

트랙터-트레일러형 차량 시스템의 주행 충격진동 특성에 관한 연구

A study on the shock & vibration characteristics of a tractor-trailer
type vehicle system running on the road

김 종 길*
Kim, Jong-Gil

ABSTRACT

It is known that displacements, velocities and accelerations of the tractor-trailer type vehicle system in shock & vibration analysis by the flexible-multi-body dynamics including the flexibility of structure are bigger and more repetitive than them by the rigid-multi-body dynamics, and it is necessary to prove above results by the experimental field test. Therefore, in this paper, theoretical analysis by the flexible-multi-body dynamics and experimental field test for a tractor-trailer type vehicle system are conducted and their results are compared with each other. Because of unexpected metal contact and impact in the air coupler part in the field test, some accelerations measured from the experimental field test are bigger than them analyzed from the theoretical analysis, but most accelerations are well coincide with each other in the amplitudes and trends. Thus more refined dynamic analytical models for some special type vehicle systems will be possible in the future.

주요기술용어 : Flexible-multi-body dynamics(유연 다물체 동역학), Rigid-multi-body dynamics(강체 다물체 동역학), Tractor-trailer type vehicle system(트랙터-트레일러형 차량 시스템), Shock & vibration(충격진동)

1. 서 론

본 논문의 연구에 앞서 공기 현가장치, 공기 커플러 등 일부 비선형성을 갖는 다양한 구성품으로 구성된 특수 차량인 트랙터-트레일러형 차량 시스템을 대상으로 강체 다물체 동역학(Rigid-multi-body dynamics) 및 유연 다물체 동역학(Flexible-multi-body dynamics) 이론 해석을 통해 주행 충격진동 특

성을 비교 연구 고찰한 바 있다⁽¹⁾. 이 연구에서 나타난 결과는 유연체 모델의 해석 결과가 강체 모델의 해석 결과에 비해 변위, 속도 및 가속도 등에서 최대 값이 더 크고, 진동형태도 더욱 반복적으로 나타나며, 최대 가속도 발생시점의 차이 등을 보여줌으로써 차량 시스템 설계시 입력자료로 활용할 자료 도출을 위해서는 강체 모델보다는 차체의 유연성을 고려한 유연체 모델이 더욱 효과적임을 제시하고, 이 부분에 대한 실험적 검증의 필요성을 제기한 바 있다.

국내에서는 대형 차량을 대상으로 3차원 8 자유도

* 국방과학연구소

계로 모델링하여 동적 특성을 계산하거나⁽²⁾, 자동차를 타이어의 감쇠효과를 고려하여 2차원 5 자유도계로 모델링하여 승차감의 관점에서 최적화하고⁽³⁾, 사시의 탄성을 고려하여 자동차의 동역학적 해석을 하는⁽⁴⁾ 등의 연구가 진행되어 왔다. 그러나 이론적인 해석결과를 실험적으로 검증하거나 고찰한 연구는 찾아보기가 어렵다. 따라서 본 논문에서는 앞에서 언급한 실험적 검증의 필요성을 충족시키기 위하여 이론 해석 및 실험적 접근이 가능한 실제의 트랙터-트레일러형 차량 시스템과 임펄스 입력이 용이한 주행로를 대상으로 유연 다물체 동역학에 의한 이론 해석과 실제 주행시험을 실시하고 그 결과를 상호 비교 고찰하였다.

