



تأثیر ضریب مخروطیت چرخ بر سرعت بحرانی و پدیده هانتینگ چرخ و محور در قطارهای

سریع السیر

ندا مرتضوی

دانشجوی سال آخر کارشناسی، مهندسی ماشین های ریلی، دانشگاه اصفهان، اصفهان
✉ n.mortazavi@mehr.ui.ac.ir, 8174673441 صندوق پستی

چکیده

واگن هنگام حرکت بر روی ریل، ارتعاشاتی را تجربه می کند که از جمله مهم ترین آنها ارتعاشات عرضی است. ارتعاشات عرضی واگن در سرعت های بالا موجب بروز نوعی ناپایداری به نام "هانتینگ" می شوند. پدیده هانتینگ محور، یک حرکت نوسانی همراه با حرکت در راستای محور جانبی و چرخش "یاء" حول محور Z میباشد که عمدتاً به وسیله های هندسه ی تماس چرخ و ریل تعیین می شود. پایداری این حرکت، یک امر مهم دینامیکی است که حداکثر سرعت وسیله نقلیه ی ریلی را تعیین میکند. افزایش استهلاک اجزا وسایل نقلیه ی ریلی میتواند منجر به تشدید میزان ارتعاشات گردد. جهت طراحی ایمن وسیله نقلیه، ضروری است که تأثیر پارامترهای وسیله نقلیه ریلی بر پدیده هانتینگ را مورد بررسی قرار دهیم. در این مقاله، تأثیر میزان ضریب مخروطیت چرخ بر پایداری پدیده ی هانتینگ چرخ و محور وسایل نقلیه ی ریلی سریع السیر که دارای اتصالات الاستیک و نیروهای اتلافی در صفحه ی افقی هستند، ارائه شده است. هم چنین با استخراج معادلات حرکت غیرخطی چرخ و محور یک واگن مسافری با سرعت بالا، ارتعاشات عرضی آن در مسیر مستقیم مورد بررسی قرار گرفته است. معادلات حرکت پس از استخراج، با استفاده از نرم افزار متلب حل شده و با بررسی نتایج، سرعت بحرانی واگن 284.5 Km/h تعیین شده است.

کلیدواژگان

هانتینگ، مدل سازی دینامیکی، پایداری، میرایی، سرعت بحرانی

The effect of wheel cone coefficient on critical speed and wheel hunting phenomenon in high-speed trains

Neda Mortazavi

1- Department of Civil And Transportation Engineering, University of Isfahan, Isfahan, Iran.
✉ P.O.B. 8174673441 Isfahan University, Isfahan, Iran, n.mortazavi@mehr.ui.ac.ir

Abstract

When the wagon is moved on the track, it experiences vibrations, including the most important ones which are transverse vibrations. The transitions of the wagon at high speeds are caused by a form of instability called "Hunting". The axle hunting phenomenon is an oscillatory motion associated with the lateral axis movement and the "yaw" rotation around the z-axis, which is mainly determined by the geometry of the wheel and rail contact. The sustainability of this movement is an important dynamic topic that determines the maximum speed of a rail vehicle. An increase in depreciation of rail vehicle components can increase the vibration rate. To design a safe vehicle, it is necessary to consider the impact of rail vehicle parameters on the hunting phenomenon. In this paper, the effect of wheel cone coefficient on the stability of wheel hunting phenomenon and axis of high speed rail vehicles with elastic joints and dissipative forces on the horizontal plane is presented. Also, by deriving the nonlinear equations of motion of the wheelset of a high-speed passenger car, its transverse vibrations in the straight direction are investigated. Post-extraction equations of motion were solved using MATLAB software and the critical speed of the wagon was determined to be 284.5 Km / h.

Keywords

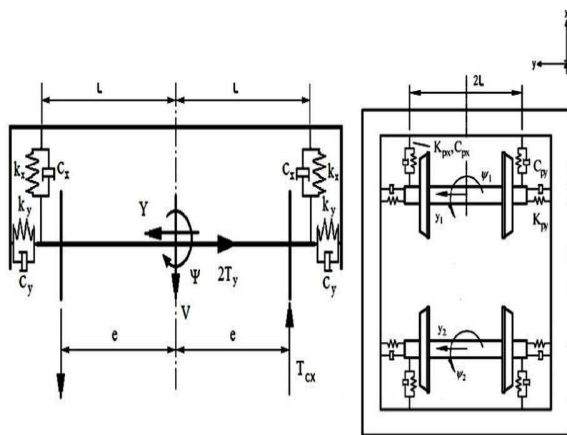
Hunting, Dynamic Modeling, Stability, Damping, Critical Speed

