

4-WD 동력전환장치의 변속 모터 구동부 최적화에 관한 연구

A Study on the Shift Motor Driving System Optimization of 4-WD Power Transformation Device

염광욱^{1,✉}, 함성훈², 오세훈³
Kwang Wook Youm^{1,✉}, Seong Hun Ham², and Se Hoon Oh³

1 중앙대학교 대학원 기계공학부 (Department of Mechanical Engineering, Chung-Ang Univ.)

2 동주대학교 자동차과 (Department of Automotive, Dong-Ju Univ.)

3 중앙대학교 기계공학부 (Department of Mechanical Engineering, Chung-Ang Univ.)

✉ Corresponding author: youm@cau.ac.kr, Tel: +82-2-820-5314

Manuscript received: 2013.6.3 / Revised: 2013.9.12 / Accepted: 2013.10.15

In the case of 4 wheel drive (4-WD) type car, power switching occurs to 4-WD by operating lever or switch that operates power switching device attached in transfer case which can operate motor by electric signal. So if the RPM of motor is high, power switching will not exactly occur and can cause damage to gear in transfer case according to circumstances. So in this study, we applied 2 level of planet gear type motor spindle of motor drive part of a power train. And conducted decelerating to increase torque to switch power safe and accurately. Also, we researched efficiency of gear by designing reduction gear ratio and gear type and by calculating contact stress and bending strength. Based on researched content, we made drive head of power switching device and a reduction module which uses type that uses motor spindle as sun gear and ring gear as cover.

Key Words: Transfer case (부변속기), Shift system (변속장치), Planetary gear (유성기어), motor (모터), 4-wheel drive (4륜구동)

기호설명

R = Reduction gear ratio
 Z_r = No. of ring gear teeth
 Z_s = No. of sun gear teeth
 ρ = Radius of curvature
 m = Module
 D = Pitch diameter
 σ^c = Compressive stress
 F_n = Vertical load
 F_t = Radius of curvature
 E = Young's module
 M = Moment

1. 서론

자동차는 엔진의 동력을 클러치, 변속기, 차동장치, 액슬축과 같은 동력전달장치를 이용하여 바퀴를 구동시킨다.¹ 또한 구동방식에 따라 전륜구동 방식(front wheel drive)과 후륜구동방식(rear wheel drive) 그리고 사륜구동방식(four wheel drive)으로 나뉜다.^{2,3} 현재 국내에서 제작되는 승용차의 80% 이상은 앞바퀴를 이용한 전륜구동방식을 채택하고 있다. 하지만 레저인구의 증가로 인하여 SUV나 RV차량의 수요가 증가함에 따라 4바퀴를 모두 구동하는 사륜구동방식의 차량이 꾸준히 증가하고

있다.⁴ 사륜구동방식의 자동차는 전륜구동이나 후륜구동방식의 자동차에 비하여 구동력이 좋고 눈길이나 자갈길과 같은 험로주행에서 유리하기 때문에 수요가 증가하고 있다. 사륜구동방식은 상시 사륜구동과 부분사륜구동으로 나뉠 수가 있는데 두 방식 모두 엔진에서 나오는 동력을 변속기를 거쳐 앞바퀴와 뒷바퀴의 동력을 배분하기 위한 트랜스퍼케이스라는 장치를 두고 있고 필요에 따라서 이 장치에서 추가적인 감속을 하는 경우도 있다.^{5,6} 그 중 부분사륜구동방식의 경우 운전석에서 레버조작이나 스위치조작을 통하여 트랜스퍼케이스에 장착되어있는 동력전환장치를 조작하여 전륜구동에서 사륜구동으로 선택적으로 조작이 가능하다. 동력전환장치의 조작시 전기적 신호에 의하여 모터가 구동되어 사륜구동으로 동력전환이 되기 때문에 모터의 RPM이 높게 되면 정확한 동력전환이 이루어지지 않고 경우에 따라 트랜스퍼케이스 내에 기어의 손상이 초래될 위험이 있다.

