

<응용논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2015.39.10.1053>

ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

테어링 튜브 컬의 변형 거동 예측 기법 연구[§]

최지원^{*,**}, 권태수^{*,**†}, 정현승^{*,**}, 김진성^{*,**}

* 과학기술연합대학원대학교 로보틱스 및 가상공학, ** 한국철도기술연구원 철도안전연구실

Deformation Behavior of Curling Strips on Tearing Tubes

Ji Won Choi^{*,**}, Tae Soo Kwon^{*,**†}, Hyun Seung Jung^{*,**}, Jin Sung Kim^{*,**}

* Dept. of Robotics and Virtual Engineering, Korea Univ. of Science and Technology.

** Railroad Safety Research Division, Korea Railroad Research Institute.

(Received April 15, 2015 ; Revised July 10, 2015 ; Accepted August 6, 2015)

Key Words: Tearing Tube(테어링 튜브), Energy Absorption Device(에너지흡수부재), Mean Curl Radius(컬의 평균 곡률반경), Curl Tip(컬 끝), Collision Test(충돌시험)

초록: 본 연구는 테어링 튜브에 플랫 다이를 설치하고 동하중이 가해졌을 때 에너지흡수용량 및 거동을 예측하기 위하여 수행하였다. 컬 끝과 튜브 본체가 접촉할 때 컬 끝의 굽힘이 발생함을 발견하고 식을 제안하였다. 그러나 컬 끝의 굽힘 하중과 에너지 소산율의 예측을 더욱 정확히 하기 위해 컬의 곡률반경의 변화와 튜브 두께의 감소에 주목할 필요가 있었다. X.Huang 등이 제안한 테어링 튜브 이론 모델에 컬의 평균 곡률반경, 감소하는 튜브 두께를 반영한 컬 끝의 굽힘 식을 추가하였고 충돌시험 결과를 통하여 검증하였다.

Abstract: This paper discusses the analysis of the curl deformation behavior when a dynamic force is applied to a tearing tube installed on a flat die to predict the energy absorption capacity and deformation behavior. The deformation of the tips of the curling strips was obtained when the curl tips and tube body are in contact with each other, and a formula describing the energy dissipation rate caused by the deformation of the curl tips is proposed. To improve this formula, we focused on the variation of the curl radius and the reduced thickness of the tube. A formula describing the mean curl radius is proposed and verified using the curl radius measurement data of collision test specimens. These improved formulas are added to the theoretical model previously proposed by Huang et al. and verified from the collision test results of a tearing tube.

1. 서론

본 논문에서 말하는 테어링 튜브(tearing tube)란 Fig. 1 과 같이 축방향 분할과 찢기(axial splitting and tearing) 에너지흡수방식을 채택한 thin-wall 튜브를 말한다. 테어링 튜브는 축방향 압축력이 작용할 때 찢어짐, 분리된 컬(curl strip)의 소성 굽힘 그리고 튜브와 Fig. 2 의 플랫 다이(flat die) 간 마찰로 충돌에너지를 흡수한다.

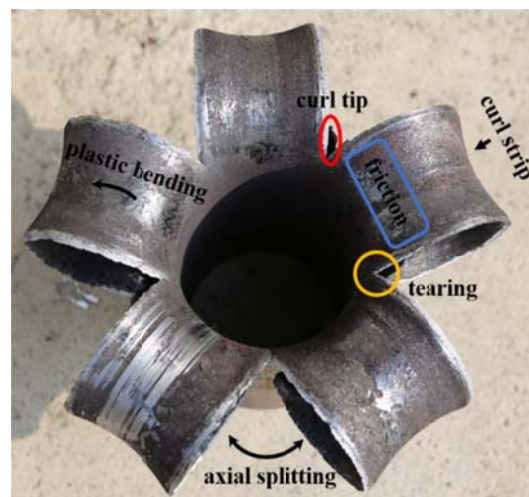
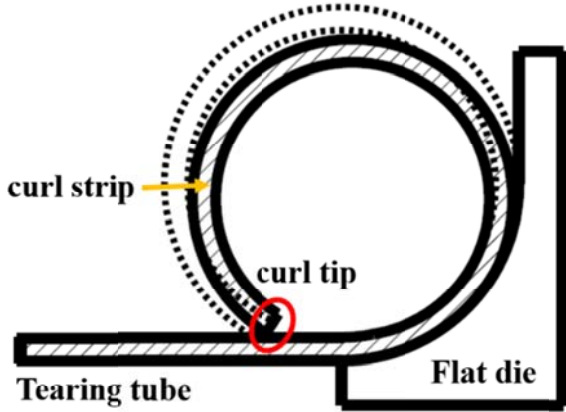


Fig. 1 Principal of tearing tube energy absorption

§ 이 논문은 2015년도 대한기계학회 CAE 및 응용역학부문 춘계학술대회(2015.4.15.-18., 웨닉스아일랜드) 발표 논문임
† Corresponding Author, tskwon@krii.re.kr



····· T. Y Reddy's Assumption

— Exact deformation of curl strips

Fig. 2 Description of exact deformation of curl strips and T.Y. Reddy et al.⁽⁵⁾'s assumption

테어링 튜브 컬의 변형 거동 예측은 에너지흡수 용량 및 거동을 정확히 파악하는데 필요한 연구이다. 고속카메라로 충돌시험 촬영 영상을 분석한 결과 컬 끝(curl tip)이 튜브 본체와 접촉할 때 컬에 굽힘이 발생하고 곡률반경이 팽창함을 발견하였다.

Fig. 2는 실제 컬의 곡률반경 변화와 T. Y. Reddy 등⁽⁴⁾의 가정을 도식화 하였다. 플랫 다이의 반경과 컬의 곡률반경이 같다는 T. Y. Reddy 등의 가정이 실제로는 플랫 다이와 접촉하는 면적의 변형만 유효하다. 컬의 곡률반경은 플랫 다이와 접촉이 종료된 시점부터 가변하기 시작한다.

