

수송 트레일러의 충격흡수장치 개발 (III) -평판 스프링 현가장치-

홍종호 박원엽

Development of Vibration Absorption Device for the Transportation-Trailer System (III) - Leaf Spring Suspension Device -

J. H. Hong W. Y. Park

Abstract

This study was aimed to minimize the impact force and vibration transmitted to the transporting materials from the trailer and wheel shaft by installing the leaf spring suspension device at the space between the wheel shaft and frame of power tiller trailer. The developed trailer equipped with leaf spring suspension device was compared to the existing trailer without suspension device, in order to identify the vibration absorption effect of the leaf spring. The results of this study could be summarized as follows;

- (1) The length and the maximum bending amount of the leaf spring were designed as 1,000 mm and 42 mm, respectively, considering the possible space for installing at below the trailer. When 4 leaf springs were installed on both wheel shafts, the allowable maximum load was identified as 9,418 N.
- (2) The average vibration accelerations for the frequency less than 20 Hz, where the severe transporting loss could be represented, were 0.017 m/s^2 and 0.133 m/s^2 for the developed and the existing trailer, respectively, showing the vibration absorption effect of about 87%. And the average vibration accelerations on the driver's seat for the frequency less than 20 Hz were 0.01 m/s^2 and 0.20 m/s^2 for the developed and the existing trailer, respectively, which showed the similar vibration absorption effect.
- (3) The change of the average vibration accelerations for the frequency from 20 Hz to 80 Hz showed the similar tendency with the result for the frequency less than 20 Hz, but the effect for developed trailer was reduced slightly. And the effect of vibration absorption for the above 80 Hz was reduced highly. However, by installing the leaf spring suspension device at the trailer, the low frequency below 40 Hz, which could affect on transporting loss severely, could be reduced highly.
- (4) The maximum vibration acceleration for the frequency less than 20 Hz were 0.027 m/s^2 and 1.267 m/s^2 for the developed and the existing trailer, respectively. And the change of maximum acceleration between 20 Hz and 120 Hz was showed similar tendency with the result for the frequency less than 20 Hz, but the width of change was reduced highly.

Keywords : Leaf spring suspension device, Average vibration acceleration, Impact and vibration absorption, Transporting loss of material, Power tiller trailer

1. 서론

농산물을 트럭으로 수송할 때 발생하는 손실은 주로 차체

와 적재함의 진동 가속도의 크기와 주파수, 적재방법과 적재 위치, 수송속도와 수송환경 등에 따라 저장성과 상품성에 많은 영향을 미치는 것으로 파악되어 있다.

The article was submitted for publication on 2008-5-14, reviewed on 2008-6-13, and approved for publication by editorial board of KSAM on 2008-7-3. The authors are J. H. Hong, KSAM member, Professor, and W. Y. Park, KSAM member, Associate Professor, Mechanical Engineering, Hankyong National University. Corresponding author: J. H. Hong, Professor, Dept. of Mechanical Engineering, Hankyong National University, Ansong, 456-749, Korea; E-mail: <3781@hknu.ac.kr>.

트레일러의 현가장치(suspension system)는 차축과 차체를 연결하여 주행할 때 차축이 노면에서 받는 진동이나 충격을 차체에 직접 전달되지 않도록 함으로써 운송물의 손상을 방지하고 승차감(ride comfort)을 좋게 하는 장치이다. 자동차의 현가장치는 노면에서 받는 충격을 완화하는 새시 스프링(chassis spring)과 스프링의 자유진동을 억제하여 승차감을 좋게 하는 속 업쇼버(shock absorber) 및 자동차가 옆으로 흔들리는 것을 방지하는 스테빌라이저(stabilizer) 등으로 구성되어 있다. 현가장치는 구동 바퀴에 발생하는 구동력이나 제동할 때 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 120 Hz를 넘으면 딱딱한 기분을 느끼며, 60-120 Hz의 상하운동에서 승차감이 가장 좋고, 40 Hz 이하에서는 탑승자가 멀미를 느끼게 됨은 물론이고 농산물의 손상도 가장 큰 것으로 파악되고 있다(Slaughter et al., 1993).

