한국생산제조시스템학회지 Vol.20 No.6 2011. 12. pp. 830~836
Korean Society of Manufacturing Technology Engineers

기술논문

풍력발전기용 유성 감속기의 하중 분포 분석

박영준*, 이근호+, 김정길+, 송진섭+, 박성하++

(논문접수일 2011. 09. 15, 수정일 2011. 11. 08, 심사완료일 2011. 11. 10)

Analysis of Load Distribution and Sharing on the Planetary Reducer for Wind Turbines

Young-Jun Park*, Geun-Ho Lee+, Jeong-Kil Kim+, Jin-Seop Song+, Sung-Ha Park++

Abstract

Most of pitch/yaw reducers consist of several planetary geartrains. Planetary geartrains make gearboxes to be small and light, low noise and good efficiency. Most important thing in the planetary geartrain is load distribution on the gear tooth flank. In this study, the effect of output shaft bearings on the load distribution of gear tooth flank has been investigated. The commercial software was employed to compare the load distribution of two models depending on the bearing type. The spherical roller bearing(SRB) and the cylindrical roller bearing(CRB) were used as output shaft bearings in the 1st model, and two taper roller bearings(TRB) were used in the 2nd model. As a result, it was found that the 2nd model. showed better performances on the load distribution of gear tooth flank, this results stated that the output shaft bearing system could be important consideration when designing reducers for wind turbine systems.

Key Words : Wind turbine system(풍력발전기), Planetary geartrain(유성 기어트레인), Load distribution(하중 분포), Gear mesh misalignment(기어 물림 미스얼라인먼트), Bearing(베어링)

1. 서 론

풍력발전기용 감속기에는 피치 감속기와 요 감속기가 있다. 피치 감속기를 포함하는 피치 시스템은 풍력발전기가 적절한 출력값을 유지할 수 있도록 제어 장치에 의해 블레이드를 회전시켜주는 역할을 하며, 요 감속기를 포함하는 요 시스템은 바람 방향에 따라 나셀을 회전시켜주는 역할을 한다. 풍력발전기용 감속기는 20년 이상의 수명, 경량화와 저소음 등의 요구 조건을 만족시키기 위하여 대부분 유성기어 구조를 사용한다[7].

풍력발전기가 요구하는 감속기의 수명을 만족시키기 위한 가장 중요한 설계 인자는 기어 치면에서의 하중 분포이다. 유성기어트레인의 경우, 기어의 물림 미스얼라인먼트를 최소화하며, 기어에 작용하는 하중이 치면에 균일하게 분포되도록 설계해야 한다[3,6,8].

기존 연구에서는 기어의 하중 분포를 계산할 때 주로 ISO 또는 AGMA 규격의 계산식을 이용하였다. 그러므로 기어 이외의 감속기 구성 요소인 베어링, 축, 캐리어, 하우징의 특성을 정확히 고려하지 못한 하중 분포 결과를 도출할 수밖에 없었다.

* 한국기계연구원 시스템엔지니어링연구본부 (yjpark77@kimm.re.kr)
주소: 대전광역시 유성구 장동 171번지
+ 한국기계연구원 시스템엔지니어링연구본부
++ (주)삼양감속기 기술연구소

또한, 베어링 강성을 고정된 값으로 사용함으로써 작용하는 하중에 의한 베어링 강성의 변화를 고려하지 못하였다[3,7,8].

본 연구에서는 풍력발전기용 감속기의 출력축 베어링이 기어 치면의 하중 분포에 미치는 영향을 평가하였다. 상용 소프트웨어를 이용하여 출력축 베어링의 조합이 서로 다른 2개의 모델이 구성되었으며, 그에 따른 하중 분포를 분석하였다. 첫 번째 모델은 출력축 베어링으로 구면 롤러 베어링(SRB)과 원통 롤러 베어링(CRB)의 조합이, 두 번째 모델은 2개의 테이퍼 롤러 베어링(TRB) 조합이 사용되었다.

2. 풍력발전기용 유성 감속기의 모델

2.1 유성 기어트레인의 구조

유성 기어트레인은 Fig. 1과 같이 선기어, 링기어, 캐리어와 2개 이상의 유성기어로 구성되며, 피치/요 감속기의 경우, 선기어를 통하여 입력된 동력은 3-4개의 유성기어에 의해 하중 분할이 이루어진 후 캐리어를 통하여 출력 동력으로 전달된다. 그러므로 소형/경량의 설계가 가능하며, 기어의 크기가 작아짐에 따라 소음과 효율에 큰 영향을 미치는 피치 선속도가 감소하여 소음과 효율 측면에서도 유리하다.

