

농업용 트랙터 듀얼 클러치 변속기의 동력전달 효율 분석에 관한 연구

Transmission Efficiency of Dual-clutch Transmission in Agricultural Tractors

문석표^{1,2} · 문상곤² · 김재승² · 손종현² · 김용주^{1,3} · 김수철^{2*}

Seok Pyo Moon, Sang Gon Moon, Jae Seung Kim, Jong Hyeon Sohn, Yong Joo Kim and Su Chul Kim

Received: 06 Jan. 2022, Revised: 14 Feb. 2022, Accepted: 15 Feb. 2022

Key Words : DCT(듀얼 클러치 변속기), Agricultural tractor(농업용 트랙터), Transmission(변속기), Transmission Efficiency(변속기 효율), Power loss(동력 손실)

Abstract: The aim of this study was to conduct basic research on the development of a dual-clutch transmission(DCT) and automatic transmission for agricultural tractors. The DCT layout and the DCT simulation model were developed using commercial software. Power transmission efficiency of the DCT and component power loss were analyzed to verify the developed simulation model. Power loss analysis of the components was conducted according to previous studies and ISO(International Organization for Standardization) standards. The power transmission efficiency of the DCT simulation model was 68.4 - 91.5% according to the gear range. The power loss in the gear, bearing, and clutch DCT system components was 0.75 - 1.49 kW, 0.77 - 2.99 kW, and 5.24 - 10.52 kW, respectively. The developed simulation model not include the rear axle, differential gear, final reduction gear. Therefore actual power transmission efficiency of DCT will be decreased. In a future study, an actual DCT can be developed through the simulation model in this study, and optimization design of DCT can be possible by comparing simulation results and actual vehicle test.

기호 설명

P_L : Total transmission power, kW
 P_{gm} : Total mechanical power loss of gear pairs, kW
 P_{gs} : Total spin power loss of gear wheels, kW
 P_b : Total power loss of bearings, kW
 P_c : Power loss of clutches and brakes, kW

η : Power transmission efficiency, %
 P_{out} : Output power, kW
 P_{in} : Input power, kW
 P_{Mi} : Mesh power loss of gear, kW
 f_m : Mesh coefficient of friction, Nm
 T_1 : Pinion torque, Nm
 n_1 : Pinion rotational speed, rpm
 β_w : Operating helix angle, rad
 M : Mesh mechanical advantage
 P_W : Gear windage and churning power loss, kW
 P_{GW1} : Losses associated with a smooth outside diameter, kW
 P_{GW2} : Losses associated with the smooth sides of a disc, kW
 P_{GW3} : Losses associated with the tooth surfaces, kW
 f_g : Gear dip factor

* Corresponding author: sckim@kimm.re.kr

1 Department of Smart Agriculture System, Chungnam national university, Daejeon, 34134, Korea

2 Department of Smart Industrial Machinery, Korea Institute of Machinery & Materials, Daejeon, 34103, Korea

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

Copyright © 2022, 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.

- ν : Kinematic viscosity of the oil at operating temperature, cSt
- n : Rotational shaft speed, rpm
- D : Outside diameter of the element, mm
- L : Length of element for gearing windage and churning, mm
- A_g : Arrangement constant
- F : Total face width of gear or pinion, mm
- R_f : Roughness factor for gear teeth
- β : Generated helix angle, rad
- P_{Bi} : Power loss for individual bearing, kW
- M_1 : Bearing load dependent torque, Nm
- M_2 : Cylindrical roller bearing axial load dependent moment, Nm
- P_{WB} : Oil churning losses of bearing, kW
- M_0 : No-load torque moment of bearings
- M_3 : Frictional moment of seals, N·m
- T_c : Clutch torque loss (Nm)
- ag : Percentage value of the groove area to the friction material area
- T_{fa} : Torque loss due to ATF oil film in continuous section, Nm
- T_{ra} : Torque loss due to ATF oil film in ruptured section, Nm
- T_m : Torque loss due to the mist film in ruptured section, Nm
- μ_{ATF} : Absolute viscosities of ATF oil film, cP
- $\Delta\omega$: Difference of clutch rotation speed, rad/s
- N : Number of friction surfaces of the discs
- h : Clutch plat clearance, m
- r_c : Critical radius, m
- r_i : Inner radius of the disk, m
- Φ : Critical radius square, m²
- r_o : Outer radius of the disk, m
- μ_{mist} : Absolute viscosities of mist, cP

