

2차 캠 중심 이동형 연속가변밸브 구동기구의 기구학 해석

김도중¹⁾ · 김용현²⁾

울산대학교 기계자동차공학부¹⁾ · 울산대학교 자동차선박기술대학원²⁾

Kinematic Analysis of a Continuously Variable Valve Actuation Mechanism with Movable Second Cam Center

Dojoong Kim^{*1)} · Yonghyun Kim²⁾

¹⁾Department of Mechanical and Automotive Engineering, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

²⁾Institute of e-Vehicle Technology, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

(Received 10 October 2008 / Accepted 15 May 2009)

Abstract : This paper introduces a new variable valve actuation mechanism with movable second cam center. Valve lift and open duration can be continuously varied according to engine speed and load conditions. A new method to analyze the kinematic relations between the first and second cam profiles and valve motion are also introduced. Because of rocker motion of the second cam, conventional motion conversion program could not be used in this problem. An example shows continuous variations of valve motion and adequate ramp incorporation throughout all valve lift modes. Valve acceleration profile at the high lift mode is similar to that of conventional valvetrains. Contact geometry analysis of the mechanism gives basic information on the load conditions between the components.

Key words : Engine valve train(엔진 밸브트레인), Variable valve actuation(가변밸브구동), Continuously variable valve lift(연속가변밸브 리프트), Kinematics of valve train(밸브트레인 기구학), Second cam design(2차 캠 설계)

Nomenclature

O : 1st cam center, origin of the inertial reference frame
 S : 2nd cam center (S_x, S_y)
 C : rocker arm pivot center (C_x, C_y)
 A : rocker arm roller center
 B : 2nd cam roller center
 \hat{C}_1 : 1st cam fixed coordinate
 r_{b1}, r_{b2} : cam base circle radii
 r_{roll1}, r_{roll2} : rocker arm roller radii
 $\phi_1 = \angle XOC_1$: 1st cam rotation angle

$\phi_2 = \angle CSB$: 2nd cam rotation angle
 y_1 : 1st cam lift
 y_2 : 2nd cam lift
 ψ : rocker arm rotation angle
 $\theta = \angle ASB$: reference rotation angle of 2nd cam translating lift

1. 서론

자동차 엔진의 출력, 연비, 공해물질 배출량 등에 대한 시장의 요구조건은 날로 엄격해지고 있으며, 기존의 엔진으로서는 감당하기 어려운 수준에 이르고 있다. 흡배기 밸브의 운동을 엔진의 회전속도나 부하조건에 따라 가변적으로 변화시키는 장치는 엔

*Corresponding author, E-mail: djkim@ulsan.ac.kr

진 성능 개선에 대한 커다란 가능성을 부여한다. 그러므로 가변밸브 구동장치의 개발을 위하여 완성차 업체 및 부품업체들을 중심으로 수많은 연구가 이루어지고 있다.¹⁻³⁾

밸브의 운동 형태를 변화시킬 수 있는 장치는 크게 두 가지로 구분되는데, 하나는 가변밸브타이밍(VVT) 장치로서 밸브의 개폐 시기만을 조정할 수 있으며, 다른 하나는 가변밸브구동(VVA) 장치로서 밸브의 개폐 시기뿐만 아니라 밸브의 변위, 구동 시간 등을 동시에 변화시킬 수 있는 장치이다. VVT 장치는 VVA 장치에 비하여 그 구조가 상대적으로 단순하며 실용화에 성공한 많은 모델들이 있지만, VVA 장치에 비하여 엔진에 장착될 때 얻어지는 성능개선 효과가 상대적으로 적은 단점이 있다. VVA 장치는 현재까지 10,000 건 이상의 국제 특허가 등록될 정도로 수없이 많은 장치들이 제안되고 있다.^{4,5)} 현재까지 제안된 여러 가지 장치들 중 진지한 고려를 필요로 하는 몇 가지 장치들에는 기계식 링크형(mechanical linkage), 유압식 변위 유실형(hydraulic lost motion), 전자기식(electro-magnetic) VVA 등이 있다.

유압식 VVA는 캠 혹은 솔레노이드의 구동력이 오일을 압축시키고 이 압축력이 다시 밸브를 구동시키는 방식으로서 오일의 흐름을 밸브가 아닌 다른 방향으로 유도함으로써 밸브의 운동을 조정한다.^{6,7)} 이 방식은 밸브의 운동을 비교적 자유롭게 조정할 수 있다는 장점이 있는 반면, 고속에서의 동적 불안정성, 높은 가격 등 아직도 해결하지 못한 많은 문제점들이 있다. 그러므로 현재까지 양산에 성공한 모델은 없는 실정이다. 전자기식 VVA는 더 이상 기계식 캠에 의존하지 않고 전자기력을 이용하여 밸브의 운동을 조정하는 방식이다. 그러므로 이 방식을 이용하는 경우 이론적으로는 어떠한 형태의 밸브 운동도 구현이 가능하다. 다양한 밸브 운동을 구현할 수 있다는 장점이 있는 반면, 전자기력 크기의 한계와 고속 운전시 관성력의 증가로 인한 밸브 운동의 정확한 조절이 어려운 점도 있다. 그러므로 사이클 대 사이클, 실린더 대 실린더의 운동 변형이 크며 밸브 시팅(seating) 충격 속도가 지나치게 커지는 단점이 있다. 이 방식도 현재까지 몇 가지 모델들

이 개발되어 있지만 아직까지 상용화에는 성공하지 못하고 있다. 기계식 연속가변밸브 구동장치는 최근 BMW사의 valvetronic 모델이 상용화에 성공함으로써 많은 주목을 받고 있는데,^{8,9)} 완성차 업체들을 중심으로 다양한 방식의 기구들을 이용한 독자적 연속가변밸브 구동장치의 개발을 위한 노력들이 이루어지고 있다.

