

## 헬리컬 기어계의 동적 전달오차의 예측

박 찬 일\* · 조 도 현\*

(2004년 4월 9일 접수, 2004년 7월 9일 심사완료)

### The Prediction of the Dynamic Transmission Error for the Helical Gear System

Chan IL Park and Do Hyun Cho

**Key Words:** Dynamic Transmission Error(동적전달오차), Helical Gear(헬리컬기어), Finite Element Analysis(유한요소해석), Mode Shape(모드형상)

#### Abstract

The purpose of this study is to predict the dynamic transmission error of the helical gear system. To do so, the equations of motion in the helical gear system which consists of motor, coupling, gear, torque sensor, and brake are derived. As the input parameters, the mass moment of inertia by a 3D CAD software and the equivalent stiffness of the bearings and shaft are calculated and the coupling stiffness is measured. The static transmission error as an excitation is calculated by in-house program. Dynamic transmission error is predicted by solving the equations of motion. Mode shape, the dynamic mesh force and the bearing force are also calculated. In this analysis, the relationship between the dynamic mesh force and the bearing force and mode shape behavior in gear mesh are checked. As a result, the magnitude of mesh force is highly related with the gear mesh behavior in mode shape. The finite element analysis is conducted to find out the natural frequency of gear system. The natural frequencies by finite element analysis have a good agreement with the results by equation of motion. Finally, dynamic transmission error is measured by the specially designed experiment and the results by equation of motion are validated.

---

#### 기호설명

J	: 회전 요소의 질량 극 관성모멘트	r	: 기초원 반경
M	: 질량	$\theta$	: 회전 요소의 각 변위
$k_t$	: 비틀림 강성	$\dot{\theta}$	: 회전 요소의 각 가속도
$k$	: 축과 베어링의 병진 등가 강성	$x$	: 기어의 병진 변위
$k_m$	: 기어 맞물림의 평균 강성	$\ddot{x}$	: 기어의 병진 가속도
		$e$	: 정적전달오차

---

† 책임저자, 회원, 강릉대학교 정밀기계공학과

E-mail : pci@kangnung.ac.kr

TEL : (033)640-2392 FAX : (033)640-2244

\* 회원, 강릉대학교 정밀기계공학과 대학원

#### 1. 서론

기어 소음은 주로 맞물리는 기어 쌍의 전달오

차에 의해 생긴다. 이 전달오차를 분류하면, 정하중 상태에서 기어 기초원 반경에서의 상대 변위를 정적 전달오차라고 하고 정적 전달오차를 가진향으로 하여 기어계의 동적특성을 고려한 경우에 기초원 반경에서의 상대 변위를 동적 전달오차라고 한다. 그러므로 기어 소음을 예측하기 위해서는 정적인 전달오차 뿐 아니라 동적 전달오차의 예측이 필요하다. 왜냐하면 정적인 전달오차만 가지고는 회전수 변화에 따른 기어계의 동적인 특성의 파악이 불가능하기 때문이다. 이러한 동적 전달오차에 대한 연구는 Ozguven<sup>(1)</sup> 등에 의해 기어 계를 1자유도계로 비틀림 모델링한 것이 있다. 이 모델은 맞물림 강성에 의해 지배되는 기어 쌍의 비틀림 진동 모드가 다른 진동 모드와 약하게 연성되어 있을 때는 정확도를 줄 수 있지만 그 밖의 경우는 그렇지 않다. 또한 기어계의 관성 모멘트의 분포가 기어 축 등에서 분리가 쉽지 않을 때는 1자유도의 모델로서 계의 고유 진동수의 예측은 실제와 많이 다르게 된다. 그러므로 기어계를 이루는 축, 베어링의 최소한의 모델이라도 포함하여야 전달오차 예측의 정확도를 높일 수 있다. Bard<sup>(2)</sup>는 기어, 축, 베어링을 포함하는 기어계를 유한요소 모델링하여 동적 전달오차를 예측하였고 Bolze<sup>(3)</sup>와 Houser<sup>(4)</sup>는 기어계 전체를 7자유도계의 질량, 스프링, 감쇠계로 모델링하여 실험과 비교하였다. 본 연구에서는 지금까지 검토되지 않았던 치폭 대 치높이 비율이 7이상인 헬리컬 기어 계의 동적 전달오차 예측을 위하여 개발된 프로그램으로 정적 전달오차를 계산하고 이것을 가진향으로 하여 기어, 축, 베어링, 모터, 브레이크를 포함하는 운동방정식을 유도하여 동적 전달오차, 동적 기어 맞물림력, 베어링력을 예측한다. 또한 유한요소해석으로 기어계의 고유 진동수와 모드를 계산하고 가속도계를 이용한 동적 전달오차 측정실험으로 이 결과를 검증한다.

