

VVT용 전자식 흡/배기 밸브 시스템 설계를 위한 해석 및 실험

The Analysis and Experiments for the Design of Electro-mechanical Variable Valve Train System

박 승 현*, 오 성 진*, 이 중 화**, 박 경 식***, 김 도 중****
Seunghyun Park, Sungjin Oh, Jonghwa Lee, Kyungseok Park, Dojoong Kim

ABSTRACT

As a method of variable valve train(VVT), Electro-Mechanical Valve(EMV) has been studied. Compared with conventional VVT system, the EMV system has a relatively simple structure. The system has two electromagnets, springs and an armature. The system can be operated by reciprocal action between armature and two electromagnets. And, the operating event can be controlled by electrical signal from controller. Therefore, reduction of emission and fuel consumption can be achieved through valve event control at each engine operating condition.

In this study, characteristics of EMV system were investigated by simulations and experiments. The results of simulation and experiment show that the core shape and material characteristics are dominant parameters on magnetic force and delay time. In order to apply the system to commercial engine, it has a compact size and high stiffness springs(50N/mm) to increase the valve speed. Because of high valve seating velocity, loud noise and high impact force generated, which can lead to reduction of actuator durability. Therefore, further research is required to reduce valve seating velocity.

주요기술용어 : VVT(Variable Valve Train), EMV(Electro-Mechanical Valve)

Nomenclature

A : area

B : magnetic flux density

* 회원, 아주대학교 대학원

** 회원, 아주대학교 기계공학과

*** 회원, 금오공과대학교 기계공학과

**** 회원, 울산 대학교 기계공학과

F : force

H : magnetic field intensity

k, K : spring stiffness

μ : magnetic permeability (H/m)

μ_0 : magnetic permeability of free space

J : current density normal to the plane (A/m)

Φ : magnetic flux

y, x, X : displacement of valve or armature

C : damping constant

1. 서론

자동차 연비 개선을 위한 방안으로서 현재 연구되고 있는 것으로 대표적인 것은 가솔린 직접 분사 엔진, 전자식 연료 분사 제어 방식의 디젤 엔진, 가변 압축비 엔진, 고폽창 저압축비 엔진 등이다. 이러한 고효율 엔진의 개발에 있어서 근본적인 내용은 압축비의 증대효과를 높이거나 펌핑 손실을 줄이는 방법 등에 의한 효율의 개선이다.

전자식 밸브 개폐 기구의 채용시 가솔린 엔진의 각종 난점을 해결할 수 있다. 즉, 트로틀 밸브 없이 운전이 가능해 지므로 펌프 손실의 최소화, 성능 향상 및 배출물 저감과 동시에 고폽창/저압축비 운전 효과뿐만 아니라 가변 배기량 운전이 가능한 점 등 스파크점화 방식의 엔진 성능과 효율 및 배출물 저감에 큰 기여를 할 수 있다.

2. 본론

2.1 개요

EMV 시스템은 전자기력을 이용하여 밸브를 구동하는 방식으로서 밸브 운동과 크랭크축 회전 사이의 기구학적 관계가 없기 때문에 독립적으로 밸브의 운동을 조정할 수 있다. 따라서 밸브 운동을 완전히 독립적으로 제어함으로써 최적의 밸브 개폐를 가능하게 하고, 밸브 운동에 다양한 변화를 줄 수 있어 최적의 엔진 성능 향상을 기대할 수 있다.^{1,2,3)} Fig.1은 EMV 시스템의 액추에이터의 작동 원리를 설명하기 위해 전체적인 구성을 간략하게 나타낸 것이다. 전류가 흐르지 않을 때에는 양쪽의 스프링에 의해 밸브는 중립 위치에 놓이게 되어 반쯤 열린 상태가 되며 전류가 닫힘 혹은 열림 전자석에 흐르게 되면 전자기력이 발생하게 되어 아마추어와 스프링의 작용으로 밸브를 닫거나 열게된다.

