

군 특수차량용 인휠 드라이브 기어박스의 가속 내구성시험에 관한 연구

A Study on the Acceleration Durability Test of In-Wheel Drive Gearbox for Military Special Vehicles

이용범^{1*} · 이기천¹ · 이종직¹ · 임신열¹ · 김우진¹ · 김광민²

Y. B. Lee, G. C. Lee, J. J. Lee, S. Y. Lim, W. J. Kim, and K. M. Kim

Received: 22 Aug. 2022, Accepted: 24 Aug. 2022

Key Words : Unmanned Special Vehicle (무인 특수차량), In Wheel Drive Gearbox (인 휠 드라이브 기어박스), Failure Mode Effective Analysis (고장모드 분석), Accelerated Durability Test (가속 내구성 시험)

Abstract: The in-wheel drive gearbox for military special vehicles converts the high-speed & low-torque output generated by the electric servomotor, into low-speed & high-torque mechanical power. As the vehicle is remotely maneuvered in mountainous terrain, wet fields, rough terrain, etc., the gearbox must generate a maximum input speed exceeding 5,000 rpm, a maximum torque of 245 Nm, and MTBF of 9,600 km. The purpose of this study was to analyze the failure mode of the gearbox, to ensure the durability of the in-wheel drive gearbox. Also, the field load test data of the vehicle was analyzed, the acceleration durability test standards were established, the acceleration durability test was conducted, and the durability test results were analyzed as well.

기호 설명

AF : Acceleration factor

C : Operating center distance

C_f : Surface condition factor for pitting resistance

C_p : Elastic coefficient

d : Operating pitch diameter

F : Net face width of narrowest member

I : Geometry factor for pitting resistance

K_o : Over load factor

K_v : Dynamic factor

K_s : Size factor

K_m : Load distribution factor

m_G : Operating center distance

n : Rotation speed

n_{eq} : Equivalent speed

N : Number of gear contacts

q : Number of contacts per rotation

R : Reliability

$R(t)$: Reliability at time t

S_c : Contact Stress

t_d : Reliability target

t_f : Life time

t_F : Filed life

t_{fh} : Acceleration durability test time

t_t : Target test time

u : Number of applied torque sharing gears

W_t : Transmitted tangential load

β : Shape parameters

η : Scale parameters

λ : Constant number

A : Strength constant

ν : Oil dynamic viscosity

τ : Applied torque

τ_{ceq} : Equivalent torque

* Corresponding author: lyb662@kimm.re.kr

1 Department of Reliability Assessment Korea Institute of Machinery & Material, Seoul 34103, Korea

2 Research Institute, WoorinPTS, Seoul 51534, 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.

1. 서론

인휠 드라이브 기어박스(이하 기어박스)는 Fig. 1과 같이 군에서 사용되는 무인 수색용 특수차량의 휠 내부에 콤팩트하게 설치되어서 전기모터에서 발생된 고속 저 토크(High speed low torque)의 출력을 저속 고평토크 (Low speed high torque)로 기계적 동력을 변환한다. 수색 차량이 산악지형과 습한 들판 및 험한 지형 등에서 무인 원격으로 기동되며, 기어박스는 최대 입력 회전수가 5,000 rpm을 초과하고, 최대 토크가 245 Nm의 사양을 가지며, 신뢰수명 MTBF(Mean Time Between Failure) 9,600 km (B5 3,200 km)를 보장해야 한다. 기어박스의 신뢰성을 입증하기 위해서는 사용환경과 부하 조건을 분석하여야 하며, 짧은 시간 동안 내구성 평가를 완료하기 위해서는 과부하(Over load)에 의한 가속 내구시험을 실시해야 한다. 또한, 기어박스의 고장모드를 분석하여 가속 내구성 시험조건을 정립하고 시험장치의 구축과 시험 및 결과 해석이 요구된다.¹⁻²⁾

본 연구에서는 군에서 사용되는 무인 수색 차량 휠 내부에 장착되는 인휠 드라이브 기어박스의 내구성을 입증하기 위하여 기어박스의 주 고장 모드를 분석하고, 신뢰성 타겟을 결정하여 가속 내구성 시험 절차를 수립한 후 포장도로, 비포장도로와 산악 험지 조건이 갖춰진 군 시험장에서 실제 차량으로 주행시험으로 획득된 필드 부하시험데이터(Field load test data)를 확보하여, CUP (Customer Usage Profile) 분석을 한 후 가속계수를 산출하고 가속내구성 시험 계획을 수립과 내구성 시험기준을 정립하였으며, 가속 시험 장비를 구축하여 가속 내구성 시험을 하고, 내구성 시험결과를 분석하였다.



