

# 농용 트랙터 안전캡 현가 장치의 최적설계

## Optimum Design of Cab Suspension For Agricultural Tractors

최현준\*

H. J. Choy

김종언\*

J. E. Kim

김경욱\*

정회원

K. U. Kim

### 1. 서론

오늘날 농업기계가 널리 보급됨에 따라 농업기계의 사용자와 사용 시간은 급격히 증가되고 있다. 따라서, 농업기계의 설계도 기존에 추구해 왔던 노동력 절감, 고출력 등의 기능성 확대보다는 사용자의 안전성, 편의성, 안락성 등 인간공학적 설계에 관심이 집중되고 있다. 농업기계에 있어 대표적인 진동 문제 중 하나는 트랙터의 승차진동이며, 트랙터 운전이 전문화되고, 작업시간이 장기화됨에 따라 승차진동은 더욱 심각한 문제가 되고 있다. 따라서, 트랙터의 승차진동을 감소시킴으로써 운전자의 건강을 보호하고, 보다 편안한 작업 환경을 제공하기 위한 대책이 요구된다.

트랙터는 그 기능상 차륜의 현가 장치가 없기 때문에 지면으로부터 발생하는 저주파 진동은 거의 직접적으로 운전자에게 전달된다. 이러한 저주파 진동에 대한 감소 대책은 주로 좌석의 현가 장치를 개선하는 방향으로 추진되어 왔으나, 좌석 현가 장치는 성능상 한계가 있다.

트랙터의 승차진동을 감소시키기 위한 방법의 하나로서 안전캡에 현가 장치를 설치하는 방법이 있다. 안전캡의 현가 장치는 좌석 현가 장치에 비하여 운전자의 무게가 현가 장치의 고유진동수에 미치는 영향이 상대적으로 작고, 각종 계기판 및 조정 장치와 운전자를 하나의 진동계로 구성함으로써 상대운동을 감소시킬 수 있다(Suggs et al. 1969).

일반적으로, 안전캡은 고무 방진패드를 이용하여 차체에 장착하는 방식으로 되어있다. 방진패드를 사용함으로써 장착부에서의 소음과 고주파 진동을 차단할 수 있으나, 인체에 유해한 저주파 진동은 효과적으로 차단할 수 없기 때문에 저주파 진동 차단을 목적으로 안전캡 현가 장치의 최적 설계가 필요하다.

### 2. 안전캡 현가 장치의 동적 모델

#### 가. 안전캡 현가 장치의 모델링

안전캡 현가 장치의 최적 설계 변수를 결정하기 위해서는 우선 좌석과 캡의 운동을 예측할 수 있는 동적 모델을 개발하여야 한다. 일반적으로 승용차와 같은 장치의 진동은, 최저

---

\* 서울대학교 농업생명과학대학 생물자원공학부

차 모드의 고유 진동수가 수백 Hz 이상이므로, 50Hz 이하의 저주파 진동에서는 강체 운동으로 가정할 수 있다. 트랙터 안전캡의 경우에도 마찬가지로 인체에 유해한 저주파 진동을 대상으로 할 경우 대부분의 진동이 강체 운동이기 때문에 실제 안전캡은 연속체이나, 다자유도의 이산계로 근사화시켜 모형화하여도 비교적 정확한 안전캡의 거동을 예측할 수 있다.

개발된 동적 모델은 그림 1과 같다. 모델링에 사용된 좌표계의 원점은 엔진 하우징과 미션 하우징의 접합 평면과 전동축이 교차하는 점이며, 직교 좌표에서 x, y, z축의 +방향은 트랙터가 진행할 때 각각 진행방향, 좌측, 수직방향이다. 동적 모델은 승차감에 미치는 영향이 큰 수직( $z_c$ ), 롤( $\phi_c$ ), 피치( $\theta_c$ )운동의 3자유도로 간소화하였으며, 좌석의 운동은 수직방향의 운동( $z_s$ )으로 모델링하였다.

