헐쯔 접촉 및 베어링을 고려한 사이클로이드 감속기의 비틀림 강성

Torsional stiffness of a cycloid gear considering bearing and Hertz contact

김경홍, 이춘세 , *#안형준
K. H. Kim, C. S. Lee , *#H. J. Ahn (ahj123@ssu.ac.kr)
숭실대 기계공학과

key words : cycloid reducer, FEM, Hertz contact, torsional stiffness

1. 서론

사이클로이드 감속기는 작은 부피에 높은 감속비를 구현이 가능하고 높은 강성과 정밀도를 유지할 수 있어 산업용 로봇 감속기로 많이 사용된다. 사이클로이드 감속기는 Fig. 1 과 같이 입력축, 편심축, 사이클로이드 디스크, 핀-롤러, 출력축 및 베어링 등으로 구성된다. 입력축에 의해 편심축이 회전하고 사이클로이드 디스크가 핀-롤러와 순차적으로 맞물리면서 큰 감속비를 얻을 수 있다.

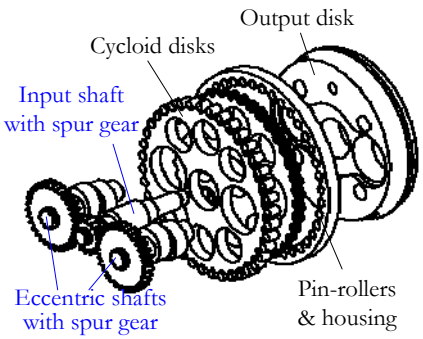


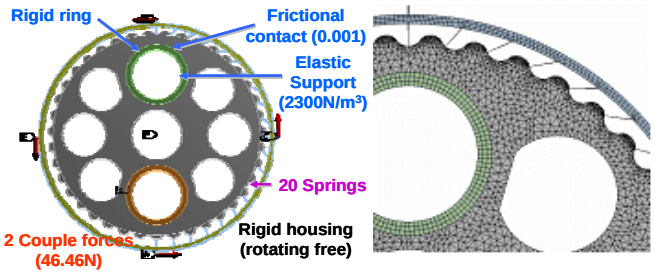
Fig. 1 Cycloid reducer for robot manipulator [1]

현재까지 사이클로이드 감속기의 접촉 응력을 구하기 위해 디스크의 형상을 고려한 연구와 헐쯔 접촉을 고려한 연구가 각각 수행되었다[1,2]. 그러나 감속기의 접촉 하중 분포에 큰 영향을 줄 것으로 예상되는 지지 베어링의 강성은 고려되지 않았다.

본 연구에서는 유한요소법을 기반으로 디스크의 형상, 디스크와 핀-롤러 사이의 헐쯔 접촉, 그리고 지지 베어링의 강성을 고려해 사이클로이드의 접촉 응력 및 비틀림 강성 해석하였다. 우선 구멍이 없는 사이클로이드 디스크의 형상을 생성하고 핀-롤러 사이 접촉을 선형스프링으로 모델링 하여 유한요소 해석을 수행한 후 이론값과의 비교를 통해 해석 결과의 타당성을 검증하였다. 특히 헐쯔 접촉 강성이 접촉력에 의해 변동하므로 유한요소해석과 헐쯔 접촉 강성 계산을 반복적으로 수행하여 접촉응력과 비틀림 강성을 해석하였다. 해석 결과 사이클로이드 기어의 정확한 접촉 응력을 구하기 위해서는 사이클로이드의 형상, 헐쯔 접촉 및 지지 베어링의 강성을 모두 고려해야함을 확인했다.

2. FEM 모델

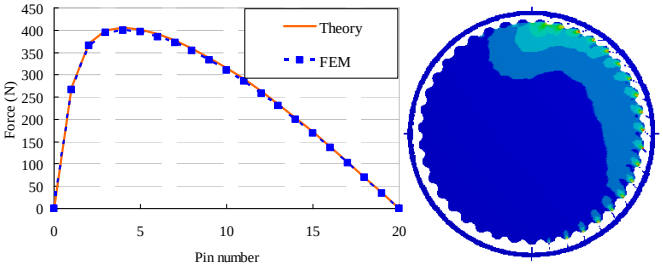
본 연구의 대상인 Nabtesco 사의 RV40 감속기의 유한요소모델을 Fig. 2 와 같이 Ansys Workbench11 를 이용하여 수립하였다[3]. 사이클로이드 디스크의 기하학적 형상을 이론식을 이용하여 생성하였다. 사이클로이드 디스크와 핀-롤러 간의 접촉은 길이 0.1mm 의 선형 스프링으로 단순화하였으며, 하우징은 변형이 없는 강체 프레임으로 구성하였다. 지지 베어링은 강체링의 외경에 미끄러짐과 분리가 가능한 마찰접촉(Frictional contact) 조건을 부여하고 내경은 탄성지지로 모델링하였다. 특히 탄성 지지 강성은 이론적으로 구한 볼 베어링의 강성과 일치하도록 유한요소해석을 통해 결정하였다. 하우징에 정격토크에 절반인 208Nm 를 부가했고 하우징은 회전변형만을 허용하였다.



