

풍력발전시스템용 증속기의 최적화 설계요소에 관한 연구

이근호*(한국기계연구원), 성백주(한국기계연구원), 최용혁(한양대)

Study of Optimal Design Parameter for Gearbox on Wind Power System

G. H. Lee(KIMM), B. J. Sung(KIMM), Y. H. Choi(Hanyang Univ.)

ABSTRACT

The wind power system is spotlighted as one of the no-pollution power generation systems. The system uses winds as power source that are rotated the blade and the rotating power from blade generate the electricity power. Gearbox needs to transfer the wind powers that have the high-torque-low-speed characteristics to generator that have the low-torque-high-speed characteristics. Because the wind power system generally locates the remote place like seaside or mountainside and the gearbox installs on the limited and high placed space, the gearbox of the wind power system is required the optimal space design and high reliability. In this paper, the structure of the gearbox is proposed to achieve the optimal space and efficiency by compounding the planetary gear train that has the high power density and parallel type gear train that has the long service life. The design parameters that are affected the service life are studied. The gear ratio and face width are investigated as an affected parameter for design sensitivity of service life.

Key Words : Step-up Gearbox(증속기), Wind Power System(풍력발전시스템), Optimal Design(최적설계), 설계요소(Design Parameter)

1. 서론

풍력발전시스템은 풍력을 동력원으로 하여 풍차 블레이드를 회전시킴으로 발생하는 동력이 발전기를 작동하여 전기를 발생시키는 무공해 발전시스템의 하나로 현재 대체 에너지원으로 각광을 받고 있다. 풍력발전시스템은 풍력에 의하여 블레이드가 약 20 에서 30 rpm 으로 회전하게 됨으로 발전기가 60 Hz 로 발전하는 경우 극수에 따라 약 1,200 rpm 에서 3,000 rpm 이 필요하다. 따라서 일반적으로 저회전 고 토크의 특성의 풍력에너지를 고 회전 저 토크 특성으로 작동되는 발전기로 전달하기 위하여 증속기를 사용한다.

풍력발전시스템은 일반적으로 풍량이 풍부한 해변가나 산악지역 등 고지대에 설치가 되고, 20 년 내지 30 년 이상 되는 장기간의 사용수명이 요구되어지며, 증속기가 지상에서 높은 타워상의 제한된 공간 내에 위치하게 되어 보수가 용이치 못하므로 최소화한 무게와 부피 및 높은 신뢰성이 요구된다. 풍력발전시스템은 대형화에 추세에 따라 풍차의 회

전속도가 낮아지게 됨으로, 증속기의 증속비를 점차 크게 하는 것이 필요하다. 따라서 증속기는 부피와 무게를 줄이고 높은 증속비를 얻기 위하여, 큰 동력밀도(Power Density)를 가지고 있으며 비교적 높은 증속비를 갖는 유성기어(Planetary Gear)를 사용하여 유성기어만으로 조합된 유성기어열 방식과 유성기어와 평행기어(Parallel Gear)가 결합된 복합형 방식이 주로 사용되어진다. 그러나 풍력발전시스템의 발전기가 요구하는 회전속도를 얻기 위하여 필요한 적절한 증속비를 갖는 증속기의 구조는 유성기어 열 방식과 복합형 방식 중에서도 치차열의 연결 방법에 따라 매우 다양한 형태의 구조가 가능하다. 또한 증속기의 구조에 따라 증속기의 개발에 필수적으로 설계 시 고려하여야 하는 부피, 무게, 증속비, 효율 및 사용수명(Service Life) 등이 결정되어진다. 따라서 본 연구에서는 요구되는 풍력발전시스템의 동력에 따라 부피와 무게가 최소로 최적화되고 신뢰성 높은 사용수명을 얻을 수 있는 증속기의 구조를 얻기 위한 설계요소에 대하여 연구하고자 한다.

