

EN 규격에 기반한 도시철도차량 차축의 경량화

한순우*†, 손승완*, 정현승*

* 한국철도기술연구원 신교통연구본부

Weight Reduction of an Urban Railway Axle Based on EN Standard

Soon Woo Han*†, Seung Wan Son* and Hyun Seung Jung*

* New Transportation Systems Research Center, Korea Railroad Research Institute

(Received September 29, 2011 ; Revised February 28, 2012 ; Accepted March 5, 2012)

Key Words: Weight Reduction(경량화), Railway Axle(철도차량 차축), EN Standard(EN 규격), Stress Analysis(응력 해석)

초록: 도시 철도차량의 윤축은 차량 안전에 있어서 매우 중요하지만, 차량 전체의 중량에서 큰 비중을 차지하는 요소로서 철도차량의 경량화에 있어 필수적인 고려 대상이다. 본 연구에서는 현재 중실축인 한국형 표준전동차의 부수 차축과 동력 차축을 중공축화하여 경량화하고자 하였으며, 객관적인 강도 평가를 위해 EU의 차축 설계 및 강도 평가 기준을 적용하였다. 현재 중실 차축의 강도를 평가하고, 이와 동일한 하중 조건에서 중공화된 차축의 응력 수준을 계산하여 현실적으로 적용 가능한 중공축의 내경 크기를 결정하고 경량화율을 추정하였다. 또한, 중실차축 및 중공차축에 대해 유한 요소 해석을 수행하여 계산 결과의 타당성을 검증하였다.

Abstract: Weight reduction of a railway axle, which is one of heaviest parts in an urban railway vehicle, is discussed in this paper. A wheelset of a railway vehicle is very important with regard to railway safety, and its structural strength should always be considered when attempting to reduce the railway axle weight. In this work, the weight of the axles of a trailer bogie and a motor bogie of the Korean EMU was reduced by replacing solid axles with hollow axles. On the basis of the EN standard for railway axle design, the strength of existing solid axles was analyzed and the required bore size of a hollow axle was determined. It is shown that the weight of the concurrent axle of the Korean EMU can be reduced by up to 20% with a very small decrease in the structural strength. Finite element analyses were also carried out to verify the design result for lightweight hollow axles.

1. 서 론

철도 차량의 차축(axle)은 차륜(wheel)과 함께 차량의 하중을 지지하며 전동기의 동력을 차륜에 전달하여 차량을 구동하거나 제동 디스크 등을 통해 차량을 멈추는 철도 차량의 핵심적인 요소이다. 철도 차량의 차축은 차량 하중 외에 수직력, 수평력, 견인 전동기의 토크 및 제동 디스크와 차륜에 가해지는 제동력을 지지해야 하며, 각 하중에 의한 비틀림, 굽힘 및 전단 응력이 반복적으로 가해지므로 차축의 설계 시에는 이러한 하중 조건 및 사용될 재료의 피로 한도 등을 고려하게 된다. 차축은 고장 안전(fail-safe) 설계가

사실상 불가능하므로 만일 주행 중인 차량의 차축이 파손되면 열차 탈선 등의 대형 사고가 발생한다. 따라서 차축 설계는 철도 안전에 있어서 매우 중요한 요소라 할 수 있다.

철도 차량은 승객 또는 화물을 적재하고 제반 전기장치가 탑재되는 차체와 윤축, 견인전동기 및 제동장치 등의 주행부로 이루어진 대차(bogie)로 구분된다. 이 중 차축과 차륜의 조립체인 윤축(wheelset)은 전체 중량 중에서 큰 부분을 차지하고 있다. 한국형 표준전동차의 경우 윤축은 차체에 이어 차량 전체에서 두 번째로 무거운 요소이며 다른 도시철도 차량의 중량 분포 또한 유사하다. 한국형 표준전동차는 1999년에 국내 기술로 설계 및 생산한 도시철도 차량으로 광주, 부산, 대전 등의 도시철도 노선에서 운용되고 있다.

† Corresponding Author, scarus@krii.re.kr

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

이 차량은 동력 분산식(Electric Multiple Unit: EMU)으로서 이하에서는 K-EMU라 약칭하고자 한다.

철도 선진국에서는 철도의 친환경성 및 에너지 소비 효율 극대화를 위해 장기적인 전략 하에 철도 차량의 종합적인 경량화를 추진 중에 있다. 국내에서도 이러한 추세에 부응하여 도시철도 차량의 여러 구성요소를 대상으로 전반적인 경량화 연구를 수행하고 있다. 본 논문에서는 그 중에서도 차축 경량화 방안에 대해 언급하고자 한다. 다른 요소의 경량화와 마찬가지로 차축을 경량화하기 위해서는 새로운 소재의 적용, 구조 변경 등을 생각할 수 있는데 본 연구에서는 현재의 K-EMU 차축을 중공축화하여 중량을 줄이고자 하였다. 중공차축은 현재에도 KTX 차량 및 일부 도시철도 차량에 채용되어 있으며 해외의 경우에도 신칸센과 ICE 등 고속 철도차량에서 사용되고 있다.⁽¹⁾ 그러나 각 중공축이 어떠한 기준으로 설계되었으며, 중공의 크기가 차축 강도 또는 경량화에 미치는 영향 등에 대한 자료는 주로 내부 보고서 등으로 발간되어 국내에서는 공개된 연구 자료를 찾기가 어렵다. 특히 중실축인 K-EMU 차축을 중공축화하기 위해서는 객관적인 설계 기준을 적용하여 중공화에 따른 차축 강도의 변화와 경량화율의 관계를 살펴볼 필요가 있으며 이에 본 연구를 수행하였다.

본 논문에서는 차축 설계 및 강도 평가를 위해 해외의 기준, 그 중에서도 EN 규격에 근거하여 현재 표준 전동차 차축에 발생하는 응력을 평가하였다. 이후 차축의 외경 형상 및 치수는 현재의 표준 전동차 차축과 동일하게 유지한 채 중공의 직경을 변화시켜 가면서 차축에 발생하는 응력을 계산하고, 이로부터 허용 응력 한도를 만족하면서 적용이 가능한 중공축의 내경을 결정하였다. 최종적으로는 유한 요소 해석을 통하여 중실축 및 중공축의 각 경우에 발생하는 응력을 평가하여 계산 결과를 검증하였다.