1- مقدمه

خستگی شده و اجزا آن آسیب خواهند دید. استهلاک اجزا سازه های موجود در راه آهن، ارتعاشات در سیستم این نوع وسایل را تشدید می کند. بعضی از پارامترهای تشکیل دهنده ی سیستم حرکتی واگن، دارای تغییرات گسترده ای هستند و تأثیر آنها بر یک یا چند پدیده دینامیکی حائز اهمیت میباشد. یکی از پارامترهای ساختاری با تأثیر حائز اهمیت بر پایداری حرکت جانبی وسایل نقلیه ی ریلی، ضریب مخروطیت چرخ است. این پارامتر بین 0.04 (چرخ با سطح غلتش جدید) و 0.15 (چرخ با سطح غلتش بریده شده) متغیر است و تأثیر مهمی در پایداری پدیده هانتینگ در وسایل نقلیه مذکور دارد. رخداد پدیده هانتینگ در وسایل نقلیه ریلی به دلیل مخروطی بودن سطح غلتش چرخ میباشد [3,2]. زمانی که چرخ و محور به یک سمت جابه جا میشود، این پدیده

پاسخ دینامیکی وسایل نقلیه ریلی سریع السیر که تحت بار قرار گرفته اند و دارای لقی مابین چرخ و ریل، نیروهای تماسی با فلنج چرخ و اصطکاک خشک در اجزای تعلیق هستند، یکی از مشکلات اساسی در طراحی و نگهداری این وسایل است. هر چه که سرعت وسیله نقلیه افزایش می یابد، پایداری آن کمتر شده و در نهایت منجر به نوسانات شدیدی میشود. این امر، به دلیل وابستگی سرعت به پایداری حرکت جانبی و حرکت چرخشی با زاویه "یاء" که معمولاً به "پدیده ی هانتینگ" شناخته می شود، اتفاق می افتد [1].

ناهمواری مسیر خط راه آهن، یکی از منابع ایجاد ارتعاشات در وسایل نقلیه ریلی است. هنگام ارتعاش، سیستم دینامیکی وسیله نقلیه ریلی دچار



شکل 1 مدل مکانیکی چرخ و محور با مفاصل الاستیک و دمپر خطی ویسکوز [10]

$$m_w \frac{d^2 y}{dt^2} + \left(\frac{2f_{22}}{r_0 \omega} + 2C_1 \right) \frac{dy}{dt} + 2K_1 Y - 2f_{22} \psi = 0 \quad (1)$$

معادله‌ی حرکت چرخشی حول محور عمودی:

$$I_z \frac{d^2 \psi}{dt^2} + \left(\frac{2e^2 f_{11}}{r_0 \omega} + 2C_2 L^2 \right) \frac{d\psi}{dt} + 2K_2 L^2 \psi + \left(\frac{2ef_{11} Y}{r_0} \right) Y = 0 \quad (2)$$

2-2- نیروهای تماسی مماسی

نیروهای تماسی شامل نیروهای خزش ناشی از اصطکاک چرخ و ریل و نیروهای عمودی ناشی از عکس العمل آن دو هستند. به منظور مدل‌سازی و محاسبه‌ی این نیروها ابتدا می‌بایست نوع تماس چرخ با ریل مشخص گردد. با توجه به محل قرارگیری چرخ بر روی ریل و همچنین میزان لقی ما بین آنها تماس تک نقطه‌ای و با تماس دو نقطه‌ای در چرخ حادث می‌گردد [10]. برای مدل‌سازی تماس چرخ فرض کرده‌ایم جابجایی جانبی بدنه‌ی چرخ و محور جلویی و عقبی در بازه 8- تا 8+ میلیمتر باشد. در این حالت برای هر دو چرخ سمت چپ و راست، تماس تک نقطه‌ای مخروطی وجود دارد و همانطور که در "شکل 2" نشان داده شده است، هیچگونه نیروی تماسی فلنج رخ نخواهد داد (F_T=0).

تماس یک نقطه‌ای به دو صورت تماس تک نقطه‌ای ناحیه‌ی مخروطی و تماس تک نقطه‌ای ناحیه‌ی فلنج اتفاق می‌افتد. "شکل 3" این تماس‌ها را نشان می‌دهد.

باعث ایجاد تفاوت در شعاع غلتش دو چرخ می‌گردد. از آنجا که چرخ‌ها به صورت صلب از طریق محور به یکدیگر متصل شده‌اند، باید با سرعتی مشابه، چرخش داشته باشند. بنابراین، سرعت رو به جلوی یک چرخ بیشتر از سرعت چرخ دیگر است. این، باعث می‌شود چرخش محور به سمت مرکز خط آهن، با زاویه "یاو" ادامه یابد تا زمانی که مرکز محور به وسط خط آهن باز گردد. این حرکت با نوسان محور از سمتی به سمت دیگر ادامه می‌یابد که همراه با حرکت جانبی و حرکت زاویه‌ای "یاو" به عنوان "هانتینگ محور" می‌باشد. از عوامل غیر خطی در بررسی حرکت دینامیکی چرخ و محور، هندسه‌ی پروفیل چرخ و تاثیر نیروهای خزشی ناپایستار بین چرخ و ریل هستند [4].

