

# 유한요소해석을 이용한 전동식 지게차의 진동저감

## Vibration Structure of an Electronic Forklift by Using the Finite Element Analysis

박철준\*·임형빈\*\*·정진태†

Chuljun Park, Hyungbin Im and Jintai Chung

**Key Words** : Electronic Forklift(전동식 지게차), Finite Element Analysis(유한요소해석), Vibration Reduction(진동 저감), Structural Modification(구조 변경)

### ABSTRACT

In this paper, vibration sources of an electric forklift are identified and the forklift vibrations are reduced by structural modification by using the finite element analysis. From some experiments, it is also found that resonances occur because the natural frequencies of the forklift exist in usual driving speed range. To vibration sources of the electric forklift, the modeling is designed by using a commercial 3D CAD program CATIA and the finite element model is designed by a using finite element analysis program ANSYS which can perform modal analysis of flexible mode. To shift the natural frequencies out side the driving speed range, the frame part, 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. 이러한 이유로 인하여 산업체에서는 저진동 지게차를 개발하기 위한 노력을 활발히 진행하고 있다. 연구개발을 통한 지게차의 성능향상을 위해 선진국에서는 지게차의 진동에 영향을 미치는 인자를 파악하고 이를 설계 단계에서부터 적용하기 위한 연구를 활발히 진행되고 있으나, 저진동 지게차에 대한 기초 기술이 부족한 국내에서는 이에 대한 본격적인 연구가 진행되고 있지 않는 실정이다.<sup>(1)</sup>

지게차의 진동의 주요 발생 원인은 지게차를 이루고 있

는 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.<sup>(2)</sup>

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

본 연구의 목표는 실험을 통하여 규명된 진동의 원인을 유한요소해석을 이용하여 지게차의 문제가 되는 모드를 규명하고, 진동 저감 대책을 강구하여 진동을 감소시키는 것이다.

실험에서 얻은 진동의 원인을 규명하기 위하여 유한요소해석을 통해 얻은 지게차의 유연체 모드를 이용하여, 프레임, 모터, 동력 전달계 등의 진동원을 규명하였다. 이들 각 부품이 시스템의 전체 진동에 끼치는 영향을 차등화하여

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

\* 한양대학교 일반대학원 기계공학과

\*\* 한양대학교 일반대학원 기계공학과

각 부품이 발생시키는 진동의 주파수 범위를 평가하였다. 또한, 진동의 발생 요인을 분류하고 진동을 줄일 수 있는 대책을 강구하였다. 특히, 공진주파수에 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 영향인자에 대한 파라미터 연구(parametric study)를 수행하여 진동발생 메커니즘을 규명하고 이를 바탕으로 지게차 진동 저감 대책을 강구하였다.

## 2. 유한요소해석을 위한 모델수립

지게차가 구동되는 동안 발생하는 진동의 원인이 지게차 변형 모드의 고유진동수와 타이어 패턴에 의한 가진주파수의 공진임을 확인하기 위하여 지게차를 유연체로 간주하여 유한요소해석을 수행하였다. 본 연구에 사용된 전동식 지게차의 유한요소 모델생성을 위한 전후처리 전문 소프트웨어는 CATIA를 사용하였으며, 해석은 ANSYS를 이용하였다. SOLID45를 이용하여 복잡한 형상을 상세하게 표현하였다. 지게차에 적용된 재료특성은 Table1과 같이 steel의 물성을 활용하였으며, 타이어의 재료특성은 S-N곡선과 고무의 물성을 활용하였다. 경계조건은 지면과 수직방향의 변위를 고정하고, 지면과 수평인 면에서의 변위는 자유로운 경계조건을 부과하였다. 전동식 지게차의 주요 부품인 엑슬, 모터, 마스트, 포크, 로더 부분은 Fig.1과 같이 실제 지게차와 같은 형상으로 구현하였고, 유연체 모드에 영향을 주지 않는

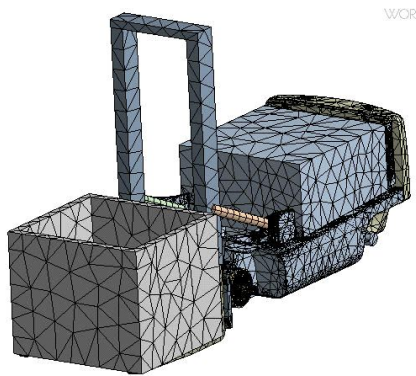


Fig.1 Finite element model

Table. 1. Material properties of forklift

	density (kg/m <sup>2</sup> )	young's modulus (Gpa)	Poisson's Ratio
steel	7800	200	0.3
rubber	1400	9	0.49

부품들은 각각 분포질량으로 처리하였다. 또한, 지게차의 본체와 마스트부분을 연결해주는 유압실린더의 체결방식은 고정으로 조건을 부여하고, 마스트와 로더와의 연결 부위도 유한요소해석에서는 고정으로 하였다. 실제 전동식 지게차 형상을 표현하기 위해 만든 각각 부품의 곡면처리는 해석시간에 크게 영향을 주기 때문에 제거를 하여 시간을 단축시키는데 노력을 하였다.

