

다단 변속기의 강도설계 검증 Strength Design Evaluation of the Multi-range Transmission

공민규 · 송철기 · 김영덕
M. G. Kong, C. K. Song and Y. D. Kim

(접수일 : 2010년 11월 17일, 수정일 : 2011년 04월 26일, 채택일 : 2011년 05월 26일)

Key Words : Gear(기어), Multi-range Transmission(다단 변속기), Strength Analysis(강도해석), AGMA Standard (아그마 규격)

Abstract : Gears are useful for power transmission due to excellent power transmission performance, low cost, and compactness. In addition, gears have constant speed ratio, compact structure, and excellent efficiency. In order to transmit higher power, the new multi-range transmission requires gears which have greater strength than the existing transmission. This study evaluates stability and durability through gear analysis of the multi-range transmission in commercial vehicles using ROMAX-DESIGNER program. Also, strength design evaluation is carried out by the analysis results which are compared with gear strength theory of AGMA standard. Bending stress and contact stress on gears are lower than their allowable stresses. Therefore, we can evaluate the safety of the gear strength design in multi-range transmission.

1. 서 론

기어는 감속과 동력 전달을 목적으로 오래 전부터 사용되어 왔으며, 다른 것에 비하여 전동성능이 확실하고 부품수가 적어 콤팩트할 뿐만 아니라 비용면에서도 월등히 유리한 점을 가지고 있다. 또한 확실한 속도비와 작은 구조, 좋은 효율, 큰 회전력을 전달할 수 있기 때문에 자동차의 수동, 자동 변속기에 수많은 기어가 사용되는 것을 비롯하여 철도, 선박, 산업기계, 공작기계, 운반 기계 등 거의 모든 기계가 기어에 의한 증속과 감속을 하고 있는 것이 오늘날의 모습이다. 그리고 최근 기계의 고성능화가 진전됨에 따라 종래의 기어와는 다른 성능이 요구된다. 산업발달과 함께 출력향상을 위한 동력전달 향상, 고강도화, 경량화, 고정도의 기어가 한층 요구되고 있다. 이러한 시대적 요구에 부응하기 위하여 다단변속기의 개발이 지속적으로 이루어지고 있는 실정이다. 과거 국내에서는 상용 5, 6속 변속기장치에 대한 생산과

연구가 이루어졌으며 현재 개발이 완료된 단계이지만, 9속 이상의 다단 변속기에 대한 연구는 현재 미흡한 상황이다.¹⁾ 외국의 경우, 9속 변속기를 넘어서 12속, 16속, 18속 변속기까지 개발하여 생산되고 있으며, 연구도 이루어지고 있는 실정이다. 따라서 국내에서도 국제 경쟁력을 갖추기 위해 9속 이상의 다단 변속기에 대한 연구가 시급하다.

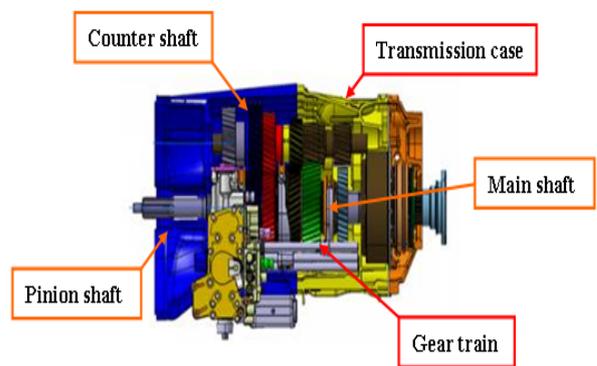


Fig. 1 Multi-range transmission

기어장치는 운전 중에 파손이 일어나지 않고 제한된 체적 내에서 제 기능을 발휘하도록 설계 되어져야 한다. 따라서 이러한 조건을 만족 시키려면 간섭, 안전계수, 부하용량을 고려한 굽힘강도와 면압강도를

