

리드오차의 영향에 대한 헬리컬 기어 소음의 실험적 연구

박 찬 일* · 이 장 무*

(2001년 3월 6일 접수, 2001년 7월 11일 심사완료)

The Experimental Study of Helical Gear Noise on the Effect of Lead Errors

Chan IL Park and Jang Moo Lee

Key Words: Gear Noise(기어소음), Helical Gear(헬리컬기어), Lead Error(리드오차), Mesh frequency(맞물림주파수), Harmonics(조화주파수), Sideband(사이드밴드).

Abstract

Nowadays reduction of gear noise in power transmission is very important, because the noise regulation is severe and demand of customer on noise is increased. To reduce gear noise, it is necessary to understand the noise characteristics of helical gear. In this work, we designed test rig for the study of gear noise and installed in semi-anechoic chamber. By using this test rig, sound pressure level is measured under varying rotational speed and torque. The frequency characteristics of helical gear noise on the effect of lead errors and torque are discussed.

기호설명

- f_{s1} : 입력축 주파수(Hz)
- f_{s2} : 출력축 주파수(Hz)
- f_m : 맞물림 주파수(Hz)
- f_{sb} : 사이드 밴드(Hz)
- N_1 : 입력축 회전속도(rpm)
- N_2 : 출력축 회전속도(rpm)
- Z_1 : 구동기어의 잇수
- Z_2 : 피동기어의 잇수
- n : 정수

1. 서 론

기어 소음은 기어 설계에 중요한 고려사항이

지만 가끔 간과되고 있다. 그러나 소음 규제에 대한 중요도와 소음에 대한 고객의 인지도의 증가 때문에 설계에 있어서의 소음의 중요성은 현저히 증가되고 있다. 특히 기어가 동력 전달계에 사용되는 곳에서 소음은 특히 중요하다. 왜냐하면 기어 소음은 순음에 가깝고 높은 음압 수준을 가지며 주요 주파수가 귀의 가장 민감한 부분에 있기 때문이다. 이러한 것은 소음의 법적인 규제값을 초과하거나 또는 초과하지는 않더라도 많은 기어의 특징인 높은 피치의 와인(whine)소음이 기어 제품 가까이에 있는 사람에게 고통을 주는 음을 발생시키는 경우에 더욱 관심을 가지게 된다.

기어 소음의 연구로 Welbourn이 기어 소음에 기여하는 요인들을 정리하였고⁽¹⁾ Mitchell이 기어 상자의 소음 예측을 위한 해석적인 절차 및 가능한 소음 제어량을 정리하였다.⁽²⁾ Winter는 기어의 진동 전달과정과 방사 특성을 무시하고 치면력이 직접 소음에 기여하는 것으로 간주하여 물림음, 치형수정, 피치오차, 크라우닝과 이 힘의 관계를 검토하고 최적의 블록한 크라우닝이 있음을 확인

† 책임저자, 회원, 강릉대학교 정밀기계공학과

E-mail : pci@kangnung.ac.kr

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

* 회원, 서울대학교 기계항공공학부

하였다.⁽³⁾ Eskaki 등은 동력흡수식 실험장치를 사용하여 기어 상자 안에서 수중 마이크로폰으로 측정하고 소음 차단벽을 설치하여 이곳에서 소음을 측정하고 칩목 물림율의 정수 배에서 기어 맞물림 주파수의 소음의 크기가 작아지는 것을 확인하였다.⁽⁴⁾ Oswald 등은 동력흡수식 실험장치를 무향실에 설치하고 저 물림율 스퍼 기어 상자 위로부터 방사되는 음향파위를 음향세기로부터 측정하였다.⁽⁵⁾ 또한 동력 순환식 기어 실험 장치로 스퍼기어와 헬리컬 기어의 소음 측정 결과로부터 1차 공진점 보다 저속영역에서 하중이 비교적 클 때 헬리컬 기어의 나선각의 증가가 소음을 감소시킨다는 연구를 비롯한 소음의 측정으로 얻은 실험사례가 발표되고 있다.⁽⁶⁻⁹⁾ 기어 소음에 기여하는 진동^(10,11)과 전달오차⁽¹²⁾에 의한 간접적 소음 예측, 기어로부터의 방사 소음의 직접 해석,⁽¹³⁾ 단순화된 기어 상자 모델링으로 부터의 소음의 예측^(14,15) 등의 논문이 발표되고 있다. 그러나 기어 소음의 실험적 평가를 위해서는 정밀한 기어의 제작, 고가의 실험장치와 무향실의 필요 때문에 많은 논문을 내기 어려우며 기어 소음에 영향을 끼치는 리드오차에 대하여 소음을 직접 측정에 의한 실험적 접근은 아직 이루어지지 않고 있다.

