

مکانیزم کنترل مقاوم لغزش لکوموتیو ER24PC با حضور نیروی چسبندگی بر اساس مدل

بريستل

محمدامین قماش^{1*}، رضا کاظمی²، هادی سازگار³

1. دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی

2. استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی

3. استادیار، پژوهشکده مکانیک، سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی ایران

*تهران، صندوق پستی 193951999، m.ghomashi@email.kntu.ac.ir

چکیده

اعمال گشتاور ترمزی بیش از حد در شرایطی که چسبندگی بین چرخ و ریل اتفاق بیافتد، موجب سر خوردن چرخ‌ها بر روی ریل می‌شود. این پدیده سبب سایش شدید چرخ‌ها و ایجاد نواحی تخت و صاف در سطح تماس چرخ و ریل می‌گردد. امروزه جهت پیشگیری از بروز چنین پدیده‌های نامطلوبی، اغلب لکوموتیوهای جدید مجهز به سیستم کنترل لغزش می‌باشند که با تشخیص سر خوردگی، فشار ترمزی را کنترل می‌نمایند. هدف از بکارگیری این سیستم جلوگیری از کاهش قابل توجه ضریب چسبندگی در سطح تماس چرخ و ریل در حین فرآیند ترمزگیری و افزایش راندمان ترمزگیری در بالاترین حد می‌باشد. در این پژوهش سیستم کنترل لغزش لکوموتیو ER24PC با بهره‌گیری از مدل نیروی چسبندگی دینامیکی بر اساس تماس بریستل تحلیل و شبیه‌سازی شده است. نتایج حاصل تاثیر استفاده از کنترلر را نشان داده و عملکرد کنترلر مود لغزان را تایید می‌نمایند.

واژه‌های کلیدی

ضریب چسبندگی، سطح لغزش، بریستل، نیروی چسبندگی، مود لغزان

Slip robust control mechanism of ER24PC locomotive with adhesion force based on bristle model

Mohammad amin Ghomashi^{1*}, Reza Kazemi¹, Hadi Sazgar³

1- Department of Mechanical Engineering, Khajeh Nasir Toosi University of Technology, Tehran, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Iranian Research Organization for Science and Technology (IROST), Tehran, Iran

* P.O.B. 193951999 Tehran, Iran, m.ghomashi@email.kntu.ac.ir

Abstract

With increasing the applied brake torque and the condition of the adhesion wheel on the rail cause the wheel to slip on the rail. This phenomena cause the wear of the wheels and to make the flat surface on the contact area of the wheel on the rail. Nowadays, to avoid such undesirable phenomena, the most new locomotives are equipped with a slip control system that detects the wear and controls the brake torque. The application of this system is to prevent the reduction of the adhesion coefficient in the contact area of the wheel on the rail during the braking process which it causes the braking efficiency to increase and hit a high level. In this work, the slip control system of siemens locomotive has been investigated by simulation, observer analysis techniques and also by modeling of the adhesive static and dynamic forces. The results for dynamic simulation are shown with the control system and also the results are illustrated without this system. It shows of the system to control the slip on the various conditions of the rail. This slip control algorithm approves the performance of robust controller by using sliding mode.

Keywords:

Adhesion coefficient, Sliding surface, Bristle, Adhesion force, Sliding Mode

1-مقدمه

می‌شود. جهت تحلیل و شبیه سازی از سیستم کنترل غیرخطی مود لغزان² جهت کنترل لغزش لکوموتیو استفاده شده و مدل نیروی چسبندگی دینامیکی بر اساس تماس بریستل در نظر گرفته می‌شود.

2- مکانیزم لغزش چرخ لکوموتیو

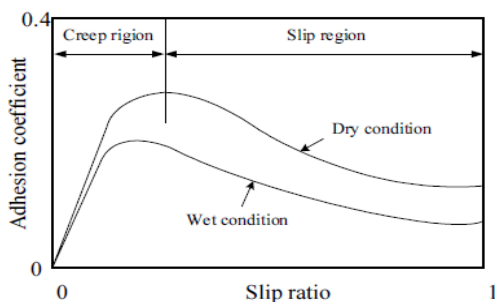
عملکرد سیستم کنترل لغزش چرخ لکوموتیو که مشابه با سیستم ترمز ضد قفل در اتومبیل‌ها می‌باشد، در سیستم ترمز لکوموتیو مورد استفاده واقع می‌گردد. معمولاً یک نیروی چسبندگی نسبتاً اندک ما بین چرخ و ریل در لکوموتیو در مقایسه با اتومبیل وجود دارد.

