

## 고속열차용 전기기계식 제동장치의 동력전달 기구물에 대한 구조해석

오혁근\*, 백승구, 전창성  
한국철도기술연구원 고속철도연구팀

### Structural Analysis of Power Transmission Mechanism of Electro-Mechanical Brake Device for High Speed Train

Hyuck Keun Oh\*, Seung-Koo Beak, Chang-Sung Jeon  
High Speed Railway Research Team, Korea Railroad Research Institute

**요약** 전기기계식 제동장치(EMB : Electro Mechanical Brake)는 자동차 및 철도차량의 차세대 제동장치로서 현재 연구가 활발히 진행되고 있다. 현재의 고속열차용 제동장치는 공압 실린더를 이용하여 제동 압부력을 발생시키나 전기기계식 제동장치(EMB)에서는 전기 모터 및 기어와의 조합을 통하여 압부력을 발생시킨다. 본 연구에서는 고압부력 발생이 가능한 EMB 구동 메커니즘을 제안하고, 해당 메커니즘을 만드는 기구장치 중 핵심부품인 기어 및 샤프트 부품들에 대한 구조 및 진동해석을 수행하였다. 한편 모델에 대한 동적 진동해석 결과 압부력이 가해진 상태에서 외부가진이 주어졌을 때 부재의 최대 응력이 항복강도 이내임이 확인되었다. 또한, 구조해석 결과 모터샤프트의 축 직경을 최대한 크게 하는 설계가 강도 상 유리함을 확인하였으며, 기어와 편심샤프트를 고정하는 볼트에서 큰 전단응력이 발생할 수 있음을 확인하였다. 한편 해석모델의 메커니즘을 재현할 수 있는 시험장치를 제작하여 가장 취약한 부위인 고정 볼트부의 변형률을 구동 토크가 가해진 상태에서 측정하였다. 변형률 측정결과와 해석결과와 오차가 10% 이내로서, 해석모델의 정확도를 검증할 수 있었다.

**Abstract** The Electro-Mechanical Brake (EMB) is the next generation braking system for automobiles and railway vehicles. Current brake systems for high-speed trains generate a braking force using a pneumatic cylinder, but EMB systems produce that force through a combination of an electric motor and a gear. In this study, an EMB operation mechanism capable of generating a high braking force was proposed, and structural and vibration analyses of the gears and shafts, which are the core parts of the mechanisms, were performed. Dynamic structural analysis confirmed that the maximum stress in the analysis model was within the yield strength of the material. In addition, the design that maximizes the diameter of the motor shaft was found to be advantageous in strength, and large shear stress could be generated in the bolt fixing the gear and eccentric shaft. In addition, a test apparatus that can reproduce the mechanism of the analytical model was fabricated to measure the strain of the fixed bolt part, which is the most vulnerable part. The strain measurement results showed that the error between the analysis and measurement was within 10%, which could verify the accuracy of the analytical model.

**Keywords** : Electro-Mechanical Brake, High Speed Train, Structural Analysis, Strain Measurement, Power Transmission

본 논문은 한국철도기술연구원 주요사업의 연구비 지원으로 수행되었음.

\*Corresponding Author : Hyuck Keun Oh(Korea Railroad Research Institute)

email: hkoh@krrri.re.kr

Received September 11, 2019

Revised November 14, 2019

Accepted December 6, 2019

Published December 31, 2019

## 1. 서론

세계 고속철도 시장의 핵심이슈는 고속열차의 운영속도 향상 및 수송용량 증대로 이를 위한 주요장치의 성능 고도화 및 Compact화에 대한 연구가 진행되고 있다[1]. 따라서 현재 고속열차에 사용되는 공압 기반 제동시스템의 한계를 극복하고, 정시성을 확보하며 제동거리를 단축할 수 있는 고정밀 제어 고속열차용 제동시스템의 개발이 필요하다[2]. 공압 기반 제동시스템의 경우 철도차량 하부공간의 약 20%를 점유하고 있어 Compact화를 위해서는 근본적으로 시스템을 변경할 필요가 있다. 한편 자동차 제동시스템으로는 개발이 많이 진행된 전기기계식 제동장치(EMB: Electro-Mechanical-Brake) [3,4]의 경우 제동공기통, 제동제어장치 (BOU: Brake Operation Unit) 등을 제거할 수 있어 Compact화가 가능하며 이를 통해 좌석 및 기기 배치 자유도의 확대가 가능하다. 또한, 빠른 응답속도로 고정밀 제동 제어 및 제동거리 단축이 가능하여 고속열차용으로 적합한 제동시스템이다.

위와 같은 장점이 있는 EMB 시스템은 현재 자동차용 제동시스템에 일부 적용되고 있으며, 유럽에서는 경전철 차량(LRV: Light Rail Vehicle)에 EMB 시스템을 적용하려고 노력 중이다[2]. 특히 유럽에서는 EMB 와 유사한 SLBS(Spring Loaded Brake System)라는 스프링과 결합된 전기모터식 구동시스템을 개발하여 트램 등에 적용한 사례가 있다[5]. 국내의 경우 기존 도시 철도차량에 적용된 공기 제동장치를 모터를 이용한 전기기계식으로 교체하여 제동 압부력을 평가한 사례[6]가 있다. 그러나 이 경우는 자동차용 EMB에서 주로 활용되는 볼스크류 메커니즘을 적용하여 고속철도에서 요구하는 고압부력 특성을 달성하는 데는 한계가 있었다. 즉, 고속철도용 EMB 시스템은 현재 실용화 제품이 전무한 상태이며 그 이유는 고속철도 제동시스템은 고출력, 고압부력의 EMB 제동 캘리퍼의 개발이 필요하기 때문이다.

