

폴리다인 캠 밸브 트레인의 동적 특성에 관한 연구

A Study on the Dynamic Characteristics of Polydyne cam Valve Train

유환신*, 천동준**

Hwan-Shin You* , Dong-Joon Chun**

요 약

엔진 밸브 트레인 계는 다수의 밸브 부품 시스템으로 구성되어 있어서 동적 특성을 나타내는 방정식을 세우고 그 거동을 정확히 정의 및 제시하는 것이 매우 중요하다. 엔진 작동 상태에서 밸브 트레인 시스템이 이상적으로 작동하기 위해서는 밸브의 간극 유지, 부품의 내열성 및 내마모성 등도 많은 영향을 끼치지만 기본적으로 캠 형상이 밸브 트레인 계의 동적 거동 특성에 미치는 영향이 매우 크다. 기본적으로 캠 거동 곡선을 표현하기 위해서는 폴리노미얼 캠, 멀티폴 캠 또는 폴리다인 캠 곡선을 사용하는데, 본 연구에서는 고속으로 작동하는 엔진의 동적 특성을 가장 잘 표현하는 폴리다인 캠 프로파일 방정식을 이용하여 기하학적인 모델링과 수학적 해석을 전개하여 각 변수가 밸브 거동에 미치는 영향을 제시하였다.

Abstract

It is very important that establishing the valve train equations and representing the behavior of the valve train parts. To maintain the specific efficiency of running engine, the cam profile of valve train has more specific influence on the adequate behavior of the valve train than a valve clearance, heat-resistance and durability of parts. The polynomial cam, the multipol cam and polydyne cam profile are widely used to represent cam behaviour. In this study, using polydyne cam design profile equations which is more adequate for representing high speed engine, the geometrical modeling and mathematical variable analysis are established to analysis the valve behaviour.

Key words : polydyne cam, valve train, valve rate, valva lash

I. 서 론

엔진의 성능을 유지하기서는 흡배기 효율을 결정하는 밸브시스템의 역할이 매우 중요하다. 엔진의 정상 상태에서 밸브 트레인이 정상적으로 작동하기 위

하여는 밸브 간극 유지, 내마모성, 내열성 등이 중요하지만 특히 캠 곡선이 나타내는 밸브 트레인계의 수학적 모델링은 기본적으로 매우 중요하다. 특히 대형 디젤엔진의 밸브 트레인은 진동의 영향으로 인하여 그 동적 거동이 심하게 영향을 받으므로 부품의 강성

* 호원대학교 자동차기계조선평학부(Howon University)

** 벽성대학 자동차과(Byuksung College)

· 제1저자 (First Author) : 유환신

· 교신저자(Corresponding Author): 천동준

· 투고일자 : 2011년 5월 31일

· 심사(수정)일자 : 2011년 6월 1일 (수정일자 : 2011년 6월 22일)

· 게재일자 : 2011년 6월 30일

이 밸브 트레인의 동특성에 미치는 영향을 파악하고 각 변수별로 적절한 값을 찾는 과정을 거쳐야만 한다 [1]-[4]. 밸브 트레인 계의 해석은 주로 밸브 스프링을 중심으로 밸브 기구의 가속도 데이터를 이용하는데 이것은 밸브 트레인의 동특성이 가속도 데이터에 분명하게 나타나기 때문이다[5]. 이때 조율에 관련되는 질량에 관한 데이터는 측정에 의해 가능하나 강성에 관련된 데이터는 고유 진동수, 로커아암(rockerarm) 변형, 캠 샤프트(camshaft)의 변형, 로커아암 샤프트(rockerarm shaft)의 변형, 마운팅 브래킷(mounting bracket)의 변형등 많은 데이터가 필요할 뿐만 아니라 상호 의존적인 변수가 많아 조율시 난해한 부분이다.

