

# 전동차용 헬리컬기어의 축 조립오차에 따른 굽힘강도의 영향

이동형\*, 최돈범\*\*, 강성웅\*\*\*, 최하영\*\*\*\*, #

\*한국철도기술연구원 차량융합기술연구소, \*\*한국철도기술연구원 추진시스템연구소,

\*\*\*유진기공산업(주), \*\*\*\*동양미래대학교 기계공학부

## Effect of Shaft Misalignment on Bending Strength of Helical Gear for Metro Vehicles

Dong-Hyung Lee\*, Don-Bum Choi\*\*, Seong-Woong Kang\*\*\*, Ha-Young Choi\*\*\*\*, #

\*Advanced Railroad Vehicle Division, Korea Railroad Research Institute, \*\*Propulsion System Research Department, Korea Railroad Research Institute, \*\*\*Yujin Machinery LTD., \*\*\*\*Dept. of Mechanical Engineering, Dongyang Mirae UNIV.,

(Received 23 November 2021; received in revised form 27 November 2021; accepted 11 December 2021)

### ABSTRACT

Gear designers need to select the proper tolerances for deviations in both the center distance and parallelism of axes because these deviations cause high stresses and lead to fatigue breakage of the teeth. In this study, a three-dimensional finite element analysis model was developed for a helical gear used in metro vehicles, and a bending stress analysis method for gear pairs was established according to the contact position change. Using this model, the effect of shaft misalignment due to the center distance and shaft parallelism deviations on the bending stress of the gear was analyzed. As a result, the magnitude of the bending stress changed nearly linearly with the change in the center distance deviation. The tooth contact of the helical gear is biased toward the end of the tooth width when the parallelism deviations of the shaft occur, and the tooth root bending stress increases.

**Keywords :** Helical Gear(헬리컬 기어), Center Distance Tolerances(중심거리 오차), Shaft Parallelism Tolerances(축의 평행도 오차), Bending Stress(굽힘응력), Finite Element Analysis(유한요소해석)

### 1. 서 론

대량의 승객을 수송하는 철도차량에서 감속기는 모터의 동력을 차축으로 전달하기 위한 핵심 장치이고, 기어 및 케이스, 베어링, 베어링 하우징 등의 부품으로 구성되어 있다. 여러 부품 중 기어는 감속기에서 가장

중요한 부품 중 하나이고, 피니언 및 기어는 고속 및 고부하를 고려하여 설계, 제작하고 있다. 그러나 설계 또는 제작 시 기어 및 케이스의 가공오차와 축의 조립 오차로 인하여 기어의 편접촉이 발생하고 감속기의 과도한 진동 또는 기어의 이(齒) 파손, 치면 손상 등이 발생하는 사례가 있다. 따라서 이와 같은 가공 및 조립 오차 등 각종 오차를 고려한 기어의 강도 평가는 철도 차량 안전 운행을 위해 확보해야 할 중요 기술 중 하나이다.

# Corresponding Author : [hychoi@dongyang.ac.kr](mailto:hychoi@dongyang.ac.kr)  
Tel: +82-31-460-5168, Fax: +82-31-460-5814

축의 조립오차에 대한 기어 응력 및 손상의 영향에 관한 연구는 주로 실험적 연구 및 해석적 연구로 구분할 수 있다. 실험적 연구로는 Hotait 등<sup>[1]</sup>은 축의 조립오차와 치형수정이 기어의 하중분포와 굽힘응력에 미치는 영향을 실험적으로 분석하였으며, 과도한 치형수정 값은 기어의 이뿌리 응력 및 접촉응력을 증가시킨다고 하였다. Kumar 등<sup>[2]</sup>은 평기어를 대상으로 축의 오차에 따른 기어 치 접촉면적에 대한 실험을 수행하였고, 축방향 및 반경방향 오차와 각도 오차(angular misalignment)에 따른 접촉 면적의 영향을 분석하였다. Lisle 등<sup>[3]</sup>은 유한요소해석을 통하여 평기어의 굽힘응력을 계산하고 실험결과와 ISO 6336<sup>[4]</sup>, AGMA 2101<sup>[5]</sup>의 계산결과를 비교하였다.

해석적 연구로는 Lee 등<sup>[6]</sup>은 3차원 유한요소해석을 통하여 전동차용 헬리컬 기어의 굽힘강도와 면압강도를 계산하고 ISO 규격의 결과와 비교하였다. Lias 등<sup>[7]</sup>은 평기어(spur gear)의 3차원 유한요소해석을 통하여 축방향 오차가 응력에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하였으며, 접촉영역과 치저부의 응력 분포는 축의 오차에 비례함을 보여주었다. Shehata 등<sup>[8]</sup>은 유한요소해석을 통하여 헬리컬기어의 조립오차와 치형수정에 대한 응력의 변화를 분석하였고, 기존 기어 설계 프로그램과 그 결과를 비교하였다. 이상과 같은 축의 오차가 헬리컬 기어의 굽힘응력에 대한 영향에 대한 많은 연구가 되었지만, 대부분 해석의 타당성을 검증하는 수준이었고 실제 설계에 적용하기 위한 정량적 값을 도출하기 어렵다.

