مجله مهندسی مکانیک مدرس، خرداد 1397، دوره 18، شماره 03، ص‌ص 19-28

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

مدل پیشگوی برخط حداقل مربعات متحرک برای سیستم تعلیق دو درجه آزادی خودرو با استفاده از کنترل‌کننده فازی تطبیقی بهینه

محمد جوان‌بخت[1]، محمدجواد محمودآبادی[2*]

1- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سیرجان، سیرجان

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سیرجان، سیرجان

* سیرجان، صندوق پستی 7813733385، mahmoodabadi@sirjantech.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 01 آذر 1396

پذیرش: 07 بهمن 1396

ارائه در سایت: 02 اسفند 1396

کلید واژگان:

مدل پیشگو

حداقل مربعات متحرک

کنترل‌کننده فازی تطبیقی بهینه

الگوریتم جستجوی گرانشی

سیستم تعلیق دو درجه آزادی

چکیده

در این مقاله، روش درون‌یابی حداقل مربعات متحرک برای تقریب پارامترهای کنترل‌کننده فازی تطبیقی در یک سیستم تعلیق دو درجه آزادی با پارامتر متغیر جرم بدنه پیشنهاد شده است. در طراحی روش کنترلی پیشنهادی، دو سیستم فازی که هر کدام دو ورودی و یک خروجی به همراه بیست و پنج قانون اگر-آنگاه فازی می‌باشد، در نظر گرفته شده است. با استفاده از پنج تابع عضویت گاووسی برای هر ورودی، فازی‌ساز منفرد، موتور استنتاج حاصل‌ضرب و غیرفازی‌ساز میانگین مراکز، سیستم‌های فازی طراحی شده‌اند. سیستم‌های فازی ساخته شده با قوانین انطباق ترکیب می‌شوند. برای این منظور، تئوری لیاپانوف برای پایداری قوانین انطباق اعمال شده است. برای بدست آوردن پارامترهای بهینه‌ی کنترل‌کننده، الگوریتم بهینه‌سازی جستجوی گرانشی بکار برده شده است. در این الگوریتم مجموع وزن‌دار دو هدف جابجایی نسبی بین جرم فنربندی شده و تایر و همچنین شتاب بدنه به عنوان تابع هدف مورد استفاده قرار گرفته است. از آنجا که انتخاب ضرایب مناسب کنترل‌کننده حائز اهمیت است و همچنین هنگامی که پارامتر سیستم تغییر پیدا کند، ضرایب بهینه کنترل‌کننده نیز تغییر می‌یابند، برای حل این مشکل، مدل پیشگوی حداقل مربعات متحرک پیشنهاد شده است که نوعی روش درون‌یابی بر اساس شعاع همسایگی، تابع پایه و تابع وزن برای نقاط مورد نظر مسأله است. در نهایت مدل برخط حاصل، بر سیستم تعلیق دو درجه آزادی اعمال شده و نتایج با سیستم‌های بهینه بدون تقریبگر مقایسه شده است.

Moving least square online predictive model for two degrees of freedom suspension system using optimal adaptive fuzzy controller

Mohammad Javanbakht, Mohammad Javad Mahmoodabadi*

Department of Mechanical Engineering, Sirjan University of Technology, Sirjan, Iran

* P.O.B. 7813733385, Sirjan, Iran, mahmoodabadi@sirjantech.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 22 November 2017
Accepted 27 January 2018
Available Online 21 February 2018

Keywords:
Predictive Model
Moving Least Square
Optimal Adaptive Fuzzy Controller
Gravity Search Algorithm
Two Degrees of Freedom Suspension System

ABSTRACT

The Moving Least Square (MLS) interpolation method is proposed for approximation of adaptive fuzzy controller parameters for two degrees of freedom suspension system and each one has two inputs, one output with twenty-five linguistic fuzzy IF-THEN rules. Fuzzy systems are designed by using five Gaussian membership functions for each input, product inference engine, singleton fuzzifier and center average defuzzifier. The constructed fuzzy systems is composed with adaptation rules. For this purpose, Lyapunove approach is implemented for stability of the adaptation rules. The Gravity Search Algorithm (GSA) is implemented for achieve the optimum controller parameters. The relative displacement between sprung mass and tire and the body acceleration are two objective functions used in the optimization algorithm. Since, choose the suitable controller coefficients are important and when the parameter of the system change, Optimum coefficients of the controller will also change. In order to solve this obstacle, the MLS predictive model is purposed that is interpolation method based on a radius of the neighborhood, a basis function and a weight function for points of interest. Finally online model is implemented on the two degrees of freedom suspension system and results compared with the offline optimal systems.

1-مقدمه

سیستم تعلیق یکی از ارکان اصلی خودرو می‌باشد که بدنه خودرو را به وسیله تایر به سطح جاده متصل می‌کند، به همین دلیل از دیرباز محققان مطالعات گسترده‌ای را بر روی نوسانات جاده‌ای و تأثیرات آن بر روی خوش‌سواری، راحتی سرنشینان و فرمان‌پذیری بهتر خودرو، انجام داده‌اند [1-3]. از آن‌جا که سیستم تعلیق با هدف راحتی رانندگی و کنترل شاسی از نوسانات جاده‌ای طراحی شده است، اهمیت پیشرفت در این زمینه برای کارخانجات اتومبیل‌سازی اثبات شده و راحتی خودرو همیشه یکی از معیارهای انتخاب

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

M. Javanbakht, M. J. Mahmoodabadi, Moving least square online predictive model for two degrees of freedom suspension system using optimal adaptive fuzzy controller, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 03, pp. 19-28, 2018 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.3.24.5]

خودرو برای مشتریان بوده است. از سوی دیگر، ارتعاشات ناشی از نوسانات خودرو برای بدنه خودرو و سایر قطعات آن مضر می‌باشد؛ بنابراین، برای حل این مشکلات سیستم تعلیق طراحی شده و رقابت بین کارخانجات تولید اتومبیل در طراحی سیستم‌های تعلیق جدید بسیار زیاد می‌باشد.

سیستم تعلیق فعال نوعی از سیستم‌های تعلیق می‌باشد که برای خلق آزادی عمل بیشتر و دسترسی به فرمان‌پذیری و سواری لذت‌بخش‌تر بطور همزمان برای راننده و سرنشینان پیشنهاد شده است. این سیستم توانایی ذخیره، تولید و میرایش انرژی را دارد و می‌توانند ویژگی‌های خود را مطابق با شرایط تغییر دهد. بووازارا [4] تأثیرات ارتعاشات خودرو بر روی پارامترهای سیستم تعلیق با در نظر گرفتن مدل دو، پنج و هشت درجه آزادی خودرو را مورد مطالعه قرار داد. رائو و پرالاد [5] کنترل‌کننده‌ی فازی بر پایه سعی و خطا را برای سیستم تعلیق فعال دو درجه آزادی به منظور کاهش شتاب عمودی خودرو و رانندگی بهتر استفاده کردند. کائو و همکاران [6] یک سیستم فازی برای سیستم تعلیق فعال مدل پنج درجه آزادی به منظور حل مسائل کنترل غیرخطی این سیستم‌ها استفاده کردند. نریمان‌زاده و همکاران [7] با استفاده از الگوریتم ژنتیک چند هدفه و در نظر گرفتن پنج تابع هدف، توانستند شتاب صندلی را در سیستم تعلیق پنج درجه آزادی غیرفعال[1] خودرو کاهش دهند. چنگیزی و روحانی [8] تکنیک منطق فازی را در کنترل‌کننده‌ای پیوسته برای سیستم تعلیق فعال مدل دو درجه آزادی مورد مطالعه قرار دادند و پاسخ های خود را با کنترل‌کننده‌ی تناسبی-انتگرالی-مشتقی[2] مقایسه کردند. جمالی و همکاران [9] با بهره‌گیری از یک الگوریتم ژنتیک[3] چند هدفه مقاوم به همراه ده تابع هدف بر روی سیستم تعلیق پنج درجه آزادی خودرو، شتاب عمودی صندلی، سرعت عمودی تایر عقب و جابجایی نسبی بین جرم فنربندی شده و تایر عقب و جلو را بررسی کردند. شهاتا و همکاران [10] کاربرد تکنیک منطق فازی در طراحی کنترل‌کننده‌ای برای سیستم تعلیق فعال در جهت بهبود عملکرد آن را شرح دادند.

