

مطالعه تقاضای انرژی خودرو با در نظر گرفتن توان اتلافی اصلاح شده تایر

ناصر سینا، محمدرضا حائری یزدی*، وحید اصفهانیان

دانشکده مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، تهران، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۹/۲/۱۰

بازنگری: ۱۳۹۹/۹/۱۱

پذیرش: ۱۳۹۹/۱۰/۱۳

ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۱۰/۱۸

کلمات کلیدی:

تقاضای انرژی

خودرو

اتلاف تایر

لغزش تایر

مقاومت غلتشی.

خلاصه: با توجه به شرایط کنونی مصرف جهانی انرژی و انتشار گازهای گلخانه‌ای، مطالعه تقاضای انرژی در بخش‌های مختلف امری ضروری می‌نماید. در عین حال، گزارش‌های آژانس بین‌المللی انرژی حاکی از آنست که سهم قابل توجهی از مصرف جهانی انرژی به بخش حمل‌ونقل اختصاص یافته است. از اینرو، بررسی تقاضای انرژی خودرو و عوامل تأثیرگذار بر آن، به‌ویژه در سال‌های اخیر، به موضوعی مهم مبدل شده است. مقاله حاضر به بررسی تقاضای انرژی خودرو با لحاظ نمودن توان اتلافی ناشی از لغزش تایر می‌پردازد. برای این منظور، توان‌های مقاوم حرکتی با در نظر گرفتن توان اتلافی اصلاح‌شده تایر بازنویسی شده و سپس با انتخاب دو خودروی سواری متفاوت، شبیه‌سازی‌ها در سه چرخه رانندگی شناخته‌شده انجام شده است. تقاضای انرژی خودروهای مورد مطالعه در چرخه رانندگی تهاجمی تر که دارای شتاب و سرعت بیشتری است، افزایش قابل ملاحظه‌ای داشته است. بر اساس نتایج، لحاظ نمودن انرژی اتلافی ناشی از لغزش باعث می‌شود که دقت محاسبه اتلافات تایر تا ۶ درصد افزایش یابد و در صورتی که چرخه رانندگی تهاجمی تر باشد وی نیروهای مقاوم حرکتی بیشتر باشند، انرژی اتلافی ناشی از لغزش تایر افزایش می‌یابد.

۱- مقدمه

مصرف بی‌رویه سوخت‌های فسیلی، انتشار آلاینده‌های ناشی از احتراق آنها و همچنین انتشار گازهای گلخانه‌ای در دنیای امروز به بحرانی جدی تبدیل شده است. بخش حمل‌ونقل، یکی از پرمصرف‌ترین بخش‌های مصرف انرژی در سطح جهان بوده و بر اساس گزارش آژانس بین‌المللی انرژی^۱ در سال ۲۰۱۱ میلادی حدود ۵۵٪ از مصرف انرژی جهانی را به خود اختصاص داده است [۱]. از اینرو، نهادهای مربوطه قوانین مختلفی برای کنترل انتشار آلاینده‌ها و گازهای گلخانه‌ای در خودروها وضع نموده‌اند. به عنوان مثال، اتحادیه اروپا در مورد خودروهای سواری دستیابی به انتشار دی‌اکسید کربن ۹۵ گرم بر کیلومتر را برای سال ۲۰۲۱ هدف‌گذاری نموده است [۲]. سطح کنونی مصرف سوخت و انرژی در خودروها و چشم‌انداز روند تغییرات آن، اهمیت مطالعه تقاضای انرژی در خودروها و عوامل تأثیرگذار بر آن را دوچندان می‌کند.

یکی از راهکارهای عملی جهت افزایش بازدهی سوخت خودروها،

1 International Energy Agency (IEA)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: myazdi@ut.ac.ir

کاهش توان‌های مقاوم حرکتی خودرو و اتلافات زنجیره انتقال قدرت می‌باشد. توان‌های مقاوم حرکتی خودرو، پسای هوا، مقاومت شیب، اینرسی و مقاومت تایر را شامل می‌شود [۳-۶]. از اینرو، مطالعه و بهبود موارد نامبرده که به نوبه خود منجر به افزایش بازدهی سوخت می‌شود، مورد نظر پژوهشگران بوده است. پاولوویچ و همکاران [۷] انتشار دی‌اکسید کربن و تقاضای انرژی در خودروهای سواری را در دو چرخه رانندگی ان.بی.دی.سی^۲ و دبلیو.ال.تی.پی^۳ بررسی نموده‌اند. خودروهای مورد مطالعه شامل ۲۰ مدل خودروی بنزین‌سوز و ۱۱ مدل خودروی نفت‌گازسوز بوده است. بر اساس نتایج، تقاضای انرژی خودرو در چرخه رانندگی دبلیو.ال.تی.پی نسبت به چرخه رانندگی ان.بی.دی.سی افزایش یافته است. همچنین در خودروهای بنزین‌سوز، مقاومت غلتشی تایر ۱۷٪ و ۱۸٪، مقاومت پسای هوا ۲۳٪ و ۳۰٪ و اینرسی ۶۰٪ و ۵۲٪ از تقاضای انرژی خودرو را به ترتیب در چرخه‌های رانندگی ان.بی.دی.سی و دبلیو.ال.تی.پی به خود اختصاص

2 New European Driving Cycle (NEDC)

3 Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure (WLTP)

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode> دیدن فرمائید.



داده‌اند.

بدین ترتیب می‌توان اهمیت بهبود هر یک از موارد نامبرده را جهت دستیابی به خودروهای با بازدهی بیشتر تبیین نمود. در راستای کاهش مقاومت پسای هوا مطالعات زیادی انجام پذیرفته است که از میان آنها می‌توان به [۸] اشاره نمود که در آن هندسه بدنه خودرو جهت کاهش ضریب پسا مورد بهینه‌سازی قرار گرفته است. همچنین ساب و همکاران [۹] تأثیر کاهش فضای باز محفظه موتور را بر مقاومت پسای هوا مورد بررسی قرار داده‌اند. از دیگر سوی، جهت کاهش مقاومت ناشی از اینرسی، که در شرایط دنیای واقعی از عادت‌های ناصحیح رانندگی نشأت می‌گیرد، سامانه‌های دستیار راننده اقتصادی^۱ ارائه شده است. عادت‌های غیراقتصادی رانندگی مواردی از جمله شتاب‌گیری سریع و پیمایش با سرعت ناپایا در ترافیک شهری را شامل می‌شود [۱۰]. در این سامانه‌ها، از روش‌های گوناگونی مانند پیام صوتی، تصویری و یا نیروی بازخورد پدال گاز برای اطلاع‌رسانی به راننده استفاده می‌شود [۱۱].

مقاومت غلتشی تأیر نیز نقشی تعیین‌کننده در مصرف سوخت و انتشار آلاینده‌های خودرو دارد. نتایج تحقیقات نشان می‌دهد که حدود ۲۰ الی ۲۵ درصد از سوخت مصرفی یک خودروی سواری معمول در چرخه رانندگی ان.بی.دی.سی صرف غلبه بر مقاومت غلتشی تأیر می‌شود و در صورتیکه چرخه رانندگی به‌گونه‌ای باشد که سرعت‌های بالا را پوشش دهد سهم مقاومت غلتشی افزایش می‌یابد به نحوی که در یک چرخه رانندگی خاص بزرگراهی^۲ این عدد به ۲۵ الی ۳۰ درصد می‌رسد [۱۲]. بنابراین استفاده از تایرهایی با مقاومت غلتشی کمتر، به عنوان راهکاری برای کاهش مصرف سوخت و انرژی در خودروها و افزایش بازدهی سوخت مطرح شده‌است. آزمایش‌های تجربی انجام‌گرفته نشان می‌دهد که استفاده از تایرهای فوق، مصرف سوخت خودرو در سرعت ثابت ۸۰ کیلومتر بر ساعت را حدود ۰/۵ لیتر در صد کیلومتر برای خودروهای سواری و حدود ۲ لیتر در صد کیلومتر برای خودروهای تجاری کاهش می‌دهد [۱۳]. ارزیابی تأثیر کاهش مقاومت غلتشی تأیر بر مصرف سوخت و انتشار آلاینده‌ها در چرخه رانندگی ان.بی.دی.سی توسط بارند و بوکار^۳ [۱۲] انجام شده است. بر اساس نتایج ارائه‌شده برای یک خودروی سایز متوسط

