



کاربرد الگوریتم ژنتیکی در بهینه‌سازی سیستم تعلیق غیر فعال خودرو در برابر اثر تحریک‌های اتفاقی جاده

محمدتقی وکیل باغمیشه^{۱*}، رضا حسن نژاد^۲، مهدی میرزایی^۳

۱- استادیار، مرکز تحقیقات ICT، دانشکده مهندسی برق و کامپیوتر، دانشگاه تبریز

۲- استادیار، آژ تحقیقاتی دینامیک و ارتعاش‌های دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز

۳- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند

*تبریز، صندوق پستی ۵۱۶۶۶۱۶۴۷۱ mvakil@tabrizu.ac.ir

چکیده - ضربه‌های اتفاقی ناشی از ثابت نبودن سرعت و ناهمواریهای جاده، خودرو را در معرض شتاب‌های قائمی قرار می‌دهد که سبب ناراحتی و خستگی سرنشینان می‌شود. با محدودسازی این شتاب‌ها می‌توان راحتی سفر با خودرو را بهبود داد. در این مقاله نخست به منظور ارزیابی راحتی سفر با خودرو، پاسخ شتاب‌های قائم سرنشین در فرکانس‌های مختلف با استفاده از طیف چگالی قدرت^۱ مربوط به تحریک‌های اتفاقی جاده واقعی محاسبه شده و با مقادیر مرزی مطلوب - که در استاندارد ISO 2631 تعریف شده - مقایسه می‌شود. سپس برای حداقل‌سازی شتاب‌های قائم و با در نظر گرفتن مقادیر مرزی مشخص شده در استاندارد، پارامترهای سیستم تعلیق (ضرایب فنرها و کمک‌فنرها) با استفاده از الگوریتم‌های ژنتیکی تعیین می‌شوند. برای حل این مسأله بهینه‌سازی غیرخطی مقید، محدودیت‌های فیزیکی نیز اعمال می‌شوند. نتایج به‌دست آمده نشان‌دهنده کاهش شتاب‌های بدنه خودرو به میزان قابل قبول و بهبود پاسخ دینامیکی خودرو از نظر راحتی سفر است. مقایسه نتایج به‌دست آمده از این روش با نتایج حاصل از روش برنامه‌ریزی غیرخطی، نشان‌دهنده کارایی بالاتر الگوریتم ژنتیکی است.

کلیدواژگان: بهینه‌سازی، سیستم تعلیق خودرو، الگوریتم ژنتیکی، تحریک‌های اتفاقی جاده.

Application of Genetic Algorithms in Optimal Design of a Passive Suspension System a Vehicle Subjected to Random Excitations of Actual Road

M. T. Vakil-Baghmisheh^{1*}, R. Hassannejad², M. Mirzaei³

1- Assist. Prof., ICT Research Center, Faculty of Elect. & comp. Eng., University of Tabriz, Iran

2- Assist. Prof., Research Lab of Dynamic and Vibrations, Faculty of Mech. Eng., University of Tabriz, Iran

3- Assist. Prof., Faculty of Mechanical Eng., Sahand University of Technology, Iran

*P.O.B.Tabriz, 5166616471 mvakil@tabrizu.ac.ir

Abstract-Vehicles are subject to random road excitations due to road unevenness and variable velocity which causes ride discomfort and fatigue. Ride comfort could be improved by decreasing vehicle accelerations. In this paper, to evaluate the vehicle ride comfort, root mean square acceleration response (RMSAR) is calculated using power spectral density (PSD) of road excitations and these quantities are compared with the ISO2631 boundary values. Then by considering ISO2631, the vehicle's RMSAR is minimized by optimal design of vehicle suspension viscous damping and stiffness parameters. To solve this nonlinear constrained optimization problem, we utilize genetic algorithms. Also, in the design process the physical restrictions are included. Obtained results demonstrate a considerable improvement of vehicle ride comfort and its dynamic response as a result of reduced accelerations. Comparing the obtained results with those obtained by method of nonlinear programming confirms the supremacy of genetic algorithms.

Keywords: Optimization, Vehicle Suspension System, Genetic Algorithms, Road Random Excitation

۱- مقدمه

راحتی سفر^۱، به‌عنوان یکی از مشخصه‌های مهم خودرو، همواره مورد توجه محققان بوده است. هدف از مطالعه راحتی سفر، محدودسازی ارتعاش‌های بدنه خودرو است که بیشتر بر اثر ناهمواریهای سطح جاده و ثابت نبودن سرعت خودرو به‌وجود آمده و از طریق سیستم تعلیق به بدنه و سرنشینان منتقل می‌شود. در سال‌های اخیر موضوع افزایش راحتی سفر در خودرو مورد علاقه بسیاری از محققان بوده است [۱، ۲، ۳، ۴، ۵]. در این راستا سه موضوع مهم بررسی می‌شود: تحریک‌های جاده که بر اثر ناهمواری‌های سطح جاده ایجاد می‌شوند، پاسخ ارتعاشی بدنه خودرو و عکس‌العمل انسان نسبت به ارتعاش‌های بدنه خودرو.

بهترین روش ارزیابی راحتی سفر خودرو، بررسی پاسخ ارتعاشی خودرو به تحریک‌های اتفاقی جاده واقعی است [۶]. زیرا شبیه‌سازی ناهمواری‌های جاده به شکل ورودی‌های معینی مانند سینوسی و پله‌ای، فقط برای مقایسه راحتی سفر دو خودروی متفاوت یا دو طرح مختلف برای سیستم تعلیق خودرو مناسب بوده و برای ارزیابی مطلق و واقعی مناسب نیستند. از سوی دیگر، داشتن معیاری برای ارزیابی پاسخ‌های به‌دست آمده برای تحریک‌های اتفاقی که به‌نحوی نشان‌دهنده عکس‌العمل بدن انسان به نوسان‌های به‌وجود آمده باشد، ضروری است. سازمان استاندارد جهانی (ISO) مقادیری را به‌عنوان مقادیر مرزی مطلوب برای شتاب‌های قائم بدنه در فرکانس‌های مختلف پیشنهاد کرده است [۷]. این مقادیر که نشانگر مرز بین احساس راحتی و ناراحتی در سرنشینان خودرو است، به‌عنوان معیاری برای تعیین حد تحمل انسان در برابر ارتعاش‌های بدنه خودرو به‌کار می‌روند. با محاسبه شتاب‌های قائم سرنشین در فرکانس‌هایی که بدن انسان نسبت به آنها حساستر است و مقایسه آنها با استاندارد ISO، میزان راحتی سفر در

خودرو تعیین می‌شود [۶]. در صورتی که این شتاب‌ها بالاتر از حد استاندارد باشند، می‌توان با تنظیم پارامترهای سیستم تعلیق، دامنه پاسخ شتاب‌ها را تا حد استاندارد کاهش داد و عملکرد سیستم تعلیق خودرو را از دیدگاه راحتی سفر بهبود بخشید.

