

〈論 文〉

OHC형 캠-밸브 기구의 최적 캠 형상설계 및 실험적 검증

김성훈* · 김원경** · 박윤식***

(1992년 5월 1일 접수)

Optimum Cam Profile Design and Experimental Verification on an OHC Type Cam-valve System

Sung-Hoon Kim, Won-Keyung Kim and Youn-Sik Park

Key Words : Cam(캠), Optimum Cam Profile Design(최적 캠 형상설계), Contact Force(접촉력), Dynamic Strain(동적 변형률), Valve Displacement(밸브변위)

Abstract

In this work, a 6 degree of freedom lumped mass model is constructed for an OHC-type cam valve train analysis, and the model is verified experimentally. Using the verified model, an optimum cam profile is designed to minimize the maximum contact force between cam and follower under the constraints such as cam lift and cam event angle. The designed cam was carefully machined and tested experimentally. As operating the designed cam shaft on the test rig, the valve motion was precisely measured with laser displacement meter and the contact force was indirectly monitored by measuring strain at a certain point of the finger follower. Judging from the model simulation and experiment results, the maximum contact force can be reduced as much as more than 16.7 percent under maintaining the original valve flow area by adopting the optimum cam profile.

기 호 설 명

<p>C_{s1}, C_{s2}, C_{s3} : 밸브스프링의 등가 감쇠계수, $N\text{-s/m}$</p> <p>C_{se} : 밸브시트의 등가 감쇠계수, $N\text{-s/m}$</p> <p>C_{tf}, C_{fc}, C_{vf} : 접촉부위의 등가 감쇠계수, $N\text{-s/m}$</p> <p>C_{tp} : 유압 태핏의 등가 감쇠계수, $N\text{-s/m}$</p> <p>D : 기존의 캠 곡선</p> <p>F_0 : 밸브스프링의 초기 장착력, N</p> <p>F_{tf}, F_{fc}, F_{vf} : 각 접촉 부위의 접촉력, N</p> <p>f_0 : 밸브스프링의 고유진동수, Hz</p> <p>I_f : 종동자의 관성 모멘트, $kg\text{-m}^2$</p>	<p>K_0 : 밸브스프링의 정적 스프링상수, N/m</p> <p>K_{s1}, K_{s2}, K_{s3} : 밸브스프링의 등가 탄성계수, N/m</p> <p>K_{tf}, K_{fc}, K_{vf} : 접촉부위의 등가 탄성계수, N/m</p> <p>L_{fc}, L_{tf}, L_{vf} : 종동자 무게중심으로부터의 각 접촉점까지 거리, mm</p> <p>M_f, M_t, M_v : 종동자, 태핏, 밸브의 등가질량, kg</p> <p>m_1, m_2 : 밸브스프링의 등가 질량, kg</p> <p>S : 다항식 곡선</p> <p>Y_f, Y_t, Y_c, Y_v : 종동자, 태핏, 캠, 밸브의 변위, mm</p> <p>Y_{s1}, Y_2 : 등가 밸브스프링의 변위, mm</p> <p>θ_f : 종동자 회전각, rad</p>
--	--

*한국과학기술원 기계공학과 소음 및 진동제어 연구센터

**대우중공업 기계기술부

***정희원, 한국과학기술원 소음 및 진동제어 연구센터

1. 서 론

엔진에 사용되는 캠-밸브 기구는 그 운동이 엔진 효율에 직접적인 영향을 미친다. 특히 엔진 회전수가 높아지고 큰 출력을 얻기 위해서는 밸브의 유동 면적을 가능한 크게 하고, 또한 빠른 개폐를 얻기 위해 큰 가속도가 요구되는데, 반면 이러한 큰 가속도는 밸브 기구내에 큰 관성력을 유발하여 밸브 기구의 동특성, 즉 캠 기구의 분리현상(jumping & bounce)이나 밸브 스프링의 서어지현상(surge) 등이 나타나고, 캠 기구의 마멸나 소음 등에 커다란 영향을 미치고 있다. 그러므로 캠-밸브 기구 설계시 이러한 동특성을 고려하여 설계함으로써 엔진의 효율을 높이고 작동 회전수를 높일 수 있는 것이다.

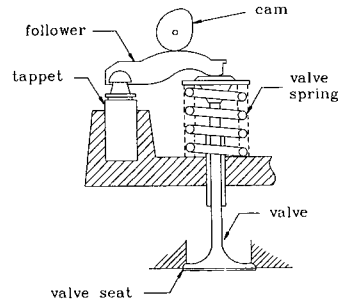
동특성을 고려한 캠-밸브 기구의 해석은 Sakai와 Kosaki⁽¹⁾가 OHV(overhead-valve)형 캠-밸브 기구를 다자유도 집중 질량 모델링하여 밸브 기구를 해석하였으며, Jeon과 Park⁽²⁾은 집중 질량 모델에서 밸브 기구의 동특성을 고려하여 최적 캠 형상을 설계하였다. 또한 Chan과 Pisano⁽³⁾는 OHC(overhead-cam)형 캠-밸브 기구를 유압 태핏을 고려하여 집중 질량계로 모델링하여 해석하였으며, Kim과 Park^(4,5)은 밸브 스프링의 서지 현상을 고려하여 OHC형 캠 기구를 6자유도 집중 질량계로 모델링하고 접촉력을 간접적인 방법을 이용하여 실험과 비교하였다.