## 3. 유연체모드 진동해석

유한요소해석을 통하여 얻은 고유진동수는 34.0 Hz, 38.9 Hz와 41.5 Hz이며, 각 고유진동수의 모드형상은 Fig. 2와 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 쪽에

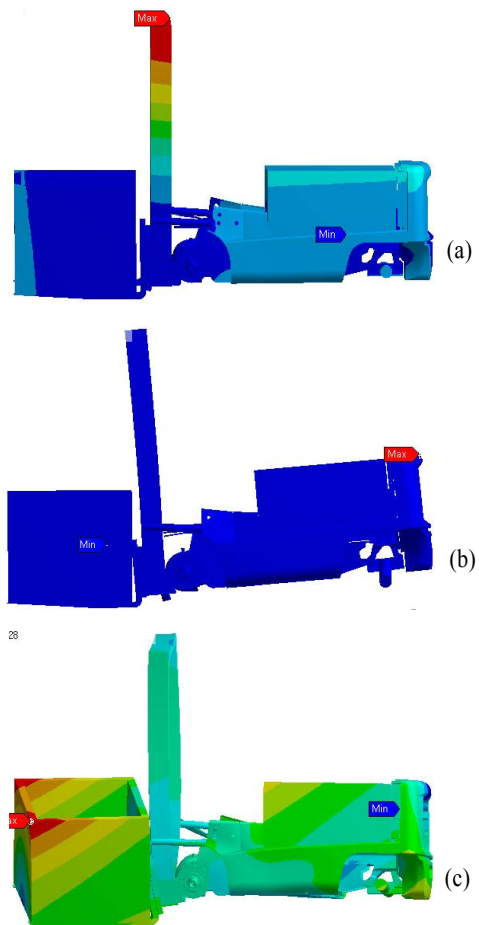


Fig. 2 Mode shapes of the forklift: (a) torsional mode, (b) vertical bending mode, and (c) horizontal bending mode

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

서 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 2에서 볼 수 있듯이 실험을 통하여 얻은 피크의 주파수 31.0 Hz, 38.1 Hz와 43.4 Hz와 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

#### 4. 진동저감을 위한 구조변경

전동식 지게차는 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 2 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. 2에서 보여 지듯이 변형에 의한 공진 모드는 지게차의 탑재부와 본체부를 연결하는 연결부가 취약하여 발생한다. 따라서 연결부에 대한 구조변경을 수행하면 지게차 운전영역 안에서 공진을 회피할 수 있다.

변형에 의한 공진모드의 고유진동수를 높이기 위하여 지게차의 본체와 탑재부의 연결 부위를 보강하는 방법으로 프레임 부분을 Fig. 3과 같이 프레임의 앞에 두 개의 판을 연결해주는 크로스바의 두께와 폭을 증가시키고 엑셀과 연결이 되는 부분의 윗면과 아랫면에 보강재를 만들었으며, 본체 프레임의 아랫면에 기존의 크로스바보다 폭을 증가시켰다. 동시에 탑재부의 마스터와 본체를 연결하는 역할과 탑재부를 기울이는 역할을 하는 유압실린더를 Fig. 4와 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, 수

