

55kW급 농업용 트랙터 정유압 기계식 변속기 설계 Design of the Hydro-Mechanical Transmission for a 55kW-Class Agricultural Tractor

백승민^{1,2} · 김완수^{1,2} · 김연수^{1,3} · 백승윤^{1,2} · 김용주^{1,2*}

Seung Min Baek^{1,2}, Wan Soo Kim^{1,2}, Yeon Soo Kim^{1,3}, Seung Yun Baek^{1,2}
and Yong Joo Kim^{1,2*}

Received: 07 Apr. 2020, Revised: 15 May 2020, Accepted: 24 May 2020

Key Words : Agricultural Tractor(농업용 트랙터), Hydro-Mechanical Transmission(정유압 기계식 변속기), Compound Planetary Gear(복합유성기어), Simulation Model(시뮬레이션 모델)

Abstract: The purpose of this study was to suggest design criteria for the HMT (hydro-mechanical transmission) of a 55 kW-class agricultural tractor, develop a simulation model, and evaluate its performance such as axle rotational speed, tractor speed, and power transmission efficiency. In this study, the HMT comprised a compound planetary gear and a HSU (hydro-static unit), and the compound planetary gear comprised two planetary gear sets. The HMT has three gear stages, and the maximum tractor speed was selected as 40 km/h. The simulation time was set at 2736 hours considering the lifetime of the tractor, and the simulation was performed for each gear stage at the engine-rated power conditions. As a result of the simulation, the axle rotational speeds for each gear stage were 39, 77, and 158 rpm, respectively. The range of tractor speed for each gear stage were 1.05-10.22 km/h, 10.74-20.17 km/h, and 20.70-41.40 km/h, respectively. The APE (absolute percentage error) for the tractor's maximum speed between target value and simulation results were 2.20%, 0.85%, and 3.50%, respectively. Also, the power transmission efficiency for each gear stage were 0-75%, 72-81%, and 69-81%, respectively. The simulation results for the power transmission efficiency of the HMT were similar with the results of the previous research. This was a basic study on the development of the HMT for an agricultural tractor. In future studies, it is necessary to develop a tractor platform and evaluate the performance. The comparison between the simulation model and the HMT tractor should be performed.

기호 설명

v : tractor speed, km/h

r : tire radius, m

N : axle rotational speed, rpm

ω_n : rotational speed for the n^{th} output axis of compound planetary gear to be connected to the range shift

ω_{S_n} : rotational speed for sun gear of n^{th} planetary gear set

ω_{R_n} : rotational speed for ring gear of n^{th} planetary gear set

Z_{S_n} : number of sun gear teeth of n^{th} planetary gear set

Z_{R_n} : number of ring gear teeth of n^{th} planetary gear set

η : power transmission efficiency, %

* Corresponding author: babina@cnu.ac.kr

1 Department of Biosystems Machinery Engineering, Chungnam National University, Daejeon 34134, Korea

2 Department of Smart Agriculture Systems, Chungnam National University, Daejeon 34134, Korea

3 Convergence Agricultural Machinery Group, Korea Institute of Industrial Technology (KITECH), Gimje 54325, Korea

Copyright © 2020, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<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.

P_{in} : input power, kW

P_{out} : output power, kW

APE : absolute percentage error, %

P_i : simulation result value

P_t : target value

1. 서론

2020년 세계 농업기계 시장 규모는 약 1508 억 달러로 추정되며, 2025년에는 약 1899 억 달러로 지속적으로 증가할 것으로 예상된다.¹⁾ 그 중 트랙터 시장 규모는 2020년 약 535 억 달러로 추정되며, 이는 농업기계 시장 규모의 약 35.5%로 가장 높은 비율을 차지한다.²⁾ 트랙터는 다양한 작업기를 부착하여 사용되는 주요 농기계로 농작업 시 트랙터의 이용 비율은 약 71.8%를 차지하고 있으며, 그 비율은 지속적으로 증가하는 추세이다.^{3,4)} 또한 트랙터 회사들은 세계 시장 점유율 확대를 위해 제품 경쟁력을 강화하고 있으며, 다양한 농업 환경에 보편적으로 적용할 수 있는 트랙터를 적극적으로 개발하고 있다.⁵⁾

트랙터는 승용차와 달리 농작업을 목적으로 하는 작업차량이므로 엔진에서 작업기로 동력을 전달하는 변속기의 중요도가 매우 크다.⁶⁾ 또한, 트랙터는 논과 밭에서 다양한 농작업을 수행하기 때문에 작업에 알맞은 기어 변속을 통하여 작업자의 피로를 덜어주고 작업능률을 향상시키는 것이 필요하다.^{7,8)}

최근 농업용 트랙터가 대형화됨에 따라 연비, 작업 효율, 작업 편의성 및 승차감을 향상시키기 위하여 농업용 트랙터 변속기도 무단 변속기(CVT, Continuously variable transmission)로 변화되는 추세이다.⁹⁾ 무단 변속기는 동력을 전달하는 구조에 따라 다양한 방법이 있으며, 트랙터용 무단 변속기로는 정유압 변속기(HST, Hydro-static transmission)와 정유압 기계식 변속기(HMT, Hydro-mechanical transmission)가 주로 사용된다.¹⁰⁾

