

INVESTIGATING A POWER TILLER HANDLE AND SEAT VIBRATION ON TRANSPORTATION MODE

بررسی ارتعاش دسته و صندلی تراکتور دو چرخ در حالت حمل و نقل

MSc. Hossein Ahmadian¹⁾, Assoc. prof. Seyed Reza Hassan-Beygi²⁾, Assoc. prof. Barat Ghobadian³⁾¹⁾Department of Agro-technology, College of Abouraihan, University of Tehran, Tehran / Iran²⁾Dept. Agro-technology, College of Abouraihan, University of Tehran, Tehran / Iran.³⁾Department of Mechanics of Agricultural Machinery Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran / Iran
Tel. +98 935 1894879; E-mail: ahmadian77@ut.ac.ir

Abstract: In this paper, a power tiller vibration was investigated at handle position as well as seat position of a trailer pulled by the power tiller. The experiments were conducted at five levels of engine speed, four levels of transmission gear ratio during transportation, and in three directions. Then the weighted 1/3rd octave spectrum was calculated from the narrow band vibration acceleration signals. The amount of vibration damage on operator's body and allowable exposure limits were calculated based on ISO standards. The results showed that the vibration increased with increasing the engine speed for all the gear ratios and directions. The magnitude of vibration was the greatest at vertical direction in all the experiments. The vibration allowable exposure time was in the range of 2.32-5.7 years at the power tiller handle for the different engine speeds and gear ratios. The total equivalent vibration, A (8), at the trailer seat was in the range of 0.5 to 0.87 m/s² and it exceeded the allowable limits for the reduced comfort boundary, fatigue-decreased boundary and exposure limit for 8 hours/day. So, it is necessary to reduce the vibration transmitted to the operator's hand and body by designing and developing adequate insulating system.

Keywords: Vibration; operator; power tiller; 1/3rd octave; exposure limits

INTRODUCTION

Applications of agricultural machines especially those machines that were guided entirely by hand, have caused many occupational safety and health problems for their operators. Operator of such equipment has been exposed to high levels of noise and vibration. Long time working with these machines can cause for movement disorders, damage to various organs of the human body including hearing loss, spine and gastrointestinal disorders and even neurological disorders. Continuous use of vibrating machinery can also cause various diseases affecting blood vessels, nerves, muscles and tissues attached to hands and arms. Dr. Maurice Raynaud (1862) initially recognized the symptoms of these diseases. Therefore, the disease was called Raynaud's phenomenon or white finger (1). Aside from these cases, the vibration reduces work efficiency and quality [4]. Economical features and user capabilities of power tillers in various conditions are factors encouraging the increasing use of the machine on farm applications and also for transporting agricultural products and human beings on rural roads [14; 5]. In transportation mode, the power tiller operator's is exposed to vibration transmitted to the hands through the power tiller handle, as well as vibration transmitted to the whole body through trailer seat. Single cylinder diesel engine of a power tiller does not promise a good balance. The forces acting on the piston during compression and power strokes are transmitted to crankshaft and engine block. Due to lack of vibration dampers between the engine and power tiller chassis, the engine forces are entered to the tractor chassis as shock and then through the chassis are transmitted to the power tiller handle as well as drawbar of a trailer mounted to it. The power tiller handle also acts

چکیده: در این تحقیق ارتعاش یک تراکتور دو چرخ در دو موقعیت دسته تراکتور و صندلی تریلر کششی آن بررسی شد. آزمایشها در پنج سطح سرعت موتور، چهار سطح نسبت دنده جعبه دنده و در سه جهت انجام شدند. سپس طیف وزندار شده باند 1/3 اکتاو از سیگنال های شتاب ارتعاش محاسبه شدند. میزان آسیب ناشی از ارتعاش بر روی کاربر و میزان حدود مجاز مواجهه بر مبنای استاندارد های ISO محاسبه گردید. نتایج نشان داد که ارتعاش با افزایش سرعت موتور در تمامی سطوح دنده و در جهت های افزایش می یابد. مقدار ارتعاش در جهت عمودی در تمام آزمایش ها بیشترین بود. زمان مجاز مواجهه با ارتعاش برای موقعیت دسته بین 2.32 تا 5.7 سال برای نسبت دنده ها و سرعت های مختلف موتور متغییر بود. مقدار ارتعاش کلی معادل 8 ساعت A(8) برای صندلی در محدوده 0.5 تا 0.87 متر بر مجذور ثانیه بود و از حد مجاز راحتی، آسیب و حد مجاز رانندگی 8 ساعته فراتر بود. لازم و ضروری است که ارتعاش منتقل شده به دست و بدن کاربر بوسیله طراحی و توسعه سستم تعلیق مناسب انجام شود.

کلمات کلیدی: ارتعاش؛ کاربر؛ تراکتور دوچرخ؛ 1/3 اکتاو؛ حدود مجاز

مقدمه

کاربرد ماشین های کشاورزی بخصوص آن دسته که با دست هدایت می شوند باعث ایجاد مشکلات متعدد ایمنی و سلامت برای کاربرانشان شده اند. کاربران اینچنین وسایلی در معرض سطوح بالایی از ارتعاش و سروصدا قرار دارند. کار کردن طولانی مدت با این وسایل می تواند باعث بیماریهای حرکتی، آسیب به ارگان های مختلف بدن انسان از جمله کاهش شنوایی، ستون فقرات و حی بیماریهای روانی گردد. استفاده مداوم از ماشین های مرتعش می تواند به بروز بیماریهای مختلفی از جمله رگهای خونی، اعصاب، عضلات و بافت های متصل به دست و بازو شود. دکتر موريس رینود (1862) اولین بار علائم چنین بیماریهایی را تشخیص داد. بنابراین این بیماری پدیده رینود یا انگشت سفید نامیده می شود (باربر 1992). علاوه بر این موارد، ارتعاش بازده کاری و کیفیت آن را کاهش میدهد (گاکلیا و همکاران 2006). مزیت های اقتصادی و امکانات کاربری تراکتور دو چرخ در شرایط گوناگون باعث گسترش روز افزون استفاده از آن در کاربردهای مختلف از جمله حمل و نقل انسان و دام در جاده ها می باشد (سام و کاتیرول 2006؛ حسن بیگی و همکاران 2005). در حالت حمل و نقل کاربر تراکتور دوچرخ در معرض ارتعاشات منتقله به دست و از طریق دسته تراکتور و به بدن از طریق صندلی متصل به تراکتور قرار دارد. موتور تک سیلندر دیزلی تراکتور دوچرخ دارای تعادل خوبی نیست. نیروی پیستون در مراحل احتراق و تراکم به میل لنگ و بلوک موتور منتقل می شوند. به علت نبود سیستم تعلیق بین موتور و شاسی تراکتور، نیروهای موتور به شاسی منتقل و از آنجا به دسته تراکتور و همزمان به مالیند تریلر و صندلی آن منتقل می

like a cantilever beam so that one end is attached to the tractor chassis and free vibration of the other end is high [13]. In order to reduce the risks of working with such machines, the regulations have been developed by international organizations to limit working hours and duration of vibration exposure. The ISO standard No.2631 part 1 (1997) for whole body vibrations, ISO standard No.5349 parts 1 and 2 (2001) for hand-arm vibration, and ISO standard No. 8041 (2005) for vibration measuring instrumentation are the examples.

The results of pervious research work showed that farm machinery drivers suffer from higher back pain than the other agricultural workers [3]. [17] reported that the spinal movements caused by vibration were the main reason for these destructive injuries to the body, but the exact reasons have not been provided so far. In an investigation regarding the ergonomic conditions of an 8-HP power tiller, 200 farmers and 100 extension workers were studied. The study revealed that noise and vibration of the power tiller played an important role in damages experienced by them [10]. [11] measured vibration of a 7.5-kW power tiller seat. The results showed that the vibration acceleration increases with increasing forward speed of the power tiller. The vibration Root Mean Square (RMS) values on non-plowed farm were 2 to 2.5 times that of asphalt and dirt rural roads. These researchers recommended that the vibration exposure time for the power tiller operator's should be less than 2.5 hours per day. [12] determined the vibration acceleration envelope curves of a power tiller on transportation mode. The results showed that the maximum vibration amplitude values at operator's arm, wrist, chest, and head positions were occurred at 16Hz, 40Hz, 4Hz, and 5Hz, respectively. [15] assessed the vibrations of a 7.5-HP walking power tiller. Experiments were conducted at stationary condition and plowing operation. The vibration acceleration was measured on locations of chassis and handle of the power tiller as well as arm and chest of the driver. The results revealed that the vibration RMS values increased in all locations with increasing engine speed. It was observed that the dominant frequency of vibration in all locations were equal to engine speed (revolution per second). The vibration RMS values were decreased when transferring from the power tiller handle to the driver's chest. The research work conducted by [16] on power tillers with seat and without seat, showed that the greatest vibration RMS value was observed for the power tiller without seat (45 m/s^2), whereas it was 20 m/s^2 for the power tiller with seat. [2] investigated vibration of a power tiller in transportation mode on asphalt road as well as rotary tillage in dry and submerged farm. Experiments were carried out in three forward speed of 1.11, 1.71 and 2.31 m/s in transportation mode and forward speed of 0.3, 0.45 and 0.65 m/s in rotary tillage. The results showed that the RMS value of vibration in the vertical direction was greater than the other directions for all forward speeds on transportation and rotary tillage. Literature survey showed that there is limited published data concerning vibration characteristics of a 13-HP power tiller on transportation mode. In present study, vibration characteristics of a 13-HP power tiller is evaluated in transportation mode on asphalt rural road for various engine speeds and transmission gear ratios simultaneously at three perpendicular directions at the power tiller handle position as well as seat position of a trailer pulled by the power tiller.

