

EMV시스템의 동특성 분석을 위한 모델 및 실험적 고찰

The Analytic and Experimental Research on Dynamic Characteristics of EMV System

박승현*, 이종화**, 김도중***, 박경석****
Seunghyun Park, Jonghwa Lee, Dojoong Kim, Kyungseok Park

ABSTRACT

This paper presents the effects of design and operating parameters to meet the static and dynamic performances of the electro-mechanical valve(EMV) actuator which can provide more flexible controllability of valve events compared to conventional variable valve actuation devices. The model of the EMV system was also set up and applied to identify the dynamic behavior of the system. And the effects of external disturbances were also investigated such as cylinder pressure, armature neutral position and current supplying time effects and so on. Experiments were carried out to verify the model using the prototype actuator on test bench, it was found that there is a relatively good agreement between experimental data and modeling results. Also, the actuators meet the general engine speed range (over 6000rpm) and the variable valve event control for various VVT effects.

주요기술용어 : VVT(Variable valve train), EMV(Electro-mechanical valve)

Nomenclature

m : mass, kg
y, δ : displacement, m
F : force, N
K, C : spring & damping coefficient

Subscripts

1,2 : armature, valve
Pspring, Vspring : spring of actuator & valve
sol, guide, seat : solenoid, stem guide, valve seat
fric, gas : friction, cylinder gas pressure
lash : gap of armature and valve stem

1. 서론

EMV 시스템은 전자기력을 이용하여 밸브를 구동하는 방식으로서 밸브 운동과 크랭크축 회전 사이의 기구학적 관계가 없기 때문에 독립적으로 밸브의 운동을 조정할 수 있다.¹⁾ 따라서 밸브 운동을 완전히 독립적으로 제어함으로써 최적의 밸브 개폐를 가능하게 하고, 밸브 운동에 다양한 변화를 줄 수 있어 최적의 엔진 성능 향상을 기대할 수 있으므로 선진 자동차 메이커들이 실차 적용을 위한 연구에 많은 투자를 하고 있다. EMV 시스템을 실차에 적용하기 위해선 고속영역에서의 운전성능 및 전원 시스템의 개발, 낮은 소비전력, 그리고 인젝터 수준의 작동 신뢰성이 확보되어야 한다.^{1,2)}

* 회원, 아주대학교 대학원
** 회원, 아주대학교 기계공학과
*** 회원, 울산대학교 기계 및 자동차공학과
**** 회원, 금오공과대학교 기계공학과

본 연구에서는 동특성 모델 및 실험을 통하여 자체 개발한 EMV 시스템의 운전 인자와 외란이 운전 성능에 미치는 영향에 대하여 연구하였다. 또한 시스템을 단기통, DOHC엔진에 적용하여 실 엔진에서의 운전특성을 확인하였다.

2. EMV 시스템의 동특성 모델

본 시스템에 적용된 EMV 시스템은 스프링 및 전자석 각각 2개, 그리고 하나의 아마추어로 이루어진 전기 및 기계식 밸브 구동장치이다.

Fig. 1은 시스템의 동특성 모델링 개념을 나타낸 것이다. 아마추어와의 간극, 전류밀도 등에 따른 전자석의 자기력 및 기타 특성은 FEM 모델, 혹은 정특성 실험 결과를 이용하여 계산하였으며, 이를 각 운전조건에서의 전자석 특성 데이터로 이용하였다.^{3,4)} 시스템의 기계적인 특성은 스프링 상수, 운동부위의 질량, 그리고 마찰 등에 의해 결정되며 제어시스템에서는 이들간의 특성 및 외란조건을 고려하여 운전 인자를 결정하게 된다.

Fig. 2는 시스템의 동특성 모델링을 위한 자유물체도이다. 그림에서 m1은 아마추어로 위쪽의 액추에이터 스프링과 아래쪽의 밸브 스프링에 의하여 밸브가 반쯤 열린 위치에서 평행을 유지하고 있다. 아마추어의 위와 아래에는 같은 크기

