

저속차량 차동장치의 내구성능 해석

천종필*, 편영식⁺

(Manuscript received: Sep, 22, 2012 / Revised: Nov, 13, 2012 / Accepted: Nov, 26, 2012)

Durability Performance Analysis of a Differential Gear for a Low Speed Vehicles

Jong-pil Cheon*, Young-Sik Pyoun⁺

Abstract

Low speed vehicle(LSV), golf carts have unique requirements to differential gear design. For double axle torque LSV differential loading conditions were determined with the help of analytical model and ANSYS finite element analysis. With stress safety factor 3.15, fatigue safety factor 1.08 and fatigue life 106 cycle ring gear teeth strength analysis is performed and structure design optimized. This allows reducing overall cost of differential unit.

Key Words : LSV, Low speed vehicle(저속차량), Differential gear(차동장치), Structural analysis(구조해석), Total deformation(전변형량), Equivalent stress(등가응력), Transfer ratio(전달비)

1. 서론

자동차산업은 눈부시게 발전을 거듭하면서 이동수단으로는 손색이 없는 정도의 안락함과 승차감 그리고 안전성을 고려한 자동차는 우리들 곁으로 다가와 그 즐거움을 만끽하고 있다⁽¹⁾. 그러나 그 외적인 곳에서의 고유가에 대비한 소형의 저속차량(LSV : low speed vehicle)을 연구개발이 진행하기도 하고 일부는 상용화하여 도로교통법에 의한 주행은 시작되고 있다. 또한 공항, 대형공장, 골프장, 놀이공원, 유원지 등의 한정된 공간에서 근거리 이동용 특수차량의 제작이 법적인 허가와 무관하게 제작되어 사용되고 있다.

이러한 저속차량은 새시(chassis)와 차체(body)에 대한 운행 및 충격 등에 대한 안전한 구조인가에 대해 질문에 대답은 돌아오지 않고 있다. 이런 현실에서 운전의 부주의로 사고발생은 일어나고 있고 이것이 우리들의 안락한 여가생활을 즐기는 데 위험요소로 대두되고 있는 실정이다⁽²⁾.

따라서 저속차량을 제작하는 제조자는 소형승용차의 새시구조 일부를 사용하고 있다. 이 새시구조 중에서 조향장치, 현가장치, 제동장치, 휠 및 타이어는 그나마 안전하다. 그러나 엔진을 대신한 모터, 변속기를 대신한 단일 감속기는 차량을 움직이는 근원으로 중요 보안부품으로 분류된다. 그러나 변속기에 해당되는 감속기는 단지 변속은 되지 않는 기어배열 구조이지만 차동장치(differential gear)가 내장되어 바퀴에 동력을 전달되는 구조이다.

양쪽바퀴가 미끄러지지 않고 커브 길을 원활하게 회전하려면 바깥쪽 바퀴가 안쪽 바퀴보다 더 많이 회전되어야 하며, 울퉁불퉁한 도로를 주행할 때에도 양쪽 바퀴의 회전수가 달라져야 하므로 4륜차의 구동축에는 차동장치가 장착되어 있다^(3,6). 그런데 차동장치는 일반 승용차에 사용하는 구조인 일체형 케이스는 절삭가공이 어렵고, 또한 치수관리가 어려워 고가의 트랜스퍼머신(transfer machine)에서 가공을 하고 있다. 그러나 아직 완성차업체의 협력회사에서 생산되고 있고 전용라인에서 가공

* (주)삼양감속기 생산기술팀

⁺ 교신저자, 선문대학교 기계공학과

주소: 336-708 충남 아산시 탕정면 선문로 221번길 70

✉ Corresponding Author E-mail: pyoun@sunmoom.ac.kr

하고 있어 소량생산에 대응은 현실적으로 불가능하다. 이러한 현실에서 감속장치에 내장되는 차동장치에 대한 공급의 어려움을 개선하고, 제조품질을 확보하는 차원과 앞으로의 수요에 상응으로 저속차량의 총중량을 감안한 차동장치 개발의 시급성이 대두되고 있는 실정이다.

