

농업용 트랙터 변속기의 가속 수명 시험법의 사례연구

김대철 강영선

Case Study of Accelerated Life Test Method for Agricultural Tractor Transmission

D. C. Kim Y. S. Kang

Abstract

This study was performed to develop accelerated life test methods for agricultural tractor transmission receiving variable load. To acquire parameters for calculation of accelerated life test, endurance tests were performed under different torque conditions. Test results showed that the shape factor of Weibull distribution was 1.5 and fatigue damage exponent was 5.4. The calculated test time was 5,877 hours under the conditions of average life (MTBF) 3,000 hours and 90% reliability for one test sample.

According to the linear cumulative damage rule, test time could be reduced using increased test load. Test time could be reduced by 252 hours when 1.2 times of the rated load compared with 0.67 times of the rated equivalent load calculated by load spectrum of the agricultural tractor. Calculated acceleration coefficient was 23.3.

Keywords : Accelerated life test, Linear cumulative damage rule, Tractor transmission, Reliability, Acceleration coefficient

1. 서론

다양한 형태의 작업을 수행 하는 트랙터 변속기에 대한 신뢰성을 확보하기 위해서는 효율, 내환경, 수명시험 등 다양한 시험이 요구된다. 그중에서도 수명 시험은 실제 필드 조건을 그대로 반영하기 위해서는 장기간의 시험이 요구된다. 그러나, 트랙터 개발 기간의 단축과 시험 비용 절감을 위해서는 수명 시험 시간 단축이 절대적으로 필요하다. 이러한 수명 시험시간을 단축하기 위해서는 트랙터가 포장에서 이용되는 부하조건 등의 자료를 토대로 수명 예측과 가속 패턴을 작성하고 가속 계수를 결정하는 가속 수명 시험법이 정립되어야 한다.

Bolla(2002)는 자동차의 사용자 수명과 시험실 가속 실험의 상관에 대하여 연구하였으며 자동차의 경우 10년, 15만 마일을 사용자 수명 만족 시간으로 설정하였다. 또한 신뢰도 95%를 만족하는 가속 시험 예에 대하여 언급하였다. 결과에

따르면 가속시험 시간 400시간이 200,000 mile 사용자 이용 수명에 등가 되었다.

Klyatis(1999)는 트럭의 개발 시간과 비용을 단축하기 위한 가속 수명 시험에 대한 원리를 보여주었다. 트럭이 실제 사용 환경에서 사용되는 조건을 모사하기 위해 진동시험, 가속 환경시험과 다양한 시험을 조합한 실내 시험 방법 등에 대하여 설명하였다. 결과에 따르면 가속시험을 통해 트럭 개발 사이클 시간을 2~5배 단축시킬 수 있으며, 이것은 개발 비용 측면에서 1.5~4.0배 감소 효과를 나타낼 수 있다.

트랙터의 경우 주행을 위주로 하는 자동차와 달리 작업을 위주로 하기 때문에 이에 대한 고려가 필요하다. Renius(1976)은 유럽 표준 트랙터 트랜스미션 계측 자료를 토대로한 하중 및 주행 속도 스펙트럼을 작성하였다. 또한, Renius(1977)은 농업용 트랙터 부품 설계에 누적 손상 이론을 적용한 예를 설명하였으며, 부하 스펙트럼 획득과 평가, 임의 부하 피로 해석의 기초, 임의 부하 피로 계산 예를 로울러 베어링, 주물

The article was submitted for publication on 2009-08-20, reviewed on 2009-09-17, and approved for publication by editorial board of KSAM on 2009-10-07. The authors are Dae Cheol Kim, Senior Researcher, KSAM Member, and Young Sun Kang, Vice Head of R&D Center, KSAM Member, Tongyang Moolsan Co., LTD., Gongju. Corresponding author: D. C. Kim, KSAM Member, Senior Researcher, Tongyang Moolsan Co., LTD. R&D Center. #222-3, Sangse-ri, Useong-myeon, Gongju-si, Chungcheongnam-do, 314-862, Korea; Fax: +82+41-851-7710; E-mail: <dckim@tym.co.kr>.