1. 서론

농업용 트랙터의 작업 부하는 변동 폭이 매우 크기 때문에 적합한 속도의 작업을 위해 변속기의 잦은 변속이 요구된다. 수동변속기가 장착된 트랙터는 자동변속기가 장착된 트랙터에 비해 동력전달 효율이 높고 구조가 단순하다는 장점이 있지만, 견인작업

중에 변속을 위해 클러치로 동력을 해제하면 부하에 의해 차량이 정지하기 때문에 작업의 연속성이 떨어진다. 따라서 실사용자들은 작업 편의성을 위해 견인력이 높은 낮은 변속단수에서 변속 없이 작업하는 경향이 높다¹⁾. 따라서 수동변속기는 자동변속기에 비해 작업능률이 떨어지게 된다.

따라서 자동변속기 시장에서도 동력전달 효율 측면에서 유리한 수동변속기 구조를 개량하고 이를 자동화한 DCT(Double Clutch Transmission)나 AMT(Automated Manual Transmission)를 도입하는 사례가 늘어나고 있다²⁾. 그러나 AMT는 변속감보다 연비를 중요시하는 상용차에서 적용되고 있으며, 트랙터에 적용된 사례가 없다³⁾.

DCT는 클러치의 슬립 제어를 통해 구동 중인 클러치에서 다른 클러치로 토크를 전달하는 방식의 변속기이다. 이 때, 두 개의 클러치가 서로 다른 기어를 통해 교대로 맞물리며, 클러치 토크의 제어를 통해 변속 중 동력전달이 계속된다⁴⁾. DCT는 자동변속기에 비해 동력전달 효율 및 정숙성과 응답성이 매우 우수하다는 장점이 있어 최근 동력전달시스템에서 많은 개발과 연구가 활발하게 이루어지고 있다⁵⁾.

Galvagno 등(2011)은 DCT의 정량적 분석을 위한 모델을 제시하였으며, 제시한 모델을 통해 속도 프로파일과 변속 상태에 대한 성능 분석이 가능함을 보고하였다⁴⁾. Oh 등(2014)은 DCT 드라이브 라인의 모델링 방법과 변속 중 개별적으로 각 클러치에 의해 전달되는 토크 추정 방법을 제시하였다. 제시한 방법에 대해 이론적 안정성을 분석하고 시뮬레이션 및 실차 시험을 통해 검증을 수행하였으며, 제시한 방법을 통해 DCT의 드라이브 라인의 모델링과 클러치의 토크 추정이 가능함을 보고하였다⁶⁾.

국내 DCT에 관한 연구는 클러치의 체결과 이에 따른 윤활 거동에 관한 연구가 주로 수행되었으며^{5),7),8)}, 국내 DCT의 자체 개발을 위해 시스템의 구조 개발에 관한 연구가 필요하다.

본 연구는 농업용 트랙터의 자동변속기인 DCT 개발을 위한 기초 연구로써, 농업용 트랙터의 DCT 시뮬레이션 모델을 개발하고 설계 검증을 위해 동력전달 요소의 동력전달 효율 및 동력손실을 분석하였다. 이를 위한 주요 연구 목적은 1) 농업용 트랙터 DCT 시뮬레이션 모델 개발, 2) 동력전달 요소 분석 조건 선정 3) 동력전달 효율 및 손실 동력 분석, 4) 단수별 동력전달 효율 및 부품별 손실 동력 분석이다.

