مجله مهندسی مکانیک مدرس، مرداد 1394، دوره 15، شماره 5، ص‌ص 309-318

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی خروج از خط خودرو ریلی سرعت بالا در مسیر قوسی شکل با جابجایی طولی

مهرداد آذری‌نژاد[1]، محمدرضا قضاوی[2*]، ساسان رحمانیان[3]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس ، تهران
2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
3- دانشجوی کارشناسی ارشد ، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس ، تهران
* تهران، صندوق پستی 111-14115، ghazavim@modares.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 01 بهمن 1393
پذیرش: 24 بهمن 1393
ارائه در سایت: 15 فروردین 1394

کلید واژگان:
دینامیک خودروی ریلی سرعت بالا
هانتینگ
نگاشت پونکاره
خزش غیرخطی
ریل الاستیک غیرخطی

چکیده

به منظور جلوگیری از حوادث ناخوشایند، حفظ پایداری وسایل ریلی پرسرعت اهمیت حیاتی دارد، بدین منظور در تحقیق حاضر، دینامیک خودروی ریلی سرعت بالا شامل 38 درجه آزادی با اضافه کردن معادلات حرکت در جهت محور طولی مدل شده است. محاسبه سرعت بحرانی برای خودروی ریلی مذکور با ریل الاستیک غیرخطی برای تماس چرخ و ریل نیز از دیگر دست آوردهای این تحقیق می‌باشد. در این پژوهش به بررسی حرکت پایدار و رفتار هانتینگ سیستم پرداخته و جهت شناسایی حرکت آشوبناک سیستم از تحلیل فرکانسی استفاده‌شده است. همچنین با رسم نگاشت پونکاره رفتار دینامیکی سیستم به نمایش در آمده، که می‌تواند معیار خوبی برای بررسی آشوبناک یا متناوب بودن رفتار سیستم باشد. رفتار بلندمدت مشخص می‌کند که در سرعت‌های کمتر از سرعت‌های بحرانی سیستم به سمت حالت پایدار نوسان خواهدکرد. در حرکت پایدار تا زمانی که سرعت کمتر از سرعت بحرانی است، نوسان ادامه دارد. وقتی سیستم به سرعت بحرانی می‌رسد حرکت سیکل محدود رخ خواهد داد و وقتی سرعت بالاتر از سرعت بحرانی باشد دامنه ارتعاش به طور ملایم افزایش خواهد یافت. از منحنی پاسخ فرکانسی سیستم نتیجه می‌گردد که فرکانس هانتینگ محاسبه‌شده بر اساس ریل الاستیک خطی از مدل غیرخطی بیشتر خواهد بود.

Dynamic analysis of the derailment of high-speed railway vehicle on a curved path with longitudinal displacement

Mehrdad Azarinezhad, Mohammad Reza Ghazavi*, Sasan Rahmanian

Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran
* P.O.B. 14115/111, Tehran, Iran, ghazavim@modares.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 21 January 2015
Accepted 13 February 2015
Available Online 04 April 2015

Keywords:
High-speed railway vehicle dynamics
Hunting
Poincaré map
nonlinear creep
nonlinear elastic rail

ABSTRACT

In order to avoid unpleasant incidents, it is crucial to maintain the stability for a high-speed railway vehicle. In this research, a high-speed railway vehicle dynamics with 38 degrees of freedom was investigated, adding longitudinal movement equations. Another innovation of this investigation is to determine the critical velocity for the studied railway vehicle and using nonlinear elastic rail for the wheel and rail contact. In this study, the stable and hunting behavior of the system was investigated. To identify the chaotic motion of the system, frequency analysis has been performed. Also, by plotting the Poincaré map, dynamic behavior of the system is illustrated in a discrete state space, which could be good criteria for the chaotic or periodic behavior of the system. Long-term behavior reveals that at speeds lower than the critical speed, the system oscillates until it reaches the steady-state of the system. In steady motion, the oscillation continues until the critical speed. When the system reaches the critical velocity, the motion on the limit cycle occurs for the first time and when the speed is higher than critical speed, the vibration amplitude increased smoothly. It was observed from the frequency response plot that the hunting frequency evaluated via the linear elastic rail is higher than that derived using a nonlinear model.

1- مقدمه

امروزه حمل‌ونقل ریلی یکی از اقتصادی‌ترین روش‌های انتقال مسافر و بار در بیشتر کشورهاست. با ظهور قطارهای مسافری سرعت‌بالا، تعیین محدوده کاری آن‌ها در سرعت بالا و به‌دور از ناپایداری هانتینگ بعنوان یکی از مسائل مهم مطرح شده است. هانتینگ در حالت بحرانی در کنار سایش چرخ و خستگی آن می‌تواند موجب خروج از خط و بروز سوانح شود. دانستن رفتار دینامیکی وسیله نقلیه ریلی نه‌تنها برای طراح ضروری است بلکه می‌تواند معرف عملکرد وسیله نقلیه ریلی و نیروهای اعمالی به ریل باشد. از پیامدهای روی دادن هانتینگ می‌توان به راحت نبودن مسافران، افزایش هزینه تعمیرات و تولید نیروهای جانبی بزرگ که باعث آسیب رساندن به ریل و خروج از خط شود، نام برد [1]. مقالات متعددی در بررسی پایداری دینامیکی وسیله نقلیه ریلی ارائه‌شده‌است. که اغلب با در نظر گرفتن درجه آزادی شامل درجه آزادی جانبی و قائم برای چرخ و محور ، قاب بوژی و بدنه خودرو ریلی صورت گرفته است [2-5].

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
M. Azarinezhad, M.R. Ghazavi, S. Rahmanian, Dynamic analysis of the derailment of high-speed railway vehicle on a curved path with longitudinal displacement, *Modares Mechanical Engineering,* Vol. 15, No. 5, pp. 309-318, 2015 (In Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.5.30.4]

در سال2006، لی و چنگ [6] به بررسی تأثیر حرکت قائم و غلتشی بر روی سرعت بحرانی سیستم پرداختند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که سرعت بحرانی سیستم 8 درجه آزادی از سیستم 6 درجه آزادی بیشتر است. در همین سال، فان و همکارانش [7] رفتار دینامیکی خودروی ریلی در مسیر مستقیم با 28 درجه آزادی شامل 4 چرخ و محور، 2 بوژی و یک بدنه خودروی ریلی را مورد بررسی قراردادند. که هر کدام از این اجزاء دارای 4 درجه آزادی بودند.

در سال2008، لی و چنگ [8] بر مبنای مدل خزش غیرخطی معادلات حرکت مدل خودروی ریلی با 8 درجه آزادی را استخراج کردند. آن‌ها تأثیر پارامترهای سیستم تعلیق ثانویه را بر سرعت بحرانی سیستم مورد مطالعه قراردادند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که برای سیستم 8 درجه آزادی سرعت بحرانی مدل خزش خطی از مدل خزش غیرخطی بیشتر و برای سیستم 6 درجه آزادی سرعت بحرانی مدل خزشی خطی از مدل خزش غیرخطی کمتر است. در همین سال ژنگ و وو [9]، رابطه‌ی جدیدی برای محاسبه خروج از خط استخراج کردند. آن‌ها در محاسبات خود زاویه تماس لبه چرخ، ضریب اصطکاک، نیروهای خزشی طولی و زاویه حمله چرخ و محور را در نظر گرفتند. با تحلیل عددی، آن‌ها دریافتند که معادله تحلیلی آن‌ها از فرمول نادال محدوده ایمنی بیشتری دارد. به این نتیجه رسیدند که افزایش زاویه تماس لبه چرخ و همچنین کاهش زاویه حمله چرخ و محور و ضریب اصطکاک در جلوگیری از خروج از خط تأثیر مهمی دارد.

در سال2009، چن و همکارانش [10] از مدل ابتکاری غیرخطی خزشی برای تحلیل رفتار خودروی ریلی سرعت بالا با 20 درجه آزادی در یک قوس،استفاده کردند. آن‌ها تأثیر پارامترهای سیستم تعلیق نوع اول و دوم را بر سرعت بحرانی تحقیق کردند. آن‌ها دریافتند که با افزایش سفتی قائم سیستم تعلیق نوع دوم، سرعت بحرانی ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد و افزایش دمپینگ قائم سیستم تعلیق نوع دوم با افزایش سرعت بحرانی همراه است.

در سال2010، زیبونسکی و دوسا [11] یک ایده‌ی اساسی برای تخمین پایداری و ناپایداری خودروهای ریلی ارائه دادند. آن‌ها منحنی‌های انشعاب را برای یک قوس به شعاع 600 متر و یک مسیر مستقیم رسم کردند. آن‌ها از یک مدل ساده برای سیستم خود استفاده کردند. تأثیر شرایط اولیه مختلف را بروی حلقه‌های بسته مورد بررسی قراردادند. در همین سال ژای و وانگ [12] از یک سری توابع خطی و نیروهای خزشی برای بیان نیروهای فعال بین چرخ و ریل استفاده کردند. مدل خودروی ریلی آن‌ها شامل 17 درجه آزادی بود. شکل انشعاب برای چرخ و محور کشنده توسط آن‌ها رسم شد. آن‌ها نقطه هاپف و نقطه زینی را برای منحنی انشعاب استخراج کردند. شکل‌های تحلیل فرکانسی در نتایج آن‌ها دیده می‌شد. آن‌ها سرعت بحرانی خطی و غیرخطی را برای تحلیل‌های خود به دست آوردند. در مدل آن‌ها ریل دارای سفتی جانبی بود که نیروی لبه چرخ بر اساس آن نوشته می‌شد. کیم و سئوک [13] با استفاده از روش ضرایب چندگانه به بررسی منحنی انشعاب خودروی ریلی پرداختند. آن‌ها منحنی سرعت جانبی را برحسب جابجایی جانبی برای مجموعه چرخ و محور رسم کردند. همچنین تحلیل فرکانسی مدل خزشی خطی و مدل خزشی غیرخطی را مقایسه کردند. آن‌ها در مدل خود از 31 درجه آزادی استفاده کرده بودند. تماس چرخ و ریل در مدل آن‌ها به‌صورت دو فنر خطی در جهت‌های قائم و جانبی شبیه‌سازی‌شده بود. آن‌ها شکل‌های جابجایی جانبی چرخ و محور کشنده در بوژی پیشرو را برحسب فرکانس رسم کردند و منحنی‌های حلقه بسته را در نتایج خود به دست آوردند.

