

전동식 지게차의 진동저감에 대한 연구

A Study on the Vibration Reduction of a Forklift with an Electric Motor

박철준* · 임형빈* · 정진태†
Chuljun Park, Hyungbin Im and Jintai Chung

(2007년 8월 30일 접수 ; 2007년 10월 8일 심사완료)

Key Words : Electronic Forklift(전동식 지게차), Vibration Identification(진동 규명), Vibration Reduction(진동 저감), Structure Modification(구조 변경)

ABSTRACT

In this paper, vibration sources of an electric forklift are identified and the forklift vibrations are reduced by structural modification. For vibration identification, vibration signals are measured by an accelerometer when the forklift is moving. These signals are presented in a waterfall plot in order to find the dependency of frequency components on the forklift speed. It is found that main vibration source is tire pattern excitation. From some experiments and finite element analyses, it is also found that resonances occur because the natural frequencies of the forklift exist in usual driving speed range. To shift the natural frequencies outside the driving speed range, the connection parts between main body and loader are modified to increase stiffness. It is verified that considerable amount of vibration are reduced by the structural modification.

1. 서 론

현대 산업사회에서 지게차는 산업의 발달로 인하여 물류를 운송하는 수단으로서 매우 중요한 역할을 하며 매년 그 수요가 증가하고 있다. 하지만 지금까지의 지게차는 작업수행 시 발생하는 과도한 진동으로 인하여 물류의 운반 및 하역 작업의 효율을 저하시키고, 이러한 과도한 진동에 작업자가 장시간 노출되어 있을 때 건강에 악 영향을 미쳤다. WBV의 자료에 의하면 6톤급 지게차의 RMS값이 1.89 m/s^2 를 넘지 말아야 한다고 한다. 이러한 이유로 인하여 산업체에서는 저진동 지게차를 개발하기 위한 노력을 활발히 진행하고 있다. 연구개발을 통한 지게차

의 성능향상을 위해 선진국에서는 지게차의 진동에 영향을 미치는 인자를 파악하고 이를 설계 단계에서부터 적용하기 위한 연구를 활발히 진행하고 있으나, 저진동 지게차에 대한 기초 기술이 부족한 국내에서는 이에 대한 본격적인 연구가 진행되고 있지 않은 실정이다⁽¹⁾.

지게차의 진동의 주요 발생 원인은 지게차를 이루고 있는 프레임, 모터, 동력 전달계로 구성된 지게차의 요소품의 변동 가진력, 무게중심의 불균형, 프레임의 구조적 결함 등으로 매우 다양하다. 특히 프레임, 모터, 동력 전달계로 구성된 시스템에서 프레임은 지게차의 핵심부품으로 지게차를 지지하는 중요한 역할을 하지만 운전영역 안에 고유진동수가 존재할 때 변형에 의한 공진이 발생할 수 있다. 또한, 모터나 타이어의 패턴에 의해서 변동 가진력이 발생하여 동력 전달계 및 프레임을 통하여 공진을 유발하여 진동이 발생할 수도 있다⁽²⁾.

† 교신저자 : 정희원, 한양대학교 공학대학 기계공학과
E-mail : jchung@hanyang.ac.kr
Tel : (031)400-5287 FAX : (031)406-5550

* 한양대학교 일반대학원 기계공학과

기존연구로는 지게차의 엔진에서 나오는 가진력이 마스트와 프레임으로 전달되는 진동을 유한요소해석 모델과 강제 진동 해석을 통하여 원인을 규명하였으며⁽¹⁾, 자체에서 조향휠까지의 진동 전달경로를 개선 상대로 설정하여 실험적인 방법으로 해결을 하였다⁽²⁾. 또한, 지게차를 포함한 저속 차량의 프레임에 대한 구조해석 및 구조최적설계를 통하여 구조성능을 향상시켰다⁽⁶⁾.

