

농용 트랙터의 동특성 시뮬레이션(Ⅲ)[†]
- 주요 설계 변수가 좌석 진동에 미치는 영향 -

Simulation of Dynamic Characteristics of Agricultural Tractors(Ⅲ)

- Effect of Design Parameters on Seat Vibrations -

박 흥 제* 김 경 옥*
정회원 정회원
H. J. Park K. U. Kim

ABSTRACT

Using the dynamic model and simulation program TDA developed in the previous paper, effects of design parameters of an agricultural tractor-trailer system on its vertical seat vibrations were investigated. The tractor-trailer system was excited by traversing over a half-sine bump. The excitation frequencies were determined by traveling velocity of the tractor and a half-sine bump selected appropriately. TDA predicted the autospectra of the vertical seat accelerations with different values of design parameters and compared them to analyze their effects. The design parameters included positions of engine, cab, and seat mountings as well as their dynamic properties. The results of this study suggested guidelines with which an improved structure of tractor may be developed in the early stage of design for a better ride quality.

주요용어(Key Words): 설계 변수(Design parameters), 좌석 진동(Seat vibration), 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램(Computer simulation program)

1. 서 론

일반적인 농용 트랙터는 차륜 현가 장치가 없고, 불규칙한 지면 위에서 작업함으로써 작업자는 높은 수준의 진동에 노출되어 있다. 이러한 진동을 분석하고 감소시키기 위해 여러 동적 트랙터 모델이 개발되었으나, 기관의 가진력을 포함한 모델은 없었으며, 트랙터의 구조적인 설계 변수가 좌석 진동에 미

치는 영향을 구명하기에는 자유도와 설계 변수가 부족한 것으로 판단된다(Park, 1998). 따라서 기존의 모델을 이용하여 좌석 진동을 줄이기 위한 트랙터 구조의 개선 방향을 제시하는 것은 불가능하였다.

그래서 본 연구의 제 1보(박과 김, 1997)에서는 기관의 가진력을 포함한 3차원 16자유도의 트랙터-트레일러 시스템을 모형화하고 운동 방정식과 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램 TDA(tractor dynamic

[†] 본 연구는 한국과학재단 핵심전문연구과제(961-0610-087-2) 연구비 지원으로 수행되었음

* 서울대학교 농업생명과학대학 생물자원공학부 농업기계전공

analysis)를 개발하였으며, 제 2보(박과 김, 1998)에서는 실제 주행 시험에서 측정한 트랙터의 응답과 시뮬레이션으로 예측한 응답을 비교하여 개발된 동적 모델과 시뮬레이션 프로그램의 유효성을 입증하였다.

본 논문에서는 검증된 트랙터-트레일러 시스템의 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 트랙터의 주요 설계 변수가 수직 방향의 좌석 진동에 미치는 영향을 구명하고자 한다.

시뮬레이션에 사용된 트랙터의 주요 설계 변수는 실제 변수의 값을 쉽게 변화시킬 수 있고, 좌석 진동에 큰 영향을 미치는 변수로 하였다. 트레일러는 트랙터와 힌지로 연결되어 좌석 진동에는 큰 영향을 미치지 않기 때문에, 트레일러의 변수는 설계 변수에 포함시키지 않았다. 본 연구에서는 트랙터 차체, 기관, 캡의 장착 위치와 장착 재질, 좌석의 질량 중심 등을 설계 변수로 하였으며, 이들의 변화가 좌석 진동에 미치는 영향을 TDA를 이용하여 구명하였다.

2. 기본 모형의 좌석 진동

본 연구에서 좌석 진동은 트랙터-트레일러 시스템이 기관과 지면에 의하여 가진될 때 좌석에서 발생하는 연직 방향 가속도로서, 진동 수준은 각 주파수에서 가속도의 평균 자승치의 제곱근(root mean square)인 자기 스펙트럼(autospectrum)으로써 나타내었다. 따라서, 설계 변수의 영향은 동일한 가진 상태에서 설계 변수에 따라 변화되는 수직 방향 좌석 가속도의 자기 스펙트럼으로써 구명하였다.

가. 기본 모형

좌석 진동을 시뮬레이션 하는데 사용된 트랙터-트레일러 시스템의 기본 모형은 제 1보의 그림 1에서와 같고, 설계 변수의 기준 값은 표 1에서와 같다.

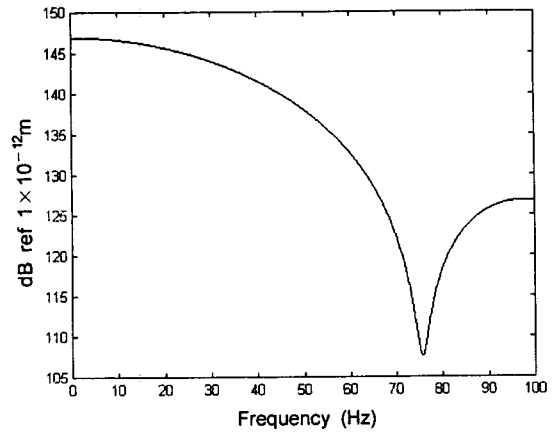


Fig. 1 Autospectrum of ground displacements when tractor-trailer system traverses with a constant velocity of 3m/sec over a half-sine bump 6cm long and 1cm high.