송철기 (교신저자) : 경상대학교 기계공학부, 공학연구원
E-mail : cksong@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1633
공민규 : 경상대학교 대학원 기계설계학과
김영덕 : (주)S&T 중공업

만족하는 기어설계가 수행되어야 한다. 다만 기어장치는 운전 중에 하중을 받게 되고, 기어의 손상은 주로 굽힘응력이나 접촉응력에 의한 파손 형태로 발생한다. 따라서 우수한 특성을 지니는 다단 기어장치를 개발하기 위해서는 기어의 굽힘응력과 접촉응력에 관한 강도해석에 관한 연구가 선행되어야 한다.²⁻⁴⁾

본 연구에서는 기어설계, 해석 상용 프로그램인 ROMAX Designer⁵⁾ (Romax Technology, ENGLAND)를 사용하여 9속 변속기어장치의 각 속도에 따른 기어의 굽힘응력 및 접촉응력 해석을 수행하고, 국내에서 가장 널리 사용되고 타당성을 인정받고 있는 AGMA2001 규격⁶⁾과 비교하여 다단 변속기의 강도 설계의 안전성을 검토하고자 한다.

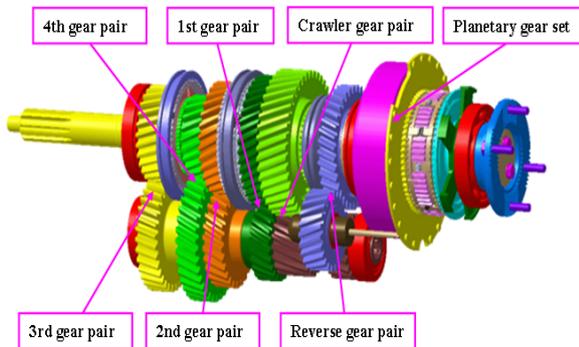


Fig. 2 CATIA modeling of a multi-range transmission

2. 기어 강도이론

2.1 AGMA2001 굽힘강도이론⁶⁾

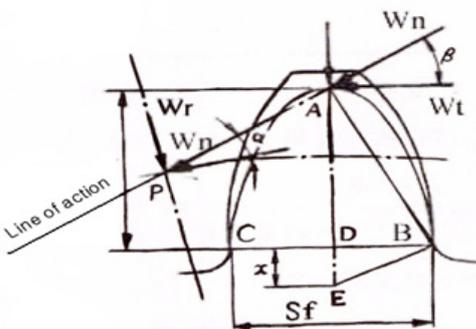


Fig. 3 Force directions on gear tooth

Fig. 3에서와 같이 기어에 수직 방향으로 적용하는 힘을 W_n 이라 하고, W_r 과 W_t 는 각각 기어의 반경 방향과 접선 방향으로 작용하는 하중이다. 기어 이를 외팔보로 가정하면 접선방향의 하중 W_t 는 굽힘 모

멘트를 발생시킨다. 이 그림 Fig. 3에서 보듯이 기어의 가장 취약한 부분은 이뿌리인 B와 C점을 잇는 단면 부분이다.

기어의 굽힘 피로 파손이 일어나지 않을 조건은 그림 Fig. 3에서 보는 것과 같이 하중 W_t 로 인하여 이뿌리에서 최대 굽힘응력이 발생하여, 이 응력이 재료의 특성과 형상 등에 관련된 허용 굽힘응력보다 같거나 작아야 한다. 이를 만족하지 못하면 이뿌리에서 피로에 의한 파손이 발생한다. 이것을 다시 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$S_t \leq \frac{S_{at}K_L}{K_TK_R} \tag{1}$$

