

혼합 윤활을 고려한 캠샤프트 진동 특성 해석

김지운, 문태선, 한동철*

서울대학교 기계항공공학부 대학원, *서울대학교 기계항공공학부

Analysis of Camshaft Vibration Characteristics with Mixed Lubrication

Jee-woon Kim, Tai-seon Moon and Dong-chul Han*

Graduate School of Mechanical & Aerospace Engineering, Seoul National Univ., *School of Mechanical & Aerospace Engineering, Seoul National Univ.

Abstract

This paper focused on the dynamic behavior of camshaft in a direct acting type valve train system. To investigate camshaft behavior, transient vibration analysis is performed by using the transfer matrix method. The camshaft is treated as lumped mass system supported by spring and damper. From the presented analytical model, we could predict dynamic behavior of camshaft, shaft locus within bearing and bearing load. The presented mode and results will be very helpful to design the optimal camshaft and valve train system.

Key Words : Camshaft, Valve Train System, Transient Vibration, Spring Surge, Transfer Matrix, Bearing, Locus

기호설명

A	Contact area, m^2
A_c	Asperity contact area, m^2
B	Half width of contact rectangle, m
C	Damping coefficient, Ns/m
D	Non-dimensional matrix
E	Reduced elastic modulus, Pa
F	Total friction force, N
F_b	Asperity contact friction force, N
F_i	Field transfer matrix at i-node
h	Nominal oil film thickness, m
h_{cen}	Central oil film thickness, m
h_{min}	Minimum oil film thickness, m
K	Spring coefficient, N/m
l	Length of contact rectangle, m
M	Mass of each element, Kg
m	Coefficient of lubricant-limiting shear stress-pressure relation
P_i	Point transfer matrix at i-node
P_b	Asperity load per unit area, N/m^2
p_h	Hydrodynamic load per unit area, N/m^2
p_{max}	Maximum Hertzian stress, Pa
q	Node state vector
R'	Reduced radius of curvature, m
T_f	Torque due to friction force, Nm
T_t	Total torque, Nm

T_w	Torque due to normal force, Nm
U	Total transfer matrix
V_e	Entrain velocity, m/s
V_s	Sliding velocity, m/s
W	Total contact load, N
W_b	Asperity contact load, N
α	Pressure coefficient of viscosity, m^2/N
α_1	Temperature coefficient of viscosity, $1/^\circ C$
α_2	Pressure coefficient of viscosity, $1/GPa$
β	Radius of asperity tip, m
γ	Pressure coefficient of boundary shear strength
η	Number of asperity per unit area, $1/m^2$
θ	Rotational angle of cam, rad
μ	Lubricant viscosity, Pa.s
μ_0	Lubricant viscosity at ambient viscosity, Pa.s
σ	Standard deviation of asperity height, m
τ	Boundary shear strength of ambient pressure, N/m^2

1. 서론

밸브 트레인 시스템은 혼합 윤활을 연소실 내로 공급하는 동시에 연소 가스의 배출을 담당하는 부분으로 엔진의 성능, 연비 및 마찰 손실 등에 상당히 중요한 영향을 끼친다. 따라서 최근에는 밸브트레인 시스템의 개선을 통해 엔진의 성능 및

연비를 향상하고자 하는 측면에서 다양한 노력이 진행되고 있다. 이러한 노력 중에는 밸브 기구를 전자식으로 개폐하여 밸브계의 마찰 손실을 근본적으로 개선하고 밸브계 개폐 시기를 최적의 상태로 제어하는 EMV 시스템의 개발, 그리고 밸브 개폐 시기를 유압식 제어 장치를 이용하여 조절하는 CVVT 기술 등이 있다. 이러한 기술의 공통점은 연소 효율 극대화를 위한 밸브 개폐 타이밍의 조절에 있다.

일반적인 밸브트레인 시스템의 밸브 개폐 시기는 각 실린더 별 캠의 위상 차이에 의해 결정된다. 그러나 밸브트레인 시스템의 캠 축은 여러 개의 하중 인자에 의해 굽힘 및 비틀림 등을 받으므로 밸브 개폐 타이밍의 변화가 발생할 수 있다. 이는 엔진의 연소 효율 뿐 아니라 동 특성에 영향을 미쳐, 엔진의 성능 뿐 아니라 정숙성 및 안정성 등에 심각한 영향을 미칠 수 있다.

밸브트레인 시스템의 캠 축의 동적 거동 특성에 대한 고찰은 최적의 밸브 트레인 시스템 설계를 위해 필수적이나 밸브 트레인 시스템에 대한 기존의 연구는 주로 단일 밸브 시스템에 대한 동 특성 연구 및 밸브 기구의 마찰 특성 연구 등에 집중되어 캠 축의 동적 거동에 대한 연구는 거의 이루어 지지 않았다.