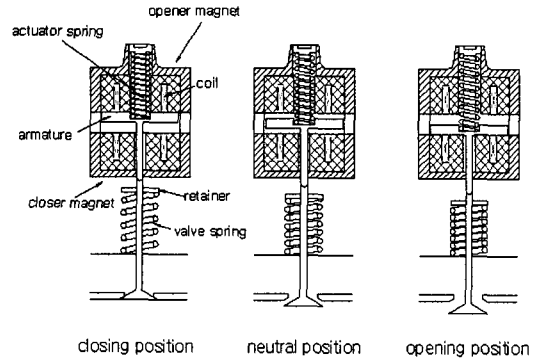


Fig.1 Schematic diagram of EMV operation principle

2.2 전자석 해석 모델

전자석의 정특성은 맥스웰 방정식으로부터 유도된 기본식을 유한 요소법으로 풀므로써 해석할 수 있다.

전자장에서의 맥스웰 방정식은

$$\nabla \times H = j \quad (2.1)$$

$$\nabla \cdot B = 0 \quad (2.2)$$

$$B = \mu H = \mu_0 \mu_r H \quad (2.3)$$

와 같으며, 자속밀도 B를 식 (2.2)의 성질을 이용하여 자기 벡터 포텐셜 함수 A로 표시하면 식 (2.4)와 같게 된다.

$$B = \nabla \times A \quad (2.4)$$

윗 식에 식 (2.3)을 대입 정리하면 다음과 같다.

$$H = \nu(B) \nabla \times A, \quad \text{여기서 } \nu(B) = \frac{1}{\mu_0 \mu_r} \quad (2.5)$$

식(2.5)를 식(2.1)에 대입한 후 정리하면 축대칭 전자장의 지배 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\nu(B)_y \frac{\partial A_z}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\nu(B)_x \frac{\partial A_z}{\partial y} \right] = -J_z \quad (2.6)$$

지배 방정식에서 벡터 포텐셜 A의 값을 구한 후, 이를 식 (2.4)에 대입하여 자속 밀도 B와 자기력을 구한다.

단위 면적당 자기력 F 는 다음과 같이 정의된다.

$$F = J_s \times B \quad (2.7)$$

식 (2.1)과 (2.3)을 대입하여 정리한 후 체적 V 인 물체에 작용하는 힘을 구하면

$$F = \int_v J_s \times B = \int_v \frac{1}{\mu} (\nabla \times B) \times B \, dv \quad (2.8)$$

로 나타내어진다.

2.3 EMV 시스템 동특성 해석

Fig.2는 EMV 시스템의 동적 거동을 시뮬레이션하기 위하여 해석 모델을 구성한 것이다. 그림의 오른쪽에 나타난 것은 운동 방정식을 유도하기 위한 자유 물체도 이다.

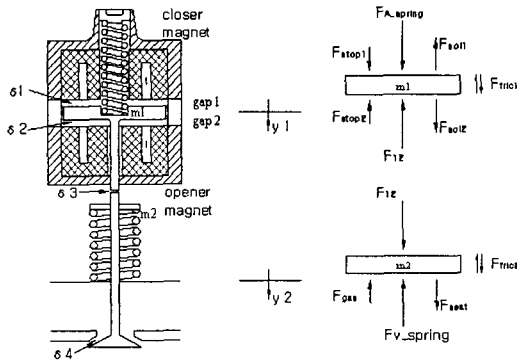


Fig.2 Free body diagram for dynamic simulation model

각각에 대하여 운동 방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$m_1 \ddot{y}_1 = F_{Aspring} + F_{stop1} - F_{sol1} - F_{stop2} - F_{12} + F_{sol2} \pm F_{fric1} \quad (2.9)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = F_{12} - F_{vspring} + F_{seat} \pm F_{fric2} - F_{gas} \quad (2.10)$$

여기서, m_1 , m_2 는 아마추어와 밸브의 질량이며, $F_{Aspring}$, $F_{vspring}$ 은 아마추어 스프링과 밸브 스프링의 작용력을, F_{sol1} , F_{sol2} 는 전자석과 아

마추어 사이에 작용하는 힘을 나타낸다. F_{12} 는 아마추어와 밸브스템 사이의 작용력이며, F_{stop1} , F_{stop2} , F_{seat} 는 아마추어와 전자석, 밸브와 밸브시트사이가 접촉할 때 작용하는 반력들을 의미한다.

