大韓機械學會論文集 第13卷 第1號, pp. 29~39, 1989.



〈論 文〉

# 밸브 기구의 동특성을 고려한 캠 형상 설계에 관한 연구

박 경 조* · 전 혁 수** · 박 윤 식**

(1988년 9월 2일 접수)

# A Study on Optimum Cam Profile Extraction Considering Dynamic Characteristics of a Cam-Valve System

Kyoung-Jo Park, Hyuck-Soo Jeon and Youn-Sik Park

**Key Words :** Four Degree of Freedom Model(4 자유도 모델), Performance Index(성능 지수), Mean Squared Error Minimization(평균 자승 오차 최소법), Sensitivity Analysis (감도 해석)

**Abstract**

In this work, a numerical and experimental study was done to get an optimum cam profile considering dynamic characteristics of a cam-valve system. First of all, a four degree of freedom dynamic model was set up for an OHV type cam-valve system. The optimum process was performed with the model into the direction of minimizing the valve acceleration while not modifying original cam shape greately. Also another optimization which aims to enlarge the valve displacement area while reducing the peak valve acceleration, was tried. The optimized cam profile was tested experimentally and found that the measured valve displacement and pushrod force show only very small error from the analytically predicted model simulation results.

## 기 호 설 명

$A$ : 총 유동 면적
$\overline{A}$ : 유동 면적
$[C]$ : 감쇠 계수 행렬
$C_p$ : 캠 형상 계수
$F_0$ : 초기 압축힘
$f_0$ : 밸브 스프링의 기본 고유 진동수
$[K]$ : 강성 행렬
$[M]$ : 질량 행렬
$PI$ : 평균 자승 오차
$\overline{PI}$ : 성능 지수
$R$ : 로커 암 비
$VL$ : 밸브 간극
$\{x\}$ : 변위 벡터
$x_c$ : 캠 변위
$\omega$ : 캠 속도
$\theta_e$ : 캠 작동 각도
$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ : 가중 계수

* 한국과학기술원 기계공학과
** 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

## 1. 서 론

캠-밸브 기구의 해석 및 설계는 보통 두가지로 나누어 생각할 수 있다. 첫째는 기구학적인 문제로 밸브 운동의 속도 및 가속도 뿐만 아니라 캠형상, 그것의 연속성, 곡률 및 경계 조건의 적절한 설정이며, 둘째는 동역학적인 문제로 밸브 기구내에서 발생되어지는 많은 문제(점프, 바운스 현상 및 밸드 착지 문제 등등)들을 적절히 나타낼 수 있는 모델의 수립이다. 밸브 기구에 대한 계통적인 연구는

1950년대 이후 시작되었는데, 엔진의 작동 속도가 높아짐에 따라 캠형상의 기구학적 특성 뿐만아니라 밸브 기구의 동특성이 응답 특성, 마모, 소음 및 캠-밸브 기구의 수명등에 커다란 영향을 미친다는 것은 많은 문헌에서 찾아볼 수 있다[1~3]. 여기서 밸브 기구의 동특성은 엔진의 효율에 직접적인 영향을 주는 밸브 운동과 관련되어지는 밸브 개폐시기 및 밸브 유동 면적과 마모, 소음 및 윤활 등의 두가지 부류로 분류할 수 있다. 그러나 이러한 사항들은 독립적으로 고려되어질 수 없고, 서로가 관련되어져 통합적으로 밸브 기구 성능에 영향을 준다. 즉 밸브 유동면적을 넓히고, 빠른 개폐를 얻기 위해서는 큰 가속도가 요구되어진다. 반면 이러한 큰 가속도는 밸브 기구내에 큰 관성력을 유발하여 밸브 기구내에 이상 현상(점프 및 바운스 현상)을 촉진할 뿐만 아니라 과도한 응력을 유발하여 마모 및 윤활에도 나쁜 결과를 가져온다. 그러므로 이러한 현상들을 종합적으로 고려하여 캠을 설계하는 것이 바람직하다.

캠-밸브 기구의 동특성을 고려한 밸브 기구의 운동 해석에 대해서는 많은 연구들이 진행되어왔다. Barkan[1], Johnson[2]은 OHV형 밸브 기구를 다자유도 집중질량으로 모델링하여 밸브 운동을 해석하였으며 밸브 기구의 동적 영향에 의해 발생하는 밸브 기구의 분리 현상에 대해서도 연구를 수행하였다. Sakai[3]는 실험적 자료에 근거하여 좀 더 이론적으로 밸브 스프링 및 밸브 Linkage를 모델링함으로써 실험 결과에 잘 부합하는 모델을 수립하였다.

한편, 캠 형상을 설계함에 있어 밸브 기구의 동특성을 고려하기 시작한 것은 1950년대 초반이다. Rothbart[4]는 여러 가지 형태의 함수에 의해 묘사되는 캠들에 대한 설계 방법과 동적 특성에 대해 연구를 수행하였다. Kwakarnaak & Smith[5]는 캠 형상에 의해 밸브 기구에 발생하는 진동 현상을 줄이는 방향으로 캠을 설계하는 방법을 제시하였다. Hrones[6]는 캠 가속도의 불연속성이 밸브 기구의 진동현상에 미치는 영향을 해석하였으며 Mitchell[7]는 이를 실험적으로 증명하였다. 또한 Wiedrerrich[8]는 원하는 특성을 나타내는 캠 형상을 결정하는 방법으로 시행착오법이 아닌 해석적 방법을 제시하였다.

본 논문에서는 우선 밸브 기구의 동적 특성을 보다 정교하게 묘사하기 위해서 4 자유도 집중 질량 모델을 세우고 시뮬레이션 결과와 실험 결과를 비교하여 실험을 더 잘 묘사할 수 있도록 모델을 개선하였다. 그리고 수립된 모델을 사용하여 밸브 변위, 속도, 가속도 특성 및 밸브 기구의 작동 속도 범위가 고려되어지는 하나의 평균 자승 오차를 정의하였다. 이 평균 자승 오차를 최소함으로써 주어진 캠 변위는 크게 변화시키지 않으면서 가속도 및 속도를 최소화한 캠을 설계하였다. 또 감도 해석 및 최적화 기법을 이용하여 밸브 기구내에 이상 현상을 유발하지 않으면서 밸브 변위를 최대화할 수 있는 캠 형상을 얻어 이 캠 형상에 평균 자승 오차법을 도입함으로써 밸브 변위를 증가시키면서 밸브 속도및 가속도까지 제어한 캠을 설계하였다. 본 논문에서 제시한 캠 형상 설계 방법의 장점은 기존의 방법과는 달리 ramp 구간과 밸브 작동 구간을 동시에 고려하여 캠 형상을 설계했다는 데 있다.

