한국자동차공학회논문집 제8권 제5호, pp.114~120

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0094

SI 엔진 피스톤-링의 마찰모드

The Frictional Modes of Piston Rings for an SI Engine

조 성 우*, 최 상 민*, 배 충 식*
Sungwoo Cho, Sangmin Choi, Choongsik Bae

ABSTRACT

Friction forces of piston rings for a typical SI engine were independently measured while excluding the effects of cylinder pressure, oil starvation and piston secondary motion using a floating liner system. Friction patterns, represented by 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(mid-stroke and dead centers). The modes were identified on the Stribeck diagram of the dimensionless bearing parameter and friction coefficients which were evaluated at the mid-stroke and at the dead centers. And the frictional modes were estimated to the full operation range. The compression rings behave in the mode where hydrodynamic lubrication is dominant at the mid-stroke and mixed lubrication is dominant at the dead centers under steady operating conditions. However, the oil control ring behave in the mode where mixed lubrication is dominant throughout the entire stroke.

주요기술용어 : Friction force(마찰력), Piston ring(피스톤 링), Frictional mode (마찰모드), SI engine(SI 엔진), FMEP(마찰평균유효압력)

Nomenclature

F_c : Friction force at midstroke
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
μ : Absolute viscosity of lubricant, Pa · s
ω : Rate of rotation or engine speed, /s

* 회원, 한국과학기술원 기계공학과

1. 서 론

피스톤계(Piston assembly)는 마찰 손실, 미연탄화수소(Unburned Hydrocarbon) 배기, 윤활유 소모와 밀접한 관계가 있으므로 피스톤계의 개선을 통하여 연비 향상과 배기가스 저감을 달성할 수 있다.[1,2,3] 그러나 고온 고압 비정상 운전조건, 피스톤의 2차 운동(Secondary motion), 가스 유동, 윤활유 부족(Oil starvation), 변형, 진동 등 복잡한 운전 환경 등으로 인하여 피스톤계의 정확한 운동이 밝혀지지 않아 경험에 의존하여 설계하고 있는 실정이다. 그러므로 피스톤계의 윤활거동을 규명하는 것은 중요하다.

저자들은 윤활기구를 규명하기 위한 기초 단계로서 실린더 벽면과 윤활유 온도를 제어하고 피스톤의 2차 운동(Secondary motion), 실린더 압력, 윤활유 부족(Oil starvation)을 배제할 수 있는 마찰력 측정장치를 개발하고 기초실험을 수행한 결과를 본지에 발표한 바가 있다.[4] 이 연구에서는 정상상태(Steady state)의 저널 베어링(Journal bearing)에서 윤활영역(Lubrication regime)을 구분하는 유용한 도구인 Stribeck 선도[5]를 비정상(Unsteady) 운동을 하는 피스톤-링에 도입하여 마찰모드(Friction mode)의 개념을 개념을 제시하였다. 본 논문은 그 후속으로 같은 장치를 이용하여 SI(Spark Ignition) 엔진 피스톤 링들의 마찰력을 측정하고 마찰모드를 적용하여 각 링의 마찰 특성과 마찰손실을 비교하였다.

2. 마찰력 측정 실험

피스톤 링의 마찰거동과 밀접한 관계가 있는 엔진과 링팩(Ring pack)의 제원, 윤활유의 점도, 실린더 라이너(Cylinder liner)의 거칠기는 Table 1에 정리되어있다.

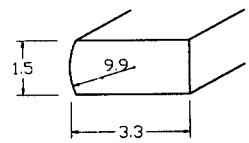
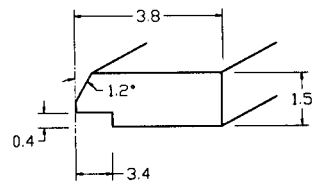
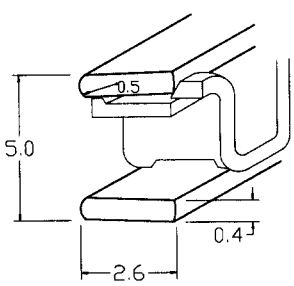
마찰력 측정장치의 기초엔진(Base engine)은 전형적인 4행정 4기통 2,000cc 급으로 행정과 실린더 직경이 같은 정방형(Square) SI엔진이다. 마찰력 측정 방법은 가장 신뢰성이 높은 부동(浮動)라이너법(Floating liner method)을 따랐다. 4번 실린더를 제거하고 부동 라이너를 로드