در سال2011، کیم و همکارانش [14] با مدل کردن خودروی ریلی سرعت بالا با 31 درجه آزادی به بررسی پایداری پرداختند. آن‌ها از روش غیرمستقیم لیاپانوف برای بررسی پایداری استفاده کردند و تأثیر پارامترهای سیستم تعلیق اولیه و ثانویه را بر سرعت بحرانی موردبررسی قراردادند. همچنین دریافتند که سرعت بحرانی به سفتی طولی و جانبی اولیه حساس است. آنالیز مودال را نیز برای سیستم خود انجام دادند. منحنی انشعاب برای چرخ و محور کشنده در بوژی پیشرو در کارهای آن‌ها دیده‌شده است.

در سال 2012 وی وانگ و همکارانش [15] یک مدل دینامیکی از وسیله نقلیه ریلی را ارائه کردند. آنان مسئله افزایش سرعت را بررسی کردند و نتایج نشان می‌دهد موقعیت تماسی چرخ ریل در یک زاویه تماسی ماکزیمم، در طول بالا رفتگی چرخ، یک نقطه‌ی بحرانی دارد، که اگر چرخ از این نقطه بحرانی عبور کند خروج از خط به‌آسانی اتفاق می‌افتد. همچنین در همین سال گریی-ژیان لی و همکارانش [16] دو نوع رایج از دینامیک خروج از ریل را در DDSHV[1] مطالعه کردند و به این نتیجه رسیدند که اولاً یک نقطه بحرانی در تحلیل بلند شدن چرخ وجود دارد و ثانیاً دینامیک اثرات تضعیفی در بلند شدن چرخ از ریل ارتقا داده‌شده است. ضمناً فاکتورهای اصلی مانند سرعت و شرایط ریل بر روی اثرات دینامیکی تضعیف‌شدگی بررسی‌شده است.

در سال 2013 چویی و همکاران [17] به بررسی آسیب‌های وارد بر چرخ و ریل ناشی از اثرات فرسایشی و خستگی و تأثیر آن بر ایمنی و نگه‌داری وسایل نقلیه پرداخته‌اند. ایشان پروفیل فلنج چرخ را برای کاهش فرسایش فلنج و خستگی آن بهینه کرده و روی یک مسیر منحنی برنامه‌ی تحلیل مکانیکی ریل و چرخ را بررسی کرده و به این نتیجه رسیدند که طراحی‌های بهینه عملکرد بهتری را نشان می‌دهند و موجب خستگی و فرسایش کمتری نسبت به پروفیل چرخ اولیه می‌شوند.

در تحقیق حاضر وسیله نقلیه ریلی به‌صورت یک مدل 38 درجه آزادی با در نظر گرفتن تمامی حرکت‌های ممکن (طولی، عرضی، قائم و چرخش حول محورهای مذکور) در نظر گرفته‌شده است. همچنین تأثیر ریل الاستیک غیرخطی و جابجایی طولی بر پایداری جانبی بررسی‌شده است. برای حل معادلات از روش رانگ کاتای[2] مرتبه (4 و 5) و شرایط اولیه صفر استفاده‌شده است. حرکت پایدار و رفتار حلقه بسته متناظر با آن بررسی‌شده است. فرکانس طبیعی سیستم نیز از یک مدل ریاضی غیرخطی به‌دست‌آمده است.

همچنین با رسم نگاشت پونکاره رفتار دینامیکی سیستم نشان داده‌شده است، که معیار خوبی بر آشوبناک یا متناوب بودن رفتار سیستم خواهد بود.

2- فرموله کردن سیستم 38 درجه آزادی خودرو ریلی

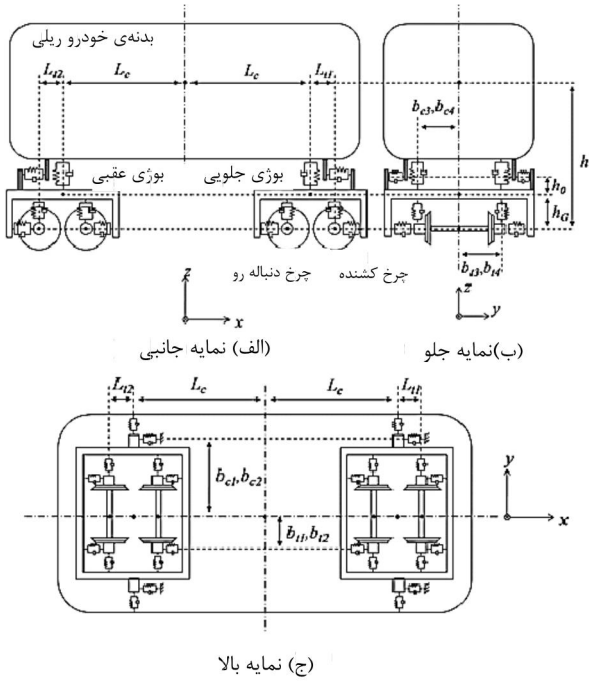
2-1- توصیف سیستم خودرو ریلی

شکل 1، تصویر شماتیکی از خودرو ریلی را نشان می‌دهد که در آن اجزای فنر دمپر نمایش داده‌شده است، بعضی از پارامترهای هندسی در این مطالعه نشان داده‌شده است.

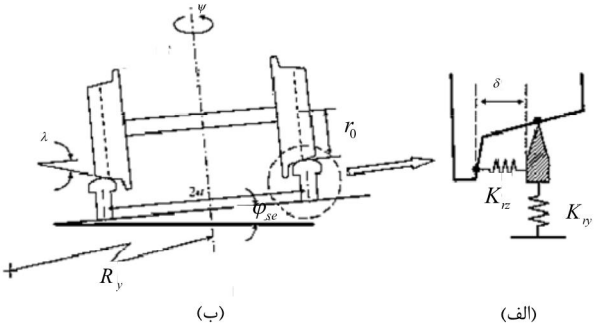
شکل 1، مدل را که شامل بدنه خودرو ریلی، بوژی‌های عقبی و جلویی که نسبت به صفحه میانی تقارن اجزایی دارند و مجموعه چرخ و محورها که برای هر قاب بوژی می‌باشد را نشان می‌دهد. قاب بوژی و مجموعه چرخ و محورها توسط سیستم تعلیق اولیه به هم متصل شده‌اند درحالی‌که بدنه خودرو ریلی و قاب بوژی توسط سیستم تعلیق ثانویه به هم متصل شده‌اند، هر دو سیستم تعلیق با سه سیستم فنر دمپر مدل شده‌اند که توانایی حرکت را در راستای طولی، جانبی و قائم دارند.

1- Dynamic Derailment Simulation for High-speed Vehicle
2- Runge-Kutta

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.5.30.4]



شکل 1 مدل خودروی ریلی [14]



شکل 2 مدل تماس مجموعه چرخ و ریل [14]

درنتیجه تمام حرکات ممکن (طولی، جانبی، عمودی و دوران حول محورهای مذکور) اجزای سیستم (بدنه خودرو ریلی، بوژی و چرخ محور) که توسط دو سیستم تعلیق به هم متصل شده‌اند امکان‌پذیر می‌شوند. با در نظر گرفتن تمامی حرکت‌های ممکن، 6 درجه آزادی برای بدنه واگن و6 درجه آزادی برای هر بوژی مشخص می‌گردد. با درنظرگرفتن سرعت چرخشی ثابت، می‌توان از مؤلفه چرخش حول محور y برای مجموعه چرخ و محور صرف‌نظر کرد. بنابراین 5 درجه آزادی برای مجموعه چرخ و محور باقی می‌ماند. درنتیجه سیستم شامل 38 درجه آزادی می‌باشد.

سازوکارهای تماس بین چرخ و سطح ریل پیچیده هستند و البته بسیار مهم، زیرا تا حدی بر رفتار دینامیکی و پایداری هانتینگ، تأثیرگذار می‌باشند. شکل2 شماتیک سازوکار تماس بین چرخ‌ها و ریل را نشان می‌دهد. در حالت کلی رده اثر ریل را می‌توان به‌صورت یک منحنی با شعاع قوس ریل R_y و زاویه شیب ریل φ_{se} نشان داد[18]. می‌توان تماس‌های بین چرخ و ریل را به دو دسته‌ی اولیه و ثانویه دسته‌بندی کرد، که به ترتیب در سطوح تخت، فلنج‌های چرخ و پهلوهای ریل اتفاق می‌افتند. تماس اولیه، یک نیروی خزشی غیر پایستار را در ناحیه‌ی تماس بیضوی القا می‌کند. وقتی فضای خالی بین فلنج‌های چرخ و ریل صفر باشد، تماس ثانویه با پهلوهای ریل خواهد بود. در این بررسی، چرخ‌ها مخروطی فرض می‌شود و ریل‌ها به‌صورت لبه‌ی تیغ[1] مدل می‌شوند و سختی‌های جانبی و عمودی مانند آنچه در شکل 2 آمده است در نظر گرفته می‌شود.

2-2- شبیه‌سازی مدل تماس چرخ ریل

به‌منظور در نظر گرفتن خزش که روی نقاط تماس اولیه اتفاق می‌افتاد، یک مدل اکتشافی غیرخطی، شامل تأثیرات غیرخطی ازجمله چسبندگی محدود به کار گرفته می‌شود. با استفاده از نظریه خطی کالکر[2][19]، نیروها و ممان‌های خزشی در طرف راست و چپ صفحات تماس به‌صورت (1) مدل می‌شود:

$$F^*_{Lxij} = -\frac{f_{33}}{V}\left\{V\left(1+\frac{a}{R_y}-\frac{r_L}{r_0}\right)-a\dot{\psi}_{wij}\right\} \quad \text{(1-الف)}$$

$$F^*_{Lyij} = -\frac{f_{11}}{V}\left(\dot{y}_{wij}+r_L\dot{\phi}_{wij}-V\psi_{wij}\right)-\frac{f_{12}}{V}\left(\dot{\psi}_{wij}-\frac{V}{Ry}-\frac{V}{r_0}\delta_L\right) \quad \text{(1-ب)}$$

$$M^*_{Lzij} = \frac{f_{12}}{V}\left(\dot{y}_{wij}+r_L\dot{\phi}_{wij}-V\psi_{wij}\right)-\frac{f_{22}}{V}\left(\dot{\psi}_{wij}-\frac{V}{Ry}-\frac{V}{r_0}\delta_L\right) \quad \text{(1-ج)}$$

$$F^*_{Rxij} = -\frac{f_{33}}{V}\left\{V\left(1-\frac{a}{R_y}-\frac{r_R}{r_0}\right)+a\dot{\psi}_{wij}\right\} \quad \text{(1-د)}$$

$$F^*_{Ryij} = -\frac{f_{11}}{V}\left(\dot{y}_{wij}+r_L\dot{\phi}_{wij}-V\psi_{wij}\right)-\frac{f_{12}}{V}\left(\dot{\psi}_{wij}-\frac{V}{Ry}+\frac{V}{r_0}\delta_R\right) \quad \text{(1-ه)}$$

$$M^*_{Rzij} = \frac{f_{12}}{V}\left(\dot{y}_{wij}+r_R\dot{\phi}_{wij}-V\psi_{wij}\right)-\frac{f_{22}}{V}\left(\dot{\psi}_{wij}-\frac{V}{Ry}-\frac{V}{r_0}\delta_R\right) \quad \text{(1-و)}$$

