

## 지게차 구동부의 소음 진동 저감에 대한 연구

### A Study on Noise Reduction for the Driving System of a Forklift

김 우 형\* · 홍 일 화\* · 정 진 태\*

Woohyung Kim, Ilhwa Hong and Jintai Chung

(2007년 10월 12일 접수 ; 2007년 12월 11일 심사완료)

**Key Words** : Gear Mesh Frequency(기어물림주파수), Reducer(감속기), Noise Identification(소음 규명), Noise Reduction(소음 저감), Structure Modification(구조 변경)

#### ABSTRACT

In this study, the noise sources were identified and the noise and vibration were reduced for an industrial forklift. To identify the noise sources, noise signals were measured by a microphone on a driver seat and these signals were analyzed with a waterfall plot. For this purpose, the gear mesh frequencies from the gear box of a reducer were not only investigated but noise/vibration sources of an electric motor were also examined. Furthermore, the frequency response functions were obtained to confirm the vibration and noise sources. It was found that severe vibration and noise were generated in the casing and the connecting part of the reducer. The severe vibration and noise could be reduced by a structure modification.

#### 1. 서 론

현재 지게차는 산업의 발달로 인하여 물류를 운송하는 수단으로서 그 수요가 증가하고 있다. 이전의 지게차는 주로 실외에서 사용되며 엔진을 구동하기 때문에 지게차가 주행했을 때의 소음은 관심의 대상이 되지 않았다. 하지만, 근래에는 대형 할인마트와 대형 물류창고가 생겨나 주로 실내에서 많은 작업을 수행하면서 엔진 구동 지게차 대신 모터와 감속기를 이용한 전동식 지게차가 등장하게 되었다. 지게차를 실내에서 사용함에 따라 주행 중의 지게차에서 발생하는 소음이 주관심사로 부각되고 있다. 이러한 이유로 산업체에서는 저소음 지게차를 개발하기 위한 노력을 활발히 진행하고 있다. 선진국에서는 저소음 지게차를 설계하기 위하여 지

게차의 소음에 영향을 미치는 인자를 파악하고 이를 설계단계에서부터 적용하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있으나, 국내에서는 저소음 지게차에 대한 기초기술이 부족하여 이에 대한 본격적인 연구가 실행되고 있지 않고 있다<sup>(1)</sup>.

지게차 구동축의 소음은 내부 동력전달계의 요소품의 형상, 관성, 강성, 감쇠, 마찰, 가공 공차, 조립 공차 등의 조합에 의해 발생 할 수 있다. 특히 기어, 축, 베어링으로 구성된 회전체 시스템에서 기어는 기계장치의 핵심부품으로 동력을 전달하는 중요한 역할을 하지만 소음을 발생시키는 주요 소음원이다<sup>(2)</sup>. 기어장치의 소음은 물림에 의해 발생하는 순음의 확인 소음(whine noise)과 불안정한 구동 특성에 의해 발생하는 래틀소음(rattle noise)으로 구분 할 수 있고 물림의 가진 주파수 성분 및 구동 특성을 개선함으로써 지게차의 저 소음을 구현 할 수 있다<sup>(3)</sup>.

기존 연구로는 지게차의 엔진에서 나오는 가진력이 마스트와 프레임으로 전달되는 진동을 유한요소 해석 모델과 강제 진동 해석을 통하여 원인을 규명한 연구가 있으며<sup>(1)</sup>, 차체에서 조향휠까지의 진동 전

† 교신저자: 정희원, 한양대학교 공학대학 기계공학과  
E-mail : jchung@hanyang.ac.kr  
Tel: (031)400-5287 Fax: (031)406-6964  
\* 한양대학교 일반대학원 기계공학과

달경로를 개선 대상으로 설정하여 실험적인 방법으로 해결한 연구가 있다<sup>(4)</sup>. 또한, 지게차를 포함한 저속 차량의 프레임에 대한 구조해석 및 구조최적설계를 통하여 구조성능을 향상시킨 연구도 발표되었다<sup>(5)</sup>. 즉, 지게차의 소음저감의 연구는 진동 개선 및 구조 개선을 중심으로 진행되어져 왔다.