그러다 보니 저속차량을 제작하는 업체는 구조적으로 안전한 차동장치의 공급이 어려운 실정이고, 또한 일부 제작을 한다하더라도 소형승용차의 차동장치를 모방하여 제작하고 있어 안전한 구조인지에 대해서 의구심이 있지만 채용하고 있는 실정이다.

따라서 본 연구는 저속차량용 단일 감속기에 내장되는 차동장치를 차량의 무게와 제조를 고려하여 케이스는 분리형구조의 형상과 베벨기어, 기타부품을 솔리드웍스의 3D설계로 모델링하여 구조성능 해석을 통한 안전성이 확보된 제품개발에 목적이 있다.

2. 파워트레인 구조 및 차동장치 작동원리

Fig. 1은 저속차량 파워트레인의 구조는 Fig. 1와 같이 부품 구성은 케이스, 커버, 기어류 4종, 차동장치 등이며, 그 외 볼트 2종, 베어링 2종, 기타 8종의 부품으로 되어 있다. 부품설계는 SolidWorks를 이용하여 각각의 부품을 파트로 3D설계하고 이것을 어셈블리 한 구조를 나타내고 있다.

2.1 차동기어의 작동구조

2.1.1 직선주행

Fig. 2의 (a)와 같이 직선 주행을 할 때 피니언기어가 링기어

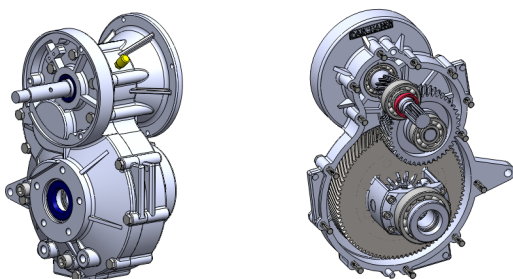


Fig. 1 LSV power-train 3D model Configuration

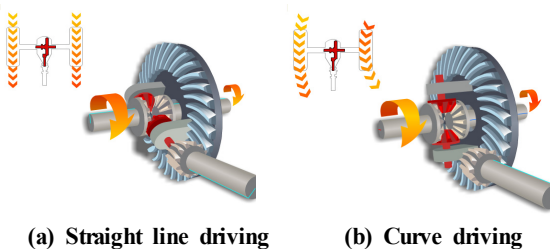


Fig. 2 Differential gear of work structure

를 회전시키면 이와 함께 차동장치의 차동기어와 차동피니언 전체를 회전시키게 된다. 이 때 차동피니언은 회전하지 않으며 양쪽 차동기어는 동일속도로 회전, 양쪽 구동바퀴도 동일속도로 회전하게 된다⁽⁴⁾.

2.1.2 곡선 주행

Fig. 2의 (b)와 같이 곡선 주행을 할 때 바깥쪽 바퀴의 회전 반경은 안쪽 바퀴보다 많이 회전해야 한다. 만약 양쪽바퀴의 회전속도가 동일하게 고정되면 차량의 곡선 주행시에는 한쪽 바퀴의 미끄럼이 생기게 된다. Fig. 2의 (b)에서와 같이 곡선 주행을 할 때 차동피니언이 회전하며 바깥쪽 차동기어를 빨리 회전하고, 안쪽 차동기어를 느리게 회전함으로써 양쪽 바퀴에 요구되는 알맞은 회전속도를 분배할 수 있게 된다⁽⁴⁾.

2.2 차동기어의 작동 토크계산

2.2.1 직선주행

Fig. 4와 같이 좌우 바퀴의 견인력과 구동토크는 Fig. 3과 같이 노면과 타이어의 저항에 상응하는 토크가 양쪽 차축에 균일하게 전달되기 때문에 앞의 조건으로부터 계산하면 한쪽 바퀴에 있어서의 노면과 타이어 저항, 결국 견인력 T_1 , T_2 는 식 (1), 차량의 총 견인력은 T_t 은 식 (2)와 같다. 이 때 한쪽의 차축 토크는 견인력에 타이어반경을 곱한 것을 T_{R1} , T_{R2} 는 식 (3)과 같으며, 다른 한쪽의 차축 토크계산식이 같으므로 링기어의 토크 T_{Rt} 는 식 (4)와 같다⁽⁵⁾.

