

علمی- پژوهشی

طراحی کنترلگر صندلی در مدل نیم خودرو برای حالت نشسته بدن انسان در وضعیت‌های مختلف ارتعاشی

حسین دل آرامی^۲سعید سهیلی^۱

گروه مکانیک، واحد مشهد، دانشگاه آزاد اسلامی، مشهد، ایران
(تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۰۷/۲۳؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۳/۰۴)

چکیده

رانندگان وسایل نقلیه در طول رانندگی به‌طور دائم در معرض ارتعاش تمام بدن قرار دارند که این مسئله ممکن است منجر به بروز اختلالات اسکلتی-عضلانی، عصبی، قلبی عروقی، گوارشی و بروز سایر بیماری‌های شغلی ناشی از ارتعاش گردد. در این مقاله ابتدا معادلات سیستم دینامیکی غیرخطی بدن نشسته انسان بر روی مدل نیم خودرو به‌صورت تحلیلی بررسی می‌شود و معادلات با استفاده از سری تیلور خطی‌سازی می‌گردد. سپس معادلات به‌دست آمده در فضای حالت توسط نرم‌افزار متلب به شکل عددی تحلیل می‌شود و برای طراحی کنترل‌کننده چندمتغیره از تحقق کانونیکال و تبدیلات همانند استفاده می‌گردد. در نهایت با استفاده از الگوریتم ژنتیک، بهینه‌سازی عملکرد کنترل‌کننده سیستم دینامیکی با هدف کاهش ارتعاشات وارد بر کل بدن انجام می‌گردد. بررسی نتایج نشان می‌دهد که با در نظر گرفتن برآیند دوجبهت، میزان شتاب RMS وزنی در دو راستای افقی و عمودی از بدن انسان، بدون کنترلگر برابر با $2/76 \text{ m/s}^2$ است، با استفاده از کنترلگر به میزان $0/27 \text{ m/s}^2$ می‌رسد و با به‌کار بردن کنترل بهینه این میزان به $0/06 \text{ m/s}^2$ کاهش می‌یابد؛ که نشان می‌دهد راهبرد کنترلی عملکرد قابل قبولی داشته و به‌خوبی موجب کاهش ارتعاشات وارد بر بدن شده است.

واژه‌های کلیدی: بدن نشسته انسان، مدل نیم خودرو، تحقق کانونیکال، الگوریتم ژنتیک، جاده تصادفی

The Design of a Seat Controller for the Half Car Model in Various Vibrating Conditions Using the Seated Human Body Situation

S. Soheili²H. Delarami¹

Department of Mechanical Engineering, Mashhad Branch, Islamic
Azad University, Mashhad, Iran.

(Received: 14/10/2020; Accepted: 25/05/2021)

ABSTRACT

A drivers' body is continuously under various vibrations, resulting in different physical disorders such as muscle-skeletal defects, neurogenic diseases, cardiovascular problems, gastrointestinal disorders, etc. In this paper, firstly the nonlinear dynamic equations of a seated human body in the half car model are investigated analytically and linearized by means of the Taylor series. Then the obtained equations are analyzed numerically by the state-space method and employed for the design of multivariable controllers using the canonical and similar transformations. Finally, the controller performance of the system is optimized to suppress the transferred vibrations to the human body using the Genetic Algorithm (GA). The results show the RMS of human body acceleration in both the horizontal and vertical directions, to be 2.76 m/s^2 and 0.27 m/s^2 , with and without the controller, respectively. It decreases to 0.06 m/s^2 with an optimized controller; which indicates that the controller acts satisfactorily and efficiently mitigates the human body vibrations.

Keywords: Seated Human body, Half car model, Canonical transformation, Genetic Algorithm, Random Road.

^۱ استادیار (نویسنده پاسخگو): soheili@mshdiau.ac.ir

^۲ کارشناسی ارشد: h.tahadelarami412@yahoo.com

۱- مقدمه

توسعه فناوری‌های جدید، به خصوص در صنعت حمل و نقل باعث شده که مواجهه منظم بدن انسان با ارتعاشات ایجاد شده از وسیله نقلیه و اثرات ارتعاش بر روی سلامت انسان در تحقیقات مختلف (نظیر مراجع [۳-۱]) مورد مطالعه قرار گیرد. تحقیقاتی که در زمینه اختلالات ناشی از ارتعاش انجام شده، نشان می‌دهد که ناراحتی‌های قلبی، گوارشی، عصبی و کاهش حرکات معده‌ای موجب اختلالات ناشی از ارتعاش نامطلوب می‌گردد [۴ و ۵]. مطالعات انجام شده در برخی کشورها با استفاده از اندازه‌گیری‌های دقیق و ثبت و بررسی متغیرهای موثر بر ارتعاش، مانند نوع خودرو، حجم موتور، سرعت خودرو، سیستم تعلیق، شرایط جاده، وزن راننده و وضعیت ترافیک؛ مدل‌های پیش‌بینی مواجهه با ارتعاش را ارائه داده‌اند [۶ و ۷]. در برخی مطالعات دیگر نیز نتایج نشان داده که افزایش سرعت خودرو میزان مواجهه با ارتعاش را افزایش می‌دهد [۶ و ۸]. تفاوت در نوع خودرو نیز از عوامل تاثیرگذار در میزان مواجهه با ارتعاش شناخته شده است، همچنین عمر خودرو و شرایط جاده از جمله مهمترین عوامل موثر بر افزایش ارتعاش می‌باشد [۸ و ۹].

قرارگرفتن بدن انسان در معرض ارتعاشات در وضعیت نشسته مسئله پیچیده‌ای است، به‌طوری که حتی خواص دینامیکی آن در فردی نسبت به فرد دیگر متفاوت است. تا به حال در تحقیقات زیادی مدل‌های بیومکانیکی برای توصیف حرکات ارتعاشی بدن انسان طراحی شده است، در این تحقیقات، چندین مدل بدن انسان وجود دارد که می‌توان از آن‌ها برای ارزیابی ارتعاشات در جهت عمودی استفاده کرد [۱۲-۱۰]. از این رو، این مدل‌ها برای بررسی ارتعاشات در جهت جلو و عقب کاربردی ندارند. بنابراین، در این مقاله، از یک مدل پنج درجه آزادی برای توصیف بدن نشسته انسان بر روی صندلی که نقص‌های ذکر شده را حذف می‌کند، استفاده می‌شود [۷]. همچنین از یک مدل دو درجه آزادی نیم خودرو برای اعمال ارتعاشات وارده از سطح جاده بر روی بدن نشسته انسان استفاده شده است [۱۳].