Fig. 1 In-Wheel Drive Gearbox for Military Special Vehicles

2. 본론

2.1 기어박스의 주 고장모드분석

기어박스는 Fig. 2와 같이 기어, 축, 캐리어, 실 및 베어링 등이 고 부하 고속으로 회전함에 따라서 마찰 마모와 피로 강도 부족에 의한 파손 및 변형과 동력전달 Error에 따른 효율감소 및 발열 고장과 기어박스 내부 이물질 유입으로 인한 Floating Seal 파손 등이 발생할 수 있다. 험지에서 매우 높은 속도로 구동되는 기어박스의 경우에는 기어의 Pitting, Tooth Crack과 캐리어 및 축 파손 고장이 발생하고 큰 하중과 고속으로 회전하는 베어링은 피팅(Pitting), 마모 및 파손 고장이 발생하며 Seal의 경우는 마모에 의한 고장으로 누유가 발생한다.³⁾

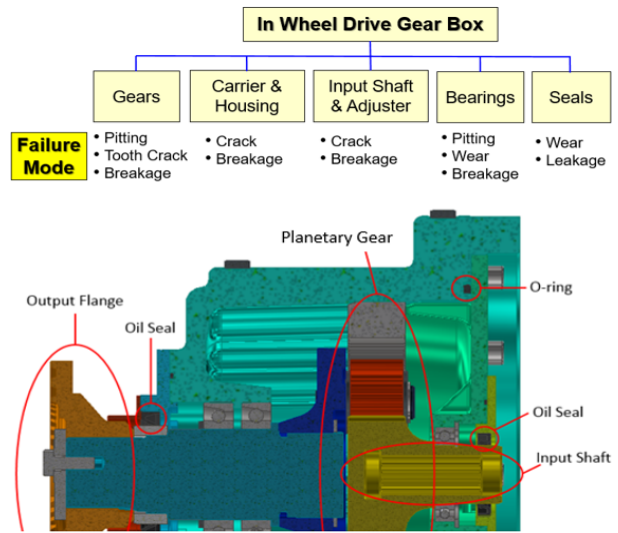


Fig. 2 Failure Mode of In-Wheel Drive Gearbox

2.1 현장 운용조건별 사용 Data 분석

기어박스의 현장 운용조건별 사용 부하 Data 확보를 위해서 포장도로 주행과 비포장도로 주행 및 산악 험지와 야지 주행 등으로 세분화하여 군 시험장에서 Field Test를 실시하여 획득한 Data를 부하량과 속도에 따른 수준별 손상(Damage at the level)은 아래 식(1)으로 정리되고, 전체 손상(Total damage)은 식(2)로 정리되어서 등가 토크(Equivalent torque)는 식(3)으로 정리된다. 단계별 속도(Revolution at the level)는 아래 식(4)으로 정리되고, 전체속도(Total revolution)는 식(5)로 정리되어서 등가 회전수(Equivalent speed)는 식(6)으로 정리된다.⁴⁾

$$A_i = 60t_i n_i \tau_i^\lambda \quad (1)$$

$$A = \sum_{i=1}^k A_i = \sum_{i=1}^k 60t_i n_i T_i^\lambda \quad (2)$$

$$\tau_{ceq} = \left(\frac{\sum_{i=1}^k t_i n_i T_i^\lambda}{\sum_{i=1}^k t_i n_i} \right)^{\frac{1}{\lambda}} \quad (3)$$

$$N_i = \frac{1}{60} t_i n_i \quad (4)$$

$$N = \sum_{i=1}^k N_i = \frac{1}{60} \sum_{i=1}^k t_i n_i \quad (5)$$

$$n_{eq} = \frac{\frac{1}{60} \sum_{i=1}^k t_i n_i}{\frac{1}{60} \sum_{i=1}^k t_i} = \frac{\sum_{i=1}^k t_i n_i}{\sum_{i=1}^k t_i} \quad (6)$$

