

طراحی و ارزیابی عملکرد مدل تعلیق نیمه‌فعال کابین تراکتور

ایمان احمدی^{*۱}

تاریخ دریافت: ۹۲/۳/۲۷

تاریخ پذیرش: ۹۲/۷/۲۱

چکیده

اثر تجمعی ارتعاشات انتقالی به راننده تراکتور کشاورزی نه تنها سلامتی راننده را تهدید می‌کند بلکه می‌تواند به کاهش بازده کاری وی بینجامد. یکی از روش‌های کاهش سطح ارتعاشات انتقالی به راننده، استفاده از سیستم تعلیق است. در این پژوهش طراحی و ارزیابی مدل تعلیق نیمه‌فعال کابین تراکتور مورد توجه قرار گرفته است، بنابراین ابتدا مدل ارتعاشی کامل تراکتور توسعه یافت و سپس به طراحی گام به گام مدل میراکن نیمه‌فعال پرداخته شد. آزمون مدل مشخص کرد که افزایش دو برابری سطح مقطع پیستون و حجم محفظه هوایی انباره هیدرولیکی به صورت مجزا، به ترتیب باعث افزایش ۳۹ درصدی و کاهش ۳۱ درصدی فرکانس تشدید ارتعاشات انتقالی به راننده شد. از سوی دیگر افزایش دو برابری سطح مقطع پیستون و فشار هوای اولیه انباره به صورت مجزا، RMS شتاب ارتعاشات انتقالی به راننده را به ترتیب 77 cm s^{-2} کاهش و 66 cm s^{-2} افزایش داد. به علاوه مقایسه عددی خروجی مدل در حالت استفاده و عدم استفاده از تعلیق نیمه‌فعال کابین تراکتور در شرایطی که تحت تأثیر تابع تحریک کننده مشابه قرار داشتند، به بهبود ۴۳ درصدی RMS شتاب ارتعاشی انتقالی به صندلی راننده تراکتور منجر شد، بنابراین سامانه تعلیق طراحی شده در این پژوهش قادر به کاستن از سطح ارتعاشات انتقالی به راننده تراکتور می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: تراکتور کشاورزی، تعلیق نیمه‌فعال، کابین تراکتور، مدل‌سازی

مقدمه

موثرتری صورت می‌گیرد. عملکرد سیستم تعلیق نیمه‌فعال حد واسطه تعلیق فعال و غیر فعال است. معمولاً در سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال از میراکن‌های دو وضعیتی ON-OFF شونده استفاده می‌گردد (Bouazara et al., 2006). از سوی دیگر در وسایل نقلیه غیرجاده‌ای محل نصب سیستم تعلیق می‌تواند زیر صندلی راننده، بین کابین و شاسی و یا بین شاسی و اکسل باشد (Donati, 2002). در زمینه اثر میراکن دو وضعیتی ON-OFF شونده روی کارکرد سامانه تعلیق صندلی تراکتور پژوهشی توسط (Duke and Goss, 2007) صورت گرفته است. آن‌ها خاطر نشان کرده‌اند که صندلی مجهز به تعلیق نرم و دارای فرکانس طبیعی پایین نسبت به صندلی دارای سامانه تعلیق سفت، راحتی رانندگی بیشتری را به هزینه افزایش فاصله بازی صندلی فراهم می‌کند. همچنین این مطلب مورد تأکید قرار گرفته است که میراکن‌های معمولی سعی دارند مصالحه‌ای بین حرکات صندلی و کم کردن سطح ارتعاشات دارای فرکانس تحریک بالای وارده از طرف زمین به سامانه، به وجود آورند. آن‌ها از پژوهش خود این‌طور نتیجه‌گیری کرده‌اند که استفاده از میراکنی که برای فرکانس‌های ورودی پایین ON شود و برای فرکانس‌های ورودی بالا OFF باشد، در عین کاهش ارتعاشات انتقالی به راننده باعث جلوگیری از برخورد پایه صندلی به متوقف‌کننده‌های حرکت عمودی صندلی می‌شود.

از بررسی منابع علمی چنین بر می‌آید که رانندگان تراکتورهای کشاورزی در معرض ارتعاشات ایجاد شده به وسیله موتور تراکتور و حرکت تراکتور روی ناهمواری‌های زمین زراعی قرار دارند (Marsili et al., 2002; Scarlett et al., 2007). این موضوع به علت این که اغلب تراکتورهای کشاورزی فاقد سیستم تعلیق مرسوم (تعلیق وسایل نقلیه تندر) هستند و کاهش ارتعاشات وارده تنها وابسته به میرایی ناشی از چرخ‌های تراکتور و تعلیق ناشی از صندلی راننده است، اهمیت دوچندان پیدا می‌کند. با این وجود پژوهش‌هایی نیز در ارتباط با نصب سیستم‌های تعلیق مرسوم روی تراکتورهای کشاورزی صورت گرفته است (Donati, 2002). به طور کلی سه نوع سیستم تعلیق وجود دارد: غیر فعال^۱، نیمه‌فعال^۲ و فعال^۳. در سیستم تعلیق غیر فعال در غیاب یک منبع انرژی، ترکیب موازی فنر و میراکن به کاهش ارتعاشات وارده به راننده منجر می‌شود. اما در سیستم تعلیق فعال با وجود یک منبع انرژی، حذف ارتعاشات انتقالی به سرنشین به صورت

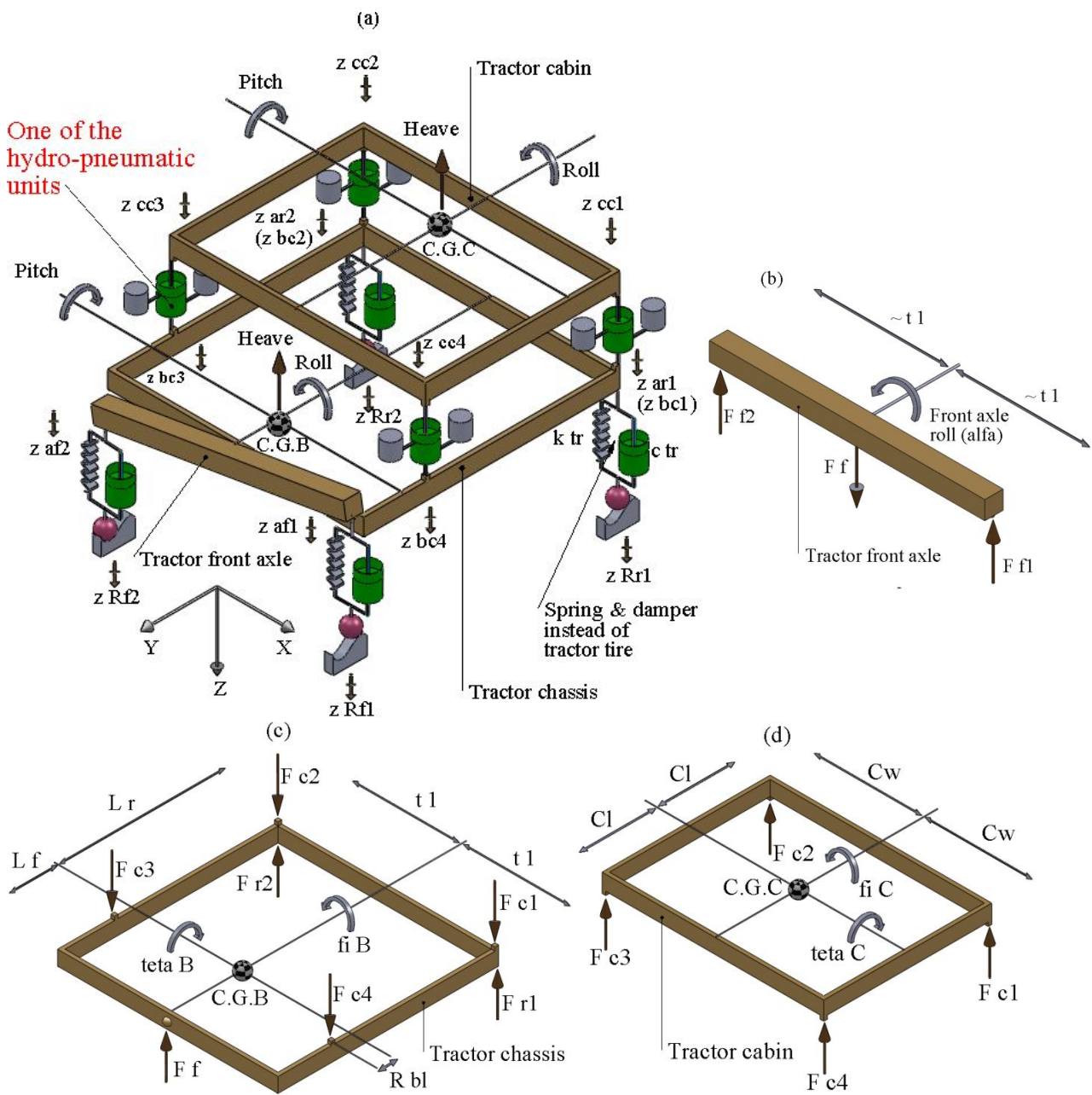
۱- استادیار گروه زراعت، دانشگاه آزاد اسلامی واحد اصفهان (خوراسگان)