در کمتر از سرعت سیر معین یک وسیله‌ی نقلیه که سرعت بحرانی نامیده می‌شود، پدیده هانتینگ به عنوان یک نوسان سینوسی میرا شده در طول خط مرکزی یک مسیر ریلی رخ می‌دهد. بالاتر از این سرعت بحرانی، حرکت ناپایدار می‌شود و جابجایی افزایش می‌یابد تا زمانی که فاصله ایمن بین فلنج چرخ و ریل از بین برود. با افزایش سرعت، نیروی تماسی چرخ و ریل به حد کافی بزرگ می‌شود که سبب خرابی ریل، ناراحتی مسافران و در نهایت منجر به خروج واگن از خط خواهد شد.

مشکل دستیابی به سرعت بالا بدون ایجاد پدیده ناپایدار هانتینگ، خصوصاً در قطارهای مسافری سریع السیر، همواره برای طراحان وسایل نقلیه ریلی حائز اهمیت بوده است [5]. اثر تعلیق اولیه و اثر سختی جانبی بر پایداری هانتینگ یک چرخ و محور ریلی مورد بررسی قرار گرفته است [6,7]. هم چنین تأثیر نیروهای افقی خطی و غیر خطی استهلاکی بر پایداری پدیده هانتینگ چرخ و محور در [8,9] مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. در این مقاله تأثیر ضریب مخروطیت چرخ بر پایداری پدیده هانتینگ بررسی شده است.

2- مدل تحلیلی حرکت چرخ و محور

چرخ و محور توسط یک سیستم نوسانی با دو درجه آزادی مدل سازی شده است. پدیده هانتینگ با توجه به سیستم مختصاتی که با سرعت ثابت در امتداد خط مرکزی مسیر ریلی حرکت می‌کند، مورد بررسی قرار می‌گیرد. در "شکل 1" مدل فیزیکی چرخ و محور با اتصالات الاستیک و دمپرها که موازی با هم قرار گرفته‌اند، نشان داده شده است.

2-1- معادلات حاکم بر چرخ و محور

جهت مدل‌سازی ریاضی، ابتدا باید درجات آزادی مشخص گردند. برای هر چرخ و محور با فرض سرعت زاویه‌ای ثابت، 2 درجه آزادی جابجایی در جهت Y و جابجایی در چرخش حول محور عمودی Z (حرکت "یاو") در نظر گرفته شده است. بنابراین همانطور که در "شکل 1" نشان داده شده است، معادلات حرکت حاکم به صورت زیر خواهند بود:

$$\begin{aligned} M'_{cz} &= \varepsilon M_{cz}, \\ F'_{cy} &= \varepsilon F_{cy}, \\ F'_{cx} &= \varepsilon F_{cx} \end{aligned} \quad (4)$$

با انجام محاسبات زیر نیروهای خزشی و گشتاور خزش چرخشی خطی کالکر حاصل خواهند شد. پس از جایگزینی آنها در معادلات شماره (4)، نیروهای غیرخطی هیورستیک بدست خواهند آمد.

$$\begin{aligned} F_{cx} &= f_{11} \xi_x, \\ F_{cy} &= f_{22} \xi_y + f_{23} \xi_{sp}, \\ M_z &= -f_{23} \xi_y - f_{33} \xi_{sp} \end{aligned} \quad (5)$$

در این مطالعه زاویه "یاو" چرخ و محور، کوچک و قابل صرف نظر کردن است و به این ترتیب گشتاور خزش چرخشی نخواهیم داشت ($M_z = 0$).

در معادلات شماره 5، نیروی خطی خزشی کالکر در راستای طولی F_{cx} و جانبی F_{cy} میباشد. ضرایب نیروهای خزشی کالکر f_{11} ، f_{22} ، f_{23} و f_{33} از معادلات شماره 6 قابل استخراج هستند.

$$\begin{aligned} f_{11} &= (N/N_0)^{2/3} f_{110}, & f_{22} &= (N/N_0)^{2/3} f_{220} \\ f_{23} &= (N/N_0)^{2/3} f_{230}, & f_{33} &= (N/N_0)^{4/3} f_{330} \end{aligned} \quad (6)$$

که در آن، ضرایب f_{110} ، f_{220} ، f_{230} و f_{330} از معادلات شماره 7 محاسبه میشوند و G معرف مدول برشی معادل برای چرخ و ریل میباشد [13]:

$$\begin{aligned} f_{110} &= abGc_{11}, & f_{220} &= abGc_{22} \\ f_{230} &= (ab)^{3/2} Gc_{23}, & f_{330} &= (ab)^2 Gc_{33} \end{aligned} \quad (7)$$

