

**AGV 용 서스펜션의 진동 모드에 관한 연구**  
**- 중력 가속도가 5G인 경우 -**  
**A Study on The Vibration Mode of Suspension for AGV**  
**- A Case of Gravity Acceleration is 5G -**

주만식, 김민주, 이승수(동아대학교대학원), 최영철(동아대학교대학원),  
추정근(현대 중공업), 김중완, 전연찬(동아대학교)

Man-Sik Joo\*, Min-Ju Kim, Sung-Su Lee( Mec Eng Dep, DAU ), Young-Cheol Choi(Dong-A Edu Dept), Jeong-Geon Chu(Hyundai Heavy Industry), Joong-Whan kim, Eon-Chan Jeon(Donga Univ)

**Abstract**

This study is to choose the most proper model for AGV throughout simulation of behavior of suspension to reduce trial and error because there is no AGV treating heavy weight at harbor loading and unloading at home.

Therefore, we estimate the vibration modes of the various suspension applied to AGV, which is over 75 ton included the weight of two containers on 5G using the Matlab, one of the simulation programs

**1. 서론**

항만의 자동화에는 AGV, Network, 하역장비 등 여러 분야의 자동화 장비가 필요하고 이에 대한 충분한 검토가 필요한 것으로 생각된다. 이러한 자동화 장비 중 무인 운송차량인 AGV(Automated Guided Vehicle)<sup>1),2)</sup>의 개발은 무엇보다도 필수적이라 할 수 있다.

그러나 AGV에 대한 국내 연구로는 한국과학기술원 등에서 진행한 연구들이 있지만 초보적인 수준에 머무르고 있으며 실내용 AGV는 보급형이 나와 있는 단계이다. 그리고 항만에서 운영되는 컨테이너 수송용 AGV는 국내에서 포항제철과 광양만에서 시범 운영중이지만 이는 외국에서 수입한 경우로 거의 전무한 실정이다.

근래에 차량의 주행시험을 통한 성능평가를 대체하는 수단으로 컴퓨터 해석<sup>3),4)</sup>을 다양한 분야에 원용하고 있으나 이는 제한된 분야에 한하여 신뢰할 수 있는 결과를 얻을 수 있다. 따라서 주행

시험시 운전자의 위험부담, 과도한 시작차 제작비용, 제한된 성능평가 등의 문제점을 이용하기 위하여 시험 용도에 적합한 시뮬레이터를 운용하여 실제 시험의 많은 부분을 대체해 나가고 있는 실정이다.

시뮬레이터를 이용한 대표적인 차량 시험방법은 두 가지로 거론 할 수 있다. 첫 번째는 차량의 동적 특성에 관한 것이며 차량의 진동 모드 평가와 각종 도로조건에 대한 승차감, 진동, 강성 평가가 주된 내용이다. 두 번째는 차량구조의 내구성을 평가한 것이며 실제 내구연한을 압축하여 평가할 수 있도록 등가의 극한 도로조건을 재현하여 시간과 비용을 절감하는 효과를 얻을 수 있도록 함이 주목적이다.

대부분의 논문에서는 실제기구를 먼저 제작하여 시행착오를 거치면서 적합한 구성요소들을 보완해 나가는 것이 대부분이다. 하지만 국내에는 아직 대용량의 항만용 AGV는 전무한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 75ton (컨테이너 무게 포함) AGV의 개발단계에서 시행착오를 줄이기 위하여 구성요소인 서스펜션 장치를 충격시 안전상태를 고려하여 급작스럽게 상차할 경우(5g)를 시뮬레이션 하여 진동 모드를 해석-평가 하고자 한다.

**2. 이론적 해석**

**2.1 물리적 시스템의 수학적 모델**

Fig 1.과 같이 스프링-댐퍼 시스템은 입력되는 힘의 크기(F)에 따라 출력되는 스프링과 댐퍼의

움직임( $x$ )이 달라진다.

일정한 힘의 압력이 주어졌을 때 스프링 상수 ( $K$ )와 댐퍼상수( $B$ )의 값에 따라 질량이  $M$  인 물체의 진동폭과 진동시간을 조절할 수 있다.

