

# 일체형 동력전달계를 가진 지게차의 진동 특성 규명 및 저감 Vibration Characteristics and Countermeasures of a Transaxle Type Forklift Truck

김원현\* · 주원호\*\* · 김승규\*\*\*

W.H.Kim, W.H.Joo and S.K.Kim

**Key Words :** Forklift truck(지게차), Vibration(진동), Transaxle type(일체형 동력전달계), Engine excitation force(엔진 기진력), Resonance(공진), Modal test(모드시험), ODS(진동응답형상), Identification(규명), Vibration reduction(진동저감)

## ABSTRACT

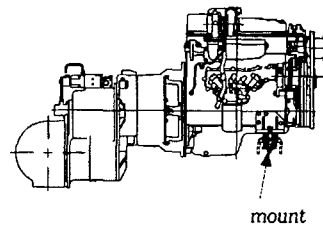
Main vibration problems of a transaxle type forklift truck are caused by the resonance of engine excitation force and natural mode shape of major components, such as engine-mount system, mast, and main frame. But, it is well known that the reduction of vibration is very difficult because of the limitation of structural modifications. In this paper, the vibration characteristics of engine-mast system including engine mount were firstly identified by the experimental and simplified numerical methods. And also, the free and forced vibration characteristics of a whole forklift truck were surveyed with modal test and ODS(operation deflection shape) measurement. Based on these results, the reliable finite element model was developed. Finally, various countermeasures were considered and applied to a real forklift truck and then its effects were confirmed.

## 1. 서 론

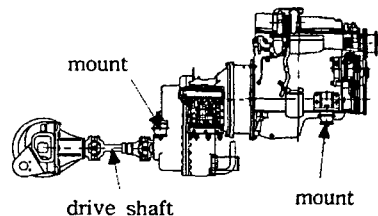
지게차에서 발생하는 진동의 주된 원인은 엔진 연소에 기인한 엔진 토크의 변동 가진력이 엔진 마운트 또는 변속기와 전륜축을 통해 프레임으로 전달되어 프레임 자체 또는 각종 주요 부품들의 고유진동 모드와의 공진에 의한 것이다[1]. 이로 인한 마스트(mast) 및 포크(fork) 등에서의 진동은 운반 및 하역 작업 효율에 영향을 미치며, 운전석에서의 과도한 진동에 작업자가 장시간 노출될 경우 건강에 지대한 영향을 미치게 되므로 최근 이에 대한 규제가 대부분의 국가에서 엄격하게 시행되고 있다[2][3].

이러한 진동이 지배적인 지게차에 있어서, 진동 저감 방안으로는 엔진 자체의 기진력을 줄이는 방법과 엔진 마운트의 최적 설계 그리고 프레임 등의 탄성 모드를 운전영역 밖으로 이동시키는 방안이 제시될 수 있다. 이들 중 엔진 기진력을 줄이는 것은 배기 가스 문제나 성능, 그리고 비용 등의 문제로 거의 불가능하므로 엔진 마운트와 프레임 및 각종 주요 부품들의 구조 변경 등이 주로 수행되고 있다.

연구 대상 지게차는 Fig. 1.1의 (a)에서 보듯이 동력전달계(powertrain : 엔진+변속기)가 프레임 앞단에 힌지(hinge) 조건으로 연결되어 있는 전륜축(drive axle)에 고정되어 있고 후방 좌우 2점에 고무 마운트로 고정되어 있는 일체형(transaxle 또는 half floated type)이다.



(a) 일체형 동력전달계(Transaxle or half floated type)



(a) 분리형 동력전달계(Full floated type)

Fig. 1.1 Powertrain types of forklift truck

분리형(full floated type) 동력전달계는 강제 거동을 하므로 마운트의 위치, 설치 각도, 강성 등의 설계 목표에 해석적인 접근 방법이 비교적

\* 현대중공업 선박해양연구소 동역학연구실  
E-mail : whkin@hhi.co.kr  
Tel : (052) 230-7404, Fax : (052) 230-5495