또 이론적으로 구한 캠형상을 실제 가공하여, 가공된 캠의 특성 및 새로 가공된 캠에 의하여 구동되어진 캠-밸브 기구의 응답을 측정하여, 그 결과를 예측된 값과 비교하였다.

## 2. 밸브 기구 모델링

본 논문에서는 밸브 기구를 밸브 스프링 서어지, 밸브 기구 분리 현상을 잘 묘사할 수 있는 4 자유도로 모델링한다[9~10]. 밸브 기구에서 pushrod, 태핏, 로커-암의 linkage는 등가 스프링과 등가 질량을 이용하여 1 자유도로 모델링 하였으며, 밸브 스프링은 서어지 현상을 묘사할 수 있는 2 자유도로 모델링하였다. 밸브 기구의 실제 모양은 Fig. 1에 나타나 있으며, 이에 대한 집중 질량 모델은 Fig. 2에 그려져 있다. 각 요소들의 값은 다음과 같은 방법으로 결정된다.

### 2.1 밸브 및 밸브 Linkage 모델링

$$m_l = (\text{Rocker Arm's Pushrod Side Mass} + \text{Tappet Mass} + \text{Pushrod Mass})/(3\cdot R) \quad (1)$$

$$m_v = (\text{Valve Mass} + \text{Valve Retainer Mass} + \text{Valve Cotter Mass} + \text{Rocker Arm's Valve Side Mass}) \quad (2)$$

밸브 linkage의 스프링 모델은 밸브 linkage의 전체 강성 계수 $k_t$를 유지시켜 주기위해 $k_{t_1}$과 $k_{t_2}$는 $2\cdot k_t$로 같게 모델링 하였다.

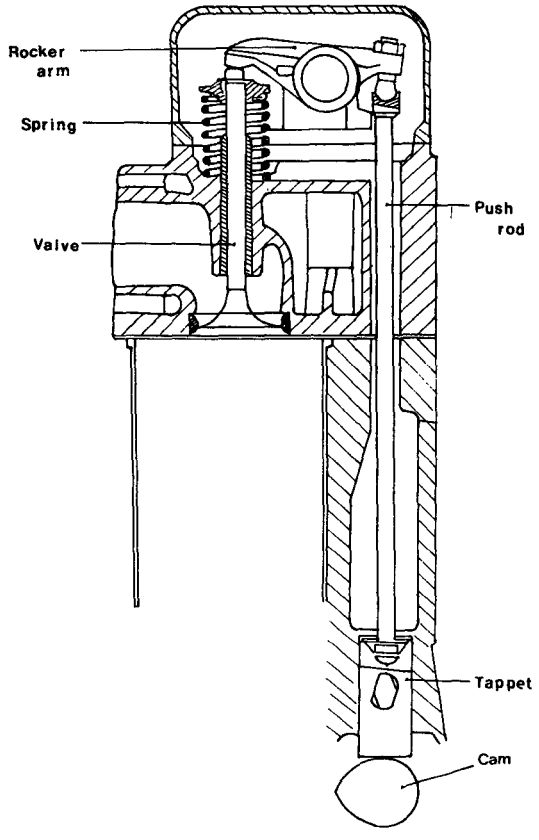


Fig. 1 Valve train

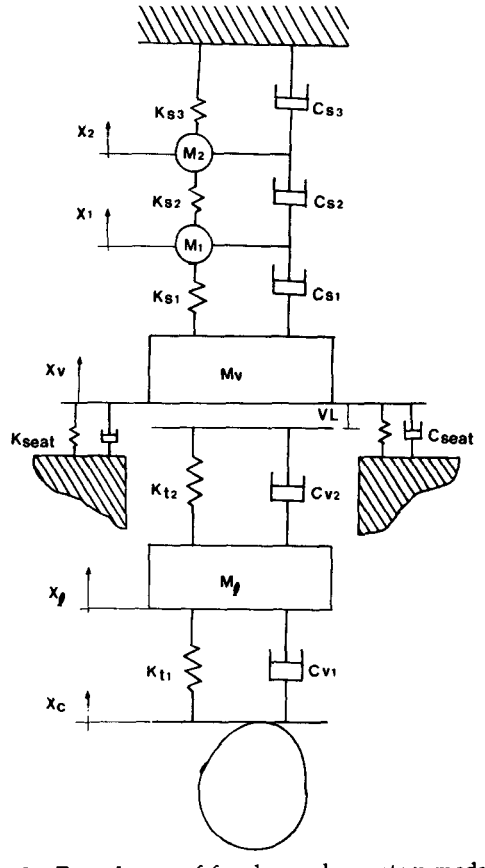


Fig. 2 Four degree of freedom valve system model

### 2.2 밸브 스프링 모델링

밸브 스프링은 다음과 같은 가정하게 모델링된다.

(1) 밸브 스프링은 대칭이므로 집중 질량과 스프링 요소로 이루어진 모델도 대칭으로 배열된다.

(2) 모델과 실제 스프링의 정적 스프링 상수는 같다.

(3) 모델과 실제 스프링 사이의 고유 진동수는 같다.

(4) 적절한 감쇠를 갖는다.

위의 네 항에 스프링의 고유 진동수는 스프링의 기본 고유 진동수의 1, 3, 5, … 배가 된다는 조건(clamped-free spring)을 도입하여 clamped-free 조건에서의 밸브 스프링의 2 자유도 모델링을 하면 다음과 같이 모델링된다.

$$m_1=m_2=1.1111k_0/(2\pi f_0)^2$$
$$k_{s_1}=k_{s_3}=8.4953k_0 \qquad (3)$$
$$k_s=2.6158k_0$$

이 밖에 모델에 포함된 감쇠 계수들은 실험과 모델링의 결과를 비교하여 결정되어진다. 밸브 기구의 감쇠를 비례 점성 감쇠로 가정하고, 다음 식이 만족되도록 감쇠 계수를 결정하였다.

$$[C]=a[M]+b[K] \qquad (4)$$

여기서

$a$=1.903E-06

$b$=1.5203E-05이다.

모델링에 사용되어진 각 계수 및 사용되어진 밸브 기구의 제원이 Table 1에 나타나 있다.

### 2.3 운동 방정식의 유도

밸브 기구의 운동 상태는 시작 상태에서의 초기 조건을 가지고 접촉 상태의 운동이 이루어지며, 밸브 기구의 분리 현상이 일어나게되면 분리 직전의 변위와 속도를 초기 조건으로 하고, linkage의 캠 쪽 스프링 $k_{t_1}$과 댐퍼 $c_{t_1}$을 자유단으로 놓으면 앞의 모델을 그대로 적용할 수 있다.

