

Studying the Implementation of Air Springs within Double Wishbone Suspension Systems on Kinematic Behavior, Stability and Handling of Heavy Vehicles

Omid Akhtarshenas Ghadim¹, Seyed Hadi Hosseini², Jalal Joudaki^{3,1}

¹M.Sc. of Automotive Engineering, Malek-Ashtar University, Tehran, Iran

²Ph.D., Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

³Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Arak University of Technology, Arak, Iran

ABSTRACT

The suspension system plays a critical role in off-road vehicles, exerting a considerable influence on control, stability, handling, and the ability to adjust the spring response with variations of the vehicle's weight. This study investigates the effect of adding an air spring to a double wishbone suspension system, which is further augmented by a shock absorber and a torsion bar. Initially, the differential equations governing the air suspension system—characterized by nonlinear parameters—are simplified to calculate the air spring's coefficient. Subsequently, a model of the double wishbone suspension system, including two hydraulic shock absorbers, a torsion bar, and an air spring, is modeled in Adams Car and TruckSim software. The model analyzes the force-displacement relationship of the air spring based on the main input data, such as the stiffness coefficient of the torsion bar, the force-velocity characteristics of the shock absorbers, the suspended and unsuspended masses, and the tire stiffness coefficient. The performance of the vehicle is studied for the suspension system with and without an air spring. The kinematic and Compliance tests are conducted utilizing Adams Car, while handling, stability, and comfortability evaluations are performed employing TrackSim software. The results show that the suspension system's performance is enhanced regarding stability and handling when utilizing air springs, resulting in reduced vertical acceleration of the vehicle and a more seamless driving experience on curved and sine-wave roads.

KEYWORDS

Double Wishbone Suspension System, Air Spring, handling, Stability, Adams Car.

¹ Corresponding Author: Email: joudaki@arakut.ac.ir

1. Introduction

In a vehicle suspension system, two objects are always discussed: ride quality and handling/control capability, and these two are constantly in conflict with each other. The stability and safety require a stiff suspension; on the other hand, passenger comfort requires soft damping. Designing vehicle suspension systems requires a compromise between ride quality and vehicle stability. Air spring suspension systems are developing in a new generation of cars to obtain both comfort and handling [1]. In 2001, Quaglia and Sorli [2] investigated the formulation of air spring suspension systems. The effects of pressure on the stiffness of the air spring are modeled by a nonlinear mathematical model. Xiao et al. [3] in 2014 presented a force-deformation relationship based on experimental data for a nonlinear air spring model, and optimized the spring's performance with a genetic algorithm.

In this paper, a double wishbone independent suspension system is designed using hydraulic dampers, an air spring, and a torsion bar. The system will be analyzed, and the results of the study will be compared before and after adding the air spring by modeling the suspension system in analytical software such as AdamsCar and TruckSim. The aim is to examine the effect of using air springs instead of coil springs (presence or absence of an air spring system) on vehicle performance in aspects such as ride height adjustment, stability, maneuverability, ride comfort, suspension softness, and the ability to change the spring rate with varying vehicle weight.

2. Air Spring Formulation

The air spring has thin, flexible walls that are subjected to internal pressure. The formulation of the air spring is complex and is presented comprehensively in reference [5]. The force applied by the spring to the sprung mass, according to equation (1), is a function of the pressure difference between the spring and the ambient environment and the effective area of the spring.

$$F_z = (P_1 - P_a) A_a \quad (1)$$

The effective spring level is a function of the positions of the two ends of the spring, and the gradient of the vertical force on the spring is obtained as relation (10).

$$\dot{F}_z = \dot{P}_1 A(h(t)) + (P_1 - P_a) \dot{A}(h(t)) \quad (2)$$

The formulations of air spring systems show nonlinearity between the applied force and vertical displacement. To solve this nonlinear system, the equation must be converted from its parametric form with influential air-spring parameters, such as spring

pressure, into parameters that can be defined via Adams software inputs or outputs. Therefore, considering the actual behavior of the air spring near equilibrium points, it is linearized so the system can be analyzed more easily; hence, by substituting the values of air spring parameters, the spring force gradient is obtained in linearized form as equation (3).

$$\dot{F}_z = 266738.83 \dot{h} + c \quad (3)$$

The torsion bar is also installed on this type of suspension system, and a preload is applied to the torsion bar. So, it is assumed that no preload is applied to the air spring. The linearized stiffness coefficient of this air spring was calculated as 266,738.83 N/m.

3. Modeling in Adams Car and TruckSim software

The purpose of modeling is to examine the dynamic behavior of suspension systems with and without an air spring. Adjustment of the wheel angles is a very important factor in vehicle safety and tire life. Changes in wheel angles (camber, caster, and toe angle), kingpin angle, and changes in the roll center height are among the most important factors studied. The analysis has been carried out in Adams Car software.

For analysis of vehicle stability, comfort, and controllability, three different tests were simulated in the TruckSim software: the double lane change test, braking while passing a turn, and driving on a sinusoidal road. The double lane change test (Figure 1) was carried out according to the ISO 3888 standard, which is a maneuver of two immediate successive shifts to avoid a suddenly appearing obstacle or vehicle. The movement speed was 100 km/h. Another test is the movement on a road with a sinusoidal wave profile. In this test, the road has a sinusoidal form where the wavelength varies gradually from 2m to 50 cm. The purpose is to assess the ride comfort of the suspension system on a rough road with varying frequencies.

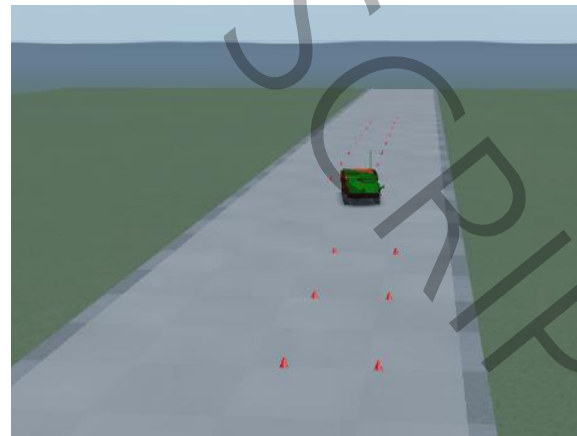


Figure 1. Double lane-change test (red vehicle: without air suspension and green vehicle: equipped with air suspension)

4. Results and discussion

Camber angle has a very large effect on vehicle dynamics, and choosing its magnitude is highly important. As shown in Figure 2, camber angle has an inverse relationship with wheel displacement. As the wheel displacement increases, the camber angle becomes more negative, which is consistent with suspension design principles. The results show that the camber angle curve for the suspension system equipped with an air spring lies below the curve for the suspension system without an air spring, indicating a more negative camber angle and consequently greater vehicle stability [4].

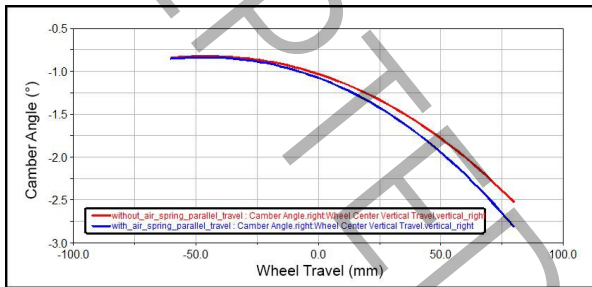


Figure 2. Changes in camber angle versus vertical wheel displacement

To evaluate the vehicle movement along the designated path in the double-lane-change test, the lateral deviation from the path was plotted in Figure 3. The vehicle with air suspension can produce quicker changes compared with the vehicle without air suspension, indicating better maneuverability. However, it may travel a longer distance when returning to the original lane.

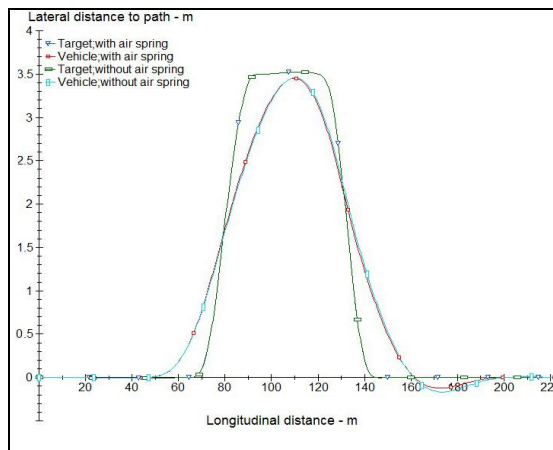


Figure 3. Lateral deviation from the path versus longitudinal distance in the double lane-change test according to ISO 3888 standard

The vertical displacement analysis on the sinusoidal road is shown in Figure 4. At low frequencies (the beginning of the road with long wavelength), the vertical displacement of the vehicle equipped with air springs is less than the vertical displacement of the

vehicle without air springs; however, at higher frequencies, the vertical displacement of the vehicle equipped with air springs is greater than that of the vehicle without air springs. Therefore, it is concluded that on roads with higher frequencies, the comfort and performance of the vehicle without air springs are better, whereas on roads with widely spaced bumps, the performance and comfort of the vehicle equipped with air springs are better.

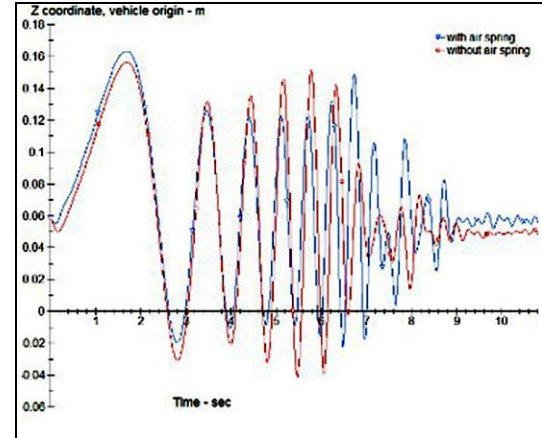


Figure 4. Vertical displacement of the vehicle over time while traveling on a sinusoidal road

5. Conclusion

This paper studied the effect of implementing the air spring in a double-wishbone suspension system. The results show that adding the air spring improves camber, caster, and toe angles and enhances suspension system performance. Using the air spring reduces the lateral deviation of the vehicle while following the target path of a sinusoidal trajectory. The stability and comfort of the vehicle equipped with the air spring are improved compared with the vehicle without the air spring, yielding better overall performance.

6. References

- [1] M. Yu, S. A. Evangelou, D. Dini, Advances in active suspension systems for road vehicles, *Engineering*, 33 (2024) 160-177, doi: 10.1016/j.eng.2023.06.014.
- [2] G. Quaglia, M. Sorli, Air suspension dimensionless analysis and design procedure, *Vehicle System Dynamics*, 35(6) (2001) 443-475, doi: 10.1076/vesd.35.6.443.2040.
- [3] J. Xiao, B. T. Kulakowski, M. Cao, Active air-suspension design for transit buses, *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 14(4) (2007), 421-440, doi: 10.1504/IJHVS.2007.015710.
- [4] J. P. Whitehead, D. Bastow, G. Howard, *Car suspension and handling*, Fourth Edition, SAE International, 2004.

بررسی به کارگیری فنر بادی در سیستم تعلیق دو جناغی بر رفتار سینماتیکی، پایداری و فرمان‌پذیری خودروهای سنگین

امید اخترشناس قدیم^۱، سید هادی حسینی^۲، جلال جودکی^{۳*}

۱- کارشناسی ارشد خودرو، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران، en.akhtarshenas@gmail.com

۲- دکتری مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران، H.Hosseini@alumni.iust.ac.ir

۳- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک، اراک، ایران، joudaki@arakut.ac.ir

چکیده

سیستم تعلیق یکی از مهم‌ترین اجزای خودروها است که در کنترل، پایداری و فرمان‌پذیری، قابلیت تغییر ضریب فنریت با تغییر وزن خودرو تأثیر به سزایی دارد. در این مقاله، اثر اضافه نمودن فنر بادی به سیستم تعلیق دو جناغی که خود مجهز به کمک‌فنر و میله پیچش است، بررسی خواهد شد. برای این منظور ابتدا، معادلات دیفرانسیل سیستم تعلیق بادی که از پارامترهای غیرخطی تشکیل شده است، ساده‌سازی شده و ضریب فنریت فنربادی محاسبه می‌شود و سپس با مدل‌سازی سیستم تعلیق دو جناغی مجهز به دو کمک‌فنر هیدرولیکی، میله پیچش و فنربادی در نرم‌افزارهای آدامزکار و تراک‌سیم و وارد کردن رابطه نیرو-جابه‌جایی فنربادی و سایر داده‌های ورودی اعم از ضریب سختی میله پیچش، رابطه نیرو-سرعت کمک‌فنرها، جرم معلق، جرم غیر معلق، ضریب سختی تیر و... به تحلیل سیستم تعلیق مذکور پرداخته خواهد شد و عملکرد آن در دو حالت مجهز به فنربادی و فاقد فنربادی مورد بررسی قرار خواهد گرفت. تست‌های سینماتیک و سفتی^۱ با نرم‌افزار آدامزکار و تست‌های فرمان‌پذیری، پایداری و راحتی با نرم‌افزار تراک‌سیم انجام خواهد شد. نتایج نشان داده است که عملکرد این سیستم تعلیق از نظر پایداری و فرمان‌پذیری نسبت به سیستم تعلیق فاقد فنربادی بهبود یافته و منجر به شتاب عمودی کمتر خودرو و حرکت نرم‌تر در حین حرکت در پیچ‌ها و جاده‌های با موج سینوسی می‌شود.

کلمات کلیدی

سیستم تعلیق دو جناغی، فنر بادی، فرمان‌پذیری، پایداری، آدامزکار.

¹ Kinematic & Compliance

سیستم تعلیق بخشی از خودرو است که باعث می‌شود نوسانات حاصل از حرکت خودرو بر روی سطوح ناهموار به جرم معلق شامل اتاق، شاسی، متعلقات و سرنشینان وارد نشود. سیستم تعلیق خودرو دو وظیفه مهم را برعهده دارد که یکی جذب نوسانات و ارتعاشات وارد به چرخ‌ها در اثر ناهمواری‌های جاده و دیگری تماس مؤثر لاستیک چرخ‌ها با سطح جاده است. در سیستم تعلیق خودرو همیشه دو مقوله مورد بحث بوده یکی کیفیت سواری و دیگری قابلیت هدایت و کنترل که این دو مرتباً در تضاد با یکدیگرند. طراحی سیستم تعلیق یک کار چالش‌برانگیز برای طراحان خودرو از نظر پارامترهای کنترلی متعدد، اهداف پیچیده و اغلب در تضاد با هم و نویزهای اتفاقی (با توزیع تصادفی) ناشی از شکل جاده است. از یک طرف پایداری و ایمنی نیازمند یک سیستم تعلیق سخت است در حالی که احساس راحتی سرنشین نیازمند یک میرایی نرم است. طراحی سیستم‌های تعلیق خودرو مستلزم مصالحه بین کیفیت سواری و پایداری خودرو است.

در سال ۲۰۱۵ تانیک و پارلاکتاش [۱] روش تحلیلی جدیدی را برای آنالیز مکانیزم تعلیق دو جناغی ارائه دادند. در ابتدا مدل سینماتیکی مکانیزم دو جناغی ایجاد شده و سپس روش آنالیز سینماتیکی ارائه شده است. پارامترهای اساسی و ضروری: کمبر، کستر، کینگ پین، زاویه تاو و تغییرات عرض خودرو باتوجه به مدل سینماتیکی تعریف شده است. تغییرات پارامترهای ضروری و مهم چرخ برحسب حرکت چرخ رسم شده است. ژاوو و همکاران [۲] در سال ۲۰۱۴ با در نظر گرفتن اشکالات قبلی از روش‌های بهینه سازی سنتی در بهینه سازی ساختار تعلیق، یک الگوریتم ژنتیک را بر اساس طراحی بهینه ی کلی سیستم تعلیق دو جناغی طرح ریزی کرده تا عملکرد خودرو بهبود یابد و از نتایج این تحقیق می‌توان به بهبود پایداری سمتی خودرو اشاره کرد.

