

ENGINEERING

# Strength analysis of mechanical transmission using equivalent torque of plow tillage of an 82 kW-class tractor

Taek-Jin Kim<sup>1,†</sup>, Wan-Soo Kim<sup>1</sup>, Yeon-Soo Kim<sup>1</sup>, Sun-Ok Chung<sup>1</sup>, Seong-Un Park<sup>2</sup>, Soon-Jung Hong<sup>3</sup>, Chang-Hyun Choi<sup>4</sup>, Yong-Joo Kim<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>Department of Biosystems Mechanical Engineering, Chungnam National University, Daejeon 34134, Korea

<sup>2</sup>Research and Development Institute, Tongyang Moolsan Co., Ltd., Gongju 32530, Korea

<sup>3</sup>Department of General Education, Korea National College of Agriculture and Fisheries, Jeonju 54874, Korea

<sup>4</sup>Department of Bio-Mechatronics Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 16419, Korea

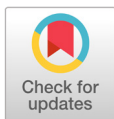
\*Corresponding author: [babina@cnu.ac.kr](mailto:babina@cnu.ac.kr)

†These authors equally contributed to this study as first author.

## Abstract

The power-train is the most important component of an agricultural tractor. In this study, the strength of the driving gear transmission of an 82 kW-class tractor was analyzed using equivalent torque during plow tillage. The load measurement system consisted of an engine revolution speed sensor, torque-meters, revolution speed sensors for four axles, and pressure sensors for two hydraulic pumps. The load data were measured during plow tillage for four speed stages: F2 (2.78 km/h), F5 (5.35 km/h), F7 (7.98 km/h), and F8 (9.75 km/h). Aspects of the gear-strength such as bending stress, contact stress, and safety factors were analyzed under two torque conditions: the equivalent torque at the highest plow load for the F8 speed stage and the maximum engine torque. The simulation results using KISSsoft showed that the maximum engine torque conditions had a lower safety factor than did the highest equivalent torque condition. The bending safety factors were > 1 at all gear stages, indicating that gear breakage did not occur under actual measured operating conditions, nor under the maximum torque conditions. However, the equivalent torque condition in the contact stress safety factor was > 1, and the maximum torque condition was < 1 at the first gear pair. The method of analysis using the equivalent torque showed lower stress and higher safety factor than did the method using maximum torque. Therefore, when designing a tractor by applying actual working torque, equivalent torque method would support more reliable product development.

**Keywords:** agricultural tractor, equivalent torque, maximum engine torque, plow tillage, safety factor



## OPEN ACCESS

**Citation:** Kim TJ, Kim WS, Kim YS, Chung SO, Park SU, Hong SJ, Choi CH, Kim YJ. 2019. Strength analysis of mechanical transmission using equivalent torque of plow tillage of an 82 kW-class tractor. Korean Journal of Agricultural Science 46:723-735. <https://doi.org/10.7744/kjoas.20190048>

**Received:** July 08, 19

**Revised:** July 17, 19

**Accepted:** July 23, 19

**Copyright:** © 2019 Korean Journal of Agricultural Science



This is an Open Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

## Introduction

다양한 농작업에 사용되고 있는 트랙터는 크게 엔진, 동력전달장치 농작업기의 구동을 위한 PTO (power take-off), 3점 히치, 유압장치 등으로 구성되어 있다(Kim and Park, 1994). 트랙터 작업은 일반적으로 부하의 변동이 크기 때문에 잦은 변속이 요구되며, 견인 또는 다양한 작업기의 구동 등 작업 조건에 따라 적합한 작업 속도를 얻기 위한 많은 변속 단수가 요구된다.

트랙터의 동력전달장치는 주로 엔진의 동력을 직접 전달받는 변속기와 트랙터를 구동하는 차축으로 구성된다. 특히, 트랙터는 농작업의 종류에 따라 다양한 변속비를 요구하기 때문에 기어식 수동 변속기가 많이 사용된다. 기어는 부품 수가 적어 경제성이 높으며, 정확한 속도비와 작은 구조, 고효율, 높은 회전력을 전달할 수 있는 장점이 있다(Kong et al., 2010).

변속기는 효율, 내환경, 수명시험 등의 성능평가를 통해 신뢰성을 높여야 한다. 특히, 기어는 기어식 수동 변속기의 신뢰성을 결정하는 중요한 요소로, 실제 농작업을 고려하는 동시에 시험 비용 및 시간을 줄일 수 있는 강도 시험 방법이 필요한 실정이다(Kim and Kang, 2009). 시뮬레이션 소프트웨어를 이용한 변속기의 해석은 시간과 비용을 절약하면서 설계자가 원하는 기어의 특성을 예측 및 개선할 수 있는 장점이 있다. 최근에는 시뮬레이션을 이용한 연구가 자동차 분야를 비롯하여 다양한 분야에서 수행되고 있으며, 농업분야에서도 시뮬레이션 소프트웨어를 이용한 예측 및 최적 설계에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다. Kong et al. (2011)은 기어 설계 및 해석 상용 프로그램인 ROMAX (Romax Technology, Nottingham, England)를 사용하여 9단 변속기장치에 대한 각 단에 따른 기어의 굽힘 응력 및 접촉 응력 해석을 AGMA2001 규격으로 수행하였다. Kang and Song (2011)은 다축차동장치의 기어에 대하여 전달 오차 분석과 기어 강도 해석을 통해 기어의 특성을 예측 및 개선하였다. Lee et al. (2016)은 트랙터 변속기의 PTO 기어에 작용하는 굽힘 응력과 접촉 응력을 이용하여 기어 수명을 해석하였으며, Jang et al. (2016)은 PTO 기어의 치폭 변경에 따른 안전율을 분석하였다. Kim (2019)은 50 kW급 트랙터 주변속 기어의 사용 빈도를 고려하여 엔진의 최대 토크와 계측을 통해 측정된 부하에 대한 기어 강도를 비교 분석하였다. 트랙터 변속기의 기어 강도에 관한 연구 사례는 있으나, 아직까지 농작업 부하보다는 엔진의 최대 토크를 기준으로 연구되고 있다. 엔진 최대 토크는 엔진이 출력할 수 있는 가장 높은 토크로 실제 농작업 보다 높은 토크로 정확한 기어 수명에 대한 해석이 어렵고 과잉 설계를 초래할 수 있어 실제 농작업 부하를 고려한 기어 강도 해석에 관한 연구가 필요한 실정이다.

