

베어링 비선형 강성을 고려한 풍력발전기 드라이브트레인 공진해석 Wind Turbine Drive Train Dynamic Analysis Including Bearing Nonlinearity Effect

신 원† · 최우영*
Shin Won, Choi Wooyoung

1. 서 론

풍력발전기 드라이브 트레인은 일반적으로 20 년 이상의 운영 수명을 가지도록 설계되지만, 주축과 기어박스를 포함한 드라이브 트레인은 0.1~0.2 failure/year 정도로 높은 고장률을 보인다.[1],[2] 특히 풍력발전기 설치 이후 초기 5 년 정도의 운영 기간 동안, 드라이브 트레인의 베어링과 기어에서 많은 문제가 관측되었다. 풍력발전기는 풍속 조건에 따라 드라이브 트레인으로 전달되는 토크의 변화가 크고, 로터에 작용하는 중력이나 공력하중의 영향으로 실제 드라이브 트레인에는 축방향 토크 이외의 모멘트가 반복적으로 작용하게 되는데, 초기에 설계된 많은 풍력발전기들이 과소 평가된 하중에 기반하여 설계가 이루어져서 고장을 초래하는 경우가 많았다. 특히 드라이브 트레인 하중은 풍력발전기 시스템 전체의 동적 하중에 크게 영향을 받게 되므로, 전체 시스템 모델 해석이 요구된다. Gemanisher Llyod[3]는 풍력발전기의 설계인증을 위해, 드라이브 트레인의 기어, 베어링, 축을 회전하는 질량과 스프링의 간략화된 시스템으로 모델링하여 회전 모드 동적 해석을 요구하고 있다. 그러나 회전모드 해석은 베어링이나 프레임의 강성을 고려하지 않으므로, 축에 작용하는 경방향 하중과 변위에 의한 드라이브 트레인 시스템의 동적 특성의 영향을 실제 설계에 반영할 수 없는 한계가 있다. 또한 진동해석과 베어링에 작용하는 동적 하중 및 그에 따른 변위 등을 해석을 위해서는 경방향의 진동 모드를 고려할 필요가 있다.

경방향 하중 및 진동해석을 위해서는 베어링의 강성을 고려하여야 한다. 그러나 베어링의 강성은 비선형 특성이 매우 강하여, 이를 해석하기는 쉽지 않다. 실제로 두 베어링으로 지지되는 부정정계 축 시스템의 경우에도, 베어링 내부의 전동체의 움직임에 따라 베어링의 반응이 달라질 수 있다. 예를 들어, 그림 1 과 같이 베어링의 접촉각이 하중에 따라 변화

는 경우, 베어링에 작용하는 반력과 모멘트를 계산하기 위해서는 반복계산을 통해 해를 구하여야 한다. 풍력발전기 드라이브 트레인에서 공진은 모든 축에서 발생가능하나, 상대적으로 고속 회전하고, 경방향 강성이 떨어지는 고속축에서 발생할 가능성이 높다 [4]. 이번 논문에서는 풍력발전기 기어박스의 고속 축에서의 베어링의 비선형 강성이 시스템의 동적 특성에 미치는 영향에 대해 다루고 있다.

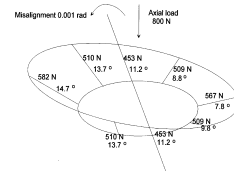


그림 1. 볼베어링의 하중이 접촉각에 미치는 영향 (0.001rad 정렬오차)

2. 본 론

아래 그림의 2MW 풍력발전기용 증속기의 전체 모델에서 고속축만을 분리하여 해석에 이용하였다. 고속축은 하나의 축이 두개의 원통롤러 베어링과 하나의 볼 베어링으로 지지되고 있다.

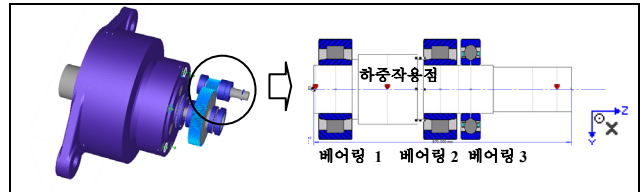


그림 2 풍력발전기 증속기 내 고속축

표 2에서는 베어링 강성의 하중에 따른 비선형성을 고려하지 않고, 하중에 관계 없이 일정한 값으로 가정한 경우(CaseI)의 모드 형상과 고유진동수를 나타내고 있다. 선형 베어링에 사용된 강성은 표 1 과 같다.

