

기어열의 축간거리 조절을 통한 진동/소음 저감에 대한 연구

A Study on the Vibration/Noise Reduction of a Gear Driving System by Adjusting the Distance between Gear Shafts

김 재 실† · 이 원 창* · 이 종 판**

Cheasil Kim, Wonchang Lee and Jong Pan Lee

(2006년 3월 15일 접수 ; 2006년 6월 15일 심사완료)

Key Words : Kinematics(운동학), Noise(소음), Vibration(진동), Distance Between Gear Shafts(축간거리), Gear Driving System(기어 구동 시스템)

ABSTRACT

This article proposes a new technique for the reduction of vibration and noise in the geared system by adjusting the distance between gear shafts. The vibration and noise may be produced by the abnormal force applied to the tooth face. And the force may be the cause of ununiform velocity in the driven shaft. If the velocity is obtained to be uniform by adjusting the distance between shafts, the vibration and noise may be reduced to some extent. In order to review, a dynamic analysis model for the gear train used in a mill turret and a test rig are developed. The velocities in the driven shaft are calculated by dynamic simulations for the model and noises in the test rig are measured with varying of the distance between shafts. The comparison of simulation and test data shows that the distance between shafts at the most uniform velocity has the lowest level of noise.

1. 서 론

강력한 동력 전달능력과 정확한 속도비를 가지고 있는 기어 구동 시스템은 자동차, 산업기계, 항공기, 선박 등 산업 현장 전반에 동력전달요소로 사용되고 있다. 최근의 산업 기계들은 고속화, 정밀화되고 있으며 산업 환경에 대한 관심의 증대로 기계의 성능 향상과 내구성 뿐 만 아니라 소음발생 억제 또한 요구되고 있다. 따라서 기계의 진동 및 소음문제가 중요하게 고려되고 있다. 특히 기계의 동력 전달을 담당하는 기어 구동 시스템은 주요한 진동 및 소음 발

생원으로써 많은 연구가 이루어졌다. 지금까지 기어 구동 시스템의 진동 및 소음에 관한 주요한 연구 목적은 정상운전 상태에서 발생하는 소음과 진동 특성을 이론적 해석을 통해 예측하고 기어 구동 시스템을 개선하는 것이다.

기어소음을 해석하기 위한 보편적인 접근 방식은 기어 소음 및 진동은 기어의 가공오차, 조립오차, 치 변형 및 마모로 인하여 나타나는 기구학적 오차인 전달오차(T.E)⁽¹⁾의 변동폭에 기인함으로 기어의 정적 전달오차가 소음과 밀접한 관계라는 것과 기어접촉 시 치면에 작용하는 불균일한 힘이 이 소음의 직접적인 원인이라는 것이다.

현재 현장에서 많이 사용되고 있는 인벌류트 치형의 기어는 맞물림 시 치에 발생하는 관성력의 변동요인을 근본적으로 줄여준다는 장점이 있으므로 진동 및 소음 문제에 가장 유리한 것으로 인식⁽²⁾되

† 책임저자; 정회원, 창원대학교 메카트로닉스공학부
E-mail : kimcs@changwon.ac.kr
Tel : (055) 279-7507, Fax : (055) 275-0101

* 창원대학교 산업기술연구원

** (주)EWS코리아

고 있다. 그러나, 인벌류트 기어를 적용한 기계에서도 기어치의 변형등으로 인한 기어소음이 현실적으로 문제가 되고 있다. 최근에는 이러한 문제점을 해결하기 위하여 치형 수정 방식⁽³⁾에 의한 진동 및 소음 저감 연구뿐만 아니라 기어 구동 시스템에 존재하는 백래쉬와 간극에 의한 비선형 주파수 응답⁽⁴⁾을 통한 소음 저감에 대한 연구가 시도 되고 있다.

기어의 치형 수정을 통한 소음과 진동을 예측하는 방법에 의한 연구는 진동 및 소음 저감에 대한 효과를 이론적으로 제시되었으나 수정 설계된 새로운 치형을 적용한 기어 구동 시스템을 실제 산업 현장에 적용하는 데는 기어 제작이 어려운 문제와 제작시 경제적 불합리성으로 채택되지 못하고 있는 실정이다.

이 연구는 기어 구동 시스템에 존재하는 백래쉬와 간극에 의한 소음 저감 기법으로 기어 구동 시스템에서 소음 및 진동 발생 원인을 유추하고 기구학적 동역학 해석을 통하여 이를 해소함으로써 진동 및 소음을 줄이는 기법을 제시한다.

