

# Simulation Model을 이용한 건설기계용 전동식 액슬의 기어 강도 평가

한현우<sup>\*,\*\*</sup>, 박영준<sup>\*,\*\*,\*</sup>, 이기훈<sup>\*\*\*\*</sup>, 오주영<sup>\*\*\*\*\*,#2</sup>, 김정길<sup>\*\*\*\*\*,#1</sup>

<sup>\*</sup>서울대학교 바이오시스템공학과, <sup>\*\*</sup>서울대학교 융합전공글로벌스마트팜, <sup>\*\*\*</sup>서울대학교  
농업생명과학연구원, <sup>\*\*\*\*</sup>세일공업(주) 기술연구소, <sup>\*\*\*\*\*</sup>한국생산기술연구원 첨단메카트로닉스연구그룹,  
<sup>\*\*\*\*\*</sup>한국생산기술연구원 지능형농기계연구그룹

## Gear Strength Evaluation of Electric Axle for Construction Machinery using Simulation Model

Hyun-Woo Han<sup>\*,\*\*</sup>, Young-Jun Park<sup>\*,\*\*,\*</sup>, Ki-Hun Lee<sup>\*\*\*\*</sup>, Joo-Young Oh<sup>\*\*\*\*\*,#2</sup>, Jeong-Gil Kim<sup>\*\*\*\*\*,#1</sup>

<sup>\*</sup>Department of Biosystems Engineering, Seoul National University

<sup>\*\*</sup>Convergence Major in Global Smart Farm, Seoul National University

<sup>\*\*\*</sup>Research Institute of Agriculture and Life Sciences, Seoul National University

<sup>\*\*\*\*</sup>Technical Laboratory, Seil Industrial Co., Ltd.

<sup>\*\*\*\*\*</sup>Advanced Mechatronics R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology

<sup>\*\*\*\*\*</sup>Smart Agricultural Machinery R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology

(Received 25 August 2021; received in revised form 14 September 2021; accepted 23 September 2021)

### ABSTRACT

As environmental issues have emerged worldwide, emission gas regulations have been strengthened. In the construction machinery sector, studies have been actively conducted to utilize the power source of electric motors owing to the increasing demand for zero emissions. In this study, the gear specifications of an electric axle for construction machinery were selected by considering the specifications of the motor, gear tooth contact pattern, and face load factor. The gear strength evaluation was performed at the system level using the simulation model. The bending and contact strength of the spiral bevel gears and the bending strength of the planetary gear set showed a safety factor of 1 or more. However, the contact strength of the planetary gear set showed a safety factor of 0.92. Conservative results were derived by performing the analysis under the rated load condition of the motor. However, the ratio of the equivalent torque to the rated torque of the motor was 45% or less, hence, it was determined that no difficulties should arise regarding the durability of the axle.

**Keywords:** Electric Axle(전동 액슬), Gear Strength(기어 강도), Misalignment(미스얼라인먼트), Contact Pattern(접촉 패턴), Face Load Factor(치면 하중 계수)

#1 Corresponding Author : [kjg14@kitech.re.kr](mailto:kjg14@kitech.re.kr)

Tel: +82-63-920-1273, Fax: +82-63-920-1280

#2 Corresponding Author : [jyoh@kitech.re.kr](mailto: jyoh@kitech.re.kr)

Tel: +82-53-580-0383, Fax: +82-53-580-0310

Copyright © The Korean Society of Manufacturing Process Engineers. This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution-Noncommercial 3.0 License (CC BY-NC 3.0 <http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0/>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

## 1. 서 론

전 세계적으로 환경 문제가 대두됨에 따라 배출  
가스 규제가 강화되고 있으며 이에 따라 건설기계

분야에서도 무공해(zero emission)에 대한 수요가 증가하고 있다. 2017년도 국내 대기오염물질 배출량 중 CO, NOx, PM<sub>2.5</sub>에 대한 건설기계가 차지하는 비율은 각각 6.7%, 9.6%, 6.1%이며, 대기오염물질 배출량 감소를 위하여 건설기계의 원동기를 엔진이 아닌 전동기로 대체하려는 연구가 활발히 수행되고 있다<sup>11</sup>.

이전 연구에서 Kim 등은 전기구동 파워트레인을 설계하기 위하여 농용 트랙터를 활용하여 작업 부하를 분석하였다. 이를 통해 농작업 특성을 고려하여 전기구동 트랙터에 2단 감속기 적용이 유리함을 확인하였다<sup>2,3</sup>. Back 등은 트랙터 실차 시험을 통해 측정된 차축 부하를 분석하여 전기구동 트랙터 개발 시 모터에 적합한 감속비를 선정하기 위한 연구를 수행하였다. 이를 통해 선정된 모터에 장착할 감속기는 기어비가 36~52 범위 내에서 설계하여야 함을 확인하였다<sup>4,5</sup>. Kwon 등은 전기자동차의 주행 효율 개선을 위해 최적의 감속비를 산정하기 위한 기법을 제안하고, 제안된 기법에 따라 선정된 기어비를 활용하여 주행 효율이 약 3% 개선됨을 확인하였다<sup>6</sup>. Choi 등은 전기자동차의 작동조건을 고려하여 2속 변속기의 경량 최적 설계를 수행하고, 기존 2속 변속기와 최적화된 2속 변속기를 비교하였다. 이를 통해 기어 강도는 유사한 경향을 보이며, 체적은 약 10% 감소한 2속 변속기를 설계하였다<sup>7</sup>. Bae 등은 8톤급 지게차용 기계유압식 무단변속기의 헬리컬 및 유성기어에 대해 극한 하중 조건에서 요구 수명을 만족하는지 확인하였다. 이를 통해 무단 변속기의 요구 수명을 만족하나, 유성기어의 굽힘 강도가 요구 수명보다 높게 나타남으로 최적설계가 필요함을 확인하였다<sup>8,9</sup>. Ali 등은 트랙터 부착형 배추수집기의 동력 전달 시스템 및 최적설계를 위한 기구학적 해석을 수행하였다<sup>10,11</sup>. Kim 등은 언덕이 많은 지형에서 활용하기 위한 전기 구동 소형 차량에 무단변속기의 구조를 제시하고, 제작된 무단변속기를 활용하여 축간거리 변화에 따른 성능을 확인하였다. 또한 기존 전기 구동 소형 차량에 활용하는 감속기를 활용하여 개발된 무단변속기와 성능을 비교하였다. 이를 통해 무단변속기의 구동 풀리와 중동 풀리의 축간거리를 짧게 하면 동력전달 효율이 향상되고 전달토크가 높아짐을 확인하였다.