비록 X. Huang 등⁽⁶⁾이 컬의 곡률반경을 예측하는 식을 제안하였지만 원뿔형 다이(conical die)로 시험을 수행하고 이론 모델을 제안하였기 때문에 플랫 다이에 그대로 적용하기 어렵다.

따라서 본 논문은 가변하는 컬의 평균 곡률반경식을 제안하고 충돌 시험 시편의 컬 측정값으로 검증하였다. 또한, 컬의 평균 곡률반경과 두께 감소를 고려하여 컬 끝의 굽힘식을 수정하였고 이를 충돌 시험 결과로 검증하였다.

2. 테어링 튜브 이론 모델

2.1 X. Huang 등이 제안한 이론 모델

X. Huang 등은 Fig. 3의 (a)와 같이 사각관과 원형관으로 설계한 테어링 튜브에 원뿔형 다이를 설치하고 준정적 축하중을 가하여 시험을 수행하였다. 시험 결과를 바탕으로 원형관에 대한 테어링 튜브 에너지 소산율 이론 모델을 다음과 같이 제안하였다.

$$FV = \dot{W}_P + \dot{W}_T + \dot{W}_F \quad (1)$$

$$\dot{W}_P = \frac{2nYr_o^2t(2\sin\frac{\pi}{2n} - \sin\frac{\pi}{n})}{R + r_o(1 - \cos\frac{\pi}{2n})}V \quad (2)$$

$$\dot{W}_T = Ynyt^2V \quad (3)$$

$$\dot{W}_F = 2\pi r_o \mu NV \quad (4)$$

$$N = \frac{Yt \ln(1 + nyt/2\pi r_o)}{\sin\alpha - \sin(\alpha - \beta_o) + \mu[\cos\alpha - \cos(\alpha - \beta_o)]} \quad (5)$$

\dot{W}_P , \dot{W}_T , \dot{W}_F 는 각각 소성 굽힘, 테어링, 튜브와 플랫 다이 간 마찰 에너지 소산율이다.

식 (1) ~ (5)를 분석한 결과, X. Huang 등과 같이 원뿔형 다이로 설계할 경우 실제 시험을 수행하지 않고서는 설계할 수 없다. 컬의 곡률반경 R 혹은 초기 파단이 발생한 각도 β_o 둘 중 하나는 반드시 정의되어야 해당 이론식을 해석할 수 있기 때문이다.

그러나 Fig. 3의 (b)와 같이 플랫 다이로 설계하면 T. Y. Reddy 등의 가정을 사용하여 R 과 α 를 정의할 수 있고 이를 통해 β_o 를 해석할 수 있다. T. Y. Reddy 등은 컬의 곡률반경은 플랫 다이의 반경과 같고 수직항력 합력의 각도 α 는 45° 로 가정하였다.

따라서 이론 설계를 단순화하기 위하여 X. Huang 등이 제안한 이론 모델을 적용하되 플랫 다이의 형태로 설계하여 T. Y. Reddy 등의 가정을 취하였다.

2.2 컬 끝의 굽힘 식

컬 끝이 튜브 본체와 접촉할 때 변형이 발생한다. Fig. 4는 컬 끝의 변형을 도식화하였다. 컬의 신장(stretching) 변형의 무시, 내부 컬 두께 중심의 호 길이와 외부 컬의 두께 중심의 호 길이가 같다는 가정을 통해 내부 컬 측면 사이의 각도 φ 는 식 (6)⁽³⁾와 같이 구할 수 있고 컬 끝의 굽힘 에너지 소산율 \dot{W}_{BC} 는 식 (7)⁽³⁾과 같이 구할 수 있다. r_f 는 초기 파단이 발생했을 때 확장된 튜브의 반지름이다.

$$\varphi = \left(\frac{r_o - t}{R - t}\right) \frac{2\pi}{n} \quad (6)$$

$$\dot{W}_{BC} = \frac{2nY(R - t)^2t(2\sin\frac{\varphi}{4} - \sin\frac{\varphi}{2})}{(r_o + t) + [(R - t)(1 - \cos\frac{\varphi}{4})]}V \quad (7)$$

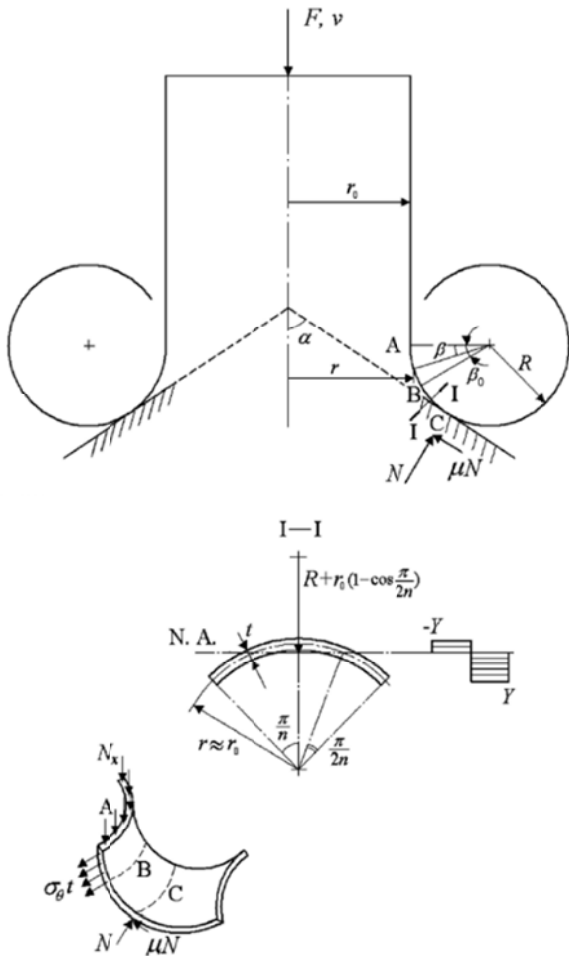


Fig. 3 Kinematic model of tearing tube with conical die by X. Huang et al.⁽⁶⁾ (a) and flat die by T.Y. Reddy et al.⁽⁵⁾ (b)