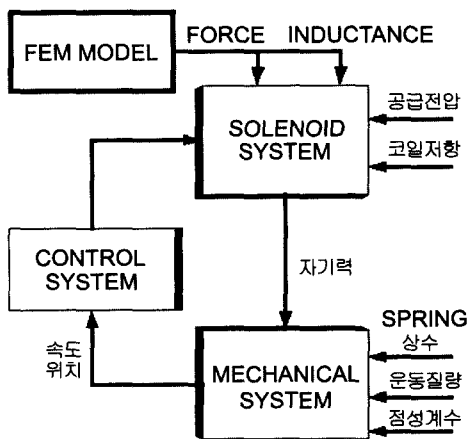


Fig. 1 Schematic diagram of EMV system modeling

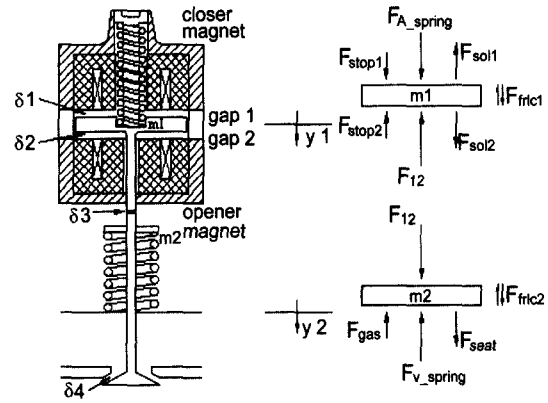


Fig. 2 Free body diagram for dynamic simulation model

의 전자석이 밸브 스트로크의 1/2 위치에 고정되어 있으며, 스프링의 탄성에너지에 의하여 전자석 사이를 진동하는 아마추어를 catching & holding(밸브의 닫힘 또는 열림 상태의 유지)하는 역할을 한다.

실제로 엔진의 흡·배기 밸브는 아마추어의 운동특성을 따르며 이들간의 관계는 다음 운동방정식으로 나타내어진다.⁵⁾

$$m_1 \ddot{y}_1 = F_{pspring} + F_{stop1} - F_{sol1} - F_{stop2} - F_{12} + F_{sol2} \pm F_{fric1} \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = F_{12} - F_{vspring} + F_{seat} \pm F_{fric2} - F_{gas} \quad (2)$$

여기서,

$$F_{pspring} = Preload_{PS} - XK_{PS}y_1 - XC_{PS}\dot{y}_1 \quad (3)$$

$$F_{stop1} = \begin{cases} XK_{Pseat}\delta_1 + XC_{Pseat}\dot{\delta}_1 & \text{if } \delta_1 > 0 \\ 0 & \text{if } \delta_1 < 0 \end{cases} \quad (4)$$

$$(\delta_1 = -y_1 - P_{stroke}, \dot{\delta}_1 = -\dot{y}_1)$$

$$F_{stop2} = \begin{cases} XK_{Pseat}\delta_2 + XC_{Pseat}\dot{\delta}_2 & \text{if } \delta_2 > 0 \\ 0 & \text{if } \delta_2 < 0 \end{cases} \quad (5)$$

$$(\delta_2 = y_1, \dot{\delta}_2 = \dot{y}_1)$$

$$F_{sol1} = f(i, gap1), gap1 = y_1 + P_{stroke} \quad (6)$$

$$F_{sol2} = f(i, gap2), gap2 = -y_1 \quad (7)$$

$$F_{fric1} = \begin{cases} -Fric_{Pguide} - XC_{Pguide}\dot{y}_1, & \text{if } \dot{y}_1 > 0 \\ Fric_{Pguide} - XC_{Pguide}\dot{y}_1, & \text{if } \dot{y}_1 < 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$F_{fric2} = \begin{cases} -Fric_{vstem} - XC_{vstem} \dot{y}_2, & \text{if } \dot{y}_2 > 0 \\ Fric_{vstem} - XC_{vstem} \dot{y}_2, & \text{if } \dot{y}_2 < 0 \end{cases} \quad (9)$$

$$F_{12} = \begin{cases} XK_{lash} \delta_3 + XC_{lash} \dot{\delta}_3 & [\text{if } \delta_3 > 0] \\ 0, & [\text{if } \delta_3 < 0] \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} (\delta_3 = y_1 - y_2 + P_{stroke} - Vlash, \\ \dot{\delta}_3 = \dot{y}_1 - \dot{y}_2) \end{aligned}$$

$$F_{vspring} = Preload_{vs} + XK_{vs} y_2 + XC_{vs} \dot{y}_2 \quad (11)$$

$$F_{seat} = \begin{cases} XK_{vseat} \delta_4 + XC_{vseat} \dot{\delta}_4 & [\text{if } \delta_4 > 0] \\ 0, & [\text{if } \delta_4 < 0] \end{cases} \quad (12)$$

$$(\delta_4 = -y_2, \quad \dot{\delta}_4 = -\dot{y}_2)$$

$$F_{gas} = g(\theta), \theta; \text{ cam angle} \quad (13)$$

이때 초기조건은 다음과 같이 결정된다.