본 연구에서는 이중 캠 장치를 이용한 기계식 연속가변밸브 구동장치를 제안하고, 모델의 기구학적 운동변환 관계를 규명하며, 캠 형상 설계 방법을 제시하고자 한다.

2. 연속가변밸브 구동기구의 운동변환

아래 Fig. 1은 본 연구에서 제안하는 기계식 연속가변밸브 구동장치의 개략도를 나타낸 것이다. 2차 캠 기초원 중심 S가 그림에 표시된 경로를 따라 이동하면, 2차 캠의 기초원과 로커암 롤러의 초기 접촉 지점의 위치가 변하게 된다. 그러므로 그림에 나타난 바와 같이 1차 캠의 변위가 동일하게 작용하더라도 2차 캠의 작동 범위가 달라지며 결과적으로 밸브의 최대 변위도 변하게 된다. 낮은 변위모드(low lift mode)의 경우, 2차 캠의 회전각도 중 많은 부분에서 2차 캠 기초원과 로커암 롤러가 접하게 되어 2차 캠의 전체 회전각도가 동일하다 할지라도 실제 밸브의 운동변위는 낮게 유지된다. 한편 높은 변위

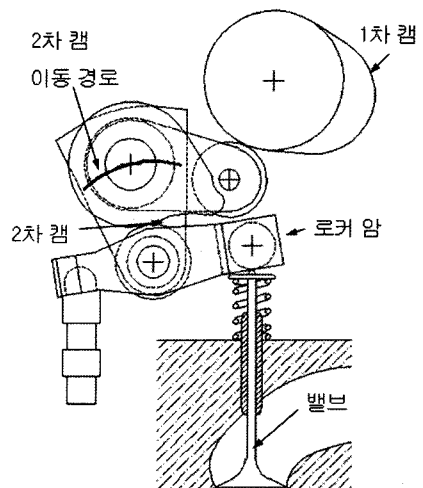


Fig. 1 연속가변밸브 구동장치의 개략도

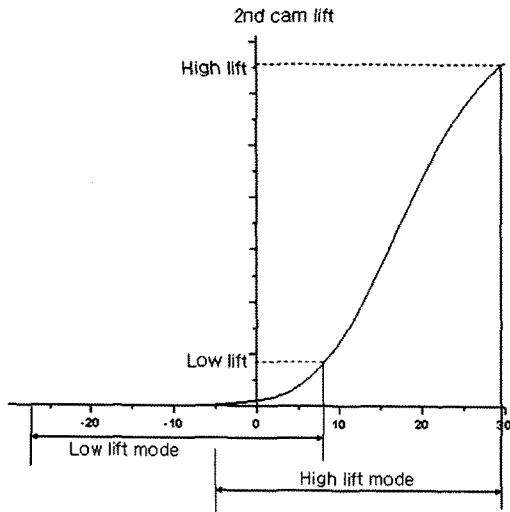


Fig. 2 2차 캠 변위곡선에서 밸브운동 모드에 따른 작동 범위

모드(high lift mode)에서는 2차 캠의 회전 초기부터 로커암을 회전시키기 때문에 결과적으로 높은 밸브 변위를 구현하게 된다. Fig. 2는 2차 캠의 변위곡선에서 낮은 변위모드와 높은 변위모드의 작동범위를 나타낸 것이다. 변위모드가 결정되면 2차 캠의 기초원 중심 S 점의 위치가 결정된다. 일단 S 점의 위치가 고정되면 1차 캠 및 2차 캠의 형상들과 밸브 변위 사이의 운동변환 관계는 다음과 같이 구해진다.

Fig. 3은 연속가변밸브 구동장치의 기하학적 배치를 나타낸 것이다. 좌표계의 원점을 1차 캠 기초원의 중심 O 와 일치시키고, Y 축 방향을 밸브의 운동방향과 일치시킨다.

