

# بررسی اندرکنش دینامیکی ریل و چرخ وسیله نقلیه تحت اثر بریدگی چرخ به وسیله نرم افزار آباکوس

مقاله علمی - پژوهشی

حسن دیواندری\*، گروه عمران، واحد نوشهر، دانشگاه آزاد اسلامی، نوشهر، ایران  
سید محمد حسین محبوب شریفی، دانش آموخته کارشناسی ارشد، واحد نوشهر، دانشگاه آزاد اسلامی، نوشهر، ایران

\*پست الکترونیکی نویسنده مسئول: [divandari@iauns.ac.ir](mailto:divandari@iauns.ac.ir)

دریافت: ۱۴۰۰/۰۲/۱۵ - پذیرش: ۱۴۰۱/۰۷/۰۵

صفحه ۷۸-۵۷

## چکیده

واکن هنگام حرکت بر روی ریل، ارتعاشاتی را تجربه می‌کند که از جمله مهم‌ترین آنها ارتعاشات ناشی از چرخ ناسالم است. ارتعاشات واکن در سرعت‌های بالا موجب بروز نوعی ناپایداری در حرکت قطار می‌شوند. این پژوهش به منظور ارزیابی رفتار ارتعاشی سیستم چرخ و ریل قطار، با توجه به پدیده تماس چرخ عیب دار با ریل سالم، تحلیل دینامیکی سیستم را معرفی می‌کند. مدل سازی عناصر محدود (FEM) برای شبیه‌سازی رفتار مکانیکی آزمون استفاده شد که نشان‌دهنده واکنش پویا اجزای تحت شرایط بارگذاری ضربه چرخ بر ریل است. در این مطالعه، یک چرخ فولادی در سامانه ریلی ایران با فرض دارا بودن عیب کندگی با استفاده از روش اجزا محدود تحت شرایط تماس غلتشی شبیه سازی شده است. برای این منظور از مدل سازی سه بعدی و تحلیل اجزا محدود در نرم افزار آباکوس استفاده شده است. در شبیه سازی، یک سیستم راه آهن در ایران با اندازه واقعی مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. جنس ریل AISI1045 و چرخ عیب دار فولاد DI استفاده شد و ویژگی‌های پویای آنها مقایسه شد.

واژه‌های کلیدی: آسیب چرخ قطار، راه‌آهن، شبیه سازی المان محدود

## ۱- مقدمه

بین چرخ و ریل و عمل می‌کنند نه تنها برای نیروهای فشاری - کششی، ارتعاشات، مصرف سوخت بلکه برای قابلیت اطمینان و دوام بوژی و ریل بسیار مهم است. با تعیین پارامترهای معرفی شده در بالا، می‌توان وظایف هموارسازی و راحتی و کاهش نویز را به طور موثر تری حل کرد. توصیف روابط ریاضی صحیح تعامل بین چرخ و ریل در هنگام تعیین ارتعاشات اجباری بوژی، برای محاسبه دقیق تر شاخص‌های دینامیکی، به ویژه آنهایی که تأثیر زیادی بر ایمنی ترافیک دارند، بسیار مفید خواهد بود.

مقادیر قابل توجهی ادبیات برای پیشبرد درک تأثیر شرایط بارگذاری بر توسعه خستگی ناشی از تماس چرخشی در مواد راه آهن منتشر شده است. مطالعات متعددی مشکل RCF راه آهن را با استفاده از طیف گسترده‌ای از روش‌های عددی و رویکردهای محاسباتی توضیح داده‌اند. این آثار که بر اساس اصول مکانیک تماس و مکانیک شکست انجام شده است، رفتار تماس و توسعه آسیب چرخ و ریل را توصیف می‌کند. طی سه دهه گذشته، تعداد قابل توجهی از آثار نیز در زمینه آزمایش تجربی RCF راه آهن با استراتژی‌های مقیاس کامل یا کاهش یافته در دسترس قرار گرفته است. تعیین نیروهایی که

## ۲- پیشینه تحقیق

از قوس‌ها به دلیل اینکه یکی از چرخ‌ها مسیر بیشتری را بایستی طی کند، مشکل ساز خواهد بود. برای اجتناب از این امر چرخ‌ها را به صورت مخروطی شکل طراحی کرده‌اند تا با جابجایی عرضی چرخ در جهت نیروی گریز از مرکز، اختلاف شعاع لازم به دست آید. پژوهش‌های بسیاری نشان می‌دهد که سطح مخروطی چرخ‌ها پس از اندکی سایش به یک شکل پایدار تبدیل می‌شود که دارای عمر زیادی بوده و می‌تواند جایگزین چرخ‌های ساده مخروطی شود.

برای آسیب‌های احتمالی چرخ، طبقه بندی توسط اتحادیه بین‌المللی راه آهن‌ها (UIC) به صورت زیر انجام شده است - (UIC 505-2 Leaflet, 2007):

الف) آسیب‌های ایجاد شده بر اثر تولید حرارت ناشی از لغزش یا چرخش

ب) آسیب‌های خستگی ایجاد شده زیر سطح

ج) آسیب‌های با منشاء خستگی سطحی یا نزدیک سطح

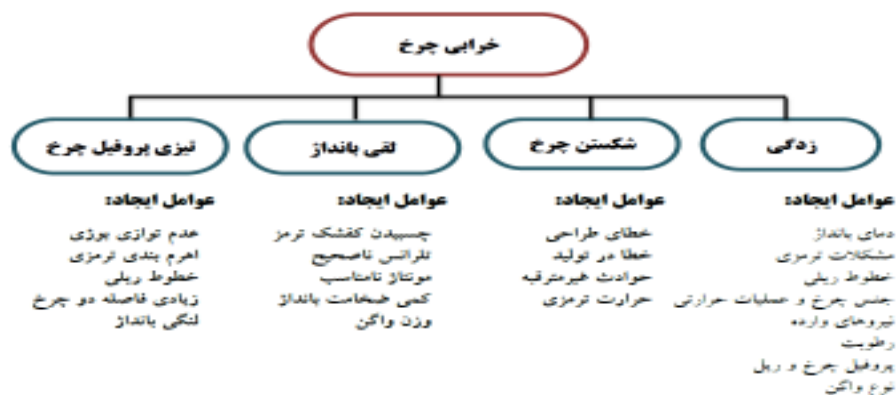
د) آسیب‌های با منشاء سایش یا بوژی‌های با فرمان‌پذیری نامناسب

ه) آسیب‌های ایجاد شده بر اثر ضربه

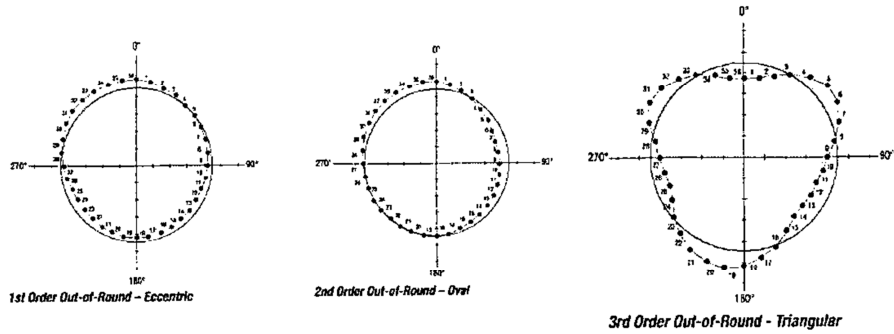
نمودار شکل (۱) چهار مورد از آسیب‌های بسیار مهم چرخ و علل آنها را نشان می‌دهد (UIC 505-2 Leaflet, 2007)

عدم مدور بودن نوعی تغییر شکل چرخ است که به صورت متناوب و به طور مختلف شامل خروج از مرکزیت محور چرخ، شکل بیضوی یا مثلثی ایجاد می‌شود (UIC 505-2 Leaflet, 2007).

