

# 가솔린기관의 밸브트레인 시스템 마찰력측정 시스템개발

윤정의 · 이만희 · 김재석

대우자동차 기술연구소

## Development of Valve Train Friction Force Measuring System in Gasoline Engine

Jeong-Eui Yoon, Man-Hee Lee and Jae-Suk Kim

Technical Center, DWMC

**Abstract** - It is very important to evaluate the friction force of valve train system in the aspect of reducing friction loss of engine. To this end, we have developed measuring system of friction force of engine valve train system. There were two major factors in the process of development of it.

One was it had to accurately measure the friction force up to 3500 Crpm without any problems such as mechanical vibration, electrical noise and so on. The other was it also had to simulate real engine conditions such as Crpm, oil temperature, oil pressure and oil aeration including effect of belt drive system. In this paper we have introduced the process of development of it based on test results, and also analysis process of measured data.

**Key words** - Test rig, engine friction torque, valve train system

### 1. 서론

#### 1-1. 배경

최근 들어 엔진의 연비향상은 엔진 개발자에게 있어서 가장 중요한 목표중의 하나로 대두되었으며, 이를 위한 노력이 각분야에서 이루어지고 있다<sup>[1]</sup>. 이러한 노력의 한 부분으로 엔진의 마찰력 저감이 연비향상에 기여하는 정도는 잘 알려져 있으며, 오래 전부터 이 분야에서 많은 연구가 폭넓게 추진되어져 오고 있다<sup>[2]</sup>. 일반적으로 4기통 가솔린 SI엔진에서 연료가 가진 에너지의 대부분은 엔진냉각(30%)과 배출가스(35%)로 소비되며 실제

엔진에서 기계적 에너지로 전환되는 비율은 약 35%(imep)정도로 알려져 있다. 더욱이 이러한 기계적 변환에너지의 약10% 정도는 엔진의 마찰손실로 소비되어 최종적으로 사용할 수 있는 엔진의 효율은 단지 25-30% 정도이다<sup>[1,2,3]</sup>. 연료에너지의 기계적 에너지 전환 과정에서 발생하는 많은 에너지 손실의 절감 노력에서 특히 마찰에너지 손실이 주목을 받고 있는 이유는 연소효율의 증가와는 달리 마찰에너지의 손실 저감효과는 직접적으로 엔진의 효율과 연관된다는 이점 때문이다<sup>[4]</sup>.

엔진의 마찰손실은 엔진의 기계적 마찰손실 및 주변장치의 구동손실로 나누어

생각할 수 있으며, 전자가 전체 마찰손실의 대부분을 차지한다<sup>[1]</sup>. 이러한 기계적 마찰손실을 발생시키는 부위를 크기 순서대로 나열해 보면 피스톤 시스템, 밸브구동계, 크랭크샤프트 시스템 순으로 나눌 수 있다. 이중 밸브구동계의 마찰력 손실은 특히 엔진의 저속운전 영역에서 상당히 큰 부분을 차지하는 것으로 알려져 있다.<sup>[1-4]</sup>

본 연구의 목적은 엔진 개발과정의 마찰손실 저감을 위한 연구에 있어서 필수적인 밸브구동계의 마찰손실 평가를 위한 측정시스템의 개발에 있다. 측정시스템의 개발에 있어서 가장 중요한 부분은 실제 엔진의 운전 조건 범위 내에서 충분히 신뢰할 수 있는 측정 결과를 줄 수 있어야 한다는 것과, 실제 엔진에서 밸브구동계 운전 조건을 충분히 시뮬레이션 할 수 있어야 한다는 점이다. 본 연구를 통해 이상의 두 가지 문제를 만족시키면서 다양한 엔진 밸브구동계의 마찰력 측정시험이 가능한 측정 시스템을 개발하였으며, 개발한 측정 시스템을 실 엔진의 밸브구동계 마찰력 측정시험에 적용하여 마찰력 평가를 위한 기초 시험을 수행하였다.