이 연구에서는 헬리컬 기어를 대상으로 실험장치를 제작하고 헬리컬 기어의 리드 오차에 따른 기어 소음 특성을 반 무향실에서 측정하여 기어 소음에 영향을 끼치는 요인을 분석하고자 한다.

2. 기어 소음 이론

기어 소음은 기어의 불완전한 맞물림에 기인한 것이다. 이 불완전한 맞물림은 기어 치의 동적인 힘을 발생시키고 기어자체와 축에 진동을 야기 시킨다. 이 진동은 베어링을 통해 하우징의 진동을 유발시키고 소음으로 방출된다. 그러므로 대부분의 기어 소음은 기어의 맞물림 주파수와 그의 조화 성분 그리고 사이드밴드(sideband)에 의하여 특징지어 진다. 기어 소음의 주요한 주파수들은 다음 식에 의하여 계산된다.

$$f_{s1} = N_1 / 60 \tag{1}$$

$$f_{s2} = N_2 / 60 = f_{s1} Z_1 / Z_2 \tag{2}$$

$$f_m = f_{s1} Z_1 = f_{s2} Z_2 \tag{3}$$

조화 주파수는 맞물림 주파수의 정수배이며 사이드밴드는 맞물림 주파수와 그의 조화성분에서 축 주파수만큼 떨어진 곳에서 나타난다. 사이드 밴드를 계산하는 식은 다음과 같다.

$$f_{sb} = f_m \pm n f_{s1}, f_m \pm n f_{s2}, 2f_m \pm n f_{s1}, 2f_m \pm n f_{s2}, \text{ etc} \tag{4}$$

3. 실험기어 및 실험조건

이 실험을 위하여 동력흡수용 실험장치가 설계되고 원하지 않는 소음의 반사를 줄이기 위하여 반 무향실에 Fig. 1과 같이 설치되었다. 실험장치는 DC 모터에 의하여 구동되고 동력은 이가 있는 벨트를 통하여 실험기어에 전달된다.

