



## بهبود پایداری خودرو با کنترلر مقاوم تطبیقی فازی و مدل جدید سیستم تعليق هندسه متغیر

منصور بقائیان<sup>1</sup>, علی اکبر اکبری<sup>2\*</sup>

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد مشهد

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

\* مشهد، صندوق پستی 9177948974

### چکیده

به کارگیری کنترلر مقاوم تطبیقی فازی در بهبود پایداری خودرو مورد توجه اخیر محققان می‌باشد. در این مقاله کاربرد این کنترلر در مدل غیر خطی سیستم‌های تعليق هندسه متغیر و جابجایی نقطه اتصال طبق به بدن مورد مطالعه می‌باشد. با قرارگیری روابط سینماتیکی یک سیستم تعليق طبق دار دوبل، در روابط 8 درجه آزادی فرمانپذیری خودرو، مدل غیر خطی سیستم تعليق هندسه متغیر ایجاد می‌شود. انتخاب کنترلر مناسب، به دلیل محدودیت فضای در محل جابجایی نقطه اتصال طبق سیستم تعليق به بدن ضروری می‌باشد، لذا در این مقاله کنترلر مناسب از بین سه کنترلر PID، تعطیقی فازی و مقاوم تطبیقی فازی شخص می‌شود. به کمک تئوری لیاپانوف، قوانین تعطیقی بهمنظور پایداری سیستم انتخاب می‌شوند. نتایج برای دو تست استاندارد نشان داد انتگرال مربیات خطای کنترلر مقاوم تطبیقی فازی نسبت به دو کنترلر PID و کنترلر تعطیقی فازی کاهش نشان می‌دهد. همچنین جابجایی نقطه اتصال طبق سیستم تعليق در کنترلر مقاوم تطبیقی فازی خیلی کمتر از دو کنترلر دیگر و مخصوصاً PID می‌باشد. نتایج استفاده از کنترلر مقاوم تطبیقی فازی نشان داد که به کمک این کنترلر، پایداری خودرو و مقاوم بودن سیستم افزایش داشته و همچنین با ساختهای نومنوی تویله می‌شود.

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 13 خرداد 1395

پذیرش: 04 مرداد 1395

ارائه در سایت: 21 شهریور 1395

کلید واژگان:

کنترلر مقاوم تطبیقی فازی

سیستم تعليق هندسه متغیر

مدل جدید غیر خطی سیستم تعليق هندسه

متغیر

پایداری خودرو

## Improvement of vehicle stability by H-Infinity adaptive fuzzy controller: a new VGS model

Mansour Baghaeian, Ali Akbar Akbari\*

Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran  
\* P.O.B. 9177948974 Mashhad, Iran, akbari@um.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 02 June 2016

Accepted 25 July 2016

Available Online 11 September 2016

#### Keywords:

H-Infinity adaptive fuzzy control  
variable geometry suspension system  
new nonlinear model of VGS  
vehicle stability

### ABSTRACT

Recently, H-Infinity adaptive fuzzy controller (HAFC) and its potential application in improving vehicle stability has received increasing attention. This paper studied this application by developing a nonlinear model for the vehicle suspension mounting point displacement (SMD) and the variable geometry suspension system (VGS). The VGS model was developed by deriving the kinematic equations from the vehicle double wishbone suspension system for the vehicle handling model with eight degrees of freedom (8DOF). The limited area of the SMD necessitates the use of a proper controller, so in this paper the suitability of a proportional-integral-derivative controller (PID), an adaptive fuzzy controller (AFC), and HAFC was investigated for this purpose. The stability status and adaptation laws were assessed by Lyapunov synthesis and the result showed that integral of square error (ISE) achievable by HAFC for two standard maneuvers is lower than PID and AFC. The result also showed that SMD of HAFC is lower than AFC and extremely PID. The use of HAFC also resulted in the best vehicle stability, soft response and robustness.

در حرکت سر پیچ<sup>4</sup> بستگی دارد [2]. هندسه سیستم تعليق نقش مهمی در پایداری و فرمانپذیری خودرو بازی می‌کند. معمولاً نیروی عملگرها در سیستم دینامیکی خودرو توجه می‌کنند. تعدادی از شرکت‌های خودروسازی جلوگیری از چرخش عمودی خودرو را بهبود داده‌اند [1]. در خودروها، راحتی سفر<sup>3</sup> به رفتار آن در مسیر مستقیم و پایداری و فرمانپذیری به رفتار خودرو

### - مقدمه

اخیراً، محققان به پایداری<sup>1</sup> و فرمانپذیری<sup>2</sup> خودرو به کمک سیستم‌های تعليق هندسه متغیر<sup>5</sup> عمود بر طبق<sup>6</sup> ها وارد می‌شود که انرژی مورد نیاز را کاهش می‌دهد و این قابلیت مناسب این سیستم را نشان می‌دهد [3]. مدل تحلیلی مناسب جهت محققانی که علاقه‌مند به بررسی سیستم تعليق هندسه

<sup>4</sup> Cornering

<sup>5</sup> Variable Geometry Suspension System (VGS)

<sup>6</sup> Wishbone

<sup>1</sup> Stability

<sup>2</sup> Handling

<sup>3</sup> Ride comfort

قطعیت سیستمی به خوبی به پاسخ مرجع نزدیک کرد و مقاوم بودن کنترلر را با شبیه سازی برای یک سیستم جرم و فنر نشان دادند.

نمز و گسپر [14] پایداری خودرو را با سیستم تعليق هندسه متغیر و یک کنترلر مقاوم با پارامترهای متغیر، افزایش داد. کریشنا و همکارانش [15] با استفاده از منطق فازی و سیستم فرمان فعل، پایداری خودرو را افزایش داد. بقایانی و اکبری [16] به منظور بررسی اثر کنترلر تطبیقی فازی و سیستم تعليق هندسه متغیر بر روی پایداری خودرو، دو کنترلر تطبیقی فازی و PID<sup>7</sup> را با هم مقایسه نمودند که در آن تحقیق نشان دادند کنترلر تطبیقی فازی پایداری خودرو را بهبود داده است. نمز و گسپر [17] در مطالعه های خود، بهبود پایداری خودرو را با سیستم تعليق هندسه متغیر و استفاده از کنترلر مقاوم نشان دادند. همچنین گسپر اثربیانی هندسه سیستم تعليق را برروی مختصات سیستم فرمان و چرخ بررسی کرد [18].

در مواردی که با کنترلرها نتوان اغتشاشات زیاد را به خوبی مدل کرد و به پاسخ قابل قبولی رسید، می توان کنترلر تطبیقی را با کنترلر مقاوم ادغام نمود و به کنترل بهتری دست پیدا کرد.

نوآوری های این مقاله عبارتند از:

- ایجاد یک مدل غیر خطی سیستم تعليق هندسه متغیر با استفاده از سینماتیک سیستم تعليق و مدل غیر خطی فرمانپذیری خودرو با 8 درجه آزادی
- یافتن قوانین تطبیقی و تضمین پایداری با استفاده از تئوری لیپانوف.
- اصلاح عملکرد پایداری خودرو با استفاده از سیستم تعليق هندسه متغیر و انتخاب کنترلر مقاوم تطبیقی فازی در مقابل سایر کنترلرها.

بخش های این مقاله به ترتیب زیر مرتب شده است: در بخش 2 مدل تحلیلی غیر خطی سیستم تعليق هندسه متغیر عرضه شده است. بخش 3 و 4 بطور خلاصه کنترلر تطبیقی فازی و کنترلر مقاوم تطبیقی فازی معرفی شده است. اثبات پایداری کنترلر استفاده شده در بخش 5 ارائه شده است. مدل سیستم تعليق هندسه متغیر ارائه شده با دو تست استاندارد<sup>8</sup> در بخش 6 نتایج شیوه سازی استخراج می گردد. کنترلرها مورد استفاده با معیارهای یکسان در بخش 6 مقایسه و بهترین انتخاب می شود.