$$y_1 = \frac{XK_{lash} (Preload_{ps} - Preload_{vs})}{XK_{ps} XK_{lash} + XK_{ps} + XK_{lash}} \quad (14)$$

$$+ \frac{Preload_{ps} - XK_{lash} (P_{stroke} - Vlash)}{XK_{ps} XK_{lash} + XK_{ps} + XK_{lash}}$$

$$y_2 = \frac{Preload_{ps} - Preload_{vs} - XK_{ps} y_1}{XK_{vs}} \quad (15)$$

3. 실험장치 및 실험방법

본 연구에서는 리그와 엔진 상에서의 EMV 시스템 성능 및 거동 특성을 파악하기 위하여 다음과 같은 실험장치 및 실험방법을 사용하였다.

Fig. 3은 시스템의 동특성과 관련된 운전인자와 이들의 영향, 그리고 성능 실험을 위한 장치이다.

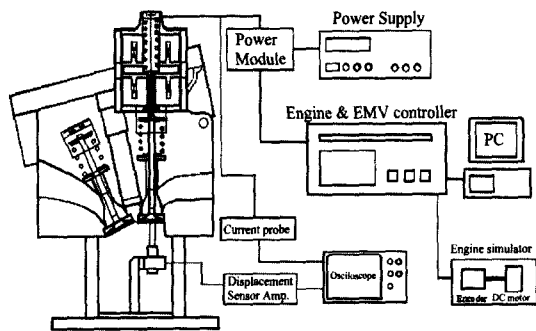


Fig. 3 Schematic diagram of dynamic test rig of EMV system

Table 1 Specifications of the experimental equipment for the EMV system

항목	사양
밸브 변위센서	Fastar SP200, 15kHz
전류 프로브	LeCroy, AP011, 120kHz
Power module	8ch., 4valve 구동, PWM전류제어
컨트롤러	Peak & hold 제어, Valve starting & operation mode
실린더 헤드	1.8 liter, DOHC

6kW급 전력 공급장치로부터 42Volt의 전원이 공급되며, 전자석에 흐르는 전류는 컨트롤러와 파워 모듈에 의해 피크 앤 홀드 및 PWM 방식으로 제어된다.

또한, 전류의 인가 시기 및 크기는 엔진 시뮬레이터로부터 크랭크 각도를 입력받아 컴퓨터 상에서 변경이 가능하다. Table 1은 실험장치의 사양이다.

EMV 시스템을 채용한 엔진에서의 연소특성 파악 및 실제 엔진에서의 EMV 액추에이터 운동 특성 등을 연구하기 위하여 단기통, DOHC 엔진에 흡기, 배기 각 2개씩, 총 4개의 액추에이터를 설치하였다.

실험장치는 엔진 헤드와 전자석 가변밸브 시스템의 냉각과 가열을 위한 냉각수 온도 조절 기능을 갖고 있으며, 7.5kW급 직류모터에 의하여 엔진의 모터링 운전이 가능하다. 또한, 연료 공급 시기 및 연료 공급량, 그리고 점화시기 등은 PC-ECU로 제어되며, 실린더내의 압력측정을 위한 압력센서를 설치하였다. 운전중 EMV 액추에이터의 작동 유·무를 판단하기 위한 방법으로는 변위 센서를 이용한 방법이 최선이지만 엔진에 적용할 경우에는 고가의 비접촉식 센서를 이용하여야 한다. 따라서 본 연구에서는 가속도 센서를 액추에이터 취부대에 설치하여 아마추어가 전자석 면에 닿을 때의 충격을 감지함으로써 4곳의 액추에이터 작동 유무를 판단하였다.