3. 컬의 평균 곡률반경식 제안

서론에서 언급한 바와 같이 컬의 곡률반경은 계속 가변한다. 그러나 T. Y. Reddy 등은 컬의 곡률

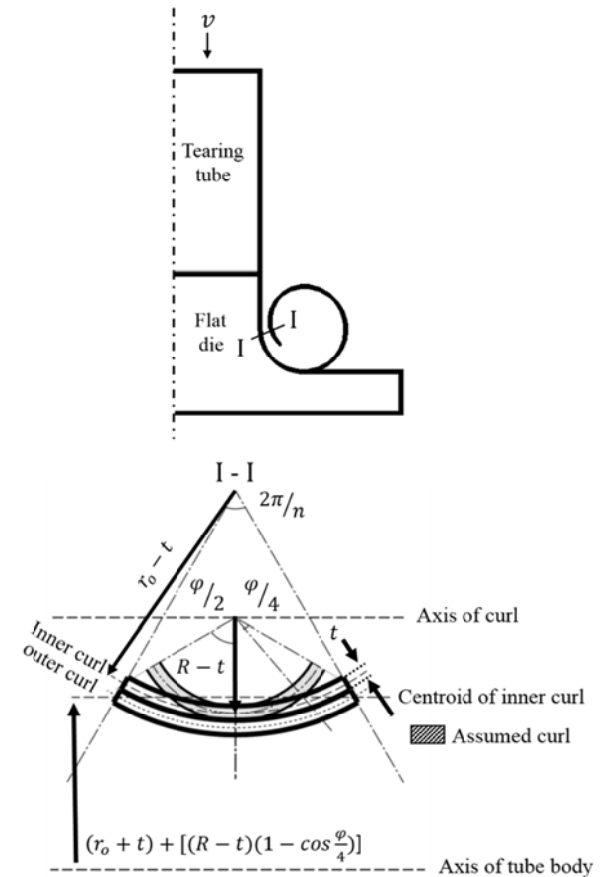


Fig. 4 Kinematic model on bending of curl tips

반경과 플랫 다이의 반경이 같다고 가정하였고, X. Huang 등은 비록 컬의 곡률반경 식을 제안하였으나 원뿔형 다이로 시험 및 검증하였기 때문에 플랫 다이에 적용하기 어렵다. 따라서 플랫 다이로 테어링 튜브를 변형시킬 때 컬의 평균 곡률반경 식을 제안한다.

3.1 컬의 곡률반경 변형 거동 분석

Fig. 5는 테어링 튜브 충돌 시험을 고속카메라로 촬영한 영상을 캡처한 사진이다. 총 3개의 구간으로 나누어 분석하였다.

Stage 1은 컬과 플랫 다이가 접촉하는 구간을 말한다. 이 때는 컬의 곡률반경은 플랫 다이의 반경을 따라 변형한다.

Stage 2는 컬 끝이 플랫 다이와 분리된 이후의 거동이다. 축하중에 의하여 추가 굽힘이 발생한다.

Stage 3은 컬과 튜브 본체 간 접촉 시 컬 끝의 굽힘이 발생하는 구간이다. 이 때 굽힘과 동시에 컬의 곡률반경이 팽창한다.

따라서 컬의 변형 거동은 플랫 다이의 반경을 따라 진행되다가 컬 끝이 플랫 다이와 분리되면



Fig. 5 Tearing tube curl deformation behavior on stage 1(top), stage 2(bottom left) and stage 3(bottom right)

축방향 하중에 의한 굽힘을 받아 가변하기 시작하며, 컬과 튜브 본체와 접촉 시 컬 끝의 굽힘 변형과 컬의 팽창이 동시에 발생한다.

3.2 컬의 평균 곡률반경 식과 튜브 두께의 변화 위의 분석 내용을 기반으로 가변하는 컬의 평균 곡률반경 식을 제안하였다. 식을 단순화하기 위하여 다음과 같이 가정하였다.

- 1) 본 테어링 튜브는 탄소성(elastic-plastic) 재료이다.
- 2) 재료는 균질(homogeneous)하고 등방성(isotropic) 성질을 가진다.
- 3) Stage 1 에서의 컬의 곡률반경은 플랫 다이의 곡률반경과 같다.

Fig. 6 은 컬의 변형 거동을 도식화 하였다. 플랫 다이의 축하중이 컬에 작용하면서 곡률이 변화한다. 또한, 가정 1)에 따라 스프링백(springback)을 고려해야 한다.⁽¹¹⁾ 따라서 식 (8)이 성립한다.

$$\kappa_m = \frac{1}{R_m} = \frac{1}{R} + \frac{F_t\{2R-0.5(t_f+t)\}}{nEI_C} - \frac{\sigma_y}{E(R-\bar{y})} \quad (8)$$

κ_m 과 R_m 은 각각 컬의 평균 곡률과 반경이다. F_t 는 테어링 튜브에 소성 굽힘, 테어링, 마찰에 의한 축하중, t_f 는 감소한 튜브의 두께, E 는 탄성계수, I_C 는 초기 파단이 발생했을 때 확장된 튜브 단면적에 대한 관성모멘트, \bar{y} 는 확장된 튜브 단면