هوانگ و همکاران در مقاله خود کاربرد یک کنترل غیرخطی سازگار با جاده و نحوه اعمال آن توسط تعلیق فعال به مدل نیم خودرو با استفاده از طرح‌های الگوریتم سازگار با جاده را توصیف کردند [۱۴]. عسکرزاده و مرادی پس از

ارزیابی و مشاهده کمبود مدل‌های قبلی و راهبردهای کنترل پیشنهاد شده برای مدل بدن انسان، از یک روش کنترل فعال بر پایه تجزیه و تحلیل روش کنترل عمومی کانونیکال استفاده نمودند [۱۵]. سعید بدران و همکاران [۱۰] با استفاده از الگوریتم ژنتیک (GA) برای تعیین مؤلفه‌های سیستم تعلیق خودرو جهت رسیدن به بهترین آسایش انسان اقدام کردند. علاوه بر آن، عباس و همکاران [۱۶] از یک مدل عمودی بدن نشسته انسان بر روی مدل نیم خودرو جهت به‌دست آوردن مؤلفه‌های بهینه سیستم تعلیق با استفاده از الگوریتم ژنتیک (GA) استفاده نمودند، که اثرات تغییر زاویه اجزای بدن را دنظر نمی‌گیرد. اخیراً پژوهش‌هایی نیز بر روی اثرات متقابل سیستم تعلیق فعال و ترمز ضد قفل در خودرو انجام شده است [۱۷].

در بسیاری از آثار قبلی برای مدل‌های مختلف خودرو، کنترل کننده طراحی شده است، اما نکته حائز اهمیت این مقاله، طراحی راهبرد کنترل فعال به روش جایاب قطب برای خودرو با قرارگیری مدلی از بدن نشسته انسان بر روی خودرو می‌باشد، که نسبت به مدل‌های قبلی به واقعیت نزدیکتر است. روش جایاب قطب برخلاف روش‌های کنترل غیرخطی و تطبیقی از قوانین پیچیده و دشوار کنترلی که گاهی اوقات غیرعملی است، برخوردار نمی‌باشد. همچنین برای مدل چند متغیره با توجه به خطی‌سازی سیستم غیرخطی، استفاده از راهبرد کنترل به‌عنوان جایاب قطب بسادگی انجام می‌شود. در ادامه رفتار سیستم دینامیکی در اطراف فرکانس‌های طبیعی سیستم بررسی شده است. از سوی دیگر برای ورودی چرخ‌های خودرو از زبری سطح جاده تصادفی استفاده شده که داده‌های ورودی این جاده تصادفی به روش عددی نیومارک حل شده است و در نهایت نشان داده شده که کنترل کننده در شرایط تشدید و غیر تشدید در انواع ورودی‌ها به‌طور موثر عمل می‌کند.

۲- مدل دینامیکی چند متغیره نیم خودرو و بدن نشسته انسان

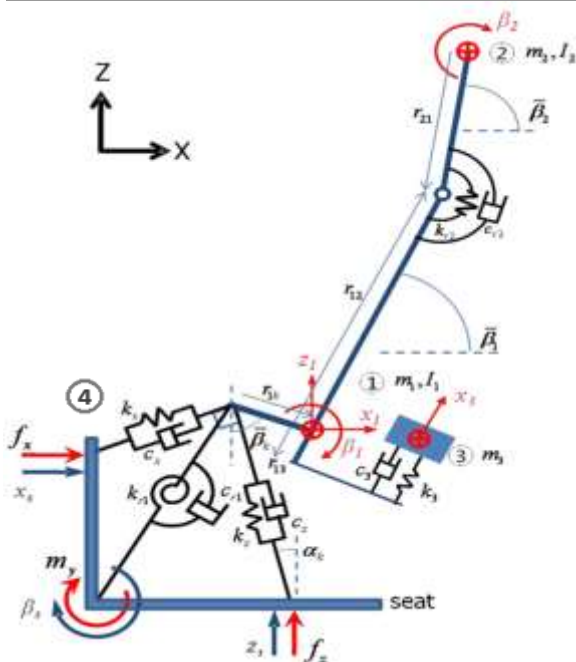
۲-۱- تعریف مدل و معادلات سیستم

شکل‌های ۱ و ۲ هندسه یک مدل هفت درجه آزادی از بدن نشسته انسان، سوار بر روی خودرو را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود این سیستم از دو بخش تشکیل شده که مدل پنج درجه آزادی بدن نشسته انسان براساس مقاله کیم

علامت (۲) نشان دهنده جرم متمرکز قسمت سر؛ و علامت (۳) مربوط به احشاء داخل بدن در امتداد قسمت سفت بدن (۱) می‌باشد. در این شکل قسمت (۱) قادر به چرخش بر روی صندلی می‌باشد. دمپرها و فنرهای بین صندلی و قسمت سفت بدن (۱)، چرخش و نرمی بین صندلی و بدن انسان را توصیف می‌کند. علامت (۴) مربوط به موقعیت صندلی روی خودرو می‌باشد. مدل ۵ درجه آزادی بدن نشسته انسان و صندلی روی مدل دو درجه آزادی نیم خودرو قرار می‌گیرد که در شکل (۲) نشان داده شده است.

جدول (۲): مؤلفه‌های مدل دو درجه آزادی نیم خودرو [۱۳]

مؤلفه‌ها (واحد)	توضیحات	مقدار
$m_b(\text{kg})$	جرم بدنه خودرو	۶۹۰
$I_b(\text{kgm}^2)$	ممان اینرسی بدنه خودرو	۱۲۲۲
$k_{sr}(\text{N/m})$	سختی فنر سیستم تعلیق عقب	۲۲×10^3
$k_{sf}(\text{N/m})$	سختی فنر سیستم تعلیق جلو	۱۷×10^3
$c_{sr}(\text{Ns/m})$	میرایی دمپر سیستم تعلیق عقب	$۱/۵۰ \times 10^3$
$c_{sf}(\text{Ns/m})$	میرایی دمپر سیستم تعلیق جلو	$۱/۵۰ \times 10^3$
$a(\text{m})$	فاصله از مرکز ثقل خودرو تا چرخ جلو	۱/۳۰
$b(\text{m})$	فاصله مرکز ثقل خودرو تا چرخ عقب	۱/۵۰
$c(\text{m})$	فاصله از مرکز ثقل خودرو تا صندلی	۰/۷۰
$h(\text{m})$	فاصله از بدنه تا نقطه اثر نیرویی x_s	$۳/۵۰ \times 10^{-2}$



شکل (۱): نمای مدل پنج درجه آزادی بدن نشسته انسان [۷]

و همکاران [۷] و مدل نیم خودرو براساس مقاله وانگ و همکاران [۱۳] می‌باشد. مؤلفه‌های این مدل در دو جدول جداگانه آورده شده، به طوری که مؤلفه‌های مربوط به بدن نشسته انسان در جدول ۱ و مؤلفه‌های مربوط به مدل نیم خودرو نیز در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول (۱): مؤلفه‌های مدل پنج درجه آزادی بدن نشسته انسان [۷]

