

농산물 수송 트레일러의 현가장치 진동 분석¹⁾

홍종호^{1*} · 이성범¹ · 박원엽¹ · 김성엽¹ · 오영근²
¹한경대학교 기계공학과, ²연태대학교 기계전자자동차공학부

Analysis of Vibration Suspension Device for Trailer in Agricultural Products

Hong, Jong-Ho^{1*}, Lee, Seong-Beom¹, Park, Won-Yeob¹, Kim, Seong-Yeob¹, and Yong-Gun Wu²

¹Dept. of Mechanical Engineering, Hankyong National University, Anseong, Korea

²School of Mechatronics and Automobile Engineering, Yantai University, Yantai, Shandong, China

Abstract. This study was aimed to minimized the impact force and vibration transmitted to transporting agricultural product from the power tiller trailer by installing vibration absorption device. The vibration absorbable trailer (I) mounted with leaf spring suspension and shock absorber was developed and compared on vibration absorption performance with the existing trailer (E) equipped no vibration absorption device. In order to identify the vibration absorption effect of the trailer developed in this study, the vibration accelerations, occurred during driving on paved road with loading 360 kg of pear, were measured and analyzed using FFT analyzer. The magnitude of average vibration acceleration was decreased highly for the improved trailer mounted with vibration absorption device in comparing with existing trailer in the frequency range under 60 Hz and under 80 Hz. And similar vibration absorption effect was represented for the improved trailer in all frequency range. Especially, in the frequency range between 40 Hz and 80 Hz, the magnitude of vibration acceleration for the improved trailer was decreased with 1/3 times in comparing with existing trailer. So, the transporting loss including damage of agricultural product could be decreased highly by using the improved vibration absorbable trailer mounted with leaf spring suspension and shock absorber simultaneously, designed in this study.

Key words : leaf spring suspension, shock absorber, average vibration acceleration, vibration absorption, transporting loss of agricultural product

서 론

동력경운기가 주로 운반용으로 사용되고 있는 우리나라의 실정으로는 트레일러에 현가장치를 장착하여 저주파 진동이 바퀴에서 트레일러로 전달되는 진동을 최소화시켜 운전자의 안전과 수송물의 수송손실을 줄여야 한다(Hong 등, 2005, 2008; Lee 등, 2003; Wright 등, 1968). 현재 농가에서 사용되고 있는 트레일러는 현가장치가 전혀 없는 상태로 비포장도로를 주행하고 있다. 트레일러의 저부에 평판스프링과 트러스트형 속업쇼바를 프레임과 차축 사이에 연결하여 트레일러의

중량을 지지시키고 노면의 요철로 발생하는 트레일러 자체의 진동을 흡수하여 수송 중에 발생하는 저주파 진동요인을 최소화시키고 트레일러의 안정과 평형을 유지시킬 필요가 있다.

트레일러의 현가장치(suspension system)는 차축과 차체를 연결하여 주행할 때 차축이 노면에서 받는 진동이나 충격을 차체에 직접 전달되지 않도록 함으로서 운송물의 손상을 방지하고 승차감(ride comfort)을 좋게 하는 장치이다. 자동차에서는 노면에서 받는 충격을 완화하는 새시 스프링(chassis spring)과 스프링의 자유진동을 억제하여 승차감을 좋게 하는 속업쇼바(shock absorber) 및 자동차가 옆으로 흔들리는 것을 방지하는 스테빌라이저(stabilizer) 등으로 구성되어 있다. 현가장치는 구동 바퀴에 발생하는 구동력이나 제동

*Corresponding author: jhhong@hknu.ac.kr
Received October 22, 2012; Revised November 29, 2012;
Accepted December 3, 2012

할 때에 각 바퀴의 제동력을 차체에 전달함과 동시에 선회할 때의 원심력에도 견디고, 각 바퀴를 차체에 대해 바른 위치로 지지하는 역할을 하기 위한 상하 방향과 수평 방향의 상호운동이 요구된다. 일반적으로 120Hz를 넘으면 딱딱한 기분을 느끼며, 60~120Hz의 상하운동에서 승차감이 가장 좋고, 40Hz 이하에서는 탑승자가 멀미를 느끼게 되는 물론이고 농산물의 손상도 가장 큰 것으로 파악되고 있다.

따라서 본 연구에서는 트레일러의 적재규격에 적합하게 설계 제작한 평판 스프링과 속업쇼바를 차축에 연결 장착하여 트레일러의 평형을 유지시키고 수송 중에 발생하는 저주파 진동요인을 없애거나 최소화시키는 방법을 강구할 목적으로 배 상자를 적재하고 수송 중에 발생하는 저주파 진동발생 크기를 상호 비교하여 제작된 현가장치의 효과를 비교 검증하려고 한다.

