Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 53(6) (2021) 853-856
DOI: 10.22060/mej.2021.18333.6802

Investigation of vehicle energy demand considering the modified tire power loss

N. Sina, M. R. Hairi Yazdi* , V. Esfahanian

School of Mechanical Engineering, College of Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

ABSTRACT: Owing to current status of global energy consumption and greenhouse gases emission, investigation of energy demand in different sectors seems to be necessary. Meanwhile, International Energy Agency reports imply that a considerable share of global energy use is consumed in transport sector. Thus, conducting the vehicle energy demand and influential parameters has become a demanding topic, especially in recent years. The current study investigates the vehicle energy demand considering the power losses due to tire slip. To achieve this, vehicle resistant powers are rewritten by taking the modified tire power loss into account and after that, two different passenger vehicles are chosen and simulations are performed in three well-known driving cycles. Energy demand of the selected vehicles significantly increases in a more aggressive driving cycle which comprises higher levels of longitudinal acceleration and speed. According to the results, considering the power loss due to tire slip would improve the calculation accuracy of tire losses up to 6 percent and in case of a more aggressive driving cycle and/or increased resistant forces, energy loss due to tire slip would be increased.

Review History:

Received: Apr. 20, 2020
Revised: Nov. 11, 2020
Accepted: Jan. 02, 2021
Available Online: Jan. 07, 2021

Keywords:

Energy demand
Vehicle
Tire dissipation
Tire slip
Rolling resistance

1- Introduction

Excessive consumption of fossil fuels, emitting relevant pollutants, and greenhouse gas emissions have become a serious crisis in today's world. Transportation is one of the most energy-consuming sectors in the world and according to the report of the International Energy Agency in 2011, it accounted for about 55% of global energy consumption [1]. Therefore, relevant organizations have enacted various laws to control the emission of pollutants and greenhouse gases of vehicles. For example, European Union has set a target of achieving 95 g/km carbon dioxide emission for passenger cars by 2021 [2].

Tire rolling resistance, as one of the main resistances against vehicle longitudinal motion, plays a crucial role in fuel and energy consumption and emissions. It consists of about 20 to 25 percent of the consumed energy and fuel in NEDC driving cycle for a typical passenger car. Accordingly, developing tires with lower levels of rolling resistance is one of the treatises that reduce the consumed energy by the tires and consequently improves fuel efficiency [3]. Another approach is to adjust the inflation pressure of the tires, as outlined in [4], to reduce tire resistance in different conditions.

In summary, the effect of tire rolling resistance on vehicle fuel and energy consumption has been extensively studied in the previous works, nevertheless, the power loss due to longitudinal slip of the tire has been neglected. In 2015, an experimental study conducted by Sina et al. [5] showed that the power loss due to tire slip largely affects the vehicle fuel consumption. Accordingly, authors in [6] have proposed a modification to tire power loss, which in addition to rolling resistance, includes longitudinal slip of the tire too. Neglecting the tire slip loss in the analysis of vehicle dynamics would demote the validity of the results, and therefore in recent versions car simulation software packages, e.g. Carsim, have been considered.

The present paper examines the vehicle energy demand by considering modified tire power loss in NEDC, FTP and WLTP driving cycles. One of the main contributions of the study is considering the modified tire power loss, which in addition to rolling resistance that has been studied in previous works, includes the loss due to longitudinal slip of the tire as well. Bearing the importance of studying vehicle energy demand to improve fuel efficiency and reducing greenhouse gas emissions in the mind, the proposed modification to power loss would enhance the accuracy and validity of the results.

2- Modification to Tire Power Loss

In the literature, rolling resistance has been known as the primary source of dissipation in tires, which usually is described as a function of the normal force given by Eq. (1).

$$F_R = f_R F_z \tag{1}$$

*Corresponding author's email: myazdi@ut.ac.ir

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

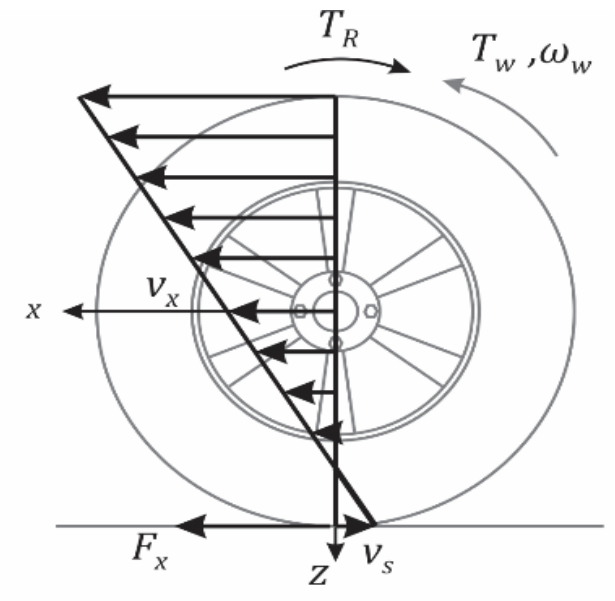


Fig. 1. Free body diagram of the wheel

where f_R is rolling resistance coefficient. Although rolling resistance, which originates from viscoelastic property of the tire, characterizes dissipation in tires, longitudinal slip leads to power loss in tires as well. Longitudinal slip is the inevitable consequence of applying a torque to the wheels. In case of a drive torque, as shown in Fig. 1, transitional speed of the wheel is less than its peripheral speed as a result of the sliding speed of the contact patch, i.e. v_s. Tire slip can be formulated as:

$$\lambda = \frac{r_{dyn}\omega_w - v_x}{r_{dyn}\omega_w} \tag{2}$$

According to Fig. 1, differential of the slip work is given by:

$$dW_S = \vec{F}_x \cdot d\vec{r}_s \tag{3}$$

Owing to opposite directions of the sliding speed and tractive force, the resultant power can be expressed as:

$$P_S = -F_x v_S = -F_x \lambda r_{dyn}\omega_w \tag{4}$$

where P_S is the power loss due to longitudinal slip. Therefore, the modified tire power loss includes both rolling and slip losses and can be given by Eq. (5).