اندرکنش چرخ و ریل موجب کاهش ایمنی، کاهش دوره زمانی تعمیرات خط و وسیله نقلیه و در نتیجه کاهش بهره‌وری و افزایش هزینه‌ها می‌شود. پدیده سایش چرخ قطار یکی از مهمترین چالش‌های صنعت حمل و نقل ریلی، به ویژه در حمل و نقل درون - برون شهری می‌باشد. عوامل موثر بر این پدیده بسیار متنوع بوده و میزان تأثیر هر کدام از این پارامترها در شرایط مختلف، متفاوت خواهد بود. هندسه خط و ریل، سازگاری پروفیل چرخ و ریل، استفاده از روانکارها، سرعت سیر در قوس‌ها، چگونگی زمان‌بندی نگهداری و تعمیرات و ... از جمله عوامل موثر در میزان و چگونگی سایش چرخ هستند. یکی از عوامل مهم تأثیرگذار بر روی رفتار سایشی، اندرکنش چرخ و ریل و همچنین تعیین شرایط خروج از خط، پروفیل چرخ است. اهمیت و هزینه‌های ناشی از سایش بر خطوط ریلی و تأثیر پروفیل‌های چرخ و ریل بر دینامیک وسیله نقلیه همواره مورد توجه متخصصین مرتبط با این صنعت از نقطه نظر تئوری و عملی بوده است. یکی از پیش‌فرض‌های بررسی پدیده سایش از دیدگاه تئورثی چگونگی مدلسازی تماس چرخ و ریل می‌باشد که روز به روز در حال تغییر و بهبود یافتن است. با بکارگیری این تئوری‌ها به همراه تئوری‌های سایش می‌توان بخش‌های مختلفی از طول عمر یک چرخ یا ریل را شبیه‌سازی نمود. فناوری صنعت ریلی نشان داده است که استفاده از چرخ و محورهای یکپارچه، با توجه به بار محوری بین ۱۰ تا ۳۵ تن، بهترین انتخاب برای این صنعت است. چرخ و محور یکپارچه باعث می‌شود تا مرکز هر دو چرخ محور دارای یک سرعت دروانی باشند. این امر به نوبه خود در عبور



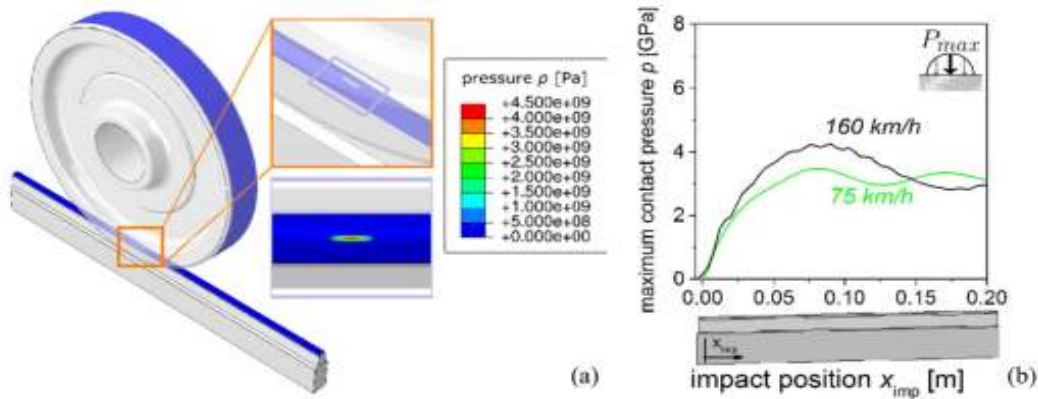
شکل ۱. چهار پارامتر اصلی خرابی در چرخ و علل آنها (UIC 505-2 Leaflet, 2007)



شکل ۲. حالت‌های مختلف چرخ در حالت عدم مدور ( UIC 505-2 Leaflet, 2007)

ضربه  $\alpha_{Impact}$  در مدل، چرخ در ابتدا به صورت افقی کار می‌کند و دماغه عبور تحت زاویه  $\alpha$  ضربه به جهت افقی/ طولی اکستروود می‌شود. شکل (۳) نمودار کانتور فشار تماس  $p$  بین چرخ و دماغه عبوری برای سرعت ۱۶۰ کیلومتر در ساعت را نشان می‌دهد. توجه داشته باشید که این مدل از داده‌های مواد الاستیک برای چرخ و ریل استفاده می‌کند. محور وصله تماسی دارای طول ۲۲ میلی‌متر و عرض ۴/۱ میلی‌متر است. در این حالت حداکثر فشار تماس  $p$  ۴/۲۳ گیگاپاسکال است. حداکثر مقادیر  $p$  در اثر برخورد چرخ بر روی دماغه عبور کننده (یعنی برای موقعیت‌های مختلف ضربه  $X_{imp}$ ) در شکل (۳)  $b$  برای سرعت قطار ۷۵ کیلومتر در ساعت و ۱۶۰ کیلومتر در ساعت رسم شده است (معاونت ناوگان، ۱۳۹۴).

در مدل FE صریح ویدورن و همکارانش ( Wiedorn, Julian, Werner Daves, Uwe Ossberger, Heinz Ossberger, and Martin Pletz, 2017) پارامترهای استخراج شده از هندسه برای محاسبه نیروهای دینامیکی و زمینه‌های تنش/ کرنش به عنوان تأثیر چرخ بر روی عبور استفاده شده است. این پارامترها عبارتند از زاویه ضربه  $\alpha_{Impact}$ ، شعاع عبور از دماغه بینی  $r_{en}$  و شعاع سر از ریل بال  $r_{wr}$ . این مدل با بسته عناصر محدود تجاری ABAQUS / Explicit توسعه یافته است. هندسه مدل در شکل (۳) نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، مدل از یک چرخ ساده (سطح استوانه‌ای در حال چرخش) و یک دماغه عبور ساده شده (مقطع عرض زده شده) استفاده می‌کند. شعاع چرخ در مدل ۴۷۶/۰ متر تنظیم شده است. برای بدست آوردن زاویه