재료 및 방법

1. 시험용 트레일러

본 시험에 사용된 동력경운기의 기본 사양은 정격출력 7.3kw의 디젤엔진을 탑재한 총중량 384kgf의 차량을 적용하였고 일반적으로 농가에서 많이 사용되고 있는 진동흡수장치가 없는 보급용과 대비구로서 기존트레일러에 평판스프링과 속업쇼바를 동시에 장착한 것을 사용하였다. 본 시험에 사용한 보급용 기본 트레일러의 사양은 길이 1,820mm, 폭 940mm, 높이 310mm이고, 평판스프링과 속업쇼바의 설계와 제작에 관하여는 아래에 설명되어 있다.

2. 평판스프링

본 연구에서는 동력경운기 트레일러가 충격 및 진동을 흡수할 수 있도록 트레일러 저부의 차축 위에 평판스프링(leaf spring)을 Fig. 1과 같이 제작 설치하였다. 이 장치에 사용된 겹판 스프링은 그 특징상 차체구조의 일부를 겹하기 때문에 간이화 할 수 있고, 사용 중에 어느 판이 부러졌을 때 그 판만 교체하면 다시 사용할 수 있는 장점이 있다. 반면 겹판 스프링은 판 사이에 마찰력이 발생되고 이 마찰은 진동의 감쇠에 유효하게 작용하는 경우와 반대로 악 영향을 끼치는 경우가 있다. 따라서 겹판 스프링은 중량이 커진다는 점과 하중 특성의 정확함 등에서 코일스프링에 비해 뒤지나, 자동

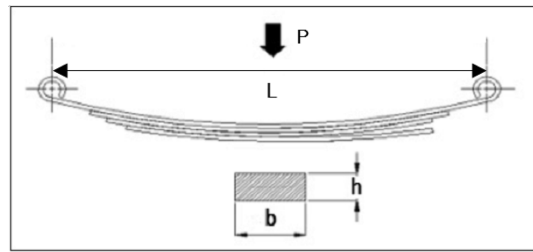


Fig. 1. Schematic diagram and specifications of leaf spring suspension systems mounted on trailer.

차의 현가용으로 사용된 경우에 이점이 많기 때문에 대부분 이 분야에 한정되어 사용되는 일반적인 방법이다.

겹판스프링은 변형에 따라 판과 판이 서로 미끄러지기 때문에 판 사이에 마찰력이 작용한다. 평판의 마찰은 채터링(chattering)의 원인이 되거나 속업쇼바의 감쇠력의 조정력을 방해하므로 이것을 피하기 위해서는 되도록 마찰을 적게 하는 것이 좋다. 그러나 토크의 변동으로 판스프링이 와인드업(wind up) 공진진동을 일으켜 기체에 소음을 일으키는 경우가 있고 평판의 마찰은 와인드업 공진에 대한 유효한 감쇠력으로서 작용하므로 마찰을 크게 하는 것이 좋다. 이와 같이 평판의 마찰은 스프링의 동특성에 커다란 영향을 주기 때문에 필요에 따라 마찰력의 증감을 피할 필요가 있고, 일반적으로 판 사이의 마찰을 줄이는 방법으로는 스프링 판의 개수를 줄이거나 평판에 마찰계수가 적은 스페이스(spaces)를 삽입하는 방법이 있다.

겹판스프링은 하중이 가해져 휨이 생기면 만곡과 스팬이 변화한다. 그러나 언제나 원호를 유지하며 변형한다고 가정하여 만곡, 스팬, 곡률반경의 관계를 결정한다. 겹판스프링에 가해지는 하중 중 가장 중요한 것은 수직하중인데, 기체가 급제동 또는 급출발하는 경우에 차축 주위에 회전 토크(torque)가 작용한다. 이로 인해 발생하는 차축의 회전운동은 좌우대칭인 스프링의 경우에 와인드업에 대한 변형이 비교적 크기 때문에 특별히 검토할 필요가 있는 것으로 지적되지만, 동력경운기는 주행속도가 10km/hr 이하의 저속으로 운행되므로 무시하기로 하였다.

겹판 스프링의 계산은 각 판을 길이 방향으로 2등분하고 동일 평면상에 나란히 놓은 한 장의 판의 특성이 본래의 겹판 스프링과 같다고 가정하였다. 이것은 서로 겹쳐 있는 판이 전장에 걸쳐 항상 접촉되므로

상호 판의 곡률반경이 항상 같다고 가정한 것이다. 실제로는 하중의 크기에 따른 휨의 정도에 따라서 곡률 반경의 크기도 증가되지만 본 연구에서는 최대 처짐을 42mm로 설계했기 때문에 무시하여도 크게 영향을 끼치지 않을 것으로 판단하였다. 이 방법은 스프링판의 스텝, 판 끝부분의 테이퍼, 판 두께 구성의 차이에 따른 영향이 계산식에 반영되지 않는 단점을 가지고 있지만 실제로 적용한 겹판스프링의 사양은 스텝, 테이퍼, 두께 등이 모두 균일하여 판단법과 비교하여도 크게 차이가 나지 않아 스프링 판에 대한 응력분포를 정확히 계산할 수가 있다.

