

# 지게차의 동적거동에 관한 연구

최기흥 · 김정수\* · 박대식\*\* · 이관형\*\*

한성대학교 기계시스템공학과 · \*홍익대 기계시스템디자인공학과

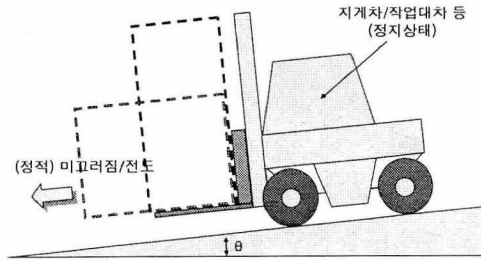
\*\* 한국산업안전공단 산업안전보건연구원 안전공학연구실

## 1. 서론

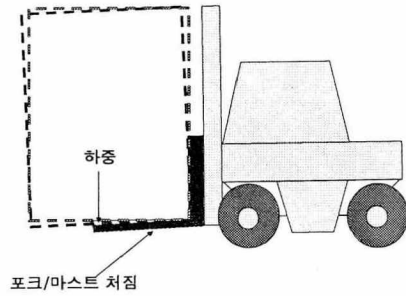
지게차는 장시간 사용시 편심하중, 진동, 그리고 과응력에 의한 전도, 파손 등 기능 손상 및 안전사고를 초래하는 비정상 상황이 발생할 소지가 많다. 지게차와 관련된 안전사고의 유형으로는 다음과 같은 예를 들 수 있다: 주행 및 하역시의 경우별 전후안정도, 좌우안정도 불량으로 인한 전도, 수하물 과적 및 전도방지를 위한 안전장치 미비, 무자격자 운전, 과속에 의한 충돌 그리고 기타 안전관리 소홀 등.

그러므로, 지게차의 설계 단계에서부터 편심하중을 고려한 적절한 안전기능 적용 기술을 개발하고 동적해석을 통하여 전도방지 대책 및 관련 기술을 확립하고자 하는 노력이 필요한 실정이다. KSR6015<sup>1)</sup>에서는 [그림 1]에서와 같이 경사시험기를 사용하여 다양한 하중 및 운전조건에 따른 전후 및 좌우 안정도 실측을 규정하고 있으나 계산값을 제한된 범위내에서만 인정하고 있다. 또한, 전후방향의 동적거동을 평가할 때 지게차의 기본 치수 및 무게 분포와 차체의 속도 및 가속도만 정적경사 상태로 대치하여 고려하였을 뿐 안정도 계산에 필요한 다른 주요 입력변수인 마스트의 상하, 전후 변형, 타이어의 상하 방향 변형등은 포함되지 않았다.

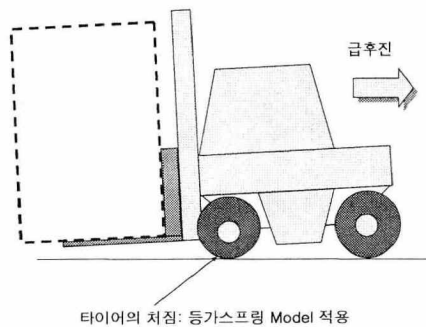
본 연구에서는 KS R6013, 6014, 6015 등에서 언급한 지게차의 주행 및 하역시의 경우별 안정도 중 전후안정도를 우선 규명하고 지게차재해의 다수를 차지하고 있는 지게차 전도를 규명하기 위해 편하중 등에 대하여 (동적)해석 실시하였다. 특히, 하물을 적재한 상태에서 주행 및 하역작업시의 경우별 전후 안정도해석을 실시하였다. 이를 위하여, 지게차기종을 정한 후 해석용 프로그램인 ANSYS를 선택하여 마스트의 구조해석을 실시하였다. [그림 2]에서와 같이 마스트의 변형 (처짐)에 의해 유발되는 포크의 처짐을 등가 스프링모델을 적용하여 근사화 하였다. 또한, [그림 3]에 나타난 타이어변형을 묘사하는 등가 스프링 모델을 구한 후 제조사의 시방서를 근거로 조정 범위 내에서 실물에 근사하게 모델링된 지게차 모델을 대상으로 여러 조건을 부여하여 전후거동을 중심으로 한 동적거동 해석을 실시하였다.