2. EN 규격에 기반한 차축 응력 평가 절차

Table 1에는 본 연구에서 경량화 대상으로 설정한 한국형 표준전동차 K-EMU의 중량 분포를 주요 구성품 별로 정리하였다. 여기에 나타난 바

Table 1 Mass percentage of main components of K-EMU

Components	Mass percentage (%)
Carbody	20
Wheelset	15
Bogie frame	7
Interior	6
Air conditioning system	4

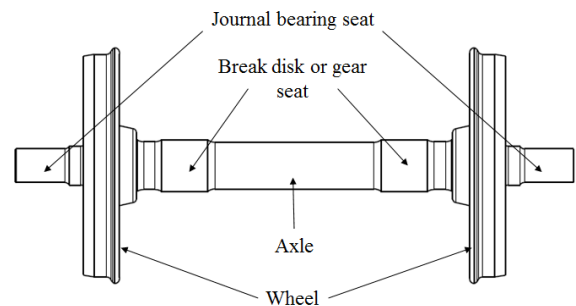


Fig. 1 Wheelset of a general railway car

와 같이 차축은 K-EMU 전체 중량의 15%를 차지하는, 두 번째로 무거운 요소이므로⁽²⁾ 이를 경량화하는 것은 차량 전체의 질량 감소에 큰 영향을 줄 수 있다. 잘 알려진 바와 같이 중공 차축은 차축의 중량 감소는 물론, 스프링 하 질량(unsprung mass)을 감소시켜 차량의 승차감과 주행 안정성 등의 동적 특성을 개선시킨다.⁽³⁾ 철도 차량의 대차에는 차축에 견인 전동기가 연결되어 차량을 움직이는 동력 대차(Motor bogie: M-bogie)와 제동 디스크가 장착된 부수 대차(Trailer bogie: T-bogie) 두 종류가 있다. 대차마다 차축의 형상도 달라지는데 본 연구에서는 동력 차축과 부수 차축 모두를 중공화 대상으로 설정하였다. 아래에서는 우선 차축의 설계 및 강도 평가의 기준으로 적용할 수 있는 해외의 규격에 대해 간략히 정리하였다.

2.1 차축 설계에 관한 해외 규격

특수한 형태의 차축이 아닌 Fig. 1과 같은 일반적인 형태의 차축을 설계하는 경우에는 국제적으로 통용되는 기준을 사용하는 것이 타당할 것이

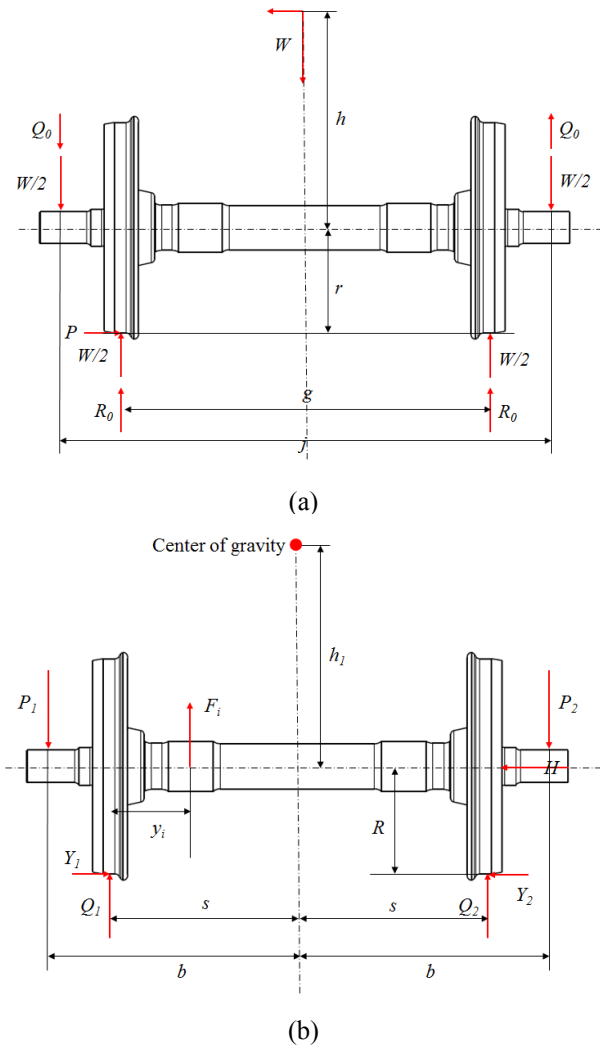


Fig. 2 Geometry and load conditions in railway axle design process of (a) JIS E4501 and (b) EN13103

다. 차축의 응력 평가 및 설계와 관련하여 많이 인용되는 규격은 일본의 JIS E4501⁽⁴⁾과 EU의 EN13103 및 EN13104이다.^(5,6) JIS 규격에서는 수평 방향과 수직 방향의 하중과 각 방향별로 속도의 함수로 정해지는 진동 가속도를 동시에 고려하여 하중 조건을 설정하며, 하중 작용점의 위치와 차축의 기본적인 치수 등을 고려하여 축에 발생하는 굽힘 모멘트 및 응력을 계산한다(Fig. 2(a) 참조). 이후 응력 계산결과가 재질별로 규정된 허용 응력 한도 내에 있는지 검토하게 된다. EN 규격에서는 가속도를 고려하는 대신 승객 또는 화물의 하중에 일정 계수를 곱한 동적 하중에 근거하여 설계를 수행한다. JIS 규격과의 가장 큰 차이점은 부수차축과 동력차축 각각에 대해 하중 조건을 다르게 고려한다는 점이다. 부수차축에

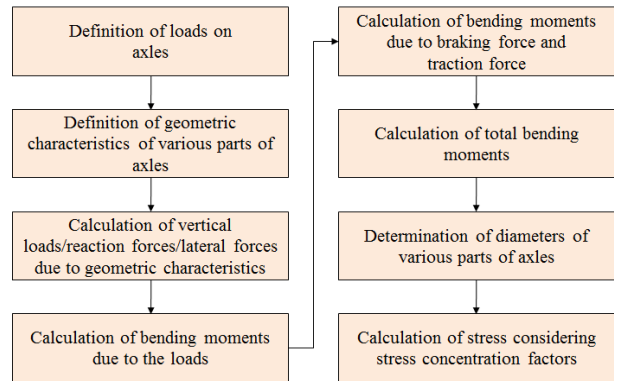


Fig. 3 Axle design process in EN 13103/13014

대해서는 제동 시 발생하는 제동력을, 동력차축에 대해서는 제동력과 견인 전동기에 의해 발생하는 견인력 등의 추가적인 하중을 고려한다(Fig. 2(b) 참조). 이에 따라 차축 양단에 걸리는 수직 방향 하중 또한 다르게 계산하며, 제동 디스크의 개수와 제동 방식 등에 따라 축에 발생하는 굽힘 모멘트를 다르게 산정하고 있다. 또한 JIS 규격에서는 재질별로 축의 허용 응력한도를 규정하나 EN 규격에서는 재질 외에도 축의 부위별로 허용 응력 한도를 규정하고 있다. 두 규격 모두 차축 설계 기준으로 널리 통용되고 있으나, 본 연구에서는 EN 규격이 보다 상세한 기준을 제시하고 있다고 판단하여 차축 응력 평가 및 중공축 설계에 이를 활용하였다.

2.2 EN 규격에 따른 차축 설계 절차

EN 규격에 명시된 차축 설계 절차를 정리하면 Fig. 3과 같다. 우선 승객/화물 중량과 차체 중량을 합하여 축에 부가되는 하중을 계산한다. 차축 베어링 중심부 간 거리, 모터 또는 제동 디스크와 차륜 사이 거리 등의 기하학적 조건을 결정하고 축에 걸리는 하중과 기하학적 조건으로부터 차축 각 부위의 반력을 산정한다. 이에 따라 차축에 발생하는 굽힘 모멘트를 계산할 수 있는데, EN 규격에서는 이에 더하여 제동력 또는 모터 기동력에 의한 굽힘 모멘트를 고려하여 총 굽힘 모멘트를 산정하도록 규정하고 있다. 굽힘 모멘트와 차축 각 부위의 필요 최소 축경으로부터 각 부위의 응력을 산출하고 소재 및 차축 부위별로 규정된 허용 응력과 비교하여 축경을 결정한다.