본 연구에서는 고압부력 발생이 가능한 편심축 기반 EMB 구동 메커니즘을 제안하고, 해당 메커니즘을 만드는 기구장치 중 핵심부품인 기어와 샤프트 부품들에 대한 구조 및 진동 해석을 수행하였다. 이를 통하여 부재의 최대 응력이 항복강도 이내임을 확인하고자 하였으며, 모터샤프트의 축 직경에 따른 모델의 응력 특성을 정량적으로 분석하였다. 또한, 해석을 통하여 현재 구동 메커니즘에서 구조적으로 취약한 부위를 확인하고자 한다. 마지막으로 해석모델의 메커니즘을 재현할 수 있는 시험장치

를 제작하여 구조적 취약부의 변형률을 측정하고 이를 해석결과와 비교하여, 해석모델의 적정성을 검증하고자 하였다.

## 2. 본론

### 2.1 고압부력 발생 EMB 메커니즘

#### 2.1.1 요구 제동성능 분석

실제 제동 메커니즘과 동작 기어 설계를 위해 현재 고속열차 제동시스템의 필요 제동력 및 캘리퍼 압부력을 계산하여 검토하였다. 안전설계를 위해 비상제동을 가정하여 검토하였으며, 응하중 감속도 제어로써 차량 하중 조건 및 필요 감속도를 확인하여 계산하였다. 대상 차량은 국내 유일의 동력분산형 고속열차 시험차량인 6량 1편성의 HEMU-430X으로 하였다. 해당 차량은 응하중 기반 제동력 제어를 하고 있으며, 차량의 하중이 증감함에 따라 필요로 하는 제동력 역시 증가하게 된다. 해당 열차에서 가장 무거운 차량은 6량 중 선두차량인 MC 차량으로서 만차 중량(W2)은 65.441ton이다. 또한, 최대 요구 감속도는  $1.36 \text{ m/s}^2$ 로서 차량 전체의 요구 제동력은 90 kN 이다. 한편 1개의 차량은 2개의 대차로 구성되어 있고, 대차당 4개의 캘리퍼가 설치되므로 1개 제동 캘리퍼당 부담 제동력은  $90 \text{ kN}/(4 \times 2) = 11.25 \text{ kN}$ 이 된다. 또한, 제동캘리퍼가 작용하는 유효 직경비는 0.677이고, 비상제동 시 제동 캘리퍼의 제동 패드와 제동디스크 사이의 마찰계수는 약 0.32이므로 1개의 캘리퍼당 압부력은 약 52 kN 수준이 된다.

#### 2.1.2 EMB 동작 메커니즘 설계

Fig. 1은 본 연구를 통하여 제안된 고속철도차량용 EMB의 동작 메커니즘을 나타낸다. 그림에서 보이는 바와 같이 모터가 반시계방향으로 회전하게 되면 중간에 연결된 기어에 의하여 편심축(Cam Shaft)은 시계 방향으로 회전하면서 아래 방향으로의 힘을 만들어 낸다. 이때 레버#1이 편심축과 회전운동이 가능하도록 고정되어 있으므로 패드#1가 디스크에 제동 압부력을 발생시키게 된다. 또한, 캘리퍼 내측으로 이동한 레버 #1의 우측 끝단에 연결된 축에 의하여, 레버 #2의 우측 끝을 외측으로 이동시킨다. 이때 레버#2의 중간에 설치된 회전축(회전 중심: +)에 의하여 레버#2의 좌측 끝에 설치된 제동 패드 #2가 디스크 방향으로 움직이면서 디스크 양쪽에 압

부력을 발생시키게 된다. 한편 접합 편심이 설치된 회전축 및 캘리퍼 레버 #2가 설치된 회전축은 캘리퍼 하우징에 설치되어 있어, 제동 캘리퍼와 디스크가 설계치 대로 작동할 수 있도록 한다. 또한, 캘리퍼 하우징은 볼트 등의 고정 기구물을 통하여 제동디스크가 설치된 대차에 고정될 수 있도록 한다.

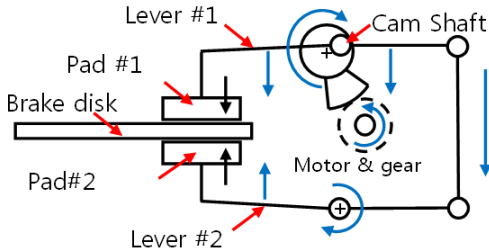


Fig.1. Operation Mechanism of EMB

한편 상기 EMB 제동 캘리퍼가 모터의 회전력을 증폭하여 고압부력을 발생시키는 메커니즘은 다음과 같다. 우선 모터에서 토크( $T_1$ )을 발생시키면서 반시계방향으로 회전을 하면, 감속기어는 시계 방향으로 회전하면서 감속비( $r_1$ )만큼 토크가 증대되어  $T_2$  ( $r_1 \cdot T_1$ )의 토크로 접합 편심을 가진 회전축을 시계 방향으로 회전시킨다. 접합편심의 중심과 회전축 중심(+) 사이의 거리를 편심거리( $e$ )라고 정의하면 접합편심에 작용하는 힘( $F_1$ )은 토크와 힘의 관계에 따라  $F_1 = T_2 / e$  로 정의가 되고, 편심거리가 작으면 작을수록 힘이 커지는 효과를 가지게 된다. 하지만 편심거리가 너무 작게 되면 반응속도에 문제가 생기므로 적절한  $e$ 값의 선정이 필요하다. 이 힘( $F_1$ )은 평형상태에서 각각 Lever#1과 Lever#2로  $F_1/2$ 의 힘으로 분배되게 된다.