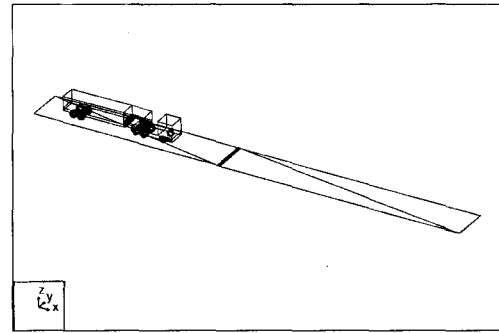
2. 이론 해석

2.1 개요

유연 다물체 동역학 이론에 의한 해석은 실험이 용이하고 시험결과와 상대적인 비교가 가능하도록 제작되어 운용중인 트랙터-트레일러형 차량 시스템을 대상으로 하였다. 또한 실제 주행중 임펄스 제공에 무리가 없는 범프 모델을 선정하였고, 주행속도 등도 이론과 실험을 잘 일치시킬 수 있는 조건을 선정하여 적용하였으며, 유연 다물체 동역학 이론 해석은 다음과 같은 가정 및 조건에서 실시하였다.

1. 차체와 현가장치를 결합하는 부분의 질량은 무시하고 조인트로 처리한다.
2. 스프링과 댐퍼의 조인트 부분의 마찰은 무시한다.
3. 차량은 정속 직진 주행한다.

위의 가정과 조건에서 차량 시스템을 모델링 하였으며, 모델링 좌표계는 Fig. 1과 같이 차량의 진행 방향을 양의 X축으로, 차량의 상부 수직방향을 양의 Z



[Fig. 1] Coordinate of vehicle system

축으로 정의하였다.

모델링 및 해석은 ADAMS/Flex⁽⁵⁾를 이용하였다. 해석하고자 하는 차량 시스템은 트랙터, 트레일러 및 탑재물로 구성된다. 트랙터 모델은 차체, 현가장치 및 오륜만 모델링을 하고, 본 연구의 해석에서는 단순 직진 주행만 고려하였기 때문에 조향장치와 관련된 부분은 모델링에서 제외하였다. 트레일러에서는 공기 커플러와 공기 현가장치는 강체로, 몸체와 탑재물은 유연체로 모델링을 하였다. 유연체 모델링을 하는데 사용된 프로그램으로는 전처리 작업인 유한요소 모델링에는 I-DEAS Master Series 6.0을 사용하였고, 유연 다물체 동역학 해석에 필요한 유한요소 데이터를 얻기 위한 모드 해석에는 MSC/NASTRAN v70.0.0⁽⁶⁾을 이용하였다. 각 구성품에 대한 모델링 내용은 다음과 같다.

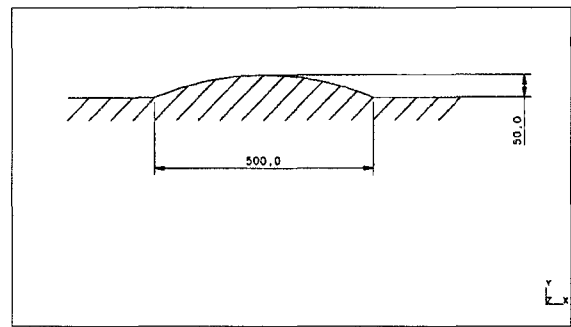
2.2 모델링

트랙터는 차체, 전륜, 후전륜, 후후륜, 오륜으로 구성되어 있고, 각각을 하나의 강체로 모델링을 하였다. 현가장치 부분의 경우, 전륜은 차량 몸체와 첫 번째 차축을 병진 조인트로 연결하여 운동을 구속시킨 후 양쪽 현가장치 부분을 스프링-댐퍼를 사용하여 모델링을 하였고, 양쪽 차축 끝에 있는 타이어도 각각 모

델링을 하였다. 실제 트랙터의 현가장치 부분은 판 스프링으로 되어 있으나, 해석에 큰 영향을 미치지 않을 것으로 판단되어서 코일 스프링으로 등가화 시켜 모델링을 하였다. 후진륜과 후후륜도 전륜과 마찬가지로 병진 조인트와 스프링-댐퍼를 사용하여 모델링을 하였다.