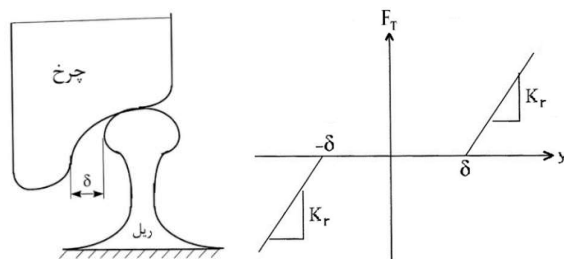
برای تعیین نیروهای دینامیکی در سطح تماس، رابطه یکسانی برای تمام اتصالات دینامیکی وجود دارد که شامل یک قسمت الاستیک و یک قسمت میراکننده است. رابطه خزش دینامیکی، شامل عبارتی بر حسب سرعت است که علامت آن مخالف با تغییر شکل الاستیکی است که در میرایی شرکت دارد [14]. در معادلات شماره 8، عبارات بدون بعد خزش در راستاهای طولی، عرضی و خزش چرخشی از معادلات شماره 8 محاسبه میگردند:

$$\begin{aligned} \xi_x &= \frac{V_{x\omega} - V_{xr}}{V_0} = \frac{\gamma y}{r_0} + \frac{e\dot{\psi}}{r_0\omega}, \\ \xi_y &= \frac{V_{y\omega} - V_{yr}}{V_0} = \frac{\dot{y}}{r_0\omega} - \psi, \\ \xi_{sp} &= \frac{\omega_{sp\omega} - \omega_{spr}}{\omega} \end{aligned} \quad (8)$$

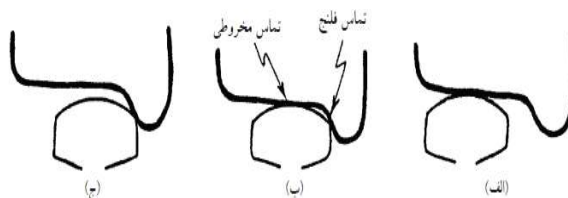
تئوری خطی کالکر محدود به خزشهای کوچک است. تئوری غیرخطی آن نیز با صرف نظر از خزش چرخشی ساده تر میگردد ($\xi_{sp} = 0$).

یک مدل تقریبی ساده که از نظریه خطی کالکر استفاده می کند، برای محاسبه نیروهای خزشی در نظر گرفته می شود. در این مدل، نیروهای خزشی، ابتدا با استفاده از نظریه خطی کالکر محاسبه می شوند. اثرات غیرخطی محدوده ی چسبندگی را در بر میگیرند [14]:

$$F'_R = \sqrt{F'^2_{cx} + F'^2_{cy}} \quad (9)$$



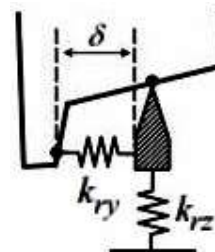
شکل 2 میزان لقی میان چرخ و ریل و نیروی فلنج بر حسب جابجایی جانبی چرخ و محور [1]



شکل 3 انواع تماس چرخ با ریل: الف) تماس یک نقطه‌ای، ب) تماس دو نقطه‌ای مغروط، ج) تماس یک نقطه‌ای فلنج [10]

نیروی تماسی فلنج چرخ، F_T ، توسط فنر غیر خطی با سختی K_r مدل شده است (شکل 4) و با ضابطه ریاضی زیر تعریف میشود [11]:

$$F_T = \begin{cases} K_r(y - \delta), & y > \delta \\ 0, & -\delta \leq y \leq \delta \\ K_r(y + \delta), & y < -\delta \end{cases} \quad (3)$$



شکل 4 مدل دینامیکی تماس چرخ و ریل [11]

2-3- نیروهای خزشی

نیروهای خزشی اثر عمده ای بر رفتار دینامیکی چرخ میگذارند. با توجه به غیر خطی بودن پدیده خزش در تماس چرخ و ریل و بیشتر بودن دقت مدلهای غیرخطی، برای مدلسازی پدیده ی خزش از مدل خزش غیرخطی هیورستیک استفاده شده است. این مدل در حقیقت ترکیب تئوری خطی خزش کالکر با نیروی خزشی اشباع است. ارتباط بین نیرو و ممان خزشی خطی کالکر و غیر خطی هیورستیک به صورت زیر بیان میشود [12].

