

〈논 문〉 SAE NO. 96370010

OHV형 밸브트레인의 동특성 해석 및 최적 캠 형상설계에 관한 연구

A Study on Dynamic Simulation and Cam Profile Optimization for OHV Type Valve Trains

김 도 중*, 윤 수 환**, 박 병 구***, 신 범 식***
D. J. Kim, S. H. Yoon, B. G. Park, B. S. Shin

ABSTRACT

The objective of this study is to understand the dynamic characteristics of OHV type valve trains and to design an optimal cam profile which will improve engine performance. A numerical model for valve train dynamics is presented, which aims at both accuracy and computational efficiency. The lumped mass model and distributed parameter model were used to describe the valve train dynamics. Nonlinear characteristics in the valve spring behavior were included in the model. Comprehensive experiments were carried out concerning the valve train dynamics, and the model was tuned based on the test results. The dynamic model was used in designing an optimal cam profile. Because the objective function has many local minima, a conventional local optimizer cannot be used to find an optimal solution. A modified adaptive random search method is successfully employed to solve the problem. Cam lobe area could be increased up to 7.3% without any penalties in kinematic and dynamic behaviors of the valve train.

주요기술용어 : Valve Train(밸브 구동 장치), Dynamic Simulation(동특성 해석), Cam Profile Synthesis(캠 형상 합성), Cam Profile Optimization(캠 형상 최적화)

1. 서 론

밸브의 개폐시기(valve timing)와 유동 면적(Volumetric flow)은 엔진 성능에 직접적인 영

향을 미치며 밸브트레인의 캠 형상(cam profile)과 밀접한 관계가 있다. 엔진 출력(engine power) 성능 향상을 위한 밸브 유동 면적의 확대는 밸브 운동의 가속도 값을 증가시키게 된다. 그러나, 이러한 큰 가속도는 밸브트레인의 관성력 증가로 인한 종동자 점핑(follower jump-up), 높은 밸브 시팅 속도(valve seating velocity), 밸브 바운싱(bouncing), 등 비정상적인 동

* 정회원, 울산대학교 자동차공학과

** 대우중공업(주)

*** 정회원, 현대자동차(주)

적 거동을 유발하여 밸브트레인의 동적 성능에 나쁜 영향을 미친다. 따라서, 밸브트레인의 동적 성능을 손상하지 않고 엔진 출력 성능을 극대화하기 위해서는 밸브트레인의 동특성을 고려한 캠 형상 설계가 필요하다.

밸브트레인의 동적 거동을 해석하기 위한 많은 수학적 모델들이 제시되어 왔다. 특히, 다 자유도 집중 질량 모델(lumped mass model)^{1),2)}은 가장 널리 사용되는 방법 중의 하나이다. 이 모델링 방법은 질량 행렬이 항상 대각 행렬이기 때문에 운동 방정식의 해를 구하기 위한 수치적 방법이 용이한 반면에, 자유도 수가 증가하면 할수록 모델 조정(parameter tuning)은 점점 더 어려워지며 더 많은 계산량이 요구된다. Pisano^{3),4)}, Hanachi⁵⁾ 등은 밸브 스프링을 제외한 부분은 집중 질량 모델로 구성하고 밸브 스프링 부분은 분포 질량 모델(distributed parameter model)로 표현한 조합 모델(combined model)을 사용했다. 그러나, 분포 질량 모델은 매우 많은 질량 요소들로 모델을 구성하였기 때문에 계산 시간이 많이 소요된다. Philips⁶⁾는 밸브 스프링을 전체 밸브트레인 모델에서 분리시켜 해석하는 방법을 제안했다. 이 방법은 밸브 스프링의 진동 현상을 한 개의 파동 방정식으로 가정하였으며, 파동 방정식의 해를 수치 적분시 마다 구할 필요가 없기 때문에 밸브트레인 동특성에 관한 보다 빠른 컴퓨터 시뮬레이션이 가능하다. 그러나, 밸브 스프링이 전적으로 기구학적 밸브 운동에 의해 가진 된다고 가정하여 모델을 구성하였기 때문에 스프링 서어지(spring surge)를 예측하는데 약간의 오차를 피할 수 없다.

본 연구의 목적은 Fig.1과 같이 푸시로드(pushrod), 평면 종동자(flat-faced follower)를 갖는 OHV형 밸브트레인에 대한 동특성 해석과 엔진 출력을 향상시키기 위한 최적 캠 형상을 설계하는 것이다. 밸브 스프링을 제외한 밸브트레인은 5 자유도 집중 질량 모델로 표현하였으며 밸브 스프링은 비선형성을 고려하여 분포계(distributed system)로 모델링했다. 또한, 동특성 모델의 타당성 검토와 모델 조정을 위해서 레이저 변위 측정기, 가속도계, 스트레인 게이지, 등을 이용하

여 넓은 영역의 엔진 속도에 대한 밸브 변위, 가속도, 밸브 스프링의 복원력 등을 측정했다.

최적 캠 형상 설계는 밸브트레인의 동특성 해석과 함께 많은 연구가 진행되어 왔다^{7),8)}. 캠 형상을 수학적으로 표현하고, 캠 형상 정의를 위한 의미 있는 설계 변수들을 도출하는 것은 캠 형상 최적화 과정에서 매우 중요한 부분이다. 본 연구에서는 캠 형상을 10개의 구간으로 나누고 각각의 구간을 다항식(polynomial equation)으로 표현하는 다항식 합성법(multipolynomial method)⁹⁾을 이용하여 캠 형상을 합성했다.

앞에서 언급한 바와 같이 캠 형상 최적화의 궁극적인 목표가 출력 측면에서의 엔진 성능을 개선하는 것이므로 캠 형상으로부터 엔진의 성능을 예측할 필요가 있다. 그러나, 엔진 성능은 캠 형상뿐만 아니라 엔진의 다른 부분으로부터도 큰 영향을 받기 때문에 캠 형상으로부터 엔진 성능을 정확히 예측하는 것은 매우 어려운 문제이다. 따라서, 본 연구에서는 엔진의 흡배기 효율을 평가하는데 일반적으로 사용되는 캠 로브 면적(cam lobe area)을 계산하여 최적화 과정에 포함시켰다.

