

کنترل غیرخطی مود لغزشی به منظور پایداری خودروی مفصلی در مقابل پدیده قیچی شدن

در این مقاله، با کنترل مستقیم روی چرخ پنجم، رفتار دینامیک جانبی خودروهای مفصلی در برابر پدیده قیچی شدن بهبود یافته است. بدین منظور، مدل ریاضی سیستم کشنده-تریلر با استفاده از معادلات نیوتن-اولر استخراج و سپس صحت فرآیند مدل-سازی تایید شد. به منظور کنترل و پایداری جانبی، در کنار الگوریتم کنترلی بهینه، کنترل کننده مقاوم مود لغزشی برای مقابله با عدم قطعیت های موجود طراحی شد. مقایسه نتایج سیستم کنترلی مستقیم بر زاویه مفصل در شبیه ساز با وجود عدم قطعیت حاکی از عملکرد مناسب و مقاوم سیستم کنترلی مود لغزشی در حفظ پایداری جانبی و بهبود رفتار دینامیکی در خودروی مفصلی می باشد.

DOI: 10.30506/ijmep.2020.65674.1253

مهدی ابطحی^۱

استادیار

مهدی سرایی صحنه سرایی^۲

کارشناسی ارشد

فرزین زهدی^۳

کارشناسی ارشد

واژه های راهنما: خودرو مفصلی، سیستم کشنده-تریلر، قیچی شدن، کنترل مود لغزشی، پایداری جانبی

۱- مقدمه

خودروهای مفصلی با داشتن سهم قابل توجهی در حمل و نقل جاده ای، نقش به سزایی در سوانح جاده ای و پیشگیری و کاهش آن ها دارند. در کنار واژگونی و انحراف از مسیر، یکی از عوامل بسیار تاثیرگذار در سوانح خودروهای مفصلی، بروز پدیده قیچی شدن می باشد. پدیده قیچی شدن به از دست دادن تعادل در انحراف حرکت تریلر نسبت به کشنده گفته می شود که عمدتاً ناشی از قفل شدن چرخ های عقب و یا چسبندگی کم تایر به جاده است. در هنگام قیچی شدن زاویه مفصل میان تریلر و کشنده زیاد شده و افزایش بیش از حد زاویه مفصل با توجه به اندازه و ابعاد تریلر منجر به ناپایداری خودرو می شود. به منظور تحلیل پدیده قیچی شدن، پایداری جانبی خودرو مفصلی مورد بررسی قرار می گیرد که پس از استخراج مدل دینامیکی، با استفاده از روش های کنترل دینامیک جانبی خودروی مفصلی به پایدارسازی زاویه مفصل پرداخته می شود [۱ و ۲]. یکی از ابزارهای کنترل و پایداری جانبی استفاده از سیستم فرمان پذیری فعال می باشد که با استفاده از سیستم فرمان پذیری مجزا بر روی هر چرخ و به کارگیری روش کنترلی فیدبک مانع رخداد قیچی شدن در خودروی

^۱ نویسنده مسئول، استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده صنایع و مکانیک، واحد قزوین، دانشگاه آزاد اسلامی، قزوین، ایران
m.abtahi@qiau.ac.ir

^۲ کارشناسی ارشد مکانیک، گروه مکانیک، واحد قزوین، دانشگاه آزاد اسلامی، قزوین، ایران

^۳ کارشناسی ارشد مکاترونیک، گروه برق، واحد قزوین، دانشگاه آزاد اسلامی، قزوین، ایران
تاریخ دریافت: ۹۷/۰۶/۳۱، تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۳/۲۷

مفصلی می‌شود. همچنین استفاده از فرمان‌پذیری چرخ عقب کشنده و چرخ تریلر در ترکیب با ترمز ضدقفل و استفاده از کنترل‌کننده خطی می‌تواند تاثیر خوبی در پایداری خودرو داشته باشد [۳-۵]. سیستم ترمزگیری ضد قفل ابزار مناسب دیگری به منظور کنترل پایداری جانبی خودروی مفصلی می‌باشد. در این روش با ایجاد یک گشتاور اصلاح‌کننده از طریق سیستم ترمزگیری فعال بر روی کشنده و تریلر به کنترل و پایداری جانبی خودرو پرداخته شده است. در ضمن پیاده‌سازی سیستم ترمزگیری ضدقفل در خودروهای مفصلی، از الگوریتم‌های کنترلی همچون سیستم کنترلی مربعی خطی و فیلتر کالمن تعمیم یافته^۱ استفاده شده است [۷]. همچنین برای محاسبه گشتاور اصلاحی ترمز فعال از کنترل‌کننده برمبنای منطق فازی نیز بهره برده شده است [۸]. کنترل پایداری جانبی با استفاده از ترمزگیری اختلافی مستلزم طراحی سیستم کنترلی دولایه است که در لایه پایین به محاسبه گشتاور اصلاحی و در لایه بالا به کنترل نیروی ترمزی برای ایجاد این گشتاور پرداخته می‌شود. در این شیوه کنترلی دو لایه، گودرزی و همکارانش در لایه بالا از یک سیستم کنترلی بهینه و در لایه پایین از کنترل‌کننده PI استفاده کردند و در ادامه لی و همکارش در پژوهش دیگر مشابه این کار را با استفاده از سیستم کنترلی PID انجام داده‌اند [۹-۱۱].