케이스, 스피어 기어 등을 통하여 제시하였다. 국내의 경우, Kim 등(1998a)과 Kim(1998)은 변속기 설계와 수명 시험에 적용하기 위하여, 국내 실정에 맞는 경운작업의 부하 스펙트럼을 개발하였으며, 유럽 부하스펙트럼과 비교하였다. 그래프 비교 결과 유럽의 트랙터의 부하 스펙트럼이 같은 빈도수에서 부하 크기가 더 크게 나타났다. 이는 Renius(1977)가 트랙터의 수명을 10000시간으로 장기간으로 가정하였고, 또한 토양 강도가 국내보다 높았기 때문인 것으로 판단되었다.

부품의 수명 시험 시간 계산을 위해서는 각 부품의 수명 분포 형태를 알아야하는데, 대부분의 기계류 부품의 수명은 와이블(Weibull) 분포를 따르는 것으로 조사되었다. 와이블 분포는 형태 모수(β), 척도 모수(α) 값에 따라 다양한 분포를 표현할 수 있어 신뢰성 데이터 분석에 가장 널리 사용된다(KATS, 2003). 특히, 와이블 분포의 형상을 결정하는 형태 모수값은 실험에 의하여 결정된다. 와이블 데이터베이스에 의하면 기어의 일반적인 형태 모수값은 0.5~6.0으로 그 범위가 넓다(KATS, 2003). 그리고, 가속 수명 시험 계산을 위한 가속 수명 지수 값은 실험적인 수치로서 일반적인 변속기 기어는 4~16 정도로 변속기의 형태와 사용목적에 따라 큰 차이가 있다(Lechner and Naunheimer, 1999).

본 연구는 트랙터 변속기의 가속 수명 시험 계산에 적합한 파라미터를 시험을 통해 추출하고 가속 수명 시험 방법을 계산 예를 기준으로 제시하고자 수행되었다. 본 연구에서는 22 Kw 트랙터 변속기를 대상으로 시험을 통하여 파라미터를 추출하고, 누적 손상 이론에 근거한 선형누적손상법의 이론을 근거로 하여 단축된 가속 수명 시험 시간을 계산함으로써 가속 수명 시험법 사례를 제시하고자 하였다.

2. 재료 및 방법

가. 시험 장치

본 연구에서는 트랙터 변속기에 대한 수명 시험을 통하여 형태 모수값과 피로 수명 지수를 파악하기 위하여 그림 1에서와 같이 모터, 대상 변속기, 동력계로 이루어진 시험 장치를 구성하였으며, 그림 2는 실제 동력계에 변속기가 장착된 모습을 나타낸 사진이다. 사용된 모터는 100마력의 DC모터이며, 동력계는 최대 15 kN·m의 토크를 가할 수 있는 공압식 디스크 브레이크 형식으로서 공압 레귤레이터를 이용하여 원하는 토크를 제어할 수 있다. 측정 장치의 토크 및 회전수 측정 정밀도는 $\pm 0.5\%$ 이고, 측정 범위는 입력축 토크 500 Nm, 출력축 토크 15 kNm, 입력축 회전수 3000 rpm, 출력축 회전수 200 rpm이다. 본 시험에 사용된 트랙터 변속기의 주요 제원은 표 1에서와 같으며, 사용된 샘플 변속기는 생산 라인에서 임의로 발취하였다.

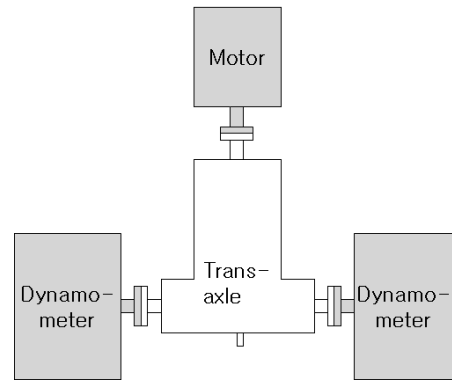


Fig. 1 The schematic of a transmission test.



