

전자기 밸브 시스템 설계에 관한 연구

현상호*, 이용현**, 박종국*
 경희대학교*, 강남대학교**

A Study on the Design of the ElectroMagnetic Valve System

Sang-Ho Hyun*, Young-Hyun Lee**, Chong-Kug Park*
 Kyunghee university**, Kangnam university**

Abstract - EMV(electromagnetic valve) 시스템은 자동차에서 기계식 캠을 사용하지 않고 전자기력을 이용하여 흡·배기 밸브를 작동시키고 타이밍을 조절하기 위한 것이다. 본 논문에서는 EMV 시스템을 위한 전자기와 기계적 모델을 사용하여 그에 대한 동역학 모델을 유도하였다. EMV 시스템의 최대 동작주파수가 가솔린엔진의 최대 회전수 6000rpm에 대응한 valve의 주파수가 50Hz 되기 위한 제어를 설계하였고, 실험을 통하여 문제점들을 파악하고자 한다.

keyword : EMV(Electromagnetic Valve), Solenoid

1. 서론

현재 세계적으로 환경에 대한 관심이 증가되면서 대기오염의 주된 요인으로 자동차의 배기가스를 들수 있으며, 에너지 고갈에 따른 고효율 가솔린 엔진 개발이 시급한 시점이다[1].

자동차 연비 개선을 위한 방안으로서 현재 연구되고 있는 것으로는 대표적으로 가솔린 직접 분사 엔진, 전자식 연료 분사 제어 방식의 디젤 엔진, 가변 압축비 엔진, 고폽창 저압비 엔진 등이다. 이러한 고효율 엔진의 개발에 있어서 근본적인 내용은 압축 비의 증대 효과를 높이거나 펌핑 손실을 줄이는 방법 등에 의한 효율의 개선이다. 또한 환경문제에 있어서도 밸브의 타이밍 변화에 따른 연소특성 및 배기가스가 변화는 것을 알 수 있다[2]. 이러한 문제를 해결하기 위하여 제시되는 방법이 EMV 시스템이다. EMV 시스템은 기계식 캠에 의존하지 않고 전자기력을 이용하여 밸브의 운동을 조정하는 방식이다. EMV를 이용한 경우에는 이론적으로 어떠한 형태의 밸브 운동도 구현이 가능하다. 다양한 밸브 운동을 구현할 수 있다는 장점이 있는 반면, 전자기력 크기의 한계, 히스테리시스의 정확한 모델링 문제, 밸브가 상·하로 빠르게 움직일 때 따른 관성력의 증가로 밸브 운동의 정확한 조절이 어려운 점과 밸브의 시팅(seating)충격 속도가 지나치게 커지는 단점이 있다.

본 연구에서는 EMV의 제어특성을 고찰하기 위해 모델링과 실험을 하였다. EMV는 전기, 자기, 그리고 기계적인 부분의 조합으로 구성되어 있으며, 모델링 또한 이들의 조합으로 유도한다.

2. 본론

2.1 모델링

EMV 시스템은 기계적인 부분과 전기적인 부분으로서

구성되어 있으며 이들의 상호 연결은 자기 시스템이 담당하고 있다. 그림 1은 제작한 EMV시스템이다. 상하에 두 개씩 solenoid가 있으며, 스프링으로 양쪽 solenoid의 중간에 위치한 armature가 밸브와 연결되어 있다. solenoid는 전류를 흘려주므로 전자석이 되며, 상·하에 전류를 교대로 주어 armature와 연결된 밸브가 작동되는 것이다. 이 모델링의 목적은 EMV의 pilot system specification을 결정하는 것이다.

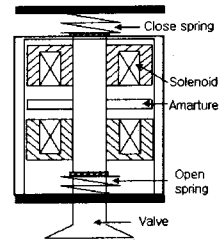


그림 1 EMV 시스템의 구성도

2.1.1 기계적 모델링

EMV 시스템의 동작 특성을 얻기 위한 모델은 그림 2와 같이 간단한 모델을 구성했다. EMV 모델링에서 구할 수 있는 동적방정식은 식 1과 같다.