기어 진동 및 소음의 원인은 불균일한 전동 속도에 의해 기어치에 부과되는 불균일 하중이라 유추하고, 동적 상태에서 균일한 전동 속도를 유지 할 수 있는 조건을 찾기 위하여 먼저 복합 기어열 해석을 위한 기구동역학 해석 모델을 구성한다. 구성된 해석 모델의 기어열 축간 거리를 조절함으로써 백래쉬와 간극에 변화를 주어 이에 따른 속도 변동을 예측한다. 동역학적 해석을 통한 기어 소음 감소를 위한 새로운 접근 방법의 검증에 위하여 실험 장치를 구성하여 소음을 측정한다. 해석 결과와 실험 측정값을 비교 분석하여 인벌류트 기어 구동 시스템의 구동시 발생하는 소음을 기어열의 축간 거리를 조절함으로써 저감시킬 수 있음을 확인한다.

2. 기어의 동역학적 해석

2.1 기구 동역학의 소개

기계의 해석학적 접근 방법에는 정지된 물체에 작용하는 힘과 모멘트에 대한 해석을 하는 정역학 분야와 물체의 상대 운동을 다루는 기구학 및 물체에 있어서 힘의 작용을 다루는 운동역학을 포함한 동역학적 접근 방법이 있다.

일반적으로 기구 동역학은 힘에 대한 해석을 고려

하지 않으며 거동 해석 시 컴퓨터를 이용하는 방법이 발달되어 있으므로 이상적인 상태에서 물체의 움직임을 빠르고 정확하게 해석할 수 있는 이점이 있다⁽⁵⁾.

현재 시중에 널리 이용되고 있는 간단하면서도 정확한 결과를 도출할 수 있는 대표적인 기구 동역학 상용 코드로 MSC사의 VisualNastran4D[®]가 있다.

이 연구에서는 소음 저감을 위한 방법으로 소음 해석을 통한 소음 발생인자를 도출하는 방식을 벗어나 기계의 움직임을 고려한 기구 동역학적인 방법⁽⁶⁾으로 소음 발생 원인을 유추하고 직접적인 소음 해석을 통하지 않고 간단하면서 명확한 결과를 보여주는 기구 동역학적 해석 방법으로 접근하여 소음 저감을 위한 해결 방법을 제안하고 결과를 검증하고자 한다.

2.2 기어 구동계의 소음 발생 요인

Fig. 1은 국내 (주)EWS코리아사에서 개발 중인 two motor mill turret 복합 공구대의 형상이다. two motor mill turret 공구대는 회전 디스크에 각종 공구를 장착하여 여러 가지 작업을 중단 없이 수행할 수 있는 여건을 제공함으로써 기계가공에서 제품 생산성과 작업의 효율성 및 경제성을 향상시키는 효과를 발생한다. 하지만 작업 시 공구대 turret의 기계전동에 의해 발생하는 진동은 제품의 정도 및 접촉면의 피로 파괴에 의한 수명 단축뿐만 아니라 과도한 소음 발생과 같은 문제점을 야기시키고 있다. 특히, 과도한 소음은 작업자의 장시간 작업 시 작업의 효율을 저해하는 요소일 뿐만 아니라 심각한 산업 재해를 일으키는 요소이다.

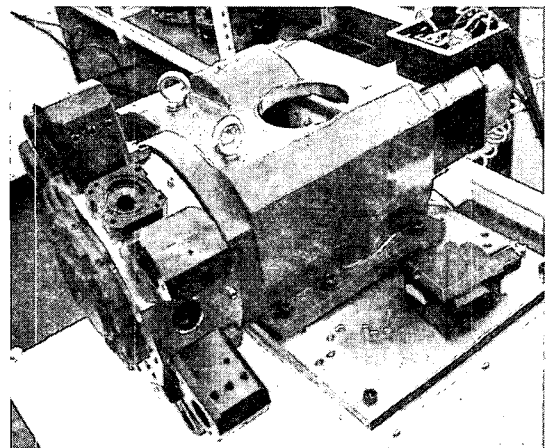


Fig. 1 Photograph of two motor mill turret

Fig. 1의 two motor mill turret 복합 공구대는 인벌류트 곡선을 치형 곡선으로 하는 스퍼기어(spur gear)의 접촉을 통해 구동되고 있다. 스퍼기어의 이는 축에 평행하게 만들어지고 평행인 두 축에 고정되어 서로 반대방향으로 회전하는 기어로서 가장 일반적이며 형상이 간단하고 제작이 용이하여 산업현장에서 널리 사용되고 있다. 그러나 고속에서 소음이 발생하기 쉬운 단점을 가지고 있다.

