

بررسی و مدلسازی پایداری سمتی خودرو

محمدرضا حائری یزدی

استادیار گروه مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

عباس احمدی

مدیر پژوهشی مرکز تحقیقات و خدمات خودکفائی ایران

(تاریخ دریافت ۷۷/۶/۲۲، تاریخ تصویب ۷۷/۱۱/۱۰)

چکیده

باتوجه به اینکه صنعت خودرو بعنوان پایگاهی برای تجلی آخرین دستاوردهای تکنولوژی در دنیای امروز شناخته شده است، بحث و تحقیق در مورد خودرو همواره مورد توجه محققین می باشد. در این تلاش نیز با بهره گیری از تحقیقات قبلی، رفتار دینامیکی خودرو مورد بررسی قرار گرفته است. در این مقاله مدل تایلر غیرخطی در نظر گرفته شده است. تغییرات نیروهای عمودی و جانبی تایرها برحسب زمان در هنگام عبور خودرو از قوس و تاثیر سیستمهای مختلف فرمان بر پایداری خودرو مورد بررسی قرار گرفته است. در انتها نظر به اینکه یکی از مهمترین بحثهای رایج در زمینه خودرو، بحث فرمانپذیری می باشد و از جمله تدابیر بسیار موثر بر پایداری خودرو، کنترل فرمانپذیری آن است و بحث پایداری و فرمانپذیری جدا از هم نمی باشند، دو سیستم چهار چرخ فرمانپذیری (4WS) جهت بهبود پایداری پیشنهاد شده و بایدیگر مقایسه شده اند.

کلید واژه ها : پایداری، فرمانپذیری، تایلر

مقدمه

مدل خودروی استفاده شده جهت شبیه سازی در این مقاله، مدل کاملی میباشد که دربرگیرنده حرکات رل^۱، یاو^۲ و جانبی^۳ است. معادلات حرکت بااستفاده از معادلات نیوتن و اولر استخراج شده است. در شبیه سازی رفتار دینامیکی جانبی خودرو، موثرترین عامل بر معتبر بودن نتایج شبیه سازی و مطابقت آن با واقعیت، مدل انتخاب شده برای تایلر است. باتوجه به اینکه رفتار تایلر کاملاً غیرخطی می باشد، در این مقاله از معادلات غیرخطی برای مدل سازی تایلر استفاده شده است. بااستفاده از روشهای عددی، دستگاه معادلات دیفرانسیل غیرخطی حاکم بر حرکات خودرو حل گشته و به منظور بررسی جامعتر، نرم افزای تحت عنوان AVDAS^۴ تهیه شده است. در این مقاله بااستفاده از نرم افزار مذکور

چگونگی توزیع بار عمودی و نیروی جانبی بر روی چهار تایلر خودرو مشخص شده است.

معادلات حرکت

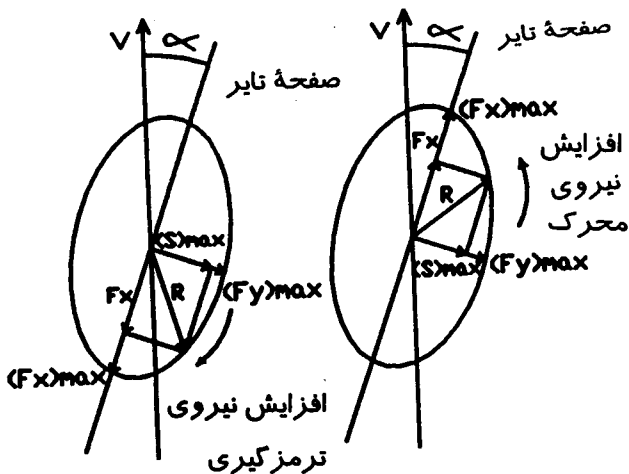
بااستفاده از شکل (۱) معادلات حرکت حاکم بر رفتار خودرو بصورت زیر بدست می آیند:

$$\sum F_y = M(\dot{v}_y + r.v_x) + M_s.h.\ddot{\phi} \quad (1)$$

$$\sum F_y = (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta_f + (F_{yrl} + F_{yrr}) \cos \delta_r + (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta_f + (F_{xrl} + F_{xrr}) \sin \delta_r + F_{yw} \quad (2)$$

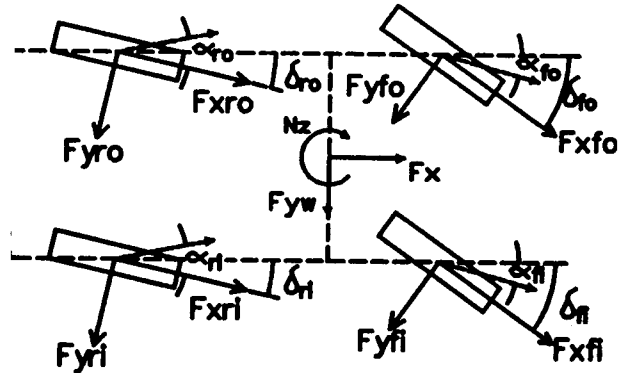
مدل تایر [۴]، [۱]، [۲]، [۳]