부수차축과 동력차축은 공통적으로 Fig. 3의 절차에 따라 설계되나, K-EMU의 경우 차축의 종류에 따라 제동 방식이 다르므로 EN 규정에 따라

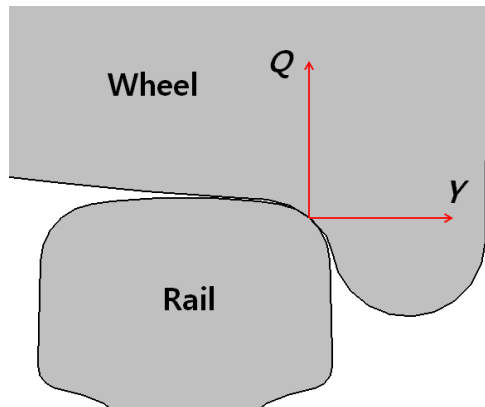


Fig. 4 Definition of Q and Y in Fig. 2(b)

제동력에 의한 굽힘 모멘트 분포를 다르게 계산해야 하며 이에 관해서는 뒤에서 상세히 기술하였다.

우선 Fig. 2(b)에 표현된 하중과 반력의 의미를 설명한다. P_1, P_2 는 축에 가해지는 하중이며 F_i 는 제동디스크 등 차축에 부착되어 있는 부가적인 질량에 의한 하중이다. Q_1, Q_2 는 레일과의 접촉에 의한 수직 방향의 반력이며, Y_1, Y_2 는 수평 방향의 반력(횡압)으로서 (Fig. 4 참조) Q 와 Y 의 비율은 열차 탈선 여부의 지표로 활용한다.⁽⁷⁾

2.3 K-EMU 부수차축의 응력 평가

도시철도차량은 부수차량과 동력차량을 몇 량씩 적절히 조합하여 한 편성을 구성하는데 편성의 선두 또는 후미에 위치하는 부수차량의 차축을 안내 차축(guiding axle)이라고 하여 EN 규격에서는 다른 부수 차축에 비해 하중 및 횡압을 높게 산정하고 있다. 이에 본 연구에서는 안내 차축에 대한 하중 산정식을 적용하여 부수 차축의 응력을 평가하였다.

2.3.1 하중 및 반력의 산정

Fig. 2(b)에 나타낸 하중 및 제반 반력은 다음과 같이 산정된다.

$$P_1 = (0.625 + 0.0875h_1/b)m_1g \quad (1a)$$

$$P_2 = (0.625 - 0.0875h_1/b)m_1g \quad (1b)$$

$$Y_1 = 0.35m_1g, \quad Y_2 = 0.175m_1g \quad (1c)$$

$$H = Y_1 - Y_2 = 0.175m_1g \quad (1d)$$

$$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1(b+s) - P_2(b-s) + (Y_1 - Y_2)R - \sum_i F_i(2s - y_i)]$$

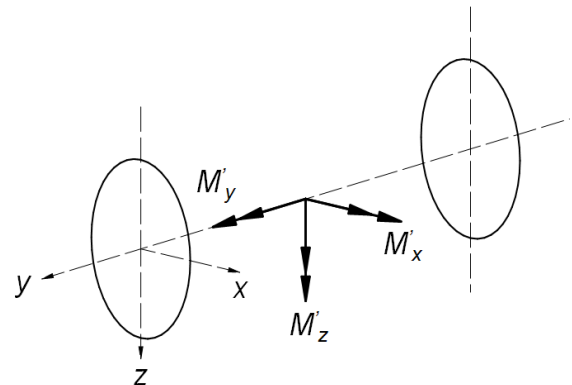


Fig. 5 Bending moments to be considered in the axle design process of EN standard

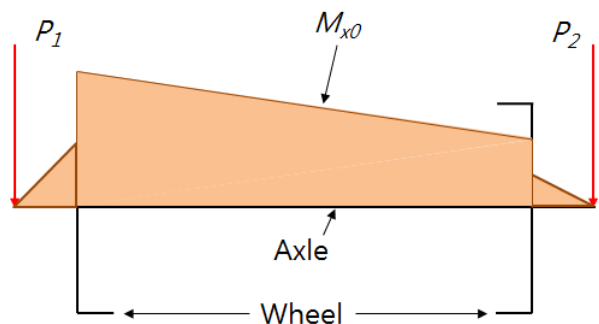


Fig. 6 Bending moments in x direction due to loads

$$Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2(b+s) - P_1(b-s) - (Y_1 - Y_2)R - \sum_i F_i y_i] \quad (1e)$$

여기에서 m_1 은 차축 베어링 부에 가해지는 질량으로서 승객 또는 화물 질량에 동하중 계수(1.2)를 곱한 값과 차체 질량을 합하여 산정한다.

2.3.2 하중 및 반력에 의한 굽힘 모멘트의 계산

하중 및 반력에 의해 차축에는 x 축 방향의 굽힘 모멘트 M_{x0} 가 발생하는데 축 부위에 따라 이 값은 다음과 같이 다르게 계산된다. (이하에서는 Fig. 5의 좌표계를 참조)

i) 차축 베어링과 차륜 사이 (P 와 Q 사이)

$$M_{x0} = P_1 y \quad (2a)$$

ii) 차륜 사이 (Q 사이)

$$M_{x0} = P_1 y - Q_1(y - b + s) + Y_1 R - \sum_i F_i(y - b + s - y_i) \quad (2b)$$

이에 따라 차축에는 Fig. 6의 형태로 M_{x0} 가 발

생하게 된다.

2.3.3 제동력에 의한 굽힘 모멘트 계산

열차 제동력에 의해서는 x, y, z 3 방향으로 굽힘 모멘트가 모두 발생하는데, 앞서 언급한 바와 같이 제동 방식에 따라 다른 방식으로 산정해야 한다. K-EMU 부수차량에서는 양 차륜 사이에 부착된 한 쌍의 제동 디스크를 통하여 제동하는데, 이 경우 각 방향으로 발생하는 굽힘 모멘트는 다음과 같이 계산된다.

i) x 방향 굽힘 모멘트 (M_x')

- 차축 베어링과 제동 디스크 사이 :

$$M_x' = F_f \Gamma y \tag{3a}$$

- 제동 디스크 사이 :

$$M_x' = F_f \Gamma (b - s + y_i) \tag{3b}$$

ii) y 방향 굽힘 모멘트 (M_y')

- 차륜 사이 :

$$M_y' = 0.3P'R \tag{3c}$$

- 그 외 : 0

iii) z 방향 굽힘 모멘트 (M_z')

- 차축 베어링과 제동 디스크 사이:

$$M_z' = F_f \Gamma R_b / R y \tag{3d}$$

- 제동 디스크 사이:

$$M_z' = F_f \Gamma R_b / R (b - s) \tag{3e}$$

여기에서 F_f 는 제동면에 수직방향으로 가해지는 제동력, Γ 는 마찰계수로서 제동 디스크를 사용하는 경우에는 0.35의 값을 가진다. P' 은 한 쪽의 제동 기구가 담당해야 하는 차체 및 대차의 하중이며 R 은 차륜의 공칭반경, R_b 은 제동 디스크의 반경을 의미한다. 또한 y 는 Fig. 5에서와 같이 축 방향으로의 좌표이다.