## 2. 측정시스템의 개발

### 2.1 측정 시스템의 구조

Fig.1은 밸브구동계의 마찰력을 측정하기 위해 개발한 측정시스템의 개략도이다<sup>[5]</sup>. 그림에서처럼 엔진 헤드에 장착된 밸브구동계는 DC Type 22kw의 모터에 연결된 타이밍 벨트를 통해 작동된다. 특히 저속(500rpm) 및 고속(7000rpm) 전 영역에서 충분히 안정된 구동을 위해 충분히 큰 출력의 모터를 선정하였으며, 전체 시스템의 구조물 강성 또한 운전영역 범위 내에

서 측정 결과에 영향을 주지 않도록 설계하였다. 또한 엔진의 운전조건과 상사시키기 위해 동일한 타이밍 벨트를 부착할 수 있도록 설계하였다. 운전중 밸브구동계의 마찰토크 측정은 엔진의 크랭크샤프트에 대응하는 위치에 Stain Gage Type의 토크메타를 장착하여 측정하도록 하였으며, 벨트의 장력에 의한 토크메타의 변형을 최소화하기 위해 볼 베어링을 사용하여 지지하도록 하였다. 시험 전 토크메타의 설치는 Zero Lash Type Back Disk Coupling을 사용하여 구동축과 엔진축에 부착하였으며, 양축의 중심은 다이얼 게이지를 사용하여 맞추었다.

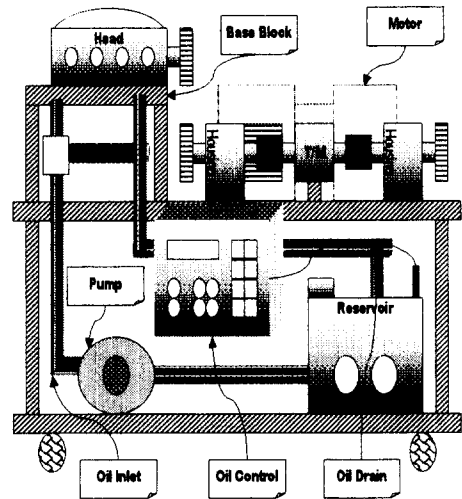


Figure.1 Arrangement of test instruments

운전중 헤드로 공급되는 오일은 압력 및 온도를 외부에서 조절할 수 있도록 제어장치를 설치하였으며, 오일 내 공기함유량 또한 조절할 수 있는 장치를 부착하였다. 엔진헤드에 공급되는 오일은 압력/온도 및 공기 함유량이 제어되어 헤드의 오

일 공급통로를 따라 유입되며, 공급된 오일은 헤드 내 오일 갤러리에서 각각의 벨트 및 캠에 공급된다.

운전중 공급오일의 압력, 온도 및 오일 내 공기함유량과 마찰토크는 헤드의 캠폴리에 부착된 엔코더에 의해 0.2도 캠 각도 기준으로 데이터 획득 장비에 의해 컴퓨터로 받아들이게 되며, 획득된 데이터는 해석프로그램에 의해 처리되도록 하였다.

## 2.2 벨트 노이즈제거

본 연구에서 개발한 벨트구동계 마찰력 측정시스템의 가장 큰 특징중의 하나는 타이밍 벨트를 실제 엔진의 것과 동일한 것을 사용하도록 하는 점이다. 실제 벨트구동계의 마찰력 토크는 타이밍 벨트의 설계에 영향을 받으므로 최대한 실 엔진의 마찰력 특성을 구하고자 벨트의 장력을 조절할 수 있게 하였다.

Fig.2는 테스트 리그에서 벨트의 장력 변화가 마찰력 토크에 미치는 영향을 측정한 시험 결과이다.

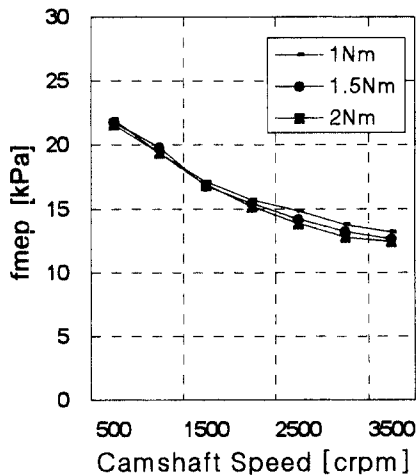


Figure.2 Variation of friction torque due to belt tension

그림에서 알 수 있듯이 벨트의 장력이 증가하면 마찰력은 감소하는 경향을 가지며 고속으로 운전할수록 그 차이는 점점 커진다. 그 차이는 1, 2Nm의 장력 변화에 있어서 3000crpm에서 최대 8%가량의 차이를 나타내고 있다. 그러므로 시험 결과의 정확성을 위해 벨트의 장력 조절이 매우 중요한 요소임을 알 수 있다.

