



Pareto Optimization of a Three-Dimensional Full Vehicle Suspension Model Using Multi-Objective Genetic Algorithm

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Bagheri M.R.¹ MSc,
Mosayebi M.*¹ PhD,
Mahdian A.¹ PhD,
Keshavarzi A.² PhD

How to cite this article

Bagheri M.R, Mosayebi M, Mahdian A, Keshavarzi A. Pareto Optimization of a Three-Dimensional Full Vehicle Suspension Model Using Multi-Objective Genetic Algorithm. Mod-ares Mechanical Engineering. 2019;19(8):1971-1978.

ABSTRACT

The present paper applies a multi-objective genetic algorithm for optimally design of a vehicle suspension. The vehicle model considers three-dimensional movements of vehicle body. In this full vehicle model having 8 degrees of freedom, vertical movement of passenger seat, vehicle body, and 4 tires as well as rotational movements of vehicle body create the degrees of freedom of the model. In this paper, applicable suspension parameters, consisting of passenger seat acceleration, vehicle body pitch angle, vehicle body roll angle, dynamic tire force, tire velocity, and suspension deflections are considered and optimized in optimization process. Different pairs of these parameters are selected as objective functions and optimized in multi-objective optimization processes, and Pareto solutions are obtained for pair of objective functions. In final optimization process, the Pareto solution related to the summation of dimensionless parameters in one suspension parameters group versus other group, is derived. In these Pareto solutions, there are important optimum points and designers can choose any optimum points for a particular purpose. Pareto optimization is better than other multi-objective optimization methods because there are more optimum points on Pareto front, where each point represents a level of optimization for the pairs of objective functions, and designers can choose any of the points to specific purpose.

Keywords Three-Dimensional Vehicle Vibration Model; Full Vehicle Suspension Model; Pareto Optimization; Multi-Objective Genetic Algorithm

¹Mechanical Engineering Department, Mechanical Engineering Faculty, Malek-Ashtar University Of Technology, Isfahan, Iran

²Mechanical Engineering Department, Mechanical Engineering Faculty, Khomeinishahr Branch, Islamic Azad University, Isfahan, Iran

*Correspondence

Address: Mechanical Engineering Department, Mechanical Engineering Faculty, Malek-Ashtar University Of Technology, Isfahan, Iran
Phone: +98 (31) 45914126
Fax: +98 (31) 45225044
m.mosayebi@mut-es.ac.ir

Article History

Received: June 08, 2018
Accepted: January 26, 2019
ePublished: August 12, 2019

CITATION LINKS

[1] Suspension settings for optimal ride comfort of off-road vehicles travelling ... [2] A dummy for the objective ride comfort evaluation ... [3] Simulation testing research on ride comfort of vehicle with global ... [4] Optimization of CAR sound package with statistical energy analysis model using grey relational analysis ... [5] Aspects of achievable performance for quarter-car active ... [6] Analysis of control policies and dynamic response of a Q-Car 2-DOF semi ... [7] Optimal seat and suspension design for a quarter car with driver ... [8] Finite frequency vibration control for polytopic active suspensions ... [9] Analytical solutions for optimal ride comfort and tyre grip for passive ... [10] Optimisation of active suspension control inputs for improved vehicle ride ... [11] Optimal vibration control for tracked vehicle suspension ... [12] Vehicle dynamic response due to pavement ... [13] Study on the ride comfort of vehicles driven by in-wheel ... [14] Parameters optimisation of a vehicle suspension system using ... [15] Optimisation of an active suspension force controller using genetic ... [16] Optimum design for passive suspension system of a vehicle to prevent ... [17] Stability and optimised H_{∞} control of tripped and untripped ... [18] Analysis and optimisation of objective vehicle dynamics ... [19] Robust design of a passive linear quarter car suspension system ... [20] A multi-objective surrogate-based optimization of the ... [21] On the use of a class of interior point algorithms in ... [22] Wheel dynamic load optimization of in-wheel motorelectric vehicle ... [23] Optimisation of lateral car dynamics taking into account ... [24] Multiobjective optimization design for vehicle occupant ... [25] Hybrid approach to FACTS devices allocation using multi-objective function ... [26] A fast and elitist multiobjective genetic ... [27] Multi-objective optimization of electric-discharge machining ... [28] Modeling and analysis of full vehicle for ride ... [29] Optimal design of passenger car suspension for ride and ...

بهینه‌سازی پارتو مدل تعلیق خودروی کامل سه‌بعدی با استفاده از الگوریتم ژنتیک چندهدفه

محمدرضا باقری MSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک
اشتر، اصفهان، ایران

مسعود مسیوبی PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک
اشتر، اصفهان، ایران

اصغر مهدیان PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک
اشتر، اصفهان، ایران

احمد کشاورزی PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، واحد خمینی‌شهر، دانشگاه
آزاد اسلامی، اصفهان، ایران

چکیده

مقاله حاضر یک الگوریتم ژنتیک چندهدفه را برای طراحی بهینه یک سیستم تعلیق خودرو به کار می‌برد. مدل خودرو حرکت‌های سه‌بعدی بدنه خودرو را در نظر می‌گیرد. در این مدل کامل خودرو که دارای ۸ درجه آزادی است، حرکت عمودی صندلی مسافر، بدنه خودرو و چهار تایر و همچنین حرکت‌های چرخشی بدنه خودرو، درجات آزادی مدل را تشکیل می‌دهند. در این مقاله پارامترهای کاربردی تعلیق شامل شتاب صندلی مسافر، زاویه کله‌زنی بدنه خودرو، زاویه غلتش بدنه خودرو، نیروی دینامیکی تایر، سرعت تایر و انحراف تعلیق در نظر گرفته می‌شوند و در فرآیند بهینه‌سازی بهینه می‌شوند. جفت‌های متفاوتی از این پارامترها به‌عنوان توابع هدف، انتخاب و در فرآیند بهینه‌سازی چندهدفه بهینه می‌شوند و حل‌های پارتو برای جفت توابع هدف به دست می‌آیند. در فرآیند بهینه‌سازی نهایی، حل پارتو مربوط به مجموع پارامترهای بی‌بعد در یک گروه پارامترهای تعلیق نسبت به گروه دیگر به دست می‌آید. در این حل‌های پارتو، نقاط بهینه مهمی وجود دارند و طراحان می‌توانند هر یک از نقاط بهینه را برای یک هدف خاص انتخاب کنند. بهینه‌سازی پارتو بهتر از دیگر روش‌های بهینه‌سازی چندهدفه است، زیرا تعداد نقاط بهینه بیشتری در جبهه پارتو وجود دارد که هر نقطه معرف یک سطح از بهینه‌سازی برای جفت توابع هدف است و طراحان هر یک از نقاط را می‌توانند به دلخواه انتخاب کنند.

