

상용차용 변속기 기어의 경량화

Mass Reduction of Transmission Gears for Commercial Vehicles

신유인¹, 신성환¹, 오태일², 서정세³, 송철기^{3,✉}

Yoo In Shin¹, Sung Hwan Shin¹, Tae Il Oh², Jeong Se Suh³ and Chul Ki Song^{3,✉}

¹ 경상대학교 대학원 기계설계학과(Department of Mechanical Engineering, Gyeongsang National University)

² 아주자동차대학 자동차학부(Division of Automobile, Ajou Motor College)

³ 경상대학교 기계공학부 공학연구원(School of Mechanical Engineering, ERI, Gyeongsang National University)

✉ Corresponding author: cksong@gnu.kr, Tel:055-772-1633

Manuscript received: 2011.8.22 / Accepted: 2011.11.21

Transmission is one of the important parts to transmit power from engine to wheels. Mass reduction gears can make the engine power requirement reduce, and can make dynamic performance and fuel efficiency of vehicle improve. Transmission gears are modified for mass reduction without changing their tooth shapes, face widths, and modules by using shape optimization and re-check process. Also structural stability is verified by FEA.

Key Words: Transmission Gear (변속기 기어), Shape Optimization (형상 최적화), FEA (유한요소해석), Mass Reduction (경량화)

기호설명

M-com : common gear on main shaft
C-com : common gear on counter shaft
M-crawler : Crawler gear on main shaft
C-crawler : Crawler gear on counter shaft
M-1st : 1st gear on main shaft
C-1st : 1st gear on counter shaft
M-2nd : 2nd gear on main shaft
C-2nd : 2nd gear on counter shaft
M-4th : 4th gear on main shaft
C-4th : 4th gear on counter shaft
Rev-idle : reverse idle gear

1. 서론

최적설계는 수송기계 산업에서 추구하는 구조 경량화 추세로 인해 보다 적은 질량을 가지면서 부여된 하중이나 경계조건 등을 만족할 수 있는 구조

물의 형상을 설계하도록 하는 연구 분야이다.^{1,2}

자동차 변속기는 엔진의 동력을 차량의 바퀴에 전달하는 중요한 기계부품이고 이 부품의 경량화는 구동에 필요한 엔진의 동력을 줄일 수 있으며, 이로 인해 차량의 동적성능 향상과 연비 향상을 도모할 수 있다. 즉 이러한 부품의 질량을 줄임으로써 제품의 생산 원가 절감 효과 및 운행 비 절감 등의 효과를 얻을 수 있다.

최적화 문제는 크게 3 가지로 분류할 수 있다. 치수(size) 최적화, 형상(shape) 최적화, 그리고 위상(topology) 최적화가 있다.^{3,4} 치수 최적화는 정해진 형상에 대해서 공학적 설계 변수인 단면적, 형상의 두께, 질량관성모멘트 등을 이용하여 이들의 치수를 변화시키면서 반복적 FEA 를 통해 최적의 치수를 얻는 방법이다. 그리고 형상 최적화는 구조물의 연속적인 경계면의 형상을 변수로 하여 최적화하는 기법이다. 이들 방법은 모두 간단한 최적화에 속한다.

본 연구에서는 9 속 변속기(9-speed multi-range

transmission)를 대상으로 하여 최적화 설계 방법 중 형상 최적화기법(shape optimization)을 적용하여^{5,6} 변속기 내부 기어의 치형, 치폭, 모듈값은 변화를 주지 않고 기어의 몸통 부위에 대한 설계변경을 통해 구조적 안정성을 해치지 않는 범위에서 기어의 경량화를 도모하고자 한다.

2. 유한요소해석(FEA)

2.1 3D 모델과 유한요소 형상 모델링

Fig. 1 은 변속기 내에서 주축, 카운터 축과 아이들 축의 기어들을 보여주는 그림이다. 또한 기어의 유한요소 생성은 ANSYS 에서 제공하는 4 면체 4 점 솔리드 요소(solid element)를 사용하여 수행하였다.

기어에 사용된 재질은 Cr-Mo 합금강인 SCM 822H 이며, 해당 재료의 물성치는 Table 2 에서 나타내고 있다.

