

بررسی شرایط هندسی تماس ریل و چرخ با استفاده از مدل اجزاء محدود

فریدون مقدس نژاد، استادیار، دانشکده عمران، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران
مسعود افشارزاد، کارشناس ارشد، دانشکده عمران، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران
میلاذ ثاقب‌فر، دانشجوی دوره کارشناسی ارشد، دانشکده عمران، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران
E-mail: moghadas@aut.ac.ir

چکیده

ABAQUS

(ORE-S1002)

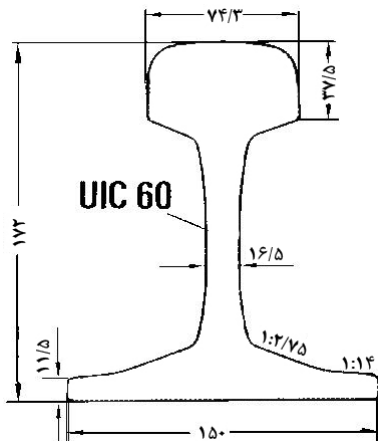
واژه‌های کلیدی: تماس ریل و چرخ، تئوری هرتز، سایش ریل، مدل اجزاء محدود تماس

۱. مقدمه

نیروهای دینامیکی را نام برد [۱].
از اولین نظریه‌هایی که در زمینه تماس ریل و چرخ ارائه شد می‌توان به رابطه هرتز که در سال ۱۸۸۲ ارائه شد اشاره کرد [۲]. وی تماس سطح مخروطی پروفیل چرخ و سطح نسبتاً مسطح تاج ریل با یکدیگر در مسیر مستقیم را تماس یک نقطه‌ای در نظر گرفت و در چنین شرایطی سطح تماس و فشار تماسی متوسط و بیشینه را محاسبه کرد [۲]. پس از هرتز، کالکر [۳] و آیزنمان [۴] به تکمیل رابطه هرتز پرداختند. نیولند [۵] مدلی برای تماس ریل و چرخ در قوسها ارائه کرد. طبق مدل نیولند در یک مسیر قوسی اگر شعاع قوس به اندازه کافی بزرگ باشد پیمودن قوس توسط

امروزه در اثر افزایش بار محوری و سرعت حرکت قطارها، نیروهای استاتیکی و دینامیکی بزرگی از سوی وسیله نقلیه ریلی به سازه خط وارد می‌شود. از آنجا که تمامی این نیروها از طریق اندرکنش چرخ و ریل منتقل می‌شود ناحیه کوچک تماس بین چرخ و ریل تحت شدیدترین تنشها و فشارهای تماسی قرار دارد. بنابراین بهبود شرایط تماس چرخ و ریل می‌تواند تا حدود زیادی تنشهای اعمال شده به چرخ و ریل را کاهش دهد و از خرابیهای شدید سطحی از جمله سایش و خستگی جلوگیری کند. عوامل متعددی بر شرایط تماس تأثیرگذارند که از جمله آنها می‌توان هندسه چرخ و ریل، مشخصات مصالح ریل و چرخ، بار چرخ و

می‌شود. از آنجا که در این مدل، هدف، بررسی شرایط سطح تماس و نیروهای تماس بین چرخ و ریل است، مدل کردن یک چرخ بر روی یک ریل به طول ۶۰ سانتیمتر کافی به نظر می‌رسد. کارهای انجام شده مشابه نیز این مسأله را تأیید می‌کنند [۱۵]. با استفاده از شرایط تقارن نسبت به صفحه XY (صفحه عمود بر محور طولی ریل) می‌توان تنها از نصف مدل چرخ و ریل برای انجام تحلیل استفاده کرد.



شکل ۱. پروفیل ریل UIC60 [۱۳]

در مرحله بعد احجام ایجاد شده توسط المان سه بعدی SOLID45 المان بندی می‌شوند (تصویر ۲). در ایجاد المانها سعی شده مش بندی در اطراف محل تماس چرخ و ریل تا حد ممکن کوچک باشد و در سایر نقاط به دلیل اهمیت کمتر مش بندی درشت تر انتخاب شده است. محل تماس چرخ و ریل به وسیله المان تماسی CONTACT174 پوشانده می‌شود. المان CONTACT174 برای مدل سازی تماس و لغزش سطوح سه بعدی شکل پذیر مورد استفاده قرار می‌گیرد. این المان دارای سه درجه آزادی انتقالی در هر گره خود است. از آنجا که این المان تنها پوشش دهنده سطوح المانهای سه بعدی دیگر مثل SOLID و SHELL است، بنابراین خصوصیات هندسی همان سطوح را داراست. به دلیل آن که شکل و محل سطح تماس واقعی در ابتدا مشخص نیست، سطح بزرگ تری از هر دو جسم که انتظار می‌رود سطح تماس داخل آن قرار گیرد به وسیله المان تماس پوشانده می‌شود (تصویر ۳). قسمت مرکزی چرخ (جایی که چرخ به محور متصل می‌شود) به وسیله المانهای صلب به یک گره مرکزی که بار قائم به آن اعمال می‌شود متصل می‌گردد. سطوح تقارن چرخ و ریل توسط قیدهایی که شرایط تقارن را اعمال

بوژی می‌تواند بدون تماس لبه چرخ با ریل انجام پذیرد. در این شرایط، تورنی [۶] نشان داد که تماس چرخ و ریل، بسته به شکل پروفیل آنها از نوع دو نقطه‌ای یا تطبیقی است. در تماس تطبیقی سطح تماس بزرگی ایجاد می‌شود و در نتیجه تنشهای تماسی کاهش می‌یابند ولی در تماس دو نقطه‌ای دو ناحیه تماس جداگانه ایجاد می‌شود [۶].

انجمن راه آهن اروپا به بررسی سایش ریل و چرخ پرداخته که نتایج آن تحقیقات نشان داد در ناحیه تماسی بین سطح مخروطی چرخ و تاج ریل تماس غالباً از نوع غلطشی- لغزشی است و در مقابل، تماس بین لبه چرخ و گوشه ریل بیشتر از نوع لغزشی است که در این صورت سایش جانبی با نرخ بیشتری نسبت به سایش قائم شکل می‌گیرد. سایش باعث تغییر شکل پروفیلها شده و شرایط تماس را به سمت ایجاد تماس تطبیقی پیش می‌برد که این تغییر در جهت کاهش تنشها و افزایش سطح تماس است [۴].

امروزه با استفاده از قدرت پردازش رایانه ها، موسسات تحقیقاتی بر اساس تئوری های ریاضی نرم افزارهای رایانه‌ای نوشته اند که توان شبیه سازی رفتار ریل و چرخ با جزئیات بیشتر دارد. از جمله این نرم افزارها که در مدل سازی رفتار ریل و چرخ بکار رفته می‌توان به [۷] ADAMS/rail، [۸] GENSYS Nucars، [۹] Vampire و Simpack و [۱۰-۱۱] ANSYS و ABAQUS اشاره کرد.

در این مقاله به منظور بررسی دقیق شرایط تماس چرخ و ریل و نیروهای تماسی ایجاد شده یک مدل سه بعدی اجزاء محدود از چرخ و ریل ایجاد شد. با توجه به دقت و کارایی نرم افزار ANSYS در تحلیل مدل‌های اجزای محدود از این نرم افزار برای ایجاد مدل استفاده شده است. در ادامه نحوه ایجاد مدل و نتایج حاصل از آنالیز تماس چرخ و ریل ارائه می‌شود.

