



ارائه شده توسط:

سایت ترجمه فا

مرجع جدیدترین مقالات ترجمه شده

از نشریات معتبر

طراحی بهینه یک کنترل گر غیر خطی

برای سیستم ترمز ضد قفل

موثر ترین و کارآمد ترین سیستم کنترل شاسی برای بهبود ایمنی خودرو

طی ترمز گیری شدید، سیستم ترمز گیری ضد قفل می باشد. در این مقاله،

یک کنترل گر بهینه غیر خطی به طور تحلیلی برای ABS با پیش بینی

پاسخ حداکثر نیروی ترمزی در چرخ ها ایجاد شده و در نتیجه فاصله توقف خودرو به حداقل می رسد. وجود اثرات غیر خطی موجود در دینامیک خودرو که عمدتاً مربوط به اشباع نیروهای تایر می باشد و وجود عدم قطعیت مدل ها و قابل اندازه گیری نبودن حالت های سیستم یعنی سرعت طولی خودرو و لغزش طولی تایر، از مهم ترین مشکلات در طراحی این سیستم کنترلی می باشد. در این مقاله، یک کنترل کننده غیر خطی مبتنی بر بهینه سازی برای سیستم ABS به صورت تحلیلی طراحی شده و در ترکیب با یک تخمین گر غیر خطی مبتنی بر فیلتر آنستند استفاده شده است. الگوریتم تخمین فوق بر خلاف فیلتر کالمن توسعه یافته به صورت مستقیم از معادلات غیر خطی استفاده کرده و نیاز به خطی

سازی و مشتق گیری ندارد. در ادامه اثر خطای ناشی از تخمین در عملکرد

کنترل کننده طراحی شده به صورت تحلیلی بررسی می گردد. نتایج

تحلیل و شبیه سازی نشان دهنده عملکرد مناسب و مقاوم سیستم کنترلی

پیشنهادی در ردیابی لغزش طولی بهینه در حضور تخمین پارامترها می

باشد.

کلمان کلیدی: سیستم ترمز ضد قفل، کنترل کننده غیر خطی، تخمین گر

غیر خطی، بهینه سازی،

1-مقدمه

اخیرا توسعه سیستم های کنترل شاسی برای بهبود ایمنی فعال خودرو منجر به افزایش علاقه در زمینه های پژوهشی و صنایع خودرو سازی شده است، در این میان، سیستم های ترمز ضد قفل برای کنترل مستقیم پویایی طولی خودرو طی ترمز گیری استفاده می شوند.

عملکرد اصلی سیستم Abs پیش گیری از قفل شدن چرخ ها در هنگام ترمز گیری است و برای تنظیم لغزش طولی چرخ در مقدار بهینه برای ایجاد نیروی ترمز گیری حداکثر استفاده می شود. /سیستم ترمز ضد قفل ABS یکی از مهم ترین سیستم های ایمنی فعال می باشد که به عنوان یک

وسيله ضروري براي ارتفای ایمنی خودر و و سرنشینان آن در حیت ترمز
گیری های شدید استفاده می گردد. هدف اصلی این سیستم، جلوگیری از
قفل شدن چرخ و نگه داشتن لغزش طولی آن در یک محدوده مطلوب می
باشد. تا بتواند حداکثر نیروی ترمزی را تولید کرده و فاصله توقف خودرو
را به حداقل برساند. در این راستا، فرمان پذیری خودرو در موقع گردش
به صورت غیر مستقیم کنترل می شود.

مشکل اصلی در طراحی کنترل کننده های مبتنی بر مدل برای سیستم ترمز
ضد قفل ناشی از غیر خطی های شدید در دینامیک خودرو می باشد که
عمدتا به اشباع نیروهای تایلر در ترمزگیری های شدید مربوط می شود.

روش های کنترل مد لغزشی با توجه به خاصیت غیر خطی و مقاوم بودن به دفعات برای کنترل لغزشی طولی به کار رفته اند. اما یکی از اثرات نامطلوب روش مد لغزشی وجود پدیده های چترینگ می باشد.

نویسندگان مقاله حاضر در کارهای قبلی خود، کنترل کننده های مبتنی بر مدل غیر خطی را به صورت تحلیلی برای سیستم ترمز ضد قفل ارایه کردند. در این قانون کنترلی غیر خطی، سیگنال کنترلی که همان کشتاور ترمزی اعمال شده به چرخ می باشد بر اساس حداقل کردن خطا بین پاسخ های لغزش پیش بینی شده و مطلوب چرخ بدست آمده است. البته در آن جا فرض شده است که حالت ها و پارامترهای مورد نیاز برای طراحی کنترل کننده در دسترس است. این در حالی است که حالت های سیستم

یعنی سرعت طولی خودرو و لغزش طولی تایلر یا توسط سنسور قابل اندازه

گیری نمی باشند و یا اندازه گیری آن ها مقرون به صرفه نمی باشند. لذا

مقادیر آن ها باید از روی اطلاعات موجود و قابل اندازه گیری مثل

سرعت زاویه چرخ تخمین زده شود.

