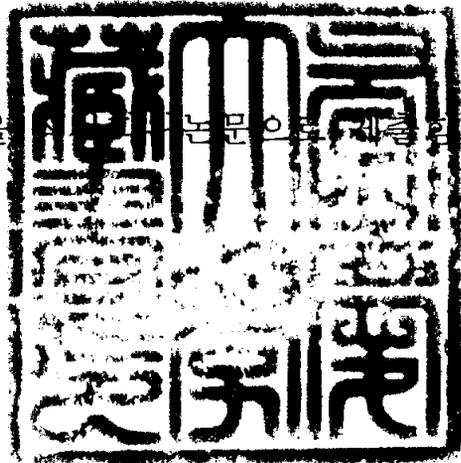


공학석사학위논문

MR댐퍼를 사용한 1/4 차량의
승차감 해석

지도교수 백운경

이 논문을 기점으로 논문을 제출함



2003년 8월

부경대학교 대학원

기계설계학과

강태호

강태호의 공학석사 학위논문을 인준함

2003 년 06 월 26 일

주 심 공학박사 이 일 영



위 원 공학박사 안 두 성



위 원 공학박사 백 운 경



목 차

Abstract	1
제 1 장 서 론	2
1.1 연구배경	2
1.1.1 제어식 현가 시스템의 발달	3
1.1.2 반능동 현가 시스템의 연구 동향	3
1.2 연구목적 및 내용	5
제 2 장 MR댐퍼의 형상 및 모델링	6
2.1 MR유체의 특성	6
2.2 MR댐퍼의 형상	9
2.3 MR댐퍼의 성능시험	11
2.3.1 MR댐퍼의 제어전압에 따른 감쇠력	13
2.3.2 MR댐퍼의 응답성	29
2.3.3 MR댐퍼의 쿨롱마찰	31
2.4 MR댐퍼 모델링	32
제 3 장 MR댐퍼를 사용한 현가 시스템의 진동 제어	35
3.1 1/4 차량 현가 시스템 모델	35
3.2 1/4 차량 반능동 현가 시스템 모델	39
3.3 스카이-훅 제어 이론	41
3.4 그라운드-훅 제어 이론	44
3.5 하이브리드 제어 이론	47
제 4 장 1/4 차량 시뮬레이션	48
4.1 수동형 현가시스템	48
4.2 반능동형 현가시스템	50

4.2.1 스카이-훅 제어 결과	50
4.2.2 그라운드-훅 제어 결과	51
4.2.3 하이브리드 제어 결과	53
4.3 MR댐퍼 모델을 사용한 반능동 현가시스템	55
4.3.1 스카이-훅 제어 결과	55
4.3.2 그라운드-훅 제어 결과	57
4.3.3 하이브리드 제어 결과	58
제 5 장 1/4차량 현가 시뮬레이터 시험	60
5.1 실험장치 및 실험방법	60
5.2 수동형 현가시스템	67
5.3 반능동형 현가시스템	67
5.3.1 스카이-훅 제어 결과	68
5.3.2 그라운드-훅 제어 결과	68
5.3.3 하이브리드 제어 결과	69
제 6 장 수정된 MR댐퍼모델을 사용한 시뮬레이션	71
6.1 가진조건을 수정한 시뮬레이션	71
6.2 수정된 MR댐퍼 모델을 사용한 시뮬레이션	73
6.2.1 스카이-훅 제어 결과	74
6.2.2 그라운드-훅 제어 결과	75
6.2.3 하이브리드 제어 결과	76
제 7 장 결론	77
참고문헌	78

그림 차례

Fig. 2.1 MR Fluid	6
Fig. 2.2 Yield stress vs. Magnetic field intensity of MRF-132AD	7
Fig. 2.3 Shear stress as a function of shear rate with no magnetic field applied at 40°C	8
Fig. 2.4 Typical magnetic properties of MRF-132AD	8
Fig. 2.5 Mono tube MR damper	10
Fig. 2.6 MR damper	10
Fig. 2.7 Experimental configuration of the MR damper testing	12
Fig. 2.8 Control box and data acquisition equipment	12
Fig. 2.9 Force-Time characteristics of an MR damper	16
Fig. 2.10 Force-Displacement characteristics of an MR damper	21
Fig. 2.11 Force-velocity characteristics of an MR damper	27
Fig. 2.12 Force-velocity characteristics of an MR damper	28
Fig. 2.13 Excitation for response test	29
Fig. 2.14 Response time of MR damper	30
Fig. 2.15 Friction of MR damper (Velocity is 0.003 [m/s])	31
Fig. 2.16 Force-control volt curve at minimum velocity	33
Fig. 2.17 Force-Velocity curve at extension side	33
Fig. 2.18 Force-Velocity curve at compression side	34
Fig. 2.19 Force-Velocity characteristics of an MR damper model	34
Fig. 3.1 1/4 car model of a passive suspension system	36
Fig. 3.2 1/4 car model of a semi-active suspension system	40

Fig. 3.4 Concept of the sky-hook control	42
Fig. 3.5 Damping force direction of the sky-hook control	42
Fig. 3.6 Concept of the ground-hook control	45
Fig. 3.7 Damping force direction of the ground-hook control	45
Fig. 3.8 Concept of the hybrid control	47
Fig. 4.1 1/4 car model of a passive suspension system ..	49
Fig. 4.2 Displacement transmissibility of the passive suspension	49
Fig. 4.3 1/4 car model of a semi-active suspension system for the sky-hook control	50
Fig. 4.4 Displacement transmissibility of the sky-hook control	51
Fig. 4.5 1/4 car model of a semi-active suspension system for the ground-hook control	52
Fig. 4.6 Displacement transmissibility of the ground-hook control	52
Fig. 4.7 1/4 car model of a semi-active suspension system for the hybrid control	53
Fig. 4.8 Displacement transmissibility of the hybrid control	54
Fig. 4.9 1/4 car semi-active suspension system using the MR damper model for the sky-hook control	56
Fig. 4.10 Displacement transmissibility of the sky-hook control	56
Fig. 4.11 1/4 car semi-active suspension system using the MR damper model for the ground-hook control	57
Fig. 4.12 Displacement transmissibility of the ground-hook control	58
Fig. 4.13 1/4 car semi-active suspension system using the MR damper model for the hybrid	

Ride Analysis of A Quarter Car with A Magneto-Rheological Damper

Tae-Ho Kang

*Department of Mechanical Design,
The Graduate School,
Pukyong National University*

Abstract

This study presents vibration control performance of a quarter car model featuring a magneto-rheological (MR) suspension damper. A mono type MR damper was designed and manufactured utilizing commercially available MR fluids. After verifying the damping characteristic of the MR damper controlled by the intensity of magnetic field(or input current), it was applied to a quarter car model. A skyhook controller was then used to effectively suppress unwanted vibration of the vehicle system. The ride performance was experimentally evaluated via quarter car simulator. The experimental results showed ride improvements compared with the passive suspension system

제1장 서론

1.1 연구배경

현가 시스템은 노면에서 전달되는 충격을 줄이고 바퀴의 노면 접지력을 향상시켜 승차감과 조종성을 향상시키기 위해 차체를 차축에 직접 연결하지 않고 현가 스프링(suspension spring)과 댐퍼(damper)로 연결하는 장치이다. 현가 스프링은 노면으로부터의 충격을 감소시키고, 댐퍼는 현가 스프링의 자유 진동을 감쇠하여 승차감을 좋게 하는 역할을 한다. 또한, 바퀴에서 발생하는 구동력이나 제동시의 각 바퀴 제동력을 차체에 전달함과 동시에 선회시의 원심력에도 견디고, 각 바퀴를 차체에 대해서 올바른 위치에 유지하도록 하는 중요한 역할도 수행한다. 따라서 현가 시스템은 차량의 정적 하중을 지탱할 수 있어야 하며, 노면으로부터의 충격을 감쇠할 수 있도록 수직 방향으로 유연한 결합이 필요하다. 또한 구동력, 제동력 및 선회 시 원심력 등에 견딜 수 있도록 타이어의 노면과의 접지력을 유지할 수 있어야 한다.

현가 시스템의 성능은 승차감(ride comfort)과 주행 안전성(driving safety) 두 가지 측면에 매우 큰 영향을 미친다. 현가 시스템의 스프링 상수와 감쇠 계수가 작을수록(soft damping) 노면으로부터의 진동은 감소하고 현가 시스템의 변위(suspension deflection)는 증가한다. 이것은 승차감이 좋아지고 주행 안전성이 나빠진다. 반면에 스프링 상수와 감쇠 계수가 클수록(hard damping) 타이어 동적력이 감소하여 바퀴의 노면 접지력이 증가되면, 현가 시스템의 변위도 감소한다. 이것은 주행 안정성이 좋아지고 승차감이 나빠진다. 따라서 이러한 성능 인자들은 서로 설계 상충(design conflict)의 요소로서 나타난다. 오늘날, 댐퍼와 스프링으로 구성된 차체 현가 시스템이 기술적 진보에 의해 차량의 주행 특성을 우수하게 향상시켜 왔다. 그러나 하나의 고정된 스프링 상수와 감쇠 계수만으로는 이 설계 상충요소들을 모두 최소화 시키는 것은 불가능하며, 단지 상호 보완적인 차원에서만 가능하다.

1.1.1 제어식 현가 시스템의 발달

1960년대에 현가 시스템에 있어서 승차감과 주행 안전성의 두 가지 측면으로 나타나는 설계 상충의 문제를 해결하기 위하여 최초의 연구가 시작되었다. 일본과 유럽에서 실용화를 위한 연구는 1980년대 전자 기술의 발달로 높은 성능의 마이크로 프로세서(micro processor)와 저가 소형의 센서 그리고 매우 빠른 응답 시간을 갖는 유압 액츄에이터, 밸브가 개발되면서부터 이루어지고 있다¹⁾.

능동형 현가 시스템(active suspension system)은 차체와 차축 사이에 유압 액츄에이터를 장착하고 유압 액츄에이터를 제어함으로써 승차감과 주행안정성 측면에서 큰 성능 향상을 기대할 수 있다. 그러나 외부로부터 많은 에너지 공급 필요하고 가격 대비 성능 향상 지수가 만족하지 못하여 본격적으로 실용화되지는 못하고 있다. 차축의 운동을 제어하기 위해서는 더 많은 비용과 에너지가 요구됨으로써 실용화 기술 개발에는 많은 한계성을 보이고 있다.

이런 단점들을 보완하기 위한 현가 시스템으로 반능동형 현가 시스템(semi-active suspension system)이 많은 주목 받고 있다. 외부로부터의 작은 에너지 공급으로 수동식 현가 시스템보다 승차감과 주행 안전성 측면의 성능을 크게 향상시킬 수 있을 뿐 아니라, 가격과 에너지 측면에서 많은 문제점을 있는 능동형 현가 시스템의 대체 기술로 인식되고 있다. 반능동형 현가 시스템의 개발 초기에는 기존의 3~4단 가변 댐퍼로 시작하였다. 그러나 수동형 현가 댐퍼보다 뚜렷한 성능 향상을 보일 수 없었다. 가변 댐퍼 제작 기술이 함께 개선되기 시작하면서 수십 단계의 댐퍼 상태를 갖는 다단 댐퍼(multi-stage damper)가 개발, 적용되고 있고, 한 단계 더 나아가서 연속 가변 댐퍼(continuously variable damper)가 초기 실용화 단계에 이르렀다.

1.1.2 반능동 현가 시스템의 연구 동향

현가 시스템의 제어에는 댐퍼 제어와 스프링 제어 두 가지의 방법이 있다. 차량의 정적 하중을 지탱하는 스프링은 어느 한계 이하로 스프링 상수를 작게 할 수 없고, 스프링을 제어할 경우 차량의 기본 설계치인 차체 고유 진동수가 변화하고 제어 범위가 댐퍼 제어의 경우에 비해 아주 작기 때문에 댐퍼 제어에 대한 많은 연구가 이루어지고 있다.

처음의 반능동의 적용 제어식 가변 댐퍼(adjustable variable damper)

를 사용한 것으로 이것은 느린 응답 속도(약 100~300msec)를 갖고 있다. 따라서 곡선 주행과 제동 및 가속 시에 차체 자세 제어에 사용되었다. 이것은 2단계 또는 3단계의 감쇠 계수를 가지고 있으며 도로의 상태를 분석하여 현 상태에서 가장 적합한 감쇠 계수로 조정하는 시스템으로 감쇠 계수를 정해진 제어 법칙으로 결정하게 된다²⁾.

1990년대 초에는 능동 현가 시스템이 실용화되기도 하였다³⁾. 그러나, 외부에서의 많은 에너지 공급과 고가의 설치비용 때문에 실 수효에서는 큰 효과를 보지 못하였다. 앞의 수동 현가 시스템보다 성능이 우수하며 작은 에너지 공급으로도 능동 현가 시스템과 유사한 성능을 보이고 있는 반능동 현가 시스템에 대한 연구가 활발히 진행중에 있으며, 자동차 업계에서도 실용화를 위한 연구가 확산되고 있다.

Karnopp(1974)이 스카이-훅 제어(skyhook control)를 제안하여 반능동 현가 시스템의 제어 개념을 정립하였고, 실용화와 성능 향상을 위한 연구가 꾸준히 진행되어 왔다. 초기에는 on/off식 스카이-훅 감쇠 제어의 변형된 알고리즘을 통하여 실용화가 용이하도록 하는 연구가 진행되었고⁴⁾, 상태변수기법과 최적 제어 이론을 도입하여 성능 향상을 추구한 연구를 하였다^{5,6)}. 그 이후 다양한 현대 제어 이론(적응 제어, 강인 제어⁷⁾, 예견 제어⁸⁾, 퍼지 제어⁹⁾, 신경회로망 제어¹⁰⁾ 등을 적용하여 보다 견실하고 안정적인 제어기 설계에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

한편, 1980년대 후반에는 유럽을 중심으로 주파수 감응식 가변 댐퍼 시스템에 대한 연구가 진행되었다. Lizell(1993), Hennecke(1988) 등은 차체로 입력되는 주파수 영역을 4가지로 나누어 각각의 상황에 따라 적절한 감쇠 계수를 갖도록 하는 제어 알고리즘을 제안 하였다. Voy(1998)는 주파수 감응식 가변 댐퍼의 실용화를 위하여 노면 입력의 주파수 성분을 감지할 수 있는 필터를 설계하였으며, Klinkner는 노면 식별을 위한 알고리즘을 연구하였다¹¹⁾.

1990년대에 반능동 현가 시스템을 가격 대비 성능을 최적화하는 연구가 진행되었다. 유럽에서 응답 속도가 빠른 비례 전자 밸브를 이용한 연속식 반능동 가변 댐퍼가 개발하였고¹²⁾, 일본에서는 전기모터나 전자기 액츄에이터를 이용하여 다단 가변식 댐퍼를 개발하였다¹³⁾, 또한, ER 유체(electro-rheological fluid)를 이용한 전자 제어식 가변 댐퍼에 대한 연구되었다¹⁴⁾. 최근에는 MR유체(magneto-rheological fluid)를 이용한 연구가 활발히 진행되어지고 있다. 그러나 반능동 현가 시스템이 실제

차량에 장착되기 위해서는 가변 댐퍼의 동특성은 중요한 인자가 된다. 즉, 댐퍼의 동특성을 고려할 경우 전체 시스템은 비선형 시스템이 되고, 제어 법칙의 설계는 기존의 선형 시스템 이론을 그대로 적용할 수 없게 된다. 이런 경우 제어기 설계는 비선형 모델을 직접 사용하여 유도하는 방법과 선형 시스템을 이용하여 현가 시스템의 액츄에이터가 발생시켜야 하는 힘을 계산하고 이 힘을 추종하게 하는 제어기를 설계하는 방법이 있을 수 있는데, 이에 대한 연구와 이를 응용, 실제 차량에 적용하고자 하는 노력이 계속 진행 중에 있다¹⁵⁾.

1.2 연구목적 및 내용

응답시간은 반능동형 현가댐퍼의 성능에 많은 영향을 미친다¹⁶⁾. 본 연구에서는 빠른 응답 시간을 가지는 MR유체를 이용한 반능동형 MR 댐퍼를 설계 및 제작하고 차체에 전달되는 진동을 효율적으로 절연하는데 목적이 있다.

제2장에서는 MR유체의 특성과 형상을 살펴보고, 제작된 MR댐퍼의 기본 실험결과와 결과로부터 시뮬레이션에 사용할 수 MR댐퍼를 모델링하였다.

제3장에서는 1/4차량의 운동방정식과 반능동 현가시스템의 3가지 제어 이론들을 나타내었다.

제4장에서는 MR댐퍼의 모델을 사용하여 1/4차량의 시뮬레이션을 통한 결과들을 비교 검토하였다.

제5장에서는 1/4차량 시뮬레이터에서 실험한 결과를 각각 제어이론들 별로 비교하였다.

제6장에서는 실험을 통해 나타난 결과로부터 MR댐퍼의 제어에 필요한 가능한 감쇠력 범위를 살펴보았다.

제 2 장 MR 댐퍼의 형상 및 모델링

2.1 MR 유체의 특성

MR유체는 Jacob Rabinow(at the US National Bureau of Standards in 1940s)에 의해 개발되었다. MR 유체는 크게 수~수십 마이크로미터(μm) 크기의 자화 입자들과 적절한 용액, 계면활성제와 같은 첨가제로 구성되어 있다. 대부분의 MR 유체에서 자화 입자들은 순철(soft iron), 철카르보닐(iron carbonyl)과 같은 강자성체등으로 만들어지며, 유체에 대해 20~40%의 체적비를 가진다. 체적비율은 유체의 분산 상태와 점성 특성에 영향을 끼친다. 이 입자들은 절연체인 실리콘 오일(silicon oil), 합성 오일(synthetic oil)등과 같은 용액에 섞여있는데, 이 매질들은 MR 유체의 작동 온도 범위와 안정성, 내환경성, 초기 점성 특성 등을 정하는 역할을 한다. 여기에 윤활유, 계면 활성제와 같은 다양한 첨가제가 보태져, 유체 내에서 입자들의 마멸과 영김 현상을 막고, 침전되지 않도록 한다.¹⁷⁾¹⁸⁾

MR유체는 자기장이 작용하지 않을 때에는 입자가 불규칙 적으로 분산되어 있는 등방성(isotropic)의 물리적 현상을 가지고 있다가 자기장이 작용하면 극성을 가진 입자들이 길게 나열되어 이방성(anisotropic)의 구조를 가지면서 유동 성질이 변화하는 특성을 가지고 있다. 이 MR 유체는 자기장이 없을 때는 뉴토니안(Newtonian) 유체의 특성을 보이며 자기장이 작용하면 항복응력이 증가하는 특성을 나타낸다.

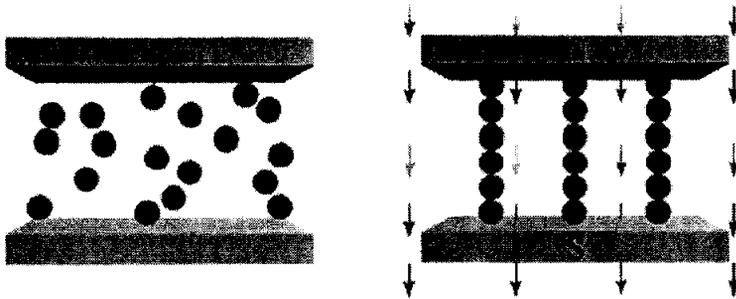


Fig. 2.1 MR fluid

본 연구에서 사용되어진 MR유체는 미국의 LORD사에서 제조한 MRF 132AD이다. MRF 132AD는 철카르보닐과 탄화수소 오일 (hydrocarbon oil)을 합성한 것으로 입자 체적비는 32%이다.

LORD사에서 제공하고 있는 MRF 132AD에 대한 자료를 Fig. 2.2에서 Fig. 2.4에 나타내었다.