2.2 유성 감속기 모델

유성 감속기는 Fig. 2와 같이 전체 시스템을 상세히 반영하도록 모델링되었다. 기어는 이수, 모듈, 비틀림각, 압력각, 축간거리 등과 같은 매크로 지오메트리(macro-geometry)뿐만 아니라 크라우닝(crowning), 치형 수정(profile modification) 등과 같은 마이크로 지오메트리(micro-geometry)도 모사하였고, 기어 접촉 해석을 위하여 비선형 물림 강성(non-linear mesh stiffness)이 고려되었다. 구름 베어링은 하중에 따라 베어링의 변형량이 변동될 수 있도록 비선형 강성으로 모델링되었으며, 베어링의 예하중(preload)에 의한 베어링의 강성 변형도 고려되었다. 즉, 베어링에 작용하는 하중이 변화함에 따라 베어링의 강성도 달라지는 것이다. 이것은 전체 감속기 변형을 예측하는데 있어서 매우 중요한 요소이다. 또한, 감속기 시스템의 유연

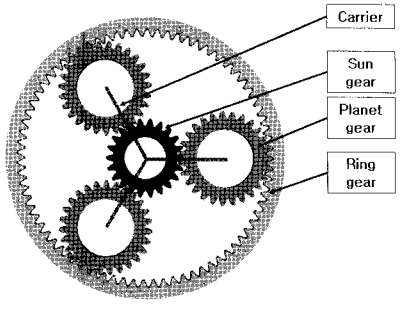


Fig. 1 Configuration of planetary geartrain

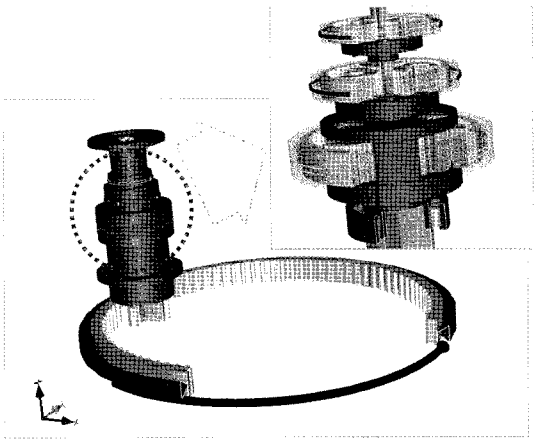


Fig. 2 Entire model of planetary reducer used in this study

성(flexibility)을 보장하기 위하여 캐리어, 링기어 및 하우징(housing)은 3D 유한요소모델로 구성하였다[1,5,10,11].

2.3 감속기 출력축 베어링의 구조

출력축 베어링 조합으로 구면 롤러 베어링과 원통 롤러 베어링을 사용한 첫 번째 모델을 Fig. 3에, 2개의 테이퍼 롤러 베어링을 사용한 두 번째 모델을 Fig. 4에 나타내었다. 해석에 사용된 베어링의 품번과 동정격 하중(dynamic capacity)은 각각 다음과 같다.

- 구면 롤러 베어링 : 22224, 5.52e5N
- 원통 롤러 베어링 : NU2220EC, 3.36e5N
- 테이퍼 롤러 베어링(left) : 32224, 4.68e5N
- 테이퍼 롤러 베어링(right) : 32220, 3.19e5N

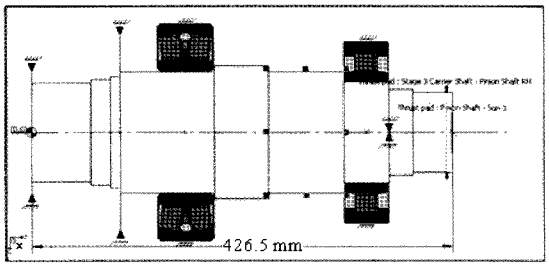


Fig. 3 Bearing combination with SRB and CRB in 1st model

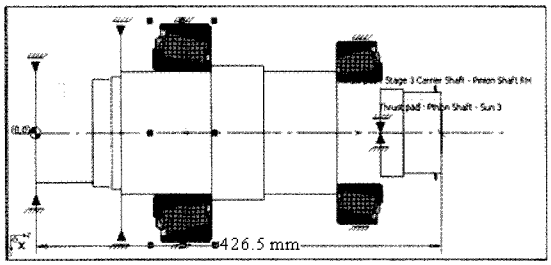


Fig. 4 Bearing combination with two TRBs in 2nd model

3. 풍력발전기용 유성 감속기의 해석

3.1 기어 물림 미스얼라인먼트 해석

기어 물림 미스얼라인먼트, $F_{\beta X}$는 제작 오차, 축 변형, 베어링의 변형과 틈새(clearance), 하우징의 변형 등을 고려하여 기어 물림의 작용선(line of action)을 따라 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{\beta X} = f\left(f_{sh1}, f_{sh2}, f_{ma}, f_{ca}, f_{be}\right) \quad (1)$$

여기서, f_{sh1}은 피니언 축의 변형에 의한 미스얼라인먼트, f_{sh2}는 기어 축의 변형에 의한 미스얼라인먼트, f_{ma}는 제작 오차에 의한 미스얼라인먼트, f_{ca}는 하우징 변형에 의한 미스얼라인먼트, f_{be}는 베어링 변형에 의한 미스얼라인먼트를 의미한다[4].

