



طراحی و شبیه‌سازی مدار سیستم محرکه هیبریدی سری با رویکرد حذف ترمزگیری اصطکاکی

فرهاد خواجهوند^۱، سید مهدی رضاعی^۲، محمد زارعی نژاد^{۳*} و کیوان باغستان^۴

^۱ دانشجوی دکتری، مکانیک، پژوهشکده فناوریهای نو، امیرکبیر، تهران، ایران

^۲ استادیار، مکانیک، پژوهشکده فناوریهای نو، امیرکبیر، تهران، ایران

^۳ دکتری، مکانیک، امیرکبیر، تهران، ایران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۰۷/۱۸؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۰/۰۸/۲۷؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۱۲/۲۶

چکیده

با افزایش آلودگی‌های زیست محیطی راه کارهای مختلفی از قبیل توسعه خودروهای هیبریدی مورد توجه قرار گرفته است. در این مقاله، مدار هیدرولیکی سری با رویکرد حذف ترمزگیری اصطکاکی، جهت ترمزگیری بازیابی ارائه شده است. ویژگی کنترل فشار و جریان در این مدار سبب شده است، ترمزگیری در تمام شرایط رانندگی، توسط گشتاور ایجاد شده به وسیله مدار هیدرولیکی صورت گیرد. از کنترلر PID برای کنترل فشار و جریان خروجی پمپ استفاده شده است. با توجه به شتاب کند شونده دو حالت ترمزگیری مد نظر قرار داده شده است. در حالت اول، گشتاور ترمزگیری تنها توسط تغییر جریان و در حالت دوم توسط تغییر هم‌زمان جریان و فشار تأمین می‌شود. جهت تأیید عملکرد ساختار پیشنهادی، با اعمال نیروهای دلخواه به پدال، شتاب کند شونده در نرم افزار AMESIM شبیه سازی شده است. الگوریتم کنترلی نیز در همین نرم افزار پیاده‌سازی شده است و قابلیت ترمزگیری و میزان انرژی ذخیره در زمان ترمزگیری در حالت‌های مختلف ترمزگیری بررسی شده است. با حذف ترمزگیری اصطکاکی در سیستم محرکه هیبریدی، خطای زمانی در حالت اول ترمزگیری ۰/۱۳ ثانیه و در حالت دوم ۰/۰۳ ثانیه است و برخلاف ساختارهای هیبریدی مرسوم در تمام شرایط ترمزگیری ذخیره انرژی صورت می‌گیرد.

کلمات کلیدی: سیستم محرکه هیبریدی؛ ترمزگیری بازیاب؛ مدار هیدرولیکی؛ الگوریتم کنترلی، کنترل فشار و جریان؛ آکومولاتور.

Series Hydraulic Hybrid Propulsion System Design And Simulation With Friction Brake Removal Approach

F. Khajvand¹, S.M. Rezaei², M. Zareinejad^{3,*}, K. Baghestan⁴

¹ Ph.D. Student, Mech. Eng., New Technologies Research Centre, Amirkabir University.

² Prof., Mech. Eng., Department of Mechanical Engineering, AmirKabir University of Technology.

³ Assoc. Prof., Mech. Eng., New Technologies Research Centre, Amirkabir University.

⁴ Ph.D., Mech. Eng., AmirKabir University of Technology.

Abstract

Due to increasing environmental pollution, various solutions such as the development of hybrid vehicles have been considered. In this study a hydraulic hybrid propulsion system with series structure and friction brake removal approach is investigated. The pressure and flow control feature in this circuit has caused the braking in all driving conditions to be done by the torque generated by the hydraulic circuit. PID controller is used to control the pressure and output flow. The pressure and flow control algorithm is explained in two ways according to the driving conditions and the accumulator pressure. In the first case, the braking torque is provided only by changing the flow and in the second case by simultaneously changing the flow and pressure. To confirm the performance of the proposed structure, by applying the desired forces to the pedal, the deceleration is simulated in AMESIM software. The control algorithm has been implemented in this software and the braking capability and the amount of energy stored during braking in different braking modes have been investigated. By removing friction braking, the time error in the first mode is 0.13 and in the second case is 0.03 seconds, and energy saving occurs in all braking conditions.

Keywords: Hybrid Propulsion System; Hydraulic Circuit; Regenerative Braking; Control Algorithm; Flow and Pressure Control; Accumulator.

۱- مقدمه

با افزایش روز افزون آلودگی‌های زیست محیطی و بهای انرژی راه‌کارهای متفاوتی از قبیل ساخت خودروهای هیبریدی برای بهینه کردن مصرف انرژی وسایل نقلیه ارائه شده است. سیستم محرکه هیبریدی از دو یا چند منبع نیرو تشکیل می‌شود که به‌صورت هم‌زمان وظیفه تأمین نیرو برای وسیله‌ی نقلیه را دارند. ویژگی مهم سیستم‌های محرکه هیبریدی توانایی ذخیره انرژی و استفاده از آن در زمان نیاز است. با افزوده شدن قوای محرکه ثانویه و کنترل نیروی تولید شده توسط موتور، توانایی کاهش سائز موتور احتراق داخلی وجود خواهد داشت [۱]. سیستم‌های محرکه هیبریدی الکتریکی به‌صورت وسیعی در خودروهای سواری و سبک کاربرد دارند و تحقیقات گسترده‌ای در این زمینه صورت گرفته است [۲ و ۳]. هزینه پایین و نسبت توان به جرم بالای سیستم انتقال قدرت هیبریدی هیدرولیکی نسبت سیستم انتقال قدرت هیبریدی الکتریکی موجب شده است تا تحقیقات زیادی در این زمینه انجام شود. به‌ویژه در خودروهای سنگین به دلیل توان بالای مورد نیاز جهت شتاب‌گیری، موتور الکتریکی و باتری بسیار بزرگی نیاز است که موجب افزایش هزینه و جرم خودرو می‌شود [۴]. در سیستم محرکه هیبریدی هیدرولیکی از یک انباره^۱ هیدرولیکی جهت ذخیره انرژی هنگام ترمزگیری استفاده می‌شود [۵]. بازده انباره‌های هیدرولیکی حدود ۹۴٪ است که نسبت به باتری الکتریکی با بازده ۸۲٪ عملکرد بهتری در زمان ترمزگیری بازیابی را نشان می‌دهد [۶].

به‌صورت کلی سیستم‌های محرکه هیبریدی هیدرولیکی به دو دسته سری و موازی تقسیم می‌شوند [۷]. در ساختار سری محورها به‌صورت مکانیکی به موتور احتراق داخلی متصل نیستند. انرژی بازیابی در زمان ترمزگیری در انباره فشار بالا ذخیره می‌شود [۸ و ۹]. تأثیر پارامترهای مختلف در ساختار سری در اتوبوس شهری توسط یانپو و همکارانش مورد مطالعه قرار گرفته است [۱۰]. در ساختار موازی چرخ‌ها مانند سیستم انتقال قدرت معمولی به‌صورت مکانیکی به موتور احتراق داخلی متصل هستند و سیستم محرکه هیدرولیکی به شفت انتقال قدرت متصل است. در این

ساختار موتور هیدرولیکی در زمان شتاب‌گیری به موتور احتراق داخلی کمک می‌کند و در زمان ترمزگیری بخشی از انرژی در انباره ذخیره می‌شود [۱۱ و ۱۲]. ژائو و همکاران با طراحی پارامتری ساختار موازی، تأثیر شارژ اولیه آکومولاتور و حداکثر فشار آکومولاتور را در ذخیره انرژی نشان دادند [۱۳]. یان و همکارانش با استفاده از این ساختار در اتوبوس شهری نشان دادند، میزان مصرف انرژی تا ۲۵ درصد کاهش می‌یابد [۱۴]. استفاده از ساختار موازی در تراکتور توسط ریبیرو و همکارانش موجب کاهش ۲۸ درصدی مصرف سوخت شده است [۱۵]. پایگانه و همکاران با بررسی عملکرد سیستم محرکه هیبریدی هیدرولیکی در کامیون نشان دادند، ۱۷ درصد انرژی ترمزگیری در یک سیکل رانندگی بازیابی شده است [۱۶].

