

# 컨테이너 적재시 AGV 용 서스펜션의 진동 모드에 관한 연구

## - 중력 가속도가 G 인 경우 -

### A Study on Vibration Mode of Suspension for AGV

#### When The Container is Carried

#### - A Case of Gravity Acceleration is G -

주만식\*, 김민주, 이승수(동아대 대학원), 최영철(동아대교육대학원), 추정근(현대중공업),  
박정보(삼척대학교), 김중완, 전연찬(동아대학교)

M. S. Joo\*, M. J. Kim, S. S. Lee ( Mech. Eng. Dept DAU), Y. C. C ( Edu Dept DAU)

J. G. Chu ( Hyundai Heavy Industry ), J. B. Park( Mech. Eng. Dept SCU)

J. W. Kim, E. C. Jeon ( Mech. Eng. Dept DAU)

### 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 suspensions applied to AGV, which is over 75 ton included the weight of two containers using the Matlab, one of the simulation programs.

### 1. 서론

전 세계적인 해운 물동량 증대에 대한 대안으로 항만의 자동화가 이루어지고 있다. 항만의 자동화에는 AGV, Network, 하역장비 등 여러 분야의 자동화 장비가 필요하고 이에 대한 충분한 검토가 필요하다. 자동화 장비 중 무인 운송차량인 AGV(Automated Guided Vehicle)<sup>1),2)</sup>의 개발은 그 중에서도 핵심 기술이며 AGV 설계시 55 ton, 40 feet 중량물의 컨테이너(Container)를 무인으로 운송하여야 하는 사용 환경에 대한 충분한 검토가 필요하다.

최근 공학의 여러 분야에서 컴퓨터해석<sup>3),4)</sup>을 이용하고 있으며 차량의 주행시험에도 운전자의 위험 부담, 과도한 시작차 제작비용 및 제한된 성능실험 등의 문제를 해결하기 위해서 적합한 시뮬레이터를 설계·활용하고 있다.

시뮬레이터를 이용한 대표적인 차량 시험방법은 두 가지로 거론 할 수 있다. 첫 번째는 차량의 동적 특성에 관한 것이며 차량의 진동 모드 평가와 각

종 도로조건에 대한 승차감, 진동, 강성 평가가 주된 내용이다.<sup>5),6)</sup> 두 번째는 차량구조의 내구성을 평가한 것이며 실제 내구연한을 압축하여 평가할 수 있도록 등가의 극한 도로조건을 재현하여 시간과 비용을 절감하는 효과를 얻을 수 있다.

대부분의 논문에서 실제기구를 먼저 제작하고 시행착오를 거치면서 적합한 구성요소들을 보완해 나간다. 하지만 국내에는 아직 대용량의 항만용 AGV가 전무한 실정이다 따라서 AGV의 개발단계에서 시행착오를 줄이기 위하여 구성요소인 서스펜션장치를 시뮬레이션함으로써 AGV 차량에 가장 적합한 장치를 선정하고자 한다.

따라서 AGV 차량의 서스펜션에 시뮬레이션 프로그램인 Matlab을 전체 중량 75ton 이상(컨테이너 무게 포함)이 작용하는 경우의 진동모드를 해석·평가하고자 한다.

## 2. 이론적 해석

### 2.1 AGV의 물리적 모델 및 수학적 해석

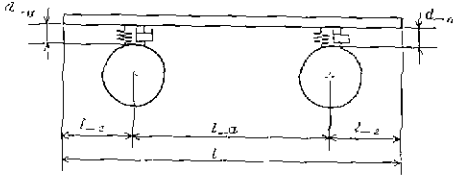


Fig. 1 The physical model of AGV  
(When container is unloaded)

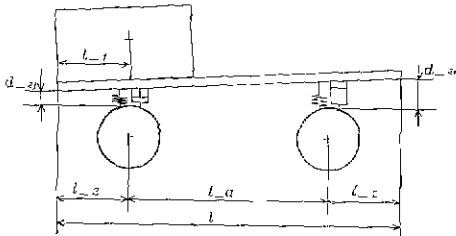


Fig. 2 The physical model of AGV  
(When the first container is loaded)