Fig. 2.2는 MRF 132AD의 항복 응력값을 나타내었다. 항복 응력은 자기장 세기에 직접 관련지어져 있으며, 자기장 세기가 커질수록 항복 응력값이 포화하는 것을 알 수 있다. Fig. 2.3은 전단변형율에 대한 전단응력곡선이다. 자기장내에 있지 않을 때의 특성으로 점성이 상수임을 간접적으로 확인할 수 있다. MR 유체는 비투자율 μ 가 일정하지 비선형 자기 특성을 나타내며, 각 유체마다 그 값은 다르지만 비슷한 경향을 나타낸다. Fig. 2.4에 MRF 132AD의 B-H곡선을 나타내었다. 인가된 자기장이 작은 경우 MR 유체는 자기 특성을 선형화 시킬 수 있으며, 입자들의 자화 포화특성으로 인해 인가되는 자기장이 커짐에 따라 점진적인 포화가 일어남을 알 수 있다

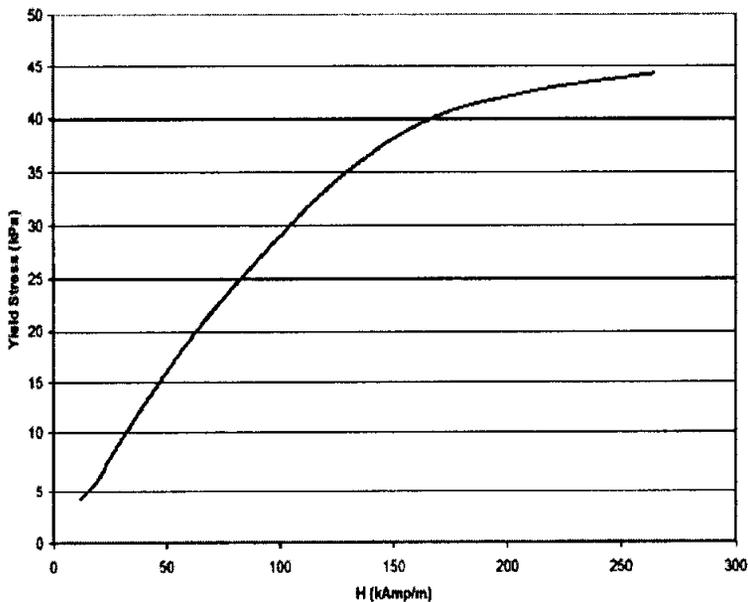


Fig. 2.2 Yield stress vs. Magnetic field intensity of MRF-132AD

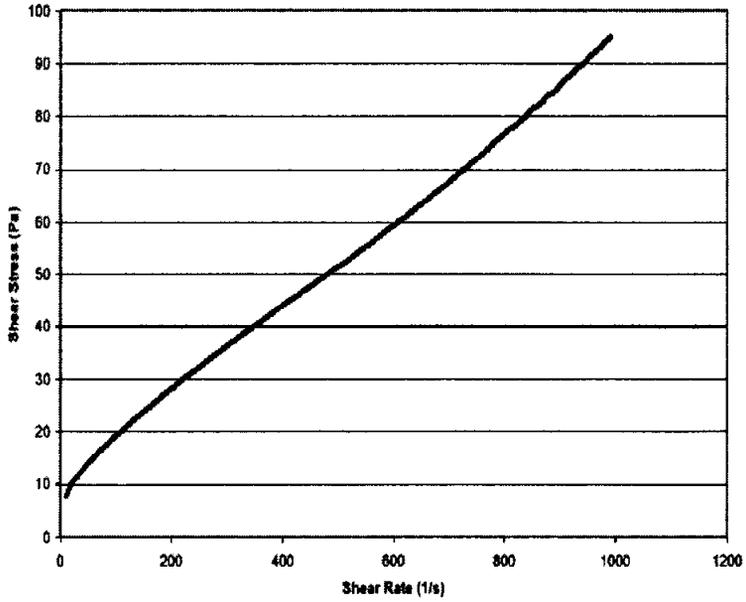


Fig. 2.3 Shear stress as a function of shear rate with no magnetic field applied at 40°C

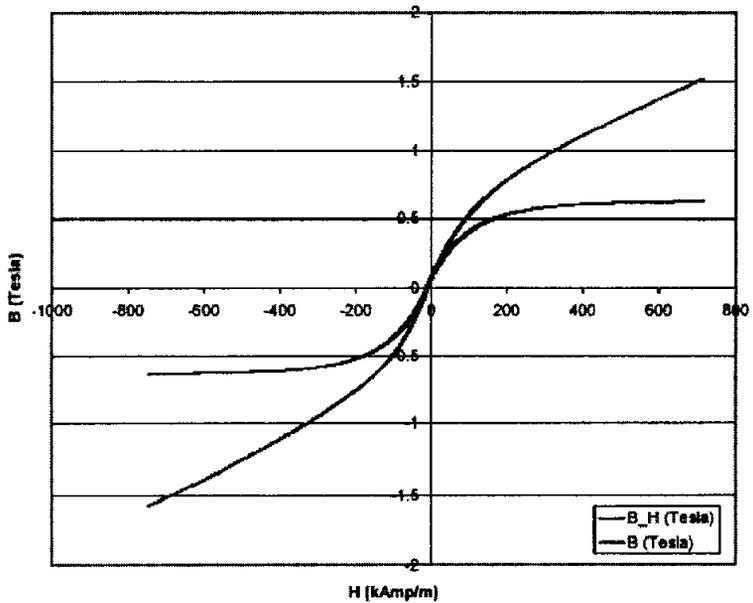


Fig. 2.4 Typical magnetic properties of MRF-132AD

2.2 MR댐퍼의 형상

제작된 MR댐퍼는 Fig. 2.5와 같은 모노 튜브(mono tube) 댐퍼이다. 모노 튜브 댐퍼는 하나의 저장실을 가지고 있으며, 댐퍼의 압축 · 신장에 따른 저장실의 체적 변화는 가스실에서 보완하게 된다. 가스실(gas chamber)에는 27 ~ 30 [bar]의 고압 질소(N₂)가 주입되어 있으며, 가스와 MR 유체를 분리시키면서, 피스톤 행정에 따른 압력 보상을 하기 위한 프리 피스톤 (free piston)이 있다. 감쇠 성능을 조절하는 피스톤 밸브 (piston valve)가 피스톤 로드(piston rod)와 결합되어 있으며, MR 유체가 새어나가는 것을 방지하고 피스톤 로드의 동심도를 유지시키기 위한 로드 가이드(rod guide)가 있다. 댐퍼 내부는 MR유체로 채워져 있으며, 전류는 중공 피스톤 로드를 통해서 피스톤 밸브에 공급되며, 댐퍼의 내경은 39.5 [mm]이며, 행정 거리는 160.5 [mm] 이다.

일반강(SM10C)으로 이루어진 자기 회로에는 코일이 400회 감겨있으며, 길이 4 [mm] 자극 2개와 0.6 [mm]의 유로 간격을 가진다. 그리고 직경이 38.5 [mm] 피스톤 헤드에 포함되어 있으며, MR유체의 자기 효과가 발생하는 자기장의 외부 손실을 막기 위해 자기 회로의 위 · 아래에 비자성체가 삽입되어 있으며, 자기 회로를 둘러싼 피스톤 헤드도 비자성체로 구성하였다. 전류는 중공 rod를 통하여 코일에 흐르게 되며 피스톤 헤드를 통과하는 MR유체의 원활한 유동을 고려한 유로가 설계되었으며, LORD 사의 MRF 132AD를 사용하였다.

Fig. 2.6은 실제 제작된 MR댐퍼이다.

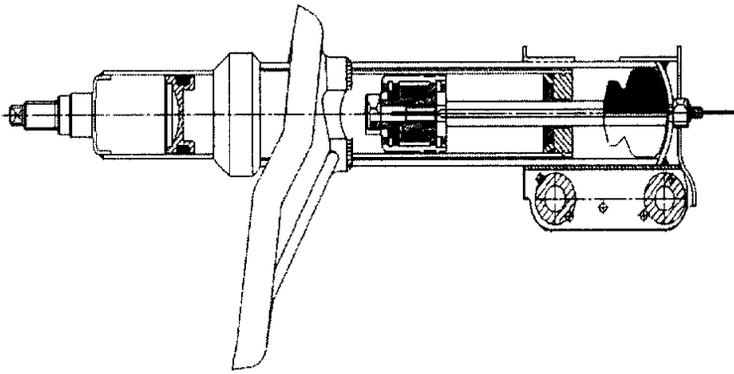


Fig. 2.5 Mono tube MR damper

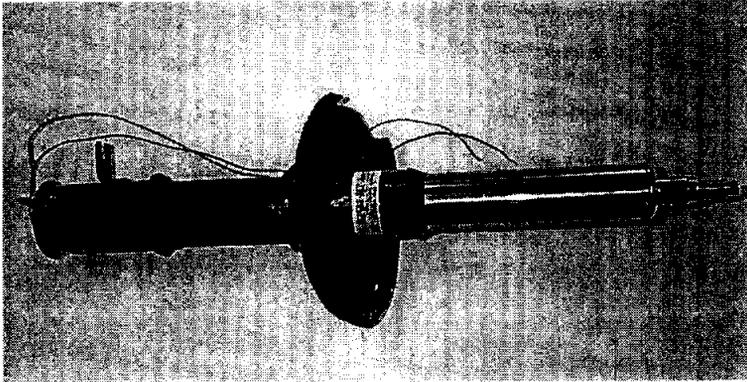


Fig. 2.6 MR damper

2.3 MR댐퍼의 성능시험

제작된 MR 댐퍼의 기본 감쇠력 시험, 응답성 시험 그리고 마찰력 시험을 수행하기 위하여 MTS사의 유압 가진기(Fig. 2.7)를 사용하였다.

유압 가진기에 장착된 MR댐퍼에 일정한 변위와 주파수로 가진하였고, 유압 가진기내에 장착된 변위센서에서 변위신호를 받아 가진변위와 주파수를 확인하였다. 유압 가진기 상부의 고정 치구 위에 있는 로드셀을 통하여 제어 전압과 속도의 변화에 따른 MR 댐퍼의 감쇠력을 측정하였다.

유압 가진기의 구동 제어와 센서들에서의 데이터 획득은 Fig. 2.8의 MTS사의 Control box와 데이터 획득장치를 사용하였다.

기초 감쇠력 시험은 Table 1의 제어전압을 각각 인가 후 Table 2의 변위와 주파수를 가지는 코사인파(cosine wave)로 가진하여 시험을 하였다. Table 2의 속도는 각 시험조건외 최대속도이다.

인장방향과 압축방향을 구분하기 위하여, MR댐퍼가 인장 운동을 할 때의 변위와 감쇠력을 '+' 값으로, 반대 방향으로 압축 운동을 할 때의 변위와 감쇠력을 '-' 값으로 나타내었다.

Table 1 Levels of Volt

Volt [V]										
0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0

Table 2 Damper test conditions

Displacement [mm]	Frequency [CPM]	Velocity [m/s]
50	10	0.0524
50	25	0.1309
50	50	0.2618
50	75	0.3927
50	100	0.5236
50	200	1.0472

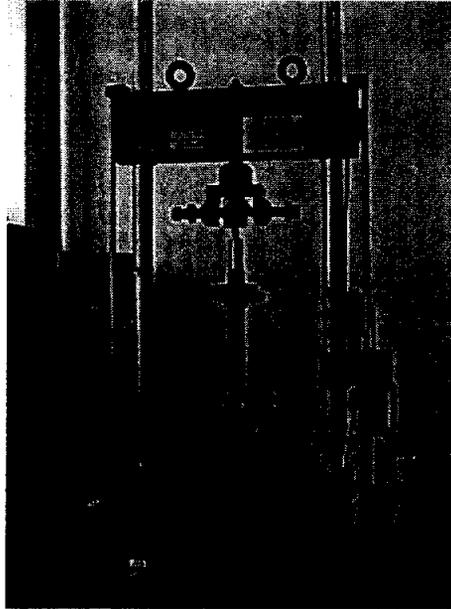


Fig. 2.7 Experimental configuration of the MR damper testing

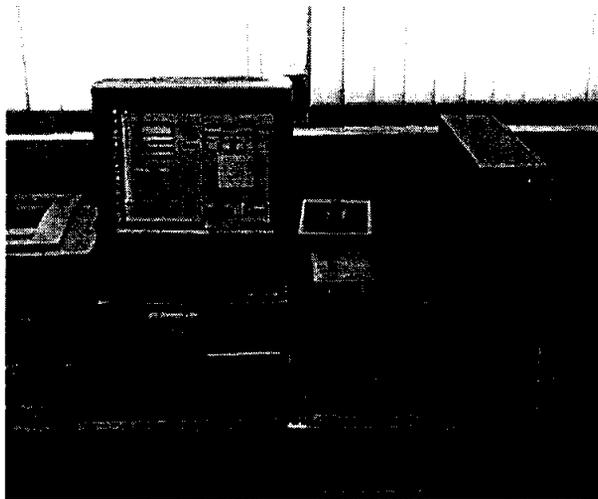
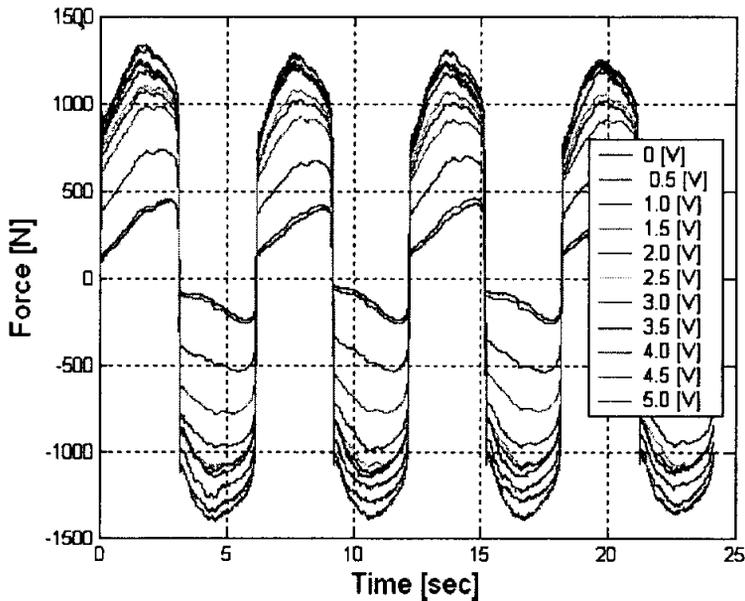


Fig. 2.8 Control box and data acquisition equipment

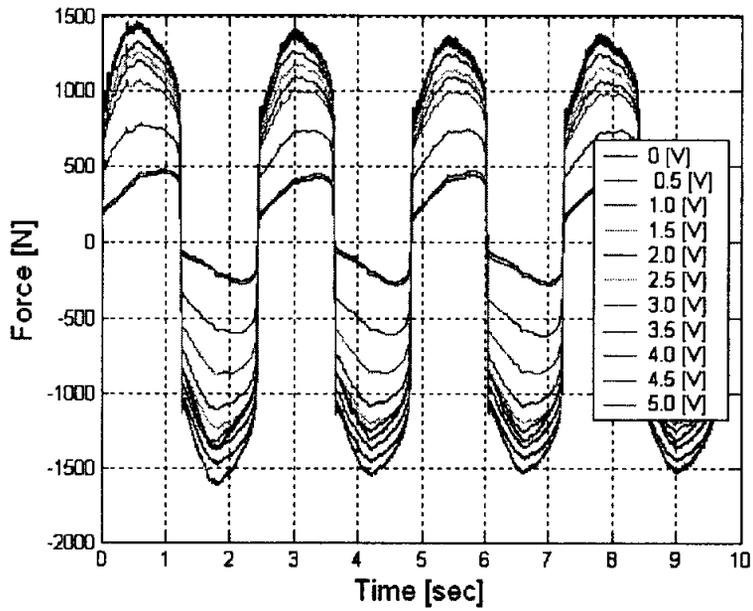
2.3.1 MR댐퍼의 제어전압에 따른 감쇠력

MR 댐퍼의 기본적인 성능을 측정하기 위하여 Table 1의 각각의 제어입력마다 Table 2의 변위(50 [mm])와 주파수로 가진하였다.

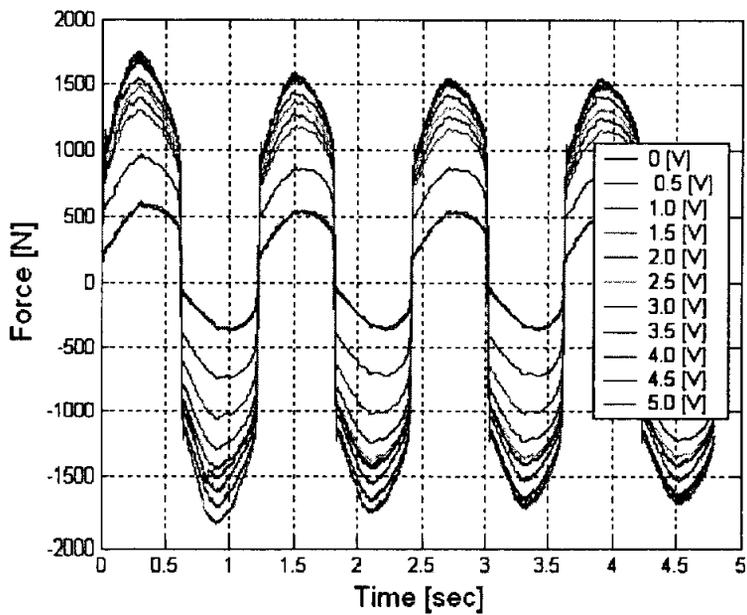
Fig. 2.9는 각 주파수에서 제어전압의 변화에 대한 감쇠력선도이다. 제어전압이 0.5 [V]보다 작을 때는 제어가 되지 않음을 알 수 있고, 2.0 [V]부터 감쇠력의 증가폭이 감소하며, 인장측은 감쇠력의 포화현상을 나타냈다. 제어전압으로 제어할 수 있는 감쇠력은 약 900 [N]정도이다. Fig. 2.10은 각 전압에서의 변위에 대한 감쇠력선도이다. Fig. 2.11은 각 전압에서 시스템리스가 포함된 속도에 대한 감쇠력선도이다.



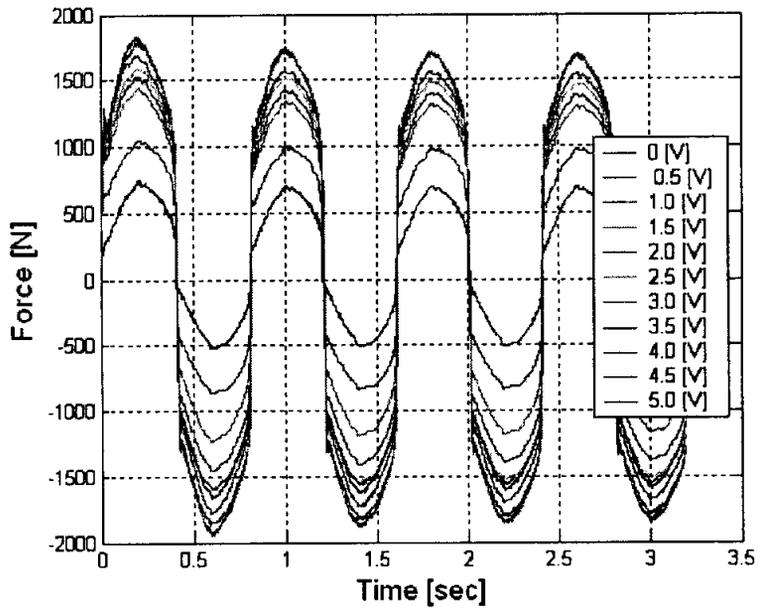
(a) Input frequency is 10 [CPM] (Maximum velocity is 0.0524 [m/s])



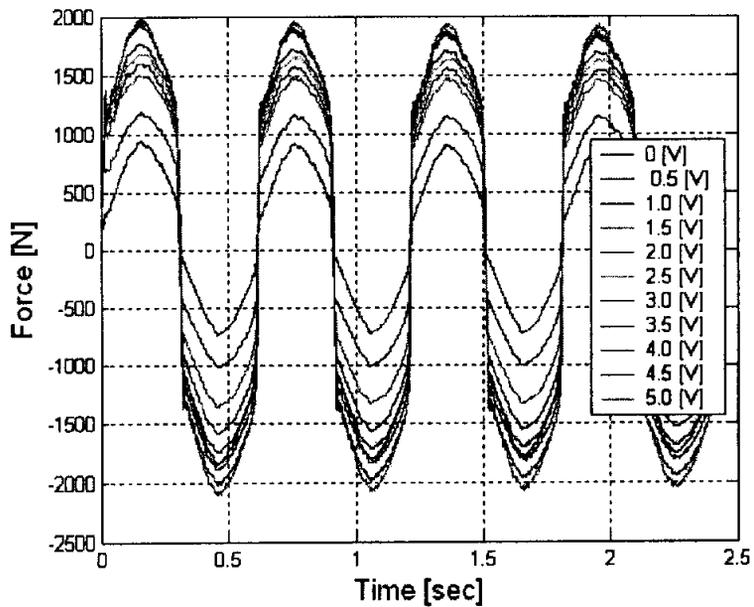
(b) Input frequency is 25 [CPM] (Maximum velocity is 0.1309 [m/s])



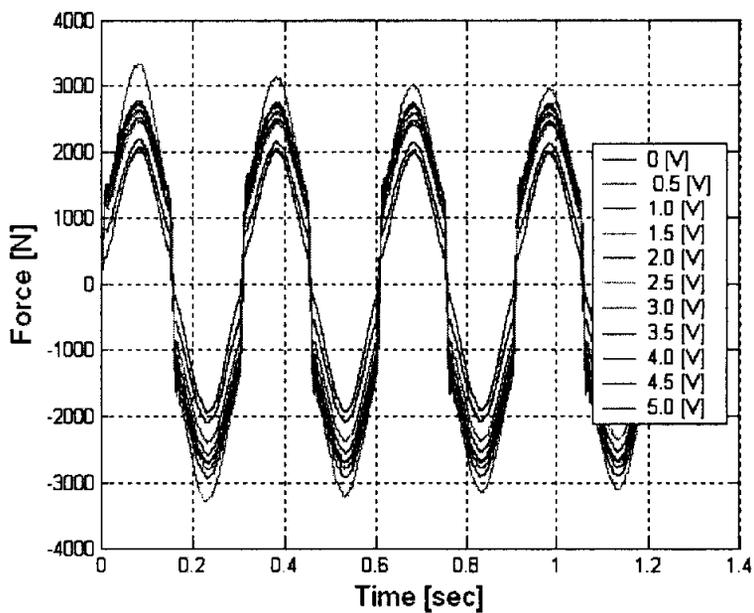
(c) Input frequency is 50 [CPM] (Maximum velocity is 0.2618 [m/s])



(d) Input frequency is 75 [CPM] (Maximum velocity is 0.3927 [m/s])

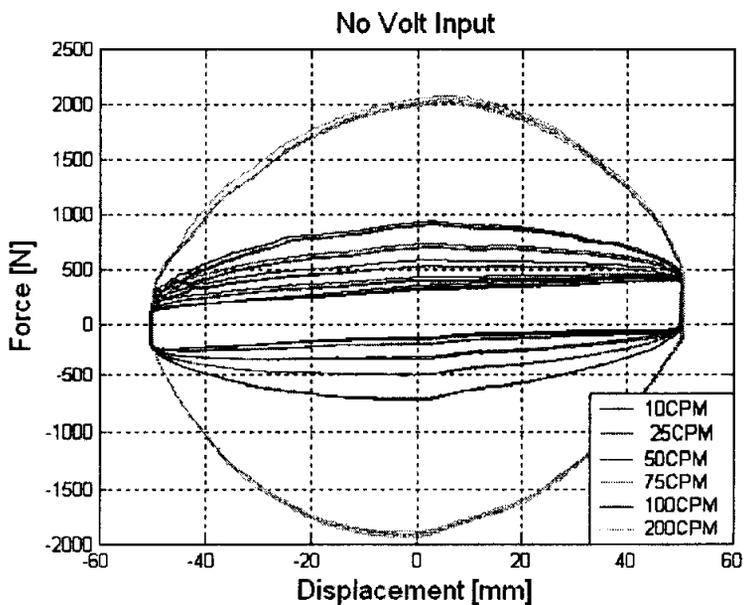


(e) Input frequency is 100 [CPM] (Maximum velocity is 0.5236 [m/s])

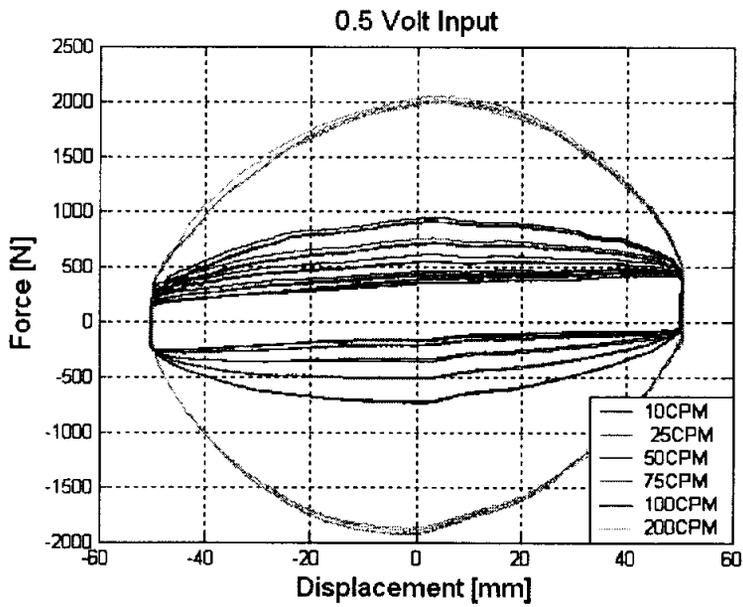


(f) Input frequency is 200 [CPM] (Maximum velocity is 1.0472 [m/s])