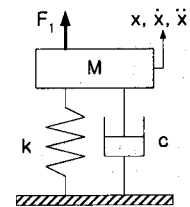


그림 2 EMV 시스템의 모델링

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_1 \quad (1)$$

F_1 은 solenoid로부터 armature에 작용하는 힘이고, k 는 스프링의 탄성계수로 F_1 에 대해 반대방향으로 작용한다. c 는 시스템에 작용하는 viscous damping이다 [3].

2.1.2 자성체에 작용하는 힘

Solenoid core의 재질은 쉽게 구할 수 있는 저 품질 순철을 사용하였다. Core에 코일을 N번 감았을 때 전

류 I 가 흐르며, 이때 Solenoid는 전자석이 되고 전자석에서 가장자리의 프리징 효과를 무시한다면 공기(air gab)내의 자기장은 철내의 자기장과 같다. 미소 변위 dl 만큼 떨어진 두 부분의 자기회로에서 총에너지 변환을 계산하면

$$-F_a dl = dW_m = 2 \left[\frac{1}{2} \frac{B_a^2}{\mu_0} S_a dl \right] \quad (2)$$

따라서 하나의 공극에 작용하는 힘은

$$F_a = \frac{B_a^2 S_a}{2\mu_0} = \frac{\mu_0 k^2 N^2 I^2 S_a}{2l_a^2} \quad (3)$$

식 3에 의하면 자성체에 작용하는 힘은 전자석의 모양 (k, S_a)과 전자석에 감긴 코일의 감은 수(N), 코일에 흐르는 전류(I), 자성체와 전자석의 거리(l_a)의 함수이다. 여기서 F_a 는 solenoid에서 발생된 힘, B_a 는 자속 밀도, S_a 는 전자석이 자성체와 만나는 단면적, μ_0 는 자기의 공기중 투자율, k 는 리럭턴스의 비이다.

2.1.3 스프링

수학적인 모델링에서 스프링의 자체 질량은 무시하는 것이 보통이지만 전체 질량에 비해 스프링의 질량이 무시할 수 없는 정도라면 Rayleigh's energy method를 이용하여 effective mass를 구할 수 있다.

$$m_e = m + \frac{m_s}{3} \quad (4)$$

이 경우 spring-mass system의 natural frequency는 다음과 같다.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m + \frac{m_s}{3}}} \Rightarrow k = \left(m + \frac{m_s}{3}\right) \omega_n^2 \quad (5)$$

식 4와 식 5에서 ω_n 은 각속도, k 는 탄성계수, m 은 armature의 질량, m_s 는 스프링의 질량이다. 가솔린 자동차 엔진의 경우 엔진 회전수는 최고 6000rpm 정도이다. 4기동 엔진의 경우를 가정하면 1행정에 intake, exhaust valve는 한번씩 열리게 되므로 밸브는 50Hz의 속도로 움직일 수 있어야 한다. 따라서 armature를 작동시키는 spring-mass의 natural frequency가 100Hz가 되도록 spring constant를 정하므로 공진으로 인한 시스템의 파괴 및 오동작을 피하도록 하였다.

표 1 EMV 시스템의 Specifications [4]

Specification	Descriptions
material	stainless steel
total moving mass	242 g
spring mass	26 g
spring constant	100 N/mn

또한 전자석 특성상 armature의 위치가 전자석 면과 먼 경우 발생하는 힘은 약하며, 밸브 구동을 위해 흔들 수 있는 전류 또한 제한되므로 초기 기동을 위해서는 mass와 스프링의 공진 특성을 이용할 필요가 있다. 따라서 밸브를 구동하기 위해 상하 solenoid에 인가되는 전원의 시간 T_{on} 은 식 6과 같이 계산된다[5].

$$T_{on} = \pi \sqrt{\frac{m_e}{k}} \quad (6)$$

m_e 는 스프링과 armature의 effective mass, k 는 스프링의 탄성계수이다.