따라서 본 연구에서는 전동차용 헬리컬기어를 대상으로 3차원 유한요소해석 모델을 구축하고 하중 전달 시 접촉 위치 변화에 따른 기어의 굽힘응력 해석 방법을 정립하였다. 국제규격을 이용한 기어의 굽힘강도 계산에는 하중계수를 적용하는 방법으로 가공 또는 조립오차에 대한 고려를 하고 있지만, 실제 설계, 제작시 오차의 범위를 설정하기 어렵다. 따라서 구축된 모델을 이용하여 가공 및 조립 시 발생하는 축의 조립오차인 중심거리 오차, 축의 평행 오차, 축의 어긋남 오차에 따른 기어의 굽힘응력 변화를 분석하였고, 적정 오차범위를 검토하였다.

## 2. 유한요소해석

### 2.1 해석 모델

해석에 사용된 기어는 국내 전기동차용으로 사용하고 있는 감속기의 피니언 및 기어를 대상으로 하였다. 기어의 주요 사양은 Table 1과 같이, 모듈 4.5, 피니언 및 기어 잇수는 각각 22, 139, 압력각 20도, 비틀림각 11.7도, 중심거리 370이다. 헬리컬 기어의 전 물림률(total contact ratio)은 2.88이고, 피니언과 기어의 기하학적 형상은 Fig. 1과 같다.

기어의 정확한 응력 해석을 위하여 인벌류트 곡선과 트로코이드 곡선으로 구성되어 있는 기어 치형을 정확하게 계산하고 3차원 형상으로 만들어야 한다. 각각의 좌표를 계산하여 3차원 형상으로 구현할 수 있지만, 많은 시간과 시행착오가 필요하므로, 본 논문에서는 기어 설계 전용 프로그램인 KISSsoft<sup>[9]</sup>를 이용하여 기어의 3차원 치형 형상을 구축하였다.

### 2.2 해석 방법

기어의 굽힘강도 해석은 비선형 수치해석에 많이 사용되는 상용 유한요소해석 프로그램인 Abaqus<sup>[10]</sup>를 사용하였다.

Table 1 Gear input parameters

Parameter	Pinion	Gear
Normal module, mm		4.5
No. of teeth	22	139
Pressure angle		20
Helix angle		11.7
Hand of helix	Left	Right
Operating Center distance, mm		370
Face width, mm	90	90

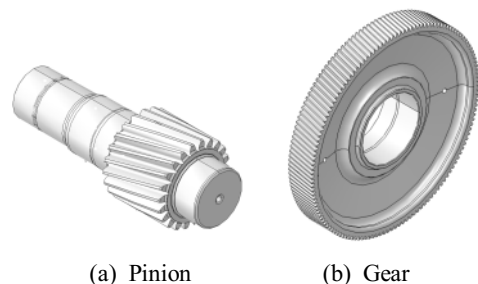


Fig. 1 Three Dimensional Geometry of pinion and gear

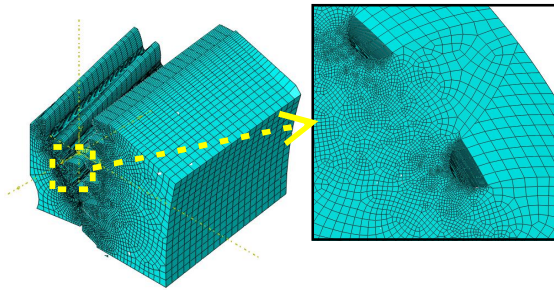


Fig. 2 FE model of helical gear

Table 2 Loads and boundary condition in different steps

Step no.		Pinion	Gear
Step 1	Loads	No load	No load
	BC	$\theta_{contact}$	Fixed
Step 2	Loads	$T_{input}$	No load
	BC	Free rotation	Fixed
Step 3	Loads	$T_{input}$	No load
	BC	Free rotation	$\theta_{rotation}$

해석 대상 기어는 물림율이 2이상 이므로 최소한 3개의 이가 동시에 물림이 발생할 경우를 해석할 수 있어야 한다. 따라서 기어 회전에 따라 충분히 물림이 발생할 수 있도록 피니언은 5개, 기어는 6개의 이로 구성된 해석 모델을 구축하였고, 기어의 접촉에 크게 영향을 미치지 않는 축과 보스는 제외하여 해석모형을 간략화하였다. 헬리컬 기어의 경우 기어가 접촉하여 회전할 때 이뿌리 응력은 치접촉의 수직 위치 뿐만 아니라 치폭 위치에 따라 변화한다. 따라서 피니언 및 기어를 3차원으로 모델링하여 3차원으로 변화하는 접촉의 경우를 해석하여었고, 8절점 육면체 요소(8 node brick element, C3D8R)를 사용하였다.

이뿌리 영역의 굽힘응력을 계산하기 위하여 필렛 부위는 0.05 mm로 가능한 조밀하게 분할하였고, 해석 시간을 최적화하기 위하여 치접촉 부위 및 치폭방향의 메시는 해석결과가 수렴 되는 범위에서 0.25~5 mm 내에서 요소를 분할하였다. 최종 완성된 해석 모델의 치면 및 필렛부위 메시형상은 Fig. 2와 같다.