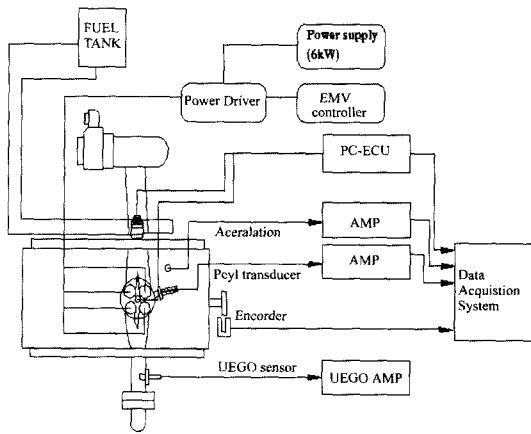


Fig. 4 Schematic diagram of single cylinder engine with EMV

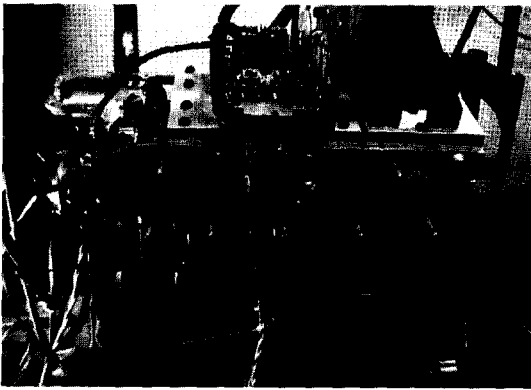


Fig. 5 Photo of EMV system on single cylinder engine

Fig. 4는 엔진에서의 실험장치에 대한 개략도이며, Fig. 5는 EMV를 장착한 엔진의 사진이다.

4. 해석 및 실험 결과

EMV 시스템의 운전은 시동모드와 운전모드로 나눌 수 있는데, 시동모드는 밸브가 반쯤 열린 중립상태, 즉 아마추어가 상·하단의 스프링에 의해 평형을 이루고 있는 상태에서 밸브가 완전히 열린 상태 혹은 완전히 닫힌 상태를 만들기 위한 방법을 말하며, 시스템의 공진 주기에 맞추어 전류를 3~5회 강하게 상·하단의 전자석에 공급함으로써 구현이 가능하다. 아마추어 진동주기의 절반인 밸브 travel time은 마찰이 없다면 다음

식으로 주어지므로 시동시 또는 운전시의 전류 인가 시기 기본 값으로 설정이 가능하다.

$$Travel\ time = \pi \sqrt{\frac{m}{2k}} \quad (16)$$

Fig. 6은 시동모드(6번의 peak 전류인가+holding 전류인가)로, 여기서 delay time은 상단 혹은 하단의 전자석에 전류를 인가한 후 반대쪽 전자석에 전류를 인가하기까지의 시간으로 travel time에 해당한다. Peak time은 peak 전류인가 시간으로서 이 시간이 길어질수록 인가 전류의 크기가 증가하게 된다.

실제 엔진 회전에 맞추어 밸브를 구동할 경우에도 전류 delay time과 peak time은 그대로 유지된다. 다만 holding 전류가 유지되는 시간으로 밸브의 열림 혹은 닫힘 기간을 제어하게 된다.

Fig. 7은 holding 전류 유지기간을 조절하여 흡기 밸브에서의 흡입 공기량 조절 능력을 실험한 결과이다. 최소 흡입 공기량은 이론적으로 travel time의 2배에 해당하는 시간동안 흡입한 공기량이 된다.