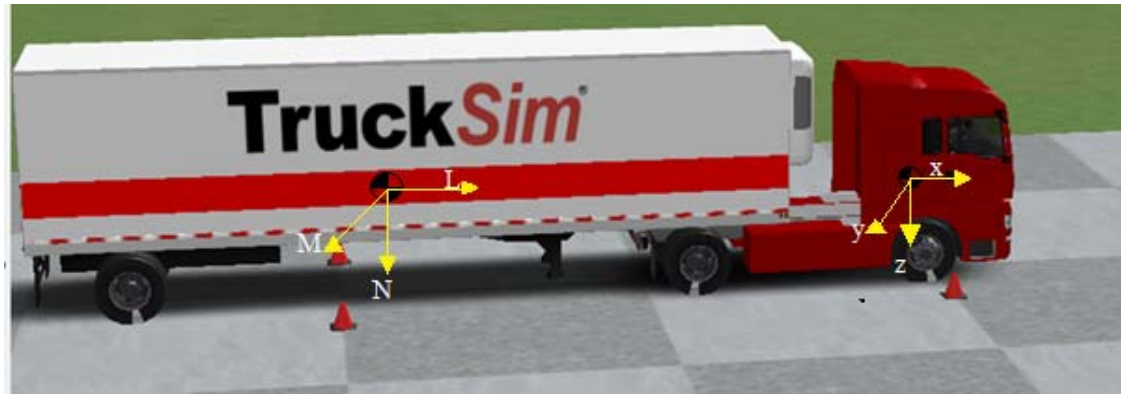
در این مقاله برای کنترل پایداری خودروی مفصلی از منظر جلوگیری از پدیده قیچی شدن، به بررسی اعمال مستقیم گشتاور اصلاحی بر روی چرخ پنجم و به‌کارگیری الگوریتم کنترلی غیرخطی مود لغزشی به عنوان نوآوری اصلی کار پرداخته شده و سپس این روش کنترلی با سایر روش‌های پایداری و کنترلی مقایسه گردیدند. برای این منظور، پس از استخراج مدل دینامیکی سیستم کشنده و تریلر براساس معادلات نیوتن-اولر، صحت فرایند مدل‌سازی با مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی دینامیکی سیستم با نتایج حاصل از شبیه‌سازی در نرم‌افزار تراک سیم^۲ بررسی و مورد تایید قرار گرفت. مزیت استفاده از کنترل مستقیم روی مفصل نسبت به کنترل غیرمستقیم بطور مثال با کمک سیستم ترمزگیری اختلافی، ایجاد پایداری سریع‌تر سیستم درحین قیچی شدن و کیفیت بهتر پایداری سیستم می‌باشد. نهایتاً با اعمال سیستم کنترلی مقاوم مود لغزشی به مدل موجود در نرم‌افزار تراک سیم، برتری روش مذکور و کارایی سیستم کنترلی طراحی شده با وجود اغتشاشات و عدم قطعیت‌های موجود نشان داده شده است.

۲- تحلیل دینامیکی و مدل‌سازی ریاضی

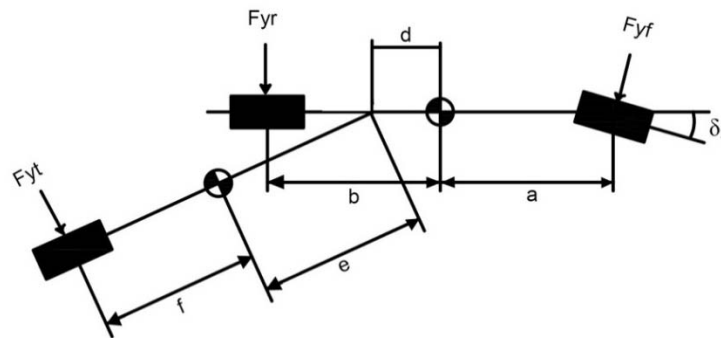
کنترل دینامیک خودرو مستلزم مدل‌سازی ریاضی بر اساس دینامیک آن می‌باشد. مدل‌سازی کامل خودروهای مفصلی دارای پیچیدگی‌های فراوانی است که در هر پژوهش با توجه به موضوع مورد بررسی، به ساده‌سازی بدون کاستن از دقت و صحت مدل ریاضی پرداخته شده است. برای استخراج مدل ریاضی در این پژوهش از روش نیوتن-اولر استفاده شده است. با توجه به بررسی پایداری جانبی خودرو به منظور جلوگیری از پدیده قیچی شدن، دینامیک جانبی خودرو مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای تحلیل و استخراج معادلات دینامیکی، محورهای مختصات واسطه مطابق شکل (۱) تعریف می‌گردد. دستگاه‌های واسطه XYZ و MNL به ترتیب دستگاه‌های متصل به مرکز جرم کشنده و تریلر می‌باشند که فقط نسبت به دستگاه مرجع حرکت خطی دارند.