۲. نحوه ایجاد مدل اجزاء محدود

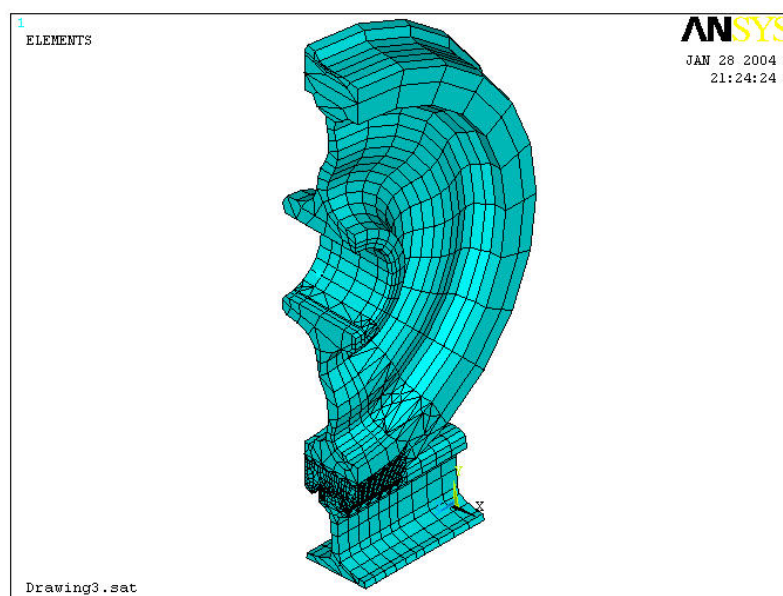
برای ایجاد مدل سه بعدی چرخ و ریل ابتدا سطح مقطع پروفیل‌های چرخ و ریل ترسیم می‌شوند. در این مدل از پروفیل UIC60 برای ریل [۱۳] و پروفیل استاندارد ORE-S1002 برای چرخ [۱۴] استفاده شده است. قطر چرخ با توجه به چرخهای مورد استفاده در خطوط ایران ۹۲۰ میلیمتر در نظر گرفته شده است. مدل سه بعدی با امتداد پروفیل ریل (تصویر ۱) در جهت محور طولی آن و دوران پروفیل چرخ حول محور چرخها ایجاد

بررسی شرایط هندسی تماس ریل و چرخ با استفاده از مدل اجزاء محدود

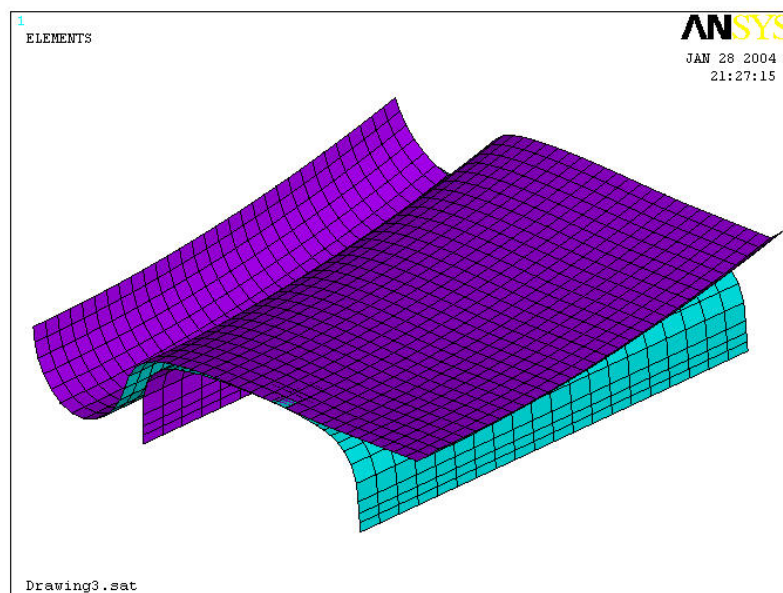
محدوده ضرایب اصطکاک استاتیکی چرخ و ریل قرار دارد. نیروی قائم وارد به چرخ ۱۰ تن در نظر گرفته شده که معادل بار چرخ در قطارهای باری خطوط موجود است. در این مدل به علت تقارن نصف بار چرخ به مرکز چرخ وارد می‌شود. در ضمن شیب تمایل ریل ۱:۲۰ در نظر گرفته شده است.

می‌کنند، مقید می‌شود و در نهایت تمام درجات آزادی گره‌های سطح زیرین ریل بسته می‌شود.

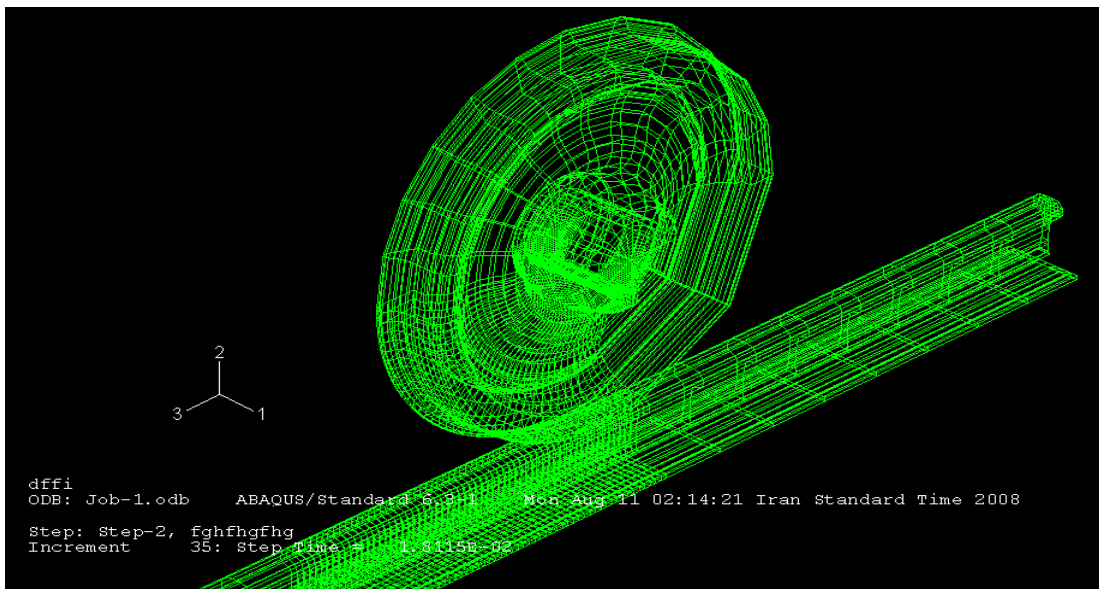
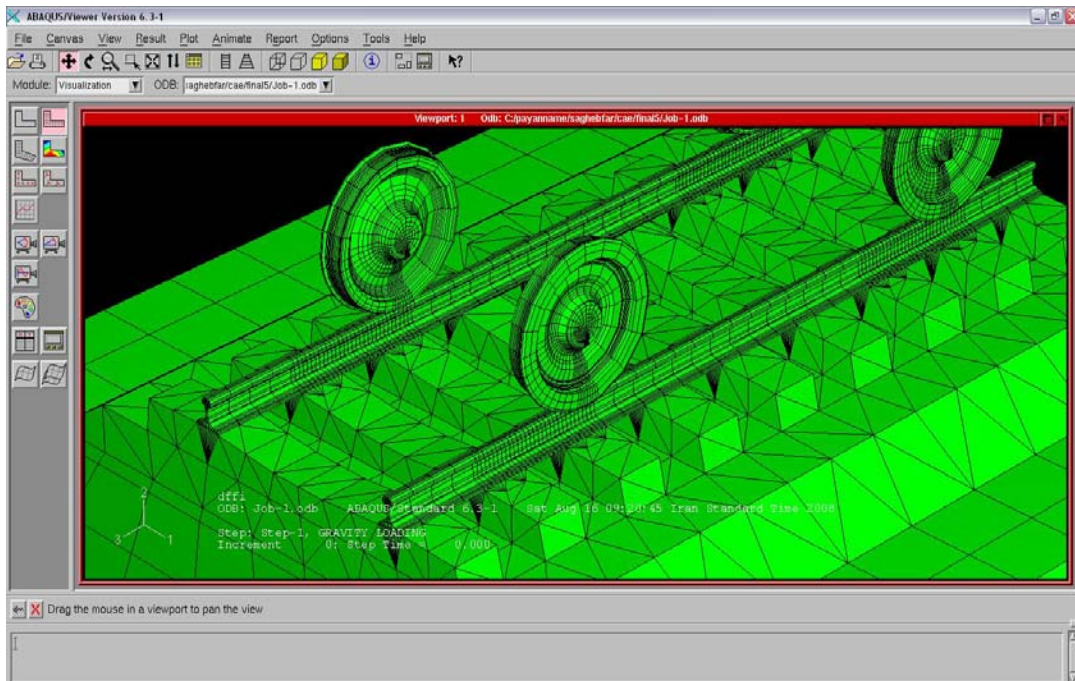
برای مدل‌سازی رفتار مصالح ریل و چرخ از مدل چند خطی مطابق نمودارهای تصویر ۴ استفاده شده است [۱۵]. ضریب اصطکاک برای المانهای تماسی ۰/۲ منظور شده است که در