تاندل و همکاران [۳] در سال ۲۰۱۴ یک مدل یک‌چهارم تعلیق دو جناغی را به وسیله دو نرم افزار سیم مکانیک و سیمولینک ارائه داد و بر روی هر دو یک کنترل کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی^۱ را برای مینیمم کردن شتاب عمودی بدنه اجرا و سپس نتایج حاصله را با هم مقایسه کرد. نتایج شبیه سازی با سیمولینک و سیم مکانیک نشان داد که پیاده سازی کنترل کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی PID بر روی سیستم موجب کاهش شتاب عمودی بدنه نسبت به سیستم تعلیق غیرفعال می‌شود.

تویوفوکو و همکاران [۴] در سال ۱۹۹۹ یک رویکرد جدیدی برای بهینه سازی مشخصات فنر بادی معرفی کردند. این سیستم شامل یک فنر بادی که به یک محفظه کمکی توسط یک خط لوله متصل شده و به وسیله یک شیر روشن/خاموش الکترومغناطیسی برای کنترل حجم فنر بادی، کنترل می‌شود. یک سیلندر نیوماتیکی با یک سطح مؤثر ثابت به عنوان فنر بادی برای مطالعه مورد استفاده قرار گرفته است. میله سیلندر به محرک ارتعاشات متصل شده بود. ارتعاشات سینوسی با فرکانس‌های مختلف تولید می‌شد. از یک مبدل فشار برای اندازه گیری فشار در راستای طولی استفاده شد. در این مقاله چهار فرکانس متفاوت (۱، ۵، ۱۱، ۲۰ هرتز) تولید شد که هر یک مربوط به یک وضعیت سیستم است. در زمان اعمال فشار یک هرتز، فنر و محفظه کمکی با یکدیگر هم فاز خواهند بود. در فرکانس ۵ هرتز، فشار پایین در فنر بادی و فشار بالا در محفظه کمکی به گونه ای است که لوله با محفظه کمکی در حالت تشدید قرار می‌گیرد. در فرکانس ۱۱ هرتز، دامنه های فشار سیلندر هوا و محفظه کمکی، مقدار بزرگی است که نشان می‌دهد که کل سیستم در حالت تشدید قرار گرفته است. فشار ثابت محفظه کمکی در ۲۰ هرتز نشان می‌دهد که فشار در فرکانس‌های بالا ارسال نمی‌شود. در سال ۲۰۰۱، گواگلیا و سورلی [۵] اثرات فشار بر مساحت مؤثر، حجم و سفتی فنر بادی را بررسی نمودند. آنها یک مدل غیرخطی ریاضی ارائه دادند و اثرات مقاومت اریفیس را بررسی نمودند و نتیجه گرفتند که کمترین مقاومت برای نوسانات کوچک و بیشترین مقاومت برای نوسانات بزرگ مناسب است.

چوی و همکاران [۶] در سال ۲۰۱۴ یک دمپر مغناطیسی جدید برای کنترل ارتعاشات یک خودرو ارائه دادند. سیستم تعلیق متشکل از فنر بادی، دمپر مگنتورئولوژیکال^۲ و دمپر غیرفعال می‌باشد. باتوجه به مدل دینامیکی دمپر مگنتورئولوژیکال و با در نظر گرفتن افت فشار ناشی از گرانش و تنش تسلیم مایع مگنتورئولوژیکال، این سیستم موجب کنترل ارتعاشات خودرو می‌شود. ژائو و همکاران [۷] در سال ۲۰۱۴ رابطه نیرو-تغییر شکل را بر پایه ی داده های تجربی یک مدل فنر بادی غیرخطی ارائه داد که از کنترل کننده مد لغزشی برای مدل یک چهارم خودرو استفاده کرد و عملکرد این فنر را با الگوریتم ژنتیک بهینه کرد.

¹ Proportional-Integral-Derivative (PID) Controller

² Magnetorheological Damper

کاویتا و همکاران [۸] به ارائه یک روش برای بهبود فرمان‌پذیری خودرو به‌وسیله کنترل تطبیقی زاویه کمبر^۱ و زاویه تاو^۲ پرداختند. در این روش ابتدا یک مدل یک‌چهارم از سیستم تعلیق دو جناغی در نرم‌افزار سالدورکز طراحی شد و سپس با کمک بخش سیم مکانیک^۳ در نرم‌افزار متلب مورد تحلیل قرار گرفت و مشخصه‌های سیستم غیرفعال با کمک نرم‌افزار آدامز تعیین شد. سیستم کنترل تطبیقی طراحی شده با کمک دو بازوی تلسکوپی و یک عملگر^۴ که قابلیت تغییر در زوایای کمبر و تاو را فراهم می‌نمودند توانست بهترین مانورپذیری را ایجاد نماید. سیستم کنترل تطبیقی شامل دو کنترل‌کننده PID، سنسور برای سیستم حلقه بسته و یک سیستم کنترل‌کننده جداگانه بود. نتایج نشان‌دهنده بهبود قابل توجه در کنترل‌پذیری سیستم با استفاده از استراتژی تطبیقی در سیستم تعلیق بود. بررسی رفتار سیستم تعلیق دو جناغی باتوجه به ماهیت غیرخطی آن بسیار پیچیده است و نیاز به روش‌های خاص دارد. ژانگ و لی [۹] یک مدل ریاضی سفتی غیرخطی با کمک یک مدل سینماتیکی در نرم‌افزار آدامز با لحاظ نمودن اثر میله پیچشی و سفتی بوش لاستیکی بر رفتار سیستم تعلیق ارائه نمودند و نتایج حل تحلیلی و شبیه‌سازی عددی نشان‌دهنده دقت قابل قبول این مدل غیرخطی بوده است و می‌توان از مدل سفتی غیرخطی برای تعیین مشخصه‌های دینامیکی سیستم تعلیق بادت قابل قبول استفاده نمود.

ترکیب فنر بادی با سیستم‌های تعلیق فعال می‌تواند موجب تثبیت وضعیت شاسی و کاهش ارتعاش شاسی نیز شود موضوعی که توسعه مهمی در وسایل نقلیه الکتریکی و خودروهای خودران محسوب می‌شود. تغییرات فشار هوا در فنر بادی که به‌صورت الکترونیکی کنترل می‌شود می‌تواند در جاده‌ای که دارای ناهمواری‌های تصادفی است به بهبود قابل توجه راحتی سفر در خودروهای لوکس منجر شود [۱۰]. پراستیو و فیبیگ [۱۱] به بررسی رفتار سیستم تعلیق بادی در یک خودرو رالی آماتور با کمک تکنیک شبیه‌سازی دینامیکی بدنه در نرم‌افزار آدامز پرداختند و به مقایسه سیستم فنر خطی و فنر بادی و تأثیر آن بر فرمان‌پذیری، راحتی سفر و باقی ماندن در جاده در مسیرهای ناهموار رالی پرداختند. نتایج نشان داد که هر دو نوع سیستم تعلیق از نظر ویژگی‌های باقی ماندن در جاده و راحتی سواری برتری قابل توجهی نسبت به یکدیگر ندارند؛ بنابراین، سیستم تعلیق معمولی با نرخ خطی بهترین انتخاب برای کاربرد در کلاس‌های پایین تر رالی خواهد بود، زیرا عدم وجود لینک‌های اضافی، موجب کاهش هزینه‌های ساخت و نگهداری این خودروها می‌شود. ژائو و همکاران [۱۲] به بررسی تبدیل سیستم تعلیق ماشین‌های معدنی از حالت یکپارچه غیرمستقل به سیستم تعلیق دو جناغی مستقل و اثرات آن بر پایداری، فرمان‌پذیری و راحتی پرداختند. مدل دینامیکی سیستم تعلیق دو جناغی بر اساس ابعاد خودرو معدنی و شرایط کاری آن تهیه و با مدل سینماتیکی تطابق داده شد. نتایج نشان داد که سیستم تعلیق دو جناغی می‌تواند علاوه بر بهبود عملکرد سیستم تعلیق، باعث لغزش جانبی کمتر، حرکت نرم‌تر، پایداری بهتر و راحتی بیشتر شود. تاپیا و همکاران [۱۳] به مقایسه تبدیل سیستم تعلیق مک‌فرسون به سیستم تعلیق دو جناغی در خودرو الکتریکی پرداخته و تأثیر استفاده از سیستم تعلیق دو جناغی بر ویژگی‌های سیستم تعلیق مانند زوایای کمبر و کستر و سایر پارامترهای مرتبط مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج آزمایش و شبیه‌سازی نشان‌دهنده اثربخشی سیستم تعلیق دو جناغی از جمله فرمان‌پذیری بهتر خودرو، ایمنی بیشتر و کاهش میزان سایش لاستیک می‌شود.

باتوجه به تحقیقات و پژوهش‌های پیشین، نتایج حاصل از مطالعات اولیه فنرهای بادی نشان می‌دهد که حالت مطلوب در ایزولاسیون ارتعاشات حدود فرکانس طبیعی، نسبت میرایی نزدیک ۱ و سفتی بالا بوده و در فرکانس‌های بالاتر از فرکانس طبیعی عکس این حالات می‌باشد. اوریفیس دمپینگ را به سیستم وارد می‌کند. قابلیت انتقال اوریفیس در فرکانس‌های بالا، کم و در فرکانس‌های پایین، زیاد است یعنی در فرکانس‌های بالا تغییر فشار محفظه قبل از اوریفیس به محفظه بعد آن انتقال نمی‌یابد ولی در فرکانس‌های پایین منتقل می‌شود. سفتی با حجم نسبت عکس و با فشار رابطه مستقیم دارد.

باتوجه به مطالعاتی که در زمینه سیستم‌های تعلیق دو جناغی صورت گرفت در هیچ کدام از تحقیقات انجام شده ترکیب چهار عضو (سیستم دو جناغی، میله پیچش، کمک‌فنر هیدرولیکی، فنر پنوماتیکی) برای خودروهای سنگین بررسی نشده است و اطلاعات محدودی در این زمینه وجود دارد. در این پژوهش در سیستم تعلیق که مجهز به کمک‌فنر و میله پیچش است به‌منظور افزایش پایداری و

¹ Camber Angle

² Toe Angle

³ SimMechanics platform

⁴ Actuator

فرمان‌پذیری بیشتر خودرو فتر بادی به سیستم تعلیق اضافه می‌شود که سیستم پردازنده مرکزی خودرو با تنظیم فشار هوای درون سیلندر ارتفاع سیستم تعلیق را تنظیم می‌نماید. مزیت این سیستم نسبت به سیستم تعلیق هیدرولیکی در استفاده از هوا است که جای تنظیم بیشتری را برای راننده به ارمغان می‌آورد. فترهای بادی که از اتاقک‌های هوای استوانه‌ای شکل و پیستون تشکیل شده‌اند بین چرخ و بدنه نصب می‌شود و با استفاده از خاصیت تراکم‌پذیری هوا می‌تواند نوسانات چرخ را جذب کند. این روش که بیشتر در خودروهای سنگین و گاهی هم در خودروهای سبک کاربرد دارد، دارای راحتی سرنشین خوبی است و با افزایش بار خودرو، فشار باد در کیسه‌های هوا زیاد می‌شود و با کاهش بار فشار هوای فتر کاهش پیدا می‌کند؛ بنابراین می‌توان فترهای بادی را نوع ایده‌آل دانست؛ زیرا در حالت سنگین بودن مانند فتر سخت عمل می‌کند. در این مقاله یک سیستم تعلیق مستقل دو جناغی با کمک فترهای هیدرولیکی، فتر پنوماتیکی و میله پیچشی طراحی می‌شود. در ادامه روابط و محاسبات مربوط به این سیستم ارائه شده و پس از مدل‌سازی در نرم‌افزارهای تحلیلی مانند آدامز کار و تراک سیم، این سیستم تحلیل خواهد شد و نتایج بررسی این سیستم‌ها، قبل و بعد از اضافه‌شدن فتر بادی با هم مقایسه می‌شود. هدف بررسی تأثیر استفاده از فترهای بادی به جای فترهای مارپیچی (وجود یا عدم وجود سیستم فتر بادی) بر عملکرد خودرو در قابلیت‌هایی مانند تنظیم ارتفاع، پایداری، مانورپذیری، کیفیت سواری، نرمی سیستم تعلیق و قابلیت تغییر ضریب فنریت با تغییر وزن خودرو است. عملکرد سیستم تعلیق فتربادی تحت تأثیر پارامترهای مهمی نظیر ضریب میرایی کمک‌فتر، حجم اولیه فتر بادی، فشار اولیه فتر بادی است. اهداف اصلی این مقاله می‌تواند به طور خلاصه بدین صورت بیان گردد:

- مطالعه بر روی دینامیک خطی سیستم‌های تعلیق بادی
- تعیین ضرایب فنریت معادل سیستم تعلیق
- انجام تست سینماتیک و سفتی (K & C) مربوط به سیستم تعلیق قبل و بعد از اضافه‌کردن فتر بادی در نرم‌افزار آدامز کار
- انجام تست‌های هندلینگ و راحتی خودرو قبل و بعد از اضافه‌کردن فتر بادی به وسیله نرم‌افزار تراک سیم

۲- فرمولاسیون فتر بادی

فتر بادی دارای دیواره‌های نازک و قابل انعطاف است که تحت فشار داخلی قرار گرفته‌اند. فرمولاسیون مربوط به فتر بادی دارای پیچیدگی‌های خاص خود است که روابط مورد استفاده در این مقاله از مرجع [۵] است. نیروی وارد شده مطابق رابطه (۱) از طرف فتر به جرم فتربندی شده تابعی از اختلاف فشار بین فتر و محیط و سطح مؤثر فتر است:

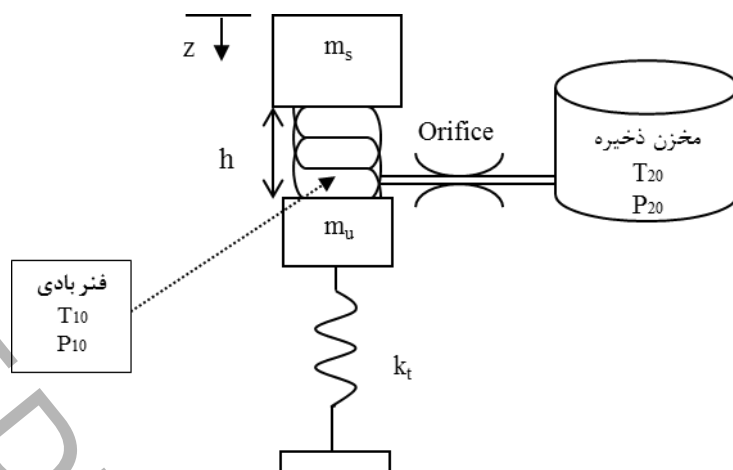
$$F_z = (P_1 - P_a) A_a \quad (1)$$

که در آن P_a فشار محیط و P_1 فشار داخلی فتر و A_a سطح داخلی که با نام سطح مؤثر شناخته می‌شود و تابعی از ارتفاع و فشار فتر است. تغییرات سطح مؤثر نسبت به فشار خیلی کوچک است و می‌توان از آن صرف‌نظر کرد [۱۴]. همچنین به دلیل استفاده از مخزن ذخیره در سیستم تغییرات فشار در داخل فتر بادی به حدی نیست که روی سطح مؤثر تأثیر زیادی داشته باشد، بنابراین سطح مؤثر A_a مطابق رابطه (۲) تابع ارتفاع فتر بادی است.

$$A_a = A_a(h) \quad (2)$$

شکل ۱ تصویری شماتیک از یک سیستم فتر بادی را نشان می‌دهد. حجم فتر V_1 نیز تابعی از ارتفاع و فشار است، به دلیل محدود بودن تغییرات فشار بر روی فتر بادی می‌توان طبق رابطه (۳) از تغییرات حجم نسبت به فشار صرف نظر کرد [۱۴]:

$$V_1 = V_1(h) \quad (3)$$



شکل ۱- نمایشی از یک سیستم فنر بادی همراه با مخزن ذخیره
Fig. 1. Schematic view of air spring with accumulator.