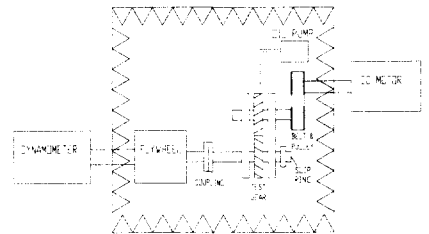


Fig. 1 Schematic diagram of test rig

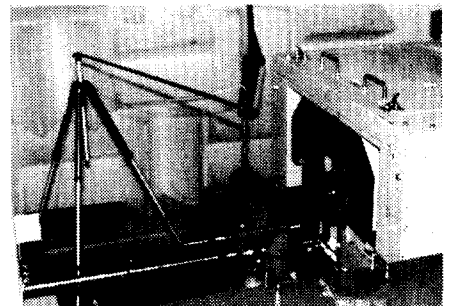


Photo. 1 Overview of gear noise test

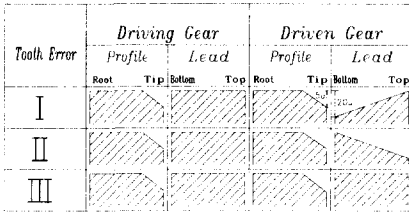


Fig. 2 Tooth error used in the test

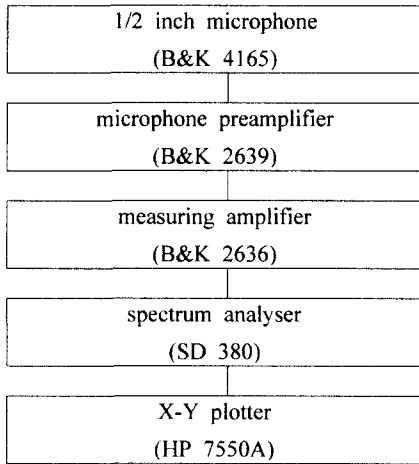


Fig. 3 Block diagram of test equipment

실험기어는 출력 축을 통하여 다이내모미터에 연결되어 부하를 받는다. 윤활을 위하여 기어에 오일을 공급하는 별도의 윤활 장치가 사용되었다. 이 실험에 사용된 실험 기어의 제원은 Table 1과 같고 표면 경화를 위하여 침탄 경화법을 사용하였다. 리드 오차의 효과를 검토하기 위하여 Fig. 2와 같이 구동기어는 5 μ 의 치선 수정을 하고 리드 오차를 주지 않은 기어를 사용하고 피동기어는 5 μ 의 치선 수정과 다음 세 가지의 리드 오차를 가진 기어를 사용하였다.

(I)리드오차 20 μ 이 밑으로부터 위로 올라가는 기어 (II)리드오차 20 μ 이 밑에서 위로 내려가는 기어 (III)리드오차가 없는 기어.

측정은 입력토크 51Nm와 74Nm에서 회전속도를 500rpm에서 1400rpm까지 50rpm씩 증분하면서 측정되었다. 이를 위하여 사용된 장비는 Fig. 3과 같고 실험기어에서 0.3m의 거리 떨어져서 측정

Table 1 The specification of test gear

	Driving	Driven
Normal module(mm)	2.25	
Normal pressure angle(deg)	17.5°	
Helix angle(deg)	28°	
Face width(mm)	18	
Whole depth(mm)	6.6	
Center distance(mm)	127	
Outside diameter(mm)	130.36	135.26
Pitch diameter(mm)	122.32	127.41
Root diameter(mm)	117.16	122.06
Amount of add. mod.(mm)	1.17	1.07
Number of teeth	48	50
Finishing	Grinding	

되었다. 맞물림 주파수와 그의 조화성분 그리고 사이드 밴드의 영향을 확인하기 위하여 신호 분석기에서 좁은 밴드(narrow bandwidth) 해석을 하였다.

4. 실험결과 및 분석

4.1 토크와 회전속도 증가의 효과

Fig. 4는 치형 오차 (I)의 경우에 토크 74Nm와 51Nm에서 맞물림 주파수의 음압 레벨을 비교한 것이다. 1100rpm과 1350rpm을 제외하고는 토크 74Nm에서의 음압이 높으며 이것은 19개 측정 rpm 중 17개이다. rpm의 증가에 따라 주기를 가지며 1050rpm까지 음압도 증가하나 1200rpm 부근에서 음압이 줄어드는 것은 음압의 맞물림 주파수 성분보다 2차조화 주파수 성분이 더 커지기 때문으로 사료된다. Fig. 5는 치형 오차 (II)의 경우에 토크 74Nm와 51Nm에서 맞물림 주파수의 음압 레벨을 비교한 것이다. rpm에 따라 치형 오차 (I)과 비슷한 경향을 가지며 증가하고 있으나 토크 51 Nm에서 음압이 74Nm에서의 음압보다 높은 구역이 19개 측정 rpm중 9개로 많다. Fig. 6은 치형 오차 (III)의 경우도 토크 74Nm와 51Nm에서 맞물림 주파수의 음압 레벨을 비교한 것이다. 550rpm, 600rpm, 1000rpm, 1300rpm, 1350rpm을 제외하고는 74Nm에서의 음압이 크며 이것은 19개 측정 rpm중 14개가 74Nm에서 크다. 따라서 기어 소음은 치형에 따라 토크의 증가에 반드시 비례하지 않으며 특정 rpm에서는 토크가 작아

도 소음이 큰 구역이 발생한다.