پژوهش‌های متعددی در زمینه بهینه‌سازی سیستم تعلیق خودرو انجام شده که در ادامه مهمترین آنها را مرور می‌کنیم.

Alkhatib و همکاران با اعمال ورودیهای سینوسی به مدل یک چهارم خودرو، معیاری را برای تعیین مقدار بهینه پارامترهای سیستم تعلیق غیرفعال خودرو ارائه کرده‌اند [۸]. Baumal و همکاران نیز از مدل کامل‌تری که درجه آزادی بیشتری دارد، برای تعیین مقدار بهینه پارامترهای سیستم تعلیق خودرو استفاده کرده‌اند. ایشان برای محاسبه شتاب قائم بدنه خودرو و سرنشین‌ها و همچنین سنجش برآورده شدن قیدهای مسأله، تحریک‌های جاده را به‌صورت توابع سینوسی در نظر گرفته و معادلات حالت را در حوزه زمان به‌طور مستقیم حل کرده‌اند [۲]. در هر دو روش، از الگوریتم ژنتیکی برای بهینه‌سازی سیستم تعلیق استفاده شده است، اما کاستی هر دو روش، محدودسازی تحریک‌های جاده‌ای به شکل توابع معینی از زمان است.

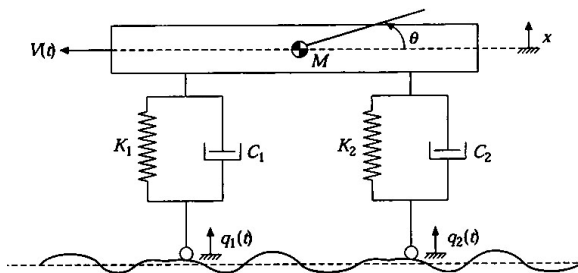
مدل‌سازی تحریک‌های واقعی جاده در قالب توابع اتفاقی توسط Tamboli و همکاران انجام شده است، که با استفاده از روش برنامه‌ریزی غیرخطی بهینه‌سازی بدون قید را برای بهبود راحتی سفر خودرو انجام داده‌اند [۳].

در مقاله حاضر، نخست برای سنجش راحتی سفر خودرو و سپس بهینه‌سازی سیستم تعلیق، پاسخ شتاب‌های قائم بدنه خودرو به تحریک‌های اتفاقی جاده در فرکانس‌های موثر در راحتی سفر خودرو محاسبه و نتایج حاصل با مقادیر استاندارد ISO مقایسه می‌شود. از سوی دیگر، برای ملحوظ کردن محدودیتهای فیزیکی و عملی مسأله، شرایط و قیدهایی برای پارامترهای سیستم تعلیق و فضای کاری آن اعمال می‌شود که مسأله پیش رو را به

1. Ride Comfort

$$M \ddot{x} + K_1(x - L_1\theta - q_1) + c_1(\dot{x} - L_1\dot{\theta} - \dot{q}_1) + k_1(x + L_1\theta - q_1) + c_2(\dot{x} + L_1\dot{\theta} - \dot{q}_2) = 0 \quad (1)$$

$$I \ddot{\theta} - [k_1(x - L_1\theta - q_1) + c_1(\dot{x} - L_1\dot{\theta} - \dot{q}_1)]L_1 + [K_2(x + L_1\theta - q_2) + c_2(\dot{x} + L_1\dot{\theta} - \dot{q}_2)]L_2 = 0 \quad (2)$$



شکل ۱ مدل خودرو با دو درجه آزادی (نصف خودرو).

در این معادلات، L_1 و L_2 به ترتیب فواصل مرکز جرم خودرو از چرخهای جلو و عقب، k_1 و k_2 ضرایب سفتی فنرها و c_1 و c_2 به ترتیب ضرایب استهلاک کمک فنرهای جلو و عقب خودرو است. برای سیستم خطی و تغییر ناپذیر با زمان، رابطه ورودی و خروجی در حوزه فرکانس با تابع تبدیل $H(j\omega)$ نشان داده می شود و مقدار میانگین مجذور پاسخ خروجی از رابطه زیر به دست می آید:

$$E[x^2(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} |H(j\omega)|^2 S_q(\omega) d\omega \quad (3)$$

که در آن $S_q(\omega)$ طیف چگالی قدرت ورودی است. از آنجا که برای خودرو دو ورودی اتفاقی جداگانه به سیستم اعمال می شود، بر اساس روشهای متداول برای محاسبه طیف پاسخ سیستم، علاوه بر طیف چگالی قدرت هر یک از ورودیها (S_{q_1}, S_{q_2})، به چگالی طیفی متقابل^۳ دو ورودی یعنی $S_{q_1q_2}$ نیز نیاز است [۸]. در این تحقیق از روش دیگری نیز استفاده می شود که دو ورودی را با ضریبی که تابعی از تأخیر زمانی ناشی از فاصله چرخهای

نوعی مسأله بهینه سازی مقید غیرخطی تبدیل می کند. این مسأله با استفاده از الگوریتم ژنتیکی حل شده و در نهایت نتایج به دست آمده با نتایج حاصل از روشی دیگر (برنامه ریزی غیرخطی) مقایسه می شود.

از سوی دیگر برای اطمینان از برآورده شدن قیدهای حاکم بر مسأله، در هر تکرار الگوریتم، به حل مستقیم معادلات حالت سیستم در حوزه زمان نیاز داریم، و فقط برای این منظور از تعدادی ورودی معین سینوسی استفاده می کنیم.

پس از این مقدمه، در بخش دوم مدل ریاضی به کار رفته برای خودرو و نحوه شبیه سازی تحریک های واقعی جاده معرفی می شود. چگونگی تعریف تابع هزینه و نحوه استفاده از الگوریتم ژنتیکی موضوع بخش سوم است. بخش چهارم به بهینه سازی سیستم تعلیق خودرو با استفاده از الگوریتم ژنتیکی اختصاص دارد. در بخش پنجم نتایج به دست آمده در بخش چهارم با نتایج به دست آمده از روش برنامه ریزی غیرخطی مقایسه می شود. با ارائه نتیجه گیری در بخش ششم، مقاله پایان می یابد.