طراحی کنترل‌کننده‌های فازی مرسوم کاملاً وابسته به یک شخص خبره یا اپراتوری باتجربه برای پایه‌ریزی مجموعه قوانین فازی می‌باشد. لذا استفاده از قوانین انطباق بر روی پارامترهای فازی می‌تواند عملکرد کنترل‌کننده را بر اساس شاخص‌های تعیین‌کننده بهبود بخشیده و وابستگی به اطلاعات فرد خبره[4] را به حداقل برساند [11,12]. هوانگ و چن [13] یک کنترل‌کننده‌ی مود لغزشی تطبیقی برای بیان موقعیت لرزش بدنه خودرو و پاسخ به ارتعاشات سطح جاده طراحی و از منطق فازی با توانایی آموزش برخط برای بهبود عملکرد سیستم استفاده کردند. کائو و همکاران [14] یک مدل دو درجه آزادی سیستم تعلیق را در نظر گرفتند و یک کنترل‌کننده فازی نوع دو در ترکیب با قوانین تطبیقی به همراه کنترل‌کننده‌ی فازی مرسوم روی سیستم فعال و غیرفعال آن بکار بردند. الدیر و ونگ [15] یک مجموعه منظم برنامه‌ریزی شده برای ساختن یک سیستم استنتاجی فازی تطبیقی با استفاده از شبکه عصبی برای کنترل یک خودروی هشت درجه آزادی با فعال کننده‌ی هیدرولیکی، در نظر گرفتند. سلیمانی و همکاران [16] یک کنترل‌کننده فازی تطبیقی را بر روی سیستم تعلیق فعال مدل هشت درجه آزادی اعمال کردند. آن‌ها برای تایرهای محور جلو وعقب از دو کنترل‌کننده فازی تطبیقی مجزا استفاده کردند. لی و همکاران [17] کنترل‌کننده‌ی تطبیقی به همراه مود لغزشی را با رویکرد روش فازی تاکاگی-سوگنو[5] برای سیستم تعلیق فعال غیر خطی طراحی کردند. آن‌ها در این کار از تعلیق پنج درجه آزادی برای اثبات مؤثر بودن کنترل‌کننده‌ی مذکور استفاده کردند. شین و چوی [18] کنترل‌کننده فازی تطبیقی نوینی را معرفی کردند و کاربرد آن را برای کنترل ارتعاشات صندلی خودرو دارای نوع خاصی از میرا کننده‌ی مغناطیسی، نشان دادند. کرمی ملائی [19] یک کنترل‌کننده مود لغزشی دینامیکی را برای سیستم تعلیق فعال دو درجه آزادی خودرو با محرک هیدرولیکی طراحی کرد. بقائیان و اکبری [20] با بکارگیری کنترل‌کننده مقاوم تطبیقی فازی در مدل غیرخطی سیستم‌های تعلیق هندسه متغیر[6]، پایداری خودرو و مقاوم بودن سیستم را افزایش دادند.

ضرایب کنترل‌کننده در شرایطی که پارامترهای سیستمی تغییر کنند، متفاوت خواهد بود و باتوجه به آن‌ها نیاز به بروزرسانی خواهند داشت. از این رو، مدل پیشگو ارائه می‌شود تا ضرایب کنترل‌کننده را با توجه به تغییرات سیستم بروزرسانی کند. پارک و چو [21] برای کنترل یک سیستم پاندول معکوس[7] یک کنترل‌کننده فازی تطبیقی طراحی کردند. آن‌ها برای بروز-رسانی پارامترها از تقریبگر فازی مدل تاکاگی-سوگنو استفاده کردند. کایاکن و همکاران [22] ربات استوانه‌ای چرخشی را با شبکه عصبی فازی و قوانین بروزرسان، در نظر گرفتند که در آن از کنترل مود لغزشی برای تضمین پایداری سیستم در فضای بهم پیوسته استفاده کردند. محمودآبادی و همکاران [23] کنترل‌کننده مود لغزشی[8] مجزا را بر روی سیستم توپ و تیر[9] اعمال کردند و با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات[10] بهبود یافته، پارامترهای بهینه را بدست آوردند. سپس برای اتخاذ ضرایب کنترلی بهینه در هر شرایط اولیه‌ای، از روش تقریب حداقل مربعات استفاده کردند. محمود-آبادی و بیشه‌بان [24] یک کنترل‌کننده بهینه را برای سیستم پاندول معکوس با شرایط اولیه مشخص، طراحی کردند. سپس، با استفاده از روش درونیاب حداقل مربعات متحرک، پارامترهای کنترل‌کننده را برای شرایط اولیه مختلف تقریب زدند. رحمانی و همکاران [25] کنترل‌کننده مود لغزشی انتگرالی شبکه عصبی تطبیقی جدیدی را با بهره‌گیری از الگوریتم بهینه‌سازی خفاش[11] برای کنترل ربات دو پا پیشنهاد کردند. شبکه عصبی بکار برده شده در این مقاله، اغتشاشات ناشناخته سیستم را تخمین زده و حذف می‌کند. در نهایت، کنترل‌کننده مذکور عملکرد بهتری را نسبت به سایر کنترل‌کننده‌های مشابه از خود نشان داده است.

در تحقیق حاضر، طراحی مدل پیشگوی حداقل مربعات متحرک بر کنترل‌کننده فازی تطبیقی بهینه به منظور کنترل ارتعاشات سیستم تعلیق فعال دو درجه آزادی خودرو در نظر گرفته شده است.

کنترل‌کننده فازی تطبیقی طراحی شده دارای دو سیستم فازی است که هر کدام دارای دو ورودی و یک خروجی می‌باشد. هر ورودی دارای پنج تابع عضویت گاوسی و در نتیجه هر سیستم دارای بیست و پنج قانون اگر-آنگاه فازی می‌باشد و با استفاده از فازی‌ساز منفرد، موتور استنتاج حاصل‌ضرب و غیرفازی‌ساز میانگین مراکز کنترل‌کننده فازی ساخته می‌شود که با ترکیب آن با قواعد انطباق می‌توان به کنترل‌کننده فازی تطبیقی دست یافت. در ادامه برای بهینه کردن ضرایب کنترلی از الگوریتم بهینه‌سازی جستجوی گرانشی استفاده شده است، در این الگوریتم، دو هدف شتاب بدنه و جابجایی نسبی جرم فنربندی شده و تایر لحاظ شده است. لذا، تابع وزن‌داری از این

[1] Passive
[2] Proportional-Integral-Derivative (PID) controller
[3] Genetic algorithm
[4] Expert
[5] Takagi-Sugeno

[6] Variable Geometry Suspension System
[7] Inverted Pendulum
[8] Sliding mode controller
[9] Ball and beam system
[10] Particle swarm algorithm
[11] Bat algorithm

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.3.24.5]

اهداف جهت کمینه‌سازی آن‌ها در الگوریتم استفاده می‌شود. در نهایت پنجاه متغیر طراحی بهینه از الگوریتم برای سیستم‌های فازی بدست می‌آید. وقتی که پارامترها در سیستم تعلیق خودرو تغییر پیدا می‌کند، متغیرهای بهینه‌ی طراحی نیز تغییر خواهند کرد. از همین منظر، مدل پیشگو برای فائق آمدن بر این مشکل برای کنترل‌کننده مذکور در نظر گرفته شده است. مدل پیشگوی استفاده شده، روش حداقل مربعات متحرک است که نوعی روش درون‌یابی می‌باشد. در این روش، یک زیردامنه با شعاع مشخص در دامنه اصلی برای نقطه خواسته شده در نظر گرفته می‌شود که در این زیردامنه برای بدست آوردن مقدار بهره هر کدام از نقاط برای درون‌یابی متغیرهای طراحی از تابع وزن اسپلاین استفاده می‌شود. برای طراحی این مدل، نخست جدولی شامل تعداد قابل قبولی از مقادیر مختلف پارامترهای سیستمی در سیستم تعلیق به همراه متغیرهای طراحی بهینه متناظر با آن‌ها تهیه خواهد شد. سپس با کمک این جدول، چند جمله‌ای پایه، بردار ضرایب و تابع وزن، توابع شکل حداقل مربعات متحرک طراحی خواهد شد که متناسب با پارامترهای سیستم تعلیق، ضرایب بهینه کنترل‌کننده را مشخص می‌سازد.

2- ساختار دینامیکی مدل

مدل ارتعاشی دو درجه آزادی سیستم تعلیق فعال خودرو که با معادلات (1) و (2) توصیف می‌شوند، در شکل 1 نشان داده شده است [4].

$$M_u\ddot{Z}_u(t) + C_s\left[\dot{Z}_u(t) - \dot{Z}_s(t)\right] + K_s[Z_u(t) - Z_s(t)] + K_u[Z_u(t) - Z_r(t)] = -u \quad (1)$$

$$M_u\ddot{Z}_s(t) + C_s\left[\dot{Z}_s(t) - \dot{Z}_u(t)\right] + K_s[Z_s(t) - Z_u(t)] = -u \quad (2)$$

در شکل 1، پارامترهای M_u، M_s، K_u، K_s و C_s به ترتیب بیانگر جرم تایر، جرم بدنه، ضریب سختی تایر، ضریب سختی فنر و ضریب میرایش فنر برای سیستم تعلیق فعال خودرو می‌باشند. مقدار عددی پارامترهای بیان شده در جدول 1 آورده شده‌اند. متغیرهای Z_u و Z_s به ترتیب بیانگر جابجایی عمودی تایر و جرم فنر بندی شده هستند. مشتق اول و دوم Z_u و Z_s به ترتیب بیانگر سرعت و شتاب عمودی تایر و جرم فنربندی شده هستند. u نشان داده شده در معادلات (1) و (2) و شکل 1 بیانگر سیگنال کنترلی وارد شده بر سیستم می‌باشد. اغتشاش در سیستم دو درجه آزادی به صورت تابعی سینوسی در نظر گرفته شده است که تایر خودرو با آن برخورد می‌کند [4]. در این سیستم فرض می‌شود خودرو با سرعت ثابت $v = 20\,\mathrm{m/s}$ با دست‌انداز دوگانه[1] برخورد می‌کند. در شکل 1، Z_r بیانگر دست‌انداز جاده می‌باشد که با معادله (3) فرمول‌بندی می‌شود..

$$\begin{cases} Z_r(t) = 0.05[\sin(2\pi t)] & \text{اگر } 0.5 < t < 2.5 \\ Z_r(t) = 0 & \text{در غیر این صورت} \end{cases} \quad (3)$$

3- کنترل‌کننده فازی تطبیقی

در طراحی کنترل‌کننده‌ی فازی فرض می‌شود که سیستم دینامیکی مورد نظر با معادله دیفرانسیلی (4) نشان داده شود [26].

$$X = F + G \times u \quad (4)$$

در این معادله F و G توابعی ناشناخته هستند و u نیروی وارد شده به سیستم می‌باشد. همچنین، فرض می‌شود که X بردار حالت سیستم باشد. در این صورت $u = u(t)$ کنترل‌کننده‌ی پس‌خوردی می‌باشد که از سیستم‌های فازی و قوانین انطباق ساخته شده است.