소음의 발생은 물림률(contact ratio)과 많은 연관이 있다. 기어에서 물림률은 일반적으로 1이상이어야 하며 물림률이 클수록 전달 동력도 크게 할 수 있으며 고속 운전 시에 소음 또한 적어진다. 일반적으로 물림률이 클수록 유리하나 잇 수가 적을 때는 압력각이 적을수록 언더컷이 커지며 물림률 또한 급격하게 적어진다. 언더컷이 된 스퍼기어의 이는 이뿌리가 약하게 되고, 정도에 따라 물림 길이가 짧고 이의 강도가 떨어져 원활한 전동을 할 수 없게 된다.

기어 설계에서는 이와 같은 많은 경우에 따라 최적의 기어 치형, 기어 잇수, 압력각 및 이 두께를 선정하고 있다. 하지만 기어 전동 시 구동계의 가동 중 과도한 소음이 발생하게 되고 이러한 소음의 주된 발생 원인은 치의 진동에 기인한다. 치의 진동은 맞물려 구동하는 동안 주기적으로 변하는 동적인 기어치의 힘에 의한 것이다. 기어치의 힘은 다음 몇 가지 요인에 의해 변한다.

- (a) 맞물림 강도의 주기적인 변화
- (b) 기어 제작 및 생산시의 오차
- (c) 치형의 수정
- (d) 기어치의 비틀림

맞물림 강도의 주기적인 변화는 맞물림 기어에서 전달오차의 최대 진폭을 증폭하는 효과로 나타난다. 이러한 전달오차를 감소시킴으로써 맞물린 치의 최대 동적부하와 변화량을 감소시킬 수 있다. 맞물린 기어치의 작용선을 따라 변하는 맞물림 강도는 인벌류트 치형을 가지는 스퍼기어의 소음 발생에 주된 원인이 된다.

일반적으로 많이 연구되어진 치형 수정을 통한 소음 개선 방법은 부정확한 치형 수정의 영향이나 특정 하중에 대해서만 효과를 거둘 뿐 기타 하중에 대해서는 큰 효과를 거두지 못하고 있다. 그 외 연구되어진 다양한 하중에 대응하기 위한 치형 수정에 의한 노력은 치형 수정에 따른 복잡한 제작 과정 및

원활한 기어 전동을 위한 부가적인 노력으로 실제 산업현장에서 적용하기가 힘든 실정이다.

많은 연구와 실험을 통하여 기어소음을 예측하는 몇 가지 신뢰받는 방법들이 발표되었다. 이들은 완전한 이론적 해석에 기반한 방법이 아니라 기본형의 이론적 해석 기법에 실험적 방법을 통해 결과를 보정하여 만들어진 실험식들이다. 다음은 최근 발표된 실험식 중 1975년 Kato에 의해 처음 발표되고 1986년 Masuda에 의해 수정 발표된 식⁽⁷⁾이다.

$$L = \frac{20(1 - \tan(\beta/2)(u)^{1/8} \sqrt{5.56 + \sqrt{u}}}{\epsilon_a^{1/4} 5.56} + 20 \log P + 20 \log \bar{X} + 20 db \quad (1)$$

L : Noise level (dB)

β : Helix angle

u : Ratio of gears

ϵ_a : Contact ratio

P : Transmission load

\bar{X} : Band width of T.E

식 (1)에서 기어의 소음 수준은 기어 치형의 변경이 없고 기어비의 변경이 없을 경우 기어의 접촉비에 반비례하고 전달하중 및 전달오차의 진폭에 비례한다는 것을 알 수 있다. 특히, 기어의 소음은 접촉비와 전달오차 및 전달 하중에 밀접한 관계를 가지고 있음을 알 수 있다. 정상 상태의 기어 구동 시 기어 소음은 식 (1)의 기어 접촉비를 늘리면서 하중 및 진폭 항을 줄임으로써 줄일 수 있다는 것을 알 수 있다. 즉, 기어 소음은 기어 전동 시 접촉면의 불균일한 하중의 부가로 인한 것으로 유추하고 치형의 변경없이 기어열의 축간 거리를 조절하여 기어열의 회전속도 변동을 최소화 하도록 하면서 접촉비를 높일 수 있도록 하였다. 이와 같은 방법은 치면의 접촉 속도를 일정하게 유지함으로써 접촉면의 불균일한 하중 부가를 최소화할 수 있으며 또한 기어 구동계의 구동중 접촉비를 상대적으로 높일 수 있다.