따라서 본 연구에서는 최적의 밸브트레인 시스템 설계를 위해 캠 축의 동적 거동에 대해 살펴보고자 한다. 이를 위해 전달 행렬법을 이용한 과도 진동 해석 모델을 제시하였다. 본 해석 모델을 통해 캠 축의 동적 거동 특성 및 캠 베어링 내 저널 운동 궤적 등에 대한 고찰이 가능하였다. 본 연구에서 제시된 모델 및 해석 결과 등은 최적의 밸브 트레인 설계를 위해 유용하게 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

2. 해석 모델

2.1 밸브 동역학 해석 모델

밸브 트레인의 동적 거동을 해석하기 위하여 많은 수학적 모델들이 제시되어 왔다. 특히, 여기서 사용한 다자유도 집중 질량 모델(Lumped mass model)은 널리 사용되는 방법 중의 하나이다. 이 모델링 방법은 질량 행렬이 항상 대각 행렬이기 때문에 운동방정식의 해를 구하기 위한 수치적 방법이 용이한 반면에, 자유도 수가 증가하면 할수록 여러 파라미터 값(질량, 강성, 감쇠)의 결정이 점점 더 어려워지며 더 많은 계산량이 요구된다. 하지만, 국부적인 강성과 감쇠의 변화가

전체 시스템에 어떠한 영향을 끼치는 지를 확인할 수 있고, 그 결과로 얻어진 최적화된 강성과 감쇠를 실제 밸브 시스템의 설계에 반영할 수 있는 장점이 있다. 스프링을 다섯 개의 질량요소로 나누었고 이 질량들을 여섯 개의 스프링 요소($K_{s1}, K_{s2}, K_{s3}, K_{s4}, K_{s5}, K_{s6}$)와 여섯 개의 감쇠($C_{s1}, C_{s2}, C_{s3}, C_{s4}, C_{s5}, C_{s6}$) 요소로 연결시켜, 스프링 서지(Spring Surge) 현상이 밸브 움직임에 미치는 영향을 나타내고자 하였다. 또, 바운스(Bounce)와 밀접하게 연관된 밸브 시트의 강성(K_{se})과 감쇠(C_{se})를 포함시켰다.

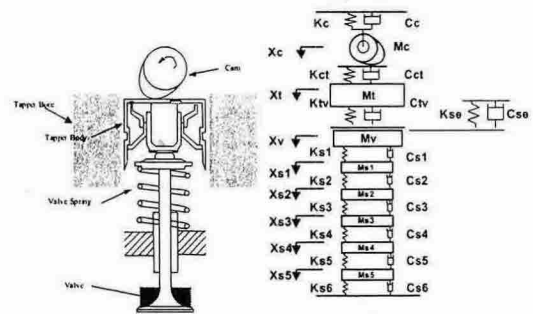


Fig. 1 Dynamic model of valve system

각 요소간의 강성과 감쇠, 요소의 질량을 이용해 캠과 태핏, 태핏과 밸브 그리고, 밸브와 밸브 시트의 분리 조건을 고려하여 8 개의 질량 요소에 대한 운동 방정식을 구할 수 있다. 캠의 양정 곡선에 따른 변위의 변화량과 요소 간의 분리 조건에 따른 하중의 변화가 외력으로 작용한다. 운동 방정식을 전개하여 행렬식 형태로 바꾸면 다음과 같이 표현 된다.

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

위와 같이 행렬식으로 표현된 운동 방정식은 4 차 Runge-Kutta Method 를 이용하여 수치적으로 계산함으로써 각 질량 요소의 변위, 속도를 구할 수 있다.

2.2 밸브와 캠 접촉부 혼합 윤활 해석

동력학 해석을 통해 캠과 태핏 접촉부에 작용하는 하중이 계산되면 Hertz 접촉 이론을 통해 접촉부에 작용하는 최대 응력 및 접촉 면적을 계산할 수 있으며, 등은 상태에서 캠, 태핏 접촉부의 최소 유막 두께 및 중심부의 유막 두께는 Dowson의 선 접촉 상태에서의 EHL 이론에 의해

다음과 같이 결정된다.¹⁾

$$h_{\min} = 2.65R' \left(\frac{\mu_o V_c}{E'R'} \right)^{0.7} (\alpha E')^{0.54} \left(\frac{W}{E'R'l} \right)^{0.1}$$

$$h_{\text{cen}} = 3.06R' \left(\frac{\mu_o V_c}{E'R'} \right)^{0.69} (\alpha E')^{0.56} \left(\frac{W}{E'R'l} \right)^{0.1} \quad (2)$$

혼합 윤활 해석을 위한 기본 가정은 다음과 같다. 캠과 태핏 접촉부에서의 마찰은 동수압 윤활에 의한 점성 마찰과 표면 돌기의 접촉에 의한 경계 마찰로 구성된다. Greenwood 와 Tripp 의 돌기 접촉 이론에 따르면 탄성 변형된 접촉 돌기를 통해 전달되는 하중은 다음과 같다.^{2),3)}

$$W_b = \frac{8\sqrt{2}}{15} \pi (\eta \beta \sigma)^2 E \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} A_c F_{s/2} \left(\frac{h}{\sigma} \right) \quad (3)$$