کلیدواژه‌ها: مدل سه‌بعدی ارتعاشی خودرو، مدل کامل تعلیق خودرو، بهینه‌سازی پارتو، الگوریتم ژنتیک چندهدفه

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۰۳/۱۸

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۱۱/۰۶

*نویسنده مسئول: m.mosayebi@mut-es.ac.ir

۱- مقدمه

سیستم تعلیق خودرو نقش یک سیستم دینامیکی را ایفا کرده و پاسخ خودرو به ورودی‌های مختلف و اغتشاشات را با استفاده از مشخصات خودرو شبیه‌سازی می‌کند. سیستم تعلیق می‌تواند شاسی و مسافر را از ناهمواری‌های جاده جدا کرده و یک رانندگی راحت را تأمین کند. آسایش راننده از مشخصات قرارگرفته روی تعلیق خودرو، تأثیر زیادی می‌پذیرد. محققان مطالعات زیادی را روی تعلیق انجام داده‌اند تا آسایش راننده خودرو را بهبود ببخشند. *وایز* و همکاران [1] آسایش راننده خودروهای خارج‌جاده‌ای و تعلیق بهینه وابسته را بررسی کرده‌اند. *پناتی* و همکاران [2] یک مدل مکانیکی-ریاضی را که قادر به انجام ارزیابی عینی از آسایش راننده خودرو هست را پیدا کرده‌اند. *تانگ* و *گویو* [3] با در نظر گرفتن آسایش راننده خودرو، یک نوع تعلیق جدید را برای جلوگیری از بارهای عمودی هر چرخ ساخته‌اند. *چن* و همکاران [4] آنالیز نسبی‌گری و روش توچی را روی سروصدا و دامنه ارتعاش خودرو به کار برده و بهبود در عملکرد ارتعاشی خودرو را نشان داده‌اند. *تورکی* و

اکچای [5] درباره توابع جابه‌جایی از اغتشاشات جاده به شتاب عمودی و اثر دمپینگ تایر روی طراحی تعلیق فعال بحث کرده‌اند. علاوه بر اینکه ارتعاش خودرو می‌تواند باعث خستگی راننده شود، همچنین ایمنی راننده و پایداری عملکرد خودرو را نیز کاهش می‌دهد. بنابراین طراحان در صنعت خودرو سعی می‌کنند تا با در نظر گرفتن پارامترهای راننده، سیستم‌های تعلیق را بهبود ببخشند. دو پارامتر اصلی شامل شتاب جرم فربندی شده که آسایش راننده را تأمین می‌کند [6] و انحراف تعلیق هستند که محدوده حرکت بدنه خودرو را نشان می‌دهد [7]. اندازه‌گیری عملکرد دیگری که اهمیت مهمی دارد، نیروی دینامیکی تایر روی ناهمواری‌های جاده است [8]. از آنجایی که سیستم تعلیق غیرفعال با فنر و دمپرهایی با بازه ثابت شکل می‌گیرد که محدودیت‌های جدی‌ای دارد، نمی‌تواند به‌طور مؤثری، سازگاری بین آسایش راننده و ایمنی راننده ایجاد کند. بنابراین مجموعه اهداف محققان سیستم تعلیق خودرو، در یافتن سیستم‌های تعلیق بهینه و همچنین سازگاری بین پارامترهای راننده است. *چیپ* و *اسمیت* [9] حل‌های تحلیلی برای بهینه‌سازی آسایش راننده و اندازه‌های عملکردی چسبندگی تایر برای مدل ربع خودرو را به دست آورده‌اند که دو تابع هدف به‌صورت مجزا و ترکیبی بهینه شده‌اند. *کوربیس* و همکاران [10] یک روش بهینه‌سازی متغیر کنترلی را به کار برده‌اند تا سیستم تعلیق کاملاً فعال را آنالیز کنند و آسایش راننده خودرو، در حالی که قابلیت حفظ چرخ برقرار می‌شود را بهبود ببخشند.

محققان روش‌های مختلفی را روی مدل‌های متفاوتی از خودرو به کار برده‌اند. مدل‌های خودرو مانند مدل‌های دودرجه آزادی، ربع خودرو، ۴ یا ۶ درجه آزادی، نصف خودرو یا مدل کامل خودرو ۷ درجه آزادی هستند. محققان از روش‌های تحلیلی‌ای استفاده می‌کنند که در آن یک مدل خطی خودرو به‌وسیله حل معادلات دیفرانسیل معمولی خطی در نظر گرفته می‌شود. اغلب، مدل‌های ربع خودرو به‌علت سادگی، ترجیح داده می‌شود. *لیانگ* و *وو* [11] یک مدل ربع خودرو را برای طراحی کنترل ارتعاشی بهینه در نظر گرفته‌اند تا طول عمر سیستم تعلیق را افزایش داده و آسایش راننده را بهبود ببخشند. از آنجایی که مدل ربع خودرو به‌منظور فراهم‌آوردن اطلاعات روی حرکات زاویه‌ای خودرو کافی نیست، بعضی از محققان از مدل‌های پیچیده‌تری مانند مدل‌های نصف خودرو و مدل کامل خودرو استفاده کرده‌اند. این مدل‌ها اطلاعاتی در مورد حرکت‌های کله‌زنی، غلتش و جابه‌جایی عمودی بدنه خودرو تأمین می‌کنند. *بربوسا* [12] یک مدل دینامیکی نصف خودرو و روش طیفی را به کار برد تا پاسخ فرکانسی مدل را نسبت به ناهمواری جاده‌ای محاسبه شده‌ای به دست آورد. *جین* و همکاران [13] یک مدل خودروی ۱۱ درجه آزادی را برای مطالعه اثر نسبت بین جرم فربندی‌نشده و جرم فربندی‌شده روی آسایش راننده خودروهای محرک موتور داخل چرخ، در نظر گرفته‌اند. *درمر* و همکاران [14] با استفاده از یک مدل ۸ درجه آزادی، خودرویی در معرض جاده‌ای به‌شکل تصادفی مدل‌سازی کرده و از بهینه‌سازی تجمع ذرات و الگوریتم‌های برنامه‌نویسی پیوسته درجه دوم استفاده کرده‌اند تا پارامترهای بهینه تعلیق را به دست آورند.

الگوریتم ژنتیک، یک بهره‌برداری هوشمند از جست‌وجوی تصادفی را براساس ایده‌های تکاملی از انتخاب طبیعی و نسل‌ها ارائه می‌کند و برای حل مسائل بهینه‌سازی استفاده می‌شود. مسائل بهینه‌سازی در مهندسی، ابتدا به‌صورت مدل‌های ریاضی شامل توابعی فرمول‌بندی می‌شوند که عملکرد سیستم‌های مکانیکی را تأمین می‌کنند و سپس سعی در بهینه‌سازی مدل یا اجزای تابع

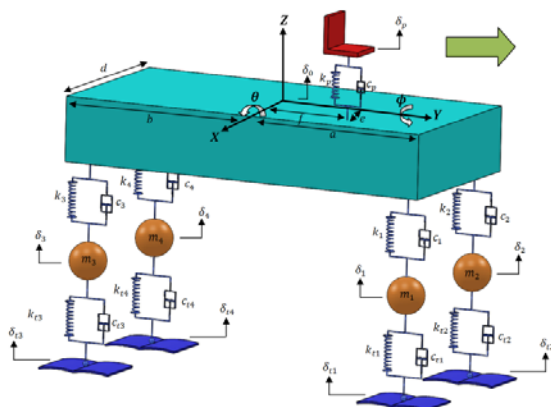
چینش نامغلوب، یک نوع توسعه‌یافته الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی چندهدفه است. الگوریتم از یک فرآیند تکاملی شامل انتخاب طبیعی، تقاطع نسل‌ها و جهش نسل‌ها، شبیه آنچه در الگوریتم ژنتیک است، استفاده می‌کند. بخش‌های داخلی الگوریتم ژنتیک چینش نامغلوب نسخه ۲، رتبه‌بندی سریع حل‌های نامغلوب، فاصله انباشتگی و استراتژی نخبه‌گرا است [26, 27].

اصول الگوریتم ژنتیک چینش نامغلوب نسخه ۲ به شرح زیر است:

- مرحله ۱: تشکیل جمعیت اولیه به صورت تصادفی
- مرحله ۲: اجرای عملیات چندهدفه شامل چینش نامغلوب، محاسبه فاصله انباشتگی و چینش حل‌ها
- مرحله ۳: شروع حلقه اصلی
- مرحله ۴: تولید فرزندان از روش تقاطع
- مرحله ۵: تولید فرزندان از روش جهش
- مرحله ۶: ترکیب والدین و فرزندان
- مرحله ۷: همان عملیات در مرحله ۲
- مرحله ۸: انتخاب مناسب‌ترین حل‌ها
- مرحله ۹: همان عملیات در مرحله ۲
- مرحله ۱۰: برگشتن به مرحله ۳ و تکرار الگوریتم تا برقراری شرایط توقف.

