فصلنامه‌ی علمی و پژوهشی شریف
پاییز ۱۳۸۴، شماره‌ی سی و یکم، ص. ۳-۱۱

بررسی تأثیر پروفیل چرخ در پایداری، رفتار بوژی و سایش چرخ برای بوژی MD۳۶

محمدحسن کدیور (استاد)
حبیب‌اله ملاطفی (دانشجوی دکتری)
دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه شیراز

واگن‌ها یا لوکوموتیوها به وسیله‌ی بوژی با ریل ارتباط دارند. یک بوژی با محورها، سیستم تعلیق و ساز وکارهای مناسب عامل حرکت قطار است و وزن سازه را به ریل منتقل می‌کند. در سال‌های اخیر سایش شدید چرخ‌ها توجه بسیاری را جلب کرده است. پروفیل چرخ یک عامل بسیار مهم در ایمنی و رفتار دینامیکی بوژی و قطار است. در این نوشتار سه نوع پروفیل S۱۰۰۲، SZD و پروفیلی با سایش در تاج، بر روی ریل استاندارد UIC۶۰ با شیب ۱/۴۰ درنظر گرفته شده و پس از تحلیل پروفیل‌ها با مدل‌سازی یک نوع بوژی MD۳۶، تأثیر پروفیل چرخ در پایداری، رفتار بوژی و سایش چرخ معرفی شده است. همچنین هانتینگ (Hunting) بوژی معرفی شده و تأثیر سه‌نوع پروفیل در پایداری بوژی بررسی شده است. با در نظر گرفتن مسیر زیگزاگی با شعاع انحنای ۲۰۰m و با ناهنجاری اتفاقی، تأثیر این سه نوع پروفیل در رفتار سازه همچون راحتی سفر، خروج از خط، نیروی وارد بر سیستم تعلیق و سایش ارائه شده است. در انتها سه نوع پروفیل مقایسه شده و بر تأثیر بسیار شدید پروفیل چرخ در سایش و رفتار دینامیکی بوژی تاکید شده است. لزوم تحقیق بر روی پروفیل بهینه با جامع‌نگری، مورد تأکید قرارگرفته است. همچنین بر لزوم بازدید سایش تاج چرخ تاکید شده است.

مقدمه

بوژی MD۳۶ یکی از مهم‌ترین بوژی‌های مورد استفاده در ایران است. این بوژی بیش از ۵۰ سال پیش طراحی شده و طی سال‌های گذشته در برخی کشورها تغییرات مهمی در ساختار آن داده شده که از مهم‌ترین آنها افزایش سرعت بهره‌برداری از ۱۴۰km/h به ۲۰۰km/h در سال ۱۹۷۴ است[۱] با توجه به شرایط اقلیمی کشورمان که تفاوت بسیاری با اروپا دارد و همچنین کیفیت خطوط آهن موجود درکشور، لزوم تحلیل رفتار این بوژی اجتناب‌ناپذیر است. از سوی دیگر وجود سایش‌های بسیار شدید در چرخ این نوع بوژی‌ها و کلیه‌ی قطارهای ایران (باری، مسافری و لوکوموتیو) توجه بسیاری را به خود جلب کرده است. عمر بسیار پایین چرخ ها در ایران که متوسط آن برای بانداژ حدود ۳۶۰۰۰۰ کیلومتر است[۲] (با دامنه‌یی از ۱۵۰۰۰۰ تا ۴۵۰۰۰۰ کیلومتر)، در مقایسه با عمر حدود یک میلیون کیلومتر برای کشورهای پیشرفته خود گویای بحران است. آنچه که در این نوشتار برای اولین بار در ایران و با نرم‌افزار Rsgeo از شرکت Agre Care ارائه می‌شود،[۳و۴] معرفی سه نوع پروفیل چرخ و تحلیل سازگاری پروفیل چرخ و ریل است. علاوه بر تحلیل پروفیل به وسیله‌ی نرم‌افزار ADAMS یک نوع بوژی MD۳۶ با مشخصات شرکت Bombardier[۱] مدل‌سازی شده و به بررسی تأثیر این پروفیل‌ها در پایداری بوژی و تحلیل دینامیکی بوژی در مسیری زیگزاگی (شعاع انحنای ۲۰۰ متر و با ناهنجاری تصادفی) پرداخته شده است. با توجه به نتایج به‌دست آمده بر تأثیر پروفیل در سایش چرخ و رفتار سازه تأکید شده و در انتها با توجه به نمودارهای به‌دست آمده، با تأکید بر پیچیدگی‌های موجود، به نتیجه‌گیری و ارائه‌ی پیشنهادات پرداخته شده است.

توجه به این نکته بسیار ضروری است که مدل حاضر مدل بوژی MD۳۶ موجود درکشور نیست. در ایران سه نوع بوژی MD۳۶ وجود دارد که برای مدل‌سازی هرکدام نیاز به مراحل زیر است:

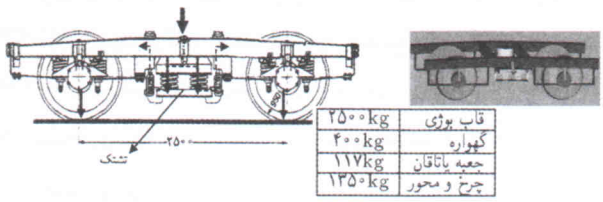
۱. جمع‌آوری اطلاعات مربوط به طراحی و ساخت؛
۲. تخمین برخی از پارامترها؛
۳. اندازه‌گیری مشخصات برخی قطعات؛
۴. اندازه‌گیری پروفیل چرخ و ریل؛
۵. مدل‌سازی در نرم‌افزار؛
۶. اندازه‌ی برداری میدانی؛
۷. مقایسه‌ی نتایج آزمایش میدانی با مدل رایانه‌یی و تصحیح مدل.

استاندارد UIC، ریل UIC۶۰ با شیب ۱/۴۰ را با پروفیل چرخ S۱۰۰۲ توصیه می‌کند. شیب ریل UIC۶۰ مورد استفاده در

کشور (۱/۲۰) است که با پروفیل‌های ریل مسافری به‌هیچ عنوان هماهنگی ندارد. در مراجع مختلف این مهم ارائه شده وORE (یا ERRI) نیز از حدود ۳۰ سال پیش بر آن تأکید دارد.[۵و۶] به همین دلیل، در این نوشتار از این شیب برای مقایسه استفاده نشده است. با توجه به هدف کلی نوشتار که ارائه‌ی مقایسه است، شرایط استاندارد در نظر گرفته شده و صرفاً تأثیر نوع پروفیل ارائه شده است.