유성기어열과 평행기어열은 사용 가능한 증속비의 범위가 한정되어지며, 유성기어열이 유성기어열 혹은 평행기어열과 연결되는 경우 구조에 따라 한정된 증속비 범위가 존재하고, 그 증속비 범위 안에서는 동력전달 효율이 급속도로 나쁜 영역이 존재한다. 따라서 증속비를 결정하는 각 기어결합시의 회전속도 관계식으로부터 증속비와 효율과의 관계식을 정립하였다. 이는 증속비와 효율과의 관계식으로부터 풍력발전시스템의 증속기로 필요한 증속비에 따른 연결이 가능한 기어열의 단수와 연결구조를 한정된 부피 안에서 최적의 전달효율을 갖는 구조를 갖는 구조인지 여부를 판정할 수 있는 근거를 제공하여 줄 수 있다. 또한 풍력발전시스템의 증속기에서 구조에서 유성기어열은 3에서 5개의 유성기어가 선기어나 링기어 연결되어 동력을 전달하므로 평행기어열보다 그 부품수가 많으므로 구조에 따라 힘 균형 유지를 위한 피로현상이 각 부품에 다르게 나타나므로 사용수명에 직접적인 영향을 주게 된다. 또한 부품수의 증가는 그 증속기의 신뢰성 확보에 크게 영향을 미치므로 유성기어열에 구조와 증속비와 관계식과 와이בל 분포를 따르는 증속기의 사용 수명과의 관계식을 정립하여 증속기의 유성기어열에서 최대의 사용수명을 갖도록 할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 요구되는 풍력발전시스템의 동력에 따라 부피와 무게가 최소로 최적화되고, 신뢰성 높은 사용수명을 얻을 수 있는 증속기의 구조를 얻기 위한 설계요소에 대하여 그 관계식을 정립하고 그 조건에 따른 증속기 구조를 제안하고자 한다.

2. 기어시스템 해석 이론

2.1 기어비 이론

평행한 축을 갖는 외접 치차의 경우 구동 치차의 회전속도를 ω_{E1} , 피동치차의 회전속도를 ω_{E2} 라 하고 각각의 잇수를 Z_{E1} , Z_{E2} 피치 지름을 d_{EP1} , d_{EP2} 라 할 때 기어비 u_E 는 식(1) 같고, 여기서 아래 첨자 E는 외접을 I는 내접을 나타낸다.

$$u_E = \frac{\omega_{E1}}{\omega_{E2}} = \frac{Z_{E2}}{Z_{E1}} = \frac{d_{EP2}}{d_{EP1}} \quad (1)$$

평행한 축을 갖는 내접 치차의 기어비 u_I 는 식(2)과 같다.

$$u_I = \frac{\omega_{I1}}{\omega_{I2}} = \frac{Z_{I2}}{Z_{I1}} = \frac{d_{IP2}}{d_{IP1}} \quad (2)$$

유성 치차열은 태양치차, 여러 개의 유성치차와 이를 지지하는 캐리어 그리고 링기어로 이루어지고 각 치차의 잇수 사이 관계에 의하여

기어비가 결정되게 된다. 치차의 잇수 결정시 몇가지의 제한 조건이 있다. 태양치차의 잇수를 Z_S , 유성치차의 잇수를 Z_P 링치차의 잇수를 Z_R 이라고 할 때

- i) 태양치차와 유성치차의 중심거리와 링치차와 유성치차의 중심거리는 일치하여야 하고,

$$Z_P = \frac{Z_R - Z_S}{2} \quad (3)$$

- ii) 태양치차 주위의 N 개의 유성치차의 배치를 동일하게 하며

$$\frac{Z_R + Z_S}{N} = \text{정수} \quad (4)$$

- iii) N 개의 유성치차의 이끝원이 서로 간섭하지 않아야 한다.

$$m(Z_P + 2)L = m(Z_P + Z_S) \sin \frac{\pi}{N} \quad (5)$$

풍차용 유성치차의 경우 증속이 이루어 지는데 링치차를 고정하고 캐리어를 입력, 태양치차를 출력으로 사용하는 경우 가장 큰 증속비를 얻을 수 있어 주로 사용되고 있다. 최대 증속비가 나오는 기어비는 식(6)과 같다.

$$I = \frac{Z_S}{Z_S + Z_R} = \frac{\omega_U}{\omega_S} \quad (6)$$

캐리어의 회전속도 ω_U 와 유성치차 회전속도 ω_P 사이의 관계는 링치차의 회전속도 ω_R 이 0 이라고 할 때 식(7)과 같다.

$$\omega_P = (1 - \frac{Z_R}{Z_S})\omega_U \quad (7)$$

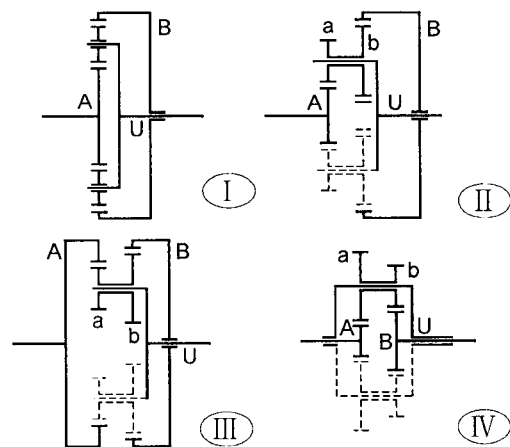


Fig. 1 Types of Planetary Gear Train

2.2 기어비와 효율

유성치차열은 구조와 기어비에 따라 각기 다른 효율을 갖는다. Fig. 1은 일반적으로 많이 사용되고 있는 4가지 타입의 유성치차열을 나타낸 것이다.