$$P_t = P_R + P_S = \left(f_R F_z + F_x \lambda\right) r_{dyn}\omega_w \tag{5}$$

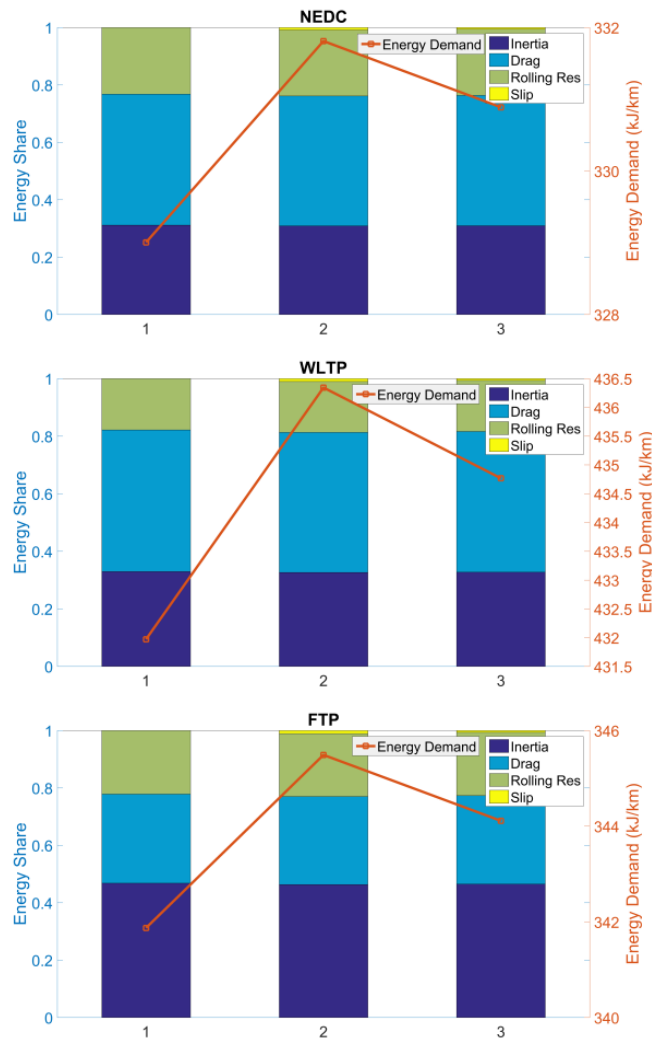


Fig. 2. Energy demand and share of each resistance for compact B-class sedan, 1: neglecting the slip loss, 2: considering the slip loss using physical tire model, and 3: considering the sip loss using verified tire model

3- Results and Discussion

Figs. 2 and 3 illustrate energy demand and share of each resistance in different driving cycles for a B-class and a D-class vehicle, respectively. The energy demand in WLTP cycle is much higher than that of in NEDC and FTP cycles and this is the fact in both vehicles. This increase is due to the aggressiveness of WLTP cycle so that it provides higher levels of longitudinal acceleration and speed than the other driving cycles. It should be noted that WLTP cycle is organized to diminish the gap between standard cycles and real-world conditions and is, therefore, more consistent with the actual driving patterns.

Consumed energy due to rolling resistance in different cycles does not change considerably and is about 76 kJ/km and 114 kJ/km for B-class and D-class vehicles, respectively. Energy loss due to tire slip depends upon tractive force and

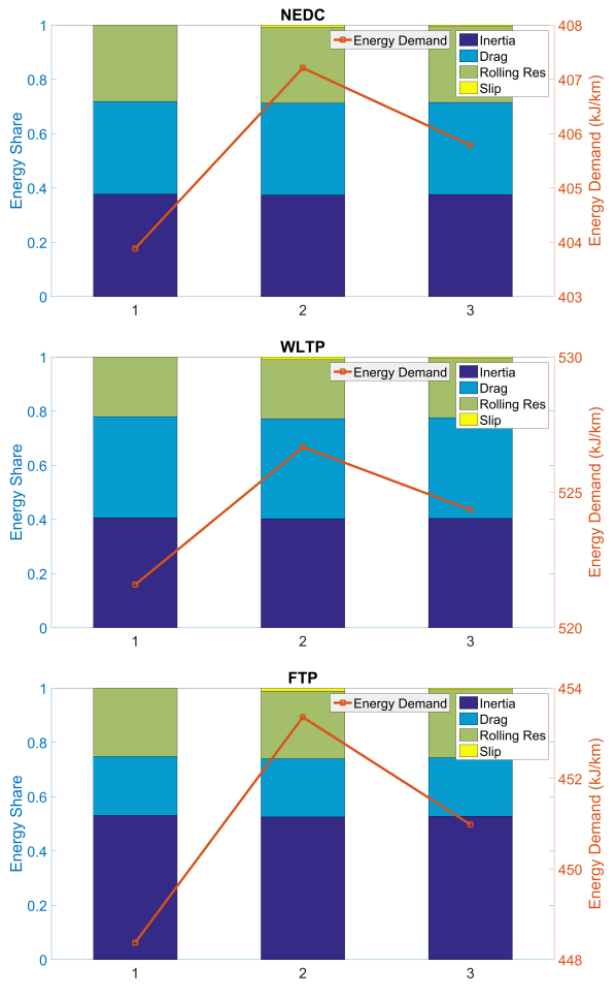


Fig. 3. Energy demand and share of each resistance for mid-size D-class sedan, 1: neglecting the slip loss, 2: considering the slip loss using physical tire model, and 3: considering the sip loss using verified tire model

tire slip. Consequently, energy loss due to tire slip increases significantly in an aggressive driving cycle. Moreover, resistant and tractive forces are greater in D-class sedan which increases the consumed energy due to tire slip.