따라서 본 연구는 트랙터 변속기의 최적 설계를 위한 기초 연구로서, 82 kW급 트랙터의 쟁기 작업에 따른 부하를 계측하였으며, 쟁기 작업의 등가 토크를 계산하여 트랙터 주변속 기어의 강도를 예측하였다.

## Materials and Methods

### 트랙터

부하 계측 시스템은 최근 지속적으로 그 수요가 증가되고 있는 82 kW급 트랙터를 대상으로 개발하였으며, 사용된 트랙터(T6020, New Holland, Italy)의 제원은 Table 1와 같다.

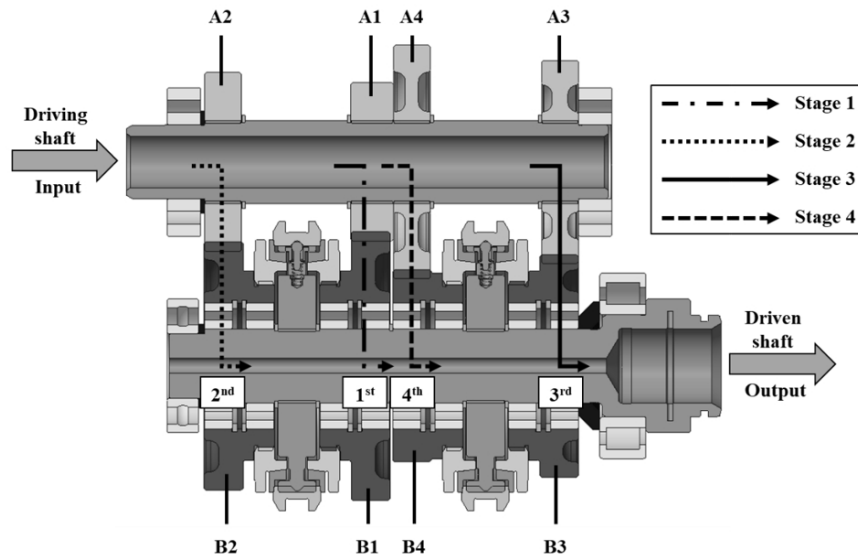
**Table 1.** Specifications of the 82 kW tractor used in this study.

Power (kW)	Engine max torque (Nm @ rpm)	PTO max. power (kW)	Length / width / height (mm)	Weight (kg)
82	502 @ 1,300	80.9	4,250 / 2,350 / 2,910	5,112

PTO, power take-off.

## 변속기

기어 강도 분석은 Fig. 1과 같이 트랙터의 변속기 기어 중에서 가장 사용빈도가 높은 주변속 기어를 대상으로 실시하였다. 주변속은 동기물림식(synchro-mesh) 변속 방식으로 주행 중 주축에서 회전하는 기어와 회전속도를 같도록 동력을 동기화 시킬 수 있는 장점이 있다. 변속에 따라 주변속 1단일때에는 A1 기어와 B1 기어가 연결되며, 주변속 2단일때 A2 기어와 B2 기어, 주변속 3단일때 A3 기어와 B3 기어, 주변속 4단일때 A4 기어와 B4 기어가 연결되어 주변속 피동축을 회전시킨다.



**Fig. 1.** Power flow of driving gears of agricultural tractor used in this study.

주변속 기어는 헬리컬 기어 4쌍으로 이루어져 있으며, 상세한 기어 제원은 Table 2와 같다. 주변속 기어의 중심거리는 110 mm이며, 기어의 재질은 침탄 열처리가 되어 있는 기계구조용 합금강인 SCM420이다.

**Table 2.** Driving gear specifications of the agricultural tractor used in this study.

Stage	1st		2nd		3rd		4th	
	A1	B1	A2	B2	A3	B3	A4	B4
Teeth	28	50	32	46	40	45	45	37
Width (mm)	23	21	20	21	20	21	20	21
Module	2.75		2.75		2.5		2.5	
Helix angle (°)	15		10		17		22	

## 부하 계측 시스템

농작업 시 엔진 토크를 측정하기 위해서는 엔진 출력축에 토크 센서의 장착이 필요하나, 본 연구에서는 트랙터 엔진의 출력부에 센서 장착을 위한 공간이 부족하여 간접적인 방법으로 엔진의 토크를 계산하였다. 엔진 토크의 분석은 쟁기 작업 시 사용되지 않은 PTO 동력과 기타 소요 동력을 제외한 변속기에 전달되는 엔진 동력의 주요 동력소모원인 차축과 유압 장치의 동력을 식(1), (2)와 같이 계산하여 이들의 합을 엔진의 동력이라고 Fig. 2와 같이 가정하였으며, 이때 계측된 엔진의 회전속도를 이용하여 엔진의 토크를 간접적으로 계산하였다. 차축의 동력은 전륜과 후륜의 좌, 우에서 측정된 토크와 회전속도를 이용하여 식(1)과 같이 계산하였다. 트랙터의 유압 장치는 조향과 3P 히치 구동에 사용되며, 모두 유압펌프의 압력과 유량을 이용하여 식(2)와 같이 유압 동력을 계산하였다. 이때, 유량은 엔진과 유압펌프가 V벨트로 직결되는 점을 고려하여 엔진의 회전속도와 유압펌프의 이론 용적을 이용하여 계산하였다(Kim et al., 2011).