이 연구의 목표는 지게차가 정속 주행 시 지게차 구동부에서 발생하는 소음을 원인 별로 규명하고 저감 대책을 강구하여 동력전달부에서 발생하는 소음을 운전석에서 측정하여 74.0 dB(A) 이하로 저감하는 것이다. 이를 위하여 지게차에서 발생하는 소음을 여러 가지 실험적 방법을 통해 측정하고 측정된 시간 영역 혹은 주파수 영역의 데이터로부터 구동부 및 주요 부품들의 소음원을 규명하였다. 이들 각 부품이 시스템의 전체 소음에 끼치는 영향을 차등화하여 각 부품이 발생시키는 소음의 주파수 범위와 크기를 평가함과 동시에 지게차 구동부의 속도에 따른 영향을 평가하였다. 또한, 진동의 발생 요인을 분류하고 진동을 줄일 수 있는 대책을 강구하였다. 특히, 모터나 구동부의 감속기에서 나오는 변동 가진력에 대하여 동력 전달계 및 구동력 등이 지게차 소음에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하여 구조 소음에 대한 공학적인 모델을 정립하였다. 정립한 모델을 이용하여 진동을 발생시키는 각 영향 인자에 대한 파라미터 연구(parametric study)를 수행하여 소음 발생 메커니즘을 규명하고, 이를 바탕으로 지게차 소음 저감 대책을 강구하였다.

마지막으로, 모터, 동력 전달계 이외의 다른 요소 부품들에 대하여 동특성 변화를 통한 소음저감 방안을 강구하고 저소음 지게차를 개발하기 위한 설계 방안을 제시하였다. 이 연구에서 도출된 각종 소음을 감소시킬 수 있는 방안을 강구하여 개선품을 제작하고 목표 소음레벨 달성여부를 평가하였다. 그리고 측정 결과를 분석하여 진동저감을 위한 설계 개선 자료로 활용될 수 있도록 하였다.

## 2. 지게차의 소음신호 분석

지게차에서 발생하는 소음의 원인을 분석하기 위하여, 지게차가 운행하는 동안 차체의 소음신호를 채집하여 분석하였다. 소음 신호는 외부 환경(압소음)의 영향을 많이 받기 때문에 외부 조건에 덜 민

감한 진동 신호와의 비교 평가를 위해 소음과 진동의 두 가지 신호를 함께 채집하였다. 지게차의 소음 및 진동신호를 채집하기 위한 실험 장치는 Fig. 1과 같다. 진동 신호를 채집하기 위하여 가속도계를 구동부 감속기에 반경 방향으로 장착하고 소음계 및 마이크로폰을 운전석 부근에 부착하여 진동 신호 및 소음 신호를 채집하였다. 가속도계 및 마이크로폰에서 채집된 신호를 상태증폭기(conditioning amplifier)를 사용하여 증폭하였다. 그리고 지게차의 속도에 대한 정보를 얻기 위하여 모터의 속도를 타코미터로 측정하였다. 증폭된 진동신호를 기록장치에 저장하고 난 후, 주파수분석기를 이용하여 신호를 분석하였다.

소음 및 진동신호를 측정할 때 지게차의 속도가 일정한 속도를 유지하는 것이 바람직하지만, 실험의 편의성을 위하여 정지 상태에서 최고속도(15 km/h)로 일정하게 가속하는 동안 소음 및 진동 신호를 측정하였다. 6회의 소음 측정 결과 평균값이 74.7 dB(A)로서 기준목표치에 대비하여 약 0.7 dB(A) 가 높음을 확인할 수 있었다. Fig. 2는 지게차 모터의 회전수가 변화하면서 얻어지는 일련의 주파수스펙트럼을 모터 회전수의 순서에 따라 도시된 그림인데, 이를 통상적으로 워터폴 플롯(waterfall plot)이라고 부른다. Fig. 2에서 가로방향의 좌표축은 Hz로 표시된 주파수를 나타내고, 오른쪽 세로방향의 좌표축은 전동기 즉 모터의 회전속도 즉, 분당 회전수인 rpm을 나타낸다. 그리고 각 주파수스펙트럼의 크기는 해당 주파수에서 신호의 크기를 의미하며, 대각