\*\* 현대중공업 선박해양연구소 동역학연구실

\*\*\* 현대중공업 건설장비사업본부 산차설계부

많이 알려져 있는 반면에 일체형은 동력전달계가 탄성 거동을 하고 엔진과 변속기 연결부의 강성, 전륜축과의 연결강성, 파워트레인 자체의 비틀림 강성 등에 대한 평가가 어렵기 때문에 실험적인 접근 이외에는 다른 방법이 없는 실정이다. 또한 대부분의 엔진 기진력이 전륜축과 연결된 지점으로 전달되어 분리형 동력전달계를 갖는 지게차에 비해 차체로 전달되는 기진력이 큰 것으로 알려져 있을 뿐[4] 이에 대한 연구도 거의 없는 형편이다. 이와 같은 단점에도 불구하고 4.5 톤 이하의 중소형 지게차에서 일체형을 많이 사용하는 이유는 작업장내에서 지게차의 기동성을 위해 지게차 전체 길이가 짧아야 하기 때문이며 높은 파워 및 원가 절감 등의 요구도 그 이유가 되고 있다.

국내에서의 진동 저감 노력으로는 엔진 마운트의 강성을 조절하여 운전 영역 아래로 공진역을 이동 시키는 방법[4]이나 진동 전달 측면에서 국부 구조물의 두께 또는 구조 변경으로 운전자가 느끼는 진동을 줄이기 위한 시도가 있었다[5].

본 연구에서는 지게차 각 부품들의 기본적인 진동 응답 특성과 마운트를 포함한 동력전달계-전륜축-마스트 시스템의 기진력 전달 특성 및 고유 진동 특성을 파악하였으며 공진을 유발하는 대표적인 진동 모드 및 이를 회피하기 위한 프레임 구조 보강 방안 등을 실험과 해석적으로 규명하고 이를 실차에 적용하여 진동 저감 효과를 확인하고자 하였다.

## 2. 지게차의 진동 응답 특성

4 행정, 4 기동 엔진에 있어서의 주된 기진력은 발란싱 되지 않은 2 차 external force 이다. 그러므로 계측된 대부분의 진동 응답에서는 몇몇 고차 성분과의 공진에 의한 진동 이외에는 2 차 성분이 지배적으로 나타난다. 공진과 관련된 지게차 각 부품의 진동 응답 특성을 파악하기 위하여 아이들(idle) 운전속도(약 730 rpm)에서 최대 운전 속도까지 운전 속도를 5 rpm 또는 10 rpm 간격으로 증가시키면서 주요 부품에서의 진동 응답을 계측하였고 그 결과를 Fig. 2.1 과 2.2 에 2 차 성분만 나타내었다. 그림에서 보듯이 약 780 rpm 에서의 진동이 지배적이며 이후 운전 속도에서는 진동이 나타나지 않는다. 엔진의 2 차 external force 가 운전 속도의 자승에 비례하는 기진력임을 감안할 때 이 영역에서 발생하는 진동은 마스트 또는 파워트레인 고유모드와의 공진에 의한 것임을 알 수 있다. Fig. 2.3 에서 보듯이 이러한 진

동 응답 특성은 프레임(frame), 전륜축, 운전석, 각종 조정 레버와 운전대가 설치되어 있는 카울(cow) 등에서도 거의 동일하게 나타난다. 참고로 계측 방향은 지게차가 진행되는 방향을 X 방향, 수직 방향을 Z 방향 그리고 수평 방향을 Y 방향으로 설정하였다.