یکی از مهم‌ترین تفاوت‌هایی که مدل‌سازی دینامیکی بوژی قطار با سایر سیستم‌های چندجرمی دارد، بحث برخورد چرخ و ریل است که از پیچیدگی خاصی برخوردار است. نظریه‌های بسیاری در این زمینه مطرح شده که معروف‌ترین آنها عبارتند از نظریه‌های خطی و غیرخطی کالکر و نظریه‌ی جانسون-ورمئولن چند بسته‌ی نرم‌افزاری برای محاسبه نیروهای چرخ و ریل ارائه شده‌اند که از معروف‌ترین آنها می‌توان به CONTACT اشاره کرد.[۴] با استفاده از این بسته‌های نرم‌افزاری، نرم افزارهایی برای مدل‌سازی دینامیکی قطار ارائه شده‌اند که می‌توان به MEDYNA، VAMPIER، ADAMS/Rail و SIMPACK اشاره کرد.[۷]

شکل ۱ نوعی بوژی MD۳۶ را نشان می‌دهد که در آن نیروها از واگن به گهواره منتقل شده و از طریق سیستم تعلیق ثانویه که شامل فنر و کمک فنر است، به سازه‌ی اصلی بوژی وارد می‌شوند. نیروها از سازه‌ی بوژی به وسیله‌ی سیستم تعلیق اولیه به محورها، و سپس ریل منتقل می‌شوند.[۱] مدل‌سازی تشتک انتقال‌دهنده‌ی بار گهواره به قاب از اهمیت ویژه‌یی برخوردار است و از پارامترهای مشخصه‌ی این بوژی است. در مدل‌سازی بوژی لقی‌های بین گهواره و قاب نیز از اهمیت ویژه‌یی برخوردارند. با در نظر گرفتن سیستمی شامل یک واگن دارای دو بوژی و با ۶۴ درجه آزادی، مدل‌سازی در محیط نرم‌افزار ADAMS/Rail انجام شده است. قاب بوژی (دو عدد)، چرخ و محورها (چهار عدد) و واگن (یک عدد) دارای ۶ درجه آزادی، جعبه یاتاقان‌ها (هشت عدد) و گهواره (دو عدد) دارای یک درجه آزادی حرکت دورانی و تشتک (چهار عدد) دارای سه درجه آزادی حرکت صفحه‌یی‌اند.



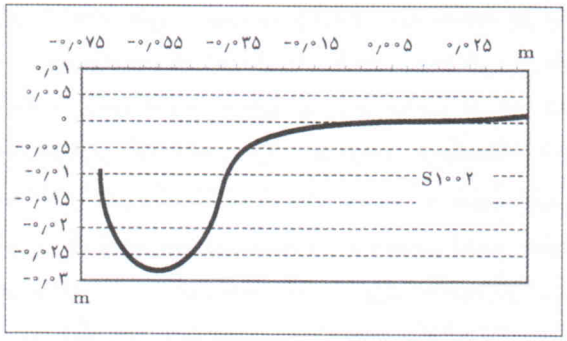
	جرم	Ixx (kg m^۲)	Iyy (kg m^۲)	Izz (kg m^ ۲)
واگن	۲۶۵۰۰	۶۳۰۰۰	۱۶۴۵۰۰۰	۱۶۳۰۰۰۰
قاب بوژی	۲۵۰۰	۱۵۰۰	۲۵۰۰	۳۸۰۰
گهواره	۴۰۰	۱۹۰	۳۰	۱۸۰
جعبه یاتاقان	۱۱۷	۰	۳	۳
چرخ و محور	۱۳۵۰	۶۴۰	۸۵	۶۴۰

شکل ۱. بوژی MD۳۶.

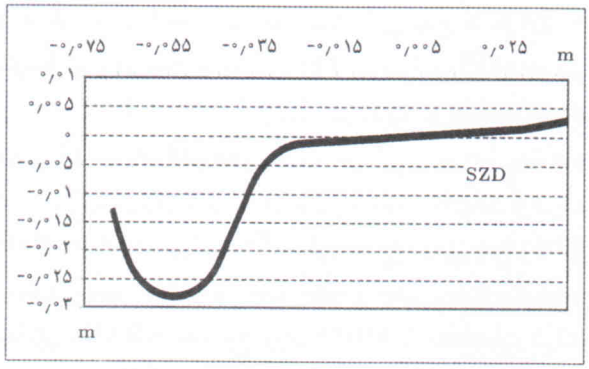
پروفیل‌های چرخ

امروزه در صنعت ریلی جهان انواع بسیار متنوعی از چرخ‌های قطار مورد استفاده‌اند. این چرخ‌ها را می‌توان از جهات مختلفی چون سازه‌ی اصلی چرخ (باندازی)، جنس چرخ، ضخامت چرخ، شعاع چرخ و پروفیل چرخ دسته‌بندی کرد. پروفیل‌های بسیار متنوعی در کشورها و حتی شرکت‌های مختلف ارائه شده و کاربرد پیدا کرده‌اند. شکل‌های۲، ۳ و ۴ نشان دهنده‌ی سه نوع پروفیل S۱۰۰۲[۸]، SZD[۳] و پروفیل سایش‌یافته در تاج[۹] هستند. در بررسی پروفیل چرخ، نمودار مقدار اختلاف شعاع چرخش دو سمت یک محور در اثر جابه‌جایی عرضی محور (Wheel set) بسیار مهم‌اند که در شکل ۵ ارائه شده‌اند.

ایجاد اختلاف شعاع بین چرخ‌های یک محور (در چرخ ومحورهای



شکل ۲. پروفیل S۱۰۰۲.

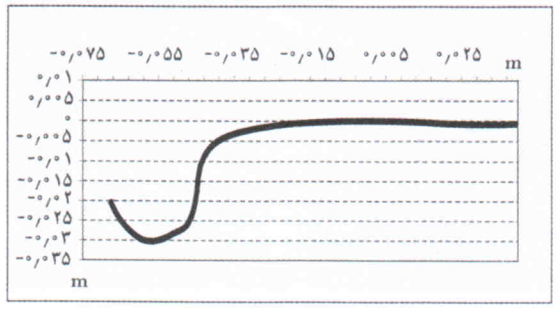


شکل ۳. پروفیل SZD.