정유압 변속기는 동력전달과정에서 직접적인 기계 접촉이 없으므로 내구성이 우수하고, 출력밀도가 매우 높으며 설치공간이 작다는 장점이 있다.¹¹⁾ 또한, 저속에서 기동력이 우수하고 변속 시에 충격이 거의 없으며, 전·후진 조작이 용이하다.¹²⁾ 그러나 동력전달 효율이 기어트레인 대비 약 80% 수준으로 효율이 낮아 주로 저부하 작업을 하는 소형 트랙터에 적용된다.⁹⁾ 이와 같은 단점을 극복하기 위하여 정유압 변속기와 기계식 변속기를 결합한 정유압 기계식 변속기

가 개발되었다. 정유압 기계식 변속기는 정유압 장치(HSU, Hydro-static unit)와 유성기어세트(PGS, Planetary gear set)로 구성된다. 정유압 기계식 변속기는 저속 영역에서는 높은 토크에 유리한 유압동력을 대부분 활용하여 기동력을 높이고, 고속영역에서는 기계동력을 활용하여 정유압 장치의 무단 변속기능과 기계식 변속기의 높은 효율을 갖는 장점이 있다.¹²⁻¹³⁾

국내 정유압 기계식 변속기의 국산화 연구는 최근 필요성이 대두되면서 다양한 연구개발이 시도되고 있으나, 아직까지 양산으로는 이어지고 있지 않다.⁹⁾ 농업기계분야에서는 유압 펌프 및 모터로 구성된 정유압 장치와 복합유성기어(Compound planetary gear)를 포함한 정유압 기계식 변속기에 대한 개발이 주로 수행되었으며, 농업용 트랙터 외에도 군용, 중대형 차량, 건설 중장비에서도 적용이 활발히 진행되고 있다.⁶⁾

Jung 등(2018)은 트랙터용 정유압 기계식 변속기의 연구 동향을 분석하고 핵심 부품들의 작동원리와 동력흐름에 대해서 분석하고 시뮬레이션을 통하여 경향분석을 실시하였으며, 주요 구성 부품들의 선정에 대한 기준을 제시하였다.⁹⁾ Sim 등(2011)은 정유압 기계식 변속기의 형식에 대한 성능 특성을 제시하고 최적의 정유압 기계식 변속기 형식을 결정하기 위한 설계 변수를 제시하였다.¹³⁾ Jung 등(2019)은 정유압 기계식 변속기의 내부구조 및 작동원리를 분석하여 성능, 기능, 그리고 수명에 관련된 시험항목들을 제안하고 시험항목들에 대한 시험방법과 평가기준을 정립하였으며, 시험결과를 분석하여 정유압 기계식 변속기의 신뢰성을 확인하고 제안된 시험항목들의 적합성을 입증하였다.¹⁴⁾ Park 등(2018)은 지게차용 정유압 기계식 변속기의 개발에 대한 설계 기준을 제시하였으며, 동력전달 효율, 변속 충격, 내구 성능 등의 성능을 평가하였다.¹¹⁾ Jung 등(2005)은 설계된 정유압 기계식 변속기를 대상으로 동력전달 및 효율 특성을 분석하고 동특성 시뮬레이션을 통하여 주행 및 모드 변속 특성을 고찰하였다.¹⁵⁾ Park 등(2015)은 정유압 기계식 변속기의 동력전달 특성 분석을 위한 네트워크 모델을 개발하였으며, 개발된 모델을 상용 소프트웨어를 이용하여 검증하였다.⁶⁾ Kim 등(1996)은 정유압 기계식 변속기의 조향 시 동력 순환 특성을 분석하기 위해, 견인력 해석과 네트워크 해석기법을 결합하여 조향 네트워크 모델을 수립하고 정유압 기계식 변속기 각 요소의 토크, 회전속도, 동력전달 방향, 손실 등을 구할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을

제시하였다.¹⁶⁾

문헌연구 결과, 기존의 연구들은 정유압 기계식 변속기의 동력전달 특성과 형식에 따른 성능 특성 분석에 관한 연구가 주로 이루어졌으며, 농업용 트랙터에 적합한 정유압 기계식 변속기 설계하고, 이를 시뮬레이션을 통하여 검증한 연구는 부족한 실정이다. 정유압 기계식 변속기 설계 시, 트랙터가 필요로 하는 구동력을 만족시키기 위해 변속비를 트랙터의 작업 조건과 운전 상태에 따라 적절히 변화시키는 것이 중요하다.¹⁷⁻¹⁸⁾ 또한, 변속기 시뮬레이션 모델을 개발하고, 이에 대한 모델의 신뢰성을 확보하는 것은 제품 최적화 및 상용화를 위해 필요하다.¹⁹⁾ 본 연구는 농업용 트랙터용 정유압 기계식 변속기 개발을 위한 기초 연구로써, 정유압 기계식 변속기의 각 구성 요소에 대한 변속비를 선정하고 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 성능을 예측하였다. 이때, 성능 평가는 각 단수에 따른 차축 회전속도, 트랙터 주행 속도 및 동력전달 효율에 대해서 실시하였다.