트레일러의 모델링은 크게 공기 커플러, 공기 현가장치, 몸체 3가지로 나눌 수가 있다. 일반 트레일러의 커플러는 킹핀을 트레일러 몸체에 철 구조물을 용접하여 사용하기 때문에 견인차량의 진동이 직접 트레일러에 전달된다. 그러나 공기 커플러는 견인차량으로부터 전달되는 진동과 충격을 줄이기 위하여 공기 현가장치와 비슷한 원리를 이용하여 견인차량으로부터 전달되는 진동과 충격을 완화하도록 되어 있다. 차량 시스템에 장착된 커플러는 공기 커플러로써, 모델링에서는 실제와 유사하게 기구학적인 요소를 고려하여 모델링을 하였다. 일반 트레일러의 현가장치는 대부분 경제성을 고려하여 접판 스프링을 사용하지만, 차량 시스템의 현가장치는 주행 중 노면으로부터 발생하는 진동이나 충격으로부터 탑재물에 가해지는 충격을 줄이기 위해 접판 스프링 대신 공기 스프링을 사용하였다. 공기 커플러와 유사한 방법으로 기구학적인 조건을 고려하여 모델링을 하였으며, 트레일러 몸체는 탄성변형을 포함할 수 있도록 유연체로 모델링을 하였다.

차량 시스템에는 트랙터에 10개, 트레일러에 8개의 타이어가 부착되어 있다. 이 모든 타이어는 ADAMS의 타이어 모듈 중 경사각이 중요한 요소가 아닌 운동이나 진행방향 미끄럼 효과와 측면 미끄럼 효과가 서로 관계가 없는 간단한 운동일 경우에 대해 바람직한 결과를 제공하는 Fiala 타이어 모듈을 사용하여 모델링을 하였다.



[Fig. 2] Contour of single bump

주행 중 임펄스를 제공하기 위한 노면상의 범프는 Fig. 2와 같이 폭 500mm, 높이 50mm인 원호 형상의 단일 범프로 하였으며 실험에서도 이와 같은 동일 형상이 반영되도록 제작하였다.

2.3 해석 결과

위에서 설명한 모델링 과정을 통해 차량 시스템의 유연체 모델을 완성한 후 범프 통과 시뮬레이션을 수행하고, 결과를 비교 분석하였다. 트레일러와 같이 비교적 대형 구조물로 이루어진 물체에 대해서는 그 구조물의 탄성 효과가 충격진동 효과에 미치는 영향이 매우 큰 것을 알 수 있으며⁽¹⁾, 타당성 입증을 위한 시험의 필요성이 제기되었다. 이론 해석 결과는 4장에서 시험결과와 상호 비교 분석과정에서 제시하였다.

3. 충격진동 시험

3.1 개요

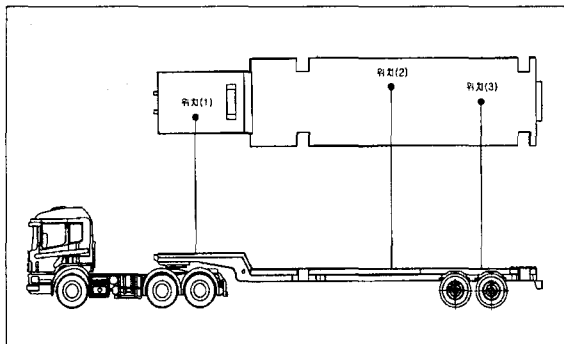
앞에서 설명한 차량 시스템의 유연체 모델 및 시뮬레이션 결과의 검증을 위하여 주요 관심 부위의 가속도를 측정하는 실차 주행시험을 실시하였다. 가속도 측정위치는 트레일러 길이 방향의 전방, 중간, 후방 3

곳으로 하고 운동형태가 가장 뚜렷한 수직방향의 가속도를 측정하였다.

3.2 계측방법

계측에 사용된 장비로는 가속도계와 가속도 신호조정기, 데이터 획득장비 및 구간속도측정장비 등이 있다. 센서의 차량 시스템상의 설치위치는 Fig. 3에 개략적으로 표현하였고, 계측 위치 및 계측내용 등에 대한 사항은 Table 1.에 나타내었다.