이것은 식 (1)에서 알 수 있는 바와 같이 소음발생의 원인을 해소하고 소음 저감이 가능하다. 이를 검증하기 위하여 전산동역학 해석 모델을 구성하고 해석적 방법을 통하여 결과를 도출하였다.

2.3 기어 구동계의 동역학적 해석

Fig. 2와 같이 이론적 해석을 위한 동역학 해석 모델로 인벌류트 치형을 가지는 스퍼기어로 구성된 인택싱 기어열과 이를 구동하는 피니언 기어열을 기 구 동역학 해석을 위한 전용 상용 코드인 MSC사의 VisualNastran4D[®]을 이용하여 모델을 구성하였다. 해석 모델은 잇수 114개에 모듈이 2인 중동 기어와 기어 잇수 19개에 모듈이 2인 구동 기어로 구성하였다.

Fig. 2에 나타난 기어열의 축 간 거리에 따른 동역학 해석 모델을 보면 기어 구동 시스템의 피니언 기어 축을 900 deg/s로 일정하게 회전시키며 최초 설계 중심 거리를 기준으로 두 기어열의 축간 거리를 각 단계별로 조절하며 중동축의 속도 변화를 예측하기 위하여 0.01초 간격으로 동역학 해석을 실시하였다.

해석적 방법의 접근에서 관심 있는 데이터는 정상 운전 상태에서 각 기어열의 회전속도로써 회전속도의 변동 폭을 최소화하는 영역을 찾고자 기어열의 축간 거리를 여러 단계로 미세하게 변화시키며 동역학 해석을 반복 수행하였다. 축간 거리는 최소 132 mm에서 최대 135 mm까지 변경할 수 있으며 1 mm 간격으로 단계적으로 기어열의 축간 거리를 조절하여 몇 번의 예비 해석을 수행한 결과 133 mm부근에서 비교적 양호한 결과가 도출되었다.

다시 132.8 mm에서 133.6 mm의 범위에서 0.2 mm의 간격으로 동역학 해석을 반복한 결과 133.2 mm에서 각속도의 변동 폭이 최소가 됨을 알 수 있었다. Fig. 3은 축간 거리 133.4 mm에서의 중동 기어열 축의 각 속도를 나타낸 것이며 Fig. 4는 축간

거리 133.2 mm에서의 중동 기어열 축의 각속도를 나타낸 것이다. Fig. 3과 Fig. 4의 중동축의 각속도 결과를 보면 축간 거리 133.2 mm일때에 비해 축간 거리가 133.4 mm일때 각속도의 변화가 심한 것을 알 수 있다.

특히, 아주 짧은 시간에 큰 속도변화를 나타내는 부분은 실제 기어 전동시 큰 소음과 진동을 유발할 수 있다. 시뮬레이션 결과에서 0.1초 이하의 결과는 초기 구동 효과에 의한 것으로 무시하고 실제 의미 있는 값은 0.1초 이후의 값을 이용하였다.