## 2- مدل جدید سیستم تعليق هندسه متغیر

### 2-1- سیستم تعليق هندسه متغیر

به طور کلی مدل ها بیان کننده پدیده های فیزیکی می باشند [19]. پارامترهایی مانند نرخ چرخش عمودی<sup>9</sup> و شتاب جانبی خودرو، نقش بسیار مهمی در دینامیک خودرو دارند. سیستم تعليق هندسه متغیر می تواند به عنوان سیستم تعليق فعل<sup>10</sup> نقش بزرگی در پارامترهای دینامیک خودرو بازی کند. شکل 1 شماتیک یک سیستم تعليق طبق دار دوبل<sup>11</sup> را نشان می دهد [20]. همانطوری که در شکل 1 دیده می شود، ارتفاع مرکز غلت ( $h_R$ )<sup>12</sup> با پارامترهای هندسی سیستم تعليق و تشابه مثلث ها بوسیله روابط (1) الی (6) مرتبط می شود [20].

$$h_R = \frac{T}{2} \frac{P}{k \cos(\beta + \beta_0) + d \tan \sigma + r_\sigma} \quad (1)$$

<sup>7</sup> Proportional-integral-derivative controller (PID)

<sup>8</sup> Standard maneuver

<sup>9</sup> The yaw rate

<sup>10</sup> Active suspension system

<sup>11</sup> Double wishbone suspension system

<sup>12</sup> Roll centre height

متغیر هستند وجود ندارد. با ترکیب روابط سینماتیکی سیستم تعليق خودرو و روابط فرمانپذیری خودرو، مدل غیرخطی جدید سیستم تعليق هندسه متغیر حاصل می گردد. سیگنال کنترلر، نقطه اتصال طبق به بدنه خودرو را به گونه ای تغییر می دهد که دینامیک مناسب سیستم تعليق حاصل گردد. با توجه به اینکه فضای جایجایی سیستم تعليق هندسه متغیر محدود می باشد و همچنین روابط دینامیک خودرو نیز با زمان در حال تغییر است، نیاز به کنترلر پیشرفتی و تطبیقی مانند، کنترلر مقاوم تطبیقی فازی می باشد.

اولین سیستم تعليق هندسه متغیر که به صورت دستی تنظیم شد، در موتور سیکلت ولاکیت تراکسٹون استفاده شده است [4]. واتنابل و شارپ [5] کنترلرها بهینه PD و شبکه های عصبی را برای این سیستم استفاده نموده اند که موفق شدند غلت بدنه و تغییرات ارتفاع مرکز غلت خودرو را کاهش دهند. لی و همکارانش [6] با استفاده از سیستم تعليق هندسه متغیر پاسخ های مناسبی را به کمک تست های آزمایشگاهی جاده ای در سرعت های متوسط و بالا به دست آورند. ایروس و همکارانش [3] به کمک مدل دلف، یک مدل جدیدی از عملگرهای سیستم های تعليق هندسه متغیر به دست آورند. گودرزی و همکارانش [2] به کمک نرم افزار ادامز، مدل تخمینی از سیستم تعليق هندسه متغیر تولید کرد که در آن جایجایی نقطه اتصال طبق به بدنه خودرو<sup>1</sup> و ارتفاع مرکز غلت<sup>2</sup> و زاویه تو چرخ<sup>3</sup> نشان داده شده بود. همچنین آنها نشان دادند که جایجایی نقطه اتصال طبق به بدنه خودرو به کمک کنترلر PI فازی، پایداری و فرمانپذیری خودرو را افزایش می دهد.

کنترلر تطبیقی<sup>4</sup> یکی از روش های پرکاربرد کنترلر سیستم های غیر خطی می باشد. پارامترهای کنترلر با به کار بردن قوانین تطبیقی<sup>5</sup> در مقابل عدم قطعیت<sup>6</sup> و اغتشاشات سیستم به خوبی تنظیم می گردد، اما در اینجا احتیاج به مدل اولیه سیستم وجود دارد. در مقابل منطق فازی، روشی است که در تعداد زیادی از مقالات اخیر استفاده شده است [7] و احتیاج به مدل سیستم وجود ندارد، در نتیجه با ترکیب کنترلر تطبیقی و منطق فازی می توان یک بسته مناسب و قدرتمند جهت طراحی یک کنترلر مقاوم در مقابل عدم قطعیت و غیر خطی بودن سیستم طراحی کرد. وانگ [8] یک کنترلر تطبیقی فازی مستقیم از تئوری لیپانوف استفاده کرد. او با یک تئوری بکسان، یک حل عمومی برای پایداری کنترلر تطبیقی فازی بوجود آورد [9] او همچنین این روش را در یک پاندول معکوس استفاده نمود. بعد از آن، تانگ [7] یک کنترلر تطبیقی فازی را براساس ورودی و خروجی های یک سیستم غیر خطی طراحی نمود. شهنازی و اکبرزاده [10] یک کنترلر تطبیقی PI فازی غیر مستقیم را در مقابل کنترلر تطبیقی فازی معرفی کرد که سرعت پاسخ ها در نقطه تعادل را افزایش می داد. به دلیل کارایی بالای کنترلرهای تطبیقی نوایی و ردائی [11] توانستند از کنترلر تطبیقی به گونه ای استفاده نمایند که حتی اگر عملگرهایی در سیستم هواپیما از کار افتاد، سیستم به کار خود به خوبی ادامه دهد. واکسی شی [12] یک کنترلر فازی و تطبیقی مقاوم مشاهده کننده ای طراحی کرد که در سیستم های یک ورودی و یک خروجی غیر خطی به خوبی می توانست خروجی را دنبال نماید و خطای را به صفر برساند و مقاوم بودن این نوع کنترلرها را به خوبی نشان داد. لی جنگ و جان زوه [13] کنترلر فازی تطبیقی ارائه کردند که پاسخ ها در سیستم های غیرخطی در حضور عدم

<sup>1</sup> The vehicle suspension mounting point displacement (SMD)

<sup>2</sup> The roll centre height

<sup>3</sup> Toe - angle

<sup>4</sup> Adaptive controller

<sup>5</sup> Adaptive laws

<sup>6</sup> Uncertainty

$$ma_{yu} + m_s H \dot{\varphi} = \sum_{i=1}^4 F_{yi} \quad (8)$$

$$I_{xx} \ddot{\varphi} + m_s H a_{yu} = mgH \sin \varphi - K_t \varphi - C_t \dot{\varphi} \quad (9)$$

$$I_{zz} \ddot{r} = a(F_{y1} + F_{y2}) - b(F_{y3} + F_{y4}) + \frac{(F_{x1} + F_{x3})T}{2} - \frac{(F_{x2} + F_{x4})T}{2} \quad (10)$$

که در اینجا  $\varphi$  زاویه غلت بدنه<sup>۴</sup> حول محور  $X$  و  $a_{yu}$  و  $a_x$  به ترتیب شتاب طولی و شتاب جانبی جرم فنریندی نشده<sup>۵</sup> می‌باشد که می‌توان به صورت رابطه (11) و (12) نوشت:

$$a_x = \dot{u}_x - v_y r \quad (11)$$

$$a_{yu} = \dot{v}_y + u_x r \quad (12)$$

که  $r$  چرخش بدنه حول محور عمودی،  $v_y$  و  $u_x$  سرعت طولی و عرضی خودرو می‌باشد.  $F_z$  و  $F_y$  به ترتیب نیروهای طولی و جانبی و عمودی تایر هستند. رابطه چرخش چرخ‌ها را می‌توان به صورت رابطه (13) نوشت:

$$F_{xi} R_i = \dot{\omega}_i I_\omega, \quad i = 1, 2, \dots, 4 \quad (13)$$

که در آن  $R$  و  $I_\omega$  شاعر و ممان اینرسی چرخ می‌باشد.

مطابق شکل ۳ نیروهای طولی و جانبی تایر مطابق روابط (14) و (15) قابل دستیابی است:

$$F_{xi} = F_{ti} \cos \delta_{Ti} - F_{si} \sin \delta_{Ti}, \quad i = 1, \dots, 4, \quad (14)$$

$$F_{yi} = F_{ti} \sin \delta_{Ti} + F_{si} \cos \delta_{Ti}, \quad i = 1, \dots, 4, \quad (15)$$

که  $\delta_T$  زاویه فرمان،  $F_t$  و  $F_s$  نیروهای طولی و جانبی تایر می‌باشد که از مدل غیر خطی تایر به دست آمده است. همچنین نیروهای عمودی تایر توسط روابط (16) الی (19) نشان داده شده است [2].

$$F_{z1} = \frac{W}{2} \left[ \frac{b}{l} - \frac{a_x}{g} \left( \frac{h}{l} \right) \right] + \frac{W}{2} \left[ K_R \left[ \frac{a_y}{g} \left( \frac{h}{T} \right) - \left( \frac{m_s}{m} \right) \left( \frac{H}{T} \right) \sin \varphi \right] \right] \quad (16)$$

$$F_{z2} = \frac{W}{2} \left[ \frac{b}{l} - \frac{a_x}{g} \left( \frac{h}{l} \right) \right] - \frac{W}{2} \left[ K_R \left[ \frac{a_y}{g} \left( \frac{h}{T} \right) - \left( \frac{m_s}{m} \right) \left( \frac{H}{T} \right) \sin \varphi \right] \right] \quad (17)$$

