

풍력발전기용 Yaw gearbox의 가속 수명시험에 관한 연구 A Study on the Accelerated Life Test of Yaw Gearbox for Wind Turbine

이용범^{1*} · 이기천¹ · 이종직¹ · 임신열¹

Yong-Bum Lee, G. C. Lee, J. J. Lee and S. Y. Lim

Received: 9 Nov. 2023, Accepted: 15 Feb. 2024

Key Words : Wind Turbine(풍력발전기), Yaw Gearbox(요 기어박스), Accelerated Life Test(가속 수명시험), Failure Mode(고장 모드), Over load test(과 부하시험)

Abstract: The yaw gearbox is a key device in a wind power generator that improves power generation efficiency by rotating hundreds of tons (400 to 600 tons) of nacelle so that the blade reaches 90 degrees in the wind direction. Recently, installation sites have been advancing from land to sea as they have become super-large at (8-12) MW to increase the economic feasibility of wind power generators and utilize excellent wind resources, and the target life of large wind power generators is 25 to 30 years. The yaw gearbox of 6 to 12 sets is installed in a very complex place inside the nacelle on the tower with parallels, and it is important to secure the reliability of the yaw gearbox because if a failure occurs after installation, it costs tens to hundreds of times the price of a new product to restore. In this study, equivalent loads were calculated by analyzing failure mode and field data, accelerated life test conditions were established, and a test device was constructed to perform the accelerated life tests and performance tests to ensure the reliability of the gearbox.

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_i : Revolution in each level (turns)

N_f : End of life in terms of cycle

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

T_i : Occupation time on each level (sec)

* Corresponding author: lyb662@kimm.re.kr

1 Department of Reliability Assessment, Korea Institute of Machinery & Materials, Daejeon 34103, Korea

Copyright © 2024, 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.

- 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
- N : Total Revolution (turns)

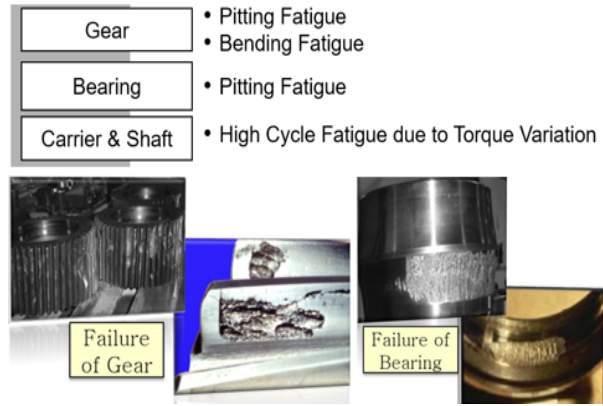


Fig. 1 Failure mode of yaw gearbox⁴⁾

1. 서 론

풍력발전기의 요 기어박스(Yaw gearbox)는 발전효율을 향상시키기 위해서 발전기를 회전시키는 블레이드가 바람이 부는 방향의 90도가 되도록 수백 톤(200~600 ton)에 달하는 나셀(Nacelle)을 회전시키는 핵심기이다. 최근 풍력발전기의 경제성을 높이고 우수한 풍력자원을 활용하기 위해서 8~12MW급으로 초 대형화되면서 설치 장소가 육상에서 해상으로 진출하고 있다. 이러한 대형풍력 발전기의 크기 및 용량 증가, 강한 바람 등은 풍력 발전기의 요기어박스에 가해지는 기계적 하중과 피로도를 증가시켜 대형 풍력발전기의 목표수명은 25~30년 이상의 장 수명을 요구하고 있다¹⁾. 요 기어박스는 타워의 상부와 너셀 하부의 매우 복잡한 장소에 6~12개 병렬로 장착되며, 만약 설치 후 고장이 발생하면 발전 차질로 미치는 경제적 손실은 물론 교체 비용이 신제품 가격의 수십에서 수백 배가 소요되어서 가속수명시험에 의한 요 기어박스의 신뢰성 확보가 매우 중요하다²⁾. 본 연구에서는 요 기어박스의 신뢰성 확보를 위하여 고장 모드 분석과 Field data를 분석하여 등가 부하를 산출한 후 가속 수명시험조건을 정립하고, 시험 장치를 구축하여 고 부하로 가속 수명시험을 실시하고, 고장 유무를 판정하기 위한 성능저하를 분석하였다.