Tire slip loss in the simulated driving cycles is less than 1.1% of the total energy demand, and at the first glance, it may seem reasonable to ignore it in obtaining the energy demand. However, tire slip is the inevitable result of the applied drive torque to the wheel, and considering the resultant loss improves the accuracy of calculation. The role of considering the slip loss becomes more important when the focus is on tire loss calculation. Results show that the modified tire power loss is capable of improving the accuracy of prediction of tire loss by about 6% in the simulated driving cycles.

4- Conclusion

In the present paper, vehicle energy demand is studied by considering the modified tire power loss, which includes the slip loss as well as rolling resistance. Accordingly, neglecting the slip loss would affect the accuracy and validity of the modeling and simulation process. The lost energy due to tire slip consists of about one percent of total energy demand in different conditions. Although this amount may seem negligible, it is capable of improving the accuracy of tire loss prediction by about 2 to 6 percent in the selected driving cycles. Therefore, considering the effect of tire slip in the tire dissipation term, especially in the studies focusing on tires and their influence on vehicle energy consumption, is essential in order to obtain the desired accuracy. In more aggressive driving cycles and/or by increasing the traction force, the slip loss would be increased. The results also show that energy demand per kilometer in the WLTP driving cycle is significantly higher than that in the FTP and NEDC driving cycles, which should be taken into consideration by automotive design experts and energy policymakers.

References

[1] IEA, Energy technology perspectives 2014, Paris, 2014.

[2] Regulation (EC) no. 443/200, European Parliament and Council of the European Union, 2009.

[3] 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.

[4] N. Sina, M.R. Hairi Yazdi, V. Esfahanian, A novel method to improve vehicle energy efficiency: Minimization of tire power loss, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 234(4) (2019) 1153-1166.

[5] 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.

[6] 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. Cars - Mech. Syst., 11(2) (2018) 167-176.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

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) 853-856.

DOI: 10.22060/mej.2021.18333.6802

This page intentionally left blank

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۳، شماره ۶، سال ۱۴۰۰، صفحات ۳۶۱۵ تا ۳۶۲۸
DOI: 10.22060/mej.2021.18333.6802

مطالعه تقاضای انرژی خودرو با درنظرگرفتن توان اتلافی اصلاح‌شده تایر

ناصر سینا، محمدرضا حائری یزدی *، وحید اصفهانیان

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

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 لحاظ‌نمودن توان اتلافی ناشی از لغزش تایر می‌پردازد. برای این منظور، توان‌های مقاوم حرکتی با درنظرگرفتن 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 تهاجمی‌تر که دارای شتاب و سرعت بیشتری است، افزایش قابل ملاحظه‌ای داشته‌است. بر اساس نتایج، لحاظ‌نمودن انرژی اتلافی ناشی از لغزش باعث می‌شود که دقت محاسبه اتلافات تایر تا ۶ درصد افزایش یابد و در صورتی‌که چرخه رانندگی تهاجمی‌تر باشد ویا نیروهای مقاوم حرکتی بیشتر باشند، انرژی اتلافی ناشی از لغزش تایر افزایش می‌یابد.

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.

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[1] 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، 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 دی‌اکسیدکربن و تقاضای انرژی در خودروهای سواری را در دو چرخه رانندگی ان.یی.دی.سی[2] و دبلیو.ال.تی.پی[3] 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.یی.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 به‌ترتیب در چرخه‌های رانندگی ان.یی.دی.سی و دبلیو.ال.تی.پی به خود اختصاص

1 International Energy Agency (IEA)

2 New European Driving Cycle (NEDC)

3 Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure (WLTP)

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

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[1] 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 تایر 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.یی.دی.سی صرف غلبه بر مقاومت غلتشی تایر 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[2] 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 تایر بر مصرف سوخت و انتشار آلاینده‌ها در چرخه رانندگی ان.یی.دی.سی توسط بارند و بوکار[3] [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؛ به‌گونه‌ای‌که به ازای هر کیلوگرم بر تُن کاهش ضریب مقاومت غلتشی تایر، 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 تایر و افزایش بهره‌وری سوخت، استفاده از سیستم کنترل برخط فشار باد تایر است [۱۴]. دی‌آمبروزیو و همکاران [۱۵] در سال ۲۰۱۹ ظرفیت بالقوه سیستم مرکزی کنترل فشار باد تایر 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 تایر با افزایش فشار باد در حالت استارت سرد، از افزایش مقاومت غلتشی تایر در این شرایط جلوگیری نموده و منجر به کاهش مصرف سوخت می‌شود [۱۶]. البته هدف از طراحی و بکارگیری سیستم کنترل فشار باد تایر 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 تایر بر مصرف سوخت و انرژی خودرو صورت گرفته است، اتلاف ناشی از لغزش طولی تایر در اغلب پژوهش‌ها مغفول مانده است. در سال ۲۰۱۵، مطالعات تجربی سینا و همکاران [۱۹] نشان داد که اتلاف توان ناشی از لغزش تایر بر مصرف سوخت خودرو تأثیر قابل توجهی دارد. بر این اساس، نویسندگان رابطه‌ای اصلاح‌شده برای توان اتلافی تایر ارائه نموده‌اند که علاوه بر مقاومت غلتشی، لغزش طولی تایر را نیز شامل می‌شود [۲۰]. صرفنظرکردن از اتلاف ناشی از لغزش تایر 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 درنظرگرفتن اتلاف توان اصلاح‌شده تایر در چرخه‌های رانندگی ان.یی.دی.سی، اف.تی.