MATERIAL AND METHOD

In this research work, vibration acceleration of a 13-HP power tiller (Mitsubishi CT-82) was measured at the

شود. دسته تراکتور دوچرخ همچنين به صورت یک تیر یک سر در گیر عمل کرده و یک سر آن به شاسی تراکتور متصل بوده و سر دیگر آن ارتعاشات شدیدی خواهد داشت (سالوخه و همکاران 1995). برای کاهش خطرات کار با اینچنین وسایلی سازمان های جهانی سازو کارهایی را در نظر گرفته اند تا ساعات کاری و دوره های در معرض ارتعاش را کاهش دهند. استاندارد ISO 2631 برای ارتعاشات کل بدن و استاندارد ISO 5349 برای ارتعاشات دست و بازو و استاندارد ISO 8041 برای دستگاههای اندازه گیری از این نمونه اند.

نتایج تحقیقات قبلی نشان میدهند، که کاربران ماشینهای کشاورزی از درد ستون فقرات بیشتر از دیگر کاربران بخش کشاورزی احساس ناراحتی میکنند (فوتوسکا و همکاران 1998). ونگ و همکاران (2004) دریافتند که حرکت ستون فقرات در اثر ارتعاش دلیل اصلی این اثرات مخرب بر بدن بوده ولی دلیل اصلی تا کنون توضیح داده نشده است. در تحقیقی که شرایط ارگونومیکی یک تراکتور دو چرخ 8 اسب بخار 200 کشاورز و 100 کارگر ماهر بررسی شدند. تحقیق آشکار کرد کهسر و صدا و ارتعاش نقش اساسی در آسیب وارده بر آنان داشت (کانگ و همکاران 1988). مهتا و همکاران (1997) ارتعاشات صندلی یک تراکتور دوچرخ را اندازه گرفتند. نتایج نشان داد که ارتعاشات با افزایش سرعت پیشروی تراکتور دوچرخ افزایش می یابد. میانگین ریشه مربعات ارتعاش (RMS) در زمین شخم نشده 2 تا 2.5 برابر آسفالت و شنی بود. این محققان توصیه کردند که زمان مجاز مواجهه باید کمتر از 2.5 ساعت در روز باشد. احمدیان و همکاران (2013) منحنی های همیشو شتاب ارتعاش تراکتور دوچرخ را در حالت حمل و نقل بررسی کردند. نتایج نشان داد که دامنه ماکزیمم ارتعاشات در موقعیت بازوف مج، قفسه سینه و سر در 16، 40، 4، و 5 هرتز اتفاق می افتند. تقی زاده علی سرایی (2007) ارتعاش تراکتور دوچرخ پیاده را بررسی کرد. آزمایشها در حالت ایستایی و شخم انجام شدند. شتاب ارتعاش در موقعیت های شاسی و دسته تراکتور و بازو و قفسه سینه کاربر اندازه گیری شد. آزمایشها نشان داد که با افزایش سرعت موتور در تمام موقعیت ها مقدار RMS شتاب ارتعاش افزایش می یابد. مشاهده شد که فرکانس قالب در تمام موقعیت ها برابر با فرکانس دورانی موتور بود. مقادیر RMS شتاب ارتعاش از دسته تا قفسه سینه کاهش یافت. در یک تحقیق توسط تواری و همکاران (2004) بر روی تراکتور های دوچرخ با صندلی و بدون صندلی نشان داد که بیشترین مقدار ارتعاش برای حالت بدون صندلی (45 متر بر مجذور ثانیه) بود در حالی که 20 متر بر مجذور ثانیه برای تراکتور با صندلی بود. دوانگان و تواری (2009) ارتعاش تراکتور دوچرخ را در حالت حمل و نقل در جاده آسفالت و خاکورزی دوار در خاک خشک و زمین مستغرق را بررسی کردند. آزمایشها در سه سرعت 1.11، 1.71 و 2.31 متر بر ثانیه در حالت حمل و نقل و در سه سرعت 0.3، 0.45 و 0.65 متر بر ثانیه در حالت خاکورزی دوار انجام شد.

نتایج نشان داد که RMS شتاب ارتعاش در جهت عمودی در تمامی سرعت های پیشروی در حمل و نقل و خاکورزی دوار بیشترین مقدار را در مقایسه با دیگر جهات داشت. بررسی منابع نشان می دهد که اطلاعات منتشر شده زیادی در مورد بررسی ارتعاش تراکتور دوچرخ 13 اسب بخار وجود ندارد.

مواد و روش ها

در این تحقیق، شتاب ارتعاش یک تراکتور دوچرخ (Mitsubishi CT-82) در موقعیت دسته تراکتور و صندلی تراکتور دوچرخ در حال کشش

right handle grip position as well as the seat position of a trailer attached with the drawbar and pulled by the power tiller. The power tiller specifications were given in Table 1. In order to simulate practical use of the power tiller at transportation conditions, load of 9000 N was placed inside the attached trailer.

با تراکتور اندازه گیری شد. مشخصات تراکتور در جدول 1 داده شده است. برای اینکه شرایط عملی کار با تراکتور فراهم شود بار 9000 نیوتن درون تریلر قرار داده شد.

Table 1

Specifications of the power tiller	
Combustion system	Internal, diesel, Indirect injection
Stroke cycle	Four-stroke
Rated power	13-hp at 2200 rpm
Air intake system	Naturally aspirated
No. of cylinder	Single, vertical
Cooling system	Water cooled
Number of speeds	Six-forward, two-reverse
Type of clutch	Dry, multi-plates
Steering	Side brake system
Tire size (pneumatic)	152.4-305 mm

Experiments were conducted at five levels of engine speed (1400, 1600, 1800, 2000 and 2200 rpm), four levels of transmission gear ratio (2-light, 3-light, 2-heavy, and 3-heavy), and at the three perpendicular directions (lateral, longitudinal and vertical) on asphalt rural road. Number of three CTC-AC192 types of accelerometers was used to measure vibration of the power tiller at handle grip and the trailer seat positions. The accelerometers were screwed on a 2x2x2 cm³ metallic cubic and the cubic glued at the power tiller right handle grip (Fig.1a) and the trailer seat (Fig.1b). The experiments were done while the operator was seated on the trailer seat and holding the handles to control the power tiller.

آزمایشها در 5 سطح سرعت موتور (1400، 1600، 1800، 2000، و 2200 دور بر دقیقه)، 4 سطح نسبت دنده جعبه دنده (2-سیکف -3- سیکف، 2- سنگین و 3 سنگین) و سه جهت عمود بر هم (جانبی، طولی و عمودی) روی جاده آسفالت انجام شدند. سه عدد شتاب سنج CTC-AC192 برای اندازه گیری ارتعاش بر روی دسته تراکتور و صندلی تریلر به کار رفت. شتاب سنج ها بر روی یک مکعب فلزی با ضلع 2 سانتی متر پیچ شده و مکعب با چسببه دسته راست تراکتور (شکل 1 آ) و صندلی تریلر (شکل 1 ب) محکم شد. آزمایشها در حالی انجام شدند که کاربر بر روی صندلی نشسته بود و با دست تریلر را کنترل می کرد.



a)



b)

Fig. 1 - Mounting accelerometers: (a) the power tiller handle grip and (b) the trailer seat

A 24-volt battery and an electronic circuit supplied the required power for this set up. Using an A/D converter, which was recognized and controlled by LABVIEW software program, the accelerometer analog output voltage was converted to digital ones with 40000 Hz sampling rate and recorded on lap-top computer hard disk. Fig.2 shows the instrumentation setup used in this study. The power tiller vibration assessment in time domain was carried out by the RMS values of vibration acceleration. The RMS was calculated by e.q. (1):

یک باتری 24 ولت و مدار الکترونیکی توان مورد نیاز دستگاه را فراهم می کرد. به وسیله یک A/D و نرم افزار LABVIEW ولتاژ آنالوگ خروجی حسگرها با سرعت نمونه برداری 40000 نمونه در ثانیه به دیجیتال تبدیل شده و بر روی سخت افزار کامپیوتر ذخیره شدند. شکل 2 دستگاه مورد استفاده در این تحقیق را نشان میدهد. بررسی شتاب ارتعاش در حوزه زمان با مقایسه مقادیر RMS ارتعاش انجام شد که با فرمول (1) محاسبه میشود:

$$a_{RMS} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a(t)^2 dt \right]^{1/2} \quad (1)$$

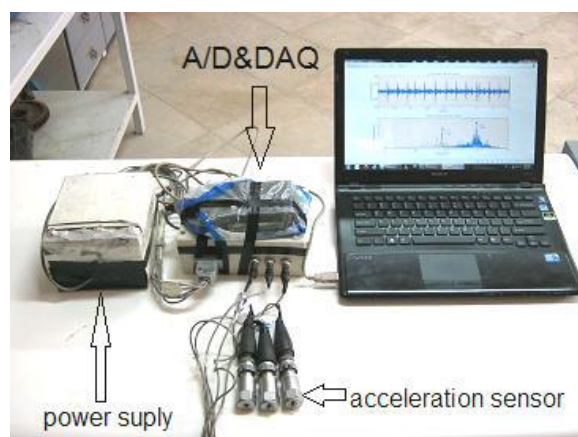


Fig. 2 - Vibration measurement and data acquisition set up

Where: a_{RMS} is root mean square of vibration acceleration (m/s^2), $a(t)$ is measured vibration acceleration amplitude (m/s^2), and T is duration of measured vibration acceleration (s).