باتوجه به اینکه ارتفاع فنر بادی (مطابق شکل ۱) از اختلاف ارتفاع اولیه و مختصات z محاسبه می‌شود ($h = L - z$) و راستای تعریف محور z به سمت پایین است، با صرف نظر کردن تغییرات حجم و سطح فنر بادی نسبت به فشار، رابطه (۴) بدست می‌آید:

$$\frac{dV_1}{dz} = -A_a \quad (4)$$

مقدار جریان عبوری از فنر هنگام تغییر ارتفاع فنر مطابق رابطه (۵) برابر است با:

$$G = -\frac{dm_s}{dt} = -\frac{d(\rho_1 V_1)}{dt} = -\frac{d(\rho_1)}{dt} V_1 - \frac{d(V_1)}{dt} \rho_1 \quad (5)$$

معادله (۵) یک معادله پیوسته است که گرادیان فشار را براساس نرخ جریان خروجی از فنر و موقعیت دو انتهای فنر (h) تعیین می‌نماید. مقدار تغییرات چگالی به زمان بستگی به نوع فرایند ترمودینامیکی که در فنر در حین نوسان انجام می‌گیرد، دارد. با فرض اینکه این هوا یک فرایند پلی‌تروپیک را طی می‌نماید، رابطه (۶) به دست می‌آید:

$$\rho_1 = \frac{P_{10}}{RT_{10}} \left(\frac{P_1}{P_{10}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (6)$$

که ρ_1 چگالی جریان هوا درون فنر بادی، P_{10} فشار اولیه داخلی فنر بادی، R ثابت جهانی گازها، T_{10} دمای داخلی فنر بادی و n نرخ پلی‌تروپیک است. مطابق رابطه (۳) حجم فنر بادی V_1 تابعی از ارتفاع فنر است که به موقعیت دو انتهای فنر بستگی دارد. از این رو مطابق رابطه (۷) حجم فنر بادی V_1 تابعی از تغییرات ارتفاع برحسب زمان است.

$$V_1 = V_1(h(t)) \quad (7)$$

با جای‌گذاری رابطه (۶) و (۷) در رابطه (۵) گرادیان فشار به‌صورت رابطه (۸) بیان می‌شود:

$$\dot{P}_1 = -\frac{nRT_{10}}{V_1(h(t))} \left(\frac{P_1}{P_{10}} \right)^{\frac{n-1}{n}} G - \frac{nP_1}{V_1} \dot{V}_1(h(t)) \quad (8)$$

از این رو مقدار نیروی عمودی فنر مطابق رابطه (۹) است.

$$F_z = (P_1 - P_a) A(h(t)) \quad (9)$$

با در نظر گرفتن سطح مؤثر فنر به صورت تابعی از موقعیت دو انتهای فنر طبق معادله (۲) گرادیان نیروی عمودی روی سطح فنر به صورت رابطه (۱۰) به دست خواهد آمد.

$$\dot{F}_z = \dot{P}_1 A(h(t)) + (P_1 - P_a) \dot{A}(h(t)) \quad (10)$$

مخزن ذخیره در فنرهای بادی برای ذخیره هوای فشرده مورد استفاده قرار می گیرد و وظیفه آن، جذب ضربه و توزیع یکنواخت فشار و نرمی بیشتر سیستم تعلیق است. می توان معادله پیوستگی را علاوه بر فنر بادی، برای مخزن ذخیره نیز نوشت، با این تفاوت که مقدار جریان عبوری از مخزن تابعی از حجم آن نیست زیرا حجم مخزن مقدار ثابت V_2 است (رابطه (۱۱)).

$$G = \frac{d(\rho_2 V_2)}{dt} = \frac{d(\rho_2)}{dt} V_2 \quad (11)$$

با فرض اینکه هوای درون مخزن یک فرایند پلی تروپیک را طی می نماید و با توجه به رابطه (۱۱)، گرادیان فشار درون مخزن ذخیره به صورت رابطه (۱۲) به دست خواهد آمد:

$$\dot{P}_2 = \frac{nRT_{20}}{V_2} \left(\frac{P_2}{P_{20}} \right)^{\frac{n-1}{n}} G \quad (12)$$

که T_{20} دمای اولیه مخزن ذخیره و P_{20} فشار اولیه ی داخلی مخزن ذخیره است. با توجه به پیچیدگی بیش از حد معادلات غیر خطی حاکم بر رفتار فنرهای بادی، نیاز به خطی سازی معادلات برای استخراج معادلات حاکم بر سیستم تعلیق می باشد. بنابراین انجام خطی سازی معادلات فنر بادی رسیدن به یک معادله خطی بین نیروی فنر بادی (F) و h موقعیت دو انتهای فنر (میزان ارتفاع از پایین ترین نقطه فنر بادی) ضروری به نظر می رسد. خطی سازی حول نقطه تعادل ایستایی که در آن $h=L$ یعنی طول فنر بادی برابر با مقدار تعادلی می باشد، با کمک بسط تیلور و براساس اطلاعات جدول ۱ انجام شده است و معادلات حاکم با در نظر گرفتن نوسانات مثبت و منفی حول این نقطه تعادلی خطی سازی شده است. همچنین L طول فنر بادی است که h حداکثر برابر با مقدار L می تواند باشد و شرط فوق شرایط حدی حاکم بر مساله را نشان می دهد که در این نقطه، مقدار تغییرات حجم و سطح مقطع نسبت به ارتفاع به صفر می رسد. برای انجام این خطی سازی از بسط تیلور حول نقاط تعادلی که در جدول (۱) آمده است، استفاده شده است.

جدول ۱. نقاط تعادلی خطی سازی معادله فنر بادی با کمک بسط تیلور

Table 1. Equilibrium points of the linearization of air-spring equation using Taylor expansion.

$G_L = \dot{G} = 0$	$P_{1l} = P_0$	$P_0 = P_{21}$
$\dot{P}_{1l} = 0$	$\dot{P}_{2l} = 0$	$V_{1L} = V_{10}$

$V_{2l} = V_{20}$	$V_{1l} = 0$	$\dot{h}_L = 0$
$h_L = h_0$	$\xrightarrow{h=L} \frac{dV}{dh} = 0$	$\xrightarrow{h=L} \frac{dA}{dh} = 0$
$A_1 = A_0$		

در ادامه نیاز به خطی‌سازی معادلهٔ گرادیان فشار فنر بادی حول نقطهٔ تعادل است. این معادله که همان رابطه (۶) می‌باشد به صورت رابطه (۱۳) و رابطه (۱۴) در می‌آید.

$$\dot{P}_1 = -\frac{nRT_{10}}{V_{10}}G - \frac{nP_{10}}{V_{10}}\dot{V}_1 \quad (13)$$

$$\xrightarrow{h=L} \dot{V}_1 = \frac{dV}{dh} \frac{dh}{dt} = v \cdot \dot{h} \quad (14)$$

که v تغییرات حجم نسبت به ارتفاع است و در نهایت پس از خطی‌سازی، گرادیان فشار داخل فنر به صورت خطی بر حسب گرادیان تغییر ارتفاع فنر و جریان عبوری از اوریفیس مطابق رابطه (۱۵) بدست می‌آید.

$$\dot{P}_1 = -\frac{nRT_{10}}{V_{10}}G - \frac{nvP_{10}}{V_{10}}\dot{h}_1 \quad (15)$$

به طور مشابه، برای گرادیان نیروی فنر (رابطه (۱۰))، نیز خطی‌سازی بر حسب گرادیان فشار داخل فنر و همچنین گرادیان تغییر سطح مؤثر فنر براساس رابطه (۱۶) و رابطه (۱۷) بدست می‌آید.

$$\dot{F}_z = A_0 \dot{P}_1 + (P_{10} - P_a) \dot{A} \quad (16)$$

$$\xrightarrow{h=L} \dot{A} = \frac{dA}{dh} \frac{dh}{dt} = \alpha \dot{h} \quad (17)$$

بنابراین، گرادیان نیرو بر حسب گرادیان فشار و گرادیان موقعیت دو انتهای فنر پس از جای‌گذاری مطابق رابطه (۱۸) به دست می‌آید.

$$\dot{F}_z = A_0 \dot{P}_1 + (P_{10} - P_a) \alpha \dot{h} \quad (18)$$

بنا به آنچه گفته شد، برای استخراج معادله نهایی، نیاز به خطی‌سازی معادلات مخزن ذخیره نیز وجود دارد، بنابراین پارامتری به عنوان مقاومت خطی اوریفیس معرفی می‌شود که به دامنهٔ تغییرات فشار اوریفیس در همسایگی نقطهٔ خطی‌سازی وابسته است. پارامتر مقاومت خطی اوریفیس R_f از جمله پارامترهای سیستم تعلیق بادی است که بایستی برای سواری بهتر خودرو بهینه شود. باتوجه به جدول (۱) و رابطه (۱۰) رابطه (۱۱) رابطه (۱۲)، رابطه (۱۹) و رابطه (۲۰) بدست می‌آید.

$$\dot{P}_2 = -\frac{nRT_0}{V_{20}} G \quad (19)$$

$$P_1 - P_2 = GR_f \quad (20)$$

باتوجه به اینکه رابطه (۱۱) و رابطه (۱۲) در نقطه ای که خطی سازی آن انجام می شود، دارای شیب بی نهایت می شوند، خطی سازی رابطه (۲۰) از مرتبه ی ۲ انجام شده است.

لازم به ذکر است که باتوجه به وضعیت فنر بادی و مقدار مقاومت خطی تعریف شده برای اوریفیس، دو نوع سختی می توان برای سیستم تعریف نمود:

- سختی فنر تنها
- سختی کلی

که در ادامه در مورد آنها بحث خواهد شد.

الف) سختی فنر تنها

در صورتی که مقاومت خطی اوریفیس بی نهایت شود، عملاً جریانی از اوریفیس نمی گذرد و مقدار شار جریان عبوری از آن صفر می شود و تنها، فنر بار وارده بر سیستم تعلیق را تحمل کرده و مخزن ذخیره از مدار خارج می شود، در این حالت تنها سختی فنر در سیستم عمل خواهد کرد. مقدار گرادیان فشار سیستم از مساوی صفر قراردادن جریان در معادله خطی فنر (رابطه (۱۳)) مطابق رابطه (۲۱) بدست می آید.

$$\dot{P}_1 = -\frac{n\nu P_{10}}{V_{10}} \dot{h} \quad (21)$$

به همین ترتیب گرادیان نیروی فنر نیز مطابق رابطه (۲۲) بدست می آید.

$$\dot{F}_z = -\frac{n\nu P_{10} A_0}{V_{10}} \dot{h} + (P_{10} - P_a) \alpha \dot{h} = -(K_{v1} + K_a) \dot{h} = -K_s \dot{h} \quad (22)$$

K_s که مجموع سختی حجمی فنر بادی و سختی سطحی فنر بادی است، نشان دهنده ی سختی فنر تنها است و همان طور که در رابطه (۲۲) مشخص است بیان می کند که یک رابطه خطی بین گرادیان نیروی فنر و گرادیان تغییر ارتفاع فنر است. سختی حجمی فنر بادی K_{v1} و سختی سطحی فنر بادی K_a مطابق رابطه (۲۳) و رابطه (۲۴) تعریف می گردند.

$$K_{v1} = \frac{n\nu P_{10} A_0}{V_{10}} \quad (23)$$

$$K_a = -(P_{10} - P_a) \alpha \quad (24)$$

ب) سختی مجموع

در این حالت اختلاف فشار بین فنر بادی و مخزن صفر است و حجم داخلی، مجموع حجم های فنر و مخزن است $(V_{10} + V_{20})$. در این حالت گرادیان فشار فنر و مخزن نیز برابر است که با رابطه (۲۵) نمایش داده می شود.

$$\dot{P}_1 = \dot{P}_2 = \frac{nRT_0}{V_{20}} G \quad (25)$$

با جای گذاری در رابطه (۱۹)، رابطه (۲۶) به دست می آید که در آن مجموع سختی (K_{sv}) براساس سختی حجمی مخزن ذخیره (رابطه (۲۷)) (K_{v12}) و سختی سطحی مخزن ذخیره (K_a) بدست می آید.

$$\dot{F}_z = -\frac{nvP_{10}A_0}{V_{10} + V_{20}} \dot{h} + (P_{10} - P_a) \alpha \dot{h} = -(K_{v12} + K_a) \dot{h} = -K_{sv} \dot{h} \quad (26)$$

$$K_{v12} = \frac{nvP_{10}A_0}{V_{10} + V_{20}} \quad (27)$$

جدول ۲. مقادیر پارامترهای فنر بادی در حالت تعادل

Table 2. Air spring parameters values in the equilibrium point.

نماد	مقدار	نام و یکای پارامتر
n	۱/۴	نرخ پلی تروپیک هوا
R	۲۸۷	ثابت جهانی گازها $N \cdot m \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
P_{10}	۵/۵	فشار اولیه داخلی فنر بادی بر حسب بار
V_{10}	۰/۰۰۴۲۵۲۳	حجم اولیه فنر بادی بر حسب مترمکعب
V_{20}	۰	در خودرو مخزن ذخیره وجود ندارد
P_{20}	۰	در خودرو مخزن ذخیره وجود ندارد
A_a	۰/۰۲۶۵۷۷	سطح مؤثر اولیه فنر بادی بر حسب مترمکعب
P_a	۱۰۰۰۰۰	فشار اتمسفر بر حسب پاسکال
α	۰/۱۱۳۸	تغییرات سطح نسبت به ارتفاع
ν	۰/۰۴۴۷۸۵	تغییرات حجم نسبت به ارتفاع

معادلات فوق نشان دهنده فرمولاسیون حاکم بر یک سیستم فنر بادی است که غیر خطی بودن این سیستم را نشان می دهد. برای حل این سیستم غیر خطی باید معادله از حالت پارامتریک با پارامترهای تأثیرگذار فنر بادی مانند فشار فنر بر اساس پارامترهای قابل تعریف از طریق ورودی یا خروجی های نرم افزار آدامز تبدیل شود. از این رو در این مرحله با توجه به عملکرد واقعی فنر بادی در نقاط نزدیک به نقطه تعادل خطی سازی گردد تا بتوان سیستم را به راحتی تحلیل نمود؛ لذا با جای گذاری مقادیر ذکر شده در جدول ۲ در رابطه (۲۶)، در نهایت رابطه (۲۸) برای گرادیان نیروی فنر به صورت خطی سازی شده به دست می آید.

$$\dot{F}_z = 266738.83\dot{h} + c$$

(۲۸)

برای جابه‌جایی‌های مثبت و منفی نسبت به حالت تعادل با توجه به آنچه که در عمل اتفاق می‌افتد فشار فنر بادی به‌صورت تابع خطی از ارتفاع فنر بادی در نظر گرفته می‌شود. به این شکل که با استفاده از یک شیر دوطرفه با افزایش ارتفاع فنر بادی (Z های کمتر از صفر) فشار به‌صورت خطی تا رسیدن به فشار اتمسفر در بیشترین ارتفاع فنر کاهش می‌یابد و همچنین با کاهش ارتفاع فنر بادی (Z های بزرگ‌تر از صفر) فشار به‌صورت خطی تا رسیدن به مقدار فشار مخزن ذخیره در کمترین ارتفاع فنر بادی یا طول مرده L_d افزایش می‌یابد. به این ترتیب فشار لحظه‌ای فنر بادی در تمامی حالات مذکور از رابطه (۲۹) قابل محاسبه است.

$$P = \left(\frac{P_{20} - P_{10}}{L_D} \right) Z + P_{10} \quad (29)$$

بدین ترتیب، رابطه (۲۹) فشار لحظه‌ای فنر بادی در ارتفاع‌های مختلف برای محاسبه ضریب فنریت را ارائه می‌دهد و با وارد کردن رابطه بین ضریب فنریت میانگین با ارتفاع در نرم افزار به‌صورت نقطه به نقطه تحلیل‌های مربوطه انجام می‌شود.