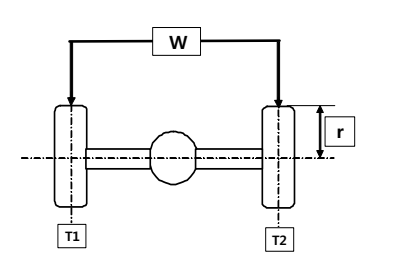


Fig. 3 Vehicle of weight and tire Specifications

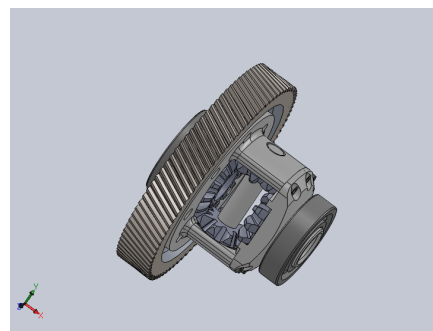


Fig. 4 3D modeling of the Differential gear

$$T_1, T_2 = 1/2 \times W \times r \quad (1)$$

$$T_t = T_1 + T_2 \quad (2)$$

$$T_{R1}, T_{R2} = T_t \times r \quad (3)$$

$$T_{Rt} = T_{R1} + T_{R2} \quad (4)$$

2.2.2 곡선 주행

Fig. 2와 같이 곡선 주행을 할 때 바깥쪽 바퀴의 회전 반경은 안쪽 바퀴보다 많이 회전해야 한다. Fig. 2의 (b)에서와 같이 곡선 주행을 할 때 차동피니언이 회전하며 바깥쪽 차동기어를 빨리 회전하고, 안쪽 차동기어를 느리게 회전함으로써 양쪽 바퀴에 요구되는 알맞은 회전속도를 분배할 수 있는 조건으로 토크 계산식은 고속측 바퀴의 토크 T_S 는 식 (5), 좌우 사이드기어 토크 T_D 는 식 (6), 좌우 클러치 토크 T_C 는 식 (7), 저속 측 바퀴의 토크 T_L 는 식 (8), 링기어 토크 T_G 는 식 (9), 전달비(transfer ratio) R_t 는 식 (10), 타이어 반경은 r , 노면 마찰계수는 μ ($\mu=0.1$), 차동잠금(differential lock)계수는 $k(k=0.33)$ 로 계산된다.

$$T_S = 1/2 \times W \times r \times \mu \quad (5)$$

$$T_D = T_S / (1-k) \quad (6)$$

$$T_C = k \times T_D \quad (7)$$

$$T_L = T_D + T_C \quad (8)$$

$$T_G = T_S + T_L \quad (9)$$

$$R_t = T_L / T_S \quad (10)$$

그리고 견인력은 견인조건이 나쁜 우측 바퀴는 보통 차동 장치와 같은 토크이므로 견인력은 축 토크에 타이어 반경으로 나누어 주거나 또는 차량하중에 노면 저항계수를 곱하는 것과 같은 값이다. 좌측 바퀴는 토크는 전달비에 우측 바퀴의 토크를 곱하여 축 토크가 증가하기 때문에 견인력은 좌측 바퀴에 타이어 반경을 나누어 주면 되고, 차동장치의 2배 크기로 된다⁽⁶⁾.

3. 모델링 및 경계 조건

3.1 연구 모델

본 연구에서는 Fig. 4는 차동장치 외형 및 내부구조이다. 내부구조는 케이스, 커버, 사이드 베벨기어, 피니언 베벨기어, 피니언 축 등의 기타 볼트의 3종의 부품이 조합된 구조로 이루어져 있으며, SolidWorks를 이용하여 각각의 부품을 파트로 3D 설계하고 이것을 어셈블리를 한 차동장치 구조이다.