2. 헬리컬 기어 시스템

본 연구에 사용된 헬리컬 기어 계는 동력을 주는 모터, 테스트 기어로 이루어진 기어박스, 토크를 측정하는 토크센서, 하중을 가하는 파우더 브

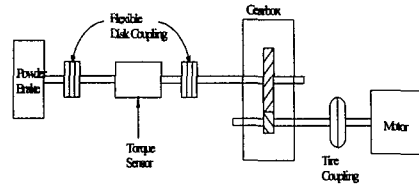


Fig. 1 Schematic of the helical gear system

Table 1 Gear data

	driving	driven
Number of teeth	19	89
Face width	50mm	48mm
Addendum mod. coeff.	0.3372	0.0893
Normal module	2.5mm	
Whole depth	5.6025mm	
Normal pressure angle	20°	
Helix angle	25°	
Center distance	150mm	

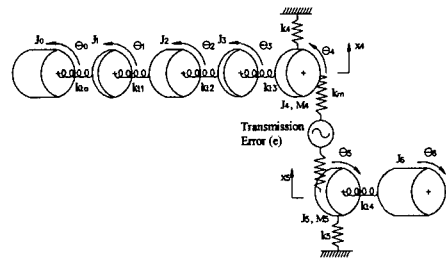


Fig. 2 Dynamic model of the helical gear system

레이크, 각 축을 연결하는 커플링으로 이루어진다. 이렇게 구성된 기어 계의 개략도는 Fig. 1에 나타내었고 사용된 전위 헬리컬 기어 데이터는 Table 1에 나타내었다.

### 3. 운동방정식을 이용한 헬리컬 기어 계의 해석

#### 3.1 운동방정식

헬리컬 기어 계의 이론적인 해석을 위하여 기어 계를 Fig. 2와 같이 9자유도로 단순화하여 모델링 하였다. 여기에서 헬리컬 기어는 가장 중요한 원주방향 진동만 고려하였고, 기어의 힘은 작용선 방향으로 작용하므로 작용선을 x축으로 하면 별도의 좌표를 추가로 도입하지 않더라도 기어의 거동을 나타낼 수 있다. 또한 기어에서 작용하는 힘의 방향에 의하여 베어링의 반력도 결정되어지므로, 이 해석에서는 기어의 동적 전달오차의 해석에 중점을 두어 축의 굽힘 강성과 베어링의 강성으로 등가강성을 계산하여 해석 결과로 변위가 얻어지면 베어링의 반력을 계산하도록 하였다.

Fig. 2의 동적 모델에서 질량관성모멘트  $J_0$ , 강성  $k_0$ 와  $J_0$ 의 각변위  $\theta_0$ ,  $J_1$ 의 각변위  $\theta_1$ 에 대해 운동방정식을 유도하면 식 (1)이 유도되고, 마찬가지로 방법으로 식 (2), (3), (4), (7)이 유도된다. 정적 전달오차  $e$ 를 계에 작용하는 가진력으로 하고  $J_4, J_5$ 와 질량  $M_4, M_5$ 에 대해 운동방정식을 각각 유도하면 식 (5), (6), (8), (9)와 같은 운동방정식이 된다.

$$J_0 \ddot{\theta}_0 + k_0 \theta_0 - k_0 \theta_1 = 0 \tag{1}$$

$$J_1 \ddot{\theta}_1 - k_0 \theta_0 + (k_0 + k_1) \theta_1 - k_1 \theta_2 = 0 \tag{2}$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - k_1 \theta_1 + (k_1 + k_2) \theta_2 - k_2 \theta_3 = 0 \tag{3}$$

$$J_3 \ddot{\theta}_3 - k_2 \theta_2 + (k_2 + k_3) \theta_3 - k_3 \theta_4 = 0 \tag{4}$$

