



3.5톤 상용차용 트랜스퍼케이스 헬리컬 기어의 굽힘 응력 해석

심기중^{*1)} · 문홍주¹⁾ · 최규재²⁾ · 고승기²⁾ · 전남진³⁾

군산대학교 기술혁신센터¹⁾ · 군산대학교 기계자동차공학부²⁾ · 화신 기술연구소³⁾

Bending Stress Analysis of the Transfer Case Helical Gear for the 3.5 Ton Commercial Vehicle

Kijoong Sim^{*1)} · Hongju Moon¹⁾ · Gyoojae Choi²⁾ · Seungkee Koh²⁾ · Namjin Jeon³⁾

¹⁾Kunsan Advanced Technology Innovation Center, Kunsan National University, Jeonbuk 54150, Korea

²⁾School of Mechanical & Automotive Engineering, Kunsan National University, Jeonbuk 54150, Korea

³⁾The Institute of Technology, Hwa Shin Co., 105 Seongseogongdanbuk-ro, Dalseo-gu, Daegu 42709, Korea

(Received 28 March 2017 / Revised 11 April 2017 / Accepted 1 May 2017)

Abstract : This paper presents an improvement in the design of the transfer case helical gear for a 3.5 ton commercial vehicle. Helical gear has been used increasingly as a power transmitting gear due to its relatively smooth and silent operation, large load carrying capacity, and high-speed operation. The bending stress is a key parameter in gear design. Theoretical equation and FEM analysis were used to determine the bending stress of the helical gear. The major factors in a theoretical equation were based on AGMA standards, and a simplified finite element model was created. The results obtained from the FEM were compared with the theoretical equation, and the difference in the maximum bending stress was discussed.

Key words : Helical gear(헬리컬 기어), Transfer case(트랜스퍼케이스), Bending stress(굽힘응력), AGMA(미국기어공업회), Major factor(굽힘응력 보정계수), FEM(유한요소해석), Load carrying(하중전달)

1. 서론

트랜스퍼케이스(TC : Transfer case)는 2축 이상의 차축을 구동하거나 총륜 구동(AWD)방식에서 변속기(Transmission)로부터 전달 받은 동력을 앞 뒤 차축에 분배하는 장치이다. TC는 입력 축, 변속기, 차동제한 장치, 유성기어 장치, 전후방 출력 축 등 다양한 부품으로 구성되어 있으며, 요구하는 동력의 원활한 전달과 분배를 위해서 성능과 내구성이 우수하고 경량화된 제품 개발을 필요로 하고 있다.

동력전달장치에 사용되는 기어는 평기어보다 물림률이 좋아 큰 동력을 전달할 수 있고 회전이 원활하여 소음이 적은 헬리컬 기어를 많이 사용하고 있

으며, 제품이 요구하는 동력을 원활하게 전달하기 위해서는 기어 축, 베어링, 헬리컬 기어 등 주요 핵심 부품의 최적 설계를 필요로 한다. 3.5톤 상용차의 전륜 구동을 위한 TC 개발을 위해서 핵심 부품인 입력과 출력 축 크기, 아이들 축의 유무, 베어링 등 주요 부품의 설계와 각 축에 장착되는 기어의 크기, 잇수, 폭 등이 최적으로 설계, 제작되어야 한다.

동력전달장치에 사용되는 기어에 관한 연구는 기어의 파손과 마모에 작용하는 굽힘 응력과 접촉응력에 대한 이론적 해석 방법이나 상용 소프트웨어를 이용한 FEM 접근 방식으로 많은 연구가 진행되고 있다.¹⁻¹⁰⁾ Ooi 등¹⁾은 유한요소 모델링과 시뮬레이션을 통한 종감속 기어의 형식에 따른 진동 및 응력을 해석하였으며, 이론식에 의한 계산과 4% ~ 6%

*Corresponding author, E-mail: cadcam10@kunsan.ac.kr

범위의 오차를 갖는 값을 얻었다. 또한, 기어 회전 시 접촉면적의 변화에 따른 응력의 변화를 확인하였으며, 기어 해석에서 회전에 따른 접촉 면적의 변화가 굽힘과 접촉 응력에 주요한 영향을 주고 있음을 연구하였다.

