

## 차량 부하 스펙트럼 모델링을 이용한 구동축의 가속 수명 평가<sup>§</sup>

김도식\* · 이근호\*\* · 강이석\*\*\*†

\* 한국기계연구원 신뢰성평가센터, \*\* 한국기계연구원 시스템신뢰성연구실, \*\*\* 충남대학교 기계설계공학과

### Accelerated Life Evaluation of Drive Shaft Using Vehicle Load Spectrum Modeling

Do Sik Kim<sup>\*</sup>, Geun Ho Lee<sup>\*\*</sup> and E-Sok Kang<sup>\*\*\*†</sup>

<sup>\*</sup> Reliability Assessment Center, Korea Institute of Machinery & Materials,

<sup>\*\*</sup> Dept. of System Reliability, Korea Institute of Machinery & Materials,

<sup>\*\*\*</sup> Dept. of Mechanical Design Engineering, Chungnam Nat'l Univ.

(Received July 15, 2016 ; Revised November 26, 2016 ; Accepted November 28, 2016)

**Key Words:** Load Spectrum(부하 스펙트럼), Road Load(주행부하), Accelerated Life Test(가속수명시험), Calibrated Accelerated Life Test(교정가속시험), Drive Shaft(구동축)

**초록:** 본 논문은 특수 차량용 동력 전달계 부품인 구동축의 가속 수명 시험을 수행하는 것이다. 동력 전달계 부품의 수명 평가를 위하여 사용환경의 주행 부하 스펙트럼의 데이터가 필요하나, 특수 차량의 경우 부하 스펙트럼을 구할 수 없는 경우가 대부분이다. 따라서, 본 논문에서는 차량 데이터와 특수 주행로 조건에 기반하여 주행 부하 로드 스펙트럼을 모델링하고 시뮬레이션 하였다. 가속 수명 시험에는 역승 모델을 적용하였고, 마이너 법칙을 사용하여 등가 토크를 구하였으며, 구동축 가속 수명 시험을 위하여 교정 가속법을 사용하였다. 피로시험은 세 수준의 스트레스로 수행하였으며, 사용자 스트레스 수준의 수명은 외삽법을 사용하여 예측 하였고, 실제 시험 결과와 부하 스펙트럼 데이터와의 비교로 수명을 검증하였다.

**Abstract:** This paper proposes an accelerated life evaluation of drive shaft for the power train parts of special purpose vehicle. It is necessary the real load data of usage level driving load condition for life evaluation of power train parts, but we can't get the load spectrum data for evaluation in many case of special purpose vehicle. So, in this paper, the road load spectrum data for evaluation is created by modeling and simulation based on vehicle data and special road condition. The inverse power model is used for accelerated life test. The equivalent torque of load spectrum is achieved using the Miner's Rule. This paper also proposes the calibrated acceleration life test method for drive shaft. The fatigue test is performed through three stress levels. The lifetime at normal stress level is predicted by extrapolation, and is verified through comparison of experimental results and load spectrum data.

## 1. 서 론

특수 목적용 차륜형 차량은 일반 상용 차량과 달리 일반 도로뿐 아니라 야지를 비롯한 특수 노면에서의 기동성을 요구하는 차량이다. 특수한 목적으로 사용되는 차량으로 포장 및 비포장도로 외에도 모래, 진흙, 등 특수한 노면에서도 기동성을 발휘하여야 하는 차량으로 특수차로 분류되며 특히, 방산용 차량으로 많이 사용되고 있다. 기존 국내에서는 험로 주파용으로 퀘도 차량이 많이 사용되었으나, 현재는 경

<sup>§</sup> 이 논문은 대한기계학회 신뢰성부문 2016년도 춘계학술대회(2016. 4. 28-29., 부경대) 발표내용을 토대로 한 논문임.

<sup>†</sup> Corresponding Author, eskang@cnu.ac.kr

© 2017 The Korean Society of Mechanical Engineers

량화 및 기동성 향상, 도로포장률 상승 및 야지 주행 비율 감소, 산악지역 대비 도심 주행 빈도 증가, 차륜형 차량 기술 발전으로 야지주파 능력이 향상된 차륜형 특수차량이 많이 적용되어 사용되고 있다.

승용차를 비롯한 양산화 되어 있는 차종은 실제 주행환경 데이터 취득이 가능하여 부하 스펙트럼 분석이 많이 이루어져 있어서 차량 개발에서 정확한 데이터를 비교하여 평가 할 수 있다.<sup>(1)</sup> 그러나, 특수 차량의 경우에는 측정하거나 참조할 만한 차량이 존재하지 않는 경우가 대부분이라 실측 데이터를 활용하기가 불가능하다. 특수 차량용 구동 부품은 고동력 고부하를 사용하는 부품으로 시험용 시료 수 제한, 고비용, 고성능 시험장비 등으로 시험 수행에 제약이 많다.<sup>(2)</sup>

본 연구에서는 특수 차량용 동력 전달 부품인 구동축의 수명 시험 평가를 위하여 사용자가 요구하는 차량 주행로와 차량을 모델링하고 각 노면 조건별 주행부하 값을 계산하였으며, 각 시간별 분포를 배분하여 각 동력 전달 부품에 인가되는 부하 스펙트럼을 작성하여 평가를 위한 사용 요구 조건의 목표 수명 값을 결정하였다. 이 기준 부하 스펙트럼을 수명 목표로 설정하였고, 개발되는 구동축의 신뢰성평가를 위하여 가속 수명 시험법 설계가 필요하여 경제성을 고려하면서 구동축의 수명 데이터를 가능한 정확하게 얻기 위한 교정 가속 수명 시험법을 사용하여 가속 수명 평가를 수행 하였다.<sup>(3-6)</sup>