Table 1 Major specifications of the friction force measurement system in relation with the piston ring lubrication

Base Engine, mm		
Bore	Stroke	Connecting rod
86	86	150

Oil(SAE 5W/30)		
Density, kg/m³	at 15 ℃	851.5
Kinematic viscosity, cSt	at 40 ℃	62.92
	at 100 ℃	10.56

Ring, mm

Top	 Tension = 10.7 N
Second	 Tension = 10.0 N
Oil control	 Tension = 43.2 N

Roughness of liner, μm			
R_a	R_q	R_z	R_{max}
0.24#	0.39#	1.13#	2.80*

#mean value of 10 points
*maximum value among 10 points

셀(Load cell)로 고정함으로써 마찰력을 감지하였다. 파이프 슬라이더(Pipe slider)와 가이드 라이너(Guide liner)를 추가함으로써 피스톤의 2차 운동을 제한하여 순수하게 피스톤 링만의 마찰력을 측정하였다. 온도조절장치와 히터(Heater)로써 실린더 벽면과 윤활유의 온도를 균일하게 제어하였다. 피스톤계 마찰력 측정장치의 자세한 내용은 저자들이 이전에 발표한 논문에 수록되어 있다.[4)]

링팩(Ring pack)은 2개의 압축링(Compression ring)과 1개의 오일링(Oil control ring)으로 구성되어있다. 첫째 링(Top ring)은 다른 링에 비해 마찰면이 넓고 배럴형(Barrel shape)이므로 유막(Oil film) 형성이 용이하다. 둘째 링(Second ring)은 압축링으로서의 기능 외에 윤활유를 아래 방향으로 긁어내리는 역할을 하는 쐐기모양이다. 오일링은 두 개의 레일(Rail)과 한 개의 익스팬드 스페이서(Expand spacer)로 구성된 3체형(Three piece type)이다. 레일의 마찰면은 첫째 링과 마찬가지로 배럴형이다.

SI엔진에 널리 사용되는 SAE 5W/30 윤활유를 실험에 사용하였다. 윤활유의 밀도와 동점도(Kinematic viscosity)를 ASTM(American Society for Testing Material) 시험규격에 따라 측정하였다. 온도에 따른 윤활유의 점도는 실린더 중앙의 온도를 기준으로 ASTM 도표식을 이용하여 환산하였다.

실린더 내면의 거칠기는 stylus를 이용하여 10점에서 측정하고 평균을 취하였다.

본 실험은 실린더 안쪽을 대기압으로 유지하고 1,500rpm이하의 엔진속도에서 실린더 벽면과 윤활유의 온도는 10~80℃ 범위로 변화시킴으로써 0.013~0.147 Pa · s의 윤활유 점도 조건에서 피스톤 링의 마찰력을 측정하였다.

3. 마찰모드

Fig.1은 피스톤 링의 마찰력 데이터의 예를 보여준다. 엔진속도(Engine speed) 또는 크랭크축(Crank shaft)의 회전속도가 일정하더라도 피스톤의 속도는 크랭크-커넥팅 로드 기구(Crank-connecting rod mechanism)에 의해 변한다. 사점에서 피스톤의 운동방향이 바뀌므로 정지하고 행정 중앙 부근에서 최대에 이른다. 그러므로 한 사이클 동안의 피스톤계 마찰거동은 여러 가지의 윤활영역(Lubrication regime)으로 나타날 수 있다. 한 사이클 동안 발생할 수 있는 윤활영역에 따라 마찰모드[4)]를 정의하고 분류하였다. Fig. 2는 피스톤 링의 마찰모드(Frictional mode)의 설명과 순간피스톤속도비(Instantaneous piston speed ratio, $s_p/\overline{s}_p$)[6)]를 보여준다. 엔진속도와 윤활유의 점도가 매우 낮으면 피스톤 링은 행정 전역에서 경계윤활(Boundary lubrication) 거동을 한다(Mode I). 그러므로 모드 I의 경우 행정전역에서 피스톤의 속도에 무관하게 마찰력이 일정하다. 엔진속도 또는 윤활유 점도가 증가하면 피스톤의 속도가 큰 행정 중앙에서부터 혼합윤활 영역으로 천이하고(Mode II), 좀더 증가하면 행정전역이 혼합윤활 거동(Mode III)을 한다. 그러므로 모드 II에서 모드 III으로 천이하면서 사점 부근의 마찰력이 감소한다. 엔진속도와 윤활유의 점도가 충분히 크면 행정중앙에서부터 유체윤활(Hydrodynamic lubrication)로 천이하다가(Mode IV), 엔진속도 또는 점도가 더욱 커지면서 행정전역에서 유체윤활 거동(Mode V)을 한다.[4)] 이렇게 윤활영역의 천이가 가장 먼저 발생