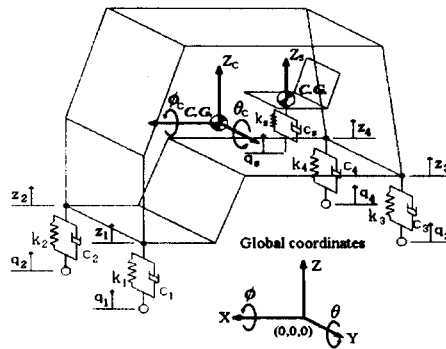


Fig.1 Dynamic model of cab-suspension system

모델링에 사용된 가정은 다음과 같다.

- (1) 안전캡은 강체이며, 좌석은 질점(particle)이다.
- (2) 안전캡과 좌석의 현가 장치는 선형 스프링과 댐퍼의 병렬 결합체이다.
- (3) 안전캡은 현가 장치에 의해서만 본체에 연결되어 있으며, 가진력은 수직방향으로만 작용한다.
- (4) 트랙터는 일정한 속도로 직진한다.

#### 나. 운동 방정식

운동 방정식은 뉴턴의 제 2 운동 법칙을 이용하여 유도하였다.

안전캡의 무게 중심에서 수직방향의 진동에 대한 운동 방정식은  $\sum F_z = 0$  으로부터 다음과 같이 유도된다.

$$m_c \ddot{z}_c = c_1(\dot{q}_1 - \dot{z}_1) + c_2(\dot{q}_2 - \dot{z}_2) + c_3(\dot{q}_3 - \dot{z}_3) + c_4(\dot{q}_4 - \dot{z}_4) + c_5(\dot{q}_5 - \dot{z}_5) + k_1(q_1 - z_1) + k_2(q_2 - z_2) + k_3(q_3 - z_3) + k_4(q_4 - z_4) + k_5(q_5 - z_5) \quad (1)$$

같은 방법으로,  $\sum M_\phi = 0$ 로부터 안전캡의 롤 운동 방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 I_{\phi c} \ddot{\phi}_c &= c_1(\dot{q}_1 - \dot{z}_1)(y_1 - y_c) + c_2(\dot{q}_2 - \dot{z}_2)(y_2 - y_c) \\
 &+ c_3(\dot{q}_3 - \dot{z}_3)(y_3 - y_c) + c_4(\dot{q}_4 - \dot{z}_4)(y_4 - y_c) + c_5(\dot{q}_s - \dot{z}_s)(y_s - y_c) \\
 &+ k_1(q_1 - z_1)(y_1 - y_c) + k_2(q_2 - z_2)(y_2 - y_c) \\
 &+ k_3(q_3 - z_3)(y_3 - y_c) + k_4(q_4 - z_4)(y_4 - y_c) + k_5(q_s - z_s)(y_s - y_c)
 \end{aligned} \quad (2)$$

안전캡의 피치 운동 방정식은  $\sum M_\theta = 0$ 로부터 다음과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned}
 I_{\theta c} \ddot{\theta}_c &= -c_1(\dot{q}_1 - \dot{z}_1)(x_1 - x_c) - c_2(\dot{q}_2 - \dot{z}_2)(x_2 - x_c) \\
 &- c_3(\dot{q}_3 - \dot{z}_3)(x_3 - x_c) - c_4(\dot{q}_4 - \dot{z}_4)(x_4 - x_c) - c_5(\dot{q}_s - \dot{z}_s)(x_s - x_c) \\
 &- k_1(q_1 - z_1)(x_1 - x_c) - k_2(q_2 - z_2)(x_2 - x_c) \\
 &- k_3(q_3 - z_3)(x_3 - x_c) - k_4(q_4 - z_4)(x_4 - x_c) - k_5(q_s - z_s)(x_s - x_c)
 \end{aligned} \quad (3)$$

수직방향에 대한 좌석의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$m_s \ddot{z}_s = c_s(\dot{q}_s - \dot{z}_s) + k_s(q_s - z_s) \quad (4)$$