## 2. 차륜형 특수차량용 동력전달계 부품의 사용 환경 분석

### 2.1 주행로 사용 요구 조건

수명 시험 대상 부품은 Fig. 1 과 같이 특수 목적 차량에 사용되는 전륜 액슬의 구동축으로 차동 기어와 휠 허브 기어 사이에 장착된다. 차량의 동력 전달계 부품을 시험하기 위해서는 차량이 주행하는 환경 조건을 알아야 한다. 사용자가 요구하는 주행로 환경이 있으며, 본 연구 대상 구동축의 요구 환경은 특수한 주행로이며 이러한 요구 조건은 주로 군 관련된 자료를 참조하여 제안되고 있으며, 주행로에 대한 기본 자료는 미군에서 나온 Test Requirement for Wheeled Transport-type Vehicle(AMCP 706-355:US Army) 와 Mission Profile for LAV Armoured Wheeled Vehicle(US Marine Corps) 자료를 기반으로 사용되고 있다. 국내에서도 주로 미군 체계를 참조하고 있고, 현재 고유의 주행로 조건이 없으므로 이 자료를 참조하였다. 보증수명 거리 MKBF(Mean Kilometer Between Failure), 등판 각도, 장애 물 정보와 야지, 비포장, 포장 도로의 비율 등이 명시되어 있으며, Table 1 과 Table 2 는 미육군 및 해군의 주행로 요구 조건 표이다. 개발 차종별로 야지나 포장도로의 비율을 달리하고 있다. 차륜형 차량에서도 전투용 차량, 전방 배치 차량, 후방 지원 차량 등에 따라 가혹도의 비율이 다르게 정해진다.

### 2.2 시험 대상 구동축의 제원 설정

수명 시험을 위해서는 시험 대상 시료의 특성 및 제원을 확인하고 시험 기준 조건을 설정하여야 한다. 시험 대상 구동축은 8×8 구동 차량의 전축 즉, 1 열과 2 열 액슬에 장착되는 액슬의 차동기어와 허브 기어 사이의 동력을 전달하는 구동축이다. 특수차량으로 동력전달이 4 축 8 바퀴 모두 동력이 전달 되는 방식이며, 차량 무게 분배에 따라, 전륜과 후륜의 축중이 상이하며, 축중에 비례하여 전륜과 후륜의 동력 전달 토크 분배도 다르도록 되어 있다. 대상 시료 및 차량조건은 Table 3 과 같다. 정격 토크 기준은

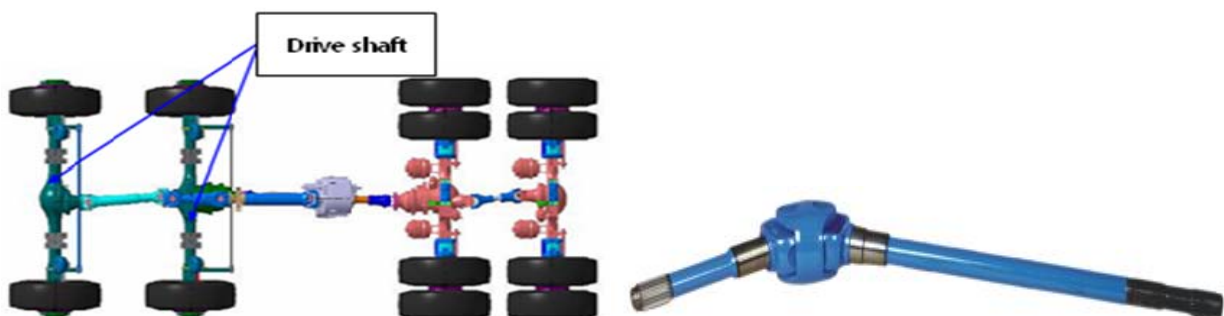


Fig. 1 Driving shaft of front axle for wheeled vehicle

**Table 1** Test road requirement of US Army

Type of Course		Mileage per Cycle(km)	Mileage per 4Cycle (km)	% Mileage (%)	
Secondary Roads	Gravel	1,280	5,120	16	19
	Belgian Block	240	960	3	
Cross Country	Hilly	3,200	12,800	40	77
	Level	2,880	11,520	36	
	Sand	80	320	1	
Paved	Paved	320	1,280	4	
Total Mileage		8,000	32,000	100	

**Table 2** Test road severity comparison of test vehicles

Vehicle Type	Type 1		Type 2		Type 3	
	Mileage (km)	% Mileage (%)	Mileage (km)	% Mileage (%)	Mileage (km)	% Mileage (%)
Primary (Paved) Roads	9,600	30	11,587	60	11,700	65
Secondary Roads	9,600	30	3,090	16	2,700	15
Cross Country	12,800	40	4,635	24	3,600	20
Total Mileage	32,000	100	19,312	100	18,000	100

**Table 3** Specification of vehicle

Item	Specification
Engine max torque	$T_{max}=1900 \text{ N}\cdot\text{m}$
Engine max power	$P_{max}=450 \text{ PS}$
Transmission gear ratio	1 <sub>st</sub> :14.12/2 <sub>nd</sub> :11.68
Transfer casr rear ratio	Hi:0.83/Low:1.536
Torque split	1:2.696
Axle ratio	1.409
Hub reduction ratio	3.8
Gross vehicle weight	343,000 N
Front weight	137,850 N
Radius of tire	535 mm
Wheel base	6,100 mm
Center of gravity	1,567 mm
Coefficient of air resistance	0.9360

로 설정하는 1G 토크 값을 정의하면, 엔진 최대토크, 변속 기어비(통상 출발 기어단), 부변속기 기어비(저단), 부변속기 전·후 분배비, 분배 축수, 동력전달 효율 등을 고려하였을 때, 3,877 N·m 가 정격 토크 기준이 된다. 사용자 요구조건은 **Table 2** 의 type 3 에 해당하는 조건으로 *MKBF* 18,000km 를 목표로 하고 있다.