2.3.4 굽힘 모멘트에 의한 응력 계산

하중 및 반력에 의한 굽힘 모멘트와 제동력에 의한 방향별 굽힘 모멘트를 합하여 다음과 같이 총 굽힘 모멘트 M_T 를 구한다.

$$M_T = \sqrt{M_x^2 + (M_y')^2 + (M_z')^2} \tag{4}$$

여기에서 $M_x = M_{x0} + M_x'$ 이다. 이로부터 실축에 발생하는 응력은 다음과 같으며

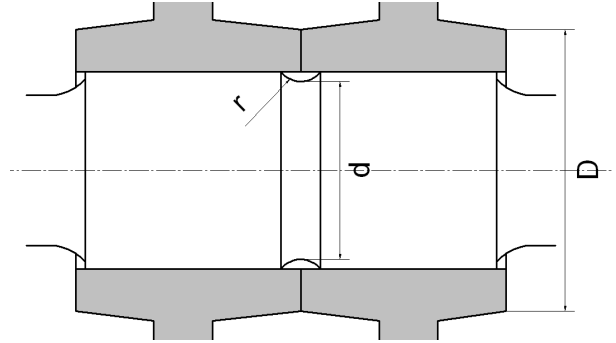


Fig. 7 Variables for stress concentration factor

$$\sigma = \frac{K \times 32 \times M_T}{\pi d^3} \tag{5}$$

중공축에 발생하는 응력은 다음과 같다.

$$\sigma = \frac{K \times 32 \times M_T \times d}{\pi (d^4 - d'^4)} \text{ (외경표면)} \tag{6a}$$

$$\sigma = \frac{K \times 32 \times M_T \times d'}{\pi (d^4 - d'^4)} \text{ (내경표면)} \tag{6b}$$

여기에서 d 는 실축 및 중공축의 외경을, d' 은 중공축의 내경을 의미한다. K 는 응력집중계수로서 EN 규격에서는 차축과 여기에 부착되는 차륜, 제동 디스크 또는 구동 기어 등의 형상 및 치수를 고려하여 다음과 같이 규정하고 있다.

$$K = \frac{(4 - Y)(Y - 1)}{5(10X)^{(2.5X + 1.5 - 0.5r)} + 1} + 1 \tag{7}$$

여기에서 $X = r/d, Y = D/d$ 로서 r, d 및 D 는 Fig. 7과 같다.

2.4 동력차축의 응력평가

EN 규격에 따라 동력 차축의 응력을 계산할 경우 모터의 구동력이 클 때에는 이에 의한 모멘트를 고려해야 한다는 점 외에는 부수 차축의 응력 계산 시와 동일한 절차를 따른다. 그러나 모터의 구동력이 제동력보다 작은 경우에는 구동력에 의한 모멘트를 고려하지 않아도 되는데, 구동력과 제동력이 동시에 축에 가해지는 경우는 없기 때문이다. 3절에서 설명하겠지만 본 논문에서는 모터 구동력이 제동력보다 작게 계산되어 모터 구동력에 의한 모멘트는 고려하지 않았다.

2.4.1 제동력에 의한 굽힘 모멘트 계산

차축에 제동 디스크를 장착하여 제동력을 얻는

부수 대차와는 달리, K-EMU 동력 대차에서는 차륜 자체에 제동 블록을 마찰시켜 제동력을 발생시킨다. 따라서 부수 차축의 경우와는 다른 방식으로 제동력에 의한 굽힘 모멘트를 계산해야 하며 EN 규격에 따르면 다음과 같다.

i) x 방향 굽힘 모멘트 (M_x')

- 차축 베어링과 차륜 사이 :

$$M_x' = F_f \Gamma y \tag{8a}$$

- 차륜 사이 :

$$M_x' = F_f \Gamma (b - s) \tag{8b}$$

ii) y 방향 굽힘 모멘트 (M_y')

- 차륜 사이 :

$$M_y' = 0.3 P' R \tag{8c}$$

- 그 외 : 0

iii) z 방향 굽힘 모멘트 (M_z')

- 차축 베어링과 차륜 사이:

$$M_z' = F_f (1 + \Gamma) y \tag{8d}$$

- 차륜 사이:

$$M_z' = F_f (1 + \Gamma) (b - s) \tag{8e}$$

차륜에 제동블록을 마찰시켜 제동하는 경우의 마찰계수 Γ 는 제동 디스크를 사용하는 경우와는 다르게 0.25의 값을 갖도록 규정하고 있다.

3. 중실 차축의 응력 수준 평가

본 장에서는 2장에서 정리한 EN 규격에 따라 중실축인 현재의 부수차축과 동력차축의 응력을 평가한 결과를 제시하고자 한다. 물론 현재 운영 중인 차량의 차축이므로 응력 수준에는 아무런 문제가 없을 것이지만, 중공화된 축의 응력 수준과 비교하기 위해 현재 차축의 응력 수준을 평가하는 것이 필요하다.

3.1 부수 차축의 응력 평가

K-EMU 부수 차량 1량의 공차 중량은 31,962 kgf이며 부수대차 윤축의 총 중량(5,594 kgf)을 제외하면 26,368 kgf이다.⁽¹⁾ 만차(fully loaded) 시 승객/화물 중량은 단위 면적당 정해진 값을 사용할 수 있지만 본 연구에서는 국토해양부에서 고시한 ‘도시철도차량의 성능시험에 관한 기준’중 ‘차체

Table 2 Loads for an axle of a K-EMU trailer bogie

Load	Magnitude (N)
P_1	96,783
P_2	72,169
Y_1	47,307
Y_2	23,653
Q_1	105,840
Q_2	59,764
H	23,654
ΣF_i	-1678.5

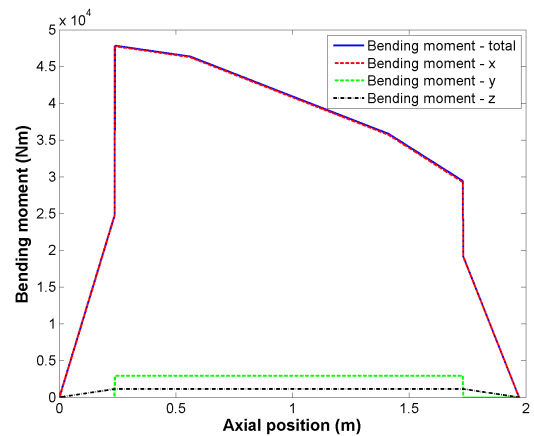


Fig. 8 Bending moments of a K-EMU trailer bogie axle

하중시험에 관한 항목’에 명시한 시험 중량 조건 (24ton)을 대입하였다. 한 량의 차량에는 두 대의 대차가 장착되며, 대차마다 두 개의 윤축이 부착되어 한 량 당 총 4대의 차축이 부착되므로 차축 당 중량 m_t 는

$$m_t = (26,368 + 1.2 \times 24,000) / 4 = 13,792 \text{ kgf}$$

으로 계산된다. 부수차축에는 한 쌍의 제동 디스크가 대칭으로 부착되어 있으므로 이의 질량으로 인한 부가하중 F_i 를 고려하고, 차축의 현재 기하학적 치수를 대입하여 하중 및 반력을 계산하여 정리하면 Table 2와 같다.