이러한 스프링-댐퍼 시스템의 움직임은 다음과 같은 이차미분방정식으로 표현된다.

$$M \ddot{x}(t) + B \dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \quad (1)$$

대부분의 시스템은 이차 미분 방정식으로 표현이 되지만 삼차 미분 방정식으로 표현이 되더라도 이차식으로 근사화 시킬 수 있다.  $F(t)=0$  일 때 식(1)의 미분 방정식을 풀면, 다음과 같은 움직임  $x$ 의 출력 방정식을 구할 수 있다.

$$x(t) = \frac{x(0)}{\sqrt{1-\xi^2}} e^{-\xi\omega_n t} \sin(\omega_n \sqrt{1-\xi^2} t + \cos^{-1} \xi) \quad (2)$$

$x(0)$ 는 초기 위치이고

$$\xi = \frac{B}{2\sqrt{KM}}, \omega_n = \sqrt{K/M} \text{ 이다.}$$

물체의 위치  $x$ 는 감소함수인 지수 함수의 Envelope 안에서 사인 함수처럼 진동하면서 정지함을 알 수 있다.  $\xi$ 와  $\omega_n$ 은 물체의 진동 폭과 진동 주기 그리고 운동의 감쇠율등과 관계가 있으며 계수들  $B$ 와  $K$ 를 적당히 선택하므로 출력인  $x$ 의 움직임을 조절할 수 있다.

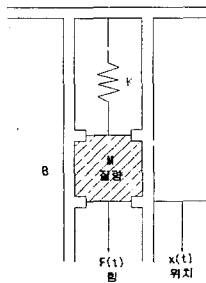


Fig. 1 Spring-damper system

## 2.2 AGV의 물리적 모델 및 수학적 해석

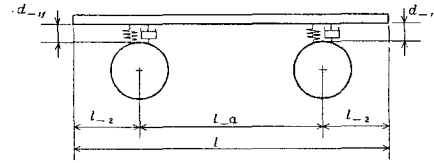


Fig. 2 The physical model of AGV (When container is unloaded)

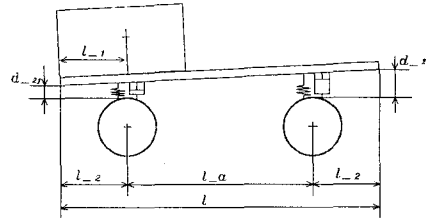


Fig. 3 The physical model of AGV (When the first container is loaded)

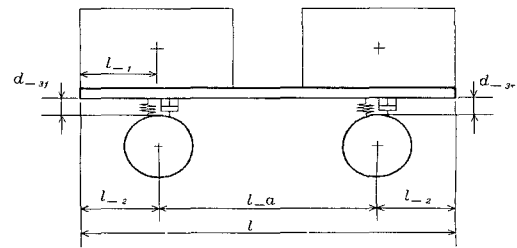


Fig. 4 The physical model of AGV (When the second container is loaded)

Fig 2,3,4 에서  $l_a=10$  (m),  $l_1=3.875$  (m),  $l_2=2.75$  (m) 이다.

컨테이너가 상차될 때, 컨테이너의 중량( $F$ )을 고려하여 앞바퀴가 받는 하중( $R_A$ )과 뒷바퀴가 받는 하중( $R_B$ )을 계산하면 다음 식과 같다. 앞뒤 바퀴는 각각 2개씩 있다.

$$\sum F=0$$

$$2R_A + 2R_B = F \quad (3)$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-F \times (l_a + l_2 - l_1) + 2R_a \times l_a = 0$$

따라서

$$R_A = \frac{F(l_a + l_2 - l_1)}{4l_a} \quad (4)$$

$$R_B = \frac{F(l_1 - l_2)}{4l_a}$$

### 2.3 해석 과정 및 시뮬레이션

Fig.2 에서 Fig.4 의 과정으로 컨테이너가 상차될 때 AGV의 서스펜션 운동방정식을 구하고 아래와 같은 과정으로 해석하였다.

컨테이너(Container)가 AGV상단에 조심스럽게 살며시 올려지고 감쇠기와 스프링은 앞뒤바퀴에 각각 2 set씩 모두 4 set가 있다.

컨테이너 트레일러가 가하는 하중은 컨테이너가 급격하게 상차는 경우 즉, 5G 라고 가정하였으므로 하중의 5배를 가하여야 한다.

$$F = mg = 25,000 \text{ kgf} \times 5 = 125,000 \text{ kgf}$$

이고, 자중에 의한 Spring의 초기 압축량( $\delta_0$ )은

$$\delta_0 = \frac{20,000/4}{k}$$

이다.

( $\delta_0$  는 임의로 지정한 값이며,  $k$ 는  $\delta_0$  에 종속된다.)

