

# 대형 정밀장비 탑재용 트랙터-트레일러형 차량의 주행 동특성

하태완<sup>\*,1)</sup> · 오상훈<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup> 국방과학연구소 제1기술연구본부

## Driving Dynamic Characteristics of Tractor-Trailer Type Transporter for Large Scale Precision Equipment

Taewan Ha<sup>\*,1)</sup> · Sanghoon Oh<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup> The 1st Research and Development Institute, Agency for Defense Development, Korea

(Received 10 July 2019 / Revised 2 September 2019 / Accepted 20 September 2019)

### ABSTRACT

To identify the driving dynamic characteristics of the Tractor-Trailer Type Transporter for mounting a large scale precision equipment, real vehicle driving tests on the 3 inch-bump-space-road were performed. And using general Dynamics Analysis Program - RecurDyn(V8R5), Dynamics M&S were carried out assuming the similar condition with real tests. Then the acceleration data obtained from real tests and M&S were analyzed and compared with each other in the part of root-mean-square-acceleration( $g_{rms}$ ), peak-acceleration( $g_{peak}$ ) and frequencies. In simple view of the  $g_{rms}$  &  $g_{peak}$ , although the results of MRBD are more similar to ones of the real vehicle driving tests, but the results of RFlex have more information to get various useful dynamic characteristics.

Key Words : Dynamic Characteristics(동적 거동), Tractor-Trailer Type Transporter(트랙터-트레일러형 차량), Dynamics M&S(동역학 모델링 및 시뮬레이션), Multi-Rigid Body Dynamics(MRBD; 다물체 강체 동역학), Rigid-Flexible Body Dynamics(RFlex; 강체-유연체 연성 동역학)

### 1. 서 론

트랙터-트레일러형 차량은 제작의 용이성 및 운용, 유지의 편의성으로 인해 장비나 화물의 수송과 탑재 이동에 매우 일반적인 수단이다. 주변에서 흔하게 볼 수 있는 컨테이너 트레일러, 중장비 수송용 트레일러

등이 좋은 예라 할 수 있으며, 더불어 물자 및 기갑장비의 수송, 통신장비, 유도무기 발사대 및 대형 레이더 등의 탑재 이동 등 군용장비로도 많은 분야에 적용되고 있다. 이와 같은 차량을 대상으로 단일 범프 통과 등을 가정한 주행 동특성 시험 및 분석을 실시한 연구<sup>[1,2]</sup>나 동종의 차량에 적용한 공기현가장치(Air Suspension)의 충격 완화의 우수성을 보여준 사례도 있다<sup>[3]</sup>. 이와 같은 연구 결과로 부터 트랙터 및 트레일러에 공기식 현가장치를 장착할 경우 기존의 곁판

\* Corresponding author, E-mail: htw0814@add.re.kr  
Copyright © The Korea Institute of Military Science and Technology

스프링 등의 현가장치에 비해 주행 중 지면으로부터 전달되는 진동과 충격을 훨씬 효과적으로 저감시킬 수 있어 정밀장비 탑재용으로도 많이 적용하고 있을 뿐만 아니라, 부가적으로 트랙터 오륜(Fifth Wheel)과의 연결점인 킹핀에도 공기식 어댑터(Air Coupler)를 적용하면 충격 및 진동 저감 효과를 더욱 증대시킬 수 있다. 본 연구에서는 이와 같은 개념을 바탕으로 정밀장비 탑재용 트레일러를 제작하여 이전의 연구에서 적용한 사례보다 더욱 복잡한 특정도로에서 주행 시험을 실시하고 주행 중 발생하는 충격 및 진동특성을 분석하였으며, 이 결과를 상용 동역학 해석 프로그램(RecurDyn V8R5)을 사용하여 이론적으로 모델링 및 시뮬레이션 해석한 결과와 비교 분석하였다. 이 비교 분석과정을 통해 시뮬레이션 해석 모델의 타당성이 입증되면 트랙터-트레일러형 차량 및 탑재 장비에 대한 실물 주행시험의 시간적, 공간적 한계를 극복하고 이론해석 모델을 통한 다양한 운용환경을 고려하여 예측 및 분석과 설계 적용이 가능할 것으로 판단된다.

2. 주행시험용 장비 및 해석 모델

본 연구대상 장비인 트레일러의 실물 형상은 Fig. 1과 같다. 트레일러 몸체구조(Body)의 후방으로는 2개의 차축(Axle)과 공기현가장치, 복륜 휠 및 타이어를 장착하였고, 전방으로는 공기식 어댑터를 부착한 킹핀과 랜딩레그(Landing Leg)를 장착하였다. 몸체 중앙부위는 정밀장비 탑재를 위한 터릿(Turret)과 인터페이스 및 여러 구성품 장착을 위한 구조를 갖추도록 하였다. 또 주행시험에 사용한 공기 현가식 트랙터도 Fig. 1에 함께 나타내었다. 트레일러의 터릿에 탑재되는 정밀장비는 인터페이스 및 내부 구성이 매우 복잡하나 본 연구에서는 단순히 중량 및 무게중심을 고려한 더미 형태의 구조물을 탑재하고 이 더미의 상단에서 3축 가속도계를 통해 측정된 계측자료를 활용하였다.

2.1 트레일러 및 트랙터 모델 구성요소

주행동역학 해석을 위한 트레일러 모델의 상세 구성요소는 Table 1과 같다. 주행시험 및 동역학 해석을 위해 견인을 위한 트랙터는 불가결한 요소이지만 환경에 따라 기종과 특성이 달라질 수 있기 때문에 실제 주행시험 시 사용한 트랙터를 기준으로 모델 상세 구성요소를 Table 2에 정리하여 나타내었다.



