

풍력발전용 피치 드라이브 시스템의 복합 유성기어류에 대한 피로 강도해석

김광민¹ · 배명호² · 조연상^{3*}

¹우림기계 기술개발센터 이사

²창원문성대학교 항공정비학부 교수

³동아대학교 기계공학과 조교수

Fatigue Strength Analysis of Complex Planetary Gear Train of the Pitch Drive System for Wind Turbines

KwangMin Kim¹, MyungHo Bae² and YonSang Cho^{3*}

¹Director, Technical Research Center, Woorim Machinery

²Professor, Aviation Maintenance, Changwon Moonsung University

³Assistant Professor, Dept. of Mechanical Engineering, DongA University

(Received March 23, 2021 ; Revised April 7, 2021 ; Accepted April 14, 2021)

Abstract – Wind energy is considered as the most competitive energy source in terms of power generation cost and efficiency. The power train of the pitch drive for a wind turbine uses a 3-stage complex planetary gear system in being developed locally. A gear train of the pitch drive consists of an electric or hydraulic motor and a planetary decelerator, which optimizes the pitch angle of the blade for wind generators in response to the change in wind speed. However, it is prone to many problems, such as excessive repair costs in case of failure. Complex planetary gears are very important parts of a pitch drive system because of strength problem. When gears are designed for the power train of a pitch drive, it is necessary to analyze the fatigue strength of gears. While calculating the specifications of the complex planetary gears along with the bending and compressive stresses of the gears, it is necessary to analyze the fatigue strength of gears to obtain an optimal design of the complex planetary gears in terms of cost and reliability. In this study, the specifications of planetary gears are calculated using a self-developed gear design program. The actual gear bending and compressive stresses of the planetary gear system were analyzed using the Lewes and Hertz equation. Additionally, the calculated specifications of the complex planetary gears were verified by evaluating the results from the Stress - No. of cycles curves of gears.



© Korean Tribology Society 2021. This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License(CC BY, <https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>), which permits unrestricted use, distribution, and reproduction of the work in any medium, provided the original authors and source are properly cited.

Keywords – wind turbine(풍력 발전기), pitch drive(피치 드라이브), planetary gear train(유성기어 트레인), gear bending stress(기어 굽힘 응력), gear compressive stress(기어 면압 응력)

*Corresponding author: YonSang Cho

Tel: +82-10-8537-6710

E-mail: bluecys@nate.com

<https://orcid.org/0000-0002-6802-4389>

Nomenclature

$N_{S_{1,2,3}}$: No.1, 2, 3 stage, rpm of sun gear

$N_{P_{1,2,3}}$: No.1, 2, 3 stage, rpm of pinion gear

- $N_{C_{1,2,3}}$: No.1, 2, 3 stage, rpm of carrier
- $N_{R_{1,2,3}}$: No.1, 2, 3 stage, rpm of ring gear
- $T_{S_{1,2,3}}$: No.1, 2, 3 stage, torque of sun gear
- $T_{P_{1,2,3}}$: No.1, 2, 3 stage, torque of pinion gear
- $T_{R_{1,2,3}}$: No.1, 2, 3 stage, torque of ring gear
- $Z_{S_{1,2,3}}$: No.1, 2, 3 stage, No. of sun gear teeth
- $Z_{P_{1,2,3}}$: No.1, 2, 3 stage, No. of pinion gear teeth
- $Z_{R_{1,2,3}}$: No.1, 2, 3 stage, No. of ring gear teeth
- N : Rotating speed, rpm
- P : Actual gear compressive stress, N/mm²
- S : Actual gear bending stress, N/mm²
- S_{ab} : Allowable gear bending stress, N/mm²
- S_{ac} : Allowable gear compressive stress, N/mm²
- T : Torque on gear(N·m)
- N_a : Contact length of action(mm)
- F : Face width of gear(mm)
- X : Lewes bending factor(mm)
- Z : Number of teeth in gear
- N_f : Number of cycles
- C_1, C_2 : SN-curve Coefficient
- α : Normal pressure angle
- Φ : Transverse pressure angle
- F_c : Active face width in contact(mm)
- T_s : Torque of sun gear(N·m)
- T_p : Torque of pinion gear(N·m)
- Z_s : Number of teeth in sun gear
- Z_p : Number of Teeth in pinion gear
- Z_r : Number of teeth in ring gear
- CD : Operating center distance
- OR : Outside radius of gear
- BR : Base radius of gear

있다.