[1] Double bumps

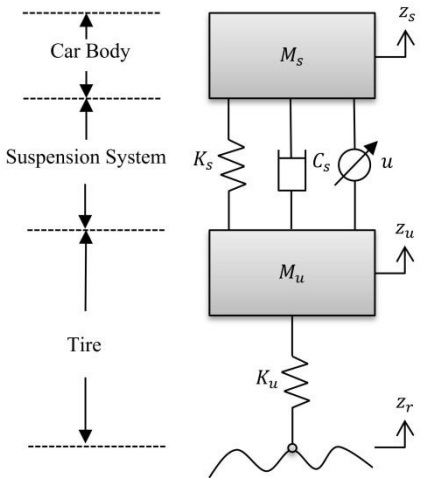

Fig. 1 The model of two degrees of freedom active suspension [4]

شکل 1 مدل دو درجه آزادی سیستم تعلیق فعال [4]

جدول 1 مقادیر پارامترهای ثابت مدل دو درجه آزادی سیستم تعلیق خودرو

Table 1 The fixed parameters of the two degrees of freedom suspension system

تعریف	متغیر	مقادیر [27]	واحد
جرم بدنه خودرو	M_s	240	kg
جرم تایر	M_u	36	kg
ضریب سختی فنر	K_s	10529.82	N/m
ضریب سختی تایر	K_u	160000	N/m
ضریب میرایش فنر	C_s	1978.17752	Ns/m

کنترل‌کننده‌ی بکار رفته از دو سیستم فازی ساخته شده است که هر سیستم دارای دو ورودی و یک خروجی می‌باشد. برای توصیف حالات ورودی ها و خروجی F و G از مجموع قوانین اگر-آنگاه فازی استفاده می‌شود. به عبارت دیگر، F و G با سیستم‌های فازی ساخته شده از قوانین اگر-آنگاه فازی جایگزین می‌شوند.

حالت کلی قوانین اگر-آنگاه برای سیستم مذکور به دو حالت الف و ب می‌باشند:

الف. اگر e برابر F_1^r باشد و $\dot{e}$ برابر F_2^n باشد، آنگاه F برابر f_{rn} است، که توصیفی برای F می‌باشد، و

ب. اگر e برابر G_1^r باشد و $\dot{e}$ برابر G_2^n باشد، آنگاه G برابر g_{rn} است، که توصیفی برای G می‌باشد.

در اینجا F_1^r، F_2^n، f_{rn}، G_1^r، G_2^n و g_{rn} مجموعه‌های فازی هستند. در طراحی این کنترل‌کننده برای سیستم تعلیق برای هر یک از ورودی‌های هر سیستم فازی، پنج تابع عضویت گاووسی تعریف می‌شود، بنابراین متغیر r و n، شمارشگر 1 تا 5 را اختیار می‌کنند. $F_1^{r,n}$ ها و $G_1^{r,n}$ ها به ترتیب مراکز هر کدام از توابع عضویت گاووسی سیستم فازی F و G می‌باشند. e و $\dot{e}$ به ترتیب دو ورودی هر کدام از دو سیستم فازی می‌باشند. با در نظر گرفتن دو ورودی برای هرسیستم و اینکه هر ورودی دارای پنج تابع عضویت است، بنابراین هر کدام از f_{rn} و g_{rn} ها دارای بیست و پنج عضو می‌باشند.

همانطور که ذکرشد هر ورودی در هر کدام از سیستم‌های فازی، پنج تابع عضویت گاووسی دارد که در شکل‌های 2 و 3 نشان داده شده است. برای سیستم فازی دوم به‌جای F_1^r، G_1^r و بجای، F_2^n، G_2^n قرار می‌گیرد. خطا (e) در این سیستم برابر $x_d - \left(z_s(t) - z_u(t)\right)$ در نظر گرفته شده است.

سیستم فازی $F(e,\dot{e})$ و $G(e,\dot{e})$ از بیست و پنج قانون اگر-آنگاه و با

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.3.24.5]

استفاده از موتور استنتاج حاصل‌ضرب، فازی‌ساز منفرد و غیرفازی‌ساز میانگین مراکز به ترتیب معادلات (5) و (6) حاصل می‌شوند:

$$F(e,\dot{e}) = \frac{\sum_{i_1=1}^{5}\sum_{i_2=1}^{5} f_{i_1 i_2}(\mu_{A_1^{i_1}}(e)\mu_{A_2^{i_2}}(\dot{e}))}{\sum_{i_1=1}^{5}\sum_{i_2=1}^{5}(\mu_{A_1^{i_1}}(e)\mu_{A_2^{i_2}}(\dot{e}))} \tag{5}$$

$$G(e,\dot{e}) = \frac{\sum_{i_1=1}^{5}\sum_{i_2=1}^{5} g_{i_1 i_2}(\mu_{A_1^{i_1}}(e)\mu_{A_2^{i_2}}(\dot{e}))}{\sum_{i_1=1}^{5}\sum_{i_2=1}^{5}(\mu_{A_1^{i_1}}(e)\mu_{A_2^{i_2}}(\dot{e}))} \tag{6}$$

به طوری که $f_{i_1 i_2}$ و $g_{i_1 i_2}$ مراکز توابع عضویت خروجی دو سیستم فازی $F(e,\dot{e})$ و $G(e,\dot{e})$ هستند که در شکل‌های 2 و 3 نمایش داده شده‌اند.

برای تعدیل توابع عضویت سیستم‌های فازی از تئوری لیاپانوف استفاده شده است. برای این منظور، توابع عضویت خروجی سیستم‌های فازی به جهت حداقل‌سازی تابع لیاپانوف بصورت معادله (7) در نظر گرفته می‌شود.

$$\begin{cases} \dot{f}_{i_1 i_2} = -0.5 e^{\mathrm{T}} \beta_{i_1,i_2}(e,\dot{e}) \\ \dot{g}_{i_1 i_2} = -0.01 e^{\mathrm{T}} \beta_{i_1,i_2}(e,\dot{e}) \end{cases} \tag{7}$$

وقتی که:

$$\beta_{i_1,i_2}(e,\dot{e}) = \frac{\mu_{A_1^{i_1}}(e)\mu_{A_2^{i_2}}(\dot{e})}{\sum_{i_1=1}^{5}\sum_{i_2=1}^{5}\left(\mu_{A_1^{i_1}}(e)\mu_{A_2^{i_2}}(\dot{e})\right)} \tag{8}$$

به گونه‌ای که $i_1, i_2 = 1,2,\dots,5$ هستند و سیستم‌های فازی تطبیقی بصورت معادله (9) ساخته می‌شوند.

$$\begin{cases} F\left((e,\dot{e})\middle|f_{i_1 i_2}\right) = f^{\mathrm{T}}\beta(e,\dot{e}) \\ G\left((e,\dot{e})\middle|g_{i_1 i_2}\right) = g^{\mathrm{T}}\beta(e,\dot{e}) \end{cases} \tag{9}$$

بدین‌ترتیب توابع F و G در معادله (4) با استفاده از سیستم‌های فازی ساخته شدند. در ادامه با توجه به مراحل گفته شده قاعده کنترلی u مطابق معادله (10) طراحی می‌شود.

$$u = \frac{\ddot{x}_d + e - F\left((e,\dot{e})\middle|f_{i_1 i_2}\right)}{G\left((e,\dot{e})\middle|g_{i_1 i_2}\right)} \tag{10}$$

4- الگوریتم بهینه‌سازی جستجوی گرانشی

الگوریتم بهینه‌سازی جستجوی گرانشی بر اساس گرانش و اثرات متقابل جرم‌ها بر یکدیگر معرفی شده است. در الگوریتم مذکور، عامل‌های جستجوگر مجموعه ای از جرم ها هستند که بر اثر گرانش نیوتنی و قوانین حرکت بر

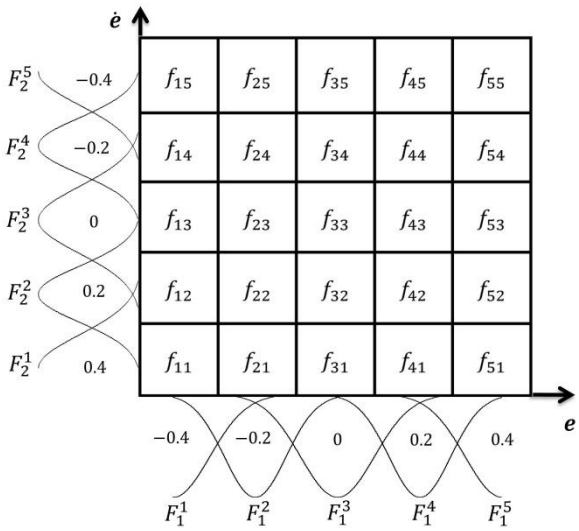

Fig. 2 Fuzzy system $F(e,\dot{e})$

شکل 2 سیستم فازی $F(e,\dot{e})$

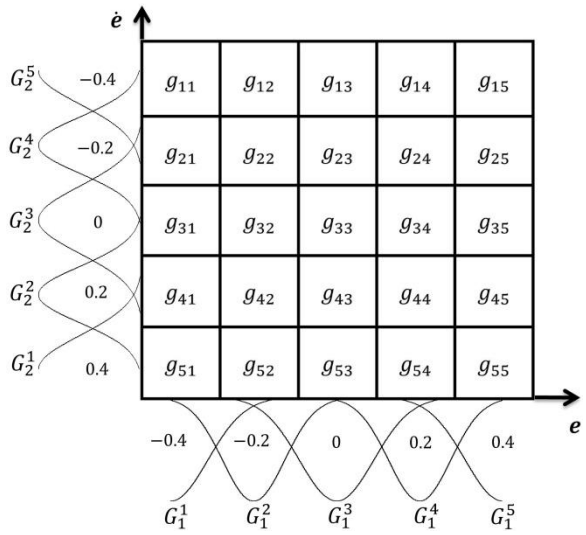

Fig. 3 Fuzzy system $G(e,\dot{e})$

شکل 3 سیستم فازی $G(e,\dot{e})$

یکدیگر اثر می‌گذارند. در الگوریتم جستجوی گرانشی ذرات بوسیله‌ی گرانش همدیگر را جذب می‌کنند و این نیرو باعث حرکت کلی ذرات به سمت ذره با جرم سنگین‌تر می‌شود. نیروی وارد بر جرم i در زمان t و در جهت بُعد d از طرف جرم j ام، نیرویی به مقدار $F_{ij}^d(t)$ می‌باشد که اندازه این نیرو از معادله (11) بدست می‌آید.