3.2 차량제원 및 경계조건

차량제원은 차량중량 650kg, 승차인원 5명의 총중량 300kg,

적재중량 50kg을 더한 1,000kg이다. 그리고 견인모터의 사양은 Starting torque가 1,000rpm에서 92N.m, Maximum speed는 7,000rpm과 감속기의 감속비는 1 : 8.5으로 감속되어지게 기어배열로 구성하여 구동동력은 차동장치에 연결된 차축에 의해 바퀴로 전달되어 진다. 이때 곡선주행에서 링기어 토크는 18.74kgf.m(183.84N.m), 견인력은 74.96kgf (735.35N) 이다.

4. 해석결과

4.1 차동기어 토크 계산

Fig. 3에 의한 차동장치의 차동케이스의 진동 및 구조해석과 사이드기어, 피니언기어를 피로해석을 하기 위하여 차량의 최대 중량으로 각 부품에 걸리는 토크는 식 (1~10)으로 계산하였다. 그리고 차량의 제원은 총중량은 1,000kg, 타이어 반경은 0.25m, 마찰계수(μ)는 0.1, 차동마찰계수는 0.33, 노면저항계수 0.8이다.

4.1.1 직선주행

직선주행 계산식 (1~4)으로 4개의 바퀴에 받는 각각의 하중은 200kgf로 뒤 바퀴 2개는 400kgf의 하중을 받는다. 한쪽 바퀴의 견인력은 식 (1)에 의해 250kgf에 노면저항계수 0.8을 곱하면 200kgf, 차량의 총 견인력은 400kgf이다. 그리고 한쪽의 차축 토크는 식 (3)에 의해 견인력 200kgf에 타이어 반경 0.25m을 곱하면 토크는 50kgf.m(490.5N.m)이며, 다른 쪽도 같으므로 링기어 토크는 식 (4)에 의해 100kgf.m(981N.m)이다.

Table 1은 직선주행을 할 때에 차동장치에 가해지는 구동 토크를 나타내었다.

4.1.2 곡선주행

곡선주행 계산식 (5~10)으로 계산을 하였다. 고속측 바퀴의 토크 T_S 는 식 (5)에 의해 6.25kgf.m, 좌우 사이드기어 토크 T_D 는 식 (6)에 의해 9.37kgf.m, 좌우 클러치 토크 T_C 는 식 (7)에 의해 3.12kgf.m, 저속측 바퀴의 토크 T_L 는 식 (8)에 의해 12.49kgf.m, 링기어 토크 T_G 는 식 (9)에 의해 22.38kgf.m, 전달비(transfer ratio) R_t 는 1.998가 산출되었다.

그리고 총 견인력은 견인조건이 나쁜 좌측 바퀴는 보통 차동장치와 같은 값의 토크는 6.25kgf.m이므로 견인력은 차축 토크

Table 1 Straight line driving of traction and torque results

| | |
|-----------------------------|--------------------|
| One wheel of traction power | 200kgf (1,962N) |
| Total of traction power | 400kgf (3,924N) |
| One wheel of torque | 50kgf.m (490.5N.m) |
| Ring gear of torque | 100kgf.m (981N.m) |

Table 2 Curve driving of of torque results

| | |
|------------------------------------|-------------------------------------|
| High-speed side wheels of torque | 6.25kg _f .m (61.31N.m) |
| Right and left side gear of torque | 9.37kg _f .m (91.92N.m) |
| Right and left clutch torque | 3.12kg _f .m (30.61N.m) |
| Slow-side wheels of torque | 12.49kg _f .m (122.53N.m) |
| Ring gear of torque | 18.74kg _f .m (183.84N.m) |
| Transfer ratio | 1.9984 |
| Total traction power | 74.96kg _f (735.35N) |

에 타이어 반경을 나누면(또는 하중에 노면 저항계수) 25kg_f의 값이다. 좌우 바퀴는 $R_t=1.9984$ 이므로 축 토크가 12.49kg_f.m로 증가하기 때문에 견인력은 49.96kg_f이 되고, 차동장치의 2배 크기로 된다. 또 차량의 총 견인력은 74.96kg_f (735.36N)으로 되고, 차동장치의 1.5배의 견인력을 갖는 것으로 된다. Table 2는 곡선주행을 할 때에 차동 장치에 가해지는 구동토크 및 총 견인력을 나타내었다.