مطالعات زیادی در راستای بهینه‌سازی ذخیره انرژی در سیستم محرکه هیبریدی هیدرولیکی انجام شده است. بهینه کردن ابعاد آکومولاتور و فشار اولیه گاز آن، یکی روش‌های افزایش بازده سیستم محرکه هیبریدی هیدرولیکی است [۱۷ و ۱۸]. علاوه بر این روش‌های کنترلی مختلفی با توجه به شرایط رانندگی و در راستای افزایش انرژی ذخیره شده و ایجاد یک گشتاور ترمزگیری مطمئن توسط ترمزگیری بازیاب و اصطکاکی ارائه شده است [۱۹ و ۲۰]. های و همکاران از استراتژی کنترل گشتاور فازی جهت افزایش انرژی ذخیره شده توسط ترمزگیری بازیاب و کاهش تأثیر ترمزگیری اصطکاکی استفاده کردند [۲۱]. حائری یزدی و همکاران با پیاده‌سازی کنترلر بهینه آنلاین برای سیستم محرکه هیبریدی هیدرولیکی در اتوبوس نشان دادند، این کنترلر عملکرد بهتری نسبت به کنترلر قانونمند دارد [۲۲]. ژائو و همکاران با بهینه‌سازی پارامترهای ساختار هیبریدی موازی الگوریتم کنترلی با رویکرد حداقل نمودن استفاده از ترمزگیری اصطکاکی ارائه دادند [۱۳].

در این مقاله از ساختار سری برای طراحی مدار هیدرولیکی سیستم محرکه هیبریدی استفاده شده است. در این راستا ساختار جدیدی از مدار سری طراحی شده است تا بتوان ترمزگیری اصطکاکی را به‌صورت کامل حذف کرد و کاهش سرعت به‌صورت کامل توسط سیستم انتقال قدرت هیدرولیکی و ترمزگیری بازیاب انجام شود. به این منظور در ساختار ارائه شده از یک پمپ-موتور جابجایی (جریان)

^۱ Accumulator

صفحه مورب به شکل پمپ عمل کرده و وظیفه تأمین گشتاور ترمز گیری را دارد. جریان خروجی از این پمپ در آکومولاتور شماره ۲ ذخیره می‌شود. با توجه به روابط دینامیکی ترمز گیری که در ادامه به آن اشاره می‌شود، گشتاور ترمز گیری تابع جریان و فشار خروجی پمپ موتور شماره ۴ است. تعیین جریان خروجی پمپ با تغییر زاویه صفحه مورب صورت می‌گیرد. میزان فشار خروجی پمپ نیز توسط شیر اطمینان تناسبی شماره ۱ تأمین می‌شود که گشودگی اوریفیس آن با توجه به سیگنال ورودی قابل کنترل است. جهت حفاظت مدار و جلوگیری از افزایش بیش از حد فشار، شیر اطمینان شماره ۶ مورد استفاده قرار می‌گیرد.

استفاده از شیر اطمینان تناسبی قابلیت کنترل فشار خروجی پمپ موتور شماره ۴ و در نتیجه کنترل گشتاور را به سیستم محرکه می‌افزاید. به این ترتیب ترمز گیری اصطکاکی به صورت کامل حذف شده است. از طرفی استفاده از این شیر موجب افزایش درجه آزادی سیستم می‌گردد که باعث پیچیدگی بیشتر کنترل گشتاور ترمز گیری می‌شود، ولی از طرف دیگر انعطاف پذیری سیستم هیبریدی نیز افزایش می‌یابد.

نیروی ترمز گیری در خودروهای هیبریدی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$F_f + F_s + F_{hb} = m \frac{dv}{dt} \quad (1)$$

در این رابطه F_f مجموع نیروهای مقاوم، F_s نیروی ترمز گیری اصطکاکی، F_{hb} نیروی ترمز گیری توسط پمپ هیدرولیکی، m جرم خودرو و v سرعت خودرو است. نیروهای مقاوم شامل نیروی مقاومت هوا F_{air} ، نیروی مقاوم غلتشی F_r و نیروی وابسته به شیب F_g هستند.

$$F_f = F_{air} + F_r + F_g \quad (2)$$

که رابطه نیروی مقاوم هوا به صورت زیر است [۲۳]:

$$F_{air} = \frac{C_d A v^2}{21.15} \quad (3)$$

در این رابطه C_d ضریب درگ و A سطح مقطع خودرو است. رابطه مقاومت غلتشی نیز به صورت رابطه (۴) است:

$$F_r = mgf \quad (4)$$

در این رابطه f نشان‌گر ضریب اصطکاک غلطشی چرخ و جاده است که عموماً برابر ۰/۰۱ در نظر گرفته می‌شود [۷]. نیروی مقاوم شیب نیز به صورت رابطه (۵) بیان می‌شود:

متغیر^۱ و از یک شیر اطمینان تناسبی^۲ جهت ایجاد گشتاور ترمز گیری توسط کنترل جریان و فشار مدار هیدرولیکی و جایگزینی نیروی ترمز گیری اصطکاکی استفاده شده است. اهمیت ساختار ارائه شده در این مقاله ذخیره انرژی در تمام شرایط ترمز گیری و حذف ترمز گیری اصطکاکی است. جهت صحت گذاری مدار پیشنهادی از نرم افزار AMESim برای شبیه سازی عملکرد مدار در شرایط مختلف ترمز گیری استفاده شده است.

در بخش دوم مقاله مدل‌سازی ترمز گیری در سیستم محرکه هیبریدی ارائه می‌شود، در بخش سوم رویکرد کنترلی با توجه به شرایط ترمز گیری و در بخش چهارم نتایج استخراج شده در دو حالت ترمز گیری مورد بحث قرار می‌گیرد.