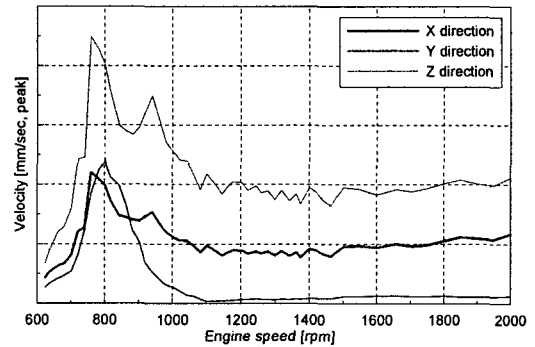


Fig. 2.1 Vibration responses of engine

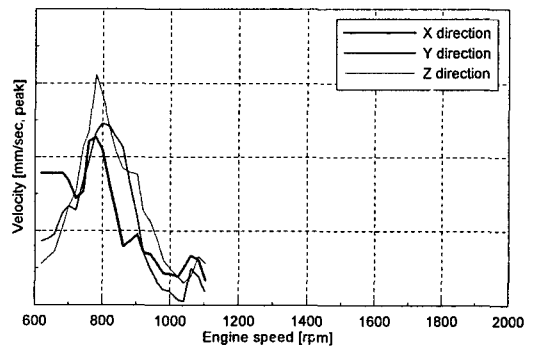


Fig. 2.2 Vibration responses of mast

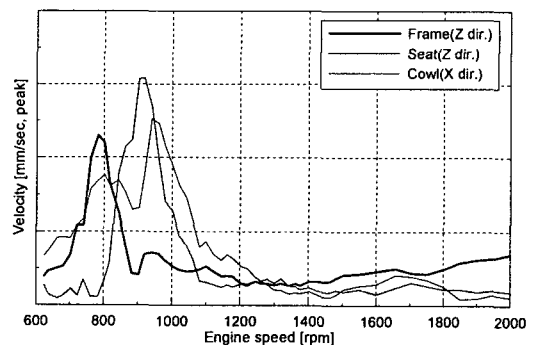


Fig. 2.3 Vibration responses of others

이상과 같이 약 750 rpm-800 rpm 사이에서 엔진 기진력과 공진을 일으키는 진동 모드를 파악하기 위하여 기진기 시험 및 충격 시험을 통한 모드 시험을 수행하였다.

### 3. 엔진-마스트계의 고유진동 특성

#### 3.1 기진기 시험

엔진 마운트를 포함한 엔진-전륜축-마스트 연결 시스템의 고유진동 및 진동 전달 특성을 파악하기 위해 4.5 톤 지게차에서 기진기 시험을 수행하였다. Fig. 3.1 은 이를 위해 지게차를 test rig 에 설치한 모습을, Fig. 3.2 는 기진기 시험의 개념도를 나타내었다.

여러 종류의 엔진 마운트에 따른 진동 모드를 파악하기 위하여 경도가 45 도, 46 도인 corn 형 고무 마운트와 경도가 55 인 doughnut 형 고무 마운트를 교체해 가며 시험을 수행하였다. 엔진 하단부에서의 가진에 대한 엔진 상단과 마스트 상단에서의 주파수응답함수를 Fig. 3.3 과 3.4 에 각각 나타내었다.



Fig. 3.1 Test rig of excitation test

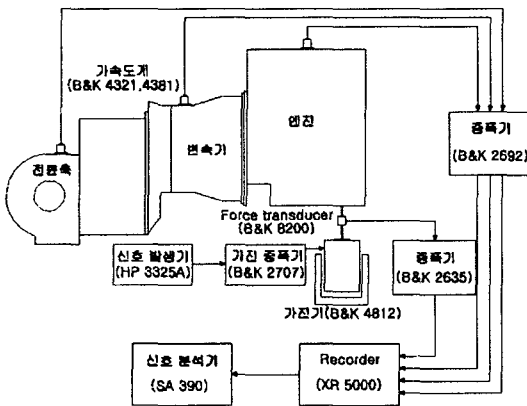


Fig. 3.2 Schematic diagram of excitation test

Fig. 3.3 에서 보면 마운트 경도 변화에 따라 크게 변하는 주파수 성분이 23.3, 25.1, 28.1 Hz 에 나타나고 있고 마운트와 상관없이 일정하거나 거

의 변화가 없는 주파수 성분이 약 21.5, 36.5 Hz 에서 나타나고 있다. 이것으로 볼 때 마운트 경도에 따라 변하는 성분들은 고무 마운트의 강성에 크게 지배를 받은 엔진 상하 모드로 판단된다. 또한 Fig 3.4 에서 보듯이 마스트에서의 응답이 동일한 양상을 보이는 것으로 보아 전륜축을 중심으로 엔진 상하 모드와 마스트가 강하게 연성되어 있는 것으로 판단된다. 이에 반해 변화가 없는 주파수 성분들 중 21.5, 36.5 Hz 성분은 엔진과 마스트의 전륜축을 중심으로 한 강체 모드로 판단되며 특히 21.5 Hz 성분은 전륜축의 강성에 지배를 받는 모드로 판단된다.

