

# 트랙터 변속기에 작용하는 습답 쇄토 작업의 부하 가혹도에 관한 연구

## Severity of Transmission Load in Rotary Operation in Poorly Drained Paddy Field

한경훈\* 김경욱\* 오영근\* 김용준\*

정희원

K.H.Han K.U.Kim Y.G.Wu Y.J.Kim

### 1. 서론

트랙터의 변속기에 작용하는 하중은 트랙터 자체의 특징, 작업의 종류, 토양 조건, 운전 방식, 작업자의 숙련도 등의 영향을 받는다. 이 중에서 운전 방식과 작업자의 숙련도는 그 영향을 정량화하기 어려운 점이 있으므로 작업의 종류와 토양 조건에 의한 영향에 관한 많은 연구가 수행되어야 한다.

국내에서는 변속기에 작용하는 각종 작업 부하에 대한 기초 자료와 분석 결과가 부족한 실정이다. 최근 일반 농지를 대상으로 변속기의 입력축에 작용하는 작업 부하를 측정하여 부하 스펙트럼을 작성한 연구(김대철, 1998) 및 주요 작업별 가혹도를 분석한 연구(김중현, 1998)가 수행되었다. 그러나 이는 단단한 토양에 대해서만 수행되었고 다양한 토양 조건을 고려한 연구는 미흡하였다. 트랙터가 사용되는 토양은 주로 단단한 토양이 많으나, 최근 간척 사업으로 조성된 농지에서는 연약한 지반도 증가하고 있다. 이러한 토양에서는 트랙터로 쟁기 작업을 수행하는 경우 경반이 파괴되어 이앙기 등 다른 작업기에서는 침하로 인한 문제가 발생하게 된다. 따라서 습답에서는 쟁기 작업을 생략하고 쇄토 작업만을 수행하는 것이 일반적이다. 따라서 적절한 변속기 설계 및 시험을 위해서는 각종 토양 조건에서 변속기에 작용하는 작업 부하를 측정하여 이를 데이터 베이스로 구축할 필요가 있다. 본 연구는 습답에서 쇄토 작업을 수행할 때 트랙터 변속기의 입력축에 작용하는 작업 부하를 측정하여 각 작업 단수별로 부하 스펙트럼을 작성하고, 가혹도를 구하기 위하여 수행되었다.

### 2. 재료 및 방법

#### 가. 포장 선정

원추 지수를 측정하여 습답으로 판단할 수 있고, 트랙터의 침하가 최저 지상고보다 작은

---

\* 서울대학교 농업생명과학대학 생물자원공학부

두 포장을 선정하여 실험을 수행하였다. 실험할 때 논은 비가 내린 후 15일이 경과하였으며, 배수가 되지 않아 10 cm 정도 물이 차 있었다. 표 1은 실험을 실시한 두 포장의 토양 조건을 나타낸 것이다.

Table 1 Soil conditions of test sites

Test site	Soil type	Cone index, kPa					Mean moisture content, %
		5 cm	10 cm	15 cm	20 cm	25 cm	
Site I	sand	184.8	280.0	738.1	1112.6	-	44.64
Site II	sand	-	104.0	109.5	175.9	535.9	55.82

Table 2 Forward and PTO speeds of test tractor at selected gears

Forward		PTO	
M1	2.93 km/h	P1	588 rpm
M2	4.11 km/h	P2	704 rpm

나. 부하 측정

계측용 트랙터로써 쇄토 작업을 수행하며 변속기 입력축 토크, 기관 속도, 차륜의 회전 속도, 주행 속도를 측정하였다. 작업 단수는 주행 속도 2수준과 PTO 속도 2수준을 조합하여 4가지 조건에서 실험하였다. 엔진 속도는 정격 속도를 유지하였으며, 경심은 15~25 cm 범위로 하였다. 기관에 의한 영향까지 고려할 수 있도록 자료 수집 장치의 샘플링 속도는 333.33 Hz로 설정하였다. 표 2는 4가지 작업 조건에 대한 주행 속도와 PTO 회전 속도를 나타낸 것이며, 그림 1은 각 계측 장치에서 나오는 출력 신호와 데이터 수집 과정을 블록 선도로 나타낸 것이다.