본 연구에서는 OHC형 캠-밸브 기구의 6자유도 집중 질량계 모델을 기본으로 하고, 밸브변위와 선회중동자(oscillating-follower or finger-follower)의 동적 스트레인을 측정하여 모델의 타당성을 검증하고, 또 최적화 기법을 도입하여 밸브 개폐시기, 밸브변위 그리고 최소 접촉력 등을 구속조건으로 주고 캠과 중동자 사이의 최대 접촉력을 최소화시키도록 최적 캠 형상을 설계하였다. 그리고 설계된 캠을 정밀 가공하여 최적화 설계의 타당성 및 접촉력을 실험을 통하여 검증하였다.

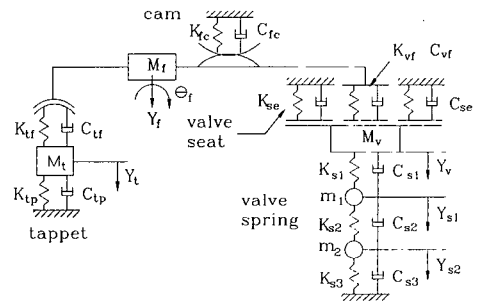
2. 캠-밸브 기구의 모델링 및 최적화

2.1 캠-밸브 기구의 모델링

Fig. 1과 같이 선회중동자를 사용하는 OHC형 캠-밸브 기구를 6자유도계로 모델링하였다.^(4,5) 밸브



(a) Schematic diagram



(b) 6 D.O.F. lumped mass model

Fig. 1 OHC finger follower type cam-valve train

는 밸브 스템에 의해 지지되므로 상하 운동만을 고려하고, 유압 태핏도 상하 운동을 고려한다. 밸브 스프링은 밸브 응답과 스프링의 동적 특성을 잘 묘사할 수 있도록 2개의 집중 질량과 스프링으로 모형화하며, 중동자는 회전운동과 수직운동을 고려하여 모델을 수립하였다. 또한 OHC형 캠-밸브 기구의 특성중 하나인 로커-암 비의 변화도 모델링에 고려하였다. 각 모델 변수값을 아래와 같은 방법으로 구하였다.

(1) 각 요소의 질량과 관성 모멘트

태핏 및 중동자의 질량은 전자 디지털 저울로 정밀하게 측정하고, 밸브는 밸브, 리테이너 그리고 커터의 질량을 합하여 등가 질량을 구하였다. 그리고 중동자의 관성 모멘트는 형상을 세분하여 각 요소별로 계산하여 산출하였다.

(2) 접촉 요소의 모델링

Hertz의 접촉이론⁽⁶⁾에 의해 형상계수(Kd), Young계수(E) 그리고 포와송 비(ν) 등을 고려한 아래와 같은 힘-변위 관계식에서 적절한 접촉력의 범위 내에서 1차 최소승법으로 선형화하여 접촉 강성계수를 구한다.

(i) 태핏과 종동자 사이
두개의 구가 내부 접촉한 형태로 해석

$$y = 1.04 \left[\frac{PC_e}{K_d} \right]^{(1/3)}$$

여기서

$$K_d = \frac{D_1 D_2}{D_1 - D_2}, \quad C_e = \frac{1 - \nu^2}{E_1} + \frac{1 - \nu^2}{E_2}$$

P : 접촉력, y : P 에 대한 변위

D_1, D_2 : 각 구의 지름

E_1, E_2 : 각 구의 Young's modulus

(ii) 캠과 종동자 사이
평행으로 놓인 두 실린더가 접촉한 형태로 해석

$$y = \frac{2P(1-\nu^2)}{\pi E} \left[\frac{2}{3} + \ln \frac{2D_1}{b} + \ln \frac{2D_2}{b} \right]$$

여기서 P : 단위 길이당 접촉력

y : P 에 대한 변위

D_1, D_2 : 각 구의 지름

b : 접촉폭

(iii) 종동자와 밸브 사이
실린더와 평면이 접촉한 형태로 해석

$$y = \frac{2P(1-\nu^2)}{\pi E} \left[\frac{1}{3} + \ln \frac{2D}{b} \right]$$

여기서 P : 단위 길이당 접촉력,

y : P 에 대한 변위

b : 접촉폭

D : 실린더 지름

각 접촉점의 감쇠계수는 비례 점성감쇠를 가정하여 감쇠비를 0.06으로 가정하고 각 감쇠계수를 구하였다.

(3) 밸브 스프링의 모델링

아래와 같은 가정하에 밸브 기구의 작동회전수를 고려하여 밸브 응답 및 동특성을 잘 묘사할 수 있도록 2자유도로 모형화하였다.

(i) 상하대칭 배열

(ii) 모델과 실제 스프링의 강성계수는 같다.

(iii) 모델과 실제 스프링의 고유진동수는 같다.

(iv) 적절한 감쇠를 갖는다.

밸브 스프링의 고유진동수 f_0 가 아래와 같이 나타내므로

$$f_0 = \frac{d}{2\pi D^2 N} \sqrt{\frac{G}{\rho}}$$

G : 전단계수

d : 와이어 지름

D : 평균 코일 지름

N : 실제 감긴 회수

ρ : 밸브 스프링 재질의 밀도

밸브 스프링을 모델링하면,

$$m_1 = m_2 = (2/3) K_0 (\pi f_0)^2$$

$$K_{s1} = K_{s3} = (8/3) K_0$$

$$K_{s2} = 4K_0$$

여기서 K_0 : 밸브 스프링의 정적 스프링 상수
이상의 식으로 표현될 수 있다. 또 비례 점성감쇠 (감쇠비=0.04)를 가정하여 각 감쇠계수를 구하였다.

