

차량 현가 제어시스템의 개요 및 개발현황

송 병 석, 손 영 일, 이 종 호
고등기술연구원 제어기술팀

1. 서론

차량의 현가 시스템은 차량의 차체와 바퀴를 서로 연결하여 주는 장치로 선회 시나 가감속 시, 혹은 하중변화 시 차체력에 반작용하여 차량의 자세를 적절히 유지하는 역할과 조종안정성을 위해 바퀴와 노면사이의 지속적이고 일정한 접촉을 유지하는 역할과 함께 승차감을 위해 도로 노면의 불균일함으로부터 발생하는 차체의 진동을 억제하는 역할을 하고 있다. 그러나, 이러한 성능들은 서로 상충하는 경향을 보여 주고 있기 때문에 현가 시스템의 설계에 있어서는 절충을 필요로 하며 따라서 설계 목표들을 동시에 달성하는 데에는 한계가 있게 된다.

이러한 한계를 극복하기 위하여 현가 제어시스템이 활발하게 연구 개발되어 왔다. 능동 현가 제어시스템은 기존의 현가 시스템을 구성하던 스프링과 댐퍼를 능동 작동기로 대체하는 것으로 차량의 운동상태에 따라 임의의 힘을 가해줄 수 있게 됨으로 인하여, 상충되는 설계 목적들 사이에서 좀더 나은 절충점을 찾을 수 있게 되어, 승차감의 향상, 차체의 중회향방향을 솔립의 제어, 조종안정성의 향상 등의 효과를 가져온다. 그러나, 시스템이 복잡하며, 중량이 크고, 고 에너지, 고가이며, 고장 및 오동작시의 불확실성 등의 단점이 있어서 실용화되지는 못하고 있다. 반능동 현가 제어시스템은 기존의 현가 시스템의 댐핑 계수를 변화시킬 수 있는 가변 댐퍼로 대체한 것으로 가변 댐퍼에 의한 댐핑력이 오직 힘이 소산되는 경우에만 제어력을 추종할 수 있는 한계 때문에 능동 현가 제어시스템의 성능을 제한적으로만 추종할 수가 있으나, 최근에 와서는 이러한 상대적 열세를 외란에 강인하고 비선형 동역학적 특성을 감안한 지능형 제어 알고리즘을 적용하여 성능한계를 어느 정도 극복하면서 비교적 간단하며, 에너지 소모가 적고, 비교적 저가인 시스템을 개발하는 것이 가능하게 되었다.

한편 산업체에서는 민수분야의 경우, 중대형차를 중심으로 차량 성능 개발 전략이 기존의 승차감 중심 경향에서 벗어나, 모든 영역에서 우수한 차, 즉 승차감이 우수하면서도 조종안정성이 또한 우수한

차량의 개발을 요구하고 있다. 따라서 고성능 사시 제어시스템의 개발, 적용이 이러한 측면에서 시급히 필요한 것으로 인식되고 있으며, 중대형 차종의 경우 현가 제어시스템의 채택이 그 해결책 중의 하나로 대두되고 있다. 또한 군수분야의 경우에는 승차감보다는 기동성을 확보하기 위한 조종 안정성에 중점을 두어 개발되어 왔다. 최근 들어 이러한 조종안정성은 야지주행성능(Cross-country performance)과 관련되어 피탄 확률을 줄임으로서 생존성을 확보할 수 있는 성능인자로 인식되면서 그 요구수준이 높아지고 있다. 또한 야지 주행 시 포탑 안정화시스템의 부담을 줄이고 화포의 사격 정확도를 유지하기 위해, 노면의 요철에 의한 동체의 진동을 최소화할 수 있는 승차기능에 대한 요구도 갈수록 높아지고 있다. 이러한 야지 주행성능은 기동성능의 하나로서 단순히 대출력의 엔진만으로는 획득할 수 없고 기존의 현가 시스템 성능보다 더 우수한 승차성능과 조종안정성을 갖고있는 현가 제어시스템 개발이 요구되고 있다. 이러한 진보된 현가 제어시스템의 개발에 있어서 기존의 사시 개발기술 외에 제어시스템 설계기술, 가변 댐퍼 개발기술, 차량 동역학 제어기술, 센서 및 제어기 설계기술 등이 필요하며 그 중에서도 제어 알고리즘 및 제어 시스템 설계기술이 가장 핵심적인 기술이라 할 수 있다.

2. 현가 제어시스템의 기능

현가 제어시스템의 주요 기능은 아래의 표 1과 같이 요약할 수 있다.

표 1. 현가 제어시스템의 주요기능.

제어기능	설명
승차감 제어	주행 중 노면의 요철로부터 차체를 진동 절연하여 승차감을 향상시킴
접지력 제어	주행 중 타이어가 노면을 잘 추종하도록 제어하여 차량의 조정성을 향상시킴
롤 제어	선회시 롤 각을 줄여주도록 제어
롤 모멘트 분포 제어	선회시 차량의 선회 특성을 조절, 과도한 선회시의 안정성을 향상시킴
피치 제어	주행 중의 앞 뒤축의 노면요철로 인한 피치각을 줄여주어 차량을 안정화시킴

안티-다이브/스쿼트 제어	급격한 제동/발전 시 앞 뒤의 현가 장치를 조정하여 피치각을 줄여줌
차고제어	승차인원수, 화물적재량, 노면 및 주행상태에 따라 차고(height)를 유지 혹은 조정하여 안정성을 향상시킴
도로파손의 방지	중대형 상용차의 경우 동적 타이어 접지력을 제어하여 차량의 운행으로 인한 도로의 파손 정도를 감소시킴

3. 현가 제어 시스템의 종류

현가 제어 시스템의 종류를 작동기와 제어범위에 따라서 분류해 보면 아래와 같으며 표 2와 같이 정리할 수 있다.

표 2. 현가 제어 시스템의 작동기와 제어범위에 따른 분류.

분류	모델	제어범위	
수동 현가시스템			
능동 현가시스템			
느린능동 현가시스템			
적응 현가시스템			
반능동 현가시스템			

3.1 수동 현가 시스템(Conventional suspension)

스프링과 댐퍼로 이루어지는 종래의 수동 현가 시스템은 고정된 비율로만 에너지를 저장하거나 소산하며, 발생하는 힘은 국부적인 상대운동에 의존하기 때문에 다양한 차량 성능의 요구 조건들을 모두 수용하지 못하고 차종 혹은 주행 노면의 조건에 따라 차별화된 현가 시스템을 설계해 왔으며 고정된 현가 시스템의 파라미터 설정으로 넓은 범위의 노면조건을 만족시켜야 했다. 이와 같은 한계를 극복하기 위하여 다양한 능동/반능동 현가 제어시스템이 개발되어 왔다.

3.2 능동 현가 제어시스템(Active suspension)

완전 능동 현가 제어시스템은 스프링과 댐퍼를 능동 작동기로 대체시킨 것으로 전 주파수 대역에 걸쳐서 능동 시스템의 이점을 최대한 활용할 수 있게 된다. 따라서 1Hz 근처의 차체 공진 모드 및 10Hz 근처에 위치하는 차륜의 공진모드(wheel-hop mode) 모두를 효과적으로 제어해 줄 수 있다. 그러나, 이 시스템은 복잡하고 고가이며 차체 안에서 많은 부분을 차지하게 되는 시스템 및 에너지 소모가 과다한 점, 또한 오동작시의 안전성을 보장하기가 어렵다는 문제점 등의 이유로 민수 분야에서 실용화하기에는 적합하지 아니하였다.

3.3 느린 능동 현가 제어시스템(Slow-active suspension)

느린 능동 현가 제어시스템은 완전 능동 현가 제어시스템에 대한 대안으로 개발된 것으로, 기존의 수동 현가 시스템의 구성품들을 사용하면서 추가로 차체 모드만을 제어하기 위한 목적으로 저 용량의 유압 작동기를 사용하는 시스템으로 저주파 감쇠요소, 스프링 역할을 하는 가스 accumulator, 고주파 감쇠요소인 쓰로틀 밸브, 정하중 지지를 위한 코일 스프링 등으로 구성되어있다. 고주파 영역의 특성은 기존 수동 현가 시스템이 담당하게 되며, 이 때 제어영역은 대개 7-8Hz정도이다. 이러한 시스템은 능동 현가 제어 시스템에 비해서 보다 현실적인 제어 시스템이라고 할 수 있으며 몇몇 양산차종에 적용되기도 하였다.