*- نویسنده مسئول: (Email: i_ahmadi_m@yahoo.com)

2- Passive

3- Semi-active

4- Active



شکل ۱- (a) مدل ارتعاشی کامل تراکتور دارای تعلیق نیمه فعال کابین، (b) نمودار جسم آزاد اکسل جلو، (c) نمودار جسم آزاد شاسی، (d) نمودار جسم آزاد کابین

Fig.1. (a) Full vehicle vibration model of a tractor with semi-active cabin suspension, (b) Free body diagram of front axle, (c) Free body diagram of chassis, (d) Free body diagram of cabin

قیمت بودن و ساختار محکم آن است. از سوی دیگر در زمینه مقایسه سامانه‌های تعلیق کابین غیر فعال و نیمه فعال پژوهشی توسط (Deprez *et al.*, 2005) صورت گرفته است. آن‌ها به این جمع‌بندی رسیدند که تعلیق کابین با استفاده از تجهیزات هیدروپنوماتیکی قادر است راحتی راننده را در ماشین‌های

از نظر کمی این نتیجه به دست آمد که استفاده از سامانه مذکور باعث بهبود ۴۰ درصدی در ریشه میانگین مربعی (RMS) شتاب انتقالی به راننده تراکتور نسبت به شتاب انتقالی به راننده در یک سامانه تعلیق صندلی غیر فعال می‌شود. نکته قابل توجه دیگر درباره سامانه توسعه یافته در پژوهش (Duke and Goss, 2007)، ارزان

که در رابطه (۱)، i یکی از حروف f و a به ترتیب به معنای جلو و عقب تراکتور، Z یکی از ارقام ۱ و ۲، به ترتیب به معنای سمت چپ و راست تراکتور و حروف a و R به ترتیب به معنای اکسل و جاده (زمین زراعی) می‌باشد. با توجه به شکل ۱ b و وجود اتصال لولایی بین اکسل جلو و شاسی، می‌توان با نوشتن معادله تعادل نیرویی در جهت محور Z ، نیروی F_f را محاسبه کرد (رابطه ۲).

$$\sum F_Z = 0 \Rightarrow F_f = \sum_{j=1}^2 [k_{if}(z_{afj} - z_{Rfj}) + c_{if} \frac{d}{dt}(z_{afj} - z_{Rfj})] \quad (2)$$

از سوی دیگر با نوشتن معادلات سینتیکی برای شاسی تراکتور (شکل ۱ C)، شتاب خطی مرکز ثقل شاسی تراکتور $(\frac{d^2}{dt^2} z_{C.G.B})$ و شتاب‌های زاویه‌ای شاسی تراکتور حول محورهای X و Y گذرنده از مرکز ثقل شاسی تراکتور $(\frac{d^2}{dt^2} \theta_B)$ و $(\frac{d^2}{dt^2} \phi_B)$ با روابط (۳)، (۴) و (۵) قابل محاسبه‌اند.

$$\left(\frac{d^2}{dt^2} z_{C.G.B} = -\frac{1}{m_B} \left(F_f + \sum_{j=1}^2 F_{fj} - \sum_{k=1}^4 F_{ck} \right) \right) \quad (3)$$

$$\left(\frac{d^2}{dt^2} \theta_B = \frac{1}{I_{xxB}} (F_f l_f + I_r \sum_{k=1}^2 F_{ck} - R_{bl} \sum_{k=3}^4 F_{ck} - I_r \sum_{j=1}^2 F_{fj}) \right) \quad (4)$$

$$\left(\frac{d^2}{dt^2} \phi_B = \frac{t_1}{I_{yyB}} (F_{r1} + F_{c2} + F_{c3} - (F_{r2} + F_{c1} + F_{c4})) \right) \quad (5)$$

در روابط (۳) تا (۵)، m_B جرم شاسی تراکتور و I_{xxB} و I_{yyB} به ترتیب ممان اینرسی جرمی حول محورهای X و Y گذرنده از مرکز ثقل شاسی تراکتور و t_1 ، l_f و l_r طول‌های مشخص کننده مختصات مرکز ثقل شاسی تراکتور هستند. با معلوم بودن پارامترهای $\frac{d^2}{dt^2} z_{C.G.B}$ ، $\frac{d^2}{dt^2} \theta_B$ و $\frac{d^2}{dt^2} \phi_B$ می‌توان آرایش شتاب قائم وارد به نقاط اتصال میراکن‌های هیدروپنوماتیکی کابین تراکتور $(\frac{d^2}{dt^2} z_{bck})$ ، نقاط اتصال شاسی به چرخ‌ها $(\frac{d^2}{dt^2} z_{ark})$ و نقطه اتصال شاسی به مرکز لولای اکسل جلو $(\frac{d^2}{dt^2} z_{afc})$ را با روابط (۶) تا (۱۰) به دست آورد.

$$\left(\frac{d^2}{dt^2} z_{afc} = \frac{d^2}{dt^2} z_{C.G.B} - l_f \frac{d^2}{dt^2} \theta_B \right) \quad (6)$$

$$\left(\frac{d^2}{dt^2} z_{ar1} = \frac{d^2}{dt^2} z_{bc1} = \frac{d^2}{dt^2} z_{C.G.B} + l_r \frac{d^2}{dt^2} \theta_B - t_1 \frac{d^2}{dt^2} \phi_B \right) \quad (7)$$

$$\left(\frac{d^2}{dt^2} z_{ar2} = \frac{d^2}{dt^2} z_{bc2} = \frac{d^2}{dt^2} z_{C.G.B} + l_r \frac{d^2}{dt^2} \theta_B + t_1 \frac{d^2}{dt^2} \phi_B \right) \quad (8)$$

$$\left(\frac{d^2}{dt^2} z_{bc3} = \frac{d^2}{dt^2} z_{C.G.B} - R_{bl} \frac{d^2}{dt^2} \theta_B + t_1 \frac{d^2}{dt^2} \phi_B \right) \quad (9)$$

$$\left(\frac{d^2}{dt^2} z_{bc4} = \frac{d^2}{dt^2} z_{C.G.B} - R_{bl} \frac{d^2}{dt^2} \theta_B - t_1 \frac{d^2}{dt^2} \phi_B \right) \quad (10)$$

کشاورزی بهبود دهد. استفاده از سامانه دارای تجهیزات هیدروپنوماتیکی روی کمباین در حالت غیر فعال باعث بهبود ۶۰ درصدی در راحتی راننده از نظر سطح ارتعاشات انتقالی شد، در حالی که با تغییر وضعیت سامانه به تعلیق نیمه‌فعال، بهبود ۹۰ درصدی در راحتی راننده حاصل شد.