나. 가진 주파수

기관에 의한 가진 주파수는 기관 속도에 따라 결정되며, 지면에 의한 가진 주파수는 보통 50Hz 이하인 것으로 알려져 있다(Laib, 1970).

트랙터-트레일러 시스템은 반사인 범프의 노면을 주행할 때 가진되며, 이 때 가진 주파수는 범프의 길이와 주행 속도에 의하여 결정된다. 트랙터가 일정한 속도 v (m/sec)로써 주행할 때, 가진 주파수 F (Hz)는 반사인 범프의 길이에 따라 다음과 같이 결정된다.

$$F = \frac{v}{L} \dots\dots\dots (1)$$

본 연구에서는 반사인 범프의 길이를 6cm, 높이를 1cm, 트랙터의 범프 통과 속도를 3m/sec로 하여 전형적인 트랙터-트레일러 시스템에 가해지는 지면 가진 주파수를 50Hz 이하로 고정하고, 각 주파수대별 지면 가진이 좌석 진동에 미치는 영향을 구명하

Table 1 Reference values of design parameters for sensitivity analysis

Design parameters	Reference value	Design parameters	Reference value
Longitudinal position of rear mounting points of engine from mass center of chassis	721 mm	Tread	Front 1,336 mm Rear 1,304 mm
Lateral position of mounting points of engine from longitudinal centroid of chassis	155 mm	Longitudinal position of mass center of cab from front mounting points of cab	718 mm
Stiffness coefficient of engine mounting material	12 MN/m	Lateral position of mounting points of cab from longitudinal centroid of chassis	Front 348 mm Rear 396 mm
Damping coefficient of engine mounting material	0 N/m/s	Stiffness coefficient of cab suspension	3,693,500 N/m
Longitudinal position of mass center of chassis from rear axle	773 mm	Damping coefficient of cab suspension	1,558.7 N/m/s
Wheelbase	1,850 mm	Longitudinal position of the seat from mass center of cab	54 mm
Inflation pressure of tires	Front 196.2 kPa Rear 117.7 kPa	Stiffness coefficient of seat suspension	12,876 N/m
Longitudinal position of front mounting points of cab from mass center of chassis	260 mm	Damping coefficient of seat suspension	1,482 N/m/s

고자 하였다. 그림 1은 트랙터-트레일러 시스템에 전달되는 지면 가진의 자기 스펙트럼을 나타낸 것으로 50Hz 이하의 주파수 영역에서, 반사인 범프에 의한 지면 가진은 트랙터-트레일러 시스템에 임펄스(impulse)를 가하는 것과 유사하다. 반사인 범프의 높이는 자기 스펙트럼의 주파수 분포에는 영향을 미치지 않고, 그 크기에만 영향을 미치기 때문에 본 연구에서는 임의로 결정하였다.

다. 좌석 진동

기관 속도를 1,000 rpm으로 하고, 3m/sec의 주행 속도로서 트랙터의 전륜이 반사인 범프를 통과할 때 TDA로서 예측한 수직 방향 좌석 가속도의 주파수 응답은 그림 2에서와 같다. 그림 2는 좌우 전륜이 모

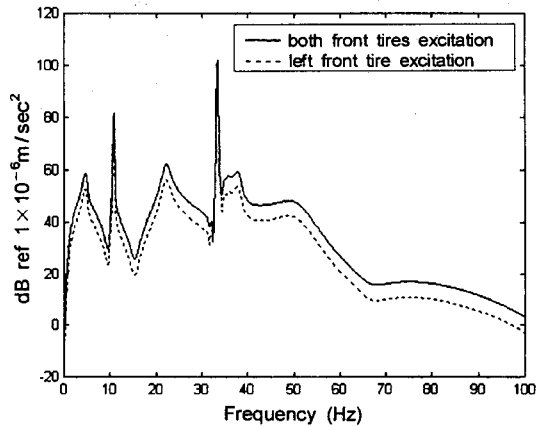


Fig. 2 Autospectra of seat accelerations when the front tires were excited by the half-sine bump with an engine speed of 1,000 rpm and a forward velocity of 3m/sec.

Table 2 Principal natural frequencies and associated modes below 50Hz

Order	Natural frequency (Hz)	Mode
1st peak	4.70	vertical mode of chassis
2nd peak	10.72	pitching mode of engine
3rd peak	22.17	pitching mode of cab
4th peak	35.04	vertical mode of cab
5th peak	37.87	vertical mode of engine
6th peak	50.56	vertical mode of seat-base

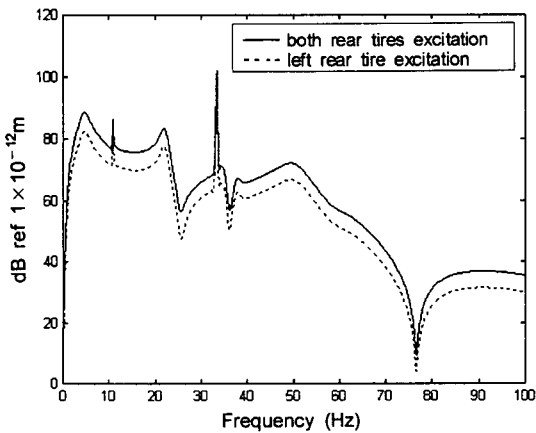


Fig. 3 Autospectra of seat accelerations when the rear tires of tractor were excited by the half-sine bump with an engine speed of 1,000 rpm and a forward velocity of 3m/sec.