위의 식에서  $z_1, z_2, z_3, z_4$  와  $q_s$  를  $z_c, \phi_c,$  와  $\theta_c$  의 함수로 표현하면

$$\begin{aligned}
 z_1 &= z_c + (y_1 - y_c)\phi_c - (x_1 - x_c)\theta_c \\
 z_2 &= z_c + (y_2 - y_c)\phi_c - (x_2 - x_c)\theta_c \\
 z_3 &= z_c + (y_3 - y_c)\phi_c - (x_3 - x_c)\theta_c \\
 z_4 &= z_c + (y_4 - y_c)\phi_c - (x_4 - x_c)\theta_c \\
 q_s &= z_c + (y_s - y_c)\phi_c - (x_s - x_c)\theta_c
 \end{aligned} \quad (5)$$

가 된다. (5)를 식 (1), (2), (3), (4)에 식 (5)를 대입하여 정리하면 다음과 같은 운동방정식이 유도된다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (6)$$

여기서  $[M], [C], [K]$  행렬은 각각 관성, 감쇠, 강성행렬이다.

#### 다. 동적 특성의 측정

안전캡 현가 장치의 동적 특성은 국내에서 제작된 47ps 4륜 구동 트랙터를 이용하여 실험적으로 결정하였다. 안전캡의 질량과 질량 중심은 두 개의 크레인-스케일(crane-scale)과 디지털 각도계를 이용하여 결정하였고, 질량 관성 모멘트는 현수 측정법을 이용하였다. 안전캡 현가 장치의 감쇠계수와 스프링 상수는 직접 시스템 구명법(Direct System Identification Method)을 이용하여 결정하였으며, 좌석 현가 장치에 대해서는 피크-피킹법을 이용하였다. 이러한 방법으로 구한 동적 계수는 표 1과 표 2에서와 같다.

### 3. 안전캡 현가 장치의 모델 검증

안전캡 현가 장치의 동적 모델은 실험으로 측정한 좌석의 수직 방향 가속도와 모델을 시뮬레이션한 값을 비교하는 방법으로 검증하였다. 가속도는 시험도로에서 주행 중 측정하였으며, 시뮬레이션은 MATLAB S/W를 사용하였다.

시험 도로는 3개의 범프가 있는 아스팔트 포장 도로이었으며, 주행조건은 6km/h로서

Table 1 Dynamic properties of cab-suspension system

Property	Item	Component	Value
Inertia Property	Mass	Cab	325.5kg
		Seat	18kg
	Location of mass center	Cab	(-968,0,806)mm
		Seat	(-1178,0,218)mm
Mass moment of inertia	Cab	Roll:171.7kgm <sup>2</sup> Pitch:174.5kgm <sup>2</sup>	
Damping Property	Damping coefficient	Cab suspension	1558.7 N/m/s
		Seat suspension	677 N/m/s
Stiffness Property	Spring constant	Cab suspension	3693.5 kN/m
		Seat suspension	12.9 kN/m

Table 2 Natural frequencies of cab-suspension system

Component	Mode	Natural frequency(Hz)
Cab	Roll	17.250
	Pitch	21.875
	Vertical	35.375
Seat	Vertical	2.18

정속 주행, 4.4km/h로서 한쪽 바퀴 범프 통과와 양쪽 바퀴 범프 통과의 3조건으로 하였다. 각각의 주행 조건에서 좌석과 안전캡 지점의 수직 방향 가속도를 측정하였다. 측정 결과는 테이프 레코더에 기록하였으며, 실험실에서는 신호분석기를 이용하여 기록된 가속도 신호를 필터링, A/D변환, 푸리에 변환을 해서 가속도 스펙트럼을 작성하였다.

시뮬레이션은 운동방정식을 이용하여 수행하였다. 입력 변수는 관성, 감쇠 계수, 스프링 상수로 하였으며, 안전캡의 지점에서 측정한 가속도 스펙트럼을 가진력으로 사용하였다. 이 시뮬레이션은 주파수 영역에서 좌석과 안전캡 내부의 한 점의 가속도를 예측한다.