2.3 차량 모델링 및 부하 조건 산출

목표 수명 거리와 주행로 종류, 시간 배분등이 정해졌지만, 동일한 주행로라도 차종별로 부하 스펙트럼은 다르다. 따라서, 주행로 조건이 정의 되면 각 차종을 모델링하여 노면 조건별 부하 조건을 산출 할 수 있게 된다. 차량이 노면을 주행할 때 노면과의 사이에서 주행 하중이 발생되며 차량의 구동계통에 전달되는 구동력이 주행저항보다 커야 등속 운동을 할 수 있다. 주행저항은 구름저항, 등판저항, 공기저항 등으로 구성되며, 경사로 등판 시 등속도 운동의 주행 하중은 다음 식 (1)과 같다.

$$R_t = R_{Rolling} + R_{Grade} + R_{Air Resistance} = f_r W_D + W_D \sin \theta + 0.5 \rho v^2 C_d A \tag{1}$$

식 (1)에서  $W_D$  는 동축 하중(Dynamic axle load)이고,  $f_r$  는 구름저항 계수,  $\theta$  는 기울기 각도,  $\rho$  는 공기 밀도,  $v$  는 차량 속도,  $C_d$  는 공기저항 계수, 그리고  $A$  는 차량 전면적이다.

차량 등판 시 동축 하중을 구하기 위하여 계산 편의상 4x4 차량이 경사로를 주행할 경우를 가정하여 Fig. 2 와 같이 모델링할 수 있다.<sup>(7)</sup> Fig. 2 에서 A 점에 대한 모멘트 합은 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$bR_f + hW \sin \theta + (hWa_x / g) + hR_a = cR_r \tag{2}$$

여기서,  $b$  는 차량무게중심에서 전차축까지의 거리,  $c$  는 차량무게중심에서 후차축까지의 거리,  $h$  는 차량무게중심의 높이이다. 노면에 수직한 방향의 하중의 합과 평행한 방향의 하중의 합은 식 (3)과 (4)로 나타낼 수 있다.

$$W \cos \theta = R_f + R_r \tag{3}$$

$$F_f + F_r = \mu R_f + \mu R_r = W \sin \theta + (Wa_x / g) + R_a \tag{4}$$

여기서,  $W$  은 차량중량,  $R_a$  는 공기 저항,  $R_f$  는 전차축의 동축 하중,  $R_r$  는 후차축의 동축 하중,  $g$  는 중력 가속도,  $a_x$  는 가속도,  $\mu$  는 마찰계수이다. 차량 차축에 인가되는 동축 하중은 전축과 후축에 각각 식(5)처럼 계산되어지고, 전체 동축 하중은 2 개의 합과 같다. 각 축에 작용하는 동축 하중은

$$R_f = (cW \cos \theta - hW \sin \theta - hWR_a - hWa_x / g) / L_{wb} \tag{5}$$

$$R_r = (cW \cos \theta + hW \sin \theta + hWR_a + hWa_x / g) / L_{wb}$$

이 되고, 가속 저항을 등판저항으로 대체하면 각 차축의 동축 하중은 식 (6)과 같이 될 수 있다.

$$R_f = (cW \cos \theta - hW \sin \theta - hWR_a) / L_{wb}$$

$$R_r = (cW \cos \theta + hW \sin \theta + hWR_a) / L_{wb} \tag{6}$$

$$R_f + R_r = W \cos \theta$$

여기서,  $L_{wb}$  는 축간거리이고, 주행 저항 값과 각 축 하중 값이 구해지면 타이어 동반경 값에 의하여 축에 전달되는 토크값을 계산할 수 있다. 점착력은 식 (7)과 같이 나타내어진다. 등판능력은 점착력, 구동력, 주행 하중을 비교하는데 주행 하중은 점착력과 구동력을 비교하여 작은 값이 주행 하중으로 결정 된다.

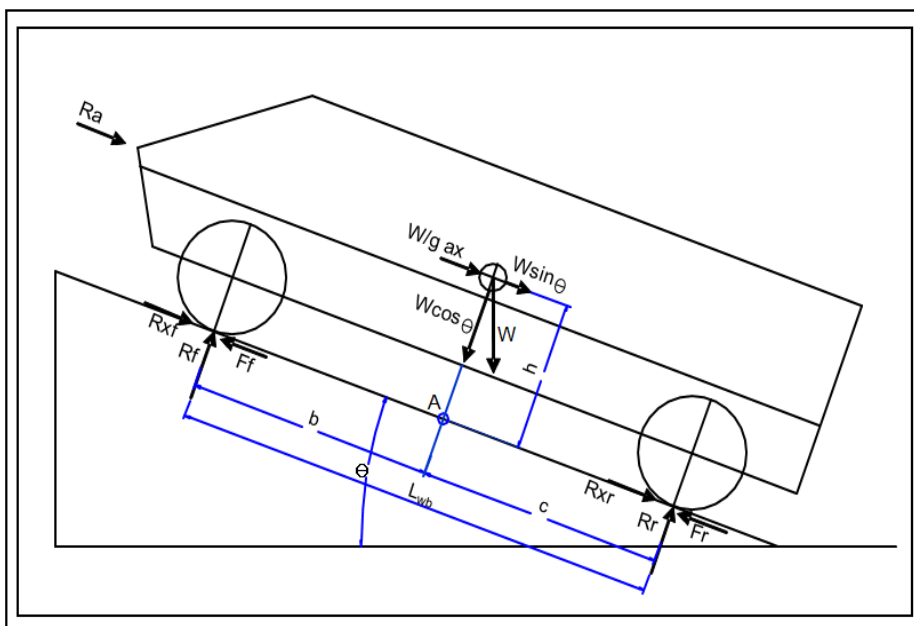


Fig. 2 Vehicle modeling

$$F_{\mu} = \mu_r W_D \tag{7}$$

여기서,  $F_{\mu}$  는 점착력,  $\mu_r$  은 노면의 점착계수이다. Fig. 3 과 Table 4 는 노면종류와 등판각도에 따른 주행부하 값 산출 과정을 보여주고 있다. Table 5 는 구름 저항 계수와 점착계수이며 J. W. Wongdml “Theory of Ground Vehicle”의 값을 참고하였다.<sup>(8)</sup>

사용자가 요구한 주행로 노면 조건은 Table 4 와 같이 포장로 65%, 비포장 15%, 야지 20% 로만 기술 되어 있으나, 실제 주행로 모델링에는 Fig. 5 와 같이 좀더 다양한 조건으로 세분화 하였다. 제조사에서 제공된 각종 차량 데이터와 주행로 조건 등을 엑셀 프로그램에서 식으로 작성하여 주행 부하를 산출 하였다. 구름저항, 공기저항, 구배 저항 값 등을 산출 하였고, 동력 전달계 각 부품 별로도 산출이 가능하며, 구배 시 각 축별로 변경되는 부하계산도 가능하다.

