مجله کنترل
ISSN 2008-8345
جلد ۶، شماره ۳، پاییز ۱۳۹۱، صفحه ۲۶-۱۱

مدل سازی و تحلیل سیستم ترمز هیدرولیکی ضد قفل خودرو

صیاد نصیری[۱]، بیژن معاونی[۲]، غلامحسن پایگانه[۳]، محمد عارفیان[۴]

[۱]مربی، مرکز کارگاههای آموزشی، دانشگاه صنعتی شریف، nasiri@sharif.edu
[۲]استادیار، دانشکده مهندسی راه آهن، دانشگاه علم و صنعت ایران، b_moaveni@iust.ac.ir
[۳]استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، ghp157@yahoo.com
[۴] فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، arefiyan_mohammad@yahoo.com

(تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۱/۶/۱، تاریخ پذیرش مقاله ۱۳۹۱/۸/۱۰)

چکیده: سیستم ترمز ضد قفل یکی از سیستم‌های ایمنی فعال می‌باشد، که به منظور دستیابی به شتاب منفی حداکثری در شرایط اضطراری ترمزگیری و همچنین افزایش پایداری و کاهش مسافت ترمزی طراحی شده است. هدف از این مقاله، مدل سازی تئوری- تجربی سیستم ترمز هیدرولیکی ضد قفل خودرو می‌باشد. از آنجایی که این سیستم بنیان و زیر بنای سایر سیستم‌های کنترلی خودرو همچون EBD، ESP، ACC و غیره است، لذا دستیابی به معادلات حاکم بر این سیستم، حائز اهمیت فراوان است. در این مقاله ابتدا روابط دینامیکی حاکم بر سیستم ترمز هیدرولیکی ضد قفل از پدال ترمز تا چرخ و زمین ارائه شده و سپس شبیه سازی‌های لازم بر اساس مدل ارائه شده در نرم افزار MATLAB انجام گرفته است. در پایان با انجام آزمایش‌های تجربی بر روی خودروی مجهز به ادوات و تجهیزات اندازه گیری و ثبت اطلاعات، صحه گذاری مدل سازی و شبیه سازی ارائه شده، انجام پذیرفته است.

کلمات کلیدی: سیستم ترمز خودرو، سیستم ترمز ضد قفل، مدل سازی، شبیه سازی و صحه گذاری

Modeling and Analysis of the Hydraulic Antilock Brake System of Vehicle

Sayad Nasiri , Bijan Moaveni , Golamhassan Payganeh , Mohammad Arefiyan

Abstract: Antilock brake system (ABS) is an active automobile safety system to achieve the maximum negative acceleration during the braking process. Also, ABS increases the automobile stability and reduces the stopping distance. Modeling the brake system and particularly ABS are very important, due to that ABS is the foundation of other advanced automobile control systems like EBD, ESP and ACC. In this paper, we introduce a detailed model of hydraulic ABS. Also, in this paper, we evaluate and validate the presented modeling, by comparing the results of simulations to experimental tests.

Keywords: Automobile Brake System, Antilock Brake System, Modeling, Simulation and Validation.

۱- مقدمه

کاهش مسافت ترمزی و افزایش پایداری از مهمترین عوامل کاهش تصادفات می‌باشند. این دو عامل وابسته به مقدار ضریب اصطکاک بین تایر خودرو و زمین می‌باشند. سیستم ترمز ضد قفل، سعی در حفظ مقدار حداکثری ضریب اصطکاک طولی و عرضی تایر داشته و به موجب آن، به دنبال دست یافتن به کمترین مسافت ترمزی و افزایش مانورپذیری خودرو است[1]. سیستم ترمز ضد قفل بنیان و اساس سایر سیستم‌های

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]

پیشرفته در حوزه ایمنی فعال خودرو بوده و سیستم‌هایی نظیر ESP[1]، EBD[2] و ACC[3] از ویژگی‌های آن بهره می‌برند. بنابراین می‌توان دریافت که تحلیل سیستم ترمز ضد قفل نیز پایه و بنیان ارزیابی و طراحی سایر سیستم‌های ایمنی در خودرو به شمار می‌رود. مدل سازی سیستم ترمز ضد قفل علاوه بر اینکه ویژگی‌های آن سیستم را مشخص می‌کند، از نقطه نظر طراحی کنترل کننده برای سیستم نیز از اهمیت ویژه ای برخوردار است.

اولین بار ایده سیستم ترمز ضد قفل در سال ۱۹۰۵ در کشور آلمان مطرح گردید. در سال ۱۹۴۷ اولین ترمز ضد قفل برای قطار طراحی و در سال ۱۹۶۰ ترمز ضد قفل با کنترل کننده الکترونیکی بصورت گسترده در هواپیماها مورد استفاده قرار گرفت. در سال ۱۹۶۹ اولین ترمز ضد قفل برای خودروهای سواری که تنها برروی چرخ‌های عقب نصب می‌شد در شرکت فورد و کلسی هیس تولید گردید. اما ترمزهای ضد قفل مدرن که دارای واحد کنترل الکترونیک می‌باشند در سال ۱۹۷۶ توسط شرکت دایملر-بنز و شرکت بوش طراحی و ساخته شد[2].

در سراسر دنیا، محققان بسیاری به مسائل مختلف موجود در طراحی سیستم ترمز ضد قفل پرداخته‌اند و به نتایج گوناگونی نیز دست یافته‌اند. از مهمترین افرادی که بر روی مدل سازی سیستم ترمز ضد قفل مطالعه و تحقیق کرده است، جردس[4] و همکارانش بوده اند که به بررسی و مدل سازی سیستم ترمز خودرو پرداخته‌اند[3]. تمرکز آنها بر روی مدل سازی بوستر خلایی خودرو بوده و مدل سازی استاتیکی شیر کنترلی بوستر به همراه دینامیک هوای ورودی از مهمترین خصوصیت این مدل سازی به شمار می‌رود. همچنین در [3] به وجود خاصیت هیسترزیس بوستر اشاره گردیده است. این در حالی است که مدل سیستم هیدرولیک بسیار ساده و به صورت استاتیکی و بدون لحاظ کردن اجزاء مدولاتور ABS در نظر گرفته شده است.

از جمله دیگر تحقیقات قابل توجه در مدل سازی سیستم ترمز می‌توان به مقاله Wu و همکاران در [4] اشاره نمود که در آن به مدل سازی سیستم ترمز با جزئیات بیشتری نسبت به تحقیقات پیشین پرداخته شده است. در این مدل پیشنهادی، که با آزمایش‌های تجربی نیز همراه است، متاسفانه بوستر تنها با یک ضریب ثابت مدل شده است در حالیکه خصوصیات عملکردی شیر کنترل بوستر و دیسک عکس العملی از مهمترین بخش‌های موثر در احساس ترمزی مناسب می‌باشد و مدل سازی صحیح و دقیق این موارد در مدل سازی واقعی سیستم ترمز امری اجتناب ناپذیر است. در بخش مدل سازی، مدل هیدرولیکی ترمز یک چهارم خودرو در نظر گرفته شده است و از ساده سازی‌های بسیاری استفاده شده است که از آن جمله می‌توان به ساده سازی معادلات مربوط به بخش هیدرولیک سیستم ترمز، در نظر نگرفتن نیروی اصطکاک اجزاء و غیره اشاره کرد. از طرفی اختلاف بار عمودی روی چرخ‌های عقب و جلو در فرایند ترمز گیری قابل توجه می‌باشد که باعث افزایش عدم قطعیت بیش از پیش در مدل سیستم می‌گردد که در [4] از این موضوع صرفنظر شده است. مهمترین بخش مقاله [4]، طراحی کنترل کننده مد لغزشی PWM و ارزیابی کنترل کننده طراحی شده در آزمون تجربی است. نتایج حاصل از این مقاله به موفقیت استفاده از کنترل کننده مد لغزشی PWM برای کنترل کردن سیستم ترمز ضد قفل و آزمایش موفق آن در یک سیستم آزمایشگاهی منجر شده است و بحث صحه گذاری مدل سازی انجام شده مد نظر قرار نگرفته است و صرفا به نتایج بعد از مدولاتور که ناشی از تغییر فشار کنترل کننده مورد نظر می‌باشد، اکتفا شده است که البته اختلاف قابل توجهی نیز در فشار هیدرولیک شبیه سازی و تست تجربی دیده می‌شود.

از تحقیقات مهم در حوزه مدل سازی سیستم ترمز به مقاله Khan و همکاران در سال ۱۹۹۲ که به مدل سازی بوستر پرداخته‌اند می‌توان اشاره کرد[5]. روش مورد استفاده برای مدل سازی و شبیه سازی بوستر، روش باندگراف[5] بوده است، ولیکن در مقاله مذکور روابط حاکم بر سیستم موجود نمی باشد و مدل سازی بخش هیدرولیک سیستم ترمز ضد قفل نیز انجام نشده است. در مقاله مذکور به بررسی و کارآیی روش باندگراف و نحوه‌ی استفاده از آن در مدل سازی سیستم‌های دینامیک پرداخته شده است.

در [6]، Ho و همکاران به مدل سازی و شبیه سازی خصوصیات سیلندر اصلی سیستم ترمز در حالت استاتیکی پرداخته‌اند. در این مقاله تمرکز بر روی سیلندر اصلی سیستم ترمز بوده است. در این مدل، ابتدا مدل استاتیکی اجزاء سیلندر اصلی استخراج گردیده و تلاش شده است که نیروی اصطکاک بین پیستون و سیلندر اصلی نیز در محاسبات لحاظ گردد و در خاتمه بوسیله آزمون تجربی مدل مورد نظر مورد سنجش قرار گرفته است. در این مقاله شبیه سازی پدال ترمز و سیلندر اصلی بدون در نظر گرفتن سایر اجزاء سیستم ترمز از جمله بوستر در نرم افزار AMESim انجام شده است.

در [7]، حریفی[6] و همکاران تنها مدل دینامیکی بدنه و تایر خودرو را ارایه کرده اند و از آن برای کنترل سیستم ترمز ضد قفل با استفاده از کنترل کننده مد لغزشی استفاده نموده اند. در این مقاله از مدل سازی تمامی اجزاء سیستم ترمز ضد قفل صرفنظر شده است و گشتاورهای ترمز اعمال شده به چرخ‌های جلو و عقب به صورت پارامتری خالص با صرفنظر از تاثیر اجزاء سیستم ترمز بر آن در نظر گرفته شده است.

کوانگ[7] و همکاران نیز در [8] به مدل سازی دینامیکی بخش هیدرولیک سیستم ترمز برای سیستم‌های کنترل کننده فعال خودرو پرداخته اند. روش مورد استفاده در این مقاله، روش باندگراف می‌باشد.

[1] Electronically Stability Programming
[2] Electronic Brake Distribution
[3] Adaptive Cruise Control or Stop and Go
[4] Gerdes
[5] Bond Graph
[6] Harifi
[7] Kuang

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]

همچنین یک کنترل کننده PD با بهره‌های تطبیق شونده نیز طراحی گردیده است. در پایان نیز شبیه سازی و صحه گذاری تجربی بر روی مدل ارایه شده است.