2.2 부하 조건

변속기는 엔진에서 전달된 토크를 구동바퀴까지 동력을 전달하는 역할을 하며, 연구대상 변속기에 입력되는 최대 토크는 약 1800 Nm 이다. Table 1 은 변속기내 기어의 종류와 질량, 부하의 크기 및 재질을 정리한 표이다. 또한 Fig. 2 은 M-1st gear 와 C-2nd 의 부하조건을 예시한 그림이다.

본 변속기(Multi-range transmission)는 엔진과 연결된 입력축(input shaft)으로 부터 전달되는 동력은 첫번째 레인지(the 1st range) 구간을 통과하면서 직결 또는 1 차 감속한 후 두 번째 레인지(the 2nd range) 구간으로 전달된다. Fig. 1 은 두번째 레인지에 해당하는 구간으로, 입력축으로부터 전달되는 동력은 주축(main shaft) 으로 직접 전달되기도 하며(3 속), 입력축과 맞물려 있는 카운트 축(counter shaft)을 경유하여 주축으로 전달되면서 크롤러(crawler), 1 속, 2 속, 4 속 등으로 변속된다. 즉, 한 축에서 다른 축으로 동력이 전달될 때에는 각 축에 부착 되어있는 각기 다른 기어들에 의해 전달 토크가 변화하게 된다.

각 기어는 엔진으로부터 전달되는 과정에서의 기어비를 반영한 토크를 고려하여 각기 다른 크기의 토크를 적용해야 할 것이다.

형상 최적화 설계를 수행하기에 앞서 기존 설계에 대한 구조해석을 통하여 구조적 안정성을 판단하고 이러한 결과 값은 형상 최적화 해석에 적용되어진다.

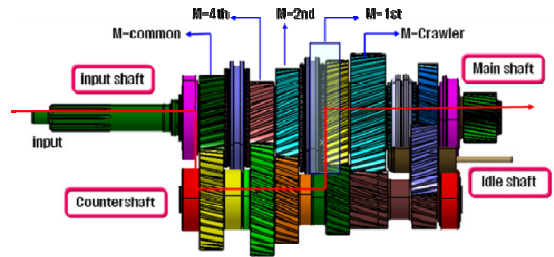


Fig. 1 Transmission gears

Table 1 Mass and load conditions of gears

Gear	Mass (kg)	Load conditions (N·m)	Material
M-com	-	-	SCM 822H
C-com	6.10	1844.0	SCM 822H
M-Crawler	11.50	5244.3	SCM 822H
C-Crawler	-	-	SCM 822H
M-1 st	5.63	3714.7	SCM 822H
C-1 st	2.55	2185.1	SCM 822H
M-2 nd	4.23	2521.6	SCM 822H
C-2 nd	4.52	2185.1	SCM 822H
M-4 th	-	-	SCM 822H
C-4 th	8.96	2185.1	SCM 822H
Rev-idle	3.15	2827.6	SCM 822H
total	46.64	-	-

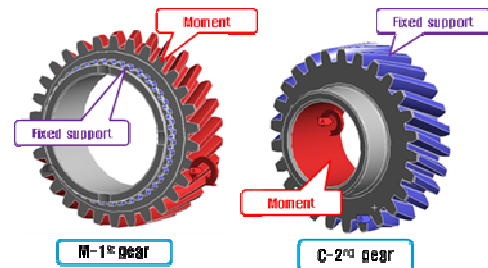


Fig. 2 Load distribution of gears

Table 2 Material properties of SCM822H

Young's modulus	205 GPa
Yield strength	1,030 MPa
Poisson's ratio	0.3
Density	7950 kg/m ³

일반적인 기어 구조해석에서는 구동기어와 피동기어 한 쌍으로 이루어진 모델링에 대하여 해석을 수행하는데 이는 치형에 대한 구조적 안정성을 판단하기 위함이고, 본 연구에서는 치형의 안정성

