

Investigating the Effect of a Vibration Damper on Vibrations Transmitted to the Operator's Hand in a Paddy Weeder

S. Akbari¹, M. Rabiei¹, D. Kalantari^{1*}, S. Kiani¹, S. J. Hashemi¹

1- Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agricultural Engineering, Sari Agricultural Sciences and Natural Resources University, Sari, Iran

(*- Corresponding Author Email: d.kalantari@sanru.ac.ir)

<https://doi.org/10.22067/jam.2026.99562.1500>

Introduction

Hand/arm vibration (HAV) is a major physical hazard in agricultural operations, particularly for operators of hand-held and walk-behind machinery. Prolonged exposure can lead to Hand/Arm Vibration Syndrome (HAVS), vibration-induced white finger (VWF), and musculoskeletal disorders, reducing work efficiency and operator well-being. Paddy weeders, operating in soft and uneven wetland soils, are subject to severe dynamic loads that intensify vibration transmission to the operator's hands. Although previous studies have investigated vibration in agricultural machinery and proposed various reduction strategies, limited information exists regarding the directional effectiveness of rubber isolators, particularly Styrene-Butadiene Rubber (SBR) under varying engine speeds. The physical mechanisms governing vibration energy dissipation, especially the role of geometric asymmetry along different orthogonal axes, remain poorly understood. Therefore, this study aimed to: (1) quantify the effectiveness of an SBR rubber isolator in reducing handle vibration of a paddy weeder at three engine speeds (3200, 4800, and 6400 rpm); (2) investigate the simultaneous effects of engine speed and isolator presence on vibration along the X, Y, and Z axes; (3) analyse the physical mechanisms of vibration reduction based on viscoelastic energy dissipation and frequency response theory; and (4) identify geometric factors governing the directional performance of the isolator.

Materials and Methods

A paddy weeder equipped with, a four-stroke, spark ignition, air-cooled engine (working width: 60 cm, rotor diameter: 40 cm, six flanges, three rows of weeding elements) manufactured by Elm-o-Fannavary Tabarestan Company, Iran, was used. An SBR rubber isolator (thickness: 5 mm, width: 50 mm, effective dynamic stiffness: 100 N mm⁻¹) was installed between the machine frame and the handle mount. The natural frequency of the handle-isolator system was estimated at 35.6 Hz, yielding frequency ratios ($r = f/f_n$) ranging from 1.5 to 3.0 across the tested speeds, placing all operating conditions within the vibration isolation region ($r > \sqrt{2}$). Vibration measurements were conducted according to ISO 5349-1 (2001) using a VB-8202 vibrometer (Lutron, Taiwan) with a frequency range of 10 Hz to 1 kHz and an acceleration range of 0.5–199.9 m s⁻². The root mean square (RMS) acceleration components were recorded along three orthogonal axes (X, Y, and Z) under two conditions (with and without isolator) at three engine speed levels. The experiment was designed as a factorial experiment with three replications. Data were analysed using two-way ANOVA at the 1% and 5% significance levels. Theoretical frequency response functions and viscoelastic energy dissipation models ($\frac{E_d}{E_s} = 2\pi \tan \delta$) were derived to interpret the experimental observations.

Results and Discussion

The ANOVA results revealed that engine speed had a highly significant effect ($p < 0.001$) on handle vibration along all three axes, with vibration amplitude increasing proportionally to the square of rotational speed ($R^2 > 0.95$), confirming theoretical predictions from the frequency response model. The rubber isolator significantly reduced vibration along the X ($p = 0.014$) and Z ($p < 0.001$) axes, while its effect on the Y axis was not statistically significant ($p = 0.099$). No significant interaction effects were observed between engine speed and isolator conditions ($p > 0.05$).

The most substantial vibration reduction (90.63%) was observed in the Z direction at 6400 rpm, where RMS acceleration decreased from 192 m s⁻² (without damper) to 18 m s⁻² (with damper). At low speed (3200 rpm), the damper showed minimal or adverse effects, particularly along the Y axis where a 10.34% increase was recorded (from 29 to 32 m s⁻²). At medium speed (4800 rpm), a moderate reduction of approximately 4–65% was observed across different axes, with the Z direction showing a 65.71% reduction (from 70 to 24 m s⁻²).

Mechanical analysis based on viscoelastic energy dissipation models demonstrated that the superior performance along the Z axis was attributable to the isolator's geometric configuration. The effective deformation length in the Z direction (50 mm width) was approximately ten times greater than that in the X direction (5 mm thickness), leading to substantially higher cyclic strain and approximately 2.9 times greater energy dissipation per cycle. This theoretical prediction was validated experimentally, showing a 2.2-fold higher reduction ratio in the Z direction compared with the X direction at high speeds. The frequency response function further explained the enhanced attenuation at higher speeds, where increasing frequency ratios reduce the transmissibility of the handle-isolator system.

Conclusion

This study systematically quantified the directional effectiveness of an SBR rubber isolator in reducing hand-transmitted vibration of a paddy weeder under varying engine speeds. The key findings are:

1. Handle vibration amplitude increased significantly with engine speed, following a quadratic relationship ($R^2 > 0.95$) consistent with theoretical predictions.
2. The rubber isolator exhibited strongly direction-dependent performance. The highest vibration reduction (90.62%) was achieved in the Z direction at 6400 rpm, attributed to the larger deformation path and enhanced viscoelastic energy dissipation resulting from geometric asymmetry.
3. At low engine speeds (3200 rpm), the isolator was ineffective and even increased vibration along the Y axis ($\approx 2\%$), confirming that effective isolation requires the frequency ratio to substantially exceed $\sqrt{2}$.
4. No significant interaction was found between engine speed and isolator condition, indicating independent and predictable contributions of each factor, which facilitates future design optimisation.
5. The close agreement between theoretical predictions (energy dissipation and frequency response models) and experimental measurements validates the proposed analytical framework and provides a robust basis for engineering design.

These findings demonstrate that carefully engineered rubber isolators, with geometry tailored to the dominant vibration direction and operating speed, represent a practical, cost-effective strategy for mitigating harmful vibrations in light agricultural machinery. This approach improves operator health and comfort, enhances work efficiency, reduces fatigue, and contributes to sustainable agricultural practices. Future research should focus on geometric optimisation, finite element modelling, comparative evaluation of advanced elastomeric materials, and durability assessment under prolonged field conditions.

Keywords: Hand-arm vibration, Paddy weeder, SBR rubber vibration absorber, Vibration absorber, Viscoelastic damping

بررسی تاثیر میراگر ارتعاشی بر ارتعاشات منتقل شده به دست کاربر در یک وجین کن شالیزاری

سروش اکبری^۱، مجتبی ربیعی^۱، داود کلانتری^{۱*}، سجاد کیانی^۱، سید جعفر هاشمی^۱

تاریخ دریافت: ۱۴۰۵/۰۴/۰۹

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۵/۰۶/۱۸

چکیده

ارتعاش ناخواسته یکی از عوامل زیان آور فیزیکی در محیطهای کشاورزی است که تماس طولانی مدت با آن می تواند موجب آسیب های اسکلتی-عضلانی و کاهش بهره وری کاربر شود. بنابراین در کار تحقیقاتی حاضر، میزان ارتعاش منتقل شده به دسته یک وجین کن شالیزاری در سه محور X ، Y و Z و در سه سرعت موتور ۳۲۰۰، ۴۸۰۰ و ۶۴۰۰ دور بر دقیقه، در دو حالت با و بدون ارتعاش گیر لاستیکی استایرن بوتادین (SBR) اندازه گیری شد. نتایج نشان داد ارتعاش دسته با مجذور سرعت موتور افزایش می یابد ($R^2 > 0.95$). بیشترین کاهش ارتعاش (۹۰/۶۲٪) در سرعت ۶۴۰۰ دور بر دقیقه و در محور Z مشاهده شد، در حالی که در سرعت پایین (۳۲۰۰ دور بر دقیقه)، تأثیر ارتعاش گیر معنی دار نبود ($p > 0.05$). تحلیل مکانیکی نشان داد که اثربخشی جهت دار ارتعاش گیر ناشی از تغییر شکل بیشتر در راستای Z و افزایش اتلاف انرژی گرانروی کشسانی است.

واژه های کلیدی: ارتعاش دست و بازو، ارتعاش گیر، ارتعاش گیر لاستیکی SBR، میرایی ویسکوالاستیک، وجین کن شالیزاری

مقدمه

وجین کن های موتوردار دستی، به عنوان یکی از تجهیزات کلیدی در مدیریت علف های هرز شالیزارها، نقش مهمی در افزایش بهره وری و کاهش نیروی کار انسانی ایفا می کنند (Gholami, Kalantari, & Rajabi VandeChali, 2017). این ماشین ها به دلیل عملکرد مکانیکی دورانی روتور وجین کننده و تماس مستقیم تیغه ها با خاک و ریشه علف های هرز، همواره در معرض تولید سطوح بالای ارتعاش قرار دارند که می تواند اثرات نامطلوبی بر عملکرد ماشین و سلامت کاربر داشته باشد (Verma, Guru, & Naik, 2014). مطالعات متعدد نشان داده اند که ارتعاش ناشی از برخورد تیغه ها با خاک، ناهمواری های زمین و انتقال نیروهای دینامیکی موتور، علاوه بر کاهش کارایی و افزایش استهلاک قطعات، می تواند مشکلات جدی از جمله خستگی عضلانی، اختلالات حرکتی، کاهش جریان خون در انگشتان (سندروم انگشت سفید) و مشکلات قلبی-عروقی برای سلامت کاربر ایجاد کند (Carra, Monica, & Vignali, 2019; Cutini, Brambilla, & Bisaglia, 2017). تحقیقات اخیر نشان داده اند که ارتعاشات طولانی مدت در تراکتورها و ماشین های کشاورزی به ویژه تجهیزات دستی، می تواند منجر به کاهش کارایی کاربر و کاهش زمان مجاز مواجهه شود (Ahmadian, Hassan-Beygi, &

Ghobadian, 2014; Jahanbakhshi, Ghamari, & Heidarbegi, 2020; Mohammadi, Kheiralipour, Ghamari, Jahanbakhshi, & Shahidi, 2023; Moradvand, Naderloo, Javadikia, & Kheiralipour, 2025; Munde, Harkal, & Bhumare, 2020; Mushtaq, Gul, & Dixit, 2025).

مطالعات میدانی در داخل کشور بر روی روتواتورهای جدید نشان داده که سهم موتور در ارتعاش کل ماشین در برخی جهات تا ۸۰٪ نیز می رسد که اهمیت انتخاب موتور مناسب یا جداسازی ارتعاش موتور از شاسی را آشکار می سازد. در همین راستا، غلامی و همکاران (Gholami et al., 2017) دریافتند که در یک خاک همزن دوار با تیغه های لبه مضرس جدید، شدت ارتعاش دسته با مجذور سرعت دورانی موتور افزایش می یابد و سهم موتور در ارتعاش کل ماشین در بیشتر موارد بیش از ۵۰٪ است.

وارما و همکاران (Verma et al., 2014) نیز در مطالعه ای تجربی نشان دادند که با افزایش سرعت دورانی محور روتواتور، شتاب ارتعاش به طور معنی داری افزایش یافته و مدت زمان مجاز مواجهه کاربر کاهش می یابد. همچنین، رویکرد تحلیلی ارائه شده توسط ساویکی و همکاران (Sawicki, Padovan, & Al-Khatib, 1999) در مورد دینامیک روتورها پایه ای نظری برای مدل سازی رفتار ارتعاشی تجهیزات کشاورزی دوار مانند وجین کن ها را فراهم می کند و امکان

(* نویسنده مسئول: Email: d.kalantari@sanru.ac.ir)

بررسی اثر ارتعاش گیر لاستیکی بر کاهش ارتعاش منتقل شده به دسته را میسر می‌سازد.