두 가진되었을 때와 왼쪽 전륜만이 가진되었을 때를 구별하여 좌석 가속도의 자기 스펙트럼을 나타낸 것이다.

기관 회전 속도에 의해 결정되는 기관 가진 주파수인 33.38Hz를 제외하면, 모든 주파수에서 진동 수준은 좌우 전륜이 모두 가진되었을 때가 왼쪽 전륜만이 가진되었을 때보다 평균 5.97dB 더 높은 것으로 나타났다. 자기 스펙트럼에서 기관의 가진 주파수를 제외하면 피크 주파수는 트랙터-트레일러 시스템의 공진 주파수에 해당된다. 이 공진 주파수는

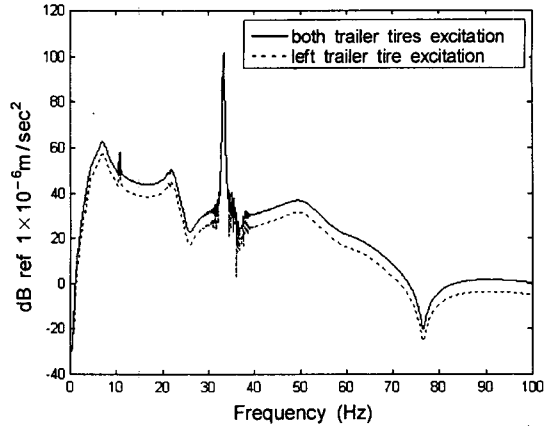


Fig. 4 Autospectra of seat accelerations when the trailer tires were excited by the half-sine bump with an engine speed of 1,000 rpm and a forward velocity of 3m/sec.

표 2에서와 같이 QR 알고리즘을 이용하여 예측한 시스템의 고유 진동수와 잘 일치하였다.

같은 기관 속도와 주행 속도에서 동일한 범프에 의하여 트랙터의 후륜과 트레일러의 차륜이 가진되었을 때 수직 방향 좌석 가속도의 주파수 응답은 각각 그림 3과 4에서와 같다. 그림 2, 3, 4에 의하면 후륜 가진에 의한 좌석 가속도의 주파수 응답은 전륜이나 트레일러 차륜에 의한 가진에 비하여 평균 20dB 이상 민감한 것으로 나타났다. 따라서, 좌석 가속도의 주파수 응답에 미치는 주요 설계 변수의 민감도는 후륜이 지면에 의해 가진되었을 때를 이용하여 구명하였다.

3. 설계 변수의 영향

가. 기관 구조

(1) 종방향 위치

차체의 질량 중심에 대한 기관의 종방향 장착 위치가, 기관의 가진 주파수에서, 좌석 가속도에 미치

는 영향을 분석하였다. TDA로써 예측한 수직 방향 좌석 가속도의 피크 위치는 기관의 가진 주파수와 일치하였으나 기관의 종방향 위치에 따라 피크의 크기가 변화하였다.

표 3은 기본 모형에서 기관의 종방향 위치를 차체의 질량 중심으로부터 각각 ± 10 , $\pm 20\%$ 변화시켰을 때 기관 속도에 따라, 기관 가진 주파수에서, 좌석 가속도의 변화를 나타낸 것이다. 표 3에서와 같이 기관의 종방향 위치가 10% 증가하였을 때, 기관 가진 주파수에서, 좌석 가속도의 크기는 평균 0.65 dB 감소하였다.

(2) 횡방향 장착 위치

차체의 질량 중심에 대한 기관의 횡방향 장착 위치가, 기관의 가진 주파수에서, 수직 방향의 좌석 가

속도에 미치는 영향을 TDA로써 분석하였다. 기관의 횡방향 위치가 좌석의 수직 가속도에 미치는 영향은 종방향 위치의 영향에 비하여 상대적으로 작았다.

표 4는 기준 모형에서 기관의 횡방향 위치를 차체의 중심선으로부터 각각 ± 10 , $\pm 20\%$ 변화시켰을 때 기관 속도에 따라, 기관 가진 주파수에서, 좌석 가속도의 변화를 나타낸 것이다. 기관의 속도가 1,000 rpm 이하일 때는 장착 지점의 폭이 넓을수록 기관 가진 주파수에서의 응답이 커지는 반면, 1,000 rpm 이상일 때는 반대의 경향을 나타내었다. 이는 저속에서 기관의 최대, 최소 각속도 차이가 상대적으로 커짐으로, 높은 파동 계수에 의해 이에 비례하는 좌우 요동력을 일으키기 때문인 것으로 판단된다 (박 등, 1997).