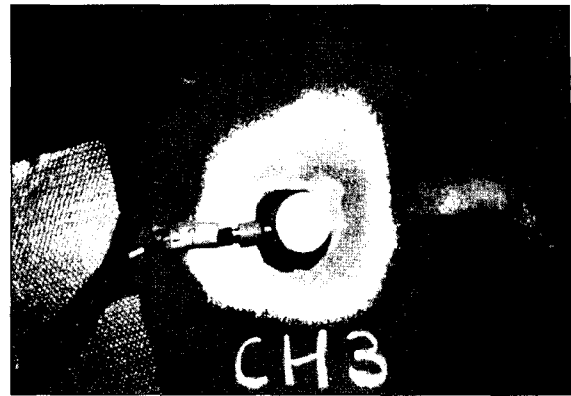
각 측정위치에서 1축 가속도센서로부터 측정된 3 채널의 가속도 신호는 각각 500 Hz의 차단주파수로 저역통과 필터링되어 1.5 kHz의 표본율로 데이터 획득장비에 저장되었으며, Fig. 4는 트레일러 후방위치에서의 가속도센서가 부착된 모습을 나타낸다.



[Fig. 3] Position of accelerometers

[Table 1] Measurement position and item

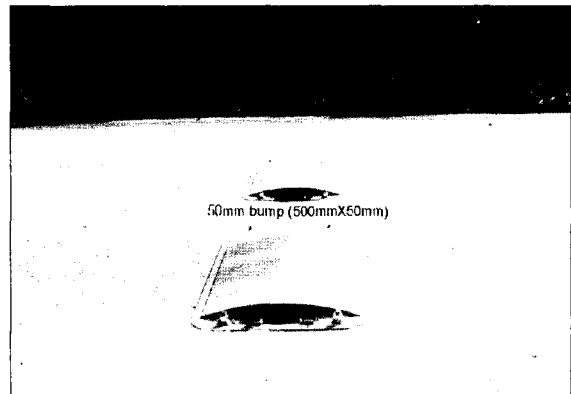
| 위치 | 위 치 명 | 계측항목 | 채널수 | 방향 |
|----|---------|------|-----|----|
| 1 | 트레일러 전방 | 가속도 | 1 | 상하 |
| 2 | 트레일러 중간 | 가속도 | 1 | 상하 |
| 3 | 트레일러 후방 | 가속도 | 1 | 상하 |
| 계 | | | 3 | |



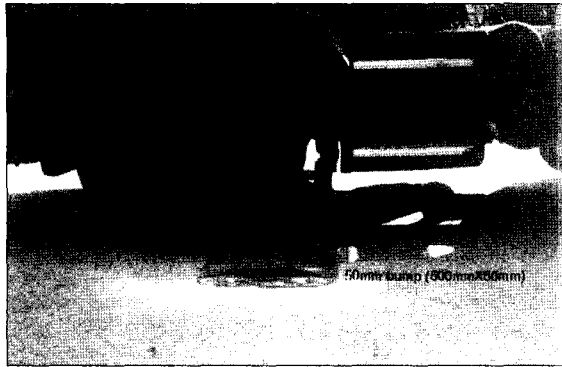
[Fig. 4] An installed accelerometer at the rear of trailer