**Table 1** Value of valve Train components and model parameters

Value of valve train components

| Mass | | Stiffness | |
|---|---|---|---|
| Valve | 0.2333kg | Linkage | $3.2585\times10^{6}$N/m |
| Pushrod | 0.1143kg | Valve spring | |
| Tappet | 0.2348kg | | $3.0390\times10^{4}$N/m |
| Rocker arm | 0.2798kg | Valve seat | |
| Valve spring | 0.1417kg | | $1.7640\times10^{8}$N/m |
| Retainer | 0.0504kg | Damping | |
| | | Linkage | 49.62kg/s |
| | | Valve seat | 4000kg/s |

Value of model parameters

| | | | |
|---|---|---|---|
| $m_v$ | 0.27287kg | $c_{t1}=c_{t2}$ | 99.14kg/s |
| $m_l$ | 0.05277kg | $c_{s1}=c_{s3}$ | 3.9277kg/s |
| $m_1=m_2$ | 0.04015kg | $c_{s2}$ | 0.6047kg/s |
| $k_{t1}=k_{t2}$ | $6.517\times10^{6}$N/m | $k_{seat}$ | $1.764\times10^{8}$N/m |
| $k_{s1}=k_{s3}$ | $2.581\times10^{5}$N/m | $c_{seat}$ | 4000kg/s |
| $k_{s2}$ | $3.969\times10^{4}$N/m | | |

접촉 상태에서의 운동 방정식을 행렬식으로 쓰면

$$[M]\{\ddot{x}\}+[C]\{\dot{x}\}+[K]\{x\}=\{f\} \tag{5}$$

이고, 여기서

$$[M]=\begin{bmatrix} m_l & & & \\ & m_v & & \\ & & m_1 & \\ & & & m_2 \end{bmatrix}$$

$$[C]=\begin{bmatrix} c_{t_1}+c_{t_2} & -c_{t2} & & \\ -c_{t_2} & c_{t_2}+c_{s_1} & -c_{s_1} & \\ & -c_{s_1} & c_{s_1}+c_{s_2} & -c_{s_2} \\ & & -c_{s_2} & c_{s_2}+c_{s_3} \end{bmatrix}$$

$$[K]=\begin{bmatrix} k_{t_1}+k_{t_2} & -k_{t_2} & & \\ -k_{t_2} & k_{t_2}+k_{s_1} & -k_{s_1} & \\ & -k_{s_1} & k_{s_1}+k_{s_1} & -k_{s_2} \\ & & -k_{s_2} & k_{s_2}+k_{s_3} \end{bmatrix}$$

$$\{x\}=\{x_l,\ x_v,\ x_1,\ x_2\}^T$$

이다. 밸브 간극 $VL$을 무시하고 캠 형상을 후리에 급수로 표시하면 다음과 같다.

$$x_c=Re\left(\sum_{p=0}^{m} C_p e^{jp\omega t}\right) \tag{6}$$

여기서

$C_p=C_{p_1}+jC_{p_2}$이다.

가진 함수(forcing function) $\{f\}$는 다음과 같이

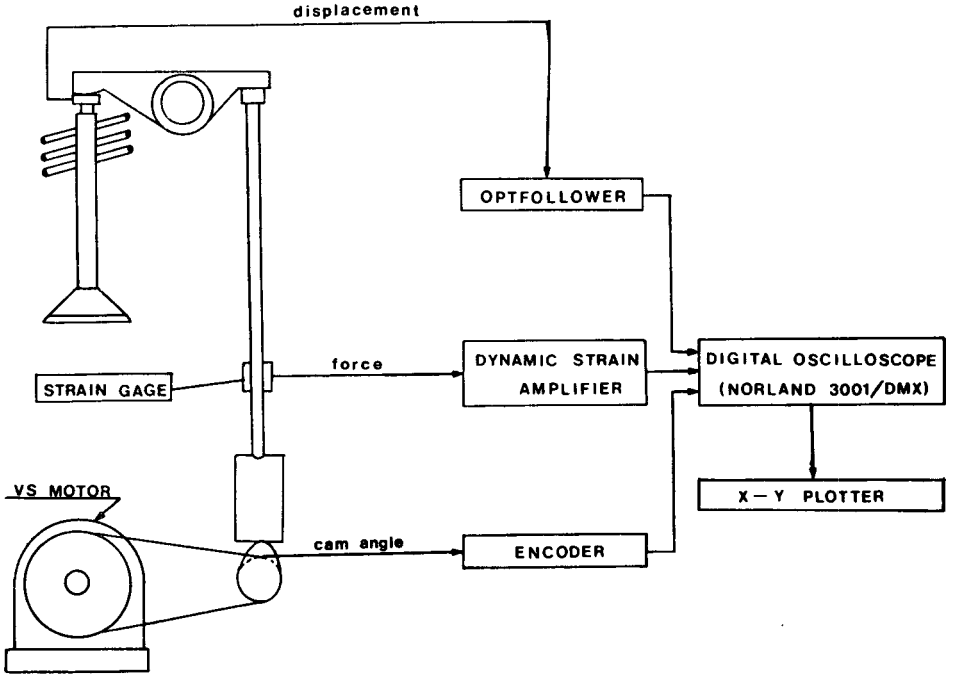


**Fig. 3** Experimental procedure & equipment

된다.

$$\{f\}=\begin{Bmatrix} k_{t_1}\cdot Re(\sum_{p=0}^{m} C_p\cdot e^{jp\omega t}) \\ +c_{v1}\cdot Re(\sum_{p=0}^{m} jp\omega\cdot C_p\cdot e^{jp\omega t}) \\ -F_0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{7}$$

따라서 식(7)을 (5)에 대입하여 행렬식을 풀면 원하는 밸브 응답 $x_v$를 얻을 수 있다.

## 2.4 모델의 검증

모델의 신뢰도를 검증하기 위해서 측정된 실험결과와 이론적으로 구한 밸브 기구의 응답을 비교하였다. 실험에서는 엔진 속도를 변화시키면서 캠-밸브 기구를 구동시켜 밸브 변위와 pushrod 힘을 측정하였다. 밸브 변위를 측정하기 위해서 opt-follow라는 비접촉 영상 처리 시스템을 사용하였으며, pushrod에 작용되어지는 힘을 측정하기 위해서 스트레인 게이지 회로를 사용하였다. Fig. 3은 실험장치의 계통도이다.

