

엔진식 지게차 작업 모드에 따른 연동해석 모델링 개발 및 검증

김진현¹⁾ · 안형주²⁾ · 안영철³⁾ · 이철희^{*3)}

인하대학교 기계공학과¹⁾ · 두산산업차량 시작시험팀²⁾ · 인하대학교 건설기계공학과³⁾

Development and Validation of Co-simulation Model in Engine Forklift Operation Mode

Jinhyun Kim¹⁾ · Hyungju An²⁾ · Youngchul An³⁾ · Chulhee Lee^{*3)}

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 22212, Korea

²⁾Proving & Evaluation Team, Doosan Corporation Industrial Vehicle BG, 468 Injung-ro, Dong-gu, Incheon 22503, Korea

³⁾Department of Construction Machinery Engineering, Inha University, Incheon 22212, Korea

(Received 28 October 2019 / Revised 14 January 2020 / Accepted 14 February 2020)

Abstract : The dynamic behavior of the standard forklift according to the various working modes must be analyzed. Especially, the vibration of the mast end must be analyzed as such vibration is the main cause of the dynamic load generated in the cylinders and the linkage parts during the lifting operation. In this study, virtual test simulation was done for the lifting operation mode, and the results were validated. The full range of dynamic models was considered in SIMCENTER 3D Motion, and the hydraulic circuit of the cylinders was modeled in AMESIM. A vehicle test was also performed, and the local z-acceleration and pitch degree in the inner mast, the hydraulic pressure in the main control valve, and the carriage displacement were measured for comparison with the simulation results. All the experiments on the two cases were performed using pneumatic and solid tires. In the case of the mast dynamic behavior, the data obtained from the two main axes of the IMU(inertial measurement unit) sensor were compared using FFT(fast Fourier transform) analysis. In the 1st and 2nd modes, the analysis error rate was up to approximately 7 %. As shown by these results, the hydraulic and dynamic behaviors dependent on the tire can be evaluated using the presented co-simulation analysis method.

Key words : Forklift(지게차), Multibody dynamics(다물체 동역학), Hydraulic circuit(유압 회로), Co-simulation(연동 해석), Vehicle test(실차 시험)

Nomenclature

k_c : contact stiffness, N/mm
 L : bearing width, mm
 ν : poisson's ratio
 E^* : composite modulus, MPa
 $E_{1,2}$: young's modulus, MPa
 Q_{pump} : hydraulic pump flow rate, l/min
 $Q_{priority}$: priority valve flow rate, l/min
 $Q_{L.C.V}$: lifting control valve flow rate, l/min
 $Q_{i,ft,tilt}$: lifting, tilting cylinder flow rate, l/min
 w : engine rpm, rpm

x : cylinder displacement, mm
 A : area of the piston, mm^2
 a : area of the piston without rod, mm^2
 C : leakage coefficient, $l/min/bar$
 $P_{in,out}$: input, output pressure, bar

1. 서론

지게차는 구조적 특성상 전륜의 드라이브 액슬에서 구동력을 발생시키며 후륜 조향을 하는 구조이다. 또한, 좌승식으로 사용되는 엔진식 지게차의 경우 전동식과 달리 별도의 서스펜션이 존재하지 않는 특징이 있다.

*Corresponding author, E-mail: chulhee@inha.ac.kr

^{*}This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium provided the original work is properly cited.

지게차 작업의 특성상 고양고, 고부하 상태의 마스트에서 발생하는 동하중은 유압 실린더 및 링크장치로 이어지는 마스트 연결부의 고장 및 수명에 큰 영향을 미치기 때문에 작업 상황 시 마스트의 거동을 정확히 묘사할 수 있는 신뢰도 높은 동역학 모델링이 필수적이다. 과거 지게차의 안정도와 동적 거동을 구현하기 위한 많은 연구가 진행되었다. Simion 등¹⁾은 지게차의 동적 안정성에 대한 이론과 시험을 진행하였으며 Larsson 등²⁾은 산업용 지게차의 안정도를 연구하고 안전 로직 설계를 제시하였다. 또한 Wang 등³⁾은 지게차 메커니즘의 동강성에 대한 연구를 수행하였다. 특히 동역학적 메커니즘 뿐만 아니라 내부의 동력 시스템 전반의 모델링을 구축하고 해석하는 연구 또한 진행 중이다.⁴⁾ 일반적으로 지게차의 동적 거동에 관한 연구는 Lemerle 등⁵⁾과 Lemerle과 Mistrot⁶⁾에 의한 지게차의 코너링 상황에서 동적 특성을 주행 시뮬레이터를 통한 연구와 지게차 주행과정에서 타이어의 물성이 끼치는 영향을 주파수 분석을 통해 분석한 연구가 주를 이루고 있다.