2.3.3 절에서 언급한 바와 같이 차축에는 제동력에 의해서도 굽힘 모멘트가 발생하므로 이를 고려해야 한다. 부수 대차는 축 당 두 개의 제동 디스크가 부착되어 있으므로 부수 차량에는 총 8 개의 제동 디스크가 부착되어 있다. 부수 차량의 만차 중량을 고려한다면 부수차축의 제동 디스크

Table 3 Permissible stress for a trailer bogie axle defined in EN standard

Axle type and zone		Permissible stress (MPa)
Solid axle	axle body, fillets	166
	seats	100
Hollow axle	axle body, fillets	166
	seats except axle bearing	92
	axle bearing	78
	bore	67

Table 4 Loads for an axle of a K-EMU motor bogie

Load	Magnitude (N)
P_1	101,290
P_2	75,528
Y_1	49,509
Y_2	24,754
Q_1	112,430
Q_2	63,171
H	24,775
ΣF_i	-1215.2

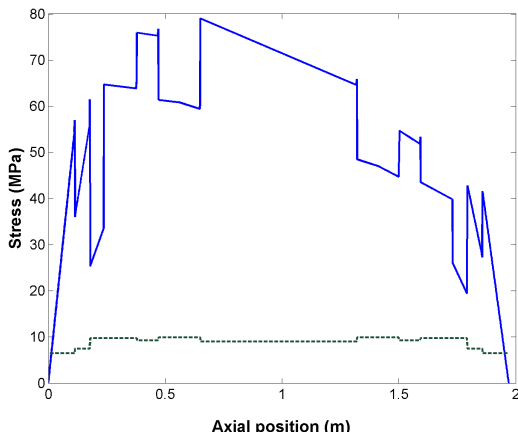


Fig. 9 Stress in a K-EMU trailer bogie axle

하나가 부담해야 하는 중량 m_{bt} 는

$$m_{bt} = (31,962 + 1.2 \times 24,000) / 8 = 7,595.3 \text{ kg}$$

으로 계산된다. 제동력은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$F_{ft} = m_{bt} \times a_d \times R / \Gamma \times R_b \quad (9)$$

여기에서 F_{ft} 는 부수차축의 제동력, a_d 는 요구 감속도이다. 본 논문에서는 가장 높은 제동 감속도를 요구하는 비상 제동의 경우로 제동력을 계산하였는데, K-EMU의 경우 비상 제동 시 필요한 감속도는 1.25 m/s^2 이다. R 은 0.43 m , R_b 는 0.261 m 이므로 이 값들로부터 제동 디스크 당 요구 제동력은 $44,690 \text{ N}$ 으로 계산된다.

이 결과들로부터 부수 차축에 발생하는 굽힘 모멘트를 방향별로 계산하면 Fig. 8과 같다. 전체 굽힘 모멘트에서 x 방향의 굽힘 모멘트가 차지하는 비중이 가장 지배적임을 알 수 있다.

이 굽힘 모멘트 계산 결과와, K-EMU의 차축 외경 및 필렛(fillet) 반경으로부터 결정되는 응력 집중 계수를 대입하면 축 방향으로의 응력 분포

를 계산할 수 있으며 이를 도식화하면 Fig. 9와 같다. 이 그림 하단의 점선은 차축 외경 프로파일을 나타낸다. 응력 계산 결과를 보면 차축의 외경이 변화하는 부분에 응력 집중이 발생하며, 최대 발생 응력은 80 MPa 이하임을 알 수 있다.

EN 규격에 명시되어 있는 차축의 허용 응력은 사용 재질 및 차축 부위에 따라 다르나, 재질이 EA1N인 경우에는 Table 3과 같이 규정하고 있다 (Table 5의 재질도 동일함). 따라서 현재의 부수 차축의 응력 수준은 허용 응력 이하임을 알 수 있다. 참고로 EN 규격에서는 차축에 관한 허용 응력을 재질 및 차축 종류에 따른 안전율과 재료의 피로 한도를 고려하여 설정하고 있다.

3.2 동력 차축의 응력 평가

전술한 바와 같이 동력 차축의 응력 평가 절차는 부수 차축에서의 평가 절차와 유사하다. 다만 부수차축과는 제동 방식이 다르며, 모터 구동력이 제동력보다 클 경우에는 이를 고려하여야 한다는 점이 차이가 있다.

우선 부수 차축의 경우와 같이 하중 조건을 계산하였다. 동력 차량의 공차 중량은 $33,871 \text{ kgf}$ 이며 동력대차 윤축의 총 중량 $4,936 \text{ kgf}$ 을 제외하면 차체 중량은 $28,935 \text{ kgf}$ 이다. 따라서 차축 당 중량 m_m 은

$$m_m = (28,935 + 1.2 \times 24,000) / 4 = 14,434 \text{ kgf}$$

으로 산정된다. 이로부터 각 하중 조건을 계산하면 Table 4와 같다.

동력 차축은 차륜의 답면(차륜과 레일이 접촉하는 면)에 제동자를 마찰시켜 제동하므로 다음과 같이 제동력 F_{fm} 을 계산할 수 있다.

$$F_{fm} = m_{bm} a_d / \Gamma' \quad (10)$$

Table 5 Permissible stress for a motor bogie axle defined in EN standard

Axle type and zone		Permissible stress (MPa)
Solid axle	axle body, fillets	154
	seats	92
Hollow axle	axle body, fillets	154
	seats except axle bearing	85
	axle bearing	72
	bore	62

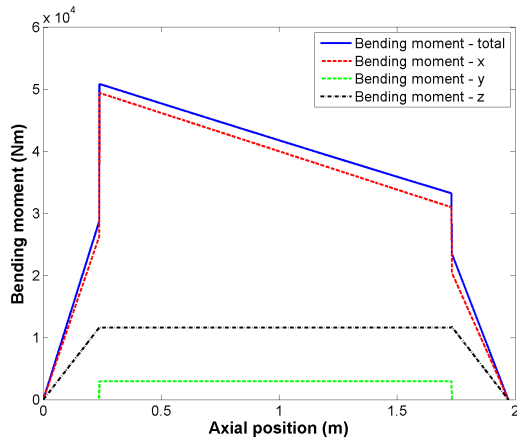


Fig. 10 Bending moments of a K-EMU motor bogie axle

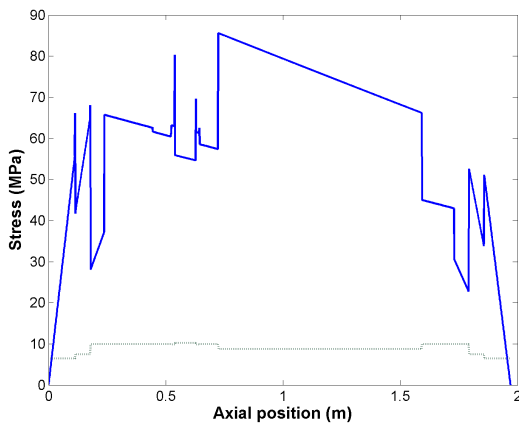


Fig. 11 Stress in a K-EMU motor bogie axle

여기에서 m_{bm} 은 차륜별 필요 제동력을, I' 은 마찰계수(0.25)를 의미하며 동력차량의 만차 중량으로부터 필요 제동력을 계산하면 39,170 N이다.