مدل سازی سیستم ترمز یکی از جذاب‌ترین و در عین حال پیچیده‌ترین مباحث مرتبط با طراحی کنترل کننده برای سیستم ترمز ضد قفل و دیگر سیستم‌های پیشرفته مرتبط با ترمز خودرو می‌باشد. سیستم ترمز متشکل از زیر سیستم‌های مختلفی است که هریک دارای عملکرد دینامیکی خاص، متاثر از پارامترهای گوناگونی بوده که در ارتباطی پیوسته عمل ترمزگیری را انجام می‌دهند. پارامترهای بسیاری بر فرآیند ترمزگیری تاثیر می‌گذارند، که از جمله آنها می‌توان به نیروی پای راننده وارده به پدال در هنگام ترمزگیری، مقدار خلاء موتور و فشار هوای محیط بعنوان پارامترهای تاثیرگذار از بیرون سیستم اشاره کرد. دیگر پارامترها از جمله ضرائب تخلیه اورفیس‌ها، نیروی خارجی وارد بر بدنه خودرو، چگونگی توزیع وزن خودرو بر روی چرخ‌ها، نوع لنت، شرایط جاده و تایر، پارامترهای درون سیستم ترمز و گشتاور ترمزی وارد به چرخ به عنوان پارامترهای خروجی سیستم ترمز می‌باشند. بنابراین هرچقدر تعداد پارامترهای تاثیرگذار بیشتری در مدل سازی لحاظ گردد، مدل سازی انجام شده کاملتر و دقیق‌تر بوده و رفتار واقعی سیستم در شرایط مختلف را بهتر نشان می‌دهد. در نتیجه طراحی کنترل کننده برای سیستم ترمز با توجه به این مدل سازی کاملتر و موثرتر خواهد بود. در مقاله حاضر، بر خلاف پژوهش‌های پیشین که عمدتا بر قسمتی خاص از سیستم ترمز تمرکز کرده اند، تلاش شده است تا مدل سازی ریاضی تمامی زیر بخش‌های سیستم ترمز از پدال ترمز تا چرخ‌ها و زمین و همچنین دینامیک ترمزگیری ارائه شود. پس از آن، مدل ارائه شده با استفاده از پارامترهای یک خودوری واقعی شبیه سازی شده و نتایج، تحلیل و ارزیابی شده است. در پایان نتایج شبیه سازی‌ها با نتایج آزمون‌های تجربی مقایسه شده و مدل ارائه شده صحه گذاری شده است. در خاتمه، معادلات حالت سیستم ترمز هیدرولیکی ضد قفل خودرو استخراج گردیده است تا بتوان در پژوهش‌های آتی به طراحی و پیاده سازی کنترل کننده‌های مختلفی برای این سیستم پرداخت.

۲- معرفی سیستم ترمز ضد قفل

سیستم ترمز ضد قفل دارای فازهای عملکردی مختلفی است که بر اساس مقدار لغزش چرخ‌ها تعیین می‌گردد. لغزش عبارت است از [4]:

$$\lambda = \frac{v - R_w \omega}{v} \quad (۱)$$

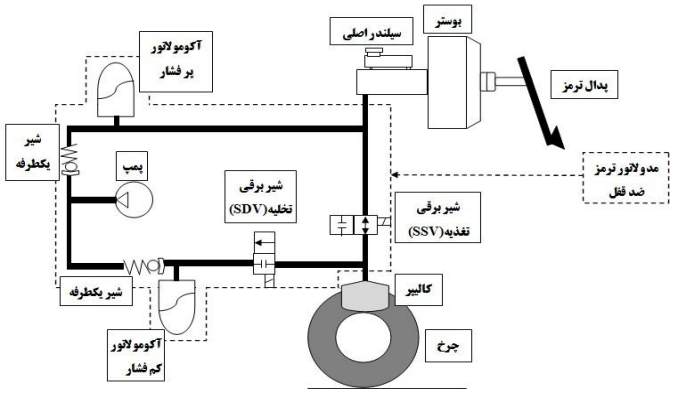
که λ مقدار لغزش بین تایر و زمین، v سرعت خودرو، ω سرعت دورانی تایر و R_w شعاع چرخ می‌باشد.

بر این اساس، فازهای عملکردی سیستم ترمز ضد قفل عبارتند از:

- فاز افزایش فشار[1]
- فاز تثبیت فشار[2]
- فاز کاهش فشار[3]

مطابق شکل ۱ که نشان دهنده اجزای مختلف سیستم ترمز ضد قفل می‌باشد، نیروی پای راننده وارد بر پدال ترمز توسط بوستر تقویت می‌گردد. نیروی خروجی بوستر به پیستون اول سیلندر اصلی و از طریق فنر و مایع هیدرولیک ترمز به پیستون دوم سیلندر اصلی نیز وارد و مایع هیدرولیک ترمز را تحت فشار قرار می‌دهد. پس از رسیدن فشار به حد معینی، مایع هیدرولیک پس از گذشتن از شیر برقی تغذیه (SSV[4]) به سیلندر ترمز درون چرخ می‌رسد. شیر برقی تغذیه در حالت عادی باز می‌باشد و تا رسیدن لغزش به حد معینی باز می‌ماند. این مرحله از عملکرد سیستم ترمز ضد قفل، مرحله افزایش فشار نامیده می‌شود.

علاوه بر شیر برقی تغذیه که بر سر راه ورودی مایع هیدرولیک ترمز به کالیپر چرخ قرار گرفته است، شیر برقی تخلیه (SDV[5]) نیز بر سر راه خروجی مایع هیدرولیک ترمز از کالیپر چرخ قرار گرفته است. این شیر در حالت عادی بسته بوده و تا لغزش معینی همچنان بسته می‌ماند. در حالتی که شیرهای برقی تغذیه و تخلیه هر دو بسته باشند، حالت تثبیت فشار بوجود می‌آید. اگر مقدار لغزش بیش از مقدار معینی باشد حالت کاهش فشار با باز شدن شیر برقی تخلیه و بسته نگه داشتن شیر برقی تغذیه رخ می‌دهد و مقدار لغزش به محدوده مجاز باز می‌گردد.



شکل ۱: بلوک دیاگرام سیستم ترمز ضد قفل

۳- مدل سازی سیستم ترمز ضد قفل

همانطور که در بخش پیشین ذکر شد، سیستم ترمز از قسمت‌های مختلفی تشکیل شده است. ورودی‌های تاثیرگذار بر سیستم ترمز معمولی عبارتند از:

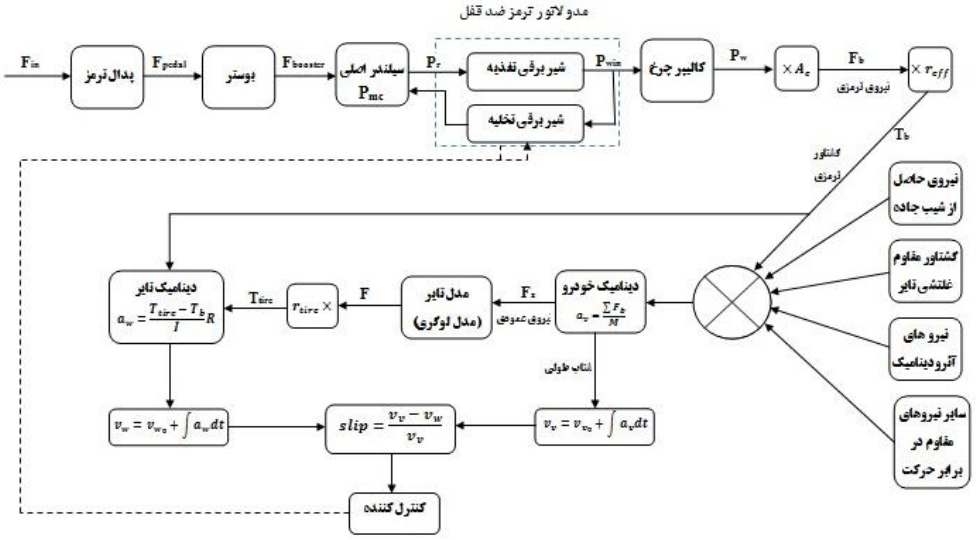
۱. نیروی پای راننده وارده بر پدال ترمز

[1] Apply

[2] Hold
[3] Release
[4] Solenoid Charge Valve
[5] Solenoid Discharge Valve

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]

۲. فشار هوای محیط و همچنین خلاء تولید شده حاصل از کارکرد موتور خودرو

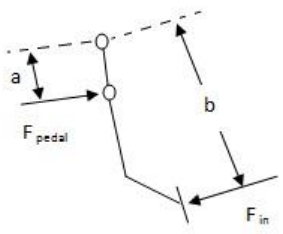


شکل ۲: مدل کامل سیستم ترمز ضد قفل و دینامیک ترمزگیری

در سیستم ترمز ضد قفل، علاوه بر ورودی‌های فوق، عوامل تاثیر گذار دیگر عبارت است از نحوه باز و بسته شدن شیرهای برقی تغذیه و تخلیه مایع هیدرولیک سیستم ترمز که به وسیله آنها فشار مایع هیدرولیک در پشت پیستون کالیپرها کنترل و در نتیجه با تغییر در گشتاور ترمزی اعمال به چرخ، لغزش کنترل می‌گردد. در حقیقت با استفاده از این شیرهای تخلیه و تغذیه است که گشتاور ترمزی و به عبارت دیگر عملکرد سیستم ترمز را می‌توان کنترل نموده و بهبود بخشید. شکل ۲ نشان دهنده مدل کلی و اجزای تشکیل دهنده سیستم ترمز است. با دقت در این نمودار می‌توان نحوه ارتباط و طریقه عملکرد سیستم ترمز ضد قفل و تعامل اجزای سیستم ترمز برای مدل سازی را مشاهده نمود. همانگونه که در شکل ۱ نیز نشان داده شده است، ورودی سیستم ترمز نیروی پای راننده بوده که به پدال ترمز اعمال می‌شود. لذا در ادامه این مقاله مدل سازی سیستم ترمز نیز، با مدل سازی پدال آغاز می‌گردد.

۳-۱- مدل سازی پدال

پدال ترمز اولین جز سیستم ترمز محسوب می‌شود که نیروی پای راننده را با توجه به شکل ۳ و بر اساس رابطه (۲) تقویت می‌کند.



شکل ۳: مدل پدال ترمز و نیروهای وارده به آن

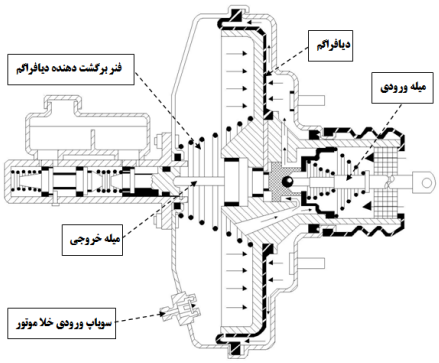
$$F_{pedal} = \frac{b}{a} F_{in} \qquad (۲)$$

ماکزیمم نیروی پای راست که به پدال ترمز اعمال می‌شود، برای زنان در حدود ۴۴۵ نیوتن و برای مردان ۸۲۳ نیوتن می‌باشد. هر دو پارامتر نیروی اعمالی به پدال و جابجایی آن برای بهبود عملکرد راننده ضروری و مهم می‌باشد[9]. پر واضح است که سیستم ترمز با جابجایی نامناسب پدال به خصوص در جاده‌های لغزنده دچار قفل شدن غیر عمدی چرخ‌ها شده و افزایش لغزش و کاهش راندمان سیستم ترمز را به دنبال خواهد داشت.