운동 방정식에 나타난 힘들을 표현하면 다음과 같으며, SIMULINK를 이용한 동특성 시뮬레이션 결과와 실험 결과를 비교하였다.

$$F_{Aspring} = Pr \, eload_{As} - XK_{As}y_1 - XC_{As}\dot{y}_1 \quad (2.11)$$

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

$$F_{sol2} = f(i, gap2), \quad gap2 = -y_1 \quad (2.12)$$

$$F_{vspring} = Pr \, eload_{vs} + XK_{vs}y_1 + XC_{vs}\dot{y}_2 \quad (2.13)$$

$$F_{seat} = XK_{vseat}\delta_4 + XC_{vseat}\dot{\delta}_4,$$

$$(\delta_4 = -y_2, \quad \dot{\delta}_4 = -\dot{y}_2), \text{ if } \delta_4 > 0$$

$$= 0, \text{ if } \delta_4 < 0 \quad (2.14)$$

EMV 시스템을 상용엔진에 적용하려면, 운전 영역, 즉, 6000 rpm에 이르는 고회전 영역에서의 운전이 가능하여야 한다. EMV 시스템에서의 밸브의 운동속도는 다음식과 같이 2개의 스프링과 운동부위의 질량에 크게 의존하게 된다.

$$Travel \, time = \pi \sqrt{(m/2k)} \quad (2.15)$$

Fig.3은 흡·배기 밸브가 열리고 닫히는 기간과 이에 소요되는 최소 시간을 각 엔진 회전수에 따라 표시한 것이다. 흡기 및 배기 효율을 고려하지 않는다면, 그림에서 점선 및 실선으로 표시된 영역의 윗부분에 해당하는 엔진 속도로 운전이 가능하게 된다. Fig.4는 밸브 및 아마추어, 스프링 등의 질량과 스프링 상수의 비율에 대한 최소 구동 시간을 각 경우별로 나타낸 후 Fig.3의 설계 영역을 표시한 것이다. 영역 1의 경우 스프링 상수는 50N/mm이고 앞서 언급한 운동부의 질량은 100~150g이다. 또한, 영역 2의 경우는 운동부의 질량은 같고, 스프링 상수만 70N/mm로 증가시킨 경우이다. 이에 비해 캠에 의해 강제 구

동되는 상용 가솔린 엔진의 밸브 스프링 강성은 30N/mm미만으로 작다.