### 2.1.3 EMB 구동부 상세설계

요구 압부력인 52 kN을 달성하기 위하여, 위에서 제시한 메커니즘을 기본으로 하여 EMB의 구동부를 설계하였다. 또한, 제동장치는 대차에 설치되어야 하므로 크기의 제한을 두게 된다. 따라서 현재 HEMU차량에 설치되는 공압식 제동 캘리퍼의 하우징 내에 들어갈 수 있는 한계 내에서 편심축에 연결된 기어와 모터에 연결된 기어 사이의 감속비( $r_1$ )를 3.5로 설정하고 설계를 진행하였다. 또한, 적용할 모터의 출력은 요구 압부력(52 kN)과 반응속도(간격/응답시간)로부터 식(1)을 통하여 대략

500W 급으로 계산되었다. 고속철도차량에서 제동디스크와 제동 패드 간의 간격( $\Delta$ )은 4.5 mm 정도이다. 한편 기존 공압식(1.0 초) 대비 우수한 응답시간인 0.5 초( $\tau$ )를 확보하기 위해서는 다음의 식 (1)에 따라 편심거리는 10 mm 정도가 적절하다고 판단되었다. 여기서 동력전달 효율( $\eta$ )은 상용 감속기의 효율인 0.95를 적용하였다.

$$P = F \times v = F \times \frac{e}{\tau} \times \frac{1}{\eta_1} \times \frac{\Theta^\circ \pi}{180^\circ} \quad (1)$$

$$= F \times \frac{l}{\tau} \times \frac{1}{\eta_1} \quad (\because l = e\theta, \theta(rad) = \frac{\Theta^\circ \pi}{180^\circ})$$

또한 식(1)을 통하여 필요한 편심축의 회전 각도를 계산할 수 있으며, 그 결과는 약 27°였다. 따라서 이러한 설계정보로부터 편심축에 가해져야 하는 토크( $T_2$ )는 520 Nm이며, 감속비 3.5를 고려한 모터축의 토크는 150 Nm이 됨을 알 수 있다. 또한, 현재 500W급 모터가 낼 수 있는 정지상태 토크의 수준은 2 Nm이므로 모터에 약 80:1 정도의 감속비를 가지는 감속기가 설치되어야 함을 알 수 있었다.

## 2.2 EMB 구동부 설계안에 대한 구조해석

### 2.2.1 해석모델

해석모델은 앞에서 설계한 메커니즘을 기반으로 3D 모델링을 수행하여 작업하였으며 사용된 S/W는 범용 유한요소 프로그램인 ABAQUS/CAE 2016이다. 모델에서 기어1은 모터의 샤프트가 조립되는 기어로서 가공 용이성 및 조립성 등을 고려하여 내경을 20 mm와 32 mm 두 가지 모델을 구성하여 각각 해석을 수행하였다. 기어2는 편심축과 볼트로 결합되어 있으며, 기어 1과 연결되어 편심축의 회전 및 제동력을 발생시킨다. 구조 및 진동 해석을 위한 기하학적 모델은 기어1의 내경 크기에 따라 Fig. 2와 같이 Model A와 Model B로 3차원 모델링을 수행하였다. 나머지 핵심부품인 기어 2와 편심샤프트는 같다.

3차원 구조해석을 진행해야 하고, 정확한 해석을 위하여 가능한 C3D8R 형식 육면체요소로 구성하였다. 각각의 부품별 요소 개수는 편심샤프트가 119,157개, 기어 2가 27,256개, 기어 1A가 16,776개, 모터샤프트A 2,288개, 기어1B가 12,096개, 모터샤프트B가 6,688개 이다.

또한, 기어의 효과적인 모델링을 위하여 Abaqus/CAE 2016내 Gear Builder Plug-in을 사용하여 기어 설계변수(기어 잇 수, PCD, 내경, 두께 등) 만으로 간편

하게 구성할 수 있게 하였다. 한편 상기 Mesh된 모델을 Model A 및 Model B 각각에 대하여 Assembly 작업을 수행하였다. 응력이 집중되는 기어 이빨 부위 등에는 Mesh를 세밀하게 구성하여 가능한 정확한 해석이 되도록 하였다. Fig.3는 각각의 Model에 대한 요소망 생성 결과이다.

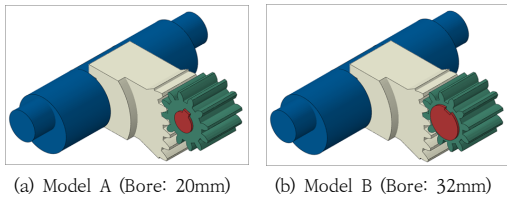


Fig. 2. 3D models of EMB Power Transmission assembly

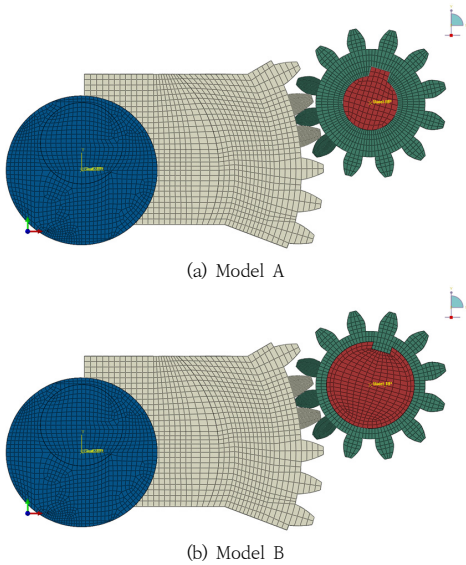


Fig. 3. 3D element mesh for structural analysis

Table 1. Material properties for structural analysis

Material	Property	Value
SM45C (Q/T)	Elastic Modulus (MPa)	205,000
	Poisson ratio	0.29
	Density (Ton/mm <sup>3</sup> )	7.85E-9
	Yield Strength (MPa)	490
SCM440 (Q/T)	Elastic Modulus (MPa)	210,000
	Poisson ratio	0.29
	Yield Strength (MPa)	1,034

### 2.2.2 물성치 및 구속조건

구조 및 진동 해석을 위한 물성치 조건을 부여하였다. 특히 큰 하중을 받는 샤프트 및 볼트류는 고장력강인 SCM440을 사용하였으며, Gear의 경우는 일반 재질인 SM45C를 적용하여 해석을 수행하였다. 각각의 재질의 물성치는 열처리가 된 상태에서 제작사가 제시하는 성적서를 기반으로 부여하였으며 Table 1에 자세한 물성치 값을 나타내었다.