첫 번째 Container의 상차시의 운동방정식은

$$m_v \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (5)$$

즉,

$$\left(\frac{5000}{g}\right) \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = R_A(t) \quad (6)$$

$$\left(\frac{5000}{g}\right) \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = R_B(t) \quad (7)$$

여기서

$$m_v : \text{차량 질량} (= 5000/g)$$

( 차량 전체의 질량은 20 ton 이며 바퀴 하나 당

걸리는 질량은 20/4 = 5 ton 임)

$c$  : 등가 감쇠계수

$k$  : 타이어와 차량 프레임 및 스프링을 포함한 등가 스프링 상수

$f(t)$  : 컨테이너 중량에 의해 바퀴가 받는 하중 단, 앞바퀴의  $f(t) = R_A(t)$ ,

뒷바퀴의  $f(t) = R_B(t)$  이다.

두번째 컨테이너(Container)의 상차시에는 첫 번째 컨테이너가 이미 상차되어 있으므로 운동방정식은

$$(m_v + m_c) \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (8)$$

$$\text{즉, } \left(\frac{5000}{g} + \frac{R_A}{g}\right) \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = R_B(t) \quad (9)$$

$$\left(\frac{5000}{g} + \frac{R_B}{g}\right) \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = R_A(t) \quad (10)$$

여기서  $m_c$  : 첫 번째 컨테이너에 의한 유효질량

$\frac{R_A}{g}$  : 첫 번째 컨테이너에 의해 앞바퀴에 작용하는 유효질량

$\frac{R_B}{g}$  : 첫 번째 컨테이너에 의해 뒷바퀴에 작용하는 유효질량

전체 하중( 자중 + 컨테이너2개 )에 의한 스프링의 압축량( $\delta_f$ )은 다음식 에서 구한다.

$$\delta_f = \frac{70,000/4}{k}$$

윗 식과 같이  $k$  가 결정되면  $\delta_f$  의 계산이 가능해진다. 한편  $\delta_f$  를 우선 결정하고  $k$  를 계산하는 방법도 가능하다.

따라서  $\delta_0$ 와  $\delta_f$ 중 어느 것이 우선해야 될지 결정하고 이에 의해  $k$ 가 계산된 이후 진동모드를 보면서  $c$  (감쇠계수)를 결정한다.

### 3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 자중에 의한 초기 변위량  $\delta_0$

를 1~5 cm 까지 1cm 간격으로 변화시켰고, 이에 따른  $k$  값을 계산하였고, 또한 최종 변위량  $\delta_f$  를 계산하였다. 그리고 등가감쇠계수  $c$  는 각각 2,500, 5,000, 7,500으로 변화시켰고 특히 컨테이너가 급격히 상차하는 경우를 들어 시뮬레이션 하였다. 시뮬레이션 결과는 다음과 같다.

Fig. 5 는 컨테이너가 갑작스럽게 상차되는 경우(5g)를 나타낸 것으로 첫번째 컨테이너가 상차될 시,  $k$  값과  $c$  값의 조합에 따른 앞바퀴의 최대 처짐량으로서 16.26cm 에서 87.18cm 까지 큰 폭으로 다양하게 발생하였다. Fig.5 에서  $\Delta$ 로 표시된 부분은  $k = 170,000$  ( $\delta_0 = 0.03$ ) 인 경우를 나타낸 것으로  $c$  값이 증가함에 따라 최대 처짐값이 53.90cm 에서 46.21cm로 감소하고 진동도 줄어들었다.

Fig 6는 최대 처짐시간으로서 최대처짐량이 증가함에 따라 0.11sec에서 0.27sec으로 나타났다.

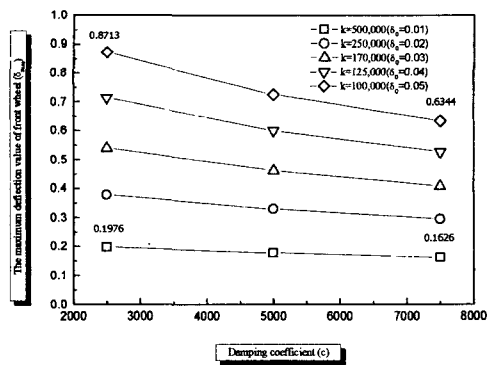


Fig. 5 The Maximum deflection values of front wheel when the first container is loaded