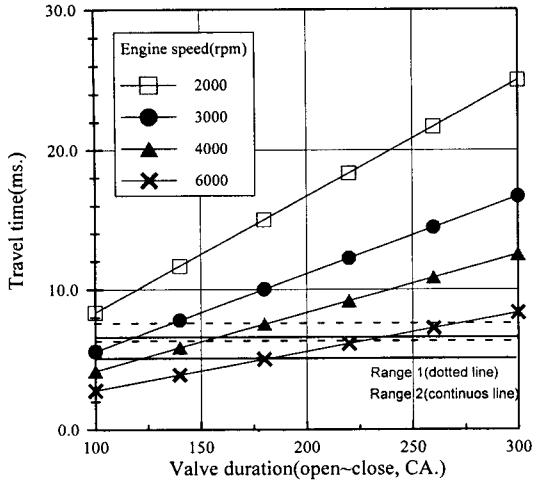


Fig.3 The operation range of EMV system as valve duration

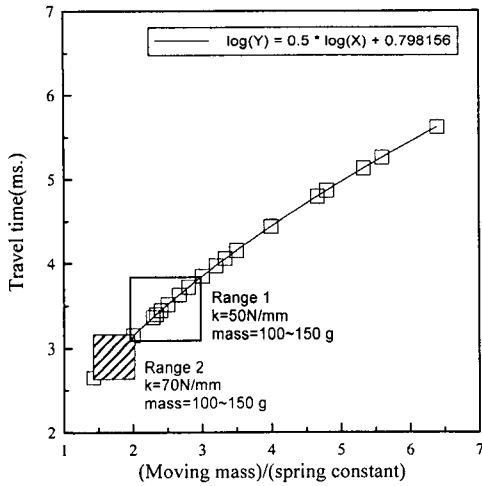


Fig.4 The plot of travel time as the ratio of moving mass and spring constant

3. 실험장치 및 실험방법

본 연구에 사용된 실험장치는 전자식의 자기적 특성을 테스트하기 위한 정특성 리그와 실제로 EMV 구동시의 밸브운동을 알아보기 위해 상용 엔진 헤드를 이용하여 구성한 동특성 리그로 이루어져 있다.

Table 1과 2는 각각 적용엔진 및 EMV 시스템의 기본 사양을 나타낸 것으로 상용엔진에 직접 적용할 수 있도록 하였다.

Table 1 적용엔진 사양

항 목	사 양
배기량,형식	1.8리터, DOHC
밸브 피치	37mm
헤드 커버 높이	70mm
기 타	#3 실린더만 사용

Table 2 EMV 액추에이터 사양

항 목	사 양
외관(w× h), 2 set	73.6× 78× 130
코어 재질	Ni-Fe 합금(적층)
아마추어 재질	3% 규소강
운동부위 질량(gram)	140
스프링 상수(N/mm)	50

Fig.5는 정특성 실험장치로 전자석이 아마추어에 작용하는 자기력을 측정하기 위한 로드셀(CAS, SBA-5002)과 공극을 측정하기 위한 마이크로미터 및 변위 센서(Fastar SP 200, 15kHz), 이송기구로 구성되어있다. 또한 코일에 공급되는 전류를 측정하기 위한 전류 프르브(LeCroy, AP011, 120kHz)와 6kW급 직류 전원 공급장치(에이상사, HS60100D)를 사용하였다.

동특성 리그는 현재 국내 양산되는 엔진(1.8리터, 4기통 16밸브)의 헤드에 EMV 장치를 설치하였으며 헤드 하단은 압력 챔버를 설치하여 압축공기로 배기압 하에서의 밸브 구동여부를 테스트할 수 있도록 하였다. Fig.6은 동특성 실험장치로 정특성 리그에서와 같은 변위 센서 및 전류 프르브를 사용하였다.

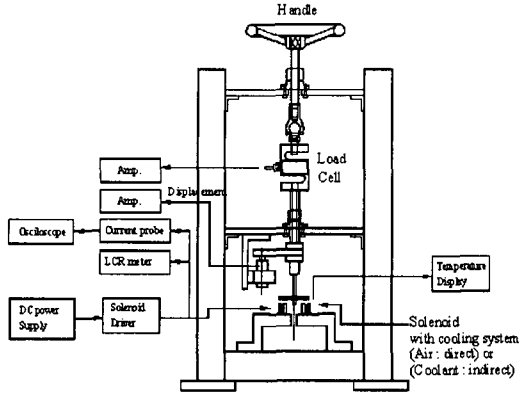


Fig.5 Schematic diagram of magneto-static test rig for solenoid

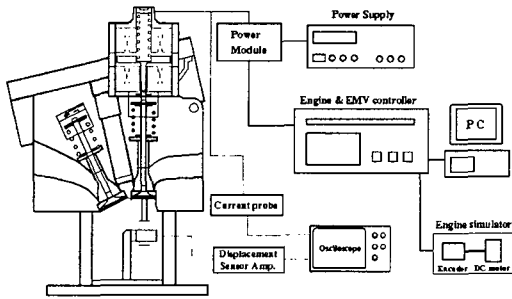


Fig.6 Schematic diagram of dynamic test rig for EMV

밸브의 열림, 닫힘 시기 및 기간의 조절은 별도 제작한 콘트롤러에 의해 수행되며 실제 엔진에서와 같이 엔코더의 각도 신호를 이용하게 된다. Fig.7은 EMV를 실린더 헤드에 장착한 모습이다.