مقدار	توضیحات	مؤلفه‌ها (واحد)
۲۹/۵	جرم قسمت (۱)	$m_1(\text{kg})$
۱۵/۱	جرم قسمت (۲)	$m_2(\text{kg})$
۹/۷۳	جرم قسمت (۳)	$m_3(\text{kg})$
$۱/۲۰ \times 10^{-3}$	ممان اینرسی مرکز (۱)	$I_1(\text{kgm}^2)$
$۱/۸۲ \times 10^{-2}$	ممان اینرسی مرکز (۲)	$I_2(\text{kgm}^2)$
$۱/۳۴ \times 10^5$	سختی فنر بین صندلی و (۱) در جهت X	$k_x(\text{N/m})$
$۱/۹۰ \times 10^4$	سختی فنر بین صندلی و (۱) در جهت Z	$k_z(\text{N/m})$
$۱/۱۴ \times 10^3$	سختی فنر پیچشی بین صندلی و (۱)	$k_{r1}(\text{N/m})$
۷/۵۷	سختی فنر پیچشی بین (۱) و (۲)	$k_{r2}(\text{N/m})$
$۱/۰۰ \times 10^4$	سختی فنر بین (۱) و (۳)	$k_3(\text{N/m})$
$۲/۱۶ \times 10^3$	میرایی دمپر بین صندلی و (۱) در جهت X	$c_x(\text{Ns/m})$
۴۸۲	میرایی دمپر بین صندلی و (۱) در جهت Z	$c_z(\text{Ns/m})$
صفر	میرایی دمپر پیچشی بین صندلی و (۱)	$c_{r1}(\text{Nms/rad})$
۱/۰۷	میرایی دمپر پیچشی بین (۱) و (۲)	$c_{r2}(\text{Nms/rad})$
۱۷۹	میرایی دمپر بین (۱) و (۳)	$c_3(\text{Ns/m})$
$۸/۱۷ \times 10^{-2}$	فاصله از مرکز اتصال فنر k_x و k_z تا (۱)	$r_{1k}(\text{m})$
۰/۳۸۴	فاصله از (۱) تا نقطه اتصال به لینک (۲)	$r_{12}(\text{m})$
۰/۱۷۶	فاصله از (۲) تا نقطه اتصال به لینک (۱)	$r_{21}(\text{m})$
$۱/۸۰ \times 10^{-2}$	فاصله از (۱) تا نقطه اتصال به لینک (۳)	$r_{13}(\text{m})$
۴۹/۲	زاویه از r_{1k} نسبت به محور Z	$\bar{\beta}_k(\text{deg})$
۸۵/۲	زاویه از (۱) نسبت به محور X	$\bar{\beta}_1(\text{deg})$
۵۶/۶	زاویه از (۲) نسبت به محور X	$\bar{\beta}_2(\text{deg})$
۳/۷۱	زاویه از c_z و k_z ، c_x ، k_x نسبت به محور X و Z	$\alpha_k(\text{deg})$

در شکل (۱) علامت (۱) نشان دهنده جرم متمرکز قسمت سفت بدن مانند: استخوان ران، لگن و مهره‌ها است؛

$$\begin{aligned}
 R = & \frac{1}{2}c_{r1}(\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_b)^2 + \frac{1}{2}c_{r2}(\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_2)^2 + \frac{1}{2}c_3\dot{x}_3^2 \\
 & + \frac{1}{2}c_z[(\dot{z}_1 - \dot{z}_b - c\dot{\beta}_b \cos \beta_b) \cos \alpha_k \\
 & \quad - (\dot{x}_1 - h\dot{\beta}_b \cos \beta_b) \sin \alpha_k \\
 & \quad - \eta_k(\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_b) \sin(\bar{\beta}_k - \alpha_k)]^2 \\
 & + \frac{1}{2}c_x[(\dot{z}_1 - \dot{z}_b - c\dot{\beta}_b \cos \beta_b) \sin \alpha_k \\
 & \quad + (\dot{x}_1 - h\dot{\beta}_b \cos \beta_b) \cos \alpha_k \\
 & \quad - \eta_k(\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_b) \cos(\bar{\beta}_k - \alpha_k)]^2 \\
 & + \frac{1}{2}c_{sf}(\dot{z}_b - \dot{z}_{yf} + a\dot{\beta}_b \cos \beta_b)^2 \\
 & + \frac{1}{2}c_{sr}(\dot{z}_b - \dot{z}_{yr} - b\dot{\beta}_b \cos \beta_b)^2
 \end{aligned} \quad (۴)$$

برای به دست آوردن یک مدل ریاضی خطی از سیستم غیرخطی، فرض می‌کنیم متغیرها به مقدار ناچیز از شرط کاری انحراف پیدا می‌کنند. به طوری که می‌توان گفت:

$$[\bar{z}_1, \bar{x}_1, \bar{\beta}_1, \bar{\beta}_2, \bar{x}_3, \bar{z}_b, \bar{\beta}_b, \bar{u}_1, \bar{u}_2] = [0]_{1 \times 9}$$

به این ترتیب معادلات حرکت را با استفاده از سری تیلور خطی‌سازی می‌کنیم:

$$\begin{aligned}
 f_i(x_1, \dots, x_n, u_1, \dots, u_m) = \\
 \sum_{j=1}^n \frac{\partial f_i}{\partial x_j} \Big|_{x_i=\bar{x}_i} (x_j - \bar{x}_j) + \sum_{j=1}^m \frac{\partial f_i}{\partial u_j} \Big|_{u_i=\bar{u}_i} (u_j - \bar{u}_j) \quad (۵)
 \end{aligned}$$

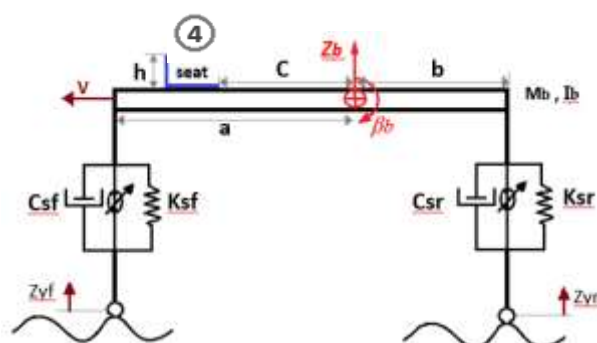
معادلات دینامیک حرکت پس از خطی شدن به فرم کلی زیر نوشته می‌شود:

$$\begin{aligned}
 [m]\{\ddot{x}(t)\} + [c]\{\dot{x}(t)\} + [k]\{x(t)\} = \\
 [c_s]\{\dot{x}_s(t)\} + [k_s]\{x_s(t)\} + \{u_{controlled}\} = \\
 \{u_{road}\} + \{u_{controlled}\} = \{u\} \quad (۶)
 \end{aligned}$$

که در آن بردار نیروهای خارجی و لحظه‌ای در جهت β_b و در خلاف یکدیگر و ورودی جاده است، با فرض اینکه هم جهت با $\{u_{road}\}$ باشد. جابه‌جایی ناشی از ورودی جاده توسط $\{x_s\} = \{z_{yf}, z_{yr}\}$ مشخص می‌شود به طوری که z_{yf} و z_{yr} حرکت انتقالی جابه‌جایی از سمت جاده هستند. حل کلی این معادلات به کمک روش نیومارک انجام می‌شود.