그림 2는 실제 측정치와 시뮬레이션으로 구한 좌석의 수직 가속도의 오토 스펙트럼을 나타낸 것이다. 그림 2에서 실선은 실제 측정한 가속도로써 구한 것이고, 점선은 시뮬레이션한 가속도로써 구한 것이다. 또한 (a)는 6km/h의 속도로써 평지를 주행할 때, (b)와 (c)는 각각 4.4km/h의 속도로써 한쪽 바퀴만 범프를 지날때와 양쪽 바퀴 모두 범프를 지날때를 나타낸 것이다. 측정치와 시뮬레이션으로 구한 가속도의 오토 스펙트럼이 잘 일치하고 있다.

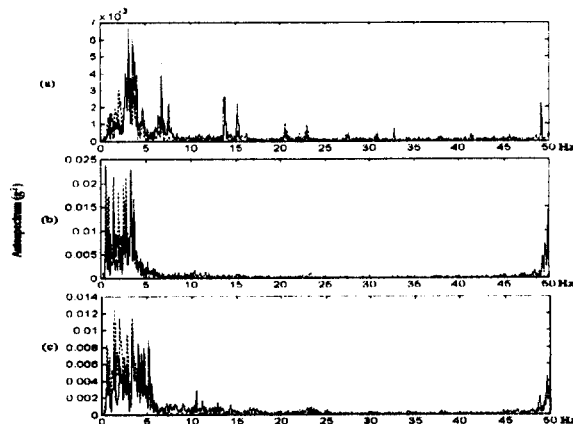


Fig.2 Comparison between the autospectrum of vertical acceleration at the seat obtain from measurement and that from simulation

#### 4. 안전캡 현가 장치의 최적화

좌석의 저주파 진동을 줄이기 위한 최적화는 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 수행하였다.

그림 3과 그림 4는 각각 좌석의 수직 가속도와 안전캡의 수직, 롤, 피치 가속도의 파워 스펙트럼을 시뮬레이션 한 결과이다.

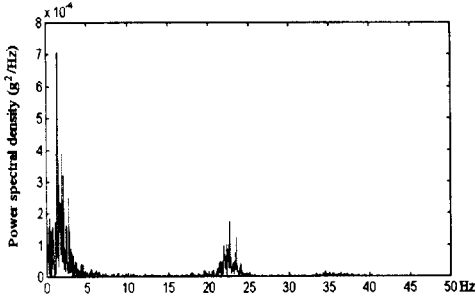


Fig.3 PSD of vertical acceleration at the seat predicted by simulation

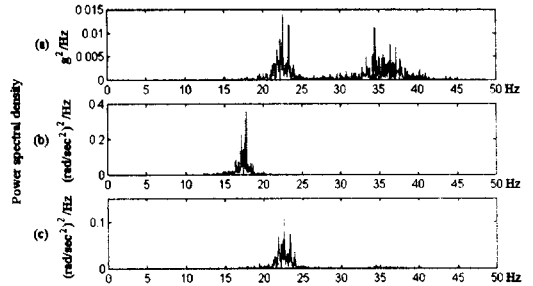


Fig.4 PSD of acceleration at the cab mass center predicted by simulation((a)vertical mode, (b)roll mode, (c)pitch mode)

그림 3에서 두 개의 피크점은 각각 좌석의 수직 모드와 안전캡의 피치 모드의 고유진동수를 나타낸다. 즉, 안전캡의 피치 모드가 좌석 진동에 영향을 미치게 된다. 이는 좌석의 무게중심과 캡의 무게중심이 일치하지 않기 때문이다.

최적화의 대상은 주파수 영역에서 진동 수준을 나타낼 수 있는 전체 파워(total power)로 하였으며, 50Hz까지 고려하였다. 최적화를 위한 설계 변수는 스프링 상수와 감쇠 계수로 하였다.

##### 가. 스프링 상수의 최적화

그림 5는 스프링 상수의 변화에 따른 안전캡 중심의 수직, 롤, 피치 가속도의 전체 파워를 나타낸 것이며, 그림 6은 좌석에서의 전체 파워를 시뮬레이션 한 결과이다.