지금까지 밸브의 거동의 동적 특성을 최적화하기 위해서 캠의 기하학적 형상에 의한 캠 곡면의 최적 설계에 관한 연구는 Hrones[6], Shooter[7], Dudley[8] 등 다수의 연구가 있다. 캠과 로커 아암은 서로 상대적인 운동을 하는 기구로서 항상 그 접촉하는 부분의 거동이 중요시되며 특히 밸브 가속도에 영향을 미치는 캠 곡면 부분의 형상이 중요하다. 캠 구동에 의해 로커아암이 항상 기초 원에 접하면 열팽창 등으로 인하여 밸브가 닫혀지지 않으므로 간극을 두게 되는데 이 간극은 밸브 가속도에 영향을 미칠 뿐만 아니라 간극이 너무 크면 소음이 발생하고 충격에 의한 진동이 커지며, 간극이 너무 작으면 밸브와 밸브 시트(valve seat) 사이에서의 압축 가스의 누설과 밸브의 과열 현상 등이 발생하게 된다. 이러한 이유로 캠 곡면에는 램프(ramp) 구간을 두게 되는데 램프의 형상 설계를 크게 세 가지로 나누어 보면 굴절 형식(inflected type), 일정 저크 형식(constant jerk type), 일정 속도 형식(constant velocity type)으로 나눌 수 있다. 굴절 형식은 상대 운동이 평평하게 이루어지므로 유연성, 간극, 공차 측면에서 불리하고 실제 운동과는 위치 변화가 심하여 진동 및 소음 측면에서의 문제가 있어서 불리하며 일정 저크 형식은 동하중이 밸브가 열리기 전에 밸브 트레인 계에 전달되므로 낮은 가속도에서도 밸브가 빨리 열리고 작동 위치가 정확하나 밸브가 램프의 상부 부근에서 낮은 속도로 안착되어야 하는 밸브 폐구간에서는 적용할 수가 없다.

반면에 일정 속도 형식은 밸브의 상승 및 하강시 간극과 유연성에 관계없이 밸브 기구가 같은 속도로 접촉하는 형식으로써 설계하기가 용이하며 작동 위치 변화가 작고 작동 위치 변화 없이도 캠 양정(cam lift)을 변화시킬 수 있는 장점이 있으므로 많이 적용되고 있는 형식이다. 이같은 램프 구간은 지금까지 밸브 양정 곡선으로 결정되었을 뿐 진동 특성 등에 영향을 주는 강성이 포함된 설계가 없어 이에 대한 구체적인 제시가 필요하다.

이외에도 탈속도(off-speed) 작동시나 모델의 설계 변수 공차에서 발생될 수 있는 캠 곡면의 최적 설계 기법[9]에 관한 연구가 있으나 상대 운동을 하는 캠과 로커아암의 정식화를 통한 변수 최적화에 의한 최적 설계는 매우 어려운 점이 많으며, 수치적 해석 기법을 통한 정확한 예측도 실제의 밸브 트레인 거동과는 차이가 있다[10][11].

본 연구에서는 캠 설계시 사용되는 폴리노미얼 캠(polynomial cam), 멀티폴 캠(multipol cam) 및 폴리다인 캠(polynydyne cam) 곡선 방정식 중에서 고속 회전에 적합한 폴리다인 캠 곡선방정식을 제시하고 수식의 변수가 진동 특성, 하중 전달 특성뿐만 아니라 부품의 강성 및 고유 진동수를 고려하여 어떠한 동적 거동 특성을 미치는가를 제시하고자 한다.

II. 폴리다인 캠 곡선 방정식

2-1 캠 설계

위에서 언급한 바와 같이 기구학적인 변위 해석 방법은 잘 알려진 방법들이 여러 가지가 있는데 본 연구에서는 폴리다인 캠 프로파일(polydyne cam profile)을 사용하였다. 폴리다인 캠 프로파일은 폴리노미얼 캠 프로파일(polynomial cam profile)이 밸브 트레인을 강체로 가정하는데 반하여 캠 샤프트, 로커아암, 로커 샤프트, 태핏 등의 탄성 변형에 의해 캠의 운동이 밸브에 전달되는 동적 영향을 고려해 주고 있으며 설계 속도에서 양호한 성능을 보이는데 장점을 가지고 있다.

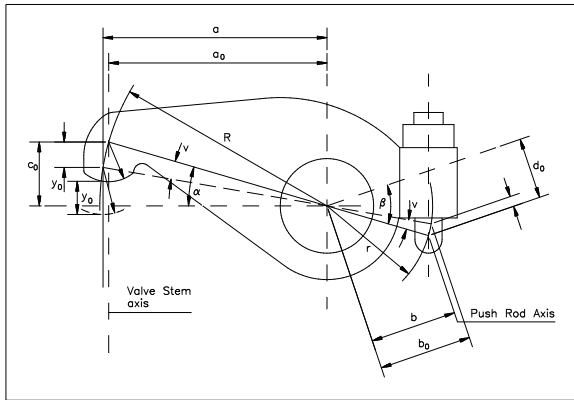


그림 1. 센터피벗형 로커아암의 형상
Fig. 1. Geometry of center-pivot type rocker arm

이 경우 실제 태핏 변위 x_0 는 위의 Fig. 1에서의 기하학적인 관계를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있으며, 여기서 $a_0, b_0, c_0, d_0, \alpha, \beta$ 는 밸브가 닫혀 있는 경우의 치수이다.

