

열차 충돌에너지 흡수구조의 초기붕괴특성을 고려하기 위한 하중-변형 곡선 모델링 방법

김 준 우¹⁾ · 구 정 서^{*1)} · 임 종 순²⁾

서울산업대학교 철도차량시스템공학과¹⁾ · 일진글로벌²⁾

Modeling Method for the Force and Deformation Curve of Energy Absorbing Structures to Consider Initial Collapse Behaviour in Train Crash

Joon Woo Kim¹⁾ · Jeong Seo Koo^{*1)} · Jong Soon Lim²⁾

¹⁾Department of Rolling Stock System, Seoul National University of Technology, Seoul 139-743, Korea

²⁾Technical Center, ILJIN Global, 1000 Wang arm-dong, Jaechon-si, Chungbuk 390-250, Korea

(Received 27 August 2009 / Accepted 5 November 2009)

Abstract : The Korean rolling stock safety regulation stipulates that the collision deceleration of a car body should be maintained under average 5g and maximum 7.5g during train collisions. One-dimensional dynamic model of a full rake train, which is made up of nonlinear springs/bars-dampers-masses, is often used to estimate the collision decelerations of car bodies in a basic design stage. By the way, the previous studies have often used some average force-deformation curve for energy absorbing structures in rolling stock. Through this study, we intended to analyse how much the collision deceleration levels are influenced by the initial peak force modeling in the one-dimensional force-deformation curve. The numerical results of the one-dimensional dynamic model for the Korean High-Speed Train show that the initial peak force modeling gives significant effect on the collision deceleration levels. Therefore the peak force modeling of the force-deformation curve should be considered in one-dimensional dynamic model of a full rake train to evaluate the article 16 of the domestic rolling stock safety regulations.

Key words : Force and deformation curve(하중-변형 곡선), Collision acceleration(충격가속도), Rolling stock(철도차량), Energy absorbing structure(에너지흡수구조), Initial peak force(초기피크하중), Average force(평균하중)

1. 서 론

철도차량의 경우 충돌안전도 해석을 위하여 3차원 유한요소 모델을 사용하면 차량 당 약 20 ~ 50 만 개의 유한요소가 사용되어 모델 생성과 해석 측면에 과도한 노력과 시간이 소요되므로 편성열차를 충돌 해석하는 것이 거의 불가능하다. 따라서 각 차량을 3차원 쉘 요소 모델로 해석하여 구간별 압괴 특성을 구하고 전체차량에 대하여 단순화된 1차원 충돌 동

역학 모델을 구성하여 해석하는 것이 보편적이다.¹⁻⁵⁾

일반적으로 3차원 쉘 요소 모델로 구한 차량의 구간별 압괴 곡선에는 초기 피크 하중(initial peak force)이 크게 발생하는 특징이 있다.⁶⁾ 기존 연구²⁻⁷⁾에서는 차량 구간별 압괴 특성 데이터의 초기 피크 하중을 무시하여 평균화된 하중-압괴 곡선의 비선형 스프링 특성으로 모델링 하여 편성 차량의 1차원 스프링-질량 충돌 동역학 모델을 구성하였다. 하지만 피크 하중은 실제 충격 가속도 크기에 영향을 미칠 것으로 예상되며, 1차원 충돌 동역학 시뮬레이션

*Corresponding author, E-mail: koojs@snut.ac.kr

에 사용될 입력 하중-압괴 곡선에 반영하여야 할 것으로 판단된다. 특히 국내 철도차량안전기준 시행지침 16조(표준충돌 사고각본 세부기준)⁸⁾에서는 객실의 충격 가속도를 평균 5g, 최대 7.5g로 제한 [$g=9.8m/s^2$]하고 있으므로 법규적용에⁸⁻¹⁰⁾ 효과적으로 대응하기 위하여 피크하중 모델링이 충격가속도크기에 미치는 영향을 분석하는 것이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 1차원 충돌동역학 모델에 사용되는 에너지흡수 구조의 하중-압괴 모델링이 충격 가속도에 미치는 영향을 분석하고자 다음같이 몇 가지 방법을 택하여 수치실험을 수행하였다.

첫 번째로 피크 하중과 평균 하중(average force)의 비율이 충격가속도 결과에 어떠한 영향을 미치는지를 분석하고, 두 번째로 피크 하중 구간의 에너지 비율이 충격가속도에 미치는 영향을 분석할 것이다. 마지막으로 국내 철도차량안전기준 시행지침 16조(표준충돌 사고각본 세부기준)에 나타난 관련 항목을 검토하고 입력 하중-변형 압괴 특성 곡선의 모델링 특성을 평가한다.

2. 충돌해석 모델링

2.1 열차의 충돌해석 모델링

본 연구에 사용된 편성 차량모델은 동력분산형 차세대고속열차 모델로서 Fig. 1에 나타난 것과 같이 2TC-6M이고, 축중은 13 ton으로 정의되었다.

Fig. 2는 Fig. 1의 TC차량과 M차량에 대한 스프링-질량의 1차원 충돌동역학 모델의 개념도를 나타낸 것이다. Fig. 2에서 흰 원은 비선형 막대요소를 정의하는 절점이며, 검은 원은 대차의 집중질량이 부가된 비선형 스프링 절점이다. 본 연구의 모델은 개념설계 모델이므로 한국형고속열차(KHST)의 알루미늄 압출 차체와 대차의 자료를 원용하여 비선형 막대요소와 비선형 스프링의 하중-변형특성을 정의하였다.⁴⁾