이 연구의 목표는 지게차 속도 10~20 km/h 구간에서 지게차에서 발생 하는 진동을 원인 별로 규명하고, 프레임, 모터, 동력전달계 등에 대한 진동 저감 대책을 강구하여 진동을 감소시키는 것이다. 이를 위하여 지게차에서 발생하는 진동을 여러 가지 실험적 방법을 통해 측정하고 측정된 시간 영역 혹은 주파수 영역의 데이터로부터 프레임, 모터, 동력 전달계 등의 진동원을 규명하였다. 이들 각 부품이 시스템의 전체 진동에 끼치는 영향을 차등화하여 각 부품이 발생시키는 진동의 주파수 범위와 크기를 평가함과 동시에 지게차의 속도에 따른 영향을 평가하였다. 또한, 진동의 발생 요인을 분류하고 진동을 줄일 수 있는 대책을 강구하였다. 특히, 모터나 타이어의 패턴에서 나오는 변동 가진력에 대하여 동력 전달계 및 프레임 등이 지게차 진동에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하여 구조 진동에 대한 공학적인 모델을 정립하였다. 정립한 모델을 이용하여 진동을 발생시키는 각 영향 인자에 대한 파라미터 연구(parametric study)를 수행하여 진동발생 메커니즘을 규명하고 이를 바탕으로 지게차 진동 저감 대책을 강구하였다.

마지막으로, 프레임, 모터, 동력 전달계 이외의 다른 요소품들에 대하여 동특성 변화를 통한 진동저감 방안을 강구하고 저진동 지게차를 개발하기 위한 설계 방안을 제시하였다. 이 연구에서 도출된 각종 진동을 감소시킬 수 있는 방안을 두산 인프라코어와 협의하여 설계에 반영하고 시제품을 제작하여 목표 진동레벨 달성여부를 평가하는 측정을 시행하였다. 그리고 측정 결과를 분석하여 각종 진동 저감 안에 대하여 평가하여 설계 개선 자료로 활용될 수 있도록 하였다.

2. 지게차의 진동신호 분석

지게차에서 발생하는 진동의 원인을 분석하기 위하여, 지게차가 운행하는 동안 차체의 진동신호를 채집하여 분석하였다. 지게차의 진동신호를 채집하기 위한 실험 장치는 Fig. 1과 같다. 가속도계를 운전석이 장착되는 차체 상부에 부착하여 가속도계로부터 차체의 진동신호를 채집하였다. 가속도계에서 채집된 진동신호가 미약한 전하신호이기 때문에 증폭된 전압신호로 바꿀 필요가 있어서 상태증폭기(conditioning amplifier)를 사용하였다. 그리고 지게차의 속도에 대한 정보를 얻기 위하여 모터의 속도를 타코미터로 측정하였다. 증폭된 진동신호를 기록 장치에 저장하고 난 후, 주파수분석기를 이용하여 진동신호를 분석하였다.

지게차가 정지하고 있는 상태에서 운전속도가 16 km/h에 이르는 동안에 연속적으로 진동신호를 채집하여 속도에 대한 주파수 성분의 변화를 분석하였다. Fig. 2는 운전석 부근의 차체 상판에서의 진동신호에 대한 일련의 파워 스펙트럼(power spectrum)을 나타낸다. 이와 같이 일련의 파워 스펙트럼(power spectrum)을 중첩하여 나타내는 방식을 워터폴 플롯(waterfall plot)이라 한다. Fig. 2에서 가로 방향의 좌표축은 Hz로 표시된 주파수를 나타내고, 깊이방향의 좌표축은 전동기 즉 모터의 회전속도를 분당 회전수인 RPM을, 세로방향의 좌표축은 m/s^2 으로 표시된 진동신호의 크기를 나타낸다.

Fig. 2에서 나타나는 진동 피크를 분석하기 전에 지게차 모터의 각속도, 타이어의 각속도와 지게차의 운전속도의 관계를 파악할 필요가 있다. 전동식 지게차에서는 모터의 회전이 위성치차를 이용하는

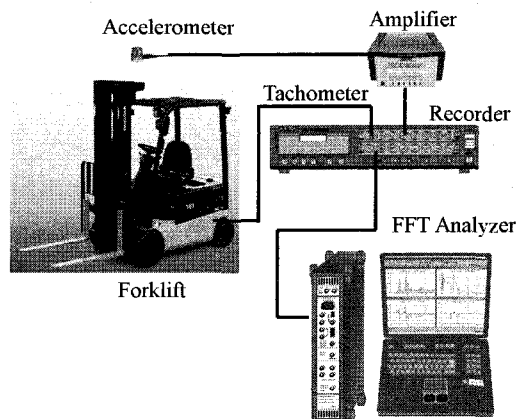


Fig. 1 Experimental setup for signal analyses

감속기에 의해 감속이 되어 타이어를 구동한다. RPM으로 표현된 모터의 각속도를 Ω_m 라 하고, Hz로 표현된 타이어 회전수를 f_t , 감속비를 γ 라 하면 Ω_m 과 f_t 사이에