Fig. 4 는 주행 하중을 계산하는 전체 절차를 플로우차트로 나타낸 것이다. 이러한 과정을 거쳐 각 주행 노면별 부하스펙트럼을 Fig. 5 와 같이 얻을 수 있다. 이 부하스펙트럼은 주행 노면별 부하와 목표수명 대비 시간배분이 되어 있어 차량의 부하 조건을 파악할 수 있으며, 동력 전달계 각각의 부품별로 인가되는 부하값을 변환할 수 있다.

Table 4 Road and gradeability of road course

38 °	78 %		Cross country	Ideal gradeability
31 °	60 %			Special vehicle (Tracked vehicle)
28 °	53 %		Off road Cross country	Special vehicle (Wheeled vehicle)
19 °	35 %			
11 °	20 %	Paved	On road	Commercial vehicle
3 °	5 %	Highway	Off road Cross country	
$\theta$	Road grade ( $\tan \theta \times 100$ )		Road load	

Table 5 Coefficient of road

Type of Course	Coefficient of rolling resistance	Coefficient of road adhesion
Paved	0.025	0.8
Secondary	0.06	0.65
Cross Country	0.2	0.55
sand, mud	0.3	0.45

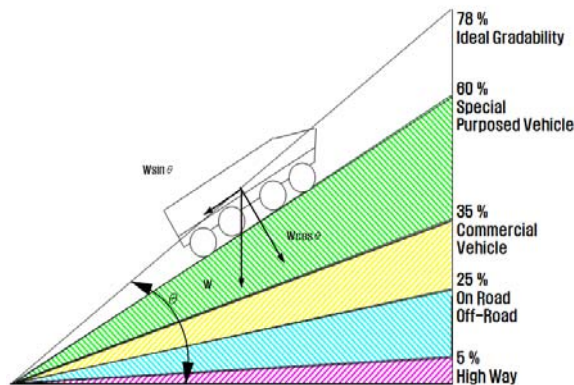


Fig. 3 Condition of driving road simulation

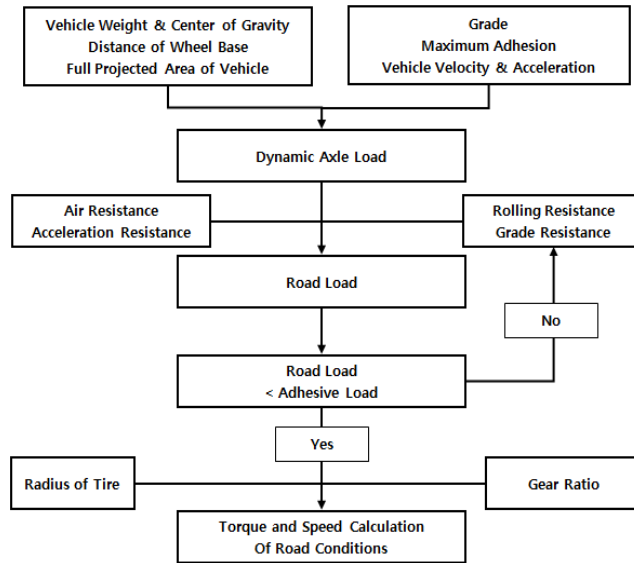


Fig. 4 Flow chart of duty cycle design

Road condition	Vehicle speed (km/h)	Mileage (km)	Percent Mileage (%)	Time (hr)	Drive shaft revolution (cycle)	Drive shaft speed (rpm)	Road Load (N)	Drive shaft Torque (Nm)	Damage
<b>Paved road</b>									
0 % Gradient	104 km/h	3,510.0	19.5	33.8	1,831,323.0	1,960.4	11,366	160.0	5.48889E+14
5 % Gradient	45 km/h	1,755.0	9.8	39.0	915,661.5	848.3	26,226	363.3	1.0985E+16
10 % Gradient	30 km/h	1,755.0	9.8	58.5	915,661.5	565.5	42,937	577.2	8.82008E+16
15 % Gradient	20 km/h	585.0	3.3	29.3	305,220.5	377.0	59,559	776.6	1.11765E+17
sum		11,700.0	65.0	287.3	6,104,410.2				4.224E+17
<b>Off-road</b>									
0 % Gradient	60 km/h	610.0	4.5	13.5	1,831,323.0	1,131.0	21,509	378.5	6.09904E+15
5 % Gradient	32 km/h	405.0	2.3	12.7	915,661.5	603.2	37,873	526.0	1.34059E+16
10 % Gradient	22 km/h	405.0	2.3	18.4	915,661.5	414.7	54,835	737.1	6.11864E+16
15 % Gradient	17 km/h	135.0	0.8	7.9	305,220.5	320.5	71,535	932.7	5.88251E+16
sum		2,709.9	15.0	91.8	6,104,410.2				2.72934E+17
<b>Cross-country</b>									
0 % Gradient(Hilly)	19 km/h	1,111.9	6.2	58.5	2,513,796.1	358.2	68,693	1,208.9	1.55647E+18
0 % Gradient(Sand, Mud)	12 km/h	298.8	1.7	24.9	675,554.7	226.2	102,937	1,811.6	2.58189E+18
10 % Gradient	12 km/h	792.0	4.4	66.0	1,790,627.0	226.2	102,767	1,381.4	2.02077E+18
20 % Gradient	9 km/h	216.0	1.2	24.0	488,352.8	169.7	135,889	1,717.9	1.46967E+18
30 % Gradient	7 km/h	72.0	0.4	10.3	162,784.3	132.0	167,173	1,983.9	9.36407E+17
sum		3,600.0	20.0	287.6	8,139,213.5				6.35709E+17
<b>Hilly</b>									
40 % Gradient	9 km/h	216.0	0.1	2.4	488,352.8	169.7	196,008	2,179.1	4.28527E+17
50 % Gradient	7 km/h	54.0	0.03	0.8	12,208.8	132.0	222,007	2,306.9	1.38452E+17
60 % Gradient	6 km/h	1.8	0.01	0.3	4,069.6	113.1	245,081	2,374.1	5.25232E+16
70 % Gradient	5 km/h	0.5	0.003	0.1	1,220.9	94.3	265,304	2,388.9	1.62034E+16
sum		3,600.0	20.0	287.6	8,139,213.5				6.35709E+17
<b>Total Sum</b>									
		18,000.0	100.0	686.3	20,348,033.8				1.36277E+19
<b>Equivalent Torque : 1,066 Nm</b>									