$$x_0 = r[\sin\beta - \sin(\beta - \gamma)] \quad (1)$$

각 변위 γ 는 다음 식의 등가 태핏 변위 y_0 로부터 구할 수 있다.

$$y_0 = R[\sin\alpha - \sin(\alpha - \gamma)] \quad (2)$$

$$\gamma = \alpha - \arcsin\left(\sin\alpha - \frac{y_0}{R}\right) \quad (3)$$

평균 로커 비(mean rocker ratio) R_m 은 위의 식(1) 및 식(2)에서 구한 밸브 양정의 비로써 식(4)와 같이 계산되어지며, 순간 로커 비(instantaneous rocker ratio) 는 식(5)로 나타낼 수 있다.

$$R_m = \frac{y_0}{x_0} = \frac{R[\sin\alpha - \sin(\alpha - \gamma)]}{r[\sin\beta - \sin(\beta - \gamma)]} \quad (4)$$

$$R_i = \frac{a}{b} = \frac{R\cos(\alpha - \gamma)}{r\cos(\beta - \gamma)} \quad (5)$$

본 연구에서 살펴보고자 하는 OHC 형식 디젤 엔

진의 밸브 트레인 계의 강성은 식(6)과 같이 로커아암 밸브에 작용하는 힘과 로커아암 밸브에서의 전체 변위의 비로 나타낼 수 있다.

$$k_0 = \frac{F}{D} \quad (6)$$

k_0 값은 실제 엔진에서의 측정값으로도 비교할 수 있지만 엔진의 초기 설계 단계 및 변경시에는 전체 변형량은 다음의 식(7)에서와 같이 로커아암 변형량, 로커아암 샤프트와 브래킷의 변형량, 푸시로드의 변형량(OHV 경우), 캠 샤프트의 변형량과 실린더 헤드 등의 변형량의 합을 이용하여 구할 수 있다.

$$D = D_R + D_S + D_P + D_C + D_M \quad (7)$$

각각의 변형량을 구하여 식(6)에 의한 강성과 유연성의 기여도를 확인할 수 있다. 먼저 식(7)에서의 각 변형량중 먼저 로커아암 변형량은 다음 식(8)에서 간단히 구할 수 있다.

$$D_R = \frac{FL^3}{3EJ_m} \frac{R_i^2}{(R_i + 1)^2} \quad (8)$$

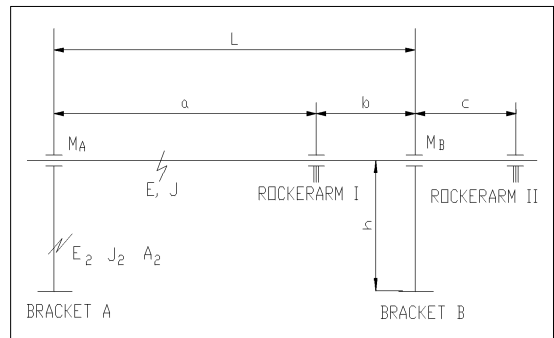


그림 2 로커아암 축의 단순탄성모델
Fig. 2 Simple elastic model of rocker shaft

마찬가지로 로커아암 샤프트와 브래킷의 변형량은 로커 샤프트의 휨 변형량, 브래킷의 휨 변형량 및 연신율의 합으로 구해질 수 있다. 특히 OHC형 밸브 트레인의 브래킷은 밸브의 동적 거동 특성에 중요한 역할을 하므로 엔진의 특성 대비 강성 측면에서의 세

심한 설계 검토가 요구된다. Fig. 3은 로커아암과 브래킷의 위치 및 기호를 나타낸 것인데 브래킷의 위치에 따른 변형량과 연신율은 그 위치에 따라 달라지게 된다. 본 연구에서 적용된 엔진의 경우는 브래킷이 로커아암 사이에 배치된 위치 I의 경우이므로 로커 샤프트의 휨 변형량은 다음 식(9)로부터 구해질 수 있다.

$$D_1 = (R_i + 1)^2 \left[\frac{Fa^2b^2}{3EJL} - \frac{M_A}{6EJ} \left(Lb - \frac{b^3}{L} \right) \left(La - \frac{a^3}{L} \right) \right] \quad (9)$$