$$f_t = \Omega_m / 60\gamma \quad (1)$$

가 성립한다. 지게차의 운전 중에 진동 발생요인은 모터의 회전과 타이어의 회전에 주로 기인한다. 특히, 타이어는 미끄러짐을 방지하기 위해 타이어 패턴이라 불리는 홈(groove)이 존재하는데 지게차의 주요 가진원이다. 타이어 홈의 개수 즉, 타이어 패턴 수가 N 이라고 하면, 타이어에 의한 가진주파수는 타이어 패턴수와 타이어 회전수의 곱인 Nf_t 가 된다. 다시 말해, 타이어에 의해서 지게차에 가해지는 주파수 f 는

$$f = N\Omega_m / 60\gamma \quad (2)$$

로 표현될 수 있다. 한편, 지게차의 운전속도인 선속도 v 를 km/h로 표현하고, 타이어 반경 R 을 m로 표현하면, 속도 v 를 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$v = 3\pi R\Omega_m / 25\gamma \quad (3)$$

운전속도에 따른 지게차의 진동의 변화를 나타내는 Fig. 2에서의 피크들이 위에서 언급한 관계식을 가지고 설명된다. 이 연구의 대상인 지게차의 감속비는 $\gamma=21.755$, 타이어 패턴수는 $N=18$ 이고, 타이어의 반경은 $R=0.277$ m이다. Fig. 2에서 가장 큰 피크는 모터 각속도 3,150 RPM에서 발생하는데, 이때 지게차의 운전속도는 식 (3)에 의해서 15.1 km/h에 해당한다. 그리고 이때의 가진 주파수는 식 (2)에 의해서 43.4 Hz로 계산된다. 실차 테스트에서 지게차의 속도가 약 15 km/h일 때 진동이 가장 큰 사실을 확인하였고, Fig. 2에서 볼 수 있듯이 43.4 Hz일 때 피크가 가장 큼을 알 수 있다. 같은 방법으로 모터 회전수가 2,250 RPM일 때, 즉 지게차 속도가 10.8 km/h일 때, 두 번째로 큰 피크가 31.0 Hz에서 발생함을 확인할 수 있다. 그리고, 모터 회전수 2,763 RPM(지게차 속도 13.3 km/h)일 때 세 번째 큰 피크가 38.1 Hz에서 발생됨을 알 수 있다. 위의 사실들을 종합하면 Fig. 2의 워터폴 플롯은 31.0 Hz, 38.1 Hz와 43.4 Hz에서 피크를 갖고 있으며,

이 진동수에서의 진동은 지게차의 타이어 패턴에 의해 발생된다.

Fig. 2에서 볼 수 있는 31.0 Hz, 38.1 Hz와 43.4 Hz 부근에서 진동이 구조물의 공진에 의해 발생할 가능성이 크기 때문에, 이를 확인하기 위하여 충격 햄머 테스트를 수행하였다. 구동되지 않는 정지상태의 지게차에 햄머로 충격을 가하고 운전석 부근의 차체 상부에 부착된 가속도계로 진동신호를 채집하였다. 지게차를 충분히 가진 할 만큼 큰 충격력을 측정하는 계측용 햄머가 없어서 일반 햄머를 사용하였다. Fig. 3은 가속도계로부터 채집된 진동신호를 주파수 영역에서 변환시킨 스펙트럼이다. Fig. 3에 볼 수 있듯이 약 23 Hz, 28 Hz와 45 Hz 부근에서 피크가 나타난다. Fig. 3에서 피크가 나타나는 주파수들은 Fig. 2의 피크의 주파수 31.0 Hz, 38.1 Hz와 43.4 Hz와 약간의 차이가 난다. 이러한 차이는 충격의 입력신호를 채취하지 않고 실행한 간이적인 충격 햄머 테스트 방법에 기인한 것과 워터폴 플롯에서 나타난 최대 피크는 주파수 대역에서 최대값을 적용하여 발생한 차이로 추정되며, 이 차이가 지게차 운전시에 발생하는 진동이 지게차 구조의 공진이라고 결론 내리는데 큰 걸림돌이 되지 않는다.