Fig. 3.4 의 34 Hz 성분은 엔진에서의 계측 결과에는 나타나지 않는 성분으로 전륜축을 경계로 하는 마스트 단독 모드로 판단된다.

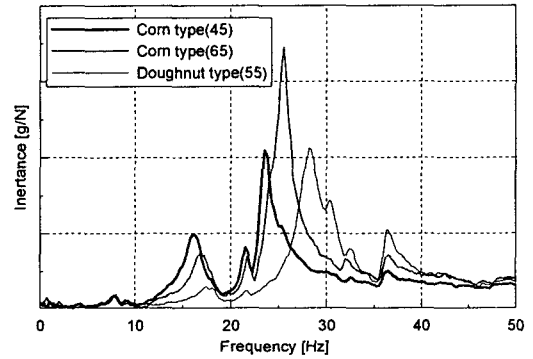


Fig. 3.3 Frequency response function at engine

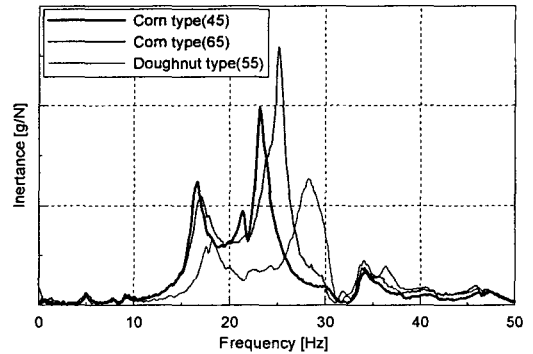


Fig. 3.4 Frequency response function at mast

#### 3.2 간이 해석 모델

3.1 절에서 얻은 결과를 바탕으로 마운트의 강성 변화에 따른 동력전달계 및 마스트의 진동 특성을 쉽고 빠르게 예측할 수 있는 간이 해석 모델을 구축하고자 하였다. 해석 모델은 Fig. 3.5 에서 보듯이 엔진은 강체로 가정하여 체적과 질량만 같도록 조정하였고 변속기와 전륜축 그리고 마스트

는 질량만 고려하여 강체 보요소(rigid beam element)로 모델링 하였다. 마스트에 장착되는 백 레스트(back rest), 포크는 집중질량으로 처리 하였다. 마운트 강성은 엔진 후방의 두 지점에 등가 병진 스프링으로 모델링 하였다. 마운트 강성 값은 corn 형 마운트의 경우 직접 정강성, 동강성 시험을 수행하여 얻은 결과를 사용하였으며 doughnut 형 마운트는 설계상의 정강성으로부터 동적계수(동강성/정강성)를 고려하여 구하였으며 경도 60 도의 고무 마운트에 해당하는 1.8 을 적용하였다[6]. 전륜축 양 끝단에는 타이어 강성을 역시 3 방향 병진 스프링으로 모델링 하였다.

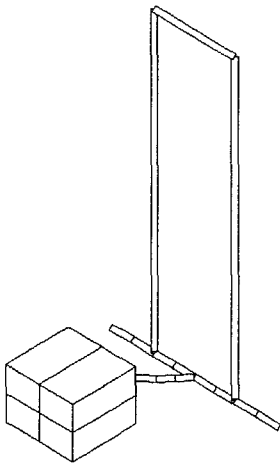


Fig. 3.5 Simplified finite element model for engine-mast system

Fig. 3.6 과 3.7 에는 대표적으로 경도 45 의 corn 형 마운트에 대한 계측 및 해석 결과를 나타 내었으며 해석 결과와 계측 결과가 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. 앞에서 21.5 Hz 성분을 전륜 축의 강성에 의한 모드로 판단하였는데 해석에서 는 이를 강체로 모델링 하였기 때문에 이 성분이 나타나지 않음을 알 수 있다.

동일한 모델을 사용하여 경도 65 의 corn 형과 doughnut 형 마운트에 대해서도 해석해 본 결과 동일한 결과를 얻을 수 있었다.

