

대형 트레일러 차량의 범프 통과 시 유연다물체 동역학 해석 Multi-flexible Body Dynamic Analysis of a Heavy Trailer Vehicle Passing a Bump

김정윤 · 김홍수 · 김진곤

J. Y. Kim, H. S. Kim and J. G. Kim

(접수일 : 2009년 4월 18일, 수정일 : 2009년 6월 24일, 채택확정 : 2009년 8월 20일)

Key Words : Multi-flexible Body Dynamics(유연다물체동역학), Finite Element(유한요소), Vehicle Dynamics(차량동역학), Driving Simulation(주행시뮬레이션)

Abstract : This article deals with the transient analysis using multi-flexible body dynamics of a trailer vehicle, which is passing a bump on the flat road. In order to investigate the transient dynamic behavior of the trailer, we developed an equivalent finite element model for the trailer and a vehicle dynamic model for the truck using multi-body dynamics. The driving condition considered here is set as the trailer vehicle passes a bump on the flat road in 7km/h. And we investigate the time histories of vertical load and deflections on connecting points between the trailer and truck during the vehicle passes a bump. Due to the dynamic load resulted from the driving condition, additional stress concentrations are found in the trailer and the suspension connecting points between the trailer and rear axles along with kingpin.

1. 서 론

대형 수송기계 및 중장비 산업분야는 국내에서 성장 잠재력이 높은 분야이지만, 지금까지 자동차 산업에 비해서 중장비관련 제조업체 및 국내 철강업체 제품의 세계적 품질 및 원가 경쟁력 확보에 대한 관심과 관련 정보 및 기술의 확보가 매우 부족한 것이 현실이다. 더불어 산업환경 측면에서 중장비 생산 대수는 완성차보다 적지만, 경량화에 따른 효과는 매우 크다. 실제로 스웨덴의 Cargo Module Trading사는 컨테이너의 중량을 1.6톤 경량화하여 컨테이너 3개가 장착된 트레일러의 경우 연간 250일 운행 기준으로 약 97,000유로 이상을 절감하였다.

이러한 대형 수송기계 및 중장비 제품의 경량화는 중장비 구조물의 강성 등을 저하시킬 수 있어 기존 제품이상의 기계적 특성을 확보하기 위한 기반 기술 확보가 매우 중요하다. 중장비 구조물의 설계

는 유한요소를 이용한 정하중상태의 정적해석 결과에 동하중 안전율(safety factor)을 고려하여 이용하는 것이 일반적이지만 특히 수송기계 구조물의 경우에는 실제 주행상황과 유사한 주행 시뮬레이션을 통하여 구조물에 전달되는 동하중 특성을 파악하고 이를 이용하여 구조물의 내구 및 피로 특성분석을 수행할 수 있는 유한요소 해석과 차량동역학 해석이 함께 적용되어야 한다^{1,2)}.

최근의 발달된 컴퓨터기술을 바탕으로 자동차와 같은 많은 수의 부품이 복잡하게 구성되어 있는 시스템의 해석에 다물체 동역학(multi-body dynamics) 해석기술 및 소프트웨어가 적용되고 있다. 이러한 다물체 동역학 해석기술은 이전의 수작업으로 이루어진 수학적 모델링기법(parametric modeling)에 비하여 기계시스템의 구성부품을 바디, 조인트, 힘 요소 등으로 구분지어 각 구성요소들의 특징적인 기구학, 동역학 구속조건을 인가하여 시스템의 운동방정식을 구성함으로써 기존의 설계 프로그램과 호환할 경우 복잡한 기계시스템의 모델링과 해석의 용이성이 크게 증가할 수 있다.

더불어 최근에 출시된 다물체 동역학 해석 소프트웨어는 기존의 상용 유한요소해석 프로그램과의

김정윤(책임저자) : 대구가톨릭대학교 기계자동차공학부
E-mail : kjungyun@cu.ac.kr, Tel : 053-850-2714
김홍수, 김진곤 : 대구가톨릭대학교 기계자동차공학부

연동해석을 위한 API(application program interface)를 제공하여 응력이나 변형률해석을 수행할 수 있는 기능을 탑재하고 있다. 이러한 다물체 동역학과 유한요소 해석을 동시에 수행할 수 있는 유연다물체동역학(multi-flexible body dynamics) 해석 소프트웨어는 다양한 동적인 하중조건에 대한 과도상태(transient state)해석이 가능한 것이 특징이다³⁾.