2. 정유압 기계식 변속기

2.1 정유압 기계식 변속기 구조

정유압 기계식 변속기는 Fig. 1과 같이 엔진의 동력을 유압식 경로와 기계식 경로를 통해 분기하며 기어 트레인을 통해 결합하는 과정에서 무단 변속이 가능하다.¹⁸⁾

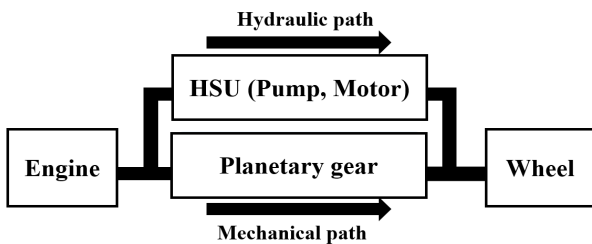
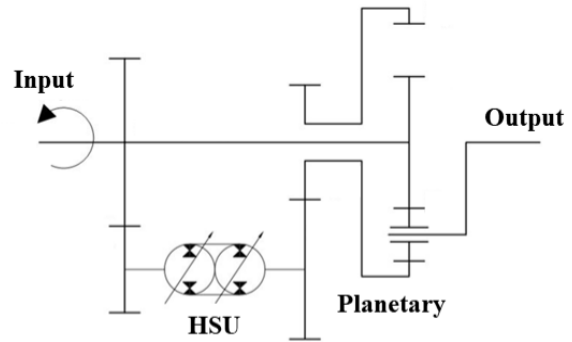


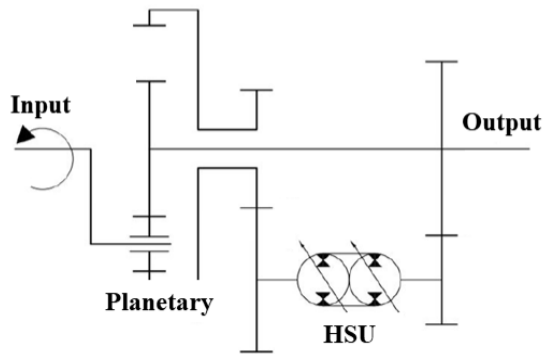
Fig. 1 Schematic diagram of Hydro-mechanical transmission

정유압 기계식 변속기의 형식은 Fig. 2와 같이 IPCT (Input coupled transmission)과 OPCT (Output coupled transmission)으로 구분된다. IPCT는 엔진으로부터 출력되는 입력 동력을 유압식 경로인 정유압 장치와 기계식 경로로 분기한 후 유성기어를 통하여 통합되는 방식이고, 제어가 간단하며 높은 토크를 낼 수 있지만 구조가 복잡하며 저속에서 효율이 저하된다.⁹⁾ OPCT는 입력된 동력을 분기하는데 유성기어를

이용하는 방식이며, 구조가 단순하지만 제어가 복잡하고 고속에서 효율이 저하되는 것을 특징으로 한다.¹³⁾



(a) Input coupled transmission



(b) Output coupled transmission

Fig. 2 Type of HMT: (a) Input coupled transmission (b) Output coupled transmission

2.2 정유압 기계식 변속기 설계

본 연구에서는 55 kW급 트랙터의 농작업 토크를 고려하여 다모드 IPCT 형식의 정유압 기계식 변속기를 설계하였다.¹²⁾ 복합유성기어는 콤팩트한 구조설계가 가능하기 때문에 동력전달이 난해하고 제한된 공간 내에서 높은 출력비를 요구하는 장비에 주로 사용되며, 높은 동력전달 효율과 출력 밀도를 특징으로 한다.²⁰⁾ 따라서, 본 연구에서는 복합유성기어를 이용하여 기계식 경로와 유압식 경로를 통합하도록 설계하였으며, 정유압 기계식 변속기의 동력전달은 Fig. 3과 같이 구성하였다. 엔진에서 동력이 전달되면 각각 기계식 경로와 유압식 경로로 분기된 다음, 복합유성기어에서 통합된다. 이후, 부변속, 스파이럴 베벨기어, 최종 감속기어를 통하여 차축으로 동력이 전달되도록 구성하였다.

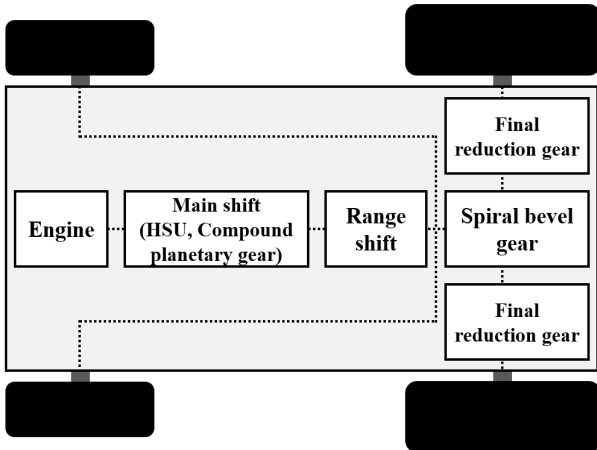


Fig. 3 Power flow for HMT of 55 kw-class agricultural tractor used in this study

본 연구에서는 기존에 개발된 동일 마력대 트랙터를 기준으로 최고 주행 속도를 40 km/h로 설정하였으며, 55 kW급 엔진(TCD 2.2, Deutz, Germany) 제원을 이용하여 요구 변속비를 계산하였다. 정유압 기계식 변속기는 전진 3단, 후진 1단으로 구성하였으며, 1단은 0~10 km/h, 2단은 10~20 km/h, 3단은 20~40 km/h로 설정하였다. 각 단수별 최고 주행 속도에 따른 차축 회전속도는 식 (1)을 이용하여 계산하였으며, 타이어의 동반지름은 동일 마력대 트랙터를 기준으로 695 mm로 설정하였다. 요구 변속비는 계산된 차축 회전속도를 선정한 엔진의 정격 회전속도인 2200 rpm으로 나누어 계산하였다.

$$v = \frac{2\pi \times r \times N \times 60}{1000} \quad (1)$$

여기서, v 는 트랙터 주행 속도(km/h), r 은 트랙터 타이어의 동반지름(m), N 은 트랙터 차축 회전속도(rpm)를 나타낸다.