(4) 유압 태핏의 모델링

유압 태핏은 밸브 기구의 간극을 없애기 위해 사용되며, 오일 입구를 통하여 압축된 오일이 플런저(plunger)속을 채우고 압축력을 받으면 제동밸브(check valve)가 닫혀 오일이 플런저 들레로 새어 나온다. 반대로 플런저가 윗 방향으로 움직일 때는 제동밸브가 열리어 플런저 속의 오일이 밸브를 통하여 아래로 흘러 내려간다.

오일의 등가 강성계수 K_e 는

$$K_e = \frac{A_e E}{H_e}$$

여기서 A_e : 플런저의 등가 면적

H_e : 압축되는 오일의 등가 길이,

E : Bulk modulus

나타낼 수 있고, 플런저가 압축될 때 등가 감쇠계수 C_d 는

$$C_d = \frac{6\mu\pi L_p R_p^2 (R_p + h_1)}{h_1^3} + \frac{2\mu\pi L_p (3R_p + 4h_1)}{h_1^2}$$

여기서 μ : 점성계수, L_p : 플런저 길이

R_p : 플런저 반지름,

h_1 : 들레 틈새 간격

플런저가 윗 방향으로 움직일 때 등가 감쇠계수 C_u 는

$$C_u = \frac{2\mu\pi L_p R_p}{h_1}$$

로 나타낼 수 있다.

이렇게 구한 강성계수, 감쇠계수(K_e, C_d, C_u)는 오일이 틈새로 빠져 나오지 않는다는 가정과 오일의 비압축성을 가정하였으므로 각각 최대값을 나

타낸다. 그러므로 실제 태핏의 변위를 캠축 회전수 따라 측정하고, 강성계수, 감쇠계수에 보정계수를 곱한 시뮬레이션 결과와 오차가 최소화되도록 보정 계수를 구하여 실제 강성계수 및 감쇠계수(K_{tp} , C_{tp})를 구하였다.

위와 같은 방법으로 캠-밸브를 6자유도 집중질량 계로 모델링하고 이 운동방정식은 부록 A에 나타내었다.

2.2 최적 캠 형상설계

캠-밸브 기구는 밸브 개폐시기가 엔진의 효율에 직접적으로 영향을 미치므로 개폐시기를 정확히 맞추어야 하고, 큰 출력을 얻기 위해 밸브의 유동면적은 커야한다. 또한 고속에서도 분리현상 및 서지 현상이 없어야 하며, 각 요소에 과도한 응력이 걸리지 않아야 한다. 그러나 위의 조건들은 서로 상충되는 현상을 일으키므로 캠-밸브 기구를 설계할 때는 이러한 모든 상황을 종합적으로 고려하여 설계하여야 한다.

그러므로 본 연구에서는 최적화 기법을 이용하여 캠 형상을 설계하고자 한다.^(7,8) 전체적인 최적 캠 형상설계의 흐름도는 부록 B에 나타내었다.

(1) 캠 곡선의 피팅

최적화 방법은 먼저 캠 곡선을 다항식 곡선으로 전개시키는데, 이 다항식 곡선은 다른 곡선에 비해서 국부적인 조정은 어렵지만 한정된 구간 내의 곡선을 근사적으로 표현하는데 간단하고 빠르게 경계조건을 손쉽게 맞출수 있고, 또 최적화 기법에서 설계변수 개수가 작아 비선형 캠-밸브 기구 최적화 문제에서 빠르게 설계변수를 구할 수 있기 때문이다. 밸브 기구에 사용된 캠은 DRRD(dwll-rise-return-dwell) 캠으로 다항식으로 전개할 때 열리는 (rise) 부분과 닫히는 (return) 부분으로 나누어 전개한다. 이때 다항식 곡선, $S(x)$ 는 다음과 같다.

$$S(x) = h + C_2x^2 + C_px^p + C_qx^q + C_rx^r + C_sx^s$$

where h : maximum lift

$$x = \theta/\beta$$

β : half event angle

C_2, C_p, C_r, C_s : 다항식 곡선 계수들

이때 밸브의 운동으로 사용할 수 있는 다항식의 지수 p, q, r, s 는 캠 곡선 가속도의 전체적인 모양이 정해져 있으므로 다음과 같이 제한한다.

$$2-6-10-14-18$$

$$2-8-14-20-26$$

$$2-10-18-26-34$$

$$2-12-22-32-42$$

$$2-14-26-32-50$$

기존의 캠 곡선과 다항식 곡선 사이의 오차자승을 최소화하며 캠 곡선의 시작점과 끝점에서의 경계조건을 만족하도록 다항식 계수를 구하였다.

$$\text{Min } J = \sum_{i=1}^n \{D(\theta_i) - S(\theta_i)\}^2$$

subject to

$$\text{at } \theta=0 ; S=h$$

$$\text{at } \theta=\beta ; S=0, \frac{\partial S}{\partial x}=0, \frac{\partial^2 S}{\partial x^2}=0, \frac{\partial^3 S}{\partial x^3}=0$$

여기서 $D(\theta_i)$: 기존의 캠 곡선

$S(\theta_i)$: 고차 다항식 캠 곡선

경계조건을 계수로 표현하면 다음과 같다.