شایان ذکر است که در فنرهای معمولی پارامتر نیرو به پارامتر جابه‌جایی وابسته بوده و ضریب تناسب ثابت فنر است، درحالی‌که در فنرهای بادی مطابق رابطه (۲۹) به‌جای آنکه ضریب ثابت فنر یک ضریب ثابت باشد یک ضریب متغیر خطی باشد که با محاسبه مقدار آن حول نقطه تعادل، معادله خطی‌سازی شده و مسئله حل می‌شود. نکته‌ای که باید به آن توجه نمود شکل بدنه فنر بادی است که تأثیر به‌سزایی در رفتار غیرخطی آن دارد. فنرهای بادی به سه دلیل تراکم‌پذیری گاز، رفتار متفاوت نسبت به قانون گازهای ایده‌آل و تغییر سطح مقطع مؤثر که هر سه از ویژگی‌های فیزیکی فنرهای بادی است، رفتار غیرخطی از خود نشان می‌دهند. مطابق رابطه (۱) نیرو متناسب با مقدار فشار و سطح مقطع است که هر دو می‌توانند با تغییر حجم (به واسطه قانون گاز کامل) تغییر کنند. از آنجایی که مطابق رابطه (۲) و (۳) حجم و سطح مقطع مؤثر هر دو تابعی خطی از جابه‌جایی (میزان فشرده‌شدن فنر) هستند، در نتیجه نیرو تابع درجه دوم از جابه‌جایی خواهد بود. سختی فنر بادی را اغلب به‌صورت سختی دینامیکی یا سختی موضعی^۱ در یک نقطه خاص از جابه‌جایی (یا حجم) بیان می‌کنند. در کاربردهای عملی، معمولاً با اندازه‌گیری نیرو در جابه‌جایی‌های مختلف، یک منحنی نیرو-جابه‌جایی ترسیم شده و سختی در هر نقطه از این منحنی با محاسبه شیب مماس بر منحنی در آن نقطه به دست می‌آید. پس می‌توان نتیجه گرفت که در فنر بادی یک رابطه غیرخطی بین نیرو و جابه‌جایی وجود دارد که باعث ثابت نبودن مقدار ثابت فنر و تغییرات خطی آن با جابه‌جایی می‌شود. هرچه فنر بادی بیشتر فشرده شود، حجم گاز کاهش یافته و فشار و در نتیجه نیروی مقاومتی آن به‌صورت غیرخطی و با شیب تندتری افزایش می‌یابد. اطلاعات کامل‌تر درباره رفتار غیرخطی را می‌توان در مراجع [۱۵، ۱۶] مشاهده نمود. شکل بدنه لاستیکی فنر بادی باعث می‌شود که قطر محفظه با تغییر ارتفاع تغییر نماید و در نتیجه فشار داخلی محفظه فنر بادی متغیر بوده و رفتار غیرخطی از خود نشان دهد.

چون بر روی این نوع سیستم تعلیق میله پیچش نیز نصب می‌باشد، پس پیش بار بر روی میله پیچش اعمال می‌شود و بر روی

¹ Local Stiffness

فربادی فرض بر این است که پیش باری اعمال نمی‌شود پس با حل کردن معادله دیفرانسیل بالا رابطه خاص و خطی شده نیرو بر حسب جابه‌جایی مربوط به فربادی موردنظر به دست خواهد آمد. ضریب فربیت خطی‌سازی شده این فرب بادی 266738.83 نیوتن بر متر محاسبه شده است.

۳- مدل‌سازی تحلیل سفتی، پایداری و فرمان‌پذیری خودرو

در این مقاله اثر وجود فرب بادی بر عملکرد یک خودرو سنگین مورد بررسی قرار خواهد گرفت. برای این منظور دو تحلیل متفاوت شامل تحلیل سینماتیک و سفتی خودرو و تحلیل پایداری، راحتی و فرمان‌پذیری خودرو در دو نرم‌افزار مختلف آدامز کار و تراک سیم انجام شده است. در ادامه جزئیات مدل‌سازی توضیح داده خواهد شد.

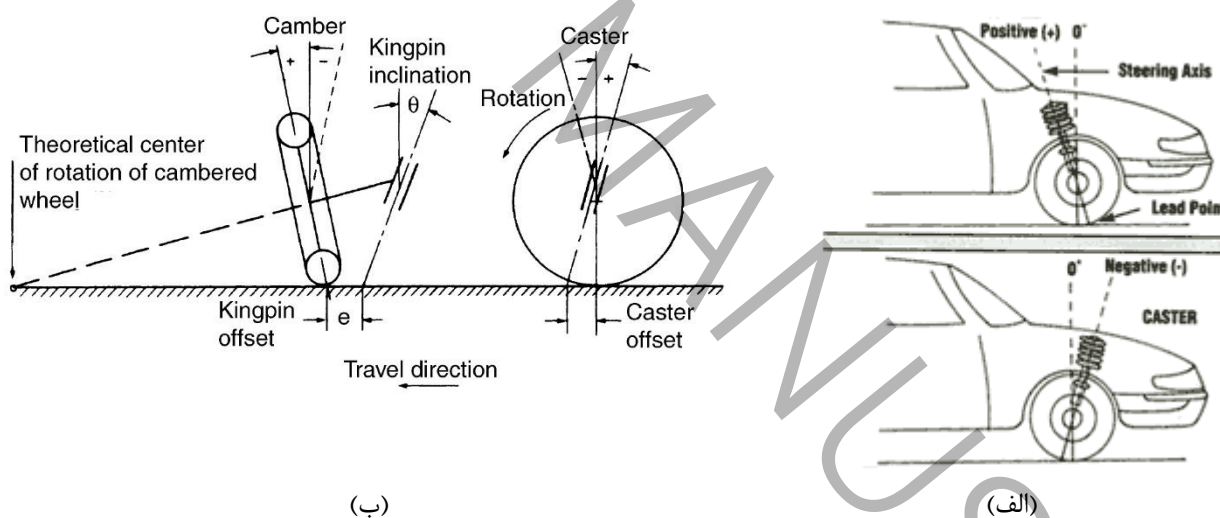
۳-۱- تحلیل‌های سینماتیک و سفتی در نرم‌افزار آدامز کار

مدل تعلیق باتوجه به مشخصات خودرو در محیط نرم‌افزار آدامز کار در دو حالت مجهز به فرب بادی و فاقد فرب بادی با استفاده از اطلاعات جدول ۳ شبیه‌سازی شده و سپس با انجام تست‌های سینماتیک و سفتی (K&C) به بررسی و تحلیل رفتار این نوع سیستم تعلیق در حالت‌های فرمان‌پذیر و غیر فرمان‌پذیر پرداخته می‌شود. مشخصات هر دو خودرو یکسان بوده و تنها تفاوت در اضافه‌شدن فرب بادی به مجموعه است. هدف از این تحلیل‌ها بررسی رفتار دینامیکی سیستم تعلیق فرمان‌پذیر و غیر فرمان‌پذیر است که این تحلیل‌ها در دو حالت سیستم تعلیق مجهز به فرب بادی و سیستم تعلیق فاقد فرب بادی انجام و با هم مقایسه می‌شوند. تغییرات زوایای چرخ، تغییرات ارتفاع مرکز غلت از مهم‌ترین فاکتورهای مورد بررسی است. تنظیم زوایای چرخ‌ها از عوامل بسیار مهم در ایمنی خودرو و عمر تایر است. هم‌ترازی و بالانس صحیح چرخ‌ها، استواری و پایداری خودرو و بیشینه‌کردن تماس تایر با سطح جاده را تضمین می‌کند. زوایایی که موقعیت چرخ را بیان می‌کنند به سه زاویه کمبر، کستر و توو تقسیم می‌شود. شکل ۲ و ۳ تعاریف و مقادیر مثبت و منفی مربوط به سه زاویه کستر، کمبر و توو را نشان می‌دهد. همچنین محور چرخش یا زاویه کینگ پین نیز در شکل ۲ نشان داده شده است. زاویه کمبر، زاویه بین خط عمود و صفحه عمودی مماس بر خط محور عمودی چرخ است (انحراف چرخ نسبت به خط عمود در نمای روبرو) و زاویه کینگ پین زاویه محور فرمان با خط عمود در نمای روبرو است.

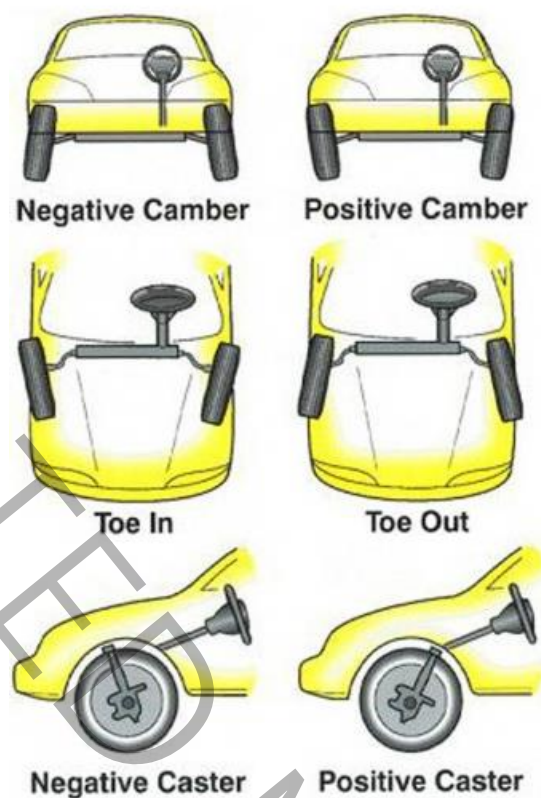
جدول ۳. ورودی های نرم افزار آدامز کار در حالت تعادل

Table 3. Input parameters of Adams Car software in the equilibrium point.

واحد	مقدار	پارامتر
N.m/rad	۳۷۸۸۰	سختی میله پیچش
N.s/m	۶۶۶۶/۶۷	میرایی کمک فنر (تراکم)
N.s/m	۱۷۵۰۰	میرایی کمک فنر (کشش)
deg	-۱	زاویه کمبر
deg	-۰/۷	زاویه Toe
mm	۱۰۵۰	ارتفاع مرکز جرم خودرو
N	۲۲۵۰۰	پیش بار میله پیچش
mm	۵۵۰	شعاع چرخ
kg	۶۶	جرم چرخ
N/m	۲۶۶۷۳۸/۸۳	سختی فنر بادی
mm	۱۵۰	طول فنر بادی

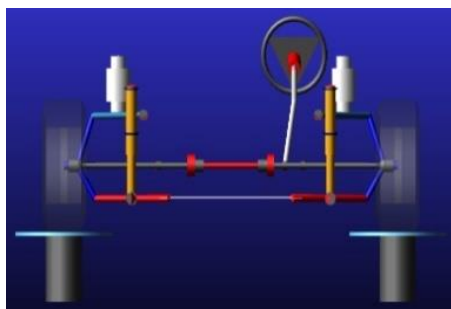


شکل ۲- الف) نمایشی از زاویه کستر مثبت و کستر منفی [۱۴]، ب) زاویه کینگ پین [۱۷].
Fig. 2. a) Definition of the positive and negative caster angle [14], b) the kingpin angle [17].

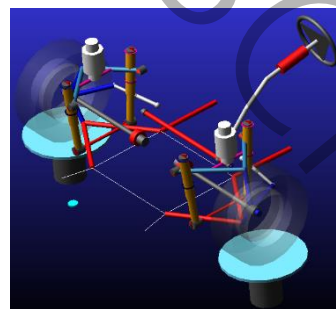


شکل ۳- تعریف زوایای چرخ [۱۴]
Fig. 3. Definition of wheel angles [14].

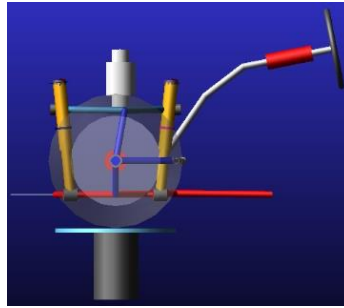
تحلیل سینماتیک و سفتی سیستم تعلیق مربوط به محورهای فرمان‌پذیر و مقایسه عملکرد آنها قبل و بعد از اضافه کردن فنر بادی به کمک مدل ساخته شده از مجموعه تعلیق مربوط به محورهای فرمان‌پذیر خودرو در نرم‌افزار آدامز کار انجام شده است. در هر چهار محور از فنر بادی استفاده شده است. مجموعه نشان داده شده در شکل ۴ و ۵ شامل سیستم تعلیق فرمان‌پذیر، سیستم فرمان، فنر بادی، تایرها و میل پپیچ مربوط به محورهای فرمان‌پذیر است که مدل‌های مربوطه در شکل ۴ و ۵ نشان داده شده‌اند. تحلیل‌های سیستم تعلیق اعم از حرکت موازی چرخ‌ها، حرکت مخالف و حرکت تک‌چرخ و... انجام و نتایج ارائه گردیده است. همچنین پارامترهای موردنیاز برای محاسبات نرم‌افزاری مطابق جدول ۳ و شکل ۶ تعریف شده است. تحلیل عملکرد دو سیستم تعلیق مجهز به فنر بادی و سیستم تعلیق فاقد فنر بادی با هم مقایسه می‌شوند.



(ب)

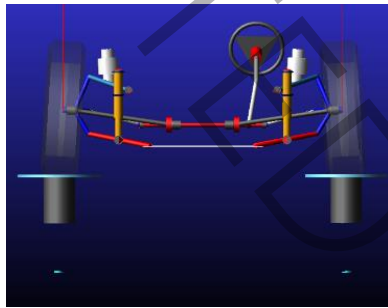


(الف)

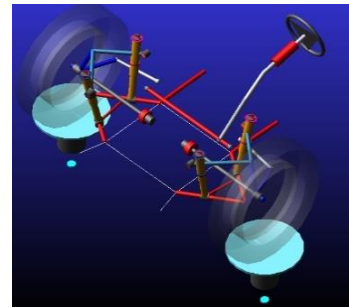


(ج)

شکل ۴- مدل تعلیق مجهز به فنر بادی ساخته شده در نرم افزار آدامز کار (الف) نمای ایزومتریک، (ب) نمای جلو، (ج) نمای جانبی
Fig. 4. Suspension model equipped with air spring modeled in Adams Car software, a) isometric view, b) front view, c) side view.

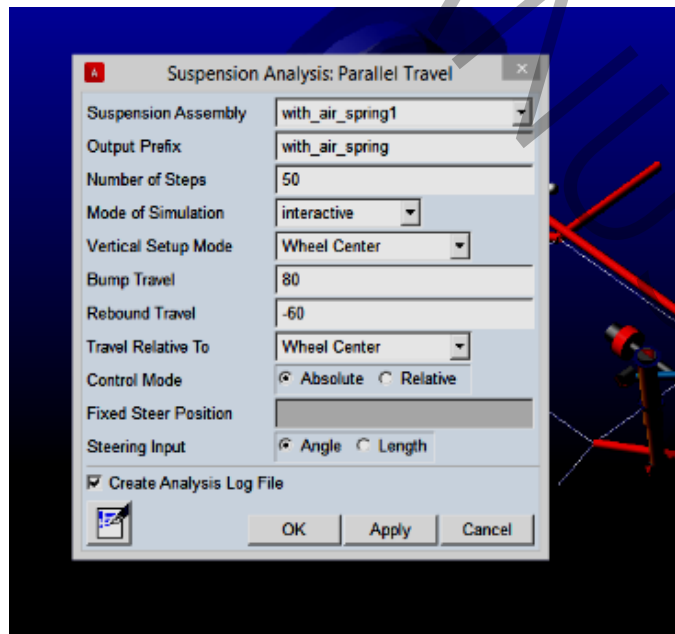


(ب)



(الف)

شکل ۵- مدل تعلیق فاقد فنر بادی ساخته شده در نرم افزار آدامز کار (الف) نمای ایزومتریک، (ب) نمای جلو
Fig. 5. Suspension model without air spring modeled in Adams Car software, a) isometric view, b) front view.



شکل ۶- جدول تنظیمات حرکت موازی چرخ ها در نرم افزار آدامز کار
Fig. 6. Setting of wheel parallel motion in Adams Car software.