^۱ Extensive Filter Kalman (EFK)

^۲ Truck Sim



شکل ۱- دستگاه‌های مختصات تعریف شده در خودرو مفصلی



شکل ۲- دیاگرام جسم آزاد مدل جانبی خودرو مفصلی

برای چرخش خودرو حول محور Z در کشنده و حول محور N در تریلر دستگاه‌های واسطه $X'Y'Z'$ و $M'N'L'$ تعریف می‌گردد. در واقع حرکت این دو دستگاه نسبت به دستگاه‌های XYZ و MNL زاویه یابو را توضیح می‌دهد. با توجه به موضوع این پژوهش که به بررسی پایداری جانبی خودرو مفصلی می‌پردازد، برای استخراج معادلات دینامیکی فرضیاتی در نظر گرفته شده است. همانطور که در شکل (۲) قابل مشاهده است، حرکت کشنده و تریلر به صورت صفحه‌ای فرض شده و همچنین مدل کشنده و تریلر نسبت به محور طولی خودرو مفصلی متقارن در نظر گرفته شده است. با استفاده از معادلات نیوتن-اولر، معادلات سیستم شامل کشنده و تریلر به صورت زیر ارائه می‌گردد [۱۰].

$$m_c(\dot{V}_c + r_c \cdot U_c) = \sum F_{yc} \quad (3)$$

$$I_{z1} \cdot \dot{r}_c = \sum M_{zc} \quad (4)$$

$$m_t(\dot{V}_t + r_t \cdot U_t) = \sum F_{yt} \quad (5)$$

$$I_{z2} \cdot \dot{r}_t = \sum M_{zt} \quad (6)$$

که در آن (r_c) ، نرخ تغییرات زاویه یابو کشنده، (V_c) سرعت جانبی کشنده، (U_c) سرعت جلو برنده کشنده، (r_t) نرخ تغییرات زاویه یابو تریلر، (V_t) سرعت جانبی تریلر و (U_t) سرعت جلو برنده تریلر می‌باشد. روابط (۳) و (۴) به ترتیب معادلات حرکت خطی و دورانی کشنده و روابط (۵) و (۶) معادلات حرکت خطی و دورانی تریلر را نمایش می‌دهند.

در معادلات (۳) تا (۶)، $\sum F_{yc}$ ، $\sum F_{yt}$ ، $\sum M_{zc}$ ، $\sum M_{zt}$ به ترتیب مجموع نیروی جانبی کشنده، مجموع نیروی جانبی تریلر، مجموع گشتاور وارد بر کشنده و مجموع گشتاور وارد بر تریلر می‌باشند که به صورت زیر تعریف می‌شوند.

$$\sum F_{yc} = F_{yf} + F_{yr} + F_{yh} \quad (7)$$

$$\sum M_{zc} = a F_{yf} - b F_{yr} - d F_{yh} \quad (8)$$

$$\sum F_{yt} = -F_{yh} + F_{yt} \quad (9)$$

$$\sum M_{zt} = -e F_{yh} - f F_{yt} \quad (10)$$

که در آن F_{yf} نیروی جانبی وارد بر تایلر جلو کشنده، F_{yr} نیروی جانبی وارد بر تایلر عقب کشنده و F_{yh} نیروی جانبی وارد بر تایلر می‌باشد همچنین F_{yh} نیروی جانبی داخلی بین کشنده و تریلر می‌باشد. همچنین مقادیر a ، b ، d ، e و f مربوط به هندسه خودرو مفصلی می‌باشند که در شکل (۲) نشان داده شده است. برای محاسبه نیروی وارد بر تایلر از فرمول جادویی (MF)^۱ که توسط پاچیکا^۲ ارائه شده استفاده می‌شود. رابطه MF به دو صورت مدل لغزش خالص و مدل ترکیبی ارائه گردیده است که با توجه به این که تنها مدل ترکیبی قادر به در نظر گرفتن اثر لغزش طولی در معادلات تایلر می‌باشد، در نتیجه این روش مدل مناسبی برای محاسبه نیروی تایلر در حالات ترمزگیری و یا حرکت با شتاب طبق رابطه (۱۱) می‌باشد. [۱۲].

$$F_y = G_{yk} \cdot F_{y0} \quad (11)$$

در رابطه (۱۱) G_{yk} و F_{y0} به ترتیب به صورت روابط (۱۲) و (۱۳) بدست می‌آید.

$$G_{yk} = \frac{\cos[C_{yk} \arctan(B_{yk} K_s)]}{\cos[C_{yk} \arctan(B_{yk} S_{Hyk})]} \quad (12)$$

$$F_{y0} = D \sin[C \operatorname{atan}\{Bx - E(Bx - \operatorname{atan} Bx)\}] \quad (13)$$

که در آن B ضریب سفتی، C ضریب شکل، D مقدار بیشینه، E ضریب انحنا، X لغزش جانبی و F_{y0} نیروی جانبی می‌باشد. برای محاسبه سرعت جلوبرنده و جانبی تریلر از روابط سینماتیکی استفاده می‌کنیم که به صورت روابط (۱۴) و (۱۵) بیان می‌شود.

$$U_t = U_c - (V_c - r_c d) \psi \quad (14)$$

$$V_t = U_c \sin \psi + (V_c - r_c d) \cos \psi - r_t e \quad (15)$$

که در آن ψ زاویه مفصلی می‌باشد که طبق رابطه زیر بدست می‌آید.

$$\psi = \int (r_c - r_t) dt \quad (16)$$

پس از مرتب‌سازی روابط فوق، معادلات دینامیکی سیستم به صورت ماتریسی زیر بازنویسی می‌شود.

$$M \dot{X} = f(x_1, \dots, x_n) \quad (17)$$

¹ Magic formula (MF)

² Pacejka

که در رابطه‌ی (۱۷)، عناصر ماتریس‌های \dot{X} ، M و $f(x)$ به صورت روابط (۱۸)، (۱۹) و (۲۰) می‌باشند.