اساس بحث پایداری منطبق بر مقایسه نیروهای تولید شده در تایر و محدوده چسبندگی تایر است. ماکزیمم نیروی مجازی که تایر در هر جهت می تواند تولید کند بستگی به خواص تایر و بار عمودی اعمالی بر تایر دارد. مدل استفاده شده برای تایر در این شبیه سازی براساس مفهوم بیضی اصطکاک^۱ می باشد و از داده های کالسپین^۲ تایر برای محاسبه حداکثر ضریب اصطکاک طولی و جانبی تایر و در نهایت تعیین سختی جانبی تایر بصورت تابع غیرخطی از بار عمودی استفاده شده است. بیضی اصطکاک، ماکزیمم نیروی مجازی که تایر در هر جهت می تواند تولید کند را نشان می دهد. شکل (۲) نشان می دهد که وقتی وسیله در حال مانور خالص است، ماکزیمم نیروی جانبی مجاز که می تواند توسط تایر تولید شود $(F_y)_{max}$ است.



شکل ۲: بیضی اصطکاک.

وقتی که ترمزگیری خالص در جریان است ماکزیمم نیروی طولی مجاز $(F_x)_{max}$ است. در حالت ترکیب حرکات مانوری و ترمزگیری، ماکزیمم نیروی مجاز جانبی که می تواند توسط تایر تولید شود $(S)_{max}$ است. اگر نیروهای موجود در سطح تماس تایر و زمین از حد چسبندگی تایر تجاوز کند، تایر شروع به سرخوردن می کند و در نتیجه پایداری خودرو کم می شود. سختی جانبی هر تایر وابسته به بار عمودی وارده بر آن است و توسط معادله زیر بدست می آید:



شکل ۱: نمایش نیروی های اعمالی بر تایر.

که نیروی F_x ناشی از شتاب گیری و نیروی F_{yw} ناشی از نیروی باد است.

$$\sum N_z = I_{zz} \ddot{\phi} - I_{xz} \ddot{\phi} \quad (3)$$

باتوجه به شکل ۱ و صرفنظر از $\sin \delta_f$ و $\sin \delta_r$ ممان خارجی $\sum N_z$ برحسب نیروهای خارجی تایر به صورت زیر در می آید:

$$\sum N_z = L_f (F_{yf_l} + F_{yf_r}) \cos \delta_f \quad (4)$$

$$- L_r (F_{yr_l} + F_{yr_r}) \cos \delta_r$$

$$+ \frac{t_f}{2} (F_{xf_r} - F_{xf_l}) \cos \delta_f$$

$$+ \frac{t_r}{2} (F_{xr_r} - F_{xr_l}) \cos \delta_r$$

$$+ M_{zfr} + M_{zfl} + M_{zrr} + M_{zrl} + M_{zw}$$

$$M_{\phi_f} = -K_f \phi - C_{\phi_f} \dot{\phi} \quad (5)$$

$$M_{\phi_r} = -K_r \phi - C_{\phi_r} \dot{\phi} \quad (6)$$

K سختی رل خودرو و C_{ϕ} میرایی رل خودرو هستند.

کل ممان بصورت زیر محاسبه می گردد:

$$\sum L_{xs} = I_{xx} \ddot{\phi} \quad (7)$$

$$+ M_s h (\dot{v}_y + r v_x) - I_{xz} \dot{\phi}$$

$$\sum L_{xs} = M_s g h \phi - M_{\phi_f} - M_{\phi_r} \quad (8)$$

$\sum L_{xs}$ مجموع ممانهای عمل کننده روی جرم ارتجاعی حول محور X است. معادله γ نشان دهنده آن است که حرکت رلی جرم ارتجاعی با حرکت طولی، عرضی و یاوکوپل می باشد.

ماکزیمم نیروی جانبی مجاز با در نظر گرفتن نیروهای محرک یا ترمزگیری بصورت زیر محاسبه می شود:

$$(S_i)_{\max} = \left[(F_{yi})_{\max}^2 - \left(\frac{\mu_{yi}}{\mu_{xi}} \right)^2 F_{xf}^2 \right]^{1/2} \quad (18)$$

در این مدل تایر، نیروی جانبی ایجاد شده در تایر بواسطه وجود لغزش، در هر لحظه بصورت غیرخطی وابسته به بار عمودی اعمالی بر تایر، سرعت روبجلو، سرعت یاو، سرعت جانبی و سرعت رل می باشد. نیروی عمودی تایرها نیز بخاطر تغییر مکان مرکز ثقل خودرو در اثر حرکت رل، ترمزگیری یا شتابگیری تا رسیدن خودرو به حالت یکنواخت در حال تغییر است که در این مدل‌سازی بحساب آورده شده است.