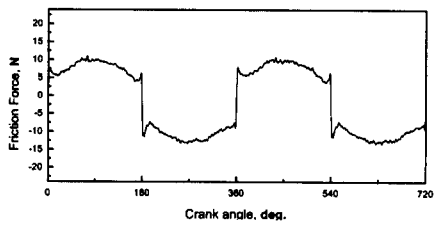


Fig. 1 An example of friction force data (Second ring, 1,000 rpm, 60℃)

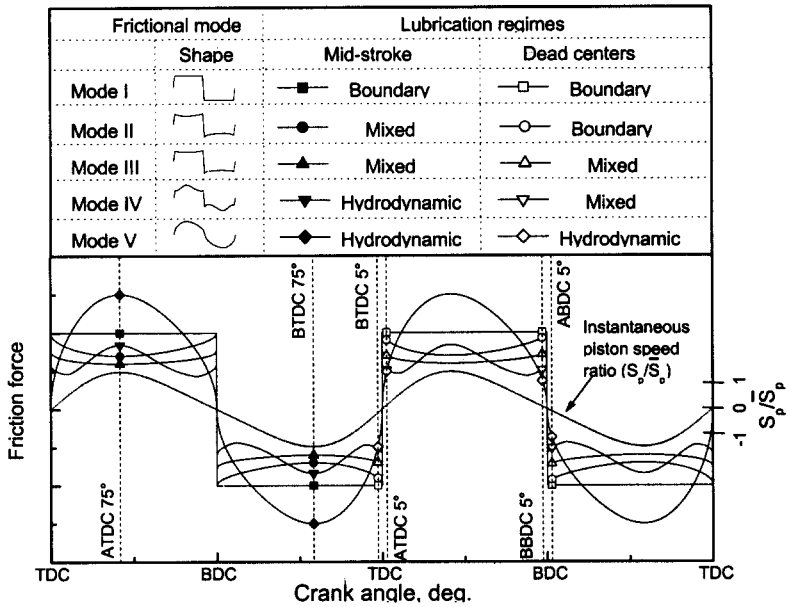


Fig. 2 Frictional modes

하는 행정중앙과 가장 늦게 일어나는 사점에서 지배적인 윤활영역의 조합에 따라 Fig. 2와 같이 마찰모드를 다섯 가지로 정의하였다. 모든 조건의 마찰력 데이터가 Fig. 2와 같이 뚜렷한 형태를 보이지 않으므로 어떤 운전조건에서 측정한 마찰력은 그 자체만으로 마찰모드를 판단할 수 없다. 정확한 마찰모드는 여러 조건에서 측정한 데이터를 비교함으로써 알 수 있다.

