. 본 실험은 배럴형 (Barrelled shape) 첫째 링(Top ring)에 관하여 윤활유가 충분히 공급되고 실린더에 압력이 가해지지 않은 조건에서 행해졌다. 따라서 향후에는 기하학적 형상이 다른 둘째 링(Second ring), 오일링(Oil control ring), 링팩(Ring pack)과 보어의 거칠기, 윤활유 부족(Oil starvation), 실린더의 압력에 대한 다양한 실험이 진행될 것이다.

### 참 고 문 헌

- 1) Nakada, M., "Trends in Engine Technology and Tribology", Tribology International, Vol. 27, No. 1, pp. 3~8, 1994.
- 2) Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, pp. 604~608, 1988.
- 3) Freier, R. and Schelling, H., "Influence of Piston Design on Exhaust Gas Emissions of Gasoline Engines", SAE Paper 952309.
- 4) Furuhashi, S. and Takiguchi, "Measurement of Piston Frictional Force in Actual Operating Diesel Engine", SAE Paper 790855.
- 5) Furuhashi, S. and Sasaki, S., "Effect of Oil Properties on Piston Frictional Forces", JSAE Review, November, pp. 68~76, 1984.
- 6) Takiguchi, M., Machida, K. and Furuhashi, S. "Piston Friction Force of a Small High Speed Gasoline Engine.", ASME Journal of Tribology, Vol. 110, January, pp. 112-1188, 1988.
- 7) Yun, J.E. and Kim, S.S., "New Device for Piston-Ring Assembly Friction Force Measurement in IDI Engine", JSME Series B, Vol. 36, No. 4, pp. 723~729, 1993.
- 8) Ting, L.L., "Development of Reciprocating Test Rig for Tribological Studies of Piston Engine Moving Components - Part I: Rig Design and Piston Ring Friction Coefficients Measuring Method", SAE Paper 930685.
- 9) Ting, L.L., "Development of Reciprocating Test Rig for Tribological Studies of Piston Engine Moving Components - Part II: Measurements of Piston Ring Friction Coefficients and Rig Test Confirmation", SAE Paper 930686.
- 10) Glidewell, J. and Korcek, S., "Piston Ring / Cylinder bore Friction under Flooded and Starved Lubrication Using Fresh and Aged Engine Oils", SAE Paper 982659.
- 11) Williams, J.A., Engineering Tribology, Oxford University Press, pp. 349, 1994.
- 12) Tomanik, E., "Piston Ring Conformability in a Distorted Bore", SAE Paper 960356.
- 13) Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, pp. 44~45, 1988.
- 14) French, C. C. J. and Atkin, K. A., "Thermal Loading of a Petrol Engine", Proc. Inst. Mech. Engrs. Vol. 187, 49/73, pp. 561~573, 1973.