3.4 적응식 현가 제어시스템(Adaptive suspension)

적응식 현가 제어시스템은 제동 페달 센서, 쓰로틀 밸브 위치 센서(Throttle Valve Position Sensor), 조향 핸들각 센서(Steering Angle Position Sensor), 속도센서 등 차량의 전체적인 운동을 파악하는 데 필요한 간단한 센서들만을 이용하여 현재의 대략적인 주행 조건을 파악한 다음, 이에 대응할 수 있도록 현가장치 특성을 변화시키는 것이다. 적응식 현가 제어 시스템은 대개 2-3단의 가변 댐퍼로 구현되는데 이는 피스톤 밸브 내에서 댐핑 오리피스(orifice)의 패스를 서보 모터의 구동으로 변환시키는 방식으로 제어되며, 제어시스템의 응답속도도 100-300msec 정도로 느리다. 이 시스템은 차체의 자세제어에는 어느 정도 효과적이거나, 주행시의 노면 때문에 생기는 진동을 제어하여 승차감을 향상시키는 목적의 실시간 제어는 수행할 수 없다. 하지만 이 시스템은 능동 현가 제어 시스템에 비해서 단순하므로 1980년대부터 다양한 차종에 적용된 바 있다.

3.5 반능동 현가 제어시스템(Semi-active suspension)

반능동 현가 제어시스템은 외부 동력원을 거의 사

용하지 않고 주로 댐퍼의 특성을 가변시켜서 에너지의 소모율을 조절하는 방식이다. 작동기의 구조는 적응식 현가 제어시스템의 연장선상에 있으나, 차체의 가속도, 댐퍼의 상대속도, 차체속도 등의 추가적인 정보를 이용하여 실시간 되먹임 제어를 통하여 차량의 자세제어뿐만 아니라, 승차감 제어에 있어서도 좋은 성능을 발휘하게 된다. 능동 현가 제어시스템에 비해 기계적으로 단순하며 안전하고, 경제적인 장점이 있어서, 1990년대 이후로 활발하게 적용되고 있다. 이러한 반능동 현가 제어시스템은 자세제어에 있어서는 한계점을 가지고 있으나, 승차감 제어에 있어서는 능동 현가 제어시스템에 필적할 만한 성능을 보이고 있다. 표 3은 이러한 반능동 현가 시스템에 사용되는 가변 댐퍼를 방식에 따라 분류한 것이다.

표 3. 반능동 현가 제어 시스템용 가변 댐퍼의 분류.

단계	원리	특징
이산적 반능동식 (discrete semi-active)	a) 2중 밸브시스템에 의한 2-3단계 감쇠력 조절방식으로 2개의 독립된 감쇠 특성곡선 -서보모터 구동, 회전 밸브 제어시간 약 40~100ms	수동 및 자동, 큰 변화 폭을 갖고 실시간의 감쇠 특성 조절 가능, 불연속적 반능동식 가변댐퍼
	b) 추가로 전자기 밸브 (solenoid valve) 병렬 연결에 의한 감쇠력 조절 방식, 2.5단계 감쇠력 특성 곡선 전자기에 의한 ON/OFF식 유량제어 제어시간 약 20~100ms	a)와 동일, 각종 차체 진동을 감쇠 시키기에 충분히 빠른 반응 속도 제공
연속적 반능동식 (Continuous semi-active)	a) 2단계 b)와 유사하나, 비례 전자기 밸브(proportional magnetic valve)을 이용하여 연속적인 감쇠력 조절 방식 제어시간 < 20ms	연속적 반능동식 가변 댐퍼로 매우 빠른 반응속도, 다양한 감쇠특성 변화 제공, 최적화된 제어알고리즘 필요
	b) ER 유체의 점성 변화특성을 응용하여 유체저항 제어에 의한 감쇠력 조절 방식 제어시간 < 5ms	a)와 동일, 현재까지 가장 빠른 시스템이나 유체의 온도 및 내구성 특성규명, 고전압의 절연문제, 에너지 소모량 등의 문제점들이 발생

3.6 군수용 현가 시스템 및 제어시스템

초기 군용차량의 현가 시스템으로 토션바 시스템 (torsion bar system)을 사용하였으나 높은 전투력이 요구됨에 따라 탑재무기의 증대, 체계장비의 증가 등으로 중량이 증가하게 되었고, 증가된 중량에 대응하고 더 나은 기동성을 얻기 위해 가스 스프링과 오일 댐퍼를 이용하여 만든 유기압 현가장치(Hydro-pneumatic Suspension Unit, 이하 HSU)가 등장하였다. 현재 대부분 군용차량에 장착된 HSU는 수동형으로써 성능향상에 상당한 제한이 있다. 이러한 수동

HSU에 제어기능을 추가한 반능동형 현가장치를 장착한 케도차량의 실전배치는 아직까지 보고되어있지 않고 있는데, 우리나라에서도 민수쪽에서 개발된 반능동형 현가 제어개념을 도입하여 대중량의 군수용 지상차량에 설치함으로써 기동성능을 향상시킬 필요가 있다. 또한 기동성능 향상을 좌우하는 bottoming을 최소화하기 위해 가, 감속 및 범프 등에 의한 피칭운동을 억제하는 자세제어를 행하여야 한다.

기존 토션바를 장착한 케도차량은 기준 속도(예, 40kph)로 거친 노면을 주행함에 있어 설계상 로드 휠의 운동 구속범위의 제한으로 큰 하중을 지지하는 것은 불가능하다. 또한 bottoming 현상이 발생하게 되어 운전자는 물론 장비와 엔진 등에 큰 손상을 일으키게 된다. 하지만 선형 스프링대신 비선형 가스 스프링을 이용하면 가스스프링의 progressive 특성에 의하여 제한된 로드 휠 운동공간 안에서 충분히 지지할 수 있게 된다. 이러한 스프링 특성 곡선은 그림 1에서 보여준다.

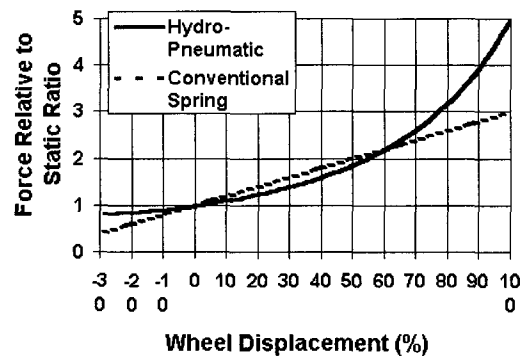


그림 1. 스프링 특성 비교.

그림 2는 HSU의 오일 댐퍼 특성곡선을 보여준다. 그림과 같이 휠의 수직 속도가 작은 영역에서는 오일이 오리피스만을 통과하여 3차원곡선 특성의 댐핑력을 갖게 되지만, 그 이상의 속도(cracking point)에서는 오리피스를 기준으로 한 압력차에 의하여 오리피스 유로 외에 다른 유로가 발생하여 급격하게

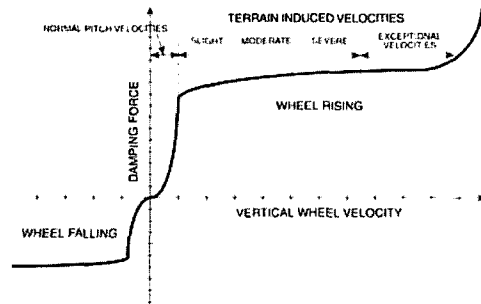


그림 2. 댐퍼 특성 곡선.

댐핑력이 감소함을 볼 수 있다. 이러한 댐퍼 특성은 오일의 급격한 온도 증가에 의한 기체 성질 변화를 작게 해준다.

이러한 수동 HSU의 성능을 극대화시키기 위한 방법으로 스프링 상수와 오리피스 직경을 최적설계함으로써 어느 정도의 성능을 향상시킬 수 있으나, 특정한 댐퍼 성능만을 나타내게 된다.

결국 유기압 현가장치의 동적 특성은 궤도 차량의 승차감과 기동성 등을 결정하는 중요한 요소로서, 차량 시스템에 적합하도록 설정되어야 한다.