4.2 FEM 해석

FEM 해석은 ANSYS Workbench CAE해석 프로그램을 사용하여 구조해석을 하였다. 이 FEM 해석은 선형 구조 해석으로 경계조건과 하중이 정적으로 작용하는 탄성체에 대한 해석이다. 이 해석은 모델의 변위, 변형률, 응력, 반력을 구해내고 안전계수(factro fo safety)를 이용하여 소성 및 파괴여부를 확인할 수 있다. 또한 선형 응력 해석은 후크의 법칙을 기본식으로 사용하였다. Fig. 5는 메시의 요소 사이즈는 10mm, 최소에지길이는 0.013mm로 결점의 수와 요소의 수는 209,150개와 116,501개로 되어 있다.

Fig. 6은 해석을 위하여 차동장치가 조립되는 베어링 외륜에 구속조건은 Cylindrical Support로 구속을 Radial, Axial방향은 Fixed, Tangential방향은 Free로 고정시켰다.

Fig. 7은 차동장치에 링기어를 M12 볼트로 체결하여 고정하였다. 그리고 이 링기어 이(tooth)에 735.35N의 힘을 가하였다 한다. 그리고 물성치는 Table 3에서 확인할 수 있다.

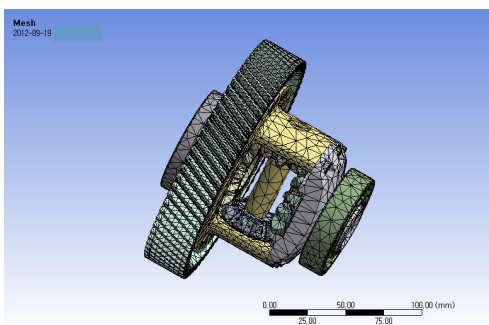


Fig. 5 Mesh of model

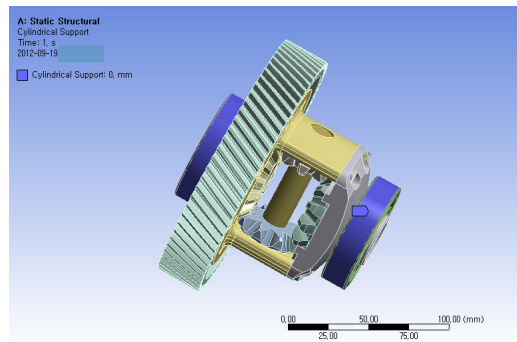


Fig. 6 Fixed condition at analysis

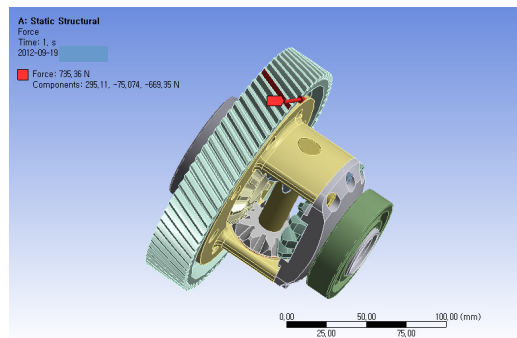


Fig. 7 Force condition at analysis

Table 3 Material property

| | |
|----------------------------|------------------------|
| Young's Modulus | 2×10^5 MPa |
| Poisson's Ratio | 0.3 |
| Density | 7,850Kg/m ³ |
| Tensile Yield Strength | 250MPa |
| Compressive Yield Strength | 250MPa |
| Tensile Ultimate Strength | 460MPa |

4.3 강도 해석

Fig. 8부터 Fig. 12까지는 정적강도 해석을 하여 전변형량, Z축 방향 변형량, 등가 탄성 변형도, 등가 응력, 안전율의 해석 결과이다. Fig. 8은 전변형량을 해석한 결과 피니언 축이 최소 변형량이 일어났으며 그 값은 $3.111e-004$ mm이며, 링기어에서 최대 변형량이 나타났으며 그 값은 $4.211e-002$ mm이다. 그리고 Fig. 9는 변형의 방향은 링기어의 치면에 직각으로 Z축 방향 변형량이 최소 $-4.183e-002$ mm에서 최대 $3.980e-002$ mm의 값을 나타냈다.