اندیس‌های i ($i=1$ برای بوژی جلو، $i=2$ برای بوژی عقبی) و j ($j=1$ مجموعه چرخ‌های جلوی، $j=2$ مجموعه چرخ‌های دنبال) موقعیت‌های بوژی و مجموعه چرخ‌های خودرو ریلی را مشخص می‌کنند. زیرنویس‌های L و R به ترتیب به جهت‌های چپ و راست اشاره می‌کند، V سرعت حرکت خودرو ریلی، R_y شعاع قوس ریل ، r_0 و a شعاع و پارامتر مخروطی چرخ‌ها، δ_L ، δ_R ، r_L وr_R زاویه تماس و شعاع غلتشی چرخ چپ و راست و f_{11}، f_{12}، f_{22} و f_{33} به ترتیب ضرایب نیروهای خزشی جانبی، خزشی جانبی/ چرخشی، خزشی چرخشی و خزشی طولی می‌باشند.

α_{ij}ضریب اشباع در مدل خزش غیرخطی به کمک روش جانسون[3]، از نیروهای خزشی نامحدود حاصل می‌شود[14]:

$$\alpha_{ij} = \frac{1}{\beta_{ij}}\left(\beta_{ij}-\frac{1}{3}\beta_{ij}^2+\frac{1}{27}\beta_{ij}^3\right)\left[\frac{1}{2}\tanh\left\{10^4\left(3-\beta_{ij}\right)\right\}+\frac{1}{2}\right] + \frac{1}{\beta_{ij}}\left[\frac{1}{2}\tanh\left\{10^4\left(\beta_{ij}-3\right)\right\}+\frac{1}{2}\right] \quad (2)$$

که در آن

$$\beta_{Pij} = \frac{\sqrt{\left(F^*_{Pxij}\right)^2+\left(F^*_{Pyij}\right)^2}}{\sqrt{\left(N^*_{Pyij}\right)^2+\left(N^*_{Pzij}\right)^2}}, p=L,R \text{ و } \beta_{ij} = \frac{\beta_{Rij}+\beta_{Lij}}{2} \quad (3)$$

جملات N_{pxij}، N_{pyij} و N_{pzij} نیروهای نرمال در جهت‌های طولی، جانبی و قائم وارد بر صفحات تعادل می‌باشند. با در نظر گرفتن شکل مجموعه چرخ‌ها نیروهای جانبی و عمودی نرمال در نقطه‌ی تماس اولیه به کمک روابط (4) تا (6) به دست می‌آید:

$$N_{Pzij} = \begin{cases} -K_{rz}(z_{wij}-\lambda y_{wij}+a\phi_{wij})^n & P=L \\ -K_{rz}(z_{wij}+\lambda y_{wij}-a\phi_{wij})^n & P=R \end{cases} \quad (4)$$

1- Knife-edge

2- Linear theory Kalkr

3- Johnson Method

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.5.30.4]

$$N_{Pyij}=\begin{cases}-N_{Pzij}\tan\left(\delta_P+\phi_{wij}\right)\cos\left(\psi_{wij}\right) & P=L\\ N_{Pzij}\tan\left(\delta_P-\phi_{wij}\right)\cos\left(\psi_{wij}\right) & P=R\end{cases} \quad (5)$$

$$N_{Pxij}=\begin{cases}-N_{Pzij}\tan\left(\delta_P+\phi_{wij}\right)\sin\left(\psi_{wij}\right) & P=L\\ N_{Pzij}\tan\left(\delta_P-\phi_{wij}\right)\sin\left(\psi_{wij}\right) & P=R\end{cases} \quad (6)$$

که در آن K_{rz} سختی عمودی ریل، λ پارامتر مخروطیت چرخ‌ها و a نصف فاصله‌ی بین لبه‌های داخلی ریل‌ها می‌باشند. ازآنجایی‌که در این مطالعه ریل به‌صورت الاستیک مدل می‌شود عکس‌العمل‌های عمودی روی هر چرخ می‌تواند به‌عنوان یک نیروی فنری در نظر گرفته شود. نیروی تماس لبه چرخ به‌صورت رابطه (7) خود را نشان می‌دهد:

$$F_{tij}=K_{ry}\left(y_{wij}-\delta\right)^n\left[\frac{1}{2}\tanh\left\{10^4\left(y_{wij}-\delta\right)\right\}+\frac{1}{2}\right]+K_{ry}\left(y_{wij}+\delta\right)^n\left[\frac{1}{2}\tanh\left\{10^4\left(-y_{wij}-\delta\right)\right\}+\frac{1}{2}\right] \quad (7)$$

که K_{ry} و δ عبارت‌های سفتی جانبی و لقی لبه چرخ را نشان می‌دهند. توان n در معادلات (4) و(7) نشان‌دهنده‌ی خطی یا غیرخطی بودن ریل است. در این مقاله مقادیر n برابر 1 و 3 در نظر گرفته‌شده است. طوری که $n=1$ نشان‌دهنده‌ی ریل الاستیک خطی و $n=3$ نشان‌دهنده‌ی ریل الاستیک غیرخطی می‌باشد.

3- معادلات حرکت خودرو ریلی

3-1- بدنه خودرو ریلی و بوژی

معادلات حرکت سیستم که در بخش قبلی توصیف شد، با جابجایی‌های خطی و زاویه‌ای مناسب در سیستم مختصات(کارتزین) همان‌گونه که در شکل 1 نشان داده‌شده است، بدست می‌آید.

پارامترهای غیرخطی ناشی از چرخ، فلنج و ریل‌ها و همچنین نیروهای خزشی غیرخطی نیز در این مدل به کار گرفته می‌شود.

با انجام برخی فرآیندهای خطی سازی و ساده کردن روابط حاصله، معادلات حرکت برای بدنه‌ی خودرو ریلی و قاب‌های بوژی در جهت طولی، جانبی و قائم به‌صورت (8) استخراج می‌شوند:

$$m_q\ddot{x}_q=F_{sxq}\ ,\ \left(q=c,t_1,t_2\right) \quad (8\text{-الف})$$

$$m_q\left(\ddot{y}_q-\frac{V^2}{R_y}\right)=-m_q g\phi_{se}+Fsyq\ ,\ \left(q=c,t_1,t_2\right) \quad (8\text{-ب})$$

$$m_q\left(\ddot{z}_q-\frac{V^2\phi_{se}}{R_y}\right)=-m_q g+Fszq\ ,\ \left(q=c,t_1,t_2\right) \quad (8\text{-ج})$$

$$I_{qz}\ddot{\psi}_q=M_{szq}\ ,\ \left(q=c,t_1,t_2\right) \quad (8\text{-د})$$

$$I_{qz}\ddot{\phi}_q=M_{sxq}\ ,\ \left(q=c,t_1,t_2\right) \quad (8\text{-ه})$$

$$I_{qz}\ddot{\gamma}_q=M_{syq}\ ,\ \left(q=c,t_1,t_2\right) \quad (8\text{-و})$$

که در آن c، t_1 و t_2 برای زیرنویس q به ترتیب بدنه خودرو ریلی، قاب جلویی بوژی و قاب عقبی بوژی را مشخص می‌کند.

به‌منظور ساده‌سازی در توصیف معادلات، زیرنویس s نشان‌دهنده‌ی نیروها و ممان‌های وارد به سیستم تعلیق می‌باشد(پیوست الف ملاحظه شود).

3-2- چرخ و محور

به روش مشابه، معادلات حرکت برای مجموعه چرخ و محورها در جهت‌های طولی، جانبی و قائم به کمک روابط (9) حاصل می‌شود:

$$m_w\ddot{x}_{wij}=F^n_{Lxij}+F^n_{Rxij}+N_{Lxij}+N_{Rxij}+F_{sxwij} \quad (9\text{-الف})$$

$$m_w\left(\ddot{y}_{wij}-\frac{V^2}{R_y}\right)=-m_w g\phi_{se}+\left(F^n_{Lyij}+F^n_{Ryij}\right)+N_{Lyij}+N_{Ryij}+F_{sywij}-F_{tij} \quad (9\text{-ب})$$

$$m_w\left(\ddot{z}_{wij}-\frac{V^2\phi_{se}}{R_y}\right)=-m_w g+\left(F_{Lzij}+F_{Rzij}\right)+N_{Lzij}+N_{Rzij}+F_{szwij} \quad (9\text{-ج})$$

$$I_{wz}\ddot{\psi}_{wij}+\frac{I_{wy}V\dot{\phi}_{wij}}{r_0}=R_{Rxij}F^n_{Ryij}-R_{Ryij}F^n_{Rxij}+R_{Lxij}F^n_{Lyij}-R_{Lyij}F^n_{Lxij}+R_{Rxij}N_{Ryij}+R_{Lxij}N_{Lyij}+M^n_{Lzij}+M^n_{Rzij}+M_{szwij} \quad (9\text{-د})$$

$$I_{wx}\ddot{\phi}_{wij}+\frac{I_{wy}V\left(\frac{V}{R_y}-\dot{\psi}_{wij}\right)}{r_0}=R_{Ryij}F_{Rzij}-R_{Rzij}F^n_{Ryij}+R_{Lyij}F_{Lzij}-R_{Lzij}F^n_{Lyij}+R_{Ryij}N_{Rzij}+R_{Lyij}N_{Lzij}-R_{Rzij}N_{Ryij}-R_{Lzij}N_{Lyij}+M_{Lxij}+M_{Rxij}+M_{sxwij} \quad (9\text{-ه})$$

در معادلات زیرنویس w نشان‌دهنده‌ی چرخ و محور می‌باشد، R_{pxij}، R_{pyij} و R_{pzij} بردار موقعیت تماس چرخ و ریل می‌باشد.