۲- مدل ریاضی

به طور کلی بیشتر ضربه هایی که بر اثر ناهمواری های جاده به وجود آمده و باعث ناراحتی سرنشینان می شود، از نوع حرکت نوسانی قائم^۱ و حرکت چرخشی حول محور عرضی خودرو^۲ است. با توجه به هدف این تحقیق، از مدلی با دو درجه آزادی (نصف خودرو)، شامل درجه های آزادی θ, x استفاده می شود (شکل ۱). در این مدل ساختار بدنه خودرو و سرنشینان با جرم M و ممان اینرسی حول محور عرضی خودرو با I نشان داده شده است. خودرو با سرعت V بر روی جاده ای ناهموار حرکت کرده و تحریک های جابه جایی $q_1(t)$ و $q_2(t)$ به صورت ورودی های اتفاقی تابع زمان به ترتیب به چرخهای جلو و عقب خودرو اعمال می شوند. بر اساس شکل ۱ معادلات حرکت خودرو را می توان به صورت زیر نوشت:

1. Bounce
2. Pitch

3. Cross Spectral Density

محاسبه تبدیل لاپلاس روابط (۱) و (۲) و جای‌گذاری $s = j\omega$ ، همراه با فرض شرایط اولیه صفر، با استفاده از رابطه ۴ معادلات حرکت خودرو در حوزه فرکانس را به صورت زیر به دست می‌دهد:

$$[A(\omega)] \begin{Bmatrix} X/Q_r \\ \Theta/Q_r \\ Q_r/Q_r \end{Bmatrix} = [B(\omega)] \quad (6)$$

که در آن ماتریس‌های A و B به صورت زیر است:

$$A = \begin{bmatrix} K_1 + K_r - M\omega^2 + j\omega(c_1 + c_r) & & \\ K_r L_r - K_1 L_1 - j\omega(c_1 L_1 - c_r L_r) & & \\ K_r L_r - K_1 L_1 - j\omega(c_1 L_1 - c_r L_r) & -K_1 - j\omega c_1 & \\ K_r L_1 + K_1 L_r - I\omega^2 + j\omega(c_1 L_1 + c_r L_r) & K_1 L_1 + j\omega c_1 L_1 & \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$B(\omega) = \begin{bmatrix} k_r + j\omega c_r \\ k_r l_r + j\omega c_r l_r \\ \bar{\alpha}(\tau) \end{bmatrix} \quad (8)$$

در رابطه ۶ $H(j\omega) = \frac{X}{Q_2}$ تابع تبدیل مورد نیاز برای بررسی ارتعاش‌های قائم است که برابر است با سطر اول ماتریس $[B(\omega)]^{-1} [A(\omega)]$. اکنون برای ارزیابی میزان راحتی سفر خودرو لازم است مقادیر شتاب‌های قائم در فرکانس‌های مختلف محاسبه شود. برای تعیین مقدار متوسط مجذور شتاب $MSAR$ در فرکانس مرکزی داده شده f_c ، از طیف چگالی قدرت مربوط در $\frac{1}{3}$ باند اکتاو انتگرال‌گیری می‌شود:

$$MSAR = (\pi)^{\frac{1}{2}} \int_{.85f_c}^{1.15f_c} |H(f)|^2 f^4 S_q(f) df \quad (9)$$

که در آن $\omega = 2\pi f$

2. Mean Square Acceleration Response

جلو و عقب خودرو است^۱ بهم ربط می‌دهد [۳].

$$\bar{\alpha}(\tau) \approx \frac{q_1(t)}{q_r(t)} \quad (4)$$

τ تأخیر زمانی بین عبور چرخهای جلو و عقب از هر نقطه بوده و مقدار آن با سرعت خودرو تغییر می‌کند و برابر است با:

$$\tau = \frac{L_1 + L_r}{V} \quad (5)$$

جدول ۱ ضرایب $\bar{\alpha}(\tau)$ بر حسب تأخیر زمانی τ برای جاده شهری [۵].

τ	۰	۰/۱	۰/۲	۰/۳	۰/۴
$\bar{\alpha}(\tau)$	۱	۰/۹۹۹	۰/۹۹۸	۰/۹۹۷	۰/۹۹۶
τ	۰/۵	۰/۶	۰/۷	۰/۸	۰/۹
$\bar{\alpha}(\tau)$	۰/۹۹۵	۰/۹۹۳	۰/۹۹۲	۰/۹۹	۰/۹۹۸
τ	۱	۱/۱	۱/۲	۱/۳	۱/۴
$\bar{\alpha}(\tau)$	۰/۹۸۷	۰/۹۸۵	۰/۹۸۳	۰/۹۸۱	۰/۹۷۹

مقادیر و روش به دست آوردن $\bar{\alpha}(\tau)$ برای τ های مختلف در [۳] ارائه شده است. جدول ۱ مقادیر این ضرایب را برای جاده شهری به دست می‌دهد.

بدین ترتیب با به‌کارگیری ضریب $\bar{\alpha}(\tau)$ برای مرتبط ساختن دو ورودی چرخهای جلو و عقب، اولاً تأثیر سرعت خودرو در شبیه‌سازی ورودی‌های جاده ملحوظ می‌شود و ثانیاً برای محاسبه طیف پاسخ، استفاده از طیف چگالی قدرت مربوط به فقط یک ورودی (مثلاً q_2) کافی است و به محاسبه طیف چگالی قدرت متقابل نیازی نیست.

1. Average Ratio of Excitation at Front and Rear Wheel Excitation at Time Lag

جدول ۲ مقادیر ثابت a و b که بازه آنها طیف چگالی قدرت دو نوع جاده مشخص بدست می آید [۳].

پارامترها	نوع جاده	
	بزرگراه	شهری
a (m^2/Hz)	23.0244×10^{-4}	46.85×10^{-4}
b	0.213019	0.213019

۳- بهینه‌سازی سیستم تعلیق

در این بخش، نخست تابع هزینه و قیدهای مسأله را تعریف کرده و سپس مراحل اجرای الگوریتم ژنتیکی را بیان می‌کنیم.