توزیع بار جانبی

تحت شرایط مانوری در اثر شتاب جانبی بار از روی چرخهای داخلی بر روی چرخهای خارجی منتقل می شود و باعث تفاوت در نیروهای عمودی عمل کننده بر چهار تایر می گردد. بنابراین نیاز به برآورد مقادیر بارهای انتقال یافته طولی و جانبی می باشد. بار انتقال یافته جانبی دارای سه مولفه است، انتقال بار جانبی در اثر حرکت رل جرم فربندی، انتقال بار جانبی در اثر ارتفاع مرکز رل و انتقال بار جانبی در اثر جرم غیر فربندی. مجموع این سه مولفه انتقال بار جانبی را برای هر مجموعه فربندی مشخص می کند:

$$W_{TF} = W_{BF} + W_{RF} + W_{UF}$$

$$W_{TR} = W_{BR} + W_{RR} + W_{UR} \quad (19)$$

که در آن W_{BF} و W_{BR} انتقال بار جانبی در اثر حرکت رل جرم فربندی، W_{RF} و W_{RR} انتقال بار جانبی در اثر تغییر ارتفاع مرکز رل و W_{UF} و W_{UR} انتقال بار جانبی در اثر شتاب جانبی جرمهای غیر فربندی بر روی

$$C_i = A_0 + A_1 F_{zi} - \frac{A_1}{A_2} F_{zi}^2 \quad (9)$$

حداکثر ضریب اصطکاک طولی و جانبی توسط عبارات زیر محاسبه می گردند:

برای حداکثر ضریب اصطکاک طولی داریم:

$$\mu_{xi} = P_0 + P_1 F_{zi} + P_2 F_{zi}^2 \quad (10)$$

و برای حداکثر ضریب اصطکاک جانبی داریم:

$$\mu_{yi} = B_3 + B_1 F_{zi} + B_4 F_{zi}^2 \quad (11)$$

با استفاده از این ضرایب اصطکاک، ماکزیمم نیروهای مجاز جانبی و طولی هر تایر را می توان محاسبه کرد:

$$(F_{yi})_{\max} = SN \mu_{yi} F_{zi} \quad (12)$$

$$(F_{xi})_{\max} = SN \mu_{xi} F_{zi} \quad (13)$$

نیروی جانبی تولید شده توسط تایر تابعی از بار عمودی تایر (F_{zi})، متغیر زاویه لغزش ($\bar{\alpha}_i$)، ماکزیمم ضریب اصطکاک جانبی (μ_{yi})، زاویه کمبر تایر (γ_i)، سختی کج شدن تایر (F_i) و عدد سرخوردن تایر (SN) می باشد:

$$F_{yi} = SN \mu_{yi} F_{zi} f(\bar{\alpha}_i) + F_i \gamma_i \quad (14)$$

در حالی که تابع نیروی جانبی نرمالیزه شده $f(\bar{\alpha}_i)$ بصورت زیر تعریف شده است:

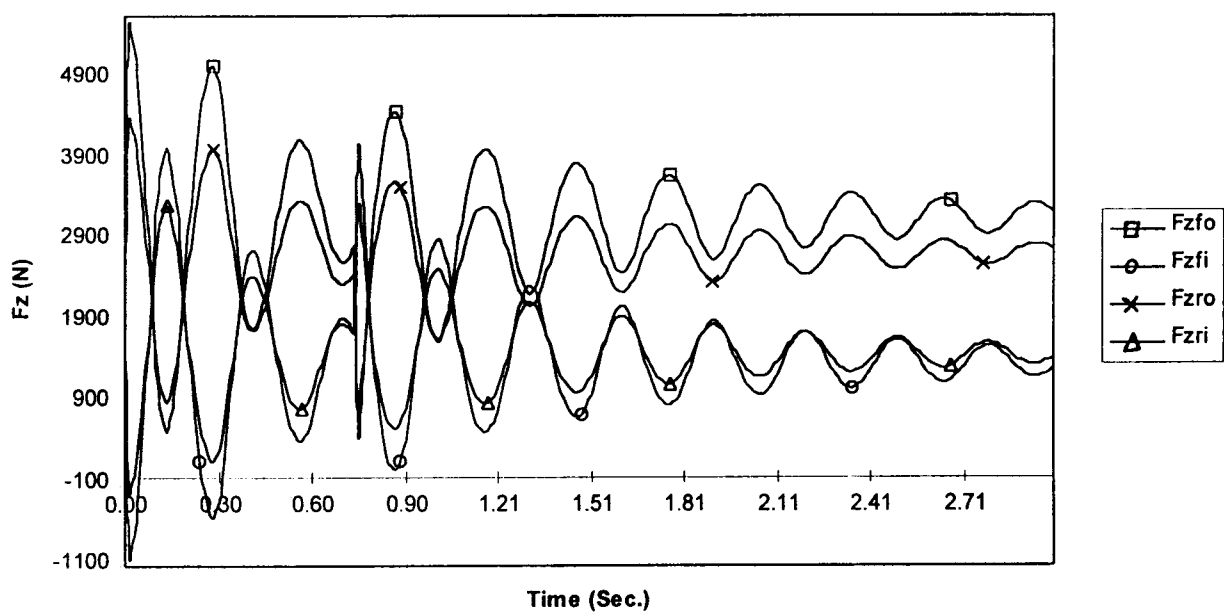
$$f(\bar{\alpha}_i) = \bar{\alpha}_i - \frac{1}{3} \bar{\alpha}_i |\bar{\alpha}_i| + \frac{1}{27} \bar{\alpha}_i^3 \quad (15)$$

و متغیر ($\bar{\alpha}_i$) توسط فرمول زیر محاسبه می گردد:

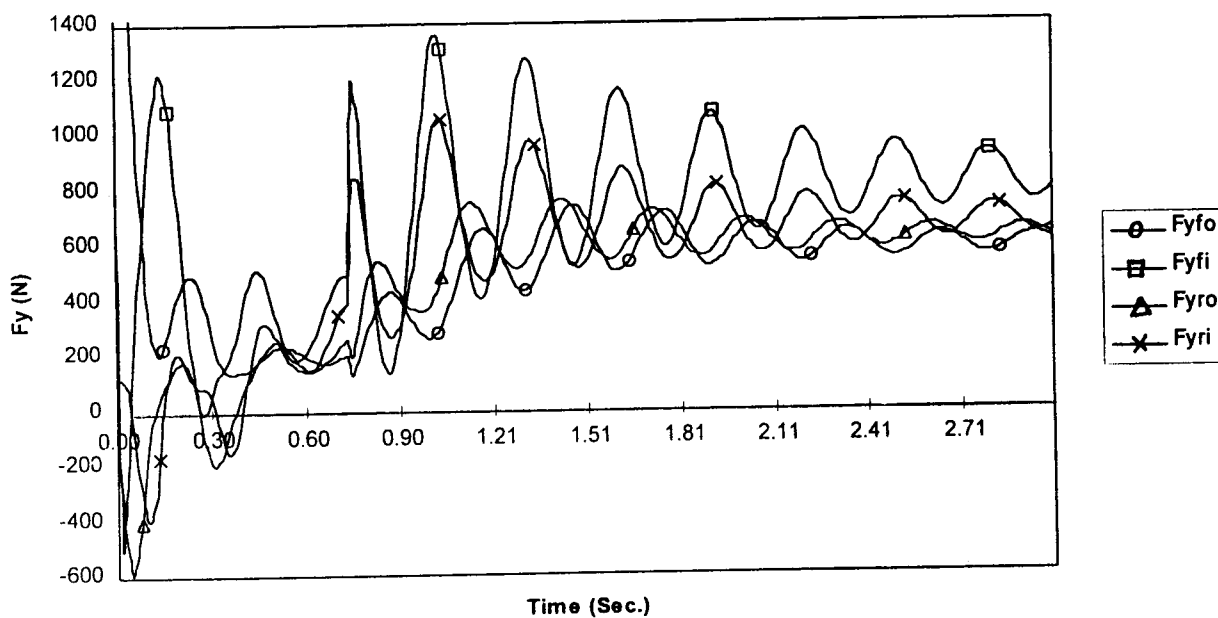
$$\bar{\alpha}_i = C_i \frac{\alpha_i}{(S_i)_{\max}} \quad (16)$$

زاویه لغزش برای چرخهای جلو و عقب به طریق زیر به دست می آید:

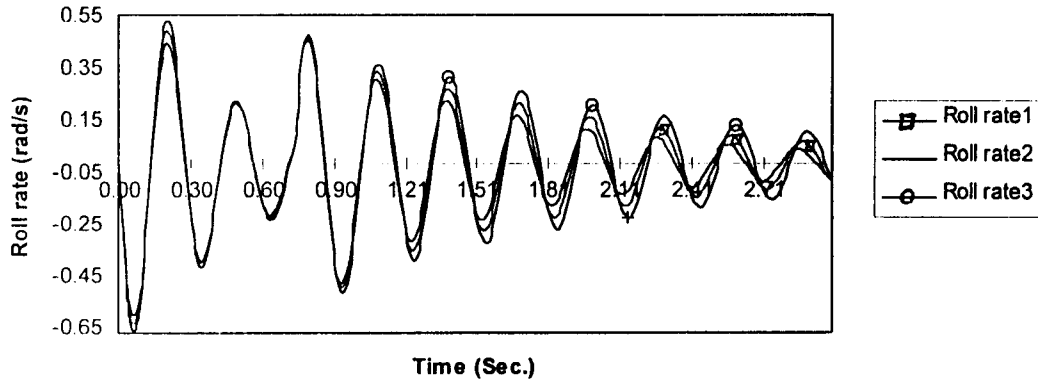
$$\begin{aligned} \alpha_{fi} &= \delta_{fi} - \tan^{-1} \left(\frac{V + ar}{U} \right) \\ \alpha_{fo} &= \delta_{fo} - \tan^{-1} \left(\frac{V + ar}{U} \right) \\ \alpha_{ri} &= \delta_{ri} + \tan^{-1} \left(\frac{br - V}{U} \right) \\ \alpha_{ro} &= \delta_{ro} + \tan^{-1} \left(\frac{br - V}{U} \right) \end{aligned} \quad (17)$$



نمودار (۱): نمودار تغییرات نیروی عمودی تایرهای خودرو در هنگام عبور از قوس.

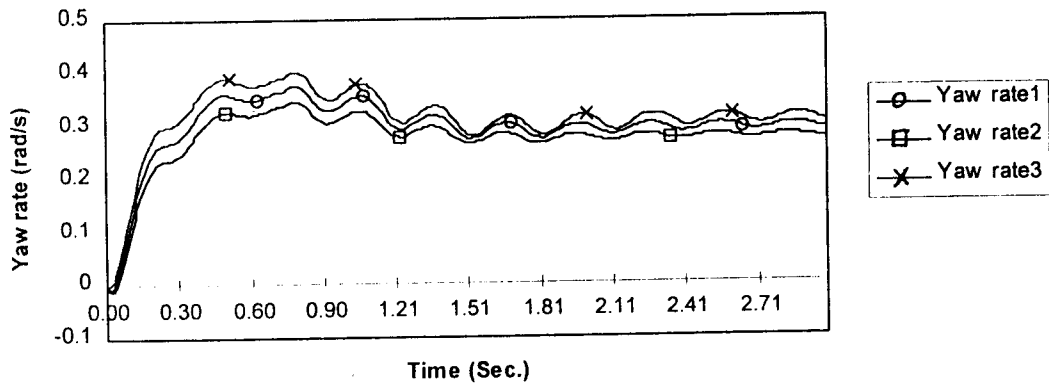


نمودار (۲): نمودار تغییرات نیروی جانبی تایرها در هنگام عبور از قوس.