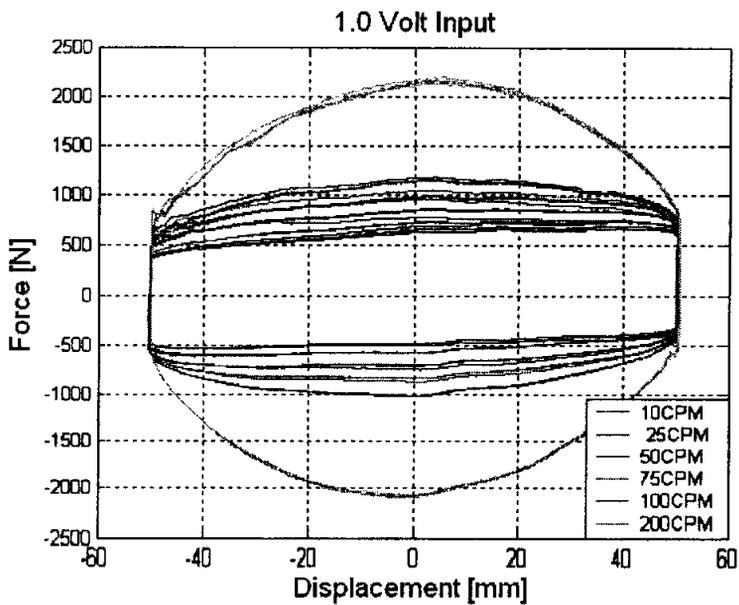
Fig. 2.9 Force-Time characteristics of an MR damper



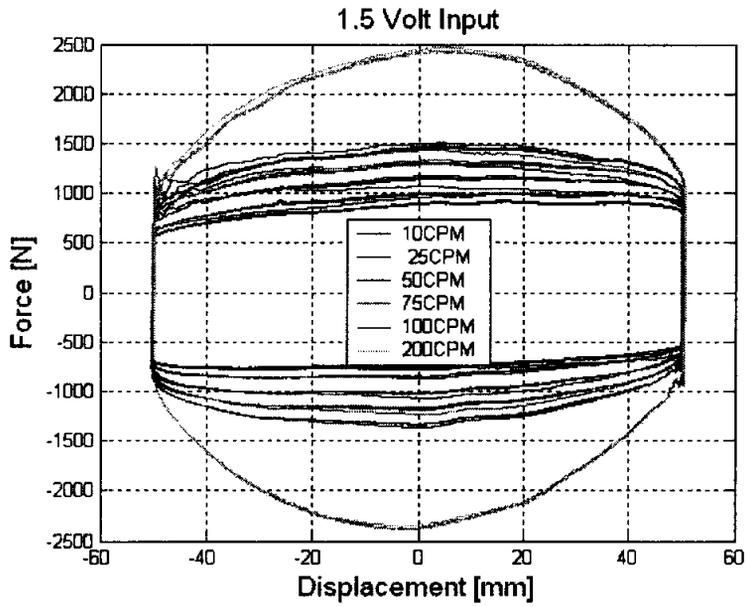
(a) Input volt is 0 [V]



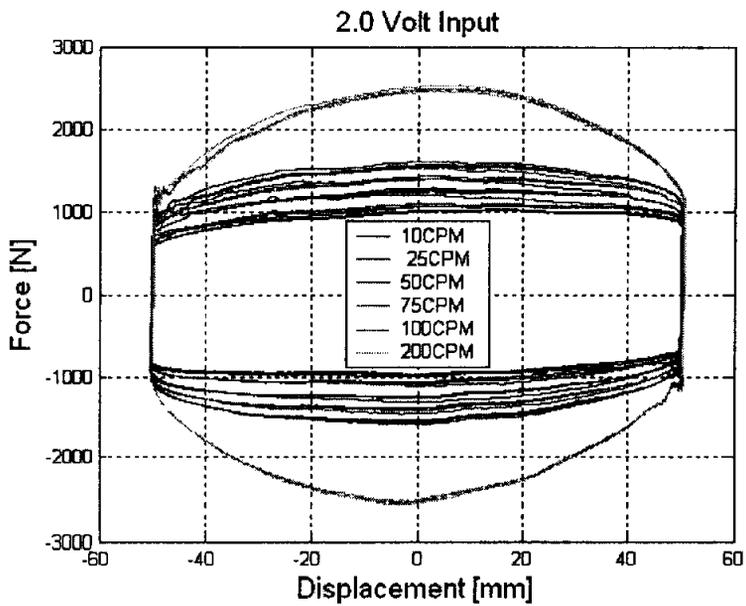
(b) Input volt is 0.5 [V]



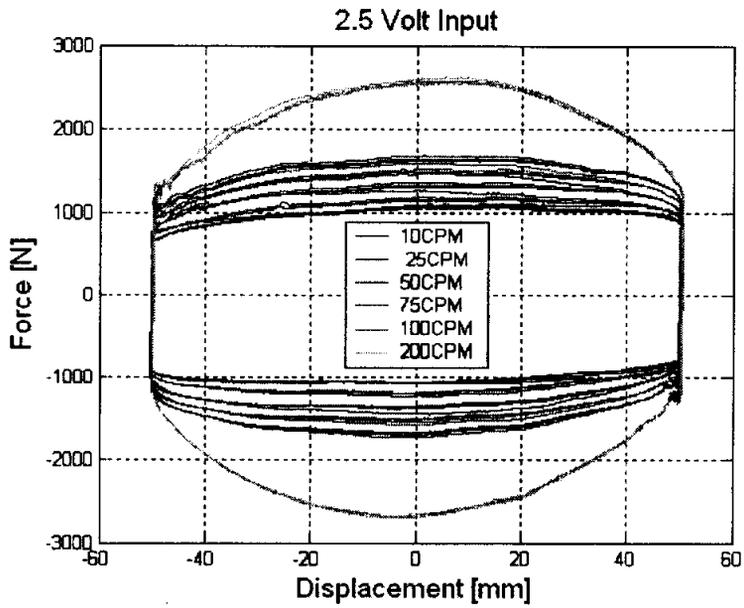
(c) Input volt is 1.0 [V]



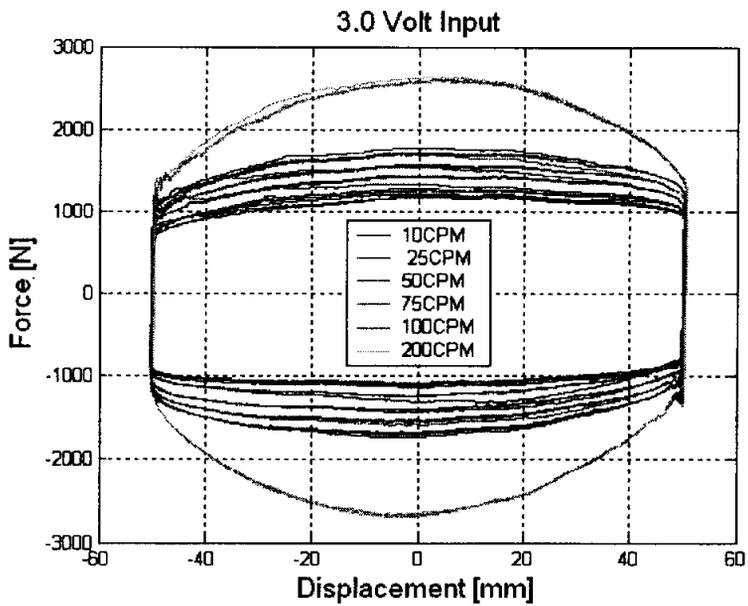
(d) Input volt is 1.5 [V]



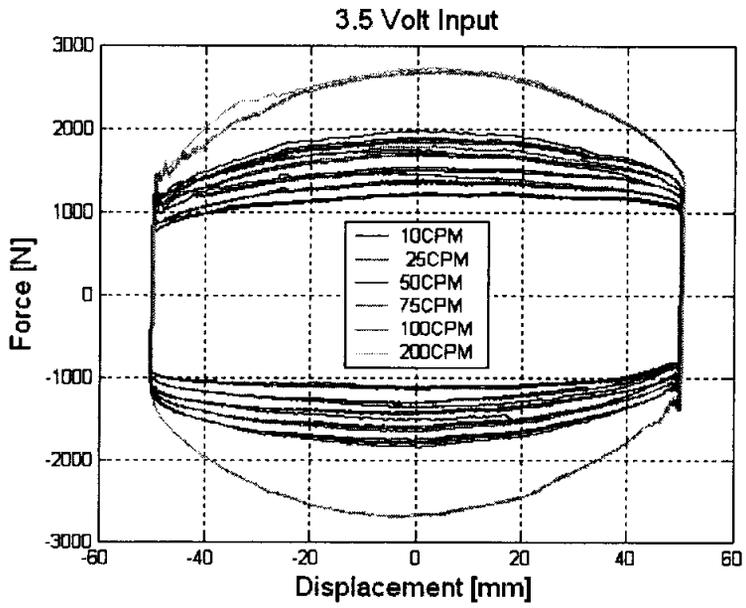
(e) Input volt is 2.0 [V]



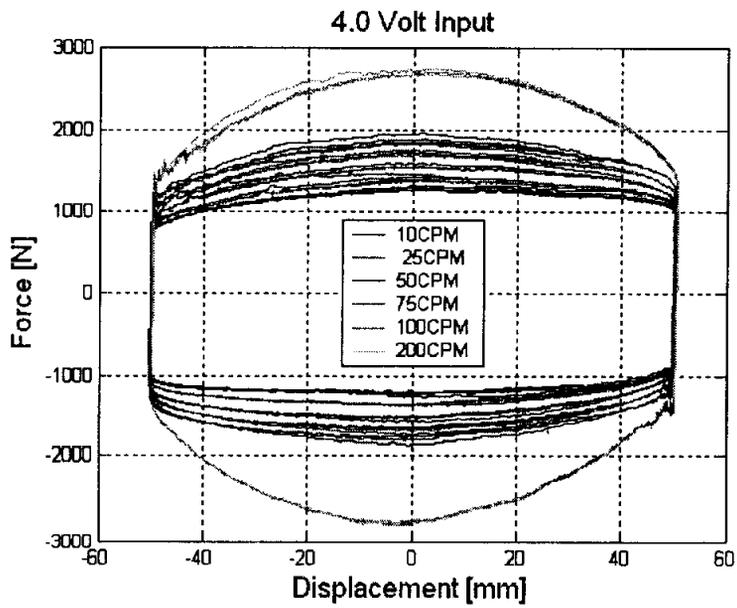
(f) Input volt is 2.5 [V]



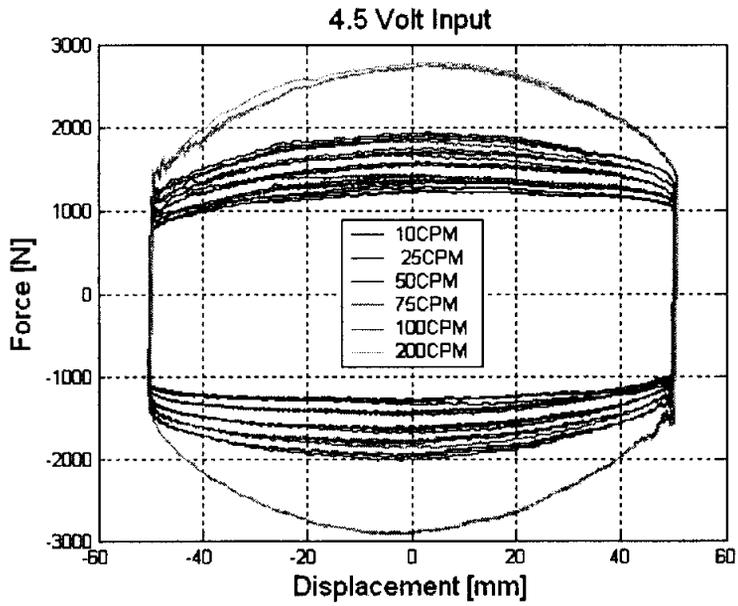
(g) Input volt is 3.0 [V]



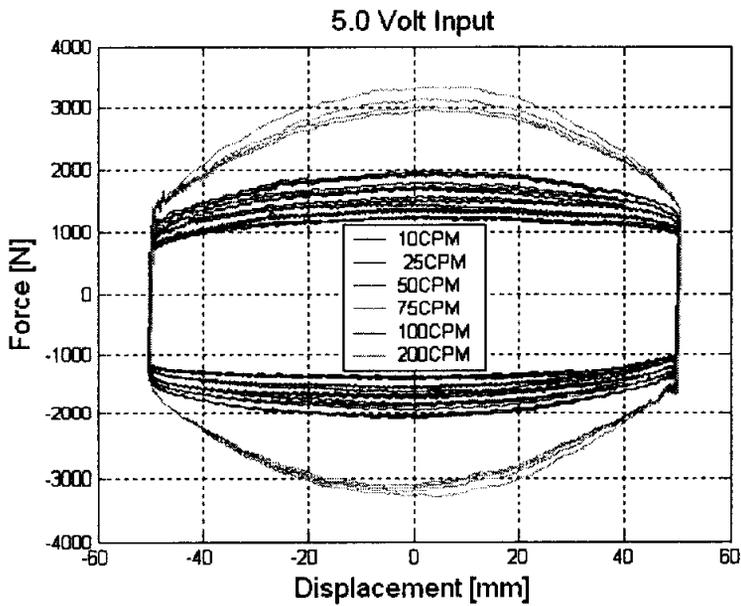
(h) Input volt is 3.5 [V]



(i) Input volt is 4.0 [V]

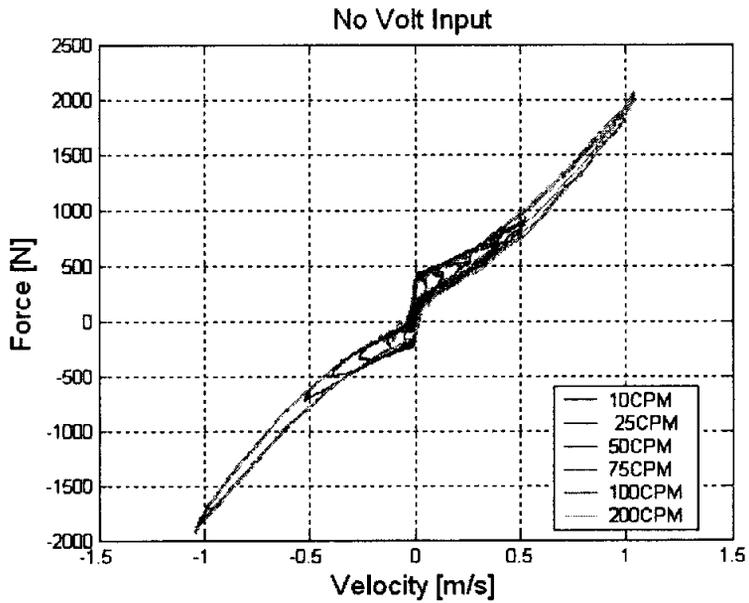


(j) Input volt is 4.5 [V]

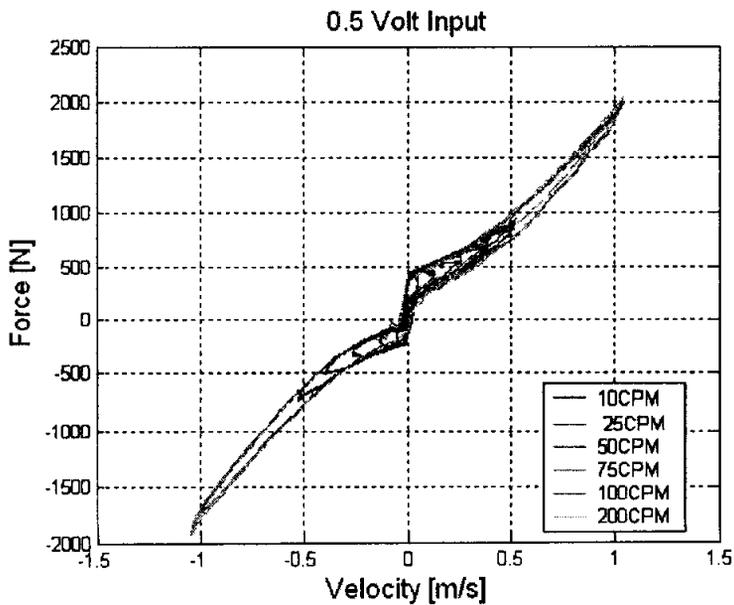


(k) Input volt is 5.0 [V]

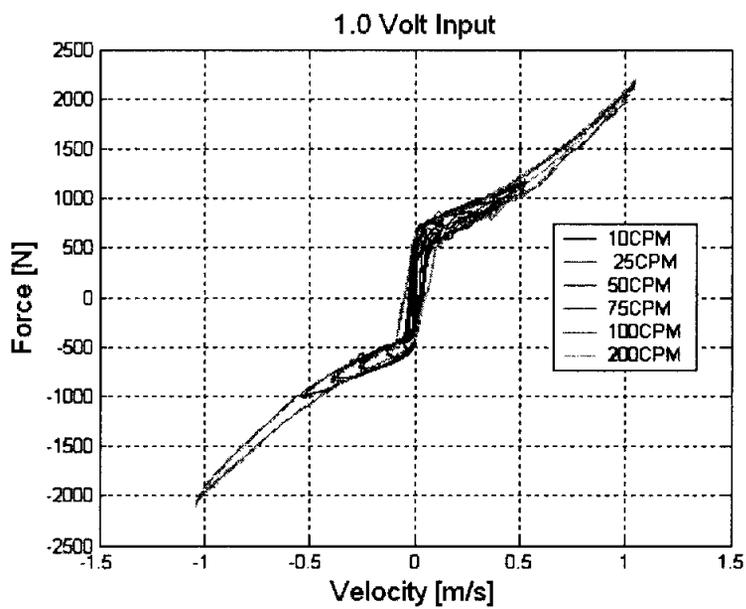
Fig. 2.10 Force-Displacement characteristics of an MR damper



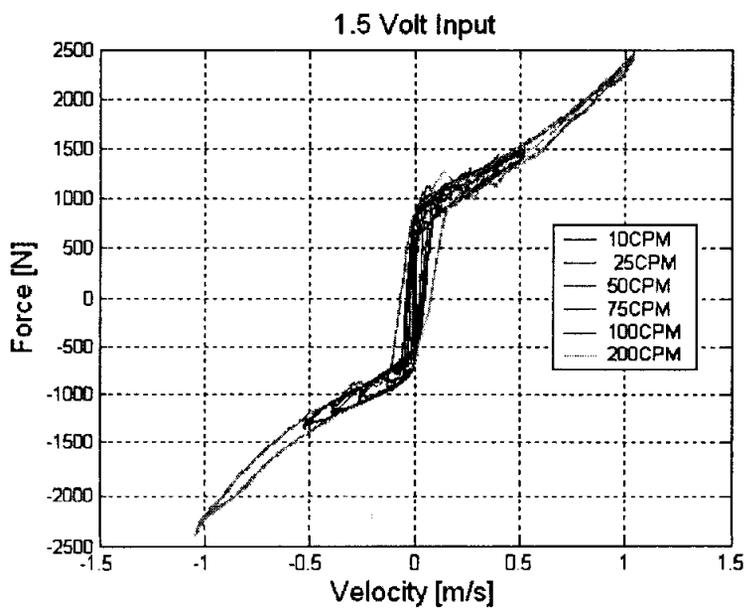
(a) Input volt is 0 [V]



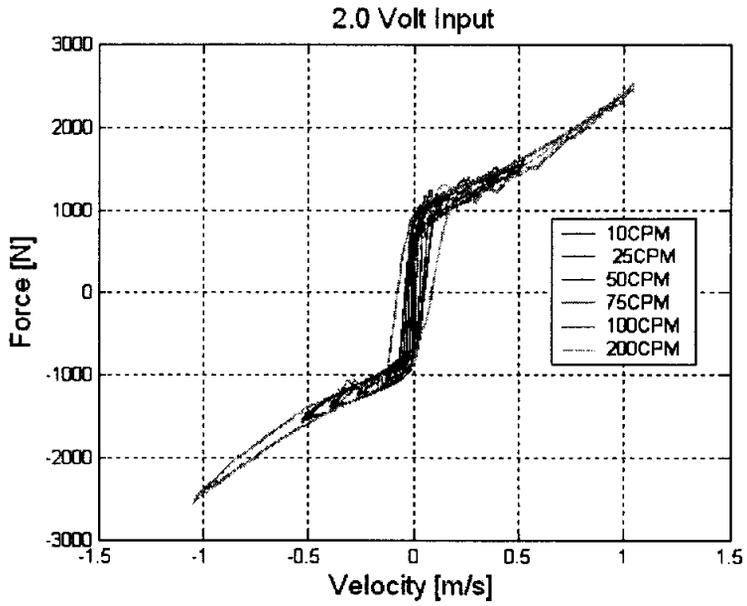
(b) Input volt is 0.5 [V]



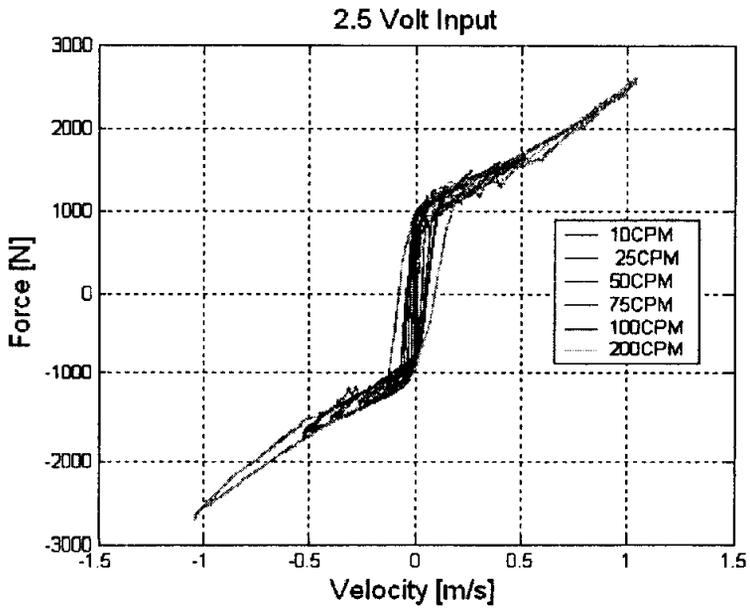
(c) Input volt is 1.0 [V]