بنزین‌سوز، به ازای هر یک کیلوگرم بر تُن کاهش ضریب مقاومت غلتشی، ۰/۱۳ لیتر در صد کیلومتر کاهش مصرف سوخت و ۳ گرم بر کیلومتر کاهش انتشار دی‌اکسیدکربن حاصل می‌شود. البته در خودروی نفت‌گازسوز مشابه، اثرپذیری مصرف سوخت و انتشار دی‌اکسیدکربن کمتر است؛ به‌گونه‌ای که به ازای هر کیلوگرم بر تُن کاهش ضریب مقاومت غلتشی تأیر، مصرف سوخت به میزان ۰/۰۸ لیتر بر صد کیلومتر و انتشار دی‌اکسیدکربن نیز ۲/۲ گرم بر کیلومتر کاهش می‌یابد. یکی از ایده‌های مطرح‌شده در حوزه کاهش مقاومت غلتشی تأیر و افزایش بهره‌وری سوخت، استفاده از سیستم کنترل برخط فشار باد تأیر است [۱۴]. دی‌آمروزبو و همکاران [۱۵] در سال ۲۰۱۹ ظرفیت بالقوه سیستم مرکزی کنترل فشار باد تأیر را در کاهش مصرف سوخت خودروهای سواری مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان می‌دهد که این سیستم توانایی کاهش مصرف سوخت در چرخه‌های رانندگی استاندارد را تا حدود ۲٪ داراست. در پژوهشی دیگر، سیستم کنترل فشار باد تأیر با افزایش فشار باد در حالت استارت سرد، از افزایش مقاومت غلتشی تأیر در این شرایط جلوگیری نموده و منجر به کاهش مصرف سوخت می‌شود [۱۶]. البته هدف از طراحی و بکارگیری سیستم کنترل فشار باد تأیر می‌تواند سایر مشخصه‌های عملکردی و دینامیک خودرو مانند خوش‌فرمانی [۱۷]، شیب‌پیمایی [۱۸] و یا سایر موارد باشد.

با وجود مطالعاتی که پیرامون تأثیرگذاری مقاومت غلتشی تأیر بر مصرف سوخت و انرژی خودرو صورت گرفته است، اتلاف ناشی از لغزش طولی تأیر در اغلب پژوهش‌ها مغفول مانده است. در سال ۲۰۱۵، مطالعات تجربی سینا و همکاران [۱۹] نشان داد که اتلاف توان ناشی از لغزش تأیر بر مصرف سوخت خودرو تأثیر قابل توجهی دارد. بر این اساس، نویسندگان رابطه‌ای اصلاح‌شده برای اتلافی تأیر ارائه نموده‌اند که علاوه بر مقاومت غلتشی، لغزش طولی تأیر را نیز شامل می‌شود [۲۰]. صرف‌نظر کردن از اتلاف ناشی از لغزش تأیر در تحلیل دینامیکی خودرو، نتایج را تحت تأثیر قرار داده و از اینرو در نسخه‌های اخیر بسته‌های نرم‌افزاری شبیه‌سازی خودرو مانند کارسیم نیز در نظر گرفته شده است [۲۱].

مقاله حاضر به بررسی تقاضای انرژی خودرو با در نظر گرفتن اتلاف توان اصلاح‌شده تأیر در چرخه‌های رانندگی ان.بی.دی.سی، اف.تی.

- 1 Eco-Driving Assistance Systems (EDAS)
- 2 Highway Fuel Economy Test (HWFET)
- 3 Barrand and Bokar

تئوری‌ها، نیروی تایلر بر اساس ترکیبی از توابع غیرخطی بیان شده که ضرایب توابع به نوع تایلر بستگی داشته و از نتایج تجربی استخراج می‌شوند. به این دسته از مدل‌سازی‌ها، مدل نیمه‌تجربی^۲ گفته می‌شود که مشهورترین آن‌را می‌توان مدل فرمول جادویی^۳ دانست که توسط پیشکار ارائه شده است [۲۲]. در کنار این دو دسته، می‌توان از مدل‌های تجربی تایلر هم نام برد که نگاشت لغزش به نیروی طولی را از طریق نمونه‌برداری تجربی ارائه می‌دهد. البته مدل‌های تجربی تایلر کمتر مورد اقبال قرار گرفته‌اند زیرا که برای استخراج نگاشت، نیاز به تجهیزات آزمایشگاهی خاصی است و افزون بر آن، نگاشت حاصل تنها برای شرایط تعریف‌شده آزمون، مانند نیروی عمودی، ابعاد تایلر و غیره، صادق است.

در مدل فیزیکی تایلر، سطح تماس تایلر و زمین به دو قسمت چسبنده^۴ و لغزشی^۵ تقسیم می‌شود. نیروی برهم‌کنشی تایلر و زمین در قسمت چسبنده به الاستیسیته تایلر و در قسمت لغزشی نیز به چسبندگی بین تایلر و زمین بستگی دارد. محدوده ناحیه چسبنده و لغزشی توسط یک طول مشخصه معرفی می‌شود به‌گونه‌ای که برای $x \leq x_c$ ناحیه چسبنده و برای $x > x_c$ ناحیه لغزشی است. با فرض آنکه تایلر تنها در جهت طولی لغزش کند و به بیان دیگر نیروی جانبی و لغزش جانبی تایلر صفر باشد، توزیع تنش در سطح تماس تایلر و زمین عبارتست از [۲۳]:

$$\sigma(x) = \begin{cases} k_x \lambda (a-x) & a > x > x_c \\ \mu_x q_z & x_c > x > -a \end{cases} \quad (2)$$

که در رابطه فوق، k_x سختی طولی تایلر، μ_x ضریب اصطکاک طولی بین تایلر و زمین و a نیز نصف طول محل تماس تایلر و زمین است که در شکل ۱ نمایش داده شده است. همچنین q_z توزیع نیروی عمودی در محل تماس تایلر با زمین است که برای آن پروفیل‌های مختلفی ارائه شده است که از میان آنها پروفیل‌های سهموی [۲۴] و دوزنقه‌ای [۲۵] مطابقت بیشتری با شرایط واقعی دارند. توزیع سهموی نیروی عمودی مطابق با رابطه (۳) می‌باشد:

$$q_z(x) = \frac{3F_z}{4a} \left(1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 \right) \quad (3)$$

پی^۱ و دبلیو.آ.تی.پی می‌پردازد. یکی از نوآوری‌های اصلی مقاله در نظر گرفتن توان اتلافی اصلاح‌شده تایلر است که علاوه بر مقاومت غلتشی تایلر - که در پژوهش‌های پیشین مد نظر قرار گرفته است - شامل اتلاف ناشی از لغزش طولی تایلر نیز می‌باشد، در حالیکه در پژوهش‌های مشابه از اثر لغزش تایلر صرف‌نظر شده است. با توجه به اهمیتی که مطالعه تقاضای انرژی خودرو در بهبود بازدهی سوخت، کاهش انتشار آلاینده‌ها و گازهای گلخانه‌ای و رسیدن به قوانین اجباری وضع‌شده دارد، لحاظ نمودن توان اتلافی اصلاح‌شده تایلر، اعتبار و صحت نتایج شبیه‌سازی را بهبود می‌بخشد. بدین ترتیب، مقاله به این قرار سازمان یافته است: در بخش ۲ مدل تایلر به صورت کلی بیان می‌شود. سپس توان اتلافی اصلاح‌شده تایلر در بخش ۳ معرفی شده و بر اساس اصلاح صورت‌گرفته، توان‌های مقاوم حرکتی خودرو در بخش ۴ بیان می‌شود. در بخش ۵، با انتخاب دو خودروی سواری متفاوت، یکی خودروی کوچک کلاس B و دیگری خودروی متوسط کلاس D، شبیه‌سازی‌ها انجام شده و نتایج مورد بحث قرار می‌گیرد. در نهایت، نتیجه‌گیری کلی در بخش ۶ انجام می‌شود.

۲- مدل تایلر

زمانی که تایلر تحت اعمال یک گشتاور مثبت یا منفی باشد، سرعت محیطی با سرعت خطی برابر نخواهند بود و از این پدیده تحت عنوان لغزش نام برده می‌شود. یکی از رایج‌ترین روابطی که برای بیان لغزش طولی تایلر حین اعمال گشتاور مثبت استفاده می‌شود مطابق با رابطه (۱) می‌باشد.

$$\lambda = \frac{r_{dyn} \omega_w - v_x}{r_{dyn} \omega_w} \quad (1)$$

که در آن λ لغزش طولی تایلر، r_{dyn} شعاع دینامیکی چرخ، ω_w سرعت زاویه‌ای چرخ و v_x نیز سرعت خطی خودرو است.