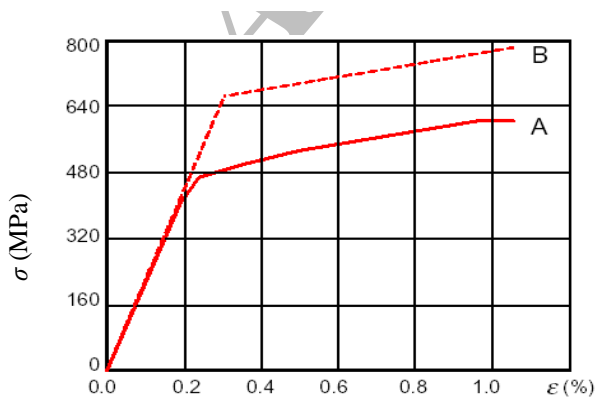
شکل ۲. المان‌بندی مدل سه بعدی



شکل ۳. المانهای تماسی در روی سطوح چرخ و ریل



شکل ۵. مدل ایجاد شده توسط نرم افزار ABAQUS



شکل ۴. منحنی رفتار مصالح ریل (A) و چرخ (B) [۱۵]

به منظور اطمینان از دقت نتایج مدل ساخته شده، مدلی سه بعدی از ریل و چرخ با استفاده از نرم افزار ABAQUS ایجاد شد (تصویر ۵) و نتایج این دو مدل با مدل تجربی هرترز [۲] و مدل ساخته شده توسط سایمون ایونیسکی [۷] مقایسه گردید. در جدول ۱ داده های ورودی این مدل ها ارائه شده است.

بررسی شرایط هندسی تماس ریل و چرخ با استفاده از مدل اجزاء محدود

نتایج حاصل از تعیین فشار تماسی و سطح تماس حاکی از اختلاف نسبتاً زیاد بین مقادیر تئوریک حاصل از تئوریهای تحلیلی مثل تئوری هرتز و مقادیر به دست آمده از روش اجزاء محدود (FE) است.

با استفاده از تئوری هرتز که روابط آن به طور کامل در پیوست ۱ ارایه شده است می‌توان ابعاد سطح تماس (که هرتز آن را بیضی فرض کرده است) و همچنین تنش تماسی بین چرخ و ریل را به دست آورد. برای ریل و چرخ مدل شده این پارامترها به صورت زیر تعیین شده اند:

$$a = 24/8 \text{ mm}$$

$$b = 3/7 \text{ mm}$$

$$S = 288 \text{ mm}^2 = 2/9 \text{ cm}^2$$

$$q_{\max} = 520 \text{ N/mm}^2$$

a و b ابعاد بیضی تماس، S سطح تماس و q_{\max} فشار تماسی می‌باشد. این در حالی است که تحت همین شرایط نتایج حاصل از آنالیز مدل ایجاد شده سطح تماس را حدود ۷ سانتیمتر مربع (تصویر ۶ و ۷) و بیشینه فشار تماسی را در حدود ۲۶۰ نیوتن بر میلیمتر مربع نشان می‌دهد.

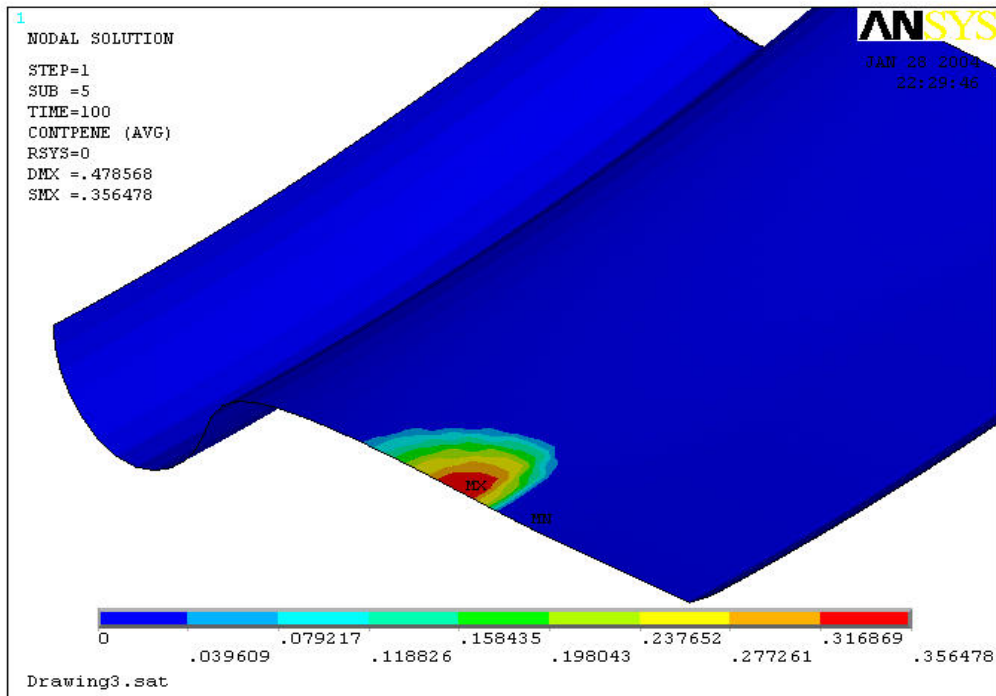
جدول ۱. داده های ورودی نرم افزارهای مدل سازی

UIC60	ریل
ORE-S1002 به قطر ۹۲۰ میلیمتر	چرخ
۰/۲	ضریب اصطکاک چرخ و ریل
۱۰ تن	بار قائم هر چرخ
۱:۲۰	شیب تمایل ریل