또한 감속기를 적용한 전기 구동 소형 차량에 비해 평지 주행 및 경사도 주행 시, 차량의 주행 성능이 향상됨을 보였다<sup>12</sup>. Shin 등은 전기이륜차에 자동변속기를 적용하여 주행시험장과 시가지 주행을 통해 성능을 확인하였다. 이를 통해 변속기 적용 시 저속영역에서 연비 및 효율이 개선되며, 감속기 적용 시에는 고속 영역에서 효율이 증가함을 보였다<sup>13</sup>. Kim 등은 전기차용 기어박스의 소음 특성을 실험적으로 분석하였다. 이를 통해 기어박스의 n차 부품이 노이즈의 원인임을 확인하였다<sup>14</sup>. Lim 등은 전기 구동 이식기를 활용하여 실 작업 상태에서 소요 동력을 계측하였다. 이를 통해 파종 거리가 멀어짐에 따라 소요 동력이 적어짐을 확인하였다<sup>15</sup>.

기존 문헌들은 트랙터, 지게차 등 내연기관을 이용한 노외기계(off-road machine)를 이용하여 필드 부하 계측 및 분석을 통하여 동력전달시스템 설계 시 최적의 기어단수 및 기어비를 선정하는 연구를 수행하였다. 또한 전기구동 시스템의 설계, 해석, 시험 관점에서는 동력전달장치의 최적설계, 주행 성능 향상, 소음 특성에 대해 연구를 수행하였다. 그러나 건설기계용 전기구동식 동력전달장치를 활용하여 기어의 내구성에 대한 연구는 미미한 실정이며 이에 대한 연구가 필요하다.

본 연구는 저소음 기어 설계 기술을 적용하여 건설기계용 전동식 액슬을 설계하였으며 설계된 전동식 액슬을 기반으로 시뮬레이션 모델을 활용하여 시스템 단위에서 기어 강도, 파라미터의 영향을 확인하여 내구성 향상을 위한 설계 방안을 제시하였다.

## 2. 전동식 액슬의 시뮬레이션 모델

### 2.1 액슬의 구조

액슬의 구조는 Fig. 1에 나타내었으며, 전동기를 통하여 입력된 동력이 스파이럴 베벨 기어 세트의 피니언과 기어의 물림에 의해 입력축을 기준으로 좌/우측에 위치한 사이드 축에 동력이 전달된다. 사이드 축을 통하여 유성 기어 세트의 선기어에 동력이 전달되며 선기어와 유성기어, 유성기어와 링기어 물림을 통하여 유성 캐리어와 연결된 하우징에 동력이 출력된다. 여기서, 링기어는 고정이다.

## 2.2 액슬의 시뮬레이션 모델

액슬의 시뮬레이션 모델은 기어트레인 설계/해석 소프트웨어인 MASTA 10.0<sup>[16]</sup>을 활용하여 개발되었다. 액슬의 입력축에 정격 토크 및 회전수는 전동기의 사양을 고려하여 토크는 443N·m, 회전수는 854rpm이다. 액슬의 감속비는 차량의 견인력과 최대 속도를 고려하여 12.26으로 선정하였으며, 관련 수식은 (1)~(2)에 나타내었다<sup>[17]</sup>.

$$F_t = \mu \cdot m \cdot g \cdot \cos\theta + m \cdot g \cdot \sin\theta \quad (1)$$

$$n = \frac{v \cdot 1000 \cdot i}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot 60} \quad (2)$$

여기서,  $F_t$ 는 견인력[kN],  $\mu$ 는 구름저항계수,  $m$ 은 중량[kg],  $g$ 는 중력가속도[m/s<sup>2</sup>],  $\theta$ 는 등판능력[deg],  $n$ 은 휠의 회전수[rpm],  $v$ 는 차량 속도[km/h],  $i$ 는 기어비,  $r$ 은 휠의 반경[mm]를 의미한다.