Fig. 1. Configuration of the trailer with dummy weight and tractor which used in driving tests

Table 1. Characteristics of the trailer model for multi-body dynamics

Group	Division	Qty.	Characteristics
Bodies	Trailer Body	1	Trailer Main Structure
	Axle	2	Dual Axles
	Shock Absorber	8	With Hinge Elements
	Wheel Drum	4	Between Axle and Tire
	Tire Body	8	Dual Wheels
	Adaptor	1	Between Gooseneck and KingPin
	Air Coupler	1	Air bag linking plate
	sum	25	
Joints	Revolute(A)	4	Trailer-Axle Hinge
	Revolute(B)	8	Shock Absorber Hinge
	Revolute(C)	4	Between Axle and Drum
	Revolute(D)	1	Air Coupler Hinge
	Revolute(E)	1	KingPin
	Cylindrical	4	Shock Absorber
	Inplane	1	Fix of Driving Direction
	sum	23	
Forces	Spring(A)	4	Suspension Air Bag
	Spring(B)	1	Coupler Air Bag
	Spring(C)	4	Shock Absorber
	Tire	8	Tire-Road Contact
	sum	17	

Table 2. Characteristics of the tractor model for multi-body dynamics

Group	Division	Qty.	Characteristics
Bodies	Tractor Body	1	Tractor Main Structure
	Axle	3	Triple Axles
	Shock Absorber	12	with Hinge Elements
	Wheel Drum	6	Between Axle and Tire
	Fifth Wheel	1	Connecting structure of KingPin
	Tire Body	10	1st : Single Wheel 2nd, 3rd : Dual Wheels
	sum	33	
Joints	Revolute(A)	6	Trailer-Axle Hinge
	Revolute(B)	12	Shock Absorber Hinge
	Revolute(C)	6	Between Axle and Drum
	Revolute(D)	1	Tractor-Fifth Wheel
	Cylindrical	6	Shock Absorber
	Distance	1	Detention of Fifth Wheel
	Inplane(A)	2	Contact between Fifth Wheel and Air Coupler
	Inplane(B)	2	Fix of Driving Direction
	sum	36	
Forces	Spring(A)	6	Suspension Spring
	Spring(B)	6	Shock Absorber
	RotationalSpring	1	Tractor-Fifth Wheel
	Tire	10	Tire-Road Contact
	sum	23	

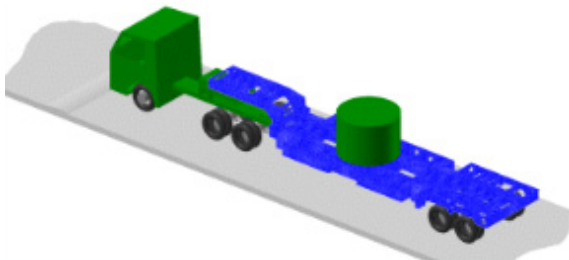


Fig. 2. Simulation model for RFlex analysis of tractor-trailer type transporter with dummy weight

트랙터-트레일러의 이론적 주행동역학 해석 모델을 Fig. 2에 나타내었으며, 그 구성은 Table 1, 2에서 나타낸 바 58개의 몸체(Bodies; 트레일러 25개, 트랙터 33개)에 59개의 조인트(Joints; 트레일러 23개, 트랙터 36개)와 40개의 힘(Forces; 트레일러 17개, 트랙터 23개)요소를 갖는 다물체 동역학 해석 모델을 구성하였다. 이 중에서 특히 트레일러 몸체구조는 전체 형상을 고려 할 때 단순히 다물체 강체 동역학(MRBD; Multi-Rigid Body Dynamics) 모델 외에도 트레일러의 구조상 내재된 유연성(Flexibility)이 동적 거동에 영향을 줄 가능성이 크기 때문에 다물체 강체-유연체 연성 동역학(RFlex; Rigid-Flexible Body Dynamics) 해석이 가능한 형태로도 모델링 하였다.

### 2.2 더미 하중 및 주행로

트레일러 중앙에 탑재되는 정밀장비는 실물 적용이 곤란하여 중량 및 무게중심을 유사하게 제작한 더미 하중을 탑재하여 시험 및 해석을 실시하였다. 더미 하중은 중량 및 무게중심의 미세조정을 위하여 일부 구조를 탈부착 할 수 있는 구조로 제작 하였으며, Fig. 1~2에는 트레일러와 그 중앙에 탑재된 더미 하중의 형상을 함께 나타내었다.

트랙터-트레일러형 차량 모델의 주행시험 및 동역학 해석에 적용한 주행로는 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 ‘3 인치(높이) 범프 간격 가진시험로’로 폭 6 m, 총길이 250 m 콘크리트 도로에 10 m 등간격으로 총 25개의 범프가 있고, 이 중 8개의 범프는 등간격으로 도로 진행 수직방향에 사선(9~30°)으로 배치된 형태이다.

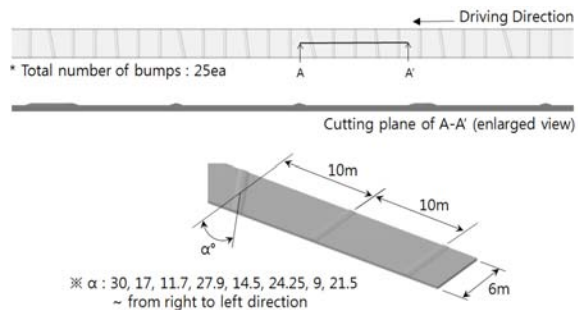


Fig. 3. Configuration of the 3 inch(height) bump space road

### 2.3 주요 구성요소의 물리적 특성

주행동역학 해석 시 최종적으로 고찰하고자 하는

더미 하중부의 진동이나 충격의 크기 및 형태에 영향을 줄 수 있는 중요한 구성품의 물리적 특성을 제시하였다. 차량의 구성품이 대단히 많고 실제 물성치의 측정이 어려운 부위가 많아 그 중에서 주요 부위를 선정하여 기존의 연구자료 등을 참고하여 해석 시 적용하였으며, 가능한 경우에는 시험 실물 차량의 물리적 특성과 비교하였다.