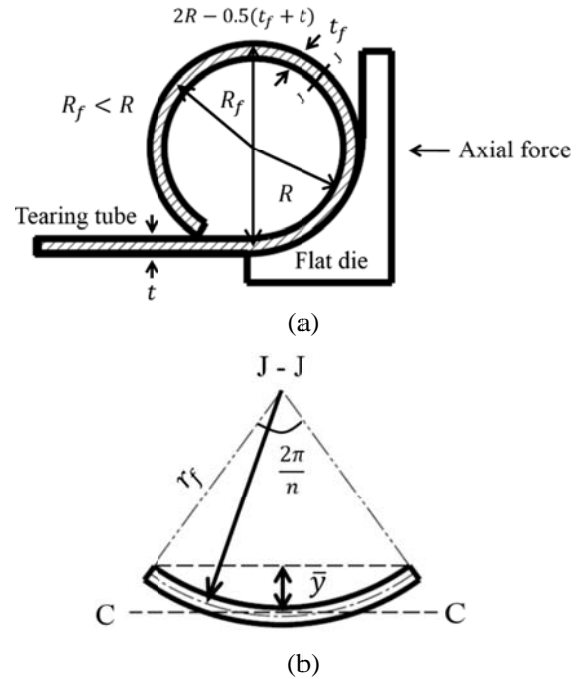


Fig. 6 Kinematic description of deformation behavior of curl(a) and cross-section area of curl in stage 2(b)

적의 도심, σ_y 는 항복강도이다.

우항의 첫 번째 항은 플랫 다이의 곡률이다. 이는 Stage 1 에서 컬의 변형 거동을 말한다. 두 번째 항은 테어링 튜브에 축하중이 작용할 때 발생하는 굽힘에 의한 곡률을 구하는 항이며 Stage 2 의 변형 거동을 나타낸다. 세 번째 항은 스프링백 복 원항이다.

또한, 가정 2)에 따라 테어링 튜브 두께의 변화는 푸아송 비에 따른다고 할 수 있다.⁽¹⁰⁾ Stage 1 의 초기 단계인 확관과 파단에서 테어링 튜브의 두께가 감소한다. 따라서 감소한 테어링 튜브의 두께는 식 (9)로 구할 수 있다. ν 는 푸아송 비, r_f 는 파단 반지름, ϵ_θ 는 원주방향 변형률(hoop strain)이다.

식 (8)과 (9)를 식 (7)에 대입하여 정리하면 가변하는 컬의 평균 곡률반경과 두께의 변화를 고려한 컬 끝의 굽힘 에너지 소산율은 식 (10)이 된다. 식 (10)을 식 (1)에 추가하면 X. Huang 등이 제안한 이론 모델에 컬 끝의 굽힘 에너지 소산율을 적용한 식 (11)이 된다. 식 (11)로 해석하면 플랫 다이를 설치하고 동하중을 가했을 때 테어링 튜브 에너지흡수용량 및 거동을 더욱 정확하게 예측할 수 있다.

$$t_f = t(1 - \nu\epsilon_\theta), \quad \epsilon_\theta = \ln\left(\frac{r_f}{r_o}\right) \quad (9)$$

$$\dot{W}_{BC} = \frac{2nY(R_m - t_f)^2 t_f (2\sin\frac{\phi}{4} - \sin\frac{\phi}{2})}{r_o + 0.5(t + t_f) + [(R_m - t_f)(1 - \cos\frac{\phi}{4})]} V \quad (10)$$

$$FV = \dot{W}_p + \dot{W}_T + \dot{W}_F + \dot{W}_{BC} \quad (11)$$

4. 제안식 해석을 위한 파라미터 정의

특정 파라미터는 테어링 튜브 충돌 시험 조건과 재료의 물성치를 반영해야 이론식을 통한 해석이 가능하다. 대상 파라미터는 유동 응력 Y , 임계 분리를 나타낸 무차원 계수 γ , 마찰 계수 μ , 수직항력 합력의 각도 α 와 초기 과단 발생 시 결의 각도 β_0 이다.

4.1 유동 응력 Y

X. Huang 등과 T. Y. Reddy 등은 유동 응력을 완전 소성(perfectly plastic)이라고 가정하여 상수화하였다. 이 가정은 그대로 유지하였다.

그러나 본 테어링 튜브는 충돌시험을 통한 동하중을 가했기 때문에 변형률 속도에 따라 변하는 재료의 거동을 고려해야 하며⁽⁸⁾ 해당 변형률 속도에서의 진응력-변형률 선도 내에서 유동 응력을 결정해야 한다.

구조용 탄소강 STK290의 변형률 속도에 따른 재료의 거동을 확인하기 위하여 동적 인장시험⁽²⁾을 수행하였다. 각 변형률 속도당 동적 인장시험을 3번 수행하였고 그 중 시험편 1개를 대표값으로 선정하였다. 변형률 속도의 범위는 준정적 상태와 중변형률 속도(intermediate strain rate) 상태를 고려하여 0.001/s ~ 1,000/s로 결정하였다.

Fig. 7은 변형률 속도를 고려한 STK290의 진응력-변형률 선도이고 물성치는 Table 1에 정리하였다.

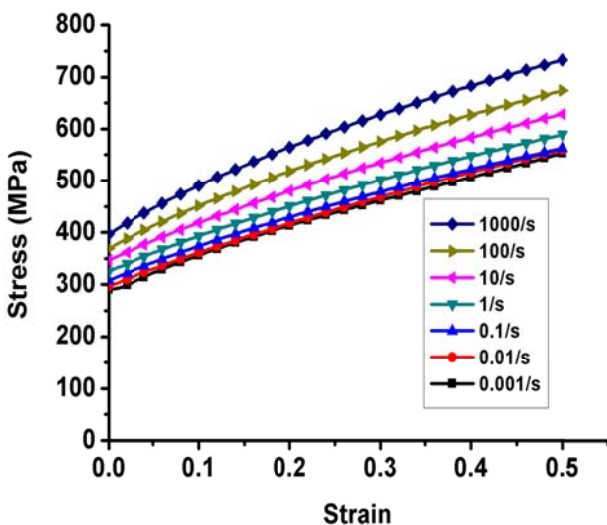


Fig. 7 True stress-strain curve of STK290 with various strain rates

테어링 튜브의 변형률 속도는 유한요소 해석으로 도출하였다. 유한요소 해석은 상용 소프트웨어 LS-DYNA[®] Explicit V.971⁽¹²⁾을 사용하였다.

