

# G.U.I. 프로그램을 이용한 기어 시스템의 동적 해석

## Dynamic Analysis of Gear System Using G.U.I. Program

박왕준(홍익대 대학원), 윤구영(홍익대)

Wang-Jun Park(Graduate School, Hong-Ik Univ.) Koo-Young Yoon(Hong-Ik Univ.)

### ABSTRACT

The area of gear dynamics has recently been the focus of many studies. A new tooth profile modification was proposed by author for reducing vibration and noise of involute gears. A comparative dynamic analysis of the gear drive with the involute tooth and the modified tooth profile(using cubic splines) is performed to the unuformal transmission error reduces the gear vibration and noise due to less dynamic tooth load variation during the meshing cycle. This work also include a gear design process by the meaning of a practical approach, such as Win95 based simulation program with all using basic gear design variables. Especially this program enables gear designers to dynamic analysis based on G.U.I.

**Key Words :** G.U.I.(그래픽 사용자 인터페이스), Gear Noise(기어소음), Transmission Error(전이 오차), Cubic Spline(3차 스피라인), Involute Curve(인벌류트 곡선), Profile Modification(치형수정), Gear Dynamic Analysis(동적 기어해석)

#### 1. 서론

기어의 치형이 진동에 미치는 영향에 있어서, 또 기어소음은 고주파의 구조물진동이라는 관점에서, 인벌류트치형은 기어시스템의 동적거동에서 가장 해석하기 어려운 부분인 inertia force 의 변동요인을 근본적으로 줄여준다는 장점이 있으므로 진동 및 소음 문제에 가장 유리한 것으로 인식되어 왔다. 그러나 그 소음 수치 또한 적지 않은 문제가 되고 있는 현실이다. 근래에는 이러한 문제점을 해결하기 위하여 치형수정 방식에 의한 기어의 진동 및 소음을 줄이려는 연구가 많이 시도되고 있다. 기어시스템에서의 복합적 진동의 변위량은 T.E.(Transmission Error, 전이오차) 로 정의되며, 정적평형조건이 가정될 때 정적T.E. 가 될 것이다. 그러므로 진동의 다른 요소인 힘의 변동에 의한 변위량 해석에도 힘의 변동 형태를 기저의 변위변동으로 대체 시키면 모든 복합진동을 T.E. 의 함수로서 해석할 수 있게 되는 것이다. 1987, Welbourn 에 의해 처음으로 정의된 이래로 많은 연구가 T.E. 와 기어 소음 사이에 연관성을 증명하여 왔으며, 특히 1988, Baron 등은 실험과 이론적 계산방법을 통하여 그 관계를 증명되었다. 그 결과로써 모든 기어의 진동 및 소음의 감소는 T.E. 의 감소에 절대적 관련이 있는 것으로 여겨

지게 되었다<sup>2,3)</sup>.

본 논문에서는 인벌류트기어에서 발생하는 소음의 주원인인 T.E. 를 효과적으로 줄이기 위하여 개발된 새로운 치형에 대하여 소개하고 이를 이용한 기어 시스템의 동적거동 해석결과를 인벌류트치형의 기어와 비교하였다. 개선된 치형은 동적거동상태에서 인벌류트 곡선을 유지할 수 있게 설계되었으므로 치운동선(line of action)의 모든 지점에서 조화움직임을 갖는다. 이로 인하여 동적기어물림주기상에서도 하중변화가 급격히 줄어들고 기어소음의 가장 큰 원인인 치접촉이탈(tooth separation)을 방지하게 되었다. 개선된 치형은 치운동선의 전구간에서 일정한 T.E. 를 갖게 되므로 동적하중의 변동폭이 작다. 따라서 진동·소음을 줄여준다는 것이 본 연구의 결론이며, 이를 이용하여 고속 또는 고부하 기어의 소음·진동 문제를 해결할 수 있을 것으로 예견된다. 또한 해석의 용이함을 위해 Win95 기반으로 기어시스템을 해석할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 본 G.U.I. 프로그램은 기어설계자의 종합설계, 효율성증대에 크게 기여하리라 기대된다.

#### 2. 저진동, 저소음을 위한 기어치형설계

이 연구는 기어설계해석에서 소음과 T.E.의 상관관계를 기어소음 예측의 핵심변수로, 또 기어시스템

의 축음을 위한 실질적 방법으로 이용하고 있다.