전자석이 아마추어에 미치는 자기력을 측정하고, 성능에 영향을 미치는 인자를 분석하기 위하여 공급 기자력(권선수*공급전류)을 변화시키며 각 공극에서의 자기력을 측정하였다. 단, 이때의 코일 및 코아의 온도는 냉각장치를 이용하여 일정한 상태로 유지하였다. 그리고, 시뮬레이션 결과를 바탕으로 아마추어 단면적 증가에 따른 자기력을 측정하므로써 일정공급 기자력 조건에서 아마추어 두께를 결정할 수 있도록 하였다.

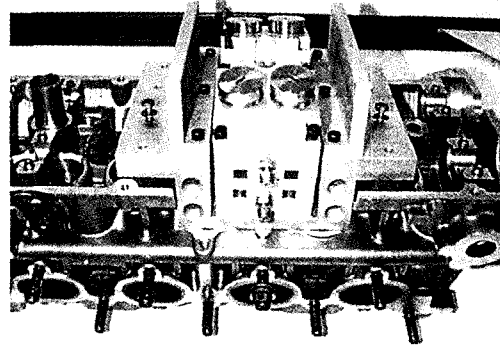


Fig.7 Picture of EMV actuator on cylinder head

밸브는 전자석에 의한 자기력, 그리고 스프링에 의한 자유진동으로 열리고 닫히게 된다. 실제 밸브의 운동은 마찰과 물리적 충돌로 인한 충격 및 배기압, 써어징 현상등에 의해 영향을 받게된다.⁴⁾ 따라서 동특성 리그상의 실험을 통해 현상을 확인하고, 이를 제어로직 개발에 활용하고자 한다.

4. 결과 및 고찰

외부에서 전류를 공급함으로써 발생하는 공급 기자력은 코일의 권선수 N 과 전류 I 의 곱으로 표시된다.

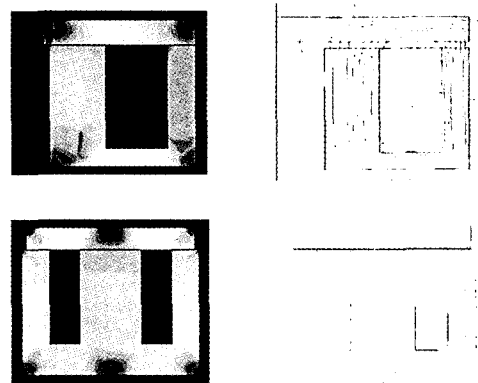


Fig.8 Magnetic flux density and flux plot as core shape

따라서, Fig.9와 같이 공급기자력을 730, 1095, 1460으로 변화 시키며, 공극 0.5~4mm에 대해

자기력을 측정하고 이를 시뮬레이션 결과(Fig.8)와 비교하였다. 공극 1mm미만의 작은 거리를 제외하면 비교적 경향과 크기가 잘 일치하였다.