در حوزه کنترل ارتعاش ماشین‌های کشاورزی، تحقیقات گسترده‌ای بر روی استفاده از ارتعاش گیرهای لاستیکی متمرکز شده است. پارک و همکاران (Park, Kim, & Lee, 2004) در مطالعه‌ای بر روی ارتعاش دسته‌ی وچین‌کن‌های پیاده‌رو، نشان دادند که استفاده از جداسازهای لاستیکی مختلف به‌عنوان پایه موتور می‌تواند ارتعاش منتقل شده به دسته را به‌طور متوسط تا ۳۰٪ کاهش دهد. آن‌ها همچنین یک مدل دینامیکی برای سیستم موتور-پایه‌ها ارائه کرده و نشان دادند که سختی معادل ۲۱۵۵ کیلونیوتن بر متر و بیشترین ثابت میرایی مورد آزمون در محدوده ۱۰۵۲ تا ۳۱۴۳ نیوتن-ثانیه بر متر، بیشترین اثربخشی را در ایزولاسیون ارتعاش دارند. در مطالعه‌ای دیگری بر روی وچین‌کن‌های دوار، وون و همکاران (Kwon et al., 2014) دریافتند که زاویه نصب تیغه‌های وچین‌کن می‌تواند به‌عنوان پارامتر طراحی مؤثر در کاهش ارتعاش دسته مطرح باشد، به‌گونه‌ای که با بهینه‌سازی این زاویه، زمان مجاز مواجهه کاربر تا ۱۷/۵٪ افزایش یافته است. سام و کاتیرول (Sam & Kathirvel, 2009) در مطالعه‌ای که جهت طراحی و توسعه نصب میراگر در موتور و دسته تیلر انجام شد، نشان دادند که نصب ارتعاش گیر میزان ارتعاش دسته را بین ۵۰ تا ۶۰ درصد کاهش می‌دهد. عنصر کلیدی در این تحقیق، استفاده از ایزومر استایرن بوتادین رابر (SBR) بود. استایرن بوتادین یک پلیمر متشکل از دو واحد مونومر مختلف استایرن و بوتادین است که به‌طور تصادفی در امتداد زنجیره مولکولی مرتب شده است. مقاومت خوب در برابر سایش و ثبات‌پذیری خوب که توسط مواد افزودنی به آن تقویت می‌شود، از ویژگی‌های این پلیمر است. گوگلیا و همکاران (Goglia, Gospodaric, Filipovic, & Djukic, 2006) در مطالعه‌ای، گزارش کردند که بیشترین میزان مواجهه با ارتعاش در شرایط شخم‌زنی زمین رخ می‌دهد و پس از آن شرایط انتقال و کارکرد درجا قرار دارند. با وجود تحقیقات گسترده در زمینه کاهش ارتعاش ماشین‌آلات کشاورزی، هنوز اطلاعات محدودی درباره عملکرد دقیق ارتعاش گیرهای لاستیکی در تجهیزات دستی مورد استفاده در شالیزارها وجود دارد.

با وجود پژوهش‌های متعدد در زمینه کاهش ارتعاش تجهیزات کشاورزی، همچنان خلأهای تحقیقاتی قابل‌توجهی در زمینه‌ی ارزیابی دقیق و جهت‌دار ارتعاش گیرهای لاستیکی در وچین‌کن‌های

شالیزاری وجود دارد (Han et al., 2022; Xie, Wei, Zhu, Xiao, & Chen, 2025). به‌ویژه، بررسی بندواره فیزیکی حاکم بر استهلاک انرژی ارتعاش در ارتعاش گیرهای لاستیکی استایرن بوتادین (Styrene Butadiene Rubber: SBR) و تأثیر هندسه و جهت نصب آن‌ها بر کاهش ارتعاش در هر یک از محورهای X، Y و Z، کمتر مورد توجه قرار گرفته است. همچنین، تأثیر سرعت‌های مختلف موتور بر عملکرد ارتعاش گیر و ارائه‌ی مدل تحلیلی برای توجیه رفتار وابسته به جهت آن، از موضوعاتی است که در تحقیقات گذشته همچنان مغفول مانده است. بر همین اساس، هدف اصلی این مطالعه، تعیین کمیت اثربخشی ارتعاش گیر لاستیکی استایرن بوتادین رابر (SBR) در کاهش ارتعاش منتقل شده به دسته‌ی یک وچین‌کن شالیزاری تحت سه سطح سرعت موتور (۳۲۰۰، ۴۸۰۰ و ۶۴۰۰ دور بر دقیقه) است. اهداف دیگر تحقیق عبارتند از: (۱) بررسی تأثیر هم‌زمان سرعت موتور و وجود ارتعاش گیر بر ارتعاش در سه جهت متعامد در بازه فرکانسی ۸ تا ۱۶ هرتز که بیشترین تأثیر منفی را بر روی دست و بازوی کاربر می‌گذارد، (۲) تحلیل مکانیسم فیزیکی کاهش ارتعاش بر اساس مدل‌های ویسکوالاستیک و پاسخ بسامد، و (۳) شناسایی عوامل هندسی و مکانیکی مؤثر در عملکرد جهت‌دار ارتعاش گیر. یافته‌های این پژوهش می‌تواند به‌عنوان مبنایی برای طراحی بهینه‌ی ارتعاش گیرهای لاستیکی در ماشین‌های کشاورزی سبک و ارتقای سلامت و ایمنی کاربران مورد استفاده قرار گیرد.

مواد و روش‌ها

وچین‌کن مورد استفاده

وچین‌کن شالیزاری مورد استفاده در این آزمایش از نوع بنزینی چهار زمانه هوا خنک و سامانه انتقال توان آن از نوع کاهنده حلزونی با نسبت دنده ۴۰:۱ در دو مرحله و با عامل انتقال قدرت محور توپر از پیش‌رلنه به گردنده حامل تیغه‌ها بود. عرض کار این ماشین ۶۰ سانتی‌متر بوده که دارای ۶ فلنج حامل تیغه می‌باشد (شکل ۱). این ماشین ساخت شرکت دانش‌بنیان طبرستان، ایران، دارای سه ردیف عامل وچین‌کننده می‌باشد. تیغه‌های این ماشین از جنس پلاستیک فشرده و دارای طراحی سه‌بعدی بوده و کاملاً جدید می‌باشد که در راستای سبک‌سازی ماشین صورت گرفته است. سایر مشخصات وچین‌کن مذکور در شکل ۱ آورده شده است.



نوع موتور مورد استفاده در وجین کن	بنزینی چهار زمانه هوا خنک، ۳۵/۸ سی سی
Type of motor used in the weeder	Air-cooled, 4-stroke gasoline engine, 35.8 cc
توان و گشتاور موتور	1.3 hp, 1.7 Nm
Engine Power and Torque	
نوع و نسبت کاهش دور از موتور به تیغه‌ها	کاهنده حلزونی با نسبت دنده ۴۰:۱ در دو مرحله
Type and ratio of speed reduction from the motor to the blades	Two-stage worm gear reducer with a 40:1 gear ratio
عرض کار دستگاه	60 cm
Machine working width	
تعداد ردیف‌های وجین	3 rows
Number of weed rows	
تعداد مجموعه تیغه‌ها	۶ عدد مجموعه تیغه‌های پلاستیکی سه‌بعدی (دو مجموعه تیغه چپ و راست برای هر ردیف)
Number of blade sets	Set of 6 3D plastic blades (two sets of left and right blades per row)
قطر محور گردنده (روتور)	40 cm
Rotor diameter	
پهنای محور گردنده (مجموعه دو تیغه چپ و راست)	165 mm
Rotating blade width (set of two left and right blades)	
عمق مناسب به‌هم‌زدن زمین شالیزاری	2-5 cm
Appropriate depth for tilling the paddy field	
وزن کل دستگاه	17 kg
Total weight of the device	

شکل ۱- وجین کن شالیزاری مورد آزمون و مشخصات آن

Fig. 1. Rice weeder used in the experiment and its specifications

لاستیکی در جدول ۱ ارائه شده است. سرعت پیشروی دستگاه در محدوده ۴-۴/۵ متر بر ثانیه و دمای هوا در شرایط آزمون در محدوده ۲۳-۲۰ درجه سلسیوس اندازه‌گیری شد. در ادامه، فرکانس طبیعی سیستم دسته-ارتعاش گیر از رابطه (۱) تخمین زده شد (Rao, 2017).

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{eff}}{m_h}} \quad (1)$$

که در آن k_{eff} سختی معادل ارتعاش گیر لاستیکی و m_h جرم معادل دسته وجین کن است. با جایگزینی مقادیر مربوطه، فرکانس طبیعی دسته-ارتعاش گیر لاستیکی ۳۵/۶ هرتز به‌دست آمد. طبق نظریه کلاسیک ایزولاسیون ارتعاش (Rao, 2017)، میرایی مؤثر ارتعاش زمانی رخ می‌دهد که نسبت فرکانس تحریک به فرکانس طبیعی از جذر ۲ تجاوز نماید ($f/f_n > \sqrt{2}$). لذا برای فرکانس ارتعاش طبیعی دسته-ارتعاش گیر لاستیکی برابر با ۳۵/۶ هرتز، فرکانس آستانه ایزولاسیون برابر با ۵۰/۳ هرتز به‌دست می‌آید. با توجه به این که در آزمون‌های صورت‌گرفته، سرعت موتور وجین کن از ۳۲۰۰ تا ۶۴۰۰ دور در دقیقه متغیر بود، لذا فرکانس‌های تحریک اصلی بین ۵۳/۳ تا ۱۰۶/۷ هرتز متغیر بود. با در نظر گرفتن مقادیر فوق، نسبت‌های فرکانس ($r = f/f_n$) در محدوده ۱/۵ تا ۳ محاسبه شد که نشان می‌دهد شرایط کاری مورد آزمون در ناحیه ایزولاسیون ارتعاش قرار داشته و انتظار می‌رود میرایی ارتعاش با افزایش سرعت موتور به‌تدریج بهبود یابد.