상기의 연구들은 저 양고 상태의 일반적인 주행 작업에 대한 분석이 대부분이며 지게차의 주요한 작업인 리프팅 작업의 동적 거동에 대한 연구가 배제되어 있다. 오히려 비교적 최근 개발된 전동 리치 타입 지게차의 경우 작업 시 마스트 진동에 대한 연구가 활발히 진행되었는데, 이는 타이어 소재를 세라믹 소재 등의 높은 강성을 사용하는 이유로 전동 지게차의 마스트를 1차원 보 요소로 단순 가정할 수 있는 편리성이 있기 때문이다.⁷⁾ 하지만 엔진식 지게차의 경우 약 3.5 m 이상으로 상승하는 마스트길이 및 고무 타이어 등의 영향으로 시험장비 구성 및 측정이 매우 어렵고 위험하다. 일반적인 유체기계류의 경우 실린더 내압 측정을 통한 간접적인 동적 거동 및 부하 확인이 가능하지만 마스트의 최대 양고 상태에서 실린더 내압이 릴리프 압력에 도달하기 때문에 간접 관측이 어려운 측면도 있다. 그럼에도 불구하고 대부분의 위험 상황 및 파손 상황은 고부하의 최대 양고 상태에서 일어난다는 점에서 지게차의 고부하, 고양고 작업 모드의 동적 거동 분석이 필요한 상황이다.

본 연구에서는 지게차의 작업 시, 동적 거동 묘사를 구현하기 위하여 마스트 상단 국부 좌표의 거동을 직접 측정하는 방식을 선택하였다. 따라서 마스트 내의 롤러 베어링 등의 추가적인 자유도를 고려하였으며 이에 의한 접촉 모델링을 추가하였다. 또한 타이어의 강성 영향을 확인하기 위하여 타이어 모델링 및 강성 입력을 통해 비교 분석을 진행하였다. 리프팅 실린더에 의해 발생하는 실제적인 동력 전달을 해석을 통해 묘사하기 위해서는 AMESIM을 이용하여 유압 모델을 개발하여 연동해

석을 실시하였으며 상기 개발된 해석 모델은 실차 실험 결과를 통해 신뢰성을 검증하였다. 전반적인 지게차 상승, 하강 및 유압회로 상 작동유의 작용을 Pneumatic 타이어, Solid 타이어 두 가지 경우에 대하여 비교 및 분석을 진행하였다.

2. 지게차 동역학 모델링

2.1 동역학 모델링 개요

본 연구에서 사용된 지게차는 표준형 엔진식 지게차로 작업부의 경우 하나의 외부 마스트와 내부마스트로 구성되어 2단의 양고작업을 수행한다. 엔진식 지게차의 구성 요소 및 자유도는 Fig. 1과 같으며 Table 1과 같은 재원을 사용하였다. 동역학 모델링의 경우 차량 전반의 단품들의 무게정보를 반영하여 모델링을 진행하였으며 캐드정보 기준이 아닌 실제적인 축 하중과 무게 중심을 반영하기 위하여, 상방 9°, 하방 9° 경사안정도시험에 의한 축 하중을 기준으로 약 980 kg의 Lumped mass를 추가하여 엔진식 지게차의 전반적인 무게중심을 설정하였다.⁸⁾ 일반적인 차체 조인트 설정은 한승재 외 1인이 실시한 지게차 차량 동역학 모델링 및 주행안정성 해석에 대한 논문³⁾을 참고하였으며 마스트 어셈블리를 추가함으로써 전반적인 동역학 모델링을 완성하였다. 지게차의 동적 거동의 경우 지면과 타이어 사이의 반작용을 반영하기 위해서 타이어 모델을 추가하였다.

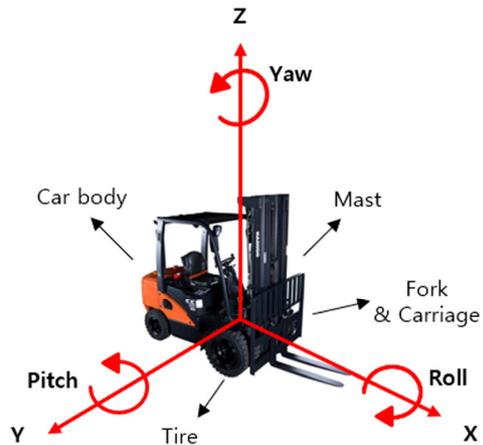


Fig. 1 Engine forklift of Doosan (D25S-7)

Table 1 Rigid body, joint modeling of forklift

Maximum load	2500 kg
Power source	Diesel
Weight	4124 kg
Track (front/rear)	975/1,000 mm
Tire	Pneumatic, Solid

2.2 지게차 타이어 모델링

엔진식 지게차의 경우 별도의 현가장치가 존재하지 않으며 타이어에 의해서만 지탱되는 구조이다. 지게차 전체 시스템의 강성 및 감쇠 특성은 정지 상태와 운행상태에서 다르게 나타난다.⁹⁾ 본 연구는 정지 상태의 작업 상황을 가정하였기 때문에 지면방향으로 작용하는 타이어의 특성을 묘사하기 위한 Basic tire 모델을 사용하였으며 하중에 따른 타이어 눌림량 데이터를 입력하였다. 이때, Pneumatic 타이어와 Solid 타이어 두 가지 종류를 고려하여 비교 분석을 진행하였다.

