

# Js-dyna 를 이용한 사이클로이드 감속기의 성능해석 The analysis of performance of the cycloidal type reducer with Js-Dyna

\*조규종<sup>1</sup>, #이민근<sup>2</sup>, 최성원<sup>3</sup>

\*K. Z. Cho<sup>1</sup>, #M. K. Lee(mkland7@hanmail.net)<sup>2</sup>, S. W. Choi<sup>3</sup>

<sup>1</sup> 전남대학교 기계공학과, <sup>2</sup> 전남대학교 기계공학과, <sup>3</sup> 전남대학교 기계공학과

Key words : cycloid, reducer, Js-dyna

## 1. 서론

사이클로이드 편기어 감속기의 특징은 사이클로이드 곡선을 갖는 편기어가 편기어를 맞물고 돌아가면서 큰 감속비와 큰 토크를 발생시키는 것이다. 따라서 저속 고토크를 요구하는 굴삭기 궤도 차량의 구동부에 응용하는 경우가 많은 편이다. 그런데 사이클로이드 감속기는 편기어와 편기어가 직접 접촉을 하기 때문에 접촉면의 응력과 면압이 높기 때문에 윤활을 아무리 잘한다 해도 베어링 계수값( $\eta N/P$ )이 매우 작아져서 경계 윤활 상태에 머무르는 것이 보통이라고 볼 수 있다. 따라서 마찰에 의한 발열이 치차 변속기보다 훨씬 클 것으로 예측되나 발열량을 정량적으로 해석할 만한 방법이 없어 발열에 대한 대책 또한 강구하기가 어려운 형편이다. 따라서 사이클로이드 감속기의 발열량을 예측하는 기법 개발이 절실한 형편이어서 본 연구에서는 상품화되어 보급되는 D사 사이클로이드 감속기를 Js-Dyna 로 시뮬레이션하여 응력 해석과 Sliding Energy 등을 계산하여 이의 활용성을 검증하는데 연구의 목적을 두었다.

## 2. 사이클로이드 감속기 모델링

Fig. 1 은 D사 제품의 사이클로이드 감속기의 구조도이고, Table 1 은 이 감속기의 성능표이다. 그런데 이 감속기를 R사에서 구입하여 Table 1에 보인 것처럼 태양치차와 유성치차 속비를 높여서 출력단의 속도가 60rpm에서 161rpm이 되도록 개조하여 특수차량에 사용한 경우가 있어서 본 연구에서는 이 두 경우에 대한 비교 검토를 통해 사이클로이드 감속기의 활용 한계를 검토해 보고자 하였다.

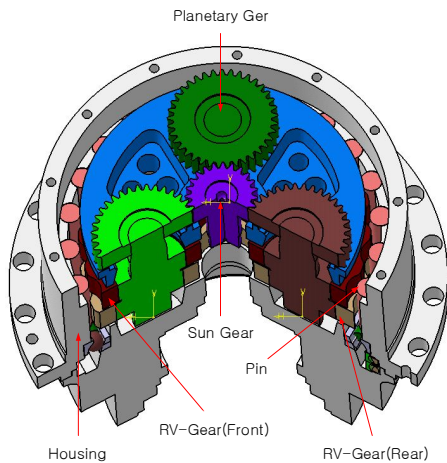


Fig. 1 Cycloidal reducer(GM35VL)

Table 1 Specification of the cycloidal reducer

Spec.	"D" company	"R" company
Tooth no. of sun gear	23	18
Tooth no. of planetary gear	37	42
Tooth no. of RV gear	23	23
The no. of pin	24	24
Total reduced speed ratio	38.6	56
Max. rev. of motor	6,250rpm	2,800rpm
Max. rev. of reducer	161.92rpm	60rpm
Driving wheel	tire(1,100mm)	caterpillar
Max. required speed of ET transporter	33.55(km/hr)	12.43(km/hr)

Fig. 2는 이 사이클로이드 감속기 각 부품들을 유한요소로 모델링한 그림인데 고정부에 해당되는 부품들은 Rigid Body로 처리하였고, 구동력을 전달하는 회전 부품들은 Flexible Body로 처리하여 Table 2에 보인 철강 소재의 물성치를 부여하였다.

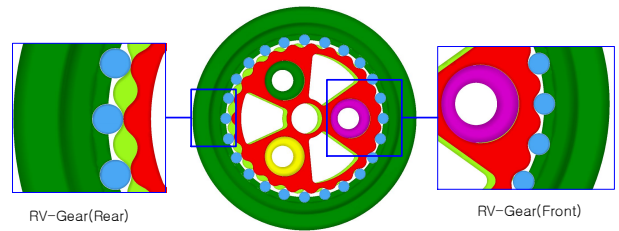


Fig. 2 Cycloid reducer for finite element analysis

모델링 된 유한요소 모델은 733,146 요소와 557,909 절점으로 구성된 3 차원 모델로 매우 큰 자유도를 갖고 있어서 IBM Blade 시스템 104 Core 슈퍼컴을 사용하여 해석을 수행하였다.