فیلتر کالمن توسعه یافته تا کنون به عنوان گسترده ترین الگوریتم برای

تخمین پارامترها و حالت های سیستم های خودرو بکار رفته است. اما این

روش به دلیل فرایند خطی سازی به خصوص در سیستم های با دینامیک

غیر خطی شدید و مرتبه بالا دارای محاسبات زیاد می باشد. به منظور غلبه

بر مشکل مذکور، در مقاله حاضر از الگوریتم غیر خطی UKF برای

تخمین سرعت طولی و لغزش طولی خودرو جهت استفاده در طراحی کنترل کننده استفاده می شود. الگوریتم تخمین فوق بر خلاف EKF به صورت مستقیم از مدل غیر خطی دینامیک چرخ استفاده کرده و نیازی به خطی سازی و مشتق گیری ندارد. از این روی در پایین آوردن حجم محاسبات مورد نیاز نیز تاثیر بسزایی دارد. البته مزیت این روش در تخمین مدل های با مرتبه بالاتر خود را بیشتر نشان می دهد.

به طور خلاصه، در این مقاله، یک کنترل کننده غیر خطی که بر اساس فرایند بهینه سازی طراحی شده است در ترکیب با تخمین گر غیر خطی مورد استفاده قرار می گیرد. به این ترتیب که تخمین گر مورد نظر با

استفاده از اندازه گیری سرعت زاویه ای چرخ، تخمینی برای لغزش طولی
چرخ و سرعت طولی خودرو ارائه می کند. پس از آن کنترل کننده با
اطلاعات تخمین گر، گشتاور ترمزی مطلوب را به سیستم اعمال می کند.
این گشتاور به نحوی محاسبه می شود که لغزش طولی خودرو را در حد
مطلوب حفظ نموده و از قفل شدن چرخ جلوگیری می کند. در ادامه، اثر
خطای ناشی از تخمین در عملکرد کنترل کننده طراحی شده به صورت
تحلیلی بررسی می گردد. نتایج تحلیل و شبیه سازی نشان دهنده عملکرد
مناسب و مقاوم سیستم کنترلی پیشنهادی در ردیابی لغزش طولی بهینه در
حضور تخمین پارامترها است.

2-مدل سازی

مطابق با شکل 1، مدل غیر خطی یک چهارم خودرو با دو درجه آزادی

برای طراحی کنترل کننده لغزش طولی چرخ به کار گرفته می شود. این

مدل در بر گیرنده رفتار غیر خطی نیروهای تایلر در حین ترمز گیری های

شدید می باشد و برای طراحی کنترل گر مناسب بوده و در بسیاری از

منابع استفاده شده است (4-10-2-1). سرعت طولی خودرو و سرعت

زاویه ای چرخ، درجات آزادی این مدل ها را تشکیل می دهند. بر اساس

این مدل، معادلات حاکم برای خودرو به صورت زیر نوشته می شوند.

$$\dot{V} = \frac{-F_x}{m_t}$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J}(RF_x - T_b)$$

که در روابط فوق، R شعاع چرخ، l ممان اینرسی چرخ، ω سرعت زاویه

چرخ، V سرعت طولی خودرو، T_b گشتاور ترمزی، F_x نیروی طولی تایر

و m_t جرم یک چهارم خودرو می باشد.

شکل 2- دیاگرام جسم آزاد مدل یک چهارم خودرو

بار قائم متشکل از دو عامل استاتیکی مربوط به توزیع جرم خودرو و عامل

دینامیکی مربوط به انتقال بار در حین ترمز گیری است. از این روی بار

قائم در این مدل به صورت زیر است

$$F_z = m_t g - \frac{m_s h_{cg}}{2l} \ddot{x} = m_t g - F_L$$

به گونه ای که در رابطه فوق، l فاصله محور جلو تا عقب، h_{cg} ارتفاع از

مرکز گرانش خودرو، F_L نیروی انتقال بار در حین ترمز گیری، m_s جرم

فربندی شده خودرو می باشند. در طول ترمز گیری، لغزش طولی چرخ

به صورت زیر محاسبه می شود

$$\lambda = \frac{V - R\omega}{V}$$

بامشتق گیری از رابطه چهار، نسبت به زمان و از با روابط 1 و 2 داریم

$$\dot{\lambda} = -\frac{1}{V} \left[\frac{F_x}{m_t} (1 - \lambda) + \frac{R^2 F_x}{J} \right] + \left(\frac{R}{VJ} \right) T_b$$

معادلات 1 و 5 معادلات حاکم بر خودرو را نشان می دهند. در استنتاج

معادلات فرض شده که ترمز گیری بر روی مسیر مستقیم و بدون زاویه

فرمان انجام می گیرد. در این مقاله به منظور در نظر گرفتن خواص اشباع

نیروهای تایلر، از مدل تایلر غیر خطی داگوف استفاده شد.

با تعریف سرعت خودرو V و لغزش طولی چرخ λ به عنوان متغیرهای

حالت داریم

$$x_1 = V, \quad x_2 = \lambda$$

بدین ترتیب مدل فضای حالت معادلات 1 و 5 به صورت زیر است

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{-F_x}{m_t} \\ \dot{x}_2 = -\frac{1}{x_1} \left[\frac{F_x}{m_t} (1-x_2) + \frac{R^2 F_x}{J} \right] + \left(\frac{R}{x_1 J} \right) T_b \end{cases}$$

در معادلات فوق، گشتاور ترمزی T_b نشان دهنده ورودی کنترلی سیستم

می باشد که از قانون کنترلی بدست می آید. در واقع، T_b باید طوری اعمال

گردد که لغزش طولی چرخ، رفتار مدل مرجع را دنبال کند تا ضمن

جلوگیری از قفل شدن چرخ هاف مقدار بیشینه نیروی ترمز نیز به چرخ ها

اعمال شد.