برای بررسی عملکرد سفتی فنر بادی، آزمون ویژه‌ای با استفاده از حرکت هم‌زمان چرخ چپ و راست در یک‌جهت (بالا یا پایین) تعریف شده و مشخصه‌های استاتیکی سیستم تعلیق مورد بررسی قرار می‌گیرد. در این آزمون حداکثر جابه‌جایی هر چرخ ۶ سانتی‌متر به سمت پایین و ۸ سانتی‌متر به سمت بالا نسبت به مرکز چرخ در نظر گرفته شده است. مقادیر ۶ و ۸ سانتی‌متر جابه‌جایی مرکز چرخ با توجه به داده‌های اولیه طراحی و محدودیت طول کورس و تغییر زوایای استاندارد چرخ این مقادیر انتخاب شده است. نخستین مورد قابل بررسی در این آزمون، ارتفاع اولیه مرکز غلت^۱ سیستم تعلیق و تغییرات آن حین جابه‌جایی چرخ‌ها است. مرکز غلت عبارت است از مرکز آنی جرم فنربندی شده و زمین که ارتفاع آن نسبت به سطح زمین بر میزان غلتش بدنه و نرخ غلتش آن در مانورهای چرخشی و نیز میزان انتقال بار کناری و در نهایت کیفیت فرمان‌پذیری خودرو بسیار اثرگذار است.

۲-۳- تحلیل‌های پایداری، راحتی و فرمان‌پذیری با نرم‌افزار تراک سیم

برای تحلیل پایداری، راحتی و فرمان‌پذیری خودرو مدل‌سازی سه تست متفاوت شامل تست تغییر دابل مسیر، ترمزگیری سر پیچ^۲ و حرکت در جاده سینوسی^۳ در نرم‌افزار تراک سیم انجام شده است. در تست تغییر دابل مسیر خودرو به همراه کنترل راننده و مطابق استاندارد ISO 3888 در یک مانور حرکتی باید مسیر از پیش تعیین شده‌ای مطابق شکل ۷ که معادل دو بار تعویض (تغییر) پشت‌سرهم در مسیر برای رد کردن ناگهانی یک مانع یا خودرو است، را طی کند. در این تحلیل در سرعت 100km/h رفتار فرمان‌پذیری و پایداری خودرو مورد بررسی قرار می‌گیرد. تغییرات زاویه غربیلک فرمان می‌تواند نشان‌دهنده پایداری حرکت یا خروج از مسیر تعیین شده باشد که در قسمت نتایج مورد بحث قرار خواهد گرفت. اطلاعات جدول ۴، پارامترهای مربوط به مدل در نرم‌افزار تراک سیم را نشان می‌دهد.

¹ Roll center

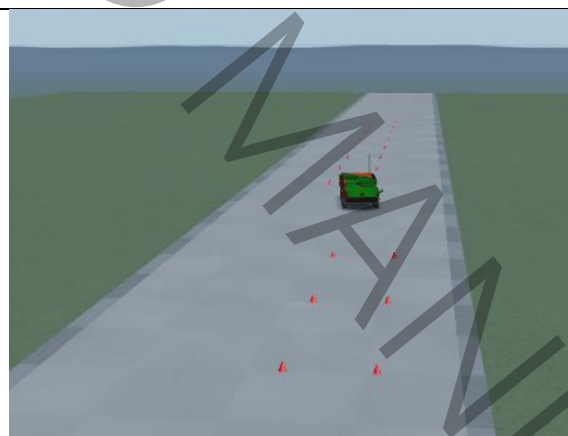
² Brake in turn

³ Bounce Sine Sweep Test

جدول ۴. پارامترهای ورودی نرم افزار تراک سیم

Table 4. Input parameters for TrackSim software.

واحد	مقدار	پارامتر
N/m	۸۱۰۸۱۰/۸۱	سختی تایر [۱۷]
Mm	۱۳۶۰	فاصله محور اول و دوم
Mm	۱۹۹۰	فاصله محور دوم و سوم
Mm	۱۳۶۰	فاصله محور سوم و چهارم
Kg	۳۰۰۰	جرم فنربندی نشده
Kg	۱۷۰۰۰	جرم فنربندی شده
kg.mm ²	۱۰ ^{۱۰}	گشتاور اینرسی حول محور X
kg.mm ²	۱۰ ^{۱۰}	گشتاور اینرسی حول محور Y
kg.mm ²	۲×۱۰ ^{۱۰}	گشتاور اینرسی حول محور Z
M	۳	عرض خودرو
M	۶/۶۶	طول کل خودرو
N.s/m	۱۲۸۶۰	ضریب دمپینگ معادل کمک فنر، در هر دو حالت فشردگی و بازشدگی



شکل ۷- تست تغییر دوبل مسیر (خودرو قرمز رنگ فاقد فنر بادی و خودرو سبزرنگ مجهز به فنر بادی می باشد)

Fig. 7. Double lane-change test (red vehicle: without air suspension and green vehicle: equipped with air suspension).

علاوه بر تست تغییر دوبل مسیر، برای بررسی راحتی و فرمان پذیری دو تست دیگر شامل ترمزگیری سر پیچ و حرکت در جاده سینوسی مطابق شکل ۸ نیز تعریف شده است. در تست ترمزگیری، خودرو با سرعت ۷۰ کیلومتر بر ساعت حرکت می کند و در لحظه ورود به پیچ شروع به ترمزگیری می نماید و دو حالت مربوط به خودرو مجهز به فنر بادی و خودرو فاقد فنر بادی با هم مقایسه می شود. شعاع پیچ در این تست ۱۰۰ متر است. آزمون حرکت در یک جاده با موج سینوسی بر روی جاده ای با پروفیل سینوسی انجام می شود. در این آزمون، جاده شکل سینوسی دارد که در ابتدای مسیر طول موج جاده (فاصله بین دو قله منحنی) به اندازه دو متر است، اما به مرور، هر چه خودرو به پایان مسیر نزدیک می شود، طول موج جاده کاهش یافته و طول موج جاده تا ۵۰ سانتی متر کاهش می یابد و عملکرد سیستم تعلیق در این جاده بررسی می شود. ارتفاع برآمدگی جاده (ارتفاع نمودار سینوسی) در کل مسیر ثابت بوده و به اندازه ۱۰ سانتی متر بوده است. هدف از این آزمون بررسی راحتی عملکرد سیستم تعلیق بر روی جاده ناهموار با فرکانس های مختلف است.



(ب)



(الف)

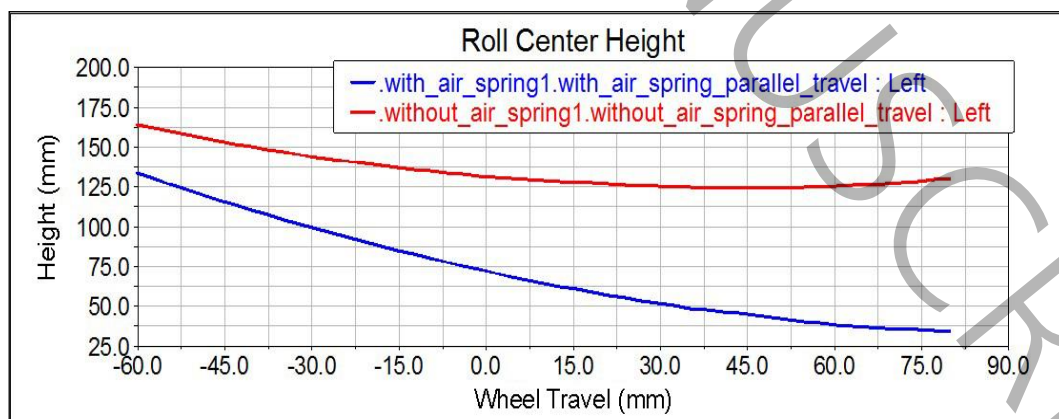
شکل ۸- الف) انحراف و ناپایداری خودرو فاقد فنر بادی در تست ترمزگیری در سر پیچ (ب) نمای جانبی از خودروها در حین حرکت در جاده سینوسی (خودرو قرمز رنگ فاقد فنر بادی و خودرو سبز رنگ مجهز به فنر بادی است)

Fig. 8. a) deviation and instability of the vehicle without air spring during braking in a turn; b) side view of the vehicles while traveling on the sinusoidal road (red vehicle: without air suspension and green vehicle: equipped with air suspension).

۴- نتایج و بحث

۴-۱- نتایج بررسی سینماتیک و سفتی خودرو

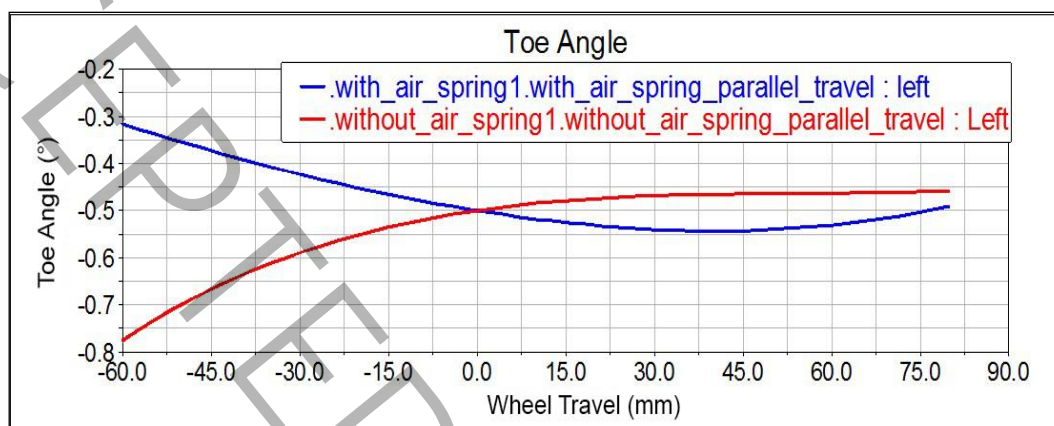
ارتفاع مرکز غلت سیستم تعلیق مجهز به فنر بادی در حالت استاتیکی حدود ۷۰ میلی‌متر است و ارتفاع مرکز غلت سیستم تعلیق فاقد فنر بادی در حالت استاتیکی ۱۳۰ میلی‌متر می‌باشد. این تفاوت در ارتفاع مرکز غلت در هر دو سیستم به صورت لحظه ای، زمانی که جابه‌جایی عمودی چرخ صفر می‌شود، رخ می‌دهد. پایین‌تر بودن مرکز غلت باعث بهبود پایداری می‌گردد که ناشی از تنظیم شدن ضریب فنریت تعلیق بادی با پروفیل جاده می‌باشد در صورتی که در تعلیق مکانیکی ضریب فنریت ثابت می‌باشد و با پروفیل جاده و بار اعمالی تغییر نمی‌کند. در شکل ۹ تغییرات ارتفاع مرکز غلت بر حسب جابه‌جایی عمودی چرخ‌ها نشان داده شده است. همانگونه که مشاهده می‌شود مرکز غلت سیستم تعلیق مجهز به فنر بادی کمتر از مرکز غلت سیستم تعلیق فاقد فنر بادی می‌باشد و این موضوع به کم شدن زاویه‌ی رول بدنه و کاهش گشتاور وارد بر بدنه‌ی خودرو در اثر شتاب جانبی و در نتیجه پایداری بیشتر خودرو در مانورها کمک می‌کند. شایان ذکر است که با توجه به دامنه حرکت، نتایج ارائه شده برای مدل، پیرامون حالت تعادل بسیار معتبر است. اگر دامنه حرکت از ± 15 سانتیمتر بیشتر شود، خطای مدل ارایه شده افزایش یافته و دقت شبیه سازی به شدت کاهش می‌یابد.



شکل ۹- تغییرات ارتفاع مرکز غلت بر حسب جابه‌جایی عمودی چرخ (منحنی آبی رنگ مربوط به سیستم تعلیق مجهز به فنر بادی و منحنی قرمز رنگ مربوط به سیستم تعلیق بدون فنر بادی)

Fig. 9. Changes in roll center height versus vertical wheel displacement (red curve: without air suspension and blue curve: equipped with air suspension).

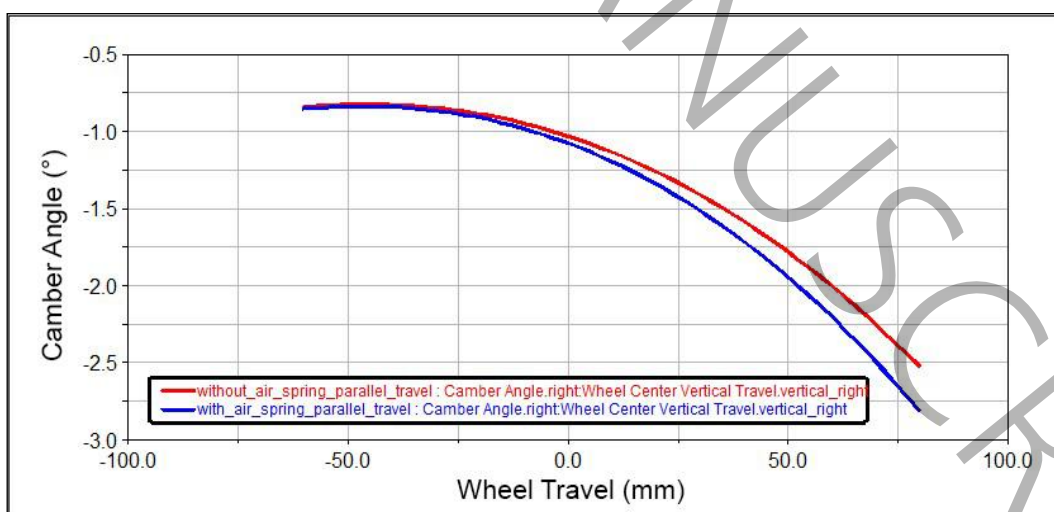
در شکل ۱۰ تغییرات زاویه toe هر چرخ بر حسب جابه‌جایی عمودی چرخ نشان داده شده است. در این شکل وضعیت toe-in با علامت مثبت و وضعیت toe-out با علامت منفی نشان داده شده است. حداقل بودن مقدار تغییرات toe در حین حرکت عمودی چرخ‌ها از ضرورت‌های مهم در طراحی سیستم تعلیق و فرمان می‌باشد. باتوجه به تغییرات toe مربوط به سیستم تعلیق مجهز به فنر بادی و سیستم تعلیق فاقد فنر بادی، رفتار سیستم تعلیق مجهز به فنر بادی مطلوب‌تر می‌باشد.



شکل ۱۰- تغییرات زاویه toe چرخ بر حسب جابه‌جایی عمودی چرخ

Fig. 10. Changes in wheel toe angle versus vertical wheel displacement.

زاویه کمبر تأثیر بسیار زیادی در دینامیک خودرو دارد و انتخاب میزان و اندازه آن بسیار حائز اهمیت است. از آنجاکه این زاویه با تغییرات جاده نیز تغییر می‌کند. همان‌گونه که از شکل ۱۱ نیز مشخص است زاویه کمبر با جابه‌جایی رابطه عکس دارد، یعنی با افزایش جابه‌جایی چرخ زاویه کمبر رو به منفی‌تر شدن می‌رود که این امر با اصول طراحی سیستم تعلیق مطابقت دارد. در طول کل جابه‌جایی سیستم تعلیق، نمودار زاویه کمبر مربوط به تعلیق مجهز به فنر بادی پایین‌تر از نمودار مربوط به تعلیق فاقد فنر بادی است که این امر منفی‌تر بودن زاویه کمبر را نشان می‌دهد و در نتیجه پایداری بیشتر خودرو را در پی خواهد داشت [۱۷].