이 값이 작으면 작을수록 기어 물림의 하중 분포가 균일함을, 크면 클수록 균일하지 않음을 의미한다. 해석상의 편의를 위하여 Fig. 5와 같이 부호를 정의하였으며, 미스얼라인먼트가 양(+)이면 기어 물림이 기어 치면의 왼쪽에, 음(-)이면 오른쪽에 발생함을 의미한다[12]. 여기서, 기어 물림 미스얼라인먼트를 계산할 때는 제작 오차를 제외한 축, 베어링과 하우징의 변형과 베어링의 틈새가 고려되었다.

Fig. 6은 출력축 베어링으로 구면 롤러 베어링과 원통 롤러 베어링이 사용된 모델의 1단 유성 기어트레인에서의 캐리어의 회전 각도에 대한 $F_{\beta X}$를 나타낸 것이다. $F_{\beta X}$가 캐리어 각도, 기어 물림(선기어-유성기어 물림, 유성기어-링기어 물림), 유성기어의 위치에 따라 주기적으로 변화함을 알 수 있었다 (sinusoidal-type curve). 이러한 현상이 나타나는 이유는 선회베어링의 링기어와 유성 감속기의 출력축 피니언의 물림에 의해서 반경(radial) 방향의 일정한 하중이 출력축 피니언에 작용하기 때문이다. 이 하중은 3단 유성 기어트레인의 캐리어에 반경 방향 하중과 모멘트를 유발하여 유성 기어트레인의 기어 물림 미스얼라인먼트를 균일하지 못하게 하며, 이로 인하여 $F_{\beta X}$가 변동하게 된다[6,9]. Fig. 6의 선기어-유성기어 물림과 유성기어-링기어 물림의 경우, $F_{\beta X}$가 각각 -20μm～25μm와 -30μm～30μm로 주기적으로 변동하므로 기어 치면의 센터를 중심으로 왼편과 오른편을 번갈아가면서 기어 물림이 발생함을 알 수 있었다.

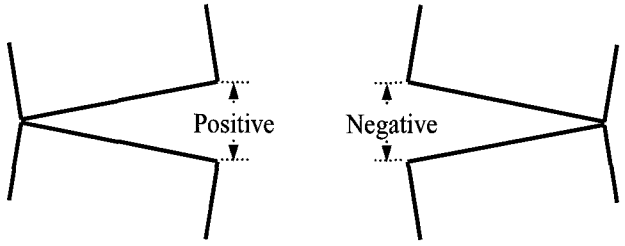


Fig. 5 Sign of gear mesh misalignment

2단 유성 기어트레인의 경우, 선기어-유성기어 물림과 유성기어-링기어 물림에서의 $F_{\beta X}$의 변동이 각각 -4μm～11μm와 -21μm～38μm이었으며, 3단 유성 기어트레인의 경우, $F_{\beta X}$의 변동이 각각 -2μm～18μm와 -10μm～22μm으로서 1단 유성 기어트레인에서의 경향과 동일하게 기어 치면의 왼편과 오른편을 번갈아가면서 기어 물림이 발생함을 알 수 있었다.

Fig. 7은 출력축 베어링으로 2개의 테이퍼 롤러 베어링이 사용된 모델의 1단 유성 기어트레인에서의 캐리어의 회전 각도에 대한 $F_{\beta X}$를 나타낸 것이다. Fig. 6과 마찬가지로, $F_{\beta X}$가 캐리어 각도, 기어 물림, 유성기어의 위치에 따라 주기적으로 변화함을 알 수 있으며, 선기어-유성기어 물림과 유성기어-링기어 물림의 경우, $F_{\beta X}$가 각각 -0.5μm～3.5μm와 -2.5μm～5μm로 주기적으로 변동하므로 기어 치면의 센터를 중심으로 왼편과 오른편을 번갈아가면서 기어 물림이 발생함을 알 수 있었다.