مدل مرجع مطلوب برای لغزش طولی که توسط کنترل گر ردیابی می

شود باید طوری انتخاب شود که مقدار نیروی ترمز در طول ترمز گیری

در شرایط مختلف جاده بیشینه باشد. همان طور که در شکل 2 مشاهده می

شود، مقدار بهینه لغزش طولی مقداری بین 0.1 و 0.2 است. در این مقاله

مقدار بهینه 0.15 در نظر گرفته شده که در مراجع نیز استفاده می شود.

شکل 3- نیروی طولی بر حسب لغزش چرخ برای سطوح مختلف

از این روی، سیستم مرتبه اول زیر به عنوان مدل مطلوب لغزش طولی چرخ

در نظر گرفته می شود

$$\lambda_d(t) = 0.15 - 0.15e^{-at}$$

که $a = 20$ ثابت زمانی است.

طراحی کنترل کننده

در این قسمت، یک قانون کنترلی غیر خطی برای کنترل لغزش طولی چرخ بر اساس معادلات 7 طراحی می شود تا مدل مرجع لغزش را ردیابی کند.

با بازنویسی معادلات 7 داریم:

$$\dot{x}_1 = f_1(\mathbf{x})$$

$$\dot{x}_2 = f_2(\mathbf{x}) + \frac{R}{Jx_1} T_b$$

$$y = x_2$$

به طوری که $\mathbf{x} = [V \ \lambda]^T$ بردار حالت و y به عنوان خروجی در نظر

گرفته می شود. T_b نیز ورودی کنترلی است. توابع غیر خطی F1-F2 در

بر گیرنده مدل نیروهای غیر خطی تاثیر با خاصیت اشباع می باشد. حال یک

قانون کنترلی غیر خطی پیش بینی بر پایه بهینه سازی برای طراحی کنترل

گر که لغزش چرخ مطلوب را ردیابی می کند، ارایه می شود. به طور

خلاصه، ابتدا در هر لحظه پاسخ غیر خطی لغزش چرخ برای بازه زمانی

بعدی، $\lambda(t+h)$ ، توسط بسط سری تیلور پیش بینی شده و سپس دستور

کنترل فعلی $T_b(t)$ بر اساس کمینه سازی خطای پیش بینی بدست می آید.

در این جا H زمان پیش بینی و یک عدد مثبت حقیقی است.

هدف سیستم کنترلی این است که مقدار لغزش چرخ، $x_2 = \lambda$ را نزدیک

پاسخ مطلوبش حفظ کند. این متغیر حالت به عنوان خروجی سیستم در نظر

گرفته می شود. در ابتدا $\lambda(t+h)$ به وسیله سری تیلور مرتبه K ام در زمان t

به صورت زیر بسط داده می شود.

$$\lambda(t+h) = \lambda(t) + h\dot{\lambda}(t) + \frac{h^2}{2!}\ddot{\lambda}(t) + \dots + \frac{h^k}{k!}\lambda^{(k)}(t)$$

حال مسئله اصلی، انتخاب مرتبه بسط K برای خروجی است به طوری که با

اهداف طراحی کنترل کننده بر اساس پیش بینی متناسب باشد. معمولاً

مرتبه بسط که مشخص کننده بالاترین مرتبه مشتق خروجی استفاده شده در

پیش بینی است، به جمع درجه نسبی سیستم غیر خطی و مرتبه کنترلی

انتخاب شده محدود می گردد. درجه نسبی از معادلات دینامیکی سیستم

غیر خطی قابل حصول بوده و برابر با پایین ترین مرتبه مشتق خروجی

است که در آن ورودی کنترلی برای اولین بار به طور صریح در معادلات

ظاهر می شود. با توجه ب معادلات 9 تا 11 دینامیک سیستم دارای درجه

ی نسبی $P=1$ نسبت به خروجی می باشد. از طریف دیگر برای رسیدن به یک انرژی کنترلی پایین و جلوگیری از پیچیدگی قانون کنترلی مرتبه ی کنترلی در این جا به حداقل ممکن یعنی صفر محدود می شود. این انتخاب یعنی مرتبه ی کنترلی صفر باعث می شود که انرژی کنترلی در یک بازه ی پیش بینی ثابت مانده و مشتقات ورودی کنترلی در پیش بینی خروجی ظاهر نشود.

$$\frac{d}{d\tau}T_b(t+\tau)=0 \quad \text{for } \tau \in [0, h]$$

انتخاب منطقه ی کنترلی صفر بر سیستم های غیر خطی با درجات نسبی پایین مناسب می باشد. به طور معمول مرتبه ی کنترل به عنوان یک پارامتر

ازاد بوده و متناسب با مشخصات سیستم کنترلی و محدودیت های انرژی

کنترل توسط طراح تعیین می گردد.

بدین ترتیب با توجه به دلایل فوق سری تیلور مرتبه ی اول متناسب با درجه

ی نسبی سیستم برای بسط لاندن کافی می باشد.

$$\lambda(t+h) = \lambda(t) + h\dot{\lambda}(t)$$

با جایگذاری رابطه 10 در 14 داریم:

$$\lambda(t+h) = \lambda(t) + h(f_2 + \frac{R}{VJ}T_b)$$

حال شاخص عملکرد به نحوی که ترکیبی از خطای ردیابی در لحظه ی

بعدی و انرژی کنترلی در لحظه ی فعلی را جریمه کند به صورت زیر

نوشته می شود:

$$J = \frac{1}{2} [\lambda(t+h) - \lambda_d(t+h)]^2$$

مشابه با معادله ی 14 مقدار لغزش مطلوب نیز می تواند به صورت زیر بسط

داده شود:

$$\lambda_d(t+h) = \lambda_d(t) + h\dot{\lambda}_d(t)$$

حال شاخص عملکرد بسط داده شده را می توان به صورت تابعی از انرژی

کنترلی با جایگذاری روابط 15 و 17 در 16 به صورت زیر به دست آورد.