۲- مدل‌سازی ترمز گیری در سیستم محرکه هیبریدی

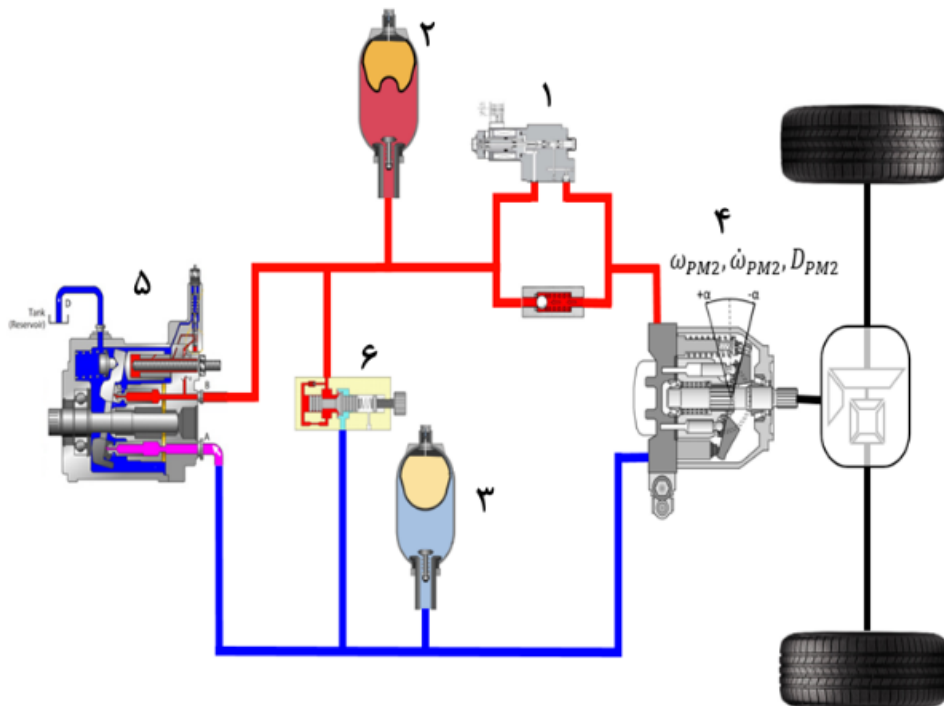
مدار سیستم محرکه هیبریدی هیدرولیکی سری پیشنهادی در شکل ۱ نشان داده شده است. در ساختار هیبریدی سری از یک پمپ جهت تبدیل توان موتور احتراق داخلی به توان هیدرولیکی استفاده می‌شود. برای انتقال توان به چرخ‌ها نیز از یک پمپ-موتور پیستونی با جابجایی متغیر استفاده می‌شود که تغییر جابجایی توسط کنترل زاویه صفحه مورب^۳ با یک شیر تناسبی انجام می‌شود. زاویه صفحه مورب در پمپ-موتور بین α - تا α + قابل تغییر است که در بازه منفی عملکرد پمپی و در بازه مثبت عملکرد موتوری دارد. علاوه بر این، قابلیت متغیر بودن جابجایی پمپ این امکان را می‌دهد، ضریب انتقال قابل کنترل بوده و نیازی به جعبه دنده وجود نداشته باشد. عملکرد سیستم محرکه هیبریدی در حالت شتاب گیری و ترمز گیری به صورت زیر است.

در زمان شتاب گیری پمپ شماره ۵ وظیفه تأمین جریان مورد نیاز پمپ-موتور شماره ۴ را دارد. در این حالت پمپ موتور شماره ۴ به صورت هیدرو موتور عمل می‌کند. در زمان ترمز گیری پمپ موتور دبی متغیر شماره ۴ با تغییر زاویه

¹ Variable Displacement Pump-Motor

² Proportional Relief Valve

³ Swash Plate



شکل ۱- ساختار مدار هیدرولیکی سیستم محرکه هیبریدی

این ترتیب رویکرد کنترلی جهت کاهش سرعت با توجه به سرعت و فشار اولیه آکومولاتور در بخش بعد ارائه می‌شود.

۳- رویکرد کنترلی

برای پیش بینی شرایط مختلف رانندگی از منحنی سیکل رانندگی استفاده می‌شود تا در شرایط مختلف رانندگی شهری و برون شهری شرایط رانندگی مورد بررسی قرار گیرد. شکل ۲ سیکل رانندگی ارائه شده توسط آژانس حفاظت محیط زیست (EPA^۱) در شرایط رانندگی شهری و بین شهری را نشان می‌دهد.

با توجه سیکل رانندگی که در شکل ۲ نشان داده شده است کاهش سرعت در زمان ترمز گیری را می‌توان به ۳ ناحیه زیر تقسیم کرد:

۱- ترمز گیری با شتاب کند شونده کم (ناحیه ۱): در

این شرایط با توجه به نیروهای مقاوم اصطکاک سرعت خودرو با شتاب ملایمی کاهش می‌یابد.

$$F_g = mg \sin \alpha \quad (5)$$

با توجه به مدار پیشنهاد شده نیروی اصطکاکی از سیستم حذف شده است. به این ترتیب F_s برابر صفر است و رابطه (۱) به صورت (۶) استخراج می‌شود:

$$mg \sin \alpha + F_{hb} + \frac{C_d A v^2}{21.15} + mgf = m \frac{dv}{dt} \quad (6)$$

نیروی ترمز گیری توسط پمپ هیدرولیکی با ایجاد گشتاور مقاوم در پمپ موتور اعمال می‌شود.

$$T_{PM2} = \frac{F_{hb} r}{\eta_T} \quad (7)$$

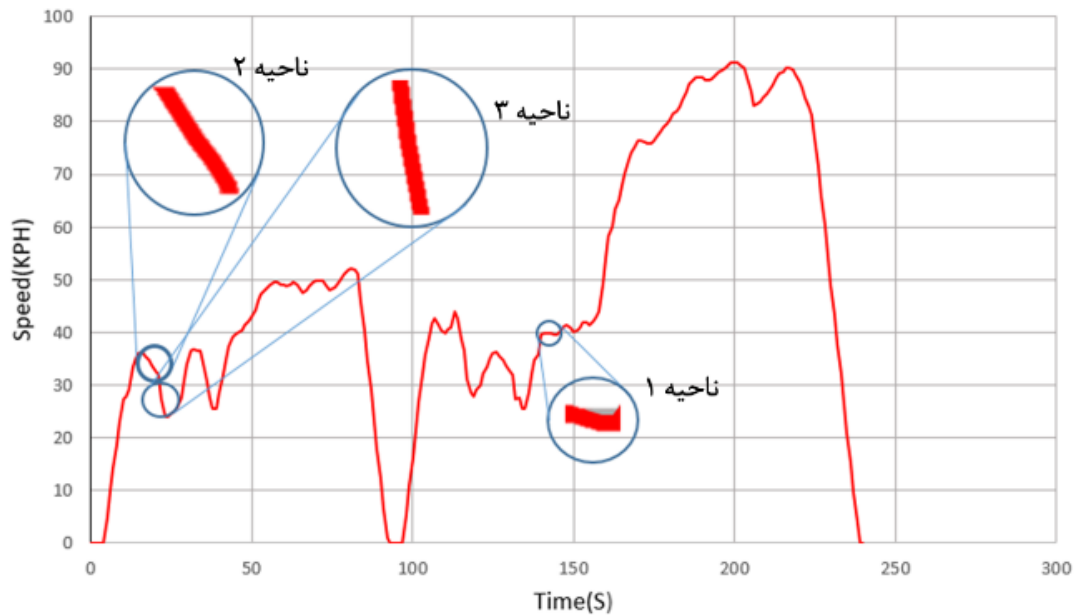
در این رابطه T_{PM2} گشتاور اعمالی به پمپ، η_T بازده مکانیکی سیستم و r شعاع چرخ است. با توجه به رابطه زیر این گشتاور اعمالی توسط پمپ تابع جابجایی و فشار خروجی پمپ موتور است.

$$T_{PM2} = J_p \dot{\omega}_{PM2} + C_p \omega_{PM2} + D_{PM2} (P_{out} - P_{in}) \quad (8)$$

که J_p ممان اینرسی پمپ و C_p ضریب میرایی ویسکوز، D_{PM2} جابجایی پمپ، P_{out} فشار تنظیمی شیر اطمینان تناسبی و P_{in} فشار ورودی پمپ است.