[Fig. 5] Velocity measurement equipment on the road



[Fig. 6] Installed bumps on the road

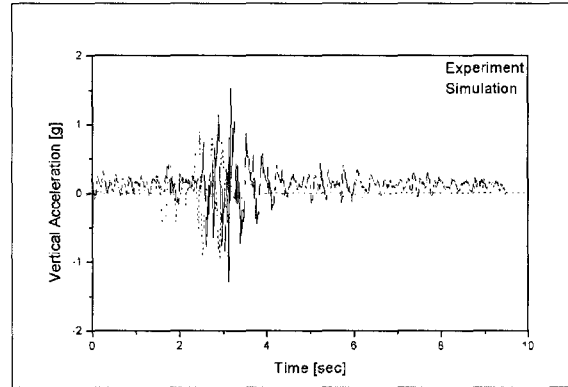


[Fig. 7] Running wheel in front of the bump

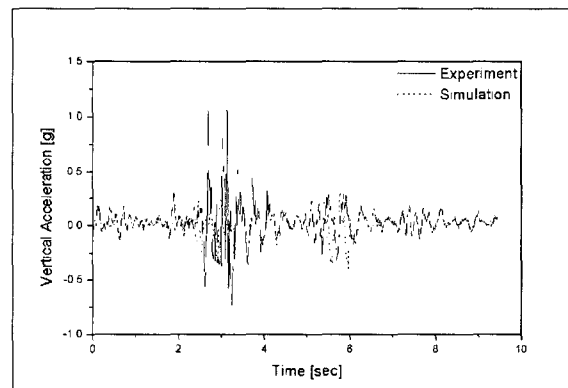
구간속도 측정장비는 Fig. 5와 같이 광센서를 이용한 송/수광부를 한 쌍으로 구성하여 시점부 및 종점부 50m 구간에 각각 위치시키고 차량 시스템이 통과하며 빔을 절단함으로써 구간 통과시간을 측정하는 장비로 구간거리를 통과시간으로 나누어 구간속도를 계산할 수 있다. Fig. 6은 노면에 설치된 50mm 높이의 범프의 모습을 보여주며, Fig. 7은 차량 시스템의 바퀴가 이 범프를 통과하기 직전의 모습을 보여준다.

4. 이론해석 및 시험결과 비교 고찰

동일 모델의 차량 시스템과 주행조건에 대해서 앞에서 언급한 이론해석 결과와 시험결과를 비교 고찰하였다. Fig. 8은 속도 13.1 km/h 일 때 트레일러 전방위치에서의 수직 가속도 결과로서, 차량 시스템이 출발 후 1.5초에서 2초 사이에 트랙터의 첫 번째 차축이 범프를 통과하고, 2.5초와 4초 사이에 트랙터의 두 번째, 세 번째 차축이 범프를 통과하는 양상을 볼 수 있다. 여기에서 트랙터의 첫 번째 차축이 범프를 통과할 때는 최대 가속도가 시험결과와 해석결과가 서로 비슷한 크기를 나타내고 있으나, 두 번째, 세 번

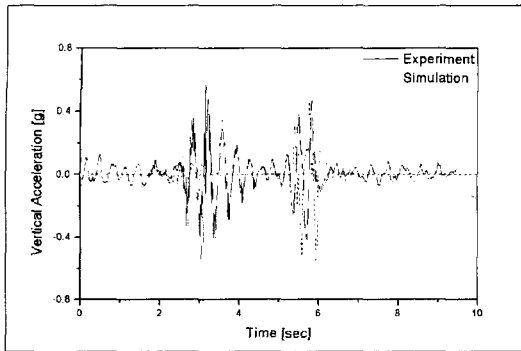


[Fig. 8] Vertical acceleration at the front of the trailer (velocity : 13.1 km/h)

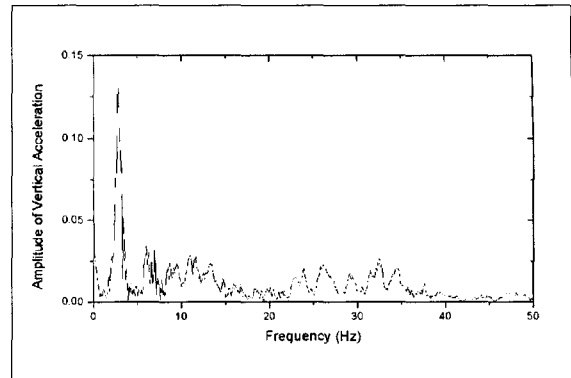


[Fig. 9] Vertical acceleration at the middle of the trailer (velocity : 13.1 km/h)