선정된 기어비와 설치 공간, 안전 계수를 고려하여 스파이럴 베벨 기어 세트의 기어비는 2.21/1, 유성 기어 세트의 기어비는 5.53/1이다. 여기서, 유성 기어 세트의 기어비가 작아지면 선기어의 잇수가 증가하고 동일한 공간에서 유성기어의 잇수가 적어짐으로 유성 베어링 선정 시에 수명을 만족하지 못함으로 이를 고려하여 기어비를 선정하였다. 또한 선정된 기어비를 만족하면서 유성 기어 세트의 조립 조건 및 간섭 조건, 유성 기어 세트의 물림 위상을 다르게 함으로써 소음을 줄이기 위한 논 팩터라이징(non-factorizing)을 고려하여 기어 잇수를 선정하였으며, 관련 수식은 (3)~(5)에 나타내었다<sup>[18]</sup>.

$$\frac{z_s + z_r}{N} = i \text{ integer} \quad (3)$$

$$m_n(z_p + 2) < L \quad (4)$$

$$L = m_n(z_p + z_s) \sin \frac{\pi}{N}$$

$$\frac{z_s}{N} \neq \text{integer}, \frac{z_r}{N} \neq \text{integer} \quad (5)$$

여기서,  $z_s$ 는 선기어의 잇수,  $z_r$ 는 링기어의 잇수,  $N$ 은 유성기어의 개수,  $m_n$ 은 모듈[mm],  $z_p$ 는 유성기어의 잇수,  $L$ 은 유성기어간의 거리[mm]를

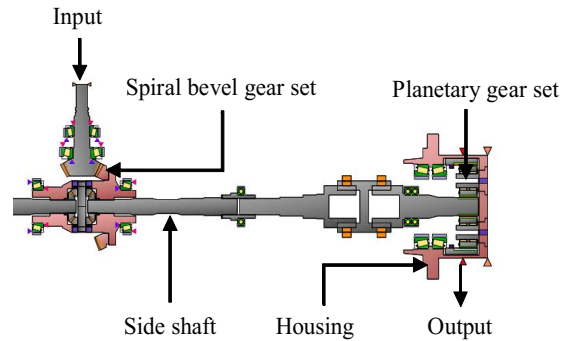


Fig. 1 Structure of the electric axle

의미한다.

기어가 설치될 공간과 기어 강도, 미끄럼 속도를 고려하여 중심거리와 모듈, 압력각, 전위계수 등을 선정하였으며, 기어의 제원은 Table 1~2에 나타내었다. 또한 기어의 물림에 의한 충격 감소, 기어 치면의 하중 분포를 균일하게 하기 위하여 치형 수정과 리드 수정을 선기어와 유성기어에 반영하였다.

액슬의 시뮬레이션 모델은 기어, 베어링, 축, 캐리어 및 하우징으로 구성하여 Fig. 2에 나타내었다. 기어의 접촉은 선정된 제원을 이용하여 ISO 6336<sup>[19]</sup>에 따른 해석적 모델(analytical model)을 이용하였다. 베어링의 경우, 형상 제원과 장착 방법에 따라 작동 중 틈새(operating clearance)를 고려할 수 있는 비선형 강성 모델을 사용하였다. 축, 캐리어 및 하우징은 Fig. 3과 같이 유한요소(finite elements)를 사용하였으며, 회전축을 기준으로 대칭 형상을 가진 축은 보 요소(beam element)로, 비대칭 형상을 가진 유성 캐리어(planetary carrier)와 하우징은 사면체 요소(tetrahedral element)로 4~7mm 크기의 세밀한 격자(fine mesh)로 모델링하였다. 유한요소모델의 상세한 정보는 Table 3에 나타내었다.

베어링과 하우징 사이의 연결은 베어링 중심의 절점을 장착 부위의 절점들과 RBE2 요소로 연결하였다. 하우징과 유성 캐리어의 볼트 연결부는 클램핑 영역(clamping area)이 접촉 면적의 대부분을 차지하므로 해당 부위의 절점을 모두 공유하여 모델링하였다. 여기서, 유성 캐리어의 클램핑 영역 면적이 가장 작으므로 정적 해석(static analysis)을 통해 구동륜에 작용하는 하중인 차량 중량의 1/4을 수치

하중으로 인가하였을 때 연결부가 분리되지 않는지 확인하였다. 스위블 하우징(swivel housing)은 강성 베어링 요소를 사용하여 액슬 하우징(axle housing)과 연결하였다. 따라서, 지면 반력에 따른 차량 및 수하물의 수직 하중을 지지할 수 있도록 하였다.

**Table 1 Specifications of spiral bevel gear set**

	Bevel pinion	Bevel gear
Number of teeth	14	31
Facewidth, [mm]	30	30
Profile shift coefficient	0.3514	-0.3514
Outer pitch diameter, [mm]	185.0	
Pressure angle, [deg.]	20	
Spiral angle, [deg.]	32(Right)	32(Left)
Shaft angle, [deg.]	90.0	

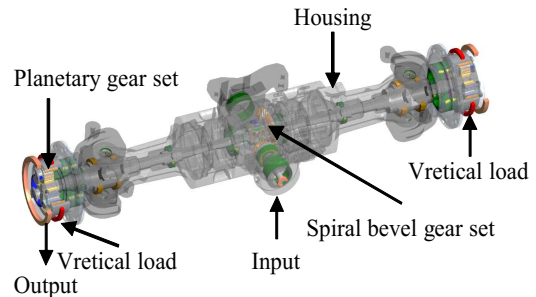
**Table 2 Specifications of planetary gear set**

	Sun gear	Planet gear	Ring gear
Number of teeth	13	23	59
Facewidth, [mm]	45	40	53
Profile shift coefficient	0.3398	0.0796	-0.4990
Module, [mm]	3.0		
Pressure angle, [deg.]	25		
Number of planets	3		
Center distance, [mm]	55.2		

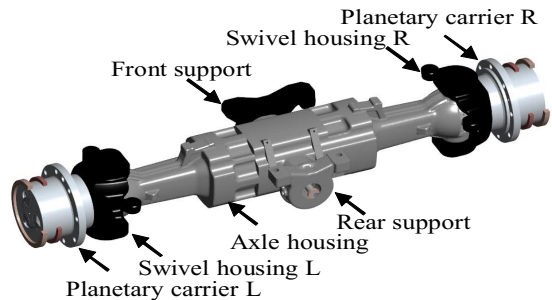
**Table 3 Details of finite element model**