각 단수별 차축 회전속도는 1단에서 38 rpm, 2단에서 76 rpm, 3단에서 153 rpm으로 계산되었으며, 요구 변속비는 1단에서 57.6:1, 2단에서 28.8:1, 3단에서 14.4:1로 계산되었다. 이에 따라, 정유압 기계식 변속기의 구성요소의 요구 변속비는 주변속은 각 단수에 따라 0.3:1~1.3:1, 부변속은 1.7:1, 스파이럴 베벨기어는 4.4:1, 최종 감속기어는 6:1로 계산되었다.

주변속 0.3:1~1.3:1의 요구 변속비를 만족시키기 위하여 Fig. 4와 같이 두 개의 SPPG (Single pinion planetary gear)를 사용하였으며, 각각 선기어, 링기어, 유성기어로 구성하였다.

Table 1 Results of axle rotational speed and required transmission ratio according to maximum speed

	Gear stage		
	1 st	2 nd	3 rd
Tractor maximum speed (km/h)	10	20	40
Axle rotational speed (rpm)	38	76	153
Total	57.6	28.8	14.4
Main shift (HSU, Compound planetary gear)	1.3	0.6	0.3
Range shift	1.7		
Spiral bevel gear	4.4		
Final reduction gear	6		

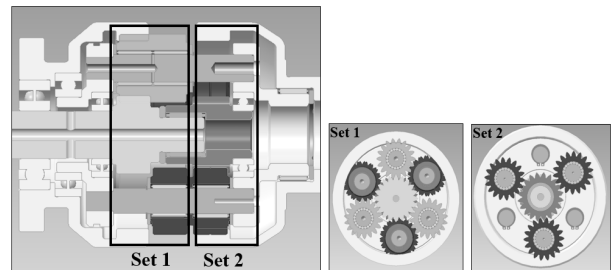


Fig. 4 Schematic configuration of compound planetary gear used in this study

복합유성기어의 동력흐름은 Fig. 5와 같이 첫 번째 유성기어 세트의 선기어는 엔진, 링기어는 정유압 장치에 연결되고, 두 번째 유성기어 세트의 링기어, 선기어, 캐리어는 각각 부변속 1/R단, 부변속 2단, 부변속 3단에 연결되도록 구성하였다.

각 단수에 따른 복합유성기어 출력축의 회전속도는 두 개의 유성기어 세트의 구성요소들의 잇수와 회전속도로 계산될 수 있으며, 식 (2), (3), (4)와 같이 나타난다.

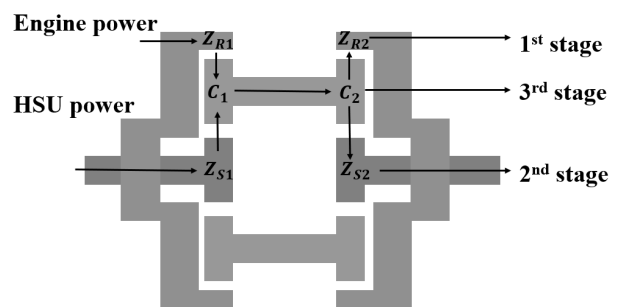


Fig. 5 Power flow of compound planetary gear according to gear stage used in this study

$$\omega_1 = \frac{(Z_{R2} + Z_{R1})Z_{S1}\omega_{S1} + (Z_{R2} - Z_{S1})Z_{R1}\omega_{R1}}{Z_{R2}(Z_{S1} + Z_{R1})} \quad (2)$$

$$\omega_2 = \frac{(Z_{S2} - Z_{R1})Z_{S1}\omega_{S1} + (Z_{S2} + Z_{S1})Z_{R1}\omega_{R1}}{Z_{S2}(Z_{S1} + Z_{R1})} \quad (3)$$

$$\omega_3 = \frac{Z_{S1}\omega_{S1} + Z_{R1}\omega_{R1}}{Z_{S1} + Z_{R1}} \quad (4)$$

여기서, ω_n 은 복합유성기어의 n 단 출력축 회전 속도, ω_{S_n} 은 n 번째 유성기어 세트의 선기어 회전 속도, ω_{R_n} 은 n 번째 유성기어 세트의 링기어 회전 속도, Z_{S_n} 은 n 번째 유성기어 세트의 선기어 잇수, Z_{R_n} 은 n 번째 유성기어 세트의 링기어 잇수를 나타낸다.

복합유성기어의 제원은 Table 2와 같이 선정하였으며, 본 연구에서는 두 개의 유성기어 세트의 기어 잇수, 피치원 직경, 치폭을 동일하게 설정하였다.

Table 2 Specification of compound planetary gear for HMT used in this study

Planetary gear set	Items	Sun gear	Planet gear	Ring gear
1 st	Number of teeth	20	18	58
	Pitch diameter (mm)	50	45	145
	Face width (mm)		22	
2 nd	Number of teeth	20	18	58
	Pitch diameter (mm)	50	45	145
	Face width (mm)		22	

첫 번째 유성기어 세트의 선기어와 링기어의 회전 속도는 선진사 제품의 엔진과 정유압 장치(HT-42, Kanzaki, Japan)의 정격 회전속도를 입력하여 계산하였으며, 상세 제원은 Table 3과 같다. 이때, 첫 번째 유성기어 세트의 선기어 회전속도는 정유압 장치의 정격 회전속도인 3000 rpm으로 설정하였으며, 중립과 역방향일 때를 모두 계산하였다. 첫 번째 유성기어 세트의 링기어 회전속도는 엔진의 정격 회전속도인 2200 rpm으로 설정하였다.