۲-۲- نمایش معادلات فضای حالت سیستم دینامیکی

با توجه به معادلات دینامیکی سیستم ارائه شده، در تحلیل فضای حالت با سه نوع متغیر که در مدل‌سازی سیستم‌های



شکل (۲): شماتیک مدل دو درجه آزادی نیم خودرو

معادلات دینامیکی حرکت از روش لاگرانژ به دست می‌آید. مختصات عمومی در این مدل به صورت $\{x(t)\} = \{z_1, x_1, \beta_1, \beta_2, x_3, z_b, \beta_b\}$ می‌باشد و معادلات لاگرانژ به فرم انرژی جنبشی T ، انرژی پتانسیل V و انرژی دمپینگ R در فرمول زیر جایگذاری می‌شود:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial V}{\partial x_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{x}_i} = U \quad (۱)$$

که در آن U بردارهای نیروی خارجی و اینرسی، شامل دو نیروی u_1 و u_2 به ترتیب در راستای عمودی z_{yr} و z_{yf} می‌باشند. انرژی‌های جنبشی، پتانسیل و دمپینگ این مدل در مختصات دکارتی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\begin{aligned}
 T = & \frac{1}{2}m_1[\dot{x}_1^2 + \dot{z}_1^2] + \frac{1}{2}I_1\dot{\beta}_1^2 + \frac{1}{2}I_2\dot{\beta}_2^2 + \frac{1}{2}m_b\dot{z}_b^2 + \frac{1}{2}I_b\dot{\beta}_b^2 \\
 & + \frac{1}{2}m_2[(\dot{z}_1 - \eta_{12}\dot{\beta}_1 \cos(\bar{\beta}_1 - \beta_1) - r_{21}\dot{\beta}_2 \cos(\bar{\beta}_2 - \beta_2))^2 \\
 & \quad + (\dot{x}_1 + \eta_{12}\dot{\beta}_1 \sin(\bar{\beta}_1 - \beta_1) + r_{21}\dot{\beta}_2 \sin(\bar{\beta}_2 - \beta_2))^2] \\
 & + \frac{1}{2}m_3[(\dot{z}_1 + \eta_{13}\dot{\beta}_1 \cos(\bar{\beta}_1 - \beta_1) \\
 & \quad + \dot{x}_3 \sin(\bar{\beta}_1 - \beta_1) - x_3\dot{\beta}_1 \cos(\bar{\beta}_1 - \beta_1))^2 \\
 & \quad + (\dot{x}_1 - \eta_{13}\dot{\beta}_1 \sin(\bar{\beta}_1 - \beta_1) \\
 & \quad + \dot{x}_3 \cos(\bar{\beta}_1 - \beta_1) + x_3\dot{\beta}_1 \sin(\bar{\beta}_2 - \beta_2))^2] \quad (۲)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 V = & \frac{1}{2}k_{r1}(\beta_1 - \beta_b)^2 + \frac{1}{2}k_{r2}(\beta_1 - \beta_2)^2 + \frac{1}{2}k_3x_3^2 \\
 & + \frac{1}{2}k_z[(z_1 - z_b - c \sin \beta_b) \cos \alpha_k \\
 & \quad - (x_1 - h \sin \beta_b) \sin \alpha_k - \eta_k(\beta_1 - \beta_b) \sin(\bar{\beta}_k - \alpha_k)]^2 \\
 & + \frac{1}{2}k_x[(z_1 - z_b - c \sin \beta_b) \sin \alpha_k \\
 & \quad + (x_1 - h \sin \beta_b) \cos \alpha_k - \eta_k(\beta_1 - \beta_b) \cos(\bar{\beta}_k - \alpha_k)]^2 \\
 & + \frac{1}{2}k_{sf}(z_b - z_{yf} + a \sin \beta_b)^2 \\
 & + \frac{1}{2}k_{sr}(z_b - z_{yr} - b \sin \beta_b)^2 \quad (۳)
 \end{aligned}$$

کنترل تجزیه شود و کنترل کننده باید برای قسمت کنترل پذیر طراحی شود زیرا بازخورد حالت بخش غیرقابل کنترل را تحت تاثیر قرار نخواهد داد.

ریشه‌های معادله مشخصه $(\det(A - \lambda I) = 0)$ قطب‌های سیستم را نشان می‌دهند که در رابطه (۱۰) مشاهده می‌شود. قطب‌های سیستم همان مقادیر ویژه ماتریس A هستند.

$$\begin{aligned} \lambda_{1...14} = & -0.994 \pm 3.73i, -1.879 \pm 6.305i, \\ & -2.490 \pm 8.14i, -4.675 \pm 18.596i, \\ & -9.545 \pm 31.576i, -16.680 \pm 49.932i, \\ & -34.339 \pm 62.768i \end{aligned} \quad (10)$$

همانطور که مشاهده می‌شود، سیستم حلقه باز دارای قطب‌های مختلط مزدوج در سمت چپ محور موهومی (s) می‌باشد. بنابراین قطب‌های کنترل ناپذیر را می‌توان با استفاده از یکسری عملیات سطری ستونی مقدماتی از فرم جردن سیستم برسمیت شناخت. برای این کار می‌توان با استفاده از کد $[V, J] = \text{jordan}(A)$ در MATLAB دو ماتریس از فرم کانونیکال جردن را در اختیار گرفت که در آن ماتریس J همان ماتریس ajordan مربوط به ماتریس حالت و ماتریس V همان ماتریس تبدیل تشابهی شامل تعمیم ستون‌هایی از بردار ویژه ماتریس A می‌باشد به طوری که $J = V^{-1}AV$ است و داریم:

$$bjordan = V^{-1}B \quad (11)$$

ردیف‌های پنجم تا دهم $bjordan$ یعنی مقادیر بسیار کوچک مربوط به جابه‌جایی و سرعت متغیرهای x_3 و β_1 و β_2 صفر در نظر گرفته شده است. این شش ردیف حالت‌های غیرقابل کنترل مربوط به مقادیر ویژه $8/14i \pm 2/490i$ ، $31/576i \pm 4/675i$ و $9/545i \pm 31/576i$ از سیستم را نشان می‌دهد. سپس با توجه به ماتریس‌های فوق ماتریس A_1 و B_1 را طبق معادله زیر با استفاده از ماتریس تبدیل V ، به دست می‌آوریم:

$$A_1 = V \times ajordan \times V^{-1} \quad (12)$$

$$B_1 = V \times bjordan \quad (13)$$

از این رو با استفاده از ماتریس A_1 و B_1 که توسط عملیات سطری و ستونی مقدماتی جردن به دست آمده است، توسط تبدیلات همانندی، تحقق کانونیکال مودال را جهت ایجاد فرم قطری ماتریس حالت با عناصر حقیقی فراهم

دینامیکی وجود دارند سروکار داریم: متغیرهای ورودی، متغیرهای خروجی و متغیرهای حالت. برای تعیین فرم فضای حالت در این سیستم، ۱۴ متغیر حالت برای فرمول‌بندی فضای حالت ضروری است. بنابراین، بردار حالت به این صورت تعریف می‌شود:

$$\begin{aligned} X = & [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8, x_9, x_{10}, x_{11}, x_{12}, x_{13}, x_{14}] \\ & = [z_1, \dot{z}_1, x_1, \dot{x}_1, \beta_1, \dot{\beta}_1, \beta_2, \dot{\beta}_2, x_3, \dot{x}_3, z_b, \dot{z}_b, \beta_b, \dot{\beta}_b] \end{aligned}$$

پیکربندی بدن نشسته انسان بر روی نیم خودرو در فضای حالت را می‌توان به شرح زیر نشان داد:

$$\dot{X} = AX + BU; \quad Y = CX \quad (7)$$

معادلات بین متغیرهای حالت و تمایز آن‌ها که از مشتق متغیرها نسبت به زمان به دست می‌آید را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 = x_2, \dot{x}_3 = x_4, \dot{x}_5 = x_6, \dot{x}_7 = x_8, \\ \dot{x}_9 = x_{10}, \dot{x}_{11} = x_{12}, \dot{x}_{13} = x_{14} \end{aligned} \quad (8)$$

همچنین مشتقات سایر متغیرهای حالت از $\{x_2, x_4, x_6, x_8, x_{10}, x_{12}, x_{14}\}$ با حل معادلات حرکت برای متغیرهای شتاب (یعنی $\{\dot{z}_1, \dot{x}_1, \dot{\beta}_1, \dot{\beta}_2, \dot{x}_3, \dot{z}_b, \dot{\beta}_b\}$) با توجه به سایر معادلات و متغیرها و مؤلفه‌ها توسط نرم افزار MATLAB و به کمک روش نیومارک به دست آمده است. در نهایت ماتریس‌های A ، B و C به دست می‌آید.