نیروی ایجادشده در سطح تماس تایلر و زمین، تابعی از لغزش تایلر می‌باشد. برای بیان این وابستگی، تئوری‌های مختلفی تاکنون ارائه شده است. برخی از این تئوری‌ها بر پایه قوانین فیزیکی شکل گرفته‌اند و در نتیجه نیروی اصطکاک بر اساس پارامترهای فیزیکی مانند ضریب اصطکاک و سختی تایلر بیان می‌شود. از اینرو به ماحصل این تئوری‌ها، مدل فیزیکی تایلر اطلاق می‌شود. در برخی دیگر از

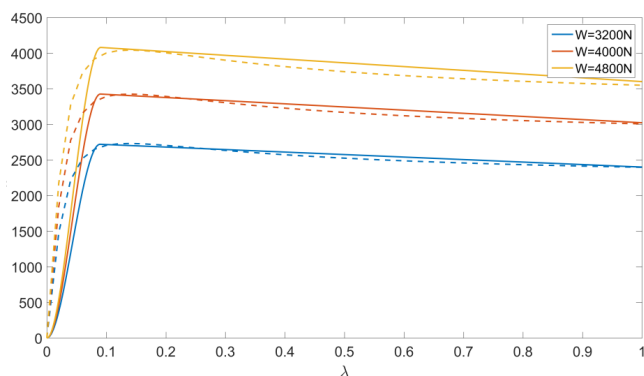
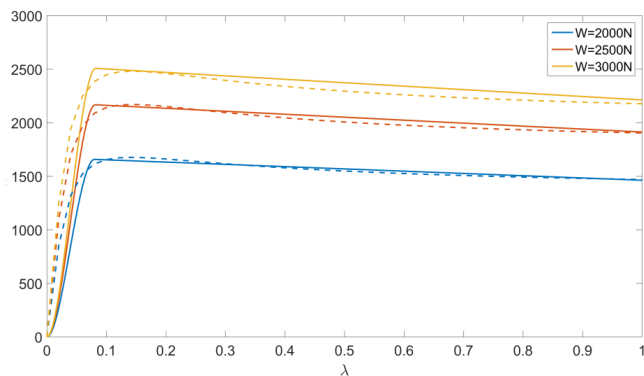
2 Semi empirical
3 Magic Formula
4 Adhesion region
5 Sliding region

1 Federal Test Procedure (FTP)

$$F_x = \begin{cases} 2a^2 k_x \lambda \left(1 - \frac{\lambda}{\lambda_c}\right) + \mu_p F_z \left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)^2 \left(3 - 2\frac{\lambda}{\lambda_c}\right) & \lambda \leq \lambda_c \\ F_z \left(\mu_p + \frac{\mu_s - \mu_p}{\lambda_c - 100\%}\right) (\lambda_c - \lambda) & \lambda > \lambda_c \end{cases} \quad (7)$$

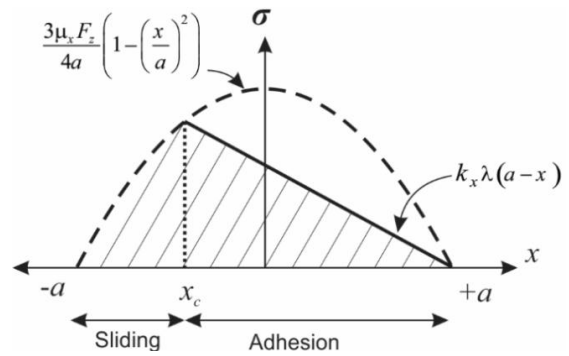
که μ_s و μ_p به ترتیب بیشینه ضریب اصطکاک و ضریب اصطکاک لغزشی هستند.

در شکل ۲ وابستگی نیروی طولی به لغزش تایر با استفاده از مدل فیزیکی (رابطه (۷)) و پارامترهای اشاره شده در جدول ۱ برای دو خودروی مختلف نمایش داده شده است. همچنین در این شکل، مقایسه‌ای بین مدل فیزیکی تایر و مدل صحه‌گذاری شده در بسته نرم‌افزاری کارسیم به ازای نیروهای عمودی مختلف صورت گرفته است. همانگونه که اشاره شد، مدل فیزیکی تایر با معلوم بودن چند پارامتر محدود و قابل اندازه‌گیری، قابل استحصال است. اما به دلیل فرضیاتی که در روند استخراج روابط در نظر گرفته شده است، با پدیده فیزیکی و پیچیده درهم کنش تایر و زمین دارای اختلاف است. از طرفی، برای بیان وابستگی بهتر و دقیق‌تر نیروی طولی به لغزش تایر، نیاز به تجهیزات آزمایشگاهی پیشرفته و انجام تست‌های زمانبر



شکل ۲. مقایسه مدل فیزیکی (خط پر) و مدل صحه‌گذاری شده (خط چین) تایر، تصویر بالا تایر خودروی کلاس B و تصویر پایین تایر خودروی کلاس D

Fig.2. Comparison between tire physical model (solid line) and verified tire model (dashed line), upper: B-class vehicle and lower: D-class vehicle



شکل ۱. شماتیک توزیع تنش در محل تماس تایر و زمین

Fig. 1. Schematic of stress distribution in contact patch

که در این رابطه F_z نیروی عمودی اعمالی بر تایر است. مطابق شکل ۱، با اعمال شرط پیوستگی توزیع تنش در رابطه (۲)، طول مشخصه x_c تعیین می‌شود که برابر است با:

$$x_c = \frac{4a^3 k_x \lambda}{3\mu_x F_z} - a \quad (4)$$

با جایگذاری رابطه طول مشخصه (رابطه (۴)) و توزیع نیروی عمودی (رابطه (۳)) در رابطه توزیع تنش (رابطه (۲)) و انتگرال‌گیری در محدوده تماس تایر و زمین، نیروی طولی مطابق رابطه (۵) بدست می‌آید.

$$F_x = 2a^2 k_x \lambda \left(1 - \frac{\lambda}{\lambda_c}\right) + \mu_x F_z \left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)^2 \left(3 - 2\frac{\lambda}{\lambda_c}\right) \quad (5)$$

در رابطه فوق F_x نیروی طولی تایر و λ_c نیز نسبت لغزش مشخصه است که در آن حداکثر نیروی طولی تایر محقق می‌شود و عبارتست از:

$$\lambda_c = \frac{3\mu_x F_z}{2a^2 k_x} \quad (6)$$

در عمل ضریب اصطکاک بین تایر و زمین عددی ثابت نبوده و وابسته به سرعت لغزشی است. بدین ترتیب که با افزایش نسبت لغزش تایر از نسبت لغزش مشخصه، ضریب اصطکاک به تدریج کاهش می‌یابد و در نهایت در صورت رسیدن لغزش به ۱۰۰ درصد، برابر با ضریب اصطکاک لغزشی^۱ می‌شود. این پدیده را می‌توان با یک تابع خطی تقریب زد و در نتیجه نیروی طولی را می‌توان از رابطه دو ضابطه‌ای زیر محاسبه نمود [۲۰]:

1 Sliding coefficient of friction

که در آن F_R مقاومت غلتشی و f_R ضریب مقاومت غلتشی تاثیر است. از آنجایی که با افزایش سرعت، نیروی مقاومت غلتشی نیز افزایش می‌یابد، ضریب مقاومت غلتشی را برای مطابقت بیشتر با شرایط واقعی، مطابق رابطه (۹) تعریف می‌کنند که دارای یک جزء ثابت و یک جزء وابسته به سرعت می‌باشد [۲۱].

$$f_R = f_{R,0} + f_{R,v} \quad (9)$$

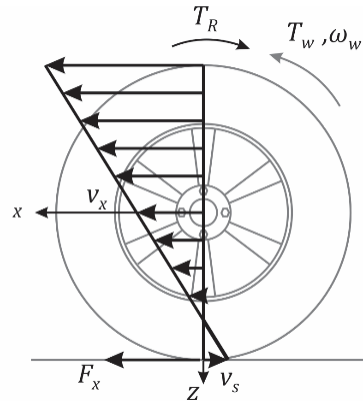
در رابطه بالا، $f_{R,0}$ ضریب ثابت مقاومت غلتشی، $f_{R,v}$ ضریب وابسته به سرعت مقاومت غلتشی و v نیز سرعت محیطی تاثیر است. اتلاف توان تنها به مقاومت غلتشی محدود نمی‌شود و در صورت بروز، پدیده لغزش طولی نیز منجر به اتلاف توان در تایر می‌شود. لغزش طولی نتیجه اجتناب ناپذیر اعمال گشتاور به چرخ است [۶]؛ به بیان دیگر همانگونه که در شکل ۳ به تصویر درآمده است، هنگامی که تایر تحت اعمال یک گشتاور پیشران قرار گیرد، لغزش طولی نیز در تایر رخ می‌دهد. با توجه به شکل ۳، دیفرانسیل کار ناشی از لغزش را می‌توان به صورت ضرب داخلی بردارهای نیروی طولی و جابجایی بیان نمود:

$$dW_S = \vec{F}_x \cdot d\vec{r}_S \quad (10)$$

با توجه به اینکه راستای بردارها تغییر نمی‌کند، توان ناشی از لغزش طولی تایر برابر است با [۲۰، ۲۷]:

$$P_S = -F_x v_S = -F_x \lambda r_{dn} \omega_w \quad (11)$$

که در این رابطه P_S توان لغزشی تایر است که با توجه به علامت منفی آن، در این مقاله توان اتلافی ناشی از لغزش نامیده می‌شود. F_x و v_S نیز به ترتیب نیروی طولی و سرعت لغزشی تایر هستند. بدین ترتیب توان اتلافی اصلاح شده تایر را می‌توان به صورت ترکیبی از اتلاف ناشی از مقاومت غلتشی و لغزش طولی تایر بیان نمود که هر دو با علامت منفی در روابط ظاهر شده‌اند، اما با ادله متفاوت؛ بدین صورت که علامت منفی اتلاف ناشی از مقاومت غلتشی ناشی از مخالف بودن جهت گشتاور مقاومت غلتشی با سرعت دورانی چرخ است، در حالیکه علامت منفی اتلاف ناشی از لغزش در نتیجه جهت مخالف نیروی طولی ایجاد شده در سطح تماس تایر و زمین با سرعت این نقطه است. در نتیجه، توان اتلافی اصلاح شده تایر مطابق