풍차용 증속기에서는 높은 효율을 보장하고 큰 기어비의 생성이 손쉬우며 비교적 구조가 간단하고 부피에 비하여 효율적으로 구성된 I 타입의 유성치차열이 주로 사용된다. 유성치차열의 효율은 각 타입별로 식(8)에 의하여 결정된다. 아래의 식에서 ν 는 기본 치차열의 효율을 $\rho = 1 - \nu$ 로 나타내었을 때 손실을 나타내며 I_m 은 유성치차열의 기어비를 말한다.

$$\begin{aligned} \rho_1 &= 1 - \nu(1 - \frac{1}{I_m}), & \rho_2 &= \frac{1 - \nu}{1 - \frac{\nu}{I_m}}, \\ \rho_3 &= 1 - \nu(I_m - 1), & \rho_4 &= \frac{1 - \nu}{1 - \nu(2 - I_m)} \end{aligned} \quad (8)$$

I, II 타입의 경우 B가 고정되고 A와 U가 입력 및 출력으로 사용될 경우 Fig. 2의 ρ_1 과 ρ_2 와 같이 기어비의 경향을 거의 받지 않고 좋은 효율을 나타내지만 III, IV 타입의 경우 ρ_3 과 ρ_4 와 같이 기어비가 높아짐에 따라 효율이 급격히 떨어지는 경향이 있다.

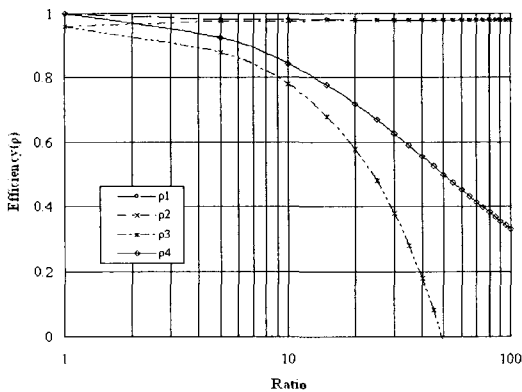


Fig. 2 Gear ratio vs efficiency for the planetary gear train types

3. 기어강도 해석

풍차용 증속기의 기어 강도해석은 이뿌리의 굽힘 강도, 이 접촉면의 피로 강도, 스코어링 강도의 3가지 항목에 대하여 검토한다. 3가지 항목의 계산 결과 중 최소의 허용하중으로 전달마력을 결정한다. 강도 설계와 관련하여 일반적으로 많이 쓰이는 규격에는 AGMA 2001, DIN 3990, BS 436, JGMA 401 등

이 있으며 1996년에 정식 표준으로 공표된 ISO 6336 규격이 있다.

풍차용 증속기는 설치 후 유지보수의 어려움으로 높은 강도 및 신뢰성을 필요로 한다. 특히 유성치차열의 특성상 일반적으로 가장 취약한 부분으로 알려진 태양치차와 유성치차 사이의 면압 강도 및 굽힘강도에 특히 유의하여 설계하여야 한다. 아래의 식은 기어의 굽힘 강도 및 면압 강도의 계산에 널리 사용되는 ISO6336 식(굽힘응력 σ_F 및 접촉응력 σ_H)을 나타낸 것이다.

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \\ \sigma_H &= Z_h \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서 F_t 는 수직접선방향 부하, b 는 치폭, m_n 수직성분 모듈, u 는 기어비, d_1 는 피니언 기어 직경, Y_F 는 형태 계수, Y_S 는 응력 계수, Y_β 헬릭스 각 계수, Z_h 는 지역계수, Z_E 는 탄성계수, Z_ϵ 는 접촉비 계수이다.

접촉응력의 반복은 기어 피치 점 영역에서 피팅에 의한 기어치 피로파손의 원인이 된다. 따라서 기어의 피로 수명에 가장 긴밀하게 연관되는 요소이다.