1차로 군 시험장의 포장도로에서 주행을 통해 측정된 Fig. 3의 Field Data를 Table 1과 같이 분석한 결과 등가 입력속도는 2,824 rpm이었고, 등가 입력 토크는 31.1 Nm로 분석되었다. 또한 비포장도로의 주행을 통해 측정된 Fig. 4의 Field Data를 Table 2와 같이 분석한 결과 등가 입력속도는 1,977 rpm으로 약 70% 수준이었으나, 등가 입력 토크는 50.6 Nm로 포장도로 주행의 약 162.7%로 분석되었다. 산악 험지 주행을 통해 측정된 Fig. 5의 Field Data를 Table 3과 같이 분석한 결과 등가 입력속도는 952 rpm으로 포장도로 주행의 약 33.7% 수준이었고, 등가 입력 토크는 39.8 Nm로 약 128%로 분석되었다. 사용자 측에서는 포장도로와 비포장도로의 사용률을 각각 30%와 산악 및 험지의 사용률을 40%로 제시하여, 시간별 입력 토크, 입력속도, 누적 운용 거리, 차량 속도 및

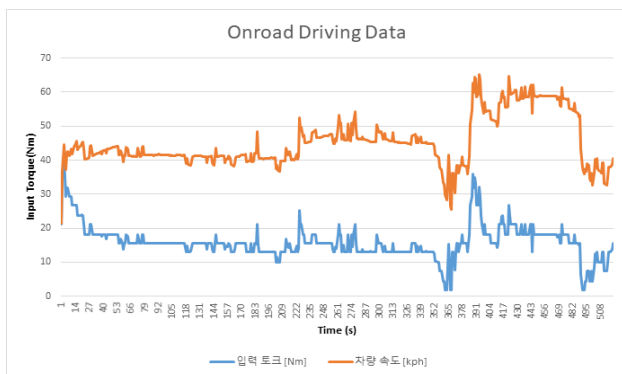


Fig. 3 On road Driving Data

Table 1 Analysis of On road Driving Data

Time [s]	Input torque [Nm]	Input Speed [rpm]	Cumulative operation distance [km]	Vehicle speed [km/h]	Interval input rotation	Damages
0	21.25	28	0	0.23629	28	2.578E+09
1	35	144	0	1.636231	144	2.647E+11
2	40.625	338	0	3.904734	338	1.519E+12
3	35	520	0	6.036768	520	9.559E+11
4	29.375	683	0	7.93688	683	4.388E+11
5	31.875	824	0	9.536485	824	8.642E+11
6	31.875	932	0	10.768298	932	9.775E+11
...
753	0	1254	71	14.861095	1254	0.000E+00
754	0	935	71	11.402585	935	0.000E+00
755	0	412	71	5.062944	412	0.000E+00
				sum	2,132,260	1.93873E+15
Max.	56.25	5,419				
				Equivalent input speed [rpm]		2,824
				Equivalent input torque [Nm]		31.1

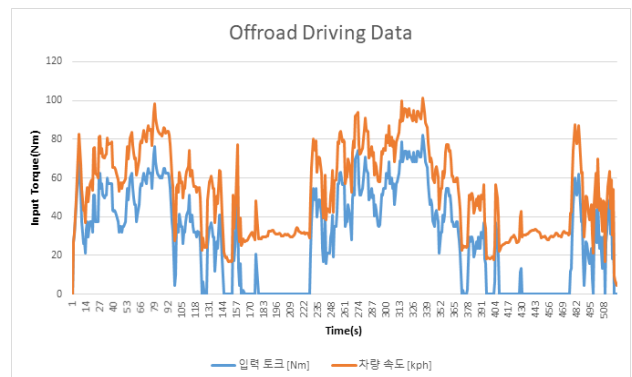


Fig. 4 Off road Driving Data

구간 입력회전을 분석하여 총 Damage양을 산출하여 등가 토크와 등가속도를 구하고 이를 기반으로 CUP (Customer Usage Profile)를 Table 4와 같이 구하였다. 이때 전체 등가 회전수는 1,821 rpm이었고, 전체 등가 토크는 86.8 Nm이었다.