마지막으로 개발된 측정 시스템에서 벨트구동계만의 마찰력을 구하기 위해서는 토크메타의 지지 하우스 내 볼 베어링에서 발생하는 마찰 손실을 사전에 규명해 놓을 필요가 있다. 이를 위해 헤드와 토크메타 사이의 벨트를 제거한 뒤 단지 토크메타 지지 볼베어링만의 마찰 토크를 측정하였다.

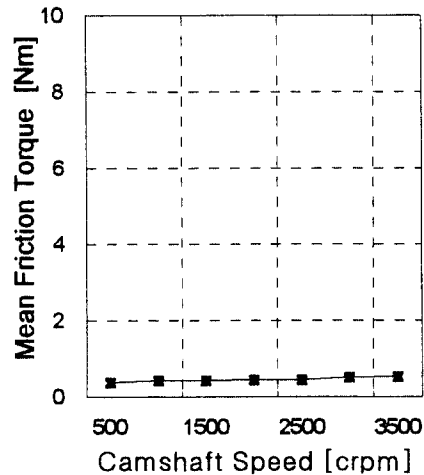


Figure.3 Variation of friction torque due to ball bearing in support housing of torque meter

Fig.3은 토크메타지지 볼베어링만의 마찰 토크 측정 결과로 구동 회전수에 상관없이 0.4 - 0.5Nm 정도의 값을 가짐을 알 수 있다. 이러한 시험결과로부터 측정 시

시스템에서 계측한 마찰토크 값으로부터 순수한 밸브구동계의 마찰토크를 구하기 위해 0.45Nm를 단순히 빼주는 과정이 추가되었으며, 이로 인해 나타나는 측정 결과의 신뢰성은  $\pm 0.05\text{Nm}$  범위 내에 존재하게 된다.

### 3. 마찰력 측정시험 및 데이터 처리

시험에 사용된 엔진의 사양은 아래의 Table.1에 나타나 있으며, 구체적인 시험 조건은 아래의 Table.2에 표시돼 있다.

Table. 1 Specifications of Test Head

Lash Type	8.75
Cam Type	DOHC
Contact Type	Sliding
Number of Valve	16

Table. 2 Test Conditions

Used Oil	5W30
Max. crpm [Cam rpm]	3500
crpm Step	250
Oil Pressure [bar]	2
Temperature [°C]	85
Belt Tension [Nm]	1.5

시험중 압력, 온도, 토크, Aeration, crpm(Cam rpm) 등 모든 데이터는 Data Acquisition System에서 0.2 Cam Angle Base로 획득되게 되어 있으며 GPIB로 연결된 PC에서 Control 된다. 또한 측정 결과의 신뢰성 확보를 위해본 시험이 진행되기 전에 앞서 30분간의 Warming Up을 통해 계측 장비 및 시험 헤드의 운전 조건을 충분히 안정시킨 후 시험을 진행하였

다. 측정된 토크 값은 10Cycle 평균값으로 다시 계산하였으며, 최종적인 값은 Mean Friction값과 fmep(Friction Mean Effective Pressure) 값으로 계산하여 비교 분석하였다.

Fig.4는 최종적으로 개발된 마찰력 측정 시스템을 사용하여 측정한 한 사이클 동안의 밸브구동계의 마찰토크 결과이다.

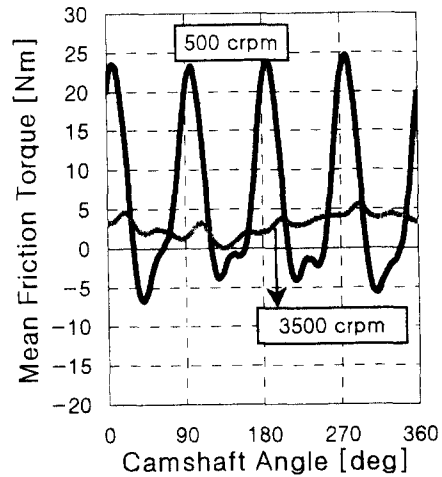


Figure.4 Variation of friction torque at 500 and 3500crpm

그림으로부터 1사이클 동안 마찰토크는 4번의 피크값을 가지는 것을 알 수 있는데 이는 4실린더 4행정기관의 전형적인 특징으로 스프링의 복원력에 기인한 결과이다. 또한 저속운전 중 나타나는 (-) 토크값의 발생 원인도 스프링의 반발력에 기인한 현상 때문이다. 이러한 운전 중 마찰 토크의 변동 경향은 엔진의 회전수가 증가하면서 어느 특정 회전수까지 증가하다 급격히 감소하는 방향으로 수렴하게 되는데 이러한 원인은 구동계의 동적 특