2. DCT 시뮬레이션 모델

2.1 DCT 레이아웃 및 시뮬레이션 모델 개발

본 연구의 대상인 농업용 트랙터 DCT 변속기의 개념도는 Fig. 1과 같다. 엔진 동력은 입력축과 전·후진 클러치, 메인 축을 거쳐 DCT 구조의 주변속으로 연결된다. 주변속에서는 짝수축 또는 홀수축의 싱크로나이저와 클러치를 통해 변속단이 선택되어 동력을 전달한다. 이후 엔진 동력은 부변속축으로 전달되며, 변속기 단수에 따라 부변속 및 초저속 기어를 거쳐 베벨 축을 통해 후차축으로 전달된다.

DCT 시뮬레이션 모델은 상용 소프트웨어인 MASTA(ver 11.0.0, SMT, UK)를 통해 다음 Fig. 2와 같이 개발되었으며, 시뮬레이션 모델 구성 범위는 엔진 입력축부터 부변속 베벨기어 쌍까지이다. DCT 변속기 시뮬레이션 모델은 초저속단, L단, M단, H단 각 8단, 총 32단의 변속 단수를 가지지만, 본 연구에서 DCT 변속기의 동력전달 효율 분석은 비교적 사용 빈도가 높은 L단, M단, H단에 대해서 수행하였다. 이 때, 후차축의 출력은 엔진의 출력에 의한 견인력과 차량의 중량에 의한 최대 견인력 중 최솟값에 의해 결정된다. 예를 들어 엔진 출력에 의해 L1단에서 낼 수 있는 최대 견인토크가 1000이고, 차량 중량에 의해 토양이 견딜 수 있는 최대 견인토크가 200이라면, 후차축에서 가능한 최대 견인토크는 토양에 의해 200으로 결정된다. DCT 변속기의 동력전달 효율 분석을 위한 부하 조건 중 엔진의 회전속도는 정격속도인 2200 rpm으로 고정하였고, 후차축에서의

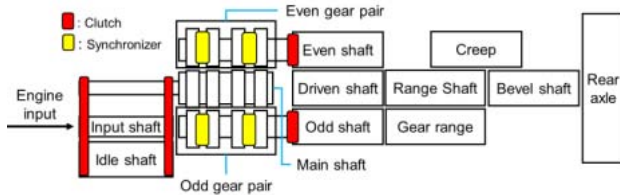


Fig. 1 Schematic diagram of dual clutch transmission

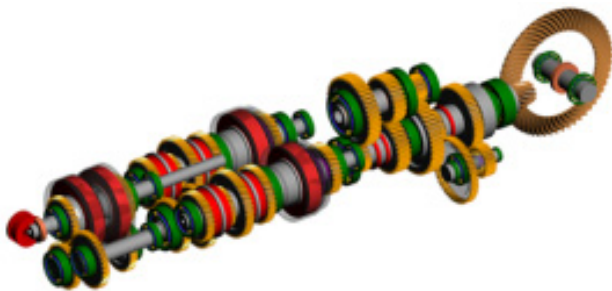


Fig. 2 Simulation model of dual clutch transmission

견인출력은 엔진 정격토크와 토양의 최대 견인력에 의해 후차축에서 낼 수 있는 최대 동력에 따라 Table 1과 같이 설정하였다.

Table 1 Simulation input power condition each gear range

Gear range	Rear axle power (kW)	Engine speed (rpm)
L1	16.91	2,200
L2	20.13	
L3	25.17	
L4	29.95	
L5	34.29	
L6	40.80	
L7	53.20	
L8	63.31	
M1	48.30	80.24
M2	57.50	
M3	71.88	
M4	83.55	
M5		
M6		
M7		
M8		
H1	83.55	
H2		
H3		
H4		
H5		
H6		
H7		
H8		

2.2 동력전달 효율 분석

기계식 변속기에서 발생하는 손실은 크게 하중에 의한 손실(Load dependent power loss)과 속도에 의한 손실(No-load dependent power loss)로 나눌 수 있다. 하중에 의한 손실은 보통 기어 마찰에 의한 손실로써 마찰손실 또는 기계적 손실이라고 하고, 속도에 의한 손실은 오일 드래그에 의한 손실로 회전손실 또는 교반손실이라고 불린다²⁾.