Karaveer 등²⁾은 스피어 기어의 모델링 및 유한요소 해석에 대한 연구를 진행하였다. 스피어 기어의 접촉 응력에 대하여 이론식(Hertz equation)과 상용소프트웨어 ANSYS14.5를 이용한 해석을 수행하여 유사한 결과를 얻었다. Bhosale³⁾은 FEM을 이용한 헬리컬 기어의 굽힘 응력 분석에 대하여 연구하였으며, 이론식(Lewis equation)은 FEM 해석의 차이점을 분석하였으며, 헬리컬 기어와 스피어기어의 초기 접촉 형태에 대하여 연구하였다.

Sabu 등⁴⁾은 헬리컬 기어의 Nonlinear 접촉 해석을 위한 FEM 방법에 대하여 연구하였으며, 접촉응력 해석 시 헬리컬 기어 쌍의 접촉 조건과 2가지 구속 조건으로 달리하여 해석을 진행하였으며 그 결과를 분석하여 좀 더 유용한 방법에 대하여 연구하였다.

강동수와 송철기⁵⁾는 다축차동장치의 전위기어 해석 연구를 통하여 전위 계수와 형상치수 등을 변화시킴에 따른 전달 오차의 변화를 비교하여 굽힘, 접촉응력의 개선으로 기어의 부드러운 하중전달과 기어장치의 특성을 사전 예측 및 개선에 관한 연구를 수행하였다. 황정건⁶⁾은 AGMA 규격에 의한 평기어 및 헬리컬 기어의 강선 설계 해석에 관한 연구를 수행하였으며, 굽힘 응력과 접촉 응력을 계산하는 이론식과 다양한 계수를 이용하여 기어의 강도와 마모에 대한 해석 및 기어의 이 폭 설계가 가능한 프로그램 개발하였다.

본 연구에서는 3.5톤급 상용차의 전륜 구동을 위한 동력전달 핵심부품인 TC 헬리컬 기어 설계에 필요한 이 폭, 나선각, 모듈 등 설계 요소에 따른 굽힘 응력 변화를 비교하였다. 대상 제품은 입력 축, 공전축, 출력 축 등 3축으로 구성되어 있으며, 변속기로부터 전달된 동력은 입력 축을 통하여 TC 내의 공전축, 출력 축 등 핵심 부품을 거쳐 앞, 뒤차축으로 분배된다. TC는 기어 비 1.1:1과 2.2:1의 고단과 저단으로 구성되어 있으며, 전달 기어열의 구성도 달리된다. 저단의 조건에서 굽힘 응력에 대한 연구를 이론

식과 FEM 을 통하여 수행하였으며, 상호 비교를 통하여 결과의 건전성을 확보하였다.

2. 굽힘 응력 개요 및 이론

동력전달 요소로써 기어의 강도 설계에 중요한 요소는 이에 작용하는 굽힘, 접촉 응력을 계산하여 안전하게 작동될 수 있는 기어를 설계하는 것이다. 기어 이의 파손이나 마모에 의한 품질 문제는 소재의 피로 한도를 초과하는 굽힘, 접촉 응력이 지속적으로 작용하는 구조에 원인이 있다. 기어의 응력 해석은 이론식을 바탕으로 계산하는 방법과 상용화된 CAE 소프트웨어를 이용하는 방법이 있다.

기어의 굽힘 응력 계산은 기어를 일단지지보(Cantilever beam)로 가정하여 이뿌리에 작용하는 굽힘 응력을 계산하는 루이스 식(Lewis equation) 이 있다. 다음 식 (1)은 루이스 굽힘 응력 계산식을 보여주고 있다.³⁾

$$\sigma_b = \frac{P_t}{m \times b \times Y} \quad (1)$$

여기서, P_t : tangential component of load

m : module of gear

b : width of gear tooth

Y : lewis form factor

이는 기어의 접선방향 전달력이 이뿌리에서 굽힘 응력을 발생하며, 반경방향 전달력과 응력 집중 효과는 무시된다. 또한, 하나의 기어쌍이 접촉되고 적정 하중만을 고려하여 굽힘 응력을 계산하는 한계를 갖고 있다. 이는 두 개의 기어가 맞물려 동력을 전달할 때 작동 하중, 속도 조건에서 견딜 수 있는 안전 계수를 결정하는 값으로 사용된다.