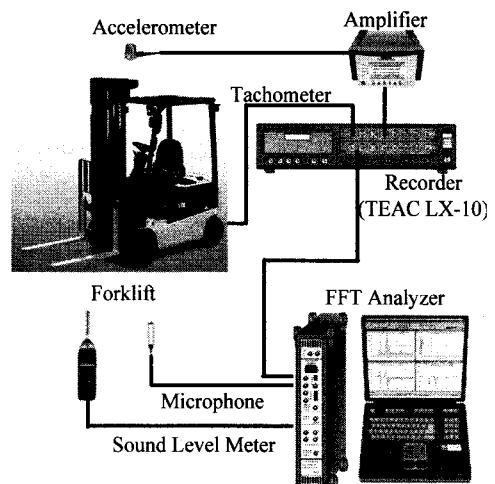


Fig. 1 Experimental setup for signal analyses

선 방향으로 산맥과 같이 보여지는 선은 모터 회전수의 배수와 관련이 있다.

Fig. 2에서 나타나는 소음의 원인을 분석하기 전에 지게차 구동부의 구조를 파악할 필요가 있다. 구동부를 구성하는 핵심 부품은 감속기로서 총 2단의 감속단을 가지고 있고 모터의 회전이 1단 감속부를 거쳐 2단 감속부인 위성치차를 구동하여 감속이 되어 타이어를 구동한다. 소음 및 진동을 발생시키는 가진 성분을 추출해 내기 위하여 감속기를 구성하는 주요 치차의 기어물림주파수(gear mesh frequency, GMF)를 구할 필요가 있다. rpm으로 표현된 모터의 각속도를  $\omega$ 라 하고, 감속기 각 단의 기어 잇수를  $Z_i$ 라고 하면 GMF는<sup>(6,7)</sup>

$$GMF = \omega Z_i \quad (1)$$

로 표현된다. 그리고 소음을 발생시키는 다른 주요 부품은 구동모터이다. 모터는 극수, 고정자, 회전자로 구성 되는데, 이들 부품의 구조가 소음 발생과 밀접한 관련이 있다. 모터의 극수를  $P$ , 고정자 슬롯수를  $Z_s$ , 회전자 슬롯 수를  $Z_r$ 이라고 하면, 회전자 슬롯에 의한 고조파  $R_{stor}$ 은

$$R_{stor} = |P + mZ_s + nZ_r| \quad (2)$$

로 표현될 수 있다. 위 식에서  $m$ 과  $n$ 은 임의의 정수이다. 운전속도에 따른 구동부의 가진 성분과 이들의 조화 성분은 식 (1)과 (2)로 표시할 수 있고, 이들 성분을 갖는 주파수로 가진하여 소음의 주파수 스펙트럼에서의 피크가 발생된다고 유추할 수 있다. 이 연구의 대상인 지게차의 감속비는  $\gamma=21.36$ , 입력 기어 잇수는  $Z_{input}=27$ 이다. Fig. 2에서 가장 큰 피크는 모터 각속도 3600 rpm에서 발생하는데 이때의 가진 주파수는 식 (1)에 의해서 1620 Hz로 계산된다. 실차 테스트에서 모터의 각속도가 3600 rpm일 때 소음이 가장 큰 사실을 확인하였고, Fig. 2에서 볼 수 있듯이 1620 Hz일 때 피크가 가장 큼을 알 수 있다. 또한, 모터 회전수가 3000 rpm일 때, 두 번째로 큰 피크가 발생하는데 이는 1900 Hz의 주파수에서 발생함을 확인할 수 있다. 이것은 실모터의 극수가  $P=6$ , 고정자 슬롯이  $Z_s=38$ , 회전자 슬롯  $Z_r=44$  그리고, 정수  $m=0$ 과  $n=-1$ 를 이용하여 식 (2)를 통해 모터의 회전 성분으로 인해 1900 Hz에서

피크가 발생함을 확인할 수 있다. 세 번째로 큰 피크는 3325 Hz에서 발생되는데 이것은 입력치차 GMF의 2배수 조화성분으로<sup>(4)</sup> 인해 발생하는 것을 알 수 있다. 위의 사실들을 종합하면 Fig. 2의 워터폴 플롯은  $27\omega$ ,  $38\omega$ ,  $54\omega$ 의 가진 성분에 의한 피크를 갖고 있으며, 이 진동수에서의 소음은 구동부 감속기의 입력 치차 및 그 조화성분 그리고 모터의 회전 성분에 발생되며, 모터에서 감속기로 연결되는 입력축에 영향을 받는 것임을 확인할 수 있다.