2단 유성 기어트레인의 경우, 선기어-유성기어 물림과 유성

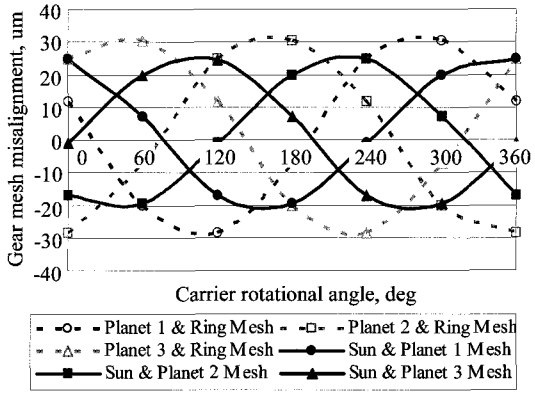


Fig. 6 Variation of gear mesh misalignment of 1st stage planetary geartrain on 1st model with SRB and CRB

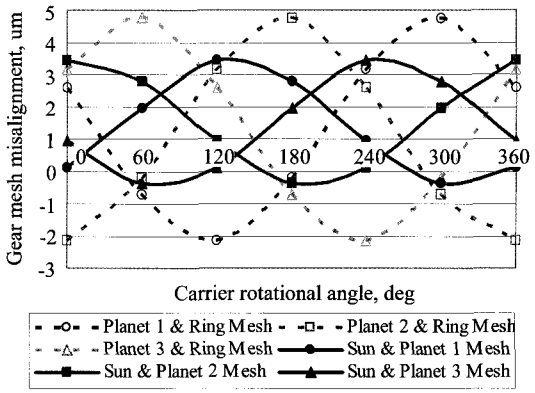


Fig. 7 Variation of gear mesh misalignment of 1st stage planetary geartrain on 2nd model with two TRBs

기어-링기어 물림에서의 $F_{\beta X}$의 변동이 각각 5.5μm~10μm와 2.5μm~8.5μm이었으며, 3단 유성 기어트레인의 경우, $F_{\beta X}$의 변동이 각각 7.5μm~11μm와 4.5μm~8.5μm으로서 1단 유성 기어트레인의 경향과 다르게 기어 치면의 왼편에서만 기어 물림이 발생함을 알 수 있었다.

기어 물림 미스얼라인먼트의 해석 결과, 출력축 베어링으로 2개의 테이퍼 롤러 베어링을 사용하는 것이 구면 롤러 베어링과 원통 롤러 베어링 조합을 사용하는 것보다 미스얼라인먼트의 변동을 더 감소시킬 수 있었다.

3.2 기어 치면의 하중 분포 해석

기어 치면의 하중 분포는 하중 분포 계수(face load factor), $K_{H\beta}$로 평가하였다. 치면의 하중 분포 계수는 식 (2)와 같이 치면의 평균 하중과 최대 하중의 비로서 나타내며, 그 값이 1에 가까울수록 치면의 하중 분포가 균일함을 의미한다.

$$K_{H\beta} = \frac{(F/b)_{\max}}{F_m/b} \tag{2}$$

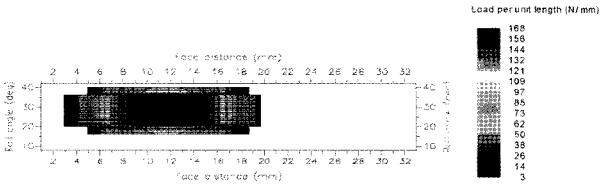
여기서, F는 기어 치면의 임의의 위치에서의 하중, b는 기어 치면, F_m은 기어의 기준원에서의 평균 하중을 의미한다. $K_{H\beta}$는 ISO 규격의 수식(ISO 6336: method C)을 이용하여 계산할 수도 있지만, 이 논문에서는 컴퓨터 시뮬레이션을 이용한 기어 치면의 접촉 패턴 해석(ISO 6336: method B)을 통하여 계산하였다[4].

Fig. 8과 Fig. 9는 캐리어의 회전각이 0°일 때 출력축 베어링으로 구면 롤러 베어링과 원통 롤러 베어링이 사용된 모델의 1단 유성 기어트레인에서 선기어-유성기어 물림과 유성기어-링기어 물림의 접촉 패턴을 나타낸 것이며, Fig. 10과 Fig. 11은 출력축 베어링으로 2개의 테이퍼 롤러 베어링이 사용된 모델에 대한 것이다.

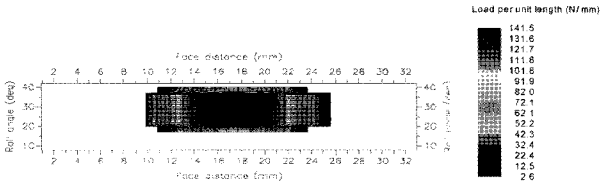
각 그림에서 x축은 기어의 치폭(face width)을, y축은 기어의 인볼루트(involute) 곡선 상에서의 롤 앵글(roll angle)을, z축은 단위 길이당 하중(load per unit length)을 의미하며, 색으로 표시된 부분은 기어 접촉이 형성되는 구간의 접촉 하중 분포로서 붉은색은 기어 치면에 작용하는 하중이 큰 부분을, 파란색은 하중이 작은 부분을 나타내며, 흰색으로 표시된 부분은 기어 접촉이 일어나지 않음을 나타낸 것이다.