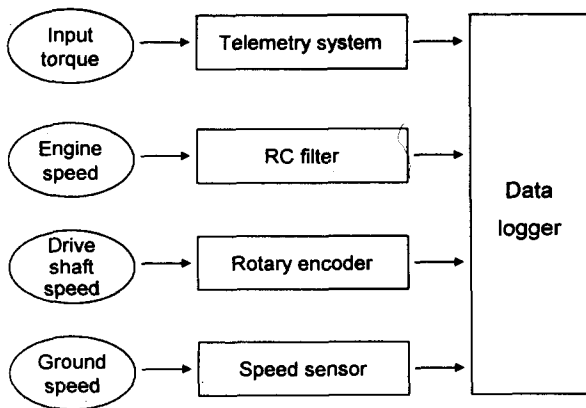


Fig. 1 Data acquisition system

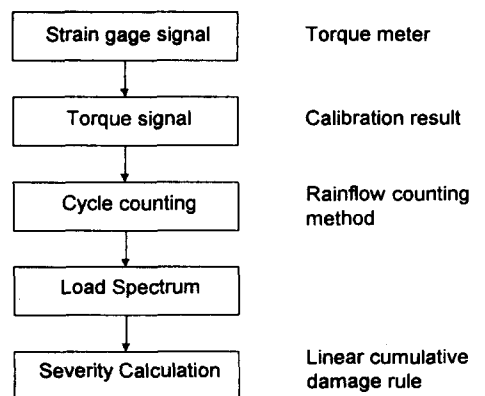


Fig. 2 Procedures for load analysis

## 다. 부하 분석

트랙터의 변속기 입력축에 작용하는 토크 부하는 그림 2에서와 같은 순서로 분석하였다. 토크 변환기로부터 입력된 원시 자료를 속도 설정 관계식을 이용하여 토크 신호로 변환시킨다. 레인플로우법(rainflow counting method)을 이용하여 시간 함수의 부하 신호를 부하의 크기와 빈도수로 나타내었다. 이를 부하 스펙트럼으로 작성하고 선형 누적 손상법을 이용하여 작업 조건별 가속도를 구하였다.

### (1) 부하 스펙트럼

트랙터의 변속기 입력축에 작용하는 실제 하중은 지표면 조건, 운전 방식, 작업 형태 등의 다양한 요인에 의하여 불규칙하게 변화되는 변동 하중으로서, 비결정적 신호이다. 이와 같이 재료의 피로 수명에 영향을 미치는 임의 하중의 분석을 위하여 현재 제안되고 있는 방법이 하중 파형 사이클 계산법(cycle counting method)으로 표준적인 수행 방법은 미국재료시험학회(ASTM E1049-85)에 의하여 규정되어 있다. 하중 파형 사이클 계산법에서는 일반적으로 레인지 페어법(range-pair counting method)과 레인플로우법(rainflow counting method)이 합리적인 것으로 알려져 있다(송지호, 1990).

부하 스펙트럼은 시간에 따라 변화하는 부하의 크기를 통계적으로 처리하여 부하의 특성을 주파수 분포로써 나타낸 것이다. 본 연구에서는 시간 함수의 부하 신호를 레인플로우법을 이용하여 부하의 크기와 빈도수로 나타내었다. 이때 부하 신호가 완전 반복 응력이 아닌 경우 평균 응력 영향(mean stress effect)을 고려하여야 한다. 본 연구에서는 최근에 발표된 스미스-왓슨-토퍼(Smith-Watson-Topper, 1970)식을 이용하였으며, 스미스-왓슨-토퍼 식은 다음과 같이 표현된다(Bannantine 등, 1990).