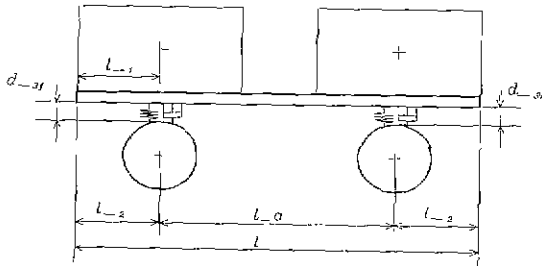


Fig. 3 The physical model of AGV  
(When the second container is loaded)

Fig 1,2,3 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. 앞, 뒷바퀴는 각각 2개씩 있다.

$$\sum F=0$$

$$2R_A+2R_B=F \quad (1)$$

$$\sum M_B=0$$

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

따라서

$$R_A = \frac{F(l_a + l_2 - l_1)}{4l_a} \quad (2)$$

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

### 2.2 해석 과정 및 시뮬레이션

Fig.1 에서 Fig.3 의 과정으로 컨테이너가 상차될 때 AGV의 서스펜션 운동방정식을 구하고, 아래와 같은 과정으로 해석하였다.

컨테이너가 AGV 상단에 조심스럽게 살며시 올려지고 감쇠기와 스프링은 앞, 뒷바퀴에 각각 2 set씩 모두 4 set가 있다.

컨테이너 트레일러가 가하는 하중은

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

이고, 자중에 의한 스프링의 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 컨테이너의 상차시의 운동방정식은

$$m_v \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (3)$$

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

$$= R_A(t) \quad (4)$$

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

$$= R_B(t) \quad (5)$$

여기서

$$m_v : \text{차량 질량 (= 5000/g)}$$

( 차량 전체의 질량은 20 ton 이며 바퀴 하나당 질

리는 질량은  $20/4 = 5 \text{ ton}$  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.

두 번째 컨테이너의 상차시에는 첫 번째 컨테이너가 이미 상차되어 있으므로 운동방정식은

$$(m_v + m_c) \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (6)$$

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

$$\left( \frac{5000}{g} + \frac{R_B}{g} \right) \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = R_A(t) \quad (8)$$

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 최종 압축량( $\delta_f$ )은 다음식에서 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 계산하였다. 또한 최종 변위량  $\delta_f$ 를 계산하였다. 그리고 등가감쇠계수  $c$ 는 각각 2,500, 5,000, 7,500으로 변화해서 시뮬레이션 하였다. 시뮬레이션 결과는 다음과 같다.

Fig. 4는 컨테이너가 조심스럽게 상차되는 경우를 나타낸 것으로 첫번째 컨테이너가 상차될 시,  $k$  값과  $c$  값의 조합에 따른 앞바퀴의 최대 처짐량이 3.25cm 에서 17.44cm 까지 큰 폭으로 다양하게 발생하였다. Fig.4에서  $\Delta$ 로 표시된 부분은  $k=170,000$  ( $\delta_0=0.03$ )인 경우를 나타낸 것으로  $c$  값이 증가함에 따라 최대 처짐값이 10.78cm 에서 8.16cm 로 감소하고 진동도 줄어들었다. Fig.5는 뒷바퀴의 최대 처짐량으로서 0.41 cm에서 2.21cm 까지 작은 폭으로 발생하였다.

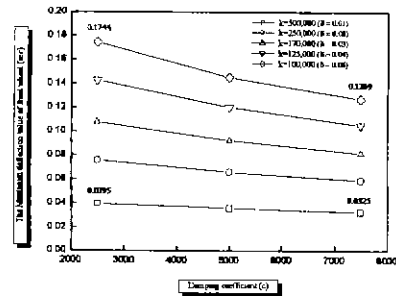


Fig. 4 The Maximum deflection values of front wheel when the first container is loaded