트랙터-트레일러형 차량 해석 모델과 실물 주요 Body의 중량은 Table 3에 나타내었다. 해석 모델에서 실물과 중량에서 차이가 나는 부분은 모델 작성 시간약화 작업 및 용접비드, 브라켓, 발판 덮개, 고정구, 연료, 보관함, 부수장비 등 반영이 곤란한 부분이 상당수 존재하기 때문이다.

Table 3. Comparison of the bodies' physical characteristics : Mass(kg)×Quantity(ea)

Division	Analysis	Test	Note
Trailer body elements	11,117	14,390	Omitted Items in Analysis Model : Weld Beads, Brackets, Covers, Bolts and Nuts, Fuel, Storage Boxes, Auxiliary Equipments etc.
- Main Structure	9,245 × 1	10,040 × 1	
- Axle(front, rear)	408 × 2	400 × 2	
- Wheel Drum	17 × 4	-	
- Tire Body	52 × 8	83 × 8	
- Adaptor	480 × 1	324 × 1	
- Air Coupler	63 × 2	-	
Tractor body elements	8,746	10,080	
- Main Structure	5,776 × 1	-	
- Axle(front)	603 × 1	-	
- Axle(middle, rear)	857 × 2	-	
- Wheel Drum	17 × 2	-	
- Tire Body	52 × 10	-	
- Fifth Wheel	99 × 1	-	
Dummy Weight	15,607	15,660	

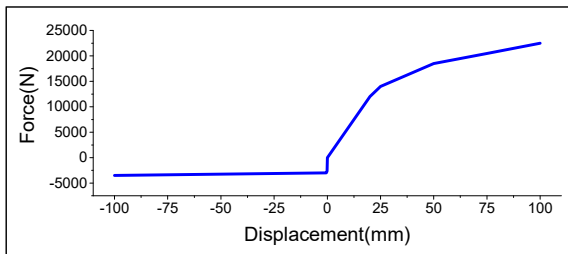


Fig. 4. Displacement-force curve of the shock absorber for analysis(C = 3.0)

트랙터-트레일러형 차량 주행동역학 해석 모델에는 많은 물체가 조인트로 연결되는 구조로 Table 4에 조인트에 적용한 물리적 특성을 나타내었다.

아울러 본 연구의 트랙터-트레일러형 차량 주행동역학 해석 모델에 적용한 힘 요소는 스프링과 타이어 등이 있으며 이들에 적용한 물리적 특성을 Table 5에 나타내었다. 특히 현수장치에 함께 적용하는 충격흡수 장치의 변위-힘 특성 곡선을 Fig. 4에 나타내었다.

Table 4. Characteristics of the joint elements

Division	Analysis Model
Trailer Joint elements	
- Revolute(A-E) & Cylindrical	Static friction coeff.: none(*) Dynamic friction coeff.: none(*)
Tractor Joint elements	
- Revolute(A-D) & Cylindrical - Revolute(C)	Static friction coeff.: none(*) Dynamic friction coeff.: none(*) Conversion of driving velocity to revolutions per second : 8/16 km/h → 4.15/8.29 rad/sec

(\* Revolute 및 Cylindrical 요소에 정적, 동적 마찰계수를 적용할 경우 매우 복잡한 노면-타이어간 접촉운동에 상호 영향을 주어 해가 수렴하지 못하는 현상이 발생하므로 본 연구에서는 조인트 요소에 마찰계수를 미적용 함.)

Table 5. Characteristics of the force elements

Division	Analysis Model
Trailer Force elements	
- Spring(A)	K = 360 N/mm, C = 5
- Spring(B)	K = 5290 N/mm, C = 5
- Spring(C)	Variable, configured at Fig. 4
- Tire	Fiala Tire, Radius = 536 mm Kv/Klo/Kla=396/418/2700 N/mm Cr=0.5, fc(zero/full slip)=0.7/0.6
Tractor Force elements	
- Spring(A)	K = 500 N/mm, C = 3
• front Axle	
• middle/rear Axle	K = 500 N/mm, C = 5
- Spring(B)	Variable, configured at Fig. 4
- RotationalSpring	K = 30000 N/mm, C = 100
- Tire	Fiala Tire, Radius = 536 mm Kv/Klo/Kla=396/418/2700 N/mm Cr=0.5, fc(zero/full slip)=0.7/0.6

(\* Kv/Klo/Kia : Vertical/Longitudinal/Lateral tire stiffness, Cr: Radial damping ratio, fc: Friction coefficients)

2.4 트레일러 몸체의 유연체 모델

앞에서 설명한 트랙터-트레일러형 차량 주행동역학 해석 모델은 다물체 강체 동역학(MRBD) 해석에 관점을 두고 설명하였으나, 트레일러 몸체의 경우 형상이 진동이나 비틀림 등이 충분히 나타날 수 있으므로 고유진동모드를 포함하는 강체-유연체 연성 동역학(RFlex) 해석이 가능하도록 FE 모델을 작성하였다. FE 모델은 구성요소 중 세장비가 비교적 큰 구조를 가진 트레일러 몸체에만 국한하였으며 AutoMesh 기능을 이용하여 373,200개의 Elements와 121,423개의 Nodes 및 200개의 Modes를 포함하도록 하였다. 이 모델에 기초하여 구분모드합성(CMS; Component Mode Synthesis)<sup>[4]</sup>에 의한 주행동역학 해석 시 다양한 주파수를 충분히 표현할 수 있도록 500 Hz 이상이 포함되도록 하였으며, Fig. 5에 Z축 방향 운동에 영향을 주는 일부 모드 형상을 나타내었다.

