

# 고속전철용 충격흡수장치의 설계

## Design of Impact Energy Absorber for High Speed Railway Vehicles

허승진\*  
Seung-Jin Heo

이종현\*\*  
Jong-Hyun Lee

구정서\*\*\*  
Jeong-Seo Koo

### ABSTRACT

The crushable front part of the conventional TGV is composed of 3 energy absorption zones: retractable coupler, protective headstock and honeycomb structure. This frontal part must absorb about 80% of the energy that should be done in a crashworthy design. The conventional TGV can absorb 2MJ impact energy by the frontal end, but 5MJ is the design target for energy absorption in the next generation TGV.

To accomplish this design goal, a new concept of design is necessary for energy absorbing components. In this paper, the design concept of the tube expansion energy absorber will be proposed and analyzed.

The crash analysis of the energy absorber are performed by comparing the value of the theoretical equation with the simulation calculated from the commercial nonlinear FE-Code 'PAM-CRASH' S/W.

### 1. 서론

교통 수단의 능률적인 수송체제, 안전성, 신속성등의 목적에 부합되는 고속전철은 사고의 빈도는 낮지만 일단 사고가 발생하면 대형사고를 야기 시키기 때문에 열차 충돌시 승객들의 안전을 최대한 확보하기 위한 에너지 흡수 구조물의 필요성을 가지게 되었다.

Fig. 1은 고속전철의 동력차 전두부에 설치되는 충격 에너지 흡수 구조 요소의 개요를 나타내는데, Retractable coupler와 Protective headstock, Honeycomb등 3부분으로 구성되며 충돌에너지의 약 80%를 흡수하여야 한다. 기존의 TGV의 경우 이 부분에서 대략 2MJ의 에너지를 흡수하도록 되어있는데 반하여, 차세대 TGV의 경우에는 안전도 향상을 목적으로 최소 5MJ 이상의 에너지 흡수를 설계 목표로 하고 있다. 이는 다음과 같은 네 단계의 각 구조요소의 단계별 에너지 흡수 도달 목표를 통하여 가능하게 된다. 이에 대한 힘-변위 특성 변화를 예시적으로 나타내면 Fig.2와 같다.

특히, Fig.2의 II구간은 기존의 철도차량과 달리 추가적인 충격에너지 흡수 장치가 Fig.1의 ③과 같이 설치되므로써 외부충돌에 대한 Coupler의 후방 이동 과정에서도 충격에너지 흡수를 가능하게 하여 궁극적으로 전체 구조물의 에너지 흡수 능력을 향상시키는 설계 개념을 제시하고 있다. 본 논문에서는 상기와 같은 에너지 흡수장치 설계 개념의 실현을 위하여 최대의 부피 효율과 충돌 변형 길이를 극대화 시킬 수 있는 튜브팽창식 에너지 흡수 부재

\* 국민대학교 기계·자동차공학부, 정회원

\*\* 국민대학교 자동차공학과 대학원

\*\*\* 한국기계연구원 신교통기술연구부, 정회원

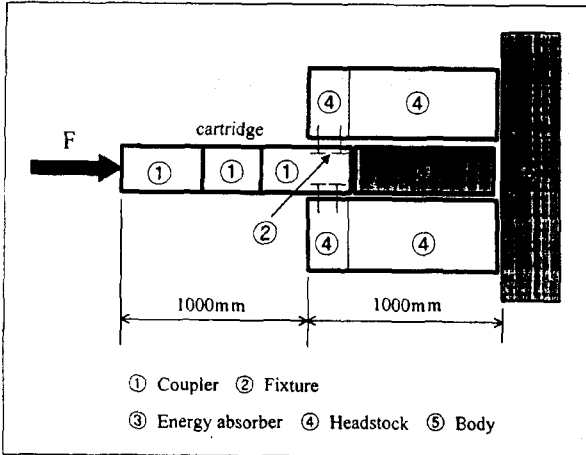


Fig 1. Energy absorbing structure in the front part of a TGV power car

STEP I  
Hydraulic cartridge in Retractable coupler  
 $1000 \text{ kN} \times 120 \text{ mm} = 0.12 \text{ MJ}$