루이스 식에 비하여 기어 굽힘 응력에 영향을 주는 동적계수, 크기계수, 하중분포 계수 등 다양한 보정 인자를 포함하고 있는 AGMA 규격의 이론식이 보편적으로 사용되고 있으며, 좀 더 정확한 굽힘 응력을 계산하는 것으로 알려져 있다.^{7,8)} 본 연구에서는 AGMA 규격의 이론식을 활용하였으며, 기어의 응력에 영향을 주는 몇몇 인자를 고려하여 설계하고자 하는 기어의 굽힘 응력 특성을 분석하였다.

2.1 굽힘 응력 이론식

기어 굽힘 응력을 계산하는 AGMA2001-B88 규격의 이론식은 일단지지보로 가정되며, 기어 응력에 영향을 주는 주요 인자를 포함하고 있다. 다음 식(2)는 본 연구에서 사용한 굽힘 응력 계산식을 보여주고 있다.

$$\sigma_F = \frac{F_t K_o K_s}{K_v} \frac{1}{b m} \frac{K_H K_B}{J} \quad (2)$$

- 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 정렬오차, 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(3)은 헬리컬 기어의 굽힘 응력 치형계수 계산식이다.

$$J = \frac{Y C_v}{K_f m_N} \quad (3)$$

- 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

$$m_N : \text{load sharing ratio} (m_N = \frac{p_n}{0.95 Z})$$

p_n : normal pitch, Z : length of action line

2.2 TC 헬리컬 기어의 구성

3.5톤 상용차용 트랜스퍼 케이스의 3D 형상은 다음 Fig. 1과 같다. 동력의 입력과 분배를 위한 입력, 공전 및 출력 축으로 구성되어 있으며, 공전 축에 저단으로 감속하여 동력을 전달할 수 있는 헬리컬 기어가 장착되어 있다. 고단에서 작동 시 3개의 헬리컬 기어가 맞물려 동력을 전달하고 저단에서 작동 시 4개의 헬리컬 기어가 맞물려 동력을 전달하게 된다. 충분한 강도를 갖는 기어 설계를 위해서는 큰 동력을 전달하는 저단의 작동 조건을 고려하며, 기어의 파손 및 마모에 충분한 강도를 갖는 기어 크기와 형상을 검증하였다.

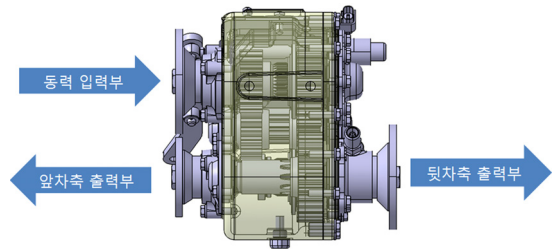


Fig. 1 Transfer case for the 3.5T commercial vehicle

본 연구에서 사용된 저단 헬리컬 기어의 구성 및 상세한 내용이 Table 1에 정리되어 있다. TC 전달 동력과 속도를 고려하여 기어의 모듈을 4로 동일하게 하였으며 기어의 크기와 이의 개수를 조정하여 감속 및 원하는 토크를 얻도록 설계되었다.

Table 1 Helical gear parameters (Gear ratio 2.2:1)

Item	Input/Idle output	Idle input	Ouput
Number of teeth (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

2.3 굽힘 응력 유한요소해석

변속기로부터 동력을 받아 전, 후 차축에 분배하는 3.5톤 상용차용 트랜스퍼 케이스의 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 workbench 16.1을 활용하여 해석을 진행하였다. 기어해석 모델은 CATIA V5를 이용하여 입력, 공전, 출력 축 기어 단품 및 조립 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. 다음 Fig. 2는 해석을 위한 단순화된 모델을 보여주고 있다.