Fig. 10은 등가 탄성 변형도(von-Mises)를 해석한 결과 케이스와 커버를 고정하는 M6 체결볼트에서 최대값, 케이스의 구면과 피니언기어의 구면사이에 있는 부품인 구-스페이서에서 최소값이 나타났다. 그 값의 최대치는 $3.962e-004$ mm/mm, 최소치는 $2.258e-011$ mm/mm이 나타났다. 그리고 Fig. 11은 등

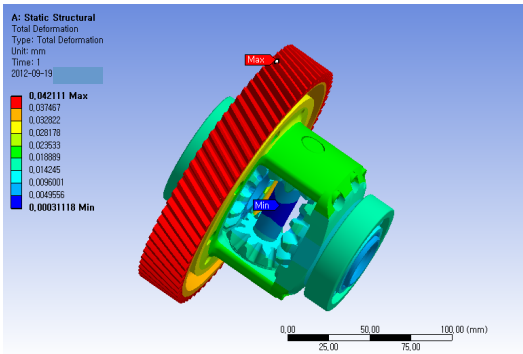


Fig. 8 Contour of total deformation at excavator

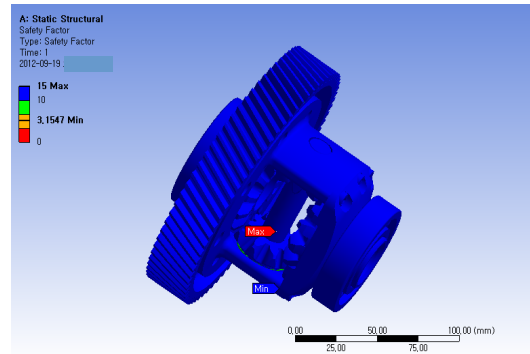


Fig. 12 Contour of safety factor at excavator

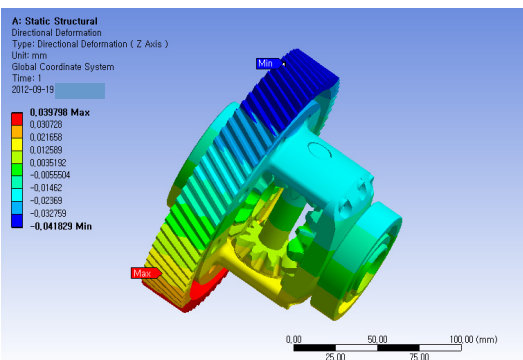


Fig. 9 Contour of direction deformation (Z axis) at excavator

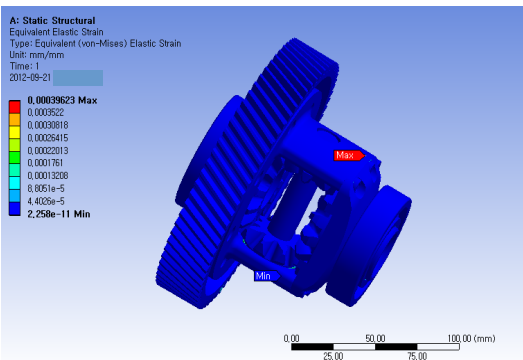


Fig. 10 Contour of equivalent (von-Mises) strain at excavator

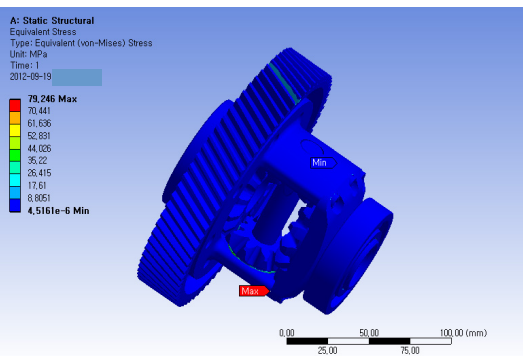


Fig. 11 Contour of equivalent (von-Mises) stress at excavator

Table 4 static structural solution of results

| | |
|---------------------------------------|------------------------------|
| Total deformation | 3.111e-004 ~ 4.211e-002mm |
| Direction deformation | -4.182e-002 ~ 3.980e-002mm |