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

پی[1] و دبلیو.ال.تی.پی می‌پردازد. یکی از نوآوری‌های اصلی مقاله درنظرگرفتن توان اتلافی اصلاح‌شده تایر است که علاوه بر مقاومت غلتشی تایر -که در پژوهش‌های پیشین مد نظر قرار گرفته است- شامل اتلاف ناشی از لغزش طولی تایر نیز می‌باشد، در حالیکه در پژوهش‌های مشابه از اثر لغزش تایر 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، لحاظ‌نمودن توان اتلافی اصلاح‌شده تایر، اعتبار و صحت نتایج شبیه‌سازی را بهبود می‌بخشد. بدین ترتیب، مقاله به این قرار سازمان یافته است: در بخش ۲ مدل تایر به صورت کلی بیان می‌شود. سپس توان اتلافی اصلاح‌شده تایر 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 تایر

زمانی‌که تایر 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 تایر حین اعمال گشتاور مثبت استفاده می‌شود مطابق با رابطه (۱) می‌باشد.

$$\lambda = \frac{r_{dyn}\omega_w - v_x}{r_{dyn}\omega_w} \qquad (۱)$$

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

نیروی ایجادشده در سطح تماس تایر و زمین، تابعی از لغزش تایر 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 اصطکاکی بر اساس پارامترهای فیزیکی مانند ضریب اصطکاک و سختی تایر بیان می‌شود. از اینرو به ماحصل این تئوری‌ها، مدل فیزیکی تایر اطلاق می‌شود. در برخی دیگر از تئوری‌ها، نیروی تایر بر اساس ترکیبی از توابع غیرخطی بیان شده که ضرایب توابع به نوع تایر بستگی داشته و از نتایج تجربی استخراج می‌شوند. به این دسته از مدلسازی‌ها، مدل نیمه‌تجربی[2] گفته می‌شود که مشهورترین آن‌را می‌توان مدل فرمول جادویی[3] دانست که توسط پشکا ارائه شده است [۲۲]. در کنار این دو دسته، می‌توان از مدل‌های تجربی تایر هم نام برد که نگاشت لغزش به نیروی طولی را از طریق نمونه‌برداری تجربی ارائه می‌دهد. البته مدل‌های تجربی تایر 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 تایر و غیره، صادق است.

در مدل فیزیکی تایر، سطح تماس تایر و زمین به دو قسمت چسبنده[4] و لغزشی[5] تقسیم می‌شود. نیروی برهم‌کنشی تایر و زمین در قسمت چسبنده به الاستیسیته تایر و در قسمت لغزشی نیز به چسبندگی بین تایر و زمین بستگی دارد. محدوده ناحیه چسبنده و لغزشی توسط یک طول مشخصه معرفی می‌شود به‌گونه‌ای که برای $x \le x_c$ ناحیه چسبنده و برای $x > x_c$ ناحیه لغزشی است. با فرض آنکه تایر تنها در جهت طولی لغزش کند و به بیان دیگر نیروی جانبی و لغزش جانبی تایر صفر باشد، توزیع تنش در سطح تماس تایر و زمین عبارتست از [۲۳]:

$$\sigma(x) = \begin{cases} k_x \lambda (a - x) & a > x > x_c \\ \mu_x q_z & x_c > x > -a \end{cases} \qquad (۲)$$

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

$$q_z(x) = \frac{3F_z}{4a}\left(1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2\right) \qquad (۳)$$

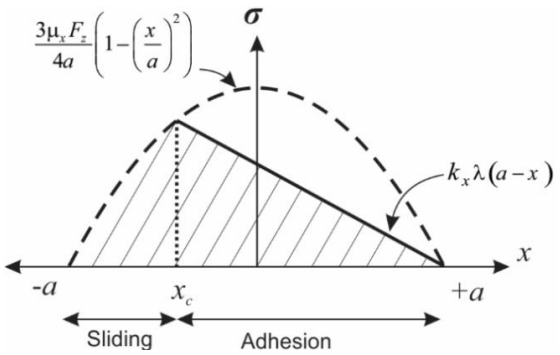
1 Federal Test Procedure (FTP)

2 Semi empirical

3 Magic Formula

4 Adhesion region

5 Sliding region



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:

$$x_c = \frac{4a^3 k_x \lambda}{3\mu_x F_z} - a \qquad (۴)$$

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.

$$F_x = 2a^2 k_x \lambda\left(1-\frac{\lambda}{\lambda_c}\right) + \mu_x F_z\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)^2\left(3-2\frac{\lambda}{\lambda_c}\right) \qquad (۵)$$

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:

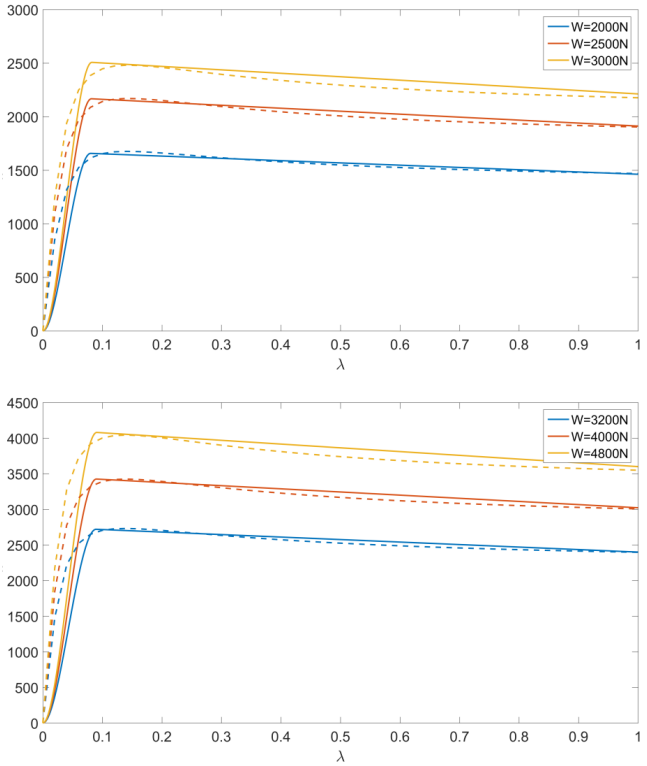
$$\lambda_c = \frac{3\mu_x F_z}{2a^2 k_x} \qquad (۶)$$

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[1] 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]:

$$F_x = \begin{cases} 2a^2 k_x \lambda\left(1-\frac{\lambda}{\lambda_c}\right) + \mu_p F_z\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)^2\left(3-2\frac{\lambda}{\lambda_c}\right) & \lambda \le \lambda_c \\ F_z\left(\mu_p + \frac{\mu_s - \mu_p}{\lambda_c - 100\%}\right)(\lambda_c - \lambda) & \lambda > \lambda_c \end{cases} \qquad (۷)$$

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

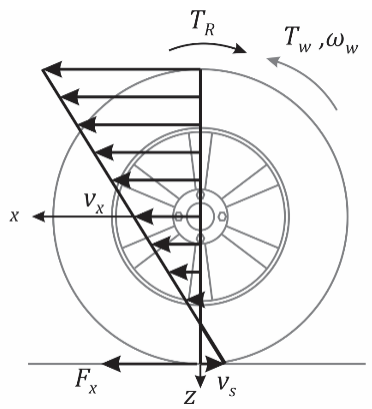
در شکل ۲ وابستگی نیروی طولی به لغزش تایر با استفاده از مدل فیزیکی (رابطه (۷)) و پارامترهای اشاره‌شده در جدول ۱ برای دو خودروی مختلف نمایش داده شده است. همچنین در این شکل، مقایسه‌ای بین مدل فیزیکی تایر و مدل صحه‌گذاری‌شده در بسته نرم‌افزاری کارسیم به ازای نیروهای عمودی مختلف صورت گرفته است. همانگونه که اشاره شد، مدل فیزیکی تایر با معلوم‌بودن 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 صحه‌گذاری‌شده (خط‌چین) 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

1 Sliding coefficient of friction



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 می شود انرژی صرف‌شده جهت فشرده‌شدن لاستیک در محل تماس با زمین، با برگشتن لاستیک به حالت اولیه کاملاً بازیابی نشود [۵]. بنابراین تایری 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 نام‌آشنابودن عبارت نیروی مقاومت غلتشی، در اصل بایستی پدیده مذکور را ناشی از اتلاف توان[1] دانست و نه یک نیروی مقاوم حرکتی[2] [۲۶]، اما در تحلیل دینامیکی خودرو جهت ساده‌سازی، از نیروی معادل توان اتلافی استفاده می‌شود.

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

$$F_R = f_R F_z \tag{۸}$$

که در آن F_R مقاومت غلتشی و f_R ضریب مقاومت غلتشی تایر است. از آنجایی‌که 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].

$$f_R = f_{R,0} + f_{R,v} v \tag{۹}$$

در رابطه بالا، $f_{R,0}$ ضریب ثابت مقاومت غلتشی، $f_{R,v}$ ضریب وابسته به سرعت مقاومت غلتشی و v نیز سرعت محیطی تایر است.

اتلاف توان تایر 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 درآمده‌است، هنگامی‌که 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 به‌صورت ضرب داخلی بردارهای نیروی طولی و جابجایی بیان نمود:

$$dW_S = \vec{F}_x \cdot d\vec{r}_s \tag{۱۰}$$

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

$$P_S = -F_x v_S = -F_x \lambda r_{dyn} \omega_w \tag{۱۱}$$

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 اصلاح‌شده تایر را می‌توان به‌صورت 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 ادلّه متفاوت؛ بدین صورت که علامت منفی اتلاف ناشی از مقاومت غلتشی ناشی از مخالف‌بودن جهت گشتاور مقاومت غلتشی با سرعت دورانی چرخ است، در حالیکه علامت منفی اتلاف ناشی از لغزش در نتیجه جهت مخالف نیروی طولی ایجادشده در سطح تماس تایر و زمین با سرعت این نقطه است. در نتیجه، توان اتلافی اصلاح‌شده تایر مطابق

1 Dissipation
2 Resistant

با رابطه (۱۲) بیان می‌شود.

$$P_t = P_R + P_S \tag{۱۲}$$

$$P_R = F_R r_{dyn} \omega_w \tag{۱۳}$$

$$P_S = F_x v_S = F_x \lambda r_{dyn} \omega_w \tag{۱۴}$$

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 به‌صورت 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 به‌صورت معمول، اتلاف توان ناشی از غلتش تایر هم به‌عنوان 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 شده‌است. بدین ترتیب توان‌های مقاوم حرکتی خودرو از روابط (۱۵) تا (۱۹) قابل محاسبه است.