Fig. 1 The full rake consist for the Korean high speed EMU

2.2 충돌사고 시나리오

본 연구의 충돌 시나리오는 국내 철도차량안전기

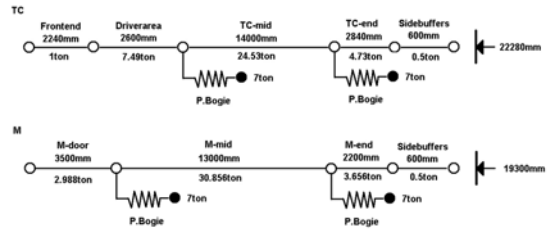


Fig. 2 One dimensional dynamic models for the TC and M cars

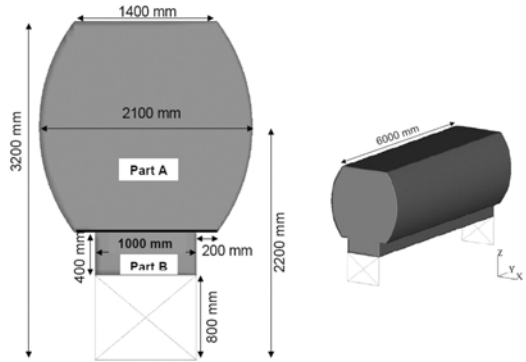


Fig. 3 Configuration and dimensions of the standard deformable obstacle

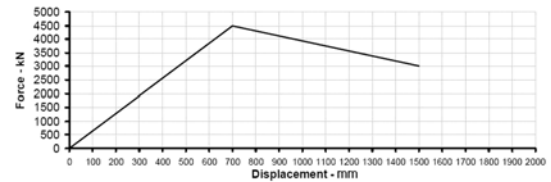


Fig. 4 Force and deformation curve of the standard deformable obstacle

준 시행지침 16조의 표준충돌 시나리오인 상대속도 36kph로 열차 대 열차가 충돌하는 시나리오(18kph의 속도로 고정벽과 충돌하는 것과 에너지 등가)와 110kph로 15ton 표준변형체 장애물과 충돌하는 시나리오를 적용하였다. Fig. 3은 15ton 표준변형체 장애물 그림이고, Fig. 4는 표준장애물의 하중-변형 특성 곡선이다.

2.3 헤드스톡의 셸모델 해석결과 모델링

Fig. 5는 커플러/헤드스톡/하니콤으로 구성된 전두부 충돌해석 모델을 나타낸 것이다.

36kph 열차 대 열차 충돌시나리오를 적용한 3차

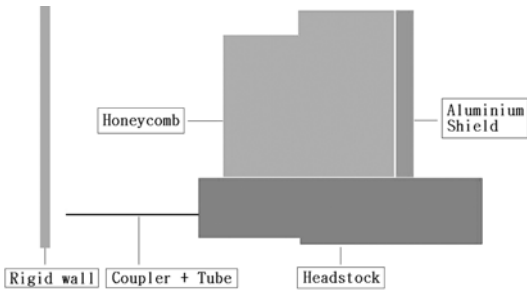


Fig. 5 3-D collision model of the front-end structure

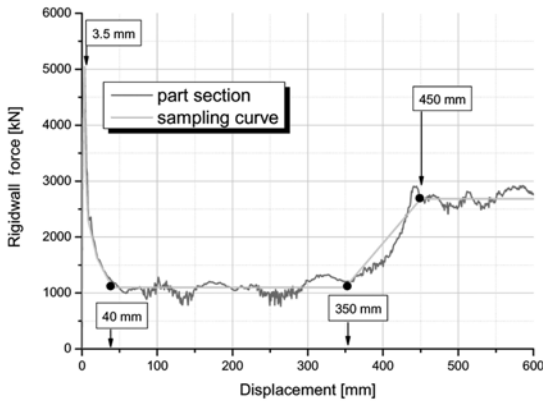


Fig. 6 Force-deformation curves of the headstock

원 쉘 모델 충돌 해석 결과로 얻어진 헤드스톡(headstock) 모델의 하중-압괴 곡선에 근사하도록 데이터를 샘플링하여 Fig. 6과 같이 초기 피크 하중 값을 고려한 하중-변형 곡선 모델을 구하였다.

2.4 전두부의 하중-변형 곡선

Fig. 7은 전두부 모델의 1차원 하중-변형 곡선을 나타낸 것이다. 본 연구에 적용된 에너지 흡수식 커플러와 하니콤의 하중-압괴 곡선은 초기 충격하중이 평균하중과 비슷한 수준이므로 평균치 모델로 하고, 헤드스톡의 압괴 특성 곡선만 초기 피크 하중을 고려하였다. 또한 전두부 외의 차체 단면의 압괴 특성 곡선은 Fig. 8이나 Fig. 9와 같이 모두 평균치 모델로 설정하여 Ls-Dyna¹¹⁾로 시뮬레이션 하였다.

2.5 차량의 비선형 스프링특성

Fig. 8과 Fig. 9는 각각 Fig. 2의 모델링에 사용된 TC 차량과 M차량의 비선형 스프링특성을 나타낸 그래프이다.

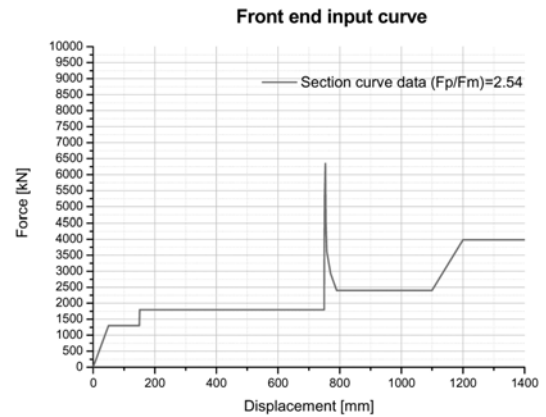


Fig. 7 Input curve of the Front end (full model)