4. 기어시스템 수명 해석

4.1 기어 수명 이론

작동하는 기어는 반복적인 접촉응력 사이클(Cycle)을 받는다. 기어가 굽힘응력에 대한 피로파괴를 충분히 이길 수 있도록 설계되었다면, 기어는 표면 접촉피로에 의하여 파손될 것이다. 기어가 반복적인 부하 사이클을 일정량 이상 받으면, 기어표면에 피트(Pit)가 조성된다. 이 피트 부분에서 응력 집중이 발생되며, 점차 그 면적이 넓어지며 파손의 원인이 된다. 표면 접촉에서 반복 응력으로 피트가 발전하여 파손이 되는 것을 피팅 수명이라고 부르며, 수명 예측방법은 베어링의 수명예측 방법과 유사하다. 이때 응력함수로 표현할 수 있는 파손되지 않을 확률은 식(10)과 같다.

$$\log \frac{1}{S} \propto \frac{\tau_c \cdot N_c \cdot V_s}{z_h} \quad (10)$$

여기서 S 는 파손되지 않을 확률이며, τ_c 는 최대 극한 전단응력, N_c 응력 사이클 수, V_s 는 응력을 받는 체적, z_h 는 전단응력의 깊이이다.

또한 일반적으로 피로파괴 현상에서 반복적인 응력은 그 물체에 손상을 누적시키는 원인이 되어

응력 사이클 수를 증가시키면, 파손의 확률이 높아지게 된다. 실험을 통하여 기어의 파손형태는 와이블 분포를 따르고 이때 형태모수 β 는 2.5이다. 따라서 다음 관계식(11)은 접촉에 의한 헤르츠(Hertz) 응력식과 통계식으로부터 기어 이 한 개에서 응력 사이클수 함수에 대한 신뢰도로 나타낸 것으로 스퍼(Spur) 기어의 피로수명을 산출할 수 있다.

$$\log \frac{1}{S} = \left(\frac{N_c}{T_{10}} \right)^{\beta} \log \left(\frac{1}{0.9} \right) \quad (11)$$

여기서 기어 이 한 개의 신뢰도 90%에서 수명 T_{10} 은 식(12)과 같다.

$$T_{10} = C_{10} F_n^{-1.3} b_c^{3.9} \rho_s^{-5.0} l^{-0.4} \quad (12)$$

여기서 C_{10} 는 기어시험을 통한 재료의 피로특성 계수, F_n 은 수직하중, b_c 는 하중을 받는 치폭, ρ_s 는 치간 곡률(Curvature sum), l 는 부하를 받는 프로파일(Profile) 길이이다.

4.2 기어수명

각 기어 이 한 개가 파손되지 않을 확률로부터 기어 수명의 확률을 얻을 수 있다. 이는 N 개의 기어 잇수를 갖는 기어가 다른 기어와 맞물릴 때, 같은 신뢰수준에서 한 개의 기어 이에 상응하는 기어의 수명 G_{10} 은 식(13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$G_{10} = T_{10} \cdot N^{-\frac{1}{\beta}} \quad (13)$$

이때 동력이 전달되는 경로에 있는 기어로서 한쪽에서 동력을 전달 받아 다른 쪽으로 전달할 때, 기어의 양쪽에서 하중을 받게 된다. 이것은 보통기어에서 두 배의 잇수가 접촉하는 것과 같다. 그러므로 기어의 잇수 N 를 2 배로 하여 식(14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$G_{10} = T_{10} \cdot (2N)^{-\frac{1}{\beta}} \quad (14)$$

치폭이 같은 기어와 물리는 N 개의 잇수를 가진 동력합성용 기어가 u 개의 피니언으로부터 각각 같은 동력을 전달 받을 경우 동력 합성용 기어는 식(15)와 같이 나타낸다.

$$G_{10} = \frac{T_{10}}{u} \cdot N^{-\frac{1}{\beta}} \quad (15)$$

확률이론으로부터 두 기어가 물리고 있는 기어열의 수명은 식(16)과 같이 나타낼 수 있다.

$$L = \left(\sum_{i=1}^m L_i^{\beta} \right)^{-\frac{1}{\beta}} \quad (16)$$

신뢰수준 90%에서 전체기어열의 수명은 확률분포

로부터 식(17)로 얻을 수 있다.

$$\log \left(\frac{1}{S_T} \right) = \log \left(\frac{1}{0.9} \right) \left[\left(\frac{L}{L_1} \right)^{\beta_1} + \left(\frac{L}{L_2} \right)^{\beta_2} + \left(\frac{L}{L_3} \right)^{\beta_3} + \dots \right] \quad (17)$$

여기서 L_1, L_2, L_3 etc.는 신뢰수준 90%에서 각 기어의 수명이다.