해석조건은 크게 정적해석과 동적해석으로 구분하였다. 첫 번째, 정적해석 조건에서는 이미 제동이 체결된 상태로 가정하여, 기어 1에 연결된 샤프트에 모터가 토크를 가하고 있고, 편심 샤프트는 회전하지 않고 고정된 상태(제동이 체결되어 움직이지 않는 상태)에서 기어 등 각 구성품에 가해지는 응력 등을 확인했다. 두 번째, 동적 해석조건은 기어1에 토크가 가해지고 있는 상황에서 편심축에 연결된 제동 레버에 외부 가진을 부여한다. 이때 동적 가진 조건은 편심샤프트가 제동체결 상태에서 일정 각도의 진폭을 가진 정현파로 가진 된다고 가정하였으며, 이 때 해석은 1cycle로 정적해석을 수행하는 경우와 3cycle의 동적해석을 수행하는 두 가지로 나누었다.

구속조건인 경우 편심샤프트의 Bolt와 기어 2의 홀은 볼트 체결조건을 모사하기 위하여 Fig. 4와 같이 Tie 조건을 부여하였으며, 일반적인 contact의 경우는 Frictionless로 가정하고 ABAQUS의 general contact 조건을 부여하였다. 또한, 토크의 전달 및 회전조건 부여를 위하여 편심샤프트의 경우는 중심점을 기준으로 회전할 수 있도록 설정하였다. 모터샤프트의 경우도 Fig. 5와 같이 토크가 전달되는 면과 회전 중심을 설정하였고, 모터샤프트가 기어1의 Bore를 중심으로 회전하도록 Coupling 조건을 부여하였다.

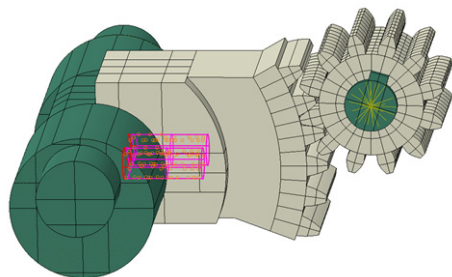


Fig. 4. Tie condition for shaft bolt and bolt hole

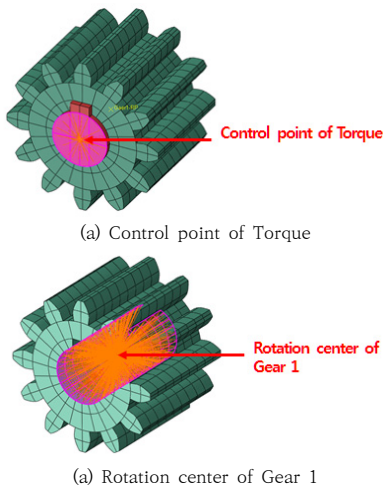


Fig. 5. Constraints of Gear 1 & Motor Shaft

Table 2. Boundary & Load conditions

	Part	Static		Dynamic
		Step-1	Step-2	Step-3
B.C	Gear1	U1~UR2 : Fixed UR3: Free	→	→
	Motor Shaft	U1~UR2 : Fixed UR3: Rotation	U1~UR2 : Fixed UR3: Free	→
	Eccentric Shaft	U1~UR3 : Fixed	→	U1~UR2 : Fixed UR3: Sine wave
Load	Motor Shaft	-	Generate Torque	→

\*U1~U3 : x,y,z translation  
\*UR1~UR3 : x,y,z rotation

2.2.3 경계조건 및 하중조건

경계조건의 경우 step-1에선 모터샤프트만 강제운동을 방지하기 위하여 미소하게 회전시키고, step-2에선 모터샤프트에 토크를 발생시켜, 정적인 상태에서 하중을 가하게 된다. 이때 다른 요소들의 회전축은 고정되어 있다. 이후 동적해석(step-3)에서는 편심샤프트만 각 Case 별 주파수 및 진폭에 따라 정현파로 가진 시킨다. Table 2는 해석 step별 경계조건 및 하중 부여조건을 나타낸 표이다.

한편 모터샤프트에 가해지는 토크는 152 Nm로서 앞의 식(1)을 통하여 압부력 52 kN로부터 계산된 결과이다. 그러나 이 압부력은 열차속도가 110 km/h까지 유지

되며, 이후 속도가 증가함에 따라 차륜과 레일 사이의 점착계수가 감소하여 낮은 압부력이 요구되므로 300 km/h 주행 조건에서는 81.32 Nm의 토크를 모터샤프트에 부여하였다.

한편 편심축의 가진은 결국은 제동 레버의 가진에 의해서 주어지는 조건이다. 이러한 제동 레버의 가진은 윤축의 흔들림으로부터 발생하며 통상 윤축의 흔들림은 0.3 mm 이내에서 관리된다[7]. HEMU-430X의 차량의 윤축 흔들림 측정치는 0.28 mm였으며, 여기에 안전계수 2를 고려하여 0.56 mm의 흔들림이 있다고 가정하였다. 0.56 mm의 변위가 발생하려면, 편심샤프트는 주어진 설계에서 3.81도(0.0665 rad) 회전해야 하므로 이 값을 정현파의 진폭으로 설정하였다. 또한 가진주파수는 300 km/h 주행시는 92.2 Hz, 110 km/h 주행 시는 34.0 Hz로 가정하여 해석을 진행하였다. 다음의 Table 3은 하중조건 별 Case를 정리한 결과이다. 다만 Case1과 Case4는 최악의 조건을 가정한 해석으로써 낮은 속도에서 적용되는 토크에, 높은 속도에서 적용되는 가진 주파수를 적용하였다.