| Equivalent elastic strain (von-Mises) | 2.258e-011 ~ 3.962e-004mm/mm |
| Equivalent stress (von-Mises) | 4.516e-006 ~ 79.246 MPa |
| Safety factor | 3.1547 |

가응력(von-Mises)를 해석한 결과 케이스와 커버를 고정하는 M6 체결볼트에서 최소값, 구-스페이스에서 최대값이 나타났다. 그 값의 최소치는 4.516e-006MPa, 최대치는 79.246MPa가 나타났다.

Fig. 12는 정적안전율을 해석을 한 결과 3.155의 값이 나타났다. 최소의 정적안전율의 부품은 케이스와 커버를 고정하는 M6 볼트에서 나타났다. 그리고 각각의 부품에 대하여는 1.3 ~ 1.5이상으로 매우 안전한 것으로 확인할 수 있었다.

그리고 강도해석 결과 종합은 Table 4에서 확인할 수 있다.

4.4 피로 해석

차동장치가 반복되는 하중에 대하여 구조물의 피로 손상을 방지하기 위해 ANSYS Workbench에서 응력-수명(stress-life) 기반의 피로 해석과 변형률-수명(strain-life) 기반의 피로 해석을 수행하였다.

Fig. 13는 수명을 해석을 한 결과 피니언 베벨기어에서 최소 수명을 확인할 수 있었으며 1.0×10^6 의 사이클로 매우 안정된 구조최적설계로 확인할 수 있었다. 그리고 교차 등가 응력은 정적해석과 동일한 M6볼트에서 최대응력이 나타났으며 그 값은 79.246MPa로 나타났다.

Fig. 14는 차동장치에 되풀이해서 가해져 파괴시키는 응력(변형률)의 반복 횟수와 그 진폭(amplitude)의 관계를 나타내는 곡선을 S-N(alternating stress, S-life to failure, N cycle)선도는 피로 민감도를 나타낸 곡선이다. 가로축의 부하점(load point)의 이력은 0.5에서 1.1까지는 1.0×10^6 의 사이클로 유지