은 배제를 하고 오로지 기어의 몸통부위에 대한 안정성을 판단하고자 하므로 Fig. 3 에서와 같이 하나의 기어 단품에 대하여 해석을 수행하며, 변속기에 작용하는 토크의 전달경로에 따라 싱크로나이저(Synchronizer)와 결합되는 부위를 고정하고 치형 부위에 최대 토크를 작용시키거나 또는 축과 접촉하는 부위에 최대 토크를 작용시키고 치형 부위를 고정하여 해석을 수행한다.^{3,4}

2.3 유한요소해석 결과

Fig. 3 은 기어의 응력 발생부위를 M-1st 기어를 예로 들어 보여주는 그림으로 최대응력은 256.74 MPa 로 치형 부분에서 나타났다. 이는 재료의 허용 범위 내에 있음을 알 수 있다. 유한요소해석(Finite element analysis)을 통하여 각 기어에서 발생하는 응력과 변형량을 구하였으며, 그 결과를 Table 3 에 요약 정리하였다.

3. 형상 최적화 (Shape optimization)

형상 최적화란 주어진 구속조건에 대하여 목적 함수 (Objective Function)를 만족시킬 수 있는 구조물의 최적의 외형 형상을 찾는 것이다.

본 연구에 적용된 형상최적화 방법은 가상하중법 이다. 구조물의 형상을 정의하는 설계변수는 구조물에 적용되는 가상하중의 크기이다. 이러한 가상하중들에 의해 생기는 변위들이 초기 형상에 더하여져 새로운 형상을 얻게 된다. 즉, 유한요소해석을 통하여 절점의 위치의 변화와 설계변수 사이에 다음과 같은 선형적인 관계가 성립된다.

$$G(X) = G^0 + \sum_{i=0}^{NDV} x_i q_i = G^0 + [Q]X$$

여기에서 G^0 는 현재의 형상, X 는 설계변수, NDV 는 설계변수의 개수, $[Q]$ 는 속도장(Velocity Field) 행렬을 나타낸다.

3.1 형상 최적화 경계조건 부여

형상 최적화해석은 유한요소해석의 결과값을 토대로 이루어지므로 유한요소해석의 경계조건과 동일하게 적용한다. 또한 질량저감을 위한 최대범위를 기존 모델의 질량 대비 약 30% 까지 가능하도록 설정하였다.

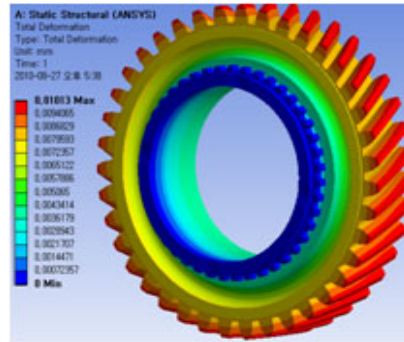


Fig. 3 Equivalent stress of M-1st

Table 3 Analysis result of the standard gears

Gear	Equivalent Stress (MPa)	Total Deformation (mm)
M-com	-	-
C-com	17.2	0.0028
M-Crawler	217.2	0.018
C-Crawler	-	-
M-1 st	256.7	0.007
C-1 st	30.9	0.0025
M-2 nd	285.5	0.0042
C-2 nd	28.7	0.0028
M-4 th	-	-
C-4 th	14.1	0.0013
Rev-idle	44.2	0.0024

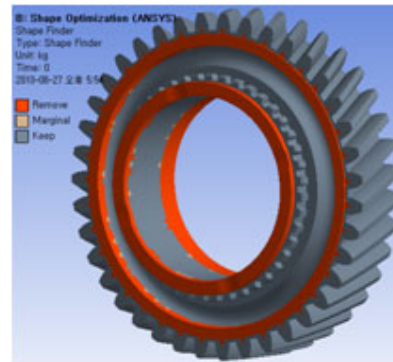


Fig. 4 Shape optimization of M-1st

3.2 형상 최적화해석 결과

Fig. 4 는 M-1st 기어에 대한 형상최적화 해석을 수행한 결과를 보여주는 그림이다. 부여된 경계조건에 대하여 감량이 가능한 부위는 황색(혹백 사

진에서는 짙은 색으로 표시)으로 표시된다. 이 부위는 질량을 제거하여도 구조물의 구조적 안정성에 크게 영향을 주지 않는 부위를 의미한다. 그림에서 바깥 쪽 황색 테두리의 두께는 약 5 mm 정도이다. 이와 반대로 구조물의 질량을 제거하지 못하는 부위는 회색(흑색 사진에서는 밝은 색)으로 표시되도록 하였다.