Fig. 2 A scene of transmission test.

Table 1 Specification of test transmission

| | |
|-------------------|------------------------------------|
| Power (kW) | 22 |
| Input speed (rpm) | 2500 |
| Shift range | 12 (Sub L, M, H x Main 1, 2, 3, 4) |

나. 시험 방법

시험은 DC 모터의 회전 속도를 트랙터 입력축 정격 회전수로 일정하게 유지한 상태에서 출력축에 동력계를 이용하여 원하는 토크를 가하여 수명 시험을 실시하였다. 변속 단수는 견인부하가 가장 크게 작용하는 단수인 M3단을 설정하였고, 수명 시험 토크는 일반적으로 엔진의 최대 토크인 정격 토크의 1.2배를 선정하였다. 시험 도중 1초 간격으로 입력축 토크와 회전수, 출력축 토크와 회전수를 측정하였으며, 시험 도중 파손 유무 뿐 아니라 이상 진동, 소음 및 효율 저하 등을 감시하기 위하여 1시간 간격으로 시험 상태를 점검하였다. 변속기의 기어, 축, 베어링 등에 손상이 있을 경우 입력축과 출력축의 토크가 변동하고 이상 소음이 발생하기 때문에 시험기에서 부하 변동을 감지하여 5% 이상 변동이 있을 경우 자동 정지하게 되어 있다. 이상 소음이 발생하거나 자동 정지되면 분해 후 이상 부위를 확인하였다.

수명 시험은 정격 토크의 1.2배 토크로 3대의 변속기로 실시하였으며, 2개의 샘플이 고장난 후 마지막 샘플은 시험 장비의 이상으로 186시간이 되었을 때 시험을 중지하였다.

다. 시험 결과 분석 방법

본 연구에서는 무고장 가속 시험의 시험 시간은 변속기 수명이 와이블 분포를 따르고, 수명-하중 관계를 역승모형(Inverse power model)로 가정하여 계산하였다. 이러한 방법은 기계류 부품의 가속 수명 시험에 널리 사용되고 있다.(KATS, 2003). 그리고, 고장 시간 및 시험 중지 시간에 대한 고장 확률 추정 방법에는 평균 순위법(Mean rank estimator)과 메디안 순위법(Median rank estimator)이 있는데, 그중 평균 순위법은 정규 분포와 같은 대칭인 분포에 적절한 방법이고 기운 분포(Skewed distribution)등의 경우에는 메디안 순위법이 보다 좋은 추정치라는 것이 알려져 있다(Jung, 2005). 따라서, 기계류 부품의 수명은 일반적으로 기운 분포를 따르기 때문에 본 연구에서는 메디아 순위법 따라 추정하였다.

3. 가속 수명 시험법

가. 수명 시험 시간 계산을 위한 파라미터 추출

표 2는 수명 시험의 고장 데이터 및 메디안 순위법에 따라 추정한 고장 시간에 대한 고장 확률을 나타낸 것이다.

First failure time : $F = \frac{1-0.3}{3+0.4} \times 100 = 20.5\%$

Second failure time : $F = \frac{2-0.3}{3+0.4} \times 100 = 50.0\%$

Test stop time : $F = \frac{4-0.3}{3+0.4} \times 100 = 108.8\%$

Table 2 Failure data of endurance test

| Test time, h | Failure order | Failure probability | Result |
|--------------|---------------|---------------------|--------------------|
| 50 | 1 | 20.5 | Final gear failure |
| 111 | 2 | 50.0 | Final gear failure |
| 186 | 4 | 108.8 | Test stop |

표 2에서 시험 중지 시간에 대한 고장 순위 4는 식 (1)을 이용하여 구하였다 (Kapur and Lamberson, 1977).

$$j = i + \frac{(n+1) - i}{1+k}$$

$$= 2 + \frac{(3+1) - 2}{1+0}$$

$$= 4$$

where, j : failure order of test stop

I : failure order just before test stop

n : no. of sample

k : no. of remaining sample after test stop

표 2의 고장 시간과 고장 확률을 와이블 확률지에 표시하면 그림 3에서와 같다. 형태 모수 β는 그림 3에서 직선의 기울기이고, 특성 수명 즉, 척도 모수 θ는 고장 확률이 63.2% 일 때의 고장 시간이므로 각각 β=1.5, θ=160시간이 된다. 이것을 이용하여 평균 수명을 계산하면 식 (2)에서와 같이 144.4시간이 된다.