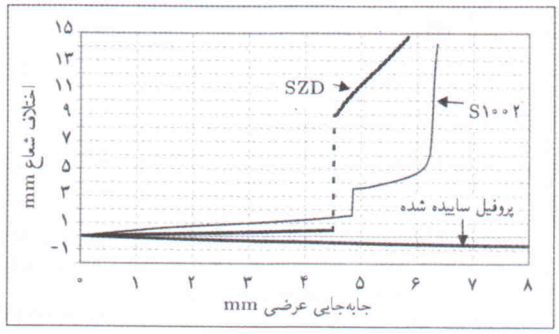
صلب)، از سویی به‌عنوان مهم‌ترین عامل هدایت بوژی به مرکز در خطوط مستقیم و از سوی دیگر به‌عنوان سازوکار برای عبور از منحنی‌ها در خطوط منحنی است. لذا با توجه به شکل ۵ پروفیل ساییده شده رفتار غیر قابل قبولی را ارائه می‌دهد.

با توجه به شکل ۵ تغییر اختلاف شعاع آنی غلتشی دو چرخ یک محور با پروفیل S۱۰۰۲ ملایم‌تر از SZD(هر دو در تماس با پروفیل ریل UIC۶۰) است. در پروفیل SZD، تا حدود ۴ میلی‌متر جابه‌جایی عرضی محور تغییرات زیر۰٫۵mm است و پس از آن تغییرات شدیدی دیده می‌شود.

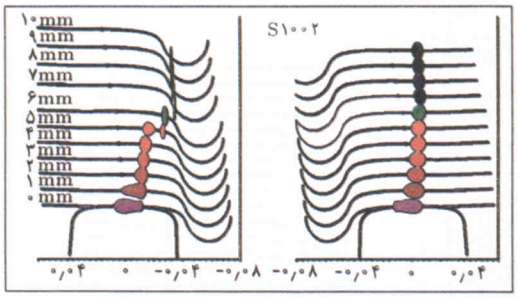
اگر در هنگام تراش چرخ به اندازه‌ی ۰٫۵ میلی‌متر اختلاف شعاع بین چرخ چپ و راست ایجاد شود، به‌منظور جبران اختلاف سرعت خطی بین مراکز چرخ‌های یک محور، در پروفیل SZD محور بایستی بیش از ۴mm و در S۱۰۰۲ حدود ۱mm جابه‌جا شود. جابه‌جایی بیش از ۴mm باعث درگیری فلنج خواهد شد. همچنین اگر به‌دلیل شرایط خط یا هنگام خروج از قوس، قطار دارای سرعت جانبی اولیه‌یی باشد که باعث خروج از مرکز ریل شود، در پروفیل S۱۰۰۲ واگن سریع‌تر به تعادل خواهد رسید. شکل‌های ۶، ۷ و ۸ تغییرات نقطه‌ی تماس بین چرخ و ریل را در اثر جابه‌جایی عرضی ۱۰ میلی‌متری چرخ و محور را نشان می‌دهد. برای هر سه نوع پروفیل بار محوری یکسان ۱۰ تن در نظر گرفته شده است. در این شکل‌ها به ازای هر یک میلی‌متر جابه‌جایی



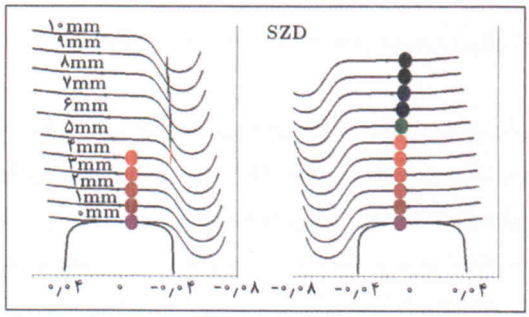
شکل ۴. پروفیل ساییده شده.



شکل ۵. اختلاف شعاع دو چرخ یک محور در اثر جابه‌جایی عرضی چرخ و محور.



شکل ۶. محل تماس و سطح تماس بین چرخ و ریل در پروفیل S۱۰۰۲.

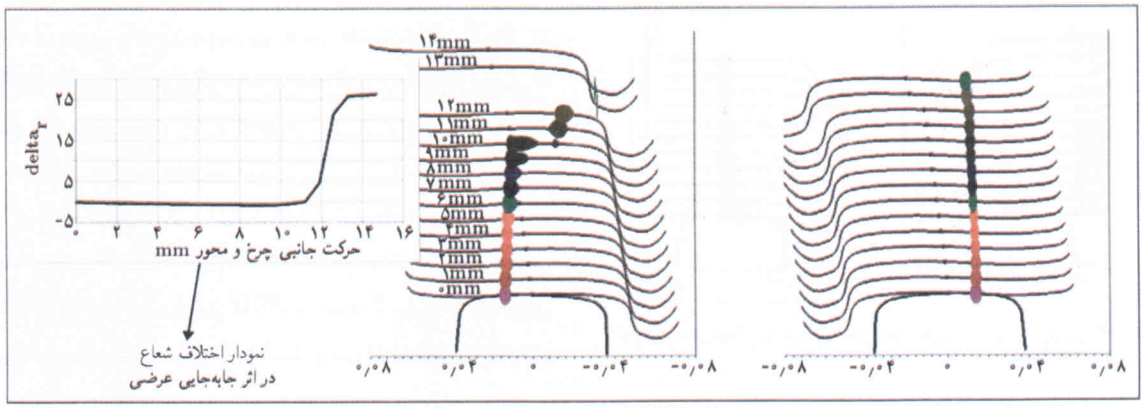


شکل ۷. محل تماس و سطح تماس بین چرخ و ریل در پروفیل SZD.