그러나 우리나라에서 생산 판매 되고 있는 트레일러는 현가장치를 전혀 적용하지 않는 것으로서 농산물의 수송손실은 물론 운전자의 건강과 안전까지도 위협하고 있는 실정이다. 트레일러를 주로 운반용으로 많이 사용하는 농가에서는 철공소 등에서 임의로 개조하여 사용하고 있는 것이 현실이라면 실정에 맞게 트레일러의 규격에 적합한 스프링의 설계 사양을 제시하여 현실화 하는 것이 필요하다. 현가장치의 장착으로 프레임과 차축 사이를 연결하여 트레일러의 중량을 지지하고 노면의 굴곡에 의해 발생하는 저주파진동을 흡수하여 수송 중에 발생하는 40 Hz 이하의 진동요인을 최소화시키는 방법을 강구할 필요가 있다.

따라서 본 연구에서는 우리나라에 보급되고 있는 트레일러의 사양에 적합한 현가장치 설계의 기초 자료로 활용하고, 이것을 차축과 프레임 사이의 공간에 설치하여 바퀴에서 발생하는 충격력과 저주파진동을 감쇄시키는 방법을 강구하여 진동흡수효과를 검증하고자 하였다.

2. 재료 및 방법

가. 시험용 트레일러

본 시험에 사용된 동력경운기는 정격출력 7.3 kw의 디젤엔진을 탑재한 것으로서 총중량 3,767 N의 차량을 두 대비구에 동일하게 적용하였다. 시험에 사용된 트레일러(Lee et al., 2003)는 일반적으로 농가에서 많이 사용되고 있는 진동흡수장치가 없는 보급용과 대비구로 사용한 개량된 트레일러는 본 연구의 뒤 장에서 설계 기준으로 제시한 사양에 따라 현가

장치를 장착하여 사용하였다.

나. 현가장치

본 연구에서는 동력경운기 트레일러에 충격 및 진동을 흡수할 수 있는 현가장치를 설계 제작하였으며, 이 장치는 그림 1과 같이 트레일러 차축 위에 겹판 스프링(leaf spring)을 설치하여 충격을 흡수할 수 있도록 하였다.

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 사용 할 수 있는 장점이 있다. 반면 겹판 스프링은 판 사이에 마찰력이 발생되고 이 마찰은 진동의 감쇠에 유효하게 작용하는 경우와 반대로 악영향을 끼치는 경우가 있다. 따라서 겹판 스프링은 중량이 커진다는 점과 하중 특성의 정확함 등에서 코일스프링에 비해 뒤지나, 자동차의 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 속 업쇼버의 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 힘이 생기면 만곡과 스팬이 변화한다. 그러나 언제나 원호를 유지하며 변형한다고 가정하여 만곡, 스팬, 곡률반경의 관계를 결정한다. 겹판스프링에 가해지는 하중 중 가장 중요한 것은 상하 하중인데, 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 지적 되지만, 동력경운기는 주행속도가 20 km/hr 이하의 저속으로 운행되므로 무시하기로 하였다.

겹판 스프링의 계산법에는 전개법과 판단법 2가지가 사용되고 있다. 전개법은 겹판 스프링의 각 판을 길이 방향으로 2등분하고 동일 평면상에 나란히 놓은 한 장의 판의 특성이 본

래의 겹판 스프링과 같다고 생각하는 계산법이다. 이것은 서로 겹쳐 있는 판이 전장에 걸쳐 항상 접촉하고 따라서 상호 판의 곡률이 항상 같다고 가정한 것이다. 반면 판단법은 각 판은 그 끝부분만이 인접 판에 접촉하고 어느 판에서 다음 판으로 옮겨지는 힘의 전달은 끝부분에서만 이루어진다고 하는 가정을 기초로 하는 계산법이다.

