

# 유한요소 해석을 이용한 스퍼기어의 접촉응력 평가

## Evaluation of Contact stress for Spur Gears Using FEA

\*이진환<sup>1</sup>, #이권희<sup>2</sup>, 이동형<sup>3</sup>, 이동우<sup>4</sup>, 황석철<sup>5</sup>

\*J. H. Lee<sup>1</sup>, #K. H. Lee(leekh@dau.ac.kr)<sup>2</sup>, S. C. Hwang<sup>3</sup>, D. W. Lee<sup>4</sup>, D. H. Lee<sup>5</sup>

<sup>1</sup>동아대학교 기계공학과, <sup>2,3,4</sup>동아대학교 기계공학과, <sup>5</sup>한국철도기술연구원 철도시스템연구센터

Key words : Spur gear, Hertzian contact stress, Lowest point of single tooth contact, Highest of single tooth contact

### 1. 서론

기어는 기계 시스템을 구성하는 요소 중 속도비가 정확하고 동력의 전달 효율이 높아 동력전달용 기계요소로 가장 널리 사용되고 있다.

일반적으로 스퍼, 헬리컬, 워 기어 등의 설계시 강도 규격은 AGMA와 ISO규격을 이용한다. 그러나 복잡한 형상과 접촉이 수반되는 강도해석에는 이들 규격의 강도 공식을 적용하기 힘들다. 따라서 이와 같은 경우의 기어 강도 해석을 위해서는 Lewis가 제안한 기어 이뿌리 면 굽힘 응력 계산식과 Hertz의 접촉 면압 공식을 사용하여 기어 접촉면의 응력을 해석하거나 경험을 통하여 유추하는 수준에 그치고 있다.

본 연구에서는 유한요소해석을 통해 기어의 맞물림 위치에 따른 접촉응력의 변화를 해석하였다. 기어와 피니언을 모델링 하고 기어에 토크를 적용하여 치면의 접촉이 발생하게 하였고, 기어의 맞물림 위치에 따른 작용 하중은 기어의 물림률을 고려하여 적용하였다. 해석 결과를 Hertz의 접촉 압력 이론을 기초로 한 AGMA규격과 비교하였고, 물림 위치에 따른 접촉응력의 변화를 분석하였다.

Table 1 Detailed data of pinion and gear

	Pinion	Gear
Number of teeth	22	55
Module	8	
Pressure angle, $\alpha_o(^{\circ})$	20	
Pitch diameter(mm)	176	440
Base Diameter(mm)	165.39	413.46
Torque(Nmm)	1987×10 <sup>3</sup>	
Modulus of elasticity	200GPa	
Poisson`s ratio	0.3	

### 2. 유한요소해석

본 연구에 사용된 기어 치형은 인벌류트 치형을 가지는 스퍼기어로서 기본 제원인 압력각, 모듈, 잇수, 전위 계수와 인벌류트 함수를 이용하여 인벌류트 치형을 형상화 할 수 있다.<sup>[1]</sup>

본 연구에서 사용된 피니언과 기어의 제원 및 물성을 Table 1에 정리하였다. 기어의 물림을 단위 치폭을 가지는 평면 응력(Plane stress) 문제로 간주하였다. 해석은 상용 유한요소해석 프로그램인 Abaqus를 사용하였다.

맞물림 위치에 따른 유한요소모델을 구성하기 위한 롤각(roll angle)은 27.4°이다. 즉, 0°에서 접촉이 시작되어 27.4°에서 접촉이 끝난다. 롤각(roll angle)을 0°에서 27.4°까지 10등분하였다. 즉, 0°에서 27.4°까지 2.7°씩 증가시켜 롤각에 따른 맞물림 위치에서의 작용하중 물림률에 따라 적용된다. 물림률은 1.68이므로, 기어가 맞물려 회전하면서 약 68%는 두 쌍의 치가 동시에 물려 회전하고 32%는 한 쌍의 치만 물려 회전한다. 따라서 두 쌍의 치가 동시에 물려 회전하는 구간에서는 하중이 전달 토크의 절반만 적용된다. 이점을 고려해 롤각에 따른 10개의 유한요소모델을 생성하였다. 이때, 한 쌍 물림위치의 최저점은 Table 2과 같다.