جدول ۱ داده‌های سیستم تعليق خودرو

Table 1 Geometrical data for vehicle suspension system

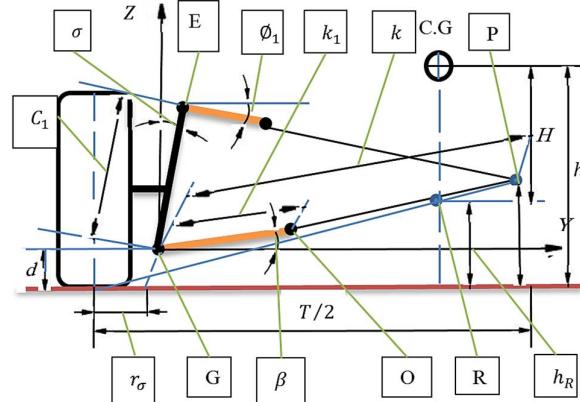
مقدار	واحد	متغیر	توضیحات
11	deg	$\beta_0$	زاویه اولیه طبق پایین سطح
781	mm	$h$	ارتفاع مرکز نقل
10	deg	$\sigma$	زاویه کینگ پین
5	deg	$\emptyset_1$	زاویه طبق بالا
5	mm	$r_\sigma$	شعاع فرمان <sup>۷</sup>
280	mm	$C_1$	طول کینگ پین از نمای جلو
370	mm	$K_1$	طول طبق پایین
220	mm	$d$	ارتفاع نقطه G از سطح زمین

<sup>4</sup> Roll angle

<sup>5</sup> Un sprung mass

<sup>6</sup> Steer angle

<sup>7</sup> Scrub radius



شکل ۱ هندسه سیستم تعليق طبق دار دوبل

$$Z = k_1 (\sin(\beta + \beta_0)) \quad (2)$$

جانبی که  $Z$  جایگاهی نقطه اتصال طبق پایین به بدنه خودرو،  $\beta$  و  $\beta_0$  بر ترتیب زاویه طبق پایین و زاویه اولیه طبق پایین می‌باشد.

همچنین برای  $P$  داریم:

$$P = k \sin(\beta + \beta_0) + d \quad (3)$$

برای  $k$  رابطه (4) را می‌توان نوشت:

$$k = c_1 \frac{\sin(90 + \sigma - \emptyset_1)}{\sin(\emptyset_1 + \beta + \beta_0)} \quad (4)$$

می‌توان  $H$  را به صورت رابطه (5) نوشت:

$$H = h - h_R \quad (5)$$

از روابط (1) و (5) همانند رابطه (6) به دست می‌آید:

$$H = h - \frac{T}{2} \frac{P}{k \cos(\beta + \beta_0) + d \tan \sigma + r_\sigma} \quad (6)$$

که  $R$  مرکز غلت سیستم تعليق<sup>۱</sup> در وسط خودرو،  $P$  مرکز دوران سیستم تعليق،  $k$  فاصله نقطه  $P$  و  $G$  و  $T$  فاصله عرضی خودرو می‌باشد.

مدل جدید سیستم تعليق هندسه متغیر از جایگذاری  $H$  در روابط فرمانپذیری خودرو با ۸ درجه آزادی که در بخش ۲-۲ توضیح داده خواهد شد، به دست خواهد آمد. پارامترهای هندسی سیستم تعليق خودرو در جدول ۱ نشان داده شده است.

## ۲-۲- مدل غیر خطی ۸ درجه آزادی فرمانپذیری خودرو

مدل فرمانپذیری خودرو با ۸ درجه آزادی در شکل ۲ نشان داده شده است. در اینجا جایگاهی طولی و جانبی، چرخش بدنه حول محور عمودی، غلت بدنه و چرخش هر یک از چرخ‌ها به عنوان درجه آزادی در نظر گرفته شده اند.

در این مدل عوامل غیر خطی مانند رفتار غیر خطی تایر، انتقال بار غیر خطی نیروهای عمودی، طولی و جانبی تایر، اثر غیر خطی فرمان چرخ به واسطه غلت بدنه<sup>۳</sup> و تغییرات غیر خطی ارتفاع مرکز غلت در نظر گرفته شده است.

روابط در راستای  $X$  و  $Y$  و دوران حول  $X$  و  $Z$  به صورت روابط (7) الی (10) قابل نوشتن است [2]:

در راستای  $X$

$$ma_x = \sum_{i=1}^4 F_{xi} \quad (7)$$

<sup>1</sup> Roll centre

<sup>2</sup> Track

<sup>3</sup> Roll steer

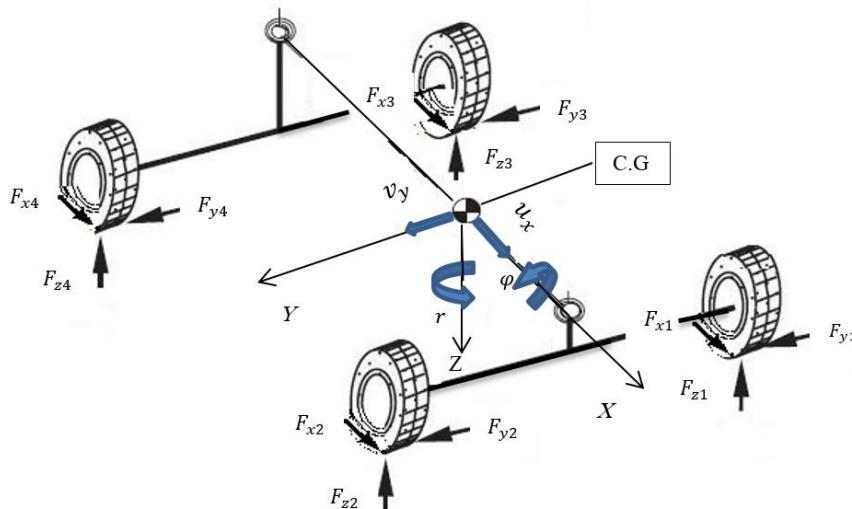


Fig. 2 Vehicle's 8DOFs handling model

شکل 2 مدل 8 درجه آزادی فرمانپذیری خودرو

$$\alpha_4 = \delta_{T4} + \tan^{-1} \frac{br - v_y}{u_x - \frac{Tr}{2}} \quad (24)$$

که  $\alpha$  زاویه لغزش تایر<sup>3</sup> و  $\delta_T$  زاویه فرمان می‌باشد.  
در شکل 4 ساختار مدل 8 درجه آزادی به همراه سیستم کنترل نشان  
داده شده است. در آنجا ارتباط بین زیر مدل و راننده و سیستم کنترل نشان  
داده شده است.

همچنین پارامتر  $Z$  که همان جایگاهی نقطه اتصال سیستم تعليق به بدنه  
می‌باشد توسط سیستم کنترل هدایت می‌شود.  
در این مقاله از مدل تایر مجیک فرمولا<sup>4</sup> به عنوان مدل غیر خطی تایر  
استفاده شده است. نیروهای کششی و جانبی تایر با مشخص بودن لغزش  
طولی تایر<sup>5</sup>، نیروهای عمودی تایر و زاویه لغزش تایر قبل دست یابی است.  
با جایگذاری رابطه (6) در روابط (8)، (9)، (16) الی (19) و (20) مدل  
فرمانپذیری خودرو، مجهز به سیستم تعليق هندسه متغیر جهت بررسی  
پایداری خودرو آماده می‌باشد. ورودی این مدل زاویه چرخ و سرعت طولی  
خودرو می‌باشد.

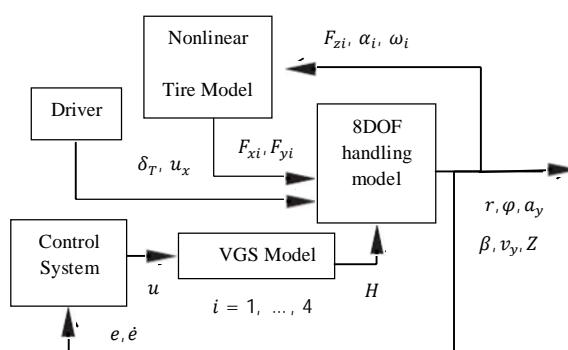
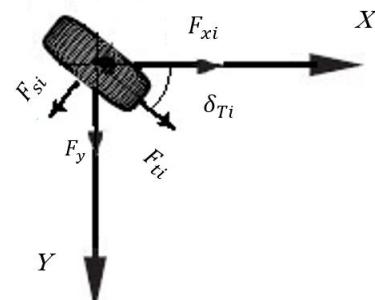


Fig. 4 The structure of an 8DOF vehicle model

شکل 4 ساختار مدل 8 درجه خودرو



شکل 3 نیروهای طولی و جانبی تایر

شکل 3 نیروهای طولی و جانبی تایر

$$F_{z3} = \frac{W}{2} \left[ \frac{b}{l} + \frac{a_x}{g} \left( \frac{h}{l} \right) \right] + \frac{W}{2} \left[ (1 - K_R) \left[ \frac{a_y}{g} \left( \frac{h}{T} \right) - \left( \frac{m_s}{m} \right) \left( \frac{H}{T} \right) \sin \varphi \right] \right] \quad (18)$$

$$F_{z3} = \frac{W}{2} \left[ \frac{b}{l} + \frac{a_x}{g} \left( \frac{h}{l} \right) \right] - \frac{W}{2} \left[ (1 - K_R) \left[ \frac{a_y}{g} \left( \frac{h}{T} \right) - \left( \frac{m_s}{m} \right) \left( \frac{H}{T} \right) \sin \varphi \right] \right] \quad (19)$$

