

동력분배용 중간변속기 개발에 관한 연구

심기중*, 문홍주*,#, 이영춘**

*군산대학교 기술혁신센터, ** (주)화신

Development of the Transfer Case for Power Distribution

Ki-Joong Sim*, Hong-Ju Moon*#, Youngchoon Lee**

*Kunsan Advanced Technology Innovation Center, Kunsan National University.

#The Institute of Technology, Hwa Shin Co

(Received 14 February 2018; received in revised form 16 March 2018; accepted 22 March 2018)

ABSTRACT

This paper presents the development of the transfer case for a 3.5-ton commercial vehicle. A transfer case is composed of many parts, including helical gear, shaft, bearing, planetary gear, and others. Helical gears are currently used as power transmitting gears due to their relatively smooth and silent operation, large load carrying capacity, and operation at higher speeds. The key parameter in transfer case development is the bending stress at the root of a tooth in the helical gear. The bending stress of the helical gear has been studied through theoretical calculation and finite element method (FEM) analysis. Major factors of the bending stress calculation are determined according to American Gear Manufacturers Association (AGMA) standards, and FEM model analysis of the helical gear is conducted. FEM results are compared with theoretical calculations and the difference of the bending stress is described.

Key Words : Helical Gear(헬리컬 기어), Transfer Case(중간변속기), Bending Stress(굽힘응력), AGMA(미국기
업공업협회), Power Transmitting(동력전달)

1. 서 론

중간변속기는 2축 이상의 차축을 구동하거나 총륜 구동방식에서 변속기로부터 전달 받은 동력을 앞/뒤 차축에 분배하는 장치이다. 중간변속기는 입력부분, 변속부분, 차동제한 장치, 유성기어 장치, 전후방 출력 부분 등 다양한 부품으로 구성되어 있으며, 요구하는 동력의 원활한 전달과 분배를 위해서 성능과 내구성이 우수하고 경량화 된 제품 개발을 필요로 하고 있다.

동력전달장치에 사용되는 기어는 평기어보다 물림률이 좋아 큰 동력을 전달할 수 있고 회전이 원활하여 소음이 적은 헬리컬 기어를 많이 사용한다. 제품이 요구하는 동력을 원활하게 전달하기 위해서는 축, 베어링, 헬리컬 기어 등 주요 핵심 부품의 최적 설계를 필요로 한다. 차량의 앞차축 구동을 위한 중간변속기 개발을 위해서 핵심 부품인 입력과 출력 축, 아이들 축의 유무, 베어링 등 주요 부품의 설계와 각 축에 장착되는 기어가 적정하게 설계, 제작되어야 한다.

동력전달에 사용되는 기어에 관한 연구는 기어의 파손과 마모에 작용하는 굽힘과 접촉 응력에 대한 이론적 계산 방법이나 상용 소프트웨어를 이

Corresponding Author : cadcam10@kunsan.ac.kr

Tel: +82-63-462-4865, Fax: +82-63-462-4868

용한 FEM 접근 방식으로 많은 연구가 진행되고 있다.^[1-11] JongBoon Ooi 등은 유한요소 모델링과 시뮬레이션을 통한 종감속 기어의 형식에 따른 진동과 응력을 해석과 기어 회전 시 접촉 면적의 변화에 따른 응력을 확인하였으며, 굽힘과 접촉 응력에 주요한 영향을 주고 있음을 연구하였다.^[1]

Vivek Karaveer 등은 스퍼 기어의 모델링과 FEM 해석에 대한 연구를 진행하였다. 스퍼 기어의 접촉응력에 대하여 이론식과 상용소프트웨어를 이용한 해석을 수행하여 유사한 결과를 얻었다.^[2] Kailash C. Bhosale 등은 FEM을 이용한 헬리컬 기어의 굽힘 응력 분석에 대하여 연구하였으며, 이론식과 해석의 차이점을 분석하였다.^[3] Jerin Sabu 등은 헬리컬 기어의 비선형 접촉 해석을 위한 FEM 방법에 대하여 연구하였으며, 해석 시 헬리컬 기어 쌍의 접촉 조건과 2가지 구속 조건으로 달리하여 해석을 진행하였으며 그 결과를 분석하고 유용한 방법을 제안하였다.^[4]