3. 강체모드 진동해석

앞 절에서 확인한 공진이 지게차의 차체를 강체로, 타이어를 스프링과 감쇠로 가정한 강체운동에 의해 발생되는지를 검증하였다. Fig. 4의 지게차의 강체 모델에서 보듯이, 앞 타이어와 뒤 타이어를 스프링 상수 k_1 과 스프링 상수 k_2 를 갖는 스프링으로

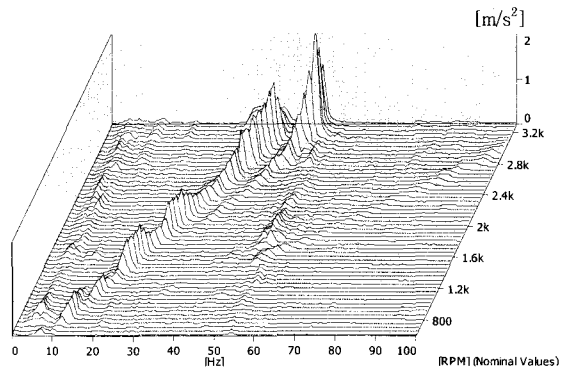


Fig. 2 Waterfall plot for vibration of the forklift

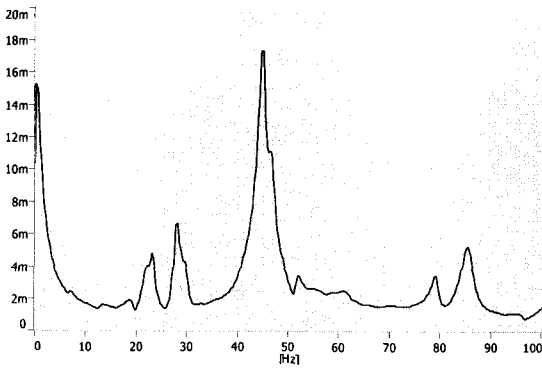


Fig. 3 Frequency response function of the forklift

각각 모델링하였다. 그리고 지게차 무게중심에서 뒤 타이어와 앞 타이어까지 x 방향의 거리를 각각 a 와 b 로 나타내었고 무게중심에서 왼쪽과 오른쪽의 타이어까지의 거리를 c 와 d 로 나타내었다. 지게차의 강제운동을 단순화하고 선형변위가 z 만 있다고 가정하였고, x 와 y 방향 회전변위를 θ_x 와 θ_y 만 존재한다고 가정하였다. 이러한 가정은 정지하고 있는 지게차의 진동과 관련된 운동을 기술하는데 일반적으로 채택되고 있다. WBV에서도 지게차를 실험할 때 주요 운동방향을 z 축이라고 정하고 있다.

라그랑지 방정식을 이용하여 강제운동을 하는 지게차의 운동방정식을 유도하였다. 지게차의 운동에너지와 위치에너지를 z, θ_x 와 θ_y 로 표현한 후, 이들을 라그랑지 방정식에 대입하여 얻어진 운동방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{z} + 2(k_1 + k_2)z + 2(ak_2 - bk_1)\theta_y = 0 \quad (4)$$

$$I_{xx}\ddot{\theta}_x + (c^2 + d^2)(k_1 + k_2)z + \theta_x = 0 \quad (5)$$

$$I_{yy}\ddot{\theta}_y + 2(ak_2 - bk_1)z + 2(a^2k_2 + b^2k_1)\theta_y = 0 \quad (6)$$

여기서, m 은 지게차의 질량이며, I_{xx} 와 I_{yy} 는 x 와 y 방향의 질량관성모멘트를 나타낸다.