여기서, M_A 및 M_B 는 각각 A 및 B 지점에서의 모멘트를 계산하여 대입해야되며, 브래킷의 휨 변형량 및 연신율은 다음 식(10)으로부터 구한다.

$$D_2 + D_3 = (R_i + 1)^2 \left[\frac{FHe^2}{E_2J_3} + \frac{F}{C_S + C_B} \right] \frac{a^2 + b^2}{L^2} \quad (10)$$

여기서, e는 로커 샤프트 중심에서 브래킷 무게 중심까지의 이심률이며, H는 브래킷 하면에서 로커 샤프트 중심까지의 거리, C_S 및 C_B 는 각각 브래킷과 브래킷 볼트의 길이 방향의 강성 계수를 계산한다. 위 공식에서 질량과 관성은 측정 및 수계산을 통하여 구하며 계산된 강성은 가속도에 나타나는 밸브 트레인의 고유 진동수를 기준으로하여 조율할 수 있는데, 이때의 각 변형량을 위 식들을 이용하여 선택하면 된다.

2-2 캠 곡선 방정식

캠의 폴리다인 곡선 설계를 위하여 우선 밸브 양정 곡선을 식(11)과 같은 고차 다항식으로 나타낼 수 있다.

$$y = L(1 + c_2x^2 + c_4x^4 + c_px^p + c_qx^q + c_rx^r + c_sx^s) \quad (11)$$

여기서 L은 최대 밸브 양정, c는 상수, x는 캠 각도를 길이 a로 나눈 값, p, q, r, s는 지수를 나타내며 상수값에 따라 곡선이 달라지므로 많은 시행 착오를 통한 경험값을 사용하였다. 두번째로 등가 태핏 양정 (equivalent tappet lift), 즉 평균 로커 비 R_m 에다 실제 태핏 양정을 곱한 밸브 양정은 주구간인 $0 \leq \Phi \leq a$ 인 경우 시간에 대한 함수식(12) 및 식(13-a), (13-b)로 유도되어질 수 있다.

$$y_0 = h_R + \sigma y + \delta y'' \quad (12)$$

$$\sigma = \frac{k_o + k_1}{k_0} \quad (13-a)$$

$$\delta = \frac{36N_c^2 m_1}{1000k_0} \quad (13-b)$$

위 식에서 h_R 은 램프 높이, k_0 는 밸브 트레인의 강성, k_1 은 밸브 스프링의 강성, N_C 는 캠 설계 속도이다. 식(12)에서 우변의 둘째 항은 강성에 따른 정적인 변형을 포함하며 셋째 항은 동적인 변형을 포함하고 있다. 캠 구간이 끝나는 $\Phi = a$ 에서 캠의 기초 원까지는 램프 구간으로 본 연구에서는 위에서 언급한바와 같이 일정 속도 램프 형식을 사용하였는데 이것은 다시 주구간과 인접한 일정 속도 구간과 램프의 끝부분인 일정 가속도 구간으로 나눌 수 있다. 식(14-a)에서 식(14-d)는 일정 속도 구간의 등가 태핏 양정 및 캠 각도를 나타낸 것이며 식(15-a)에서 식(15-b)는 일정 속도 구간의 등가 태핏 양정 및 캠 각도를 나타낸 것이다.

$$y_R = h_R - R_r(\Phi_1 - a) \quad (14-a)$$

$$y_R' = -R_r \quad (14-b)$$

$$y_R'' = 0 \quad (14-c)$$

$$\Phi_1 = a + \frac{0.75h_R}{R_R} \quad (14-d)$$

$$y_R = \frac{R_R^2}{h_R} (\Phi_2 - \Phi)^2 \quad (15-a)$$

$$y_R' = \frac{2R_R^2}{h_R} (\Phi_2 - \Phi) \quad (15-b)$$

$$y_R'' = \frac{2R_R^2}{h_R} \quad (15-c)$$

$$\Phi_2 = \Phi_1 + \frac{h_R}{2R_R} \quad (15-d)$$

Table 1에는 밸브 양정 곡선식을 결정하는데 필요한 상수들을 구하기 위하여 경계 조건을 요약하여 나타내었다. 이 경계 조건 값들을 밸브 양정 곡선 식에 대입함으로써 곡선의 상수값 c_2, c_p, c_1, c_r, c_s 를 결정할 수 있는 다음 5개의 선형 방정식을 얻을 수 있다.