نیروهای خزش خطی و ممان‌های آن، می‌توان در قالب روابط زیر با انتقال نیروهای خزشی در سیستم مختصات تعادلی، که در صفحه‌ای تماس تعریف می‌شود چیده شود:

$$F_{Lxij}=F^*_{Lxij}-F^*_{Lyij}\psi_{wij} \quad (10\text{-الف})$$

$$F_{Lyij}=F^*_{Lxij}\psi_{wij}+F^*_{Lyij} \quad (10\text{-ب})$$

$$F_{Lzij}=F^*_{Lyij}\left(\delta_L+\phi_{wij}\right) \quad (10\text{-ج})$$

$$M_{Lxij}=M^*_{Lzij}\left(\delta_L+\phi_{wij}\right)\psi_{wij} \quad (10\text{-د})$$

$$M_{Lzij}=M^*_{Lzij} \quad (10\text{-ه})$$

$$F_{Rxij}=F^*_{Rxij}-F^*_{Ryij}\psi_{wij} \quad (10\text{-و})$$

$$F_{Ryij}=F^*_{Rxij}\psi_{wij}+F^*_{Ryij} \quad (10\text{-ز})$$

$$F_{Rzij}=-F^*_{Ryij}\left(\delta_R-\phi_{wij}\right) \quad (10\text{-ح})$$

$$M_{Rxij}=M^*_{Rzij}\left(\delta_R+\phi_{wij}\right)\psi_{wij} \quad (10\text{-ط})$$

$$M_{Rzij}=M^*_{Rzij} \quad (10\text{-ی})$$

نیروهای خزش غیرخطی و ممان‌های آن را با ضرب ضرایب اشباع متناظر در نیروهای خزش خطی متناظرشان به دست می‌آید[19]:

$$F^n_{pxij}=\alpha_{ij}F_{Pxij} \quad (11\text{-الف})$$

$$F^n_{pyij}=\alpha_{ij}F_{Pyij} \quad (11\text{-ب})$$

$$M^n_{pzij}=\alpha_{ij}M_{Pzij} \quad (11\text{-ج})$$

درنهایت به کمک پارامترهای شکل هندسی خودروی ریلی، بردارهای موقعیت در قالب روابط (12) به دست می‌آید:

$$R_{Rxij}=a\psi_{wij} \quad (12\text{-الف})$$

$$R_{Ryij}=-a+r_R\phi_{wij} \quad (12\text{-ب})$$

$$R_{Rzij}=-a\phi_{wij}-r_R \quad (12\text{-ج})$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.5.30.4]

$$R_{Lxij} = -a\psi_{wij} \quad (12\text{-د})$$

$$R_{Lyij} = a + r_L\phi_{wij} \quad (12\text{-ه})$$

$$R_{Lzij} = a\phi_{wij} - r_L \quad (12\text{-و})$$

4- حل عددی

همان‌طور که در مدل دینامیکی در بخش قبل نشان داده شد معادلات حرکت دینامیکی به‌صورت ذاتی غیرخطی هستند که از اعمال مستقیم تئوری‌های عمومی خطی جلوگیری می‌کند.

سیستم معادلات حرکت نشان داده‌شده در روابط (8) و (9) را می‌توانند در فرم برداری مناسب‌تر (13) ارائه شوند:

$$\dot{x}(t) = F(x(t)) \quad (13)$$

در معادله (13)، $x(t)$ برداری شامل 76 مؤلفه و $F(x(t))$ بردار غیرخطی دربرگیرنده‌ی 76 مؤلفه می‌باشد.

به منظور شبیه‌سازی عددی معادلات حرکت از روش رانگ کاتای مرتبه 4و5) و شرایط اولیه صفر استفاده‌شده است، به‌گونه‌ای که در این روش، حلگر ode45 در نرم‌افزار متلب، با گام زمانی اولیه 0/0001 ثانیه مورداستفاده قرارگرفته شده و مقادیر پارامترها در پیوست ب آورده شده است.

5- بررسی و تحلیل نتایج

5-1- حرکت پایدار و رفتار حلقه بسته متناظر

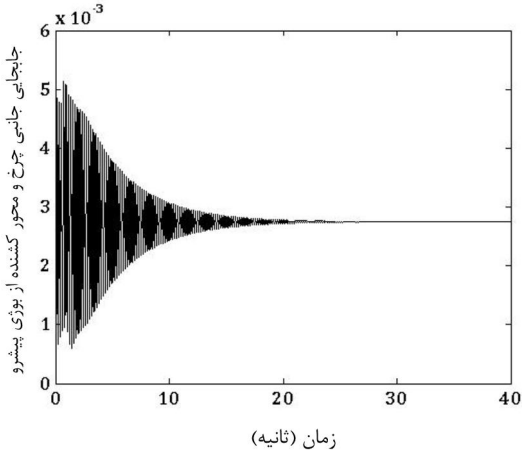
بررسی دینامیکی خودرو ریلی بصورت نرمال با جستجوی شرایط پایدار سیستم و سرعت بحرانی شروع می‌گردد. سرعت بحرانی پایین‌ترین سرعتی است که حرکت هانتینگ به وجود می‌آید.

برای شرایط سرعت 312 کیلومتر بر ساعت، شکل جابجایی جانبی چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو ($y_{w_{11}}$) بر حسب زمان نشان داده شده است(شکل(3)). همانطور که در این شکل دیده می شود با ورود به قوس ارتعاشات ماکزیمم مقدار خود را دارد و این ارتعاشات با مرور زمان به صفر می‌رسد و شرایط پایدار سیستم بعد از گذشت زمان زیاد، بوجود می‌آید.

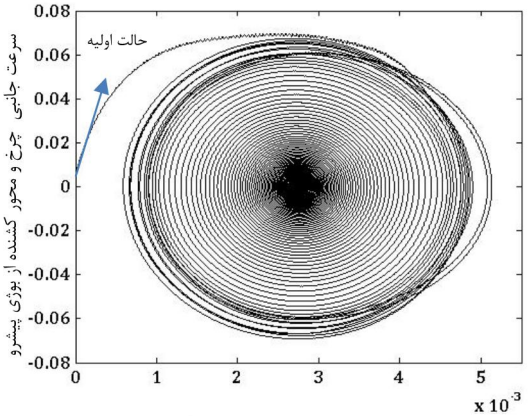
تصویر صفحه فاز به‌صورت سرعت جانبی چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو($\dot{y}_{w_{11}}$) برحسب جابجایی جانبی آن($y_{w_{11}}$) برای سرعت 312 کیلومتر بر ساعت در شکل (4) نشان داده‌شده است. همان‌طور که در این شکل دیده می‌شود با شروع از حالت اولیه ارتعاشات حول نقطه تعادل همگرا می‌شود و بعد از گذشت زمان زیاد به پایداری می‌رسد.

با افزایش سرعت همچنان حرکت پایدار خواهد بود و شکلی مانند شکل(3) شکل خواهد گرفت. با این تفاوت که دامنه ارتعاشات در حالت پایدار به مقدار خیلی کم افزایش پیدا می‌کند.

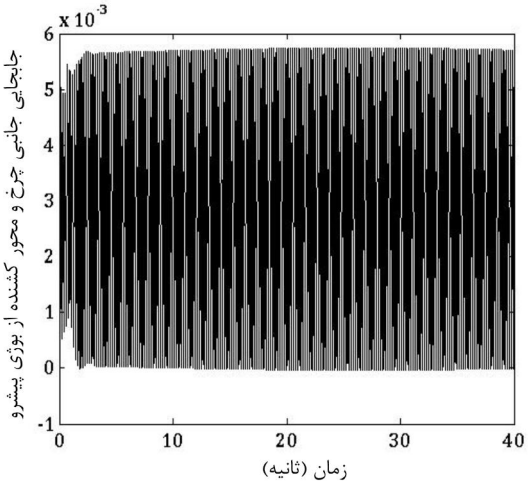
با افزایش سرعت سیستم به حالتی خواهد رسید که با گذشت زمان ارتعاشات از بین نخواهد رفت و دامنه ارتعاشات در یک مقدار ثابت باقی خواهد ماند، این سرعت، سرعت هانتینگ بحرانی نام دارد. سرعت 317/5 کیلومتر بر ساعت سرعت بحرانی است. با رسیدن به‌سرعت هانتینگ بحرانی، دامنه ارتعاشات به مقدار ثابتی خواهد رسید و حرکت هانتینگ (حلقه بسته) شروع خواهد شد. برای شرایط مذکور تحلیل زمانی چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو در شکل(5) نشان داده شده است. همچنین سرعت جانبی چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو بر حسب جابجایی جانبی آن در شکل(6) نشان داده شده است. از این شکل مشاهده می‌شود که سیستم از حالت اولیه متناظر با ورود به قوس، شروع خواهد شد و باگذشت زمان بر یک حلقه بسته ثابت خواهد شد.



شکل 3 جابجایی جانبی چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو بر حسب زمان(برای سرعت 312 کیلومتر بر ساعت)



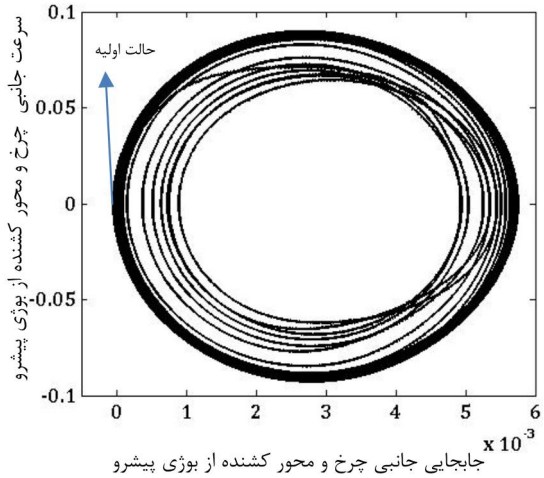
شکل 4 سرعت جانبی چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو($\dot{y}_{w_{11}}$) برحسب جابجایی جانبی آن($y_{w_{11}}$) (برای سرعت 312 کیلومتر بر ساعت)



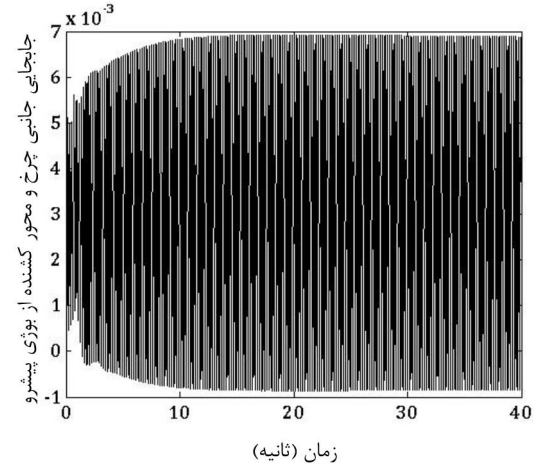
شکل 5 جابجایی جانبی چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو بر حسب زمان(برای سرعت 317/5 کیلومتر بر ساعت)

برای سرعت بیشتر از سرعت بحرانی هم نتایج به‌دست‌آمده است. به همین منظور برای شرایط فوق بحرانی سرعت 320 کیلومتر بر ساعت در شکل‌های (7) و(8) نشان داده‌شده است. همانطور که در شکل(7) دیده می‌شود، با گذشت زمان دامنه ارتعاشات افزایش پیدا کرده و در نهایت به مقدار ثابتی خواهد رسید. در حقیقت، دامنه ارتعاشات نسبت به حالت بحرانی، افزایش پیدا کرده است.