Table 3 Variations of magnitude in autospectra of vertical seat accelerations at the excitation frequency of engine when longitudinal position of the engine varied

(Unit : dB changes)

Engine speed (rpm) \ Position change	-20%	-10%	0%	+10%	+20%
800	+ 0.1411	+ 0.0813	0	-0.1007	-0.2190
1,000	+ 2.0321	+ 1.0203	0	-1.0205	-2.0354
1,500	+ 0.9931	+ 0.5118	0	-0.5486	-1.1420
2,000	+ 1.3964	+ 0.7270	0	-0.7965	-1.6784
2,500	+ 1.3924	+ 0.7245	0	-0.7925	-1.6676

Table 4 Variations of magnitude in autospectra of vertical seat accelerations at the excitation frequency of engine when lateral position of the engine varied

(Unit : dB changes)

Engine speed (rpm) \ Position change	-20%	-10%	0%	+10%	+20%
800	-0.3707	-0.2392	0	+ 0.4050	+ 0.3566
1,000	-0.0354	-0.0221	0	+ 0.0416	+ 0.1368
1,500	+ 0.0238	+ 0.0131	0	-0.0162	-0.0363
2,000	+ 0.0188	+ 0.0101	0	-0.0116	-0.0249
2,500	+ 0.0100	+ 0.0053	0	-0.0060	-0.0126

(3) 장착 재료의 영향

기관 장착 재료의 강성 계수를 변화시켰을 때 기관 속도에 따라, 기관 가진 주파수에서, 수직 방향 좌석 가속도의 변화를 분석하였다. 표 5는 그 결과를 나타낸 것이다. 기본 모형을 기준으로 장착 재료의 강성 계수를 8,214kN/m로 약 30% 감소시켰을 때, 기관 가진 주파수에서, 수직 방향 좌석 가속도는 기관 회전 속도에 따라 차이가 있으나 평균 2.56dB 감소되었다. 표 5에서와 같이 일반적으로 강성 계수의 값이 작을수록 기관 가진 주파수에서 좌석 가속도는 감소되었다.

그러나 실제 기관 장착 재료의 강성 계수를 변화시키는 것은 불가능하기 때문에, 현재 널리 사용되고 있는 감쇠 계수 0.2의 방진 고무(Harris, 1987)를 추가하였을 때, 기관 가진 주파수에서, 좌석 가속도 변화를 고찰하였다. 단순히 방진 고무를 부착하였을 때 좌석 가속도는 표 6에서와 같이 평균 4.40dB 감소되었다. 여기서 기관의 속도가 저속일 때 방진 고무의 효과가 높은 이유는 트랙터-트레일러 시스템 자체의 특성으로 판단된다.

현재 기관 장착 위치에 방진 고무의 추가는 좌석에서의 기관 가진 주파수의 크기뿐만 아니라 기관의

Table 5 Variations of magnitude in autospectra of vertical seat accelerations at the excitation frequency of engine when stiffness coefficient of engine mounting material K_r^e , varied (Unit : dB changes)

Engine speed (rpm) \ K_r^e (kN/m)	12,000	8,214	5,861	3,508	1,155
800	0	+ 5.8673	+ 14.5511	- 5.3197	- 20.2638
1,000	0	- 4.2545	- 13.9215	- 22.1367	- 34.3981
1,500	0	- 6.0729	- 10.3649	- 15.9958	- 26.6761
2,000	0	- 4.4192	- 7.9820	- 13.0276	- 23.2269
2,500	0	- 3.9258	- 7.2279	- 12.0410	- 22.0319

Table 6 Variations of magnitude in autospectra of vertical seat accelerations at the excitation frequency of engine with an additional mounting rubber of which damping factor(ζ) is 0.2 (Unit : dB changes)

Engine speed (rpm) \ K_r^e (kN/m) \ C_r^e (N/m/s)	12,000 \ 58,060	8,214 \ 48,026	5,861 \ 40,567	3,508 \ 31,384	1,155 \ 18,007
800	- 4.4446	- 4.2935	- 4.7925	- 6.7233	- 12.6082
1,000	- 13.5487	- 14.4455	- 15.8571	- 18.5540	- 24.4414
1,500	- 1.1374	- 3.0729	- 4.8828	- 7.5834	- 13.0012
2,000	- 1.5931	- 2.5557	- 3.7928	- 4.7736	- 6.9778
2,500	- 1.2587	- 2.2897	- 2.6020	- 3.1345	- 3.9477

C_r^e = damping coefficient of engine mounting material (damping factor \times critical damping).

공진 주파수의 크기에 영향을 미친다. 그림 5는 반사인 범프에 의하여 트랙터의 후륜이 가진되었을 때 수직 방향 좌석 가속도의 자기 스펙트럼을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 기관의 피칭 방향 공진 주파수 10.72Hz와 수직 방향 공진 주파수 37.87Hz에서 좌석 가속도의 크기가 각각 8.61, 3.54dB 감소되었다.

나. 차체 구조

차체의 주요 설계 변수가 수직 방향의 좌석 가속도에 미치는 영향을 분석하였다. 주요 설계 변수는 질량 중심의 위치, 축거, 윤거, 차륜의 공기압으로 하였다.