헬리컬 기어 설계에 사용된 소재는 기어 소재로 많이 사용되는 구조용 크롬강 SCR420H를 사용하였으며, 기계적 물성은 Young's modulus 205 GPa, Poisson ratio 0.29, Yield strength 690 MPa의 물성을 갖으며, 입력, 공전, 출력 기어는 동일한 소재로 설계하였다.

헬리컬 기어 굽힘 응력 해석 모델의 메쉬는 솔리드 설계에 주로 적용되는 3D 요소인 10노드 Tetra mesh를 적용하였다. 기어의 크기, 해석의 정확도와 시간을 고려하여 기어 이뿌리 부분은 Face mesh 기능을 사용하여 0.7 mm의 조밀한 메쉬를 적용하였다. 기어 이 사이는 접촉은 미끄러짐을 허용하는 "No separation" 접촉 조건을 공전축의 입력과 출력 기어 사이의 공전 축은 강체로 가정하였으며 축은 회전이 가능하도록 하였다. 입력 토크는 입력 축에 300 Kgf·m를 적용하였으며, 출력 축은 완전 고정하여 동력 전달 과정에서 이뿌리에 작용하는 굽힘 응

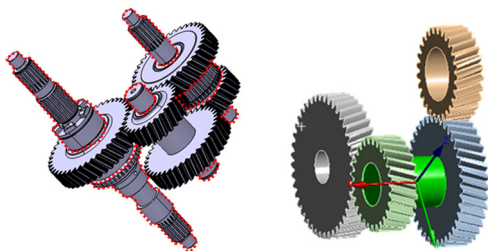
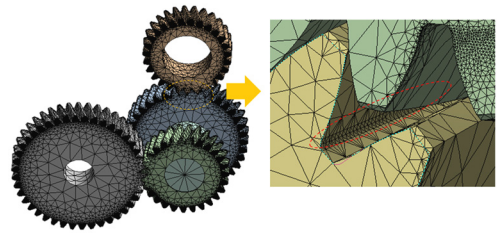
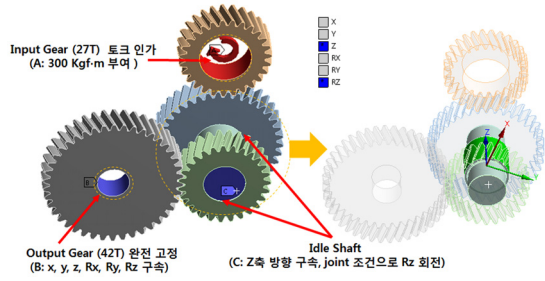


Fig. 2 Simplified analysis model of the TC



(a) Mesh



(b) Constraints

Fig. 3 Mesh and constraints of the analysis model

력의 변화를 보고자 하였다. Fig. 3은 해석 모델의 메쉬 및 경계 조건을 보여주고 있다.

3. 굽힘 응력 해석 결과

3.1 Lewis, AGMA 이론식 결과

Lewis, AGMA 굽힘 응력 결과를 비교하기 위하여, 입력 토크 값으로부터 접선방향 전달력을 계산하였고 헬리컬 기어의 나선 각을 고려하여 이 폭을 계산하였다. 또한, Lewis 식의 치형 계수와 AGMA 식의 과하중 인자, 동적 인자, 하중분포 인자 및 굽힘 응력 치형계수 값을 계산 및 표로부터 선정하였다. 입력토크 300 Kgf·m로부터 입력 축 기어에 작용하는 접선방향 전달력을 계산하면 입력 축 기어와 공전축 기어에 73,213 N의 출력축 기어에는 97,618 N의 전달력을 받게 된다. 또한, 나선각 17.5°를 고려하여 이 폭을 계산하면 38.8 mm이다. 과하중 인자는 표에서 Light shock, uniform의 1.25를 선정하였으며, 동적 인자는 정밀한 기어를 가정하여 1.15를 선정하였다. 크기 및 림두께 인자는 일반적인 기어에 적용되는 1을 선정하였으며, 하중분포인자는 1.15를 선정하였다. 루이스 식의 치형 계수는 압력각 20°를 고려하였으며, 본 연구 굽힘 응력의 치형 계수는 하중

Table 2 Calculation conditions of the bending stress

Item		Lewis	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	0.483	0.604
	38T	0.493	0.614
	42T	0.503	0.624
$b(mm)$	38.8		
$m(mm)$	4		