식 (4)~(6)에 대하여 고유치해석을 수행하면 지게차의 강제운동에 의한 고유진동수를 구할 수 있다. 고유치해석에 사용된 지게차의 물성치는 $a=1.7$ m, $b=1.6$ m, $c=d=0.6$, $m=8,257$ kg, $I_{xx}=2.4 \times 10^3$ kgm², $I_{yy}=11.8 \times 10^3$ kgm², $k_1=1,700$ kN/m, $k_2=981$ kN/m이다. CAD 프로그램을 이용하여 지게차의 무게중심과 질량관성모멘트를 구하였고, 타이어

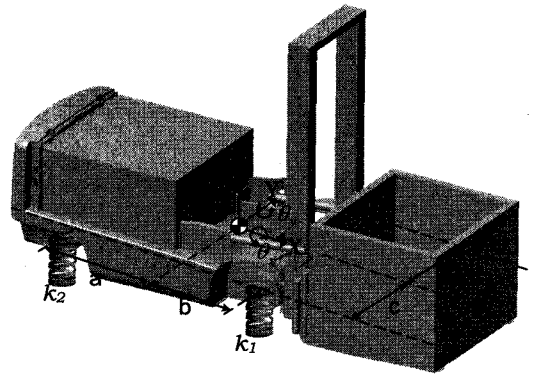


Fig. 4 Rigid-body modeling of the forklift

의 하중-변위 곡선으로부터 간접적으로 타이어의 스프링 상수를 도출하였다. 위의 물성치를 사용 한 고유치문제에서 얻어진 1차, 2차와 3차 고유진동수는 3.86 Hz, 4.70 Hz와 5.76 Hz이다. 따라서, 강제운동에 의한 공진이 지게차 운전속도 20 km/h 이하에서 발생하는 진동의 원인이 아니라는 사실을 확인하였다.

4. 유연체 진동해석

지게차가 구동되는 동안 발생하는 진동의 원인이 지게차 변형 모드의 고유진동수와 타이어 패턴에 의한 가진주파수의 공진임을 확인하기 위하여 지게차를 유연체로 간주하여 유한요소해석을 수행하였다. CATIA를 이용하여 솔리드 모델링을 한 후, 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 요소분할을 하여 유한요소해석을 수행하였다.

유한요소해석 모델에서 지면과 수직인 방향의 변위를 고정하고 지면과 수평인 면에서의 변위는 자유로운 경계조건을 부과하였다. 지게차의 변형에 가장 중요한 역할을 하는 차체, 축, 마스트, 포크, 타이어 부분을 실제 지게차와 같은 형상으로 유연체 모델링하고, 변형에 영향을 적게 주는 배터리 부분과 탑재부를 강체로 모델링하여 해석 시간을 단축하였다. 그리고 마스트를 사각 부재로 모델링하고 지게차의 루프를 제거하여 유한요소해석을 단순화하였다. 지게차의 형상을 모두 해석하기 때문에 해석 요소는 Solid45를 사용하였고, 전체적인 모드 형상을 보기 때문에 요소분할은 프리메쉬(free mesh)를 사용하였다. 유한요소해석을 통하여 얻은 고유진동수는 34.0 Hz,

