

농용 트랙터의 전동 효율 특성

Characteristics of power efficiency of agricultural tractors

| | | |
|-----------|-----------|-----------|
| 류일훈* | 김대철* | 김경욱* |
| 정회원 | 정회원 | 정회원 |
| I. H. Ryu | D. C. Kim | K. U. Kim |

1. 서론

트랙터의 동력원인 엔진에서 생성된 동력은 변속기를 거쳐 구동륜으로 전달되며, 이렇게 전달된 동력은 다시 경운, 정지, 운반 작업 등 실제 농작업에 필요한 동력으로 작용한다. 엔진에서 발생된 동력은 고속, 저토크의 특성을 가지며, 실제 농작업에 필요한 동력은 저속, 고평토크의 특성을 가진다. 승용 차량이 4-5 단의 변속 단수를 가지는 데 비하여 트랙터는 8-16단의 많은 변속 단수를 가진다. 이러한 특징은 트랙터가 다양한 작업에 이용되고 있고, 각 작업에서 요구되는 작업 속도가 다양하기 때문이다. 실제 국내에서 사용되고 있는 트랙터의 속도 범위는 최저 2-3km/h 에서 최고 15-35km의 범위에 있다.

트랙터용 변속기는 이러한 사용 조건을 만족시키기 위하여 높은 감속비와 많은 변속 단수를 가진다. 따라서 변속기의 크기도 크고, 변속 과정도 복잡하며, 상대적으로 많은 부품을 필요로 한다. 승용 차량의 감속비가 최고 20 내외인데 반하여, 트랙터의 경우 초저속에서 2000 정도의 감속비를 가진다. 이러한 높은 감속비는 단일 기어의 감속비를 높이는 것보다 더하여, 필연적으로 감속 단계의 개수를 증가시켜야한다. 변속기 전체의 전동효율은 변속 과정에서 거치는 각 부품의 전동 효율이 차례대로 곱해지는 것이기 때문에 감속 단계가 많아질수록 전동 효율은 낮아지게 된다. 따라서 감속비가 크고 감속 단계가 많은 트랙터는 상대적으로 전동효율이 낮다.

본 연구에서는 트랙터의 변속기를 대상으로 입력 토크, 출력 토크, 속도를 측정하여 실제 작업 상태에서의 전동 효율을 측정하고, 그 특성을 분석하고자 한다.

2. 재료 및 방법

시험에 사용된 트랙터는 출력 41마력, 정격회전수 2600rpm의 디젤 엔진을 장착하였으며 총중량은 1855kg이다. 그림 1은 시험 트랙터의 변속기를 보이고 있다. 시험 트랙터의 변속기는 수동변속기로서 클러치, 변속기어 및 감속기어, 차동장치, 최종감속기어, 최종 구동축으로 구성된다. 클러치는 건식 단판형 클러치로서 플라이휠에 직접 연결되어 있으며, 변속 단계는 전후진 변속(F, R), 주변속(1, 2, 3, 4단), 부변속(H, M, L, LL)으로 구성된다.

* 서울대학교 농생대 생물자원공학부 농업기계전공

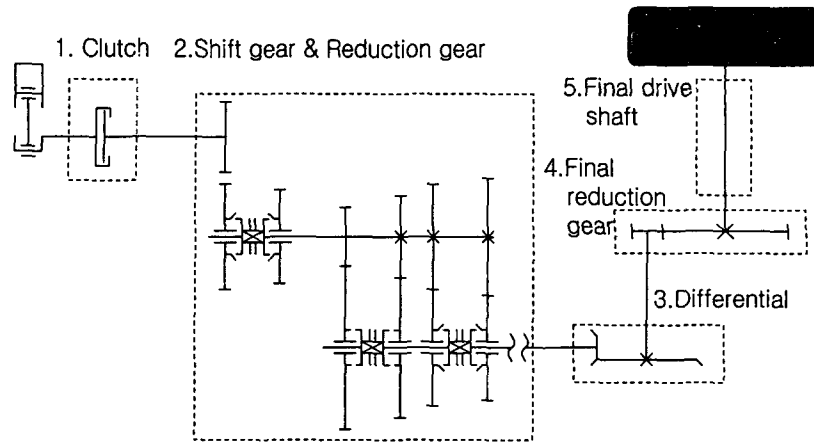


Fig. 1 Transmission of test tractor.