$$P_a = \frac{1}{2} \rho c_D A_f v_{rel}^2 v_x \tag{۱۵}$$

$$P_G = m_v g \sin\theta v_x \tag{۱۶}$$

$$P_{in} = m_v a_x v_x \tag{۱۷}$$

$$P_R = F_R r_{dyn} \omega_w \tag{۱۸}$$

$$P_S = F_x \lambda r_{dyn} \omega_w \tag{۱۹}$$

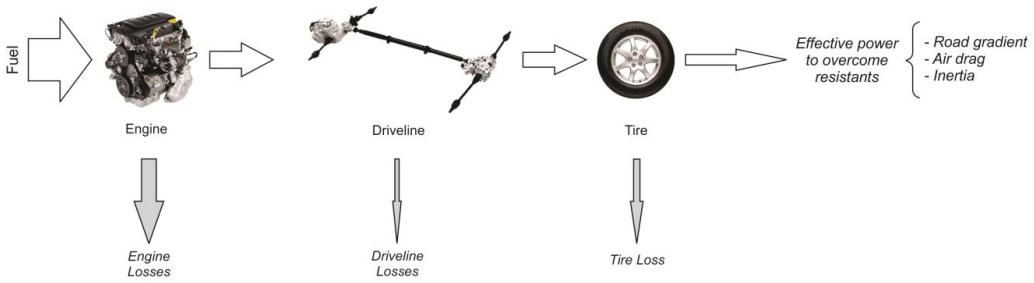
در روابط فوق، P_a توان مقاوم درگ هوا، ρ چگالی هوا، c_D ضریب درگ، A_f سطح هواخور خودرو، v_{rel} سرعت خودرو نسبت به باد، P_G توان ناشی از شیب مسیر، m_v جرم خودرو، θ زاویه شیب مسیر، P_{in} توان ناشی از اینرسی و a_x شتاب طولی خودرو است. جهت محاسبه مقاومت غلتشی و نیروی طولی مطابق با رابطه (۷) و رابطه (۸)،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

$$F_{z,f} = \frac{m_v g}{L}\left(l_r \cos\theta - h\left(\sin\theta + \frac{a_x}{g}\right)\right) \tag{۲۰}$$

$$F_{z,r} = \frac{m_v g}{L}\left(l_f \cos\theta + h\left(\sin\theta + \frac{a_x}{g}\right)\right) \tag{۲۱}$$

که در آن، $F_{z,f}$ و $F_{z,r}$ 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، به‌حداقل‌رساندن تغییرات نیروی عمودی دینامیکی و یا تغییر شکل دینامیکی تایر در شرایط مختلف است [۲۸]. از اینرو می‌توان از تغییرات نامبرده



شکل ۴. نمودار جریان قدرت

Fig. 4. Diagram of power flow

صرفنظر نمود. با درنظرگرفتن رابطه تعادل برای چرخ تحت اعمال گشتاور نمایش‌داده‌شده در شکل ۳، خواهیم داشت:

$$T_w - T_R - I\dot{\omega}_w = F_x r_{dyn} \quad (۲۲)$$

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 .

$$T_w = \eta T_e i_g i_{fd} \quad (۲۳)$$

$$I = \left(I_e + I_{tr}\right) i_g^2 i_{fd}^2 + I_d i_{fd}^2 + I_w \quad (۲۴)$$

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 ان.یی.دی.سی، اف.تی.پی و دبلیو.ال.تی.پی 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

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)	۲۳۴۵	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، ششم: ۰/۰۴
۱۱	I_d	ممان اینرسی شفت محرک (kgm^2)	۰/۰۱۱	۰/۰۱۳
۱۲	i_g	نسبت تبدیل جعبه دنده (–)	اول: ۳/۴۵، دوم: ۱/۹۴، سوم: ۱/۲۷، چهارم: ۰/۸۶، پنجم: ۰/۶۹	اول: ۳/۵۳، دوم: ۲/۰۶، سوم: ۱/۴۰، چهارم: ۱، پنجم: ۰/۷۱، ششم: 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

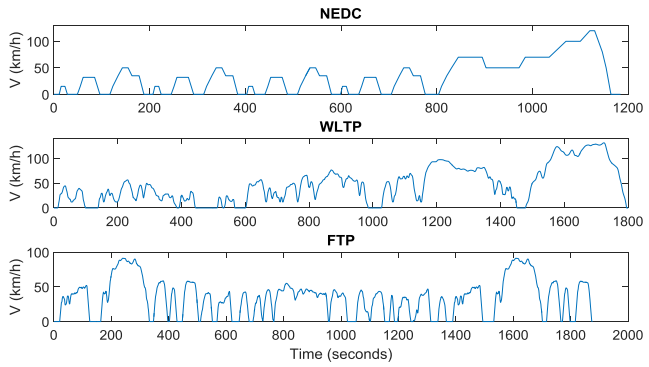
شاخص	چرخه ان.یی.دی.سی	چرخه دبلیو.ال.تی.پی	چرخه اف.تی.پی
زمان (s)	۱۱۸۰	۱۸۰۰	۱۸۷۴
زمان توقف (s)	۲۴۱	۲۳۵	۳۳۵
مسافت پیموده (m)	۱۰۹۳۲	۲۳۲۶۶	۱۷۷۷۰
درصد توقف‌ها	۲۰/۴	۱۳/۴	۱۷/۹
حداکثر سرعت (km/h)	۱۲۰	۱۳۱	۹۱
میانگین سرعت حرکت (km/h)	۴۳/۱۰	۵۳/۵	۳۹/۲
میانگین سرعت کل (km/h)	۳۳/۳۵	۴۶/۵	۳۴/۲
حداقل شتاب (m/s^2)	-۱/۳۹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

