

직접 구동형 밸브트레인 시스템의 캠-팔로워 접촉면의 접촉 응력 해석

조명래 · 신흥주* · 한동철**

서울대학교 터보동력기계 연구센터
*서울대학교 정밀기계설계 공동 연구소
**서울대학교 기계항공공학부

The Analysis of the Contact Stresses at the Cam and Follower Interface in the Direct Acting Type Valve Train System

M. R. Cho, H. J. Shin* and D. C. Han**

Turbo & Power Machinery Research Center, Seoul Nat. Univ.
*Institute of Advanced Machine Design, Seoul Nat. Univ.
**School of Mechanical and Aerospace Eng., Seoul Nat. Univ.

Abstract – This paper present the contact stresses, which considers the shear stress at the cam and follower interface in the direct acting type valve train system of a high speed engine. To determine the contact condition, the normal contact forces are calculated by using the lumped mass dynamic modeling. The line contact is considered between the cam and follower interface. The variations of dynamic stresses are presented as a function of camshaft rotational angle. Also the effects of various design parameters are investigated.

Key words – Ontact stress, line contact, shear stress, design parameter.

1. 서 론

내연 기관의 밸브트레인 시스템의 캠과 종동자는 캠 축의 회전 운동을 밸브의 왕복 운동으로 변환함으로써 밸브의 개 · 폐를 담당한다. 최근 엔진의 설계 경향은 소형, 경량화 되는 반면, 엔진에서 요구되는 출력 및 속도는 증가하고 있다. 이러한 조건의 변화에 따라 캠과 종동자의 접촉부에 작용하는 동적 하중은 크게 증가하였고, 이에 따라 접촉부에서의 접촉 응력 역시 크게 증가한다. 이러한 반복되는 응력은 접촉면의 피로 파괴를 유발할 뿐 아니라 밸브 트레인 시스템의 신뢰성을 저하시키며, 결국에는 엔진의 파손을 유발한다.

그러나 밸브트레인 시스템에 대한 연구의 대부분은 밸브 기구의 동적 특성[1,2,3,4,5,6] 또는 캠과 종동자 접촉부의 윤활 특성[7,8,9]에 집중되어 있으며, 캠과 종동자 접촉부의 접촉 응력 특성에 대한 연구[10]는 극히 제한되어 있다.

본 연구는 HLA(Hydraulic Lash Adjuster)를 장착한 직접 구동형 OHC(Overhead cam) 밸브트레인 시스템의 캠과 종동자 접촉부에서의 접촉 응력 특성을 해석하는 것을 목적으로 한다. 접촉부에서의 동적 하중 및 응력을 해석하기 위한 프로그램을 개발하였다. 밸브트레인 시스템을 집중 질량법을 이용해 모델링하여 동적 하중을 해석하였으며, 이를 이용하여 캠과 종동자 접촉부에 작용하는 접촉 응력에 대한 해석을 수행하였다. 캠 축 회전 각도에 대한 접촉 응력의 변화 선도를 해석 결과로 제시하였고, 여러 설계 변수에 대한 영향을 조사하였다.

2. 이론 해석

2-1. 동적 하중 해석

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

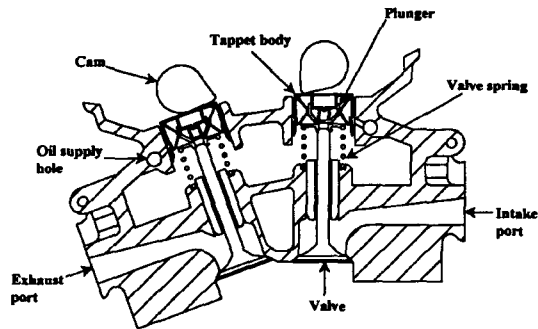


Fig. 1. Schematic diagram of direct acting type OHC valve train system.