3개의 유성기어에 의해 생성되는 6개의 기어 물림의 접촉 패턴이 모두 다르며, 각 물림에 의한 치면에서의 하중 분포가 균일하지 않음을 알 수 있었다. 이 그림을 통하여 유성기어의 다수 물림(multiple mesh)에 대한 접촉 특성을 파악할 수 있었다.

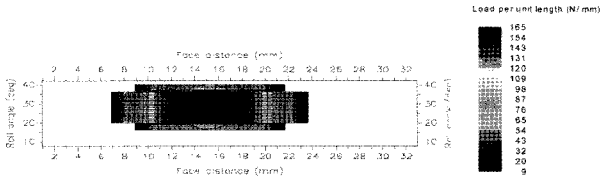
Fig. 8(a)의 선기어-유성기어 1의 물림을 보면, 기어 치면의 왼편에 기어 물림이 형성되어 하중이 왼쪽으로 치우쳐져 있음을 알 수 있었다. 반면에 Fig. 8(b)의 선기어-유성기어 2의 물림을 보면, 기어 치면의 오른쪽에 물림이 형성되어 하중이 오른쪽으로 치우쳐져 있음을 알 수 있었다. 여기서, 선기어-유성기어 물림의 해석상 유효 치폭은 2~28mm이다. 이것은 유성기어의



(a) Sun & Planet 1 Mesh

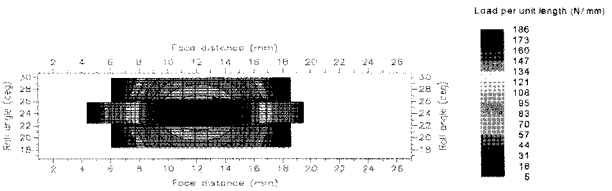


(b) Sun & Planet 2 Mesh

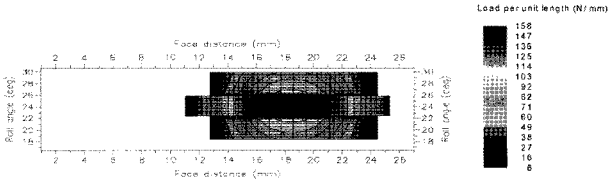


(c) Sun & Planet 3 Mesh

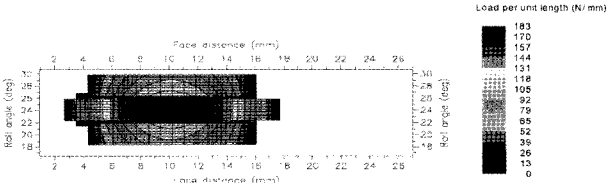
Fig. 8 Contact pattern between sun and planet mesh of 1st stage planetary geartrain on 1st model with SRB and CRB



(a) Planet 1 & Ring Mesh



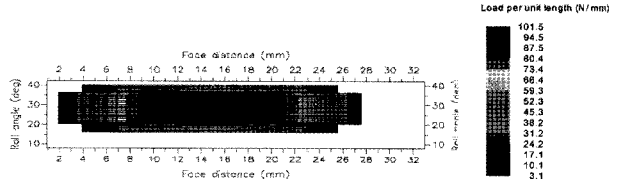
(b) Planet 2 & Ring Mesh



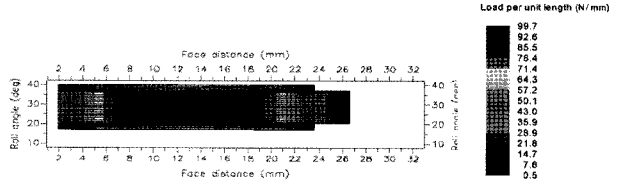
(c) Planet 3 & Ring Mesh

Fig. 9 Contact pattern between planet and ring mesh of 1st stage planetary geartrain on 1st model with SRB and CRB

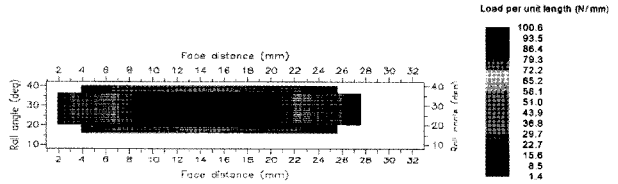
위치에 따라 기어 물림 패턴이 변화함을 의미한다. 또한, 기어 물림이 한쪽으로 치우쳐 발생하므로 하중을 전달하는 치면 면적이 작아지고, 이것은 높은 접촉 응력을 유발시켜 기어 수명을 단축시키는 원인이 된다. 이러한 현상은 Fig .9의 유성기어-링 기어 물림에서도 발생한다.