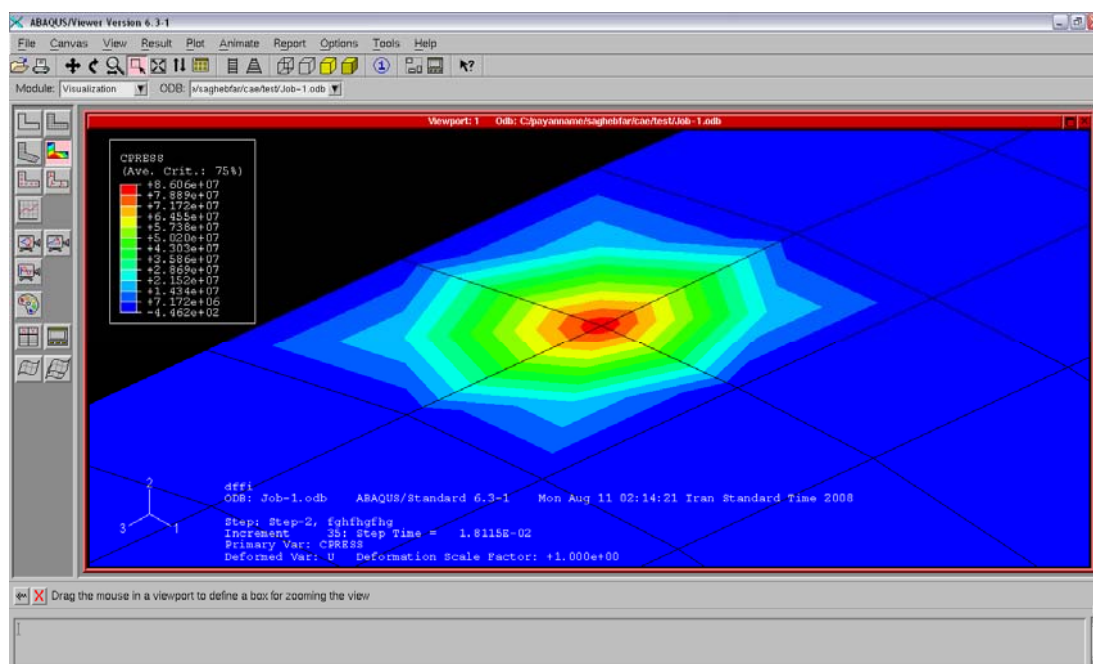
بیشینه فشار تماسی و سطح تماس در هر چهار مدل در شرایطی که مرکز چرخ با مرکز ریل در تماس است به دست آمده که مقادیر آن در جدول ۲ داده شده است.

جدول ۲. نتایج حاصل از مدل سازی های مختلف

نام مدل	بیشینه فشار تماسی (KN/mm ²)	سطح تماس (cm ²)
ANSYS	۰/۸۸	۷/۰
ABAQUS	۰/۸۶	۷/۰۶
مدل آیینکی	۰/۹۱	۷/۲
مدل هرتز ^۱	۰/۵۲	۲/۹



شکل ۶. سطح تماس چرخ و ریل توسط نرم افزار ANSYS



شکل ۷. سطح تماس چرخ و ریل توسط نرم افزار ABAQUS

نو است که این قابلیت سطح تماس را به مقدار زیادی افزایش می‌دهد و در نتیجه از شدت تنش فشاری می‌کاهد. محدودیت رفتار الاستیک خطی نیز در مدل FE وجود ندارد و در این مدل از رفتار الاستو پلاستیک مطابق تصویر ۳ استفاده شده است. علاوه بر این دو مورد تئوری هرتز سطح تماس را بیضی شکل فرض می‌کند در حالی که این فرض در حالت تماس تطبیقی و دو نقطه‌ای صادق نیست.

۳. مقایسه شرایط تماس بین چرخ و ریل

سایش یافته

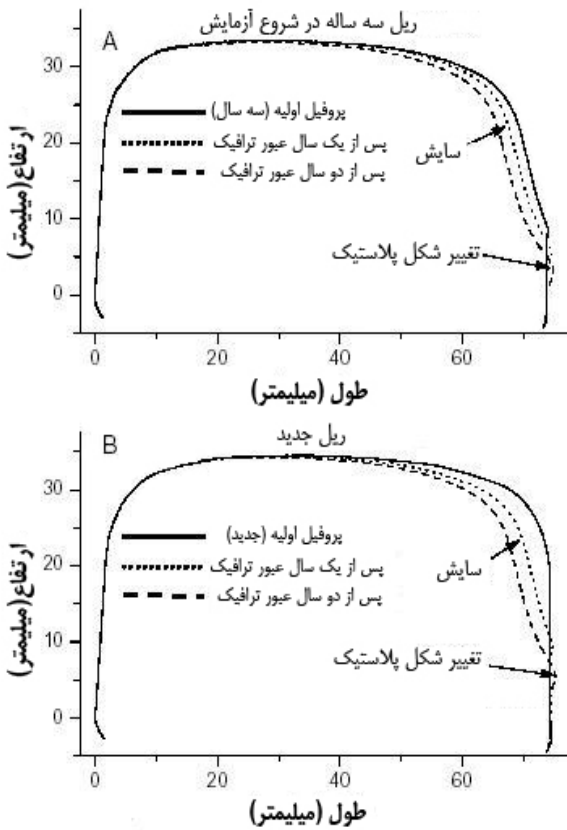
برای مقایسه نتایج بین پروفیل‌های نو و سایش یافته ریل از یک مقطع سایش یافته ریل که در تصویر ۸ دیده می‌شود استفاده شده است. این مقطع مربوط به ریل بیرونی یک قوس به شعاع ۳۰۰ متر بوده که طی ۵ سال بهره برداری سایش جانبی یافته است [۱۵]. در مورد ریل با سایش جانبی تماس چرخ نو و ریل سایش یافته به صورت دو نقطه‌ای است (تصویر ۹) که با نتایج آزمایشگاهی مطابقت دارد [۱۶-۱۷] (با این فرض که سایش جانبی اصولاً در ریل بالایی قوسها و در شرایطی رخ می‌دهد که تماس لبه چرخ با کناره ریل اجتناب ناپذیر باشد). در حالی که هم چرخ و هم ریل

برای پی بردن به علت این اختلاف بین نتایج حاصل از تئوری هرتز و روش FE باید فرضیات بکار رفته در این روشها مورد توجه قرار گیرند. روش تئوری هرتز اصولاً بر پایه فرض محیط نیمه بی نهایت ایجاد شده است. این فرض در حالتی که ابعاد سطح تماس دو جسم نسبت به شعاع انحنای آنها در نزدیکی محل تماس بسیار کوچک باشد قابل قبول است. همچنین رفتار اجسام در تئوری هرتز الاستیک خطی فرض می‌شود. باید توجه داشت که در مدل FE هیچ یک از این محدودیتها وجود ندارد. فرض محیط نیمه بینهایت در مورد تماس چرخ و ریل که دارای پروفیل‌های منحنی شکل با شعاعهای مختلف (از ۵۰ تا کمتر از ۴۰ میلیمتر) در ناحیه تماس هستند، فرض صحیحی نیست. به ویژه در تماس گوشه ریل با لبه چرخ این فرض به هیچ وجه قابل قبول نیست. کارهای مشابه انجام گرفته به وسیله روش اجزاء محدود این مسأله را تأیید می‌کند. به عنوان نمونه در مدل‌سازی مشابهی که در دانشگاه KTH سوئد صورت گرفته اختلاف بین مقادیر سطوح تماس حاصل از تئوری هرتز و مدل FE حدود ۳۰٪ و در مورد فشار تماسی بیش از ۲۰۰٪ است [۱۵]. از سوی دیگر پروفیل چرخ مورد استفاده در سه مدل دیگر که بر اساس فیشهای جدید UIC طراحی شده است، به علت استفاده از پروفیل غیر مخروطی قادر به ایجاد تماس تطبیقی با پروفیل ریل