캠 형상은 일반적으로 캠과 접촉하고 있는 종동질의 변위로 표현된다. 그러므로 Fig. 3의 1차 캠 형상은 캠축 회전각 ϕ_1 에 대한 선분 \overline{OB} 의 길이 변화로 식 (1)과 같이 표현이 가능하다. 이 때 롤러 B가 직선운동을 하는 것이 아니라 S 점을 중심으로 회전운동을 하기 때문에 캠축의 절대 회전각 ϕ_1 과 직선운동 종동질의 회전각을 나타내는 각도 $\angle BOC\hat{C}_1$ 의 차이가 일정하지 않다는 것도 고려하여야 한다. 그러므로 캠 단면의 형상을 계산하기 위한 직선운동 변위를 나타내기 위해서는 선분 \overline{OB} 가 X 축과 이루는 각도의 변화도 추적하여야 한다. 이 부분에 대한 해석 방법은 기존 끝단지지 로커암형 OHC 밸브

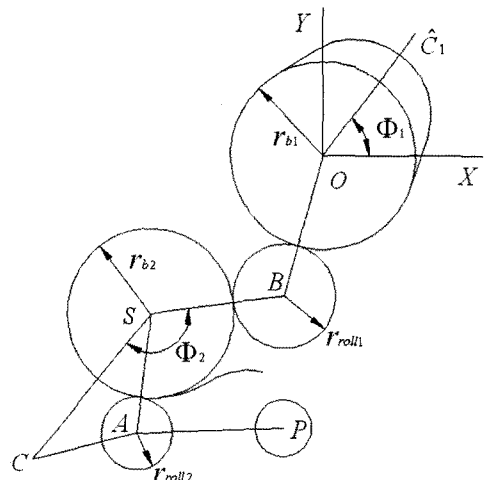


Fig. 3 캠, 밸브, 로커암의 기하학적 배치 관계

브트레인의 해석 방법과 동일하기 때문에 추가적인 설명을 생략한다.

$$y_1(\phi_1) = \overline{OB} - r_{b1} - r_{roll1} \quad (1)$$

1차 캠 변위로부터 선분 \overline{OB} 의 길이가 주어지면, $\triangle OSB$ 로부터 2차 캠의 절대 회전각에 대응되는 각 $\angle OSB$ 를 계산할 수 있다. 이 때, 1차 캠의 중심 O는 고정점이고, 일단 밸브 변위 모드가 정해지면 S 점도 고정이다.

$$\angle OSB = \cos^{-1} \left\{ \frac{\overline{OS}^2 + \overline{SB}^2 - \overline{OB}^2}{2 \overline{OS} \overline{SB}} \right\} \quad (2)$$

밸브변위 모드가 정해지면, O, S, C 점들이 모두 고정이므로 $\angle OSB$ 로부터 고정 좌표계에서 관찰한 2차 캠의 절대 회전각 ϕ_2 , 즉 $\angle CSB$ 를 쉽게 계산할 수 있다. 그런데, 1차 캠의 경우와 마찬가지로 2차 캠의 형상도 캠과 접촉하고 있는 종동질의 직선운동 변위로 표현된다. 그러므로 2차 캠의 회전각 ϕ_2 에 대응되는 직선운동 종동질 변위의 기준각 θ , 즉 $\angle ASB$ 를 구해야 한다. 그러나 선분 \overline{AS} 의 방향이 일정하지 않으며 2차 캠의 변위에 해당하는 \overline{AS} 의 길이에 따라 달라진다. 따라서 $\triangle ACS$ 와 $\triangle ASB$ 에서 기준각과 변위가 동시에 만족되도록 반복계산(iteration)을 통하여 2차 캠과 롤러 A의 접촉점을 찾아야 한다.

2차 캠의 형상이 직선운동 변위의 기준각 θ 의 함

수 $y_2(\theta)$ 로 주어지고, 반복계산(iteration)을 통하여 2차 캠축의 절대 회전각 ϕ_2 의 함수로 $y_2(\phi_2)$ 가 계산된다면, 캠 축 회전에 대응되는 선분 \overline{SA} 의 길이를 쉽게 알 수 있다.

$$\overline{SA} = y_2(\phi_2) + r_{b2} + r_{roll2} \quad (3)$$

이 때, 1차 캠의 회전각 ϕ_1 과 2차 캠의 회전각 ϕ_2 의 대응관계는 1차 캠 회전각에 대응되는 $\angle OSB$ 가 알려져 있으므로 쉽게 구할 수 있다. 선분 \overline{SA} 의 길이가 1차 캠 회전각 ϕ_1 의 함수로 구해지면, 이를 이용하여 밸브 변위를 계산하는 방식은 통상적인 끝단지지 로커암형 OHC 밸브트레인의 해석 방법과 완전히 동일하다.¹⁰⁾

3. 가변밸브구동기구의 캠 형상 설계

기존의 끝단지지 OHC 밸브트레인의 경우에는 밸브의 변위를 설계하고, 설계된 밸브 운동을 구현하기 위한 캠 형상을 계산하는 것이 일반적이다. 본 논문의 가변밸브기구에서도 레이아웃과 변위모드가 정해지고, 1차 캠의 형상, 2차 캠의 형상, 밸브의 변위 중 어느 두 가지가 정의되면 나머지 하나는 자동적으로 결정된다. 그러나 밸브 변위와 2차 캠의 형상을 미리 정의하고 1차 캠의 형상을 설계할 경우 캠 가공성(음의 곡률반경)이나 밸브트레인 동특성에 긍정적인 영향을 미칠 것으로 예상되는 구간(duration) 확대가 불가능해진다. 따라서 본 연구에서는 1차 캠과 2차 캠의 형상을 일단 정의하고 밸브의 운동을 계산하여 원하는 변위, 속도, 가속도 특성을 가지도록 캠 형상들을 수정하였다.