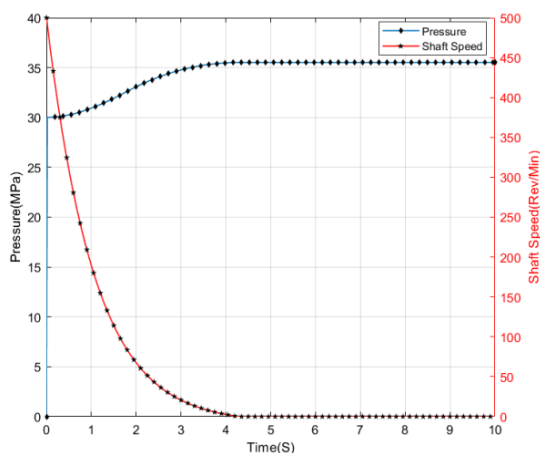
با توجه به رابطه (۸) گشتاور ترمز گیری توسط تغییر زاویه صفحه مورب و فشار خروجی پمپ قابل کنترل است. به

¹ Environmental Protection Agency+



شکل ۲- سیکل رانندگی در شرایط رانندگی شهری [۲۴]

ترتیب در صورتی که سرعت کند شونده مطلوب سمت راست نمودار و شتاب ترمز گیری متوسط باشد، با کنترل جریان خروجی پمپ می‌توان به سرعت دلخواه رسید؛ اما در صورتی که سرعت مطلوب سمت چپ نمودار باشد (شتاب ترمز گیری زیاد)، افزایش جریان خروجی پمپ به تنهایی قابلیت کاهش سرعت را ندارد. در این حالت با افزایش فشار خروجی پمپ توسط شیر اطمینان تناسبی، سرعت مطلوب قابل دسترسی خواهد بود.



شکل ۳- نمودار سرعت شفت و فشار آکومولاتور بر حسب زمان برای فشار اولیه ۳۰ بار

۲- شتاب ترمز گیری متوسط (ناحیه ۲): در حالتی که راننده قصد کاهش سرعت خودرو با شتابی متوسط را داشته باشد، ترمز گیری تنها توسط پمپ-موتور صورت می‌پذیرد و نیازی به اعمال فشار بیشتر به مدار توسط شیر اطمینان تناسبی نیست. در این حالت انرژی ترمز گیری در انباره فشار بالا ذخیره می‌شود.

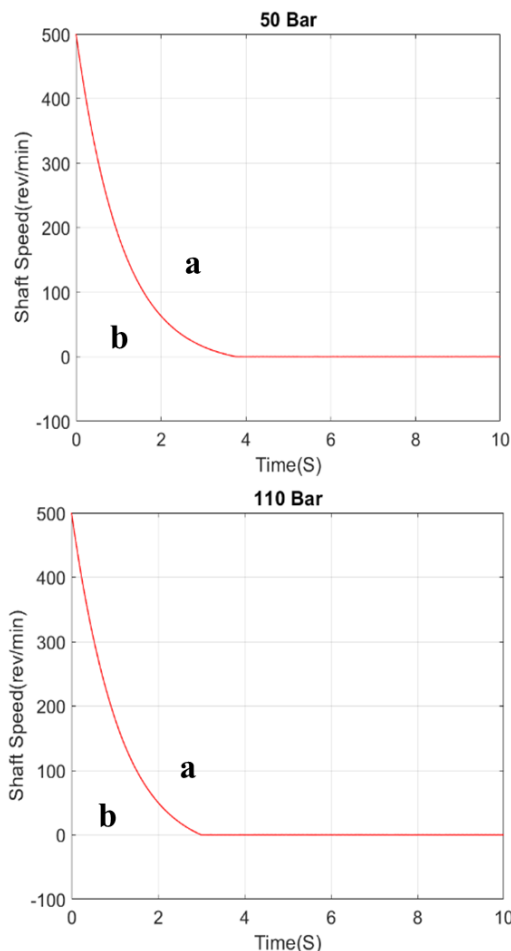
۳- شتاب ترمز گیری زیاد (ناحیه ۳): در این حالت تغییر جابجایی پمپ-موتور به تنهایی قادر به ایجاد گشتاور مورد نیاز ترمز گیری نیست و با افزایش فشار خروجی پمپ-موتور بایستی این گشتاور را تأمین کرد.

در شکل ۳، نمودار افزایش فشار آکومولاتور و سرعت محور پمپ-موتور در فشار اولیه ۳۰ بار برای آکومولاتور و در شرایطی که جریان خروجی پمپ حداکثر و سیگنال ورودی شیر اطمینان تناسبی صفر باشد، نشان داده شده است. در این حالت رابطه ۸ به صورت رابطه ۹ قابل بیان است:

$$T_{PM2} = J_p \dot{\omega}_{PM2} + C_p \omega_{PM2} + D_{PM2} (P_{acc} - P_{in}) \quad (9)$$

با توجه به رابطه ۹ گشتاور ترمز گیری در این حالت تابع جریان خروجی پمپ و فشار آکومولاتور (P_{acc}) است. به این

در صورتی که ω_{bd} کوچک‌تر از ω_{cr} باشد، با سیگنال کنترلی u_{spmax} جریان خروجی پمپ حداکثر ممکن می‌شود و با توجه به e_{ω} کنترلر شیر اطمینان تناسبی G_{pv} ، سیگنال کنترلی u_{pv} را به شیر اطمینان تناسبی ارسال می‌کند. توسط $G_{pv \rightarrow \omega_b}$ فشار شیر اطمینان P_{pv} و ω_b بدست می‌آید. در شرایط مختلف رانندگی فشار اولیه آکومولاتور در زمان ترمز گیری می‌تواند متفاوت باشد. به این ترتیب با افزایش فشار اولیه آکومولاتور منطقه a در شکل ۴ گسترده‌تر شده و ترمز گیری توسط صفحه مورب در بازه بیشتری کاربرد دارد، این ویژگی موجب می‌شود، انرژی ذخیره شده در آکومولاتور بیشتر بوده و بازده ترمز گیری بازیاب افزایش یابد.

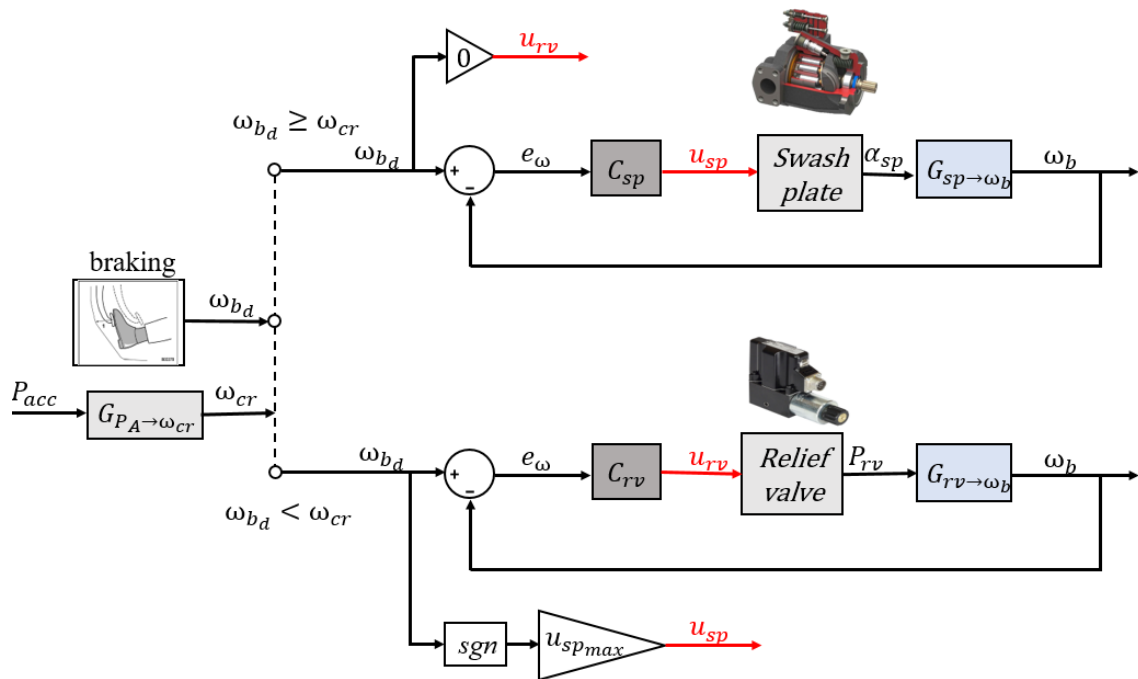


شکل ۴- محدوده ترمزگیری توسط صفحه مورب به تنهایی (a) و محدوده ترمزگیری توسط صفحه مورب و شیر اطمینان تناسبی (b) در فشار ۵۰ و ۱۱۰ بار آکومولاتور