K-EMU 한 편성은 부수차량 2대와 동력차량 2대로 이루어져 있으며, 공차 중량 및 차량별 부

가하중(24,000 kgf)을 고려하면 차량 전체의 동적 하중은 246,770 kgf으로 계산된다. 1대의 동력 차량에는 4대의 구동 모터가 장착되어 있으므로 차량 1편성에는 8대의 모터가 존재하며, K-EMU에 요구되는 기동 가속도(0.83 m/s^2)를 적용하면 모터별 요구 구동력은 25,602 N이다. 이는 앞에서 계산한 차륜별 필요 제동력에 비해 작은 값이므로 동력 차축의 응력 계산 시 모터 기동력은 고려할 필요가 없다.

Table 4의 하중 조건과 기하학적 형상으로부터 동력 차축에 각 방향별로 발생하는 굽힘 모멘트를 계산하면 Fig. 10과 같다. 부수 차축과는 달리 z 방향의 굽힘 모멘트가 y 방향의 굽힘 모멘트보다 크게 나타남을 알 수 있는데, 이는 제동 방식의 차이에 기인한 것으로 판단된다.

동력 차축에 발생하는 응력은 Fig. 11과 같이 계산되었다. 중실 동력 차축에 대한 EN 규격의 허용 응력은 Table 5와 같이 92 MPa인데, 전 부위에 걸쳐 허용 응력을 만족하고 있음을 알 수 있다.

4. 경량 차축의 응력 수준 평가

본 연구에서는 중공 차축을 적용하여 현재의 K-EMU 차축을 경량화하고자 하였다. 현재 차축의 외경 프로파일은 그대로 유지한 상태에서 내경 크기를 변화시켜가면서 3장과 동일한 절차를 통해 중공축에 발생하는 응력을 계산하고 이를 중실축에서의 응력 수준 및 EN 규격의 허용 응력 수준과 비교하였다. 또한 유한 요소 해석을 통해 응력 계산 결과를 검증하였다.

4.1 중공 부수 차축의 응력 평가

3.1 절과 하중 조건을 동일하게 유지한 상태에서 내경이 60, 70, 80, 90 mm인 중공축의 응력을 계산하여 비교하였다. Fig. 12는 각 경우마다 외경에서의 응력 수준을 비교한 결과를 보여주는데, 내경이 커질수록 발생 응력이 커지며 내경 90 mm 중공축의 경우 중실축에 비해 최대 응력이 6.7% 증가한다. 이 경우에도 전체적으로는 허용 응력 수준을 만족하나, 좌측 차축 베어링부의 발생 응력이 72 MPa로서 허용 응력치(78 MPa)와 근접하여 현실적인 적용이 어렵다고 판단된다. 이에 비해 내경이 80 mm인 중공축의 최대 응력은 차축 베어링부에서 63 MPa, 시트부에서는 66.5 MPa, 차축 몸체 및

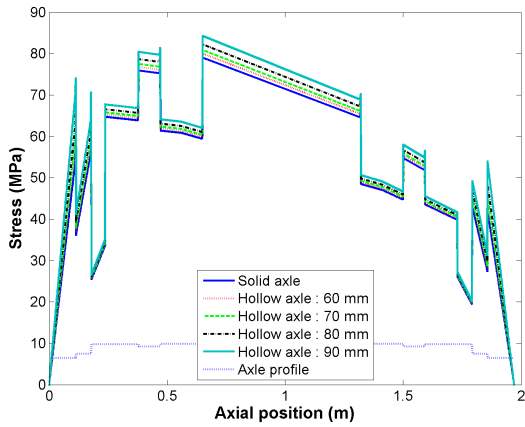


Fig. 12 Comparison of stress in hollow trailer bogie axles according to bore diameter

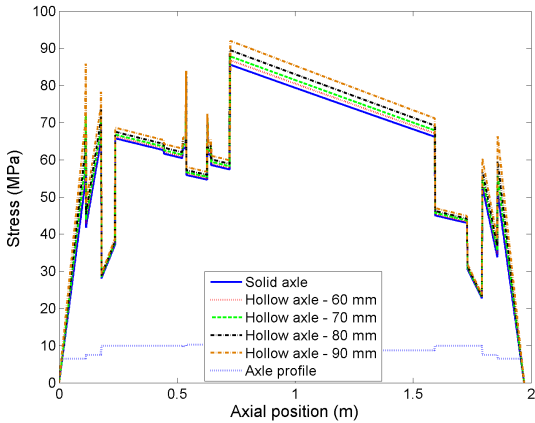


Fig. 13 Comparison of stress in hollow motor bogie axles according to bore diameter

필렛부에서는 82.5 MPa이며 도식화하지는 않았지만 중공에서의 최대 응력은 41 MPa로서 Table 3의 최대 허용 응력을 만족함을 알 수 있다. 따라서 부수 차축은 내경 80 mm의 중공축으로 대체할 수 있음을 알 수 있으며 이 경우 부수 차축은 20.5% 경량화할 수 있다.

4.2 중공 동력 차축의 응력 평가

동력 차축에 대해서도 내경 60, 70, 80, 90 mm의 중공축 상태에 대해 응력 수준을 평가하여 Fig. 13에 비교하였다. 내경 90 mm 중공축의 경우 좌측 차축 베어링 부의 응력이 70 MPa이며, 이는 Table 5에 명시한 허용 응력값 72 MPa에 근접한 수치이다. 이에 비해 내경 80 mm인 중공축은 차축 베어링 부에서 63.5 MPa, 차축 몸체에서 89.5 MPa, 중공에서 43 MPa의 값을 가지는 것으로 나타나 모든 부위에서 허용 응력 수준을 여유 있게 만족한다. 따라

