

실험적 방법을 통한 전동식 지게차의 진동저감에 대한 연구

The Study about Vibration Reduction of the Electronic Forklift on Experimental Methods

정진태† · 박철준* · 임형빈** · 문창기***

Jintai Chung, Chuljun Park, Hyungbin Im and Changki Moon

Key Words : Electronic Forklift(전동식 지게차), Variable Excitation(변동 가진력), Structure Vibration(구조 진동), Vibration reduction(진동 저감)

ABSTRACT

In this study, it is presented a vibration cause of an electronic forklift by a variable excitation through experimental methods. It is presented a vibration influence by a variable excitation and established an FE model about structure vibration. It is used an FE model and presented parameters causing the vibration. It is presented a mechanism causing the vibration of the electronic forklift and proposed a vibration reduction of the electronic forklift.

기 호 설 명

Ω_t	angular speed of tire (RPM)
Ω_m	angular speed of motor (RPM)
γ	gear reduction ratio
ν	forklift driving speed (km/h)
R_t	radius of tire (m)
ω_t	angular speed of tire (rad/s)
N_t	number of tire patterns

1. 서 론

현재 지게차는 산업의 발달로 인하여 물류를 운송하는 수단으로서 그 수요가 증가하고 있다. 이전의 지게차는 작업을 수행 시 진동으로 인하여 물류의 운반 및 하역 작업 효율에 영향을 미치며, 최근에는 과도한 진동에 작업자가 장시간 노출되어 있을 때 건강에 해롭다. 이러한 이유로 인

하여 산업체에서는 저진동 지게차를 개발하기 위한 노력을 활발히 진행하고 있다.(1) 이러한 성능향상을 위해 선진국에서는 저진동 지게차를 설계하기 위하여 지게차의 진동에 영향을 미치는 인자를 파악하고 이를 설계단계에서부터 적용하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있으나, 저진동 지게차에 대한 기초기술이 부족한 국내에서는 이에 대한 본격적인 연구가 실행되고 있지 않은 실정이다.

지게차의 진동의 주요 발생 원인은 Fig 1.1과 같이 프레임, 모터, 동력전달계로 구성된 지게차의 요소품의 변동 가진력, 무게중심의 불균형, 프레임의 구조적 결함 등으로 매우 다양하다. 특히 프레임, 모터, 동력전달계로 구성된 시스템에서 프레임은 지게차의 핵심부품으로 지게차를 지지하는 중요한 역할을 하지만 운전영역 안에 고유진동수가 존재할 때 탄성 모드가 일어나 진동이 발생할 수 있다. 또한 타이어로부터 변동 가진력이 발생하여 동력전달계 및 프레임을 통하여 공진을 유발하여 진동이 발생할 수도 있다.(2)

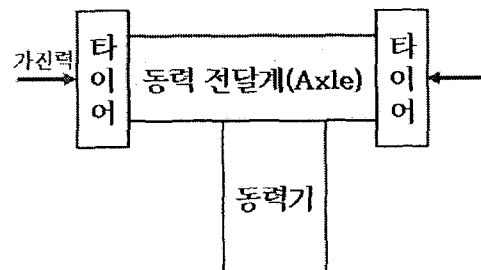


Fig 1.1 지게차 구조

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

* 한양대학교 일반대학원 기계공학과
** 한양대학교 일반대학원 기계공학과
*** 두산인프라코어 산업차량BG 연구개발3팀

본 연구를 수행함으로써 기대되는 효과는 실험적 측면에서 지게차의 진동원을 규명하고 이를 저감하기 위한 대책을 강구할 수 있는 기술이 정립되었다. 지게차의 진동을 규명하기 위한 다양한 실험적 절차와 방법을 체계화 하고, 측정 데이터를 분석하여 진동 발생 메커니즘을 규명하고 결론을 도출하는 일련의 과정에 대한 이해와 접근 기술을 정립하였다.

2. 지게차의 진동 응답 특성

2.1 지게차 주행 속도와 모터 각속도의 관계

본 연구 대상체인 전동식 지게차가 최대 하중일 때 속도가 증가함에 따라 진동이 큰 쪽으로 증가하는 경향을 보였다. 이에 따른 지게차의 모터 속도에 대한 지게차의 각속도비가 다음과 같이 정리가 된다.

$$\Omega_t = \frac{\Omega_m}{\gamma}$$

여기서, Ω_t 는 지게차 타이어의 각속도(RPM)를 나타내고, Ω_m 은 지게차 모터의 각속도(RPM)를 나타내며, γ 는 기어 감속비를 나타낸다. 이것을 토대로 하여 모터에 대한 지게차의 속도비를 나타내면 다음과 같이 나타낼 수가 있다.