식 (3)에서 돌기의 접촉 하중은 캠과 태핏 사이의 전달 하중을 넘지 못한다. 접촉 돌기의 높이가 Gauss 분포를 가진다고 가정하면 식 (3)에서 분포 함수는 다음과 같이 정의되며, 실제 접촉 면적은 다음과 같다.

$$A_c = \pi^2 (\eta \beta \sigma)^2 A F_2 \left(\frac{h}{\sigma} \right) \quad (4)$$

$$F_n \left(\frac{h}{\sigma} \right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{\frac{h}{\sigma}}^{\infty} (s - \frac{h}{\sigma})^n \exp(-\frac{s^2}{2}) ds \quad (5)$$

식 (4), (5)에서 공칭 유막 두께는 캠과 태핏 사이의 중심부의 유막 두께가 적용되었다. 따라서 경계 윤활에 의해 발생하는 마찰력은 얇은 표면 유막의 전달에 의해 발생하며 전달력 및 마찰력은 각각 다음과 같다.

$$F_b = \tau_o A_c + \gamma W_b \quad (6)$$

$$\tau_b = \tau_o + \gamma p_b \quad (7)$$

한편 동수압 윤활에 의한 전달력은 접촉부의 미끄럼에 의해 발생되며 이는 다음과 같이 정의된다.

$$\tau_{hh} = \mu(p, T) \frac{V_s}{h_{\text{cen}}} \quad (8)$$

(8)에서 μ 는 윤활제의 점성을 나타내며 압력 및 온도의 함수로 정의된다.

$$\mu = \mu_o \exp(\alpha_1 \Delta T - \alpha_2 p_h) \quad (9)$$

그러나 유막이 무한히 얇아질 경우 전달력이 무한히 커지게 되므로 식 (8)을 통해 전달력을 계산할 수 없다. 이러한 경우의 전달력은 Rohde 의 한계 전달 응력 이론에 기초하여 다음과 정의되며 윤활제의 최대 전달 응력을 넘을 수 없다.

$$\tau_{hb} = \tau_o + \gamma p_h$$

$$\tau_L = \tau_o + m p_h \quad (10)$$

따라서 동수압 윤활 상태 하에서의 전달력을 유막 두께의 크기에 따라 다음과 같이 정의하였으며, 점성 마찰력은 식 (8)의 적분을 통해 구할 수 있다. 식 (8)에서 윤활 조건의 구분은 Staron 과 Willermet 의 정의를 따랐다.⁴⁾

$$\tau_h = \begin{cases} \tau_{hh} & h \leq h_1 \\ \frac{h-h_1}{h_2-h_1} \tau_{hb} + \frac{h_2-h}{h_2-h_1} \tau_{hh} & h_1 \leq h \leq h_2 \\ \tau_{hh} & h \geq h_2 \end{cases} \quad (11)$$

전체 마찰력은 동수압 윤활 및 경계 윤활에 의한 마찰력의 합으로 표현되며 다음과 같다.

$$F = (\tau_b + \tau_h) A \quad (12)$$

한편 캠과 태핏 접촉부에서의 온도 상승은 마찰에 의한 발열에 기인하는 것으로, 평균 표면 온도는 다음 식으로 정의된다.

$$T = T_o + 1.064 \frac{F V_s}{A K_c \sqrt{V_c} + K_t \sqrt{V_t}} \quad (13)$$

2.3 축 진동 해석 모델

회전축 베어링 계의 진동 해석에 있어서 전달 행렬법을 이용한 해석은 유한 요소법등의 다른 해석 방법보다 계산 시간이 짧고 축의 길이에 무관하게 행렬의 크기가 일정하여 크기가 작은 행렬의 계산만으로도 해석이 가능하므로 경제적이다.⁵⁾

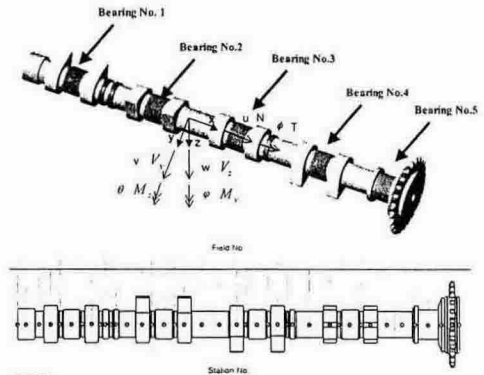


Fig. 2 Cam shaft modeling

전달 행렬법은 회전축을 집중질량과 탄성요소로 나누어 계산하는 방식으로 각각은 휨 강성의 특징을 나타내는 장 전달 행렬과 절점의 질량 및 관성 모멘트의 특징을 나타내는 점 전달 행렬의 연계에 의한 해석 방법이다. 절단 요소의 휨 강성

은 축 방향 하중, 토오크 및 전단 변형 효과에 의하여 변화되며, 각 절점에는 불평형에 의한 원심력 가진 효과, 회전체의 기울어짐에 의하여 발생하는 휨 모멘트 가진 효과, 회전속도의 가속 및 감속 효과에 의한 가진력과 가진 모멘트의 변화, 회전체의 자이로스코프 효과에 의한 모멘트의 변화와 베어링 등에 의한 강성 및 감쇠 특성에 의한 반력이 고려되었다.