개발한 시뮬레이션 모델에서 윤활유의 높이는 Fig. 3과 같이 부변속축 중심으로 설정하였으며, 윤활유는 변속기 윤활유로 많이 사용되는 ISO VG 46으로 설정하였다. 윤활유의 제원은 Table 2와 같이 40℃에서 점도는 46 cSt이며, 점도 지수, 유동점, 인화점은 각각 108, -30℃, 220 ℃이다.



Fig. 3 Lubrication level of simulation model

Table 2 Specification of lubrication oil in transmission system

Item	Specification
Name	ISO VG 46
Kinematic Viscosity at 40°C (cSt)	46
Viscosity index	108
Pour point (°C)	-30
Flash point (°C)	≥220

본 연구에서 농업용 트랙터 DCT 변속기의 동력손실(P_L)은 다음 식 (1)과 같이 클러치(P_c), 기어(P_{gm} , P_{gs}), 베어링(P_b)을 고려하여 분석하였다.

$$P_L = P_{gm} + P_{gs} + P_b + P_c \quad (1)$$

동력전달 효율은 변속기 성능의 대표적인 평가 항목으로써, 설계의 효율성을 판단하는 지표이다⁹⁾. 본 연구에서 DCT 변속기 시스템의 동력전달 효율은 다음 식 (2)와 같이 입·출력 동력을 통해 계산하였다.

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100 \quad (2)$$

3. 변속기 시스템 부품별 동력손실 계산

3.1 기어 동력손실 계산

변속기 시스템에서 기어의 동력손실은 치면에서 발생하는 미끄럼 및 구름에 의해 발생하는 하중에 의한 손실(P_M)과 기어쌍의 회전에 따라 윤활유, 공기의 유동 저항에 의해 발생하는 속도에 의한 손실(P_W)로 결정된다¹⁰⁾. 본 연구에서 개발된 시뮬레이션 모델에서 기어의 동력손실은 ISO 14179-1에 의해 분석된다. DCT 변속기 기어의 하중에 의한 동력손실은 식 (3)과 같이 마찰의 물림계수(f_m), 피니언의 토크(T_1), 피니언의 회전속도(n_1), 기어의 나선각(β_w), 치물림의 기계적 이점(M)에 의해 계산된다. 이 때, 치물림의

기계적 이점(M)은 기어의 미끄럼비의 함수로, 기어와 피니언의 기어비와 구름 접촉 시작과 끝의 미끄럼비 함수를 통해 계산된다.

$$P_{Mi} = \frac{f_m T_1 n_1 \cos^2 \beta_w}{9549M} \quad (3)$$

속도에 의한 동력손실 계산식은 마찬가지로 ISO 14179-1을 통해 식 (4)와 같이 계산된다. 속도에 의한 동력손실은 세 가지 유형의 손실 합(P_{GW1} , P_{GW2} , P_{GW3})을 통해 계산된다. 이 때 세 가지 유형의 손실은 각각 기어의 외경과 관련된 손실(P_{GW1}), 디스크면과 관련된 손실(P_{GW2}), 기어 치면에 관련된 손실(P_{GW3})이다.

$$P_W = P_{GW1} + P_{GW2} + P_{GW3} \quad (4)$$

기어의 외경과 관련된 손실(P_{GW1})은 식 (5)와 같이 기어의 담금 계수(f_g), 윤활유 동점도(ν), 기어 회전속도(n), 기어의 외경 길이(D), 기어의 길이(L), 정렬 정수(A_g)에 의해 계산된다.