즉,

$$\frac{1000}{3600} \nu = \omega_t R_t$$

여기서, ν 는 지게차의 구동 속도(km/h)이고, ω_t 는 타이어의 각속도(rad/s)이며, R_t 는 타이어의 반지름(m)을 나타낸다. 최종 지게차의 주행 속도와 모터의 각속도의 관계를 정리하면,

$$\nu = \frac{3\pi}{25} \frac{R \omega_m}{\gamma}$$

로 정리할 수 있다.

2.2 진동 신호 측정

(1) Signal Analysis

지게차의 진동 원인을 규명하기 위해 지게차의 소음 및 진동 신호를 Fig. 2.1과 같은 실험 장치를 구성하여 측정하였다. 지게차의 속도를 변화시키면서 속도에 대한 진동/소음에 대한 power spectrum을 측정하여 공진주파수를 분석하였다.(3)

(2) System Analysis

지게차의 프레임, 모터, 동력전달계 등으로 구성된 시스템 및 부품의 고유진동수와 고유모드를 측정하기위해 모

드실험이라 불리는 시스템 분석법을 적용하였다. 본 연구에서는 Fig 2.2와 같은 실험장치를 구성하여 충격해머(impact hammer)로 가진하고 가속도계(accelerometer)로 응답을 측정하여 진폭 및 위상정보를 이용하여 주파수응답함수를 구하고 이를 바탕으로 고유진동수와 고유모드를 추출하였다.

2.3 실험 결과의 분석

소음 및 진동의 신호분석을 통하여 주파수별 진동 기여도를 평가하였다. Fig 2.2와 같이 전동식 지게차의 주요 부분에 가속도계를 부착하였다. 지게차의 속도를 증가시켜가면서 일련의 power spectrum을 중첩하여 Fig 2.3과 같이 water-fall plot을 그리고, 이를 바탕으로 프레임, 모터, 동력전달계 및 작업자가 느끼는 부분인 seat side부분의 주파수 등을 분석하였다.(5)

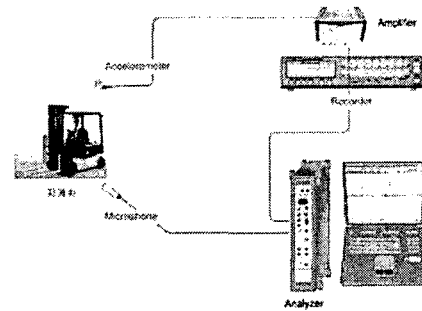


Fig 2.1 Experiment setup for signal analysis

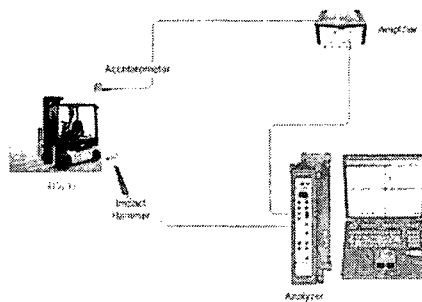
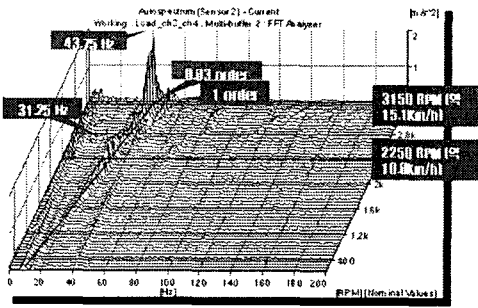


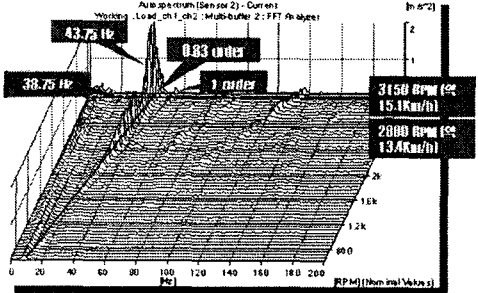
Fig 2.2 Experimental setup for the modal test using the Impact hammer