따라서 본 연구에서는 위와 같은 동력전달장치의 단점을 보완하기 위하여 모터구동부에서 2단 형태의 유성기어방식을 이용하여 1차 감속을 진행하는 새로운 메커니즘의 구동부를 개발하였다. 그리고 트랜스퍼케이스에 직결되는 동력전환장치의 하우징에서 다단기어를 이용한 2차 감속을 진행하였다. 그로 인해 회전속도는 감소하고 토크는 증대되어 좀 더 유연하고 정확하게 동력전환이 이루어질 수 있도록 하였다. 그리고 설계된 모델에 적합한 기어치형을 설계하고 면압강도와 굽힘강도의 계산을 통하여 최적화를 진행하여 새로운 메커니즘의 동력전환장치를 개발하였다.

2. 모터 구동부 구조설계

2.1 구동부 메커니즘 설계

4-WD의 동력전환장치 구동부는 스위치나 레버를 조작하여 모터나 액추에이터를 구동시켜서 동력전환이 이루어지는 구조를 가지고 있다. 일반적인 동력전환장치의 경우 트랜스퍼케이스에 직결되는 구동부의 하우징에서만 감속이 이루어진다. 하지만 본 연구에서는 동력전환조작이 이루어지면 1차적으로 모터축에 삽입되어있는 선기어가 유성기어를 회전시켜 캐리어를 이용해 감속을 하는 구조로 메커니즘을 설정하였다. 이때 링기어는 고정이 되고 모터축의 초기 회전속도는 2,000 RPM이다. 회전력 감소를 진행하기에 공간의 제약이 따르기

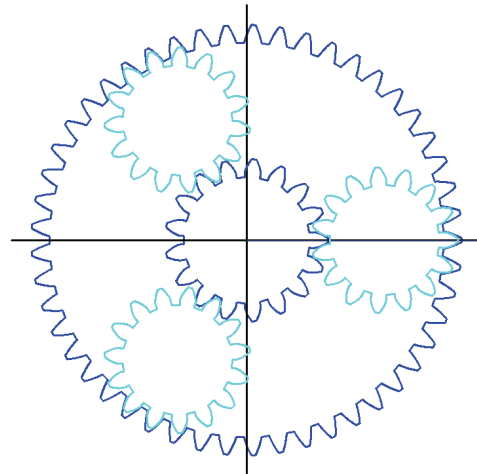


Fig. 1 Design of planetary gear

때문에 모터의 회전축을 이용한 유성기어방식의 감속메커니즘을 적용하였다. 이처럼 모터축에서 1차 감속이 이루어진 후 동력전환장치의 하우징에서 2차 감속이 이루어지기 때문에 기어 각부에 무리를 주지 않고 높은 토크로 동력을 전환하여 전륜과 후륜으로 동력을 배분할 수 있게 된다.

2.2 유성기어 치형 설계

유성기어 감속장치는 선기어와 유성기어, 링기어를 이용하여 좁은 공간에서도 활용성이 좋기 때문에 작은 구조를 가지는 감속 시스템에서 유리하게 작용한다.^{7,9} 따라서 본 연구에서는 모터축에 선기어를 삽입하고 유성캐리어를 두고 하우징을 링기어로 하는 형태의 유성기어감속 시스템을 적용하였다. Fig. 1은 그에 따른 유성기어 장치의 개략도이다. 유성기어장치는 감속 성능을 높이기 위하여 2단 구조로 하여 1단선기어의 잇수가 17개, 1단 유성기어의 잇수가 15개, 2단선기어의 잇수가 11개, 2단 유성기어의 잇수가 19개, 공통된 링기어의 잇수가 49개를 가지고 치폭은 10 mm가 되도록 설계하였다. 그에 따른 1단 유성기어 장치의 감속비(R)은 식(1)과 같이 나타난다.