Table 3 Specifications of engine and HSU for 55 kW-class agricultural tractor used in this study

Item		Value			
No. of cylinders		3			
Engine	Bore / stroke (mm)	92 / 110			
	Max. power (kW)	55.4 @2200rpm			
	Max torque (Nm)	280 @1600rpm			
	Displacement (cc/rev)	<table border="1"> <tr> <td>Pump</td> <td>0~42 (Variable)</td> </tr> <tr> <td>Motor</td> <td>42 (Fixed)</td> </tr> </table>	Pump	0~42 (Variable)	Motor
Pump	0~42 (Variable)				
Motor	42 (Fixed)				
Control shaft operation		Electric servo control			
HSU	Weight (kg)	30			
	Relief valve (MPa)	39.2			
	Charge pump (cc/rev)	11.8			
	Swash plate angle (°)	-21~21			

3. 성능 해석 시뮬레이션 모델 개발

3.1 시뮬레이션 모델

본 연구에서는 기어 해석 상용 소프트웨어인 Romax DESIGNER (R18, Romax technology, UK)를 이용하여 정유압 기계식 변속기의 시뮬레이션 모델을 개발하였다. Romax DESIGNER는 축, 기어, 베어링과 같은 기계요소를 모델링하여 전체 시스템 및 각 요소들을 해석할 수 있으며, AGMA (American Gear Manufacturers Association, USA), ISO (International Organization for Standardization, Switzerland), DIN (Deutsches Institut für Normung, Germany) 등의 규격을 포함하고 있어 자동차 및 건설기계 분야에서 변속기 개발에 활용되고 있다.

정유압 기계식 변속기 시뮬레이션 모델은 Fig. 6과 같이 유압 펌프와 모터, 복합유성기어, 부변속, 스파이럴 베벨기어, 최종 감속기어로 구성되어 있다. 엔진으로부터 입력 동력은 첫 번째 유성기어열의 링기어에 전달되며, HSU 동력은 첫 번째 유성기어열의 선기어에 입력되어, 부변속의 각 단 속도를 컨트롤 하여 전체 트랙터의 속도를 조절한다. 전달된 동력은 중앙의 유성기어를 통하여, 동축의 위상각이 다른 두 번째 유성기어세트에 전달되고, 단수에 따라 두 번째 유성기어세트의 선기어, 링기어, 캐리어로 출력된다. 이후 부변속과 스파이럴 베벨기어를 거쳐 최종 감속기어를 통하여 차축으로 동력이 전달된다.

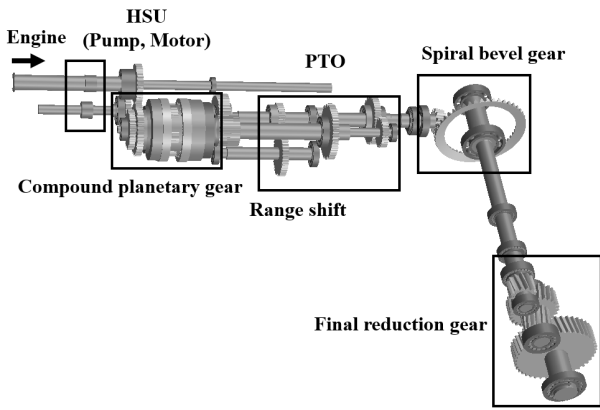


Fig. 6 Simulation model for HMT of 55 kW-class agricultural tractor used in this study

3.2 시뮬레이션 해석 조건

시뮬레이션 시간은 국내 농작업 시간에 대한 사용자 실태조사를 바탕으로,²¹⁾ 트랙터의 작업 별 연간 이용 시간인 342시간과 농업기계화 촉진법에서 제시하고 있는 트랙터의 내구연한 8년을 기준으로 총 2736시간으로 입력하였다.²²⁾ 변속기의 윤활유와 내부 온도는 시뮬레이션 결과에 크게 영향을 미치는 인자이며, 본 연구에서는 실제 트랙터 조건과 동일하게 ISO VG 46으로 선정하였으며, 변속기의 내부 온도는 70°C로 설정하였다.²³⁻²⁴⁾ 시뮬레이션 입력 부하는 엔진의 정격 출력(240 Nm@2200 rpm)을 기준으로 각각의 단수에서 실시하였으며, 유압 펌프의 사판각에 따른 차축 회전속도와 트랙터 주행 속도, 각 단수별에 따른 동력전달 효율을 계산하였다. 이때, 유압 펌프의 사판각의 각도는 -21°~21°로 설정하였다. 시뮬레이션의 정확도는 식 (5)와 같이 APE (Absolute Percentage Error)를 이용하여 설계 목표값과 시뮬레이션 결과값을 비교하였다.

$$APE = \frac{|P_i - P_t|}{P_t} \times 100 \quad (5)$$

여기서, APE는 절대 백분율 오차(%), P_i 는 시뮬레이션 결과값, P_t 는 목표값을 나타낸다.