$$M = \begin{bmatrix} m_c & 0 & 0 & m_t & 0 \\ 0 & I_{z1} & 0 & -m_t d & 0 \\ 0 & 0 & I_{z2} & -m_t e & 0 \\ -\cos\Psi & d\cos\Psi & e & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$\dot{X} = [\dot{V}_c \dot{r}_c \dot{r}_t \dot{V}_t \dot{\Psi}]^T \quad (19)$$

$$f(X) = \begin{bmatrix} F_{yf} + F_{yr} - m_c U_c r_c - m_t r_t U_t \\ aF_{yf} - bF_{yr} - dF_{yt} + m_t r_t U_t \\ -F_{yt}(e + f) + m_t r_t U_t e \\ U_c \cos(\Psi) (r_c - r_t) - (V_c - r_c d) \sin(\Psi) (r_c - r_t) \\ r_c - r_t \end{bmatrix} \quad (20)$$

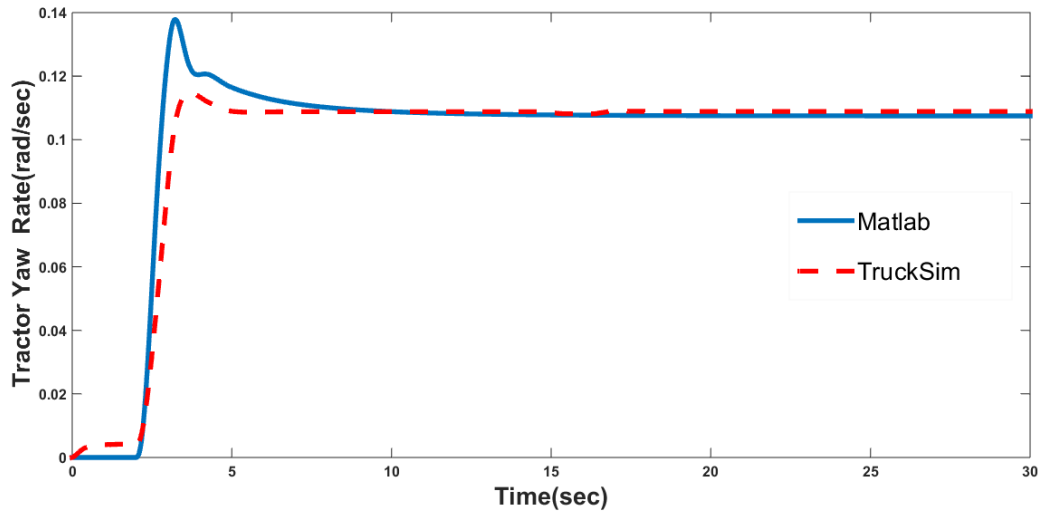
۳- شبیه سازی مدار باز سیستم

پس از مدل سازی دینامیکی سیستم، به انجام شبیه سازی سیستم با کمک حل عددی معادلات سیستم توسط الگوریتم رانگ-کوتا^۱ مرتبه چهارم مطابق مقادیر پارامترهای مندرج در جدول (۱) می‌پردازیم. همچنین جهت اطمینان از صحت مدل سازی دینامیکی، نتایج حاصل از حل عددی سیستم با نتایج نرم افزار شبیه ساز خودرو-های سنگین (تراکسیم) مطابق نمودارهای اشکال (۳-۵) مقایسه می‌شوند.

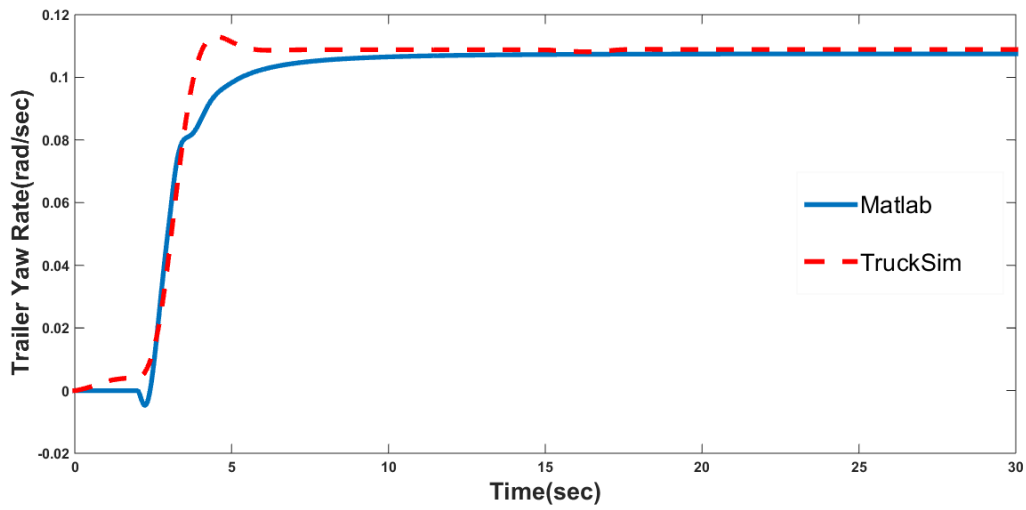
جدول ۱- مقادیر پارامترهای سیستم

مقادیر پارامترها	پارامترهای سیستم
۵۱۸۷ (kg)	جرم کشنده (m_c)
۶۶۶۵ (kg)	جرم تریلر (m_t)
۳۵۰۸۸ (kg.m ²)	ممان اینرسی کشنده (I_{z1})
۵۴۲۵۶ (kg.m ²)	ممان اینرسی تریلر (I_{z2})
۱/۱۱(m)	فاصله محور جلو کشنده تا مرکز جرم کشنده (a)
۲/۷۹(m)	فاصله محور عقب کشنده تا مرکز جرم کشنده (b)
۱/۸۹(m)	فاصله مرکز جرم کشنده تا مفصل (d)
۵/۲۲(m)	فاصله مفصل تا مرکز جرم تریلر (e)
۴/۷۸(m)	فاصله محور تریلر تا مرکز جرم تریلر (f)