Fig. 5 Result of excel program for road spectrum of test vehicle

2.4 누적 손상 법칙을 이용한 부하스펙트럼 분석

주행로와 차량 모델링을 사용하여 획득한 부하 스펙트럼은 여러 종류의 부하조건이 혼합되어 있어 이를 대표하는 조건의 값을 구하여 분석을 수행 할 수 있다.<sup>(9)</sup> 이를 위하여 부하에 대한 피로손상 정도의 정량화로 누적 손상 효과(cumulative damage effect)를 고려한 Miner's Rule 을 도입하여 수명 거리에 따른 총 누적손상 값도 구할 수 있으며 평균 개념의 값인 등가토크 값도 구할 수 있다. 평균 등가에 대한 등가토크  $T_{mi}$  는 다음 계산식 (8)에 따른다.

$$T_{mi} = \left[ \frac{\sum_{i=1}^n N_i t_i T_i^m}{\sum_{i=1}^n N_i t_i} \right]^{\frac{1}{m}} \tag{8}$$

여기서,  $T_i$  는 구동축의  $i$ 번째 작동토크,  $N_i$ 는  $i$ 번째 구동축의 회전속도,  $t_i$ 는 구동축의  $i$ 번째 작동시간,  $m$  은 가속지수이다. 가속지수  $m$  은 일반적으로 알려진 값을 이용하기도 하며 실제 데이터를 획득하여 사용하면 정확한 값을 적용할 수 있으나, 시험비용에 대한 부담으로 쉽게 획득하기는 어렵다. 유사한 추진축에 대한 가속지수 값 4.5 를 가정하여 누적 손상 값과 등가토크 값을 구하였다.<sup>(4)</sup> 등가토크 값은 1,066 N·m로 정격토크 값의 약 27% 임을 확인 할 수 있다. MKBF 18,000 km 운행시 가변부하에 대한 누적 손상도는, 1,066 N·m 의 등가 토크 값으로 총  $2.0 \times 10^7$  cycle 의 누적 손상을 받는 것과 동일하다고 해석 할 수 있다.

### 3. 가속수명시험법 설계

#### 3.1 수명분포 및 가속모델

동력전달계의 수명분포는 와이불(Weibull)분포를 사용한다.<sup>(10)</sup> 일반적으로 기계류 부품은 와이불 분포가 가장 널리 사용되고 있어, 구동축에서도 와이불 분포를 사용하였으며, 시험 데이터에 대한 분포 적합도 검사를 수행하여도 와이불 분포가 적합한 것을 알 수 있다. 와이불분포는 분포의 형태를 결정하는 형상모수(shape parameter,  $\beta$ )와 수명특성을 갖는 척도모수(scale parameter,  $\theta$ )로 구성되어 있다. 확률밀도함수(probability density function)를 사용하여 특정기간에 대한 고장확률을 구할 수 있으며, 다음과 같이 표현할 수 있다.<sup>(11)</sup>

$$f(t) = \frac{\beta}{\theta} \left( \frac{t}{\theta} \right)^{\beta-1} \exp \left[ - \left( \frac{t}{\theta} \right)^{\beta} \right] \quad t > 0, \beta > 0, \theta > 0 \quad (9)$$

아이템이 특정시간까지 고장이 발생할 누적고장확률을 나타내는 함수를 누적분포함수(cumulative distribution function)라 하며, 다음과 같이 표현된다.

$$F(t) = 1 - \exp \left[ - \left( \frac{t}{\theta} \right)^{\beta} \right] \quad (10)$$

신뢰도함수(reliability function)는 어떠한 아이템이 시간  $t$  이전까지 고장이 나지 않을 확률을 의미하며 시간에 따라 신뢰도 값은 변화한다.

$$R(t) = 1 - F(t) = \exp \left[ - \left( \frac{t}{\theta} \right)^{\beta} \right] \quad (11)$$

가속수명시험은 평가시간을 단축시킬 목적으로 사용조건보다 가혹한 조건에서 수행하는 시험으로, 가속수명시험시의 스트레스수준은 사용조건에서 관측하고자 하는 고장모드를 유발시킬 수 있는 범위 내에서 선택되어야 한다. 수명분포와 수명-스트레스 관계의 조합에 의하여 여러가지 모델이 있을 수 있으며, 추진축의 가속모델은 부하에 의한 수명-응력 모델로서 역승모델(inverse power law model)이 적용된 형태로 식(12)와 같이 정의할 수 있다.<sup>(12)</sup>

$$L(P) = \frac{1}{KP^m} \quad (12)$$

여기서,  $L$  은 수명(life),  $K$  는 상수,  $P$  는 부하(stress, load, torque),  $m$  은 가속지수(power index)이며, 역승모델의 가속계수  $AF$  (acceleration factor)는 식(13)과 같다.