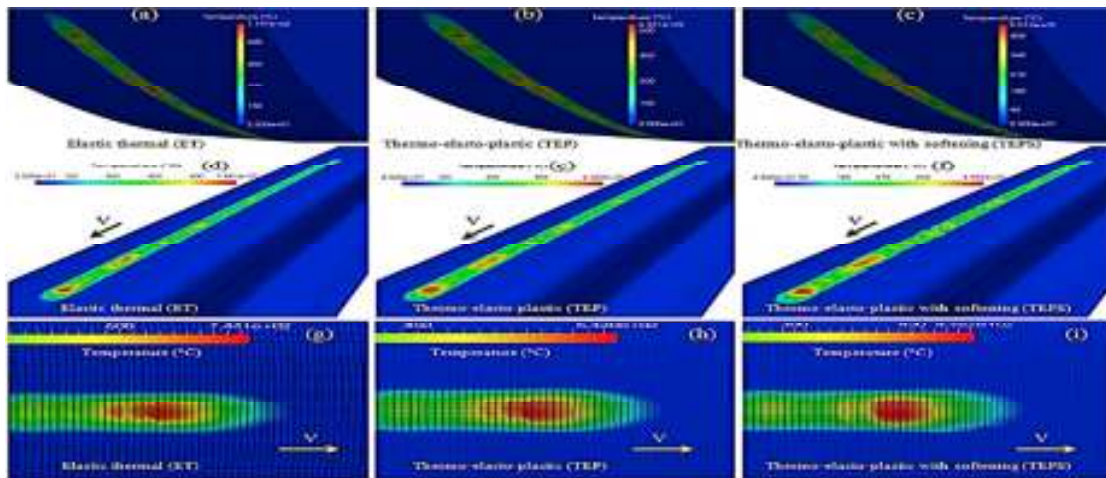


شکل ۳. نمودار کانتور فشار تماس  $p$  برای زاویه  $\alpha_{Impact}$  در  $5/1 \text{ mrad}$ ، سرعت قطار ۱۶۰ کیلومتر در ساعت و شعاع عبور از دماغه ۲۰ میلی‌متر در زمانی که حداکثر مقادیر  $p$  رخ می‌هد ( Wiedorn, Julian, Werner Daves, Uwe Ossberger, Heinz Ossberger, and Martin Pletz, 2017).

EN13104 اعمال کردند (Design method, 2009)، برای بار محور ۱۷ تن، مقدار نیروی ۱۱۰/۴۱ کیلونیوتن و نیروی ۷۷/۵۶ کیلونیوتن اعمال شد. گزینه‌های تماس خودکار سطح به سطح برای کل سیستم ریلی چرخ - ریل به طور کلی استفاده شد. آن‌ها در نتایج خود حداکثر تنش معادل فون میزس ۶۶۷/۶ مگاپاسکال و حداکثر کرنش پلاستیکی معادل ۰/۱۳ در سطح تماس چرخ و ریل رخ بدست آوردند ( Su, Xingya, Lun Zhou, Lin Jing, and Huanran Naeimi, 2020 Wang Meysam, Shaoguang Li, Zili Li, Jun Wu., Roumen H. Petrov, Jilt Sietsma, and Rolf Dollevoet, 2018)، دمای فلاش در هنگام تماس چرخ و ریل برای مدل‌های حرارتی (TEP, ET, و TEPS) محاسبه کردند. مرحله زمانی ۱۲/۵۲ میلی ثانیه برای بدست آوردن نتایج انتخاب کردند. در این مرحله زمانی چرخ در مسیر طولی ۰/۴۴۸ متر مسافت را طی کرده و خروجی‌های مکانیکی حرارتی پایدار است. جهت چرخش چرخ با شکل V نشان داده شده است.

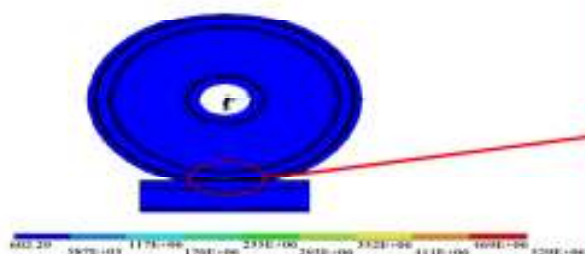
نتایج مربوط به مدل‌های مختلف مواد (ET, TEP و TEPS) به طور جداگانه ارائه شده است. دمای آج چرخ در این مدل‌ها در شکل (۴) a, b و c نشان داده شده است. شکل (۴) d, e و f دمای سطح ریل مربوطه را نشان می‌دهد. نمای بزرگ شده از هر توزیع دما در اطراف و صله تماسی در شکل (۴) g, h و i نشان داده شده است.

هان و همکارانش ( Su, Xingya, Lun Zhou, Lin Jing, and Huanran Wang, 2020) کمال مدل اجزای محدود برای تماس نورد چرخ و راه آهن با استفاده از نرم افزار تجاری Hypermesh ساختند که شامل دو چرخ (یکی با تخت تازه)، یک محور و دو ریل است. این چرخ دارای آج S1002CN و شعاع آن ۴۳۰ میلی متر بود، در حالی که ریل فولادی ۶۰ کیلوگرم در هر متر با شیب پایه ۱:۴۰ بود. با توجه به مدت زمان کوتاه (حدود چندین میلی ثانیه) از فرآیند برخورد چرخ و ریل، دیگر فرصتی برای انتقال بار ضربه وجود بر زیرساخت ریل وجود ندارد و ریل مستقیماً بار ضربه را تحمل می‌کند. در مطالعه آن‌ها زیرساخت‌های خط ریلی حذف شده است تا هزینه محاسباتی را کم کند. مدل عناصر محدود چرخ و ریل توسط عنصر جامد ۸ گره‌ای با اندازه ۴ میلی متر ۴۹ میلی متر در منطقه تماس مسطح المان بندی شده بود، در حالی که بقیه نواحی از مش متوسط استفاده شده بودند. در مدل آن‌ها چرخ و ریل توسط مدل مواد MAT\_PLASTIC\_KINEMATIC و محور با مدل MAT\_RIGID در نرم افزار Ls-Dyna تعریف شد. تمام درجات آزادی گره‌های پایین ریل محدود شد تا شرایط مرزی را شبیه سازی کنند و یک محدودیت انتقالی محوری در دو انتهای محور ریجید تنظیم شد. شتاب جاذبه به کل سیستم ریل - چرخ اعمال نیز اعمال کرده بودند. دو نیروی ثابت به محور اعمال کردند تا به عنوان وزن ثابت واگن نشان دهد، یعنی همان بارهای معادل تبدیل شده از بار محور بر اساس معیار



شکل ۴. توزیع دما در آج چرخ و سطح ریل تحت خزش ۱۸ درصد در زمان ۱۱/۵۲ میلی ثانیه ( Naeimi, Meysam, Shaoguang Li, Zili Li, Jun Wu., Roumen H. Petrov, Jilt Sietsma, and Rolf Dollevoet, 2018)

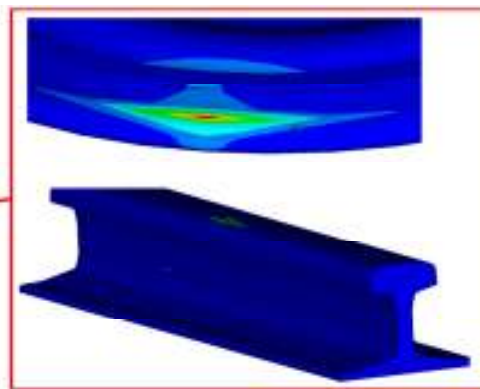
به تنش پسماند فشاری در نوک ترک شد. بنابراین، از رشد ترک جلوگیری کرد و از سرعت رشد ترک به دلیل این تنش فشاری باقیمانده جلوگیری شد. شکل (۶) نتایج تحقیق کینگلین و همکارانش (Lian, Qinglin, Guanyu Deng, A. Kiet Tieu, Huijun Li, Zhiming Liu, Xi Wang, and Hongtao Zhu., 2020) را نشان می‌دهد. در (الف) یک سناریوی عملی از دو لوکوموتیو را در یک قطار که در یک مسیر راه آهن در حال حرکت است، نشان می‌دهد. هر لوکوموتیو به دو بوژی مجهز است و سه چرخ به هر بوژی متصل است، از این رو در این مطالعه ۱۲ مسیر چرخ چرخ لوکو معرفی شده است. فاصله دو چرخ در همان بوژی ۱۹۰۵ میلی متر است. طول بین مراکز بوژی در همان لوکوموتیو ۱۳۶۴۱ میلی متر است. فاصله بین چرخ آخر لوکوموتیو اول و چرخ اول لوکوموتیو دوم ۴۵۵۰ میلی متر است. یک FEM حرارتی - مکانیکی همراه با پیکربندی کامل چرخ و ریل برای محاسبه عبور چند چرخ به دلیل هزینه محاسباتی زیاد غیرممکن است. بنابراین در این مطالعه، تماس چرخ/ریل معادل یک پیچ کوپل شده متشکل از تماس بود.