행정중앙에서 경계, 혼합, 유체윤활로 천이 하는 것은 모드 I→모드 II, III→모드 IV, V로 발달하는 과정을 의미한다. 피스톤의 속도가 최고에 도달하는 크랭크 각인 ATDC 75° , BTDC 75° 의 평균 마찰력과 평균 마찰계수를 대표값으로 취하고 F_c, f_c로 표시하였다. Fig. 3은 엔진속도와 윤활유의 점도를 변화시키면서 측정한 세 가지 링의 마찰력 데이터로부터 f_c를 취해 윤활유의 절대점도(Absolute viscosity, μ), 엔진속도(Engine speed, ω), 접촉압력(Contact pressure, p)으로 이루어진 무차원 베어링 파라미터 μω/p에 대해 표현한 것이다. 각각의 링은 두께나 마찰면의 형상이 다르므로 일치하지는 않지만 Stribeck 선도와 유사한 경향을 나타낸다. 베어링 파라미터가 증가할 때 경계윤활영역에서는 마찰계수가 일정하게 유지되고 혼합윤활영역에서는 줄어들다가 유체윤활영역으로 천이하면서 반대로 증가하는 경향을 보여준다. 두껍고 마찰면이 배럴형인 첫째 링의 경우 경계윤활 마찰계수는 약 0.14이고 최소 마찰계수는 약 0.04로 뚜렷한 Stribeck선도의 경향을 보인다. 둘째 링은 Stribeck선도의 경향이 비교적 잘 나타나지만 경계윤활 마찰계수가 약 0.16이고 최소마찰계수는 약 0.1로 마찰계수가 상당히 큰 편이다. 오일링의 경우는 데이터가 산발적이고 경계윤활 마찰계수는 약 0.12, 최소마찰계수는 약 0.07로서 Stribeck선도의 경향이 뚜렷하지 않다. 그 이유는 오일링의 레일이 얇기 때문에 유막 형성이 어려울 뿐만 아니라 비틀림 강성이 낮기 때문으로 판단된다.

사점(Dead center)은 피스톤의 운동 방향이 바뀌는 지점이므로 마찰력이 영이다. 따라서 사점에서는 마찰계수의 의미가 없으므로 상하사점 전후 크랭크각 5° 에서 취한 4개의 마찰계수를

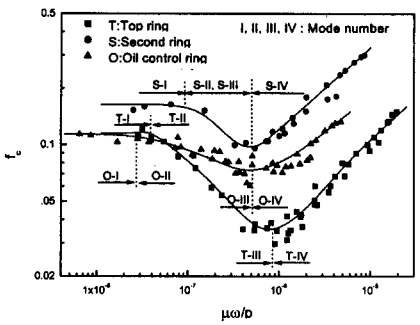


Fig. 3 The relationship between bearing parameter and the friction coefficient where the piston speed is maximum

평균을 취한 값으로 사점을 대표하였고, f_d로 표기하였다. Fig. 2에서 보여주는 바와 같이 사점부근에서 지배적인 윤활영역은 모드 II와 III, 모드 IV와 V를 구분하는 지표가 될 수 있다. Fig. 4는 f_d와 μω/p의 관계를 보여준다. 모든 링은 Fig. 3과 유사하게 경계, 혼합, 유체윤활 영역의 구분이 되는 Stribeck선도 경향을 나타낸다. 그러므로 f_d의 변화로 부터 모드 II와 모드 III, 모드 IV와 모드 V의 전환점을 찾을 수 있다.

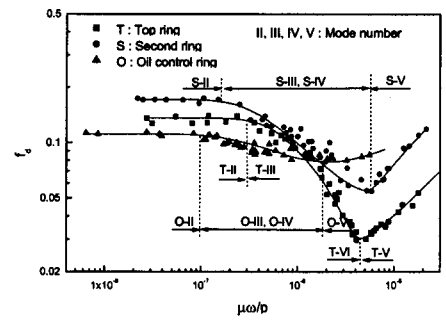


Fig. 4 The relationship between bearing parameter and the friction coefficient near dead centers

운전조건에 따른 피스톤 링의 마찰모드를 관찰하기 위해 각 모드 경계의 무차원수 μω/p를 전 운전조건으로 환산하여 모드를 나타내었다. Fig. 5는 SI 엔진에서 일반적으로 사용되는 SAE 5W/30윤활유를 적용할 때 전 운전조건에서 마찰모드를 예측한 것이다. 즉, Fig. 3과 Fig. 4는 1 0~80℃, 1,500rpm이하의 조건에서 측정한 결과로서 Stribeck선도의 경향을 잘 보이므로 각 모드 경계의 베어링 파라미터 μω/p값을 30~150℃의 실린더 벽면 온도와 5,000rpm이하의 엔진속도로 확장 환산하여 예측한 결과이다. 즉, Fig. 5의 각 실선은 베어링 파라미터 μω/p가 각 모드 경계의 값으로 일정하게 유지되는 엔진속도와 실린더 벽면 온도를 의미한다. 마모가 가장 심각한 모드 I과 마모가 전혀 발생하지 않는 모드V는 엔진속도와 윤활유 점도가 극단적으로 낮거나 높은 운전조건에서 발생하므로 실운전 조건에선 지속적으로 발생할 수 없다. French et al.[7]에 의하면 SI엔진에서 정상상태로 냉각수 온도를 80 ℃로 유지하면 실린더 벽면의 온도는 110~130 ℃