### 3. 기어시스템의 동적해석

#### 2.1 설계방법을 통한 저소음설계

지금까지의 기계류의 소음제어는 소음요소들을 방음재로 포장하여 격리시키거나 기계외부에 소음제어 장치를 설치하는 방법으로 해결하였다. 소음제어에 있어서 추가장치에 의한 경제적, 기계적 손실이 잘 알려져 있음에도 불구하고 이 방법은 여전히 광범위하게 쓰여지고 있고, 실로 기어를 이용하는 전동동력장치에 있어서도 광범위하게 위의 방법이 쓰여지고 있다. 그러나 최근에는 기어시스템소음의 주원인인 기어자체의 소음을 설계방법에 의하여 감소시킴으로써 기계의 생산성, 유지비용의 감소, 기계자체의 내구성과 미적인 외관 면에서 큰 성과를 보게 되었다. 이로 인하여 기어소음에 관하여서도 보다 해석적으로 연구하게 되었다.

저진동, 저소음을 위한 스피어 기어의 설계에 있어 단일 기어에 의해 발생하는 소음들을 주소음이라고 하는데 이것은 매우 중요하며 기어 시스템에서 모든 소음들의 근원적인 원인을 이룬다. 왜냐하면 이 주소음의 발생원인(접촉치면에서의 동적하중변동)이 부가적인 다른 시스템요소(축, 베어링, 하우징 등)의 소음을 발생시키기 때문이다. 그러므로 기어의 주소음원인을 제어하면 부가소음(2차 소음)들도 모두 제어할 수 있게 된다.

#### 2.2 기어시스템의 정적해석

기존의 기어치형수정은 운전조건에 따라 인벌류트 운동, 심지어 조화운동(conjugate motion)도 유지되기 어려우며 이로 인하여 기어구동시 발생하는 진동과 소음을 단지 제한적으로만 줄이는 효과를 보여왔다. 그 이유는 완전한 인벌류트 기어치형과는 달리 기존의 치형수정은 접촉하중으로 인하여 접촉지점에서 일정한 가속도(방향및 크기)를 가질수 없기 때문이었다. 따라서 본 저자는 3차 스플라인을 이용하여 기어의 치면이 하중에 의하여 변형된 후에도 그 운동선이 인벌류트 곡선이 되도록 하는 새로운 기어치형의 설계를 발표하였다<sup>[1]</sup>. 이와 같이 새롭게 개선된 치형은 예상운동조건하에서 인벌류트치형을 구성하므로 T.E.의 변동을 최소화하여 기어의 소음과 진동을 효과적으로 감소시킬 수 있음을 결론지었다<sup>[4,5]</sup>. 또한 예상하중의 돌발적 변동에 따른 효율감소의 실제개선정도와 그 손실의 폭도 기존의 단순수정보다 월등한 것으로 나타났다.

#### 3.1 시스템의 모델링

기어시스템의 동적거동에 관한 모델링은 Fig. 1에 나타나 있고 이를 이용한 지배방정식은 다음과 같다.

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + C_{s1}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + K_{s1}(\theta_1 - \theta_2) = T_{in}$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 + C_{s1}(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) + K_{s1}(\theta_2 - \theta_1) + C_{g(t)}(R_{b2}\dot{\theta}_2 - R_{b2}\dot{\theta}_3) + K_g(t)[R_{b2}(R_{b2}\theta_2 - R_{b2}\theta_3)] = T_{fp}(t)$$

$$J_3 \ddot{\theta}_3 + C_{s2}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4) + K_{s2}(\theta_3 - \theta_4) + C_{g(t)}(R_{b3}\dot{\theta}_3 - R_{b3}\dot{\theta}_2) + K_g(t)[R_{b3}(R_{b3}\theta_3 - R_{b3}\theta_2)] = T_{fg}(t)$$

$$J_4 \ddot{\theta}_4 + C_{s2}(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_3) + K_{s2}(\theta_4 - \theta_3) = -T_{out}$$

$\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$  는 기어몸체의 각변위, 각속도, 각가속도,  $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$  는 순서대로 모터, 기어, 피니언, 부하,  $J_1, J_2, J_3, J_4$  는 각각 모터, 기어, 피니언, 부하의 극관성 모멘트,  $C_{S1}, C_{S2}, C_{g(t)}$  는 샤프트와 기어이의 댄핑계수,  $T_{in}, T_{out}$  는 입력, 출력토크이고  $T_{fp}(t), T_{fg}(t)$  는 기어, 피니언의 마찰계토크이다.