(a) Sun & Planet 1 Mesh

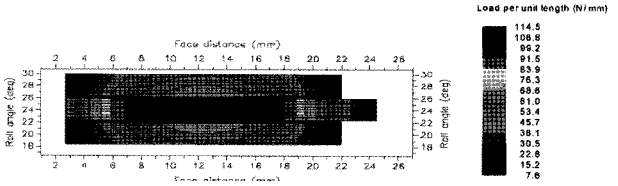


(b) Sun & Planet 2 Mesh

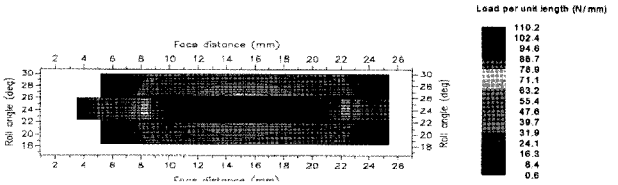


(c) Sun & Planet 3 Mesh

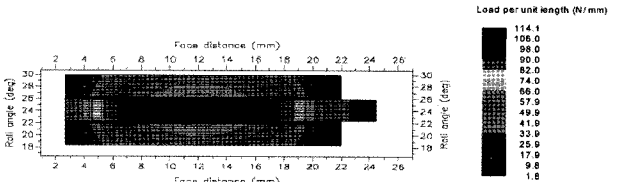
Fig. 10 Contact pattern between sun and planet mesh of 1st stage planetary geartrain on 2nd model with two TRBs



(a) Planet 1 & Ring Mesh



(b) Planet 2 & Ring Mesh



(c) Planet 3 & Ring Mesh

Fig. 11 Contact pattern between planet and ring mesh of 1st stage planetary geartrain on 2nd model with two TRBs

Table 1 Comparison of face load factor

Model	Stage	Sun-Planet Mesh, $K_{H\beta}$	Planet-Ring Mesh, $K_{H\beta}$
First (SRB & CRB)	1	2.395	2.340
	2	1.598	1.594
	3	1.206	1.207
Second (2 TRBs)	1	1.476	1.452
	2	1.201	1.193
	3	1.080	1.074

반면, Fig. 10과 Fig. 11의 6개의 기어 물림을 보면, 모두 기어 치면의 중앙에 물림이 형성되어 하중이 좌우로 치우치지 않고 중앙에 위치하고 있음을 알 수 있었다. 또한, Fig. 8, Fig. 9와 비교하여 하중을 전달하는 치면 면적이 상대적으로 넓으며, 하중이 기어 치면에 고르게 분포되어 상대적으로 균일함을 확인할 수 있었다. 또한, Fig. 8과 Fig. 10에서 선기어-유성기어 물림의 단위 길이당 최대 하중은 첫 번째 모델의 경우, 168N/mm, 141.5N/mm, 165N/mm, 두 번째 모델의 경우, 101.5N/mm, 99.7N/mm, 100.6N/mm로 유성기어의 위치에 따라 최대 하중이 변화하였다.

기어 치면의 하중 분포 해석 결과, 출력축 베어링으로 2개의 테이퍼 롤러 베어링을 사용하는 것이 구면 롤러 베어링과 원통 롤러 베어링 조합을 사용하는 것보다 기어 치면의 하중 분포를 균일하게 하는데 더 효과적임을 확인하였다. 이와 같이 베어링 변경에 따라 기어 치면의 물림 위치가 달라지며, 치면에 작용하는 하중의 크기, 분포 및 작용 면적이 달라진다.

Table 1은 두 모델의 유성 기어트레인에 대한 하중 분포 계수를 나타낸 것이다. 기어의 안전계수(safety factor)는 $K_{H\beta}$와 반비례하여 $K_{H\beta}$가 증가하면 감소한다. 즉, 기어의 안전계수를 높게 하기 위해서는 $K_{H\beta}$를 최대한 1에 가깝게 유지하여야 한다.

이 표를 통하여 유성 기어트레인의 기어 제원 변경 없이 출력축 베어링의 타입 변경만으로 유성 기어트레인의 하중 분포를 균일하게 만들 수 있으며, 이로 인하여 기어의 안전계수가 향상시킬 수 있을 것으로 판단되었다.