최근 대중량 군용차량에 적용하기 위해 개발되고 있는 HSU의 다음 세대가 할 수 있는 압내장형 유기압 현가장치(In-arm type hydro-pneumatic Suspension Unit, 이하 ISU)는 그림 3과 같이 가스 스프링과 오일 댐퍼가 하나의 몸체로 이루어진 구조를 가지고 있다. ISU의 작동원리는 압의 회전운동으로 오일이 댐퍼의 오리피스를 통과하면서 댐핑력이 발생되고, 압축된 질소 가스는 스프링 역할을 한다.

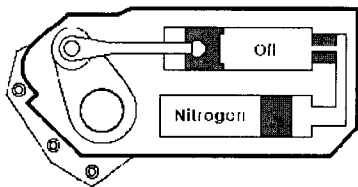


그림 3. ISU의 단면 구조.

유기압 현가장치처럼 가스스프링의 확장된 운동 영역으로 인해 큰 노면 진폭을 흡수할 수 있으므로 기존의 토션바 시스템에 비하여 우수한 현가장치 특성을 갖으며, 특히 기존 HSU보다 독립 외부장착이 용이하므로 최근 궤도차량의 기동 성능 향상을 위해 많이 적용되고 있다.

그러나 이러한 ISU도 승차감과 기동성의 양립되는 설계목표에 대해 절충하는 방식으로 설계되므로 민수쪽에서 개발되고있는 능동/반능동 현가장치의 이론 및 시스템의 도입을 통해 많은 성능의 향상이 있으리라 기대된다. ISU의 경우 구조상 스프링과 댐핑이 일체화되어 있으나 개념상으로는 민수용 현가시스템과 동일하고, 댐퍼와 질소스프링이 분리되어 있어 가변 댐퍼의 구현이 용이하므로 앞 절에서와 같은 민수분야의 현가 제어시스템의 도입이 적극적으로 추진되고 있다. 하지만 여기서 아래와 같은 여러 가지 문제점의 해결이 요구되며, 이러한 점들은 제어를 실제적으로 설계하고 제어 시뮬레이션을 수행하기 위하여 필수적으로 고려되어야 하는 것들이다.

• 해석에 있어서 궤도해석이 필요하므로 기존의 선형해석의 결과의 적용이 어려움. 또한 로드 휠의 개수가 여러 개여서 최적화된 센서/액추에이터의 결

정이 필요하고, 궤도를 통해 로드 휠 간에 상호 영향을 주는 브리징효과(bridging effect)의 역할이 고려되어야 함

- 야지주행을 위해 로드 압의 각도의 범위가 매우 넓으므로 매우 비선형적임
- 댐퍼의 열발생 시 이로 인하여 질소의 특성이 변화하여 시스템의 특성에 영향을 줌

4. 현가 시스템의 모델링 및 특성 분석

4.1 민수용 차량 모델링

민수용 차량은 크게 단순차량 모델과 다물체 동역학 모델로 모델링된다. 단순차량 모델은 차량의 차체를 질점으로 보고, 현가장치의 질량 및 기구학적 정보를 간략화하여 비교적 간단한 방법으로 모델링하는 것으로 1/4차량 모델, 1/2차량 모델, 전체차량 모델 등이 있다. 1/4차량 모델은 가장 간단한 모델로서 4휠 중 한 휠만을 모델링한 것으로 차체 등을 스프링 상질량으로, 휠 및 현가장치 일부를 스프링 하질량으로 가정한 것이며 스프링, 댐퍼는 이 두 개의 질량사이에서 상하방향으로의 모드만을 가지는 구조이다. 이에 해당되는 방정식은 아래와 같다.

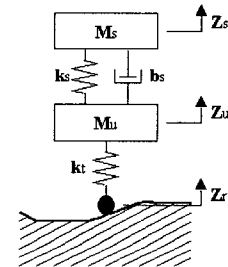


그림 4. 1/4차량 모델.

$$m_s \ddot{z}_s + k_s(z_s - z_u) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) = 0$$

$$m_u \ddot{z}_u + k_s(z_u - z_s) + c_s(\dot{z}_u - \dot{z}_s) + k_t(z_u - z_r) = 0$$

이러한 모델하에서 차량의 스프링 상질량의 모드는 사람이 느끼는 승차감에 중요한 역할을 하며 대개 1Hz부근에서 공진점을 가진다. 차량의 스프링 하질량은 10Hz사이에서 공진점을 가지며 조종안정성에 중요한 역할을 한다. 1/2차량 모델은 전, 후륜을 같이 고려하고 피치를 고려한 모델로 피치제어기능의 설계가 가능하며 전체차량 모델은 롤(roll), 요우(yaw) 등을 포함하여 차체, 차륜이 7개의 모드를 가지며 타이어 모델 및 조향 모델, 운전자 모델을 포함할 때 조종안정성 관련 제어기능의 설계검증이 가능하다. 다물체 차량 모델은 DADS와 ADAMS와 같은 해석 툴을 통하여 이루어지며 현가장치의 기구학을 고려한 해석 및 설계가 가능하다.

1980년대 이후에 등장한 Lumped parameter 모델은 다물체 동역학 모델의 해석시간 단점을 보완하고 차량제어 목적으로 적용할 수 있는 방법이다.

4.2 군수용 궤도차량 모델링

그림 5과 같은 군용 궤도차량을 모델링함에 있어 궤도모델링에 상당한 어려움이 있으며, 특히 현가 제어시스템을 Hardware-In-the-Loop Simulation 환경으로 개발함에 있어 검증된 실시간 차량모델이 필요하게 된다. 현재 궤도차량 모델링에 사용되는 다물체 동역학 해석 프로그램으로는 ADAMS, RecurDyn 등을 사용하고 있다. 하지만, 위의 해석 툴들은 궤도링크의 다자유도 영향으로 실시간 해석에는 적합하지 않으며, DADS의 경우 트랙을 질량이 없는 선형 스프링으로 가정함과 동시에 기하학적인 방법[1]으로 모델링하여 해석시간을 단축하였지만, 여전히 실시간 해석에는 무리가 있는 것으로 알려져 있다. 결국 사용자의 제어시스템 개발 환경에 맞도록 궤도차량을 간략하게 모델링[2]화 시킬 필요가 있다. 물론 실차에 적용될 제어 알고리즘인 만큼 실험에 의해 검증된 모델로 구현이 되어야 한다.

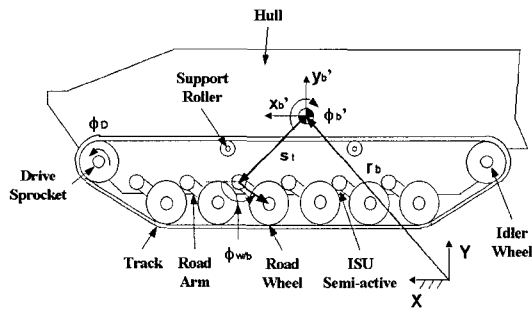


그림 5. 궤도차량 모델링.