$$S_t = \frac{W_tK_a}{Fm} \frac{K_sK_mK_BK_v}{J} \tag{2}$$

식 (1)에서의 S_t 는 재료의 특성과 형상과 관련된 허용 굽힘응력, 식 (2)에서의 S_t 는 이뿌리에서 발생하는 굽힘응력, S_{at} 는 재료의 허용 굽힘응력, K_L 은 굽힘응력을 위한 수명계수, K_T 은 굽힘응력을 위한 온도계수, K_R 은 굽힘응력을 위한 신뢰도 계수, W_t 는 접선방향 전달력, K_a 은 굽힘응력을 위한 적용계수, F 는 치폭, m 은 모듈, K_s 은 굽힘응력을 위한 크기계수, K_B 은 기어림의 두께계수, K_m 은 굽힘응력을 위한 하중분포계수, K_v 은 굽힘응력을 위한 동하중계수, J 은 굽힘응력을 위한 기하계수이다.

2.2 AGMA2001 면압강도이론⁶⁾

면압강도는 두 개의 기어가 접촉할 때 기어의 표면이 수명시간 내에 견딜 수 있는 하중을 결정하기 위한 값이다. 따라서 면압강도는 기어의 경도와 조도, 재료의 종류와 열처리 방법과 기어 사용 시간 등과 깊은 관련이 있다.

면압강도의 기본 계산식은 곡선 형태를 가진 두 표면이 접촉할 때 발생하는 접촉응력을 계산하기 위한 헤르츠(Hertz)응력 계산식을 기본으로 한다. 여기에 여러 가지 수정 계수를 첨가한 것이 AGMA 면압강도 계산식이다. 기어의 접촉면에 최대 접촉응력이 발생하며, 이 응력이 재료의 특성과 형상 등에 관련된 허용 접촉응력보다 같거나 작아야 한다. 이를 만족하지 못하면 기어의 접촉면에서 피로에 의한 파손이 발생한다. 이것을 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$S_c \leq \frac{S_{ac} C_L C_H}{C_T C_R} \quad (3)$$

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_s C_m C_f}{C_v d F I}} \quad (4)$$

여기서 식 (3)의 S_c 는 재료의 특성과 형상과 관련된 허용 접촉응력이고, 식 (4)의 S_c 는 기어의 접촉면에 발생하는 접촉응력, S_{ac} 는 재료의 허용접촉응력, W_t 는 접선방향 전달력, d 는 기어의 지름, F 는 치폭, C_L 는 접촉응력을 위한 수명계수, C_T 는 접촉응력을 위한 온도계수, C_R 는 접촉응력을 위한 신뢰성계수, C_H 는 접촉응력을 위한 경도비계수, C_p 는 탄성정수 계수, C_a 는 접촉응력을 위한 적용계수, C_s 는 접촉응력을 위한 크기계수, C_m 는 접촉응력을 위한 하중분포계수, C_f 는 접촉응력을 위한 표면조건계수, C_v 는 접촉응력을 위한 동하중계수, I 는 접촉응력을 위한 접촉계수이다.

3. 다단변속기의 기어 강도해석

3.1 해석모델

해석 대상인 9속 변속기는 독일, 스웨덴과 같은 유럽의 기업에서는 이미 개발되어 상용차량에 장착되어 사용되고 있지만, 현재 국내기업에서는 기술을 보유하지 못해 개발 중에 있는 장치이다. ROMAX Designer 프로그램으로 강도해석을 수행하기 위해 불필요한 부분은 생략하고, 해석할 수 있는 최적 상태로의 모델링을 수행하였으며, Fig. 4는 본 연구에 적용된 9속 변속기의 전체 모델링을 나타내고 있다.

Romax Designer 프로그램의 사용목적은 기어의 강도 해석을 하기 위함이다.