작업 중인 트랙터 변속기의 전동 효율을 측정하기 위하여 입력축 토크와 최종구동축 토크, 최종구동축 회전속도를 계측하였다. 변속기의 입력 토크를 계측하기 위한 입력축 토크 변환기는 클러치와 변속기어를 연결하는 변속기 입력축에 장착하였다. 시험 트랙터의 클러치는 엔진의 플라이휠과 직결되어 있기 때문에 상대적으로 여유 공간이 있는 변속기 입력축에 스트레인게이지를 부착하였다. 따라서 실제 측정에서는 클러치의 전동 효과가 배제되었다. 엔진에 직결된 변속기 입력축은 2800rpm 정도까지 고속으로 회전하기 때문에 입력축 토크 변환기는 비접촉식 무선 시스템을 이용하여 스트레인게이지 출력신호를 수신하였다.

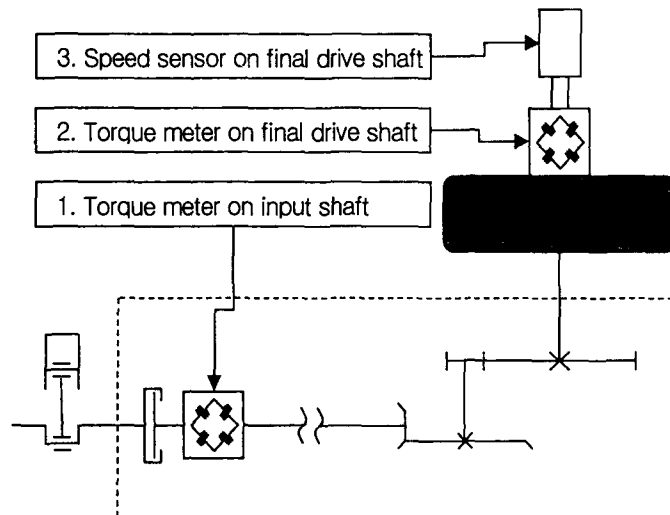


Fig. 2 Torque meters and speed sensor mounted on test tractor.

최종구동축 토크 변환기는 최종 구동축의 허브와 타이어 사이에 설치하였으며, 차축의 윤거를 유지하기 위하여 타이어의 외측에 장착하였다. 최종구동축 토크 변환기는 좌우측에 하나씩 2개를 장착하였으며, 슬립링을 이용하여 출력 신호를 수신하였다. 최종구동축 회전 속도 측정기는 로터리 엔코더를 이용하였으며, 최종구동축 토크변환기 바깥쪽에 설치하였다. 계측된 신호는 데이터 수집장치를 이용하여 수집하여 저장하였다.

전동효율을 계측하기 위해서는 입력과 출력측에서 토크와 회전속도를 모두 계측하여 동력을 구해야 한다. 하지만 변속기의 경우 비틀림 탄성계수가 상당히 커서 출력속도와 입력속도를 모두 계측할 필요가 없는 것으로 판단되었다. 시험 트랙터의 경우 실제 계측 결과 h1 단(주변속 1단, 주변속 h)에서의 출력 토크의 최대 변동폭이 100Nm이었으며, h1단에서의 변속기 등가 비틀림 탄성계수는 350kN.m/rad 이었다. 이를 이용하여 최대 각변위 오차를 구하면 최종 구동축에서 0.0164°, 입력측에서 1.024° 이었다. 이러한 오차 범위는 정격회전속도인 2600rpm을 고려할 때 전동속도에 미치는 영향이 미소한 것으로 판단된다. 이에 따라 입력속도와 출력속도는 선형적인 비례관계에 있다고 가정할 수 있다. 따라서 변속기의 회전속도는 입력측과 출력측 중에서 한쪽만 측정하는 것으로도 충분할 것으로 판단되었으며, 상대적으로 회전속도 측정이 용이한 최종구동축에서 회전속도를 측정하였다.