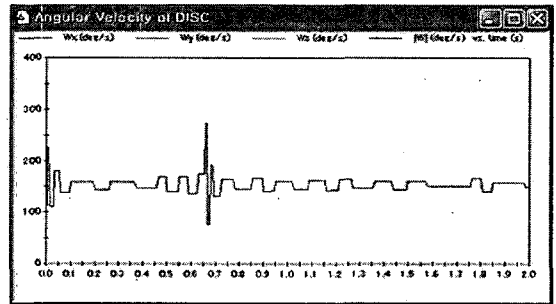


Fig. 3 Angular velocity of driven gear shaft at distance 133.4 mm

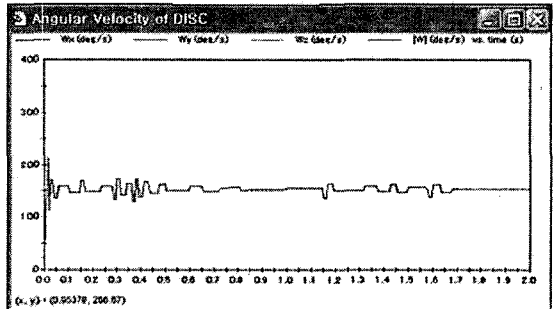


Fig. 4 Angular velocity of driven gear shaft at distance 133.2 mm

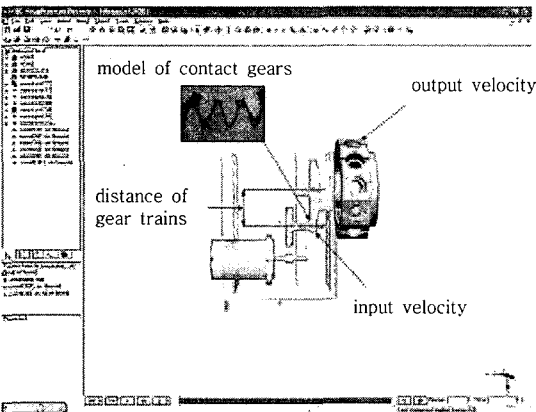


Fig. 2 Dynamic analysis model of gear trains

Table 1 Perturbation width of velocity at each distance between shafts

Distance between shafts (mm)	Perturbation width of velocity (deg/s)
132.80	31.20
133.00	30.00
133.20	18.00
133.40	33.3
133.60	31.85

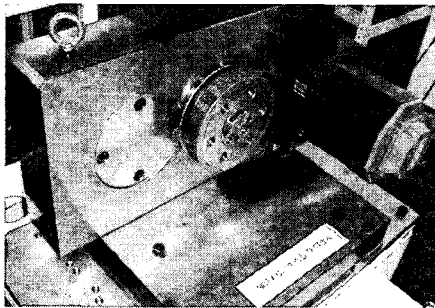
Table 1은 동역학 해석 모델을 이용한 동역학 해석 결과로 축간 조절 거리와 축간 거리에 따른 중동 기어열의 최대각속도와 최소 각속도와의 각속도 변동 폭을 나타낸 것이다.

3. 실험 장치 및 소음 측정

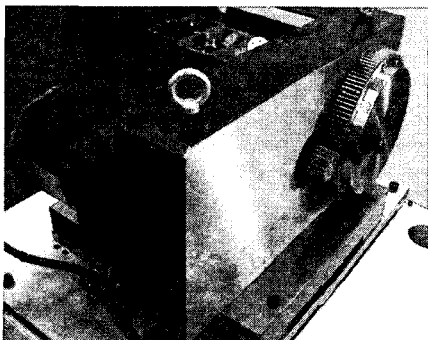
3.1 실험 장치

동역학 해석 모델을 이용한 시뮬레이션 결과를 검증하기 위하여 Fig. 5와 같은 기어열 소음 측정을 위한 실험 장치를 구성하였다. 구성된 실험 장치는 모터와 피니언 기어열을 벨트 전동으로 하여 소음을 최소화 하고 피니언 기어열과 인덱싱 기어열만을 기어에 의한 전동이 되도록 하였다.

피니언 기어열은 Fig. 6과 같이 최초 기준 위치를 0° 로 하여 -30° ~ +90° 범위에서 돌리면 인덱싱 기어열 축과 피니언 기어열 축 사이의 거리가 조절이 될 수 있도록 구성되었다. 실험 장치에 사용된 모터는 제어기를 이용하여 정회전과 역회전이 가능하며 일정한 회전수로 정속 운전이 가능하다.



(a) Front view of test rig



(b) Rear view of test rig

Fig. 5 Noise test rig of a indexing gear

3.2 소음 측정

기어열의 두 축간 거리 조절에 따른 소음 감소 효과를 확인하기 위하여 기준 위치 0° 에서부터 -30° ~ +90° 까지 축간 조절 장치를 이용하여 기어열의 축간 거리를 조절한 후 기어의 가동 시 소음 측정 장비를 이용하여 기어에서 발생하는 소음을 측정하였다.

Fig. 7은 소음 측정 장면을 나타낸 것으로 실험 장치가 설치된 주변의 소음 효과를 최소화하고 기어 전동 시 접촉하는 기어치의 접촉 소음을 보다 정확하게 측정할 수 있도록 마이크로폰을 설치하고 각 축간 거리별 정속 상태에서 정회전과 역회전을 실시하여 데이터를 수집하였다.

