

# 유한요소해석을 이용한 터보 블로워용 증속기어 설계 Gear Design for Turbo Blowers Using FEA

\*이진환<sup>1</sup>, #이권희<sup>2</sup>, 배태성<sup>1</sup>, 이동형<sup>3</sup>

\*J. H. Lee<sup>1</sup>, #K. H. Lee(leekh@dau.ac.kr)<sup>2</sup>, T. S. Bae<sup>1</sup>, D. H. Lee<sup>3</sup>

<sup>1</sup>동아대학교 기계공학과 대학원, <sup>2</sup>동아대학교 기계공학과 <sup>3</sup>한국철도기술연구원

Key words : Gear, TurboBlowers, Highest point of single tooth contact(HPSTC), Lowest point of single tooth contact(LPSTC)

## 1. 서론

일반적인 산업용 블로워는 시멘트, 곡류 등의 분체 이송용 또는 양어장, 작업장 등의 산소 공급, 그리고 제조공정 프로세서의 에어공급 시스템용으로 이용되고 있다. 특히, 대부분의 블로워는 하, 폐수 처리장의 수처리용으로 이용되고 있다. 1980년대 환경규제 강화로 수처리 설비 투자가 시작되면서 터보블로워(turbo blowers)와 루즈블로워(roots rotary blower)가 설치되었다.

현재 산업현장에서 일반적으로 이용되고 있는 루즈블로워는 견고하지만 제품의 중량이 무척 크고 소음과 진동이 심하다는 단점을 가지고 있다.<sup>1</sup> 이러한 루즈블로워의 단점을 해결하기 위한 대안으로 노후된 시설을 터보블로워로 교체하고 있는 추세이다. 터보블로워는 0.4 ~ 1.4bar 압력에서의 풍량에 따라 전동기의 출력이 결정된다. 터보블로워는 고속 그리고 저속용 다단으로 구분된다. 고속용 다단 터보블로워는 베어링종류 및 구동방법에 따라 유막베어링 기어 증속기형과 공기베어링 BLDC 모터형으로 구분된다. 공기베어링 BLDC 모터형 터보블로워는 저유량/저마력(180m<sup>3</sup>/min 이하, 220kW 이하)에서 설치면에서 유리하다. 하지만, 고유량/고마력(300m<sup>3</sup>/min 이상, 400kW 이상)에서는 공기베어링/BLDC 모터형 터보블로워의 내구력 한계성 때문에 유막베어링/기어증속기형 터보블로워가 적용되고 있다.

기어증속기형 터보블로워의 기어는 시스템의 효율을 높이고 고회전수에서 진동없이 작동하기 위해 초정밀 가공의 수준으로 제작되어야 하며, 사용되는 기어의 종류 또한 스퍼 기어가 아닌 헬리컬, 더블 헬리컬 기어 등으로 증속기가 제작 되어야 한다.<sup>1</sup>

본 연구에서는 고마력 터보블로워의 증속기어용 기어를 설계하기 위한 기초 연구로써 유한요소법을 이용하여 스퍼 기어의 굽힘과 접촉 해석을 수행하였다. 유한요소법을 이용한 기어의 접촉 해석은 기어와 피니언을 서로 맞물려서 해석을 수행해야 하므로 많은 어려움이 따른다. 따라서 본 연구에서는 헬리컬 기어 설계에 앞서 비교적 간단한 스퍼 기어의 강도해석을 통해 유한요소해석을 이용한 기어 해석 절차를 확립하고, 헬리컬 기어 해석시 고려사항에 대해 고찰해 보았다.