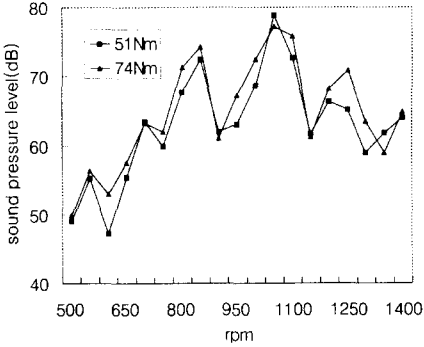


Fig. 4 Mesh frequency noise of tooth error (I) on torque

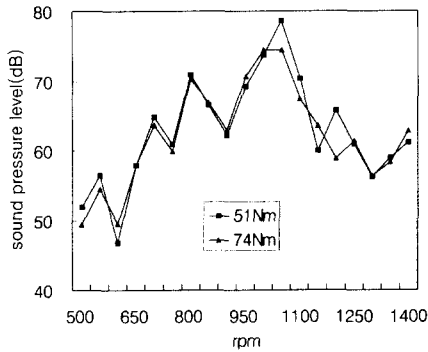


Fig. 5 Mesh frequency noise of tooth error (II) on torque

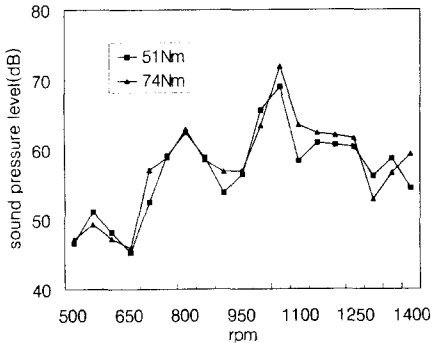


Fig. 6 Mesh frequency noise of tooth error (III) on torque

4.2 조화주파수 성분의 크기 비교

Fig. 7과 Fig. 8은 토크 74Nm에서 치형 오차 (I) 과 치형 오차(II)를 가진 기어의 맞물림 주파수와 2차와 3차 조화 주파수 성분의 음압 크기를 회전 수에 따라 표시한 것이다. 치형 오차 (I)의 경우에 맞물림 주파수의 2차 조화성분이 600, 900과 1300rpm 근처에서 맞물림 주파수보다 더 높다. 치형 오차(II)의 경우에 그의 경향은 900rpm을 제외하고 같다. 또한 3차 조화 성분은 600rpm에서 맞물림 주파수보다 높고 그 외의 rpm에서는 낮다. 이 rpm에서의 3차 조화 주파수는 1440Hz이며 측정된 모든 소음 스펙트럼에서 피크가 존재하는 것으로 보아서 다른 구조 진동의 영향에 의한 것으로 보인다.

치형 오차(I)과 (II)에서 맞물림 주파수와 그의 조화성분의 소음의 기여도는 두 경우가 같이 맞물림 주파수에서 68.4%(13개)가 가장 큰 피크를 가졌고 2차 조화성분이 26.3%(5개), 3차 조화성분이 5.3%(1개)이 조사된 rpm에서 가장 큰 피크를 가졌다. 음압의 크기도 맞물림 주파수와 2차 조화성분은 크므로 음압 분석시 2차 성분까지 검토하는 것이 정확한 결과를 줄 것이다.