기어 이뿌리 아래 부분과 축과 맞닿는 부분이 경량화 가능한 부위로 나타남을 확인할 수 있다.

3.3 모델링 재검토 과정

Fig. 5 은 3.2 절의 형상최적화 해석 수행 후 실제 제품에 적용 가능한 지를 파악하기 위하여 2D 도면 및 3D 모델링을 재검토하여 질량저감 위치와 적용량을 재검토하는 과정을 나타내는 그림이다.

Fig. 4 에서 기어의 양쪽 부분 모두 질량저감이 가능하였으나, Fig. 5 에서 보는 바와 같이 본 재검토 과정에서 한 면은 해석모델에서 고려하지 않았던 싱크로나이즈되는(synchronized) 면이므로 경량화가 불가능하여 다른 한 면만을 질량저감 대상으로 선정하였다.

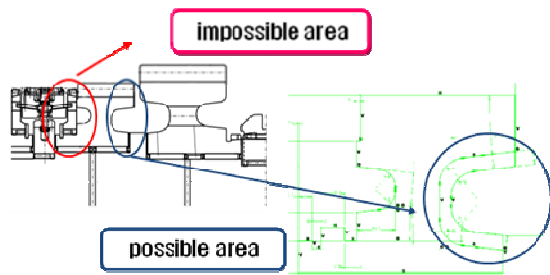


Fig. 5 Re-check process after shape optimization

Table 4 Result of re-check process

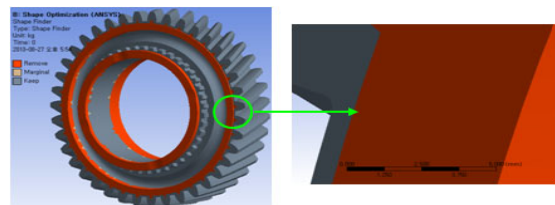
Gear	Possibility
M-com	NO
C-com	OK
M-Crawler	OK
C-Crawler	NO
M-1 st	OK
C-1 st	OK
M-2 nd	OK
C-2 nd	OK
M-4 th	NO
C-4 th	OK
Rev-idle	NO

이러한 검토 과정을 통하여 본 연구 대상 변속기 기어 시스템에서 형상최적화를 통한 질량저감이 가능한 기어와 불가능한 기어에 대하여 Table 4 에 간략하게 정리하여 나타내었다.

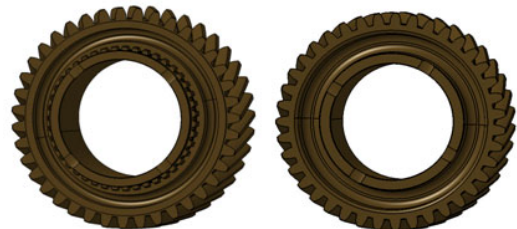
4. 최적화 형상에 대한 유한요소해석

4.1 최적화 형상의 모델링

형상 최적화 모델의 응력 해석에 부여된 하중 조건 및 구속조건은 초기 모델의 해석에 부여된 조건과 동일하게 적용되었다. 최적화 형상은 형상 최적화 해석 결과 값을 토대로 Fig. 6 에서 보는 바와 같이, 주로 이뿌리 아래 부분의 질량과 축과 맞닿는 부위의 질량을 제거하는 방식으로 설계 변경을 하였다. 싱크로나이즈되는 면(Fig. 6(b)의 왼쪽 그림)은 수정을 하지 않았으나, 그 반대면(Fig. 6(b)의 오른쪽 그림)의 많은 질량은 제거되었다.