Table 2 Mechanical properties of AISI 1030 steel

Mechanical Properties	
Tensile Strength, Ultimate	635 MPa
Tensile Strength, Yield	515 Mpa
Elongation at Break	28.2 %
Modulus of Elasticity	200 GPa
Poissons Ratio	0.290

해석 조건은 Table 1에 보인 D사 제품의 최대 토크를 최종단 회전 허브에 Fig. 3에 보인 것처럼 0.2초 사이에 부가되도록 하였다. 그 다음에 최종단의 회전수가 60rpm인 경우에는 태양치차 입력축을 2800rpm으로 회전시키고, 출력단의 회전수가 161rpm의 경우에는 6250rpm으로 회전시킬 경우로 입력하였으며, 이런 회전수가 유성치차의 편심축을 회전시키는 각속도로 환산하여, Fig. 3에 보인 것처럼 0.2~1.2 초 사이에 정상 각속도 ( 60rpm → 117.2rad/sec , 161rpm → 406.8rad/sec )에 도달하도록 입력 데이터를 구성하였다.

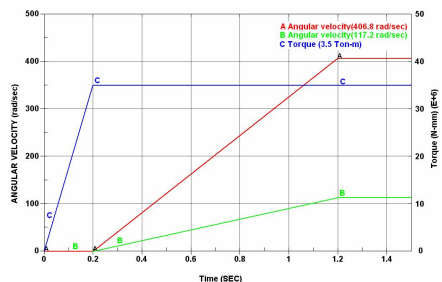


Fig. 3 Input data of angular velocity and torque

한편 미끄럼 마찰 부위는 저널베어링과 유사하다고 볼 수 있으나, 베어링 계수( $\eta N/P$ ) 값이 매우 작아서 경계 윤활로 볼 수 밖에 없으므로  $\mu = 0.02$ 로 계상하였고, 기타 를

러 베어링 부위는 마찰계수를  $\mu = 0.001$  로 계상하여 계산하였다. 이와 같은 입력 데이터를 8GB CPU 를 갖고 있는 워크스테이션에서 수행시켜 본 결과 계산 시간이 500 시간 이상이 예상되어서 연산이 불가능하였으나 48 CPU 로 병렬 처리한 슈퍼컴에서는 30 시간 정도로 충분히 연산 가능하였다.

### 3. 해석결과

Fig. 4 는 출력단에 3.5ton-m 의 토크가 걸린 상태에서 60rpm 으로 회전하는 경우 판기어에 걸리는 최대응력의 크기를 보인 것으로, 판기어의 홈과 홈 사이의 사이클로이드 기어에 512MPa(Von-Mises Stress)의 응력이 나타나고 있다.

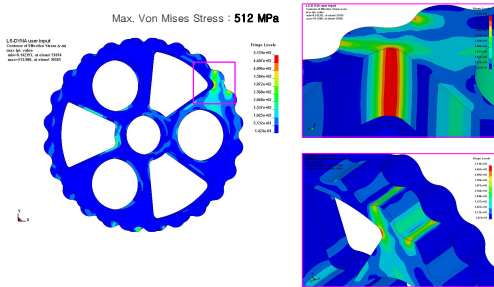


Fig. 4 Contour of Von Mises Stress on the RV Gear at 60rpm with 3.5ton·m torque

이 때 핀기어에는 Fig. 5 에 보인 바와 같이 438MPa 의 응력이 발생함을 볼 수 있었다. 그런데 이런 응력들은 회전 및 충격하중에 의해 발생하기 때문에 각 회전 위치에서 본다면 사이클로이드 판기어에는 463~512MPa 의 응력 범위를 보이고 있으며, 핀 기어에는 438~507MPa 의 응력 범위를 보였다.

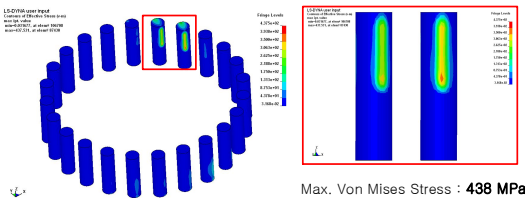


Fig. 5 Contour of Von Mises Stress on the pin

Fig. 6 은 판기어와 핀 기어의 접촉하중(Resultant Force)의 변화를 보인 곡선으로 두 개의 판기어에 발생하는 pick 하중 값이 20ton 정도임을 알 수 있고, 이 하중에 피치원 반경 0.175m 를 곱하면 3.5ton·m 의 토크가 발생됨을 확인할 수 있다.