Fig. 9는 치형 오차(I), (II), (III)에서 토크 51Nm 일 때 맞물림 주파수 성분의 크기를 비교한 것이다. 그 결과 치형 오차 (III)이 가장 낮은 음압 레벨을 보이고 있다. 1050rpm에서 치형 오차 (I)은 78.8dB이고 치형 오차(III)은 69dB이어서 최대 9.8dB의 차를 보인다. 이것은 리드오차가 기어 소음에 많은 영향을 주는 것을 보여주고 있으며 리드오차로 인해 기어의 나선각에 의한 물림율이 저하하고 편접촉에 의한 치면 하중이 상승하여 기어 소음을 증가시키는 것으로 생각된다. 또한 이것은 축의 처짐이나 축의 설치 시의 어긋남으로 발생할 수 있는 현상이다. 치형 오차(I)과 (II)의 소음을 비교하면 실험오차한도에 있을 정도로 그리 크지 않으며 1150 rpm 이상에서 치형 오차 (I)의 기어가 가장 높은 음압 레벨을 가지며 그 이하의 rpm에서는 치형 오차(II)의 기어가 800rpm을 제외하고 치형 오차(I)의 기어보다 더 높다.

맞물림 주파수의 음압이 1050 rpm(840Hz)에서 가장 높다. Fig. 4과 5에서와 같이 51Nm에서도 이 부분에서는 가장 높으며 Fig. 7과 Fig. 8에서와 같이 2차 조화주파수가 다소 커지는 구역이기는 하나 그 크기가 1050rpm때의 맞물림 주파수의 음

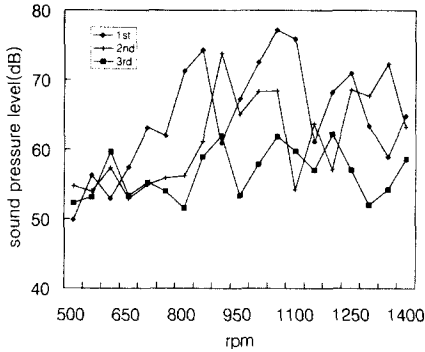


Fig. 7 Harmonics of mesh frequency in case of tooth error (I)

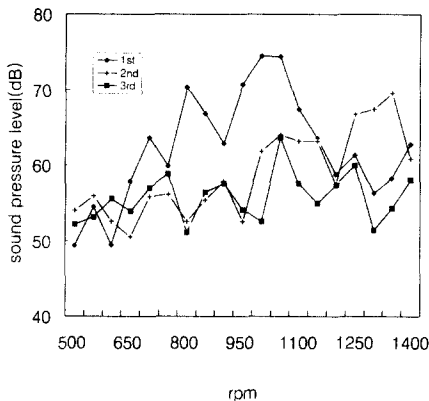


Fig. 8 Harmonics of mesh frequency in case of tooth error (II)

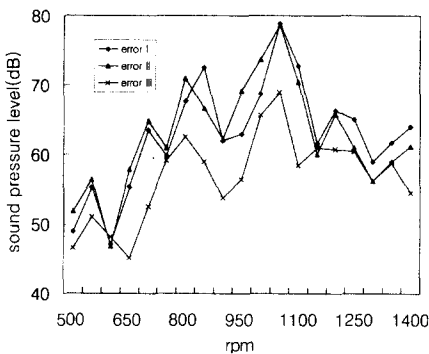


Fig. 9 The noise comparison between tooth error (I), (II), and (III)

압 보다 커지는 것은 아니므로 이것은 하우징 등의 구조 진동에 의한 것으로 사료된다.

4.3 다른 주파수들의 영향

Fig. 10은 1050rpm 51 Nm에서 치형오차(I)의 경우의 주파수 영역에서의 소음특성을 측정한 결과이다. 1050rpm의 경우에 기어 소음에 주요한 주파수를 계산하면 $fs1=17.5\text{Hz}$, $fs2=16.8\text{Hz}$ 와 맞물림 주파수 $fm=840\text{Hz}$ 와 그의 조화성분 1680Hz, 2520Hz, 3360Hz이다. 물림주파수의 사이드 밴드의 기여도를 파악하기 위하여 맞물림 주파수와 맞물림 주파수의 2차 조화 성분까지의 주요 주파수를 계산하면 맞물림 주파수의 사이드 밴드는 $fm+fs1=857.5\text{Hz}$, $fm-fs1=822.5\text{Hz}$, $fm+fs2=856.8\text{Hz}$, $fm-fs2=823.2\text{Hz}$ 와 맞물림 주파수의 2차 조화성분의 사이드 밴드 $2fm+fs1=1697.5\text{Hz}$, $2fm-fs1=1662.5\text{Hz}$, $2fm+fs2=1696.8\text{Hz}$, $2fm-fs2=1663.2\text{Hz}$ 이다.

