

직접 구동형 OHC 밸브 트레인 시스템의 마찰 특성

한동철 · 조명래*

서울대학교 기계설계학과,
*서울대학교 대학원

The Characteristics of Friction in Direct Acting OHC Valve Train System

Dong-Chul Han and Myung-Rae Cho*

Department of Mechanical Design & Production Engineering, Seoul National University
*Graduate School, Seoul National University

Abstract—The characteristics of friction in direct acting OHC valve train system have been investigated by the comparison of experimental and theoretical results. A modified friction model was presented to calculate the friction force at cam/tappet contact. A simple experimental system was evaluated to measure the friction force and the camshaft driving torque. The friction force was measured by using the dynamic loadcell. Good agreement was found between theoretical and experimental results in friction force, but there was a little difference in driving torque.

Key words—friction, valve train system, camshaft torque, loadcell.

1. 서 론

최근 엔진의 설계 경향이 소형·경량화되면서 엔진의 운전 조건은 점점 더 가혹해 지고 있다. 이러한 운전 조건의 변화는 기계적 손실의 증가 및 엔진의 내구성 저하 등 많은 문제점을 일으킨다. 엔진에서 발생하는 기계적 손실 중 밸브 트레인에서 발생하는 마찰 손실은 약 7.5%~21%정도로 상당한 개선의 여지가 있다. 특히 밸브 트레인 부는 엔진의 다른 마찰 부분인 베어링이나 피스톤과 달리 경계 윤활 및 혼합 윤활 상태의 상당히 가혹한 조건에서 작동하고 있다. 따라서 이에 대한 많은 연구가 이루어져 왔다.

밸브 트레인에서의 마찰에 대한 연구는 1980년대 이후 본격적으로 시작되었다. Stron과 Willermet[1]은 로커암 타입 OHC 밸브 기구에 대하여 각 접촉부에서의 마찰 손실 계산 모델을 윤활 특성을 고려하여 수립하였으며 실험을 통해 검증하였다. Helden과 Meer[2]는

캠과 태핏 사이의 접촉부에서 캠각에 따라 변화하는 마찰을 측정하는 방법을 제시하였고, 윤활유의 특성과 마찰특성 사이의 관계에 대해 실험하였다. Crane과 Meyer[3]는 직접 구동형과 센터 피벗형 OHC 밸브 기구의 각 접촉부에서 발생하는 마찰력을 근사적으로 쉽게 구할 수 있는 다양한 식을 제안하였고, Katoh와 Yasuda[4]는 직접 구동형 밸브 기구에 대해 마찰 저감을 위해 여러 가지 기법을 제시하고 실험을 통해 40% 가량의 마찰 이득을 얻었다. 한편, 저자들은[5,6] 직접 구동형 밸브 트레인 시스템의 각 설계 인자가 마찰 특성 및 진동 특성에 미치는 영향에 대한 연구를 통해 밸브 스프링 강성과 장착 예하중이 마찰 특성에 큰 영향을 미침을 밝힌 바 있다.

본 연구에서는 마찰 손실이 적은 밸브 트레인 시스템의 설계를 위하여 밸브 트레인 시스템 중 가장 가혹한 조건에서 작동하는 캠과 태핏 사이의 마찰 특성 해석을 위한 수학적 모델을 제시하고 간단한 실험 장치

를 구성하여 이를 검증하였다.

2. 마찰 특성 해석

Fig. 1에는 본 논문의 연구 대상인 직접 구동형 밸브 트레인 시스템의 개략도를 나타내었다.

직접 구동형 밸브 트레인 시스템은 캠과 태핏, 밸브, 밸브 스프링 등으로 구성되어 있다. 한편 본 연구에 사용된 태핏은 유압식 태핏인 HLA(Hydraulic Lash Adjuster)이다.

Fig. 1에서 캠과 태핏 사이의 접촉부는 순간적인 고하중이 최소의 윤활 유막 두께로서 작용하기 때문에 마찰 손실이 크고 표면의 마모가 심하다. 캠과 태핏의 접촉부는 기하학적인 접촉 형상보다는 과도한 수직 전달 하중에 의해 경계 윤활, 혼합 윤활 또는 탄성 유체 윤활 상태임이 알려져 있다. 본 연구에서는 캠과 태핏 사이가 혼합 윤활 상태라는 가정 하에서 마찰 특성에 대한 해석을 시도하였다. 혼합 윤활의 경우 전체 마찰 성분은 건 마찰과 점성 마찰의 합으로 나타낸다[7].