چرخ و محور، شکل ناحیه‌ی تماس ارائه شده است. مقدار جابه‌جایی درکنار هر مرحله نوشته شده است. از روی این شکل‌ها می‌توان مقدار جابه‌جایی را که باعث برخورد فلنج خواهد شد مورد بررسی قرار داد. در یک رفتار مناسب بایستی بین نقاط تماس در سطح ریل پیوستگی وجود داشته باشد. با توجه به شکل ۶، پروفیل S۱۰۰۲ در مقایسه با دو نوع دیگر عملکرد بسیار مناسبی (بدون جهش) با ریل UIC۶۰ نشان می‌دهد. بین ۶mm تا۷mm برخورد فلنج اتفاق می‌افتد. در صورتی که در پروفیل SZD رفتار با یک جهش بوده و برخورد فلنج بین ۴mm تا ۵mm اتفاق می‌افتد. رفتار پروفیل ساییده شده در تاج به‌طور کاملاً آشکار دارای جهش است و در ناحیه‌ی خاصی از چرخ و ریل متمرکز است. جهش در پروفیل ساییده شده با تغییر شعاع بسیار زیادی همراه است.

هانتینگ بوژی

در وسائل نقلیه‌ی ریلی، سرعت حرکت مستقیماً بر نیروهای وارد بر چرخ‌ها تأثیر دارد، و این نیروها نیز بر فرکانس‌های طبیعی سیستم مؤثرند. این اصل سبب شده است که فرکانس‌های طبیعی سیستم، درکنار عوامل دیگر، از سرعت قطار تبعیت کنند.[۵] بدین‌ترتیب برای بوژی‌ها سرعت بحرانی[۱] مطرح است که در این سرعت سیستم یک مود ارتعاشی با ضریب میرایی صفر یا بسیارکم دارد. به‌طور معمول اگر بوژی درست طراحی شده باشد این مود، مود هانتینگ (Hunting)



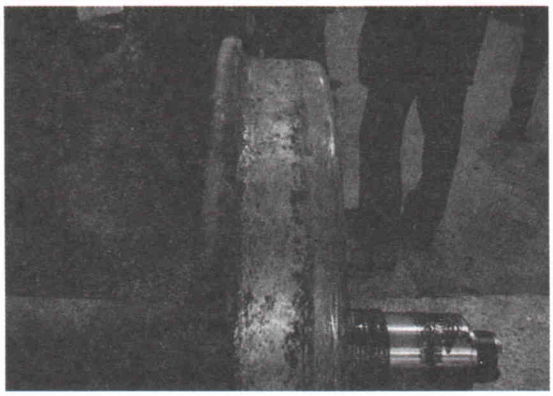
شکل ۸. محل تماس و سطح تماس بین چرخ و ریل؛ نمودار اختلاف شعاع در اثر جابه‌جایی عرضی در پروفیل ساییده شده.

خواهد بود. در این مود ارتعاشی، محور دارای حرکت نوسانی جانبی و چرخشی حول محور عمودی (yaw) خواهد بود.[۱۰] این حرکت به‌دلیل استفاده از چرخ‌هایی با مقطع مخروطی شکل است. شکل مخروطی چرخ‌ها به‌منظور عبور از قوس‌ها بوده و بسیار ضروری است. جهت جلوگیری از خروج چرخ از ریل چرخ‌ها دارای لبه یا فلنج شده‌اند. شکل مقطع یا پروفیل چرخ‌های امروزی دارای نواحی مختلفی با شیب‌های مختلف‌اند.

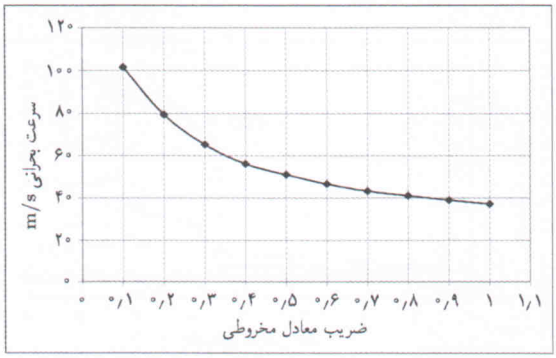
با در نظر گرفتن نیروی بین چرخ و ریل، تغییر موقعیت سریع چرخ و ریل به ایجاد سایشی بسیار شدید می‌انجامد. اهمیت این موضوع آنجاست که به‌دلیل وجود سیستم تعلیق اولیه و ثانویه ممکن است این ارتعاشات در واگن محسوس نباشند. نکته‌ی قابل توجه دیگر این است که ریل واقعی دارای ناهنجاری‌های اتفاقی و غیر قابل اجتناب و انعطاف‌پذیر است. به‌عبارتی سیستم به‌صورت دائمی تحت تحریک تمام مودهای ارتعاشی قرار دارد و برای حرکت با اطمینان کافی، نیاز به حاشیه امنیت بالایی است. این موضوع در قطارهای با سرعت بالا از اهمیت دوچندانی برخوردار است. اهمیت این رفتار بوژی هنگامی مشخص می‌شود که به سایش‌های موجود در تاج چرخ‌ها دقت شود (شکل۹).به‌منظور پیدا کردن سرعت بحرانی از دو روش استفاده می‌شود. در روش خطی از نظریه‌ی خطی کالکر استفاده می‌شود و کلیه‌ی المان‌های نیرویی خطی‌سازی شده و پروفیل چرخ مخروطی در نظر گرفته می‌شود. در روش غیرخطی از یک نظریه‌ی غیرخطی و پروفیل واقعی چرخ و ریل همراه با کلیه‌ی المان‌های غیرخطی موجود در مدل استفاده می‌شود.[۱۱و۱۲] یکی از روش‌های بسیار معمول برای یافتن سرعت بحرانی به‌صورت غیرخطی، تحلیل دینامیکی قطار در یک مسیر مستقیم است. برای تحریک مودهای ارتعاشی سیستم از یک مانع موضعی استفاده می‌شود و اگر سرعت حرکت بیش از سرعت بحرانی باشد ارتعاشات سیستم میرا نخواهند شد.

شکل ۱۰ نشان دهنده‌ی تغییر سرعت بحرانی در اثر تغییرات شیب چرخ مخروطی λ است. در برخورد چرخی با شیب ثابت با ریلی به‌شکل یک لبه‌ی تیز، شیب مخروطی با مقدار اختلاف شعاع در اثر جابه‌جایی عرضی رابطه‌ی تقریبی دارد(رابطه‌ی ۱). در این رابطه‌ی y جابه‌جایی عرضی و Δr اختلاف شعاع بین دو چرخ است.