Table 2 Analysis of Off road Driving Data

Time [s]	Input torque [Nm]	Input Speed [rpm]	Cumulative operation distance [km]	Vehicle speed [km/h]	Interval input rotation	Damages
0	0	0	0	0	0	0.000E+00
1	26.875	25	0	0.200258	25	9.420E+09
2	30.860427	93	0	1.100327	93	8.033E+10
3	46.25	288	0	3.200792	288	2.819E+12
4	54.375	526	0	6.101392	526	1.360E+13
5	62.5	753	0	8.901076	753	4.488E+13
6	70.625	1033	0	11.901258	1033	1.282E+14
...
511	40.625	1317	33	14.865003	1317	5.920E+12
512	48.75	1304	33	14.8	1304	1.750E+13
513	30.980896	1144	33	13.329754	1144	1.012E+12
				sum	1,026,023	1.7137E+16
Max.	81.875	2,814				
				Equivalent input speed [rpm]		1,977
				Equivalent input torque [Nm]		50.6

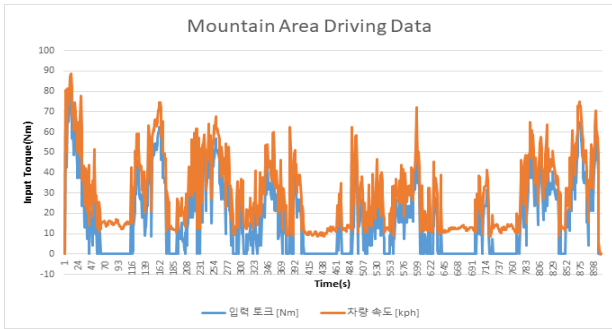


Fig. 5 Mountain Area Driving Data

Table 3 Analysis of Mountain Area Driving Data

Time [s]	Input torque [Nm]	Input Speed [rpm]	Cumulative operation distance [km]	Vehicle speed [km/h]	Interval input rotation	Damages
1	2.058382	-80		-0.874592	-80	-6.085E+03
2	77.104484	324		3.649708	324	6.808E+13
3	73.556863	552		6.725272	552	8.743E+13
4	42.678	593		7.724799	593	3.583E+12
5	73.75	643		7.850613	643	1.035E+14
...
902	51.25	754		9.062345	754	1.366E+13
903	48.75	636		8.537581	636	8.537E+12
904	40.625	573		7.53747	573	2.576E+12
Max.	78.75	1,422		sum	866,485	3.45505E+15
			Equivalent input speed [rpm]			952
			Equivalent input torque [Nm]			39.8

Table 4 Customer Usage Profile

Rod type	Use Rate (%)	Equivalent Speed (rpm)	Equivalent Torque (Nm)	Speed (rpm)	Damage
On road	30	2,824	31.1	847.2556291	7.70358E+11
Off road	30	1,977	50.6	593.0768786	9.9058E+12
Mountain Area	40	952	39.8	380.8725275	1.5187E+12
sum	100		sum	1821.205035	1.21949E+13
Exponent	6	Total Equivalent Speed (rpm)			1821
		Total Equivalent Torque (Nm)			86.7

2.3 기어 피팅에 대한 수명모델

고 부하 고속으로 회전하는 기어는 접촉표면에 피로가 누적 점 형태의 국부적 표면 손상이 발생하는데 일반적으로 피팅이라 한다.⁵⁻⁶⁾

기어박스의 피팅 손상에 대한 수명시험시간 N 은 기어의 접촉횟수를 나타내고 접촉횟수는 강도에 대한 상수로 식(7)과 같다. 수명시간 t_f (hr)는 식 8과 같이 회전수와 회전 당 접촉횟수 q 의 곱이 된다.

접촉응력 S_c (kgf/cm²)는 식(9)와 같이 탄성계수 C_p ($\sqrt{kg_f/mm^2}$)와 전달접선하중 W_t (kgf), 과부하인자 K_o , 동적인자 K_v , 크기인자 K_s , 부하 분포인자 K_m , 피팅 저항에 대한 표면조건 C_f , 가는 부분에 대

한 순 면폭 F (mm), 피팅 저항에 대한 기어형상 인자 I 의 조합으로 이루어진다. 접선하중 W_t 는 식(10)과 같이 전달 토크 τ 와 전달 토크 기어의 분당 회전수 u 와 작동 피치직경 d 의 비가 된다. 따라서 식(11)와 식(12) 및 식(13)은 위의 식(7)에 식(8), 식(9), 식(10)을 대입하면 구할 수 있다.⁷⁾