For a detailed investigation of the vibration signals and evaluation of operator health, it is necessary to do the analysis of the vibration signals in frequency domain. The recorded time domain digital signals were converted to frequency domain narrow band signals by fast Fourier transform (FFT) algorithm using MATLAB software program. To overcome the sudden changes and uncertainty of the narrow band signals, the narrow band frequency domain signals were converted to 1/3rd octave frequency band signals by a subroutine computer program. The 1/3rd octave frequency spectrum was weighed in order to calculate the allowable exposure limits and compare with standard values. Then the total weighted vibration acceleration RMS values in frequency domain calculated by Eq.(2):

$$a_{RMS,T} = \left[(a_{RMS,X})^2 + (a_{RMS,Y})^2 + (a_{RMS,Z})^2 \right]^{1/2} \quad (2)$$

Where: $a_{RMS,T}$ is the root mean square of total weighted vibration acceleration (m/s^2), $a_{RMS,X}$ is the root mean square of weighted vibration acceleration in X direction (m/s^2), $a_{RMS,Y}$ is the root mean square of weighted vibration acceleration in Y direction (m/s^2), and $a_{RMS,Z}$ is the root mean square of weighted vibration acceleration in Z direction (m/s^2). The equivalent vibration acceleration for eight hours, $A(8)$, was calculated, using Eq.(3):

$$A(8) = (a_{RMS,T}) \times \sqrt{\frac{t}{T(8)}} \quad (3)$$

Where: t is the time that the body expose to the vibration in a working day, $T(8)$ is reference time (eight hours, s), $a_{RMS,T}$ is RMS of total weighted vibration acceleration (m/s^2) and $A(8)$ is the equivalent vibration acceleration for eight hours working per day (m/s^2).

The amount of vibration damage on operator's body and the exposure limits were calculated in accordance with the ISO standard No.2631 (1997) by comparing the weighted 1/3rd octave acceleration signals with the ISO diagrams. The vibration exposure time for the operator's hand-arm was calculated using Eq.(4), accordance with the ISO standard No.5349 (2001).

$$\frac{D_y}{year} = 31.8 \left(\frac{A(8)}{m/s^2} \right)^{-1.06} \quad (4)$$

در اینجا: a_{RMS} ریشه میانگین مربعات شتاب ارتعاش، $a(t)$ دامنه شتاب ارتعاش (متر بر مجذور ثانیه) و T دوره زمانی اندازه گیری ارتعاش می باشد.

برای بررسی بیشتر سیگنالهای ارتعاش و اثرات آن بر کاربر لازم است تا تحلیل این سیگنالها در حوزه فرکانس صورت گیرد. سیگنالهای حوزه زمانی با الگوریتم تبدیل فریه سریع به سیگنال باند باریک حوزه فرکانس و با نرم افزار MATLAB تبدیل شدند. برای فرار از تغییرات ناگهانی و عدم قطعیت سیگنالهای باند باریک این سیگنالها به سیگنالهای باند 1/3 اکتاو تبدیل شدند. سپس این سیگنالها جهت محاسبه حدود مجاز مواجهه و مقایسه با مقادیر استاندارد وزن دار شدند. سپس شتاب وزندار شده کلی ارتعاش با استفاده از فرمول (2) محاسبه شد.

در اینجا $a_{RMS,T}$ ریشه میانگین مربعات شتاب کلی وزندار شده، و X, Y, Z هر یک از سه جهت می باشند. شتاب معادل ارتعاش برای 8 ساعت $A(8)$ مطابق رابطه 3 محاسبه می گردد.:

در اینجا: t زمانی است که بدن در یک روز کاری در معرض ارتعاش قرار می گیرد، $T(8)$ زمان مرجع برابر با 8 ساعت و $a_{RMS,T}$ ریشه میانگین مربعات شتاب کلی وزندار شده، شتاب معادل ارتعاش برای 8 ساعت $A(8)$ می باشد.

میزان آسیب و حدود مجاز مواجهه کاربر با ارتعاش مطابق استاندارد ISO 2631 با مقایسه شتاب های وزندار شده باند 1/3 اکتاو با نمودار های استاندارد محاسبه شد. رای دست و بازوی کاربر مطابق با استاندارد ISO 5349 و فرمول (4) زمان مواجهه محاسبه شد.

where: D_y is time after which in 10% of operators exposed to the amount of hand-arm weighted vibration, $A(8)$, various diseases and disorders, and depreciation on their fingers may occur (year).

RESULTS AND DISCUSSION

1. The time domain vibration acceleration signals

The time domain vibration acceleration signals on vertical direction for the engine speed of 2200 rpm and 3-light gear ratio at the trailer seat and power tiller handle positions are shown in Fig.3a,b, respectively. As depicted from parts of this fig., the maximum peak amplitude at the trailer seat and tractor handle positions were $\pm 10 \text{ m/s}^2$ and $\pm 45 \text{ m/s}^2$, respectively. It is clear that reduction of vibration energy in transmission path from the power tiller engine to the trailer seat is more than that of the power tiller engine to the handle; therefore, the maximum peak amplitude at the seat position was lower than the handle position.

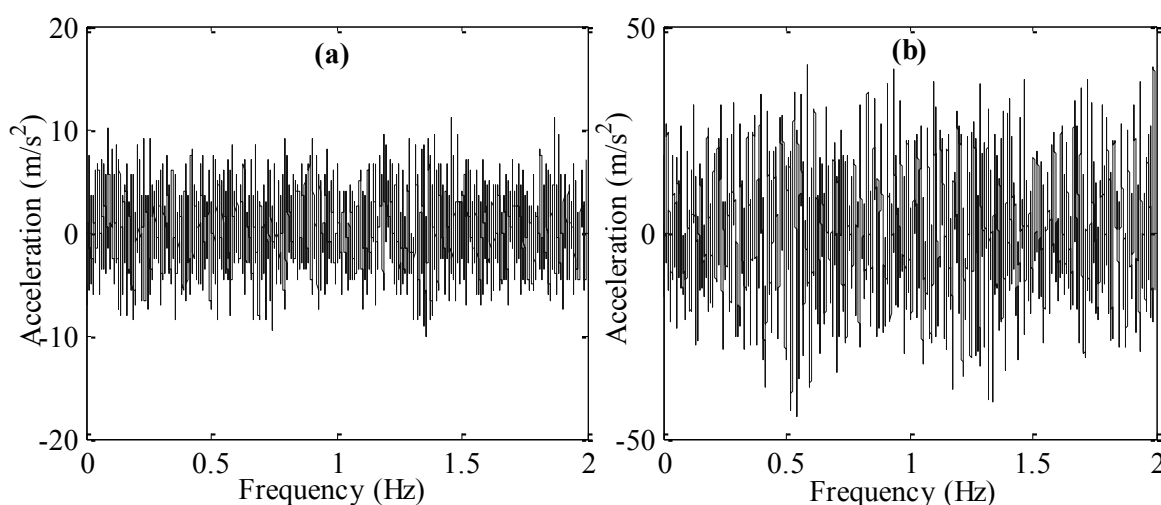


Fig. 3 - The time domain vibration acceleration signals on vertical direction for the engine speed of 2200 rpm and 3-light gear ratio at: (a) the trailer seat (b) the handle positions.

Fig.4 shows the RMS values of total vibration acceleration (sum of the three x, y, and z directions) in time domain for the different engine speeds and gear ratios at the power tiller handle position. The total acceleration RMS values were in the range of 14-26 m/s^2 for the various engine speeds and gear ratios. The vibration RMS values increased for all the gear ratios when the engine speed is increased from 1400 to 2000 rpm. With increasing the engine speed, number of combustion strokes and the piston blows per the unit time were increased. Therefore, vibration at the base of the handle that was attached to the power tiller chassis is increased, consequently the vibration at the free end of the handle is also increased. This trend is confirmed by the other researchers for similar investigations [13; 14; 15]. However, the increasing trend is not observed at 2200 rpm engine speed because this speed is the rated engine speed. At this engine speed, the engine and its components are dynamically balanced. The maximum and minimum increases in vibration acceleration are observed for 2-light and 3- light gear ratios, respectively when the engine speed ranges from 1400 to 2200 rpm.

در اینجا D_y زمانی است که دز آن 10% از کاربران پس از 8 ساعت کار روزانه دچار آسیب در دست و انگشتان و علائم بیماری می شوند (بر حسب سال).

نتایج و بحث

1. سیگنالهای شتاب ارتعاش در حوزه زمان

سیگنالهای شتاب ارتعاش در حوزه زمان در جهت عمودی و برای سرعت موتور 2200 دور ر دقیقه و در دنده 3-سیک در موقعی های دسته تراکتور و صندلی تریلر در شکل 3 نشان داده شده است. مطابق این شکل مقادیر قله برای صندلی و دسته به ترتیب برابر با ± 10 و ± 45 متر بر مجذور ثانیه است. واضح است که کاهش ارتعاش از موتور تا صندلی بیشتر از موتور تا دسته تراکتور می باشد.

شکل 4 مقادیر شتاب کلی ارتعاش را در حوزه زمان و برای نسبت دنده های مختلف و سرعت های متفاوت در دسته و صندلی نشان می دهد. مقادیر RMS کلی شتاب ارتعاش در محدوده 14-26 متر بر مجذور ثانیه و برای سرعتهای موتور و نسبت های دنده متفاوت می باشد. در تمام دنده ها هنگام افزایش سرعت موتور از 1400 تا 2000 میزان شتاب ارتعاش افزایش می یابد. با افزایش تعداد احتراق و تعداد ضربات پیستون در واحد زمان و سرعت موتور ارتعاش در شاسی افزایش یافته و سپس ارتعاش در سر آزاد دسته افزایش می یابد. ای روند در تحقیقات دیگر محققین نیز مشاهده شده است (سام و کاتیرول 2006، سالوخه و همکاران 1995، تقی زاده علی زاده سرائی 2007). اگرچه این روند برای دور 2200 مشاهده نشد و علت آن این است که این دور دور مشخصه موتور است. در این سرعت موتور و اجزای متحرک آن دارای تعادل دینامیکی هستند. بیشینه و کمینه افزایش ارتعاش در دنده 2-سیک و 3-سیک مشاهده شد.