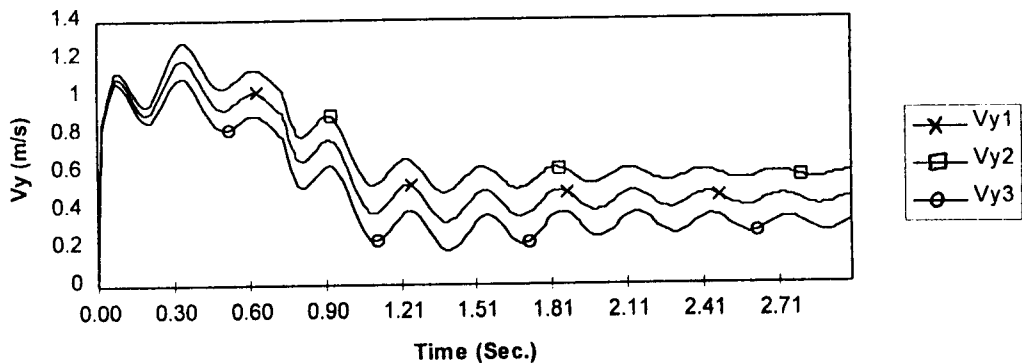
نمودار (۳) : مقایسه تاثیر سیستمهای مختلف فرمان بر سرعت رل در هنگام عبور از قوس.

۱- زاویه چرخهای عقب صفر درجه ۲- زاویه چرخهای عقب ۰/۱ برابر چرخهای جلو ۳- زاویه چرخهای عقب ۰/۱- برابر چرخهای جلو.



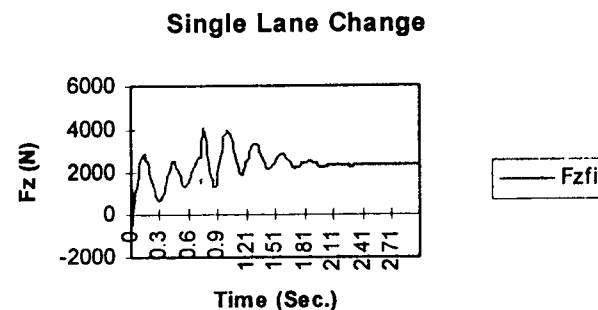
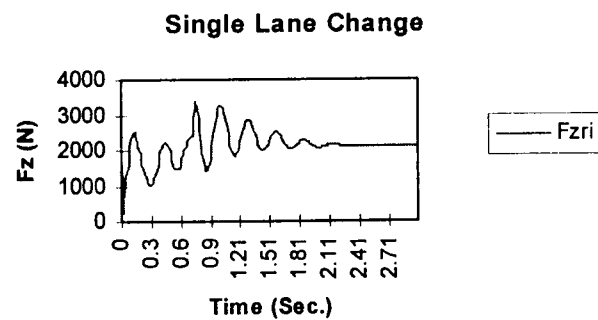
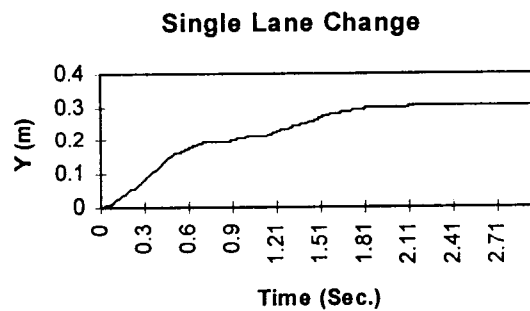
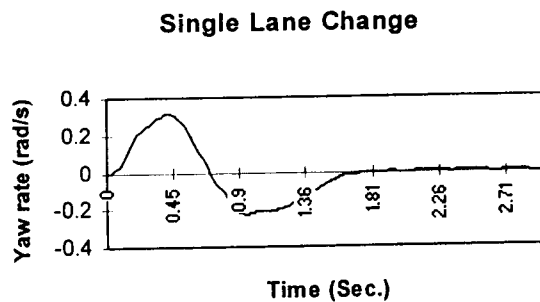
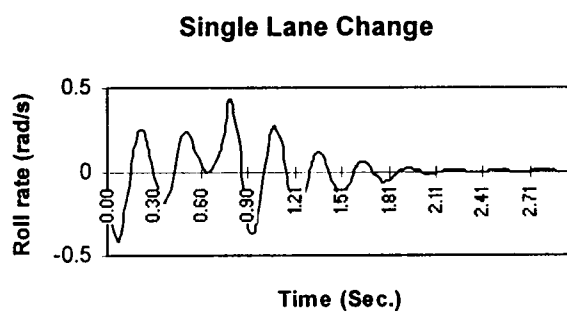
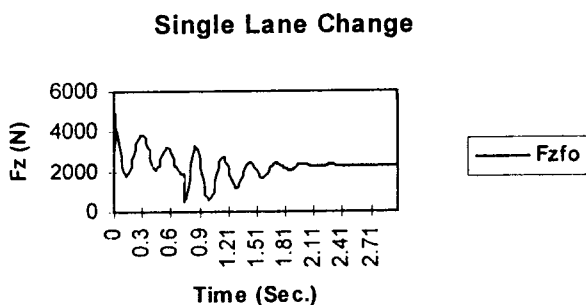
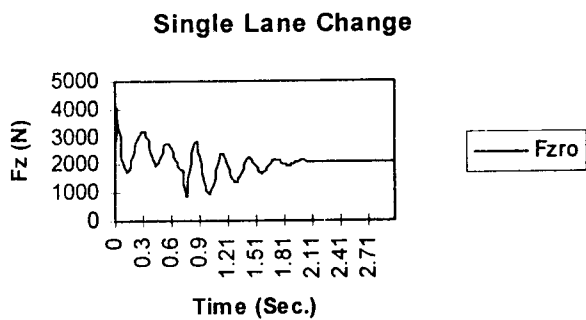
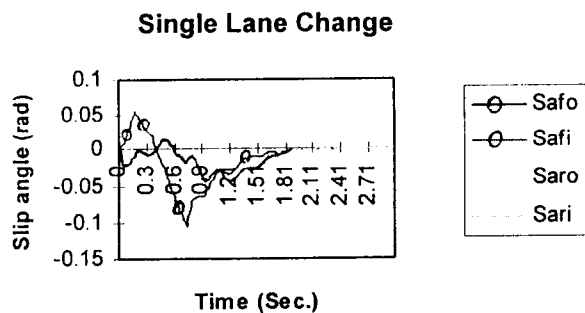
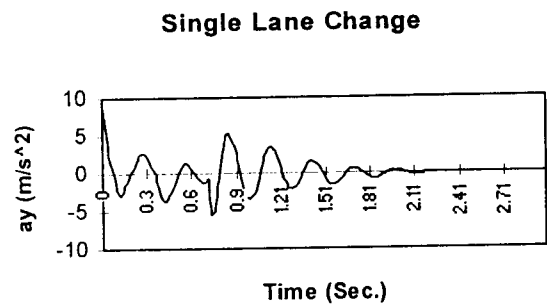
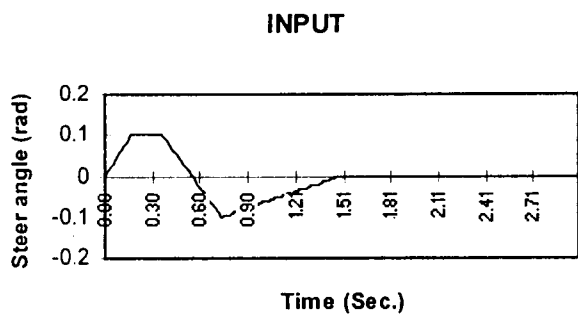
نمودار (۴) : مقایسه تاثیر سیستمهای مختلف فرمان بر سرعت یاو در هنگام عبور از قوس.