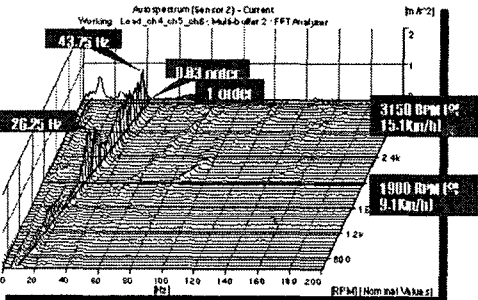
Fig 2.3 가속도계 부착 위치



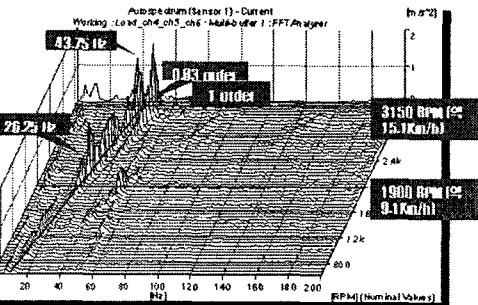
(a) Point 1에서의 신호 측정



(b) Point 2에서의 신호 측정



(c) Point 3에서의 신호 측정



(d) Point 4에서의 신호 측정

Fig 2.4 지게차 주행 실험 결과

교유진동수	20.25 Hz	31.25 Hz	38.13 Hz
모터 RPM	1800 RPM	2250 RPM	2750 RPM
지게차 속도	9.1 Km/h	10.8 Km/h	13.2 Km/h

Table 2.1 지게차의 주행 실험 결과

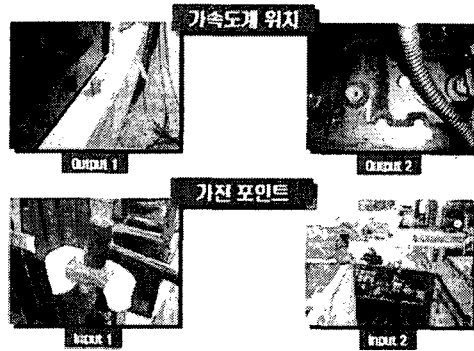
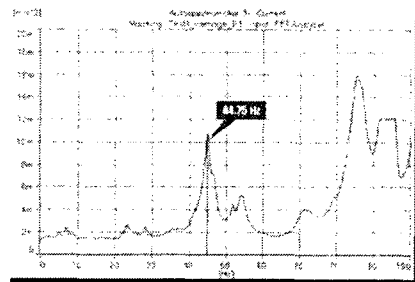
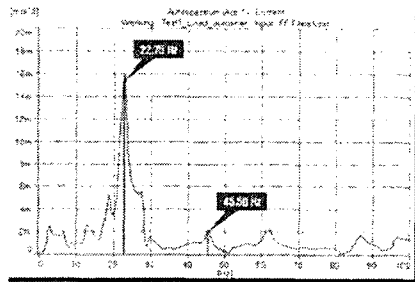


Fig 2.5 가속도계 부착 위치 및 가진 포인트



(a) output1에서 받은 신호



(b) output2에서 받은 신호

Fig 2.6 Impact 실험 결과

교유진동수	23Hz	28 Hz	44.75 Hz	45.5 Hz
-------	------	-------	----------	---------

Table 2.2 Impact 실험 결과

Fig 2.4에서 0.83order에서 속도가 증가함에 따라 특정 주파수에서 피크점이 발생하였다. 나타난 주파수는 Table 2.1 과 같이 나타났다.

여기서 0.83order라는 것은 지게차가 주행을 하면서 타이어의 패턴에 의한 order로서 전동식 지게차가 최대 하중일 때 진동이 발생하는 주요 원인이다. 이것을 식으로 정리하면 다음과 같다.

$$\Omega_i = \frac{\Omega_m}{\gamma}$$

와 같은 관계식을 이용하여 타이어 패턴을 N_i 이라고 했을 때 양변에 넣어서 정리를 하면,

$$N_i \Omega_i = \frac{N_i}{\gamma} \Omega_m$$

으로 정리가 된다. 여기서, 타이어 패턴 수가 18개이고, 감속비가 21.755라고 했을 때,

$$\frac{N_i}{\gamma} = \frac{18}{21.755} = 0.83$$

와 같은 order가 나온다.

또한, System Analysis를 통하여 지게차가 최대 하중조건일 때의 고유진동수를 측정하였다. 측정 위치 및 가진 위치는 Fig 2.5와 같고, 결과 그래프는 Fig 2.6과 같이 나타났다. Impact 실험 결과 Table 2.2와 같은 결과가 나왔다.

지게차의 진동 응답 특성에 대한 실험 결과 0.83order에 의한 주행 실험 영향력과 Impact 실험에서 영향력을 보았을 때 지게차의 고유진동수와 구동 주파수가 공진을 일으키는 것을 확인할 수 있었다.