전 장에서 거론된 기어치의 정적해석결과데이터가 기어시스템의 강성, 기어치의 탄성거동을 처리하는 데에 사용되었다.

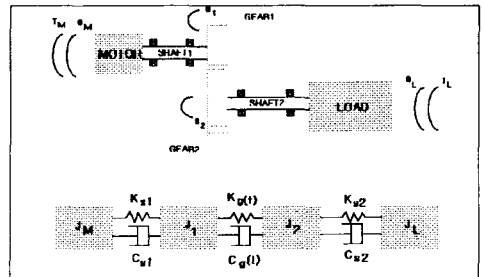


Fig.1 system modelling for gear system

#### 3.2 동적거동해석

기어시스템의 동적거동해석은 다음과 같은 몇가지의 가정이 기본이 되어야 한다.

1. 동적거동은 기어의 회전평면에 관하여만 고려한다. 일단 이 면의 비틀림이나 부정합에 관한 것은 무시된다.
2. 기어와 축에 의한 윤활댄핑은 상수화된 댄핑계수로 나타낸다.

3. 거동의 미분방정식은 이론적인 치운동선을 따라 해석된다.

4. 기어치의 강성은 동적 조건에 따라 계산된다.

5. 이 해석은 모두 낮은 접촉비(1~2)의 기어시스템에 관한 것이다.

동적거동에 관하여는 기어시스템을 3.5 자유도로 구성되어 있다고 가정한 4차연립미분방정식을 4차 룬지-쿠타 알고리즘으로 풀이하였다.

이 시스템의 초기 각변위는 입력토크에 의해서 결정되고, 각속도는 회전속도에 의해서 결정된다. 계산 알고리즘은 다음과 같다. 맞물림 구간을  $n$  으로 나누어 각 세부구간마다 각변위와 각속도를 구하고 이것을 처음에 가정한 초기값과 비교한다. 이 값이 충분히 작지않으면 계산된 값과 초기값과의 평균을 다시 초기값으로 가정하여 문제를 풀이한다.

기어시스템의 동적거동해석프로그램에 의하면 동적부하는 다음과 같이 구해진다. 이 시스템에서  $R_{b1}\theta_1 - R_{b2}\theta_2$  항은 기어의 동적변위를 가리킨다. BH 는 백래시, gear1 은 기어, gear2 는 피니언이라고 하자.

Case(1)

$$R_{b1}\theta_1 - R_{b2}\theta_2 > 0,$$

이때는 정상적인 운전상태이고 동적맞물림부하는 다음과 같이 정의된다.

$$W_{a1} = K_{g(n)}(R_{b1}\theta_1 - R_{b2}\theta_2) + C_{g(n)}(\dot{R}_{b1}\theta_1 - \dot{R}_{b2}\theta_2)$$

$$W_{a1} = W_{a2}$$

Case(ii)

$$R_{b1}\theta_1 - R_{b2}\theta_2 \leq 0 \text{ and } |R_{b1}\theta_1 - R_{b2}\theta_2| \leq Bh$$

이 경우에 기어는 서로 떨어져서 움직이고 따라서

$$W_{a1} = 0$$

Case(iii)

$$R_{b1}\theta_1 - R_{b2}\theta_2 < 0 \text{ and } |R_{b1}\theta_1 - R_{b2}\theta_2| > Bh$$

이 경우에 기어는 피니언에 부딪힌다. 이때,

$$W_{a1} = K_{g(n)}(R_{b2}\theta_2 - R_{b1}\theta_1 - Bh) + C_{g(n)}(\dot{R}_{b1}\theta_1 - \dot{R}_{b2}\theta_2)$$

$$W_{a1} = W_{a2}$$

이상으로 해석프로그램을 이용한 기어시스템의 동적거동에 있어서의 부하의 변동량은 그림 3.1 과 같다.

#### 4. 연구 및 고찰

정상운전상태에서 이상적인 인벌류트치형을 가진 기어의 동적거동해석의 근간을 이루게 되는 것은 시간에 따라 변하는 단접촉과 복접촉에서 오는 하중의 변화가 미치는 영향이다. 본 연구는 G.U.I. 을 사용한 기어해석 프로그램을 이용하여 기어쌍의 치에 부과되는 하중을 구했으며 이 기어시스템의 동적거동

해석프로그램에서는 최소변수의 입력에서부터 동적거동의 해석에 이르기까지 모든 계산이 일괄 처리되므로 소음 및 진동의 해석에 걸리는 시간을 크게 단축해 준다. 또한 계산상의 오차도  $10^{-8}$  이하로 신뢰성이 높다.

