

ضربات چرخ - ریل در دوراهه‌های خط آهن

جبار علی ذاکری*

دانشکده مهندسی راه آهن، دانشگاه علم و صنعت ایران

(دریافت مقاله: ۸۴/۹/۱۳ - دریافت نسخه نهایی: ۸۶/۱۰/۹)

چکیده - بررسی ارتعاشات قائم دو راهه خط آهن تحت اثر بارهای متحرک وسایط نقلیه ریلی بسیار مهم است. در این مقاله دوراهه‌ای با مدلی از المانهای محدود خطی با میرایی مودال شبیه سازی شده است. طول این مدل که اطراف تکه مرکزی سوزن است، با ۳۶ دهنه تراورس منظور شده است. ریلها و تراورسها توسط المانهای تیر تیموشنکو - رایلی مدل شده است. ریلها از طریق صفحات لاستیکی زیر ریل (فنرهای خطی) به تراورسها متصل شده اند. وسایط نقلیه ریلی برای تحلیل رفتار دینامیکی قطار به صورت مجموعه توده جرمهای متمرکز، فنرها و مستهلک کننده‌ها مدل شده است. تنها ارتعاشات قائم آنها برای سرعت ثابت مطالعه شده است. تماس چرخ - ریل با استفاده از فنر غیر خطی هر تیز مدلسازی شده است. مسئله اندرکنش خط آهن - قطار با استفاده از توسعه روش بردار وضعیت در ترکیب با روش مودال برای دوراهه خط آهن به طور عددی حل شده است. تحلیلها نشان داد که ناپیوستگی ریل در محل تقاطع (تکه مرکزی) به افزایش نیروی تماس چرخ - ریل منجر می‌شود. هم چرخهای صاف و هم چرخهای دارای ناهمواری در انتقال از ریل بالی به دماغه تکه مرکزی تحت سرعتهای متفاوت وسیله نقلیه ریلی مورد آزمایش قرار گرفته است. تحت شرایط ایدئال، غلتیدن چرخها به طور کاملا آرام از روی ریل بالی بر روی تکه مرکزی صورت می‌گیرد. اندازه ضربه در چنین شرایطی در محل تقاطع کوچک خواهد بود و بیشینه نیروی تماسی چرخ - ریل به دست آمده حدود ۳۰ تا ۵۰ درصد بیشتر از نیروی تماسی استاتیکی است. برای انتقال در سطوح ناهموار، حساسیت ضربه در تقاطع به شدت به سرعت قطار بستگی دارد. افزایش نیروی تماسی نسبت به نیروی استاتیکی در سرعت ۷۰ km/h حدودا ۱۰۰ درصد و در سرعت ۱۵۰ km/h حدودا ۲۰۰ درصد است.

واژگان کلیدی: دوراهه خط آهن، اندرکنش خط آهن - قطار، ارتعاشات خط آهن

Impacts of Wheel-rail at Railway Turnouts

J. A. Zakeri

Iran University of Science and Technology

Abstract Investigation of vertical vibrations of a railway turnout is important in designing track components under moving loads of trains. In this paper, the turnout is simulated by a linear finite element model with modal damping. A section of the turnout has a length of 36 sleeper spans surrounding the crossing. Rails and sleepers are modeled with uniform Rayleigh-

* - استادیار

Timoshenko beam elements. The rails are connected via railpads (linear springs) to the sleepers, which rest on an elastic foundation. The rolling stocks are discrete systems of masses, springs, and dampers. By passing the trains at a constant speed, only vertical dynamics (including roll and pitch motions) is studied. The wheel-rail contact is modeled using a non-linear Hertzian spring. The train-track interaction problem is solved numerically by using an extended state space vector approach in conjunction with modal superposition for the turnout. The results show that the rail discontinuity at the frog leads to an increase in the wheel-rail contact force. Both smooth and irregular transitions of the wheels from the wing rail to the crossing nose have been examined for varying speeds of the vehicle. Under perfect conditions, the wheels will change quite smoothly from rolling on the wing rail to rolling on the nose. The impact at the crossing will then be small, giving a maximum wheel-rail contact force which is only 30--50 per cent larger than the static contact force. For uneven transitions, the severity of the impact loading at the crossing depends strongly on the train speed. The increase in the contact force, as compared with the static force, is in the order of 100 per cent at 70 km/h and 200 per cent at 150 km/h.

Keywords: Turnout, Train-track interaction, Track vibrations.

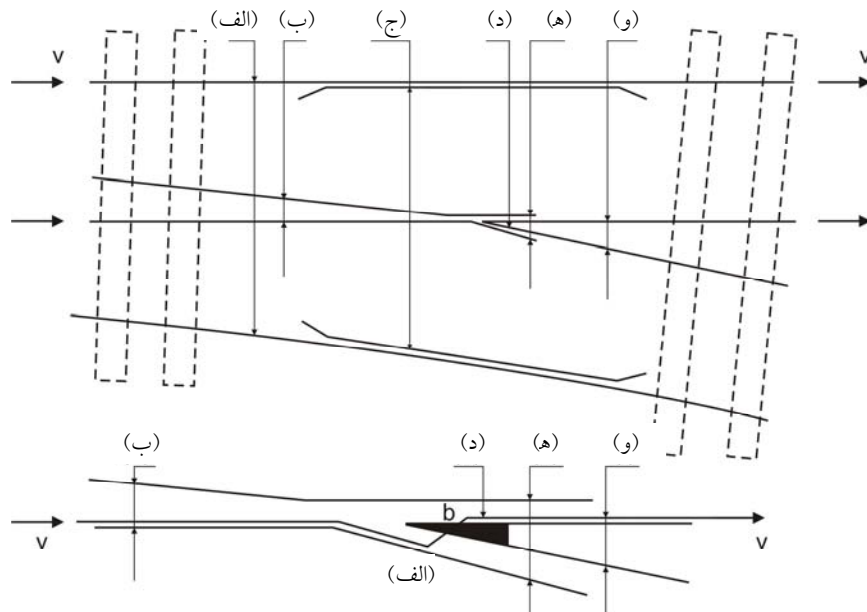
۱- مقدمه

تنها مقالات اندکی به دینامیک دو راهه‌های راه آهن پرداخته‌اند [۲۱ و ۲۲]. این مسئله شاید کمی عجیب باشد زیرا مطالعات انجام شده در مورد بارهای متحرک از نیمه دوم قرن نوزدهم آغاز شده است. مطابق مرجع [۱] "تیموشنکو" و "استوکز" در حدود سال ۱۸۴۹ راه حل ساده‌ای برای مسئله عبور یک وسیله نقلیه سنگین از یک پل را ارائه کردند و جرم (نیروهای اینرسی) پل را کاهش دادند. وینکلر در سال ۱۸۶۷ شبیه سازی روسازی راه آهن و مدلسازی خط آهن بر روی بستر بالاست را ارائه کرد. او پیشنهاد کرد که بالاست را می‌توان مانند بستری از فنرهای الاستیک پیوسته مدل کرد. این مدل هم اکنون نیز به کار برده می‌شود و «بستر وینکلر» نامیده می‌شود. مطالعات اولیه (۱۹۳۴) در مورد دینامیک خط آهن، آنالیز ارتعاشات پلهای راه آهن توسط "اینگلیس" انجام گرفت [۲].

مشکلات مربوط به بار متحرک قبل از سال ۱۹۷۰ توسط "فربیا" بررسی گشت [۳]. در سال ۱۹۹۳، کنوٹ و گراسی [۴]، و در سال ۱۹۹۹ ذاکری و شیا [۷] تحقیقاتی در زمینه اثر متقابل قطار و خط انجام دادند. آنها اظهار داشتند محدوده مفید بسامد (فرکانس) مربوط به واکنش خط بین ۲۰ تا ۱۵۰۰ هرتز (و بالاتر تا ۵۰۰۰ هرتز در مرحله تولید صدا) است. در فرکانس بالای ۲۰ هرتز، فربندی اولیه بوژی، قاب بوژی و واگن را از جرم غیر فرنری (یعنی چرخ - محور) جدا می‌سازد. هرچند که در هنگام مطالعات در این محدوده فرکانس، مهمترین قسمتها

افزایش سرعت قطارها و بار محوری در توسعه شبکه حمل و نقل ریلی نقش اساسی دارند. برای تضمین ایمنی و راحتی حرکت یک قطار عبوری از روی یک دستگاه تعویض خط (سوزن) و نیز برای تأمین هزینه های معقول نگهداری سوزن، ابتدا باید تأثیر دینامیکی متقابل بین یک قطار و دو راهه بیان شود. متن حاضر به اثرات قائم میان یک چرخ - محور (یا یک بوژی) و دو راهه، با تأکید خاص بر مسائل دینامیکی روی دوراهه، می‌پردازد.

دو راهه‌ها امکان تغییر جهت حرکت قطار از یک خط به خط دیگر را فراهم می‌سازند. شکل (۱). هنگامی که یک قطار از روی دو راهه عبور می‌کند، چرخها از روی ریل اصلی به ریل دیگر دوراهه می‌غلند. تحت شرایط ایده‌آل، چرخها به نرمی از روی ناپیوستگی ریل عبور می‌کند و مقدار نیروی تماسی ریل - چرخ خیلی افزایش نمی‌یابد. اما در حقیقت ناهمواری سطح چرخها و ریلها موجب می‌شود عبور از دوراهه به درستی انجام نشود و این موجب افزایش مقدار نیروی تماس چرخ-ریل می‌شود به طوری که تغییر شکلهای پلاستیک، سایش و یا بزرگ شدن ترکها روی سطح تماس چرخ و دوراهه را سبب می‌شود. ترکها می‌توانند مستقیماً و یا در اثر خستگی به وجود آیند. پارامترهایی که بیشترین تأثیر روی اندازه ضربه را دارند: سرعت قطار، هندسه (پروفیلهای فرسایش یافته) دوراهه (پروفیل ریل و نوع آن) و چرخها و بار محوری‌اند.