풍력발전기의 블레이드 능동 구동용 기어 트레인인 피치 드라이브는 전기모터 또는 유압모터와 유성감속기로 구성된다. 이것은 바람의 풍속 변화에 대응하여 풍력 발전기용 블레이드의 피치 각을 최적으로 조절하는 장치로서 고장 시 수리비용 과대 등의 많은 문제점이 발생하므로 핵심 구성 부품인 3열의 복합 유성기어류에 대한 극한 조건에서의 요구 수명을 만족시키는 피로 내구 강도해석이 필요한 실정이다.

관련된 최근 주요 연구동향을 살펴보면 T. Y. Bae[3] 등은 토목공사 복합작업용 대구경 로테이터 시스템 구동용 2속 감속기의 유성기어류에 대한 굽힘응력 해석을 하였고, M. H. Bae[4]등은 콘크리트 믹서 트럭용 믹서 감속기 차동 유성 기어류의 강도해석을 하였다. Coy, J. J., D. P. Townsend, and E. V. Zaretsky[5]는 스피어 및 헬리컬기어류의 동적 용량 및 면압 내구 수명에 대하여 연구를 하였으며, Oda, Satoshi and Koji Tsubokura[6]는 스피어기어의 어텐던 수정량이 굽힘 내구강도에 미치는 영향에 대하여 연구를 하였다. 또한 AGMA 218.01 [7] 자료와 D. W. Dudley[8]의 Gear Handbook에 유성기어류의 대표적인 강도 계산 방법이 수록되어 있으며 유성기어류의 각 기어에 부가되는 회전수 및 토크를 계산하는 상대속도선도법에 대한 내용이 M. H. Bae[9]등의 자동·무단변속기에 수록되어 있다.

본 연구에서는 총 감속비가 314.2이고, 최대 출력 토크가 56.9 kN·m인 3열의 복합 유성기어로 구성된 4 MW 급 풍력 발전기용 피치 드라이브의 국산화 개발과 관련하여 핵심 구성 부품인 유성기어류에 대한 제원을 산출하고 극한 조건에서의 요구 수명을 만족시키는 피로 내구 강도해석을 수행하였다.

1. 서 론

재생에너지는 무한정한 에너지 자원이자 대기오염이나 온실효과가 없는 청정에너지로서, 기후변화에 대응하기 위해 전 세계국가에서 정책적으로 적극 지원하고 있는 산업이며, 그중에서 풍력에너지는 발전단가와 효율성 측면에서 가장 경쟁력 있는 에너지원으로 평가받고 있지만[1] 초기설치비가 높고 유지, 보수가 어렵다[2].

풍력발전기의 나셀(nacelle)은 크게 발전기, 증속기, 블레이드 능동 구동용 기어 트레인(Gear Train)인 피치 드라이브(Pitch Drive) 및 나셀 방향 조절용 기어 트레인인 요 드라이브(Yaw Drive) 등으로 이루어져 있는데 국산화의 일환으로 피치 및 요 드라이브를 국산화 개발하고

2. 연구 방법 및 내용

2-1. 피치드라이브의 복합 유성기어

Fig. 1은 4MW급 풍력 발전기의 피치 드라이브 장착

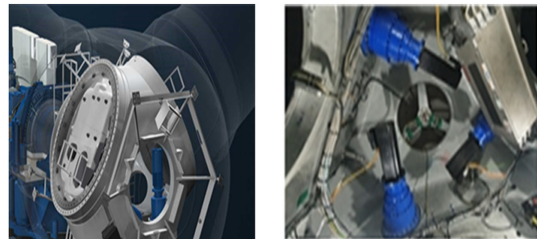
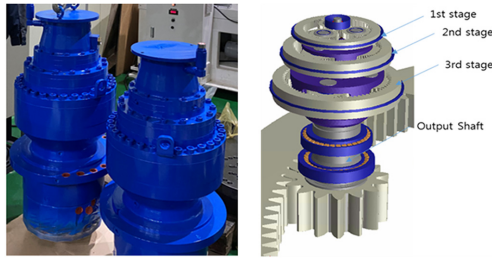
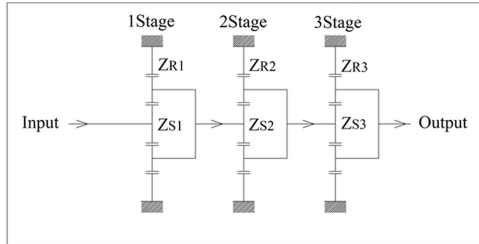


Fig. 1. Photograph of pitch drive for wind turbine.