$$F_{ij}^d(t) = G(t)\,\frac{M_{pi}\times M_{aj}}{R_{ij}(t)+\varepsilon}\left(x_j^d(t) - x_i^d(t)\right) \tag{11}$$

در معادله (11)، M_{aj} جرم گرانشی فعال جرم j، M_{pi} جرم گرانشی غیرفعال جرم i می‌باشد که هر دوی آن‌ها در الگوریتم ذکر شده یکسان و برابر M در نظر گرفته می‌شوند. $G(t)$ ثابت گرانش در زمان t، R_{ij} فاصله مابین دو جرم i ام و j ام و ε یک عدد خیلی کوچک است. $x_j^d(t) - x_i^d(t)$ نیز فاصله اقلیدوسی بین دو جرم می‌باشد.

ثابت گرانش، یک پارامتر مناسب برای کنترل توانایی‌های جستجو و بهره‌وری به شمار می‌آید که با معادله (12) بیان می‌شود.

$$G(t) = G_0 e^{-\alpha\left(\frac{t_0}{t}\right)} \tag{12}$$

در معادله (12)، G_0 و α ضرایب کنترلی الگوریتم و به ترتیب برابر مقادیر 100 و 20 و t بیانگر طول عمر سیستم می‌باشد. نیروی وارد بر جرم i ام در جهت بعد d، در زمان t طبق معادله (13) برابر است با مجموع تمام نیروهایی که سایر جرم های سیستم بر این جرم وارد می‌کنند.

$$F_i^d(t) = \sum_{j=1, j\neq i}^{N} \mathrm{Rand}_j\, F_{ij}^d(t) \tag{13}$$

در معادله (13)، Rand_j، یک عدد تصادفی با توزیع یکنواخت در بازه (0,1) بوده که برای حفظ خصوصیات تصادفی بودن در نظر گرفته شده است.

هر یک از جرم‌ها دارای یک سرعت و شتاب می‌باشند که هر کدام از آن‌ها به ترتیب در معادلات (14) و (15) نشان داده شده است. با توجه به قانون دوم نیوتن، هر جرم که در جهت بُعد d، شتابی می‌گیرد که با نیروی وارد بر جرم در آن بُعد که در رابطه (11) بیان شده است، تقسیم بر جرم اینرسی آن، متناسب می‌باشد. از طرف دیگر، سرعت هر عامل در زمان برابر است با مجموع ضریبی از سرعت فعلی و شتاب عامل در زمان فعلی[28].

$$\mathrm{a}_i^d(t) = \frac{F_i^d(t)}{M_i(t)} \tag{14}$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.3.24.5]

$$\mathrm{v}_i^d(t+1) = \mathrm{Rand}_i \times \mathrm{v}_i^d(t) + \mathrm{a}_i^d(t) \tag{15}$$

زمانی که سرعت و شتاب هر جرم محاسبه شد، موقعیت جدید عامل i ام در بُعد d به شکل معادله (16) محاسبه می‌شود.

$$x_i^d(t+1) = x_i^d(t) + \mathrm{v}_i^d(t+1) \tag{16}$$

موقعیت‌های جدید به عنوان مکان اجرام جدید در فضای جستجو در نظر گرفته می‌شوند، که وزن اجرام جدید به صورت معادلات (17) و (18) نرمالیزه می‌شوند.

$$m_i(t) = \frac{\mathrm{fit}_i(t) - \mathrm{worst}\,(t)}{\mathrm{best}(t) - \mathrm{worst}(t)} \tag{17}$$

$$M_i(t) = \frac{m_i(t)}{\sum_{j=1}^{N} m_j(t)} \tag{18}$$

که در آن $\mathrm{fit}_i(t)$ بیانگر میزان برازندگی جرم عامل i ام در زمان t، $\mathrm{worst}\,(t)$ و $\mathrm{best}(t)$ به ترتیب بیانگر میزان شایستگی بدترین و بهترین عامل جمعیت در زمان هستند که اندازه آن‌ها در مسائل کمینه‌یابی با استفاده از معادلات (19) و (20) قابل محاسبه می‌باشند.

$$\mathrm{Worst}(t) = \mathrm{Max}\,\{\mathrm{fit}_i(t)\} \tag{19}$$

$$\mathrm{Best}(t) = \mathrm{Min}\,\{\mathrm{fit}_i(t)\} \tag{20}$$

5- مدل پیشگو حداقل مربعات متحرک

مدل پیشگو با استفاده از اندازه‌گیری‌های فعلی از سیستم تحت کنترل، حالت دینامیکی فعلی فرایند، اهداف و محدودیت‌های متغیر فرایند، تغییرات آتی متغیرهای وابسته را محاسبه می‌کند. در مسأله سیستم تعلیق مدل پیشگو برای تقریب متغیرهایی از مسأله که قرار است کنترل‌کننده بر اساس آن‌ها اعمال شود، بکار می‌رود. متغیرهای طراحی که در واقع مراکز توابع عضویت خروجی سیستم‌های فازی می‌باشند، طی فرایند از سیستم تعلیق خارج و در اختیار تقریب‌گر قرار گرفته و بر اساس تغییر پارامتر جرم بدنه، متغیرهای طراحی بهینه را تخمین و پیش‌بینی خواهد کرد.

پایه روش‌های دورن‌یابی در این شیوه، شباهت نقاط مجهول به نزدیکترین نقاط معلوم یا اصل نزدیک‌ترین همسایه‌ها می‌باشد. یک زیر دامنه Ω_x در داخل دامنه کلی Ω مسأله در نظر گرفته می‌شود. این زیر دامنه شامل نقطه x بوده و دامنه تقریب برای تابع آزمون درون‌یاب در x نام دارد. شکل 4 این مجموعه دامنه را نشان می‌دهد.

تابع شکل $\emptyset(x)$ برای تقریب حداقل مربعات متحرک، برای هر نقطه x موجود در دامنه Ω_x به صورت معادله (21) می‌باشد.

$$\emptyset(x) = P^{\mathrm{T}}(x)a(x) \tag{21}$$

که در این معادله $P^{\mathrm{T}}(x) = [p_1, p_2, \dots, p_m]$ یک تک‌جمله‌ای مرتبه m و $a(x)$ بردار ضرایب می‌باشد که با کمینه‌سازی بصورت گسسته، مطابق معادله (22) محاسبه می‌شود.

$$J\big(a(x)\big) = \sum_{I=1}^{N} W_I(x)[P^{\mathrm{T}}(x_I)a(x) - \widehat{\emptyset}_I]^2 \tag{22}$$

در معادله (22)، x_I بردار مکان نقطه I و $W_I(x)$ تابع وزن متناظر با این نقطه می‌باشد، به گونه‌ای که برای همه نقاط درون دامنه‌اش مقادیر مثبتی بدست می‌دهد. N تعداد نقاط موجود در همسایگی نقطه x بوده که به ازای آن‌ها $W_I(x) > 0$ می‌شود. $\widehat{\emptyset}_I$ ها مقادیر ساختگی اولیه هستند و نه مقادیر درونیابی شده در نقاط.

برای کمینه کردن J از آن نسبت به $a(x)$ مشتق گرفته و برابر با صفر قرار داده می‌شود و معادله (23) حاصل می‌شود.