۳- راهبرد طراحی کنترلگر چند متغیره برای کاهش ارتعاشات

برای طراحی کنترل کننده، ابتدا قابلیت کنترل پذیری سیستم دینامیکی باید ارزیابی شود. برای سیستم‌های خطی تغییر ناپذیر با زمان (LTI)، سیستمی قابل کنترل است اگر و فقط اگر ماتریس کنترل پذیری آن (S) ، دارای مرتبه کامل n باشد، که در آن n تعداد متغیرهای حالت است. فرمول محاسبه این ماتریس به صورت زیر است که در آن A و B به ترتیب ماتریس حالت و ماتریس ورودی می‌باشد:

$$S = \begin{bmatrix} B & AB & A^2B & \dots & A^{n-1}B \end{bmatrix}_{4 \times 28} \quad (9)$$

ماتریس کنترل پذیری دارای مرتبه ۸ می‌باشد، این بدان معناست که این ماتریس کامل مرتبه نیست. بنابراین سیستم دینامیکی دارای ۶ حالت کنترل ناپذیر و ۸ حالت کنترل پذیر می‌باشد. لذا سیستم باید به دو بخش قابل کنترل و غیرقابل

هستند. اکنون یک کنترل کننده از طریق تخصیص مکان های مورد نظر برای قطب های حلقه بسته از سیستم به روش انتخاب قطب غالب (درحالی که پایداری آن نیز تضمین شده) برای این قسمت از سیستم طراحی شده است. سایر قطب ها نیز با استفاده از روش آزمایش و خطا انتخاب شدند. با توجه به خواسته های مورد نظر کنترلی از پاسخ گذاری سیستم دو قطب غالب در نظر گرفته شده است به طوری که زمان نشست و یا استقرار در حدود ۲ ثانیه و حداکثر فراجهش معادل ۱۶٪ را برآورده سازد. لذا برای سیستم حلقه بسته قطب های غالب سیستم با ضریب میرایی $\zeta \approx 0.5$ و فرکانس طبیعی $\omega_n = 4 \text{ rad/s}$ را می توان با محاسبه ریشه معادله مشخصه $s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2 = 0$ به صورت زیر به دست آورد:

$$s_{1,2} = -\zeta\omega_n \pm \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} = -2 \pm 3.46i \quad (18)$$

قطب غالب نزدیکترین قطب به مبدا مختصات s می باشد (معمولا ده برابر نزدیکتر نسبت به سایر قطب ها) بنابراین سایر قطب ها دورتر از محور به صورت ذیل خواهد بود:

$$s_3 = -125, s_4 = -120, s_5 = -85, \\ s_6 = -80, s_7 = -70, s_8 = -70$$

طراحی کنترل کننده چند متغیره در اینجا با استفاده از روش فرم عمومی کنترل کانونیکال می باشد. با استفاده از جایابی قطب ها، بردار بهره بازخورد برای ماتریس های (A_c, B_c) که کوپل کنترل پذیر سیستم می باشد به صورت زیر خواهد بود: (به کمک دستور place در نرم افزار MATLAB برای به دست آوردن بردار بهره بازخورد).

$$K_{control} = \begin{bmatrix} -13681 & 2144 & -12987 & 18656 \\ 870 & 15548 & 8918 & 6431 \\ -6030 & -25580 & -21511 & -9301 \\ 52900 & 33940 & 33714 & 10845 \end{bmatrix} \quad (19)$$

بردار $K_{control}$ مقادیر بردار بهره بازخورد حالت برای هشت حالت کنترل پذیر می باشد. حال برای اینکه بردار بهره بازخورد حالت را برای سیستم اصلی یعنی ماتریس (A, B) به دست بیاوریم، باید در نظر داشت که ابعاد ماتریس های (A, B) با بردار بازخورد حالت مطابقت داشته باشد. لذا خواهیم داشت:

$$K_{new} = [\text{zeros}(2,6), K_{control}] \quad (20)$$

می کنیم. این امر موجب ایجاد یک ماتریس تبدیل تشابهی TT بین بردارهای حالت از سیستم فضای حالت قبلی و سیستم فضای حالت جدید می شود، به طوری که ماتریس تبدیل TT را که توسط آن، حالت های سیستم اصلی به حالت های سیستم کانونیکال مرتبط می شوند نیز ارائه می دهد و داریم: $X_{canon} = TT.X$

سپس تحقق مودال ماتریس P که از بردارهای ویژه ماتریس A_1 است، محاسبه می شود. در نهایت با معادلات زیر تبدیل تشابهی $TT = P^{-1}$ به سیستم اعمال شده و فرم کانونیکال به صورت زیر به دست می آید:

$$\dot{X}_{canon} = P^{-1}A_1PX_{canon} + P^{-1}B_1U \\ Y = CPX + DU \quad (14)$$

به این ترتیب ماتریس های ورودی و خروجی مطابق با این تحقق تغییر می کند. سپس با استفاده از دستور ctrbf و با هدف تهیه فرم پلکانی کنترل پذیری (جداسازی حالت های کنترل پذیر و کنترل ناپذیر) در نرم افزار MATLAB اقدام می کنیم، با این توضیح که اگر رتبه ماتریس کنترل پذیری زوج (A, B) کوچکتر از n (که n مرتبه A است) باشد، آنگاه یک تبدیل تشابهی مانند T وجود دارد که می تواند حالت های کنترل ناپذیر سیستم را از حالت های کنترل پذیر جدا کند. ماتریس تبدیل T ماتریس واحد است.

$$\bar{A} = TAT^T, \bar{B} = TB, \bar{C} = CT^T \quad (15)$$

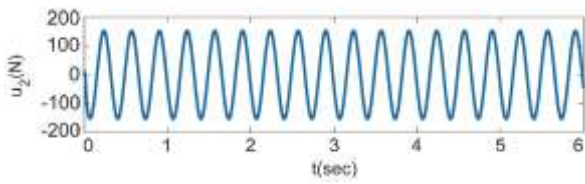
این تبدیل ماتریس A را به یک ماتریس پلکانی تبدیل می کند به گونه ای که بخش مربوط به حالت های کنترل ناپذیر (A_{uc}) در گوشه سمت چپ بالای ماتریس A قرار می گیرد:

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} A_{uc} & 0 \\ A_{21} & A_c \end{bmatrix}, \bar{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ B_c \end{bmatrix}, \bar{C} = [C_{uc} \quad C_c] \quad (16)$$