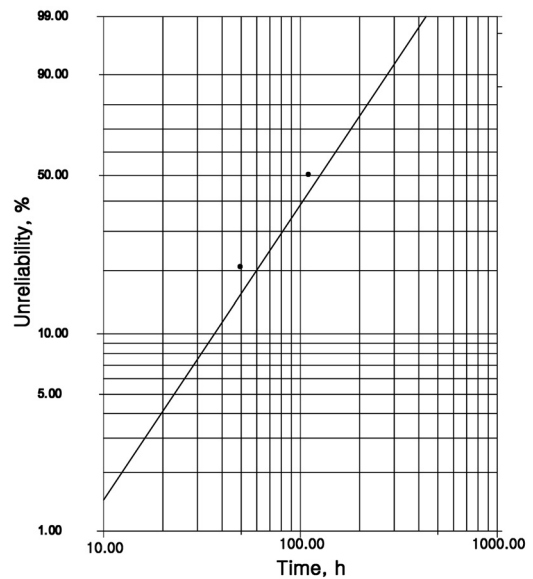


Fig. 3 Weibull analysis result of endurance test.

$$MTBF = \eta \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{\beta}\right)$$

$$= 160 \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{1.5}\right)$$

$$= 144.4h$$

where, MTBF : Mean time between failure, h

부하에 따른 응력과 사이클과의 관계를 나타내는 S-N 선도를 작성하여 피로 수명 지수를 구하기 위해서는 수명 시험에서와 다른 부하에서 시험한 시험 결과가 필요하다. 피로 수명 지수 파악을 위하여 예비 시험 결과 파손 모드가 변경되지 않고 가할 수 있는 최대 토크인 정격 토크의 1.4배로 시험하였으며, 시험한 결과는 표 3에서와 같다.

Table 3 Endurance test data at 1.4 times load of rated torque

| No. | Test time, h | Result |
|-----|--------------|---------|
| 1 | 24 | Failure |
| 2 | 101 | Failure |

마찬가지로, 토크가 정격 토크의 1.4배 일 때 시험 결과를 분석한 결과를 와이블 확률지에 표시하면 그림 4에서와 같다. 분석 결과 Weibull 분포의 형태 모수 값은 1.7이고, 척도 모수 값은 70이었다. 이 값을 근거로 평균 수명을 계산하면 식 (3)에서와 같이 62.5시간이 된다.

$$\begin{aligned}
 MTBF &= \eta \cdot I\left(1 + \frac{1}{\beta}\right) \\
 &= 70 \cdot I\left(1 + \frac{1}{1.7}\right) \\
 &= 62.5h
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

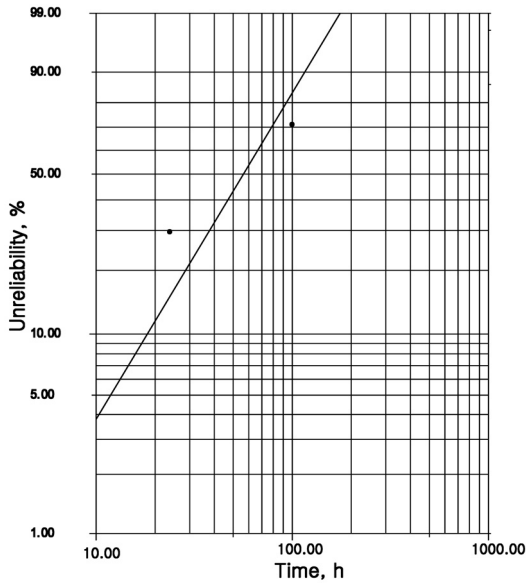


Fig. 4 Weibull analysis result of endurance test data at 1.4 times load of rated torque.