	Shaft	Planetary carrier	Housing			
			Front support	Rear support	Axle housing	Swivel housing
Material	SCM 420H	S45C	FCD450			
Young's Modulus, [GPa]	206	206	206			
Poissons' ratio	0.3	0.3	0.21			
Element type	Beam	Tetrahedral				
No. of nodes	-	62,509	133,579	71,074	1,253,801	470,556

No. of elements	-	32,875	84,816	44,621	800,352	307,271
No. of elements (Aspect ratio >5.0)	-	321 (0.98%)	2 (0.002%)	51 (0.11%)	2,024 (0.25%)	847 (0.28)
No. of elements (Jacobian <0.65)	-	0 (0%)	0 (0%)	0 (0%)	0 (0%)	2 (0.0007%)



**Fig. 2 Simulation model of the electric axle**



**Fig. 3 Finite element model of the electric axle**

전체 시스템의 경계 조건은 전방 지지부(front support)와 후방 지지부(rear support)의 차량과 연결되는 볼트 체결 부위의 절점을 6자유도에 대해서 구속하였다. 하중 조건으로는 차량 중량의 1/4에 해당하는 수직 하중이 구동륜에 균일하게 작용한다고 가정하여 실제 구동륜이 장착되는 유성 캐리어에 Figure 2와 같이 인가하였다. 작동유는 ISO VG 100로, 작동유의 온도는 70℃로 가정하였다.

유한요소모델의 정확도는 영률(Young's modulus), 푸아송 비(Poisson's ratio) 등의 재료의 물성치, 하중 및 경계 조건, 요소의 품질(element quality) 등의 여러 가지 요인에 의해 결정된다. 본 연구의 유한요

소모델에는 Table 3과 같이 각 부품의 재료에 따라 물성치를 반영하였다. 또한 강성 베어링 요소를 사용하여 각각의 유한요소모델에 실제 부품의 작동 조건과 동일한 자유도를 부여하였다. Shin은 전체 유한요소모델의 강성은 개별 요소의 품질에 따라 좌우된다고 하였다<sup>[20]</sup>. 따라서 본 연구에서는 전체 요소의 품질을 포괄적으로 평가할 수 있는 중형비 (aspect ratio)와 자코비안(Jacobian) 값을 기준으로 유한요소모델의 강성 행렬이 정확하게 평가될 수 있도록 하였다. 중형비, 자코비안 등 요소 검사의 기준이 되는 값은 일반적으로 정의하는 것이 불가능하다고 알려져 있다<sup>[20]</sup>. 본 연구에서는 대상체의 크기, 형상의 복잡성 등을 고려하여 Table 3과 같이 5 이상의 중형비, 0.65 이하의 자코비안 값을 가진 요소를 전체 요소의 1% 이하가 되도록 관리하여 개별 요소의 형상이 왜곡되거나 수치적인 오류가 나타나지 않도록 하였다.

유한요소모델은 베어링에서 전달된 하중이 하우징과 같은 구조물에 전달될 때 강체(rigid body)가 아닌 유연체(flexible body)로 반영함으로써 구조물의 변형량을 반영하여 보다 정확한 해석을 수행하기 위함이다. 또한 전설기계용 액슬은 차량 및 수하물의 중량으로 인한 지면 반력이 유성 캐리어에 작용하여 전체 시스템의 변형을 일으킨다. 따라서 해석 모델에 반영된 유한요소모델은 하우징의 강성에 따른 영향을 기어 물림 미스얼라인먼트 등의 해석 결과에 반영할 수 있다.

### 3. 전동식 액슬의 시뮬레이션 모델을 활용한 기어 해석

#### 3.1 기어 물림 미스얼라인먼트 해석

기어의 물림 미스얼라인먼트<sup>[19]</sup>는 피니언과 기어가 연결된 축에 베어링의 변형을 반영한 축의 변위, 하우징의 변형을 고려하였다. 스파이럴 베벨 기어 세트에서 기어 물림 미스얼라인먼트의 좌표 정의는 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서 베벨 피니언의 축 중심을 기준으로 Y축 방향( $\Delta XP$ )을 (+), 베벨 기어의 축 중심을 기준으로 Z축 방향( $\Delta XW$ )을 (+), 베벨 기어의 축 중심을 기준으로 X축 방향( $\Delta E$ )을

(+)의 변위로 정의하였다. 유성 기어 세트의 기어 물림 미스얼라인먼트의 좌표 정의는 Fig. 5에 나타내었다. 그림에서 피니언과 기어의 치꼭 방향(Z축)을 기준으로 오른쪽에서 기어 물림 미스얼라인먼트가 발생하면 (+), 왼쪽에서 기어 물림 미스얼라인먼트가 발생하면 (-)의 변위로 정의하였다.