$K_R$  وزن و چرم کل خودرو می‌باشد.  $m_s$  جرم فربیندی شده خودرو  
نسبت سختی پیچشی سیستم تعليق جلو به سختی پیچشی سیستم تعليق  
عقب<sup>2</sup> می‌باشد. همچنین برای شتاب جانبی می‌توان رابطه (20) را نوشت:

$$a_y = \dot{v}_y + ur + \frac{m_s}{m} H \ddot{\varphi} \quad (20)$$

رابطه (21) الی (24) از مدل تایر و شکل 3 بدست می‌آیند [2].

$$\alpha_1 = \delta_{T1} - \tan^{-1} \frac{v_y + ar}{u_x + \frac{Tr}{2}} \quad (21)$$

$$\alpha_2 = \delta_{T2} - \tan^{-1} \frac{v_y + ar}{u_x - \frac{Tr}{2}} \quad (22)$$

$$\alpha_3 = \delta_{T3} + \tan^{-1} \frac{br - v_y}{u_x + \frac{Tr}{2}} \quad (23)$$

<sup>3</sup> Tire slip angle<sup>4</sup> Magic Formula<sup>5</sup> Longitudinal slip angle of wheel<sup>1</sup> Sprung mass<sup>2</sup> The stiffness of front roll per rear roll stiffness

$x^{(n)}$  بردار مرجع  
 $K$  ضریب بردار گین فیدبک  
 $E$  خطأ که به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$E = \underline{y}_m - \underline{x} = [e, \dot{e}, \dots, e^{(n+1)}]^T \quad (27)$$

پارامترهای غیر خطی سیستم شامل  $(x, f)$  و  $(x, g)$  نامعلوم هستند. در نتیجه امکان استفاده از کنترلر بالا وجود ندارد، ولی با سیستم فازی می‌توان به دینامیک نامعلوم سیستم دست پیدا کرد.

بطور کلی یک سیستم فازی شامل فازی ساز، پایگاه قوانین فازی، موتور استنتاج و نافازی ساز می‌باشد. پایگاه قوانین فازی مجموعه‌ای از قوانین اگر و آنگاه فازی به صورت رابطه (28) است:

$$l : R^l \quad (28) \quad l = 1, \dots, M \quad G^l \text{ برابر } F_n^l \text{ و } \dots \text{ و } x_n \text{ برابر } y \text{ آنگاه}$$

که  $\underline{x} = [x, \dot{x}, \dots, x^{(n+1)}]^T$  ورودی و  $y$  خروجی سیستم فازی هستند.  $F_n^l$  و  $G^l$  به ترتیب توابع عضویت مربوط به ورودی و خروجی می‌باشند و همچنین  $M$  تعداد قوانین را نشان می‌دهد. با استفاده از فازی ساز تک مقداره، موتور استنتاج ضرب ممداوی و نافازی ساز مرکز مجموعه‌ها، خروجی سیستم فازی به صورت رابطه (29) خواهد بود [22]:

$$y = \frac{\sum_{l=1}^M \bar{y}^l (\prod_{i=1}^n \mu_{F_i^l}(x_i))}{\sum_{l=1}^M (\prod_{i=1}^n \mu_{F_i^l}(x_i))} = \theta^T \xi(x) \quad (29)$$

که  $\bar{y}^1, \dots, \bar{y}^M$  مرکز توابع عضویت خروجی می‌باشد و  $\xi(x) = [\xi_1(x), \xi_2(x), \dots, \xi_M(x)]^T$  توابع پایه‌ای فازی بوده به صورت رابطه (30) محاسبه می‌شوند:

$$\xi_j(x) = \frac{\prod_{i=1}^n \mu_{F_i^l}(x_i)}{\sum_{l=1}^M \prod_{i=1}^n \mu_{F_i^l}(x_i)} \quad j = 1, \dots, M \quad (30)$$

معمولًا تعیین مرکز توابع عضویت به سختی انجام می‌شود و یکی از راه‌های آن استفاده از قوانین کنترل تطبیقی است [22].

#### 4- کنترلر مقاوم تطبیقی فازی

در پروسه طراحی کنترلر فرض براین است که مدل سیستم تحت کنترل در اختیار نیست و براین اساس طراحی کنترلر صورت گرفته است. به عبارتی با عدم قطعیت ساختاری مواجه هستیم، بهطوری که در مورد دینامیک‌های سیستم اطلاعات محدود در حد محدود تغییرات حالت سیستم، در اختیار کنترلر قرار می‌گیرد و کنترلر باید بتواند با استفاده از این اطلاعات و عدم قطعیت ساختاری موجود به عملکرد مطلوب دست یابد. در رابطه (26)،

ضریب  $K$  می‌تواند به صورت چند جمله‌ای

$$h(\lambda) = S^{(n)} + k_1 S^{(n-2)} + \dots + k_n \quad (h(\lambda) \text{ به گونه‌ای باشد که سیستم پایدار گردد. به منظور عملکرد بهتر کنترلر مقاوم شرایط رابطه (31) لازم است [23]:}$$

$$\int_0^T E^T Q E dt \leq 2V(0) + \rho^2 \int_0^T w^2, \quad T \in [0, \infty] \quad (31)$$

که  $V$  تابع لیپاونوف،  $\rho$  تابع وزن اولیه و  $Q$  ماتریس مثبت معین<sup>3</sup> می‌باشد. به لحاظ اینکه در سیستم‌های فازی تقریب زده می‌شود، امکان تغییر  $u^*$  با تقریب فازی<sup>4</sup>  $\hat{u}(x|\theta)$  وجود دارد و کنترلر مقاوم به منظور اثرگذاری و کم کردن خطأ بوسطه تقریب فازی و اغتشاشات بیرونی اضافه می‌شود. بنابراین داریم:

$$u(x) = \hat{u}(x|\theta) - g(x)^{-1} u_h \quad (32)$$

در جداول 1 و 2 داده‌های یک خودروی اس بو وی<sup>1</sup> با یک نوع از سیستم تعليق هندسه متغیر داده شده است.

به منظور صحه گناری مدل، از نرم افزار کارسیم<sup>2</sup> که یک نرم افزار کامل دینامیکی خودرو می‌باشد استفاده شده است. بدین منظور جابجایی میانگین 20 میلی‌متر در نقطه اتصال سیستم تعليق به بدنه خودرو در نظر گرفته شده است. سه مقدار منهای 20، صفر (حالات عادی سیستم تعليق) و 20 میلی‌متر در نظر گرفته شده است. نتایج شکل 5 نشان می‌دهد که رفتار نرخ چرخش بدنه حول محور عمودی، شتاب جانبی بدنه و زاویه لغزش بدنه بسیار نزدیک به مدل کامل موجود در نرم افزار کارسیم می‌باشد. بدین ترتیب مدل فرمانپذیری خودرو با 8 درجه آزادی و به صورت غیرخطی و مجهز شده به سیستم تعليق هندسه متغیر آماده استفاده و پیاده سازی کنترلر مناسب مانند کنترلر مقاوم تطبیقی فازی و یا هر کنترلر دیگر می‌باشد.

#### 3- کنترلر تطبیقی فازی

پارامترهای سیستم کنترل می‌تواند توسط قوانین تطبیقی کنترلر تطبیقی فازی تنظیم شود [21]. رابطه (25)، یک سیستم غیر خطی مرتبه  $n$  را نشان می‌دهد:

$$x^{(n)} = f(x, t) + g(x, t)u + d(t) \quad (25)$$

که  $f(x, t)$  و  $g(x, t)$  توابع غیرخطی ناشناخته می‌باشد.