정격 토크의 1.2배와 1.4배 토크의 시험 결과를 토대로 하여, 일반적으로 금속 재료에 대한 피로수명에 적용하는 Basquine 식에 따라 피로 수명 지수를 계산하면 식 (4)에서와 같이 5.4가 된다. 단, 입력축의 회전 속도가 동일하기 때문에 시험 시간은 사이클 수와 비례한다.

$$\begin{aligned}
 \left(\frac{T_{1.4}}{T_{1.2}}\right)^X &= \left(\frac{t_{1.2}}{t_{1.4}}\right) \\
 \left(\frac{1.4}{1.2}\right)^X &= \left(\frac{144.4}{62.5}\right)
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

$$X = 5.4$$

where, $T_{1.2}$: 1.2 times load of rated torque

$T_{1.4}$: 1.4 times load of rated torque

$t_{1.2}$: MTBF at 1.2 times load of rated torque, h

$t_{1.4}$: MTBF at 1.4 times load of rated torque, h

X : fatigue damage exponent

나. 가속 수명 시험 시간 계산

1) 수명 시험 시간 계산

와이블 분포를 가지는 트랙터 변속기에 대하여, 합격 기준을 보증하는 수명 시험 시간은 식 (5)에서와 같이 계산된다.

$$\frac{T}{L_x} = \left[\frac{\ln(1-C)}{n \ln R_x} \right]^{\frac{1}{\beta}} \tag{5}$$

where, T : life test time, h

L_x : guaranteed life, h

C : confidence level

n : no. of sample

R_x : reliability

β : shape factor

평균 수명이 3000시간인 경우에는 와이블 분포에서 형태 모수가 1.5이면 평균 수명까지의 신뢰도가 43.18%이므로

$$T = 3000 \left[\frac{\ln(1-0.9)}{1 \cdot \ln 0.4318} \right]^{\frac{1}{1.5}} = 5,877 \text{ h}$$

이 된다.

결론적으로, 트랙터의 국내 연간 사용 시간은 대규모 농가의 경우를 고려하여 평균 300시간(Lee, 2007)으로 하여 10년간 무고장을 보장하기 위하여 보증 수명을 평균 수명(MTBF) 3000시간으로 하면, 신뢰 수준 90%, 샘플수 1로 하여 필요한 무고장 시험 시간이 5,877시간이 된다. 이러한 오랜 시간의 시험은 현실적으로 어렵기 때문에 시간을 단축하기 위한 가속 수명 시험이 필요하다.

2) 가속 수명 시험 시간 계산

가속 수명 시험 시간을 산출하기 위해서는 가속 모델을 결정하고 가속하고자 하는 가속 요소를 찾아내는 것이 중요하다. 일반적으로 변속기의 내구성 평가는 주로 기어로 구성된 동력 전달 부품의 피로 수명을 평가 대상으로 하고 있으며, 기어류 부품의 수명과 인가 하중 사이에는 일반적으로 식 (6)에서와 같은 역승모형(Inverse power model)의 가속 모델이 성립하는 것으로 알려져 있다(KATS, 2003).

$$N \cdot T^X = \text{Constant} \tag{6}$$

where, N : no. of cycle

T : torque

X : fatigue damage exponent

Constant : constant

이러한 가속 시험 시간 계산을 위해서는 필드의 사용 조건

에서의 평균 등가 토크를 알아야 하는데, 본 연구에서는 그림 5의 트랙터 변속기의 차축에 걸리는 부하 스펙트럼(Renius, 1976)을 이용하여 평균 토크를 계산하였다. Kim(1998)의 연구 결과 국내의 부하 스펙트럼과 유럽의 스펙트럼을 비교한 결과 유럽이 더 가혹한 조건으로 나타났기 때문에 본 연구에서는 더 가혹한 조건을 택하였다. 이것은 누적 스펙트럼이기 때문에 수직축을 18등분한 각 토크 레벨에 대한 사이클 비율을 그래프에서 읽으면 그림 6에서와 같이 각 토크 레벨에 대한 시간 배분을 구할 수 있다.