$$S_e = \sqrt{\sigma_a(\sigma_a + \sigma_m)} \quad (1)$$

여기서,  $S_e$  = equivalent stress

$\sigma_a$  = amplitude of stress

$\sigma_m$  = mean of stress

### (2) S-N 곡선

재료의 정확한 S-N 곡선을 구하기 위해서는 일반적으로 회전축 시험(rotating beam test)을 수행하여 회전축이 파괴될 때 완전 반복 응력의 크기와 반복수를 측정해야 한다. 그러나 많은 시험 결과에 의하면 재료의 극한 강도를 이용하여 비교적 정확한 S-N 곡선을 예측하는 것이 가능하다고 하였다(Shigley 등, 1989). 일반적으로 재료의  $10^3$  사이클 및  $10^6$  사이클에서의 허용 강도를 결정하면 로그 좌표계에서 선형화된 S-N 곡선을 구할 수 있다.

본 연구에서 이용된 변속기 입력축은 열처리되었기 때문에 설계 도면에 나와있는 입력축의 경도 지수를 이용하여 극한 강도를 결정하였다. 경도 지수와 재료의 극한 강도의 관계를 나타낸 자료(Lingaih, 1994)를 이용하여 입력축 시편의 극한 강도를 2300 MPa로 결정하였고, 극한 강도가 1400 MPa 이상이므로 입력축 시편의 피로 강도는 700 MPa로 결정하였다.

입력축의  $10^3$  사이클 및  $10^6$  사이클에서의 허용 강도는 식 (2)를 이용하여 계산하였으며, 각 계수의 값은 입력축의 치수와 부하 조건을 고려하여 결정하였다. 표 8은 변속기 입력축의 시편 강도와 각 계수의 값을 나타낸 것이다.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' \quad (2)$$

여기서,  $S_e$  = strength of input shaft                       $S_e'$  = strength of test specimen  
 $k_a$  = surface factor     $k_b$  = size factor  
 $k_c$  = load factor     $k_d$  = temperature factor  
 $k_e$  = miscellaneous-effects factor

Table 3 Fatigue strength of input shaft and values of modifying factors

Material	SCM420H, HRC 58-63
Ultimate strength of test specimen	2300 MPa
Fatigue strength of test specimen	700 MPa
Surface factor	0.580
Size factor	0.876
Load factor ( $10^3 / 10^6$ cycle)	0.72 / 0.577
Temperature factor	1.010
Miscellaneous-effects factor	0.840

계산을 통하여 구한  $S_{10^3}$ ,  $S_{10^6}$  은 각각 714 MPa , 174 MPa 이었으며 선형화된 S-N 곡선은 다음 식과 같다.

$$N_f = 10^{\left[ 6 - 4.894 \log \left( \frac{S_f}{174} \right) \right]} \quad (3)$$

### (3) 가혹도 계산

작업의 가혹도는 손상 합계의 비(ratio)로써 나타내었으며, 손상 합계는 수정 마이너 식(modified Miner's rule)을 이용하여 구하였다. 또한 가혹도를 계산할 때 작업 시간의 영향을 균등하게 하기 위하여 작업 시간은 동일하게 가정하였다.

실험을 수행한 포장의 상태 등 작업 환경이 균일하지 못하기 때문에 동일한 작업 조건에서 구한 손상 합계 사이에 차이가 발생하였다. 따라서 각 작업 조건에서 구한 손상 합계의 평균간 유의성을 통계적으로 검정하였다. 본 연구에서는 검정 방법이 단순하여 가장 널리 이용되고 있는 최소 유의차 검정(LSD test) 방법을 이용하였다(채영암 등, 1987). 통계적 처리는 SAS 통계 프로그램을 이용하여 수행하였으며, 유의(有意) 수준은 5 %로 하였다. 작업 조건간 평균 손상 합계의 차이가 최소 유의차보다 크면 작업간 부하 차이가 있는 것으로 판