۳-۱- تعریف مسأله بهینه‌سازی

براساس مقادیر شتاب‌های محاسبه شده در فرکانس‌های مختلف و مقایسه آن با استاندارد ISO می‌توان تابع هزینه مسأله را به صورت زیر بیان کرد:

$$Z = \sum [W_i (\ddot{x}_i - g_i)]^2 \quad (12)$$

در این رابطه، $\ddot{x}_i = \sqrt{MSAR}$ ها مقادیر شتاب‌های قائم سرنشین خودرو، حاصل از عبور خودرو از ناهمواری‌های جاده و g_i ها و W_i ها به ترتیب مقادیر شتاب‌های مرزی مطلوب و توابع وزنی متناظر است که توسط مؤسسه استاندارد جهانی ISO پیشنهاد شده است (جدول ۳). با توجه به تعریف مسأله جواب بهینه تابع هزینه Z را حداقل می‌کند. برای منظور کردن جنبه‌های فیزیکی و عملی مسأله لازم است تعدادی قید به معادلات مسأله اضافه کنیم. با توجه به اینکه با کاهش شتاب‌های قائم جابه‌جایی نسبی بین چرخ و بدنه خودرو - که معرف فضای کاری سیستم تعلیق است - افزایش می‌یابد. این محدوده کاری نباید از مقدار مشخصی بیشتر شود، بنابراین:

توجه می‌کنیم که طیف چگالی قدرت به صورت زیر با طیف چگالی قدرت ورودی $S_q(\omega)$ ارتباط دارد:

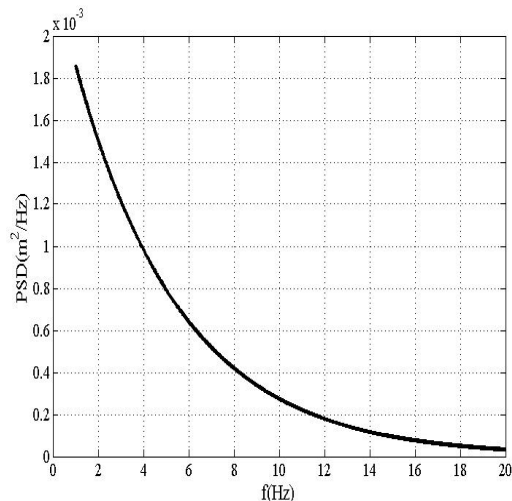
$$S_{\ddot{x}}(\omega) = |(j\omega)^2 H(\omega)|^2 S_q(\omega) \quad (10)$$

مقادیر شتاب‌های قائم بدنه خودرو در فرکانس‌های مختلف، برابر با جذر $MSAR$ در رابطه ۹ است.

برای شبیه‌سازی ناهمواری‌های جاده از طیف چگالی قدرت جاده واقعی Tamboli و همکاران [۳]، استفاده شده است (رابطه ۱۱). آنان برای دو نوع جاده شهری و بزرگراه، براساس تغییر مکان اندازه‌گیری شده برای چرخ عقب و با استفاده از تبدیل فوریه سریع، رابطه زیر را برای طیف چگالی قدرت به دست آورده‌اند:

$$S_q(f) = a e^{-bf} \quad (11)$$

که در آن f فرکانس برحسب هرتز و مقادیر ثابت a, b مطابق جدول ۲ است. طیف چگالی قدرت مربوط به جاده شهری که در این تحقیق استفاده شده است در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲ چگالی طیفی مربوط به جاده شهری جهت تعیین شتاب‌های قائم.

جدول ۳ فرکانس های موثر در راحتی سفر خودرو و مقادیر شتاب های حدی مطلوب و توابع وزنی متناظر طبق تعریف موسسه استاندارد جهانی ISO [۷].

Freq.(Hz)	۱/۰۰	۱/۲۵	۱/۶۰	۲/۰۰	۲/۵۰	۳/۱۵	۴/۰۰	۵/۰۰	۶/۳۰	۸/۰۰	۱۰/۰۰
RMSAR(m/s ²)	۵/۶۰	۵/۰۰	۴/۵۰	۴/۰۰	۳/۵۵	۳/۱۵	۲/۸۰	۲/۸۰	۲/۸۰	۲/۸۰	۳/۵۵
Weighting Factor(W _i)	۰/۵۰	۰/۵۶	۰/۶۳	۰/۷۱	۰/۸۰	۰/۹۰	۱/۰۰	۱/۰۰	۱/۰۰	۱/۰۰	۰/۸۰

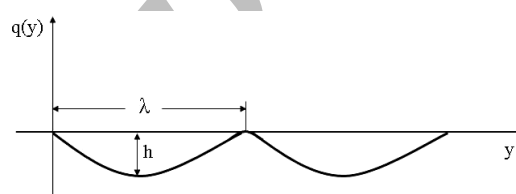
$$q_1(t) = \begin{cases} \frac{h}{2}(\cos(\omega t) - 1) & 0 \leq t \leq \frac{2\lambda}{V} \\ 0 & \text{در غیر این صورت} \end{cases} \quad (15)$$

$$q_1(t) = \begin{cases} \frac{h}{2}(\cos(\omega(t - \tau)) - 1) & \tau \leq t \leq (\tau + \frac{2\lambda}{V}) \\ 0 & \text{در غیر این صورت} \end{cases} \quad (16)$$

در این روابط $\omega = \frac{2\pi V}{\lambda}$ و τ بر طبق رابطه ۲ تعریف می‌شود.

$$|x - L_1\theta - q_1| \leq 0.17 \quad (13)$$

$$|x + L_1\theta - q_1| \leq 0.17 \quad (14)$$



شکل ۳ پروفیل ناهمواری جاده برای تست قیود حاکم [۲].

متغیرهای طراحی نیز باید در بازه‌های عددی مشخصی قرار گیرند که در جدول ۴ تعریف شده است. همان‌طور که دیده می‌شود قیدهای ۱۳ و ۱۴ در برگزیده متغیرهای حالت سیستم هستند و برای دسترسی به آنها، به حل مستقیم معادلات حالت نیاز است تا از برآورده شدن قیدها در تمامی زمانها اطمینان حاصل شود. بنابراین در این قسمت، برای مدل‌سازی ناهمواریهای جاده، ناگزیر از پروفیل‌های معین سینوسی استفاده می‌شود تا بتوان معادلات حالت سیستم را - که در آن، مشتق ناهمواری‌های جاده در حوزه زمان (\dot{q}) نیز ظاهر شده است - حل کرد. این پروفیل‌های معین فقط برای آزمون برآورده شدن قیدها (روابط ۱۳ و ۱۴) برای طرح مورد نظر برای سیستم تعلیق استفاده می‌شوند.