이와 같이 동력전달계 및 마스트의 동특성을 비교적 정확하게 예측할 수 있는 모델의 확보는 마운트 변경시 그 영향을 쉽게 파악할 수 있으며 역으로 계측 결과로부터 실제 마운트 강성의 추정도 가능함을 의미한다.

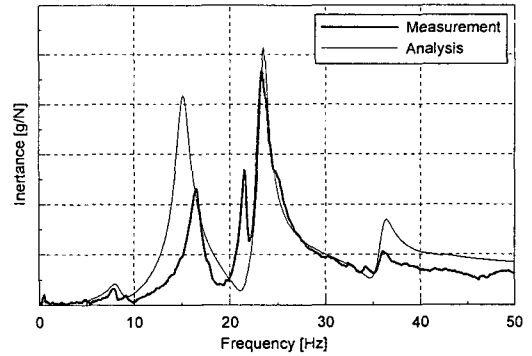


Fig. 3.6 Comparison of FRF at engine

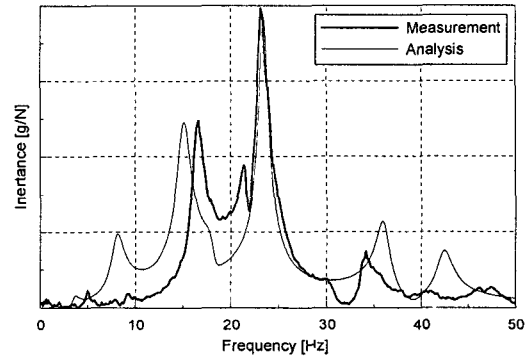


Fig. 3.7 Comparison of FRF at mast

#### 4. 실차 모드 시험

기진기 시험을 통한 동력전달계-마스트 시스템의 고유 모드 이외에 충격 시험을 이용한 모드 시험으로 지게차 프레임, 오버헤드가드(overhead guard), 카울 등을 포함한 전체 지게차의 고유모드 및 고유진동수를 파악하였다. 본 계측에 사용된 지게차는 경도 45 의 corn 형 마운트를 갖는 3.0 톤 지게차이다.

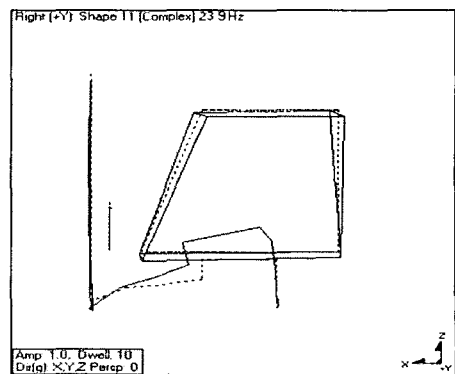


Fig. 4.1 Engine vertical mode(23.9 Hz)

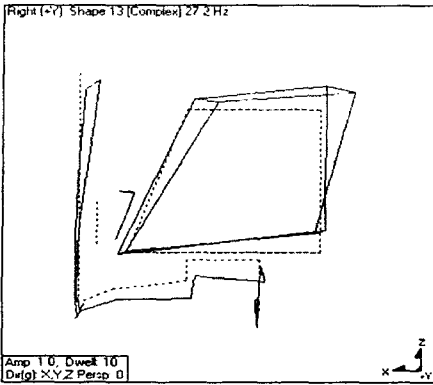


Fig. 4.2 Engine-mast coupled mode(27.2 Hz)

Fig. 4.1 과 4.2 에 대표적인 엔진 또는 엔진-마스트 연성 모드를 나타내었다. 3 장에서의 4.5 톤 지게차에 대한 기진기 시험 결과와 비교해 볼 때 엔진 무게 등의 차이로 조금의 차이는 있지만 연성 모드가 나타나는 현상은 동일하다.

이러한 결과들로부터 일체형 지게차에 있어서, 동력전달계-마스트 연성 모드와의 공진에 의한 진동이 지배적임을 알 수 있으며 진동 응답 계측과 연계해서 볼 때 이 모드에 의한 진동이 엔진, 마스트 뿐만 아니라 지게차 프레임 전체의 진동에 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 그러므로 동력전달계-마스트 연성 모드 또는 이와 관련된 프레임의 동적 거동을 제어하여 진동을 저감하기 위한 방안을 강구하였다.