본 연구에서는 트레일러부를 유연체로 고려한 대형트레일러차량의 범프통과 시 동역학해석을 수행하였다. 이를 위하여 먼저 트레일러 차량의 트레일러 구조부를 유한요소로 모델링하고, 차량부를 강체와 현가장치, 타이어 등의 강성과 감쇠를 고려한 차량동역학 모델을 수립하였다. 해석에 사용한 트레일러차량의 주행조건은 직진주행 중 노면의 범프(bump)를 통과할 경우 트레일러부에 나타나는 하중 및 변위 이력곡선을 추출하고, 이에 따른 트레일러부의 과도상태 응력에 대해 고찰하였다.

2. 차량부 모델과 트레일러의 유한요소 모델

2.1 차량부의 차량동역학 모델

연구대상 차량은 전치엔진, 후륜구동(front-engine, rear-drive)방식으로 3개의 차축에 연결된 6개의 타이어를 가지고 있다. 각 타이어는 다수의 판으로 이루어진 겹판스프링과 속업쇼버로 구성된 현가장치 링크를 통하여 차체와 트레일러부로 연결되어 있다. 이 차량의 범프통과 시 동특성을 고찰하기 위하여 본 연구에서는 다물체동역학 해석프로그램인 RecurDyn³⁾을 이용하였다. 해석의 편의성을 위해 차량부는 실제차량도면에서 나타난 곡률부와 복잡한 형상을 삭제하고 등가의 강체로 모델링하였다(Fig. 1).

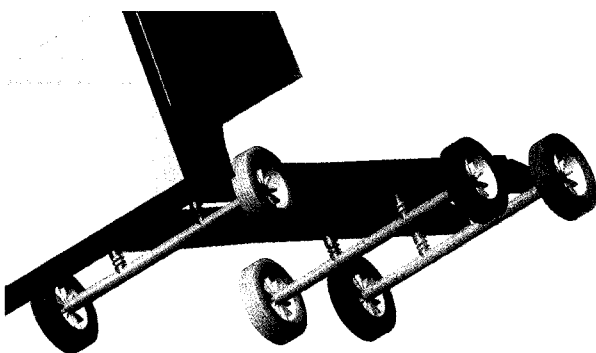


Fig. 1 Truck model

Table 1 Vehicle dynamic model

Item	Number	
Generalized coordinate	11658	
Part	41	
Joint	Fixed	19
	Revolute	12
	Translational	12
Tire	12	
Spring	12	
Constraint	Translation	6
Bushing	13	

차량부의 질량은 차축과 트레일러 연결 프레임을 포함하여 2톤으로 하였으며, 본 연구에서는 직진주행 상태만을 고려하므로 조향장치와 관계된 복잡한 링크 및 조인트와 같은 연결부에 대해서는 고려하지 않고 차량의 현가장치는 스프링과 댐퍼로 구성된 단순 진동모델을 사용하였다. 타이어의 수직방향 강성과 현가장치의 스프링상수 및 댐핑계수 등은 일반 승용차의 값을 기준으로 차량질량 증가분을 고려하여 사용하였다. 타이어 모델링은 RecurDyn/Tire에서 제공하는 FTire model(Fiala model)을 사용하였다.

트레일러에는 3개의 뒷차축이 연결되어 있으며, 차량부와 마찬가지로 겹판스프링과 현가장치 링크로 모두 6개의 타이어가 연결되어 있다. 겹판스프링의 스프링 상수와 댐핑계수 또한 차량부와 같은 값으로 가정하여 모델링하였다(Fig. 2). 완성된 차량동역학모델은 전체 11280개의 자유도를 가지고 있으며 각 연결부에 사용된 조인트와 구속조건 등은 Table 1과 같다.