분담비 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 기어(27T)에서 Lewis 식에 의하여 계산된 굽힘 응력 1,302 MPa, 본 연구의 계산식에 의한 굽힘 응력 1,301.7 MPa로 설계된 것을 확인할 수 있었다. 맞물린 기어에서 기어의 크기가 증가함에 따라 치형 계수가 증가하여 굽힘 응력은 미세하게 작은 값을 얻었다. 입력, 공전, 출력 축의 각 기어 제원으로부터 계산된 굽힘 응력을 아래 Fig. 4에 보여주고 있다. 기어 모듈이 4와 5일 경우를 비교하여 보였으며, 모듈 5에서 매우 양호한 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. 5는 이 폭에 따른 굽힘 응력의 변화를 보여주고 있으며 이 폭이 증가할수록 굽힘 응력이 작아지는 경향이 있다.

3.5T 동력전달용 TC의 헬리컬 기어의 굽힘 응력을 이론식을 통하여 계산하였으며 공전 축 기어에서 최대 1,302 MPa의 굽힘 응력이 계산됨을 알 수 있었으며 모듈, 기어 잇수 및 폭의 변화에 따른 응력 변화를 살펴보았다. 이론식에 의한 굽힘 응력 계산은 치형 계수의 선택이나 이 폭의 설계에 따라 요구하는 동력을 전달할 수 있는 적절한 기어를 설계하는데 도움을 주게 된다.

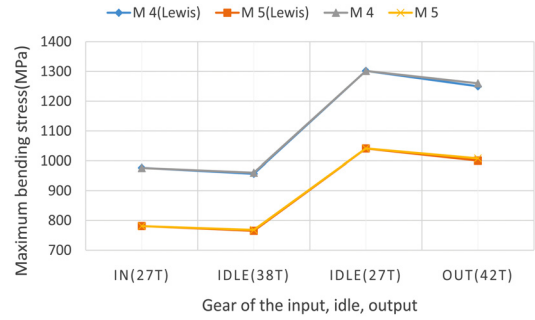


Fig. 4 Stress results of the Lewis, AGMA equation

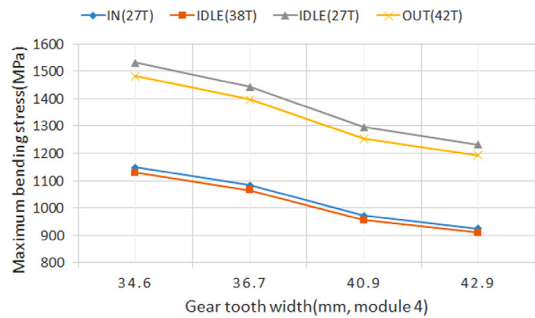


Fig. 5 Stress results according to gear width

3.2 FEM 해석 결과

TC 저단에서 굽힘 응력 해석 결과 입력 축 기어 1,302 MPa, 공전 축 기어(38T) 1,099 MPa, 공전 축 기어(27T) 1,468 MPa, 출력 축 기어 1,473 MPa의 최대 Von Mises 응력이 발생하였다. 전체 기어에서 최대 굽힘 응력은 출력 축(42T) 기어에서 1,473 MPa이 발생하였으며 이는 열처리 후 소재의 항복 응력 1,572 MPa(표면처리 후 경도 HRC 59 환산 값)보다 작은 값으로 충분한 강도를 갖도록 설계된 것을 확인하였다. 기어 이에 작용하는 굽힘 응력은 인장보다는 압축을 받는 부분에서 좀 더 크게 발생하였다. Fig. 6은 조립 기어의 해석 결과를 보여주고 있다.

출력 축 기어에 작용하는 전달토크는 입력토크 대비 186% 증가된 558 Kgf·m로 출력 축 기어와 맞물린 기어에서 굽힘 응력이 크게 발생함을 알 수 있었다. Fig. 7은 각 기어의 굽힘 응력 계산 결과를 보여주고 있다.