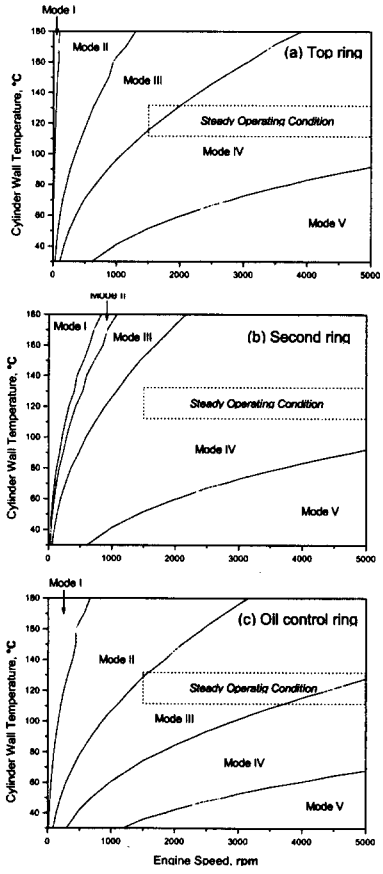


Fig. 5 The estimated frictional modes on the full operating range (SAE 5W/30)

로 분포한다. 이 조건을 Fig. 5에 정상운전조건(Steady operating condition)으로 나타내면 첫째 링과 둘째 링은 대부분 모드 IV로 거동한다. 모드 IV는 행정중앙에서 유막두께가 충분한 유체윤활이 지배적이므로 마모의 염려가 없고, 사점부근은 혼합윤활거동을 하므로 마모가 발생할 수 있는 모드이다. 오일링은 본래의 목적이 윤활유를 긁어내리는 역할이므로 대부분의 정상운전조건에서 모드 III으로 거동함을 볼 수 있다. 모드 III은 행정전역에서 혼합윤활이 지배적이므로 마모가 항상 발생할 수 있다. 본 실험은 실린더에 압력이 가해지지 않고 윤활유가 충분한(Flooded lubrication) 상태에서 측정한 결과이므로 실엔진에서는 앞의 결과보다 가혹한 모드로 운전될 것으로 예측된다.

4. 마찰손실

엔진의 피스톤계가 행정중앙에서 유체윤활거동을 할 때 행정중앙의 최대 마찰력은 마찰평균유효압력(FMEP; Friction Mean Effective Pressure)과 선형적으로 비례하는 것으로 알려져 있다.[8,9] 이와 유사하게 FMEP와 행정중앙의 마찰력 F_c의 관계를 Fig. 6에 나타내었다. 마찰모드에 따라 선형성이나 기울기의 차이가 있지만 전체적으로 볼 때 선형적인 관계를 보인다.[5] 뿐만 아니라 링과도 무관하게 F_c와 FMEP의 관계는 대략적으로 일정한 기울기로 선형적이다. 즉, 지배적인 윤활영역이나 링의 기하학적 형상과 무관하게 FMEP는 F_c와 선형적이다. 그러므로 링팩(Ring pack)에서 마찬가지의 결과가 예측된다.

FMEP를 베어링 파라미터 μω/p에 대해 나타내면 Fig. 7과 같다. FMEP는 F_c와 선형적인 관계이므로 Fig. 7은 Fig. 3과 매우 유사한 경향을 나타낸다. Fig. 3과 마찬가지로 모든 링에서 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. Table 1에서

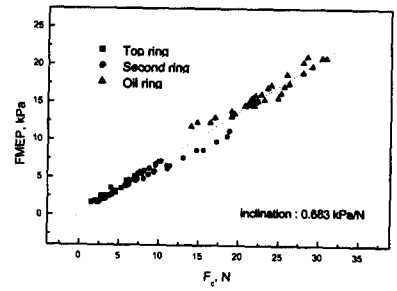


Fig. 6 The relationship between friction mean effective pressure (FMEP) and friction force where the piston speed is maximum