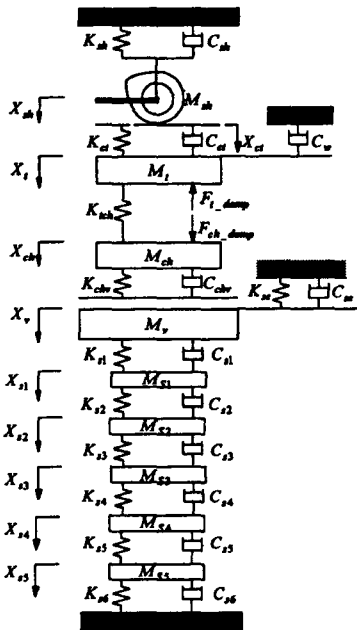


Fig. 2. Dynamic mode of valve train system.

접 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. 2에는 밸브트레인 시스템의 동특성 해석을 위해 집중 질량법을 이용해 구성된 해석 모델을 나타내었다. 동특성 해석 모델은 질량, 스프링 및 댐핑 요소로 구성되어 있으며, 총 9자유도를 가진다. 밸브 스프링의 서지(surge) 효과를 고려하기 위해 밸브 스프링은 총 5개의 집중 질량으로 분할되었다[11,12]. 또한 밸브 바운스(bounce)를 고려하기 위해 밸브 시

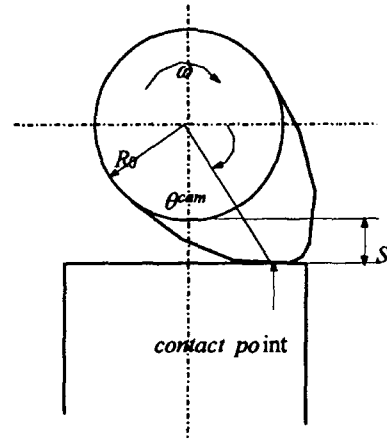


Fig. 3. Schematic diagram of a cam and follower.

트의 강성 및 댐핑이 고려되었고, HLA의 태핏 바디와 플런저의 상대 운동을 고려하기 위해 HLA는 두 개의 집중 질량으로 모델링 하였다. 한편 태핏 바디와 플런저에 작용하는 감쇠력은 상대 운동에 따라 다른 특성을 보이므로 이를 반영하기 위해 태핏 바디와 플런저 사이의 댐핑 요소를 비선형 댐핑으로 모델링 하였다[6].

Fig. 2에 나타낸 모델의 각 질량에 대한 힘 평형으로부터 전체 시스템에 대한 운동 방정식을 유도할 수 있으며 이는 식 (1)과 같은 형태로 표현된다.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\} \quad (1)$$

식 (1)을 해석하기 위해 캠과 태핏 바디, 플런저와 밸브, 그리고 밸브와 밸브 시트의 분리 조건이 고려되었다. 식 (1)의 해는 4차의 Runge-Kutta법을 통해 구할 수 있다.

2.2. 접촉 응력 해석

캠과 종동자 접촉부의 응력 해석을 수행하기에 앞서 접촉부에서의 캠의 등가 곡률 반경을 결정해야 한다. 본 연구의 해석 대상인 집적 구동형 캠의 등가 곡률 반경은 식(2)와 같이 결정된다.

$$R_{cam} = R_0 + S + \frac{d^2 S}{d\theta^2_{cam}} \quad (2)$$

캠의 양정 곡선과 계산된 등가 곡률 반경을 Fig. 4에 나타내었다.