$$R = \left(\frac{Z_r}{Z_s} + 1 \right)^3 = \left(\frac{49}{17} + 1 \right)^3 = 58.5$$

$$\therefore \text{ratio} = 58.5 : 1$$

또한 2단에서 나타나는 감속비(R)은 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

Table 1 Design specification of the 1st planetary gear

Unit	Sun gear	Planetary gear	Ring gear
Module	0.6	0.6	0.6
Pressure angle	20	20	20
Coefficient potential	0.3	0.3	0.2
No. of teeth	17	15	49
Pitch diameter	10.2 mm	9 mm	29.4 mm
Basic circle	9.59 mm	8.46 mm	27.63 mm
Addendum Circle diameter	11.7 mm	10.49 mm	28.44 mm
Deddendum Circle diameter	9.06 mm	7.86 mm	31.14 mm
Center distance	10 mm		10 mm
Torque[m-kgf]	1	3.882	-
RPM	2000	515.15	-
Circumferential velocity	1.113 m/sec		

Table 2 Design specification of the 2nd planetary gear

Unit	Sun gear	Planetary gear	Ring gear
Module	0.6	0.6	0.6
Pressure angle	20	20	20
Coefficient potential	0.15	0.12	0.2
No. of teeth	11	19	49
Pitch diameter	6.6 mm	11.4 mm	29.4 mm
Basic circle	6.2 mm	10.71 mm	27.63 mm
Addendum Circle diameter	7.98 mm	12.46 mm	28.44 mm
Deddendum Circle diameter	5.28 mm	9.76 mm	31.14 mm
Center distance	9.1 mm		9.1 mm
Torque[m-kgf]	1	5.455	-
RPM	2000	366.67	-
Circumferential velocity	0.699 m/sec		

$$\begin{aligned}
 R &= \left(\frac{1^{st} Z_r}{1^{st} Z_s} + 1 \right) \times \left(\frac{2^{nd} Z_r}{2^{nd} Z_s} + 1 \right)^2 \\
 &= \left(\frac{49}{17} + 1 \right) \times \left(\frac{49}{11} + 1 \right)^2 = 115.5 \\
 \therefore \text{ratio} &= 115.5:1
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

여기서, Z_r 은 링기어의 잇수이고, Z_s 는 선기어의 잇수이다. 유성기어는 모터의 크기와 형상을 비롯하여 고려하여야 할 사항이 많기 때문에 자체 개발한

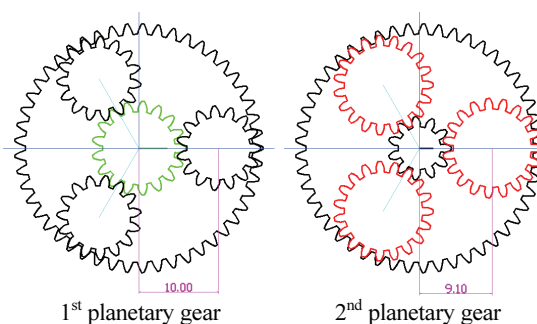


Fig. 2 Design of planetary gear

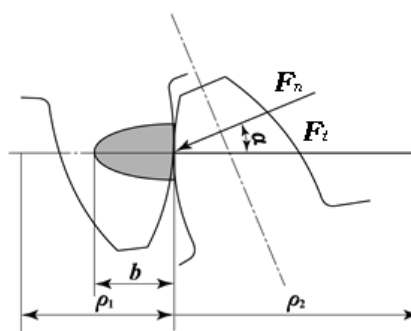


Fig. 3 Contact pressure distribution

기어설계프로그램을 이용하여 기어의 각종 계수를 설정하였고 기어설계프로그램인 Kiss soft를 이용하여 설계검증 및 최적화를 진행하였다. 그에 따라 1단은 Table 1과 같은 제원을 갖고 2단은 Table 2와 같은 제원을 갖도록 Fig. 2와 같이 설계하였다.