(a) Pitch drive assembly



(b) Schematic diagram of 3 stage planetary gear

Fig. 2. Photograph of pitch drive assembly and schematic diagram of planetary gear train.

Table 1. Specifications of the pitch drive

Total Gear Ratio	Required Life	Max. Output Torque/Speed
314.2	175,320 hrs	56.9 KNm/0.9 rpm

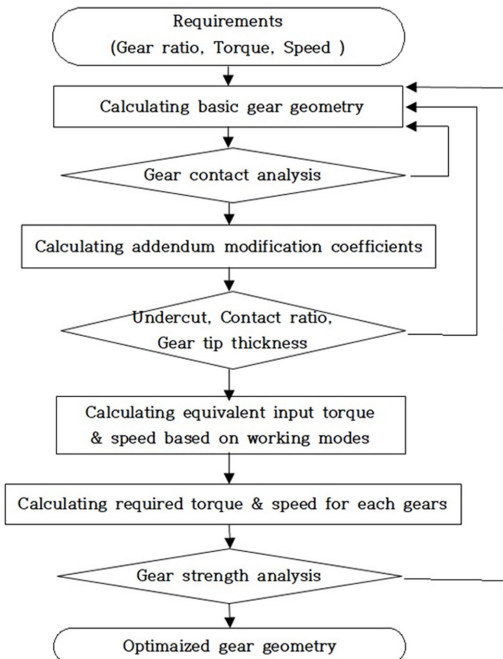


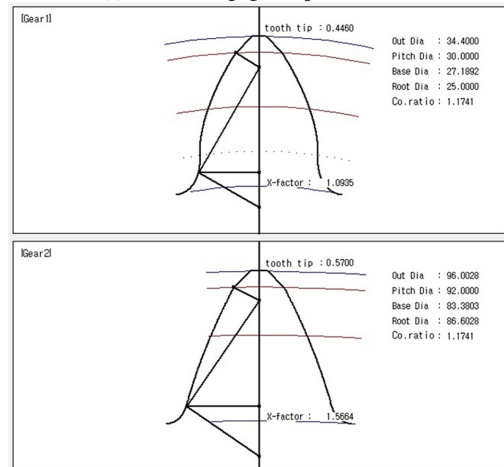
Fig. 3. Equation system solving with gear specifications calculation and strength analysis.

사진으로 Fig. 2(a)에 해석 대상 피치 드라이브의 조립체 사진과 Fig. 2(b)에 피치 드라이브용 복합 유성기어 트레인의 구조도를 나타내었다. 그리고 Table 1은 피치 드라이브의 제원으로 요구 수명 등은 고객사인 유니슨에서 제시한 요구 조건 이다.

유성기어류의 제원 및 강도해석용으로 개발한 프로그램



(a) Calculating gear specifications



(b) Generating gear teeth

Fig. 4. Developed gear design program.

램의 흐름도를 Fig. 3에 나타내었다. 풍력발전기용 피치 드라이브의 요구수명과 D. W. Dudley[8]의 Gear Handbook에서 제시된 S/N 곡선(Stress-No. of cycles)에서 산출된 유성기어류의 굽힘 및 면압 내구 강도에 대한 안전율을 산출하였다.

Fig. 4는 자체 개발한 기어 설계 프로그램으로 Fig. 3의 흐름도에 따라 기어의 제원을 계산한다. 계산된 제원으로부터 언더컷, 몰림률을 평가하고 요구 토크와 속도로부터 굽힘 강도 및 면압 강도를 계산하여 안전율을 파악할 수 있도록 하였다. 이러한 기어 설계 및 강도 계산은 ISO-6336 규격에 준용하여 작성하였다. 또한 치형을 생성하여 맞물림 상태를 파악할 수 있으며 생성된 치형을 CAD 데이터인 dxf 파일로 저장하여 생성된 기어를 쉽게 3D 모델링할 수 있도록 하였다.