2.3 마스트 모델링

실제 지게차의 작업과정에서 마스트의 지지구조 형성은 실린더에 의해서만 일어난다고 생각하기 쉽지만 다양한 부품들의 접촉으로 지지구조를 형성한다. 특히, Tran¹⁰⁾은 지게차의 마스트의 지지 구조가 내부 롤러 구조의 접촉에 발생한다는 관점에서 해석을 진행한 바 있다. 본 연구에서는 마스트 동적 거동의 정확한 분석을 위해 마스트 어셈블리에 대한 조인트 설정을 최대한 생략 없이 묘사할 필요가 있으며 Fig. 2와 같이 내부 마스트에 의한 설계 공차와 마스트 양고를 위해 설치된 롤러 베어링의 접촉을 고려한 조인트 설정을 구성하였다. 총 구형된 롤러 베어링은 작업을 위해 외부마스트와 내부마스트 사이 4개, 내부마스트와 캐리지 사이 6개 총 10개이며 20개의 접촉 요소를 생성하였다. 접촉 강성의 경우 하중전달을 묘사하기 위해서 실린더와 평면과의 접촉 시 일어나는 Hertz 접촉 강성 k_c 로 근사하였으며 식 (1)번과 베어링 두께(L)을 가지는 조건에 대한 접촉 강성을 계산하여 입력하였다.¹¹⁾ 이때, 접촉 탄성계수(E^*)은 식 (2)번과 같이 접촉에 관여하는 각 재질의 탄성계수($E_{1,2}$)를 사용하여 계산된다. 롤러 베어링은 윤활 조건에서 구름이 일어나기 때문에 두 접촉간의 마찰계수는 일반적인 혼합 윤활 마찰계수 0.1로 설정하였다. 상기 접촉은 표준형 마스트에 대해서 Pitch 방향 지지요소를 발생시키는 영향을 한다.

$$k_c = \frac{\pi}{4} E^* L \tag{1}$$

$$E^* = \frac{E_1 E_2}{E_2(1 - \nu_1^2) + E_1(1 - \nu_2^2)} \tag{2}$$

3. 작업부 유압 모델링

3.1 유압부 동력 전달계

지게차 작업의 유압부 동력전달은 운전자의 조이스틱 조작으로 시작된다. 유압펌프, 메인 컨트롤 밸브, 리프트

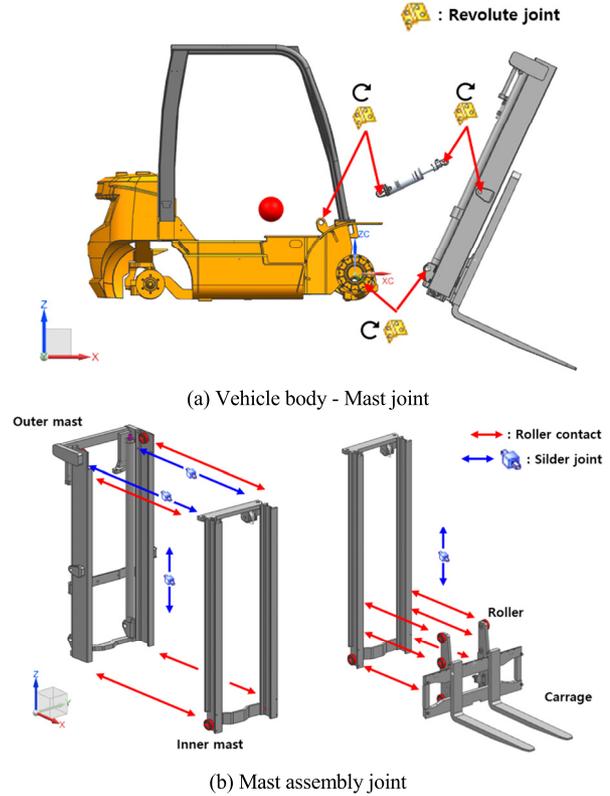


Fig. 2 Schematic of standard mast assembly

실린더, 틸트 실린더, 탱크로 구성되어 있으며 각 시스템은 베르누이 방정식, 유량 방정식, 체적방정식 등을 이용하여 모델링 하였다.¹²⁾ 또한 밸브의 감압 특성을 묘사하기 위하여 각 밸브의 단품시험 선도를 입력하였기 때문에 유압모델링 구성 시 유압시스템의 거동에 영향을 끼치는 최소한의 밸브만을 묘사하였으며 각 스플 밸브의 단품시험의 선도를 입력 후 실차시험을 통하여 계수를 조정하였다. 본 논문에서 고려된 유압시스템의 대략적인 구성은 Fig. 3과 같다. 실제 지게차의 미량의 작동유가 조향 파트, 유압브레이크 파트로 우회하지만 핸들을 동작하지 않으며, 유압브레이크의 작동을 하지 않는 점을 고려하여 작업을 위한 회로에 대해서 모델링을 진행하였다.