مکانیزم ترمزگیری لکوموتیو بدین طریق مدل می‌گردد.

$$F_a = \mu(\lambda)N \quad (1)$$

$$\lambda = \frac{v - r\omega}{v} \quad (2)$$

که F_a نیروی چسبندگی، $\mu(\lambda)$ ضریب چسبندگی، λ نسبت لغزش، N نیروی نرمال، v سرعت لکوموتیو، ω و r به ترتیب سرعت زاویه ای و شعاع چرخ لکوموتیو می‌باشند. سرعت لکوموتیو را می‌توان اندازه‌گیری نمود [11] و یا تخمین زد [12]. نیروی چسبندگی F_a ، نیروی اصطکاک متعامد بر نیروی نرمال می‌باشد. این نیرو حرکت مطلوب و یا نامطلوب لکوموتیو را با توجه به سرعت نسبی بین چرخ و ریل مختل می‌کند. نیروی چسبندگی F_a با توجه به تغییرات ضریب چسبندگی $\mu(\lambda)$ که وابسته به نسبت لغزش λ و شرایط ریل متغیر است. شکل 1 منحنی ضریب چسبندگی $\mu(\lambda)$ را مطابق با نسبت لغزش λ و شرایط ریل نشان می‌دهد. ضریب چسبندگی با توجه به نسبت لغزش در منطقه چسبندگی افزایش و در منطقه لغزش کاهش می‌یابد.



شکل 1: منحنی ضریب چسبندگی مطابق با نسبت لغزش و شرایط ریل

جهت طراحی سیستم کنترل لغزش لکوموتیو، مدل دینامیکی یک چهارم لکوموتیو (شکل 2) با فرض اینکه حرکت لکوموتیو در جهت طولی و بدون حرکت جانبی لحاظ شده باشد، مورد استفاده قرار می‌گیرد [21].

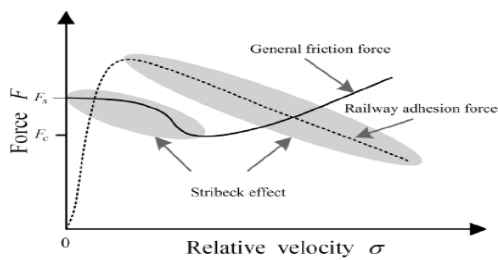
نیروی چسبندگی با توجه به نسبت لغزش در رژیم چسبندگی افزایش یافته و به یک مقدار ماکزیمم می‌رسد و در رژیم لغزش کاهش می‌یابد [9]. مقدار نیروی چسبندگی در شرایط ریل خشک بزرگتر از شرایط ریل مرطوب است. اندازه گیری ضریب چسبندگی در حالت واقعی مشکل است لذا از تکنیک مشاهده‌گر جهت تخمین نیروی چسبندگی استفاده می‌شود [5]. سیستم‌های کنترل لغزش لکوموتیو بر اساس این روش تخمین طراحی می‌گردد [5 و 8].

بررسی مکانیزم ترمزگیری لکوموتیو بر روی نیروی چسبندگی (نیروی اصطکاک کششی مابین چرخ و ریل) متمرکز می‌گردد [3 و 1]. در خلال ترمز گیری به دلیل وجود نیروی چسبندگی همواره چرخ بر روی ریل می‌لغزد که این نیروی چسبندگی مطابق با نسبت لغزش، افزایش یا کاهش می‌یابد. یک نسبت لغزش غیر صفر همواره زمانی رخ می‌دهد که سرعت مماسی چرخ یا همان سرعت چرخ کمتر از سرعت لکوموتیو گردد. همچنین نیروی چسبندگی با تغییر شرایط ریل از خشک به مرطوب کاهش می‌یابد و بالعکس [3 و 4] از آنجائیکه اندازه‌گیری مستقیم نیروی چسبندگی غیر ممکن است می‌بایستی از تکنیک مشاهده‌گر جهت تخمین این نیرو استفاده نمود [2 و 3] و یا با ارائه مدلی از نیروی چسبندگی، آن را تحلیل کرد.