$$c_2 + c_p + c_q + c_r + c_s = -1 - c_4 \quad (16-a)$$

$$2c_2 + pc_p + qc_q + rc_r + sc_s = -4c_4 \quad (16-b)$$

$$2c_2 + p(p-1)c_p + q(q-1)c_q + r(r-1)c_r + s(s-1)c_s = -12c_4 \quad (16-c)$$

$$p(p-1)(p-2)c_p + q(q-1)(q-2)c_q + r(r-1)(r-2)c_r + s(s-1)(s-2)c_s = -(a^3 R_R \delta L) - 24c_4 \quad (16-d)$$

$$p(p-1)(p-2)(p-3)c_p + q(q-1)(q-2)(q-3)c_q + r(r-1)(r-2)(r-3)c_r + s(s-1)(s-2)(s-3)c_s = -24c_4 \quad (16-e)$$

표 1. 방정식의 경계조건
Table 1. Summary of boundary conditions

Boundary	Value
cam end	$y(1) = 0$
	$y'(1) = 0$
	$y''(1) = 0$
	$y^{IV}(1) = 0$
ramp to cam junction	$y_0'''(1) = 0$
	$y_0''(1) = -R_R / \delta$
	$y_0'(1) = -R_R$

밸브 트레인의 작동시 양정 발생 구간 동안 로커비가 변하는 경우의 실제 태핏 양정은 식(17-a)와 같이 일반식으로 나타낼 수 있으며 이 식의 1차 및 2차 미분식은 각각 식(17-b) 및 식(17-c)와 같다.

$$z_0 = r[\sin\beta - \sin(\beta - \gamma)] \quad (17-a)$$

$$= r[\sin\beta - \sin\{\beta - \alpha + \arcsin(\sin\alpha - \frac{y_0}{R})\}]$$

$$z_0' = y_0' \frac{r}{R} [\cos(\beta - \alpha) - \frac{\sin(\beta - \alpha)(\sin\alpha - \frac{y_0}{R})}{\sqrt{1 - (\sin\alpha - \frac{y_0}{R})^2}}]$$

$$z_0'' = \frac{r}{R} [y_0'' \{\cos(\beta - \alpha) - \frac{\sin(\beta - \alpha)(\sin\alpha - \frac{y_0}{R})}{\sqrt{1 - (\sin\alpha - \frac{y_0}{R})^2}}\} + \frac{(y_0')^2}{R} \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sqrt{\{1 - (\sin\alpha - \frac{y_0}{R})^2\}^3}}]$$

또한 밸브의 정확한 작동을 위해서 램프 구간에서의 램프 높이를 정확하게 규정할 필요가 있는데 여기서서는 다음의 세 가지 경우에 대하여 각각의 값을 결정하였다.

i) 흡기 열림 구간의 경우

$$h_R \geq C + \frac{F_0}{k_0} \quad (18-a)$$

ii) 배기 열림 구간의 경우

$$h_R \geq C + \frac{F_0}{k_0} + \frac{F_G}{k_o} \quad (18-b)$$

iii) 흡배기 닫힘 구간의 경우

$$h_R \geq C + \frac{F_0}{k_0} + \Delta h_R \quad (18-c)$$

위 세 가지 경우의 식은 밸브 간극 및 강성에 대한 밸브 스프링 초기 장착 힘의 합보다는 램프 높이가 커야함을 나타내며, 특히 배기 밸브가 열리는 측면은 강성에 대한 밸브에 작용하는 가스의 힘이 추가되었고 흡기 및 배기 밸브가 닫혀지는 구간에서는 밸브가 잠기는 현상을 보상해 주기 위하여 밸브 닫힘 구간에서의 보상 램프 높이를 포함시켰다.

III. 결과 및 고찰

폴리다인 캠 곡선 방정식을 이용하여 캠의 동적 특성을 살펴본 결과 Fig. 3, Fig.4 및 Fig. 4와 같은 태핏 양정, 속도, 가속도를 얻을 수 있었다. 상대적으로 높은 가속도는 접촉이 끊기는 손실을 상당히 감소할 수 있기 때문에 극한 가속도 구간을 줄이고 감속도 부분은 완만하게 되도록 수정하는 것이 필요하다. 주어진 조건하에서 최대 가속도 구간은 될 수 있는 한 크게 하는 것이 대형 고속 디젤 엔진의 경우에는 유리하나 설계시 밸브 트레인의 강성이 적절한지를 판단하는 기준은 밸브 트레인 계의 고유 진동수 및 캠 곡면의 반지름에 따라 그 한계가 결정되어진다. 이때 최대 가속도 구간은 캠의 회전 속도에 따라 결정되며 가속도의 최대값은 캠 곡면의 반지름에 따라 결정된다. 이런 이유에서 최대 가속도가 발생하는 캠 각 구간과 밸브 트레인의 고유 진동수의 비를 수많은 실험 데이터와 비교하여 경험값을 이용하는 것이 가장 적절한 설계의 방법이 될 수 있다.