2. 이론 및 실험

2.1 주 고장 모드 분석

고속 고 하중으로 구동하는 기어박스의 고장은 기어, 축, 베어링 및 캐리어 등이 피로 강도 부족에 의한 마모와 파손 및 변형과 기계효율 저하로 인한 과열과 Seal 파손 등이 발생한다. 요 기어박스의 주 고장모드는 Fig. 1과 같이 기어의 피팅(Pitting)과 캐리어 및 축 파손이 발생하고, 베어링 또한 피팅, 마모

와 파손 고장이 발생하며 Oil seal의 경우는 마모에 의한 고장과 누유가 발생한다.³⁾

2.2 Field data 분석

요 기어박스의 현장 부하 데이터를 획득하여, 부하량과 속도에 따른 수준별 손상(Damage at the level)은 식(1)으로 정리되고, 전체 손상은 식(2)로 정리되어서 등가 토크(Equivalent torque)는 식(3)으로 나타낸다. 단계별 속도(Revolution at the level)는 아래 식(3)으로 정리되고, 등가 회전 (Equivalent speed)는 식(4)으로 나타낸다.⁵⁾

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

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

$$\tau_{ceq} = \left[\frac{A}{N} \right]^{\frac{1}{\lambda}} = \left(\frac{\sum_{i=1}^k t_i n_i \tau_i^\lambda}{\sum_{i=1}^k t_i n_i} \right)^{\frac{1}{\lambda}} \quad (3)$$

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

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

제주도 환경면에서 N 발전사가 해상에서 운영 중인 3 MW 급 풍력발전기에서 10분마다 자동 저장된 3개월분의 Field data (Fig. 2, Fig. 3)를 반영하여 분석

한 결과 Table 1과 같고, 풍력발전기의 Yaw system에 대한 가동율을 산출한 결과 약 8%였으며, 25년 동안 가동한다고 했을 때 수명(Life time)은 25,890시간이 된다.

또한 Yaw system의 작동할 때 작용하는 요 기어박스의 등가 출력토크(Equivalent output torque)는 33 kNm이고, 등가 출력회전수(Equivalent output speed)는 0.95 rpm이다

Table 1 Analysis of field data by SCADA system

No	Time		Accumulated time		Mz kNm	Speed of Pinion rpm	Revol. @ Level rev	Cumulative Revolution rev	Damage
	min	hr	hr	%					
1	780	13	0.1%	64.0	0.95	741.0	741.0	1.32842E+19	
2	488.4	8	0.0%	61.1	0.95	464.0	1,205.0	5.52516E+18	
3	768	13	0.0%	58.3	0.95	729.6	1,934.6	5.65973E+18	
4	1308	22	0.1%	55.4	0.95	1,242.6	3,177.2	6.14608E+18	
5	2190	37	0.1%	52.6	0.95	2,080.5	5,257.7	6.40768E+18	
6	3492	58	0.2%	49.8	0.95	3,317.4	8,575.1	6.19675E+18	
7	5388	90	0.3%	46.9	0.95	5,118.6	13,693.7	5.63081E+18	
8	8460	141	0.5%	44.1	0.95	8,037.0	21,730.7	5.03720E+18	
9	12420	207	0.8%	41.2	0.95	11,799.0	33,529.7	4.05807E+18	
10	17820	297	1.1%	38.4	0.95	16,929.0	50,458.7	3.06095E+18	
11	25500	425	1.6%	35.5	0.95	24,225.0	74,683.7	2.19152E+18	
12	34680	578	2.2%	32.7	0.95	32,946.0	107,629.7	1.40752E+18	
13	46320	772	3.0%	29.9	0.95	44,004.0	151,633.7	8.29210E+17	
14	60600	1,010	3.9%	27.0	0.95	57,570.0	209,203.7	4.40854E+17	
15	81600	1,360	5.3%	24.2	0.95	77,520.0	286,723.7	2.18230E+17	
16	109200	1,820	7.0%	21.3	0.95	103,740.0	390,463.7	9.47134E+16	
17	146400	2,440	9.4%	18.5	0.95	139,080.0	529,543.7	3.50460E+16	
18	316800	5,280	20.4%	15.6	0.95	300,960.0	830,503.7	1.68754E+16	
19	189600	3,160	12.2%	12.8	0.95	180,120.0	1,010,623.7	1.66122E+15	
20	142200	2,370	9.2%	10.0	0.95	135,090.0	1,145,713.7	1.29996E+14	
21	102600	1,710	6.6%	7.1	0.95	97,470.0	1,243,183.7	4.55364E+12	
22	72600	1,210	4.7%	4.3	0.95	68,970.0	1,312,153.7	3.27055E+10	
23	172200	2,870	11.1%	1.4	0.95	163,590.0	1,475,743.7	4.08456E+06	
Total (hr)		25,890	100%	Total (rev)		1,475,744		6.62424E+19	
Life Time (hr)		25,890		Equivalent output speed [rpm]			0.95		
Usage Rate (%)		8		Equivalent input torque [kNm]			33		