جهت بیشینه نمودن و به حداکثر رساندن نیروی چسبندگی، ضروری است که نسبت لغزش را کنترل نماییم تا نیروی چسبندگی ماکزیمم حاصل گردد. در این میان باید توجه داشت که نسبت لغزش از مقدار مشخصی تجاوز ننماید. همانطور که گفته شد، جهت تخمین نیروی چسبندگی می‌توان از تکنیک مشاهده‌گر استفاده می‌شود [5] که بر اساس مقدار تخمینی، سیستم کنترل لغزش لکوموتیو طراحی می‌شود [6 و 22]. یک الگوریتم تولید کننده نسبت لغزش مرجع بر اساس یک مشاهده‌گر اغتشاش نیز جهت تعیین نسبت لغزش برای نیروی چسبندگی ماکزیمم توسعه داده شده است [7 و 9]. معمولاً ماکزیمم ضریب چسبندگی در اتومبیل‌ها که دارای تایر می‌باشند بین 0/4 تا 1 مطابق با شرایط جاده و سطح تماس مواد متغیر است [13 و 14]. در مورد لکوموتیو به دلیل اینکه تماس بین چرخ و ریل که تماس فلز با فلز است، ماکزیمم ضریب چسبندگی مطابق با شرایط ریل و سطح تماس، تقریباً بین 0/1 تا 0/4 متغیر می‌باشد [15] بین ضرایب نیروی چسبندگی اتومبیل و لکوموتیو اختلاف معناداری مشاهده می‌شود که به سبب مواد مختلفی است که در سطح تماس هر کدام به کار گرفته شده است. البته رفتار ترمزگیری لکوموتیو [16 و 17] و اتومبیل [10 و 14] به هم شبیه می‌باشد. مطابق با تئوری چسبندگی ماکزیمم ضریب چسبندگی و به تبع آن ماکزیمم نیروی چسبندگی در لکوموتیو زمانیکه نسبت لغزش تقریباً مابین 0/1 تا 0/4 باشد حاصل می‌گردد به عبارتی ماکزیمم نیروی چسبندگی معمولاً زمانیکه نسبت لغزش مرجع در سیستم کنترل ترمز لکوموتیو مورد استفاده واقع گردد حاصل می‌شود. در این مقاله اقدام به تحلیل و شبیه سازی سیستم کنترل لغزش لکوموتیو ER24PC با بهره گیری از مدل نیروی چسبندگی دینامیکی بر اساس تماس بریستل¹

² - Sliding mode

¹ - Bristle



شکل 4: رفتار اصطکاکی نیروی چسبندگی مطابق با سرعت نسبی

در شکل 4 نیروی اصطکاک جامع و نیروی چسبندگی لکوموتیو را بر طبق سرعت نسبی نمایش می دهد. اصطکاک استاتیکی، اصطکاک کولمب، اثر استریبک و اصطکاک ویسکوز در نیروی اصطکاک جامع قرار دارد در حالیکه اصطکاک استاتیکی، اصطکاک کولمب و اثر استریبک در نیروی چسبندگی لکوموتیو قرار دارد. [22]

مدل نیروی چسبندگی دینامیکی LuGre بدین طریق بیان می گردد.

$$F = \alpha z + \alpha_1 \dot{z} + \alpha_2 \sigma \quad (5)$$

$$g(\sigma) = F_c + (F_s - F_c) e^{-(\sigma/v_s)^2} \quad (6)$$

$$\dot{z} = \sigma [1 - h(\sigma) F_a] = \sigma [1 - ah(\sigma) z] \quad (7)$$

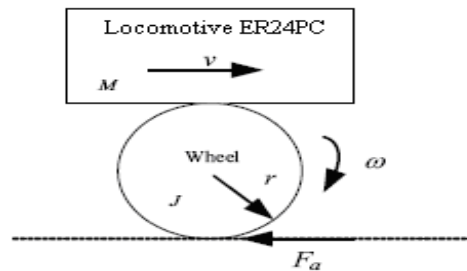
که z میانگین انحراف بریستل، v_s سرعت استریبک و F_s نیروی اصطکاک استاتیکی می باشد. α ، α_1 و α_2 به ترتیب ضریب سفتی بریستل، ضریب دمپینگ بریستل و ضریب دمپینگ ویسکوز می باشند. جهت تطابق مدل ریاضی با اصطکاک اندازه گیری شده مدل استاندارد LuGre از عبارت $e^{-(\sigma/v_s)^2}$ به جای عبارت $e^{-(\sigma/v_s)^2}$ استفاده می شود.