전개법에서는 스프링판의 스텝, 끝부분의 테이퍼, 판 두께 구성의 차이에 의한 영향이 계산식에 반영되지 않는 대신 판단법에서는 계산식은 약간 복잡해지나 전개법의 결점을 없애고 동시에 개개의 스프링 판에 대한 응력분포를 정확히 계산하는 장점이 있다. 따라서 대략의 스프링 특성, 형상 등을 알기 위한 목적으로는 전개법이 편리하고, 상세한 특성과 형상을 필요로 하는 경우에는 판단법을 적용하는 것이 좋은 것으로 일반화되어 있다.

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

현재 우리나라에 보급되고 있는 동력경운기 트레일러의 적정 탑재 중량은 9,810 N으로 제한되어 있으므로 본 연구에서는 진동흡수장치(suspension system)를 구성하기 위한 최대 적재중량을 각각의 바퀴에 걸리는 하중이 4,709 N이 되도록 제한하였고, 트레일러의 하단부에 설치가 가능한 공간과 높이 등을 고려하여 공간의 길이는 1,000 mm, 최대 처짐은 42 mm가 되도록 결정하였다. 국내에서 소형 화물운반에 사용되고 있는 동일 중량의 4겹판 스프링을 채택할 경우에 H사의 D형 화물자동차의 현가장치를 그대로 적용하는 것이 가능하였다. 겹판 스프링을 구성하는 판 두께 h 가 같은 경우, 스프링 상수 k , 응력 σ , 처짐 δ 는 아래의 식으로 구하였다.

$$k = \frac{2P}{\delta} = \frac{6 E l_0}{K_1 l^3} = \frac{E n b h^3}{2 K_1 l^3} \quad (1)$$

$$\sigma = \frac{6 l}{n b h^2} P = \frac{3 E h}{2 K_1 l^2} \quad (2)$$

$$\delta = \frac{3}{8} \cdot \frac{P l^3}{n b h^2 E} \quad (3)$$

여기서, $2P$: 겹판 스프링의 중앙에 작용하는 하중

K_1 : 형상수정계수

E : 종탄성계수

n : 판의 수

l, b, h : 판의 길이, 폭, 두께

본시험에 적용된 평판스프링의 사양과 구조도는 그림 1과 같다.

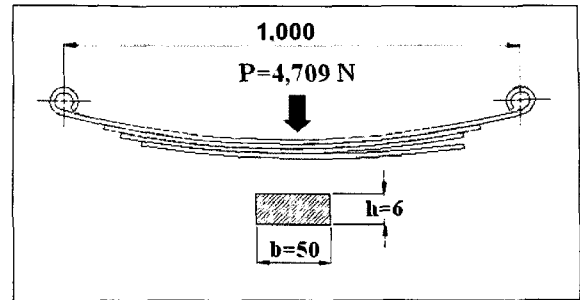


Fig. 1 Diagram of steel suspension systems at trailer.

다. 진동가속도 측정 장치 구성

트레일러는 새시스프링에 의해 지지되는 현가상질량(sprung mass)과 타이어와 현가장치 사이에 있는 현가하질량(unsprung mass)으로 나누어지며, 현가상질량은 각각의 고유진동은 축 방향과 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 상하평행운동을 하는 휠 호프(wheel hop) 등으로 구분된다. 따라서 진동가속도의 측정은 일반적으로 x, y, z축의 가속도를 측정하여 분석한다. 그러나 Slaughter 등(1993)의 연구에 의하면 농산물의 품질저하에 큰 영향을 미치는 진동은 수직 진동이 대부분이고 x축과 z축의 진동은 경미하여 무시해도 된다고 보고 하였다. 따라서 본 시험에서는 수직가속도만을 측정하였으며, 그림 2와 같이 트레일러의 운전석과 트레일러 전방, 중앙, 후방 중심에 프레임으로 지지되어 있는 바닥 3지점에 측정센서를 부착하

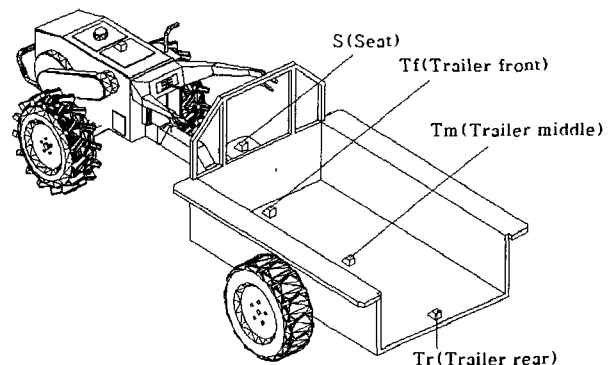


Fig. 2 Sensing position of the vertical accelerations for the power tiller-trailer system.