(1) 질량 중심의 영향

뒷차축에서 차체의 질량 중심까지의 길이, 즉 질량 중심의 종방향 위치를 변화시켰을 때 수직 방향의 좌석 가속도를 TDA로써 예측하였다. 그림 6은 기본 모형에서 질량 중심의 위치를 뒷차축으로부터 20% 증감하였을 때 좌석 가속도의 변화를 나타낸

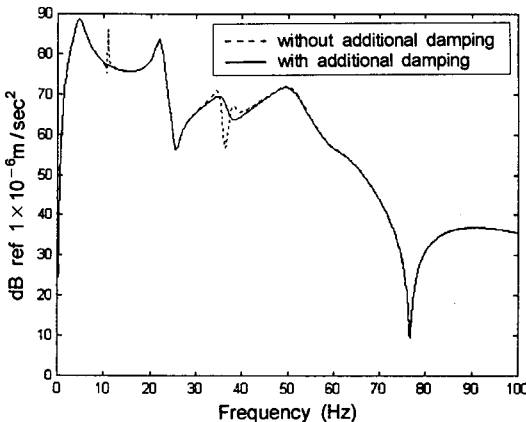


Fig. 5 Autospectra of vertical seat accelerations with and without an additional mounting rubber at current engine mounting position.

것이다. 37Hz 부근에서 가속도의 차이는 질량 중심의 종방향 위치 변화에 의하여 공진 주파수가 변화되기 때문이다. 그림 6에서와 같이 4.38Hz 이하의 주파수 영역에서 수직 방향의 좌석 가속도는 차체의 질량 중심이 전륜쪽으로 이동할수록 감소하였다.

(2) 축거의 영향

그림 7은 기본 모형을 기준으로 축거를 20% 증

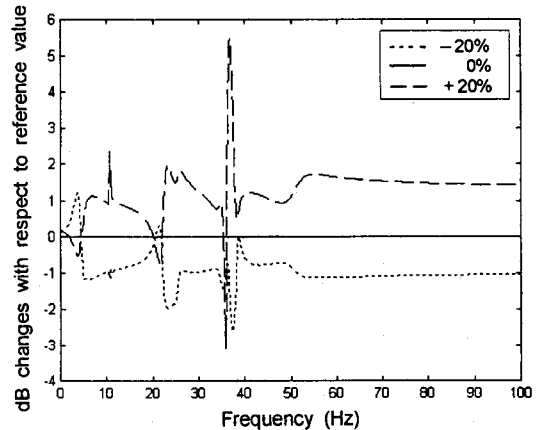


Fig. 6 Variations of autospectra of vertical seat accelerations when position of mass center of the chassis from rear axle was varied.

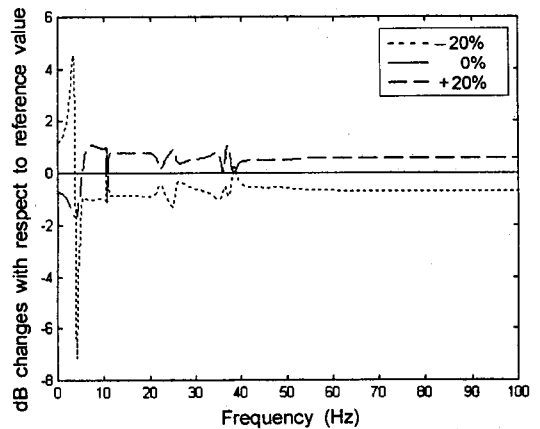


Fig. 7 Variations of autospectra of vertical seat accelerations when wheelbase was varied.

감하였을 때 수직 방향 좌석 가속도 변화를 예측한 결과이다. 축거의 변화 전후에 대한 가속도의 차이는 크지 않았으나, 5.88Hz 이하의 주파수 영역에서 축거가 증가될수록 좌석 가속도는 감소되었다.

(3) 윤거의 영향

트랙터 전륜과 후륜의 윤거를 같은 비율로 변화시켰을 때 수직 방향의 좌석 가속도의 변화를 예측하였다. 그림 8은 기본 모형을 기준으로 윤거를 20% 증감시켰을 때 가속도의 변화를 나타낸 것이다. 그림 8에서와 같이 윤거의 변화는 좌석 가속도에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

(4) 차륜 공기압의 영향

기본 모형으로 사용한 트랙터의 적정 공기압은 전륜의 경우 196.2kPa이고, 후륜의 경우 117.7kPa이었다. 전륜의 최저 및 최고 강성 계수는 공기압이 각각 100kPa과 220kPa일 때 나타났으며, 후륜의 경우에는 각각 60kPa과 140kPa일 때 나타났다(박 등, 1998). 타이어의 공기압이 변화되었을 때 수직 방향 좌석 가속도의 변화는 그림 9에서와 같다. 차륜의 공기압이 감소할수록 차체의 수직 방향 고유 진동수가 약간

감소되는 경향을 나타내었다.

그러나, 공기압의 변화에 따른 차륜 강성 계수의 변화가 크지 않기 때문에 좌석 진동의 주파수 응답은 민감하게 변하지 않았다. 후륜에 감쇠를 추가하였을 때 좌석 가속도의 수직 방향 주파수 응답은 그림 10에서와 같다. 후륜에 추가된 감쇠는, 인체가 민감한 차체의 수직 방향 주파수 범위에서, 가속도의 크기를 감소시키는 것으로 나타났다.

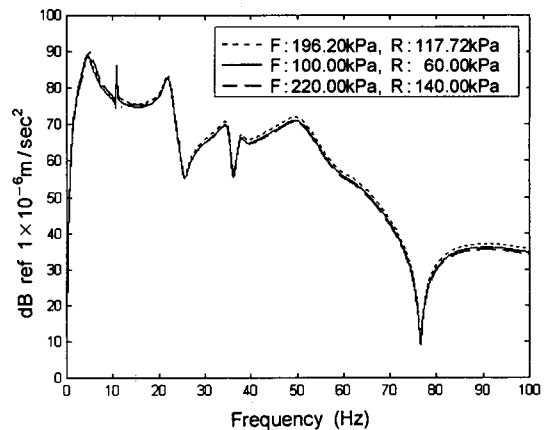


Fig. 9 Autospectra of vertical seat accelerations with varied inflation pressure of tires.