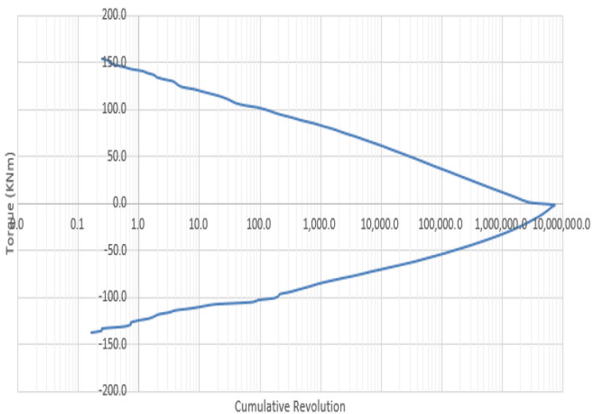


Fig. 2 CUP of cumulative revolution

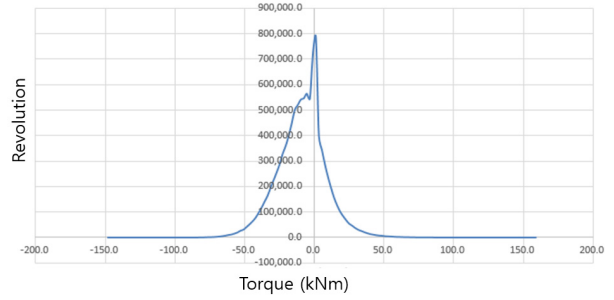


Fig. 3 CUP of cumulative torque

2.3 기어 피팅 고장에 대한 수명 모델

고 부하로 회전하는 기어의 접촉면에 피로가 누적되고 국부적인 점 형태의 손상이 발생하는데 일반적으로 피팅(Pitting) 손상이라 한다.⁶⁾

기어박스의 피팅 손상에 대한 수명시험시간 N 은 기어들의 접촉한 횟수를 나타내고 접촉한 횟수는 재료강도에 대한 상수로 식(6)과 같다. 수명시간 t_f (hr)는 식(7)과 같이 회전수와 회전 당 접촉횟수 q 의 곱이 된다.

접촉응력 S_c (kgf/cm²)는 식(8)과 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 , 접촉하는 부분에 대한 순 면폭 F (mm), 피팅에 대한 기어의 형상 인자 I 의 조합으로 이루어진다. 접선하중 W_t 는 식(9)와 같이 전달 토크 τ 와 드라이브 기어 토크의 분배 수 (피동 기어 수) u 와 작동 피치직경 d 의 비가 된다.⁷⁾

가속계수(AF)는 현장에서의 사용조건과 과부시험 인가조건의 비로 나타내고, 여기에 사용 율을 곱하면 된다. 식(10)과 같이 기어 피팅에 대한 λ_1 은 Fig. 4의 SCM 420H 소재의 S-N Data를 통하여 S_c 의 지수 값 (18)을 사용하였다.⁸⁾

$$N_f = A s_c^{-A_1} v^{A_2} \tag{6}$$

$$N_f = 60nqt_f \tag{7}$$

$$s_c = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{dF I}} \tag{8}$$

$$W_t = \frac{2\tau}{du} \tag{9}$$

$$AF = \left(\frac{T_{test}}{T_{field}}\right)^m \left(\frac{\nu_{test}}{\nu_{field}}\right)^{0.67} \left(\frac{N_{test}}{N_{field}}\right)^n \left(\frac{U_{test}}{U_{field}}\right) \quad (10)$$