1차 캠은 O 점을 중심으로 동일방향으로 완전 회전하는 크랭크 운동을 하므로 통상적인 밸브트레인의 캠 형상 설계법과 동일한 방법으로 캠 형상 구성이 가능하다. 그러나 2차 캠은 일단 변위모드가 결정되면 S 점을 중심으로 로커 운동을 하게 된다. 그러므로 2차 캠 형상은 기존의 캠 형상 설계법으로는 설계가 불가능하다.

Fig. 4는 2차 캠의 형상을 정의하기 위한 것으로서, 캠 형상은 캠 축 회전각도(θ)에 대응되는 직선운동 종동절의 변위 $y_2(\theta)$ 로 정의된다. 그림의 가속도 곡

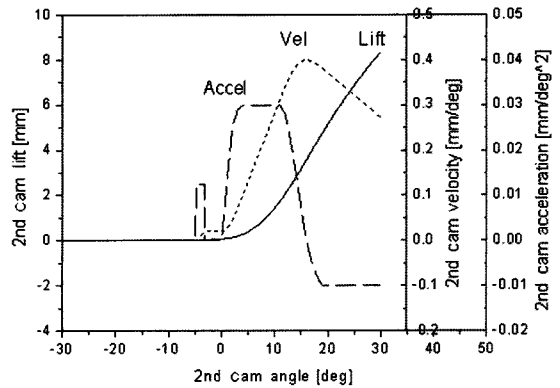


Fig. 4 2차 캠의 변위, 속도, 가속도 곡선

선에서 램프 구간이 끝나고 밸브 변위가 시작되는 지점의 각도를 $\theta = 0^\circ$ 라 지정하고 가속도 곡선이 $y''(\theta)$ 로 주어진다면, 속도곡선과 변위곡선은 적분을 통하여 얻어진다.

$$\text{속도곡선: } y'(\theta) = V_{2ramp} + \int_0^\theta y''(\theta) d\theta \quad (4)$$

$$\text{변위곡선: } y(\theta) = Y_{2ramp} + \int_0^\theta y'(\theta) d\theta \quad (5)$$

여기서 Y_{2ramp} , V_{2ramp} 는 2차 캠의 램프높이와 램프속도를 의미한다. 2차 캠의 경우에는 1차 캠 설계와 달리 캠 축이 크랭크 운동을 하는 것이 아니라 로커 운동을 하기 때문에 최대 높이에서의 속도 및 변위 제한조건이 적용되지 않는다. 다만 2차 캠의 회전각도와 캠 변위를 시작하는 지점의 위치에 따라서 최대 변위가 결정된다. 2차 캠 가속도 곡선의 형상은 운동변환을 통하여 구해지는 밸브 가속도 형상이 밸브트레인의 운동 기준에 적합한지를 판단하여 결정하여야 한다.

비록 1차 캠에 램프구간을 설정하였다 할지라도 변위모드 변화에 따라 밸브가 열리고 닫히는 시기가 변하기 때문에 밸브의 부드러운 열림과 닫힘(soft opening and soft landing)을 보장하지 못한다. 그러므로 변위모드 변화에 상관없이 램프구간이 작동되기 위해서는 반드시 2차 캠에도 램프구간을 설정하여야 한다. 다만 2차 캠 회전각도의 제한이 있기 때문에 램프구간의 길이는 가급적 짧게 유지시킬 필요가 있다. 그러므로 밸브트레인이 필요로 하는 램프

높이와 램프속도가 주어질 때, 램프 접촉구간의 형상은 그림과 같이 등가속도 곡선을 이용하였다. 일반적으로 등가속도 곡선은 무한대 저크(infinite jerk) 문제가 발생하기 때문에 벨브트레인의 캠 형상으로 적합하지 않은 측면이 있지만, 램프 접촉구간은 벨브트레인의 하중이 작용하지 않는 구간이기 때문에 램프 접촉구간으로 사용하는 데 무리가 없다. 1차 캠의 램프와 2차 캠의 램프가 중첩되는 것을 피하기 위해서는 1차 캠의 열림 구간을 충분히 넓혀 줄 필요가 있다.

4. 연속가변밸브 구동기구의 접촉 기하학

연속가변밸브 구동장치의 1차 캠과 롤러 사이의 접촉관계는 기존의 끝단지지 로커암형 OHC 밸브트레인의 경우와 동일하다. 그러나 2차 캠과 로커암 사이의 접촉관계를 해석하기 위해서는 2차 캠의 회전속도와 방향이 연속적으로 변하기 때문에 이 부분에 대한 고려가 필수적이다. 아래 Fig. 5는 2차 캠과 로커암이 접촉하고 있는 상태를 나타낸 것이다.