Fig. 2 에 정적부하의 변동량과 동적부하의 변동량을 비교하여 놓았다.

이 그래프에서 나타난 결과를 가지고 여러가지 속도와 하중의 기어에 일괄적으로 적용하는 것은 불가능하다. 하지만 기본적인 모양은 크게 틀리지 않으므로 동적하중은 정적하중을 따라 변하고 기어쌍의 물림방식이 바뀔때마다 큰 폭으로 진동할것으로 예상된다.

기어시스템에 있어서 축변형, 베어링 편심과 같은 여러가지 이차적 소음 및 진동요인들도 기존치형을 인벌류트 치형에서 벗어나게 해서 여러가지 소음을 발생시키지만, 이것은 위와 같은 과정을 응용 하여 그를 고려한 새로운 치형을 선택함으로써 해결될 수 있을 것이다.

기어시스템의 해석과정에서 입력토크는 일정하다고 가정하지만 출력토크는 기어맞물림의 댐핑효과, 마찰, 맞물림강성의 변화에 의하여 변동하게 된다. 또한 T.E. 를 구하기 위하여 초기에 이상적인 인벌류트 치형을 가정하였다.

#### 5. 결론

새로운 치형에서 보여지는 일정한 정적 T.E. 는 하중과 속도가 변화하여도 부정적효과가 적는데, 이것은 다른 연구에서 보여지는 치형개선법들이 여러가지 속도와 하중에 있어서 일괄적으로 적용하는 것이 불가능하다는 것과 비교해보면 매우 큰 장점이 된다. 개선된 치형이 갖는 완전한 인벌류트 곡선은 맞물림 주기동안에 가속도 변화가 없기 때문에 inertia force 의 영향이 없는 매우 바람직한 운동곡선을 만들 수 있는 장점이 있다.

따라서 개선된 치형과 이에 의한 동적거동, 시뮬레이션 프로그램이 갖는 특징은 다음과 같다.

- (1) 단순한 치형개선과는 달리 모든 구간에서 정적 T.E. 가 일정함으로써 기계적 성능(동력전달률, 재료수명등)향상이 예상된다.
- (2) 개선된 치형은 결과적으로 기어구동시 발생하는 소음과 진동을 줄일 수 있다.
- (3) 개선된 치형은 최대동적하중의 변동량을 줄일 수 있다.
- (4) 최대동적하중의 크기는 정적하중보다 크지만

그 변동량은 정적하중의 변동량과 비교하여 오히려 적다.

(5) 입력하중의 변동에 관하여서도 기어치의 분리 현상이 줄어들 수 있다.

(6) 시뮬레이션프로그램의 G.U.I 화로 설계자에게 시각적인 정보를 제공하여 설계, 해석에 걸리는 시간을 단축시켜준다.

(7) 계산결과와 보존이 가능하여 연구결과와 축적이 용이하다.

기어시스템에 있어서 이차원 축변형, 베어링 편심과 같은 여러가지 이차적 소음 및 진동요인들도 기존치형을 인벌류트 치형에서 벗어나게 해서 여러가지 소음을 발생시키지만, 본 연구과정을 응용 한 새로운 치형설계로 해결할 수 있을 것이다.

#### 참고문헌

1. Yoon, K. and Rao, S.S., "A Novel Design Procedure for Reducing Vibration and Noise in Gears", ASME 19th Design Automation Conference, Albuquerque, New Mexico, 1993.
2. Cornell, R.W., "Compliance and stress Sensitivity of Spur Gear Teeth", ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 103, No.2, pp. 447-459, 1981.
3. Tavakoli, M.S., and Houser, D.R., "Modifications for the Minimization of Static Transmission Errors of Spur Gears", Transactions of the ASME, Vol. 108, pp.86-95, 1986.
4. Yoon, K., "Analysis of Gear Noise and Design for Gear Noise Reduction", Ph. D. in Mechanical Engineering, Purdue University, 1993.
5. Yoon, K., Park. W., "Analysis of Gear Noise and Design for Gear Noise Reduction", 한국정밀공학회, 1996년, 4월