우선 캠과 태핏 사이의 최소 유막 두께는 선접촉하의 탄성 유체 윤활 상태에 적용 가능한 다음과 같은 Dowson[7]식을 이용하였다.

$$H_{\min} = 2.65 U_e^{0.7} G^{0.54} W_e^{-0.13} \quad (1)$$

식 (1)을 이용하여 캠의 한 회전 주기 동안 순간적인 최소 유막 두께 변화를 얻을 수 있다.

이때, 접촉부의 합성 조도와 최소 유막 두께의 비를 유막비(film thickness parameter)라하며 이는 다음과 같다.

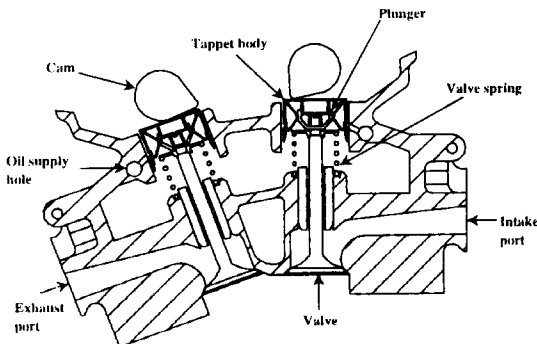


Fig. 1. Schematic diagram of direct acting type OHC valve train system.

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sigma_s} \quad (2)$$

Streibeck 선도에 의하면, 유막비가 1보다 작을 때는 경계윤활, 3보다 클 때는 탄성유체윤활, 1과 3사이에는 혼합윤활이 된다. 경계윤활 영역에서는 건 마찰이, 탄성유체윤활 영역에서는 점성마찰이, 그리고 혼합윤활 영역에서는 두 마찰 성분이 동시에 존재한다. 이러한 윤활조건과 마찰특성을 고려하여 Staron과 Willermet[1]이 제안한 마찰력 계산식을 수정하면 다음과 같다.

$$F_d = \begin{cases} f(1 - \lambda^3)L & (0 < \lambda \leq 3) \\ 0 & (3 < \lambda) \end{cases} \quad (3)$$

$$F_v = \begin{cases} 0 & (0 < \lambda \leq 1) \\ \left(\frac{\lambda - 1}{2} \right) \frac{2bW \eta u_r}{h_{\min}} & (1 < \lambda \leq 3) \\ \frac{2bW \eta u_r}{h_{\min}} & (3 < \lambda) \end{cases} \quad (4)$$

$$F_{\text{fric}} = F_d + F_v \quad (5)$$

식 (3)에서 f 는 건 마찰이 발생하는 경우의 마찰 계수이다. Staron과 Willermet은 f 를 0.1로 가정하였으며, Crane과 Meyer[3]는 실험을 통해서 0.06~0.11 정도의 값을 얻었다. 본 연구에서는 Staron과 Willermet의 가정을 따랐다.

한편 밸브 트레인 시스템에서 캠축 구동 토크는 크게 세 가지 성분으로 구성되어 있는데, 캠과 태핏 사이의 수직 전달 하중에 의한 토크, 캠과 태핏 사이의 수평 방향 마찰력에 의한 토크, 그리고 캠축 베어링에 걸리는 토크가 각각 그것이다. 이중 마찰력에 의한 토크 성분은 앞서 제시된 마찰력 식으로부터 구할 수 있고, 수직 방향 하중에 의한 토크 성분은 밸브 트레인 시스템의 동특성 해석을 통하여 수직 방향 전달 하중을 구함으로써 얻을 수 있다[5,6]. 한편 베어링부의 마찰 토크는 무한폭 베어링 이론으로부터 구하였다[5].

3. 마찰 특성 실험

Fig. 2에는 본 연구에 사용된 마찰 특성 실험 장치의 개략도를 나타내었다.