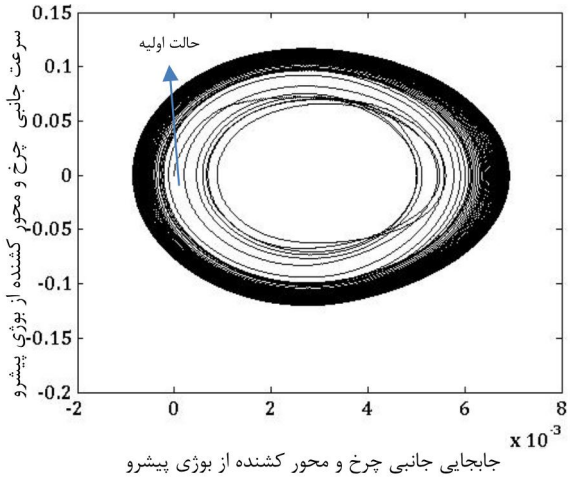
[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.5.30.4]



شکل 6 سرعت جانبی چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو ($\dot{y}_{w_{11}}$) برحسب جابجایی جانبی آن($y_{w_{11}}$) (برای سرعت 317/5 کیلومتر بر ساعت)



شکل 7 جابجایی جانبی چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو بر حسب زمان(برای سرعت 320 کیلومتر بر ساعت)



شکل 8 سرعت جانبی چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو ($\dot{y}_{w_{11}}$) برحسب جابجایی جانبی آن($y_{w_{11}}$) (برای سرعت 320 کیلومتر بر ساعت)

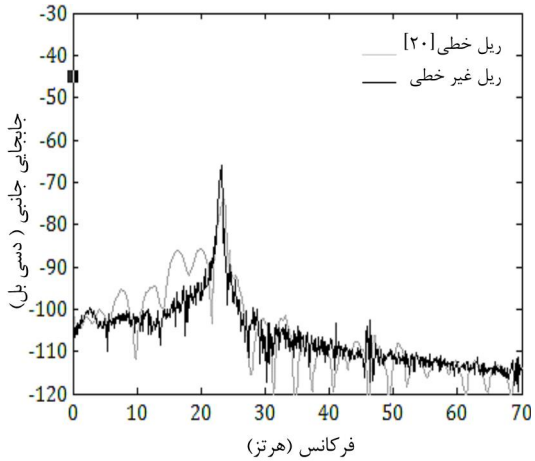
5-2- طیف توان

به‌جای ارائه مقدار یک سیگنال به‌صورت تابعی از زمان می‌توان آن را به‌صورت تابعی از فرکانس بیان کرد. برای سرعت 312 کیلومتر بر ساعت طیف توان در شکل(9) به‌دست‌آمده است. از این شکل مشاهده می‌شود که با افزایش فرکانس، پاسخ افزایش می‌یابد تا این‌که به فرکانسی می‌رسد که در آن پاسخ ماکزیمم است، این فرکانس، فرکانس اصلی را نشان می‌دهد. از فرکانس اصلی به بعد با افزایش فرکانس، پاسخ کاهش می‌یابد. با توجه به این شکل فرکانس اصلی برای ریل‌های الاستیک خطی [20] و غیرخطی به ترتیب برابر 23/56 و 23/22 هرتز است.

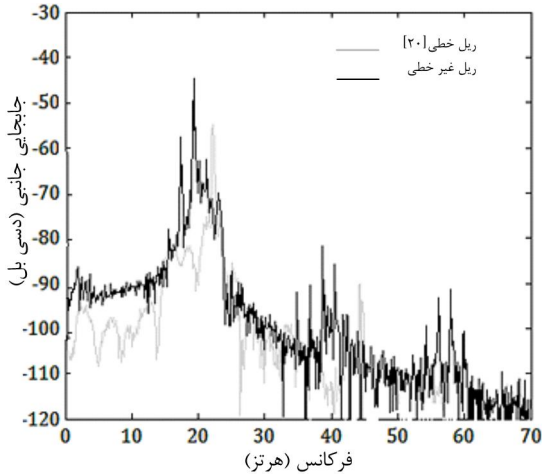
طیف توان برای سرعت بحرانی317/5 کیلومتر بر ساعت ، برای ریل‌های الاستیک خطی و غیرخطی در شکل (10) مقایسه شده است. با توجه به این شکل، فرکانس هانتینگ برای ریل الاستیک خطی [20] و غیرخطی به ترتیب برابر 22/22 و 19/333 هرتز است. بنابراین فرکانس هانتینگ ریل الاستیک خطی از غیرخطی بیشتر است. برای سرعت بالای بحرانی 320 کیلومتر بر ساعت نیز در شکل (11) رسم شده، که فرکانس اصلی برای ریل الاستیک خطی[20] و غیرخطی به ترتیب برابر 21/333 و 19/11 هرتز است.

5-3- نگاشت پونکاره

نمودارهای فوق نگاشت پونکاره در فضای فاز سیستم را در سرعت بحرانی (نمودار (13)) و حالت فوق بحرانی (نمودار (14)) نشان می‌دهد، رفتار سیستم متناوب پایدار(حلقه بسته)، در این حالت مقطع پونکاره از تعداد نقاط محدود تشکیل‌شده است و فضای فاز متناظر با آن دارای جذب‌کننده‌ی تناوبی می‌باشد. درحالی‌که در حالت پایدار همان‌طور که در نمودار (12) نشان داده‌شده است سیستم دارای جذب‌کننده‌ی نقطه‌ای می‌باشد و رفتار سیستم در حالت ماندگار کاملاً مستهلک می‌گردد.

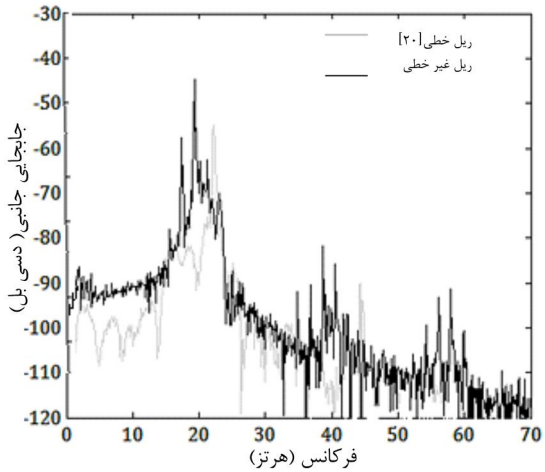


شکل 9 طیف توان چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو(برای سرعت 312 کیلومتر بر ساعت)

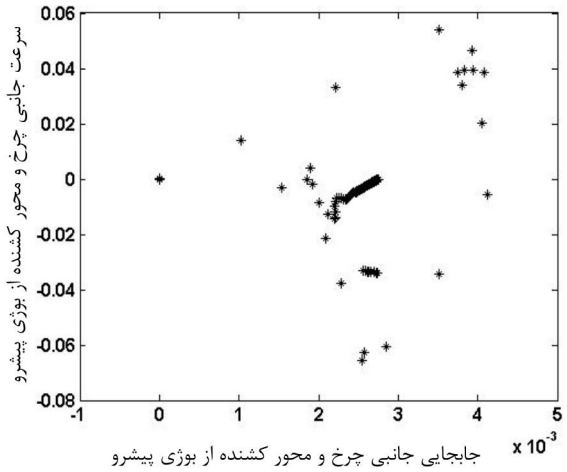


شکل 10 طیف توان چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو(برای سرعت 317/5 کیلومتر بر ساعت)

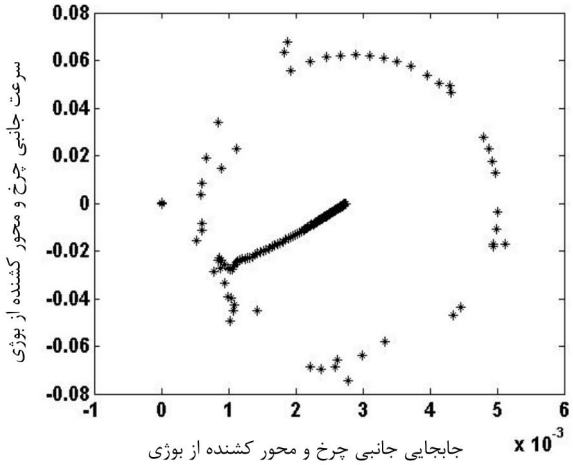
[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.5.30.4]



شکل 11 طیف توان چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو (برای سرعت 320 کیلومتر بر ساعت)



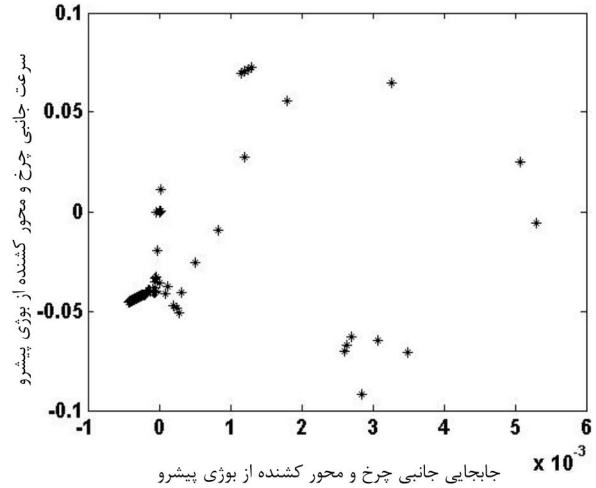
شکل 12 نگاشت پونکاره سرعت جانبی چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو برحسب جابجایی جانبی آن(برای سرعت 312 کیلومتر بر ساعت)



شکل 13 نگاشت پونکاره سرعت جانبی چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو برحسب جابجایی جانبی آن(برای سرعت 317/5 کیلومتر بر ساعت)

6- بحث و نتیجه‌گیری

در این تحقیق، خودرو ریلی سرعت‌بالا شامل بدنه خودرو ریلی دو بوژی و چهارچرخ و محور مدل‌سازی گردید. مدل دینامیکی سیستم از 38 درجه آزادی شامل جابجایی طولی، عرضی، قائم و چرخش حول محورهای مذکور تشکیل‌شده است.