$$P_{GW1} = \frac{7.37 * f_g \nu n^3 D^{4.7} L}{A_g 10^{26}} \quad (5)$$

디스크면과 관련된 손실(P_{GW2})은 식 (6)과 같이 기어의 담금 계수(f_g), 윤활유 동점도(ν), 기어 회전속도(n), 기어의 외경 길이(D), 정렬 정수(A_g)에 의해 계산된다.

$$P_{GW2} = \frac{1.474 * f_g \nu n^3 D^{5.7}}{A_g 10^{26}} \quad (6)$$

기어 치면과 관련된 손실(P_{GW3})은 식 (7)과 같이 기어의 담금 계수(f_g), 윤활유 동점도(ν), 기어 회전속도(n), 기어의 외경 길이(D), 기어의 길이(L), 피니언 또는 기어의 전체 치면 넓이(F), 거칠기 계수(R_f), 기어의 헬리컬각(β_w), 정렬 정수(A_g)에 의해 계산된다.

$$P_{GW3} = \frac{7.37 * f_g \nu n^3 D^{4.7} L F \left(\frac{R_f}{\sqrt{\tan \beta}} \right)}{A_g 10^{26}} \quad (7)$$

식 (5), (6), (7)에서 기어의 담금 계수(f_g)는 기어가 윤활유에 완전히 잠겼을 때가 1, 윤활유면에 닿지 않을 때를 0으로 선형적으로 설정하며, 정렬 정수(A_g)는 0.2로 ISO 14179-1의 추천값을 사용해 계산한다¹¹⁾.

3.2 베어링 동력손실 계산

변속기에서 베어링의 손실은 기어에서 작용하는 하중이 축을 통해 지지하는 하중에 관련된 마찰 토크 손실과 윤활유에 의한 회전손실로 구분된다¹²⁾. 베어링의 마찰 토크 손실과 회전손실은 각각 베어링의 하중에 의한 동력손실(P_{bi})과 속도에 의한 동력손실(P_{WB})로 볼 수 있다. DCT 변속기 시뮬레이션 모델에서 베어링의 동력손실은 ISO 14179-1에 의해 계산되며, 하중에 의한 동력손실, 속도에 의한 동력손실 계산식은 각각 식 (8), 식 (9)와 같다¹¹⁾.

$$P_{Bi} = \frac{(M_1 + M_2)n}{9549} \quad (8)$$

$$P_{WB} = \frac{(M_0 + M_3)n}{9549} \quad (9)$$

3.3 클러치 동력손실 계산

클러치의 동력손실은 해제된 클러치에서 윤활유의 점성 전단으로 인해 발생하는 손실 토크로 정의되며, 이를 드래그 토크라고 한다¹³⁾. 클러치 동력손실은 Iqbal¹⁴⁾의 드래그 토크 계산식을 보정하여 계산할 수 있다. 클러치 마찰면의 드래그 토크는 클러치 마찰면의 오일 필름에 의한 손실(T_{fa}, T_{ra})과 윤활유의 미세한 입자에 의한 손실(T_m)의 합으로 계산할 수 있으나, 마찰면에 마찰력 향상을 위한 홈(groove)이 포함되어 있다면 전체 드래그 토크는 마찰면 홈의 영역을 고려한 식 (10)으로 보정되어 계산된다¹⁵⁾.

$$T_c = (1 - ag/100)(T_{fa} + T_{ra} + T_m) \quad (10)$$

클러치 마찰면의 오일 필름에 의한 손실(T_{fa}, T_{ra})은 식 (11), (12)로 계산된다.

$$T_{fa} = \frac{\pi\mu_{ATF}\Delta\omega N}{2h}(r_c^4 - r_i^4) \quad (11)$$

$$T_{ra} = \frac{\pi\mu_{ATF}\Delta\omega N}{h} \cdot \Phi \cdot (r_o^2 - r_c^2) \quad (12)$$

윤활유의 미세한 입자에 의한 손실은 식 (13)에 의해 계산된다. 이 때, 분무 상태의 윤활유 절대 점도(μ_{mist})는 윤활유 점도의 1/10 값으로 계산된다.