4.3 현가장치 특성 변경에 따른 차량 특성 변화

본 절에서는 현가장치의 특성인 댐핑 계수(b)와 스프링 강성(k)의 변경 시 차량의 주파수 특성에 주는 영향을 분석한다. 댐핑 특성변화의 영향을 알아보기 위해 3,000cc급 대형 승용차를 대상으로 차량 모델을 1/4 차량모델로 나누어 각 주요 구성품의 파라미터 $k_s=21,000N/m$, $M_s=450kg$, $M_u=61.5kg$, $k_t=245,000N/m$ 인 조건에서 시뮬레이션을 하였다. 그림 6-8들은 댐핑계수를 변화시켜가며 나타낸 것인데 실선은 b_s 가 500Ns/m일 때, 쇄선은 1,000Ns/m, 점선은 1,500Ns/m, 일점 쇄선은 2,000Ns/m, 이점 쇄선은 2,500Ns/m일 때의 특성곡선을 나타낸다. 그림 6, 8은 차체 수직가속도와 타이어 하중에 대한 주파수 응답을 나타낸다. 두 그림을 보면 댐퍼를 조정하는데 있어서 약간의 어려움이 있다는 것을 알 수 있다. 1차 승차감(차량 운동)성능에 영향을 미치는 차체 공진

주파수 대역(0.2Hz-2Hz)과 조종안정성(조향 성능/타이어 접지력) 성능에 영향을 미치는 차축 공진주파수 대역(8Hz-12Hz)에서는 높은 댐핑 계수가 차체 수직가속도와 타이어 하중을 줄이지만 2차 승차감(작은 진동 및 충격) 성능과 관계된 두 공진주파수 사이의 주파수 대역(2Hz-8Hz)과 하쉬니스(Harshness) 성능과 관련 있는 차축 공진주파수 이상의 주파수 대역(12Hz-35Hz)에서는 댐핑 계수가 낮아야 한다는 사실을 알 수 있다. 두 그림을 바탕으로 현가 시스템을 제어 시에 차체 수직 가속도와 타이어 하중을 최소화 할 수 있는 댐핑 계수의 최소 단수를 추정할 수 있는데 넓은 영역의 3단계 정도가 적당하다는 것을 알 수 있다. 그림 6, 7과 8은 이러한 댐핑을 적용했을 때의 차체 수직가속도, 현가장치 변위와 타이

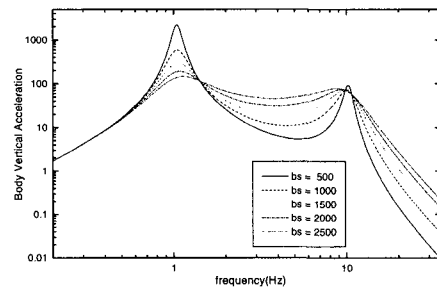


그림 6. 댐핑계수의 변화에 따른 차체 수직가속도의 주파수 응답.

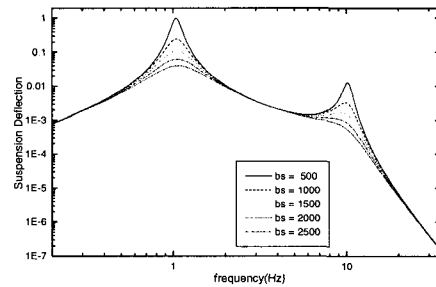


그림 7. 댐핑계수의 변화에 따른 현가장치 변위의 주파수 응답.

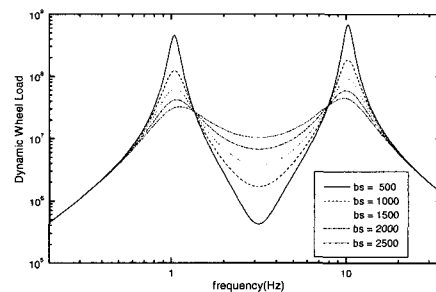


그림 8. 댐핑계수의 변화에 따른 타이어 하중의 주파수 응답.

어 하중을 나타낸다. 차체 수직가속도의 전체 성능은 댐핑 계수가 1,000Ns/m일 때 가장 좋은 성능을 얻을 수 있으나 차체 공진주파수와 차축 공진주파수 영역에서의 성능은 가장 낮은 댐핑 계수인 500Ns/m일 때 나타난다. 현가장치 변위와 타이어 하중은 댐핑 계수가 높을수록 좋은 성능을 얻을 수 있음을 알 수 있다.

스프링강성 변화의 영향을 알아보기 위해 각 주요 구성품의 파라미터가 $b_s=1,500\text{Ns/m}$, $M_s=450\text{kg}$, $M_u=61.5\text{kg}$, $k_t=245,000\text{N/m}$ 인 조건에서 시뮬레이션을 하였다. 그림 9-11들은 스프링 상수를 변화시켜 가며 나타낸 것인데, 실선은 k_s 가 10,000N/m일 때, 쇄선은 15,000N/m, 점선은 21,000N/m, 일점 쇄선은 25,000N/m, 이점 쇄선은 30,000N/m일 때의 특성 곡선을 나타낸다.

스프링강성을 조절할 때는 댐퍼를 조정하는 것에 비해, 최적의 스프링강성이 가진 주파수에 그다지 영향을 받지 않는다. 낮은 스프링강성은 공진주파수 근처에서는 차체 수직가속도를 줄이지만 다른 영역에서는 가속도를 증가시키지 않는다. 그러므로 단지구 단계의 스프링강성만이 필요하다는 것을 알 수 있다. 낮은 스프링강성은 차체 수직가속도를 줄임으로써 승차감을 향상시키고 높은 스프링강성은 단지구 코너링 시나 제동 시 차량의 쏠림을 방지하기 위한 것이다. 그러나 높은 스프링 강성은 단지 4Hz-5Hz까지만 유효하다. 차축 공진주파수대역에서는 높은 스프링강성이 차체 수직가속도에 나쁜 영향을 미치지 않고 타이어하중을 줄일 수 있다. 이러한 2단계의 가변 스프링 시스템을 실행하기 위해서는 하나의 보조 저장탱크를 가진 공압 스프링이 적당하다. 그림 9,10,11에서 보면 최소의 거동을 보이는 스프링강성이 주파수에 따라 여러 값으로 변하지만 위에서 살펴본 바를 바탕으로 한다면 차축 공진주파수 대역 전까지는 강성이 10,000N/m정도 되게끔 하고 그 이상의 주파수 대역에서는 강성이 30,000N/m정도 되게 하면 수직가속도와 타이어 하중, 현가장치 변위에서 최적의 성능을 얻을 수 있다.

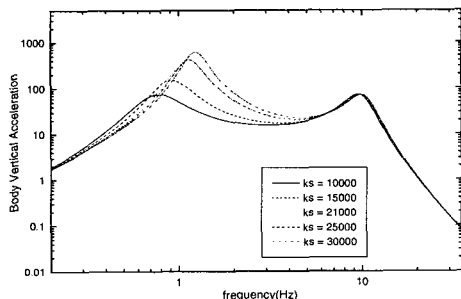


그림 9. 스프링강성의 변화에 따른 차체 수직가속도의 주파수응답.

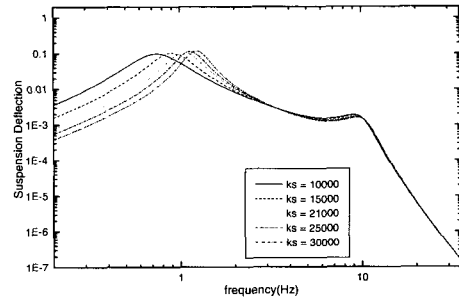


그림 10. 스프링강성의 변화에 따른 현가장치 변위의 주파수 응답.

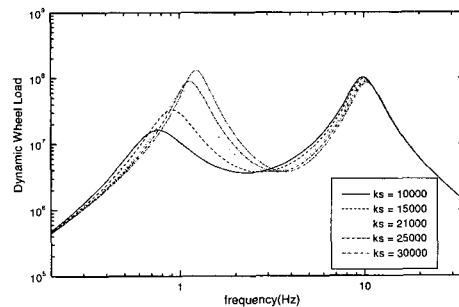


그림 11. 스프링 강성의 변화에 따른 타이어 하중의 주파수 응답.

5. 현가 제어시스템의 개발동향

5.1 차량의 현가 제어시스템 개발 동향

현가 제어시스템은 개념적으로는 1974년 Karnopp가 sky-hook 댐핑 개념을 처음 도입하였으나 [3], 실제적으로 차량에 적용되기 시작한 것은 영국 Lotus사가 1983년에 유압 작동기를 사용하는 시스템을 경주용 자동차용으로 개발하여 1987년 F1 레이스에 운용한 후부터였다[4]. 그러나 완전한 능동 현가 시스템은 여러 가지 단점으로 실용화되는 데는 문제가 있었으며 적응형 및 느린 능동 현가 제어 시스템의 개발이 시도되었다. Toyota에서는 1983-1986년에 Soarer차량에 공기 스프링 및 3단 가변 댐퍼로 이루어지는 적응식의 현가 제어 시스템을 개발한 데 이어서[5,6], 1989년 Celica 차량에 7Hz이하의 저주파 영역만을 제어하여 차고제어, 승차감 및 자세제어를 수행하는 느린 능동 현가 시스템을 장착, 시판하였으며[7], 1991년식 Soarer차종에도 차체 모드를 제어 위한 Sky-hook 댐핑 제어를 수행하는 느린 능동 현가 제어 시스템을 적용하였다[8,9]. Nissan에서는 1989년에 Infinity Q45차종에 압력제어 밸브를 이용한 느린 능동형 현가 제어 시스템을 장착하여 승차감 및 자세제어를 수행하였다[10]. 그러나 이러한 능동 혹은 느린 능동 현가 제어 시스템은 양산에 들어갔을 때 가격 대비 효과 측면에서 만족할 만한 성과를 얻지 못하였다.