در این حالت زوج (A_c, B_c) کنترل پذیر بوده و تمام مقادیر ویژه A_{uc} کنترل ناپذیر هستند لذا خواهیم داشت:

$$C_c(\lambda I - A)^{-1}B_c = C(\lambda I - A)^{-1}B \quad (17)$$

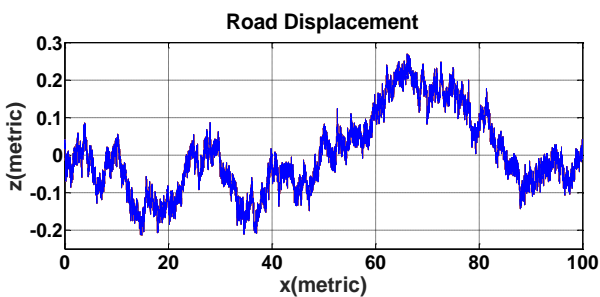
به این ترتیب حالت های کنترل ناپذیر در تعیین تابع تبدیل سیستم اثری ندارد. کنترل پذیری این بخش می تواند توسط مرتبه ماتریس کنترل پذیری (A_c, B_c) اثبات شود. به علاوه مقادیر ویژه ماتریس A_c مقادیر ویژه کنترل پذیر



شکل (۶): تغییرات نیروی محرک کنترلگر در چرخ عقب جهت کاهش ارتعاشات نامطلوب

۴-۲- پاسخ سیستم در حال حرکت نسبت به ورودی جاده تصادفی

در این قسمت دریافت پاسخ سیستم و شبیه‌سازی آن در حالی انجام می‌شود که خودرو در جهت افقی با سرعت ثابت 100 km/h در حرکت است. لذا با توجه به فاصله بین محور جلو و عقب و متناسب با سرعت خودرو، زمان رسیدن چرخ عقب بر روی جاده مورد نظر با تاخیر نسبت به چرخ جلو خواهد بود. شبیه‌سازی زبری سطح جاده تصادفی در اینجا به عنوان ورودی در این بخش به کار گرفته شده، که شکل ۷ نمودار این نوع جاده را نشان داده است. روش عددی اخذ شده جهت حل داده‌های سطح جاده روش نیومارک خطی می‌باشد که از همگرایی و دقت خوبی برخوردار است.



شکل (۷): زبری سطح جاده تصافی

۵- بهینه‌سازی کنترلگر توسط الگوریتم ژنتیک جهت کاهش RMS شتاب

در این بخش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک با هدف کاهش مجموع شتاب RMS از دو متغیر بدن انسان یعنی x_1 و z_1 انجام شده است. این بهینه‌سازی با تغییر مکان قطب‌های سیستم حلقه بسته توسط دریافت بردار بازخورد حالت به‌عنوان ورودی الگوریتم ژنتیک صورت می‌پذیرد. فرمول زیر این تابع هدف و متغیره را به‌عنوان تابع هدف بهینه‌سازی نشان می‌دهد:

$$f(x) = \ddot{z}_1 \text{RMS} + \ddot{x}_1 \text{RMS} \quad (23)$$

معادله (۲۰) نشان‌دهنده این است که حالت غیرقابل کنترل در بازخورد استفاده نمی‌شود. به عبارت دیگر بردار K در نهایت طوری طراحی می‌شود که مکان‌های قطب‌های غیرقابل کنترل تغییر نمی‌کند. لذا با توجه به تبدیلات همانندی ماتریس‌های (TT, T) و بازگشت به ماتریس‌های اصلی (A, B) بردار بهره بازخورد حالت به فرم زیر تغییر خواهد کرد و خواهیم داشت:

$$K = K_{new} \times T \times TT \quad (21)$$

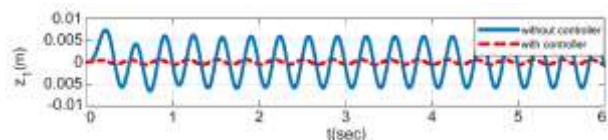
۴- محاسبه پاسخ سیستم

۴-۱- پاسخ سیستم به ورودی هارمونیکی سینوسی

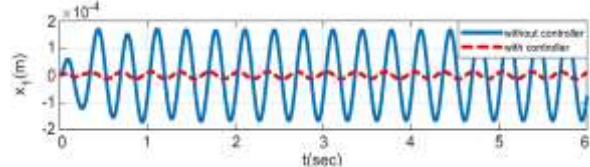
پاسخ سیستم و تلاش‌های لازم برای کنترل در شرایط رزونانس، با فرض اینکه فرکانس تحریک در نزدیکی فرکانس طبیعی چهارم سیستم ($\omega \approx \omega_{n4}$) قرار داشته باشد، در شکل ۳ و ۴ ارائه شده است و میزان اثر بخشی کنترلگر طراحی شده را نشان می‌دهد. تحریک ورودی سیستم با دامنه 1 cm در رابطه (۲۲) آمده است. محدوده نیروی کنترلی متناظر با این ورودی شامل دو نیروی عمودی در جهت چرخ‌های خودرو که توسط محرک‌ها اعمال می‌شود، در شکل ۵ و ۶ نشان داده شده است.

$$z_{yf} = 0.01 \sin(6\pi t) \quad (22)$$

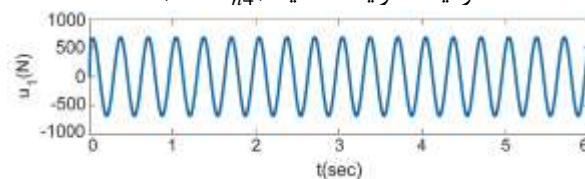
$$z_{yr} = 0.01 \sin(6\pi t)$$



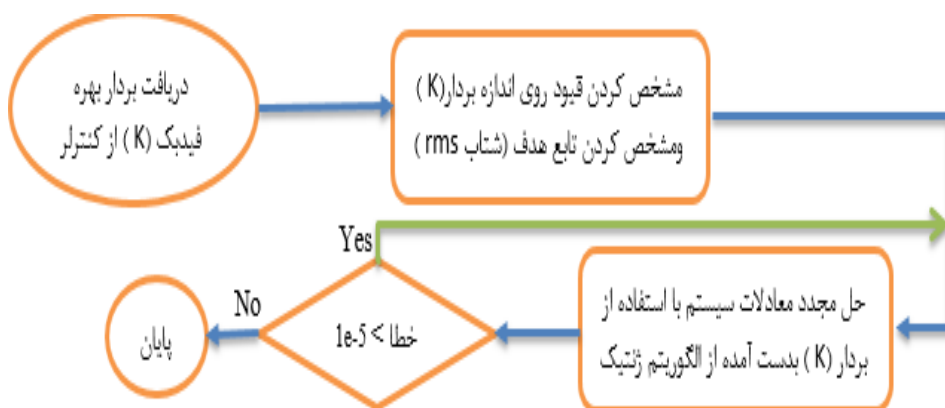
شکل (۳): پاسخ دینامیکی (متغیر z_1) به ورودی هارمونیکی نزدیک شرایط تشدید ($\omega \approx \omega_{n4}$)