## 5. 진동 저감 방안

### 5.1 마운트 경도 변경

진동 응답 계측 결과서 보듯이 지게차의 주된 진동 원인인 동력전달계-마스트 연성 모드는 이들 운전 속도 근처에 존재하며 기진기 시험 결과에서 보였듯이 엔진 마운트의 강성에 지배적인 영향을 받고 있다. 그러므로 이 모드를 운전 영역 아래로 이동 시키는 방안 즉 마운트 강성을 낮추는 방법이 적용될 수 있다[4]. 그러나 대상 지게차에서 운전 영역 아래로 모드를 옮기기 위해서는 약 42 도 경도의 마운트가 필요하나 정적 처짐량 및 노화에 따른 문제가 있어 적용하기에는 어렵다.

### 5.2 프레임 구조 변경

앞에서 언급하였듯이 일체형 지게차에서는 동력전달계와 프레임이 완전히 절연될 수 없고 2 장과 3 장의 결과에서 보듯이 동력전달계-마스트 연성

모드가 프레임과 밀접한 관계가 있는 것으로 볼 때 상호 연관성을 고려하여야 한다. 이와 같은 관점에서 단순히 카울 또는 백 레스트 등의 일부 부품들에 대한 보강 방안이 제시 될 수 있으나 그 효과는 크지 않는 것으로 확인되었다[7].

그러나 여러 가지 보강 방안을 적용하던 중 엔진 마운트 브라켓(bracket) 위치의 프레임 보강이 진동 저감에 상당한 영향을 미치는 것을 관찰하였다. 이에 그 원인을 파악하고 또한 프레임의 모드와 연관성을 정밀하게 확인하기 위하여 문제가 되는 운전속도 영역에서의 ODS(operation deflection shape)를 계측 하였다. Fig. 5.1 은 750 rpm 에서 3.0 톤 지게차의 ODS 계측 결과이며 동력전달계-마스트 연성모드와 거의 비슷한 주파수 영역에서 프레임 비틀림 모드로 판단되는 모드의 존재를 확인하였다.

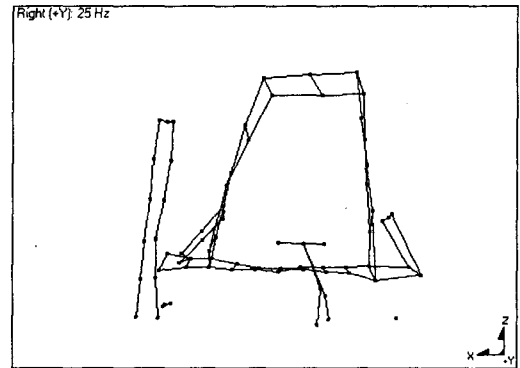


Fig. 5.1 ODS at 750 rpm(25.0 Hz)

이러한 모드가 이전의 모드 시험에서는 잘 나타나지 않았는데 그 이유는 마스트 또는 엔진 가진으로는 프레임의 비틀림 모드가 잘 가진이 되지 않기 때문인 것으로 판단된다.

이 모드를 해석적으로 규명해보기 위해 Fig. 5.2 에 보인 바와 같이 프레임 구조를 중심으로 지게차 전체 시스템에 대해 유한요소 해석모델을 구성하였다. 균형추(counterweight), 오버헤드가드, 백 레스트 및 포크 등은 집중질량으로 모델링 하였고 마스트는 등가 보요소로 모델링 하여 굽힘 모드까지 고려할 수 있도록 하였다. 동력전달계 및 엔진 마운트는 3 장의 간이 모델과 동일하게 모델링 하였다. 본 모델에서는 탄성 변형 모드만 고려하였기 때문에 타이어는 따로 모델링하지 않았다.