3. 유성기어 해석

3.1 기어의 면압강도 해석

일반적인 기어에서 면압강도계산은 이론적으로 Fig. 3과 같다. 맞물리는 한 쌍의 기어에서 Pitting이 일어나기 쉬운 곳이 피치점 부근이기 때문에 피치점에서 곡률반지름은 기초원과 작용선이 만나는 점부터 피치점까지 거리이다. 따라서 회전하는 한 쌍의 이가 피치점에서 접촉하고 있는 상태를 적용하고 압력각을 α 라고 할 때 곡률반지름은 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \rho_1 &= \frac{D_1}{2} \sin \alpha = \frac{mZ_1}{2} \sin \alpha \\
 \rho_2 &= \frac{D_2}{2} \sin \alpha = \frac{mZ_2}{2} \sin \alpha
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Table 3 Pitting resistance calculation of 1st planetary gear

Unit	Sun gear	Planetary gear	Ring gear
Hertz stress [Mpa]	137	137	137
Material coefficient	60.6	60.6	60.6
Geometry coefficient	2.18	2.18	2.18
Roughness coefficient	4.31	4.31	4.31
Permit Circumference force [kgf]	691.85	691.85	1876.84
Pitting resistance safety factor	11.138	11.138	30.214
Precision	JIS 4	JIS 4	JIS 4
Material	SCM415	SCM415	SCM415

Table 4 Pitting resistance calculation of 2nd planetary gear

Unit	Sun gear	Planetary gear	Ring gear
Hertz stress [Mpa]	137	137	137
Material coefficient	60.6	60.6	60.6
Geometry coefficient	2.39	2.39	2.39
Roughness coefficient	4.45	4.45	4.45
Permit Circumference force [kgf]	534.708	534.708	2381.88
Pitting resistance safety factor	5.406	5.406	24.083
Precision	JIS 4	JIS 4	JIS 4
Material	SCM415	SCM415	SCM415

또한 압축응력에 관한 식은 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\sigma_c^2 = \frac{0.35F_n \frac{D_1 + D_2}{D_1 \cdot D_2} \times 2}{\sin \alpha \cdot \cos \alpha \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)} \quad (4)$$

위와 같이 구해진 식(3), (4)와 설계된 재원을 이용하여 Table 3와 Table 4와 같이 기어의 면압강도를 계산하였다.

면압강도의 안전율은 절대치를 부여하여 판단하기가 곤란하지만 최하 1.15 이상의 값을 가져야 안전하다고 판단한다. 그 결과 선기어, 유성기어, 링기어의 면압강도 안전율이 첫 번째 유성기어의 경우 각각 11.138, 11.138, 30.214이고 두 번째 유성기어의 경우 각각 5.406, 5.406, 24.083으로 모두 1.15의 값을 상회함으로 적용하는데 문제가 없는 것으로 판단된다.

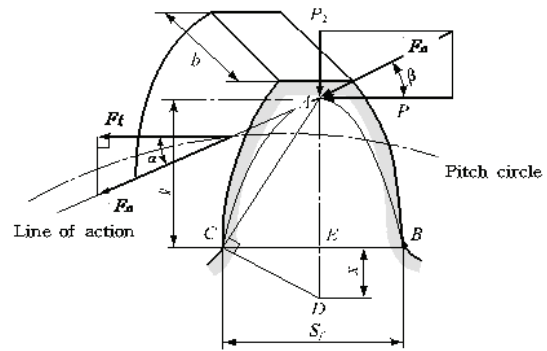


Fig. 4 Bending strength of teeth

3.2 기어의 굽힘강도 해석

기어를 설계할 때 면압강도와 더불어 Fig. 4와 같은 기어의 굽힘강도도 같이 고려하여야 한다. 특히 본 연구에서 개발하려는 동력변환장치의 경우 큰 부하를 순간적으로 받기 때문에 굽힘강도의 해석이 중요하다. 이러한 굽힘강도의 경우 일반적으로 루이스의 계산식(W. Lewis' formula)을 이용하여 계산을 진행한다.¹⁰ Fig. 4에서 잇면에 수직하게 작용하는 하중을 F_n 이라고 하고 압력각을 α 라고 할 때 F_n 의 피치원의 접선방향 하중 F_t 는 식(5)와 같이 구할 수 있다.