접촉부에서의 접촉 응력은 Hertz선 접촉 이론으로

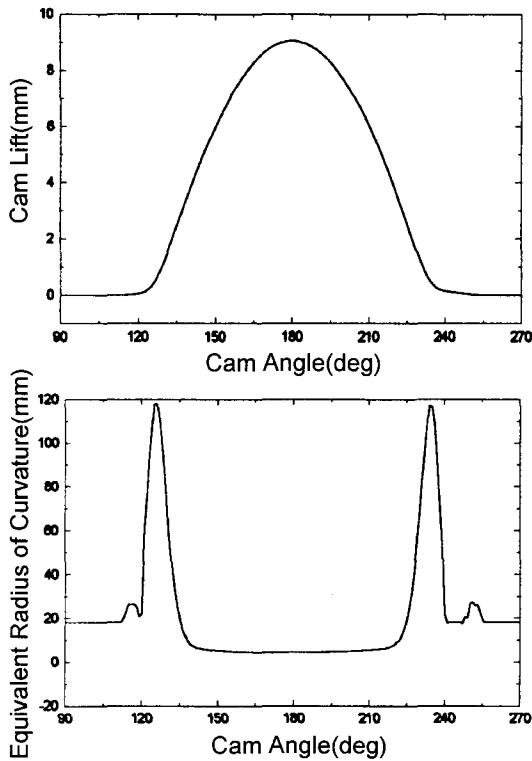


Fig. 4. Cam lift curve and equivalent radius of curvature.

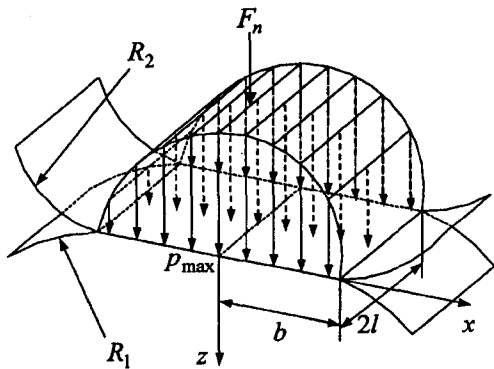


Fig. 5. The distribution of contact pressure distribution between cam and follower interface.

부터 구할 수 있다. 접촉 응력의 해석시 수직 응력 뿐 아니라 마찰력에 의한 전단 응력도 동시에 고려하였다. Fig. 5에는 선 접촉 하에서 접촉 압력의 분포를 나타내었다. Fig. 5에서 접촉 길이와 최대 접촉 압력은 다음의 식으로 주어진다.

$$b = \left(\frac{4F_n R'}{\pi l E'} \right)^{1/2} \quad (3)$$

$$P_{max} = \frac{F_n}{\pi b l} \quad (4)$$

접촉부의 수평 방향의 접촉 압력 분포를 타원형 압력 분포로 가정하면 수평 방향의 압력 분포는 다음의 식으로 주어진다.

$$p(x) = P_{max} \left[1 - \left(\frac{x}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5)$$

이상적인 단위 길이당 하중이 접촉면의 수직 및 수평 방향으로 작용한다고 가정하면 접촉면 아래 임의의 지점에서의 응력 분포는 다음의 식으로 주어진다[13].

$$\sigma_x(x, z) = - \frac{2z \int_b^{-b} p(x)(x-s)^2 ds}{\pi \int_b^{-b} \{(x-s)^2 + z^2\}^2 ds} \quad (6)$$

$$- \frac{2z \int_b^{-b} p(x)(x-s)^2 ds}{\pi \int_b^{-b} \{(x-s)^2 + z^2\}^2 ds}$$

$$\sigma_z(x, z) = - \frac{2z^3 \int_b^{-b} p(s)}{\pi \int_b^{-b} \{(x-s)^2 + z^2\}^2 ds} \quad (7)$$

$$- \frac{2fz \int_b^{-b} p(x)(x-s)}{\pi \int_b^{-b} \{(x-s)^2 + z^2\}^2 ds}$$

$$\tau_{xz}(x, z) = - \frac{2z^2 \int_b^{-b} p(s)(x-s)}{\pi \int_b^{-b} \{(x-s)^2 + z^2\}^2 ds} \quad (8)$$

$$- \frac{2fz \int_b^{-b} p(x)(x-s)^2 ds}{\pi \int_b^{-b} \{(x-s)^2 + z^2\}^2 ds}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left[\frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_z) \right]^2 + \tau_{xz}^2} \quad (9)$$

식 (6), (7), (8)에서 f는 마찰 계수를 나타낸다.