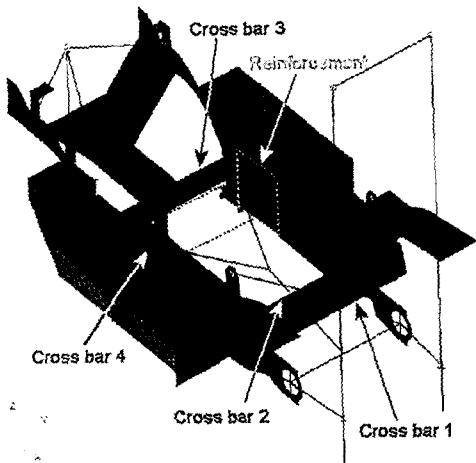


Fig. 5.2 Finite element model of forklift truck

Table 5.1 에는 위 해석모델에 의한 고유진동수 및 고유모드를 계측 결과와 비교하였으며 Fig. 5.3 에는 대표적으로 해석에서 구한 프레임 비틀림 모드를 나타내었다.

Table 5.1 Comparison of natural freq. and mode shape

Mode	Analysis	Test
Mast	17.2 Hz	17.5 Hz
Engine	22.9 Hz	23.9 Hz
Frame torsion	25.1 Hz	25.0 Hz
Powertrain-mast	29.4 Hz	27.2 Hz

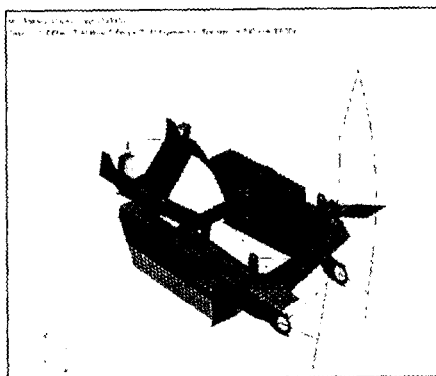


Fig. 5.3 Torsion mode of main frame

위 해석 모델을 가지고 Fig. 5.2 에 나타낸 바와 같이 엔진 마운트 브라켓이 고정 되는 양쪽 프레임에 대해 추가로 side plate 를 보강하는 방법과 기존 3 개의 cross bar 외에 cross bar 4 를 추가 하는 방안에 대해 해석적인 진동 저감 효과를 파

악하였고 그 결과를 Fig. 5.4 와 5.5 에 나타내었다. Fig. 5.4 는 엔진 중심의 Z 방향 가진에 대한 마스트 X 방향 주파수응답함수를 구한 것이고 Fig. 5.5 는 동일한 가진에 대한 프레임 내판에서의 Y 방향 주파수응답함수를 구한 것이다. 그림에서 보면 프레임 내판의 보강으로는 마스트에서의 진동 저감 효과가 없는 것으로 보이나 보강 지점(프레임 내판)에서의 응답은 크게 줄어 들을 알 수 있어 프레임 내판의 보강이 고유진동수의 이동 보다는 고유 벡터의 감소에 영향을 미치는 것으로 판단된다. Cross bar 를 추가로 보강할 경우는 마스트 및 프레임 내판의 응답이 문제가 되는 주파수 영역(약 25 Hz)에서 모두 감소하는 것을 알 수 있어 프레임 보강으로 인한 진동 저감 효과를 확인하였다.

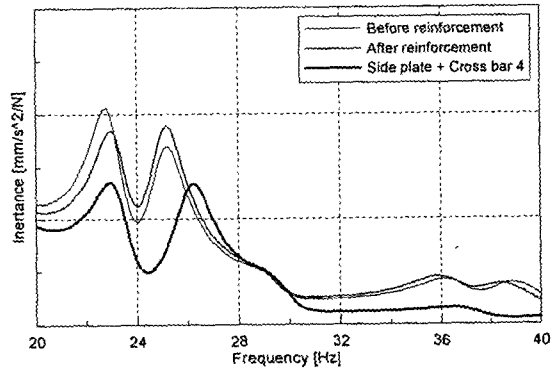


Fig. 5.4 FRF in mast(X dir.)

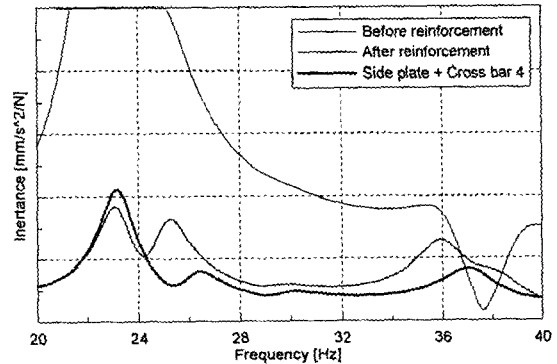


Fig. 5.5 FRF in frame(Y dir.)