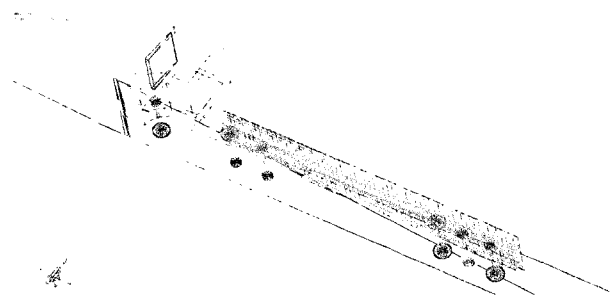


Fig. 2 Vehicle model

2.2 트레일러부의 유한요소모델

연구대상 차량 트레일러부는 Fig. 3과 같이 많은 수의 중·횡부재를 가진 사다리형상을 가지고 있으

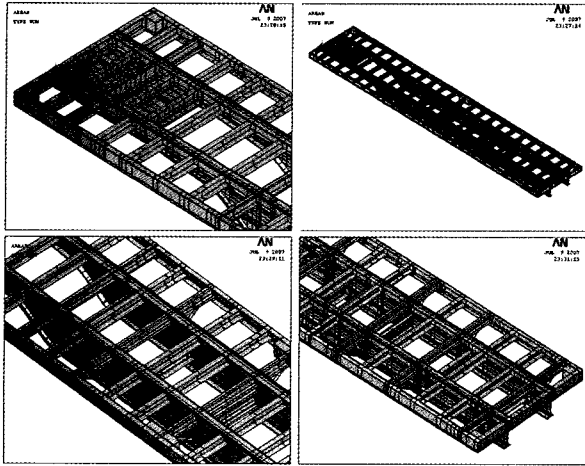


Fig. 3 Parametric solid model of trailer

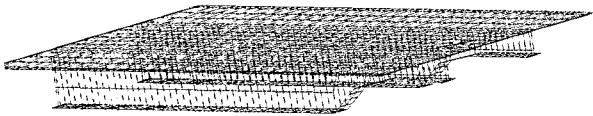
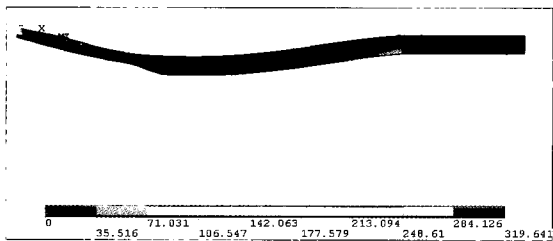
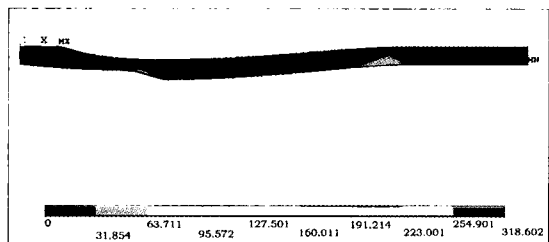


Fig. 4 Equivalent finite element model of trailer



(a) Static analysis result of the initial model



(b) Static analysis result of the equivalent model

Fig. 5 Static analysis result comparison

며 질량은 약 2톤이다. 이러한 트레일러부의 유한요소 모델링은 ANSYS³⁾를 이용하여 주요 설계변수간의 기하학적 관계들을 적용한 3차원 솔리드 모델링을 수행하였다. 유한요소로 모델링된 트레일러를 차량동역학 모델에 연결하기 위하여 RecurDyn의 FFlex모듈을 이용하였다. RecurDyn FFlex모듈은 유한요소해석을 위한 ANSYS모델⁴⁾을 직접 이용할 수 있지만, 사용할 수 있는 유한요소의 개수가 만개로 제한되어 있다. 따라서 본 해석에서는 Fig. 4와

같이 단순한 형태의 등가의 유한요소모델을 이용하였다. 등가모델의 유효성을 검증하기 위하여 Fig. 3의 초기 유한요소모델과 함께 진동모드해석을 수행하여 고유진동수와 모드형상에 관한 정보를 구하여 단순화된 모델이 등가의 동적 특성을 가지도록 하였다. 트레일러부 전면에 30톤의 분포하중을 적용한 정적해석 결과(Fig. 5) 트레일러부에 발생하는 최대 응력값과 변형모습이 초기 유한요소모델과 거의 일치함을 확인할 수 있다. 트레일러부와 차량부의 구속 조건은 프레임과 킹핀 체결부위와 프레임과 후방 바퀴들이 연결되는 위치를 강체구속(rigid constraints)을 이용하여 구속하였다.