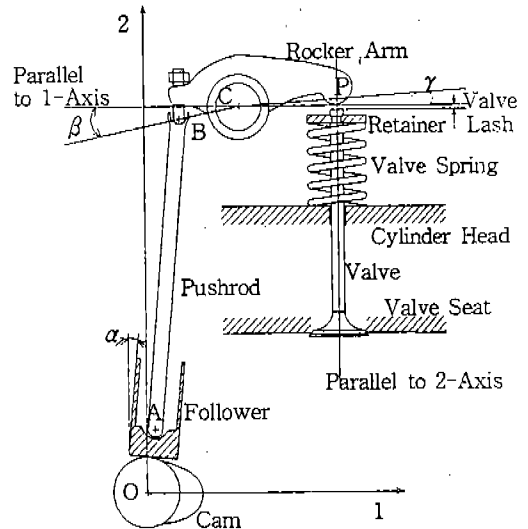


Fig.1 OHV형 밸브트레인의 개략도

2. OHV형 밸브트레인의 동특성 해석

2.1 동특성 해석 모델

밸브트레인에서 밸브 스프링을 제외한 부분의 잔류 진동은 다음 주기가 시작되기 전에 대부분 소멸된다⁽¹⁰⁾. 따라서, 밸브 스프링의 정상 상태 복원력을 미리 알 수 있다면 밸브트레인 전체 모델로부터 스프링을 제외시킬 수 있을 뿐만 아니라 단지 한 주기만을 시뮬레이션해도 밸브트레인의 정상 상태 거동을 예측할 수 있다. 본 연구에서는 Fig.1에 표시된 OHV형 밸브트레인의 동적 거동을 수치적으로 해석하기 위해 Fig.2와 같이 동특성 해석 모델을 구성했다. 동특성 해석 모델은 밸브 스프링 부분과 밸브 스프링을 제외한 부분으로 나누었으며, 밸브 스프링을 제외한 부분은 Fig.2에 도시한 것과 같이 5개의 자유도를 갖는 집중 질량 모델로 표현했다. 밸브 스프링은 비선형성을 고려하여 분포 질량 모델로 구성하였으며, 전체 밸브트레인 모델에서 분리시켜 해석했다.

Fig.2에 나타난 5개의 집중 질량(lumped mass)은 다음과 같이 밸브트레인의 각 요소에 대응된다.

M_1 : 캠축의 굽힘에 의한 영향을 고려하기 위해 캠축을 1 자유도로 모델링할 때, 캠의 상당 질량을 M_1 으로 나타낸다.(kg)

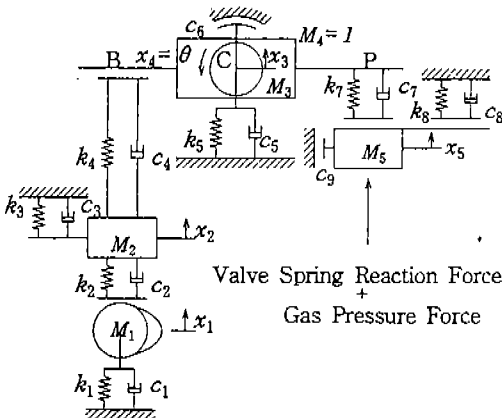


Fig.2 OHV형 밸브트레인의 동특성 해석 모델

M_2 : 종동자의 질량+푸시로드(pushrod)의 질량(kg)

종동자와 푸시로드가 함께 움직인다고 가정하고 두 부품의 질량을 하나의 집중 질량으로 모델링했다.

M_3 : 로커암의 질량(kg)

$M_4=I$: 피봇(pivot)중심에 대한 로커암의 질량 관성 모멘트(kg·mm²)

M_5 : 밸브의 질량+스프링 리테이너(retainer)의 질량+코터(cotter)의 질량+밸브 캡(cap)의 질량(kg)

밸브 쪽에 집중된 질량을 나타내며 밸브는 하나의 강체로 가정했다. 밸브 스프링은 독립적으로 모델링했으므로 M_5 에는 포함시키지 않았다.

2.2 운동 방정식

Fig.2의 동특성 해석 모델에 표시된 각각의 집중 질량(lumped mass)에 대하여 자유물체도를 그리고 운동방정식을 유도하면 다음과 같다.

* 캠축(cam shaft)의 운동에 대하여

$$M_1 \ddot{x}_1 = -(k_1 + k_2)x_1 - (c_1 + c_2)\dot{x}_1 + k_2x_2 + c_2\dot{x}_2 - k_2y - c_2\dot{y} \quad (1)$$

여기서,

$y(\theta)$: 캠 lift 변위(mm)

\dot{y} : 캠 lift 속도(mm/sec)

* 종동자(follower)의 운동에 대하여

$$M_2 \ddot{x}_2 = -k_2(x_2 - x_1 - y) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 - \dot{y}) - k_3x_2 - c_3\dot{x}_2 - k_4(x_2 - y_B + y_B') - c_4(\dot{x}_2 + l_{BC}\theta \cos(\beta_0 + \theta) - \dot{x}_3) \quad (2)$$

여기서,

$$y_B = y_C - l_{BC} \sin(\beta_0 + \theta) + x_3$$

l_{BC} : 선분 BC의 길이

β_0 : 선분 BC가 수평면과 이루는 초기 각

* 로커암(rocker arm)의 수직 운동에 대하여

$$M_3 \ddot{x}_3 = k_4(x_2 - y_B + y_B^*) + c_4(\dot{x}_2 - \dot{x}_3 + l_{BC}\dot{\theta} \cos(\beta_0 + \theta)) + k_7(x_5 - V_{lash} - (y_P - y_P^*)) + c_7(\dot{x}_5 - \dot{x}_3 - l_{CP}\dot{\theta} \cos(\gamma_0 + \theta)) - k_5 x_3 - c_5 \dot{x}_3 \quad (3)$$

여기서,

y_B^* : y_B 의 초기값

V_{lash} : 밸브 간극(valve lash)

$y_P = y_C + l_{CP} \sin(\gamma_0 + \theta) + x_3$

y_P^* : y_P 의 초기값

l_{CP} : 선분 CP의 길이

γ_0 : 선분 CP가 수평면과 이루는 초기 각

* 로커암(rocker arm)의 회전 운동에 대하여

$$I\ddot{\theta} = bF_P - aF_B \pm T_{friction} \quad (4)$$

여기서,

$$a = l_{BC} \cos(\beta_0 + \theta)$$

$$b = l_{CP} \cos(\gamma_0 + \theta)$$

$$F_B = k_4(x_2 - y_B + y_B^*) + c_4(\dot{x}_2 - \dot{x}_3 + l_{BC}\dot{\theta} \cos(\beta_0 + \theta))$$

$$F_P = k_7(x_5 - V_{lash} - (y_P - y_P^*)) + c_7(\dot{x}_5 - \dot{x}_3 - l_{CP}\dot{\theta} \cos(\gamma_0 + \theta))$$

$$T_{friction} = \{T_{stick} + \mu |F_C|\} (+sgn\dot{\theta})$$

$$F_C = k_5 x_3 + c_5 \dot{x}_3$$

μ : 로커암 피봇의 마찰 계수

* 밸브(valve) 운동에 대하여

$$M_5 \ddot{x}_5 = F_{spring} \pm F_{friction} + F_{gas} - F_P - F_{seat} \quad (5)$$