실험 장치는 구동부와 하우징부 그리고 측정 장치로 구성되어 있다. 구동용 모터는 DC모터로 최대 회

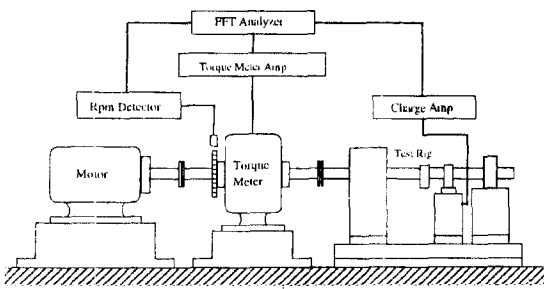


Fig. 2. Schematic diagram of experimental system.

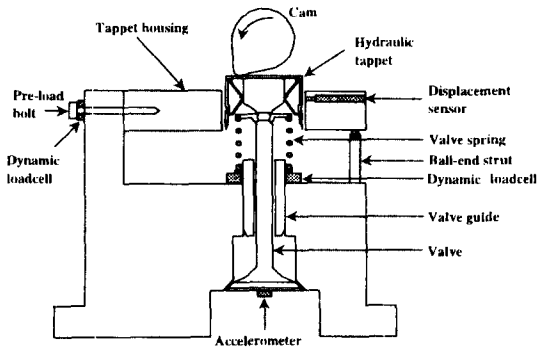


Fig. 3. Section view of tappet housing.

전 속도 10000 RPM이다. 토크 측정 장치는 KYOWA 제품으로 최대 허용 토크는 50 Nm이다. 하우징부는 양단 지지 베어링부와 태핏 하우징으로 구성되어 있다. Fig. 3에는 태핏 하우징의 개략도를 나타내었다.

태핏 하우징은 밸브 트레인 시스템의 마찰 특성 뿐 아니라 동특성도 동시에 측정이 가능하도록 설계되었다. 캠과 태핏 사이에 작용하는 마찰력은 태핏 표면에 수평 방향으로 작용하며 이 힘은 Fig. 3의 우측 상단에 있는 다이내믹 로드셀을 통하여 측정한다. 다이내믹 로드셀은 KISTLER 제품으로 측정 범위는 최대 9 kN이다. 또한 캠과 태핏 사이의 수직 전달 하중에 의해 로드셀 예하중용 볼트에 가해지는 압축 효과를 최

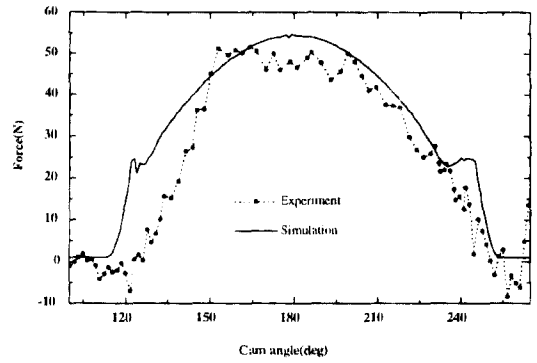
Table 1. Specification of valve train system

태핏 질량	0.058 kg
태핏 보어 반지름	0.01653 m
태핏 반지름	0.0165 m
플런저 반지름	0.0065 m
타핏 높이	0.030 m
캠 폭	0.014 m
오일 점성	0.01 Pa·s

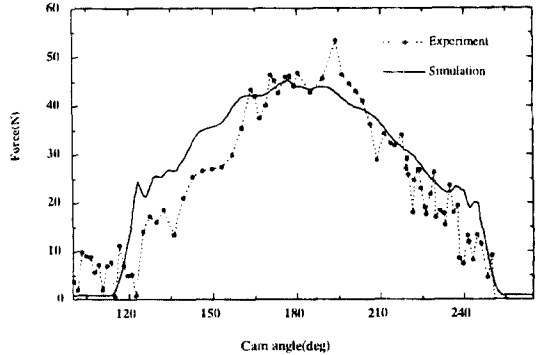
소화할 목적으로 태핏 하우징을 지지할 지주(Strut)를 설치하였다. Table 1에는 해석 및 실험에 사용된 시스템의 사양 및 오일의 물성치를 나타내었다.