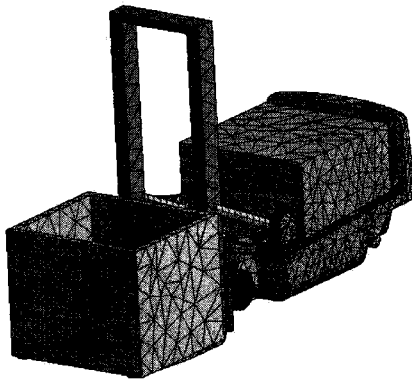


Fig. 5 Finite element model of the forklift

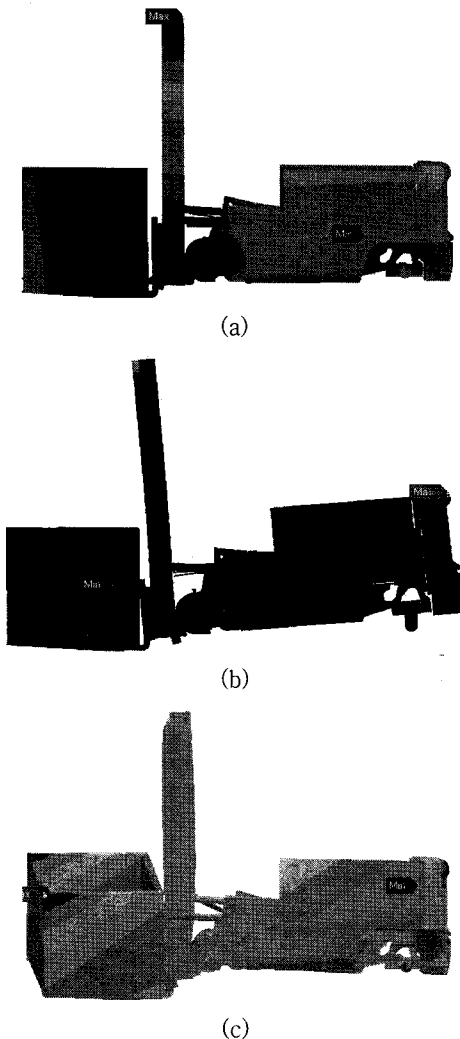


Fig. 6 Mode shapes of the forklift: (a) torsional mode, (b) vertical bending mode, and (c) horizontal bending mode

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

	Torsional mode	Vertical bending mode	Horizontal bending mode
Simulation	34.00 Hz	38.97 Hz	41.49 Hz
Experiment	31.25 Hz	38.13 Hz	43.75 Hz
Difference (%)	8.8	2.2	-5.2

38.9 Hz와 41.5 Hz이며, 각 고유진동수의 모드형상은 Fig. 6과 같다. 34.0 Hz에서의 진동 모드는 지게차 앞뒤를 관통하는 축을 중심으로 비틀리는 비틀림 모드(torsional mode)이고, 38.9 Hz의 진동 모드는 지게차 측면에서 보았을 때 위아래로 휘는 수직 굽힘 모드(vertical bending mode)이며, 41.5 Hz에서의 진동 모드는 지게차 지붕 쪽에서 관찰했을 때 탑재부가 좌우로 휘는 수평 굽힘 모드(horizontal bending mode)이다. 물론 비틀림 모드와 좌우로 휘는 모드는 서로 완전히 독립적인 모드가 아니며 서로 어느 정도 연성되어 나타난다. 이들 세 가지 모드의 고유진동수는 Table 1에서 볼 수 있듯이 Fig. 2에서 나타나는 피크의 주파수 31.0 Hz, 38.1 Hz와 43.4 Hz와 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

5. 진동저감을 위한 구조변경

앞 절에서 살펴본 바와 같이 지게차의 운전영역인 약 16 km/h 내에서 발생하는 진동은 변형 모드의 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 위해서 두 가지 방법이 있다. 하나는 지게차와 탑재부의 질량을 줄여 고유진동수를 높이는 방법이다. 지게차가 무거운 탑재 질량을 이동하는 목적을 가지고 있기 때문에 지게차의 차체와 탑재부의 질량을 줄이는 것은 현실적으로 불가능하다. 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 지게차의 탑재부와 본체부를 연결하는 연결부가 취약하여 발생한다. 따라서 연결부에 대한

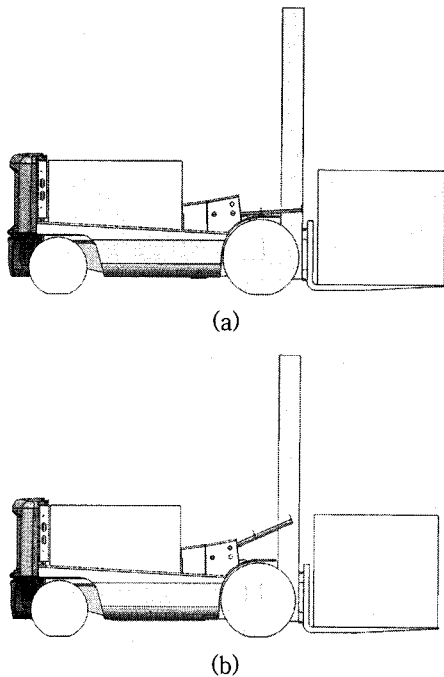


Fig. 7 Structural modification of the forklift: (a) before modification and (b) after modification

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

	Torsional mode	Vertical bending mode	Horizontal bending mode
Previous forklift	34.00 Hz	38.97 Hz	41.49 Hz
Modified forklift	43.12 Hz	45.09 Hz	52.99 Hz
Difference	9.12 Hz	6.12 Hz	11.5 Hz

구조변경을 수행하면 지게차 운전영역 안에서 공진을 회피할 수 있다.