3.3 동력전달 효율

동력전달 효율은 변속기 성능의 대표적인 평가 항목으로써, 설계의 효율성을 판단하는 지표이다.¹¹⁾ 동력전달 효율은 식 (6)을 이용하여 계산하였다. 시뮬레이션 내에서 정유압 장치의 효율은 제원의 효율맵을 입력하였으며, 복합유성기어에서 선기어와 유성기

어, 유성기어와 링기어 물림 효율은 각각 98.5%, 스피어 또는 헬리컬 기어의 물림 효율은 각각 98.0%, 베벨기어의 물림 효율은 97%로 고려하여 시뮬레이션을 수행하였다²⁵⁻²⁶⁾.

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100 \quad (6)$$

여기서, η 는 동력전달 효율(%), P_{in} 는 입력 동력(kW), P_{out} 는 출력 동력(kW)을 나타낸다.

4. 시뮬레이션 결과

4.1 차축 회전속도

정유압 기계식 변속기의 각 단수에 따른 차축 회전속도 설계 목표값과 시뮬레이션 결과값은 Table 4와 같이 나타났다. 변속비 설계 시, 차축 회전속도 목표값은 1단에서 38 rpm, 2단에서 76 rpm, 3단에서 153 rpm로 설정하였다. 시뮬레이션 결과, 차축 회전속도는 1단에서 39 rpm, 2단에서 77 rpm, 3단에서 158 rpm로 나타났다. 이에 따라 설계 목표값과 시뮬레이션 결과값의 APE는 각 단수에 따라 각각 2.63%, 1.32%, 3.27%로 나타났다. 시뮬레이션 결과, 트랙터 차축 회전속도는 모든 단수에서 설계 목표값과 5% 이내의 오차로 나타났으며, 이는 시뮬레이션 모델에서 HSU 유압 펌프 사판각에 따른 스트로크 제어가 정확하게 이루어지지 않아 오차가 발생한 것으로 판단된다.

Table 4 Comparison of axle rotational speed between target value and simulation results according to gear stage

		Gear stage		
		1 st	2 nd	3 rd
Axle rotational speed (rpm)	Target value	38	76	153
	Simulation result	39	77	158
APE (%)		2.63	1.32	3.27

4.2 트랙터 주행 속도

정유압 기계 변속기의 유압 펌프의 사판각에 따른 각 단수별 트랙터 주행 속도는 Fig. 7과 같이 나타났다. 1단과 3단은 유압 펌프 역회전 구간으로 사판각

이 21°~21° 범위로 나타나며, 2단은 정회전 구간으로 사판각이 -21°~21° 범위로 나타난다. 유압 펌프 사판각에 따른 트랙터 주행 속도는 1단에서 1.05~10.22 km/h, 2단에서 10.74~20.17 km/h, 3단에서 20.70~41.40 km/h의 범위로 나타났다. 정유압 기계식 변속기의 각 단수별 트랙터 주행 속도에 대한 설계 목표값과 시뮬레이션 결과값은 Table 5와 같이 나타났다. 변속비 설계 시, 트랙터 주행 속도 목표값은 1단에서 10 km/h, 2단에서 20 km/h, 3단에서 40 km/h로 설정하였다. 시뮬레이션 결과, 트랙터 주행 속도는 1단에서 10.22 km/h, 2단에서 20.17 km/h, 3단에서 41.40 km/h로 나타났다. 이에 따라, 설계 목표값과 시뮬레이션 결과값의 APE는 각 단수에 따라 각각 2.20%, 0.85%, 3.50%로 나타났다. 시뮬레이션 결과, 사판각에 따른 트랙터 주행속도는 모든 단수에서 설계 목표값과 5% 이내의 오차로 나타났으며, 차축 회전속도의 오차가 발생함에 따라 주행속도에도 영향을 받은 것으로 판단된다.

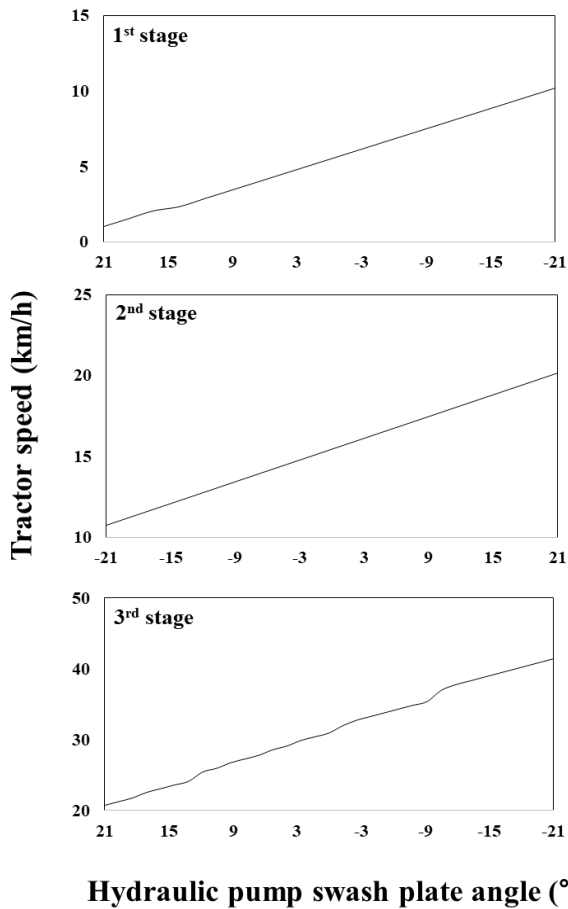


Fig. 7 Simulation results for tractor speed according to hydraulic pump swash plate angle

Table 5 Comparison of tractor speed between target value and simulation results according to gear stage