Table 3. Analysis condition for each load case

Model	Case	Torque	Frequency	Amplitude	Train Speed
		N*m	Hz	radian	km/h
A	Case1	152	92.2	0.0665	300
	Case2	152	34.0		110
	Case3	81.32	92.2		300
B	Case4	152	92.2		300
	Case5	152	34.0		110
	Case6	81.32	92.2		300

2.2.4 해석 결과

각각의 해석 모델에 대하여 정적해석 즉 step-2까지 해석이 진행된 상태에서 각 부재에 가해지는 응력특성을 분석하였다. 정적인 상태에서 가해지는 토크는 Table 3에 의하여 각각 152 Nm 및 81.32 Nm였다.

Model A에서는 Fig. 6에서 보이는 바와 같이 기어1에서 토크가 152 Nm일 때 최대 응력 371.3 MPa이 발생하고 토크가 81.32Nm일 때 최대 응력 198.9 MPa이 발생하였다. 반면에 Fig. 7에서 보이는 바와 같이 Model B에서는 편심샤프트와 기어 2를 결합해주는 볼트에서 토크가 152 Nm일 때 최대 응력 199.8 MPa이 발생하였고 토크가 81.32 Nm일 때 최대 응력 106.7 MPa의 최대



응력이 발생하였다. 그러나 모든 핵심부품에서 발생하는 최대 응력은 모두 항복강도 이하로서 정적인 상태에서는 Model A나 Model B 모두 구조적으로 안전한 상태라는 것을 알 수 있다. 다만 Model A와 Model B를 비교하여 보았을 때 Fig. 8에서와같이 모터 샤프트의 최대 응력이 Model A는 152 Nm일 때 최대 응력 336.5 MPa이 발생하고 Model B는 최대 응력 195.7 MPa이 발생한다. 이를 토대로 Model A가 Model B보다 최대 응력이 큰 것을 알 수 있는데 이는 Model A의 샤프트에 기어 1과 결합을 위한 돌기구조가 생성되어, 토크가 가해졌을 때 해당 돌기부에 응력이 집중되기 때문이라고 판단된다. 반면에 Model B의 경우는 돌기가 기어 1에 형성되어 있고, 모터 샤프트의 직경이 상대적으로 Model A보다 크기 때문에 작은 응력이 발생하는 것으로 판단된다.

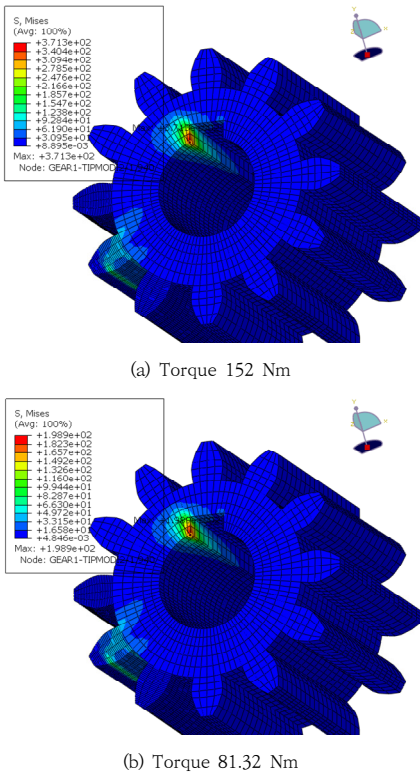


Fig. 6. The location of maximum stress in model A

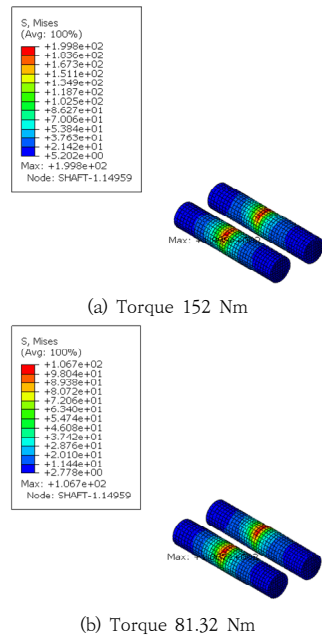


Fig. 7. The location of maximum stress in model B

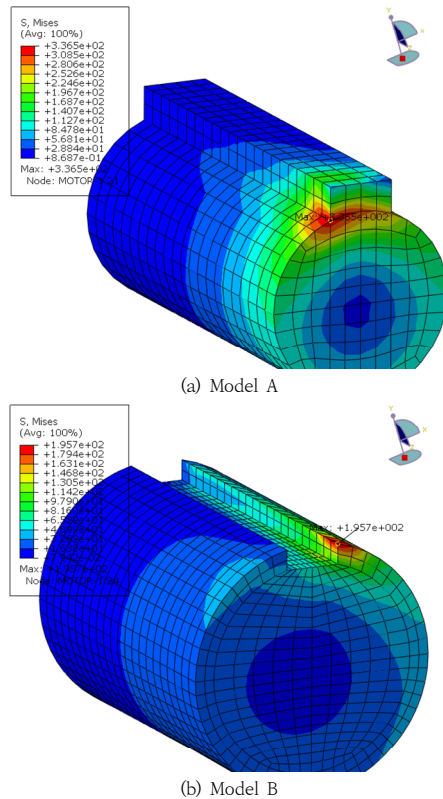


Fig. 8. Comparison of maximum stress in motor shaft

위의 step-2까지의 정적 해석 수행 후 그 결과를 바탕으로 각 가진 주파수에 대한 동적 해석(step-3)을 수행하였다. 우선 각각의 모델에 대하여 최악의 조건인 Case 1의 가진 해석 결과(Model A, 152 Nm, 92.2 Hz 동적가진)와 Case 4의 가진 해석 결과 (Model B, 152 Nm, 92.2 Hz 동적가진)를 비교하였다.