[그림 1] 차체의 속도 및 가속도를 정적경사 상태로 대치하여 전후안정도를 실측하는 예 (KS R6015규격)



[그림 2] 마스트의 변형 (처짐)에 의해 유발되는 포크의 처짐



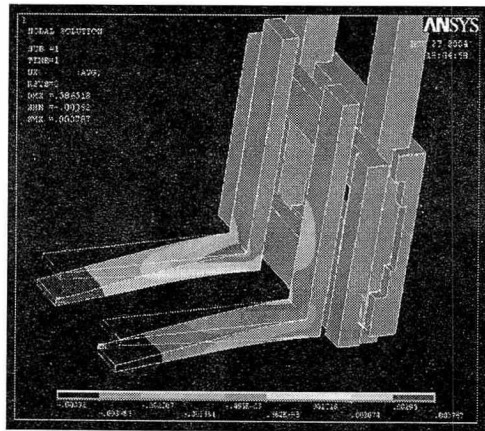
[그림 3] 타이어변형에 의한 전후안정도의 변화

## 2. 지게차의 마스트 구조해석

우선, 상용 FEM 프로그램인 ANSYS를 사용하여 마스트의 구조를 모델링하고 처짐을 계산하였다. 마스트에 인가되어 길이 방향 및 벤딩 방향 변형을 유발하는 하중은 수직 및 평행 성분으로 나누어지며 마스트의 처짐은 작업물의 질량중심의 이동으로 동적 거동에 영향을 미친다. 인가된 하중에 의한 마스트의 처짐을 3차원 솔리드 모델로 구축하고 파악하였다. 마스트의 모델링에 사용된 가정 및 제원은 아래와 같다:

- Backrest와 Fork는 강체로 가정하며 변형이 없다.
- 하중은 500Mpa 분포하중으로 준다.
- Fork 높이는 H=400mm 이다.
- 마스트의 물성치는 E=20700 N/mm<sup>2</sup>, ν=0.3이다.
- Element는 3D이며 SOLID92을 사용하였다.

[그림 4]는 위 제원을 기초로 계산된 마스트의 변형에 의한 포크의 처짐을 나타낸다.



[그림 4] 마스트의 변형에 의한 포크의 처짐

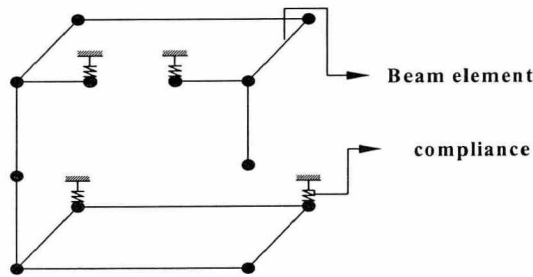
## 3. 마스트의 변형으로부터 등가 스프링상수 도출

인가된 하중에 의한 마스트의 변형을 지게차의 동역학 모델에 적용하기에는 지나치게 많은 자유도가 문제가 된다. 여기서는 마스트의 탄성을 수직 및 수평방향의 2 자유도로서 단순화하여 표현하였고 각각의 방향에 대한 스프링상수를 구하였다. 처짐에 의한 등가 스프링 상수는  $k = F/x$  이므로 인가된 하중과 하중에 의하여 발생하는 처짐 사이의 비율이다. 따라서 마스트의 처짐에 의한 하중(혹은 하중의 질량중심)의 위치 변화와 하중의 크기로부터 계산 할 수 있다:

- 수평방향 스프링 상수:  $k_h = F/x_h$
- 수직방향 스프링 상수:  $k_v = F/x_v$

$F$  = 하중,  $x_h$  = 하중의 수평방향 이동 거리  
 $x_v$  = 하중의 수직방향 이동 거리

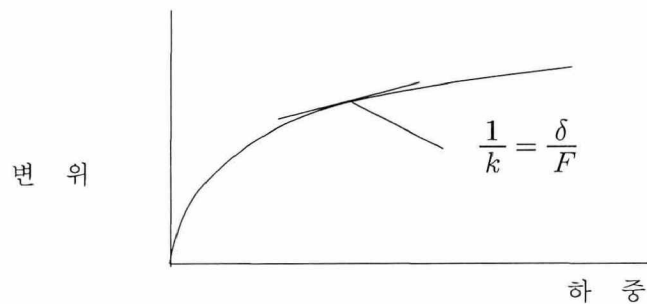
여기서 계산된 마스트의 스프링 상수는 하중 조건, 포크의 위치 등에 따라 변하나 30~100 MN/m 범위의 값을 가지므로 마스트는 높은 강성을 가지고 있음을 알 수 있다. 이렇게 구한 스프링 상수  $k_h$ ,  $k_v$ 는 지게차의 동역학 모델에 변수로서 입력된다. [그림 5]는 2단 마스트의 FEM 모델과 등가 스프링모델을 나타낸다.