مطابق شکل ۳ پروفیل در نظر گرفته شده برای جاده، دو نیم‌موج سینوسی است که به صورت دو گودال پشت سرهم به عمق $h = 0.15m$ و طول‌های $\lambda_1 = 6m$ و $\lambda_2 = 24m$ قرار گرفته‌اند [۲]. پروفیل جاده به صورت تابعی از زمان به صورت زیر قابل بیان است:

۳-۲- بهینه‌سازی با الگوریتم ژنتیکی

الگوریتم ژنتیکی روشی برای جستجوی تصادفی عددی است که از فرایند ساده شده تکامل طبیعی تقلید می‌کند. الگوریتم بر روی جمعیتی از پاسخها عمل کرده و با به کار بردن اصل بقای بهترین، و تکامل، به ایجاد جواب‌های بهتر و مناسبتر می‌پردازد [۱۰ و ۱۱]. الگوریتم ژنتیکی اساساً با روش‌های سنتی بهینه‌سازی تفاوت دارد، که مهمترین این تفاوت‌ها عبارتند از: الگوریتم ژنتیکی با پارامترهای کدگذاری شده کار می‌کنند و نه با خود پارامترها، الگوریتم ژنتیکی با جمعیتی از نقاط سروکار دارد و نه یک نقطه، الگوریتم ژنتیکی از قوانین احتمالات به جای دستورهای ریاضی استفاده می‌کند. علاوه بر این الگوریتم ژنتیکی به اطلاعات مربوط به مشتق و سایر اطلاعات جانبی نیازی نداشته و فقط تابع هزینه است که روند پیشرفت الگوریتم را مشخص می‌سازد. همچنین با استفاده از الگوریتم ژنتیکی می‌توان چندین جواب مناسب را برای مسأله مورد

جدول ۴ بازه های مقادیر متغیرهای طراحی: k_1 و k_2 (ضرایب فنرهای جلو و عقب مدل خودرو)، c_1 و c_2 (ضرایب کمک فنرهای جلو و عقب).

متغیر طراحی	حد بالا	حد پایین
K_1 (KN/m)	۱۲۰۰	۲۰۰
K_2 (KN/m)	۱۲۰۰	۲۰۰
c_1 (KN.s/m)	۳۲	۱۰
c_2 (KN.s/m)	۳۲	۱۰

۳-۲-۲- تعیین جمعیت اولیه و تابع هزینه

در الگوریتم‌های ژنتیکی جمعیت اولیه معمولاً به صورت تصادفی ایجاد می‌شود. اما با توجه به محدودیت‌های مسأله، شرط لازم برای پذیرفتن جواب تولید شده، به عنوان جواب اولیه یا در گامهای بعدی، قابل قبول بودن آن است. بنابراین جواب‌های اولیه به صورت تصادفی در بازه‌های تعیین شده در جدول ۴ تولید می‌شوند. یکی از روشهای جلوگیری از عبور مقادیر متغیرها از محدوده مجاز، استفاده از تابع جریمه است. برای این منظور، هر جواب غیرقابل قبول، به عنوان جوابی در نسل‌های بعدی پذیرفته می‌شود، اما در محاسبه تابع هزینه، جریمه‌ای متناسب با میزان نخطی آن از محدوده مجاز، به تابع هزینه مربوط اضافه می‌شود. به این ترتیب امکان انتخاب جواب غیرموجه به عنوان یکی از والدین برای تولید نسل‌های بعدی به شدت کاهش می‌یابد، اما این امکان برای آن باقی است که در صورت پیوند با جواب‌های دیگر موجود در جمعیت و تولید فرزندی بهتر، این فرزند به عنوان جوابی جدید در نسل بعدی قرار گیرد.

بنابراین تابع جریمه به نحوی انتخاب می‌شود که در فراتر رفتن متغیرها از حدمجاز کاری سیستم تعلیق (۱۷cm)، با بزرگنمایی آن، از واگرایی الگوریتم جلوگیری کرده و امکان زاد و ولد کروموزوم‌های نامناسب را کاهش دهد. تابع جریمه را به صورت زیر تعریف می‌کنیم:

نظر به دست آورد. الگوریتم ژنتیکی به کار رفته در این تحقیق در ذیر به اختصار معرفی می‌شود.

۳-۲-۱- تعیین شکل جواب مسأله

هر مجموعه از متغیرهای طراحی - که پاسخ بالقوه‌ای را توصیف کند - کروموزوم نامیده می‌شود. الگوریتم ژنتیکی که روی جمعیتی از کروموزوم‌ها کار می‌کند. برای تشکیل کروموزوم، مقادیر متغیرهای مسأله به صورت باینری کد شده با ترتیب مشخصی در کنار یکدیگر قرار می‌گیرند برای ارزیابی، تابع هزینه متناظر با این کدها رمزگشایی می‌شود. در این تحقیق با توجه به اینکه چهار پارامتر طراحی داریم، هر کروموزوم شامل چهار پارامتر است. محدوده تغییر متغیرها در جدول ۴ مشخص شده که پس از به هنجارسازی، این محدوده تغییر به بازه [۰ و ۱] نگاشته می‌شود. سپس با توجه به دقت مورد نیاز برای هر متغیر، این بازه با استفاده از تعداد مشخصی رقم باینری (بیت) به تعداد سطوح مشخصی کوانتیده می‌شود. برای دو پارامتر نخست از ۱۰ بیت و برای دو پارامتر بعدی از ۵ بیت استفاده شده و با این انتخاب، ارتفاع هر تراز در سطوح کوانتیده برای دو پارامتر نخست برابر 0.000976 و برای دو پارامتر بعدی برابر 0.03125 است. بنابراین با طول ۳۰ بیت برای هر کروموزوم، تعداد $1/07 \times 10^9 = (2^{10})^2 \times (2^5)^2$ طرح ممکن برای سیستم تعلیق امکان پذیر است. برای مثال نمایش کروموزوم کد شده به شکل زیر:

۰۰۱۱۱۱۱۰۰۱|۱۱۰۱۰۰۱۰۰۱|۰۱۱۱۱|۱۰۱۰۱

نشان دهنده طرحی برای سیستم تعلیق خودرو است که در آن پارامترهای سیستم تعلیق یعنی k_1 ، k_2 ، c_1 و c_2 به ترتیب برابر $443/40 \frac{KN}{m}$ ، $1022/1 \frac{KN}{m}$ ، $20/64 \frac{KNs}{m}$ و $24/90 \frac{KNs}{m}$ است.

حذف شده، یک نقطه تصادفی بر روی کروموزوم‌های گذشته والدین انتخاب و کروموزوم‌ها از آن نقطه شکسته شده و بلوک‌های سمت راست با یکدیگر تعویض می‌شوند به این ترتیب کروموزوم‌های فرزندان تولید می‌شوند. به عنوان مثال دو کروموزوم والد به طول ۱۰ بیت که از نقطه چهارم می‌شکنند، عمل تولید مثل را به صورت زیر انجام می‌دهند:

فرزند ۱ ۱۰۱۱|۰۱۰۰۱۱ → ۱۰۱۱|۰۰۱۱۱۰ پدر
فرزند ۲ ۰۰۱۱|۰۰۱۱۱۰ → ۰۰۱۱|۰۱۰۰۱۱ مادر

عملگر جهش^۲: این عملگر به صورت اتفاقی تغییراتی را در کروموزوم‌ها ایجاد می‌کند. اگر احتمال اعمال این عملگر زیاد باشد، قابلیت همگرایی الگوریتم به سوی جواب بهینه از بین می‌رود و اگر این احتمال کم باشد جستجوی تصادفی و نمونه برداری از کل فضای مجاز کاهش می‌یابد. در این پروژه نرخ جهش برابر ۰/۲ انتخاب شده است، به این معنا که ۲۰ درصد از بیت‌ها از صفر به یک یا به عکس تغییر می‌کنند. لازم است ذکر شود که عملگر جهش بر روی بهترین کروموزوم نسل قبلی اعمال نمی‌شود (نخبه گرایی)، زیرا بدون نخبه گرایی شانس یافتن جواب بهینه به صفر می‌رسد.