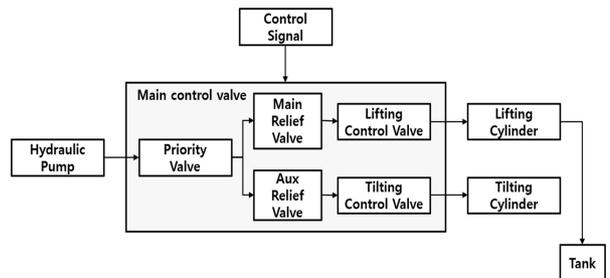


Fig. 3 Hydraulic system of engine forklift

3.2 유압펌프 모델

유압펌프 및 우선순위 밸브에 대한 모델링은 Fig. 4의 1번 회로를 통해 진행되었다. 엔진식 지게차에서 사용되는 외접 기어형 용적 펌프는 엔진에서 발생하는 회전을 통해 작동유를 송출한다. 펌프의 지배방정식은 엔진에서 발생하는 rpm과 펌프 용적($D_p = 30.6cc/rev$)에 의하여 엔진의 rpm의 경우 아이들 상황에서 약 800 rpm이며 작업 상황 시 약 2350 rpm까지 증가하며 1:1의 비율로 유압 펌프를 회전시킨다. 펌프에서 방출된 작동유는 메인 컨트롤밸브 내부의 우선순위밸브로 흘러가며 식 (3)과 같이 펌프 유량(Q_{pump})을 표현된다. 펌프의 작동유는 작업 상황 시 다른 장치로 우회하지 않기 때문에 식 (4)과 같이 우선순위밸브의 유량($Q_{priority}$)과 같다.

$$Q_{pump} = D_p \cdot w \tag{3}$$

$$Q_{pump} = Q_{priority} \tag{4}$$

3.3 릴리프 밸브 모델

우선순위밸브와 리프팅, 틸팅 컨트롤 밸브 사이에는 각각 메인, 보조 릴리프밸브가 Fig. 4의 2번 회로와 같이 설치되어 최대압력을 제한한다. 본 연구의 리프팅 작업의 경우 약 191.5 bar 이하의 압력을 유지하도록 제한하도록 릴리프 압력(P_{relief})을 설정하였다. 따라서 식 (5)번에 따른 유량(Q_{relief})을 배출하며 이를 제외한 나머지 유량이 리프팅컨트롤밸브로 흘러가는 유량($Q_{L.C.V}$)를 결정한다. 탱크와의 차압에 의해 릴리프 밸브 유량(Q_{relief})을 결정하는 식은 (6)번과 같다.

$$Q_{relief} = Q_{priority} - Q_{L.C.V} \tag{5}$$

$$Q_{relief} = C_d A_{m,relief} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{relief} - P_t)} \tag{6}$$

3.4 컨트롤 밸브 모델

Fig. 4의 3번 회로는 실린더 부의 작업을 위한 컨트롤 밸브 모델링이다. 조이스틱에 연결되어 사람이 직접 수동으로 밸브의 개폐를 결정한다. 예를 들어 리프팅 작업의 경우 중립상황에서는 펌프에서 토출된 작동유가 리프팅컨트롤밸브를 통과하지 못하고 작동유 탱크로 우회하며 실린더로의 유입이 차단되어 마스트가 상승하지 않는다. 리프팅 실린더에 잔류된 작동유는 리프팅 컨트롤밸브에 막혀 마스트는 하강하지 못한다. 또한 상승작업의 경우 유압펌프의 작동에 의하여 일어나지만 하강작업의 경우 중력에 의해 일어난다는 특징이 있다. 리프팅컨트롤밸브에 입력되는 압력($P_{L.C.Vin}$)과 배출되는 압력

($P_{L.C.Vout}$)에 대한 감압특성과 유량은($Q_{L.C.V}$) 식 (7)과 같이 설정되며 관련 계수는 고부하 작업시 사용 유량 71 L/min에 대한 감압 선도의 실험값을 입력하고 실제 차량시험을 통해 보정하였다.

$$Q_{L.C.V} = C_d w x \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{L.C.Vin} - P_{L.C.Vout})} \tag{7}$$

3.5 실린더 모델

각 작업에 따른 실린더의 작동 방식은 상이하다. 리프팅 작업의 경우 플런저 램 형의 단동식 실린더가 사용되며 틸팅 작업의 경우 단로드형 복동식 실린더가 Fig. 4의 4번 회로와 같이 사용된다. 각 실린더에서의 작동유의 작업에 대한 거동은 식 (8) ~ (10)과 같이 실린더의 실린더 변위(x)를 이용한 각 체적부에 대한 연속방정식으로 표현하였다. 모두 탱크 압력(P_t)는 0 bar로 가정하였다.