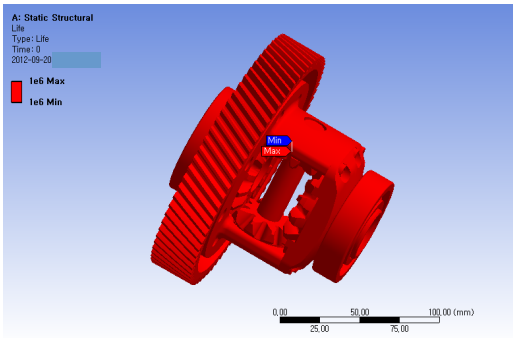


Fig. 13 Contour of fatigue life at excavator

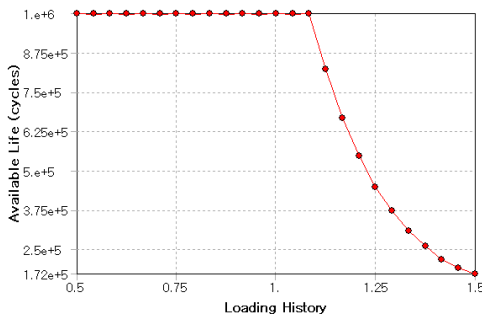


Fig. 14 Available life cycle and loading history

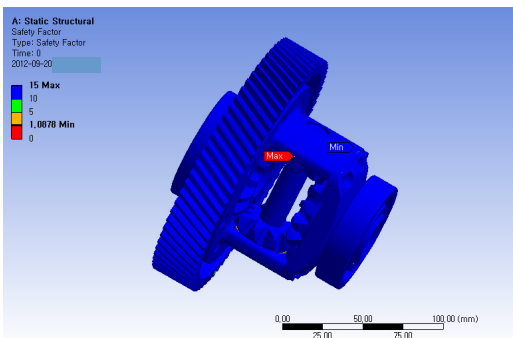


Fig. 15 Contour of fatigue safety factor at excavator

되다가 부하점이 1.1 이후부터는 떨어지기 시작하여 1.5지점에서 1.720×10^5 의 사이클로 안전하다고 볼 수 있다.

Fig. 15는 차동장치의 피로 안전율은 케이스와 커버를 고정하는 M6 체결 볼트에서 최소로 나타났으며, 그 값은 1.088로 나타났다. 피로 안전율이 만족스러운 결과를 얻기 위해서는 고장력 볼트를 사용하여 설계해야 됨을 알 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 저속차량용 파워트레인의 내부에 있는 차동장치에 고정된 링기어의 이빨에 차량의 총 견인력은 74.96kgf (735.36N) 힘을 가했을 때의 강도 및 피로해석을 수행한 결과이다.

- (1) 구동에 의한 차동장치가 좌우바퀴에 동력을 전달하면서 회전 토크로 인해 차동장치에 전변형량은 최대 $4.211\text{e-}002\text{mm}$ 로 나타났으며, 링기어에서 최대변형량이 나타났다.
- (2) 등가 변형률은 최대값은 $3.962\text{e-}004\text{mm/mm}$, 등가응력은 최대 79.249MPa 으로 피니언기어와 같은 같이 조립한 구스페이스에서 최대값이 나오는 것을 알 수 있다. 또 정적인 전률은 구-스페이스에서 최소값으로 3.155의 매우 안전한 구조최적설계로 나타났다.
- (3) 저속차량 차동장치도 피로수명은 일반자동차와 동일한 100만 Cycle이다. 피로해석 결과 Fatigue sensibility는 Loading History가 1.088 지점까지 100만 Cycle이 유지하다가 1.088지점 이후부터 사용할 수 있는 수명이 떨어져 1.5지점에서는 $1.75\text{e}+5$ Cycle 경향이 나타났으며, 케이스의 구면과 피니언기어의 구면사이에 있는 부품인 구-스페이스에서 최저수명이 나타났다.
- (4) 본 해석으로 저속차량의 차동장치에 대한 안전성이 구조해석으로 확인되었으며, 또한 저속차량의 차동장치의 생산이 원활하게 되어 저속차량의 양산생산과 제조원가 경쟁력이 높아 질 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 골프카트 파워트레인 국산화 제품개발로 수행하였으며, 이에 감사드립니다.

References

- (1) Han, M. S., and Cho, J. U., 2012, "Structural Analysis of Engine Mounting Bracket," *KSMTE*, Vol. 21, No. 4, pp. 525~531.
- (2) Shin, J. K., Shim, J. W., Hwang, S. J., and Park, G. J., 2003, "Structural Analysis and Optimization of a Low Speed Vehicle Body," *KSAE*, Vol. 11, No. 4, pp. 68~78.
- (3) Pyoun, Y. S., Jang, Y. D., Lee, Y. C., Park, J. H., and Yeo, J. W., 2003, "A Study on the Development of No Spin Differential for an Off-road Vehicle," Vol. 11, No. 6, pp. 127~133.
- (4) Hyundai-dymos Company, 2011, *Commercial Axleg Catalog*, pp. 2~11.
- (5) Seo, D. S., *Automatic Control of Differential Gear*, Kia motors, pp. 1~24.
- (6) Lee, Y. C., Kim, Y. C., Park, J. H., and Kim, T. J., 2002, "Research and Development about a Differential System for a Slip Limitation of an Off-road Vehicles," *Ministry of Commerce, Industry and Energy*, pp. 42~43.