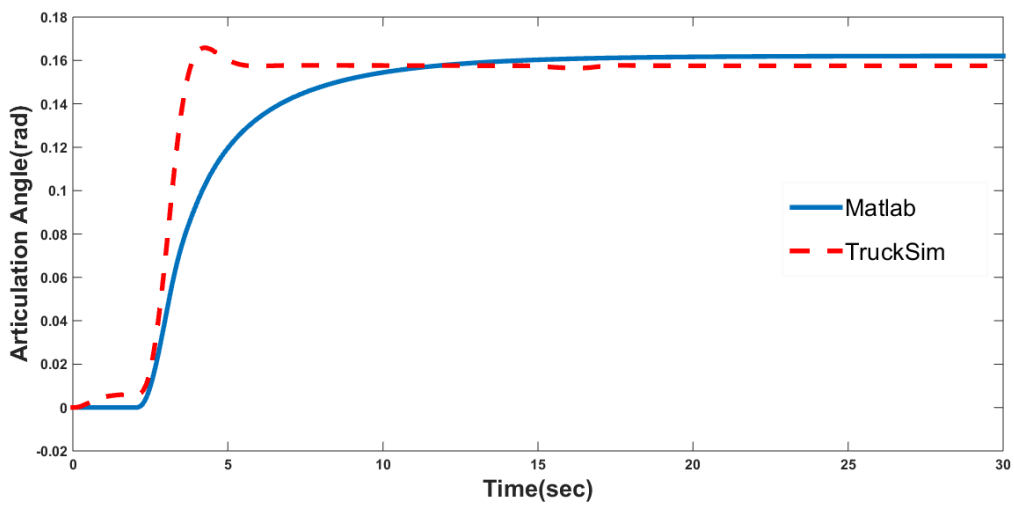
¹ Range-Kutta



شکل ۳- مقایسه نرخ زاویه یاو کشنده با حل عددی و نرم افزار شبیه ساز خودرو سنگین



شکل ۴- تصویر نرخ یاو تریلر با حل عددی و نرم افزار شبیه ساز خودرو سنگین



شکل ۵- تصویر زاویه مفصلی با حل عددی و نرم افزار شبیه ساز خودرو سنگین

جدول ۲- تحلیل خطای مدل

	Articulation angle(rad)	Tractor yaw rate(rad/s)	Trailer yaw rate(rad/s)
RMSE	3×10^{-3}	$1/6 \times 10^{-3}$	$9/5 \times 10^{-4}$

۴- آنالیز خطای مدل

برای محاسبه و تحلیل خطا از روش مجذور میانگین مربعات (RMSE)^۱ که حاصل مجموع مربعات تفاضل دو شبیه‌سازی است طبق رابطه (۲۱) استفاده می‌شود. نتایج حاصل از محاسبه خطا برای زاویه مفصل و نرخ زاویه یاو کشنده و تریلر در جدول (۲) نشان داده شده است که با توجه به خطای محاسبه شده صحت مدل‌سازی انجام شده تایید می‌گردد و در نتیجه مبین عملکرد مناسب فرایند مدل‌سازی انجام شده می‌باشد.

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \hat{X}_i)^2}{n}} \quad (21)$$

۵- طراحی کنترل‌کننده مود لغزشی

کنترل‌کننده مود لغزشی از جمله سیستم‌های کنترلی ساختار متغیر است که قانون کنترلی در طی فرایند کنترلی در زیر فضاهای متفاوت سیستم تغییر می‌کند. این سیستم‌ها با استفاده از تابع کلیدزن و فیدبک تعدادی از متغیرهای حالت سیستم، ورودی کنترلی مناسب را به سیستم اعمال می‌نمایند. از مزایای مهم این روش کنترلی، توانایی کنترل و پایداری سیستم‌های غیرخطی با وجود عدم قطعیت‌ها می‌باشد که نهایتاً منجر به طراحی یک کنترل‌کننده مقاوم می‌شود. با توجه به کاربرد وسیع کنترل مود لغزشی در سیستم‌های دینامیکی مختلف، در سالیان اخیر پیشرفت‌هایی در الگوریتم آن ایجاد شده است که از جمله می‌توان به استفاده از سیستم‌های کنترلی بهینه در تئوری و کاربرد کنترل‌کننده مود لغزشی اشاره نمود [۱۳-۱۵]. در این پژوهش به منظور جلوگیری از وقوع پدیده قیچی شدن به طراحی کنترل زاویه مفصل به روش مود لغزشی به صورت مستقیم پرداخته می‌شود. مدل دینامیکی مناسب برای استفاده در کنترل مود لغزشی براساس معادلات ریاضی طبق معادله (۲۲) استخراج می‌شود.