강동수 등은 다축차동장치의 전위기어 해석 연구를 통하여 전위 계수와 형상치수 등을 변화시킴에 따른 전달 오차의 변화를 비교하여 굽힘, 접촉 응력의 개선으로 기어의 부드러운 하중전달과 기어장치의 특성을 사전 예측 및 개선에 관한 연구를 수행하였다.^[5] 정재용 등은 기어해석 상용프로그램을 이용하여 변속기 구동기어의 강도를 분석하여 설계 안전성을 검토 하였으며, 김태형 등은 워기어의 경량화 및 발열절감을 위한 최적설계 및 해석을 수행하였다.^[6,7]

본 연구에서는 3.5톤 상용차의 앞차축 구동을 위한 동력전달 핵심부품인 중간변속기의 헬리컬 기어 설계에 필요한 이 폭, 나선각, 모듈 등 설계 요소에 따른 굽힘 응력 변화를 비교하였다. 대상 제품은 입력 축, 공전 축, 출력 축 등 3개의 기어 축으로 구성되어 있으며, 변속기로부터 전달된 동력은 입력 축을 통하여 중간변속기 내의 공전 축, 출력 축 등 핵심 부품을 거쳐 앞/뒤 차축으로 분배된다. 중간변속기 기어비는 1.1:1 과 2.2:1 의 고단과 저단으로 구성되었으며, 기어 구성도 다르다. 저단의 조건에서 굽힘 응력에 대한 연구를 이론식에 의한 계산과 FEM 분석을 수행하였으며, 상호 비교를 통하여 결과의 건전성을 확보하였다.

2. 기어의 굽힘응력 계산

2.1 굽힘응력 계산식

헬리컬 기어의 굽힘 응력 계산은 기어의 이를 일단지정보로 가정하여 이뿌리에 작용하는 굽힘 응력을 계산하는 루이스 식이 있다.^[3] 루이스 식은 기어의 접선방향 전달력이 이뿌리에서 굽힘 응력을 발생하며, 반경방향 전달력과 응력 집중 효과는 무시되며, 하나의 기어쌍이 접촉되고 적정 하중만을 고려하여 굽힘 응력을 계산하는 한계를 갖고 있다. 이의 강도는 두 개의 기어가 맞물려 동력을 전달할 때 작동 하중, 속도 조건에서 견딜 수 있는 안전 계수를 결정하는 값으로 사용된다.

루이스 식에 비하여 굽힘 응력에 영향을 주는 동적, 크기, 하중분포 계수 등 다양한 보정 인자를 포함하고 있는 AGMA 규격의 이론식이 보편적으로 사용되고 있으며, 좀 더 정확한 굽힘 응력을 계산하는 것으로 알려져 있다.^[8-9] 본 연구에서는 AGMA 규격의 이론식을 활용하였으며, 기어의 응력에 영향을 주는 몇몇 인자를 고려하여 설계하고자 하는 기어의 굽힘 응력 특성을 분석하였다.

헬리컬 기어 굽힘 응력을 계산하는 AGMA 2001-B88 규격의 이론식은 일단지정보로 가정되며, 기어 응력에 영향을 주는 주요 인자를 포함하고 있다. 다음 식(1)은 본 연구에서 사용한 굽힘 응력 계산식을 보여주고 있다.

$$\sigma_F = \frac{F_t K_o K_s}{K_v} \frac{1}{bm} \frac{K_H K_B}{J} \quad (1)$$

여기서, F_t : Tangential component of load

K_o : Overload factor

K_v : Dynamic factor

K_s : Size factor

b : Width of gear tooth

m : Module of gear

K_H : Load distribution factor

K_B : Reem thickness factor

J : Geometry factor of bending stress

과하중 인자는 외부 작동 하중의 거칠음을 고려하여 굽힘 응력을 보정해 주며, 동적 인자는 치형의 오차, 회전 요소의 관성, 이의 강성 등의 영향을 보정하며 AGMA Quality Number와 피치 선속도에 의해 결정된다. 크기 인자는 기어 재료의 불균일성을 보정하며, 하중분포 인자는 기어 치형의 가공오차, 기어 구성 요소의 정열오차, 가해진 하중에 의한 변형, 열과 원심에 의한 효과로 인한 비틀림을 보정한다. 굽힘 응력 치형계수는 이의 형상, 최대하중이 작용하는 위치, 기하학적인 형상에 기인한 응력집중, 기어 이의 접촉선에 따른 하중의 분배를 평가하여 보정한다. 다음 식(2)는 헬리컬 기어의 굽힘 응력 치형계수 계산식이다.