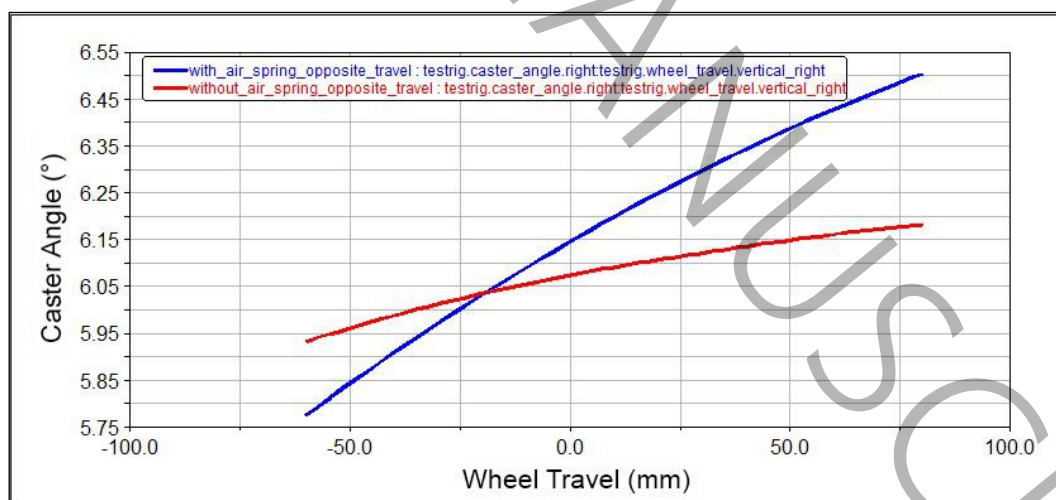


شکل ۱۱- تغییرات زاویه کمبر بر حسب جابه‌جایی عمودی چرخ

Fig. 11. Changes in camber angle versus vertical wheel displacement.

زاویه کستر یکی از زوایای فرمان است که در هدایت خودرو تأثیر مهمی دارد زاویه کستر حالت استقرار محور چرخش چرخ‌های جلو

نسبت به خط قائم را از دید جانبی بیان می‌کند. با تعیین زاویه کستر تأثیر وزن وارد بر چرخ جلو و نیروی هدایت‌کننده مشخص می‌شود. هرگاه اثر وزن خودرو عقب‌تر از نیروی کشنده در روی زمین باشد کستر مثبت و هرگاه جلوتر باشد کستر منفی است. اگر این زاویه صفر باشد؛ یعنی محور عمودی چرخ جلو کاملاً مستقیم باشد. در خودروها معمولاً از کستر مثبت استفاده می‌شود. این میزان عقب کشیدگی محور چرخ‌ها باعث می‌شود تا از حالت Toe Out شدن چرخ‌های جلو خودداری کند و موجب بروز حالت Toe in در محور جلو شود. حالت Toe out ایجاد گیجی در فرمان و همچنین عدم تعادل در خودرو می‌شود که خطرناک است و از طرفی گردش در سر پیچ‌ها را با کمی مشکل همراه می‌کند. هر چند که کستر مثبت نیز معایب خود را به همراه دارد؛ اما از آنجاکه در هدایت خودرو و در سر پیچ‌ها دارای امتیازهای خاص خود است و مشکلات کمتری نسبت به حالت کستر منفی دارد، برای همین است که در خودروها از کستر مثبت استفاده می‌شود. کستر مثبت به تعادل و جهت‌یابی وسیله نقلیه در جاده کمک می‌کند؛ زیرا نقطه اثر محور سگدست در جلوی نقطه اتکا چرخ قرار می‌گیرد به این ترتیب چرخ به سمت جلو کشیده می‌شود این زاویه دارای اثر دیگر هم هست و آن در سر پیچ‌ها است که خودرو تمایل دارد حول چرخ خارجی آن کشیده شود به عبارت دیگر به نیروی گریز از مرکز در سر پیچ‌ها اضافه می‌شود. برای از بین بردن این اثر نامطلوب، کستر منفی را در نظر می‌گیرند در نتیجه در سر پیچ‌ها اتومبیل به طرف داخل قوس متمایل می‌گردد و نیروی این تمایل از نیروی گریز از مرکز کم می‌شود. یک اثر مهم دیگر کستر مثبت، این است که در اثر وجود کستر مثبت، وزن اتومبیل باعث toe in شدن چرخ‌ها و کستر منفی باعث toe out شدن چرخ‌ها می‌شود. در چرخ‌هایی که کستر منفی دارد نیروی هدایت‌کننده عقب‌تر از نیروی وزن است؛ یعنی برای هدایت، چرخ فشار داده می‌شود؛ مانند آنکه یک جعبه در روی سطح میز از پشت تحت فشار قرار گیرد. در این وضعیت هدایت دشوار بوده و حالت گیجی در حرکت خودرو به وجود می‌آید. این زاویه همچنین دارای تأثیراتی روی قطعات جلوبندی می‌شود که اثر روی سگدست یکی از مهم‌ترین آنهاست. از آنجاکه یکی از نقاط اتصال سگدست در کستر مثبت، در جلوی محور چرخ قرار می‌گیرد، باعث می‌شود تا چرخ همیشه به سمت جلو کشیده شود که اثر آن باز هم در هدایت خودرو و خصوصاً در سر پیچ‌ها است. شکل ۱۲ تغییرات زاویه کستر را نشان می‌دهد، با توجه به توضیحات بالا، با افزایش جابه‌جایی سیستم تعلیق، زاویه کستر سیستم تعلیق مجهز به فنر بادی بیشتر می‌شود و که این عمل منجر به افزایش کیفیت فرمان‌پذیری خودرو می‌شود و همچنین باعث می‌شود که فرمان روان‌تر و نرم‌تر عمل کند. پس فرمان مربوط به سیستم تعلیق مجهز به فنر بادی روان‌تر و نرم‌تر از فرمان مربوط به سیستم تعلیق فاقد فنر بادی است [۱۷].

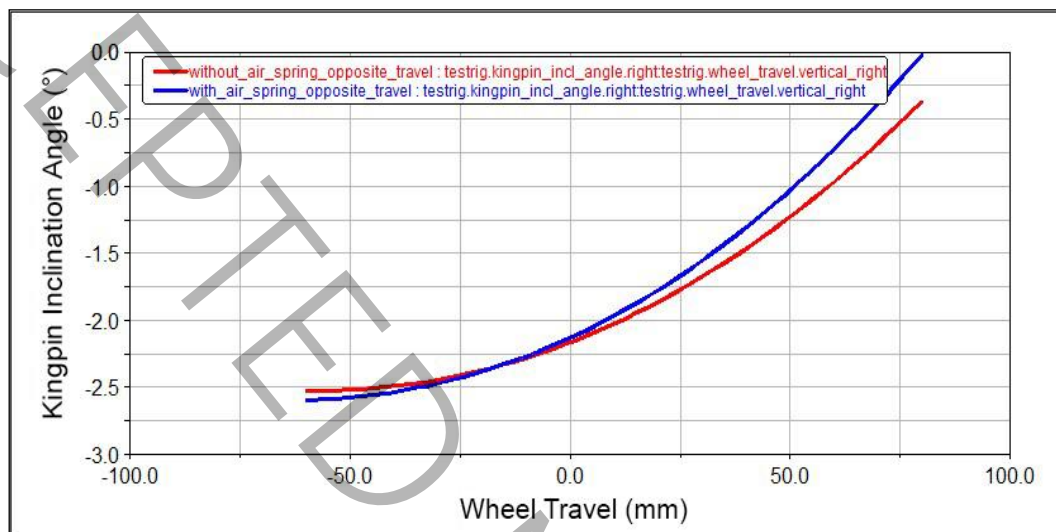


شکل ۱۲- تغییرات زاویه کستر بر حسب جابه‌جایی عمودی چرخ

Fig. 12. Changes in caster angle with vertical wheel displacement.

به زاویه‌ای که بین خط قائم از دید جلو و امتداد محور چرخش چرخ به وجود می‌آید زاویه محور چرخش یا کینگ پین می‌گویند. هرگاه دو زاویه در سطح جاده یکدیگر را قطع کنند بهترین حالت ایجاد می‌شود البته این حالت غیرممکن است به این دلیل که لازم است محور چرخش نسبت به خط قائم کجی زیادی داشته باشد و همچنین طول محور چرخ به اندازه لازم بزرگ بلند ساخته شود. هر دو فرض مشکلاتی را ایجاد می‌کند که ناگزیر محل تقاطع دو امتداد در سطح جاده یک نقطه واحد نخواهد بود [۱۷]. شکل ۱۳ تغییرات

زاویه کینگ پین را برای سیستم دارای فنر بادی و بدون فنر بادی نشان می‌دهد که با افزایش جابه‌جایی سیستم تعلیق، تغییرات زاویه کینگ پین سیستم تعلیق مجهز به فنر بادی کمتر از تغییرات زاویه کینگ پین سیستم تعلیق فاقد فنر بادی است (به عبارتی بیشتر به صفر نزدیک می‌شود). هر چه زاویه کینگ پین کمتر باشد (به صفر نزدیک‌تر باشد) سطح تماس چرخ با زمین بیشتر می‌شود و موجب افزایش نیروی محرک می‌شود و کشش خودرو بیشتر می‌شود و همچنین پایداری خودرو بیشتر می‌شود و هرچه زاویه کینگ پین کمتر باشد همه سطح تایر به صورت یکسان ساییده می‌شود و کشش فرمان کمتری اتفاق می‌افتد.



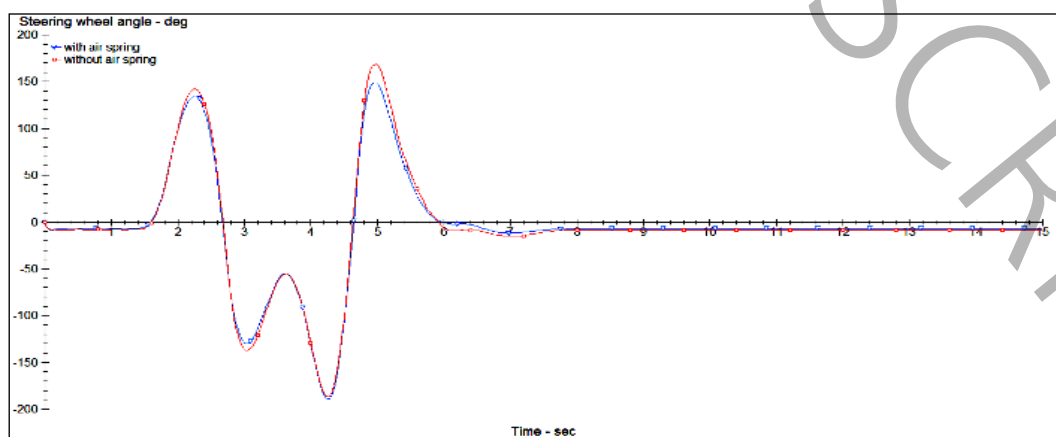
شکل ۱۳- تغییرات زاویه تمایل کینگ پین بر حسب جابه‌جایی عمودی چرخ

Fig. 13. Changes in kingpin inclination angle versus vertical wheel displacement.

۲-۴- نتایج بررسی پایداری، راحتی و فرمان‌پذیری خودرو

برای بررسی پایداری، راحتی و فرمان‌پذیری نتایج در سه بخش شامل تست تغییر دابل مسیر، تست حالت ترمزگیری در یک پیچ و حرکت در یک جاده سینوسی ارائه خواهد شد.

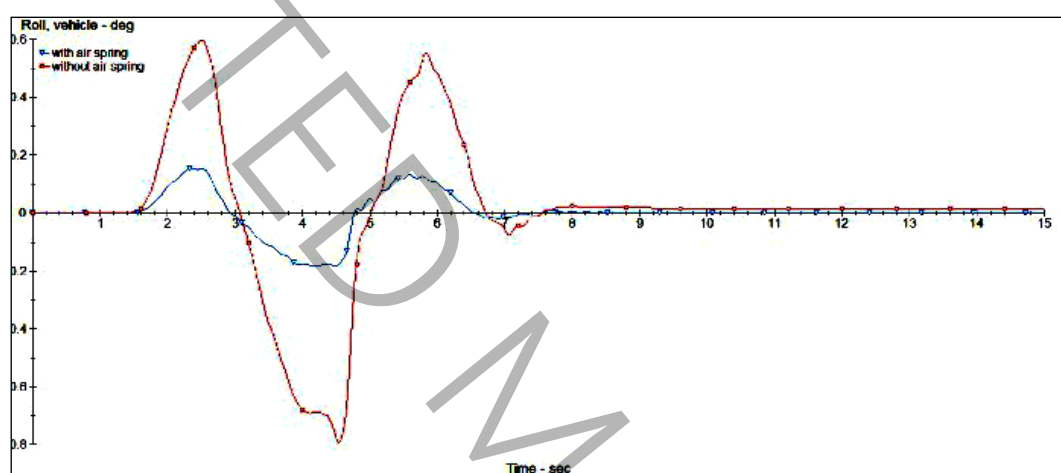
شکل ۱۴ تغییرات زاویه غربلیک فرمان در طی تست تغییر دابل مسیر را نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که زاویه غربلیک فرمان برای هر دو خودرو تقریباً بر هم منطبق می‌باشد اما در بخش‌هایی از مسیر حرکت، زاویه غربلیک فرمان مربوط به خودرو مجهز به فنر بادی کمتر از زاویه غربلیک فرمان خودرو فاقد فنر بادی می‌باشد، که بدان معنی می‌باشد که خودرو مجهز به فنر بادی، همان مسیر را با دادن زاویه فرمان کمتری می‌تواند طی کند که یک مزیت به حساب می‌آید.



شکل ۱۴- زاویهٔ غربیلک فرمان بر حسب زمان در تست تغییر دوبل مسیر (نمودار قرمز رنگ مربوط خودرو فاقد فنر بادی و نمودار آبی رنگ مربوط به خودرو مجهز به فنر بادی است)

Fig. 14. Steering wheel angle versus time in the double lane-change test (red curve: vehicle without air springs and blue curve: vehicle equipped with air spring).

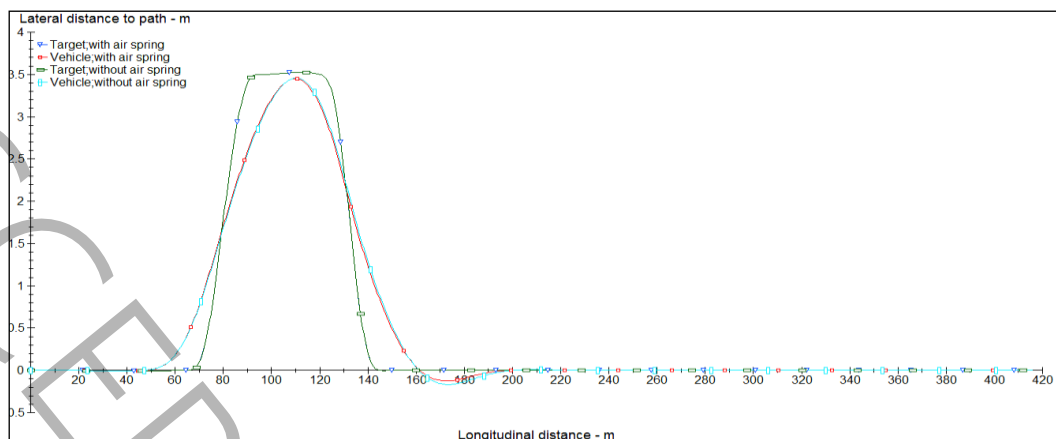
شکل ۱۵ تغییرات زاویه رول در طی حرکت تست تغییر دوبل مسیر را نشان می‌دهد، نتایج نشان می‌دهد که تغییرات زاویهٔ رول خودرو مجهز به فنر بادی، نسبت به تغییرات زاویهٔ رول خودرو فاقد فنر بادی، به طور قابل توجهی کمتر است که دلیل این امر بخاطر سفت تر شدن و افزایش صریب فنریت سیستم تعلیق خودرو می‌باشد. این کمتر بودن زاویهٔ رول بدنه به پایداری و فرمان‌پذیری خودرو کمک فراوانی می‌کند.



شکل ۱۵- زاویهٔ رول خودرو بر حسب زمان در تست تغییر دوبل مسیر (نمودار قرمز رنگ مربوط خودرو فاقد فنر بادی و نمودار آبی رنگ مربوط به خودرو مجهز به فنر بادی است)

Fig. 15. Vehicle roll angle versus time in the double lane-change test (red curve: vehicle without air springs and blue curve: vehicle equipped with air springs).