$$\Psi_1 = h + C_2 + C_p + C_q + C_r + C_s$$

$$\Psi_2 = 2C_2 + pC_p + qC_q + rC_r + sC_s$$

$$\Psi_3 = p(p-1)C_p + q(q-1)C_q + r(r-1)C_r + s(s-1)C_s$$

$$\Psi_4 = p(p-1)(p-2)C_p + q(q-1)(q-2)C_q + r(r-1)(r-2)C_r + s(s-1)(s-1)C_s$$

이 문제를 해석하기 위해 다음의 새로운 함수를 정의한다.

$$H = J + \sum_{m=1}^{N_b} \mu_m \Psi_m$$

where μ_m : lagrange multiplier

N_b ; number of boundary condition

Ψ_m ; boundary conditions

이 함수가 극한값을 갖기 위한 필요조건은 다음과 같다.

$$\frac{\partial H}{\partial C_i} = 0 \quad i=2, p, q, r, s$$

$$\Psi_m = 0 \quad m=1, 2, 3, \dots, N_b$$

이 조건식은 미지수 C_i, μ_m 의 개수와 식의 수가 같은 대수방정식이므로 다항식의 지수 $2, p, q, r, s$ 를 기존 캠과 가장 근사한 캠 곡선인 2-12-22-32-42로 결정하면, 기존의 캠과 오차를 최소화하는 다항식 곡선의 계수를 구할 수 있다.

(2) 최적 캠 형상설계

밸브 기구의 동적 특성을 고려하여 캠의 형상을

설계한다. 밸브 기구는 기존의 기구로 하며, 캠 형상을 다항식 곡선으로 전개한 후 최적화 기법을 도입하여 주어진 구속조건을 만족하면서 목적함수를 최소화시키도록 다항식 곡선의 계수를 결정한다.

(i) 목적함수 설정

캠과 종동자 사이의 최대 접촉력을 최적화 문제의 목적함수로 선정하였다.

(ii) 설계변수

다항식 곡선에서의 계수 C_2, C_3, C_4, C_5, C_6 를 설계변수로 하며, 설계변수의 초기치는 기존의 캠 형상을 다항식 곡선으로 표현한 계수값으로 하였다.

(iii) 최적화 문제 정의

캠과 종동자 사이의 최대 접촉력을 최소화하도록 하며, 구속조건으로는 각 접촉부의 최소 접촉력과 밸브의 최대 변위를 현재의 값 이상이 되도록 하였다. 또한 다항식 계수가 변함에 따라 캠 곡선의 경계조건이 만족되지 않으므로 이 경계조건을 구속조건으로 하였다.

$$\text{Min} \{ \text{Max } F_{cr} \}$$

Subject to

$$\begin{aligned} L(F_{vf}) - \text{min } F_{vf} &\leq 0 \\ L(F_{cr}) - \text{min } F_{cr} &\leq 0 \\ L(F_{vf}) - \text{min } F_{vf} &\leq 0 \\ L\left[\int Y_v d\theta\right] - \int Y_v d\theta &\leq 0 \end{aligned}$$

열리는(rise) 부분

$$\begin{aligned} \text{at } \theta=0, S &= h \\ \text{at } \theta=\beta_1, S &= 0, \frac{\partial S}{\partial x} = 0, \frac{\partial^2 S}{\partial x^2} = 0, \frac{\partial^3 S}{\partial x^3} = 0 \end{aligned}$$

닫히는(return) 부분

$$\begin{aligned} \text{at } \theta=0, S &= h \\ \text{at } \theta=\beta_2, S &= Y_2, \frac{\partial S}{\partial x} = V_2, \frac{\partial^2 S}{\partial x^2} = A_2 \end{aligned}$$

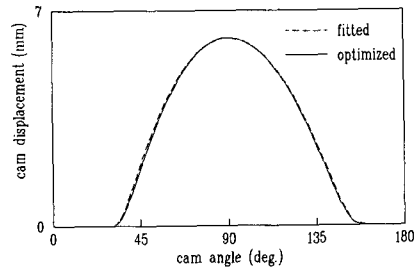
여기서 β_1 : half event angle of rising

β_2 : half event angle of return

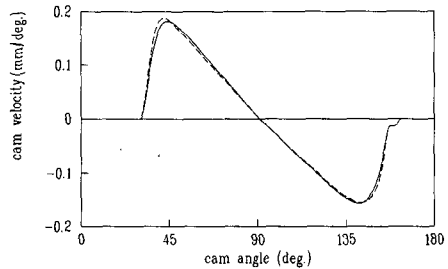
기존 작동 캠 회전수는 최대출력 회전수인 2450 rpm으로 선정하였고, 이 최적화 문제를 푸는데는 제한조건 오차보정 미분 벡터 투영법^(9,10) (gradient projection method with constraint error compensation)을 사용하였다.

2.3 최적화 결과

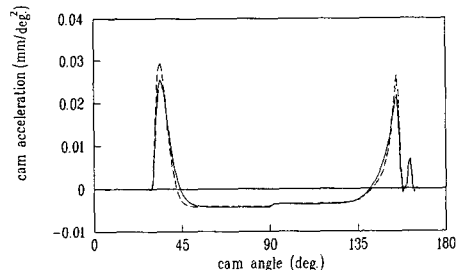
Fig. 2는 최적 설계되어진 캠 형상의 기구학적 특성을 보여준다. 설계된 캠 곡선의 변위는 전개된 캠 곡선과 차이가 거의 없으나, 캠 곡선의 가속도는 줄어든 것을 볼 수 있다. 최적 형상을 사용하는 경우의 밸브운동 및 접촉력을 6자유도 모델을 사용하여 해석하였으며, 그 결과는 Fig. 3에 보여주고 있다. Fig. 3의 캠축 회전수 2450 rpm에서의 시뮬레이션 결과를 보면, 구속조건들을 잘 만족하면서 목적함수인 캠과 종동자 사이의 최대 접촉력이 16.7% 감소한 것을 볼 수 있다.