شکل ۵. تنش فون میزس پس از تماس چرخ/ریل تحت تأثیر اضافه بار دوره‌ای (Nejad, Reza Masoudi, 2020)

محوری مربوط نمود. به علاوه در کنار سایش معضلات دیگری نیز مانند خستگی تماس غلطشی و کنگره‌ای شدن ریل گزارش شده است. آنچه که در این پژوهش مد نظر می‌باشد، بررسی و شناسایی مکانیزم‌های سایش بر اساس عیب صورت گرفته در خطوط ریلی مختلف می‌باشد. هدف از مدل‌سازی عددی، ایجاد یک آزمایشگاه مجازی به منظور بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر پاسخ سازه هست. لذا این نکته بسیار حائز اهمیت است که فرضیات مدل سازی و پاسخ‌های حاصل

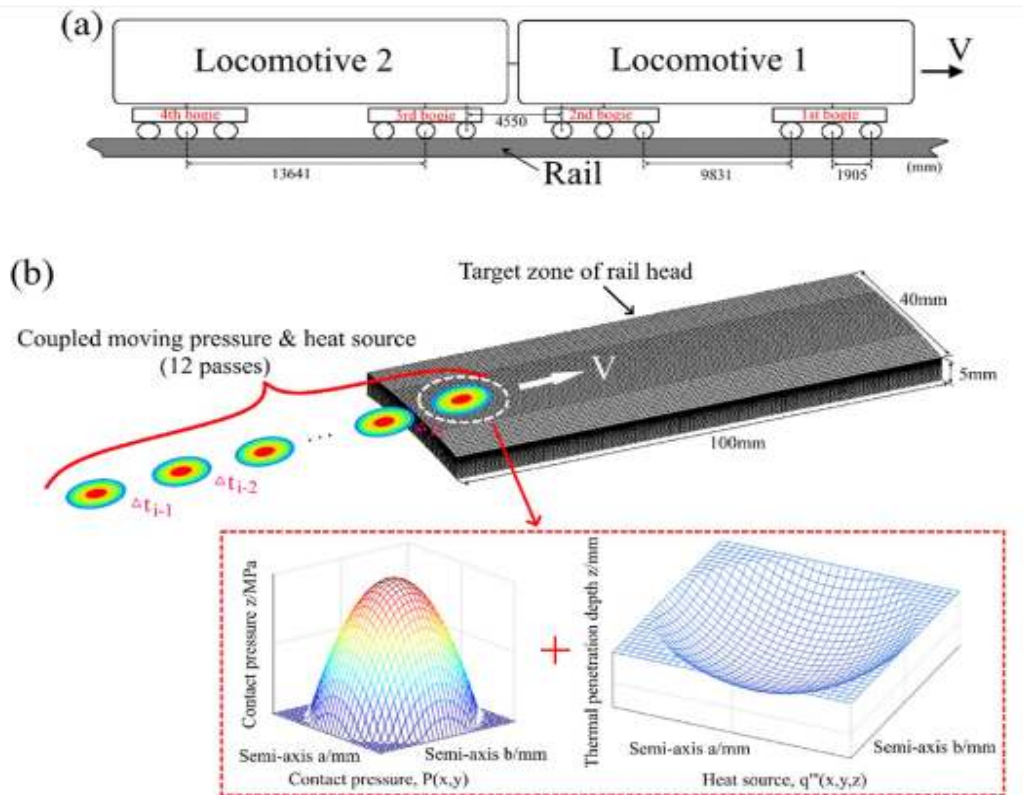
کوکولوسکی و همکارانش روش با پشتیبانی در مدل عددی با شرایط مرزی ایده آل جایگزین کردند. فشار استاتیکی یا دینامیکی که چرخ بر روی ریل ایجاد و همچنین سرعت چرخش چرخ که سرعت واگن را بر ریل اعمال می‌کند نیز در نظر گرفتند. بار به تدریج (به صورت افزایشی) اعمال شد و در هر مرحله سیستم معادلات حل شدند تا افزایش تنش‌ها، تغییر شکل‌ها و تغییر مکان‌ها مشخص شوند. شرایط پشتیبانی با برداشتن درجه آزادی مناسب، جهت جلوگیری از حرکت مدل در جهات خاص اعمال شد. در هر چرخه بار، نیروی  $F = 112/5 \text{ kN}$  اعمال شد (Kukulski, Jacek, Marianna Jacyna, and Piotr Gołębowski., 2019). مسعودی نژاد (Nejad, Reza Masoudi, 2020) در پژوهشی که بر اساس نتایج تجزیه و تحلیل عناصر محدود تماس چرخ و ریل بود، حداکثر تنش Von Mises ایجاد شده در ریل‌ها که تحت تأثیر هندسه تماس پروفیل‌های چرخ قرار داشت و در حالت اضافه بار برای ریل‌های جدید برابر بود، ۵۲۹ مگاپاسکال بدست آورد. در نتایج مطالعه او مقدار بالاتر تنش با توجه به استحکام تسلیم چرخ فولادی باعث شد که چرخ در محل تماس تغییر شکل دهد. منطقه پلاستیکی ایجاد شده منجر



پدیده سایش قطعات صنعتی، همواره معضلی جدی به شمار رفته است به نحوی که در طراحی اینگونه قطعات همواره هزینه‌های لازم برای تعویض قطعات سایشی پیش بینی می‌شود. سایش در قطعات متحرک قطار نیز چون چرخ و ریل به عنوان یکی از هزینه‌های غیر قابل اجتناب همواره در خطوط ریلی در نظر گرفته می‌شود. اما در خطوط ریلی نوین، سایش از یک پدیده غیر قابل اجتناب تبدیل به یک عیب و معضل شده است. علت آنرا می‌توان به افزایش سرعت سیر و بار

در کشورهای مختلف است. به علت وجود اطلاعات کافی در خصوص ابعاد، نحوه طراحی و خصوصیات مصالح از این نوع خطوط برای مدل سازی استفاده شده است. در نهایت وضعیت چرخ واگن و ریل در دو حالت سالم و ناسالم تحلیل و مقایسه شده‌اند.