* برگرفته از [۲۹] و [۳۰]

می‌شود- مبنای اعمال ورودی دریچه گاز به نگاشت موتور احتراقی قرار گرفته است. سپس با مشخص‌شدن 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.یی.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 آن‌را جهت آزمون تأیید نوع[1] به‌کار 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 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 به‌نسبت زیاد است. از اینرو، همانگونه که در جدول ۲ مشاهده می‌شود، میانگین سرعت این چرخه کمتر از و زمان توقف آن بیشتر از دیگر چرخه‌های رانندگی است.

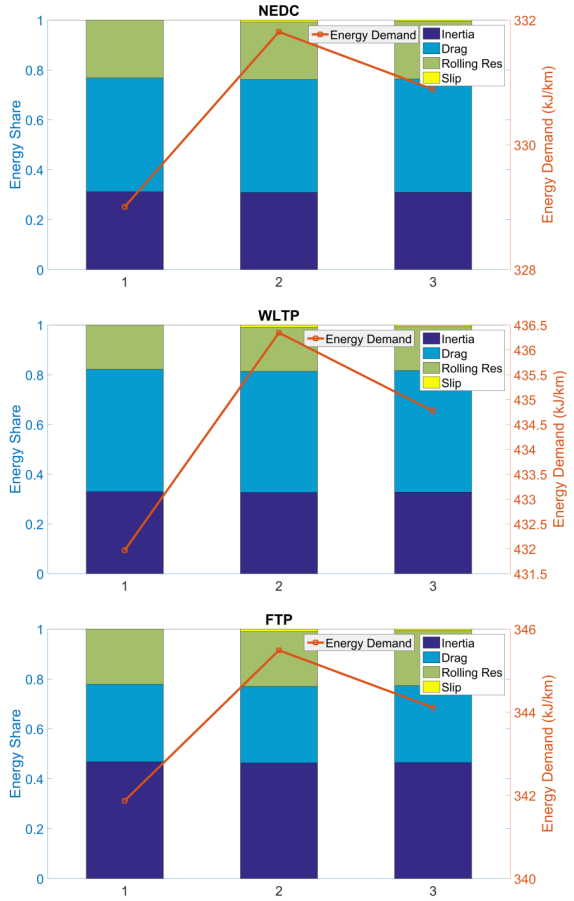
نمودار تقاضای انرژی خودروی کوچک کلاس B و سهم هر یک از توان‌های مقاوم حرکتی برای سه چرخه رانندگی مذکور در شکل ۶ قابل مشاهده است. در این شکل، محور سمت چپ بیانگر سهم هریک از توان‌های مقاوم حرکتی از کل اتلافات است که در نمودارهای میله‌ای تصویر شده و محور سمت راست نیز تقاضای انرژی بر حسب کیلوژول بر کیلومتر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



شکل ۵. چرخه‌های رانندگی مورد استفاده در شبیه‌سازی

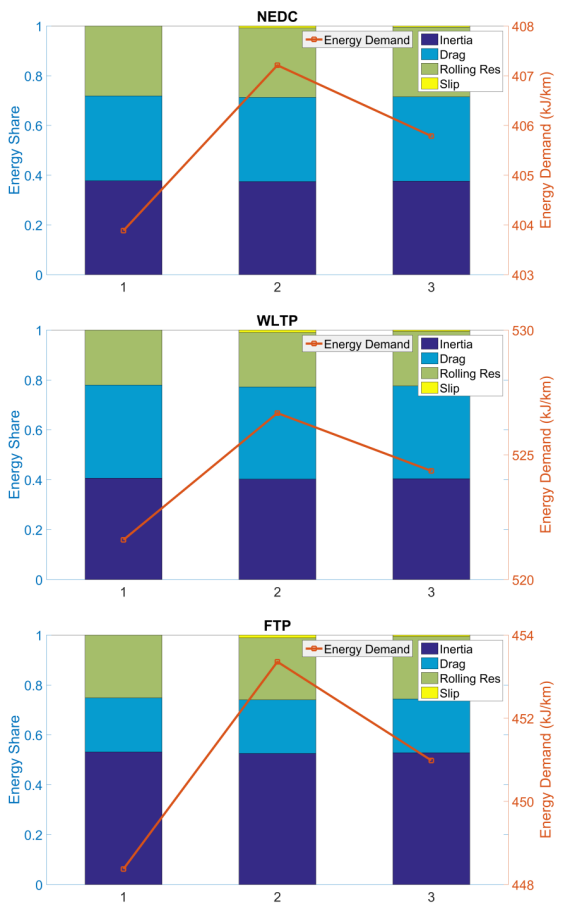
Fig. 5. Studied driving cycles in simulation

1 Type Approval



شکل ۶. تقاضای انرژی و سهم توان‌های مقاوم حرکتی برای خودروی کوچک کلاس B. ۱: با صرفنظر از اتلاف لغزشی، ۲: با درنظرگرفتن اتلاف لغزشی و مدل فیزیکی تایر، ۳: با درنظرگرفتن اتلاف لغزشی و مدل صحه‌گذاری‌شده 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 sip loss using verified tire model