따라서 본 시험에서 동력 경운기 트레일러의 평판스프링으로 채택한 사양은 동일한 규격의 좌우 대칭인 겹판스프링을 사용했고, 평판 마찰력과 차축주위의 회전 토크와 스페이스도 없는 것으로 가정하여 무시했다. 다만 최대하중이 작용될 때의 만곡, 스펠, 곡률반경만을 고려한 전개법으로 해석하여 설계하였다.

현재 우리나라에 보급되고 있는 동력경운기 트레일러의 최대적재 중량은 1,000kg로 제한되어 있으므로 안전율을 200%로 설정하여 설계하였다. 본 시험에 사용된 현가장치는 총 4개로 평판스프링 2개와 속업쇼바 2개로 구성하였고 각각의 현가장치는 500kg씩의 하중을 분담하게 하였다. 평판 스프링은 폭 50mm, 높이 6mm, 길이 1,000mm로 했다. 따라서 각 바퀴마다 평판스프링 1개와 속업쇼바 1개를 동시에 장착하여 한 바퀴 당 1,000kg의 하중이 걸리도록 했다. 이 트레일러의 하단부에 평판스프링의 설치가 가능한 공간과 높이 등을 고려하여 설치공간의 길이는 1,000mm, 최대 처짐은 42mm가 되도록 결정하였다. 평판스프링은 국내에서 소형 화물 밴에 사용되고 있는 동일 중량의 4겹판 스프링을 채택하였고 국내 자동차 회사인 D사의 D형 구형 화물자동차의 판스프링을 그대로 적용하는 것이 가능하였다. 형상수정계수 k_1 은 아래의 식으로 구할 수 있지만 일반적으로 k_1 과 η 의 관계함수 값으로 산정한 1.2로 계산 하였다. 평판 스프링을 구성하는 판 두께 h 는 같은 것으로 제작하였으므로 본 시험에서 적용한 스프링 상수 κ , 응력 σ , 처짐 δ , 형상수정계수 k_1 은 아래의 식으로 구하였다.

$$k = \frac{2P}{\delta} = \frac{6EI_0}{K_1 l^3} = \frac{Enbh^3}{2K_1 l^3} \quad (1)$$

$$\sigma = \frac{6l}{nbh^2} P = \frac{3Eh}{2K_1 l^2} \quad (2)$$

$$\delta = \frac{3}{8} \cdot \frac{P/4l^3}{nbh^2 E} \quad (3)$$

$$k_1 = \frac{3}{(1-\eta)^{3/2}} - 2\eta + \eta^3 \left(\frac{3}{2} - \log_e \eta \right) \quad (4)$$

3. 속업쇼바

차량용 속업쇼바는 주로 차체의 수직진동을 흡수하고 노면상태에 의해 발생된 진동을 스프링으로 흡수하고 승차감을 좋게 하며, 커브나 고르지 않은 길에서 타이어의 안정성을 나쁘게 하는 로드홀딩(road holding)을 향상시키는 역할을 한다. 가이드를 겸한 긴 원통을 조합하여 내부에는 액슬축과 연결하는 실린더와 차체 축에 연결된 피스톤이 있고 실린더 내에는 오일로 충만된 텔레스코픽(telscopic) 형식이다. 복동식 텔레스코픽은 링크나 로드는 사용하지 않고 스프링과 함께 직접 설치할 수 있어 링크기구 등에 의한 마찰손실이 적고 실린더 내에 발생하는 유압도 비교적 낮게 할 수 있지만 피스톤행정인 긴 단점이 있어 설치공간의 높이에 여유가 있어야 한다.

JIS 실린더 규격으로 속업쇼바가 받는 하중을 산정할 때는 실린더 내경과 피스톤 로드의 직경을 기준으로 산정한다. 그 때에 발생하는 사용압력을 70kgf/cm²로 규정하였고 속업쇼바 1개에 걸리는 하중이 500kgf이 되도록 하여 2개의 속업쇼바가 지탱하는 하중이 보급형 트레일러의 최대적재하중인 1,000kg에 견딜 수 있도록 설계하였다. 속업쇼바 시스템 내에서 코일스프링에 걸리는 하중은 100kgf이며 실린더에 유압 시스템에 걸리는 하중은 400kgf으로 설계 계산되었다. 평판 스프링의 제원에서 트레일러의 최대적재하중인 1,000kg에 견딜 수 있도록 설계하였으므로 이 두 가지의 장치를 동시에 장착한 본시험에서의 경우에는 전체의 안전율을 200%로 계산한 결과이다.