۳- مدل ریاضی

در این مطالعه یک مدل خودروی ۸ درجه آزادی مطابق شکل ۱ در نظر گرفته شده است. مدل شامل یک صندلی مسافر و جرم فنربندی شده روی فنرها و جرم‌های فنربندی نشده قرار گرفته که مربوط به جرم مونتاژ شده چرخ‌ها است. این مدل، جابه‌جایی عمودی، کله‌زنی و غلتش جرم فنربندی شده و حرکت عمودی چهار جرم فنربندی نشده و صندلی مسافر را در نظر می‌گیرد. تعلیق، تایر و صندلی مسافر با فنرهای خطی موازی، همراه با دمپرها مدل می‌شوند. پارامترهای $m_s, m_1, m_2, m_3, m_4, m_p, m_x$ و I_y به ترتیب عبارت از جرم فنربندی شده، جرم تایر جلو راست، جرم تایر جلو چپ، جرم تایر عقب راست، جرم تایر عقب چپ، جرم صندلی، ممان اینرسی جرم فنربندی شده در کله‌زنی و غلتش هستند. پارامترهای $k_i, c_i, k_{ti}, c_{ti}, k_p, c_p$ که $i=1,2,3,4$ ، به ترتیب ضرایب فنریت و دمپینگ تعلیق، ضرایب فنریت و دمپینگ تایر و ضرایب فنریت و دمپینگ صندلی مسافر را مشخص می‌کنند.



شکل ۱) مدل کامل خودرو

با استفاده از قانون دوم نیوتن در حرکت، معادلات حرکت برای جرم فنربندی شده، جرم‌های فنربندی نشده و صندلی مسافر به صورت زیر به دست می‌آید:

می‌کنند. ایده پس‌زمینه الگوریتم ژنتیک، استفاده مؤثر و موفق از استراتژی‌های بهینه‌سازی به نام تکامل داروین و تبدیل به فرم‌های ریاضی است. هدا و همکاران [15] الگوریتم ژنتیک را برای به‌دست آوردن سازگاری بهینه هم‌زمان بین آسایش راننده، کیفیت حفظ خودرو و ضربه تعلیق در مقابل ورودی تصادفی به کار برده‌اند. صیفی و همکاران [16] مدل کامل خودرو را با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه کرده‌اند تا آسایش راننده، حفظ جاده، فضای کاری تعلیق و جلوگیری از ناپایداری غلتشی را بهبود ببخشند. جین و همکاران [17] کنترلر H-بی‌نهایت با سیستم ترمز الکتروهیدرولیک را بهینه‌سازی کرده و الگوریتم ژنتیک را به منظور بهبود عملکرد ضد غلتش خودرو به کار برده‌اند. گیل‌گومز و همکاران [18] الگوریتم ژنتیک را در ترکیب با بهینه‌سازی چندهدفه و گرادیان پایه به منظور تست پارامتر حفظ خودرو در شرایط زمستانی به کار برده‌اند.

به منظور حل فرم ریاضی مسائل بهینه‌سازی شامل بیش از یک تابع هدف، در بهینه‌سازی هم‌زمان، چندین روش مدل‌سازی در حل مسائل بهینه‌سازی چندهدفه (MOOP) توسعه یافته است. لویرو و جزیگال [19]، یک الگوریتم تکاملی چندهدفه را به منظور ایجاد سازگاری بین ملزومات عملکردی ناسازگار مورد نظر، در معرض قیدها، در سیستم تعلیق خودرو غیرفعال استفاده کرده و یک مجموعه از حل‌های نامغلوب به دست آورده‌اند. کاستاس و همکاران [20] بهینه‌سازی چندهدفه جایگزین مینا را برای یک مساله برخورد در جاذب ضربه جلو، به کار برده‌اند و حل پارتو به همراه مدل‌های تقریبی صحنه‌گذاری شده به دست آمده است. جنسن و همکاران [21] الگوریتم نقطه داخلی مسیر-امکان‌پذیر خاصی را برای حل مسائل بهینه‌سازی اعتماد مینا در سیستم دینامیکی اتفاقی درجه بالا به کار برده‌اند. وانگ و همکاران [22] اثر جرم فنربندی نشده روی عملکرد راننده خودرو را بررسی کرده‌اند و بهینه‌سازی متناظر با استفاده از مدل سطح پاسخ به دست آمده است. بوش و بسل [23] یک خودروی تمام‌چرخ فرمان‌پذیر فعال را در نظر گرفته و توابع هدف مدل مینا را فرمول‌بندی کرده‌اند و در یک مساله بهینه‌سازی چندهدفه خلاصه کرده‌اند. سپس مساله غیرمقیّد را به وسیله تعریف یک تابع پنالتی به دست آورده‌اند. گیو و همکاران [24] یک مدل کرینگینگ و الگوریتم ژنتیک چینش نامغلوب نسخه ۲ (NSGA-II) را برای مساله بهینه‌سازی چندهدفه برای طراحی سیستم مهار مسافر خودرو در معرض تصادف از جلو، ترکیب کرده‌اند و بعضی نتایج ارتقایافته در مقایسه با طراحی اصلی را به دست آورده‌اند.

در مطالعه حاضر، یک روش بهینه‌سازی پارتو براساس الگوریتم ژنتیک چینش نامغلوب نسخه ۲ ارائه شده و روی یک مدل کامل خودرو به کار رفته است. در این مدل کامل خودرو که دارای ۸ درجه آزادی بوده، حرکات عمودی صندلی مسافر، بدنه خودرو و چهار تایر در نظر گرفته شده است. بنابراین در این مدل سه‌بعدی، زاویه کله‌زنی و زاویه غلتش بدنه خودرو در نظر گرفته شده است. با استفاده از روش حاضر، مجموعه کاملی از پارامترهای آسایش راننده و ایمنی راننده خودرو که با یکدیگر در تعارض هستند، به طور هم‌زمان در نظر گرفته می‌شوند. سپس نقاط بهینه سازگار متناظر با پارامترهای راننده تعریف می‌شوند و پارامترهای تعلیق بهینه به دست می‌آیند.

۲- الگوریتم ژنتیک چینش نامغلوب نسخه ۲

الگوریتم ژنتیک چینش نامغلوب، یک الگوریتم بهینه‌سازی چندهدفه و یک نمونه از الگوریتم بهینه‌سازی تکاملی بوده که یک فرم توسعه‌یافته از الگوریتم ژنتیک است [25]. الگوریتم ژنتیک

روی جهات X و Y است.

مدل دینامیکی با یک تابع پله‌ای تحریک می‌شود که برای تحلیل، ارتفاع تابع پله‌ای $h=0.5$ (متر) و سرعت خودرو $v=20$ (متر بر ثانیه) استفاده می‌شود. سمت راست و چپ مدل، دامنه منحنی جاده برابری دارند، اما سمت چپ یک زمان تأخیر d/v خواهد داشت و همچنین چرخ عقب، چرخ جلو را با منحنی مشابه و با تأخیر زمانی $(a+b)/v$ دنبال خواهد کرد. این ورودی جاده‌ای به تحریک هم‌زمان حرکت عمودی، کله‌زنی و غلتش بدنه خودرو کمک می‌کند.