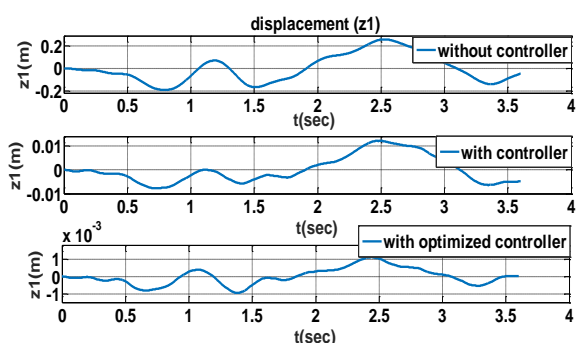
شکل (۴): پاسخ دینامیکی (متغیر x_1) به ورودی هارمونیکی نزدیک شرایط تشدید ($\omega \approx \omega_{n4}$)



شکل (۵): تغییرات نیروی محرک کنترلگر در چرخ جلو جهت کاهش ارتعاشات نامطلوب

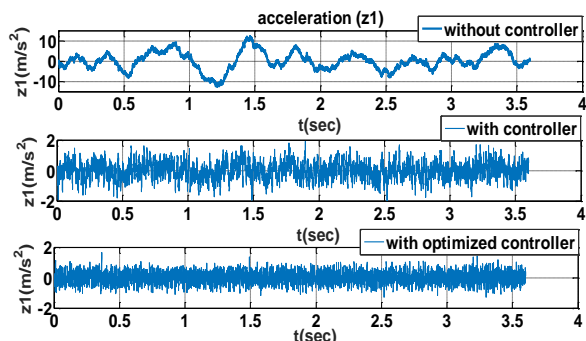


شکل (۸): نمودار نحوه عملکرد الگوریتم ژنتیک



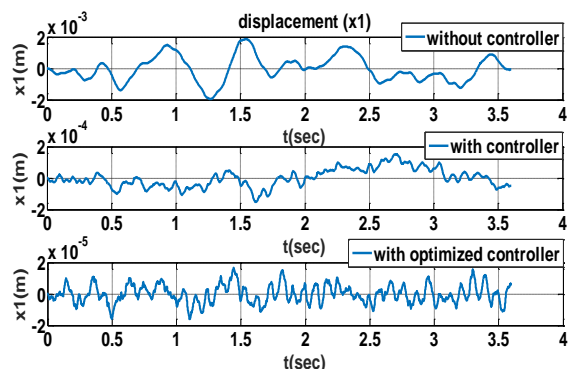
شکل (۱۰): پاسخ جابه‌جایی سیستم دینامیکی

مربوط به متغیر z_1 با ورودی جاده تصادفی



شکل (۱۱): پاسخ شتاب سیستم دینامیکی مربوط

به متغیر z_1 با ورودی جاده تصادفی



شکل (۱۲): پاسخ جابه‌جایی سیستم دینامیکی

مربوط به متغیر x_1 با ورودی جاده تصادفی

که در آن $\dot{x}_1 RMS$ و $\ddot{z}_1 RMS$ به ترتیب مقدار موثر شتاب بدن انسان یعنی x_1 و z_1 است:

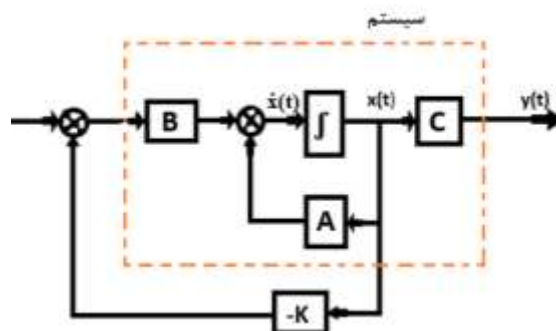
$$\ddot{z}_1 RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \ddot{z}_{1i}^2}$$

$$\dot{x}_1 RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \dot{x}_{1i}^2}$$

(۲۴)

N در اینجا تعداد داده‌های بردار شتاب می‌باشد. بهینه‌سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک و جمعیت ۲۰ نفره گروه و با حداکثر ۲۰ جهش ژنتیکی انجام و از تابع الگوریتم ژنتیک نرم‌افزار MATLAB استفاده شده است.

شکل ۸ نحوه عملکرد الگوریتم ژنتیک جهت بهینه‌سازی و شکل ۹ نمودار حلقه بسته بازخورد حالت در این مقاله را نشان می‌دهد.



شکل (۹): نمودار حلقه بسته بازخورد حالت

با توجه به توضیحات فوق پاسخ سیستم (جابه‌جایی و شتاب) نسبت به ورودی زبری جاده تصادفی در سه حالت سیستم غیرفعال، فعال و بهین فعال برای متغیرهای z_1 و x_1 در شکل‌های ۱۰ تا ۱۳ نشان داده شده است.

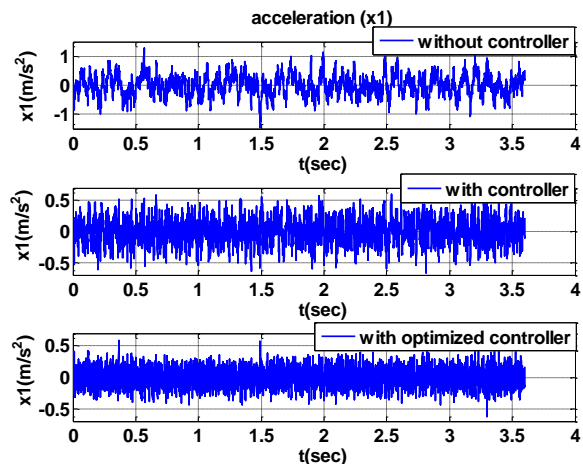
(x_1 و z_1) از بدن انسان، بدون کنترلگر برابر $2/76 \text{ m/s}^2$ است، با کنترلگر به میزان $0/27 \text{ m/s}^2$ می‌رسد و با کنترلر بهینه این میزان به $0/06 \text{ m/s}^2$ کاهش می‌یابد؛ که نشان می‌دهد راهبرد کنترلی عملکرد قابل قبولی در برابر استاندارد ISO-2631 و BS-6841 داشته است.

۷- نتیجه‌گیری

همانطور که مشاهده شد مدل نهایی مورد استفاده در این مقاله می‌تواند شکل واقعی‌تری به لحاظ قرارگیری بدن انسان نشسته بر روی مدل نیم خودرو نسبت به سایر مدل‌های دینامیکی از خودرو و بدن انسان، ارائه دهد، در نتیجه اطلاعات و ارزیابی دقیق‌تری از ارتعاشات وارده از سمت خودرو و جاده به بدن انسان در اختیار می‌گذارد. همچنین طراحی کنترلر چند متغیره فعال (بخش کنترل‌پذیر سیستم بر اساس فرم عمومی کنترل کانونیکال) و بهینه‌سازی سیستم با الگوریتم ژنتیک میزان شتاب وارده به تمام متغیرهای سیستم به‌خصوص متغیرهای x_1 و z_1 از بدن انسان را به‌طور مؤثری کاهش می‌دهد. با تمهیدات کنترلی اعمال شده با تحریک مناسب دو سیگنال ورودی، هفت متغیر خروجی با مقادیر مناسب استخراج می‌گردد. مقایسه نتایج در موارد مختلف از راحتی سرنشین، کاهش قابل توجهی در دامنه ارتعاش در طیف‌های فرکانسی مختلف اعم از شرایط رزونانس و ورودی جاده تصادفی را نشان می‌دهد. نشان داده شده است که به‌کمک یک سیستم کنترلی فعال و بهینه‌سازی آن به‌خوبی می‌توان جابجایی و شتاب منتقل شده به بدن انسان را کاهش داد و از عوارض جانبی ناشی از ارتعاش بر بدن تا حد زیادی جلوگیری نمود.