$$J_4 \ddot{\theta}_4 - k_3 \theta_3 + (k_3 + k_m r_4^2) \theta_4 - k_m r_4 r_5 \theta_5 + k_m r_4 x_4 - k_m r_4 x_5 = k_m r_4 e \tag{5}$$

$$J_5 \ddot{\theta}_5 - k_m r_4 r_5 \theta_4 + (k_4 + k_m r_5^2) \theta_5 - k_4 \theta_5 - k_m r_5 x_4 + k_m r_5 x_5 = -k_m r_5 e \tag{6}$$

$$J_6 \ddot{\theta}_6 - k_4 \theta_5 + k_4 \theta_6 = 0 \tag{7}$$

$$M_4 \ddot{x}_4 + k_m r_4 \theta_4 - k_m r_5 \theta_5 + (k_4 + k_m) x_4 - k_m x_5 = k_m e \tag{8}$$

$$M_5 \ddot{x}_5 - k_m r_4 \theta_4 + k_m r_5 \theta_5 - k_m x_4 + (k_5 + k_m) x_5 = -k_m e \tag{9}$$

Fig. 2에 나타난 모델링에서  $J_1, J_3$ 는 디스크 커플링의 가운데 부분,  $J_0, J_2, J_4, J_5, J_6, M_4, M_5$ 는 회전자, 연결된 축, 축과 결합된 커플링 부분을 모두 포함한 질량 극 관성 모멘트와 질량이며 상용 CAD 소프트웨어인 Solidworks로 구한다.  $k_0 \sim k_3$ 는 디스크 커플링의 디스크 부분,  $k_4$ 는 타이어 커플링의 비틀림 강성이며 실험에 의하여 구한다. 맞물림 강성의 평균값  $k_m$ 과 정적 전달오차 값은 기 개발된 프로그램으로 계산되었으며<sup>(5)</sup> Fig. 3에 입력 토크가 98.1N·m일 때 정적 전달오차의 맞물림주파수와 그의 조화주파수의 기여도를 나타내었다. 맞물림 주파수는 회전수와 잇수의 곱에 비례하므로 회전수가 증가하면 증가한다.

$k_4, k_5$ 는 헬리컬 기어 계에서 기어가 위치한 점에서의 베어링 강성 값과 단순 지지된 축의 강성 값이 조합된 등가 강성 값에 의하여 구해진다. 각각의 베어링에서의 강성 값은 베어링 제조회사로부터 제공된 값을 사용한다.

연성된 9자유도계의 운동방정식을 모드 벡터로 비연성화하고 이 비연성화된 식들에 비례 감쇠비를 적용한다. 기존 연구에 의하면 기어의 맞물림 감쇠비는 0.025부터 0.1까지 다양하게 적용되어

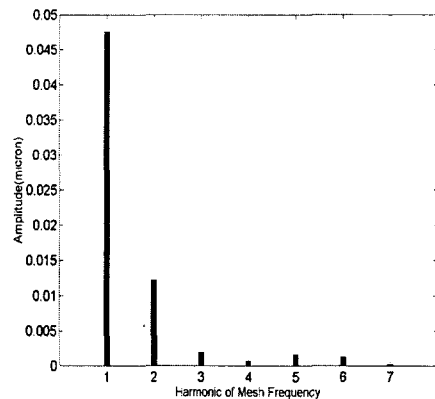


Fig. 3 Fourier spectrum of static transmission error

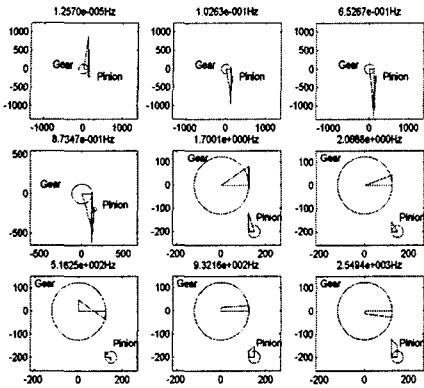


Fig. 4 Relative motion between gears in dynamic model

왔고 커플링, 축, 베어링에서 감쇠비도 사용된 요소에 따라 변화가 크므로, 그 대표값인 비례감쇠비  $\zeta=0.04$ 를 이용하여 강제 감쇠 진동을 해석하여 각 변위와 변위를 계산한다.