$$\lambda_d(t+h) = \lambda_d(t) + h\dot{\lambda}_d(t)$$

شرط لازم برای بهینه بودن عبارت است از:

$$\frac{\partial J}{\partial T_b} = 0$$

که پس از ساده سازی منجر به رابطه ای صریح برای ورودی کنترلی می

شود:

$$T_b(t) = -\frac{VJ}{Rh} [e + h(f_2 - \dot{\lambda}_d)]$$

که e خطای رد یابی در لحظه فعلی می باشد:

$$e = \lambda - \lambda_d$$

مشاهده می شود که قانون کنترلی به شکلی تحلیلی بوده و برای حل و پیاده سازی مناسب می باشد.

با جایگذاری قانون کنترلی در معادلات اصلی سیستم می توان دینامیک خطای لغزش چرخ را محاسبه نمود. در صورتی که هیچ گونه نامعینی و خطای تخمین نداشته باشیم ، دینامیک خطای لغزش چرخ به فرم زیر به دست می آید.

$$\dot{e} + \frac{1}{h}e = 0$$

واضح است که دینامیک خطای خطی و مشتقل از زمان است. مشاهده می شود که در این مورد قانون کنترلی منجر به حالت خاصی از خطی سازی

ورودی - خروجی می شود. بدین ترتیب سیستم حلقه بسته خطی و به ازای

هر $h > 0$ پایدار نمایی است. با توجه به دینامیک خطا هنگامی که خطای

ردیابی لغزش چرخ صفر است، ردیابی کامل لغزش چرخ برای تمامی

زمانها حفظ می شود.

مشاهده می شود که سیستم بدون اغتشاش و نامعینی توصیف شده در

معادله به صورت مجانبی پایدار است. از انجایی که دره نسبی سیستم یک

استو مرتبه سیستم دو می باشد بنابراین سیستم دارای یک دینامیک داخلی

می باشد. بنابراین برای پایداری تمام حالت ها باید پایداری دینامیک داخلی

نیز بررسی می شود. این دینامیک داخلی مربوط به سرعت طولی خوردو

می باشد. اما از انجایی که می دانیم در هنگام ترمز گیری با کنترل لغزش چرخ مطابق با معادله ،سرعت خودرو به تدریج کاهش می یابد تا زمانی که خودرو متوقف شود در نتیجه پایداری دینامیک داخلی سیستم تضمین می شود. در بخش پنجم عملکرد سیستم حلقه بسته در حضور عدم قطعیت های پارامتریک و هم چنین در ترکیب با تخمینگر بررسی خواهد شد.

طراحی تخمین گر

قانون کنترل گر بر اساس فید بک حالت می باشد. از این روی برای محاسبه مقدار گشتاور ترمزی در هر لحظه نیاز به اطلاعات هم زمان از حالت های سیستم می باشد. به دلیل عدم امکان اندازه گیری حالت های

سیستم، سرعت طولی و لغزش چرخ لازم است تا تخمین گر غیر خطی

برای سیستم طراحی می شود

به منظور تخمین سرعت طولی خودرو و لغزش طولی چرخ، با در نظر

گرفتن سرعت زاویه ای خروجی سیستم که توسط سنسور اندازه گرفته

می شود معادلات 7 همراه با نویز فرایند و نویز اندازه گیری به صورت زیر

باز نویسی می کنیم.

$$\dot{x}_1 = f_1(x) + w_1$$

$$\dot{x}_2 = f_2(x) + \frac{R}{Jx_1} T_b + w_2$$

$$y = \omega + v$$

با استفاده از رابطه 4 برای سرعت زاویه ای می توان نوشت

$$\omega = \frac{(1-x_2)x_1}{R}$$

در معادلات فوق $x = [V \lambda]^T$ بردار حالت، $w = [w_1 \ w_2]$ بردار نویز

فرایند، V نویز اندازه گیری و λ به عنوان خروجی سیستم در نظر گرفته می شود.

به منظور تخمین حالت های سیستم از روش فیلتر کالمن آنتسند استفاده

می گردد. به طور کلی، فیلتر کالمن با استفاده از بروز رسانی های زمانی و

اندازه گیری، تخمینی از میانگین و کواریانس مورد بررسی را ارائه می

نماید. در صورتی که سیستم خطی باشد، میانگین و کواریانس توسط فیلتر

کالمن به طور دقیق به روز می شوند. در صورت غیر خطی بودن سیستم،

میانگین و کواریانس توسط فیلتر کالمن تعمیم یافته به طور تقریبی به روز می شوند. در سیستم های پیچیده تر بدست آوردن تبدیل دقیق میانگین و کواریانس کار بسیار پیچیده ای می باشد. روش تبدیل انسنمد می تواند در این گونه موارد موثر می باشد. این روش بر اساس دو اساس دو اصل استوار می باشد. اول این که بدست آوردن تبدیل غیر خطی برای یک نقطه بسیار اسانتر از پیدا کردن آن برای کل دامنه است. دوم این که پیدا کردن مجموعه ای از نقاط فضای حالت که توزیع تقریبی از توزیع واقعی سیستم باشد کار سختی نمی باشد. برای بدست آوردن تبدیل غیر خطی مناسب، مجموعه ای از نقاط بنام سیگما را که میانگین مجموعه آن ها برابر با میانگین های تخمینی و کواریانس مجموعه برابر با کواریانس خطای

تخمین است را پیدا می کنیم. پس از آن معادله غیر خطی مورد نظر را بر

روی هر یک اعمال می نماییم. میانکین و کواریانس مجموعه نقاط تبدیل

یافته، تخمین خوبی از میانکین و کواریانس واقعی خواهد بود/

جهت استفاده از الگوریتم ukf، از معادلات استفاده می شود. با قرار دادن

مقادیر اولیه حالت و کواریانس خطای آن ها، پارامترهای مورد نیاز برای

کاربرد الگوریتم بدست می آید. جزییات الگوریتم فیلتر به صورت مرحله

به مرحله آمده است.