2.2 제어기 설계

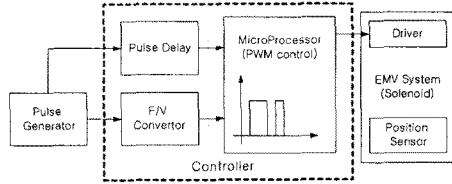


그림 3 EMV 제어 블록도

본 논문에서 사용된 제어기의 블록선도는 그림 3과 같고, 주파수에 따른 최대전류를 제어한다. pulse generator에서 발생된 신호에 대해 on time delay를 삽입하여 driver로 입력한다. 이때 드라이버에서 EMV 시스템으로 공급되는 최대 전류를 제한하기 위해 인가되는 주파수에 따른 PWM신호를 생성한다.

2.3 EMV 시스템의 실험

제작된 EMV 시스템의 작동을 위하여 사진 1과 같은 실험 장치를 구현하였다. 먼저 회로를 그림 4 (a)와 같이 구현하여 동작상태를 검사하였다. 상·하 solenoid에서 발생하는 히스테리시스를 보정해 주기 위하여 그림 5와 같이 기본 파형에서 50Hz를 기준으로 on-time이 10ms임으로 delay time을 3ms로 정하였다. solenoid의 상·하 움직임이 빨라짐에 따라서 solenoid에 입력되는 신호의 빠른 응답을 위하여 시정 수를 작게 해줄 필요가 있다. 시정 수를 작게 하기 위하여 본 실험에서는 저항을 삽입하여 on-time과 off-time의 시정 수를 줄였다. 코일에 남아 있는 잔류 전류를 상쇄하기 위해 환류다이오드를 사용함과 동시에 on-time delay를 동작을 하였을 때 10Hz와 20Hz에서 solenoid에 입력되는 신호에 따라 armature의 상·하 움직임이 정

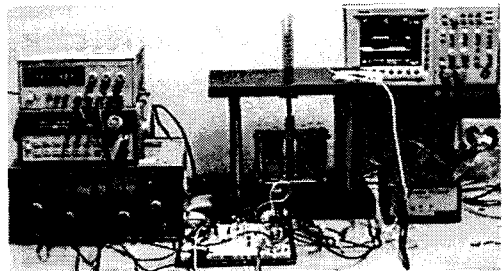


사진 1 EMV 시스템과 제어기

확하였으나, 30Hz로 신호가 증가하면 armature가 중간에 멈추어 미세하게 진동하는 결과가 발생된다. solenoid에 남아 있는 전류를 빠르게 상쇄시키기 위해

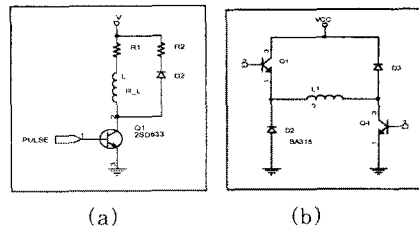


그림 4 기본 구동회로

그림 4 (b)와 같은 회로와 on-time delay 회로를 구성한 결과 30Hz에서 진동만 하던 armature를 35Hz에서도 동작함을 확인 할 수 있었다.

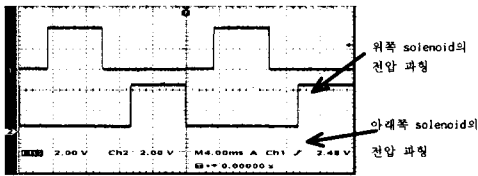


그림 5 on-time delay 파형

35Hz 일 때 상·하 solenoid에서 발생한 전압의 변화를 그림 6에서 볼 수 있다. 35Hz까지는 상·하 solenoid에서 발생한 전압 파형 상 아무런 문제가 없을 확신 할 수 있으며 전압의 시정 수 또한 문제가 없음을 알 수 있다.

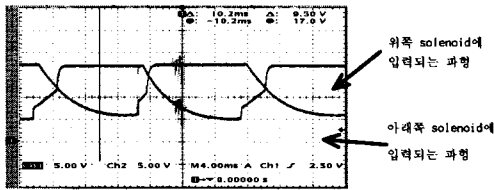


그림 6 35Hz에서 상·하 solenoid의 전압파형

그러나 주파수가 36Hz가 넘어가면 armature가 상·하 solenoid에 닿지 않고 진동을 시작하며 solenoid의 전류를 높여 주변 한쪽에 붙어서 동작하지 않은 현상이 발생되었다. 36Hz에서 한쪽에 붙어서 움직이지 않을 때의 파형을 그림 7에서 보면 solenoid에서 발생하는 전압 파형이 급격히 변하는 것을 볼 수 있다. 반대편 solenoid에서 발생하는 전압은 아무런 변화 없이 정상적으로 나온다.