Fig. 8은 측정된 결과를 나타내고 있다. 두 기어열의 축간 거리와 구동 모터의 정회전 및 역회전에 따라 다양한 소음치가 나타나고 있다.

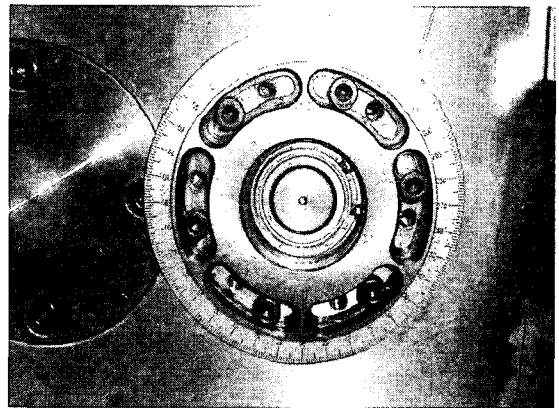


Fig. 6 Control device for adjusting distance between shafts

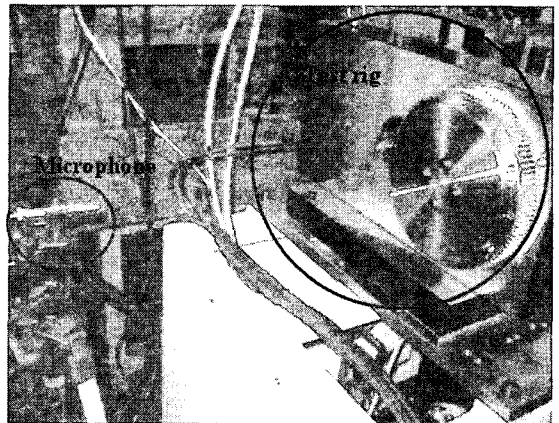


Fig. 7 Noise experiment of test rig

Table 2는 각도로 조절되는 실험장치의 실제 축간 거리를 길이 단위로 환산하여 소음 측정값과 같이 나타낸 것이다. 동역학 해석 모델을 이용한 해석 결과와 같이 기어열의 축간 거리를 조절함에 따라 소음이 최소가 되는 위치가 존재함을 알 수 있다.

Table 2 Noise value at each distance between shafts

Eccentric angle (deg)	Distance of shafts (mm)	Noise (dB)
-30	132.75	70.87
0	133.00	70.79
30	133.25	68.32
60	133.43	69.68
90	133.5	71.5

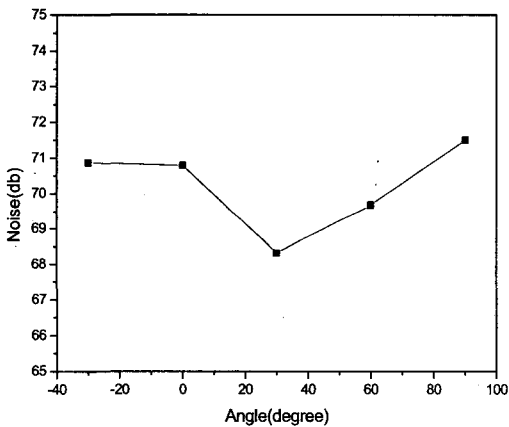


Fig. 8 Noise values about eccentric angle

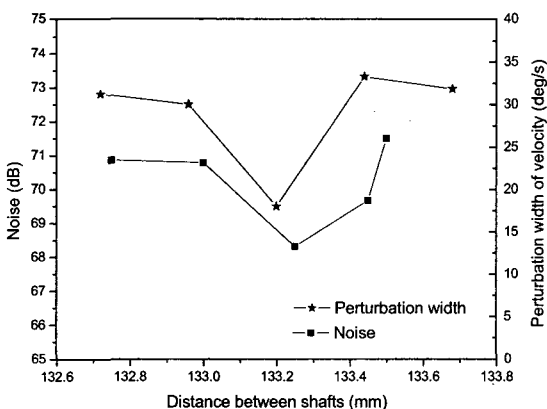


Fig. 9 Comparison of analysis and test results with varying of distance between shafts

3.3 동역학적 해석 및 소음 측정과의 비교

동역학적 해석 결과 축간 거리에 따른 속도의 변동량과 실험 장치를 이용하여 소음을 측정된 결과를 비교 검토하였다.