2.2. 기어의 강도 해석 이론

요구수명에 대한 굽힘 및 면압 강도를 구하기 위한 각 유성기어의 회전수는 상대속도선도법[9]에 의해 다음과 같다.

$$N_{P_{1,2,3}} = N_{S_{1,2,3}} \times \left\{ \frac{Z_{S_{1,2,3}} Z_{R_{1,2,3}}}{Z_{P_{1,2,3}} (Z_{S_{1,2,3}} - Z_{R_{1,2,3}})} \right\} \quad (1)$$

$$N_{C_{1,2,3}} = N_{S_{1,2,3}} \times \left\{ \frac{Z_{S_{1,2,3}}}{(Z_{S_{1,2,3}} + Z_{R_{1,2,3}})} \right\} \quad (2)$$

식(1)과 식(2)를 이용하여 구한 각 기어의 회전수는 각 기어에 걸리는 토크를 구하는데 사용이 되고 Lewes Equation[10]을 근거로 한 유성기어류에 걸리는 실제 굽힘 응력은 식(3)을 통하여 구할 수 있다.

$$S = \frac{29,400\pi T}{N_s F X Z} \quad (3)$$

그리고 요구수명과 D. W. Dudley[8]의 Gear Handbook에서 제시된 S/N 곡선에서 산출된 유성기어류의 허용 굽힘 응력은 식(4)와 같다.

$$S_{ab} = \frac{C_1}{N_F^{20.8}} \quad (4)$$

외접물림 유성기어류인 선기어와 피니언 기어의 실제 면압 응력 P_s 및 P_r 는 선기어의 토크 T_s 가 작용할 때 Hertz의 contact formula[8]에 의해 식(5)와 식(6)이 된다.

$$P_s = 19.43 \sqrt{\frac{2\pi T_s \times CD \sin \alpha}{A_s (CD \sin \Phi - A_s) \times F_C \times N_a \times Z_s}} \quad (5)$$

$$P_p = 19.43 \sqrt{\frac{2\pi T_s \times CD \sin \alpha}{A_p (CD \sin \Phi - A_p) \times F_C \times N_a \times Z_s}} \quad (6)$$

또한 내접물림 유성기어류인 피니언 기어와 링기어의 실제 면압 응력 P_p 및 P_r 은 피니언 기어의 토크 T_p 가 작용할 때 식(7)과 식(8)이 된다.

$$P_p = 19.43 \sqrt{\frac{2\pi T_p \times CD \sin \alpha}{A_p (CD \sin \Phi + A_p) \times F_C \times N_a \times Z_p}} \quad (7)$$

$$P_r = 19.43 \sqrt{\frac{2\pi T_p \times CD \sin \alpha}{A_r (A_r - CD \sin \Phi) \times F_C \times N_a \times Z_p}} \quad (8)$$

여기서 $A_s = \sqrt{OR_s^2 - BR_s^2}$, $A_p = \sqrt{OR_p^2 - BR_p^2}$ 및 $A_r = \sqrt{OR_r^2 - BR_r^2}$ 이다.

그리고 D. W. Dudley[8]의 Gear Handbook에서 제시된 허용 면압 응력을 구하기 위한 S/N 곡선으로부터 산출된 유성기어류의 허용 면압 응력 계산식은 식(9)과 같다.

$$S_{ac} = \frac{C_2}{N_F^{6.8433}} \quad (9)$$

여기서 N_F 는 요구수명 동안 회전한 총 회전수로 식(10)에 의해 구할 수 있으며, 미국 Borg Warner 사의 평기어 SN곡선으로부터 C_1 은 132.317, C_2 는 2334.326이다.

$$N_F = (\text{required life}) \times 60 N \quad (10)$$

3. 기어의 제원 산출 및 강도 해석 결과

Fig. 4의 기어 제원 계산 프로그램을 활용하여 구한 유성기어류의 상세 제원은 Table 2와 같다. 그리고 식(1)과 식(2)을 활용하여 각 유성기어에 걸리는 회전수와 토크를 Table 3과 같이 구하였다.