5. 풍력발전시스템용 증속기

풍력발전시스템용 증속기는 풍력에 의하여 회전되는 블레이드가 약 24 rpm으로 회전되므로 6극의 발전기가 60 Hz로 발전하는 경우 출력축 속도는 1,800 rpm이 필요하다. 따라서 증속기의 총기어비는 약 1/75가 필요하다. 필요로 하는 증속비를 얻기 위한 구조로는 여러 가지 형태의 구조가 가능하나 2절에서 검토한 바와 같이 기어비에 따라 최적의 효율을 갖는 I Type을 선정하였다. 또한 최적의 단위체적당 동력전달효율을 갖도록 3단의 증속단을 갖는 구조로 하였다. 증속기의 각 단별 구조선택에 있어서 유성기어열이 평행기어열과 비교하여 동력밀도는 높지만, 부품수가 많으므로 4절의 기어 수명관계식의 측면에서 검토하면 기어비가 같은 경우 수명측면에서 매우 불리하다. 따라서 Fig. 3과 같이 저속에서 고투크를 전달하는 1단의 경우 유성기어열을 채택하여 부피를 최소화하고, 2단과 3단은 수명을 고려하여 평행기어열로 구성하였다.

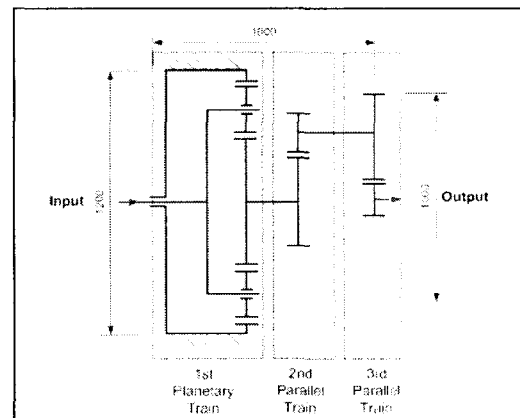


Fig. 3 Structure of step-up gearbox

이때 1단의 유성기어열의 유성치차 수는 힘의 균형을 고려하여 4개로 하였다. 각 단수별 기어비는 4절에서 언급된 신뢰수준 90%에서 기어비에 따라 증속기가 최대의 수명을 얻기 위한 각 단별 기어비로 배분하도록 하였다. Table 1은 일정한 동력과 증속기의 직경을 고정한 상태에서 각 단별 기어비의 배분과 이때 증속기가 갖는 수명을 나타낸 것이다.

Table 1 Life and gear ratio at each stage

| No | ring | sun | planet | Ratio | | | Total | Life(hr) |
|----|------|-----|--------|-------------------|---------|---------|--------|----------|
| | | | | Planetary stage 1 | Helical | | | |
| | | | | | stage 2 | Stage 3 | | |
| 1 | 86 | 22 | 32 | 4.909 | 3.762 | 4.056 | 74.896 | 20,680 |
| 2 | 86 | 26 | 30 | 4.308 | 4.158 | 4.211 | 75.414 | 45,060 |
| 3 | 86 | 30 | 28 | 3.867 | 4.412 | 4.412 | 75.260 | 88,390 |
| 4 | 86 | 34 | 26 | 3.529 | 4.647 | 4.588 | 75.253 | 160,500 |
| 5 | 86 | 38 | 24 | 3.263 | 4.765 | 4.824 | 74.996 | 274,900 |
| 6 | 86 | 42 | 22 | 3.048 | 4.941 | 4.941 | 74.408 | 449,400 |

Fig. 4 에서 나타난 것과 같이, 수명측면에서만 보면 1 단의 유성기어열의 기어비가 작을수록 사용수명은 길다. 그러나 기어비를 작게 하는 경우 유성치차가 너무 작아지게 되므로 링기어와 비교하여 1/3 이상이 되는 범위에서 기어비를 선정하여야 한다.