가속계수(AF)는 현장에서의 조건과 시험인가조건의 비로 나타내면 식(14)와 같이 표현된다. 기어 피팅에 대한 λ_1 은 SCM 415 소재의 S-N 곡선을 통하여 S_c 의 지수 값(12)을 사용한다.⁸⁻⁹⁾ 또한 내구성 시험 중 윤활유를 생각시켜서 윤활유의 시험온도를 사용 조건과 유사하게 유지함으로써 동점성 계수 항은 식(15)와 같이 무시할 수 있다.

$$N = \Lambda s_c^{-\lambda_1} v^{\lambda_2} \quad (7)$$

$$N = 60nqt_f \quad (8)$$

$$s_c = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{dF I}} \quad (9)$$

$$W_t = \frac{2\tau}{du} \quad (10)$$

$$60nqt_f = A \left(C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{dF I}} \right)^{-\lambda_1} v^{\lambda_2} \quad (11)$$

$$t_f = \Lambda \frac{1}{60q} \left(C_p \sqrt{2\tau K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d^2 u F I}} \right)^{-\lambda_1} n^{-1} v^{\lambda_2} \quad (12)$$

$$t_f = \Lambda \frac{1}{60q C_p^{\lambda_1}} \left(\frac{Fd^2 u I}{2K_o K_v K_s C_f} \right)^{0.5\lambda_1} \tau^{-0.5\lambda_1} v^{\lambda_2} n^{-1} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} AF &= \frac{t_f(\text{field})}{t_f(\text{test})} \\ &= \frac{\Lambda \frac{1}{60q C_p^{\lambda_1}} \left(\frac{Fd^2 u I}{2K_o K_v K_s C_f} \right)^{0.5\lambda_1}}{\Lambda \frac{1}{60q C_p^{\lambda_1}} \left(\frac{Fd^2 u I}{2K_o K_v K_s C_f} \right)^{0.5\lambda_1}} \\ &\quad \times \frac{\tau_{\text{field}}^{-0.5\lambda_1} v_{\text{field}}^{\lambda_2} n_{\text{field}}^{-1}}{\tau_{\text{test}}^{-0.5\lambda_1} v_{\text{test}}^{\lambda_2} n_{\text{test}}^{-1}} \\ &= \left(\frac{\tau_{\text{test}}}{\tau_{\text{field}}} \right)^{0.5\lambda_1} \left(\frac{v_{\text{test}}}{v_{\text{field}}} \right)^{\lambda_2} \left(\frac{n_{\text{test}}}{n_{\text{field}}} \right) \end{aligned} \quad (14)$$

$$AF = \left(\frac{T_{test}}{T_{field}} \right)^m \left(\frac{N_{test}}{N_{field}} \right)^n \quad (15)$$

2.4 Test Mode 및 가속계수 산출

Test Mode 산출은 Field Data의 시간별 입력 토크, 입력속도, 누적 운용 거리, 차량 속도 및 구간 입력 회전을 분석하여 총 Damage양을 산출하여 등가 토크와 등가속도를 기반으로 기어박스의 가속 내구성 시험조건과 시간 산출은 Table 5와 같이 저속(입력 회전수의 20%)과 고 토크 (출력 토크의 100%)와 고속 (입력 회전수의 100%)과 저 토크 (출력 토크의 40%) 및 중속 중간 토크 등으로 구분하여 테스트 모드를 설계하였으며, 이때 최대 회전수는 5,000 rpm이고, 최대입력 토크는 245 Nm이며, 시험 등가토크는 193 Nm이고, 등가 회전수는 2,275 rpm이다. 따라서 가속 계수는 식(16)과 같다.

Table 5 Test mode of the Gear box

Test Mode	Speed Rate (%)	Input Speed (rpm)	Torque Rate (%)	Input Torque (Nm)	Input Power (KW)	Time Rate (%)	Level Speed (rpm)	Damage	
Mode 1	20	1000	100	245	25.7	5	50	4.4137E+13	
Mode 2	30	1500	90	220.5	34.6	25	375	1.9547E+14	
Mode 3	40	2000	85	208.25	43.6	45	900	3.5251E+14	
Mode 4	70	3500	50	122.5	44.9	20	700	1.9310E+13	
Mode 5	100	5000	40	98	51.3	5	250	2.2598E+12	
						Total	100%	2,275	6.1368E+14
Exponent			6						
Max Test Speed (rpm)		5000		Equivalent Speed (rpm)		2,275			
Max Test Torque (Nm)		245		Equivalent Torque (Nm)		193			