해석 결과는 Table 4와 5에 나타내었으며, 스파이럴 베벨 기어 세트는 피니언의 축 중심을 기준으로  $\Delta XP$ 는  $+83.8 \mu\text{m}$ , 베벨 기어의 축 중심을 기준으로  $\Delta XW$ 는  $-64.7 \mu\text{m}$ , 베벨 기어의 축 중심을 기준으로  $\Delta E$ 는  $-105.1 \mu\text{m}$ 의 기어 물림 미스얼라인먼트가 발생하였다. 유성 기어 세트는 선기어와 유성기어에서  $+9.5 \sim +18.8 \mu\text{m}$ 의 기어 물림 미스얼라인먼트가, 유성기어와 링기어에서  $+12.1 \sim +24.6 \mu\text{m}$ 의 기어 물림 미스얼라인먼트가 발생하였다. 기어 물림 미스얼라인먼트에서 스파이럴 베벨 기어 세트의 변위가 크게 발생한 요인은 외팔보 형태로 축을 지지하는 구조이며, 스파이럴 각에 의해 이와 같은 현상이 발생하였다. 또한 유성 기어 세트는 최소-최대값으로 표기하였는데 이는 유성기어 개수가 3개이며, 선기어를 중심으로 유성기어가 회전하면서 위상이 변하기 때문에 이를 고려하여 나타내었다. 유성 기어 세트의 기어 물림 미스얼라인먼트의 발생 원인은 휠이 장착된 유성 캐리어에 수직으로 작용하는 하중(차축의 수직하중)에 의해 캐리어에 모멘트가 발생하며, 이 모멘트에 의해 기어 물림에서 미스얼라인먼트가 발생한 것으로 판단된다.

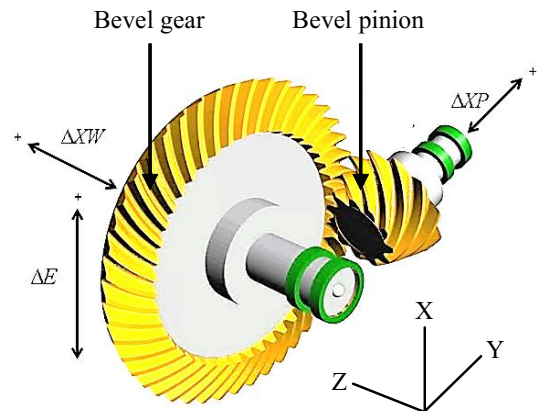


Fig. 4 Coordinate definition of spiral bevel gear set<sup>[16]</sup>

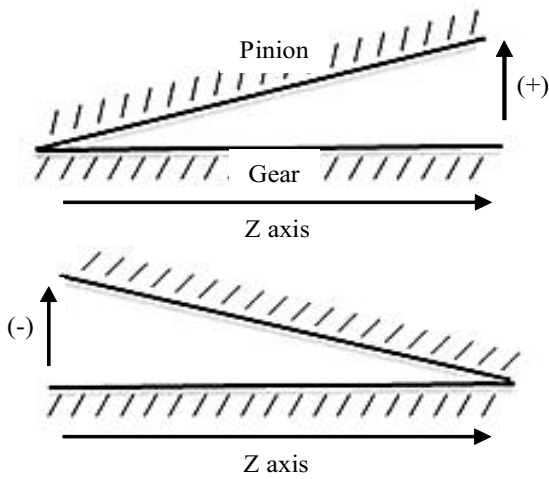


Fig. 5 Coordinate definition of spur gear set<sup>[16]</sup>

Table 4 Mesh misalignment of spiral bevel gear set

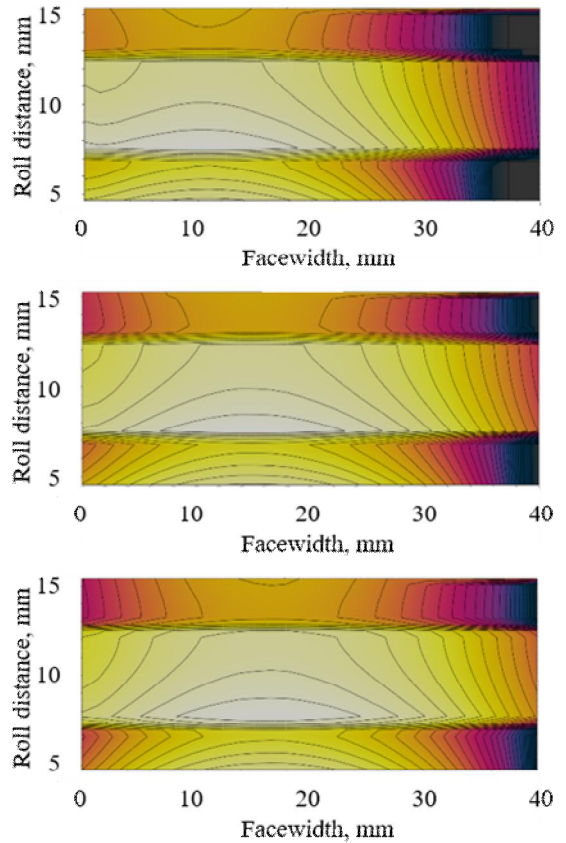
	$\Delta E$ [ $\mu\text{m}$ ]	$\Delta XP$ [ $\mu\text{m}$ ]	$\Delta XW$ [ $\mu\text{m}$ ]
Spiral bevel gear set	-105.1	83.8	-64.7