가솔린 엔진에서의 부하 조절은 트로틀 밸브를 이용하여 흡입되는 공기의 양을 조절한다. 이

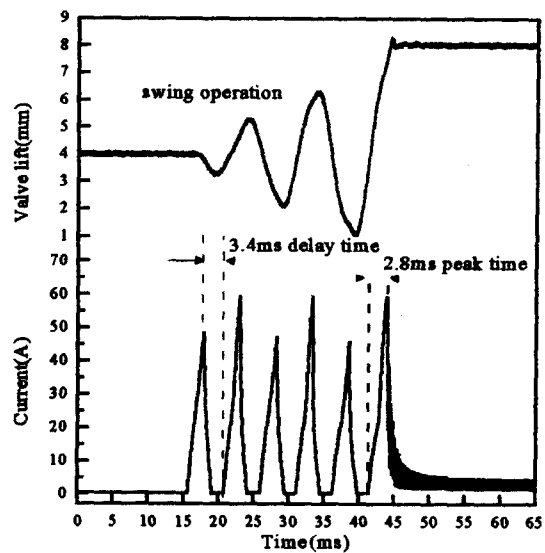


Fig. 6 Valve starting operation in EMV system

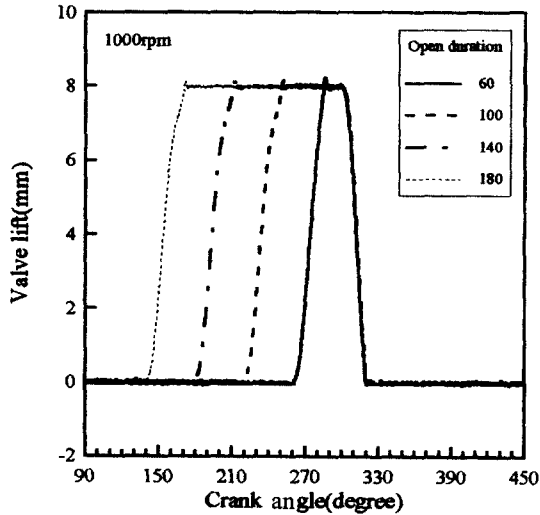


Fig. 7 Load control by valve open duration change (experiment)

같은 요인은 부분부하에서의 펌핑 손실 비율을 크게 하여 전체적인 효율감소의 원인이 된다. 반면 EMV 시스템에서의 부하 조절은 밸브의 열림 시기를 조절하여 가능하게 된다.

본 실험에 사용된 시스템의 최소 밸브 작동시간은 7.6ms로 엔진속도 1000rpm에서 크랭크 각도로 45.6도에 해당한다.

Fig. 8은 밸브 열림 기간을 고정하고 엔진 회전 속도를 증가했을 경우의 실험 결과이다.

엔진 속도가 증가할수록 엔진 한 회전당 소요 되는 시간은 감소한다. 반면 EMV 시스템의 travel time은 일정하므로, 엔진 속도 증가에 따라 크랭크 각도에 따른 밸브거동 형상의 내부 면적, 즉 흡입 가능한 최대 공기 량은 감소한다. 본 연구에서 시스템의 최소 밸브 작동시간은 7.6ms이고, 이는 6000rpm에서의 크랭크 각도 274도에 해당한다. 이때의 밸브 거동 형상은 Fig. 8의 고속 영역에서와 같이 거의 삼각형 형태를 갖는다.

부분부하와 고속 운전시 발생하는 문제점을 해결하기 위한 근본대책은 스프링의 탄성계수를 높이거나 운동 질량을 줄임으로써 travel time을 줄이는 것이지만, 이에 따른 자기력의 증·감은 설계 변경 혹은 운전 조건 변경의 원인이 된다.

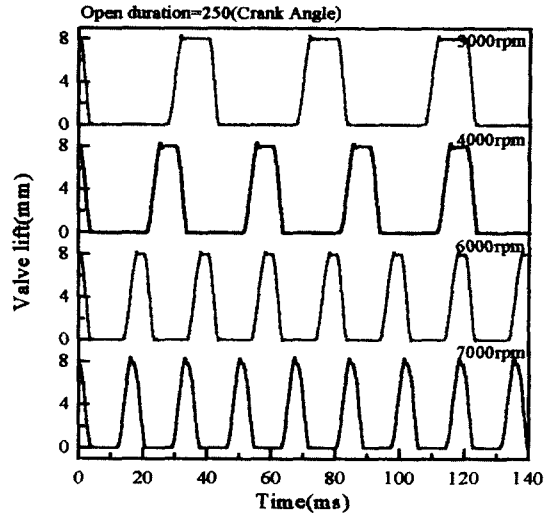


Fig. 8 Valve motion profiles vs. engine speed changes (experiment)

밸브가 정상적으로 동작하기 위해선 외란(마찰, 실린더 압력, 코일 온도 상승에 의한 저항 증가 등)에 의한 운전 조건 변화에 대하여 신속하게 반응하여야 한다. 다음은 밸브 거동에 미치는 영향이 큰 아마추어의 중립위치 변화, 전류 인가 시기 차이, 실린더 내의 압력 등에 의한 영향을 앞서 언급한 모델을 이용하여 계산한 결과이다.