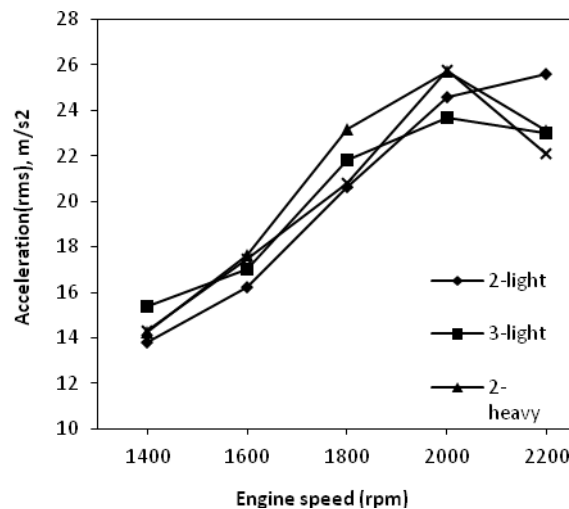


Fig. 4 - The effect of engine speed on the RMS values of total vibration acceleration for different gear ratios at the handle position

Variations of the total vibration acceleration RMS values versus the engine speed at the trailer seat position in time domain are shown in Fig.5 for the different engine speeds and gear ratios. The total acceleration RMS values were in the range of 2.8-4.8 m/s². With increasing engine speed, the vibration RMS values at the trailer seat position are increased for all the gear ratios. The reason for this increasing trend might be attributed to increasing number of combustion strokes and the piston blows per unit time. Of course, the vibration RMS increase at this position is lower than the handle position that could be as a result of dissipation of vibration energy and structural damping. The maximum and minimum increase in vibration acceleration is observed for 2-heavy and 3-heavy gear ratios, respectively when the engine speed is increased in range of 1400-2200 rpm. The variations of vibration acceleration in the different gear ratios for the engine speeds of 1400, 1600, 1800, 2000 and 2200 rpm were about 0.5, 0.7, 0.9, 1.1, and 1.3 m/s², respectively. The reason for these variations might be attributed to the trailer oscillations due to changing forward speeds or in other words, the effects of road unevenness.

Investigation of vibration signals in time domain revealed that the accelerations for the vertical direction were greater than the lateral and longitudinal directions, which could be attributed to vertical movement of piston within the diesel engine cylinder.

تغییرات ارتعاش در سرعت های مختلف موتور در موقعیت صندلی در شکل 5 نشان داده شده است. مقادیر RMS شتاب ارتعاش در محدوده 2.8 تا 4.8 متر بر مجذور ثانیه متغیر است. با افزایش سرعت موتور در تمام دنده ها مقدار ارتعاش افزایش می یابد که علت آن می تواند افزایش تعداد مراحل احتراق در واحد زمان باشد. البته افزایش ارتعاش در موقعیت صندلی کمتر از افزایش آن برای دسته است که علت آن می تواند میرا شدن انرژی ارتعاش در اثر میرایی سازه ای باشد. بیشینه و کمینه شتاب ارتعاش در 2-سنگین و 3 سنگین مشاهده شد. تغییرات شتاب ارتعاش در دنده های مختلف و سرعت های موتور 1400، 1600، 1800، 2000 و 2200 دور بر دقیقه به ترتیب برابر با 0.5، 0.7، 0.9، 1.1 و 1.3 متر بر مجذور ثانیه بود. دلیل این تغییرات می تواند در اثر تغییرات سرعت پیشروی و ناهمواری های جاده باشد. بررسی سیگنالهای ارتعاش در حوزه زمان آشکار کرد که در جهت عمودی ارتعاش بیشتر از جانبی و طولی بود که ممکن است در اثر حرکت عمودی پیستون در سیلندر باشد.

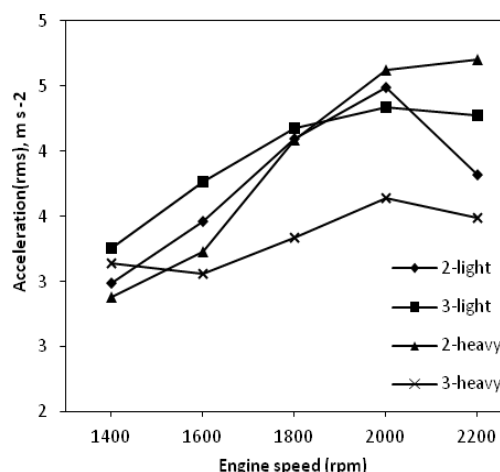


Fig. 5 - The effect of engine speed on the RMS values of total vibration acceleration for the different gear ratios at the trailer seat.

2. The frequency domain vibration acceleration signals

Fig. 6 shows the narrow band frequency spectrum of vibration acceleration on vertical position for the trailer seat and power tiller handle positions at 2200 rpm engine speed and 3-light gear ratio. The maximum amplitude peaks at the trailer seat and handle positions reached to 1.5 m/s^2 and 10 m/s^2 , respectively. Structural damping and reduction of vibration energy in transmission path might be responsible for peak amplitude reduction. At the handle position, the vibration acceleration amplitudes are damped strongly at frequencies greater than 200 Hz. The acceleration value at the handle position was very high in certain frequencies, which was due to free vibration of the power tiller handle. The power tiller handle acts as a cantilever beam with base excitation and free vibration at the end [13]. This phenomenon is also confirmed for a 7.5-HP power tiller vibration [15]. At the handle position, the maximum amplitude peak is occurred at 36.7 Hz which is related to rotational speed of the engine i.e. 2200 rpm. However, at the trailer seat position, the maximum amplitude peak is observed at 73.3 Hz which is related to two times of engine speed.

Due to un-smoothed nature of narrow band frequency spectra, comparing the data for different conditions is not so easy. Therefore, in order to explain the results and to calculate the vibration allowable exposure limits and compare with standard values, the smoother $1/3^{\text{rd}}$ octave vibration frequency band is selected.

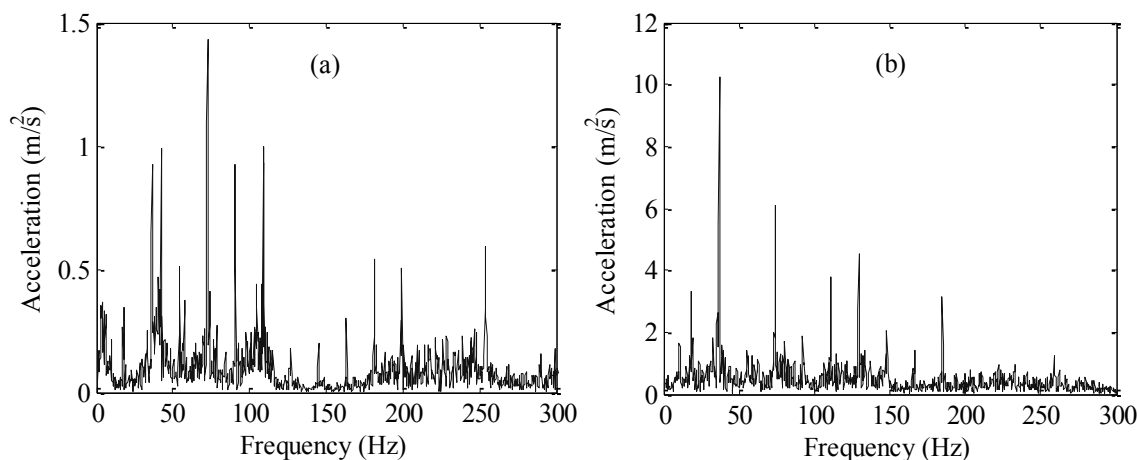


Fig. 6 - The narrow band frequency domain vibration acceleration signals on vertical direction for 2200 rpm engine speed and 3-light gear ratio at: (a) the trailer seat and (b) the handle positions

2.1. The $1/3^{\text{rd}}$ octave spectrum of vibration acceleration at the tractor handle position

Fig.7 shows the effect of engine speed on $1/3^{\text{rd}}$ octave total weighted vibration acceleration (sum of the three directions x, y and z) at the handle position for the different gear ratios. Different parts of this Fig. showed that at frequencies more than 100 Hz, the vibration acceleration was less than 1 m/s^2 . However, at frequencies less than 100 Hz, the total weighted acceleration did not show uniform variations for the different engine speeds and gear ratios. As illustrated in Fig. 7, the vibration acceleration amplitude has some peaks at center frequencies of 12.5, 16, 20, 25, 31.5, and 40 Hz for the different gear ratios. The peaks observed at center frequency of 25, 31.5, and 40 Hz could be related to 1400 and 1600 rpm, 1800 to 2000 rpm, and 2200 rpm engine speed, respectively. The peaks at center frequencies of 12.5, 16 and 20 Hz could

2. سیگنال های شتاب ارتعاش در حوزه فرکانس

شکل 6 طیف باند باریک شتاب ارتعاش را در جهت عمودی برای دسته تراکتور و صندلی تریلر و دور 2200 دور بردقیقه در دنده 3-سبک نشان می دهد. مقادیر قله به 1.5 و 10 متر بر مجذور ثانیه می رسد. میرایی سازه ای در مسیر انتقال ارتعاش می تواند علت این تفاوت باشد. در موقعیت دسته دامننه ارتعاش به شدت برای فرکانس های بالاتر از 200 هرتز به شدت کاهش می یابد.