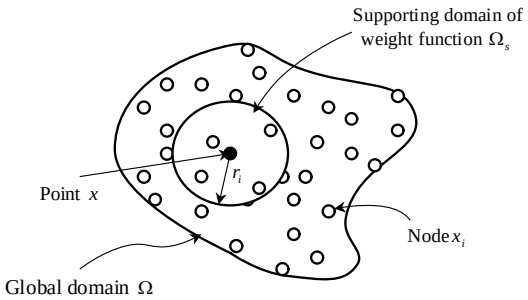

Fig. 4 Domain definition of point x

شکل 4 دامنه تعریف نقطه x

$$A(x)a(x) = B(x)\widehat{\emptyset}_I \tag{23}$$

که در آن ماتریس‌های A و B به صورت معادلات (24) و (25) تعریف می‌شوند.

$$A(x) = P^{\mathrm{T}}WP \equiv B(x)P = P^{\mathrm{T}}(x_I)W_I(x)P(x_I) \tag{24}$$

$$B(x) = P^{\mathrm{T}}W = [W_1(x)P(x_1), W_2(x)P(x_2), \dots, W_N(x)P(x_N)] \tag{25}$$

در معادله (23) اگر $A(x)$ به سمت راست معادله منتقل شود و $P^{\mathrm{T}}(x)$ در طرفین ضرب شود، معادله (26) بدست می‌آید.

$$\emptyset(x) = N^{\mathrm{T}}(x)\widehat{\emptyset}_I \tag{26}$$

که در معادله (26)، $N^{\mathrm{T}}(x)$ به صورت معادله (27) بیان می‌شود و شامل توابع شکل نقاط در نقطه x می‌باشد که توابع شکل حداقل مربعات متحرک نامیده می‌شوند.

$$N^{\mathrm{T}}(x) = P^{\mathrm{T}}(x_I)A^{-1}(x)B(x) \tag{27}$$

اگر زیردامنه Ω_x که شامل نقطه x می‌باشد به صورت کره‌ای به مرکز x و شعاع r در نظر گرفته شود، هر نقطه‌ای که در این کره قرار بگیرد، در مقدار تابع تقریب حداقل مربعات متحرک مؤثر خواهد بود. مقدار تابع تقریب در هر نقطه در دامنه کلی که در زیر دامنه Ω_x قرار نگیرد، مقدار صفر را خواهد داشت. برای این منظور در کار انجام شده از تابع وزن اسپلاین مرتبه چهار به شکل معادله (28) استفاده شده است [23].

$$W_I(x) = \begin{cases} 1 - 6\left(\dfrac{d_I}{r_I}\right)^2 + 8\left(\dfrac{d_I}{r_I}\right)^3 - 3\left(\dfrac{d_I}{r_I}\right)^4 & 0 \le d_I \le r_I \\ 0 & d_I \ge r_I \end{cases} \tag{28}$$

که در معادله (28)، $d_I = x - x_I$ فاصله نقطه x از نقطه x_I بوده و r_I اندازه شعاع دامنه پوشش $W_I(x)$ می‌باشد.

6- بحث و نتایج

در مدل پیشگوی حداقل مربعات متحرک خطای سیستم وارد کنترل‌کننده شده و سپس کنترل‌کننده با تعدیل مقادیر متغیرهای طراحی بر روی سیستم تعلیق دو درجه آزادی اعمال می‌شود. در این حالت مدل پیشگو، ورودی جرم بدنه را از فرایند می‌گیرد و با استفاده از مقادیر بهینه حاصل از الگوریتم جستجوی گرانشی، متغیرهای طراحی مناسب را در هر لحظه تخمین می‌زند و در اختیار کنترل‌کننده قرار می‌دهد تا در نهایت خروجی برای مسأله حاصل شود. روند بیان شده در نمودار بلوکی شکل 5 نمایش داده شده است.

در شکل 5 ورودی مطلوب و خروجی سیستم به ترتیب بصورت معادلات (29) و (30) می‌باشند.

$$\text{ورودی مطلوب}: \begin{cases} x_d = 0 \\ \dot{x}_d = 0 \end{cases} \tag{29}$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.3.24.5]

$$\text{خروجی}: \begin{cases} z_s(t) - z_u(t) \\ \dot{z}_s(t) - \dot{z}_u(t) \end{cases} \tag{30}$$

الگوریتم بهینه‌سازی معرفی شده برای حصول پارامترهای بهینه‌ی کنترل‌کننده بکار رفته و $f_{i_1 i_2}$ ها و $g_{i_1 i_2}$ ها به عنوان متغیر طراحی تعریف می‌شوند. در مطالعه حاظر جمعیت مورد مطالعه 500 جرم و حداکثر تعداد تکرار الگوریتم 150 می‌باشد. تابع برازندگی، جابجایی نسبی بین جرم فنربندی شده و تایر و همچنین شتاب بدنه می‌باشد؛ در حقیقت مسأله دارای دو تابع هدف می‌باشد. از آن جهت که الگوریتم جستجوی گرانشی تک هدفه استفاده شده است، لذا می‌بایست تابع برازندگی، مجموع وزن‌داری از توابع ذکر شده باشد. تابع برازندگی به صورت معادله (31) در الگوریتم تعریف می‌شود.

$$z = w_1 \times F_1 + w_2 \times F_2 \tag{31}$$

در معادله (31)، F_1 و F_2 به ترتیب قدر مطلق مساحت زیر نمودار جابجایی نسبی بین جرم فنربندی شده و تایر و قدر مطلق مساحت زیر نمودار شتاب بدنه هستند. با استفاده از مرجع بووازارا [4]، انتخاب دو متغیر جابجایی و شتاب به عنوان توابع هدف طراحی در افزایش آسایش سرنشین و خوش‌سواری نقش اصلی را ایفا می‌کنند. w_1 و w_2 ضرایب وزنی تابع برازندگی هستند که به ترتیب برای تعدیل قدر مطلق مساحت زیر نمودار جابجایی نسبی بین جرم فنربندی شده و تایر و قدر مطلق مساحت زیر نمودار شتاب بدنه برابر 100 و 1 در نظر گرفته شده‌اند. در این مسأله بهینه‌سازی، حداکثر نیروی کنترلی به عنوان قید، با شرط کوچکتر از 1000 نیوتن بکار برده شده است. از آنجا که هدف اصلی کنترل‌کننده حداقل کردن جابجایی سیستم تعلیق و شتاب خودرو است، دو قید دیگر بر زمان نشست جابجایی نسبی بین جرم فنربندی شده و تایر و شتاب بدنه اعمال می‌شود که باید مقدار بدست آمده در لحظه‌ی آخر کمتر از 0.001 باشد.

برای طراحی مدل پیشگو جدولی مشابه جدول 2 شامل تعداد قابل قبولی از پارامتر جرم بدنه سیستم تعلیق به همراه متغیرهای طراحی بهینه متناظر با آن‌ها که از الگوریتم بهینه‌سازی بدست آمده، تهیه شده است. شکل 6 نمودار نیروی کنترلی برای جرم‌های مختلف موجود در جدول 2 را نمایش داده و نشان می‌دهد قید نیروی کنترلی در فرایند بهینه‌سازی به درستی اعمال شده است. مقادیر جرم در نظر گرفته شده در جدول 2 به عنوان چند-جمله‌ای پایه در مؤلفه‌های فضای مسأله می‌باشد که تعداد مؤلفه‌های پایه شش جرم بوده و مطابق معادله (32) در چند جمله‌ای قرار می‌گیرند.

$$P^{\mathrm{T}}(x) = \begin{bmatrix} 1 & 100 \\ \vdots & \vdots \\ 1 & 350 \end{bmatrix} \tag{32}$$

تابع وزن معرفی شده در معادله (26) برای بدست آوردن مقدار بهره هر کدام از نقاط، برای درون‌یابی متغیرهای طراحی نقطه مورد نظر، بکار می‌رود. در تابع وزن مورد استفاده برای تعلیق دو درجه آزادی $r_I = 165$ در نظر گرفته شده است. مقدار d_I، قدر مطلق اختلاف بین جرم بدنه خودرو در هر لحظه و جرم‌های معرفی شده در جدول 2 می‌باشد.

با توجه به مراحل گفته شده و با استفاده از چند جمله‌ای پایه و تابع وزن بیان شده، مدل پیشگوی حداقل مربعات متحرک برای سیستم دو درجه آزادی، پنجاه متغیر طراحی را با تغییر مقدار جرم در هر لحظه تقریب می‌زند.

برای نشان دادن عملکرد مدل پیشگوی مطرح شده، یک حالت تغییر جرم بدنه به صورت معادله (33) در نظر گرفته شده است.

$$m_s = \begin{cases} 90 & \text{برای } t < 2 \\ 360 & \text{برای } t \geq 2 \end{cases} \tag{33}$$