[그림 5] 2단 마스트의 FEM 모델

#### 4. 지게차의 타이어 변형

하중에 의하여 발생하는 구동 및 조향 타이어의 수직, 좌우, 전후 방향 변형을 동적 해석에 반영한다. 일반적으로 타이어의 변위-하중 관계는 [그림 6]과 같이 곡선의 형태를 가지나 주어진 하중조건에 대한 타이어의 각 방향 강성은 스프링 상수로 주어진다<sup>4)</sup>. 여기서는 동적거동에 영향을 미치지 않는 범위 내에서 임의로 선정하였다.



[그림 6] 타이어의 강성

#### 5. 지게차의 전후 거동 해석

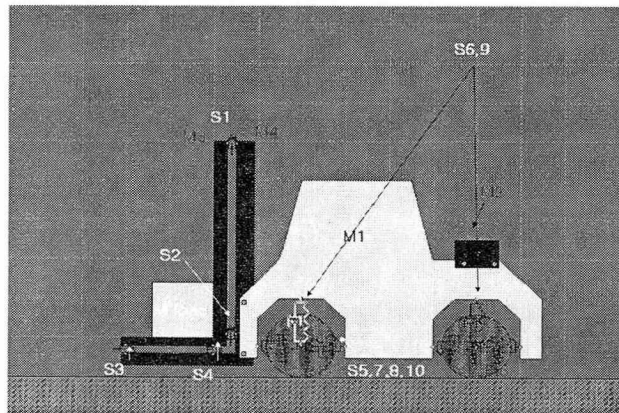
마스트 및 타이어의 변형, 작업물 하중분포, 차체의 동적 움직임 등의 영향을 감안한 동적 모델을 Working Model을 사용하여 전후방향에 대하여 구성하였다. 마스트의 변

형에 의한 영향을 고려하기 위하여 ANSYS 구조해석을 통하여 파악된 마스트의 수직 및 수평 스프링 계수를 사용하였다. 또한, 타이어 변형에 의한 영향은 [그림 6]에 제시된 타이어 강성모델을 적용하였다. 또한, 시험조건으로 차량의 재원은 [표 1]에 나타난 바와 같으며 지게차의 최대하중인 1.5ton에서의 거동을 중점적으로 살펴보았다.

[표 1] 해석용 차량의 재원

총 무게	3000 kg
바퀴 스프링 상수	$6 \times 10^6$ N/m
댐퍼 상수	400 N-s/m
차체의 전장 (포크제외)	2.1 m

전후방향 모델의 주요 입력변수로는 안정도 계산에 필요한 지게차의 기본 치수 및 무게 분포 이외에도 마스트의 상하, 전후 변형, 타이어의 상하 방향 변형, 차체의 속도 및 가속도가 포함된다. 전후거동 해석에서는 소형, 중형, 대형 지게차를 대상으로 주어진 하중조건 및 차체중량에 대하여 가속조건, 바퀴와 노면 사이의 마찰계수를 바꾸어가면서 지게차의 거동을 살펴보았다. [그림 7]은 지게차 모델에 적용된 질량 및 등가 스프링상수를 나타낸다.



[그림 7] 지게차 모델에 적용된 질량 및 등가 스프링상수

[표 2]는 각 부분의 질량과 (등가) 스프링상수를 나타낸다. 이 때,

- $M_{load}$ : 적재물의 무게
- $M_1$ : 차량의 질량
- $M_2$ : 밸런스웨이트의 질량
- $M_3$ : 포크의 질량
- $M_4$ : 마스트의 질량
- $M_5$ : 타이어의 질량

- $M_6$ : 타이어의 질량이며
- $S_1 \sim S_9$ 은 각각 해당위치에서의 등가 스프링상수이다.