1620 Hz, 1900 Hz, 3325 Hz에서 발생하는 피크는 구조물의 공진에 의해 발생할 가능성이 크기 때문에, 이를 확인하기 위하여 감속기의 충격해머 테스트를 수행하였다. 정지상태의 감속기에 해머로 충격을 가하고 감속기의 반경 방향 및 모터 입력단에 가속도계를 부착하여 진동신호를 채집하였다. Fig. 3은 가속도계로부터 채집된 진동신호를 주파수 영역에서 변환시켜 각 신호를 중첩시킨 스펙트럼이다.

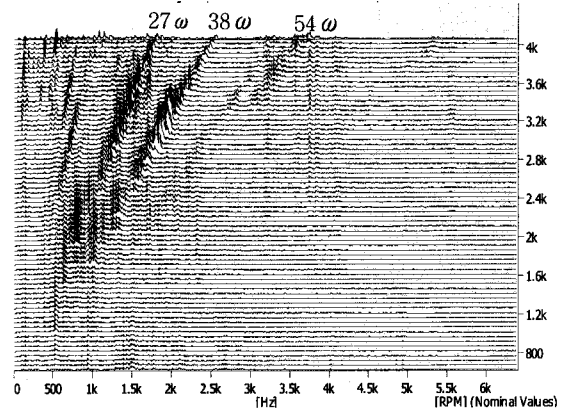


Fig. 2 Waterfall plot for the noise spectrums of the forklift

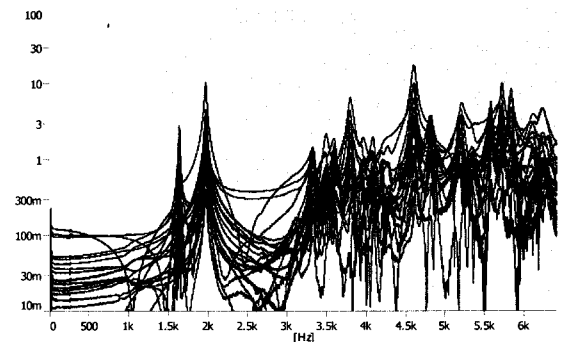


Fig. 3 Frequency response functions of the reducer

Fig. 3에서 볼 수 있듯이 약 1631 Hz, 1976 Hz, 3300 Hz 부근에서 큰 피크가 나타난다. Fig. 3에서 피크가 나타나는 주파수들은 Fig. 2의 피크의 주파수 1620 Hz, 1900 Hz, 3325 Hz와 약간의 차이가 난다. 이러한 차이는 충격햄머 테스트 수행과 실장착 실험과의 경계 조건 차이에 의한 것으로 추정되며, 이 차이가 구동부 운전시에 발생하는 피크가 감속기의 구조적 공진이라고 결론을 내리는데 큰 걸림돌이 되지 않는다.

### 3. 감속기 모드해석

지게차가 구동되는 동안 발생하는 소음의 원인이 감속기 변형 모드에 의한 축계 시스템의 축정렬 불안정으로 기어 물림을 유발시켜 기어 물림 주파수 성분인  $27\omega$ ,  $54\omega$ 가 하우징부의 고유진동수 1631 Hz, 1976 Hz, 3300 Hz와 일치하여 발생하는 공진을 확인하기 위하여 감속기 하우징을 유연체로 간주하여 유한요소해석을 수행하였다. CATIA(Ver 5.15)를 이용하여 솔리드 모델링을 한 후, 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS(Ver 10)를 이용하여 요소분할을 하여 유한요소해석을 수행하였다.