$$T_m = \frac{2\pi\mu_{mist}\Delta\omega N}{h} \left[\frac{1}{4}(r_o^4 - r_c^4) - \frac{\Phi}{2}(r_o^2 - r_c^2) \right] \quad (13)$$

4. 결과

4.1 변속 시스템 기어 단수에 따른 동력전달 효율 분석

DCT 변속기 기어 단수에 따른 동력전달 효율 분석결과는 Fig. 4, Table 3과 같이 나타났다. L단에서 단수가 증가함에 따라 효율이 증가하는 이유는 Table 1에서와 같이 변속기에 입력되는 동력이 상승되는 폭에 비해 회전속도에 의해 커지는 동력손실의 폭이 상대적으로 작기 때문이다. 이는 M단의 저속단에서도 마찬가지로 적용된다. M단의 고속단에서는 입력 동력이 동일하지만 고단으로 갈수록 회전속도에 의한 동력손실이 증가하게 되어 출력이 저하되었으며, H단에서도 마찬가지로 고단으로 갈수록 효율이 저하되었다. 또한 L, M, H단의 1-7단에서 효율은 상승하거나 소폭 하강하였으나 8단에서는 다른 단수에 비해 크게 하강한 것으로 계산되었다. 이는 변속기 기어 8단에서 해제된 홀수단 클러치에서 큰 동력손실이 발생하였기 때문으로 판단된다. 단수별 동력전달 효율의 최솟값과 최댓값은 각각 L1단과 H1단에서 나타났다. 그 값은 각각 68.44%, 91.50%로 나타났다. 본 연구에서 개발된 시뮬레이션 모델은 후차축, 차동장치, 최종 구동 기어 등이 구현되지 않았으며, 이들을 고려하면 실제 변속기의 동력전달 효율은 더 감소할 것으로 판단된다.

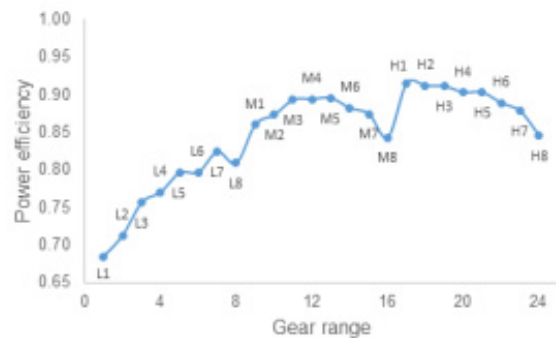


Fig. 4 Power transmission efficiency each gear stage of DCT simulation model

Table 3 Power transmission efficiency each gear stage of DCT simulation model

Gear range	Power efficiency (%)
L1	68.44
L2	71.26
L3	75.61
L4	76.99
L5	79.56
L6	79.65
L7	82.36
L8	80.84
M1	85.98
M2	87.28
M3	89.29
M4	89.39
M5	89.52
M6	88.18
M7	87.41
M8	84.28
H1	91.50
H2	91.16
H3	91.07
H4	90.29
H5	90.27
H6	88.85
H7	87.77
H8	84.51

4.2 변속 시스템 부품 손실 동력 분석

DCT 변속기 시뮬레이션 모델에서 단수에 따른 부품별 손실 동력은 Fig. 5와 같이 나타났다. 기어의 동력손실 최솟값과 최댓값은 각각 L8단과 L1단에서 나타났으며, 그 값은 각각 0.75 kW, 1.49 kW이었다. 베어링 동력손실 최솟값과 최댓값은 각각 L1단과 H8단에서 나타났으며, 그 값은 각각 0.77 kW, 2.99 kW이었다. 클러치 동력손실 최솟값과 최댓값은 각각 L1단과 H8단에서 나타났으며, 그 값은 각각 5.24 kW, 10.52 kW이었다.