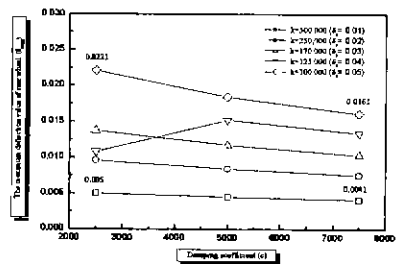


Fig. 5 The Maximum deflection values of rear wheel when the first container is loaded

Fig.6는 두 번째 컨테이너가 상차될 시  $k$  값과  $c$  값의 조합에 따른 앞바퀴의 최대 처짐량으로서 2.69cm 에서 13.53cm 까지 비교적 큰 폭으로 다양하게 발생하였고, Fig. 7은 뒷바퀴의 최대처짐량으로서 3.62cm에서 19.28cm까지 큰 폭으로 발생하였다. Fig.6에서  $\Delta$ 로 표시된 부분은  $k = 170,000$  ( $\delta_0 = 0.03$ ) 인 경우를 나타낸 것으로  $c$  값이 증가함에 따라 최대 처짐값이 8.01cm 에서 7.75cm 로 감소하고 진동도 줄어들었으며 대체로 안정적이다.

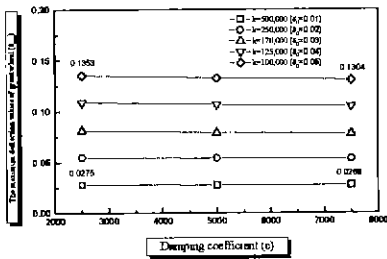


Fig. 6 The Maximum deflection values of front wheel when the second container is loaded

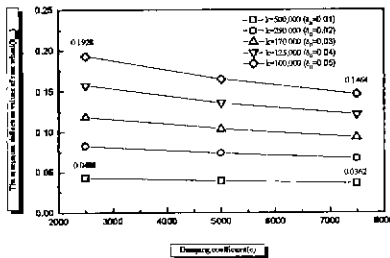


Fig. 7 The Maximum deflection values of rear wheel when the second container is loaded

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

Fig.8은 첫 번째 컨테이너가 상차 될 시,  $k$  값과  $c$  값의 조합에 따른, 앞바퀴의 최종 처짐량으로서 2.22cm 에서 11.09cm 까지 큰 폭으로 다양하게 발생하였고,  $\Delta$ 로 표시된 부분은  $k = 170,000$  ( $\delta_0 = 0.03$ ) 인 경우를 나타낸 것으로  $c$  값이 증가함에 따라 최종 처짐값이 6.53cm으로 일정하다. Fig.9는 정착시

간으로서 최종 처짐량이 증가함에 따라 0.78초 에서 2.34초까지로 나타났다. Fig.10은 뒷바퀴의 최종 처짐량으로서 0.28cm에서 1.41cm 까지 작은 폭으로 발생하였고,  $\Delta$ 로 표시된 부분은  $k = 170,000$  ( $\delta_0 = 0.03$ )인 경우를 나타낸 것으로  $c$  값이 증가함에 따라 최종 처짐값이 0.83cm 에서 0.82cm 로 거의 일정하다.

Fig.11은 정착시간으로서 최종 처짐량이 증가함에 따라 0.59 초에서 1.58 초까지로 나타났다.

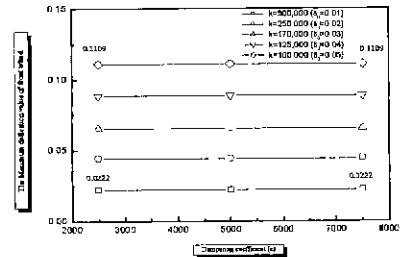


Fig. 8 The final deflection values of front wheel when the first container is loaded