STEP II  
Energy absorber  
 $1500 \text{ kN} \times 800 \text{ mm} = 1.2 \text{ MJ}$

STEP III  
Protective headstock  
 $3000 \text{ kN} \times 800 \text{ mm} = 2.4 \text{ MJ}$

STEP IV  
Honeycomb structure  
 $2000 \text{ kN} \times 800 \text{ mm} = 1.6 \text{ MJ}$

(Tube expansion type energy absorbing member)의 설계를 위한 이론적 모델을 정립하고자 한다. 정립된 모델을 바탕으로 한 이론적 해석 결과는 비선형 유한요소해석 S/W인 PAM-CRASH를 이용한 수치해석 결과와 비교 검증된다.

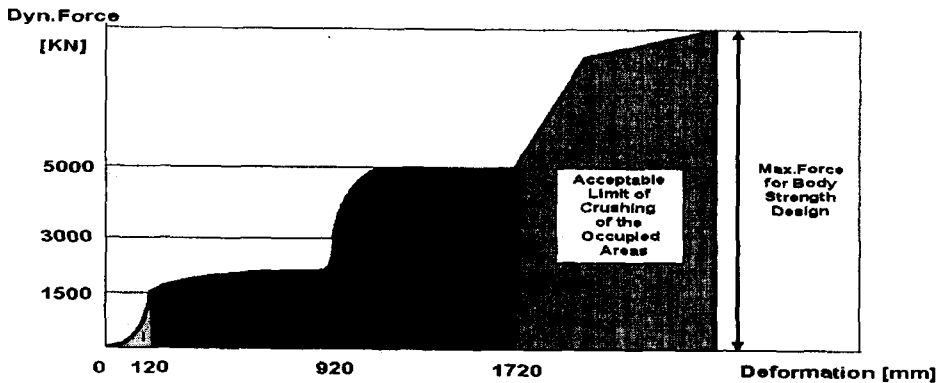


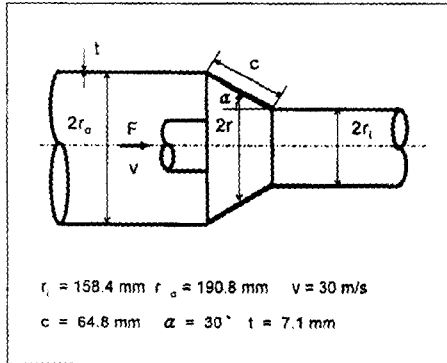
Fig 2. Typical Force-deformation characteristics of energy absorbing structural components

## 2. 튜브 팽창식 에너지 흡수부재 해석모델

튜브팽창에 의한 에너지 흡수구조는 일정한 압과 하중을 얻을 수 있고 주어진 공간에 대한 높은 에너지 흡수 효율을 얻을 수 있는 큰 장점이 있다. 본 논문에서는 팽창과정중에 발생하는 굽힘 변형 효과(bending deformation effect)를 고려하지 않은 선형 모델과 굽힘 변형 효과를 고려한 비선형 모델을 정립한다.

## 2.1 선형 모델

Fig 3은 고정된 튜브내의 질량 1ton의 Die를 30 m/s의 속도로 충돌시킬 때 나타나는 튜브 팽창 과정에 대한 도식적인 그림이다. Fig 3의 선형 모델에서는 변형 전후의 경계 구간에 해당되는 'c'를 직선으로 표시하여 급힘 변형 효과를 고려하지 않았다. 선형 모델에서 가정된 재질 및 기하학적 특성을 요약하여 보면 다음과 같다.



- 금속의 재질은 완전 소성이다.
- 튜브의 길이방향의 변형은 무시된다.
- 원주방향의 곡률 변화에 의한 변형은 무시된다.
- Die의 양끝에서의 급힘 변형은 무시된다.
- 튜브의 두께 변화는 무시된다.