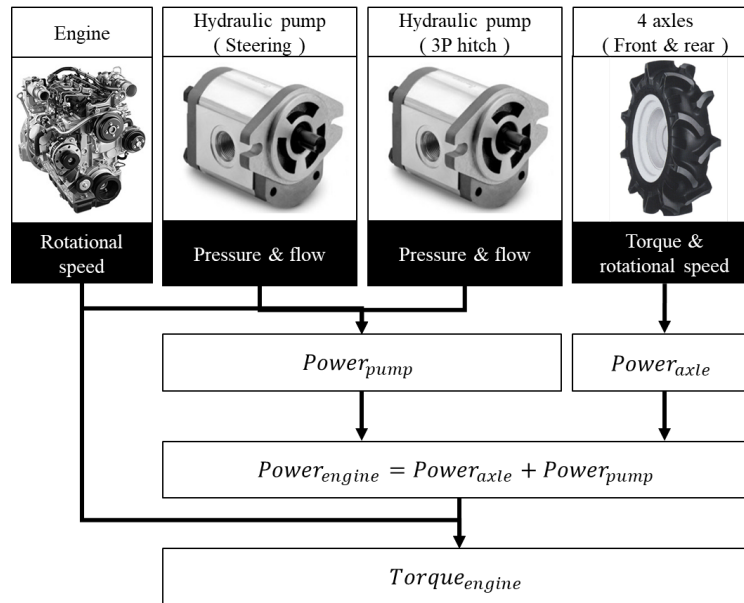


Fig. 2. Calculation of the engine power using measured data.

$$Power_{axle} = \frac{2\pi \times T \times N_a}{60,000} \quad (1)$$

$$Power_{pump} = \frac{P \times Q}{60} = \frac{P \times N_e \times D}{60} \quad (2)$$

Where,  $P_{axle}$  = output power of axle (kW)

$T$  = axle torque (Nm)

$N_a$  = axle rotational speed (rpm)

$P_{pump}$  = output power of hydraulic pump (kW)

$P$  = pressure (N/mm<sup>2</sup>)

$Q$  = flow rate (L/min)

$N_e$  = engine rotational speed (rpm)

$D$  = capacity of hydraulic pump (L/rev)

부하 계측 시스템은 Fig. 3과 같이 엔진의 회전수 센서, 차축 토크와 회전속도 센서, 유압펌프의 압력 센서로 구성하였다. 차축의 토크를 측정하는 토크미터(MW, Manner, Germany)는 트랙터 전륜과 후륜의 좌, 우의 동력축과 휠 사이에 각각 설치하였으며, 데이터는 농작업 시 원활한 데이터의 전송을 위하여 radio 방식의 무선 텔레메트리 통신으로 데이터 수집장치(NI-6259, National Instruments, USA)에 전송하였다. 차축의 회전속도는 차축에 부착된 볼트 8개를 근접센서(PRDCML30-25DN, Autonics, Korea)가 카운팅하여 회전수를 펄스 신호로 측정하도록 전륜과 후륜에 각각 1채널씩 설치하였다. 트랙터의 유압 장치는 조향과 3P 히치에 사용되며 각각의 유압펌프 출력 포트에 압력 센서(PR130, HySense, Germany)를 부착하여 측정하였다. 이때, 유량은 엔진 회전수와 유압펌프의 이론 용적을 이용하여 펌프의 유량으로 환산하였다. 또한, 엔진 회전수는 크랭크축에 연결되어 있는 벨트 풀리에 반사판을 부착하여 광센서(MINIVLS111, Compact Instruments, England)로 엔진의 회전수를 측정하였다.

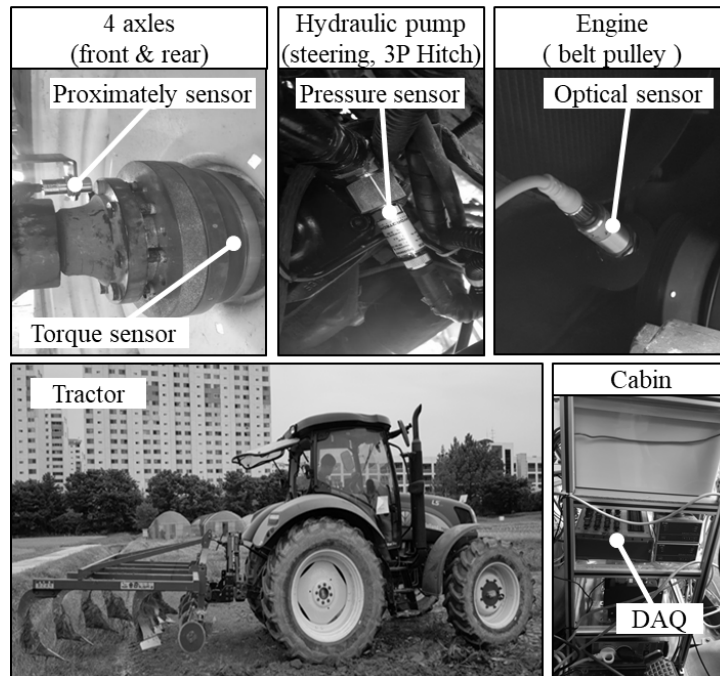


Fig. 3. The photos of the load measurement system and the tractor with a furrow plow.