Fig. 9는 축간거리별 속도 변동량(해석결과)과 소음의 크기(측정결과)를 도시한 것으로서 해석상의 속도 변동량과 실제 실험 장치에서의 소음의 경향이 유사함을 보이고 있다. 즉, 소음의 저감을 위한 새로운 이론적 접근 방법에 의한 결과와 실험 장치를 통한 실제 소음 측정값의 양상이 유사함을 알 수 있으며 이러한 새로운 접근 방법이 소음 저감을 위한 해석적 방법으로 타당함을 알 수 있다.

4. 결론

이 연구는 기어 구동계의 소음 저감을 위하여 소음 발생의 주원인은 기어면에 작용하는 불균일 하중으로 불균일한 하중은 기어 전동 시 기어의 불균일한 속도로 인해 발생된다고 정의하고 기어의 치형 변경 없이 기어 구동계의 기어열의 축간 거리를 조절함으로써 기어열의 속도 변동폭을 최소로 하여 기어 소음의 발생 원인인 기어 치면에 작용하는 불균일 하중을 해소하여 소음 저감을 할 수 있는 방법을 제안하였다.

제안한 방법을 검증하기 위하여 기구 동역학 전용 해석 코드인 MSC사의 Visual Nastran4D[®]를 이용하여 동역학 해석을 수행하였다. 해석 결과의 타당성을 비교 분석하기 위하여 제안한 방법인 기어열의 축간 거리를 조절하며 소음 측정을 할 수 있는 실험 장치를 제작하여 소음 측정을 실시하였다.

제안한 동역학 해석 방법의 결과 기어열의 축간 거리에 따라 기어열의 각속도 변동 폭이 최소 18 deg/s에서 최대 33.3 deg/s로 나타났으며 최적의 축간 거리에서 최소 각속도 변동폭이 18 deg/s로 최대 속도 변동폭 대비 47% 감소하였다. 해석적 방법의 결과를 실험적으로 검증하기 위하여 기어열의 축간 거리를 조절할 수 있는 실험 장치를 구축하여 소음 측정을 수행한 결과 최대 71.5 dB, 최소 68.32 dB로 축간 거리에 따라 3.18 dB의 소음감소 효과가 있음을 확인하였다.

이상의 결과에서 기어 구동계의 소음 감소를 위하여 기어 치형의 변경없이 인벌류터 기어의 축간 거

리를 조절하는 방법을 제안하며 소음의 해석적 접근 방법에서 직접적인 소음 분석기법을 대신하여 소음 발생 원인을 이용한 간접적 분석 방법이 효과가 있음을 확인하였다. 산업 현장에서 치형 변경을 통한 소음 저감 기법보다 더욱 쉽고 빠르게 적용할 수 있다고 사료된다.

후 기

이 연구는 산업자원부 지방기술혁신사업(RTI04-01-03) 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Cho, Y. S. and Choi, Y. S., 2001, "Non-linear Vibration of Gear Pair System with Transmission Error and Backlash", Proceedings of the KSNVE Autumn Annual Conference, pp. 73 ~ 78.
- (2) Winter, H. and Gerber, H., 1989, "Investigation on the Excitation of Vibration and Noise at Spur and Helical Gears", ASME Power Transmission Conference, Vol. 2, pp. 765 ~ 772.
- (3) Cai, Y. and Hayashi, T., 1992, "The Optimum Modification of Tooth Profile for a Pair of Spur Gears to make its Rotational Vibration Equal Zero", ASME International Power Transmission and Gearing Conference, Vol. 20, pp. 453 ~ 460.
- (4) Kahraman, A. and Singh, R., 1990, Non-Linear Dynamics of a Spur Gear Pair, Journal of Sound and Vibration, Vol. 142, No. 1, pp. 49 ~ 75.
- (5) Erdman, A. G. and Sandor, G. N., 1998, "Mechanism Design Analysis and System Volum1 Third Edition", Prentice Hall, Inc., pp. 1 ~ 6.
- (6) Chang, I. D. and Kim, B. S., 2005, "An Experimental Study on the Torsional Excitation Source of the Vehicle Driveline", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 7, pp. 865 ~ 870.
- (7) Masuda, T., 1986, "Prediction Method of Gear Noise Considering the Influence of the Tooth Flank Finishing Method", Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 108, pp. 95 ~ 100.