Fig 3. Linear model of the tube expansion process

외부에서 가해지는 충격 Power에 대한 내부 에너지 변화율 및 마찰 에너지 변화율의 관계를 식 (1)에서와 같이 등가식으로 나타낼 수 있다.

$$Fv = \dot{E}_{int} + \dot{E}_f \quad (1)$$

여기서 F와 v는 각각 Die의 Pushing force와 Die의 Pushing 속도를 의미하고,  $\dot{E}_{int}$ 는 내부 에너지 변화율이고,  $\dot{E}_f$ 은 마찰에 의한 에너지 발산율을 나타내는데 먼저  $\dot{E}_{int}$ 에 대한 식은 다음과 같은 식(2)로써 표현된다.

$$\dot{E}_{int} = \int_A N_\theta \dot{\epsilon}_\theta dA \quad (2)$$

$N_\theta$ 는 원주 방향으로 작용되는 단위 원주 길이당의 Membrane force이고,  $\dot{\epsilon}_\theta$ 는 원주 방향의 확장율을 나타내며 flow stress  $\sigma_0$ 와 기하학적 관계를 이용하여 각각 다음 식(3)과 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$N_\theta = \sigma_0 t \quad (3)$$

$$\dot{\epsilon}_\theta = \frac{r_i v}{r^2} \tan \alpha \quad (4)$$

따라서 식(3)과 (4)를 식(2)에 대입하여 정리하면 내부 에너지 변화율은 최종적으로 식

(2(a))와 같다.

$$\dot{E}_{in} = \frac{2\pi}{\cos \alpha} \sigma_0 t r_i v \ln \frac{r_o}{r_i} \quad (2(a))$$

또한 마찰에 대한 에너지의 변화율은 식(5)와 같이 표현된다.

$$\dot{E}_{fr} = \int_A \mu p \dot{x} dA \quad (5)$$

여기서  $\mu$ 는 Die와 튜브사이의 마찰계수이고,  $p$ 는 수직 방향 접촉 압력(normal contact pressure),  $\dot{x}$ 는 Die 경사 길이 방향으로의 속도를 나타내고 있으며 식 (6), (7)과 같다.

$$p = \frac{N_\theta}{r} \quad (6)$$

$$\dot{x} = \frac{v}{\cos \alpha} \quad (7)$$

식 (6)과 (7)을 식(5)에 대입하면 다음과 같다.

$$\dot{E}_{fr} = \frac{4\pi(r_o - r_i)\mu\sigma_0 t v}{\sin 2\alpha} \quad (5(a))$$

Energy balance equation(1)과 식(2(a)), (5(a))로부터, Die의 Pushing force는 식(8)에 의하여 구할 수 있다.

$$F = \frac{2\pi}{\cos \alpha} \sigma_0 t \left[ r_i \ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right) + \frac{(r_o - r_i)\mu}{\sin \alpha} \right] \quad (8)$$

## 2.2 비선형 모델

굽힘 변형 효과를 고려하기 위하여 Fig. 4와 같은 비선형 모델을 도식적으로 나타낼 수 있다. 따라서, 식(1)에서의 내부에너지 변화율은 원주 방향의 변형 에너지 변화율과 함께 굽힘 변형에 의한 에너지 변화율을 추가적으로 고려할 수 있다. 이를 일반적인 수식으로 표현하면 식(1(a))와 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{E}_{in} = \int_A N_\theta \dot{\epsilon}_\theta dA + \int_l M_\theta \dot{\phi} dl \quad (1(a))$$

여기서,  $N_\theta$ 와  $M_\theta$ 는 각각 단위 길이당 Membrane force와 Bending moment이며  $\dot{\epsilon}_\theta$ 와  $\dot{\phi}$ 는 각각 원주 방향의 변형율과 o점을 중심으로 반경  $\rho$ 를 갖는 굽힘 회전각 변화율 (rotation

rate)을 표시한다.