۳-۲- بوستر

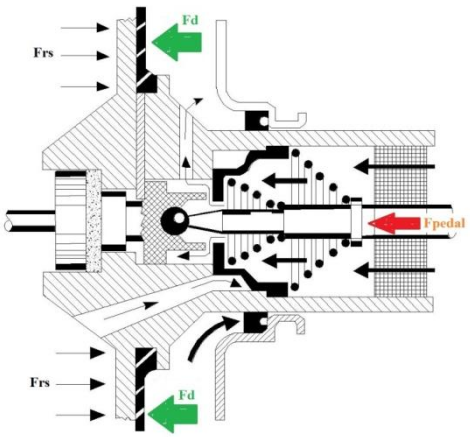
بوستر وظیفه افزایش ۴ تا ۶ برابری نیروی پای راننده را بر عهده دارد[9]. نیروی پای راننده به بوستر وارد شده و سپس با اختلاف فشار ایجاد شده در دو طرف دیافراگم آن، نیروی پای راننده تقویت می‌گردد. در زمان فعال شدن بوستر، پشت دیافراگم به هوای آزاد و جلوی آن به خلاء موتور متصل می‌گردد. شکل ۴ شماتیک بوستر در حالت غیر فعال را نشان می‌دهد. همانگونه که ملاحظه می‌گردد، در این حالت دو طرف دیافراگم به خلاء موتور متصل بوده و بنابراین بوستر در وضعیت غیر فعال می‌باشد.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]



شکل ۴: بوستر ترمز در حالت غیر فعال

حالت فعال شدن بوستر در شکل ۵ نشان داده شده است. با دقت در این شکل می‌توان دریافت که با کم کردن نیروی فنر (F_{rs}) از مجموع نیروی پای راننده (F_{pedal}) و نیروی دیافراگم (Fd) مقدار نیروی خروجی بوستر حاصل می‌گردد.



شکل ۵: شیر کنترلی بوستر ترمز در حالت فعال

بنابراین می‌توان مدل ساده بوستر را با توجه به شکل ۵ به صورت رابطه (۳) در نظر گرفت.

$$F_{booster} = \begin{cases} F_d + F_{pedal} - F_{rs} & F_d + F_{pedal} > F_{rs} \\ 0 & otherwise \end{cases} \quad (۳)$$

در این رابطه $F_{booster}$ نیروی خروجی بوستر، F_d نیروی حاصل از اختلاف فشار دو طرف دیافراگم و F_{rs} نیروی فنر برگرداننده بوستر می‌باشد. لذا مقدار نیروی F_d را می‌توان بصورت رابطه (۴) محاسبه نمود:

$$F_d = (P_a - P_v)A_d \quad (۴)$$

که در این رابطه P_v نشان دهنده فشار در جلوی دیافراگم (منطقه خلایی) بوده و P_a نشانگر فشار در پشت دیافراگم (منطقه فشاری) است. همچنین A_d سطح موثر دیافراگم است.

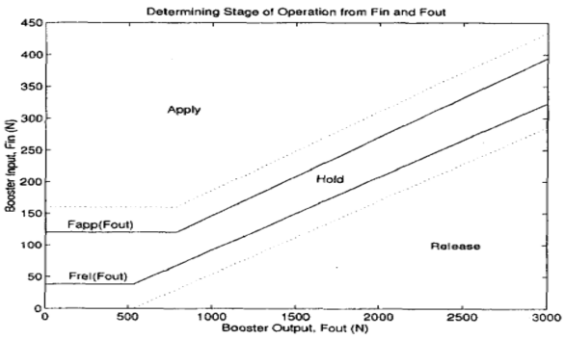
بوستر دارای سه حالت اعمال، حفظ و خلاص کردن نیرو است و مقدار نیروی F_d در هریک از این حالات نیز متفاوت می‌باشد. با توجه به دو مقدار نیروهای مرزی F_{app} و F_{rel} که در شکل ۶ نشان داده شده‌اند، می‌توان سه حالت فوق را به صورت رابطه (۵) تعریف کرد[3].

$$\begin{aligned} &F_{pedal} < F_{rel} \implies release \\ &F_{rel} \le F_{pedal} \le F_{app} \implies hold \\ &F_{app} \le F_{pedal} \implies apply \end{aligned} \quad (۵)$$

بر این اساس حالت‌های مختلف عملکرد بوستر را می‌توان بصورت زیر مدل نمود:

- **حالت اعمال نیرو**

$$\begin{aligned} &F_{pedal} < 130 && F_{out} = 0 \\ &F_{pedal} = 130 && 0 < F_{out} < 750 \\ &F_{pedal} > 130 && F_{out} = 750 + 0.03738F_{pedal} \end{aligned} \quad (۶)$$



شکل ۶: حالت‌های عملکردی بوستر[2]

F_{out}، نیروی خروجی بوستر می‌باشد.

- **حالت خلاص کردن نیرو**

$$\begin{aligned} &F_{pedal} < 40 && F_{out} = 0 \\ &F_{pedal} = 40 && 0 < F_{out} < 550 \\ &F_{pedal} > 40 && F_{out} = 550 + 0.1066F_{pedal} \end{aligned} \quad (۷)$$

- **حالت حفظ نیرو**

حالت ما بین اعمال نیرو و خلاص کردن نیرو حالت حفظ نیرو است. بنابراین در هریک از این حالات عملکرد بوستر مقدار P_a و P_v نیز باید تعریف گردند. مقادیر فوق توسط روابط (۸) و (۹) بیان می‌گردند.

$$P_a = \frac{m_a RT}{V_{a0} + A_d x_2} \quad (۸)$$

$$P_v = \frac{m_v RT}{V_{v0} - A_d x_2} \quad (۹)$$

در این روابط m_a جرم هوای محفظه فشاری بوستر، m_v جرم هوای محفظه خلایی بوستر، R ثابت عمومی گازها، T دما بر حسب درجه کلوین، V_{a0} حجم اولیه محفظه فشار، V_{v0} حجم اولیه محفظه خلاء می‌باشد. مقادیر m_a و m_v را می‌توان با استفاده از روابط (۱۰) تا (۱۲) بدست آورد[3].

$$\dot{m}_a = \begin{cases} C_{aa}(P_{atm} - P_a) & apply \\ C_{leak}(P_v - P_a) & hold \\ C_{av}(P_v - P_a) & release \end{cases} \quad (۱۰)$$

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]

$\dot{m}_a$ نرخ جرم هوای ورودی به بوستر، C_{aa} ضریب تخلیه جریان هوای خطی شده برای جریان هوای اتمسفر در حالت $apply$، C_{leak} ضریب تخلیه جریان هوای خطی شده برای جریان هوای اتمسفر بین محفظه فشاری و خلایی بوستر، C_{av} ضریب تخلیه جریان هوای خطی شده برای جریان هوای اتمسفر بین محفظه‌ها و P_{atm} فشار هوای اتمسفر است[3].

$$\dot{m}_v = \begin{cases} \dot{m}_{vm} & apply \\ \dot{m}_{vm}+C_{leak}(P_v - P_a) & hold \\ \dot{m}_{vm} + C_{av}(P_v - P_a) & release \end{cases} \quad (۱۱)$$

در این رابطه $\dot{m}_v$ نرخ جرم هوای محفظه خلایی بوستر و $\dot{m}_{vm}$ نرخ جرم هوای عبوری از شیر یک طرفه می‌باشد. وظیفه این شیر یک طرفه تنها عبور دادن جریان هوای درون محفظه خلایی به سمت مانیفولد می‌باشد. بنابراین یک مدل ساده از جریان عبوری از شیر یک طرفه عبارت است از [3]:

$$\dot{m}_{vm} = \begin{cases} -C_{vm}(P_v - P_{man} - P_0) & P_v > P_{man} + P_0 \\ 0 & otherwise \end{cases} \quad (۱۲)$$

C_{vm} ضریب تخلیه جریان خطی شده، P_0 فشار لازم برای باز شدن شیر یک طرفه و P_{man} فشار مانی فولد است[3]. یکی از عوامل مهم در عملکرد بوستر خودرو مقدار خلاء موتور می‌باشد که باعث تغییر مقدار نیروی خروجی از بوستر شده و در معادلات نیز لحاظ شده است. این موضوع سبب تغییر احساس ترمزی در حالتی که میزان خلاء موتور تغییر می‌کند شده و بعضا راننده را دچار خطای ترمز گیری می‌نماید. این وضعیت در حالت فعال بودن کولر خودرو که خلاء کمتری نسبت به حالت عادی کار موتور ایجاد می‌کند برای راننده کاملا مشهود می‌باشد.

۳-۳- مدل سازی اورفیس شیر کنترلی

فاصله بین میله فشاری و دیافراگم بوستر یکی از فاکتورهای مشخص کننده حالت عملکرد بوستر بوده و از طرفی این فاصله بیان کننده اندازه اورفیس شیر کنترلی نیز می‌باشد. با توجه به شکل ۴ می‌توان دریافت که، سطح موثر اورفیس بصورت خطی با جابجایی بین میله فشاری و دیافراگم بوستر تا زمان باز شدن کامل آن افزایش یابد. از دیدگاه تجربی، انجام این کار نیاز به مشخص کردن ضریب جریان برای حالت کاملا باز اورفیس دارد. با پیدا کردن ضریب جریان در حالت فوق، دیگر مقادیر ضرایب جریان را متناسب با اندازه اورفیس می‌توان تخمین زد[3].