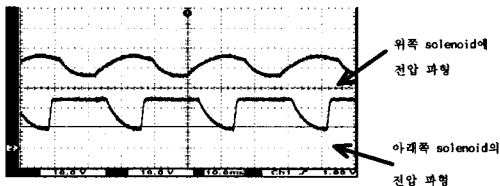


그림 7 36Hz일 때 armature가 위쪽 solenoid에 붙었을 때 상·하 solenoid의 전압 파형

그림 8은 35Hz에서 상부 solenoid의 입력 전압 파형과 그때의 armature의 위치를 나타내는 그림이다. 이 그림에서 보면 armature의 움직임이 삼각형을 이루면서 직선적으로 움직인다는 것을 보여준다. 실험에 의하면 삼각 파형의 기울기가 50Hz로 작동되기 위해서는 최소 10ms 이내로 움직여야 하는데 현재의 35Hz에서 armature의 상·하 solenoid로 움직이는 파형이 직선으로 변하는 것으로 보아 좀더 빠르게 armature를 작동시켜야 된다.

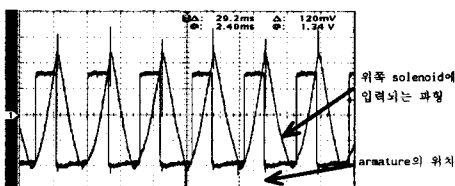


그림 8 상부 solenoid에 입력되는 전압파형과 armature의 위치파형

그림 8에서 보면 스프링의 탄성계수는 표1에서 100N/mm인 점을 고려해볼 때 armature의 상승·하강 기울기가 더 빨라야 하나 그렇지 못하는 것을 볼 수 있다. 스프링의 역할을 확인하기 위해 armature의 상부와 상·하부에 있는 스프링을 번갈아 제거해 실험해 보았다.

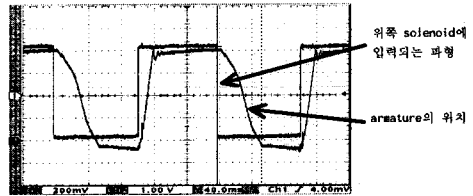


그림 9 5Hz에서 solenoid 상부 스프링을 제거한 후 armature의 응답 파형

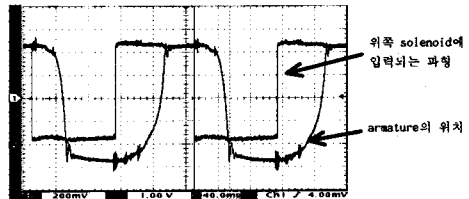


그림 10 5Hz에서 solenoid 상·하부 스프링을 제거한 후 armature의 응답 파형

그림 9에서 보듯이 armature 상부 스프링을 제거한 EMV 시스템은 하강 기울기가 상승 기울기에 비해 늦게 움직이는 것을 볼 수 있다. 이때 최대 작동 가능한 주파수는 25Hz이다. 그림 10은 상·하 armature 응답이 solenoid로 입력되는 파형에 비해 현저하게 늦은 것을 보여준다. 상부 solenoid에 히스테리시스 성분이 남아 있어 상부 solenoid에 붙어 있다가 아래 solenoid로 신호가 입력되고도 한참 후에야 아래로 향한다. 이때 armature는 더 이상 solenoid로 입력되는 파형의 Hz를 높여도 움직이지 못한다. 스프링은 초기 진동과 solenoid에서 자기력이 사라졌을 때 armature를 solenoid로부터 떨어트려 초기위치로 도달하게 하는 역할을 담당하며 스프링 탄성계수를 설정하는 것이 중요함을 보여준다. 그림 9와 그림 10의 실험으로 스프링의 힘을 증가시키기 위해 탄성계수가 높은 스프링을 선택하면 solenoid로 유입되는 전류가 많아지므로 그만큼 손실이 크다.