در شکل ۴ نمودار سرعت زمان برای فشار ۵۰ و ۱۱۰ بار برای آکومولاتور نشان داده شده است. همانطور که در شکل مشخص است، با افزایش فشار اولیه آکومولاتور نمودار سرعت زمان به سمت چپ میل می‌کند و زمان رسیدن سرعت به صفر کاهش می‌یابد. به این ترتیب با توجه به نمودار سرعت زمان، جهت انجام ترمز گیری در محدوده a شکل ۴ از تغییر جریان خروجی پمپ توسط زاویه صفحه مورب استفاده می‌شود. در صورت نیاز به قرار گرفتن در محدوده b، صفحه مورب به‌تنهایی قابلیت کاهش سرعت با شتاب کند شونده مورد نظر را ندارد. در این صورت زاویه صفحه مورب در کمترین زمان ممکن به حداکثر رسیده و با افزایش فشار خروجی پمپ، گشتاور ترمز گیری افزایش می‌یابد. با توجه به این که محدوده a و b در فشار های مختلف یکسان نیست، فشار اولیه آکومولاتور نقش تعیین کننده در انتخاب استراتژی ترمزگیری دارد.

شتاب مطلوب کند شونده با توجه به نیروی اعمالی به پدال ترمز توسط راننده تعیین می‌شود. به این ترتیب با توجه به فشار آکومولاتور و شتاب کند شونده، یکی از دو حالت تغییر زاویه صفحه مورب به‌تنهایی یا افزایش فشار خروجی پمپ و تغییر زاویه صفحه مورب جهت ترمز گیری انتخاب می‌شود. به این ترتیب استراتژی کنترلی به‌صورت نشان داده شده در شکل ۵ تبیین می‌شود.

در الگوریتم کنترلی ارائه شده در شکل ۵، ورودی کنترلی فشار اولیه آکومولاتور P_{acc} و نیروی اعمالی به پدال ترمز است. با توجه به نیروی اعمالی به پدال سرعت دورانی هدف ω_{bd} استخراج می‌شود. با استفاده از تابع تبدیل $G_{pA \rightarrow \omega_{cr}}$ و با توجه به فشار آکومولاتور سرعت مرزی ω_{cr} که در شکل ۴ نشان داده شده است استخراج می‌شود. با مقایسه ω_{bd} و ω_{cr} یکی از دو رویکرد کنترلی قابل پیگیری است. در حالتی که ω_{bd} بزرگ‌تر از ω_{cr} باشد، سیگنال ورودی به شیر اطمینان تناسبی صفر است و با توجه به خطای سرعت e_{ω} که حاصل تفاضل ω_{bd} و سرعت واقعی ω_b است، کنترلر صفحه مورب G_{sp} ، سیگنال کنترلی u_{sp} را به صفحه مورب ارسال می‌کند. دینامیک صفحه مورب با توجه به اصطکاک بالای اجزای داخلی پمپ سرعت پاسخ کندی دارد. سیگنال کنترلی u_{sp} زاویه صفحه مورب α_{sp} و به‌تبع آن جابجایی پمپ را تعیین می‌کند. در این حالت ω_b از طریق تابع تبدیل $G_{sp \rightarrow \omega_b}$ به دست می‌آید.



شکل ۵- الگوریتم کنترلی با توجه به فشار آکومولاتور و شتاب کند شونده

جهت بررسی عملکرد ساختار پیشنهاد شده در این مقاله، مدار هیدرولیکی و الگوریتم کنترلی در نرم افزار AMESim پیاده‌سازی شده است. در این نرم افزار تجهیزات هیدرولیکی متنوعی شبیه سازی شده است و بسیاری از پارامترهای این تجهیزات قابل تعیین هستند. وجود ماژول کنترل در این نرم افزار قابلیت شبیه سازی در این نرم افزار را افزایش داده است. کنترلر استفاده شده در این ساختار دو کنترلر PID است، کنترلر اول در زمان شتاب کند شونده متوسط مورد استفاده قرار می‌گیرد و خروجی آن به پمپ-موتور ارسال می‌شود. کنترلر دوم در زمان شتاب کند شونده زیاد استفاده می‌شود و خروجی آن به شیر اطمینان پروپورشنال ارسال می‌شود. در کنترلر شکل ۶ مدار پیشنهاد به همراه ساختار کنترلی در نرم افزار AMESim را نشان می‌دهد. در جدول ۱ پارامترهای مدار هیدرولیکی بیان شده است.

جهت بررسی عملکرد این ساختار ترمز گیری، دو حالت مختلف در نظر گرفته شده است. در حالت ۱ شتاب کند شوند کمتر از شتاب کند شونده مرزی (شتاب کاهنده متوسط) و در حالت دوم شتاب کند شونده بیشتر از این مقدار (شتاب کاهنده زیاد) در نظر گرفته شده است. برای

با برازش نمودار سرعت-زمان شکل ۴ می‌توان روابط جبری مشخصی را برای تعیین مرز تصمیم‌گیری در فشارهای مختلف آکومولاتور استخراج کرد. به‌عنوان مثال این رابطه برای فشار ۴۰ بار به‌صورت زیر است.

$$y = -0,0573x^5 + 1,8270x^4 - 22,6851x^3 + 137,5648x^2 - 410,2250x + 498,4798$$

با توجه به شکل ۵ یکی از روابط استخراج شده توسط برازش با توجه به فشار آکومولاتور انتخاب شده و با مقایسه سرعت دلخواه هنگام ترمز گیری و قابلیت ترمز گیری توسط پمپ، یکی از روش‌های ترمز گیری که در بالا اشاره شد، انتخاب می‌شود.

ساختار سیستم محرکه هیبریدی پیشنهادی و کنترلر تعبیه شده جهت اعمال سیگنال کنترلی در شکل ۶ نشان داده شده است. در این شکل شماره ۱ پمپ دبی متغیر، شماره ۲ شیر اطمینان تناسبی، شماره ۳ سنسور فشار، شماره ۴ آکومولاتور، شماره ۵ شیر اطمینان معمولی، شماره ۶ سنسور سرعت دورانی، شماره ۷ اینرسی و اصطکاک معادل، شماره ۸ کنترلر ترمزگیری توسط پمپ-موتور شماره ۹ کنترلر ترمزگیری توسط پمپ-موتور و شیر اطمینان و شماره ۱۰ سرعت مرجع است.