Table 1에는 해석에 사용된 캠 과 태핏의 주요 치수 및 재료의 물성치를 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 6에는 캠 축이 500 rpm으로 회전 할 때, 최대 전단 응력이 발생하는 캠 각도에서의 전단 응력 분포를 나타내었다. 전형적인 선 접촉 상태의 응력 분포를 나타내고 있으며 마찰력의 작용에 의해 비대칭 형상을 나타내고 있음을 알 수 있다.

Fig. 7에는 캠 축의 회전 속도에 따라 접촉면에 작용하는 동적 하중 및 접촉 응력 변화에 대한 해석 결과를 나타내었다. 저속에서는 캠 양정의 변화에 비례하는 하중 변동 특성을 나타내나 회전 속도가 증

Table 1. Specification of test cam and follower

width of cam (mm)	16
radius of base circle (mm)	18
Young's Modulus (GPa)	165
Poisson's Ratio	0.3

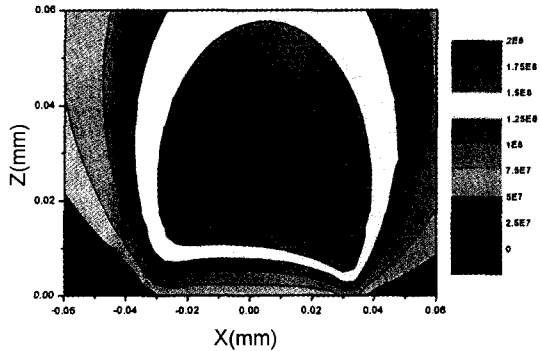


Fig. 6. Maximum shear stress distribution (500 rpm, f=0.1).

가할수록 동적 특성의 영향이 크게 나타나 밸브가 열리고 닫히는 영역에서의 하중이 캠 노우즈 영역의 하중보다 증가하는 경향을 나타내며, 노우즈 영역에서는 밸브 스프링의 서지 현상에 의한 진동 특성을 보이고 있다 또한 2500 rpm의 경우 캠과 태핏의 분리 현상이 관찰되고 있다.

캠과 태핏 사이의 접촉면에서의 응력의 경우, 회전 속도의 증가에 따른 최대 전단 응력의 변화는 별로 발생하지 않음을 알 수 있다. 고속으로 회전하는 경우, 상대적으로 하중이 작은 노우즈 영역에서의 응력이 상대적으로 크게 나타나고 있다. 이는 캠과 태핏 사이의 최대 접촉 응력은 반드시 접촉 하중에 비례하지 않는다는 사실을 나타내는 것으로 하중보다는 접촉부의 곡률 반경과 더욱 밀접한 관계가 있는 것으로 생각된다. 이는 Fig. 8의 결과를 통해 확인할 수 있다. Fig. 8에는 원래 설계된 캠과 일정 시간 운전 후 미세한 마모가 발생하였다고 가정한 캠 곡선에 대한 응력 해석 결과를 나타내었다. 캠 곡선의 마모는 곡률 반경의 변화를 유발하게 되고 그 결과 곡률 반경이 변한 영역에서 큰 응력의 집중 현상이 발생하고 있음을 알 수 있다. 이러한 응력 집중 현상은 캠의 파손을 일으키는 중요한 원인이 된다.