اگر $\bar{F}_{app}$ و $\bar{F}_{rel}$ را به عنوان نیروی مورد نیاز برای باز شدن کامل اورفیس در حالت افزایش فشار و کاهش فشار و $\bar{C}_{aa}$ و $\bar{C}_{av}$ به عنوان ضرایب تطابق جریان در نظر گرفته شوند، آنگاه C_{aa} و C_{av} عبارتند از[3]:

$$C_{aa} = \begin{cases} \bar{C}_{aa} & F_{pedal} > F_{app} + \bar{F}_{app} \\ \bar{C}_{aa}\left(\dfrac{F_{pedal} - F_{app}}{F_{app}}\right) & otherwise \end{cases} \quad (۱۳)$$

$$C_{av} = \begin{cases} \bar{C}_{av} + \bar{C}_{leak} & F_{pedal} < F_{rel} - \bar{F}_{rel} \\ \bar{C}_{av}\left(\dfrac{F_{rel} - F_{pedal}}{F_{rel}}\right) + \bar{C}_{leak} & otherwise \end{cases} \quad (۱۴)$$

مقادیر عددی پارامترهای فوق با توجه به ناحیه نقطه چین در شکل ۶ قابل استحصال می‌باشد. برای نشت جریان، ضریب جریان مختلفی در نظر گرفته می‌شود. زیرا مقدار نشتی وابسته به مقاومتی است که فنر در اثر افزایش نیرو در برابر نشتی ایجاد می‌کند. مدل ارایه شده بر اساس تغییرات خطی دیسک عکس العملی بصورت رابطه (۱۵) می‌باشد[3].

$$C_{leak} = \bar{C}_{leak}\left(\frac{F_{app} - F_{pedal}}{F_{app} - F_{rel}}\right) \quad (۱۵)$$

حال برای بدست آوردن مقدار نیروی خروجی از بوستر با استفاده از رابطه (۳)، نیاز به مقدار F_{rs} می‌باشد که در رابطه (۱۶) بیان شده است.

$$F_{rs} = F_{rs0} + K_{rs}x_d \quad (۱۶)$$

در این رابطه F_{rs0} نیروی پیش فشار وارده بر فنر برگردان بوده، K_{rs} ضریب فنریت فنر برگردان و x_d جابجایی دیافراگم می‌باشد که با توجه به رابطه (۱۷) بدست می‌آید.

$$m_d\ddot{x}_d = F_{pedal} + F_d - F_{rs} \quad (۱۷)$$

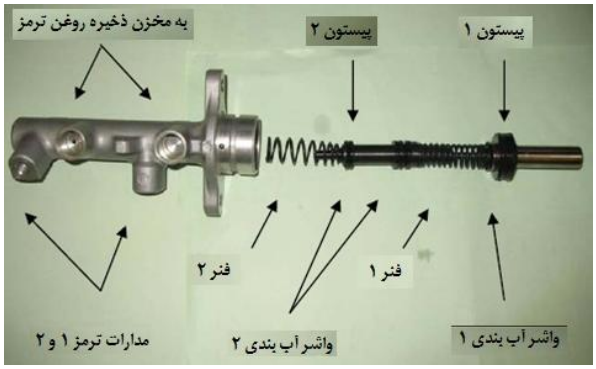
۳-۴- مدل سازی بخش هیدرولیک

اساسی‌ترین بخش در سیستم ترمز ضد قفل، کنترل مقدار فشار مایع هیدرولیک ترمز پشت پیستون کالیپر یا سیلندر چرخ‌ها است. بنابراین تصویری درست از دینامیک هیدرولیک ترمز و مدل سازی دقیق آن در مدل سازی سیستم ترمز ضد قفل، امری ضروری در طراحی کنترل کننده برای سیستم ترمز ضد قفل به شمار می‌آید. قسمت هیدرولیک سیستم ترمز ضد قفل از سیلندر اصلی آغاز و تا سیلندر چرخ‌ها ادامه می‌یابد.

۳-۴-۱- مدل سازی سیلندر اصلی

اولین قسمت سیستم ترمز پس از بوستر، سیلندر اصلی می‌باشد که در شکل ۷ اجزای آن نشان داده شده است. با استفاده از قانون دوم نیوتن می‌توان معادله دینامیکی حاکم بر پیستون را بصورت معادله (۱۸) ارائه نمود.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]



شکل ۷: اجزا داخلی سیلندر اصلی[6]

$$M_{mc}\ddot{x_{mc}} = F_{booster} - P_{mc}A_{mc} - K_{mc}(x_{mc} + x_{mc0} -) - \mu_s N - \mu_d N sign x_{mc} - C_{mc}(\dot{x_{mc}}) \quad (۱۸)$$

در رابطه (۱۸)، M_{mc} جرم پیستون، A_{mc} و P_{mc}، فشار و سطح مقطع سیلندر اصلی، K_{mc} سختی فنر سیلندر اصلی، $x_{mc} + x_{mc0}$ جابجایی فنر مدار عقب و پیش بار فنر سیلندر اصلی، $C_{mc}(\dot{x_{mc}})$ نیروی دمپینگ سیلندر اصلی و $\mu_s N + \mu_d N sign x_{mc}$ نیروی اصطکاک ایستایی و دینامیکی است. در معادله فوق، تغییرات فشار در سیلندر اصلی از رابطه (۱۹) استخراج می گردد[10].

$$\dot{P}_{mc} = \beta_{mc}\frac{\dot{V}_{mc}}{V_{mc}} = \beta_{mc}\frac{A_{mc}\dot{x}_{mc} - Q_{mc}}{V_{mc}} \quad (۱۹)$$

پارامترهای این رابطه عبارتند از: β_{mc} مدول بالک مایع و سیلندر اصلی برای حجم V_{mc}، Q_{mc} دبی روغن ارسالی به مدار ترمز و V_{mc} حجم اولیه سیلندر اصلی.

دبی روغن ارسالی به مدار از رابطه (۲۰) بدست می‌آید[10]:

$$Q_{mc} = C_{mc}C_d A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|P_{mc} - P_r|}sign(P_{mc} - P_r) \quad (۲۰)$$

که در این رابطه، $C_{mc}C_d$ ضریب تخلیه اورفیس سیلندر اصلی مدار ترمز، A_0 سطح مقطع خروجی سیلندر اصلی به مدار ترمز، ρ جرم حجمی روغن، P_{mc} فشار در سیلندر اصلی و P_r فشار در مدار ترمز است.

۳-۴-۲- بلوک الکتروهیدرولیک سیستم ترمز ضد قفل

شکل ۸ بلوک الکتروهیدرولیک یا مدولاتور ترمز ضد قفل را نشان می‌دهد.



شکل ۸: بلوک الکتروهیدرولیک یا مدولاتور ترمز ضد قفل

مدولاتور الکتروهیدرولیک ترمز ضد قفل از پمپ، مجموعه شیرهای برقی و ECU تشکیل شده است. با توجه به شکل ۱ مدولاتور ترمز ضد قفل و مدارهای هیدرولیک، برای مدل یک چهارم خودرو به شرح زیر مدل سازی می‌شود.

۳-۴-۲-۱- فاز اول- افزایش فشار

- **مدل سازی مدار ترمز تا شیر برقی تغذیه**

تغییر فشار بین خروجی سیلندر اصلی و لوله‌هایی که سیال را به شیر تغذیه چرخ منتقل می‌کنند، عبارت است از:

$$\dot{P}_r = \beta_r\frac{\dot{V}_r}{V_r} = \beta_r\frac{Q_{rmc} - Q_{win}}{V_r} \quad (۲۱)$$

β_r مدول بالک لوله بین سیلندر اصلی مدار ترمز و بلوک هیدرولیک، Q_{win} دبی روغن ارسالی به چرخ بعد از شیر تغذیه و V_r حجم لوله بین خروجی سیلندر اصلی تا تغذیه است. مقدار دبی روغن بعد از شیر برقی تغذیه و قبل از کالیپر چرخ را می‌توان با استفاده از رابطه (۲۲) بدست آورد.

$$Q_{win} = C_{win}C_d A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|P_r - P_{win}|}sign(P_r - P_{win}) \quad (۲۲)$$

P_{win} فشار سیال بعد از شیر برقی تغذیه و قبل از رسیدن به کالیپر چرخ، $C_{win}C_d$ ضریب تخلیه اورفیس شیر برقی تغذیه و A_0 سطح اورفیس شیر برقی تغذیه می‌باشد.

- **تغییر فشار در مدار ترمز بعد از شیر برقی تغذیه و قبل از کالیپر چرخ**

با استفاده از رابطه (۲۳) می‌توان فشار در مدار ترمز بعد از شیر برقی تغذیه و قبل از کالیپر چرخ را می‌توان بدست آورد.

$$\dot{P}_{win} = \beta_{Lwin}\frac{\dot{V}_{Lwin}}{V_{Lwin}} = \beta_{Lwin}\frac{Q_w}{V_{Lwin}} \quad (۲۳)$$

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]

β_{Lwin} مدول بالک مدار ترمز بعد از شیر برقی تغذیه و قبل از کالیپر، V_{Lwin} حجم اولیه مدار ترمز بعد از شیر برقی تغذیه و قبل از کالیپر و Q_w دبی روغن از لوله مدار ترمز به داخل کالیپر می‌باشد.

- **کالیپر چرخ**

با کمک رابطه (۲۴) می‌توان دبی و با استفاده از رابطه (۲۵) فشار ورودی به کالیپر چرخ را بدست آورد.

$$Q_w = C_w C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}|P_{win} - P_w|}\, sign(P_{win} - P_w) \quad (۲۴)$$

در این رابطه، C_w ضریب سطح، A_0 سطح اورفیس سیلندر چرخ و P_w فشار درون کالیپر چرخ می‌باشد.

$$\dot{P}_w = \beta_w \frac{\dot{V}_w}{V_w} = \beta_w \frac{Q_w - A_w \dot{x}_w}{V_w} \quad (۲۵)$$

معادله حرکت حاکم بر پیستون کالیپر چرخ عبارت است از:

$$M_w \ddot{x}_w = P_w A_w - C_w \dot{x}_w - K_w x_w - F_{L_w} - \mu_s N_w - \mu_d N_w sign(x_w) \quad (۲۶)$$

در این رابطه F_{L_w} نیروی وارده بر لنت چرخ است. بنابراین مرحله افزایش فشار به پایان می‌رسد.

۳-۴-۲-۲- فاز دوم- تثبیت فشار

مرحله دوم تثبیت فشار می‌باشد که بوسیله بستن شیر برقی تغذیه و همچنین بسته نگه داشتن شیر برقی تخلیه انجام می‌گیرد. در این حالت فشار درون کالیپر برای چرخ ثابت مانده و برابر P_w می‌باشد.

$$Q_w = 0 \Rightarrow P_w = constant \quad (۲۷)$$

۳-۴-۲-۳- فاز سوم- کاهش فشار

مرحله سوم کاهش فشار مایع هیدرولیک سیستم ترمز می‌باشد. میزان کاهش فشار (ΔP) می‌تواند بر اساس مقدار کاهش نیرو جهت رسیدن به حد ماکزیمم اصطکاک بین تایر و زمین اعمال گردد که با بسته نگه داشتن شیر برقی تغذیه و باز کردن شیر برقی تخلیه انجام می‌گیرد. معادله دینامیکی حاکم بر پیستون کالیپرها، فشار و دبی خروجی از کالیپر چرخ عبارتند از:

$$M_w \ddot{x}_w = P_{wout} A_w - C_w \dot{x}_w - K_w x_w - F_{L_w} - \mu_s N_w - \mu_d N_w sign x_w \quad (۲۸)$$

$$\dot{P}_{wout} = \beta_{wout} \frac{\dot{V}_{wout}}{V_{wout}} = \beta_{wout} \frac{\dot{x}_w A_w - Q_{wout}}{V_{wout}} \quad (۲۹)$$

$$Q_{wout} = C_w C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}|P_{wout} - P_{L_{out}}|} \quad (۳۰)$$

در روابط فوق $P_{L_{out}}$ فشار خروجی از کالیپر تا شیر تخلیه و Q_{wout} دبی خروجی از کالیپر می‌باشد.