4-2- ضرایب کالکر ciz

طبق تئوری تماس عمودی چرخ و ریل (تئوری هرتز) تماس این دو همانند تماس دو جسم الاستیک که دارای سطح تماس بیضی هستند، میباشد. ضرایب ciz تابعی از نسبت b/a بیضی تماس هستند. در مورد چرخ و ریل که ضریب پواسون هر دو آنها برابر با 0.27 است، باید از میانمایی استفاده شود. بدین منظور یک دسته معادلات به صورت چند جمله‌ای پیشنهاد شده است [15]:

$$\begin{aligned} c_{11} &= 3.2893 + \frac{0.975}{(b/a)} - \frac{0.012}{(b/a)^2} \\ c_{22} &= 2.4014 + \frac{1.3179}{(b/a)} - \frac{0.02}{(b/a)^2} \\ c_{23} &= 0.4147 + \frac{1.0184}{(b/a)} - \frac{0.0565}{(b/a)^2} - \frac{0.0013}{(b/a)^3} \end{aligned} \quad (10)$$

سپس از ضابطه‌ی زیر ε ، که همان ضریب اشباع برای غیر خطی کردن نیروها و گشتاورهاست، محاسبه میگردد [16].

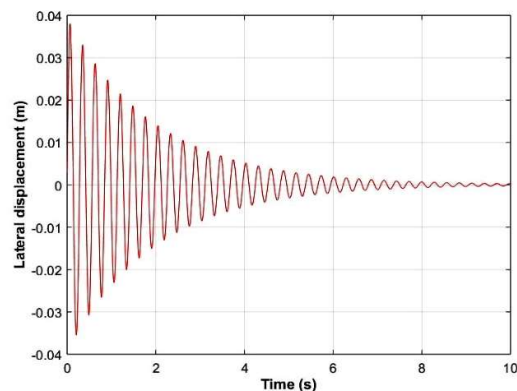
$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{\mu N}{F'_R} \left[\left(\frac{F'_R}{\mu N} \right) - \frac{1}{3} \left(\frac{F'_R}{\mu N} \right)^2 + \frac{1}{27} \left(\frac{F'_R}{\mu N} \right)^3 \right] & F'_R \leq 3\mu N \\ \frac{\mu N}{F'_R} & F'_R > 3\mu N \end{cases} \quad (11)$$

که در آن، N نیروی عمودی کلی وارد بر چرخ و محور در نقطه‌ی تماس چرخ و ریل و μ ضریب اصطکاک بین چرخ و ریل میباشد.

3- نتایج شبیه سازی

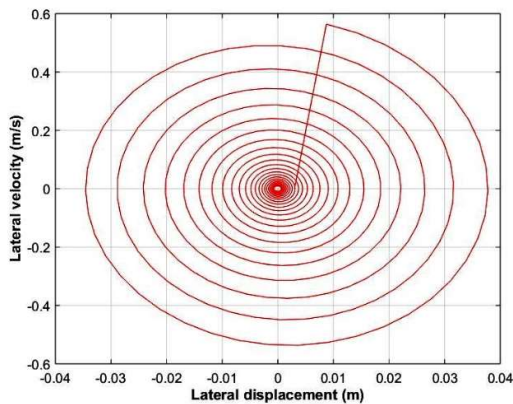
شبیه سازی با داده‌های ورودی به شرح جدول شماره 1، به کمک نرم افزار متلب انجام شده است. از جابجایی جانبی چرخ و محور به اندازه‌ی 3 میلیمتر به عنوان شرط اولیه در شبیه سازی در نظر گرفته شده است و تحلیل در زمان 10 ثانیه انجام میشود. رفتار و پایداری سیستم دینامیکی غیرخطی می تواند بر اساس شرایط اولیه آن منجر به نتایج مختلفی شود. در مورد فولاد چرخ و ریل، مدول برشی، مدول یانگ و ضریب پواسون به صورت زیر تعریف شده و پارامترهای مورد نیاز به شرح جدول شماره 2 معرفی میگردد:

$$G = 70Gpa, \quad E = 210Gpa, \quad \nu = 0.27$$



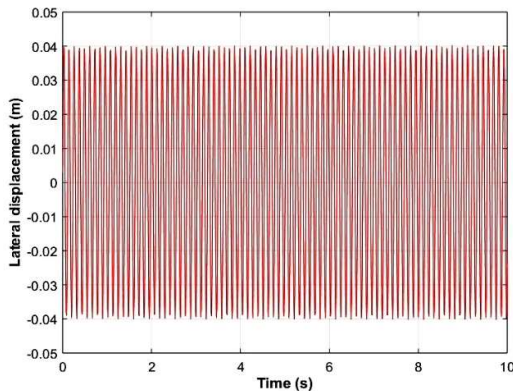
شکل 5- الف) نمودار جابجایی جانبی برحسب زمان

برای محاسبه‌ی بار عمودی N با احتساب بار محوری 20 تن راه آهن، نیروی هر چرخ 10 تن معادل 10 کیلو نیوتن در نظر گرفته میشود.