단하여 가혹도 분석을 하였으며, 최소 유의차보다 작으면 작업 조건간 유의성이 없으므로 두 작업 조건간 부하 차이는 없는 것으로 판단하였다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 가. 습답에서의 가혹도 분석

실험을 실시한 경반이 얇은 곳(장소 I)과 경반이 깊은 곳(장소 II)의 부하 특성이 상이하게 나타났기 때문에 두 장소에서 각 작업 단수간 가혹도 분석을 분리하여 수행하였다. 먼저 경반이 얇은 곳과 경반이 깊은 곳에서 각 작업 단수간 가혹도 분석을 수행한 후, 동일한 작업 단수에서 경반이 얇은 곳과 경반이 깊은 곳의 작업 가혹도를 비교하였다.

경반이 얇은 곳(장소 I)에서 전체 작업 조건별 가혹도는 표 4에서와 같이 통계적인 유의성이 나타나지 않았다. 주행 속도와 PTO 속도의 변화에 따른 영향을 살펴보기 위하여 동일한 주행 속도에서 PTO 속도를 다르게 하였을 경우와 동일한 PTO 속도에서 주행 속도를 다르게 하였을 경우로 나누어 가혹도 분석을 수행하였다. 표 4는 장소 I에서 각 작업 조건간 평균 손상 합계의 통계적 검정 결과를 나타낸 것이다. 작업 시간은 모두 300 시간으로 가정하였으며, 작업 시간을 변화시켜도 손상 합계는 선형적으로 변화하므로 유의성 결과에는 차이가 없다. 주행 속도가 2.93 km/h (M1)일 때 고속 로터리 작업(P2, 704 rpm)의 가혹도는 저속 로터리 작업(P1, 588 rpm)의 4.53 배이었으며, 주행 속도가 4.11 km/h 일 때는 고속 로터리 작업이 저속 로터리 작업보다 2.14 배 가혹하였다. 그러나 동일한 PTO 속도에서 주행 속도를 변화시켰을 때는 작업 조건간 가혹도의 유의성이 나타나지 않았다.

Table 4 Result of LSD test at shallow hardpan

Gear	Mean damage sum	LSD
M1P1	0.0170	0.0419
M1P2	0.0770	
M2P1	0.0495	
M2P2	0.1058	

Table 5 Result of LSD test at deep hardpan

Gear	Mean damage sum	LSD
M1P1	0.2260	0.0315
M1P2	0.5240	
M2P1	0.5753	
M2P2	0.6920	

경반이 깊은 곳(장소 II)에서는 각 작업 조건에서 변속기 입력축에 대한 손상 합계는 경반이 얇은 곳에 비하여 전반적으로 크게 나타났으나, 각 작업 조건간의 차이는 나타나지 않았다. 즉 같은 작업 속도에서 PTO 속도를 변화시켰을 경우와 같은 PTO 속도에서 작업 속도를 변화시켰을 경우 모두 작업 부하의 차이는 나타나지 않았다. 이처럼 로터리의 회전 속도에 따라 작업간 부하의 차이가 나타나지 않는 것은, 장소 II의 토양 강도가 매우 약하기 때문에 로터리 회전 속도의 영향을 크게 받지 않는 것으로 판단된다. 표 5는 장소 II에서 각 작업 조건간 평균 손상 합계의 통계적 검정 결과를 나타낸 것이다.

동일한 작업 조건에서 경반이 얇은 곳(장소 I)과 경반이 깊은 곳(장소 II)의 작업 가혹도를 비교하였을 경우, 통계적으로 유의성을 보였으며 그 결과는 다음과 같다. 장소 II에서의 작업이 장소 I에서의 작업보다 M1P1의 경우 13.29 배, M1P2의 경우 6.81 배, M2P1의 경우 11.62 배, M2P2의 경우 6.54 배 더 가혹한 것으로 나타났다.