با توجه به بررسی منابع صورت گرفته، هدف اصلی انجام پژوهش حاضر طراحی و ارزیابی عملکرد مدل سیستم تعلیق نیمه‌فعال کابین تراکتور است. مدل مورد نظر شامل مدل‌های ارتعاشی کامل تراکتور و میراکن نیمه‌فعال دو وضعیتی است.

مواد و روش‌ها

در مدل مورد نظر در این پژوهش، کابین تراکتور از چهار گوشه به شاسی متصل شده و اجزای واسط این اتصال، میراکن‌های هیدروپنوماتیکی نیمه‌فعال می‌باشند که چیدمان‌شان به صورت شماتیک در شکل ۱ a نشان داده شده است.

شکل ۱ a نشان می‌دهد که علاوه بر تعلیق حاصل شده توسط کابین، ویژگی‌های فنریت و میرایی چرخ‌های تراکتور نیز در حذف ارتعاشات انتقالی به راننده تراکتور دخیل می‌باشند، به‌علاوه در مدل طراحی شده در این پژوهش نحوه اتصال اکسل جلو به شاسی تراکتور به صورت لولای مرکزی در نظر گرفته شده است. طراحی مدل نیمه‌فعال کابین تراکتور در دو مرحله صورت می‌گیرد که عبارت هستند از: ۱- توسعه معادلات سینماتیکی و سینتیکی اکسل جلو، شاسی و کابین تراکتور، ۲- طراحی گام به گام میراکن هیدروپنوماتیکی کابین تراکتور.

توسعه معادلات سینماتیکی و سینتیکی اکسل جلو، شاسی و کابین تراکتور

نمودارهای جسم آزاد اکسل جلو، شاسی و کابین تراکتور به ترتیب در شکل‌های ۱ b ، ۱ c ، و ۱ d نشان داده شده‌اند. با توجه به این نمودارها می‌توان معادلات سینماتیکی و سینتیکی مربوط به اکسل جلو، شاسی و کابین تراکتور را به صورت زیر توسعه داد. فنریت و میرایی لاستیک تراکتور با پارامترهای c_t و k_t در نظر گرفته شده‌اند و به صورت چیدمان موازی در نقاط اتصال چرخ به شاسی به کار برده می‌شوند (Taylor et al., 2000). از آنجا که نیروی فنر متناسب با تغییر طول فنر و نیروی میراکن متناسب با نرخ تغییر طول میراکن نسبت به زمان است (Khajavi and Abdollahi, 2007)، نیروی ارتعاشی وارد به نقطه اتصال هر چرخ به اکسل از رابطه (۱) به دست می‌آید.

$$k_{ti}(z_{aij} - z_{Rij}) + c_{ti} \frac{d}{dt}(z_{aij} - z_{Rij}) \quad (1)$$

طراحی گام به گام تعلیق هیدروپنوماتیکی کابین

هدف از توسعه معادلات مطرح در روابط (۱) تا (۲۰) یافتن تغییر مکان‌های دو سر هر یک از میراکن‌های هیدروپنوماتیکی یعنی Z_{bck} و Z_{cck} می‌باشد. به دلیل تشابه واحدهای هیدروپنوماتیکی نصب شده در گوشه‌های کابین، اجزای یک واحد هیدروپنوماتیکی در شکل ۲ a و سمبل شماتیک آن‌ها در شکل ۲ b نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۲ a، این واحد هیدروپنوماتیکی از یک جک هیدرولیکی دو طرفه تشکیل شده که بین هر یک از گوشه‌های شاسی و کابین قرار گرفته و هر یک از خروجی‌های آن از طریق گلوبی متغیر^۲ به انباره هیدرولیکی^۳ ارتباط دارد. در پاراگراف‌های پیش رو مدل‌سازی هر یک از اجزای اصلی سامانه با جزئیات تشریح می‌شود.

مدل‌سازی جک هیدرولیکی

شکل ۲ c پارامترهای لازم برای مدل‌سازی جک هیدرولیکی و روابط (۲۱) تا (۲۵) فرمول‌های ارتباط دهنده پارامترها را نشان می‌دهند.

$$F = P_{C1}A_1 - P_{C2}A_2 \quad (21)$$

$$Q_1 = A_1v \quad (22)$$

$$Q_2 = A_2v \quad (23)$$

$$\Delta V_1 = A_1\Delta x \quad (24)$$

$$\Delta V_2 = A_2\Delta x \quad (25)$$

در رابطه (۲۱)، F نیروی اعمال شده به جک می‌باشد. توجه به این نکته اهمیت دارد که دبی جریان روغن (Q_i) برای مدل‌سازی گلوبی متغیر و تغییرات حجم دو سمت جک (ΔV_i) برای مدل‌سازی انباره هیدرولیکی به کار برده می‌شود.

مدل‌سازی انباره هیدرولیکی

انباره هیدرولیکی وسیله‌ای برای ذخیره سازی روغن تحت فشار است. این وسیله در سامانه‌های تعلیق مشابه فنر عمل می‌کند. با توجه به شکل ۲ d فشار نهایی هوای فشرده (P_{a2}) به کمک رابطه (۲۶) محاسبه می‌شود، که در رابطه (۲۶)، P_{a1} و V_{a1} به ترتیب فشار و حجم اولیه محفظه هوایی انباره و ΔV تغییر حجم محفظه و K ثابت پلی تروپیک با مقدار $1/35$ می‌باشد. حجم اولیه محفظه هوا (V_{a1}) از طریق رابطه (۲۷) به فشار هوای انباره قبل از نصب روی سیستم تعلیق (P_{a0})، حجم انباره قبل از نصب (V_{a0}) و فشار هوای اولیه (P_{a1}) مرتبط می‌شود. ورودی مدل انباره تغییر حجمی است که از مدل جک می‌آید و خروجی آن فشار نهایی هوای فشرده (فشار روغن هر سمت جک) است، که از طریق گلوبی متغیر به مدل جک اعمال می‌شود.

همچنین با توجه به این که $\frac{d^2}{dt^2}\alpha = \frac{t_1}{I_{yyA}}(F_{f1} - F_{f2})$ است، جایی که α زاویه اکسل جلو با خط افق و I_{yyA} ممان اینرسی جرمی اکسل جلو تراکتور حول محور Y می‌باشد، می‌توان شتاب‌های خطی محل اتصال چرخ‌های جلو به اکسل را از روابط (۱۱) و (۱۲) محاسبه کرد.

$$\frac{d^2}{dt^2}Z_{af1} = \frac{d^2}{dt^2}Z_{afc} - t_1 \frac{d^2}{dt^2}\alpha \quad (11)$$

$$\frac{d^2}{dt^2}Z_{af2} = \frac{d^2}{dt^2}Z_{afc} + t_1 \frac{d^2}{dt^2}\alpha \quad (12)$$

اگر فرض شود که محل اتصال پایه صندلی روی کابین، درست مرکز ثقل کابین باشد (برای ساده‌سازی معادلات)، با نوشتن معادله تعادل در جهت محور Z برای کابین تراکتور می‌توان شتاب مرکز ثقل کابین (شتاب پایه صندلی تراکتور) را با رابطه (۱۳) برآورد کرد.

$$\frac{d^2}{dt^2}Z_{C.G.C} = \frac{d^2}{dt^2}Z_{seat base} = -\frac{1}{m_C} \left(\sum_{k=1}^4 F_{ck} \right) \quad (13)$$

همچنین شتاب‌های زاویه‌ای کابین تراکتور حول محورهای Y و X از روابط (۱۴) و (۱۵) قابل محاسبه‌اند.

$$\frac{d^2}{dt^2}\phi_C = \frac{c_w}{I_{yyC}} (F_{c1} + F_{c4} - (F_{c2} + F_{c3})) \quad (14)$$

$$\frac{d^2}{dt^2}\theta_C = \frac{c_l}{I_{xxC}} (F_{c3} + F_{c4} - (F_{c2} + F_{c1})) \quad (15)$$