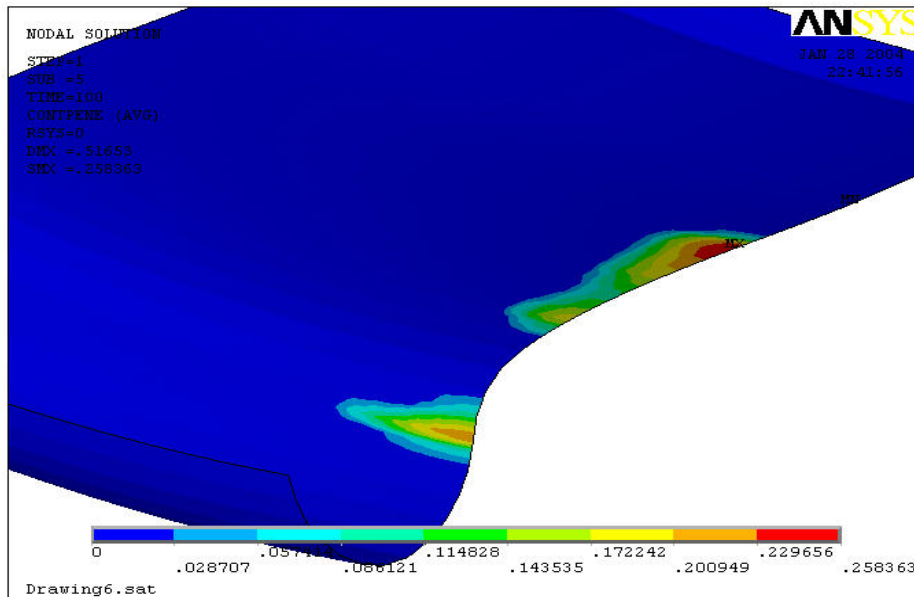
سایش یافته باشند، تماس یک نقطه‌ای یا تطبیقی برقرار خواهد شد. برای جلوگیری از تماس دو نقطه‌ای می‌توان از روشهای اصلاح پروفیل ریل همچون سنگ زنی (Grinding) استفاده کرد. در حالت تماس دو نقطه‌ای در حقیقت دو سطح تماس جداگانه ایجاد می‌شود که یکی بین تاج ریل و طوقه چرخ و دیگری بین گوشه ریل و لبه چرخ ایجاد می‌شود. در ادامه این سطوح به ترتیب سطح تماس اول و سطح تماس دوم نامیده می‌شوند.

۴. بررسی شرایط تماس چرخ و ریل در قوس

برای بررسی شرایط تماس چرخ و ریل در قوسها می‌توان از یک نیروی جانبی L در کنار نیروی قائم V برای مدلسازی شرایط تماس استفاده کرد. هنگامی که وسیله نقلیه از قوس عبور می‌کند اگر دور به گونه ای طراحی شده باشد که نیروهای گریز از مرکز را کاملاً خنثی کند، در این صورت هیچ نیروی جانبی به ریل بالایی اعمال نمی‌شود. ولی در اثر کمبود دور نیروی جانبی L از طریق لبه چرخ به گوشه ریل اعمال می‌شود. در این تحلیل با اعمال نسبتهای مختلف نیروی جانبی به نیروی قائم L/V و تعیین بیشینه فشار تماسی، بیشینه تنش فان مایسز در قارچ ریل و سطح تماس، تأثیر شرایط قوس بر تماس مورد بررسی قرار گرفت.



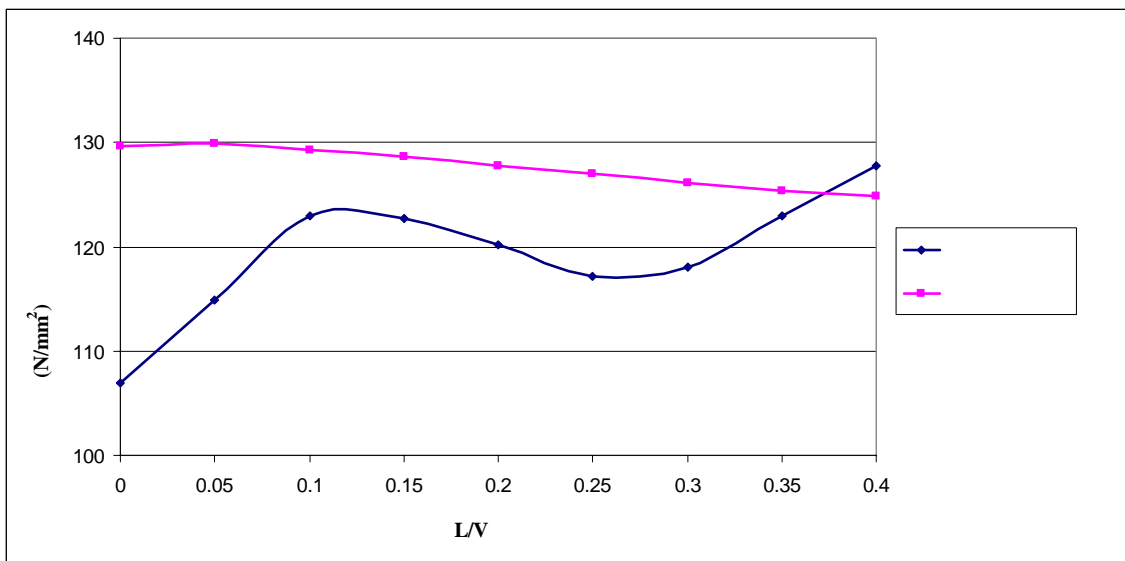
شکل ۸. مقطع ریل با سایش جانبی [۱۵]



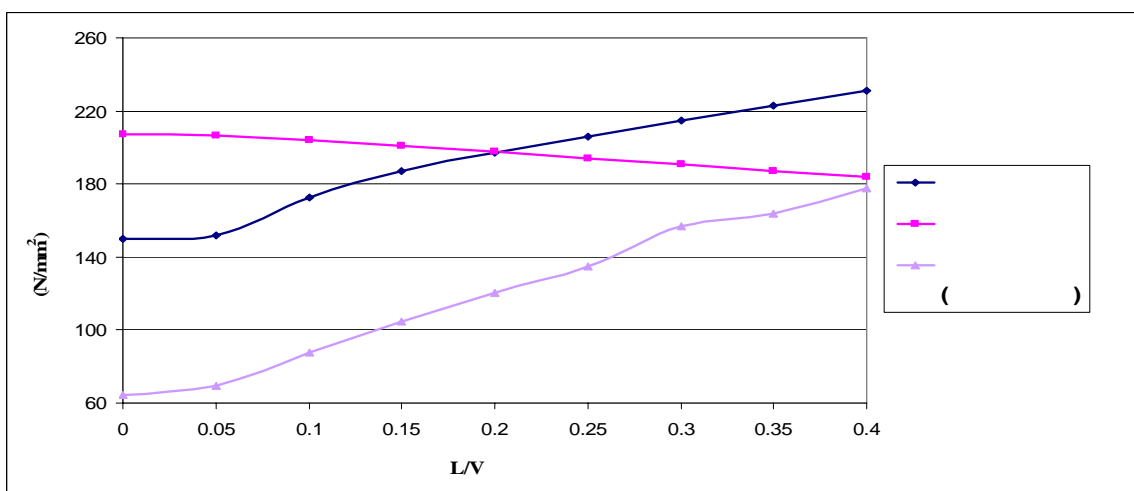
شکل ۹. تماس دو نقطه‌ای در حالت ریل سایش یافته

اما در حالت سایش جانبی با افزایش نسبت L/V بیشینه تنشها کاهش می‌یابد. برای تفسیر این اختلاف بین ریل نو و ریل سایش یافته می‌توان گفت این اختلاف ناشی از وجود تماس تطبیقی در حالت ریل نو در مقابل تماس دو نقطه‌ای در حالت ریل سایش یافته است. در حالتی که تماس تطبیقی یا یک نقطه‌ای ایجاد شود نیروی قائم و جانبی در یک محل ایجاد می‌شوند و در این حالت طبیعی است که با افزایش نیروی جانبی تنش فشاری در محل تماس افزایش می‌یابد.

شکلهای ۱۰ و ۱۱ و ۱۲ به ترتیب نمودار تنش فان مایسز بیشینه، فشار تماسی بیشینه و سطح تماس را به صورت تابعی از نسبت L/V و برای ریل نو و سایش یافته نشان می‌دهند (در این نمودارها V مقدار ثابت ۱۰ تن است و نیروی جانبی L تغییر می‌کند). همان طور که مشاهده می‌شود با افزایش نسبت L/V در حالت ریل نو بیشینه تنش فان مایسز و فشار تماسی افزایش می‌یابد. به این ترتیب با افزایش نیروهای جانبی در قوس (یا به عبارتی با افزایش کمبود دور) تنشها در قارچ ریل و فشار تماسی افزایش یافته، نرخ سایش شدیدتر می‌شود.