(a) Cam lift



(b) Cam velocity



(c) Cam acceleration

Fig. 2 Comparison of cam characteristics

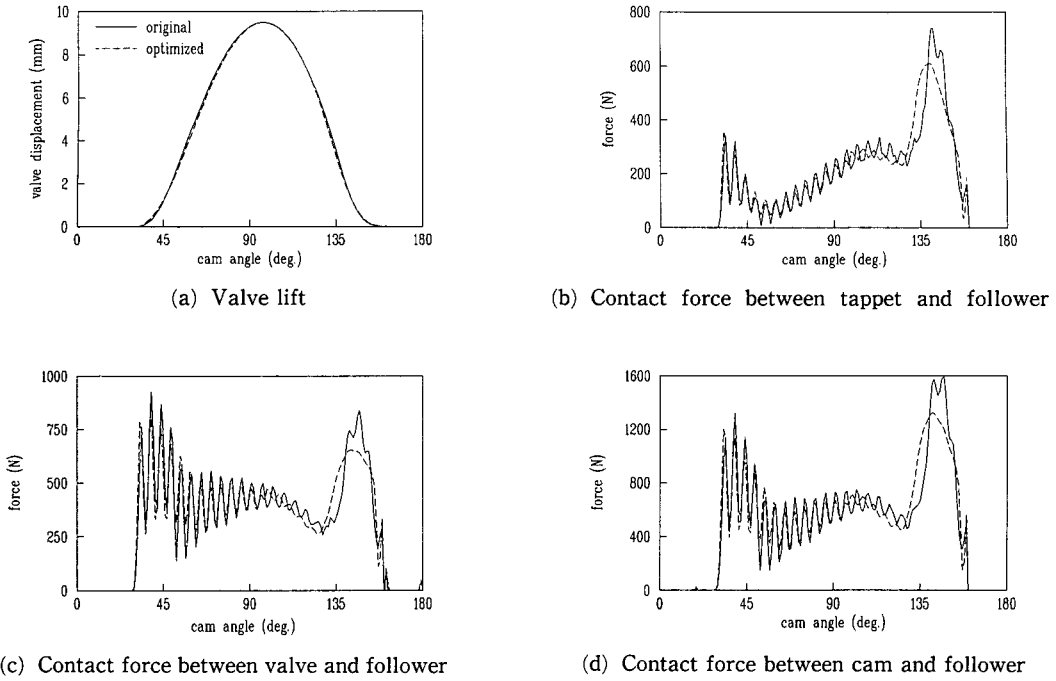


Fig. 3 Comparison of simulation results between original cam and optimized cam

3. 실험 및 결과

캠-밸브 기구 모형화의 타당성 및 최적화 기법에 의해 설계된 캠을 실험적으로 검증하기 위하여, 기존 캠과 최적 설계된 캠을 캠 전용 가공기계를 이용하여 정밀하게 가공하고, 캠축을 밸브 운동 해석용 실험장치를 사용하여 실험 해석하였다.

3.1 실험장치

밸브 운동 해석용 실험장치 및 캠-밸브 기구의 모습은 Figs. 4, 5와 같다. 실험 엔진은 OHC형 기술린 엔진(1600 cc, 4 cylinder)으로 측정 편의상 엔진 헤드만 사용하고, 측정하고자 하는 밸브 하나만 작동하도록 하였다. 실험 엔진 헤드는 공기 스프링으로 지지되는 베드위에 설치하여 진동에 의한 측정 오차를 줄이도록 하였다. 캠축은 회전수 조정기를 부착한 10 HP V₆ 모터를 이용하여 구동하고, 엔진 윤활은 기어 펌프를 이용하여 직접 오일을 급유하도록 하였다. 그리고 캠축의 회전수와 캠축의 회전각에 대한 정보를 얻기위해 엔코더(RP-442 Z)를 캠축에 장착하였고, 밸브변위 측정은 레이저 변위 측정기(keyence laser displacement meter LC

-2320)를 이용하여 직접 밸브변위를 측정한다. 또한 접촉부위의 접촉력을 직접 측정하기는 매우 힘들므로, 중동자 밑에 스트레인 게이지를 부착하여 간접적으로 접촉력을 비교할 수 있도록 하였다. 이와 같은 간접적인 비교 방법은 캠축 회전에 따라 캠과 중동자의 접촉점이 변하는 즉 로커-암비 변화를 고려하고, 중동자가 간단한 보 형태와 거의 유