그리고 기존 트레일러의 하단부에 속업쇼바 설치가 가능한 공간과 높이 등을 고려할 때 공간의 높이는 300mm이고 최대 처짐은 42mm가 되도록 하여야 했다. 그러나 속업쇼바의 높이가 장착공간의 높이 보다 50mm가 더 길어서 설치가 불가능하여 양 바퀴의 축에 프레임을 낮게 던 대어 지지대를 장착하고 높이를

조절하여 설치하였다. 본 연구에서 평판스프링을 채택한 화물 밴과 동일한 기종인 D사의 D형 구 모델 차량의 속업쇼바 사양이 본 설계사양과 그대로 일치하여 보정합이 없이 그대로 적용하는 것이 가능하였다.

속업쇼바의 코일스프링은 하중과 휨의 관계가 선형인 원통 압축 코일스프링으로 유효감김수 n 은 8.3, 코일의 평균직경 D 는 100mm, 길이는 250mm이고 소선의 지름 d 는 10mm, 피치각 α 는 10°이다. 스프링지수 C 는 D/d 이므로 10이며 G 는 횡탄성계수이고 응력수정계수 κ 는 Wahl의 계산도표로 산정하여 1.2로 하였다. 시린더의 규격은 사용압력의 크기에 따른 JIS의 행정 계산도표에 따라서 결정하여 시린더의 내경을 10mm, 행정길이는 100mm로 채택하였다. 본 시험에 사용된 코일스프링의 축하중 P 에 대한 휨 δ , 스프링 상수 k , 최대응력 τ 는 아래식으로 계산하여 적용하였다.

$$\delta = \frac{8nD^3}{Gd^4}P = \frac{8nC^3}{Gd}P = \frac{8nC^4}{GD}P \quad (5)$$

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{Gd^4}{8nD^3} = \frac{Gd}{8nC^3} = \frac{8C^3}{8nD^2}P \quad (6)$$

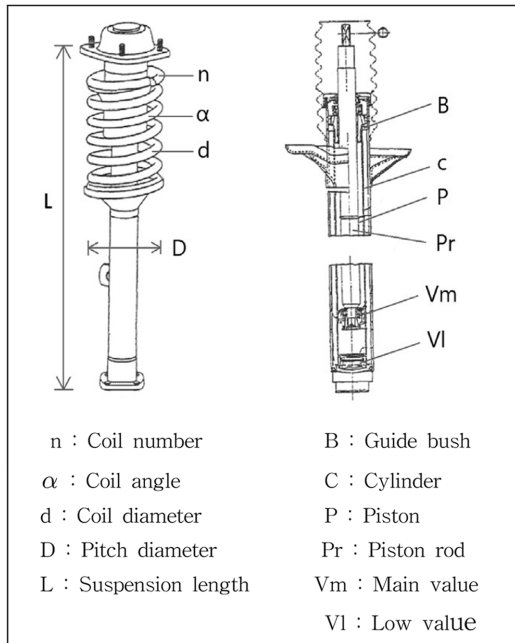


Fig. 2. Schematic diagram of shock absorber mounted on trailer.

$$\tau = \kappa \frac{8D}{\pi d^3}P = \kappa \frac{8C}{\pi d^2}P = \frac{8C^3}{\pi D^2}P \quad (7)$$

4. 진동가속도 측정 장치 구성

트레일러는 새시스프링에 의해 지지되는 현가상질량 (sprung mass)과 타이어와 현가장치 사이에 있는 현가하질량(unsprung mass)으로 나누어지며, 현가상질량은 각각의 고유진동은 축방향과 평행운동을 하는 상하진동(bouncing), y축을 중심으로 하여 회전운동을 하는 피칭(pitching), x축을 중심으로 하여 회전운동을 하는 롤링(rolling), z축을 중심으로 하여 회전운동을 하는 요잉(yawing)으로 구분되지만 진동은 각각 독립하여 발생되지 않고 반드시 중복되어 발생한다. 현가하질량도 x축을 중심으로 한 휠 트램프(wheel tramp), y축을 중심으로 하는 윈드 업(wind up), z방향으로 상하 평행운동을 하는 휠 호프(wheel hop) 등으로 구분된다. 따라서 진동가속도의 측정은 일반적으로 X, Y, Z 축을 중심으로 발생하는 회전운동은 상하진동에 비하여는 경미하므로 무시하여도 된다. 또한 농산물의 품질 저하에 큰 영향을 미치는 진동은 수직 진동이 대부분이고 x축과 z축의 진동은 경미하여 무시해도 된다고 보고한 자료도 있다(Slaughter 등, 1993; Boyette 등, 1993).