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%		

였고, 순간 진동이 발생할 수 있는 여지를 사전에 차단하기 위하여 프레임이 바닥 철판에 잘 용접된 곳을 택하여 센서를 부착하고 수직 진동가속도를 측정하였다. 트레일러의 형상은 완전평면이며 두께가 일정하고 휨이 없는 하나의 강체로 보았으며, 회전관성과 진단변형은 무시하였다. 진동가속도 측정 센서 및 FFT(Fast Fourier Transformer) 분석기의 제원은 표 1과 같다.

라. 시험 및 분석 방법

Hong(2005), Petter(1998), Hinsch(1993), Slaughter(1993) 등의 연구 결과로 판단하여 보면 농산물 수송 시에 가장 큰 영향을 미치는 요인은 진동가속도와 주파수의 크기라고 분석되어 있고, 특히 진동 주파수의 크기가 결정적인 영향을 미치는 것으로 분석되어 있다. 20 Hz 미만의 주파수가 딸기 등 여린 과일의 수송 손실에 영향을 미치고, 40 Hz 미만의 주파수는 복숭아, 토마토 등의 수송손실에 영향을 미치며, 120 Hz 미만의 주파수가 배, 사과, 감자 등의 수송 손실에 영향을 미치는 범위로 지적되어 있다. 그러나 대부분의 과채류는 20 Hz 미만의 주파수가 크게 영향을 미치는 것으로 파악되어 있다. 본 시험에서는 화물을 적재하지 않은 상태에서 기존의 트레일러와 새로 개발한 현가장치를 장착한 트레일러를 대비구로 하여 2 m/s의 정속운전 상태를 유지하려고 하였다. 콘크리트 평면위에서 트레일러와 기체는 평형을 유지했고, 타이어의 공기압은 앞 뒤 각각 137.2 kPa 및 78.5 kPa로 일정하게 유지했다.

120 Hz 미만의 수직진동가속도의 크기를 비교 분석하여 새로 개발한 현가장치의 성능을 평가하였고, 측정값은 기체가 5 m 진행된 후의 안정된 상태가 되었을 때 발생한 측정값의 평균값과 최대값으로 분석하였다.

3. 결과 및 고찰

가. 평균 수직진동가속도

트레일러에 전달된 평균 수직진동가속도와 주파수의 크기를

개발된 현가장치가 어느 정도 상쇄 시키는가를 주파수의 크기별로 측정하였다.

120 Hz까지 발생한 평균 진동가속도의 크기를 20 Hz단위로 분석한 결과는 그림 3과 같다. 수송 손실에 가장 큰 영향을 미치는 20 Hz 이하의 주파수에서 발생하는 가속도는 기존 트레일러(ET)의 경우에는 트레일러의 전부(Tf), 중앙(Tm), 후부(Tr)의 세 위치에서 각각 0.17 m/s², 0.15 m/s², 0.08 m/s²이고, 개량된 트레일러(IT)에서는 각각 0.02 m/s², 0.02 m/s², 0.01 m/s²로 나타나 개량된 트레일러의 가속도는 기존 트레일러에 비해 각각 82%, 87%, 87% 감소하였으며, 트레일러의 세 위치에 대한 평균 가속도(Ta)는 기존 트레일러와 개량된 트레일러에 대해 각각 0.133 m/s², 0.017 m/s²으로서 개량된 트레일러는 기존 트레일러에 비해 약 87%의 진동가속도의 감소 효과를 나타내었다. 또한 20-80 Hz 구간의 주파수 범위에서의 기존 트레일러와 개량된 트레일러에 대한 진동 가속도의 크기도 0-20 Hz 사이의 결과와 유사한 경향을 나타내었다. 그러나 80 Hz 이상의 주파수 범위에서는 기존 트레일러와 개량된 트레일러에 대한 진동 가속도의 감소 효과가 거의 나타나지 않았다.