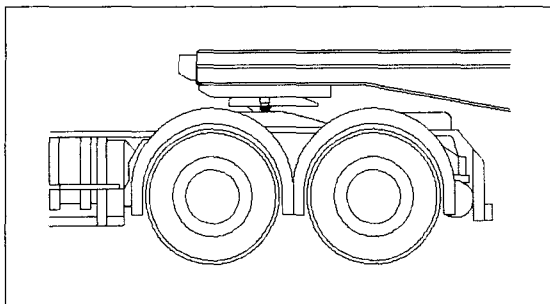
째 차축이 통과할 때는 최대값이 시험결과는 1.566g, 해석결과는 1.053g로 다소 차이를 나타내고 있다. Fig. 9는 속도 13.1 km/h 일 때 트레일러 중간위치에서의 수직 가속도 결과로서, 앞의 결과와 같이 2.5초에서 4초사이의 시험 및 해석 결과는 다소 차이를 보이고 있지만, 5.5초에서 6초 사이의 트레일러의 차축이 범프를 통과할 때는 두 결과가 매우 유사하게 나타났다. Fig. 10은 역시 속도 13.1 km/h 일때 트레일러 후방위치에서의 수직 가속도 결과로서, Fig. 9와 같이 2.5초에서 4초 사이의 결과는 다소 차이를 보지고 있지만, 트레



[Fig. 10] Vertical acceleration at the rear of the trailer (velocity : 13.1 km/h)

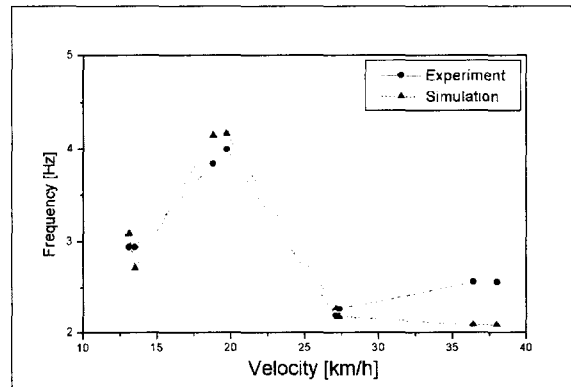


[Fig. 12] Frequency analysis of the vertical acceleration at the front of the trailer(velocity : 13.1 km/h)

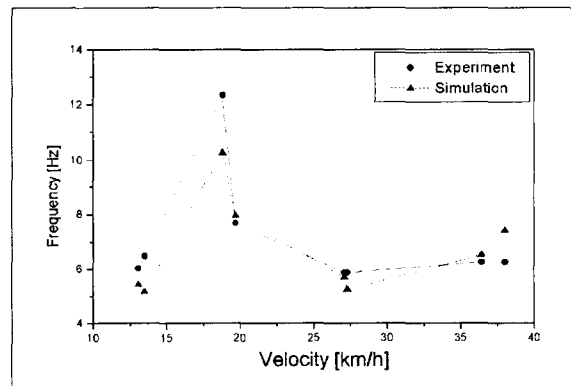


[Fig. 11] Assembly of air-coupler and fifth wheel

일터의 차축이 범프를 통과하는 5초에서 6초 사이에서도 두 결과가 비교적 잘 일치한다. 이와 같이 앞에서 살펴본 3가지 경우 모두 트랙터의 차축이 범프를 통과하는 경우에 시험과 해석 결과가 다소 차이가 나는 이유는 Fig. 11과 같이 트랙터의 두 번째, 세 번째 차축 사이에 설치되어 있는 공기 커플러에서의 내부 금속 접촉으로 인한 충격 때문으로 판단되며, 주파수 분석 및 발사대 모드해석을 통해서도 검증이 가능하다. Fig. 8의 시험결과를 Fig. 12와 같이 주파수 분석하여 나타내면, 초기 주파수가 순서대로 2.7, 6.6 Hz 정도이며, 이론 모드해석 결과 주행특성을 반영할 수 있는 굽힘모드가 발사대 전체 모드 중 각각 3번째, 6번째로 고유진동수가 2.547, 6.456 Hz 크기로 나타나 주행중