نصب جداکننده لاستیکی ارتعاش

یکی از روش‌های رایج و کم‌هزینه برای کاهش انتقال ارتعاش از موتور به کاربر در ماشین‌های کشاورزی، استفاده از مواد کشسان مانند لاستیک در محل اتصال دسته‌ی هدایت‌کننده به بدنه یا موتور ماشین است. مواد لاستیکی به‌دلیل داشتن خاصیت میرایی بالا، می‌توانند انرژی مکانیکی ناشی از ارتعاش را جذب نموده و به گرما تبدیل کنند، در نتیجه از انتقال مستقیم ارتعاش جلوگیری می‌کنند. این خاصیت به‌ویژه در فرکانس‌های متوسط تا بالا عملکرد خوبی دارد (Xie et al., 2025). در این مطالعه، یک قطعه ارتعاش گیر لاستیکی از جنس استایرن-بوتادین (SBR) با ضخامت ۵ میلی‌متر و عرض ۵ سانتی‌متر (Zhongding Holding Group Co., Ltd., China) بین قاب ماشین و مجموعه نگهدارنده دسته (محل اتصال دسته و شاسی) به‌صورت اتصال پیچی نصب گردید (شکل ۲). انتخاب این محصول بر اساس داده‌های فنی مندرج در کاتالوگ شرکت سازنده صورت گرفت که مشخصات دینامیکی آن تحت بار استاتیکی معادل ۲۰ نیوتن ارائه شده است. بار استاتیکی وارد بر ارتعاش گیر در کاربرد حاضر تقریباً ۱۹/۶ نیوتن بود که مربوط به جرم دسته ۲ کیلوگرمی می‌باشد. سختی دینامیکی مؤثر ارتعاش گیر در راستای فشاری (ضخامت لاستیک) برابر با ۱۰۰ نیوتن بر میلی‌متر از کاتالوگ شرکت سازنده استخراج گردید. این مقدار مطابق با استاندارد ASTM D5992-96(2024) بر روی نمونه کامل محصول (واشر لاستیکی) تعیین شده است. مقدار گزارش‌شده (۱۰۰ نیوتن بر میلی‌متر) معرف سختی دینامیکی در راستای فشاری (ضخامت واشر) می‌باشد. سایر مشخصات ارتعاش گیر

جدول ۱- مشخصات فنی ارتعاش گیر لاستیکی استایرن-بوتادین رابر (SBR) مورد استفاده در آزمایش

Table 1- Technical specifications of the styrene-butadiene rubber (SBR) vibration damper used in the test

مشخصه Characteristic	روش اندازه‌گیری Measurement method	مقدار/شرح Quantity/Description
مواد سازنده Constituent materials	کاتالوگ شرکت سازنده Manufacturer's catalogue	واشر لاستیکی استایرن-بوتادین (SBR) با درجه سختی ۶۰ (Shore A) Styrene-butadiene (SBR) rubber washer with a hardness of 60 (Shore A)
ابعاد هندسی Geometric dimensions		
ضخامت Thickness (b)	اندازه‌گیری مستقیم Direct measurement	5 mm
عرض Width (L)	اندازه‌گیری مستقیم Direct measurement	50 mm
طول Length (L)	اندازه‌گیری مستقیم Direct measurement	50 mm
بار استاتیکی وارد بر ایزولاتور Static load applied to the isolator	محاسبه بر اساس جرم معادل مجموعه دسته Calculation based on the equivalent mass of the assembly.	19.6 N (equivalent to the 2 kg mass of the handle)
سختی استاتیکی Static stiffness	آزمون کشش-فشار استاتیکی طبق ASTM D575-91 Static tension-compression test according to ASTM D575-91	245±5 N mm ⁻¹
سختی دینامیکی در سه جهت Dynamic stiffness in three directions	آزمون ارتعاش اجباری غیررزونانسی طبق ASTM D5992-96 Non-resonant forced vibration test according to ASTM D5992-96	
فشاری Compressive	اندازه‌گیری در راستای فشاری (ضخامت واشر) Measurement in the direction of compression (gasket thickness)	100±5 N mm ⁻¹
برشی Shear	اندازه‌گیری در راستای برشی (طول واشر) Measurement in the shear direction (washer length)	35±3 N mm ⁻¹
برشی Shear	اندازه‌گیری در راستای برشی (پهنای واشر) Measurement in the transverse direction (washer width)	32±3 N mm ⁻¹
ضریب اتلاف (tan δ) Dissipation factor (tan δ)	مقدار مرجع از (Harris & Piersol, 2002) برای لاستیک SBR با سختی متوسط Reference value from (Harris & Piersol, 2002) for medium-hardness SBR rubber	0.15±0.02 At a frequency of 100 Hz and a temperature of 25°C
نحوه اتصال به مجموعه How to connect to the system	طراحی مجموعه نگهدارنده دسته (شکل ۲) Design of the handle holder assembly (Figure 2)	اتصال فشاری (فشرده بین دو صفحه فلزی) همراه با دو پیچ Pressure connection (compressed between two metal plates) with two screws
موقعیت ایزولاتور نسبت به مرکز جرم دسته Position of the isolator relative to the handle's centre of mass	اندازه‌گیری از مجموعه مونتاژ شده Measurement from the assembled unit	فاصله مرکز ایزولاتور تا مرکز جرم دسته: ۱۵۰ میلی‌متر در جهت Z و ۲۰۰ میلی‌متر در جهت X (شکل ۲) Distance from the isolator centre to the assembly's centre of mass: 150 mm in the Z-direction and 200 mm in the X-direction (Figure 2).
فرکانس طبیعی سیستم دسته-ایزولاتور Natural frequency of the handle-isolator system	محاسبه از رابطه (۱) Calculation using equation (1)	35.6 Hz
ضریب میرایی بحرانی (ζ) Critical damping coefficient (ζ)	برای سیستم $\zeta = (\tan \delta)/2$ محاسبه از رابطه ویسکوالاستیک با یک درجه آزادی Calculation using the relation $\zeta = (\tan \delta)/2$ for a single-degree-of-freedom viscoelastic system	0.08±0.01



محل نصب ارتعاش گیر (بین اتصال
دسته به بدنه)

Rubber insulator installation
location (between the handle
and body connection)

شکل ۲- موقعیت اتصال دسته وجین کن به بدنه و محل نصب لاستیک ارتعاش گیر بین اتصال دسته به بدنه

Fig. 2. The position of the weeder handle connection to the body and the location of the vibration-absorbing rubber between the handle and body connection

برای رابطه به دست آمده (رابطه ۷)، پاسخ دامنه و فاز پاسخ برابر خواهد بود با (رابطه ۸ و ۹):

$$|H(\omega)| = \frac{\sqrt{k^2 + (\omega C)^2}}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega C)^2}} \quad (8)$$

$$\phi(\omega) = \tan^{-1} \left(\frac{-\omega C}{k} \right) - \tan^{-1} \left(\frac{\omega C}{k - \omega^2 m} \right) \quad (9)$$

رابطه (۸) نشان می‌دهد در فرکانس‌های بسیار کم ($\omega \rightarrow 0$)، مقدار $|H(\omega)|$ به سمت یک میل می‌کند. به عبارت دیگر در فرکانس‌های پایین، پاسخ سیستم ارتعاشی تقریباً برابر با مقدار تحریک خواهد بود ولی در فرکانس‌های بالا، طبق همین رابطه دامنه یا بزرگی پاسخ کاهش پیدا می‌کند. از این موضوع در تحلیل نتایج به دست آمده در بخش نتایج و بحث استفاده خواهد شد. همین‌طور، فاز پاسخ نشان‌دهنده اختلاف فاز بین تحریک پایه و پاسخ سیستم (دسته وجین کن) می‌باشد. با توجه به رابطه (۹)، در فرکانس‌های پایین، فاز نزدیک به صفر خواهد بود، لیکن در حوالی تشدید، بیشترین تغییر فاز اتفاق می‌افتد. با دو مرتبه مشتق‌گیری از تغییر مکان دسته وجین کن (رابطه ۴)، رابطه شتاب دسته و بزرگی آن به دست می‌آید (رابطه ۱۰، ۱۱ و ۱۲).

$$\ddot{x}(t) = -\omega^2 X \sin(\omega t + \phi) \quad (10)$$

$$|\ddot{x}(t)| = -\omega^2 |X| \quad (11)$$

$$|\ddot{x}(t)| = \omega^2 |H(\omega)| Y_0 \quad (12)$$

استهلاک انرژی ارتعاشی توسط ارتعاش گیر لاستیکی

از آنجایی که لاستیک‌ها مواد ویسکوالاستیک هستند، یعنی دارای هر دو خاصیت کشسانی و خاصیت ویسکوزیته می‌باشند، لذا وقتی به ارتعاش گیر لاستیکی ارتعاش وارد می‌شود، بخشی از انرژی در لاستیک ذخیره شده (خاصیت الاستیک) و بخش دیگر انرژی

تحلیل ارتعاش دسته وجین کن در حوزه فرکانس

بررسی ارتعاش دسته وجین کن از نوع سیستم ارتعاشی با پایه واداشته در حوزه فرکانس نه تنها ارزشمند، بلکه ضروری هست. چرا که تنها در حوزه فرکانس می‌توان دریافت که سیستم در چه فرکانس‌های بزرگترین پاسخ را دارد. این موضوع برای جلوگیری از آسیب‌های مکانیکی یا طراحی جداساز ارتعاش اهمیت دارد. در همین راستا، برای استخراج معادله حرکت دسته وجین کن، فرض می‌کنیم در لحظه t ، بدنه وجین کن به اندازه $y(t)$ و در همان لحظه دسته وجین کن به اندازه $x(t)$ حرکت داشته باشد. در این صورت حرکت خالص دسته برلیر با $(x-y)$ و در نتیجه نیروی ذخیره شده در فنر برلیر با $-k(x-y)$ و نیروی میراگر برابر با $-C(\dot{x} - \dot{y})$ خواهد بود. در این صورت برای معادله حرکت دسته وجین کن داریم (رابطه ۲):

$$m\ddot{x} = -k(x-y) - C(\dot{x} - \dot{y}) \quad (2)$$

با جای گذاری تحریک پایه به صورت $y(t) = Y_0 \sin(\omega t)$ و نتیجه $\dot{y}(t) = Y_0 \omega \cos(\omega t)$ خواهیم داشت (رابطه ۳):

$$m\ddot{x} + C\dot{x} + kx = C\omega Y_0 \cos(\omega t) + kY_0 \sin(\omega t) \quad (3)$$

برای تحلیل در حوزه فرکانس، فرض می‌کنیم که دسته وجین کن دارای پاسخ هارمونیک شبیه به بدنه وجین کن داشته باشد، لیکن با توجه به نصب ارتعاش گیر لاستیکی و خاصیت میراگری آن، دسته دارای اختلاف فاز ϕ با پایه خواهد بود (رابطه ۴):

$$x(t) = X \sin(\omega t + \phi) \quad (4)$$

رابطه (۴) در فضای مختلط به صورت رابطه (۵) خواهد بود.

$$x(t) = \text{Re}\{X e^{j\omega t}\} \quad (5)$$

در این صورت با در نظر گرفتن مشتقات به صورت $\dot{x} = j\omega X$ و $\ddot{x} = -\omega^2 X$ و جای گذاری در رابطه (۳) خواهیم داشت (رابطه ۶ و ۷):

$$(-\omega^2 m + j\omega C + k)X = kY_0 - j\omega CY_0 \quad (6)$$

$$H(\omega) = \frac{X}{Y} = \frac{k - j\omega C}{k - \omega^2 + j\omega C} \quad (7)$$

الاستیک ذخیره‌شده در بدنه ارتعاش گیر می‌باشد. پارامتر $\tan \delta$ مربوط به ساختمان مولکولی نوع ارتعاش گیر مورد استفاده می‌باشد.

تجهیزات و شرایط اندازه‌گیری و ثبت ارتعاش

این آزمون به صورت فاکتوریل در قالب طرح کاملاً تصادفی، در مزرعه‌ای واقع در دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری اجرا شد. پارامترهای آزمون شامل سه تیمار مختلف دور موتور در دو حالت با نصب ارتعاش گیر و بدون ارتعاش گیر، تحت شرایط کاری دور درجا و در سه تکرار ثبت گردید. پس از اندازه‌گیری مولفه‌های شتاب ارتعاش در سه جهت متعامد x ، y و z بر اساس استاندارد [ISO 5349](#) (2001)، جذر میانگین مربعات (RMS) محاسبه شد.

برای ثبت شتاب‌های مورد نظر، از ارتعاش سنج مدل VB-8202 ساخت شرکت لوترون تایوان استفاده شد. شکل ظاهری و مشخصات فنی دستگاه ذکر شده در شکل ۳ ارائه شده است. ثبت شتاب ارتعاش توسط این ارتعاش سنج به صورت تک‌جهته انجام می‌شود. داده‌های مربوط به ارتعاش توسط کابل RS232 به کامپیوتر منتقل و جهت انجام تحلیل‌های مورد نیاز ذخیره شدند. شکل ۴ نحوه و جهت اندازه‌گیری ارتعاش دسته وجین کن را در سه راستای x ، y و z نشان می‌دهد.