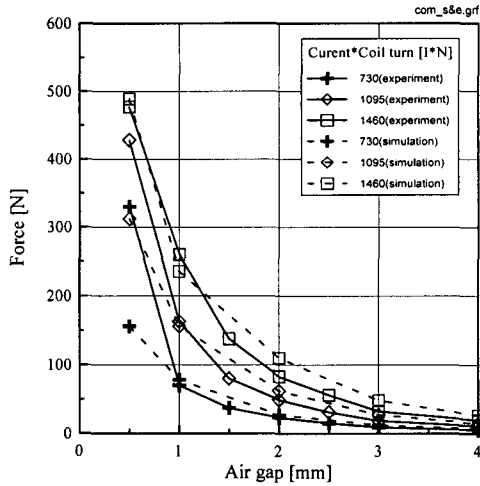


Fig.9 The profiles of magnetic force at each air gap

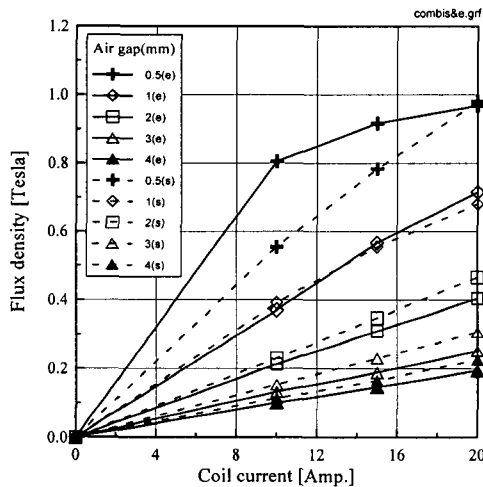


Fig.10 The profiles of flux density at each air gap (e : experiment, s : simulation)

Fig.10은 Fig.9의 두가지 경우에 대한 공극에서의 자속밀도를 나타낸 것이다. 공극 1~4mm 사이의 간격에서는 실험 및 시뮬레이션 결과 모두 공급 전류 증가에 대하여 자속밀도가 선형적인 증가추세를 보였다. 하지만 공극 1mm미만의 실험결과에서는 공급전류가 증가하여도 자속밀도

가 증가하지 않고 15Amp. 이상에서 포화되는 경향을 보였다. 이는 공극의 감소에 따른 자기저항의 감소와 코어와 아마추어 재질 특성에 따른 자속의 포화때문으로 풀이된다. 따라서 각 공극에서의 공급전류 제어가 필요할 것으로 판단된다.

스프링의 압축력은 선형적으로 증가하는데 비해 전자석에 의한 자기력은 비선형적으로 증가해진다. Fig.11은 공극에 따른 스프링과 전자석에 의한 힘을 아마추어의 중립위치를 기준으로 나타낸 것으로, 자기력이 스프링력보다 적은 영역에서는 스프링에 의한 자유진동으로 밸브를 구동시켜야함을 나타낸 것이다. 스프링 상수가 클수록 고 회전 영역에서의 엔진 운동이 가능해지지만 더 큰 자기력을 얻기 위한 전류 소모량도 커지게 된다.

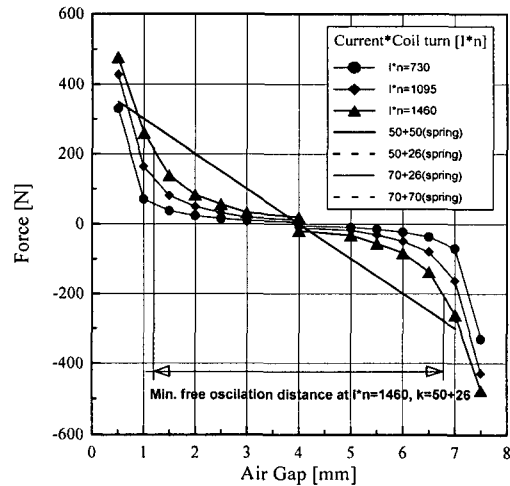


Fig.11 The relation of minimum free oscillation distance and spring-magnetic force

EMV 시스템의 밸브 스트로크 중 70%이상은 스프링에 의한 자유진동에 의존하므로 운동부위의 질량은 최대한 작게 할 필요가 있다.

Fig.12는 운동부위의 질량 중 가장 큰 비중을 차지하는 아마추어의 크기를 결정하기 위한 실험 및 시뮬레이션 결과이다. 공급 전류 15A, 공극 1mm에서 아마추어 단면의 두께를 증가시키며 자속밀도의 증가경향을 알아본 결과, 4mm이상에서는 자속밀도가 더 이상 증가하지 않았다. 이

는 자속이 아마추어 두께 4mm이하의 단면에서 포화되는 것으로 해석할 수 있으므로 아마추어의 두께를 4mm로 결정하였다. 이때의 중량은 약 60g이다.