برای بررسی دقت تخمین و تامین اطلاعات مورد نیاز سنسور، سیستم مورد

نظر شبیه سازی می شود تا با مقایسه نتایج از تخمین و نتایج حاصل از شبیه

سازی بتوان برآوردی از خطای تخمین بدست آورد. شمای کلی سیستم

ترکیبی کنترل کننده و تخمین گر در شکل 3 نشان داده شده است. با

توجه به مدل مورد استفاده، سیستم دارای دو متغیر حالت است. از این

روی، در الگوریتم تخمین $n=2$ می باشد و ضرایب وزنی مورد استفاده

در این روش می باشند که $|=1-2-3-4$ است.

در ادامه تخمین گر طراحی شده در ترکیب با کنترل گر مورد استفاده قرار

می گیرد. قبل از انجام مطالعات شبیه سازی ابتدا عملکرد کنترل کننده در

حضور تخمین گر و عدم قطعیت مدل سازی بررسی می شود/

شکل 4- شمای کلی تخمین گر به همراه کنترل گر

تحلیل خطای ناشی از عدم قطعیت و تخمین در عملکرد کنترل کننده

در این قسمت ، ویژگی های اصلی قانون کنترلی در حضور تخمین گر و

عدم قطعیت های پارامتریک مدل تحلیل می شود. برای استخراج معادله

دینامیکی خطا، قانون کنترلی بر اساس لغزش تخمینی در مدل واقعی به

صورت زیر اعمال می کنیم

دقت شود که حالت ها و پارامتر های استفاده شده در کنترل گر مقادیر

تخمینی بوده و با نشان $(\hat{\cdot})$ بر روی آن ها شناخته می شود

$$\dot{\lambda} = f_2 - \frac{g}{h\hat{g}} [(\hat{\lambda} - \lambda_d) + h(\hat{f}_2 - \dot{\lambda}_d)] + w_2 \quad , \quad g = \frac{R}{VJ}$$

معادله فوق را می توان به صورت زیر بازنویسی کرد

$$(\lambda - \lambda_d) + \frac{1}{h} \left(\frac{g}{\hat{g}} \right) [(\hat{\lambda} - \lambda + \lambda - \lambda_d) = (f_2 - \hat{f}_2) + (1 - \frac{g}{\hat{g}})(f_2 - \lambda_d) + w_2$$

در معادله فوق، $e = \lambda - \lambda_d$ خطای ردیابی کنترول گر و $\hat{e} = \lambda - \hat{\lambda}$

خطای تخمین است. بدین ترتیب، دینامیک خطای ردیابی لغزش چرخ به

صورت زیر است

$$\dot{e} + \frac{1}{h} \left(\frac{g}{\hat{g}} \right) e = (f_2 - \hat{f}_2) + (1 - \frac{g}{\hat{g}})(f_2 - \lambda_d) + \frac{1}{h} \left(\frac{g}{\hat{g}} \right) \hat{e} + w_2$$

انحراف f_2 از مقدار تخمینی \hat{f}_2 ناشی از عدم قطعیت های موجود در مدل

خودرو، شرایط جاده و خطای تخمین لغزش طولی و سرعت است. اگر

خطای تخمین نیروی تاثیر F_x کران دار باشد خطای تابع f_2 به وسیله ثابت مشخص F که کران بالای نامعینی سیستم را نشان می دهد محدود شود.

از طرفی برای مشتق لغزش مطلوب نیز می توان کران بالای η را در نظر گرفت و با طراحی یک تخمین گر پایدار، کران دار خطای تخمین نتیجه شده و می توان کران بالای ξ را برای خطای تخمین و کران بالای W را برای نویز فرایند در نظر گرفت. از این روی با توجه به توضیحات که داده شد می توان نتیجه گرفت که ثابت های F - N - ξ - W وجود دارند به

گونه ای که می توان نوشت

$$|\hat{f}_2 - \lambda_d| \leq \eta, |f_2 - \hat{f}_2| \leq F, |\hat{e}| \leq \xi, |w_2| \leq W \quad (28)$$

از طرفی تخمین سرعت نیز باعث اختلاف g و \hat{g} به صورت زیر می

گردد

$$g = \hat{g} \pm p\hat{g} \Rightarrow \frac{g}{\hat{g}} = 1 \pm p$$

که $1 \pm p$ ، نسبت g و \hat{g} در اثر خطای ناشی از تخمین سرعت است.