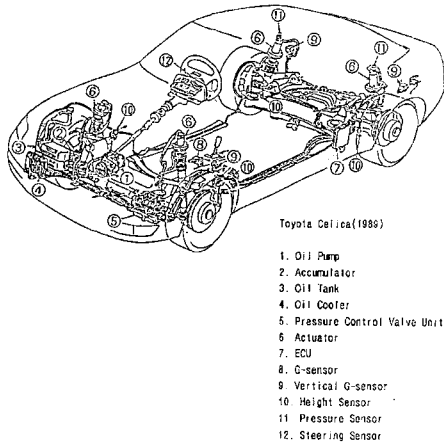


그림 12. Toyota Celica(1989).

적용식 현가 제어시스템의 경우, 위에서 언급한 Toyota사 적용 예[5,6] 외에도, Air Spring을 중심으로 개발된 Ford사의 EAS가 1984년 Lincoln Continental에 적용되었으며[11], Mitsubishi사의 Galant Royal모델에도 1984년 적용식 현가 시스템이 적용되었다[12]. 그 외에 1980년대 중반 이후 독일의 Porsche 959모델, Opel Omega, Volkswagen의 Golf, Mazda의 626 모델 등 다양한 모델에 적용식 현가 제어시스템이 적용되었다. 국내에서도 이러한 시스템들을 도입하여 기아자동차의 포텐서, 현대자동차의 그랜저, 마르샤, 소나타 등에도 적용식 현가 제어시스템이 장착되었다.

이러한 적용식 현가 제어시스템의 경우 2-3단계의 이산적인(discrete) 단을 가지는 가변 댐퍼를 사용하며, 공기 스프링을 이용한 차고제어(height control)기능을 포함한 경우가 많았다. 가변 댐퍼의 특성 변경은 초기에는 주로 스텝핑(Stepping) 모터를 사용하였고, 피에조 작동기(Piezoelectric actuator)나 병렬 연결된 전자기 밸브(Solenoid valve) 등이 가변 댐퍼의 구동에 사용되었다.

1980년대 후반부터 가변 댐퍼의 제어시간이 약 20-100msec정도의 수준으로 빨라짐에 따라서, 실시간의 되먹임 제어이론의 적용이 가능하게 되었다. 따라서 차체의 특정위치에 가속도 센서를 부착하고 이 신호를 이용 On-Off Sky-hook 제어이론과 같은 간단한 알고리즘들을 적용하여 2-3단계의 저단댐퍼를 이용 승차감을 향상시킨 실시간 제어 시스템들이 개발되기 시작하였다. 독일 BMW 7 series에 적용된 피스톤식 가변 댐퍼는 Fichtel & Sachs사의 제품으로 이중밸브시스템에 의하여 2-3단계의 감쇠 특성을 가지는 것으로 서보 모터에 의하여 구동되게 되어 있으며 40-100ms 정도의 응답시간을 가진다. 국내에서도 1990년대 중반에 만도기계에서 가변 댐퍼 제어 시스템[13,14]을 개발하여 쌍용자동차의 무쏘, 현대자동차의 EF 소나타 등에 적용되었다.

ON/OFF형 저단 가변 댐퍼의 성능의 한계를 극복하기 위하여 다단형 또는 연속 가변형 반능동 현가 시스템의 개발이 다양하게 진행되었다. 독일의 BMW에서는 5단 댐퍼를 개발하여 BMW-M3, BMW-635csi, BMW-320모델에 다단형 반능동 현가 제어시스템을 장착하였으며, 일본에서는 Mitsubishi사의 Galant GTi 16V모델에 다단형 반능동 현가 제어시스템이 장착되었다. 1990년대 초에 들어와서 일본 Unisia Jecs사는 16단 다단 댐퍼(Active Damper Suspension)[13]를 개발하여 이에 연속형 Sky-hook제어이론을 적용하였으며, 이 시스템은 이후에 기아자동차의 엔터프라이즈, 삼성자동차의 SM5 등에도 장착되었다. 비슷한 시기에 미국에서는 Hydrad사와 Monroe사에 의해 공동개발된 연속형 반능동 현가 제어시스템이 경트럭과 스포츠카에 장착되었으며, Load사에서 20단의 고속 다단 댐퍼를 개발하였다. Yamaha사에서는 비례제어 솔레노이드 밸브(Proportional Solenoid Valve)를 사용한 연속형 가변 댐퍼를 이용한 반능동 현가 제어시스템을 개발하였으며, 독일 Fichtel & Sachs사에서는CDC(Continuous Damping Control)[16]라는 연속 가변 댐퍼를 이용한 반능동 현가 제어시스템을 개발하였으며 이는 Benz S class, BMW 5 & 7 시리즈[17], 대우자동차의 체어맨, 레간자 등에 적용되었다. Delphi에서도 RTD(Real Time Damping) 시스템을 개발하였으며, Toyota에서도 Pulse Motor로 스톱 밸브의 개도를 조절하는 연속 가변 시스템인 PUD-LIS를 개발하였다[18]. 만도기계에서도 연속가변 댐퍼의 개발에 성공하여 현대자동차의 에쿠스 등에 적용되었으며, 1990년대 중반 이후에는 각 사의 최고급 차종을 중심으로 연속가변 댐퍼를 이용한 반능동 현가 제어 시스템의 장착이 점차 늘어나고 있는 추세이다.

이러한 능동/반능동 현가 제어시스템은 개발 초기부터 지금까지 제동, 조향 및 동력 전달시스템과의 통합된 시스템이 추진되고 있으며, 그 예로는 Delphi에서 개발한 TRAXXAR 시스템을 들 수 있다. 또한, 현재 ER(Electric Rheology)유체, MR(Magnetic Rheology)유체 등의 신기술을 이용한 반응시간이 좀 더 빠른 가변 댐퍼의 개발이 진행 중이며, 이의 적용으로 인하여 더욱더 고성능의 현가 제어시스템으로 발전하리라고 예상된다.

국내 군수분야에 있어서 전차인 경우 torsion bar 및 수동 HSU를 혼합한 hybrid형 현가장치를 적용하고 있으며, HSU는 전량 수입하고 있다. 최근 들어 국내업체에서 HSU를 국산화하고 있으며, 반능동형 현가장치에 관련하여 ER댐퍼 개발이 진행 중이다. 국외 군수분야에서는 영국 Lotus, 프랑스 Samm, 미국 Textron 등에서 능동/반능동 현가장치 시험용 차량을 실험하는 수준이고, 실전 배치된 유사장비는

없는 형편이다. 1992년 Lotus사는 Alvis Scorpion 탱크에 완전 능동 현가장치를 장착하였으며 관련 연구를 계속 진행하고 있다. 현재 영국의 Air-log사에서 Univ. of Leeds, DERA(the Defence Evaluation and Research Agency)와 공동으로 HSU를 반능동형 현가장치로 개량, 개발 중에 있다.