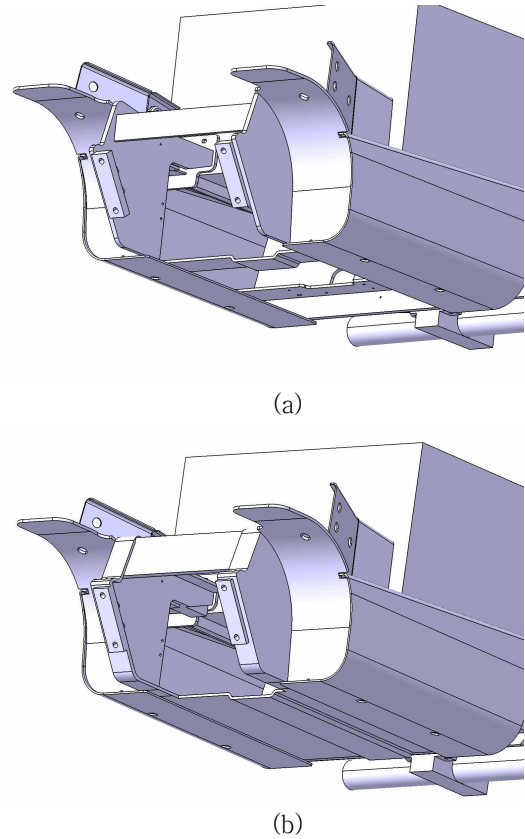


Fig. 3 Frame modification of the forklift: (a) before modification and (b) after modification

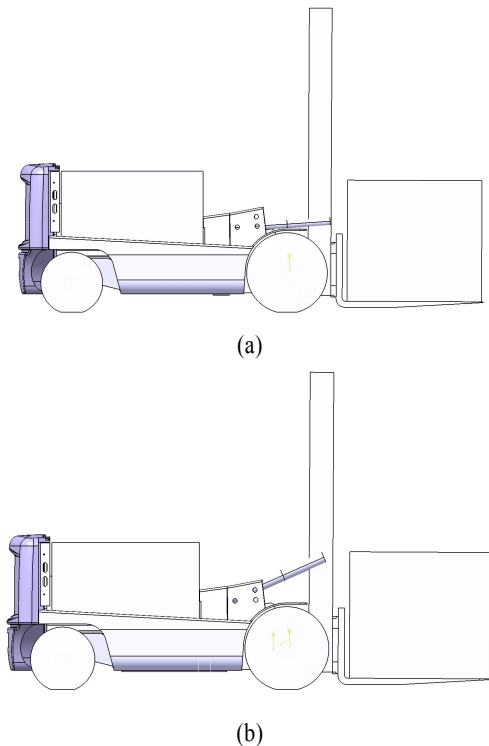


Fig. 4. Cylinder modification of the forklift: (a) before modification and (b) after modification

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

직 굽힘 모드에서 6.12 Hz, 그리고 수평 굽힘 모드에서 11.5 Hz의 고유진동수가 증가하였다. 유한요소해석의 결과에 진동저감의 가능성을 확인하였다.

## 5. 결 론

본 연구에서 유한요소해석을 이용하여 지게차의 진동 원인을 규명하고 이를 감소시키는 방안에 대하여 강구하였다. 지게차의 모델을 수립하기 위하여 모델링을 단순화하였고, 재료의 물성치를 경계조건에 맞게 부여하였다. 공진 주파수를 회피하기 위하여 2 가지 방법을 사용하였는데 첫 번째는 프레임부분에서 앞에 있는 프레임 판을 연결해주는 크로스바의 두께와 폭을 증가시키고, 액슬과 연결되는 부분의 윗면과 아랫면에 보강재를 넣어 강성을 증가시켰으며, 프레임의 아랫부분을 보강하였다. 두 번째는 지게차의 본체와 탑재부를 연결하는 연결부와 탑재부의 각도를 조절하는 유압실린더의 각도와 반경을 조정하였다. 이와 같은 구조변경을 수행하여 진동저감의 가능성을 확인하였다.

## 후 기

이 논문은 2007년도 2단계 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었음

## 참 고 문 헌

- (1) 김원현, 주원호, 김승규, 2004, "일체형 동력전달계를 가진 지게차의 진동 특성 규명 및 저감", 춘계학술논문집, 한국소음진동공학회, pp.912~918
- (2) 이동일, 민경필, 김낙인, 이승구, 1999, "산업용 지게차 조향 휠 및 차체 진동 저감", 추계학술논문집, 한국소음진동공학회, pp. 533~538
- (3) D. J. Ewins, 2000, Modal Testing: theory, practice and application, Research Studies Press Ltd, Philadelphia
- (4) 이동일, 최형우, 박근배, 이승구, 1996, "지게차 진동저

감을 위한 최적설계", 춘계학술대회논문집, 한국소음진동공학회, pp.155~160

(5) 이상권, 이주영, 조윤경, 김종연, 2006, "SUV용 액슬의 소음원 규명 및 소음 저감을 위한 액슬의 구조변경에 관한 연구", 한국소음진동공학회논문집, 한국소음진동공학회, 제 16권 제 6 호, pp.582~592

(6)박경진, 신경규, 심진옥, 황상진, 2003, "저속차량 차체의 구조해석 및 구조최적설계", Transactions of KSAE, KSAE Vol. 11, No. 4, pp.68~78

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