جدول ۱- پارامترهای مدار هیدرولیکی

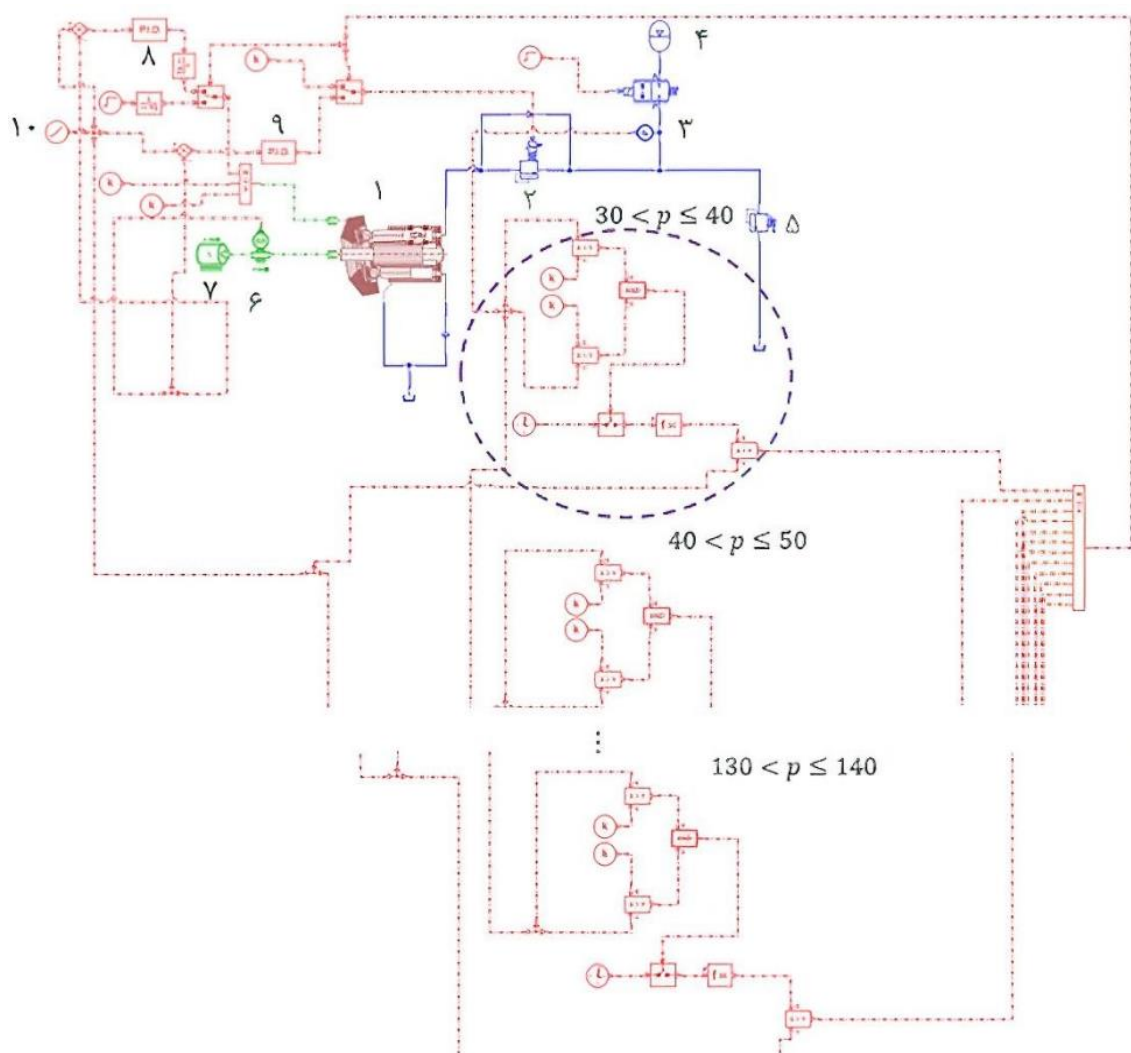
پارامتر	مقدار
جابجایی پمپ	۱۸ cc
زاویه صفحه مورب	± 15
حجم آکومولاتور	۲۰ L
فشار اولیه آکومولاتور	۳۰ bar
فشار تنظیمی شیر اطمینان	۱۵۰ bar
قطر چرخ	۶۲/۵ cm

مقایسه سرعت دلخواه با سرعت لحظه‌ای در دو حالت ترمز گیری گفته شده سرعت دلخواه ورودی با دو شتاب کاهنده متوسط و زیاد به‌عنوان ورودی به سیستم اعمال شده است.

۴- نتایج و بحث

حالت اول: ترمز گیری توسط صفحه مورب

در حالت اول که شتاب کاهنده متوسط است، سیگنال کنترلی اعمالی به شیر اطمینان صفر بوده و با استفاده از تغییر زاویه صفحه مورب کاهش سرعت انجام می‌شود. سرعت مطلوب و سرعت خروجی مدل شبیه سازی شده در شکل ۷ نشان داده شده است.

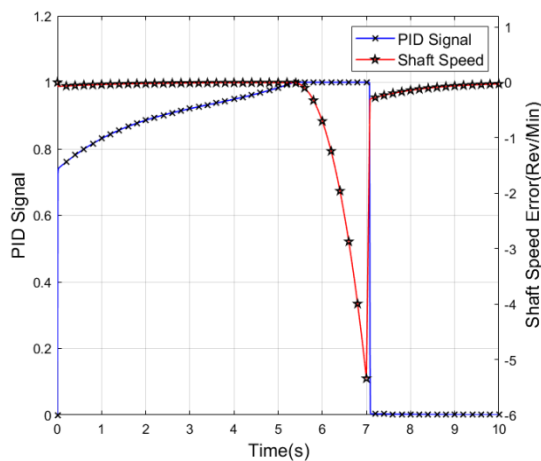


شکل ۶- مدار هیدرولیکی به همراه مدار کنترلی ترمزگیری

موتور وارد آکومولاتور شده و به این ترتیب فشار روغن داخل آکومولاتور افزایش می‌یابد. همانطور که در شکل ۹ نشان داده شده است، با افزایش فشار آکومولاتور، انرژی ذخیره شده نیز افزایش می‌یابد.

حالت دوم: ترمز گیری توسط صفحه مورب و شیر اطمینان تناسبی

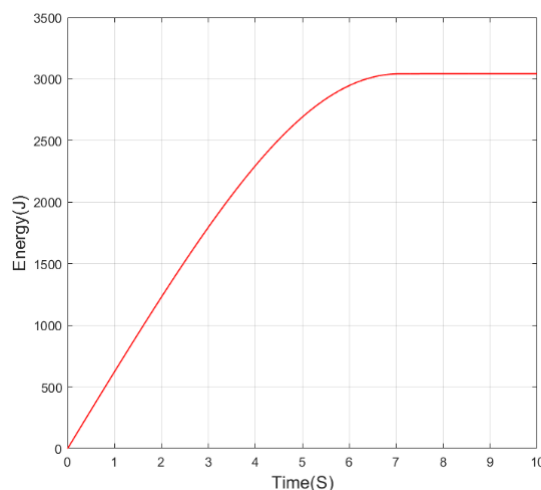
در حالت دوم شتاب کاهنده بیش از مقداری است که بتوان تنها توسط صفحه مورب به سرعت دلخواه رسید. در این شرایط از شیر اطمینان تناسبی جهت افزایش فشار در خروجی پمپ استفاده شده است. در شکل ۱۲ مقایسه سرعت



شکل ۷- مقایسه سرعت شفت و سرعت مطلوب

در شکل ۸ اختلاف سرعت دلخواه و سرعت واقعی شفت در فشار اولیه آکومولاتور ۷۰ بار مقایسه شده است. زمان دلخواه صفر شدن سرعت شفت ثانیه ۷ است، در صورتی که زمان رسیدن سرعت به صفر در شبیه سازی ثانیه ۷/۱۲ است. این خطای زمانی در حدود ۱/۷ درصد است. اختلاف سرعت مطلوب و سرعت شفت و سیگنال کنترلی ارسالی به شیر جهت کنترل صفحه مورب در شکل ۸ نشان داده شده است.