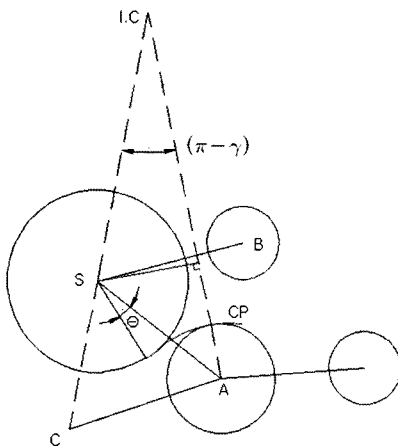


Fig. 5 2차 캠과 로커암의 접촉 기하학

2차 캠과 로커암 롤러의 접촉점(CP)의 순간속도와 순간속도의 법선 성분들은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \text{2차 캠 쪽 CP 점 순간속도} &: \overline{S \cdot CP} \frac{d\phi_2}{dt} \\ \text{법선 성분} &: \overline{S \cdot IC} \sin(\pi - \gamma) \frac{d\phi_2}{dt} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\text{로커암 쪽 CP 점의 순간 속도} : \overline{C \cdot CP} \frac{d\psi}{dt}$$

$$\text{법선 성분} : \overline{C \cdot IC} \sin(\pi - \gamma) \frac{d\psi}{dt} \quad (7)$$

2차 캠과 로커암이 접촉을 유지하기 위해서는 주어진 법선성분들의 속도가 같아야 한다. 이 조건으로부터 순간중심 IC의 위치를 계산하면 다음과 같다.

$$\overline{C \cdot IC} = \frac{\overline{SC}}{1 - \frac{d\psi/dt}{d\phi_2/dt}} \quad (8)$$

여기서 1차 캠의 회전각속도는 $\omega = \frac{d\phi_1}{dt}$ 이므로 이 관계를 식 (8)에 대입하면 다음과 같다.

$$\overline{C \cdot IC} = \frac{\overline{SC}}{1 + \frac{d\psi/d\phi_1}{d\phi_2/d\phi_1}} \quad (9)$$

로커암의 회전각 ψ 는 밸브 변위, $y_v(\phi_1)$ 의 함수이므로 로커암 회전각도 1차 캠 회전각의 함수로 표현될 수 있다.

$$\psi = g(\phi_1) \quad (10)$$

또한 밸브 변위 모드가 정해지면 2차 캠의 회전각 ϕ_2 도 궁극적으로 1차 캠의 회전각 ϕ_1 의 함수이다.

$$\phi_2 = f(\phi_1) \quad (11)$$

따라서 식 (9)에 나타난 $\frac{d\psi}{d\phi_1}$, $\frac{d\phi_2}{d\phi_1}$ 도 수치적으로 계산될 수 있다.

일단 순간중심 IC의 위치 $\overline{C \cdot IC}$ 가 계산되면 $\triangle C \cdot IC \cdot A$ 에 대하여 cosine 법칙을 사용하여 $\overline{IC \cdot A}$ 를 다음과 같이 계산 할 수 있다.

$$\begin{aligned} \overline{IC \cdot A}^2 &= \overline{A \cdot C}^2 + \overline{C \cdot IC}^2 \\ &\quad - 2 \overline{AC} \cdot \overline{C \cdot IC} \cos \angle SCA \end{aligned} \quad (12)$$

$\triangle C \cdot IC \cdot A$ 에서 세 변의 길이를 알고 있으므로 cosine 법칙으로부터 $(\pi - \gamma)$ 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\cos(\pi - \gamma) = \frac{\overline{IC \cdot A^2} + \overline{C \cdot IC^2} - \overline{AC^2}}{2 \overline{IC \cdot A} \cdot \overline{C \cdot IC}} \quad (13)$$

Fig. 6은 연속가변밸브 기구의 부품들 사이에 힘이 작용할 때, 이들 작용력이 로커암 피봇 중심(C)와 2차 캠 회전축 중심(S)에 대한 모멘트 팔을 나타낸 것으로서 각각의 모멘트 팔을 정의하면 다음과 같다.

- *T arm 1* : 밸브와 로커암 pallet 사이에 작용하는 힘의 로커암 피봇에 대한 모멘트 팔
- *T arm 2* : 2차 캠과 로커암 롤러 사이에 작용하는 힘의 로커암 피봇에 대한 모멘트 팔
- *T arm 3* : 2차 캠과 로커암 롤러 사이에 작용하는 힘의 2차 캠 중심에 대한 모멘트 팔
- *T arm 4* : 1차 캠과 2차 캠 롤러 사이에 작용하는 힘의 2차 캠 중심에 대한 모멘트 팔

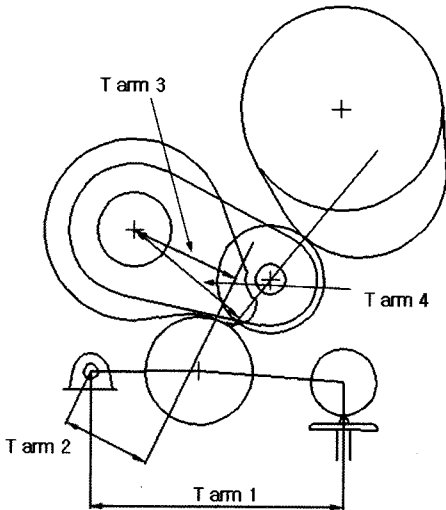


Fig. 6 로커암 피봇 중심 C와 2차 캠 중심 S에 대한 작용력의 모멘트 팔

4 개의 모멘트 팔 중에서 *T arm 1*과 *T arm 4*는 기존의 끝단지지 로커암형 OHC 밸브트레인의 접촉 기하학 해석 방법과 동일하다. 2차 캠과 롤러 A 사이에 작용하는 하중의 로커암 피봇 중심 C에 대한 모멘트 팔의 길이(*T arm 2*)와 2차 캠 회전축 S에 대한 모멘트 팔의 길이(*T arm 3*)는 Fig. 5로부터 다음과 같이 계산된다.

$$Tarm2 = \overline{C \cdot IC} \sin(\pi - \gamma) \quad (14)$$

$$Tarm3 = \overline{S \cdot IC} \sin(\pi - \gamma) \quad (15)$$

5. 해석 결과 예

앞 절에서 기술한 운동변환 및 접촉 기하학 해석 방법을 검증하기 위하여 아래 Table 1에 정리된 것과 같은 연속가변밸브 기구에 대하여 해석을 수행하였다.