شکل ۱ - دو راهه خط آهن: (الف) ریل‌های اصلی، (ب) ریل‌های انشعاب، (ج) ریل‌های محافظ، (د) تکه مرکزی، (ه) ریل‌های بالدار، (و) ریل‌های دماغه. ورود و خروج یک چرخ و محور که از مسیر مستقیم سوزن عبور می‌کند، با پیکانهایی نشان داده شده است. مسیر چرخ عبوری از دوراها در نمای نزدیک شکل نشان داده شده است. چرخ ریل بالدار را در نقطه *a* ترک می‌کند و در نقطه *b* به دماغه وارد می‌شود.

[۹ و ۱۰] مراجعه شود). در حال حاضر مشکل تأثیر متقابل قطار - خط آهن در «دامنه زمانی» حل شده است. راه حلی با فرمولسازی بردار حالت سه بعدی بسط داده شده و انتگرال زمانی به کار گرفته می‌شود [۱۹]. دو راهه مدل شده در این مقاله شامل ۳۶ دهانه تراورس با ریل‌های اصلی، تیغه سوزن و تکه مرکزی است. علی‌رغم نمایش ریل‌های هادی در شکل (۱) در مدلسازی آنها در نظر گرفته نشده‌اند. دوراها با استفاده از روش المانهای محدود خطی مدل می‌شود. مقدار مناسب جرم - سختی - میرایی نسبی (میرایی مودال) به سازه اضافه گشته و مقادیر پارامترهای مختلط مودال برای فرمولسازی فضایی (سه بعدی) تعیین می‌شوند. وسیله نقلیه با المانهای مجزای جرم، فنرها و میراگرها مدل گشته و تماس چرخ و ریل با یک فنر غیر خطی هرگز نشان داده می‌شود. روش به کار رفته در اینجا برای حل مسئله اثر دینامیکی متقابل بین قطار - خط آهن در مراجع [۹، ۱۱ و ۲۰] و مراجع دیگر ارائه شده است. برای حل مسئله اندرکنش قائم در روش «دامنه زمانی» در هنگام عبور قطار از روی سوزن، از برنامه رایانه‌ای خاصی تحت عنوان TDI که با متدولوژی بیان شده در این مقاله تهیه شده، استفاده شده است.

در مدلسازی، چرخ و محورها و خط هستند. مقاله حاضر به بررسی فرکانسهای بالا تا ۱۵۰۰ هرتز می‌پردازد. روشهای عددی تحقیق در مورد مسئله تأثیر دینامیکی متقابل قطار و خط آهن را به دو گروه می‌توان تقسیم کرد: روشهای «دامنه فرکانسی» و روشهای «دامنه زمانی». در گروه اول تنها مدل‌های کاملاً خطی را می‌توان در نظر گرفت. در روش «دامنه زمانی» ساختار خط اغلب با المانهای محدود مدل می‌شوند. واکنشهای خط آهن و وسیله نقلیه در هنگام حرکت آن در طول خط با انتگرال عددی نسبت به زمان تعیین می‌شوند. به عنوان مثال در روش «لین» و «ترتوی» [۵] راه حل «دامنه زمانی» نسبت به «دامنه فرکانس» نیاز به زمان رایانه‌ای بیشتری دارد، اما زمان رایانه‌ای و حافظه رایانه‌ای موجود، تنها محدودیتهای تحلیل دینامیکی‌اند. برای کاستن اهمیت این محدودیتها، معادلات حرکت خط آهن معمولاً به شکل مودال، تغییر داده می‌شود (به [۷ و ۸] مراجعه شود). این نیاز به یک مدل خطی برای خط آهن دارد در صورتی که مدل وسیله نقلیه و تماس چرخ-ریل می‌تواند غیر خطی باشند. پارامترهای مودال خط آهن با گنجاندن مقادیر میرایی بسیار پیچیده خواهد شد (به

۲- مدل دو راهه

مدل دو راهه راه آهن از نوع UIC-۷۶۰ ۱:۱۴ (با ریل ۶۰ UIC) با نرم افزار I-DEAS المانبدی شده است که ۷۶۰ نشان دهنده شعاع قوس دوراها و ۱:۱۴ نشان دهنده شماره سوزن است. این دو راهه شامل ۳۶ دهانه تراورس و ۲۱,۷ متر طول است. ۲۲ دهانه تراورس در جلوی تکه مرکزی به نحوی قرار دارند که در حالات حدی، نتایج محاسبات روی تکه مرکزی را تحت تأثیر قرار نمی دهند. تنها درجات آزادی قائم (و نه افقی) هنگام مدلسازی در نظر گرفته می شوند. هر مقطع ریل بین دو تراورس، به ۵ المان تیر تقسیم می شود. گره های ریل اجازه حرکت در جهت z (جهت قائم) و نیز دوران حول محور x (عمود بر راستای ریل) را می یابند. شرایط مرزی برای تکیه گاه های انتهایی ریل با بستن گره های ریل در تمام جهات در دو انتهای ریل اعمال می شوند.

مدل سوزن شامل ۳۵ تراورس با طولهای مختلف است. هر تراورس به ۸ المان تیر تقسیم می شود. گره های تراورس اجازه حرکت در جهت z (راستای قائم) و نیز اجازه دوران حول محور y (موازی با جهت ریل) را می یابند. المان محدود سوزن مدل شده شامل ۱۰۷۸ گره و ۱۱۸۵ المان است و ۲۱۸۰ درجه آزادی دارد.

مدل المان محدود مسئله وینکلر، نامیراست. بالاستی که هر تراورس روی آن قرار می گیرد، مثل یک فونداسیون یکپارچه وینکلر با سختی k_b (شاخص b برای بالاست) مدل می شود. بالشتک های ریل بین ریل و تراورسها به صورت فنرهای خطی با سختی k_p (شاخص p برای بالشتک های ریل) مدل می شوند. در مطالعات حاضر مقدار عددی $k_b = 150 \frac{MN}{m^2}$ و $k_p = 140 \frac{MN}{m}$ [۱۴] [۱۳] به کار برده می شوند. این مقادیر خطی شده اند. در عمل، سختیها رفتار غیرخطی و وابسته به فرکانس را از خود نشان خواهند داد.

تکه مرکزی، جایی که چرخ از ریل بالدار به تکه مرکزی حرکت می کند، در قسمت پایین شکل (۱) نشان داده شده است. تکه مرکزی (قسمت مثلثی بین ریل های بالدار) با المانهای

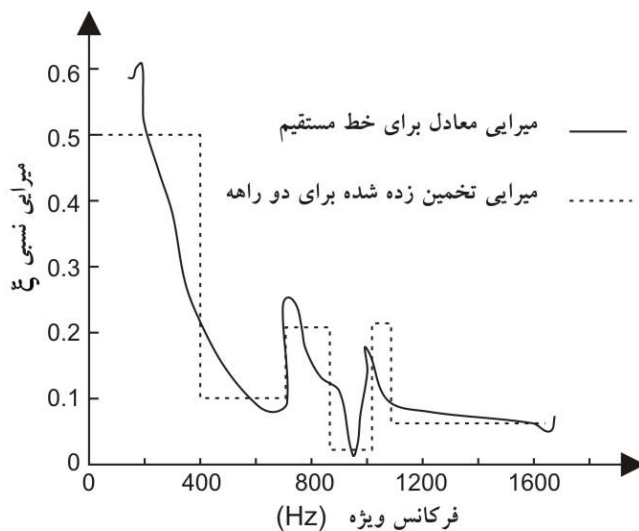
تیری مدل شده است که مقطع آن به صورت خطی افزایش می یابد. فاصله بین لبه تکه مرکزی و نقطه ای که تکه مرکزی در آن به دو ریل منشعب می شود، $m = 2.4$ است. پارامترهای مقطع ریل، تراورسها و دماغه با المانهای سطحی محدود محاسبه شده اند. مشخصات مقطع تراورسها و ریلها در جدول (۱) آورده شده است.

مقدار حقیقی فرکانس زاویه ای ویژه ω_{0n} ، بردارهای ویژه $\rho_0^{(n)}$ و جرمهای مودال m_n برای M ، $n = 1, 2, \dots$ برای سازه نامیرا محاسبه شده اند. عدد M برای تمام روشهایی که اثر غیر قابل اجتنابی روی واکنشهای دینامیکی دارند، به اندازه کافی باید بزرگ باشد. در اینجا $M = 48$ به کار رفته است. تمام مودهای ویژه در محدوده فرکانس $0 - 150$ هرتز، در تحلیلها منظور شده اند. براساس آنچه گفته شد، مدل المان محدود شامل هیچ میرایی نیست. بعد از تعیین پارامترهای نامیرای مودال، میرایی به عنوان « میرایی مودال» در سازه وارد می شود. میرایی مودال نسبی در مود n با ζ_n معنی پیدا می کند. در اینجا به کار بردن $\zeta_n < 1$ به این مسئله اشاره دارد که میرایی در تمام مودها زیر بحرانی است. با اندازه گیریها، میرایی مودال برای یک خط مستقیم تخمین زده شده است [۲۰].