Table 5 Mesh misalignment of planetary gear set

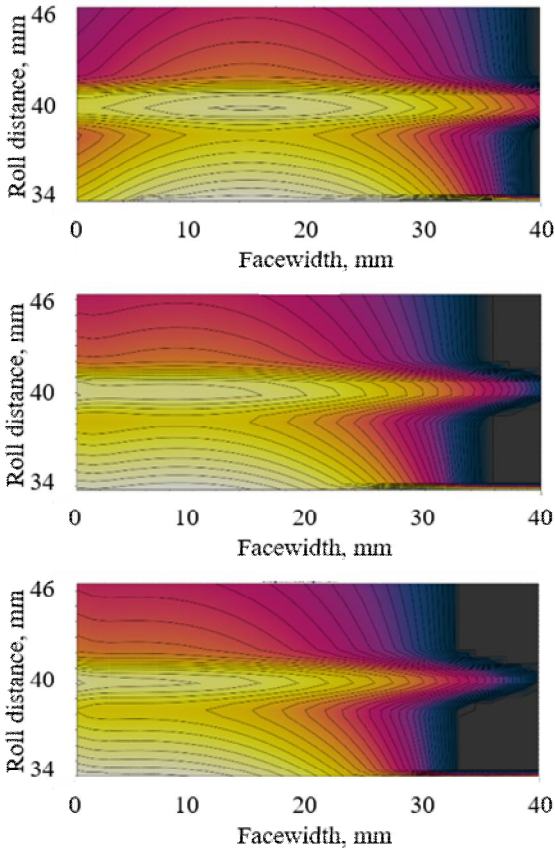
Planet Angle [ $^{\circ}$ ]	9.9	129.9	249.9
Loaded Flank	Left Flank	Left Flank	Left Flank
Gear A	Sun	Sun	Sun
Gear B	Planet (At $9.9^{\circ}$ )	Planet (At $129.9^{\circ}$ )	Planet (At $249.9^{\circ}$ )
Total Equivalent Misalignment for Rating [ $\mu\text{m}$ ]	18.8	11.6	9.5
Loaded Flank	Right Flank	Right Flank	Right Flank
Gear A	Planet (At $9.9^{\circ}$ )	Planet (At $129.9^{\circ}$ )	Planet (At $249.9^{\circ}$ )
Gear B	Ring	Ring	Ring
Total Equivalent Misalignment for Rating ( $\mu\text{m}$ )	12.1	20.8	24.6

### 3.2 유성 기어 세트의 접촉 해석

유성 기어 세트는 공전과 자전을 하면서 입력축과 출력축이 동축상에 위치하므로 기어 치면의 접촉 패턴, 치면 하중 계수가 중요하다. 또한 여러 개의 유성기어에 의해 하중이 분할되므로 하중 분할 계수가 중요하며, 이 인자들은 유성 기어 세트의 내구성에 영향을 끼친다. 여기서, 기어 치면의 접촉 패턴은 기어 물림 시에 치폭 방향으로 접촉면의 형상을 확인하기 위해 수행하였으며, 치면 하중 계수<sup>[19]</sup>는 기어의 치폭 방향으로 균일한 하중 분포를 나타내는 계수이다. 치면 하중 분포가 균일한 경우에 계수는 1을 나타내며, 불균일한 경우에는 1보다 큰 값으로 표기된다. 치면 하중 계수가 1에 가까울수록 기어의 굽힘 및 면압에 의한 안전 계수가 1보다 증가하며 이는 기어의 내구성 향상에 영향을 준다.



(a) Tooth contact pattern of the sun gear



(b) Tooth contact pattern of the ring gear

Fig. 6 Tooth contact pattern of planetary gear set

Table 6 Face load factor of planetary gear set

Face load factor		Contact	Bending
Sun-Planet	Planet 1	1.28	1.23
	Planet 2	1.20	1.16
	Planet 3	1.18	1.15
Planet-Ring	Planet 1	1.21	1.17
	Planet 2	1.37	1.30
	Planet 3	1.53	1.42

그러나 하중 분할 계수는 개발 제품의 유성기어 개수가 3개이며, AGMA 6123-B06<sup>[18]</sup> 규격에 유성기어 개수가 3개인 경우 하중 분할 계수가 1, 또한

기어 치면의 접촉 패턴 해석 결과에서 작용한 응력으로 확인할 수 있으므로 별도로 계산하지 않았다. 이러한 이유로 치면의 접촉 패턴과 치면 하중 계수를 확인하였다.

해석 결과, 기어 치면의 접촉 패턴은 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 6(a)는 선기어와 유성기어의 물림에 의한 선기어의 치면에서 접촉 패턴을 Fig. 6(b)는 유성기어와 링기어의 물림에 의한 링기어의 치면에서 접촉 패턴을 나타내었다. 기어 치폭 방향의 중간을 기준으로 좌측에 물림이 편중된 것을 확인할 수 있으며, 이는 기어 치폭 방향의 중간을 기준으로 우측에서 기어 물림 미스얼라인먼트가 발생한 결과와 일치하였다. 선기어와 유성기어 3개의 접촉 응력은 1403 MPa, 1372 MPa, 1357 MPa, 유성기어 3개와 링기어의 접촉 응력은 731 MPa, 782 MPa, 821 MPa를 나타내었다. 또한 치면 하중 계수는 Table 6에 나타내었다. 선기어와 유성기어의 물림에 의한 치면 하중 계수보다 유성기어와 링기어의 물림에 의한 치면 하중 계수가 높게 나타났는데 이는 링기어에 리드 수정을 반영하지 않으므로 치면 하중 계수가 높게 나타난 것으로 보인다.

### 3.3 기어 강도 평가

전동식 액슬에서 스파이럴 베벨 기어 세트의 안전 계수는 ISO 10300<sup>[21]</sup> 규격을, 유성 기어 세트의 안전 계수는 ISO 6336<sup>[19]</sup> 규격을 활용하여 굽힘 강도와 면압 강도를 계산하였다. 관련 수식은 (6)에 나타내었다.

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \quad S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} \quad (6)$$

여기서,  $S_F$ 는 기어 이뿌리의 굽힘에 의한 안전 계수,  $\sigma_{FG}$ 는 이뿌리 응력 한도[N/mm<sup>2</sup>],  $\sigma_F$ 는 이뿌리 응력[N/mm<sup>2</sup>],  $S_H$ 는 기어 치면의 접촉에 의한 안전 계수,  $\sigma_{HG}$ 는 접촉 응력 한도[N/mm<sup>2</sup>],  $\sigma_H$ 는 접촉 응력[N/mm<sup>2</sup>]이다.