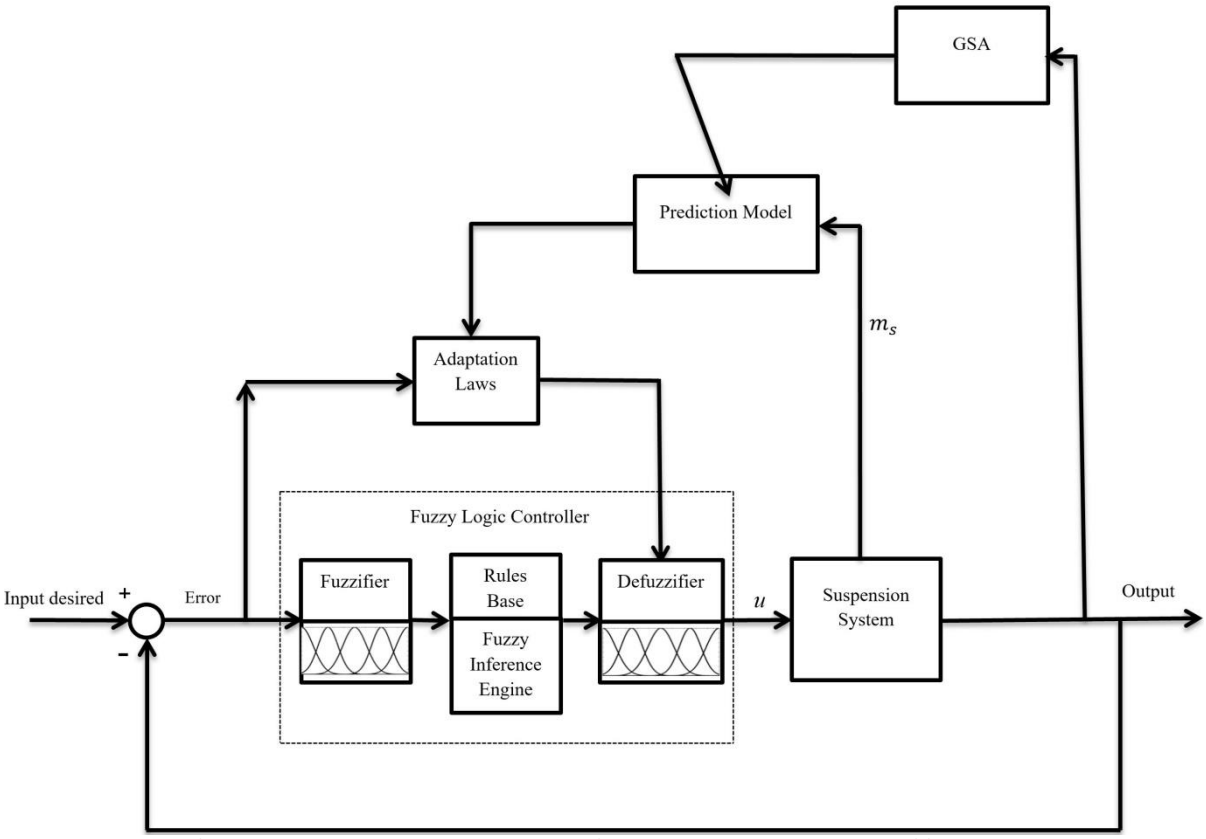

Fig. 5 The block diagram of the predictive model on the optimal adaptive fuzzy controller on the two degrees of freedom suspension system

شکل 5 نمودار بلوکی مدل پیشگو فازی بر کنترل‌کننده فازی تطبیقی بهینه در سیستم تعلیق دو درجه آزادی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.3.24.5]

شکل‌های 7 و 8، به ترتیب جابجایی نسبی بین جرم فنربندی شده و تایر و شتاب بدنه بدست آمده از معادله (33) مدل پیشگوی حداقل مربعات متحرک بر کنترل‌کننده فازی تطبیقی بهینه را با حالت برون‌خطی کنترل‌کننده فازی تطبیقی بهینه با متغیرهای طراحی متعلق به $m_s = 100$ و $m_s = 350$ که با گرد کردن در جداول 3 و 4 نمایش داده شده، مقایسه کرده است. علاوه‌بر این، پاسخ سیستم در این کنترل‌کننده با تحقیق انجام شده در بووازارا [4] برای دو جرم $m_s = 100$ و $m_s = 350$ جهت توجیه عملکرد بهتر سیستم، مقایسه شده است.

در شکل 7 از لحظه صفر تا دو ثانیه مدل پیشگو حداقل مربعات متحرک با دقت بالایی با حالت برون‌خطی کنترل‌کننده فازی تطبیقی بهینه با متغیرهای طراحی متعلق به جرم $m_s = 100$ مطابقت دارد اما از ثانیه دوم تا انتها با حالت برون‌خطی کنترل‌کننده فازی تطبیقی بهینه با متغیرهای طراحی متعلق به جرم $m_s = 350$ تطابق خوبی نداشته است. در شکل 7 نشان نشان داده شده که کنترل‌کننده طراحی شده در هر کدام از جرم‌ها در مقایسه با فرایند انجام شده همان جرم در بووازارا [4] عملکرد بهتری را داشته‌اند.

در شکل 8 مدل پیشگو دارای عملکرد بهتری نسبت به حالات برون‌خطی کنترل‌کننده فازی تطبیقی بهینه داشته است و از ثانیه دوم تا انتها تطابق خوبی با حالت برون‌خطی کنترل‌کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم بهینه با متغیرهای طراحی متعلق به جرم $m_s = 350$ داشته است. عدم تطابق کامل مدل پیشگو حداقل مربعات متحرک به دلیل نوع درون‌یابی این مدل و تأثیرپذیری نقطه مورد نظر از سایر نقاط موجود در همسایگی آن می‌باشد. در شکل 8، در مقایسه عملکرد کنترل‌کننده طراحی شده و فرایند انجام شده در بووازارا [4]، روش مفروض پاسخ بهتری را داشته است.

جدول 5 مقادیر مساحت زیر نمودار شکل‌های 7 و 8 را نشان داده است. مقدار مساحت جابجایی نسبی بین جرم فنربندی شده و تایر در مدل پیشگو حداقل مربعات متحرک با حالت برون‌خطی کنترل‌کننده با متغیرهای طراحی متعلق به جرم $m_s = 350$ تقریبا برابر است؛ بنابراین مدل پیشگو عملکرد مناسبی در جابجایی نسبی جرم فنربندی شده و تایر داشته است. مقادیر مساحت در قسمت شتاب بدنه در مدل پیشگو حداقل مربعات متحرک مقدار کمتری بوده و عملکرد بهتری نسبت به حالت برون‌خطی داشته است. مقادیر مساحت‌ها در روش کنترلی بکار رفته در هر کدام از جرم‌ها نسبت به بووازارا [4] کاهش چشمگیری را داشته است.

7- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، مدل پیشگوی حداقل مربعات متحرک به کار بسته شده است تا سیستم در طی انجام فرایند با تغییر پارامترهای سیستم، بتواند در هر لحظه خود را بروز کند. برای این منظور در مرحله نخست، یک کنترل‌کننده فازی تطبیقی برای سیستم تعلیق فعال دو درجه آزادی خودرو طراحی شد. کنترل‌کننده‌ی مذکور از دو سیستم فازی ساخته شده که هر سیستم فازی دارای دو ورودی و یک خروجی بوده و هر ورودی دارای پنج تابع عضویت گاووسی، بنابراین هر سیستم فازی دارای بیست و پنج قانون اگر-آنگاه فازی و در نتیجه بیست و پنج پاسخ بوده است. در نهایت با استفاده از فازی‌ساز منفرد، موتور استنتاج حاصل‌ضرب و غیرفازی‌ساز میانگین مراکز، سیستم‌های فازی طراحی شدند. در مرحله دوم، الگوریتم بهینه‌سازی جستجوی گرانشی به منظور حداقل‌رسانی جابجایی نسبی بین جرم فنربندی شده و تایر و شتاب بدنه خودرو، بکار برده شد. فرایند بهینه‌سازی در حالت برون‌خطی برای مقادیر مختلف جرم بدنه سیستم به منظور تولید ورودی‌های مدل پیشگو به سیستم تعلیق، انجام شد. این سیستم نگاشتی بین ورودی که جرم بدنه بوده و خروجی که متغیرهای طراحی سیستم تعلیق بوده‌اند، ایجاد کرده است.

در نهایت مدل پیشگوی حداقل مربعات متحرک معرفی شد. در این روش، یک همسایگی با شعاع مشخص به عنوان زیر دامنه در دامنه کلی در نظر گرفته و سپس با استفاده از تابع وزن اسپیلان مرتبه چهار، بردار ضرایب تشکیل شد و تقریب‌گر شامل توابع شکل نقاط در نقطه مورد نظر (جرم بدنه خودرو در آن لحظه)، برای سیستم تعلیق دو درجه آزادی طراحی گردید. با مقایسه نمودارها در حالت برون‌خطی و مدل برخط می‌توان دریافت که مدل

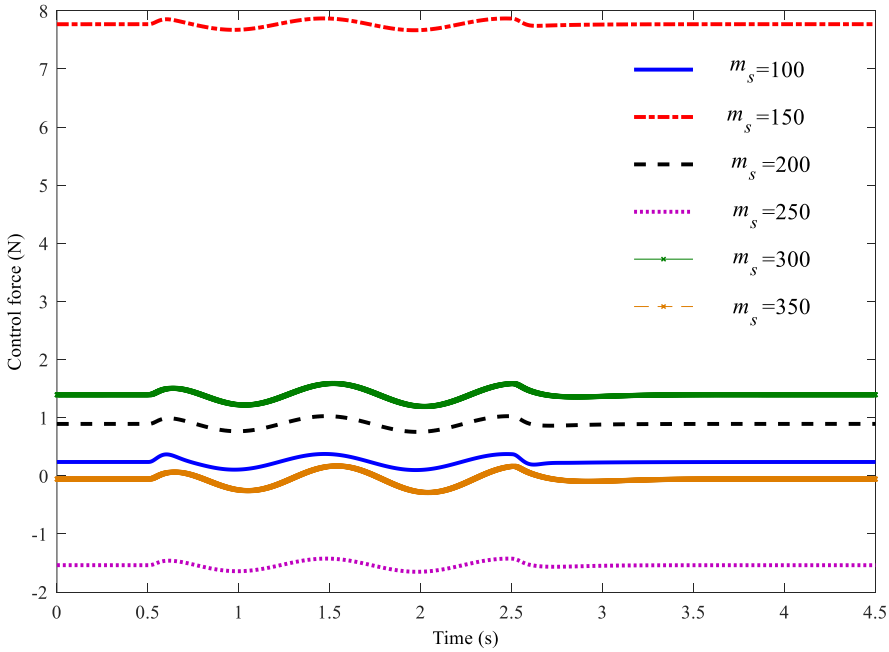

Fig. 6 The control force for $m_s = 100$, $m_s = 150$, $m_s = 200$, $m_s = 250$, $m_s = 300$ and $m_s = 350$ for the vehicle suspension system

شکل 6 نیروی کنترلی برای $m_s = 100$، $m_s = 150$، $m_s = 200$، $m_s = 250$، $m_s = 300$ و $m_s = 350$ برای سیستم تعلیق خودرو

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.3.24.5]