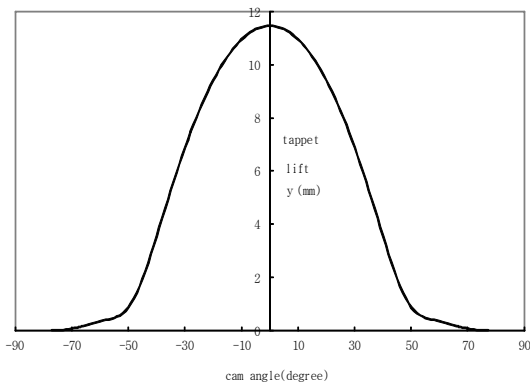


그림 3 흡기측의 등가 태핏 양정
Fig. 3 Equivalent tappet lift (intake)

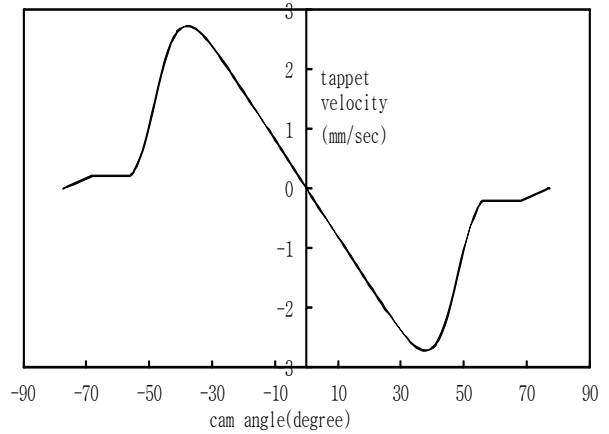


그림 4 흡기측의 등가 태핏 속도
Fig. 4 Equivalent tappet velocity (intake)

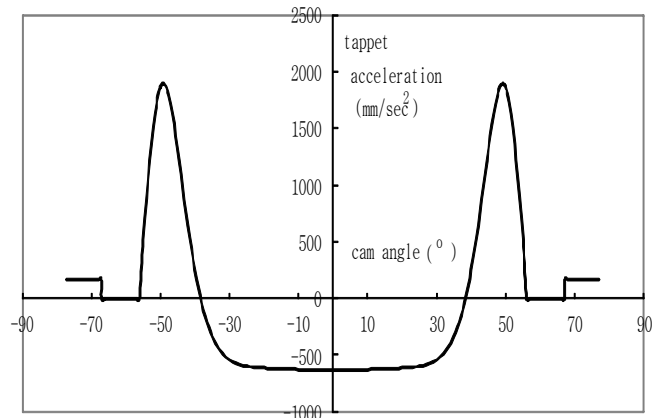


그림 5 흡기측의 등가 태핏 가속도
Fig. 5 Equivalent tappet acceleration (intake)

Fig. 3-5는 열림 구간(opening side)과 닫힘 구간(closing side)에서의 캠 각도에 따른 태핏 및 밸브의 양정, 속도, 가속도를 나타낸 것으로 캠 샤프트에 작용하는 힘은 초기 최대 힘이 작용한 후에 급격히 감소하는 경향을 보인다는 것을 알 수 있는데 이것은 캠 곡면을 따른 밸브 트레인 계의 가속 특성에 기인한 것이다. 이런 효과는 캠 샤프트 비틀림 진동에 주원인이 있는 것으로 보이며 고속 시에는 접촉이 이루어지지 않는 경우가 발생되므로 주의해야 한다. 이러한 효과의 조절은 강성과 하중에 의해서 결정되어야 할 것이다. 램프 구간은 캠 각도 약 57° ~ 68°까지 일정 속도 구간을 갖다가 그 다음 계속해서 캠 각도 68° ~ 78°까지 일정 가속도 구간을 갖는다는 것을 알 수 있다. 일정 속도 구간의 길이는 램프 끝점에서의 양정이 총 램프 양정의 약 75% 정도 되는 거리로 결정될 수 있음을 알 수 있으며, 일정 속도 구간에서의

램프 양정 즉 램프비(ramp rate)는 밸브의 적절한 장착 속도와 관계되므로 되도록 허용 범위 내에서 작게 할수록 소음 및 장착시 응력 발생을 감소시킬 수 있다. 또한 가속도 곡선에서 보면 약 37.5°에서부터 시작하여 약 55°에서 끝나는 사인 곡선의 캠 구간이 길어질수록 고속으로 회전하는 엔진의 흡입 체적 효율을 향상시킬 수 있다.