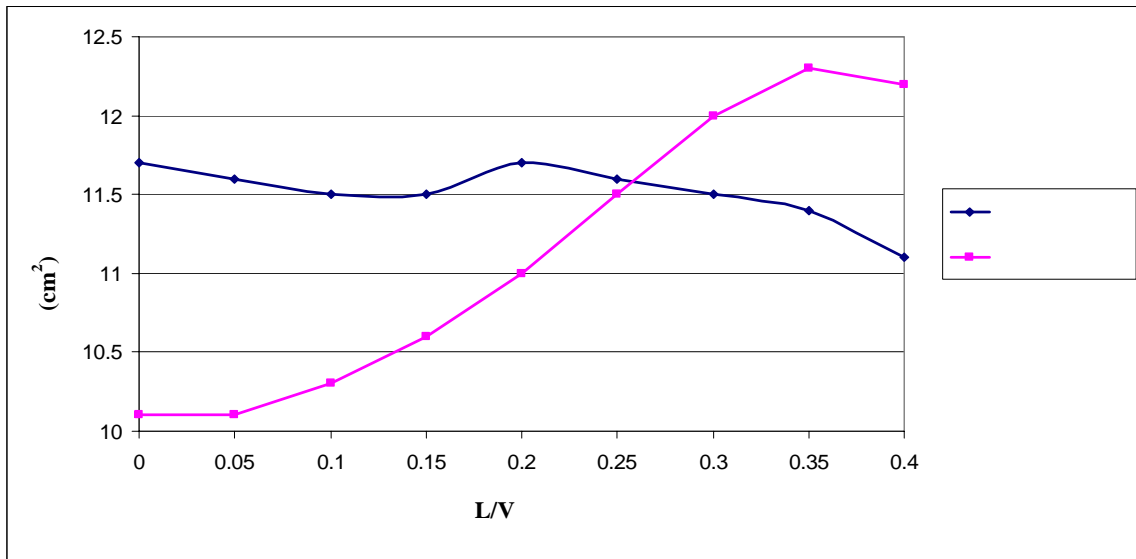
شکل ۱۰. نمودار تنش فان مایسز بیشینه بر حسب L/V برای ریل نو و سایش یافته



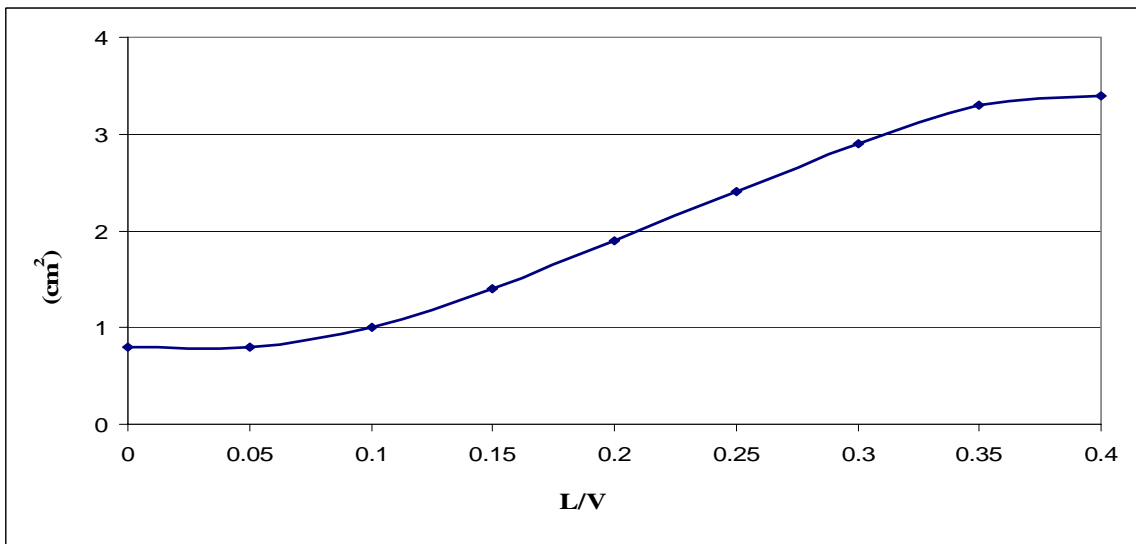
شکل ۱۱. نمودار فشار تماسی بیشینه بر حسب L/V برای ریل نو و سایش یافته

سطح تماس دوم با نرخ‌ی مشابه با فشار تماسی در ریل نو افزایش می‌یابد. کاهش بیشینه فشار تماسی و تنش فان مایسز که در سطح تماس اول ایجاد می‌شوند نشان دهنده تأثیر کاهش نیروی جانبی در تنشهای ایجاد شده در سطح تماس اول است. نمودار تصویر ۱۳ افزایش سطح تماس دوم را در حالت ریل سایش یافته بر حسب نسبت L/V نشان می‌دهد.

اما در حالت تماس دو نقطه‌ای نیروی قائم و جانبی در دو ناحیه تماس جداگانه اعمال می‌شوند به طوری که نیروی قائم در سطح تماس اول (طبق تعریف ارائه شده در بخش قبل) و نیروی جانبی در سطح تماس دوم اعمال می‌شود. اگر نمودار فشار تماسی ایجاد شده در سطح تماس دوم (در حالت ریل سایش یافته) بر حسب نسبت L/V ترسیم شود (تصویر ۱۱) به خوبی مشاهده می‌شود که با افزایش نیروی جانبی، فشار تماسی در



شکل ۱۲. نمودار سطح تماس بر حسب L/V برای ریل نو و سایش یافته



شکل ۱۳. نمودار سطح تماس بر حسب L/V برای سطح تماس دوم در ریل سایش یافته

۵. بررسی شرایط تماس ریل و چرخ در

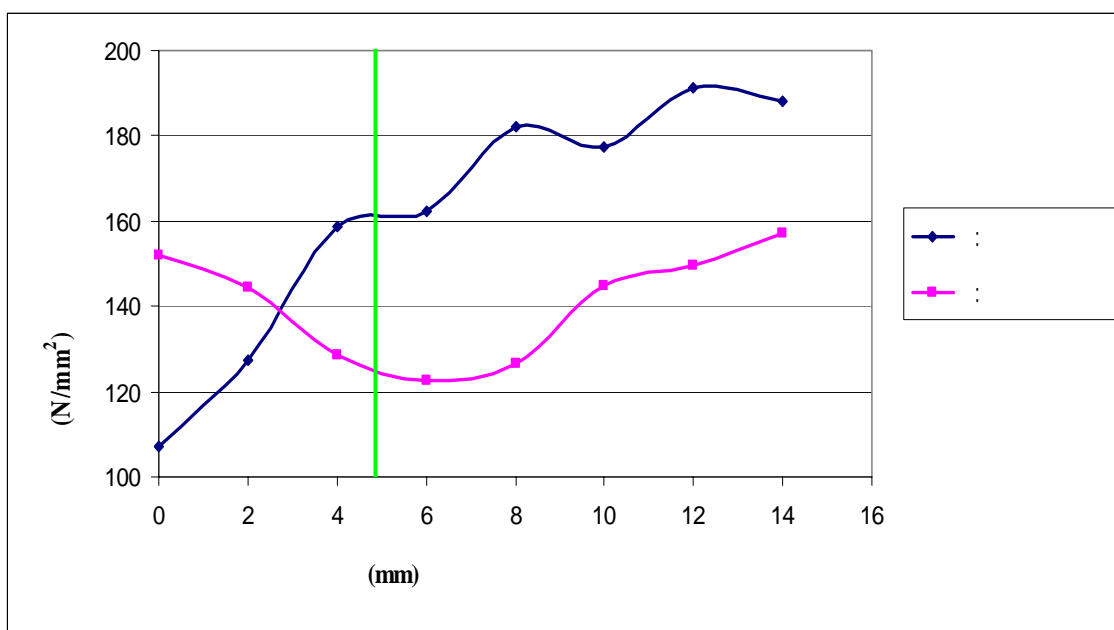
موقعیت‌های مختلف قرارگیری چرخ بر روی ریل