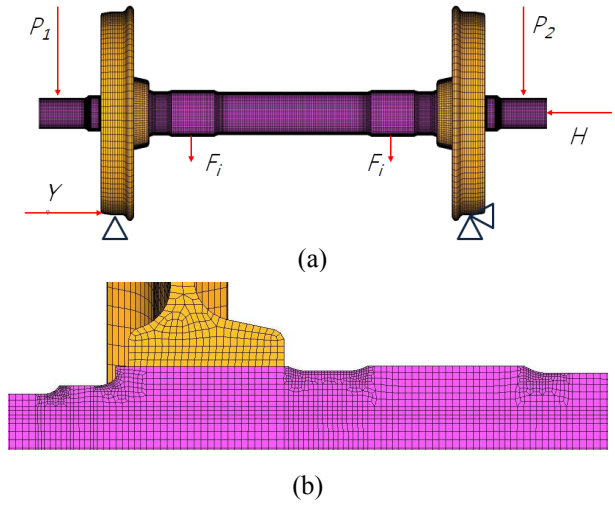


Fig. 14 The FE model of a solid shaft of K-EMU (a) FE model of wheelset and (b) mesh refined at fillets

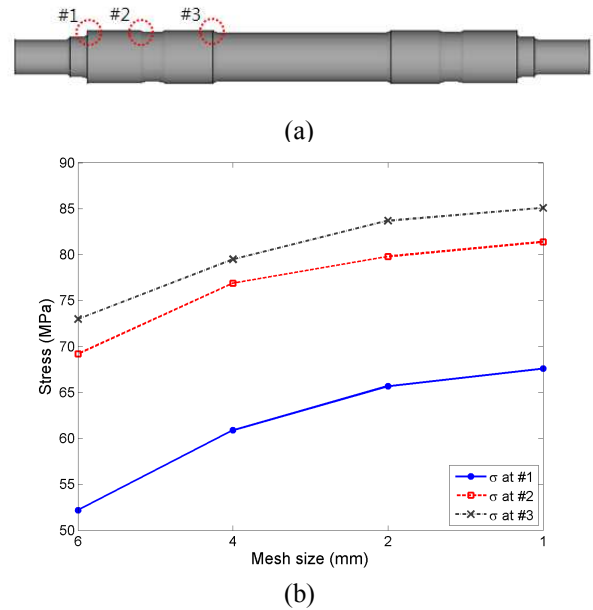


Fig. 15 FE analysis for stress at fillets of a K-EMU trailer axle: (a) analysis points (b) stress variation according to mesh size

서 부수 차축의 경우와 마찬가지로 동력 차축 또한 내경 80 mm의 중공 차축으로 대체하여 경량화할 수 있으며 경량화율은 20.8%로 계산된다.

5. 경량 차축 설계안의 검증

앞 장에서는 EN 규격에 기반하여 현재 표준전동차의 중실축의 응력 수준을 평가하고, 이를 기준으로 중공화된 경량 차축 설계안을 제시하였다. 본 장에서는 유한요소 해석을 통하여 현재

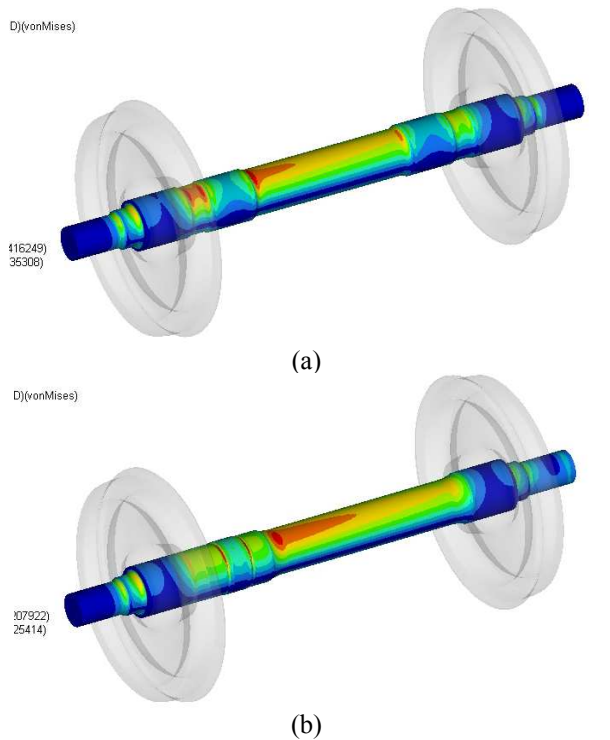


Fig. 16 FE analysis results for stress of K-EMU solid axles; (a) stress of a trailer axle and (b) stress of a motor axle

중실 차축 및 중공 차축의 응력 수준을 평가하여 본 경량 차축 설계안을 검증하고자 하였다.

Fig. 14(a)은 현재의 중실 차축을 유한 요소 모델로 나타낸 것이다. 유한 요소 모델은 상용 프로그램인 Altair사의 HYPERMESH를 이용하여 구축하였으며 RADIOSS를 사용하여 탄성해석을 수행하였다.⁽⁸⁾ 중실 차축과 중공 차축 모두 외부는 6면체 요소인 CHEXA를 이용하여 모델링했으며, 내부에서는 균일한 모델을 위해 5면체 요소인 CPENTA를 사용하였다. 차륜 자체는 해석 대상이 아니지만, 레일과 윤축 간의 반력을 차축에 전달하기 위해 모델에 포함하였다. 하중은 차축 양단 베어링에 부가되는 하중(P_1 , P_2)과 축에 부착된 요소(제동 디스크 등)로 인한 하중(F_i)을 고려하였으며, 차륜 하단의 상하 방향 운동 및 한쪽 차륜의 축 방향 운동을 구속하였다. 하중 크기는 Table 2 및 Table 4의 값을 이용하였다. 필렛부의 경우 응력이 집중되므로 신중한 해석이 필요하여 다른 부위에 비해 요소의 크기를 변경시켜 모델링하였다(Fig. 14(b)). 일반적으로 유한요소 해석 결과는 유한요소의 크기에 영향을 받으므로 본 논문에서도 필렛부의 유한요소 크기와 응력 해석

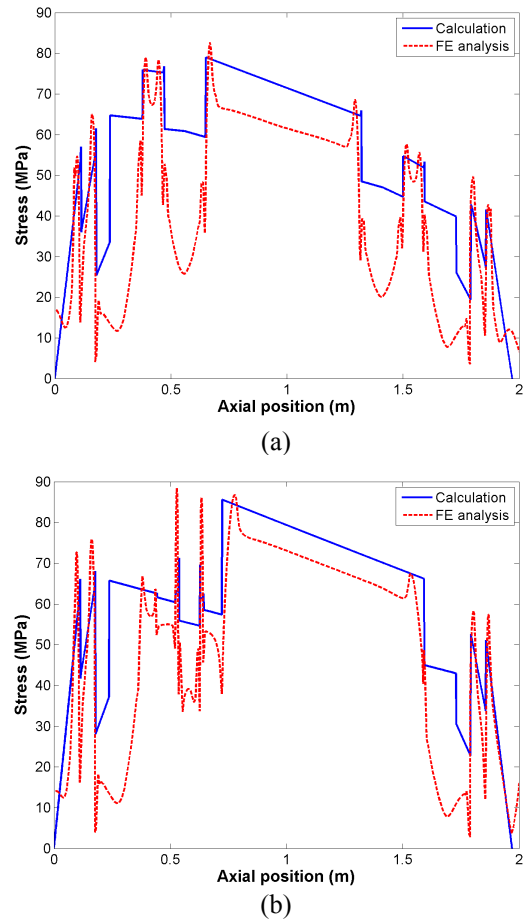


Fig. 17 Comparison of stress calculation result and FE analysis result of (a) K-EMU trailer axle and (b) motor axle

결과 간의 관계를 살펴보았다. 중실 부수차축을 대상으로 응력값이 크게 나타나는 필렛부 3개소 (Fig. 15(a) 참조)의 유한요소 크기를 1, 2, 4, 6 mm로 바꾸어 가면서 해석을 수행하여 응력값을 비교하였다. 이하의 해석 결과에서 응력은 vonMises 응력값을 의미한다. Fig. 15(b)의 해석 결과를 보면 유한요소 크기가 작아질수록 응력 해석값이 증가한다. 그러나 일정하게 수렴하는 경향을 보이므로 요소 크기가 매우 작은 경우에도 그 값이 Table 3에서 규정한 필렛부에서의 허용 응력값 166 MPa를 충분히 만족할 것으로 예상된다. 유한요소의 크기가 작을수록 해석 시간이 크게 증가하므로 이후의 해석에서는 필렛부의 요소 크기를 2 mm로 설정하였다.