## 실험 방법

실험은 충남대학교 농업생명과학대학 포장 시험지(36°22'03.3"N, 127°21'13.3"E)에서 수행하였으며, 크기는 100 × 30 m이다. 작업은 엔진 정격회전수인 2,200 rpm에서 실시하였으며, 트랙터 구동은 실제 농작업과 같이 견인력이 높은 4륜 구동 모드로 실시하였다. 또한, 농작업은 트랙터 작업 중 가장 견인 부하가 높고 사용 빈도가 높은 쟁기 작업을 대상으로 실시하였다. 쟁기는 수도작에서 주로 사용되는 8륜 이랑쟁기(WJSP-8, WOONGJIN, Korea)를 이용하여 국내의 대표적인 작업 방식인 C형 선회 방법으로 실시하였다. C형 선회 방법은 직진 작업을 마친 뒤 선회하여 인접 새머리부를 경운하지 않고 경운 작업 폭의 몇 배로 건너뛰어 작업하면서 하나의 구역을 경운하는 방법이다. 쟁기 작업의 주행 속도는 사용자 인터뷰를 통하여 국내에서 가장 많이 사용하는 쟁기 작업 단수인 5 - 7 km/h를 기준으로 주행단수 F2단(2.78 km/h), F5단(5.35 km/h), F7단(7.98 km/h), F8단(9.75 km/h)로 각각 2번 반복하여 총 8번의 실험을 수행하였다.

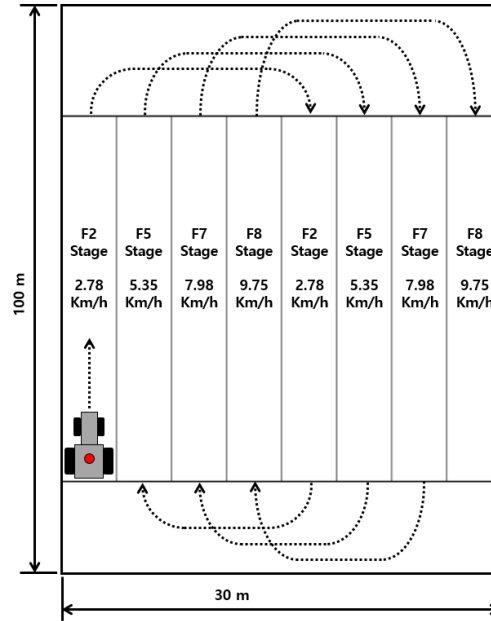


Fig. 4. C type plow tillage method used in this study.

## 등가 부하

쟁기 작업에 따른 부하 데이터는 크기와 속도가 서로 다른 다수의 부하가 동시에 작용한다. 기어 강도 계산을 위해서는 다수의 부하가 미치는 영향과 동일한 영향을 주는 하나의 부하, 즉 하나의 크기와 속도를 가진 부하 조건이 필요하다. 이때, 동일한 영향을 주는 하나의 토크를 등가 토크, 동일한 영향을 주는 회전수를 등가 회전속도라고 하며, 각각 식 (3)과 (4)와 같이 계산된다(Jang, 2018). 각 부하의 수명비( $f_i$ )는 부하의 총 사이클( $L$ )에 대한 각 부하의 사이클 수( $L_i$ )의 비로 표현할 수 있다. 또한, 피로 손상 지수(fatigue damage exponent)는 기어에 하중의 크기를 변화시키며 그에 따른 수명을 구할 때 나타내는 그래프로, 부하-수명 선도의 기울기를 의미한다. 피로 손상 지수의 값은 부품, 장치, 기계 등에 따라서 다르게 선정되어야 하며, 본 연구에서는 피로 손상 지수의 값을 ISO 6336-6 규격(ISO, 2006d)에서 제시하는 기어 열처리 시 사용되는 칩탄 기준인 8.738으로 선정하였다.

$$T_e = \left( \sum f_i T_i^\lambda \right)^{\frac{1}{\lambda}} \quad (3)$$

$$n_e = \frac{1}{T_e^\lambda} \sum h_i n_i T_i \quad (4)$$

Where,  $T_e$  = Equivalent torque (Nm)

$f_i$  = Ratio of  $L_i/L$

$L_i$  = Number of cycle (each range)

$L$  = Number of cycle (total)

$T_i$  = torque of each range (Nm)

$\lambda$  = Fatigue damage exponent

$n_e$  = Equivalent rotation speed (rpm)

$n_i$  = rotation speed of each range (rpm)

$h_i$  = ratio of interaction time (sec)

## 기어 강도 해석

기어 강도 해석은 굽힘 응력(bending stress)과 접촉 응력(contact stress)에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. 기어 강도 해석을 위한 시뮬레이션 소프트웨어는 자동차 및 다양한 분야의 기어 해석에 사용되는 KISSsoft (Release 03/2017E, KISSsoft AG, Switzerland)를 사용하였다. KISSsoft는 기어, 축, 베어링 등 기계요소를 모델링하고 설정한 환경에 따라 시뮬레이션이 가능한 소프트웨어로써 ISO, AGMA, DIN 등 다양한 규격을 이용하여 기어를 최적 설계 및 해석할 수 있는 장점을 가지고 있다. 시뮬레이션을 위한 요구 수명 시간은 국내 트랙터의 작업별 연간 평균 이용 시간인 342시간(Lee, 2011)과 트랙터의 내구연수 8년(MAFRA, 2017)을 이용하여 2,736시간으로 입력하였다. 또한, 기어 정밀도 등급은 0급에서 12급까지 13개 등급으로 규정되어 있는 KS 규격(KS B ISO 1328-1; KS, 2015)의 7급으로 선정하였다. 시뮬레이션의 입력 조건은 엔진의 최대 토크와 농작업 부하에 따른 기어 강도를 해석하기 위하여 엔진 최대 토크 조건과 등가 토크 조건으로 선정하였다.