Fig. 4~6에 시뮬레이션 결과와 실험 결과를 중첩해서 나타냈다. 그림에서 보듯이 모델은 pushrod 힘 곡선의 위상과 크기에서 약간의 차이(위상에 있어서는 5~10%, 크기에 있어서는 5% 미만)가 있을뿐 비교적 실제 계를 잘 묘사하는 것을 볼 수 있다. 캠 작동 각도 내에서 pushrod 힘 곡선의 요동 현상은 밸브 스프링의 서어지와 linkage의 유연성때문으로 해석될 수 있다. 밸브가 닫힌 뒤에 나타나는 잔류 pushrod 힘은 계의 잔류 진동

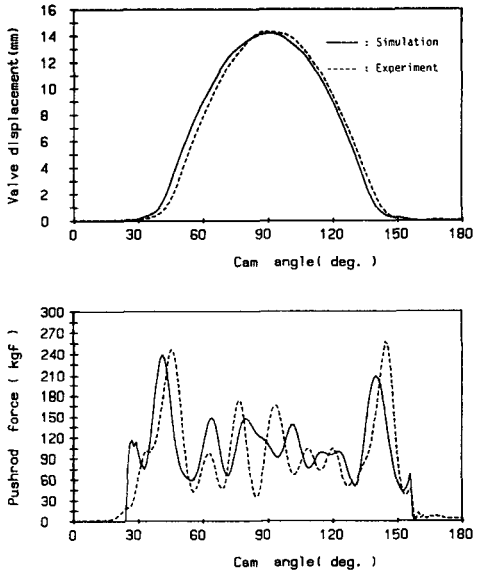


**Fig. 5** Valve train responses for original cam at 2400rpm

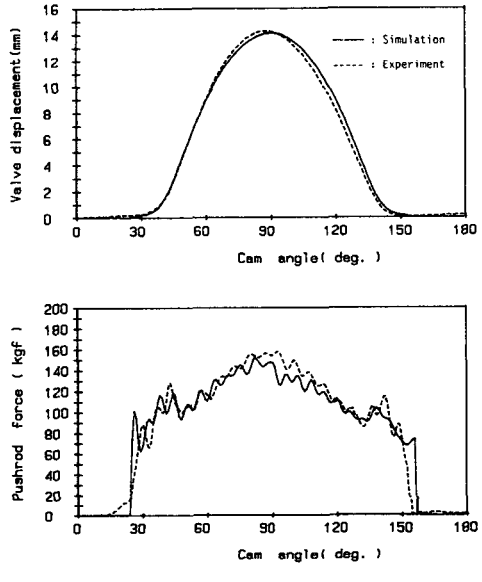


**Fig. 4** Valve train responses for original cam at 1200rpm

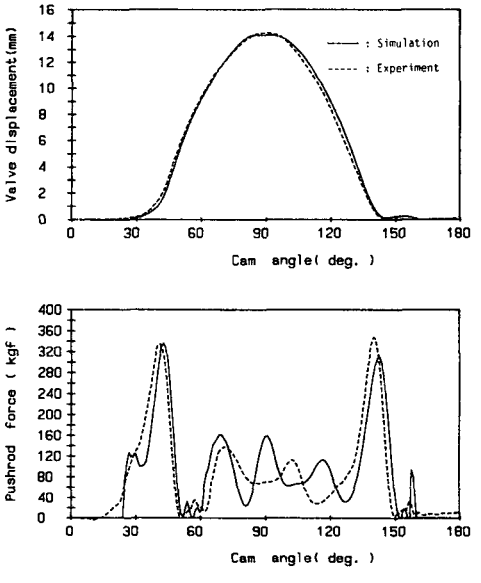


**Fig. 6** Valve train responses for original cam at 3000rpm

(residul vibration)에 의한 현상으로 생각할 수 있다(Fig. 5와 Fig. 6). 이 잔류 진동은 다음 캠 작동 각도가 시작되기 전까지 소멸된다. 또한 엔진의 작동 속도를 증가시키면 밸브 기구의 분리 현상이 촉진된다는 것을 알 수 있다. 즉 Fig. 5에서 보듯이 엔진 속도가 2400rpm 일때는 시뮬레이션 결과와 실험 결과에서 바운스 현상이 일어나지 않지만, 엔진 속도가 3000rpm이 되면 시뮬레이션 결과와 실험결과에서 점프와 바운스 현상이 일어나는 것을 볼 수 있다. 이는 엔진의 최대 작동 속도를 제한한다.

## 3. 캠설계

### 3.1 평균 자승 오차 최소법에 의한 최적 캠 형상 계수 도출

일반적으로 캠-밸브 기구에서 캠이 만족해야할 조건은 여러가지가 있지만 본 논문에서는 다음과 같은 조건이 만족되도록 캠을 설계하였다.

첫째로, 엔진의 캠-밸브 기구에서 밸브는 가급적 빨리 열리고, 그 상태를 유지하다가 빨리 닫혀야 한다. 이러한 조건을 만족하려면 캠의 가속도가 급격히 커져야 하는데 이 캠 가속도는 밸브 기구의 관성력을 증가시켜서 밸브 기구의 분리 현상을 촉진시키게 된다. 그러므로 이 두 가지 조건이 잘 조화를 이루도록 엔진의 정격 속도 내에서 밸브 기구의 분리 현상이 일어나지 않아야 한다는 조건을 도입하였다. 즉 캠에서의 최대 가속도를 제한하였다.

둘째로, 밸브 개폐시기는 엔진 효율에 매우 큰 영향을 미친다. 따라서 정확한 밸브 개폐를 만족시키기 위하여 설정된 캠 작동 각도가 유지되도록 하였다.

세째로, 밸브의 착지 속도는 밸브 및 밸브 시이트의 마멸, 또는 소음의 원인이되므로 가급적 작아야하며 캠의 작동 각도의 시작과 끝에서는 0이 되어야한다.

임의의 여러 점에서 밸브 운동의 변위, 속도가 주어질 때, 주어진 범위 내의 오차를 가지고, 밸브가 이러한 점들을 지나도록 하는 캠 형상을 설계하고자 한다.

임의의 한 속도에서 밸브 운동이 주어진 점들과 얼마만큼의 오차가 있느냐는 성능 지수(performance index) $\overline{PI}$로 나타낼 수 있다.

$$\overline{PI}=\alpha_1\sum_i(x_v(\theta_i)-x_{vi})^2+\alpha_2\sum_j(\dot{x}_v(\theta_j)-\dot{x}_{vj})^2/(pw)^2+\alpha_3\int_0^{\theta_d}\ddot{x}_v^2 d\theta \tag{8}$$

여기서 $x_v$, $\dot{x}_v$, $\ddot{x}_v$는 밸브 변위, 속도, 가속도이고, $x_{vi}$, $\dot{x}_{vj}$는 임의의 점에서 주어진 밸브 변위, 속도이며, $\alpha_1$, $\alpha_2$, $\alpha_3$는 가중 계수이다.