واضح است که برای کنترل پذیر بودن سیستم،  $g(x, t)$  با استیتی مخالف صفر باشد.  $\dot{x} = [x, \dot{x}, \dots, x^{(n+1)}]^T = \dot{x}$  بردار حالت سیستم و  $d(t)$  اغتشاش با مقدار محدود می‌باشد. از آنجایی که در این مدل  $g(x, t)$  و  $f(x, t)$  می‌باشد،  $g(x, t)$  و  $f(x, t)$  دینامیک‌های غیر خطی سیستم می‌باشند و فرض براین است که مقدار آنها برای طراحی کنترلر در اختیار نیست و  $d(t)$  می‌تواند اغتشاش، نویز یا تابعی از مدل سیستم باشد که در  $f(x, t)$  و  $g(x, t)$  قرار داده نشده است. بنابراین کنترلر با فرض این نوع عدم قطعیت‌ها طراحی شده و باید بتواند عملکرد کنترلر مدنظر را که در اینجا یک نوع کنترلر ردیاب تطبیقی مدنظر است برآورده نماید. ورودی کنترلر می‌تواند توسط رابطه (26) نوشته شود [22]:

$$u^* = \frac{1}{g(x)} [-f(x) + x_d^{(n)} + K^T E] \quad (26)$$

که

جدول 2 داده‌های خودرو

Table 2 Vehicle data

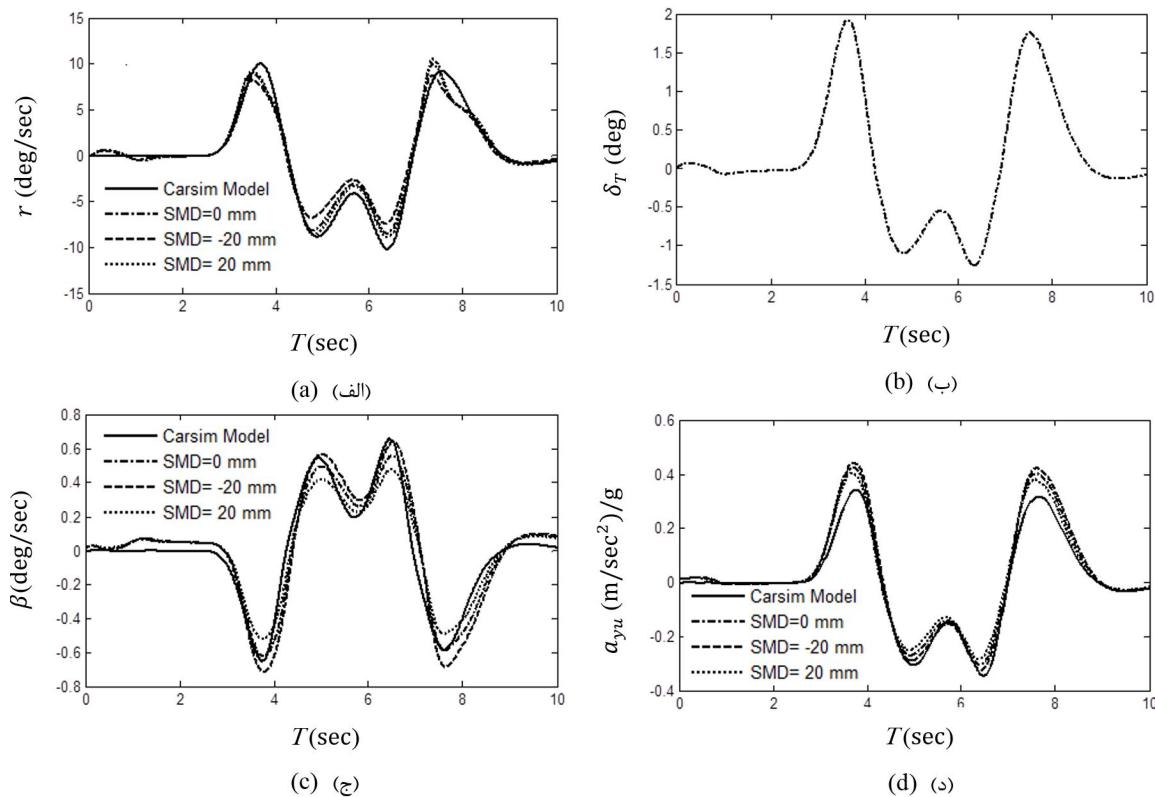
متغیر	واحد	مقدار	توضیحات
جرم خودرو	kg	1987	جرم فنر بندی نشده
فاصله طولی محور چرخ‌ها	m <sub>as</sub>	324.935	فاصله طولی بدنۀ حول محور چرخ‌ها
فاصله عرضی چرخ‌ها	l	2.5780	فاصله عرضی چرخ‌ها
ممان اینرسی بدنۀ حول محور x	I <sub>xx</sub>	1.4	ممان اینرسی بدنۀ حول محور x
ممان اینرسی بدنۀ حول محور z	I <sub>zz</sub>	657.2714	ممان اینرسی بدنۀ حول محور z
سختی پیچشی نهایی	K <sub>f</sub>	4510.3	سختی پیچشی نهایی
میرانی پیچشی نهایی	C <sub>t</sub>	56957	میرانی پیچشی نهایی
نسبت سختی پیچشی جلو به سختی پیچشی مقب	K <sub>R</sub>	3495.7	نسبت سختی پیچشی جلو به سختی پیچشی مقب
فاصله مرکز ثقل از محور جلو	a	0.4	فاصله مرکز ثقل از محور جلو
فاصله مرکز ثقل از محور عقب	b	1.1473	فاصله مرکز ثقل از محور عقب

<sup>1</sup> Sport Utility Vehicle (SUV)

<sup>2</sup> Carsim

<sup>3</sup> Positive definite matrix

<sup>4</sup> Fuzzy approximation



**Fig. 5** Validation results (a) Yaw rate for the DLC maneuver (b) DLC maneuver steer angle (c) Body side slip angle for the DLC maneuver (d) Lateral acceleration for the DLC maneuver

شکل ۵ نتایج صحه گذاری (الف) نرخ چرخش عمودی بدنه در تست تغییر مسیر دوبل (ب) زاویه فرمان تست تغییر مسیر دوبل (ج) لغزش جانبی بدنه در تست تغییر مسیر دوبل (د) شتاب جانبی بدنه در تست تغییر مسیر دوبل

$$\begin{aligned} X &= AX + B\{f(X, t) + g(X, t)u + d(X, t)\} \\ y &= x \end{aligned} \quad (38)$$

که:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}, B^T = [0 \dots 0 1]_{1 \times n} \quad (39)$$

با جایگذاری ورودی کنترل رابطه (32) در رابطه (38) داریم:

$$\dot{X} = AX + B[f(X, t) + g(X, t)\hat{u}(x|\theta) - u_h + d(X, t)] \quad (40)$$

از رابطه (26) داریم:

$$f(X, t) = -g(X, t)u^* + x_d^{(n)} - K^T E \quad (41)$$

با جایگذاری رابطه (41) در رابطه (40) داریم:

$$\dot{X} = AX + B[x_d^{(n)} - K^T E + g(X, t)(\hat{u}(x|\theta) - u^*) - u_h + d(X, t)] \quad (42)$$

بعد از ساده سازی و به کاربردن رابطه (27) داریم:

$$\begin{aligned} \dot{E} &= (A - BK^T)E + B[g(X, t)(\hat{u}(x|\theta) - u^*) - u_h + d(X, t)] \\ &= (A - BK^T)E + B[g(X, t)(\hat{u}(x|\theta) - \hat{u}(x|\theta^*))] \\ &\quad - Bu_h + B(d(X, t) + \omega) \end{aligned} \quad (43)$$

با جایگذاری رابطه (33) در رابطه (29) به دست خواهد آمد:

$$\dot{E} = (A - BK^T)E - Bu_h + B\omega_l + Bg(X, t)\varphi^T \xi \quad (44)$$

که  $\hat{u}(x|\theta)$  و  $u_h$  سیستم منطق فازی و کنترل مقاوم می‌باشند. حال ثئوری قابل ارائه است.

رابطه سیستم (25) با ورودی کنترل  $u$  در رابطه (26) پایدار و عملکرد کنترل مقاوم تضمین خواهد شد، اگر قوانین کنترل تطبیقی و اجزاء کنترل مقاوم به صورت رابطه (33) و (34) انتخاب شوند [22].

$$\dot{\theta} = -\gamma_1 \xi g(x)B^T PE \quad (33)$$

$$u_k = \frac{1}{\gamma_2} B^T P E \quad (34)$$

که  $\gamma_1$  و  $\gamma_2$  مقادیر مثبت و  $P$  از حل رابطه ریکاتی (35) به دست خواهد آمد.

$$P(A - BK^T) + (A - BK^T)^T P = -Q + PB\left(\frac{2}{\gamma_2} - \frac{1}{\rho^2}\right)B^T P \quad (35)$$

حال پایداری کنترل می‌تواند با ثئوری لیپانوف اثبات گردد.