نرخ فشار و دبی خروجی از کالیپر تا شیر تخلیه

$$\dot{P}_{l_{out}} = \beta_{lout} \frac{\dot{V}_{lout}}{V_{lout}} = \beta_{l_{i,j}} \frac{Q_{wout} - Q_{SDV}}{V_{lout}} \quad (۳۱)$$

$$Q_{SDV} = C_{SDV} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}|P_{L_{out}} - P_{LPA}|} \quad (۳۲)$$

حال باید به اندازه زمان $t_{o_{SDV}}$، شیر برقی تخلیه را باز نگه داشت، تا Q_{SDV} ایجاد گردد و فشار ثانویه حاصل شود و چرخ دوباره در محدوده مناسب لغزش قرار گیرد. مقدار دبی سیال عبوری از شیرهای برقی تخلیه بسته به زمان باز بودن آنها می‌باشد. بنابراین مقدار دبی عبوری واقعی از شیرهای برقی تخلیه از رابطه (۳۳) بدست می‌آید.

$$Q_{SDV_A} = Q_{SDV} \times t_{o_{SDV}} \quad (۳۳)$$

- **معادله دینامیکی حاکم بر آکومولاتور فشار ضعیف**

شکل ۹ نشان دهنده بخش هیدرولیک ترمز ضد قفل می‌باشد که در آن آکومولاتورهای فشار ضعیف نشان داده شده است.



شکل ۹: بخش هیدرولیک بلوک ترمز ضد قفل

این آکومولاتورها دارای یک فنر و پیستون بوده که ضمن تامین دبی مورد نیاز مایع هیدرولیک در مواقع ضروری در هنگام عملکرد شیرهای برقی تغذیه و تخلیه، مقداری از ضربات ناشی از کارکرد پمپ و همچنین باز و بسته شدن شیرهای برقی را جذب می‌کنند. معادله دینامیکی حاکم بر آکومولاتور فشار ضعیف عبارت است از:

$$M_{LPA} \ddot{x}_{LPA} = P_{LPA} A_{LPA} - C_{LPA} \dot{x}_{LPA} - K_{LPA}(x_{LPA} + x_{0_{LPA}}) - \mu_s N_{LPA} - \mu_d N_{LPA} sign(x_{LPA}) \quad (۳۴)$$

$$\dot{P}_{LPA} = \beta_{LPA} \frac{\dot{V}_{LPA}}{V_{LPA}} = \beta_{LPA} \frac{Q_{SDV_A} - x_{LPA} A_{LPA} - Q_{OWDV}}{V_{LPA}} \quad (۳۵)$$

$$Q_{OWDV} = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}|P_{LPA} - P_{PI}|} \quad (۳۶)$$

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]

$$Q_{OWDV}+Q_{relief}+Q_{PI}=0 \quad (۳۷)$$

$$Q_{relief} = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}\left|P_{HPA} - P_{relief}\right|} \quad (۳۸)$$

در روابط بالا M_{LPA} جرم پیستون آکومولاتور، P_{LPA} فشار و A_{LPA} سطح مقطع آکومولاتور فشار ضعیف، C_{LPA} ضریب دمپ و K_{LPA} ضریب سختی فنر آکومولاتور، Q_{OWDV} دبی شیر یکطرفه، Q_{relief} دبی شیر کاهنده فشار و P_{PI} فشار ورودی پمپ هیدرولیک می‌باشد.

۳-۴-۲-۴- مرحله چهارم افزایش فشار توسط سیستم ترمز ضد قفل

تغییر فشار بعد از پمپ و قبل از شیر یکطرفه عبارت است از:

$$\dot{P}_{P_o} = \beta_{P_o}\frac{\dot{V}_{P_o}}{V_{P_o}} = \beta_{P_o}\frac{Q_{P_o} - Q_{owcv}}{V_{P_o}} \quad (۳۹)$$

$$Q_{OWCV} = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}\left|P_{P_o} - P_{HPA}\right|} \quad (۴۰)$$

$$\dot{P}_{HPA} = \beta_{HPA}\frac{\dot{V}_{HPA}}{V_{HPA}} = \beta_{HPA}\frac{Q_{OWDV}-Q_{relief} - \dot{x}_{HPA}A_{HPA} - \sum_0^{i,j}\dot{Q}_{i,j}}{V_{HPA}} \quad (۴۱)$$

$$M_{HPA}\ddot{x}_{HPA} = P_{HPA}A_{HPA} - C_{HPA}\dot{x}_{HPA} - K_{HPA}(x_{HPA} + x_{0_{HPA}}) - \mu_s N_{HPA} - \mu_d N_{HPA} signx_{HPA} \quad (۴۲)$$

$$Q_{relief} = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}\left|P_{HPA} - P_{relief}\right|} \quad (۴۳)$$

$$\dot{Q}_{i,j} = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}\left|P_{HPA} - P_{L_{i,j}}\right|} \quad (۴۴)$$

دراین حالت باید شیرهای برقی تغذیه به اندازه $t_{o_{SsV}}$ باز باشند تا مقدار $\dot{Q}_{i,j}$ مایع هیدرولیک وارد کالیپر ترمز گردد و فشار به اندازه مورد نیاز افزایش یابد و چرخ در محدوده مجاز لغزش قرار بگیرد. مقدار دبی واقعی(Q_{SSV_A}) را می‌توان با استفاده از رابطه (۴۵) بدست آورد.

$$Q_{SSV_A} = Q_{SSV} \times t_{o_{SSV}} \quad (۴۵)$$

در رابطه (۴۵)، $t_{o_{SSV}}$ زمان باز بودن شیر تغذیه می‌باشد. در این حالت دوباره روابط افزایش فشار درون کالیپر صادق خواهند بود.

۳-۵- مدل سازی دینامیک خودرو

شکل ۱۰ دیاگرام آزاد خودروی در حال ترمز گیری را نشان می‌دهد. با استفاده از قانون دوم نیوتن می‌توان رابطه (۴۶) را به شرح ذیل نوشت.

$$a_x = \frac{\sum F_b}{M} = \frac{F_{bf} + F_{br} + D_a + R_{xf} + R_{xr} - Wsin\theta}{M} \quad (۴۶)$$

در این رابطه F_b برآیند نیروی ترمزی خودروی در حال ترمزگیری، M جرم خودرو، F_{bf} نیروی ترمزی چرخ‌های جلو، F_{br} نیروی ترمز چرخ‌های عقب، D_a نیروی مقاومت هوا، R_{xf} نیروی مقاومت غلتشی چرخ‌های جلو، R_{xr} نیروی مقاومت غلتشی چرخ‌های عقب و $W\sin\theta$ نیروی شیب جاده می‌باشد. نیروی مقاوم غلتشی تایر را می‌توان از رابطه (۴۷) محاسبه کرد [14]:

$$R_x = R_{xf} + R_{xr} = (W_f + W_r)f_r \quad (۴۷)$$

که در آن به ترتیب W_f نیروی عمودی اعمالی به تایرهای جلو، W_r نیروی عمودی اعمالی به تایرهای عقب، R_w شعاع چرخ و f_r ضریب نیروی مقاومت غلتشی تایر می‌باشد. نیروی عمودی وارد بر چرخ‌های جلو و عقب نیز از رابطه (۴۸) بدست می‌آید.

$$W_f = \frac{WH\sin\theta}{2(L_f + L_r)} + \frac{M\,a_x H}{2(L_f + L_r)} + \frac{WL_r\cos\theta}{2(L_f + L_r)} - \frac{D_a H_a}{2(L_f + L_r)} \quad (۴۸)$$

$$W_r = -\frac{WH\sin\theta}{2(L_f + L_r)} - \frac{Ma_x H}{2(L_f + L_r)} + \frac{WL_f\cos\theta}{2(L_f + L_r)} + \frac{D_a H_a}{2(L_f + L_r)}$$

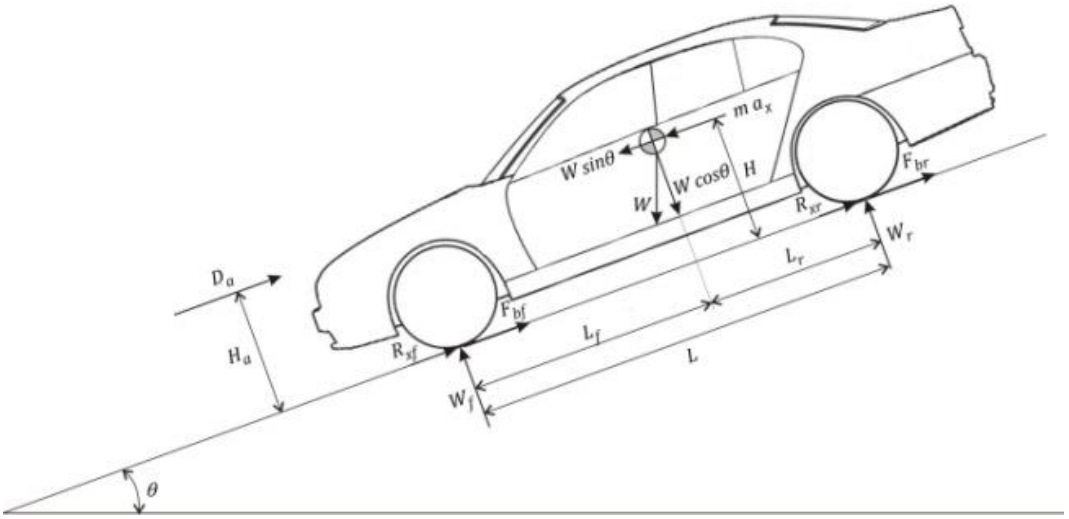
که در آن H، a_x، M، L_f، L_r، H_a، D_a به ترتیب ارتفاع مرکز ثقل خودرو از سطح جاده، شتاب طولی خودرو، جرم خودرو، فاصله مرکز چرخ جلو تا مرکز ثقل، فاصله مرکز چرخ عقب تا مرکز ثقل، ارتفاع موثر تاثیر نیروی مقاومت هوا و نیروی مقاومت هوا می‌باشند.

۳-۶-دینامیک چرخ

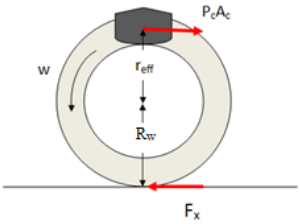
معادله دینامیکی حاکم بر چرخ خودرو که در شکل ۱۱ نشان داده شده است، با در نظر گرفتن $T_b = P_w A_C \mu r_{eff}$ عبارت است از :

$$\dot{\omega} = \frac{R_w F_x - P_w A_C \mu\, r_{eff}}{J_w} \quad (۴۹)$$

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]



شکل ۱۰: دیاگرام آزاد خودرو در حال ترمزگیری



شکل ۱۱: شماتیک چرخ و نیروهای وارده بر آن

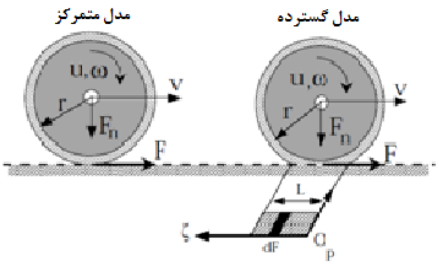
که F_x نیروی اصطکاک بین تایر و زمین که از رابطه لوگر بدست می‌آید، P_w فشار مایع هیدرولیک ترمز درون کالیپر، A_C سطح مقطع پیستون کالیپر، r_{eff} شعاع دیسک ترمز، R_w شعاع تایر، J_w ممان اینرسی چرخ، μ ضریب اصطکاک بین لنت و دیسک چرخ و $\dot{\omega}$ نرخ تغییر سرعت زوایه ای چرخ می‌باشد. معادله دینامیکی حاکم بر مدل یک چهارم خودرو عبارت است از:

$$\dot{v} = \frac{-F_x - D_a}{M} = \frac{-F_x - \frac{1}{2}\rho C_d A_f V_r}{M} \quad (۵۰)$$

ρ چگالی هوا، C_d ضریب درگ بدنه خودرو، A_f سطح تصویر شده خودرو، V_r سرعت نسبی خودرو نسبت به هوای محیط و $\dot{v}$ نرخ تغییرات سرعت خودرو است.