여기서,

$$F_{seat} = k_8 x_5 + c_8 \dot{x}_5 \quad x_5 > 0 \text{ 일 때}$$

$F_{friction}$ = valve guide force

F_{gas} = gas pressure force

일반적으로 주어진 초기치에 대한 상미분방정식의 해는 수치적인 방법을 이용하여 시뮬레이션한다. 밸브트레인의 경우 고속 운전시 부품들의 분리와 충돌 현상이 발생하는데 이는 미분방정식계 전체의 강성을 급격히 변화시킨다. 그러므로, 누적 오차와 알고리즘의 안정성을 고려한 효과적 시뮬레이션을 위해서는 적분 구간의 크기(integration step size)를 수시로 변경시켜 줄 필요가 있다. 따라서, 본 연구에서는 운동 방정식의 해를 구하기 위해서 유동적인 적분 구간(variable step size)으로 누적 오차를 조절하는 Runge-Kutta-Verner Sixth-Order Method(IMSL Lib. "DIVPRK")를 사용하였다^{11), 12)}.

2.3 밸브 스프링의 동특성 해석

밸브트레인 전체의 동특성 해석에 필요한 밸브 스프링의 복원력을 계산하기 위하여 Fig.3과 같이 분포 질량 모델(distributed parameter model)을 구성했다. 스프링으로부터 밸브에 작

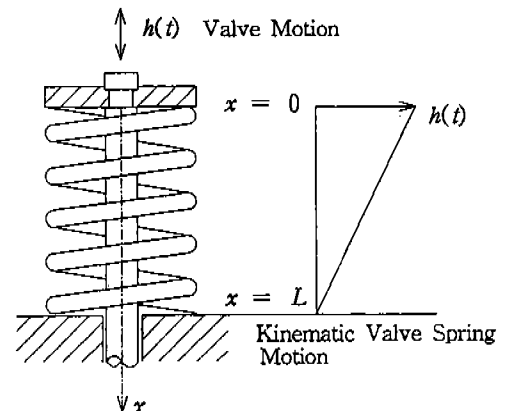


Fig.3 밸브 스프링의 분포 질량 모델

용하는 힘은 아래의 식(6)과 같이 정적인 힘과 동적인 힘으로 분리될 수 있다.

$$F = F_s + F_d \tag{6}$$

스프링 복원력의 정적 성분(static term) F_s 는 스프링의 장착 하중을 F_0 , 스프링 상수를 k 라 할 때 다음과 같이 계산된다.

$$F_s = F_0 + kh(t) \tag{7}$$

만약 밸브 스프링이 비선형 특성을 가진다면 식(7) 대신 비선형 힘-변위 선도로부터 스프링 복원력의 정적 성분을 계산할 수 있다. 스프링 상단 복원력의 동적 성분 F_d 를 계산하기 위해 본 연구에서는 Philips와 Schamel이 제안한 방법을 사용하였다^{6), 13)}.

스프링 단위 길이의 강성이 kL , 동적 변형량이 $\partial\mu(x, t)/\partial x$ 로 주어질 때 스프링 상단 복원력의 동적 성분 F_d 는 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} F_d &= kL \left[\frac{\partial\mu(x, t)}{\partial x} \right]_{x=0} \\ &= kL \sum_n \frac{n\pi}{L} G_n(t) \left[\cos \frac{n\pi x}{L} \right]_{x=0} \\ &= \pi k \sum_n n G_n(t) \end{aligned} \tag{8}$$

여기서, 밸브 스프링의 동적 변위 $\mu(x, t)$ 는 스프링의 각 정규 모드들의 응답을 중첩하여 구할 수 있으며, $G_n(t)$ 는 각각의 모드 응답(modal response)들의 시간에 관한 항을 나타낸다. $G_n(t)$ 의 크기는 참고문헌 [13]에 기술된 방법을 이용하여 계산했다.

$$\mu(x, t) = \sum_n G_n(t) \sin\left(\frac{n\pi x}{L}\right) \tag{9}$$

밸브 스프링의 비선형성은 힘-변위 선도에서 나타나는 비선형성 뿐만 아니라 스프링 고유 진동수의 변화에 대한 비선형 특성도 고려해야 한

다. 원추형 스프링(conical spring), 부등 피치 스프링(variable pitch spring) 등 비선형 스프링의 경우 Fig.4와 같이 스프링이 압축됨에 따라 고유 진동수가 큰 폭으로 변한다. 즉, 스프링 고유 진동수가 스프링 길이의 함수이고, 스프링 길이가 밸브 변위에 따라 주기적으로 변하므로, 스프링의 고유 진동수도 캠 축 회전각에 대한 주기 함수이다.

따라서, 본 연구에서는 스프링 고유 진동수의 변화에 대한 비선형 특성을 고려하기 위해 조화 함수들의 계수를 일치시키는 Harmonic Balance Method를 이용하여 스프링 복원력의 동적 성분을 계산했다.¹³⁾