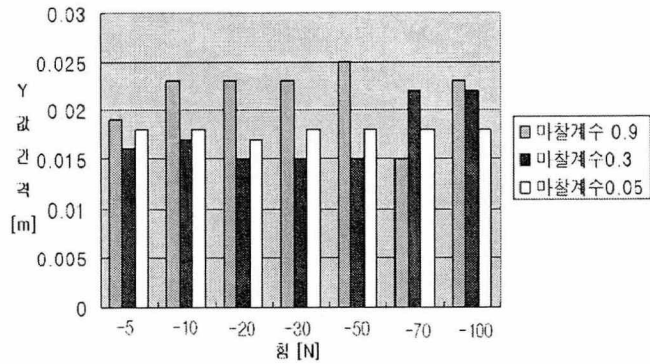
[표 2] 시뮬레이션에 사용된 지게차 각부의 질량 및 스프링 상수

$M_{load} = 2,000\text{kg}$ $M_1 = 1,400\text{kg}$ $M_2 = 1,000\text{kg}$ $M_3 = 100\text{kg}$ $M_4 = 100\text{kg}$ $M_5 = 15\text{kg}$ $M_6 = 15\text{kg}$	$S_1$	$s = 10^4 \text{ N/m}$
		$c = 200 \text{ N/s} \cdot \text{m}$
	$S_2$	$s = 10^6 \text{ N/m}$
		$c = 10^4 \text{ N/s} \cdot \text{m}$
	$S_3$	$s = 1.5 \times 10^6 \text{ N/m}$
		$c = 4 \times 10^4 \text{ N/s} \cdot \text{m}$
	$S_4$	$s = 10^6 \text{ N/m}$
		$c = 10^4 \text{ N/s} \cdot \text{m}$
	$S_{5,7,8,10}$	$s = 10^6 \text{ N/m}$
		$c = 2 \times 10^4 \text{ N/s} \cdot \text{m}$
$S_{6,9}$	$s = 1.5 \times 10^6 \text{ N/m}$	
	$c = 2 \times 10^4 \text{ N/s} \cdot \text{m}$	

일단 모델이 완성되면 차체에 외력을 가하거나 바퀴에 회전운동을 주어서 거동 시키게 된다. 일반적으로 지게차가 (정적)안정성을 유지하기 위해서는 앞바퀴를 기준으로 차체 뒤 부분의 모멘트가 하중 및 앞부분에 의한 모멘트의 1.2~1.5배 범위에 들어야 한다<sup>6)</sup>. 따라서, 모든 지게차는 앞바퀴를 중심으로 했을 때 ‘하중+차체 앞부분 무게’ 대 ‘차체 뒷부분 무게’의 비가 1 대 1.2-1.5의 모멘트 비율을 만족하도록 구성되었다. 시뮬레이션 결과에 따르면 이 조건을 만족하는 지게차는 또한 양호한 동적 안정성을 보이는 것으로 나타났다. 즉 정적 안정도가 우수한 지게차는 일반적인 작업조건에 해당하는 운동조건에 대하여 동적 안정성을 보인다.

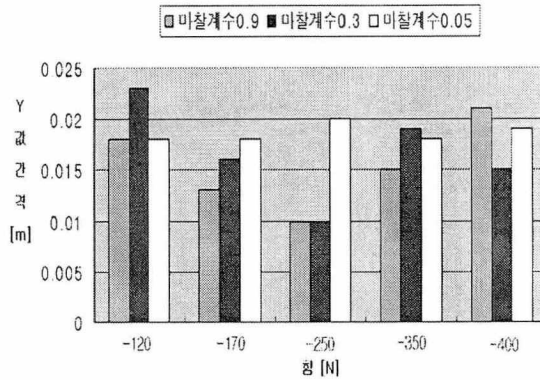
먼저 지게차가 동적 안정성을 유지하며 주행하는 경우를 살펴보았다. 정속주행의 경우를 보면 예상한대로 속도의 크기가 지게차의 거동에 큰 영향을 미치지 못하는 것을 확인하였다. 속도보다는 가속도가 동적거동 특성에 보다 큰 영향을 미칠 것으로 예측되므로 지게차가 감속할 때 작업 물이 위치한 포크 부위의 상하방향 거동을 살펴보았다. 상하방향 거동의 폭 (최대높이-최소높이)과 가속도와 질량을 곱한 관성력의 상관관계를 살펴보았다. [그림 8]과 [그림 9]는 노면과의 마찰계수가 0.9 (정상노면), 0.3 (젖은 노면), 0.05 (기름 혹은 얼음)인 경우에 대하여 감속에 의한 관성력에 따른 거동의 폭 즉 y값의 차이를 보여준다. 관성력이 -100N 이상(절대값이 100N 이하)에서는 마찰계수의 영향이 미미하나 100N 이하에서는 마찰계수가 작은 경우에 거동의 폭이 약간 커짐을 알 수 있다. 또한 가속도(관성력) 자체는 별 영향을 미치지 못하는 것으로 나타났다. [그림 10]은 지게차가 가속할 때의 상하거동을 보여주고 있다. 감속구간과 마찬가지로 가속도 혹은 관성력이 증가할수록 마찰계수가 영향을 미치나 그 효과는 미미한 것을 알 수 있다.