۱- زاویه چرخهای عقب صفر درجه ۲- زاویه چرخهای عقب ۰/۱ برابر چرخهای جلو ۳- زاویه چرخهای عقب ۰/۱- برابر چرخهای جلو.



نمودار (۵) : مقایسه تاثیر سیستمهای مختلف فرمان بر سرعت جانبی در هنگام عبور از قوس.

۱- زاویه چرخهای عقب صفر درجه ۲- زاویه چرخهای عقب ۰/۱ برابر چرخهای جلو ۳- زاویه چرخهای عقب ۰/۱- برابر چرخهای جلو.



نمودار (۶): نمودار تغییرات متغیرهای مختلف در اثر تغییر مسیر حرکت Single Lane Change.

به بار عمودی اعمالی بر آن و همچنین زاویه لغزش، تغییرات نیروی جانبی نیز بصورت نوسانی حول حالت یکنواخت حرکت خودرو می باشد.

تحلیل فوق کمک شایانی به طراحی سیستم کنترل زاویه فرمان خودرو می کند و بوسیله نرم افزار تهیه شده بسادگی می توان تاثیر سیستمهای مختلف را بر پایداری مشاهده نمود. بعنوان مثال دو سیستم چهارچرخ فرمانپذیر در نمودارهای (۳)، (۴) و (۵) مقایسه گردیده اند. در نمودار (۳) مشاهده می شود که اگر زاویه فرمان چرخهای عقب $0/1$ برابر زاویه چرخهای جلو باشد، سیستم پایداری از نظر حرکات رل خواهیم داشت و این سیستم بهتر از سیستم دو چرخ جلو فرمانپذیر می باشد. نمودارهای (۴) و (۵) تاثیر مثبت سیستم چهارچرخ فرمان پذیر را در پایداری یاو و پایداری جانبی در حین عبور از قوس نمایش می دهد.