Fig. 8은 변형률 속도를 측정하는 요소이다. 요소 A는 과단 발생 요소, B는 플랫폼 다이 압괴로 인한 결의 굽힘과 결 끝의 굽힘 요소, C는 마찰에 대한 요소이다. 즉 요소 A는 \dot{W}_T , 요소 B는 \dot{W}_p 와 \dot{W}_{BC} , 요소 C는 \dot{W}_F 의 유동 응력에 대한 변형률 속도를 대표한다.

해석 결과 변형률 속도-시간 선도는 Fig. 9에 명시하였다. 요소 A의 경우 약 -680/s까지 변형률 속도가 감소하는데 이는 요소가 삭제된 후의 데이터이므로 무시하였다. 또한 Fig. 9의 (b)는 요소 B가 튜브 본체와 접촉할 때의 변형률 속도-시간 선도이다. 105 ~ 107ms에서 요소 B의 최대 변형률 속도는 280/s까지 증가하였다.

그러나 해석 결과로부터 획득한 변형률 속도 최대값은 실제 STK290 동적 인장시험 데이터에 존재하지 않기 때문에 근사값으로 가정하였다.

Table 1 Mechanical properties of STK290 on strain rate 10/s and 100/s

Strain rates [s]	Young's modulus [GPa]	Yield strength [MPa]	Tensile strength [MPa]	Density [kg/m ³]	Poisson ratio
10	210	346.3	480.1	7,830	0.3
100		369.8	518.0		

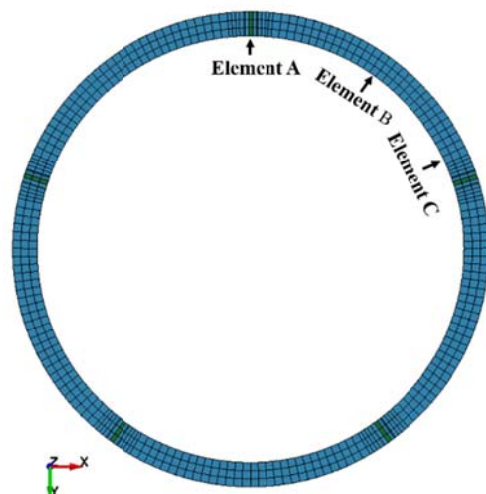


Fig. 8 Strain rates measurement elements from tearing tube finite element analysis

Table 2 Maximum strain rate at each element from finite element analysis and flow stress which is corresponded to approximate strain rate

Element	Formula	Max. Strain rate [s]	Approximate strain rate [s]	Flow stress [MPa]
A	\dot{W}_T	110.4	100.0	518.0
B (0~20ms)	\dot{W}_P	33.4	10.0	480.1
C	\dot{W}_F	29.4	10.0	480.1
B (100~150ms)	\dot{W}_{BC}	280.0	100.0	518.0

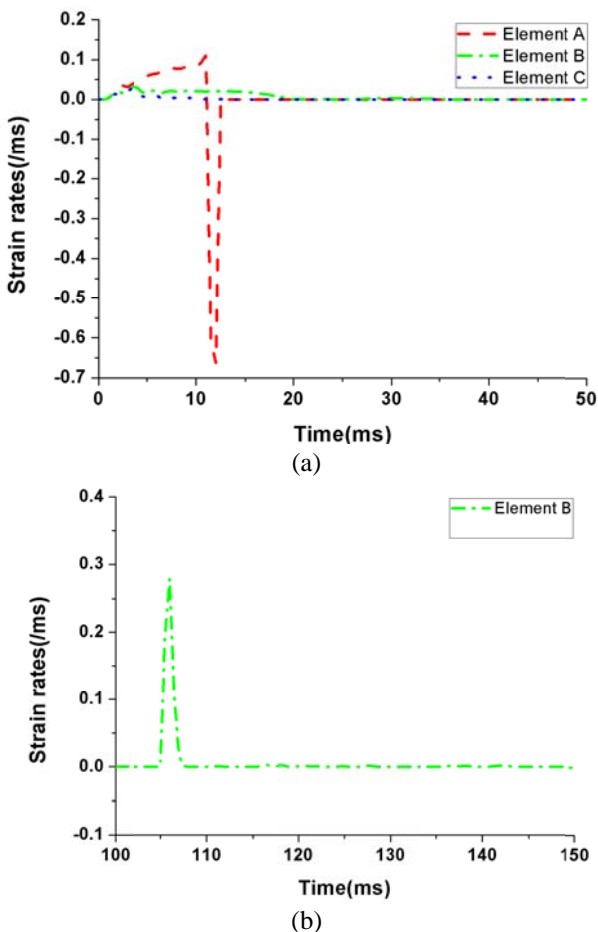


Fig. 9 Strain rates-time curve for element A, B and C(0~50ms)(a) and element B(100~150ms)(b)

Table 2 에 각 요소에 대한 변형률 속도 최대값과 근사값을 정리하였으며 유동 응력 Y 는 근사 변형률 속도 데이터에서 인장 강도로 정의하였다.