위의 결과로부터 본 연구에서 개발한 현가장치를 장착한 개량된 트레일러는 80 Hz 이상의 주파수에서는 기존 트레일러에 비해 진동 가속도의 감소 효과가 크지 않았으나, 0-80 Hz 사이의 주파수 범위에서는 진동 가속도의 크기가 크게 감소하여 트레일러에 현가장치를 장착할 경우 수송 중에 가장 큰 장애요인으로 판단되는 40 Hz 이하의 저주파를 현저히 줄일 수 있는 것으로 판단되었다.

한편, 운전석(seat)에서의 진동가속도의 크기는 6구간의 주파수 범위(0-20 Hz, 20-40 Hz, 40-60 Hz, 60-80 Hz, 80-100 Hz, 100-120 Hz)에서 기존 트레일러의 경우에는 각각 0.20 m/s², 0.21 m/s², 0.14 m/s², 0.14 m/s², 0.10 m/s², 0.11 m/s², 개량된 트레일러의 경우에는 각각 0.01 m/s², 0.02 m/s², 0.01 m/s², 0.02 m/s², 0.02 m/s², 0.05 m/s²으로 나타났다. 이러한 결과는 개량된 트레일러가 본 실험이 수행된 주파수 범위 내에서 기존 트레일러에 비해 운전석에서의 진동가속도를 약 55-95% 줄일 수 있는 것으로 나타나 운전자의 피로를 감소시