Fig. 16(a) 및 (b)는 각각 현재의 표준전동차 부수 차축 및 동력 차축에 대해 유한 요소 해석을 수행하여 얻은 응력 분포를 보여준다. Fig. 17(a) 및 (b)는 각 경우에 대해 계산 결과와 유한요소

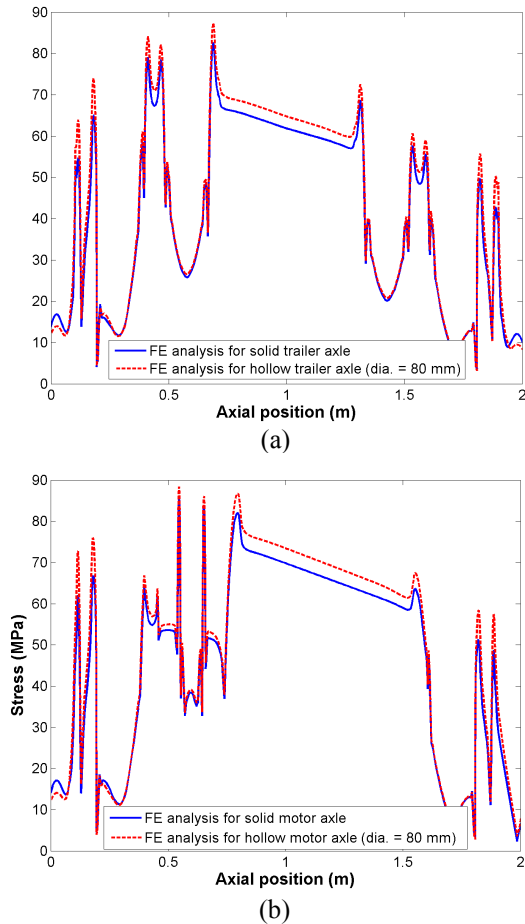


Fig. 18 Comparison of FE analysis result for stress between a solid axle and a hollow axle of (a) a trailer bogie and (b) a motor bogie

해석 결과를 비교한 것인데, 계산 결과에 비해 해석 시 필렛부 응력이 과다하게 나타나지만, 차축 부위별 허용 하중은 충분히 만족한다.⁽⁹⁻¹¹⁾ 이 모델을 기반으로 내경 80 mm의 중공 차축에 대해 유한요소 해석을 수행하여 중실 차축의 해석 값과 비교한 결과를 Fig. 18에 나타내었는데, 중공축에서의 최대 응력은 중실축에 비해 부수 차축의 경우 6%, 동력 차축은 4% 증가하지만 차축 전 부위에 걸쳐 허용 응력 한도 내에 존재함을 알 수 있다. 결론적으로 부수 차축과 동력 차축의 중공축 설계안에 대한 유한요소 해석을 수행하여 제안한 경량 차축에 발생하는 응력이 허용 응력 한도 내에 있음을 확인하였다.

3. 결론

본 연구에서는 도시철도차량에서 큰 중량을 차지하는 윤축의 경량화를 위해 한국형 표준전동차

를 대상으로 중실 차축을 중공축화하는 방안에 대해 논의하였다. 객관화된 응력 평가를 위해 철도차량 차축 설계에 관한 EN 규격에 근거하여 중실차축과 중공차축의 응력을 구하였다. 만차 하중 및 비상 제동 가속도를 고려하여 차축에 부가되는 하중을 산정하였고, 현재 차축의 응력 수준을 계산하여 계산 절차의 타당성을 점검하였다. 현재 차축의 외경 프로파일은 동일하게 유지한 상태에서 내부 중공 크기를 변경시켜 가면서 차축 내·외부의 응력 수준을 계산하여 적용 가능한 중공축 내경의 크기를 정하였고, 이를 통해 허용 응력 한도를 넘지 않으면서 중실 차축을 20% 경량화할 수 있다는 결론을 얻었다. 이후 유한요소 해석을 통해 본 계산 결과를 검증하였다. 추후 본 연구의 설계안을 반영하여 실제의 차축을 제작하여 정하중 및 피로 시험 등을 수행하고 현장 적용성을 점검할 계획이다.

참고문헌

- (1) Hirakawa, K. and Kubota, M., 2001, "On the Fatigue Design Method for High-Speed Railway Axles," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 215, pp. 73~82.
- (2) Korea Railroad Research Institute, 2010, "A Study on the Weight Reduction of a Railway Vehicle System for Green Train," Research report of KRRI.
- (3) Iwnicki, S., 2006, *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, Taylor & Francis, Boca Raton, pp. 39~83.
- (4) Japanese Standards Association, 2011, *Japanese Industrial Standard E4501:1995 Axles for Railway Rolling Stock*.
- (5) Technical Committee CEN/TC 256, 2009, *BS EN 13103:2009 - Railway Applications - Wheelsets and Bogies - Non-Powered Axles - Design Method*, British Standards Institution.
- (6) Technical Committee CEN/TC 256, 2009, *BS EN 13104:2009 - Railway Applications - Wheelsets and Bogies - Powered Axles - Design Method*, British Standards Institution.
- (7) Ham, Y. S. and You, W. H., 2011, "Measurement and Evaluation Methods of Derailment Coefficient for Railway Vehicle," *Proceedings of KSME Dynamics and Control*, pp. 96~97.

- (8) Altair Engineering, 2008, "RADIOSS Linear," HyperWorks 9.0 Training book.
- (9) Gooyer, L. and Overbeeke, J., 1991, "The Stress Distributions in Shouldered Shafts Under Axisymmetric Loading," *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, Vol. 26, No. 3, pp. 181~184.
- (10) Alfi, S., Mazzola, L., Bruder, T. and Luke, M., 2007, "Numerical Simulation of Improving the Design of Running Gear PART 2 : Improvement of Wheelset Durability and Safety," *Proceeding of BOGIE07 Conference*.
- (11) Battenbo, H. and Baines, B., 1974, "Numerical Stress Concentrations for Stepped Shafts in Tortion with Circular and Shaped Fillets," *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, Vol. 9, No. 2, pp. 90~101.