트랙터 주변속 기어 강도의 해석은 굽힘 응력, 접촉 응력과 각각의 안전율을 주변속 기어 단수에 따라 분석하였으며, 이때 굽힘 응력과 접촉 응력의 계산은 ISO 6336 Method B 규격(ISO, 2006a, 2006b, 2006c)을 기준으로 계산하였다. 기어의 굽힘 응력은 이뿌리 치면에서 발생하는 최대 인장 응력으로 식(5)과 같이 계산할 수 있으며, 이때 기어의 사용조건 등에 따른 각각의 계수는 ISO 6336 규격(ISO, 2006c)에서 권장하는 값을 사용하였다.

$$\sigma_F = \sigma_{FO} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (5)$$

Where,  $\sigma_F$  = bending stress (N/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_{FO}$  = nominal tooth root stress (N/mm<sup>2</sup>)

$K_A$  = application factor

$K_V$  = dynamic factor

$K_{F\beta}$  = face load factor

$K_{F\alpha}$  = transverse load factor

접촉 응력은 헤르츠 압력에 기초하여 계산하며, 두 기어의 사이에 발생하는 접촉에 의한 강도를 의미한다. 기어 치면의 응력이 허용하는 접촉 응력 한도보다 크게 되면 기어의 치면에서 아주 작은 조각이 떨어져 나와 작은 구멍인 피트(pit)가 발생한다. 피트의 전체 면적이 선형적으로 또는 점진적으로 증가하여 피팅(pitting)이 되어 기어의 내구성에 문제를 발생시킬 수 있다. 치면 접촉 응력(tooth contact stress)은 식(6), (7)과 같이 계산할 수 있으며, 계산된 두 값 중 큰 값을 사용하게 된다. 이때, 기어 사용 조건에 따른 각 계수들은 굽힘 응력 계산과 마찬가지로 ISO 6336 규격(ISO, 2006b)에서 권장하는 값을 사용하였다.

$$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{HO} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (6)$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{HO} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (7)$$

Where,  $\sigma_{H1}$  = tooth contact stress of pinion (N/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_{H2}$  = tooth contact stress of wheel (N/mm<sup>2</sup>)

$Z_B$  = pinion single pair tooth contact factor

$Z_D$  = wheel single pair tooth contact factor

$\sigma_{HO}$  = nominal contact stress at the pitch point (N/mm<sup>2</sup>)

$K_A$  = application factor

$K_V$  = dynamic factor

$K_{H\beta}$  = face load factor

$K_{H\alpha}$  = transverse load factor

안전율은 재료의 허용 한계 응력 대비 기어 구동 시 발생하는 응력으로, 안전율을 통해 이뿌리에서 발생하는 굽힘 응력과 기어 치면에 발생하는 접촉 응력에 대하여 기어가 얼마만큼 견딜 수 있는지 예측할 수 있다. 기어의 안전율은 사용 환경과 조건에 따라 다르게 설계하며, 안전율이 1 이하인 경우에는 파손이 됨을 의미한다. 굽힘 응력과 접촉 응력에 대한 안전율은 각각 식(8)과 식(9)와 같다.

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \quad (8)$$

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} \quad (9)$$

Where,  $S_F$  = safety factor for bending stress

$\sigma_{FG}$  = tooth root stress limit (N/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_F$  = tooth root stress (N/mm<sup>2</sup>)

$S_H$  = safety factor for contact stress

$\sigma_{HG}$  = pitting stress limit (N/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_H$  = tooth contact stress (N/mm<sup>2</sup>)

## Results and Discussion

### 부하 분석

쟁기 작업 시 각 작업단수에서 부하를 계측하였으며, 준비 구간, 작업 구간, 선회 및 정지구간으로 구분하여 엔진의 토크를 Fig. 5와 같이 구분하였다. 엔진 토크는 작업 구간 시작점에서 가파르게 상승하여 불규칙적인 변동 신호로 나타났다. 쟁기 작업 시간은 F2단에서 약 118초, F5단에서 약 66초, F7단에서는 약 46초, F8단에서 약 44초로 주변속 작업 단수가 높아질수록 작업 속도가 빨라지고 이에 따라 토크도 높아짐을 확인할 수 있다.



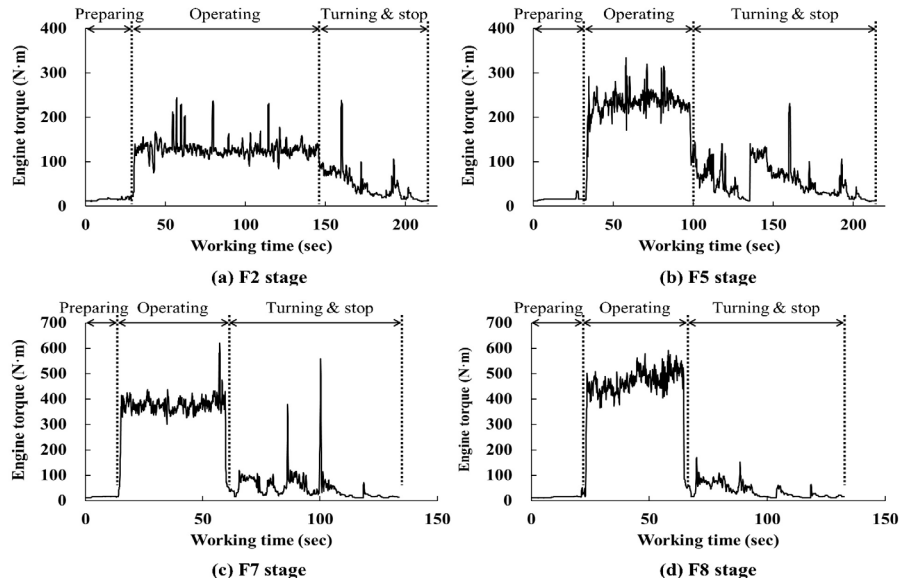


Fig. 5. Representative measured load data during plow tillage according to each gear stage.