شرایط تماس چرخ و ریل یعنی تنشها و سطح تماس بستگی به موقعیت قرارگیری چرخ بر روی ریل دارند. در مسیر مستقیم و در شرایطی که مرکز محور چرخها بر مرکز خط منطبق باشد فاصله‌ای در حدود ۵ میلی‌متر بین لبه چرخ و گوشه ریل ایجاد می‌شود. اما در مسیر قوسی لبه چرخهای یک سمت بوژی با ریل بالایی قوس تماس می‌یابند و در مقابل لبه چرخهای سمت دیگر حداکثر فاصله را با گوشه ریل پایینی پیدا می‌کنند. در حالتی که عرض خط و فاصله لبه‌ها در محور چرخها مطابق با مقادیر استاندارد UIC باشد، بیشینه فاصله لبه چرخ و گوشه ریل از ۱۰ میلی‌متر تجاوز نمی‌کند. اما در محدوده رواداریهای مجاز عرض خط و فاصله لبه‌ها و با در نظر گرفتن مقادیر مجاز حداکثر، این فاصله می‌تواند از ۲۰ میلی‌متر هم بیشتر باشد.

برای بررسی تأثیر موقعیت قرارگیری چرخ روی ریل بر شرایط تماس مدلی از ریل و چرخ مورد تحلیل قرار گرفت که در آن فاصله بین گوشه ریل و لبه چرخ از صفر تا ۱۴ میلی‌متر به تدریج افزایش یافته و در هر مرحله تنشها و سطح تماس تعیین شده است. نتایج برای دو حالت شیب ریل ۱:۲۰ و ۱:۴۰ به دست آمدند.

همان‌طور که در نمودارهای ارایه شده در تصاویر ۱۴ و ۱۵ نشان داده شده است برای شیب ۱:۲۰ با افزایش فاصله لبه چرخ از ریل تنش فان مایسز بیشینه و فشار تماسی بیشینه هر دو افزایش می‌یابند و در مقابل طبق نمودار تصویر ۱۶ سطح تماس کاهش می‌یابد. با رسیدن فاصله مذکور به ۱۲ میلی‌متر این پارامترها به مقدار ثابتی نزدیک می‌شوند به طوری که با افزایش فاصله (بعد از ۱۲ میلی‌متر) تغییری در این پارامترها ایجاد نمی‌شود. دلیل این مسأله این است که تماس به ناحیه بیرونی پروفیل چرخ جایی که پروفیل کاملاً مخروطی است منتقل می‌شود. با افزایش فاصله لبه چرخ از گوشه ریل تماس از حالت تطبیقی (با سطح تماس زیاد و تنش کم) به حالت تماس یک نقطه‌ای (با سطح تماس کم و تنش زیاد) تبدیل می‌شود.

نتایج حاصل از آنالیز مدل با شیب ۱:۴۰ نشان می‌دهد که بیشینه تنش فان مایسز و بیشینه فشار تماسی به طور کلی روندی افزایشی دارد، ولی هر دو در فاصله‌ای حدود ۶ میلی‌متر کمترین مقادیر را نشان می‌دهند. در این صورت اگر بتوان فاصله لبه چرخ و ریل را به گونه‌ای طراحی کرد که در مسیر مستقیم و در حالتی که مرکز محور بر مرکز خط قرار دارد، این فاصله ۶ میلی‌متر باشد می‌توان به کمترین مقادیر تنش در قارچ ریل دست یافت.



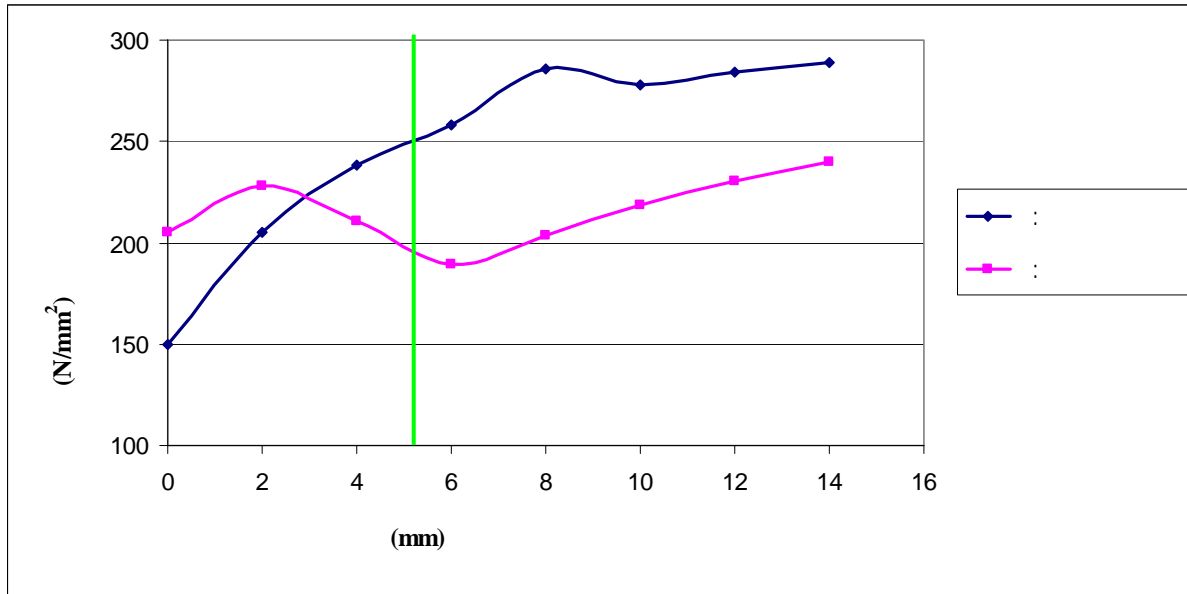
شکل ۱۴. نمودار تنش فان مایسز بیشینه بر حسب فاصله چرخ و ریل برای شیب ۱:۲۰ و ۱:۴۰