از تحلیل عددی توسط مقایسه با نتایج مدل معتبر کنترل شده و صحت مدل عددی مورد تایید قرار گیرد. در این فصل مدل تحلیلی سه بعدی مورد استفاده و خصوصیات مصالح مدل شبیه سازی برابر مدل واقعی فرض شده است. این مدل دارای انعطاف پذیری بالا و همچنین جزء پرکاربردترین مدل



شکل ۶. الف) سناریوهای عملی قطار دو لوکوموتیو همراه با ۱۲ محور، ب) فشار حرکت و منبع گرما کوپل شده (Lian, Qinglin, 2020)

Guanyu Deng, A. Kiet Tieu, Huijun Li, Zhiming Liu, Xi Wang, and Hongtao Zhu., 2020)

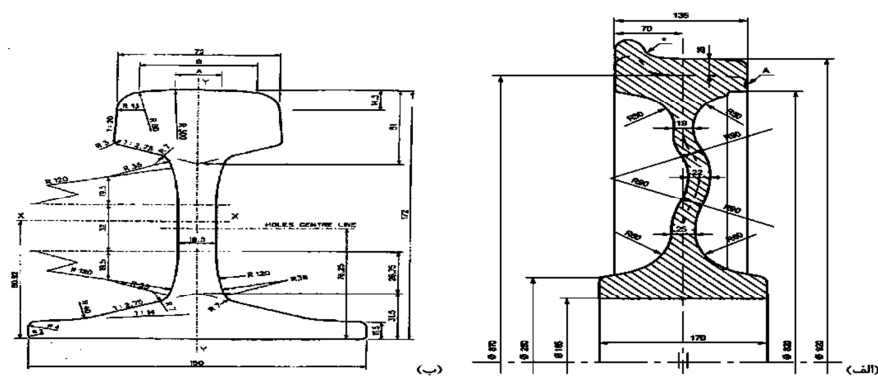
### ۳- روش تحقیق

#### ۳-۱- مدل سازی چرخ و ریل

Leaflet (2003), نوع ریل انتخابی برای این مطالعه، ریل با قطر ۹۲۰ میلی‌متر است که منوط بر قطر چرخ مورد انتخاب می‌باشد. برای مدل سازی هندسی ریل، پروفیل UIC60 مورد استفاده قرار گرفت که پروفیل غالب ریلی‌های سامانه ریلی ایران به حساب می‌آید. نقشه سطح مقطع چرخ و ریل در شکل (۷) نمایش داده شده است.

برای مدل سازی هندسی چرخ، از پروفیل ORE-S1002 که در حال حاضر پروفیل مورد استفاده در چرخ‌های سامانه ریلی ایران است، استفاده گردید. این پروفیل در استاندارد UIC-510-2Leaflet (UIC-510-2) موجود است (2004, سایر قسمت‌های هندسه سطح مقطع چرخ نیز با استاندارد UIC-515-1 مدل شد (UIC-515-1)).





شکل ۷. نقشه الف) سطح مقطع چرخ و ب) سطح مقطع ریل

خواص پلاستیک تعریف می‌شود. در جدول (۱) جنس قطعات اعمال شده آورده شده است.

همان طور که در جدول (۱) نمایش داده شده است، مقادیر چگالی ( $\text{Ton/mm}^3$ )، مدول الاستیسیته (مگاپاسکال) و ضریب پواسون (بی بعد) و ضرایب معیار جانسون - کوک

جدول ۱. جنس چرخ و ریل اعمالی در شبیه سازی (UIC 515-1 Leaflet, 2003) (Profillidis, 2000)

	مدول الاستیک (مگاپاسکال)		ضریب پواسون (بدون بعد)			چگالی ( $\text{Ton/mm}^3$ )		
(جنس ریل) AISI1045	۲۰۵۰۰۰		۰/۲۹			$۷/۸۵ \times 10^{-4}$		
(جنس چرخ) D1 Steel	۲۱۰۰۰۰		۰/۳			$۷/۷ \times 10^{-4}$		
ضرایب پلاستیک معیار جانسون - کوک								
	A (Mpa)	B (Mpa)	n	m	$T_m$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_t$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	C	$\epsilon$ ( $\text{S}^{-1}$ )
(جنس ریل) AISI1045	۶۱۵/۸	۶۷۷/۷	۰/۲۵۵	۱/۰۷۸	۱۳۵۰	۲۵	۰/۰۱۳۴	۱
(جنس چرخ) D1 Steel	۵۵۲/۹	۱۱۹۴/۳۵	۰/۴۵	۱/۰۱۲	۱۱۹۵	۲۵	۰/۰۰۸۸	۰/۰۰۰۱

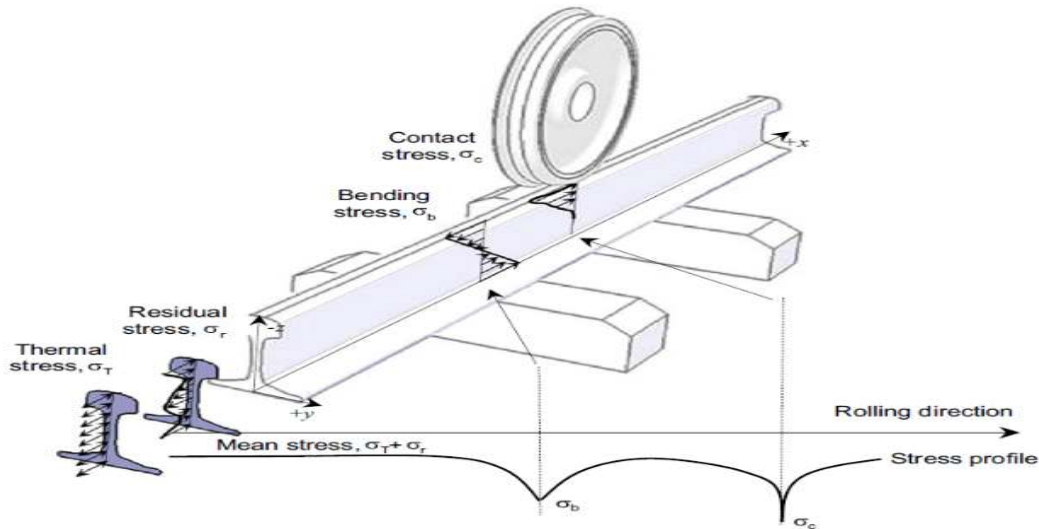
### ۳-۲- المان بندی قطعات و بارگذاری

وارده به چرخ در حال حرکت شامل وزن واگن، نیروی اینرسی و گشتاور محرک وارد به محور چرخ است. به جای احتساب نیروی اینرسی به طور مستقیم، از ضریب ۱/۵ توصیه شده برای وزن واگن استفاده شده است. بنابراین، نهایتاً باری که در حالت دینامیکی توسط هر چرخ تحمل می‌شود ۸ تن یا معادل ۷۳۵۰ کیلونیوتن خواهد بود. چرخ با سرعت ۳۲ کیلومتر بر ساعت با نیروی وزن واگن بر روی آن، در زمان ۰/۲ ثانیه تحلیل شده است. جهت تعیین کمک فنر و دمپر قطار، باید دو نقطه دارای جرم (اینرسی) ایجاد شود و مابین این دو قید قرار گیرد. برای نقطه بالای چرخ وزن (نیروی اینرسی) واگن تقسیم بر ۸

جهت المان بندی قطعات، مقدار Global Seeds ۲۰، شکل المان‌ها ۶ وجهی Sweep در راستای محور و صریح در نظر گرفته شد که بطور خلاصه بصورت کد المان C3D8R در نرم افزار معرفی می‌شود. واگن‌های درجه یک چهارتخته اسپانیایی ۴۴ نفره به عنوان نمونه واگن مورد نظر در این مطالعه از سری واگن‌های موجود در سامانه مسافری ایران، در حالت مسافرگیری شده دارای وزنی معادل با ۵۱ تن می‌باشند (معاونت ناوگان، ۱۳۹۴). لذا با فرض مساوی بودن بار تحمل شده توسط هر یک از چرخ‌ها، بار اعمالی به هر چرخ در حالت استاتیکی حدود ۶/۴ تن می‌باشد. نیروهای

از نقطه بارگذاری اعمال می‌شود. در مقابل، تنش اوج تماس درست در زیر بارگذاری در یک نقطه اعمال می‌شود. ضریب شدت تنش (SIF) به دلیل تنش خمشی با رشد ترک افزایش می‌یابد. زیرا SIF به طور کلی با اندازه ترک تحت همان اندازه بارگذاری اعمال شده افزایش می‌یابد، در حالی که SIF به دلیل تنش تماس با رشد ترک کاهش می‌یابد. دلیل آن این است که میزان سطح تماس با فشار به اندازه طول از فاصله کاهش می‌یابد. فرض بر این است که تنش‌های گرمایی و باقیمانده، بدون در نظر گرفتن فاصله بین نقطه بارگیری و مکان، متفاوت نیستند و آنها به عنوان میانگین فشار عمل می‌کنند.