$$\ddot{\psi} = \frac{Fyf - bFyr - dFyt + m_t r_t U_t + m_t d \dot{V}_t}{I_{z1}} - \frac{(-Fyt(e+f) + m_t r_t U_t e + m_t e \dot{V}_t)}{I_{z2}} - \frac{u}{I_{z2}} - \frac{u}{I_{z1}} \quad (22)$$

روش کنترلی مود لغزشی مستلزم تعریف یک سطح لغزش و در ادامه یک تابع کلیدزن به منظور تولید سیگنال ورودی کنترلی است که این دو به ترتیب با توجه به روابط (۲۳) و (۲۴) بدست می‌آید [۱۳].

$$s(X, t) = (d/dt + \lambda)^{n-1} \tilde{x} \quad (23)$$

$$u = \hat{u} - k \operatorname{sgn}(s) \quad (24)$$

¹ Root Mean Square Error

در رابطه (۲۳) با توجه به این که معادله استخراج شده بر حسب مشتق دوم زاویه مفصل می باشد مقدار $n=2$ در نظر گرفته می شود. همچنین در رابطه (۲۴) مقدار \hat{u} از رابطه زیر محاسبه می گردد.

$$\hat{u} = \frac{-f(x) + \ddot{x}_d - \lambda \dot{x}}{b(x)} \quad (25)$$

که در معادله (۲۵)، $f(x)$ و $b(x)$ از معادلات (۲۶) و (۲۷) بدست می آید.

$$f(x) = \frac{Fyf - bFyr - dFyt + m_t r_t U_t + m_t d\dot{V}_t}{I_{z1}} - \frac{(-Fyt(e + f) + m_t r_t U_t e + m_t e\dot{V}_t)}{I_{z2}} \quad (26)$$

$$b(x) = -u/I_{z2} - u/I_{z1} \quad (27)$$

پس از جایگذاری توابع $f(x)$ و $b(x)$ در رابطه (۲۵) با توجه به رابطه (۲۲) و همچنین مقادیر مطلوب زاویه مفصل و مشتقات اول و دوم آن، ورودی کنترلی بدست می آید. همچنین مقدار عددی ضریب k در رابطه (۲۴) با توجه به عدم قطعیتها اعم از نیروی تائر، جرمها و فرضیات ساده سازی به جهت انطباق مدل سازی انجام شده با واقعیت تعیین می شود.

۶- طراحی کنترل بهینه مربعات خطی (LQR)

اساس طراحی کنترل LQR بر مبنای فیدبک متغیرهای حالت و کمینه کردن تابع هزینه ای از نوع مربع خطی می باشد تابع هزینه این کنترل کننده بهینه به صورت زیر نمایش داده می شود.

$$J = \int_{t_0}^{t_f} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (28)$$

در معادله بالا J نمایش دهنده انرژی یا تابع هزینه سیستم است که از مجموع انرژی حالت و انرژی کنترلی به صورت وزن دار تشکیل می شود و R و Q نیز ماتریسهای مثبت معین اند. اگر R خیلی نسبت به Q بزرگتر باشد به این معنی است که انرژی کنترلی دارای وزن بیشتری می باشد و به این معنی که اعمال قانون کنترلی توسط عملگرهای کوچکتری انجام می گیرد. به همین ترتیب اگر Q نسبت به R خیلی بزرگتر باشد به این معنی است که انرژی ناشی از متغیرهای حالت دارای وزن بیشتری بوده یعنی اعمال قانون کنترلی توسط عملگرهای بزرگتری انجام می گیرد. نحوه محاسبه ورودی کنترلی LQR و ضرایب کنترلی آن در روابط (۲۹) تا (۳۱) نمایش داده شده است [۱۳].

$$u(t) = K x(t) \quad (29)$$

$$K = -R^{-1} B^T P \quad (30)$$

$$u(t) = -R^{-1} B^T P x(t) \quad (31)$$

که در آن A و B به ترتیب ماتریس ضرایب متغیر حالت و ماتریس ضرایب ورودی سیستم است که با استفاده از روش خطی سازی ژاکوبی حول نقطه تعادل سیستم بدست می آید و P از حل معادله ریکاتی محاسبه می شود. در این طراحی کنترلی، ماتریس متغیر حالت $X(t)$ به صورت زیر می باشد.

$$X = [V_c \ r_c \ r_t \ V_t \ \psi]^T \quad (31)$$

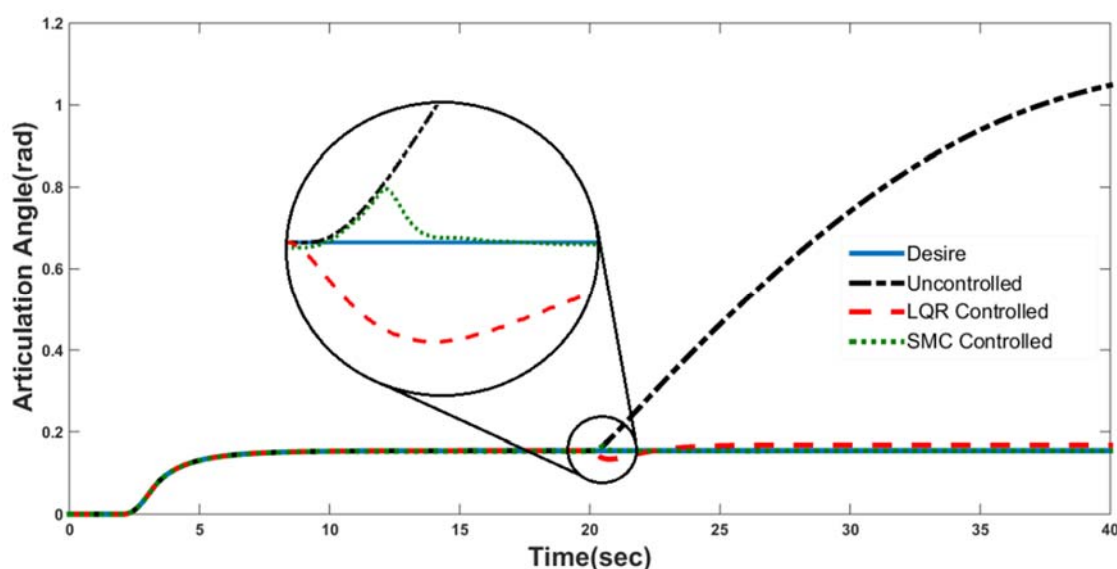
با کمک روابط ذکر شده قبلی مقادیر بهره های کنترلی به صورت جدول (۳) محاسبه شد.