밸브 기구의 성능 지수 $\overline{PI}$는 주어진 밸브의 변위, 속도에 대한 오차와 전 작동 구간에서의 가속도의 크기를 조합하여 정의되었다. 식(8)에서 첫번째 항은 주어진 점에 대한 밸브 변위의 오차를 나타낸다. 두번째 항은 밸브 속도에 관계되는 항으로 착지 속도, 밸브 운동의 대칭성등에 관계된다. 즉 두번째 항은 속도에 대한 제한 조건으로 해석되어질 수 있다. 보통 밸브 기구에서 속도 제한 조건은 착지 속도 및 최대 밸브 변위 점에서의 속도가 0이 되도록 부과된다. 세번째 항은 가장 중요한 항으로 밸브의 가속도를 최소화하기 위해서 도입된 항이다.

한편 밸브 기구는 보통 다음과 같은 캠 속도 범위내에서 작동되어지기 마련이다.

$$\omega_l\leq\omega\leq\omega_u \tag{9}$$

이러한 전 작동 구간에서의 오차를 반영하기 위해서 성능 지수 $\overline{PI}$를 이 구간에 대해 적분하면 평균 자승 오차(mean squared error) $PI$를 얻을 수 있다.

$$PI=\int_{\omega_l}^{\omega_u}\overline{PI}\,d\omega \tag{10}$$

$\overline{PI}$는 양(+)의 오차 함수이므로, $PI$를 최소화시키면 작동 구간에서의 오차를 평균적으로 감소시킬 수 있다. 평균 자승 오차 $PI$는 캠 형상 계수 $C_p$의 함수이므로 최소화되는 점에서는 다음 조건을 만족해야한다.

$$\frac{\partial PI}{\partial C_{p1}}=0 \tag{11}$$

$$\frac{\partial PI}{\partial C_{p2}}=0 \tag{12}$$

식(11), (12)를 캠 형상 계수 $C_{p1}$과 $C_{p2}$에 대해 정리하면, 다음과 같은 형태의 행렬식으로 쓸 수 있다.

$$[X]\{C_p\}=\{U\} \tag{13}$$

여기서, $[X]$는 $2(m+1)\times2(m+1)$, $\{U\}$는 $2(m+1)\times1$의 계수 행렬이고, $\{C_p\}=\{C_{o1}, C_{l1}, \cdots, C_{m1}, C_{o2}, C_{l2}, \cdots, C_{m2}\}^T$이다.

식(13)을 풀면 제한 조건이 없는 경우의 캠 형상

계수 $\hat{C}_{p1}$, $\hat{C}_{p2}$를 구할 수 있다.

그런데 밸브 스프링에는 초기 압축힘이 있으므로 캠이 작동을 해도 스프링의 초기 압축힘을 능가하기 전까지 밸브는 작동하지 않는다. 또 작동이 끝날 때도 초기 압축힘때문에 캠이 작동하는 도중 밸브는 닫히게된다. 즉 캠의 작동 범위와 밸브의 작동 범위가 다르게된다. 따라서 캠에서 ramp 구간이 존재하게 된다.

그러므로 다음과 같은 제한 조건을 유도할 수 있다.

$$\sum_{p=0}^{m}(C_{p1}\cdot\cos p\omega t - C_{p2}\cdot\sin p\omega t) = x_{ck} \quad (14)$$

$$\sum_{p=0}^{m} -p\omega\cdot(C_{p1}\cdot\sin p\omega t + C_{p2}\cdot\cos p\omega t) = \dot{x}_{ck}$$

$$k=1,\ 2,\cdots,\ l \quad (15)$$

식(14), (15)는 ramp 구간에서의 변위, 속도에 대한 제한조건으로 $x_{ck}$, $\dot{x}_{ck}$는 설정된 ramp 구간에서 캠이 만족해야할 변위, 속도의 조건이다. 제한조건(14), (15)를 캠 형상 계수 $C_p$에 대해 정리하여 행렬식으로 쓰면 다음과 같다.

$$[L]\{C_p\}=\{V\} \quad (16)$$

여기서, $[L]$는 $2(m+1)\times 2(m+1)$, $\{V\}$는 $2(m+1)\times 1$의 계수 행렬이다.

이러한 제한 조건을 식(13)에 첨가하기 위해서 다음과 같은 행렬 최소 오차 자승법을 이용한다[11].

즉, 식(13)의 행렬식이 식(16)과 같은 제한조건을 가지면 minimum variance unbiased estimator $\tilde{C}_p$는

$$\{\tilde{C}_p\}=\{\hat{C}_p\}-([X]^T[X])^{-1}[L]^T([L]([X]^T[X])^{-1}[L]^T)^{-1}([L]\{\hat{C}_p\}-\{V\}) \quad (17)$$

에서 구할 수 있다.

여기서 $\hat{C}_p$은 식(13)으로부터 얻어지는 unconstrained least squares estimate이다.

식(17)에 $[X]$, $[L]$, $\{V\}$를 대입하고, 또 식(13)에서 제한 조건 없이 구한 $\hat{C}_p$를 대입하면, 제한 조건을 만족하는 최적 캠 형상 계수 $C_{p1}$, $C_{p2}$ $(p=0,\ 1,\cdots,\ m)$를 구할 수 있다.

### 3.2 감도 해석을 통한 흡-배기 유동 면적의 증가

밸브 기구의 운동시 캠이 만족해야할 또 하나의 조건은 밸브의 유효 흡-배기량을 최대로 하는 것이다. 유효 흡-배기량은 엔진의 효율을 표시하는 것으로 이 양을 크게하면, 엔진의 효율을 향상시킬 수 있다. 따라서 캠-밸브 기구의 성능을 향상시키기 위하여 배기 가스의 유동 면적 $\bar{A}$를 계산하고, 이것을 캠 작동 각도에 대해 적분한 값을 배기 가스의 총 유동 면적이라 정의하여 이를 최대로 하고자 한다.

임의의 캠 각에서의 유동 면적 $\bar{A}$는 밸브와 밸브 시이트 사이의 최소 거리들로 이루어진 원뿔대의 옆면적과 같게 되며, 이것을 캠의 작동 각도에 대해 적분하면 총 유동 면적 $A$를 얻게 된다.

$$A=\int_0^{\theta_e}\bar{A}\,d\theta \quad (18)$$

그런데, 유동 면적 $\bar{A}$는 밸브 변위 $x_v$의 함수이고, 밸브 변위는 캠 형상 $C_p$의 함수이므로 총 유동 면적 $A$는 캠 형상 계수 $C_p$로 표시된다.