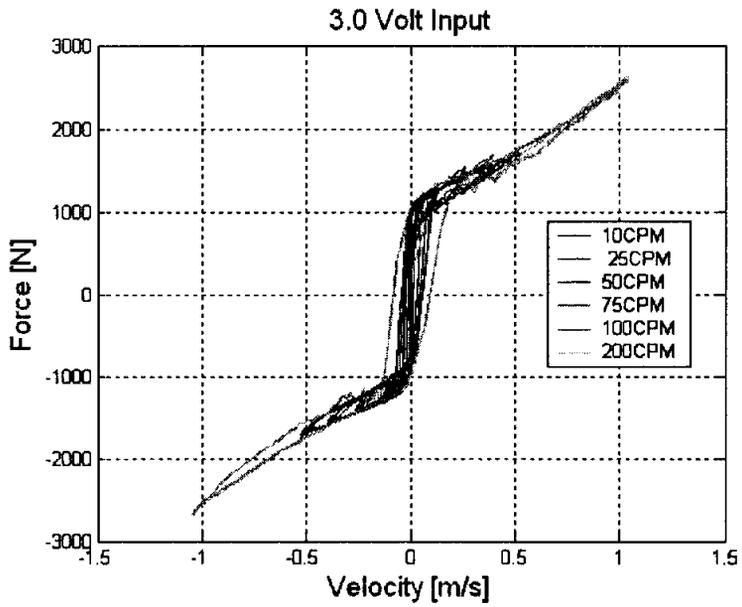
(d) Input volt is 1.5 [V]



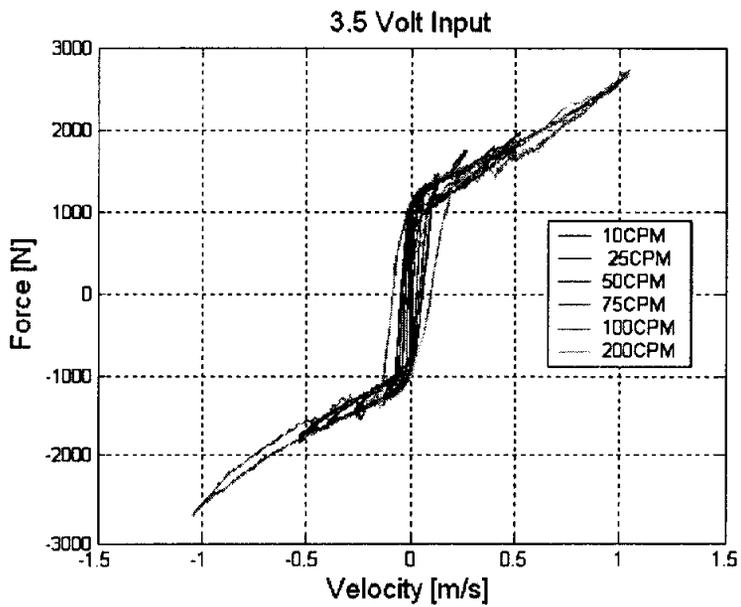
(e) Input volt is 2.0 [V]



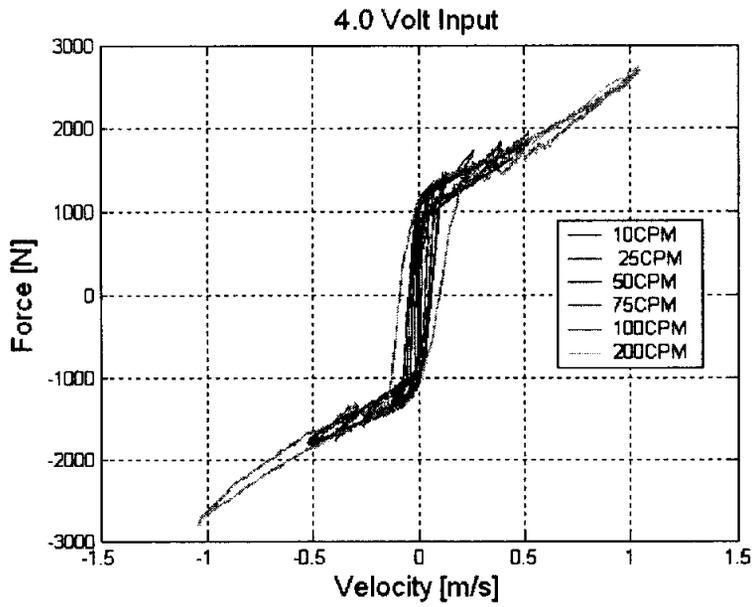
(f) Input volt is 2.5 [V]



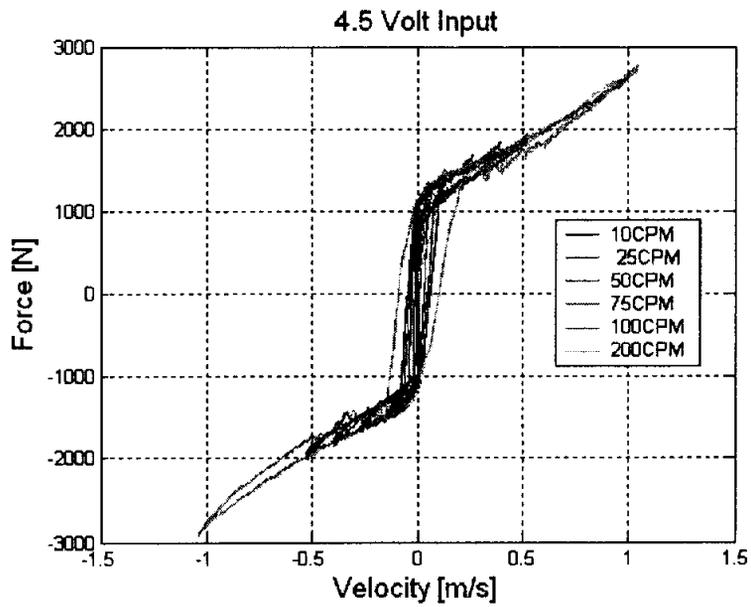
(g) Input volt is 3.0 [V]



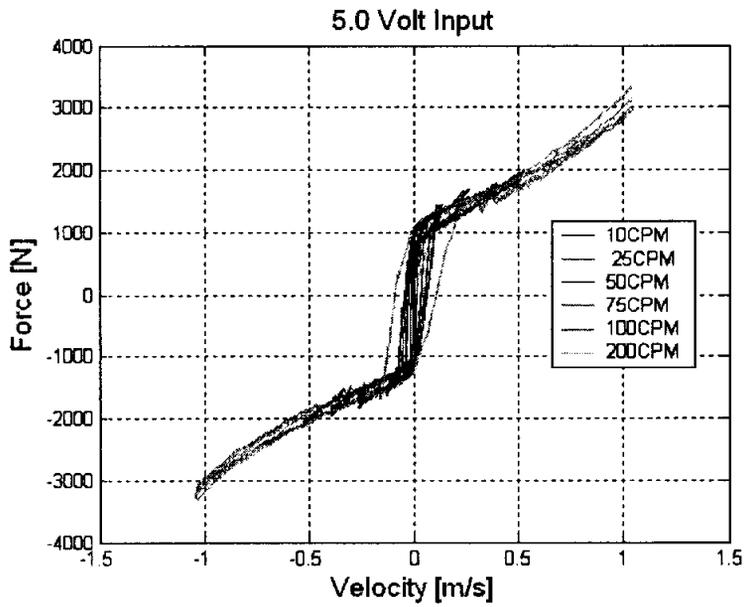
(h) Input volt is 3.5 [V]



(i) Input volt is 4.0 [V]



(j) Input volt is 4.5 [V]



(k) Input volt is 5.0 [V]

Fig. 2.11 Force-velocity characteristics of an MR damper

위의 실험결과로부터 각 주파수의 최대속도와 감쇠력을 대응시켜 댐퍼의 감쇠력과 속도에 대한 특성곡선을 구하였다.

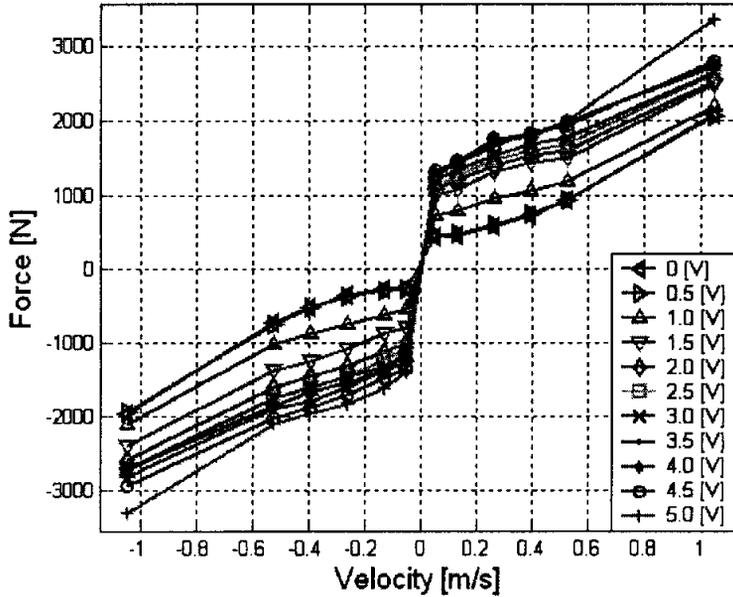


Fig. 2.12 Force-velocity characteristics of an MR damper

2.3.2 MR댐퍼의 응답성

MR 댐퍼에 전압이 인가되었을 때에 댐퍼 내부의 MR 유체가 항복응력을 갖기 위해서는 일정한 시간 지연이 발생한다. 이것은 전압을 전류로 변환 시키는 변환장치의 시간 지연과 MR유체에 자기장이 인가되었을 때에 정상 상태의 감쇠력을 발생시키기까지의 시간 지연으로 구분할 수 있다. 0.02m/s의 일정한 속도로 가진하기 위해 Fig. 2.13과 같은 삼각파를 입력하였다.

Fig. 2.14는 입력 전압이 없는 상태에서 입력 전압이 3 [V]로 바뀌었을 때의 감쇠력을 보여주는 것이다. 전류는 실제값(단위는 [A])에 1000배, 전압은 실제값(단위 [V])에 4000배, 가진변위는 실제값(단위 [mm])에 10배를 하여 나타내었다. Fig. 2.14에서 볼 수 있듯이, 제어전압이 없을 때에서 입력 전압이 3 [V]로 인가하였을 때의 지연 시간은 약 20ms임을 알 수 있다. 대부분의 시간지연 전압에서 전류로 변환하는 과정에서 생긴다.

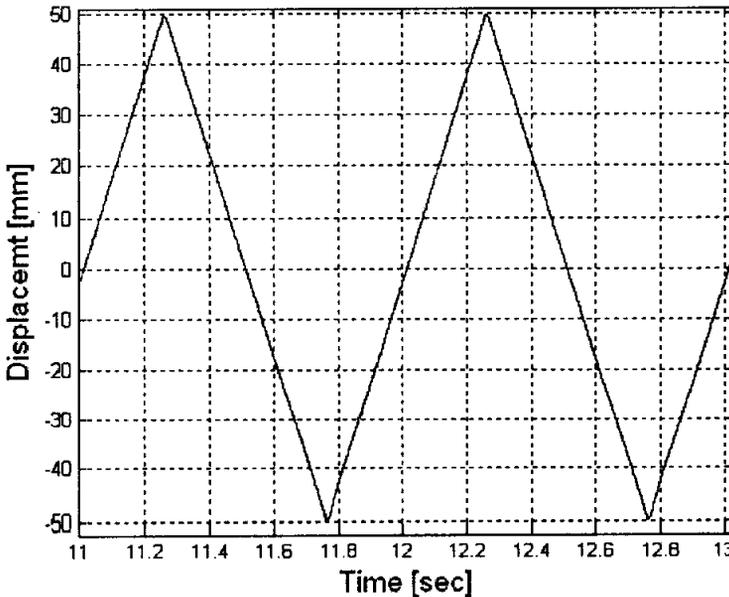
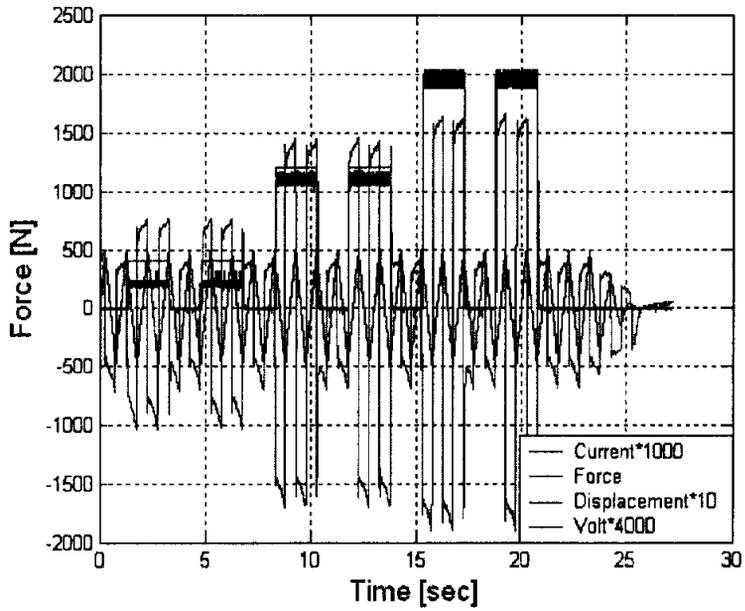
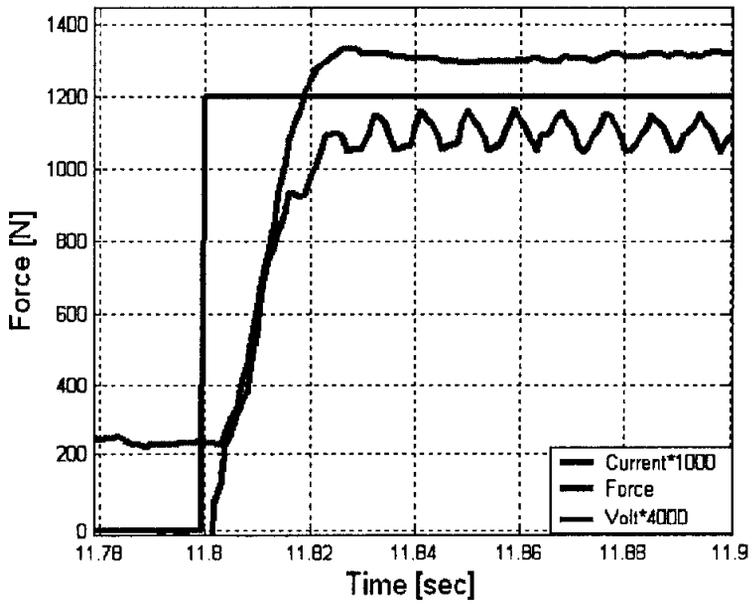


Fig. 2.13 Excitation for response test



(a)



(b)

Fig. 2.14 Response time of MR damper

2.3.3 MR댐퍼의 쿨롱마찰

댐퍼의 실링부에서의 쿨롱 마찰이 존재하므로 이를 다음과 같은 이상적인 쿨롱 마찰식으로 표현하여 나타낸다.

$$f_{coulomb} = F_0 \operatorname{sgn}(\dot{z}_s) \quad \operatorname{sgn}(\cdot) = \begin{cases} +1 & \text{if } (\cdot) \geq 0 \\ -1 & \text{if } (\cdot) < 0 \end{cases} \quad (2.1)$$

제작되어진 MR 댐퍼의 마찰이 일어나는 곳은 피스톤 밸브부분과 실린더 외통과의 마찰이 있으며, 로드가이드로서 피스톤 로드가 왕복운동을 하는데 지지해 주가지고 있으며, MR유체의 누설을 방지하도록 실(seal)이 포함되어 있다. 실은 최소한의 마찰력으로 완전한 누설을 유지하는 것이 가장 좋으며 가스의 압력에 따라 실의 설계가 이루어져야 한다.

Fig. 2.15는 댐퍼 가진속도를 0.003 [m/s]로 하여 구한 쿨롱 마찰력 실험 결과이다. 그림에서 알 수 있듯이 마찰력은 약 300 [N] 임을 알 수 있다.

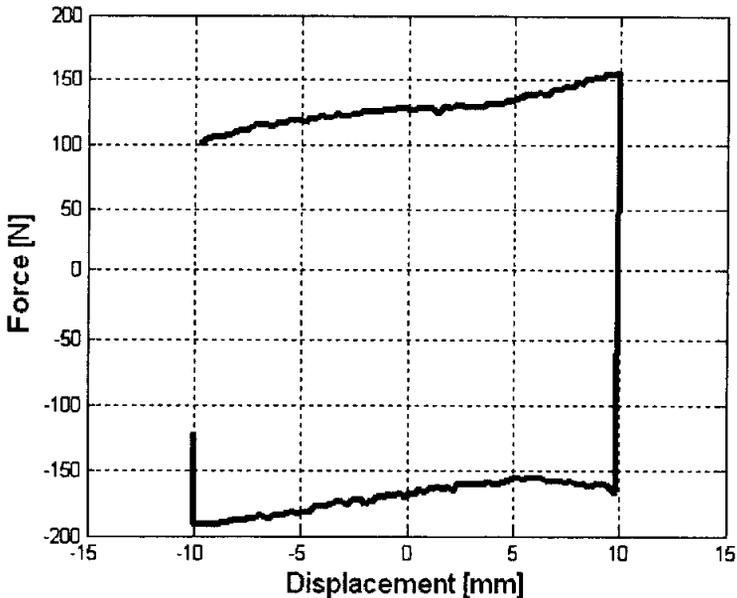


Fig. 2.15 Friction of MR damper (Velocity is 0.003 [m/s])

2.4 MR댐퍼 모델링

본 논문에서의 MR댐퍼의 모델은 MR댐퍼를 제어하기 위한 모델로 Fig. 2.12의 속도에 대한 감쇠력 곡선을 전류에 대한 감쇠력 2차 근사 함수와 속도에 대한 감쇠력 2차 근사 함수로 모델링하였다. 식(2.2)와 Fig. 2.16은 각 전류단계에서 최소 속도에 대한 감쇠력을 전류에 의해 생성되는 감쇠력으로 가정하여 전류에 대한 감쇠력을 2차 근사함수를 나타내고 있다.

$$F_{volt} = -41.14V^2 + 386.92V + 429.0 \quad (2.2)$$

Fig 2.17과 식 (2.3)은 MR댐퍼가 인장할 때의 속도(V_e)에 대한 감쇠력(F_{ve})을 2차 근사함수로 나타내었다.

$$F_{ve} = 188.12V_e^2 + 1227.79V_e \quad (2.3)$$

Fig. 2.18와 식 (2.4)는 MR댐퍼가 압축할 때의 속도(V_c)에 대한 감쇠력(F_{vc})을 2차 근사함수로 나타내었다.

$$F_{vc} = -215.42V_c^2 + 1334.38V_c \quad (2.4)$$

MR댐퍼 모델은 식 (2.5)로 나타난다. 속도의 방향과 따라 제어전압에 대한 감쇠력의 부호가 같이 변화하여야 하며 전류에 대한 감쇠력이 속도에 대한 감쇠력의 상수항이 된다.

$$\begin{aligned} Velocity > 0 & \quad F_d = F_{volt} + F_{ve} \\ Velocity < 0 & \quad F_d = -F_{volt} + F_{vc} \\ Velocity = 0 & \quad F_d = 0 \end{aligned} \quad (2.5)$$

Fig. 2.19는 식 (2.5)로 나타낸 MR댐퍼 모델로 나타낸 속도에 대한 감

쇠력 선도이다.

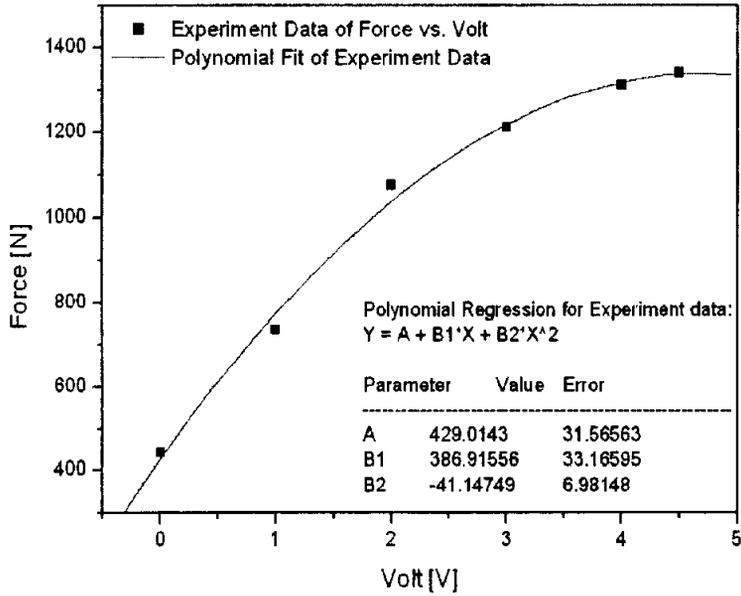


Fig. 2.16 Force-control volt curve at minimum velocity

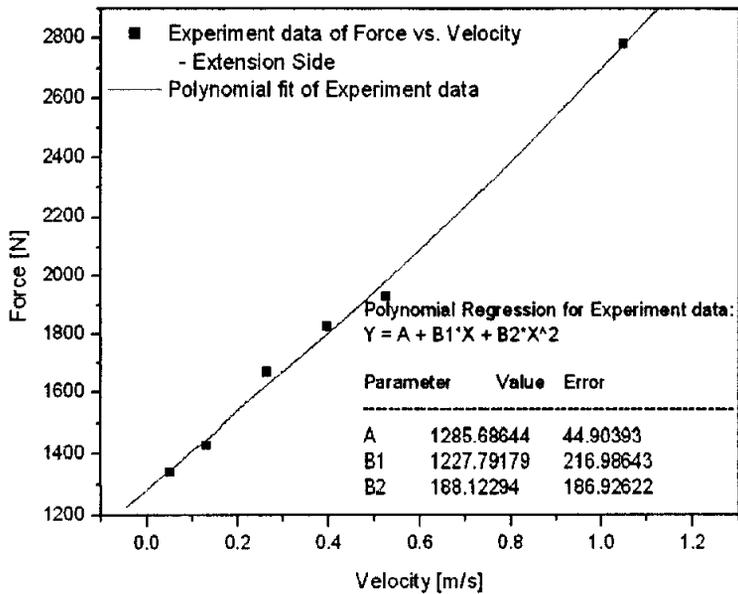


Fig. 2.17 Force-Velocity curve at extension side

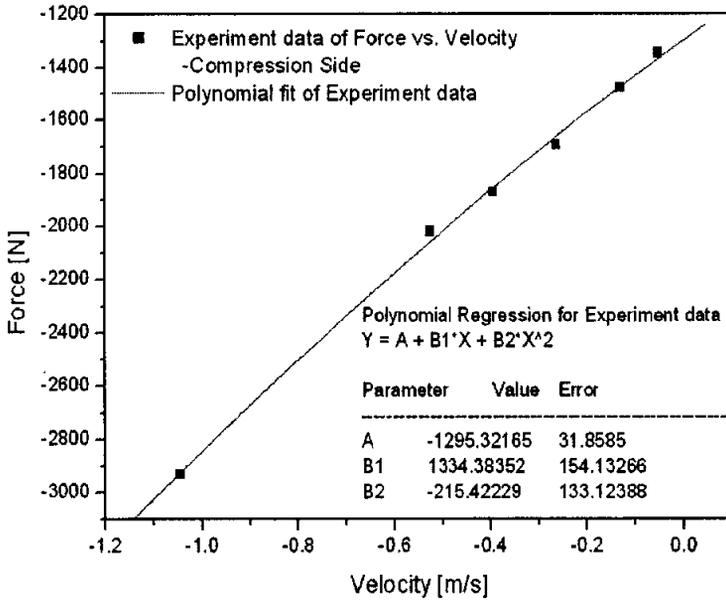


Fig. 2.18 Force-Velocity curve at compression side

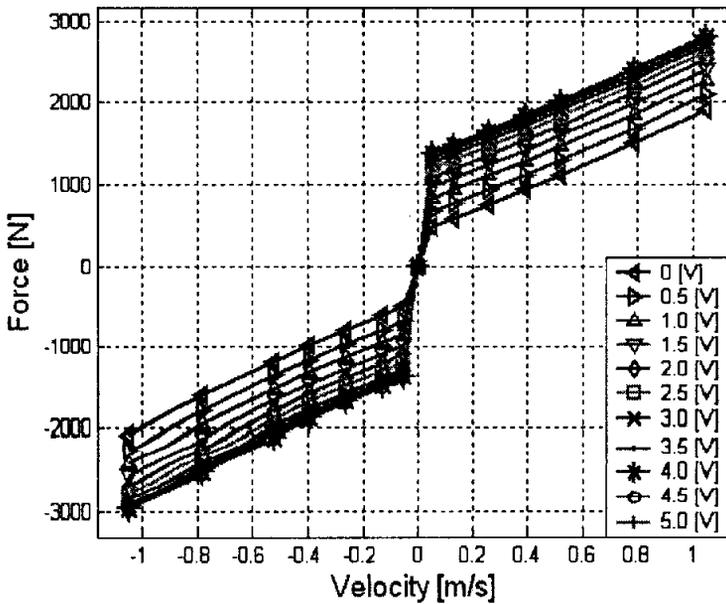


Fig. 2.19 Force-Velocity characteristics of an MR damper model

제 3 장 MR댐퍼를 사용한 현가시스템의 진동 제어

3.1 1/4 차량 현가 시스템 모델

1/4 차량 현가 시스템 모델은 Fig. 3.1과 같이 2자유도계로 구성되며, 차체에 해당하는 스프링상부 질량(sprung mass) m_s 와 바퀴 및 차축부의 스프링하부 질량(unsprung mass) m_u 사이에 현가 스프링과 감쇠력 가변 댐퍼로 연결되어 있다. 사용된 현가 스프링은 선형으로 가정하고 댐퍼는 선형 또는 비선형으로 모델링하며, 이들 요소의 히스테리시스는 무시한다. 타이어는 강성 계수 k_t 를 갖는 감쇠 계수가 무시된 선형 스프링 요소로서 모델링한다. 또한 타이어는 항상 노면과 접촉하며, 스프링상부 질량과 스프링하부 질량의 변위 z_s , z_u 는 정적 평형 상태에서부터 측정된다고 가정한다.