3.3 유성기어의 하중 분할 해석

유성기어의 하중 분할은 하중 분할 계수(mesh load factor), K_γ로 평가하였다. 하중 분할 계수는 식 (3)과 같이 다수의 동력 전달 경로에 대한 하중 분할의 불균일함을 나타내며, 그 값이 1에 가까울수록 하중 분할이 균일함을 의미한다.

$$K_\gamma = \frac{T_{Branch} N_{CP}}{T_{Nom}} \tag{3}$$

여기서, T_{Branch}는 다수의 유성기어에서의 최대 토크, N_{CP}는 유성기어의 수, T_{Nom}는 유성기어를 통하여 전달되는 총 토크를 의미한다[2]. 이 논문에서 K_γ는 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 유성핀에 작용하는 토크를 분석한 후, 식 (3)을 이용하여 계산하였다. 두 모델에서 유성 캐리어를 60° 간격으로 회전시키면서 정적 조건에서 유성핀에 작용하는 토크를 분석하였다.

Fig. 12는 두 모델의 1단 유성 기어트레인에 대한 하중 분할을 보여주는 그래프로서, 유성핀에 작용하는 토크를 캐리어의 회전 각도에 따라 나타낸 것이다. 구면 롤러 베어링과 원통 롤러 베어링을 사용한 모델(실선)의 경우, 캐리어의 회전 각도에 따라 3개의 유성핀에 작용하는 토크가 사인 커브 형태(sinusoidal-type curve)로 변동함을 알 수 있었다. 즉, 선회 베어링의 링기어와 유성 감속기의 출력축 피니언의 물림에 의한 반경 방향의 일정한 하중이 출력축에 작용하고, 이는 캐리어에 반경 방향 하중과 모멘트를 유발하여 캐리어의 회전 각도에 따라 유성기어에 작용하는 토크가 변동하는 것으로 판단되었다.

반면, 2개의 테이퍼 롤러 베어링을 사용한 모델(점선)의 경우, 캐리어의 회전 각도에 따라 약간의 변동은 있으나 3개의 유성핀에 작용하는 하중이 균일하게 분할된 것을 알 수 있었다. 이 경우, 출력축에 작용하는 대부분의 반경 방향 하중은 2개의 테이퍼 롤러 베어링에 의해서 지지되며, 이로 인하여 캐리어의 회전 각도에 관계없이 유성기어에 작용하는 토크가 균일하게 유지되는 것으로 판단되었다.

Table 2는 두 모델의 유성 기어트레인에 대한 하중 분할 계수를 나타낸 것이다. K_γ도 $K_{H\beta}$와 마찬가지로 기어 안전계수와

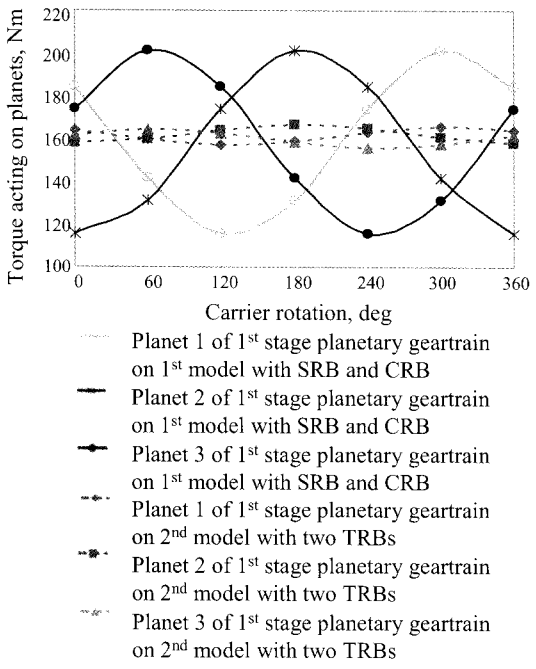


Fig. 12 Variation of torque acting on planet pins of 1st stage planetary geartrain on 1st and 2nd model

Table 2 Comparison of mesh load factor

Model	Stage	mesh load factor, K_γ
First (SRB & CRB)	1	1.274
	2	1.097
	3	1.043
Second (2 TRBs)	1	1.027
	2	1.009
	3	1.001

반비례하므로, 안전계수를 향상시키기 위해서는 K_γ를 감소시켜야 한다.

구면 롤러 베어링과 원통 롤러 베어링을 사용한 모델은 유성 기어트레인의 각 단별로 하중 분할 계수의 편차가 크며, 하중 분할이 불균일하게 나타났다. 반면, 2개의 테이퍼 롤러 베어링을 사용한 모델은 유성 기어트레인의 모든 단에서 대체로 하중 분할이 균일하게 나타났다.