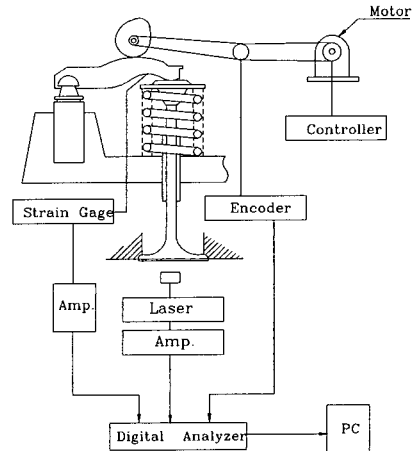


Fig. 4 Schematic diagram of experimental equipment

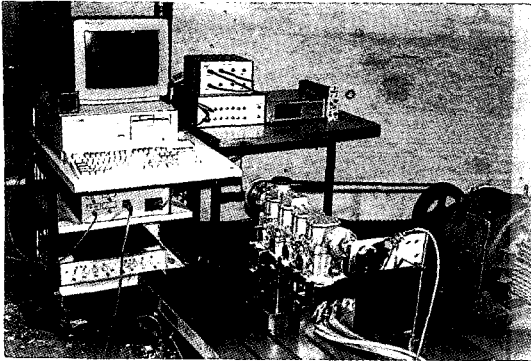
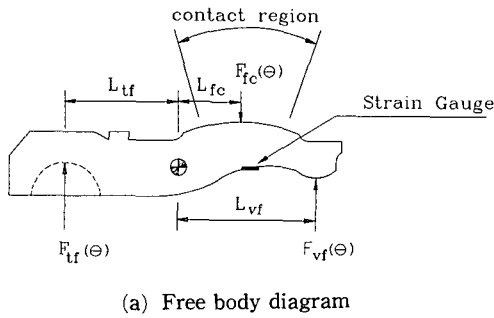
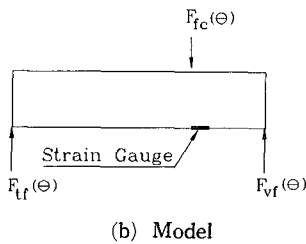


Fig. 5 Pictorial view of experimental set up



(a) Free body diagram



(b) Model

Fig. 6 Finger follower free body diagram and its model

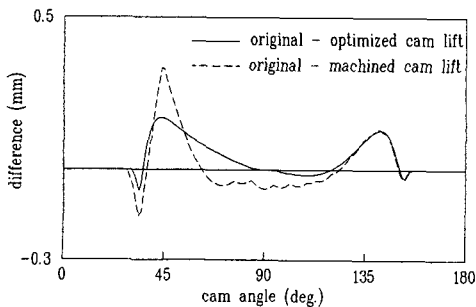
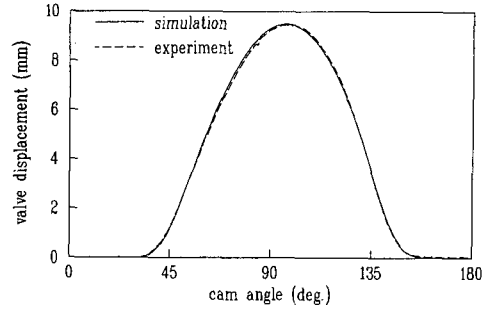
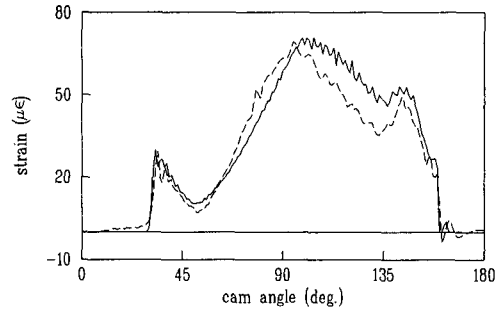


Fig. 7 Comparison of cam lift difference between optimized cam and machined cam

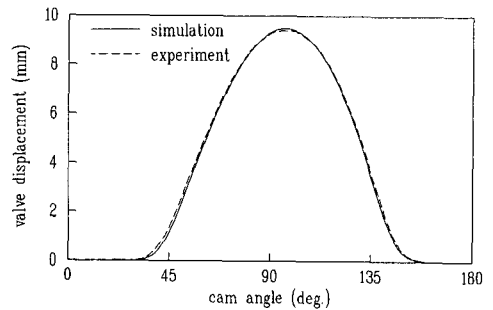


a) Valve displacement

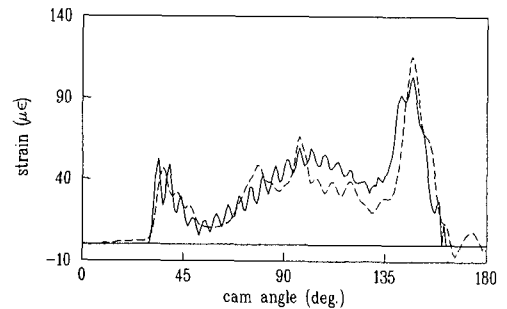


b) Dynamic follower strain

Fig. 8 Simulation and experimental results of original cam at 1200 cam shaft rpm



a) Valve displacement



b) Dynamic follower strain

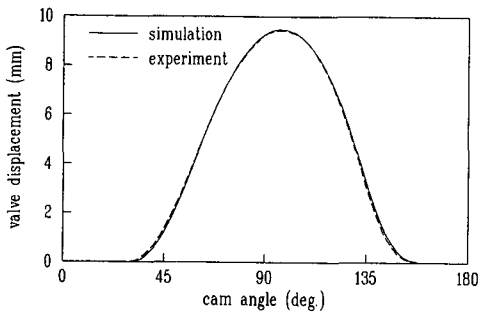
Fig. 9 Simulation and experimental results of original cam at 2450 cam shaft rpm

사하므로 Fig. 6과 같이 간단한 보로 모형화하고, 6자유도 집중질량계 모델의 접촉력에 의한 스트레인 게이지 부착 부위의 동적 변형율을 계산하고 실험값과 비교하였다.