이렇게 얻은 데이터를 입력으로 하여 Matlab으로 프로그램을 작성하여 동적 전달오차, 동적 맞물림력, 동적 베어링력 등이 계산된다.

운동방정식의 계산 결과에서 동적 전달오차 DTE는 식 (10)으로 정의되어지고 기어의 정적 맞물림력에 대한 동적 맞물림력의 크기 비 DMF는 식 (11)로 정의된다.

$$DTE = r_5 \theta_5 - r_4 \theta_4 \tag{10}$$

$$DMF = (r_5 \theta_5 + x_5 - r_4 \theta_4 - x_4) / e \tag{11}$$

3.2 해석결과

Fig. 4는 각각의 고유진동수에 대한 기어간의 운동들을 구동기어와 피동기어의 기초원 반경에서의 변위 단위로 나타낸 것이다. 여기에서 2.1Hz 이하의 위의 6개 그림은 구동기어와 피동기어의 회전방향이 동일 위상(in-phase)이고 516.25Hz, 932.16Hz, 2549.4Hz인 아래 3개 그림은 회전방향이 반대 위상(out-of-phase)이다.

9 자유도계의 최대 공진 주파수가 2549.4Hz이므

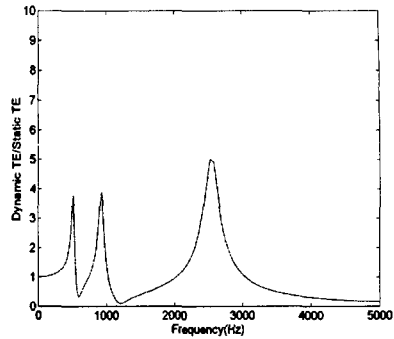


Fig. 5 Predicted dynamic transmission error

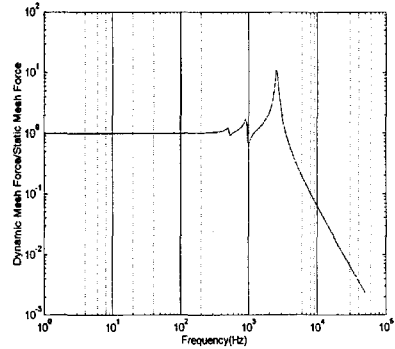


Fig. 6 Predicted dynamic force in gear mesh

로 맞물림 주파수가 이 주파수에 일치한다면 회전속도는 8050rpm이고 정적 전달오차는 2차 조화 주파수에도 큰 피크를 나타내므로 이 주파수와 일치하는 이 해석의 회전속도는 4025rpm이다.

Fig. 5는 회전수 변화에 따라서 맞물림 주파수와 조화 주파수가 변화하고 이 주파수들과 일치할 때의 정적 전달오차에 대한 동적 전달오차의 크기 비를 나타낸다. 예측된 동적 전달오차의 주요한 피크는 516.25Hz, 932.16Hz, 2549.4Hz에서 발생한다. 이 주파수 중에서 반대위상 회전과 반대 위상 변위로 모두 구성되어 있어 맞물림 부위에서 그 상대 변위의 크기가 가장 큰 2549.4Hz에서 최대 동적 전달오차가 발생한다. 2549.4Hz에서 동적 전달오차의 값은 31.9  $\mu\text{m}$ 이고 정적 전달오차 6.0  $\mu\text{m}$ 이므로 동적 전달오차의 크기가 정적 전달오차에 비해 5.3배 큰 것이다.