4. 결과 및 고찰

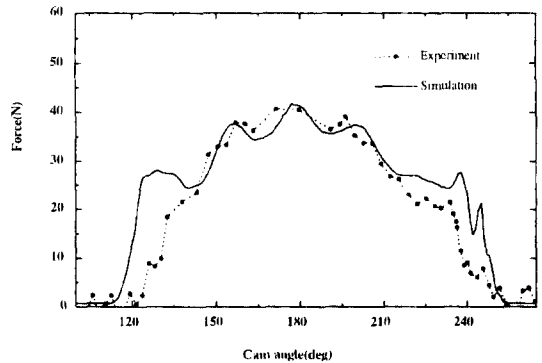
Fig. 4에는 캠축의 회전 속도에 따른 캠과 태핏사이



(a) 500 RPM



(b) 1000 RPM



(c) 1500 RPM

Fig. 4. Friction force between cam and tappet for various rotational speed.

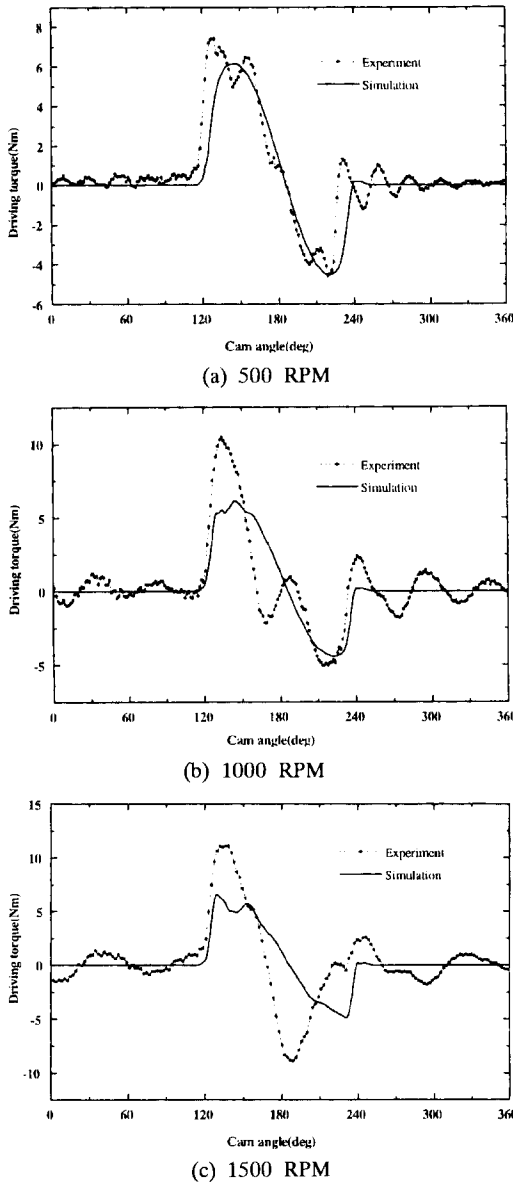


Fig. 5. Camshaft driving torque with variation of rotational speed.

에 작용하는 마찰력에 대한 해석 결과 및 실험 결과를 비교하여 나타내었다. 회전 속도가 증가함에 따라 마찰력은 감소하는 경향을 나타내고 있으며 고속으로 갈수록 캠 노우즈(nose)구간에서 마찰력의 변동이 심화되는 경향을 나타내고 있음을 알 수 있다. 한편 실험 결과와 해석 결과를 비교하면 밸브의 열림부와 닫힘부에서 실험 값이 다소 작은 것을 제외하면 최대 마

찰력의 크기 및 마찰력의 형상이 거의 유사한 경향을 나타냄을 볼 수 있는데 이는 본 논문에서 제시한 마찰력 해석 모델이 타당하다는 것을 의미하며, 아울러 본 연구에서 채택한 캠과 태핏사이의 마찰력 측정 방법이 기존의 스트레인 게이지를 이용한 측정 방법에 비해 효과적임을 의미한다.