쟁기 작업 시 측정된 엔진 토크 신호를 이용하여 작업 구간에서 등가 토크와 등가 회전속도를 계산한 결과는 Fig. 6과 같이 나타났다. 등가 토크와 등가 회전속도는 각각 F2단에서 156.4 Nm과 2,113 rpm, F5단에서 219 Nm과 2,115 rpm, F7단에서는 349.1 Nm과 2,084 rpm, F8단에서 411.1 Nm과 1,995 rpm으로, 주변속 단수가 높아짐에 따라 등가 토크는 높아지고 등가 회전속도는 줄어드는 경향을 보여 주었다. 또한, 농작업 시 발생하는 각각의 단수에서의 등가 토크는 엔진 최대 토크인 430 Nm 대비하여 F2단에서 36%, F5단에서 51%와 F7단에서 81%, 그리고 F8단에서 96% 수준으로 모두 낮게 나타나 엔진 최대 토크가 실제 농작업보다 더 가혹한 조건임을 알 수 있다. 그러므로 본 연구에서는 가장 높은 쟁기 작업 부하인 F8단의 등가 토크(411.1 Nm @ 1,995 rpm)를 기어 강도 해석의 입력 조건으로 선정하여 정격 토크 조건의 해석결과와 비교하였다.

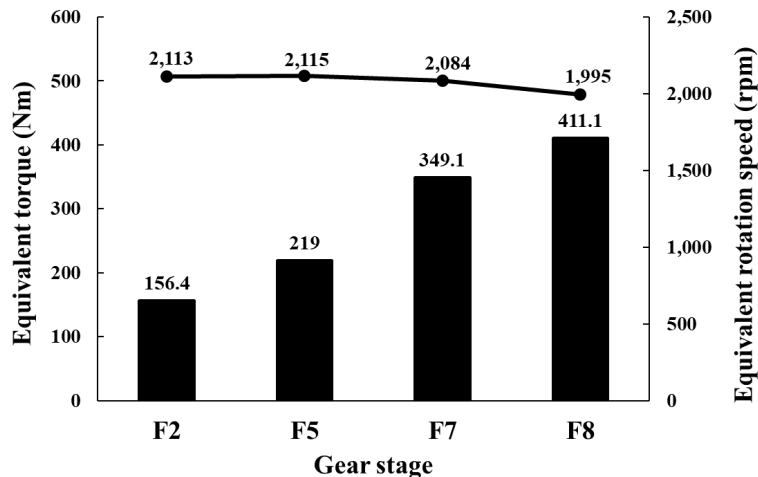


Fig. 6. Equivalent torque and rotational speed by gear stage.

## 기어강도

기어 해석 소프트웨어인 KISSsoft를 이용하여 엔진 최대 토크와 최대 등가토크 조건(F8)에서 굽힘 응력과 접촉 응력을 시뮬레이션 한 결과는 각각 Fig. 7, 8과 같다. 굽힘 응력은 최대 토크 조건에서 397.9 - 618.5 N/mm<sup>2</sup>와 등가 토크 조건에서 327.1 - 498.8 N/mm<sup>2</sup>의 수준으로 응력이 발생하였으며, 최대 토크 조건에서 618.5 N/mm<sup>2</sup>와 등가 토크 조건에서 498.8 N/mm<sup>2</sup>로 모두 주변속 1단 피동 기어에서 가장 높게 나타났다. 최대 토크 조건의 굽힘 응력은 등가 토크 조건 대비하여 21.6~24% 높은 결과를 보여주었다. 또한, 접촉 응력은 최대 토크 조건에서 1,148.9 - 1,470.1 N/mm<sup>2</sup>와 등가 토크 조건에서 1,042.9 - 1,322.6 N/mm<sup>2</sup>의 수준으로 응력이 발생하였으며, 최대 토크 조건에서 1,470.1 N/mm<sup>2</sup>와 등가 토크 조건에서 1,322.6 N/mm<sup>2</sup>로 모두 주변속 1단 구동 기어에서 가장 높게 나타났다. 최대 토크 조건의 접촉 응력은 등가 토크 조건 대비하여 10.1 - 11.2% 높은 결과를 보여 주었다. 각 주변속 기어 단수의 구동 기어에 입력한 구동 토크가 최대 토크 조건이 등가 토크 조건보다 크기 때문에 굽힘 응력과 접촉 응력은 최대 토크 조건이 등가 토크 조건보다 모든 단수에서 높은 응력 결과를 보여주었다. 그리고 발생하는 응력의 차이는 기어비가 커짐에 따라 많은 차이를 나타냄을 알 수 있다.

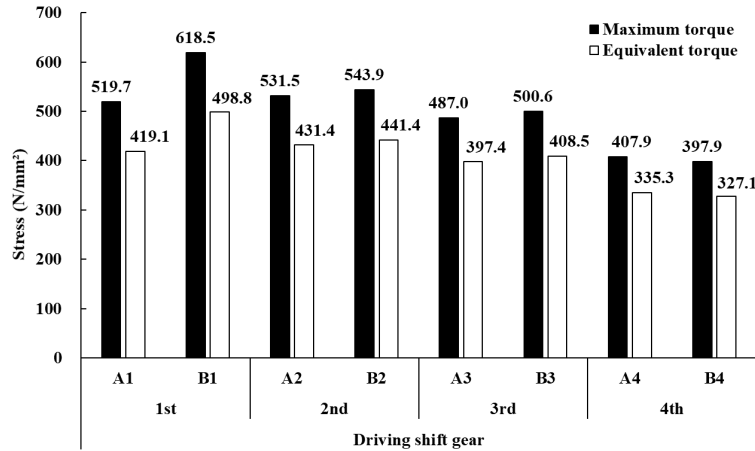


Fig. 7. Comparison of bending stress according to max torque and equivalent torque.