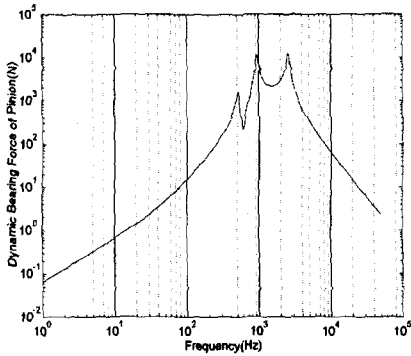


Fig. 7 Predicted dynamic bearing force in driving gear

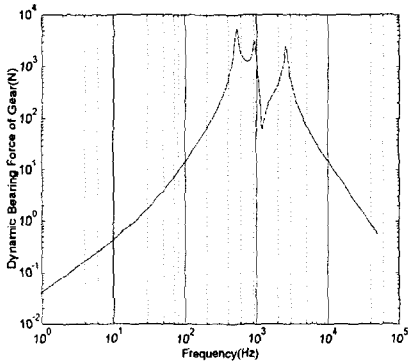


Fig. 8 Predicted dynamic bearing force in driven gear

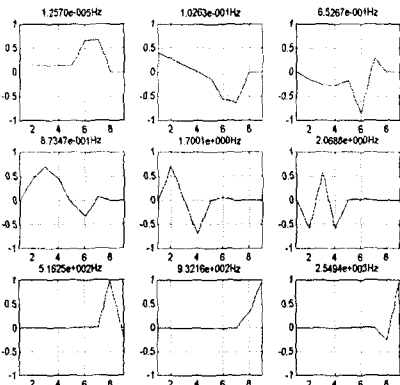


Fig. 9 Mode shapes of dynamic model

Fig. 6은 예측된 동적 맞물림력을 보인다. 동적 전달오차보다 2549.4Hz에서 특히 피크가 두드러지게 크다. 이것은 Fig. 4에서 보는 바와 같이 516.25Hz와 932.16Hz는 각 변위는 반대 위상이 되지만 변위 성분과 합하여져서 맞물림 부위에서 상대 변위가 크지 않으나, 2549.4Hz에서는 구동기어와 피동기어의 각 변위와 변위가 모두 반대 위상이 되어 맞물림 부위에서 가장 큰 상대 변위를 갖기 때문에 큰 맞물림력을 갖는다. 2549.4Hz에서 동적 맞물림력의 실제 값은 40320N이고 정적 맞물림력보다 동적 맞물림력이 10배 크다.

Fig. 7은 예측된 구동기어의 동적 베어링력을 보인다. 구동기어에 작용하는 가장 큰 동가 베어링력의 크기는 2549.4Hz에서 약 10791N이라는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 예측된 피동기어의 동적 베어링력을 보인다. 피동기어에 작용하는 가장 큰 동가 베어링력의 크기는 구동기어와 달리 516.25Hz에서 약 6867N으로 예측된다.

Fig. 9는 동적 모델에서의 모든 요소들 사이의 관련된 운동을 각 변위와 변위로 보이는 모드형상이다. x축 1~7까지는 각 변위로 8,9는 변위 단위로 나타낸 것이다. 이러한 모드형상은 Fig. 4에서 쉽게 이해할 수 없는 각 모드 사이의 차이를 알 수 있다. 예를 들어 Fig. 4에서 1.7Hz와 2Hz는 거의 같아 보이지만, Fig. 9에서는 브레이크와 연결되어 있는 커플링이 1.7Hz와 2Hz를 비교했을 때 반대위상이고 1.7Hz에서는 토크센서의 각 변위가 거의 없지만 2Hz에서는 0.5rad 정도임을 확인할 수 있다.

#### 4. 유한요소해석에 의한 기어계의 동적 해석

##### 4.1 유한요소해석

운동방정식을 이용한 해석의 검증을 위해 헬리컬 기어계를 상용 CAD 소프트웨어인 Solidworks로 모델링 한 후 유한요소 해석 프로그램으로 불러들여 요소를 나누어 해석한다. 해석은 Nastran for Windows를 사용했으며 사용한 요소는 8개의

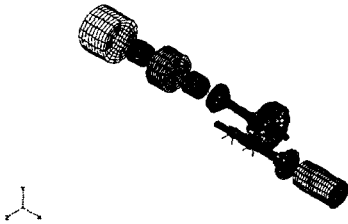


Fig. 10 Finite element modeling

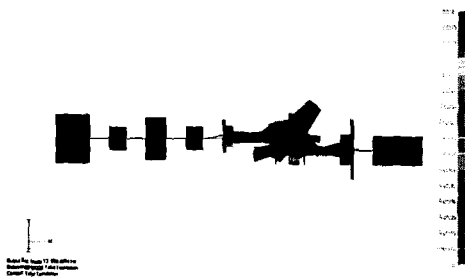


Fig. 11 Mode shapes at 878.5Hz

노드를 가지는 솔리드 요소와 스프링 요소이고 해석에 사용된 총 요소 수는 25360개이다. 베어링은 베어링이 위치한 부분의 중심 축선에 수직인 2개의 스프링으로 모델링하고 스프링의 교차 노드에 x방향으로 움직이지 못하도록 구속을 주며 그 끝은 x,y,z 모두 움직일 수 없도록 구속한다. 축은 강으로 모델링하여 축의 강성을 고려하고 기어와 커플링 부분은 강체처럼 움직이게 한다. 기어들이 맞물리는 부분은 맞물림 강성에 상당하는 9개의 스프링 요소로 등 간격으로 모델링한다. Fig. 10은 이 해석에서 사용된 유한요소 모델이다.