## 2. 기어의 유한요소해석

유한요소해석을 이용한 기어의 응력해석 방법은 두 가지 방법이 있다. 첫째, 하중을 하중작용 위치에 직접 가하는 방법이다. 이 방법은 기어 및 피니언의 굽힘 응력을 계산할 수 있고 단순하다는 장점 때문에 많이 사용되고 있지만, 접촉 응력은 계산할 수 없다. 둘째, 기어와 피니언을

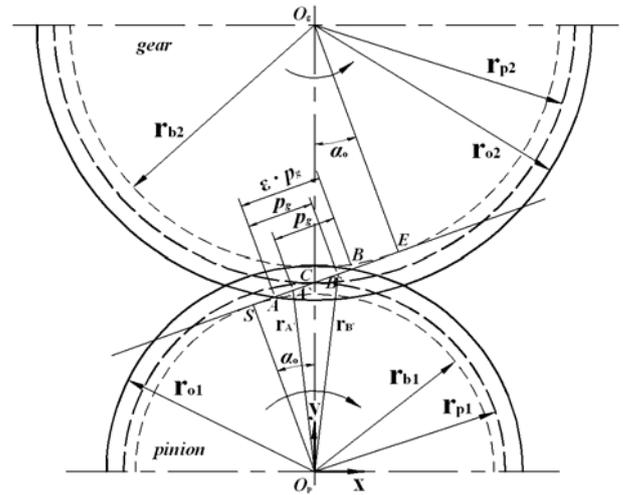


Fig. 1 Geometric determination of LPSTC and HPSTC

맞물리게 하는 방법으로 굽힘 및 접촉 응력은 계산할 수 있지만 해석이 복잡하다. 본 연구에서는 굽힘과 접촉 응력을 관찰하기 위해 두 번째 방법으로 해석을 수행하였고, 해석 프로그램은 ABAQUS6.9를 사용하였다.

본 연구에서의 기어와 피니언의 형상 치수는 Table 1과 같다. 스퍼 기어의 물림률이 1.67이므로 정확한 해석을 위해 물림위치에 따른 굽힘 응력 및 접촉 응력을 해석해야 한다. 피니언의 굽힘과 접촉 응력을 검토하기 위해, 한쌍물림의 최고위치(Highest Point of Single Tooth Contact)에서 굽힘 해석을 수행하고 또한 한쌍물림의 최저위치(Lowest Point of Single Tooth Contact)에서 접촉 해석을 수행하였다. LPSTC와 HPSTC의 위치를 각각 A', B'으로 Fig.1에 나타내었다.

기어가 Fig. 1처럼 맞물려 회전할 때, 최대 응력 위치는 아래의 식으로부터 구해진다.<sup>2</sup>

$$AB = \epsilon \times p_g = AC + CB \tag{1}$$

$$AC = \sqrt{r_{o2}^2 - (r_{p2} \cdot \cos(\alpha_o))^2} - r_{p2} \cdot \sin(\alpha_o) \tag{2}$$

$$CB = \sqrt{r_{o1}^2 - (r_{p1} \cdot \cos(\alpha_o))^2} - r_{p1} \cdot \sin(\alpha_o) \tag{3}$$

$$AB = \sqrt{r_{o2}^2 - (r_{p2} \cdot \cos(\alpha_o))^2} + \sqrt{r_{o1}^2 - (r_{p1} \cdot \cos(\alpha_o))^2} - (r_{p1} + r_{p2}) \cdot \sin(\alpha_o) \tag{4}$$

기어의 물림이 AA'와 B'B 구간에서는 두 쌍의 이(teeth)가 맞물린 상태에서 하중이 전달되지만, A'B' 구간에서는 오직 한 쌍의 이만 맞물린 상태로 모든 하중이 전달된다. AB'와 A'B의 길이는 기초원에서 원주피치 P<sub>g</sub>와 동일하다.

Table 1 Specification of gear and pinion

	Pinion	Gear
Module	8mm	
Number of teeth	22	55
Pressure angle	20°	
Face width	120mm	

Table 2 Determination of HPSTC and LPSTC

	Pinion	Gear
HPSTC(mm)	Φ88.962	Φ221.742
LPSTC(mm)	Φ86.432	Φ219.089

Table 3 Results of FEA for pinion

Stress(MPa)	ISO 6336	FEA	Error
Bending stress	23.1	23.2	0.43%
Hertzian contact stress	336.7	270.1	19.78%

따라서 LPSTC와 HPSTC는 아래 식으로 결정되며 Table 2에 그 값을 나타내었다.