Fig. 3 (a) 는 x-y 평면에서의 (i)번째 절단 요소의 자유 물체도이며 (i-1) 절단요소의 상태량이 절단 요소의 휨 강성 특성을 통하여 (i)번째 절단 요소로 전달되어가는 원리를 나타낸다. Fig. 3 (b) 는 x-y 평면에서 (i)번째 절점에 대한 자유물체도이며, 절점의 왼편 상태량이 절점의 특성을 통하여 오른편 상태량으로 전달되어가는 원리를 나타내고, 절점의 특성에 의하여 절점의 오른편에 전단력과 후미 모멘트가 추가되며, 변위와 변위각은 변동하지 않는다.

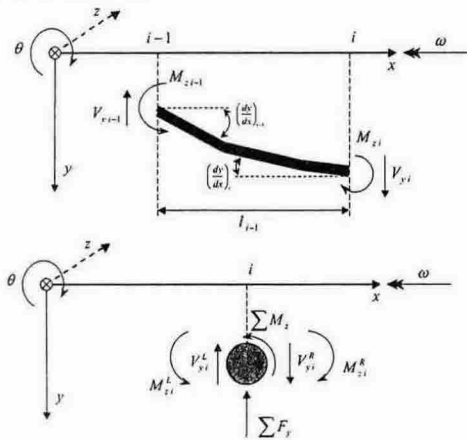


Fig. 3 Free body diagram of (i)th segment(a) and (i)th station(b) in x-y plane

따라서 각각의 절점 및 절단 요소의 특성을 고려하여 다음과 같은 평형 방정식을 구할 수 있다.

$$V_{y,i} = V_{y,i-1}$$

$$M_{z,i} = M_{z,i-1} - l_{i-1} V_{y,i-1}$$

$$\theta_i = \theta_{i-1} + \frac{l_{i-1}}{EI_{zz}} M_{z,i-1} - \frac{l_{i-1}^2}{2EI_{zz}} V_{y,i-1}$$

$$y_i = y_{i-1} + \theta_{i-1} l_{i-1} + \frac{l_{i-1}^2}{2EI_{zz}} M_{z,i-1} + \left(\frac{l_{i-1}}{GAK} - \frac{l_{i-1}^3}{6EI_{zz}} \right) V_{y,i-1} \quad (14)$$

$$y_i^R = y_i^L$$

$$\theta_i^R = \theta_i^L$$

$$V_{y,i}^R = V_{y,i}^L + \sum V_y$$

$$M_{z,i}^R = M_{z,i}^L + \sum M_z \quad (15)$$

절점에 작용하는 베어링 반력 및 자이로 스코우프 효과는 다음과 같이 나타내어 진다.

$$\begin{pmatrix} \sum F_y \\ \sum F_z \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} m_y & 0 \\ 0 & m_z \end{bmatrix} \begin{pmatrix} y'' \\ z'' \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} c_{yy} & c_{yz} \\ c_{zy} & c_{zz} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} y' \\ z' \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_{yy} & k_{yz} \\ k_{zy} & k_{zz} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} y \\ z \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} F_{ext,y} \\ F_{ext,z} \end{pmatrix} \quad (16)$$

$$\begin{pmatrix} \sum M_y \\ \sum M_z \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} I_r & 0 \\ 0 & I_r \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \psi'' \\ \theta'' \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} I_a \omega & 0 \\ 0 & -I_a \omega \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \theta' \\ \psi' \end{pmatrix} \quad (17)$$

같은 원리로 x-z 평면에 대하여 나타낼 수 있다.

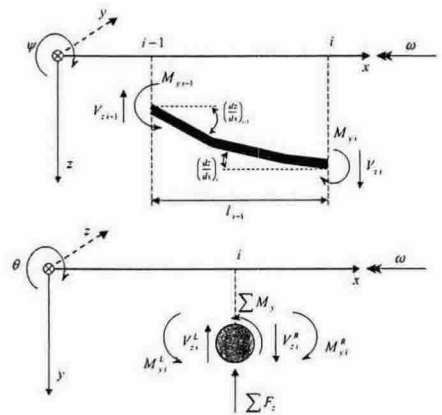


Fig. 4 Free body diagram of (i)th segment(a) and (i)th station(b) in x-z plane

따라서 다음과 같은 장 전달 행력과 점 전달 행력이 유도된다.