با اعمال معادلات 28 و 29 در معادله خطای 27 و حل معادله دیفرانسیل

مرتبه اول با شرایط اول، نتیجه می شود که خطای رد یابی را می توان به

صورت کران دار نوشت

به طوری که

$$e_m = \left(\frac{F+W}{1 \pm p} \mp \frac{p\eta}{1 \pm p} \right) h + \xi$$

معادله فوق نشان می دهد که خطای رد یابی ، ناشی از عدم قطعیت های

مدل سازی و خطای تخمین است. هم چنین این معادله نشان می دهد که

خطای رد یابی می تواند به وسیله پارامتر آزاد H که همان زمان پیش بینی

است کنترل شود. به طوری که به ازای مقدار مشخصی از عدم قطعیت و

خطای تخمین با کاهش مقدار H خطا کم می شود. اثر دیگر H در جمله

ثابت زمانی سیستم حلقه بسته دیده می شود. عملکرد سیستم به ازای مقادیر

مختلف در نتایج شبیه سازی آمده است.

در بخش سوم نشان داده شد که سیستم بدون اغتاشاش و عدم قطعیت توصیف شده در معادله 22 به صورت مجانبی پایدار بوده و پایداری دینامیک داخلی سیستم تضمین می شود. در حضور اغتاشاش و عدم قطعیت نیز با کران دار بودن سیگنال خطای لغزش که در بالا نشان داده شد و هم چنین پایدار بودن دینامیک داخلی سیستم که مربوط به سرعت طولی است می توان گفت که سیستم پایدار باقی می ماند. مفهوم پایداری کلی توانایی یک سیستم را در برابر اغتاشاش های کران دار دائمی مشخص می کند.

6- نتایج شبیه سازی

مطالعات شبیه سازی برای ارزیابی عملکرد کنترل کننده و تخمین گر انجام

شده است . مقادیر نامی پارامترهای مدل مورد استفاده در شبیه سازی در

جدول 1 آورده شده است .

جدول 1 : مقادیر نامی مورد استفاده در مدل یک چهارم خودرو

شکل 5 نمودارهای سرعت و لغزش طولی را بدون استفاده از کنترل کننده

و بون تخمین نشان میدهد . در اینجا فرض شده است که مقادیر واقعی

حالت ها در دسترس میباشد . شبیه سازی بر روی سطح مرطوب با ضریب

اصطحکاک $\mu = 0.4$ انجام شده است و مقدار سرعت اولیه خودرو

۲۰ (m/s) می باشد . همانطور که در شکل 5 مشاهده میشود هنگامی که

یگ گشتاور ترمزی شدید به خودرویی که به سیستم ترمز ضد قفل مجهز

نمیباشد اعمال میشود ، چرخ های قفل شده و سرعت محیطی آنها در زمان

تقریبا یک ثانیه به صفر میرسد . این در حالی است که طی این مدت

سرعت خطی مرکز تایر نه تنها صفر نشده بلکه تنها از 20 m/s به 15 m/s

کاهش یافته است . بنابراین در این حالت خودرویی شروع به لغزیدن و در

نتیجه در شرایط نا مطلوبی از نظر ایمنی قرار خواهد گرفت. برای تعلیق

فعال، انحراف دینامیکی می تواند از طریق افزایش فاکتور وزن مورد نظر در

شاخص عملکردی، کاهش یابد. اما این وضعیت باعث عملکرد کلی تعلیق

فعال می شود در جهت نزدیک کردن آن به تعلیق غیر فعال که به معنی

استفاده نکردن از تعلیق غیر فعال است. در حقیقت این حالت حتی برای

تعلیق فعال نشان داده شد. که بسیاری هم ضروریست. ارتقاع بعضی از

عملکردها منتجاز کاهش دیگر عملکردهاست. جدول 2- لیست واکنش

انهراف استاندارد اختلاف مدل تعلیق را تحت واکنشهای تصادفی نشان

داده. از این آمار نتیجه یکسانی که در قدم بالا گرفته شده بدست می آید

از این آمار وارقام چنین بر می آید که اگر چه کنترل مرجع در

تئوری کار سختی نیست آن می تواند تعلیق ارتعاشی را در عماکرد ایزوله

ارتقاع بخشد. مخصوصاً تعلیق که هیچ انرژی ای مصرف نمی کند، بنا بر این

پتانسیل فعالیت زیادی را می کند. کنترل بهینه از نظر آماری در مدل

لخودروی DoF2 علاوه بر کنترل آماری، تعلیق نم گیر ممکن است

مطابق نوسان جاده تنظیم شود. در این مدل کنترل، به جای تنظیم ضربه گیری در هر مورد، فقط یک حالت برای هر قطعه از جاده انتخاب می شود.

انتخاب ضربه گیری به منظور بهینه سازی کنترل تعلیق عملکرد بر بخشی از جاده است بطوریکه کنترل می تواند بطور آماری بهینه شده فرض شود گر چه این کنترل آسان به خوبی میزان کنترل در محاسبات ارتعاش ایزوله نیست اما محاسنی نیز به عنوان سادگی و وبهای کم دارد و کاربرد آندر خودرو آسان است در عمل، کنترل در قدمهای بعدی به تحقق می پیوندد، استفاده از میکرو کامپیوتر برای تخمین کیفیت آماری ورودی جاده، وویک مانیتور که می توان فشار ضربه ای را بدست آورد پس تنظیم ضربه برای رسیدن به نقطه ضربه مناسب. در این روش، تعلیق ضربه ای بطور

