

AGV가 받는 충격량에 대한 현가장치의 최적설계

김재현*(동아대 대학원 기계공학과), 최환도(동아대 대학원 기계공학과),
김중완(동아대 기계공학과) 전언찬(동아대 기계공학과)

Optimum Design of Suspension on Impulse to AGV

J. H. Kim(Mech. Eng. Dept., DAU), H. D. Choi(Mech. Eng. Dept., DAU),
J. W. Kim(Mech. Eng. Dept., DAU), U. C. Jeon(Mech. Eng. Dept., DAU)

ABSTRACT

This research is presented for optimizing the coefficients of spring and damper by impulse which is applied to AGV when the two containers are loaded on AGV. The suspension is estimated to the condition that two containers, initial velocity of container, initial height of container and maximum of suspension stroke. The coefficients of spring and damper are calculated numerically through Newmark method uses finite difference expansions. The procedure of calculation is applied by one DOFs of mass-spring-damper system. The coefficients of spring and damper have large value as increase of height or decrease of stroke. The result of calculation is shown in graph and the investigation is used AGV design.

Key Words : AGV(무인운반차), Optimum Design (최적설계), Impact Load (충격하중),
Transient Analysis (과도해석), Finite Difference Expansion (유한차분법)

1. 서론

최근에 들어서 우리의 물류 처리 시설, 항만, 도로 등의 infra 시설이 산업의 발전에 따른 수·출입 Container 화물량의 증가에 비해 크게 부족한 실정이다. 이러한 문제점에 대한 대안의 하나로서 항만 물류 구조를 획기적으로 개선과 AGV 기술력 보유는 신속·정확한 항만 물류 처리를 가능하게 함으로써 국가 경쟁력을 갖추게 한다.

AGV는 FMS 활성화의 추세에 따라 등장한 무인도 무인반송 system으로서 computer에 의해 제어되는 자체의 구동력으로 이동하는 첨단 물류 system이다. 이는 작업자가 기기의 관리에만 필요하게 되므로 인력의 감소와 생산성과 품질의 향상, 작업환경과 안전성을 개선할 수 있게 된다. 본 논문에서는 이러한 AGV 설계 시 필요한 현가장치의 스프링 상수와 감쇠계수를 컨테이너가 상차 될 때의 충격력을 해석을 통하여 최적화 하고자 하였다.

AGV에 작용하는 충격력은 컨테이너의 무게와 높이, 초기 낙하 속도등 세가지의 조건에 의해 달라지게 된다. 과도한 충격력이 AGV에 작용하게 되

면 기기의 손상을 가져올 수 있다. 그러므로 AGV에서는 보다 안정된 자동화를 위하여 이러한 충격하중에 의한 트레일러의 진동을 스프링과 감쇠기로서 원하는 시간 내에 안정시키는 것이 중요하다. 두 개의 컨테이너가 상차 될 때 앞바퀴와 뒷바퀴가 받는 하중을 모멘트 법을 이용한 반력 계산으로 구하였고, 충격하중의 작용을 처음에는 충격량으로 그리고 컨테이너가 상차 된 후의 트레일러 거동시에는 계단입력하중으로 고려하여 해석하였다. 그리고 충격하중의 계산시 변수인 컨테이너의 초기 높이를 달리 하여 같은 방법으로 해석하였다. 또한 현가 장치의 최대 허용 stroke를 달리하여 각각의 해석을 시행하였다.

이를 통하여 각 조건에서 트레일러 현가 장치에 사용될 스프링 상수 값과 감쇠계수를 계산하였고 이를 통해 최적화를 시도하였으며 그 값을 그래프를 이용하여 현가장치의 거동을 시각적으로 나타내었다. 해석과 최적화를 위하여 ANSYS 프로그램의 Newmark method가 사용되었으며 그에 대한 알고리즘은 본문에 언급하였다.