기어의 동력손실은 하중에 의한 손실에 영향을 크게 받으며, 하중에 의한 손실이 가장 크게 발생하는 M8단에서 기어의 동력손실이 가장 크게 발생하였다. M단에서 가장 큰 동력손실이 발생한 것은 변속기 시스템에서 H단의 동력은 부변속축에서 베벨축으로 직결되어 전달되나, M단의 동력은 부변속축에서 부변속 기어를 통해 베벨축으로 전달되어 H단의 동력에 비해 더 많은 기어쌍을 거치기 때문으로 판단된다.

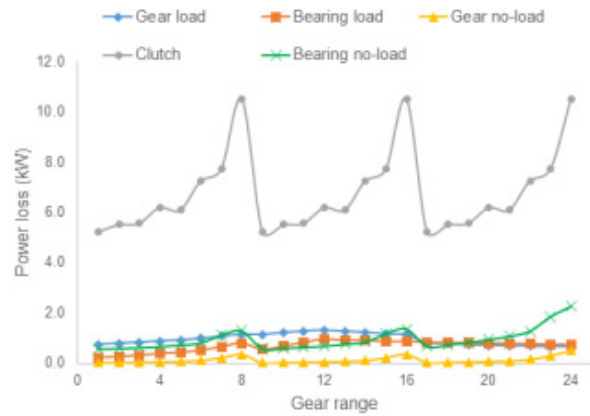


Fig. 5 Power loss by component in transmission system

기어의 속도에 의한 손실은 속도가 높은 고속 단수(6-8단)에서 크게 발생하였으나 하중에 의한 손실값에 비해 기어 전체 동력손실에 작은 영향을 미치게 된다.

베어링의 동력손실은 기어 단수에 따라 하중에 의한 손실과 속도에 의한 손실의 영향이 다르게 나타났다. 하중에 의한 손실은 M단에서 가장 큰 손실이 발생하였으며, 속도에 의한 손실은 속도가 가장 높은 H단에서 가장 큰 손실이 발생하였다. H8단에서 가장 큰 동력손실이 발생한 것은 속도에 의한 손실이 동력에 의한 손실에 비해 크게 발생하였기 때문이다.

클러치의 동력손실 형태는 속도에 의한 손실이며, DCT 시뮬레이션 모델에서 발생한 동력손실 중 가장 크게 나타났다. 클러치의 동력손실이 가장 큰 이유는 클러치가 다판으로 구성되어 손실 계산을 위한 표면적이 넓고, 해제된 클러치가 구동 클러치의 회전 방향과 반대로 회전하여 클러치 마찰면 사이의 회전속도 차가 크게 발생하기 때문으로 판단된다. 따라서 클러치의 회전속도가 고속인 단수에서 큰 손실 동력이 발생하였다. 이를 개선하기 위해서는 클러치의 윤활 조건 변경, 변속 시스템의 구조 변경 등이 필요할 것으로 판단된다.

5. 결론

본 연구는 농업용 트랙터의 자동변속기인 DCT 개발을 위한 기초 연구로써 시뮬레이션 모델을 개발하고 이를 통해 동력전달 효율을 분석하였다. 주요 연구결과는 다음과 같다.

1. 100 kW급 농업용 트랙터 DCT 개발을 위해 DCT의 레이아웃을 개발하였으며, 개발한 레이아웃과

상용 소프트웨어를 통해 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 사용 빈도가 비교적 높은 L, M, H단에 대해 변속기 단수별 동력전달 효율과 부품별 동력손실을 분석하였다. 이 때 동력손실은 기어, 베어링, 클러치를 대상으로 분석하였다.

2. 동력전달 효율 및 손실 동력은 선행연구와 ISO 규격을 통해 계산하였다. 변속기 단수별 동력전달 효율은 68.44-91.50%의 범위로 나타났으며, 기어, 베어링, 클러치의 손실 동력은 각각 0.75-1.49 kW, 0.77-2.99 kW, 5.24-10.52 kW로 나타났다.