(a) Result of the shape optimization



(b) Modified model

Fig. 6 The modified M-1st gear

4.2 형상 최적화 모델의 구조해석 결과

최적화 형상에 대한 구조해석 결과 중 M-1st 기어를 예로 보면, Fig. 3 에서 나타난 초기 모델(질량 5.63 kg, 최대 등가응력 256.7 MPa)의 응력 분포와 비슷한 경향을 보이며, 수정된 모델은 질량 4.94 kg, 최대 등가응력 258.6 MPa 로 나타났다. 질량 저감량은 0.69 kg 으로 약 12.3 %에 해당한다. 반면에 최대 등가응력의 증가는 약 1.9 MPa 로 약 0.7%에 해당한다. 크기는 재료의 항복응력을 초과하지 않

는다. 변형량 부분에서는 기존 모델에 비하여 질량이 감소시킨 부위에서 조금 크게 나타났으나, 치형 부위의 변형량에 비하여 상대적으로 적은 량이므로 구조적으로 안정된 범위 내에 있다고 판단할 수 있다. 따라서 형상최적화를 이용한 기어의 질량저감 과정으로 최대 등가응력과 변형량의 피해를 극소화시키면서 많은 질량저감 효과를 얻을 수 있음을 확인할 수 있다.

Table 5 는 본 변속기 기어 시스템에서 질량저감이 가능한 7 종의 기어에 대하여, 본 질량저감과정을 적용한 결과를 기존 모델과 최적화된 모델을 비교하여 질량, 등가응력과 변형량 변화를 정리한 표이다. 기존의 총 중량은 43.49 kg 이었으나 최적화 모델의 총 질량은 37.86 kg 으로 질량감소량은 5.63 kg 으로 약 12.9%에 해당함을 알 수 있다.

Table 5 Analysis result of the modified gears

Gear		Mass (kg)	Equivalent Stress (MPa)	Total Deformation (mm)
C-com	Standard	6.10	17.2	0.003
	Modified	5.57	16.6	0.003
M-Crawler	Standard	11.50	217.2	0.018
	Modified	9.22	223.9	0.020
M-1 st	Standard	5.63	256.7	0.007
	Modified	4.94	258.6	0.010
C-1 st	Standard	2.55	30.9	0.003
	Modified	2.39	34.8	0.003
M-2 nd	Standard	4.23	285.5	0.004
	Modified	4.11	281.3	0.004
C-2 nd	Standard	4.52	28.7	0.003
	Modified	4.10	28.8	0.003
C-4 th	Standard	8.96	14.1	0.001
	Modified	7.53	13.5	0.002
Total	Standard	43.49	-	-
	Modified	37.86	-	-

5. 결론

변속기 내부 기어 시스템에 대한 형상최적화 설계 과정 및 결과는 다음과 같이 요약할 수 있다.

1) 초기 형상에 대한 구조해석 결과 재료가 가지는 항복응력보다 적은 값으로 구조적으로 안전함을 확인할 수 있다.

2) 형상최적화를 수행함으로써 각 단 기어의

과잉 설계 및 불필요한 부위를 파악할 수 있다.

3) 형상최적화를 통한 모델에 대한 구조해석 결과 구조적으로 안전한 응력 분포를 유지하면서 약 13%의 경량화 효과를 기대할 수 있다.

후 기

본 연구는 동남광역경제권선도사업과, 교육과학기술부와 한국산업기술진흥원의 지역혁신인력양성사업으로 수행된 연구결과이다.

참고문헌

1. Song, Y. J., Min, S. J. and Kikuchi, N., "Finite element analysis and optimization design CAE," Sungandang, 2010.
2. Bendose, M. P., "Optimization of Structural Topology, Shape and Material," Springer, pp. 6-9, 1995.
3. Chung, J. and Lee, K., "Optimal Topology Design of Structures and Ribs Using Density Distribution," Journal of the KSPE, Vol. 13, No. 7, pp. 66-77, 1996.
4. Park, J., Kang, D., Tak, S., Kim, J., Song, C. K., Lee, S. and Park, J., "Topology Optimization of a Transmission Case," Journal of the KSPE, Vol. 27, No. 11, pp. 339-344, 2010.
5. Shin, Y. I., Lee, J.-Y., Song, C. K., Park, J.-W. and Jeong, J. K., "Lightning Design for Transmission Gears," Proceeding of the KSME Fall Annual Meeting, pp. 292-295, 2011.
6. Tae Sung S&E, "ANSYS Workbench," 2008.