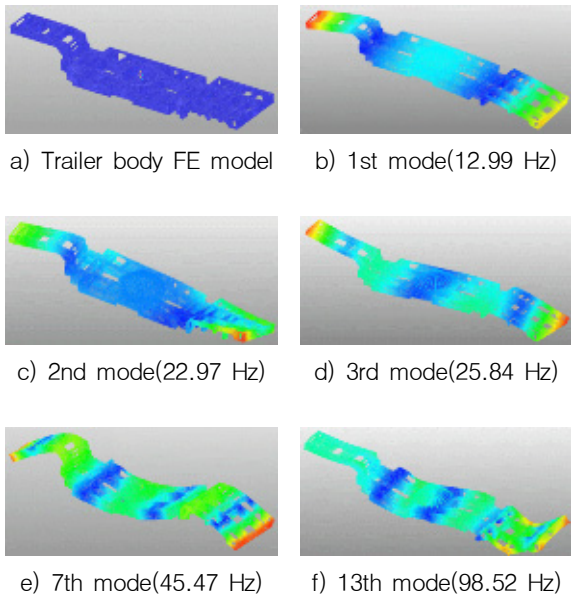
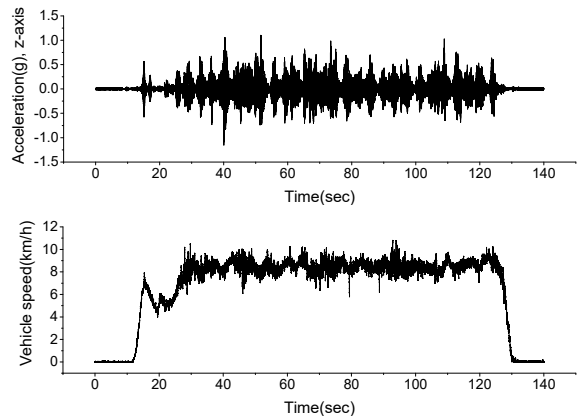


Fig. 5. Configuration of the trailer FE model and natural modes & frequencies

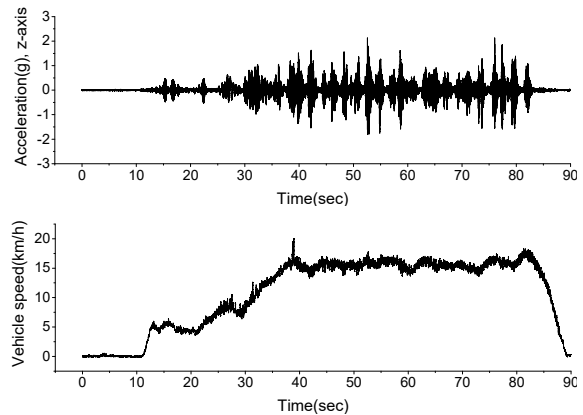
3. 주행시험 및 해석 결과 비교

3.1 가속도 분석

실물 트랙터-트레일러형 차량에 대해서 Fig. 3에서 나타낸 도로에서 주행시험을 실시하고 더미하중의 상



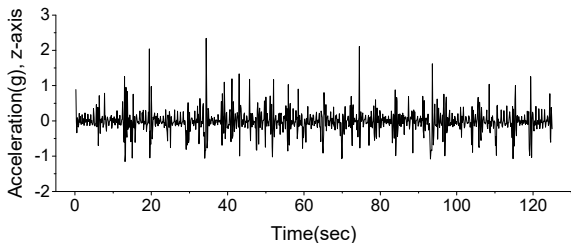
a) Acceleration and vehicle velocity curves – effective time interval(1<sup>st</sup>/2<sup>nd</sup>): 32~126/35~126 sec; average velocity(1<sup>st</sup>/2<sup>nd</sup>): 8.485/8.518 kph



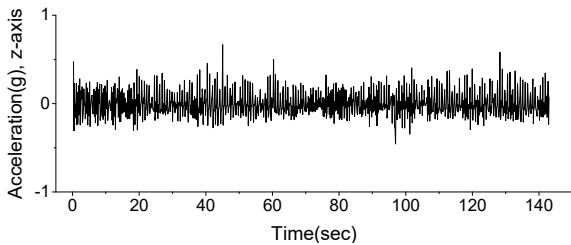
b) Acceleration and vehicle velocity curves – effective time interval(1<sup>st</sup>/2<sup>nd</sup>): 45~87/40~80 sec; average velocity(1<sup>st</sup>/2<sup>nd</sup>): 16.010/15.557 kph

Fig. 6. Acceleration and vehicle velocity from driving tests on the 3 inch bump space road

부를 비롯한 여러 위치의 가속도와 차량의 주행속도를 측정하였으며, 앞에서 설정한 해석 모델의 타당성 검증을 위해 실물 모델 및 도로 조건을 모사한 경우와 비교하였다. 먼저 Fig. 6은 3 인치 범프 간격 가진 시험로에서 2가지 기준의 주행속도(각 2회)로 시험한 결과로 더미하중에서 측정한 상하방향(Z축)의 가속도 및 차량의 주행속도를 나타낸다. 분석에 사용한 유효 구간은 차량의 속도가 목표치로 하는 8 kph 및 16 kph에 안정적으로 근접한 유효부분을 선택하여 사용하였