برای نمونه سختیها و میراییهای بالشتکهای ریل و بالاست $k_b = 150 \frac{MN}{m}$ ، $c_p = 45 \frac{KN.s}{m}$ ، $k_p = 140 \frac{MN}{m}$ ، $c_b = 180 \frac{KN.s}{m}$ انتخاب می شوند. با این ارقام (برای خط مستقیم)، میرایی مودال معادلی به شکل منحنی پیوسته شکل (۲) به دست می آید. به طور مشابه سختیهای بالشتک ریل و بالاست k_b, k_p ، در مدل دوراها به کار رفته است. به خاطر اختلافات ساختاری زیاد بین خط مستقیم دو راهه مدل شده، این ایده به وجود می آید که میرایی را نمی توان بین دو مدل به طور مشترک استفاده کرد. بدین ترتیب میرایی مودال سوزن به شکلی که با نقطه چین نمایش داده شده، در شکل (۲)، تخمین زده می شود. مقادیر عبارت اند از:

جدول ۱- پارامترهای مقطع تراورسها و ریل سوزن UIC۶۰

تراورس	ریل	پارامتر
۴۱,۳	۲۱۰	مدول الاستیسیته (GPa)
۱۷,۲	۸۰,۷	مدول برشی (GPa)
۰,۲	۰,۳	ضریب پواسون
۲۴۴۹	۷۸۵۰	جرم حجمی $\frac{kg}{m^3}$
۴۹۸۱۶	۷۶۸۲,۵	مساحت مقطع عرضی mm^2
-	-	ممان دوم سطح cm^4 :
-	۳۰۱۱	محور X
۱۶۵۴۵	-	محور Y
۲۵۸۷۱	۵۱۲	محور Z
-	-	ضریب برش:
-	۱,۷۹۶	محور X
۱,۱۷۱	-	محور Y
۱,۱۶۸	۲,۴۹۳	محور Z



شکل ۲- میرایی مودال معادل برای خط مستقیم در برابر فرکانس ویژه (خط پیوسته) میرایی مودال تخمین زده شده برای دوراهه (نقطه چین)

مودهای با میرایی پایین $\zeta_n = 0,01$ ، به مودی که "pinned-pinned" نامیده می‌شود، خیلی نزدیک است (ریل با گره های متصل بر تراورسها مرتعش می‌شود). حال تمام اطلاعاتی که برای تشریح حالت مودال یک دو

برای مودهای ۲۱۰-۱: $\zeta_n = 0,5$ ، برای مودهای ۳۰۰-۲۱۱ : $\zeta_n = 0,1$ ، برای مودهای ۳۶۰-۳۰۱: $\zeta_n = 0,2$ ، برای مودهای ۴۰۰-۳۶۱: $\zeta_n = 0,01$ ، برای مودهای ۴۱۴-۴۰۱: $\zeta_n = 0,2$ ، برای مودهای ۴۸۰-۴۱۵: $\zeta_n = 0,05$.

راه مورد نیاز است، جمع آوری شده است [۱۳ و ۱۷ و ۲۰]. معادلات حرکت مدل با N درجه آزادی را می توان با استفاده از پارامترهای مختلط مودال و به صورت زیر نوشت:

$$\text{diag}(a_n)\dot{q}(t) + \text{diag}(b_n)q(t) = Q(t) \quad (1-f)$$

که در آن a_n - میرایی مودال است (عدد مختلط)، (برخی اوقات استهلاک مودال Foss نامیده می شود) b_n - سختی مودال (مقدار مختلط)، (برخی اوقات سختی مودال Foss نامیده می شود)

بردار q شامل تغییر مکانهای مودال و بردار Q بار مودال است.

پارامترهای a_n و b_n به صورت خاص عبارت است از:

$$a_n = \pm i 2m_n \omega_{0n} \sqrt{1 - \zeta_n^2} \quad (1-b)$$

$$b_n = 2m_n \omega_{0n}^2 [(1 - \zeta_n^2) \pm i \zeta_n \sqrt{1 - \zeta_n^2}] \quad (1-c)$$

بدین ترتیب، مدلسازی دوراهه به عنوان یک المان مودال میرا، نیاز به محاسبات فرکانسهای ویژه اش ω_{0n} ، مودهای ویژه $\rho_0^{(n)}$ ، جرمهای مودال m_n و پس از وارد کردن میرایی مودال ζ_n ، نیاز به a_n و b_n دارد.

۳- مدل‌های وسیله نقلیه

دو مدل مختلف وسیله نقلیه برای شبیه سازی رفتار دینامیکی قطارها وجود دارد. برای دوراهه مورد بررسی هیچ یک از درجات آزادی افقی وسیله نقلیه در نظر گرفته نشده است.

وسایط نقلیه، از آن جایی که به صورت سیستمهای مجزایی از جرمها، فنرها و میراکننده ها مدل می شوند، می توانند به دو شکل وابسته فرکانسی و وابسته زمانی باشند. در مطالعات حاضر دو مدل متفاوت برای شرح تاثیر دینامیکی متقابل بین قطار و خط به کار می رود:

نصف یک بوژی (یک چرخ و محور و قسمتی از قاب بوژی) و یک بوژی کامل (دو چرخ و محور مرتبط با قاب

بوژی). نیمه بوژی مدل شده ۶ درجه آزادی دارد: عکس‌العملهای سطح x_{a1} و x_{a2} (در برخورد با دو ریل) و چهار عکس‌العمل غیرسطحی x_i ($i = 1 \sim 4$)، شکل (۳-الف) مدل بوژی کامل ۱۱ درجه آزادی دارد، ۴ تا عکس‌العمل سطحی x_{ai} ($i = 1 \sim 4$) و هفت عکس‌العمل غیرسطحی x_{bi} ($i = 1 \sim 7$) شکل (۴). همچنین یک مدل تک جرمی برای بررسی و معتبر سازی مدل سوزن به کار برده می شود. (شکل ۳-ب).

در تمام مدلها برخورد بین چرخها و خط به صورت فنرهای افقی غیرخطی با سختی k_{Hi} نشان داده می شوند. جرمهای غیرفتری مدلها، یک چرخ و محور و قسمتی از یک واحد کشش (اگر موجود باشد) را نشان می دهد و جرمهای فتری نشان دهنده یک قاب بوژی است. بار وارده از طرف واگن، به عنوان یک نیروی ثابت مدل می شود. مقادیر پارامتری که در مطالعات حاضر به کار می روند در جدول (۲) آورده شده اند.

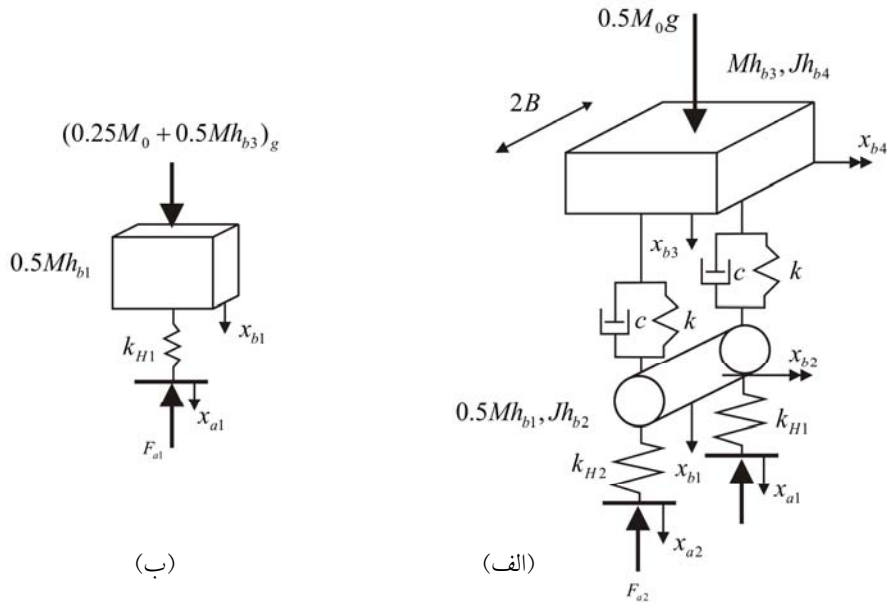
فنر هرتز به کار برده شده برای توصیف برخورد بین یک چرخ و ریل در فشار، غیر خطی و در کشش، سختی صفر دارد. سختی برخورد به چرخ i از معادلات زیر به دست می آیند:

$$k_{Hi} = \begin{cases} C_H \sqrt{(x_{bi} - Bx_{b(i+1)}) - x_{ai}} & \text{برای } (x_{bi} - Bx_{b(i+1)}) - x_{ai} > 0, i = 1, 2 \quad (2-f) \\ C_H \sqrt{(x_{b(i-1)} + Bx_{bi}) - x_{ai}} & \text{برای } (x_{b(i-1)} + Bx_{bi}) - x_{ai} > 0, i = 2, 4 \quad (2-b) \\ 0 & \text{بقیه} \quad (2-c) \end{cases}$$

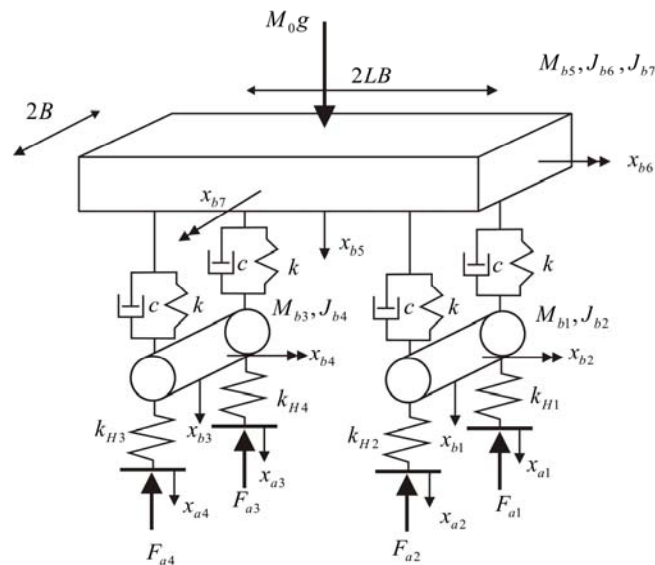
معادلات (۲) برای نصف بوژی مدل شده وقتی که $i = 1, 2$ و برای بوژی کامل مدل شده وقتی که $i = 1, 2, 3, 4$ معتبر هستند.