이 측정 결과에서 맞물림 주파수 성분인 840Hz에서 78.8dB로 가장 큰 피크를 나타내었고 2차, 3차 조화 성분인 1680Hz와 2520Hz도 큰 피크를 나타내었다. 600Hz, 1190Hz, 1790Hz, 2360Hz, 2980Hz, 3590Hz에서 큰 피크를 나타내는 것은 측정기어 근처의 이가 있는 벨트와 풀리에서 발생하여 직접 마이크로폰에 전달되는 주파수로 기어 소음과는 무관한 주파수이다. 또한 입력축 주파수와 출력축 주파수는 소음의 기여도가 적고 사이드밴드의 효과도 기어 소음에 맞물림 주파수에 비해 크지 않다. 이것은 실험에서 연마된 기어가 사용되어 피치오차 등의 영향이 비교적 작고

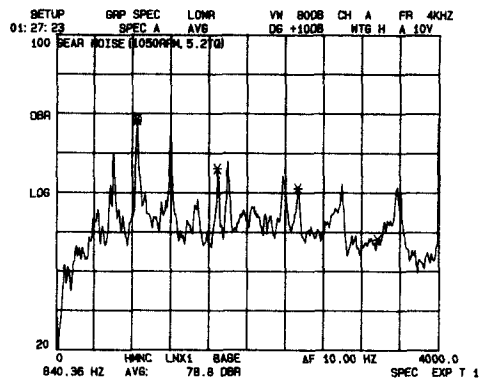


Fig. 10 Noise spectrum of tooth error (I) at 1050rpm and 51Nm

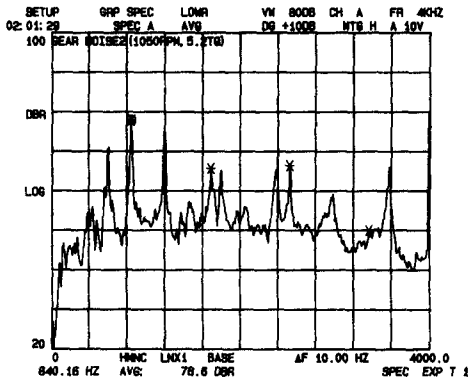
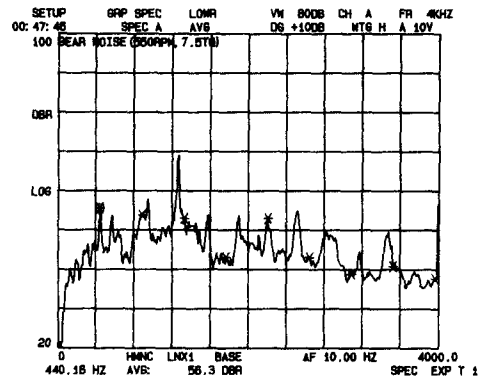


Fig. 11 Noise spectrum of tooth error (II) at 1050rpm and 51Nm



(a) 550 rpm

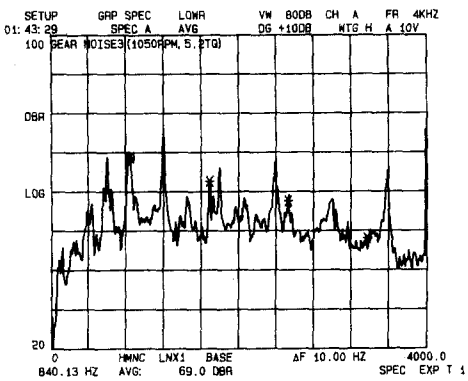
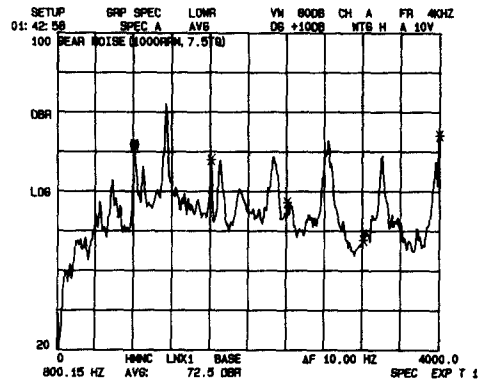