به صورت گرما تلف می‌گردد (اثر ویسکوز). این تلف شدن انرژی همان چیزی است که موجب استهلاک ارتعاش می‌شود. هرچه تغییر شکل لاستیک بیشتر باشد، یعنی لاستیک بیشتر کش آمده سپس فشرده شود، مولکول‌های داخل لاستیک بیشتر جابه‌جا شده و اصطکاک داخلی بیشتر می‌گردد. بر اساس رفتار ویسکوالاستیک مواد لاستیکی، انرژی تلف شده در هر سیکل ارتعاش متناسب با دامنه تغییر شکل و سینوس زاویه اتلاف (δ) است، (رابطه ۱۳)، (Panoskaltsis, 2025).

$$E_d = \sigma_0 \varepsilon_0 \pi \sin \delta \quad (13)$$

به همین ترتیب برای انرژی ذخیره‌شده در ارتعاش گیر لاستیکی داریم (رابطه ۱۴)، (Panoskaltsis, 2025).

$$E_s = \frac{1}{2} \sigma_0 \varepsilon_0 \cos \delta \quad (14)$$

به طوری که ε_0 کرنش حداکثری ایجاد شده در ارتعاش گیر لاستیکی طی یک سیکل از جذب ارتعاش، σ_0 حداکثر تنش ایجاد شده در بدنه ارتعاش گیر در یک سیکل ارتعاش و δ زاویه اتلاف (loss tangent) بوده و توسط رابطه (۱۵) تعریف می‌شود.

$$\frac{E_d}{E_s} = 2\pi \tan \delta \quad (15)$$

به طوری که E_d انرژی یا کار ویسکوز مستهلک شده در طی یک سیکل ارتعاش توسط ارتعاش گیر لاستیکی و E_s انرژی یا کار



مدل دستگاه اندازه‌گیر	VB-8202
Measuring device model	
دامنه اندازه‌گیری شتاب	0.5–199.9 m/s ²
Acceleration measurement range	
دامنه اندازه‌گیری فرکانس	10 Hz–1 kHz
Frequency measurement range	
نرخ نمونه‌برداری	1 kHz
Sampling rate	
دقت اندازه‌گیری	5%
Measurement accuracy	
محدوده عملکرد دمایی مناسب دستگاه	0–50°C
Suitable operating temperature range of the device	
محدوده عملکرد رطوبتی دستگاه	Less than 80%
Device humidity operating range	

شکل ۳- ارتعاش سنج مدل VB-8202 و مشخصات فنی آن

Fig. 3. The VB-8202 vibration meter and its technical specifications



شکل ۴- اتصال ارتعاش یاب در سه جهت: x ، y و z

Fig. 4. Connection of the vibration sensor in three directions: x , y , and z

شرایط آزمون

مطابق با دستورالعمل شرکت سازنده انجام گردید. این اقدامات به منظور حذف اثرات ناشی از شرایط نامطلوب موتور، شرایط محیطی و سیستم انتقال قدرت بر روی ارتعاشات تولیدی و اطمینان از تکرارپذیری نتایج انجام شد. سپس ارتعاش درجای ماشین در دوره‌های مختلف موتور بدون درگیری تیغه‌ها با زمین در شرایط مختلف دور موتور و دور محور تیغه‌ها براساس جدول ۲ ثبت شد. تجزیه و تحلیل داده‌ها با استفاده از نرم‌افزار SPSS V.26 انجام گرفت.

پیش از انجام آزمون‌های ارتعاش سنجی، وجین کن مورد تحقیق از نظر فنی به‌طور کامل بررسی شد. روغن موتور و فیلترهای هوا پیش از آزمون تعویض گردیدند. بعد از انتقال روتواتور شالیزاری به مزرعه، ماشین به مدت ۱۰ دقیقه در حالت درجا کار کرد تا از صحت عملکرد آن اطمینان حاصل شود. سپس تنظیمات کاربراتور و دور آرام موتور

جدول ۲- محدوده عملکرد دور موتور و دور محور حامل تیغه‌ها در وجین کن مورد آزمون

Table 2- Operating range of engine speed and blade carrier axis speed in the tested weeder

محدوده عملکرد Operating range	دور کم Low	دور متوسط Medium	دور زیاد High
دور موتور Engine speed (rpm)	3200±10	4800±10	6400±20
سرعت دورانی محور حامل تیغه Blade carrier axis rotation speed (rpm)	80	120	160
فرکانس کاری موتور (f) Engine working frequency	53.33	80	106.66
نسبت فرکانس Frequency ratio (r)	1.50	2.25	2.99

نتایج و بحث

وضعیت لاستیک ($p = 0.099$) و اثر متقابل آن‌ها ($p = 0.260$) از نظر آماری معنی‌دار نیستند. این یافته نشان می‌دهد که ارتعاش در راستای Y در درجه اول تحت تأثیر سرعت موتور است و نوع لاستیک یا اثرات متقابل سهم کمی در آن دارند. در جهت Z، هم شرایط لاستیک ($p < 0.001$) و هم سرعت موتور ($p < 0.001$) به‌طور معنی‌داری در سطح ۱٪ بر سطح ارتعاش منتقل شده از بدنه وجین کن به دسته تأثیر می‌گذارند، به‌طوری‌که در این بین شرایط لاستیک قوی‌ترین تأثیر را در سه جهت مورد آزمون نشان می‌دهد. همچنان تعامل بین این عوامل از نظر آماری معنی‌دار نیست ($p = 0.190$) که نشان می‌دهد اثر ترکیبی آن‌ها رفتار ارتعاش در جهت Z را به‌طور معنی‌داری تغییر نمی‌دهد.

نتایج حاصل از تجزیه واریانس داده‌ها برای هر سه جهت ارتعاشی X، Y و Z در جدول ۳ نشان داده شده است. طبق نتایج جدول ANOVA، وضعیت لاستیک ($p = 0.014$) و سرعت موتور ($p < 0.001$) به‌طور معنی‌داری بر ارتعاش در جهت X تأثیر می‌گذارند، در حالی‌که اثر متقابل آن‌ها از نظر آماری معنی‌دار نیست ($p = 0.870$). این موضوع نشان می‌دهد که برای ارتعاش منتقل شده از بدنه وجین کن به دسته در راستای X، نوع لاستیک ($p < 0.05$) و سرعت موتور ($p < 0.001$) به‌طور مستقل بر سطوح ارتعاش تأثیر می‌گذارند و سرعت موتور عامل غالب است. در جهت Y، سرعت موتور به‌طور معنی‌داری بر میزان ارتعاش تأثیر می‌گذارد ($p < 0.001$)، در حالی‌که

جدول ۳- نتایج تجزیه واریانس دوطرفه (با تکرار) برای جهات X، Y و Z

Table 3- Two-way ANOVA results (with replications) for X, Y and Z-direction

Source (X-dir.)	df	SS	MS	F	p-value
Rubber condition	1	1080.3	1080.3	7.21	0.014*
Engine speed (RPM)	2	15230.1	7615.0	50.84	<0.001**
Interaction	2	41.2	20.6	0.14	0.870 ^{ns}
Error	18	2695.4	149.7		
Total	23	19047.0			
Source (Y-dir.)	df	SS	MS	F	p-value
Rubber condition	1	1284.2	1284.2	3.01	0.099 ^{ns}
Engine speed (RPM)	2	10980.5	5490.2	12.89	<0.001**
Interaction	2	1220.3	610.1	1.43	0.260 ^{ns}
Error	18	7660.0	425.6		
Total	23	21145.0			
Source (Z-dir.)	df	SS	MS	F	p-value
Rubber condition	1	11220.0	11220.0	34.12	<0.001**

Engine speed (RPM)	2	15740.3	7870.1	23.94	<0.001**
Interaction	2	1180.3	590.2	1.79	0.190 ^{ns}
Error	18	5920.0	328.9		
Total	23	34060.6			

* معنی‌داری در سطح احتمال ۵٪، ** معنی‌داری در سطح ۱٪ و ns عدم معنی‌داری

* Significance at the 5% probability level, ** Significance at the 1% level, and ns non-significance

مقایسه میانگین‌ها

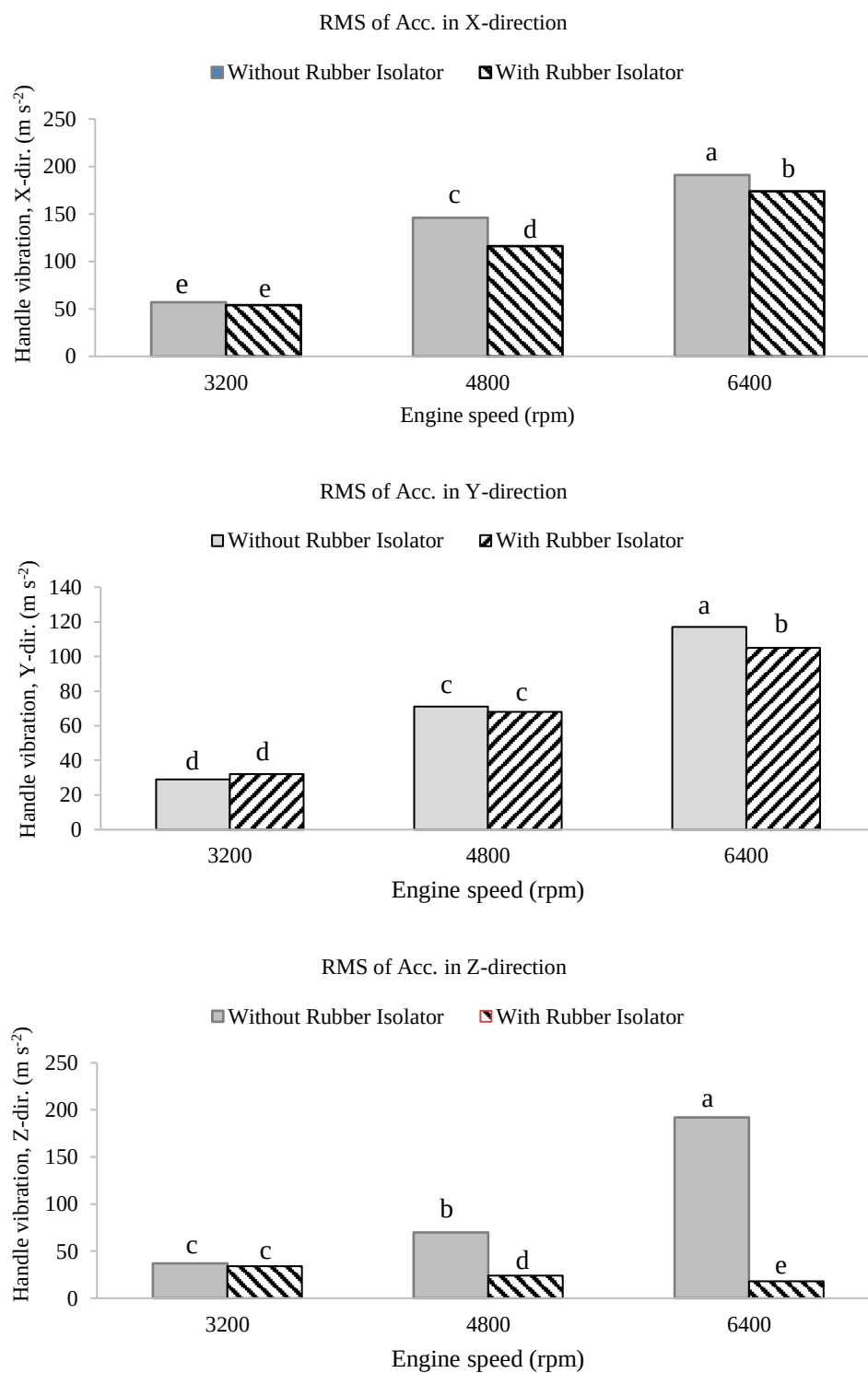
نتایج آزمون تعقیبی توکی (Tukey) نشان داد که در هر سه جهت X ، Y و Z میانگین ارتعاش در هر سه سطح سرعت موتور تفاوت معنی‌داری با یکدیگر دارند ($p < 0.05$) و با افزایش سرعت موتور از ۳۲۰۰ به ۶۴۰۰ دور بر دقیقه، ارتعاش به‌طور معنی‌داری افزایش می‌یابد. در مورد شرایط ارتعاش گیر لاستیکی، در جهت X و Z تفاوت معنی‌داری بین دو حالت با و بدون لاستیک مشاهده شد ($p < 0.05$)، در حالی‌که در جهت Y این تفاوت معنی‌دار نبود ($p > 0.05$). بیشترین کاهش معنی‌دار ارتعاش ناشی از استفاده از ارتعاش گیر لاستیکی در جهت Z و در سرعت ۶۴۰۰ دور بر دقیقه رخ داد (کاهش از ۱۹۲ به 18 m s^{-2}) که با گروه‌بندی حروف نشان داده‌شده در شکل‌های ۵ تأیید می‌شود.