شکل ۳. پیکره آزاد چرخ

Fig. 3. Free body diagram of the wheel

و پرهزینه است. بدین ترتیب مشاهده می‌شود که هر یک از مدل‌های مذکور دارای ویژگی‌های خاص خود بوده و بسته به ملاحظات گوناگون یک کار پژوهشی، ممکن است که یک مدل بر دیگری ترجیح داده شود. از اینرو در این مقاله، هر دو مدل تایر برای شبیه‌سازی نتایج مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۳- اصلاح توان اتلافی تایر

مقاومت غلتشی تایر به عنوان عامل اتلاف توان در تایر شناخته شده است. مقاومت غلتشی از خاصیت ویسکوالاستیک لاستیک نشأت می‌گیرد که باعث می‌شود انرژی صرف شده جهت فشرده شدن لاستیک در محل تماس با زمین، با برگشتن لاستیک به حالت اولیه کاملاً بازیابی نشود [۵]. بنابراین تائیری که در حال دوران است، مقداری از انرژی را تلف می‌کند که این اتلاف به صورت تبدیل انرژی مکانیکی به گرما و افزایش دمای تایر نمود پیدا می‌کند [۳]. البته لازم به اشاره است که در واژگان دینامیک خودرو، از نیروی مقاومت غلتشی تعبیر می‌شود که نیروی معادل توان اتلافی یاد شده است. با وجود نام‌آشنا بودن عبارت نیروی مقاومت غلتشی، در اصل بایستی پدیده مذکور را ناشی از اتلاف توان^۱ دانست و نه یک نیروی مقاوم حرکتی^۲ [۲۶]، اما در تحلیل دینامیکی خودرو جهت ساده‌سازی، از نیروی معادل توان اتلافی استفاده می‌شود.

نیروی مقاومت غلتشی به صورت ضریبی از نیروی عمودی وارد بر تایر بیان می‌شود:

$$F_R = f_R F_z \quad (8)$$

- | | |
|---|-------------|
| 1 | Dissipation |
| 2 | Resistant |

$$P_G = m_v g \sin \theta v_x \quad (16)$$

$$P_{in} = m_v a_x v_x \quad (17)$$

$$P_R = F_R r_{dyn} \omega_w \quad (18)$$

$$P_S = F_x \lambda r_{dyn} \omega_w \quad (19)$$

$$P_t = P_R + P_S \quad (12)$$

$$P_R = F_R r_{dyn} \omega_w \quad (13)$$

$$P_S = F_x v_S = F_x \lambda r_{dyn} \omega_w \quad (14)$$

در روابط فوق، P_a توان مقاوم درگ هوا، ρ چگالی هوا، c_D ضریب درگ، A_f سطح هواخور خودرو، v_{rel} سرعت خودرو نسبت به باد، P_G توان ناشی از شیب مسیر، m_v جرم خودرو، θ زاویه شیب مسیر، P_{in} توان ناشی از اینرسی و a_x شتاب طولی خودرو است. جهت محاسبه مقاومت غلتشی و نیروی طولی مطابق با رابطه (۷) و رابطه (۸)، لازم است که نیروی عمودی وارد بر محور جلو و عقب خودرو معلوم باشد. در شرایط دینامیکی نیروی عمودی محور جلو و عقب به ترتیب از رابطه (۲۰) و (۲۱) بدست می‌آید:

$$F_{z,f} = \frac{m_v g}{L} \left(l_r \cos \theta - h \left(\sin \theta + \frac{a_x}{g} \right) \right) \quad (20)$$

$$F_{z,r} = \frac{m_v g}{L} \left(l_f \cos \theta + h \left(\sin \theta + \frac{a_x}{g} \right) \right) \quad (21)$$

که در آن، $F_{z,r}$ و $F_{z,f}$ نیروی عمودی وارد بر محور جلو و عقب، L فاصله طولی محور جلو عقب و l_f و l_r نیز به ترتیب فاصله مرکز ثقل تا محور جلو و عقب است.

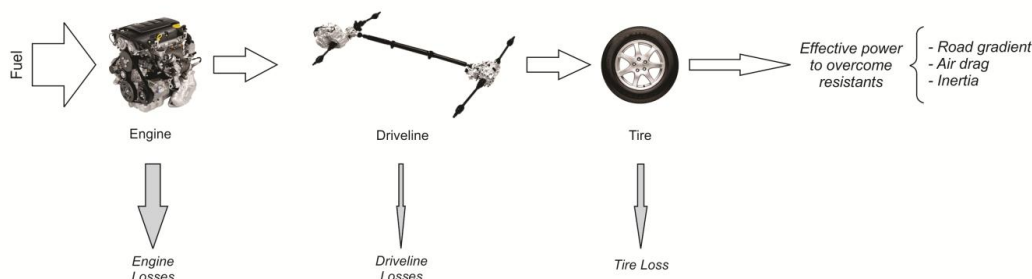
شایان توجه است که نیروی عمودی وارد بر محورها در اثر ارتعاشات ناشی از ناهمواری‌های جاده دائماً در حال تغییر است، اما یکی از عملکردهای مورد انتظار سیستم تعلیق، به حداقل رساندن تغییرات نیروی عمودی دینامیکی و یا تغییر شکل دینامیکی تایر در شرایط مختلف است [۲۸]. از اینرو می‌توان از تغییرات نامبرده

که در روابط بالا، P_t و P_R به ترتیب توان اتلافی تایر و توان اتلافی مقاومت غلتشی هستند. لزوم احتساب توان اتلافی ناشی از لغزش تایر در خلال آزمون‌های تجربی به اثبات رسیده و خوانندگان علاقمند به توضیحات بیشتر می‌توانند به مراجع [۱۹، ۲۰] مراجعه نمایند.

۴- توان‌های مقاوم حرکتی

نمودار جریان قدرت در زنجیره قدرت خودرو به صورت کلی در شکل ۴ نمایش داده شده است. همانگونه که در شکل مشاهده می‌شود، مقداری از توان خروجی موتور احتراقی در سیستم انتقال قدرت و مقداری نیز در تایر تلف می‌شود. توان مفید حاصل نیز صرف غلبه بر توان‌های ناشی از نیروهای مقاوم حرکتی خودرو، شامل نیروی پسای هوا، نیروی شیب جاده و اینرسی خودرو می‌شود. البته به صورت معمول، اتلاف توان ناشی از غلتش تایر هم به عنوان توان مقاوم حرکتی در نظر گرفته می‌شود [۳-۷]. بنابراین، مشابه اتلاف توان ناشی از غلتش تایر، در مطالعه حاضر اتلاف توان ناشی از لغزش طولی تایر نیز در زمره توان‌های مقاوم حرکتی قلمداد شده است. بدین ترتیب توان‌های مقاوم حرکتی خودرو از روابط (۱۵) تا (۱۹) قابل محاسبه است.

$$P_a = \frac{1}{2} \rho c_D A_f v_{rel}^2 v_x \quad (15)$$



شکل ۴. نمودار جریان قدرت
Fig. 4. Diagram of power flow

در روابط فوق، η ، T_e ، i_g ، i_{fd} به ترتیب راندمان سیستم انتقال قدرت، گشتاور موتور احتراقی و نسبت تبدیل جعبه دنده و گرداننده نهایی می‌باشند. همچنین I_e ، I_{tr} ، I_d و I_w نیز به ترتیب ممان اینرسی موتور احتراقی، جعبه دنده، شفت محرک و چرخ است.