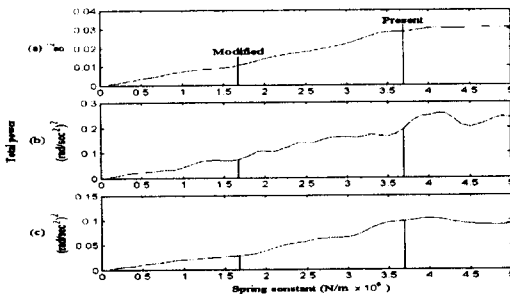


Fig.5 Variation of the total power of acceleration at the cab mass center as a function of spring constant of the cab suspension((a)vertical mode, (b)roll mode, (c)pitch mode)

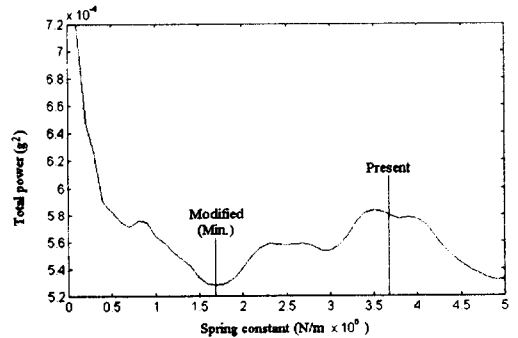


Fig.6 Variation of the power of vertical acceleration of spring constant of the cab suspension

시뮬레이션 결과에 의하면 스프링 상수의 변화에 따른 캡 진동의 특성은 다음과 같다.

- (1) 안전캡 현가 장치의 전체 파워는 스프링 상수가 증가함에 따라 증가한다. 이는 스프링 상수가 증가함에 따라 각 모드의 고유진동수가 증가하기 때문인 것으로 판단된다.
- (2) 좌석의 수직 가속도에 대한 전체 파워는 안전캡의 스프링 상수가 증가함에 따라 초기에는 감소하여 최소값에 이르나 다시 피치 모드의 영향으로 증가된다.
- (3) 시뮬레이션 결과 스프링 상수가 1700kN/m일 때 좌석의 진동 수준이 최소가 되었으며 안전캡의 진동 또한 현저히 감소하였다.

#### 나. 감쇠 계수의 최적화

그림 7과 그림 8은 각각 감쇠계수의 변화에 따른 안전캡 중심의 수직, 롤, 피치 가속도와 좌석의 수직 가속도의 전체 파워 변화를 시뮬레이션 한 결과이다.

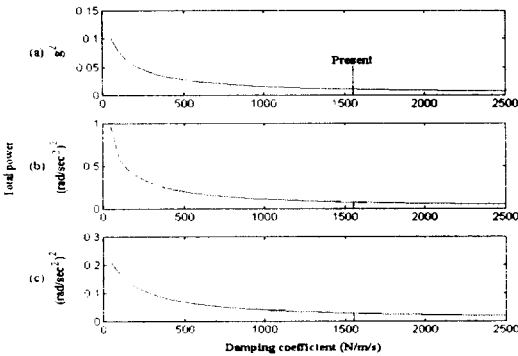


Fig.7 Variation of the total power of acceleration at the cab mass center as a function of damping coefficient of the cab suspension((a)vertical mode, (b)roll mode, (c)pitch mode)

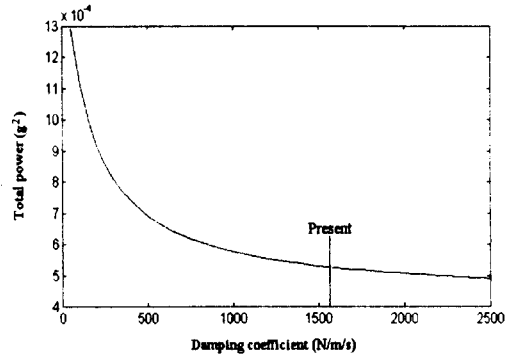


Fig.8 Variation of the total power of vertical acceleration at the seat as a function of damping coefficient of the cab suspension

시뮬레이션 결과에 의하면 감쇠 계수의 변화에 따른 캡 진동의 특성은 다음과 같다.