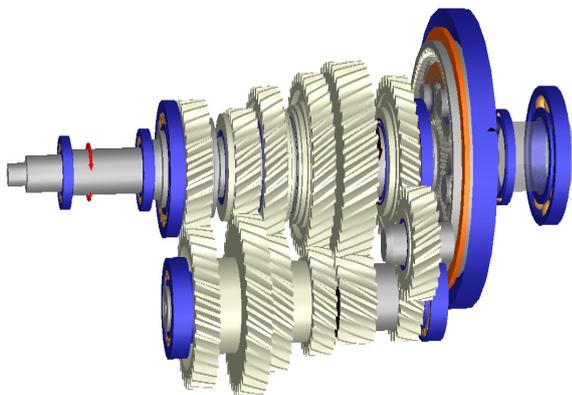


Fig. 4 ROMAX Designer modeling of a multi-stage transmission

본 연구에서는 변속기장치에서 주로 파손이 일어나는 기어의 굽힘응력과 접촉응력을 고려한 기어 강도설계의 안전성을 검토하였다.

3.2 경계조건 및 하중조건

최근 기어는 근대공업의 발달과 함께 출력향상과 동력전달의 효율을 증가시키기 위하여 소형화, 경량화, 고강도의 기어가 요구되고 있다. 위 사항을 바탕으로 본 연구에 대상인 다단 변속기의 재료는 대표적인 기계 구조용 합금강으로 알려진 SCM822H으로 선정하였다. SCM822H 합금강은 우수한 기계적 성질, 내식, 내마멸성 증대, 고온에서 기계적 성질 저하 방지, 담금질 성능향상, 단접과 용접성 향상, 전·자기적 성질변화, 결정입자 성장방지 등 여러 가지 장점을 가지고 있으며, SCM822H의 기계적 성질은 Table 1과 같다.

Table 1 Material Properties

| | Tensile strength (MPa) | Yield strength (MPa) | Heat treatment | Surface haedness (Hv) |
|---------|------------------------|----------------------|------------------------|-----------------------|
| SCM822H | 1030 | 1030 | Annealing, Carburizing | 670 |

다단 변속기에 적용되는 엔진의 출력은 최대 출력 309 kW(420 PS)/1900 RPM, 가장 큰 힘이 발생하는 최대토크는 1844 Nm(188 kgf·m) /1200 RPM의 성능을 가진다. 가장 큰 힘이 발생하는 경우일 때에 안전성이 확보되어야만 변속기의 강도설계를 검증할 수 있으므로 연구대상 다단 변속기에 대하여 극한의 조건에서 해석하기 위해 가장 큰 힘이 걸리는 최대 토크 상태에서의 힘과 속도를 입력 조건으로 하여 해석을 수행하였다. 또한 다단 변속기 내부의 평균 온도는 70 °C로 가정하고 윤활유는 변속기에 일반적으로 사용되는 SAE80W 등급의 윤활유로 설정하였다. 해석 입력조건은 Table 2와 같다.

Table 2 Boundary and Load conditions

| Precondition | Test load case |
|-----------------|----------------|
| Temperature(°C) | 70 |
| Speed (RPM) | 1200 |
| Torque (Nm) | 1844 |
| Lubricant | SAE 80W |

9속 변속기의 목표 거리는 800,000 km 이며, 각 속 에 따른 거리 기준 빈도수를 기준으로 하여 각 속에 따른 목표 거리를 정하고, 타이어의 지름, 엔진 회전 수, 엔진 토크 및 기어비를 고려하여 각 속의 최고 속 도를 구하였다. 이러한 조건을 바탕으로 ROMAX Designer 프로그램에 구동 시간 및 경계조건들을 입 력하여 극한의 조건으로 강도설계 검증을 수행하였다.

3.3 응력 해석결과

ROMAX Designer 프로그램으로 9속 변속기의 기 어 강도해석을 수행하기 위해 재료의 물성치, 해석 입력조건과 각 속별 부하조건을 입력하여 각 속별 강도해석을 수행하였다.