3. 범프통과 시 하중 및 변위 변화

3.1 노면 모델 및 시뮬레이션 조건

화물을 적재하지 않은 공차상태의 트레일러 차량이 직진주행 중 범프를 통과할 때의 주행시뮬레이션을 위해 먼저 범프가 포함된 노면을 다음 그림과 같이 정의하였다. 전체노면의 길이는 65 m, 노면의 폭은 4 m로 하였으며 평지의 노면에 폭 20 cm, 높이 5 cm의 범프를 생성하였다(Fig. 6). 노면은 일반 아스팔트 도로로 모델링 하였으며, 노면의 마찰계수는 타이어 모델에서 구름저항 마찰계수로 고려하였다.

해석을 위하여 사용한 차량의 주행속도는 시뮬레이션 시작(0초)에 7 km/h로 인가하고, 이후 별도의 구동력을 인가하지 않고 타이어의 구름저항만을 고려하였다. 그 이유는 범프 통과 시에 운전자가 가속을 하지 않는 경우가 일반적이며, 범프 통과 시 외력의 작용이 없는 상태의 차량 진동특성을 고찰하기 위해서이다. 차량이 범프를 완전히 통과하는데 걸리는 시간은 시뮬레이션 결과 약 7초로 나타났다(Fig. 7). Fig. 7에서 살펴보면 차량의 속도는 각 바퀴가 범프를 통과할 때마다 크게 변하고 있는데 이는 범프를 올라가면서 차량의 속도가 감소하다가 범프의 최고점을 통과하고 내려오면서 차량의 속도

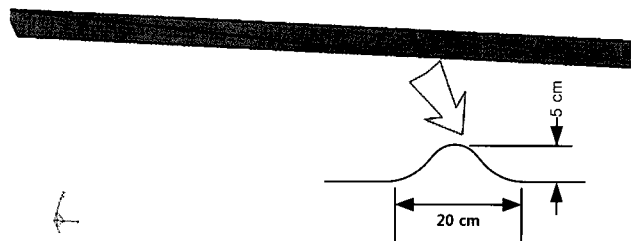


Fig. 6 Road profile including a bump

가 증가하기 때문이다. 각 바퀴가 범프를 통과하는 시점을 Fig. 7에 6개의 화살표로 표시하였다. 차량부의 3번째 바퀴가 통과하면서 차속은 최고 12.3 km/h까지 증가하다가 감소하고 있다.

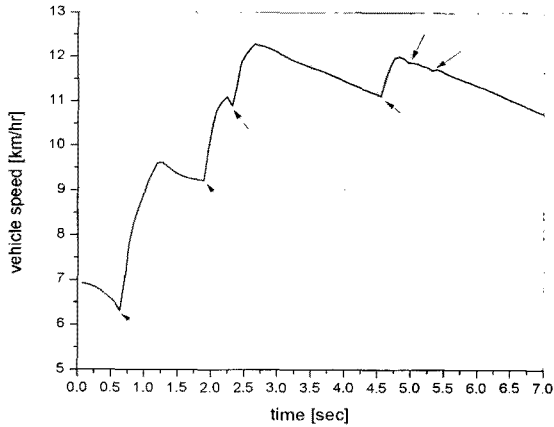


Fig. 7 Vehicle speed profile

공차상태의 트레일러 구조물에 외력이 작용하는 부위는 차량부와 트레일러가 연결되는 킹핀(kingpin) 연결부 1점과 뒷차축 타이어에 연결된 현가장치 링크와의 연결부 6점이므로 이 부분의 해석 결과를 다음에 표시하였다.

3.2 차량부와 트레일러가 연결되는 킹핀 연결점

차량부와 트레일러가 연결되는 킹핀 연결점에 작용하는 반력(하중)을 살펴보면 킹핀 연결부에 작용하는 가장 큰 반력은 차량의 진행방향의 힘으로 각 바퀴가 범프를 통과하면서 크게 진동하고 있음을 알 수 있다(Fig. 8). 이는 범프를 올라가면서 트레일러의 하중이 모두 차량 진행방향의 반대방향으로 킹핀연결부에 집중되고, 범프를 내려가면서 이와 반대 방향으로 반력이 작용하기 때문이다.