실내에서 동력계를 이용한 부하 시험으로 전동효율을 계측하는 방법도 있지만, 실제 작업 조건에서의 불규칙적으로 변동하는 부하 조건과는 거리가 있다. 따라서, 실제 작업을 수행 중인 트랙터의 대상으로 변속기 전동효율을 측정하였다. 대상 작업은 2ton 정도의 화물이 적재된 트레일러를 견인하는 운반작업을 선택하였다. 운반작업의 경우 정속 주행상태에서는 부하 수준을 낮은 반면 출발할 때에는 높은 부하 수준을 보이는데, 이는 트레일러와 화물의 무게까지 합쳐진 질량이 높은 관성 부하로 작용하기 때문이다. 따라서, 급출발까지 포함하여 측정한다면 넓은 범위의 부하 조건에 대한 시험이 가능하기 때문에 대상작업으로는 운반작업을 선택하였다. 주행로는 경사는 2-3° 내외의 비포장 농로를 선정하였다.

3. 결과 및 고찰

그림 3은 변속단수 h1 에서 출발하였을 때 변속기 입력토크, 최종구동축 토크, 최종구동축 회전속도를 15초 동안 측정한 결과이다. 엔진은 무부하에서 2600 rpm으로 회전하도록 가속장치를 설정하였으며, 시험 도중 가속장치를 일정하게 유지하였다. 최종구동축 토크는 좌,우 구동축의 결과를 더하여 표시하였다. 입력측 토크의 경우 출발 초기에 200 N.m까지 상승하였다가 서서히 감소하여, 주행 중에서는 50N.m 수준으로 유지되고 있다. 엔진의 정격 토크가 112 N.m이고, 최대 토크가 130 N.m인 점을 고려하면 출발시 상당한 수준의 과부하가 걸리는 것으로 판단된다. h1 단에서 변속비가 62.56 으로 높기 때문에 최종구동축 토크는 입력 토크에 비해 상당히 큰 수준의 값을 가지고 있다. 하지만 입력토크와 최종구동축 토크는 그 형태면에서 상당히 유사한 형태를 가지는 것을 볼 수 있다.

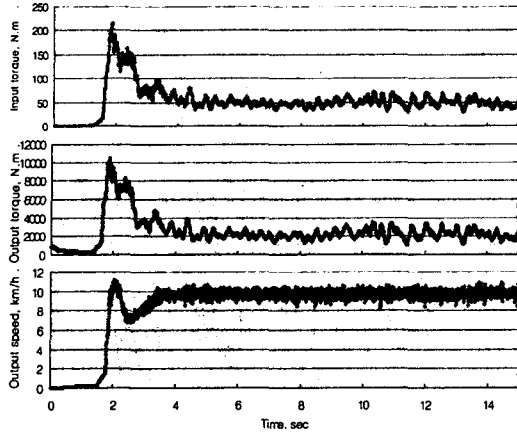


Fig. 3 Loads and speed at field test

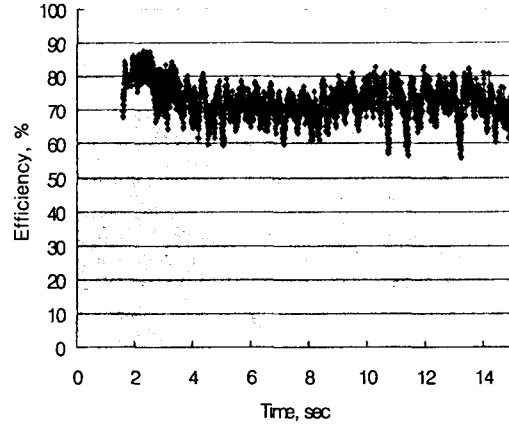


Fig. 4 Efficiency of transmission

그림 3에서 계측된 결과를 이용하여 전동효율을 구하면 그림 4와 같다. 이때의 평균 전동효율은 72.5%이지만, 순간 전동효율이 56%에서 87%까지 변동하여 변동 범위가 31%에 이른다. 따라서 작업중인 트랙터의 변속기 전동효율을 등가 전동효율로 가정하는 것은 전동성능 예측에서 상당한 오차를 유발할 것으로 판단된다.