$$Q_{lift} - A\dot{x} - C_{ip}(P_{in} - P_t) - C_{ep}P_{in} = \frac{V_{1L}\dot{P}_1}{\beta} \tag{8}$$

$$Q_{tilt} - A\dot{x} - C_{ip}(P_{in} - P_t) - C_{ep}P_1 = \frac{V_{1T}\dot{P}_1}{\beta} \tag{9}$$

$$Q_{tilt} - a\dot{x} - C_{ip}(P_{in} - P_t) - C_{ep}P_1 = \frac{V_{2T}\dot{P}_1}{\beta} \tag{10}$$

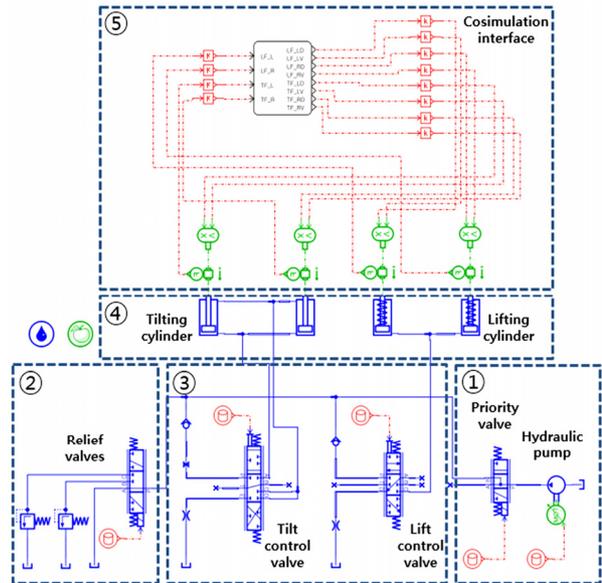


Fig. 4 AMESIM hydraulic circuit

4. Co-simulation 구현

다물체 동역학 모델링과 유압 시스템 해석 모델링은 AMESIM의 인터페이스 블록 기능을 통해 Fig. 5의 5번 회로와 같이 구현되며 각 해석 모델링의 상태변수를 교환

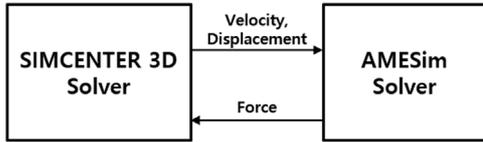


Fig. 5 Co-simulation interface

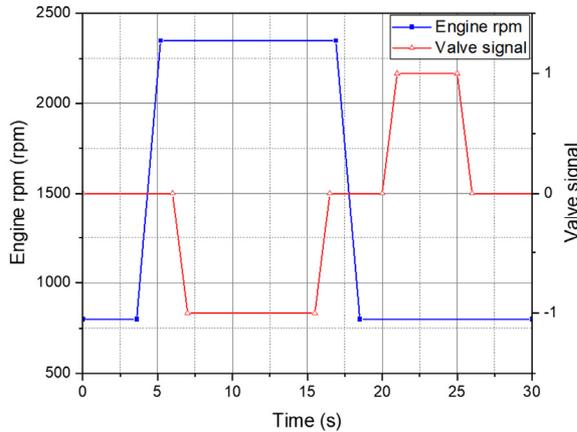


Fig. 6 Lifting spool valve control signal

하는 방식으로 해석이 진행된다. 고정된 시간 이력으로 해석이 진행되며 AMESIM에서는 유압시스템 해석을 통해 계산된 실린더의 작동력과 SIMCENTER 3D Motion에서는 동역학 해석을 통한 실린더의 변위 및 속도의 상태 변수를 Fig. 5와 같이 교환한다.

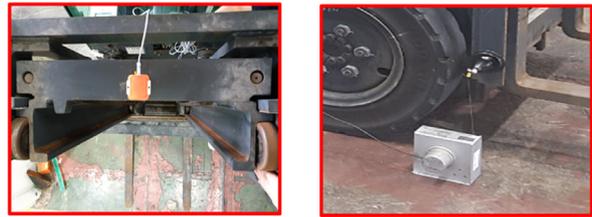
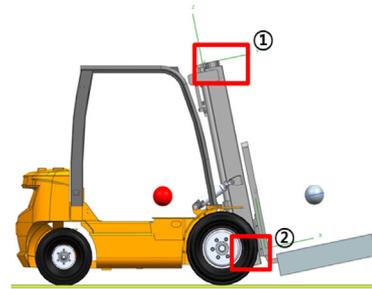
엔진에서 발생하는 rpm 값과 운전자의 조이스틱 조작에 의한 리프팅컨트롤밸브의 변위가 입력 신호로 동작한다. rpm 값 및 조이스틱에 의한 컨트롤밸브 변위는 ramp 신호로 근사하여 각각 Fig. 6과 같은 작동 신호로 입력하여 작동에 대한 응답을 판별하였다.¹³⁾ 리프팅컨트롤밸브는 수동으로 작동하며 밸브 이력 및 데드존 등은 고려하지 않았다. 밸브의 위치 -1은 상승, 0은 중립, +1은 하강작업을 의미한다.