بدین ترتیب مدل دینامیکی برای پدیده اصطکاک در لکوموتیو را مطابق با شکل 4 توسعه می دهیم.

$$\frac{dz}{dt} = \sigma - \frac{\alpha|\sigma|}{g(\sigma)} \quad (8)$$

که F_a نیروی چسبندگی، α ضریب نیروی چسبندگی دینامیکی، x و σ به ترتیب جابجایی نسبی و سرعت سطح تماس است، $h(\sigma)$ تابعی است که مطابق با مشخصات اصطکاک انتخاب می گردد.

در شکل 5 حرکت بریستل ها را مابین چرخ و ریل نشان داده که شبیه به رفتار تنش- کرنش در مکانیک جامدات است. [11]



شکل شماره 2: مدل یک چهارم لکوموتیو ER24PC

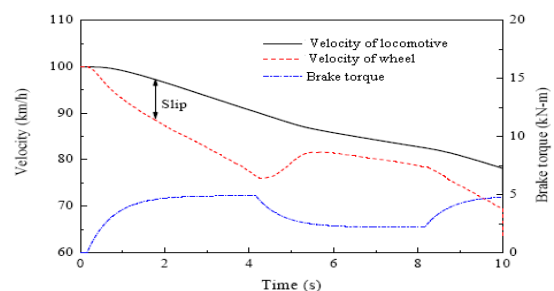
معادلات حرکت مدل یک چهارم لکوموتیو بدین طریق بیان می شود.

$$M \dot{v} = -F_a \quad (3)$$

$$J \dot{\omega} = -B\omega + T_a - T_b \quad (4)$$

که B ضریب گشتاور اصطکاک ویسکوز بین پد ترمز و چرخ می باشد، $T_a = rF_a$ گشتاور ترمزی و T_b گشتاور چسبندگی، J و r به ترتیب ممان اینرسی و شعاع چرخ و M و F_a به ترتیب $1/8$ جرم لکوموتیو و نیروی چسبندگی می باشند.

زمانیکه گشتاور ترمزی افزایش می یابد، سبب لغزش و سر خوردن چرخ بر روی ریل می گردد که سبب ایجاد نواحی تخت و صاف در سطح چرخ و ریل می شود. این نواحی تخت بر روی پایداری لکوموتیو اثر می گذارد. جهت جلوگیری از این پدیده مخرب در سیستم ترمز لکوموتیو از سیستم کنترل لغزش استفاده می شود. شکل 3 مکانیزم کنترل لغزش را نشان می دهد که معرف رابطه بین نسبت لغزش و عملکرد ترمزگیری می باشد. به طور کلی با اعمال گشتاور ترمزی و افزایش آن، بین سرعت لکوموتیو و سرعت چرخ اختلاف ایجاد خواهد شد که سبب ایجاد لغزش شده و زمانیکه لغزش افزایش می یابد سیستم کنترل لغزش، گشتاور ترمزی را کاهش می دهد و با کاهش آن، لغزش کاهش می یابد به عبارتی اختلاف بین سرعت لکوموتیو و سرعت چرخ کاهش می یابد.



شکل 3: مکانیزم کنترل لغزش لکوموتیو

3-مدل نیروی چسبندگی دینامیکی بر اساس تماس بریستل

جهت تحلیل نیروی چسبندگی دینامیکی مدل LuGre [11] را بدین سبب که اثرات لغزش- چسبندگی و اثر استریبک را لحاظ کرده، ارائه می دهد. [20]

در کنترل مود لغزان استاندارد، برای برآوردن شرایط قابل دسترسی که در آن جهت حرکت سیستم به سمت یک سطح لغزش ماندگار باشد، مشتق سطح لغزش را بدین طریق بیان می کنند.