3. 본 연구에서 개발한 DCT 시뮬레이션 모델은 후차축부의 차동장치, 최종구동기어 등이 구현되지 않았으며, 이들을 고려할 경우 실제 동력전달 효율은 더 낮게 나타날 것으로 판단된다.

4. 향후 실차 시험을 통해 동력전달 효율을 측정함으로써 시뮬레이션 결과와 비교하여 검증한 후 동력손실 최소화를 위한 및 최적 설계가 필요할 것으로 판단된다.

후 기

이 연구는 2021년도 산업통상자원부 및 산업기술 평가관리원(KEIT) 연구비 지원에 의한 연구임 ('20011428')

이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

References

- 1) Y. S. Nam, "Simulation of Hydraulic Control of Powershift Transmission for Agricultural Tractors," A Thesis for a Doctorate, Seoul National University, Republic of Korea, 2002.
- 2) K. J. Park et al., "Prediction of Mechanical and Spin Power Losses of a Parallel-Axis Geartrain in an Automobile Transmission," Transactions of KSAE, Vol.26, No.1, pp.120-130
- 3) C. H. Choi et al., "Development of Electric Actuator Position Control System for Automatic Shuttle Shifting of Tractor," Journal of Biosystems Engineering, Vol.35, No.4, pp.224-230, 2010.
- 4) E. Galvagno, M. Velardocchia and A. Vigliani, "Dynamic and Kinematic Model of a Dual Clutch Transmission," Mechanism and Machine Theory Vol.46, No.6, pp.794-805, 2011.
- 5) J. C. Cho et al., "Characteristic Dynamics Torque Vibration of Behavior in Wet Clutch Engagement for Dual Clutch Transmissions," Transactions of KSAE, Vol.24, No.2 pp.183-190, 2016.
- 6) J. J. Oh, S. B. Choi and J. S. Kim, "Driveline Modeling and Estimation of Individual Clutch Torque during Gear Shifts for Dual Clutch Transmission," Mechatronics Vol.24, No.5, pp.449-463, 2014.
- 7) W. J. Kim, S. H. Lee and S. Y. Jang, "Study on the Lubricant Flow Behaviors in the Wet Clutch Pack System of Dual Clutch Transmission," Journal of the Korean Society of Tribologists & Lubrication Engineers Vol.33, No.3, pp.85-91, 2017.
- 8) J. H. Cho et al., "A Study on the Wet Clutch Pattern Design for the Drag Torque Reduction in Wet DCT System," Journal of the Korean Society of Tribology & Lubrication Engineers Vol.33, No.2, pp.71-78, 2017.
- 9) 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.
- 10) S. C. Kim et al., "Macro Geometry Optimization of a Helical Gear Pair for Mass, Efficiency, and Transmission Error," Mechanism and Machine Theory 144, 103634, 2020. Control of Electromagnetic Actuators for Variable Train," SAE Paper 2000-01-1225, pp. 325-423, 2000.
- 11) ISO 14179, "Part 1: Rating Gear Drives with Thermal Equilibrium at 95°C Sump Temperature", 2001
- 12) T. A. Harris and M. N. Kotzalas, "Rolling Bearing Analysis-Essential Concepts of Bearing Technology," 5th Edm., Taylor & Francis, Boca Raton, 2007.
- 13) S. C. Kim, "Drag Torque and Heat Transfer Models of Multi-plate Wet Clutch," Journal of Drive and Control, Vol. 17, No. 1, pp.76-80, 2020.
- 14) S. Iqbal, F. Al-Bender, B. Pluymers and W.

Desmet, “Mathematical Model and Experimental Evaluation of Drag Torque in Disengaged Wet Clutches,” ISRN Tribology, Vol.2013, Article ID 206539, 2013.

15) K. J. Park et. al., “Development of an Analysis Program to Predict Efficiency of Automotive Power Transmission and Its Application,” SAE Technical Paper, 2018-01-0398, 2018.