2.4 시험조건 및 가속계수 산출

시험조건 산출은 현장 Data를 단위 시간별로 입력 토크와 입력속도 및 누적 회전수를 분석하여 총 Damage양을 산출하고, 등가속도와 등가 토크를 기반으로 시험 기어박스의 가속 수명시험조건과 시험시간 산출은 Table 2와 같이 시험 회전수는 1.0 rpm으로 하고, 출력 토크를 기어박스의 Peak 토크인 64.8 kNm의 100%부터 50%까지 10%씩 6단계로 시험을 계획하여서 등가 토크는 54.0 kNm이다. 따라서 가속 계수는 식(11)과 같다.

$$AF = \left(\frac{54.083416}{32.877804}\right)^9 \left(\frac{30}{30}\right)^{0.67} \left(\frac{1.0}{0.95}\right)^1 \left(\frac{100}{8}\right) \quad (11)$$

$$= 1160.48$$

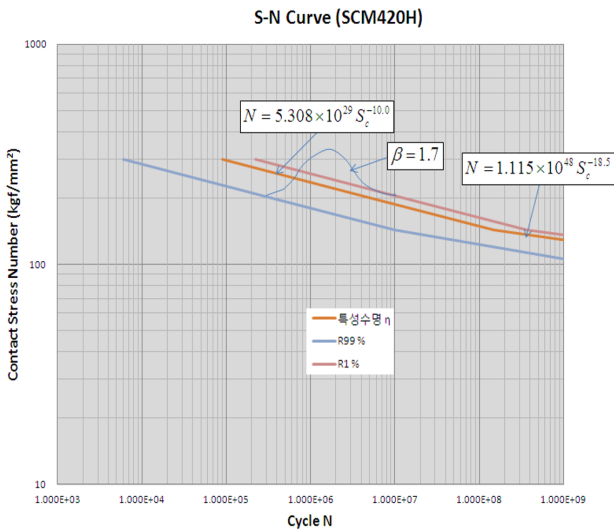


Fig. 4 S-N Curve for Gear Pitting

Table 2 Test mode of the Gear box

Test Mode	Ratio of Torque	Test Torque (kNm)	Test Speed (rpm)	Cumulative Revolution (rev)	Damage	Test Time (hr)
1	100%	64.8	1.0	35	6.986E+17	129
2	90%	58.3	1.0	58	1.785E+17	84
3	80%	51.8	1.0	91	8.922E+16	129
4	70%	45.3	1.0	135	3.619E+16	167
5	60%	38.9	1.0	191	1.136E+16	212
6	50%	32.4	1.0	257	2.561E+15	250
Exponent		5		Equivalent Torque (kNm)		54
Peak Torque (kNm)		64.8		Equivalent Speed (rpm)		1.0

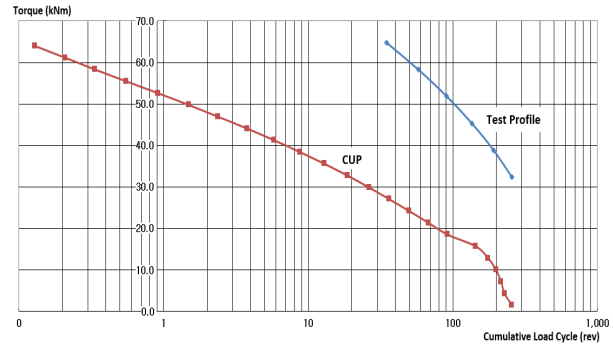


Fig. 5 Cumulative load cycle of CUP & test profile

2.5 가속 수명시험 시간 산출

요 기어박스의 사용 연수는 30년으로 목표수명은 262,800시간이다. 신뢰수준 70% B_{2.5} 수명을 식(12)와 식(13)에 대입하고, 형상모수 값을 1.7과 시료 수 4개로 하여 계산하면, 필드수명은 1,127,341시간이 되고, 과부하시험(Over load test)에 의한 가속 계수 1102.46로 나누면 총 가속 수명시험 시간은 971시간이 된다.