از جمله معیارهای مرسوم در بررسی کیفیت پاسخ خودرو به فرمان صادره از سوی راننده، بررسی رفتار خودرو در حین تغییر خط حرکت می باشد. برای بررسی دقت مدل سازی انجام شده در این مقاله، در انتها با استفاده از روش تغییر خط حرکت، خودرو نمونه مورد بررسی قرار گرفت و نتایج با یکی از مقالات معتبر مرجع شماره [۵] مقایسه گردید. نتیجه این بررسی که در نمودار (۶) آورده شده است حاکی از دقت خوب این مدل سازی می باشد.

نتیجه گیری

بی شک هریک از مشخصات خودرو، تاثیر ویژه ای بر رفتار دینامیکی آن دارد که بررسی تمامی آنها از حوصله این بحث خارج است. در این مقاله مدل ساده ای از خودرو با مشخصات غیرخطی تایر ارائه شده که به خوبی، رفتار دینامیکی واقعی خودرو در حین انجام حرکات مانوری را شبیه سازی می کند و می تواند بعنوان مدلی مناسب برای شبیه سازی طرحهای کنترلی چهارچرخ فرمانپذیر که از بحث های رایج خودرو می باشد، بکار گرفته شود. تکمیل این تلاش می تواند با تمرکز بیشتر بر روی بحث فرمانپذیری و یا بحث راحتی

محورهای جلو و عقب می باشند. فرمولهای کامل در مرجع شماره ۴ مشخص شده اند.

حل معادلات حرکت و بررسی نتایج

همانگونه که مشاهده شد معادلات حرکت مدل خودرو و همچنین مدل انتخاب شده برای تایر مشخص گردید. حال در این بخش این معادلات حل گردیده و نتایج آن مورد بحث و بررسی قرار خواهد گرفت. باتوجه به معادلات (۱)، (۲)، (۳)، (۴)، (۷) و (۸) یک دستگاه سه معادله دیفرانسیل غیرخطی وجود خواهد داشت که متغیرهای آن V_y سرعت جانبی و ϕ زاویه رل و θ زاویه یاو هستند. برای حل این معادلات از روش رانج کوتای مرتبه چهار استفاده شده است. بعلت وجود مشتقهای مرتبه دوم در معادلات مذکور، این دستگاه معادلات تبدیل به یک دستگاه شش معادله دیفرانسیل گردید تا بتوان از روش رانج کوتا برای حل آن استفاده کرد. موارد انتخاب شده برای بررسی نحوه توزیع بار عمودی و بار جانبی بر روی تایرها در هنگام عبور از قوس میباشد. بحث در بعد زمان انجام خواهد گرفت و ملاک پایداری میراشدن نوسانات ناخواسته در زمان محدود میباشد. همچنین باتوجه به این که یکی از مهمترین بحثهای در حال حاضر در زمینه پایداری، بحث در مورد بهبود پایداری بوسیله کنترل زاویه فرمان است، نمودارهایی از تاثیر فرمانپذیر بودن چرخهای عقب بر روی رفتار دینامیکی خودرو نیز ارائه شده است. در نمودار (۱) نحوه تغییرات نیروی عمودی تولید شده در هریک از چهار تایر یک خودرو در حین عبور از قوس مشخص شده است. بعلت حرکت رل و انتقال بار جانبی، بار عمودی هر تایر بصورت نوسانی حول بار حالت یکنواخت بصورت میرا تا رسیدن به مقدار ثابت تغییر می کند. در حالت حرکت یکنواخت در قوس، بخاطر وجود نیروی گریز از مرکز، بار از روی تایرهای داخل قوس بر روی تایرهای خارج قوس منتقل میشود. نمودار (۱) چگونگی توزیع بار را بخوبی نمایش می دهد. نمودار (۲) تغییرات نیروی جانبی تولید شده در چهار تایر یک خودروی در حال عبور از قوس را نشان می دهد. بخاطر وابستگی شدید نیروی جانبی تایر