요구수명이 175,320시간인 풍력발전기용 피치 드라이브의 각 유성기어류의 굽힘 및 면압 응력 안전율은 식(4)와 식(9)에 의해 산출된 유성기어류의 허용 굽힘 및 면압 응력을 식(3)과 식(5), 식(6), 식(7) 및 식(8)에 의하여 구한 실제 굽힘 및 면압 응력으로 나누어 산출한다.

Fig. 5는 피치 드라이브의 유성기어류에 대한 굽힘 강도 해석 결과를 나타낸 것이고 Fig. 6은 피치 드라이브

Table 2. Specifications of the planetary gears

Items	A (NO.1 S/G)	B (NO.1 P/G)	C (NO.1 R/G)	D (NO.2 S/G)	E (NO.2 P/G)	F (NO.2 R/G)	G (NO.3 S/G)	H (NO.3 P/G)	I (NO.3 R/G)
Module	2	←	←	2.5	←	←	4.5	←	←
Press Angle	25°	←	←	27°	←	←	27°	←	←
Helix Angle	0°	←	←	0°	←	←	0°	←	←
No. of Gear Teeth	15	46	108	17	47	112	19	28	77
Tooth modification factor	0.1	0.0007	-0.3869	0.148	0.178	0	0.2635	0.3765	0
Outside Dia.	34.4	96	210.4	48.2	123.4	275	96.8	138.3	337.5
Face Width	19	19	14	40	40	35	40	40	40

Table 3. Torque and number of rotation(N·m/rpm)

Items	No.1 stage	No.2 stage	No.3 stage
N_s	288.69	35.20	4.64
N_p	82.65	11.05	2.52
N_r	0	0	0
T_s	1.89	15.50	88.17
T_p	5.80	42.83	129.94
T_r	13.61	102.07	357.33

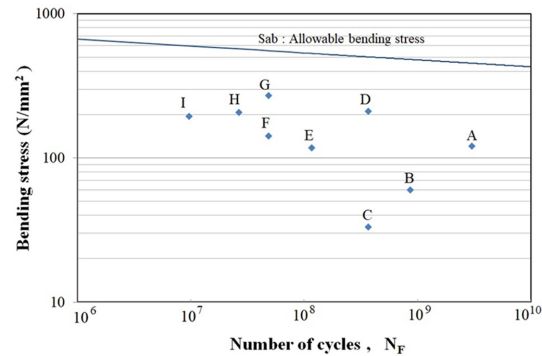


Fig. 5. Number of cycles and bending stress of the planetary gears.

의 유성기어류에 대한 면압 강도 해석 결과를 나타낸 것이다. 여기서 각 기어의 요구 수명에 대한 굽힘 응력과 면압 응력은 모두 허용 굽힘 응력(Sab) 선과 허용 면압 응력(Sac) 선의 아래에 있다. 여기서 굽힘 및 면압 응력이 Sab 및 Sac 선에 가까울수록 안전율은 1에 가까워지고 선에서 멀리 떨어져 있을수록 안전율이 높다는 것을 의미한다.

이 결과에서 토크가 제일 많이 걸리는 피치 드라이브

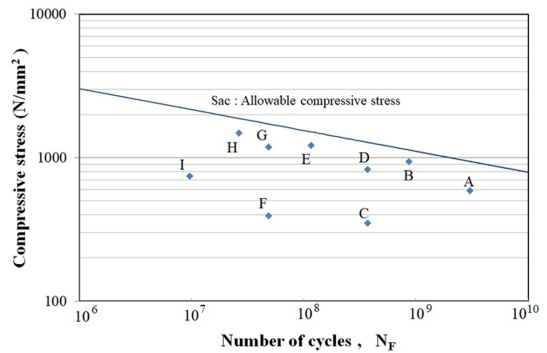


Fig. 6. Number of cycles and compressive stress of the planetary gears.