그림 4의 전동 효율 결과를 보면 전동 토크가 큰 시점에서 상대적은 높은 효율이 나타나고 있다. 이러한 현상의 원인은 변속기의 동력 전달 과정에서 전동토크의 크기에 비례하지 않고, 항상 일정한 크기를 가지는 부하토크가 존재하기 때문인 것으로 판단되었다. 이를 기동저항토크(sticking resistance)로 정의하였다. 기동저항토크, T_{stick} 과 최대전동효율, η_{max} 를 이용하여 식(1)과 같이 변속기의 전동효율을 정의하였다.

$$\eta_{TM} = \frac{T_{out}}{T_{in} \cdot N} \times 100 \quad (1)$$

$$= \eta_{max} \left[1 - \frac{T_{stick}}{T_{in}} \right] \times 100 \quad \text{when } T_{in} \geq T_{stick}$$

$$0 \quad \text{when } T_{in} < T_{stick}$$

where, η_{TM} = actual efficiency of transmission, %

η_{max} = maximum efficiency of transmission, %

T_{out} = torque at final drive shaft, N.m

T_{in} = torque at input shaft, N.m

N = reduction ratio of selected shift stage

T_{stick} = sticking resistance torque of transmission, N.m

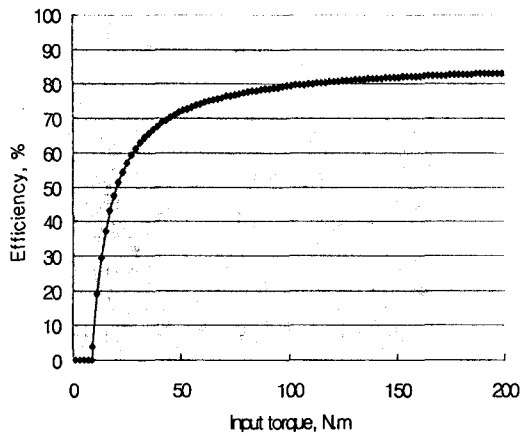


Fig. 5 Predicted efficiency versus input torque

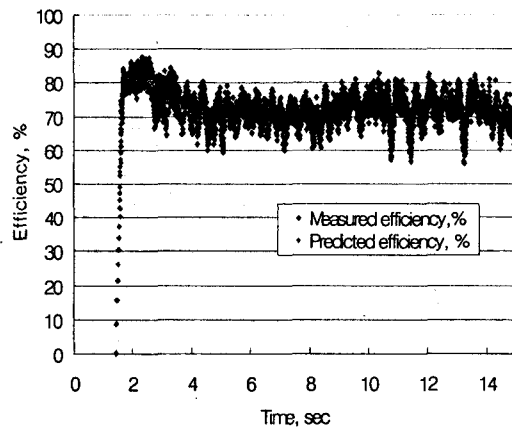


Fig. 6 Comparison between measured and predicted efficiency

그림 5는 변속기 입력 토크의 수준에 따른 예상전동효율의 변화를 도시한 것이다. 그림3의 데이터 분석 결과를 이용하여 최대전동효율은 86.9%, 기동저항토크는 8.6N으로 설정하였다. 예상전동효율은 기동저항토크보다 작은 수치에서는 0이었다가 기동저항토크를 지나면서 급격히 증가하여 정격토크인 112 N.m에서는 80%의 수준에 이르고, 그 이후에는 서서히 증가하고 있다.

그림 6은 계측된 실제전동효율과 예상전동효율을 비교한 것이다. 예상전동효율은 변속기 입력토크를 식(1)에 대입하여 구하였으며, 실제전동효율은 변속기 입력토크와 최종구동축 출력토크를 이용하여 구하였다. 실제전동효율과 예상전동효율 사이의 오차는 평균 2.3%이었으며, 오차의 표준편차는 1.8%였다. 따라서 제시된 전동성능 예측 모형이 실제 작업 중인 트랙터 변속기의 전동성능을 매우 정확한 수준으로 예측하는 것으로 판단된다.