۵- شبیه‌سازی نتایج و بحث

شبیه‌سازی بر روی دو خودروی سواری کوچک کلاس B و متوسط کلاس D در سه چرخه رانندگی ان‌بی‌دی‌سی، اف‌تی‌پی و دبل‌یو‌ال‌تی‌پی انجام شده است. برای این منظور، ابتدا خودروها و قوای محرکه آنها در محیط نرم‌افزار متلب/سیمولینک مدل‌سازی شده و سپس شبیه‌سازی در طول هر یک از چرخه‌های رانندگی صورت گرفته است. روند شبیه‌سازی بدین صورت است که اختلاف سرعت واقعی خودرو از سرعت مرجع - که توسط چرخه رانندگی تعیین

صرفنظر نمود. با در نظر گرفتن رابطه تعادل برای چرخ تحت اعمال گشتاور نمایش داده شده در شکل ۳، خواهیم داشت:

$$T_w - T_R - I\dot{\omega}_w = F_x r_{dyn} \quad (22)$$

که T_R گشتاور مقاومت غلتشی، T_w گشتاور محرک اعمالی به چرخ و I نیز ممان اینرسی معادل می‌باشد. گشتاور محرک چرخ، منتج از گشتاور موتور احتراق داخلی است که از طریق سیستم انتقال قدرت به چرخ اعمال شده و از رابطه (۲۳) محاسبه می‌شود. همچنین ممان اینرسی معادل قطعات دوار قوای محرکه، از رابطه ۲۴ قابل محاسبه است.

$$T_w = \eta T_e i_g i_{fd} \quad (23)$$

$$I = (I_e + I_{tr}) i_g^2 i_{fd}^2 + I_d i_{fd}^2 + I_w \quad (24)$$

جدول ۱. مشخصات خودروهای مورد مطالعه

Table 1. Specifications of the studied vehicles

ردیف	مشخصه	توضیح	خودروی کلاس B	خودروی کلاس D
خودرو				
۱	m_v	جرم خودرو (kg)	۹۲۰	۱۳۷۰
۲	L	فاصله محور جلو و عقب (mm)	۲۲۴۵	۲۷۸۰
۳	l_f	فاصله محور جلو تا مرکز ثقل (mm)	۸۴۶	۱۱۱۲
۴	l_r	فاصله محور عقب تا مرکز ثقل (mm)	۱۴۹۹	۱۶۶۸
۵	h	ارتفاع مرکز ثقل (mm)	۴۶۳	۵۲۰
۶	c_D	ضریب درگ (-)	۰/۳۹	۰/۳
۷	A_f	سطح هواخور (m^2)	۱/۹۳	۲/۳
قوای محرکه				
۸	$T_{e,max}$	حداکثر گشتاور موتور احتراقی (Nm)	۱۰۰	۳۱۰
۹	I_e	ممان اینرسی موتور احتراقی (kgm^2)	۰/۱۶	۰/۲
۱۰	I_{tr}	ممان اینرسی جعبه دنده (kgm^2)	اول: ۰/۰۳۶، دوم: ۰/۰۳۱، سوم: ۰/۰۳۹، چهارم: ۰/۰۴، پنجم: ۰/۰۴	اول: ۰/۰۳۷، دوم: ۰/۰۳۴، سوم: ۰/۰۴۲، چهارم: ۰/۰۴، پنجم: ۰/۰۴
۱۱	I_d	ممان اینرسی شفت محرک (kgm^2)	۰/۰۱۱	۰/۰۱۳
۱۲	i_g	نسبت تبدیل جعبه دنده (-)	اول: ۰/۳/۴۵، دوم: ۰/۱/۹۴، سوم: ۰/۱/۲۷، چهارم: ۰/۰/۸۶، پنجم: ۰/۰/۶۹	اول: ۰/۳/۵۳، دوم: ۰/۲/۰۶، سوم: ۰/۱/۴۰، چهارم: ۰/۱/۴۰، پنجم: ۰/۰/۷۱، ششم: ۰/۰/۵۸
۱۳	i_{fd}	نسبت تبدیل گرداننده نهایی (-)	۳/۷۷۷	۴/۱
تایر و زمین				
۱۴	$f_{R,0}$	ضریب ثابت مقاومت غلتشی (-)	۰/۰۰۸	۰/۰۰۸
۱۵	$f_{R,v}$	ضریب وابسته به سرعت مقاومت غلتشی (h/km)	۰/۰۰۰۰۲۵	۰/۰۰۰۰۲۵
۱۶	μ_p	بیشینه ضریب اصطکاک تایر و زمین (-)	۰/۸۵	۰/۸۵
۱۷	μ_s	ضریب اصطکاک لغزشی تایر و زمین (-)	۰/۷۵	۰/۷۵
۱۸	k_x	سختی طولی تایر (kN/m^2)	۲۳۰۰	۳۹۵۰
۱۹	I_w	ممان اینرسی چرخ (kgm^2)	۲	۳/۸
۲۰	r_{dyn}	شعاع دینامیکی چرخ (mm)	۲۵۳	۳۲۵

جدول ۲. مقایسه شاخص‌های چرخه‌های رانندگی مورد مطالعه*

Table 2. Comparing the attributes of the studied driving cycles

شاخص	چرخه ان.بی.دی.سی	چرخه دبلیو.ال.تی.پی	چرخه اف.تی.پی
زمان (S)	۱۱۸۰	۱۸۰۰	۱۸۷۴
زمان توقف (S)	۲۴۱	۲۳۵	۳۳۵
مسافت پیموده (m)	۱۰۹۳۲	۲۳۲۶۶	۱۷۷۷۰
درصد توقف‌ها	۲۰/۴	۱۳/۴	۱۷/۹
حداکثر سرعت (km/h)	۱۲۰	۱۳۱	۹۱
میانگین سرعت حرکت (km/h)	۴۳/۱۰	۵۳/۵	۳۹/۲
میانگین سرعت کل (km/h)	۳۳/۳۵	۴۶/۵	۳۴/۲
حداقل شتاب (m/s^2)	-۱/۳۹	-۱/۵	-۱/۴۷
حداکثر شتاب (m/s^2)	۱/۰۶	۱/۶۶۶	۱/۴۷۵

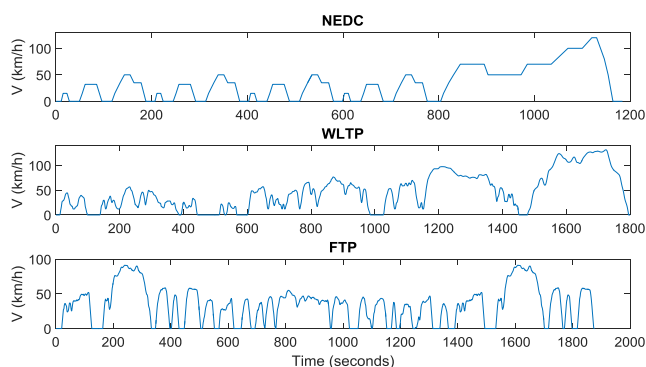
* برگرفته از [۲۹] و [۳۰]

رانندگی اف.تی.پی نیز که در برخی کشورها از جمله ایالات متحده مورد استفاده قرار می‌گیرد، نمایاننده رانندگی در ترافیک شهری با توقف‌های مکرر و شتاب‌های به نسبت زیاد است. از اینرو، همانگونه که در جدول ۲ مشاهده می‌شود، میانگین سرعت این چرخه کمتر از زمان توقف آن بیشتر از دیگر چرخه‌های رانندگی است.

نمودار تقاضای انرژی خودروی کوچک کلاس B و سهم هر یک از توان‌های مقاوم حرکتی برای سه چرخه رانندگی مذکور در شکل ۶ قابل مشاهده است. در این شکل، محور سمت چپ بیانگر سهم هریک از توان‌های مقاوم حرکتی از کل اتلافات است که در نمودارهای میله‌ای تصویر شده و محور سمت راست نیز تقاضای انرژی بر حسب کیلوژول بر کیلومتر را نمایش می‌دهد. در این شکل تقاضای انرژی برای سه حالت به تصویر آمده است؛ (۱) صرفنظر از اتلاف لغزشی تایر و در نظر گرفتن مقاومت غلتشی به عنوان تنها عامل اتلاف توان در تایر، (۲) در نظر گرفتن اتلاف لغزشی تایر با استفاده از مدل فیزیکی تایر و (۳) در نظر گرفتن اتلاف لغزشی تایر با استفاده از مدل صحه‌گذاری شده تایر. در چرخه‌های رانندگی ان.بی.دی.سی و اف.تی.پی، تقاضای انرژی خودرو به ازای پیمایش یک کیلومتر تقریباً

می‌شود- مبنای اعمال ورودی دریچه گاز به نداشت موتور احتراقی قرار گرفته است. سپس با مشخص شدن گشتاور موتور احتراقی، این گشتاور به سیستم انتقال قدرت اعمال شده و در نهایت با اعمال ضرایب تبدیل مسیر انتقال قدرت، گشتاور چرخ‌های محرک بدست آمده و به چرخ‌های محرک اعمال می‌شود. توان‌های مقاوم حرکتی (روابط ۱۵ الی ۱۹) نیز در هر لحظه از زمان شبیه‌سازی محاسبه شده است که با انتگرال‌گیری از آنها در طول زمان، تقاضای انرژی متناظر با هر یک از توان‌های مقاوم حرکتی در طول چرخه رانندگی قابل دستیابی است. مشخصات خودروهای مورد استفاده در شبیه‌سازی در جدول ۱ ارائه شده است.