$$J = \frac{Y C_v}{K_f m_N} \quad (2)$$

여기서, Y : Tooth form factor($Y = \pi y$)
 $y = 0.154 - 0.912/n$
 y : Tooth form factor, n : Tooth number
 C_v : Helical overlap factor
 K_f : Stress modifier
 m_N : Load sharing ratio($m_N = \frac{p_n}{0.95 Z}$)
 p_n : Normal pitch, Z : Length of action line

2.2 굽힘응력 FEM 해석

차량용 앞차축 구동 중간변속기의 3D 모델링 형상은 다음 Fig. 1과 같다. 동력의 입력과 분배를 위한 입력, 공전 및 출력 축으로 구성 되었으며, 공전 축에 저단으로 감속하여 동력을 전달할 수 있는 헬리컬 기어가 장착되어 있다.

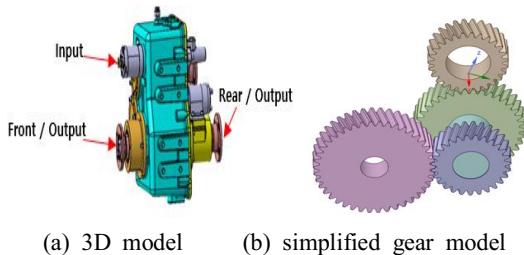


Fig. 1 Transfer case for a commercial vehicle

Table 1 Helical gear parameters

Item	Input/Idle Output	Idle Input	Ouput
Teeth number (N)	27	38	42
Pitch diameter(mm)	113.24	159.37	176.15
Module(mm)	4	4	4
Pressure angle(°)	20	20	20
Helix angle(°)	17.5	17.5	17.5
Width of gear(mm)	37.43	37.58	37.72

고단에서 작동 시 3개의 헬리컬 기어가 맞물려 동력을 전달하고 저단에서 작동 시 4개의 헬리컬 기어가 맞물려 동력을 전달하게 된다. 충분한 강도를 갖는 헬리컬 기어 설계를 위해서는 큰 동력을 전달하는 저단의 작동 조건을 고려하였으며, 기어의 파손 및 마모에 충분한 강도를 갖는 기어 크기와 형상을 설계하였다. 본 연구에서 사용된 저단 헬리컬 기어의 구성 및 상세한 내용을 Table 1에 정리하였다. 중간변속기 전달 동력과 속도를 고려하여 기어의 모듈을 4로 동일하게 하였으며, 기어의 크기와 이의 개수를 조정하여 감속 및 원하는 토크를 얻도록 설계하였다.

변속기로부터 동력을 받아 전, 후 차축에 분배하는 중간변속기의 핵심부품인 입력, 공전, 출력 축 헬리컬 기어의 설계 검증을 위하여 기어 소재, 크기, 형상에 대한 검토가 충분히 이루어져야 한다. 기초 설계된 헬리컬 기어의 검증을 위하여 ANSYS 16.1을 활용하여 해석을 진행하였다. 헬리컬 기어 해석 모델은 CATIA V5를 이용하여 형상을 모델링하였다.

동력전달을 위한 구성요소 중 헬리컬 기어 축, Hole, Edge rounding 등 해석 결과에 영향이 적은 요소들은 메쉬 생성 과정의 오류나 해석 시간의 단축을 위하여 제거하거나 단순화 하였다.

헬리컬 기어 설계에 사용된 소재는 기어 소재로 많이 사용되는 구조용 크롬강 SCR420H를 사용하였으며, 기계적 물성은 탄성계수 205 GPa, 프와송 비 0.29, 항복응력 690 MPa의 물성을 갖으며, 모든 기어는 동일한 소재로 설계하였다.