유한요소해석 결과를 보면 축의 순수 굽힘에 의한 모드와 굽힘과 맞물림 강성 방향의 변위가 동시에 나타나는 모드, 굽힘과 맞물림 강성 방향에 수직인 변위가 동시에 나타나는 모드들이 함께 나타나는데, 굽힘과 맞물림 강성 방향의 변위가 동시에 나타나는 모드와 운동방정식의 해석이 비교되어야 한다.

Table 2 Frequency comparison of gear model with shaft stiffness

Equation of motion	FEM	error
516.25Hz	547.4776Hz	-5.70%
932.16Hz	878.4604Hz	6.11%
2549.4Hz	2421.1820Hz	5.30%

Table 3 Frequency comparison of gear model with rigid shaft

Equation of motion	FEM	error
778.62Hz	809.7818Hz	-3.85%
1277.00Hz	1330.733Hz	-4.04%
2711.10Hz	2771.336Hz	-2.17%

유한요소해석에서 7000Hz까지 기어와 축 커플링에 관련되어 28개의 모드가 나타나고 그 중 굽힘과 맞물림 강성 방향의 변위가 함께 나타나는 모드의 주파수는 547.5Hz, 878.5Hz, 2421.1Hz이다. Fig. 11은 878.5Hz에서 나타나는 맞물림 강성을 수직으로 세운 방향에서 바라본 축의 굽힘과 맞물림 강성 방향의 변위가 함께 나타나는 모드이다.

그러나 이 모델은 운동방정식 해석에서는 나타나지 않는 굽힘에 대한 모드가 나타나서 해석과의 비교를 어렵게 한다. 그러므로 굽힘에 의한 모드가 나타나지 않게 구속조건과 스프링요소는 그대로 두고 기어와 축 커플링을 모두 강체로 모델링하여, 베어링 강성만을 고려한 유한요소해석을 하며 운동방정식 해석도 다시 한다.

기어와 축 커플링을 강체로 모델링한 해석에서는 7000Hz까지 5개의 모드가 나타나는데, 3개는 맞물림 강성 방향의 변위에 대한 것이고 2개는 맞물림 강성 방향에 수직인 변위에 대한 것이다.

축의 강성을 고려한 모델과 강체로 모델링한 모델과 비교함으로써 옳은 3개의 모드를 찾을 수 있다.

4.2 운동방정식을 이용한 해석결과와 유한요소 해석 결과 검토

축의 강성과 베어링 강성을 모두 고려한 모델

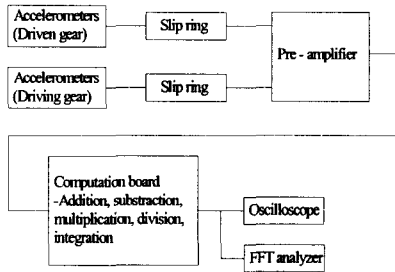


Fig. 12 Block diagram for T.E. measurements

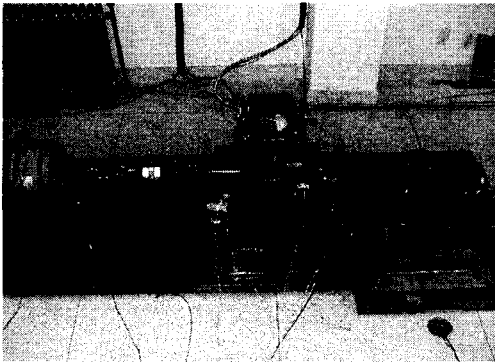


Fig. 13 Test rig for the T.E. measurement

의 운동방정식을 이용한 해석과 유한요소해석의 결과 비교는 Table 2에 보인다. 오차는 유한요소 해석 결과를 참값으로 하였을 때의 값이다. 관심을 갖는 첫 번째 모드는 축의 굽힘에 의한 영향이 아주 작기 때문에 Table 3의 첫 번째 모드의 결과와 같이 운동방정식을 이용한 해석보다 유한요소해석 결과가 크게 나타난다. 관심을 갖는 두 번째 모드인 Fig. 11과 세 번째 모드는, 축의 굽힘에 의한 영향이 매우 커서 이러한 굽힘의 영향 때문에 유한요소해석 결과 값이 운동방정식의 결과 값보다 작게 나타난다고 사료된다.