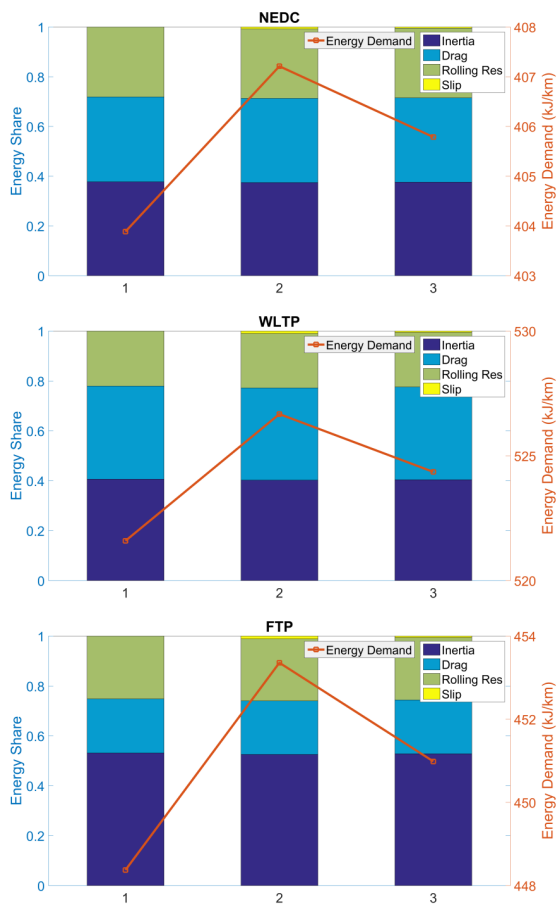
همچنین نمودار سرعت چرخه‌های رانندگی در شکل ۵ نمایش داده شده و برخی شاخص‌های چرخه‌های رانندگی مورد بحث در جدول ۲ مورد مقایسه قرار گرفته است. چرخه رانندگی ان.بی.دی.سی دارای شتاب‌های مثبت و منفی به نسبت ملایم‌تری بوده و زمان آزمون نیز کمتر می‌باشد. این چرخه شامل دو بخش درون‌شهری مشتمل بر ابتدای چرخه تا ثانیه ۷۸۰ و برون‌شهری مشتمل بر ثانیه ۷۸۰ تا انتهای چرخه (ثانیه ۱۱۸۰) می‌باشد. البته در اتحادیه اروپا برای مطابقت بیشتر چرخه رانندگی با شرایط واقعی، چرخه رانندگی دبلیو.ال.تی.پی معرفی شده است که سازندگان خودرو ملزم هستند آن را جهت آزمون تأیید نوع^۱ به کار گیرند [۷]. این چرخه رانندگی شامل سه کلاس، برحسب نسبت توان به وزن خودرو است که در مورد خودروهای سواری، کلاس ۳ (نمایش داده شده در شکل ۵) مورد استفاده قرار می‌گیرد. این چرخه رانندگی به نسبت چرخه رانندگی NEDC دارای شتاب‌های مثبت و منفی بزرگتری بوده و در ضمن میانگین و حداکثر سرعت نیز افزایش یافته است. چرخه



شکل ۵. چرخه‌های رانندگی مورد استفاده در شبیه‌سازی

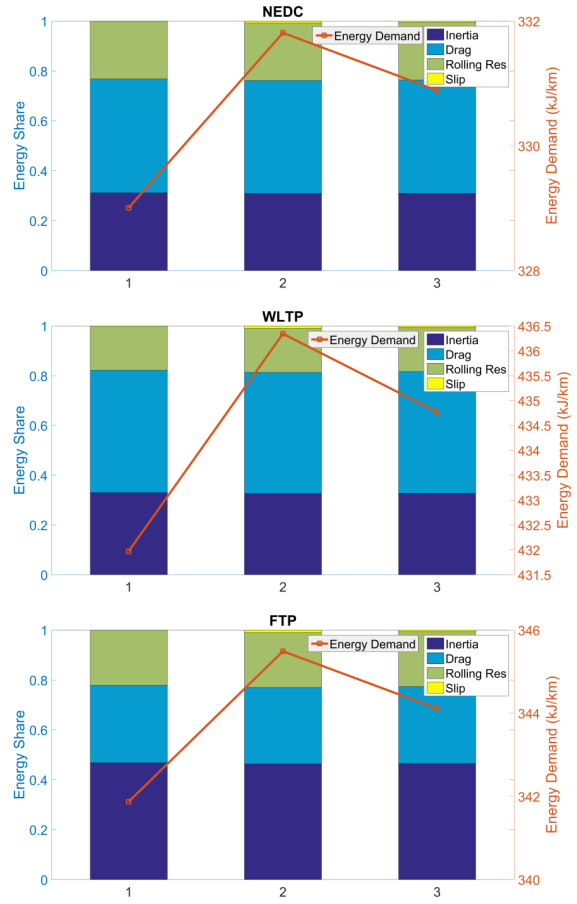
Fig. 5. Studied driving cycles in simulation

1 Type Approval



شکل ۷. تقاضای انرژی و سهم توان‌های مقاوم حرکتی برای خودروی متوسط کلاس ۱. D: با صرفنظر از اتلاف لغزشی، ۲: با در نظر گرفتن اتلاف لغزشی و مدل فیزیکی تایر، ۳: با در نظر گرفتن اتلاف لغزشی و مدل صحه‌گذاری شده تایر

Fig. 7. Energy demand and share of each resistance for mid-size D-class sedan, 1: neglecting the slip loss, 2: considering the slip loss using physical tire model, and 3: considering the slip loss using verified tire model



شکل ۶. تقاضای انرژی و سهم توان‌های مقاوم حرکتی برای خودروی کوچک کلاس ۱. B: با صرفنظر از اتلاف لغزشی، ۲: با در نظر گرفتن اتلاف لغزشی و مدل فیزیکی تایر، ۳: با در نظر گرفتن اتلاف لغزشی و مدل صحه‌گذاری شده تایر

Fig. 6. Energy demand and share of each resistance for compact B-class sedan, 1: neglecting the slip loss, 2: considering the slip loss using physical tire model, and 3: considering the slip loss using verified tire model

محركه در راستای دست‌یافتن به اعداد و ارقام هدف‌گذاری شده در قوانین لحاظ شود.

همچنین در شکل ۶ و شکل ۷ مشاهده می‌شود که در نظر گرفتن اتلاف لغزشی با مدل فیزیکی تایر منجر به تقاضای انرژی بیشتری نسبت به محاسبه آن با مدل صحه‌گذاری شده است. دلیل آن نیز بروز لغزش بیشتر در مدل فیزیکی تایر نسبت به مدل صحه‌گذاری شده به ازای یک نیروی طولی معین است که این مورد در شکل ۲-۲ نمایش داده شده است. بدین ترتیب توان اتلافی لغزشی محاسبه شده توسط مدل فیزیکی بیشتر می‌شود و انتگرال این توان، یا همان انرژی اتلافی لغزشی، در طول مدت زمان چرخه رانندگی نیز با افزایش همراه خواهد بود.

نتایج شبیه‌سازی در جدول ۳ جمع‌بندی شده است. با این توضیح

نزدیک به هم می‌باشد، در حالیکه در مورد چرخه دلبیوال.تی.پی، این مقدار افزایش مشهودی نسبت به تقاضای انرژی در چرخه‌های ان.بی.دی.سی و اف.تی.پی داشته است. در مورد خودروی متوسط کلاس D نیز مشابه این نتیجه در شکل ۷ نمایش داده شده است و تقاضای انرژی در چرخه دلبیوال.تی.پی به مراتب بیشتر از میزان آن در چرخه‌های ان.بی.دی.سی و اف.تی.پی است. این افزایش ناشی از تهاجمی‌تر بودن این چرخه رانندگی و بیشتر بودن مقادیر شتاب و سرعت نسبت به دو چرخه رانندگی دیگر است. باید به این نکته توجه داشت که چرخه دلبیوال.تی.پی انطباق بیشتری با شرایط واقعی رانندگی داشته و از اینرو در سال‌های اخیر این چرخه جهت آزمون تأیید نوع در اتحادیه اروپا بکار می‌رود. بنابراین پیشنهاد می‌شود که این موضوع مد نظر مراجع قانون‌گذار و خودروسازان قرار گرفته و در روند طراحی قوای