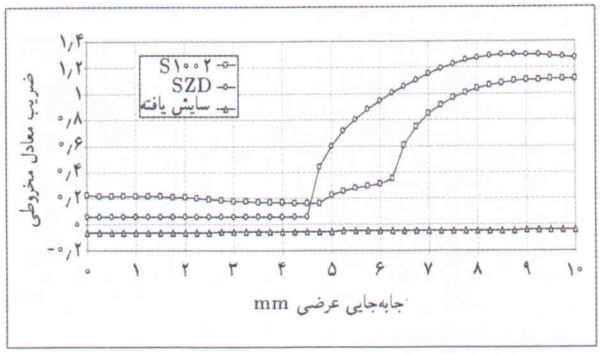
$$\lambda \approx \frac{\Delta r}{۲y} = \frac{r_۲ - r_۱}{۲y} \qquad (۱)$$



شکل ۹. سایش شدید در تاج چرخ.



شکل ۱۰. نمودار تغییرات سرعت بحرانی بر حسب شیب چرخ مخروطی شکل λ.



شکل ۱۱. تغییرات ضریب معادل مخروطی براساس بازی عرضی چرخ برای سه نوع پروفیل بر روی ریل UIC۶۰.

پروفیل واقعی برای چرخ مخروط ساده نیست و ریل نیز به‌صورت یک لبه نمی‌باشد. همچنین برخورد واقعی بین چرخ و ریل کشسانی بوده و عملاً چند نقطه‌ی تماس می‌تواند وجود داشته باشد. لذا ضریب معادل مخروطی[۲] به‌صورت رابطه‌ی ۲ تعریف می‌شود:

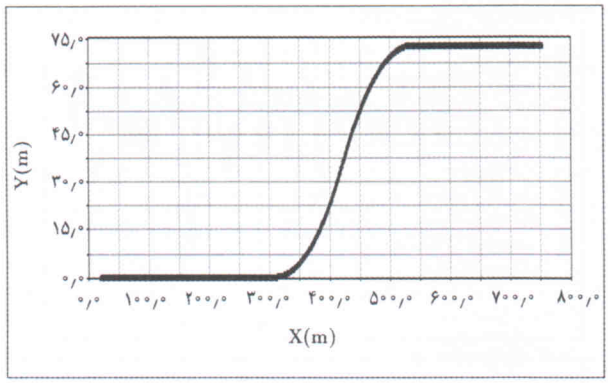
$$\gamma_e = \frac{\Delta r}{۲y} = \frac{r_۲ - r_۱}{۲y} \qquad (۲)$$

مبنای شعاع چرخش از متوسط نواحی تماس محاسبه می‌شود. در این رابطه نیز y جابه‌جایی عرضی و Δr اختلاف شعاع بین دو چرخ است.

در پروفیل‌های جدید، شیب مقطع چرخ متغیر است و به‌همین دلیل به‌ازای مقادیر جابه‌جایی عرضی مختلف، شیب معادل مخروطی تعریف می‌شود. با توجه به شکل‌های ۱۰ و ۱۱ مشخص است که پروفیل ساییده شده از لحاظ سرعت بحرانی بهترین وضعیت را دارد. تا ۴mm جابه‌جایی عرضی پروفیل SZD بهتر از S۱۰۰۲ بوده ولی پس از آن پروفیل SZD بسیار ضعیف عمل می‌کند. سرعت بحرانی در شرایط جابه‌جایی عرضی ۶mm برای محور چرخ با پروفیل‌های ساییده شده، S۱۰۰۲ و SZD به ترتیب عبارت‌اند از بیش از ۱۰۰m/s، ۵۳m/s و کم‌تر از ۳۵m/s. به‌بیان دیگر، در پروفیل SZD اگر بوژی با سرعت ۳۵m/s به مانعی بر روی ریل برخورد کند و محور آن ۶mm جابه‌جا شود سیستم ناپایدار شده و با نوسانات شدیدی به‌صورت هانتینگ روبرو خواهد شد. بحث حاضر با پروفیل ریل ثابت UIC ۶۰(۱:۴۰) استاندارد و با عرض خط ثابت ۱۴۳۵mm ارائه شده است. در شکل ۵ مشخص است که پروفیل ریل خود از عوامل اصلی و تعیین‌کننده است. یکی از مهم‌ترین اصول در راه آهن این است که تغییرات در ریل‌ها بسیار پرهزینه‌تر از چرخ است.

تحلیل دینامیکی بر روی قوس

برای مقایسه‌ی رفتار دینامیکی و نیروهای وارد بر اجزای بوژی، ریلی به‌طول ۸۰۰ متر با یک انحنای زیگزاگی در نظر گرفته شده است



شکل ۱۲. ریل انحنادار به شعاع ۲۰۰متر.

(شکل۱۲). این ریل دارای ناهنجاری‌های اتفاقی[۳] است که در شکل ۱۳نشان داده شده است. شعاع انحنا در دو قوس ۲۰۰ متر بوده و ریل داخلی در قوس‌ها ۷/۵ سانتی‌متر پایین‌تر است. طول ریل‌های گذرا ۱۵ متر است.

با درنظر گرفتن این ریل رفتار بوژی تجزیه و تحلیل شده است. موارد بررسی شده مشتمل‌اند بر راحتی سفر، نیروهای بین چرخ و ریل و نیروهای وارد بر سیستم تعلیق. در هر سه پروفیل نوع نظریه‌ی تماس چرخ و ریل و سرعت ثابت‌اند. مقدار سرعت برابر با ۱۷m/s است.