هنگام محاسبه سختی هرتز برای مدل تک جرمی، $i = 1$ در معادله (۲-الف) به کار می رود و دوران $x_{b(i+1)}$ به سمت صفر میل می کند. پارامتر C_H ضریب ثابت فنر هرتز است و در مطالعات حاضر $C_H = 93 \frac{GN}{m^{3/2}}$ [۱۰] به کار می رود.

معادلات حرکت مدل‌های وسیله نقلیه را می توان به صورت ماتریس نوشت:



شکل ۳- الف مدل نیمه بوژی (یک چرخ و محور و قسمتی از قاب بوژی) و ب- مدل تک جرمی (یک تک چرخ)



شکل ۴ - مدل یک بوژی کامل (۲ چرخ - محور مرتبط با قاب بوژی)

است. درجات آزادی عکس العمل غیر مشترک، در بردار x_b جمع شده‌اند. ماتریس M_{bb} شامل جرم‌های مدل وسیله نقلیه است. در ماتریسها K_{ij} ($i=a,b$ و $j=a,b$) و C_{bb} سختی و میرایی مدل وسیله نقلیه با هم جمع شده‌اند. بردار F_a شامل نیروهای ثابت مجهول و بردار F_b نیروهای خارجی معلوم است.

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & M_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_a \\ \ddot{x}_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & C_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_a \\ \dot{x}_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{aa} & K_{ab} \\ K_{ba} & K_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a \\ x_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_a(t) \\ F_b(t) \end{bmatrix} \quad (3)$$

بردار x_a شامل تغییر مکان قائم درجات آزادی عکس العمل سطح مشترک یعنی تغییر مکان قائم نقطه برخورد چرخ و ریل

جدول ۲- مقادیر پارامترهای وسیله نقلیه مربوط به شکل‌های (۳) و (۴)

جرمها (kg)	ممان اینرسی جرم (kg m ²)	سایر موارد
M ₀ = ۱۸۲۰۰	J _{b2} = ۲۰۰۰	k= ۱۵۰۰ kN/m
M _{b1} = ۱۹۰۰	J _{b4} = ۲۰۰۰	c=۳۲۰۰ Ns/m
M _{b3} = ۱۹۰۰	J _{b6} = ۴۰۰۰	2B = ۱,۶ m
M _{b5} = ۶۰۰۰	J _{b7} = ۶۰۰۰	2Lb = ۲,۵ m
Mh _{b1} = ۱۹۰۰	Jh _{b2} = ۲۰۰۰	g=۹,۸۱ m/s.s
Mh _{b3} = ۳۰۰۰	Jh _{b4} = ۲۰۰۰	

$$\dot{z}(t) = \underline{A}^{-1}(\underline{F} - \underline{Bz}(t))$$

$$z(t=0) = z_0 \quad (۵)$$

این معادله دیفرانسیل به صورت عددی و توسط برنامه Adams/Rail حل شده است. در مطالعات حاضر فقط قطارهایی که از مسیر مستقیم دورراه‌ها عبور می‌کنند در نظر گرفته شده است، شکل (۱). این بدان معنی است که چرخ سمت چپ به نرمی بر روی ریل اصلی می‌گلتد در حالی که چرخ سمت راست از روی تکه مرکزی عبور می‌کند. هنگامی که یک چرخ به تکه مرکزی می‌رسد، از غلتش روی سوزن و ریل بالدار تا غلتش روی دماغه و ریل دماغه تغییر می‌کند.

در انتقال ایدئال، چرخ به نرمی از روی ریل بالدار بر دماغه در یک حرکت پیوسته انتقال می‌یابد. بار باید به تدریج از ریل بالدار تا دماغه منتقل شود و هنگامی که چرخ از لبه دماغه نزدیک به ۰,۵ متر عبور می‌کند، بار چرخ باید روی دماغه به تنهایی عمل کند.

در مورد چرخهای فرسوده و یا ناهمواریهای هندسی تکه مرکزی، عبور چرخ بسیار کنترل نشده است. که این موجب وارد شدن بار ضربه ای بر دماغه می‌شود.

دو حالت متفاوت برای وارد آمدن ضربه بر تکه مرکزی در نظر گرفته می‌شود: الف) تغییر ناگهانی در انعطاف پذیری خط، حالت (۱) به علاوه ب) ناهمواری که در مسیر چرخ در هنگام غلتش از ریل بالدار به دماغه وجود دارد، حالت (۲). با توجه به این دو حالت، انتقال از تکه مرکزی به وسیله یک المان تیر

۴- اندرکنش بین قطار و خط

برنامه رایانه‌ای TDI برای حل مسئله تاثیر متقابل دینامیکی قطار - خط آهن نوشته شده و اعتبارسنجی آن در مرجع [۷] بررسی شده است. برای حل این مسئله، روش ایجاد معادلات وجود دارد که در آن درجات عکس العمل سطح مشترک بین چرخ و انحنای ریل را که با هم انطباق دارند، فراهم می‌سازد. این مطلب ثابت شده که مقاومت عددی زمانی به دست می‌آید که محدودیتهایی روی سرعت قائم و شتاب قائم در نقطه برخورد ریل و چرخ، اعمال شود.

معادلات مختلف حرکت سوزن، معادلات (۱-الف)، با معادلات حرکت وسیله نقلیه، معادلات (۳) و معادلات ثابت (در اینجا آورده نشده و برای مثال به مرجع [۱۲] رجوع شود) را شاید بتوان به شکل ماتریس مرتبه اول زیر نوشت:

$$\underline{A}(z, t)\dot{z}(t) + \underline{B}(z, t)z(t) = \underline{F}(z, t) \quad (۴-الف)$$

$$z(t) = \left\{ \underline{q}^T x_a^T x_b^T \dot{x}_a^T \dot{x}_b^T \dot{F}_a^T \right\}^T \quad (۴-ب)$$

که بردار فضایی محلی تعمیم یافته $z(t)$ عبارت است از: بردار فضایی محلی $z(t)$ شامل تغییر مکانهای مودال q ، جابه جاییهای فیزیکی (عمودی) x ، سرعتهای فیزیکی (عمودی) \dot{x} وسیله نقلیه، و ضربه های $\hat{F}_a = \int F_a(t)dt$ ناشی از نیروهای تماسی چرخ - ریل است.

در مطالعات حاضر، ماتریس \underline{A} ماتریسی غیر منفرد است بنابراین معادله (۴) را می‌توان به صورت زیر درآورد.

فرضی در مدل، فراهم می‌شود. با به کار بردن این المان (تیر فرضی)، بار چرخ به تدریج از گره a روی ریل بالدار تا گره b روی دماغه منتقل می‌شود، شکل (۱). برای شبیه سازی یک عبور نامنظم از روی تکه مرکزی، تیر فرضی برای دادن راهی بین گره‌های a و b شکل می‌گیرد. شکل تابع ناهمواری x_{irr} به صورت مقابل انتخاب می‌شود:

$$x_{irr} = 16A \sin^4\left(\frac{\xi\pi}{2L}\right) \cos^4\left(\frac{\xi\pi}{2L}\right) \quad (6)$$

در اینجا L فاصله بین گره‌های a و b و ξ یک مختصات محلی است.

برای پرهیز از ناپیوستگی (و مشکلات عددی) در گره‌ها، تابع ناهمواریها طوری انتخاب شده است که مقادیر صفر برای خود تابع و مشتقات دوم و سوم آن در گره‌ها منظور کند. و بدین ترتیب از به وجود آمدن ناپیوستگیها در تغییر مکان قائم، سرعت و شتاب چرخ هنگام عبور از گره‌ها جلوگیری می‌شود. مقدار A ، عمق فرورفتگی بین گره‌ها را می‌دهد. برای حالت (۱)، $A=0$ به دست می‌آید.

۵- نتایج

نتایج نشان دهنده اندرکنش دینامیکی میان مدل‌های مختلف وسیله نقلیه و دوراهه در زیر آورده شده‌اند. برای شبیه سازی حالت‌های مختلف انتقال، پارامتر A از تابع ناهمواریهای x_{irr} و سرعت ثابت قطار V به صورت متغیر انتخاب شده‌اند. با وجود این، ابتدا انعطاف پذیری استاتیکی (نرمی برحسب متر بر نیوتن) سوزن بررسی شده است.

انعطاف پذیری یا نرمی استاتیکی در جهت قائم خط آهن در گره‌های المانه‌های محدود ریل از تراورس شماره ۱۰ تا ۳۰ محاسبه شده است، شکل (۵).