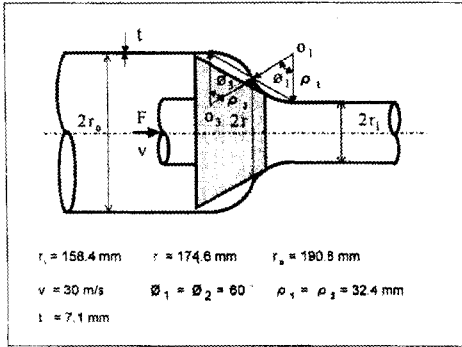


Fig 4. Nonlinear model of the tube expansion process

식(1(a))의 우변 첫 번째 항은 원주 방향의 확장 변형 에너지 변화율을 나타내며, 두 번째 항은 튜브 팽창시의 굽힘 변형 효과에 의한 에너지 변화율에 해당된다. 즉, 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{E}_{hoop} = \int \int N_{\theta} \dot{\epsilon}_{\theta} (r d\theta) (\rho d\phi) \quad (9)$$

$$\dot{E}_{bending} = \int M_{\phi} \dot{\phi} r d\theta \quad (10)$$

원주 방향의 변형을  $\dot{\epsilon}_{\theta}$ 는 반경  $r$ 과 굽힘 회전각  $\phi$ 를 이용하여 다음 식(11)과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{\epsilon}_{\theta} = \frac{v}{r} \sin \phi \quad (11)$$

따라서, 식(9)를 이용하여 원주방향의 변형 에너지 변화율을 구하면 다음 식(9(a))와 같다.

$$\dot{E}_{hoop} = 4 \pi \sigma_0 t v \rho (1 - \cos \phi) \quad (9(a))$$

굽힘 변형에 의한 에너지 변화율을 계산하기 위하여 Fig 4에 각각 표시된 바와 같이 굽힘 변형의 시작, 중간, 마지막 단계에서의 단위 길이당 굽힘 모멘트  $M_{\phi}$ 는 강소성 상태의 단위 길이당 굽힘 모멘트  $M_0 = \frac{\sigma_0 t^2}{4}$ 에 대하여 다음과 같은 강소성 비율  $c_1, c_2, c_3$ 를 갖는다고 가정할 수 있다.

$$\begin{aligned} M_{\phi_1} &= c_1 M_0 \\ M_{\phi_2} &= c_2 M_0 \\ M_{\phi_3} &= c_3 M_0 \end{aligned} \quad (12)$$

따라서, 식(10)은 다음과 같이 정리된다.

$$\dot{E}_{bending} = c_1 M_0 \int \dot{\phi}_1 r_i d\theta + c_2 M_0 \int (\dot{\phi}_1 + \dot{\phi}_3) r d\theta + c_3 M_0 \int \dot{\phi}_3 r_o d\theta \quad (10(a))$$

또한, 식(10(a))에서  $\dot{\phi}_1 = \frac{v}{\rho_1}$  와  $\dot{\phi}_3 = \frac{v}{\rho_3}$  를 대입하여 정리하면 최종적으로 굽힘 변형 에너지 변화율의 식은 다음과 같다.

$$\dot{E}_{bending} = \frac{\pi\sigma_0 t^2 v}{2} \left[ \frac{c_1 r_i}{\rho_1} + c_2 r \left( \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_3} \right) + \frac{c_3 r_o}{\rho_3} \right] \quad (10(b))$$

만일, 상식에서  $\rho_1 = \rho_3 = \rho$ ,  $2r = r_i + r_o$ 로 가정한다면 식(10(c))가 된다.

$$\dot{E}_{bending} = \frac{\pi\sigma_0 t^2 v}{\rho} [r_i(c_1 + c_2) + r_o(c_2 + c_3)] \quad (10(c))$$

따라서, 식(9(a))와 식(10(c))를 외부와 내부의 에너지 등가식(1)에 대입하여 굽힘 변형 에너지를 고려할 때의 Pushing force  $F'$ 을 구해보면 다음 식(13)과 같다.

$$F' = 4\pi\sigma_0 t \rho (1 - \cos \phi) + \frac{\pi\sigma_0 t^2}{\rho} [r_i(c_1 + c_2) + r_o(c_2 + c_3)] \quad (13)$$

### 3. 비선형 FEM 해석 및 비교분석

앞절에서 구해진 이론적 해석 결과의 타당성을 검토하기 위하여 비선형 FEM해석 S/W인 PAM-CRASH를 사용하여 수치해석을 수행하였다.