ضریب راحتی سفر[۴]

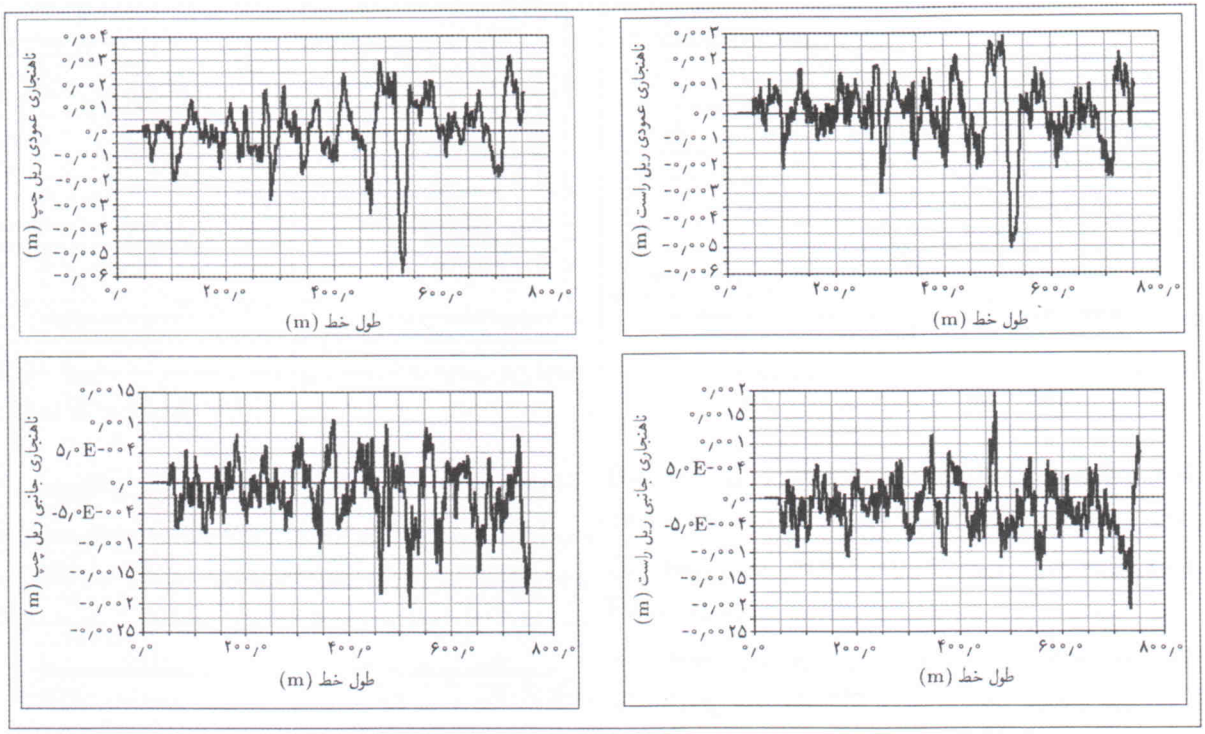
ضریب راحتی به‌عنوان یکی از معیارهای نشان دهنده‌ی کیفیت سواری قطارها بسیار حائز اهمیت است. این ضریب با توجه به عکس‌العمل انسان در برابر ارتعاشات وارده بر بدن ارائه شده است. استانداردهایی نظیر ISO۲۶۳۱[۱۳] به بررسی عکس‌العمل انسان پرداخته‌اند و براساس نتایج آنها روش‌هایی برای اندازه‌گیری ارتعاشات درون واگن قطار و محاسبه‌ی ضریب راحتی، از جمله ضریب W_z ارائه شده است (جدول ۱).

به منظور اندازه‌گیری و محاسبه‌ی این ضریب برای یک نوع بوژی تجاری لازم است شرایط ریل خاصی درنظرگرفته شود، ولی به‌دلیل اینکه هر کشوری در نواحی مختلف دارای ریل‌هایی با شرایط مختلف است

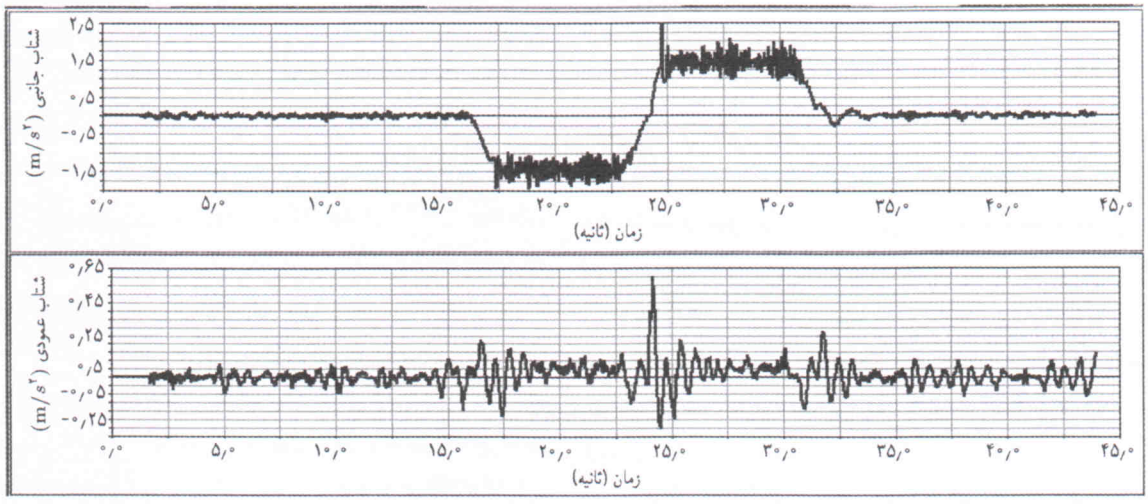
جدول ۱. ضریب راحتی‌های به‌دست آمده.

ضریب W_z در راستای Z	ضریب W_z در راستای Y	پروفیل چرخ
۱/۴۰۲۵۷۲۷۳۳۶	۱/۹۷۵۸۹۹۲۷۴	S۱۰۰۲
۱/۴۰۴۶۳۰۰۳۷۳	۲/۰۸۳۳۷۳۷۸۶۸	SZD
۱/۴۰۴۳۶۲۰۷۳۶	۲/۱۱۸۰۱۲۰۲۲۶	ساییده شده

ضریب راحتی زیر ۱ خوب، بین ۱ و ۲ قابل قبول، و بالای ۲ غیرقابل قبول خواهد بود.



شکل ۱۳. ناهنجاری اتفاقی ریل.



شکل ۱۴. شتاب‌های نقطه‌یی در کف واگن در ناحیه‌ی بالای بوژی جلویی (با پروفیل S۱۰۰۲).