در نهایت شتاب خطی هر یک از چهار گوشه کابین و محل اتصال پایه صندلی به کابین، به کمک روابط (۱۶) تا (۲۰) قابل محاسبه است.

$$\frac{d^2}{dt^2}Z_{cc1} = \frac{d^2}{dt^2}Z_{C.G.C} + c_1 \frac{d^2}{dt^2}\theta_C - c_w \frac{d^2}{dt^2}\phi_C \quad (16)$$

$$\frac{d^2}{dt^2}Z_{cc2} = \frac{d^2}{dt^2}Z_{C.G.C} + c_1 \frac{d^2}{dt^2}\theta_C + c_w \frac{d^2}{dt^2}\phi_C \quad (17)$$

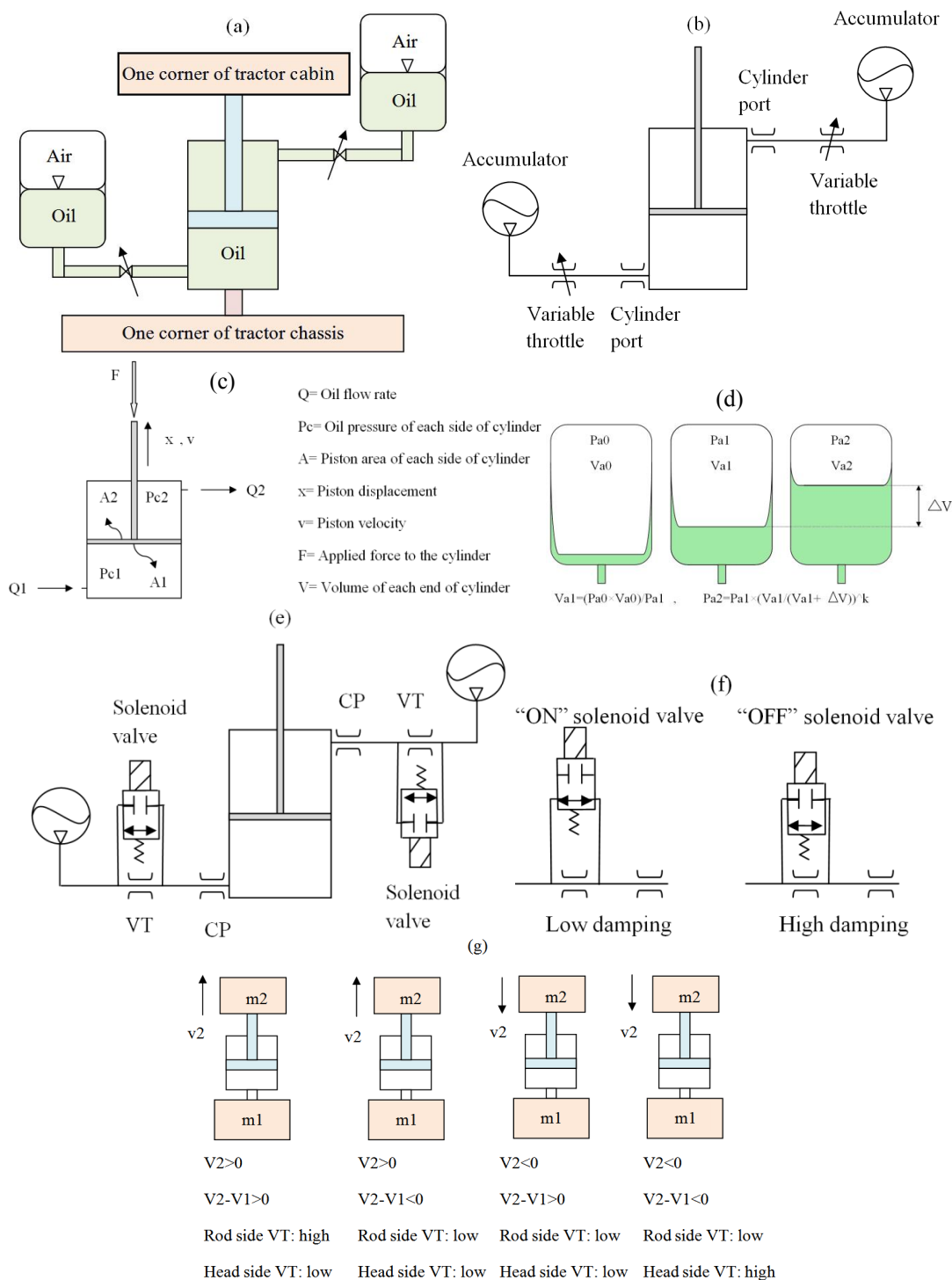
$$\frac{d^2}{dt^2}Z_{cc3} = \frac{d^2}{dt^2}Z_{C.G.C} - c_1 \frac{d^2}{dt^2}\theta_C + c_w \frac{d^2}{dt^2}\phi_C \quad (18)$$

$$\frac{d^2}{dt^2}Z_{cc4} = \frac{d^2}{dt^2}Z_{C.G.C} - c_1 \frac{d^2}{dt^2}\theta_C - c_w \frac{d^2}{dt^2}\phi_C \quad (19)$$

$$\frac{d^2}{dt^2}Z_{seat base} = \frac{d^2}{dt^2}Z_{C.G.C} + c_{1-seat base} \frac{d^2}{dt^2}\theta_C + c_{w-seat base} \frac{d^2}{dt^2}\phi_C \quad (20)$$

در رابطه (۲۰)، $c_{1-seat base}$ و $c_{w-seat base}$ به ترتیب برابر با فاصله طولی و عرضی مرکز ثقل کابین تا محل اتصال پایه صندلی به کابین هستند. پس از محاسبه شتاب گوشه‌های کابین و پایه صندلی، با انتگرال‌گیری می‌توان تغییر مکان‌های آن‌ها را به دست آورد.

- 1- Cylinder ports
- 2- Variable throttle
- 3- Hydraulic accumulator



شکل ۲- (a) اجزاء و (b) شکل شماتیک یک واحد تعلیق هیدروپنوماتیکی کابین تراکتور، (c) اجزاء و پارامترهای جک، (d) انباره هیدرولیکی،

(e) اجزاء و (f) حالت‌های کاری گلوبی متغیر، (g) چهار حالت سطح میرایی گلوبی متغیرهای دو سمت جک

Fig.2. (a) Components and (b) Schematic figure of a hydro-pneumatic unit of tractor cabin suspension, (c) Components and parameters of jack, (d) Hydraulic accumulator, (e) Components and (f) Working modes of a variable throttle, (g) Four damping levels created by variable throttles of each side of jack

کار رفته در این پژوهش، استراتژی ON-OFF skyhook می‌باشد. در این استراتژی خروجی سیستم (سطح میرایی مطلوب) به وسیله مقادیر سرعت مطلق هر یک از گوشه‌های کابین یعنی (V_2) و سرعت نسبی بین هر گوشه کابین و گوشه متناظر از شاسی یعنی (V_2-V_1) با رابطه (۳۲) کنترل می‌شود.

$$C_{VT} = \begin{cases} C_{high} & \text{when } v_2(v_2-v_1) > 0 \\ C_{low} & \text{when } v_2(v_2-v_1) < 0 \end{cases} \quad (32)$$

در رابطه (۳۲)، C_{high} با تنظیم شیر گلویی متغیر در وضعیت OFF و C_{low} با تنظیم شیر گلویی متغیر در وضعیت ON حاصل می‌شود. شکل ۲ چهار ترکیب ممکن از سطح میرایی گلویی متغیرهای دو سمت جک هیدرولیکی که از وضعیت‌های مختلف سرعت مطلق گوشه کابین (V_2) و سرعت نسبی گوشه کابین نسبت به گوشه متناظر از شاسی (V_2-V_1) به دست می‌آیند را نشان می‌دهد. مدل‌سازی رایانه‌ای معادلات ریاضی توسعه یافته با استفاده از برنامه simulink نرم افزار Matlab انجام شد.