نتایج حاصل از نمودار RMS شتاب در جهت X (شکل ۵-ا) نشان می‌دهد که با افزایش دور موتور، میزان ارتعاش دسته به‌طور قابل‌توجهی افزایش می‌یابد. با این حال، استفاده از ارتعاش گیر لاستیکی در تمامی سطوح RPM منجر به کاهش ارتعاش شده است. بیشترین کاهش مقدار شتاب متوسط در دور موتور ۶۴۰۰ دور بر دقیقه مشاهده شد که بیانگر نقش مؤثر لاستیک در کاهش انتقال ارتعاشات به دسته در شرایط دینامیکی شدید می‌باشد.

شکل ۵ (b)، میزان ارتعاش دسته وجین‌کن در جهت Y را در سه دور مختلف موتور (۳۲۰۰، ۴۸۰۰ و ۶۴۰۰ RPM) و در دو حالت با و بدون ارتعاش گیر لاستیکی نشان می‌دهد. در سرعت پایین (۳۲۰۰ RPM)، ارتعاش در حالت با لاستیک اندکی بیشتر از حالت بدون لاستیک به‌دست آمد. این مشاهده ممکن است به دلیل خطای اندازه‌گیری (با وجود سه تکرار) یا اثرات غیرخطی در سرعت‌های پایین

باشد. در سرعت متوسط (۴۸۰۰ RPM)، اختلاف بین دو حالت استفاده و عدم استفاده از ارتعاش گیر لاستیکی ۴٪ بود. در سرعت بالا (۶۴۰۰ RPM)، استفاده از ارتعاش گیر لاستیکی منجر به کاهش معنی‌دار ارتعاش به میزان ۱۰/۲۵٪ گردید که نشان‌دهنده عملکرد مؤثر لاستیک در سرعت دینامیکی بالاتر می‌باشد.

شکل ۵ (c)، میزان ارتعاش دسته در جهت Z را در سه سرعت مختلف موتور و در دو حالت با و بدون ارتعاش گیر لاستیکی نشان می‌دهد. در هر سه سطح دور موتور بر حسب RPM، استفاده از ارتعاش گیر لاستیکی منجر به کاهش معنی‌دار ارتعاش شده است. از طرف دیگر، با افزایش دور موتور، میزان ارتعاش در هر دو حالت افزایش می‌یابد، اما شیب افزایش در حالت بدون لاستیک بیشتر است. در سرعت بالا (۶۴۰۰ RPM)، تفاوت بین دو حالت به بیشترین مقدار خود می‌رسد که نشان‌دهنده عملکرد مؤثر لاستیک در کاهش ارتعاشات شدید در جهت Z می‌باشد. اثربخشی بهبودیافته جداساز لاستیکی در سرعت‌های بالای موتور را می‌توان با استفاده از تابع پاسخ فرکانسی ارائه‌شده در رابطه‌های (۸ و ۱۲) توضیح داد. با افزایش فرکانس تحریک، نسبت فرکانس (ω/ω_n) بزرگ‌تر شده و قابلیت انتقال ارتعاش سیستم دسته-جداساز کاهش می‌یابد. در نتیجه، بخش کوچک‌تری از انرژی ارتعاش تولیدشده توسط موتور به دسته منتقل می‌شود. این پیش‌بینی نظری به‌خوبی با نتایج تجربی مطابقت دارد، به‌طوری‌که تنها تضعیف ارتعاش محدودی در ۳۲۰۰ دور در دقیقه مشاهده شد، در حالی‌که کاهش معنی‌دار ارتعاش در ۶۴۰۰ دور در دقیقه رخ داد. بنابراین، کاهش معنی‌دار ارتعاش اندازه‌گیری‌شده را می‌توان به عملکرد جداساز در ناحیه جداسازی ارتعاش ($f/f_n > \sqrt{2}$) نسبت داد.



شکل ۵- مقایسه ارتعاش دسته وجین کن در دو حالت با و بدون ارتعاش گیر لاستیکی در دورهای مختلف موتور در سه جهت
Fig. 5. Comparison of weeder handle vibration in two modes with and without rubber vibration absorber at different engine speeds in three directions

کاهش بیشتر ارتعاش مشاهده شده در جهت Z را می توان از مدل اتلاف انرژی ارائه شده در روابط (۱۳) تا (۱۵) تفسیر کرد. مسیر تغییر

شکل بزرگ‌تر موجود در جداساز لاستیکی در امتداد محور Z ، کرنش چرخه‌ای را در ماده ویسکوالاستیک افزایش می‌دهد. از آنجایی که انرژی اتلاف‌شده در هر سیکل از ارتعاش متناسب با دامنه کرنش و تانژانت اتلاف لاستیک است، لذا تغییر شکل بیشتر منجر به اتلاف انرژی بیشتر و انتقال ارتعاش کمتر گردید. در نتیجه، کاهش بیشتر ارتعاش اندازه‌گیری‌شده در جهت Z از نظر فیزیکی با مکانیسم اتلاف انرژی ویسکوالاستیک پیش‌بینی‌شده توسط مدل نظری (روابط ۱۳ تا ۱۵) سازگار است.

بررسی ارتعاش دسته وجین‌کن به‌صورت هم‌زمان در سه جهت X ، Y و Z نشان داد که استفاده از ارتعاش‌گیر لاستیکی به‌ویژه در سرعت‌های بالای موتور نقش مؤثری در کاهش ارتعاشات دارد. این یافته توسط رابطه (۸) نیز قابل توضیح است، بدین صورت که با افزایش نسبت فرکانس، دامنه انتقال ارتعاش از پایه سیستم به دسته کاهش می‌یابد. به همین علت بیشترین کاهش ارتعاش در دور موتور ۶۴۰۰ و جهت Z مشاهده شد که با استفاده از ارتعاش‌گیر لاستیکی به میزان ۹۰/۶۲ درصد کاهش یافت. در مقابل، جهت Y کمترین ارتعاش را داشت و در سرعت پایین با به‌کارگیری ارتعاش‌گیر لاستیکی حتی افزایش جزئی در ارتعاش مشاهده شد. این نتایج نشان می‌دهد که طراحی ایزولاسیون ارتعاش باید به‌صورت جهت‌دار و وابسته به شرایط دینامیکی انجام شود. در همه جهت‌ها، در دور موتور پایین (۳۲۰۰)، تأثیر ارتعاش‌گیر لاستیکی بر روی کاهش دامنه ارتعاش اندک بود. در دور متوسط موتور (۴۸۰۰)، اختلاف بین دو حالت در همه جهات (بدون ارتعاش‌گیر و با ارتعاش‌گیر) کاهش یافت که نشان‌دهنده عملکرد پایدار لاستیک ولی نه چشمگیر آن می‌باشد. در دور موتور بالا (۶۴۰۰)، ارتعاش‌گیر لاستیکی در هر سه جهت باعث کاهش معنی‌دار ارتعاش گردید که نشان می‌دهد ارتعاش‌گیر لاستیکی مورد آزمون در سرعت‌های بالا عملکرد مؤثرتری دارد و نقش کلیدی در کاهش ارتعاشات شدید ایفا می‌کند.

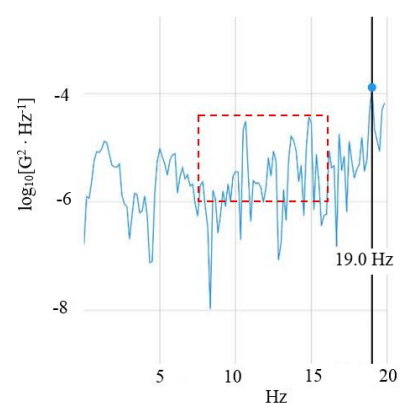
با توجه به نتایج نشان داده‌شده در هر سه جهت ارتعاشی (شکل ۵-۷)، در راستای X و Y با ضخامت و اشتر ۵ میلی‌متر مسیر انتقال نیرو کوتاه‌تر بوده، سختی دینامیکی بیشتر و تغییر شکل کمتر اتفاق می‌افتد، لذا در این دو جهت استهلاک انرژی کمتری اتفاق افتاده و بخش عمده‌ای از انرژی ارتعاشی بدنه وجین‌کن به دسته منتقل شده است. از طرف دیگر در راستای Z ، پهنای بیشتر و اشتر (۵ سانتی‌متر) وجود دارد که دارای سطح تماس بیشتر و مسیر انتقال نیروی گسترده‌تری بوده و انرژی ارتعاشی در سطح بیشتری توزیع و مستهلک شده است. برای توجیه علمی موضوع، و اشتر لاستیکی مورد نظر با ضخامت b و پهنای L را در نظر می‌گیریم که تحت تأثیر نیروی دینامیکی $f(t)$ در محدوده الاستیک قرار گرفته و به میزان $\frac{f(t)b}{EA}$ در هر لحظه جابه‌جا می‌شود. با توجه به زاویه قرارگیری و نصب موتور (و