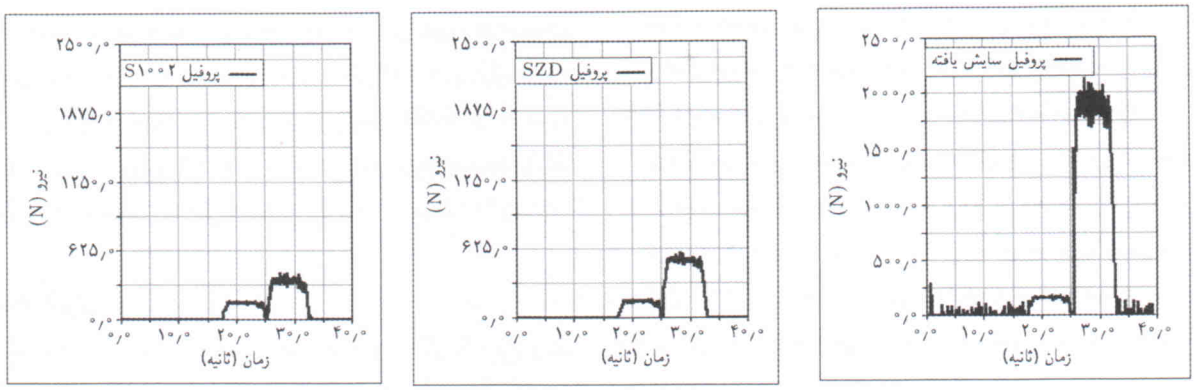
که لزوماً استاندارد نیستند، اندازه‌گیری و ارائه‌ی این ضریب معیاری است برای عملکرد قطارها و حتی کیفیت خطوط. در شکل ۱۴ شتاب‌های کف واگن در ناحیه‌ی بالای بوژی جلو برای سه نوع پروفیل ثبت شده و ضریب راحتی محاسبه شده است.

نیروهای بین چرخ و ریل

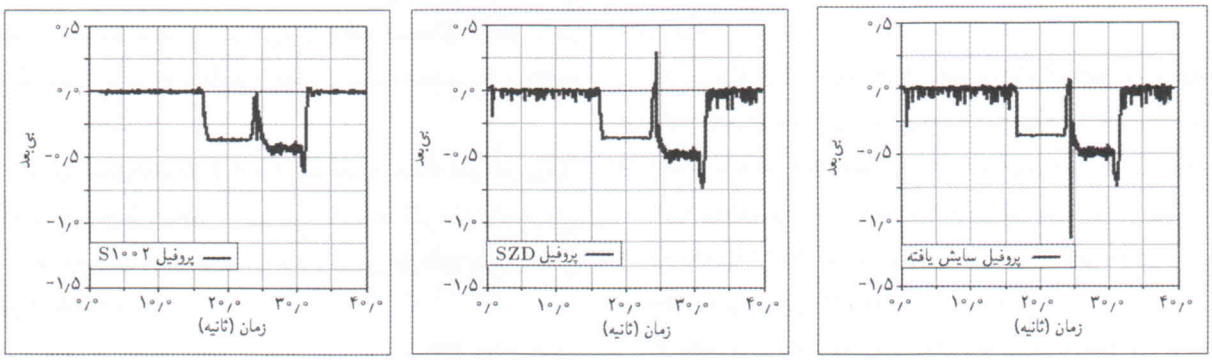
در بررسی نیروهای بین چرخ و ریل، «سایش چرخ»[۵] و «خروج از خط»[۶] مورد تحلیل قرار می‌گیرند. سایش چرخ در یک نقطه، با مقدار لغزش و نیروی لغزشی بین چرخ و ریل نسبت مستقیم دارد. ضریب سایش W که در ADAMS به صورت حاصل ضرب لغزش و نیروی لغزشی در دو راستای طولی و جانبی تعریف شده، یکی از پارامترهایی است که معیاری از سایش را نشان می‌دهد.

$$W = F_{long} * \zeta F_{lat} * \eta \qquad (۳)$$

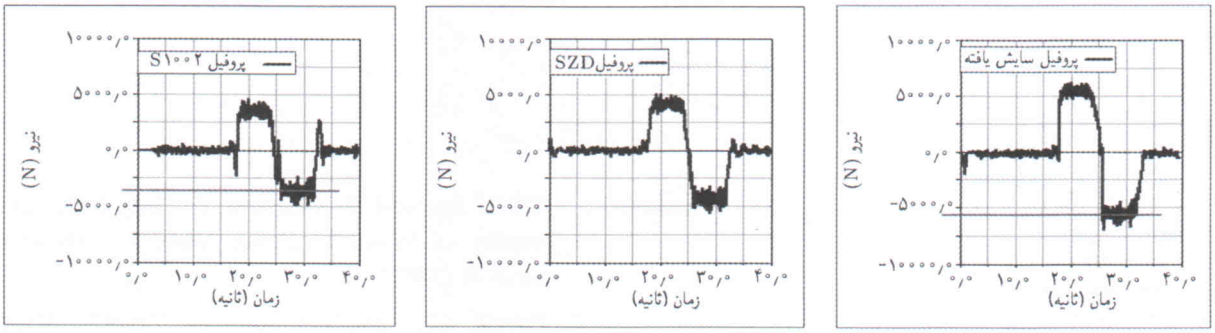
که درآن F_{long} و F_{lat} نیروهای لغزشی طولی و جانبی، ζ, η لغزش‌های طولی و جانبی‌اند. لغزش عبارت است از حاصل تقسیم سرعت حرکت



شکل ۱۵. ضریب سایش برای سه نوع پروفیل در روی یک مسیر یکسان.



شکل ۱۶. ضریب خروج از خط برای سه نوع پروفیل در یک مسیر یکسان.



شکل ۱۷. نیروی وارد بر فنر سیستم تعلیق اولیه در راستای جانبی.

نسبی چرخ و ریل در نقطه‌ی تماس بر سرعت متوسط حرکت محور. شکل ۱۵ این ضریب را برای سه نوع پروفیل (در یک چرخ) ارائه داده است. با توجه به شکل، پروفیل سایش یافته بدترین شرایط را دارد. برای مثال، شکل ۱۶ ضریب خروج از خط برای پروفیل ها در یک چرخ یکسان را نشان می‌دهد. این ضریب حاصل تقسیم نیروی جانبی Y به نیروی عمودی Q در نقه‌ی تماس چرخ و ریل است و نبایستی از ۰٫۸ بیشتر شود.

$$Derailment\ Coef. = Y/Q \qquad (۴)$$

با توجه به شکل ۱۶، پروفیل ساییده شده دارای بدترین وضعیت بوده و تقریباً در ثانیه‌ی ۲۴ دارای شرایط بحرانی است.