해석 결과는 Table 7과 8에 나타내었다. Fig. 6의 기어 치면 접촉 패턴에서 도출된 접촉 응력 결과는 기어트레인 설계/해석 소프트웨어인 MASTA<sup>[16]</sup>의

Basic LTCA(loaded tooth contact analysis) 해석 기법에 의한 결과로서, 기어 치폭 방향을 얇게 잘라 여러 개의 스트립(strip)으로 처리한 independent strip load model<sup>[22]</sup>을 사용하여 해석된 것이다. 반면 Table 7의 접촉 응력은 ISO 6336<sup>[19]</sup>를 이용하여 계산된 값으로, 적용 계수, 동하중 계수, 치면 하중 계수, 정면 하중 계수 등의 여러 계수들이 곱해져 계산되었을 뿐만 아니라 기어의 한쌍 이물림 최저점에서의 단일값을 이용한 것이다. 그러므로 Table 7와 Fig. 6에서 기어의 접촉 응력에 차이가 발생하게 된다.

스파이럴 베벨 기어 세트의 굽힘에 의한 최소 안전 계수는 1.76, 면압에 의한 최소 안전 계수는 1.22를 나타내었다.

**Table 7 Gear safety factor of spiral bevel gear set**

	Bevel pinion	Bevel gear
Tooth root stress [ $\sigma_F$ , N/mm <sup>2</sup> ]	419.72	406.71
Limit strength tooth root [ $\sigma_{FG}$ , N/mm <sup>2</sup> ]	740.01	750.70
Safety for tooth root stress	1.76	1.85
Contact stress [ $\sigma_H$ , N/mm <sup>2</sup> ]	1046.68	
Pitting stress limit [ $\sigma_{HG}$ , N/mm <sup>2</sup> ]	1276.49	1308.0
Safety for stress at single tooth contact	1.22	1.25

**Table 8 Gear safety factor of planetary gear set**

	Sun gear	Planet gear	Ring gear
Tooth root stress [ $\sigma_F$ , N/mm <sup>2</sup> ]	269.88	294.34	189.09
Limit strength tooth root [ $\sigma_{FG}$ , N/mm <sup>2</sup> ]	741.84	535.35	700.81
Safety for tooth root stress	2.75	1.82	3.71
Contact stress [ $\sigma_H$ , N/mm <sup>2</sup> ]	1421.17	1313.29	559.22
Pitting stress limit [ $\sigma_{HG}$ , N/mm <sup>2</sup> ]	1212.59	1276.29	704.83
Safety for stress at single tooth contact	0.92	0.97	1.26

유성 기어 세트의 굽힘에 의한 최소 안전 계수는 1.82를 나타내었으나, 면압에 의한 최소 안전 계수는 0.92로 나타났다. 이는 전동기의 정격 토크를 기준으로 해석을 수행함으로써 보수적인 결과가 도출되었다. 그러나 정격 토크 및 회전수 대비 등가 토크 및 회전수의 비율은 1.5~4.5톤급 지게차<sup>[23]</sup>가 각각 45%, 62%, 2~3톤급 지게차<sup>[24]</sup>가 각각 45%, 53%, 5~8톤급 지게차<sup>[25]</sup>가 각각 43%, 46%로 액슬의 내구성 측면에는 문제가 없을 것으로 판단하였다.

#### 4. 결론

본 연구는 건설기계용 전동식 액슬에 대해 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 개발된 전동식 액슬의 시뮬레이션 모델을 활용하여 시스템 단위에서 기어 강도, 기어 물림 미스얼라인먼트, 치면의 접촉 패턴과 치면 하중 계수를 확인하였다. 이를 통해 얻은 결과는 다음과 같다.

1. 액슬의 기어비는 차량의 견인력과 최대 속도, 전동기의 사양을 고려하여 선정하였으며, 유성 기어 세트의 조립 조건, 간섭 조건, 유성 베어링의 수명을 고려하여 유성 기어 세트의 기어비를 선정하였다. 또한 유성 기어 세트의 소음을 줄이기 위하여 논 팩터라이징, 기어 치형 및 리드 수정을 반영하여 기어 제원을 선정하였다.
2. 스파이럴 베벨 기어 세트 및 유성 기어 세트의 기어 미스얼라인먼트, 유성 기어 세트의 기어 치면 접촉 패턴 및 치면 하중 계수 해석을 통하여 보다 신뢰성 있는 해석이 가능할 것으로 판단된다.
3. 스파이럴 베벨 기어 세트의 굽힘 및 면압 강도, 유성 기어 세트의 굽힘 강도는 1 이상의 안전 계수를 보였으나, 유성 기어 세트의 면압 강도는 0.92의 안전 계수를 보였다. 이는 전동기의 정격 토크 조건에서 해석을 수행함으로써 보수적인 결과가 도출되었다.

본 연구는 전동식 액슬의 시뮬레이션 모델을 활용하여 해석적 연구를 수행함으로써 실제 시스템의 소음 저감 및 내구성 검증에 한계가 있으므로 향후 연구를 통해 엔진식 액슬과 전동식 액슬의 소음 측정, 전동식 액슬의 내구성 시험을 통한 해석 결과의 검증을 수행할 예정이다.