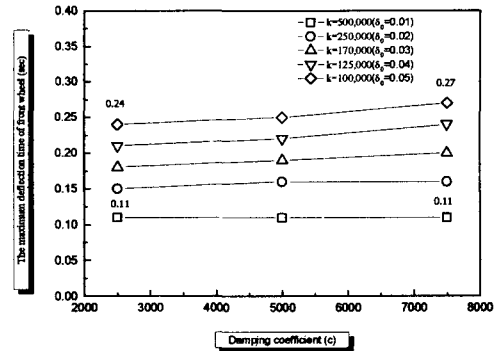


Fig.6 The maximum deflection time of front wheel when the first container is loaded

Fig.7는 첫 번째 컨테이너가 상차될 시  $k$  값과  $c$  값의 조합에 따른 뒷바퀴의 최대 처짐량으로서 2.06cm 에서 11.05cm 까지 비교적 큰 폭으로 다양하게 발생하였고, Fig.8은 최대 처짐시간으로서 최대 처짐량이 증가함에 따라 0.11sec에서 0.27sec으로 나타났다

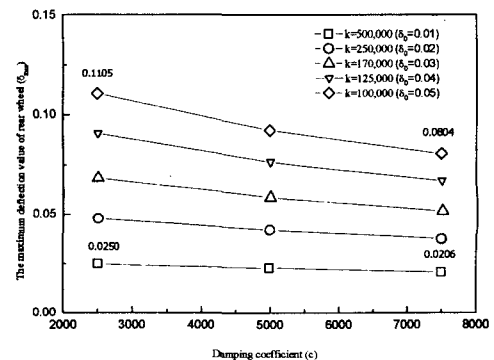


Fig.7 The Maximum deflection values of rear wheel when the second container is loaded

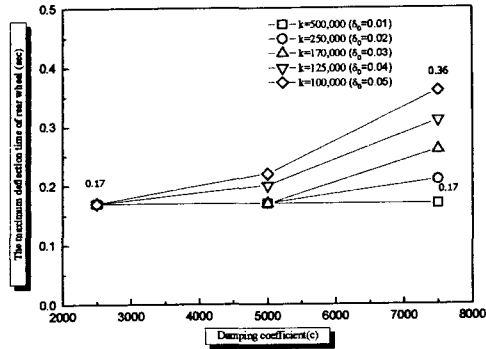


Fig.8 The Maximum deflection time of rear wheel when the second container is loaded

따라서 컨테이너가 갑작스럽게 상차되는 경우, 첫 번째 컨테이너가 상차될 시, 최대 처짐량이 증가함에 따라 최대 처짐까지 걸리는 시간도 함께 증가하는 경향을 나타내었다.

Fig.9는 두번째 컨테이너가 상차 될 시,  $k$  값과  $c$  값의 조합에 따른, 앞바퀴의 최종 처짐량으로서 13.81cm 에서 66.85cm 까지 큰 폭으로 다양하게 발생하였고, Fig.10는 최대 처짐 시간으로서 최종 처짐량이 증가함에 따라 0.36초에서 0.80초까지로 나타났다.

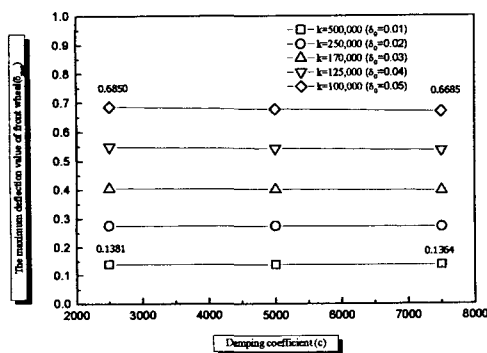


Fig.9 The final deflection value of front wheel when the first container is loaded

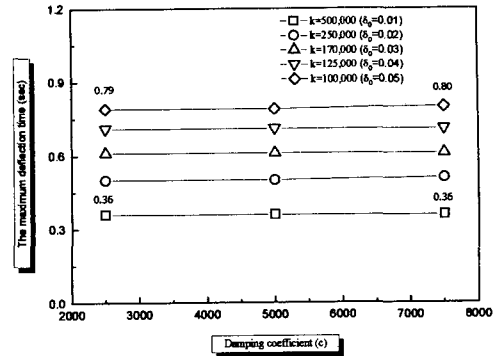


Fig.10 The settling time of front wheel when the first container is loaded

Fig.11은 뒷바퀴의 최종 처짐량으로서 19.35cm 에서 101.29cm 까지 큰 폭으로 발생하였고, Fig.12은 최종 처짐 시간으로서 최종 처짐량이 증가함에 따라 0.17초에서 0.21초까지로 나타났다.