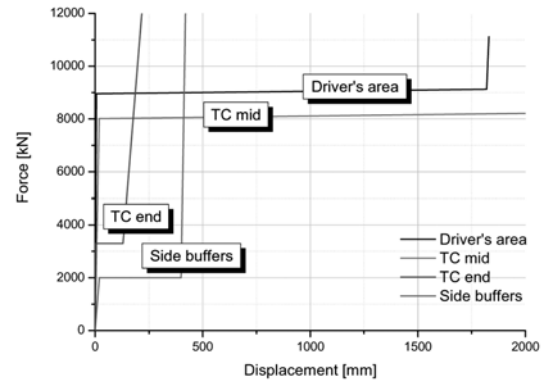


Fig. 8 Input curves of the TC-car

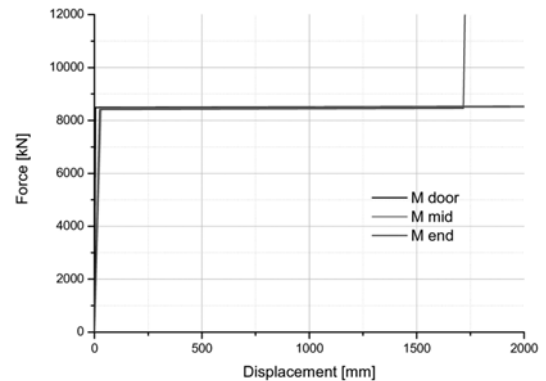


Fig. 9 Input curves of the M-car

3. 피크하중/평균하중 비율과 충격 가속도

3.1 피크하중/평균하중의 비율에 따른 하중-변형 곡선

헤드스톡의 피크하중(F_p)과 평균하중(F_m)의 비율

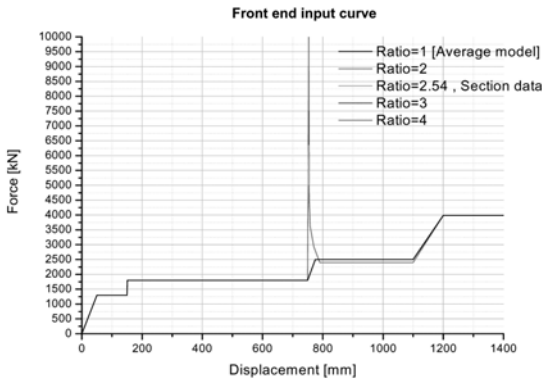


Fig. 10 Input curves of the front end

($F_p/F_m = \text{ratio}$)이 충격 가속도에 미치는 영향을 알아보기 위하여 평균하중을 2500kN으로 일정하게 하고, 피크하중 값을 각각 다르게 하여 Fig. 10과 같이 입력 하중-변형 곡선을 모델링하였다. 여기서 Ratio = 2.54는 Fig. 6의 샘플링 곡선이다.

3.2 피크하중/평균하중 비율에 따른 충격 가속도 비교

Fig. 10의 3차원 헤드스톡 쉘 모델 충돌해석 데이터를 기반으로 피크 하중 값을 변화시켜 열차 대 열차 충돌 시뮬레이션 한 결과, Fig. 11에서 평균치 모델은 200ms에서 충돌가속도가 최대 1.67g 수준이었으나 피크치 모델에서는 최대 4.81g 수준이었다. 한편 피크 하중비를 2~4로 변경하여도 동일한 결과가 얻어졌다.

Fig. 12는 전두부의 입력 하중-변형 곡선에 대한

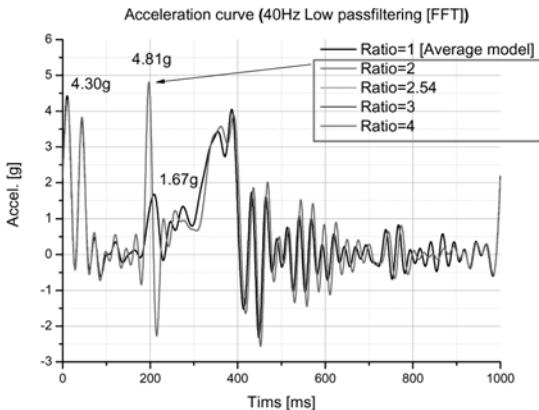


Fig. 11 Acceleration curves of the driver's area

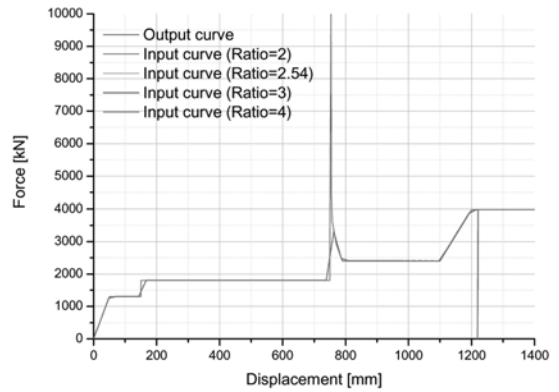


Fig. 12 Force and deformation curves of the front end

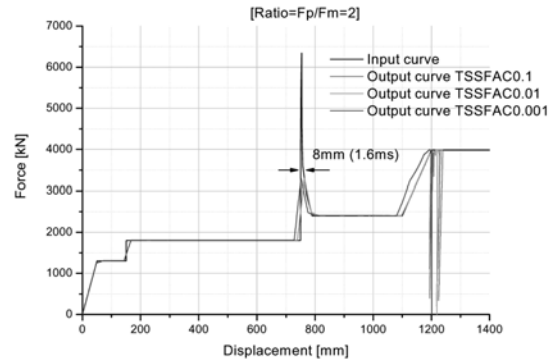


Fig. 13 Force and deformation (ratio=2) curves of the front end

출력 하중-변형 곡선을 나타낸 것이다. 피크 구간의 시간 대역폭이 좁은 경우에는 F_p/F_m 비를 높여도 피크 입력 곡선에 대한 출력 곡선의 추종성이 떨어져서 해석결과에 큰 영향을 미치지 못하였다.

Fig. 13에서는 피크 구간의 시간 대역폭이 좁은 경우(본 예의 경우 1.8ms, 8mm 수준)에 해석 시 시간 증분(time step scale factor의 값)을 줄여 해석해도 입력 곡선에 대한 출력곡선의 추종성이 개선되지 않았다. 따라서 입력 피크 곡선을 모델링 할 때 지나치게 좁은 대역폭은 모델링해도 큰 의미가 없음을 알 수 있다.

4. 삼각파형의 초기 피크하중과 평균하중 비율에 대한 충격 가속도 영향분석

앞 절에서 제기된 문제를 규명하기 위하여 피크를 삼각파형으로 가정하고 평균하중과 피크 비의 변화에 대한 충격 가속도 결과를 분석하였다.