축의 강성을 무시하고 베어링 강성만 고려한 모델의 운동방정식을 이용한 해석과 유한요소해석의 결과 비교는 Table 3에 보인다. 운동방정식을 이용한 해석 결과보다 유한요소해석 결과가 관심을 갖는 3개의 모드 모두 2~4% 높게 나타났다.

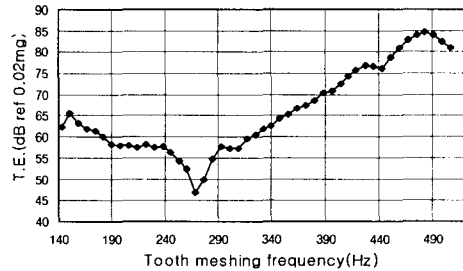


Fig. 14 Transmission error versus tooth meshing frequency (TMF), 49.05 N · m

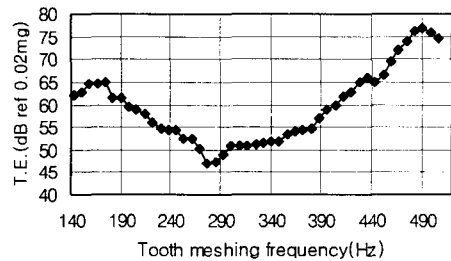


Fig. 15 Transmission error versus tooth meshing frequency (TMF), 98.10 N · m

그러므로 운동방정식의 해는 축의 굽힘을 고려한 유한요소해석의 경우에도 차이가 5% 내외이므로 이 해석 결과의 타당성을 확인할 수 있다.

### 5. 동적 전달오차 측정과 운동방정식 해석과의 비교

#### 5.1 동적 전달오차 측정 방법

전달오차를 측정하는 방법으로 엔코더에 의한 측정과 가속도계에 의한 측정법이 있으며<sup>(8,9)</sup> 이 중에서 고주파수(1kHz)에서도 믿을 만한 정보를 주는 가속도계를 사용하는 방법으로 동적 전달오차를 측정한다.<sup>(10,11)</sup> 중력 효과를 없애기 위해 구동기어, 피동기어에 설치된 디스크에 각각 2개의 가속도계를 설치하였고, 가속도계에서 측정된 신호는 증폭기에서 증폭되어 전달오차를 계산하기 위해 만든 프린트회로기판을 경유하여 오실로스코

프로 주파수 분석기에서 측정되어진다. Fig. 12는 가속도계로부터 신호를 처리하여 전달오차를 구하는 과정의 블록선도를 나타내고, Fig. 13은 자체 제작하여 이 실험에 사용된 실험장치이다.

### 5.2 측정 결과와 운동방정식의 결과 비교

실험은 입력토크  $49.05\text{N}\cdot\text{m}$ 와  $98.10\text{N}\cdot\text{m}$ 에서 회전수를 450rpm에서 25rpm간격으로 1600rpm까지 변화시키면서 전달오차를 측정하였다. 또한 모터의 최대회전수 제한으로 인하여 기어계의 첫 번째 고유진동수를 찾는 것을 목적으로 하였다. 운동방정식을 이용한 해석 결과의 첫 번째 고유진동수와 비교하여 4.8%의 오차를 보임으로써 운동방정식의 타당성을 검증할 수 있었다. Fig. 14는  $49.05\text{N}\cdot\text{m}$ 일 때, Fig. 15는  $98.10\text{N}\cdot\text{m}$ 일 때 주파수에 따른 맞물림 주파수의 크기 변화를 보인다. 이 그림에서 입력토크  $49.05\text{N}\cdot\text{m}$ 와  $98.10\text{N}\cdot\text{m}$  모두 491Hz에서 가장 큰 동적 전달오차를 나타내는데 그 이후에는 낮아지고, 이것은 회전수의 변화에 관계없이 고정되어 나타나므로 기어계의 고유진동수로 사료된다. 또한 토크  $98.10\text{N}\cdot\text{m}$ 일 때보다 토크  $49.05\text{N}\cdot\text{m}$ 일 때 동적 전달 오차가 작은데, 이것은 이 기어의 설계토크인  $98.10\text{N}\cdot\text{m}$ 를 기준으로 하여 리드와 치형 수정을 하여서 기어를 가진하는 정적 전달오차의 변동폭이 이 토크에서 더 작기 때문이라 사료된다. 통상 토크가 크면 전달오차의 평균값은 커지지만 그 변동폭은 리드나 치형수정으로 줄일 수 있어서 이 토크에서 설계된 치형은 저 토크에서는 그 변동폭을 더 증가시킬 수 있기 때문이다.