مقدار شتاب ارتعاش در موقعیت دسته در فرکانس هایی خاص بسیار بالاست که در اثر ارتعاشات آزاد دسته تراکتور می باشد که همانند یک تیر یک سر در گیر عمل می کند (سالوخه و همکاران 1995). این پدیده همچنین توسط تقی زاده علی سرائی (2007) تایید شد. در موقعیت دسته بیشینه قله در 36.7 هرتز اتفاق می افتد که مرتبط با سرعت دورانی 2200 دور بر دقیقه موتور است. اگرچه در موقعیت صندلی مقدار قله در 73.3 هرتز بود که دو برابر سرعت موتور است.

به علت ماهیت متغییر سیگنالهای باند باریک ارتعاش مقایسه بین طیف های دو حالت مختلف کار آسانی نیست. بنابراین برای محاسبه حدود مجاز مواجهه و مقایسه با مقادیر استاندارد از باند فرکانسی $1/3$ اکتاو استفاده می شود.

1.2. طیف $1/3$ اکتاو شتاب ارتعاش در موقعیت دسته تراکتور دوچرخ

شکل 7 اثرات سرعت دورانی موتور را بر شتاب کلی وزندار شده در موقعیت دسته نشان میدهد. قسمت های مختلف این شکل نشان میدهد که برای فرکانسهای بالاتر از 100 هرتز شتاب وزندار شده دارای تغییرات زیادی در سرعت های مختلف موتور و نسبت دنده های متفاوت نمی باشد. مطابق شکل 7 ارتعاش دارای قله هایی در 12.5، 16، 20، 25، 31.5، و 40 هرتز در دنده های مختلف می باشد. قله های مشاهده شده در مراکز فرکانسی 25 تا 31.5 هرتز و 40 هرتز می تواند مربوط به 1400 تا 1600 دور ردقیقه و 1800 تا 2000 دور بر دقیقه باشند. قله های موجود در فرکانس های 12.5 و 16 هرتز و 20 هرتز می تواند مربوط به فزآیند احتراق و ارتعاشات

be related to the combustion process frequency and frequency of engine components including camshaft and injection pump, which had one half speed of the engine crankshaft. As depicted from this Fig., the greatest peak of vibration acceleration is observed in frequency of 31.5 Hz for all the gear ratios except 2-light. The maximum amplitude for 2-light gear ratio is observed at 40 Hz, which could be due to handle resonance. The maximum peak (11 m/s^2) at the frequency of 31.5 Hz is related to 2000 rpm engine speed and 3-heavy gear ratio. According to Fig. 7, the amplitude of total vibration acceleration in the frequency range of 10 to 80 Hz is greater than the allowable vibration exposure limit (2 m/s^2) for hand-arm. Investigation of [14] on a 7.5-HP power tiller at handle position and transportation mode with an empty trailer showed that the measured vibration was more than that of the hand-arm allowable vibration exposure limit.

2.2. The allowable exposure time for operator's hand-arm

The equivalent vibration acceleration for eight hours, $A(8)$, at the power tiller handle position for the different gear ratios and engine speeds is shown in Fig. 8. The equivalent acceleration was increased with increasing the engine speed from 1400 to 2000 rpm for all the gear ratios at the handle position. The equivalent acceleration was reduced with further increase in the engine speed to 2200 rpm. The equivalent acceleration values in 2-heavy gear ratio at the engine speeds of 1600, 1800 and 2000 rpm are more than the other gear ratios. It seems that at the 2-heavy gear ratio, the vibration generated at the power tiller gearbox caused for resonance in the handle.

اجزای موتور مانند میل لنگ، پمپ انژکتور باشد که $1/2$ سرعت موتور را دارد. مطابق این شکل بیشینه ارتعاش در فرکانس 31.5 هرتز بود غیر از دنده 2-سبک. در این دنده مقدار بیشینه در فرکانس 40 هرتز رخ می دهد که ممکن است مربوط به رزونانس دسته باشد. مقدار قله (11 متر بر مجذور ثانیه) در فرکانس 31.5 هرتز و دور 200 دور بر دقیقه و دنده 3-سنگین رخ داده است.

مطابق شکل 7 مقدار دامنه ارتعاش در محدوده 10 تا 80 هرتز بزرگتر از حد مجاز ارتعاش (2 متر بر مجذور ثانیه) برای دست و بازو می باشد. در تحقیق سام و کاتیروول (2006) بر روی تراکتور دوچرخ 7.5 اسب بخار در دسته در حالت حمل و نقل تریلر خالی مشخص شد که ارتعاشات از حد مجاز بالاتر است.

2.2. زمان مجاز مواجهه برای دست و بازو

شتاب معادل ارتعاش 8 ساعته $A(8)$ در موقعیت دسته برای نسبت دنده های مختلف و سرعت های موتور متفاوت در شکل 8 نشان داده شده است. شتاب معادل با افزایش 1400 تا 2000 دور بر دقیقه و برای همه نسبت دنده ها افزایش یافت. ولی با افزایش بیشتر به 2200 دور بر دقیقه ارتعاش کاهش می یابد. شتاب معادل در دنده 2-سنگین و سرعت موتور 1600، 1800 و 2000 دور بر دقیقه بزرگتر از مقدار آن در سایر دنده ها بود. به نظر میرسد که در دنده 2-سنگین ارتعاش ایجاد شده در گیربکس باعث تشدید دسته تراکتور شده است.

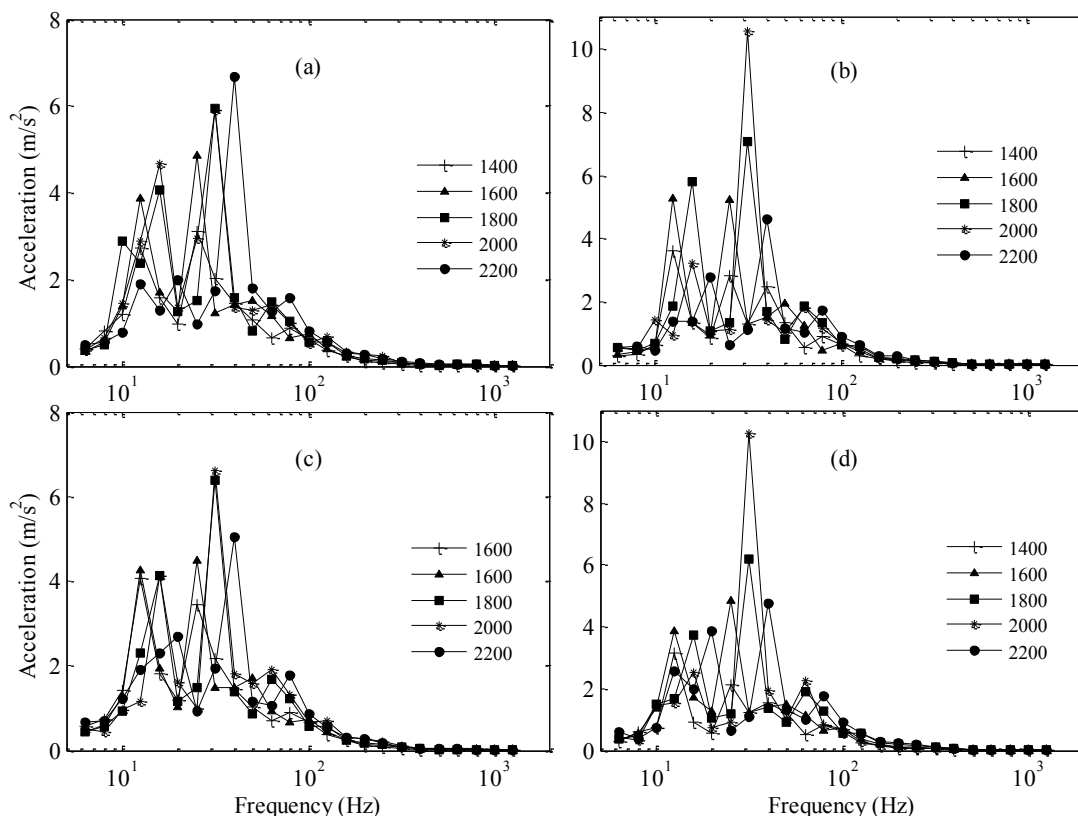


Fig. 7 - 1/3rd octave frequency band of total weighted acceleration for the different engine speeds at the handle position for gear ratios of: (a) 2-light, (b) 3-heavy, (c) 3-light, and (d) 2-heavy.

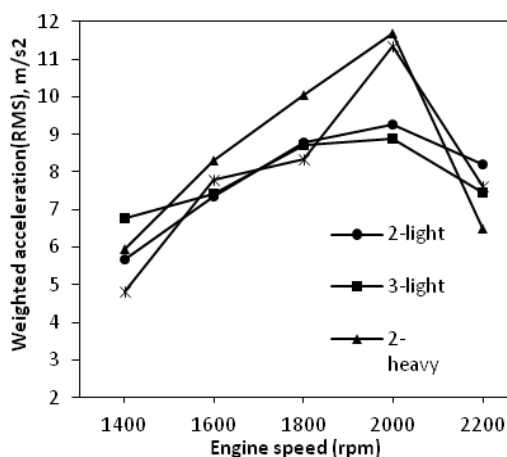


Fig. 8 - The effect of engine speed on the equivalent vibration acceleration, $A(8)$, for the different gear ratios at the handle position

Fig. 9 shows the vibration allowable exposure time of the power tiller operator's hand-arm versus engine speed for the different gear ratios. The allowable exposure time was in range of 2.32 to 5.7 years for the different engine speeds and gear ratios. The allowable exposure time decreased for all the gear ratios when the engine speed was increased from 1400 to 2000 rpm. The allowable exposure time was increased at 2200 rpm engine speed for all the gear ratios, which could be related to more dynamic balance of the engine at the rated speed. The Fig. illustrated that after 2.32 years (at 2000 rpm engine speed and 2-heavy gear ratio) in 10% of the operators' exposed to the power tiller handle vibration the finger worn could be expected. It was reported that the vibration allowable exposure time of power tillers decreased with increasing the engine speed and travel speed. The allowable exposure time is reported in the range of 1.2 years for walking power tiller at tillage operation to 12 years for power tiller during pulling an empty trailer [14; 15; 16].