Table 1 Ratio of peak force to the mean force

Case	F _p [kN]	F _m [kN]	F _p /F _m = ratio
1	2500	2500	1
2	5000	2500	2
3	6342	2500	2.54
4	7500	2500	3
5	10000	2500	4

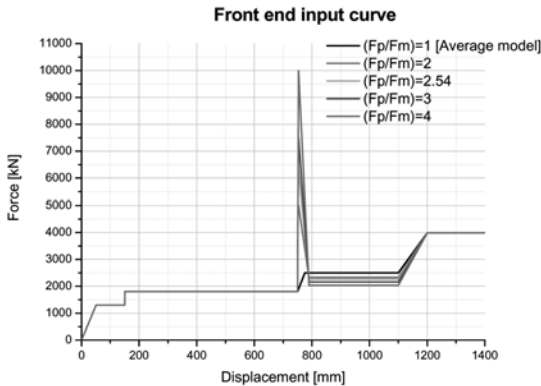


Fig. 14 Input curves of the front end for peak force ratios

실제 수치해석의 입력 하중-변형 곡선이 구간선형곡선(piecewise linear curve)으로 사용되므로 Table 1 과 같이 삼각파형의 피크 하중-변형 곡선을 만들고 피크하중과 평균하중의 비율이 충격 가속도에 미치는 영향을 분석하였다.

Table 1은 피크하중의 평균하중에 대한 비율을 정의한 것이며, 헤드스톡의 3차원 쉘 해석결과 나온 최대 하중을 바탕으로 피크 모델링 한 비율은 2.54 이었고, 또 비교를 위하여 1~4까지 상이한 비율을 적용하였다.

Fig. 14는 이러한 하중비율로 구성한 전두부의 입력 데이터 곡선이다. 입력 하중-변형 곡선에서 피크 하중이 증가하여도 각각의 경우에 충격 에너지는 동일하도록 모델링하였다.

4.1 피크하중/평균하중 비율과 운전실 충격 가속도 비교

상대속도 36kph의 열차 대 열차 충돌 시나리오와 15ton 표준 장애물의 110kph 충돌 시나리오에 대하여 Table 1의 입력 곡선을 적용하고, 충격 가속도를 해석한 결과는 Fig. 15, 16과 Table 2와 같다.

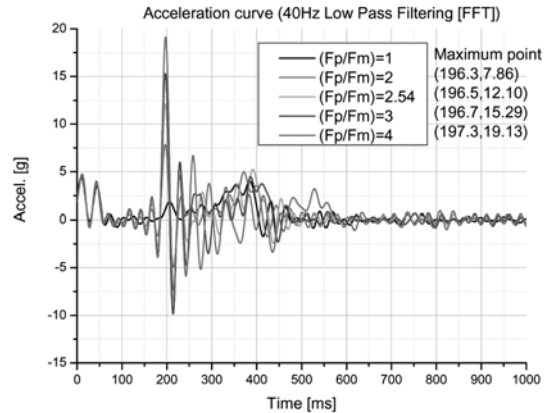


Fig. 15 Acceleration curves of the driver's cab (train-to-train collision)

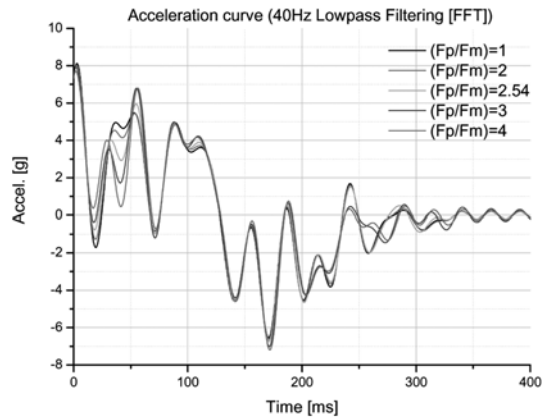


Fig. 16 Acceleration curves of the driver's cab (obstacle collision)

Table 2 Comparisons of the simulation results

Scenario	Peak ratio (F _p /F _m)	Peak acceleration of the driver's cab [g]
Collision of train-to-train	1	4.04
	2	7.86
	2.54	12.10
	3	15.29
	4	19.13
Collision with obstacle	1	8.12
	2	8.00
	2.54	7.96
	3	7.92
	4	7.70

열차 대 열차 충돌의 경우 190~200ms에서 최대 충격 가속도가 발생하는데, 입력 하중-변형 곡선의

피크 비 값이 증가할수록 충격 가속도 레벨이 증가한다. 그러나 15ton 표준변형체 충돌의 경우에는 피크 비율이 증가하여도 최대 충격 가속도가 약 8g로 유사하게 나타났는데, 이것은 Fig. 4와 같이 표준변형체 장애물의 압괴 특성이 최대 4500kN 이하이기 때문이다.

4.2 피크하중/평균하중 비율과 운전실 평균 가속도 비교 (삼각파형의 경우)

국내 철도차량안전기준 시행지침 16조의 표준충돌 사고각본 규정에서 “평균 충돌 감속도의 계산은 충돌 시물레이션에서 접촉하중이 발생한 후 소멸되기까지의 시간을 기준으로 한다.” 라고 명시되어 있다.⁸⁾

본 절에서는 상대속도가 36kph인 열차 대 열차 충돌 시나리오에 대하여 피크하중/평균하중 비율에 따른 운전실의 평균 가속도를 계산한다.¹²⁾

$$a_{avg} = \frac{\int_0^T a(t) dt}{T} \quad (1)$$

식 (1)에 의하여 $F_p/F_m=1$ 의 경우 운전자 구간의 가속도를 40Hz 로우패스 필터링하여 각 시간까지 누적된 평균가속도 곡선을 나타내면 Fig. 17과 같다.

Fig. 18의 강체벽 접촉력 하중곡선에서 접촉하중 완전히 소멸되는 시간(T)은 989 ms이다. 누적 평균 곡선을 보면 평균가속도는 989 ms에서는 0.499g이다. 동일한 방법으로 F_p/F_m 의 비율에 따른 평균가속도를 나타내면 Table 3과 같다.