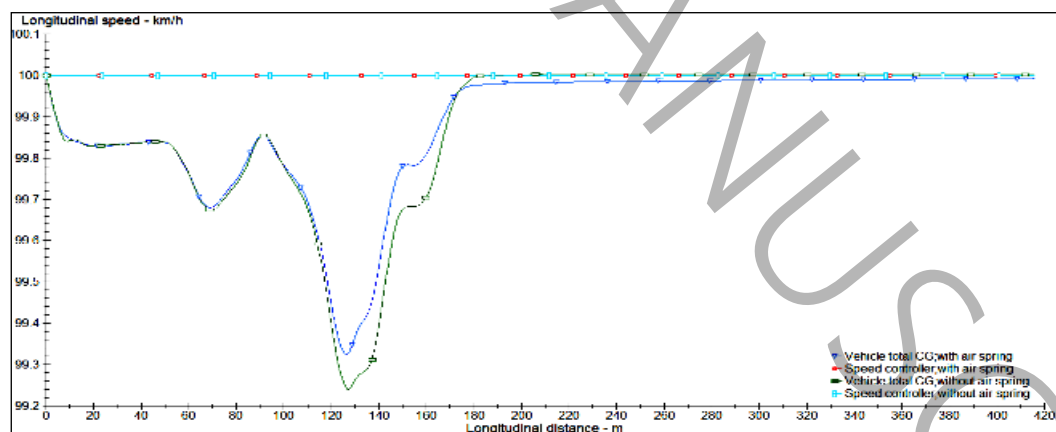
در نهایت برای بررسی نحوه حرکت خودرو در مسیر مشخص شده در تست تغییر دوبل مسیر می‌توان از تطابق فاصله جانبی با مسیر استفاده نمود که در شکل ۱۶ میزان فاصله جانبی نسبت به مسیر مشخص شده نشان داده شده است. همانطور که مشخص است خودرو فنر بادی می‌تواند تغییرات سریعتری را نسبت به خودرو فاقد فنر بادی ایجاد کند و نشان دهنده مانورپذیری بهتر است. با این حال در زمان بازگشت به مسیر اصلی ممکن است مسافت بیشتری طی شود.



شکل ۱۶- نمودار انحراف جانبی از مسیر بر حسب مسافت طولی در تست تغییر دوبل مسیر مطابق استاندارد ISO 3888 (نمودار سبز رنگ مربوط خودرو فاقد فنر بادی و نمودار قرمز رنگ مربوط به خودرو مجهز به فنر بادی است)

Fig. 16. Lateral deviation from the path versus longitudinal distance in the double lane-change test according to ISO 3888 standard (green curve: vehicle without air spring and red curve: vehicle equipped with air spring).

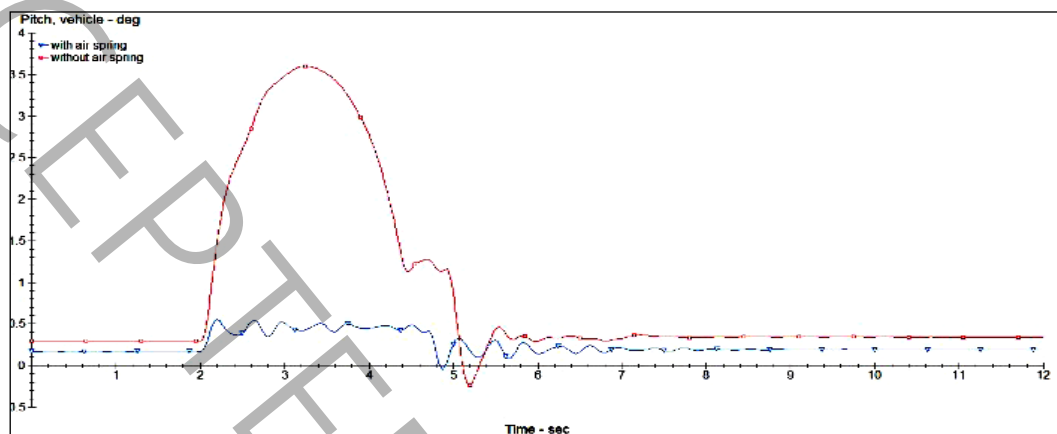
شکل ۱۷ تغییرات سرعت طولی در مسیر مشخص شده در تست تغییر دوبل مسیر را نشان می‌دهد، نتایج نشان می‌دهد که تغییرات سرعت طولی هر دو خودرو تا زمان تغییر مسیر دوم تقریباً یکسان می‌باشد، اما از زمان تغییر مسیر دوم سرعت خودرو مجهز به فنر بادی به مقدار جزئی بیشتر می‌باشد و علت این امر می‌تواند عدم انحراف جانبی کمتر خودرو مجهز به فنر بادی و پایداری بیشتر آن در جهت طولی و لغزش جانبی کمتر باشد.



شکل ۱۷- تغییرات سرعت طولی بر حسب مسافت طولی در مسیر مشخص شده در تست تغییر دوبل مسیر (نمودار آبی رنگ مربوط به خودرو مجهز به فنر بادی و نمودار سبز رنگ مربوط به خودرو فاقد فنر بادی است)

Fig. 17. Longitudinal speed variations versus longitudinal distance along the path specified in the double-lane-change test (blue curve: vehicle equipped with air spring and green curve: vehicle without an air spring).

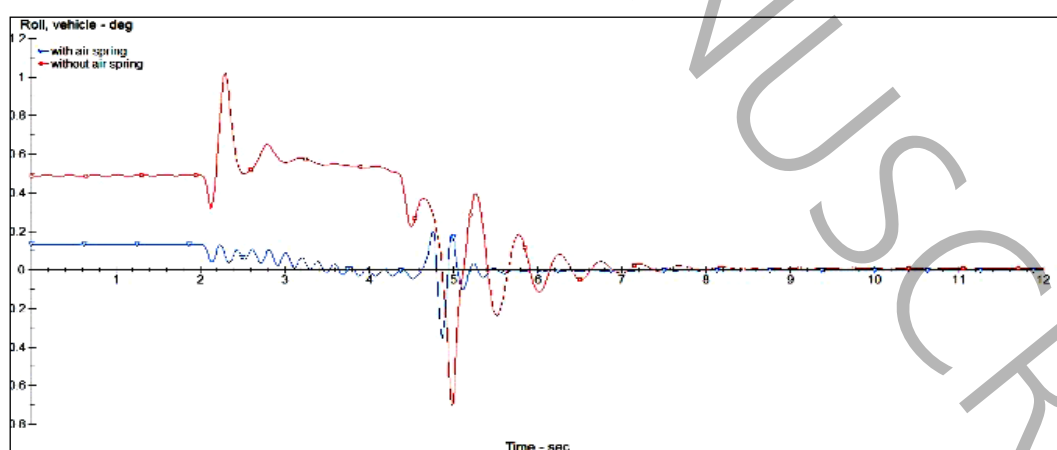
برای تحلیل عملکرد خودرو در حین تست ترمزگیری در سر پیچ، تغییرات زاویه پیچ^۱ زاویه رول^۲ و زاویه انحراف جانبی^۳ خودرو باید مورد بررسی قرار گیرد. شکل ۱۸ تغییرات زاویه پیچ خودرو مجهز به فنر بادی و فاقد فنر بادی را نشان می‌دهد، باتوجه به نمودار مشخص است که در لحظه ترمزگیری، زاویه پیچ خودرو فاقد فنر بادی نسبت به زاویه پیچ خودرو مجهز به فنر بادی به طور قابل توجهی (در حدود ۳ درجه) بیشتر است که این امر منجر به عدم پایداری و فرمان‌پذیری و در فرکانس‌های بالا موجب عدم راحتی سرنشین خودرو می‌شود.



شکل ۱۸- زاویه پیچ خودرو بر حسب زمان در حین ترمزگیری در سر پیچ (نمودار قرمز رنگ مربوط خودرو فاقد فنر بادی و نمودار آبی رنگ مربوط به خودرو مجهز به فنر بادی است)

Fig. 18. Vehicle steering angle versus time during braking in a turn (red curve: vehicle without air spring and blue curve: vehicle equipped with air spring).

شکل ۱۹ مقادیر زاویه رول در حین ترمزگیری در سر پیچ برای یک خودرو مجهز به فنر بادی و فاقد فنر بادی را نشان می‌دهد، باتوجه به نمودار مشخص است که زاویه رول خودرو مجهز به فنر بادی کمتر از زاویه رول خودرو فاقد فنر بادی می‌باشد و همچنین تغییرات و نوسانات زاویه رول خودرو مجهز به فنر بادی نسبت به تغییرات و نوسانات زاویه رول خودرو فاقد فنر بادی زودتر میرا می‌شود که این امر به افزایش راحتی و پایداری و فرمان‌پذیری بیشتر کمک می‌کند.

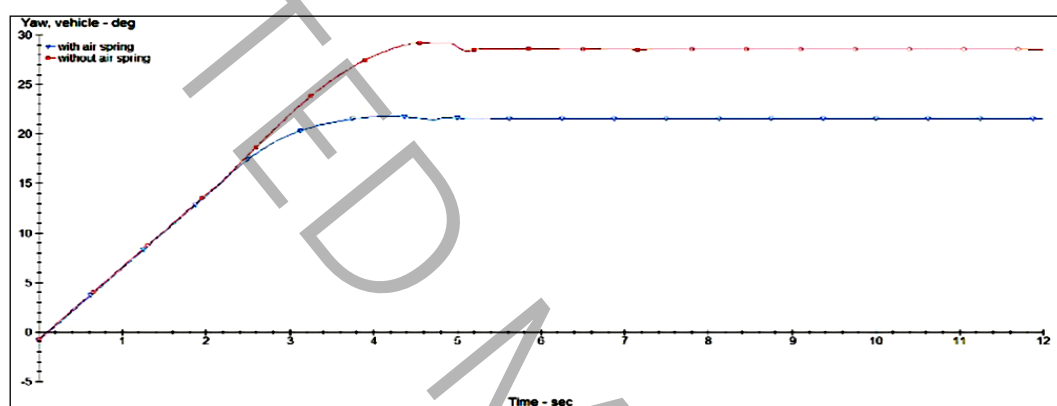


شکل ۱۹- زاویه رول خودرو بر حسب زمان در حین ترمزگیری در سر پیچ (نمودار قرمز رنگ مربوط خودرو فاقد فنر بادی و نمودار آبی رنگ مربوط به خودرو مجهز به فنر بادی است)

- 1 Pitch
- 2 Roll
- 3 Yaw

Fig. 19. Vehicle roll angle versus time during braking in a turn (red curve: vehicle without air spring and blue curve: vehicle equipped with air spring).

شکل ۲۰ تغییرات زاویه انحراف جانبی در حین ترمزگیری در سر پیچ برای یک خودرو مجهز به فنر بادی و فاقد فنر بادی را نشان می‌دهد، باتوجه به نمودار مشخص است که زاویه انحراف جانبی خودرو مجهز به فنر بادی کمتر از زاویه انحراف جانبی خودرو فاقد فنر بادی می‌باشد که بدان معنی است که از لحظه شروع ترمزگیری تا پایان آن خودرو مجهز به فنر بادی نسبت به خودرو فاقد فنر بادی انحراف جانبی کمتری پیدا می‌کند در نتیجه پایداری و فرمان‌پذیری بهتری دارد. بررسی نرخ تغییرات زاویه انحراف جانبی نشان می‌دهد که نرخ تغییرات زاویه انحراف جانبی خودرو مجهز به فنر بادی کمتر از نرخ تغییرات زاویه انحراف جانبی خودرو فاقد فنر بادی می‌باشد و این امر موجب صلابت و فرمان‌پذیری بهتر خودرو می‌شود.

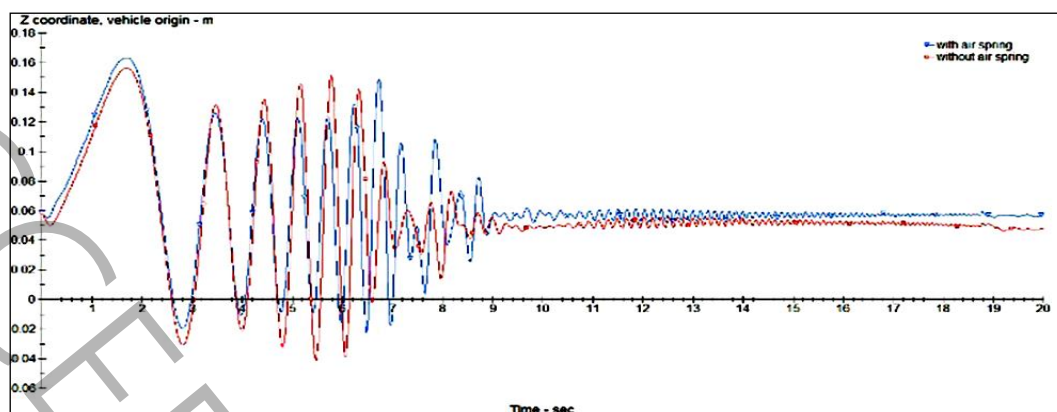


شکل ۲۰- زاویه انحراف جانبی (yaw) خودرو بر حسب زمان در حین ترمزگیری در سر پیچ (نمودار قرمز رنگ مربوط خودرو فاقد فنر بادی و نمودار آبی رنگ مربوط به خودرو مجهز به فنر بادی است)

Fig. 20. Yaw angle of vehicle over time during braking in a turn (red curve: vehicle without air spring and blue curve: vehicle equipped with air spring).

در ادامه نتایج به دست آمده در طی حرکت برای خودرو در یک جاده با موج سینوسی و فرکانس متغیر نشان داده خواهد شد. تحلیل جابه‌جایی عمودی در جاده سینوسی^۱ در شکل ۲۱ نشان داده شده است. در فرکانس‌های پایین (ابتدای جاده با طول موج بلند) میزان جابه‌جایی عمودی بدنه ی خودرو مجهز به فنر بادی کمتر از میزان جابه‌جایی عمودی خودرو فاقد فنر بادی می‌باشد اما در فرکانس‌های بالاتر (انتهای جاده با طول موج کوتاه)، میزان جابه‌جایی عمودی بدنه ی خودرو مجهز به فنر بادی بیشتر از میزان جابه‌جایی عمودی خودرو فاقد فنر بادی می‌باشد. پس نتیجه گرفته می‌شود که در جاده‌های با دست اندازهای نزدیک به هم (فرکانس بالا و طول موج کم) راحتی و عملکرد خودرو فاقد فنر بادی بهتر می‌باشد اما در جاده‌های با دست اندازهای دور از هم (فرکانس پایین و طول موج بلند) عملکرد و راحتی خودرو مجهز به فنر بادی بهتر می‌باشد.

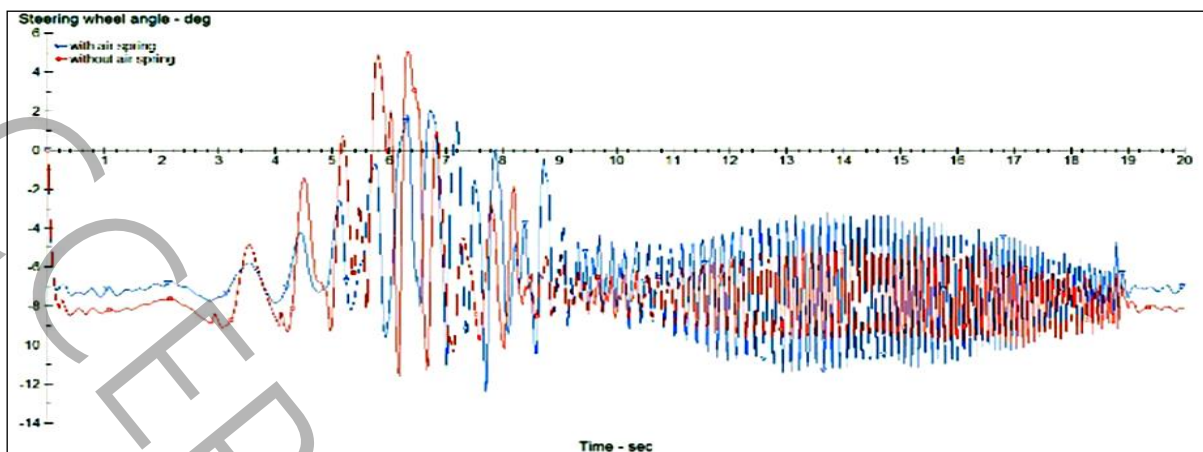
¹ Bounce Sine Sweep Test



شکل ۲۱- نمودار جابه‌جایی عمودی خودروها بر حسب زمان در حین حرکت در یک جاده با موج سینوسی (نمودار قرمز رنگ مربوط خودرو فاقد فنر بادی و نمودار آبی رنگ مربوط به خودرو مجهز به فنر بادی است)

Fig. 21. Vertical displacement of vehicle over time while traveling on sinusoidal road (red curve: vehicle without air spring and blue curve: vehicle equipped with air spring).