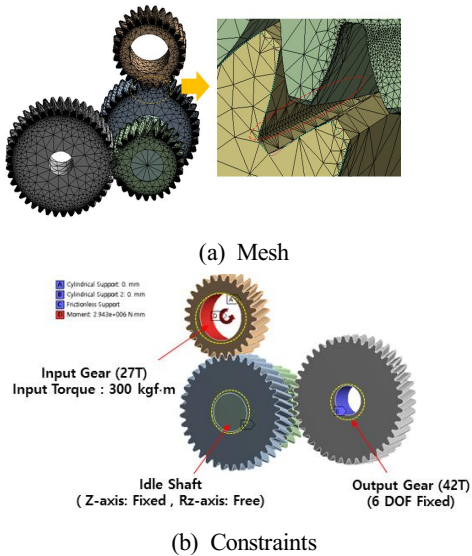


Fig. 2 Mesh and constraints of the analysis model

헬리컬 기어 해석 모델의 메쉬는 솔리드 설계에 주로 적용되는 3D 요소인 Tetra mesh 를 적용하였다. 해석의 정확도와 시간을 고려하여 기어 이뿌리 부분은 Face mesh 기능을 사용하여 0.7 mm 의 조밀한 메쉬를 적용하였다. 기어 사이 접촉은 미끄러짐을 허용하는 “No separation”접촉 조건을 공전축의 입력과 출력기어 사이의 공전 축은 강체로 가정하였으며 축은 회전이 가능하도록 하였다. 입력 토크는 설계 모델의 입력 토크인 300 Kgf·m 를 입력 축에 적용하였으며, 출력 축은 완전 고정하여 동력 전달 과정에서 이뿌리에 작용하는 굽힘 응력의 변화를 확인하였다. Fig. 2는 해석 모델의 메쉬 및 경계 조건을 보여주고 있다.

3. 굽힘응력 해석 결과

3.1 이론식 응력계산 결과

AGMA 굽힘 응력 계산을 위하여, 입력 토크 값으로부터 접선방향 전달력을 계산하였고 헬리컬 기어의 나선 각을 고려하여 이 폭을 계산하였다.

Table 2 Calculation conditions of the helical gear

Item		AGMA
$F_t(N)$	27T	73,213
	42T	97,618
K_o		1.25
K_v		1.15
K_s		1
K_H		1.15
K_B		1
J	27T	0.604
	38T	0.614
	42T	0.624
$b(mm)$		38.8
$m(mm)$		4

이론식의 과하중 인자, 동적 인자, 하중분포 인자, 치형 계수 값을 계산 및 표로부터 선정하였다. 입력토크 300 Kgf·m 로부터 입력 축 기어에 작용하는 접선방향 전달력을 계산하면 입력 축 기어와 공전축 기어에 73,213 N의 출력축 기어에는 97,618 N 의 전달력을 받게 된다. 또한, 나선각 17.5°를 고려하여 이 폭을 계산하면 38.8 mm 이다. 과하중 인자는 표에서 Light shock, uniform의 1.25 를 선정하였으며, 동적 인자는 정밀한 기어를 가정하여 1.15를 선정하였다. 크기 및 림두께 인자는 일반적인 기어에 적용되는 1을 선정하였으며, 하중분포 인자는 1.15를 선정하였다. 치형 계수는 압력각 20°, 하중분담비 0.8, 응력보정계수, 헬리컬 오버랩 계수 등을 고려하였다. 굽힘 응력 계산에 사용된 인자를 Table 2에 정리하였다.

Table 2의 인자를 바탕으로 계산된 굽힘 응력은 공전 축 기어에서 굽힘 응력 1,301.7 MPa 로 설계된 것을 확인할 수 있었다. 맞물린 기어에서 기어의 크기가 증가함에 따라 치형 계수가 증가하여 굽힘 응력은 미미하게 작은 값으로 계산된다. 입력, 공전, 출력 축의 각 기어 재료로부터 계산된 굽힘 응력을 아래 Fig. 3에 보여주고 있다. 기어

모듈이 4와 5일 경우를 비교하여 보였으며, 모듈 5에서 매우 작은 굽힘 응력을 보여주고 있으나 기어 이가 커지게 된다. 또한, 기어 피치원의 크기가 작을수록 동일한 접선력에서 미세하지만 큰 굽힘 응력이 계산되어 큰 기어와 맞물려 동력을 전달할 때 작은 기어에 큰 힘이 가해짐을 알 수 있다. Fig. 4 는 이 폭에 따른 굽힘 응력의 변화를 보여주고 있으며 이 폭이 증가할수록 강도가 증가하여 굽힘 응력이 작아지는 것을 알수있었다. 동력전달용 중간변속기 헬리컬 기어의 굽힘 응력을 이론식을 통하여 계산하였으며 공전 축 기어에서 최대 굽힘 응력이 계산됨을 알 수 있었으며 모듈, 기어 잇수 및 폭의 변화에 따른 응력 변화를 살펴 보았다.