다음의 Fig. 9는 Model A에 대하여 토크 152 Nm가 정적으로 가해지는 상태에서, 92.2 Hz로 3Cycle 동적가진 해석을 수행한 결과로써 각 부재에 대한 시간에 따른 최대 응력값의 변화를 나타낸 그림이다. 해석결과를 살펴보면, 샤프트 및 볼트의 경우 가진에 따른 응력의 주기적인 변화가 관찰되고 있으며, 특히 초기 가진에서 큰 응력이 발생하고 점차 안정화 되는 것을 알 수 있다. 또한, 기어1과 기어2의 경우는 편심샤프트가 회전함에 따라 힘을 받는 이빨의 위치가 계속 바뀌게 되어 상대적으로 주기적인 특성은 관측이 덜 되는 편이며 최대 응력값의 시간 평균값은 정적인 상태에서의 값과 거의 일치하였다.

Fig. 10은 Case 4에 대한 가진 해석 (Model B, 152 Nm, 92.2 Hz 동적가진)결과이다. 해석결과를 살펴보면 전반적인 경향은 동일조건인 Model A인 Case 1(동일주파수, 토크 152 Nm)과 유사하나 모터샤프트의 최대 응력값이 정적해석 결과처럼 Model A보다 작은 것을 알 수 있다. 따라서 모터샤프트 설계 측면에서는 실제 시제품 제작 시에는 Model B로 설계하는 것이 유리하다고 판단된다.

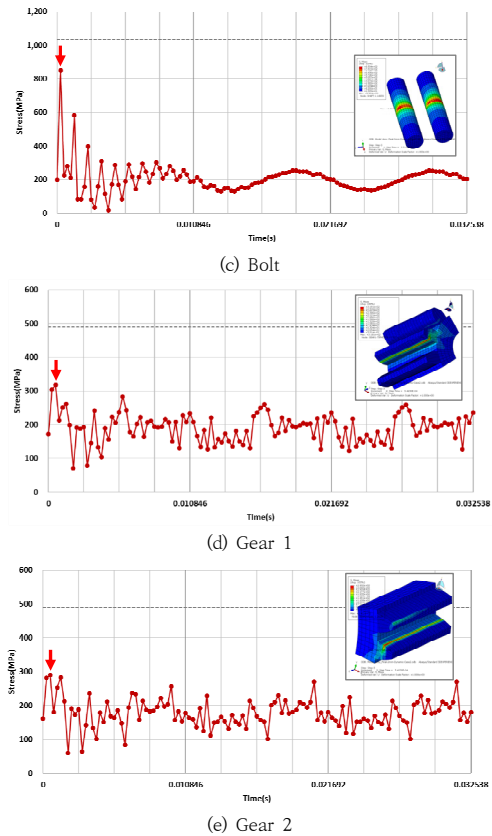
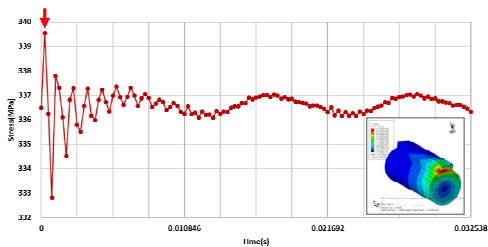
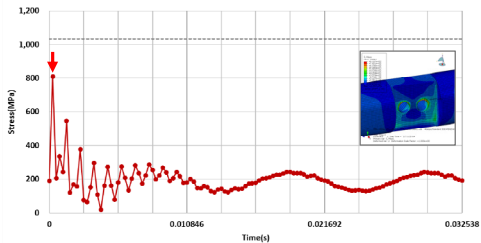


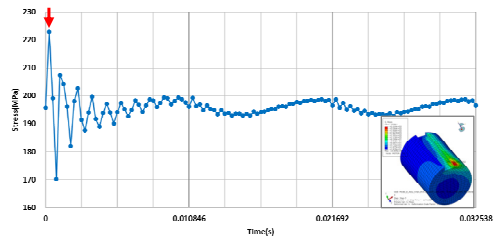
Fig. 9. Change of maximum stress over time for each part in case 1 (Model A)



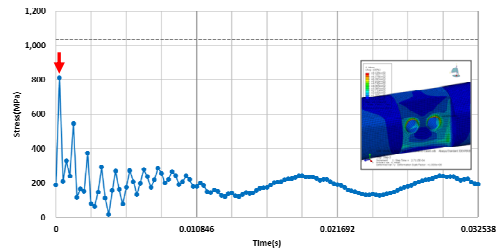
(a) Motor Shaft



(b) Eccentric Shaft



(a) Motor Shaft



(b) Eccentric Shaft

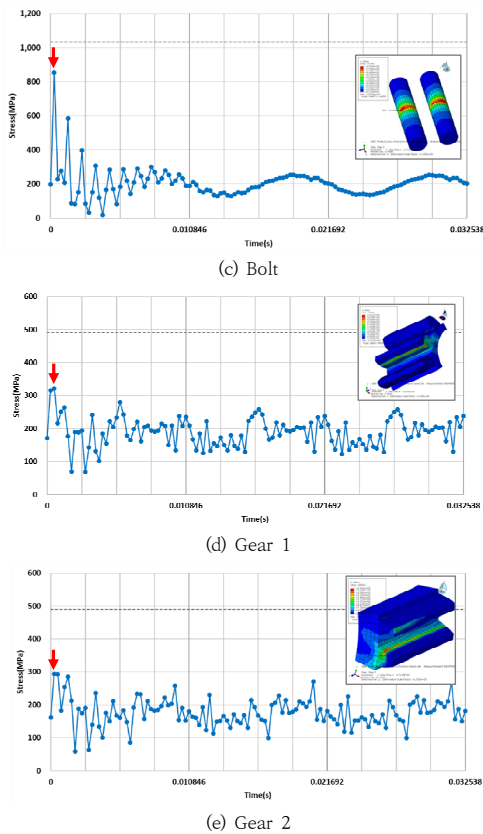


Fig. 10. Change of maximum stress over time for each part in case 4 (Model B)