Fig. 5에는 캠축 구동 토크의 측정 결과를 해석 결과와 비교하여 나타내었다. 해석 결과 회전 속도가 증가함에 따라 최대 토크 값의 변화는 거의 발생하지 않았다. 그러나 실험 결과 회전 속도가 증가할수록 열림부와 닫힘부의 최대 토크가 증가하는 경향을 나타내었다. 500 RPM의 경우 해석 결과와 실험 결과가 거의 유사한 경향을 나타내고 있으나 1000 RPM의 경우는 열림부 최대 토크에 있어서 실험 값이 급격히 증가하였으며, 1500 RPM에서 닫힘부 최대 토크 시기가 다른 속도와는 달리 지나치게 앞당겨졌다. 이는 다음과 같은 이유에 의해 발생하는 것으로 생각된다. 회전 속도가 증가할수록 밸브의 거동은 기구학적 특성이 아니라 동적 특성의 지배를 받게 되어 캠과 태핏 사이의 전달 하중 역시 심하게 변동하게 된다. 앞서 언급한 구동 토크를 구성하는 인자 중 가장 큰 영향을 미치는 인자가 캠과 태핏 사이의 수직 전달 하중에 의한 토크 성분이란 점을 감안할 때 고속으로 갈수록 태핏 내 HLA의 비정상적 거동에 의해 밸브의 진동이 심화되고 이에 따른 수직 전달 하중의 급격한 변화와 회전축의 진동 특성이 토크에 영향을 준 것으로 생각된다. 한편 회전 속도가 증가하면서 밸브가 닫히고 난 다음의 토크 변동이 심화되는 경향을 나타내고 있는데 이는 고속으로 갈수록 밸브 바운스(bounce)가 커지므로 이에 따른 잔류 진동의 영향인 것으로 생각된다.

5. 결 론

Staron과 Willermet이 제안한 캠과 태핏사이의 마찰 모델로부터 수정된 마찰력 해석 모델을 제시하고 이를 토대로 캠과 태핏 사이에 작용하는 마찰력에 대한 해석을 수행하고 간단한 실험 장치를 구성하여 이를 검증하였다. 수정 제시한 모델로부터 얻어진 해석 결과와 실험 결과가 상당히 유사한 경향을 나타내어 마찰력 해석 모델 및 실험 방법이 효과적임을 입증하였다. 제시된 해석 모델에는 태핏의 회전을 고려하지 않았으며 태핏의 회전을 고려한 해석 모델이 개발되어

저야 할 것으로 생각된다. 캠축 구동 토크의 경우 해석 결과와 실험 결과에서 다소 차이를 보였다. 이는 구동 토크의 지배 인자인 캠과 태핏 사이의 수직 전달 하중의 급격한 변화에 의한 것으로 생각되며, HLA의 비정상적 거동에 대한 해석 모델이 수립되어야 할 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 서울대학교 터보동력기계 연구소와 현대 자동차의 지원에 의해 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

기호 설명

b	: 캠과 태핏 사이의 선 접촉 폭
f	: 건 마찰 계수
G	: 무차원 재료 상수
H_{min}	: 무차원 최소 유막 두께
h_{min}	: 최소 유막 두께
U^*	: 무차원 유입 속도
W	: 전달 하중
W_c	: 무차원 전달 하중
F_d	: 건 마찰력
F_{fric}	: 전체 마찰력
F_s	: 점성 마찰력
η	: 점성

u_i	: 유입 속도
λ	: 유막 두께비
σ_s	: 표면 조도

참 고 문 헌

1. J. T. Staron, P. A. Willermet, "An Analysis of Valve Train Friction in Terms of Lubrication Principles," SAE 830165.
2. A. K. van Helden, R. J. van der Meer, J. J. van Staa-den, E. van Gelderen, "Dynamic Friction in Cam/Tap-pet Lubrication," SAE 850441.
3. Michael E. Crane, Roy C. Meyer, "A Process to Predict Friction in an Automotive Valve Train," SAE 901728.
4. Akira Katoh, Yoshiteru Yasuda, "An Analysis of Fric-tion Reduction Techniques for the Direct-Acting Valve Train System of a New-Generation Lightweight 3-Liter V6 Nissan Engine." SAE 940992.
5. 지유철, 조명래, 김형준, 정진영, 한동철, 최재권, 김승철, "HLA를 장착한 직접 구동형 OHC 밸브 트레인 시스템의 마찰 특성 해석," 한국자동차공학회 춘계학술대회, Vol.1, pp.647-655, 1997.
6. Y. C. Ji, M. R. Cho, D. C. Han et al., "An Analytical Study on the Dynamics of Direct Acting OHC Valve Train System equipped with Hydraulic Valve Lash Adjuster," Asia-Pacific Vibration Conference 97, Vol. 2, pp. 789-794, 1997.
7. C. M. Taylor, "Engine Tribology," Tribology Series 26, Elsevier Science Publishers, 1993.