$$\dot{s} = -Ds - K \operatorname{sgn}(s) \quad (16)$$

در این مورد، لغزش در ورودی کنترل رخ می دهد که جهت کاستن لغزش در ورودی کنترل، مشتق سطح لغزش به صورت زیر بازنویسی می شود. [12]

$$\begin{aligned} \dot{s} &= \dot{\sigma}_{ref} + \left(\frac{1}{M} + \frac{r^2}{J}\right) F_a - \frac{r}{J} B\omega \\ -\frac{r}{J} T_b + \rho e &= -Ds - K \operatorname{sgn}(s) \end{aligned} \quad (17)$$

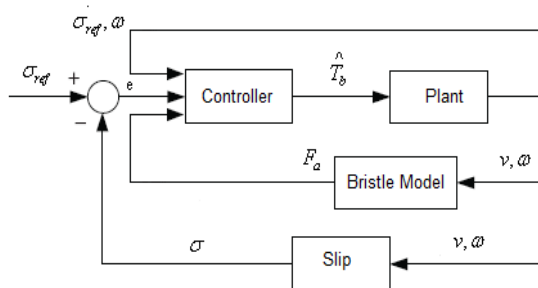
که D و K پارامترهای طراحی مثبت می باشند. لذا داریم:

$$\dot{s} = -K \operatorname{sgn}(s) \quad (18)$$

و

$$\hat{T}_b = \frac{J}{r} [\dot{\sigma}_{ref} + \left(\frac{1}{M} + \frac{r^2}{J}\right) F_a - \frac{r}{J} B\omega + \rho e + Ds + K \operatorname{sgn}(s)] \quad (19)$$

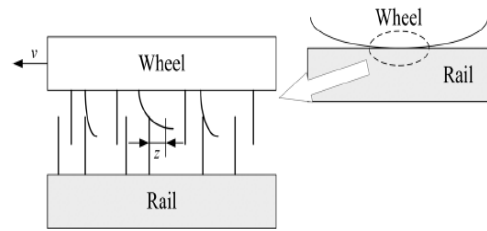
شکل زیر سیستم کنترل لغزش مذکور را نشان می دهد.



شکل 6: سیستم کنترل لغزش لکوموتیو ER24PC

لازم به ذکر است که ورودی کنترلر لغزش لکوموتیو، اختلاف مابین سرعت نسبی مرجع و سرعت مرجع $e = \sigma_{ref} - \sigma$ بوده و خروجی کنترلر، گشتاور ترمزی T_b می باشد.

شکل های 7 و 8 منحنی های سرعت چرخ و لکوموتیو در شرایط مختلف ریل را نشان می دهند.



شکل 5: مدل بریستل بین چرخ و ریل

با توجه به شکل 5 که مدل بریستل بین چرخ و ریل را نشان می دهد. وجه مشترک اصطکاک بین چرخ و ریل با تماس بین بریستل ها مدل می گردد. برای تسهیل بریستل های بخش پائین را صلب در نظر گرفته و نشان داده است.

ارتباط مابین میانگین انحراف بریستل ها Z و نیروی چسبندگی F_a بدین طریق تعریف می گردد.

$$F_a = \alpha z \quad (9)$$

همچنین مشتق نیروی چسبندگی بدین طریق بیان می گردد.

$$\frac{dF_a}{dx} = \alpha [1 - h(\sigma) F_a] \quad (10)$$

4- سیستم کنترل لغزش لکوموتیو

سیستم کنترل ترمز لکوموتیو باید به خوبی در جهت کاهش فاصله ترمزگیری و عدم تخت شدن چرخ عمل نماید به همین سبب از سیستم کنترل غیر خطی مود لغزان استفاده می شود. سطح لغزش S برای کنترلر مود لغزان بدین طریق تعریف می گردد.

$$S = e + \rho \int_0^t e dt \quad (11)$$

$$e = \sigma_{ref} - \sigma \quad (12)$$

که ρ یک پارامتر طراحی مثبت بوده و σ_{ref} سرعت نسبی مرجع است.