$$AF = \left( \frac{P_{test}}{P_{field}} \right)^m \quad (13)$$

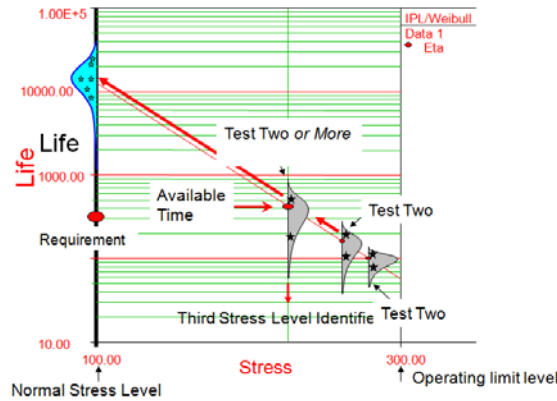


Fig. 6 Calibrated accelerated life test method

### 3.2 교정가속시험법 설계

교정가속수명법은 시험 시료 수량이 많지 않고 시험 비용 및 시간이 제한적이고, 시험 시료의 유한요소해석 결과나 피로해석 결과 등을 획득하지 못한 상태에서 시험 수준을 결정하여 시험 설계를 하는 유용한 방법이다. 교정가속시험법은 시험시간이 가장 장시간인 저수준 스트레스 수준을 외삽법에 의하여 결정하게 때문에 이러한 문제를 최대한 방지할 수 있다.

가속시험은 3 단계의 스트레스 수준으로 수행하는 것이 일반적이며, 교정가속시험에서도 3 수준으로 수행하고 와이블 분석을 위하여 최소 수량인 각 수준별 2 개 총 6 개의 시료를 사용하는 것으로 하였다. 사전시험 정보로 정적강도시험 결과를 참조하여 작동한계(operating limit or foolish limit) 값을 정한다. 이 값은 시료 재료의 탄성 한계 값 이하로 적용해야 하며 파괴 강도 값의 약 80% 이하로 설정한다. 고부하 수준 값은 이 작동한계 값의 90% 값, 그리고, 중부하 수준 값은 고 부하 수준 값의 90% 값으로 설정하여 시험을 수행 한다. 이 두 수준의 결과에 대한 외삽법과 가용한 시험시간을 고려하여 3 번째 저 부하 수준의 값을 결정하게 된다. 저부하 시험 수준 값을 높게 하면 수준간 간격이 좁아 가속시험의 정밀도가 떨어질 수 있고, 수준 값을 낮게 하면 실제 조건과 최대한 유사한 조건으로 시험 할 수 있지만 시험 시간이 필요 이상으로 소요될 수 있다. 교정가속수명시험 방법과 절차는 Fig. 6 과 같이 정리할 수 있다.

## 4. 구동축의 가속수명시험 수행 및 분석

### 4.1 구동축의 수명시험 수행 결과

피로수명시험을 위하여 Fig. 7 의 (a)와 같이 유압식 로타리 액추에이터 시험장비에 시료를 설치하고 피로시험을 수행하였다. 시료의 수명분석을 위하여 3 수준 스트레스로 피로시험을 수행하였으며 그 결과는 Table 6 과 같다. 고수준 스트레스는 1G 토크의 약 2 배, 중수준은 1G 토크의 약 1.5 배값으로 하였다. 저수준 값은 상위 2 수준 시험 후 분석 후 시험 스트레스를 정하여 시험을 수행하였으며, 저수준 시험에서는 시험장비 이상으로 시료 1 개 시험이 중단되었다. 각 수준마다 최소 2 개의 시료가 있어야 정확한 분석이 가능하나 추가적으로 시료 제공이 이루어지지 않아 시험을 중단하였다. 피로시험 고장 부위를 조사한 결과, Fig. 7 의 (b)와 같이 구동축에서의 고장 부분은 모두 크로스키트 부위가 파괴 되었으며, 이는 전형적인 구동축의 고장모드이며, 가속 수명 시험 모형의 적합성을 확인할 수 있었다.

### 4.2 수명 시험 결과 분석

시험 데이터의 수명분포를 결정하기 위해 과거 경험과 MINITAB 을 이용한 적합도 검정을 실시하였다. 3,200N·m 에서는 대수 정규 분포가 더 적합한 것으로 보이나 시료 한 개에 의한 결과이므로 큰 의미를 부여할 수 없고, 시료 수가 적은 3,200 N·m 조건을 제외한 나머지 2 조건에서는 와이블 분포가 적합한 것으로 분석되었으며, 해당 그래프는 Fig. 8 과 같다.



ALTA 프로그램을 이용하여 가속시험 결과를 분석하였으며, 가속모델은 역승모델을 적용하였다. 최대우도법을 이용하여 모수를 추정하였으며, 형상모수와 가속지수의 추정치는 29.6 과 4.5 로 나타났다. 특히 각 수준별 시험 샘플 수가 적어 형상모수가 너무 크게 추정되었다. 이를 보완하기 위해 동일한 메커니즘에 대한 형상모수 값인 3.67<sup>(4)</sup>을 가정하여 와이베이즈(Weibayes) 분석을 적용하였다. 반면 가속지수 값은 4.5 로 추정되었는데, 이 지수 값은 부하스펙트럼 계산시 가정하였던 가속지수 값과 동일하게 추정되었다.