۴- توابع هدف

در تمام کارهای مشابه تحقیق حاضر، به‌منظور بهبود آسایش راننده و ایمنی راننده، در آنالیز بهینه‌سازی خودرو، به‌ترتیب دو پارامتر اصلی شتاب صندلی مسافر (SA) و نیروی دینامیکی تایر (TF) کاهش می‌یابد. در تحقیق حاضر، با در نظر گرفتن مدل کامل خودرو، زاویه کله‌زنی بدنه (PA)، زاویه غلتش بدنه (RA)، سرعت تایر (TV) و انحراف تعلیق (SD) نیز به‌عنوان توابع هدف در نظر گرفته می‌شوند. اگر توابع هدف به دو گروه تقسیم شوند، گروه اول شامل SA، PA و RA و گروه دوم شامل TF، TV و SD هستند.

مطالعه نشان می‌دهد که دو گروه توابع هدف با هم در تعارض هستند. این بدان معنی است که دو گروه توابع هدف نمی‌توانند به‌صورت هم‌زمان سطح بالایی از عملکرد را داشته باشند. بنابراین یک بهینه‌سازی چندهدفه نیاز است تا سازگاری خوبی بین این دو به وجود آورد. در بهینه‌سازی چندهدفه، یک حل پارتو به دست می‌آید و طراحان می‌توانند یک نقطه طراحی مؤثری از مجموعه حل‌ها انتخاب کنند تا نیازهای طراحی مورد نظر را ارضا کنند. از آنجایی که هر چرخ عملکرد متفاوتی دارد، به‌طور طبیعی مقادیر برای توابع هدف در گروه ۲ متفاوت خواهد شد. به‌منظور محاسبه مقدار تابع هدف در گروه ۲ برای کل خودرو، مجموع مقدار مطلق توابع هدف در چرخ‌ها به‌عنوان مقدار تابع هدف کل خودرو، به‌صورت زیر در نظر گرفته می‌شود.

$$F = \sum_{i=1}^4 \max |F_i|, \quad i = 1, 2, 3, 4, \quad (7)$$

که F و F_i ($i=1,2,3,4$) به‌ترتیب تابع هدف کل خودرو و هر چرخ است. در روند بهینه‌سازی، مقدار تابع هدف در هر چرخ، مقدار ماکزیم آن در بازه زمانی مورد نظر است.

۵- متغیرهای طراحی

تعدادی از فاکتورها روی مشخصه‌های دینامیکی خودرو و صندلی مسافر تأثیر دارند. بعضی از این فاکتورهای معمولی، سختی فنر صندلی، ضریب دمپینگ صندلی، سختی فنر تعلیق، ضریب دمپینگ تعلیق، جرم چرخ و پارامترهای تایر است.

اکثر متغیرهای طراحی، اثر معکوسی روی توابع هدف مختلف دارند که بهبود در یک تابع هدف اثر منفی در دیگری دارد. با این وجود، هنوز بعضی راه‌ها برای پیدا کردن یک سازگاری بین این توابع هدف ناسازگار وجود دارد. در مطالعه حاضر برای ایجاد این سازگاری و حل مساله بهینه‌سازی، از روش الگوریتم ژنتیک چینی نامغلوب نسخه ۲ استفاده می‌شود. جدول ۱ لیستی از پارامترهای ثابت را فراهم کرده که در آنالیز استفاده می‌شود [28] و جدول ۲ متغیرهای طراحی و حد پایین و بالای متناظر آنها را ارائه می‌دهد [28].

$$\begin{aligned} m_s \ddot{\delta}_0 + \sum_{i=1}^4 \{k_i [\delta_0 + (y_i - y_0)\theta_0 + (x_0 - x_i)\phi_0 - \delta_i] \\ + c_i [\dot{\delta}_0 + (y_i - y_0)\dot{\theta}_0 + (x_0 - x_i)\dot{\phi}_0 - \dot{\delta}_i]\} \\ + k_p [\delta_0 + (y_p - y_0)\theta_0 + (x_0 - x_p)\phi_0 - \delta_p] \\ + c_p [\dot{\delta}_0 + (y_p - y_0)\dot{\theta}_0 + (x_0 - x_p)\dot{\phi}_0 - \dot{\delta}_p] = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} I_x \ddot{\theta}_0 + \sum_{i=1}^4 \{k_i (y_i - y_0) [\delta_0 + (y_i - y_0)\theta_0 \\ + (x_0 - x_i)\phi_0 - \delta_i] \\ + c_i (y_i - y_0) [\dot{\delta}_0 + (y_i - y_0)\dot{\theta}_0 + (x_0 - x_i)\dot{\phi}_0 \\ - \dot{\delta}_i]\} \\ + k_p (y_p - y_0) [\delta_0 + (y_p - y_0)\theta_0 \\ + (x_0 - x_p)\phi_0 - \delta_p] \\ + c_p (y_p - y_0) [\dot{\delta}_0 + (y_p - y_0)\dot{\theta}_0 \\ + (x_0 - x_p)\dot{\phi}_0 - \dot{\delta}_p] = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} I_y \ddot{\phi}_0 + \sum_{i=1}^4 \{k_i (x_0 - x_i) [\delta_0 + (y_i - y_0)\theta_0 \\ + (x_0 - x_i)\phi_0 - \delta_i] \\ + c_i (x_0 - x_i) [\dot{\delta}_0 + (y_i - y_0)\dot{\theta}_0 \\ + (x_0 - x_i)\dot{\phi}_0 - \dot{\delta}_i]\} \\ + k_p (x_0 - x_p) [\delta_0 + (y_p - y_0)\theta_0 \\ + (x_0 - x_p)\phi_0 - \delta_p] \\ + c_p (x_0 - x_p) [\dot{\delta}_0 + (y_p - y_0)\dot{\theta}_0 \\ + (x_0 - x_p)\dot{\phi}_0 - \dot{\delta}_p] = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} m_i \ddot{\delta}_i + [k_i + k_{ti}] \delta_i \\ - k_i [\delta_0 + (y_i - y_0)\theta_0 \\ + (x_0 - x_i)\phi_0] \\ - k_{ti} \delta_{ti} + [c_i + c_{ti}] \dot{\delta}_i \\ - c_i [\dot{\delta}_0 + (y_i - y_0)\dot{\theta}_0 \\ + (x_0 - x_i)\dot{\phi}_0] \end{aligned} \quad (4)$$

$$-c_{ti} \dot{\delta}_{ti} = 0 \quad \text{where } i = 1, 2, 3, 4$$

$$\begin{aligned} m_p \ddot{\delta}_p - k_p [\delta_0 + (y_p - y_0)\theta_0 + (x_0 - x_p)\phi_0 - \delta_p] \\ - c_p [\dot{\delta}_0 + (y_p - y_0)\dot{\theta}_0 + (x_0 - x_p)\dot{\phi}_0 - \dot{\delta}_p] = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

که δ_0 ، θ_0 و ϕ_0 به‌ترتیب حرکت عمودی، کله‌زنی و غلتش جرم فنربندی شده هستند و δ_i و δ_p به‌ترتیب حرکت عمودی جرم فنربندی‌نشده $\dot{A}m$ و صندلی مسافر هستند. به‌علاوه $(X_i - X_0)$ و $(y_i - y_0)$ فاصله بین نقطه اتصال جرم فنربندی‌نشده $\dot{A}m$ به جرم فنربندی‌شده و مرکز گرانش جرم فنربندی‌شده، روی جهات X و Y هستند و $(X_p - X_0)$ و $(y_p - y_0)$ به‌ترتیب فاصله بین نقطه اتصال صندلی مسافر با جرم فنربندی‌شده و مرکز گرانش جرم فنربندی‌شده

جدول (۱) پارامترهای ثابت [28]