۴- شبیه‌سازی و نتایج به دست آمده

برای شبیه‌سازی از مدل کامیون نیمه سنگین با مشخصات اولیه زیر استفاده شده است:

$$M = 13200 \text{ Kg}, I = 70436/52 \text{ Kgm}^2,$$

$$L_1 = 2/34 \text{ m}, L_2 = 2/885 \text{ m},$$

$$K_1 = 465 \text{ KN/m}, K_2 = 524 \text{ KN/m},$$

$$C_1 = 16 \text{ KNs/m}, C_2 = 18 \text{ KNs/m}$$

$$f_{penalty} = \eta \left(\sum_{i=1}^m \max(0, G_i) \right) \quad (17)$$

که در آن $\eta = 10,000$ و با توجه به قیدهای مسأله و روابط (۱۳ و ۱۴ و ۱۷) و $m = 2$ و G_i ها به صورت زیر است:

$$G_1 = \max(|x - L_1\theta - q_1|) - 0.17 \quad (18)$$

$$G_2 = \max(|x + L_2\theta - q_2|) - 0.17 \quad (19)$$

در این روابط x پاسخ جابه‌جایی بدنه خودرو است که بیشترین مقدار لحظه‌ای آن، G_1 و G_2 را بیشینه می‌سازد. روابط (۱۸ و ۱۹) بیشترین جابه‌جایی نسبی ناشی از عبور خودرو از ناهمواری‌های جاده را در نظر می‌گیرد. بنابراین تابع هزینه مسأله با توجه به رابطه ۱۲ به صورت زیر است:

$$F = Z + f_{penalty} \quad (20)$$

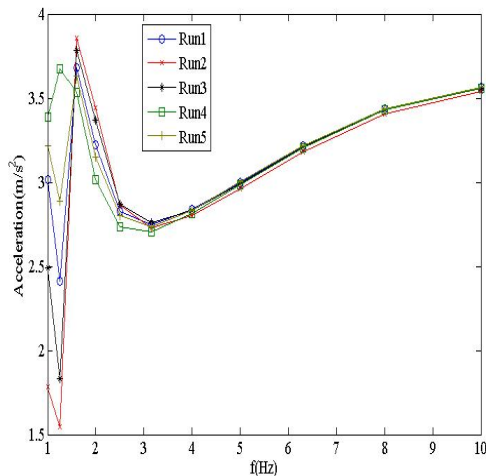
۳-۲-۳- انتخاب عملگرهای ژنتیکی

الگوریتم ژنتیکی با استفاده از عملگرهای ژنتیکی جستجو را برای تولید جوابهایی جدید در فضای جواب انجام می‌دهد. این عملگرها به نحوی تعیین می‌شوند که توابع هزینه جوابهای جدید (فرزندان) به طور متوسط کمتر از توابع هزینه والدین باشند. در اینجا سه عملگر مهم ژنتیکی را معرفی می‌کنیم.

عملگر انتخاب: پس از محاسبه مقادیر توابع هزینه برای تمامی کروموزوم‌ها، نخست ۵۰٪ از کروموزوم‌هایی که تابع هزینه بیشتری دارند، حذف شده و سپس تعدادی از کروموزوم‌ها به صورت دوبه‌دو به عنوان والدین نسل بعدی انتخاب می‌شوند [۹، ۱۱، ۱۲]. در این روند کروموزوم‌های با تابع هزینه کمتر، احتمال بیشتری برای انتخاب شدن دارند.

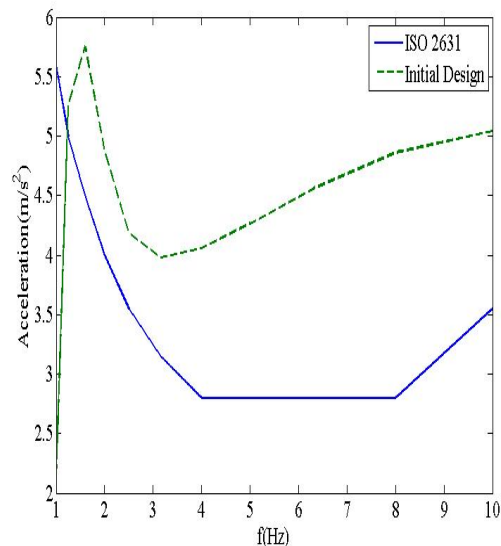
عملگر تقاطع^۱: برای جایگزین کردن کروموزوم‌های

که با چند بار اجرای مستقل الگوریتم ژنتیکی، نتایج مشابهی به ازای λ های مختلف به دست می آید، فقط نتایج مربوط به ورودی آزمون $\lambda = 6m$ در جدول ۵ آورده شده است. هم‌چنانچه مشاهده می‌شود، به‌ازای اجراهای مختلف برنامه، مقادیر تابع هزینه بسیار نزدیک به هم است، همچنین پاسخ شتاب خودرو به‌ازای پنج اجرای مختلف برنامه در شکل ۵ ترسیم شده که نمایانگر نزدیکی پاسخ شتاب خودرو به‌ازای پنج جواب مختلف به دست آمده از الگوریتم ژنتیکی است. برای مقایسه این جواب‌ها، مساحت زیر منحنی (شتاب-فرکانس) مربوط به هر یک از جوابها محاسبه و نتایج در سطر آخر جدول ۵ ارائه شده است. از آنجا که در طرح دوم سطح زیر منحنی شتاب قائم بدنه خودرو کمتر است، این طرح، انتخاب مناسبی برای خودروی مورد نظر است. پاسخ شتاب خودرو در حوزه فرکانس، به‌ازای مقادیر اولیه و بهینه شده پارامترهای سیستم تعلیق در شکل ۶ ترسیم شده که بهبود به خوبی پاسخ شتاب خودرو نسبت به مقادیر پیشنهادی ISO در آن دیده می‌شود.