4.2 무차원 계수 γ

X. Huang 등은 무차원 계수인 $\gamma = \delta/t$ 를 도입하였다. δ 는 균열개구변위(crack opening displacement)이며 균열개구변위가 두께만큼 증가하면 파단이 발생하여 $\gamma = 1$ 로 가정하였다.

그러나 충돌 시험의 결과를 반영하기 위하여 초기 파단 반지름 r_f 를 고속카메라 촬영 영상과 변위 데이터를 통하여 도출한 후 평균을 계산하였다.

테어링 튜브 초기 파단 반지름 r_f 을 본래의 반지름 r_o 로 나누어 확관비(expansion ratio) λ 를 도입하였고 이를 무차원 계수 γ 에 곱하여 수정된 무차원 계수 γ' 을 정의하였다.

$$\gamma' = \lambda\gamma = \frac{r_f}{r_o}\gamma \quad (12)$$

4.3 마찰 계수 및 충돌 속도

마찰 계수 μ 는 T. Y. Reddy 등의 연구 결과와 X. Huang 등의 윤활 시험을 참고하여 0.2 로 결정하였다. T. Y. Reddy 등은 윤활제를 도포한 시험의 경우 마찰 계수를 0.2 로 가정하였으며 X. Huang 등은 윤활제 도포 여부와 상관없이 마찰 계수를 0.2 가 모든 경우에 적용할 수 있다고 주장하였다.

충돌 속도 V 는 STK-T1 #2 의 충돌 속도인 2.2m/s 로 정의하였다.

4.4 각도 α 와 β_o

튜브와 플랫 다이가 접촉할 때 발생하는 수직항력 합력의 각도 α 는 T. Y. Reddy 등의 가정을 그대로 차용하였다. 즉, 수직 항력은 항상 테어링 튜브 수직축을 기준으로 45° 로 작용한다.

초기 균열이 발생했을 때의 각도 β_o 는 X. Huang 등이 제안한 식에 식 (12)를 대입하여 식 (13)과 같이 정의하였다.

$$\beta_o = \cos^{-1}\left(1 - \frac{ny't}{2\pi R}\right) \quad (13)$$

따라서 제안한 테어링 튜브 이론식 해석에 사용한 파라미터 상수값은 Table 3 과 같다. 유동 응력은 Table 2 에 명시한 값을 각 소산율 식에 대입하여 이론 모델을 해석하였다.

5. 테어링 튜브 충돌 시험과 결과

컬의 평균 곡률반경식과 컬 끝의 굽힘식의 검증을 위하여 테어링 튜브의 충돌시험을 수행하였다.

Table 3 Definition of each parameters to analyze the theoretical model

γ'	r_f [mm]	μ	V [m/s]	α [rad]	β_o [rad]
1.22	59.0	0.2	2.2	0.78	0.51

Table 4 Specification of tearing tube

Grade	Length [mm]	Outer diameter [mm]	t [mm]	n_i [ea]	R [mm]
STK290	400	101.6	5.2	5	40

5.1 테어링 튜브 설계

설계한 테어링 튜브의 제원은 Table 4 에 정리하였다. 소재는 구조용 탄소강관 STK290 이다. 초기 컷(pre-cut) 개수 n_i 를 5 개로 결정하였다. 초기 컷이란 해당 위치에 파단이 발생하도록 절삭 가공한 부분을 말한다. 형상 및 위치는 Fig. 10 과 같다. 시험편은 총 3 개를 가공하였으며 시험편은 각각 STK-T1 #2 ~ STK-T3 #2 로 명명하였다.

5.2 충돌시험 수행

테어링 튜브 충돌시험은 충북 영동군 소재 한국철도기술연구원 철도차량충돌시험장에서 수행하였다. 테어링 튜브와 플랫폼 다이를 설치한 충돌차량이 고정벽 방향으로 전진하여 충돌하는 방식으로 시험을 수행하였다. Fig. 11 은 충돌차량에 설치된 테어링 튜브와 지그의 사진이고 Fig. 12 는 충돌 시험 시 설치한 장비와 그 위치를 표시한 사진이다.

5.3 충돌시험 결과와 대표값 정의

제안식을 검증하기 위하여 충돌시험 후 측정하여 얻은 시편의 결 평균 곡률반경을 대표값으로 정의하였다. Fig. 13 은 곡률 반경의 측정 위치를 나타낸다. 결 1 개당 4 개의 점을 Fig. 13 과 같이 결정하고 반지름 게이지(radius gauge)로 측정하여 총 60 개의 측정값을 얻었다. 각 시험편에 대한 평균 곡률반경의 측정 및 대표값 R_{ref} 는 Table 5 에 정리하였다.