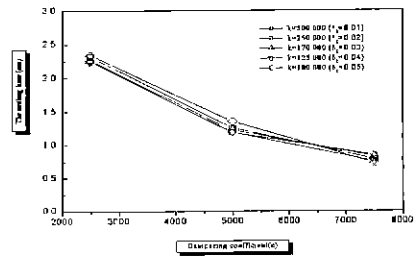


Fig. 9 The settling time of front wheel when the first container is loaded

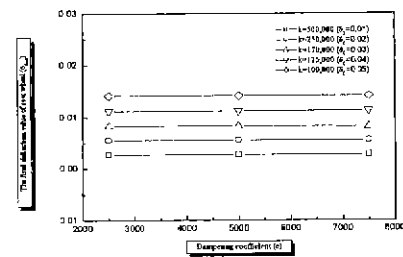


Fig. 10 The final deflection values of front wheel when the first container is loaded

loaded

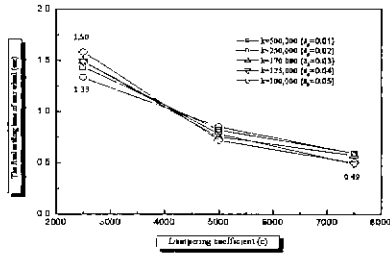


Fig. 11 The settling time of rear wheel when the first container is loaded

Fig.12는 두 번째 컨테이너가 상차될 시,  $k$  값과  $c$  값의 조합에 따른, 앞바퀴와 뒷바퀴의 최종 처짐량으로서 0.25cm 에서 12.45cm 까지 다양한 폭으로 발생하였고,  $\Delta$ 로 표시된 부분은  $k = 170,000$  ( $\delta_0 = 0.03$ ) 인 경우를 나타낸 것으로  $c$  값이 증가함에 따라 최종 처짐값이 7.38cm 에서 7.35cm 로 거의 일정하다. Fig.13은 정착시간으로서 최종 처짐량이 증가함에 따라 1.41 초에서 3.8초까지로 나타났다.

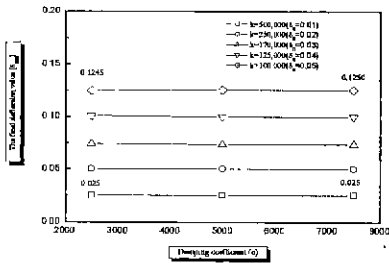


Fig. 12 The final deflection values of front and rear wheel when the second container is loaded

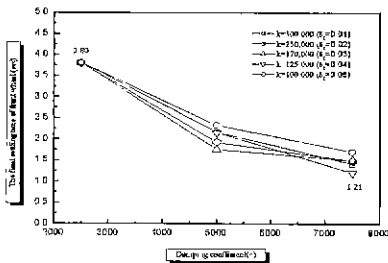


Fig. 13 The settling time of front and rear wheel when the second container is

#### 4. 결론

본 연구에서는 자중에 의한 초기 변위량  $\delta_0$  및 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) 최대 처짐량을 고려할 때, 증가감쇠계수  $c$  에 관계없이 등가스프링 상수  $k$  의 값은 안전성을 고려하여 170,000 이상의 값이 선택되어야 할 것으로 판단된다.

2) 등가 감쇠계수  $c$  의 값이 증가할수록 정착시간이 다소 단축되며 등가 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 연구에서 적용한 수학적·물리적 모델을 이용하여 AGV 차량의 실제 시뮬레이터에 대한 적용가능성을 검토하였으며 효과적으로 실제 시험을 대체할 수 있는 방안이 될 수 있음을 보였다.

#### 후기

본 연구는 현대 중공업과 동아대학교 RRC 센터의 연구비 지원으로 이루어졌으며 관계자 여러분의 후원에 감사 드립니다.

#### 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 최적설계 시스템 공학", 한국 자동차 공학회 논문집, 제7권 제3호, pp. 339~349, 1999.
5. 안기원, 김우영, 임형은, 황원걸, "대형버스의 승차감 평가에 관한 연구", 한국자동차공학회 논문집, 제7권 제3호, pp. 339~347, 1999.
6. 오재응, 기계 진동 소음 공학, 교학사.
7. 홍예선, 황요하, 김동윤, 김영범, 심재진, "승용차용 능동 제어식 현가시스템의 개발", 한국자동차 공학회논문집 제2권 제2호, pp. 73~82, 1994.