شکل 9 زمان مجاز مواجهه دست و بازو با ارتعاش دسته تراکتور دوچرخ را نشان می دهد. زمان نجاز مواجهه در محدوده 2.32 تا 5.7 سال برای نسبت دنده هه و سرعت های مختلف موتور می باشد. زمان مجاز مواجهه با افزایش سرعت موتور از 1400 تا 2000 دور بر دقیقه کاهش می یابد. برای تمام نسبت دنده ها در 2200 دور بر دقیقه زمان مواجهه افزایش می یابد که میتواند در اثر تعادل بیشتر دینامیکی موتور و قطعات آن باشد. این شکل نشان می دهد که پس از 2.32 سال (در 2200 دور بر دقیقه و دنده 2- سنگین) در 10% از کاربران تراکتور دوچرخ بیماری دست و فرسودگی انگشتان میتواند رخ دهد. گزارش شده است که با افزایش دور موتور و سرعت پیشروی زمان مواجهه کاهش می یابد. زمان مواجهه برای تراکتور دوچرخ کنترل پیاده 1.2 سال تا 12 سال برای تراکتور دوچرخ در حال حمل و نقل تریلر خلی گزارش شد (سام و کاتیرول 2006، تقی زاده 2007، تواری و همکاران 2004).

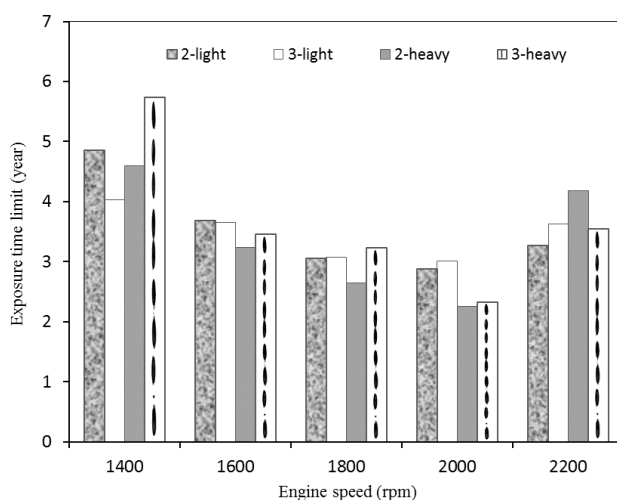


Fig. 9 - The effect of engine speed on the vibration allowable exposure time of the power tiller operator's hand-arm for the different gear ratios

2.3. The 1/3rd octave spectrum of vibration acceleration at the trailer seat position

The effect of engine speed on 1/3rd octave total weighted vibration acceleration (sum of the three directions x, y and z) at the trailer seat position for the different gear ratios is shown in Fig.10. Investigation of the 1/3rd octave spectra showed that the vibration amplitude

3.2. طیف 1/3 اکتاو شتاب ارتعاش صندلی تریلر

اثرات سرعت موتور بر طیف 1/3 اکتاو شتاب وزندار شده ارتعاش صندلی تریلر برای دنده های مختلف در شکل 10 نشان داده شده است. بررسی طیف 1/3 اکتاو نشان می دهد که دامنه ارتعاش برای فرکانسهای بالاتر از 100 هرتز و

was not considerable for frequencies more than 100 Hz for all the gear ratios and engine speeds. Meanwhile, the human body is sensitive to frequency range of 1 to 80 Hz (ISO 2631, 1997). Therefore, the Fig. 10 was drawn in the frequency range of 1 to 100 Hz. Different parts of Fig. 10 depicted that the total weighted vibration acceleration had some peaks at frequencies smaller than 10 Hz, which could be attributed to the ground effects. At frequencies smaller than 10 Hz, the investigations showed that the number of frequencies at which the vibration amplitude exceeded 0.2 m/s^2 for 3-light gear ratio were more than the other gear ratios (Fig. 10c), which could be attributed to more oscillation of the trailer seat due to faster forward speed of the trailer at this gear ratio.

در تمان دندهها و سرعت های موتور ناچیز است. در حالی که بدن انسان به فرکانس های 1 تا 80 هرتز بیشتر حساس است بنابراین شکل 10 از 1 تا 100 هرتز را نشان میدهد. مطابق این شکل ارتعاش دارای تعدادی قله در فرکانسهای کمتر از 10 هرتز است که می تواند ناشی از اثرات زمین باشد. در فرکانسهای زیر 10 هرتز تعداد فرکانسهای که ارتعاش در آنها از 0.2 m/s^2 متر بر مجذور ثانیه بیشتر است از دیگر دنده ها بیشتر است. که مربوط به افزایش سرعت پیشروی در این نسبت دنده باشد.

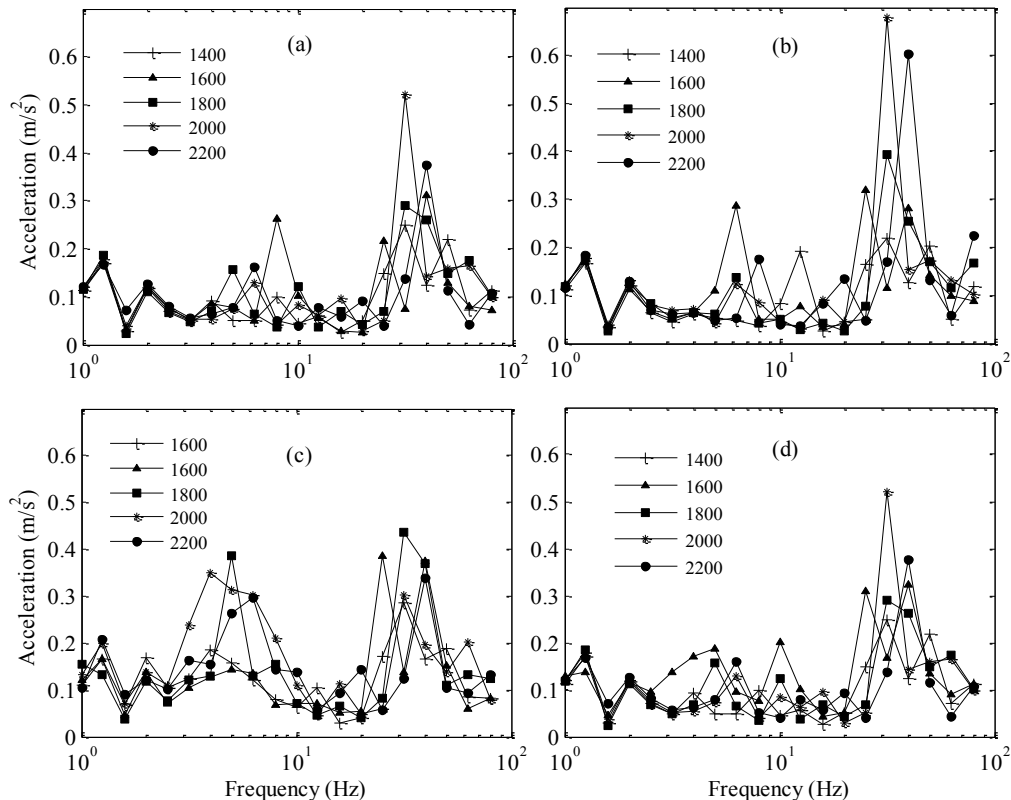


Fig. 10 - 1/3rd octave frequency band of total weighted acceleration for the different engine speeds at the trailer seat position for gear ratios of: (a) 3-heavy, (b) 2-heavy, (c) 3-light, and (d) 2-light

At frequencies greater than 20 Hz, the total weighted vibration acceleration had some peaks at center frequencies of 25, 31.5, and 40 Hz, that is attributed to the engine rotational speed. The maximum peak observed at center frequency of 31.5 Hz for all the gear ratios, which could be related to 1800 and 2000 rpm engine speeds. The maximum vibration amplitude is observed for 2-heavy gear ratio at frequency of 31.5 Hz with amplitude of 0.69 m/s^2 (Fig.10b). The vibration acceleration for frequency range of 25-40 Hz had amplitude greater than that of 0.3 m/s^2 for all the gear ratios, which was in the range of a little uncomfortable (ISO standard No. 2631, 1997). The vibration for 2-heavy gear ratio had amplitude greater than of 0.5 m/s^2 for frequency range of 25-40 Hz that was in the range of almost uncomfortable (ISO standard No.2631, 1997).

2.4. The allowable exposure time for operator's whole body

The total equivalent vibration acceleration for eight hours, $A(8)$, at the trailer seat position for the different gear ratios and engine speeds is shown in Fig.11. The total equivalent vibration was in the range of 0.5 to 0.87

در فرکانس های بزرگتر از 20 هرتز شتاب کلی ارتعاش وزندار شده در فرکانس های 25، 31.5، 40 هرتز دارای قله است که مربوط به سرعت دورانی موتور است. بیشینه قله در فرکانس 31.5 هرتز در تمام دنده ها است که می تواند مربوط به سرعت موتور در 1800 و 2000 دوربردقیقه باشد. بیشینه شتاب ارتعاش در دنده 2-سنگین و فرکانس 31.5 هرتز با دامنه 0.69 m/s^2 متر بر مجذور ثانیه مشاهده شد.