شکل ۷. تقاضای انرژی و سهم توان‌های مقاوم حرکتی برای خودروی متوسط کلاس D. ۱: با صرفنظر از اتلاف لغزشی، ۲: با درنظرگرفتن اتلاف لغزشی و مدل فیزیکی تایر، ۳: با درنظرگرفتن اتلاف لغزشی و مدل صحه‌گذاری‌شده 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 sip loss using verified tire model

نزدیک به‌هم می‌باشد، در حالیکه در مورد چرخه دبلیو.ال.تی.پی، این مقدار افزایش مشهودی نسبت به تقاضای انرژی در چرخه‌های ان.یی.دی.سی و اف.تی.پی داشته است. در مورد خودروی متوسط کلاس D نیز مشابه این نتیجه در شکل ۷ نمایش داده‌شده‌است و تقاضای انرژی در چرخه دبلیو.ال.تی.پی به مراتب بیشتر از میزان آن در چرخه‌های ان.یی.دی.سی و اف.تی.پی است. این افزایش ناشی از تهاجمی‌تربودن این چرخه رانندگی و بیشتربودن مقادیر شتاب و سرعت نسبت به دو چرخه رانندگی دیگر است. باید به این نکته توجه داشت که چرخه دبلیو.ال.تی.پی انطباق بیشتری با شرایط واقعی رانندگی داشته و از اینرو درسال‌های 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 محرکه در راستای دست‌یافتن به اعداد و ارقام هدف‌گذاری‌شده در قوانین لحاظ شود.

همچنین در شکل ۶ و شکل ۷ مشاهده می‌شود که درنظرگرفتن 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 ۲- شکل 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

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

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

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، درچرخه اف.تی.پی بیشترین اتلاف مربوط به اینرسی با حدود ۴۶ درصد از کل است، در حالیکه در چرخه دبلیو.ال.تی.پی و ان.یی.دی.سی بیشترین اتلاف مربوط به پسای هوا با حدود ۴۵ تا ۴۹ درصد می‌باشد. همچنین در مقام مقایسه چرخه ان.یی.دی.سی و دبلیو.ال.تی.پی، سهم اتلاف ناشی از اینرسی، پسای هوا و اتلاف ناشی از لغزش تایر در چرخه دبلیو.ال.تی.پی 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 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.پی 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

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 تهاجمی‌تر (دبلیو.ال.تی.پی و اف.تی.پی) که نیروی طولی بیشتری را می‌طلبند، مقدار انرژی اتلافی ناشی از لغزش افزایش یافته و در چرخه رانندگی ان.یی.دی.سی نیز که نماینده یک چرخه به نسبت محافظه‌کارانه 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 صرفنظرکردن از این پارامتر برای بدست‌آوردن تقاضای انرژی خودرو منطقی به نظر آید. هرچند که لغزش تایر نتیجه اجتناب ناپذیر اعمال گشتاور پیشران به چرخ بوده و درنظرگرفتن اتلاف ناشی از آن، منجر به بهبود دقت محاسبه تقاضای انرژی می‌شود. اما اهمیت درنظرگرفتن اتلاف ناشی از لغزش، تأثیر قابل توجهی در افزایش دقت محاسبه اتلافات تایر دارد. بر اساس نتایج، اصلاح صورت‌گرفته این قابلیت را دارد که دقت پیش‌بینی انرژی‌های اتلافی تایر را تا حدود ۶ درصد در چرخه‌های مورد بررسی بهبود بخشد. این میزان در چرخه‌های رانندگی تهاجمی‌تر نمود بیشتری پیدا می‌کند. ضمن آنکه معمولاً در شرایط رانندگی واقعی، میزان شتاب‌گیری از مقادیر استانداردشده در چرخه‌های رانندگی به مراتب بیشتر می‌باشد. بنا بر تحقیقات انجام‌شده، در اتحادیه اروپا شتاب‌گیری 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 توصیه‌شده در چرخه‌های رانندگی استانداردشده 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 شتاب‌گیری شروع به حرکت، پیمایش با سرعت ثابت و کاهش سرعت و ترمزگیری است، حال آنکه اثر لغزش تایر در شرایط خاص و قابل‌توجه‌بودن مقدار نیروی طولی به خوبی نمایان می‌شود. به عنوان مثال در مرجع [۲۷] نشان داده‌شده‌است که اثر اتلاف ناشی از لغزش در شرایط خاص رانندگی چندین برابر اثر مقاومت غلتشی خواهد بود.

۶- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر، تقاضای انرژی خودرو با درنظرگرفتن توان اتلافی اصلاح‌شده تایر مورد بررسی قرار گرفت. توان اتلافی اصلاح‌شده تایر، اتلاف ناشی از لغزش طولی تایر را نیز شامل شده و صرفنظرکردن از آن دقت و اعتبار روند مدل‌سازی و شبیه‌سازی را تحت تأثیر قرار می‌دهد. سهم انرژی اتلافی ناشی از لغزش تایر نزدیک به یک درصد در شرایط مختلف است که ممکن است قابل چشم‌پوشی به نظر آید، اما با توجه به بهبود دقت محاسبه انرژی اتلافی تایر به میزان حدود ۲ تا ۶ درصد در شرایط مختلف، منظورنمودن 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 تهاجمی‌تر 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 دبلیو.ال.تی.پی افزایش قابل توجهی نسبت به چرخه‌های رانندگی اف.تی.پی و ان.یی.دی.سی داشته است که این موضوع بایستی مدنظر کارشناسان طراحی خودرو و نهادهای سیاست‌گذاری 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	ممان 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

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	تایر
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.

[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. Augsburg, V. Ivanov, K. Kruchkova, 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. Augsburg, 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.

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

This page intentionally left blank