اتوماتیک با ورودی جاده و تعلیق تغییر می کند و این تعلیق با ورودی جاده می تواند در تمام جاده ها در سطح بهینه حفظ شود. مدل خودروی dof2 بصورت شماتیک در شکل شماره 4 نشان داده شده معادلات دیفرانسیل حرکت به قرار زیراند. 34 و 35 سرعت خودرو S_0 به عنوان مشخصه ضریب مشترک ورودی جاده ای تعریف می شود. مدل جابجایی PSD را می توان از معادلات 36-38 بدست آورد کنترل بهینه باید عملکرد تعلیق را افزایش دهد مثلاً حجم فنریت و بار دینامیکی میان چرخ و جاده باید مادامیکه جابجایی تعلیق در فضای عمل اختصاص داده شده محدود است، کوچک باشد. در نمایان این، هدف عما کرد را می توان به قرار زیر انتخاب کرد: که در آن a واریانی است، a_1 فاکتور وزن L_a فضایی

عملکرد تعلیق است. از تئوری لرزش استوکاستیک واضح است که و بنا بر این این ارقام را در معادله جانشین کنید تا نتایج زیر بدست آید. با استفاده از پارامترهای خاص خودرو برای معادله - را بطنه میان ضربه بهینه و مشخصات مربوط به فرایند ورودی جاده می تواند محاسبه شود که طرح 5 آمده. بنا بر این اگر بدست آید، ضربه گیری بهینه بصورت یک منحنی در شکل 5 نشان داده می شود. S_0 می تواند بطریق زیر تخمین زده شود از ما فرمول زیر را داریم (46) در یک سیستم تعلیق خاص، همه مقاومتها شناخته شده اند، و فشار ضربه ای تعلیق نیز شناخته شده است. اگر سرعت لرزش بدنه خودرو اندازه گیری شود S_0 می توان از معادله (46) بدست آورد. ترکیب معادله (46) و شکل 5 نتیجه ای قانون بهینه مدل

کنترل خواهد بود که در تصویر شماره 6 ارائه شده بنابر این کنترل بهینه را می توان در سه مرحله انجام داد.

1- تخمین حجم فنر در سرعت ارتعاش

2- از تخمین سرعت واریانی، با پیدا کردن فشار ضربه ای بهینه از منحنی

ضربه بهینه

3- تنظیم ضربه زننده به لرزش بهینه اش

چونکه قانون کنترل بهینه آماری را می توان از پیش تعیین کرد و در کامپیوتر

ذخیره کرد. و سرعت واریانی فنر را نیز می توان بصورت منحنی تخمین

زد، در زمینه روند کنترل محاسبات کمی صورت گرفته بطوریکه فهم

کنترل بوسیله یک تراشه امکان دارد.

شکل 5: نتایج حالت های واقعی خودروی بدون کنترل کننده

در ادامه با توجه به عدم دسترسی حالت های سیستم از دو روش UKF و EKF

برای تخمین آن ها استفاده شده است . برای انجام شبیه سازی ، مقدار

سرعت طولی اولیه در مقدار واقعی برابر 20 (m/s) و در مدل تخمینی برابر

21 (m/s) فرض شده است . لغزش طولی مدل واقعی و تخمینی نیز 0.1

اختلاف دارند که این مقدار که این مقدار که این مقدار به عنوان خطای تخمین اولیه میباشد .

شکل 6 مقایسه نتایج تخمین روش UKF را با روش EKF و همچنین خطای تخمین توسط دو روش مذکور را نشان می دهد مشاهده میشود که در این مورد هر دو روش به خوبی حالت های سیستم را تخمین زده اما سرعت همگرایی در روش UKF به مراتب بیشتر میباشد.

شکل 6 : مقایسه نتایج تخمین توسط روش UKF و EKF برای خودروی بدون کنترل.

برای مقایسه خطاهای تخمین حاصل از دو روش ، مقدار جذر میانگین مربعات (RMS) خطای تخمین به ازای مقادیر مختلفی از سرعت های اولیه تخمین و همچنین به ازای نویزهای اندازه گیری گیری مختلف در جدول های 2 و 3 مقایسه شده است مشاهده می شود که این مقادیر از میانگین 50 بار اجرای برنامه محاسبه شده است برای روش UKF به ازای حالت های مختلف کمتر می باشد.

جدول 2 : مقدار جذر میانگین مربعات خطای تخمین به ازای مقادیر

مختلفی از سرعت های اولیه تخمین

جدول 3 : مقدار جذر میانگین جدول مربعات خطای تخمین به ازای نويز

های مختلف.

قبل از نشان دادن نتایج حاصل از ترکیب کنترل کننده با تخمین گر ابتدا

حالت را بررسی میکنیم که مقدار واقعی حالت های سیستم در دسترس

میباشد . شکل 7 نمودارهای سرعت و لغزش طولی با استفاده از کنترل

کننده در حضور نامعینی نامعینی را نشان میدهد . در اینجا فرض شده است

که 10 درصد نامعینی در جرم خودرو وجود دارد . شکل 7 در مقایسه با

شکل 5 کارایی خودرو مجهز به سیستم ترمز ضدقفل را نشان میدهد که در

آن سرعت محیطی چرخش ضد قفل بدون قفل شدن نزدیک سرعت طولی

خودرو می باشد. به عبارتی آهنگ کاهش سرعت مرکز چرخ و سرعت محیطی آن در خودروی مجهز به سیستم ترمز ضد قفل تقریباً یکسان است همانطور که ملاحظه میشود مقدار اغزش طولی در مقدار بهینه خود حفظ شده است. فاصله توقف در حالت با کنترل ۵۳/۲۴ متر و در حالت بدون کنترل ۷۴/۶۴ متر محاسبه شده است.