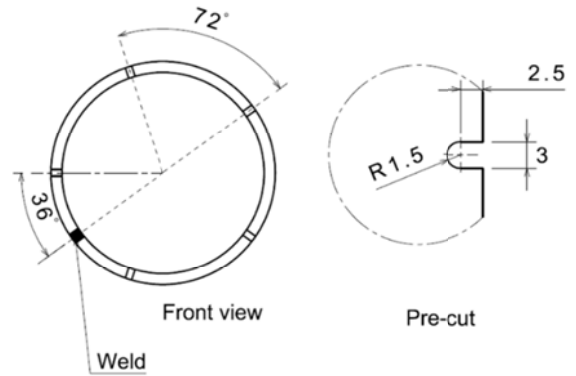


Fig. 10 Location and shape of pre-cut



Fig. 11 Front view of collision test set-up

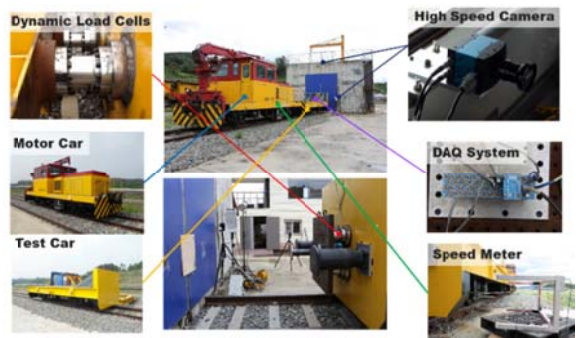


Fig. 12 Lay-out of collision test equipment

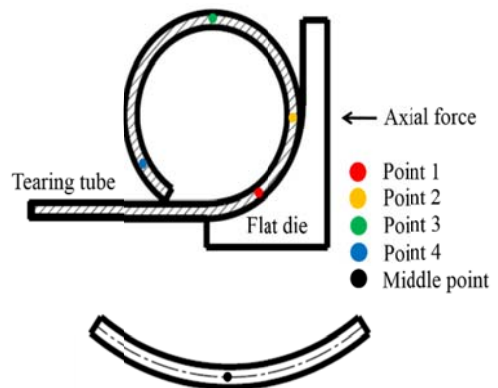


Fig. 13 Curl radius measurement point

컬 끝의 굽힘식은 Fig. 14 와 같이 충돌시험 후 획득한 하중-변위 곡선으로 구한 테어링 튜브의 평균하중 세 시험편의 평균하중 F_m 을 다시 평균을 계산하여 대표평균하중 $F_{ref} = 200.9$ kN으로 정의하였다. Table 6 는 테어링 튜브 충돌시험 결과를 정리한 표이다.

6. 제안식 해석과 검증

위에서 결정한 파라미터 값을 통하여 컬의 평균 곡률반경 식과 컬 끝의 굽힘식을 해석하였다. 컬의 평균 곡률반경의 경우 테어링 튜브 시험편에서

Table 5 Measurement result of point 1 ~ 4 and reference mean curl radius

Specimen	point 1 [mm]	point 2 [mm]	point 3 [mm]	point 4 [mm]	Reference mean radius R_{ref} [mm]
STK-T1 #2	39.0	35.0	35.6	31.0	35.2
STK-T2 #2	39.2	34.4	31.2	37.6	35.6
STK-T3 #2	38.2	38.2	36.0	33.2	36.4

Table 6 Tearing tube collision test result

Specimen	r_f [mm]	F_m [kN]	d [mm]	E_{abs} [kJ]	V [m/s]	n
STK-T1 #2	59.2	201.4	234.8	47.3	2.2	5
STK-T2 #2	59.4	194.7	185.9	36.2	2.0	5
STK-T3 #2	58.9	206.6	283.1	58.5	2.5	5

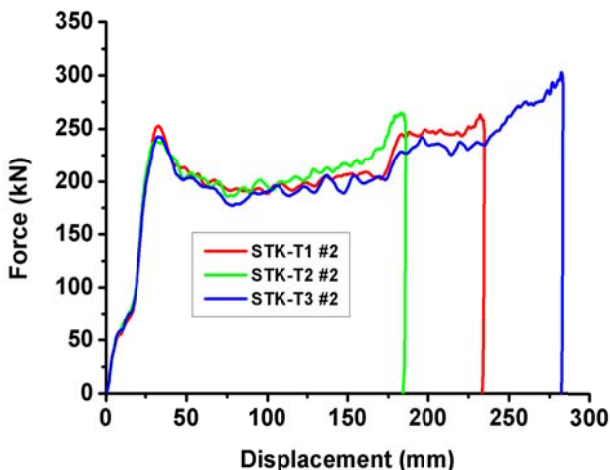


Fig. 14 Force-displacement curve of tearing tube for each specimens

Table 7 Analysis result of mean curl radius

Specimen	R_{ref} [mm]	R_m [mm]	Percentage (R_m/R_{ref}) [%]
STK-T1 #2	35.2	36.1	102.6
STK-T2 #2	35.6		101.4
STK-T3 #2	36.4		99.2

측정한 컬의 평균 곡률반경의 대표값 3 개와 해석값과 비교하였고 컬 끝의 굽힘은 충돌시험으로 획득한 대표평균하중 F_{ref} 과 비교하였다.

6.1 컬의 평균 곡률반경 해석과 검증

제안한 컬의 평균 곡률반경 식을 해석하였다. 그 결과값인 R_m 를 각 시험체의 대표 곡률반경 값과 비교하였다. 그리고 해석값을 각각의 대표값으로 나누어 백분율을 구하였다.

Table 7 은 컬의 평균 곡률반경 해석 결과이다. 해석값 R_m 는 약 36.1mm 이다. STK-T1 #2 의 대표값으로 나눈 결과 약 102.8% 이고 STK-T2 #2 는 약 101.6% 이며 STK-T3 #2 는 99.5% 이다.

따라서 제안한 컬의 평균 곡률반경 식은 테어링 튜브에 동하중이 작용하고 플랫폼 다이로 설계할 때 신뢰성을 가지고 있음을 증명하였다.

6.2 컬 끝의 굽힘을 추가한 에너지 소산을 해석과 검증

제안한 컬 끝의 굽힘을 추가한 에너지 소산율을 해석하였다. 이 소산율을 속도 V 로 나누어 해석 평균하중 F_a 를 구하고 이것을 충돌시험으로 얻은 대표평균하중 F_{ref} 와 비교하였다.

Table 8 은 에너지 소산율과 해석평균하중 결과를 대표평균하중과 비교한 표이다. 해석값을 대표값으로 나누어 백분율을 구한 결과는 91.1% 이다. 그에 비해 X. Huang 등이 제안한 이론 모델만 고려하여 해석할 경우 Table 9 과 같이 약 82.9%의 백분율을 갖게 된다.

따라서 제안한 컬 끝의 굽힘식을 추가하면 테어링 튜브에 동하중이 작용하고 플랫폼 다이로 설계할 때 에너지흡수용량 및 거동을 더욱 정확하게 예측할 수 있다.