جدول 2 جرم‌های مختلف به همراه متغیرهای طراحی بهینه آن‌ها در سیستم تعلیق دو درجه آزادی

Table 2 Different masses with optimal design variables in the two degrees of freedom suspension system

جرم بدنه (m_s)	متغیرهای طراحی بهینه $G(e,\dot{e})$			$F(e,\dot{e})$	
100	-2.55297638	7.87216899	...	-10854.2557	-11229.5443
150	-8.42767166	1.66146539	...	-11021.0613	-11842.3064
200	-1.03041406	-7.12741010	...	-10231.1275	-11185.5542
250	-5.558566094	-6.37236314	...	-11336.9383	-11676.6590
300	-1.98000383	5.27679824	...	-10427.8065	-11967.3935
350	-5.42767166	1.66146539	...	-11021.0613	-11842.3064

جدول 3 مقادیر بهینه $f_{i_1 i_2}$ ها و $g_{i_1 i_2}$ ها در مجموعه فازی $F(e,\dot{e})$ و $G(e,\dot{e})$ برای جرم $m_s = 100$

Table 3 The optimum values of $f_{i_1 i_2}$ and $g_{i_1 i_2}$ in the fuzzy systems $F(e,\dot{e})$ and $G(e,\dot{e})$ for $m_s = 100$

مقادیر بهینه $f_{i_1 i_2}$ ها	مقادیر بهینه $g_{i_1 i_2}$ ها
$f_{15} = -11305.89$ $f_{25} = -3623.17$ $f_{35} = 0.07$ $f_{45} = 3654.13$ $f_{55} = 10332.63$	$g_{15} = 0.53$ $g_{25} = 0.63$ $g_{35} = -0.80$ $g_{45} = 0.03$ $g_{55} = -3.79$
$f_{14} = -11380.43$ $f_{24} = -4238.89$ $f_{34} = 0.96$ $f_{44} = 4007.88$ $f_{54} = 10955.54$	$g_{14} = -0.22$ $g_{24} = 0.16$ $g_{34} = 0.59$ $g_{44} = 0.75$ $g_{54} = 0.99$
$f_{13} = -10178.11$ $f_{23} = -4968.66$ $f_{33} = -163.93$ $f_{43} = 3170.16$ $f_{53} = 11748.99$	$g_{13} = 0.63$ $g_{23} = 0.24$ $g_{33} = 0.51$ $g_{43} = -8.28$ $g_{53} = 0.67$
$f_{12} = -11970.74$ $f_{22} = -4425.34$ $f_{32} = 315.56$ $f_{42} = 5083.51$ $f_{52} = 11776.94$	$g_{12} = 0.72$ $g_{22} = 1.72$ $g_{32} = 0.19$ $g_{42} = 0.63$ $g_{52} = 0.91$
$f_{11} = -11421.60$ $f_{21} = -2761.94$ $f_{31} = 0.76$ $f_{41} = 4277.69$ $f_{51} = 11113.38$	$g_{11} = -5.11$ $g_{21} = 0.33$ $g_{31} = 0.81$ $g_{41} = -1.59$ $g_{51} = 0.78$

جدول 4 مقادیر بهینه $f_{i_1 i_2}$ ها و $g_{i_1 i_2}$ ها در مجموعه فازی $F(e,\dot{e})$ و $G(e,\dot{e})$ برای جرم $m_s = 350$

Table 4 The optimum values of $f_{i_1 i_2}$ and $g_{i_1 i_2}$ in the fuzzy systems $F(e,\dot{e})$ and $G(e,\dot{e})$ for $m_s = 350$

مقادیر بهینه $f_{i_1 i_2}$ ها	مقادیر بهینه $g_{i_1 i_2}$ ها
$f_{15} = -11.38.87$ $f_{25} = -3983.55$ $f_{35} = 0.85$ $f_{45} = 2620.28$ $f_{55} = 10867.14$	$g_{15} = 0.95$ $g_{25} = 0.83$ $g_{35} = -2.30$ $g_{45} = 0.35$ $g_{55} = -9.09$
$f_{14} = -11456.31$ $f_{24} = -3591.86$ $f_{34} = 1.05$ $f_{44} = 4321.85$ $f_{54} = 10579.28$	$g_{14} = 0.63$ $g_{24} = 0.77$ $g_{34} = 0.41$ $g_{44} = 0.82$ $g_{54} = 0.33$
$f_{13} = -10571.31$ $f_{23} = -3935.98$ $f_{33} = -290.21$ $f_{43} = 2507.19$ $f_{53} = 11059.94$	$g_{13} = 1.12$ $g_{23} = 0.86$ $g_{33} = 0.37$ $g_{43} = -1.65$ $g_{53} = 0.15$
$f_{12} = 11711.67$ $f_{22} = -4179.26$ $f_{32} = 311.86$ $f_{42} = 4899.13$ $f_{52} = 11264.52$	$g_{12} = 0.58$ $g_{22} = 0.24$ $g_{32} = 1.12$ $g_{42} = 0.98$ $g_{52} = 0.78$
$f_{11} = -11135.14$ $f_{21} = -2190.57$ $f_{31} = 0.38$ $f_{41} = 4651.37$ $f_{51} = 11001.17$	$g_{11} = 7.01$ $g_{21} = 0.40$ $g_{31} = 0.53$ $g_{41} = -2.59$ $g_{51} = 0.85$

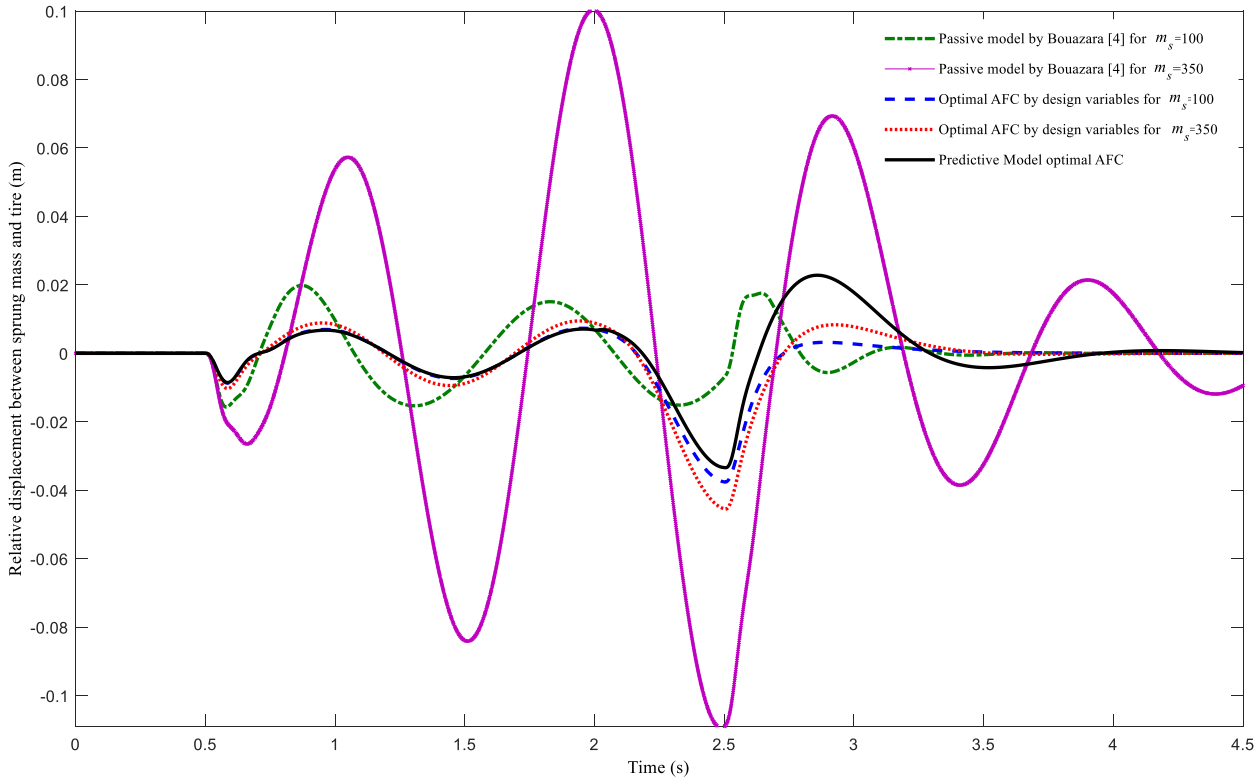

Fig. 7 Comparison of the time responses of the relative displacement between sprung mass and tire in predictive MLS model, offline model and Bouazara [4] for the vehicle suspension system

شکل 7 مقایسه جابجایی نسبی بین جرم فنربندی شده و تایر در مدل پیشگو حداقل مربعات متحرک، حالت برون‌خطی و مرجع بووازارا [4] برای سیستم تعلیق خودرو

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.3.24.5]