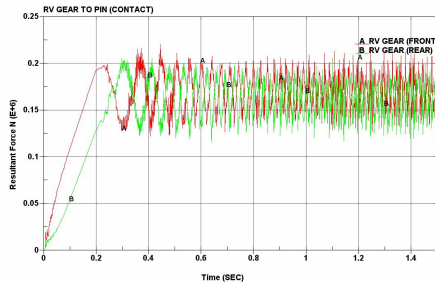


Fig. 6 Resultant force between planetary gear and pin at 60rpm with 3.5ton·m torque

한편 3.5ton·m 의 토크가 가해진 상태에서 161rpm 으로 회전하는 경우의 판기어에 걸리는 응력은 550~590MP 정도 가의 발생함을 볼 수 있었고, 이때 핀기어에 걸리는 응력도 평균 538MPa 의 최대응력이 발생하여 항복응력을 상회하는 응력들이 나타남을 볼 수 있었다. 이때 판기어와 핀기

어 사이에 작용하는 회전력(Resultant Force)은 이 경우 역시 pick 하중이 20ton 정도로 회전 반경 0.175m 를 곱하면 3.5ton·m 의 구동토크가 발생됨을 볼 수 있었다.

Fig. 7 은 60rpm 과 161rpm 으로 회전이 시작되어 1.2 초가 지난 후 정상속도로 회전하는 두 경우에 누적된 손실에너지(Sliding Energy)로 회전속도가 커지면 손실에너지가 급격히 증가함을 볼 수 있었다.

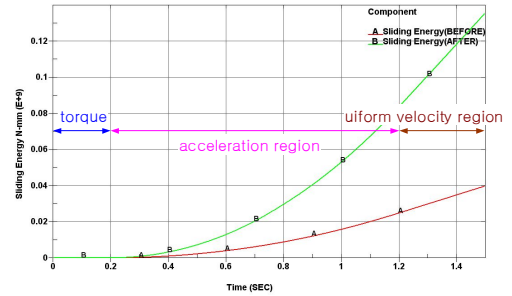


Fig. 7 accumulated sliding energy for two cases : 60rpm and 161rpm

Fig. 8 은 이 손실에너지를 미분한 값으로 단위시간당 손실에너지를 보인 결과로 60rpm 의 경우는 정상 속도에 도달한 후에  $0.05 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{mm} (= 50 \text{ KW})$  의 손실에너지가 발생되고, 161rpm 의 경우에는  $0.175 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{mm} (= 175 \text{ KW})$  의 손실에너지가 발생됨을 알 수 있었다. 그런데 D 사의 감속기 사양에 의하면 이 감속기의 전달 동력이  $35000 \text{ N} \cdot \text{m} \times 60 \times 2\pi \div 60 \text{ rad/sec} \approx 220 \text{ KW}$  이므로 60rpm 의 경우는 손실동력이 1/4 이내의 수준이나 161rpm 의 경우는 손실동력이 3/4 를 상회하므로, 최대 토크 상태에서 161rpm 으로 회전하도록 이 감속기를 사용한다면 유효동력이 너무 작아서 활용이 불가능할 것으로 예측되었다.

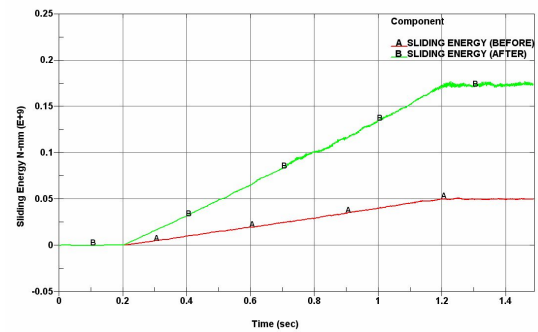


Fig. 8 Sliding energy loss rate for two cases : 60rpm and 161rpm

### 4. 결론

1. 사이클로이드 감속기의 경우 저속(60rpm 이내)에서는 손실동력이 25% 미만으로 나타났으나 고속(161rpm)에서는 75% 이상의 손실 동력이 발생하여 사용이 거의 불가능 함을 알 수 있었다.
2. 최대 토크로 회전하는 경우(3.5ton·m)에 저속인 경우나 고속인 경우 최대 응력이 항복점을 상회하므로 이런 무리한 사용은 피하는 것이 바람직할 것으로 판단되었다.
3. 본문의 계산 결과에 의하면 Ls-dyna 를 활용하면 감속기의 성능해석을 수월하게 할 수 있다고 판단되었다.