Fig. 5에는 유한요소해석 모델을 보여주고 있는데, 질량 1ton의 Die를 속도 30%로 밀 때 발생하는 압축력은 고정 벽면에서의 반력으로 계산하였다. 확장형 튜브 에너지 흡수 부재의 주요 설계 변수로서 튜브두께 및 Die 각을 선정하여, 각 설계 변수의 변화에 대한 이론적 및 수치적 해석결과를 비교 검토 하였다.

Fig. 6 과 Fig. 7에는 제시된 해석방법 및 강소성을 계수의 가정조건등에 따라서 얻어진 해석 결과가 비교되어 있다.

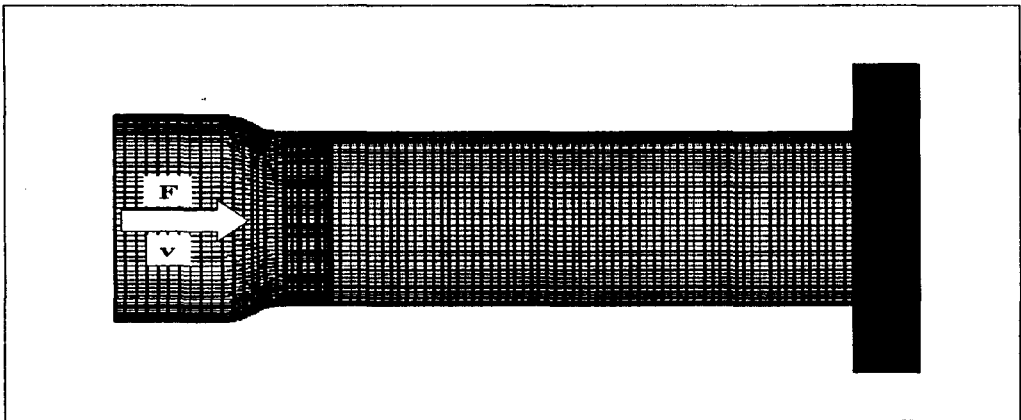


Fig. 5 FEM model of expansion tube

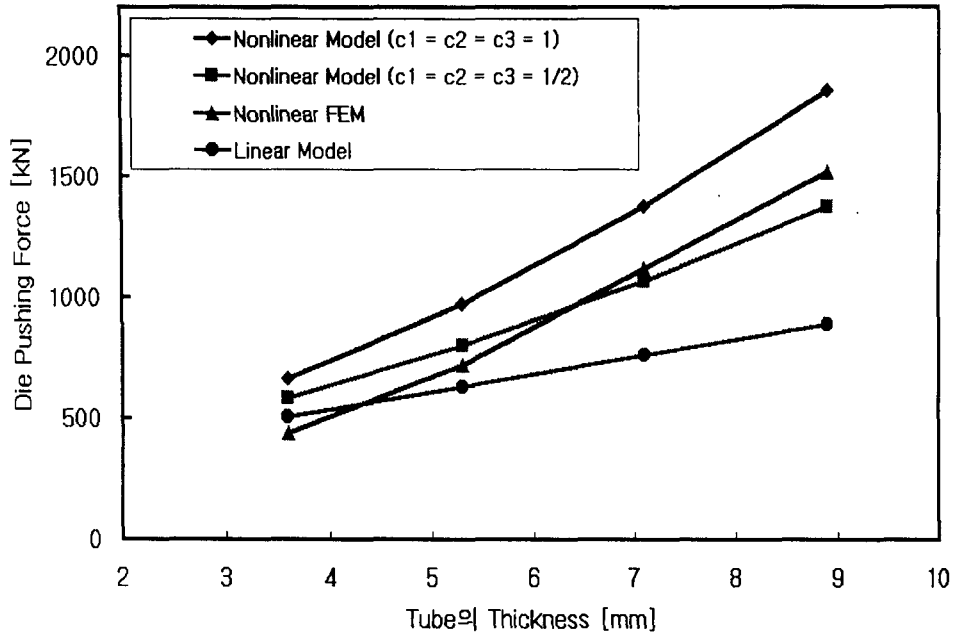


Fig 6. Die pushing force - tube thickness relationship ( $\alpha = 30^\circ$ )