## ۵- اثبات پایداری کنترل مقاوم

پارامترهای بهینه سیستم فازی به صورت رابطه (36) انتخاب می‌شوند [22].

$$\theta^* = \arg \min_{\theta \in \Omega} \left[ \sup_{X \in R^n} |\hat{u}(X|\theta) - u^*(X, t)| \right] \quad (36)$$

حال خطای تقریبی حداقل را می‌توانیم به صورت رابطه (37) انتخاب نماییم:

$$\omega = g(X, t)[\hat{u}(X|\theta^*) - u^*(X, t)] \quad (37)$$

به منظور به دست آوردن ساده قوانین فازی سیستم غیر خطی (25) می‌تواند به صورت رابطه (38) بیان گردد:

شده است [22]. شکل 4 ساختار قرار گیری کنترلر در مدل دینامیکی مجهز به سیستم تعليق هندسه متغیر را نشان می‌دهد. سه تابع عضویت ورودی به عنوان بردار حالت سیستم انتخاب شده اند و برای  $e$  و  $\dot{e}$  داریم:

$$\mu_N(e) = \frac{1}{1 + \exp(8(5e + 0.5))} \quad (52)$$

$$\mu_Z(e) = \exp(-40e^2) \quad (53)$$

$$\mu_P(e) = \frac{1}{1 + \exp(-8(5e + 0.5))} \quad (54)$$

$$\mu_N(\dot{e}) = \frac{1}{1 + \exp(8(\dot{e} + 1))} \quad (55)$$

$$\mu_Z(\dot{e}) = \exp(-10\dot{e}^2) \quad (56)$$

$$\mu_P(\dot{e}) = \frac{1}{1 + \exp(-8(\dot{e} + 1))} \quad (57)$$

روابط (52) الی (57) در شکل 6 نشان داده است.

به منظور مقایسه سیستم کنترلر و تنظیم پارامترهای کنترلر، معیارهای یکسان استفاده می‌شود که معمولاً انتگرال مربعات خطأ<sup>4</sup> و پاسخ سیگنال کنترلی مورد استفاده قرار می‌گیرد. بدین منظور دو ورودی استاندارد پله و تغییر مسیر دوبل<sup>5</sup> مورد استفاده قرار گرفت. دامنه ورودی پله 4 درجه و سرعت خودرو 20 متر بر ثانیه و سرعت ورودی تغییر مسیر دوبل 33.33 متر بر ثانیه انتخاب گردید که در شکل 5 (b) نشان داده شده است. همچنین نزد چرخش عمودی بدنه مرجع در رابطه (27) به صورت رابطه (58) نوشته می‌شود [1]:

$$x = \frac{u_x}{l + \frac{m(bC_{ar} - ac_{af})u_x^2}{2c_{ar}c_{af}}} \delta_T \quad (58)$$

که در آن  $\delta_T$  زاویه فرمان،  $l$  فاصله طولی محورهای چرخ<sup>6</sup> سختی جانبی تایر<sup>7</sup> جلو و عقب که برابر 35000 نیوتون بر رادیان می‌باشد.

### 6-1- بررسی اثر کنترلرها در ورودی پله

شکل 7 نتایج بدست آمده برای ورودی پله در مدل مجهز به سیستم تعليق هندسه متغیر را نشان می‌دهد. نزد چرخش عمودی بدنه، لغزش جانبی بدنه و غلت بدنه کاهش پیدا کرده است که نشان می‌دهد پارامترهای پایداری خودرو توسط کنترلرها بهبود پیدا کرده است. از نتایج مهم اینکه در کنترلر مقاوم تطبیقی فازی، نزد چرخش عمودی بدنه به مقدار مرجع بسیار نزدیک شده، لغزش جانبی بدنه خودرو کاهش و غلت بدنه نیز به میزان 22% کاهش داشته است.

همانطوری که در جدول 3 دیده می‌شود، اگرچه مقادیر نزد چرخش عمودی، غلت بدنه و لغزش جانبی بدنه در کنترلر مقاوم تطبیقی فازی به کنترلر مقاوم تطبیقی فازی نزدیک است ولی نکته قلیل توجه اینکه انتگرال مربعات خطأ در کنترلر مقاوم تطبیقی فازی به میزان 26.6% کمتر از کنترلر مقاوم تطبیقی فازی می‌باشد. همچنین در جدول 3 مشاهده می‌شود که جایجاپی نقطه اتصال سیستم تعليق در کنترلر PID به میزان 110 میلی‌متر می‌باشد که با توجه به محدودیت فضا غیر قابل قبول می‌باشد. درمجموع با توجه به موارد گفته شده و اینکه هر سه کنترلر پایداری را افزایش می‌دهند، کنترلر مقاوم تطبیقی فازی با توجه به معیارهایی مانند انتگرال مربعات خطأ و ماکزیمم

که  $\omega_l = \omega + d(X, t)$  و  $\varphi = \theta - \theta^*$  می‌باشد.

به منظور بررسی پایداری حلقه بسته کنترل،تابع لیاپانوف به صورت رابطه (45) اختبار می‌شود:

$$V = \frac{1}{2} E^T P E + \frac{1}{2} \varphi^T \varphi \quad (45)$$

مشتق زمانی  $V$  به صورت رابطه (46) خواهد بود:

$$\dot{V} = \frac{1}{2} [\dot{E}^T P E + E^T P \dot{E}] + \dot{\varphi}^T \varphi \quad (46)$$

با جایگذاری رابطه (44) در رابطه (46) و به کاربردن بخش کنترل مقاوم در رابطه (34) داریم:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \frac{1}{2} \left[ E^T (A - BK^T)^T P E - \frac{1}{\gamma_2} E^T P B B^T P E \right] + \dot{\varphi}^T \varphi \\ &\quad + \frac{1}{2} [\xi \varphi^T g(X, t) B^T P E + \omega_l B^T P E + E^T P (A - BK^T) E] \\ &\quad - \frac{1}{2} \left[ \frac{1}{\gamma_2} E^T P B B^T P E + E^T P B g(X, t) \varphi^T \xi + E^T P B \omega_l \right] \end{aligned} \quad (47)$$

حال با جایگذاری قانون تطبیقی در رابطه (33) و رابطه ریکاتی (35) در رابطه (47) داریم:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \frac{1}{2} E^T \left[ -Q - \frac{1}{\rho^2} P B B^T P \right] E \\ &\quad + \frac{1}{2} (\omega_l B^T P E + E^T P B \omega_l) = -\frac{1}{2} E^T Q E \\ &\quad - \frac{1}{2} \left( \frac{1}{\rho} E^T P B - \rho \omega_l \right) \left( \frac{1}{\rho} E^T P B - \rho \omega_l \right)^T + \frac{1}{2} (\rho \omega_l)^2 \\ \text{در حالی که } &\left( \frac{1}{\rho} E^T P B - \rho \omega_l \right)^T \geq 0 \text{ می‌باشد، می‌توان نوشت:} \end{aligned} \quad (48)$$

$$\dot{V} \leq \frac{1}{2} E^T Q E + \frac{1}{2} (\rho \omega_l)^2 \quad (49)$$

حال با انتگرال گیری از رابطه (49) داریم:

$$V(T) - V(0) \leq -\frac{1}{2} \int_0^T E^T Q E + \frac{1}{2} \rho^2 \int_0^T \omega_l^2 \quad (50)$$

با مشخصات رابطه لیاپانوف، می‌دانیم که  $V(T) \geq 0$  و درنتیجه رابطه (50) را به صورت رابطه (51) می‌توان نوشت:

$$\int_0^T E^T Q E dt \leq 2V(0) + \rho^2 \int_0^T \omega_l^2 \quad (51)$$

با مشخصات تابع لیاپانوف، می‌توانیم عملکرد کنترل مقاوم در رابطه (31) و اثبات پایداری آنرا داشته باشیم.

## 6- نتایج شیوه سازی و تحلیل

به منظور بهبود پایداری خودرو، بایستی نقطه اتصال سیستم تعليق به بدنه خودرو بگونه‌ای تغییر کند که پارامترهای دینامیکی خودرو مانند نزد چرخش عمودی بدنه، لغزش جانبی بدنه، غلت بدنه و تغییرات غلت بدنه<sup>8</sup> کاهش یابد. بنابراین روابط مدل فرمانپذیری 8 درجه آزادی مجهز به سیستم تعليق هندسه متغیر که در بخش 2 تولید شد را مورد استفاده قرار می‌دهیم و سه کنترلر PID، کنترلر تطبیقی فازی و کنترلر مقاوم تطبیقی فازی مورد استفاده قرار می‌گیرد. پارامترهای کنترلر PID توسط الگوریتم ژنتیک<sup>9</sup> با تابع هدف انتگرال مربعات خطای نزد چرخش عمودی بدنه بهینه شده اند و مقادیر 0.07 و 0.02 به ترتیب برای پارامترهای  $P$ ،  $I$  و  $D$  حاصل شد. اساس اطلاعات کنترل فازی و تابع عضویت آن بر تابع پارabolیک<sup>10</sup> قرار داده

<sup>4</sup> Integral of Square Error (ISE)

<sup>5</sup> Double Lane Change (DLC)

<sup>6</sup> Wheel base

<sup>7</sup> Tire cornering stiffness

<sup>1</sup> Roll rate

<sup>2</sup> Genetic algorithm

<sup>3</sup> Parabolic function

جابجایی نقطه اتصال در ورودی پله نسبت به بقیه کنترلرها عملکرد بهتری را نشان می‌دهد.