5.2 현가 제어 알고리즘

Karnopp[3] 등은 1974년에 스프링 상 질량의 속도를 되먹임하여 제어하는 sky-hook 제어 이론을 제안하였다. 이 후 Hrovat, Thompson, Hassan, Crolla 등이 최적제어이론을 주로 선형의 간단한 차량모델에 적용하여 이론적인 연구를 수행하였으며, 반능동, 저주파 능동 현가 제어시스템의 제어 기법들이 제안되었다[19-33]. Tseng 등은 실시간 되먹임 제어이득을 이용한 최적 제어기법을 사용하여 여러 가지 반능동 현가 제어기법의 성능을 수치적으로 비교하였다[34]. Gordon 등은 작동기의 주파수 대역, 댐퍼의 컴플라이언스, 댐핑 계수의 비선형성을 고려한 동적 최적화 방법을 적용하였다[35]. Kimbrough는 수동 현가 시스템보다 성능이 우수한 Bilinear Controller를 제안하였다[36]. Ray는 1/4차량 모델에 대해 작동기의 센서의 동특성이 LQ와 LQG의 안정도 강인성에 미치는 영향을 확률적 분석을 통해 비교하였다[37]. Ulsoy 등은 Ray와 동일한 조건에서 LQ와 LQG의 성능 감소를 RMS 값으로 제시하였다[38]. 자동차의 복잡한 구조와 비선형성으로 인하여 정확한 수학적 모델링과 해석의 문제가 있으며 따라서 이를 극복하기 위한 퍼지 이론이나 신경회로망 이론을 현가 제어시스템에 적용한 다양한 연구가 발표되었다. Jones 등은 차속, 수직방향, 횡방향의 가속도, 조향각에 따라 반능동 현가 제어시스템의 댐핑 계수를 조정하는데 퍼지 제어를 적용하여 선회 시에 과도상태에서의 안정성이 좋아지는 것을 보였다[39]. 또한, Irmischer 등은 실용적인 현가 제어시스템의 개발을 위하여 관측기를 이용한 반능동/능동 현가 제어기법을 제안하였다[40-42].

1990년대에 들어와서는 이러한 연구가 전세계적으로 활발하게 수행되고 있으며, 스위칭 제어, 강건제어, 지능제어 등 새로운 제어 기법들이 적용된 연구가 발표되고 있다[43-48].

Bender가 최초로 1968년 제안한 예견제어의 개념[49]은 다가올 노면에 대한 정보를 이용하기 위하여 차량 전면에 센서를 부착하고 차량에 상대적인 노면의 불균일성을 측정하여 이 정보를 이용하여 차량을 제어하는 개념이며, 1자유도 차량모델을 이용하였다. 1976년 Tomizuka는 2자유도 모델에 최적 이산 예측 제어 이론을 적용하였다[50]. 또한, 후륜이 전륜과 같은 길을 지나간다는 가정하에서 전륜에 들어오는

노면의 정보를 이용하여 후륜의 제어에 이용하는 개념을 축거 예견 제어라고 하며, Foag[51]이 연구한 이래로 연구가 진행 중에 있다. 이러한 예견제어 이론은 노면 입력이 차량동역학에 영향을 미친 후 반응하는 대신에 미래에 들어올 노면을 예상하여 행동을 취할 수 있으므로, 더욱 좋은 성능을 얻을 수 있으며, 마이크로프로세서 및 센서기술의 발전으로 최근에 새로운 관심을 받고 있다[52-54].

또한, 최근에는 현가 제어시스템에 대한 이러한 연구 결과를 중대형 트럭의 도로파손과 같은 문제점을 막기 위한 현가장치의 설계 문제[54,55], Off-Road 차량 및 케도차량의 야지 주행성의 증대를 위한 현가장치의 설계 문제 등에 적용하는 예가 늘어나고 있다[56,57].

6. 현가 제어 시스템 개발 절차

차량의 현가 제어시스템의 개발을 위해서는, 센서 및 작동기의 개발, 제어용 알고리즘의 개발, 제어기(Electronic Control Unit)의 개발, 차량 해석, 차량 평가 등 다양한 분야의 개발인력이 참여하여야 한다. 국내의 여러 회사에서 수행하고 있는 현가 제어시스템의 개발과정은 대개 다음과 같은 과정을 포함하며 표 4와 같다.

6.1 개발 개념 수립 및 기본 사양 설계

기존 차량의 해석 및 각종 시험을 통한 주관적 평가/객관적 평가의 결과를 이용하여 기존 차량의 문제점을 분석하고, 이의 극복을 위하여 필요한 현가 성능의 향상 목표를 설정한다. 향상시키고자 하는 현가 성능을 위하여 능동/반능동 현가 제어시스템을 적용하였을 때의 구현 가능한 제어기능과 이 성능목표를 연결하여 각 제어기능 별 목표 성능을 정의한다. 이에 따라 제어기능 별로 어떤 개념의 제어 알고리즘을 사용할 것인가와 이의 구현을 위하여 필요로 하는 차량의 상태량 및 작동기의 위치 및 수량을 결정한다. 이 때 기존 차량의 현가 설계 개념에 따라서 능동/반능동 제어 시스템의 제어기능 및 성능 목표, 효과가 달라질 수 있으며, 필요 시에는 기존 차량의 현가 설계 사양의 변경도 필요하다. 또한, 성능 평가를 위하여 시험방법 및 각 시험 별 목표치를 선정하게 된다.

6.2 차량 해석 및 제어 시뮬레이션

차량의 해석을 위해서는 차량특성을 적절히 나타낼 수 있는 차량모델이 필요하며, 기본적인 동적 특성의 경향 파악을 위한 목적, 그리고 제어 시뮬레이션에 사용하기 위한 목적으로 1/4차량모델, 1/2차량모델, 7자유도, 10자유도, 15-17자유도 정도의 단순차량 모델이 사용 목적에 따라서 다양하게 사용되고

있다. 이에 는 필요에 따라, 조향 모델, 타이어 모델, 운전자 모델 등이 포함되기도 한다. 또한, 다물체 동역학 이론을 적용하여 현가장치의 구조까지 자세하게 모델링할 수 있는 ADAMS, DADS 등의 package를 이용한 모델링은 차량의 특성 파악을 위하여 이용되고 있으며, 최근에 와서는 이에 MATLAB, Matrix-X와 같은 제어알고리즘 설계 package를 연결하여 제어 알고리즘을 설계, 검증하는 방법이 사용되고 있다. 이러한 과정을 통하여 기존 차량의 특성을 파악하고, 이에 적절한 제어이론을 적용하여 목표 차량 성능을 만족하기 위한 제어 게인(gain)을 설정하며, 필요한 센서 및 작동기의 사양을 선정한다.

6.3 센서 및 작동기 개발

전단계에서 결정되는 센서 및 작동기의 사양을 바탕으로 하여 센서 및 작동기를 개발한다. 또한, 작동기의 경우 구동회로, 센서의 경우 signal processing 회로 등을 설계하고 성능시험을 거친다.

6.4 Rapid Control Prototyping을 통한 제어성능의 검증

전단계에서 설계된 제어 알고리즘을 범용으로 설계된 제어기에 탑재하고 개발된 센서 및 작동기를 이용하여, 1/4차량 시험기(1/4 Car Test Rig)나 차량에서의 실험을 통하여 제어 알고리즘의 성능을 검증하며 제어 게인의 튜닝(tuning)을 수행한다[58]. 원하는 제어 성능이 구현되지 못할 경우 혹은, 센서 및 작동기의 사양이 변경되어야 할 경우 전단계들로 돌아가서 설계를 변경한다.

6.5 제어기의 Hardware설계

입출력의 사양, 제어알고리즘의 계산량 등을 고려하여 MCU 및 관련 부품을 선정하며, 회로설계, PCB 제작 등을 거쳐 개발된다.

6.6 제어기의 Software설계

제어기에 탑재되는 제어기 Software는, 제어기의 MCU 및 IO를 제어하기 위한 Firmware, 작동기를 제어하기 위한 구동 Software, 각종 센서의 Signal Processing Software, 앞 단계에서 설계되어 제어기에 맞게 porting되는 제어 Software, 시스템의 Failure에 대처하는 Fail-safe Software, 진단과 Calibration을 위한 Diagnostics Software 등으로 구성되며, 대개 제어기의 MCU가 고성소속점 연산용으로 개발되어 있기 때문에, 이를 위한 변환작업이 필요하다. 또한, 제어기의 Tuning을 위해서는 PC쪽에 설치될 Monitoring and Tuning Software개발이 필요하다.

6.7 제어기의 기능 시험

제어기의 기능을 파악하기 위하여 각 입출력 모듈

별 시험을 거치며, Lab상에서 가상의 주행환경을 구현하는 1/4 Car Rig시험 또는, ECU-in-the-loop Simulation 시험[58]을 통하여 다양한 주행조건에 의하여 시험하여 그 성능을 검증한다.