상단과 하단의 전자석에 전류를 인가하지 않은 상태에서의 밸브의 초기 위치는 양쪽 스프링의 압축력에 의해 반쯤 열린 위치, 즉 중립 위치를 유지하고 있고 아마추어 역시 전자석 사이공간에 머물러 있게 된다. 밸브의 동작시 아마추어는 스프링의 복원력과 관성력에 의해 반대쪽의 전자석 근처까지 운동하게 된다. 따라서 중립 위치가 달라질 경우 운동방향에 따라 밸브와 아마추어의 거동에 영향을 미치게 된다. Fig. 9는 전자석에 작용하는 전류의 크기와 시기가 동일할 경우 중립위치 변화에 따른 아마추어의 거동특성을 모델링 해석 결과에 의해 나타낸 것이다.

해석 결과에 의하면 아마추어의 위치가 치우칠수록 그 방향으로의 운동 속도가 증가하며, 특히 밸브가 열리는 경우 순간적으로 정상적인 밸브 리프트 이상으로 밸브가 열리는 현상을 관찰

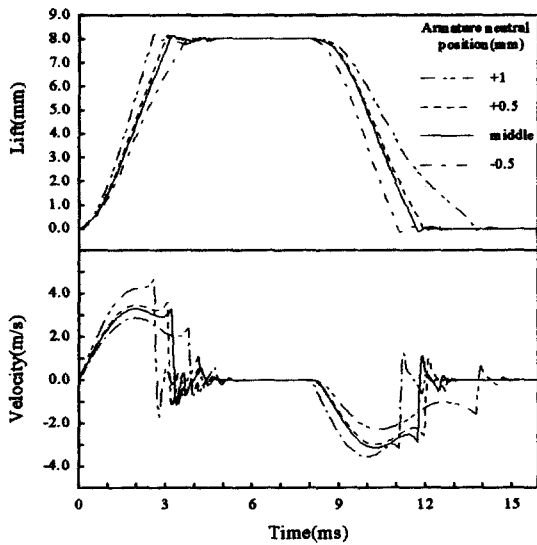


Fig. 9 Lift profiles of armature as variable neutral positions(simulation)

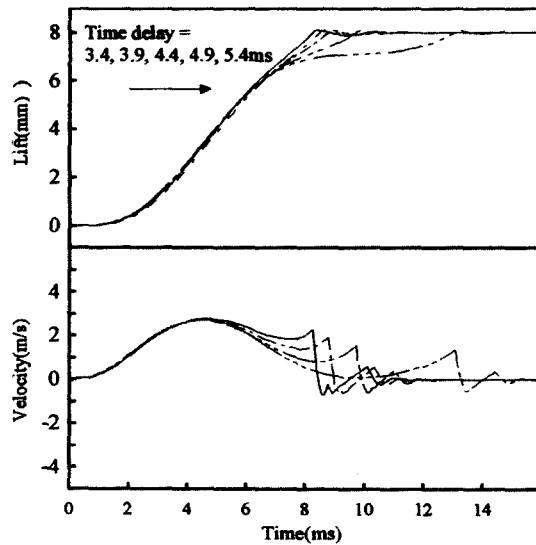


Fig. 10 Opening lift profiles of armature as variable peak current timing(simulation)

할 수 있다. 아마추어의 경우 착지속도 증가로 인하여 소음발생 및 마모현상의 증가가 예상된다. 엔진에서의 실제 운전의 경우 배기 밸브 열림시의 연소압에 의한 열림 지연을 방지하고자 아마추어의 중립위치를 열림 방향으로 이동하면 효과를 볼 수 있을 것으로 판단된다. 하지만 대부분의 경우 초기에 세팅된 중립위치가 변할 경우 밸브제어에 어려움이 있게 된다.

전류인가 시기는 아마추어 및 밸브 착지시의 속도 조절 및 최고 운전 속도 향상을 위하여 제어할 필요가 있는 인자이다. 전류인가 시기는 액추에이터 특성에 따라 실험적으로 결정되어야 하며, 밸브가 열리거나 닫히는데 걸리는 시간, 즉 travel time과 재료의 자기 포화 속도, 전자석의 정특성에 영향을 받게 된다.

Fig. 10은 전류인가시기를 조절하였을 경우, 아마추어의 착지속도에 미치는 영향 및 밸브가 열리는 시간에 미치는 영향에 대하여 계산을 수행한 결과이다.