(a) The first frequency



(b) The second frequency

[Fig. 13] Comparison of the theoretical natural frequency and the experimental frequency at the rear of trailer

공진의 가능성을 보여 주고 있다. 따라서 이들 주파수 영역에서 공진에 의한 진동의 증폭 현상으로 공기 커플러 내부에서 에어백의 작동거리를 초과하므로써 금속접촉으로 인한 충격을 유발하기 때문으로 판단된다.

Fig. 13 (a)와 (b)는 트레일러 후방위치에서의 주행 속도별로 주파수 분석을 통해 구한 첫 번째, 두 번째 주파수와 이론 해석시 구한 1, 2차 고유 진동수를 각각 비교 고찰한 것으로 대체로 두 결과가 잘 일치하여 이론과 실험에 대한 비교의 타당성을 보여준다.

5. 결 론

본 논문에서는 비선형성을 갖는 다양한 구성품으로 구성된 트랙터-트레일러형 차량 시스템에 대해서 주행 중 노면 임펄스 가진에 의한 충격진동 특성을 연구하기 위해 유연 다물체 동역학을 통한 이론해석과 이론해석의 타당성 검증을 위한 주행시험을 실시하고 비교 고찰하였다. 트레일러의 전방, 중간, 후방부위에서 상하방향의 가속도를 비교한 결과 트레일러 전방의 공기 커플러부에서 공진 현상으로 판단되는 금속접촉에 따른 충격이 발생하여 이 영향을 받은 부위와 시간대에는 시험결과가 이론해석 결과에 비해 다소 큰 가속도 값을 나타내었다. 그러나 이 충격의 영향을 받지 않는 곳에서는 이론해석 결과와 시험결과가 잘 일치하여 유연 다물체 동역학을 통한 이론해석 결과의 타당성을 확인하였다. 따라서 본 논문을 포함한 일련의 연구과정에서 대상으로 한 트랙터-트레일러형 차량 시스템과 같은 대형 구조 시스템에서는 강체 동역학보다는 유연체 동역학에 의한 해석이 효과적임을

검증하였으며, 공진 등에 따른 부가적인 충격현상이 발생할 수 있음을 고찰하였다. 향후 이와 같은 부가적 충격현상을 고려한 이론모델의 구현 및 해석을 통해 실질적인 특수차량의 해석모델을 제시할 예정이다.

참 고 문 헌

1. 김종길, 하태완, “공기 현가 장치를 장착한 트랙터-트레일러형 차량 시스템의 충격진동 해석”, 한국군사과학기술학회지, 제3권 제2호, pp.15~22, 2000
2. 조병관, “노면가진에 의한 차체의 동적반응에 관한 연구”, 서울대학교 공학석사 학위논문, 1986
3. 김호룡, 최 섭, “자동차 현가장치의 최적 설계에 관한 연구”, 대한기계학회논문집, 제11권, 제 3호, pp. 437~443, 1987
4. 유완석, “샤시의 탄성을 고려한 자동차의 동역학적 해석”, 대한기계학회 논문집, 제 11권 제4호, pp. 570~578, 1987
5. ADAMS(Automated Dynamic Analysis and Mechanical System) User's Manual, Mechanical Dynamics Inc., USA, 1998.
6. MSC/NASTRAN User's Manual, MacNeal-Schwendler Corporation, USA, 1994.
7. P.E. Nikravesh, “Computer - Aided Analysis of Mechanical Systems”, Prentice-Hall Inc., 1988.
8. E.J. Haug, “Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems”, Vol. I : Basic Methods, Allyn and Bacon, 1989.