شتاب ارتعاش برای محدوده فرکانسی 25-40 هرتز بزرگتر از 0.3 m/s^2 متر بر مجذور ثانیه است که در محدوده کمی ناراحت (ISO standard No. 2631, 1997). دامنه ارتعاش در دنده 2-سنگین بزرگتر از 0.5 m/s^2 بر ثانیه در محدوده 25-40 هرتز که در ناحیه ناراحت قرار دارد (ISO standard No. 2631, 1997).

4.2. زمان مجاز مواجهه کل بدن

شتاب معادل ارتعاش 8 ساعت برای موقعیت صندلی و دندهها و سرعت های مختلف موتور در شکل 11 نشان داده شده است. مقدار شتاب معادل بین 0.5 تا 0.87 m/s^2 متر بر مجذور ثانیه است. شتاب معادل صندلی با افزایش سرعت موتور از

m/s^2 . The seat equivalent acceleration is increased with increasing the engine speed from 1400 to 2000 rpm. The seat equivalent acceleration at 3-light gear ratio was the maximum value for all the engine speed levels except for 2200 rpm that could be caused by an increase in the power tiller forward speed. The variations of vibration acceleration in the different gear ratios at the engine speeds of 1400, 1600, 1800, 2000 and 2200 rpm were about 0.11, 0.13, 0.3, 0.2, and $0.25 m/s^2$, respectively. The reason for these variations might be attributed to the trailer oscillations due to changing the forward speed, in other words the ground effect. The equivalent trailer seat acceleration, $A(8)$, is compared with the standard exposure limits for whole body vibration in Fig.12. As depicted in this fig., the weighted acceleration at the trailer seat exceeded the allowable limits for the reduced comfort boundary and fatigue-decreased boundary as well as it is about surpass the exposure limit for eight hours working per day. [14] have also reported that the allowable exposure time was eight hours for a power tiller pulling an empty trailer in transportation on asphalt rural road, and four hours in farm road.

1400 به 2000 افزایش می یابد. شتاب ارتعاش در دنده 3-سبک دارای مقدار بیشینه است که می تواند به علت افزایش سرعت پیشروی باشد. تغییرات شتاب معدل ارتعاش در دنده های مختلف و برای سرعت های موتور 1600، 1400، 1800، 2000، و 2200 به ترتیب برابر با 0.11، 0.13، 0.3، 0.2 و $0.25 m/s^2$ متر بر مجذور ثانیه بود. دلیل این نوسانات می تواند مربوط به نوسانات تریلر در اثر تغییر سرعت پیشروی یا اثرات جاده باشد. در شکل 12 شتاب معدل صندلی تراکتور دوچرخ $A(8)$ با حدود مجاز مواجهه کل بدن در استاندارد مقایسه شده است. مطابق این شکل شتاب وزندار شده معدل صندلی از حد مجاز کاهش راحتی و حد آسیب گذشته و تقریباً در حال گذشتن از حد مجاز رانندگی 8 ساعته است. سام وکاتیروول (2006) نیز گزارش کردند که تعداد ساعات مجاز کار با تراکتور دوچرخ در حال حمل تریلر خالی برابر با 8 ساعت در روز برای حملو نقل در جاده آسفالت و 4 ساعت برای جاده مزرعه ای است.

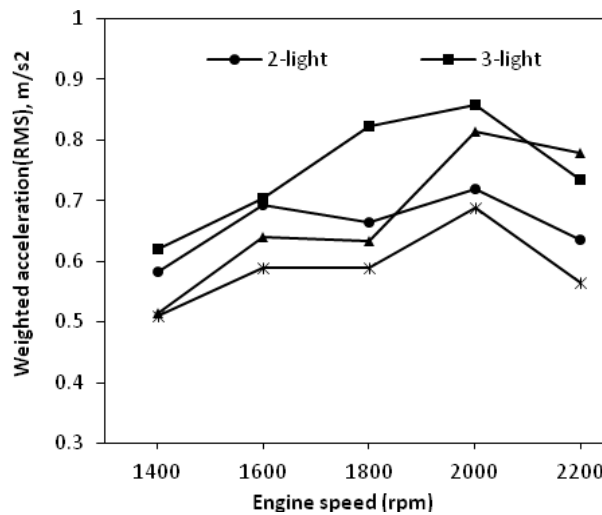


Fig. 11 - The effect of engine speed on the total equivalent acceleration, $A(8)$, for the different gear ratios at the trailer seat position

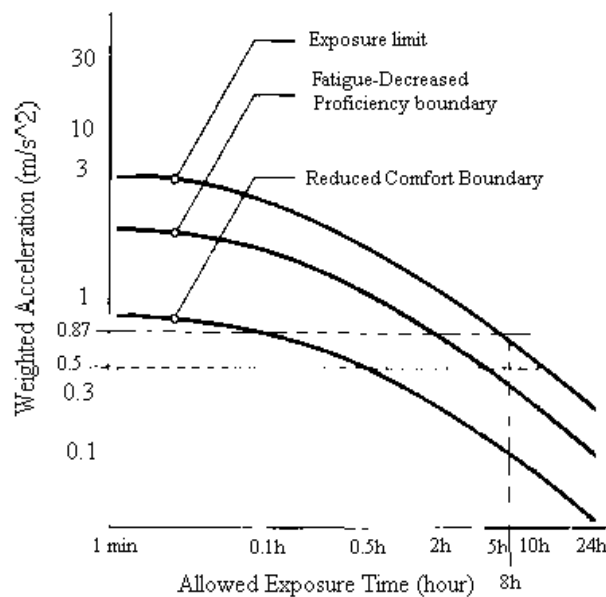


Fig. 12 - The equivalent acceleration for eight hours exposure to the trailer seat vibration, $A(8)$, and its comparison with standard limits

Fig. 13 shows the maximum and minimum values of

شکل 13 بیشینه و کمینه شتاب طیف 1/3 اکتاو

1/3rd octave acceleration of the trailer seat position at the vertical direction for the different engine speeds and gear ratios which are compared to standard allowable driving time (ISO standard No. 2631, 1997) in the frequency range of 1 to 80 Hz. As shown in this Fig., the standard allowable driving time at frequency ranges of 4-6.3 Hz and 31.5-40 Hz was shorter than eight hours per day. The maximum acceleration was in frequency range of 31.5-40 Hz that could be related to the power tiller engine speed.

For the longitudinal direction, the vibration acceleration was less than standard eight hours limit at any frequency. Unlike the vertical direction, the vibration levels for the longitudinal direction was not considerable at frequencies related to the engine speed, which could be attributed to the placement of the engine related to chassis as well as existence of the trailer connection with drawbar and their effects on the damping of vibrations in this direction. The vibration acceleration in lateral direction was also less than standard eight hours limit and its value at all frequencies was less than 0.1 m/s^2 . The allowable exposure time for the longitudinal and lateral directions is reported eight hours per day for 8-HP and 11-HP power tillers in different working conditions [14; 16; 2].

CONCLUSIONS

The conclusions drawn from this research work are as follows:

1. At the power tiller handle position, the vibration acceleration peaks were occurred in the frequency of the engine rotational speed.
2. The vibration acceleration increased with increasing engine speed throughout the experiments.
3. The vibration acceleration depends on measurement direction. The experimental results indicated that the maximum and minimum values belong to vertical and longitudinal directions, respectively.
4. The amplitude of total vibration acceleration at the power tiller handle position was greater than the allowable vibration exposure limit in the frequency range of 10-80 Hz.
5. The vibration acceleration at the trailer seat in the frequency ranges of 4-6.3 Hz and 31.5-40 Hz was more than the standard limit.
6. The vibration allowable exposure time for hand-arm of the power tiller operator's at eight hours working day were between 2.32 to 5.7 years for the different gear ratios and engine speeds.
7. The allowable exposure time in the heavy gears was greater than the lighter gears.
8. It is necessary to reduce the vibration transmitted to the user's hand and body by designing and developing adequate insulating systems or isolators.

ACKNOWLEDGMENT

The authors would like to express their appreciation to University of Tehran and National Bioenergy Research Center (NBRC) of Tarbiat Modares University authorities for their full support to carry out this research work.

سندلی تراکتور دوچرخ در جهت عمودی برای سرعت های موتور و نسبت دنده های مختلف و مقایسه آنها با حدود مجاز مواجهه استاندارد (ISO standard No. 2631, 1997) را در بازه فرکانسی 1 تا 80 هرتز نشان میدهد. مطابق این شکل زمان مواجهه مجاز در بازه فرکانسی 4-6.3 هرتز و 31.5 تا 40 هرتز کمتر از زمان مجاز رانندگی 8 ساعت در روز است. بیشینه شتاب در بازه فرکانسی 31.5 تا 40 هرتز و می تواند مربوط به موتور تراکتور باشد.

در جهت طولی شتاب ارتعاش در تمامی فرکانسها کمتر از مقدار مجاز برای 8 ساعت کار در روز بود. برخلاف جهت عمودی در جهت طولی مقدار ارتعاش در فرکانسهای مربوط به موتور زیادنبوده که می تواند به نحوه قرار گیری موتور نسبت به شاسی و وجود اتصال مالبند بین تریلر و تراکتور و اثر میرایی آن در این جهت باشد. شتاب ارتعاش در جهت جانبی نیز کمتر از حد استاندارد بوده و مقادیر آن در تمامی فرکانس ها کمتر از 0.1 متر بر مجذور ثانیه است. زمان مجاز مواجهه برای جهت های عمودی و طولی در تحقیقات دیگران و در شرایط کاری متفاوت 8 ساعت در روز برای یک تراکتور دوچرخ 11 اسب بخار آورده شده است (سام و کاتیرول 2006، تواری و دوانگان 2004).