해석에 사용된 재료의 물성치로 영률 180 GPa, 푸아송비 0.3, 밀도  $7860 \text{ kg/m}^3$ 을 사용하였다. 유한요소해석 모델에서 차체에 장착되는 부분의 변위를 고정하고 나머지 부분에는 자유로운 경계조건을 부과하였다. 하우징의 변형에 가장 중요한 역할을 하는 하우징 및 하우징 덮개 부분을 결합하여 실제 감속기 하우징과 같은 형상으로 유연체 모델링하고,

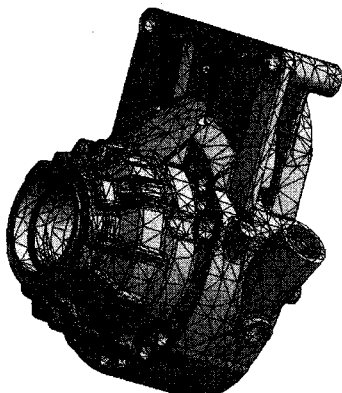
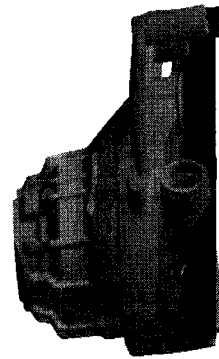


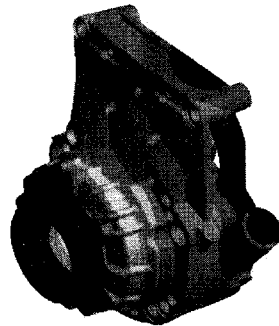
Fig. 4 Finite element model of the reducer

변형에 영향을 적게 주는 감속단 내부의 기어 및 동력전달 축과 같은 구성부품과 각 부품을 결합시키는 볼트 및 너트, 그리고 핀 등을 삭제하여 해석 시간을 단축하였다. 그리고 입력 지지부를 사각 부재로 모델링하고 감속기의 필렛을 제거하여 유한요소해석을 단순화하였다.

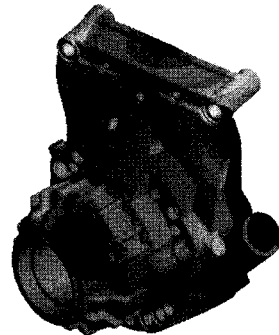
유한요소해석을 통하여 얻은 고유진동수는 1626 Hz, 1953 Hz와 3310 Hz이며, 각 고유진동수의 모



(a)



(b)



(c)

Fig. 5 Mode shapes of the reducer: (a) vertical bending mode, (b) torsional mode, and (c) horizontal bending mode

**Table 1** Comparison of the natural frequencies between the simulation and experiment

	Torsional mode	Vertical bending mode	Horizontal bending mode
Simulation	1626 Hz	1953 Hz	3310 Hz
Experiment	1631 Hz	1976 Hz	3300 Hz
Difference (%)	-0.3	-1.2	0.3

드형상은 Fig. 5와 같다. 1626 Hz에서의 진동 모드는 모터의 입력축이 삽입되는 부분인 입력축 지지부가 포함된 부분을 중심으로 측면에서 보았을 때, 위아래로 구부러지는 수직 굽힘 모드이고, 1953 Hz의 진동 모드는 감속기 하우징부의 원통형 부분을 중심으로 비틀리는 비틀림 모드(torsional mode)이며, 3310 Hz에서의 진동 모드는 감속기 하우징의 윗부분에서 관찰했을 때 입력지지부를 포함하는 하우징의 판부분이 좌우로 휘는 수평 굽힘 모드이다. 물론 비틀림 모드와 좌우로 휘는 모드는 서로 완전히 독립적인 모드가 아니며 어느 정도 서로 연성되어 나타난다. 이들 세 가지 모드의 고유진동수는 Table 1에서 볼 수 있듯이 Fig. 2에서 나타나는 피크의 주파수 1620 Hz, 1900 Hz와 3325 Hz와 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 또한, Fig. 6은 위에서 언급한 변형으로 인한 모터 입력축 지지부의 전형적인 변형모드를 나타낸다. 이는 지지부가 지지점에서 하중을 견디지 못하고 처짐에 따라 축계 시스템에서 축의 정렬이 불안정하게 된다. 이러한 축의 정렬불량은 기어 물림의 불량을 발생시켜 기어물림주파수 성분인  $27\omega$ ,  $54\omega$ 가 나타나고 기어에서 발생한 소음이 하우징 부분을 통해 증폭되어 방사되기 때문에 소음이 커지게 된다.