헬리컬 기어는 평기어와 같이 치면에 집중하중을 주어 해석하기가 어려우므로 맞물리는 기어 쌍이 접

촉하도록 해석하여야 한다. 따라서 피니언과 기어의 접촉 발생 가능 영역을 접촉쌍(contact pair)로 지정하였다. 피니언의 치면 접촉영역을 master 접촉요소로 하고, 기어의 접촉면을 slave 접촉요소로 하였다. 접촉면의 마찰계수는 0으로 하였고, 탄성계수는 207 GPa, 포아송 비(Poisson's ratio)는 0.3을 적용하였다.

경계조건 설정을 위하여 피니언 및 기어의 중심에 기준점(reference point)를 설정하고 피니언 및 기어 보스부 내면과 변위가 연동되도록 Kinematic coupling 조건<sup>[10]</sup>을 설정하였다. 하중 및 경계조건은 Table 2와 같이 첫 번째 단계는 접촉해석의 수렴을 위하여 하중을 부가하지 않은 상태에서 피니언을 회전시켜 피니언과 기어 치면이 서로 접촉이 발생하도록 하고, 두 번째 단계는 기어를 고정시킨 상태에서 피니언에 입력 토크를 부가시킨 후, 세 번째 단계에서 피니언에 토크와 기어에 회전변위를 주어 기어와 피니언이 접촉하여 회전하는 상황을 모델링 하였다. 세 번째 단계에서 해석 시간 간격(time step)을 일정하게 하여 회전변위가 일정하게 변화하도록 하였다.

### 2.3 굽힘강도 해석 결과

기어의 공칭 이뿌리 굽힘응력(nominal tooth root stress)  $\sigma_{F0}$ 은 오차가 없는 기어 쌍이 정적 공칭 토크 하중을 받고 수축 끼워맞춤과 같은 프리스트레스(prestress)가 없는 경우의 이뿌리에서 발생하는 최대 국부 주응력으로 정의하고 있으며, 다음과 같이 계산한다<sup>[4]</sup>.

$$\sigma_{FO} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} \quad (1)$$

여기에서,

$F_t$ 는 공칭 접선하중(nominal tangential load)으로 기준 피치원 상의 접선 하중(transverse load tangential to the reference cylinder),

$b$ 는 치폭(facewidth),

$m_n$ 은 치직각 모듈(normal module),

$Y_F$ 는 치형계수(form factor),

$Y_S$ 는 응력수정계수(stress correction factor),

$Y_{\beta}$ 는 비틀림각 계수(helix angle factor),  
 $Y_B$ 는 림 두께 계수(rim thickness factor),  
 $Y_{DT}$ 는 고치계수(deep tooth factor) 이다.

설계 하중 2,127 Nm의 토크가 작용할 경우, 접선하중  $F_t$ 는 42,077 N 이고, 식(1)로 계산한 피니언의 공칭 이뿌리 굽힘응력은 240 MPa 이다. 이 때 계산된 주요 계수의 값은 Table 3과 같다.

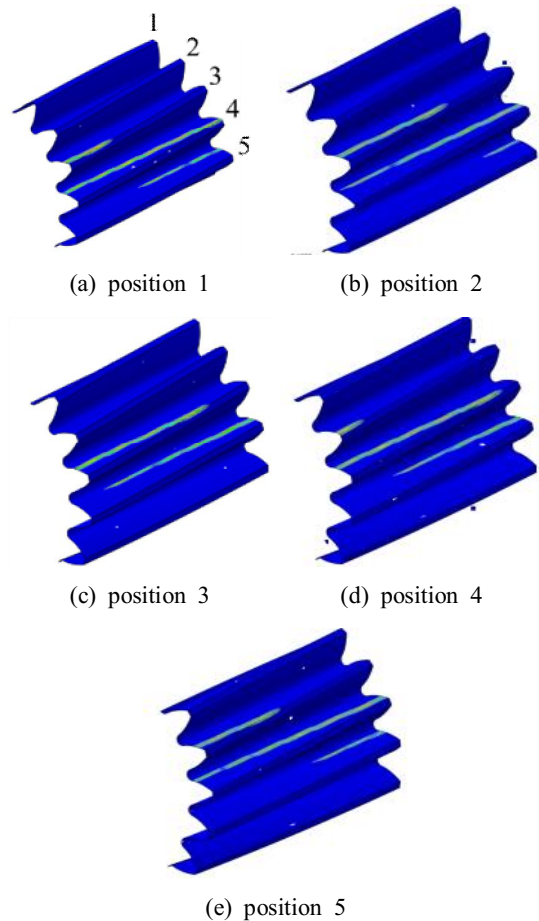
구축한 유한요소모델 및 해석방법을 이용하여 동일하중 조건에서 해석한 이뿌리 굽힘응력(Maximum principal stress)의 최대값은 231.3 MPa이었다. 이 해석 결과는 식(1)의 계산 결과와 비교하여 약 3%의 차이로 거의 유사하여 해석모델 및 해석방법의 타당성이 있음을 확인하였다.