آزمون‌های اعتبار سنجی مدل

برای اجرای مدل، پارامترهای آن باید به نرم افزار داده شود تا براساس آن‌ها شبیه‌سازی صورت پذیرد، لیست پارامترهای مورد استفاده برای اجرای مدل که از ویژگی‌های تراکتور MF 285 و خصوصیات سامانه تعلیق نیمه‌فعال حاصل شده‌اند در جدول ۱ آورده شده است (Ahmadi, 2013; Bouazara *et al.*, 2006; Lines and Murphy, 1991; Vitas *et al.*, 1988).

ورودی مدل توسعه یافته، جابه‌جایی‌های Z_R معرف ناهمواری‌های زمین زراعی و خروجی مدل شتاب و جابه‌جایی پایه صندلی تراکتور در راستای محور Z بود. برای اجرای مدل ورودی‌های Z_R به صورت تابع پله به ارتفاع ۱۰ سانتی‌متر و در زمان‌های t_0 و t_1 به چرخ‌های جلو و عقب مدل اعمال شد. فاصله زمانی بین t_0 و t_1 با توجه به سرعت پیشروی تراکتور (v) و فاصله بین چرخ‌های جلو و عقب تراکتور (WB)، به کمک رابطه (۳۳) محاسبه گردید.

$$t_1 - t_0 = \frac{WB}{v} \quad (33)$$

شبیه‌سازی در دو حالت استفاده از تعلیق نیمه‌فعال کابین و عدم استفاده از تعلیق نیمه‌فعال کابین انجام شد. به منظور ارزیابی مشابهت نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج آزمون عملی، تراکتور MF 285 (که تراکتور فاقد کابین دارای سیستم تعلیق است) به سامانه سنجش ارتعاشات (شکل ۳) مجهز شد. این سامانه قادر به اندازه‌گیری شتاب لحظه‌ای در سه جهت X ، Y و Z به صورت هم‌زمان و با فرکانس ۱۰ Hz است و شتاب‌های به دست آمده را به صورت ۳ فایل جداگانه در حافظه ذخیره می‌کند. پس از داده‌برداری امکان انتقال داده‌ها به رایانه و انجام پردازش‌های نهایی روی آن‌ها وجود دارد.

$$P_{a2} = P_{a1} (V_{a1} / (V_{a1} + P_{a1} \Delta V))^k \quad (26)$$

$$V_{a1} = \frac{P_{a0} \times V_{a0}}{P_{a1}} \quad (27)$$

مدل‌سازی گلویی متغیر

در این پژوهش، مقدار نیروی میرایی سامانه تعلیق نیمه‌فعال به وسیله واحدهای گلویی متغیر کنترل می‌شود. با توجه به شکل ۲ e و f گلویی متغیر، یک میراکن دو وضعیتی ON-OFF شونده می‌باشد، به این معنی که دو سطح میرایی زیاد و کم از این وسیله به دست می‌آید. هنگامی که شیر سولنوئیدی ON است، یک لوله کنار گذر روغن را در حالی به جک منتقل می‌کند که با میرایی گلویی متغیر مواجه نمی‌شود، البته در این حالت افت فشاری در هنگام خروج روغن از جک ایجاد می‌شود که این افت از رابطه (۲۸) به دست می‌آید. در رابطه (۲۸)، ρ چگالی روغن و A_{CP} سطح مقطع لوله خروجی از جک هیدرولیکی می‌باشد. در این وضعیت نیروی میرایی جک از رابطه (۲۹) محاسبه می‌شود.

$$\Delta P_{CP} = (3\rho Q^2) / (2A_{CP}^2) \quad (28)$$

$$F_i = A_i \Delta P_{CPi} \quad (29)$$

در رابطه (۲۹)، A_i سطح مقطع پیستون هر طرف جک است. ذکر این نکته اهمیت دارد که تنها در مسیر جریان خروجی از یک جک می‌توان افت فشار را محاسبه کرد، به عبارت دیگر F_i ها (F_1 و F_2) به طور هم‌زمان نمی‌توانند وجود داشته باشند. از سوی دیگر هنگامی که شیر سولنوئیدی OFF است، علاوه بر افت فشار حاصل از خروج روغن از جک، جریان روغن با افت فشار ناشی از گلویی متغیر که از رابطه (۳۰) به دست می‌آید مواجه می‌شود، که A_{VT} سطح مقطع گلویی متغیر و α عدد مرجع جریان است. تحت این شرایط F_i از رابطه (۳۱) محاسبه می‌شود. بنابراین در مدل گلویی متغیر، ورودی و خروجی به ترتیب دبی جریان روغن جک (خروجی مدل جک هیدرولیکی) و نیروی میراکننده هستند.

$$\Delta P_{VT} = (\rho Q^2) / (2\alpha^2 A_{VT}^2) \quad (30)$$

$$F_i = A_i (\Delta P_{CPi} + \Delta P_{VTi}) \quad (31)$$

مدل‌سازی عملگر

مدل عملگر با ترکیب مدل‌های جک، انباره و گلویی متغیر حاصل می‌شود. بنابراین ورودی‌های مدل عملگر، تغییر مکان و سرعت هر یک از گوشه‌های شاسی تراکتور و خروجی آن نیروی میرایی وارده به هر یک از گوشه‌های کابین تراکتور می‌باشد.

مدل‌سازی سامانه کنترل

فرمان‌های سامانه کنترل که به شیر سولنوئیدی مدل گلویی متغیر اعمال می‌شوند بر مبنای استراتژی کنترل تولید می‌شوند. استراتژی به

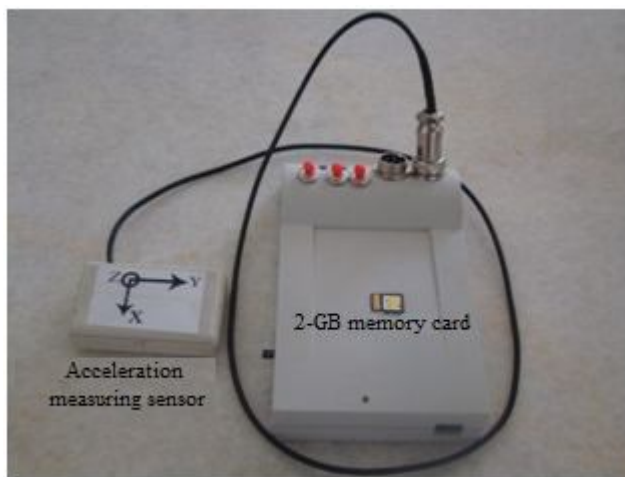
جدول ۱- پارامترهای مورد استفاده در اجرای مدل

Table 1- Parameters utilized in simulation of the developed model

پارامتر Parameter	مقدار Value	واحد Unit	پارامتر Parameter	مقدار Value	واحد Unit
k_{if}	30000	$N m^{-1}$	t_1	0.87	m
c_{if}	1000	$N sm^{-1}$	l_r	0.91	m
k_{tr}	30000	$N m^{-1}$	l_f	1.35	m
c_{tr}	2000	$N sm^{-1}$	I_{xxB}	1800	kgm^2
c_w	0.87	m	I_{yyB}	750	kgm^2
c_1	1.10	m	I_{xxC}	100	kgm^2
$c_{w-seat base}$	0.00	m	I_{yyC}	85	kgm^2
$c_{l-swat base}$	0	m	I_{yyA}	10	kgm^2
m_B	3000	kg	m_C	400	kg
A_1	1200	mm^2	A_2	600	mm^2
A_{cph}	27.5	mm^2	A_{cpr}	22.5	mm^2
A_{vth}	25	mm^2	A_{vtr}	20	mm^2
P_{a0h}	100	kPa	P_{a0r}	50	kPa
P_{a1h}	550	kPa	P_{a1r}	180	kPa
V_{a0h}	800	cm^3	V_{a0r}	500	cm^3
w	750	N	ρ	0.9	$g cm^{-3}$

پارامترهای مدل تراکتور
Parameters of tractor model

پارامترهای مدل تعلیق نیمه‌فعال
Parameters of semi-active suspension model



شکل ۳- سامانه سنجش ارتعاشات وارد به پایه صندلی تراکتور
Fig.3. Tractor seat base vibration measuring apparatus