۳-۷-مدل سازی تایر

مدل‌های تایر مختلفی توسط پژوهشگران پیشنهاد گردیده است که هرکدام دارای ویژگی‌های ی می‌باشند. بصورت کلی مدل‌های تایر را می‌توان به دو دسته مدل‌های دینامیکی و مدل‌های استاتیکی تقسیم نمود. مدل‌های اصطکاکی استاتیکی در فضای حالت در شرایط خطی و سرعت‌های زاویه‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرند و در حقیقت از داده‌های تجربی حاصل از تجهیزات آزمایشگاهی که امکان تغییر سرعت خطی و زاویه‌ای را می‌دهند، بدست می‌آیند. از مشهورترین این مدل‌ها، می‌توان به مدل پسیجکا اشاره کرد. در مقابل مدل‌های استاتیکی، مدل‌های دینامیکی ارایه شده‌اند. این مدل‌ها بیان کننده رفتار واقعی تایر در زمان تغییر سرعت می‌باشند و به دو دسته کلی متمرکز و گسترده تقسیم می‌شوند[12].



شکل ۱۲: مدل دینامیکی متمرکز و گسترده تایر [12]

مدل متمرکز که در شکل ۱۲ سمت چپ نشان داده شده است، یک نقطه را به عنوان نقطه تماس تایر و جاده در نظر می‌گیرد و در نتیجه معادله بدست آمده با انتگرال گیری از معادله نسبت به زمان قابل حل می‌گردد. در مقابل، مدل گسترده، سطح گسترده‌ای را برای تماس تایر با جاده در نظر می‌گیرد و توزیع بار را بصورت یکنواخت فرض می‌کند و برای حل کردن معادله نسبت به زمان و فضا باید از آن انتگرال گرفت.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]

مدل لوگر بصورت روابط (۵۱) تا (۵۳) بیان می‌شود. در این مدل نیروها و سطح تایر به طور متمرکز در نظر گرفته می‌شوند [13].

$$\dot{z} = v_r - \frac{\sigma 0|v_r|}{g(v_r)} \quad (۵۱)$$

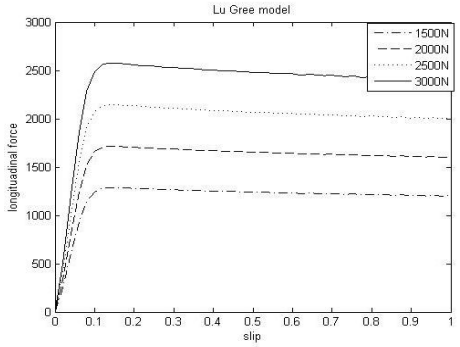
$$F = (\sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 v_r)F_z \quad (۵۲)$$

$$g(v_r) = \mu_c + (\mu_s - \mu_c)e^{-|\vartheta r/\vartheta s|^{1/2}} \quad (۵۳)$$

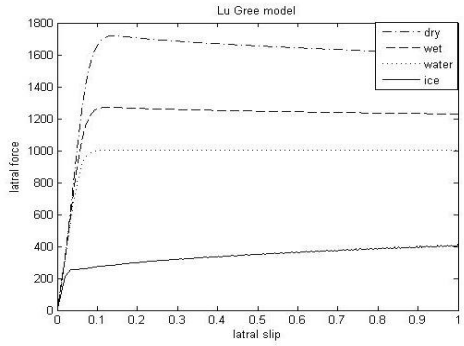
که، σ_0 ضریب سختی متمرکز طولی نرمالیزه شده لاستیک، σ_1 ضریب میرایی متمرکز طولی نرمالیزه شده لاستیک، σ_2 ضریب میرایی ویسکوز نرمالیزه شده، μ_c ضریب اصطکاک کلمب نرمالیزه شده، μ_s ضریب اصطکاک ایستایی نرمال شده، F_z نیروی عمودی، z وضعیت اصطکاک داخلی بوده و v_s سرعت نسبی استریبک[1]می باشد.

$$v_r = (r\omega - v) \quad (۵۴)$$

که v سرعت طولی خودرو می‌باشد. شکل‌های ۱۳و ۱۴ به ترتیب نشان دهنده نیروی طولی حاصل از مدل لوگر تحت تاثیر بارهای عمودی مختلف و نیروی طولی وارد بر تایر تحت شرایط مختلف جاده می‌باشند.



شکل۱۳: نیروی طولی وارده بر تایر تحت بارهای عمودی مختلف



شکل ۱۴: نیروی طولی وارد بر تایر تحت تاثیر شرایط مختلف جاده

۳-۸- معادلات فضای حالت سیستم ترمز ضد قفل

پس از انجام مدل سازی سیستم ترمز ضد قفل، در این بخش معادلات حالت سیستم استخراج شده تا مدل مورد نظر آماده شده و بتوان الگوریتم‌های مختف کنترلی را ارائه، شبیه سازی و پیاده سازی کرد. در (۵۵) مجموعه ۲۰ معادله حالت سیستم ترمز جمع بندی شده است. در این معادلات متغیرهای حالت عبارتند از:

$$\begin{array}{llll} x_1 = x_{mc} & x_6 = P_w & x_{11} = x_{LPA} & x_{16} = x_{HPA} \\ x_2 = \dot{x}_{mc} & x_7 = x_w & x_{12} = \dot{x}_{LPA} & x_{17} = \dot{x}_{HPA} \\ x_3 = P_{mc} & x_8 = \dot{x}_w & x_{13} = P_{LPA} & x_{18} = \omega \\ x_4 = P_r & x_9 = P_{wout} & x_{14} = P_{P0} & x_{19} = v \\ x_5 = P_{win} & x_{10} = P_{Lout} & x_{15} = P_{HPA} & x_{20} = z \end{array}$$

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{k_{mc}}{M_{mc}}x_1 - \frac{\mu_d N}{M_{mc}}sign(x_1) - \left(\frac{C_{mc}}{M_{mc}}\right)x_2 + \left(\frac{A_{mc}}{M_{mc}}\right)x_3 - (-Fbooster + \mu_s N)$$

$$\dot{x}_3 = \left(\frac{\beta_{mc} * A_{mc}}{V_{mc}}\right)x_2 - \frac{\beta_{mc}}{V_{mc}}C_{mc}C_d A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|x_3 - x_4|}sign(x_3 - x_4)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\beta_r}{V_r}C_{mc}C_d A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|x_3 - x_4|}sign(x_3 - x_4) - \frac{\beta_r}{V_r}C_{win}C_d A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|x_4 - x_5|}sign(x_4 - x_5)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{\beta_{Lwin}}{V_{Lwin}}C_w C_d A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|x_5 - x_6|}sign(x_5 - x_6)$$

$$\dot{x}_6 = \frac{\beta_w}{V_w}C_w C_d A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|x_5 - x_6|}sign(x_5 - x_6) - \left(\frac{\beta_w * A_w}{V_w}\right)x_7$$

$$\dot{x}_7 = \dot{x}_8$$

$$\dot{x}_8 = -\frac{k_w}{M_w}x_7 - \frac{\mu_d N_w}{M_w}sign(x_7) - \left(\frac{C_w}{M_w}\right)x_8 + \left(\frac{A_w}{M_w}\right)x_6 - (F_{lw} + \mu_s N)$$

$$\dot{x}_9 = \left(\frac{\beta_{wout} * A_w}{V_{wout}}\right)x_8 - \frac{\beta_{wout}}{V_{wout}}C_w C_d A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|x_9 - x_{10}|}$$

$$\dot{x}_{10} = \frac{\beta_{Lout}}{V_{Lout}}C_w C_d A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|x_9 - x_{10}|} - \frac{\beta_{Lout}}{V_{Lout}}C_{SDV}C_d A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|x_9 - x_{10}|}$$

$$\dot{x}_{11} = x_{12}$$

[1] Stribeck relative velocity

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]

$$\dot{x}_{12} = -\frac{k_{LPA}}{M_{LPA}}x_{11} - \frac{\mu_d N_{LPA}}{M_{LPA}}sign(x_{11}) - \left(\frac{C_{LPA}}{M_{LPA}}\right)x_{12} + \left(\frac{A_{LPA}}{M_{LPA}}\right)x_{13}$$

$$\dot{x}_{13} = \frac{\beta_{LPA}}{V_{LPA}}C_{SDV}C_dA_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|x_{10}-x_{13}|} - \left(\frac{\beta_{LPA}*A_{LPA}}{V_{LPA}}\right)x_{11} - \frac{\beta_{LPA}}{V_{Lout}}C_dA_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|x_{13}-P_{PI}|}$$

$$\dot{x}_{14} = \frac{\beta_{P0}}{V_{P0}}Q_{P0} - \frac{\beta_{P0}}{V_{P0}}C_dA_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|x_{14}-x_{15}|}$$

$$\dot{x}_{15} = \frac{\beta_{HPA}}{V_{HPA}}C_dA_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|x_{14}-x_{15}|}x_{11} - \frac{\beta_{HPA}}{V_{HPA}}C_dA_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|x_{15}-P_{relief}|} - \left(\frac{\beta_{HPA}*A_{HPA}}{V_{HPA}}\right)x_{16} - \frac{\beta_{HPA}}{V_{HPA}}C_dA_0\sqrt{\frac{2}{\rho}|x_{15}-P_L|}$$

$$\dot{x}_{16} = x_{17}$$

$$\dot{x}_{17} = \left(\frac{A_{HPA}}{M_{HPA}}\right)x_{15} - \frac{k_{LPA}}{M_{LPA}}x_{16} + \frac{\mu_d N_{LPA}}{M_{LPA}}sign(x_{16}) - \left(\frac{C_{HPA}}{M_{HPA}}\right)x_{17} - \mu_s N_{HPA}$$

$$\dot{x}_{18} = \frac{R_w F_x - P_w A_C \mu\, r_{eff}}{J_w}$$

$$\dot{x}_{19} = \frac{-F_x - \frac{1}{2}\rho C_d A_f V_r}{M}$$

$$\dot{x}_{20} = v_r - \frac{\sigma 0|v_r|}{g(v_r)}$$

۴- شبیه سازی و صحه گذاری

شبیه سازی انجام شده بر روی سیستم ترمز ضد قفل بر اساس مدل ذکر شده در این مقاله و در بسته نرم افزاری MATLAB/Simulink انجام پذیرفته است. پارامترها و ضرایب مورد استفاده در شبیه سازی بر اساس مقادیر ذکر شده در جدول ۱ بوده که از آزمایش‌های مختلف بر روی خودروی پراید بدست آمده است. در این شبیه سازی‌ها، سناریوهای مختلفی تنظیم و نتایج شبیه سازی با نتایج آزمون تجربی که بر روی خودروی پراید در شرایط واقعی انجام شد، مقایسه گردیده است.