5. 시뮬레이션 및 실차 시험 결과

5.1 실험 환경 및 재원

2톤급 엔진식 지게차를 대상으로 실차 실험을 진행하였으며 Pneumatic 타이어, Solid 타이어 두 종류의 타이어를 대상으로 리프팅 작업을 진행하였다. 리프팅 작업의 경우 지상으로부터 양고 40 cm를 기준으로 최대 양고까지 약 2.5 ton의 하중을 상승 후 중립상태 유지, 하강하는 실험을 진행하였다.

마스트의 동적 거동을 측정하기 위하여 Fig. 7과 같이 이너마스트 끝단에 관성측정장치(IMU)를 부착하여 마스트 상단의 국부적인 자유도 Z방향 가속도와 Pitch 방향



① Xsens IMU sensor ② Wire displacement sensor

Fig. 7 IMU / Wire displacement sensor position

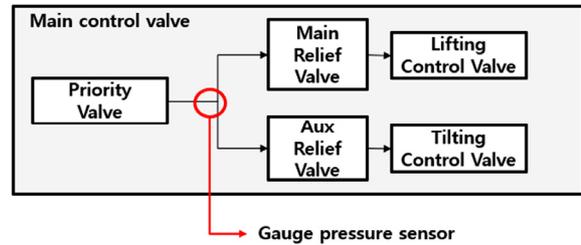


Fig. 8 Hydraulic pressure sensor position

각도의 측정을 진행하였으며 와이어 변위센서를 부착하여 지게차의 상승 및 하강 작업에 따른 양고 높이를 측정하였다. 또한 Fig. 8과 같이 우선순위밸브와 컨트롤밸브 사이의 게이지 압력을 측정하여 완성된 유압시스템에 대한 검증을 수행하였다. 엔진RPM 또한 추가로 측정하여 연동해석의 입력 신호의 지표로 사용하였다.

5.2 동역학 시스템 모델 비교/검증

연동해석에서의 동역학 시스템의 검증은 와이어 변위 센서에서 측정된 양고 길이의 비교와 이너마스트 상단에 부착된 관성측정장치(IMU)의 비교 분석을 통해 진행하였다. 양고 높이의 경우 Fig. 9와 같이 해석을 통해 계산된 양고 변위가 실험 시 와이어 센서의 계측 변위를 추종하는 것을 확인할 수 있다.

관성측정장치(IMU)의 경우, 차량의 측면방향 1차 모드인 Bounce 모드, 2차 모드인 Pitch 모드 관측을 목적으로 한다.¹⁴⁾ 강체 가정에 대한 해석이기 때문에 강체 모델링 상의 1차 모드 및 2차 모드를 정확히 구분하는 것이 중요하다. 따라서 각 모드 주파수를 식별하기 위한 관성측정장치(IMU) 주축을 다음과 같이 선정하였다. 1차 모드