시험 트랙터에서 운반작업에 사용되는 변속 단수는 상대적으로 속도가 높은 부변속 h이다. 따라서 h1, h2, h3, h4의 네 개 단수에 대하여 같은 조건에서 포장 시험을 실시하였다. h1-h4단은 변속기 내부에서 5개의 감속 단계를 거치는 데 이 중 4개의 감속 단계가 동일하

Table 1. Maximum efficiency and sticking resistance at shift stage h1, h2, h3, h4

| | $\eta_{max}, \%$ | $T_{stick}, N.m$ |
|----|------------------|------------------|
| h1 | 86.9 | 8.6 |
| h2 | 86.7 | 9.8 |
| h3 | 86.0 | 10.7 |
| h4 | 86.9 | 9.7 |

며 3번째 감속단계의 기어비 차이에 의해 속도가 변화된다. 표1에서는 포장 시험 결과를 이용하여 구한 각 변속 단수에서의 최대전동효율과 기동저항토크를 제시하였다. 변속단수에 상관없이 최대 전동효율은 87 %, 기동저항토크는 10 N.m정도의 수준이었다.

최대전동효율은 전동토크가 무한히 클 때의 전동효율로 정의되었지만, 실질적으로는 전동손실중에서 전동토크의 크기에 비례하는 부분을 나타낸다. 변속기 내부에서 작용하는 힘중에서 기어 이빨의 작용력, 베어링에 작용하는 축에 수직인 방향 힘 등이 전동토크의 변화에 연동되어 증감하는 힘이다. 마찰력의 크기는 수직력에 비례하기 때문에 이러한 힘들은 그 크기에 비례한 정도의 마찰손실을 유발하여 변속기의 전동손실을 발생시킨다.

기동저항토크는 변속기를 움직여주기 위해 필요한 최소한의 힘으로서 상시적으로 작용하며 일정한 크기를 가진다. 토크를 전달하지 않을 때에도 변속기의 각 요소는 어느 정도의 하중을 지지하고 있다. 이러한 힘들이 마찰력을 유발하여 기동저항토크로 작용하는 것으로 판단된다.

최대전동효율과 기동저항토크는 현재 변속기의 부하시험 결과에서 얻어진다. 하지만 변속기를 구성하는 각종 감속기어, 클러치, 변속기어, 베어링 등의 전동 특성이 개별적으로 구명이 된다면 설계 단계에서 임의의 변속기 조합에 대한 전동 특성을 예측하는 것이 가능할 것으로 기대된다.

4. 요약 및 결론

트랙터 변속기의 전동성능을 분석하기 위하여 포장 시험을 실시하고, 그 결과를 분석하였다. 운반 작업을 수행중인 시험 트랙터의 변속기 입력과 출력 축에서의 동력 특성을 계측하여 분석한 결과에 따르면 순간 전동효율이 56 %에서 87%까지 변동하는 것으로 나타났다. 이러한 특성으로 인하여 등가전동효율 모형을 트랙터의 변속기 전동성능 예측에 적용하는 것은 무리가 있을 것으로 판단되었다. 시험 결과를 분석하여 최대전동효율과 기동부하토크를 정의하였으며 이를 이용하여 변속기 전동성능을 예측할 수 있는 모형을 개발하였다. 개발된 전동성능 예측모형을 실제 계측 데이터에 적용한 결과에 따르면 오차는 평균 2.3 %(전동효율 기준)이었으며, 오차의 표준편차는 1.8 %였다. 따라서 개발된 전동성능 예측 모형은 트랙터 변속기의 전동성능 예측에 충분히 적용할 수 있는 것으로 기대된다.

5. 참고문헌

1. 김경욱. 1996. 농업용 트랙터 트랜스미션의 부하 특성 해석 기술 및 설계 기술 개발.
2. Gillespie, T. D. 1992. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers.
3. Lucas, G. G. 1984. Road vehicle performance. Gordon and breach science publishers.
3. Taborek, J. J. 1957. Mechanics of vehicles. Penton publishing co.
4. Wong, J. Y. 1978. Theory of ground vehicles. John Wiley & Sons.