성과 연성되어(Couple) 나타나는 현상으로 이해할 수 있다. 즉, 엔진의 회전수가 증가하면 밸브구동계는 스프링과 밸브 및 태핏으로 구성된 하나의 동력학적 시스템으로 거동하게 된다. 이러한 밸브 구동계는 엔진 회전수가 증가함에 따라 구동계의 관성력이 캠과 태핏의 접촉력을 완화시키는 방향으로 작용하면서 전체적인 마찰 토크의 변동량 감소를 가져오게 한다. 그림에서 고속 운전 조건에서 측정된 (3500crpm) 마찰 토크의 변동량을 살펴보면 저속 운전조건에 비해 급격히 줄어드는 모습을 보여 준다.

Fig.5는 엔진 rpm 변화에 따른 1사이클 동안 마찰토크의 최대값과 최소값을 도시한 그림이다. 앞에서 설명하였듯이 마찰 토크의 변동량은 엔진 회전수가 증가하면서 일시적으로 증가하는 경향을 보이다가 다시 급격히 감소하는 경향을 보여준다.

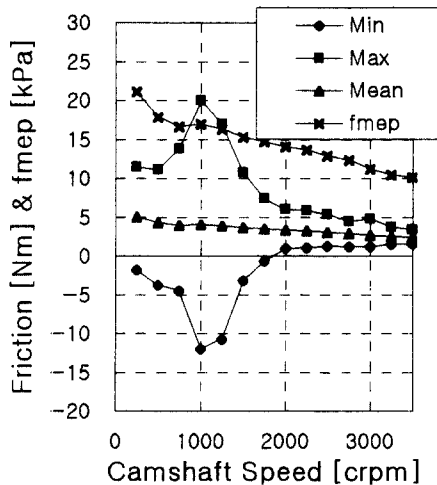


Fig.5 Variation of maximum, minimum and mean friction torque during engine operation

이러한 마찰토크의 최대, 최소값의 변동량 변화 추세와는 달리 아래의 식(1) 및 (2)에서 나타낸 평균 마찰토크값 및 마찰 평균유효압력 (fmep : Friction Mean Effective Pressure)의 경우는 다른 결과를 보여준다.

$$T_{mean} = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \quad (1)$$

$$fmep = \frac{1}{VD} \oint TQ d\theta \quad (2)$$

즉, 운전영역에서 항상 (+)값을 나타내는 마찰 평균토크 및 마찰평균유효압력은 스프링의 복원력에 영향을 받는 순간 마찰토크의 변동량과는 달리 순수하게 한 사이클 동안 밸브구동계의 마찰력손실 특성을 잘 표현해주고 있음을 알 수 있다. 그러므로 평균 마찰력과 마찰평균유효압력은 밸브 구동계의 마찰력손실 특성을 나타내는 지수로서 타당함을 알 수 있다.

Fig.6은 밸브구동계의 마찰력 측정시 운전조건으로 정의되는 오일의 온도 측정 위치를 나타낸 그림이다. 오일의 온도는 밸브구동계의 마찰특성에 민감한 영향을 미치므로 온도의 측정점 정의는 다른 운전 조건에 비해 특히 주의를 기울여야한다. 본 연구에서는 밸브 구동계의 마찰력 특성을 대표하는 온도 측정 위치를 선정하기 위해 그림과 같이 측정이 용이한 두 위치를 선택하여 측정점의 오일 온도를 바꾸어가면서 마찰력 측정을 수행하였으며, 그 결과를 다음 그림과 같이 Stribeck Parameter를 X축으로 한 그래프에 도시하였다. Fig.7은 측정점 (a), (b) 에서의 온도를 기준으로 계산한 오일의 점도를 사

용하여 정리한 결과이다. 그림으로부터 측정 밸브 구동계의 마찰 특성은 명백히 혼합윤활 특성을 가지고 있음을 두 경우 모두로부터 알 수 있다.