## 6. 결론

본 연구에서는 헬리컬 기어 계를 9자유도로 모델링하여 정적 전달오차 가진에 의한 동적 전달오차를 예측하였다. 그리고 기어 계의 모드형상, 동적 맞물림력, 베어링력을 계산하였다. 그 결과 기어 계의 모드형상 중 기어 맞물림 부분의 상대변위가 가장 큰 것이 맞물림력의 크기에 가장 큰 영향을 준다는 것을 확인하였다.

이 운동방정식의 결과는 축의 강성을 고려한

모델과 축을 강체로 한 모델의 유한요소해석과 가속도계를 사용한 전달오차 측정 실험으로 그 타당성을 검증하였다.

## 후 기

본 연구는 과학재단 지역대학 우수과학자 지원 연구(과제번호: R05-2002-000-00842-0) 지원으로 수행되었으며 관계자에게 감사 드립니다.

## 참고문헌

- (1) Nevzat Ozguven, H., Houser, D.R., 1988, "Dynamic Analysis of High Speed Gears by Using Loaded Static Transmission Error," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 125, No. 1, pp. 71~83.
- (2) Bard, C., Remond, D. and Play, D., 1996, "Dynamic Transmission Error of Cylindrical Gears Comparison of Experimental Measurement and Numerical Calculation," *Proc. of the 7th International Power Transmission and Gearing Conference*, pp. 519~526.
- (3) Victor Matthew Bolze, 1996, "Static and Dynamic Transmission Error Measurements and Predictions and Their Relation to Measured Noise for Several Gear Sets," M.S. Thesis, the Ohio State University.
- (4) Houser, D.R., Bolze, V.M., and Graber, J.M., 1996, "Static and Dyanmic Transmission Error Measurements and Predictions For Spur and Helical Gear Sets," *Proc. of the 7th International Power Transmission and Gearing Conference*, pp. 365~372.
- (5) Park, C.I. and Kim, D.S., 2002, "Transmission Error Analysis of the Helical Gear for the Elevator," *Trans. of KSME (A)*, Vol. 26, No. 12, pp. 2695~2702.
- (6) Karaman, A. and Singh, R., 1991, "Error Associated with a Reduced Order Linear Model of a Spur Gear Pair," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 149, No. 3, pp. 495~498.



- (7) Vinayak, H., Singh, R., Padmanabhan, C., 1995, "Linear Dynamic Analysis of Multi-Mesh Transmissions Containing External, Rigid Gear," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 185, No. 1, pp. 1~32.
- (8) Houser, D. R., Blankenship, G. W., 1989, "Methods for Measuring Gear Transmission Error Under Load and at Operating Speeds," SAE 891869.
- (9) Smith, J. D., and Echeverria-villagomez, J. S., 1990, "Comparing Encoder and Accelerometer Measurement of Transmission Error or Torsional Vibration," *I. Mech. E.*, pp. 43~49.
- (10) Smith, J.D., 1999, *Gear Noise and Vibration*, Marcel Dekker, Inc.
- (11) Kim, D. S., Cho, D. H., Park, C.I. Choi, D.K. and Park, C. G. 2003, "Measurement of the Dynamic Transmission Error of Helical Gears by the Accelerometers," *Trans. of KSME A*, Vol.27, No. 10, pp. 1720~1727.
- (12) Cho, D.H., 2003, "A Study on the Prediction of the Vibration Characteristics and the Dynamic Transmission Error for the Helical Gear System," M.S. Thesis, Kangnung National University, Korea.