$$AF = \left(\frac{193}{86.8} \right)^6 \left(\frac{2,275}{1,812} \right)^1 \quad (16)$$

$$= 151.722$$

2.5 시험시간 산출

기어박스를 장착한 무인 수색차량의 목표 주행거리는 B₅ 수명 32,000 km이고, 타이어 유효 반경이 0.5185 m이며, 감속비가 15.8 임으로 슬립을 무시한 타이어 회전수는 9,822,484 회전(Turns)이 된다. 또한 기어박스의 입력축 회전수는 타이어 총 회전수에 기어비 15.8를 곱한 것으로 155,195,254 회전이 되어야 한다. 신뢰수준 90% B₅ 수명을 식(17)과 식(18)에 대입하여 계산하면,⁹⁻¹⁰⁾ 총 시험 회전수는 3,483,401,511 회전 되고, 과부하시험(Over Load Test)에 의한 가속 계수 151.722로 나누면 총 시험 회전수 22,920,588 회

전이 된다. 이를 식(19)에 대입하여 시험 등가 회전수 2,275 rpm으로 나누고 이를 60으로 나누면 총 시험시간(t_{th})은 168 hr가 된다.

$$R(t) = \text{Exp} \left[- \left(\frac{t_d}{\eta} \right)^\beta \right] \quad (17)$$

$$\eta \geq \left[\frac{2nt_F^\beta}{\chi^2(1-p)^{(2r+2)}} \right]^{\frac{1}{\beta}}$$

$$\eta = \frac{t_d}{\left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{\frac{1}{\beta}}}$$

$$= \left[\frac{2nt_F^\beta}{\chi^2(1-p)^{(2r+2)}} \right]^{\frac{1}{\beta}}$$

$$t_F^\beta = \frac{t_d^\beta \chi^2(1-p)^{(2r+2)}}{2n \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]}$$

$$t_F = \left\{ \frac{\chi^2(1-p)^{(2r+2)}}{2n \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]} \right\}^{\frac{1}{\beta}} t_d$$

$$t_t = \frac{t_F}{AF} \quad (18)$$

$$= \frac{3,483,401,511}{151.722} = 22,920,588$$

$$t_{th} = \frac{\text{총 시험 회전수}(t_t)}{(\text{시험 등가 회전수} * 60)} \quad (19)$$

$$= \frac{22,920,588}{(2275 * 60)} \cong 168 [hr]$$

2.5 시험 및 결과 분석

시험용 기어박스 2개를 Fig. 6의 기어박스 시험 장비에 Fig. 7의 도면과 같이 장착하여 무부하 성능시험, 부하 시험 온도포화 특성 등의 기본 성능시험을 실시하고, 최종적으로 내구성을 확인하기 위한 Fig. 8과 같이 내구도 시험 프로파일로 Fig. 9와 같이 10 Cycle 총 168 시간의 가속 내구성 시험을 하였다. 내구성 시험을 완료한 후 Table 6과 같이 시험제품의 성능 저하를 분석한 결과 입력 토크를 최대 허용 토크인 250 Nm로 하고, 입력속도를 500, 1,000 & 2,000 rpm까지 단계별로 상승시키면서 성능시험을 하였고, 고속영역인 3,000, 4,000 & 5,000 rpm에서는 입력토크를 165, 126 Nm로 설정하고 Table 6과 같이 성능