### 6-2- بررسی اثر کنترلرها در ورودی تغییر مسیر دوبل

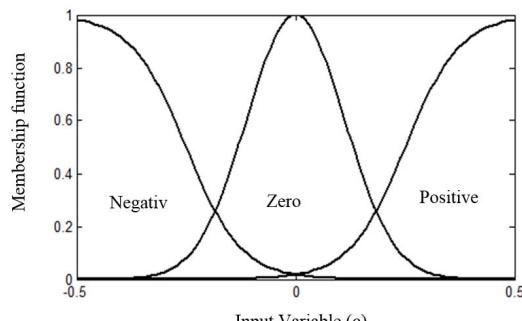
یکی از تست‌های سختی که پایداری و فرمانپذیری خودرو سنجیده می‌شود تست تغییر مسیر دوبل می‌باشد [14]. با این تست همچنین می‌توان کنترل مناسب این سیستم را انتخاب نمود. شکل 8 نشان می‌دهد که پاسخ به خوبی توسط کنترل مقاوم تطبیقی فازی به پاسخ مرتع نزدیک شده است. در شکل 8 (c) پاسخ نرخ غلت بدنه برای ورودی ۰.۴۵ پاسخ کنترینگ<sup>۱</sup> پاسخ کنترلر تطبیقی فازی دیده می‌شود.

با توجه به محدودیت فضا در جابجایی نقطه اتصال سیستم تعليق به بدنه، جدول 3 نشان می‌دهد که ماکریم سیگنال کنترلی در کنترلر مقاوم تطبیقی فازی در حدود ۴۵ میلی‌متر است که در مقابل کنترلر تطبیقی فازی و PID که ۵۰ و ۱۲۰ میلی‌متر است، قابل قبول تر می‌باشد.

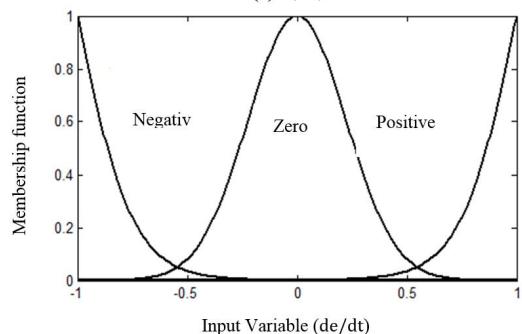
جدول 3 انتگرال مربعات خطأ و ماکریم سیگنال کنترلی برای دو تست استاندارد

Table 3 ISE and maximum of control signal input for two standard maneuvers

	انتگرال مربعات خطأ		ماکریم سیگنال کنترلی	
	تغییر مسیر دوبل	پله	تغییر مسیر دوبل	پله
				PID
120	110.4	0.275	0.257	کنترلر تطبیقی فازی
50	77.1	0.16	0.075	کنترلر مقاوم تطبیقی فازی
45	43.3	0.13	0.055	



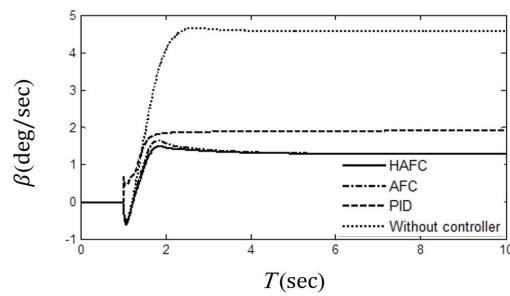
(الف)



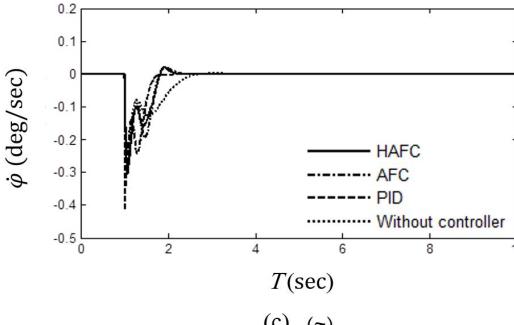
(ب)

Fig. 6 Membership functions for the HAFC (a) Membership function input (b) The derivative of membership function input

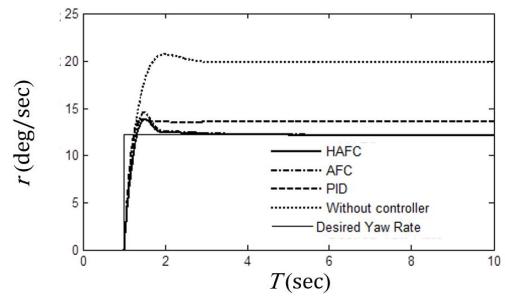
شکل 6 توابع عضویت برای کنترلر مقاوم تطبیقی فازی (الف) تابع عضویت ورودی (ب) مشتق تابع عضویت ورودی



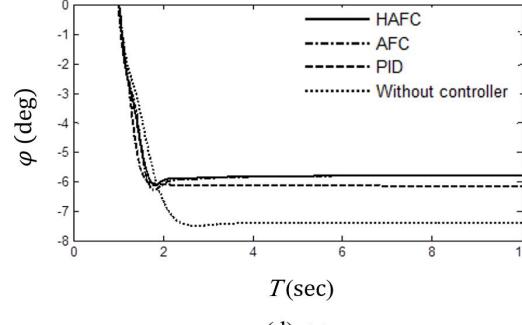
(الف)



(ج)



(ب)

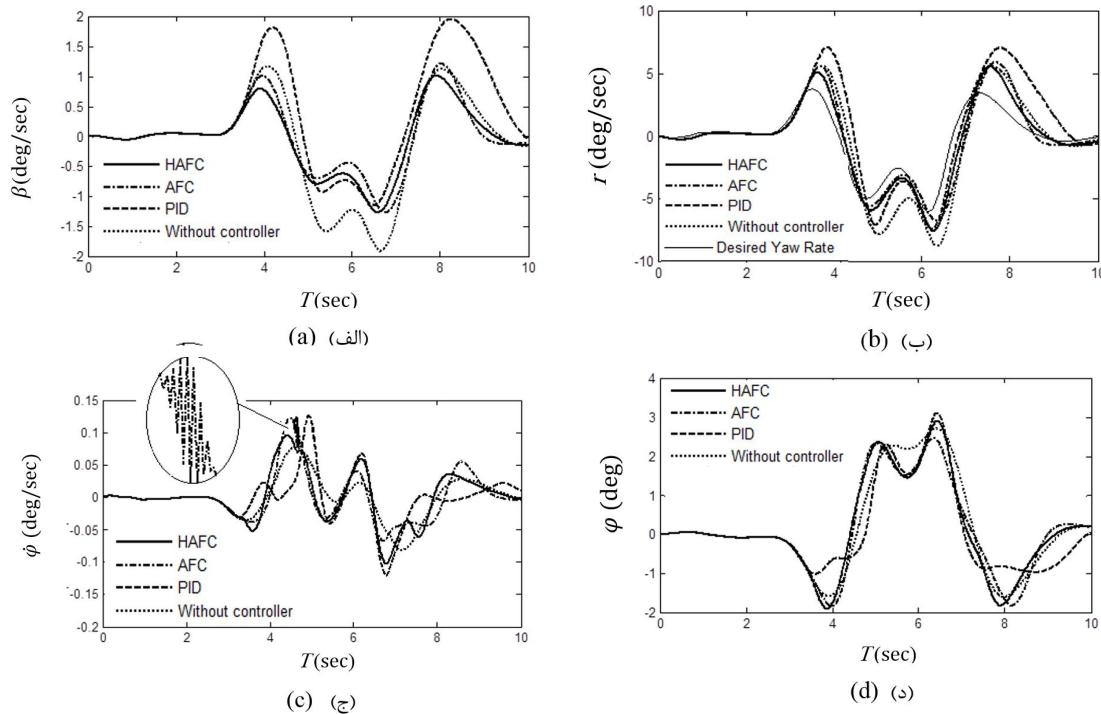


(د)

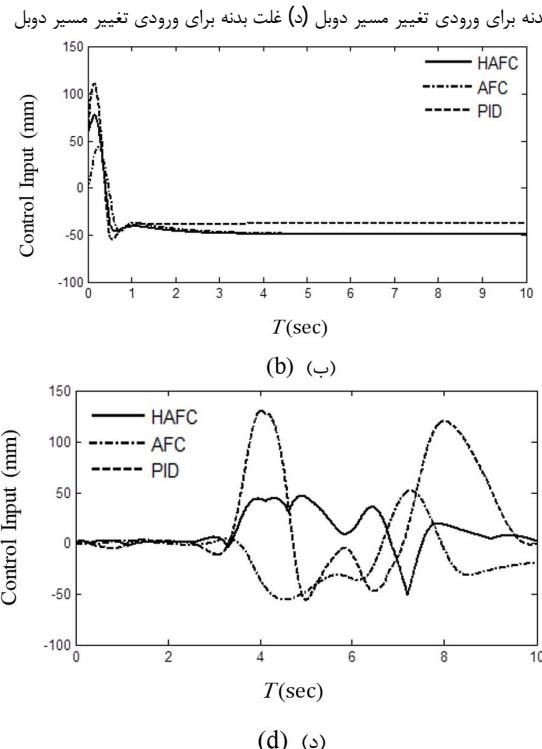
Fig. 7 Step maneuver responses (a) Body side slip angle for step maneuver (b) Yaw rate for step maneuver (c) Roll rate for step maneuver (d) Roll angle for step maneuver