그림 3.1과 같은 수동 현가 시스템에 대한 수학적 모델은 다음과 같다¹⁹⁾.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s + c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s (z_s - z_u) &= 0 \\ m_u \ddot{z}_u - c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s (z_s - z_u) + k_t (z_u - z_r) &= 0 \end{aligned} \quad (3.1)$$

1/4 차량 현가 시스템 모델에 대한 운동 방정식을 상태 방정식으로 표현하기 위하여 다음과 같이 상태 변수를 정의한다.

$$\mathbf{x} = \{x_1, x_2, x_3, x_4\} = \{z_s, \dot{z}_s, z_u, \dot{z}_u\} \quad (3.2)$$

여기서, 각 상태 변수의 물리적 의미는 다음과 같다.

- x_1 : 스프링 상부 질량의 변위(displacement of sprung mass)
- x_2 : 스프링 상부 질량의 속도(velocity of sprung mass)
- x_3 : 스프링 하부 질량의 변위(displacement of unsprung mass)
- x_4 : 스프링 하부 질량의 속도(velocity of sprung mass)

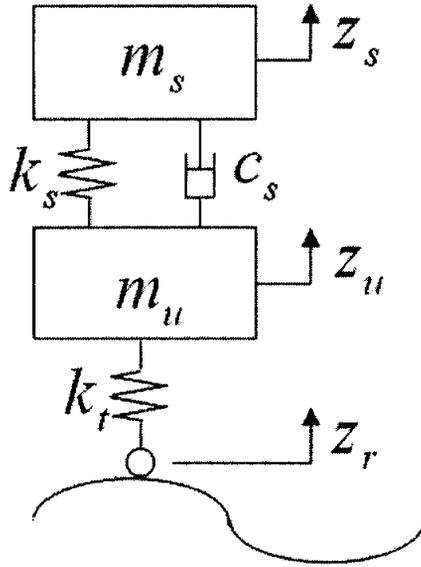


Fig. 3.1 1/4 car model of a passive suspensions system

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{k_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} \\ \frac{k_t}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_t}{m_u} \end{bmatrix} z_r \quad (3.3)$$

식 (3.2)의 상태 변수를 사용하면, 1/4 차량 현가 시스템의 운동 방정식은 식 (3.3)과 같은 상태 방정식으로 표시될 수 있다.

Table 3 나타낸 1/4 차량 현가 시스템 모델의 파라메타는 국내 중형급 승용차를 기준으로 설정하였다.

Table 3 Vehicle Parameter

m_s (sprung mass)	351 [kg]
m_u (unsprung mass)	53.6 [kg]
c_s (damping coefficient)	1820.7 [Ns/m]
k_s (spring stiffness)	28000 [N/m]
k_t (tire stiffness)	199920 [N/m]

위의 1/4 차량 현가 시스템 모델은 2개의 중요한 고유 진동수(natural frequency)를 갖는데, 이 시스템의 스프링상부 질량과 스프링하부 질량의 비감쇠 고유 진동수(undamped natural frequency)를 구하면 다음과 같다.

2자유도 현가 시스템의 운동 방정식인 식 (3.1)의 주파수 특성 방정식(characteristic equation)은

$$\Delta(\omega) = \begin{vmatrix} -k_s & k_s - \omega^2 m_s \\ k_s + k_t - \omega^2 m_u & -k_s \end{vmatrix} = 0 \quad (3.5)$$

과 같이 되며, 따라서 식 (3.6)을 구할 수 있다.

$$\omega^4 - \left(\frac{k_s}{m_s} + \frac{k_s + k_t}{m_u} \right) \omega^2 + \frac{k_s k_t}{m_s m_u} = 0 \quad (3.6)$$

식 (3.6)으로부터 스프링상부 질량의 비감쇠 고유 진동수 즉, 차체 공진 주파수(body resonant frequency)는

$$f_s \cong \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_s k_t}{m_s (k_s + k_t)}} \quad (3.7)$$

로 근사적으로 구할 수 있으며, 본 시스템에서는 약 1.33[Hz]가 된다.

스프링하부 질량의 비감쇠 고유 진동수 즉, 바퀴 진동 공진 주파수(wheel hop resonant frequency)는

$$f_s \cong \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_s + k_t}{m_u}} \quad (3.8)$$

가 되며, 본 시스템에서는 약 10.39[Hz]가 된다.

또한, 스프링상부 질량의 감쇠비(damping ratio)는 식 (3.9)와 같이 계산되며, 본 차량 모델에서는 0.29의 값을 갖는다.

$$\zeta_s = \frac{c_s}{2\sqrt{m_s k_s}} \quad (3.9)$$

3.2 1/4 차량 반능동 현가 시스템 모델

반능동 현가시스템은 수동 현가시스템과 달리 MR댐퍼를 장착하여 현가장치의 감쇠력을 적절히 변화시킬 수 있는 시스템이고, 그림 3.2 와 같은 2자유도 1/4 차량 반능동 현가시스템의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s + k_s(z_s - z_u) + f_d &= 0 \\ m_u \ddot{z}_u - k_s(z_s - z_u) + k_t(z_u - z_r) - f_d &= 0 \end{aligned} \quad (3.10)$$

여기서, f_d 는 반능동 가변 댐퍼의 감쇠력을 나타낸다.

수동 현가시스템과 같은 상태변수(식 3.2)를 정의하면 다음과 같은 상태방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & 0 & \frac{k_s}{m_s} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & 0 & -\frac{k_s}{m_u} - \frac{k_t}{m_u} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ -1 \\ \frac{1}{m_u} \end{bmatrix} f_d + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_t}{m_u} \end{bmatrix} z_r \quad (3.11)$$

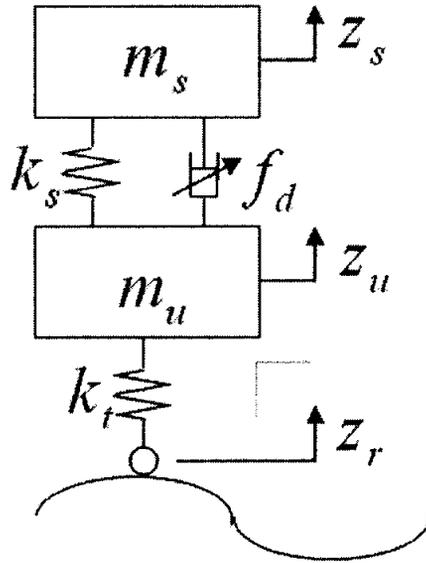


Fig. 3.2 1/4 car model of a semi-active suspension system

3.3 스카이-훅 제어 이론

이 제어 이론은 1974년 Karnopp이 제안한 스카이-훅 제어 이론으로 Fig. 3.4(a)와 같이 스프링상부 질량의 진동을 제어하기 위하여 가상의 관성 기준(inertial reference)과 스프링상부 질량사이에 댐퍼를 장착한다는 개념이다. 그러면 스프링상부 질량의 절대 속도인 \dot{z}_s 에만 관계되는 감쇠력을 발생된다²⁰⁾.

그러나 이상적인 스카이-훅 댐퍼를 실제 시스템에 적용할 수가 없다. 그리하여 Fig. 3.4(b)와 같은 가변 댐퍼를 스프링상부 질량과 스프링하부 질량사이에 장착하고 등가적인 댐핑계수 ' c_{cont} '를 사용하여 스카이-훅 댐퍼에 해당하는 감쇠력을 발생시킬 수가 있다. Fig. 3.4(a)의 이상적인 스카이-훅 댐퍼에서 발생하는 감쇠력은 다음과 같다.

$$F_{sky} = -c_{sky} \cdot \dot{z}_s \quad (3.12)$$

Fig. 3.4(b)의 실제적인 가변댐퍼에서 발생하는 감쇠력은 다음과 같다.

$$F_{cont} = -c_{cont} \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (3.13)$$

식(3.12)에서의 실제 감쇠력은 식(3.13)의 이상적인 감쇠력과 같아야 하므로 다음과 같이 식(3.14)와 (3.15)가 성립된다.

$$c_{cont} = c_{sky} \frac{\dot{z}_s}{(\dot{z}_s - \dot{z}_u)} \quad (3.14)$$

$$F_{cont} = -c_{sky} \cdot \dot{x} \quad (3.15)$$

Fig. 3.5에서는 절대속도 \dot{z}_s 와 상대속도 $(\dot{z}_s - \dot{z}_u)$ 의 부호에 따른 감쇠력의 방향을 나타내었다. Fig. 3.5(a)와 같이 절대속도 \dot{z}_s 와 상대속도 $(\dot{z}_s - \dot{z}_u)$ 의 부호가 같으면 같은 방향의 감쇠력이 작용한다.

그러나 Fig. 3.5(b)와 같이 절대속도 $\dot{\bar{z}}_s$ 와 상대속도 $(\dot{\bar{z}}_s - \dot{\bar{z}}_u)$ 의 부호가 반대이면 감쇠력도 반대방향으로 나타내게 된다. 이 경우에는 스카이-훅 댐퍼의 감쇠력과 같게 하기 위해 사용되어진 가변댐퍼에서 같은 크기의 감쇠력은 발생하게 할 수 있으나 같은 방향의 감쇠력을 발생시키는 것이 불가능하게 된다. 따라서 이 경우의 가변댐퍼에서의 감쇠력은 스카이-훅 댐퍼의 감쇠력과 가장 가깝게 하기 위해 감쇠력을 0으로 한다. 이것을 다음의 식과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{cases} \dot{\bar{z}}_s \cdot (\dot{\bar{z}}_s - \dot{\bar{z}}_u) > 0 & F_{cont} = c_{sky} \cdot \dot{\bar{z}}_s \\ \dot{\bar{z}}_s \cdot (\dot{\bar{z}}_s - \dot{\bar{z}}_u) \leq 0 & F_{cont} = 0 \end{cases} \quad (3.16)$$

3.4 그라운드-혹 제어 이론

그라운드-혹 제어 이론은 Fig. 3.6(a)과 같이 스프링하부 질량의 진동을 제어하기 위하여 가상의 관성 기준(inertial reference)과 스프링하부 질량사이에 댐퍼를 장착한다는 개념이다²¹⁾. 그러면 스프링하부 질량의 절대 속도인 \dot{z}_u 에만 관계되는 감쇠력을 발생된다.

스카이-혹 제어 이론과 같이 이상적인 그라운드-혹 댐퍼를 실제 시스템에 적용할 수가 없다. 그리하여 Fig. 3.6(b)와 같은 가변 댐퍼를 스프링상부 질량과 스프링하부 질량사이에 장착하고 동가적인 댐핑계수 ' c_{cont} '를 사용하여 그라운드-혹 댐퍼에 해당하는 감쇠력을 발생시킬 수가 있다. Fig. 3.6(a)의 이상적인 그라운드-혹 댐퍼에서 발생하는 감쇠력은 식 (3.17)과 같다.

$$F_{sky} = c_{ground} \cdot \dot{z}_s \quad (3.17)$$

Fig. 3.6(b)의 실제적인 가변댐퍼에서 발생하는 감쇠력은 식 (3.18)과 같다.

$$F_{cont} = c_{cont} \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (3.18)$$

식 (3.17)에서의 실제 감쇠력은 식 (3.18)의 이상적인 감쇠력과 같아야 하므로 다음과 같이 식 (3.19)과 식 (3.20)이 성립된다.

$$c_{cont} = c_{ground} \frac{\dot{z}_u}{(\dot{z}_s - \dot{z}_u)} \quad (3.19)$$

$$F_{cont} = c_{ground} \cdot \dot{x} \quad (3.20)$$

Fig. 3.7에서는 절대속도 \dot{z}_u 와 상대속도 $(\dot{z}_s - \dot{z}_u)$ 의 부호에 따른 감쇠력의 방향을 나타내었다. Fig. 3.7(a)와 같이 절대속도 \dot{z}_u 와 상대속도 $(\dot{z}_s - \dot{z}_u)$ 의 부호가 다르면 같은 방향의 감쇠력이 작용한다.

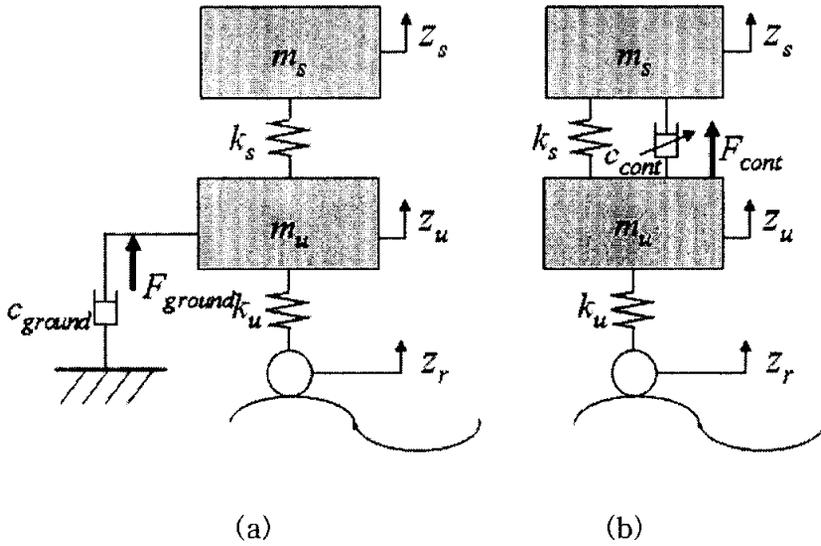


Fig. 3.6 Concept of the ground-hook control

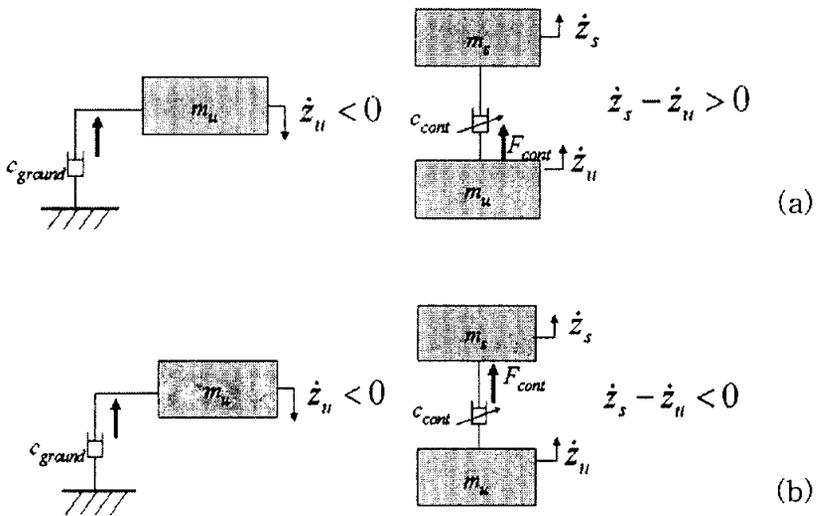


Fig. 3.7 Damping force direction of the ground-hook control

그러나 Fig. 3.4(b)와 같이 절대속도 $\dot{\bar{z}}_u$ 와 상대속도 $(\dot{\bar{z}}_s - \dot{\bar{z}}_u)$ 의 부호가 반대이면 감쇠력은 같은 방향으로 나타내게 된다. 이 경우에는 그라운드-혹 댐퍼의 감쇠력과 같게 하기 위해 사용되어진 가변댐퍼에서 같은 크기의 감쇠력은 발생하게 할 수 있으나 같은 방향의 감쇠력을 발생시키는 것이 불가능하게 된다. 따라서 이 경우의 가변댐퍼에서의 감쇠력은 그라운드-혹 댐퍼의 감쇠력과 가장 가깝게 하기 위해 감쇠력을 0으로 한다. 이것을 다음의 식과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{cases} -\dot{\bar{z}}_u \cdot (\dot{\bar{z}}_s - \dot{\bar{z}}_u) > 0 & F_{cont} = c_{ground} \cdot \dot{\bar{z}}_s \\ -\dot{\bar{z}}_u \cdot (\dot{\bar{z}}_s - \dot{\bar{z}}_u) \leq 0 & F_{cont} = 0 \end{cases} \quad (3.16)$$

3.5 하이브리드 제어 이론

하이브리드 제어 이론은 앞 절에서의 스카이-혹 제어 이론과 그라운드-혹 제어 이론을 선형결합으로 구성된다²²⁾.

$$\begin{cases} \dot{z}_s \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) > 0 & F_{sky} = c_{sky} \cdot \dot{z}_s \\ \dot{z}_s \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \leq 0 & F_{sky} = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} -\dot{z}_u \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) > 0 & F_{ground} = c_{ground} \cdot \dot{z}_s \\ -\dot{z}_u \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \leq 0 & F_{ground} = 0 \end{cases} \quad (3.17)$$

$$F_{cont} = \{ a \cdot F_{sky} + (1 - a) \cdot F_{ground} \}$$

여기서 a 는 스카이-혹 제어와 그라운드-혹 제어의 상대 가중치를 나타낸다. a 가 1이면 순수 스카이-혹 제어가 되고 a 가 0이면 순수한 그라운드-혹 제어가 된다.

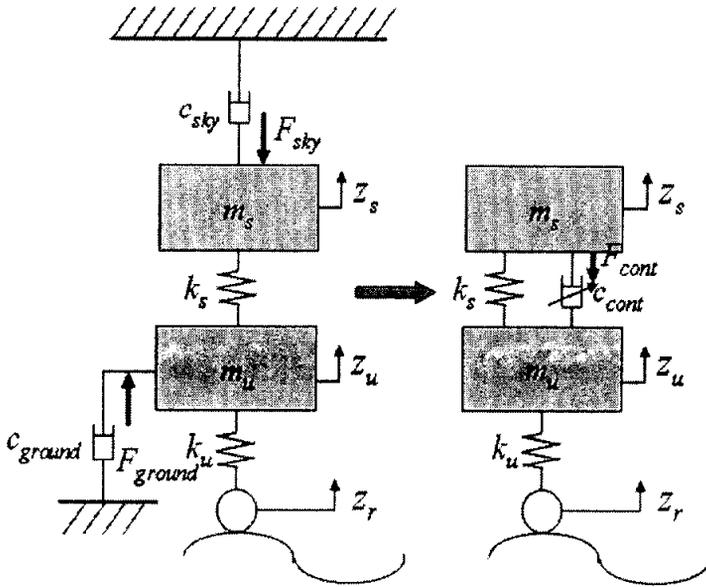


Fig. 3.8 Concept of the hybrid control

제 4 장 1/4 차량 시뮬레이션

본 연구에서의 시뮬레이션은 MATLAB/SIMULINK를 이용하여 구현하였다²³⁾.

시뮬레이션에 사용한 파라메타는 Table 3에 나타낸 파라메타를 사용하였다. 지면 가진은 변위 10 [mm], 주파수는 0.5 [Hz] 그리고 1 [Hz]에서 20 [Hz]까지 1 [Hz]씩 증가시키면 가진하였다.

시뮬레이션의 결과는 각 주파수마다 스프링 상부 질량과 스프링 하부 질량의 변위를 지면가진의 변위 진폭으로 나누어 FFT하여 나타내었다.

4.1 수동형 현가시스템

수동형 현가시스템의 시뮬레이션 모델을 Fig. 4.1에 나타내었다. 시뮬레이션 모델은 스프링 상부 질량과 스프링 하부 질량이 따로 모델링하였고 현가 스프링 상수, 타이어 스프링 상수와 감쇠계수는 상수로 모델링하였다. 타이어의 감쇠계수는 무시하였다.

Fig. 4.2는 각 주파수의 변위전달률을 나타내었다. 위 그림은 스프링 상부 질량의 변위 전달률을 나타내었고, 아래 그림은 스프링 하부 질량의 변위 전달률을 나타내었다. Fig. 4.2에서 나타난 공진주파수는 3.1절에서 나타낸 것과 같이 스프링 상부 질량은 약 1 [Hz]이고 스프링 하부 질량은 약 10 [Hz]이다.