$$R(t) = \text{Exp} \left[- \left(\frac{t_d}{\eta} \right)^\beta \right] \quad (12)$$

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

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

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

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

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

$$t_t = \frac{t_F}{AF} \quad (13)$$

$$= \frac{1,127,314}{1,160.48}$$

$$\cong 971$$

2.6 시험 및 결과 분석

시험용 요 드라이브 4개를 Fig. 6의 가속 수명시험 장비에 Fig. 7의 설치 개념도와 같이 (2x2)병렬로 장착하여 초기 성능시험을 10회 실시하고, 수명을 확인하기 위한 Fig. 8과 같이 약 1,000시간 동안 과부하 (Over load) 가속 수명시험을 하였다.

이처럼 장시간 과부하시험을 하면 기어와 베어링부에 누적 피로가 쌓여서 손상이 발생했을 때는 큰 효율 감소가 발생하지만, 충분한 강도로 설계하였을 경우는 성능 감소가 거의 없거나 오히려 길들여지기 위해서 성능이 향상되는 경우가 발생하기도 한다⁴⁾.

가속 수명시험을 완료한 후 성능시험을 10회 실시한 후 각각 평균값을 구하여 효율 저하를 분석한 결과 Table 3과 같이 수명시험 전보다 수명시험 완료 후의 기계효율이 약 0.79 % 감소하였다. 이는 평가 기준에서 성능 하한인 초기 성능보다 10% 이내이어야 함을 만족하였다.