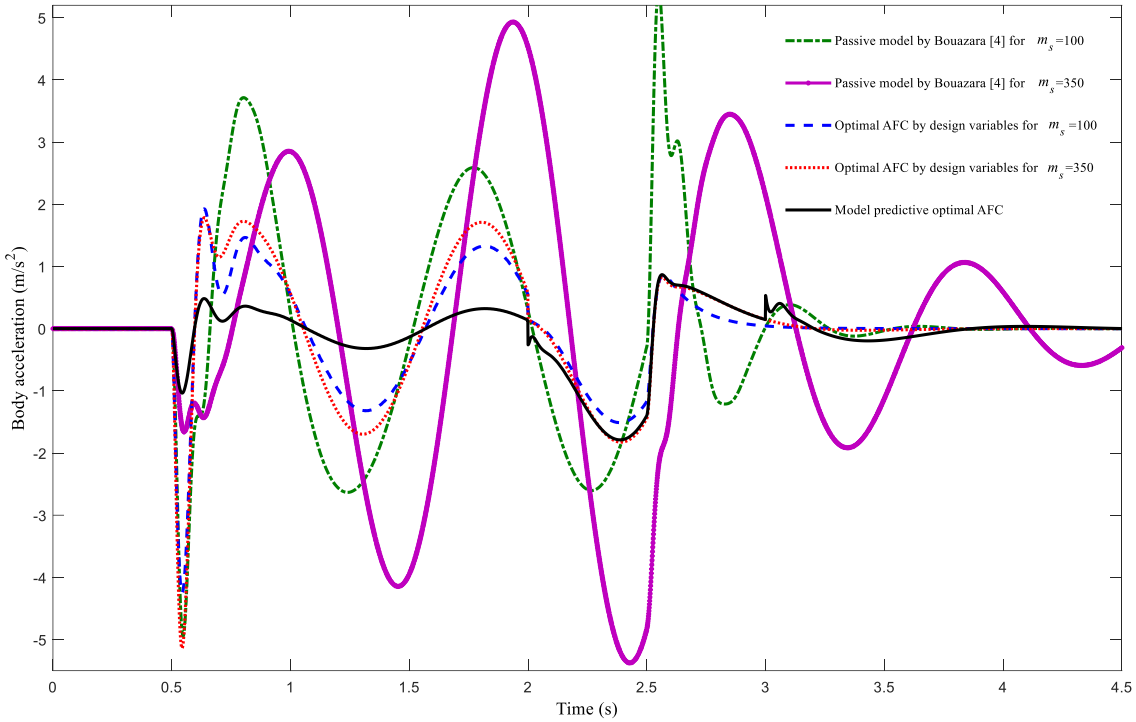

Fig. 8 Comparison of the time responses of the body acceleration in predictive model MLS, offline model and Bouazara [4] for the vehicle suspension system

شکل 8 مقایسه جابجایی نسبی بین شتاب بدنه در مدل پیشگو حداقل مربعات متحرک، حالت برون‌خطی و مرجع بووازارا [4] برای سیستم تعلیق خودرو

جدول 5 مقایسه مساحت زیر نمودار شکل‌های 7 و 8

Table 5 Comparison of the integral of the absolute values of graphs in Figures 7 and 8

سیستم تعلیق	مساحت زیر نمودار جابجایی نسبی بین جرم فنربندی شده و تایر	مساحت زیر نمودار شتاب بدنه
مرجع بووازارا [4] با جرم $m_s = 100$	0.0252	4.5644
حالت برون‌خطی کنترل‌کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم بهینه با متغیرهای طراحی متعلق به جرم $m_s = 100$	0.0198	2.1465
مرجع بووازارا [4] با جرم $m_s = 350$	0.1522	7.5488
حالت برون‌خطی کنترل‌کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم بهینه با متغیرهای طراحی متعلق به جرم $m_s = 350$	0.0266	2.7216
مدل پیشگو حداقل مربعات متحرک	00.0267	1.4770

پیشگوی طراحی شده، توانسته تطابق لازم را با حالت برون‌خطی سیستم داشته باشد و در مواردی عملکرد بهتری داشته باشد و در شرایط مختلف، مناسب‌ترین پاسخ را اتخاذ کند. از همین‌رو طرح معرفی شده، مدلی مطمئن و کارا در طراحی سیستم‌های تعلیق فعال می‌باشد.

8- مراجع

[1] M. Griffin, K. Parsons, E. Whitham, Vibration and comfort IV, *Application of Experimental Results, Ergonomics*, Vol. 25, No. 8, pp. 721-739, 1982.

[2] S. Rakheja, *Computer-Aided Dynamic Analysis and Optimal Design of Suspension Systems for Off-Road Tractors*, Ph.D. Thesis. Concordia University, Canada, 1985.

[3] P. Barak, Magic numbers in design of suspensions for passenger cars, *SAE Technical Paper*, No. 911921, 1991

[4] M. Bouazara, *Etude Et Anaslyse De La Suspension Active Et Semi-Active Des Vehicules Routters*, Ph.D. Thesis, University Laval, Canada, 1997.

[5] M. V. C. Rao, V. Prahlad, A tunable fuzzy logic controller for vehicle active suspension system, *Fuzzy Sets and Systems*, Vol. 85, No. 1, pp. 11-21, 1997.

[6] J. Cao, P. Li, H. Liu, An interval fuzzy controller for vehicle active suspension systems, *Intelligent Transportation Systems*, Vol. 11, No. 4, pp. 885-895, 2010.

[7] N. Nariman-Zadeh, M. Salehpour, A. Jamali, E. Haghgoo, Pareto optimization of a five-degree of freedom vehicle vibration model using a multi-objective uniform-diversity genetic algorithm (MUGA), *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, Vol. 23, No. 4, pp. 543-551, 2010.

[8] N. Changizi, M. Rouhani, Comparing PID and fuzzy logic control a quarter-car suspension systems, *The Journal of Mathematics and Computer Science*, Vol. 2, No. 3, pp. 559-564, 2011.

[9] A. Jamali, M. Salehpour, N. Nariman-Zadeh, Robust Pareto active suspension design for vehicle vibration model with probabilistic uncertain parameters, *Multibody System Dynamics*, Vol. 30, No. 3, pp. 265-285, 2013.

[10] A. Shehata, H. Metered, W. A. H. Oraby, Vibration control of active vehicle suspension system using fuzzy logic controller, *Vibration Engineering and Technology of Machinery*, pp. 389-399, Springer, Cham, 2015.

[11] M. Maeda, S. Murakami, A self-tuning fuzzy controller, *Fuzzy Sets and Systems*, Vol. 51, No. 1 pp. 29-40, 1992

[12] W. Z. Qiao, W. P. Zhung, T. H. Heng, AS rule self-regulating fuzzy controller, *Fuzzy Sets and Systems*, Vol. 47, No. 1, pp. 13-21, 1992.

[13] S. J. Huang, H. Y. Chen, Adaptive sliding controller with self-tuning fuzzy compensation for vehicle suspension control, *Mechatronics*, Vol. 16, No. 10, pp. 607-622, 2006.

[14] J. Cao, H. Liu, P. Li, H. Liu, H. Brown, An interval type-2 fuzzy logic controller for quarter-vehicle active suspensions, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 222, No. 8, pp. 1361-1373, 2008.

[15] A. A. Aldair, W. Wang, FPGA based adaptive neuro fuzzy inference controller for full vehicle nonlinear active suspension systems, *International Journal of Artificial Intelligence & Applications*, Vol. 1, No. 4, pp. 1-15, 2010.

[16] M. Soleymani, M. Montazeri-Gh, R Amiryan, Adaptive fuzzy controller for vehicle active suspension system based on traffic conditions, *Scientia Iranica*, Vol. 19, No. 3, pp. 443-45, 2012.

[17] H. Li, J. Yu, C. Hilton, H. Liu, Adaptive sliding-mode control for nonlinear active suspension vehicle systems using T–S fuzzy approach, *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, Vol. 60, No. 8, pp. 3328-3338, 2013.

[18] D. K. Shin, S. B. Choi, Design of a new adaptive fuzzy controller and its application to vibration control of a vehicle seat installed with an MR damper, *Smart Materials and Structures*, Vol. 24, No. 8, pp. 085012, 2015.

[19] A. Karami-Mollaee, Design of dynamic sliding mode controller for active suspension system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.3.24.5]

51-58, 2016. (in Persian فارسی)

[20] M. Baghaeian, A. A. Akbari, Improvement of vehicle stability by H-Infinity adaptive fuzzy controller: A new VGS model, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 9, pp. 37-46, 2016. (in Persian فارسی)

[21] C. W. Park, Y. W. Cho, T. S model based indirect adaptive fuzzy control using online parameter estimation, *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part B (Cybernetics)*, Vol. 34, No. 6, pp. 2293-2302, 2004.

[22] E. Kayacan, E. Kayacan, H. Ramon, W. Saeys, Adaptive neuro-fuzzy control of a spherical rolling robot using sliding-mode-control-theory-based online learning algorithm, *IEEE Transactions on Cybernetics*, Vol. 43, No. 1, pp. 170-179, 2013.

[23] M. J. Mahmoodabadi, S. Momennejad, A. Bagheri, Online optimal decoupled sliding mode control based on moving least squares and particle swarm optimization, *Information Sciences*, Vol. 268, No. 1, pp. 342-356, 2014.

[24] M. J. Mahmoodabadi, M. Bisheban, An online optimal linear state feedback controller based on MLS approximations and a novel straightforward PSO algorithm, *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, Vol. 36, No. 8, pp. 1132-114, 2014.

[25] M. Rahmani, A. Ghanbari, M. M. Ettefagh, A novel adaptive neural network integral sliding-mode control of a biped robot using bat algorithm, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 24, No. 14, pp. 1-16, 2018.

[26] L. X. Wang, A course in fuzzy systems and control, *Prentice-Hall International, Inc*. ISBN: 0-13-593005-7, 1997.

[27] M. J. Mahmoodabadi, S. M. Mortazavi Yazdi, Multi-objective genetic optimization of vehicle suspension models, *Lambert Academic Publishing* ISBN-13: 978-3659927126, 2016.

[28] E. Rashedi, H. Nezamabadi-Pour, S. Saryazdi, GSA: A gravitational search algorithm, *Information Sciences*, Vol. 179, No. 13, pp. 2232-2248, 2009.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.3.24.5]