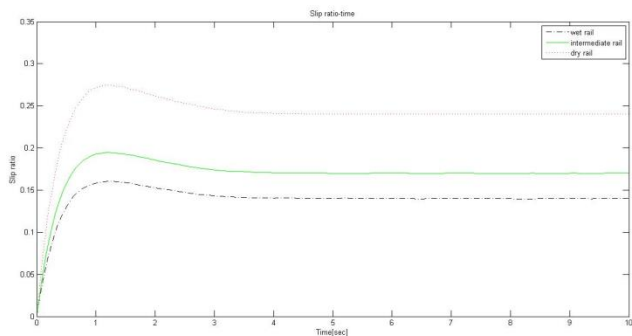
همچنین مشتق سطح لغزش بدین طریق بیان می گردد.

$$\dot{S} = \dot{\sigma}_{ref} - \dot{\sigma} + \rho e \quad (13)$$

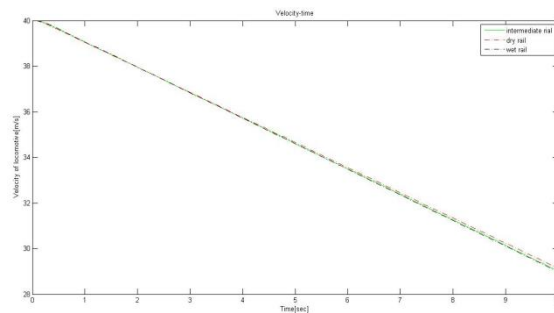
$$\dot{\sigma} = -\frac{1}{M} F_a + \frac{r}{J} B\omega - \frac{r^2}{J} F_a + \frac{r}{J} T_b \quad (14)$$

و

$$\dot{S} = \dot{\sigma}_{ref} + \frac{1}{M} F_a - \frac{r}{J} B\omega + \frac{r^2}{J} F_a - \frac{r}{J} T_b + \rho e \quad (15)$$

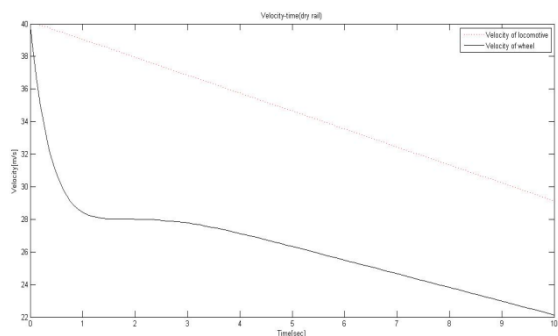


شکل 10: منحنی نسبت لغزش بر حسب زمان و شرایط ریل

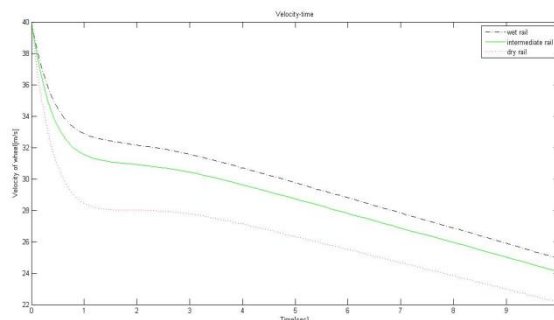


شکل 7: منحنی سرعت لocomotivو بر حسب زمان در شرایط مختلف ریل

همچنین در شکل‌های 11 تا 13 منحنی‌های سرعت لocomotivو و چرخ با هم و در شرایط مختلف ریل جهت درک بهتر مسئله نشان داده شده‌اند.