4.2 반능동형 현가시스템

반능동형 현가시스템은 수동형 현가시스템의 시뮬레이션 모델에 각 제어블록을 연결하여 감쇠력을 제어하였다.

4.2.1 스카이-훅 제어 결과

스카이-훅 제어를 위한 반능동형 현가시스템의 시뮬레이션 모델을 Fig. 4.3에 나타내었다. 스카이-훅 제어 블록은 스프링 상부 질량의 속도와 스프링 상부 질량과 스프링 하부 질량의 하부 질량의 상대 속도를 받아서 감쇠력을 제어한다.

Fig. 4.4는 각 주파수의 변위전달률을 나타내었다. 위 그림은 스프링 상부 질량의 변위 전달률을 나타내었고, 아래 그림은 스프링 하부 질량의 변위 전달률을 나타내었다. 스카이-훅 제어로 스프링 상부 질량의 공진주파수인 1 [Hz]에서의 변위 전달률이 1이하로 감소하였다. 그러나 스프링 하부 질량의 공진주파수인 10 [Hz]에서의 변위 전달률은 약 3으로 증가하였다.

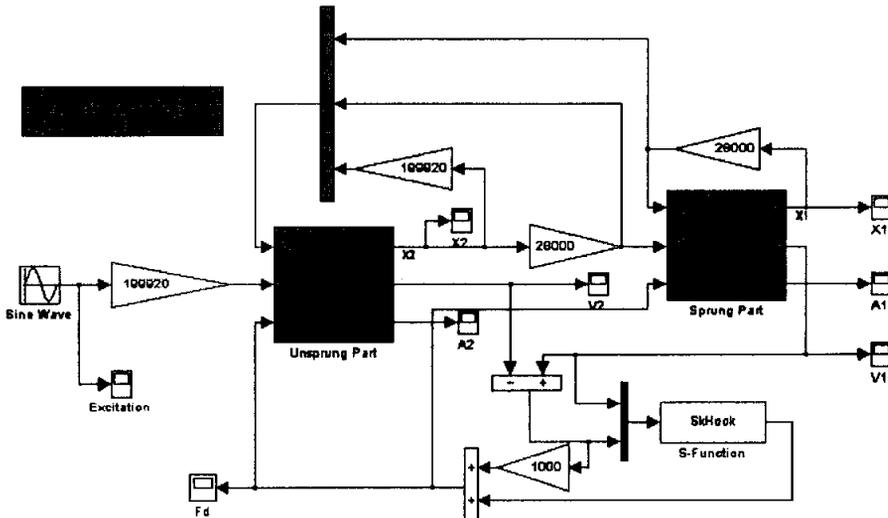


Fig. 4.3 1/4 car model of a semi-active suspension system for the sky-hook control

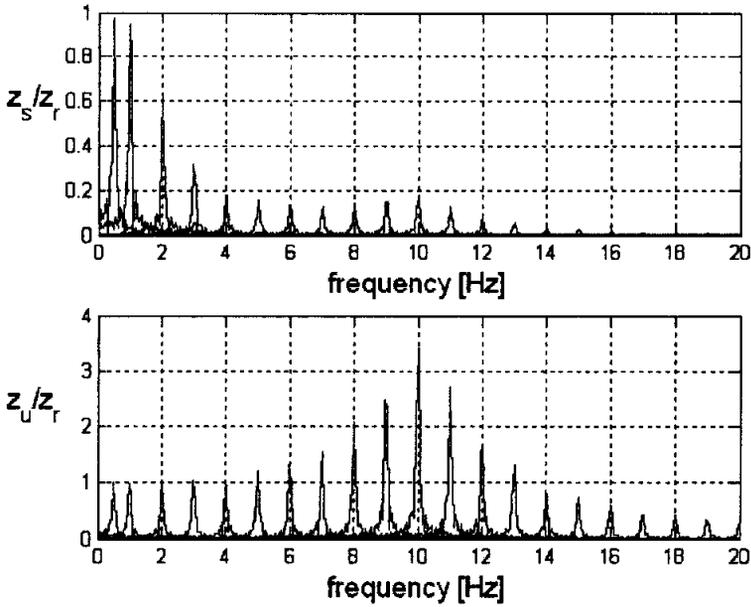


Fig. 4.4 Displacement transmissibility of the sky-hook control

4.2.2 그라운드-훅 제어 결과

그라운드-훅 제어를 위한 반능동형 현가시스템의 시뮬레이션 모델을 Fig. 4.5에 나타내었다. 그라운드-훅 제어 블록은 스프링 하부 질량의 속도와 스프링 상부 질량과 스프링 하부 질량의 하부 질량의 상대 속도를 받아서 감쇠력을 제어한다.

Fig. 4.6은 각 주파수의 변위전달률을 나타내었다. 위 그림은 스프링 상부 질량의 변위 전달률을 나타내었고, 아래 그림은 스프링 하부 질량의 변위 전달률을 나타내었다. 그라운드-훅 제어로 스프링 하부 질량의 공진주파수인 10 [Hz]에서의 변위 전달률이 1이하로 감소하였다. 그러나 스프링 하부 질량의 공진주파수인 1 [Hz]에서의 변위 전달률은 약 2로 증가하였다.

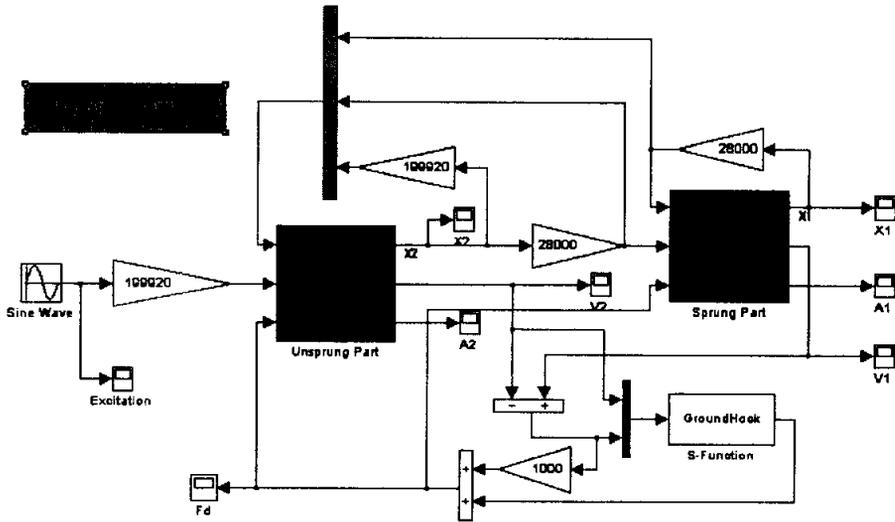


Fig. 4.5 1/4 car model of a semi-active suspension system for the ground-hook control

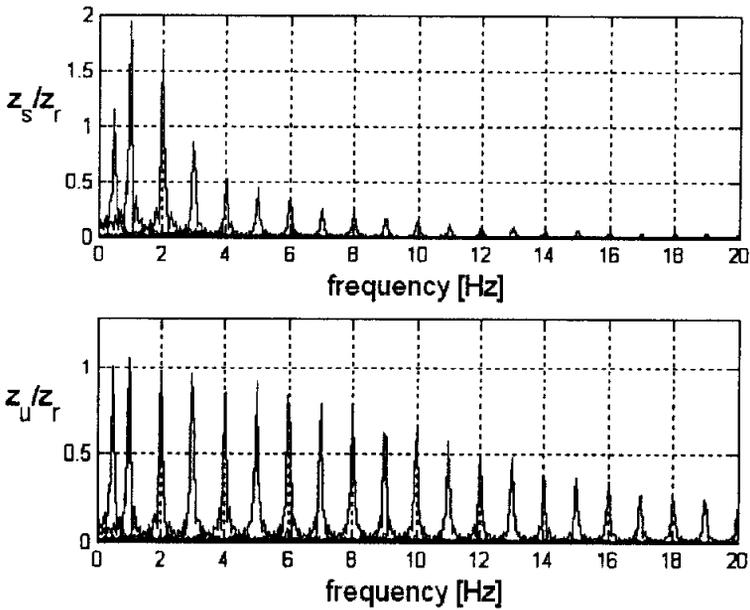


Fig. 4.6 Displacement transmissibility of the ground-hook control

4.2.3 하이브리드 제어 결과

하이브리드 제어를 위한 반능동형 현가시스템의 시뮬레이션 모델을 Fig. 4.7에 나타내었다. 하이브리드 제어 블록은 스프링 상부 질량의 속도, 스프링 하부 질량의 속도와 스프링 상부 질량과 스프링 하부 질량의 하부 질량의 상대 속도를 받아서 감쇠력을 제어한다. 3.5절의 상대 가중치 α 는 0.7로 시뮬레이션 하였다.

Fig. 4.8은 각 주파수의 변위전달률을 나타내었다. 위 그림은 스프링 상부 질량의 변위 전달률을 나타내었고, 아래 그림은 스프링 하부 질량의 변위 전달률을 나타내었다. 하이브리드 제어로 스프링 상부 질량의 공진주파수인 1 [Hz]에서의 변위 전달률이 1이하로 감소하였다. 스프링 하부 질량의 공진주파수인 1 [Hz]에서의 변위 전달률은 약 2.5로 증가하였지만 스카이-훅 제어보다는 감소하였다.

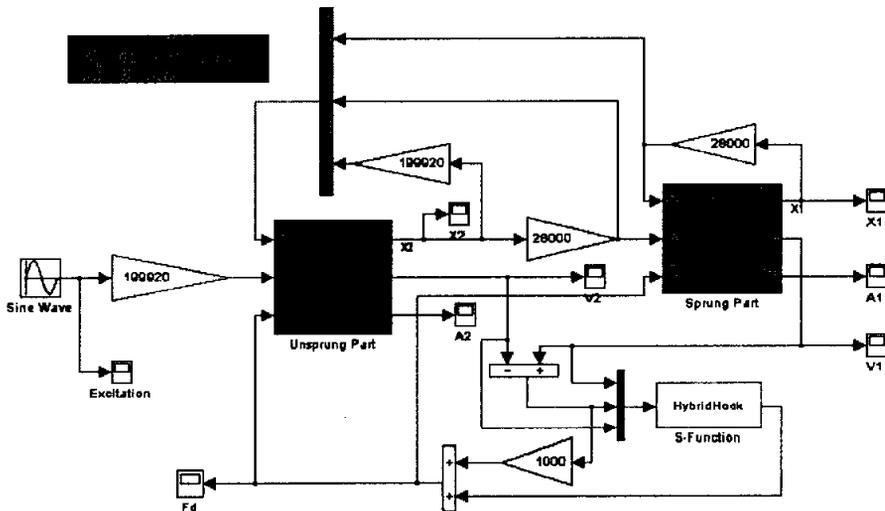


Fig. 4.7 1/4 car model of a semi-active suspension system for the hybrid control

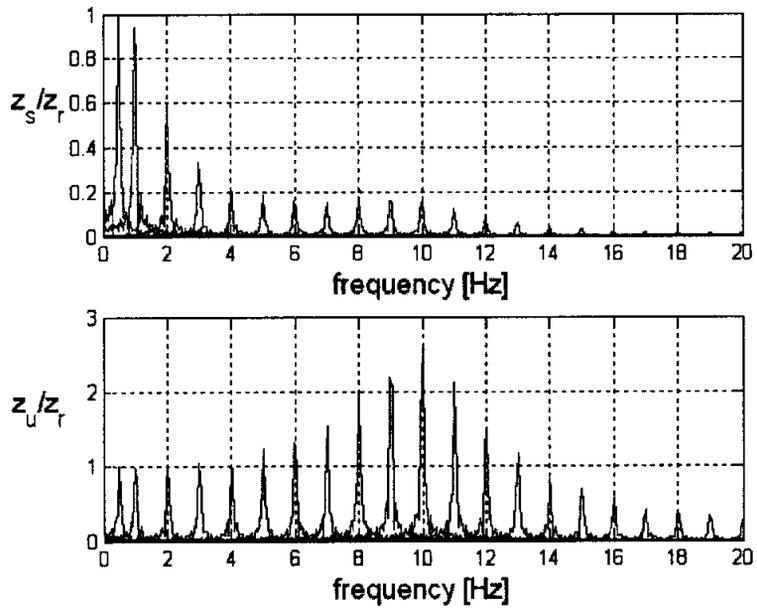


Fig. 4.8 Displacement transmissibility of the hybrid control

4.3 MR댐퍼 모델을 사용한 반능동 현가시스템

본 절에서는 위의 2.4절에서의 제작된 MR댐퍼의 댐퍼모델을 적용하여 시뮬레이션 하였다.

Fig. 16과 식 (2.2)에서 제어 전압으로 제어할 수 있는 감쇠력은 429 ~ 1338 [N]이다. 제어 시 요구하는 감쇠력과 속도에 대한 감쇠력의 차이가 429 [N]보다 작을 때는 제어 할 수가 없고 1338 [N]보다 클 때도 제어 감쇠력은 1338 [N]이다.

4.3.1 스카이-훅 제어 결과

Fig. 4.3의 스카이-훅 제어를 위한 반능동형 현가시스템의 시뮬레이션 모델에 MR댐퍼모델과 스카이-훅 제어에 따른 제어 전압을 인가하는 제어블록을 추가한 시뮬레이션 모델을 Fig. 4.9에 나타내었다.

Fig. 4.10은 각 주파수의 변위전달률을 나타내었다. 위 그림은 스프링 상부 질량의 변위 전달률을 나타내었고, 아래 그림은 스프링 하부 질량의 변위 전달률을 나타내었다. 스프링 상부 질량의 공진주파수인 2 [Hz]부근으로 이동되었고, 변위 전달률이 약 1.3으로 증가하였다. 스프링 하부 질량의 공진주파수인 10 [Hz]에서의 변위 전달률은 약 1.7로 나타났다.

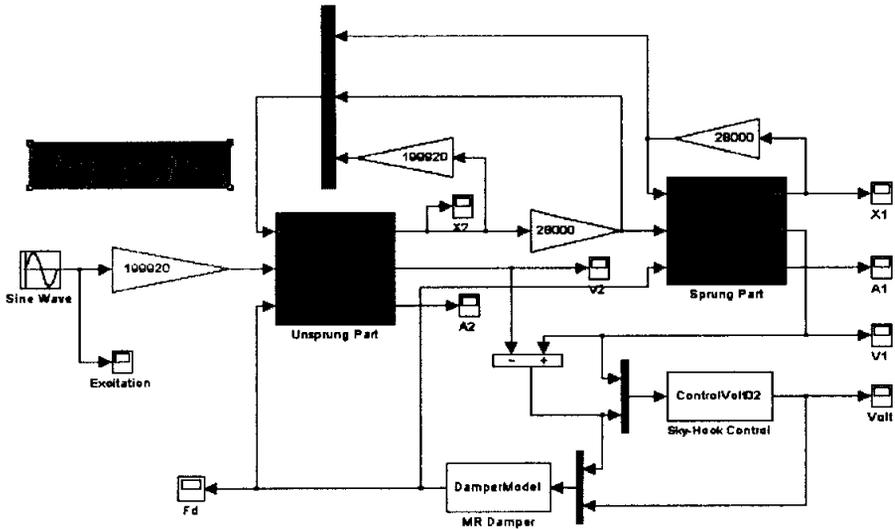


Fig. 4.9 1/4 car semi-active suspension system using the MR damper model for the sky-hook control

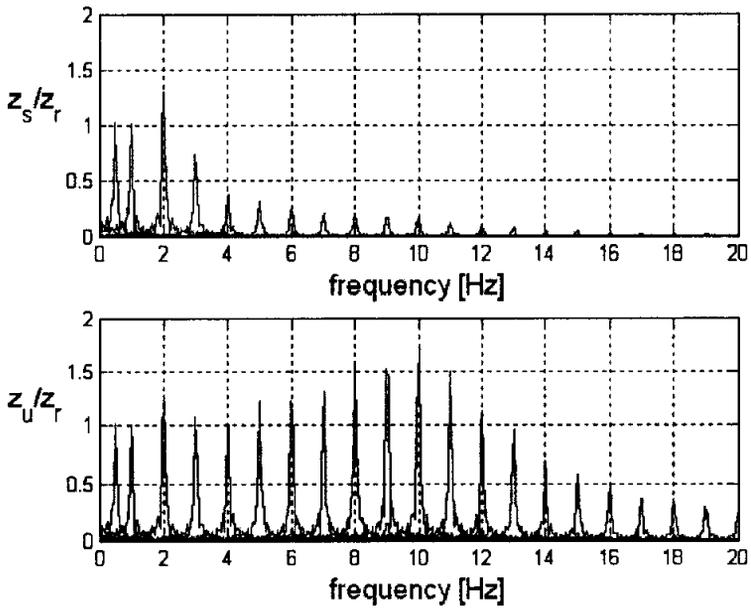


Fig. 4.10 Displacement transmissibility of the sky-hook control

4.3.2 그라운드-훅 제어 결과

Fig. 4.5의 그라운드-훅 제어를 위한 반능동형 현가시스템의 시뮬레이션 모델에 MR댐퍼모델과 그라운드-훅 제어에 따른 제어 전압을 인가하는 제어블록을 추가한 시뮬레이션 모델을 Fig. 4.11에 나타내었다.

Fig. 4.12는 각 주파수의 변위전달률을 나타내었다. 위 그림은 스프링 상부 질량의 변위 전달률을 나타내었고, 아래 그림은 스프링 하부 질량의 변위 전달률을 나타내었다. 스프링 상부 질량의 공진주파수인 2 [Hz]부근으로 이동되었고, 변위 전달률이 약 1.4이고 스프링 하부 질량의 공진주파수인 10 [Hz]에서의 변위 전달률은 약 0.8아래로 감소하였다.

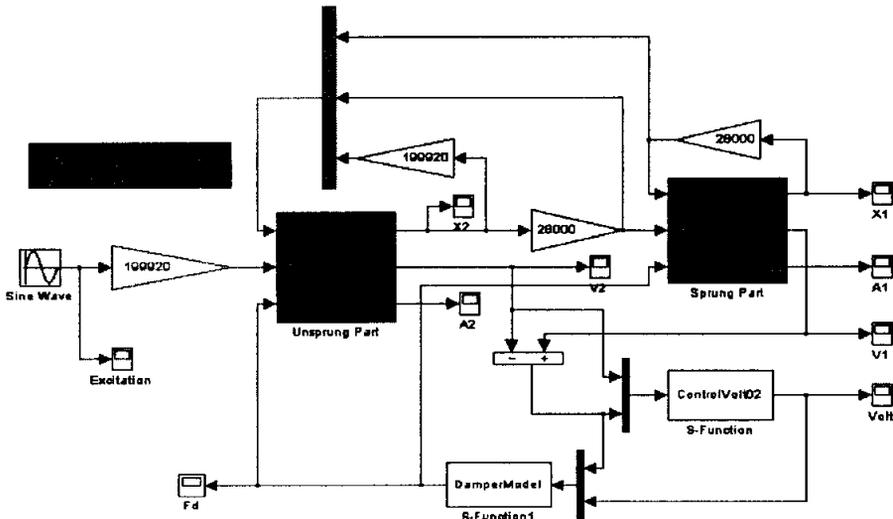


Fig. 4.11 1/4 car semi-active suspension system using the MR damper model for the ground-hook control

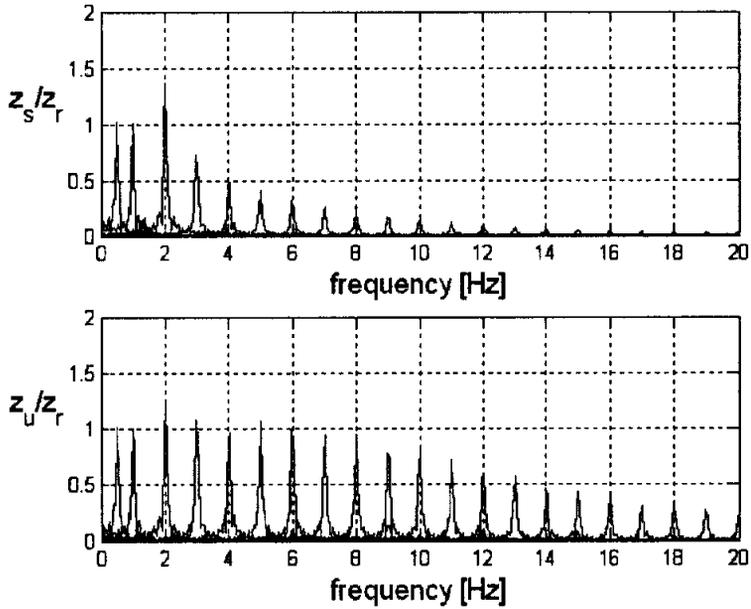


Fig. 4.12 Displacement transmissibility of the ground-hook control

4.3.3 하이브리드 제어 결과

Fig. 4.7의 하이브리드 제어를 위한 반능동형 현가시스템의 시뮬레이션 모델에 MR댐퍼모델과 하이브리드 제어에 따른 제어 전압을 인가하는 제어블록을 추가한 시뮬레이션 모델을 Fig. 4.13에 나타내었다.

Fig. 4.14는 각 주파수의 변위전달률을 나타내었다. 위 그림은 스프링 상부 질량의 변위 전달률을 나타내었고, 아래 그림은 스프링 하부 질량의 변위 전달률을 나타내었다. 스프링 상부 질량의 공진주파수인 2 [Hz]부근으로 이동되었고, 변위 전달률이 약 1.3이고 스프링 하부 질량의 공진주파수인 10 [Hz]에서의 변위 전달률은 약 1.7로 나타났다.