그러므로 총유동면적에 대한 감도는 다음 식과 같이 쓰여진다.

$$\frac{\partial A}{\partial C_p}=\int_0^{\theta_e}\frac{\partial\bar{A}}{\partial C_p}\,d\theta \quad (19)$$

식(18)과 (19)에 앞절에서 설명한 밸브 속도 및 가속도, 작동 구간등에 대한 제한 조건을 첨가하여 최적화 기법을 도입하면, 흡-배기량을 최대로 하는 새로운 캠형상을 설계할 수 있다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 기존의 캠 변위를 유지한 새로운 캠 형상 설계

기존의 캠 변위를 유지하면서 캠의 최대 가속도를 제한한 새로운 캠 형상을 설계하였다. 캠 형상 계수는 23개의 후리에 급수로 전개하였으며, 새로운 캠 형상이 만족해야할 밸브 변위 조건은 19개, 밸브 속도 조건은 3개로 결정하였다. 밸브 속도는 처음과 끝, 그리고 최대 밸브 변위 점에서 0이 되도록 부과하였다. 가중계수는 식(8)의 우변의 세 항이 비슷한 값이 되도록 결정하였다. 위와 같은 조건 하에서 3.1절에서 제시한 방법을 사용하면 식(13)으로부터 제한 조건이 없는 경우의 캠 형상 계수 $\hat{C}_p$을 을 구할 수 있다. 밸브 스프링의 초기 압축힘, linkage의 강성 계수등을 고려하여 ramp 구간을 12°로 결정하였으며, ramp 구간이 시작하는 점에서 캠 변위, 속도가 0이 되도록 설정하였고, 끝나는 점에서는 캠 변위가 밸브 스프링에 의한 초기 압축힘을 능가할 수 있도록 부과하였다. 이러한

제한 조건과 앞에서 구한 $\hat{C}_p$를 식(17)에 대입하여 제한 조건을 만족하는 최적 캠 형상을 구하였다.

기존의 캠(original cam)과 새로 설계한 캠(new cam 1)의 변위, 속도, 가속도를 비교한 것이 Fig. 7에 나타나 있다. 그림에서 보듯이 캠 변위와 속도는 ramp 구간이 끝나는 곳에서 부터 10°까지만 기존의 캠과 약간의 차이를 보일 뿐 나머지 구간에서는 거의 일치함을 볼 수 있다. 그러나 캠 가속도의 최고치에 있어서는 새로 설계한 캠은 기존의 캠과 현격한 차이를 보인다. 즉 최고치가 71.7mm/rad²에서 42.05mm/rad²으로 약 41.5% 정도 감소했음을 볼 수 있다. 이는 엔진 속도가 고속이 되면 가장 큰 영향을 미치는 관성력과 직접적인 관계가 있으므로, 밸브 기구에 작용되어지는 응력이 감소될 것이라고 예측할 수 있다.

기존의 캠과 새로 설계한 캠을 사용해서 밸브 기구 응답을 시뮬레이션한 결과를 비교한 것이 Fig. 8~10에 나타나 있다. 새로운 캠을 사용한 경우 밸브 변위는 기존의 캠을 사용한 경우와 거의 차이가 없음을 볼 수 있다. 엔진의 효율을 표시하는 밸브 변위 면적도 오차범위 1%내에서 일치하는 것을 볼 수 있다. 한편 고속 회전(3000rpm)시 기존의 캠을 사용하면 밸브 바운스 현상이 일어나지만, 새로운 캠의 경우 캠 가속도의 최고치를 줄임으로써 이러한 바운스 현상도 방지할 수 있음을 알 수 있다. 저속 회전(1200rpm)시 pushrod에 작용되어지는