3.3 이론식과 FEM의 비교

AGMA 규격을 바탕으로 본 연구에서 적용한 이

3.5톤 상용차용 트랜스퍼케이스 헬리컬 기어의 굽힘 응력 해석

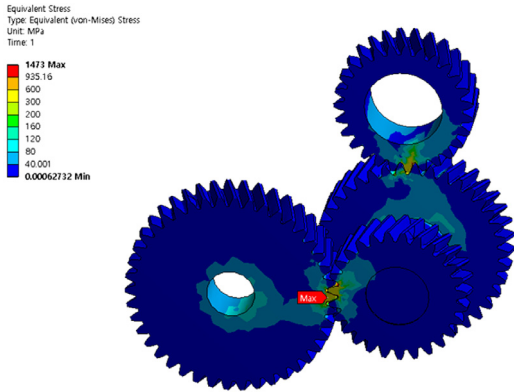


Fig. 6 Stress analysis results of the transfer case model

론식의 굽힘 응력 계산과 FEM 해석 결과를 비교했을 때 이론식이 작은 응력 값을 보이며, 입력 축 기어를 제외하고는 유사한 경향을 확인할 수 있었다.

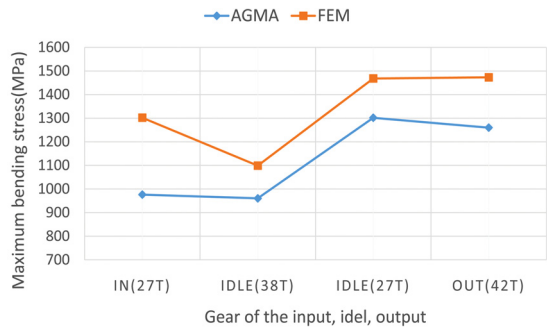


Fig. 8 Bending stress results of the FEM and AGMA equation

또한, 헬리컬 기어의 FEM 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. 8에서와 같이 이론식과 해석의 차는 입력