شکل 14 نگاشت پونکاره سرعت جانبی چرخ و محور کشنده از بوژی پیشرو برحسب جابجایی جانبی آن(برای سرعت 320 کیلومتر بر ساعت)

از روش رانگ کاتا برای حل معادلات مستقل غیرخطی حرکت استفاده‌شده است. رفتار بلندمدت مشخص می‌کند که ارتعاشات در سرعت‌های کمتر از سرعت‌های بحرانی به سمت حالت پایدار نوسان می‌کنند. در حرکت پایدار تا زمانی که سرعت کمتر از سرعت بحرانی است، نوسان ادامه دارد. وقتی سیستم به سرعت بحرانی می‌رسد حرکت سیکل محدود برای اولین بار رخ می‌دهد. وقتی سرعت بالاتر از سرعت بحرانی باشد دامنه ارتعاش به‌طور ملایم افزایش می‌یابد. از منحنی پاسخ فرکانسی سیستم نتیجه می‌گردد که فرکانس اصلی سیستم برای ریل‌های الاستیک خطی از مدل غیرخطی بیشتر است. همچنین با رسم نگاشت پونکاره رفتار دینامیکی سیستم در فضای گسسته نشان داده‌شده است، که با بررسی پاسخ دیده شد که در حالت سرعت کمتر بحرانی، سیستم پایدار و دارای جذب‌کننده‌ی نقطه‌ای می‌باشد و رفتار سیستم در حالت ماندگار کاملاً مستهلک می‌گردد، درحالی که در سرعت‌های بحرانی وفوق بحرانی مقطع پونکاره از تعداد نقاط محدود تشکیل‌شده است و فضای فاز متناظر با آن دارای جذب‌کننده‌ی تناوبی می‌باشد.

7- فهرست علائم

a	نصف فاصله‌ی بین لبه‌های داخلی ریل‌ها
b_{c1}, b_{c3}	نصف فاصله میان فنرهای طولی و قائم سیستم تعلیق اولیه
b_{c2}, b_{c4}	نصف فاصله میان دمپرهای طولی و قائم سیستم تعلیق اولیه
b_{t1}, b_{t3}	نصف فاصله میان فنرهای طولی و قائم سیستم تعلیق ثانویه
b_{t2}, b_{t4}	نصف فاصله میان دمپرهای طولی و قائم سیستم تعلیق ثانویه
C_{px}, C_{py}, C_{pz}	ضرایب دمپینگ طولی، جانبی و قائم سیستم تعلیق اولیه
C_{sx}, C_{sy}, C_{sz}	ضرایب دمپینگ طولی، جانبی و قائم سیستم تعلیق ثانویه
$F_{Lxij}, F_{Lyij}, F_{Lzij}$	نیروهای خطی خزشی در جهت‌های طولی،جانبی و قائم اعمالی بر چرخ چپ
F^*_{Lxij}, F^*_{Lyij}	نیروهای خزشی تئوری کالکر در جهت‌های طولی و جانبی اعمالی بر چرخ چپ
$F_{Rxij}, F_{Ryij}, F_{Rzij}$	نیروهای خطی خزشی در جهت‌های طولی،جانبی و قائم اعمالی بر چرخ راست
F^*_{Rxij}, F^*_{Ryij}	نیروهای خزشی تئوری کالکر در جهت‌های طولی و جانبی اعمالی بر چرخ راست
$F_{sxc}, F_{sxti}, F_{sxwij}$	نیروهای سیستم تعلیق اعمالی بر بدنه واگن ، بدنه بوژی و چرخ و محورها در جهت طولی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.5.30.4]

$F_{syc}, F_{syti}, F_{sywij}$	نیروهای سیستم تعلیق اعمالی بر بدنه واگن ، بدنه بوژی و چرخ و محورها در جهت جانبی
$F_{szc}, F_{szti}, F_{szwij}$	نیروهای سیستم تعلیق اعمالی بر بدنه واگن ، بدنه بوژی و چرخ و محورها در جهت قائم
F_{tij}	نیروی اعمالی بر لبه‌ی چرخ
$f_{11}, f_{12}, f_{22}, f_{33}$	ضرایب نیروهای خزشی جانبی، خزشی جانبی l چرخشی، خزشی چرخشی، خزشی طولی h : فاصله‌ی قائم بین مرکز جرم بدنه خودرو ریلی و بدنه چرخ و محور
h_0	نصف فاصله‌ی قائم بین بدنه بوژی و سیستم تعلیق ثانویه
h_G	فاصله‌ی قائم بین مرکز جرم بدنه بوژی و بدنه چرخ و محور
I_{cx}, I_{cy}, I_{cz}	ممان اینرسی جرمی بدنه واگن حول محورهای طولی،عرضی و قائم
I_{tx}, I_{ty}, I_{tz}	ممان اینرسی جرمی بدنه بوژی حول محورهای طولی،عرضی و قائم
I_{wx}, I_{wy}, I_{wz}	ممان اینرسی جرمی چرخ و محور حول محورهای طولی،عرضی و قائم
K_{px}, K_{py}, K_{pz}	سختی‌های طولی، جانبی و قائم سیستم تعلیق اولیه
K_{sx}, K_{sy}, K_{sz}	سختی‌های طولی، جانبی و قائم سیستم تعلیق ثانویه
K_{ry}, K_{rz}	سختی‌های جانبی و قائم ریل
L_c	فاصله‌ی طولی بین مرکز جرم بدنه خودرو ریلی و مرکز جرم بدنه بوژی
L_{t1}, L_{t2}	نصف بازوی فنر و دمپر جانبی سیستم تعلیق اولیه
M_{Lxij}, M_{Lzij}	ممان‌های خطی خزشی در جهت‌های طولی و قائم اعمالی بر چرخ چپ
M^*_{Lzij}	ممان خزشی تئوری کالکر در جهت‌های قائم اعمالی بر چرخ چپ
M_{Rxij}, M_{Rzij}	ممان‌های خطی خزشی در جهت‌های طولی و قائم اعمالی بر چرخ راست
M^*_{Rzij}	ممان خزشی تئوری کالکر در جهت‌های قائم اعمالی بر چرخ راست
$M_{sxc}, M_{sxti}, M_{sxwij}$	ممان‌های سیستم تعلیق اعمالی بر بدنه واگن، بدنه بوژی و چرخ و محورها در جهت طولی
$M_{syc}, M_{syti}, M_{sywij}$	ممان‌های سیستم تعلیق اعمالی بر بدنه واگن، بدنه بوژی و چرخ و محورها در جهت جانبی
m_c, m_t, m_w	جرم‌های بدنه خودرو ریلی ، بوژی و چرخ و محورها
$N_{Lxij}, N_{Lyij}, N_{Lzij}$	نیروهای نرمال در جهت‌های طولی،جانبی و قائم اعمالی بر چرخ چپ
$N_{Rxij}, N_{Ryij}, N_{Rzij}$	نیروهای نرمال در جهت‌های طولی،جانبی و قائم اعمالی بر چرخ راست
n	درجه غیرخطی بودن ریل الاستیک
$R_{Lxij}, R_{Lyij}, R_{Lzij}$	بردار مکان چرخ سمت چپ در جهت‌های طولی،جانبی و قائم
$R_{Rxij}, R_{Ryij}, R_{Rzij}$	بردار مکان چرخ سمت راست در جهت‌های طولی،جانبی و قائم
R_y	شعاع قوس ریل
r_0	شعاع غلتش اسمی چرخ و محور
r_L, r_R	شعاع غلتش چرخ سمت چپ و راست
V	سرعت حرکت
$x_c, y_c, z_c, \varphi_c, \gamma_c, \psi_c$	مختصات طولی،جانبی ،قائم و دوران حول محورهای مذکور برای بدنه خودرو ریلی
$x_t, y_t, z_t, \varphi_t, \gamma_t, \psi_t$	مختصات طولی،جانبی ،قائم و دوران حول محورهای مذکور برای بدنه خودرو بوژی
$x_w, y_w, z_w, \varphi_w, \gamma_w, \psi_w$	مختصات طولی،جانبی ،قائم و دوران حول محورهای مذکور برای چرخ و محور

علائم یونانی

α_{ij}	ضریب اشباع در مدل خزش غیرخطی
β_{ij}	ضریب غیرخطی در مدل خزش غیرخطی
β_{Lij}	ضریب غیرخطی چرخ سمت چپ در مدل خزش غیرخطی
β_{Rij}	ضریب غیرخطی چرخ سمت راست در مدل خزش غیرخطی
δ	لقی لبه‌ی چرخ
δ_L, δ_R	زاویه‌ی تماس چرخ‌های سمت چپ و راست
λ	مخروطیت چرخ
μ	ضریب اصطکاک
φ_{se}	زاویه شیب ریل

8- پیوست‌ها

8-1-پیوست الف

نیروها و ممان‌های سیستم تعلیق در این پیوست آورده شده است.