$$E = \begin{bmatrix} 1 & \frac{l}{EA} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \frac{l}{GJ} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & l & \frac{l^2}{2EI_z} & \frac{l}{GA} - \frac{l^3}{6EI_z} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -\frac{l^2}{2EI_z} & -l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & l & \frac{l^2}{2EI_x} & \frac{l}{GA} - \frac{l^3}{6EI_x} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -\frac{l^2}{2EI_x} & -l \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$P = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -m\omega^2 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -f\omega^2 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -F_{res} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -(\lambda_1)\omega^2 & 1 & 0 & 0 & j(-f_1)\omega^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -m\omega^2 + k_1 + j(c_1)\omega & 0 & 1 & \lambda_2 + j(c_2)\omega & 0 & 0 & 0 & -F_{res} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j(f_2)\omega^2 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda_3 + j(c_3)\omega & 0 & 0 & 0 & -(\lambda_4)\omega^2 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -m\omega^2 + k_4 + j(c_4)\omega & 0 & 0 & 1 & -F_{res} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (18)$$

이 때, 각 노드의 변위 및 각도에 대한 상태량 벡터 \bar{q} 와 (i)번째 전달 행렬은 다음과 같다.

$$\bar{q}^T = \{u \ N \ \phi \ T \ v \ \theta \ M_z \ V_y \ w \ \psi \ M_y \ V_z \} \quad (19)$$

$$U_i = P_i F_{i-1} P_{i-1} \quad (20)$$

수치 해석상의 단위 도는 회전축의 크기로 인하여 발생하는 계산 오차의 범위를 줄이고 계산 속도 향상과 수렴성을 증가시키기 위하여 무차원화 변수를 도입한다.

$$\bar{q} = D^{-1} q \quad (21)$$

$$D^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{1}{l_n} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{E_n A_n} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{l_n}{G_n J_n} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{l_n} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{l_n}{E_n I_{n,y}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{l_n}{E_n I_{n,z}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{l_n}{E_n I_{n,y}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{l_n}{E_n I_{n,z}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$q_n = U_{total} \times q_0$$

$$D q_n = U_{total} \times D q_0$$

$$\bar{q}_n = D^{-1} \times U_{total} \times D \bar{q}_0 \quad (23)$$

2.4 Valve train system numerical analysis

앞에서 단일 밸브 시스템의 모델링과 캠 축 진동을 위한 전달 행렬법을 이용한 과도진동 해석 모듈을 통합하여 캠 샤프트 거동 해석을 위하여 Fig. 5 와 같이 모델링 한다.

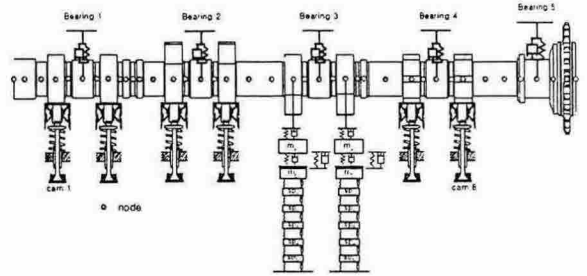


Fig. 5 Modeling of valve train system

전달 행렬법을 이용한 과도 진동 해석을 위한 적분은 점 전달 행렬과 장 전달 행렬을 연계하여 수행하고, 다음 단계에서의 적분을 계속하여가는 일련의 과정을 거쳐 축 중심의 진동 궤적을 구하는 과정이다. 이전 시간 단계에서의 모든 정보로부터 다음 시간 단계의 속도 및 가속도 성분을 추정하는 적분 관계식을 절점 행렬에 적용하여 전달 행렬을 구성한다. 수치 적분법은 이전 단계의 상태량으로부터 다음 단계의 속도 및 가속도 성분을 추정하는 관계식으로 다음과 같이 표시된다.

$$\dot{W}_{n+1} = A_n W_{n+1} + B_n$$

$$\dot{W}_{n+1} = C_n W_{n+1} + D_n \quad (24)$$

구체적으로 ρ -family 방법은 다음과 같다.

$$A_n = \frac{(1+\rho)(1+\rho^2)}{\Delta t^2}$$

$$B_n = -\left\{ \frac{(1+\rho)(1+\rho^2)}{\Delta t^2} W_n + \frac{(1+\rho)(1+\rho^2)}{\Delta t} \dot{W}_n + (\rho^3 + \rho - 1) \ddot{W}_n \right\}$$

$$C_n = \frac{2}{\Delta t} \quad D_n = -\left\{ \frac{2}{\Delta t} W_n + \dot{W}_n + \frac{\rho-1}{\rho+1} \Delta t \ddot{W}_n \right\} \quad (25)$$

우선 단일 밸브 각각에 대해 동역학 해석을 수행하여 각 질량 요소의 변위 및 속도, 가속도를 구하고 캠과 태핏 사이에 작용하는 힘을 계산한다. 그 후 캠과 태핏 사이에 작용하는 마찰력을 계산하기 위한 윤활 해석을 수행한다. 그 후 구해진 캠에 작용하는 외부 반력을 입력으로 하여 캠 축의 처음 단계의 시간에서 각 절점의 변위 및 변위각에 대한 속도, 가속도를 가정하고, 앞에서 얻어진 각 절점의 변위 및 변위각에 대한 속도, 가속도를 적용하여 전체적인 전달행렬을 풀어 각 절점에서의 변위 및 변위각을 구한다. 변화된 캠 변위를 각 밸브에 초기 입력으로 사용하여 밸브의 동역학 해석 및 윤활 해석을 반복하고 다시 캠 축에서 위의 과정을 반복한다. 캠 축의 궤적이 수렴할 때까지 반복하여 계산하며 이와 같은 회전축 중심의 진동 궤적을 구하는 알고리즘을 순서대로 나타내면 Fig. 6 과 같다.