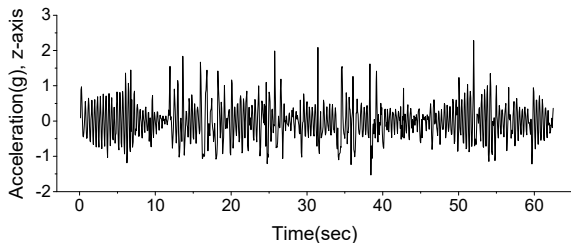


a) Acceleration curve from RFlex simulation (effective time interval : 20~120 sec)

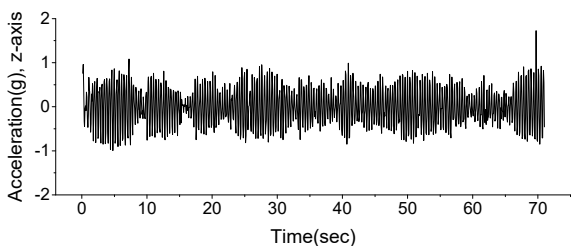


b) Acceleration curve from MRBD simulation (effective time interval : 20~120 sec)

Fig. 7. Acceleration from dynamics simulation on the 3 inch bump space road at 8 kph velocity



a) Acceleration curve from RFlex simulation (effective time interval : 10~60 sec)



b) Acceleration curve from MRBD simulation (effective time interval : 10~60 sec)

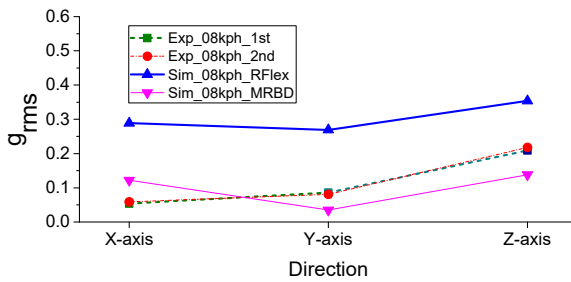
Fig. 8. Acceleration from dynamics simulation on the 3 inch bump space road at 16 kph velocity

으며 Fig. 6 설명부에 나타내었다. Fig. 7~8은 상기 실물 시험에 상응하는 해석 모델과 차량속도를 기준으로 RFlex 및 MRBD 주행동역학 해석 결과를 나타낸다. Fig. 6~8에 제시된 유효구간의 가속도-시간 데이터 곡선의 형태 측면에서 비교해 보면 RFlex의 결과가 MRBD의 결과 보다는 실물 주행시험에서 획득한 데이터 곡선 형태에 보다 가깝게 나타났다.

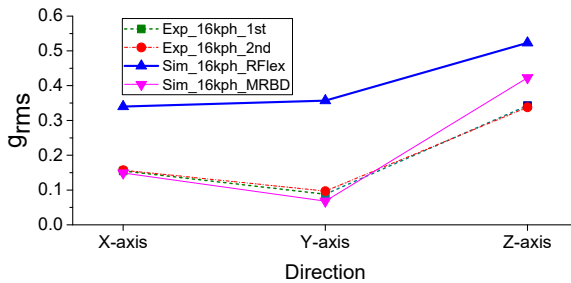
이와 같이 획득한 계측 및 해석 자료를 X(전후방향), Y(좌우방향), Z(상하방향) 각 축에 대해 목표속도에 근접한 부분으로 유효구간을 설정하고 해당구간에서 나타난 RMS가속도( $g_{rms}$ ) 및 최대가속도( $g_{peak}$ ) 값을 정량적으로 산출하여 Table 6에 정리하였다. 이 정량적 비교자료를 조건별로 보다 명확히 시각화 하여 비교 할 수 있도록 Fig. 9~10에 동일조건 시험 및 해석 결과를 그래프로 나타내었다.

Table 6. Comparison of  $g_{rms}$  &  $g_{peak}$  value from driving tests and simulation analysis

Division		Mean Velocity (kph)	$g_{rms}$		
			X축	Y축	Z축
Test	1st	8.485	0.054	0.086	0.209
		16.010	0.155	0.088	0.343
	2nd	8.518	0.059	0.081	0.218
		15.557	0.157	0.097	0.338
Analysis	RFlex	8	0.289	0.269	0.354
		16	0.340	0.357	0.523
	MRBD	8	0.122	0.035	0.138
		16	0.149	0.068	0.423
Division		Mean Velocity (kph)	$g_{peak}$		
			X축	Y축	Z축
Test	1st	8.485	0.461	0.431	1.099
		16.010	1.373	0.511	2.588
	2nd	8.518	0.507	0.426	1.223
		15.557	1.506	0.480	2.129
Analysis	RFlex	8	2.887	2.398	2.341
		16	2.959	2.919	2.279
	MRBD	8	1.068	0.405	0.666
		16	0.944	0.853	0.990