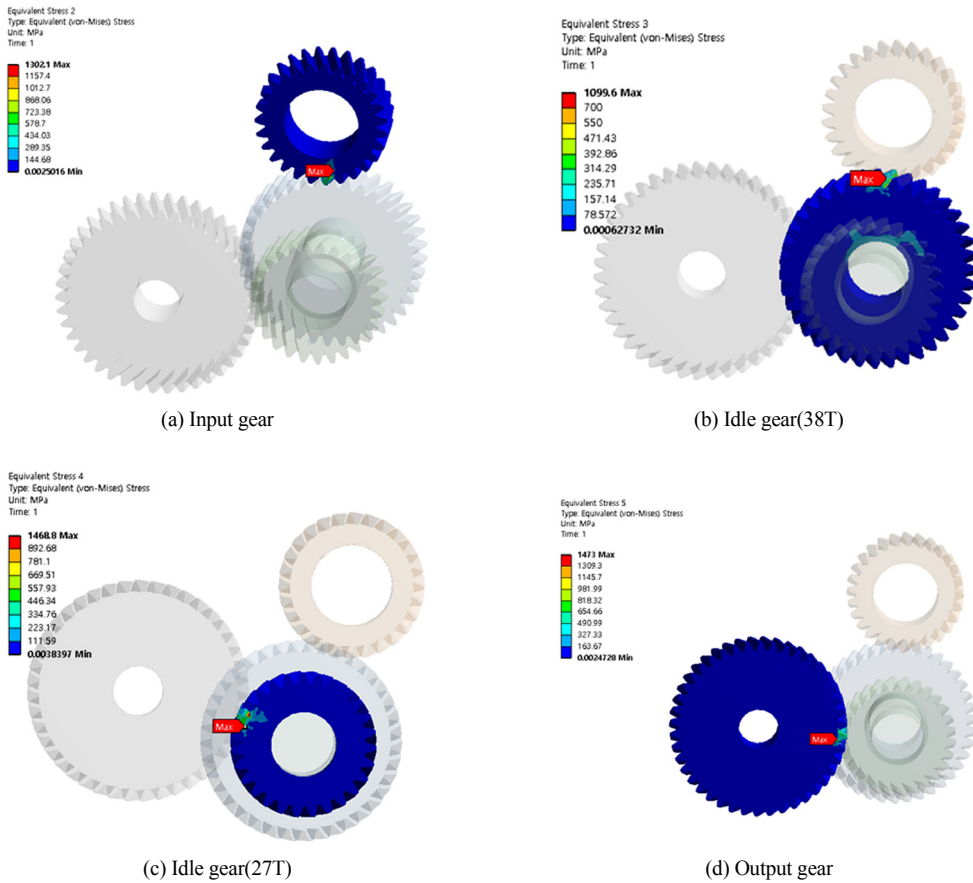


Fig. 7 Maximum bending stress results of the individual gear

축 기어를 제외하고는 15 % 범위에서 유사한 결과를 얻었다.

4. 결 론

본 연구에서는 헬리컬 기어로 구성된 TC의 신뢰성 있는 제품 설계를 위하여 AGMA 규격을 바탕으로 한 이론적 방법과 FEM 방법을 통하여 굽힘 응력 해석을 수행하였다. 기어의 모듈, 이 폭에 의한 굽힘 응력 변화와 이론적 방법과 FEM 결과를 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 헬리컬 기어에 작용하는 굽힘 응력을 계산하기 위하여 과하중, 동적, 하중분포, 치형계수 등 주요 인자를 선정하고 TC설계에 적용된 헬리컬 기어의 굽힘 응력이 1,302 MPa로 설계되었음을 확인하였다.
- 2) 본 연구에서 적용한 이론적 굽힘 응력 계산식은 기어 모듈, 크기, 이 폭 증가에 따라 굽힘 응력이 감소함을 알 수 있었으며, 굽힘 응력 보정을 위한 주요 인자의 선정에 따라 FEM 해석과 15 % 이내에서 유사한 경향을 보였다.
- 3) FEM 해석에서는 기어 이의 접촉, 경계 조건의 선정에 따라 해석 결과에 차이가 있으며 출력 축 기어에서 1,473 MPa로 최대 값이 발생하였다. 또한, 기어 접촉 조건이 “Bonded”보다 “No separation”일 경우에 이론식과 좀 더 유사한 결과를 얻을 수 있었다.
- 4) 개발된 기어가 적용된 TC는 3.5 Ton 상용차의 전륜 구동에 사용할 수 있는 신뢰성 있는 제품이 설계되었음을 확인하였으며, 향후 시제품 제작과 동력성능 시험을 통하여 FEM 방법의 건전성을 확인, 보완하고자 한다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부와 한국산업기술진흥원이 지원하는 경제협력관산업 육성사업으로 수행된 연구결과입니다(과제번호 : R0002889).

References

- 1) J. B. Ooi, X. Wang, C. S. Tan, J. H. Ho and Y.

- P. Lim, “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) V. Karaveer, A. Mogrekar and T. P. R. Joseph, “Modeling and Finite Element Analysis of Spur Gear,” *International Journal of Current Engineering and Technology*, Vol.3, No.5, pp.2104-2107, 2013.
- 3) K. C. Bhosale, “Analysis of Bending Strength of Helical Gear by FEM,” *Innovative Systems Design and Engineering*, Vol.2, No.4, pp.125-127, 2011.
- 4) J. Sabu, Y. Rao, A. John and V. R. Rajeev, “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) D. S. Kang and C. K. Song, “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) J. G. Hwang, *Robust Design of Spur and Helical Gears using AGMA Specifications*, Ph. D. Dissertation, Changwon National University, Changwon, 2005.
- 7) S. Lee, D. H. Lee, S. C. Hwang and K. H. Lee, “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.
- 8) J. H. Lee, M. E. Song and J. H. Min, “The Study for Helical Gear Bending Stress,” *Proceeding of the Korean Society of Mechanical Engineers Autumn Conference*, pp.3612-3616, 2013.
- 9) M. S. Han and J. U. Cho, “A Study on Fatigue Durability through the Structural Analysis of Strut Bar,” *Transactions of KSAE*, Vol.24, No.5, pp.504-511, 2016.
- 10) S. W. Lee, H. G. Kim, T. H. Lee and C. H. Yang, “Robust Design of Connecting Rod Using Variable Stress,” *Transactions of KSAE*, Vol.24, No.6, pp.716-723, 2016.