의 3열 유성기어류의 굽힘 응력 안전율은 2.058~3.071 그리고 면압 응력 안전율은 1.268~2.938 이었다. 이는 국제 인증 기관인 DNV-GL의 풍력발전기용 Gear Train 설계 가이드라인에서 제시 하는 굽힘 응력 안전율은 1.15 이상, 면압 응력 안전율은 1.0 이상을 고려할 때, 풍력발전기용 피치 드라이브의 핵심 구성 부품인 유성기어류의 피로 내구 강도는 안전기준을 만족한다고 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 풍력발전기용 피치 드라이브의 핵심 동력전달 구성 부품인 유성기어류의 선기어류, 피니언 기어류 및 링 기어류에 대한 굽힘 및 면압 응력을 Lewes & Hertz Equation 및 D. W. Dudley의 Gear Handbook 방식의 계산식을 기반으로 프로그램을 작성하여 계산하고, S/N 곡선으로 부터의 허용 굽힘 및 면압 응력을 고려하여 각 유성기어의 안전을 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 토크가 제일 많이 걸리는 피치 드라이브의 3열 유성기어류의 굽힘 응력 안전율은 2.058~3.071 그리고 면압 응력 안전율은 1.268~2.938이었다.
2. 풍력발전기용 피치 드라이브의 핵심 구성 부품인 유성기어류의 피로 내구 강도는 안전기준을 만족한다고 판단된다.
3. 향후 관련 산업체에서 풍력발전기용 증속기 및 요 드라이브 그리고 유사 건설 및 산업기계용 감속기류의 개발 시에 본 연구에서 개발된 “유성 기어류 제원 산출 및 강도 해석 프로그램”의 효과적인 활용이 기대된다.

Acknowledgements

본 논문은 한국동서발전(주)의 연구개발사업 지원 과제(과제명 ; 4MW급 이상 대형 풍력터빈 방향조절용 기어시스템 성능 향상 Model 국산화 개발 및 실증)와 관련하여 작성되었으며, 지원에 감사드립니다.

References

- [1] Park, J. H., Park, S. S., Yoon, Y. I., Yoo, C. H. and Hwang, J. G., “Design for Yaw Brake System in Wind Turbine”, *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol.27, No.4, pp.204-208, 2011, <https://doi.org/10.9725/kstle.2011.27.4.204>
- [2] Kim, Y. J., Moon, S. M. and Cho, Y. J., “Load Distribution, Contact and Fatigue Life Analysis of Pitch Bearing for Wind Turbine”, *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol.29, No.1, pp.33-38, 2013, <https://doi.org/10.9725/kstle.2013.29.1.033>
- [3] Bae, T. Y., Bae, M. H., Park, J. L. and Lee, S. S., “The Bending Stress Analysis of Planetary Gears of Two Speed Reducer for Rotator System with Hybrid Function of the Piling Construction Work”, *Journal of the Korean Society of Creative Engineers*, Vol.49, pp.25-32, April 2016.
- [4] Bae, M. H., Bae, T. Y., Cho, Y. S., Son, H. Y. and Kim, D. J., “The Stress Analysis of Planetary Gear System of Mixer Reducer for Concrete Mixer Truck”, *Journal of Drive and Control*, Vol.12, No.4, pp.77-81, December 2015.
- [5] Coy, J. J., D. P. Townsend and E. V. Zaretsky, “Dynamic Capacity and Surface Fatigue Life for Spur and Helical Gears”, *ASME Paper No.75-Lub-19*, pp.56-73, 1975.
- [6] Satoshi, O. and Tsubokura, K., “Effects of Addendum Modification on Bending Fatigue Strength of Spur Gears”(3rd Report, Cast Iron and Cast Steel Gears), *Bull. JSME*, Vol.24, No.190, Paper No.190-15, pp.24-30, April 1981.
- [7] American Gear Manufacturers Assoc., “Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth”, AGMA Standard 218.01, pp.14-20, 1982.
- [8] D.W. Dudley, *The Handbook of Practical Gear Design*, 2nd Edition, McGraw-Hill, pp.1.27-1.32, 2.1-2.12, 3.1-3.45, 3.78-3.112, 1984.
- [9] Bae, M. H., Jang, S. K. and Lee, S. Y., *Automotive & Continuously Variable Transmission*, 2nd Edition, Sun-Hak publication, pp.37-44, 2009.
- [10] Lewes, Wilfred, “Investigation of Strength of Gear Teeth”, Proc. Eng. Club, Philadelphia, pp.38-55, 1893.