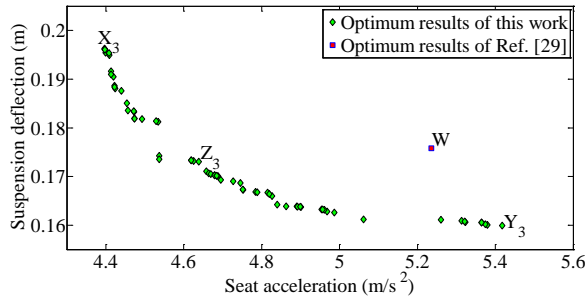
پارامتر ثابت	مقدار	پارامتر ثابت	مقدار
d (m)	۱.۴۵۰	$m_1 = m_2$ (kg)	۸۵
a (m)	۱.۵۲۴	$m_3 = m_4$ (kg)	۶۰
b (m)	۱.۱۵۶	k_t (N/m)	۲۰۰۰۰
m_s (kg)	۲۱۶۰	c_t (N. s/m)	۰
I_x (kg. m ²)	۴۱۴۰	e (m)	۰.۳۷۵
I_y (kg. m ²)	۹۴۶	f (m)	۰.۲۳۴
m_p (kg)	۱۰۰	-	-

جدول (۲) بازه متغیرهای طراحی [28]

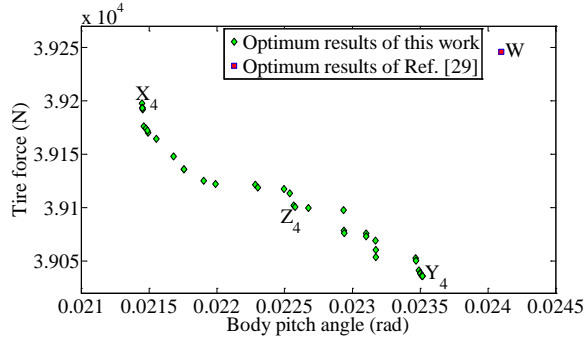
متغیر طراحی	حد پایین	حد بالا
$k_1 = k_2$ (N/m)	۷۵۰۰۰	۱۰۰۰۰۰
$c_1 = c_2$ (N. s/m)	۸۷۵	۳۰۰۰
$k_3 = k_4$ (N/m)	۳۲۰۰۰	۷۰۰۰۰
$c_3 = c_4$ (N. s/m)	۸۷۵	۳۰۰۰
k_p (N/m)	۹۰۰۰	۱۲۰۰۰۰
c_p (N. s/m)	۴۰۰	۹۰۰

۶- نتایج و آنالیز

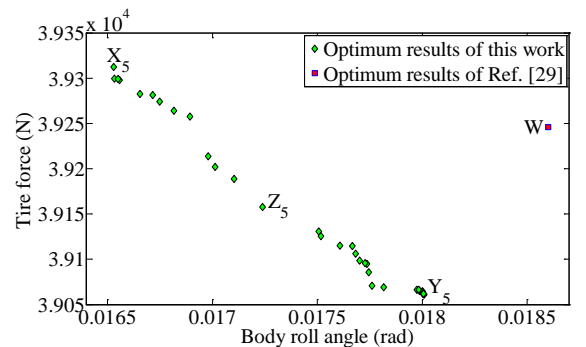
الگوریتم ژنتیک چینی نامغلوب نسخه ۲ که در بخش قبل معرفی شد، برای طراحی چندهدفه مدل کامل خودرو به کار می‌رود که در شکل ۱ نشان داده شده است. بین جفت‌های مختلف ممکن از توابع هدف، ۶ جفت مختلف در روند بهینه‌سازی در نظر گرفته شده است. جفت‌های توابع هدفی که باید جداگانه بهینه شوند، (گروه ۱)، (RA,TF)، (PA,TF)، (SA,SD)، (SA,TV)، (SA,TF) (گروه ۲)، آخرین جفت جمع توابع هدف بی‌بعد در گروه ۱ با جمع توابع هدف بی‌بعد در گروه ۲ است. توابع هدف بی‌بعد از تقسیم توابع هدف به مقدار مینیمم آنها در بهینه‌سازی دوهدفه قبل به دست می‌آید. یک جمعیت ۲۰۰ تایی با احتمال تقاطع ۰.۷ و احتمال جهش ۰.۳ استفاده می‌شود. جبهه‌های پارتوی به‌دست‌آمده برای هر جفت توابع هدف انتخاب شده، در نمودارهای ۱-۶ نشان داده شده است. با مطالعه این نمودارها مشاهده می‌شود که به‌دست‌آوردن یک مقدار بهتر برای یک تابع هدف، طبیعتاً باعث یک مقدار بدتر برای تابع هدف دیگر می‌شود.



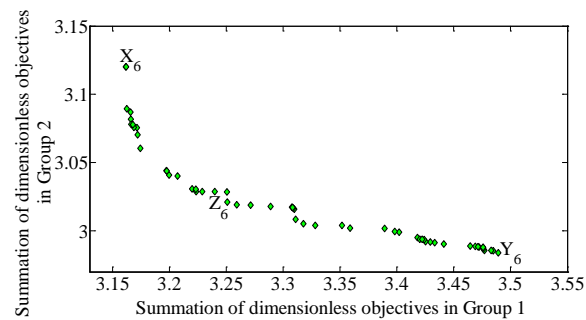
نمودار (۳) جبهه پارتو برای شتاب صندلی و انحراف تعلیق



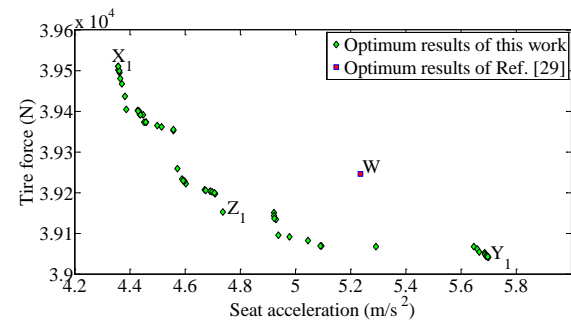
نمودار (۴) جبهه پارتو برای زاویه کله‌زنی بدنه و نیروی دینامیکی تایر



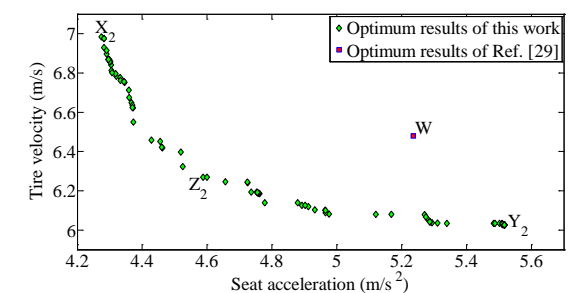
نمودار (۵) جبهه پارتو برای زاویه غلتش بدنه و نیروی دینامیکی تایر



نمودار (۶) جبهه پارتو برای مجموع توابع هدف بی‌بعد در گروه ۱ و گروه ۲



نمودار (۱) جبهه پارتو برای شتاب صندلی و نیروی دینامیکی تایر



نمودار (۲) جبهه پارتو برای شتاب صندلی و سرعت تایر

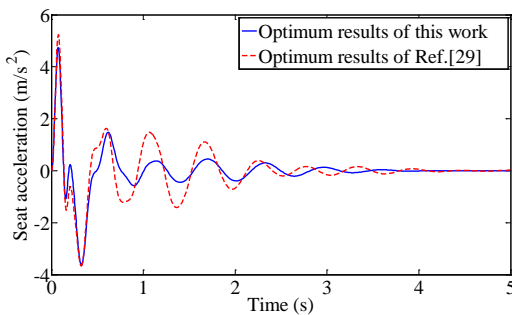
نمودار ۱، جبهه پارتوی مربوط به شتاب صندلی و نیروی دینامیکی تایر را نمایش می‌دهد که نقاط بهینه نامغلوب مختلفی را نسبت به توابع هدف ناسازگار نشان می‌دهد. نقاط لوزی، نقاط جبهه پارتو هستند. جبهه پارتو، یک مجموعه حل‌های کاربردی را فراهم می‌کند و هر نقطه در جبهه پارتو می‌تواند یک حل باشد. در این نمودار، نقاط X_1 و Y_1 به ترتیب در جایگاه بهترین شتاب صندلی و بهترین نیروی دینامیکی تایر هستند. باید توجه داشت که تمام نقاط طراحی بهینه در جبهه پارتو، نامغلوب هستند و می‌توانند به وسیله یک طراح انتخاب شوند. همان‌طور که نمودار نشان می‌دهد، انتخاب یک مقدار بهتر برای هر تابع هدف در جبهه‌های پارتو باعث یک مقدار بدتر در تابع هدف دیگر می‌شود.