۷- شبیه سازی سیستم مدار بسته

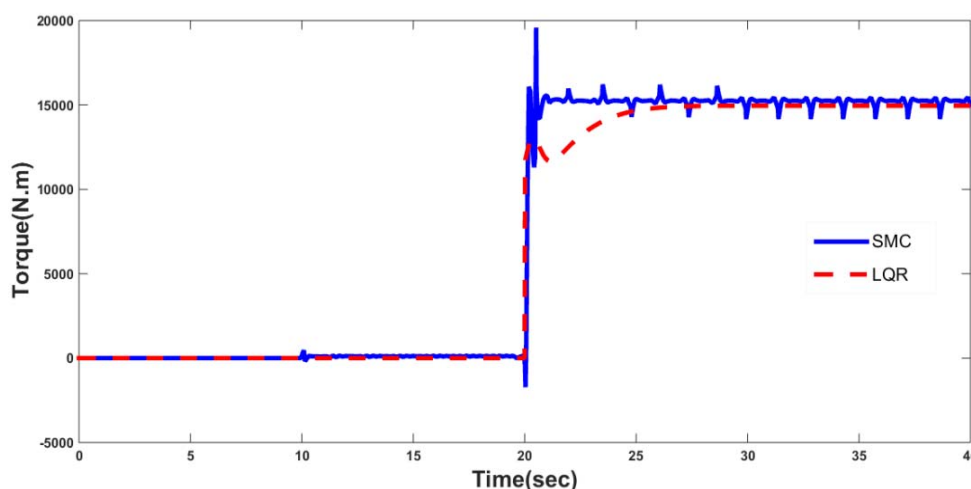
پس از طراحی سیستم کنترلی با استفاده از روش کنترل مود لغزشی و کنترل بهینه براساس مربعات خطی، ورودی کنترلی یا همان گشتاور اصلاحی به مدل دینامیکی اعمال می‌گردد. در شکل (۶) نمودار زاویه مفصل در حالت زاویه فرمان 0.74 رادیان در حالت بدون لغزش یا همان حالت مطلوب و در شرایط لغزش کامل چرخ تریلر بدون اعمال ورودی کنترلی و همچنین در حالات اعمال ورودی کنترلی با استفاده از دو روش مود لغزشی و بهینه نمایش داده شده است. همچنین در شکل (۷) میزان ورودی گشتاور کنترلی مشاهده می‌گردد.

جدول ۳- بهره‌های کنترلی بدست آمده از روش LQR

بهره کنترلی	K_{V_c}	K_{r_c}	K_{r_t}	K_{V_t}
مقادیر بهره کنترلی	$8/6 \times 10^3$	$2/2 \times 10^3$	$11/6 \times 10^3$	$3/3 \times 10^3$



شکل ۶- مقایسه کنترل زاویه مفصلی با استفاده از کنترلرهای مربعات خطی و مود لغزشی در حالت قفل شدن چرخ تریلر



شکل ۷- مقایسه گشتاور کنترلی با استفاده از کنترلرهای مربعات خطی و مود لغزشی در حالت قفل شدن چرخ تریلر