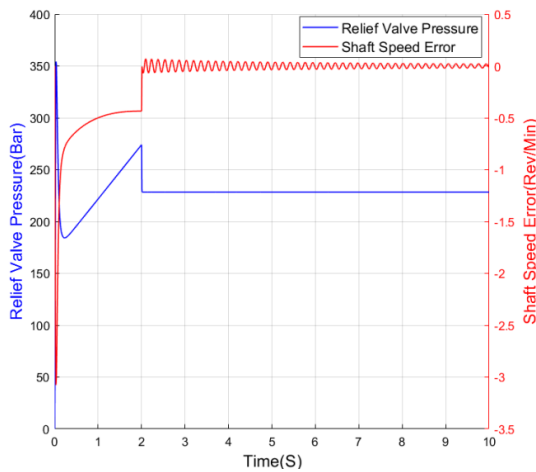
شکل ۸- اختلاف سرعت مطلوب و سرعت شفت در شبیه سازی و سیگنال کنترلی صفحه مورب



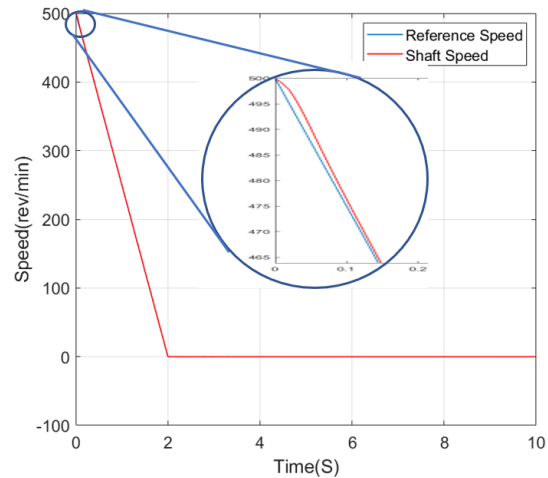
شکل ۹- انرژی ذخیره شده در آکومولاتور

با توجه به افزایش فاصله سرعت مطلوب و سرعت شفت در حالتی که سرعت به صفر نزدیک می‌شود، انتظار می‌رود سیگنال کنترلی اعمالی به صفحه مورب افزایش یابد. سیگنال ورودی پمپ عددی بین صفر و یک است که عدد صفر بیانگر زاویه حداقل صفحه مورب یا صفر و ۱ بیانگر حداکثر زاویه صفحه مورب یا ۱۵ درجه است. همان‌طور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، سیگنال خروجی در ثانیه ۵/۳ به حالت اشباع درآمده است. میزان خطا در این زمان نیز از همین لحظه شروع به افزایش می‌کند که دلیل آن حداکثر بودن زاویه صفحه مورب و عدم توانایی در افزایش آن است. پس از آن در حدود ثانیه هفتم و به محض اینکه سرعت به صفر می‌رسد، خطا نیز صفر شده و سیگنال کنترلی به صفر میل می‌کند.

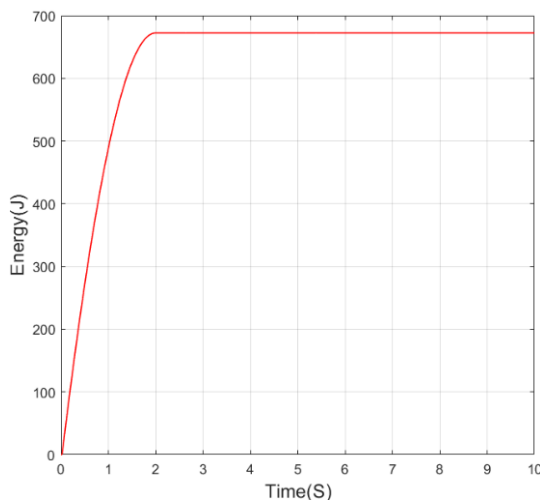
در هنگام ترمزگیری با تغییر زاویه صفحه مورب، پمپ-موتور به حالت پمپ عمل کرده و جریان روغن به سمت آکومولاتور انتقال می‌یابد. روغن انتقال یافته توسط پمپ-



شکل ۱۱- اختلاف سرعت مطلوب و سرعت شفت و منحنی فشار شیر اطمینان



شکل ۱۰- مقایسه سرعت مطلوب و سرعت شفت



شکل ۱۲- انرژی ذخیره شده در آکومولاتور

ترمز گیری در زمان مطلوب را داراست. حذف ترمز گیری اصطکاکی در این ساختار لطمه‌ای به عملکرد ترمز گیری نمی‌زند که این ویژگی مزیت قابل توجه این ساختار نسبت به ساختارهای رایج ترمز گیری هیبریدی را نشان می‌دهد. جدول ۲ میزان خطای زمانی (تفاضل زمان دلخواه رسیدن به سرعت صفر و زمان رسیدن به سرعت صفر در شبیه سازی) و خطای سرعت (تفاضل سرعت دلخواه و سرعت در شبیه سازی) را در دو حالت ترمز گیری نشان می‌دهد.

حداکثر شتاب کند شونده در سیکل رانندگی موسسه EPA که در شکل ۲ نشان داده شده است در تائیه ۱۱۲

مطلوب و سرعت شفت در این حالت ترمز گیری نشان داده شده است.

در شکل ۱۰ سرعت مطلوب و سرعت واقعی شفت نشان داده شده است. با توجه به اینکه در این حالت ترمز گیری زاویه صفحه مورب در کمترین زمان به حداکثر می‌رسد دینامیک کند آن نسبت به دینامیک بسیار سریع اسپول شیر اطمینان موجب خطا در ابتدای زمان ترمز گیری می‌گردد. این خطا در شکل ۱۱ نشان داده شده است. جهت تأمین گشتاور ترمز گیری در این حالت ترمز گیری، افزایش فشار توسط شیر اطمینان صورت می‌گیرد. فشار ایجاد شده توسط شیر اطمینان متناسبی در شکل ۱۱ نشان داده شده است.

در این حالت سیگنال ورودی به پمپ پله واحد است که با توجه به دینامیک صفحه مورب به صورت رمپ به پمپ اعمال می‌شود. با توجه به خطای سرعت در لحظه اولیه، فشار مدار در این زمان توسط شیر اطمینان متناسبی به صورت ناگهانی افزایش یافته و در ادامه با کاهش خطا کاهش پیدا می‌کند. انرژی ذخیره شده در آکومولاتور طی زمان ترمز گیری در شکل ۱۲ نشان داده شده است.