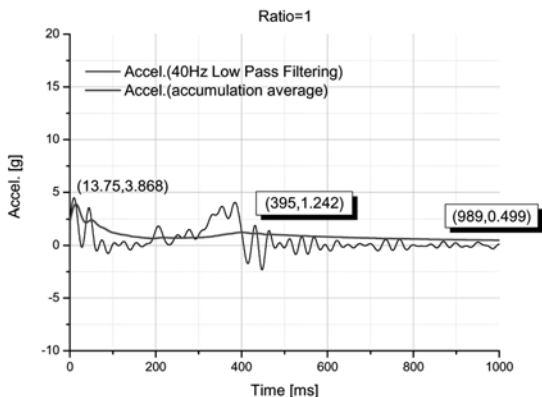


Fig. 17 Accumulated average acceleration curve (ratio=1)

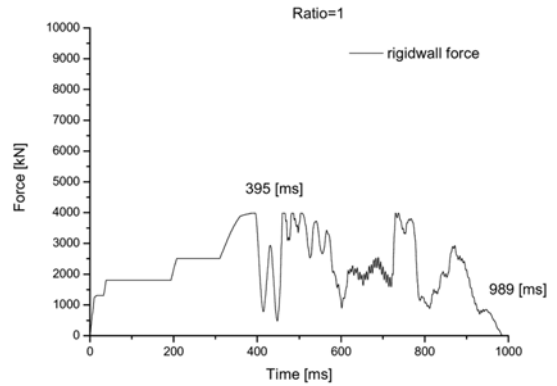


Fig. 18 Rigid wall force (ratio=1)

Table 3 Average accelerations

Peak ratio (F_p/F_m)	T [ms]	Average acceleration [g]
1	989.00	0.499
2	983.75	0.503
2.54	997.25	0.495
3	1000.00	0.494
4	987.00	0.503

충돌 시물레이션에서 접촉하중이 발생한 후 소멸되기까지의 시간을 기준으로 평균 가속도를 평가할 경우 피크 비율이 증가하더라도 평균 가속도에는 거의 영향을 주지 않는다.

5. 하중-변형 곡선의 피크 에너지 비율이 충격 가속도에 미치는 영향분석

동일한 F_p/F_m 값을 적용하는 경우 피크 하중의 삼각 파형 부분이 가지는 피크 에너지(Peak energy, E_p)의 비가 운전실 충돌 가속도에 미치는 영향을 분석하였다.

5.1 피크 에너지 비율에 따른 운전실 충격 가속도 비교

Fig. 19는 삼각 파형 부분의 피크 에너지를 변화시켜 전두부의 입력 하중-변형 곡선을 나타낸 것이다. $F_p/F_m = 2.54$ 로 동일하게 하고, 각각의 경우에 대하여 총 에너지량도 같게 하였다. Fig. 19에서 면적A를 기준으로 삼각 파형 부분의 에너지(넓이)를 1배, 2배, 3배로 증가시켜 수치해석을 실시하였다.

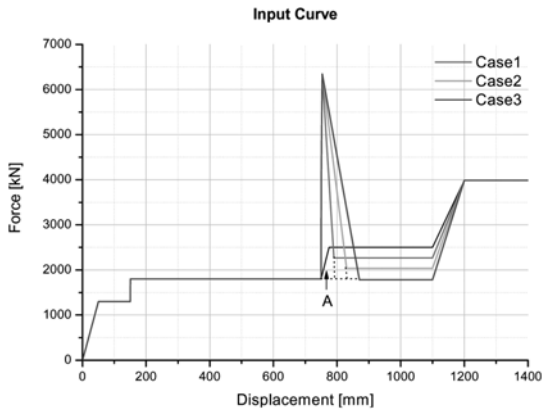


Fig. 19 Input curves of the front end for peak energy ratios

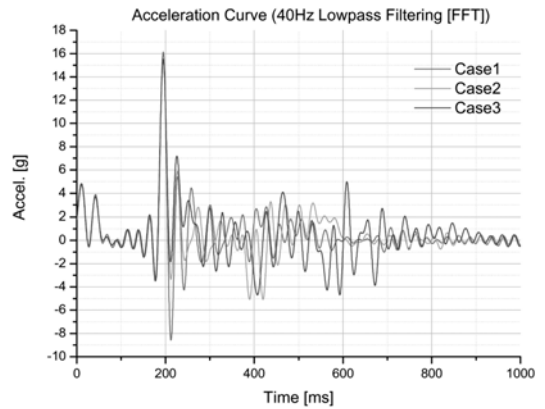


Fig. 20 Acceleration curves of the train-to-train collision

Fig. 20은 열차 대 열차 충돌 해석 후 운전실에 발생하는 충격 가속도를 나타낸 그래프이다. 삼각 파형의 에너지 비가 증가하여도 약195ms에서 최대 충격 가속도 레벨은 약 16g로 비슷하였다. 이 때 초기 피크 하중 값은 6342kN으로 동일하다. 한편 230ms 근방에서는 삼각 파형의 면적 비가 증가함에 따라 가속도의 oscillation이 약간씩 감소하고 더 시간이 경과하면 다소 증가하였는데 이는 초기 피크하중 후 낮아진 하중의 영향인 것으로 판단된다.

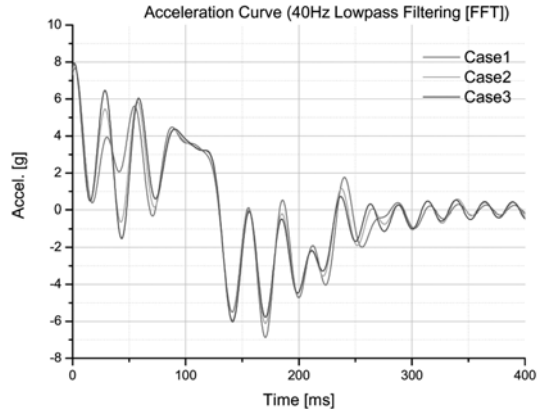


Fig. 21 Acceleration curve of the obstacle collision

Fig. 21은 110kph의 15ton 표준 변형체 장애물 충돌의 경우 충격 가속도를 나타낸 그래프이다. 15ton 표준 변형체 장애물 충돌의 경우에도 초기 충격 가속도 레벨은 입력된 첫 번째 피크 값이 같기 때문에 에너지 비율이 바뀌더라도 유사한 충돌레벨을 나타낸다. 하지만 초기 피크 후 이후 가속도 레벨은 에너지 비율이 증가함에 따라 가속도 oscillation이 증가하는 경향을 보이며 이것도 피크 하중 작용 후 낮아진 하중의 영향으로 판단된다.