در رابطه (۳۴)، T دوره زمانی نمونه‌برداری است. شایان ذکر است که رابطه (۳۴) برای محاسبه RMS کمیت a که کمیتی آنالوگ است مورد استفاده قرار می‌گیرد، اما داده‌برداری در سامانه سنجش ارتعاشات به صورت دیجیتال است. محاسبه RMS داده‌های دیجیتال از طریق کدنویسی حاصل می‌شود و کد مربوطه که در محیط برنامه نویسی نرم افزار Matlab نوشته شد، ضمیمه این مقاله است. با محاسبه RMS شتاب‌های واقعی و شبیه‌سازی شده، خطای شبیه‌سازی شتاب به کمک رابطه (۳۵) محاسبه شد.

$$\text{RMS error of simulation} = \frac{((\text{RMS of simulated acceleration} - \text{RMS of real acceleration}) / \text{RMS of real acceleration}) \times 100}{(35)}$$

حسگر دستگاه سنجش ارتعاشات به محل نصب صندلی به کابین تراکتور متصل شد و ارتعاشات حاصل از عبور تراکتور با سرعت $2/7 \text{ km h}^{-1}$ از ناهمواری پله‌ای شکل به ارتفاع ۱۰ cm در سه جهت X ، Y و Z ثبت گردید. امکان مقایسه کمی نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج عملی با محاسبه ریشه میانگین مربعی (RMS) داده‌های شتاب عملی شد (Duke and Goss, 2007). فرمول محاسبه‌ای RMS داده‌های شتاب به صورت رابطه (۳۴) است.

$$\text{RMS}(a) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt} \quad (34)$$

1- Root mean square

جدول ۲- اثر تغییر پارامترهای مدل روی RMS شتاب و فرکانس تشدید ارتعاشات انتقالی به راننده تراکتور

Table 2- Effect of variation of parameters of the model on the value of acceleration RMS and resonance frequency of tractor driver vibrations

RMS شتاب (cm s^{-2}) Acceleration RMS	فرکانس تشدید (Hz) Resonance frequency	بازه تغییرات تیمار Tolerance of treatment variation	تیمار Treatment
42	2.12	500	حجم محفظه هوایی انباره
37	1.45	1050	Accumulator volume (cm^3)
84	1.43	800	سطح مقطع پیستون
7	2.00	1600	Piston area (cm^2)
12	1.77	350	فشار هوای اولیه انباره
78	1.68	750	Initial air pressure of accumulator (kPa)
43	1.7	40	سطح مقطع گلوبی متغیر
39	1.6	100	Throttle area (cm^2)

حاصل از عبور واقعی تراکتور MF285 مجهز به حسگر ارتعاش سنج با سرعت $2/7 \text{ km hr}^{-1}$ از ناهمواری مربع شکل به ارتفاع ۱۰ cm صورت گرفت. همان طور که در رابطه (۳۶) محاسبه شده است، با توجه به سرعت پیشروی و فاصله بین چرخ‌های جلو و عقب تراکتور که برابر با ۲/۲۵ m است، در آزمون عملی تأخیر ۳ ثانیه‌ای برای زمان رسیدن چرخ‌های عقب تراکتور به ناهمواری نسبت به زمان رسیدن چرخ‌های جلو به ناهمواری به دست آمد (رابطه ۳۶).

$$t = \frac{WB}{V} = \frac{2.25 \text{ m}}{0.75 \text{ m s}^{-1}} = 3 \text{ sec} \quad (36)$$

برای ایجاد مشابهت شبیه‌سازی انجام شده با آزمون واقعی، تابع مربع شکل به ارتفاع ۱۰ cm در زمان ۵ ثانیه به چرخ‌های جلو تراکتور مدل شده در نرم افزار متلب و در زمان ۸ ثانیه به چرخ‌های عقب آن اعمال شد. نتایج به دست آمده (تغییر مکان‌های پایه صندلی تراکتور) در حالت فعال و غیر فعال بودن سامانه تعلیق نیمه‌فعال کابین تراکتور در شکل‌های a و b نشان داده شده‌اند.

همان طور که مشاهده می‌شود وجود سیستم تعلیق نیمه‌فعال کابین تراکتور توانسته است میرا شدن ارتعاشات وارده به صندلی راننده تراکتور را به مقدار قابل ملاحظه‌ای بهبود دهد. از سوی دیگر مقایسه خروجی‌های مدل با نتایج به دست آمده از اجرای آزمایش عملی روی تراکتور مجهز به سامانه ارتعاش سنج نشان داد که از نظر ریاضی درصد خطای شبیه‌سازی مدل در حالت غیر فعال بودن تعلیق نیمه‌فعال کابین تراکتور حدود ۳۰٪ بود. مقایسه عددی خروجی مدل در حالت استفاده و عدم استفاده از تعلیق نیمه‌فعال کابین تراکتور نشان دهنده ۴۳٪ بهبود (کاهش) در مقدار RMS شتاب ارتعاشی انتقالی به صندلی راننده تراکتور است، این نتایج با نتیجه به دست آمده توسط (Bouazara et al., 2006) که درباره تحلیل ایمنی و راحتی یک مدل وسیله نقلیه سه بعدی با تعلیق فعال غیر خطی بود، در توافق می‌باشند.

تحلیل دیگری که در بررسی نتایج استفاده شد، تحلیل PSD^۱ است. در این تحلیل سطح توان موجود در ارتعاشات انتقالی به راننده برحسب فرکانس به صورت نموداری ارائه می‌شود. کد برنامه مربوط به محاسبه PSD که در محیط برنامه نویسی نرم افزار مطلب نوشته شده است، به عنوان پیوست به مقاله ضمیمه شده است.