아마추어 및 밸브의 속도는 중립위치에서 최고점에 이르며, 전류인가 시기 및 전류인가기간 등에 의하여 착지속도에 영향을 받게 된다. 그림

의 계산결과는 동일한 전류인가기간에 대하여, 전류인가 시기를 0.5ms씩 지연할 경우의 아마추어 리프트 형상 및 속도를 계산한 결과이다. 여기서 지연시간은 반대쪽 전자석의 전류공급을 중단한 후 밸브가 이동하는 쪽의 전자석에 전류를 인가하는데까지 걸리는 시간을 의미한다. 인가 시기의 지연에 따라 밸브가 열리는 시간이 증가하며, 착지시의 속도는 감소하는 경향을 보인다.

전류인가 시기는 착지속도 제어를 위한 중요 인자로 전류파형, 아마추어의 위치 등을 고려하여 결정한다. 하지만, 코일 저항, 공급 전압 변화 등에 의하여 공급 전류의 크기와 전류 포화속도가 달라지므로 이에 대한 고려가 필수적이다.

아마추어 및 밸브의 운동에 영향을 미치는 운전조건 이외의 외적인 요인으로는 물리적인 마찰 및 실린더내의 압력 등을 들 수 있다.

실린더 압력은 배기 밸브가 열릴 때 밸브 면에 역방향의 힘을 가하게 된다. 가솔린 엔진의 경우 배기 밸브가 열리는 시기에서의 실린더내의 압력은 최고 5bar 정도로 높고, 밸브에 가하는 압력에 의한 힘은 밸브 면적에 비례한다. 실린더내의 압력이 높을수록 밸브가 열리는 시간이 지연되

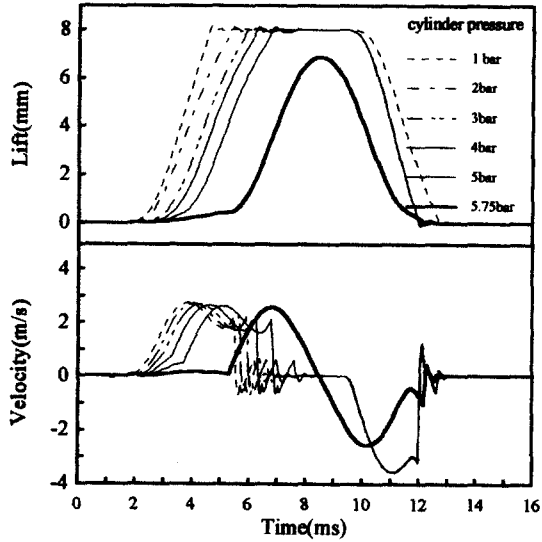


Fig. 11 Lift profiles of armature as variable cylinder pressure(simulation)

며, 시간 지연이 전류인가 시기를 초과하게 되면 밸브 구동에 실패하게 된다. 전류인가 시기를 고정한 채 실린더내의 압력을 변화시켰을 때의 계산결과를 Fig. 11에 나타내었다.

배기 시의 실린더내의 압력이 높아질수록 배기 밸브의 열림 시기는 지연되며, 전체 배기 기간에도 영향을 미치는 것으로 나타났다. 또한, 5.75 bar 이상이 되면 밸브가 완전히 구동되지 않음을 알 수 있다.

Fig. 12는 단기통 엔진 상에서 엔진 회전속도 1000rpm으로 모터링 실험을 한 결과로 흡기밸브 닫힘 시기만을 각각 BTDC 60, 90, 110, 130도로 변화시켰을 때의 예이다. 단, 이때의 밸브 제어시기는 전류인가 시기이므로 실제의 밸브 동작시기와는 차이가 나며, 그 크기는 엔진 회전속도에 비례한다.