Fig. 3은 피니언 회전위치에 따른 기어와의 치면 접촉 상태를 나타내고 있다. Fig. 3 (a)에서 피니언 3번 이를 기준으로 위치 1 (position 1)은 치접촉이 시작되는 위치이고 나머지 위치는 치폭방향으로 접촉이 확장되고 있다. Fig. 3 (c)의 위치 3 (position 3)의 지점에서 기어 이의 2쌍 물림이 발생하며, 위치 4, 5의 지점은 3번 이의 전영역에서 접촉이 발생한다.

Fig. 4는 피니언 3번 이 펠렛부에서의 접촉위치 (position 1~position 5)에 따른 치폭방향 이뿌리 굽힘응력을 비교한 그림이다. 위치 1에서는 치폭기준 좌측 끝단에 이 접촉이 발생하므로 굽힘응력은 치폭 끝단에서 최대값을 나타내며, 피니언이 회전함에 따라 접촉영역이 넓어지고 최대 굽힘응력의 위치도 변화한다. 접촉 위치별 최대 굽힘응력은 약 4.5%의 차이를 나타내었으며, 회전 위치 3일 경우 가장 큰 굽힘응력을 나타내었다.

**Table 3 Factors for nominal tooth root stress calculation**

Factor	Symbol	Pinion	Gear
Form factor	$Y_F$	1.132	1.35
Stress correction factor	$Y_S$	2.260	2.065
Helix angle factor	$Y_{\beta}$	0.903	
Rim thickness factor	$Y_B$	1	
Deep tooth factor	$Y_{DT}$	1	



**Fig. 3 Contact surface of pinion**

물림률이 2이상인 헬리컬 기어의 경우 2쌍 물림과 3쌍 물림이 번갈아 발생한다. 위치 3일 경우 2쌍 물림이 일어나고 나머지 위치는 3쌍 물림이 발생하기 때문에, 2쌍 물림이 발생할 경우 굽힘응력은 가장 크게 나타남을 알 수 있다. 피니언 3번 이 펠렛부의 압축 굽힘응력은 인장 굽힘응력보다 크게 발생하였고, 그 비율은 치폭 위치별로 다르지만 최대 차이는 약 24%이었다.

### 3. 축의 오차에 따른 해석 결과

#### 3.1 중심거리 오차에 따른 굽힘응력

기어 이(齒)에 대한 오차는 피치오차, 치형오차, 혼

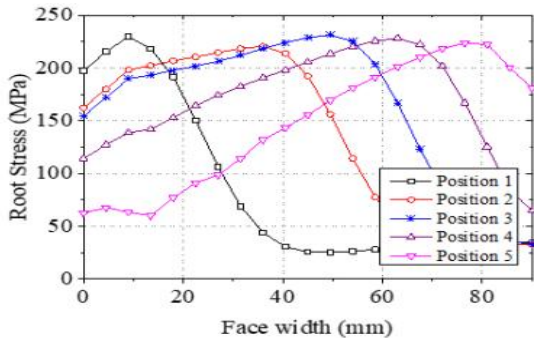


Fig. 4 The root stress for the different contact positions

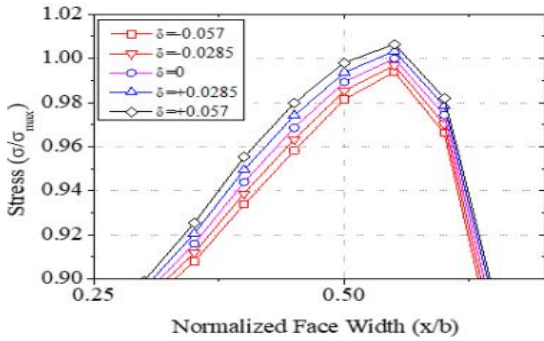


Fig. 5 The root stress for the center distance deviations

들림 오차 등과 같은 기어 정밀도 오차와 기어 쌍에 대한 중심거리 오차, 축의 평행도 오차 등 조립오차로 구분한다. 기어 설계자는 중심거리와 축의 평행도 오차에 대해 적절한 허용치를 선정해야 한다. 중심거리 및 축의 평행도 오차의 허용치는 백래쉬(backlash)와 맞물리는 기어의 정렬(alignment)이 적용 기계의 성능 및 수명 등의 요구조건을 만족하도록 선정하여야 한다<sup>[11]</sup>. 케이스 가공, 베어링 조립 등을 포함한 축의 조립오차가 작을수록 기계는 높은 성능을 나타낼 수 있지만, 정밀도가 높아질수록 제작 비용이 급격하게 상승하므로 적절한 오차의 선정은 매우 중요하다.

Fig. 5는 도면상의 중심거리 허용차(Centre distance allowances)  $\delta = \pm 0.0285\text{mm}$ 를 기준으로 중심거리 변화에 따른 회전 위치 3(Fig. 3 (c))에서 피니언 3번이 필렛부의 굽힘응력 변화를 해석한 결과이다. 이후 해석결과는 별도로 지정하지 않는 한 모두 피니언 3번이 필렛부의 굽힘응력을 나타낸다. Fig. 5에서 x축은 치폭을 기준으로 단위화 하였고, y축은 중심거리 오차가 0일 때 굽힘응력 최댓값을 기준으로 단위화 하여 표시하였다.