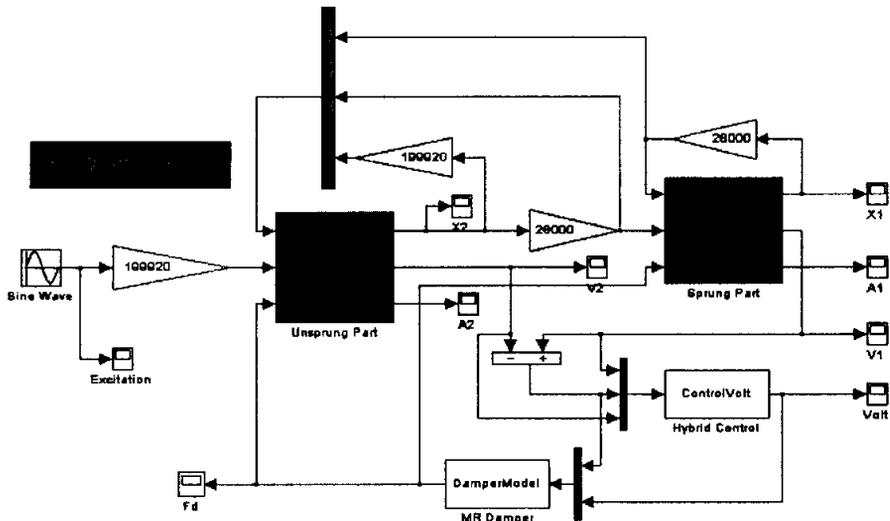


Fig. 4.13 1/4 car semi-active suspension system using the MR damper model for the hybrid control

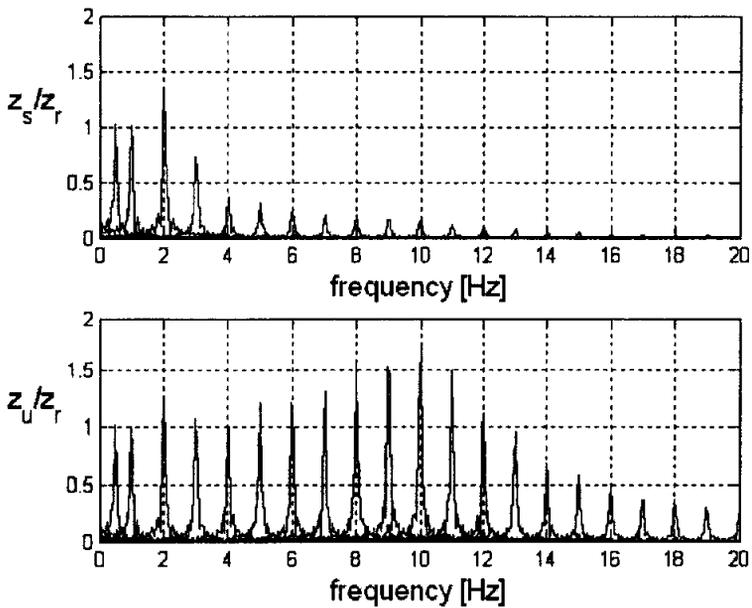


Fig. 4.14 Displacement transmissibility of the hybrid control

제 5 장. 1/4차량 현가 시스템의 시험

5.1 실험방법 및 실험장치

본 시험에 사용된 1/4 차량 시뮬레이터를 Fig. 5.1에 나타내었다. 시뮬레이터는 스프링 상부 질량부, 스프링 하부 질량부, 유압 가진부로 구성되어있다. 스프링 상부 질량의 질량을 조절할 수 있고, 스프링 하부 질량의 질량도 조절할 수 있다. 유압 가진부에는 변위센서가 있어 가진 변위를 확인할 수 있다.

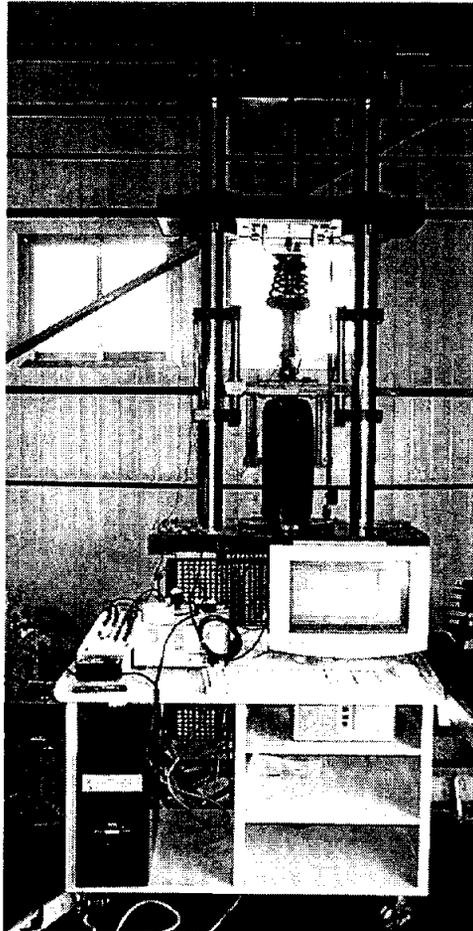


Fig. 5.1 1/4 car simulator

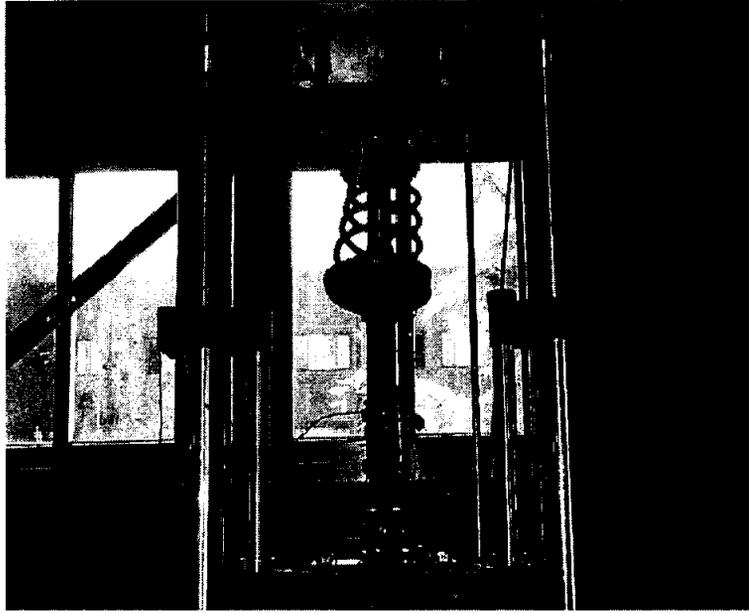


Fig. 5.2 1/4 car simulator with MR damper

Fig. 5.2는 1/4 차량 시뮬레이터에 장착된 MR댐퍼이다.

스프링 상부 질량과 스프링 하부 질량에 Crossbow사의 CXLM 모델로 ± 4 [G]까지 측정 가능한 가속도 센서와 Novotechnik사의 LWH 300 모델로 ± 150 [mm]까지 측정 가능한 변위센서를 부착하였다. Fig. 5.3과 Fig. 5.4는 스프링 상부질량과 스프링 하부질량에 각각 부착된 가속도 센서이고 Fig. 5.5와 Fig. 5.6은 스프링 상부질량과 스프링 하부질량에 각각 부착된 변위센서이다.

변위센서와 가속도센서에서의 데이터 획득과 MR댐퍼의 제어는 dSPACE사의 DS1003보드와 DS2201 A/D, D/A 카드를 사용하였고 Fig. 5.7에 나타내었다.

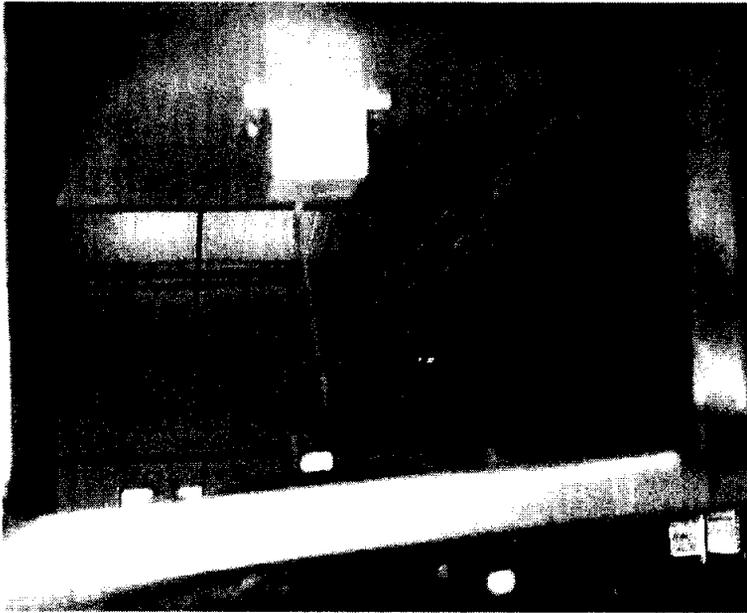


Fig. 5.3 Accelerometer of sprung mass



Fig. 5.4 Accelerometer of unsprung mass

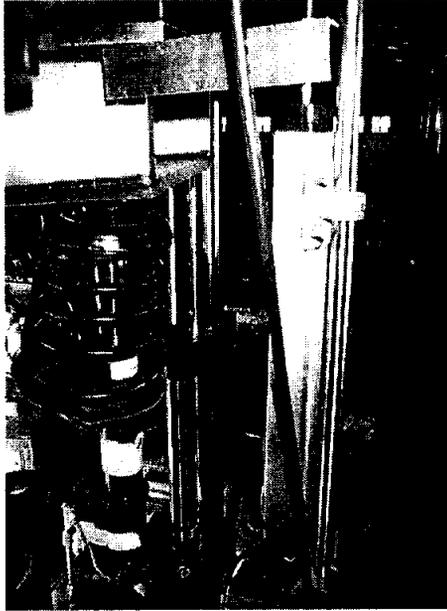


Fig. 5.5 Linear potentiometer of sprung mass

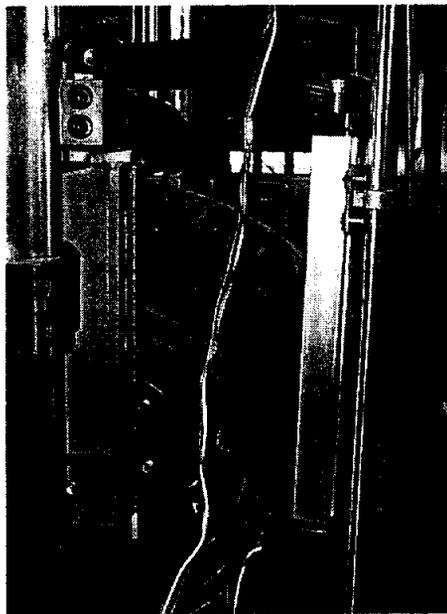


Fig. 5.6 Linear potentiometer of sprung mass

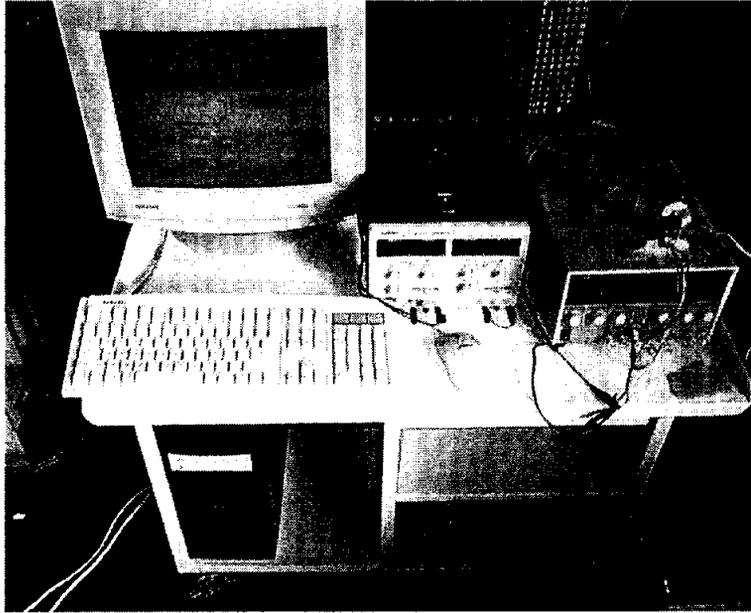


Fig. 5.7 Data acquisition equipment and power supply

제어전압을 결정하기 위해서 스프링 상부 질량과 스프링 하부 질량의 가속도를 측정하여 속도로 변환하여 사용하였다. 가속도를 속도로 변환하기 위해서 적분기 역할을 하는 저주파 통과 필터(Low pass filter)와 DC성분을 제거하는 고주파 통과 필터를 사용하였다.

필터는 식(5.1)에 나타내었다.

$$F = K \frac{2\pi f_i}{s + 2\pi f_i} \frac{s}{s + 2\pi f_{dc}} \quad (5.1)$$

여기서, K 는 게인, f_i 는 저주파 통과 필터의 절단(cut-off) 주파수, f_{dc} 는 고주파 통과 절단 주파수이다.

식(5.1)을 이산시간 필터로 변환하여 식(5.2)에 나타내었고 Fig. 5.8은 필터의 Bode diagram이다.

$$D.F = K_d \frac{z+1}{\left(\frac{2}{T} + 1\right)z + 1 - \frac{2}{T}} \frac{\frac{2}{T}(z-1)}{\left(\frac{2}{T} + 1\right)z + 1 - \frac{2}{T}} \quad (5.2)$$

여기서 K_d 는 1.02760164702928이고 T 는 0.001이다.

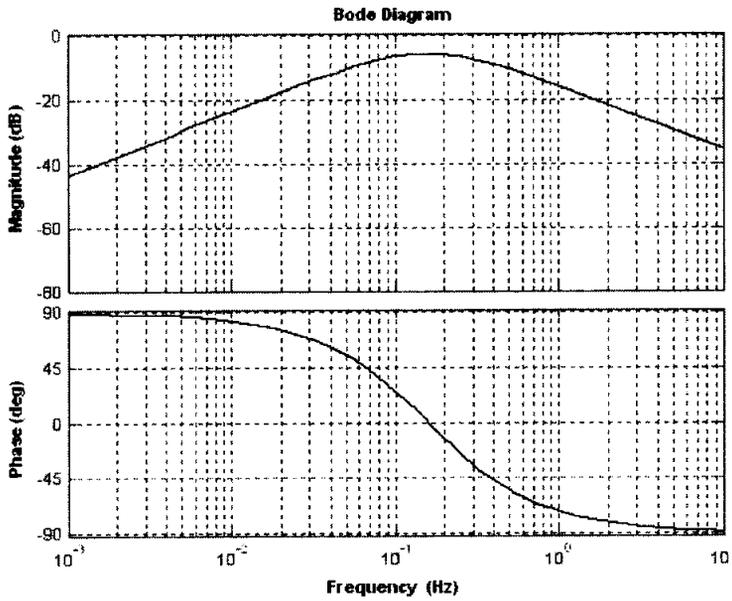


Fig. 5.8 Bode diagram of filter

Table 4 에 나타난 변위와 주파수에 따라 싸인곡선으로 가진하여 정상상태 때의 10초 동안의 데이터를 획득하였다.

Table 4 Experimental conditions

Displacement [mm]	Frequency [Hz]
38	0.5
21	1
12	2
6.85	3
3.8	4
2.75	5
2	6
1.5	7
1	8
0.8	9
0.7	10

5.2 수동형 현가시스템

실제 자동차에 사용되고 있는 댐퍼를 1/4 차량 시뮬레이터에 장착하고 각각의 주파수에서 실험하였다.

Fig. 5.9은 각 주파수의 변위전달률을 나타내었다. 위 그림은 스프링 상부 질량의 변위 전달률을 나타내었고, 아래 그림은 스프링 하부 질량의 변위 전달률을 나타내었다. 스프링 상부 질량의 변위전달률은 Fig. 4.2에서 나타낸 수동형 현가시스템의 스프링 상부 질량 변위전달률과 유사하다. 그러나 스프링 하부 질량의 변위 전달률은 7 [Hz]에서 감소하였다. 스프링 하부 질량의 공진주파수인 10 [Hz]에서의 변위 전달률이 나타나지 않았다.

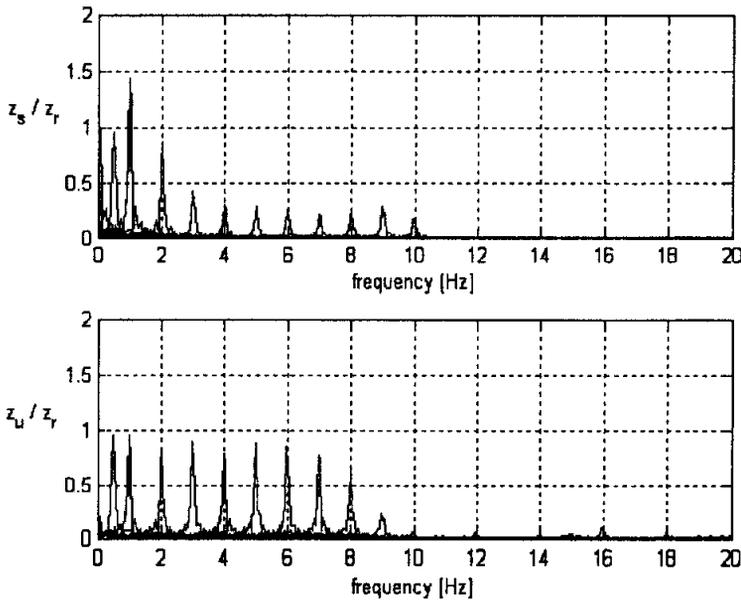


Fig. 5.9 Displacement transmissibility of the passive control

5.3 반능동형 현가시스템

제작한 MR댐퍼를 1/4차량 시뮬레이터에 장착하고 각각의 1/4 차량에

장착하였다. 수동형 현가시스템과 동일한 시험 조건으로 가진하였다.

5.3.1 스카이-훅 제어 결과

Fig. 5.10는 Fig. 4.10의 스카이-훅 제어 시뮬레이션 결과와 차이를 보인다. 특히 3 [Hz]이상에서 시뮬레이션 결과보다 증가했음을 볼 수 있다. 그리고 스프링 하부 질량의 공진주파수에 변위진달률이 시뮬레이션과 많은 차이를 보이고 있다.

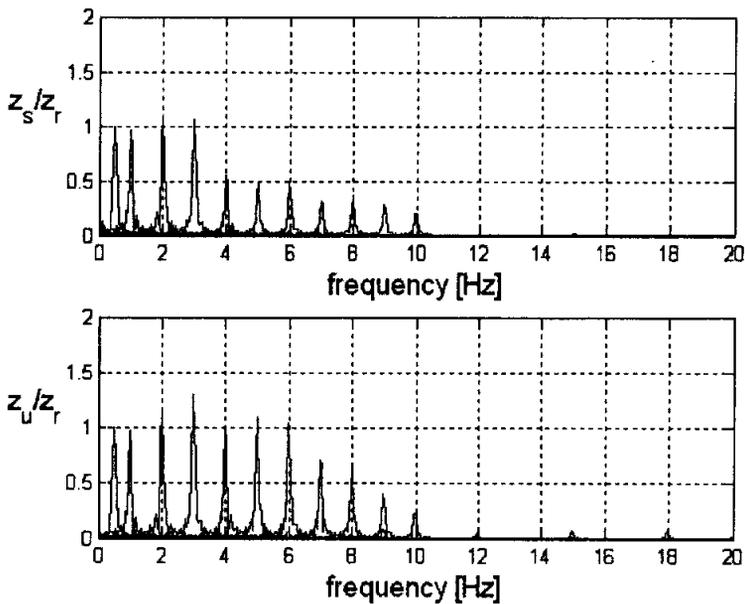


Fig. 5.10 Displacement transmissibility of the sky-hook control

5.3.2 그라운드-훅 제어 결과

Fig. 5.11는 스프링 상부 질량의 공진주파수에서 변위진달률이 스카이-훅 제어보다 증가하였다. 그러나, 3 [Hz]이상의 주파수에서의 변위진달률이 Fig. 4.12의 그라운드-훅 제어 시뮬레이션 결과보다 증가하였다.

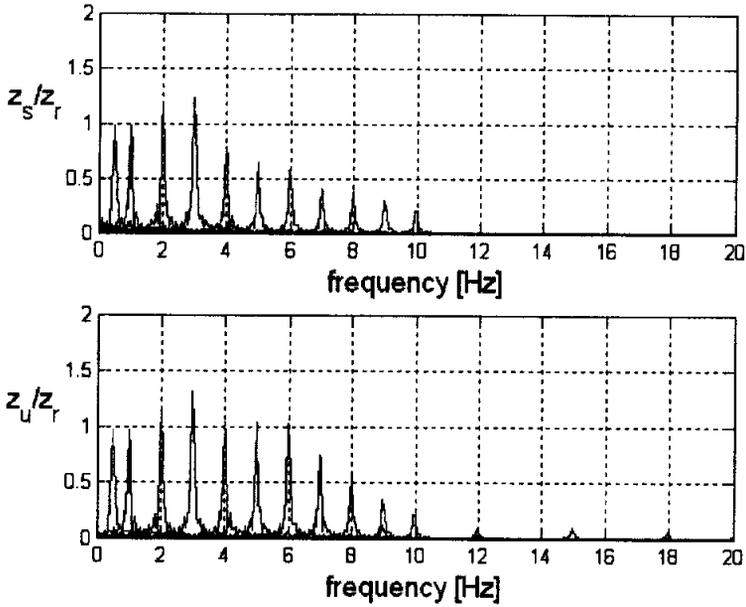


Fig. 5.11 Displacement transmissibility of the ground-hook control

5.3.3 하이브리드 제어 결과

Fig. 5.12은 Fig. 4.14의 스카이-훅 제어 시뮬레이션 결과와 차이를 보인다. 특히 3 [Hz]이상에서 시뮬레이션 결과보다 증가했음을 볼 수 있다. 그리고 스프링 하부 질량의 공진주파수에 변위진달률이 시뮬레이션과 많은 차이를 보이고 있다.

스카이-훅 제어와 비슷한 경향을 보인다.

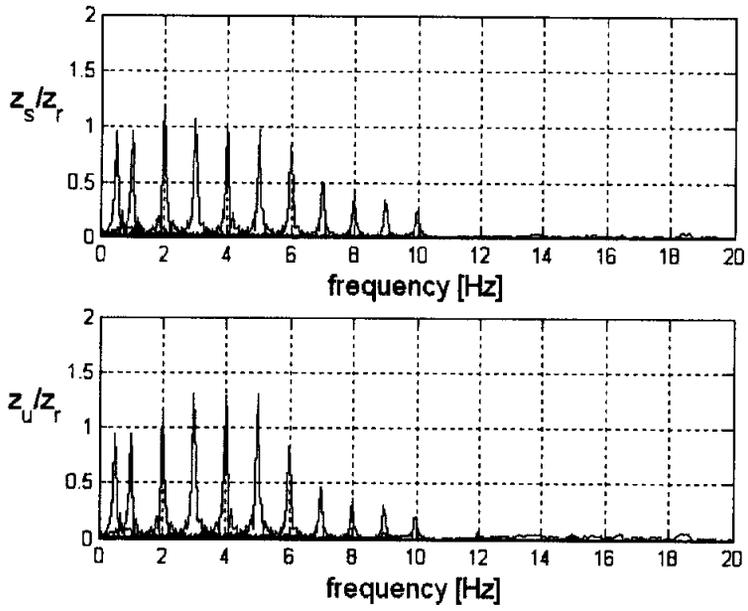


Fig. 5.12 Displacement transmissibility of the hybrid control

제 6 장. 수정된 MR댐퍼모델을 사용한 시뮬레이션

시험결과가 시뮬레이션 결과와 많은 차이를 보였고, 수동형 현가 시스템보다 성능향상이 없었다. 그리고 스프링 하부 질량의 공진주파수에서의 변위 전달률은 시뮬레이션결과와 완전히 다른 결과를 보였다.

그래서 두 가지 시뮬레이션 다시 수행하였다.