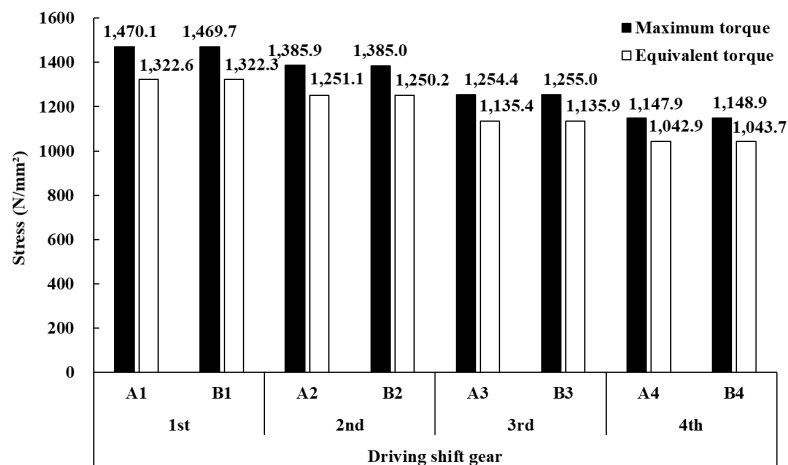


Fig. 8. Comparison of contact stress according to max torque and equivalent torque.

굽힘 응력과 접촉 응력의 안전율 시뮬레이션 결과는 Fig. 9, 10과 같이 나타났다. 굽힘 응력 안전율은 최대 토크 조건에서 1.22 - 1.87, 등가 토크 조건에서 1.5 - 2.26의 수준으로 나타났다. 이때, 주변속 4단 피동 기어의 굽힘 응력 안전율은 최대 토크 조건에서 1.87과 등가 토크 조건에서 2.26로 가장 높은 결과를 보여 주었다. 또한, 접촉 응력 안전율은 최대 토크 조건에서 0.94 - 1.22, 등가 토크 조건에서 1.04 - 1.34의 수준으로 나타났다. 가장 높은 접촉 응력 안전율이 나타나는 기어는 굽힘 응력 결과와 유사하게 주변속 4단 구동 기어로 나타났으며, 최대 토크 조건 1.22, 등가 토크 조건 1.34로 나타났다.

모든 기어의 굽힘 응력 안전율은 1 이상의 결과로 나타나 이뿌리에서 발생하는 굽힘 응력으로 인한 파손에 대해서는 안전할 것으로 판단되었다. 그러나 접촉 응력 안전율은 최대 토크 조건의 주변속 1단 기어에서 안전율 1 미만의 결과가 나타나, 최대 토크 조건에서 주변속 1단 기어는 치면의 파손이나 손상이 일어날 가능성이 높은 것을 알 수 있다. 그러나, 등가 토크 조건에서는 모두 1 이상의 안전율을 보여 쟁기 작업 시에는 주변속 기어의 파손은 발생될 가능성이 낮은 것을 알 수 있다.

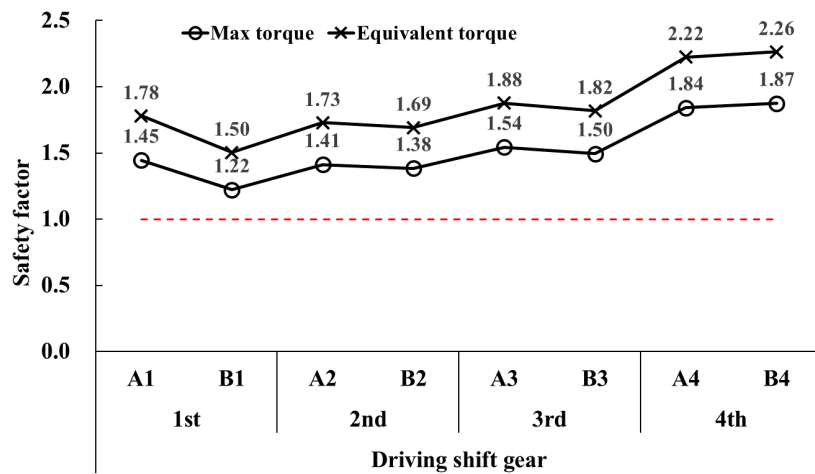


Fig. 9. Comparison of bending stress safety factor between max torque and equivalent torque.

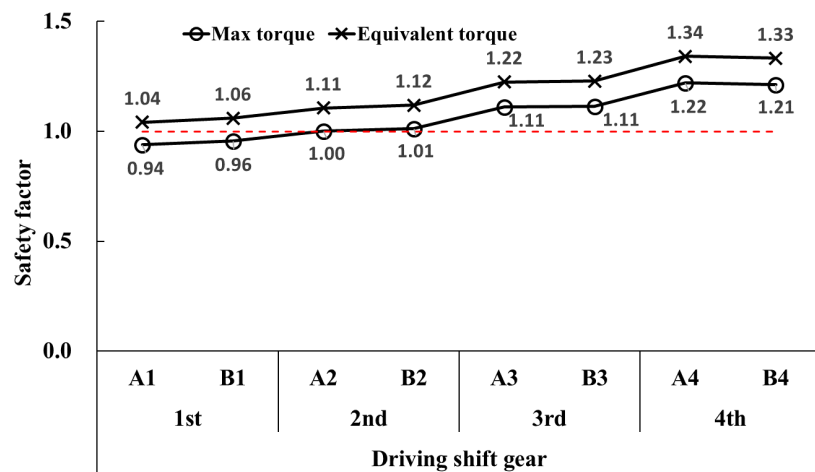


Fig. 10. Comparison of contact stress safety factor between max torque and equivalent torque.