#### 4. 진동저감을 위한 구조변경

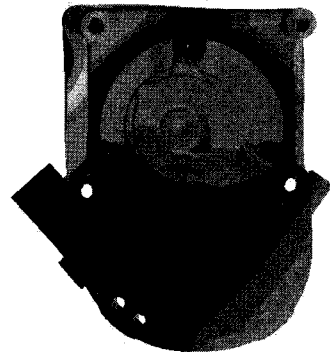
앞 절에서 살펴본 바와 같이 지게차 구동부의 운전영역 내에서 발생하는 소음은 변형모드의 공진에 의하여 발생한다. 따라서, 이러한 공진에 의한 과도한 진동을 줄이기 위해서는 변형에 의한 모드 즉, 비틀림 모드, 수직 굽힘 모드와 수평 굽힘 모드의 진동이 발생하기 어렵게 구조를 변경해야 한다. 지게차 운전영역 밖으로 공진주파수를 이동하기 위해

서 두 가지 방법이 있다.

하나는 잇수비 변경을 통한 GMF를 이동하는 방법이다<sup>(6)</sup>. 이것은 기존의 가진 성분을 제거하거나 완전히 이동시킬 수 있지만 기어 자체를 재설계하고 가공해야 하기 때문에 기어의 강성 저하 및 제조 시스템 변화로 인한 비용의 증가 등을 발생시키므로 현실적으로 여러 어려움이 있다. 두 번째 방법은 변형이 발생하는 부분의 강성을 높이는 방법인데, 이 방법은 변형부를 보강하는 방법으로 비교적 쉽게 구현할 수 있다. Fig. 6에서 보여지듯이 변형에 의한 공진 모드는 구동부의 모터부와 감속기부를 연결하는 연결부가 취약하여 발생한다. 따라서 연결부에 대한 구조변경을 수행하면 지게차 운전영역 안에서 공진을 회피할 수 있다.

변형에 의한 공진모드의 고유진동수를 높이기 위하여 구동부의 모터부와 감속기부의 연결 부위를 Fig. 7과 같이 가로 방향으로 두겹게 보강하고, 폭방향으로도 형상적 허용범위까지 두께를 증가시켰다. 이와 같은 구조변경을 반영한 감속기의 하우징에 대하여 다시 유한요소해석을 수행한 결과, 수직 굽힘 모드, 비틀림 모드, 수평 굽힘 모드의 고유진동수가 각각 2182 Hz, 2581 Hz와 3761 Hz로 증가하였다. Table 2에 정리된 것처럼 구조변경 전과 후를 비교하면 수직 굽힘 모드에서 556 Hz, 비틀림 모드에서 628 Hz, 그리고 수평 굽힘 모드에서 451 Hz의 고유진동수가 증가하였다.

그리고 2절에서 기술한 방법과 같은 충격햄머 테스트를 개선품에 적용하여 유한요소해석의 결과에 대한 소음저감의 가능성을 확인하고 앞서 언급한 구조변경을 실제 지게차에 적용하여 실차 테스트를 수



**Fig. 6** Typical mode shapes of the supported part

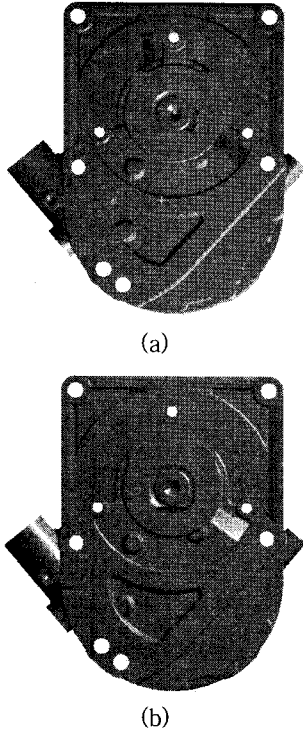


Fig. 7 Structural modification of the reducer: (a) before modification and (b) after modification

Table 2 Comparison of the natural frequencies between the previous and modified reducer

	Torsional mode	Vertical bending mode	Horizontal bending mode
Previous forklift	1626 Hz	1953 Hz	3310 Hz
Modified forklift	2182 Hz	2581 Hz	3761 Hz
Difference	556 Hz	628 Hz	451 Hz

행하였다. 지게차가 정지한 상태에서 정속으로 주행하는 상태에 이르기까지 운전석 부근에서 소음신호를 채집하여 워터폴 플롯을 작성하였다. 구조 변경된 지게차의 워터폴 플롯은 Fig. 8과 같다. 이 그림에서 지지부가 강화됨에 따라 모터축의 편심으로 인해서 발생되던  $38\omega$ 의 성분이 사라지는 것을 확인할 수 있다. 이것은 구동 모터의 입력축 지지부의 지지강성이 증가함에 따라 모터축에서 감속기의 기어 시스템으로 이어지는 동력전달계가 안정화되었음을 보여준다.