Table 4는 모든 동적해석 case에 대하여 각 부재의 최대 응력값을 나타낸 결과이다. Table에 나타낸 바와 같이 각각의 부품별 최대 응력값은 모두 허용응력(항복강도) 이하임을 확인하였으며, 이를 통하여 EMB 기구품의 구조적 특성이 실제 사용조건에서도 충분히 안전성을 가지고 있음을 확인하였다.

Table 4. Maximum stress in Dynamic Analysis

	Motor Shaft	Eccentric Shaft	Bolt	Gear1	Gear2
	YS : 1.034 MPa		YS: 490 MPa		
Case1	339.5	810.7	850.4	318.1	290.2
Case2	337.0	330.7	346.7	259.4	259.9
Case3	183.0	723.2	756.3	261.1	274.9
Case4	222.9	812.9	853.4	321.7	294.2
Case5	204.6	332.8	349.4	260.1	261.6
Case6	130.8	725.1	758.9	268.7	279.1

## 2.3 EMB 동력전달구조 구조해석 결과 검증

### 2.3.1 EMB 동력전달 기구물 샘플 제작

앞에서 설계한 EMB 동력전달 기구물의 구조해석 결과를 검증하기 위하여 해석에서 사용하였던 동일한 모델 (Model A)로 실험 샘플을 제작하였다. 다만 해석과의 차이점은 해석에서는 핵심 동력전달부만 반영하였지만, 샘플에서는 회전축을 고정할 수 있는 하우징 및 Fig. 1의 Lever 2에 연결되는 회전축을 포함하여 제작하였다. 아래의 Fig. 11은 제작된 동력전달 기구물 메커니즘 검증 시제품이다. 그림에서 보이는 바와 같이 가운데 모터축이 있고 모터축에 기어 1이 부착되어, 편심축에 볼트로 구속된 기어2와 연결된 모습을 보여준다. 또한, 축을 고정하기 위한 하우징이 위아래로 형성되어 있다.

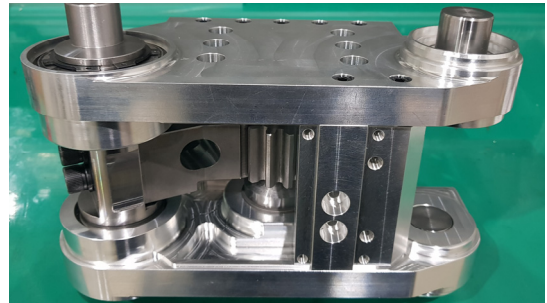


Fig. 11. Prototype of EMB Power-Transmission system

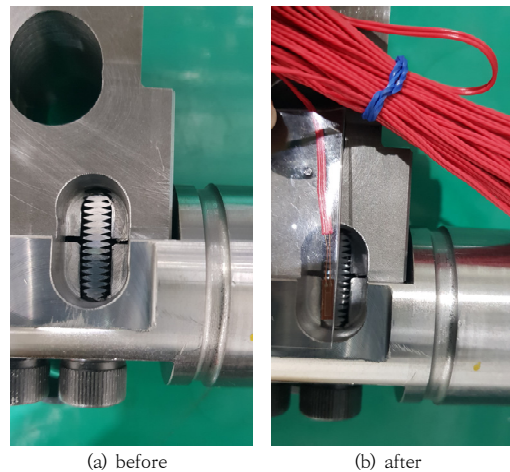


Fig. 12. Installation of strain gauge at Bolt surface



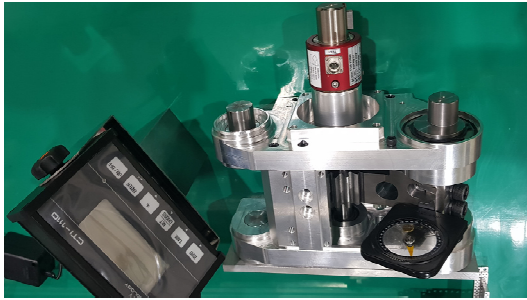


Fig. 13. Installation of Torque sensor at Motor Shaft

한편 해석결과를 검증하기 위하여 가장 큰 응력이 걸리는 부위인 편심샤프트와 기어 2를 결합해주는 볼트부에 스트레인 게이지를 다음의 Fig. 12와 같이 설치하여, 모터축의 토크에 따라 변형률(strain)을 측정하고, 그 결과를 해석결과와 비교하고자 하였다.

사용된 스트레인 게이지는 독일 HBM사의 3/350 CLY41-4L-2M였으며 저항값은  $350\Omega \pm 0.35\%$ 이고 게이지 팩터는  $2.00 \pm 1.0\%$ 였다. 또한, 스트레인 게이지는 볼트의 표면에서 볼트의 축방향 변형률을 측정할 수 있도록 배치하였으며, 스트레인 게이지의 설치를 위하여 볼트표면을 평평하게 가공하였다. 또한, 모터 축에 작용하는 토크를 측정하기 위하여 Fig. 13과 같이 토크 센서를 모터 축에 설치하였다. 이때 사용된 토크 센서는 큐리오텍의 CTSS-2000KC로서 정격출력은 1.5288 mV/V이며, 비선형성은 0.3% 이내인 제품이다.