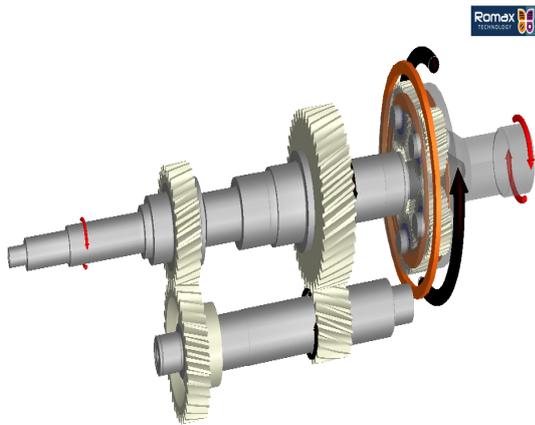


Fig. 5 Simulation of Crawler gear condition

Fig. 5는 크롤러 기어 상태에서 구동되는 기어의 모습을 나타낸 그림이다. 피니언 축에 물려있는 3속 메인 기어에 엔진 출력이 전달되고, 3속 카운터 기 어와 맞물려 카운터 축을 통해 동력이 전달된다. 전 달받은 동력은 크롤러 기어 쌍에 전달되고, 그 동력 은 다시 유성기어로 전달시켜 출력축으로 최종 감속 비로 감속되어 출력되어진다.

Fig. 6~Fig. 9는 해석 결과 값을 토대로 기어들이 받는 굽힘 응력과 접촉 응력의 크기를 나타낸 그래 프이다. 그래프를 보면 크롤러 기어상태로 변속시 구 동되는 3속 메인기어쌍과 크롤러기어쌍에 높은 응력 을 받는다는 것을 알 수 있다. 결과 값을 분석해 보 면 실제 구동되는 3속 메인기어에서 약 650 MPa의 굽힘 응력이 발생하고, 3속 카운터기어에 약 604 MPa의 굽힘 응력이 발생한다. 그리고 크롤러 메인기 어와 크롤러 카운터기어에서 각각 154 MPa, 156 MPa의 굽힘 응력이 발생하는 것을 알 수 있었다. 또 한 3속 기어쌍에서 약 1472 MPa의 접촉응력이 발생 하며, 크롤러 기어쌍에서 약 465 MPa의 접촉응력이 발생한다는 것도 알 수 있었다.

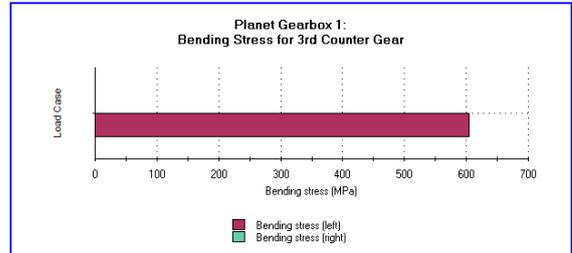
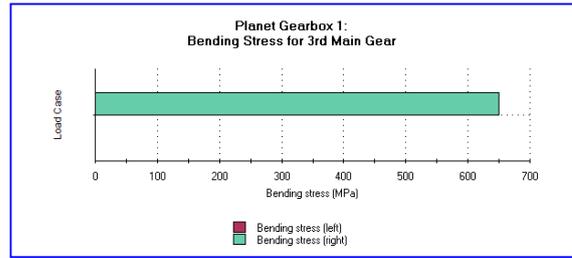


Fig. 6 Bending stress analysis of 3rd gear

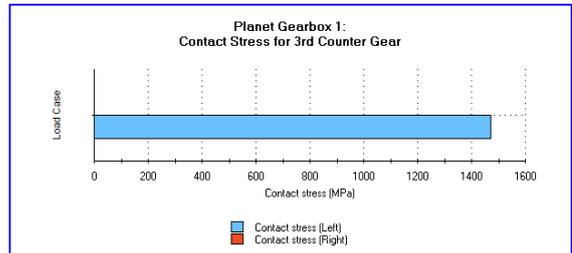
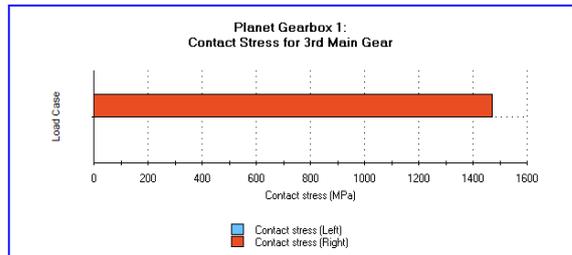