بررسی شرایط هندسی تماس ریل و چرخ با استفاده از مدل اجزاء محدود

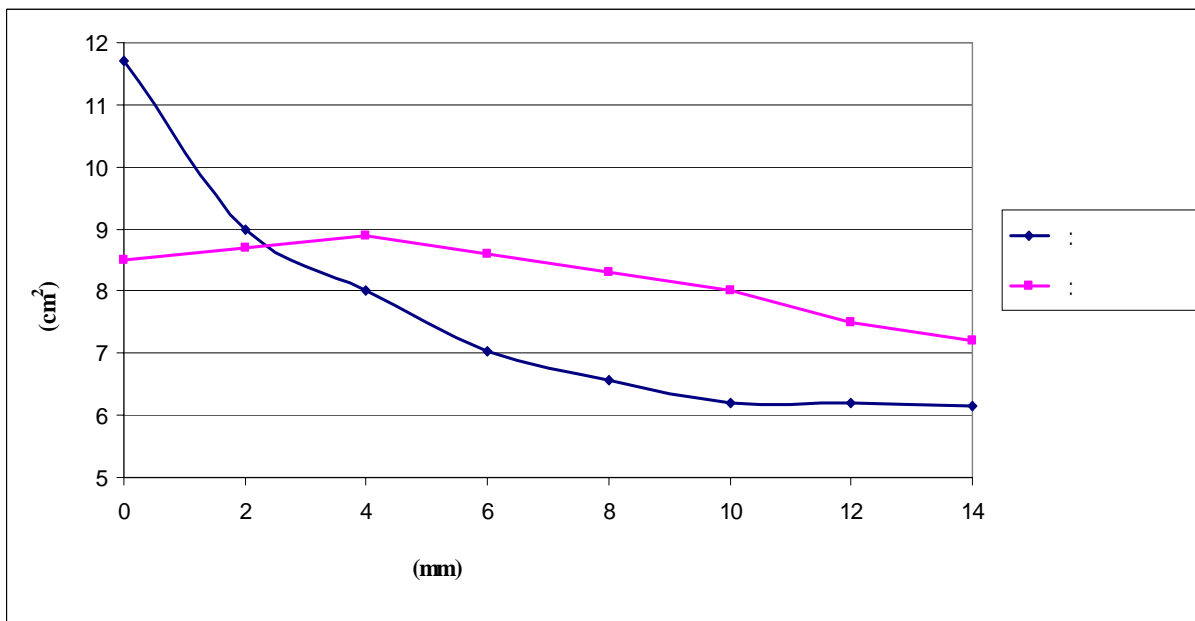
به ریل با شیب ۱:۴۰ ایجاد می‌کند و در مقابل در شرایطی که لبه چرخ با گوشه ریل حداکثر فاصله را دارد (ریل پایینی قوس) این ریل با شیب ۱:۴۰ است که فشار تماسی و تنشهای کمتری به دست می‌دهد. در این صورت اگر بتوان در قوسها از ریلهای با شیب متفاوت در بالا و پایین قوس استفاده کرد می‌توان به کمترین فشار تماسی و تنش در هر دو ریل دست یافت.

مقایسه نتایج مربوط به دو ریل با شیبهای متفاوت نشان می‌دهد در حالتی که مسیر مستقیم پیموده می‌شود (یعنی فاصله لبه چرخ تا ریل حدود ۵ میلیمتر است) فشار تماسی و تنش فان مایسز در قارچ ریل با شیب ۱:۴۰ به مراتب کمتر از ریل با شیب ۱:۲۰ است.

در حالتی که لبه چرخ با گوشه ریل تماس دارد (ریل بالایی قوس) ریل با شیب ۱:۲۰ فشار تماسی و تنشهای کمتری نسبت



شکل ۱۵. نمودار فشار تماسی بیشینه بر حسب فاصله چرخ و ریل برای شیب ۱:۴۰ و ۱:۲۰



شکل ۱۶. نمودار سطح تماس بر حسب فاصله چرخ و ریل برای شیب ۱:۴۰ و ۱:۲۰

۶. نتایج

- ۱- با مقایسه نتایج مدل FE با روابط تجربی مانند هرتز می‌توان به دقت کمتر روابط تجربی و توانای مدل‌های FE در مدل سازی جزئیات پی برد.
- ۲- تماس چرخ نو و ریل با سایش جانبی معمولاً به صورت دو نقطه‌ای است. ولی چنانچه هم چرخ و هم ریل سایش یافته باشند، معمولاً تماس یک نقطه‌ای یا تطبیقی برقرار خواهد شد.
- ۳- بیشینه تنش فان مایسز و فشار تماسی در ریل نو با افزایش نسبت نیروهای جانبی به نیروی قائم افزایش می‌یابد و در نتیجه نرخ سایش شدیدتر می‌شود. ولی در حالت ریل با سایش جانبی با افزایش نسبت L/V بیشینه تنشها کاهش می‌یابد.
- ۴- با افزایش فاصله لبه چرخ از گوشه ریل تماس از حالت تطبیقی (با سطح تماس زیاد و تنش کم) به حالت تماس یک نقطه‌ای (با سطح تماس کم و تنش زیاد) تبدیل می‌شود.
- ۵- نتایج حاصل از آنالیز مدل با شیب ۱:۴۰ نشان می‌دهد که ماکزیمم تنش فان مایسز و بیشینه فشار تماسی به طور کلی روندی افزایشی دارد ولی هر دو در فاصله‌ای حدود ۶ میلی‌متر کمترین مقادیر را نشان می‌دهند.
- ۶- مقایسه نتایج مربوط به دو ریل با شیبهای متفاوت نشان می‌دهد در حالتی که مسیر مستقیم پیموده می‌شود فشار تماسی و تنش فان مایسز در قارچ ریل با شیب ۱:۴۰ به مراتب کمتر از ریل با شیب ۱:۲۰ است.
- ۷- در حالتی که لبه چرخ با گوشه ریل تماس داشته باشد، در ریل با شیب ۱:۲۰ فشار تماسی و تنشهای کمتری نسبت به ریل با شیب ۱:۴۰ ایجاد می‌شود و در مقابل در شرایطی که لبه چرخ با گوشه ریل حداکثر فاصله را دارد (ریل پایینی قوس) این ریل با شیب ۱:۴۰ است که فشار تماسی و تنشهای کمتری به دست می‌دهد. در این صورت اگر بتوان در قوسها از ریل‌های با شیب متفاوت در بالا و پایین قوس استفاده کرد می‌توان به کمترین فشار تماسی و تنش در هر دو ریل دست یافت.

۷. پانویس

- ۱- روند محاسبه بیشینه فشار تماسی و سطح تماس به روش هرتز در پیوست ارائه شده است

۸. مراجع

1. Andersson, C and Abrahamsson, T. (2002) "Simulation of interaction between a train in general motion and a track. Vehicle System Dynamics", Vol 38, pp 433-455.
2. Hertz, H. (1881) "On the contact of elastic solids", Journal fur die Riene und Angewande Mathematik, 92, pp 156-171.
3. Kalker, J. J. (1967) "On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction", thesis, TU Delft.
4. European Commission DG II. (1997) "A strategy for revitalizing the community's railways", Brussels.
5. Newland, D. E. (1969) "Steering a flexible railway truck on curved track", Transaction of the ASME, pp. 908-918.
6. Tournay, H. M. (1999) "Rail/wheel interaction from a track and vehicle design perspective", Proc. of IHHA Conf., Session 2, pp. 41-57.
7. Iwnicki S. (2003) "Simulation of wheel-rail contact forces", Fatigue and fracture of engineering materials and structures, 26, 887-900.
8. Kalker J. J. (1990) "Three-dimensional elastic bodies in rolling contact", Kluwer Publishers.
9. Pombo, J.C. and Ambrosio, A.C. (2007) "Application of a wheel-rail contact model to railway dynamics in small radius curved tracks", Springer Science and Business Media B.V.
10. Bowe, C.J., Mullarkey, T.P. (2005) "Wheel-rail contact elements incorporating irregularities" Elsevier.
11. Brabie, D. (2005) "On the influence of rail vehicle parameters on the derailment process and its consequences" Phd. thesis, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm.
12. Bezin, Y. and Stow, J. (1998) "Development of a method to predict stresses in rails using ADAMS/Rail and ABAQUS" Manchester Metropolitan University.
13. "UIC Leaflet 861-3: Standard 60 kg/m rail profiles-types UIC 60 and 60E", The International Union of Railways, 3rd Edition, 2002.
14. UIC Leaflet 510-2: Conditions concerning the use of wheels of various diameters", The International Union of Railways, 4th. Edition, 2004.
15. Telliskivi, T. (2000) "A tool and a method for FE analysis of wheel and rail interaction", Int. ANSYS Conf., Pittsburg, USA, August.
16. Schonfeld, D. [et al]. (1989) "The development and testing of improved wheel profiles for Queensland Railways", Proc. of 4th IHHA Conf., pp 341-351.
17. Iwnicki S. (1999) "The Manchester benchmarks for rail vehicle simulation", Suppl. Veh. Syst. Dyn. 31.