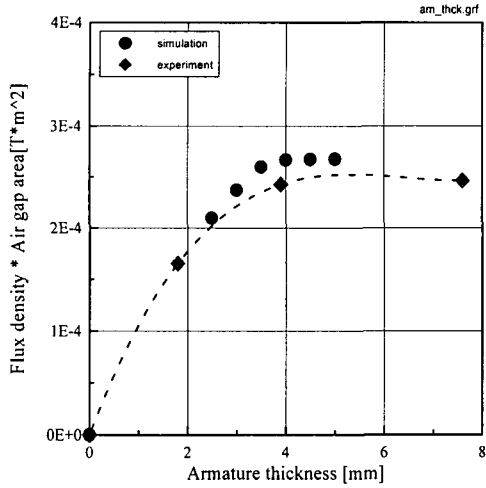


Fig.12 Flux density saturation point as armature thickness

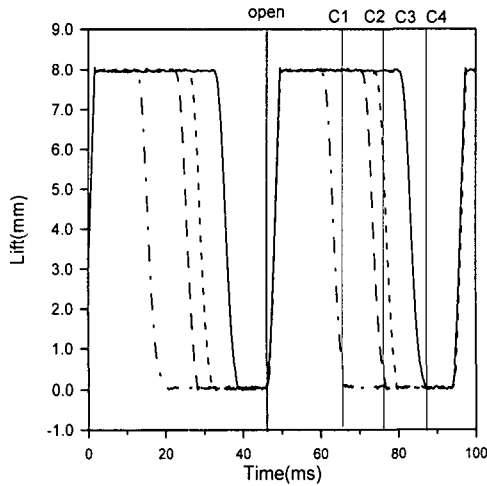


Fig.13 The profiles of the valve lift as valve event control

각 엔진 운전조건에서 최적의 흡기효율과 배기 가스의 양 및 시기조절을 위해서는 밸브의 개폐 시기를 자유로이 제어할 수 있어야 한다.

Fig.13은 밸브의 열림시기를 동일하게 한 후 닫힘시기를 4가지 경우에 대해 달리하여 실험한

결과로 밸브의 개폐시기를 자유로이 제어할 수 있음을 나타낸 것이다.

시동시에 밸브를 구동하려면 특별한 제어로직이 필요하게 된다. 즉, 중립위치에서의 자기력의 크기는 스프링에 의한 압축력보다 작기 때문에 공진현상을 이용하여 밸브를 구동하여야 한다.

Fig.14의 상단 그림은 밸브를 닫은 상태에서 놓았을 때 밸브의 자유진동을 측정된 것으로 엔진 회전속도와 상관없이 111Hz로 일정하였고, 최대 진폭은 7mm이다. 이와같은 진동주기에 맞추어 밸브 초기구동을 시뮬레이션한 것이 Fig.14의 하단그림으로 각 사이클의 최대진폭지점에 맞추어 전류를 인가하여 진폭을 증가시키는 과정을 나타내고 있다.

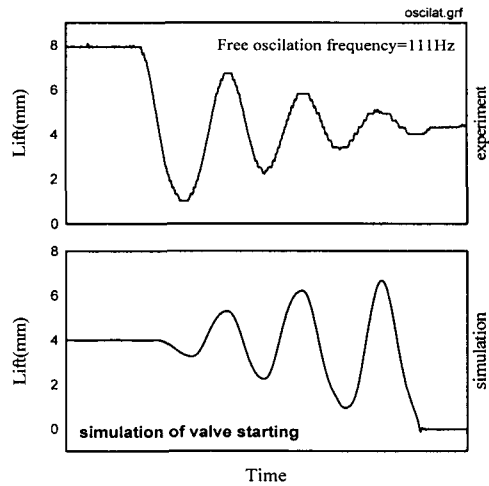


Fig.14 The valve free oscillation curve and the strategy of valve starting

아마추어가 전자석에 가까워지면, 즉, 밸브가 닫히거나 열리기 직전에는 자기력의 힘이 Fig.11과 같이 급격히 상승하여 아마추어가 강하게 전자석의 코어부분을 때리게 된다. 이러한 충격에 의하여 밸브의 써어징 현상 및 소음등이 발생하며, 내구성에 치명적인 악영향을 미치게 된다. 따라서 밸브가 닿기 직전에 속도를 줄여야 할 필요가 있다. Fig.15는 아마추어가 닿기 직전의 전류형상을 나타낸 것으로 공극 1mm지점에서 전류가 순간적으로 감소하였다가 아마추어가 닿으면