감속구간(F= -5 ~ -100)



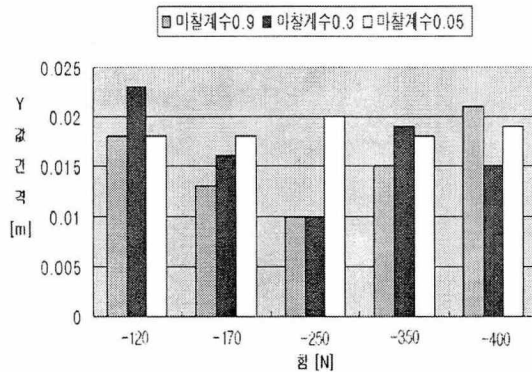
[그림 8] 감속구간에서 마찰계수에 대한 수직거동 특성

감속구간(F= -120~-400)



[그림 9] 감속구간에서 마찰계수에 대한 수직거동 특성

감속구간(F= -120~-400)



[그림 10] 가속구간에서 마찰계수에 대한 수직거동 특성

## 6. 결 론

본 연구에서는 지게차의 동적거동과 마스트의 구조해석을 연계한 모델링 작업을 수행하였다. 마스트의 구조해석에는 유한요소 프로그램인 ANSYS를, 동적거동 시뮬레이션에는 동역학 해석 프로그램인 Working Model을 사용하였으며 마스트의 구조해석 결과는 동적 거동 모델에 등가 스프링 상수로서 입력되었다. 또한 이러한 접근방법의 타당성을 검증하기 위하여 전후 방향 가속도, 노면과 바퀴 사이의 마찰계수, 하중 조건 등이 지게차의 안정도에 미치는 영향을 시뮬레이션을 통하여 살펴보았다. 전후 방향 거동과 관련하여 일단 정적안정성이 우수하면 동적안정성 또한 대체로 양호함을 보이나 운동조건 (등속, 가속, 감속 여부)이 동적 안정도에 영향을 미치고 있음을 확인 하였다.

## 감사의글

본 연구는 2004년도 산업안전보건연구원의 용역연구과제로 수행되었으며 관계자 분들께 감사드립니다.

## 참고문헌

1. 한국 표준협회, KS 규격 R6013, R6014 및 R6015, 2001.
2. 유재성, 윤용문, 민창기, “지게차의 Master Carriage 구조해석”, 대우기보 제28호, pp. 52-61, 1993.
3. 박근배, 신상호, 김태일, 유홍희, “지게차량 제동장치 시스템 강도설계를 위한 주요내력 계산 프로시저 개발”, 대우기보 제45호, pp. 5-12, 1998.
4. 전귀동, 성낙정, 윤천웅, 이성호, “지게차 안정도 고찰”, 대우기보 제28호, pp. 6-17, 1993.
5. 유한중, “3차원 Solid Modeling 기법을 이용한 지게차 Counter Weight Design”, 대우기보 제28호, pp. 79-83, 1993.
6. 김낙인, 박철규, 유재성, “지게차용 정적안정도 평가프로그램 개발”, 대우기보 제51호, pp. 80-87, 2001.
7. S. Cheema and N. Sepehri, “Computer Aided Stability and Safety Analysis of Forklifts”, pp. 297-302.