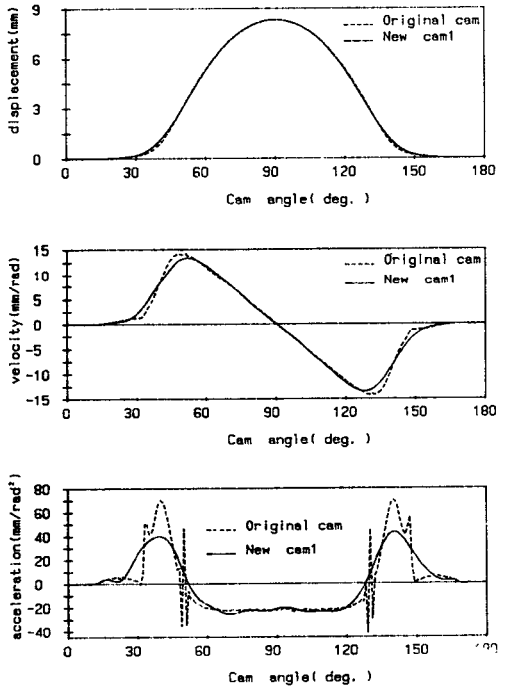


**Fig. 7** The comparison between original cam and new cam 1

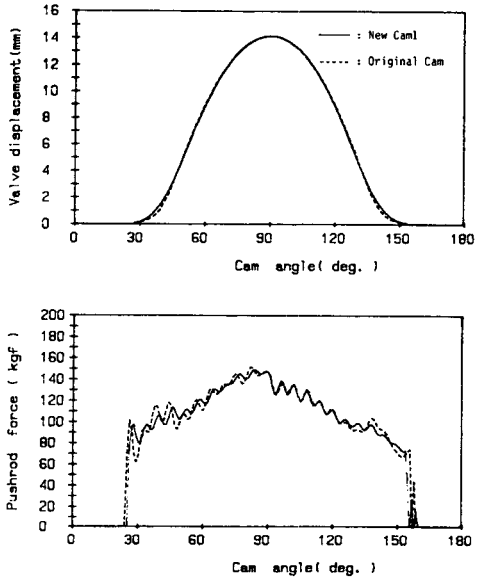


**Fig. 8** Comparison of simulation results between original cam and new cam 1 at 1200rpm

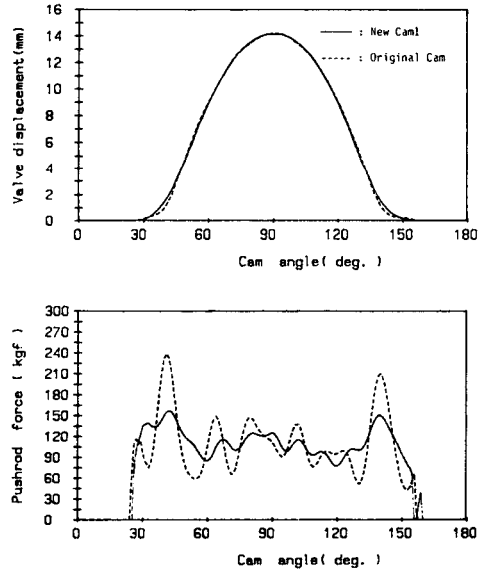


**Fig. 9** Comparison of simulation results between original cam and new cam 1 at 2400rpm

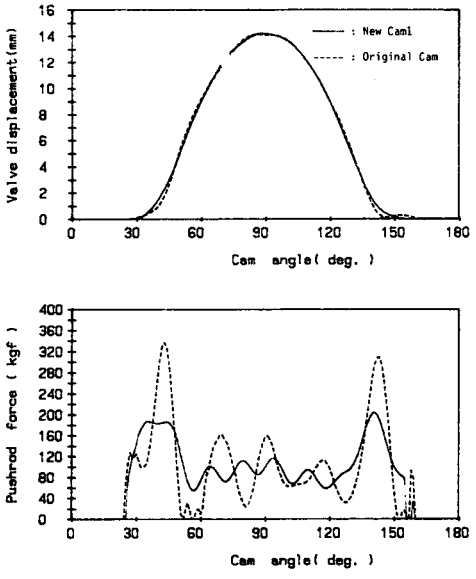


**Fig. 10** Comparison of simulation results between original cam and new cam 1 at 3000rpm

힘은 기존의 캠과 새로운 캠에서 거의 차이가 없다. 그러나 중속 회전(2400rpm)시 pushrod에 작용되어지는 힘은 새로운 캠을 사용한 경우 기존의 캠에 비해 전반적으로 감소했음을 볼 수 있고, 최고치도 33.3% 정도 감소했음을 알 수 있다. 이 최고치의 감소는 관성력의 영향이 더욱 커지는 고속 회전(3000rpm)시 더욱 현격하게 나타남을 볼 수 있다(41.6% 감소). 또 기존의 캠의 경우 이 rpm에서 밸브 기구의 점프 현상이 일어나지만, 새로운 캠에서는 아직 점프 현상이 일어나지 않음을 볼 수 있다. 새로운 캠의 경우 점프 현상은 3620rpm에서 일어난다. 이로써 새로운 캠을 사용하면 밸브 기구의 최대 작동 속도를 증가시킬 수 있음을 알 수 있다.

### 4.2 밸브의 유동 면적을 증가시킨 새로운 캠 형상 설계

밸브의 유동 면적을 증가시키면서 캠의 최대 가속도를 제한하는 새로운 캠 형상을 설계하였다. 이는 3.2절에서 제시한 바와 같이 감도 해석을 통해 기존 캠의 속도, 가속도는 그대로 유지하면서 밸브의 유동 면적만을 증가시킨 새로운 캠 형상을 설계한 다음, 이 캠 형상을 기초로 하여 4.1절에서 수행했던 것과 같은 과정을 통해 밸브의 유동 면적을

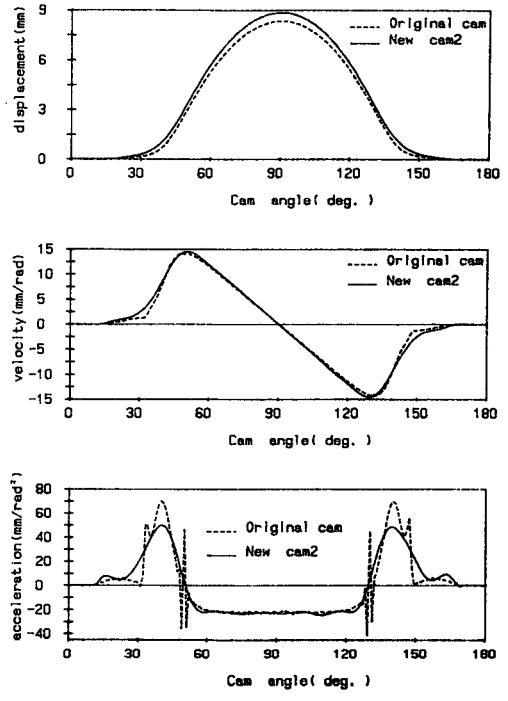


**Fig. 11** The comparison between original cam and new cam 2

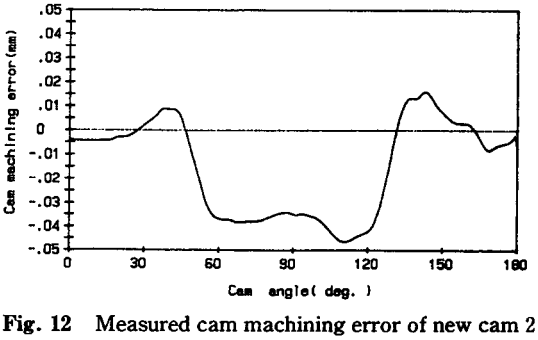


**Fig. 12** Measured cam machining error of new cam 2

증가시키면서도 캠의 최대 가속도를 제한한 새로운 캠 형상을 설계하였다. 단, 여기서 ramp 구간은 증가된 캠 변위를 고려하여 5°로 결정하였다.

Fig. 11에 기존의 캠(original cam)과 새로 설계한 캠(new cam 2)의 변위, 속도, 가속도를 비교하였다. 새로운 캠은 밸브 유동 면적과 관련이 있는 캠 변위 면적이 기존 캠에 비해 8.8% 증가했음을 볼 수 있다. 캠 속도는 캠 가속도의 최고치는 71.7mm/rad²에서 51.08mm/rad²으로 약 28.7% 정도 줄어들었음을 볼 수 있다.