4. 결 론

본 연구에서는 풍력발전기용 유성 감속기의 출력축 베어링의 종류와 배열에 따른 유성기어의 치면 하중 분포와 유성핀에 대한 하중 분할을 비교 분석하였다. 해석을 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 기어에 작용하는 하중과 기어 물림 미스얼라인먼트를 정확히 예측하기 위해서는 기어뿐만 아니라 축, 베어링, 하우징 등 감속기 전체를 모델링하고, 동시에 해석할 수 있는 시스템 측면에서의 접근(system level approach)이 필수적이다. 그 이유는 기어 치면의 하중 분포와 유성기어에 대한 하중 분할 예측에서 기본이 되는 기어 물림 미스얼라인먼트는 축, 베어링, 하우징 등 감속기 구성요소의 변형(deflection)과 비선형성에 의해 영향을 받기 때문이다. 그러므로 시스템 측면이 아닌 구성요소 측면에서의 접근 방식(component level approach)만으로는 감속기의 하중 분포 및 하중 분할 특성을 정확히 예측할 수 없다.

(2) 감속기 출력축 베어링의 종류와 배열에 따라 기어 물림 미스얼라인먼트, 접촉 패턴, 하중 분포 및 분할 결과가 모두 다르며, 그로 인하여 기어의 안전 계수도 달라짐을 예측할 수 있었다. 2개의 테이퍼 롤러 베어링을 사용한 모델의 경우, 구면 롤러 베어링과 원통 롤러 베어링 조합을 사용한 모델에 비하여 기어 치면에 작용하는 최대 하중이 작았고, 치폭 방향의 하중 분포도 균임함을 알 수 있었다. 이러한 현상은 기어의 강도 평가 결과와 수명 예측에도 영향을 미친다.

위의 결과를 토대로 기어가 아닌 베어링의 특성을 변경함으로서 기어 특성을 개선할 수 있음을 알 수 있었다. 그러므로 풍력발전기용 감속기의 설계에 있어서 베어링 종류, 배열 등의 특성을 설계 영향 인자로 반드시 고려하여야 한다.

본 논문은 풍력발전기용 유성 감속기 설계 시 기어의 하중 분포에 대한 분석법과 고려사항을 제시하였다. 또한, 감속기 수명에 있어서 하중 분포 분석의 중요성과 베어링 특성에 따른 기어의 하중 분포 변화를 제시하였다.

후 기

본 논문은 지식경제부 부품소재 기술개발 사업에서 지원받아 수행된 연구결과입니다(No. 10031557).

참 고 문 헌

(1) Abe, T., Cheng, Y., and Felice, M., 2009, "Advanced CAE Methods for Automotive Drivetrain System Gear Whine Optimization," *Proceedings of MPT2009-Sendai, JSME International Conference on Motion and Power Transmission,* pp. 1~15.

(2) American Gear Manufacturers Association (AGMA), 2006, *Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives*, ANSI/AGMA 6123-B06.

(3) Chong, T. H., Yang, W. Y., and Lee, K. H., 2009, "An Optimum Design of Planetary Gear Considering the Volume", *Proc. of KSMTE Autumn conference*, pp. 369~373.

(4) International Organization for Standardization (ISO), 2007, *Calculation of load capacity of spur and helical gears*, ISO 6336-1.

(5) Kamaya, F., Eccles, M., and Pears, J., 2008, "A Rapid Method for the investigation of System-Wide Parameter Variation Effects on Epicyclic Gear Whine," *Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan,* Vol. 39, No. 6, pp. 647~652.

(6) Kim, J. G., Lee, G. H., Park, Y. J., Nam, Y. Y., and Chong, T. Y., 2011, "Study of Load Distribution and Sharing Characteristics of Planetary Geartrain for Wind Turbines," *Applied Mechanics and Materials,* Vol. 86(2011), pp. 674~679.

(7) Lee, G. H., Chong, T. H., and Choi, Y. H., 2005, "Study on the Optimal Design for Design Parameter of Planetary Gear Train Using Smulated Annealing," *Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 14, No. 1, pp. 58~65.

(8) Lee, K. H., Lee, G. H., Bae I. H., and Chong T. H., 2007, "An Optimum Design Method of Hypoid Gear by Minimizing Volume," *Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 16, No. 6, pp. 55~61.

(9) Park, Y. J., Lee, G. H., Song, J. S., and Nam, Y. Y., 2011, "Characteristics Analysis of Wind Turbine Gearbox considering Fatigue Loads caused by Wind Fluctuation," *Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference(IDETC/CIE 2011),* DETC2011-47316, pp. 1~10.

(10) Pears, J., Curtis, S., Poon, A., Smith, A., Poon, D., and Palmer, D., 2005, "Investigation of Methods to Predict Parallel and Epicyclic Gear Transmission Error," *2005 SAE World Congress,* SAE Technical Paper: 2005-01-1818.

(11) Pears, J., Smith, A., Platten, M., Willson, B., Cheng, Y., and Felice, M., 2007, "Predictin Variation in the NVH Characteristics of an Sutomatic Transmission using a Detailed Parametric Modeling Approach," *SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition,* SAE Technical Paper: 2007-01-2234.

(12) Romax Technology Ltd, 2003, *RomaxDesigner Software Manual*, Nottngham, UK.