### 2.3.2 스트레인 측정을 통한 해석결과 검증

다음의 Fig. 14는 모터축에 작용하는 토크 대비 볼트부 표면의 스트레인 변화를 실험결과와 해석결과를 비교하여 나타낸 그래프이다. 앞서 언급한 바와 같이 측정하는 값은 볼트표면에서 볼트 축방향 변형률이므로, 해석결과에서는 볼트표면에서 LE12값이 최대가 되는 부 주위의 node 값을 읽어서 사용하였다.

Fig. 14의 결과에서 알 수 있듯이, 실제 변형률 측정결과와 해석결과가 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 변형률 측정결과는 해석결과와 오차가 10% 이내(최대 9%)로서, 해석모델의 정확도를 검증할 수 있었으며, 이를 바탕으로 설계된 EMB의 구조적 특성이 충분히 확보되었음을 확인할 수 있었다.

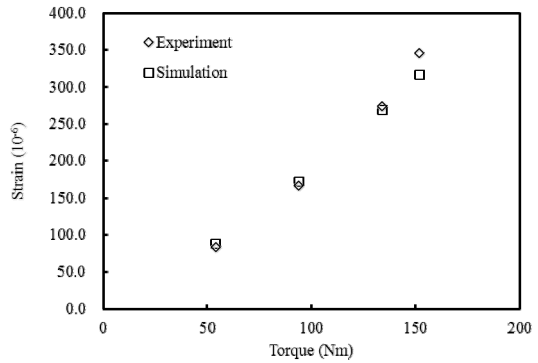


Fig. 14. Comparison between experiment and analysis for strain at bolt

## 3. 결론

본 연구에서는 고압부력 발생이 가능한 편심축 기반 EMB 구동 메커니즘을 제안하고, 해당 메커니즘을 만드는 기구장치 중 핵심부품인 기어 및 샤프트 부품들에 대한 구조 및 진동 해석을 수행하였다. 이를 통하여 부재의 최대 응력이 항복강도 이내임을 확인하였으며, 가장 구조적으로 취약한 부위는 편심축과 기어2를 연결하는 볼트부임을 확인하였다. 다만 볼트부의 경우는 추후 내구해석 및 가진을 통한 내구시험을 통하여 장기수명 안정성을 평가할 필요가 있다.

또한, 구조해석을 통하여 모터샤프트의 축 직경에 따른 모델의 응력 특성을 정량적으로 분석하였고 그 결과 축 직경이 클수록 모터샤프트 홈에 가해지는 최대 응력은 작아짐을 알 수 있었다.

마지막으로 해석모델의 메커니즘을 재현할 수 있는 시험장치를 제작하여 구조적 취약부의 변형률을 측정하고 이를 구조해석 결과와 비교한 결과 오차가 10% 이내로서 해석모델의 적정성을 검증할 수 있었으며, 설계된 EMB의 동력전달 기구물이 구조적으로 안전함을 확인할 수 있었다.

## References

- [1] CER, EMI and UIC, Challenge 2050-The Rail Sector Vision, International Union of Railways (UIC), 2013.
- [2] European Railway Sector, Shift2Rail Joint Undertaking Multi-Annual Action Plan, European Union Funding for Research & Innovation, 2015.

- [3] R. T. Bannatyne, "Advances and challenges in electronic braking control technology", *SAE Technical Papers*, 1998.
- [4] M. Sundar, D. Plunkett, "Brake-by-Wire Motivation and Engineering-GM Sequel", *SAE Technical Papers*, 2006.
- [5] S-K. Baek, H. K. OH, M-h Kwak, S-W. Kim, "A Design Method of Three-phase IPMSM and Clamping Force Control of EMB for High-speed Train", *Journal of The Korea Academia-Industrial cooperation Society*, Vol.19, No.4, pp.578-585, Apr. 2018.  
DOI: <https://doi.org/10.5762/KAIS.2018.19.4.578>
- [6] M. S. Kim, S. C. OH, S. J. Kwon, "Characteristic Test of the Electro Mechanical Brake Actuator for Urban Railway Vehicles", *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol.33, No.7, pp.535-540, Jul. 2016.  
DOI: <https://doi.org/10.7736/KSPE.2016.33.7.535>
- [7] BS EN 13260:2009+A1:2010 Railway Applications - Wheelsets and bogies - Wheelsets - Product requirements, April 2009.
- [8] ABAQUS/CAE User's Guide, ABAQUS 2016.

---

오 혁 근(Hyuck Keun Oh)

[정회원]



- 2000년 2월 : 서울대학교 기계항공공학부 (기계항공공학 학사)
- 2002년 2월 : 서울대학교 기계항공공학부 (기계공학 석사)
- 2012년 2월 : 서울대학교 기계항공공학부 (기계공학 박사)
- 2012년 8월 ~ 현재 : 한국철도기술연구원 선임연구원

<관심분야>

고속철도 차량 동역학(집진, 제동), 열전달

---

백 승 구(Seung-Koo Baek)

[정회원]



- 2003년 2월 : 충북대학교 대학원 전자공학과 (전자공학 석사)
- 2017년 2월 : 아주대학교 대학원 전자공학과 (전자공학 박사)
- 2003년 1월 ~ 2005년 7월 : Siemens Automotive 연구원
- 2005년 8월 ~ 현재 : 한국철도기술연구원 선임연구원

<관심분야>

고속열차 추진시스템, 전력전자, 자동제어

---

전 창 성(Chang-Sung Jeon)

[정회원]



- 1998년 2월 : 서울대학교 대학원 기계공학과 (기계공학 석사)
- 2015년 2월 : 아주대학교 대학원 기계공학과 (기계공학 박사)
- 2000년 1월 ~ 2004년 7월 : 다산네트웍스 주임연구원
- 2005년 8월 ~ 현재 : 한국철도기술연구원 선임연구원

<관심분야>

철도차량 동역학, 기계공학