Table 8 Analysis result of improved theoretical model

\dot{W}_p [kJ/s]	\dot{W}_T [kJ/s]	\dot{W}_F [kJ/s]	\dot{W}_{BC} [kJ/s]	F_a [kN]	F_{ref} [kN]	F_a/F_{ref} [%]
91.9	190.3	87.6	36.6	183.1	200.9	91.1

Table 9 Analysis result of theoretical model by X. Huang et al.

\dot{W}_P [kJ/s]	\dot{W}_T [kJ/s]	\dot{W}_F [kJ/s]	\dot{W}_{PS} [kJ/s]	F_a [kN]	F_{ref} [kN]	F_a/F_{ref} [%]
91.9	190.3	87.6	N/A	166.6	200.9	82.9

7. 결 론

본 논문은 테어링 튜브에 동하중이 가해졌을 때 에너지흡수용량 및 거동을 이론적으로 분석하기 위한 연구로 결의 곡률반경의 변화, 두께의 감소를 고려하여 결 끝이 튜브와 접촉할 때 발생하는 굽힘 식을 제안하고 실크기 충돌시험을 통하여 분석하였다. 도출한 결론은 다음과 같다.

(1) 테어링 튜브의 변형이 진행되는 동안 결의 곡률반경이 가변함을 충돌시험을 통하여 발견하였고 결의 평균 곡률반경 식을 제안하였다.

(2) X.Huang 등이 제안한 테어링 튜브 이론 모델에 결 끝이 튜브 본체와 접촉할 때 발생하는 굽힘에 대한 식을 제안 및 추가하였다. 식의 정확성을 보장하기 위하여 결의 평균 곡률반경과 두께의 감소를 포함하였다.

(3) 제안식의 검증을 위하여 테어링 튜브 충돌 시험과 테어링 튜브의 소재인 STK290 에 대한 동적 인장시험을 수행하여 이론 모델 해석에 필요한 파라미터를 정의하였다. 그 외의 파라미터는 X. Huang 등과 T. Y. Reddy 등의 가정을 차용하였다.

(4) 결의 평균 곡률반경 식과 결 끝의 굽힘을 추가한 테어링 튜브 에너지 소산율의 해석 결과와 충돌시험 결과를 비교 및 검증하였다. 해석값을 시험편의 대표값으로 나누어 백분율을 구한 결과 결의 평균 곡률반경은 약 99.2% ~ 102.6 %이고 해석평균하중은 91.1% 이다. X. Huang 등이 제안한 이론 모델만 고려하여 해석하여 백분율을 도출한 결과 약 82.9 % 이다.

(5) 따라서 테어링 튜브에 동하중이 작용하고 플랫 다이로 변형이 가해지도록 설계할 때 제안식으로 해석하면 정확하게 테어링 튜브의 에너지흡수용량 및 거동을 예측할 수 있다.

후 기

본 연구는 한국철도기술연구원 주요사업의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

(Reference)

- (1) Moreno, C., Beaumont, R., Hughes, D. J., Williams, T. and Dashwood, R., 2015, "Determination of the Fracture Behavior of Axial Splitting Tubes and the Numerical Prediction of Their Energy Absorption Capabilities," *International Journal of Crashworthiness*, Vol. 20, No. 2, pp. 191~199.
- (2) Huh, H., Lim, J. H. and Park, S. H., 2009, "High Speed Tensile Test of Steel Sheets for the Stress-Strain Curve at the Intermediate Strain Rate," *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10, No. 2, pp. 195~204.
- (3) Choi, J. W., Kwon, T. S., Jung, H. S., Kim, J. S. and Kwak, J. H., 2015, "A Study on Design and Dynamic Characteristics of Tearing Tubes Applied in Tram," *Trans. Korean Soc. Auto. Eng.(KSAE)*, Vol. 23, No. 5, pp. 524~536.
- (4) Lee, S. H. and Kim, H. G., 2008, "Analysis of Axial Splitting of Circular Metal Tubes by Using Element Deletion Method," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 32, No. 6, pp. 496~503.
- (5) Reddy, T. Y. and Reid, S. R., 1986, "Axial Splitting of Circular Metal Tubes," *International Journal of Mechanical Science*, 28, No. 2, pp. 111~131.
- (6) Huang, X., Lu, G. and Yu, T. X., 2002, "On the Axial Splitting and Curling of Circular Metal Tubes," *International Journal of Mechanical Science*, 44, pp. 2369~2391.
- (7) Huang, X., Lu, G. and Yu, T. X., 2002, "Energy Absorption in Splitting Square Metal Tubes," *Thin-Walled Structures*, 40, pp. 153~165.
- (8) Ko, Y. K., Ahn, K. H., Huh, H., Choi, W. M., Jung, H. S. and Kwon, T. S., 2009, "Prediction of Crash Energy Absorption Capacity of A Tearing Tube," *KSAE Annual Conference Proceedings*, pp. 3134~3140.
- (9) Lu, G. and Yu, T. X., 2003, *Energy Absorption of Structures and Materials*, Woodhead publishing limited, Cambridge, England, pp. 223~236.
- (10) Gere, J. M. and Timoshenko, S. P., 2009, *Mechanics of Materials, 6th Edition*, Cengage Learning Korea Limited and Kyobo book Centre Co. Ltd., South Korea, pp. 22~24, 828~842.
- (11) Chakrabarty, J., 1987, *Theory of Plasticity*, McGraw-Hill, New York, pp. 148~160.
- (12) Hallquist, J. O., 2007, *LS-DYNA[®] Keyword User's Manual Version 971*, Livermore Software Technology Corporation, Livermore, California.
- (13) KS D 3566:2012, *Carbon Steel Tubes for General Structural Purposes*, Korea Agency for Technology and Standards, pp. 1~15.