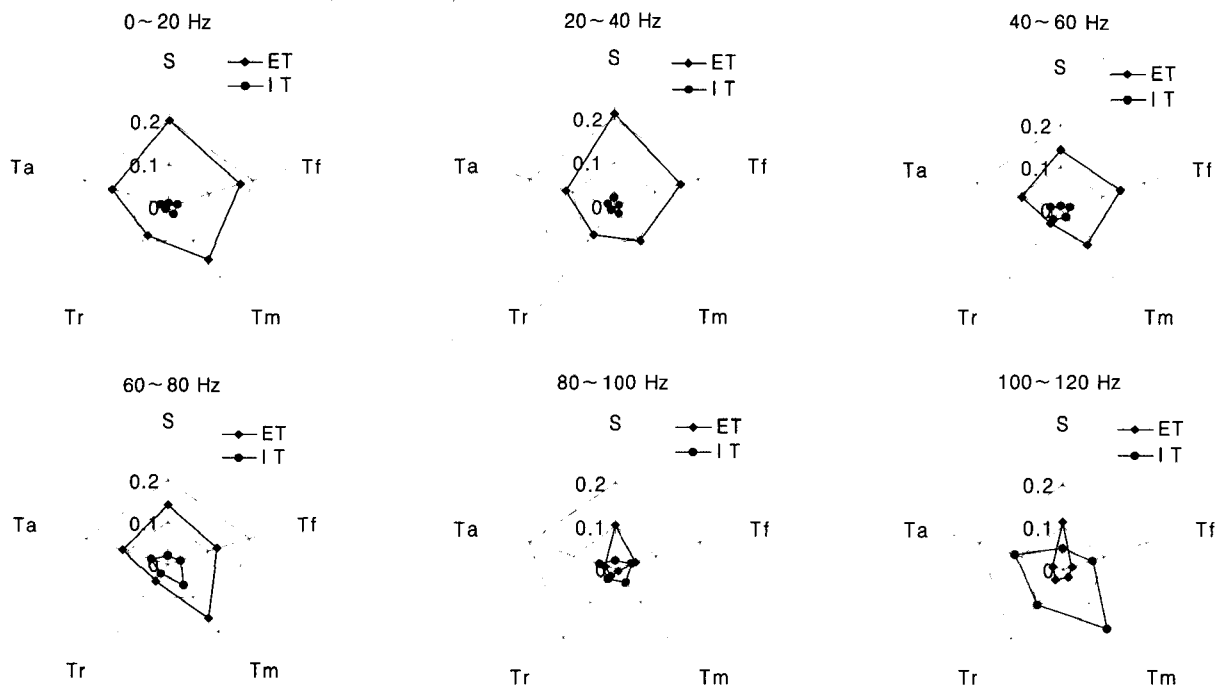


Fig. 3 The average accelerations occurred up to 120 Hz for existing (ET) and improved trailer (IT). Tf, Tm and Tr: accelerations at front, middle and rear of the trailer (m/s^2), Ta: average acceleration of Tf, Tm and Tr (m/s^2), S: acceleration at seat (m/s^2).

켜 쾌적한 수송환경을 만들어 줄 것으로 판단되었다.

주파수 구간별로 측정된 최대 진동가속도의 크기를 나타낸 결과이다. 20 Hz 이하의 주파수에서 트레일러의 전부, 중부, 후부 세 위치에서 발생하는 최대 가속도에 대한 평균 가속도는 기존 트레일러에서는 $1.267 m/s^2$ 이고 개량된 트레일러에

나. 최대진동가속도

그림 4는 0-120 Hz까지의 전체 주파수 범위에서 20 Hz의

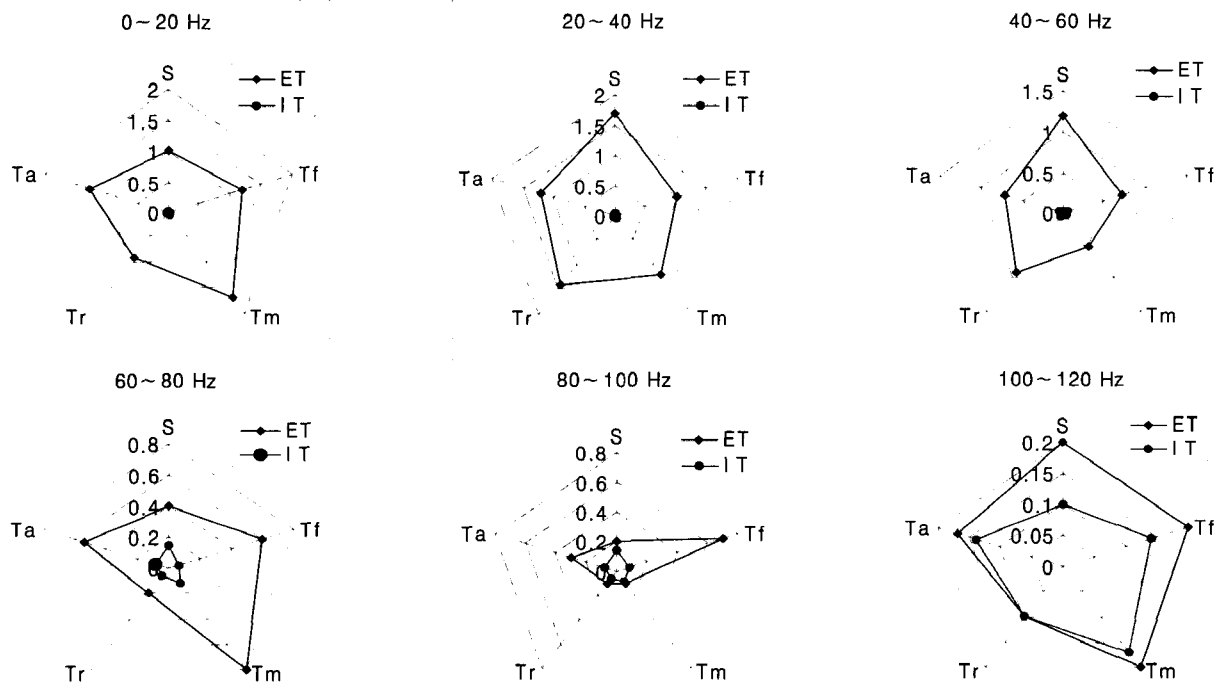


Fig. 4 The maximum accelerations by the 20 Hz levels for existing (ET) and improved trailer (IT). Tf, Tm and Tr: accelerations at front, middle and rear of the trailer (m/s^2), Ta: average acceleration of Tf, Tm and Tr (m/s^2), S: acceleration at seat (m/s^2).