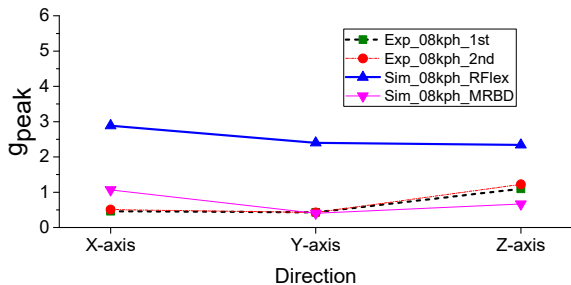


a)  $g_{rms}$  at 8 kph velocity

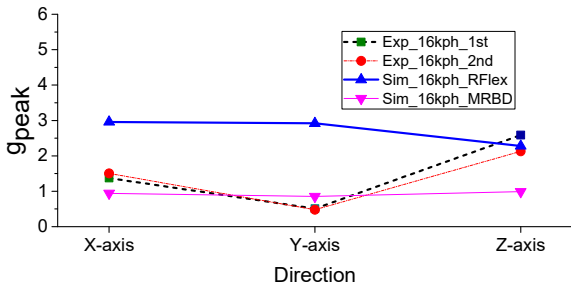


b)  $g_{rms}$  at 16 kph velocity

Fig. 9. Graphical comparison of  $g_{rms}$  values from driving tests and simulation analysis



a)  $g_{peak}$  at 8 kph velocity

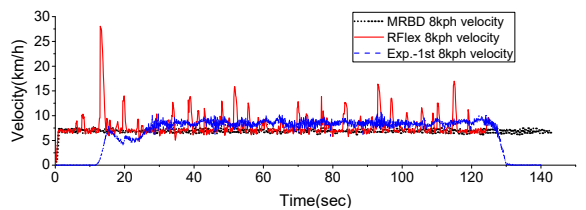


b)  $g_{peak}$  at 16 kph velocity

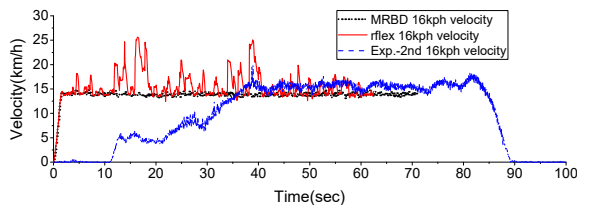
Fig. 10. Graphical comparison of  $g_{peak}$  values from driving tests and simulation analysis

먼저 Table 6 및 Fig. 9에서 보는 바와 같이 주행속도가 안정된 곡선형태 구간에서 획득한 더미하중 상부의 3축 RMS가속도( $g_{rms}$ ) 크기를 비교한 결과, 8 kph 및 16 kph의 모든 속도에서 RFlex 해석 결과가 MRBD 해석 및 시험 결과에 비해 모든 방향에서 상당한 차이로 크게 나타났다. MRBD 해석 결과는 8 kph 보다는 16 kph로 속도가 증가할 때 모든 방향에서 시험 결과와 매우 근접한 형태로 나타났으며, 3축 RMS가속도 중에서도 Z축의 값이 모든 조건에서 가장 크게 나타났다. 그러나 Table 6 및 Fig. 10에서 제시된 최대 가속도( $g_{peak}$ )의 크기에 있어서는 RFlex의 결과가 역시 MRBD 해석 및 시험 결과에 비해 대부분 상당히 크게 나타났지만, RFlex와 MRBD 해석 결과 모두 시험 결과와는 다소 다른 형태를 보여줄 뿐만 아니라, Z축 방향의 값이 오히려 다른 방향에 비해 작게 나타났다.

이와 같은 특성이 나타나는 이유를 살펴보기 위해 해석 모델에 대해 주행 중 나타나는 특성을 고찰한 결과 강제 모델에 혼합된 유일한 유인체 모델인 트레일러의 움직임에 주목하였다. 본 연구의 RFlex 해석 모델은 트레일러의 구분모드합성에 의한 동적 특성에 영향을 받아 등 간격으로 놓인 범프를 연속적으로 지나면서 움직임이 증폭되는 현상이 발생하여 타이어와 주행 도로 사이에서의 미끄럼 및 분리, 충돌에 따른 주행속도의 반복적 증가현상 등이 발생함을 알 수 있었다. 이 결과로 나타난 주행 중 속도의 변화를 비교하여 Fig. 11에 나타내었다.



a) 8 kph velocity condition



b) 16 kph velocity condition

Fig. 11. Change of driving velocity

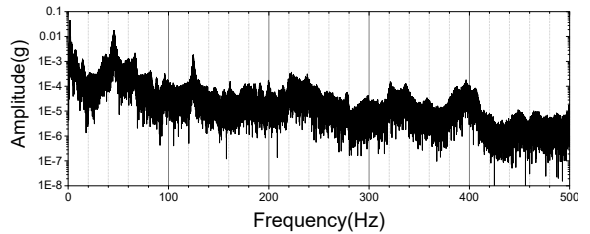
트레일러를 유연체 대신 강체로 모델링 한 MRBD 해석 모델의 속도는 비교적 균일하게 주어진 속도를 유지하는 반면 RFlex에서는 기준속도를 상회하는 현상이 전 구간에 걸쳐 불규칙하게 반복적으로 나타나 MRBD 보다 훨씬 빠르게 주행하는 현상이 나타나며, 이 때 트랙터와 트레일러의 타이어가 주행로 접촉면과 미끄럼 및 분리, 충돌하는 현상을 동반하고 이로 인해 측정부위의 가속도도 증가하는 현상이 나타난다. MRBD 및 RFlex 해석 모델 모두 기준 주행속도가 당초 주어진 속도와 시험주행 속도에 비해 약간 작게 나타났는데 이는 주로 타이어의 탄성변형으로 인해 회전속도가 주행속도로 변환하는 과정에서 회전 손실이 발생하기 때문이다. 반면 실 주행시험에서는 직진 주행속도를 모니터링 하면서 인위적으로 속도조절이 가능하기 때문에 목표 속도에 접근을 시킬 수 있다. 여기서 속도 변동 폭은 MRBD에 비해서는 다소 컸지만 RFlex에 비해서는 훨씬 안정적이며 이는 무리한 가속도나 차량의 과한 움직임을 제어할 수 있는 특성 때문이다. 더불어 실물 차량은 해석 모델에서는 표현할 수 없는 많은 구성요소를 포함하고 이 구성요소들이 유기적으로 작용하여 무리한 충격이나 진동을 훨씬 더 용이하게 감쇄시킬 수 있는 특성도 포함한다.