Kf	سختی رل تعلیق جلو	سفر انجام پذیرد. همچنین می توان با ارائه مدل‌های
Cf	میراثی تعلیق جلو	مختلف برای تایر و ترکیب اطلاعات موجود با اطلاعات
Kr	سختی رل تعلیق عقب	بدست آمده از طریق آزمایش تایر، به مدلی واقعی تر برای
Cr	میراثی تعلیق عقب	شبیه سازی رفتار تایر دست یافت.
Kt	سختی رل کل خودرو	مشخصات خودرو نمونه استفاده شده در این شبیه سازی
Ct	میراثی تعلیق کل خودرو	به شرح زیر است :
hf	ارتفاع مرکز رل جلو	$L_f = 1.2 \text{ m}$, $L_r = 1.3 \text{ m}$, $L = 2.5 \text{ m}$
hr	ارتفاع مرکز رل عقب	$H = 0.6 \text{ m}$, $H_{uf} = 0.3 \text{ m}$, $H_{ur} = 0.32 \text{ m}$
huf	ارتفاع مرکز ثقل جرم غیرارتعاشی جلو	$H = 0.6 \text{ m}$, $H_{uf} = 0.3 \text{ m}$, $H_{ur} = 0.32 \text{ m}$
hur	ارتفاع مرکز ثقل جرم غیرارتعاشی عقب	$M_s = 800 \text{ Kg}$, $M_{uf} = 40 \text{ Kg}$, $M_{ur} = 60 \text{ Kg}$
h	فاصله مرکز ثقل جرم ارتعاشی تا محور رل	$I_{xx} = 250 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{zz} = 1100 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$
W_{BF}	انتقال جانبی وزن بر روی چرخهای جلو در اثر حرکت رل	$K_{rf} = 35000 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{rad}$
W_{BR}	انتقال جانبی وزن بر روی چرخهای عقب در اثر حرکت رل	$K_{rr} = 19000 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{rad}$
W_{RF}	انتقال جانبی وزن بر روی چرخهای جلو در اثر ارتفاع مرکز رل	$C_{rf} = 2000 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} / \text{rad}$, $C_{rr} = 1400 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} / \text{rad}$
W_{RR}	انتقال جانبی وزن بر روی چرخهای عقب در اثر ارتفاع مرکز رل	$A_0 = 29.55$ ثابت کالسپین
W_{UF}	انتقال جانبی وزن بر روی چرخهای جلو در اثر شتاب جانبی جرم غیر ارتعاشی جلو	$A_1 = 14.4$ ثابت کالسپین
W_{UR}	انتقال جانبی وزن بر روی چرخهای عقب در اثر شتاب جانبی جرم غیر ارتعاشی عقب	$A_2 = 3748.81$ ثابت کالسپین
W_{TF}	انتقال جانبی وزن بر روی چرخهای جلو	$B_1 = -1.411000\text{E}-04$ ثابت کالسپین
W_{TR}	انتقال جانبی وزن بر روی چرخهای عقب	$B_3 = 1.0660$ ثابت کالسپین
A_0, A_1, A_2	ضرایب سختی کالسپین	$B_4 = 1.981000\text{E}-08$ ثابت کالسپین
SN	عدد سرخوردن تایر	$P_0 = 0.9103$ ثابت کالسپین
B_4, B_1, B_3	ضرایب حداکثر اصطکاک جانبی کالسپین	$P_1 = 7.335000\text{E}-05$ ثابت کالسپین
tf	پهنای جلوی خودرو	$P_2 = -2.272000\text{E}-09$ ثابت کالسپین
tr	پهنای عقب خودرو	$SN = 0.9$ عدد سر خوردن
P_0, P_1, P_2	ضرایب حداکثر نیروی ترمزگیری کالسپین	$C_f = 3000 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{rad}$ سختی کمبر جلو
V_x	سرعت رو به جلو	$C_r = 3000 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{rad}$ سختی کمبر عقب
V_y	سرعت جانبی	
α	زاویه لغزش تایر	
ϕ	زاویه رل	
θ	زاویه یاو	
r	سرعت یاو	

فهرست علائم

M	جرم کل خودرو
M_s	جرم قابل ارتعاش
M_{uf}	جرم غیرقابل ارتعاش جلو
M_{ur}	جرم غیر قابل ارتعاش عقب
L	فاصله بین دو محور خودرو
g	شتاب ثقل
L_f	فاصله محور جلو تا مرکز ثقل
L_r	فاصله محور عقب تا مرکز ثقل
Iz	ممان اینرسی خودرو حول محور یاو
Ix	ممان اینرسی خودرو حول محور رل

α, α_f	زوايه لغزش چرخ جلو و عقب	δ_r, δ_f	زوايه فرمان چرخ جلو و عقب
Fy	نیروی جانبی تایر	μ_x	ضریب اصطکاک طولی تایر
Fyw	نیروی ناشی از باد	μ_y	ضریب اصطکاک جانبی تایر
Fx	نیروی طولی ناشی از شتابگیری و ترمزگیری	$C\alpha_f$	سختی جانبی تایر جلو
		$C\alpha_r$	سختی جانبی تایر عقب

مراجع

- 1 - Gillespie , Thomas D. (1992). *Fundamentals of Vehicle dynamics* . Society of Automotive Engineers, Inc.
- 2 - Wong , J. Y. (1978). *Theory of Ground Vehicles*. John Wiley & Sons, Inc.
- 3 - Ellis , J. R. (1974). *Vehicle Handling Dynamics* .
- 4 - Nalecz, Andrzej G. and Bindemann, Alan C. (1988). "Investigation into the stability of four wheel steering vehicles ." *Vehicle Design* , vol 9 , No.2 .
- 5 - Allen, R.Wade and Rosenthal , Theodore J. "A Computer Simulation Analysis of Safety Critical Maneuvers for Assessing Ground Vehicle Dynamic Stability ." *SAE*, Paper 930760 .
- 6 - Allen, R.Wade, Szostak , Henry T., Rosenthal, Theodore J., Klyde, David H. and Owens , Keith J. "Characteristics Influencing Ground Vehicle Lateral/Directional Dynamic Stability ." *SAE*, Paper 910234 .
- 7 - Lukowski, S. A., Fiedler, R. A. and Claar, P. W. "An investigation of a road-vehicle directional behavior under steady-state conditions." *SAE*, Paper 911872.
- 8 - Clover, Chris L. and Bernard, James E. "The influence of lateral load transfer distribution on directional response." *SAE*, Paper 930763.
- 9 - Matsumoto, N. and Tomizuka, M. (1992). "Vehicle lateral velocity and yaw rate control with two independent control inputs." *Transaction of ASME*, Vol. 114.
- 10 - Yamamoto, M. "Active control strategy for improved handling and stability." *SAE*, Paper 911902.

کلید واژه ها:

- 1 – Directional
- 2 – Friction ellipse

جانبی
بیضی اصطکاک