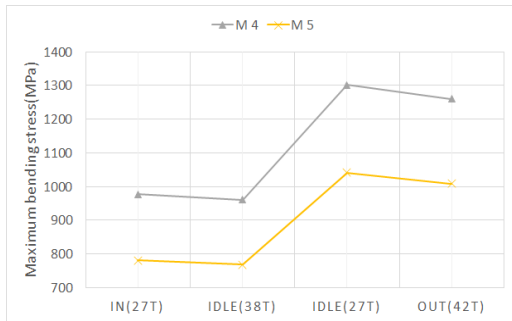


Fig. 3 Stress results according to gear module



Fig. 4 Stress results according to gear width

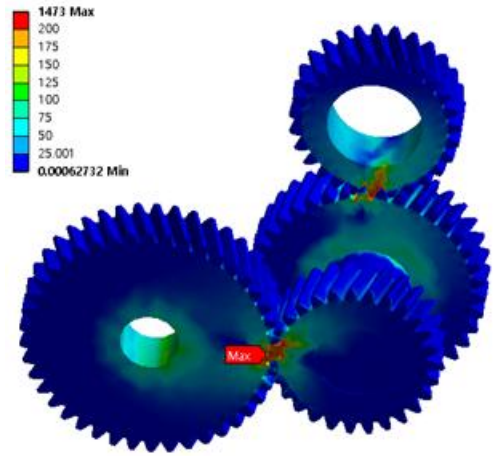


Fig. 5 Stress results of the transfer case model

이론식에 의한 굽힘 응력 계산은 치형 계수의 선택이나 이 폭의 설계에 따라 요구하는 동력을 전달할 수 있는 적절한 기어를 설계하는데 도움을 주게 된다.

3.2 FEM 응력계산 결과

저단 조건에서 굽힘 응력 해석 결과 입력 축 기어 1,302 MPa, 공전 축 기어 1,099 MPa, 공전 축 기어 1,468 MPa, 출력 축 기어 1,473 MPa 의 최대 Von Mises 응력이 발생하였다.

전체 기어에서 최대 굽힘 응력은 출력 축 기어에서 발생하였으며 이는 열처리 후 소재의 항복 응력 1,572 MPa (표면처리 후 경도 HRc 59 환산 값) 보다 작은 값으로 충분한 강도를 갖도록 설계 된 것을 확인하였다.

기어 이에 작용하는 굽힘 응력은 인장보다는 압축을 받는 부분에서 좀 더 크게 발생하였다. Fig. 5는 조립 기어의 해석 결과를 보여주고 있다.

출력 축 기어에 작용하는 전달토크는 입력토크 대비 186% 증가된 558 Kgf·m 로 출력 축 기어와 맞물린 기어에서 굽힘 응력이 크게 발생함을 알 수 있었다. Fig. 6은 각 기어의 굽힘 응력 계산 결과를 보여주고 있다.

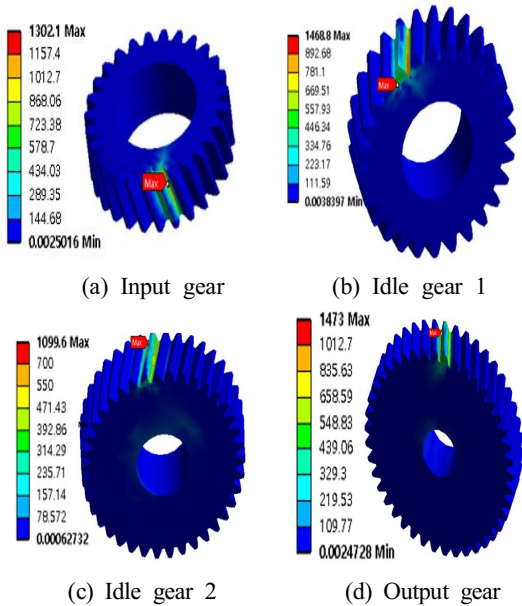


Fig. 6 Bending stress results of the individual gear

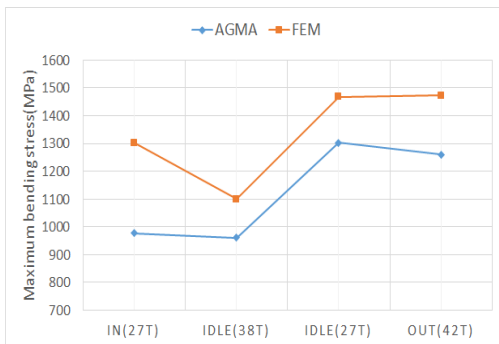


Fig. 7 Bending stress results of the FEM and AGMA

3.3 이론식과 FEM 결과 비교

AGMA 규격을 바탕으로 본 연구에서 적용한 이론식의 굽힘 응력 계산과 해석 결과를 비교했을 때 이론식이 작은 응력 값을 보이며, 입력 축 기어를 제외하고는 유사한 경향을 확인할 수 있었다. 또한, 헬리컬 기어의 해석은 접촉, 경계 조건 따라 결과에 차이가 있으며, 굽힘 응력 계산에서 기어 이의 접촉조건이 “Bonded” 보다 “No