جدول ۳. مقایسه نتایج شبیه‌سازی
Table 3. Comparison of the simulation results

خودروی کلاس D			خودروی کلاس B			پارامتر	
اف.تی.بی	دبلیو.ال.تی.بی	ان.بی.دی.سی	اف.تی.بی	دبلیو.ال.تی.بی	ان.بی.دی.سی		
۴۵۳/۴	۵۲۶/۷	۴۰۷/۲	۳۴۵/۵	۴۳۶/۳	۳۳۱/۸	مدل فیزیکی	تقاضای انرژی با در نظر گرفتن اتلاف
۴۵۱/۰	۵۲۴/۴	۴۰۵/۸	۳۴۴/۱	۴۳۴/۸	۳۳۰/۹	مدل صحه‌گذاری شده	اصلاح‌شده تایر (kJ/km)
۵۲/۷	۴۰/۳	۳۷/۵	۴۶/۴	۳۲/۷	۳۰/۹	(/)	سهم انرژی اتلافی ناشی از اینرسی
۲۱/۵	۳۷/۱	۳۳/۹	۳۰/۸	۴۸/۸	۴۵/۴	(/)	سهم انرژی اتلافی ناشی از پسای هوا
۲۵/۰	۲۱/۸	۲۸/۰	۲۲/۰	۱۷/۷	۲۳/۰	(/)	سهم انرژی اتلافی ناشی از مقاومت غلتشی
۱/۱	۱/۰	۰/۸	۱/۱	۱/۰	۰/۸	مدل فیزیکی	سهم انرژی اتلافی ناشی از لغزش تایر
۰/۶	۰/۵	۰/۵	۰/۷	۰/۶	۰/۶	مدل صحه‌گذاری شده	(/)
۱۱۳/۴	۱۱۴/۸	۱۱۴/۰	۷۶/۰	۷۷/۲	۷۶/۳		انرژی اتلافی مقاومت غلتشی تایر (kJ/km)
۵/۰	۵/۳	۳/۳	۳/۸	۴/۴	۲/۷	مدل فیزیکی	انرژی اتلافی ناشی از لغزش تایر
۲/۷	۲/۶	۲/۰	۲/۴	۲/۶	۲/۰	مدل صحه‌گذاری شده	(kJ/km)
۱۱۹/۴	۱۲۰/۱	۱۱۷/۳	۷۹/۸	۸۱/۶	۷۹/۰	مدل فیزیکی	
۱۱۶/۱	۱۱۷/۴	۱۱۶/۰	۷۸/۴	۷۹/۸	۷۸/۳	مدل صحه‌گذاری شده	انرژی اتلافی اصلاح‌شده تایر (kJ/km)
۵/۳	۴/۶	۲/۹	۵/۰	۵/۷	۳/۵	مدل فیزیکی	اختلاف انرژی اتلافی اصلاح‌شده
۲/۴	۲/۳	۱/۸	۳/۲	۳/۴	۲/۶	مدل صحه‌گذاری شده	تایر نسبت به مقاومت غلتشی (/)

این عامل نشأت می‌گیرد. بر اساس نتایج مشاهده می‌شود که برای خودروی کلاس D سهم اتلاف اینرسی در هر سه چرخه رانندگی غالب بوده و به صورت ویژه در چرخه اف.تی.بی بیش از نیمی از کل مقاومت‌ها ناشی از اینرسی است. همچنین سهم پسای هوا از کل مقاومت‌های حرکتی در همه چرخه‌های رانندگی مورد بررسی نسبت به خودروی کلاس B کاهش داشته است.

انرژی اتلافی مقاومت غلتشی در همه چرخه‌های رانندگی مورد بررسی تقریباً یکسان بوده و این موضوع در مورد هر دو خودروی مورد بررسی مشاهده می‌شود. اتلاف مقاومت غلتشی در هر سه چرخه مورد بررسی حدود ۷۶ و ۱۱۴ کیلوژول بر کیلومتر به ترتیب برای خودروی کلاس B و کلاس D می‌باشد. دلیل افزایش انرژی اتلافی ناشی از مقاومت غلتشی تایر در خودروی کلاس D وزن بیشتر این خودرو است که افزایش نیروی مقاومت غلتشی را در پی دارد. به منظور تحلیل اتلاف انرژی ناشی از لغزش تایر، باید توجه داشت که این عامل متأثر از دو عامل نیروی طولی و لغزش تایر است. نیروی طولی

که در این جدول، مقادیر ارائه‌شده برای سهم انرژی اتلافی ناشی از اینرسی، پسای هوا و مقاومت غلتشی برابر با میانگین سهم آنها در تقاضای انرژی محاسبه‌شده با مدل فیزیکی و مدل صحه‌گذاری شده است. بر این اساس و در مورد خودروی کوچک کلاس B، در چرخه اف.تی.بی بیشترین اتلاف مربوط به اینرسی با حدود ۴۶ درصد از کل است، در حالیکه در چرخه دبلیو.ال.تی.بی و ان.بی.دی.سی بیشترین اتلاف مربوط به پسای هوا با حدود ۴۵ تا ۴۹ درصد می‌باشد. همچنین در مقام مقایسه چرخه ان.بی.دی.سی و دبلیو.ال.تی.بی، سهم اتلاف ناشی از اینرسی، پسای هوا و اتلاف ناشی از لغزش تایر در چرخه دبلیو.ال.تی.بی افزایش یافته و سهم مقاومت غلتشی با کاهش روبرو شده‌است. خودروی متوسط کلاس D دارای وزن بیشتر نسبت به خودروی کوچک کلاس B و مقاومت پسای هوای کمتری است؛ زیرا که حاصلضرب ضریب پسای هوا در سطح هواخور کمتر از مقدار متناظر خودروی کلاس B است (به جدول ۱ مراجعه شود). بدین ترتیب تغییرات ایجاد شده در سهم مقاومت پسای هوا و اینرسی، از

خاص و قابل توجه بودن مقدار نیروی طولی به خوبی نمایان می‌شود. به عنوان مثال در مرجع [۲۷] نشان داده شده است که اثر اتلاف ناشی از لغزش در شرایط خاص رانندگی چندین برابر اثر مقاومت غلتشی خواهد بود.

۶- نتیجه گیری

در مقاله حاضر، تقاضای انرژی خودرو با در نظر گرفتن توان اتلافی اصلاح شده تایر مورد بررسی قرار گرفت. توان اتلافی اصلاح شده تایر، اتلاف ناشی از لغزش طولی تایر را نیز شامل شده و صرف نظر کردن از آن دقت و اعتبار روند مدل سازی و شبیه سازی را تحت تأثیر قرار می‌دهد. سهم انرژی اتلافی ناشی از لغزش تایر نزدیک به یک درصد در شرایط مختلف است که ممکن است قابل چشم پوشی به نظر آید، اما با توجه به بهبود دقت محاسبه انرژی اتلافی تایر به میزان حدود ۲ تا ۶ درصد در شرایط مختلف، منظور نمودن اثر لغزش تایر به ویژه در مطالعات مربوط به تایر و تأثیر آن در مصرف انرژی خودرو، کمک قابل ملاحظه‌ای به بهبود دقت مطالعه می‌کند. در چرخه‌های رانندگی تهاجمی تر و یا با افزایش نیروی طولی، انرژی اتلافی ناشی از لغزش افزایش می‌یابد. همچنین نتایج نشان می‌دهند که تقاضای انرژی به ازای پیمایش یک کیلومتر در چرخه رانندگی دلبلیوال. تی. پی. پی افزایش قابل توجهی نسبت به چرخه‌های رانندگی اف. تی. پی و ان. پی. پی. دی. سی داشته است که این موضوع بایستی مدنظر کارشناسان طراحی خودرو و نهادهای سیاست گذاری مصرف سوخت و انرژی قرار گیرد.

۷- فهرست علائم

علائم انگلیسی

a_x	شتاب طولی، m/s^2
A_f	سطح هواخور، m^2
c_D	ضریب پسای هوا، -
f_R	ضریب مقاومت غلتشی، -
F	نیرو، N
i	نسبت تبدیل دنده، -
I	مان اینرسی، kgm^2
k_x	سختی طولی تایر، N/m^2
m	جرم، kg
P	توان، w
q	توزیع بار، N/m
r	شعاع، m
T	گشتاور، Nm

وابستگی صریح به نیروهای مقاوم حرکتی خودرو دارد، اما لغزش علاوه بر نیروی طولی، تابعی از پارامترهای مختلف از جمله نیروی نرمال اعمالی بر تایر و سختی تایر است. به همین جهت مشاهده می‌شود که در چرخه‌های رانندگی تهاجمی تر (دلبلیوال. تی. پی. پی و اف. تی. پی) که نیروی طولی بیشتری را می‌طلبند، مقدار انرژی اتلافی ناشی از لغزش افزایش یافته و در چرخه رانندگی ان. پی. پی. دی. سی نیز که نمایاننده یک چرخه به نسبت محافظه کارانه است، دارای کمترین مقدار می‌باشد. نیروهای مقاوم حرکتی و به تبع آن نیروی طولی در خودروی کلاس D نسبت به خودروی کلاس B بیشتر است و در نتیجه مشاهده می‌شود که انرژی اتلافی ناشی از لغزش تایر با افزایش همراه بوده است، هر چند که سهم آن از کل انرژی‌های اتلافی در هر دو خودرو تا حد زیادی یکسان است.