차량의 상하운동과 관련되어 있는 수직방향의 반력 또한 각 바퀴가 범프를 통과하면서 그 크기와 방향이 변화하고 있음을 알 수 있다. 차량진행방향과 수직방향 반력 크기의 차이는 범프를 통과하면서 트레일러와 차체부의 무게가 킹핀 연결부에 집중되기 때문으로 판단된다. 해석결과에서 킹핀 연결부의 수직방향 변위를 살펴보면 Fig. 9와 같다. 시뮬레이션을 개시하면서 차량부와 트레일러부의 전체 무게가 12개의 타이어와 연결되어 있는 현가장치의 스프링으로 전달되고 이후 차량이 주행하면서 각 바퀴들이 범프를 통과할 때 차량 및 트레일러의 수직방향 진동이 발생한다.

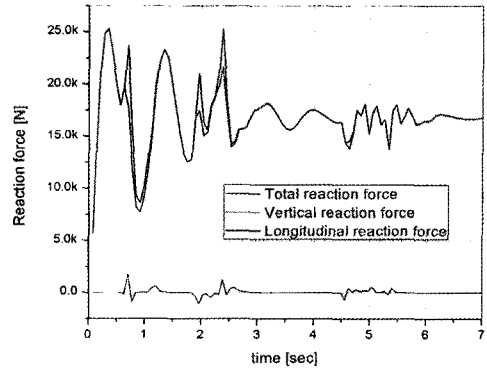


Fig. 8 Reaction load on kingpin point

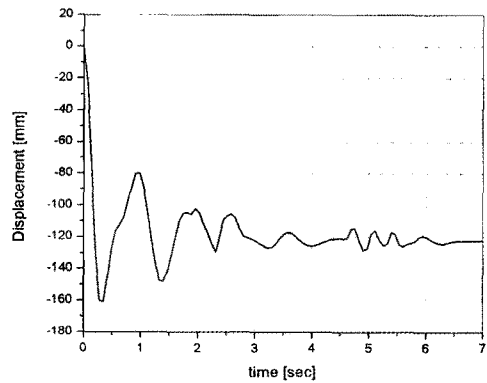


Fig. 9 Vertical deflection on kingpin point

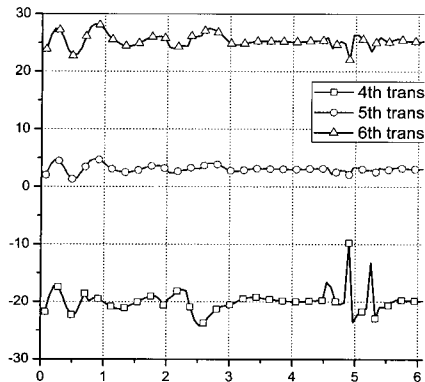
3.3 트레일러와 뒷차축 현가장치 연결점

연구대상 차량의 트레일러는 3개의 뒷차축을 가지고 있다. 따라서 트레일러와 각 타이어에 연결된 현가장치 링크부는 모두 6개이며, 트레일러의 길이 방향 기준면으로 서로 대칭된 기구구조를 가지고 있다. 또한 차량부가 트레일러와 마찬가지로 길이방향 기준면으로 대칭이이고 직진주행만을 고려하므로 좌우측 타이어의 하중과 변위 이력이 같다. 이에 본 연구에서는 길이방향으로 3개의 연결점만을 고려하기로 한다.

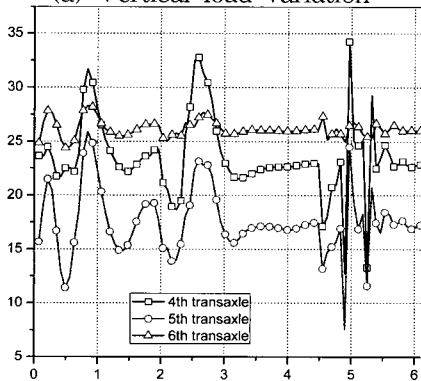
먼저 뒤차축 연결부에 작용하는 수직하중의 변화를 살펴보면(Fig. 10 (a)) 트레일러의 무게분포로 인하여 4번째 차축은 아래 방향의 하중이 작용되고, 6번째 차축은 반대방향의 하중이 작용되고 있음을 알 수 있다. 이에 반해 5번째 차축은 4번과 6번째 차축의 사이에서 수직하중의 영향이 거의 없음을 알 수 있다.