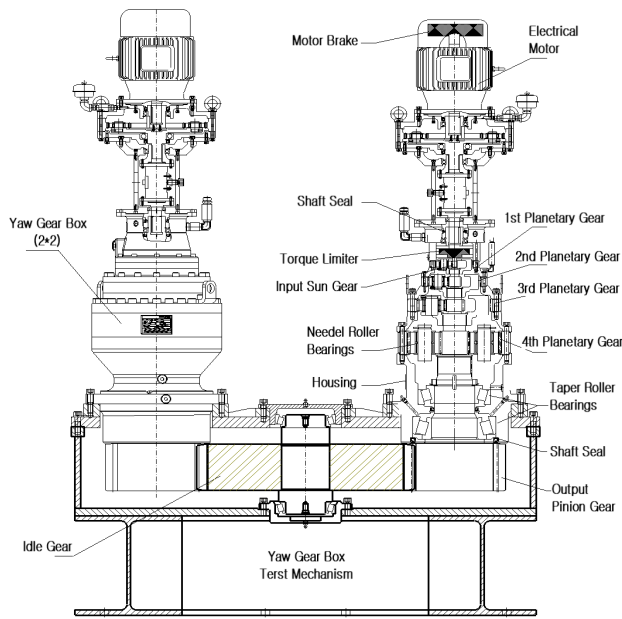


Fig. 6 Accelerated life test device

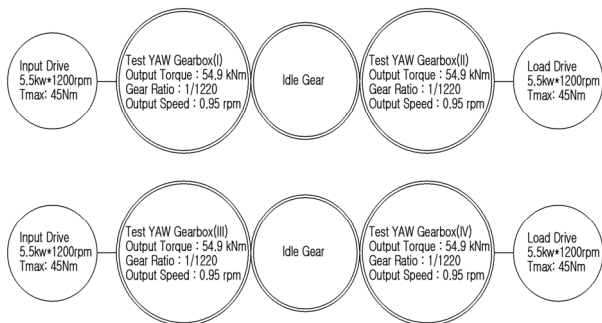


Fig. 7 Parallel accelerated test layout

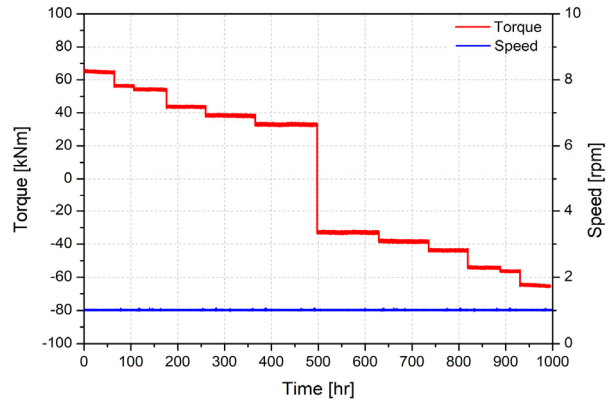


Fig. 8 Accelerated life test data for 1000 hours

Table 3 Performance test results before and after accelerated life test

Before life test	Input speed (rpm)	1161
	Input torque (Nm)	76.07
	Output speed (rpm)	1160
	Output torque (Nm)	34.28
	Dummy gear & bearing loss	29,812
	Efficiency [η_B] (%)	88.8
After life test	Input speed (rpm)	1160
	Input torque (Nm)	77.12
	Output speed (rpm)	1161
	Output torque (Nm)	34.13
	Dummy gear & bearing loss	29,812
	Efficiency [η_B] (%)	88.1
Degraded performance : [$\eta_B - \eta_A$] (%)		0.79

3. 결 론

본 연구에서는 해상에서 건설되는 초대형(8~10 MW급) 풍력발전기용 요 기어박스(Yaw gearbox)의 30년 이상 신뢰성 확보를 위해서 주 고장 모드를 분석하고 가속 수명시험 조건을 정립하고 가속 수명시험을 실시하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

전기모터에 의해서 고속으로 회전하는 기어박스의 주 고장 모드를 기어표면 손상 고장인 피팅으로 설정하고, 제주 N 발전사에서 획득한 데이터를 이용하여 사용율(8 %)과 등가 토크(33 kNm)와 등가 속도(0.95 rpm)로 분석하였다. 기어표면의 피팅 손상에 대한 물리적 분석모델을 정립하고 가속 수명시험 절차로 총 971시간의 연속 과 부하 시험(54 kNm, 1.0 rpm)을 실시하였을 때 고장이 없고 효율 저하가 성

능 하한 기준을 초과하여, 생산제품이 필드에 장착되어 사용될 때 신뢰수준 70%로 B_{2.5} 수명 30년을 보장할 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부의 “해상풍력터빈 Pitch gearbox & yaw drive 개발(과제번호: No.202130300 20020)”과 “KIMM 중소기업 기술지원 사업 (계정번호: NK240A)” 일부 지원에 의하여 수행되었음을 밝힙니다.

이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

References

- 1) Jongmin Cheon, Jinwook Kim, Hongju Kim, Youngkiu Choi and Maolin Jin, “A Fuzzy PI Controller for Pitch Control of Wind Turbine”, *Journal of Drive and Control*, Vol.15 No.1, pp.28-37 Sep. 2018.
- 2) Jju Seong Shin, Ju Hyun Kim, Jong Geol Kim and Maolin Jin, “Development of a Lifetime Test Bench for Robot Reducers for Fault Diagnosis and Failure Prognostics”, *Journal of Drive and Control*, Vol.16 No.3, pp.33-41 Sep. 2019.
- 3) Soon-man Kwon, “Contact Fatigue Life of Yaw Drive Pinion Using e-PGS”, *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 42, No. 6, pp. 557~563, 2018.
- 4) Lee, Yong Bum. “A Study of the Life Test of Hydraulic Pump Driving Gear Box for the Large Excavator,” *Journal of Advanced Marine Engineering and Technology*, pp. 211-216, 2015.
- 5) ANSI/AGMA 2001-D04(2001)Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth.
- 6) Choon Yoo, Sang-Jin Yoon, Chang-Yeol Oh. “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) Y. B. Lee, G. C. Lee, J. J. Lee, S. Y. Lim, W. J. Kim, and K. M. Kim, “A Study on the Acceleration Durability Test of In-Wheel Drive Gearbox for Military Special Vehicles”, *Journal of Drive and Control*, Vol.19 No.3, pp.32-38 Sep. 2022.
- 8) 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.
- 9) Weibull Databases, <http://www.barringer1.com/wdbase.htm>, Accessed Febuary 22, 2010.