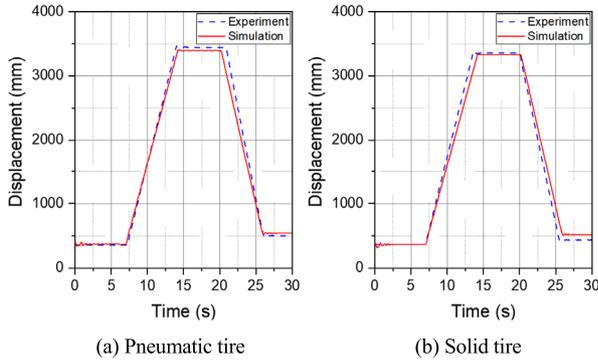


Fig. 9 Displacement of the carriage

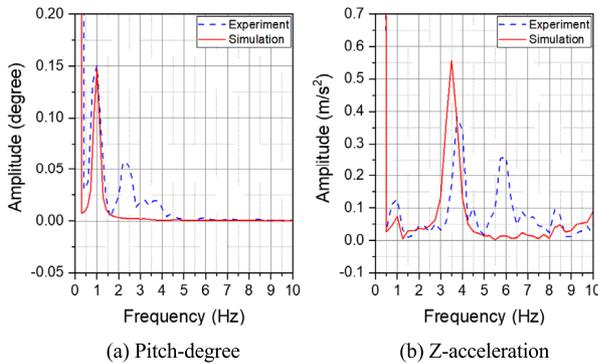


Fig. 10 FFT analysis of the pneumatic tire

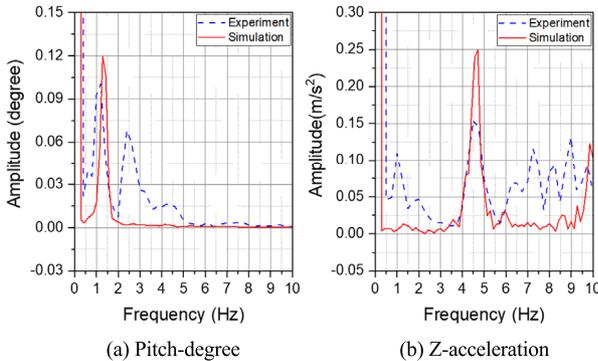


Fig. 11 FFT analysis of the solid tire

는 Pitch 각도, 2차 모드는 Z 방향 가속도에서 우세하게 나타나기 때문에 2가지 주축을 비교함으로써 측면방향 1차 모드와 2차 모드를 식별하고 비교 및 분석을 Figs. 10~11과 같이 진행하였다. 주축별 우세 주파수 값의 비교를 진행하였으며 엔진의 RPM에 의한 진동 및 유압시스템의 진동 응답 성분을 제거하기 위해서 20 Hz의 저주파 통과 필터를 사용하였다. 실차 시험에서 Pneumatic 타이어의 경우 1차 모드 1 Hz, 2차 모드 3.7 Hz가 나타났으며 경우 Solid 타이어의 경우 각각 1.2 Hz, 4.65 Hz로 확인하였다. 해석 결과의 경우도 같은 방식으로 Pneumatic 타이어의 경우 1차 모드, 2차 모드 각각 1 Hz,

3.5 Hz, Solid 타이어의 경우 1.28 Hz, 4.7 Hz의 진동 모드를 확인하여 오차율 7%의 내외의 값을 가지는 것을 확인하였다. 실차 시험의 경우 해석과 달리 각 모드 주파수의 진폭이 해석보다 낮으며 추가적인 주파수를 확인할 수 있는데 이는 실제 상황은 강체가 아닌 유연체이기 때문에 이로 인하여 여러 구조 진동에 의한 주파수로 추측 가능하다.

5.3 유압 시스템 모델 비교/검증

상기의 실험은 개발된 연동해석 모델은 실차 시험 결과와 비교하여 검증되었으며, 개발된 유압 시스템의 유효성은 실차시험 시 측정된 게이지 압력의 선도와 AMESIM의 압력 선도를 비교하여 확인하였다. 리프팅 작업의 경우 우선순위 밸브와 메인컨트롤 밸브사이의 압력에 관한 비교가 Fig. 12와 같이 진행되었다. 동하중 발생을 위한 밸브 입력이 시작되는 5초 근방 작동유의 최대 충격압력이 약 150 bar로 추종하며 14초에서 16.5초까지의 릴리프 압력 발생 및 16.5초 이후로 Fig. 5의 밸브 신호와 같이 중립모드로 전환되어 작동유의 탱크 우회로 감압이 되는 것을 확인하여 실험과 동일한 메커니즘 구현을 확인하였다. 충격압 이후, 7~14초의 상승 구간의 경우, 발생압력의 차이가 타이어에 따라 존재한다. Pneumatic에 비해 Solid 타이어에서 작동유 압력의 오차율은 최대 8%까지 나타나는데 이는 단품의 밸브 개구면적들의 특성을 단순화한 단품시험선도만을 반영하여 유압시스템을 모델링하였고 실 차량 무게중심 이동과 캐드파일 기반 모델링의 차이가 존재하기 때문이다. 차후, 각 단품의 세부 모델링을 진행하고 반영할시, 정확도를 추가로 향상할 수 있을 것이다.

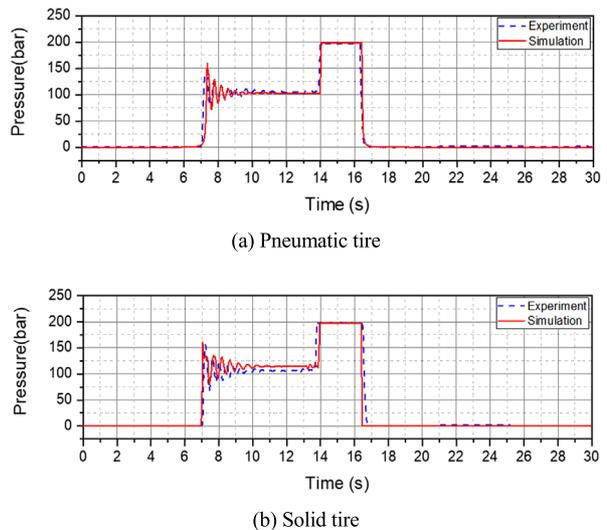


Fig. 12 M.C.V pressure

6. 결론

본 연구에서는 지게차의 작업 모드에 의해 발생하는 엔진식 지게차의 동적 부하를 관측하기 위한 Co-simulation 해석 모델을 개발하였으며 리프팅과 작업시해석상의 데이터와 실차 시험을 통하여 산출된 데이터로 동역학 모델의 유효성을 확인하였다. 유압회로의 작용으로 발생하는 실제와 같은 구동력을 위하여 AMESIM과 SIMCENTER 3D motion을 이용하여 연동해석 모델을 구축하였으며 검증을 위하여 메인컨트롤밸브 내에서 발생하는 게이지 압력을 측정하였다. 이를 통해 상기 모델링된 유압회로의 정합성을 확인하였으며 리프팅과 작업에서는 우선순위밸브와 리프팅컨트롤밸브 사이에서 발생하는 압력의 진동이 타이어 종류의 영향을 크게 받는 것을 확인하였다.