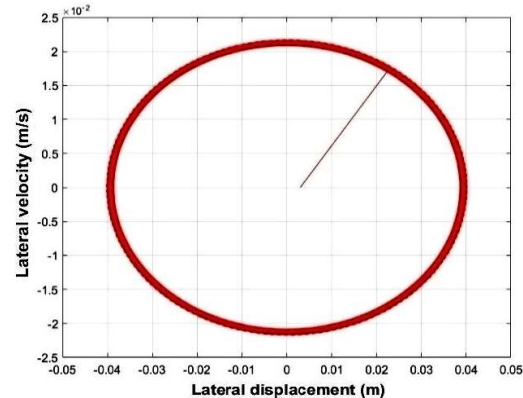


شکل 5- ب) منحنی فاز سرعت جانبی برحسب جابجایی عرضی
شکل 5 جابجایی حرکت هانتینگ چرخ و محور قبل از سرعت بحرانی

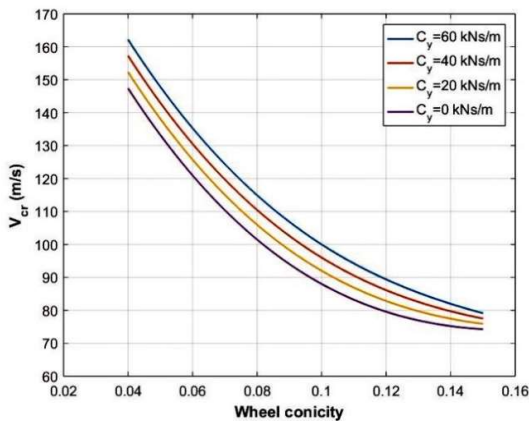
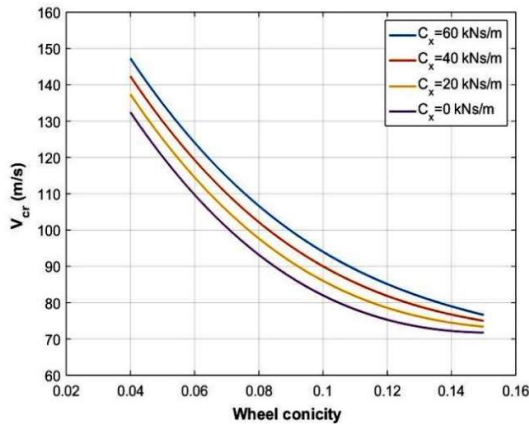
در شکل 5- جابجایی عرضی در اثر پدیده هانتینگ محور نسبت به زمان و منحنی فاز برای سرعت $V = 243.8 \text{ Km/h}$ نشان داده شده است. این وضعیت به حالت قبل از سرعت بحرانی پدیده هانتینگ محور مربوط میشود.



شکل 6- الف) نمودار جابجایی جانبی برحسب زمان



شکل 6- ب) منحنی فاز سرعت جانبی برحسب جابجایی عرضی
شکل 6 جابجایی حرکت هانتینگ چرخ و محور در سرعت بحرانی



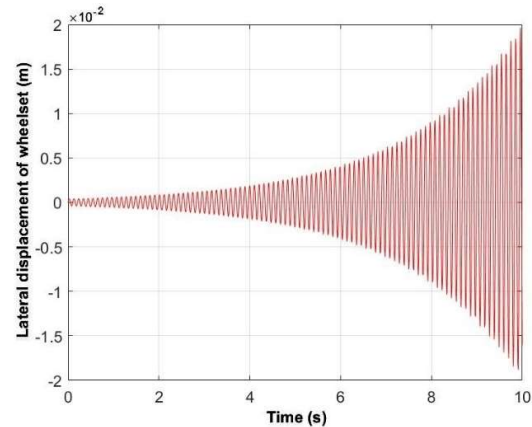
شکل 8- تغییر سرعت بحرانی با ضریب مخروطیت چرخ برای برخی از مقادیر ضرایب میرایی طولی و عرضی C_x و C_y