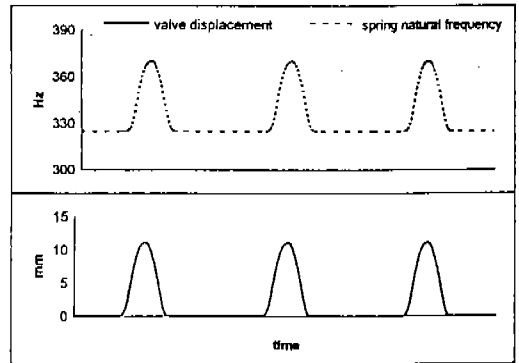


Fig.4 밸브 변위에 대한 스프링 고유진동수의 변화

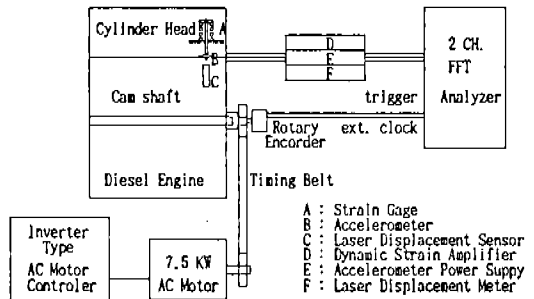


Fig.5 밸브트레인 동특성 실험 장치의 구성

3. 동특성 실험 및 모델 조정

밸브트레인 동특성 모델의 질량, 강성, 감쇠, 마찰 특성 등에 대한 정보가 없으면 밸브트레인 동특성을 예측하는 것은 불가능하다. 따라서, 본 연구에서는 동특성 해석 모델의 변수 조정(parameter tuning)을 위하여 Fig.5와 같이 실험 장치를 구성하고 동특성 실험을 수행했다. 캠 축은 7.5KW AC모터로 구동시켰으며 인버터형 AC 모터 조정기를 사용하여 최고 7,200rpm까

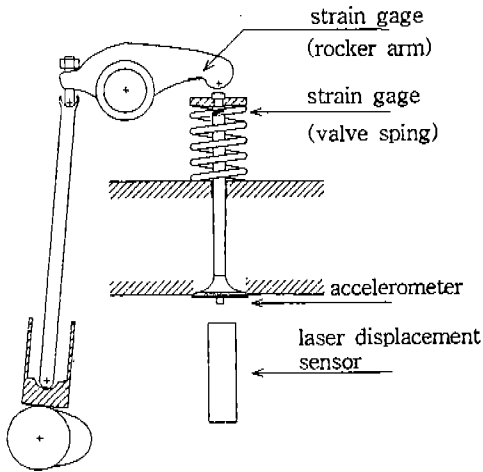


Fig.6 동특성 실험에서 센서들의 부착 위치

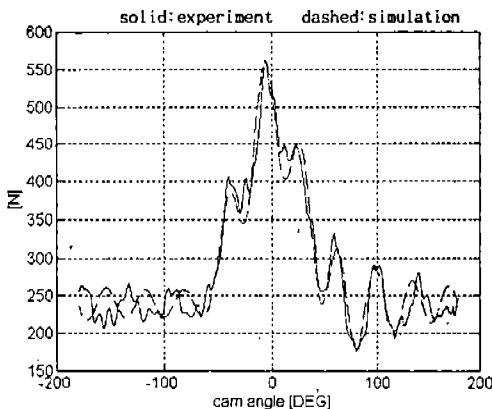


Fig.7 밸브 스프링 복원력의 측정치와 계산치 (4000 엔진 rpm)

지 무단 변속이 가능하게 하였다. 캠 축의 회전 수 및 회전 각도를 측정하기 위해 광학식 로터리 엔코더를 캠 축에 장착했다.

밸브트레인의 동적 거동을 측정하기 위해 Fig.6과 같이 각종 센서를 부착했다. 밸브 변위 측정은 레이저 변위 측정기를 이용하였으며 밸브 가속도는 압전식 가속도계를 밸브 밀면 중앙에 부착하여 측정했다.

밸브 스프링의 동적 거동을 측정하기 위해 스프링 상단에서 스프링 와이어(wire)의 궤적을 따라 1.5회전되는 지점 즉, 유효 코일(active coil)이 시작되는 지점에 스트레인 게이지를 부착하였다. 밸브 스프링의 내부 진동은 엔진의 운전 속도가 낮은 영역에서는 거의 가진 되지 않으므로 저속 운전시 스프링의 스트레인은 정적 하중 상태의 스트레인 개형과 거의 동일하다. 따라서, 본 연구에서는 600 엔진 rpm에서 측정된 결과로부터 스프링의 스트레인 값(Voltage)과 스프링 하중(Newton) 사이의 상관 관계를 보정했다. 로커암에 걸리는 하중은 Fig.6과 같이 로커암의 밸브쪽 하단에 스트레인 게이지를 부착하여 측정했다.

밸브트레인 계의 내부 진동이 밸브 스프링의 내부 진동에 미치는 영향은 밸브 스프링의 내부 진동이 밸브트레인 계의 내부 진동에 미치는 영향보다 상대적으로 적다¹⁰⁾. 이는 밸브 거동의 기구학적 영향이 지배적이고 밸브트레인 계의 고유

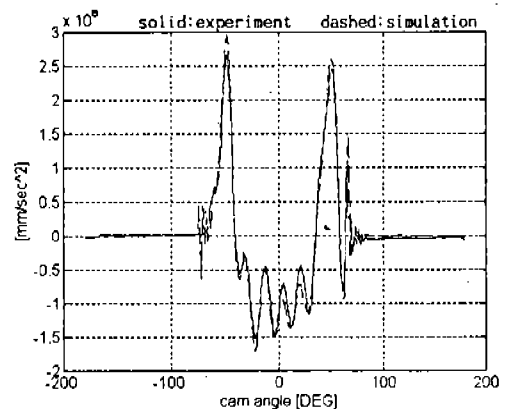


Fig.8 밸브 가속도의 측정치와 계산치 (3400 엔진 rpm)

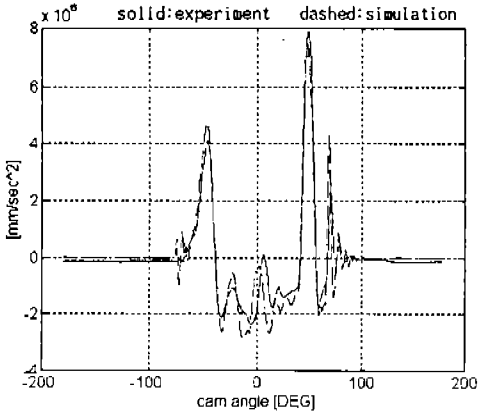


Fig.9 밸브 가속도의 측정치와 계산치 (4200 엔진 rpm)

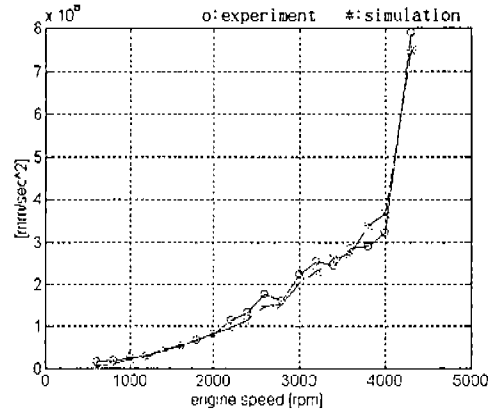


Fig.10 닫힘 구간에서의 최대 밸브 가속도의 측정치와 계산치

진동수가 스프링의 고유 진동수보다 일반적으로 훨씬 크기 때문이다. 따라서, 밸브 스프링의 동적 거동은 나머지 부분에 비하여 상대적으로 안정적이다. 그러므로, 밸브트레인 전체의 모델 조정에 앞서 밸브 스프링의 동특성 모델을 조정했다. 이때 밸브가 닫혀 있을 때의 잔류 진동보다는 실제 밸브의 운동에 영향을 미치는 열려 있는 구간의 측정치와 근접시키려고 노력했다.