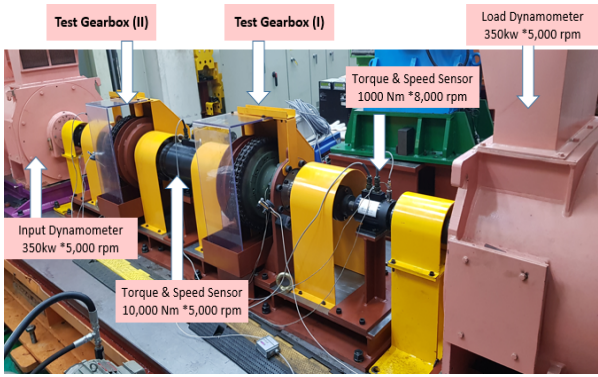


Fig. 6 Durability test device photos

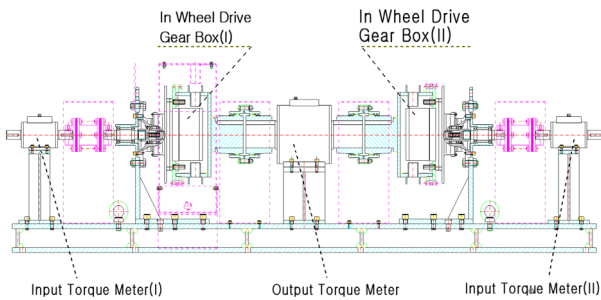


Fig. 7 Durability test device drawings

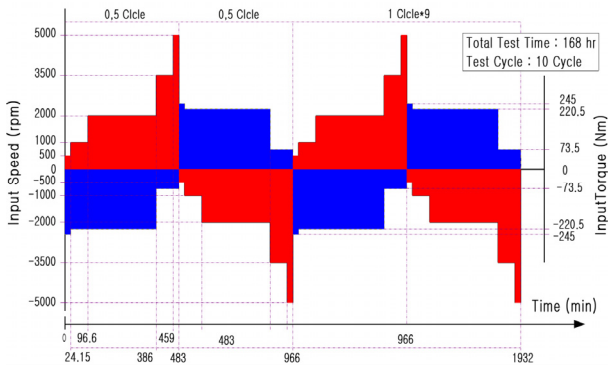


Fig. 8 Durability test profile

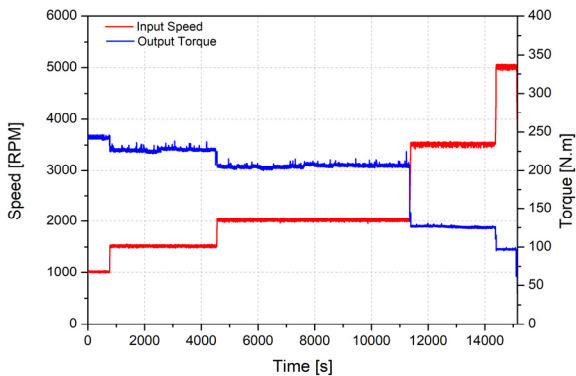


Fig. 9 Durability Test 1 Cycle Data

Table 6 Performance test results before and after durability test

Before durability test	Input Seed (rpm)	512	1,015	2,019	3,020	4,026	5,031
	Input Torque (Nm)	250	250.4	249	166.1	165.4	126.6
	Efficiency η_B (%)	98.9	97.9	98.4	96.9	96.5	95.7
After durability test	input Seed (rpm)	502	1,013	2,015	3,009	4,015	5,019
	Input Torque (Nm)	246.9	249.1	241.2	169.5	161.5	126.7
	Efficiency η_A (%)	96.7	97.3	98.2	95.7	94.9	94.8
Degraded performance : $[\eta_B - \eta_A]$ (%)		2.2	0.6	0.2	1.2	1.6	0.9

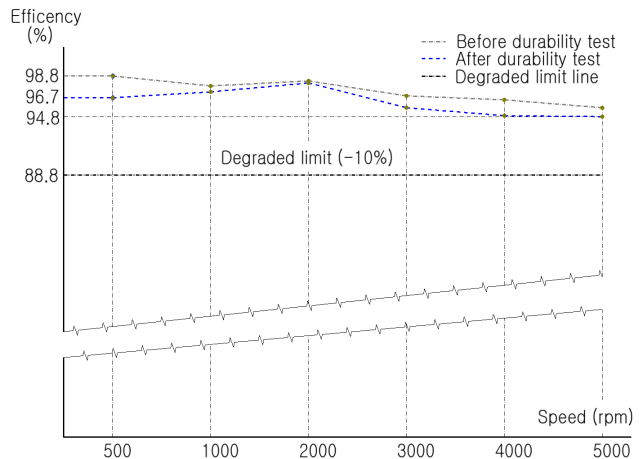


Fig. 10 Analysis of performance test results before and after durability test

시험을 실시하였다. Fig. 9와 같이 구간별 내구성 시험 전 후의 효율 저하를 분석한 결과 500 rpm에서 2.2%, 1,000 rpm에서 0.6%, 2,000 rpm에서 0.2%, 3,000 rpm에서 1.2%, 4,000 rpm에서 1.6% 및 5,000 rpm에서는 0.9% 효율이 미소하게 감소하였으며, 성능 하한을 최초 성능보다 10% 이내이어야 함을 만족하였다.