## 후 기

본 논문은 산업통상자원부의 재원으로 한국산업기술평가관리원의 기계산업핵심기술개발사업-제조기반생산시스템기술개발사업(과제번호 : 20004583) 및 국토교통부/국토교통과학기술진흥원이 시행하고 한국도로공사가 총괄하는 “스마트건설기술개발 국가 R&D사업(과제번호 : 21SMIP-A 158708-02)” 의 지원을 받아 연구되었으며, SMT사의 MASTA 소프트웨어를 사용하여 수행되었습니다.

## REFERENCES

1. National Air Emission Inventory and Research Center, 2017 National Air Pollutants Emission, 2020.
2. Kim, J. Y. and Park, Y. I., “Analysis of Agricultural Working Load Experiments for Reduction Gear Ratio Design of an Electric Tractor Powertrain,” Transactions of KSAE, Vol. 20, No. 5, pp. 138~144, 2012.
3. Kim, J. G., Park, J. S., Choi, K. J., Lee, D. K., Shin, M. S., Oh, J. Y. and Nam, J. S., “Analysis of Agricultural Tractor Transmission using Actual Farm Work Load,” Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 19, No. 11, pp. 42~48, 2020.
4. Baek, S. Y., Kim, T. B., Choi, C. H. and Kim, Y. J., “Load Analysis of tractor for Gear ratio selection of electric tractor,” Proceedings of KSME Autumn Conference, pp. 43~44, 2019.
5. Lee, J. G., Kim, S. H., Han, S. G., Shin, Y. I. and Song, C. K., “Design of a Reducer Gear for Small Electric Vehicles,” Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 19, No. 9, pp. 116~121, 2020.
6. Kwon, K. H. and Min, S. J., “Optimization of Reduction Gear Ratio in Electric Vehicle to Improve Driving Efficiency,” Proceedings of KSAE Autumn Conference, pp. 505~507, 2016.
7. Choi, J. H., Suh, J. H. and Park, N. G., “Optimal Design of Lightweight Two-Speed Transmission of Electric Vehicles,” Tribology and Lubricants, Vol. 36, No. 2, pp. 96~104, 2020.
8. Bae, M. H., Bae, T. Y. and Choi, S. K., “The Strength Analysis of Gears on Hydro-Mechanical Continuously Variable Transmission for Forklift,” Journal of Drive and Control, Vol. 13, No. 4, pp. 45~51, 2016.
9. Park, S. U., Bae, M. H. and Choi, S. K., “Development of Hydro-Mechanical Continuously Variable Transmission for Forklift,” Journal of Drive and Control, Vol. 15, No. 1, pp. 61~69, 2018.
10. Ali, M., Lee, Y. S., Kabir., M. S. N., Kang, T. K., Lee, S. H. and Chung, S. O., “Kinematic Analysis for Design of the Transportation Part of a Tractor-Mounted Chinese Cabbage Collector,” Journal of Biosystems Engineering, Vol. 44, pp. 226~235, 2019.
11. Lee, Y. S., Ali, M., Islam, M. N., Rasool, K., Jang, B. E., Kabir., M. S. N., Kang, T. K., Lee, S. H. and Chung, S. O., “Theoretical Analysis of Bending Stresses to Design a Sprocket for Transportation Part of a Chinese Cabbage Collector,” Journal of Biosystems Engineering, Vol. 45, pp. 85~93, 2020.
12. Kim, G. S. and Kwon, Y. W., “The Development of Gradient Response CVT for a Small Size Electric Vehicle,” Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 19, No. 6, pp. 33~38, 2015.
13. Shin, D. J., Hyun, J. H. and Ohm, I. Y., “Effectiveness Evaluation of Auto-Transmission Application for Electric Two-Wheeled Vehicle(1),” Transactions of KSAE, Vol. 29, No. 4, pp. 289~297, 2021.
14. Kim, B. S., Han, H. W. and Park, Y. J., “Experimental Analysis of Noise Characteristics of Electric Agricultural Utility Terrain Vehicle Gearbox,” Journal of Biosystems Engineering,

Vol. 45, pp. 432~439, 2020.

15. Lim, S. J., Kwon, H. J., Kang, Y. S., Lee, P. U., Kim, T. J. and Kim, Y. J., "Power Analysis of a 3-kW Class Motor-Driven Multipurpose Walking-Type Transplanter," *Journal of Biosystems Engineering*, Vol. 44, pp. 135~145, 2019.
16. SMT(Smart Manufacturing Technology), MASTA 10.0., <https://www.smartmt.com/masta>, 2019.
17. Yang, S. M. and Kang, Y. S., "A Study on the Analysis of Drive Efficiency by Drawbar Pull Test in the Wheeled Vehicle," *Transactions of KSAE*, Vol. 9, No. 2, pp. 34~46, 1987.
18. American Gear Manufacturers Association(AGMA), "Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives," ANSI/AGMA 6123-B06, 2006.
19. International Organization for Standardization (ISO), "Calculation of load capacity of spur and helical gears," ISO 6336, 2007.
20. Sin, G. H., "Confirmation of Accuracy in Finite Element Analysis," *CDE review*, Vol. 20, No. 1, pp. 27-30, 2014.
21. International Organization for Standardization (ISO), "Calculation of load capacity of bevel gears," ISO 10300, 2001.
22. Smith, J. D., "Gear noise and vibration," CRC Press., 2003.
23. Korea Institute of Machinery and Materials (KIMM), "Power Shift Type Auto Transmission for Forklift," RS B 0094, 2005.
24. Korea Institute of Machinery and Materials (KIMM), "Drive Axle for 2~3 ton Size Engine Forklift," RS B 0113, 2007.
25. Korea Institute of Machinery and Materials (KIMM), "Drive Axle for Medium Size Forklift," RS B 0073, 2004.