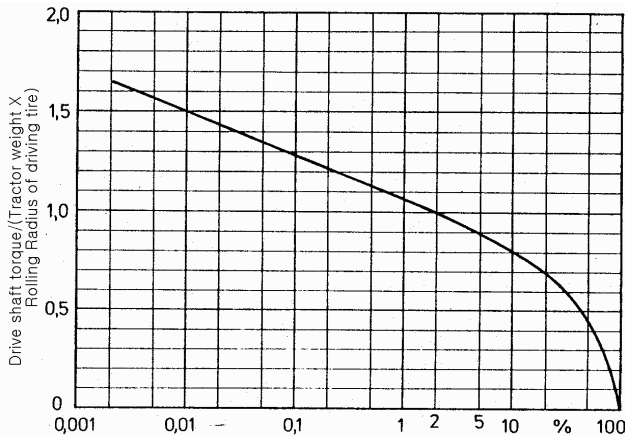


Fig. 5 Load spectrum of drive shaft (Renius-1976).

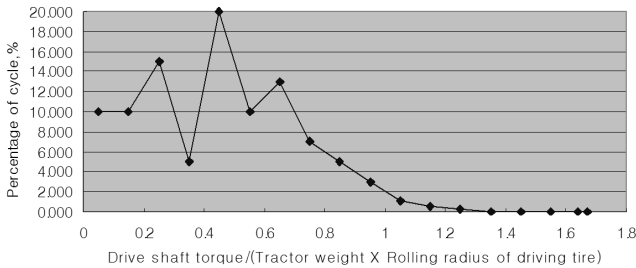


Fig. 6 Percentage of cycle at each torque level.

선형 누적 손상법(linear cumulative damage rule)은 크기가 다른 다수의 반복 하중이 각각 일정한 반복수로써 작용할 때 피로 수명을 예측하는 방법이다(Renius, 1977). 이 방법은 어떤 응력 수준에서 부품의 총 수명 시간에 대한 사용 시간의 비는 같은 응력 수준에서 부품이 파괴될 때까지 기대되는 총 반복수에 대한 작용 반복수의 비와 같다는 이론에 근거한 것이며, 이 이론에 따라 등가 평균 토크를 계산하면 식 (7)에서 같다. 단, 트랙터의 경우 경운 작업시 엔진 입력축 회전속도를 정격속도에 두고 작업을 하기 때문에 등가 속도는 일정하다고 가정하였다.

$$T_{eq} = \left[\frac{\sum \Delta t_i T_i^X}{\sum \Delta t_i} \right]^{1/X} \quad (7)$$

where, T_{eq} : equivalent average torque

Δt : percentage of cycle

시험 결과에 따라 피로 수명 지수 X를 5.4로 하고 식 (7)을 적용하여 그림 6의 토크 값을 계산하면 등가 토크 값은 0.67이 된다.

시험토크는 정격 토크 보다 너무 클 경우 고장 모드 변형의 확률이 높아지고, 너무 낮을 경우는 시험 시간이 과도하게 길기 때문에 시험 실정에 맞는 적절한 값을 결정하는 것이 중요하다. 본 연구에서는 시험토크를 일반적으로 엔진의 최대 토크인 정격토크의 1.2배로 설정한다면 가속 계수는 식 (8)에서와 같이 23.3가 된다.

$$AF = \left(\frac{T_{test}}{T_{eq}} \right)^x = \left(\frac{1.2}{0.67} \right)^{5.4} = 23.3 \quad (8)$$

where, AF : acceleration coefficient

T_{test} : test torque

따라서, 가속 수명 시험 시간은 식 (9)에서와 같이 252시간이 된다.

$$t_{test} = \frac{t}{AF} = \frac{5,877}{23.3} = 252h \quad (9)$$

where, t : life test time, h

t_{test} : accelerated test time, h

따라서 트랙터 변속기의 경우, 신뢰수준 90 %에서 3,000 시간 평균 수명(MTBF)은 수명 시험 5,877 시간을 부하 스펙트럼과 정격토크의 1.2배의 시험 토크로 시험 하는 경우의 가속 계수 23.3을 적용하여 252 시간의 가속 수명 시험함으로 보장되어 질 수 있다.