(a) FEM model (b) Zoom in

Fig. 2 FEM model of the cylcolid gear (Element No.57995)

유한요소해석의 타당성을 검증하기 위해서 구멍이 없는 사이클로이드 디스크의 접촉하중을 유한요소해석으로 구하여 이를 이론값과 비교하였다. Fig. 3 과 같이 사이클로이드 디스크와 하우징을 강체로 가정하고 유한요소해석을 통해 구한 접촉하중분포와 이론식으로 구한 하중분포의 차이가 2%이하로 매우 작게 나타났다.



(a) Contact force distribution (b) Contact stress

Fig. 3 Analysis of the FEM Model

3. 구조강성 및 접촉 강성을 고려한 해석

사이클로이드 디스크는 회전 각도에 따라서 구멍의 위치가 달라지므로 0, 60, 120 도 회전했을 때 디스크 형상에 대해 유한요소해석을 수행하였다. 헐쯔 접촉을 고려하기 위해 일정한 접촉 강성에서 유한요소해석으로 접촉 하중을 구하고 그 접촉하중을 헐쯔 접촉 식에 대입하여 접촉 스프링의 강성을 구하여 그 차이가 1% 이하가 되도록 반복 수행하였다. 반복 계산 과정을 Fig. 4 에 도시하였다.

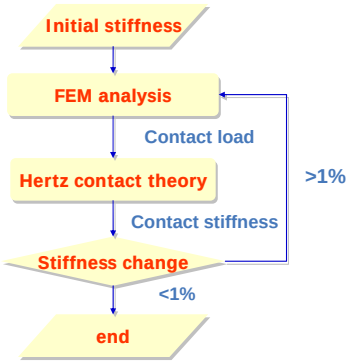


Fig. 4 Iteration procedure considering Hertz contact

회전 위치 변화 및 헐쯔 접촉 고려에 따른 접촉 하중 분포 결과를 Fig. 5 에 나타내었다. 디스크의 구멍 위치 변화로 인해 최대 접촉 하중이 약 150%이상 증가되며, 회전 위치에 따라 힘의 분포가 크게 변화된다. 헐쯔 접촉까지 고려하면 최대 하중이 약 25%정도 더 증가한다.

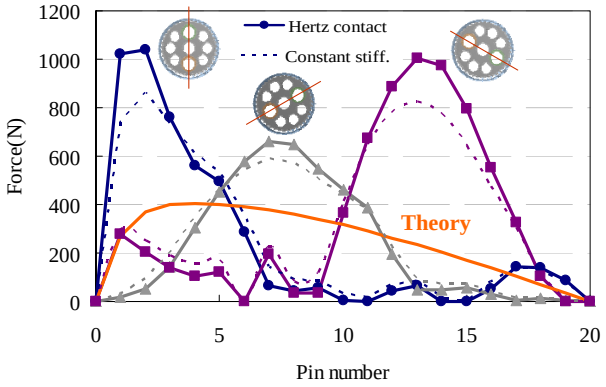
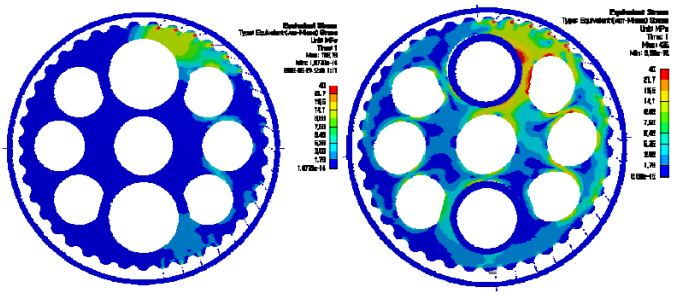


Fig. 5 Contact load distribution with angle position

4. 베어링을 고려한 해석

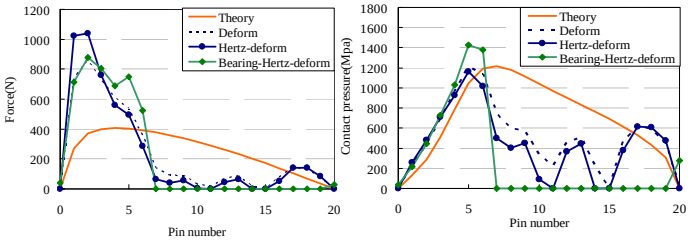
편심축 구멍을 고정한 경우에 비해 지지 베어링의 강성을 고려한 경우 디스크 응력분포가 Fig. 6 과 같이 변화된다.