LPSTC:

$$A'C = A'B - CB = P_g - CB = \pi \times m \times \cos(\alpha_o) - CB \quad (5)$$

$$r_A = \sqrt{r_{pl}^2 + (A'C)^2 - 2 \cdot r_{pl} \cdot A'C \cdot \sin(\alpha_o)} \quad (6)$$

HPSTC:

$$CB' = AB' - AC = P_g - AC = \pi \times m \times \cos(\alpha_o) - AC \quad (7)$$

$$r_B = \sqrt{r_{pl}^2 + (CB')^2 - 2 \cdot r_{pl} \cdot CB' \cdot \cos(\alpha_o + 90^\circ)} \quad (8)$$

스퍼 기어 및 헬리컬 기어의 굽힘 응력과 접촉 응력은 아래 식으로 계산되어진다.

$$\sigma_b = \frac{F_t}{bm} Y_F Y_S Y_\beta \quad (9)$$

$$\sigma_H = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (10)$$

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \times \frac{u+1}{u}} \quad (11)$$

여기서  $\sigma_b$ 는 굽힘 응력, 접선 하중  $F_t$ 는 9032N,  $m$ 은 모듈,  $b$ 는 치폭(face width), 치형계수  $Y_F$ 는 2.4588, 응력집중계수  $Y_S$ 는 1, 나선각 계수  $Y_\beta$ 는 스퍼 기어일 경우 1이다.  $\sigma_H$ 는 한쌍물림의 최저위치에서의 접촉 응력,  $\sigma_{H0}$ 는 피니언의 피치점에서의 접촉 응력, 피니언의 한쌍 물림 계수  $Z_B$ 는 1.0597이다. 적용 계수(application factor)  $K_A$ , 동하중 계수(dynamic factor)  $K_V$ , 치폭 하중 계수(face load factor)  $K_{H\beta}$ , 정면 하중 계수(transverse load factor)  $K_{H\alpha}$ 는 1로 가정한다. 영역 계수(zone factor)  $Z_H$ 는 2.4946, 탄성 정수 계수(elasticity factor)  $Z_E$ 는 187.0270, 물림률 계수(contact ratio factor)  $Z_\epsilon$ 는 0.8802, 비틀림각 계수(helix angle factor)  $Z_\beta$ 는 스퍼 기어일 경우 1이다. 피니언의 기준원 지름(reference diameter of pinion)은  $d_1$ , 잇수비(gear ratio)  $u$ 는  $z_2/z_1$ 이며 부호는 외접기어에 대하여 양(+)이다. 피니언과 기어의 재료는 동일하며 탄성계수는 200GPa, 푸아송 비는 0.3이다.

굽힘 응력 해석시 필렛 부분을 고려해야 한다. 필렛 부분은 응력이 집중되는 곳이므로 Fig. 2와 같이 조밀하게 요소를 분할 해야 한다. 또한 경계조건으로 지지점이 필렛부분에 가깝지 않도록 하여야 한다. 따라서 Fig. 2와 같이 대부분의 기어 강도해석은 기어의 이를 3개 정도 모델링하여 해석하고 있다.<sup>3,4</sup> 유한요소해석을 이용한 스퍼 기어 해석결과는 Fig.3과 같다. Fig.3 (a)에서 피니언의 굽힘 응력과 (b)에서 피니언의 접촉 응력을 확인할 수 있다. ISO6336에 의한 결과와 FEA의 결과를 비교하여 Table 3에 나타내었다.