۸- نتیجه‌گیری

در این مقاله به کنترل و پایداری خودروی مفصلی به منظور جلوگیری از وقوع پدیده قیچی شدن با اعمال کنترل مستقیم روی چرخ پنجم پرداخته شده است. برای این کار پس از مدل‌سازی دینامیکی طبق معادلات نیوتن-اولر و صحت‌سنجی مدل، گشتاور اصلاحی پایداری‌ساز بطور مستقیم به مفصل اعمال شده و کنترل زاویه مفصل توسط روش کنترلی بهینه مربعات خطی انجام می‌شود. با وجود نتایج مطلوب کنترل بهینه، به منظور دستیابی به نتایج بهتر و سیستم کنترلی مقاوم، از الگوریتم کنترلی مود لغزشی استفاده شد. با مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی سیستم مدار بسته در نرم افزار شبیه ساز تراک سیم با اعمال عدم قطعیت‌های مرسوم، مشاهده می‌شود که رفتار سیستم فیدبک تحت الگوریتم کنترلی مود لغزشی نسبت به کنترل‌کننده بهینه دارای عملکرد بهتر شامل کاهش ۱۳ درصدی در زمان نشست پاسخ بوده که گویای دقت بالای کنترلی می‌باشد. همچنین انرژی مورد نیاز عملگر سیستم در تولید گشتاور کنترلی با تحلیل سطح زیر منحنی ورودی کنترلی ارزیابی می‌شود که شاهد کاهش حدوداً ۸ درصدی انرژی سیستم تحت کنترل مود لغزشی نسبت به سیستم بهینه هستیم. همچنین مقایسه نتایج کنترلی این کار با مقاله [۱۰] که به کنترل پایداری خودروی مفصلی با ترمزگیری اختلافی پرداخته، حاکی از کاهش ۲۶ درصدی در زمان نشست زاویه مفصل در هنگام رخداد ناپایداری جانبی در خودروی مفصلی می‌باشد که نشان می‌دهد اعمال گشتاور اصلاحی بطور مستقیم در مدت زمان کوتاهی مانع وقوع پدیده قیچی شدن و حفظ پایداری جانبی می‌شود و در صورت برطرف شدن شرایط ایجاد ناپایداری، کمترین تاثیر نامناسب را روی دینامیک کلی خودروی مفصلی دارد. در نهایت انرژی مصرفی در مکانیزم پایداری‌ساز مستقیم حدود ۲۱ درصد نسبت به انرژی مصرفی ناشی از پایداری‌ساز سیستم ترمزگیری اختلافی طبق [۱۰] کاهش داشته که مبین برتری روش کنترل مستقیم چرخ پنجم در هنگام رخداد قیچی شدن است.

مراجع

- [1] Bouteldja, M., El Hadri, A., Cadiou, J. C., Davila, J. A., and Fridman, L., "Observation and Estimation of Dynamics Performance of Heavy Vehicle Via Second Order Sliding Modes in Variable Structure Systems", International Workshop on.volo6, Xian, China, pp. 28-32, (2006).
- [2] Deng, W., and Kang, X., "Parametric Study on Vehicle-trailer Dynamics for Stability Control", SAE International, Vol. 1, pp. 1321-1329, (2003).
- [3] Kyong-il, K., Hsin, G., Bo, W., Rui, G., and Fan, L., "Active Steering Control Strategy for Articulated Vehicles", Frontiers of Information Technology & Electronic Engineering, Vol. 17, pp. 576-586, (2016)
- [4] Mattia, Z., Davide, T., Aldo, S., Patrick, G., Basilio, L., Antonella, F., Koen, S., Jasper, D., and Wouter, D., " Trailer Control through Vehicle Yaw Moment Control: Theoretical Analysis and Experimental", Mechatronics, Vol. 64, pp. 1-18, (2019).

- [5] Milani, S., Samim, Y., Marzbani, H., and Jazar, R., "Semitrailer Steering Control for Improved Articulated Vehicle Manoeuvrability and Stability", *Nonlinear Engineering*, Vol. 8, (2019).
- [6] Ashley, L., "Application of the Extended Kalman Filter to a Planar Vehicle Model to Predict the Onset of Jackknife Instability", *SAE International*, Vol. 1, pp. 1785-1799, (2004).
- [7] Tabatabaei Oreh, S., Kazemi, R., and Azadi, S., "Directional Control of Articulated Heavy Vehicles", *SAE International*, Vol. 1, pp. 143-149, (2013).
- [8] Kazemi, R., Azadi, S., Esmaili, N., and Tabatabaei Oreh, S., "Directional Stability Analysis of the Articulated Vehicle Based on Phase Plane", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, pp. 124-134, (2014).
- [9] Goodarzi, A., Ghajar, M., and Baghestani, A., "Integrated Yaw and Roll Moments Control for Articulated Vehicles", *SAE International*, Vol. 1, pp. 2874-2886, (2009).
- [10] Li, B., and Rakheja, S., "Jackknifing Prevention of Tractor-semitrailer Combination using Active Braking Control", *SAE Technical*, Vol. 1, pp. 2746-2763, (2015).
- [11] Graeme, M., and David, C., "Combined Emergency Braking and Turning of Articulated Heavy Vehicles", *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, Vol. 55, pp. 725-749, (2017).
- [12] Hans, B., and Pacejka, A., "*Tire and Vehicle Dynamic*", Elsevier, Second Edition, Mc Grew Hill, New York, (2006).
- [13] Abtahi, S., Sadati, S., and Ghaffari, A., "Design of Sliding Mode and LQR Controllers for an HVAC System", *Aerospace Mech. J*, Vol. 9, pp. 1-10, (2013).
- [14] Slotine, J., and Li, W., "*Applied Nonlinear Control*", 3rd Edition, Prentice Hall, New York, (1991).
- [15] Abtahi, S., "Suppression of Chaotic Vibrations in Suspension System of Vehicle Dynamics using Chattering-Free Optimal Sliding Mode Control", *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 41, pp. 209-219, (2019)

Abstract

In this paper, with applying the direct control on the fifth wheel, the dynamical behavior of the tractor semi-trailer vehicles is modified against the jackknife phenomenon. For this purpose, mathematical model of the system is derived using the Newton-Euler equations and after simulation of the open loop system, the modeling process is verified using the Sim-truck results. In order to control and the lateral stability of the vehicle system, the optimal controller based on the linear quadratic regulator is designed. Furthermore, for achieving to robust control system, the nonlinear controller on the basis of the Sliding mode control is also applied on the system. The comparison of the control system results demonstrates the proper performance in the settling time and the robustness of the sliding mode controller in the stability and improvement of the dynamical behavior in the system. On the other hand, the sliding mode control system can stabilize the system with least energy consumption according to behavior of control signals.