3. 구조 해석

3.1 FE Modelling

새로 설계되는 지게차의 지진동 설계를 위하여 연구 대상체를 3D CAD 상용 프로그램을 이용하여 시뮬레이션을 실시하였다. 그림 Fig 3.1에서 보는 것과 같이 지게차의 형상은 프레임 및 동력 전달계의 형상은 연구 대상체와 같은 형상으로 구현하였고, 배터리 부분과, 하중은 질량체로 표현하였고 경계조건은 Free-Free 조건으로 하여 기존 지게차의 탄성 모드와 상대 비교를 실시하면서 시뮬레이션을 실시하였다.(5)(6)(7)

3.2 진동 저감 방안

시뮬레이션 결과 34 Hz 모드와 38.97 Hz 모드가 현재 지게차의 가장 문제가 되는 탄성 모드로 판명이 되었다. Fig 3.2에서 보는 것과 같이 34 Hz 모드는 프레임 구조에서 엑슬이 있는 부분이 비틀어지면서 변형이 일어났고, Fig 3.3에서 보는 것과 같이 38.97 Hz 모드는 프레임 구조에서 엑슬이 있는 부분에서 굽힘 변형이 일어났다.

4. 결론

Fig 4.1의 그림과 같은 타이어 패턴이 18개인 지게차에 대해서 타이어에 의한 변동 가진력에 대한 진동의 원인 및 진동 발생 메커니즘을 주행 실험 및 Impact 실험과 같은 진동 실험 측정과 FEM 구조해석을 통하여 규명을 하였고 지게차의 프레임 개선을 통하여 진동 저감 개선안을 내

놓았다.

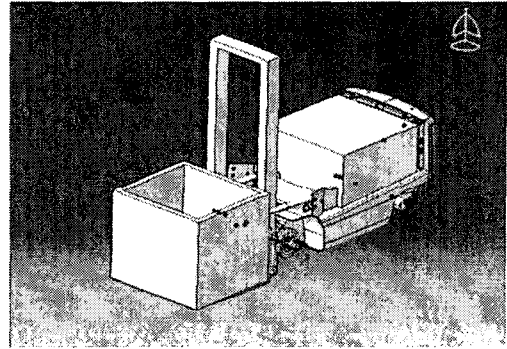


Fig 3.1 지게차 FEM

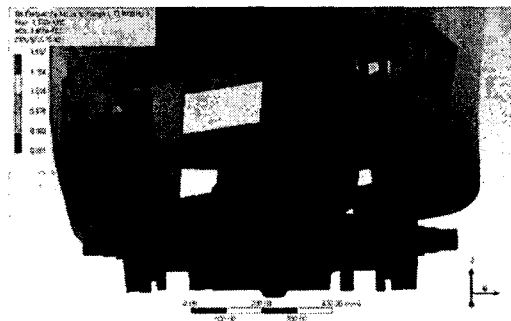


Fig 3.2 34 Hz 모드

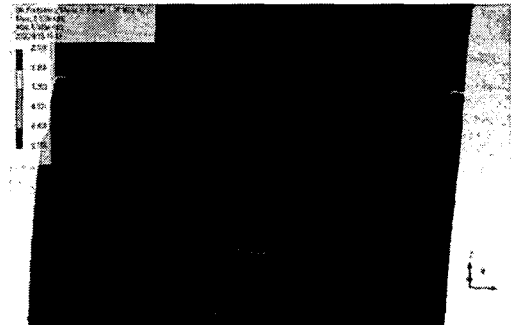


Fig 3.3 38.97 Hz 모드



Fig 4.1 전동식 지게차

후 기

본 연구는 산학협력과제로 두산인프라코어의 지원 하에 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 김원현 등, 2004, “일체형 동력전달계를 가진 지게차의 진동 특성 규명 및 저감”, 춘계학술논문집, 한국소음진동공학회, pp.912~918
- (2) 이동일 등, 1999, “산업용 지게차 조향 휠 및 차체 진동 저감”, 추계학술논문집, 한국소음진동공학회, pp. 533~538
- (3) 박근배 등, 1996, “지게차 진동저감을 위한 최적설계”, 춘계학술대회논문집, 한국소음진동공학회, pp. 155~160
- (4) D. J. EWINS, 2000, MODAL TESTING theory practice and application, Research Studies Press Ltd, Philadelphia
- (5) 이상권 등, 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 등, 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