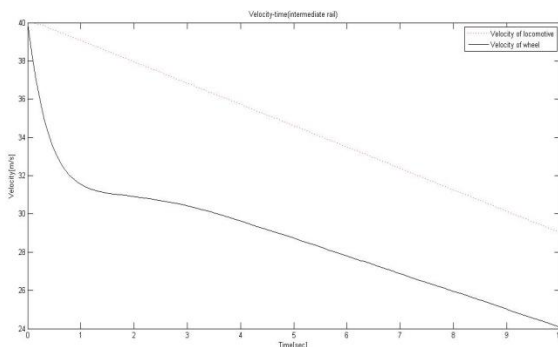


شکل 11: منحنی سرعت بر حسب زمان در شرایط ریل خشک

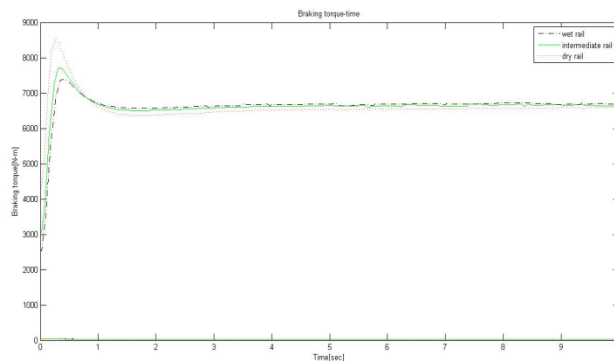


شکل 8: منحنی سرعت چرخ لocomotivو بر حسب زمان در شرایط مختلف ریل

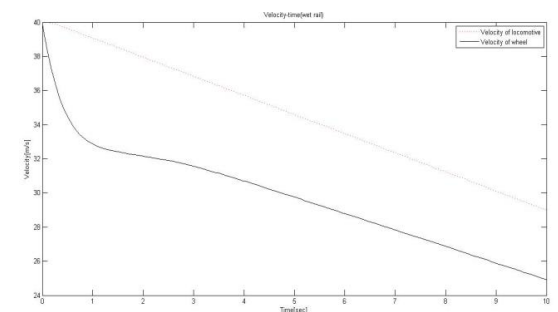
شکل 9 منحنی گشتاور ترمزی بر حسب زمان در شرایط مختلف ریل را نشان می‌دهد.



شکل 12: منحنی سرعت بر حسب زمان در شرایط ریل میانه



شکل 9: منحنی گشتاور ترمزی بر حسب زمان و شرایط ریل



شکل 13: منحنی سرعت بر حسب زمان در شرایط ریل مرطوب

در شکل 10 منحنی نسبت لغزش بر حسب زمان در شرایط مختلف ریل نشان داده شده است.

[4] Ohyama, T., "Some basic studies on the influence of surface contamination on adhesion force between wheel and rail at high speed," Q.Rep.Railw.Tech.Res.Inst.,vol. 30 ,pp.127-135, 2009.

[5] Ohishi, K., Nakana, K., Miyashita, I., Yasukawa, S., "Anti-slip control of electric motor coach based on disturbance observer," in proc. 5th IEEE Int. Workshop Advanced Motion Control ,Coimbra, Portugal,2008,pp.580-585.

[6] Watanabe, T., Yamashita, M., "A novel anti-slip control without speed sensor for electric railway vehicles," in proc. 27th Annu.Conf.IEEE Industrial Electrics Society, Denver,Co,2017,vol.2,pp.1382-1387.

[7] Kawamura, A., Furuya, T., Takeuchi, K., Takaoka, Y., Yoshimoto, K., Cao, M., "Maximum adhesion control for shinkansen using the tractive force tester," in proc. IEEE power conversion conf., Osaka,japan,2012,vol. 1,pp.567-572.

[8] Yamazaki, H., Nagai, M., Kamada, T., "A study of adhesion force model for wheel slip prevention control," JSME International Journal Series C, Vol. 47,no.2,pp.496-501,2014.

[9] Takaoka, Y., Kawamura, A., "Disturbance observer based adhesion control for shinkansen," in Proc. 6th IEEE Int. workshop Advanced Motion control ,Nagoya, Japan ,2012,pp.169-174.

[10] Li, L., Wang, F.Y., Zhou, Q., "Integrated longitudinal and lateral tire/road friction modeling and monitoring for vehicle motion control," IEEE Trans. Intell. Transport. Syst.,vol.7,no.1,pp.1-19, 2016.

[11] Basset, M., Zimmer, C., Gissinger, G.L " Fuzzy approach to the real time longitudinal velocity estimation of a FWD car in critical situations," Vehicle Syst., Dyn.,Vol. 27, no. 5&6, pp. 477-489, 2017.

[12] Alvarez, L., Yi, J., Horowitz, R., Olmos, L., " Dynamic friction model based tire-road friction estimation and emergency braking control," ASME J. Dyn. Syst. Meas. Contr., Vol. 127, no.1,pp.22-32, 2015.

[13] Li, J., Alvers, L., Horowitz, R., " Adaptive emergency braking control with underestimation of friction coefficient," IEEE Trans. Contr. Syst. Technol.,Vol.10,no.3,pp.381-392,2012.

همان طور که ملاحظه می‌شود، با توجه به نتایج بدست آمده از شبیه سازی سیستم کنترل لغزش لکوموتیو، تاثیر استفاده از کنترلر به وضوح دیده می‌شود و عملکرد کنترلر مود لغزان کاملاً مورد تایید می‌باشد. همچنین در زمان ترمزگیری با کنترلر گشتاور ترمزی، از کاهش قابل توجه سرعت چرخ در مقایسه با سرعت لکوموتیو جلوگیری شده و افزایش ناگهانی نسبت لغزش در زمان ترمزگیری اتفاق نمی‌افتد.