جدول ۴) مقادیر توابع هدف نقطه بهینه W

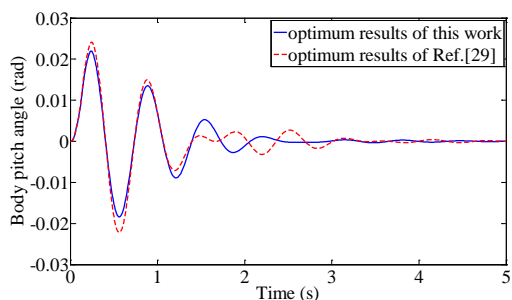
نقطه بهینه	SA	PA	RA	TF	TV	SD
نقطه W	۰.۲۳۵۵	۰.۰۲۴۱	۰.۰۱۸۶	۳۹۲۴۶	۶.۴۸۰۲	۰.۱۷۵۸

پاسخ زمانی شتاب صندلی متناظر با مقدار بهینه نقطه Z_1 نسبت به نقطه بهینه W پیشنهاد شده به وسیله شیر/هت و همکاران [29]، برای مقایسه در نمودار ۷ نشان داده شده است. این نمودار به طور واضح نشان می‌دهد که مقادیر شتاب صندلی که با استفاده از نقطه طراحی به دست آمده در این تحقیق حاصل شده است، بهتر از مقداری هستند که با استفاده از نقطه طراحی W داده شده توسط شیر/هت و همکاران [29] به دست آمده است. به علاوه برتری دیگر نقاط بهینه به دست آمده در این تحقیق را نسبت به نقطه W می‌توان نشان داد. مقدار مطلق ماکزیمم شتاب صندلی متناظر با نقاط بهینه Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_5 و Z_6 نسبت به مقدار مطلق ماکزیمم شتاب صندلی متناظر با نقطه بهینه W، به ترتیب حدود ۱۰، ۱۲، ۱۱، ۲، ۳ و ۷٪ بهبود یافته است.

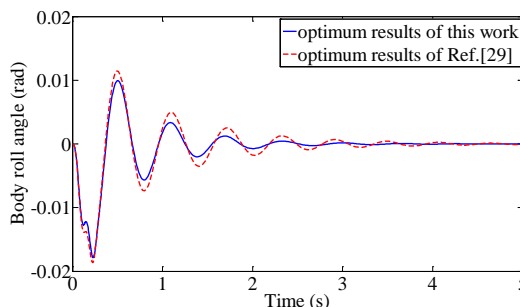
همچنین پاسخ زمانی دیگر توابع هدف متناظر با مقادیر بهینه نقطه Z_1 و مقادیر بهینه پیشنهاد شده توسط شیر/هت و همکاران [29]، به منظور مقایسه در نمودارهای ۸-۱۲ نشان داده شده‌اند. در اینجا توابع هدف TF، TV و SD از طریق معادله ۶ محاسبه شده‌اند. همان‌طور که در این نمودارها مشاهده می‌شود، مقادیر دیگر توابع هدف از نقطه طراحی به دست آمده در مطالعه حاضر، بهتر از مقادیر متناظر از نقطه طراحی داده در شیر/هت و همکاران [29] است.



نمودار ۷) پاسخ زمانی شتاب صندلی نقطه Z_1 و نقطه W



نمودار ۸) پاسخ زمانی زاویه کله زنی بدنه نقطه Z_1 و نقطه W



نمودار ۹) پاسخ زمانی زاویه غلتش بدنه نقطه Z_1 و نقطه W

به طور واضح، برخی وقایع طراحی بهینه مهمی بین این توابع هدف وجود دارد که می‌توان در جبهه پارتو مشاهده کرد. در نمودار ۱، نقطه Z_1 نقطه‌ای است که یک واقعه طراحی بهینه مهم را نشان می‌دهد. نقطه طراحی بهینه Z_1 به دست آمده در تحقیق حاضر، یک افزایش کوچک در نیروی دینامیکی تأثیر نسبت به نقطه Y_1 (طراحی با حداقل نیروی دینامیکی تأثیر) نمایش می‌دهد، در حالی که شتاب صندلی به طور قابل توجهی بهبود می‌یابد. در حقیقت نقطه طراحی سازگار Z_1 بدون به کار بردن روش بهینه پارتوی ارائه شده در این مطالعه به دست نمی‌آید. همچنین نمودار ۱، نقطه بهینه W به دست آمده توسط شیر/هت و همکاران [29] را نشان می‌دهد. این نمودار نشان می‌دهد که نقطه W، مقادیر توابع هدف بدتری نسبت به نقاط بهینه در جبهه پارتو دارد.

همچنین جبهه پارتوی نامغلوب، برای دیگر مجموعه‌های انتخابی از توابع هدف، در نمودارهای ۲-۶ نشان داده شده است. نمودار ۶، جبهه پارتوی مجموع توابع هدف بی‌بعد در گروه ۱ و مجموع توابع هدف بی‌بعد در گروه ۲ را نشان می‌دهد. نقاط طراحی X_2 و X_3 مربوط به بهترین SA و نقاط X_4 و X_5 به ترتیب مربوط به بهترین RA و PA هستند، در حالی که نقاط Y_2 و Y_3 به ترتیب بهترین TV و SD و نقاط Y_4 و Y_5 بهترین TF را نشان می‌دهند. همچنین نقاط X_6 و Y_6 به ترتیب بهترین مجموع توابع هدف بی‌بعد در گروه ۱ و گروه ۲ را نشان می‌دهند. به طور مشابه نقاط Z_2, Z_3, Z_4, Z_5 و Z_6 ، وقایع طراحی بهینه مهمی را نشان می‌دهند. این نقاط و مقادیر توابع هدف متناظر و متغیرهای طراحی مرتبط با این نقاط طراحی بهینه، در جدول ۳ لیست شده‌اند که F_1 و F_2 به ترتیب مقادیر اولین و دومین تابع هدف متناظر با این نقاط هستند. مقادیر متناظر توابع هدف نقطه بهینه W به دست آمده توسط شیر/هت و همکاران [29] نیز در جدول ۴ آمده است.