در بین گره‌ها، انعطاف پذیری ریلها با خطوط مستقیم درونیابی می‌شوند. سه منحنی نشان داده شده در شکل (۵): خط توپر ضخیم انعطاف پذیری ریل اصلی (که چرخ چپ از روی آن عبور می‌کند)، خط توپر نازک انعطاف پذیری در طول ریل دوراهه و ریل بالدار (که چرخ راست از آن عبور می‌کند)

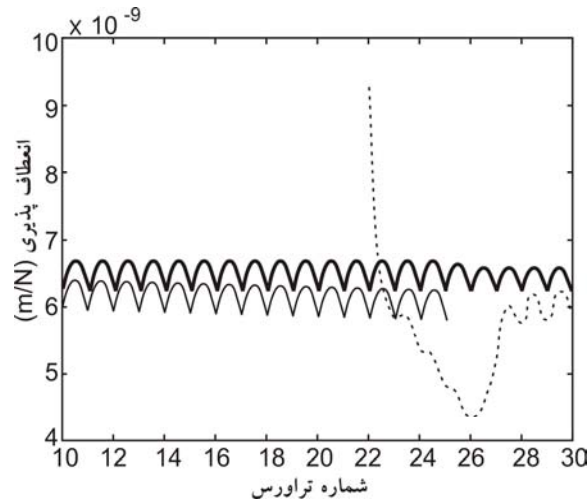
و خط چین انعطاف پذیری در طول تکه مرکزی و ریل دماغه (که چرخ راست از آن نمی‌گذرد) را نشان می‌دهد.

می‌توان مشاهده کرد که ریل اصلی اندکی از ریل تیغه سوزن انعطاف پذیرتر است. (احتمالاً به علت عدم تقارن سوزن). همچنین می‌توان دید که انعطاف پذیری قسمتی از ریل که بین دو تراورس قرار دارد از انعطاف پذیری قسمتی از ریل که روی تراورس قرار دارد بیشتر است (همان گونه که انتظار می‌رود). در عمل تغییراتی در انعطاف پذیری خط آهن در طول خط به دلیل تغییر سختی بالاست در قسمت‌های مختلف وجود دارد [۱۶]. این تفاوت در انعطاف پذیری خط در این قسمت اعمال نشده است. (اگرچه به سادگی قابل مدلسازی است). در طول تکه مرکزی، تغییرات زیادی در انعطاف پذیری وجود دارد، که این مسئله بر واکنش دینامیکی، هنگامی که یک چرخ روی تکه مرکزی می‌غلتد، تاثیر خواهد داشت. پر واضح است زمانیکه ریل بالای شکل و دماغه انعطاف پذیری یکسانی دارند، چرخ بهتر از روی دماغه حرکت کند.

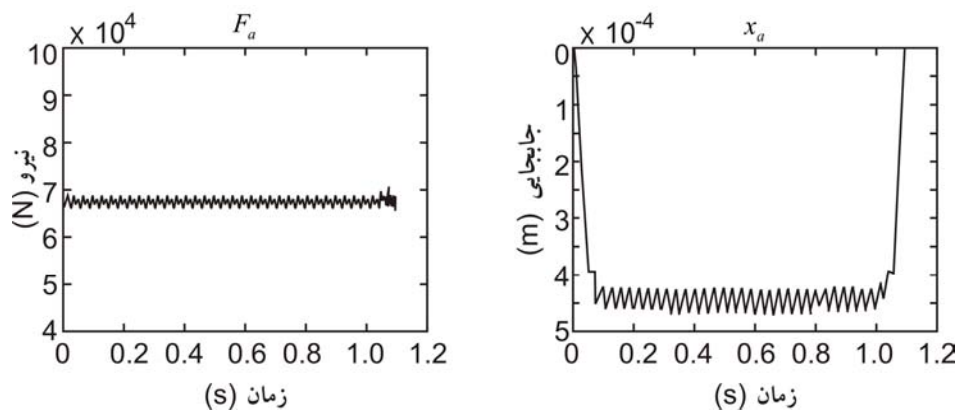
۵-۱- مدل تک چرخ

یک وسیله نقلیه تک جرمی (تنها یک چرخ) از مدل دوراهه عبور خواهد کرد. درجات آزادی سطح مشترک x_a یعنی نقطه برخورد چرخ با ریل و نیروی برخورد ریل / چرخ F_a محاسبه شده‌اند. سرعت چرخ ۷۰ کیلومتر بر ساعت است. محاسبات برای غلتش چرخ روی ریل اصلی یا روی ریل تیغه سوزن، ریل بالدار، تکه مرکزی و ریل دماغه انجام گرفته است (بدون هیچ ناهمواری x_{irr} در تکه مرکزی). نتایج در شکل‌های (۶) و (۷) نشان داده شده‌اند. همان طور که انتظار می‌رفت نیروی ثابت و جابه‌جایی ریل اغلب وقتی یک تک چرخ از ریل اصلی عبور می‌کند، ثابت هستند.

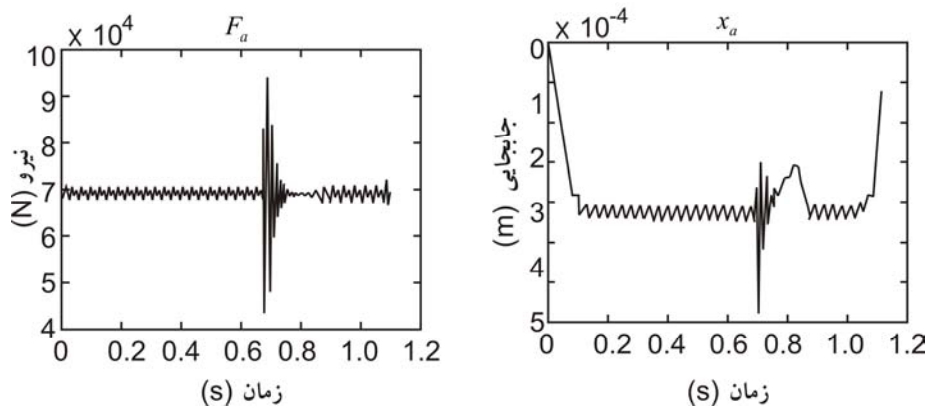
در شکل (۶) تغییرات به وجود آمده در نیروی تماسی و جابه‌جایی به علت فواصل تراورسهاست. همچنین در این شکل می‌توان تاثیر شرایط مرزی در قسمت انتهایی مدل دوراهه را مشاهده کرد که تنها به فاصله دو تا سه تراورس محدود شده



شکل ۵- انعطاف پذیری استاتیکی دوراها: خط توپر ضخیم انعطاف پذیری ریل اصلی را نشان می‌دهد. خط توپر باریک نشاندهنده انعطاف پذیری ریل اصلی و ریل بالدار است. خط نقطه چین نشاندهنده انعطاف پذیری تکه مرکزی و ریل دماغه است.



شکل ۶- نیروی تماسی ریل - چرخ F_a و جابه‌جایی درجه آزادی سطح مشترک x_a برای یک تک چرخ عبوری از ریل اصلی



شکل ۷- نیروی تماس ریل - چرخ F_a و جابه‌جایی درجه آزادی سطح مشترک x_a برای یک تک چرخ عبوری از تیغه ریل، ریل بالدار، تکه مرکزی و ریل دماغه

است. هنگامی که چرخ روی ریل بالدار و روی دماغه می‌غلند، شکل (۷)، عدم پیوستگی در انعطاف پذیری سوزن، سبب به وجود آمدن یک بار ضربه‌ای در زمان حرکت چرخ روی دماغه است.

مرحله بعد، مطالعه مدل‌های دو بوژی عبوری از دوراهی است. مدل اول، مدل بوژی کامل با دو چرخ و محور و یک قاب بوژی است. مدل دیگر مدل نیمه بوژی با تنها یک چرخ و محور و نصف یک قاب بوژی است. محاسبات برای سرعت ثابت وسیله نقلیه ۷۰ کیلومتر بر ساعت انجام شده است. هیچ تابع ناهمواری در تکه مرکزی منظور نمی‌شود و نیز در معادله (۶)، $A=0$ است. این بدان معنی است که تنها تاثیر تغییر ناگهانی انعطاف پذیری خط در تکه مرکزی بررسی می‌شود. نتایج برای دو مدل مقایسه شده است.

۲-۵- مدل نیمه بوژی

نتایج مدل نیم بوژی عبوری از سوزن در شکل‌های (۸) تا (۱۰) آورده شده‌اند. شکل (۸) نیروهای برخورد F_{a1} (چرخ چپ) و F_{a2} (چرخ راست) را نشان می‌دهد.

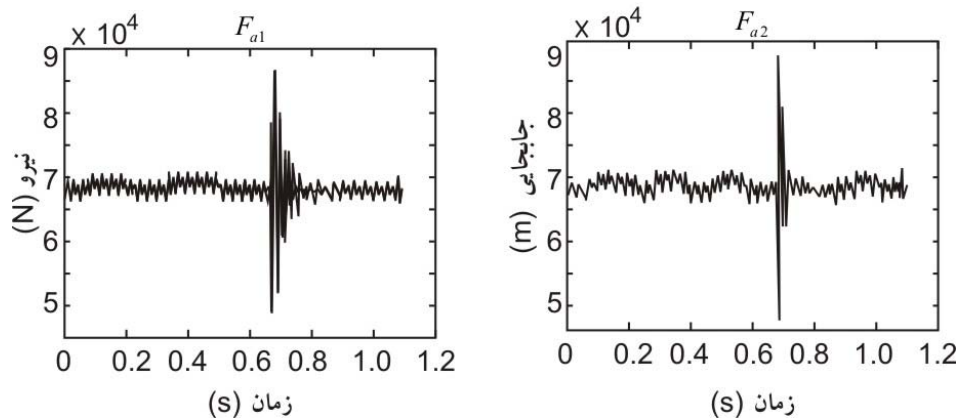
می‌توان مشاهده کرد که نیروی ضربه روی دوراهه، F_{a2} از طریق محور چرخ (صلب) و یا از طریق تراورسها (به تبع تماس چرخ - ریل) منتقل می‌شود و وارد آمدن بار ضربه ناشی از برخورد چرخ-ریل F_{a1} نیز به همین طریق اعمال می‌شود. بار ضربه وارده بر چرخ چپ (F_{a1}) با وجود کوچک بودن، با بار ضربه وارده بر چرخ راست، F_{a2} ، مقایسه می‌شود. همچنین از شکل (۸) می‌توان دریافت که مقدار ضربه وارده به چرخ راست چندان شدید نیست. علت اصلی آن انتقال آهسته بار به چرخ است که در حدود ۳۰ درصد نیروی تماسی استاتیکی ریل - چرخ است.