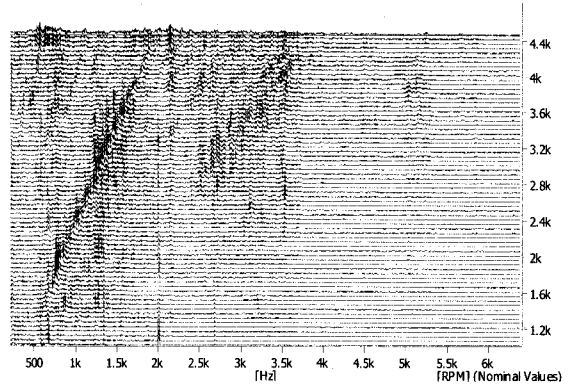


Fig. 8 Waterfall plot for the noise spectrums of the modified forklift

Fig. 2와 Fig. 8을 비교하면 모터의 각속도 3600 rpm에서의 큰 피크가 사라졌을 뿐만 아니라 전체적으로 진동신호의 크기가 작아졌음을 알 수 있다. 또한, 구조변경 전의 지게차의 소음 신호의 최대값이 34.6 mPa(A)이었는데, 구조변경 후에는 소음의 최대값이 22.4 mPa(A)으로 감소되어 약 35%의 소음 저감을 달성하여 목표치인 74.0 dB(A) 이하인 평균 약 71.5 dB(A)의 성능을 확보하였다.

## 5. 결 론

이 연구에서 지게차의 구동부에서 발생하는 소음 원인을 규명하고 이를 감소시키는 방안에 대하여 강구하였다. 지게차의 소음 발생 원인은 감속기와 모터를 연결하는 연결부의 취약으로 인하여 구동 모터의 입력축에 의한 가진이 동력전달계 즉, 감속기의 기어 및 축계 시스템으로 전달되어 기어몰림주파수를 발생시키고 이는 변형에 관련된 감속기 하우징의 고유진동수와 일치하여 발생하는 구조 공진에 의한 소음 증폭 현상임을 확인하였다. 공진을 회피하기 위하여 구동부의 감속기와 구동 모터부를 연결하는 연결부의 두께 및 가로방향의 폭을 조정하는 구조변경을 수행하여 최대 소음값을 기존의 구조보다 3.2 dB(A)감소시켰다.

## 후 기

이 논문은 2007년도 2단계 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었음.

참 고 문 헌

- (1) Kim, W. H., Joo, W. H. and Kim, S. K. 2004, "Vibration Characteristics and Countermeasures of a Transaxle Type Forklift Truck", Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 912~918.
- (2) Lee, D.-I., Choi, H.-W., Park, K.-B., Lee, S.-K., 1996, "Dynamic Response Optimization for Vibration Reduction of the Fork-lift Truck", Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 155~160.
- (3) Choi, Y.-S., Shin, Y.-H. and Kim, G.-B., 1994, "Whine Vibration in Gear Drive", Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 18, No.12, pp. 3246~325.
- (4) Lee, D. I., Min, K. P., Kim, N. I. and Lee, S. K., 1999, "Vibration Reduction of Steering Wheel and Frame of the Industrial Forklift Truck", Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 533~538.
- (5) Shin, J.-K., Shim, J.-W., Hwang, S.-J., Park, G.-J., 2003, "Structural Analysis and Optimization of a Low Speed Vehicle Body", Transactions of KSAE, Vol. 11, No. 4, pp. 68~78.
- (6) Smith, J. D., 2003, "Gear Noise and Vibration", Marcel Dekker, Inc.
- (7) James I. Taylor, 2000, "The Gear Analysis Handbook", VCI.
- (8) Lee, J.-Y., Lee, S.-K., Jo, Y.-K. and Kim, J.-Y., 2006, "Identification of the Interior Noise Generated by SUV Axle and Modification of the Structural on Axle System for Noise Reduction", Transactions of The Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 6, pp. 582~592.