Fig. 9에는 캠 폭에 대한 해석 결과를 나타내었다. 캠 폭이 커질수록 최대 Hertzian 압력의 감소에 의해

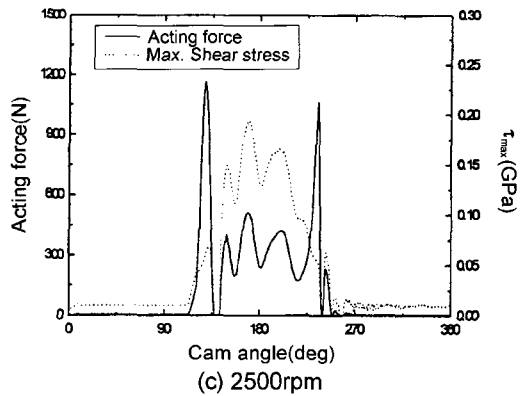
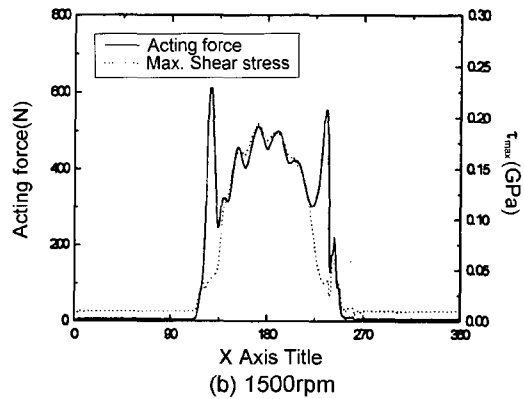
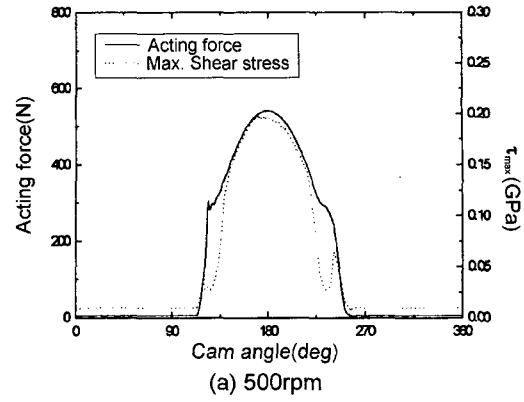


Fig. 7. Variations of acting force and dynamic shear stress according to rotational speed (f=0.1).

최대 전단 응력은 감소하는 경향을 나타낸다. 한편 Fig. 10에는 마찰 계수의 변화에 따른 해석 결과를 나타내었다. 마찰 계수가 커질수록, 즉 마찰력이 증가할수록 최대 전단 응력은 증가하는 경향을 나타낸다. Fig. 11에는 캠의 기준원 반경의 변화에 따른 해석 결과를 나타내었다. 기준원 반경의 증가는 등가 곡률 반경을 증가시키며 이 결과 최대 전단 응력은

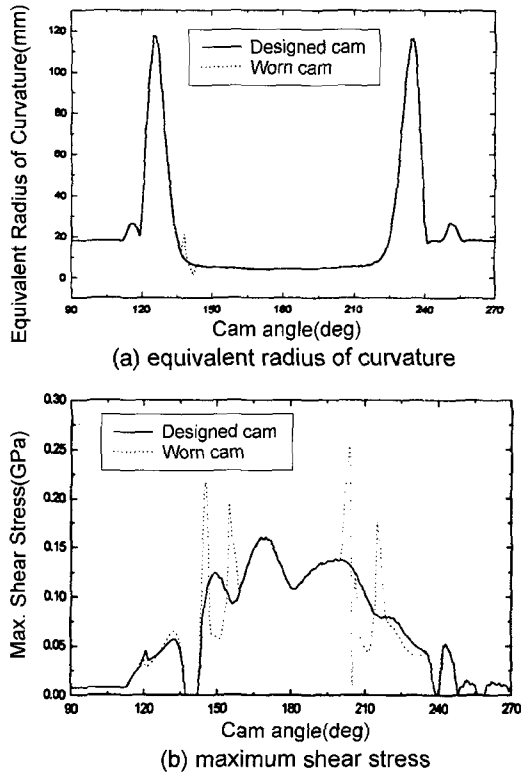


Fig. 8. Comparative results of maximum shear stress variation (2500 rpm, $f=0.1$).