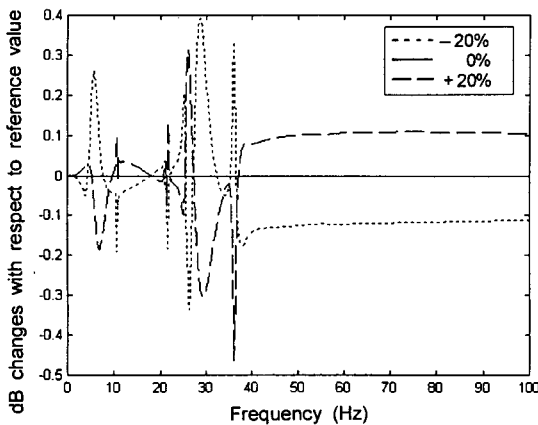


Fig. 8 Variations of autospectra of vertical seat accelerations when tread was varied.

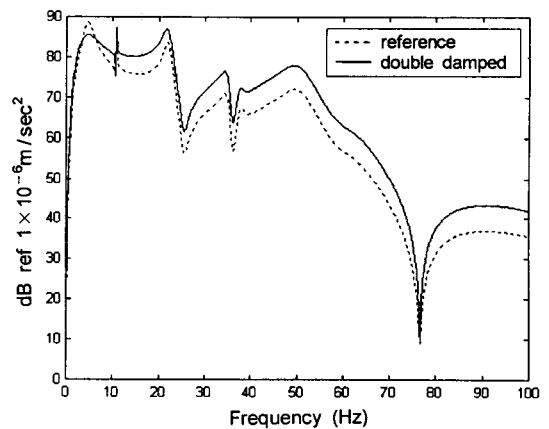


Fig. 10 Autospectra of vertical seat accelerations with an additional damper at rear tires.

다. 캡 구조

캡의 주요 설계 변수가 수직 방향 좌석 가속도에 미치는 영향을 예측하였다. 주요 설계 변수는 캡의 종방향 위치, 횡방향 위치, 질량 중심의 위치, 캡 현가장치의 강성 및 감쇠 계수로 하였다.

(1) 종방향 위치

차체의 질량 중심을 기준으로 캡 현가장치의 종방향 위치를 20% 증감하였을 때 수직 방향 좌석 가속도의 주파수 응답은 그림 11에서와 같다. 그림 11에서와 같이 캡 현가장치의 종방향 위치를 현재의 위치보다 차체의 중심쪽으로 이동하였을 때, 4.75Hz 이하의 주파수 영역에서, 좌석 진동이 감소되는 것으로 나타났다.

(2) 질량 중심 위치

그림 12는 캡의 질량 중심의 위치를 전후 20% 증감하였을 때 수직 방향 좌석 가속도의 주파수 응답에서 캡의 공진 주파수의 변화를 나타낸 것이다. 질량 중심의 위치가 캡 현가장치의 기하학적 중심에

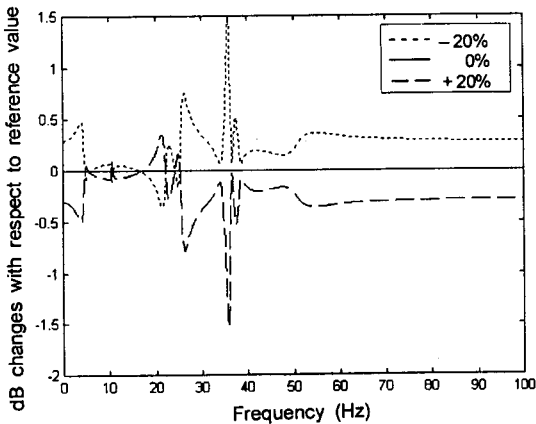


Fig. 11 Variations of autospectra of vertical seat accelerations when longitudinal position of the cab from the mass center of chassis was varied.

접근할수록 캡의 피칭 방향 고유 진동수는 증가되었고, 수직 방향 고유 진동수는 감소되었다.

(3) 횡방향 위치

차체의 기하학적 중심을 기준으로 한 캡 현가장치의 횡방향 위치가 수직 방향 좌석 가속도의 주파수 응답에 미치는 영향을 분석한 결과 캡 현가장치의 횡방향 위치는 좌석 진동에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

(4) 캡 현가장치의 강성 및 감쇠 계수의 영향

캡 현가장치의 강성 및 감쇠 계수를 변화시켰을 때 수직 방향 좌석 가속도의 주파수 응답은 그림 13에서와 같다. 캡 현가장치의 강성 계수와 감쇠 계수는 캡의 수직 및 피칭 방향의 고유 진동수에 영향을 미친다. 감쇠 계수는 고유 진동수에서 좌석 가속도의 크기를 변화시키며, 강성 계수는 고유 진동수를 변화시킨다. 기관의 가진 주파수는 주로 20Hz 이상 이므로 좌석의 진동을 감소시키기 위한 캡 현가장치의 동적 파라미터는 다음과 같은 방향으로 조정될 수 있다. 강성 계수를 감소시키면 피칭 방향 고유 진