		Gear stage		
		1 st	2 nd	3 rd
Tractor speed (km/h)	Target value	10	20	40
	Simulation result	10.22	20.17	41.40
APE (%)		2.20	0.85	3.50

4.3 동력전달 효율

정유압 기계식 변속기의 트랙터 차속에 따른 동력 전달 효율은 Fig. 8과 같이 나타났다. 1단은 차속 0~10 km/h 구간으로 약 0~75%의 범위로 나타났으며, 2단은 차속 10~20 km/h 구간으로 약 72~81%의 범위로 동력전달 효율이 나타났으며, 3단은 차속 20~40 km/h 구간으로 약 69~81%의 범위로 동력전달 효율이 나타났다. 동력전달 효율은 2단의 15 km/h의 지점에서 81.9%로 가장 높은 효율이 나타났으며, 1단에서 효율이 낮게 나타난 것은 저속 구간에서 효율이 저하되는 IPCT 형식의 특징 때문인 것으로 판단된다. 선행 연구에서 개발한 지게차용 정유압 기계식 변속기의 동력전달 효율은 1단에서 최대 65%, 2단에서 최대 88%로 나타났다. 이는 1단의 경우, 정유압 장치를 통해서 동력이 전달되기 때문에 효율이 낮아졌으며, 2단의 경우 정유압 장치와 기어의 병렬 경로로 동력이 전달되기 때문에 효율이 상승한 것으로 판단하였다.¹¹⁾ 따라서, 본 연구에서 설계한 정유압 기계식 변속기 시뮬레이션 모델의 동력전달 효율은 선행 연구와 유사하게 나타난 것으로 판단된다.

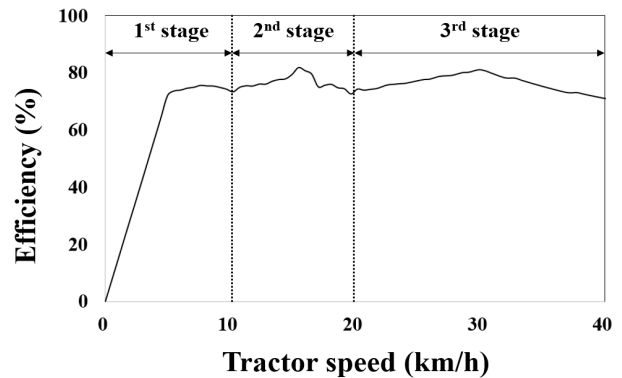


Fig. 8 Simulation results for power transmission efficiency of HMT according to tractor speed

5. 결 론

본 연구는 55 kw급 농업용 트랙터용 정유압 기계식 변속기 설계에 대한 기초 연구로서 정유압 기계식 변속기 설계 기준을 제시하였으며, 이를 바탕으로 시뮬레이션 모델 개발 및 해석을 통해 선정 부품의 성능 평가를 확인하였다. 변속비 선정을 위해 동일 마력대 트랙터의 최고속도, 타이어 반지름 등을 이용하였으며, 변속 단수는 총 3단으로 설정하였다. 복합 유성기어는 두 개의 유성기어 세트로 구성하였다. 제시한 정유압 기계식 변속기 설계 기준을 이용하여 시뮬레이션 모델을 개발하였으며, 차축 회전속도, 트랙터 주행 속도 및 동력전달 효율에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 결과, 차축 회전속도의 설계 목표값과 시뮬레이션 결과값의 오차는 1단에서 2.63%, 2단에서 1.32%, 3단에서 3.27%로 나타났으며, 트랙터 주행 속도의 설계 목표값과 시뮬레이션 결과값의 오차는 1단에서 2.20%, 2단에서 0.85%, 3단에서 3.50%로 나타났다. 동력전달 효율은 1단에서 약 0~75%의 범위, 2단에서 약 72~81%의 범위, 3단에서 약 69~81%의 범위로 나타나, 선행 연구 결과에서 제시한 정유압 기계식 변속기의 동력전달 효율을 만족한 것으로 판단된다.

정유압 기계식 변속기의 개발을 위해서는 시스템 설계 및 해석, 제어 알고리즘 개발, 작동 및 내구성 평가 등 다양한 기계공학 기술을 종합적으로 요구한다. 그러나, 본 연구에서 제시한 농업용 트랙터용 정유압 기계식 변속기는 단순히 동일 마력대 트랙터 제원을 이용하여 정유압 기계식 변속기의 변속비를 산정하고, 선진사의 엔진과 정유압 장치 제원을 이용하여 시뮬레이션 모델 개발 및 해석을 수행하였다. 이에 따라, 설계 목표 값인 차축 회전속도와 주행 속도에 5% 미만의 오차가 발생하였으며, 시뮬레이션 모델의 신뢰성을 확보하고 정유압 기계식 변속기 개발에 적용되기 위해서는 실차 플랫폼을 이용하여 시뮬레이션 모델의 검증 및 보완이 필요할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 농림축산식품부 농림축산연구센터지원사업(과제번호: 714002-07)에 의해 이루어진 것임.