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha \quad (5)$$

상대편의 기어에 대하여 하중 F_n 이 작용하면 P1은 이에 굽힘하중으로 작용하게 된다. 따라서 F_n 의 방향과 이의 중심선의 교점 A를 정점으로 하여 치형 곡선에 내접하는 포물선 BAC를 그리면 BA, CA를 잇면으로 하는 이를 균일강도 보로 하면 B와 C를 연결하는 단면이 굽힘에 대하여 가장 취약한 부분이 되고 이 단면에 대한 굽힘강도를 고려하여 설계하여야 한다. 따라서 기어의 재원을 이용하여 굽힘강도를 Table 5 및 Table 6과 같이 계산하였다.

굽힘강도 역시 각종 요인으로 일정한 기준을 정하기 곤란하지만 일반적으로 1.2이상의 값을 가지면 안전하다고 판단된다. 그 결과 선기어, 유성기어, 링기어의 안전율이 첫 번째 유성기어의 경우 각각 1.48, 2.92, 3.56이 되고 두 번째 유성기어의 경우 각각 1.592, 2.184, 3.28정도의 값을 나타내기 때문에 충분히 적용 가능한 것으로 판단된다. 따라서 면압강도와 굽힘강도를 고려하여 기어의 제작을 진행하였다.

Table 5 Bending strength calculation of 1st planetary gear (JGMA:401-01)

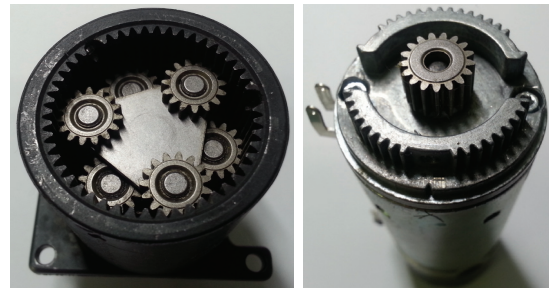
Unit	Sun gear	Planetary gear	Ring gear
Teeth profile factor	2.446	2.511	2.06
Life factor	1.0	1.0	1.0
Dynamic load coefficient	1.0	1.0	1.0
Load Distribution coefficient	0.83	0.83	0.41
Permit Circumference force[kgf]	91.924	181.349	221.059
Bending safety factor	1.48	2.92	3.56
Precision	JIS 4	JIS 4	JIS 4
Material	SCM415	SCM415	SCM415

Table 6 Bending strength calculation of 2nd planetary gear (JGMA:401-01)

Unit	Sun gear	Planetary gear	Ring gear
Teeth profile factor	3.126	3.093	2.06
Life factor	1.0	1.0	1.0
Dynamic load coefficient	1.0	1.0	1.0
Load Distribution coefficient	0.76	0.76	0.56
Permit Circumference force[kgf]	157.478	216.004	324.354
Bending safety factor	1.592	2.184	3.28
Precision	JIS 4	JIS 4	JIS 4
Material	SCM415	SCM415	SCM415

4. 모터 구동부 개발

동력전환장치는 사용의 빈도는 높지 않으나 한번 사용시 전륜이나 후륜에서 발생하는 동력을 네 바퀴로 전달하여야하기 때문에 큰 부하가 걸리게 된다. 기존의 트랜스퍼 케이스에 장착되는 동력전환장치의 변속 모터는 모터의 회전력을 그대로 하우징에 고정된 다단감속 시스템에 전달하기 때문에 모터가 급격하게 회전함에 따라 기어에 무리가 가해지거나 심한 경우 파손이 발생되게 된다. 따



Planetary gear Sun gear

Fig. 5 The part of motor driving system

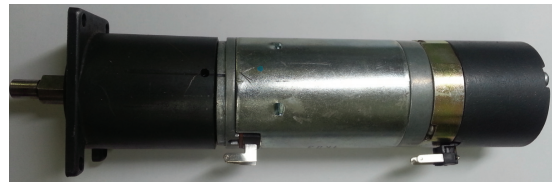


Fig. 6 Manufacture of shift motor driving system

라서 기존의 변속 모터에 모터축을 선기어로 하는 동력전환장치 변속 구동부를 설계하였다. 그리고 1단과 2단으로 된 유성기어 감속장치에 링기어를 하우징으로 설정하고 모터에 고정시켜 Fig. 5와 Fig. 6과 같이 제작하였다.