2차 캠의 형상은 Fig. 4에 나타난 것과 동일한 것을 사용하였으며, 1차 캠의 변위, 속도, 가속도 곡선은 아래 Fig. 7과 같다. 1차 캠의 열림 구간은 램프구간을 제외하고 약 180° 정도로 설계되었는데, 이는 일반적인 밸브트레인의 120°에 비하여 상당히 넓은 수준이다. 1차 캠의 열림 구간을 길게 설계한 것은 2차 캠의 램프와 1차 캠의 램프가 중첩되는 것을 방지하고, 가속도 특성을 완화하여 시스템의 동적 안정성을 가져오기 위함이다. 비록 1차 캠의 열림 구간이 길다할지라도 밸브의 운동은 1차 캠과 2차 캠의 조합에 의하여 결정되기 때문에 밸브의 열림 각도가 길다는 것을 의미하지는 않는다.

Table 1 가변밸브 구동장치의 레이아웃

변수명	단위 (mm)
O 점 좌표	(0.0, 0.0)
C 점 좌표	(-35.0, -52.0)
P 점 좌표 (밸브 닫힘 상태)	(0.0, -27.4)
\overline{SB} 의 길이	20.0
\overline{AC} 의 길이	15.524
1차 캠 기초원 반경	16.0
2차 캠 기초원 반경	12.5
1차 캠 접촉 롤러 반경	8.5
2차 캠 접촉 롤러 반경	7.5

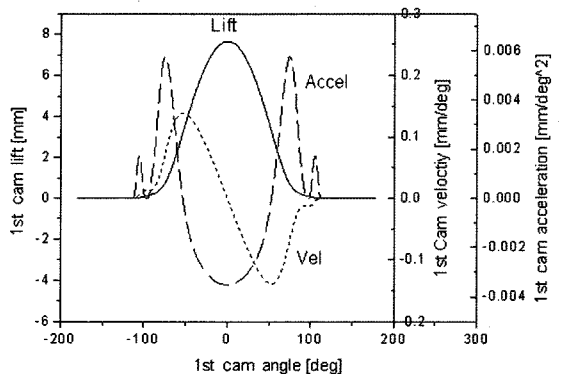


Fig. 7 1차 캠의 변위, 속도, 가속도 곡선

주어진 1차 캠과 2차 캠의 형상에 대하여 밸브의 운동을 연속적으로 변화시키기 위해서는 레이아웃에서 2차 캠의 중심 S 를 A 점을 중심으로 한 원호상으로 이동시켜야 한다. 몇 가지 밸브 변위 모드에 대응되는 S 점의 좌표와 밸브 변위가 Table 2에 주어졌다.

Table 2 밸브 변위 모드에 대응되는 S 점의 좌표

모드	S 점 좌표 (mm)	밸브 변위 (mm)
1	(-20.000, -28.000)	1.145
2	(-21.395, -28.049)	2.991
3	(-22.783, -28.195)	5.046
4	(-24.158, -28.437)	7.035
5	(-25.513, -28.775)	8.528
6	(-26.840, -29.206)	9.630

Table 2에 나타난 각각의 밸브 변위 모드에 대응되는 밸브 변위, 속도, 가속도를 계산한 결과가 Fig. 8, Fig. 9, Fig. 10에 그래프로 그려져 있다. Fig. 8에서 2차 캠의 중심을 이동시키에 따라 밸브 변위와 밸브 열림 기간(open duration)이 연속적으로 변하는 것을 확인할 수 있다. 모드 1의 최대 변위 1.145 mm와 모드 6의 최대 변위 9.630 mm는 자동차 엔진의 밸브 트레인을 기준으로 임의로 설정한 값이며 2차 캠 중심 이동 범위를 확대한다면 추가적인 밸브 운동 변화도 얼마든지 가능하다. 변위 모드가 바뀌에 따라 Fig. 3에 나타난 롤러 B의 위치도 이동하게 되며, 결과적으로 밸브 변위뿐만 아니라 위상도 변화한다. 그러나 가변밸브 구동장치가 기존의 가변밸브 타이