Fig.7은 4000 엔진 rpm에서 밸브 스프링에 작용하는 실제 하중과 스프링 모델로부터 계산한 하중을 중첩하여 그린 것으로서 스프링 내부의 진동 현상이 분명하게 나타나 있다.

밸브 스프링을 제외한 나머지 부분의 모델 조정은 주로 밸브 가속도 측정 값에 의존했는데, 이는 밸브 가속도에 밸브트레인의 동적 거동이 매우 선명하게 나타나고 상대적으로 신뢰성 있는 측정 결과를 얻을 수 있었기 때문이다. Fig.8은 3400 엔진 rpm에서 작동 중인 밸브트레인의 밸브 가속도를 측정된 값과 시뮬레이션한 값을 비교한 것이다. Fig.9는 4200 엔진 rpm에서 밸브 가속도를 측정 및 계산한 결과로서 밸브 닫힘 구간에서의 비정상적인 밸브 가속도가 잘 나타나 있다. 따라서, 이 때의 엔진 속도가 밸브트레인의 한계 속도임을 알 수 있다. Fig.10은 닫힘 구간(closing side)에서의 최대 밸브 가속도의 크기를 전 영역의 엔진 속도에 대해서 계산 및 측

Table 1 캠 형상 정의를 위한 변수

설계변수	설	명
$Angopen$	밸브 열림 각도	
$Angclose$	밸브 닫힘 각도	
Y_{max}	최대 캠 lift 변위	
V_{max}	최대 속도	
V_{min}	최저 속도	
A_{cmax}	열림 구간의 최대 가속도	
A_{cmax}	닫힘 구간의 최대 가속도	
A_{min}	플랭크(flank)구간의 최저 가속도	
Y_o	열림 구간의 램프 높이	
V_o	열림 구간의 램프 속도	
Y_c	닫힘 구간의 램프 높이	
V_c	닫힘 구간의 램프 속도	

정한 것이다.

Fig.7~10에서 보는 바와 같이, 본 논문에서 제안한 모델을 이용할 때, 밸브트레인의 동적 거동이 잘 예측될 수 있음을 알 수 있다.

4. 캠 형상 최적화

4.1 DRRD 캠 형상 합성

캠 형상 최적화를 수행하기 위해 본 연구에서는 Kim⁹⁾의 캠 형상 합성 방법으로부터 Table 1

에 주어진 12개의 설계 변수들을 도출하였으며, 이러한 설계 변수들로부터 한 개의 캠 형상을 합성하였다. Table 1에 주어진 12개의 설계 변수들은 캠 형상 설계시 일반적으로 사용되는 매우 익숙한 변수들이다. 다항식 합성법에서 흔히 문제가 되는 다항식의 계수, 지수와 같은 직접적인 의미를 갖지 못하고, 그 값을 예측하기도 힘든 변수들은 설계 변수로부터 완전히 제거되었다. 따라서, 본 연구에서 이용한 캠 형상 합성법을 최적 설계 문제에 사용할 경우, 캠 형상 최적 설계시 흔히 발생하는 부등식 구속조건(inequality constraint)들을 설계변수의 추정 범위로 대치시킬 수 있었다.

4.2 최적 캠 형상 설계

본 연구에서 수행한 밸브트레인의 동특성에 관한 실험 및 시뮬레이션 결과는 캠 형상과 밸브트레인의 동적 거동 사이에 깊은 관계가 있음을 말해 준다. 이 사실은 본 연구에서 제시한 동특성 해석 모델을 이용하여 주어진 밸브트레인에 대한 최적 캠 형상의 설계가 가능함을 의미한다. 따라서, 본 연구에서는 엔진 출력 성능을 향상시키기 위하여 밸브트레인의 동특성을 고려하여 캠 형상 최적화를 수행했다.

캠 형상 최적화는 Fig.11과 같이 캠 형상 합성, 기구학적 해석, 동특성 해석, 엔진 시뮬레이션 등 밸브트레인과 엔진의 성능을 복합적으로 고려해야 한다. 캠 형상 합성은 최적 설계 과정에서 도출된 설계 변수로부터 캠 형상을 설계하는 부분으로서 본 연구에서는 다항식 합성법을

사용했다. 기구학적 해석 부분에서는 밸브 스프링 마진, 캠/종동자 접촉 응력, 기하학적 적합성 등이 고려된다. 동특성 해석으로부터는 밸브의 가속도 오버슈트(overshoot), 밸브 시팅 속도(valve seating velocity), 밸브 바운싱(bouncing), 로커암 하중(rocker arm load), 등 밸브트레인의 동적 성능을 나타내는 결과들이 최적 설계 과정에 고려될 수 있다.

캠 형상 최적화의 궁극적인 목표가 엔진 출력 성능을 개선하는 것이므로 캠 형상으로부터 엔진의 성능을 예측할 필요가 있다. 캠 형상은 밸브의 유동 면적 즉, 혼합기의 유동 효율과 밀접한 관계가 있으며 이는 엔진 성능에 중요한 영향을 미친다. 최적화된 밸브 개폐시기에 대한 밸브 유동 면적의 증가는 캠 종동자 변위곡선을 적분한 캠 로우브 면적의 증가로 대략적으로 평가될 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 엔진 출력 성능을 개선하기 위하여 캠 로우브 면적을 계산하여 최적화 과정에 포함시켰다.