- (1) 안전캡 중심의 수직, 롤, 피치 가속도의 전체 파워는 감쇠 계수가 증가함에 비선형으로 감소한다.
- (2) 좌석의 수직 가속도에 대한 전체 파워도 감쇠 계수가 증가함에 따라 안전캡의 가속도에서와 같은 경향으로 감소하였다.
- (3) 50Hz 이하의 저주파 영역에서 캡과 좌석 진동은 감쇠 계수가 증가함에 따라 비선형적으로 급격히 감소한다.

## 5. 결론 및 요약

승차감에 지배적인 영향을 미치는 캡의 수직, 롤, 피치 운동과 좌석의 수직 운동을 시뮬레이션하기 위하여 자유도가 4인 운동방정식을 유도하였다.

시뮬레이션 프로그램은 MATLAB을 사용하여 개발하였으며. ( 입력 변수는) 실제 측정한

측정값을 사용하였다. 시뮬레이션한 승차 진동과 실제 주행하여 측정한 승차 진동을 비교하여 모델의 유효성을 입증하였다.

시뮬레이션 결과로부터 안전캡 현가 장치의 최적 변수를 구하기 위한 방법은 다음과 같이 요약된다.

- (1) 좌석의 수직 진동을 줄이기 위해서는 안전캡 현가 장치의 스프링 상수를 크게 하여 좌석의 수직 진동과 캡의 수직, 롤, 피치 진동의 고유진동수가 유리되도록 하여야 한다. 그러나 스프링 상수가 증가되면 안전캡의 진동은 증가하고, 좌석의 진동은 감소하므로 두 진동 수준의 합이 최소인 스프링 상수를 구하여야 한다.
- (2) 안전캡과 좌석의 진동을 동시에 줄이기 위해서는 현가 장치의 감쇠 계수를 증가시켜야 한다.

## 6. 참고문헌

1. 정창주, 류관희, 김경욱. 1992. 농업동력학. 문운당
2. 정수식. 1993. 농용 트랙터의 승차 진동 평가에 관한 연구. 서울대학교 농공학과 농업기계전공 석사학위논문.
3. 조춘환. 1996. 진동 감소를 위한 트랙터의 설계에 관한 연구. 서울대학교 농공학과 농업기계전공 석사학위논문
4. Borse, G. J. 1997. Numerical methods with MATLAB. PWS Publishing Co.
5. Butsuen, T., M. Ookuma and A. Nagamatsu. 1987. Application of direct system identification method for engine rigid body mount system. SAE paper 860551
6. Dixon, J. C. 1996. Tires, suspension and handling. 2nd Ed. SAE, Inc.
7. Ewins, D. J. 1986. Modal testing: theory and practice. B&K.
8. Gillespie, T. D. 1992. Fundamentals of vehicle dynamics. SAE, Inc
9. Hansson, P. A. 1995. Optimization of agricultural tractor cab suspension using the evolution method. Computers and electronics in agriculture 12: 35-49.
10. Meirovitch, L. 1986. Elements of vibration analysis. 2nd Ed. McGraw-Hill, Inc.
11. McConnell, K. G. 1995. Vibration testing: theory and practice. John Wiley & Sons, Inc.
12. Rakheja, S. and S. Sankar. 1984. Improved off-road tractor ride via passive cab and seat suspensions. Transactions of the ASME 106: 305-312.
13. Randall, R. B. 1987. Frequency analysis. 3rd Ed. B&K.
14. Rao, S. S. 1996. Engineering optimization theory and practice. 3rd Ed. John Wiley & Sons, Inc.
15. Suggs, C. W. and B. K. Huang. 1969. Tractor cab suspension design and scale model simulation. Transactions of the ASAE 12(3): 283-285, 289.