5-نتیجه گیری

اعمال گشتاور ترمزی بیش از حد در شرایطی که چسبندگی بین چرخ و ریل اتفاق بیافتد، موجب سرخوردن چرخ ها بر روی ریل می‌شود. این پدیده باعث سایش شدید چرخ ها و ایجاد نواحی تخت و صاف در سطح تماس چرخ و ریل می‌گردد. امروزه جهت پیشگیری از بروز چنین پدیده های نامطلوبی، اغلب لکوموتیوهای جدید مجهز به سیستم کنترل لغزش می باشند که با تشخیص سرخوردگی، گشتاور ترمزی را کنترل می‌نمایند. هدف از بکارگیری این سیستم جلوگیری از کاهش قابل توجه ضریب چسبندگی در سطح تماس چرخ و ریل در حین فرآیند ترمزگیری و افزایش راندمان ترمزگیری در بالاترین حد می‌باشد. با توجه به نتایج بدست آمده از شبیه سازی سیستم کنترل لغزش لکوموتیو، حضور کنترلر به خوبی محسوس است و کنترلر مود لغزان به خوبی عمل کرده و در زمان ترمزگیری با کنترلر گشتاور ترمزی از کاهش قابل توجه سرعت چرخ لکوموتیو در مقایسه با سرعت لکوموتیو جلوگیری کرده و همچنین مانع افزایش ناگهانی نسبت لغزش در زمان ترمزگیری می‌شود. در این پژوهش از مدل نیروی چسبندگی دینامیکی بر اساس تماس بریستل استفاده گردید.

مراجع

[1] Kadowaki, S., Ohishi, K., Yasukawa, S., Sano, T., "Anti-skid re-adhesion control based on disturbance observer considering air brake for electric commuter train," in Proc. 8th IEEE Int. Workshop advanced motion control,Kawasaki, japan, 2014,pp.607-612.

[2] Shirai, S., "Adhesion phenomena at high-speed range and performance of an improve slip –detector," Q. Rep. Railw. Tech. Res. Inst., vol. 18, no.4,pp.189-190,2007.

[3] Isaev, I.P., Golubenko, A.L., "Improving experimental research into adhesion of the locomotive wheel with the rail," Rail Int., vol. 18, no.8,pp.3-10,2009

- [14] Gustafsson, F., "slip-based tire-road friction estimation," *Automatics*, Vol.33, no. 6, pp.1087-1099, 2007.
- [15] Kumar, S., Alzoubi, M.F., Allsayyed, N.A., " Wheel/rail adhesion wear investigation using a quarter scale laboratory testing facility," in Proc. 1996 ASME/IEEE Joint railroad Conf., Oakbrook, IL, 2006, pp.247-254.
- [16] Jin, X.C., Zhang, W.H., Zeng, J., " Adhesion experiment on a wheel/rail system and its numerical analysis," *IMechE J. Tribology*, Vol. 218, pp.293-303, 2014.
- [17] Zhang, W., Chen, J., Wu, X., Jin, X., "Wheel/rail adhesion and analysis by using full scale roller rig," *Wear*, Vol. 253, no.1, pp.82-88, 2012.
- [18] Sakasi, H., *Tire engineering*. Tokyo, Japan: Grand Prix Publishing, 2017.
- [19] Kalker, J.J., Piotrowski, J., " Some new results in rolling contact," *Veh. Syst. Dyn.*, Vol. 18, no. 4. 223-242, 2009.
- [20] Knothe, K., Liebelt, S., " Determination of temperatures for sliding contact with application for wheel –rail systems," *Wear*, vol. 189, pp.91-99, 2006.
- [21] Karino, Y., Yamazaki, H., Kamada, T., Masao Nagai, " Effect of wheel-slip prevention control using nonlinear robust control theory " *QR of RTRI*, Vol. 48. 1, pp.22-29, 2017.
- [22] Wu, M.C., Shih, M.C., "Simulated and experimental study of hydraulic anti-lock braking system using sliding mode PWM control," *Mechatronics*, vil. 13, 2014, pp.331-335.