شکل ۱۵ نشان دهنده خودروی پراید مورد آزمون می‌باشد که در شرایط بارانی، سیستم ترمز ضد قفل نصب شده بر روی این خودرو مورد آزمون قرار گرفت. سیستم ترمز خودروی مذکور به سنسورها و تجهیزات جمع آوری داده به شرح جدول ۲ مجهز شد.

جدول ۱: مقادیر پارمترهای مورد استفاده در شبیه سازی

K_{rs}=241 1 N/m	A_{mc}=4.91 *10^{-4} m^2	A_d=5.33 *10^{-2} m^2	V_{v0}=2.4*1 0^{-3} m^3
V_{a0}=4.3* 10^{-4} m^3	R=0.287	T=300 ^oK	$\bar{C}_{leak}$=1.4 *10^{-7} m.s
$\bar{C}_{aa}$=5.8 *10^{-5} m.s	C_{vm}=1.26 *10^{-4} m.s	$\bar{C}_{vm}$=2.2 *10^{-4} m.s	P_0=10.67 0 KPa
$\bar{F}_{rel}$=50 N	$\bar{F}_{app}$=50 N	m_d=0.0 5 Kg	M_{mc}=0.00 5 Kg
K_{mc}=10 0 N/m	$\mu_s N$ =70 سیلندر اصلی N	$\mu_d N$=65 سیلندر اصلی N	C_{mc}=100 0Nm/s
V_{mc}=1.1 47*10^{-5} m^3	β_{mc}=6.9* 10^{5}Kpa	A_w=1.96 *10^{-4} m^2	ρ = 1.027kg/lit
V_r=2.12* 10^{-5} m3	C_d=0.6	μs= 0.7	M=1200 kg
ϑs=12.5 m/s	M_{LPA}=0.0 1 Kg	A_{LPA}= 0.0002 m^2	K_{LPA}=100 N/m
μ_c=0.4	R_w=0.33 m	r= 0.2 m	J_w=2.11k gm^2
$\sigma 0$=40 1/m	σ_1=4.948 7	σ_2=0.00 18 s/m	f_r=0.015



شکل ۱۵:خودروی پراید دارای ترمز ضد قفل تحت تست جاده

جدول۲: سنسورها و تجهیزات داده برداری نصب شده بر روی خودروی تحت آزمون

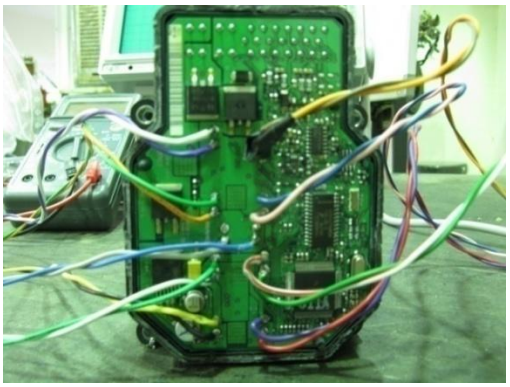
ردیف	قطعه، دستگاه	تعداد
۱	سنسور فشار سنج مایع هیدرولیک	۷
۲	سنسور فشار سنج پنوماتیک	۲
۳	سنسور دماسنج	۲
۴	سنسور نیرو سنج	۱
۵	سنسور شتاب سنج	۳
۶	دیتا لاگر شتاب سنج	۱
۷	کارت واسط داده برداری	۱
۸	جعبه تقسیم	۱
۹	ترمینال باکس	۱
۱۰	اینورتر	۲
۱۱	کامپیوتر	۱

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]



شکل۱۶: سنسور فشارسنج هیدرولیک

شکل۱۶ یکی از سنسورهای فشار نصب شده بر روی مدار هیدرولیک سیستم ترمز می‌باشد که اطلاعات تغییر فشار سیستم را به کارت واسط داده بردار و مجموعه مرتبط با آن منتقل می‌کنند. همچنین سیگنال‌های سرعت چرخ، زمان باز و بسته شدن شیرهای کنترلی و زمان شروع و اتمام کارکرد پمپ هیدرولیک سیستم ترمز ضد قفل و غیره به کارت داده بردار منتقل گردید. این اطلاعات از طریق کابل‌های نصب شده روی بلوک سیستم ترمز ضد قفل که در شکل ۱۷ نشان داده شده است، دریافت می‌شوند.



شکل۱۷:بلوک سیستم ترمز ضد قفل مجهز به سیم‌های دریافت سیگنال

شکل ۱۸ نشان دهنده بوستر خودرو می‌باشد که به برخی ادوات اندازه گیری از قبیل خلاء سنج‌ها و موقعیت سنج‌ها مجهز گردیده است.



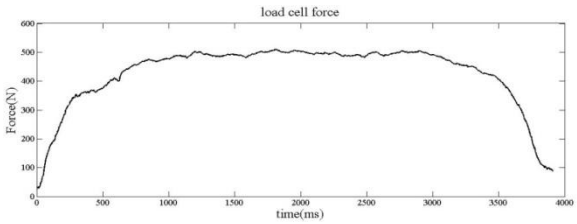
شکل ۱۸: بوستر ترمز مجهز به ادوات اندازه گیری

بر روی پدال خودرو یک عدد نیرو سنج[1] که در شکل ۱۹ قابل مشاهده است، نصب و اطلاعات مربوط به نیروی پای راننده را به کارت داده بردار انتقال می‌دهد.

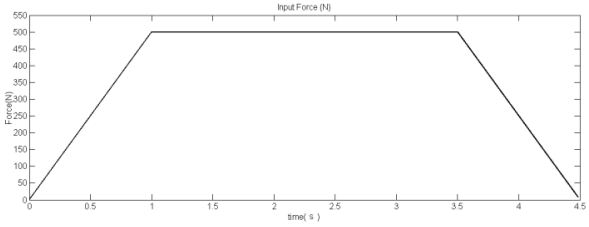


شکل ۱۹: نیروسنج نصب شده بر روی پدال ترمز

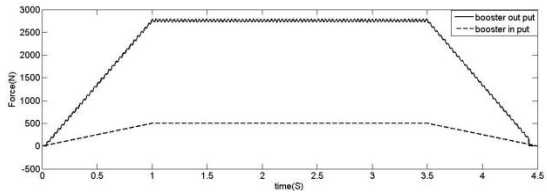
شکل ۲۰ نشان دهنده نیروی اندازه گیری شده توسط نیروسنج می‌باشد. به منظور ایجاد شرایط یکسان در شبیه سازی سیستم ترمز، ورودی مشابه شکل ۲۰ برای شبیه سازی مهیا گردید که در شکل ۲۱ دیده می‌شود.



شکل۲۰: نیروی پای راننده وارد بر پدال آزمایش تجربی



شکل ۲۱: نیروی شبیه سازی شده پای راننده وارد به پدال

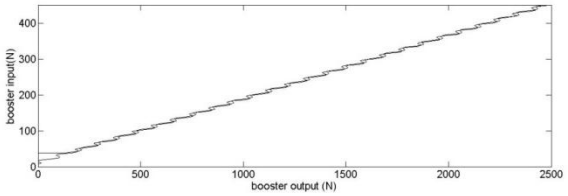


شکل ۲۲: نیروی ورودی و خروجی بوستر منتج از برنامه شبیه سازی (خط چین: نیروی ورودی بوستر، خط توپر نیروی خروجی بوستر)

شکل ۲۲ نشان دهنده نیروی ورودی به بوستر و نیروی خروجی از بوستر در برنامه شبیه سازی می‌باشد. همانگونه که ملاحظه می گردد،بوستر نیروی ورودی را حدود ۵ تا ۶ برابر بصورت خطی افزایش داده است.

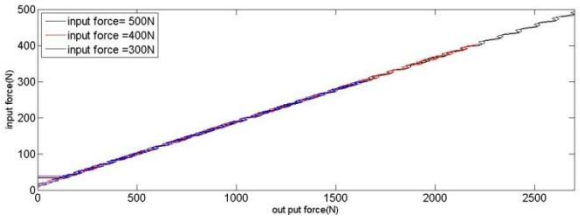
[1] Load Cell

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]



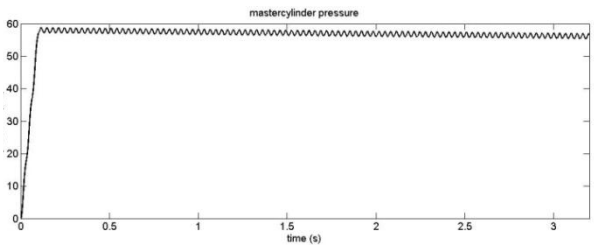
شکل ۲۳: نیروی خروجی بوستر نسبت به نیروی ورودی به آن در شبیه سازی

شکل ۲۳ نشان دهنده نسبت نیروی خروجی بوستر به ورودی بوستر می‌باشد. میزان اختلاف بین مسیر افزایش نیرو و کاهش نیروی خروجی بوستر نشان دهنده خاصیت هیسترزیس بوستر است که پارامتری بسیار مهم در احساس ترمز راننده می‌باشد. در شکل ۲۴ نیروی خروجی بوستر نسبت به مقادیر مختلف نیروی ورودی از نظر ماکزیمم مقدار در برنامه شبیه سازی نشان داده شده است.



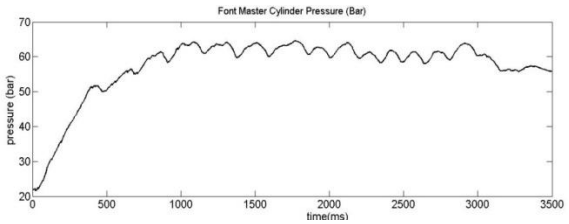
شکل ۲۴: نیروی خروجی بوستر نسبت به مقادیر مختلف نیروی ورودی کسب شده از شبیه سازی

شکل ۲۵ نشان دهنده تغییرات فشار مایع هیدرولیک ترمز درون سیلندر اصلی در برنامه شبیه سازی می‌باشد. همانطور که در این شکل ملاحظه می‌گردد محور افقی نشان دهنده زمان بر حسب ثانیه بوده و محور عمودی فشار درون سیلندر اصلی بر حسب بار را نشان می‌هد. این شکل نشان دهنده افزایش و تثبیت فشار مایع هیدرولیک درون سیلندر اصلی می‌باشد.