شکل 7 پاسخ‌های تست پله (الف) لغزش جانبی بدنه برای ورودی پله (ب) نرخ چرخش عمودی بدنه برای ورودی پله (ج) نرخ غلت بدنه برای ورودی پله (د) غلت بدنه برای ورودی پله

<sup>1</sup> Chattering



شکل 8 پاسخهای تست تغییر مسیر دوبل (الف) لغزش جانبی بدنه برای ورودی تغییر مسیر دوبل (ب) نرخ چرخش بدنه برای ورودی تغییر مسیر دوبل (ج) نرخ غلت بدنه برای ورودی تغییر مسیر دوبل (د) غلت بدنه برای ورودی تغییر مسیر دوبل



شکل 9 کنترل ارائه شده مقاوم تطبیقی فازی (HAFC)، کنترل ارائه شده تطبیقی فازی (AFC) و کنترل ارائه شده PID در دو تست پله و تغییر مسیر دوبل (الف)

شکل 9 کنترل ارائه شده مقاوم تطبیقی فازی (HAFC)، کنترل ارائه شده تطبیقی فازی (AFC) و کنترل ارائه شده PID در دو تست پله و تغییر مسیر دوبل (ب) سیگنال کنترلی برای تست تغییر مسیر دوبل (ج) انتگرال مربعات خطای برای تست پله (د) سیگنال کنترلی برای تست تغییر مسیر دوبل

- USA, June 1788-1793, 2004.
- [8] L. X. Wang, Stable adaptive fuzzy control of nonlinear systems, *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, Vol. 1, No. 2, pp. 146-155, 1993.
- [9] L. X. Wang, Stable adaptive fuzzy controllers with application to inverted pendulum tracking, *Systems, Man, and Cybernetics, Part B: Cybernetics, IEEE Transactions on*, Vol. 26, No. 5, pp. 677-691, 1996.
- [10] R. Shahnazi, M.-R. Akbarzadeh-T, PI adaptive fuzzy control with large and fast disturbance rejection for a class of uncertain nonlinear systems, *Fuzzy Systems, IEEE Transactions on*, Vol. 16, No. 1, pp. 187-197, 2008.
- [11] M. R. M. Navabi, Adaptive flight control systems in presence of actuator failures, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 16, pp. 83-93, 2015. (in Persian)
- [12] J. Shi, Observer-based direct adaptive fuzzy control for single-input single-output non-linear systems with unknown gain sign, *IET Control Theory & Applications*, Vol. 9, No. 17, pp. 2506-2513, 2015.
- [13] L. Long, J. Zhao, Adaptive fuzzy output-feedback control of switched uncertain nonlinear systems, *Proceeding of Intelligent Control and Automation*, Shenyang, June pp.2253-2258, 2014.
- [14] B. Nemeth, P. Gáspár, Enhancement of vehicle stability based on variable geometry suspension and robust LPV control, *Proceeding of Advanced Intelligent Mechatronics, IEEE, Budapest*. July pp.253-258, 2011.
- [15] S. Krishna, S. Narayanan, S. D. Ashok, Fuzzy logic based yaw stability control for active front steering of a vehicle, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 28, No. 12, pp. 5169-5174, 2014.
- [16] M. Baghaeian, A. A. Akbari, Enhancement of staability by adaptive fuzzy and active geometry suspenstion system, *International Journal of Automotive Engineering*, Vol. 3.No.3, pp. 457-473, 2013.
- [17] B. Nemeth, P. Gaspar, Control design of variable-geometry suspension considering the construction system, *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, Vol. 62, No. 8, pp. 4104-4109, 2013.
- [18] P. Gaspar, Set-based analysis of the variable-geometry suspension system, *Proceeding of The International Federation of Automatic Control*, South Africa. August 24-29, 2014.
- [19] D. M. Bevly, S. Cobb, *GNSS for vehicle control*, pp. 61-71, New York: Artech House, 2010.
- [20] J. Reimpell, H. Stoll, J. Betzler, *The automotive chassis: engineering principles*, Seconde Edition, pp. 160-175, London: Butterworth-Heinemann, 2001.
- [21] P. Melin, O. Castillo, A new method for adaptive control of non-linear plants using type-2 fuzzy logic and neural networks, *International Journal of General Systems*, Vol. 33, No. 2-3, pp. 289-304, 2004.
- [22] L. X. Wang, *A course in fuzzy systems*, pp. 118-127, New York: Prentice-Hall press, 1999.
- [23] C. H. Wang, H. L. Liu, T. C. Lin, Direct adaptive fuzzy-neural control with state observer and supervisory controller for unknown nonlinear dynamical systems, *Fuzzy Systems, IEEE Transactions on*, Vol. 10, No. 1, pp. 39-49, 2002.

همانطور که گفته شد، یکی از پارامترهایی که کم بودن آن منجر به انتخاب کنترلر مناسب می‌شود، انتگرال مربعات خطأ است که در مورد کنترلر مقاوم تطبیقی فازی حداکثر به میزان 0.13 می‌باشد، که نسبت به دو کنترلر دیگر کاهش چشم‌گیری داشته، به طوری که آن نسبت به کنترلر تطبیقی فازی به میزان 18.78% کاهش را نشان می‌دهد. همچنین پاسخ کنترلر مقاوم تطبیقی فازی نسبت به بقیه، پاسخ نرم‌تری را در شکل 9 (d) نشان می‌دهد.

## 7- نتیجه گیری

در این مقاله اهمیت مدل جدید سیستم تعليق هندسه متغیر به همراه کنترلر پیشرفت مقاوم تطبیقی فازی در پایداری خودرو بحث شده است. بدليل اینکه دینامیک خودرو با سیستم تعليق هندسه متغیر در حال تغییر است، کاهش جابجایی نقطه اتصال سیستم تعليق به بدنه با استی توسعه کنترلرهای تطبیقی و هوشمند انجام گیرد. بنابراین نتایج نشان می‌دهد کنترلر مقاوم تطبیقی فازی، در پارامترهای پایداری خودرو مانند نرخ چرخش عمودی بدن، لغزش جانبی بدن و غلت بدنه شرایط بهتری را نسبت به بقیه کنترلرهای دارد. یکی دیگر از پارامترهایی که در انتخاب کنترلر اهمیت دارد، کم بودن مقدار انتگرال مربعات خطأ می‌باشد که در شرایط یکسان این مقدار در کنترلر مقاوم تطبیقی فازی نسبت به بقیه کنترلرهای سیار کم است. نکته مهم دیگر اینکه کنترلر مقاوم تطبیقی فازی پاسخ نرم‌تری را نسبت به سایر کنترلرهای دهد، پخصوص در پاسخ نرخ غلت بدنه خودرو. با توجه به موارد ذکر شده و شرایطی که سیستم تعليق هندسه متغیر برای خودرو فراهم می‌کند، انتخاب کنترلر مقاوم تطبیقی فازی انتخاب بهتری جهت بهبود پایداری خودرو می‌باشد.

## 8- مراجع

- R. Rajamani, *Vehicle Dynamics and Control*, pp. 15-23, New York: Springer, 2011.
- A. Goodarzi, E. Oloomi, E. Esmailzadeh, Design and analysis of an intelligent controller for active geometry suspension systems, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 49, No. 1-2, pp. 333-359, 2011.
- W. J. Evers, I. Besselink, A. van der Knaap, H. Nijmeijer, Analysis of a variable geometry active suspension, *Proceeding of International Symposium on Advanced Vehicle Control, Helmond, Netherlands*, June pp.350-355, 2008.
- R. Sharp, Variable geometry active suspension for cars, *Computing & Control engineering journal*, Vol. 9, No. 5, pp. 217-222, 1998.
- Y. Watanabe, R. Sharp, Mechanical and control design of a variable geometry active suspension system, *Vehicle system dynamics*, Vol. 32, No. 2-3, pp. 217-235, 1999.
- S. Lee, H. Sung, J. Kim, U. Lee, Enhancement of vehicle stability by active geometry control suspension system, *International Journal of automotive technology*, Vol. 7, No. 3, pp. 293-297, 2006.
- Y. Tang, Adaptive robust fuzzy control for output tracking, *Proceeding of American Control Conference*, IEEE, Boston, MA,