전체하중의 변화를 살펴보면(Fig. 10 (b)) 차량의 주행으로 인하여 차량부와 트레일러의 무게에 의한 주행방향의 반력이 각 연결부에 작용하여 전체하중의 값이 모두 증가하였음을 알 수 있다. 하지만 6번째 차축은 제일 뒤에 위치하여 그 영향이 작게 나타

나고 있다. 더불어 뒷차축 3개 모두 차량부의 바퀴가 범프를 통과할 때 그 크기와 방향이 거의 같은 시각에 변화하고 있음을 알 수 있다.



(a) Vertical load variation



(b) Total load variation

Fig. 10 Load profile on rear axle

뒷차축 연결부의 수직방향 변위량을 살펴보면 다음 그림(Fig. 11)과 같다. 앞서의 결과와 같이 트럭부와 트레일러부의 타이어가 범프를 통과하면서 현가장치로 인한 수직방향 진동특성을 나타내고 있음을 확인할 수 있다.

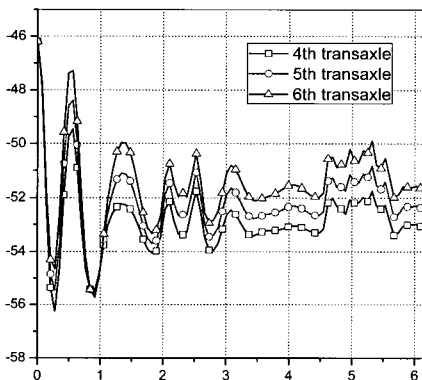


Fig. 11 Vertical deflection on rear axle

3.4 범프통과 시 과도상태 해석결과

주행시물레이션을 통한 과도상태 해석결과 주행 시간인 0~7초 동안 최대응력은 차량부의 첫번째

바퀴가 범프에 진입하는 0.49초에 트레일러와 차량부의 연결부인 킹핀부위에서 약 68.3 MPa의 최대응력이 발생하는데, 이는 등가유한요소모델을 사용하여 공차상태 정적해석을 수행한 결과인 약 32 MPa에 동적하중계수 2-3을 고려한 경우와 비슷한 크기이다(Fig. 12). 더불어 동적 해석결과에서 트레일러의 중간부분에 폭 방향으로 밴드형태의 응력분포를 확인할 수 있는데 이는 차량의 주행 중 동하중 변화로 인한 트레일러의 진동으로 나타나는 현상으로 판단된다.

Fig. 13은 같은 시각에 트레일러 전체에 작용하는 응력분포를 차량의 밑부분에서 살펴본 것이다. 최대응력은 킹핀부위에 작용하지만 정적해석결과와 유사하게 트레일러와 뒷바퀴의 현가장치 링크연결부에도 응력이 집중되고 있음을 확인할 수 있었다.