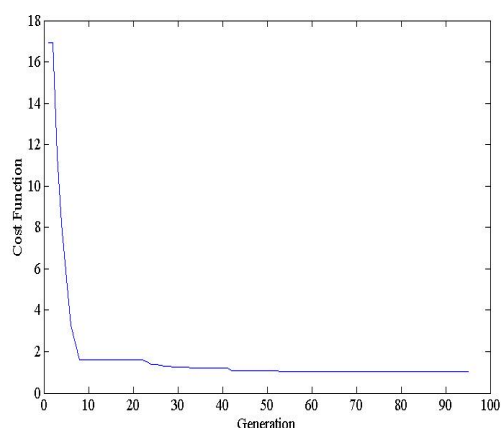
شکل ۵ پاسخ شتاب خودرو در حوزه فرکانس، به ازای پارامترهای بهینه سیستم تعلیق (بدست آمده توسط الگوریتم ژنتیکی).

سرعت خودروی مورد نظر در عبور از جاده شهری که طیف چگالی قدرت آن اندازه‌گیری شده (شکل ۲) برابر $17/42 \text{ m/s}$ است. ضریب $\bar{a}(z)$ با توجه به تأخیر زمانی τ از جدول ۱ به دست می‌آید. سپس با محاسبه شتاب‌های قائم سرنشین \ddot{x}_i در فرکانس‌های مؤثر در راحتی سفر خودرو (f_c) و مقایسه با مقادیر مرزی مطلوب پیشنهادی در استاندارد ISO (جدول ۳)، میزان راحتی سفر خودرو ارزیابی می‌شود. شکل ۴ اختلاف بین شتاب‌های قائم بدنه خودرو را با مقادیر مرزی مطلوب پیشنهادی توسط استاندارد ISO نشان می‌دهد.



شکل ۴ پاسخ شتاب خودرو در حوزه فرکانس، به ازای مقادیر اولیه پارامترهای سیستم تعلیق و مقایسه آن با مقادیر شتاب پیشنهادی ISO.

سپس با اجرای الگوریتم ژنتیکی، پارامترهای بهینه سیستم تعیین می‌شود. لازم است ذکر شود که برای محاسبه شتاب‌های قائم مربوط به هر طرح در حوزه فرکانس، مطابق بخش ۲، از طیف چگالی قدرت جاده شهری استفاده می‌شود، اما برای آزمون قندهای حاکم بر فضای کاری سیستم تعلیق در حوزه زمان، از ورودیهای معین (بخش ۳-۱) استفاده می‌شود. از آنجا



شکل ۷ همگرایی الگوریتم ژنتیکی در نسل پنجاه و سوم

۵- مقایسه نتایج و بحث

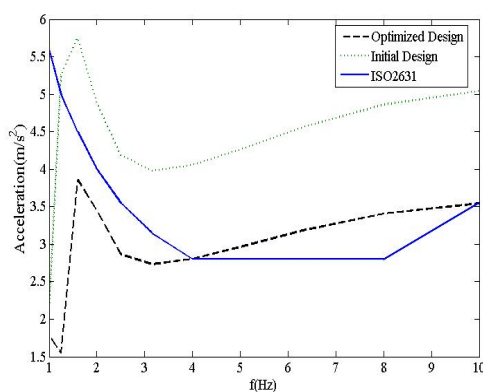
برای نشان دادن کارایی الگوریتم ژنتیکی، در شکل ۹ مقایسه‌ای بین نتایج به‌دست آمده از این روش و روش بهینه‌سازی غیرخطی [۳] انجام شده است. هم‌چنانکه ملاحظه می‌شود، در فرکانس‌های کمتر از 1.5Hz و بالاتر از 3.2Hz نتایج به‌دست آمده از الگوریتم ژنتیکی بهتر از روش بهینه‌سازی غیرخطی بوده، و فقط در فرکانس‌های بین 1.5Hz تا 3.2Hz نتایج به‌دست آمده از الگوریتم ژنتیکی بدتر از نتایج روش بهینه‌سازی غیرخطی است. از آنجا که بدن انسان نسبت به شتاب‌های ۴ تا ۸ هرتز حساس‌تر از است، می‌توانیم نتیجه بگیریم که الگوریتم ژنتیکی در مجموع، به طرح بهتری منجر شده است. همچنین اگر مساحت زیر منحنی‌های به‌دست آمده از هر دو روش (شکل ۹) محاسبه شود، می‌بینیم که مقدار $28.0191\text{m}^3/\text{s}^3$ برای روش الگوریتم ژنتیکی به‌دست می‌آید، در حالی که این مقدار برای روش برنامه‌ریزی غیرخطی برابر $29.6350\text{m}^3/\text{s}^3$ است. مقادیر پارامترهای بهینه حاصل از روش برنامه‌ریزی غیرخطی برابر، 414KN/m , 274.35KN/m C_2, C_1, K_2, K_1 به ترتیب برای 16KNs/m , 11.04KNs/m است. مقدار تابع هزینه به‌ازای این پارامترها برابر $1/9407$ و بسیار بیشتر از مقادیر جدول ۵ است که با استفاده از روش الگوریتم ژنتیکی به‌دست آمده.

جدول ۵: پارامترهای بهینه بدست آمده با استفاده از الگوریتم ژنتیکی ($\lambda=6\text{m}$ و $h=0.15\text{m}$).

	Run 1	Run 2	Run 3	Run 4	Run 5
$K_1(\text{KN/m})$	268.4	205	237.1	308.5	286.02
$K_2(\text{KN/m})$	446	482.1	468.9	406.5	431.96
$c_1(\text{KN.s/m})$	10	10	10	10	10
$c_2(\text{KN.s/m})$	14	14	14	14	14
Cost function	1.0220	1.0394	1.0279	1.0213	1.0190
iterations	60	53	82	67	79
PU time (min)	20.4	18	27.8	22.7	26.8
area(m^3/s^3)*	28.473	28.019	28.3167	28.5992	28.58

* The area under acceleration-frequency curve

شکل ۷ همگرایی الگوریتم ژنتیکی را در نسل ۵۳ و در اجرای دوم الگوریتم نشان می‌دهد. پاسخ‌های شتاب قائم و چرخشی نسبت به ورودی‌های معین در حوزه زمان برای هر دو سیستم تعلیق اولیه و بهینه شده در شکل ۸ مقایسه شده است. این شکل‌ها کاهش شتاب‌های بدنه خودرو ($\ddot{\theta}, \ddot{x}$) در مقایسه با سیستم تعلیق اولیه را نشان می‌دهند که در نتیجه بهینه‌سازی سیستم تعلیق حاصل شده است. در این شکل‌ها کاهش شتاب‌های قائم و چرخشی بدنه خودرو در نتیجه بهینه‌سازی پارامترهای سیستم تعلیق، به‌ویژه در زمان‌های اولیه- که شتاب بدنه خودرو بالا است- به خوبی دیده می‌شود.