۵- نتیجه گیری

همان‌گونه که در بخش نتایج آمده است، در ساختار ارائه شده در این مقاله اختلاف سرعت دلخواه و سرعت لحظه‌ای بسیار محدود بوده و این ساختار سیستم محرکه قابلیت اعمال نیروی

جدول ۲- خطای زمانی و سرعت در دو حالت ترمزگیری

حداکثر خطای سرعت (Rev/Min)	درصد خطای زمانی	خطای زمانی (S)	حالت ترمزگیری
۵/۲	۱/۷	۰/۱۲	صفحه مورب
۳/۰۶	۱/۵	۰/۰۳	شیر اطمینان تناسبی و صفحه مورب

خطای سرعت	e_{ω}	اتفاق می‌افتد که طی ۴ ثانیه سرعت از ۵۰ کیلومتر بر ساعت
ضریب اصطکاک غلطشی	f	به صفر رسیده است. با توجه به قطر چرخ در حالت ترمز
نیروی مقاوم هوا	F_{air}	گیری با استفاده از شیر اطمینان تناسبی، زمان رسیدن
مجموع نیروهای مقاوم	F_f	به سرعت صفر از سرعت ۵۰ کیلومتر بر ساعت در زمان ۲
نیروی وابسته به شیب	F_g	ثانیه است.
نیروی ترمز گیری توسط پمپ هیدرولیکی	F_{hb}	با مقایسه منحنی انرژی ذخیره شده در دو حالت ترمز
نیروی مقاوم غلتشی	F_r	گیری این نتیجه استخراج می‌شود که انرژی ذخیره شده در
نیروی ترمز گیری اصطکاکی	F_s	حالت استفاده تنها از صفحه مورب بیش از چهار برابر استفاده
ممان اینرسی پمپ	J_p	از شیر اطمینان تناسبی در ساختار ترمز گیری است. با این
جرم خودرو	m	وجود ذخیره انرژی در تمام فرآیند ترمز گیری برتری قابل
فشار تنظیمی شیر اطمینان تناسبی	P_{out}	توجهی نسبت به ترمز گیری اصطکاکی را به این ساختار می- دهد.
فشار ورودی پمپ	P_{in}	با توجه به اینکه در این ساختار هیبریدی، در تمام
فشار اولیه آکومولاتور	P_{acc}	شرایط ترمزگیری قابلیت ذخیره انرژی وجود دارد، استفاده از
فشار شیر اطمینان	P_{rv}	کنترلرهای دیگر و بهینه کردن پارامترهای آن می‌تواند
شعاع چرخ	r	موجب افزایش انرژی ذخیره شده و کاهش خطای زمانی
گشتاور اعمالی به پمپ	T_{PM2}	ترمزگیری شود. با توجه به عدم وجود ترمزگیری اصطکاکی و
سیگنال کنترلی شیر اطمینان	u_{rv}	قابلیت کنترل کامل گشتاور ترمزگیری توسط مدار
سیگنال کنترلی صفحه مورب	u_{sp}	هیدرولیکی، طراحی ترمز ضد قفل با عملکرد مناسب در این
سرعت خودرو	v	ساختار میسر است.

۶- فهرست علائم

علائم انگلیسی

علائم لاتین	علائم انگلیسی
سطح مقطع خودرو	A
زاویه صفحه مورب	α_{sp}
ضریب درگ	C_d
بازده مکانیکی سیستم	η_T
ضریب میرایی ویسکوز	C_p
سرعت واقعی	ω_b
کنترلر شیر اطمینان تناسبی	C_{rv}
سرعت دورانی هدف	ω_{ba}
کنترلر صفحه مورب	C_{sp}
سرعت مرزی	ω_{cr}
جابجایی پمپ	D_{PM2}

۷- مراجع

- [13] Zhou, S., P. Walker, and N. Zhang (2020) Parametric design and regenerative braking control of a parallel hydraulic hybrid vehicle. *Mech Mach Theory*. **146**: p. 103714.
- [14] Yan, Y., G. Liu, and J. Chen (2010) Integrated modeling and optimization of a parallel hydraulic hybrid bus. *Int. J. Automot. Technol.* **11**(1): p. 97-104.
- [15] Ribeiro, D., et al (2015) Hybrid Hydraulic Refuse Truck Evaluation on Performance and Fuel Consumption: 3-Month Tests in the Rio de Janeiro Sanitation Department. SAE Tech. Pap.
- [۱۶] پایگانه (2015) مطالعه امکان‌سنجی و طراحی سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای خودروی خدمات شهری. *مهندسی مکانیک مدرس*. **14**: p. 307-315.
- [17] Ramakrishnan, R., S.S. Hiremath, and M. Singaperumal (2014) Design strategy for improving the energy efficiency in series hydraulic/electric synergy system. *Energy*. **67**: p. 422-434.
- [18] Hui, S., et al (2011) Control strategy of hydraulic/electric synergy system in heavy hybrid vehicles. *Energy Convers. Manag.* **52**(1): p. 668-674.
- [19] Ding, R., et al (2018) Programmable hydraulic control technique in construction machinery: Status, challenges and countermeasures. *Autom. Constr.* **95**: p. 172-192.
- [20] Midgley, W.J. and D. Cebon (2012) Comparison of regenerative braking technologies for heavy goods vehicles in urban environments. *Proc. Inst. Mech. Eng. D: J. Automob. Eng.* **226**(7): p. 957-970.
- [21] Hui, S., J. Ji-Hai, and W. Xin (2009) Torque control strategy for a parallel hydraulic hybrid vehicle. *J. Terramechanics*. **46**(6): p. 259-265.
- [۲۲] محمدرضا حائری, ی (2012) طراحی استراتژی کنترل بهینه آنلاین برای اتوبوس هیبرید هیدرولیک. *کنترل*. سال هشتم. **10-1**: p. 1-10.
- [23] Zhou, H., et al (2020) Design and validation of a novel hydraulic hybrid vehicle with wheel motors. *Sci. Prog.* **103**(1): p. 0036850419878024.
- [24] Thomas, J (2014) Drive cycle powertrain efficiencies and trends derived from EPA vehicle dynamometer results. *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* **7**(2014-01-2562): p. 1374-1384.
- [1] Kutrašnik, T (2006) Analysis of fuel consumption reduction due to powertrain hybridization and downsizing of ICE. SAE Tech. Pap.
- [2] Vu, T.-V., C.-K. Chen, and C.-W. Hung (2014) A model predictive control approach for fuel economy improvement of a series hydraulic hybrid vehicle. *Energies*, **7**(11): p. 7017-7040.
- [3] Boretti, A. and J. Stecki (2012) Hydraulic hybrid heavy duty vehicles-challenges and opportunities. 2012, SAE Tech. Pap.
- [4] Filipi, Z. and Y. Kim (2010) Hydraulic hybrid propulsion for heavy vehicles: Combining the simulation and engine-in-the-loop techniques to maximize the fuel economy and emission benefits. *OGST - Revue d'IFP Energies nouvelles*. **65**(1): p. 155-178.
- [5] Kumar, A., et al (2018), Effect of hydraulic accumulator on pressure surge of a hydrostatic transmission system. *J. Inst. Eng. (India): Series C*, **99**(2): p. 169-174.
- [6] Rydberg, K.-E (2009) Energy efficient hydraulic hybrid drives. in 11: th SICFP'09, June 2-4, Linköping, Sweden.
- [7] Wu, W., et al (2019) Energy efficiency of hydraulic regenerative braking for an automobile hydraulic hybrid propulsion method. *Int. J. Green Energy*. **16**(13): p. 1046-1053.
- [8] Wasbari, F., et al (2017) A review of compressed-air hybrid technology in vehicle system. *Renew. Sust. Energ. Rev.* **67**: p. 935-953.
- [9] Ramakrishnan, R., S.S. Hiremath, and M. Singaperumal (2012) Theoretical investigations on the effect of system parameters in series hydraulic hybrid system with hydrostatic regenerative braking. *J. Mech. Sci. Technol.* **26**(5): p. 1321-1331.
- [10] Yunpu, S. and W. Wuteng (2014) Parameter Design for the Energy Regeneration System of Series Hydraulic Hybrid Bus. *Sens. Transducers*. **165**(2): p. 182.
- [11] Bender, F.A., M. Kaszynski, and O. Sawodny (2013) Drive cycle prediction and energy management optimization for hybrid hydraulic vehicles. *IEEE Trans. Veh. Technol.* **62**(8): p. 3581-3592.
- [12] Midgley, W., H. Cathcart, and D. Cebon (2013) Modelling of hydraulic regenerative braking systems for heavy vehicles. *Proc. Inst. Mech. Eng. D: J. Automob. Eng.* **227**(7): p. 1072-1084.