중심거리 오차가 0일 때와 비교하여 중심거리 오차가 증가하여 중심거리가 멀어질 때(+오차) 굽힘응력은 증가하며, 반대로 가까워 질때(-오차) 굽힘응력은

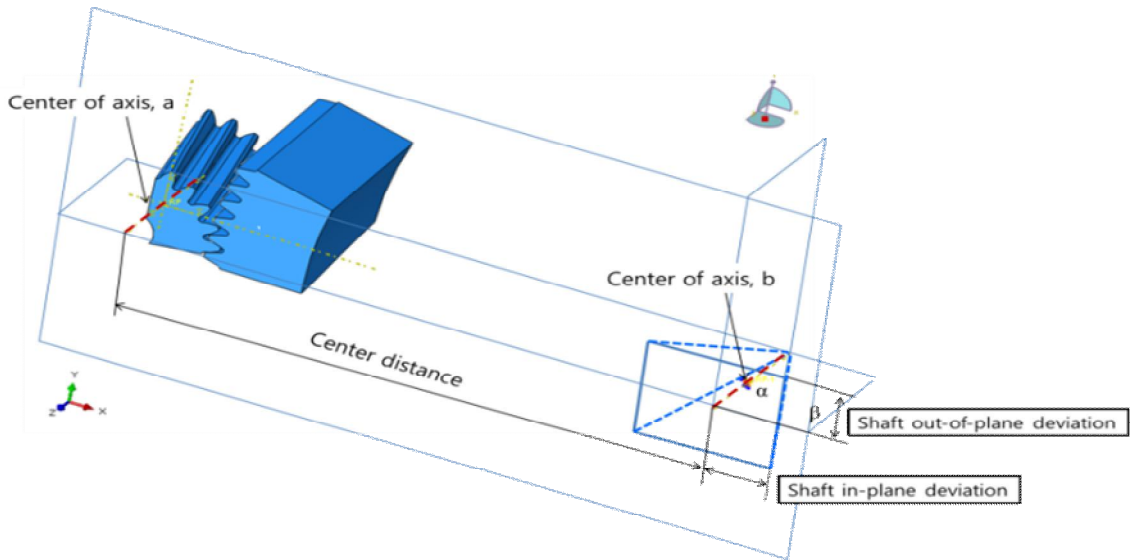


Fig. 6 Shaft in-plane and out-of-plane deviations



감소하였다. 이것은 중심거리 변화에 따라 접촉위치가 변화하여 하중작용점이 변화하기 때문이고, 중심거리 오차변화에 따라 굽힘응력의 크기는 거의 선형적으로 변화하였다.

### 3.2 축의 평행오차의 영향

축의 평행도 오차(shaft parallelism tolerance)는 오차의 영향이 벡터방향에 따라 달라지기 때문에 Fig. 6과 같이 축의 평행오차(shaft in-plane deviation)와 축의 어긋남오차(shaft out-of-plane deviation)로 구분한다<sup>[11]</sup>. 축의 평행오차는 축의 공통 평면에서 측정되는 축의 오차이며 축의 어긋남오차는 축의 공통평면에 수직인 평면에서 측정된다.

Fig. 7은 피니언 회전 위치 3일 경우 축의 평행오차에 따른 굽힘응력 변화를 해석한 결과이다. 축의 평행오차는 기어의 피치원 직경(reference diameter)  $d$  및 치폭  $b$ 에 따라 달라지므로 본 해석에서는 참고자료<sup>[12]</sup>의 피치원 직경  $280 < d < 560$ , 치폭  $40 < b < 80$  일 때 최대 허용치  $\delta = \pm 0.062$  mm를 적용하였다.

해석결과 축의 평행오차가 양의 방향으로 커질 때 (+오차) 치폭 중앙부( $0.4 < x/b < 0.7$  위치)에서의 굽힘응력은 오차가 없을 때 보다 증가하고, 치폭 왼쪽 측면( $x/b < 0.3$  위치)에서는 감소한다. 이는 양의 방향 평행오차는 치폭 측면의 접촉면적이 감소되고 중앙부의 접촉이 증가되기 때문이다. 반대로 축의 평행오차가 음의 방향으로 작아질 때(-오차)는 치폭 중앙부 굽힘응력은 감소하고 측면에서의 굽힘응력은 증가하게 된다.

Fig. 8은 피니언 회전 위치 1일 경우 축의 평행오차에 따른 굽힘응력의 변화를 해석한 결과이다. 피니언 회전 위치 1일 경우 피니언 3번 이에서는 치접촉이 발생하기 시작하는 부분이고, 이 영역에서 평행오차가 음의 방향으로 작아질 때(-오차)는 굽힘응력은 증가하고 양의 방향일 때 굽힘응력은 감소하게 된다. 이것은 음의 방향 평행오차는 오차가 없을 때보다 평행오차가 생긴 치폭 좌측의 피니언과 기어 사이 틈새가 작아져 접촉이 강하게 발생하기 때문이다.

Fig. 9는 피니언 회전 위치 5에서 축의 평행오차에 따른 굽힘응력의 변화를 해석한 결과이다.