Fig. 7 Contact stress analysis of 3rd gear

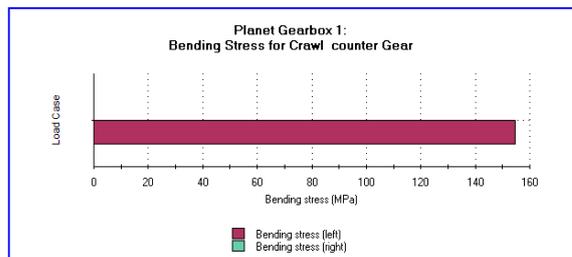
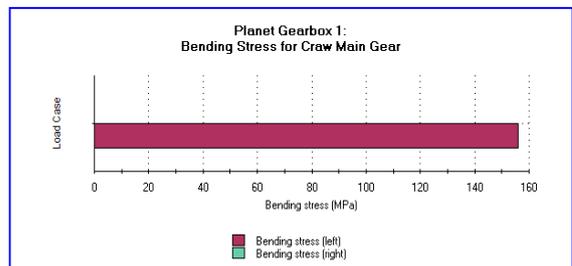


Fig. 8 Bending stress analysis of Crawler gear

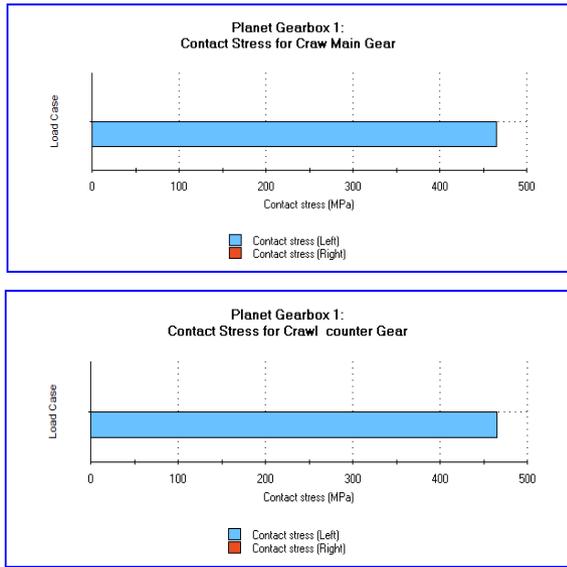


Fig. 9 Contact stress analysis of Crawler gear

위와 같은 사실을 바탕으로 엔진 출력이 직접적으로 전달되는 3속 메인기어에 가장 큰 응력이 발생한다는 사실도 확인할 수 있었다. 크롤러 기어 상태에서의 해석과 동일한 방법으로 각 속별 기어의 해석을 수행하고, 각 속에 따른 기어의 모든 해석 결과들을 Table 3과 같이 정리하였다.

Table 3 Gear strength analysis results using ROMAX Designer

| | Bending stress (MPa) | Contact stress (MPa) |
|----------------------|----------------------|----------------------|
| Crawler main gear | 156 | 465 |
| Crawler counter gear | 154 | 465 |
| The 4th main gear | 193 | 983 |
| The 4th counter gear | 175 | 983 |
| The 3rd main gear | 649 | 1472 |
| The 3rd counter gear | 604 | 1472 |
| The 2nd main gear | 508 | 798 |
| The 2nd counter gear | 525 | 798 |
| The 1st main gear | 315 | 645 |
| The 1st counter gear | 338 | 645 |

기어의 재료 SCM822H의 인장강도를 토대로 AGMA2001 규격식 식 (1)~식 (4)를 적용해 허용응력을 구한 결과 허용 굽힘응력 686 MPa, 허용 접촉응력 2020 MPa를 구할 수 있었다.