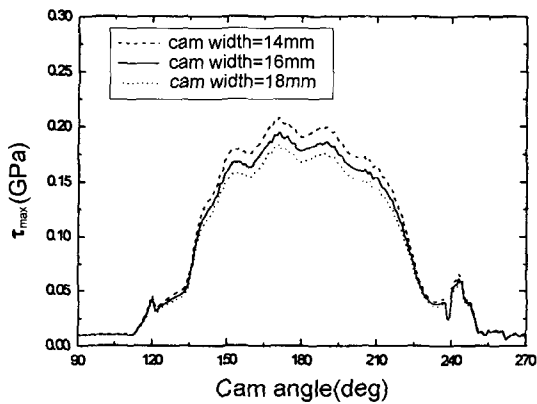


Fig. 9. Comparative results of maximum shear stress with cam width (1500 rpm, $f=0.1$).

감소하는 경향을 나타낸다. Fig. 8의 결과에서 캠의 마모에 의해 곡률 반경이 감소할 경우, 응력 집중 현상이 발생하는 하는 것으로 보아 접촉부의 곡률 반경과 접촉부 응력은 밀접한 관계가 있음을 알 수 있다.

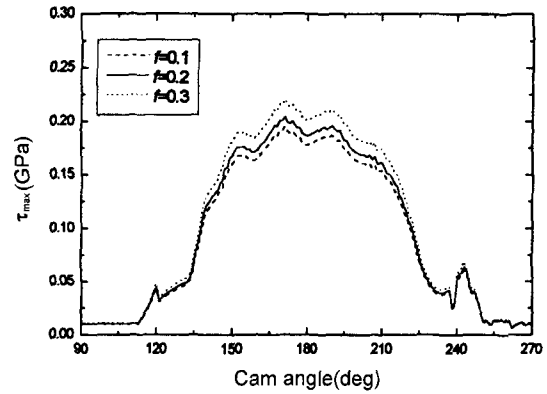


Fig. 10. Comparative results of maximum shear stress with friction coefficient (1500 rpm, cam width=16 mm).

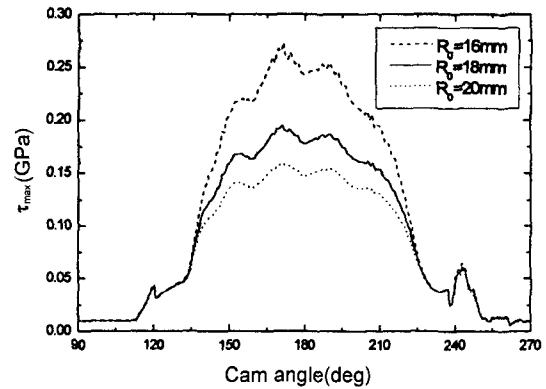


Fig. 11. Comparative results of maximum shear stress with radius of base circle (1500 rpm, cam width=16 mm).

4. 결 론

직접 구동형 밸브 트레인 시스템의 동적 특성에 대한 해석을 통해 접촉부에 작용하는 하중을 해석하고 이를 바탕으로 캠의 회전에 따른 접촉 응력의 변화를 고찰하였다. 해석 결과, 회전 속도의 변화에 따른 전달 하중의 변화는 캠과 태핏 접촉부의 최대 전단 응력에 별다른 영향을 미치지 못했다. 그러나 접촉부의 응력은 캠 곡률 반경의 변화에 민감한 변화를 나타내었다. 초기 마모가 발생한 캠의 경우 접촉부에서 큰 응력 집중 현상을 나타내었다. 캠 폭 및 기준원 반경에 대한 해석 결과 폭이 증가할수록, 기준원 반경이 커질수록 최대 전단 응력은 감소하는 경향을 나타내었으며, 마찰 계수가 증가할수록 최대 전단 응력은 증가하는 경향을 나타내었다.