جدول ۳) مقادیر توابع هدف و متغیرهای طراحی نقاط بهینه متناظر

c_p	k_p	$c_3 = c_4$	$c_1 = c_2$	$k_3 = k_4$	$k_1 = k_2$	F_2	F_1	ODP*
۸۸۴	۹۳۳۴۳	۲۱۰۴	۱۲۵۶	۵۱۳۱۸	۷۶۴۰۰	۳۹۵۱۰	۴.۳۵۸	X_1
۴۱۶	۱۱۷۰۷۸	۲۹۶۶	۲۸۱۷	۶۴۴۰۸	۹۱۰۷۹	۳۹۰۴۲	۵.۶۹۸	Y_1
۷۷۶	۹۴۸۳۸	۲۸۵۶	۲۷۰۰	۶۴۴۰۷	۷۹۸۷۹	۳۹۱۵۲	۴.۷۳۷	Z_1
۸۴۶	۹۰۲۵۱	۲۵۶۰	۱۰۰۷	۵۷۱۰۴	۷۵۲۸۴	۶.۹۸۴	۴.۲۷۴	X_2
۵۵۷	۱۰۹۵۰۵	۲۸۸۲	۲۹۰۱	۶۶۴۰۲	۹۵۷۴۹	۶.۰۲۶	۵.۵۱۶	Y_2
۷۹۵	۹۱۶۵۱	۲۷۱۵	۲۵۹۵	۵۷۹۱۵	۷۶۷۱۵	۶.۲۶۹	۴.۵۸۷	Z_2
۸۲۷	۹۴۹۵۰	۲۴۱۸	۱۱۵۹	۶۳۹۹۸	۷۶۱۷۰	۰.۱۹۶۳	۴.۳۹۷	X_3
۶۹۲	۱۱۰۹۵۶	۲۹۴۲	۲۸۲۶	۶۲۷۹۴	۹۶۰۸۸	۰.۱۵۹۹	۵.۴۱۷	Y_3
۸۰۷	۹۳۶۵۷	۲۴۴۷	۲۷۰۱	۶۳۰۱۶	۷۶۴۱۵	۰.۱۷۳۱	۴.۶۳۹	Z_3
۶۲۰	۱۱۵۲۳۹	۲۹۰۸	۲۵۱۹	۶۵۳۰۷	۷۵۲۰۳	۳۹۱۹۲	۰.۰۲۱۴۵	X_4
۵۹۸	۱۱۸۹۴۲	۲۹۰۸	۲۷۳۸	۶۵۸۶۴	۹۹۰۲۱	۳۹۰۳۶	۰.۰۲۳۵۲	Y_4
۵۹۵	۱۱۷۸۱۴	۲۹۰۸	۲۷۲۲	۶۵۴۴۴	۸۷۵۶۶	۳۹۱۰۱	۰.۰۲۲۵۸	Z_4
۴۸۳	۹۴۵۰۴	۱۰۵۲	۲۹۶۵	۶۶۷۰۰	۸۱۱۸۰	۳۹۳۰۶	۰.۰۱۶۵۴	X_5
۷۳۴	۱۰۷۹۲۷	۲۹۲۳	۲۹۱۶	۶۷۸۲۴	۸۷۵۸۵	۳۹۰۶۱	۰.۰۱۸۰۱	Y_5
۷۲۵	۹۸۸۱۱	۲۱۱۵	۲۹۵۹	۶۳۵۵۵	۸۳۲۱۶	۳۹۱۵۸	۰.۰۱۷۲۴	Z_5
۸۷۱	۹۱۲۵۷	۲۷۴۶	۲۴۸۸	۶۱۹۰۶	۷۷۸۹۱	۳.۱۲۰	۳.۱۶۲	X_6
۶۷۵	۱۱۵۵۹۳	۲۹۶۳	۲۸۹۳	۶۵۱۶۵	۹۶۶۶۷	۲.۹۸۴	۳.۴۸۹	Y_6
۸۴۳	۹۲۸۲۹	۲۹۳۹	۲۸۰۵	۶۳۷۵۵	۸۴۸۱۲	۳.۰۲۹	۳.۲۴۰	Z_6

*نقاط طراحی بهینه (Optimal Design Points)

مقدمه/روش‌شناسی/پژوهشگر اصلی (۳۰٪)؛ مسعود مسیبی (نویسنده دوم)، پژوهشگر کمکی (۵۰٪)؛ اصغر مهدیان (نویسنده سوم)، پژوهشگر کمکی (۵۰٪)؛ احمد کشاورزی (نویسنده چهارم)، پژوهشگر کمکی (۱۰٪)

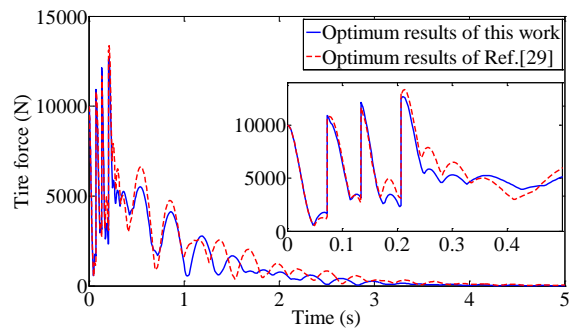
منابع مالی: موردی توسط نویسندگان بیان نشده است.

۸- پی‌نوشت

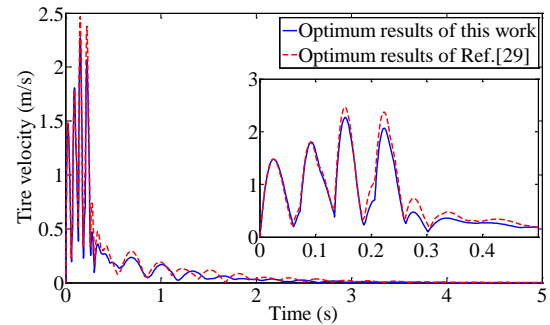
- علامه**
- a & b** فاصله مرکز گرانش جرم فنربندی شده به ترتیب از اکسل جلو و عقب (متر)
- c₁ & c₂** ضریب دمپینگ تعلیق به ترتیب سمت جلو راست و جلو چپ (نیوتون در ثانیه بر متر)
- c₃ & c₄** ضریب دمپینگ تعلیق به ترتیب سمت عقب راست و عقب چپ (نیوتون در ثانیه بر متر)
- c_p** ضریب دمپینگ صندلی مسافر (نیوتون در ثانیه بر متر)
- c_t** ضریب دمپینگ تایلر (نیوتون در ثانیه بر متر)
- e & f** فاصله موقعیت صندلی از مرکز گرانش جرم فنربندی شده (متر)
- I_x & I_y** ممان اینرسی به ترتیب کله‌زنی و غلتش جرم فنربندی شده (کیلوگرم در متر مربع)
- k₁ & k₂** ضریب فنریت تعلیق به ترتیب سمت جلو راست و جلو چپ (نیوتون بر متر)
- k₃ & k₄** ضریب فنریت تعلیق به ترتیب سمت عقب راست و عقب چپ (نیوتون بر متر)
- k_p** ضریب فنریت صندلی مسافر (نیوتون بر متر)
- k_t** ضریب فنریت تایلر (نیوتون بر متر)
- m₁ & m₂** جرم تایلر به ترتیب سمت جلو راست و جلو چپ (کیلوگرم)
- m₃ & m₄** جرم تایلر به ترتیب سمت عقب راست و عقب چپ (کیلوگرم)
- m_p** جرم صندلی مسافر (کیلوگرم)
- m_s** جرم فنربندی شده (کیلوگرم)
- δ_{t1} & δ_{t2}** منحنی جاده به ترتیب در تعلیق سمت جلو راست و جلو چپ (متر)
- δ_{t3} & δ_{t4}** منحنی جاده به ترتیب در تعلیق سمت عقب راست و عقب چپ (متر)