피니언 회전 위치 5일 경우 피니언 3번 이에서는 치접촉이 치폭 우측에서 강하게 발생한다.

이 영역에서 평행오차가 음의 방향으로 작아질 때 (-오차)는 굽힘응력은 감소하고 양의 방향으로 커질 때 굽힘응력은 증가하게 된다.

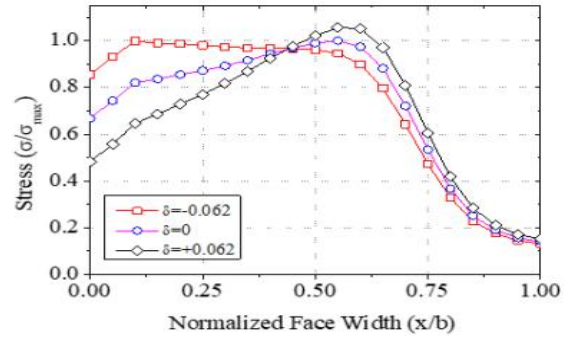


Fig. 7 The root stress for the shaft in-plane deviations at position 3

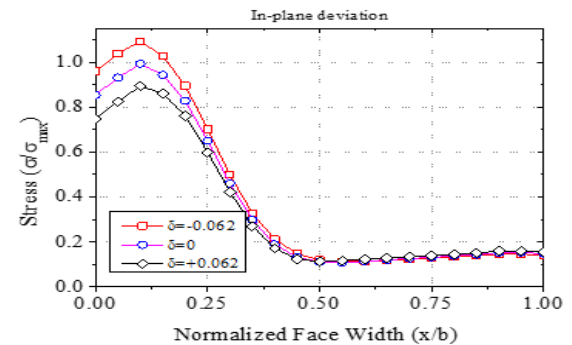


Fig. 8 The root stress for the shaft in-plane deviations at the position 1

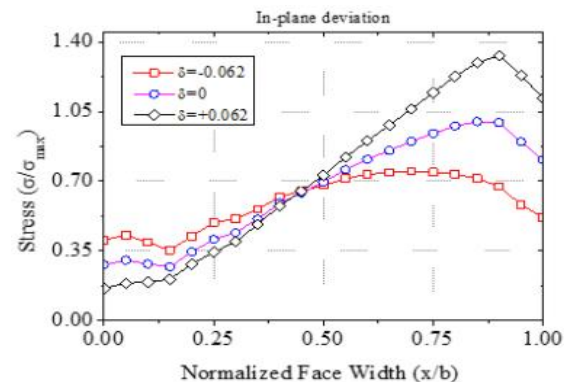


Fig. 9 The root stress for the shaft in-plane deviations at the position 5

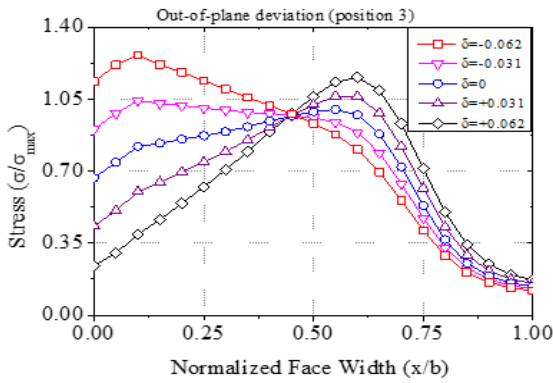


Fig. 10 The root stress for the shaft out-of-plane deviations at the position 3

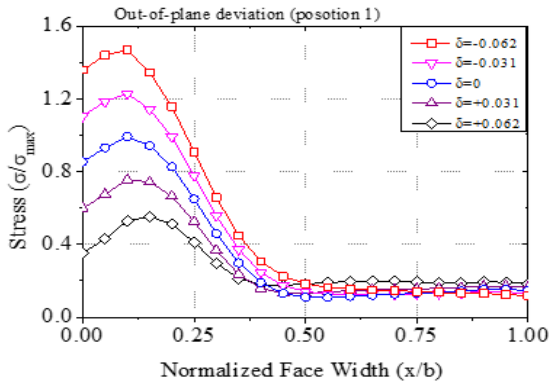


Fig. 11 The root stress for the shaft out-of-plane deviations at the position 1

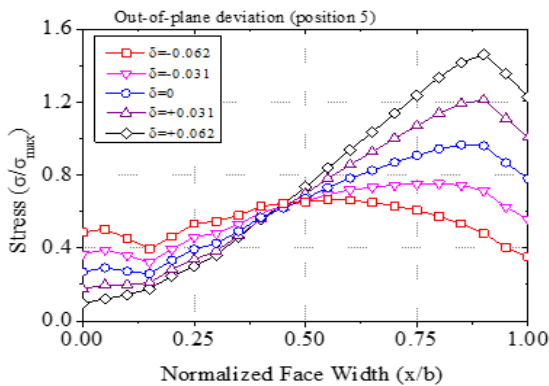


Fig. 12 The root stress for the shaft out-of-plane deviations at the position 5

### 3.3 축의 어긋남 오차의 영향

Fig. 10은 피니언 회전 위치 3에서 축의 어긋남 오차에 따른 굽힘응력의 변화를 해석한 결과이다. 축의 어긋남 오차는 평행 오차와 동일하게 최대 허용치  $\delta = \pm 0.062$  mm를 적용하였다.