در نتیجه راستای حرکت پیستون)، نیروی دینامیکی پیستون در دو جهت X و Y مولفه ایجاد می‌کند. از طرف دیگر ارتعاش در راستای Z به جای وارد شدن به ضخامت و اشتر، به پهنای ارتعاش‌گیر لاستیکی وارد می‌شود که دارای ضخامت ۵۰ میلی‌متر است. به عبارت دیگر جابه‌جایی الاستیک ارتعاش‌گیر ارتعاش در راستای Z برابر با $\frac{f(t)L}{EA}$ می‌باشد که بسیار بیشتر از میزان جابه‌جایی در دو راستای دیگر است ($L > b$). تداوم این موضوع در زمان، موجب استهلاک انرژی بیشتر در راستای Z می‌گردد. به همین علت با نصب ارتعاش‌گیر لاستیکی، میزان ارتعاش منتقل‌شده به دسته وجین‌کن در راستای Z به میزان زیادی کاهش یافته است. برای تفسیر دقیق‌تر اثربخشی جهت‌دار جداساز لاستیکی SBR مورد آزمون، یک تحلیل ساده‌شده از اتلاف انرژی ویسکوالاستیک با استفاده از روابط (۱۳) تا (۱۵) انجام شد. جداساز مورد استفاده از لاستیک SBR با ضخامت ۵ میلی‌متر در جهت X و پهنای ۵۰ میلی‌متر در جهت Z دارای مدول الاستیک متوسط ۶ مگاپاسکال و ضریب اتلاف $\tan \delta \approx 0.15$ برای لاستیک SBR با سختی متوسط می‌باشد. تغییر شکل الاستیک جداساز را می‌توان از $\Delta = FL/EA$ تخمین زد. از آنجایی که طول تغییر شکل مؤثر در جهت Z تقریباً ده برابر بیشتر از جهت X بود، لذا با استفاده از روابط (۱۳) و (۱۵) و با فرض دامنه تنش چرخه‌ای ۰/۲ مگاپاسکال، چگالی انرژی اتلاف‌شده $1.3 \times 10^3 \text{ J m}^{-3}$ در جهت x و $5.6 \times 10^3 \text{ J m}^{-3}$ در جهت Z تخمین زده شد که نشان‌دهنده افزایش ۲/۹ برابری ظرفیت اتلاف انرژی ارتعاش در امتداد محور Z است. این پیش‌بینی نظری با مشاهدات تجربی نشان داده شده در شکل‌های ۵-۷ مطابقت خوبی دارد. طبق نتایج نشان داده‌شده در این شکل‌ها، در شرایط سرعت بالای موتور، جداساز لاستیکی ارتعاش دسته را ۷/۳٪ در جهت X کاهش داد، در حالی که این کاهش در جهت Z به ۱۶/۱٪ رسید که نسبت کاهش در راستای Z به راستای X برابر با ۲/۲ به‌دست می‌آید که نزدیک به ظرفیت اتلاف انرژی محاسبه‌شده ۲/۹ برابری در راستای Z نزدیک است. بنابراین، تضعیف ارتعاش مشاهده‌شده در امتداد محور Z را می‌توان به قابلیت تغییر شکل بیشتر جداساز و افزایش حاصل در اتلاف انرژی ویسکوالاستیک نسبت داد. این یافته‌ها تأیید می‌کنند که مکانیسم کاهش ارتعاش به شدت وابسته به جهت است و نه تنها توسط خواص میرایی مواد لاستیک، بلکه توسط مشخصات هندسی جداساز نیز کنترل می‌شود.

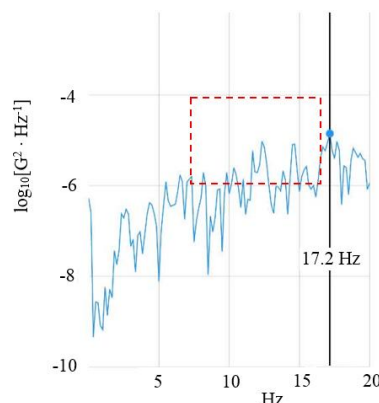
نتایج مربوط به تحلیل شتاب ارتعاشی نرمالیزه‌شده وجین‌کن شالی در دور کاری بالا، در قالب چهار نمودار در شکل ۶ ارائه شده است که دو نمودار سمت چپ مربوط به حالت با ارتعاش‌گیر لاستیکی و دو نمودار سمت راست مربوط به حالت بدون ارتعاش‌گیر بوده و بازه‌های فرکانسی ۰ تا ۲۰ هرتز و ۲۰ تا ۲۰۰ هرتز را به تفکیک پوشش می‌دهند. طبق استاندارد ISO 5349-1 (2001) بازه فرکانسی ۸ تا

موتور مربوط می‌شوند، اما در شرایط بدون ارتعاش گیر، پیک‌های متمرکز در محدوده ۱۰۰ تا ۱۵۰ هرتز مشاهده می‌گردد که حکایت از انتقال ارتعاشات با فرکانس بالا از مجموعه دندانه‌های کاهش دور موتور و یاتاقان‌ها به بدنه دارد. لذا با توجه به نتایج ارائه‌شده در شکل ۵ (c) و شکل ۶ می‌توان گفت که ارتعاش گیر لاستیکی در دور موتور بالا، در هر دو بازه فرکانسی پایین و بالا عملکرد معنی‌داری در میراسازی ارتعاشات داشته و به‌عنوان یک فیلتر پایین‌گذر مؤثر عمل کرده، در حالی که نبود آن منجر به بروز پیک‌های شدید ارتعاشی گردیده است. از این‌رو نتایج شکل ۶ به‌وضوح تأیید می‌کند که استفاده از ارتعاش گیر لاستیکی با سختی متناسب در دور کاری بالا، برای کاهش تنش‌های دینامیکی، افزایش پایداری دستگاه، بهبود کیفیت وجین‌کنی و کاهش خستگی کاربر امری مؤثر است.

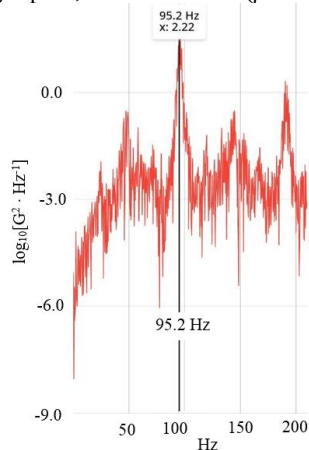
۱۶ هرتز بیشترین تاثیر منفی را بر روی دست و بازوی کاربر دارد، لذا در استاندارد ذکر شده وزن‌دهی بیشتری برای این بازه از فرکانس داده شده است. بررسی نمودارهای ارائه‌شده در شکل ۶ نشان می‌دهد که در بازه فرکانس پایین (۸ تا ۲۰ هرتز)، حضور ارتعاش گیر لاستیکی به‌خوبی دامنه شتاب را کاهش داده و پیک‌های ارتعاشی را در حوالی ۸ تا ۱۶ هرتز به‌طور معنی‌داری کاهش داده است، در حالی که در حالت بدون ارتعاش گیر، پیک‌های شدیدتری در محدوده ۸ تا ۱۲ هرتز دیده می‌شود که نشان‌دهنده انتقال مستقیم ارتعاشات ناشی از نوسانات بدنه به شاسی ماشین و دسته وجین‌کن است. در بازه فرکانس بالاتر (۲۰ تا ۲۰۰ هرتز) نیز عملکرد ارتعاش گیر لاستیکی قابل‌توجه است، به‌گونه‌ای که دامنه شتاب نرمالیزه‌شده به شدت افت کرده و تنها پیک‌های پراکنده با دامنه اندک در حدود ۸۰ تا ۱۲۰ هرتز نمایان شده است که احتمالاً به هارمونیک‌های چرخش دندانه‌های کاهش دور



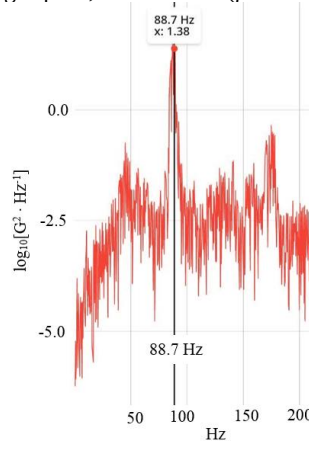
High speed, without isolator (f: 0-20 Hz)



High speed, with isolator (f: 0-20 Hz)



High speed, without isolator (f: 20-200 Hz)



High speed, with isolator (f: 20-200 Hz)

شکل ۶- پاسخ فرکانسی شتاب نرمالیزه‌شده بر حسب g (شتاب گرانش) برای وجین‌کن شالی در سرعت دورانی بالا، با و بدون حضور ارتعاش گیر لاستیکی در دو باند فرکانسی ۲۰-۲۰۰ هرتز و ۲۰۰-۲۰ هرتز در جهت Z

Fig. 6. Comparison of normalised acceleration spectra in terms of g (gravity acceleration) of the rice weeder at high rotation speed, with and without a rubber isolator, in frequency ranges of 0-20 Hz and 20-200 Hz in the Z direction

نتایج اندازه‌گیری میدانی تاثیر معنی‌دار افزایش سرعت دورانی

تاثیر دور پیش‌ران بر ارتعاش

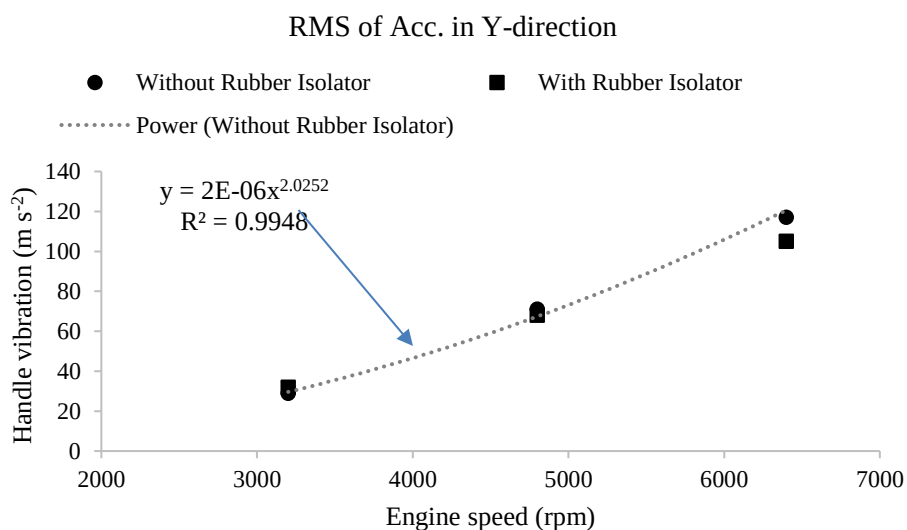
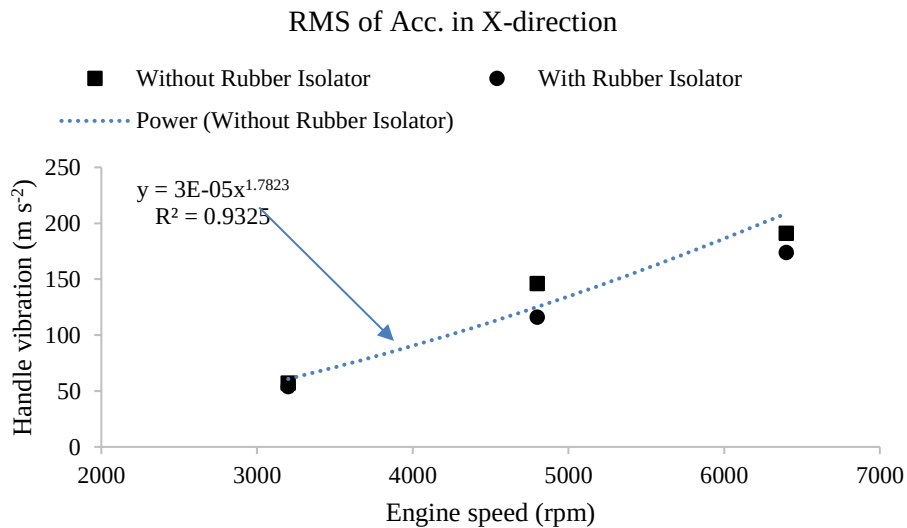
(جدول ۴ و شکل ۷) نیز نشان‌دهنده تأثیر نزدیک به مجذور سرعت دورانی موتور بر روی دامنه ارتعاش می‌باشد که این یافته در شکل ۷ نشان داده شده است.