최적화 과정에서 설정한 목적함수는 식(10)과 같이 열림 구간(opening side)과 닫힘 구간(closing side)에서 밸브 가속도의 오버슈트(overshoot)량을 최소화하는 것으로 설정했다. 밸브 가속도의 오버슈트는 밸브트레인의 전반적인 동적 성능을 잘 나타내 주며, 밸브 시팅 속도나 밸브 바운싱에 비하여 캠 형상의 미세한 변화에 상대적으로 덜 민감하게 반응한다.

$$\text{minimize} \left[\sum_{\text{rpm}} \left\{ \left(\frac{a_{\text{dynamic}}}{a_{\text{kinematic}}} \right)_{\text{opening}}^2 + \left(\frac{a_{\text{dynamic}}}{a_{\text{kinematic}}} \right)_{\text{closing}}^2 \right\} \right] \quad (10)$$

최적화 과정에서 설정한 제한조건(constraints)은 식(11), (12)와 같이 밸브 시팅 속도와 캠 로우브 면적이 고려되었다.

$$\sum_{\text{rpm}} \left(\frac{V_{\text{seat}}}{500 \text{ mm/sec}} \right)^2 \leq S_{\text{seat}} \quad (11)$$

$$\text{Cam Lobe Area above "Yabove"} \geq \text{Area}_0 \quad (12)$$

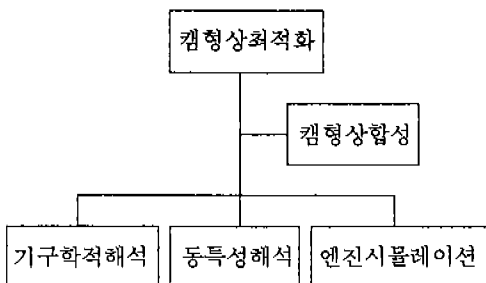


Fig.11 캠 형상 최적화와 개략도

전통적으로 밸브 시팅 속도는 밸브트레인의 동적 성능을 평가하는 중요한 변수로 사용되고 있다. 밸브 시팅 속도는 밸브 바운싱 크기와 직접적인 관련이 있으며 밸브트레인의 밸브 시트(valve seat) 마모, 소음, 부품들의 내구성 등에 매우 큰 영향을 미친다. 그러므로 식(11)과 같이 밸브 시팅 속도를 최적화 문제에 제한 조건으로 고려했다. 밸브 시팅 속도에 대한 입력 변수 "Sseat"의 값을 결정하기 위해, 먼저 기존 캠에 대한 밸브 시팅 속도 "V_{seat}"를 동특성 해석 프로그램으로 계산했다. 이러한 계산결과로부터 본 최적화 문제에서는 밸브 시팅속도가 500mm/sec 이상이 되는 것을 엄격하게 제한하여 캠 형상을 최적화 했다. 또한, 식(12)와 같이 램프 변위 "Yabove" 이상인 캠 로우브 면적이 기존 캠의 로우브 면적 "Area0"보다 큰 영역에서만 캠 형상 최적화를 수행하도록 제한했다. 따라서, 엔진의 출력을 향상시키기 위해서는 캠 로우브 면적에 대한 입력 변수 "Area0"의 값을 프로그램이 수렴하는 범위에서 최대한 증가시키면 된다.

캠 형상 최적화 문제는 여러 개의 극부적 극점들이 존재하는 글로벌 최적화 문제(global optimization)이기 때문에 최적점을 찾기 위해서는 많은 계산량이 요구된다. Random Search Method는 글로벌 최적화 문제에 널리 사용되고 있는 방법 중의 하나이다. 이 방법은 알고리즘이 상대적으로 단순하며, 목적 함수의 형태에 영향을 적게 받기 때문에 캠 형상 최적화 문제와 같이 목적 함수의 특성에 대한 정보가 극히 제한적인 공학 적 문제에 적용할 때 많은 장점을 지니고 있다¹⁵⁾

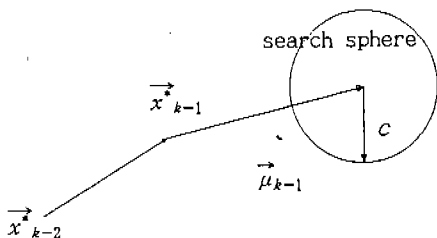


Fig.12 Adaptive Random Search Method의 추적구(search sphere)

¹⁵⁾ 그러나, Random Search Method의 수렴은 확률적으로만 언급될 수 있으며 엄밀한 의미에서 수렴은 목적 함수의 계산 횟수가 무한대가 될 때만 보장될 수 있다. 또한, 이 방법의 수렴은 전적으로 무작위 추정치(random trial number)의 평균값과 분산에 직접적인 영향을 받는다.

따라서, 본 연구에서는 수렴 속도를 개선하기 위해서 Random Search Method를 일부 수정한 Adaptive Random Search Method를 사용하였다. Adaptive Random Search Method는 현재까지의 최적화 과정에서 보여준 경로를 바탕으로 무작위 추정치의 평균값과 분산을 최적화 단계마다 보정해 주는 방법이다. 최적화 시킬 변수의 수를 "n"이라 할 때, 무작위 추정 변수(random trial parameter)는 아래 식(13)과 같이 n 차원 구(sphere)안에서 균일한 확률을 가지고(uniform distribution) 생성된다. 이 관계가 Fig.12에 주어졌다.

$$S_k = \{ \vec{x} \mid \| \vec{x} - \vec{x}_{k-1} - \vec{\mu}_{k-1} \| < c \} \quad (13)$$

\vec{x}_{k-1} , $\vec{\mu}_{k-1}$ 은 n차원 벡터로서 현재까지의 최적 설계 변수와 추적 방향을 의미한다. 변수 "c"는 추적 구의 반경을 의미하며 "k"는 최적화 단계를 나타낸다. 만약 $\vec{\mu}_{k-1}$ 이 $\vec{0}$ 이라면 Adaptive Random Search Method는 현재까지 추적한 최적점 주위에서만 다음 단계의 최적점을 찾게 된다.