جابه‌جایی سطح مشترک x_{a1} و x_{a2} در شکل (۹) نشان داده شده‌اند. در عمل، تصادفی بودن نیروی برخورد چرخ / ریل در زمان $t=0.69s$ نشان دهنده افزایش بی‌نظمی در جابه‌جاییهاست. در تکه مرکزی، جابه‌جایی x_{a2} رفتار مشابهی

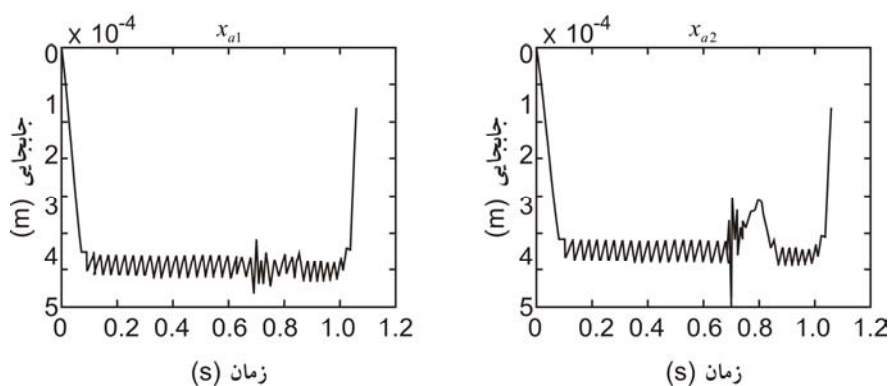
همانند عبور تک چرخ نشان می‌دهد (شکل ۷). در شکل (۱۰) جابه‌جایی درجات آزادی سطح غیر مشترک آورده شده است. انتقال قائم x_b از محور چرخ تقریباً برابر مقدار میانگین x_{a1} و x_{a2} است (فشرده‌گی فنرهای هرتز سهم کوچکی را دارد). از شکل (۱۰) می‌توان دریافت که دوران حول محور x محور چرخ در جلوی تکه مرکزی، دارای مقداری منفی است. در عمل زمانی که ریل سمت چپ اندکی بیش از ریل سمت راست (ریل سوزن) انعطاف پذیر باشد: $x_{a1} > x_{a2}$ را می‌دهد. هنگامی که چرخ و محور به تکه مرکزی می‌رسد، محور چرخ شروع به نوسان می‌کند که چگونگی وارد آمدن ضربه به تکه مرکزی هنگام عبور از ریل سمت چپ در شکل (۸) نشان داده شده است. حرکت دورانی حول محور x ، اغلب قبل از رسیدن وسیله نقلیه به انتهای سوزن، پایدار می‌شود. مختصات x_{b3} و x_{b4} به ترتیب انتقال و حرکت دورانی حول محور x قاب بوژی را می‌دهد. به علت آنکه سختی فنر k نسبتاً پایین است (در مقایسه با سختی فنر هرتز k_H)، فرکانس این حرکات کم است. هنگامی که چرخ از روی یک ریل به ریل دیگر در تکه مرکزی می‌رود، تاثیر افزایش نیروی برخورد روی قاب بوژی x_{b3} اغلب اندک است اما دامنه حرکت دورانی حول محور x ، x_{b4} افزایش می‌یابد.

۳-۵- مدل بوژی کامل

در مدل بوژی کامل، دو چرخ - محور متصل به قاب بوژی روی خط می‌غلند. چرخ و محورها تقریباً در زمانهای ۰٫۶۹ و ۰٫۸۲ ثانیه به تکه مرکزی می‌رسند. در شکل (۱۱) نیروهای تماسی چرخ-ریل آورده شده‌اند. می‌توان مشاهده کرد که دو چرخ - محور نیز تقریباً رفتاری مشابه مدل نیم بوژی دارند و چرخ - محورها هنگام عبور از تکه مرکزی بر یکدیگر تاثیر اندکی می‌گذارند (این نتیجه‌گیری با یافته‌ها برای ضربه وارده از یک بریدگی چرخ بر امتداد ریل متفاوت است. این ضربه از طریق ریل منتقل شده و تقریباً ضربه‌ای به همان بزرگی بر چرخ - محور دوم وارد می‌آورد [۱۱]).



شکل ۸- نیروهای تماسی چرخ-ریل F_{a1} (چرخ چپ) و F_{a2} (چرخ راست) برای نیم بوژی عبوری از دوراهه



شکل ۹- جابه‌جایی سطح مشترک x_{a1} و x_{a2} برای عبور نیم بوژی از تکه مرکزی

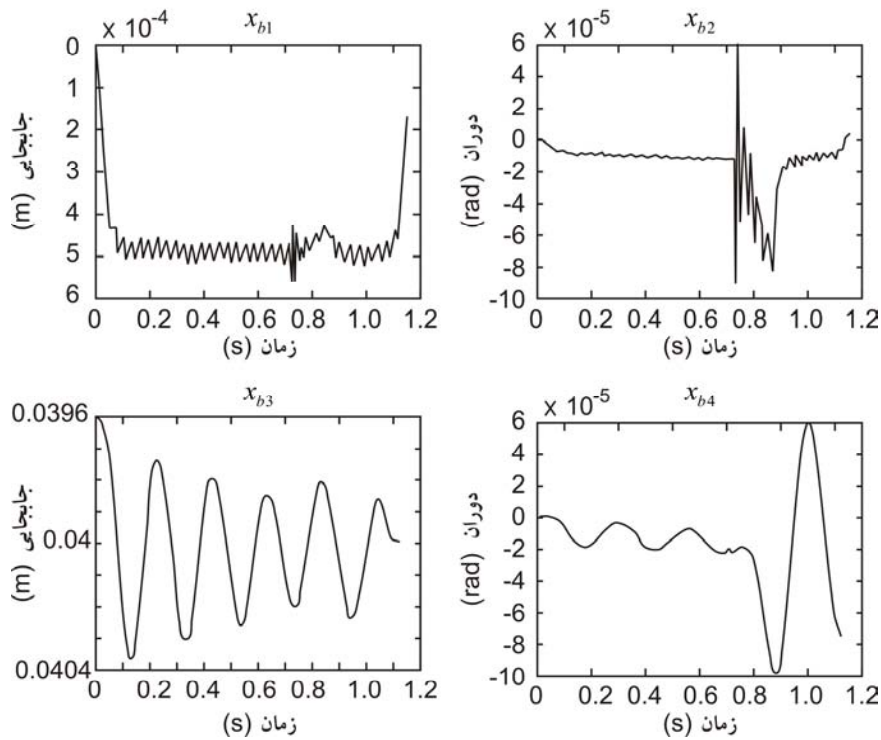
مدل یکسان است، اما دامنه های انتقال و حرکات دورانی برای مدل بوژی کامل کمتر است. تنها به نظر می‌رسد، حرکت دورانی حول محور x قاب بوژی از تکه مرکزی تاثیر بیشتری می‌پذیرد (حرکات دیگر دارای حالت محدودی بوده و اغلب از تکه مرکزی تاثیر نمی‌پذیرند)، شکل (۱۰).

۴-۵- مقایسه بین دو مدل بوژی

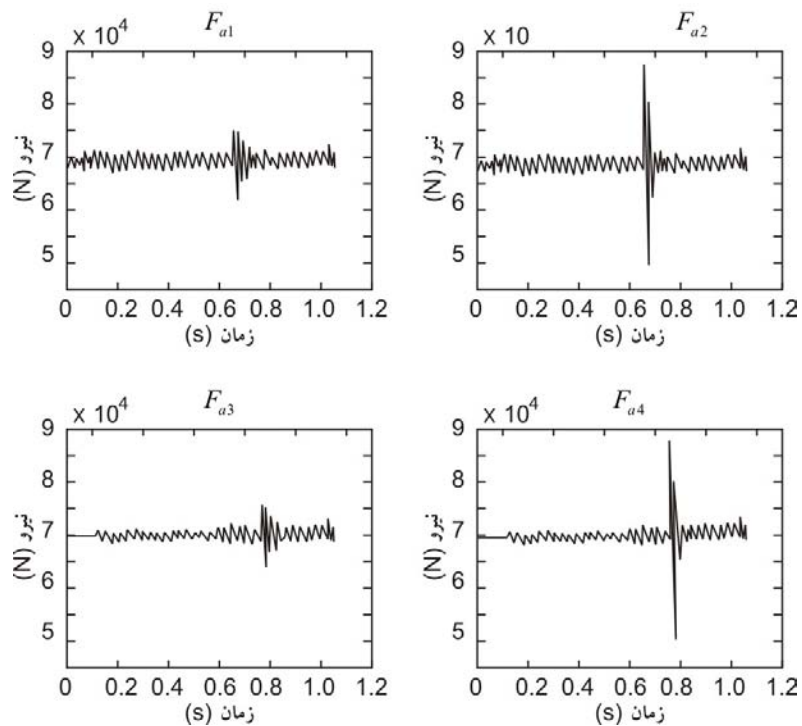
مقایسه نتایج مدل‌های بوژی کامل و نیم بوژی نشان می‌دهد که چرخ-محور هادی مدل بوژی کامل، رفتار دینامیکی مشابه با چرخ-محور هادی مدل نیم بوژی را داراست. جدا از تفاوت‌های کوچک، چرخ-محور انتهایی مشابه چرخ و محور جلویی رفتار می‌کند.