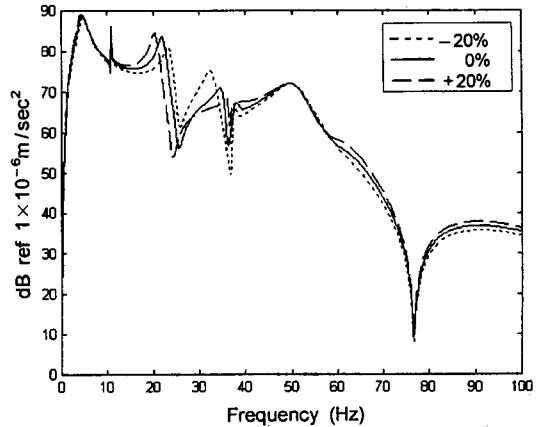


Fig. 12 Autospectra of vertical seat accelerations when distance between mass center of cab and centroid of cab mounting positions was varied.

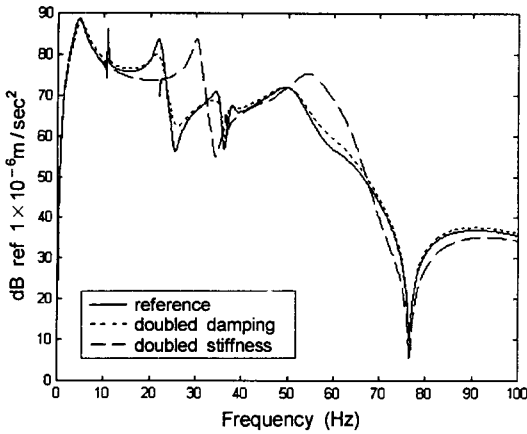


Fig. 13 Autospectra of vertical seat accelerations when dynamic parameters of cab mounting material varied.

동수는 감소되며, 수직 방향 고유 진동수는 증가된다. 또한, 지면 가진의 주파수 영역을 정확히 예측할 수 있으면 동적 파라미터의 조정 방향을 제시할 수 있을 것이다.

라. 좌석 구조

좌석의 주요 설계 변수가 수직 방향 좌석 가속도에 미치는 영향을 분석하였다. 주요 설계 변수는 좌석의 종방향 위치와 좌석 현가장치의 강성 및 감쇠 계수로 하였다.

(1) 종방향 위치

캡에 대한 좌석의 종방향 위치를 0.1m 증감시켰을 때 수직 방향 좌석 가속도의 주파수 응답은 그림 14에서와 같다. 좌석의 위치가 캡의 질량 중심에 접근할수록 캡의 피칭 및 수직 방향의 고유 진동수가 감소되었으며, 고유 진동수에서 좌석 가속도의 크기도 감소되었다.

(2) 좌석 현가장치의 강성 및 감쇠 계수의 영향

좌석 현가장치의 강성 계수를 변화시켰을 때, 수

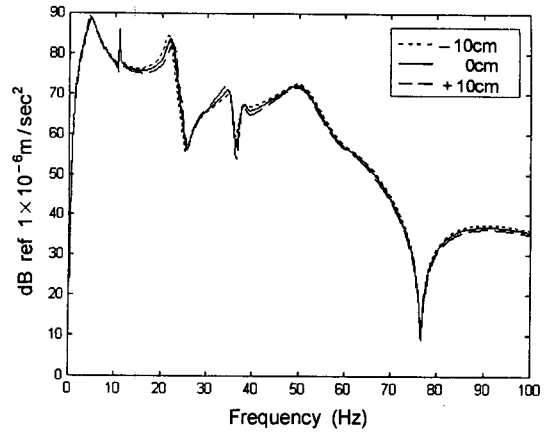


Fig. 14 Autospectra of vertical seat accelerations when longitudinal location of seat varied.

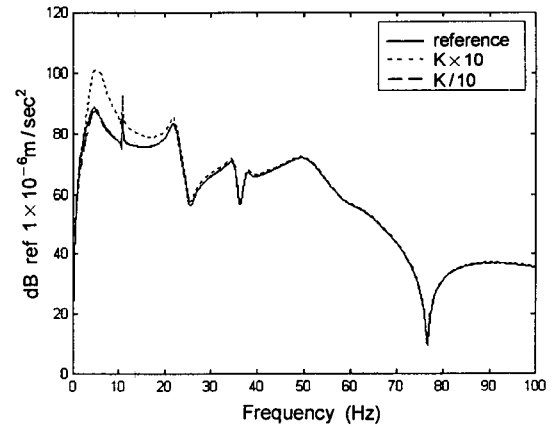


Fig. 15 Autospectra of vertical seat accelerations when stiffness coefficient of seat suspension varied.