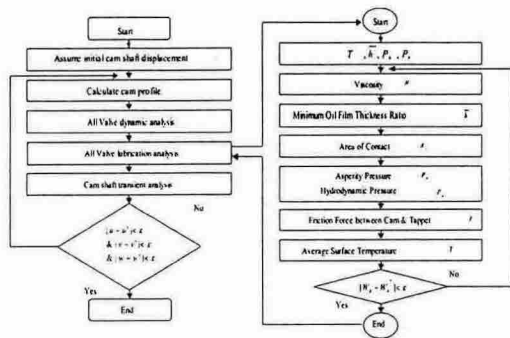


Fig. 6 Flow chart for computational analysis

3. 결과 및 토의

3.1 베어링 B/D 변화에 따른 궤적 결과

베어링의 크기를 줄이려는 노력은 최근의 경향화, 저마찰 엔진 설계에서의 기본 흐름이다. 캠샤프트에는 기본적으로 5 개의 저널 베어링이 사용되고 있다. 저널 베어링의 경우 폭과 직경비 (B/D)에 따라서 상사성을 갖는다. Fig. 7 은 베어링의 B/D 를 일정하게 하고 해석을 수행한 결과이다.

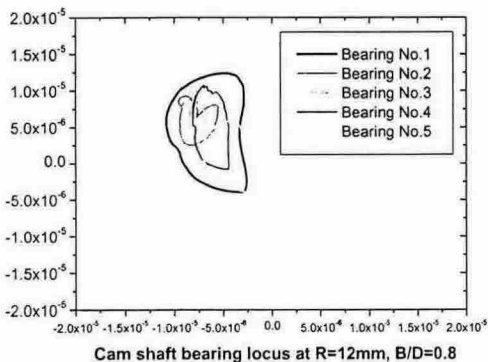
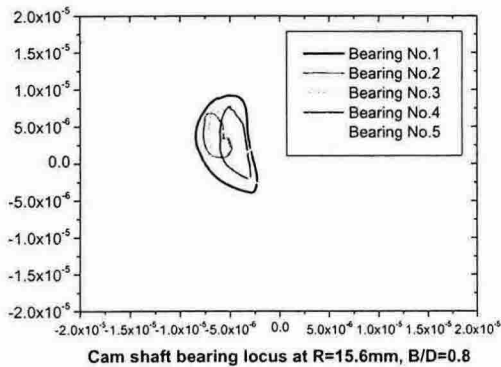


Fig. 7 Loci of cam shaft bearing according to bearing size

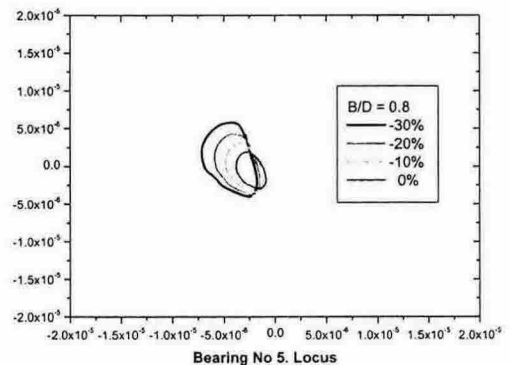
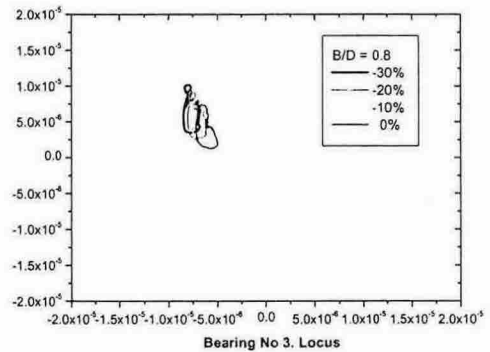
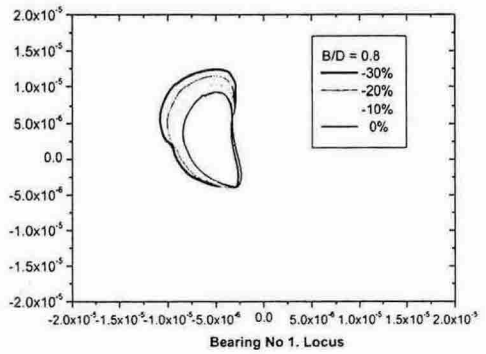
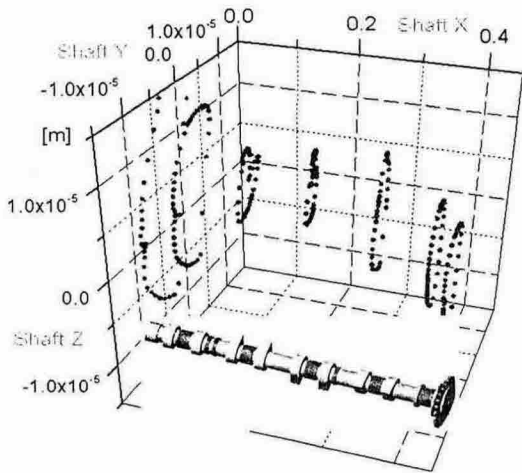