(فرض بر این گرفته شده که هر واگن ۸ چرخ دارد) قرار می‌گیرد و برای نقطه مرکز چرخ وزن چرخ قرارداده می‌شود. شکل (۸) تصویر بارهای اعمال شده در حین کار ریل را نشان می‌دهد. چهار بار اصلی برای تسریع رشد ترک بسیار مهم است: تنش خمشی ناشی از وزن وسیله نقلیه تحمیل شده هنگام چرخیدن چرخ بر روی ریل، تنش تماس محلی در سطح ریل به دلیل تماس بین چرخ و ریل، تنش گرمایی ناشی از اختلاف دما بین دمای عملیاتی و طبیعی ریل و تنش پسماند ناشی از تغییر شکل پلاستیک در ریل در حین ساخت و بهره برداری راه آهن. بنابراین، تمام تنش‌ها باید برای تعیین شکل تنش کلی با قرار دادن هر مولفه تنش در محاسبه رشد ترک در نظر گرفته شود. اوج تنش خمشی در نقطه نسبتاً دور



شکل ۸. نمودارهای بارهای اعمال شده هنگام چرخیدن یک چرخ بیش از حد از ریل.

همانطور که در شکل (۹) نشان داده شده است، تنش خمشی به طور مداوم با سختی انعطاف پذیر  $EI_{zz}$  که با یک ممان خمشی  $M$  از چرخ تحت بارگذاری قرار گرفته است، می‌تواند با رابطه (۱) که Zimmermann ارائه داده است، محاسبه شود:

$$\sigma_b = \frac{Mc}{I_{zz}} \quad (1)$$

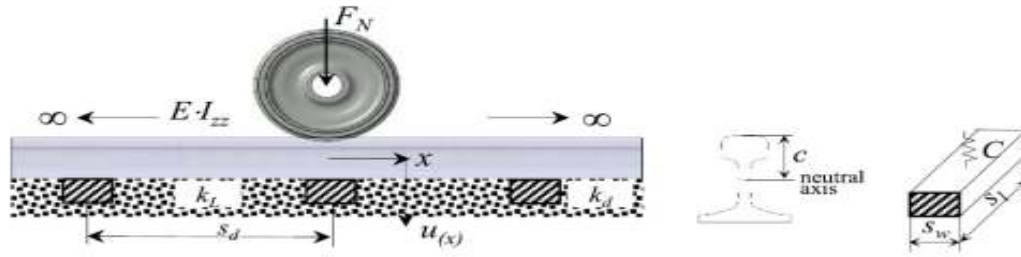
که  $c$  فاصله بین نقطه اوج تنش خمشی تا محور خنثی ریل و  $I_{zz}$  ممان اینرسی در جهت عمودی است.

ممان انتهایی تیر در نقطه  $x$  از تعادل نیرو حاصل می‌شود.

$$M(x) = \frac{F_N L}{4} u(x) \quad (2)$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{4EI_{zz}}{K_L}} \quad (3)$$





شکل ۹. تیر بی نهایت در مدل پایه الاستیک مجزا

حرکت لغزشی: فلنج چرخ در تماس با آج ریل در قسمت بالای آن است و در هنگام لغزش فلنج به سمت پایین بخشی از آج ریل (Julian et al, 2017). نیروی اصطکاک  $F_f$  بین ریل و چرخ را می‌توان با استفاده از ضریب اصطکاک  $f$  و نیروهای عمودی و افقی که در تماس ریل و چرخ ایجاد می‌شوند، تعیین کرد. بسته به زاویه انحراف  $\alpha$  بین سطح در حال اجرا از ریل و فلنج چرخ، که در شکل (۱۰) ارائه شده است.

$$F_f = f[G \cos \alpha + H \sin \alpha]$$

ریل حرکت می‌کند، نیروی اصطکاک دارای مقدار منفی است،  $F_f$  جهت مخالف حرکت را دارد. برای اینکه چرخ از ریل عبور نکند، شرایط این است.

$$H \cos \alpha \leq G \sin \alpha \pm F_f$$

$$\text{Thus, } H \cos \alpha \leq G \sin \alpha \pm f[G \cos \alpha + H \sin \alpha]$$

نشان می‌دهد که با افزایش ضریب اصطکاک  $f$ ، مقدار  $H/G$  نیز هنگامی که چرخ روی ریل به سمت پایین حرکت می‌کند و در جهت مخالف کاهش می‌یابد نیز افزایش می‌یابد (Wang, Keyan, 2016).

تمام نیروهای تماسی در سطح تماس ریل چرخ بوجود می‌آیند که به هندسه ریل و چرخ بستگی دارد و می‌تواند به اجزای نرمال و مماس تقسیم شود همانطور که در شکل (۱۰) نشان داده شده است. نیروی نرمال  $G$  ناشی از بار محور است، سایر نیروهای جانبی مرتبط با شتاب به دلیل عیوب مسیر و انحنا رخ می‌دهد. در شکل (۱۰) تماس بین ریل و چرخ با نیروهای تماسی بوجود آمده ارائه شده است. شرایط پایداری بین ریل و چرخ، با در نظر گرفتن دو موقعیت محدود به دلیل

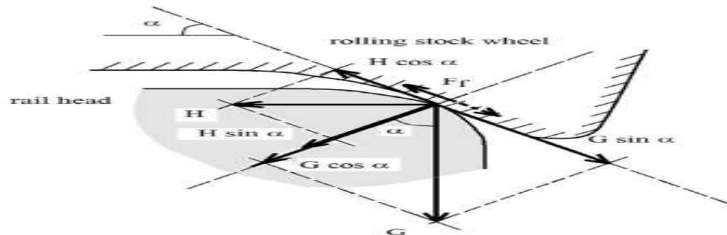
$$(4)$$

اگر موقعیت چرخ، در نتیجه حرکت لغزشی، به سمت قسمت بالایی ریل حرکت کند، نیروی اصطکاک دارای یک مقدار مثبت است، در حالت دوم وقتی چرخ به سمت قسمت پایین

$$(5)$$

$$\frac{H}{G} \leq \frac{\tan \alpha \pm f}{1 \mp f \tan \alpha}$$

که مقدار  $f$  ضریب اصطکاک بین چرخ و ریل است و مقدار  $f$  زمانی که ریل خشک است ۰/۲۵ و زمانی که خیس است ۰/۱۵ در نظر گرفته می‌شود. مقدار  $H/G$  به ضریب اصطکاک  $f$  بین ریل و چرخ و به زاویه انحراف  $\alpha$  که در سمت داخلی پروفیل چرخ اندازه‌گیری می‌شود بستگی دارد. شکل (۱۰)