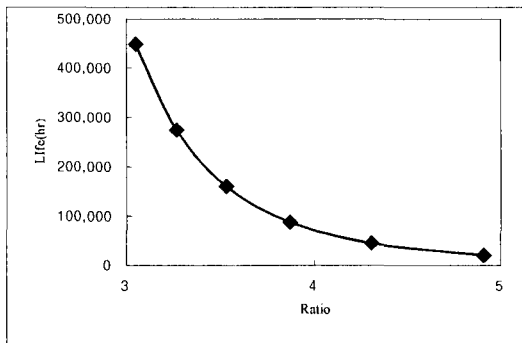


Fig. 4 Planetary gear ratio to life

증속기의 설계인자 중 치폭은 3 절에서 언급한 기어강도와 4 절의 기어 사용수명에 영향을 미치는 설계요소이다. Fig. 5 에서 치폭의 증가는 증속기의 수명연장에 영향을 있음을 알 수 있다. 따라서 증속기의 설계시 적절한 치폭의 설계는 기어비와 함께 고려해야 한다.

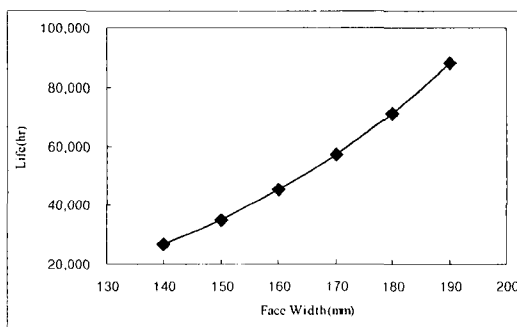


Fig. 5 Face width effects to life

Table 2 는 효율을 고려한 기어구조와 기어의 사용수명 계산에 따라 각 단수별로 적정한 기어비를 선정하여 제안된 증속기의 사양이다.

Table 2 Proposed step-up gearbox specifications

| Description | Stage 1 | | | Stage 2 | | Stage 3 | |
|------------------|-----------|--------|-------|--------------|-------|---------|-------|
| | Sun | Planet | Ring | Pinion | Gear | Pinion | Gear |
| Power | 750kW | | | | | | |
| Gear Type | Spur Gear | | | Helical gear | | | |
| Module | 12 | | | 10 | | 7 | |
| Pressure Angle | 20° | | | 20° | | 20° | |
| Helix Angle | | | | 9.1° | | 9.8° | |
| Material | AISI 9310 | | | | | | |
| Structure | Output | Input | Fixed | Output | Input | Output | Input |
| Input RPM | 24.1 | | | 93.2 | | 411.1 | |
| Number of Planet | 4 | | | | | | |
| Number of teeth | 30 | 28 | 86 | 17 | 75 | 17 | 75 |

6. 결론

풍력발전시스템용 증속기의 최적화 설계에 관계되는 요소에 대한 연구를 통하여 증속기의 구조에 연관되는 기어비와 효율과의 관계 및 기어강도 그리고 기어시스템의 수명관계로부터 부피와 무게가 최적화되고 신뢰성 높은 사용 수명을 얻을 수 있는 증속기 구조를 제안하였다.

증속기의 부피와 무게를 최적화하기 위하여 유성기어열을 채택하였다. 이때 효율과 사용 수명을 고려하여 유성기어열은 1 단에서만 채택하고, 원하는 증속비는 1 단의 유성기어열과 연결되는 2 단의 평행기어열을 통하여 얻도록 하였다. 이때 효율과 사용 수명에 영향을 가장 크게 미치는 유성기어열이 고효율을 얻을 수 있는 구조에서 유성기어열의 중심거리를 고정한 상태에서 기어비와 치폭에 따라 사용수명을 비교하여 최적의 증속기 구조를 제안하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부 대체에너지사업 “750kW 급 Geared Type 풍력발전시스템 개발” 연구비 지원으로 진행된 것입니다.

참고문헌

1. M. Savage, K. L. Rubadeux, H. H. Coe. "Effects of Planetary Gear Ratio on Mean Service Life", Gear technology, pp. 24 - 29, 1998.
2. G. Henriot, "Gears and Planetary Gear Trains", Brevini S.p.A., 1982
3. J. J. Coy, D. P. Townsend, E. V. Zaretsky. "Gearing", AVSCOM Technical Report 84-C-15, 1985
4. D. W. Dudley, "Handbook of Practical Gear Design", McGraw-Hill Inc., 1984
5. 정태형, 명재형, 조영일, 천길정, 한동철, "유성치차열의 소형화 설계법", 한국자동차공학회논문집, Vol. 7, No. 4, pp. 361~396, 1999
6. ISO 6336, "Calculation of load capacity of spur and helical gears", 1996
7. Lundberg, G. Palmgren, A. "Dynamic Capacity of Rolling Bearing", Acta Polytech. Mech. Eng. Ser., Vol 1, No. 3, 1947