منابع

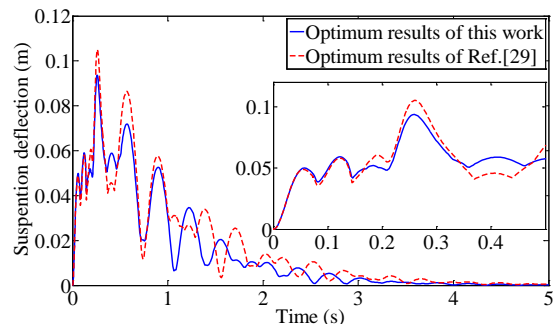
- 1- Uys PE, Els PS, Thoresson M. Suspension settings for optimal ride comfort of off-road vehicles travelling on roads with different roughness and speeds. *Journal of Terramechanics*. 2007;44(2):163-175.
- 2- Pennati M, Gobbi M, Mastinu G. A dummy for the objective ride comfort evaluation of ground vehicles. *Vehicle System Dynamics*. 2009;47(3):343-362.
- 3- Tong W, Guo KH. Simulation testing research on ride comfort of vehicle with global-coupling torsion-elimination suspension. *Physics Procedia*. 2012;33:1741-1748.
- 4- Chen Sh, Wang D, Chen J, Liu B, Li C. Optimization of CAR sound package with statistical energy analysis model using grey relational analysis and Taguchi method. *Fluctuation and Noise Letters*. 2013;12(1):1250024-254.
- 5- Türkay S, Akçay H. Aspects of achievable performance for quarter-car active suspensions. *Journal of Sound and Vibration*. 2008;311(1-2):440-460.
- 6- Ihsan SI, Faris WF, Ahmadian M. Analysis of control policies and dynamic response of a Q-Car 2-DOF semi active system. *Shock and Vibration*. 2008;15(5):573-582.
- 7- Gündoğdu Ö. Optimal seat and suspension design for a quarter car with driver model using genetic algorithms. *International Journal of Industrial Ergonomics*.



نمودار ۱۰) پاسخ زمانی نیروی دینامیکی تایلر نقطه Z₁ و نقطه W



نمودار ۱۱) پاسخ زمانی سرعت تایلر نقطه Z₁ و نقطه W



نمودار ۱۲) پاسخ زمانی انحراف تعلیق نقطه Z₁ و نقطه W

۷- نتیجه‌گیری

الگوریتم ژنتیک چندهدفه‌ای به کار گرفته شد تا مدل کامل ارتعاشی خودرو را طراحی بهینه کند. چند تابع هدف که در تعارض با یکدیگر هستند، مانند شتاب صندلی مسافر، نیروی دینامیکی تایلر، زاویه کله‌زنی بدنه، زاویه غلتش بدنه، سرعت تایلر و انحراف تعلیق انتخاب شدند که توابع هدف مدل سه‌بعدی نیز در نظر گرفته شده است. بهینه‌سازی چندهدفه مدل خودرو، بعضی نقاط طراحی مهم در میان این توابع هدف را به دست آورده است. مقایسه نقاط طراحی بهینه به دست آمده با آنچه که در مقالات گزارش شده است، برتری نتایج تحقیق حاضر را نشان می‌دهد. بنابراین، مدل سه‌بعدی خودرو و بهینه‌سازی چندهدفه این مدل، می‌تواند نقاط طراحی مهمی بین مجموعه کاملی از توابع هدف متعارض مدل سه‌بعدی خودرو به دست آورد.

تشکر و قدردانی: موردی توسط نویسندگان بیان نشده است.

تأییدیه اخلاقی: مالکیت معنوی این تحقیق که مستخرج از پایان‌نامه دکترای می‌باشد، متعلق به دانشگاه صنعتی مالک اشتر بوده و در جای دیگری منتشر نشده است.

تعارض منافع: موردی توسط نویسندگان بیان نشده است.

سهم نویسندگان: محمدرضا باقری (نویسنده اول)، نگارنده

- 19- Loyer B, Jézéquel L. Robust design of a passive linear quarter car suspension system using a multi-objective evolutionary algorithm and analytical robustness indexes. *Vehicle System Dynamics*. 2009;47(10):1253-1270.
- 20- Costas M, Díaz J, Romera L, Hernández S. A multi-objective surrogate-based optimization of the crashworthiness of a hybrid impact absorber. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2014;88:46-54.
- 21- Jensen HA, Becerra LG, Valdebenito MA. On the use of a class of interior point algorithms in stochastic structural optimization. *Computers & Structures*. 2013;126:69-85.
- 22- Wang DF, Shi TZ, Deng ZX, Dong HL. Wheel dynamic load optimization of in-wheel motorelectric vehicle based on response surface method. *Applied Mechanics and Materials*. 2014;556-562:1435-1440.
- 23- Busch J, Bestle D. Optimisation of lateral car dynamics taking into account parameter uncertainties. *Vehicle System Dynamics*. 2014;52(2):166-185.
- 24- Gu X, Sun G, Li G, Huang X, Li Y, Li Q. Multiobjective optimization design for vehicle occupant restraint system under frontal impact. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2013;47(3):465-477.
- 25- Sedighzadeh M, Faramarzi H, Mahmoodi MM, Sarvi M. Hybrid approach to FACTS devices allocation using multi-objective function with NSPSO and NSGA-II algorithms in Fuzzy framework. *International Journal of Electrical Power and Energy Systems*. 2014;62:586-598.
- 26- Deb K, Pratap A, Agarwal S, Meyarivan T. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*. 2002;6(2):182-197.
- 27- Bharti PS, Maheshwari S, Sharma C. Multi-objective optimization of electric-discharge machining process using controlled elitist NSGA-II. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2012;26(6):1875-1883.
- 28- Panzade PK. Modeling and analysis of full vehicle for ride and handling [Dissertation]. Coimbatore: PSG College of Technology; 2005.
- 29- Shirahatt A, Prasad PSS, Panzade P, Kulkarni MM. Optimal design of passenger car suspension for ride and road holding. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2008;30(1):66-76.
- 2007;37(4):327-332.
- 8- Zhang Y, Liu G, Wang P, Karimi HR. Finite frequency vibration control for polytopic active suspensions via dynamic output feedback. *Mathematical Problems in Engineering*. 2013;2013:598489.
- 9- Scheibe F, Smith MC. Analytical solutions for optimal ride comfort and tyre grip for passive vehicle suspensions. *Vehicle System Dynamics*. 2009;47(10):1229-1252.
- 10- Čorić M, Deur J, Xu L, Eric Tseng H, Hrovat D. Optimisation of active suspension control inputs for improved vehicle ride performance. *Vehicle System Dynamics*. 2016;54(7):1004-1030.
- 11- Liang YJ, Wu SL. Optimal vibration control for tracked vehicle suspension systems. *Mathematical Problems in Engineering*. 2013;2013:178354.
- 12- Barbosa RS. Vehicle dynamic response due to pavement roughness. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2011;33(3):302-307.
- 13- Jin L, Yu Y, Fu Y. Study on the ride comfort of vehicles driven by in-wheel motors. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016;8(3):1-9.
- 14- Drehmer LRC, Casas WJP, Gomes HM. Parameters optimisation of a vehicle suspension system using a particle swarm optimisation algorithm. *Vehicle System Dynamics*. 2015;53(4):449-474.
- 15- Hada MK, Menon A, Bhavé SY. Optimisation of an active suspension force controller using genetic algorithm for random input. *Defence Science Journal*. 2007;57(5):691-706.
- 16- Seifi A, Hassannejad R, Hamed MA. Optimum design for passive suspension system of a vehicle to prevent rollover and improve ride comfort under random road excitations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K Journal of Multi Body Dynamics*. 2016;230(4):426-441.
- 17- Jin Z, Zhang L, Zhang J, Khajepour A. Stability and optimised H_∞ control of tripped and untripped vehicle rollover. *Vehicle System Dynamics*. 2016;54(10):1405-1427.
- 18- Gil Gómez GL, Lönnergård A, Asher MH, Nybacka M, Bakker E, Drugge L. Analysis and optimisation of objective vehicle dynamics testing in winter conditions. *Vehicle System Dynamics*. 2017;55(7):945-969.