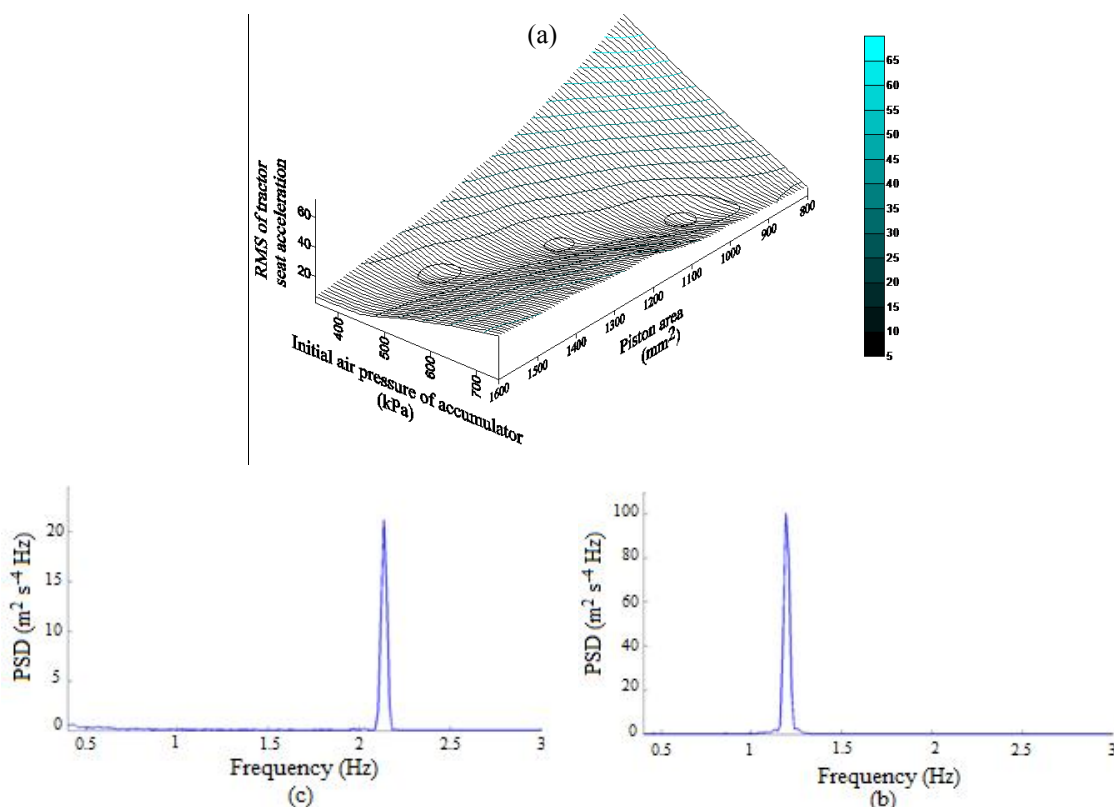
نتایج و بحث

به منظور ارزیابی اثر تغییر پارامترهای سامانه تعلیق نیمه‌فعال کابین تراکتور روی خروجی مدل، پارامترهای حجم محفظه هوایی انباره، سطح مقطع پیستون، فشار هوای اولیه انباره هیدرولیکی و سطح مقطع گلوبی متغیر در بازه‌هایی تغییر داده شد و اثر این تغییرات روی RMS شتاب و فرکانس تشدید ارتعاشات انتقالی به راننده، تحت شرایط اعمال ارتعاش ورودی ثابت به چرخ‌های تراکتور مدل بررسی گردید. لازم به ذکر است که برای محاسبه فرکانس تشدید ارتعاشات انتقالی به راننده از تحلیل PSD استفاده شد. نتایج به دست آمده در جدول ۲ نشان داده شده است.

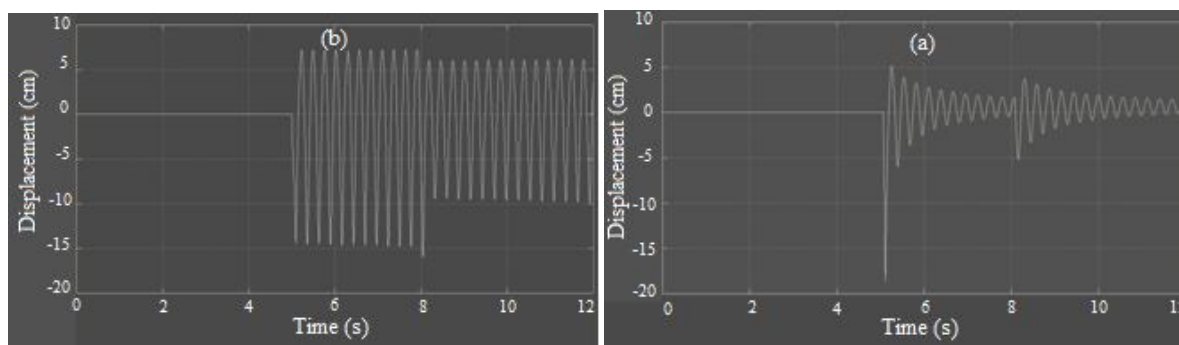
همان طور که مشاهده می‌شود از بین پارامترهای مورد مطالعه، سطح مقطع پیستون و حجم محفظه هوایی انباره هیدرولیکی تأثیر بیشتری روی فرکانس تشدید ارتعاشات انتقالی به راننده تراکتور داشته‌اند، در حالی که سطح مقطع پیستون و فشار هوای اولیه انباره مقدار RMS شتاب ارتعاشات انتقالی به راننده را متأثر ساخته‌اند. بنابراین برای تنظیم کردن سامانه از نظر فرکانس تشدید یا مقدار RMS شتاب ارتعاشات وارده بهتر است پارامترهای بالا مورد استفاده قرار گیرند. به عنوان نمونه و به منظور ارائه چگونگی تغییرات فرکانس تشدید و RMS شتاب ارتعاشی، نمودارهای مربوطه در شکل ۴ نشان داده شده‌اند.

ارزیابی مدل با مقایسه نتیجه حاصل از شبیه‌سازی و نتیجه

1- Power spectral density analysis



شکل ۴- (a) اثرپذیری RMS شتاب ارتعاشات از سطح مقطع پیستون و فشار اولیه محفظه هوایی انباره هیدرولیکی، (b) و (c) اثرپذیری فرکانس تشدید ارتعاشات از سطح مقطع پیستون و حجم محفظه هوایی انباره هیدرولیکی
Fig.4. (a) RMS value of acceleration of transmitted vibrations as affected by piston area and initial air pressure of accumulator, (b) and (c) Resonance frequency of transmitted vibrations as affected by piston area and accumulator volume



شکل ۵- خروجی مدل طراحی شده؛ (a) با فعال‌سازی تعلیق نیمه‌فعال کابین، (b) بدون فعال‌سازی تعلیق نیمه‌فعال کابین
Fig.5. Output of the model; (a) With activation of semi-active cabin suspension, (b) Without activation of semi-active cabin suspension

طراحی شده است. بنابراین می‌توان گفت که سامانه تعلیق طراحی شده در این پژوهش قادر به کاستن قابل ملاحظه از سطح ارتعاشات انتقالی به راننده تراکتور است.

آن‌ها در پژوهش خود به این نتیجه رسیدند که عملکرد راحتی صندلی مجهز به میراکن‌های فعال و نیمه‌فعال در مقایسه با میراکن‌های غیر فعال به مقدار ۲۵٪ بهبود می‌یابد. نتایج مشابهی از مطالعات انجام شده توسط (Duke and Goss, 2007; Hostens et al., 2004)

نتیجه گیری

کابین تراکتور که شامل مدل ارتعاشی کامل تراکتور MF285 و مدل میراکن نیمه فعال دو وضعیتی بود، پرداخته شد. نتایج به دست آمده از این پژوهش بر صحت عملکرد مدل تأکید داشت، بنابراین می توان از مدل طراحی شده در این پژوهش برای پیش بینی پاسخ محتمل تراکتور واقعی مجهز به تعلیق نیمه فعال کابین استفاده کرد.

قبل از ساخت نمونه اولیه یک دستگاه، طراحی و اجرای آزمون های اولیه روی مدل دستگاه می تواند به کاهش هزینه و زمان طراحی و صرف نظر شدن از ساخت دستگاه به شیوه سعی و خطا بیانجامد. در این پژوهش به طراحی مدل سیستم تعلیق نیمه فعال