이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

References

- 1) KAMICO (Korean Agricultural Machinery Industry Cooperative), KSAM (Korea Society for Agricultural Machinery), Agricultural Machinery Yearbook Republic of Korea, 2019.
- 2) W. S. Kim et al., "Evaluation of PTO Severeness for 78 kW-Class Tractor According to Disk Plow Tillage and Rotary Tillage", Journal of Drive and Control, Vol.16, No.4, pp.23-31, 2019.
- 3) Y. J. Kim, S. O. Chung and C. H. Choi. "Development of automation technology for manual transmission of a 50 HP autonomous tractor", IFAC-PapersOnline, Vol.51, No.17, pp.20-22. 2018.
- 4) W. S. Kim et al., "Analysis of Power Requirement of 78 kW Class Agricultural Tractor According to the Major Field Operation", Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, Vol.43, No.12, pp.911-922. 2019.
- 5) M. Mattetti et al., "Optimal criteria for durability test of stepped transmissions of agricultural tractors", Biosystems Engineering, Vol.178, pp.145-155, 2019.
- 6) Y. J. Park, S. C. Kim and G. H. Lee, "Analysis of Power Transmission Characteristics on the Hydromechanical Transmission for Agricultural Tractor", Journal of Drive and Control, Vol.12, No.4, pp.96-100, 2015.
- 7) Y. J. Kim et al., "Evaluation of Tractor PTO Severeness during Rotary Tillage Operation", Journal of Biosystems Engineering, Vol.36, No.3, pp.163-170, 2011.
- 8) Y. J. Kim et al., "Analysis of Power Requirement of Agricultural Tractor during Baler Operation", Journal of Biosystems Engineering, Vol.36, No.4, pp.243-251, 2011.
- 9) D. S. Jung and J. H. Mun, "Development of Hydro-Mechanical Transmission for Tractor", Journal of Drive and Control, Vol.15, No.1,

- pp.70-76, 2018.
- 10) M. H. Bae, T. Y. Bae and S. K. Choi, "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.
 - 11) S. U. Park, M. H. Bae and S. K. Choi, "Development of Hydro-Mechanical Continuously Variable Transmission for Forklift", *Journal of Drive and Control*, Vol.15, No.1, pp.61-69, 2018.
 - 12) M. H. Bae, T. Y. Bae and S. K. Choi, "The Critical Speed Analysis of Gear Train for Hydro-Mechanical Continuously Variable Transmission", *Journal of Drive and Control*, Vol.14, No.4, pp.71-78, 2017.
 - 13) D. H. Sung and H. S. Kim, "A Study on 3 Shaft Hydromechanical Transmission Design Considering Power and Speed Characteristics", *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, Vol.26, No.12, pp.2615-2623, 2002.
 - 14) D. G. Sim, K. U. Kim and J. S. Han, "Performance Characteristics of Hydro-mechanical Transmission and Design Parameters for Type Selection", *Journal of Biosystems Engineering*, Vol.36, No.6, pp.422-433, 2011.
 - 15) D. S. Jung et al., "Study of Test for and Evaluation of HMT for a Tractor", *Journal of Applied Reliability*, Vol.19, No.3, pp.275-283, 2019.
 - 16) G. H. Jung, H. E. Kim and J. K. Kim, "Performance and Transmission Efficiency Analysis of 2-Mode Hydro Mechanical Transmission", *Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers*, Vol.13, No.1, pp.90-98, 2005.
 - 17) W. Kim, S. B. Jung and H. S. Kim, "Analysis of Power Transmission Characteristics for Hydro-Mechanical Transmission Using Extended Network Theory", *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, Vol.20, No.5, pp.1426-1435, 1996.
 - 18) D. H. Sung et al., "Power Transmission Characteristics of Hydro-Mechanical Transmission", *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, Vol.25, No.11, pp.1854-1862, 2001.
 - 19) W. S. Kim et al., "Work load analysis for determination of the reduction gear ratio for a 78 kW all wheel drive electric tractor design", *Korean Journal of Agricultural Science*, Vol.46, No.3, pp.613-627, 2019.
 - 20) S. G. Han et al., "Strength and Durability Analysis of the Double Planetary Gears", *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, Vol.13, No.5, pp.28-34, 2014.
 - 21) D. H. Lee, "Analysis of Power Requirements of Tractor for Field Operations", Master's Thesis, Sungkyunkwan University, 2011.
 - 22) M. G. Kong, "A Study on the Strength Design Verification of a Multi-Step Transmission", Master's Thesis, Gyeongsang National University, 2012.
 - 23) S. C. Kim and K. U. Kim, "Rating Agricultural Tractors by Fuel Efficiency", *Journal of Biosystems Engineering*, Vol.35, No.2, pp.69-76, 2010.
 - 24) D. J. Kim et al., "Developments of HSU and Transmission Control Technology for Continuously Variable Transmission of Tractor and Forklift", *Journal of Drive and Control*, Vol.15, No.1, pp.51-60, 2018.
 - 25) T. J. Kim et al., "Strength analysis of mechanical transmission using equivalent torque of plow tillage of an 82 kW-class tractor", *Korean Journal of Agricultural Science*, Vol.46, No.4, pp.723-735, 2019.
 - 26) S. U. Park, "Fatigue life evaluation of spiral bevel gear of transmission using agricultural workload of tractor", Doctoral Dissertation, Chungnam National University, 2019.
 - 27) W. S. Kim et al., "Development of simulation model for fuel efficiency of agricultural tractor", *Korean Journal of Agricultural Science*, Vol.43, No.1, pp.116-126, 2016.
 - 28) S. J. Hong et al., "Performance Evaluation of a Driving Power Transmission System for 50 kW Narrow Tractors", *Journal of Biosystems Engineering*, Vol.43, No.1, pp.1-13, 2018.
 - 29) S. H. Choi et al., "Modeling and Simulation for a Tractor Equipped with Hydro-Mechanical Transmission", *Journal of Biosystems Engineering*, Vol.38, No.3, pp.171-179, 2013.