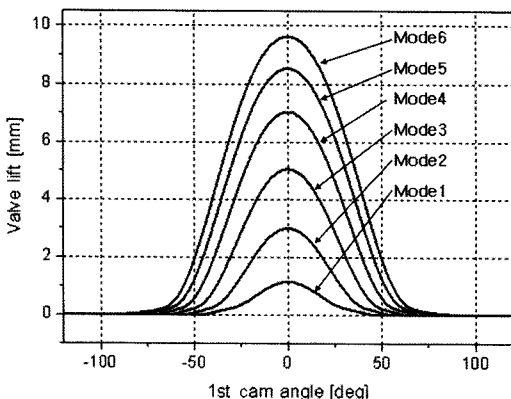


Fig. 8 가변모드에 대응되는 밸브 변위 곡선

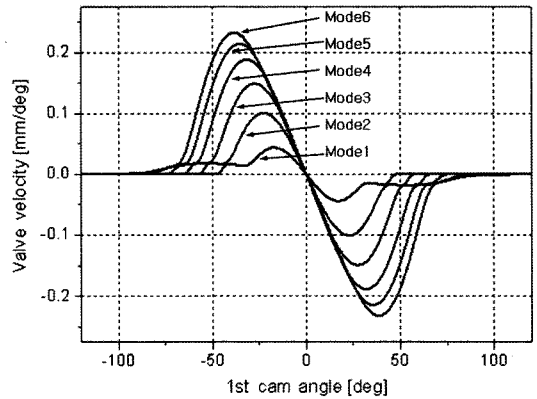


Fig. 9 가변모드에 대응되는 밸브 속도 곡선

밍 기구와 함께 사용되는 것이 보편적이기 때문에 본 논문에서는 이 부분에 대하여 특별한 관심을 기울이지 않았다. 또한 모드 변화에 따른 속도 및 가속도 곡선의 변화를 쉽게 관찰하기 위하여 의도적으로 최대 변위 지점을 동일한 위상에 위치시켜서 그 그래프로 나타냈다.

Fig. 9는 2차 캠 중심 이동에 따른 밸브 운동의 속도 변화를 나타낸 것이다. 특기할 사항은 최대 속도 값은 연속적인 변화양상을 보이지만, 열림 구간과 닫힘 구간의 램프 속도는 큰 변화가 없다는 사실이다. 이는 밸브 트레인의 운동 모드가 바뀌더라도 밸브 프로파일의 램프 특성을 동일하게 유지시킬 수 있다는 것을 의미한다.

램프의 작동여부를 구체적으로 확인하기 위하여 통상적인 유압식 밸브간극 조정장치를 가지는 밸브 트레인의 램프 높이(opening ramp 높이 0.1mm, closing ramp 높이 0.15 mm)에서의 램프 속도를 계산하여 Table 3에 비교하였다. 계산된 램프 속도가 기존 OHC 밸브 트레인의 설계기준을 벗어나지 않는다는 것을 알 수 있다.¹¹⁾ 모드 6에서 램프 속도가 다소 작아지는 것은 1차 캠의 낮은 속도 영역에서 2차 캠의 램프 구간이 작동하기 때문이다.

Fig. 10은 2차 캠 중심 이동에 따른 밸브 운동의 가속도 변화를 나타낸 것이다. 예상대로 연속적인 가속도 특성 변화를 보이는데, 한 가지 고무적인 사실은 밸브 변위가 증가함에도 불구하고 최소 가속도 값이 지속적으로 감소하지 않는다는 사실이다. 실제로 모드 6에서의 가속도 곡선은 기존 밸브 트레인

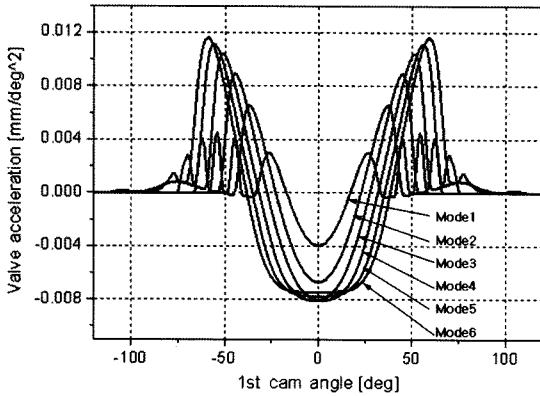


Fig. 10 가변모드에 대응되는 밸브 가속도 곡선

Table 3 밸브 변위 모드에 따른 램프 속도(mm/deg)

모드	열림 램프 속도 (0.1 mm lift)	닫힘 램프 속도 (0.15 mm lift)
1	0.0157	-0.0148
2	0.0176	-0.0174
3	0.0178	-0.0179
4	0.0165	-0.0171
5	0.0134	-0.0152
6	0.0104	-0.0135

의 가속도 특성과 매우 유사한 형상을 보이고 있다. 그러므로 밸브트레인 시스템의 강성을 기존의 끝단 지지 OHC 밸브트레인인 것과 비슷한 수준으로 유지시킬 수 있다면, 동특성에도 큰 문제가 없을 것으로 예상된다.