표 1. Case I 의 해석 조건

베어링	Case I		
	1	2	3
경방향강성	1.0e6	1.0e6	1.0e6
축방향강성	0	0	1.0e6

†신원; 로맥스테크놀로지

E-mail : won.shin@romaxtech.com

Tel : (070) 7580-6220, Fax : (02) 3463-1996

* 로맥스테크놀로지

표 2. Case I 모델의 고유 진동수

모드	진동수	모드 형상
1 차	381.0	
2 차	453.4	
3 차	676.8	
4 차	1258.4	

기어에서 오는 경방향과 축방향 하중이 축에 가해질 경우, 각 베어링의 강성 값은 하중의 값과 방향에 따라 비선형 적인 특성을 가지고 변하게 된다. 하중과 강성간의 상관관계를 분석하기 위해 정격하중(Case II) 과 정격하중의 1/10 (Case III) 두 가지 하중 조건에 대하여 정해석을 수행하였다.

표 3. Case II 와 Case III 의 하중 조건

	Case II	Case III
경방향 하중 (kN)	104	10.4
축방향 하중 (kN)	22	2.2

표 4 에서는 각각의 경우에 대해 해석한 결과 얻어진 베어링 간의 하중분포와 각각의 강성 값 결과를 보여주고 있다.

표 4. Case II 와 Case III 의 해석 조건

하중 조건	Case II			Case III		
	I	II	III	I	II	III
베어링						
경방향 하중	53	23	28	5.4	1.4	3.5
축방향 하중	0	0	22	0	0	2.2
경방향 강성	2.6e6	2.0e6	6.3e5	1.2e6	4.4e5	3.3e5
축방향 강성	0	0	4.5e5	0	0	1.6e5

* 하중 단위 : kN, 강성 단위 : N/mm

볼 베어링인 베어링 3 이 모든 축방향 하중을 받고 있고, 경방향 하중은 베어링 1 이 가장 크게 받고 있다. 축방향 힘과 경방향 힘이 함께 작용하기 때문에 생기는 축의 정렬 오차로 인해, 베어링 3 이 베어링 2 보다 더 많은 힘을 받고 있다. 강성 값의 경우는 Case II 이 Case III 에 비해 1.9~4.5 배 낮은 것을 확인할 수 있다.

Case II 과 Case III 에 대해 고유진동수의 해석 결과를 표 5 에 나타내었다. Case II 의 경우 베어링의 모드가 주도적인 Conical 모드는 Case II 의 경우 각각 217.3 Hz 와 337.4 Hz 에서 나타나는 데 반해, Case III 는 166.5 Hz 에서만 나타나고 있다. 축의 Bending 모드의 경우에는 Case II 의 경우는 421.8Hz 와 857.6Hz 에서 나타나는 데 반해, Case

III 의 경우는 237.7Hz 와 564Hz 에서 나타나고 있다. 베어링 1 에서 강성이 Case II 보다 Case III 에서 XX 배 크기 때문에 Case II 의 4 차 모드에서 Case III 의 2 차 모드보다 축의 좌측에서의 변형이 더 크게 나타나고 있다.

Case I 과 비교하여 보면, Case I 에서는 나타나지 않았던 베어링으로 인한 모드들이 Case II 와 III 에서는 나타나고 있고, 유사한 모드 경우에도 주파수에 상당한 차이가 있음을 알 수 있다.

표 5. Case II 와 Case III 모델의 고유진동수

모드	Case II		Case III	
	진동수 (Hz)	축 모드 형상	진동수 (Hz)	축 모드 형상
1 차	180.7		166.5	
2 차	217.3		237.6	
3 차	337.4		293.3	
4 차	421.8		308.8	
5 차	857.6		564.4	

3. 결 론

현재까지의 풍력 발전기 증속기의 동역학 해석은 회전방향 자유도에 대한 해석에 국한되어 왔다. 이는 실제 운영상에 있어서 발생할 수 있는 공진 문제를 설계 단계에서 예측하기에는 불충분 하며, 실제 하중 조건에서 베어링의 비선형 강성을 고려한 공진 주파수의 변화를 고려하여 공진회피 설계를 하는 것이 필요하다.

참고문헌

- (1) P.J. Tavner, J. Xiang, F. Spinato, "Reliability Analysis for Wind Turbines," in Wind Energy, 2007 (vol. 10), pp. 1~18.
- (2) Hahn, E. Echavarria T. Tomiyama G.J.W. van Bussel, "Reliability of Wind Turbine Technology Through Time", Journal of Solar Energy Engineering, August 2008, Vol. 130.
- (3) Germanischer Lloyd Rules and Guidelines, IV - Industrial Services," Part 1 - Guideline for the Certification of Wind Turbines, Edition 2003 with Supplement 2004.
- (4) Ervin Bossanyi, Richard Dorling, "The effect of gearbox flexibility on wind turbine dynamics", EWEC 2008