اتلاف لغزشی تایر در چرخه‌های رانندگی مورد بررسی کمتر از ۱/۱ درصد از کل انرژی اتلافی بوده است و در نگاه اول ممکن است که صرف نظر کردن از این پارامتر برای بدست آوردن تقاضای انرژی خودرو منطقی به نظر آید. هر چند که لغزش تایر نتیجه اجتناب ناپذیر اعمال گشتاور پیشران به چرخ بوده و در نظر گرفتن اتلاف ناشی از آن، منجر به بهبود دقت محاسبه تقاضای انرژی می‌شود. اما اهمیت در نظر گرفتن اتلاف ناشی از لغزش، تأثیر قابل توجهی در افزایش دقت محاسبه اتلافات تایر دارد. بر اساس نتایج، اصلاح صورت گرفته این قابلیت را دارد که دقت پیش بینی انرژی‌های اتلافی تایر را تا حدود ۶ درصد در چرخه‌های مورد بررسی بهبود بخشد. این میزان در چرخه‌های رانندگی تهاجمی تر نمود بیشتری پیدا می‌کند. ضمن آنکه معمولاً در شرایط رانندگی واقعی، میزان شتاب گیری از مقادیر استاندارد شده در چرخه‌های رانندگی به مراتب بیشتر می‌باشد. بنا بر تحقیقات انجام شده، در اتحادیه اروپا شتاب گیری با نرخ m/s^2 ۲/۲۲ و در ایالات متحده با نرخ m/s^2 ۲/۷۷ جزء اعداد پرتکرار بوده است [۳۰]، که اختلاف قابل توجهی با مقادیر توصیه شده در چرخه‌های رانندگی استاندارد شده دارد (جدول ۲). بنابراین، اتلاف ناشی از لغزش در شرایط رانندگی واقعی افزایش خواهد داشت. افزون بر موارد فوق باید در نظر داشت که تحلیل تقاضای انرژی در کل یک چرخه رانندگی صورت گرفته است که در برگیرنده حالت‌های مختلف رانندگی اعم از شتاب گیری شروع به حرکت، پیمایش با سرعت ثابت و کاهش سرعت و ترمز گیری است، حال آنکه اثر لغزش تایر در شرایط

- [8] Y. Jian, Y. Xu, H. Xingjun, L. Lei, W. Jingyu, Aerodynamic Optimization Research on External Shape for a Sedan Based on Numerical Simulation, in: Fourth International Conference on Digital Manufacturing & Automation, Qingdao, China, 2013, pp. 115-117.
- [9] S. Saab, J.-F. Hetet, A. Maiboom, F. Charbonnelle, Impact of the Underhood Opening Area on the Drag Coefficient and the Thermal Performance of a Vehicle, SAE Technical Papers, 2 (2013).
- [10] X. Zhao, Y. Wu, J. Rong, Y. Zhang, Development of a driver simulator based eco-driving support system, Transportation Research Part C: Emerging Technologies, 58 (2015).
- [11] A. Jamson, D. Hibberd, N. Merat, Interface design considerations for an in-vehicle eco-driving assistance system, Transportation Research Part C: Emerging Technologies, 58 (2015).
- [12] J. Barrand, J. Bokar, Reducing Tire Rolling Resistance to Save Fuel and Lower Emissions, SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 1 (2008) 9-17.
- [13] M. Guillou, C. Bradley, Fuel Consumption Testing to Verify the Effect of Tire Rolling Resistance on Fuel Economy, in, SAE International, 2010.
- [14] S. D'Ambrosio, R. Vitolo, N. Salamone, E. Oliva, Active Tire Pressure Control (ATPC) for Passenger Cars: Design, Performance, and Analysis of the Potential Fuel Economy Improvement, SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst., (2018).
- [15] S. D'Ambrosio, R. Vitolo, Potential impact of active tire pressure management on fuel consumption reduction in passenger vehicles, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 233(4) (2019) 961-975.
- [16] S. D'Ambrosio, E.F. Mameli, R. Vitolo, I. Calaon, E. Capitelli, V. Nosenzo, A. Sarcoli, Fuel Consumption Reduction on Heavy-Duty and Light-Duty Commercial Vehicles by Means of Advanced Central Tire Inflation Systems, SAE Int. J. Commer. Veh., 11(5) (2018).
- [17] K. Augsborg, V. Ivanov, K. Kruckkova, K. Höpping, S. Gramstat, M. Bogdevicius, P. Kiss, Project Adtyre: Towards Dynamic Tyre Inflation Control, Lecture Notes in Electrical Engineering, 198 (2012) 185-198.
- [18] K. Höpping, K. Augsborg, Dynamic Tire Pressure Control System - Analysis of the effect to longitudinal vehicle dynamics and fuel consumption, in: 58th ILMENAU SCIENTIFIC COLLOQUIUM, 2014.
- [19] N. Sina, S. Nasiri, V. Karkhaneh, Effects of resistive loads and tire inflation pressure on tire power losses and CO2 emissions in real-world conditions, Applied Energy, 157 (2015) 974-983.
- [20] N. Sina, V. Esfahanian, M.R. Hairi Yazdi, S. Azadi, Introducing the Modified Tire Power Loss and Resistant Force Regarding Longitudinal Slip, SAE Int. J. Passeng.

v سرعت، m/s

W کار، J

علائم یونانی

η راندمان، -

θ زاویه شیب جاده، rad

λ نسبت لغزش، -

μ ضریب اصطکاک، -

ρ چگالی، kg/m^3

ω سرعت زاویه‌ای، rad/s

زیرنویس

a پسای هوا

c مشخصه

d شفت محرک گرداننده نهایی

e موتور احتراقی

f جلو

fd گرداننده نهایی

g دنده

G شیب جاده

in اینرسی

r عقب

rel نسبی

R غلتشی

s لغزشی

t تأیر

tr انتقال قدرت

v خودرو

w چرخ

x طولی

۸- مراجع

- [1] IEA, Energy technology perspectives 2014, in, Paris, 2014.
- [2] Regulation (EC) no. 443/200, European Parliament and Council of the European Union, 2009.
- [3] T.D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, 1992.
- [4] R.N. Jazar, Vehicle Dynamics: Theory and Application, Springer US, 2008.
- [5] R. Rajamani, Vehicle Dynamics and Control, Spriner, 2006.
- [6] J.Y. Wong, Theory of Ground Vehicles, Wiley, 2001.
- [7] J. Pavlovic, A. Marotta, B. Ciuffo, CO2 emissions and energy demands of vehicles tested under the NEDC and the new WLTP type approval test procedures, Applied Energy, 177 (2016) 661-670.

- of tire power loss, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 234(4) (2019) 1153-1166.
- [28] S. Nasiri, N. Sina, A. Eslami, Multi-objective optimisation of McPherson strut suspension mechanism kinematics using Random Search Method, Indian journal of science and technology, 8(16) (2015).
- [29] E. Giakoumis, Driving and Engine Cycles, Springer, 2017.
- [30] M. Tutuianu, P. Bonnel, B. Ciuffo, T. Haniu, N. Ichikawa, A. Marotta, J. Pavlovic, H. Steven, Development of the World-wide harmonized Light duty Test Cycle (WLTC) and a possible pathway for its introduction in the European legislation, Transportation Research Part D Transport and Environment, 40 (2015) 61-75.
- Cars - Mech. Syst., 11(2) (2018) 167-176.
- [21] CARSIM user's guide- tire models, 2011.
- [22] H.B. Pacejka, E. Bakker, The Magic Formula Tyre Model, Vehicle System Dynamics, 21(sup001) (1992) 1-18.
- [23] J. Li, Y. Zhang, J. Yi, A Hybrid Physical-Dynamic Tire/Road Friction Model, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 135 (2012) 011007.
- [24] H.B. Pacejka, Tire and Vehicle Dynamics, Butterworth-Heinemann, 2006.
- [25] W. Liang, J. Medanic, R. Ruhl, Analytical dynamic tire model, Vehicle System Dynamics 46 (2008) 197-227.
- [26] T.J. LaClair, Rolling Resistance, in: Pneumatic tire, NHTSA, 2006.
- [27] N. Sina, M.R. Hairi Yazdi, V. Esfahanian, A novel method to improve vehicle energy efficiency: Minimization

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

N. Sina, M. R. Hairi Yazdi, V. Esfahanian. Investigation of vehicle energy demand considering the modified tire power loss, Amirkabir J. Mech. Eng., 53(6)(2021) 3615-3628.

DOI: 10.22060/mej.2021.18333.6802