لیست علائم مورد استفاده در بخش مدل ارتعاشی کامل تراکتور

k_t	فنریت تایر تراکتور Tire stiffness
c_t	میرایی تایر تراکتور Tire damping ratio
i	پارامتر مشخص کننده جلو یا عقب تراکتور: $i=f$ برای جلو و $i=r$ برای عقب تراکتور A parameter to indicate front or rear of tractor: $i=f$ for front and $i=r$ for rear
j	پارامتر مشخص کننده راست یا چپ تراکتور: $j=1$ برای چپ و $j=2$ برای عقب تراکتور A parameter to indicate left or right side of tractor: $j=1$ for left and $j=2$ for right side
Z_{ajj}	جابه جایی عمودی هر یک از گوشه های اکسل چرخ های تراکتور Vertical displacement of each corner of tractor wheel axle
Z_{Rij}	جابه جایی عمودی زمین (جاده) زیر هر یک از چرخ های تراکتور Vertical displacement of the ground (road) beneath each of the tractor wheels
$Z_{C.G.B}$ and $Z_{C.G.C}$	به ترتیب جابه جایی مرکز ثقل شاسی و کابین تراکتور Linear displacement of center of gravity of tractor chassis and cabin respectively
θ_B and θ_C	به ترتیب جابه جایی زاویه ای شاسی و کابین تراکتور حول محور X Angular displacement of the tractor chassis and cabin about X axis respectively
φ_B and φ_C	به ترتیب جابه جایی زاویه ای شاسی و کابین تراکتور حول محور Y Angular displacement of the tractor chassis and cabin about Y axis respectively
m_B and m_C	به ترتیب جرم شاسی و جرم کابین تراکتور Mass of the tractor chassis and cabin respectively
I_{yyB} and I_{yyC}	به ترتیب ممان اینرسی جرمی شاسی و کابین تراکتور حول محور Y Mass moment of inertia of the tractor chassis and cabin about Y axis respectively
I_{xxB} and I_{xxC}	به ترتیب ممان اینرسی جرمی شاسی و کابین تراکتور حول محور X Mass moment of inertia of the tractor chassis and cabin about X axis respectively
t_1 , t_r and t_f	طول های مشخص کننده مرکز ثقل شاسی Lengths which determine the center of gravity of chassis
k	پارامتر مشخص کننده هر یک از گوشه های شاسی و کابین که واحدهای هیدروپنوماتیکی به آنجا متصل شده اند. Parameter which indicates each of the corners of tractor chassis and cabin which a hydro-pneumatic unit is attached. $k=1$ for rear-left corner, $k=2$ for rear-right corner, $k=3$ for front-right corner, and $k=4$ for front-left corner
Z_{bck} and Z_{cck}	به ترتیب تغییر مکان قائم نقاط اتصال میراکن ها به شاسی و کابین تراکتور Vertical displacement of each point of chassis and cabin where a hydro-pneumatic unit is attached respectively
Z_{afc}	تغییر مکان عمودی نقطه اتصال شاسی به مرکز لولای اکسل جلو تراکتور Vertical displacement of the pivot point of the front axle
α	زاویه اکسل جلو با افق Angle of the front axle relative to horizontal line
I_{yyA}	ممان اینرسی جرمی اکسل جلو حول محور Y Mass moment of inertia of the front axle about Y axis
c_1 and c_w	طول های مشخص کننده مرکز ثقل کابین Lengths which determine the center of gravity of cabin
$c_{1-seat base}$ and	طول های مشخص کننده محل اتصال پایه صندلی از مرکز ثقل کابین تراکتور

لیست علائم مورد استفاده در بخش سامانه تعلیق هیدروپنوماتیکی

i	پارامتر مشخص کننده سرهای جک هیدرولیکی: $i=1$ طرف بدون دسته پیستون، $i=2$ طرف دارای دسته پیستون Parameter which determines each side of jack: $i=1$ for head side, $i=2$ for rod side
P_{ci}	فشار سیال هیدرولیکی در هر طرف جک هیدرولیکی Hydraulic oil pressure on each side of the hydraulic jack
A_i	سطح مقطع پیستون در هر طرف جک هیدرولیکی Piston area of each side of jack
V	سرعت باز یا بسته شدن جک هیدرولیکی Raise or retraction velocity of the hydraulic jack
ΔV_i	تغییر حجم هر یک از سمت‌های جک هیدرولیکی Volume alternation of each side of jack
ΔX	تغییر مکان دسته پیستون جک هیدرولیکی Displacement of the piston arm of the hydraulic jack
Q_i	دبی جریان سیال هر سمت جک هیدرولیکی Volumetric oil flow rate of each side of jack
j	پارامتر مشخص کننده حالت کاری انبار هیدرولیکی: $j=0$ مرحله قبل از نصب روی سامانه، $j=1$ مرحله اولیه هنگام کار و $j=2$ مرحله ثانویه هنگام کار Determines the operation mode of accumulator: $j=0$ pre-installation mode, $j=1$ initial mode, and $j=2$ final mode
P_{aj}	فشار هوا در محفظه انبار هیدرولیکی در مراحل مختلف Air pressure of hydraulic accumulator air chamber in different operation modes
V_{aj}	حجم محفظه هوایی انبار هیدرولیکی در مراحل کاری مختلف Volume of hydraulic accumulator air chamber in different operation modes
A_{CPi}	سطح مقطع لوله خروجی از هر طرف جک هیدرولیکی Cross sectional area of outlet pipe of each side of jack
A_{VTi}	سطح مقطع گلوبی متغیر هر طرف جک Cross sectional area of the variable throttle of each side of jack
ΔP_{CPi}	اختلاف فشار دو سمت لوله خروجی از هر یک گذرگاه های خروجی جک Pressure variation across the outlet port of each side of jack
ΔP_{VTi}	اختلاف فشار دو سمت گلوبی متغیر هر طرف جک هیدرولیکی Pressure variation across the variable throttle of each side of jack

پیوست

(۱) کد برنامه محاسباتی RMS شتاب انتقالی به راننده تراکتور در محیط برنامه نویسی نرم افزار Matlab

```

fs= ; %Sampling frequency
aw=[]; %Measured data must be entered in this vector
N=numel(aw);
aw=[aw.^2];
AW=0;
for i=1:N
AW=AW+aw(i);
end
AW=AW/N;
Arms=AW^(1/2)
    
```

(۲) کد برنامه محاسباتی PSD در محیط برنامه نویسی نرم افزار Matlab

```

Heave=awa; %Acceleration data awa is from "for RMS calculation section"
fs = 10; % Sampling frequency
T = 1/fs; % Sample time
L = size(Heave,1); % Length of the signal
NFFT = 2^nextpow2(L); % Next power of 2 from length of y
    
```

```
Win = hann(NFFT); % Window is a Hanning window of the length NFFT
f = fs/2* linspace(0,1,NFFT/2);
[mpsd f] = psd(Heave, NFFT, fs, Win, 0);
PSD = [2*mpsd/NFFT]; %Plot PSD Graph
figure (3), plot(f,PSD,'b','LineWidth',2)
aro2=0.2*max(PSD); axis([0 20 0 aro2]), grid minor
title('c) PSD chart obtained from high piston area & low accumulator volume'), xlabel('Frequency (Hz)'),
label('PSD (m2/ s4/ Hz)')
```

منابع

1. Ahmadi, I. 2014. Development and evaluation of a full-vehicle vibration model of an MF 285 tractor. *Research in Agricultural Engineering* 60: 107-114.
2. Bouazara, M., M. J. Richard, and S. Rakheja. 2006. Safety and comfort analysis of a 3-D vehicle model with optimal non-linear active seat suspension. *Journal of Terramechanics* 43: 97-118.
3. Deprez, K., D. Moshou, J. Anthonis, J. D. Baerdemaeker, and H. Ramon. 2005. Improvement of vibrational comfort on agricultural vehicles by passive and semi-active cabin suspensions. *Computers and Electronics in Agriculture* 49: 431-440.
4. Donati, P. 2002. Survey of technical preventive measures to reduce whole-body vibration effects when designing mobile machinery. *Journal of Sound and Vibration* 253 (1): 169-183.
5. Duke, M., and G. Goss. 2007. Investigation of tractor driver seat performance with non-linear stiffness and on-off damper. *Biosystems Engineering* 96 (4): 477-486.
6. Hostens, I., K. Deprez, and H. Ramon. 2004. An improved design of air suspension for seats of mobile agricultural machines. *Journal of Sound and Vibration* 276: 141-156.
7. Khajavi, M. N., and V. Abdollahi. 2007. Comparison between optimized passive vehicle suspension system and semi active fuzzy logic controlled suspension system regarding ride and handling. *World Academy of Science, Engineering and Technology* 25: 57-61.
8. Lines, J. A., and K. Murphy. 1991. The stiffness of agricultural tractor tyres. *Journal of Terramechanics* 28 (1): 49-64.
9. Marsili, A., L. Ragni, G. Santoro, and G. Servadio. 2002. Innovative systems to reduce vibrations on agricultural tractors: Comparative analysis of acceleration transmitted through the driving seat. *Biosystems Engineering* 81 (1): 35-47.
10. Scarlett, A. J., J. S. Price, and R. M. Stayner. 2007. Whole-body vibration: Evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. *Journal of Terramechanics* 44 (1): 65-73.
11. Taylor, R. K., L. L. Bashford, and M. D. Schrock. 2000. Methods for measuring vertical tire stiffness. *Transactions of the ASAE* 43 (6): 1415-1419.
12. Vitas, N., R. Torisu., and J. Takeda. 1988. Determining inertia tensor of farm tractors. *Journal of the Faculty of Agriculture, Iwate University* 19 (1): 37-54.