직 방향 좌석 가속도의 주파수 응답은 그림 15에서와 같다. 좌석 현가장치의 강성 계수가 증가될수록 좌석 진동은, 특히 4~20Hz의 범위에서, 증가되었으나, 강성 계수가 감소될 경우에는 감쇠 계수의 영향으로 좌석 진동이 현저하게 감소되지는 않았다. 따라서, 좌석 현가장치의 최적의 감쇠 계수를 시행착오법으로 구하였다. 그 결과 그림 16에서와 같이 좌석 현가장치의 감쇠 계수가 677N/m/s로 임계 감쇠

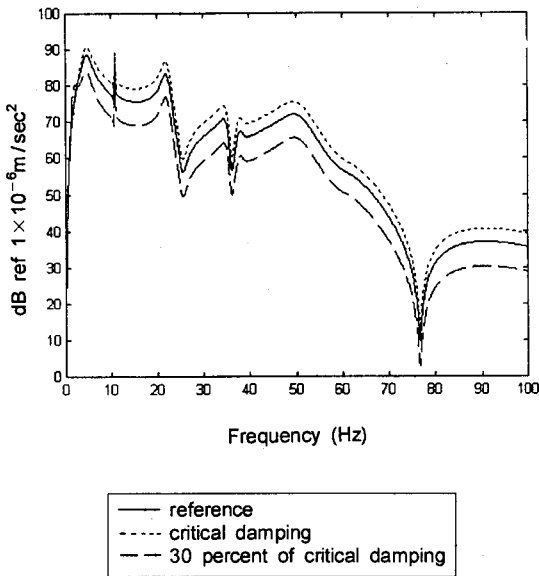


Fig. 16 Autospectra of vertical seat accelerations when damping coefficient of seat suspension varied.

의 30% 수준일 때 좌석 진동이 최고 6.75dB 감소되었다.

4. 결 론

트랙터-트레일러 시스템은 불규칙한 지면에 의한 50Hz 이하의 주파수와 기관의 속도에 따라 결정되는 가진 주파수에 의하여 가진된다. 컴퓨터 시뮬레이션 방법으로, 주요 설계 변수가 변화될 때 기관의 가진 주파수와 50Hz 부근까지의 6개의 주요 고유 진동수가 수직 방향 좌석 가속도에 미치는 영향을 구명하기 위하여 주요 설계 변수에 대한 민감도 해석을 실시하였다. 민감도 분석 결과로부터 트랙터-트레일러 시스템의 좌석 진동을 감소시키기 위한 방안을 모색하였으며, 그 결과는 다음과 같다.

첫째, 차체의 수직 방향 고유 진동수, 4.70Hz와 좌석의 수직 방향 고유 진동수 1.81Hz는 인체가 가장 민감하게 반응하는 주파수 영역에 포함된다

(ISO 2631). 차체의 수직 방향 고유 진동수에서 좌석 가속도는 후륜의 감쇠 계수에 의하여 가장 민감하게 변화되며, 좌석의 수직 방향 고유 진동수에서는 좌석 현가장치의 감쇠 계수에 의하여 가장 민감하게 변화된다. 트랙터의 후륜에 감쇠를 추가하고, 좌석 현가장치의 감쇠 계수를 임계 감쇠의 30% 정도로 하였을 때 좌석 가속도는 최대로 감소되었다.

둘째, 현재의 차체와 기관 장착부에 감쇠 계수가 0.2인 방진 고무를 추가하였을 때, 기관 가진 주파수에서 좌석 가속도의 크기는 평균 4.40dB 감소되었으며, 기관의 피칭 방향 공진 주파수 10.72 Hz와 수직 방향 공진 주파수 37.87Hz에서도 좌석 가속도의 크기는 각각 8.61dB, 3.54dB 감소되었다.

셋째, 캡과 좌석의 설계 변수가 좌석 진동에 가장 민감한 영향을 미치는 것으로 나타났다. 캡의 질량 중심의 위치는 캡의 수직 방향 및 피칭 방향 고유 진동수에 가장 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다. 그러나, 캡 현가장치의 종방향 위치와 횡방향 위치는 좌석 진동에 큰 영향을 미치지 못하였다. 좌석 현가장치의 종방향 위치는 캡의 롤링과 피칭 방향의 고유 진동수에 영향을 미치는 것으로 나타났다.

본 연구의 결과는 설계 단계에서 트랙터의 좌석 진동을 감소시키기 위한 개념 설계를 수행하는 데 기여할 수 있을 것으로 판단된다. 또한, 트레일러 이외에 로터리, 쟁기 등 다른 작업기의 모형이 개발되면 트랙터 모형과 결합하여 각 작업기의 설계 변수가 트랙터의 좌석 진동에 미치는 영향을 구명할 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1. 박홍제, 김경옥. 1997. 농용 트랙터의 동특성 시뮬레이션(I) - 3차원 동적 트랙터-트레일러 모델 개발 -. 한국농업기계학회지 22(4):421-432.

2. 박홍제, 김경욱. 1998. 농용 트랙터의 동특성 시뮬레이션(II) - 동적 모델의 검증 -. 한국농업기계학회지 23(6):549-560.
3. Harris, M. C. 1987. Shock and vibration handbook. 3rd ed. McGraw Hill Book Inc. New York.
4. ISO 2631. 1982. Guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration. International Standard Organization.
5. Laib, L. 1977. Measurement and mathematical analysis of agricultural terrain and road profiles. Journal of Terramechanics 14(2):83-97.
6. Park, H. J. 1988. Simulation of dynamic characteristics of agricultural tractors. Unpublished Ph.D. Thesis. Seoul National University.