현재까지의 최소화(minimization) 과정으로부터 다음 단계의 추적 범위를 결정하는 문제는 아래 식(14)와 같이 Beale¹⁶⁾이 제안한 방법을 사용했다.

$$x_k(i) = x_{k-1}^*(i) + \mu_k(i) + \sqrt{3\sigma_k^2(i)}(2RND-1) \quad (14)$$

여기서 $x_{k-1}^*(i)$: i-th parameter of "best-to-date" values

RND : random number uniformly distributed between [0, 1]

$\mu_k(i)$, $\sigma_k^2(i)$: current mean and variance of i-th parameter

평균값과 분산은 현재까지의 최소화 과정으로부터 매 단계마다 다음과 같이 보정된다.

$$\mu_k(i) = \frac{1}{2}x_{k-1}^*(i) - \frac{1}{4}x_{k-2}^*(i) - \frac{1}{8}x_{k-3}^*(i) - \frac{1}{16}x_{k-4}^*(i) - \frac{1}{16}x_{k-5}^*(i) \quad (15)$$

$$\sigma_k^2(i) = \frac{[\mu_k(i) + \{x_{k-1}^*(i) - x_{k-2}^*(i)\}]^2}{3} \quad (16)$$

앞에서 기술한 Adaptive Random Search Method를 사용할 경우 최적점이 직전 단계의 최적점(previous minima) 근처에서 찾아질 확률이 상대적으로 높기 때문에 추적 과정이 반복됨에 따라 분산 값은 매우 작은 값을 갖게 된다. 따라서, 추적 구(search sphere)의 크기가 지나치게 작아져 최적화 과정이 매우 좁은 범위에 구속되는 문제점이 생길 수 있다. 그러므로 본 연구에서는 adaptive Random Search Method와 Line Search Method를 순환적으로 반복함으로써 추적 과정이 좁은 영역에 구속되는 문제점을 개선했다.

5. 캠 형상 최적 설계 결과 및 고찰

본 연구에서는 기존의 캠 형상과 비교하여 기구학적, 동적 성능을 저하시키지 않고 엔진 출력 성능을 극대화하는 최적 캠 형상을 설계했다. 그 결과, 기존 캠에 비하여 lift 0.4mm 이상의 캠 로우브 면적을 7.3% 증가시킬 수 있었다. Fig.13은 기존 캠 형상과 최적화된 캠 형상에 대해서 캠 변위와 가속도를 비교한 것이다. 밸브 개폐 시기는 흡배기 유동의 맥동 효과에 영향을 미치기 때문에 본 연구에서는 밸브 개폐 시기의 변화는 고려하지 않았다.

일반적으로 캠 종동자 사이의 접촉응력, 밸브 시팅 속도, 밸브 바운싱의 크기 등은 밸브트레인 계의 내구성(durability)을 평가하는 중요한 요소들이다. 캠과 종동자의 접촉점에서 발생하는 응력은 캠 및 종동자의 마모 특성에 결정적인 영향을 미친다. 엄밀한 의미에서 접촉응력은 캠과

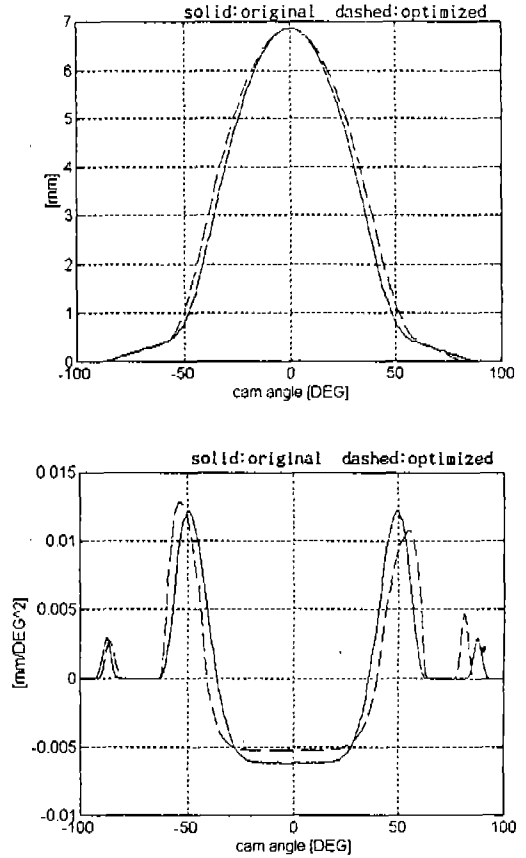


Fig.13 기존 캠과 최적 캠의 형상 비교

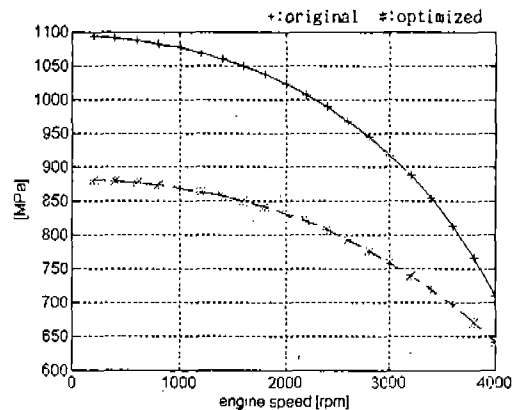


Fig.14 캠과 종동자 사이의 최대 접촉응력

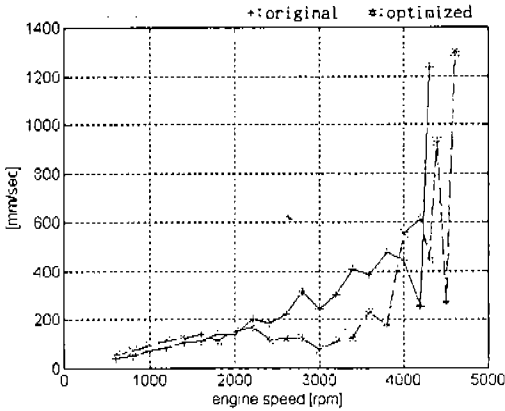


Fig. 15 밸브 시팅 속도

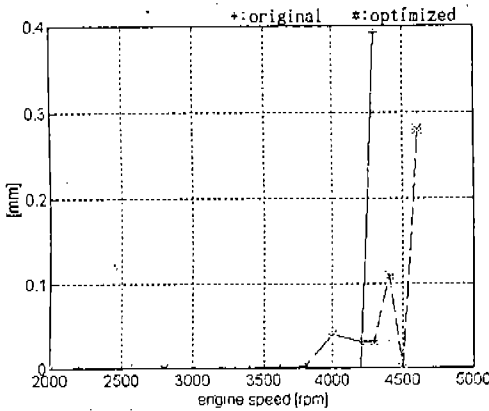


Fig. 16 밸브 바운싱

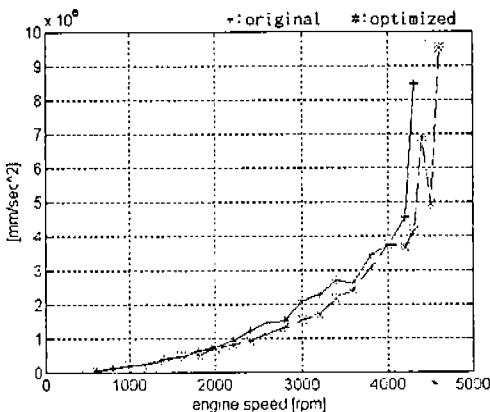


Fig. 17 닫힘 구간에서의 최대 밸브 가속도

종동자 사이의 윤활관계, 마찰등에도 관계되지만 밸브트레인의 초기 설계 과정에서는 Hertz 접촉 응력¹⁷⁾으로 해석하는 것이 보통이다. Fig.14는 기존 캠과 최적화된 캠의 최대 접촉응력을 Hertz 접촉응력으로 가정하고 계산하여 비교한 것이다. 최적 캠의 경우 접촉응력이 기존 캠에 비하여 전체 엔진 속도 영역에서 개선되었음을 알 수 있다.