### 3. 터보 블로워용 헬리컬 기어 해석

스퍼 기어의 응력 해석을 통해 헬리컬 기어 해석시 고려해야 할 사항을 몇 가지 알 수 있었다. 첫째, 기어 해석시 유한요소모델은 물림률을 고려하여 구성되어야 한다. 헬리컬 기어의 경우 물림률이 2이상이므로 헬리컬 기어의

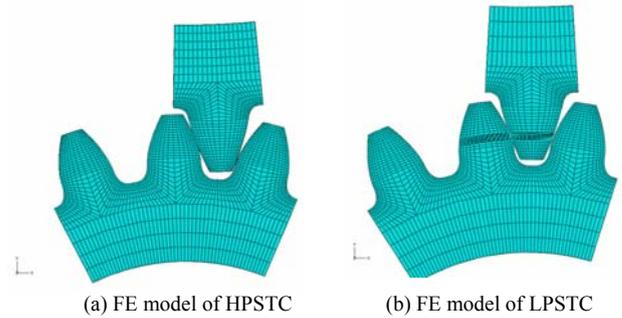


Fig. 2 FE model for analysis of pinion

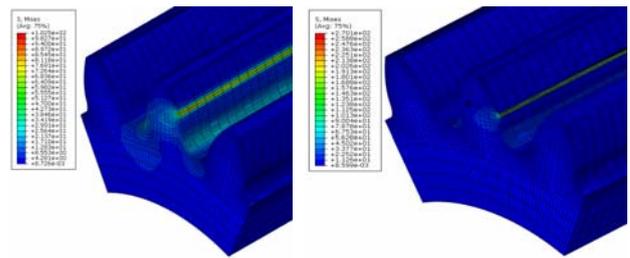


Fig. 3 Results from analysis of bending and contact

유한요소모델은 최소 2개이상의 이를 모델링하여야 한다.<sup>4</sup> 둘째, 굽힘 응력 해석시 필렛 부분을 고려하여 요소를 분할하고 경계조건을 적용하여야 한다. 마지막으로 기어를 맞물리게 두고 해석을 수행할 경우 유한요소모델의 정확도에 따라 그 결과가 틀리게 나타날 수 있다. 특히 헬리컬 기어의 경우 유한요소모델 생성시 정확하게 인벌류트 곡선을 따라가지 못할 경우 미세한 차이로 인해 접촉해석의 결과가 틀리게 나타날 수 있다.

### 3. 결론

본 연구에서는 고마력 터보블로워용 증속기어 설계를 위하여 스퍼 기어의 유한요소해석을 통해 헬리컬 기어의 강도 해석을 위한 기초 연구를 수행하였다. 유한요소해석을 이용한 기어 해석을 기어 강도식과 비교하였을 때, 굽힘 응력의 오차는 미소하지만, 접촉 응력은 굽힘 응력에 비해 다소 큰 오차를 보이고 있다. 접촉 해석은 유한요소모델의 정확도에 민감하므로 인벌류트 곡선을 따르는 유한요소모델 생성시 이 점을 고려해야 한다.

### 후기

본 연구는 지식경제부 지방기술혁신사업(RTI04-01-03) 지원으로 수행되었습니다

### 참고문헌

- 오종식, 이현식, “차세대 신개념 터보블로워의 세계최초 상품화 개발,” 유체기계 연구개발 발표회 논문집, 177-182, 2002.
- Konstandinos G., R., Theodore N., C., Georgios A., P., and Andonios D., T., “Rating of Spur Gear Strength Using Photoelasticity and the Finite Element Method,” American J. of Eng. and Applied Sciences, 3, 1, 222-231, 2010.
- G., D., Bibel, and S., K., Reddy, M., Savage, and R., F., Handschuh, “Effects of Rim Thickness on Spur Gear Bending Stress,” ASME Transaction, J. of Mech. Design, 116, 1157-1162, 1994.
- Faydor, L., L., Alfonso, F., Ignacio, G., P., Luca, C., Kazumasa, K., and Robert, F., H., “Modified involute helical gears: computerized design, simulation of meshing and stress analysis,” 192, 3619-3655, 2003..