6.8 차량 테스트를 통한 제어성능의 검증 및 Tuning


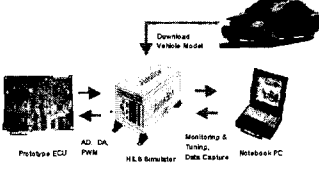

제어기를 차량에 장착한 다음, 4-Post Road Simulator 시험, 벨지움로, 장파형로 등과 같은 특수로 시험, Slalom Test, Lane Change, J-Turn, 임펄스 조향입력 시험과 같은 정형화된 주행 조건하에서의 시험을 통하여 제어성능을 검증하며 튜닝작업을 수행한다.

6.9 Fine Tuning 및 실차 계측, 평가

이 단계에서는, 다양한 차종에 맞게 Calibration Tool을 이용하여 Fine Tuning을 수행하며, 수치 계측 등을 통한 객관적 평가 뿐만 아니라 주관적 평가를 수행하여 차량의 목표 성능 달성 여부를 최종 점검한다. 주관적 평가 방법은 일반 승차감, 주차 성능, 직진성능, 선회성능, 굴곡 성능, 차선이행성능, 악로 주행성 등의 다양한 차량성능을 전문 드라이버의 주행 및 평가를 통하여 평가하게 된다.

표 4. 개발과정 소개.

현가 제어시스템 개발과정	
개발개념 수립 및 기본사양 설계	
차량해석 및 제어 시뮬레이션	
센서 및 작동기 개발	
Rapid Control Prototyping을 이용한 제어성능 검증	

제어기 설계	
제어기 기능시험	
차량테스트를 통한 제어성능검증 및 튜닝	

7. 결론

본 논문에서는 민수용 및 군수용 차량 현가 제어 시스템에 관한 개요 및 최근까지의 개발동향, 연구 결과들을 정리하여 소개하였다. 현재 산업체에서는 기존의 재래식 현가 시스템의 성능한계를 극복할 수 있는 전자제어 현가 시스템 개발에 관심을 가지고 연구개발을 지속적으로 수행하고 있으며, 반도체산업의 발전으로 인해 저가의 고성능 Microcontroller 나 DSP가 가용하게 됨으로써 상당히 복잡한 제어 알고리즘을 실시간으로 처리할 수 있는 능력을 갖게 되어 전에는 실험실 수준에서 끝냈던 실험들을 실차에서 구현 가능하게 되었다.

민수용 현가 제어 시스템의 경우는, 그 이론적인 면, 실용적인 면에서 기술적으로 성숙되어 중대형 차종을 중심으로 활발하게 양산에 적용되고 있다. 군수용의 경우는 아직까지 양산수준에 도달되지 못했으나, 현가 제어 시스템의 관련 기술들은 민군겸용으로 사용 가능하므로 쉽게 기술의 응용이 가능하며, 향후에는 이러한 분야로 현가 제어 시스템의 연구분야가 넓혀지리라 생각된다.

또한 최근 들어 차량의 전자화 추세가 급속도로 확대되고 있어서 향후 차량 차시 전자 제어 시스템들의 통합화, 센서 퓨전을 통한 차량 센서 시스템의 최적화, 차량 전자화에 따른 내 고장성(Fault-tolerant) 시스템 설계, 차량 네트워크 시스템 개발, 42V 시스템 도입을 통한 능동 현가 제어시스템의 실용화 등 국내 관련 산업의 국제경쟁력 확보를 위해 지속적이고 심도 있는 산학연 협동연구가 요구된다.

참고문헌

- [1] Michael K. McCullough and Edward J. Haug, "Terra-Dynamics of High Mobility Track Vehicles", Technical Report 85-22, Computer Aided Design Software, Inc.
- [2] 이종호, 손영일, 김종현, 송병석, "유기압 현수장치를 적용한 궤도차량의 동적해석", 한국자동차공학회 2000년도 추계학술대회 논문집, Vol II, pp. 746-751.
- [3] D. C. Karnopp, M. J. Crosby, "Vibration Control using Semi-Active Force Generators", Journal of Engineering for Industry, Trans of the ASME, pp. 619-626, 1974.
- [4] William F. Miliken Jr., "Active Suspension", Earthmoving Industry Conference, April, SAE Paper No. 880799, 1988.
- [5] Y. Yokoya, K. Asami, T. Hamajima, N. Nakashima, "Toyota Electronic Modulated Suspension(TEMS) System for the 1983 Soarer", SAE Paper 840341, 1984.
- [6] Masanori Hirose, Seiichi Matsushige, Shuichi Buma, and Kohji Kamiya, "Toyota Electronic Modulated Air Suspension System for the 1986 Soarer", IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol. 35, No. 2, 1988.
- [7] Yuji Yokoya, Ryohei Kizu, Hiroshi Kawaguchi, Kaoru Ohashi, Hiroyuki Ohno, "Integrated Control System Between Active Control Suspension and Four Wheel Steering for the 1989 CELICA", SAE Paper No. 901748.
- [8] Shoji Inagaki, Hideo Inouem Shinsuke Sato, Masaaki Tabata, Koichi Kokubo, "Development of Feedforward Control Algorithms for Active Suspension", SAE Paper No. 920270, 1992.
- [9] Hiroshi Kawakami, Hiroki Sato, Masaaki Tabata, Hideo Inouem Hidenori Itamaru, "Development of Integrated Suste, Between Active Control Suspension", Active 4WS, TRC and ABS, SAE Paper No. 920271, 1992.
- [10] Aoyama, Y., Kawabata, K., Hasegawa, S., Kobari, Y., Sato, M. and Tsuruta, "Development of the Full Active Suspension by Nissan", SP-838, pp.77-85, SAE 901747.
- [11] B. K. Change, "1984 Continental Mark VII/Lincoln Continental Electronically-Controlled Air Suspension (EAS) System", SAE Paper No. 840342, 1984.
- [12] M. Mizuguchi, T. Suda, S. Chikamori, K. Kobayashi, "Chassis Electronic Control Systems for the Mitsu-bishi 1984 Galant", SAE Paper 840258, 1984.
- [13] 광병학, 심정수, 이광기, "주파수 감응식 제어 알고리즘", 한국자동차공학회 1995년도 춘계학술대회 논문집, Vol II, pp. 351-358.
- [14] 이광기, 심정수, 광병학, "퍼지 로직을 이용한 차량의 자세제어", 한국자동차공학회 1995년도