흡입밸브의 닫힘 시기를 엔진 하사점 이후에서 조절하여 흡입된 공기가 다시 흡기 포트에 역류해 나가도록 하였다. 이때 역류된 공기의 양은 밸브 닫힘 지연에 비례하며, 따라서 흡입 공기량의 조절이 가능하게 된다. 팽창 후 실린더 압력이 대기압 아래로 떨어지는 이유는 저속에서 가시화

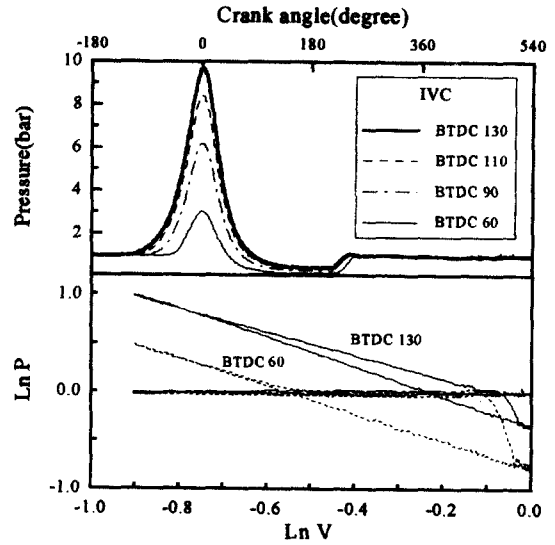


Fig. 12 Motoring test of electro-mechanical valve driven single cylinder engine

단기통 엔진의 연장 실린더 라이너와 피스톤링, 그리고 가시화 창과 헤드면 사이의 틈 등에서의 압축시 공기의 누출현상에 의한 것으로 엔진 회전수가 증가할수록 이러한 현상은 사라지게 된다.

5. 결론

본 연구에서는 EMV 시스템의 엔진 적용을 위하여 액추에이터 제어인자에 대한 연구를 동특성 모델을 이용하여 수행하였다. 또한, 동특성 리그장치와 단기통 엔진에의 적용 실험을 통해 모델의 타당성과 시스템의 신뢰성, 적용 가능성을 검증하였다.

해석결과에 의하면 EMV 시스템의 운동특성은 기본적으로 스프링의 압축 복원력과 관성력, 그리고 운동부위의 질량, 전자석의 자기력에 크게 의존하며, 시스템의 운전조건에 의하여 이들 간의 운동특성이 변화하는 것으로 나타났다.

시스템의 주요 운전조건은 밸브 및 아마추어의 중립위치, 전류 인가시기, 실린더 압력 등이다. 아마추어의 중립위치는 상·하 운동시의 스프링 압축 복원력에 영향을 미치므로 운동하는 방향으로 중립위치가 조절될수록 운동속도가

증가한다. 따라서, 배기 밸브와 상·하단의 전자식 효율차이에 의한 경우가 아니면 중간위치가 적당하며 운전중의 위치 변화는 밸브 구동 실패의 원인이 된다.

전류인가 시기와 인가 전류의 크기 조절을 통해 밸브 운동을 제어하므로 가장 중요한 운전 인자라고 할 수 있다. 특히, 전류제어를 통한 아마추어의 착지속도 제어가 가능하므로 소음저감 및 내구성 향상을 기대할 수 있다. 전류 인가시기를 지연할수록 착지속도가 감소하는 경향을 보이지만 밸브 travel time이 증가한다. 따라서 착지시의 전류 순간 제어가 필요하다고 판단된다.

실린더 압력에 대한 고려는 배기 밸브 열림 시기 조절 폭의 결정과 디젤엔진과 같은 압력이 큰 엔진에의 적용시 고려할 인자로 전적으로 스프링 복원력에 의존한다.

본 연구에서는 리그상에서의 실험을 통해 엔진회전속도 6000rpm 이상에서의 운전과 밸브 구동만으로 부하조절이 가능함을 보였고 이를 단기통, DOHC 엔진에 적용하여 모델 및 리그실험

을 통해 검증된 운전인자의 적용이 가능함을 보였다.

참 고 문 헌

- 1) M. A. Theobald, "Control of Engine Load via Electro-Mechanical Valve Actuator," SAE 940816, 1994.
- 2) S. Butzmann, J. Melbert, "Sensorless Control of Electromagnetic Actuators for Variable Train," SAE 2000-01-1225, 2000.
- 3) 박승현, 오성진, 이종화, 박경석, 김도중, "VVT 용 전자식 흡/배기 밸브 시스템 설계를 위한 해석 및 실험," 한국자동차공학회 논문집, 제 9권 제3호, 2001.
- 4) Colonel Wm. T. McLyman, Magnetic core Selection for Transformers and Inductors, Marcel Dekker, 1997.
- 5) K. Harry, "Further Development of Solenoid Operated Gas Injectors with Fast Opening and Closing," SAE 940450, 1994.