토크암비(Torque Arm Ratio or Force Ratio)는 Fig. 6에 정의된 로커암 피봇과 2차 캠 중심에 대한 모멘트 팔들의 비율을 나타내는 것으로서 밸브 스프링의 복원력과 밸브의 관성력이 얼마나 증폭되어 1차 캠과 2차 캠의 접촉력으로 작용하는지를 계산하는데 사용된다. 캠과 롤러 사이의 접촉 하중은 밸브트레인의 내구 특성에 결정적인 영향을 미치는 접촉 응력 계산에 사용될 뿐만 아니라, 유압식 간극조정 장치(hydraulic lash adjuster)의 수직하중(normal load)과 수평하중(side load)을 계산하는데도 사용된다. Fig. 11에 나타난 계산 결과에 의하면 1차 캠의 하중에 영향을 미치는 토크암비 1-4는 최대값 2.4로 일반적인 끝단지지 로커암형 OHC 밸브트레인의 경우와 크게 차이하지 않는다. 그러나 2차 캠과 로커암 롤러 사이의 하중에 영향을 미치는 토크암비 1-2

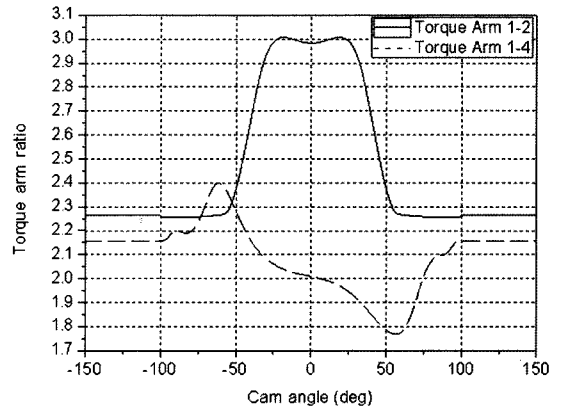


Fig. 11 최대 밸브 변위 모드에서의 토크암비

는 최대값 3.0으로 다소 높은 수준이다. 그렇지만 2차 캠 단면이 대부분의 구간에서 음의 곡률반경을 가지는 오목구간으로 이루어졌으므로 접촉응력 측면에서는 큰 문제가 없을 것으로 판단된다.

6. 결론

- 1) 본 연구에서는 2차 캠의 중심을 이동시키는 방식의 연속가변밸브구동기구를 제안하고, 1차 및 2차 캠 형상과 밸브운동 사이의 운동 변환 관계를 해석하는 방법을 제시하였다. 해석 결과 연속적인 밸브 변위, 속도, 가속도의 변화를 확인하고 제안된 기구의 타당성을 검증하였다.
- 2) 밸브 운동의 변화에도 불구하고 동일한 램프 높이에 대한 램프 속도의 변화가 크지 않고, 전체 운동 모드에서 통상적인 밸브트레인 설계기준을 벗어나지 않는다는 것을 확인하였다.
- 3) 밸브트레인의 동적 거동에 중요한 영향을 미치는 밸브 가속도 특성은 최대 변위 모드에서 기존 밸브트레인의 가속도 형상과 매우 유사하다는 것을 확인하였다. 그러므로 최고 운전속도(rated rpm)에서 밸브트레인의 동적 안정성이 우수할 것으로 예상된다.
- 4) 밸브트레인 부품들 사이의 작용력, 캠과 태핏 사이의 접촉응력, 유압식 간극조정 장치의 하중 등을 해석하는데 사용되는 기구학적 변수인 토크암비를 계산하는 방법을 제시하였다. 이 때 1차 캠의 등속 회전과 달리 2차 캠의 로커 운동에 따른 속도 변화도 고려되었다.

후 기

이 논문은 2008년 울산대학교 연구비에 의하여 연구되었음.

References

- 1) H. Tagami, Y. Yasui, H. Sato and H. Ito, "Management System for Continuously Variable Valve Lift Gasoline Engine," SAE 2007-01-1200, 2007.
- 2) J. Kwon and J. Shim, "Profile Synthesis of Followers of CVVL corresponding to Cam Profile and Valve Displacement Curve," Spring Conference Proceedings, KSAE, pp.106-111, 2007.
- 3) R. Flierl, D. Gollasch, A. Knecht and W. Hannibal, "Improvements to a Four Cylinder Gasoline Engine Through the Fully Variable Valve Lift and Timing System UniValve," SAE 2006-01-0223, 2006.
- 4) H. Kim, J. Shim and J. Lee, "Type Synthesis of Variable Valve Lift Mechanism Using Graph Theory," Fall Conference Proceedings, KSAE, pp.1647-1652, 2006.
- 5) C. Park, Report on the Trend of Patent about Variable Valve Timing Apparatus, Korea Institute of Patent Information, 2003.
- 6) H. Fessler and M. Genova, "An Electro-Hydraulic Lost Motion VVA System for a 3.0 Liter Engine," SAE 2004-01-3018, 2004.
- 7) D. Denger and K. Mischker, "The Electro-Hydraulic Valvetrain System EHVS-System and Potential," SAE 2005-01-0774, 2005.
- 8) R. Flierl and M. Klütting, "The Third Generation of Valvetrains - New Fully Variable Valvetrains for Throttle-Free Load Control," SAE 2000-01-1227, 2000.
- 9) S. Takemura, S. Aoyama, T. Sugiyama, T. Nohara, K. Moteki, M. Nakamura and S. Hara, "A Study of a Continuous Variable Valve Event and Lift(VEL) System," SAE 2001-01-0243, 2001.
- 10) F. Chen, Mechanics and Design of Cam Mechanisms, Pergamon Press, New York, 1982.
- 11) Y. Wang, Introduction to Engine Valvetrains, SAE International, 2006.