Fig. 12 Noise spectrum of tooth error (III) at 1050rpm and 51Nm

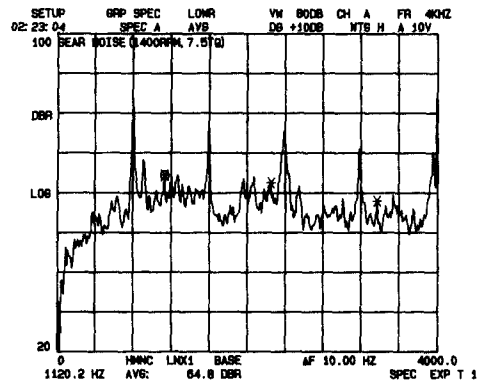


(b) 1000 rpm

축 또한 강성이 높은 것을 사용하여 변형의 영향이 작기 때문으로 사료된다. 그러나 사이드 밴드의 피크는 줌(zoom)해석을 하여야 분명할 것이다.

Fig. 11은 같은 rpm과 같은 부하조건에서 치형오차(II)에 대하여 측정된 결과이다. 이 경우도 맞물림 주파수에서 78.6dB의 가장 큰 피크를 나타내고 있고 그 밖의 주파수 특성은 치형오차(I)의 경우와 비슷하다.

Fig. 12는 같은 rpm과 같은 부하조건이나 치형오차(III)에 대하여 측정된 결과이다. 거의의 맞물림 주파수 성분크기는 69dB로 치형오차(I)과(II)에 비하여 현저하게 줄어들었고 이가 있는 벨트와 풀리에서 오는 소음 주파수는 그 크기를 유지하고 있기 때문에 1190Hz에서 가장 큰 피크가



(c) 1400 rpm

Fig. 13 Noise spectrum of lead error (I) at 74Nm

발생하였다. 그 밖의 축 주파수 성분이나 사이드 밴드의 효과는 크지 않다.

Fig. 13은 치형 오차 (I)에 대해 토크 74Nm, 회전속도 550rpm, 1000rpm, 1400rpm에서 측정된 결과를 보인다. 그림에서 *표시한 것은 맞물림 주파수와 그의 조화 성분이며 그밖의 550rpm에서는 310Hz로부터 시작하여 310Hz 간격으로 증가된 부분에 피크가 있고 1000rpm에서는 570Hz부터 시작하여 570Hz 간격으로 피크가 있으며 1400rpm에서는 800Hz로 부터 시작하여 800Hz 간격으로의 피크는 벨트와 풀리에 의한 소음 성분이다.

5. 결론

리드오차에 대한 헬리컬 기어의 소음 특성을 조사하기 위하여, 실험장치가 특별히 설계되었다. 이 실험장치를 이용하여 각각의 기어에 대한 음압 레벨이 측정되고 그 결과 다음의 결론을 얻었다.

(1) 기어 소음은 치형에 따라 토크의 증가와 반드시 비례하지 않으며 특정 rpm에서는 저 토크에서도 소음이 클 수 있다.

(2) 기어 소음 분석 시 맞물림 주파수와 2차 조화 성분까지는 검토하는 것이 정확한 분석 결과를 준다.

(3) 리드오차의 방향성에 의한 (I)과 (II)의 기어가 리드오차가 없는 (III)의 기어에 비해 음압의 크기가 상당히 큰 것을 알 수 있다.