۸- مراجع

- Lewis, C.H., and Griffin, M.J., "A Review of the Effects of Vibration on Visual Acuity and Continuous Manual Control, Part II: Continuous Manual Control", Journal of Sound and Vibration, Vol. 56, No. 3, pp. 415-457, 1978.
- McLeod, R.W., and Griffin, M.J., "Review of the Effects of Translational Whole-Body Vibration on Continuous Manual Control Performance", Journal of Sound and Vibration, Vol. 133 No. 1, pp. 55-115, 1989.
- El Falou, W., Duchene, J., Grabisch, M., Hewson, D., Langeron, Y., and Lino, F., "Evaluation of Driver Discomfort during Long-Duration Car Driving", Journal of Applied Ergonomics, Vol. 34, No. 3, pp. 249-255, 2003.



شکل (۱۳): پاسخ شتاب سیستم دینامیکی

مربوط به متغیر x_1 با ورودی جاده تصادفی

۶- بحث و گفتگو

نتایج به‌دست آمده پاسخ‌های سیستم هفت درجه آزادی در دو وضعیت با کنترلگر و بدون کنترلگر را نشان می‌دهد. شرایط اولیه اعم از جابه‌جایی و سرعت اولیه برای تمامی متغیرها صفر در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهد کنترلگر طراحی شده توانسته با اعمال همه ورودی‌ها در شرایط رزونانس سیستم، در کاهش ارتعاشات انتقال یافته به تمامی متغیرهای سیستم و بدن انسان، به‌طور مؤثر عمل کند. در اینجا به دلیل محدودیت‌های نگارشی و اهمیت بالای متغیرهای x_1 و z_1 در بدن انسان تنها به نمایش رفتار ارتعاشی آن‌ها بسنده کردیم. این متغیرها جابجایی و شتاب منتقل شده به بدن انسان را نشان می‌دهند و با کاهش آن‌ها سایر متغیرهای جابجایی و شتاب در نقاط مختلف دیگر بدن نیز کاهش خواهد یافت.

نتایج به‌دست آمده از پاسخ‌های سیستم هفت درجه آزادی و تلاش‌های لازم برای کنترل و بهینه‌سازی در دو رفتار سیستم اعم از جابه‌جایی و شتاب از متغیرهای x_1 و z_1 سیستم در شکل‌های ۱۰ تا ۱۳ ارائه شده است و میزان اثربخشی کنترل کننده طراحی شده و همچنین بهینه‌سازی آن‌ها را در سه حالت با کنترلگر و بدون کنترلگر و با کنترلر بهینه نشان می‌دهد. با توجه به این نمودارها مشاهده می‌شود که کنترل کننده طراحی شده، به‌طور مؤثری موجب کاهش ارتعاشات منتقل شده به بدن انسان می‌شود. به این ترتیب با توجه به قرارگیری مدل دینامیکی در شرایط تحریک جاده تصادفی میزان شتاب RMS وزنی از برآیند دو متغیر

11. Nagarkar, M.P., Vikhe Patil., G.J., Zaware Patil, R.N., "Optimization of Non-linear Quarter Car Suspension–Seat– Driver Model", *Journal of Advanced Research*, Vol. 7, No. 6, pp. 991-1007, 2016.
12. Nasiri, S., Jaafari, H., Habibzadeh, S., Amini, R., "Effects of Uneven Tyre Vibrations on Driver's Body", 2nd International Conference on Acoustics and Vibration (ISAV2012), Sharif University of Technology, Tehran, 2012 (In Persian).
13. Wang, Q., Ren, C., Zhang, L., "Research on Time-Delay Vibration Damping Control of Three Degrees Half-Vehicle Suspension System in Idle Condition", *International Journal of Engineering and Advanced Research Technology (IJEART)*, Vol. 3, No. 4, pp. 5-9, 2017.
14. Huang, C.J., Lin, J.S., Chen, C.C., "Road-Adaptive Algorithm Design of Half-Car Active Suspension System", *Journal of Expert Systems with Applications*, Vol. 37, No. 6, pp. 4392–4402, 2010.
15. Askarzadeh, Z., Moradi, H., "Multivariable Control of Transmitted Vibrations to the Seat Model of the Human Body", *International Journal of Industrial Ergonomics*, Vol. 56, pp. 69-83, 2016.
16. Abbas, W., Emam, A., Badran, S., Shebl, M., Abouelatta, O., "Optimal Seat and Suspension Design for a Half Car with Driver Model Using Genetic Algorithm", *Intelligent Control and Automation*, Vol. 4, pp. 199-205, 2013.
17. Abtahi, S.M., Mirrahimi, S.A., "Integrated Control of Active Suspension and Anti-lock Braking System Based on the Nonlinear Improved Sliding Mode Control System", *Scientific Journal of Aerospace Mechanics*, Vol. 16, No. 4, pp. 61-70, 2020.
4. Nitti, R., and De Santis, P., "Assessment and Prediction of Whole-body Vibration Exposure in Transport Truck Drivers", *Journal of Industrial Health*, Vol. 48, No. 5, pp. 628-637, 2010.
5. Monazam M. Nasiri P., Azam K., and Nasirloo E., "An Investigation of the Effect of Whole Body 64 Vibration with Frequency of 20-25 Hz on Mental Health of Students of Tehran University of Medical Sciences", *Journal of Health and Safety at Work*, Vol. 1, No. 2, pp. 23-30, 2012.
6. Lakusic, S., Brcic, D., and Lakusic, V.T., "Analysis of Vehicle Vibrations – New Approach to Rating Pavement Condition of Urban Roads. Traffic Transport", *Scientific Journal on Traffic and Transportation Research*, Vol. 23, No. 6, pp. 485-494, 2011.
7. Kim, K.S., Kim, J., and Kim, K.J., "Dynamic Modeling of Seated Human Body Based on Measurements of Apparent Inertia Matrix for Fore-and-aft/Vertical/Pitch Motion", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 330, No. 23, pp. 5716-5735, 2011.
8. Khani Jazani, R., Saremi, M., kavousi, A., Monazam, M.R., and Abedi, M., "The Effect of Whole Body Vibration on Vehicle Driver's Reaction Time and Mental and Physiological Workload, Drivers of Passenger Vehicles", *Journal of Analysis of Military and Health Sciences Research*, Vol. 10, No. 4, pp. 278-284, 2013.
9. Blood, R.P., Rynell, P.W., Johnson, P.W., "Vehicle Design Influences Whole Body Vibration Exposures: Effect of the Location of the Front Axle Relative to the Cab", *Journal of Occupational and Environmental Hygiene*, Vol. 8, No. 6, pp. 364-374, 2011.
10. Badran, S., Salah, A., Abbas, W., Abouelatta, A., "Design of Optimal Linear Suspension for Quarter Car with Human Model using Genetic Algorithms", *The Research Bulletin of Jordan ACM*, Vol. 2, No. 2, pp. 42-51, 2012.