보여지는 바와 같이 오일링의 장력은 다른 링에 비해 월등히 크기 때문에 FMEP가 가장 크다. 첫째 링과 둘째 링의 장력은 비슷하지만 Fig. 4에서 보여지는 바와 같이 둘째 링의 마찰계수가 전반적으로 첫째 링에 비해 크기 때문에 FMEP도 둘째 링에서 크다. 따라서 마찰손실은 오일링, 둘째 링, 첫째 링의 순으로 나타난다. 첫째 링과 둘째 링은 Fig. 5에서 설명한 바와 같이 대부분 정상운전조건에서 모드 IV로 거동하는 것으로써 마찰손실과 마모 측면에서 이미 최적화된 것으로 판단된다. 그러나 오일링의 경우 대부분의 정상운전조건에서 모드 III으로 운전되므로 마모와 마찰손실 저감의 여지가 있다. 그러므로 장력과 마찰면의 기하학적 형상의 변화가 마찰모드, 마찰손실, 오일링 본래의 목적인 윤활유 조절에 미치는 영향을 파악하고 최적화하는 것이 필요하다.

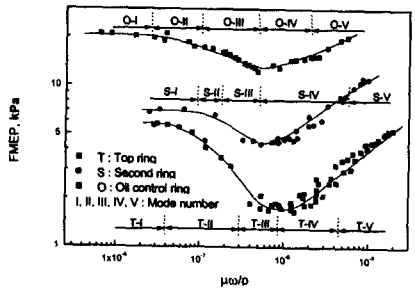


Fig. 7 The relationship between friction mean effective pressure (FMEP) and the bearing parameter

5. 결 론

피스톤계의 윤활거동을 규명하기 위해 실린더에 압력이 가해지지 않고 충분한 윤활유가 공급되는 조건에서 SI 엔진 피스톤 링의 마찰력을 측정하고 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 행정중앙과 사점부근의 마찰계수를 무차원 베어링 파라미터(윤활유 점도×엔진속도/접촉압력)에 대하여 표현한 Stribeck 선도에서 피스톤 링의 마찰모드(Frictional mode)를 구분할 수 있다. SI엔진의 압축링과 오일링의 마찰력을 개별적으로 측정하고 다섯 가지의 경우로 구분한 마찰모드를 관찰하였다.

-모드 I: 행정전역에서 경계윤활 거동

-모드 II, III : 행정중앙에서 혼합윤활로 천이하다가 행정전역에서 혼합윤활 거동

-모드 IV, V: 행정중앙에서 유체윤활로 천이하다가 행정전역에서 유체윤활 거동

2) 마찰면이 넓고 배럴형(Barrel shaped)인 첫째 링(Top ring)은 유막 형성이 용이하므로 마찰모드의 구분이 뚜렷이 나타나지만 3체형 오일링(Three piece type oil control ring)은 레일(Rail)의 두께가 너무 얇아 데이터의 일관성이 낮고 마찰모드의 구분도 잘 나타나지 않는다.

3) 마찰손실은 마찰모드와 링에 관계없이 행정중앙의 마찰력과 선형적 관계이다.

4) 오일링은 장력(Tension)이 크므로 마찰손실이 가장 크다.

5) 대부분의 정상운전(Steady operation) 조건에서 압축링은 사점 부근을 제외한 행정영역에서 마모가 거의 없는 유체윤활(Hydrodynamic lubrication)이 지배적인 모드IV로 운전되고 마찰손실이 최소화 된다. 반면에 오일링은 행정 전역에서 혼합윤활(Mixed lubrication)이 지배적인 모드 III으로 운전되어 마모와 마찰손실 저감의 여지가 있다.

참 고 문 헌

1) Nakada, M., "Trends in Engine Technology and Tribolgy", 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, 1995.

4) 조성우, 최상민, 배충식, "윤활유가 충분한 배럴형 피스톤-링의 마찰모드", 한국자동차공학회논문집, Vol. 8, No. 3, pp. 56～64, 2000.

5) Williams, J. A., Engineering Tribology, Oxford University Press, p. 349, 1994.

6) Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, pp. 44～45, 1988.

7) 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.

8) Furuhama, S. and Sasaki, S., "Effect of Oil Properties on Piston Frictional Forces", JSAE Review, November, pp. 68～76, 1984.

9) 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.