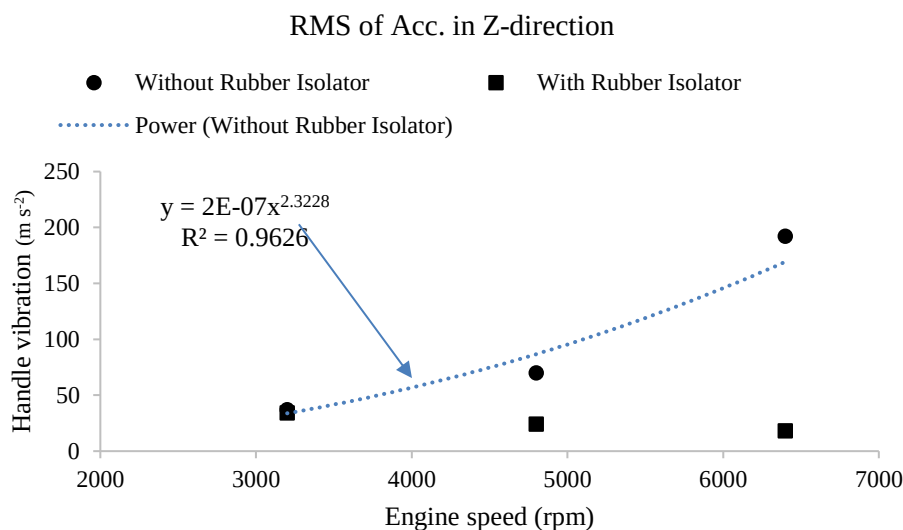
موتور بر روی ارتعاش دسته وچین‌کن را نشان می‌دهد (شکل ۷). رابطه تئوری حاصل از مدل‌سازی ارتعاش دسته وچین‌کن (رابطه ۱۲) نیز نشان‌دهنده تأثیر مجذور سرعت دورانی موتور بر روی دامنه ارتعاش دسته می‌باشد. رگرسیون به‌دست‌آمده حاصل از برازش داده‌ها

جدول ۴- روابط رگرسیونی به‌همراه ضریب تبیین و خطای استاندارد مقادیر متوسط ارتعاش در سه جهت

Table 4- Regression relationships along with the coefficient of determination and standard error of the average vibration values in the three directions

جهت ارتعاش Direction of vibration	رابطه رگرسیونی Regression relationship	ضریب تبیین R^2 Coefficient of determination (R^2)	RSME	P value
X	$y = 3E-05x^{1.7823}$	0.93	1.98	<0.01
Y	$y = 2E-06x^{2.0252}$	0.99	1.56	<0.01
Z (بدون واشر) Z (without isolator)	$y = 2E-07x^{2.3228}$	0.96	1.23	<0.01





شکل ۷- تاثیر دور موتور بر روی تغییرات دامنه ارتعاش دسته وجین کن در سه جهت

Fig. 7. Effect of engine speed on the variation of vibration amplitude of the weeder handle in three directions

به آن پرداخته شده است.

تحقیق تیواری و همکاران (Tewari, Vidhu, Arudra, & Kumari, 2013) نیز نشان داد که استفاده از ماده پیزوالکتریک در ساختمان داخلی ارتعاش گیر لاستیکی SBR می‌تولند به کاهش ارتعاش دست و بازو در تراکتورها کمک کند. با این حال، پژوهش حاضر نشان داد که حتی بدون استفاده از مواد پیشرفته پیزوالکتریک و صرفاً با بهینه‌سازی هندسه یک ارتعاش گیر لاستیکی ساده SBR (افزایش مسیر تغییر شکل در راستای Z) نیز می‌توان به کاهش ارتعاش به مراتب بیشتر از مقادیر گزارش شده در تحقیقات قبلی دست یافت. این یافته از نظر اقتصادی حائز اهمیت است، زیرا نشان می‌دهد که با هزینه پایین و بدون نیاز به فناوری‌های گران قیمت نیز می‌توان عملکرد میرایی را به طور قابل توجهی بهبود بخشید.

همچنین، پژوهش‌های انجام شده بر روی سیستم‌های عایق‌سازی ارتعاش در ماشین‌های کشاورزی نشان داده‌اند که انتخاب سختی مناسب جداکننده و اطمینان از قرارگیری نسبت فرکانس در ناحیه مؤثر ($r > \sqrt{2}$) نقش کلیدی در عملکرد جداساز ارتعاش دارد. در تحقیق حاضر نیز با محاسبه فرکانس طبیعی سیستم دسته-ارتعاش گیر (۳۵/۶ هرتز) و تعیین نسبت‌های فرکانس در محدوده ۱/۵ تا ۳ برای سرعت‌های مختلف، مشخص شد که عملکرد ضعیف ارتعاش گیر در سرعت پایین (۳۲۰۰ دور بر دقیقه) دقیقاً به دلیل نزدیک بودن نسبت فرکانس به مقدار مرزی $\sqrt{2}$ مرتبط است. این یافته تأکید می‌کند که صرفاً نصب ارتعاش گیر کافی نیست و طراحی آن باید بر اساس محاسبه دقیق فرکانس طبیعی سیستم و محدوده کاری دستگاه انجام شود؛ موضوعی که در برخی پژوهش‌های پیشین مانند (Sam &

نتایج این تحقیق نشان داد که دامنه ارتعاش دسته وجین کن با مجذور سرعت موتور افزایش می‌یابد ($R^2 > 0.95$) که با یافته‌های غلامی و همکاران (Gholami et al., 2017) بر روی خاک‌همزن دوار با تیغه‌های جدید مطابقت دارد. قابل توجه است که جهان بخشی و همکاران (Jahanbakhshi et al., 2020) نیز در بررسی ارتعاش صندلی کمباین نشان دادند که دور موتور تأثیر معنی‌داری بر دامنه ارتعاش دارد و شتاب RMS با افزایش دور موتور از ۱۸۰۰ به ۲۵۰۰ دور بر دقیقه به طور معنی‌داری افزایش می‌یابد. این پژوهش همچنین نشان داد که اثر افزایش دور موتور بر ارتعاش قوی‌تر از اثر تغییر دنده است. این مقایسه نشان می‌دهد که ماشین‌های کشاورزی دارای موتور احتراق داخلی، دور موتور به عنوان عامل غالب در تولید ارتعاش شناخته می‌شود و این موضوع در وجین کن شالیزاری نیز تأیید می‌گردد.

در زمینه عملکرد ارتعاش گیرهای لاستیکی، مطالعات سام و کاتریول (Sam & Kathirvel, 2009) نشان داد که نصب ارتعاش گیرهای لاستیکی بر روی دسته و موتور تیلر، ارتعاش منتقل شده به دست را بین ۵۰ تا ۶۰ درصد کاهش می‌دهد. پژوهش حاضر نیز با ثبت کاهش ۹۰/۶۲ درصدی در راستای Z در سرعت ۶۴۰۰ دور بر دقیقه، عملکردی به مراتب بهتر از نتایج مذکور نشان داد. این تفاوت را می‌توان به طراحی هندسی خاص ارتعاش گیر (نسبت عرض به ضخامت ۱۰) و همچنین شرایط دینامیکی خاص (سرعت بالای موتور) نسبت داد که در مطالعه سام و کاتریول به صورت مجزا بررسی نشده است. لذا نتایج پژوهش حاضر نشان داد که اثربخشی ارتعاش گیر SBR نه تنها به جنس ماده، بلکه به شدت به جهت نصب و ابعاد هندسی آن وابسته است؛ موضوعی که در تحقیقات پیشین کمتر

شکل الاستیک بیشتر، افزایش کرنش چرخه‌ای در ماده‌ی ویسکوالاستیک و در نتیجه اتلاف انرژی ارتعاشی به میزان تقریباً $2/9$ برابر نسبت به جهت X گردید. این تطابق بین پیش‌بینی تئوری ارائه‌شده در تحقیق حاضر و داده‌های تجربی، اعتبار مدل ارائه‌شده را تأیید می‌کند.

تحلیل واریانس داده‌ها نشان داد که اثر متقابل بین سرعت موتور و نصب ارتعاش‌گیر در هیچ‌یک از سه جهت معنی‌دار نبود ($p > 0.05$)، که حاکی از استقلال عملکرد ارتعاش‌گیر از سطح سرعت است. به عبارت دیگر الگوی کاهش ارتعاش در تمامی سرعت‌ها یکسان (هرچند با دامنه متفاوت) باقی می‌ماند. این ویژگی، قابلیت پیش‌بینی‌پذیری سیستم را افزایش داده و طراحی مراحل بعدی ارتعاش‌گیر را تسهیل می‌کند.

بر اساس یافته‌های این تحقیق، مسیرهای پژوهشی آینده برای دستیابی به عملکرد بهینه‌تر و جامع‌تر پیشنهاد می‌شود:

۱. بهینه‌سازی هندسی ارتعاش‌گیر: طراحی ارتعاش‌گیرهای با هندسه‌ی نامتقارن (مثل مخروطی، موج‌دار یا سوراخ‌دار) به منظور افزایش تغییرپذیری در راستای X و Y و دستیابی به کاهش ارتعاش یکنواخت‌تر در هر سه جهت.

۲. شبیه‌سازی المان محدود (FEM): توسعه‌ی یک مدل عددی سه‌بعدی برای پیش‌بینی رفتار دینامیکی سیستم دسته-ارتعاش‌گیر تحت شرایط مختلف بارگذاری و اعتبارسنجی آن با داده‌های تجربی

۳. بررسی مواد پیشرفته: مقایسه‌ی عملکرد لاستیک SBR مورد آزمون با الاستومرهای دیگر (مانند EPDM، سیلیکون و پلی‌یورتان) از نظر دوام، میرایی و عملکرد در دماهای مختلف محیطی و تأثیر پارامترهایی مانند درجه سختی، ضریب اتلاف ($\tan \delta$) و ضخامت بهینه.

۵. تحلیل خستگی و عمر مفید ارتعاش‌گیر: انجام آزمون‌های خستگی بر روی ارتعاش‌گیر تحت بارهای دینامیکی تناوبی برای تخمین عمر مفید و تعیین زمان تعویض بهینه.

محدودیت‌های پژوهش

اگرچه مطالعه حاضر با رعایت استانداردهای معتبر ذکرشده در داخل مقاله انجام شده و نتایج معنی‌داری در زمینه عملکرد میراگر لاستیکی SBR ارائه نموده است، اما مانند هر پژوهش تجربی، با محدودیت‌هایی همراه است که باید در نظر گرفته شوند. مهم‌ترین محدودیت‌های این پژوهش به شرح زیر است:

۱. خواص ویسکوالاستیک لاستیک SBR ممکن است با کاهش یا افزایش محسوس دمای محیط متفاوت باشد؛ به گونه‌ای که با کاهش دما، سختی دینامیکی و ضریب اتلاف ($\tan \delta$) تغییر کرده و عملکرد میراگر ممکن است به طور قابل توجهی دچار تغییر شود.

۲. نوع و هندسه میراگر: در این پژوهش تنها از یک نوع میراگر

(Kathirvel, 2009) با وجود ارائه نتایج کاهش ارتعاش، کمتر به عنوان یک اصل طراحی مورد تأکید قرار گرفته است. در نهایت، تحلیل حوزه فرکانس ارائه‌شده در شکل ۶ نشان داد که ارتعاش‌گیر لاستیکی به عنوان یک فیلتر پایین‌گذر مؤثر عمل کرده و دامنه پیک‌های ارتعاشی را در بازه فرکانسی ۸ تا ۱۶ هرتز (بازه حساس از نظر استاندارد ISO 5349-1) به طور معنی‌داری کاهش می‌دهد. مطالعات پیشین بر روی کمباین نیز نشان داده‌اند که افزایش سرعت پیشروی و تغییر دنده باعث افزایش ارتعاش در فرکانس‌های مختلف می‌شود، اما پژوهش حاضر نشان داد که طراحی هندسی ارتعاش‌گیر می‌تواند این اثر را در راستای Z خنثی کرده و حتی در سرعت بالا، انتقال ارتعاش را به طور معنی‌داری کاهش دهد. این نتیجه، برتری رویکرد جهت‌دار در طراحی ارتعاش‌گیر را نسبت به رویکردهای سنتی که صرفاً بر جنس ماده تأکید دارند، به اثبات می‌رساند.