### 3.2 주파수 분석

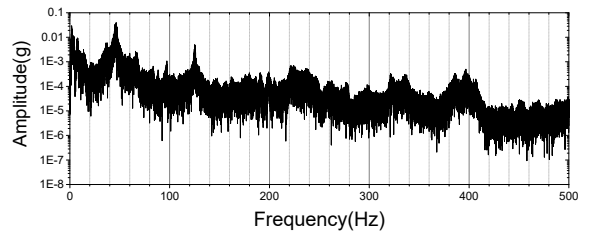
8 kph 및 16 kph 실물 주행시험 가속도 획득결과에서 가속도 영향력이 가장 큰 더미부위 Z축 가속도-시간 데이터로 부터 FFT를 수행하고, 그 결과를 Fig. 12에 나타내었다. 차량 주행속도에 따른 주파수의 큰 변화는 없으며, 500 Hz 내 두 곡선으로부터 두드러진 주파수는 1.9, 7.7, 13.7, 23.3, 46.2, 88.6, 97.3, 125.7, 224.3, 322.1, 336.8, 397.6 Hz 정도이다. 이 결과를 트레일러 본체구조의 FE 해석 모델에서 구한 Z축 운동과 관계있는 고유진동 주파수와 비교하여 Table 7에 나타내었으며, 두 주파수간 크기의 오차는 1.2~9.7% 사이로 매우 근접한 것을 볼 수 있다. FFT에서 나타난 저주파수 1.9 Hz와 7.7 Hz는 강체운동에서 나타나는 주파수로 FE 해석 모델의 고유진동 주파수와는 무관한 값이다.

시뮬레이션 해석 모델에서도 주행시험에서처럼 주파수 형태가 나타나는지 알아보기 위해서 최대 500 Hz 구간에서 데이터를 획득하여 FFT를 실시하고 Fig. 13에 결과를 나타내었다. 여기에서 나타난 그림은 Fig. 12의 시험데이터와 많이 다른 형태로 나타나며, 미시

적으로 peak가 나타나는 부분의 주파수를 추출하면 Table 7에 제시된 주파수 인근뿐만 아니라 FE 해석 모델에서 추출한 주파수를 대부분 포함하고 있는 것

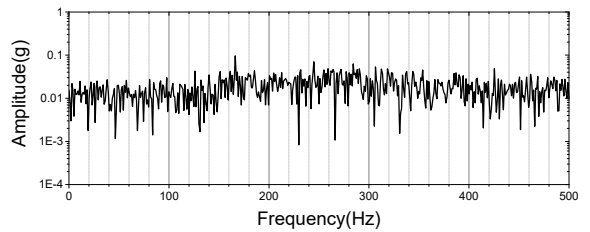


a) FFT of acceleration-time data at 8 kph

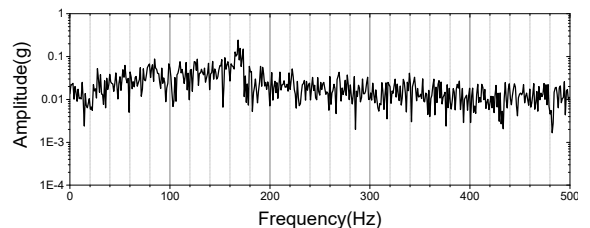


b) FFT of acceleration-time data at 16 kph

Fig. 12. FFT of acceleration-time data from driving tests



a) FFT of acceleration-time data at 8 kph(0~500 Hz)



b) FFT of acceleration-time data at 16 kph(0~500 Hz)

Fig. 13. FFT of acceleration-time data from RFlex simulation analysis



Table 7. FE model natural frequencies from simulation vs. FFT peak amplitude frequencies from driving test data

Mode	1st	3rd	7th	13rd	17th
FE model Z-axis motion natural freq.(Hz)	12.9	25.8	45.4	98.5	136.0
FFT curve peak amplitude freq.(Hz)	13.7	23.3	46.2	97.3	125.7
error(%)	6.2	9.7	1.8	1.2	7.6

으로 나타나, 실물 주행시험과는 달리 Z축 관련 운동 모드 외에도 X, Y축 관련 운동 모드를 혼합한 형태로 나타나며, 주행속도가 증가할수록 그 정도가 심해지고 FFT 곡선 형태에도 영향을 주는 것으로 판단된다.

이와 같이 실물 주행시험에서 획득한 가속도-시간 데이터의 상하방향(Z축) 주파수 분석을 실시한 결과, 트레일러 몸체 FE 해석 모델 상하방향의 고유진동모드와 관련된 주파수 성분이 비교적 명확하게 일치하여 나타나는 반면, RFlex 해석 결과에서 획득한 데이터에서는 FE 모델의 주파수 외에도 다수의 불명확한 주파수를 포함하고 있어 실물 대비 비교적 단순한 해석 모델의 차이를 보여주는 것으로 판단된다.