3.0 톤의 실제 지게차에 적용된 프레임 보강 전후의 엔진 및 마스트에서의 진동 계측 결과를 Fig. 5.6 과 5.7 에 나타내었다. 아래 결과들은 엔진 마운트 브라켓 설치 위치의 프레임 내판만 side plate 로 추가 보강한 결과인데 두 계측 위치 모두 50% 이상 진동이 감소하였음을 알 수 있다.

또한 cross bar 4 를 추가하는 방안을 2.5 톤 지게차에도 실제 적용하여 본 결과 동일한 결과를 얻을 수 있었다.

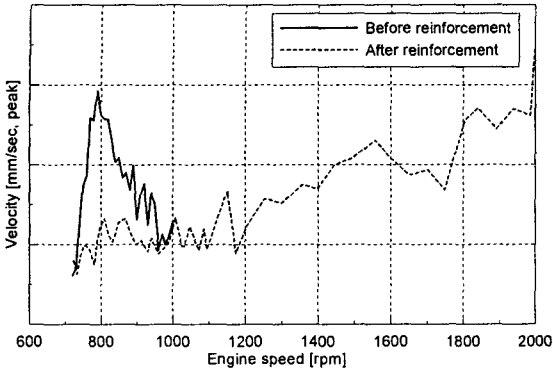


Fig. 5.6 Reduction of vibration in engine(Z dir.)

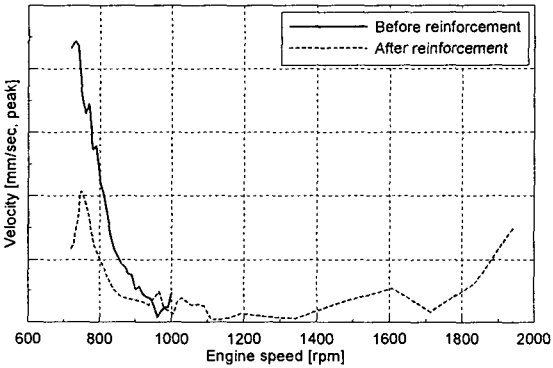


Fig. 5.7 Reduction of vibration in mast(X dir.)

## 6. 결론

일체형 동력전달계를 갖는 지게차에 있어서의 엔진 마운트를 포함한 동력전달계의 진동 특성을

시험 및 해석으로 규명하였고 이를 바탕으로 실제 현상을 잘 묘사할 수 있는 해석 모델을 구축하였다. 또한 엔진-마스트 연성 모드 외에 프레임의 비틀림 모드 또한 지게차의 전체 진동에 영향을 미침을 ODS 계측과 해석을 통하여 확인하였고 이 모드를 제어하기 위한 프레임 보강이 효과가 있음을 실차에 적용하여 확인하였다.

## 참고 문헌

- [1] M. Muller, U. Weltin, "The effect of Engine Mounts on the Noise and Vibration Behavior of Vehicles", SAE paper 940697, 1994.
- [2] ISO Std. 2631-1997, "Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration, 1997.
- [3] C.T.J. Hulshof, "The fate of Mrs Robinson : Criteria for recognition of whole-body vibration injury as an occupational disease", J. of sound and vibration, pp.185-194, 2002.
- [4] H.K.Jang, D.S.Kim, S.H.Lee, K.B.Park, "Vibration Analysis of Forklift Truck with a Half-Floated Power Train", Proceedings of Internoise 96, 1996.
- [5] 이 동일, 최 형우, 박 근배, 이 승구, "지게차 진동저감을 위한 최적 설계", 한국소음진동공학회, 춘계 학술대회논문집 pp.155-160, 1996.
- [6] "소음진동대책 핸드북", 집문사, 1983
- [7] 김 원현, 주 원호, "4.5 톤 지게차의 진동 특성 규명 및 저감 대책", HMRI 기술 보고서, HMRI-98-02-R021, 1998.
- [8] 주 원호, 김 원현, "지게차 엔진마운트 최적 설계에 관한 연구", HMRI 기술 보고서, HMRI-2000-03-R004, 2000.