Fig. 8 Loci of cam bearing (No. 1, No. 3, No. 5) according to bearing size

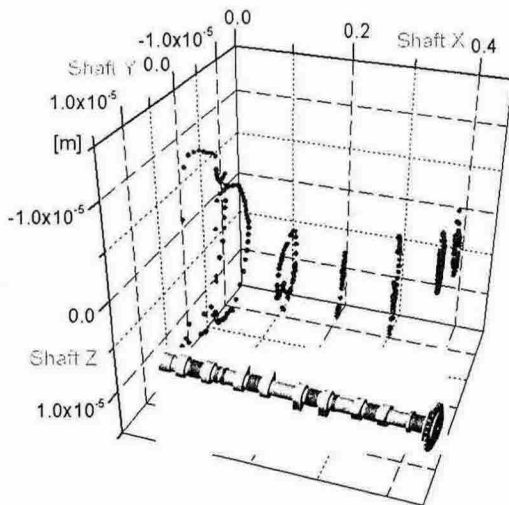
베어링의 크기가 작아짐에 따라서 베어링 궤적이 크게 나타나는 것을 Fig. 8 에서 알 수 있다.

3.2 캠축 회전수에 따른 베어링 궤적 결과

캠 회전 수에 따른 캠 축의 베어링 중심 및 양 끝단 중심의 궤적은 Fig. 9 와 같다. 밸브 계에서 작용하는 캠과 태핏 사이의 마찰력 및 수직 하중에 의해 캠 축은 좌측 상부로 치우쳐 회전함을 알 수 있었다. 또한 추가된 다섯번째 베어링에 의해 축의 오른쪽 끝단의 궤적이 왼쪽보다 상대적으로 작게 나타나고 있음을 알 수 있었다.



(a) At 1000 crpm, B/D=0.8



(b) At 2000 crpm, B/D=0.8

Fig. 9 Results of locus of shaft

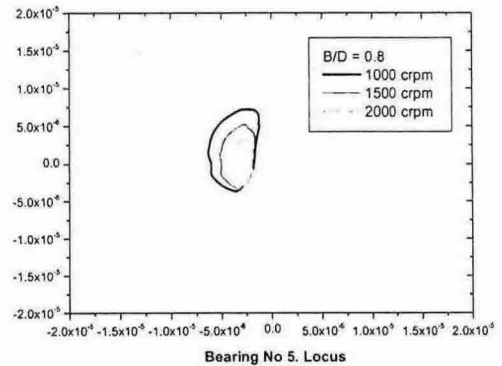
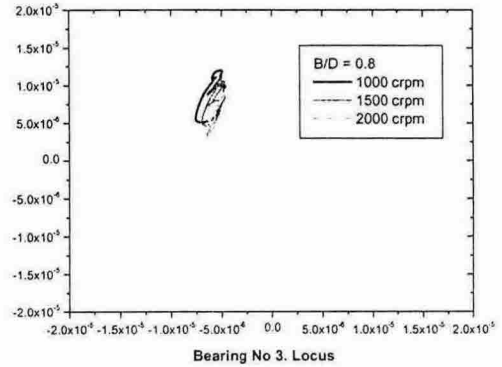
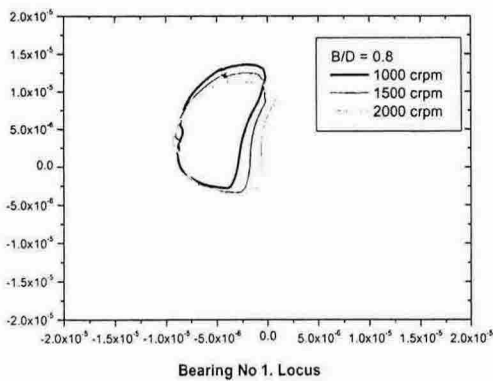
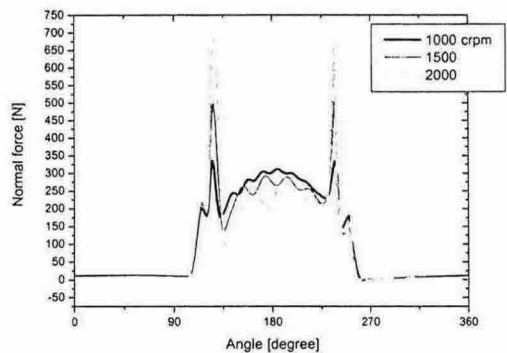