2. 본론

2.1 첫 번째 컨테이너 상차 시

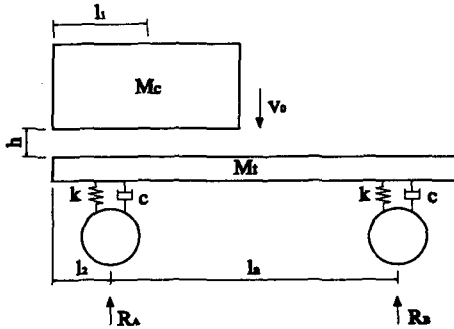


Fig. 1 The First container load

Fig. 1은 첫 번째 컨테이너가 AGV에 상차 될 때를 나타낸 그림이다. 컨테이너의 하중을 M_c , 트레일러의 질량을 M_t , 초기 속도와 높이를 각각 V_0 , h 라고 하고 그 값을 Table 1에 나타내었다. 그리고 트레일러의 수차와 바퀴의 반력을 각각 l_a , l_1 , l_2 , R_A 그리고 R_B 로 나타내었다

Table 1 Initial parameter

parameter	value
M_c (mass of container)	25 (t)
M_t (mass of trailer)	20 (t)
V_0 (initial velocity)	4 m/s
h (height)	1 m

컨테이너가 상차 될 때 컨테이너 중량(F)를 고려하여 앞바퀴가 받는 하중(R_A)과 뒷바퀴가 받는 하중(R_B)를 계산하면 다음 식과 같다.

여기서 $l_a = 10m$, $l_1 = 3.875m$, $l_2 = 2.75m$ 이다. 그러므로

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

$$R_B = \frac{F(l_1 - l_2)}{2l_a}$$

단 바퀴는 앞뒤에 각각 2개씩이다.

여기서 F 는 컨테이너 상차 시 AGV에 작용하는 충격량으로서 아래의 식에 의해 구해될 수 있다.

$$F = \frac{M_c(\sqrt{2gh} + V_0)}{\Delta t}$$

첫 번째 컨테이너 상차 시 운동량 방정식은 다음과 같이 구해진다.

$$\left(\frac{M_t}{2}\right)\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = R_A(t)$$

$$\left(\frac{M_t}{2}\right)\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = R_B(t)$$

2.2 두 번째 컨테이너 상차 시

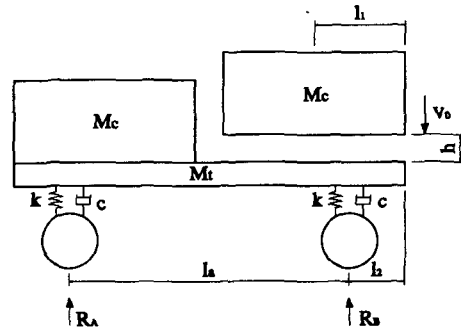


Fig. 2 The Second container load

두 번째 컨테이너 상차 시 운동량 방정식은 다음과 같다.

$$\left(\frac{M_t}{2} + \frac{R_A}{g}\right)\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = R_A(t)$$

$$\left(\frac{M_t}{2} + \frac{R_B}{g}\right)\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = R_B(t)$$

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

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

두 번째 컨테이너 상차 시에는 같은 크기의 반력이 서로 다른 지점에 작용하게 된다

2.3 과도해석 이론

과도 동적 평형 방정식은 아래와 같다.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F^a\} \quad (1)$$

식 (1)의 선형방정식의 해석에는 Newmark 시간적분방법이 사용된다. Newmark 법은 시간간격 Δt

에서 유한차분법을 사용한다.

$$\{ \dot{u}_{n+1} \} = \{ \dot{u}_n \} + [(1-\delta)\{ \ddot{u}_n \} + \delta\{ \ddot{u}_{n+1} \}] \Delta t \quad (2)$$

$$\{ u_{n+1} \} = \{ u_n \} + \{ \dot{u}_n \} \Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \alpha \right) \{ \ddot{u}_n \} + \alpha \{ \ddot{u}_{n+1} \} \right] \Delta t^2 \quad (3)$$

구하고자 하는 바는 변위 $\{u_{n+1}\}$ 의 계산이므로 지배방정식 (1)은 시간 t_{n+1} 에서 다음과 같이 구해진다.

$$[M]\{ \ddot{u}_{n+1} \} + [C]\{ \dot{u}_{n+1} \} + [K]\{ u_{n+1} \} = \{ F^n \} \quad (4)$$