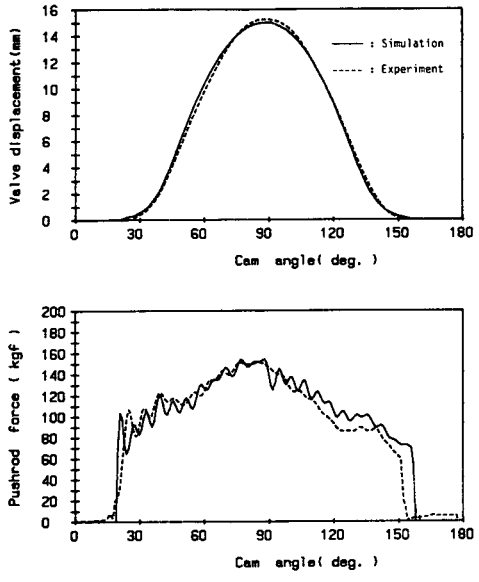


**Fig. 13** Valve train responses for new cam 2 at 1200rpm

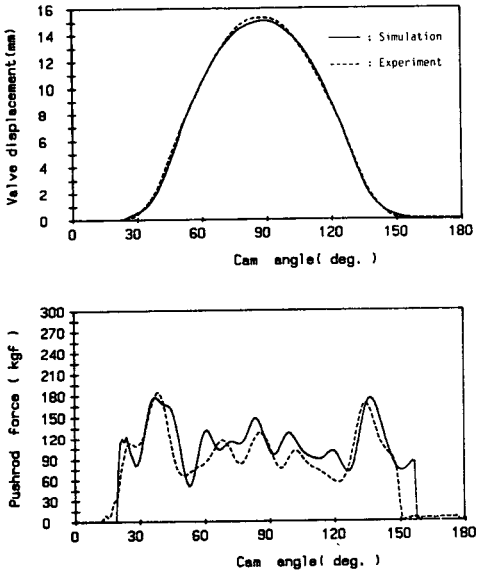


**Fig. 14** Valve train responses for new cam 2 at 2400rpm

새로 설계한 캠의 효용성을 입증하기 위해 설계된 캠을 실제로 가공하여 실험을 수행하였다. 3차원 캠 변위 측정기를 사용하여 가공된 캠의 가공 오차를 측정한 결과가 Fig. 12에 나타나 있다. 그림에서 보듯이 최대 캠 변위점 부근에서는 50$\mu$m, ramp 구간에서는 20$\mu$m 정도의 가공 오차가 있음

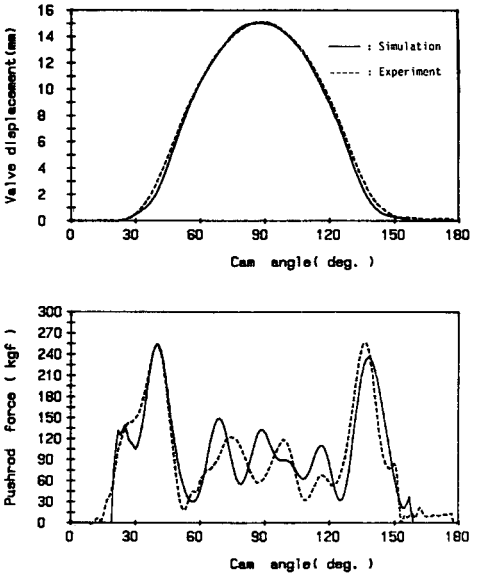


**Fig. 15** Valve train responses for new cam 2 at 3000rpm

을 알 수 있다. Fig. 13~15에는 새로운 캠을 사용하여 밸브 기구 운동을 실험한 결과가 시뮬레이션 결과에 중첩해서 나타나 있다. 실험 장치는 앞의 2.4절 모델의 검증에서 사용했던 장치를 그대로 사용하였으며, 캠 축만 새로 가공된 캠 축으로 교체하여 실험을 수행하였다. 기존의 캠을 사용한 경우와 마찬가지로 실험 결과와 시뮬레이션 결과가 비교적 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. Fig. 4~6과 Fig. 13~15를 비교해보면 새로운 캠의 경우 기존의 캠에 비해 밸브 변위 면적이 8.6% 정도 증가했음을 볼 수 있다. 그리고 기존의 캠을 사용하면 3000rpm에서 점프 현상과 바운스 현상이 일어나지만 새로운 캠의 경우 3000rpm에서도 아직 이런 현상이 일어나지 않는 것도 볼 수 있다. 새로운 캠의 경우 점프 현상은 3380rpm에서 일어난다.

## 5. 결 론

밸브 기구에 대한 집중 질량 모델을 세우고, 동특성을 개선시키기 위해 새로운 캠 형상을 설계한 본 연구의 결론은 다음과 같다.

(1) 밸브 기구는 스프링 서어지를 묘사할 수 있는 2 자유도 스프링 모델과 그 외의 부분을 2 자유도로 모델링한 4 자유도로 모델링하였다. 본 논문에서 사용한 모델은 실제의 밸브 기구 운동을 잘 묘

사하였다.

(2) 밸브 변위, 속도, 가속도 및 밸브 기구 작동 속도와 관련지어지는 평균 자승 오차를 정의하여, 캠-밸브 기구의 동특성을 개선시키는 캠 형상 설계 방법을 제시하였다.

(3) 기존의 캠에 본 방법을 적용하여 기존의 밸브 변위를 유지하면서도 밸브 기구에 작용하는 힘을 줄일 수 있었고, 이로 인해 캠-밸브 기구의 최대 작동 속도를 증가시킬 수 있었으며, 밸브 기구의 마모 현상이나 소음등을 줄일 수 있다고 예측할 수 있었다.

(4) 밸브 유동 면적을 증가시키면서 밸브 속도 및 가속도까지 제어한 캠 형상을 설계하여 엔진의 흡-배기 성능 및 밸브 기구의 동특성을 향상시킬 수 있었다. 또 설계된 캠을 실제로 제작하여, 실험 결과를 시뮬레이션 결과와 비교함으로써 본 방법의 타당성을 증명하였다.

## 참 고 문 헌

(1) Barkan, D., 1974, "Calculation of High Speed Valve Motion with a Flexible Overhead Linkage", SAE Quarterly Transaction, Vol. 61, pp. 687~700.

(2) Johnson, G.I., 1963, "Studying Valve Dynamics with Electronic Computers", SEA Progr. Tech., Vol. 15, Application of Computers in Valve Gear Design, pp. 10~28.

(3) Sakai, H. Akiba, K. and Akiba, K., 1981, "A Comprehensive Simulation of Hight Speed Driven Valve Trains", SAE Technical Paper Series 810865.

(4) Rothbart, H.A., 1956, "Cams — Design, Dynamics, and Accuracy", Wiley and Sons, New York.

(5) Kwakernaak, H. and Smit, J., 1968, "Minimum Vibration Cam Profiles", Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 10, No. 3, pp. 219~227.

(6) Hrones, K.J., 1948, "Analysis of Dynamic Forces in a Cam-Driven System", Trans. ASME, Vol. 70, p. 473.

(7) Mitchell, D.B., 1950, "Tests on Dynamic Response of Cam Follower Systems", Mechanical Engineering, Vol. 72, pp. 467~471.

(8) Wiedrerrich, J.L., 1973, "Design of Cam Profiles for System with High Inertial Loadings", Ph. D Dissertation, Stanford University.

(9) 김형중, 1987, "OHV 형 캠-밸브 기구의 모델링 및 성능 개선을 위한 해석적 연구", 석사 학위 논문, 한국과학기술원.

(10) Hyuck-Soo Jeon and Youn-Sik Park, 1986, "A Study on Improving Valve Train Performance by a Dynamic Model Analysis", KSME, Vol. 10, No. 6, pp. 837~844.

(11) Graham, C.G. and Robert, L.P., 1977, "Dynamic System Identification", Academic Press, New York, p. 34.