따라서 본 시험에서는 수직 진동가속도만을 측정하였으며, Fig. 3과 같이 트레일러에 배한 상자의 무게가 15kg으로 총 24 상자인 360kg를 4층으로 적재하고 평형인 아스팔트 바닥을 2m/s로 주행할 때 최하층과 최상층 박스의 전방, 중앙, 후방에서 평균 수직 진동가속도를 비교 분석하여 새로이 개발한 현가장치의 진동 흡수 성능을 평가하였다. 트레일러와 기체는 평형이 유지되도록 하였으며, 타이어의 공기압은 앞 뒤 각각 1.4kg/cm² 및 0.8kg/cm²로 일정하게 유지했다. 측정값은 기체가 약간 진행된 후의 안정된 상태가 되었을

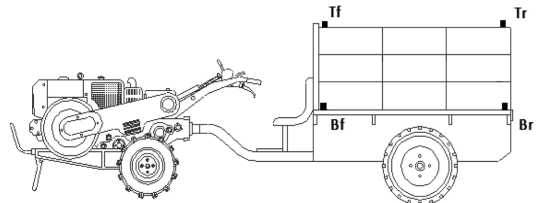


Fig. 3. Vibration acceleration sensing positions at trailer loaded with pear boxes.

Table 1. Specifications of the acceleration sensor and FFT analyzer.

Acceleration sensor		FFT analyzer	
Sensitivity	482~525 mV/g	Frequency Range	1~20 kHz
Measuring range	± 10 g	Conversion	24-bit DAC
Resonance frequency	22.0 Hz	Dynamic range	110 db
Temperature range	0~65°C	Coupling	AD (4 mA)
Transverse sensitivity	1.0%		

때 발생된 평균 측정값으로 분석하였다. 트레일러의 형상은 완전평면이며 두께가 일정하고 휨이 없는 하나의 강체로 보았으며, 회전관성과 전단변형은 무시하였다.

진동가속도 측정센서 및 FFT(Fast Fourier Transformer) 분석기의 제원은 Table 1과 같다.

5. 시험 및 분석 방법

농산물 수송 시에 가장 큰 영향을 미치는 요인은 진동가속도와 주파수의 크기라고 분석되어 있고, 특히 진동 주파수의 크기가 결정적인 영향을 미치는 것으로 분석되어 있다(Hong 등, 2008; Petter 등, 1998; Hinsch 등, 1993; Slaughter 등, 1993; Wright 등, 1968)). 20Hz 미만의 주파수가 딸기 등 여린 과일의 수송 손실에 영향을 미치고, 40Hz 미만의 주파수는 복숭아, 토마토 등의 수송손실에 영향을 미치며, 120Hz 미만의 주파수가 배, 사과, 감자 등의 수송 손실에 영향을 미치는 범위로 지적되어 있다. 그러나 대부분의 과채류는 20Hz 미만의 주파수가 크게 영향을 미치는 것으로 파악되어 있다(Hinsch 등, 993; Slaughter 등, 1993).

트레일러에 배 한 상자의 무게가 15kg으로 총 24 상자인 360kg를 4층으로 적재하고 평형인 콘크리트 바닥을 2m/s로 주행할 때 최저층과 최상층 박스에서 발생하는 평균 수직 진동가속도를 비교 분석하여 새로이 개발한 현가장치의 진동 흡수 성능을 평가하였다. 트레일러와 기체는 평형이 유지되도록 하였으며, 타이어의 공기압은 앞 뒤 각각 1.4kg/cm² 및 0.8kg/cm²로 일정하게 유지했다. 측정값은 기체가 약간 진행된 후의 안정된 상태가 되었을 때 발생된 평균측정값으로 분석하였다.

결과 및 고찰

본 연구는 트레일러의 적재규격에 적합하게 설계 제작한 평판 스프링과 속업쇼버를 차축에 연결 장착하여

트레일러의 평형을 유지시키고 수송 중에 발생하는 저주파 진동요인을 없애거나 최소화시키는 방법을 강구할 목적으로 배 상자를 적재하고 수송 중에서 발생하는 저주파 진동발생 크기를 측정하였다. 농산물의 수송 손실에 영향을 미치는 것으로 알려진 평균 수직진동가속도의 크기를 주파수의 영역별로 분류하여 기존의 트레일러와 개발된 트레일러를 비교분석하였다.