시간 t_{n+1} 에서의 변위의 해는 식 (2)와 식 (3)을 재배열하여 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\{ \ddot{u}_{n+1} \} = a_0(\{ u_{n+1} \} - \{ u_n \}) - a_2\{ \dot{u}_n \} - a_3\{ \ddot{u}_n \} \quad (5)$$

$$\{ \dot{u}_{n+1} \} = \{ \dot{u}_n \} + a_6\{ \ddot{u}_n \} + a_7\{ \ddot{u}_{n+1} \} \quad (6)$$

여기서

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{\alpha \Delta t^2} & a_1 &= \frac{\delta}{\alpha \Delta t} \\ a_2 &= \frac{1}{\alpha \Delta t} & a_3 &= \frac{1}{2\alpha} - 1 \\ a_4 &= \frac{\delta}{\alpha} - 1 & a_5 &= \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\delta}{\alpha} - 2 \right) \\ a_6 &= \Delta t (1 - \delta) & a_7 &= \delta \Delta t \end{aligned}$$

$\{ \ddot{u}_{n+1} \}$ 과 $\{ \dot{u}_{n+1} \}$ 에 대한 식은 식 (4)에 대입하여 쓰면 다음의 형태로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} (a_0[M] + a_1[C] + [K])\{ u_{n+1} \} &= \{ F^n \} + \\ [M] (a_0\{ u_n \} + a_2\{ \dot{u}_n \} + a_3\{ \ddot{u}_n \}) &+ \\ [C] (a_1\{ u_n \} + a_4\{ \dot{u}_n \} + a_5\{ \ddot{u}_n \}) & \end{aligned} \quad (7)$$

한 개의 해로서 $\{u_{n+1}\}$ 이 얻어지며 가속도, 속도는 식 (5)와 식 (6)에서와 같이 얻어진다.

본 연구에서는 트레일러의 현가 장치 부분에서 충격해석을 수행하였으며, Fig. 3은 본 충격해석에서 고려한 충격하중 형태로 삼각 파와 계단 파의 연속된 형상을 나타낸다. 하중 지속시간은 삼각 파까지는 10 msec이고 계단 파까지는 0.5 sec이다. 즉, 충격력 계산에서의 Δt 는 fig. 3의 그래프의 면적값인 0.495 sec를 가진다.

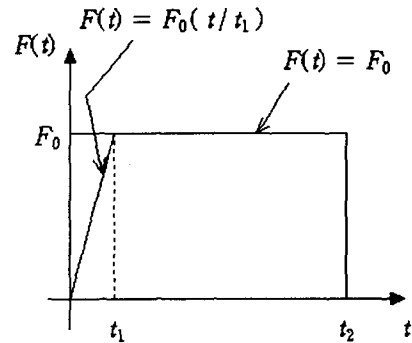


Fig. 3 Impact load shape

3. 최적설계

3.1 최적설계 알고리즘

본 연구에서 사용한 Method는 ⁽⁶⁾Subproblem approximation method로서 각 설계변수 값들을 생성하여 그 데이터 점 위에 최소 자승 법으로 형성하고 각 최적화 루프가 새로운 데이터 점을 생성하여 목적함수 근사화를 수행하는 방법으로, 점들을 단순히 커브피팅(Curve-fitting)하여 근사화 하므로 빠른 시간 안에 근사해를 구할 수 있는 장점이 있으므로 복잡한 3차원 형상을 가진 구조물에 적용하기가 용이하다.

$$\hat{f}(x) = f(x) + \text{error} \quad (8)$$

식 (8)의 $\hat{f}(x)$ 와 같이, 근사화를 위한 각각의 독립변수와 오차함수(Penalty function)를 포함하고 있으며 이를 최소화시키면,

Minimize :

$$\hat{f}(x) = f(x)$$

Subject to :

$$\underline{x}_i \leq x_i \leq \overline{x}_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n)$$

$$\widehat{g}_i(x) \leq \overline{g}_i + \alpha_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_1)$$

$$\underline{h}_i - \beta_i \leq \widehat{h}_i(x) \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_2)$$

$$\underline{\omega}_i - \gamma_i \leq \widehat{\omega}_i(x) \leq \overline{\omega}_i + \gamma_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_3)$$

f = Objective function
 x = Design variable
 n = Number of Design variable
 g_i, h_i, w_i = State variable
 $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ = Tolerances
 Minimize :

$$F(x, p_k) = \hat{f} + f_o p_k \left[\sum_{i=0}^m X(x_i) + \sum_{i=0}^m G(\hat{g}_i) \right. \\
 \left. + \sum_{i=0}^m H(\hat{h}_i) + \sum_{i=0}^m W(\hat{w}_i) \right]$$

가 된다.