آنچه نتیجه‌گیری می‌شود این است که مدل نیم بوژی

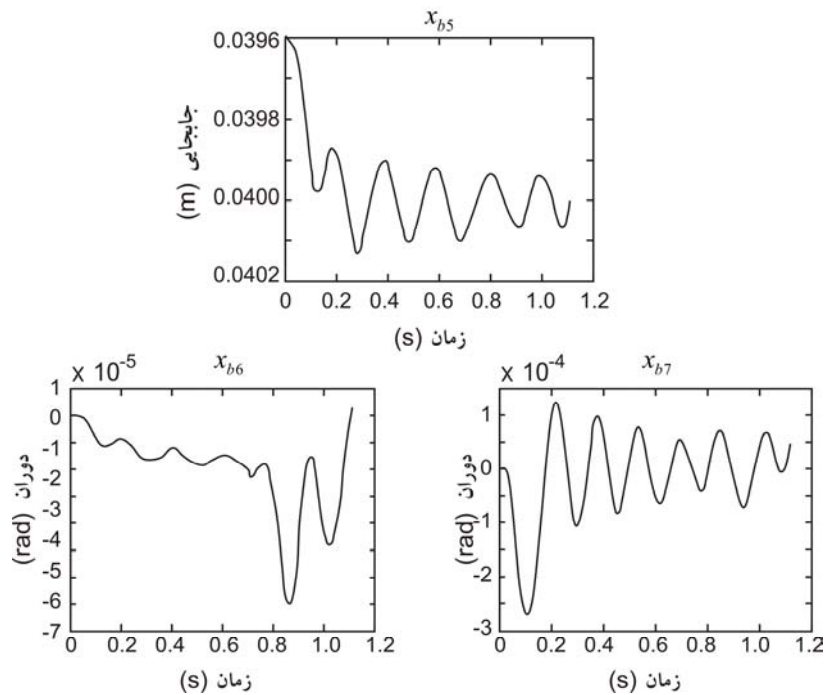
انتظار می‌رود به خاطر تاثیر اندکی که چرخ-محورها بر یکدیگر دارند، جابه‌جایی‌های عمودی در نقاط تماس چرخ و ریل مشابه مدل نیم بوژی باشد که قبلاً شرح داده شد شکل (۹). همچنین آنچه بیش از همه به مدل نیم بوژی شباهت بسیار دارد، حرکات دوگانه انتقال عمودی و دوران حول محور x - محور هستند، هرچند در اینجا نمایش داده نشده است (به مرجع [۱۸] مراجعه شود). اگرچه تغییر واضحی را در حرکت دورانی چرخ-محور عقبی x_{a4} هنگام ورود چرخ-محور به تکه مرکزی می‌توان دید، اما در شکل (۱۲)، انتقال عمودی x_{b5} (شناوری) و دوران x_{b4} (دوران حول محور x) و x_{b7} (دوران حول محور y) قاب بوژی نیز نمایش داده شده‌اند. با مقایسه بین مدل نیم بوژی و این مدل شکل (۱۰) می‌توان رفتار مشابهی را مشاهده کرد: فرکانسهای نوسان دو



شکل ۱۰- جابه‌جایی‌های درجات آزادی x_{b1} (انتقال قائم چرخ - محور)، x_{b2} (دوران حول محور x در چرخ - محور)، x_{b3} (جابه‌جایی قائم قاب بوژی) و x_{b4} (دوران حول محور x قاب بوژی) برای یک مدل نیم بوژی عبوری از تکه مرکزی



شکل ۱۱- نیروهای تماسی ریل-چرخ F_{a1} ، F_{a2} ، F_{a3} و F_{a4} برای یک مدل بوژی کامل عبوری از تکه مرکزی (F_{a1} و F_{a2} چرخهای چپ هستند).



شکل ۱۲- انتقال قائم (پرش) و دوران قاب بوژی برای یک مدل بوژی کامل عبوری از تکه مرکزی

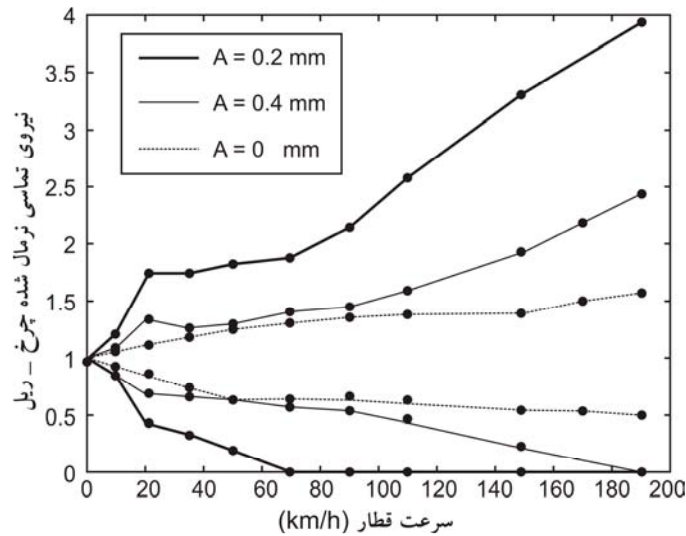
این پدیده در اینجا بررسی نمی‌شود.

کمترین و بیشترین مقدار نیروی تماسی ریل-چرخ در هنگام عبور یک نیم بوژی از دوراهی محاسبه شده است. محاسبات برای مقادیر مختلف عمق ناهمواری (پارامتر A در معادله (۶)) و برای سرعت‌های متفاوت وسیله نقلیه انجام گرفته است. مقدار نهایی محاسبه شده نیروی تماسی در شکل‌های (۱۳) و (۱۴) با نقطه چین نشان داده شده است و خطوط تنها درونیابی خطوط مستقیم بین گره‌ها را نشان می‌دهد. شکل (۱۳) مقادیر حداکثر و حداقل نیروی تماسی ریل-چرخ در تکه مرکزی را به صورت تابعی از سرعت وسیله نقلیه و عمق ناهمواری نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که عبور از روی بستر صاف (تابع ناهمواری $A=0$) نیروهای تماسی کمتری را در تمامی سرعت‌ها به وجود می‌آورد. افزایش عمق ناهمواری، موجب افزایش سریع حداکثر مقدار نیروی تماسی می‌شود. مطابق شکل در سرعت 70 کیلومتر بر ساعت حداکثر نیروی تماسی تقریباً دو برابر مقدار نیروی تماسی استاتیکی است. همچنین در شکل (۱۳) می‌توان مشاهده کرد که حداکثر مقدار

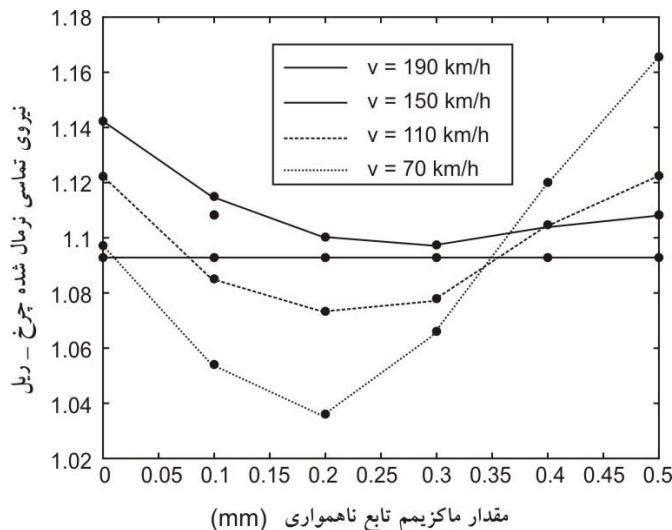
برخلاف پیچیدگی زیاد مدل بوژی کامل، به همان اندازه رفتار دینامیکی یک چرخ-محور عبوری از تکه مرکزی را تشریح می‌کند. پس برای کاستن زمان محاسبات، در قسمت بعدی مطالعات حاضر، تنها مدل نیم بوژی در نظر گرفته می‌شود.

۵-۵- عبورهای نامنظم از روی تکه مرکزی

تاکنون در محاسبات ارائه شده عبور چرخ از روی ریل بالدار به دماغه به آرامی (بستر صاف) صورت گرفته و تنها تاثیر تغییر در انعطاف پذیری (نرمی) ریلها، وارد محاسبات شده است. حال برخی محاسبات که در آن وجود ناهمواریهای سطحی x_{III} (به معادلات (۶) مراجعه شود) باعث عبورهای نامنظم بر روی تکه مرکزی شده، ارائه می‌شود. باید دقت شود که تابع ناهمواری به کار رفته در این مدلها چگونگی عبور چرخ از ریل بالدار تا دماغه را نشان می‌دهد. در عمل چیزی که انتظار می‌رود یک اختلاف ارتفاع بین ریل بالدار و دماغه است جایی که چرخ از روی دماغه عبور می‌کند. این اختلاف ارتفاع باعث به وجود آمدن ضربه‌ای بزرگ بر تکه مرکزی می‌شود، که



شکل ۱۳- حداکثر و حداقل نیروهای تماسی نرمال شده ریل - چرخ بر تکه مرکزی (نیروی تماسی نرمال شده استاتیکی) برحسب سرعت وسیله نقلیه برای سه حالت ناهمواری متفاوت (A=0, 0.2, 0.4) به کار رفته در مدل نیم بوژی



شکل ۱۴- بیشینه نیروی تماسی نرمال شده ریل - چرخ در ریل اصلی (نیروی تماسی استاتیکی نرمال شده) برحسب پارامتر ناهمواری A برای چهار سرعت مختلف وسیله نقلیه (70, 110, 150, 190) در مدل نیم بوژی

شکل (۱۴) حداکثر مقدار نیروی ضربه را به صورت تابعی از پارامتر ناهمواری A برای برخی سرعت‌های وسیله نقلیه نشان می‌دهد. نکته قابل توجه اینکه برای سه سرعت پایینتر، ضربه وارده بر ریل اصلی به علت ناهمواری در تکه مرکزی، کمتر می‌شود. به نظر می‌رسد که ناهمواری، تغییر ناگهانی در انعطاف پذیری تکه مرکزی را جبران می‌سازد. اگرچه یک ناهمواری بزرگ باعث ضربه بزرگی بر تکه مرکزی می‌شود و

نیروی برخورد می‌تواند صفر باشد. این بدان معنی است که چرخ تماسش را با ریل از دست می‌دهد. یعنی چرخ از روی قسمت انعطاف ناپذیر پرش می‌کند و بعد از آن می‌تواند به روی ریل برگردد.