축의 어긋남 오차가 양의 방향(+오차, Fig. 6에서 +y축으로 축의 어긋남이 발생할 때)으로 커질 때 치폭 중앙부(0.5<x/b<0.7 위치)에서의 굽힘응력은 오차가 없을 때보다 증가하고, 치폭 측면(x/b<0.3 위치)에서는 오차가 없을 때보다 감소한다. 반대로 축의 어긋남 오차가 음의 방향(-오차, Fig. 6에서 -y축으로 축의 어긋남이 발생할 때)으로 발생할 때 치폭 중앙부 굽힘응력은 감소하고 측면에서의 굽힘응력은 증가한다. 이것은 양의 방향 어긋남 오차는 치폭 좌측 측면의 기어 틈새를 오차가 없을 때보다 넓게 만들기 때문에, 좌측 측면에서의 접촉면적 및 응력이 감소되고 중앙부의 응력이 증가하게 된다.

Fig. 11은 피니언 회전 위치 1일 경우 축의 어긋남 오차에 따른 굽힘응력의 변화를 해석한 결과이다. 이 위치에서는 피니언 3번 이에서 치접촉이 시작하는 부분이고, 이 영역에서 어긋남 오차가 음의 방향일 때(-오차)는 굽힘응력은 증가하고 양의 방향일 때 굽힘응력은 감소하게 된다. 이것은 위의 중앙부 접촉에서와 마찬가지로 음의 방향 어긋남 오차는 치폭 좌측의 피니언과 기어 사이 틈새를 좁게 만들고 이 영역에서 편접촉이 발생하기 때문에 굽힘강도가 증가하게 된다.

Fig. 12는 피니언 회전 위치 5에서 축의 어긋남 오차에 따른 굽힘응력의 변화를 해석한 결과이다. 이 경우 축의 어긋남 오차가 양의 방향일 때(+오차)는 굽힘응력은 증가하고 음의 방향일 때 굽힘응력은 감소하였다.

### 3.4 해석결과 검토

해석결과 기어 쌍의 접촉에서 중심거리 오차의 변화에 따라 굽힘응력의 크기는 거의 선형적으로 변화하였으며, 굽힘응력은 중심거리 허용치  $\delta = \pm 0.0285$ mm 변화에 약  $\pm 0.3\%$  변화하였다. 변화량은 크지 않지만, 중심거리 오차가 작아질 경우(-오차) 굽힘응력은 감소하여 기어의 굽힘 파손(bending fracture)을 감소시킬 수 있다. 그러나, 중심거리 변화는 기어의 백래쉬

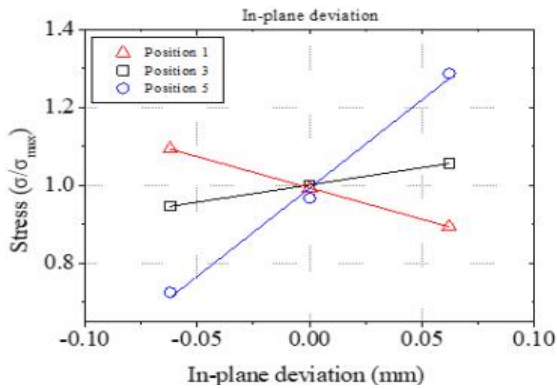


Fig. 13 The root stress variations according to the shaft in-plane deviations

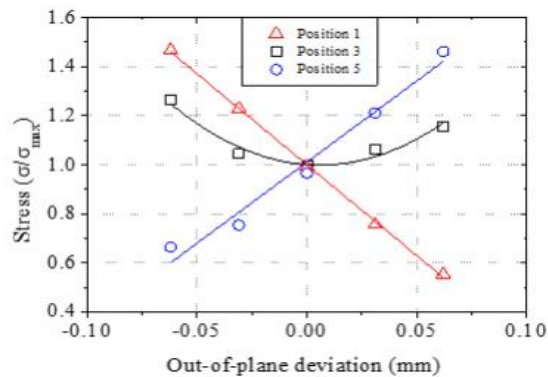


Fig. 14 The root stress variations according to the shaft out-of-plane deviations

(backlash)와 직접적으로 연관되기 때문에 적정 중심거리 오차는 백래쉬가 허용하는 한도내에서 관리하는 것이 유리할 것으로 판단된다.