4- ارائه نتایج و بحث

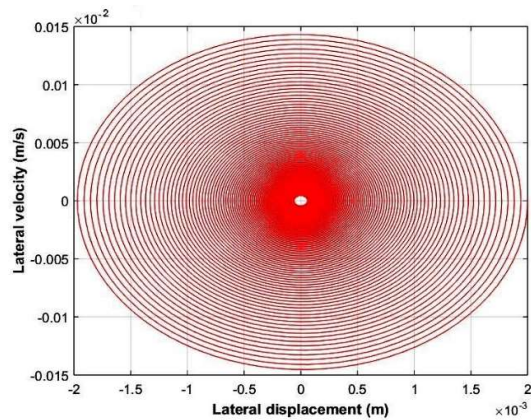
در این مطالعه با مدلسازی 2 درجه آزادی چرخ و محور وسیله نقلیه ریلی، به بررسی هانتینگ در مسیر مستقیم پرداخته شد. رفتار اجزای واگن در سرعت بحرانی و فراتر از آن، نامیرا بوده و نوسانات واگن را ناپایدار میکند. نتایج حاصل از تحلیل در نرم افزار متلب نشان می دهد که سرعت بحرانی واگن 284.5 Km/h خواهد بود. حرکت در کمتر از سرعت مشخصی که "سرعت بحرانی" نامیده میشود، پایدار است. در سرعت های بیشتر از سرعت بحرانی، پدیده هانتینگ یک حرکت میرا نشده محدود به فاصله ی ما بین فلنچ چرخ و ریل میباشد. پدیده ی هانتینگ محور وسیله ی نقلیه، منجر به بی ثباتی شدید دینامیکی برای سرعت های بالاتر از سرعت بحرانی خواهد شد و این موضوع منجر به کاهش حداکثر سرعت قطار میگردد. نتایج نشان داد که سرعت بحرانی با افزایش ضریب مخروطیت چرخ، کاهش می یابد لذا پیشنهاد میشود که برای رسیدن به سرعت های بحرانی بالاتر از ضریب مخروطیت تا حد امکان کوچک استفاده شود زیرا چرخ با پروفیل سایش یافته، در اغلب موارد آمادگی بیشتری برای خروج از خط از خود نشان میدهد و این بدین معناست که وسایل نقلیه با چرخ جدید، دارای عملکرد پایدارتری هستند.

در شکل 6- جابجایی عرضی در اثر پدیده هانتینگ محور نسبت به زمان و منحنی فاز برای سرعت $V = 284.5 \text{ Km/h}$ نشان داده شده است، که مطابق با وضعیت در سرعت بحرانی پدیده هانتینگ محور است.

در شکل 7- جابه جایی عرضی در اثر پدیده هانتینگ محور نسبت به زمان و منحنی فاز برای سرعت $V = 310 \text{ Km/h}$ نشان داده شده است، که مطابق با وضعیت بعد از سرعت بحرانی پدیده هانتینگ محور است.



شکل 7- الف) نمودار جابجایی جانبی بر حسب زمان



شکل 7- ب) منحنی فاز سرعت جانبی بر حسب جابجایی عرضی

شکل 7- جابجایی حرکت هانتینگ چرخ و محور پس از سرعت بحرانی

در شکل 8- برای برخی مقادیر ضرایب میرایی طولی و عرضی C_x و C_y .

نمودار تغییرات سرعت بحرانی پدیده ی هانتینگ یک چرخ و محور بر حسب ضریب مخروطیت چرخ نشان داده شده است.



جدول 2: فهرست علائم

ψ	زاویه ی پیچشی یاو چرخ و محور (rad)
ω	سرعت زاویه‌ای نامی غلتش چرخ (rad/s)
a , b	نیم محور بیضی تماس در جهت غلتش و در جهت جانبی (m)
C_{ij}	ضرایب خزش گشتاور خزش چرخشی که تنها به نسبت پواسون و نسبت نیم محورهاى منحنی تماس (a/b) بستگی دارد
f_{11}, f_{22}, f_{23}	به ترتیب، ضرایب جانبی، چرخشی (اسپین) و طولی کالکر
F_{cx}, F_{cy}	نیروی خزش خطی کالکر به ترتیب در جهات طولی و جانبی (N)
F_R	نیروی خزش غیر خطی اعمالی بر چرخها (N)
F'_{cx}, F'_{cy}	نیروی غیر خطی هیورستیک اعمالی بر چرخها در جهت طولی و جانبی (N)
N_0	نیروی عمودی اولیه وارد بر چرخ در نقطه‌ی تماس چرخ و ریل (N)
T_{cx}, T_{cy}	نیروی خزشی در راستای محور طولی و عرضی چرخها (N)
T_x, T_y	نیروی سیستم تعلیق اعمالی بر بدنه‌ی چرخ و محور در جهت طولی و جانبی (N)
V	سرعت سیر قطار در طول مسیر (m/s)
y	جابجایی جانبی چرخ و محور (m)