شکل (۱۳) بیان می‌کند که نیروی ضربه بعد از یک پرش، به ویژه در سرعت‌های بالا، بسیار بزرگ است. نیروی ضربه در تکه مرکزی از طریق محور چرخ و یا از طریق تراورسها انتقال می‌یابد.

این ضربه از طریق ریل اصلی منتقل می‌شود، در سرعت‌های خیلی بالا (۱۹۰ کیلومتر بر ساعت) افزایش ۱۰ درصدی در نیروی تماسی روی ریل اصلی ناشی از ناهمواری در تکه مرکزی نیست. اما بیشتر به علت متفاوت بودن انعطاف پذیری ریل اصلی ایجاد می‌شود که در اثر وجود فاصله بین تراورسها به وجود می‌آید.

۶- نتیجه گیری

برای دو مدل بوژی، نشان داده شد که تغییرات نیروی تماسی ریل-چرخ در ریل اصلی و تیغه ریل، قبل از رسیدن چرخ-محور به تکه مرکزی، همفاز هستند. تغییرات در نیروی تماسی ریل-چرخ ناشی از تغییرات انعطاف پذیری موجود در خط به علت وجود فاصله بین تراورسهاست. هنگامی که یک چرخ بر روی سوزن و ریل بالدار به سمت دماغه در تکه مرکزی حرکت می‌کند، ناپیوستگی (گسستگی) باعث ایجاد بار ضربه‌ای می‌شود و بدین ترتیب نیروهای تماسی ریل-چرخ غیرهم فاز می‌شوند که نتیجه آن حرکت نوسانی محور چرخ است. میرایی سیستم سبب می‌شود که رفتار دینامیکی قائم مجموعه تقریباً مشابه رفتار مسیر قبل از تکه مرکزی شود.

تحت شرایط ایدئال تکه مرکزی، انتقال چرخ از ریل بالدار به دماغه، به نرمی صورت می‌گیرد. افزایش در نیروی برخورد ریل/چرخ تنها بین ۳۰ تا ۵۰ درصد است. هنگام به کارگیری یک مدل واقعی برای انتقال (داشتن ناهمواریهای اجتناب ناپذیر)، نیروی تماسی ریل-چرخ با افزایش هرچه بیشتر سرعت،

مراجع

به‌طور چشمگیری زیاد می‌شود. هم اکنون در سرعت ۷۰ کیلومتر بر ساعت حداکثر مقدار نیروی برخورد ریل-چرخ دو برابر شده که اهمیت نگهداری مناسب دوراهه را نشان می‌دهد.

مطالعات تجربی برای تعیین میرایی مودال یک سوزن واقعی بایستی انجام پذیرد. همچنین مقادیر منطقی دامنه A از تابع ناهمواری باید اندازه‌گیری شود. همچنین باید متذکر شد که تابع ناهمواری به کار رفته در اینجا از ریل بالدار شروع شده و در دماغه در همان سطح پایان می‌یابد. اگر یک اختلافی در سطح وجود داشته باشد (دماغه بالاتر از ریل بالدار) این به وارد آمدن ضربه به تکه مرکزی و حتی بیشتر شدن آن کمک می‌کند.

تحقیقات آتی

در این مقاله نتایج محاسبات نظری با مدلسازی صورت گرفته، ارائه شده است. گرچه اعتبارسنجی نرم افزار و مدل دینامیکی خط آهن - قطار در مقالات قبلی مولف صورت گرفته است ولی به لحاظ اهمیت مسئله و ضرورت کنترل نیروها و ضربات چرخ - ریل، انجام آزمایشات واقعی و اندازه‌گیری پارامترهای مختلف به عنوان تحقیقات آتی مد نظر است.

تشکر و قدردانی

در پایان از حمایت‌های مالی انستیتو تحقیقات راه آهن چین و راهنمایی استاد شی‌اخی از دانشگاه جیاوتونگ پکن و حمایت از انجام آزمایشات لازم در نواحی مختلف چین تشکر و قدردانی می‌شود.

1. Timoshenko, S., *History of Strength of Materials*, McGraw- Hill, New York, 1954.
2. Inglis, C. E. *A Mathematical Treatise on Vibrations in Railway Bridges*, University Press, Cambridge, 1934.
3. Fryba, L., *Vibrations of Solids and Structures Under Moving loads*, Noordhoff International Publishing, Groningen, 1972.
4. Knothe, K., and Grassie, S. L. "Modelling of Railway Track and Vehicle/Track Interaction at High Frequencies," *Vehicle System Dynamics*, 22, 209-262, 1993.
5. Lin, Y. H. and Trethewey, M. W. "Finite Element Analysis of Elastic Beams Subjected to Moving Dynamic Loads," *J. Sound Vibr.*, 136, 323-342, 1990.
6. Clark, R. A., Dean, P. A., Elkins, J., and Newton, S. "An Investigation into the Dynamic Effects of Railway Vehicles Running on Corrugated Rails. Proc. Instn Mech Engrs, Part C, *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 24 (C1), PP. 65-76, 1982.
7. Zakeri J. A., Xia H., and Fan J. J., "Computer Simulation for dynamics of Railway Track

- Structures,” *Proceedings of International Symposium on Theory and Application of Structural Engineering Test Method*, Tsinghua University, Beijing, pp. 167-173, 1999.
8. Tunna, J. M. “Wheel/Rail Force due to Wheel Irregularities,” *In Proceedings of 9th International Wheelset Congress, Montreal, Canada*, paper 2-6, 1988.
 9. Nielsen, J. C. O., and Abrahamsson, T. J. S. “Coupling of Physical and Modal Components for Analysis of Moving Non-Linear Dynamic Systems on General Structures,” *Int. J. Numer. Meth. Engng*, 33, PP. 1843-1859, 1992.
 10. Ripke, B. “Fahrzeug-Fahrweg-Dynamik, VDI Fortschri- Berichte Series 12 No. 249, VDI Verlag, Dusseldorf, 1995.
 11. Nielsen, J. C. O., and Igeland, A. “Vertical Dynamic Interaction Between Train and Track – Influence of Wheel and Track Imperfections,” *J. Sound Vibr.*, 187, PP. 825-839, 1995.
 12. Nielsen, J. C. O., and Fermer, M. “Wheel Contact Forces for Flexible Versus Solid Wheels due to Tread Irregularities,” *in Proceedings of 13th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, Chengdu, China*, Vol. 23-27, PP. 142-157, 1993.
 13. Ivarsson, J., and Johansson, A., “Finite Element Model of Railway Turnout,” Report T144, Division of Solid Mechanics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, 1996.
 14. Fenander, A., “Modelling Stiffness and Damping by Using of Fractional Calculus With Application to Railpads,” Dissertation, Division of Solid Mechanics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, 1997.
 15. NAG Fortran Library Manual, Mark 15, Vol. 2, (The Numerical Algorithms Group Limited, Oxford), 1991.
 16. Frohling, R. D., Scheffel, H., and Ebersohn, W. “The Vertical Dynamic Responses of a Rail Vehicle Caused by Track Stiffness Variations Along the Track,” *Veh. Syst. Dynamics*, Vol. 25, PP. 175-187, 1996.
 17. Andersson, C., “Railway Turnout Vibrations”, Report EX1997:1, Division Of Solid Mechanics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, 1997.
 18. Martensson, U., “Railway Crossing Vibration,” Report T138, Division of Solid Mechanics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, 1997.
 19. Andersson, C., and Dahlberg, T., “Wheel/Rail Impacts at a Railway Turnout Crossing,” *Proc. Instn Mech Engrs, Part F, Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol 212, PP. 123-134, 1998..
 20. Fan Junjie, Gu Ai Jun, Zakeri, Jabbar Ali, and Chen yue yuan, “On-Site Tests in Continuous Welded Turnouts in Chinese Railway,” Research Report No. njtu-12, Northern Jiaotong University, 2000.
 21. Zhu J., “On the Effect Of Varying Stiffness Under the Switch Rail on the Wheel – Rail Dynamic Characteristics of a High-Speed Turnout,” *Proc. Instn Mech Engrs, Part F, Journal of Rail and rapid transit*, Number 1. ,Vol 220, PP. 69-75, 2006.
 22. Ren, Z., Sun, S., and Zhai, W., "Study on Lateral Dynamic Characteristics of Vehicle/Turnout System," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 43(4), PP.. 285-303, 2005.
۲۳. ذاکری ج.ع.، فن جون جیه "بررسی محاسبات دستگاه‌های تعویض خط جوشکاری شده پیوسته راه آهن" مجله علمی پژوهشی استقلال، دانشگاه صنعتی اصفهان، سال ۲۴، شماره ۱، شهریور ۸۴