**Table 6** Test results of the drive shaft

No of test shaft	Stress level	Test torque (N·m)	Number of test cycle(failure)
1	Static	10,594	1
2	High level	8,000	4,928
3			5,307
4	Medium level	5,300	33,674
5			34,596
6			35,056
7	Low level	3,200	300,000(stop)
8			302,576



(a) Experiment apparatus of the drive shaft

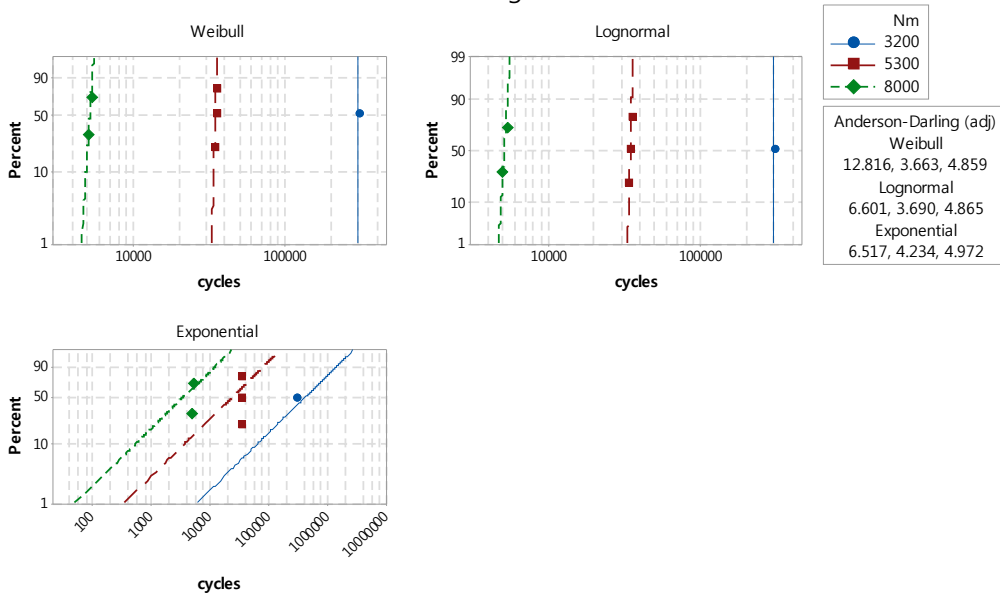


(b) Failure of the drive shaft

**Fig. 7** Accelerated life test of drive shaft

**Probability Plot for cycles**

ML Estimates-Censoring Column in Censored



**Fig. 8** Goodness-of-fit test results of test data

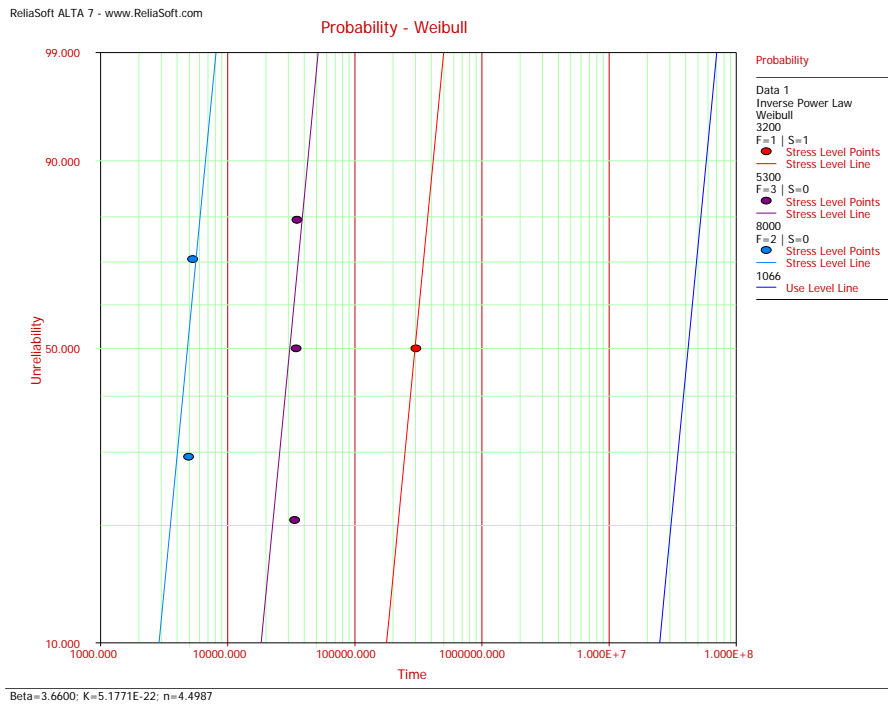


Fig. 9 Weibull plot of test results

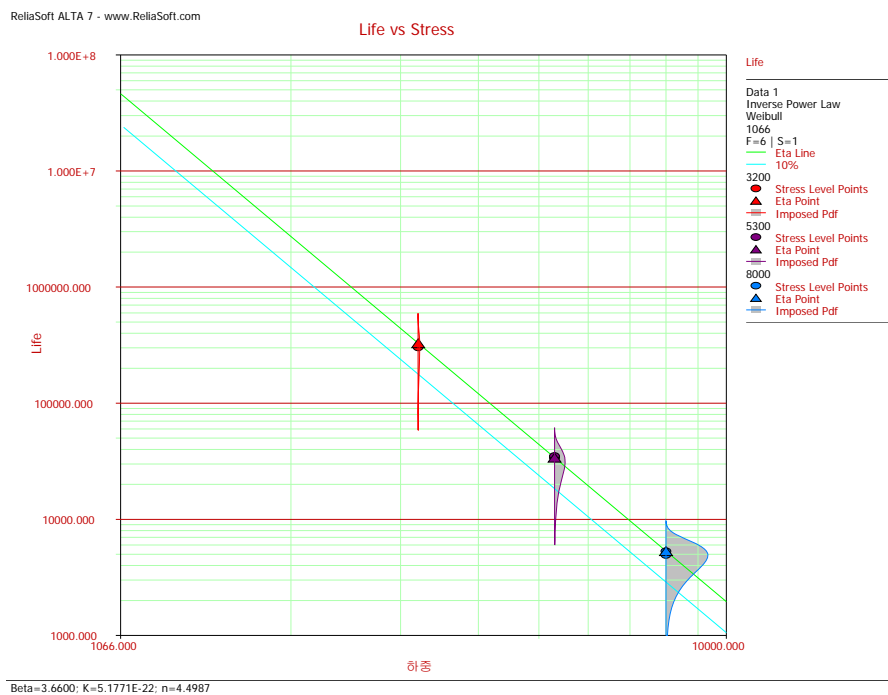


Fig. 10 Life-stress relationship plot of test results

시험결과에 대한 와이블 플롯 결과는 Fig. 9 와 같으며, Fig. 10 은 부하와 수명과의 관계를 나타낸 플롯이다. 또한 실제 사용조건에 대한 대략적인 수명을 제공한다. 실사용 조건은 부하 스펙트럼으로부터 마이너 법칙을 사용하여 등가토크를 산출하였으며, 그 값은 1,066 N·m 이며 누적 사이클은 약  $2.0348 \times 10^7$  사이클이다. 이는 다양한 조건의 노면에서 받는 누적 손상 값은 1,066 N·m 의 토크 값으로  $2.0348 \times 10^7$  사이클의 누적 손상을 받는 것과 동일하다고 볼 수 있다.

**Table 7** Results of reliability measure based on fatigue test of the drive shaft (7 samples)

Measure	Point estimate	Confidence Interval		
		Lower	Upper	Confidence level
$\beta$ (shape parameter)	3.67	-	-	95 %
$m$ (accelerating index)	4.5	4.3438	4.6537	
Scale parameter at 1,066 N·m	$4.6230 \times 10^7$	$4.1372 \times 10^7$	-	80 %
$B_{10}$ life at 1,066 N·m	$2.5040 \times 10^7$	$6.2926 \times 10^6$	-	

와이베이즈 분석결과로부터 사용조건 즉, 1,066 N·m 토크 값에서 평균수명과  $B_{10}$  수명은  $4.6230 \times 10^7$  사이클과  $2.5040 \times 10^7$  사이클로 나타났다. 이러한 결과는 1,066 N·m 의 토크에서  $2.0348 \times 10^7$  누적 사이클 목표를 충분히 만족함을 알 수 있다. 구동축에 대한 3 개 가속 스트레스 수준에서 시험한 총 7 개의 데이터에 대한 통계적 분석 결과를 정리하면 Table 7 과 같다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 특수 차량용 동력 전달 부품에 대한 수명 시험 방법을 설계하고 수행하였다. 수명 평가를 위해서는 대상 시료의 수명과 실제 현장 작동 조건의 수명 비교가 필요한데, 실제 측정되어 분석된 데이터가 없는 경우, 차량과 주행로를 모델링하고, 각 주행로 조건 별로 주행부하와 손상도를 계산하여 실제 주행 조건의 부하 스펙트럼을 결정하는 방법을 제안하였다.

특수 차량용 동력 전달 부품의 특성상 고통력, 고부하이며, 비용과 제공 시료수의 한계로 신뢰성 있는 평가를 하는데 어려움이 있다. 그러나, 제공되는 최소 시료 수 내에서 최대한 정확한 시험을 수행할 수 있도록 교정 가속 수명 시험을 적용한 가속 수명 평가 방법을 제안하였으며, 형상 모수와 가속 지수 값과 같은 수명 특성 값을 획득할 수 있었다. 이 특성값들은 유사한 동력 전달 축의 가속 수명 시험에 많은 활용이 기대되고, 동력 전달 계통에서 동력 전달 축이나 기어박스처럼 가변부하를 받는 다양한 부품에 대하여 본 논문에서 제안된 방법으로 수명 평가 활용이 기대된다.