- 춘계학술대회 논문집, Vol. II, pp. 443-448.
- [15] K. Higashiyama, T. Hirai, S. Kakizaki, M. Hiramoto, "Development of the Active Damper Suspension", Proceeding of AVEC '94, pp. 331-336, 1994.
- [16] F. Wöber, P. Causemann, "Continuously Adjustable Shock Absorbers Comparison, Calculation and Optimization", Proceeding of AVEC '92, pp. 309-314, 1992.
- [17] D. Konik, W. Bauer, K. J. Huber, B. Jordan, S. Kölbl, J. Scharf, S. Schopp, M. Wimmer, "Electronic Damping Control with Continuously working damping valves(EDCC)- system description and functional improvements", Proceeding of AVEC '96, pp. 87-104, 1996.
- [18] T. Nakayama, M. Morita, H. Kamimae, A. Nishihara, K. Tuda, "Development of Semi-active Control System with PUDLIS", Proceeding of AVEC '96, pp. 233-239, 1996.
- [19] D. Hrovat, D. L. Margolis, and M. Hubbard, "An Approach toward the Optimal Semi-active Suspension", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 110, No. 3, pp.288-296, 1988.
- [20] D. Hrovat, "Optimal Active Suspensions for 3D Vehicle Models", Proceedings of the American Control Conference, Boston, MA, pp. 1534-1541, 1991.
- [21] D. A. Wilson, R. S. Sharp, and S. A. Hassan, "The Application of Linear Optimal Control Theory to the Design of Active Automotive Suspensions", Vehicle System Dynamics, Vol. 15, pp. 105-118, 1986.
- [22] R. S. Sharp, and D. A. Crolla, "Road Vehicle Suspension System Design- A review", Vehicle System Dynamics, Vol. 16, pp. 167-192, 1987.
- [23] R. M. Chalasani, "Ride performance Potential of Active Suspension Systems – Part I : Simplified Analysis based on a Quarter-car Model", ASME, Winter Annual Meeting, AMD-Vol. 80, DSC-Vol. 2, 1986.
- [24] T. J. Gordon, et al., "Second Generation Approaches to Active and Semi-Active Suspension Control System Design", Vehicle System Dynamics, Vol. 23, pp. 158-171, 1994.
- [25] D. A. Crolla, "Vehicle Dynamics – Theory into Practice", Proc. Of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 209, 1995.
- [26] D. C. Karnopp, "Active Damping in Road Vehicle Suspension Systems", Vehicle System Dynamics, Vol. 11, 1982.
- [27] D. Margolis, "The Response of Active and Semi-active Suspensions to Realistic Feedback Signals", Vehicle System Dynamics, Vol. 12, pp. 317-330, 1983.
- [28] T. J. Gordon, C. Marsh, and M. G. Milsted, "A Comparison of Adaptive LQG and Nonlinear Controllers", Vehicle System Dynamics, Vol. 20, pp. 321-340, 1991.
- [29] L. M. Miller, and C. M. Nobles, "Methods for Eliminating Jerk and Noise in Semi-active Suspensions", SAE Paper No. 902284, pp. 943-951, 1990.
- [30] M. Lizel, "Semi-active Damping", Proc. International Conference on Advanced Suspensions, pp. 83-92, 1988.
- [31] K. Yi, T. Oh, and M. Suh, "A Robust Semi-active Suspension Control Law to Improve Ride Quality", Proc. Of AVEC '94, pp. 195-199, 1994.
- [32] P. Redlich, H. Wallentowitz, "Vehicle Dynamics with Adaptive or Semi-active Suspension Systems Demands on Hardware and Software", Proc. of AVEC '94, pp. 379-384, 1994.
- [33] C. Yue, T. Butsuen, and J. K. Hedrick, "Alternative Control Laws for Automotive Active Suspensions", Trans. Of the ASME, Vol. 111, pp. 286-291, 1989.
- [34] H. E. Tseng, K. Yi, and J. K. Hedrick, "A Comparison of Alternative Semi-active Control Laws", ASME WAM, Atlanta, Georgia, December 1-6, 1991.
- [35] T. J. Gordon, and M. C. Best, "Dynamic Optimization of Nonlinear Semi-active Suspension Controllers", IEEE, International Conference on Control, March, 1994.
- [36] S. Kimbrough, "Bilinear Modeling and Regulator of Variable Component Suspensions", 1986m ASME WAM, AMD-Vol. 80, 1986.
- [37] R. Ray, "Robust Linear-Optimal Control Laws for Active Suspension Systems", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 114, Dec. 1992.
- [38] A. G. Ulsoy, "Stability Robustness of LQG Active Suspensions", Proc. Of the ACC, pp. 1347-1356, 1990.
- [39] A. S. Cherry and R. P. Jones, "Fuzzy Logic Control of An Automotive Suspension System", Proc. Of Control Theory and Applications, Vol. 142, No. 2, March, 1995.
- [40] S. Irmscher, E. Hees, "Experience in Semi-active Damping with State Estimators", Proc. Of AVEC '96, pp. 193-206, 1996.
- [41] H. Nakai, S. Oosaku, "Application of Practical Observer to Semi-active Suspensions", ASME Dallas, Texas, Nov. 16-21, 1997.
- [42] J. K. Hedrick, R. Rajamani, and K. Yi, "Observer Design for Electronic Suspension Applications", Vehicle System Dynamics, Vol. 23, pp. 413-440, 1994.
- [43] H.-S. Park, J.-S Park, H.-J. Kim, H.-S. Yang, Y.-P.

- Park, "Active Control of Vehicle Suspension by Sliding Mode Control", Proc. Of AVEC '96, pp. 255-266, 1996.
- [44] P. J. Hine, P. T. Pearce, "A Practical Intelligent Damping System", ImechE C435/88, pp. 141-1476, 1988.
- [45] D.M. Briggs and K. C. Cheok, "A Game = playing Fuzzy Logic Controller for Semi-active Suspensions", Proc. Of the ACC, pp. 301-305, 1993.
- [46] B. Cai, D. Konik, "Intelligent Vehicle Active Suspension Control using Fuzzy Logic", IFAC 12th Triennial World Congress, Sydney, Australia, pp. 51-56, 1993.
- [47] 이상옥, 양상식, "퍼지이론을 이요한 능동형 현가장치의 제어기 설계", 한국자동차공학회 춘계 학술대회 논문집, pp. 29-34, 1993.
- [48] 김혁, 윤용산, "신경회로망을 이용한 예견능동 현가장치", 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 15-22, 1993.
- [49] E. K. Bender, "Optimum linear preview control width application to vehicle suspension", Transaction of the ASME, J. of Basic Engineering, D90(2), pp. 213-221, 1968.
- [50] M. Tomizuka, "Optimum Linear Preview Control with Application to Vehicle Suspension, Revisited", J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, Trans. Of the ASME, pp. 309-315, 1976.
- [51] W. Foag, "A Practical Control Concept for Passenger Car Active Suspensions with Preview", Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, D203(4), pp. 210-230, 1989.
- [52] A. Hac, "Optimal Linear Preview Control of Active Vehicle Suspension", Vehicle System Dynamics Vol. 21, No. 3, pp. 167-195, 1992.
- [53] A. Hac and I. Youn, "Optimal semi-active suspension with preview based on a quarter car model", Trans. of ASME, J. of Acoustics and Vibration Vol. 114, No. 1, pp. 84-92, 1992.
- [54] R. G. M. Huisman, F. E. Veldpaus, J. G. A.M. van Heck, J. J. Kok, "Preview Estimation and Control for (Semi-)Active Suspensions", Proceeding of AVEC '92, pp. 130-135, 1992.
- [55] H. Roh, Y. Park, "Design of Active Suspension Controller for Commercial Vehicles", Proceeding of AVEC '96, pp. 77-86, 1996.
- [56] A. Deakin, D. Crolla, A. Shovlin, "Design of Limited Bandwidth Active Control Strategy for a 6x6 Combat Support Vehicle", Proceeding of AVEC '98, pp. 779-784, 1998.
- [57] A. F. Shovlin, D. A. Crolla, A. J. Deakin, "Design of a Feedforward Attitude Controller for a Combat Support Vehicle", Proceeding of AVEC 98, pp. 413-418, 1998.
- [58] H. Hanselman, "Hardware-In-the-Loop Simulation as a Standard Approach for Development, Customization, and Production Test", SAE Int. Congress, March 1-5, Detroit, 1993.
- [59] 송병석, "자동차용 지능형 현가 제어시스템의 설계", 공학박사 학위논문, 아주대학교, 2000.
- [60] P. Barak, "Passive Versus Active and Semi-Active Suspension from Theory to Application in North America Industry", SAE Paper No. 922140, 1992.
- [61] 허승진, "자동차 능동형 사시시스템 개발동향", 대한기계학회지, 제 32권 제 10호, pp. 847-857, 1992.
- [62] 손영일, 송병석, "승용차용 능동 현가제어시스템 개발현황", IAE ADVANCE 1996년 7월호, pp. -, 1996.
- [63] 송병석, 박혁성, 임영각, 손영일, 최원석, "궤도 차량용 반능동형 유기압 현수장치 제어기 개발 (I), 고등기술연구원 과제완료보고서 98-19, 1998.

송 병 석

1982년 서울대학교 조선공학과(공학사). 1994년 Univ. of Southampton ISVR(공학석사). 2000년 아주대학교 시스템공학과(공학박사). 1982년~1993년 대우중공업. 1995년~현재 고등기술연구원 제어기술팀 팀장. 관심분야는 지능형 차량 제어, 차량 동역학 제어, 하이브리드 차량 제어.

손 영 일

1994년 한국과학기술원 기계공학과(공학사), 1996년 한국과학기술원 기계공학과(공학석사), 1996년~현재 고등기술연구원 제어기술팀 주임연구원, 관심분야는 현가시스템 제어, Hardware-In-the-Loop Simulation의 응용, 차량동역학 해석 등.

이 종 호

1997년 국민대학교 기계설계학과(공학사), 1999년 국민대학교 자동차공학과(공학석사), 1999년~현재 고등기술연구원 제어기술팀 연구원, 관심분야는 다물체 차량동역학 해석, 현가시스템 제어.