5. 결론

본 연구에서는 자동차의 전륜구동이나 후륜구동 방식에서 사륜구동방식으로 전환시키기 위한 동력전환장치에 대한 연구를 진행하였으며 모터축을 이용한 유성기어 감속장치의 개발로 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 기존의 동력전환장치의 하우징에서 감속을 진행하여 동력전환을 실시하던 방식에서 모터축에서 추가적인 감속을 실시함으로 동력전환효율을 높이도록 유도하였다.
- 2) 모터축을 선기어로 하는 유성장치의 적용으로 최종 감속비를 115.5:1로 설정하여 입력축의 2,000 rpm의 회전속도를 출력축에서 366.7 rpm으로 줄여 안전한 구동동력전환이 이루어질 수 있도록 하였다.
- 3) 모터에서 발생하는 1m-kgf의 토크를 감속을 통하여 최종출력에서 3.88m-kgf로 증가시켜 구동동력전환이 정확하게 이루어질 수 있도록 하였다.
- 4) 기어설계프로그램을 이용하여 면압강도와

굽힘강도의 계산을 진행하였고 설계된 치형의 강도해석결과 안전율 모두 기준값을 상회함으로 설계의 타당성을 증명하였다.

5) 설계된 제원과 해석결과를 토대로 동력전환 장치의 변속 모터 구동부 제작을 진행하였다.

Technology Engineers, Vol. 15, No. 3, pp. 17-23, 2006.

참고문헌

1. Kim, J. J. and Lim, C. H., "Overview of Drive line System," Auto journal, Vol. 29, No. 5, pp. 18-23, 2007.
2. Shin, S. Y., Won, K. M., Lee, S. Y., Kim, J. H., Jin, Y. W., and Kim. S. Y., "4WD System Drivability Development," Proc. of KSAE Conference, pp. 605-611, 2010.
3. Baik, H. S., "The Study on the Drive line NVH Development of a Rear Wheel Drive Luxury Sedan," Proc. of KSAE Spring Conference, pp. 839-845, 2011.
4. Shin, B. J., Kim, Y. K., Jeong, H. C., Kim, J. W., and Bong, W. J., "Development of On-Demand Type Transfer Case for 4WD vehicle," Proc. of KSAE Autumn Conference, Paper No. 355, 2008.
5. Kim, B. J., Noh, K. J., Kim, H. S., and Park, K. H., "A Study on Torque Distribution Algorithm for a 4WD Vehicle," Proc. of KSAE Conference, pp. 1182-1187, 2009.
6. Park, J. H., Shim, S. C., and Choi, D. B., "Analysis of Armored Vehicle Transfer Case," Proc. of KSAE Spring Conference, pp. 201-202, 2012.
7. Son, M. G., Hwang, J. D., and Jung, Y. G., "Study on the Development of Precision Device of Planetary Geared Reducer using Mill-Turn machine," Proc. of KSAE Autumn Conference, pp. 436-441, 2006.
8. Chong, T. Y. and Kim, K. H., "A Study on Design Verification and Stress Analysis of Planetary Gear System by Digital Mock-Up," Proc. of KSAE Autumn Conference, pp. 363-368, 2009.
9. Jang, I. H., Sim, K. B., and Oh, S. H., "Development of the Power Monitoring System for the Planetary Geared Motor using Hall Effect Sensor," J. of Korean Institute of Intelligent Systems, Vol. 14, No. 7, pp. 914-919, 2004.
10. Chong, T. Y., Moon, C. K., and Ha, Y. W., "Strength Estimation of Injection Molded Plastic Stepped Spur Gear," J. of the Korean Society of Manufacturing