شکل 7: نتایج حالت‌های واقعی سیستم با کنترل کننده

در ادامه به بررسی ترکیب کنترل کننده با تخمین گر UKF خواهیم پرداخت . شکل 8 دقت تخمین سرعت طولی و لغزش طولی را در ترکیب تخمین گر با کنترل کننده به ازای مقادیر مختلفی از سرعت های اولیه تخمین را

نشان میدهند . نتایج نشان دهنده عملکرد مناسب تخمین گر در سیستم

کنترلی میاشد . مشاهده میشود که حالت‌های تخمینی با شرایط اولیه مختلف

خیلی سریع به مقدار واقعی همگرا میگردد.

شکل 8 : نتایج تخمین توسط الگوریتم UKF با ترکیب کنترل کننده به

ازای مقادیر مختلفی از سرعت های اولیه تخمین .

شکل 9 : گشتاور ترمزی را نشان میدهد که به عنوان ورودی کنترلی به

سیستم اعمال می گردد.

در ادامه به بررسی اثر زمان پیش بینی h به روی سیستم حلقه بسته می

پردازیم . برای این منظور نتایج مربوط به ردیابی مدل مرجع توسط کنترل

کننده به ازای مقادیر مختلفی از زمان پیش بینی h در شکل 10 آورده شده است. این نتایج تاثیر زمان پیش بینی در حضور خطای تخمین و نامعینی را نشان می دهد. مشاهده میشود که در حضور تخمین و نامعینی، میتوان با کاهش زمان پیش بینی دقت ارزیابی مدل مرجع لغزش طولی را افزایش داد. نتایج شکل 10 نشان می دهد که با کمتر کردن زمان پیش بینی h خطای ردیابی لغزش چرخ کاهش می یابد که این مسئله برای مقادیر مختلفی از زمان پیش بینی بررسی شده است. بنابراین زمان پیش بینی یک پارامتر طراحی است که میتوان با تنظیم آن دقت ردیابی را افزایش داد. مشکل اصلی در طراحی کنترل کننده های مبتنی بر مدل برای سیستم ترمز ضد قفل ناشی از غیر خطی های شدید در دینامیک خودرو می باشد که عمدتاً

به اشباع نیروهای تایر در ترمزگیری های شدید مربوط می شود. روش های کنترل مد لغزشی با توجه به خاصیت غیر خطی و مقاوم بودن به دفعات برای کنترل لغزشی طولی به کار رفته اند. اما یکی از اثرات نامطلوب روش مد لغزشی وجود پدیده های چترینگ می باشد. نویسندگان مقاله حاضر در کارهای قبلی خود، کنترل کننده های مبتنی بر مدل غیر خطی را به صورت تحلیلی برای سیستم ترمز ضد قفل ارائه کردند. در این قانون کنترلی غیر خطی، سیگنال کنترلی که همان کشتاور ترمزی اعمال شده به جرخ می باشد بر اساس حداقل کردن خطا بین پاسخ های لغزش پیش بینی شده و مطلوب چرخ بدست آمده است. البته در آن جا فرض شده است که حالت ها و پارامترهای مورد نیاز برای طراحی

کنترل کننده در دسترس است. این در حالی است که حالت های سیستم

یعنی سرعت طولی خودرو و لغزش طولی تایلر یا توسط سنسور قابل اندازه

گیری نمی باشند و یا اندازه گیری آن ها مقرون به صرفه نمی باشند. لذا

مقادیر آن ها باید از روی اطلاعات موجود و قابل اندازه گیری مثل

سرعت زاویه چرخ تخمین زده شود.

شکل 10: افزایش دقت کنترل کننده لغزش طولی به ازای کاهش زمان

پیش بین h

7- نتیجه گیری

در این مقاله یک کنترل کننده غیر خطی مبتنی بر بهینه سازی به صورت
تحلیلی برای سیستم ترمز ضد قفل طراحی شده و در ترکیب با تخمین گر
غیر خطی UKF مورد استفاده قرار گرفت . ویژگی های اصلی قانون
کنترلی در حضور تخمین گر و نامعین های پارامتریک یک مودل مورد
تحلیل قرار گرفت . همچنین عملکرد تخمین به روش UKF با روش EKF نیز
مقایسه گردید. ملاحظه شد که روش UKF علاوه بر سرعت همگرایی
بیشتر ، دارای مقدار جذر میانگین مربعات خطای تخمین کمتری به ازای
مقادیر مختلفی از سرعت های تخمین اولیه و همچنین به ازای نویزهای
اندازه گیری مختلف میباشد . ضمناً کارایی این تخمین گر در سیستم های
مرتبه بالاتر خود را بیشتر نشان می دهد چرا که کحاسبه ماتریس ژاکوبین

در روش FKF بویژه برای سیستم مرتبه بالا کار بسیار سخت و پیچیده ای است . همچنین در در نتایج مشاهده گردید که کنترل کننده طراحی شده در حضور خطای تخمین و نا معینی های پارامتریک عملکرد مناسبی دارد با کاهش زمان پیش بینی h به عنوان پارامتر آزاد کنترل کننده ، خطای ردیابی لغزش چرخ کاهش یافته و ردیابی با دقت بیشتری انجام می شود.

این مقاله، از سری مقالات ترجمه شده رایگان سایت ترجمه فا میباشد که با فرمت PDF در اختیار شما عزیزان قرار گرفته است. در صورت تمایل میتوانید با کلیک بر روی دکمه های زیر از سایر مقالات نیز استفاده نمایید:

لیست مقالات ترجمه شده ✓

لیست مقالات ترجمه شده رایگان ✓

لیست جدیدترین مقالات انگلیسی ISI ✓

سایت ترجمه فا ؛ مرجع جدیدترین مقالات ترجمه شده از نشریات معتبر خارجی