separation” 조건에서 이론식과 좀 더 근접한 결과를 얻을 수 있었다. Fig. 7에서와 같이 이론식과 해석의 차는 입력 축 기어를 제외하고는 15% 범위에서 유사하였다.

4. 시제품 제작 및 성능평가

중간변속기의 축, 베어링, 헬리컬 기어 등 주요 부품에 대한 설계 검증을 토대로 각 부품의 제조 공정을 반영하여 최종 제품에 대한 3D 모델링을 완성하였으며, 완성된 모델을 근거로 부품의 가공, 열처리 및 조립을 통하여 시제품 제작을 완성하였다. 중간변속기 커버와 케이스는 경량화르 통한 연비개선 효과의 극대화를 위하여 알루미늄(AC4C) 소재를 적용하였다.

제작된 시제품은 정적강도 및 내구시험을 통하여 성능을 확인하였다. 정적강도 시험은 MTS사의 215.45C 로타리 액츄에이터를 이용하였으며, 중간변속기 출력부분을 지그로 완전고정하고 입력 부분에 목표값인 300Kgf.m 까지 토크를 인가하여 시험을 진행한 후 구성 부품의 균열과 파손여부를 육안으로 확인하였다.

Fig. 8은 시험장비 세팅 사진과 제품에 인가된 목표 토크 값을 보여주고 있으며, 시험 후 각 부품에 대한 육안 검사 결과 균열 및 파손은 발생하지 않았다. 시험 시 인가된 토크와 각도 변위 데이터 검토 시 설계 목표 값까지 선형적으로 증가가 이루어져 정상적인 시험 진행과 결과가 만족하였음을 확인하였다. 내구성 시험은 국내 제작된 5축 다이내모를 이용하여 무부하 상태에서 정격 회전속도까지 단계적으로 상승시킨 후에 부하장치를 이용하여 정격 토크를 인가하여 시험하였다.

Fig. 9는 차축 다이내모 장비를 이용한 중간변속기 성능 및 내구성 시험 세팅 사진이다. 중간변속기는 차축과 연결된 상태에서 차축시험과 동시에 진행되었다. 내구시험은 제품의 사용조건과 시험 시간을 고려하여 2가지 조건(110Kgf.m 290RPM, 56.4Kgf.m 910RPM) 으로 10만 사이클을 목표로 진행하였다.

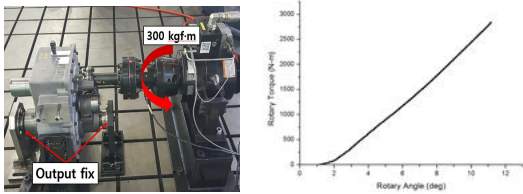


Fig. 8 Test set-up and condition of the transfer case



Fig. 9 Durability test set up of the transfer case

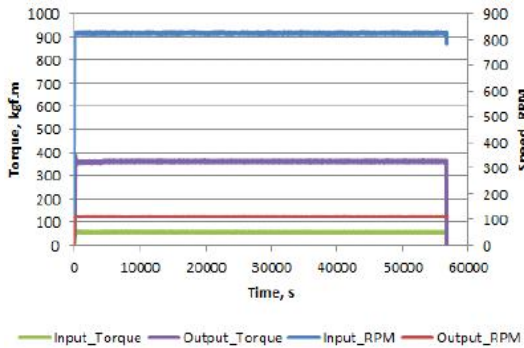


Fig. 10 Durability test results of the transfer case

Fig. 10은 내구시험 결과를 보여주고 있다. 총 107,420 사이클의 내구시험을 수행하는 중 성능에 영향을 미치는 특이사항 없이 시험을 완료하였다. 시험 후 분해 검사 시 각 부품의 균열 및 파손은 발생하지 않았다.