Fig.15, 16은 밸브 시팅 속도와 밸브 바운싱의 크기를 시뮬레이션하여 비교한 것이다. 밸브 시팅 속도와 밸브 바운싱의 크기는 엔진 속도가 증가함에 따라 대체로 증가하는 경향을 보이는데, 특히 한계 속도 부근에서는 급격한 증가 현상을 나타낸다. 기존 캠과 최적 캠 모두 한계 속도가 4100~4200 엔진 rpm 정도로 큰 차이점이 없다. 이는 본 연구의 최적화 목표가 밸브트레인의 동적 성능을 개선하거나 운전속도를 증가시키는 것이 아니라 캠 로우브 면적을 증가시키는데 있었기 때문이다. 밸브트레인의 동적 성능은 단지 기존 캠의 성능을 유지하도록 최적화 문제의 제한 조건을 설정했다.

Fig.17은 닫힘 구간에서의 최대 가속도 값을 비교한 것이다. 이 경우는 최적 캠의 최대가속도 값이 기존 캠에 비하여 전체 엔진속도 영역에서 약간씩 개선되었음을 보여주고 있다.

결과적으로 본 연구에서 설계한 최적 캠은 캠 로우브 면적이 7.3% 정도 증가하였음에도 불구하고 기존 캠에 비해 기구학적 성능 뿐만 아니라 동적 성능에 손상을 주지 않았으며 오히려 더 개선되었음을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 밸브트레인의 동특성을 고려하여 엔진 출력 성능을 향상시키기 위한 최적 캠 형상을 설계했다. 먼저, 밸브트레인의 동적 거동을 해석하기 위한 컴퓨터 모델을 개발했다. 밸브 스프링을 제외한 밸브트레인은 5 자유도를 갖는 질량 집중 모델로 표현하였고, 스프링의 동적 거동은 스프링의 힘-변위 선도에서 나타나는 비선형성 뿐만 아니라 고유 진동수에 대한 비선형성도 고려하여 전체 밸브트레인 모델에서 분리시켜

해석했다. 또한, 밸브 스프링 복원력의 동적 성분을 수치 적분하기 전에 미리 계산했기 때문에 정상상태의 거동이 단지 한 주기의 시뮬레이션으로도 얻어질 수 있었다. 따라서, 밸브트레인 전체 자유도 수 뿐만 아니라 해석에 필요한 계산량을 획기적으로 줄일 수 있었다. 동특성 모델의 타당성 검토를 위하여 시뮬레이션 결과와 실험 결과를 비교했는데 매우 잘 일치함을 보였다. 최적화 과정에서 필요한 캠 형상을 합성하기 위해 본 연구에서는 다항식 합성법을 사용하였다. 최적점을 찾기 위해 Adaptive Random Search Method와 Line Search Method를 순환적으로 반복함으로써 최적화 과정이 좁은 영역에서 구속되는 문제점을 개선했다.

결론적으로, 본 연구에서는 최대 캠 lift 변위와 밸브 개폐시기(valve timing)의 변화없이, 또한, 기구학적, 동적 성능의 손상 없이 기존 캠에 비하여 캠 lift 0.4mm 이상의 캠로우브 면적을 7.3% 증가시킬 수 있었다.

참 고 문 헌

1. K. Akiba, and T. Kakiuchi, "A Dynamic Study of Engine Valving Mechanisms : Determination of the Impulse Force Acting on the Valve", SAE Paper 880389, 1988
2. S. Seidlitz, "Valve Train Dynamics—A Computer Study", SAE Paper 890620, 1989
3. A. P. Pisano and F. Freudenstein, "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, 1983.
4. A. P. Pisano and F. Freudenstein, "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, 1983.
5. S. Hanachi, F. Freudenstein, "The Development of a Predictive Model for the Optimization of High-Speed Cam-Follower Systems with Coulomb Damping Internal Friction and Elastic and Fluidic Elements", ASME J. of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 108, pp. 506~516, 1986.
6. P. J. Philips, A. R. Shamel, and J. Meyer, "An Efficient Model for Valve Train and Spring Dynamics", SAE Paper 890619, 1989.
7. S. Seidlitz, "An Optimization Approach to Valve Train Design", SAE Paper 901638, 1990.
8. 박경조, 전혁수, 박윤식, "밸브 기구의 동특성을 고려한 캠 형상 설계에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제13권, 제1호, pp. 29~39, 1989.
9. 김도중, 박성태, "DRRD캠 형상 최적 설계를 위한 다항식 합성법과 캠 로우브 면적에 미치는 형상 계수들의 영향", 한국자동차공학회논문집, 제2권 제4호, pp. 59~71, 1994.
10. 김도중, "캠 형상 최적 설계를 위한 밸브트레인 동특성 해석 모델", 자동차공학회지, Vol.15, No.2, pp. 53~63, 1993.
11. IMSL, "Math/library : Fortran Subroutines for Mathematical Applications", IMSL Inc., pp. 747~754, 1992.
12. C. W. Gear, "Numerical Initial Value Problem in Ordinary Differential Equations", Prentice Hall, 1971.
13. A. R. Schamel, J. Hammacher, and D. Utsch, "Modeling and Measurement Techniques for Valve Spring Dynamics in

- High Revving Internal Combustion Engines", SAE Paper 930615, 1993.
14. D. C. Karnopp, "Random Search Techniques for Optimization Problems", Automatica, Vol. 1, pp. 111~121, 1963.
 15. A. Törn, "Global Optimization", Book, 1989.
 16. G. O. Beale and G. Cook, "Optimal digital simulation of aircraft via random search techniques", J. of Guidance and Control, Vol.1, No.4, pp. 237~241, 1978.
 17. M. Kornhauser, "A Note on Elastic Surface Deformation", J. of Applied Mechanics, 1951.