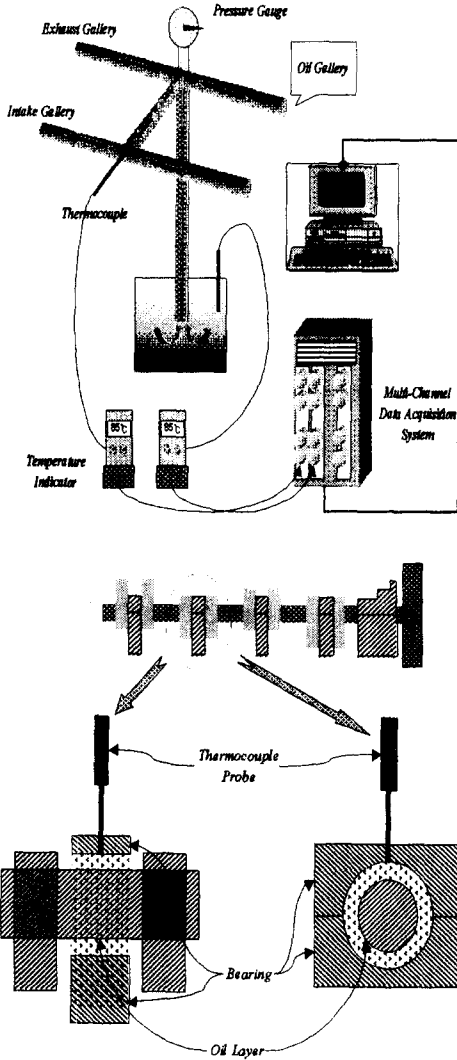
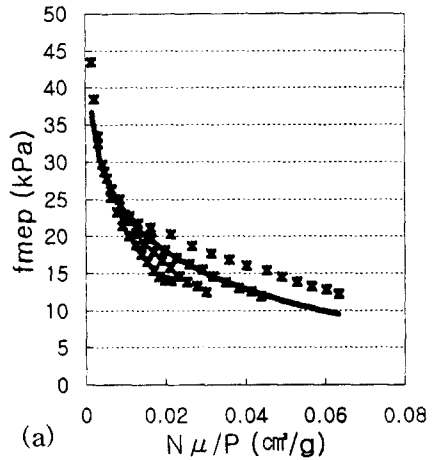


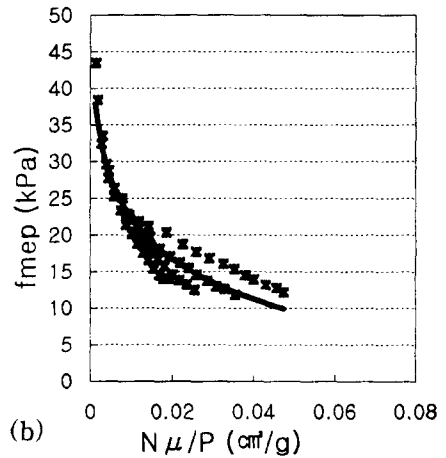
Fig.6 Planting position of thermocouple for measuring oil temperature

그러나 전체적인 경향은 이로부터 알 수 있지만 두 경우 모두 온도 변화에 따라 다소간 측정 결과가 분산되어져 있음이

발견된다. 이는 두 위치 모두 밸브 구동계의 마찰특성을 대표하는 온도 측정점으로는 적합하지 않다는 것을 의미하지만 센서설치의 용이성 측면에서 (a)의 위치를 오일온도 측정위치로 선정하였다. 향후 밸브구동계의 각 구성부품이 구동계 전체 마찰력에서 차지하는 정도를 시험하면서 이 부분은 추가적으로 선정할 예정이다.



(a)



(b)

Fig.7 Position effect of temperature sensor on Stribeck parameter

#### 4. 결론

본 연구의 목적은 엔진 개발과정의 마찰손실 저감을 위한 연구에 있어서 필수적인 밸브구동계의 마찰손실 평가를 위한 측정시스템의 개발에 있었다. 본 연구를 통해 실제 엔진의 운전 조건 범위 내에서 충분히 신뢰할 수 있으며, 실제 엔진에서의 밸브구동계 운전 조건을 충분히 시뮬레이션 할 수 있는 마찰력 측정 시스템을 개발하였다. 본 팀이 자체 개발한 측정 시스템은 여러 차례 시행된 실제 엔진의 밸브구동계 마찰력 측정시험에서 충분한 신뢰성이 확보되었다.

#### 5. 참고문헌

1. Wlfrid J. Bartz, "Potential Saving by Fuel Economy Engine and Transmission Oils", SAE 911697, 1991.
2. M. Hosni, "Reducing Friction Losses in Automobile Engines", Tribology International, 1984.
3. John B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill International Editions. 1996.
4. R. E. Gish, "Determination of True Engine Friction", SAE Trans Vol. 66, 1959.
5. Saeid M. Baniasad, "Design and Development of Method of Valve Train Friction Measurement", SAE 980572, 1998.