نیروهای وارد بر سیستم تعلیق

تغییر پروفیل چرخ در بوژی مورد تحقیق تأثیر چندانی بر نیروهای سیستم تعلیق ثانویه ندارد. نیروهای وارد بر سیستم تعلیق اولیه تحت تأثیر نیروهای وارد بر چرخ در نقطه‌ی تماس با ریل‌اند. این نیروها خود از عوامل تعیین‌کننده‌ی ارتعاشات وارد بر بوژی بوده و در خستگی نقاط اتصال

حائز اهمیت‌اند. در تحلیل‌های انجام شده، بیشترین تفاوت در نیروهای جانبی (f_y) و در مسیرهای منحنی است (شکل۱۷). در پروفیل ساییده شده این نیرو تا حدود ۱۶۰۰N، و در پروفیل SZD نیز تا حدود ۴۰۰N بیشتر از پروفیل S۱۰۰۲ است. در مورد نیروهای عمودی(f_z)، تفاوت‌ها در مسیرهای منحنی به ترتیب حدود ۸۰۰N و ۴۰۰N بیشترند.

نتیجه‌گیری

در مجموعه‌ی حاضر تأثیر تغییر پروفیل چرخ در رفتار یک نوع بوژی MD ۳۶ ارائه شده است. واضح است که تعداد پارامترهای خروجی آنالیز بسیار متعددند و در این مجموعه طی چند نمودار ارائه شده‌اند. نرم افزار ADAMS/Rail در تحلیل دینامیکی وسایل نقلیه‌ی ریلی بسیار قدرت‌مند است و با آن می‌توان به‌طور همه‌جانبه مسائل را در نظر گرفت. از مجموعه نمودارها و جداول به‌دست آمده می‌توان به نتایج زیر دست یافت:

از روی شکل‌های ۵، ۶، ۷ و ۸ مشخص است که تغییر در پروفیل چرخ بر رفتار چرخ و محور بر روی ریل مستقیماً تأثیر دارد و به‌عبارتی برای هر نوع ریل خاص با شیب مشخص پروفیل‌های چرخ خاصی قابل استفاده است.

با توجه به ماهیت کشسان تماس بین چرخ و ریل، پروفیل نقش بسیار مهمی در تعداد نقاط تماس، مساحت تماس و جهش موضعی ایفا می‌کند.

سرعت بحرانی برای پروفیل سایش‌یافته بسیار بالاست (شکل ۸) و خوب عمل می‌کند. همچنین پروفیل SZD قبل از جابه‌جایی عرضی ۴mm بسیار عالی و پس از آن رفتار ضعیفی را نشان می‌دهد.

پروفیل چرخ تأثیر مستقیمی بر روی سایش چرخ دارد و برای کاهش سایش لازم است که پروفیل چرخ با توجه به خطوط ریلی موجود طراحی شود. در بین سه پروفیل ارائه شده پروفیل سایش یافته بیشترین و پروفیل S ۱۰۰۲ کم‌ترین سایش را دارند. با توجه به این که سایش چرخ و ریل ارتباط مستقیمی با هم دارند، اهمیت این ضریب بسیار زیاد است.

همچنین ضریب خروج از خط برای این پروفیل‌ها، بیانگر حالت بحرانی برای پروفیل سایش یافته است. پروفیل S۱۰۰۲ بهتر از SZD عمل می‌کند.

در این بوژی و در شرایط تحلیل، تغییر پروفیل تأثیر چندانی بر روی نیروهای وارد بر سیستم تعلیق ثانویه و ضریب راحتی ندارد، که این به‌دلیل مشخصات سیستم تعلیق اولیه و مشخصات قوس مورد تحلیل است.

نیروهای وارد بر سیستم تعلیق اولیه در پروفیل سایش‌یافته بیشترین و در پروفیل S۱۰۰۲ کم‌ترین‌اند. این تغییرات بیشترین مقدار را در نیروهای جانبی (شکل ۱۷) حدود ۳۵ درصد دارد.

از مجموعه‌ی بحث در مورد پروفیل سایش‌یافته مشخص است که ساییدگی تاج چرخ بسیار اهمیت دارد و برای بررسی سایش، فقط اندازه‌گیری ضخامت فلنج (که در راه آهن ایران معمول است)کافی نیست.

پانوشت

1. critical speed
2. equivalent conicity
3. irregularity random
4. ride comfort index
5. wheel wear
6. derailment

منابع

1. Reimann, Uwe, "MD36 Modelldaten", Bombardier Transportation GmbH; Dynamics, Bogies, Siegen, NB/EP; 17.06.02.

۲. «گزارش بررسی سایش زودهنگام چرخ واگن‌های مسافری»، گروه مطالعات دفتر مهندسی شرکت قطارهای مسافری رجا، (اسفند ۱۳۸۲).

3. http://www.argecare.de/home.html

4. Kalker, J.J., "Wheel-rail wear calculations with the program CONTACT", in Gladwell, G:M:L:, Ghonen, H. and Kalonsek, J. (eds.), *Proc. Int. Symp. On Contact Mechanics and Wear of Rail-Wheel Systems II*, Kingston, RI, July 1986, University of Waterloo Press, Waterloo, Ontario, pp.3-26 (1987).

5. Esveld C., "Modern Railway Track", MRT-Production (2001).

6. "Geometry of Contact between wheelset and track: Equivalent Conicity Values for wheelsets in service", ORE (1976).

7. Iwnicki S., "The Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation", *Vehicle system Dynamics*, (1999).

8. International Union of Railways, UIC510-2, "Trailing Stock: Wheels and wheelsets. Conditions concerning the use of wheels of various diameters", 4th Edition, (May 2004).

9. Tu-Berlin, Department of rail vehicles, "Samples

of weared wheels in Germany", (2003).

10. Dukkipati R., Amyot, J. "Computer-aided simulation in railway dynamics", Marcel Dekker, Inc (1988).

11. Wickens, A. "Non-Linear Dynamics of railway vehicles", *Vehicle system Dynamics*, **15** (1986).

12. Richard J., "Stability of Railway-Car Running at High Speed", *Vehicle System Dynamics*, **15** (1986).

13. International Organization for Standards, "Mechanical vibration and shock - Human exposure to hole body vibration",ISO2631, (1997).