4. 결과 및 고찰

4.1 첫 번째 컨테이너 상차시 유한요소 해석

각각의 stroke에 대한 낙하 높이(1.0 m, 1.2 m)를 고려하여 스프링 상수와 감쇠계수를 해석하였다.

Table 2는 첫 번째 컨테이너 상차 시 컨테이너가 받는 충격력을 고려하여 앞바퀴와 뒷바퀴 현가 장치의 스프링 상수와 감쇠계수를 해석한 것이다

Table 2 coefficients of spring and damper of front wheel on the first container loading

stroke (m)	h (m)	R _A	R _B	Optimum Front Wheel	
				k(N/m)	c(N · s/m)
0.18	1.0	188901	23936	1035800	212190
	1.2	198377	25133	1055000	249240
0.23	1.0	188901	23936	898230	157990
	1.2	198377	25133	981500	141600

첫 번째 컨테이너 상차 시의 뒷바퀴에 작용하는 충격하중은 두 번째 컨테이너 상차 시의 뒷바퀴에 작용하는 충격하중보다 훨씬 적은 값이므로 스프링 상수와 감쇠계수 또한 보다 적은 값을 가지게 된다. 그러므로 뒷바퀴의 스프링 상수와 감쇠계수의 최적 설계는 두 번째 컨테이너 상차 시의 값을 이용하였다.

4.2 두 번째 컨테이너 상차 시 유한요소해석

Table 3은 첫 번째 컨테이너가 상차되어 있으면서 다시 두 번째 컨테이너가 상차 될 때 트레일러가 받는 충격하중을 고려한 앞·뒤 바퀴의 스프링 상수

과 감쇠계수를 구한 것이다.

Table 3 coefficients of spring and damper of rear wheel on the second container loading

stroke (m)	h (m)	R _A	R _B	Optimum Rear Wheel	
				k(N/m)	c(N · s/m)
0.18	1.0	23936	188901	1029200	392080
	1.2	25133	198377	1037600	469260
0.23	1.0	23936	188901	909800	164530
	1.2	25133	198377	925720	183280

첫 번째 컨테이너 상차 시와 마찬가지로 두 번째 컨테이너 상차 시의 앞바퀴에 작용하는 하중은 첫 번째 컨테이너 상차 시에 앞바퀴에 작용하는 하중보다 훨씬 적은 값을 가지므로 앞바퀴의 스프링 상수와 감쇠계수는 첫 번째 컨테이너 상차 시의 것만을 고려하였다.

4.3 변위 응답 그래프

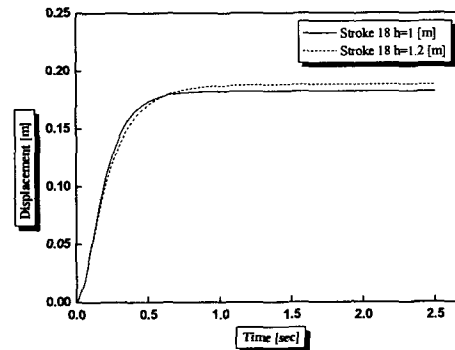


Fig. 4 Displacement of front wheel on the first container loading at stroke 0.18 m

첫 번째 컨테이너 상차 시 앞바퀴의 낙하 높이에 따른 변위 곡선은 0.5 sec 이후에 설정된 stroke 내에서 안정되고 있음을 보여준다. 또한 낙하 높이가 높아짐에 따라 일정 stroke 내에서 안정하기 위하여 낙하 높이가 높아질수록 스프링값이 더 커짐을 알 수 있다.