جدول 1: داده های ورودی

ضریب میرایی (دمپینگ) طولی و جانبی سیستم تعلیق اولیه (KNs/m)	$C_x=0-60, C_y=0-60$
ممان اینرسی یاو چرخ و محور ($Kg.m^2$)	$I_z=656$
سختی جانبی و عمودی سیستم تعلیق اولیه (N/m)	$K_y=2.5*10^5, K_x=1.35*10^5$
فاصله ی میان فنر و دمپر اولیه تا مرکز محور و پارامتر هندسی چرخ و محور (m)	$L=1, e=0.75$
جرم چرخ و محور (Kg)	$m_w=1200$
کل نیروی عمودی وارد بر چرخ در نقطه‌ی تماس چرخ و ریل (N)	$N=75*10^3$
شعاع غلتش نامی چرخ و محور (m)	$R_0=0.450$
شعاع انحنای اصلی چرخش چرخ و ریل (m)	$R_1 = 450 * 10^{-3}, R_2 = \infty$
شعاع انحنای عرضی چرخ و ریل در نقطه‌ی تماس چرخ و ریل (m)	$R'_1 = 149.55 * 10^{-3}, R'_2 = 271.28 * 10^{-3}$
ضریب مخروطیت چرخ	$\gamma = 0.04 - 0.15$
ضریب اصطکاک بین چرخ و ریل	$\mu = 0.3$
زاویه ی بین صفحات عمود در بر گیرنده‌ی انحنای $1/R_1$ و $1/R_2$ (rad)	$\phi = 0$



5- مراجع

- [1] H. M. Sedighi, K. H. Shirazi, Bifurcation analysis in hunting dynamical behavior in a railway bogie: Using novel exact equivalent functions for discontinuous nonlinearities, *Scientia Iranica B: Mechanical Engineering*, Vol. 19, no. 6, pp. 1496-1501, 2012.
- [2] L. L. Xing, Y. M. Wang, X. Q. Dong, Effect of the Wheel/Rail Contact Geometry on the Stability of Railway Vehicle, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 392, 2018.
- [3] S. Meymand, A. Keylin, M. Ahmadian, A survey of wheel-rail contact models for rail vehicles, *Vehicle System Dynamics*, Vol 54, no. 3, pp. 386-428, 2016.
- [4] C. Uyulan, M. Gokasan, S. Bogosyan, Dynamic Investigation of the Hunting Motion of a Railway Bogie in a Curved Track via Bifurcation Analysis, *Mathematical Problems in Engineering*, Vol. 1, pp. 1-15, 2017.
- [5] M. Ranjbar, M. R. Ghazavi, Lateral Stability Analysis of High-Speed Railway Vehicle on Curve, *Advances in Robotic, Mechanical Engineering and Design*, 2012.
- [6] K. H. Ali Abood, R. A. Khan, Investigation to improve hunting stability of railway carriage using semi-active longitudinal primary stiffness suspension, *Journal of Mechanical Engineering Research*, Vol. 2, no. 5, pp. 97-105, 2010.
- [7] W. Wei, H. Okamoto, H. Yabuno, *Nonlinear Characteristics of Hunting Motion of a Railway Wheel Set By Using a Roller Rig*, ENOC, Hungry, 2017.
- [8] D. Baldovin, T. Sireteanu, N. Simona, A. M. Mitu, *Dissipation Effect in the Hunting Motion Stability of Wheel Set with Elastic Joints*, Analele Universității Eftimie Murgu Reșița. Fascicula de Inginerie, Vol. XVII, 2010.
- [9] T. Sireteanu, I. Sebsan, D. Baldovin, *The influence of damping characteristic on the stabilization control of hunting motion of a railway vehicle wheelset*, Proceedings of The Romanian Academy, Series A, Vol. 11, no. 4, pp 355-362, 2010.
- [10] J. Alizadeh, R. A. Ghajar, H. Tavakkoli, *Modeling and Dynamic Analysis of High Speed Passenger Car in Iran Rail System*, periodical Transportation Engineering 3(2). (in Persian فارسی)
- [11] P. Kim, J. Jung, J. Seok, *A Parametric Dynamic Study on Hunting Stability of Full Dual-Bogie Railway Vehicle*, International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, Vol. 12, No. 3, pp. 505-519, 2011.
- [12] C. Uyulan, M. Gokasan, *Nonlinear Dynamic Characteristics of the Railway Vehicle*, Nonlinear Engineering, Vol. 6, no. 2, pp. 123-137, 2017.
- [13] N. Bosso, N. Zampieri, *A Novel Analytical Method to Calculate Wheel-Rail Tangential Forces and Validation on a Scaled Roller-Rig*, *Advances in Tribology*, Vol. 2018, 2018.
- [14] R. V. Dukkiputi, V. K. Grag, *Dynamics of Railway Vehicle Systems*, Academic Press, Canada, 1984.
- [15] S. Iwnicki, *Handbook of railway vehicle dynamics*, CRC Press, USA, 2006.
- [16] Y. C. Cheng, *Hunting stability analysis of a full high-speed railway vehicle on curved tracks*, International Journal of Heavy Vehicle Systems, Vol. 19, no. 2, pp. 151-171, 2012.