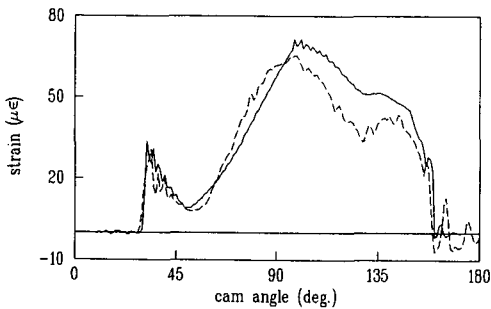
3.2 실험결과

Fig. 7에는 기존 캠과 최적 설계된 캠의 캠 변위 차이와 기존 캠과 최적 설계되어 가공된 캠과의 캠 변위 차이를 나타내고 있다. 그림에서 보면 가공된 캠이 밸브 기구 열리는 구간에서는 오차가 있으나 밸브 기구의 접촉력이 최대가 되는 닫히는 구간에서는 오차가 거의 없이 가공된 것을 볼 수 있다. 또, 전체적으로 가공된 캠이 기존 캠과 최적 설계된 캠의 형상 차이를 잘 따라가고 있는 것을 볼 수 있다.

OHC형 캠-밸브 기구 모형화의 타당성을 검증하기 위해 Figs. 8, 9와 같이 캠축 회전수 1200, 2450 rpm에서의 밸브 변위와 선회 중동자의 동적 변형률을 비교하였다. 시뮬레이션 결과와 실험 결과가 잘 일치하고 있는 것을 볼 수 있다. 또 Figs. 10, 11에는 설계된 캠을 사용하였을 때의 밸브변위와

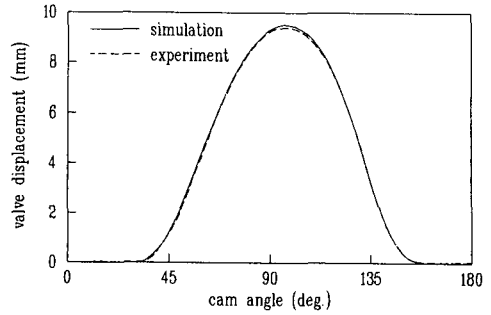


a) Valve displacement

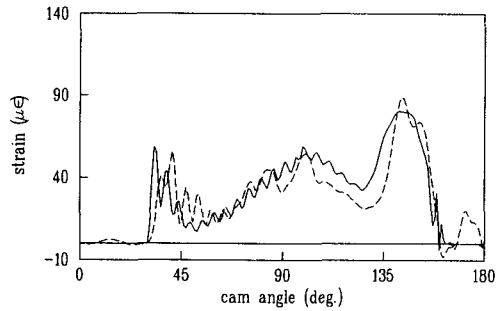


b) Dynamic follower strain

Fig. 10 Simulation and experimental results of optimized cam at 1200 cam shaft rpm

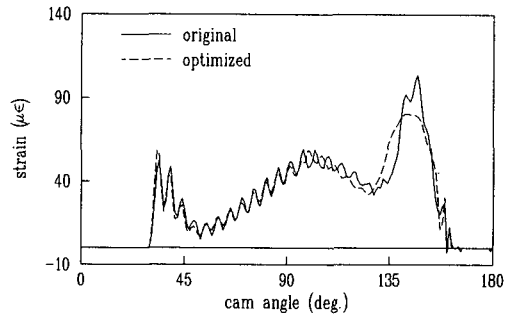


a) Valve displacement

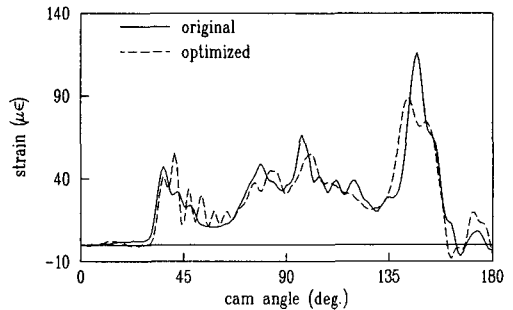


b) Dynamic follower strain

Fig. 11 Simulation and experimental results of optimized cam at 2450 cam shaft rpm



a) Simulation



b) Experiment

Fig. 12 Comparison of original and optimized cam at 2450 cam shaft rpm

Table 1 Comparison of peak values at 2450 cam shaft rpm

		max strain ($\mu\epsilon$)	max. contact force (N)	min. contact force (N)
original cam	simulation	103.72	1591.77	149.22
	experiment	115.18		
original cam	simulation	80.62	1325.96	296.60
	experiment	88.89		

동적 변형률을 비교하였는데, 시뮬레이션 결과와 실험 결과가 역시 잘 일치하고 있고, 구속 조건인 두 캠에 의한 밸브변위는 거의 일치하고 있다. Fig. 12에서는 캠축 회전수 2450 rpm에서의 동적 변형률을 나타내었는데, 시뮬레이션 및 실험 결과에서 동적 변형률 최대값이 기존 캠에 비해 감소한 것을 볼 수 있으며, 최대값들은 Table 1에 나타나 있다. 이는 캠과 종동자 사이의 최대 접촉력이 기존 캠에 비해 감소하였다는 것을 간접적으로 검증할 수 있는 것이다.

4. 결 론

OHC형 캠-밸브 기구의 6자유도 질중질량계 모델을 이용하여 이 모델의 타당성을 검증하기 위해 밸브변위를 직접 측정하고, 종동자의 동적 변형률을 측정하여 모델에 의한 접촉력을 간접적인 방법으로 비교하였다.