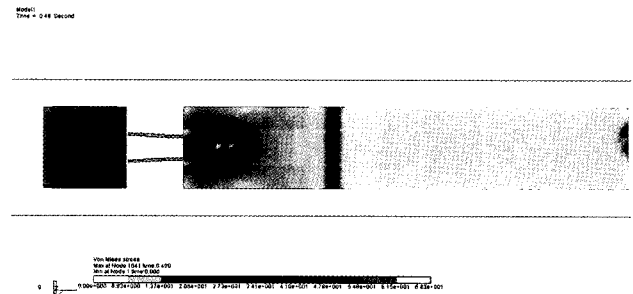


Fig. 12 Stress distribution at 0.49 second

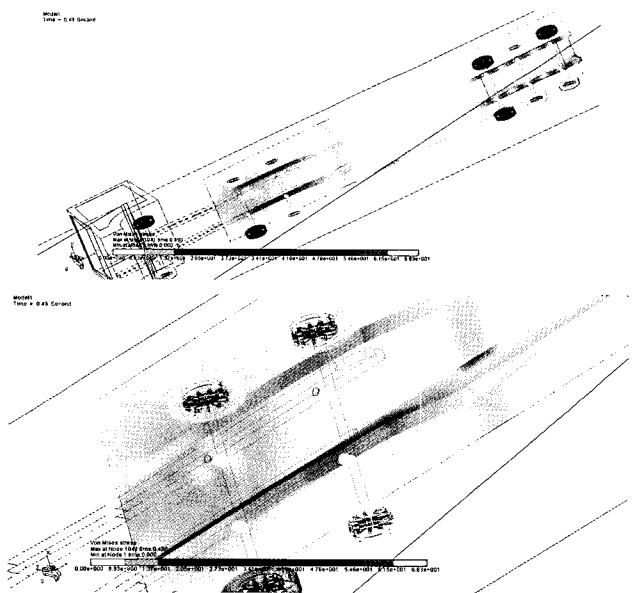


Fig. 13 Stress distribution at 0.49 second

4. 결론

본 연구에서 수행한 주요 연구결과를 정리하면

다음과 같다.

1) 트레일러 차량의 구조물에 작용하는 과도상태 응력해석을 위하여 트레일러부의 유한요소 모델링과 3차원 강체모델을 사용한 차량부 동역학 모델링을 수행하였다. 또한 차량의 타이어나 현가장치를 모델링하여 차량의 진행방향과 수직방향의 운동을 기술할 수 있는 차량동역학해석을 수행하였다.

2) 직진주행 시뮬레이션을 통하여 범프 통과 시에 나타나는 트레일러부의 응력과 변형량에 대하여 고찰하였다. 해석결과 범프 통과 시 가속을 하지 않아도 차량의 속도가 변화함을 알 수 있으며, 각 바퀴가 범프를 통과하면서 트레일러부와 차량의 연결부인 킹핀과 현가장치 링크부에 작용하는 하중과 변위가 진동특성을 나타냄을 확인할 수 있다.

3) 트레일러의 최대응력은 차량의 첫번째 바퀴가 범프를 통과하기 직전 차량부와 트레일러가 연결된 킹핀부에 집중적으로 나타나고 있음을 확인하였다. 특히 트레일러 중간부 및 트레일러와 현가장치 링크부가 연결되는 부위에서 추가적인 응력집중이 나타남을 확인하였다. 이를 바탕으로 대형 수송기계 및 중장비 차량의 설계에서 차량동역학 모델을 이용한 과도상태 응력해석 결과를 고려하여야 함을 알 수 있다.

4) 차량동역학 해석과 유한요소 해석을 동시에 수행하기 위하여 유한요소모델의 요소수를 줄이는 수정작업을 수행하였다. 본 연구와 같이 동역학해석과 유한요소해석간의 연성해석을 수행하기 위해서는 실용 가능하면서도 타당성 있는 등가보 모델링 기법에 대한 추가적인 연구가 필요하다고 판단된다.

Rheinland GmbH.

7. D. J. Ewins, 1984, "Modal Testing: Theory and Practice", John Wiley & Sons Inc.
8. K. S. Kim et al., 1996, "Effect of Chassis Flexibility on Ride Quality", Transactions of KSAE, Vol. 4, No. 2, pp. 127~136.
9. A. Ichikawa et al., 1991, "Practical Applications of CAE for Truck Controllability and Stability Analysis", Truck and Bus Engineer Center, Mitsubishi Motors.
10. I. D. Moon, H. J. Kwon and C. Y. Oh, 2000, "Development of a Computer Model for the Turning Maneuver Analysis of a Heavy Truck", Transactions of KSAE, Vol. 3, No. 4, pp. 121~129.
11. 한동섭, 이성욱, 한근조, 2008, "컨테이너 크레인의 안정성에 대한 풍동실험과 유한요소해석의 비교", 한국동력기계공학회논문집, Vol. 12, No. 6, pp. 29~35.

참고 문헌

1. 주용선 외 4인, 2003, "대형자동차 프레임의 구조 해석", 한국자동차공학회 2003년도 추계학술대회 논문집, pp. 1417~1422.
2. 문일동, 오재윤, 2003, "프레임을 유연체로 고려한 대형트럭 컴퓨터 모델의 개발", 한국자동차공학회논문집, Vol. 11, No. 6, pp. 197~204.
3. "RecurDyn User's Manual", FunctionBay.
4. "ANSYS Analysis Guide", ANSYS Inc.
5. J. Fenton, 1996, "Handbook of Vehicle Design Analysis", SAE International.
6. H. J. Beermann, 1986, "The Analysis of Commercial Vehicle Structures", Verlag TUV