서는 0.027 m/s^2 로서 개량된 트레일러에서 크게 줄어들었고 시트에서도 각각 1.00 m/s^2 와 0.02 m/s^2 로 나타나 동일한 결과를 보였다. 한편, 20 Hz부터 120 Hz까지의 변화도 20 Hz 이하에서의 변화와 유사한 경향을 나타내었으나 100 Hz 이상에서는 기존 트레일러에 대한 개량된 트레일러의 최대가속도의 감소 효과는 조금씩 줄어들었다.

위의 결과로부터 본 연구에서 개발된 현가장치를 장착한 개량된 트레일러는 기존 트레일러에 비해 진동 가속도를 크게 줄일 수 있는 것으로 나타났고, 특히 고주파보다는 저주파에서의 감소효과가 큰 것으로 나타나 트레일러에 현가장치를 장착할 경우 수송 중에 가장 큰 장애요인으로 판단되는 저주파에서의 진동 가속도를 현저히 줄일 수 있는 것으로 판단되었다.

4. 요약 및 결론

본 연구는 동력경운기 트레일러에 충격 및 진동을 흡수할 수 있는 현가장치를 차축과 프레임 사이의 공간에 장착하여 운송물에 전달되는 충격력과 진동을 최소화시키기 위하여 실시하였다. 현가장치를 탑재한 개발된 트레일러와 기존 트레일러의 진동흡수 효과를 비교한 결과는 다음과 같다.

- (1) 트레일러의 하단부에 설치가 가능한 공간과 높이 등을 고려한 설치길이는 1,000 mm이며 최대 처짐은 42 mm 이고 4겹판 평판 스프링을 양쪽 바퀴에 설치할 때 9,418 N의 최대하중을 수용할 수 있다.
- (2) 수송 손실에 가장 큰 영향을 미치는 20 Hz 이하의 주파수에서 발생하는 평균 진동가속도는 기존 트레일러에서 0.133 m/s^2 이고 개량된 트레일러에서는 0.017 m/s^2 로 크게 줄어들어 약 87%의 진동흡수효과를 나타내었

고, 시트에서도 각각 0.20 m/s^2 와 0.01 m/s^2 로 나타나 유사한 경향을 나타내었다.

- (3) 20 Hz부터 80 Hz사이의 평균 진동가속도의 변화도 20 Hz이하에서의 변화와 비슷한 경향이지만 개량된 트레일러의 효과는 조금씩 줄어들었다. 80 Hz이상에서의 진동흡수 효과는 많이 줄어들었지만 현가장치를 장착할 경우 수송 중에 가장 큰 장애요인으로 판단되는 40 Hz이하의 저주파를 현저히 줄일 수 있었다.
- (4) 20 Hz이하의 주파수에서 발생한 최대 진동가속도는 기존 트레일러에서 1.267 m/s^2 이고 개량된 트레일러에서는 0.027 m/s^2 로 개량된 트레일러에서 크게 줄어들었고 20 Hz부터 120 Hz까지의 변화도 20 Hz이하에서의 변화와 비슷하지만 그 폭은 많이 줄어들었다.

참고 문헌

1. 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.
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). *Journal Biosystems Engineering* 30(3):147-154. (In Korean)
3. Lee, H. J., J. H. Hong, J. H., S. B. Lee and S. Y. Kim. 2003. Development of vibration absorption device for the transportation - Trailer system (I). *Journal of the Korean Society for Agricultural Machinery* 28(2):89-96. (In Korean)
4. Petter. 1998. *Transportation and Handling of Fresh Fruits and Vegetables*. Acme Manufacturing Company. pp.1-47.
5. 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.