120Hz까지 발생된 평균 진동가속도의 크기를 20Hz 단위로 분류하여 적재된 배의 최하층부와 최상층부의 상자에서 분석된 결과는 Fig. 4와 같다. 수송 손실에 가장 큰 영향을 미치는 20Hz 이하의 주파수에서 발생하는 가속도는 기존 트레일러(E)의 경우에는 트레일러 최저층 상자의 전부(Bf), 후부(Br)의 두 위치에서 모두 0.03m/s²이었고, 개량된 트레일러(I)에서는 각각 0.02m/s², 0.01m/s²로 나타나 두 트레일러가 비슷하거나 개량된 트레일러가 기존 트레일러에 비해 약간 더 감소되는 것으로 나타났고, 기존 트레일러의 최상층 상자의 전부(Tf), 후부(Tr)의 두 위치에서 모두 0.04m/s²이었고, 개량된 트레일러에서는 각각 0.03m/s², 0.02m/s²로 나타나 최저층에서와 비슷한 경향을 보였다. 기존 트레일러의 평균 진동가속도의 크기는 0.04m/s²이었고, 개량된 트레일러에서는 0.02m/s²로 나타나 개량된 트레일러에서 평균 진동가속도의 크기가 반으로 감소되는 것으로 나타났다.

40Hz 이하의 주파수에서 발생하는 가속도는 기존 트레일러의 경우에는 트레일러 최저층 상자의 전부, 후부의 두 위치에서 각각 0.03m/s², 0.02m/s²이었고, 개량된 트레일러에서는 0.02m/s², 0.01m/s²로 나타나 개량된 트레일러가 기존 트레일러에 비해 많이 감소되는 것으로 나타났고, 기존 트레일러의 최상층 상자의 전부, 후부의 두 위치에서 각각 0.04m/s², 0.03m/s²이었고, 개량된 트레일러에서는 각각 0.03m/s², 0.02m/s²로 나타나 20Hz 이하에서와 비슷한 경향을 보였다. 기존 트레일러의 평균 진동가속도의 크기는 0.04m/s²이었고,

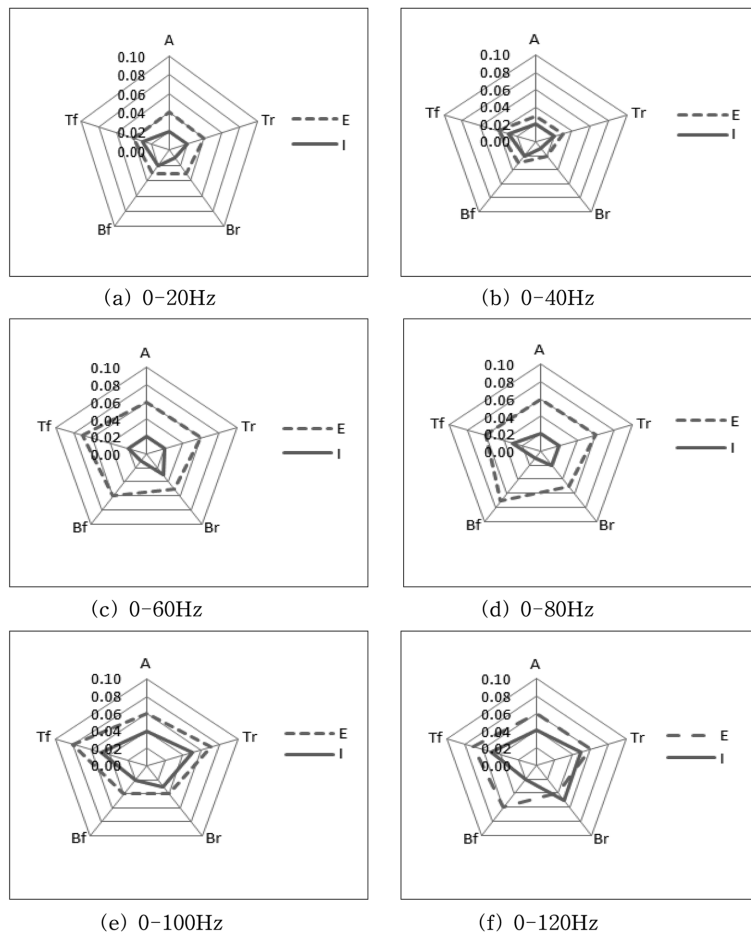


Fig. 4. Average vibration accelerations (m/s^2) at 4 positions (Tf, Tr, Bf, Br) of the trailer by frequency range.

개량된 트레일러에서는 $0.02m/s^2$ 로 나타나 개량된 트레일러에서 평균 진동가속도의 크기가 반으로 감소되는 것으로 나타났다.