서 다시 상승하는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상은 아마추어가 닿기직전 인덕턴스가 갑자기 증가하여 코일저항이 높아졌기 때문에 밸브의 위치 및 속도제어에 중요한 단서를 제공하게 된다. 현재의 시스템은 이러한 착지제어 없이 2~3m/s의 속도로 아마추어가 전자석에 닿지만, 앞서의 문제점을 해결하기 위해선 0.2m/s이내의 속도제어가 필요할 것으로 판단된다.⁴⁾

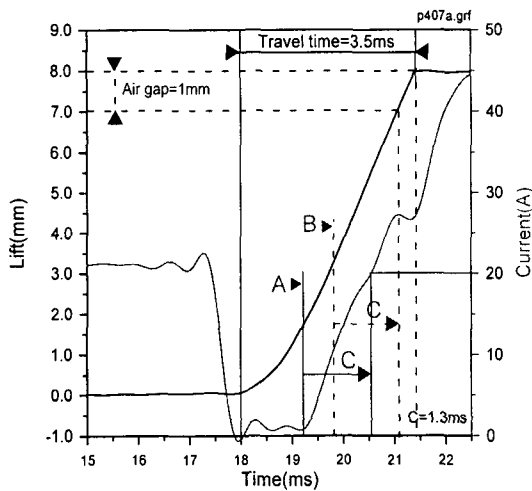


Fig.15 The characteristic of current profile near armature seating

4. 결론

본 연구에서는 전자석을 이용한 가변밸브 시스템인 EMV 시스템의 설계 및 적용을 위한 정·동특성 모델을 만들어 시뮬레이션을 수행하였으며, 실험을 통하여 타당성을 확인하였다.

EMV 시스템을 실제 엔진에 적용하기 위해선 고속 영역에서의 운전이 필수적이다. 따라서, 기계적으로 강제 구동되는 기존 밸브 시스템에 비하여 약 2~3배의 강성을 갖는 스프링을 사용하였으며, 아마추어 양단에 스프링 및 전자석을 설치하여 선형적인 특성의 스프링에 의한 밸브계의 자유진동과 양단 끝에서 강한 힘을 갖는 전자석

의 상호작용을 이용하여 밸브의 구동 및 개폐 시기 조절이 가능함을 보였다.

또한, 본 연구에서는 140g의 운동부위 질량과 50N/mm 강성의 스프링을 갖는 EMV 시스템을 개발하여, 6~7ms대에 밸브구동이 가능함을 확인하였고, 이는 4000rpm이상에서 엔진운전이 가능한 영역이다.

아울러, 시스템의 정숙성 및 내구성 향상을 위하여 진류파형의 특성을 이용한 제어가능성을 제시하였으며, 0.2m/s이내의 밸브 착지속도와 6000rpm에서 운전이 가능한 시스템을 개발하기 위한 보완 연구가 필요하다고 판단된다.

후 기

본 연구는 G7 차세대 자동차 기술 과제로 현대자동차의 지원을 받아 수행한 것입니다.

참 고 문 헌

- 1) T. H. Ma, "Effect of variable engine valve timing on fuel economy", SAE 880390, 1988.
- 2) 조한승, "가솔린 엔진에서 실린더내 잔류류가스와 공연비 측정 및 모델링, 아주대학교, 1998.
- 3) M. A. Theobald, "Control of Engine Load via Electro-mechanical Valve Actuator", SAE 940816, 1994.
- 4) S. Butzmann, J. Melbert "Sensorless control of Electro-mechanical Actuators for variable valve train", SAE 2000-01-1225, 2000.
- 5) McLyman, Colonel Wm. T. "Magnetic Core Selection for Transformers and Inductors", Marcel Dekker, 1997.