8-1-1- بدنه خودرو ریلی

$$
\begin{aligned}
F_{sxc} &= -2K_{sx}(x_c - x_{t1}) - 2K_{sx}(x_c - x_{t2}) \\
&\quad - 2C_{sx}(\dot{x}_c - \dot{x}_{t1}) - 2C_{sx}(\dot{x}_c - \dot{x}_{t2})
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
F_{syc} &= -2K_{sy}(y_c - y_{t1}) - 2C_{sy}(\dot{y}_c - \dot{y}_{t1}) \\
&\quad - 2K_{sy}\{(h - h_G - h_0)\phi_c + h_0\phi_{t1}\} - 2K_{sy}(y_c - y_{t2}) \\
&\quad - 2C_{sy}\{(h - h_G - h_0)\dot{\phi}_c + h_0\dot{\phi}_{t1}\} - 2C_{sy}(\dot{y}_c - \dot{y}_{t2}) \\
&\quad - 2K_{sy}\{(h - h_G - h_0)\phi_c + h_0\phi_{t2}\} \\
&\quad - 2C_{sy}\{(h - h_G - h_0)\dot{\phi}_c + h_0\dot{\phi}_{t2}\}
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
F_{szc} &= -2K_{sz}(z_c - z_{t1}) - 2K_{sz}(z_c - z_{t2}) \\
&\quad - 2C_{sz}(\dot{z}_c - \dot{z}_{t1}) - 2C_{sz}(\dot{z}_c - \dot{z}_{t2})
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
M_{sxc} &= (h - h_G - h_0)\{-2K_{sy}(y_c - y_{t1}) - 2C_{sy}(\dot{y}_c - \dot{y}_{t1})\} \\
&\quad - 2K_{sy}\{(h - h_G - h_0)\phi_c + h_0\phi_{t1}\} \\
&\quad - 2C_{sy}\{(h - h_G - h_0)\dot{\phi}_c + h_0\dot{\phi}_{t1}\} \\
&\quad - 2K_{sy}(y_c - y_{t2}) - 2C_{sy}(\dot{y}_c - \dot{y}_{t2}) \\
&\quad - 2K_{sy}\{(h - h_G - h_0)\phi_c + h_0\phi_{t2}\} \\
&\quad - 2C_{sy}\{(h - h_G - h_0)\dot{\phi}_c + h_0\dot{\phi}_{t2}\} \\
&\quad + b_{c3}^2\{-2K_{sy}(\phi_c - \phi_{t1}) - 2K_{sy}(\phi_c - \phi_{t2})\} \\
&\quad + b_{c4}^2\{-2C_{sy}(\dot{\phi}_c - \dot{\phi}_{t1}) - 2C_{sy}(\dot{\phi}_c - \dot{\phi}_{t2})\}
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
M_{syc} &= L_c 2K_{sz}(z_c - z_{t1}) - 4K_{sz}L_c^2\gamma_c + L_c 2C_{sz}(\dot{z}_c - \dot{z}_{t1}) \\
&\quad - 4C_{sz}L_c^2\dot{\gamma}_c - L_c 2K_{sz}(z_c - z_{t2}) - L_c 2C_{sz}(\dot{z}_c - \dot{z}_{t2}) \\
&\quad + L_c(h - h_G - h_0)[-2K_{sx}\{(h - h_G - h_0)\gamma_c + h_0\gamma_{t1}\} \\
&\quad - 2C_{sx}\{(h - h_G - h_0)\dot{\gamma}_c + h_0\dot{\gamma}_{t1}\} \\
&\quad - 2K_{sx}\{(h - h_G - h_0)\gamma_c + h_0\gamma_{t2}\} \\
&\quad - 2C_{sx}\{(h - h_G - h_0)\dot{\gamma}_c + h_0\dot{\gamma}_{t2}\}]
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
M_{szc} &= b_{c1}^2\{-2K_{sx}(\psi_c - \psi_{t1}) - 2K_{sx}(\psi_c - \psi_{t2})\} \\
&\quad + 2b_{c2}^2\{-2C_{sx}(\dot{\psi}_c - \dot{\psi}_{t1}) - 2C_{sx}(\dot{\psi}_c - \dot{\psi}_{t2})\} \\
&\quad + L_c[-2K_{sy}(y_c - y_{t1}) - 4K_{sy}L_c^2\psi_c + L_c 2C_{sy}(\dot{y}_c - \dot{y}_{t1}) \\
&\quad - 4C_{sy}L_c^2\dot{\psi}_c - L_c 2K_{sz}(z_c - z_{t2}) - L_c 2C_{sy}(\dot{y}_c - \dot{y}_{t2}) \\
&\quad - 2K_{sy}L_c\{(h - h_G - h_0)\phi_c + h_0\phi_{t1}\} \\
&\quad - 2C_{sy}L_c\{(h - h_G - h_0)\dot{\phi}_c + h_0\dot{\phi}_{t1}\}
\end{aligned}
$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.5.30.4]

$$+2K_{sy}L_c\left\{\left(h-h_G-h_0\right)\phi_c+h_0\phi_{t2}\right\}$$
$$+2C_{sy}L_c\left\{\left(h-h_G-h_0\right)\dot{\phi}_c+h_0\dot{\phi}_{t2}\right\}]$$

8-1-2- قاب بوژی‌ها

$$F_{sxti}=-2K_{sx}\left(x_{ti}-x_c\right)-2K_{px}\left(x_{ti}-x_{wi1}\right)-2K_{px}\left(x_{ti}-x_{wi2}\right)$$
$$-2C_{sx}\left(\dot{x}_{ti}-\dot{x}_c\right)-2C_{px}\left(\dot{x}_{ti}-\dot{x}_{wi1}\right)-2C_{px}\left(\dot{x}_{ti}-\dot{x}_{wi1}\right)$$

$$F_{szti}=2K_{sz}\left(z_c-z_{ti}\right)+2C_{sz}\left(\dot{z}_c-\dot{z}_{ti}\right)$$
$$-2\left(-1\right)^iK_{sz}L_c\gamma_c-2\left(-1\right)^iC_{sz}L_c\dot{\gamma}_c-2K_{pz}\left(z_{ti}-z_{wi1}\right)$$
$$-2K_{pz}\left(z_{ti}-z_{wi2}\right)-2C_{pz}\left(\dot{z}_{ti}-\dot{z}_{wi1}\right)-2C_{pz}\left(\dot{z}_{ti}-\dot{z}_{wi2}\right)$$

$$F_{syti}=2K_{sy}\left(y_c-y_{ti}\right)+2C_{sy}\left(\dot{y}_c-\dot{y}_{ti}\right)-2\left(-1\right)^iK_{sy}L_c\psi_c$$
$$-2\left(-1\right)^iC_{sy}L_c\dot{\psi}_c+2K_{sy}\left\{\left(h-h_G-h_0\right)\phi_c+h_0\phi_{ti}\right\}$$
$$+2C_{sy}\left\{\left(h-h_G-h_0\right)\dot{\phi}_c+h_0\dot{\phi}_{ti}\right\}-2K_{py}\left(y_{ti}-y_{wi1}\right)$$
$$-2k_{py}\left(L_{t1}\psi_{ti}-L_w\psi_{wi1}\right)-4C_{py}h_G\dot{\phi}_{ti}-2K_{py}\left(y_{ti}-y_{wi2}\right)$$
$$+2k_{py}\left(L_{t1}\psi_{ti}-L_w\psi_{wi2}\right)-2C_{py}\left(\dot{y}_{ti}-\dot{y}_{wi2}\right)$$
$$+2C_{py}\left(L_{t1}\dot{\psi}_{ti}-L_w\dot{\psi}_{wi2}\right)$$

$$M_{sxti}=2b_{c3}{}^2K_{sz}\left(\phi_c-\phi_{ti}\right)+2b_{c4}{}^2C_{sz}\left(\dot{\phi}_c-\dot{\phi}_{ti}\right)$$
$$+h_0\left\{-2K_{sy}\left(y_c-y_{ti}\right)-2C_{sy}\left(\dot{y}_c-\dot{y}_{ti}\right)\right\}-2\left(-1\right)^iK_{sy}L_c\psi_c$$
$$-2\left(-1\right)^iC_{sy}L_c\dot{\psi}_c-2K_{sy}\left\{\left(h-h_G-h_0\right)\phi_c+h_0\phi_{ti}\right\}$$
$$-2C_{sy}\left\{\left(h-h_G-h_0\right)\dot{\phi}_c+h_0\dot{\phi}_{ti}\right\}+b_{t3}{}^2\{-2K_{pz}\left(\phi_{ti}-\phi_{wi1}\right)$$
$$-2K_{pz}\left(\phi_{ti}-\phi_{wi2}\right)\}+b_{t3}{}^2\{-2C_{pz}\left(\dot{\phi}_{ti}-\dot{\phi}_{wi1}\right)$$
$$-2C_{pz}\left(\dot{\phi}_{ti}-\dot{\phi}_{wi2}\right)\}+h_G\{-2K_{py}\left(y_{ti}-y_{wi1}\right)$$
$$-2k_{py}\left(L_{t1}\psi_{ti}-L_w\psi_{wi1}\right)-4K_{py}h_G\phi_{ti}$$
$$-2K_{py}\left(y_{ti}-y_{wi2}\right)+2k_{py}\left(L_{t1}\psi_{ti}-L_w\psi_{wi2}\right)$$
$$-2C_{py}\left(\dot{y}_{ti}-\dot{y}_{wi1}\right)-2C_{py}\left(L_{t2}\dot{\psi}_{ti}-L_w\dot{\psi}_{wi1}\right)$$
$$-2C_{py}\left(\dot{y}_{ti}-\dot{y}_{wi2}\right)+2C_{py}\left(L_{t2}\dot{\psi}_{ti}-L_w\dot{\psi}_{wi2}\right)-4C_{py}h_G\dot{\phi}_{ti}\}$$

$$M_{syti}=h_0[-2K_{sx}\left\{\left(h-h_G-h_0\right)\gamma_c+h_0\gamma_{ti}\right\}$$
$$-2C_{sx}\left\{\left(h-h_G-h_0\right)\dot{\gamma}_c+h_0\dot{\gamma}_{ti}\right\}$$
$$+h_G\left(-4K_{px}h_G\gamma_{ti}-4C_{px}h_G\dot{\gamma}_{ti}\right)+L_G\{2K_{px}-4K_{pz}L_G\gamma_{ti}$$
$$+2C_{pz}\left(\dot{z}_{ti}-\dot{z}_{wi1}\right)-4C_{pz}L_G\dot{\gamma}_{ti}-2K_{px}-2C_{pz}\left(\dot{z}_{ti}-\dot{z}_{wi2}\right)\}]$$

$$M_{szti}=2b_{c1}{}^2K_{sx}\left(\psi_c-\psi_{ti}\right)+2b_{c2}{}^2C_{sx}\left(\dot{\psi}_c-\dot{\psi}_{ti}\right)$$
$$-2b_{t1}{}^2K_{px}\left(\psi_{ti}-\psi_{wi1}\right)-2b_{t2}{}^2C_{px}\left(\dot{\psi}_{ti}-\dot{\psi}_{wi1}\right)$$
$$-2b_{t1}{}^2K_{px}\left(\psi_{ti}-\psi_{wi2}\right)-2b_{t2}{}^2C_{px}\left(\dot{\psi}_{ti}-\dot{\psi}_{wi2}\right)$$
$$+L_{t1}\{-2K_{py}\left(y_{ti}-y_{wi1}\right)-2k_{py}\left(L_{t1}\psi_{ti}+L_w\psi_{wi1}\right)$$
$$+2K_{py}\left(y_{ti}-y_{wi2}\right)-2k_{py}\left(L_{t1}\psi_{ti}+L_w\psi_{wi2}\right)\}$$
$$+L_{t2}\{-2C_{py}\left(\dot{y}_{ti}-\dot{y}_{wi1}\right)-2C_{py}\left(L_{t1}\dot{\psi}_{ti}-L_w\dot{\psi}_{wi1}\right)$$
$$+2C_{py}\left(\dot{y}_{ti}-\dot{y}_{wi2}\right)-2C_{py}\left(L_{t1}\dot{\psi}_{ti}+L_w\dot{\psi}_{wi2}\right)\}$$