마스트 끝단의 최대양고에 의한 충격 시 발생하는 진동을 실험 및 해석의 비교분석 결과 각 모드별 주파수의 오차율은 7% 내외로 상기 모델링의 신뢰성을 확인할 수 있다. 실험 결과들에서 Pneumatic 타이어가 Solid 타이어에 비해 더 높은 정확도를 보이는데 이는 Solid 타이어가 일반적으로 가지는 높은 비선형성 및 히스테리시스에 의한 지게차 전반의 무게중심 이 놀림량 데이터와 상이하게 변화했기 때문으로 판단하였다.¹⁵⁾ 또한, 관성측정장치(IMU) 따라서 엔진식 지게차와 같이 타이어 조건이 크게 반영되는 경우 정확한 타이어 모델에 대한 근사로 해석의 신뢰성을 확보할 여지를 확인하였다. 유압 시스템의 경우도 단품시험 선도와 단순화된 파라미터를 사용한 모델링으로 전반적인 신뢰성을 확보하였지만 차후, 단품별 세부 모델링을 진행하고 검증한다면 정확도를 보다 개선할 수 있을 것이다. 검증된 해석모델은 향후 어테치먼트 부착 상황 등 실제 필드에서 추가로 적용되는 장치에 대한 동적 거동을 산출하기 위해 상기 개발된 해석 모델을 이용하여 상기 재원을 표준화된 동역학 모델링으로 사용할 수 있으며 타이어 반력에 의한 진동 감쇠방안 모색과 함께 고양고 작업 시 지게차 안정성 개선을 위한 제어기 검증 및 연동해석 모델 개선을 통한 작업 능력 최적화 등의 추가연구를 기대할 수 있다.

후 기

이 성과는 (주)두산 산업차량의 지원을 받아 수행되었으며, 또한 건설기계 R&D 전문인력양성사업의 지원을 받아 연구가 수행되었음.

References

- 1) P. Simion, N. Sutru and C. Carol, "Contributions to Theoretical and Experimental Study of the Dynamic Stability of the Forklift Trucks," Journal of Engineering Studies and Research, Vol.18, No.3, pp. 115-121, 2012.
- 2) T. J. Larsson, J. Lambert, M. Wilde, G. Tully, H. Askew, W. Skinner, B. Carter, T. Martin and L. Kenningham, "Industrial Forklift Trucks Dynamic Stability and The Design of Safe Logistics," Safety Science Monitor, Vol.7, No.1, 2003.
- 3) J. -Y. Wang, J. -S. Zhao, F. -L. Chu and Z. -J. Feng, "Dynamic Stiffness of a Lift Mechanism for Forklift Truck," Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.227, Issue 2, pp.387-402, 2013.
- 4) S. C. Kim, S. K. Choi, M. K. Jung and J. H. Yoon, "Modeling and Analysis of a Power System on Hybrid Forklifts," KSAE Annual Conference Proceedings, pp.1819-1826, 2013.
- 5) P. Lemerle, O. Hoppner and J. Rebelle, "Dynamic Stability of Forklift Trucks in Cornering Situations: Parametrical Analysis Using a Driving Simulator," Vehicle System Dynamics, Vol.49, No.10, pp.1673-1693, 2011.
- 6) P. Lemerle and P. Mistrot, Parametrical Study of the Tire Properties to Optimise the Vibratory Behaviour of a Forklift Truck, Notes Scientifiques et Techniques de l'INRS NS 207, INRS, pp.1-98, 2001.
- 7) R. K. Kim, M. S. Ha, J. H. Kwon and Y. H. Kim, "A Study on Design Technique for Mast Vibration Reduction System of Electric Reach Trucks," The Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol.6, No.1, pp.75-82, 2018.
- 8) J. B. Kim, W. C. Shin and J. H. Park, "Stability Analysis of Counterbalanced Forklift Trucks," Journal of the Korean Society of Safety, Vol.30, No.2, pp.1-8, 2015.
- 9) L. Ventura, G. Paolo Bonelli and A. Martini, "Development and Experimental Validation of a Numerical Multibody Model for the Dynamic Analysis of a Counterbalance Forklift Truck," The 5th Joint International Conference on Multibody System Dynamics, Lisbon, Portugal, 2018.
- 10) M. L. Tran, Rigid-Body Modelling of Forklift Masts and Mast Sway Simulation, M. S. Thesis, Linkoping University, Linkoping, 2016.
- 11) V. L. Popov, Contact Mechanics and Friction, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Germany, 2010.

- 12) H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems, Wiley, New York, USA, 1967.
- 13) H. Du, J. Wei and J. Fang, "The Design, Simulation, and Experiment of High-accuracy Multi-axle Electro-hydraulic Control Servo Steering System," Advances in Mechanical Engineering, Vol.8, Issue 10, pp.1-15, 2016.
- 14) A. Mehood, "Vibration Response and Characteristics of a Different Car Models," International Journal of Latest Research in Engineering and Technology, Vol.2, Issue 3, pp.37- 43, 2016.
- 15) Fork Lift Truck Validation and Trials, Health & Safety Executive, 2006.