헬리컬 기어의 치접촉은 두쌍 혹은 세쌍의 기어 물림에서 치폭 방향으로 비교적 균등한 분포의 접촉압력이 발생하여야 하지만, 평행도 오차가 발생할 경우 이 접촉은 치폭 끝단 쪽으로 치우쳐 편접촉이 발생하게 되고, 이 영역에서 이뿌리 굽힘응력은 증가하게 된다. Fig. 13은 축의 평행도오차에 따른 회전위치별 최대굽힘응력의 변화를 비교한 그림이다. 그림에서와 같이 위치 5에서 접촉이 발생하는 경우 평행도오차가 굽힘강도에 가장 크게 영향을 미치고, 평행도 오차  $\delta = \pm 0.062$  mm에 굽힘응력은  $\pm 33\%$ 의 변화를 나타내었다. Fig. 14는 축의 어긋남오차에 따른 회전위치별 최

대굽힘응력의 변화를 비교한 그림이다. 그림에서와 같이 위치 1과 5에서 접촉이 발생하는 경우 어긋남오차가 굽힘강도에 가장 크게 영향을 미치고, 어긋남오차  $\delta = \pm 0.062$ mm에 굽힘응력은  $\pm 51\%$ 의 변화를 나타내었다.

이상의 해석결과로부터 기어 쌍에 대한 중심거리 오차보다 축의 평행도 오차(평행오차, 어긋남오차)는 기어의 굽힘강도를 크게 증가시킨다. 이는 기어의 수명에 가장 안 좋은 경우인 편접촉을 초래하기 때문에 기어의 굽힘강도 안전율과 허용 진동의 범위 내에서 평행도 오차를 선정할 필요가 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 헬리컬기어의 3차원 유한요소해석 모델을 구축하고 토크 전달 시 접촉 위치 변화에 따른 기어의 굽힘응력 해석 방법을 정립하였다. 구축된 모델을 이용하여 기어 축의 조립오차인 중심거리 오차, 축의 평행오차 및 어긋남오차에 따른 기어의 굽힘응력 변화를 분석하였고, 적정 오차범위를 검토하였다.

해석결과, 중심거리 오차변화에 따라 굽힘응력의 크기는 거의 선형적으로 변화하였다. 중심거리 오차는 기어의 백래쉬(backlash)와 직접적으로 연관되기 때문에 백래쉬 허용한도내에서 관리하는 것이 유리하다.

헬리컬 기어의 이 접촉은 축의 평행도 오차(평행오차, 어긋남오차)가 발생할 경우 치폭 끝단 쪽으로 치우쳐 편접촉이 발생하게 되고 이뿌리 굽힘응력은 증가하게 된다. 기어 쌍에 대한 중심거리 오차보다 축의 평행도 오차는 기어의 굽힘강도를 크게 증가시킨다. 축의 평행도 오차 중에는 축의 어긋남오차가 평행오차보다 굽힘응력에 더 큰 영향을 미친다. 축의 평행도 오차가 발생할 경우 기어의 허용 굽힘응력을 초과하는 경우가 생길 수 있다. 따라서 기어의 굽힘강도 안전율 범위 내에서 적절한 평행도 오차를 선정하고 관리하여야 기어의 손상을 예방할 수 있다.

#### 후 기

“This research was supported by a grant from R&D Program of the Korea Railroad Research Institute,



Republic of Korea.”

## REFERENCES

1. Hotait, M. A., Talbot, D., & Kahraman, A., "An Investigation of the Influence of Shaft Misalignments on Bending Stresses of Helical Gear With Lead Crown," Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Vol. 7 Las Vegas, Nevada, USA. Sep., pp. 929-937, 2007.
2. Kumar, P., Hirani, H., & Agrawal, A. K., "Effect of gear misalignment on contact area: Theoretical and experimental studies," Measurement, Vol. 132, pp. 359-368, 2019.
3. Lisle, T. J., Shaw, B. A., & Frazer, R. C., "External spur gear root bending stress: A comparison of ISO 6336:2006, AGMA 2101-D04, ANSYS finite element analysis and strain gauge techniques," Mechanism and Machine Theory, Vol. 111, pp. 1-9, 2017.
4. International Organization for Standardization. ISO 6336-3, Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears-Part 3: Calculation of tooth bending strength, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2019.
5. Standard ANSI/AGMA 2001-D04, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, American Gear Manufacturers Association, Alexandria, 2004.
6. Lee, S., Lee, D. H., Hwang, S. C., & Lee, K. H., "Stress Analysis of Helical Gear for a Railway Reducer," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 11, No. 2, pp. 55-59, 2012.
7. Lias, M. R., Rao, T. V. V. L. N., Awang, M., & Khan, M. A., "The Stress Distribution of Gear Tooth Due to Axial Misalignment Condition," Journal of Applied Sciences, Vol. 12, pp. 2404-2410, 2012.
8. Shehata, A., Adnan, M. A., & Mohammed, O. D., "Modeling the effect of misalignment and tooth microgeometry on helical gear pair in mesh," Engineering Failure Analysis, Vol. 106, 104190, 2019.
9. KISSSoft AG. KISSSoft Release 03/2012 User Manual. Bubikon, Switzerland, 2013.
10. Systèmes D. Abaqus analysis user's guide. Simulia Corp. Providence, RI, USA, ver. 6.13, 2013.
11. International Organization for Standardization, ISO/TR 10064-3, Code of inspection practice — Part 3: Recommendations relative to gear blanks, shaft centre distance and parallelism of axes, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 1996.
12. Japan Gear Manufacturers Association, JGMA 1102-01, Parallelism of axes for spur and helical gears, Japan Gear Manufacturers Association, Tokyo, 2000.