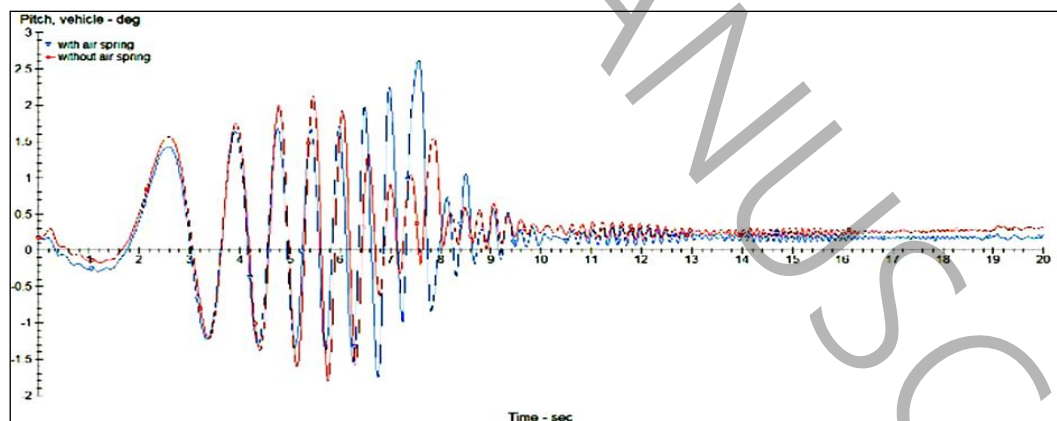
شکل ۲۲ تغییرات زاویه غربیلک فرمان در زمان طی نمودن مسیر برای یک خودرو مجهز به فنر بادی و فاقد فنر بادی را نشان می‌دهد، باتوجه‌به نمودار مشخص است که در فرکانس‌های پایین (طول موج بلندتر جاده) میزان تغییرات زاویه فرمان مربوط به خودرو مجهز به فنر بادی کمتر است، اما در فرکانس‌های بالاتر (طول موج های کوتاه‌تر جاده) میزان تغییرات زاویه فرمان خودرو مجهز به فنر بادی بیشتر از میزان تغییرات زاویه فرمان خودرو فاقد فنر بادی می‌باشد. نتیجتاً، در فرکانس‌های پایین‌تر خودرو مجهز به فنر بادی عملکرد بهتری از نظر لگد زدن فرمان و خوش فرمانی دارد، اما در فرکانس‌های بالاتر خودرو فاقد فنر بادی عملکرد بهتری از نظر لگد زدن فرمان و خوش فرمانی دارد. باتوجه‌به شکل ۲۲ مشاهده می‌شود که تغییرات زاویه غربیلک فرمان از ثانیه نهم به بعد، دارای تغییراتی در محدوده ۵ تا ۶ درجه و فرکانس بیش از ۵ هرتز است، با توجه به اینکه در این آزمون خودرو بر روی جاده‌ای سینوسی شکلی حرکت می‌کند که این جاده سینوسی در ابتدا طول موج بلندتری دارد اما به مرور هرچه به پایان مسیر نزدیک می‌شود، طول موج جاده کاهش یافته است، حرکت روی جاده سینوسی سبب چرخش جزئی زاویه چرخش چرخ‌ها و با توجه به نسبت فرمان تعریف شده برای خودرو برابر با ۱:۲۵، سبب چرخش فرمان می‌گردد. زاویه ۵ یا ۶ درجه فرمان تغییر بسیار جزئی در زاویه چرخش در روی ناهمواری‌ها محسوب می‌شود. فرکانس ۵ هرتز از سرعت خودرو و شکل پروفیل جاده منتج شده است. همچنین از ثانیه ۹ به بعد، نوسان در زاویه غربیلک فرمان مشاهده می‌شود بهبود هم زمان راحتی و پایداری خودرو در طول موج بالا (فرکانس‌های پایین) اتفاق می‌افتد و موجب عملکرد بهتر می‌شود. از آنجاییکه با کاهش ارتفاع فنر، ضریب فنریت افزایش یافته و با افزایش ارتفاع فنر این پارامتر کاهش می‌یابد و تغییرات نوسانی در جاده سینوسی با تغییرات نوسانی در ضریب فنریت هماهنگ می‌شود (البته به معنای انطباق دقیق پروفیل جاده با منحنی ضریب فنریت نیست)، رفتار تعلیق فنر بادی در جاده با پروفیل سینوسی بهبود می‌یابد. در طول موج پایین باتوجه‌به ثابت بودن ضریب فنریت در تعلیق مکانیکی ساده از نظر لگد زدن فرمان و خوش فرمانی عملکرد بهبود می‌یابد.



شکل ۲۲- نمودار زاویهٔ غربیلک فرمان بر حسب زمان در حین حرکت در یک جاده با موج سینوسی (نمودار قرمز رنگ مربوط خودرو فاقد فنر بادی و نمودار آبی رنگ مربوط به خودرو مجهز به فنر بادی است)

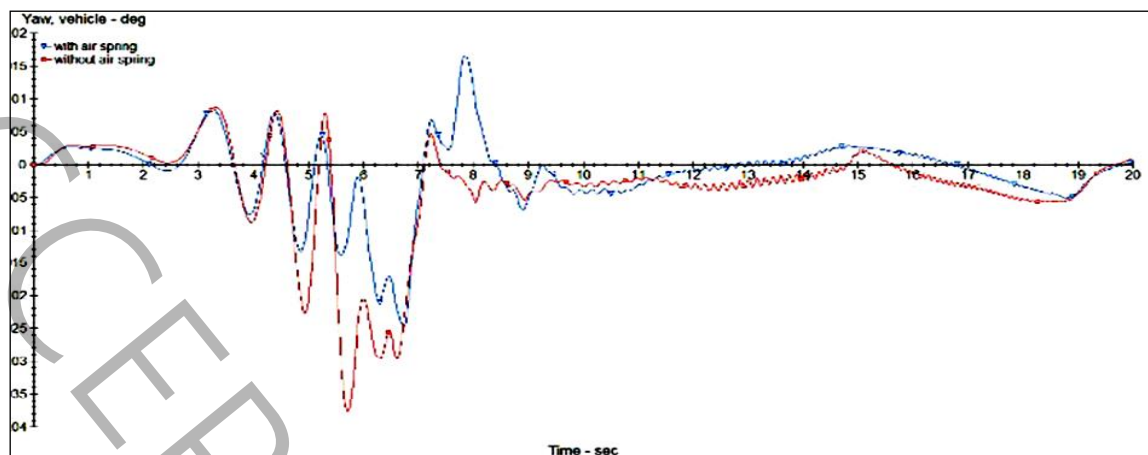
Fig. 22. Steering wheel angle over time while traveling on a sinusoidal road (red curve: vehicle without air spring and blue curve: vehicle equipped with air spring).

شکل ۲۳ و ۲۴ تغییرات زاویه پیچ و انحراف جانبی در حین حرکت در مسیر سینوسی برای یک خودرو مجهز به فنر بادی و فاقد فنر بادی را نشان می‌دهد، باتوجه به نمودار مشخص است که در اکثر طول مدت انجام تست زاویهٔ پیچ و زاویه انحراف جانبی بدنه خودرو مجهز به فنر بادی کمتر از زاویهٔ پیچ و زاویه انحراف جانبی بدنه خودرو فاقد فنر بادی می‌باشد. اما همانگونه که ملاحظه می‌کنید در ثانیه های هفتم و هشتم تست نمودار مربوط به خودرو مجهز به فنر بادی به مقدار جزئی اوج می‌گیرد که احتمالاً ناشی از تشدید جزئی و نزدیک شدن فرکانس‌های ورودی جاده و فرکانس‌های بدنه ی خودرو باشد که به تدریج با کاهش طول موج جاده و به طبع آن افزایش فرکانس جاده، فرکانس جاده از فرکانس بدنه ی خودرو فاصله گرفته و دیگر از حالت تشدید جزئی خبری نخواهد بود و زاویه پیچ و زاویه انحراف جانبی بدنه خودرو مجهز به فنر بادی کاهش می‌یابد.



شکل ۲۳- تغییرات زاویهٔ پیچ خودرو بر حسب زمان در حین حرکت در یک جاده با موج سینوسی (نمودار قرمز رنگ مربوط خودرو فاقد فنر بادی و نمودار آبی رنگ مربوط به خودرو مجهز به فنر بادی است)

Fig. 23. Variation of the vehicle roll angle over time while driving on a sinusoidal road (red curve: vehicle without air spring and blue curve: vehicle equipped with air spring).



شکل ۲۴- تغییرات زاویه انحراف جانبی (yaw) خودرو بر حسب زمان در حین حرکت در یک جاده با موج سینوسی (نمودار قرمز رنگ مربوط خودرو فاقد فنر بادی و نمودار آبی رنگ مربوط به خودرو مجهز به فنر بادی است)

Fig. 24. Variation of the vehicle yaw angle over time while driving on a sinusoidal road (red curve: vehicle without air spring and blue curve: vehicle equipped with air spring).

۵- نتیجه گیری

در این مقاله اثر اضافه نمودن یک فنر بادی به یک سیستم تعلیق دو جناغی که خود شامل کمک فنر هیدرولیکی و میله پیچش بود را تحلیل و عملکرد این سیستم در حالت های قبل و بعد از اضافه کردن فنر بادی بررسی و مقایسه شد. ابتدا با اطلاعاتی که از فنر بادی وجود داشت و با استفاده از فرمول ها و روابط خطی سازی شده، ضریب فنریت فنر بادی محاسبه شد و سپس مدل سیستم تعلیق در نرم افزار آدامز کار ساخته شد و تحلیل های سینماتیکی و سفتی مربوط به این سیستم تعلیق انجام شد و همچنین تحلیل های مربوط به هندلینگ، پایداری و راحتی نیز در نرم افزار تراک سیم انجام شد.

با استناد به نتایج تحلیل های گرفته شده از این سیستم تعلیق و مقایسه نتایج و نمودارها قبل و بعد از اضافه کردن فنر بادی در مجموع می توان نتیجه گرفت که اضافه نمودن فنر بادی باعث بهبود زوایای کمبر، کستر و توو شده و عملکرد سیستم تعلیق بهبود می یابد. همچنین با تحلیل عملکرد در حین ترمزگیری در سر پیچ و حرکت در یک جاده سینوسی، می توان نتیجه گرفت که استفاده از فنر بادی باعث می شود که برای حرکت در مسیر منحنی و مسیر سینوسی، مقادیر کمتری از زاویه پیچ، زاویه رول، زاویه انحراف جانبی و زاویه غربلک فرمان برای حرکت در مسیر تعیین شده مورد استفاده قرار گیرد و نهایتاً رفتارهای پایداری و فرمان پذیری و راحتی خودروی مجهز به فنر بادی نسبت به خودروی فاقد فنر بادی بهتر شده و عملکرد بهتری به دست آید.

مراجع

- [1] T. Engin, V. Parlaktaş, On the analysis of double wishbone suspension, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 9(3) (2015) 1–10, doi: 10.1299/jamdsm.2015jamdsm0037.
- [2] J. Zhao, P. K. Wong, T. Xu, R. Deng, C. Y. Wei, Z. C. Xie, Global optimal design and dynamic validation of an independent double wishbone air suspension using genetic algorithm, Applied Mechanics and Materials, 543 (2014) 374–378, doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.543-547.374.
- [3] A. Tandel, A. Deshpande, S. Deshmukh, K. Jagtap, Modeling, analysis and PID controller implementation on double wishbone suspension using simmechanics and Simulink, Procedia Engineering, 97 (2014) 1274–1281, doi: 10.1016/j.proeng.2014.12.406.
- [4] K. Toyofuku, C. Yamada, T. Kagawa, T. Fujita, Study on dynamic characteristic analysis of air spring with auxiliary chamber, JSAE Review, 20(3) (1999) 349–355, doi: 10.1016/S0389-4304(99)00032-6.

- [5] G. Quaglia, M. Sorli, Air suspension dimensionless analysis and design procedure, *Vehicle System Dynamics*, 35(6) (2001) 443–475, doi: 10.1076/vesd.35.6.443.2040.
- [6] S. H. Ha, M. S. Seong, S. B. Choi, Design and vibration control of military vehicle suspension system using magnetorheological damper and disc spring, *Smart Materials and Structures*, 22(6) (2013) 065006, doi: 10.1088/0964-1726/22/6/065006.
- [7] J. Xiao, B. T. Kulakowski, M. Cao, Active air-suspension design for transit buses, *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 14(4) (2007), 421–440, doi: 10.1504/IJHVS.2007.015710.
- [8] C. Kavitha, S. A. Shankar, B. Ashok, S. D. Ashok, H. Ahmed, M. U. Kaisan, Adaptive suspension strategy for a double wishbone suspension through camber and toe optimization, *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 21(1) (2018) 149–158, doi: 10.1016/j.jestch.2018.02.003.
- [9] B. Zhang, Z. Li, Mathematical modeling and nonlinear analysis of stiffness of double wishbone independent suspension, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 35 (2021) 5351–5357, doi: 10.1007/s12206-021-1107-x.
- [10] M. Yu, S. A. Evangelou, D. Dini, Advances in active suspension systems for road vehicles, *Engineering*, 33 (2024) 160–177, doi: 10.1016/j.eng.2023.06.014.
- [11] W. Prastiyo, W. Fiebig, Multibody simulation and statistical comparison of the linear and progressive rate double wishbone suspension dynamical behavior, *Simulation Modelling Practice and Theory*, 108 (2021) 102273, doi: 10.1016/j.simpat.2021.102273.
- [12] J. Zhao, X. Ren, Z. Dong, T. Liu, Optimization design of double wishbone front suspension parameters for large mining dump truck and analysis of ride comfort, *Applied Sciences*, 14(5) (2024) 1812, doi: 10.3390/app14051812.
- [13] P. Tapia, E. Tramacere, D. Sebastian, R. Galluzzi, V. Danilo, J. Carlos, E. Antonio, Comparative analysis of MacPherson and double wishbone suspensions for an electric off-road vehicle retrofit, *World Electric Vehicle Journal*, 16(4) (2025) 228, doi: 10.3390/wevj16040228.
- [14] M. Presthus, Derivation of air spring model parameters for train simulation, Master's Thesis, Department of applied physics and mechanical engineering, Division of fluid mechanics, LULEA University (2002).
- [15] B. Zargar, A. Fahim, A. Jnifene, Development, validation, and parameter sensitivity analyses of a nonlinear mathematical model of air springs, *Journal of Vibration and Control*, 18(12) (2012) 1777–1787, doi: 10.1177/1077546311426250.
- [16] Y. Li, S. Xiao, J. Xie, T. Zhu, J. Zhang, Nonlinear dynamic mechanical characteristics of air springs based on a fluid–solid coupling simulation method, *Applied Sciences*, 13(23) (2023) 12677, doi: 10.3390/app132312677.
- [17] J. P. Whitehead, D. Bastow, G. Howard, *Car suspension and handling*, Fourth Edition, SAE International, 2004.

ACCEPTED MANUSCRIPT