5. 결 론

본 연구에서는 헬리컬 기어로 구성된 중간변속

기의 신뢰성 있는 제품 설계를 위하여 AGMA 규격을 바탕으로 한 이론식과 유한요소해석 방법으로 굽힘 응력 해석을 수행하였다. 기어의 모듈, 이 폭에 의한 굽힘 응력 변화와 이론적 방법과 유한요소해석 결과를 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 헬리컬 기어에 작용하는 굽힘 응력을 계산하기 위하여 과하중, 동적, 하중분포, 치형계수 등 주요 인자를 선정하였고 중간변속기에 적용된 헬리컬 기어의 계산된 굽힘 응력은 1,301.7 MPa 로 설계되었음을 확인하였다.
2. 연구에서 적용한 이론적 굽힘 응력 계산은 기어 모듈, 크기, 이 폭 증가에 따라 굽힘 응력이 감소함을 알 수 있었으며, 굽힘 응력 보정을 위한 주요 인자의 선정에 따라 유한요소 해석과 15% 이내에서 유사한 경향을 보였다.
3. 해석에서는 기어 이의 접촉, 경계 조건의 선정에 따라 해석 결과에 차이가 있었으며 출력 축 기어에서 1,473 MPa 로 최대 굽힘응력값이 발생하였다. 또한 정적강도, 내구시험 결과 주요 부품의 균열 및 파손 없이 성능목표를 만족하였다.
4. 개발된 중간변속기는 3.5톤 차량의 전륜 구동에 사용할 수 있는 신뢰성 있는 제품임을 확인하였으며, 향후 실차 장착 시험과 적용차종 선택을 통한 개발제품 적용 및 생산이 가능할 것으로 판단된다.

후 기

“이 논문은 산업통상자원부와 한국산업기술진흥원이 지원하는 경제협력권산업 육성사업으로 수행된 연구결과입니다.(과제번호 : R0002889)”

REFERENCES

1. Ooi, J. B., Wnag, X., Tan, C. S., Ho, J. H. and Lim, Y. P., “Modal and Stress Analysis of Gear

- Train Design in Portal Axle using Finite Element Modeling and Simulation”, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 26, No. 2, pp. 575-589, 2012.
2. karaveer, V., Mogrekar, A. and Joseph, T. P. R., “Modeling and Finite Element Analysis of Spur Gear”, International Journal of Current Engineering and Technology, Vol. 3, No. 5, pp. 2104-2107, 2013.
 3. Bhosale, K. C., “Analysis of Bending Strength of Helical Gear by FEM”, Innovative Systems Design and Engineering, Vol. 2, No. 4, pp. 125-127, 2011.
 4. Sabu, J., Rao, John, A. and Rajeew, V. R., “Finite Element Method for the Nonlinear Contact Analysis of Helical Gears”, International Journal of Research in Advent Technology, Vol. 2, No. 4, pp. 20-23, 2014.
 5. Kang, D. S. and Song, C. K., “Profile-shifted Gears in Multi-axial Differential System”, Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 28, No. 5, pp. 632-637, 2011.
 6. Jung. J. W, Kim. K. P, Ji. H. C. and Moon. T. S, “Design Improvement of the Driving Bevel Gear in Transmissions”, Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 14, No. 2, pp. 1-6, 2015
 7. Kim. T. H, Jeong. H. J, Dong. G. L, Kim. L. S and Lyu. S. K, “Study on Optimal Design Analysis of Worm Gear Reducer for High Place Operation Gar”, Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 14, No. 6, pp. 98-103, 2015
 8. Lee, S., Lee, D. H., Hwang, S. C. and Lee, K. H., “ Stress Analysis of Helical Gear for a Railway Reducer”, Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 11, No. 2, pp. 55-59, 2012.
 9. Lee, J. H., Song, M. E., and Min, J. H., “The Study for Helical Gear Bending Stress”, Proceeding of the Korean Society of Mechanical Engineers Autumn Conference, pp. 3612-3616, KSME, 2013.
 10. Han, M. S., and Cho, J. U., “A Study on Fatigue Durability through the Structural Analysis of Strut bar”, Transactions of KSAE, Vol. 24, No. 5, pp. 504-511, 2016.
 11. Lee, S. W, Kim, H. G., Lee, T. H. and Yang, C. H., “Robust Design of Connecting Rod Using Variable Stress”, Transactions of KSAE, Vol. 24, No. 6, pp. 716-723, 2016.