변형에 의한 공진모드의 고유진동수를 높이기 위하여 지게차의 본체와 탑재부의 연결 부위를 보강하고 동시에 탑재부의 마스터와 본체를 연결하는 역할과 탑재부를 기울이는 역할을 하는 유압 실린더를 Fig. 7과 같이 각도를 20도 위로 조정하고 실린더의 반경도 증가시켰다. 이와 같은 구조변경을 반영한 지게차에 대하여 다시 유한요소해석을 수행한 결과, 비틀림 모드, 수직 굽힘 모드, 수평 굽힘 모드의 고유진동수가 각각 43.12 Hz, 45.09 Hz와 52.99 Hz로 증가하였다. Table 2에 정리된 것처럼 구조변경 전과 후를 비교하면 비틀림 모드에서 9.12 Hz, 수직 굽힘 모드에서 6.12 Hz, 그리고 수평 굽힘 모드에서 11.5 Hz의 고유진동수가 증가하였다.

유한요소해석의 결과에 진동저감의 가능성을 확인하고 앞서 언급한 구조변경을 실제 지게차에 적용하고 난 후 실차 테스트를 수행하였다. 2절에서 기술한 방법과 같은 방법으로 지게차가 정지한 상태에서 16 km/h로 가속하는 상태에서 운전석 차체 상단부에서 진동신호를 채집하여 워터폴 플롯을 작성하였다. 구조변경된 지게차의 워터폴 플롯은 Fig. 8과 같다. Fig. 2와 Fig. 8을 비교하면 모터의 각속도 3,150 RPM에서의 큰 피크가 사라졌을 뿐만 아니라 전체적으로 진동신호의 크기가 작아졌음을 알 수 있다. 구조변경 전의 지게차의 진동 신호의 최대값이 2.00 m/s^2 이었는데, 구조변경 후에는 진동의 최대값이 0.45 m/s^2 으로 감소되어 약 78%의 진동 저감을 달성하였다. 또한, RMS값을 비교한 결과 1.45 m/s^2 에서 0.67 m/s^2 로 57%의 저감을 달성하였다.

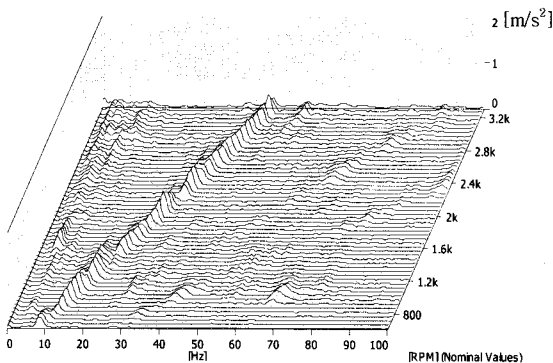


Fig. 8 Waterfall plot for vibration of the modified forklift

6. 결론

이 연구에서 지게차의 진동 원인을 규명하고 이를 감소시키는 방안에 대하여 강구하였다. 지게차의 진동 원인은 타이어 패턴에 의한 가진이 지게차 변형에 관련된 고유진동수와 일치하여 발생하는 공진임을 확인하였다. 공진을 회피하기 위하여 지게차의 본체와 탑재부를 연결하는 연결부와 탑재부의 각도를 조절하는 유압실린더의 각도와 반경을 조정하였다. 이와 같은 구조변경을 수행하여 최대 진동값을 78% 감소시키고, RMS값을 57% 감소시켰다.

후 기

이 논문은 2007년도 2단계 두뇌한국21사업에 의하여 지원됨.

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., Mim, 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.

(3) Ewins, D. J., 2000, Modal Testing: theory,

Practice and Application, Research Studies Press Ltd, Philadelphia.

(4) Lee, D. I., Choi, H. W., Park, K. B., Lee, S.K., 1996, "Dynamic Response Optimization for Vibration Reduction of the Forklift Truck", Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp.155~160.

(5) 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 no Axle System for Noise Reduction", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 6, pp. 582~592.

(6) Shin, J. K., Sim, J. W., Hwang, S. J. and Park, G. J., 2003, "Structural Analysis and Optimization of a Low Vehicle Body", Trans. of KSAE, Vol. 11, No. 4, pp. 68~78.

(7) Dary L. Logan, 2002, A First Course in the Finite Element Method, Brooks/Cole, USA.