60Hz 이하의 주파수에서 발생하는 가속도는 기존 트레일러의 경우에는 트레일러 최저층 상자의 전부, 후부의 두 위치에서 각각 $0.07m/s^2$, $0.05m/s^2$ 이었고, 개량된 트레일러에서는 $0.01m/s^2$, $0.02m/s^2$ 로 나타나 40Hz 이하에서 보다는 진동가속도의 크기가 급격히 감소되는 것으로 나타났다. 기존 트레일러의 최상층 상자의 전부, 후부의 두 위치에서 모두 $0.06m/s^2$ 이었고, 개량된 트레일러에서는 $0.03m/s^2$, $0.02m/s^2$ 로 나타나 최저층에서와 비슷하게 진동가속도의 크기가 크게 감소되는 것으로 나타났다. 기존 트레일러의 평균 진동가속도의 크기는 $0.06m/s^2$ 이었고, 개량된 트레일러에서는

$0.02m/s^2$ 로 나타나 개량된 트레일러에서 평균 진동가속도의 크기가 3분의 1로 감소되는 것으로 나타났다.

80Hz 이하의 주파수에서 발생하는 가속도는 기존 트레일러의 경우에는 트레일러 최저층 상자의 전부, 후부의 두 위치에서 각각 $0.06m/s^2$, $0.05m/s^2$ 이었고, 개량된 트레일러에서는 $0.01m/s^2$, $0.03m/s^2$ 로 나타나 60Hz 이하에서와 비슷한 진동가속도의 크기가 많이 감소되는 것으로 나타났고, 기존 트레일러의 최상층 상자의 전부, 후부의 두 위치에서 각각 $0.07m/s^2$, $0.06m/s^2$ 이었고, 개량된 트레일러에서는 각각 $0.07m/s^2$, $0.06m/s^2$ 로 나타나 최저층에서와 비슷한 경향을 보였다. 기존 트레일러의 평균 진동가속도의 크기는 $0.06m/s^2$ 이었고, 개량된 트레일러에서는 $0.02m/s^2$ 로 나타나 개량된 트레일러에서 평균 진동가속도의 크기가 3분의 1로 감소

되는 것으로 나타났다.

100Hz 이하의 주파수에서 발생하는 가속도는 기존 트레일러의 경우에는 트레일러 최저층 상자의 전부, 후부의 두 위치에서 각각 0.06m/s², 0.04m/s²이었고, 개량된 트레일러에서는 모두 0.02m/s², 0.05m/s²로 나타나서 60Hz 이하와 80Hz 이하에서와 비할 때 진동가속도의 크기가 많이 줄어 들지는 않았다. 기존 트레일러의 최상층 상자의 전부, 후부의 두 위치에서 각각 0.07m/s², 0.06m/s²이었고, 개량된 트레일러에서는 두 위치 모두 0.05m/s²로 나타나 최저층에서와 비슷한 경향을 보였다. 기존 트레일러의 평균 진동가속도의 크기는 0.06m/s²이었고, 개량된 트레일러에서는 0.04m/s²로 나타나 개량된 트레일러에서 평균 진동가속도의 크기가 다소 감소되는 것으로 나타나 60Hz 이하와 80Hz 이하에서와 비할 때 진동가속도의 크기가 많이 줄어들지는 않았지만 효과는 어느 정도 인정되었다.

120Hz 이하의 주파수에서 발생하는 가속도는 기존 트레일러의 경우에는 트레일러 최저층 상자의 전부, 후부의 두 위치에서 모두 0.04m/s²이었고, 개량된 트레일러에서는 각각 0.02m/s², 0.03m/s²로 나타났고, 기존 트레일러의 최상층 상자의 전부, 후부의 두 위치에서 각각 0.08m/s², 0.07m/s²이었고, 개량된 트레일러에서는 두 위치 모두 0.05m/s²로 나타나 최저층과 비슷한 경향으로 줄어들었다. 기존 트레일러의 평균 진동가속도의 크기는 0.06m/s²이었고, 개량된 트레일러에서는 0.04m/s²로 나타나 개량된 트레일러에서 평균 진동가속도의 크기가 60% 정도 감소되는 것으로 나타났다.

후방의 상층에 적재된 농산물일수록 진동가속도의 크기가 높아 부패가 빨리 진행 된다고 보고된 논문과 일치하지 않는 이유는 전 연구자는 적재함의 길이가 14,000mm이었고 본 시험에서 사용한 적재함은 1,820mm로 비교적 짧은 것에서 얻어진 결과로 일정한 경향을 찾기가 어려웠던 것으로 판단된다.

Fig. 5는 기존의 트레일러와 개량된 트레일러의 진동 주파수별 평균 진동가속도의 크기를 나타낸 것이다. 모든 주파수의 영역에서 개량된 트레일러가 기존의 트레일러에 비하여는 진동가속도의 크기가 현저히 낮게 나타났다. 특히 40Hz에서 80Hz까지의 주파수대에서 3분의 1로 진동가속도의 크기를 줄일 수 있어서 농산물의 수송 손실을 대폭 감소시킬 수 있을 것으로 예상된다.