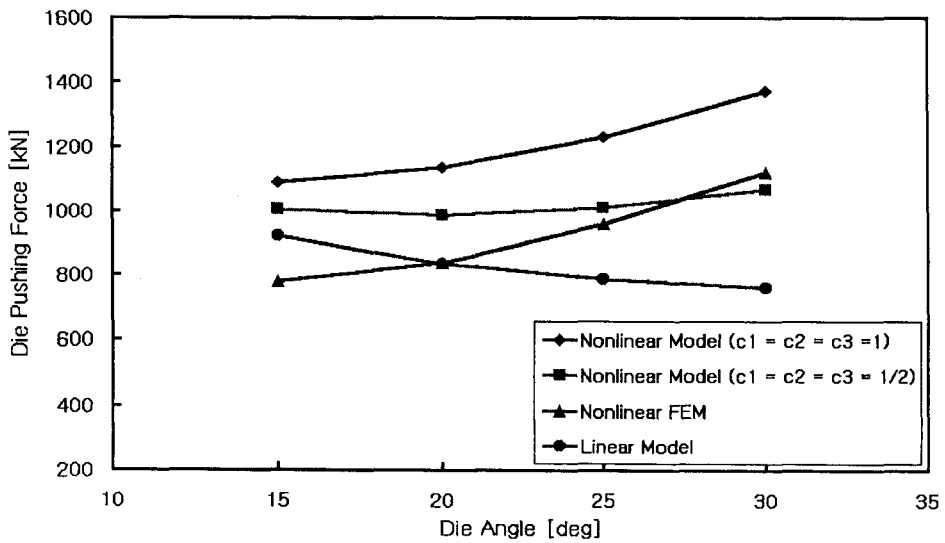


Fig 7. Die pushing force - die angle relationship ( $t = 7.1$  mm)

Fig.6에서 볼 때 선형적이론 해석방법의 경우 튜브 두께가 증가함에 따라 큰 오차를 야기시킬수 있는 반면에, 급힘 변형 효과를 고려한 비선형적 이론 해석 결과는 전체적으로 수치해석 결과와 정성적인 일치성을 보여주고 있으며, 나아가서 정량적인 일치성은 급힘 변형 과정시에 튜브 두께에 따른 정확한 강소성을 계수의 적용에 의하여 가능해 짐을 알 수 있다.

Fig.7에서의 경우에는 Die 각도가 증대됨에 따라서 선형적이론 해석결과는 수치해석결과와 정성적으로 큰 차이를 보이고 있음을 확인할 수 있다. 튜브 두께 변화시의 해석 결과와 마찬가지로 Die 각 변화에 따른 급힘 변형 과정중의 강소성을 계수 산출은 해의 정확성에 큰 영향을 미치게 됨을 예측할 수 있다.

에너지흡수부재의 설계 측면에서 살펴보면 서론에서 제시한 설계목표인 150KN에 도달되지 못함을 알 수 있는 데, 이는 재질의 strain rate를 고려하지 않은 해석결과에 기인된다.

또한, 설계변수로서 선정된 Die각도는 튜브두께에 비하여 에너지 흡수 능력과의 상관도가 미약함을 알 수 있다.

#### 4. 결론 및 향후 과제

본 논문에서는 고속전철의 충돌 안전도 제고를 위하여 적용 가능한 확장형 튜브 에너지 흡수 부재의 설계 및 해석을 수행하였다.

본 논문에서 제시된 이론적 해석결과는 비선형 FEM을 이용한 해석 결과와 비교적 잘 일치하고 있음을 확인하였다. 궁극적으로 확장형 튜브 에너지흡수 부재의 설계 공식으로 활용 가능성을 기대할 수 있으나, 이를 위해서는 재질의 Strain rate의 고려, 급힘 변형 부위에서의 이론적 탄-소성 응력분포의 계산, Die와 튜브사이의 비선형적 마찰에너지 변화율등에 관한 연구가 뒷받침 되어져야 할 것이다.

#### 참고 문헌

- [1] 구정서, 송달호 : "충돌 안전도 해석 기술 개발", "고속전철 기술개발사업 연구보고서, 건설교통부, 통상산업부, 과학기술처
- [2] T. Wierzbicki : "Crushing behaviour of plate intersections", Structural Crashworthiness , PP. 66-95, 1983