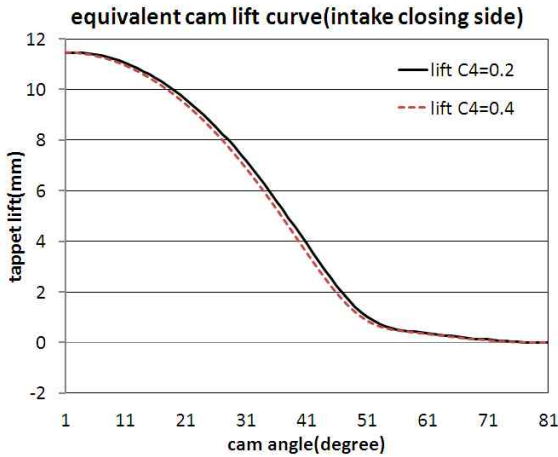


그림 6 변수 c_4 의 변화에 따른 등가 태핏 양정
Fig. 6. Equivalent tappet lift according to change of valve c_4

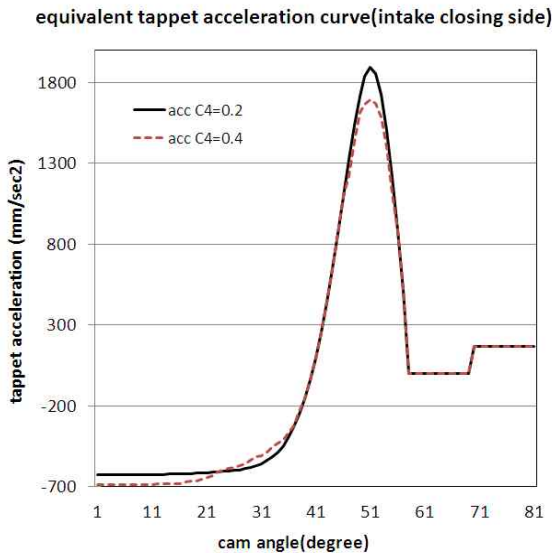


그림 7 변수 c_4 의 변화에 따른 등가 태핏 가속도
Fig. 7 Equivalent tappet acceleration according to change of valve c_4

폴리다인 캠 식(11)에서 c_4x^4 항은 캠 곡선을 최적화하는데 적합한 항목으로 판단되고 있다. 일반적으로 변수 사이에는 $p < q < r < s$ 관계가 있으며, c_4 는 경험값으로 정할 수 있다.

c_4 가 증가할수록 태핏의 양정은 Fig. 6에서와 같이 감소하는 것으로 나타나고 있다. 또한 Fig. 7에서 c_4 가 증가할수록 태핏의 가속도는 음의 가속도 구간은 더 큰 곡률을 갖는 형태로 변화하고, 양의 가속도 구간은 더 길어지며 최대 가속도 값은 감소하였다. 아울러 곡률 반지름은 c_4 가 증가할수록 감소하다 증가하는 경향을 보였다.

식의 변수 p, q, r, s 가 커질수록 lift curve는 더 커져서 흡입량이 순간적으로 증대함을 알 수 있고, 가속도 곡선에서는 음의 가속도 구간에서 일정한 구간이 길어지며 최대 가속도 크기는 더 증대하는 경향을 보였다.

아울러 밸브 래쉬(valve lash)는 작동시간 동안에 항상 변화하며 경사가 완만한 곡선의 경우가 밸브 타이밍 각에 더 많은 영향을 받으므로 가능한 급한 경사를 갖는 것이 밸브 타이밍의 영향을 받지 않으므로 유리하나, 밸브비 즉 밸브 장착 속도가 크게 되어 상호간에 최적의 값을 선택하는 것이 좋다.