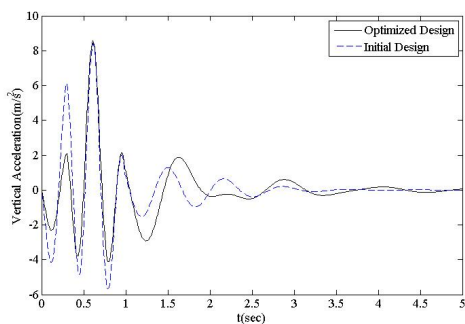


شکل ۶ پاسخ شتاب خودرو در حوزه فرکانس، به ازای مقادیر اولیه و مقادیر بهینه شده پارامترهای سیستم تعلیق با استفاده از الگوریتم ژنتیکی.

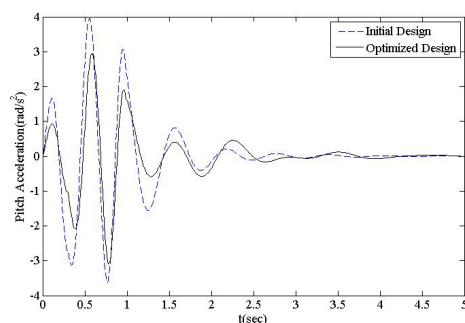
۶- نتیجه گیری

در این مقاله نحوه ارزیابی میزان راحتی سفر خودرو با استفاده از پاسخ شتاب‌های قائم بدنه خودرو به تحریک‌های اتفاقی جاده‌های واقعی، در حوزه فرکانس مطالعه شده است. به خلاف بسیاری از پژوهش‌های قبلی - که از ورودی‌های معین به‌عنوان تحریک‌های جاده استفاده کرده‌اند- در این تحقیق از تحریک‌های اتفاقی جاده واقعی استفاده می‌شود. به‌منظور بهبود راحتی سفر خودرو و کاهش شتاب‌های قائم بدنه خودرو و همچنین با در نظر گرفتن مقادیر حدی استاندارد آنها، بهینه‌سازی سیستم تعلیق خودرو با استفاده از الگوریتم ژنتیکی انجام می‌شود. استفاده از الگوریتم ژنتیکی در مسائل بهینه‌سازی غیرخطی مقید به‌ویژه برای مسائل پیچیده و مدل‌هایی با درجه آزادی بالا آسانتر بوده و به محاسبه مشتق‌های تابع هزینه نیازی ندارد. نتایج، نشان دهنده کاهش قابل ملاحظه در پاسخ شتاب‌های بدنه خودرو در هر دو حوزه زمان و فرکانس است. مقایسه نتایج حاصل از این روش با نتایج به‌دست آمده از روش برنامه‌ریزی غیرخطی، نشان دهنده کارایی بالاتر الگوریتم ژنتیکی است. (شکل‌های ۶ و ۸).

با توجه به شرایط این تحقیق - که به استفاده همزمان از الگوریتم ژنتیکی و اعمال تحریک‌های اتفاقی جاده واقعی نیاز دارد- از مدلی با دو درجه آزادی استفاده شده است. با توجه به نتایج به‌دست آمده و اثبات شدن کارایی روش پیشنهادی، در تحقیق‌های آینده استفاده از مدلی کامل‌تر با درجه‌های آزادی بالاتر - که در آن، بدنه و سرنشینان به‌عنوان جرم فربندی شده^۱ به‌طور مجزا مدل‌سازی می‌شوند- مدنظر است.

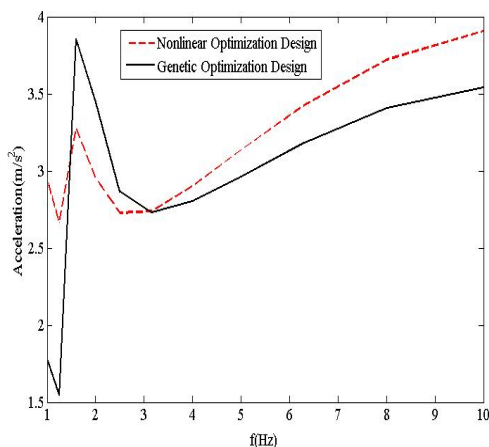


الف) شتاب عمودی \ddot{x}



ب) شتاب چرخشی $\ddot{\theta}$

شکل ۸ مقایسه شتاب‌ها در حوزه زمان بین سیستم تعلیق بهبود یافته با الگوریتم ژنتیکی و سیستم تعلیق اولیه خودرو.



شکل ۹ مقایسه نتایج حاصل از الگوریتم ژنتیکی و روش بهینه سازی غیر خطی.

- [6] Wong J.Y., "Theory of Ground Vehicles", 4th Edition, John Wiley & Sons; 2008.
- [7] International standard Organization, ISO 2631, 1985(E), Mechanical Vibration and Shock; pp 481-495, 1990.
- [8] Newland D.E., "An Introduction to Random Vibrations, Spectral and Wavelet Analysis", 3rd Edition, 1993.
- [9] Rao S.S., "Engineering Optimization, Theory and Practice", Third Edition, 1996.
- [10] Whitley D., "The GENITOR algorithm and selection pressure: Why rank-based allocation of reproductive trials is best" In: Proc. Third Int. Conf. on Genetic Algorithms, Morgan Kaufmann; pp 116-121, 1989.
- [11] McCall J., "Genetic Algorithms for Modeling and Optimization" Journal of Computational and Applied Mathematics; Vol. 184, issue 1, pp 205-222, 2005.
- [12]aupt R.L., Haupt S.E., "Practical Genetic Algorithms", John Wiley & Sons, Second Edition, 2004.

۷- منابع

- [1] Alkhatib R., Nakhaei Jazar G., Golnaraghi M.F., "Optimal Design of Passive Linear Suspension Using Genetic Algorithm" Journal of Sound and Vibration; Vol. 275, pp 665-691, 2004.
- [2] Baomal A.E., McPhee J.J., Calamai P.H., "Application of Genetic Algorithms to the Design Optimization of an Active Vehicle Suspension System" Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering; Vol. 163, No. (1-4), pp 87-94, 1998.
- [3] Tamboli J.A., Joshi S.G., "Optimum Design of Passive Suspension System of a Vehicle Subjected to Actual Random Road Excitations" Journal of Sound and vibration; Vol. 219, No. 2, pp 193-205, 1999.
- [4] Demic M., "Optimization of Characteristics of Elasto-Damping Elements of Cars from the Aspect of Comfort and Handling" Journal of Vehicle Design; Vol. 13, No. 1, pp 13-26, 1992.
- [5] Verros G., Natsiavas S., Papadimitriou C., "Design Optimization of Quarter-Car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation" Journal of Vibration and Control; Vol. 11, No. 5, pp 581-606, 2005.