유한요소모델은 해석시간을 단축하기 위하여 Fig. 1과 같이 해석 필요한 부분만 모델링 하였다. 실제 기어가 회전하면서 회전력을 피니언에 전달하는 조건을 부여하기 위해 기어의 림(rim)부 내측에 빔요소를 사용하였다. 빔요소는 z축 방향으로 토크를 적용할 수 있으므로 이 점을 이용하여 기어

Table 2 Determination of LPSTC and HPSTC

	Pinion	Gear
LPSTC(mm)	R86.432	R221.742
HPSTC(mm)	R88.962	R219.089

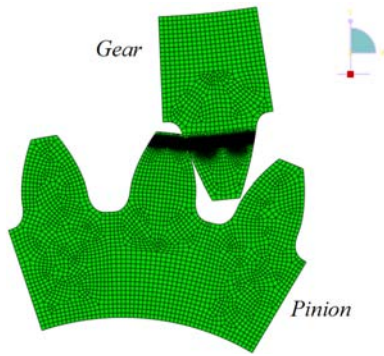


Fig. 1 FE model of Spur gear

의 회전력이 피니언에 전달될 수 있도록 하였다. 경계조건은 피니언의 림부분 고정시켰고 기어에 토크를 적용시켰다.<sup>[2]</sup> 이때 토크는  $1,987 \times 10^3$  Nmm이며, 기어 치 두 쌍이 동시에 물려 회전하는 구간에서는 작용 토크의 절반인  $993.5 \times 10^3$  Nmm를 적용하였다. 유한요소모델은 4절점 사각형 요소가 적용되었고 접촉을 고려하여 접촉면의 요소는 Fig. 1과 같이 조밀하게 분할하였다.

### 3. 결과 및 검토

Table 3은 스퍼기어의 맞물림 위치에 따른 유한요소 해석 결과를 나타낸다. 비교를 위하여 한 쌍 물림 위치의 최저점(LPSTC)에서의 해석 결과와 AGMA규격에 의한 접촉응력을 함께 정리하였다. AGMA규격에 의한 접촉응력은 361MPa이고, 한쌍

Table 3 Maximum stress of the contact stress analysis

	Case	Roll Angle(°)	Max. von Mises stress(MPa)
Half load	0	0	802.9
	1	2.74	273.2
	2	5.48	250.0
	3	8.22	255.8
Full load	4	10.96	360.0
	5	13.7	376.4
	6	16.44	396.7
	7	19.18	415.2
Half load	8	21.92	321.1
	9	24.66	358.8
	10	27.4	788.8
Full load	LPSTC	16.35	395.3
Full load	AGMA	-	361

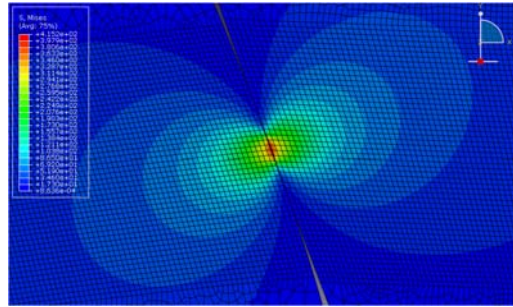


Fig. 2 Contact regions of spur gear

물림 위치의 최저점에서 해석결과는 395.3MPa로 해석결과가 약간 높게 나타났다.

Case 7의 경우가 최대인 415.2MPa를 나타내었다. 기어 치면에 발생하는 접촉응력은 접촉영역 표면에 크게 나타남을 알 수 있다. 이것은 기어 또는 피니언의 이끝에서 접촉이 발생하기 때문이며, 이를 방지하기 위하여 이끝 수정을 한다.

AGMA 규격에 따르면 표면 경화된 기어 재료의 표면 피로강도는 최소 표면경도가 240HB일 때, 약 700MPa 이상이다. 따라서 본 연구에서 해석한 기어의 경우 한 쌍 물림위치에서 최대 415MPa이 발생하므로 접촉피로강도 측면에서 안전함을 알 수 있다.

### 4. 결론

본 연구에서는 맞물림 위치에 따른 스퍼기어의 접촉 응력 변화를 관찰하였다. 기어 전동 시 접촉응력의 변화 중 최대 접촉 응력을 한 쌍 물림의 최저점과 AGMA규격을 통해 계산된 접촉 응력과 비교해 보았다. 해석 결과 맞물림 위치에 따른 접촉 응력을 고려한 설계가 강도규격 보다 엄격하다는 결론을 얻었다.

### 후기

본 연구는 지식경제부 지방기술혁신사업 [RTI04-01-03] 지원으로 수행되었습니다.

### 참고문헌

1. Park, S. J. and Yoo, W. S., "Profile Shift Coefficient of Gear System Considering Teeth Deflection," J. of KSME(A), Vol. 27, No. 5, pp. 758-763, 2003.
2. Lee, K. W., Ban, J. S., Kim, G. H. and Cho, K. Z., "A Study on Stress Analysis of Spur Gear Using FEM," J. of KSPE, Vol. 19, No. 2, pp. 171-176, 2002.