피크 하중 크기가 동일하면 피크 파형 지속시간이 증가하여도 피크파형이 적용되는 순간 충격 가속도 크기에는 별 영향을 미치지 않으나 그 후의 가속도 oscillation에는 어느 정도 영향을 미치는 것으로 판단된다.

본 시뮬레이션 결과는 입력 하중-변형 곡선에서

5.2 피크 에너지 비율에 따른 운전실 평균 가속도 비교

Table 4 Comparisons of the simulation results

Scenario	Case	Peak acceleration of the driver's cab [g]
Collision of train to train	1	16.10
	2	15.50
	3	15.40
Collision with obstacle	1	7.67
	2	7.83
	3	7.94

4.2절의 평균가속도 계산 방법에 따라 상대속도 36kph 열차 대 열차 충돌 시나리오에 대하여 피크에너지 비율에 따른 운전실 평균 가속도를 분석하면 Table 5와 같다.

충돌시뮬레이션에서 접촉하중이 발생한 후 소멸되기까지의 시간(T_f)을 기준으로 평균 가속도를 평가할 경우 에너지 비율이 증가하더라도 평균 가속도에는 큰 영향을 주지 않는다.

Table 5 Average accelerations

Case	T_f [ms]	Average acceleration [g]
1	969.25	0.52
2	959.50	0.52
3	1078.00	0.46

6. 철도차량 안전기준의 피크 하중 모델링이 충격가속도에 미치는 영향

6.1 철도차량안전기준 시행지침 16조 내용

국내 철도차량안전기준 시행지침 16조의 표준충돌 사고각본에서 피크 하중 모델과 충격가속도 평가에 관련된 세부기준 내용은 다음과 같다.⁸⁾

- ① <4-나-(3)-(라)항목> 충돌 시 붕괴하중에서 5/1000 초보다 작은 시간동안 발생하는 하중은 중요하지 않는 것으로 간주된다.
- ② <부록 가-(2)-(아)-3> 시뮬레이션으로 얻은 전체 하중 곡선의 최고, 최저, 평균 등이 검증시험에서 측정된 것과 오차범위 내에 있어야 한다. 단, 5/1000 초보다 적은 시간동안의 고주파 과도 성분은 무시될 수 있다.

본 절에서는 여기에 나타난 내용에 대해 검증 시뮬레이션을 하여 충격 가속도에 미치는 영향을 분석한다.

6.2 시행지침 16조의 모델링 방법

- ① <모델링 방법 1> 충돌 시 붕괴하중에서 5/1000 초보다 작은 시간동안 발생하는 하중은 중요하지 않는 것으로 간주할 경우: 3차원 유한요소법 해석 결과로 구한 하중-시간(F-T) 데이터에서 5/1000 초(5ms)보다 작은 시간의 피크 하중을 잘라내고(cut off), 하중-변형(F-D) 곡선을 추출하여 이를 입력 곡선으로 사용한다.
- ② <모델링 방법 2> 5/1000 초보다 적은 시간동안의 고주파 과도 성분을 무시할 경우: 3차원 유한요소법 해석 결과로 구한 하중-시간(F-T) 데이터를 100Hz Low pass filtering 하고, 하중-변형(F-D) 곡선을 추출하여 입력 곡선으로 사용한다. 여기서 5/1000초보다 적은 시간동안의 고주파 과도 성분을 무시할 경우를 상당 cut-off 주파수로 나타내면 다음과 같다.

$$\text{Period} = 5/1000 * 2 = 1/100 \text{ sec} \quad (2)$$

$$\text{Frequency} = 1/\text{Period} = 100\text{Hz} \quad (3)$$

모델링 방법 1과 2를 적용하여 충돌 시물레이션한 충격가속도와 수정하지 않은 원래의 입력 데이터를 적용한 충격가속도를 비교하여 분석한다.

6.3 국내규정 모델링 방법 1의 해석결과

Fig. 22는 Fig. 5의 헤드스톡 충돌 시 붕괴하중에서 5/1000초 (5ms)보다 작은 시간동안 발생하는 하중을 무시하여 나타낸 하중-시간(F-T) 곡선이며, Fig. 23은 Fig. 5를 모델링(1550kN에서 cut-off)하여 나타낸 헤드스톡의 하중-변형(F-D) 곡선이다. Fig. 24는 시물레이션에 사용될 전두부(커플러, 헤드스톡, 하나킴)의 입력 하중-변형 압괴 특성 곡선이다.