또한 검증된 모델을 이용, 최적화 기법에 의해 구속조건들을 만족시키면서 캠과 종동자 사이의 최대 접촉력을 최소화시키도록 캠을 설계하였고, 목적함수인 최대 접촉력을 16.7% 감소시킬 수 있었으며, 역시 실험으로 밸브 변위 구속조건과 최대접촉력 감소를 검증하였다.

후 기

본 연구에서 캠 가공을 위해 수고해 주신 기아자동차(주) 중앙연구소 엔진설계1부 여러분께 감사드리며, 또 대우자동차(주) 기술연구소 선행기술부 여러분께도 감사를 드립니다.

참고문헌

(1) Sakai, H. and Kosaki, H., 1976, "Analysis of

Valve Motion in Overhead Valve Linkages - Roles of Valve Spring Surge in Valve Motion," J. Faculty of Eng., The Univ. of Tokyo (B), 33(4), pp. 441~446.

(2) Jeon, H.S., Park, K.J. and Park, Y.S., 1989, "An Optimal Cam Profile Design Considering Dynamic Characteristics of Cam-valve System," Experimental Mechanics, pp. 357~363.

(3) Chan, C. and Pisano, A. 1989, "Dynamic Model of Fluctuating Rocker-Arm Ration Cam System," ASME J. Mech. Trans. Automation in Design, 109, pp. 356~365.

(4) Kim, W.J., Jeon, H.S. and Park, Y.S., 1991, "Contact Force Prediction an Experimental Verification on an OHC Finger-Follower-Type Cam-valve System," Experimental Mechanics, pp. 150~156.

(5) Kim, W.J., 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 J. Vol. 4, No. 1, pp. 40~47.

(6) Raymond, J.R. and Warren, C.Y. 1986, Formulas for Stress and Strain, McGraw-hill, pp. 512~530.

(7) 김성훈, 전혁수, 박윤식, 1990, "캠-밸브 기구에서 접촉력 최소화를 위한 캠과 종동자 형상 최적 합성," 대한기계학회논문집 제14권 제3호, pp. 534~546.

(8) 김원경, 1990, "OHC형 캠 밸브 기구의 동해석 및 최적 캠, 밸브 기구 설계", 석사학위 논문, 한국과학기술원.

(9) Haug, E.J. and Arora, J.S. 1979, Applied Optimal Design, John Wiley & Sons.

(10) Bazaraa, M.S. and C.M. Shetty, 1979, Non-

linear Programming, John Wiley & Sons.

부록 A

$$F_{tf} = K_{tf}(Y_f - L_{tf}\sin\theta_f - Y_t) + C_{tf}(\dot{Y} - L_{tf}\dot{\theta}_f \cos\theta_f - \dot{Y}_t)$$

$$F_{cf} = K_{cf}(Y_c - L_{cf}\sin\theta_f - Y_f) + C_{cf}(\dot{Y}_c - L_{cf}\dot{\theta}_f \cos\theta_f - \dot{L}_{cf}\sin\theta_f - \dot{Y}_f)$$

$$F_{vf} = K_{vf}(Y_f - L_{vf}\sin\theta_f - Y_v) + C_{vf}(\dot{Y}_f - L_{vf}\dot{\theta}_f \cos\theta_f - \dot{Y}_v)$$

그러면 각 요소의 운동 방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$M_t \ddot{Y}_t = F_{tf} - K_{tf} Y_t - C_{tf} \dot{Y}_t$$

$$M_f \ddot{Y}_f = F_{cf} - F_{tf} - F_{vf}$$

$$I_f \ddot{\theta}_f = F_{tf} L_{tf} + F_{cf} L_{cf} - F_{vf} L_{vf}$$

그리고 Ramp 조건을 고려하여

$Y_v < F_0/K_{seat}$ 일 때

$$M_v \ddot{Y}_v = F_{vf} - K_{se} Y_v - C_{se} \dot{Y}_v - K_{s1}(Y_v - Y_{s1}) - C_{s1}(\dot{Y}_v - \dot{Y}_{s1})$$

$Y_v > F_0/K_{seat}$ 일 때

$$M_v \ddot{Y}_v = F_{vf} - F_0 - K_{se}(Y_v - Y_{s1}) - C_{s1}(\dot{Y}_v - \dot{Y}_{s1})$$

또한,

$$m_1 \ddot{Y}_{s1} = K_{s1}(Y_v - Y_{s1}) \times C_{s1}(\dot{Y}_v - \dot{Y}_{s1}) - K_{s2}(Y_{s1} - Y_{s2}) - C_{s2}(\dot{Y}_{s1} - \dot{Y}_{s2})$$

$$m_2 \ddot{Y}_{s2} = K_{s2}(Y_{s1} - Y_{s2}) \times C_{s2}(\dot{Y}_{s1} - \dot{Y}_{s2}) - K_{s2} Y_{s2} - C_{s2} \dot{Y}_{s2}$$

그리고 각 접촉 요소 사이의 상대변위를 매 순간마다 판단하여 접촉부위에 분리현상이 일어나면 접촉력은 영이 된다. 또, 위 운동방정식의 초기 조건

은 계가 초기 평형상태이므로 영으로 한다.

이와 같은 6개의 미분 방정식을 시간영역 적분 방법을 사용하여 각 요소의 응답을 구할 수 있다.

부록 B

(최적화 방법)