#### 나. 일반 농지와 비교

표 6은 동일한 작업 조건에서 경반이 깊은 곳, 경반이 얇은 곳, 일반 농지에 대한 평균 손상 합계의 통계적 검정 결과를 나타낸 것이다. 먼저 동일한 작업 조건에서 경반이 깊은 곳(장소 II)과 일반 농지에서의 가혹도를 비교하였다. 일반 농지에 비하여 장소 II의 작업이 각각 M1P1인 경우 3.83 배, M1P2인 경우 2.32 배, M2P1인 경우 10.65 배, M2P2인 경우는 7.06 배 더 가혹한 것으로 나타났다. 또한 각각의 작업 조건에서 일반 농지와 경반이 얇은 곳(장소 I)에 대한 가혹도를 분석한 결과, 일반 농지가 장소 I의 경우보다 쇄토 작업의 가혹도가 큰 것으로 나타났다. 그러나 통계적으로는 두 토양 조건에서 작업 조건별 부하의 차이는 보이지 않았다. 즉 일반 농지와 장소 I에서 동일한 작업 조건으로 작업하였을 때, 변속기 입력축에 작용하는 부하는 크게 차이가 나지 않는 것으로 판단된다.

Table 6 Result of LSD test at different soil conditions

Gear	Soil condition	Mean damage sum	LSD
M1P1	deep hard pan	0.2260	0.1230
	hard soil	0.0868	
	shallow hard pan	0.0170	
M1P2	deep hard pan	0.5240	0.1773
	hard soil	0.2263	
	shallow hard pan	0.0770	
M2P1	deep hard pan	0.5753	0.3443
	hard soil	0.0540	
	shallow hard pan	0.0495	
M2P2	deep hard pan	0.6920	0.1538
	hard soil	0.1135	
	shallow hard pan	0.1058	

#### 4. 결론 및 요약

본 연구의 분석 결과 습답으로 판단된 경반이 얇은 곳(장소 I)과 경반이 깊은 곳(장소 II)의 부하 특성이 다르게 나타났다. 장소 I에서는 동일한 작업 속도에서 PTO 속도가 704 rpm(P2)일 때의 작업이 588 rpm(P1)일 때의 작업보다 약 2~4.5 배 가혹한 것으로 나타났으나, 동일한 PTO 속도에서 작업 속도를 변화시켰을 때 작업 부하의 차이는 나타나지 않았다. 장소 II에서는 각 작업 조건별 작업 부하의 차이는 없는 것으로 나타났다.

그러나 장소 II의 경우 각 작업 조건별로 장소 I에 비하여 6~13 배, 일반 농지에 비하여 2~10 배 가혹한 것으로 나타났다. 그리고 각 작업 조건에서 장소 I과 일반 농지에서의 작업 부하는 차이가 없는 것으로 나타났다.

## 5. 참고 문헌

1. 김대철. 1998. 트랙터 구동장치의 부하 스펙트럼 분석. 서울대학교 대학원 석사학위 논문.
2. 송지호. 1990. 변동 하중하의 피로파괴. 대한기계학회지. 30(2): 115-130.
3. 채영암, 구자옥, 서학수, 이영만. 1987. 기초생물통계학. 향문사.
4. Bannantine, J. A., J. J. Comer and J. L. Handrock. 1990. Fundamentals of metal fatigue analysis. Prentice Hall.
5. Gerlach, Albert. 1966. Field measurement of tractor transmission forces. Trans. of the ASAE: 707-712.
6. Kim, J. H. 1997. Analysis of mission and transmission loads of agricultural tractors. Unpublished MS thesis, Seoul National University, Suwon, Korea.
7. Lingaiah, K. 1994. Machine design data handbook. McGraw-Hill.
8. Shigley, J. S. and C. R. Mischke. 1989. Mechanical engineering design. McGraw-Hill.