V. 결 론

엔진 밸브 트레인의 설계시 밸브 거동에 영향을 주는 밸브 트레인계의 폴리다인 캠 곡선의 동적 응답 특성에 대하여 살펴보았다. 밸브 트레인의 밸브 양정, 속도 및 가속도 변화 곡선으로 부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 폴리다인 캠 곡선식의 변수 c_4 는 동적 특성에 영향을 미치는 중요한 변수이며 c_4 가 증가할수록 태핏의 양정은 감소하며, 태핏의 가속도는 음의 가속도 구간은 더 큰 곡률을 갖는 형태로 변화하고 양의 가속도 구간은 더 길어지며 최대 가속도 값은 감소하였다.

(2) 램프 구간에서의 일정 속도 구간의 길이는 램프 끝점에서의 양정이 총 램프 양정의 약 75% 정도 되는 거리로 결정되는 것이 최적임을 알 수 있었

다. 일정 속도 구간에서의 램프 양정은 밸브의 적절 한 장착 속도와 관계되므로 되도록 허용 범위 내에서 작게 할수록 소음 및 장착시 응력 발생을 감소시킬 수 있다.

(3) 변수 p, q, r, s 값이 증가할수록 양정 곡 선도 증가하므로 밸브의 양정에 따른 흡입효율은 증 가한다할 수 있다.

감사의 글

본 연구는 2011년도 호원대학교 교내 학술연구비 에 의해 조성된 연구로서, 관계부처에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- [1] 천동준 외2, 1999, “밸브트레인 계의 강성이 OHC 밸브기구의 특성에 미치는 영향에 관한 해석”, *대 한기계학회논문집A 권, 제23권 제2호*, pp.180~189
- [2] Benson, R. S. and Svetnicka, F. V., 1974, "Two-Stage Turbocharging of Diesel Engines: A Matching Procedure and Experimental investigation", *SAE Paper No. 740740*
- [3] Yan, H., Tsai, M. and Hsu, M., 1996, "A Variable-Speed Method for Improving Motion Characteristics of Cam-Follower Systems", *Transactions of ASME*, Vol. 118, June, pp. 250~258.
- [4] Chan, C. and Pisano, A. P., 1987, "Dynamic Model of a Fluctuating Rocker-Arm Ratio Cam Systems", *Transactions of ASME*, Vol. 109, September, pp. 356~365.
- [5] W. J. Kim, H. S. Jeon, and Y. S. Park, 1990, "Analytical and Experimental Motion Analysis of Finger Follower Type Cam-Valve System with a Hydraulic Tappet", *KSME Journal*, Vol. 4, No.1, pp 40~47.
- [4] Sakai, H. and Kosaki, H., 1976, "Analysis of Valve Motion in Overhead Valve Linkage-Roles of Valve Spring Surge in Valve Motion-", *Journal of the faculty of engineering*, May, pp. 441~446.
- [6] Hrones, J. A., 1948, "An Analysis of the Dynamic Forces in a Cam-Driven System", *The american*

- society of mechanical engineers*, July, pp. 473~482
- [7] Shooter, S. B., West, R. B. and Reinholtz, C. F., 1994, "An Unified Approach to Teaching Analytical Cam Design Using Conjugate Geometry", *International journal of mechanical engineering education*, Vol. 23, No. 2, June, pp. 145~156.
- [8] Dudley, W. M., 1948, "New Methods in Valve Cam Design", *SAE Quartely transactions*, Vol. 2, No. 1, January, pp. 19~33.
- [9] Mattew, G. K. and Tesar, D., 1978, "The Design of Modeled Cam Systems(Minimization of Motion Distortion Due to Modelling Errors)", *Journal of engineering for industry*, November, pp. 1181~1189.
- [10] Chen, F. Y., 1973, "Kinematic Synthesis of Cam Profiles for Prescribed Acceleration by a Finite Integration Method", *Journal of engineering for industry*, May, pp. 519~524.
- [10] Mercer, S. and Holowenko, A. R., 1958, "Dynamic Characteristics of Cam Forms Calculated by the Digital Computer", *Transaction of ASME*, November, pp. 1695~1705.
- [11] Seiditz, S., "An Optimization Approach to Valve Train Design", *SAE 901638*, pp. 1~11.

유 환 신 (劉桓臣)



1993년 2월: 동국대학교 전자공학 (공학사)
2001년 2월: 국민대학교 자동차공학 (공학석사)
2006년 2월: 국민대학교 자동차공학 (공학박사)

관심분야 : car electronics

천 동 준 (千東濬)



1987년 2월 : 전남대학교 기계공학과 (공학사)
1989년 9월 : 단국대학교 기계공학과 (공학석사)
1999년 3월 : 경희대학교 기계공학과 (공학박사)

관심분야: 열유체 동력 및 플랜트 제어, 성능 등