두 번째 컨테이너 상차 시 뒷바퀴의 경우도 앞바퀴와 마찬가지로 설정된 stroke 내에서 0.5 sec 이후에 안정되는 것을 볼 수가 있다. 충격력이 발생한 이

후 변위가 약간 줄어들음을 볼 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 컨테이너가 상차될 때 트레일러의 현가 장치가 받는 충격력을 이용한 최적화를 stroke의 변화와 낙하 높이의 변화에 대해 각각 최적화하였다. 먼저 첫 번째 컨테이너가 상차될 때 최대 stroke를 위와 같이 두 가지로 변화시켜 각각의 최적 스프링 상수와 감쇠계수를 구하였고 또한 컨테이너의 낙하높이를 조절하여 같은 해석을 수행하였다. 최대 stroke의 크기가 작을수록 보다 큰 스프링 상수와 감쇠계수가 요구되어 진다. 그리고 컨테이너의 상차 위치가 앞바퀴 쪽이므로 앞바퀴의 스프링 상수와 감쇠계수의 값이 뒷바퀴의 것보다 크게 나타난다. 또한 컨테이너의 낙하 높이가 높아질수록 트레일러에 가하는 충격력은 커지므로 보다 큰 값의 스프링 상수와 감쇠계수가 요구되어 지는 것을 볼 수 있다.

두 번째 컨테이너가 상차될 때의 경우의 충격력은 같은 크기의 힘이 다른 위치에 작용하는 것과 같다. 그러므로 앞바퀴의 스프링 상수와 감쇠계수의 값보다 뒷바퀴의 것이 보다 큰 값을 가짐을 알 수 있으며 계의 안정에는 스프링 상수 값이 감쇠기의 값보다 많은 비중을 차지함을 알 수 있다.

참고문헌

- (1) Kozol, J. E., and Brach, R. M., 1991, "Two-Dimensional Vibratory Impact With Chaos", Journal of sound and Vibration, Vol. 148, No. 2, pp. 319 ~ 327
- (2) Bapat C. N. and Popplewell, N., 1983, "Stable Periodic Vibro-Impacts of an Oscillator", Journal of Sound and Vibration, Vol. 87, pp. 41 ~ 59.
- (3) W. Goldsmith. 1960. "Impact : The Theory and Physical Behaviour of Colliding Bodies". Edward Arnold. London.
- (4) Sun, C.T. and Huang, S.N., 1975, "Transverse Impact Problems by Higher Order Beam Finite Element", Computers and Structures, Vol. 5, pp. 297 ~ 303
- (5) Crook, A.W., 1952, " A study of Some Impacts Between Metal Bodies by a Piezoelectric Method", Proceedings of the Royal Society, London, Series A, Vol. 212, p.377
- (6) Schmit. L. A., 1974, "Some approximation concepts for structural synthesis", AIAA Journal, Vol. 27, No. 5, pp. 692~699.

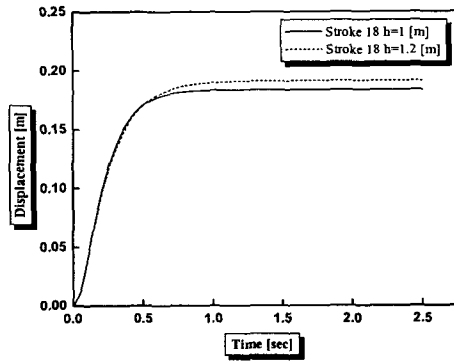


Fig. 5 Displacement of front wheel on the first container loading at stroke 0.23 m

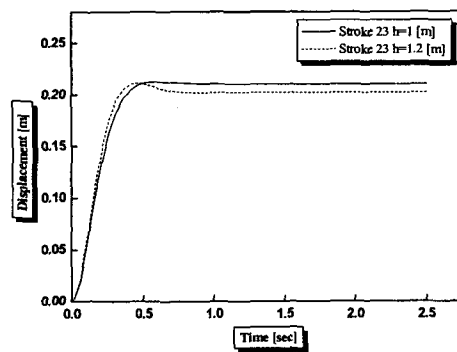


Fig. 6 Displacement of rear wheel on the second container loading at stroke 0.18 m

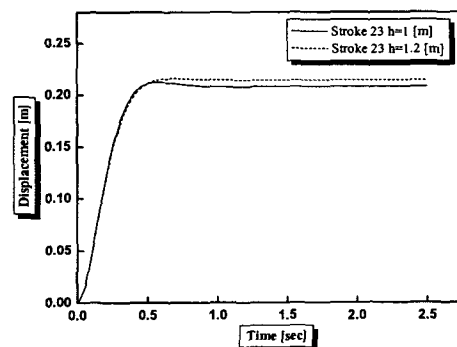


Fig. 7 Displacement of rear wheel on the second container loading at stroke 0.23 m