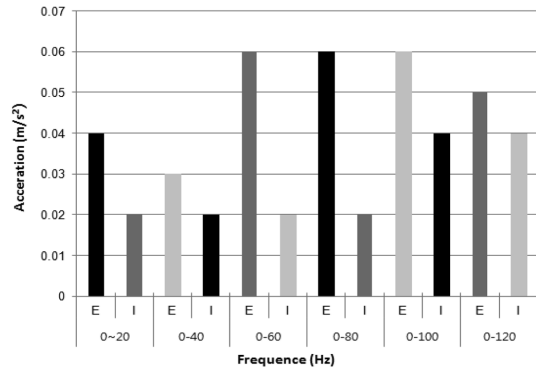


Fig. 5. Average vibration accelerations for the improved and existing trailer by frequency range.

적 요

본 연구에서는 현재 농가에서 사용하고 있는 진동흡수장치가 전혀 없는 트레일러(E)와 트레일러의 적재규격에 적합하게 평판스프링과 속업쇼바를 동시에 설계 제작한 트레일러(I)를 사용하였다. 트레일러에 360kg의 배를 4층으로 적재한 상태로 아스팔트 도로 위를 2m/s로 정속 주행하면서 발생된 평균 진동 주파수의 크기를 상호 비교하여 개발된 트레일러의 진동흡수 효과를 비교 분석하였다. 개발한 현가장치를 장착한 개량된 트레일러는 60Hz 이하와 80Hz 이하의 주파수에서 기존 트레일러에 비해 진동 가속도의 감소 효과가 매우 크게 나타났다. 기존 트레일러에 비하여 개량된 트레일러에서 평균 진동가속도의 크기는 주파수 영역에 따라서 다르긴 하지만 3분의 1까지 대폭 감소시킬 수 있었다.

후방의 상층에 적재된 농산물일수록 진동가속도의 크기가 높아 부패가 빨리 진행 된다고 보고된 논문과 일치하지 않는 이유는 전 연구자는 적재함의 길이가 14,000mm이었고 본 시험에서 사용한 적재함은 1,820mm로 비교적 짧은 것에서 얻어진 결과로 일정한 경향을 찾기가 어려웠던 것으로 판단된다.

모든 주파수의 영역에서 개량된 트레일러가 기존의 트레일러에 비하여는 진동가속도의 크기가 현저히 낮게 나타났다. 특히 40Hz에서 80Hz까지의 주파수대에서 3분의 1로 진동가속도의 크기를 줄일 수 있어서 농산물의 수송 손실을 대폭 감소시킬 수 있을 것으로 판단된다.

주제어 : 농산물 수송 손실, 속업쇼바, 진동 흡수, 평균
진동가속도, 평판스프링

사 사

본 연구는 2010년도 한경대학교 교비 해외 파견 연구비의 지원에 의한 것임.

인 용 문 헌

1. Hong, J.H. and W.Y. Park. 2008. Development of vibration absorption device for the transportation-trailer system (III). The Korean Society for Agricultural Machinery 33(4):224-229 (in Korean).
2. Hong, J.H., H.J. Lee, S.B. Lee, and W.Y. Park. 2005. Development of vibration absorption device for the transportation - trailer system (II). The Korean Society for Agricultural Machinery 30(3):147-154 (in Korean).
3. Lee, H.J., J.H. Hong, S.B. Lee, and S.Y. Kim. 2003. Development of vibration absorption device for the transportation - trailer system (I). The Korean Society for Agricultural Machinery 28(2):89-96 (in Korean).
4. Petter, A. 1998. Transportation and Handling of Fresh Fruits and Vegetables. Acme Manufacturing Company. 1-47.
5. Boyette, M.D. and R.P. Rohrbach. 1993. A low-cost, portable, forced-air pallet cooling system. Trans. of the ASAE 98(1):97-104.
6. Hinsch, R.T., D.C. Slaughter, W.L. Craig, and J.F. Thompson. 1993. Vibration of fresh fruits and vegetables during refrigerated truck transport. Trans. of the ASAE 36(3):1039-1042.
7. Slaughter, D.C., R.T. Hinsch, and J.F. Thomson. 1993. Assessment vibration injury to bartlett pears. Trans. of the ASAE 36(3):1043-1047.
8. Grant, S.W., M.T. Turczyn, B.H. Ashby, N.D. Halle, G.D. Schmidt, F.W. Wheaton, and W.L. Wheaton. 1986. Potato bruising during transport. Trans. of the ASAE 29(3):1176-1179.
9. Wright, F.S. and W.E. Splinter. 1968. Mechanical behavior of sweet potatoes under slow loading and impact loading. Trans. of ASAE 11(2):765-770.