نتیجه‌گیری

در این پژوهش، تأثیر ارتعاش‌گیر لاستیکی SBR بر کاهش ارتعاش منتقل‌شده به دسته‌ی هدایت یک وجین‌کن شالیزاری در سه محور متعامد و در سه سطح سرعت موتور بررسی شد. یافته‌های تجربی و تحلیلی این تحقیق به طور خلاصه حاکی از نتایج زیر است:

افزایش سرعت موتور از ۳۲۰۰ به ۶۴۰۰ دور در دقیقه، به طور معنی‌داری دامنه ارتعاش دسته را در هر سه محور افزایش داد و این افزایش از الگوی مجذور سرعت موتور پیروی می‌کند ($R^2 > 0.95$) که با مدل تئوری پاسخ فرکانسی استخراج‌شده در این تحقیق مطابقت دارد. این امر لزوم بهینه‌سازی سرعت عملکرد ماشین را از نقطه‌نظر بهداشت شغلی تأکید می‌کند.

اثر بخشی ارتعاش‌گیر لاستیکی به شدت وابسته به سرعت موتور، مشخصات هندسی ارتعاش‌گیر و جهت ارتعاش است. در سرعت‌های پایین (۳۲۰۰ دور بر دقیقه)، ارتعاش‌گیر نه تنها کاهش محسوسی ایجاد نکرد، بلکه در جهت Y باعث افزایش جزئی ارتعاش (حدود ۲٪) گردید که با تئوری کلاسیک ایزولاسیون ارتعاش قابل توجیه است؛ چراکه نسبت فرکانس ($f = \omega / \omega_n$) در این شرایط بسیار نزدیک به مقدار مرزی $\sqrt{2}$ بوده و سیستم هنوز وارد فاز کاهش معنی‌دار دامنه ارتعاش نشده است. این یافته هشدار مهمی برای طراحان است که صرفاً نصب ارتعاش‌گیر، بدون محاسبه‌ی دقیق فرکانس طبیعی سیستم، نه تنها مفید نیست، بلکه می‌تواند مضر هم باشد.

بیشترین اثر بخشی ارتعاش‌گیر در سرعت بالا (۶۴۰۰ دور بر دقیقه) و در جهت (Z) مشاهده شد که کاهش ارتعاش تا ۹۰/۶۲٪ ثبت گردید. تحلیل مکانیکی نشان داد که این عملکرد برتر ناشی از هندسه‌ی جهت‌دار ارتعاش‌گیر است؛ به طوری که پهنای بیشتر و اشتر در جهت Z (۵۰ میلی‌متر در مقابل ضخامت ۵ میلی‌متر در جهت X) موجب تغییر

سنسور یا تغییر شرایط لحظه‌ای ماشین در هنگام جابه‌جایی گردد. اگرچه تلاش شد تا با تکرار آزمایش‌ها و ثبت داده‌های متعدد، این خطا به حداقل برسد، اما استفاده از سنسورهای سه‌محوره و اندازه‌گیری هم‌زمان در هر سه جهت، دقت بیشتری را به همراه خواهد داشت.

سپاسگزاری

بدین وسیله از گروه مهندسی بیوسیستم دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری که امکانات لازم را در اختیار محققین قرار دادند، کمال تشکر و قدردانی می‌شود. همچنین تشکر ویژه از شرکت دانش‌بنیان طبرستان ابرار می‌گردد که نمونه‌ای از ماشین را به صورت اهدا در اختیار گروه بیوسیستم و محققین دانشگاه قرار دادند.

مشارکت نویسندگان

سروش اکبری: جمع‌آوری داده، استخراج و تهیه متن اولیه مقاله، تصویرسازی نتایج
مجتبی ربیعی: جمع‌آوری داده
داود کلانتری: پردازش داده‌ها، تحلیل آماری، خدمات نرم‌افزاری، اعتبارسنجی، استخراج و تهیه متن اولیه مقاله، ویرایش متن
سجاد کیانی: مشاوره فنی
سید جعفر هاشمی: نظارت و مدیریت، مشاوره فنی

لاستیکی با جنس SBR و یک هندسه خاص با ضخامت ۵ میلی‌متر و عرض ۵۰ میلی‌متر استفاده شده است. بدیهی است که میراگرهای با جنس‌های مختلف مانند EPDM، سیلیکون، پلی‌یورتان یا با هندسه‌های متفاوت، عملکرد ارتعاشی متفاوتی خواهند داشت. بنابراین، نتایج این پژوهش را نمی‌توان به تمام انواع میراگرهای لاستیکی تعمیم داد. به‌ویژه، نسبت ابعادی میراگر (نسبت عرض به ضخامت) در این تحقیق ۱۰ بود که در عملکرد جهت‌دار آن تأثیرگذار بود. تغییر این نسبت یا تغییر شکل مقطع میراگر ممکن است عملکرد متفاوتی در محورهای مختلف ایجاد نماید.

۳. عدم بررسی خستگی و عمر مفید میراگر: با توجه به ماهیت ویسکوالاستیک مواد لاستیکی، اعمال بارهای دینامیکی تکراری در طول زمان موجب کاهش تدریجی خواص میرایی و سختی آن‌ها می‌شود. پدیده‌هایی مانند خزش و خستگی به‌ویژه تحت بارگذاری دینامیکی در فرکانس‌های بالا (۵۰-۱۰۰ هرتز) می‌توانند عملکرد بلندمدت میراگر را تحت تأثیر قرار دهند. در این مطالعه، به دلیل ماهیت کوتاه‌مدت آزمایش‌ها (حداکثر چند ساعت کارکرد در هر تیمار)، امکان ارزیابی کاهش عملکرد میراگر در طول زمان میسر نبود. بنابراین، نتایج این پژوهش نشان‌دهنده عملکرد میراگر در شرایط اولیه و سالم می‌باشد و نمی‌توان آن را به کل عمر مفید میراگر تعمیم داد.

۴. محدودیت‌های اندازه‌گیری: اندازه‌گیری‌های ارتعاش در این مطالعه در سه محور متعامد با استفاده از یک ارتعاش‌سنج تک‌کاناله انجام شد که مستلزم جابه‌جایی سنسور بین جهات مختلف در هر تیمار بود. این امر ممکن است باعث بروز خطاهای ناشی از تغییر موقعیت

References

- Ahmadian, H., Hassan-Beygi, S. R., & Ghobadian, B. (2014). Investigating a power tiller handle and seat vibration on transportation mode. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, 16(4), 194–206.
- ASTM International. (2024). *Standard guide for dynamic testing of vulcanized rubber and rubber-like materials using vibratory methods* (ASTM D5992-96[2024]). West Conshohocken, PA: Author. <https://doi.org/10.1520/D5992-96R24>
- Carra, S., Monica, L., & Vignali, G. (2019). Reduction of workers' hand-arm vibration exposure through optimal machine design: AHP methodology applied to a case study. *Safety Science*, 120, 707–726. <https://doi.org/10.1016/j.ssci.2019.07.034>
- Cutini, M., Brambilla, M., & Bisaglia, C. (2017). Whole-body vibration in farming: Background document for creating a simplified procedure to determine agricultural tractor vibration comfort. *Agriculture*, 7(10), 84. <https://doi.org/10.3390/agriculture7100084>
- Gholami, H., Kalantari, D., & Rajabi Vandechali, M. (2017). Ergonomic evaluation of vibrations of a rototiller with new blade. *Journal of Agricultural Machinery*, 7(2), 491–502. [in Persian]. <https://doi.org/10.22067/jam.v7i2.56061>
- 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(1), 33–38.
- Han, H. W., Im, W. H., Choi, H. J., Cho, S. J., Lee, S. D., & Park, Y. J. (2022). Effect of sound insulation on noise reduction in an agricultural tractor cab. *Scientific Reports*, 12(1), 22038. <https://doi.org/10.1038/s41598-022-26408-3>
- Harris, C. M., & Piersol, A. G. (Eds.). (2002). *Harris' Shock and Vibration Handbook* (5th ed.). New York, NY: McGraw-Hill.
- International Organization for Standardization. (2001). *Mechanical vibration—Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration—Part 1: General requirements* (ISO 5349-1:2001). Geneva, Switzerland: Author.

10. Jahanbakhshi, A., Ghamari, B., & Heidarbeigi, K. (2020). Vibrations analysis of combine harvester seat in time and frequency domain. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 14(1), 6251-6258. <https://doi.org/10.15282/jmes.14.1.2020.04.0489>
11. Kwon, T. H., Kim, J., Lee, C., Kang, T. G., Lee, B. M., & Rhee, J. Y. (2014). A study on rotary weeding blade installation angle for reduction of hand vibration in working type cultivator. *Journal of Biosystems Engineering*, 39(1), 11-20. <https://doi.org/10.5307/JBE.2014.39.1.011>
12. Mohammadi, A., Kheiralipour, K., Ghamari, B., Jahanbakhshi, A., & Shahidi, R. (2023). Predicting Whole-body Vibration-based on Linear Regression Models and Determining Permissible Exposure Time of Tractor Operator. *Journal of Agricultural Machinery*, 13(2), 227-237. [in Persian]. <https://doi.org/10.22067/jam.2021.73589.1071>
13. Moradvand, B., Naderloo, L., Javadikia, H., & Kheiralipour, K. (2025). Effects of some functional parameters on noise pollution of John Deere 3350 and New Holland 155 tractors. *Iran Agricultural Research*, 44(1) 33-41, <https://doi.org/10.22099/iar.2025.51391.1639>
14. Munde, P. A., Harkal, A. D., & Bhumare, G. S. (2020). Study of Hand Arm Vibration in VNMKV Developed Power Weeder. *International Journal of Current Microbiology and Applied Sciences*, 9(12), 1886-1894. <https://doi.org/10.20546/ijcmas.2020.912.224>
15. Mushtaq, S. A., Gul, A., & Dixit, J. (2025). Occupational Health Impacts of Tractor Noise and its Attenuation through Ergonomic Interventions. *Journal of Biosystems Engineering*, 50, 225–239, <https://doi.org/10.1007/s42853-025-00261-4>
16. Park, Y. J., Kim, K. U., & Lee, Y. S. (2004). Effectiveness and optimal design of vibration isolating rubber as an engine mount of walking-type cultivators. *Journal of Biosystems Engineering*, 29(5), 385–394. <https://doi.org/10.5307/jbe.2004.29.5.385>
17. Rao, S. S. (2017). *Mechanical Vibrations* (6th ed.). Pearson Education.
18. Sam, B., & Kathirvel, K. (2009). Development and evaluation of vibration isolators for reducing hand transmitted vibration of walking and riding type power tillers. *Biosystems Engineering*, 103(4), 427–437. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2009.04.012>
19. Sawicki, J. T., Padovan, J., & Al-Khatib, R. (1999). The dynamics of rotor with rubbing. *International Journal of Rotating Machinery*, 5(4), 295–304. <https://doi.org/10.1155/S1023621X99000263>
20. Tewari, V. K., Vidhu, K. P., Arudra, A. K., & Kumari, S. (2013). Reduction of hand transmitted and whole-body vibrations experienced by tractor operators by using piezo crystal material. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, 15(2), 209–220.
21. Panoskaltsis, V. P. (2025). Energy dissipation in engineering materials and structures by using the laws of thermodynamics. *Thermo*, 5(2), 20. <https://doi.org/10.3390/thermo5020020>
22. Verma, A., Guru, P. K., & Naik, R. K. (2014). Noise and Vibration Analysis of Power Tillers during Field Operations. *International Journal of Bio-Resource & Stress Management*, 5(2), 288–293. <https://doi.org/10.5958/0976-4038.2014.00570.3>
23. Xie, C., Wei, W., Zhu, Y., Xiao, M., & Chen, T. (2025). Wear reduction damage mitigation and operational reliability analysis of rotary tiller knives based on the self-excited vibration theory. *Computers and Electronics in Agriculture*, 231, 109991. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2025.109991>