Fig. 25는 (5ms)보다 작은 시간동안 발생하는 하

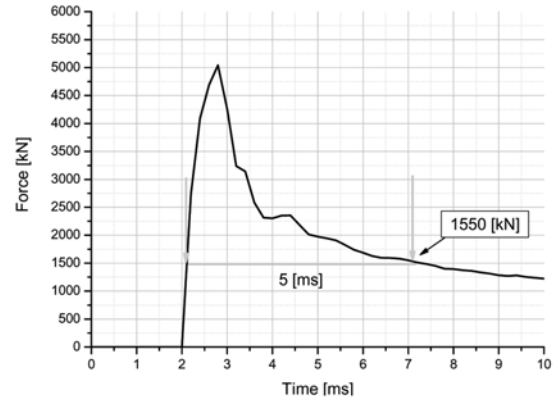


Fig. 22 Force-time curve of the headstock for 5ms cut-off

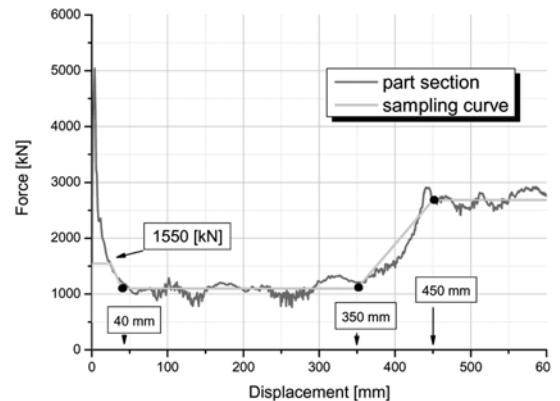


Fig. 23 Force-deformation curves of the headstock

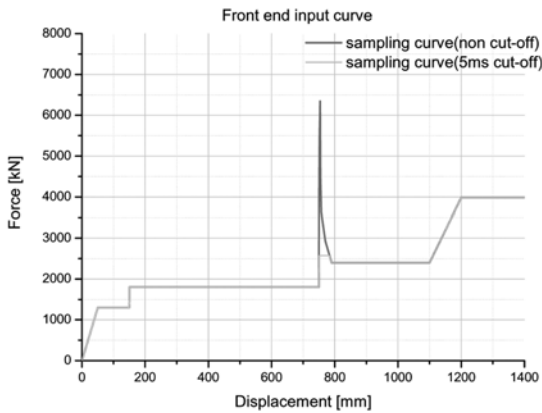


Fig. 24 Force-deformation input curve of the front end

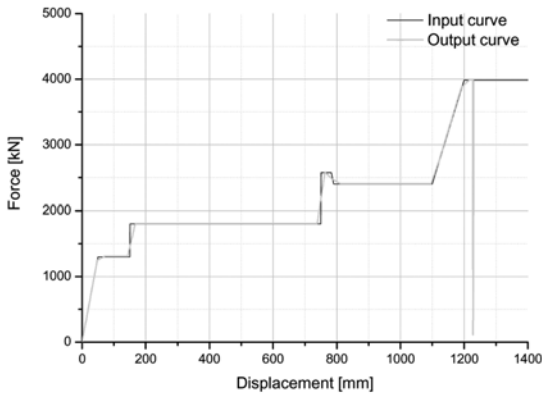


Fig. 25 Force-deformation curves of the 5ms cut-off data (input & output curve)

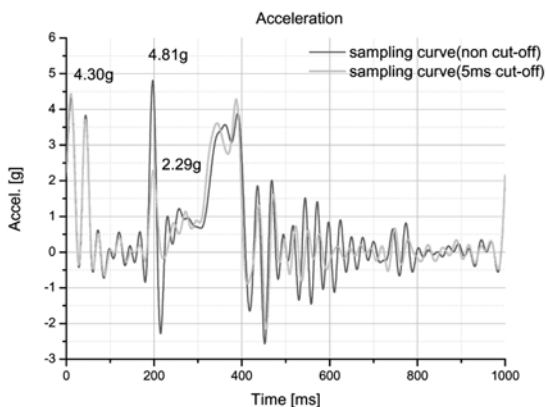


Fig. 26 Acceleration curves of the driver's area

중을 무시하여 나타난 입력 하중-변형에 대한 출력된 하중-변형 곡선을 나타낸 것인데 좋은 추종성을 보여주고 있다.

Fig. 26은 시뮬레이션 결과로 얻어진 운전자 탑승 구간의 충격 가속도를 40Hz FFT Low pass filtering 하여 비교한 그래프이다. 피크 하중을 모델링한 경우 최대 충격 가속도는 4.81g이며, 5/1000초(5ms)보다 작은 시간동안 발생하는 하중을 무시할 경우 최대 충격 가속도는 4.30g이다. 또한, 200ms근방에서 2.52g 만큼 충격 가속도 차이가 발생하였다.

6.4 국내 규정 모델링 방법 2의 해석결과

Fig. 27은 3차원 유한요소법 해석 결과의 하중-시간(F-T) 데이터를 100Hz 필터링(5ms 이하의 고주파는 제거)한 것이며, Fig. 28은 Fig. 27을 모델링하여 나타난 하중-변형(F-D) 곡선이다. Fig. 29는 시뮬레이션에 사용될 전두부의 입력 하중-변형 압괴 특성 곡선이다.

Fig. 30은 입력 하중-변형 곡선과 충돌 시뮬레이

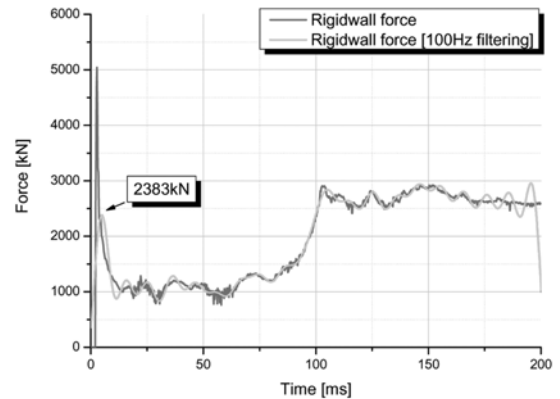


Fig. 27 Force-time curves of the headstock

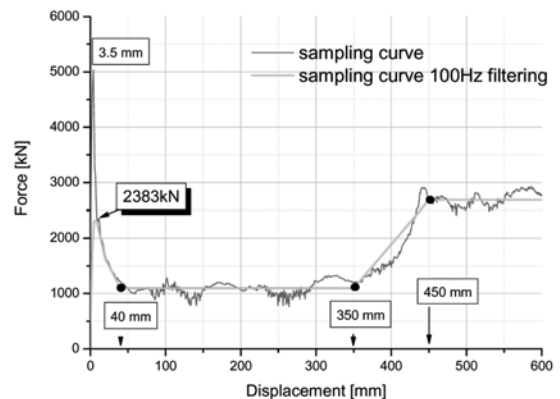


Fig. 28 Force-deformation curves of the headstock

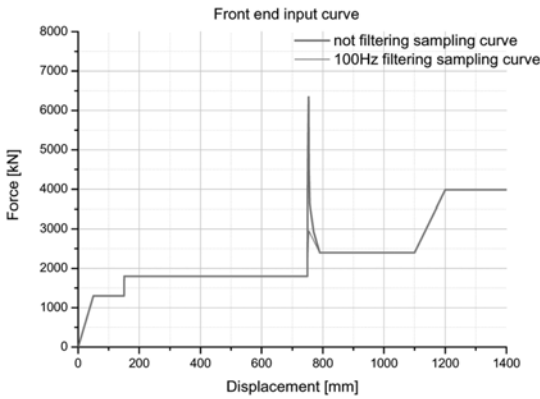


Fig. 29 Force-deformation curves of the front end (input curve)