이상의 결과를 통해 캠의 폭과 곡률 반경을 상대적으로 크게 설계하는 것이 응력 집중을 피하는 데 유리하며, 윤활 조건의 개선을 통해 캠과 종동부 접촉부의 마찰력을 감소시키는 것이 캠의 파손을 방지하는데 도움이 됨을 알 수 있다.

후 기

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

참고문헌

- David, J. W., Kim, D. J., and Covey, J. A., 1994, "Optimal Design of High Speed Valve Train Systems," SAE942502, pp.103-109.
- Pisano, A., P., and Freudenstein, F., 1983, "An Experimental and Analytical Investigation of the Dynamic Response of a High-Speed Cam-Follower System. Part 1: Experimental Investigation, ASME J. of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design," Vol.105, pp.692-698.
- Pisano, A., P., and Freudenstein, F., 1983, "An Experimental and Analytical Investigation of the Dynamic Response of a High-Speed Cam-Follower System. Part 2: A Combined, Lumped/Distributed Parameter Dynamic Model," ASME J. of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol.105, pp.699-704.
- Kim, D. J., and Shin, B., H., 1996, "A Study on the Dynamic Characteristics of Center Pivot Rocker Arm Type OHC Valve Trains with Hydraulic Lash Adjuster," KSAE 96370123, pp.97-108.
- Kim, J. W., Jeon, H. S., and Park, Y. S., 1990, "Analytical and Experimental Motion Analysis of Finger Follower Type Cam-Valve System with a Hydraulic Tappet," KSME Internal Journal, Vol.4, No.1, pp.40-47.
- Ji, Y. C., Cho, M. R., Choi, S. H., Han, D. C., and Choi, J. K., 1997, "An Analytical Study on the Dynamics of Direct Acting OHC Valve Train System equipped with Hydraulic Valve Lash Adjuster," APVC Conference, Kyungju, Korea.
- Staron, J. T., and Willermet, P. A., 1983, "An Analysis of Valve Friction in Terms of Lubricant Principles," SAE Paper No. 830165.
- Dowson, D., Taylor, C. M., and Zhu, G., 1986, "Mixed lubrication of a cam and flat faced follower", Proceedings, 17th Leeds-Lyon Symposium, Elsevier, pp.599-609.
- Xuesong, M., and Youbai, X., 1996, "A Numerical Analysis of the Nonsteady EHL Process in High-Speed Rotating Engine Cam/Tappet Pairs," ASME Journal of Tribology, Vol.118, N4o., pp.637-643.
- Sendyka, B., 1994, "The Analysis of the Dynamic contact Stresses Occurring in the Valve-Camshaft System of the Internal Combustion Engine," SAE940214.
- Schamel, A. R., Hammacher, J., and Utsch, D., 1993, "Modeling and Measurement Techniques for Valve Spring Dynamics in High Revving Internal Combustion Engines," SAE930615, pp.820-836.
- Phlips, P. J., Schamel, A. R., and Meyer, J., "An Efficient Model for Valvetrain and Spring Dynamics," SAE890619, pp.1159-1173.
- Williams, J. A., 1994, "Engineering Tribology," Oxford Science Publications.

기호설명

b	: half width of contact rectangle	[m]
C	: damping coefficient	[Ns/m]
E'	: reduced Young's modulus	[Pa]
F	: applying force on the each element	[N]
F_n	: contact normal force	[N]
f	: friction coefficient	[-]
K	: stiffness coefficient	[N/m]
l	: half length of contact rectangle	[m]
M	: mass of each element	[kg]
p	: contact pressure	[Pa]
p_{max}	: maximum contact pressure	[Pa]
R_{cam}	: equivalent radius of curvature in cam	[m]
R_0	: base circle radius of cam	[m]
S	: cam lift	[m]
X	: displacement of each element	[m]
x, z	: coordinate system	[m]
σ_{xz}	: normal stress	[Pa]
θ_{cam}	: cam rotational angle	[deg]
τ_{max}	: maximum shear stress	[Pa]
τ_{xz}	: shear stress	[Pa]