3. 결론

본 연구에서는 산악지역과 같은 험로 지역에서 무인으로 수색 임무를 수행해야 하는 특수차량 구동용 고 강성 유성기어 주행감속기의 MTBF 9,600 km를 내구성을 달성하기 위해 가속 내구성 연구결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

전기모터에 의해서 고속으로 회전하는 기어박스의 주 고장 모드를 기어표면 손상인 피팅으로 설정하고, 군 시험장에서 실차 시험을 통해서 획득된 데이터를 등가 토크와 등가 속도로 분석하였다. 피팅 손상에 대한 물리적 분석모델을 정립하고 가속 내구성 모델

을 세워서 총 168시간의 가속 내구성 시험을 통하여 생산제품이 실차에 장착되어 유사한 환경과 부하에서 사용될 때 신뢰수준 90%로 MTBF 9,600 km를 보장 할 수 있음을 확인하였다.

후 기

이 논문은 2022년도 산업통상자원부의 ‘(8~10) MW급 해상풍력터빈용 Pitch Gearbox & Yaw Drive 개발’(과제번호: No.20213030020020)과 KIMM 중소기업 기술지원 사업의 KIMM-Family 기업기술지원 (계정번호 : NK240A) 일부 지원으로 수행되었음을 밝힙니다.

이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

모든 저자는 보고된 연구 결과의 표현이나 해석에 부적절하게 영향을 미칠 수 있는 이해 상충에 대해 확인하고 선언해야 한다. 연구의 설계, 자료의 수집, 분석 또는 해석, 원고 작성 또는 결과 발표를 위한 결정에 이르는 모든 연구의 과정을 포함하며, 아무런 이해관계가 상충 되지 않는다고 판단되면 “저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.”

References

- 1) Chong Tae Hyong, Kim Young Ju, Park Seung Hyun, “Reliability Evaluation of Multi Stage Gear Drive”, Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers, vol. 15, no. 2, pp. 16-23, 2006.
- 2) S. Ebersbach, Z. Peng, N.J. Kessissoglou, "The investigation of the condition and faults of a spur gearbox using vibration and wear debris analysis techniques," Wear, Vol. 260, pp. 16-24, 2006
- 3) Lee, Yong Bum. “A Study of the Life Test of Hydraulic Pump Driving Gear Box for the Large Excavator,” Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 39, no. 3. Journal of Advanced Marine Engineering and Technology, pp. 211-216, 2015.
- 4) ANSI/AGMA 2001-D04(2001) Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth.
- 5) Lee, Yong Bum, and Han Ju Yoo, “Study of a Durability Test for Single-input Multi-output Power Take-off Gearboxes,” Journal of Drive and Control, vol. 14, no. 1, pp. 29-34, 2017.
- 6) Choon Yoo, Sang-Jin Yoon, Chang- Yeol Oh, Bo-An Kang. “Analysis on the Microstructure and Hardness Change After Carburizing of Chromium-Molybdenum Alloy Steel for Auto mobile” International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering, Vol.8, pp. 857-864, 2019.
- 7) S. Ebersbach, Z. Peng, N.J. Kessissoglou, "The investigation of the condition and faults of a spur gearbox using vibration and wear debris analysis techniques," Wear, Vol. 260, pp. 16-24, 2006.
- 8) Seok Pyo Moon, Sang Gon Moon, Jae Seung Kim, Jong Hyeon Sohn, Yong Joo Kim and Su Chul Kim, “Transmission Efficiency of Dual-clutch Transmission in Agricultural Tractors”, Journal of Drive and Control, Vol. 19 No.1 pp.43-50, 2022.
- 9) Seung Min Baek, Wan Soo Kim, Yeon Soo Kim, Seung Yun Baek, “Design of the Hydro-Mechanical Transmission for a 55kW-Class Agricultural Tractor”, Journal of Drive and Control, Vol.17 No.2 pp.19-27, 2020.
- 10) Weibull Databases, <http://www.barringer1.com/wdbase.htm>, Accessed February 22, 2010.