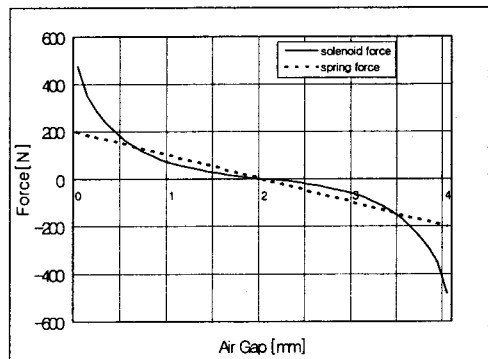


그림 11 거리에 따른 solenoid에서 발생하는 힘과 스프링에서 발생하는 힘

스프링의 압축력은 선형적으로 증가하는데 비해 solenoid에 의한 자기력은 비선형적으로 증가하게 된다. 그림 11는 solenoid와 armature사이의 공극에 따른 스프링과 solenoid에 의한 힘을 아마추어의 중립위치를 기준으로 나타낸 것으로, 자기력이 스프링력보다 적은 영역에서는 스프링에 의한 자유진동으로 밸브를 구동시켜야함을 나타낸 것이다. 스프링 탄성계수가 클수록 고 회전 영역에서의 엔진 운동이 가능해지지만 더 큰 자기력을 얻기 위한 전류 소모량도 커지게 된다. EMV 시스템의 밸브 스트로크 중 70%이상은 스트로크에 의한 자유진동에 의존하므로 운동부위의 질량은 최대한 작게 할 필요가 있다.[6]

그림 11에서 solenoid에 armature가 가까이 가면 solenoid의 힘은 식 3에서와 같이 $\frac{1}{l_a^2}$ 로 증가하여 스

프링 힘에 비례하여 너무 많은 힘이 발생하며 이를 차단시켜야 한다. 일정한 힘을 유지시키기 위해서는 식 3을 이용하여 전류를 제어하는 방법이 있다. 전류를 제어함으로써 armature의 상승 및 하강 때 solenoid에서 발생하는 힘의 증가를 막을 수 있으며 armature의 seating 충격도 줄일 수 있다.

3. 결 론

본 논문에서는 EMV제어를 위한 EMV 모델링 및 제어기 설계를 하였다. 실험을 통하여 EMV 시스템의 solenoid로 입력되는 주파수에 따라 solenoid에 발생하는 전압 파형과 armature의 움직임은 볼 수 있다.

본 논문에서의 제어기는 가솔린 자동차의 최대 6000rpm인 50Hz로 작동이 불가능하였다. 현재 최대 동작 주파수는 35Hz이다. 또한 밸브의 on, off time 조절, 밸브의 seating으로 인한 소음을 줄이는 방법과 solenoid로 입력되는 주파수가 36Hz 이상에서 armature가 상하 solenoid로 빠르게 움직이도록 전류를 조절하는 문제가 나왔다.

50Hz까지 EMV 시스템이 동작하도록 armature의 위치에 따른 전류의 양을 조절하고, EMV 시스템의 solenoid로 입력되는 주파수의 펄스 폭 조절은 추후 연구과제로 남는다.

본 연구는 (주)티이피의 연구비 보조로 이루어짐을 알립니다.

[참고 문헌]

- [1] 황재원 외, "가솔린엔진용 Electromagnetic Variable Actuation 시스템 개발(1)", 한국자동차공학회, pp29-34, 1999.
- [2] 이재욱의 "밸브타이밍 변화에 따른 연소특성 및 배출가스 변화에 관한 연구" 한국자동차공학회 2000년도 추계학술대회, pp76-82, 2000
- [3] 박종국의 공역, "최신제어시스템" 3th Ed., scitech, 1999
- [4] 문병필외, "EMV 시스템 설계", 강남대학교 지능시스템연구실, 2000
- [5] 정영석외, "전자기식 밸브용 제어기 설계", 한국자동차공학회 2000년도 추계학술대회, pp1035-1040, 2000
- [6] 박승현외, "VVT용 전자식 흡/배기 밸브 시스템 설계를 위한 해석 및 실험, 한국자동차공학회 2000년도 추계학술대회, pp15-25, 2000