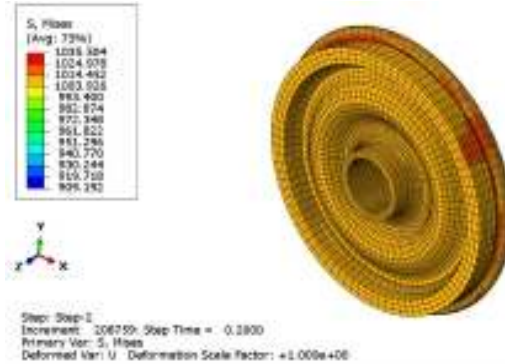


شکل ۱۰. نیروهای تماسی در چرخ و ریل (Wang, Keyan, 2016)

#### ۴- تحلیل نتایج

##### ۴-۱- چرخ واگن در حالت سالم و اثر آن بر ریل

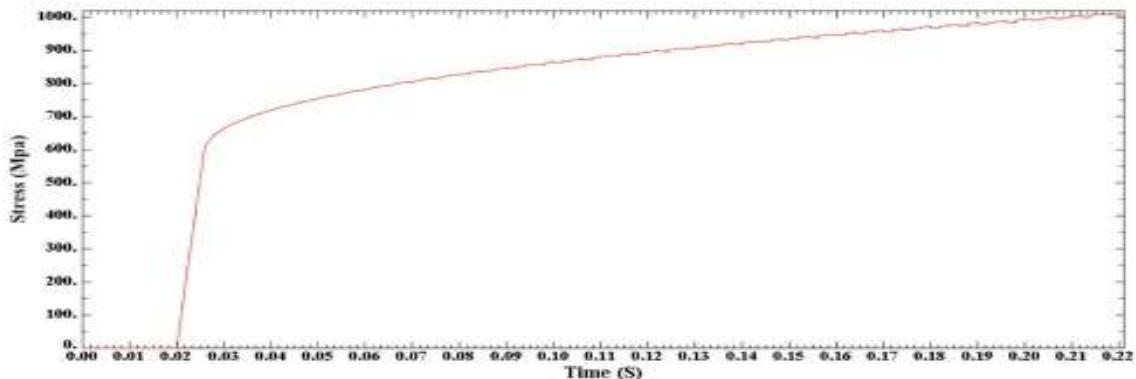
نقطه‌ای انجام شده است. در این راستا اثر این دو پروفیل تماسی بر خصوصیات اندرکنشی چرخ/ریل سایش و تماسی ریل در خطوط ریلی مستقیم مورد بررسی قرار گرفته است. در شکل (۱۱) نتیجه تنش بوجود آمده بر اثر چرخش چرخ سالم با سرعت ۳۲ کیلومتر بر ساعت با نیروی وزن واگن بر روی آن، در زمان ۰/۲ ثانیه نمایش داده شده است.



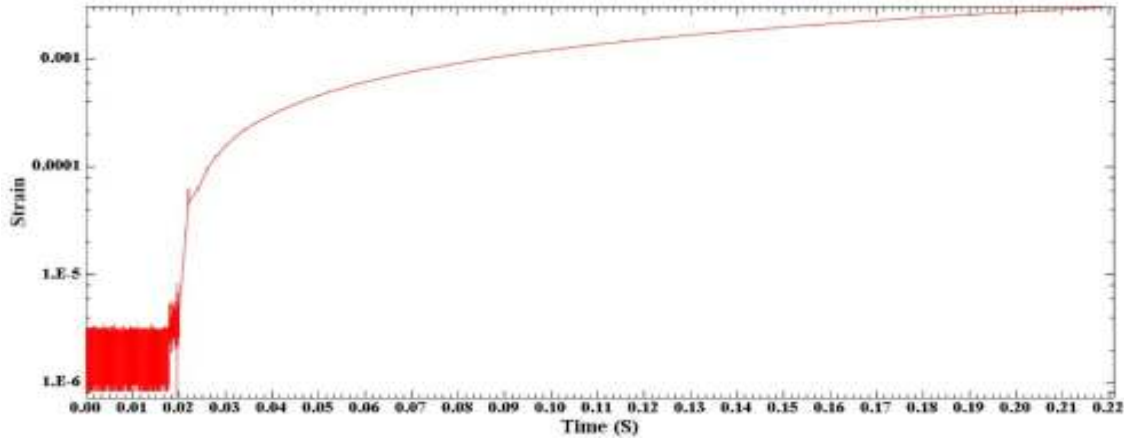
شکل ۱۱. نحوه انتخاب نقطه بر روی محیط چرخ سالم

جهت بدست آوردن نمودارهای تنش و جابجایی، باید نقطه‌ای از روی المان‌های چرخ انتخاب شود. با توجه به یکدست بودن تنش بوجود آمده بر روی چرخ، بطور تصادفی نقاطی از سطحی که با ریل در تماس بوده و در رنگ بندی نمایش تنش، بیشترین و کمترین تنش در آن به وجود آمده انتخاب می‌شود. در نمودار شکل (۱۲) تنش‌های وارد شده بر چرخ سالم بر حسب زمان نمایش داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، تنش‌های وارد شده در زمانی که چرخ در حالت ایستا قرار داشته، نسبت به تنش‌های وارد شده هنگام حرکت

(چرخیدن) ناچیز است. همچنین مشاهده می‌شود، تنش وارد شده بر چرخ بطور سیکنالی روند افزایشی دارد و در انتهای روند افزایشی مشاهده می‌شود که این روند افزایشی به عدد ۱۰۰۰ مگاپاسکال میل می‌کند و در صورت ادامه تحلیل از روند ثابتی پیروی می‌کند. همین روند افزایشی برای کرنش‌ها در شکل (۱۳) نیز دیده می‌شود. بطوریکه کرنش وارده بر چرخ در مدت زمانی که در حالت ایستا قرار دارد بسیار ناچیز، هنگام چرخیدن روند صعودی و در انتها به عدد ۰/۰۰۲ (کرنش بی بعد است) میل می‌کند.



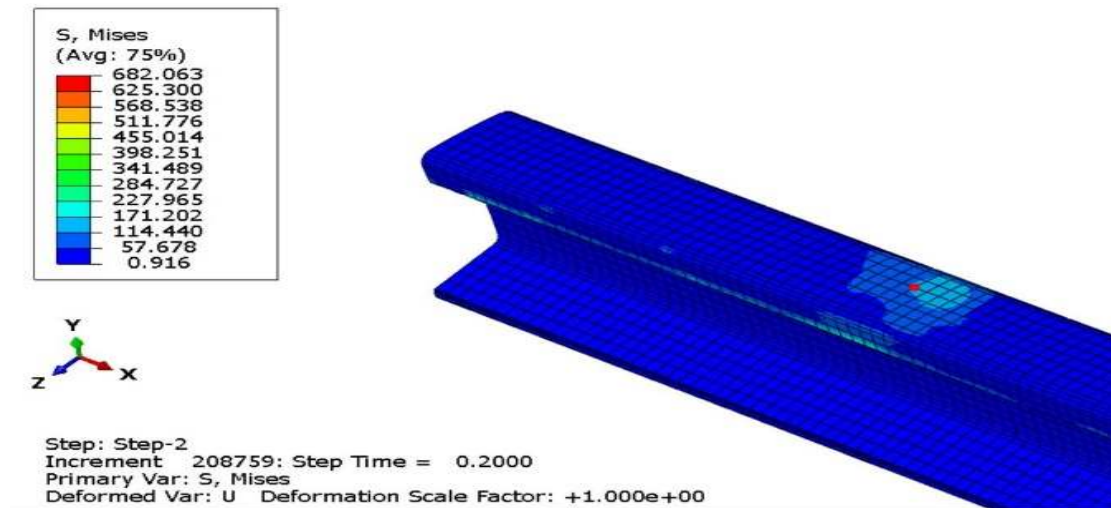
شکل ۱۲. نمودار تنش - زمان چرخ سالم



شکل ۱۳. نمودار کرنش - زمان چرخ سالم

گرفت. در شکل (۱۴) اثر تنش چرخ بر روی ریل در زمان ۰/۲ ثانیه نشان داده شده است.