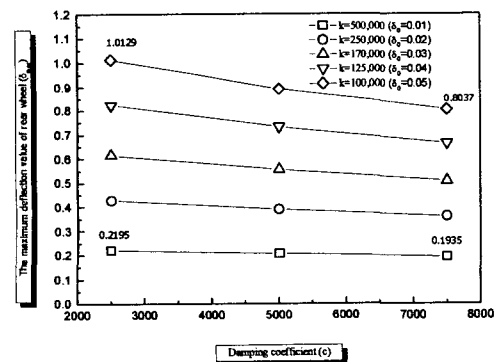


Fig.11 The final deflection values of front wheel when the first container is loaded

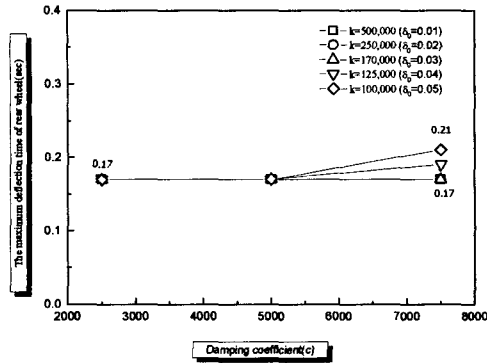


Fig. 12 The settling time of rear wheel when the first container is loaded

#### 4. 결론

본 연구에서는 자중에 의한 초기 변위량  $\delta_0$  를 변화시켜 가면서  $k$ 와  $c$ 의 값에 의해 최대 처짐량  $\delta_{max}$ , 최종 처짐량  $\delta_{final}$ 을 시뮬레이션 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 컨테이너가 갑작스럽게 상차될 경우(5g) 최대 처짐량을 고려할 때, 증가감쇠계수  $c$ 에 관계없이 증가스프링 상수  $k$ 의 값은 500,000 이상의 값에서 그 안정성을 고려할 수 있다.

2) 증가 감쇠계수  $c$ 의 값이 증가할수록 정착시간이 다소 단축되며 증가 감쇠계수  $c$ 의 값이 작아질수록 진동이 많이 발생하였다.

3) 이상과 같은 결과에 따라 서스펜션 설계시 초기 처짐량  $\delta_0$ , 최대 처짐량  $\delta_{max}$ , 또는 최종 처짐량  $\delta_{final}$  등 어느 것을 기준할 것인지 또한 그 값을 얼마로 할 것인지에 따라 AGV 설계 기준이 달라질 것이다.

4) 본 연구를 바탕으로 하여 향후에는 모델을 좀 더 실제상황과 유사하도록 해석방법을 보완하고 시뮬레이션하여 시행착오를 줄임과 동시에 AGV 구성요소와 실제로 성능을 비교·분석할 수 있을 것이다.

#### 후기

본 연구는 현대 중공업과 동아대학교 RRC 센터의 연구비 지원으로 이루어졌으며 관계자 여러

분의 후원에 감사드립니다.

#### 5. 참고문헌

1. Maxwell, W.L and Muckstadt, J.A, 1982, "Design of Automatic Guided Vehicle Systems", IIE Transactions, Vol. 14, No. 2, pp.114-124
2. Ozden, M., 1988, "A simulation Study of Multiple-Load-Carrying Automated Guided Vehicle in a Flexible Manufacturing System", International Journal of Production Research, vol. 26, No. 8, pp. 1353-1366
3. 정슬, 제어 시스템의 분석과 Matlab의 활용, 청문각
4. 황원걸, 김우영, 임형은, "차량현가장치의 최적 설계 시스템 공학", 한국 자동차공학회 논문집, 제7권 제3호, pp.339~349, 1999.집.
5. 안기원, 김우영, 임형은, 황원걸, "대형버스의 승차감평가에 관한 연구", 한국자동차공학회 논문집 제7권 제3호, pp.339~349, 1999.집.
6. 오재웅, 기계 진동 소음 공학, 교학사,
7. 홍예선, 황요하, 김동윤, 김영범, 심재진, "승용차 능동제어식 현가시스템의 개발", 한국자동차공학회 논문집 제2권 제2호, pp.73~82, 1994.
8. 김형섭, 박경석, 자동차 역학, 일진사
9. 정선모, 정인성, 표준 기계 설계학, 동명사