## 참고문헌

### (References)

- (1) Lee, S. R., Kim, W. D., Lee, H. J., Han, S. W. and Kim, K. S., 1994, "Measurement of Service Torque by using the Telemetry System and Prediction of Fatigue Life of Driveshaft for Passenger Car," *Proceeding on KSME Autumn Annual Meeting*, Vol. 1, pp. 508~516.
- (2) Sonsino, C. M., Kaufmann, H., Foth, J. and Jauch, F., 1997, "Fatigue Strength of Driving Shafts of Automatic Transmission Gearboxes under Operational Torques," *SAE technical paper 970706*.
- (3) General Motors Corp., 2004, "Calibrated Accelerated Life Testing(CALT)," *GM Worldwide Engineering Standards*, GMW 8758.
- (4) Kim, D.S. and Sung, B.J., 2014, "Accelerated Life Evaluation of Propeller Shaft for Forklift Truck," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 38 No.11 1221~1229.
- (5) Kim, D.S., Kim, H.E., Yoon, S.H. and Kang, E.S., 2010, "Lifetime Estimation of an Axle Drive Shaft by Calibrated Accelerated Life Test Method," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 34, No.3, pp. 273~281.
- (6) Kim, D.S., 2011, "A Study on the Accelerated Life Evaluation of Drive Shaft for Independent Suspension type AWD Vehicle", *Journal of Applied Reliability*, Vol. 11, No. 4, 343-356.
- (7) Thomas D. Gillespie, 1992, "Fundamentals of Vehicle Dynamics," SAE, New York.
- (8) Wong J.Y., 2001, "Theory of Ground Vehicles," Wiley, New York.
- (9) Lee, G. H., Kim, H. E. and Kim, D. S., 2003, "Study of the Accelerated Life Test Method for Power Train Components under Cyclic Loads using Weibull-IPL(inverse power law) Model," *ASME International Mechanical Engineering Congress*, IMECE2003-42652.

- (10) Bertsche, B., 2008, "Reliability in Automotive and Mechanical Engineering: Determination of Component and System Reliability," Springer.
- (11) Wasserman, G. S., 2003, "Reliability Verification, Testing and Analysis in Engineering Design," Marcel Dekker, New York.
- (12) Nelson, W., 1990, "Accelerated Testing; Statistical Models, Test Plans, and Data Analysis," WILEY, New York.