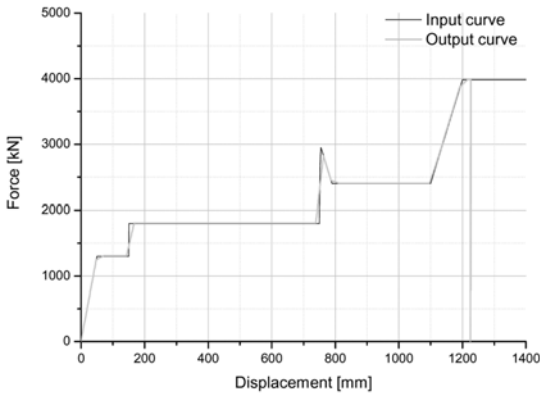


Fig. 30 Force-deformation curves of the sampling data

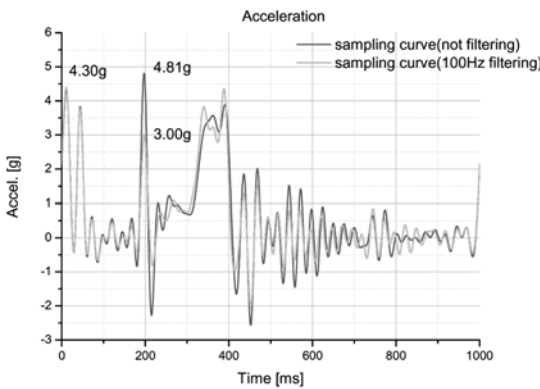


Fig. 31 Acceleration curves of the driver's area

선 결과 나타난 입력에 대한 출력된 하중-변형 곡선을 나타낸 것인데 좋은 추종성을 보여주고 있다.

Fig. 31은 충돌 시물레이션 결과로 얻어진 운전자 탑승 구간의 충격 가속도를 40Hz Low pass filtering 하여 비교한 그래프이다. 5/1000초보다 적은 시간동

안의 고주파 과도성분을 무시할 경우 최대 충격 가속도는 4.3g이었다. 피크 하중을 모델링한 구간(200ms근방)에서는 필터링 전의 모델과 비교하면 약 1.81g 만큼의 충격 가속도 차이가 발생하였다.

이와 같이 국내 규정에 나타난 ‘충돌 시 붕괴하중에서 5/1000 초(5ms)보다 작은 시간동안 발생하는 하중과 5/1000 초보다 적은 시간동안의 고주파 과도성분을 무시’하면 피크 하중이 작용하는 구간에서는 순간 충격 가속도 레벨에 차이가 발생하는 것을 알 수 있다.

7. 결론

본 연구에서는 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 피크 하중 크기는 최대 충격 가속도에 큰 영향주고, 피크하중의 폭은 피크하중 작용 후 가속도 파형의 oscillation에 영향을 미쳤다.
- 2) 국내 규정에 나타난 충돌 시 붕괴하중에서 5/1000 초(5ms)보다 작은 시간동안 발생하는 하중과 5/1000 초보다 적은 시간동안의 고주파 과도성분을 무시하면 피크 하중이 작용하는 구간에서 순간 충격 가속도 레벨에 차이가 발생하였다.
- 3) 기존의 평균치 하중-변형 곡선 모델을 사용하면 최대 충돌가속도 평가에 상당한 오차가 발생하였지만 평균가속도에는 영향이 적었다.
- 4) 따라서 국내 철도차량안전기준 시행지침 16조의 최대 충돌가속도 제한조건을 평가하기 위하여 입력 하중-변형 곡선의 피크 하중 값을 최대한 잘 반영한 모델을 사용하여야 한다.

후 기

본 연구는 국토해양부에서 지원하여 한국철도기술연구원에서 진행 중인 차세대고속철도개발사업의 연구결과 일부를 활용하여 수행된 것으로서 관계자들에 감사드립니다.

References

- 1) L. T. Kisielewicz and K. Ando, “Crashworthy Rolling Stocks,” PUCA '93, pp.73-81, 1993.
- 2) J. H. Lewis, “Development of Crashworthy

- Vehicle Structures for Railways,” WCCR, pp.893-900,1994.
- 3) D. C. Tyrell, K. J. Severson and B. J. Marquis, “Train Crashworthiness Design for Occupant Survivability,” ASME Internation Mechanical Engineering Congress and Exposition, AMD-Vol.210, pp.59-74, 1995.
 - 4) 구정서, 한형석, 노규석, 김동석, 허신, ‘고속전철 기반기술개발’ 세부분야: 충돌안전도 해석기술 개발 최종보고서, 건설교통부, 2002.
 - 5) H. J. Cho, M. Y. Park, J. S. Koo and T. S. Kwon, “Development of Crashworthiness Analysis Model and Evaluation of Energy Absorption Characteristic Using the Standardized Consist High Speed Train,” The Korean Society of Automotive Engineering, No.4 pp.2080-2084, 2007.
 - 6) ADT/SOR, SAFETRAIN/Final Report, Train Crashworthiness for Europe, pp.28-41, 2001.
 - 7) J. S. Koo and Y. H. Youn, “Crashworthy Design and Evaluation on the Front-End Structure of Korean High Speed Train,” Int. J. Automotive Technology, Vol.5, No.3, pp.173-180, 2004.
 - 8) Regulations on the Railway Safety Criterion of Rolling Stock (2007), MOCT Ordinance 278, pp.74-81, 2007.
 - 9) AFNOR, Railway Applications - Crashworthiness Requirements for Railway Vehicle Bodies, European Standard, EN15227, 2008.
 - 10) AEIF/TSI, The Technical Specification for Interoperability Relating to the Rolling Stock Subsystem of the Trans-European High-speed Rail System, 2002.
 - 11) LS-DYNA User's Manual Version 970, Livermore Software Technology Corporation, 2003.
 - 12) J. S. Koo and W. G. Kim, “A Study on Data Filtering Techniques to Evaluate Collision Accelerations of Rolling Stock,” Korean Society for Railway, 2009.