## Conclusion

본 논문에서는 82 kW급 트랙터의 주변속 기어를 엔진 최대 토크 조건과 계측된 등가 토크 조건을 이용하여 굽힘 강도와 접촉 강도에 대하여 안전율을 시뮬레이션 분석하였다. 등가 토크 조건 대비하여 최대 토크 조건의 굽힘 응력은 21.6 - 24%, 접촉 응력은 10.1 - 11.2% 높게 기어의 이뿌리와 치면에서 응력이 발생하였다. 기어 강도 안전율에서는 최대 토크 조건의 주변속 1단 기어 열에서 접촉 응력 안전율이 1 미만으로 치면에서 파손이나 손상이 일어날 가능성이 높은 것을 알 수 있었다.

대부분 트랙터 변속기 기어는 엔진의 최대 토크를 이용하여 설계되고 있으나, 본 연구에서 수행한 쟁기 작업 부하 특성과 고려해 볼 때 엔진의 최대 토크는 실제 농작업보다 가혹함을 알 수 있었다. 그러므로 트랙터는 계속적으로 엔진의 최대 토크를 사용하지 않기 때문에 엔진의 최대 토크를 기준으로 하는 변속기 설계는 과잉 설계를 초래하여 변속기의 가격을 상승시키는 등의 문제를 발생할 수 있다. 또한, 트랙터는 다양한 지역에서 다목적으로 사용되기 때문에 각각의 작업 특성에 적합한 변속기의 설계를 위해서는 작업 종류에 따른 등가 부하 선정이 무엇보다 중요하다. 그러므로 본 연구의 결과는 82 kW 트랙터의 쟁기 작업 등가 부하를 분석하였으며, 향후에는 이를 통하여 주변속 단수의 최적 설계에 활용이 가능할 것으로 판단되었다.

## Acknowledgements

본 논문은 농촌진흥청 연구사업(세부과제번호: PJ013517012019)의 지원에 의해 이루어진 것임.

## Authors Information

Taek-JinKim, <https://orcid.org/0000-0001-7912-7933>

Wan-Soo Kim, <https://orcid.org/0000-0001-9669-4761>

Yeon-Soo Kim, Chungnam National University, Ph.D. student

Sun-Ok Chung, Chungnam National University, Professor

Seong-Un Park, Tongyang Moolsan Co. Ltd., Doctor of Philosophy

Soon-Jung Hong, Korea National College of Agriculture and Fisheries, Professor

Chang-Hyun Choi, Sungkyunkwan University, Professor

Yong-Joo Kim, <https://orcid.org/0000-0002-1212-9018>

## References

- ISO (International Organization for Standardization). 2006a. Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors. In ISO 6336-1:2006.
- ISO (International Organization for Standardization). 2006b. Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 2: Calculation of surface durability (pitting). In ISO 6336-2:2006.
- ISO (International Organization for Standardization). 2006c. Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 3: Calculation of tooth bending strength. In ISO 6336-3:2006.
- ISO (International Organization for Standardization). 2006d. Calculation of load capacity of spur and

- helical gears - Part 6: Calculation of service life under variable load. In ISO 6336-6:2006.
- Jang JH. 2018. Durability analysis of compound planetary gear of hydro mechanical transmission. M.S. dissertation, Chungnam National Univ., Deajeon, Korea. [in Korean]
- Jang JH, Chung SO, Choi CH, Park YJ, Chun WK, Kim SI, Kwon WO, Kim CW, Hong SJ, Kim YJ. 2016. Effects of PTO gear face width on safety factors. *Korean Journal of Agricultural Science* 43:650-655. [in Korean]
- Kang DK, Song CK. 2011. Profile-shifted gears in multi-axial differential system. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering* 28:632-637. [in Korean]
- Kim DC, Kang YS. 2009. Case study of accelerated life test method for agricultural tractor transmission. *Journal of Biosystems Engineering* 34:331-336. [in Korean]
- Kim KU, Park HJ. 1994. Evaluation of engineering capability of tractor designs in Korea. *Journal of Biosystems Engineering* 19:85-90. [in Korean]
- Kim TJ. 2019. Strength analysis of driving gear of 50 kW class tractor considering to usage ratio. M.S. dissertation, Chungnam National Univ., Deajeon, Korea. [in Korean]
- Kim YJ, Chung SO, Park SJ, Choi CH. 2011. Analysis of power requirement of agricultural tractor by major field operation. *Journal of Biosystems Engineering* 36:79-88. [in Korean]
- Kong MG, Kang DS, Song CK, Park JH, Jung JK, Yoon SB. 2010. Strength design evaluation of the multi-stage gear system. *Journal of The Korean Society of Mechanical Engineers* 11:29-32. [in Korean]
- Kong MG, Song CK, Kim YD. 2011. Strength design evaluation of the multi-range transmission. *Journal of The Korean Society for Power System Engineering* 15:12-17. [in Korean]
- KS (Korean Industrial Standards). 2015. Cylindrical gears—ISO system of accuracy—Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth. In KS B ISO 1328-1:2015. [in Korean]
- Lee DH. 2011. Analysis of power requirements of tractor for field operations. M.S. dissertation, Sungkyunkwan Univ., Sunwon, Korea. [in Korean]
- Lee PU, Chung SO, Choi CH, Park YJ, Kim YJ. 2016. Analysis of the effects of operating point of tractor engine on fatigue life of PTO gear using simulation. *Korean Journal of Agricultural Science* 43:441-449. [in Korean]
- MAFRA (Ministry of Agriculture, Food and Rural Affairs). 2017. Enforcement rule of the agricultural machinery promotion act Article 2-4. MAFRA, Sejong, Korea. [in Korean]