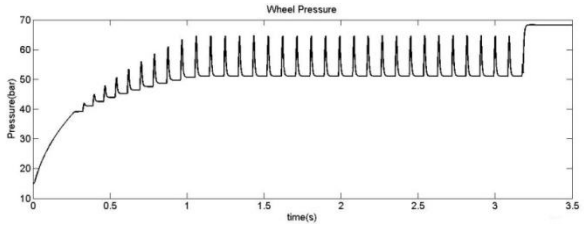
شکل ۲۵: تغییرات فشار مایع هیدرولیک در سیلندر اصلی دریافت شده از شبیه سازی (واحد محور افقی ثانیه و واحد محور عمودی بار است)

شکل ۲۶ نشان دهنده تغییرات فشار مایع هیدرولیک ترمز درون سیلندر اصلی در آزمون تجربی می‌باشد. با مقایسه شکل‌های ۲۵ و ۲۶ می‌توان دریافت که تغییرات فشاردرون سیلندر اصلی مشابه هم بوده و از نظر دامنه تغییرات اندکی متفاوت می‌باشند. با توجه به ۵۰۰ میلی ثانیه ابتدایی نمودار شکل ۲۶ و مقایسه با ورودی سیلندر اصلی که در واقع خروجی بوستر می‌باشد که در شکل ۲۲ نمایش داده شده است، و چنانچه در مرجع [6] نیز آمده است خطی بودن رفتار ورودی و خروجی سیلندر اصلی به اثبات می‌رسد. شایان ذکر است که در مرجع [6]، فقط سیلندر اصلی مد نظر بوده است و ارتباط این مجموعه با دیگر مجموعه‌های سیستم ترمز در نظر گرفته نشده است به همین خاطر تحلیل استاتیکی در نظر گرفته شده و بنابراین اختلاف فشار قابل ملاحظه ای بین محفظه اول و دوم سیلندر اصلی به چشم نمی خورد. در حالیکه در پژوهش حاضر و با مقایسه شکل‌های ۲۶ و ۲۹ اختلاف فشار مورد نظر قابل توجه می‌باشد. از طرفی در منبع [3] به لحاظ در نظر نگرفتن دینامیک ترمزگیری و همچنین جزئیات سیستم ترمز از جمله مدولاتور ABS، فشار سیلندر اصلی و فشار سیلندر چرخ با هم برابری می کند.



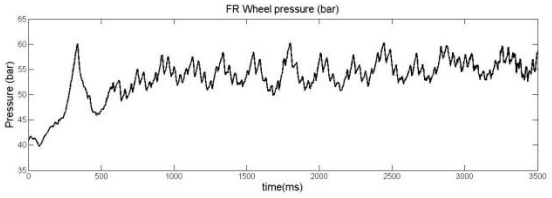
شکل ۲۶: تغییرات فشار مایع هیدرولیک ترمز سیلندر اصلی در آزمون تجربی (واحد محور افقی میلی ثانیه و واحد محور عمودی بار است)

شکل ۲۷ نشان دهنده تغییرات فشار مایع هیدرولیک ترمز بعد از شیر برقی تغذیه در برنامه شبیه سازی می‌باشد، که در رابطه (۲۲) با P_{win} نشان داده شده است.



شکل ۲۷: تغییرات فشار مایع هیدرولیک ترمز بعد از شیر برقی تغذیه در شبیه سازی

شکل ۲۸ نشان دهنده تغییرات فشار مایع هیدرولیک ترمز بعد از شیر برقی تغذیه در آزمون تجربی می‌باشد. با مقایسه شکل‌های ۲۷ و ۲۸ ملاحظه می گردد که نتایج شبیه ساز ی و تجربی موید یکدیگر می‌باشند.

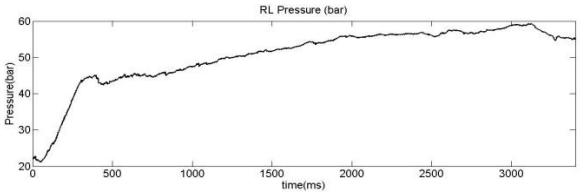


شکل ۲۸: تغییرات فشار مایع هیدرولیک بعد از شیر برقی تغذیه چرخ جلو در آزمون تجربی

با مقایسه نمودارهای شکل ۲۶ و ۲۹ می‌توان دریافت که فشار مایع هیدرولیک درون کالیپر چرخ عقب کمتر از فشار مایع هیدرولیک چرخ جلو می‌باشد که این موضوع به دلیل دینامیک ترمزگیری و انتقال بار عمودی از چرخ‌های عقب به چرخ‌های جلو خودرو می‌باشد. همانگونه

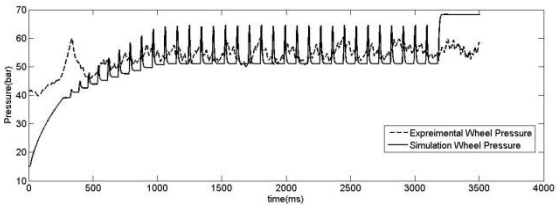
[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]

که ملاحظه می‌شود با گذر زمان و کاهش تدریجی سرعت خودرو، انتقال بار از چرخ‌های عقب به جلو نیز کاهش یافته و میزان فشار هیدرولیک درون چرخ‌های عقب نیز افزایش یافته است.



شکل ۲۹: تغییرات فشار مایع هیدرولیک درون سیلندر چرخ عقب در آزمون تجربی

شکل ۳۰ تغییرات فشار مایع هیدرولیک ترمز در آزمون تجربی و برنامه شبیه سازی را با هم نشان می‌دهد. با توجه به این شکل، درصد خطای نمودار شبیه سازی شده نسبت به نمودار آزمون تجربی مقدار ۴/۵۶ درصد می‌باشد. با حذف ۵۰۰ میلی ثانیه ابتدای نمودار و محاسبه مجدد مقدار خطا، درصد خطای بدست آمده، ۱/۵۸ درصد حاصل می‌گردد. این درصد نشان دهنده تطابق مناسب شبیه سازی انجام شده با آزمون تجربی می‌باشد. قسمت عمده خطای حاصله، ناشی از فراجهش اعمال نیروی اولیه ابتدای نمودار در آزمون تجربی است.



شکل ۳۰: تغییرات فشار مایع هیدرولیک چرخ در آزمون تجربی و شبیه سازی

در اینجا لازم به ذکر است که به علت عدم مدلسازی کامل سیستم ترمز در مراجع و مقالات از جمله مرجع [4]، در این مقاله به مقایسه نتایج حاصل از شبیه سازی مدل پیشنهادی با سایر مدل ها پرداخته نشده و همانگونه که مشاهده گردید صحه گذاری های لازم از طریق تعریف و انجام تست های تجربی و مقایسه نتایج آن با نتایج حاصل از شبیه سازی صورت گرفته است.

۵- نتیجه گیری

در این مقاله مدل سازی کامل سیستم ترمز هیدرولیکی ضد قفل شامل پدال، بوستر، سیلندر اصلی، لوله‌های انتقال، مدولاتور، سیلندر چرخ و تایر انجام گردید. سپس شبیه سازی مدل مورد نظر در نرم افزار MATLAB انجام شد. به منظور صحه گذاری بر نتایج اخذ شده، خودروی مورد نظر به ادوات و تجهیزات داده برداری مجهز گردید و با تعریف سناریوهای مختلف، داده برداری در شرایط واقعی انجام شد. با مقایسه نتایج تجربی با نتایج شبیه سازی، ملاحظه می‌گردد که انطباق مناسبی بین نتایج وجود دارد که حاکی از صحت روند مدل سازی سیستم ترمز هیدرولیکی ضد قفل می‌باشد.

با توجه به نتایج کسب شده از روند تئوری و تجربی، نیروی پای راننده، هندسه پدال، میزان خلاء موتور، خصوصیات دیسک عکس العملی بوستر، ضریب تخلیه اوریفیس‌ها، خصوصیات باز و بسته شدن شیرهای برقی تغذیه و تخلیه، شعاع موثر تایر، شعاع دیسک ترمز، نوع لنت، نوع تایر، میزان آج تایر، نوع جاده، میزان بار عمودی روی چرخ، مشخصات مایع هیدرولیک ترمز و میزان هوای موجود در مایع هیدرولیک ترمز از مهمترین پارامترهای تاثیرگذار بر فرآیند ترمزگیری می‌باشند که باعث تغییر در تاخیر زمانی ترمز گیری شده و بنابراین مسافت ترمزی دستخوش تغییر می‌شود.

سیستم ترمز هیدرولیکی ضد قفل دارای تاخیر زمانی متداولی در حدود ۰/۵ ثانیه از لحظه فشردن پدال تا شروع کاهش سرعت خودرو می‌باشد که عوامل فوق در تغییر این مقدار بسیار موثر هستند. در هنگام ترمزگیری فشار مایع هیدرولیک به حدود ۶۰ بار رسیده و با توجه به انتقال بار از چرخ‌های عقب به چرخ‌های جلو، فشار مایع هیدرولیک در چرخ‌های جلو بیشتر از فشار مایع هیدرولیک در چرخ‌های عقب می‌باشد.

نتایج خروجی این پژوهش، معالات حالتی بوده است که بیان کننده رفتار کامل سیستم ترمز ضد قفل هیدرولیکی از پدال ترمز تا چرخ می‌باشد. با استفاده از این معادلات حالت می‌توان در گام‌های آتی اقدام به طراحی و پیاده سازی کنترل کننده‌هایی کرد که با لحاظ کردن شرایط واقعی و دینامیک کامل سیستم، ارمغان بخش کاهش مسافت ترمزی و افزایش پایداری خودرو باشد.

مراجع

[1] ص. نصیری، برق خودرو، ویرایش دوم چاپ پارتیان، ۱۳۹۰ .

[2] C.Orthwein, “Clutches and Brakes Design and Selection”, Marcrl Dekker Inc. 2004, chapter 12.

[3] J. Christian Gerdes, J. Karl Hedrick, “Brake System Modeling for Simulation and Control”, Trans. ASME J. Dynamic Systems, Measurment and Control, Vol. 121, No. 9, 1999, pp. 496-503.

[4] M. Wu, M. Shih, “Simulated and Experimental Study of Hydraulic Anti-lock Braking System using Sliding-mode PWM Control” , Mechatronics, Vol.13, No.4, 2001, pp. 331–351.

[5] Y. Khan and P. Kulkarni, “Modelling Experimentation and Simulation of a brake apply system” in Proceedings of American Control Conference, 24-26 June, 1992, pp. 226-230.

[6] H. Ho, J. Day, K. Hussain, A. Johnstone, “Modeling and Simulation of the Characteristics of a Hydraulic

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]

Brake Master cylinder", in Proceeding of SAE International Conference 2009.

[7] A. Harifi, A. Aghagolzadeh, G. Alizadeh, M. Sadeghi, "Designing a Sliding Mode Controller for Slip Control of Antilock Brake Systems",Transportation Research Part C, Vol. 16, 2008, pp. 731–741.

[8] M. L. Kuang, M. Fodor, D. Hrovat, M. Tran,"Hydraulic Brake System Modeling and Control For Active Control of Vehicle Dynamics" , in Proceedings of the American Control Conference, San Diego, California, 1999.

[9] R. Limpert, Brake Design and Safety,Second Edition, Society of Automotive Engineers Inc, 1999.

[10] H. E. Merritt, "Hydraulic Control Systems", John Wiley and Sons, Inc, 1991.

[11] ح. ابراهیمی راد ،"کنترل مد لغزشی بهینه سیستم ترمز ضد قفل خودرو"، پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی برق گرایش کنترل، دانشگاه تهران، ۱۳۸۳.

[12] C. Canudas de Wit , P. Tsiotras, "Dynamic Tire Friction Models for Vehicle Traction Control", in Proceedings of the 38th IEEE Conference on Decision and Control, 1999.

[13] C. Canudas de Wit, R. Horowitz, and P. Tsiotras, "Model-based Observers for Tire/Road Contact Friction Prediction," in New Directions in Nonlinear Observer Design, ser. Lecture Notes in Control and Information Science, Springer-Verlag, Vol. 244, 1999, pp. 23–42.

[14] Thomas D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers Inc; First Edition, 1992.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20088345.1391.6.3.2.8]