해석 후의 굽힘응력과 접촉응력이 AGMA 2001 규격식을 이용하여 얻은 허용응력 이내에 들어왔을 때 안전성이 확보되었다고 말할 수 있다. 이 허용응력을 ROMAX Designer s/w 이용한 기어 강도해석 결과

값 Table 4와 비교했을 때, 극한의 조건으로 기어를 구동시켰음에도 불구하고 안전율 1 이상을 유지하고 있으며, 기어에 발생한 응력이 AGMA 2001 규격식을 이용하여 얻은 허용 굽힘응력 686 MPa, 허용 접촉응력 2020 MPa보다 작기 때문에 다단 변속기의 기어 강도설계의 안전성이 확보되어 있다고 할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 다단 변속기를 이용하여 효율성을 검토하고, 안전성을 확보하기 위하여 Romax Designer를 사용하여 각 속별로 다단 기어장치의 강도해석을 수행하고, 그 결과를 AGMA2001 규격식을 이용하여 얻은 허용응력과 비교 및 검토하면서 기어의 설계 검증을 하였다.

강도해석 결과를 AGMA2001 규격식과 비교하였을 때, 기어에 작용하는 응력이 모두 허용응력 이내에 있기 때문에 기어의 설계에 큰 문제가 없다고 할 수 있고, 최대 토크상태일 경우의 입력조건을 기준으로 해석을 수행하고, 각 속에 따른 목표시간을 연속적으로 입력하였음에도 불구하고 안전율 1 이상을 유지하고 있기 때문에 강도설계의 안전성을 모두 만족하고 있다고 할 수 있다. 또한 엔진 출력이 직접 전달되는 3속 메인기어에서 가장 높은 굽힘응력이 발생했는데, 안전율이 약 1 정도이기 때문에 안전성을 좀 더 확보하기 위해서는 전위를 이용하여 이뿌리를 증가시키고 이끝 높이를 줄인다면 강도를 높일 수 있는데 효율적으로 보인다. 그리고 다단 변속기에서 기어 강도의 안전율이 매우 높거나 낮다면 각 단의 편차를 고려하여 치폭을 변경하는 것도 기어 설계의 효율성을 높일 수 있는 한 방법이 될 수도 있을 것이다. 전위량과 치폭의 변경을 이용하여 최적의 기어설계도 가능할 것이라고 생각된다. 그리고 해석 프로그램을 이용하여 기어장치를 해석하게 되면 발생하는 문제를 예측하고 재설계시 발생하는 또 다른 문제를 면밀히 검토할 수 있기 때문에 좀 더 효율적인 설계가 이루어질 수 있다고 본다.

후 기

본 연구는 교육과학기술부와 한국산업기술진흥원의 지역혁신인력양성사업으로 수행된 연구결과이며, Brain Korea 21사업단의 지원으로 이루어졌습니다.

참고 문헌

1. Tae Hyong Chong, Young Ju Kim, Seung Hyun Park, 2006, "Reliability Evaluation of Multi-Stage Gear Drive", Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers, Vol. 15 NO. 2
2. Duck-Hoi Kim, Gi-Gwang Kim, Jae-Hoon Kim and Byoung-Wook Ahn, 2005, "Fatigue Test and Analysis of Automotive Bevel Gear", The Korean Society of Mechanical Engineers, pp 736-741
3. S, K, Lyu, K. Inoue, M. Kato, M. Onisi and K. Shimoda, 1996, "Effects of Surface Treatment on the Bending Fatigue Strength of Carburized Spur Gear", JSME International Journal, Series C, Vol. 39 No. 1, pp. 108-114.
4. S. G. Ryu, and K. M. Kim, 1994, "A Study on the Bending Fatigue Strength of Sintering Spur Gear", The Korea Institute of Industrial Safety, Vol. 9, No. 3, pp 28-33.
5. ROMAX technology, 2003, "ROMAX Designer Training for Transmission Engineering"
6. AGMA Standard, 2001, "ANSI/AGMA2001-C95"