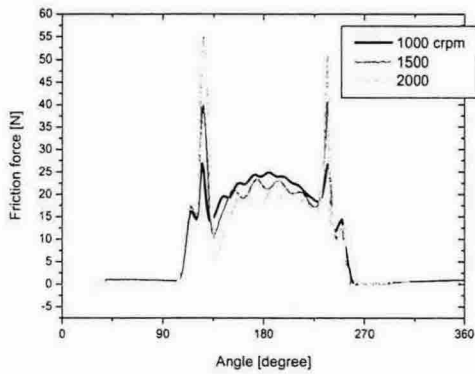
Fig. 10 Loci of cam bearing (No. 1, No. 3, No. 5) according to crpm

Figure 10 은 캠 축 회전수의 증가에 따른 베어링 중심의 궤적을 보여준다.

운전 조건에서 캠 축의 회전수가 증가함에 따라서 캠과 태핏 사이의 반력이나 마찰력은 혼합윤활 상태의 특성을 보이게 되므로 평균값은 작게 나타나고, 편심에 의한 힘은 베어링 반력에 비해 무시할 만하다.



(a) Normal Force



(b) Friction Force

Fig. 11 Normal & friction force betw. Cam & Tappet according to crpm

그러나 저널 베어링 반력은 회전수의 증가량에 비례하여 증가하므로 점점 궤적이 작아지며 안정하게 거동하고 있음을 알 수 있다.

4. 결론

밸브트레인 시스템의 동 특성 및 윤활 특성을 고려하여 캠 축 시스템 전체의 진동해석을 수행하여 캠 축 베어링의 운동 궤적을 예측하고 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 캠 축의 거동에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 캠과 태핏 사이의 접촉 하중으로 캠 축은 베어링 내에서 위쪽으로 편심 되어 회전하고 있음을 알 수 있었다.

(2) 저널 운동 궤적 해석 결과 베어링의 크기를 30%정도 줄여도 정상 운전 조건에서는 같은 B/D를 갖는다면 안정하게 동작할 것으로 예상된다.

(3) 캠 축 회전 속도가 증가함에 따라서 베어링 지지 용량의 증가량보다 편심 질량의 영향은 미미하다. 또한 RPM의 증가에 따른 외력의 증가량이 완만한 시스템이므로 엔진 운전 속도에서 안정한 베어링 궤적을 보임을 알 수 있었다.

(4) 본 결과는 밸브 트레인계 설계 및 성능 예측에 유용하게 활용될 것으로 생각된다.

참고문헌

(1) Dowson, D., Taylor, C. M., and Zhu, G., "Mixed lubrication of a cam and flat faced follower Proceedings," 17th Leeds-Lyon Symposium, pp.599-609, Elsevier, 1986.

(2) Patir, N., and Cheng, H. S., "An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication," ASME Journal of Lubrication Technology, 100, 1, 12-17, 1978.

(3) Patir, N. and Cheng, H. S., "Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surface," ASME Journal of Lubrication Technology, 121, 2, 220-230, 1979.

(4) Staron, J. T., and Willermet, P. A., "An Analysis of Valve Train Friction in Terms of Lubrication Principles," SAE 830165, 1983.

(5) 홍장표, "축방향 하중과 토오크를 고려한 회전축의 힘 진동 해석," 서울대학교 대학원 공학박사학위 논문, 1990.

(6) Van Helden, A. K., Van der Meer, R. J., Van Staaden, J. J., and Van Gelderen, E., "Dynamic Friction in Cam/Tappet Lubrication," SAE 850441, 1985.

(7) Greenwood, J. A., and Tripp, J. H., "The Contact of Two Nominally Flat Rough Surface," Proc. Instn. Mech. Engrs., 185, 48/71, 1971.

(8) Glienicke, J., Han D.C. and Leonhard, M., "Practical Determination and Use of Bearing Dynamic Coefficients," Tribology International, Dec, 1980.

(9) Kirk, R.G., and Gunter, E.J., "The Effect of Support Flexibility and Damping on the Synchronous Response of a Single-Mass Flexible Rotor," J. of Eng. for Industry, Trans. ASME, Feb., pp 222-232, 1972.

(10) Kumar, A.S. and Sankar, T.S., "A New Transfer Matrix Method for Response Analysis of Large Dynamic Systems," Computer & Structure, Vol. 23, No. 4, pp. 545-552, 1986.

(11) Han D.C., Choi, S.H. and Lee, Y.H., "Analysis of Vibration Characteristics for a Rotor-Bearing System Using Distributed Spring and Damper Model," International Journal of Rotating Machinery, Vol. 1, No. 3-4, pp. 277-284, 1995.