첫 번째는 MR댐퍼를 사용한 시뮬레이션 모델에 1/4 차량 시뮬레이터 시험과 같은 가진 입력을 넣어 시뮬레이션 하였다.

두 번째는 MR댐퍼모델에서 제어전압에 대한 감쇠력을 수정하여 1/4 차량 시뮬레이터 시험 조건과 같은 가진입력으로 시뮬레이션 하였다.

6.1 가진조건을 수정한 시뮬레이션

앞 절의 시뮬레이션에서는 모든 주파수에서 10 [mm]로 가진 입력을 하였다. 이 절에서는 1/4 차량 시뮬레이터 시험과 같게 Table 4의 조건으로 가진하였다.

스카이-훅 제어로 시뮬레이션한 Fig. 6.1의 결과는 4.3.1절에서의 시뮬레이션 결과보다 나빠졌고, 시험결과와 유사하다. 특히, 스프링 하부 질량의 공진주파수에서의 진폭진단률이 시험결과와 같은 결과를 보이고 있다.

Fig. 6.2는 변위 1.5 [mm], 주파수 7 [Hz]일 때의 제어전압, 감쇠력, 스프링 상부 질량의 속도, 스프링 상부 질량과 스프링 하부 질량사이의 상대속도를 나타내었다. 스프링 상부 질량의 속도와 스프링 상부 질량과 스프링 하부 질량사이의 하부 속도는 10000배 하여 나타내었다.

스프링 상부 질량의 속도와 상대속도의 곱이 0보다 큰 경우인데도 제어 전압이 나가지 않고 있다. 이 현상은 제어에 필요한 감쇠력이 429 [N]보다 작기 때문이다.

429 [N]은 MR댐퍼의 마찰력과 가스 챔퍼에 의해 생긴 힘의 합이다. 때문에 아주 저속구간에서도 429 [N]의 힘이 MR댐퍼에서 발생한다.

감쇠력이 429 [N]이고 상대속도가 0.0015[m/s]이면 감쇠계수는 286000 [Ns/m]가 된다. 이는 전체 시스템에서 아주 큰 감쇠비로 작용한다. 그렇기 때문에 7 [Hz] 이상의 주파수에서 변위전달률이 아주 작게 감쇠하

였다.

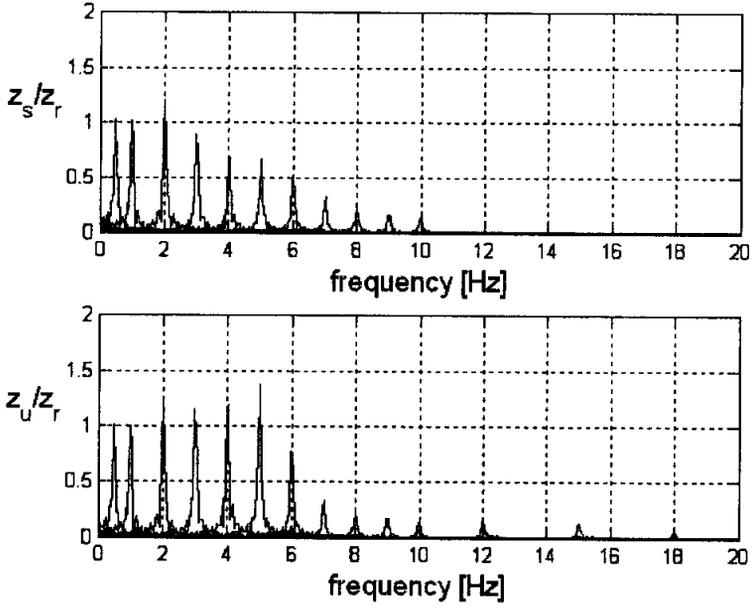


Fig. 6.1 Displacement transmissibility of the sky-hook control

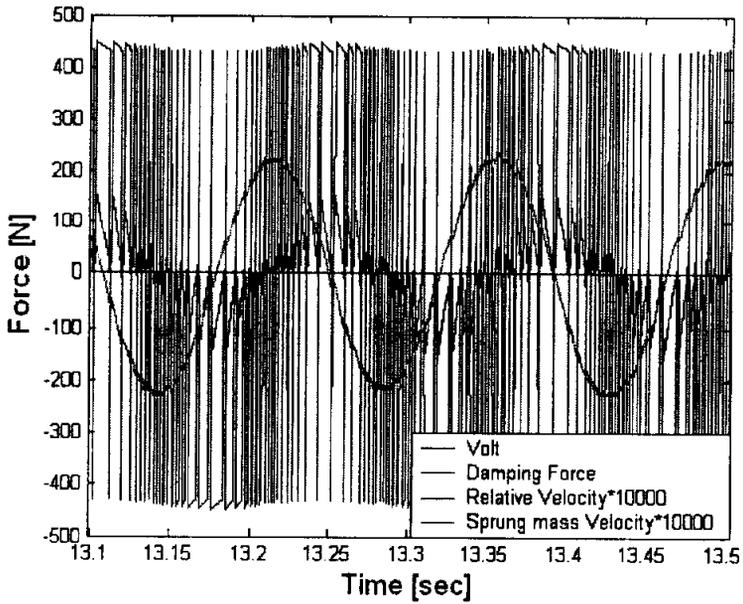


Fig. 6.2 Force vs. Relative velocity

6.2 수정된 MR댐퍼 모델을 사용한 시뮬레이션

MR댐퍼모델에서 제어전압에 의한 감쇠력의 범위 429 ~ 1338 [N]을 0 ~ 5 [V]까지의 제어 전압에 따라 감쇠력이 선형적으로 100 ~ 2600 [N]까지 증가하도록 MR댐퍼모델을 수정하였다. Fig. 6.3인 수정한 제어 전압과 감쇠력선도이다.

댐퍼 모델에서 속도와 감쇠력모델은 앞 절과 같이 사용하였다.

지면가진 조건도 1/4 차량 시뮬레이터 시험과 같은 조건으로 가졌다.

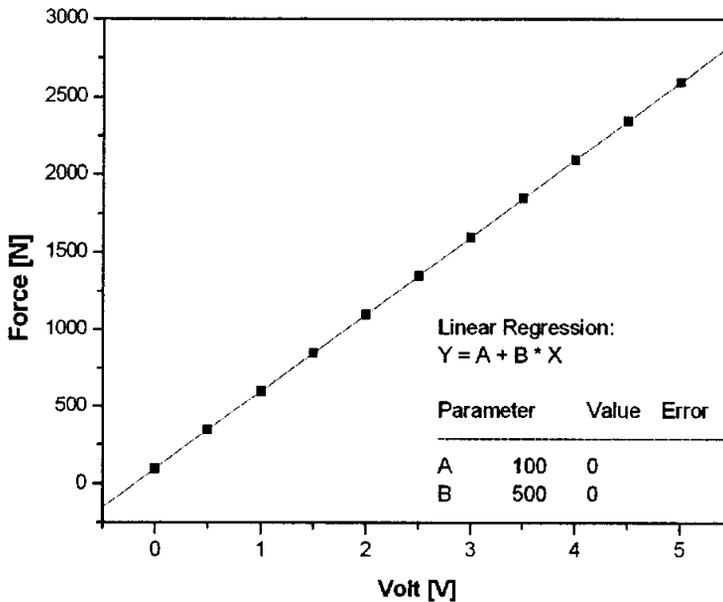


Fig. 6.3 Force-control volt curve

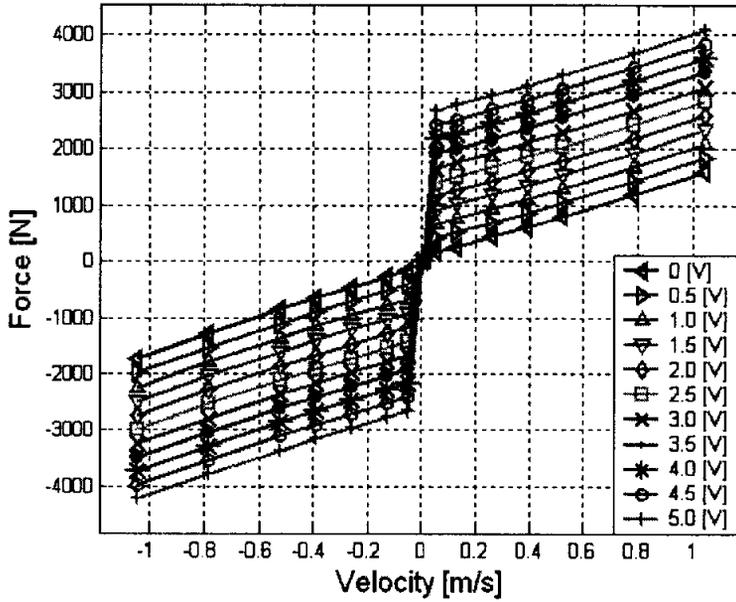


Fig. 6.3 Force-Velocity characteristics of an Modified MR damper model

6.2.1 스카이-훅 제어 결과

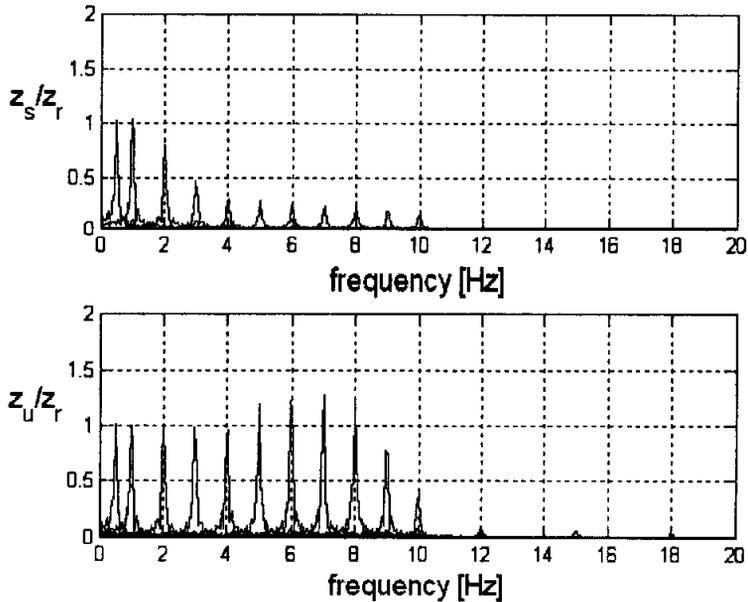


Fig. 6.4 Displacement transmissibility of the sky-hook control

스프링 상부 질량의 변위전달률이 Fig. 4.4의 이론적인 스카이-훅 제어와 유사하게 나타났다. 그러나 스프링 하부 질량의 변위전달률도 8 [Hz]이상에서 다르게 나타났다. 이 현상은 Fig. 6.2와 같은 이유로 나타난다.

6.2.2 그라운드-훅 제어 결과

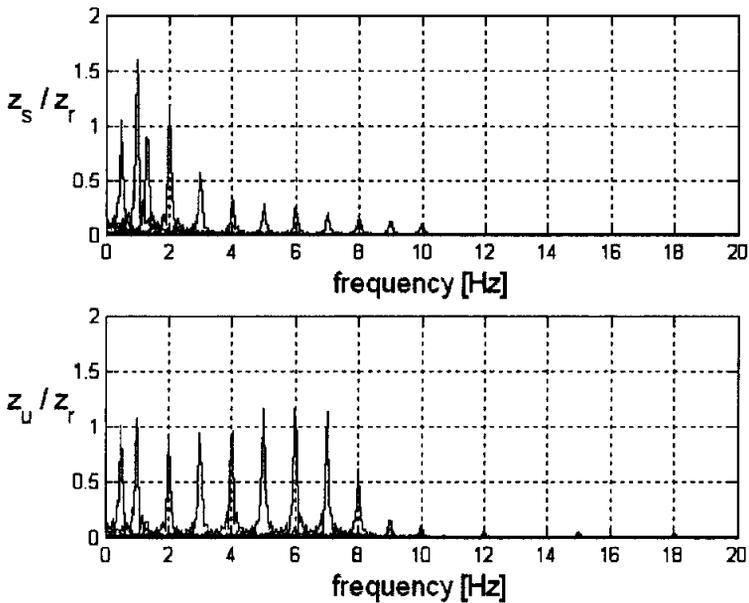


Fig. 6.5 Displacement transmissibility of the ground-hook control

스프링 상부 질량의 변위전달률이 Fig. 4.6의 이론적인 그라운드-훅 제어와 유사하게 나타났다. 그러나 스프링 하부 질량의 변위전달률도 8 [Hz]이상에서 다르게 나타났다. 이 현상은 Fig. 6.2와 같은 이유로 나타난다.

5.2.3 하이브리드 제어 결과

스프링 상부 질량의 변위전달률이 Fig. 4.8의 이론적인 하이브리드 제어와 유사하게 나타났다. 그러나 스프링 하부 질량의 변위전달률도 8 [Hz]이상에서 다르게 나타났다. 이 현상은 Fig. 6.2와 같은 이유로 나타난다.

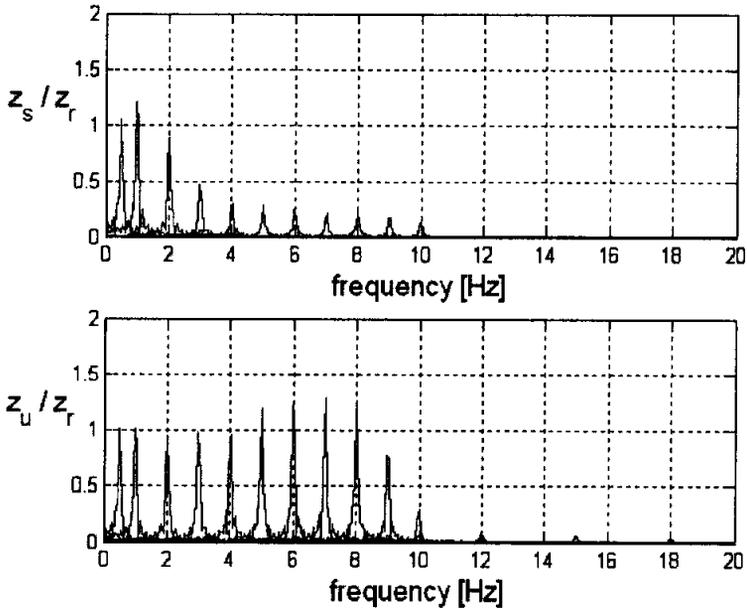


Fig. 6.6 Displacement transmissibility of the hybrid control

제 7 장. 결 론

LORD사의 MRF-132AD를 사용하여 MR댐퍼를 제작하였고, 1/4차량 시뮬레이터에서 수동댐퍼와 MR댐퍼를 장착하여 각 주파수에 따른 변위 전달률을 비교 연구하였다.

제작된 MR댐퍼는 응답시간이 약 20ms 정도이고 응답시간의 대부분은 전류 인가 시 지연시간이다. 전류공급장치를 더욱 개선하면 더 빠른 응답시간으로 제어가 가능함을 알 수 있었다.

기본적인 MR댐퍼 실험결과로부터 MR댐퍼모형을 만들었다. MR댐퍼모형을 1/4차량 시뮬레이션 모델에 포함하여 시뮬레이션 하였다.

본 연구에서는 제작된 MR댐퍼를 사용한 반능동 현가시스템의 승가감이 수동식 현가시스템에 비해 부분적으로 향상되었으며 제작된 MR댐퍼의 성능이 크게 개선되어야 할 여지를 남겨 주고 있다.

스프링 하부 질량의 공진주파수에서 변위전달률이 다르게 나타나는 이유는 1/4차량 시뮬레이터의 시험조건에서 7 [Hz]이상에서 상대속도가 아주 작게 되고 마찰력과 가스 챔버에 의한 힘의 합인 427 [N]의 감쇠력이 작용하기 때문에 큰 감쇠계수를 가지게 되어 전체 시스템에서 아주 큰 감쇠비로 작용한다. 따라서 전폭전달률도 감소하게 된다.

MR댐퍼의 제어전압에 따른 감쇠력이 0[V]일 때 작고, 5[V]일 때 큰 감쇠력을 발생할 수 있어야 제어가 가능함을 시뮬레이션을 통해서 보았다.

제작된 MR댐퍼의 오리피스 간격을 보다 크게 하고 코일의 권 수를 증가시켜 제어 가능한 감쇠력의 폭을 증가시켜야 함 알 수 있었다.

참 고 논 문

- 1) Decker, H., Schram, W. and Kallenbach, R., "A Modular Concept for Suspension Control", SAE 905124, 1990.
- 2) Richardson, R.M., "Adaptive Suspension Damping", FISITA, SAE 845053, 1984.
- 3) Aoyama, Y., kawabat, K., Hasegaw, S., Kobari, Y., Sato, M., and Tsuruta, E., "Development of the Full Active Suspension by Nissan", SAE 901747, 1990.
- 4) Rakheja, S. and Sankar, S., "Vibration and Shock Isolation Performance of a Semi-active On-Off Damper", J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 107, pp 398-403, Oct. 1985.
- 5) Thompson, A.G., "An Active Suspension with Optimal Linear State Feedback", Vehicle System Dynamics, 5, pp. 187-203, 1976.
- 6) Thompson, A.G., and Salzborn, F.J.M., "Active Suspensions with Vibration Absorbers and Optimal Output Feedback Control", SAE 841253, 1984.
- 7) Gordon, T.J., Marsh, C., and Milsted, M.G., "Control Law Design for Active and Semi-active Automobile Suspension Systems", VDI Berichte 816, pp. 537-546, 1990.
- 8) Kawagoe, K. and Iguchi, M., "Semi-active Control and Optimum Preview Control Applications to Vehicle Suspension", JSAE Review, pp. 24-31, Aug. 1985.
- 9) Yeh, E.C., Lu, S.H., and Chen, C.C., "A Genetic Algorithm

- Based Fuzzy System or Semi-active Suspension System Design”, AVEC 94, 1994.
- 10) Moran, A., Hasegawa, T., and Nagai, M., “Continuously Controlled Semi-active Suspension using Neural Networks”, AVEC 94, pp. 305-310, 1994.
 - 11) 황성호, “연속 가변 댐퍼 hardware-in-the-loop 시뮬레이션을 이용한 현가 시스템의 차량 동역학적 해석”, 서울대학교 박사 학위 논문, 1997.
 - 12) Koch, C DE, “Development of a New Continuously Variable Damper for Semi-active Suspensions”, IMechE. Pp. 141-151, 1992.
 - 13) Emura, J., et al., “Development of the Semi-active Suspension System Based on the Sky-Hook Damper Theory”, SAE 940863, 1994.
 - 14) 최승복, 최영태, 박우철, 정재천, 서문석, 여문수, “연속가변 ER 댐퍼의 제어 및 응답특성”, 한국자동차공학회 논문집 제4권 제 6호, pp. 164-174, 1996.
 - 15) Yi. K., Seo, J.Y., and Choi, K.R., “An Investigation into the Control and Performance of Vehicle Semi-active Suspension”, AVEC 96, pp. 47-61, 1996.
 - 16) C. Charalambous, A. Brunning, and I. L. Crawford, “The design and advanced development of a semi-active suspension”, IMechE No. C382/058, pp.539-546, 1989
 - 17) O. Ashour and C. Rogers, “Magnetorheological Fluids Materials, Characterization, and Devices, “Journal of

- Intelligent Materials Systems and Structures", Vol. 7, pp. 123-130, 1996.
- 18) Mark R. Jolly, Jonathan W. Bender and J. David Carlson, "Properties and Applications of Commercial Magnetorheological Fluids", Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 10, January 1999.
 - 19) Daniel J. Inman, "Engineering vibration", Prentice Hall International Inc, London, pp. 73 - 76, 1996.
 - 20) D. Karnopp, M. J. Crosby and R. A. Harwood, "Vibration Control Using Semi-Active Force Generators", J. Engineering for Industry, ASME No. 73-DET-122, pp. 619-626, 1973.
 - 21) M. Valasek, M. Novak, Z. Sika and O. Vaculin, "Extended Ground-Hook-New Concept of Semi-Active Control of Truck's suspension", Vehicle System Dynamics, No. 27, pp. 289-303, 1997.
 - 22) Christopher A. Pare, "Experimental Evaluation of Semiactive Magneto-Rheological Suspensions for Passenger Vehicles", M. S. Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 1998
 - 23) Using MATLAB, The Mathworks Inc., 2000.

감사의 글

논문 작성과 석사 생활에 있어 부족함이 많은 저에게 아낌없는 지도와 격려를 주신 백운경 교수님께 진심으로 감사드립니다. 실험하는 동안 저의 많은 실수를 부드러운 미소로 깨우쳐 주시고 학위심사를 맡아 주신 이일영 교수님께 감사드립니다. 학부 때부터 많은 격려를 해주시고 학위심사를 맡아 주신 안두성 교수님께 감사드립니다. 학부시절 공부하는 방법을 알려주신 전기 제어계측공학부의 최연옥 교수님께 감사드립니다.

태어나서 석사생활을 마치는 동안 아무 걱정 없이 공부를 할 수 있게 저를 믿어 주신 부모님께 진심으로 감사드립니다. 사랑합니다. 아버지 어머니님. 용돈 한 번 제대로 못 준 오빠를 믿고 따라준 동생 선영에게도 고마움을 전하며, 항상 저에게 기쁨과 행복을 주는 종합선물세트인 나의 짝 정지연에게 고마움을 전합니다.

저의 실험실 생활 처음부터 지금까지 저와 같이 생활하고 많은 것을 가르쳐주고 도와주신 이종석님께 고마운 마음을 드립니다. 1년을 같이 생활했지만 저에게 많은 도움을 준 영기형 앞길에 좋은 일만 있길 바라는 마음으로 고마움을 전합니다. 마지막 실험하는 동안 자신의 일처럼 정말 열심히 도와준 성원에게 고마움을 전하고 많은 성취가 있길 기원합니다. 자신의 일 항상 최선을 다하는 진규도 남은 석사생활 잘 마무리하길 바랍니다. 실험실에서 같이 석사생활을 시작한 희경이 서로 많은 이야기와 격려에 고마움을 전합니다. 항상 염기적이고 유머적으로 저를 대해준 태민이에게도 한 톨을 돌립니다. 그리고 졸업 뒤에 자주 실험실에 와서 실험실원들을 챙겨주고 여러 가지로 관심을 가져준 나의 동기 김재수에게 또한 많은 고마움을 전합니다.

대우정밀에 박재우 박사님, 이 번에 과장이 대신 이동락님, 허장도님, 대우정밀에서 실험하는 동안 도움을 주신 모든 분께 감사드립니다. 지금은 자신의 꿈을 찾아 떠났지만 계시는 동안 늦게까지 퇴근도 못하면서 도와주신 박기영님에게 감사드립니다.

돈 없는 친구에게 항상 따듯했던 친구들 회장, 수동, 원규에게 고마움을 전합니다.

저에게 알게 모르게 도움을 주신 모든 분들께 고마운 마음을 전합니다.