(4) 리드오차의 방향성에 의한 음압의 차이는 1150rpm 이상에서는 리드오차(I)의 기어가 음압이 높고 그 이하에서는 리드오차(II)가 음압이 높다.

(5) 축주파수와 사이드 밴드의 음압의 기여도는 맞물림 주파수와 그의 조화 주파수에 비하여 크지 않다.

참고문헌

(1) Welbourn, D.B., 1979, "Fundamental Knowledge of Gear Noise-A Survey," *I. Mech. E.*, c117/79, pp. 9~14.
 (2) Mitchell, L.D. and Daws, J.W. 1982, "A Basic Approach to Gearbox Noise Prediction," SAE paper 821065.

(3) Winter, H., Gerber, H. and Muller, R., 1989, "Investigations on the Excitation of Vibrations and Noise at Spur and Helical Gear," *Proc. of the 1989 International Power Transmission and Gearing Conference*, Chicago, IL, Vol. 2 pp. 765~772.
 (4) Esaki, J. and Furukawa, T., 1991, "Influences of Contact Ratios on Vibration and Noise of a Helical Gear System," *Proc. of the International Conference on Motion and Power Transmission*, Hiroshima, Japan, pp. 66~71.
 (5) Oswald, F.B., Zakrajsed, J.J., Townsend, D.T. Atherton, W. and Lin, H.H., 1992, "Effect of Operating Conditions on Gearbox Noise," *Proc. of the 1992 International Power Transmission and Gearing Conference*, Scottsdale, Arizona, Vol. 2, pp. 669~674.
 (6) 佐藤進 外 2名, "はすは 齒車の騒音におよぼすねじれ角などの影響について," *日本機械學會論文集(C編)* 47卷422号(昭56-10) pp. 1375~1380.
 (7) Beuler, Ernst, 1968, "Influences on the Noise of Transmissions," SAE Paper 680051.
 (8) Attia, A.Y., 1969, "Noise of Involute Helical Gears," *ASME Journal of Engineering for Industry*, Feb. pp. 165~171.
 (9) Park, C. I and Lee, J. M. 1996, "Vibration Transmission Characteristics of Helical Gear System with Lead Error," '96 ASME International Mechanical Engineering Congress, *Recent Advances in Solid/Structures and Application of Metallic Materials*, Atlanta, GA, pp. 109~116.
 (10) 박찬일, 이장무, 1996, "치형 오차를 가진 헬리컬 기어의 진동특성에 관한 연구," *대한기계학회 논문집 (A)*, 제20권, 제5호, pp. 1534~1542.
 (11) Umezawa, K., and Matsumura, S., "Simulation on Rotational Vibration of a Helical Gear Pair Transmitting Light Load," *Proc. of the International Conference on Motion and Power Transmission*, Hiroshima, Japan, pp. 85~91.
 (12) Houser, D.R., 1990, "Gear Noise Sources and Their Prediction Using Mathematical Models," *Gear Design*, SAE, pp. 213~222.
 (13) Iwatsuki, Nobuyuki, Hayashi, Iwao, and Maki, Hiroki, "Estimation of Noise Power Radiated from

- Gear Bodies," *Proc. of the International Conference on Motion and Power Transmission*, Hiroshima, Japan, pp. 49~53.
- (14) Park, C.I., 2000, "Analytical Procedure for Prediction of Radiated Noise From a Gear-Shaft-Plate System," *Proceedings of DETC'00*, DETC2000/PTG-14444.
- (15) J. Sabot and J. Perret-Liaudet, 1994, "Computation of the Noise Radiated by a Simplified Gearbox," *Proceedings of 1994 International Gearing Conference*, Newcastle, UK, pp. 63~68.
- (16) Townsend, D.T., Ed., *Dudley's Gear Handbook*, 2nd ed., 1992, McGraw-Hill New York.
- (17) Smith, J.D., *Gear Noise and Vibration*, 1999, Marcel Dekker, New York.
- (18) AGMA standard 299.01-1, 1978, *Gear Sound Manual*, American Gear Manufactures Association, Arlington, Virginia.