نتیجه گیری

نتایج حاصله از این تحقیق به طور خلاصه عبارتند از:

1. در موقعیت دسته تراکتور قله شتاب ارتعاش در فرکانس های برابر با سرعت دورانی موتور رخ می دهند.
2. ارتعاش با افزایش سرعت موتور افزایش می یابد.
3. شتاب ارتعاش به جهت اندازه گیری وابسته است. مقادیر بیشینه و کمینه ارتعاش به ترتیب در جهت های عمودی و طولی بود.
4. مقدار دامنه ارتعاش در بازه 10 تا 80 هرتز برای دسته بیشتر از حد مجاز مواجهه بود.
5. شتاب ارتعاش در محدوده فرکانسی 4-6.3 و 31.5-40 از حد استاندارد فراتر بود.
6. حد مجاز مواجهه دست و بازو با ارتعاش تراکتور دوچرخ 8 ساعت در روز و بین 2.32 تا 5.7 سال برای نسبت دنده ها و سرعت های مختلف موتور بود.
7. زمان مجاز مواجهه در در دنده های سنگین بزرگتر از دنده های سبک بود.
8. لازم است که با طراحی و توسعه سیستم تعلیق مناسب ارتعاش تراکتور دوچرخ کاهش یابد

نویسندگان علاقه مندند مراتب تشکر خود را از دانشگاه تهران و موسسه تحقیقات بیو انرژی دانشگاه تربیت مدرس جهت حمایت در انجام این تحقیق اعلام نمایند.

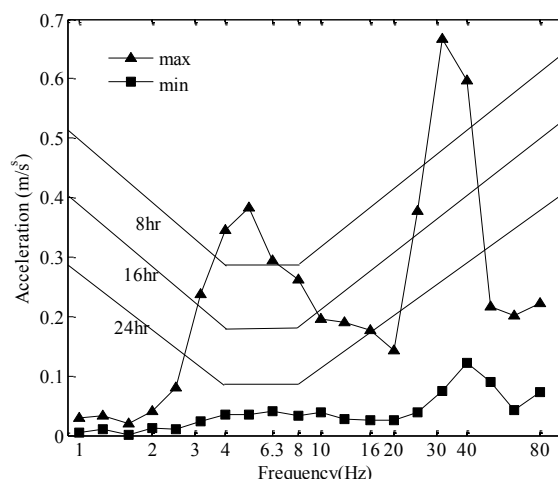


Fig. 13 - Comparing the maximum and minimum values of 1/3rd octave acceleration of the seat position at the vertical direction for the different engine speeds and gear ratios with standard allowable driving time

6. REFERENCES

- [1]. Barber A., (1992) - *Handbook of Noise and Vibration Control*. Elsevier Advanced Technology Publication.
- [2]. Dewangan K.N., Tewari V.K., (2009) - Characteristics of hand transmitted vibration of a hand tractor used in three operational modes. *International Journal of Industrial Ergonomics* 39, 239-245.
- [3]. Futatsuka M., Maeda S., Inaoka T., Nagano M., Shono M., Miyakita T., (1998) - *Whole body vibration and health effects in the agricultural machinery drivers*. *Industrial Health* 36, 127-132.
- [4]. Goglia V., Gospodaric Z., Filipovic D., Djukic I., (2006) - Influence on operator's health of hand-transmitted vibrations from handles of a single-axle tractor. *Annals of Agricultural and Environmental Medicine* 13, 33-38.
- [5]. Hassan-Beygi S.R., Ghobadian B., (2005) - *Noise attenuation characteristics of different road surfaces during power tiller transport*. *Agricultural Engineering International: the CIGRE Journal VII*, Manuscript PM 04 009.
- [6]. ISO 2631-1 (1997) - *Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General requirements*. International Standard Organization, Geneva.
- [7]. ISO 5349-1(2001) - *Mechanical vibration - Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration. Part 1: General requirements*. International Standard Organization, Geneva.
- [8]. ISO 5349-2 (2001) - *Mechanical vibration - Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration - Part 2: Practical guidance for measurement at the workplace*. ISO International standard.
- [9]. ISO 8041 (2005) *Human response to vibration-Measuring instrumentation*. International Standard Organization, Geneva.
- [10]. Kang C.II., Park N.J., Oh I.S., Lee Y.B., (1988) - *Study on the handling of power tiller in view of ergonomics*. *Research Reports of the Rural Development Administration Agricultural Engineering and Farm Management* 30, 67-71.
- [11]. Mehta C.R., Tiwari P.S., Varshney A.C., (1997) - *Ride vibration on a 7.5 kW rotary power tiller*. *Journal of Agricultural Engineering Research* 66, 169-176.
- [12]. Ahmadian H., Hassan-Beygi S. R., Ghobadian B., (2013) *Power tiller vibration acceleration envelope curves on transportation mode*. *Journal of Vibroengineering*, September 2013, Vol.15, Issue 3
- [13]. Salokhe V.M., Majumder B., Islam M.S., (1995) - *Vibration characteristics of a power tiller*. *Journal of Terramechanics* 32, 181-196.

6. مراجع

- [1]. باربر آ. (1992) - هند بوک کنترل نویز و ارتعاش. انتشارات فنی الزویر.
- [2]. دوانگن ک. ن.، تواری و. ک.، (2009) - بررسی ارتعاشات تراکتور دوچرخ در سه وضعیت عملیاتی. ژورنال بین المللی ارگونومی صنعتی: 39، 245-239
- [3]. فوتوسکا م.، مایدا س.، اینوکا ت.، ناگانو م.، شونو م.، مایاکیتا ت.، (1998) - ارتعاشات وارد بر بدن و اثرات آن بر رانندگان ماشینهای کشاورزی. بهداشت صنعتی 36، 132-127.
- [4]. گانگلیا و.، گاسپاداریک ز.، فیلیپوویک د.، دیجوکیک ی.، (2006) - اثرات ارتعاشات منتقل شده به دست از دسته تراکتور دوچرخ بر کاربرد. سالنامه پزشکی در کشاورزی و محیط زیست: 13، 38-33.
- [5]. حسن بیگی س.، ر.، قبادیان ب.، (2005) - بررسی نویز تراکتور دوچرخ در حالت حمل و نقل در سطوح مختلف جاده. ژورنال بین المللی مهندسی کشاورزی، جلد 7 پ.م. 04009.
- [6]. ISO 2631-1 (1997) - ارتعاشات مکانیکی و شوک انسان در معرض ارتعاش کل بدن. بخش اول: نیازمندی های عمومی. سازمان بین المللی استاندارد، ژنو.
- [7]. ISO 5349-1 (2001) - ارتعاشات مکانیکی، اندازه گیری و بررسی انسان در معرض ارتعاشات دست و بازو. بخش اول: نیازمندی های عمومی. سازمان بین المللی استاندارد، ژنو.
- [8]. ISO 5349-2 (2001) - ارتعاشات مکانیکی، اندازه گیری و بررسی انسان در معرض ارتعاشات دست و بازو. بخش دوم: راهنمای اندازه گیری کاربردی در محل کار. سازمان بین المللی استاندارد، ژنو.
- [9]. ISO 8041 (2005) - پاسخ انسان به ارتعاشات، دستگاههای اندازه گیری. سازمان بین المللی استاندارد، ژنو.
- [10]. کانگ س. ل.، پارک ن. ج.، آه ی. س.، لی ی. ب.، (1988) - مطالعه کاربردی تراکتور دوچرخ با رویکرد ارگونومیکی. گزارش تحقیق اداره توسعه مهندسی کشاورزی و مزرعه. 30، 71-67.
- [11]. مهتا س. ر.، تواری پ. س.، وارشف آ. س.، (1997) - ارتعاشات تراکتور دوچرخ 7.5 کلووات اسب بخار در حالت سوار. ژورنال تحقیق در مهندسی کشاورزی 66، 176-169.
- [12]. احمدیان ح.، حسن بیگی س.، ر.، قبادیان ب.، (2013) - منحنی های انولوپ ارتعاش تراکتور دوچرخ در حالت حمل و نقل. ژورنال ارتعاشات مهندسی، جلد 15، نسخه 3.
- [13]. سالوخه و. م.، ماجومدر ب.، اسلام م. س.، (1995) - بررسی ارتعاش تراکتور دوچرخ. ژورنال ترمکانیک 32، 181-196.
- [14]. سام ب.، کاتیروول ک.، (2006) - بررسی ارتعاش تراکتور

[14].Sam B., Kathirvel K., (2006) - *Vibration characteristics of walking and riding type power tillers*. Biosystems Engineering 95, 517-528.

[15].Taghizadeh-Alisaraei A., (2007) - *Experimental investigation of a power tiller vibration*. MSc Thesis, Dept. Mechanics of Agricultural Machinery Engineering. Tarbiat Modares University, Tehran, Iran (In Persian).

[16].Tewari V.K., Dewangan K.N., Subrata K., (2004) - *Operator's fatigue in field operation of hand tractors*. Biosystems Engineering 89, 1-11.

[17].Wang W., Rakheja S., Boileaub P.E., (2004) - *Effects of sitting postures on biodynamic response of seated occupants under vertical vibration*. International Journal of Industrial Ergonomics 34, 289-306.

دوچرخ سواره و پیاده. مهندسی بیوسیستم 95، 517-528.

[15]. تقی زاده علی سرائی آ. (2007) - بررسی تجربی ارتعاش یک تراکتور دوچرخ. دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران.

[16]. تواری و. ک، دوانگان ک. ن، سویراتا ک. (2004) - آسیب وارده بر کاربر از تراکتور دوچرخ در حال عملیات مزرعه. مهندسی بیوسیستم 89، 1-11.

[17]. وانگ و، راخیا س. بویلیاب پ. ای، (2004) - اثرات وضعیت نشستن بر پاسخ بیودینامیکی کاربران نشسته در ارتعاشات عمودی. ژورنال بین المللی ارگونومی صنعتی 34، 289-306.