8-1-3- چرخ و محورها

$$F_{sxwij}=-2K_{pz}\left(x_{wij}-x_{ti}\right)-2C_{sx}\left(\dot{x}_{wij}-\dot{x}_{ti}\right)$$

$$F_{sywij}=-2K_{py}y_{wij}-2C_{py}\dot{y}_{wij}+2K_{py}y_{ti}+2C_{py}\dot{y}_{ti}$$
$$-2(-1)^jK_{py}L_{t1}\psi_{ti}-2(-1)^jC_{py}L_{t2}\dot{\psi}_{ti}+2K_{py}h_G\phi_{ti}$$
$$+2C_{py}h_G\dot{\phi}_{ti}$$

$$F_{szwij}=-2K_{pz}z_{wij}-2C_{pz}\dot{z}_{wij}+2K_{pz}z_{ti}+2C_{pz}\dot{z}_{ti}$$

$$M_{szwij}=-2b_{t1}^2K_{px}\psi_{wij}-2b_{t2}^2C_{px}\dot{\psi}_{wij}+2b_{t1}^2K_{px}\psi_{ti}+2b_{t1}^2C_{px}\dot{\psi}_{ti}$$

$$M_{sxwij}=-2b_{t1}^2K_{pz}\phi_{wij}-2b_{t2}^2C_{pz}\dot{\phi}_{wij}+2b_{t1}^2K_{pz}\phi_{ti}+2b_{t1}^2C_{pz}\dot{\phi}_{ti}$$

8-2- پیوست ب

مقادیر پارامترهای محاسباتی برای حل عددی معادلات دیفرانسیل در جدول (ب-1) نشان داده‌شده است.

جدول (ب-1) مقادیر پارامترهای محاسباتی

پارامترها	مقادیر
جرم‌های بدنه خودرو ریلی ، بوژی و چرخ و محورها $[kg]$	$m_c=34000, m_t=3000,$ $m_w=1400$
ممان اینرسی جرمی بدنه واگن حول محورهای طولی،عرضی و قائم $[kgm^2]$	$I_{cx}=75/06\times10^3,$ $I_{cy},I_{cz}=2/086\times10^3$
ممان اینرسی جرمی بدنه بوژی حول محورهای طولی،عرضی و قائم $[kgm^2]$	$I_{tx}=2260,$ $I_{tx}=2710, I_{tx}=3160$
ممان اینرسی جرمی چرخ و محور حول محورهای طولی،عرضی و قائم $[kgm^2]$	$I_{wx}=915,$ $I_{wx}=140, I_{wx}=915$
سختی‌های طولی،جانبی و قائم سیستم تعلیق اولیه $[kN/m]$	$K_{px}=10000, K_{py}=5000$ $K_{pz}=750$
سختی‌های طولی،جانبی و قائم سیستم تعلیق ثانویه $[kN/m]$	$K_{sx}=150, K_{sy}=150$ $K_{sz}=400$
ضرایب دمپینگ طولی،جانبی و قائم سیستم تعلیق اولیه $[kNs/m]$	$C_{px}=12, C_{py}=12$ $C_{pz}=15$
ضرایب دمپینگ طولی،جانبی و قائم سیستم تعلیق ثانویه $[kNs/m]$	$C_{sx}=200, C_{sy}=30$ $C_{sz}=80$
سختی‌های جانبی و قائم ریل $[kN/m]$	$K_{rz}=62\times10^6,$ $K_{ry}=16/17\times10^6$
شعاع قوس ریل $[m]$	$R_y=2500$
زاویه شیب ریل $[rad]$	$\varphi_{se}=0/0873$
ضریب اصطکاک	$\mu=0/2$
شتاب گرانشی $[kgm^2]$	$g=9/81$
مخروطیت چرخ	$\lambda=0/05$
لقی لبه‌ی چرخ $[m]$	$\delta=0/00923$
ضریب نیروی خزشی جانبی $[N]$	$f_{11}=10/2\times10^6$
ضریب نیروی خزشی جانبی/ چرخشی $[N]$	$f_{12}=3/120$
ضریب نیروی خزشی چرخشی $[N]$	$f_{22}=16$
ضریب نیروی خزشی طولی $[N]$	$f_{33}=15\times10^6$
نصف فاصله‌ی بین لبه‌های داخلی ریل‌ها $[m]$	$a=0/7465$
شعاع غلتش اسمی چرخ و محور $[m]$	$r_o=0/4575$
نصف فاصله میان فنرهای طولی و قائم سیستم تعلیق اولیه $[m]$	$b_{c1},b_{c2}=1/21$
نصف فاصله میان دمپر های طولی و قائم سیستم تعلیق اولیه $[m]$	$b_{c_2},b_{c_4}=1/21$
نصف فاصله میان فنرهای طولی و قائم سیستم تعلیق ثانویه $[m]$	$b_{t1},b_{t_3}=0/978$
نصف فاصله میان دمپر های طولی و قائم سیستم تعلیق ثانویه $[m]$	$b_{t_2},b_{t_4}=0/978$
نصف بازوی فنر و دمپر جانبی سیستم تعلیق اولیه $[m]$	$L_{t_1},L_{t_2}=1/2$
فاصله‌ی طولی بین مرکز جرم بدنه خودرو ریلی و مرکز جرم بدنه بوژی $[m]$	$L_c=9$
فاصله‌ی قائم بین مرکز جرم بدنه خودرو ریلی و بدنه چرخ و محور $[m]$	$h=1/4$
نصف فاصله‌ی قائم بین بدنه بوژی و سیستم تعلیق ثانویه $[m]$	$h_0=0/03$
فاصله‌ی قائم بین مرکز جرم بدنه بوژی و بدنه چرخ و محور $[m]$	$h_G=0/44$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.5.30.4]

9- مراجع

[1] W. A. H., "The hunting stability of railway vehicle wheelsets and bogies having profiled," *ructures,* Vol. 1, No. 1965, PP. 319- 341, 1965.

[2] M. Ahmadian and S. Yang, "Effect of system nonlinearities on locomotive bogie hunting stability," *Vehicle System Dynamics,* vol. 29, pp. 365-384, 1998.

[3] H. Yabuno, Okamoto T. and Aoshima, N, "Effect of lateral stiffness on nonlinear characteristics of hunting motion of a railway wheelset," *Meccano, Vole. 37, PP. 555-568,* 2002.

[4] Y. Nath and K. Jayadev, "Influence of yaw stiffness on the nonlinear dynamics of railway wheelset," *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation,* vol. 10, pp. 179-190, 2005.

[5] V. K. a. D. Garg, R.V, "Dynamic of railway vehicle system," *Canada: Academic Press,* 1984

[6] S.-Y. Lee and Y.-C. Cheng, "Influences of the vertical and the roll motions of frames on the hunting stability of trucks moving on curved tracks," *Journal of sound and vibration,* vol. 294, pp. 441-453, 2006.

[7] Y.-T. Fan and W.-F. Wu, "Stability analysis and derailment evaluation of rail vehicles," *International journal of heavy vehicle systems,* vol. 13, pp. 194-211, 2006.

[8] S.-Y. Lee and Y.-C. Cheng, "A new dynamic model of high-speed railway vehicle moving on curved tracks," *Journal of Vibration and Acoustics,* vol. 130, p. 011009, 2008.

[9] J. Zeng and P. Wu, "Study on the wheel/rail interaction and derailment safety," *Wear,* vol. 265, pp. 1452-1459, 2008.

[10] Y.-C. Cheng, S.-Y. Lee, and H.-H. Chen, "Modeling and nonlinear hunting stability analysis of high-speed railway vehicle moving on curved tracks," *Journal of Sound and Vibration,* vol. 324, pp. 139-160, 2009.

[11] K. Zboinski and M. Dusza, "Self-exciting vibrations and Hopf's bifurcation in non-linear stability analysis of rail vehicles in a curved track," *European Journal of Mechanics-A/Solids,* vol. 29, pp. 190-203, 2010.

[12] W. Zhai and K. Wang, "Lateral Hunting Stability of Railway Vehicles Running on Elastic Track Structures," *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics,* vol. 5, p. 041009, 2010.

[13] P. Kim and J. Seok, "Bifurcation analysis on the hunting behavior of a dual-bogie railway vehicle using the method of multiple scales," *Journal of Sound and Vibration,* vol. 329, pp. 4017-4039, 2010.

[14] P. Kim, J. Jung, and J. Seok, "A parametric dynamic study on hunting stability of full dual-bogie railway vehicle," *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing,* vol. 12, pp. 505-519, 2011.

[15] W. Wang and G.-x. Li, "Development of high-speed railway vehicle derailment simulation–Part I: A new wheel/rail contact method using the vehicle/rail coupled model," *Engineering Failure Analysis,* vol. 24, pp. 77-92, 2012.

[16] W. Wang and G.-x. Li, "Development of high-speed railway vehicle derailment simulation–Part II: Exploring the derailment mechanism," *Engineering Failure Analysis,* vol. 24, pp. 93-111, 2012.

[17] H.-Y. Choi, D.-H. Lee, and J. Lee, "Optimization of a railway wheel profile to minimize flange wear and surface fatigue," *Wear,* vol. 300, pp. 225-233, 2013.

[18] S. Iwnicki, *Handbook of railway vehicle dynamics*: CRC press, 2006.

[19] R. V. Dukkipati, *Vehicle dynamics*: CRC Press, 2000.

[20] X. Gao, Y. Li, and Q. Gao, "Lateral bifurcation behavior of a four-axle railway passenger car," *Journal of Applied Mechanics,* vol. 77, p. 061001, 2010.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.5.30.4]