4. 요약 및 결론

본 연구는 트랙터 변속기의 수명 시험 시간 단축을 위한 가속 수명 시험 방법을 개발하기 위하여 주요 파라미터를 시험을 통해 추출하고 가속 시험 시간 계산 예를 제시하였다. 주요 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 트랙터 변속기에 대한 수명 시험 결과 Weibull 분포의 형태 모수 값은 1.5이고 피로 수명 지수 값은 5.4가 추출되었다.
- (2) 추출된 형태 모수 값을 이용하여 계산한 결과, 시료가 한 개일 경우 신뢰 수준 90%의 합격 기준으로 평균수명(MTBF) 3,000시간을 보증하려면 5,877시간의 시험

이 요구된다.

- (3) 추출된 피로 수명 지수와 선형 누적 손상법에 따라 부하 스펙트럼을 분석하여 얻은 등가 토크 0.67을 적용하여 정격 토크 1.2배로 가속 시험을 실시할 경우 가속 지수가 23.3로 계산되어 시험 시간이 252시간으로 단축된다.

본 연구에서 파라미터 추출을 위한 시험에 있어서 시험 시간과 시험 비용, 샘플 확보 등의 현실적인 문제가 크게 작용하여 샘플 사이즈가 다소 작은 점이 아쉬운 점이나, 가속 수명 시험 방법 정립에는 기여할 것으로 판단된다. 차후 샘플 사이즈를 확대 적용하여 보다 신뢰성 있는 시험 방법 확립이 필요할 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

1. Bolla, G. A. 2002. Accelerated useful life testing and field correlation methods. SAE Technical Paper Series 2002-01-1175, SAE, Michigan, USA.
2. Jung, H. S. 2005. Reliability Test, Analysis and Verification. pp. 54-55. Yeongji Munwhasa, Seoul, Korea. (In Korean)
3. Kapur, K. C. and L. R. Lamberson. 1977. Reliability in Engineering Design. John Wiley & Sons Inc., New York, NY, USA.
4. KATS. 2003. Reliability Terms Handbook. pp. 43-101. Korean Agency for Technology and Standards, Seoul, Korea.
5. Kim, D. C. 1998. Analysis of Load Spectrum of Tractor Drive Line. Unpublished MS thesis. Seoul National University, Seoul, Korea. (In Korean)
6. Kim, D. C., K. U. Kim and J. W. Lee. 1998a. Development of a load spectrum of tractor transmission. Journal of the Korean Society for Agricultural Machinery 23(6):539-548. (In Korean).
7. Klyatis, L. M. 1999. Principles of trucks accelerated reliability testing. SAE Technical Paper Series 1999-01-1086, SAE, Michigan, USA.
8. Lechner, G. and H. Naunheimer. 1999. Automotive Transmissions. pp. 184-194. Springer, Verlag Berlin Heidelberg, Germany.
9. Lee, W, O. 2007. Research on the actual using condition of agricultural machine and agricultural mechanization rate. Department of Agricultural Engineering, Rural Development Administration, Suwon, Korea. (In Korean)
10. Renius, K. Th. 1976. Last- und fahrgeschwindigkeitskollektive als dimensionierungsgrundlagen für die fahrgetriebe von ackerschleppern. fortschr.-ber. VDI-Z, Reihe 1, Nr.49. Düsseldorf, VDI-Verlag 1976.
11. Renius, K. Th. 1977. Application of cumulative damage theory to agricultural tractor design elements. KONSTRUKTION 29(3):85-93.