#### 4. 결론 및 발전방향

근래 동역학 해석 프로그램의 비약적인 발달로 해석하고자 하는 대상을 보다 쉽고 정확하게 모델링하고 용이하게 해를 구하여 분석할 수 있다. 본 연구에서는 국내외에서 널리 사용되고 있는 동역학 해석 프로그램(RecurDyn V8R5)을 사용하여 많은 부품으로 구성되며, 주행 특성이 독특한 트랙터-트레일러형 차량을 모델링하고 해석하여 실물차량 시험 대비 획득 데이터 간의 차이점을 비교하였다. 해석 모델은 실물 주요 구성품의 특성이 반영되도록 간략화 하여 묘사하되, 모든 요소를 강체로 모델링(for MRBD) 한 경우와 이 강체 모델을 베이스로 트레일러의 몸체만 유연체로 묘사한 강체-유연체로 모델링(for RFlex)한 경우의 2가지로 해석하였다. 특수한 형태의 주행로(3 인치 범프 간격 가진 시험로) 및 주행속도는 실물 주행시험

에서 적용한 경우와 가깝도록 묘사하였으며, 해석 시 타이어나 지면의 접촉에 관한 파라미터는 해석 프로그램에서 제공하는 범위에서 최대한 접촉이 이루어지도록 선택하여 적용하였다. 본 연구대상 차량은 정밀장비 탑재용으로 제작되었으나 주행시험 시 해당 장비 탑재의 어려움으로 이에 상응하는 등가 중량의 더미를 탑재하여 유효 주행속도 구간에서 더미 상부에 작용하는 가속도를 중심으로 비교 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

가. 가속도-시간 곡선의 형태는 RFlex 해석 결과가 MRBD 해석 결과에 비해 실물 주행시험 결과에 더욱 근접하게 나타났으나, 주행속도 곡선의 편차 변화는 MRBD가 실물 주행속도에 비해 안정적인 반면, RFlex는 다양한 고유주파수 특성을 포함하는 트레일러 유연체의 구분모드합성의 영향을 받아 반복적으로 불규칙하게 증가하는 현상을 보였다.

나. 가속도의 RMS( $g_{rms}$ ) 및 최대값( $g_{peak}$ ) 크기를 비교한 결과 축 방향에 따라 양상의 차이는 다소 있으나, RFlex 해석 결과가 MRBD 해석 결과 및 시험 결과에 비해 상당히 크게 나타나는 원인은 유연체 모델인 트레일러의 구분모드합성과 범프의 상호 영향에 따라 타이어나 도로 접촉면 간 반복적 미끄럼 및 분리, 충돌에 의한 주행속도의 증가에 따른 현상으로 판단되었다.

다. 실물 주행시험에서 획득한 가속도-시간 데이터의 상하방향(Z축) 주파수 분석 결과, 트레일러 몸체 FE 모델 상하방향 고유진동모드와 일치하는 주파수 성분이 명확하게 나타났으나, RFlex 해석 결과에서는 FE 모델 고유진동 주파수 외에도 불명확한 주파수를 다수 포함하여 실물 대비 비교적 단순한 해석 모델의 차이를 보여주었다.

특수한 도로주행 조건이지만 위의 연구를 통해 결론으로 제시한 실물시험 대비 이론해석의 유사성 및 차이점에도 불구하고, 본 연구 대상인 대형 정밀장비 탑재용 트랙터-트레일러형 차량에서는 비교적 단순한 MRBD 모델이 RFlex 모델 대비 관점 대상 부위의 RMS 및 최대 진동 가속도 특성이 실물시험에 보다 근접하여 나타났다. 그러나 일반적으로는 시스템의 다

양한 주파수 대역에 대해 RFlex 모델이 보다 많은 정보를 얻을 수 있는 해석 도구로 여겨지기 때문에, 본 연구에서 설정한 특정한 도로에서 뿐만 아니라 다양한 운용환경 하에서 트레일러에 탑재된 정밀장비의 동적 거동을 파악해 낼 수 있는 이론적인 수단으로 판단되어, 향후에는 트레일러 외에도 트랙터를 포함한 타 구성품도 유연체로 모델링 하고 다른 구성품들을 보다 정교하게 모델링하여 실물과 같은 주행제어 조건을 해석에 부여한다면, 더욱 다양한 동적 거동을 파악하여 유용한 공학적 자료를 획득할 수 있을 것으로 판단된다.

### References

- [1] J. K. Kim and T. W. Ha, "Shock and Vibration Analysis of a Tractor-Trailer Type Vehicle System with Air Suspension," *Journal of the Korea Institute of Military Science and Technology*, Vol. 3, No. 2, pp. 15-22, December, 2000.
- [2] J. Y. Kim, H. S. Kim and J. G. Kim, "Multi-Flexible Body Dynamic Analysis of a Heavy Trailer Vehicle Passing a Bump," *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, Vol. 13, No. 5, pp. 40-45, October, 2009.
- [3] M. Garcia-Romeu-Martinez, S. Paul Singh and V. Cloquell-Bellester, "Measurement and Analysis of Vibration Levels for Truck Transport in Spain as a Function of Payload, Suspension and Speed," *Packing Technology and Science*, Vol. 21, pp. 439-451, November, 2008.
- [4] M. K. Kwak, S. S. Na and B. C. Bae, "Comparison of Component Mode Synthesis and Substructure Synthesis Methods," *Korean Society for Noise and Vibration Engineering(KSNVE) Technology Conference*, Vol. 1, pp. 1213-1218, May, 2006.
- [5] J. H. Jung, T. H. Jee and Y. P. Park, "Modal Analysis of Plate by Substructure Synthesis Method," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 11, No. 3, pp. 65-74, December, 1994.
- [6] I. S. Choi, and G. W. Jang, "Reduction of Interface Degrees of Freedom in Component Mode Synthesis Using Characteristic Constraint Modes", *The Korean Society of Mechanical Engineers Technology Conference*, Vol. 1, pp. 1933-1935, December, 2016.
- [7] Parviz E. Nikravesh, "Computer-Aided Analysis of Mechanical Systems", Prentice-Hall Inc., 1988.
- [8] RecurDyn V8R5, RecurDyn Help and Basic Training Guide, FunctionBay Inc., 2017.