(a) Fixed support (b) Baring support

Fig. 6 Stress distribution of the cycloid disk

지지 베어링의 강성을 고려한 접촉 하중과 응력 해석결과는 각각 Fig. 7 에 나타냈다. 지지 베어링 강성으로 인하여 디스크의 최대 접촉 하중은 약 20 %감소하였지만, 디스크의 최대 접촉 응력은 약 20%증가한다.



(a) Contact force (b) Contact pressure

Fig. 7 FEM analysis of contact force and stress

5. 비틀림 강성

사이클로이드 감속기의 비틀림 강성을 구하기 위해 최대 토크 하중을 10 개의 등간격으로 나누어 각각 하중을 하우징에 부가하고 하우징의 선형 변위를 통해 각도 변위를 구하였다. 각각의 부가 토크 하중에 따른 강성 값을 Fig. 8 에 나타내었다. 하중의 증가에 따라 사이클로이드 감속기의 비틀림 강성은 미소하게 증가 하나 그 변화폭이 약 5% 이내로 121.87Nm/arcmin 을 유지한다.

본 연구에서 모델링된 Nabtesco 사의 RV40 감속기는 실제 약 108Nm/arcmin 의 비틀림 강성을 가지며, 지지 베어링 강성을 고려한 유한요소해석과 약 10%의 차이를 보인다. 이는 스퍼기어로 구성된 1 단 감속부와 축의 변형등의 영향을 고려하지 않았기 때문으로 생각된다. 구조강성, 접촉강성, 베어링 강성까지 차례로 고려했을 경우의 비틀림 강성을 Table 1 과 같이 나타내었다. 지지 베어링에 비틀림 강성에 큰 영향을 줌을 확인할 수 있다.

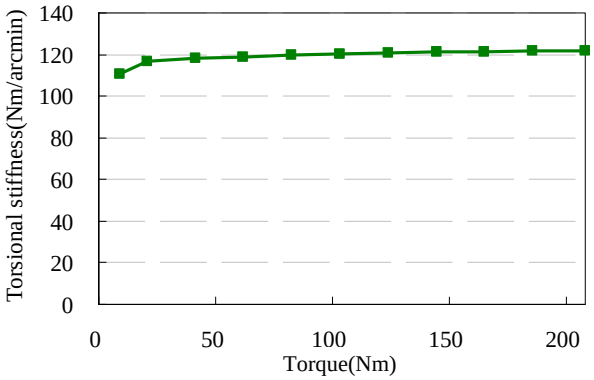


Fig. 8 Torsional stiffness

Table 1 Torsional stiffness variation

	Disk	HeartzContact	Bearing
Tortional stiff. (Nm/arcmin)	1331.47	860.48	121.87

6. 결론

사이클로이드 감속기의 구조 강성 및 접촉강성, 베어링 강성을 모두 고려하여 접촉 응력 및 비틀림 강성을 해석하였다. 사이클로이드 디스크의 회전 위치에 따라 변화하는 디스크의 형상뿐 아니라 헐쯔 접촉에 의해서도 최대 접촉하중 및 접촉 응력의 크기가 변함을 확인하였다. 또한 지지 베어링의 강성이 디스크의 응력 분포의 형태뿐만 아니라 사이클로이드 감속기의 비틀림 강성에도 큰 영향을 주는 것을 확인하였다.

후기

본 논문은 서울시 산학연협력사업의 신기술연구개발지원사업의 과제로 연구되었습니다.

참고문헌

1. 이상엽, 박제승, 안형준, 한동철, "Hertz 접촉이론을 이용한 사이클로이드 감속기의 비틀림 강성해석" 한국 정밀공학회춘계 학술대회, 2005.
2. Ishida, T., Hidaka,T., Wang, H., Yamada, H. and Hashimoto, M., "Bending Stress and Tooth Contact Stress of Cycloid Gear with Thin Rims", Transactions of the JSME C 62(593),291-297,1996
3. RV-E series catalog (2005) Nabtesco
4. Johnson, K.L., Contact Mechanics, Cambridge University Press , 2001, pp. 84-106
5. 김경홍, 이춘세, 안형준, “정밀 사이클로이드 감속기의 접촉 응력 해석”, 제 3 회 한국지능로봇 종합 학술대회, 2008.