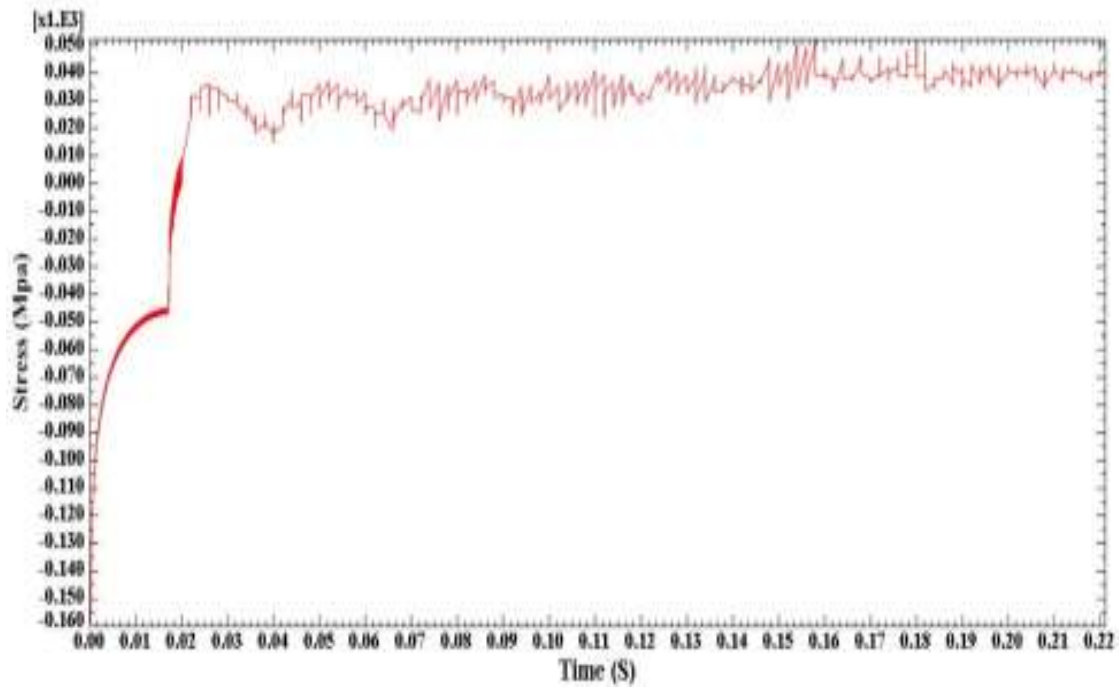
جهت تحلیل اثر حرکت چرخ واگن روی ریل به دو روش نقطه‌ای و مسیر (مجموعه‌ای از نقاط)، ریل مورد بررسی قرار



شکل ۱۴. اثر چرخ سالم بر روی ریل در زمان 0/2 ثانیه

گذشت ۰/۱۵ از حرکت چرخ، سیکل تنش به عدد ۴۵۰ مگاپاسکال میل می‌کند. اثر سیکل تکرار شونده نمودار به دلیل حرکت دایره‌ای همراه با اثر وزن، فنر و دمپر است که ارتعاشات سیستم واگن به چرخ منتقل می‌شوند.

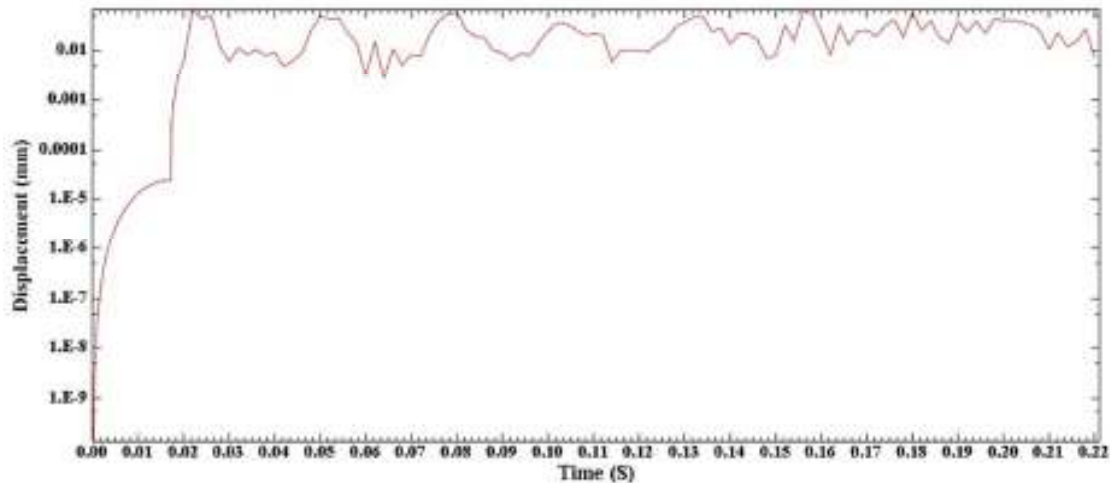
در شکل (۱۵) مشاهده می‌شود، هنگامی که چرخ در حالت ایستا تا ۰/۰۲ ثانیه بر روی ریل قرار دارد، نیروی وزن واگن و چرخ بصورت نمایی باعث افزایش تنش ریل شده و با چرخیدن چرخ، تنش وارد شده بر ریل افزایش یافته، پس از



شکل ۱۵. نمودار تنش - زمان اثر چرخ سالم بر روی ریل

افزایش تغییرشکل ریل بصورت نمایی شده و با چرخیدن چرخ، مقدار جابجایی وارد شده بر ریل افزایش یافته، پس از گذشت ۰/۱۵ از حرکت چرخ، سیکل جابجایی به عدد ۰/۰۲ میلی متر میل می کند.

همان روند ارتعاشی موجود در نمودار تنش - زمان شکل (۱۵)، در نمودار جابجایی - زمان شکل (۱۶) نیز مشاهده می گردد. هنگامی که چرخ در حالت ایستا تا ۰/۰۲ ثانیه بر روی ریل قرار دارد، اثر نیروی وزن واگن و چرخ، باعث

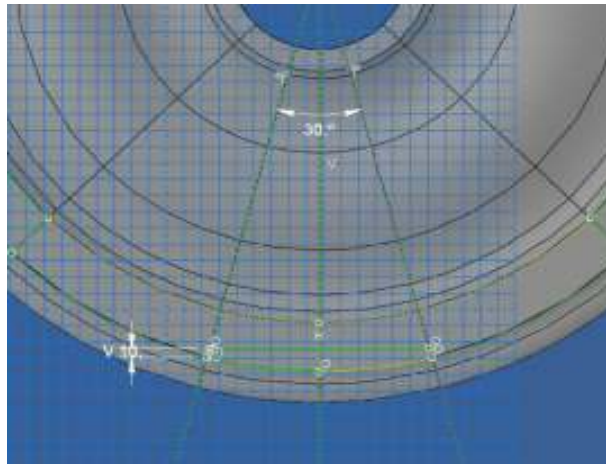


شکل ۱۶. نمودار جابه جایی - زمان اثر چرخ سالم بر ریل

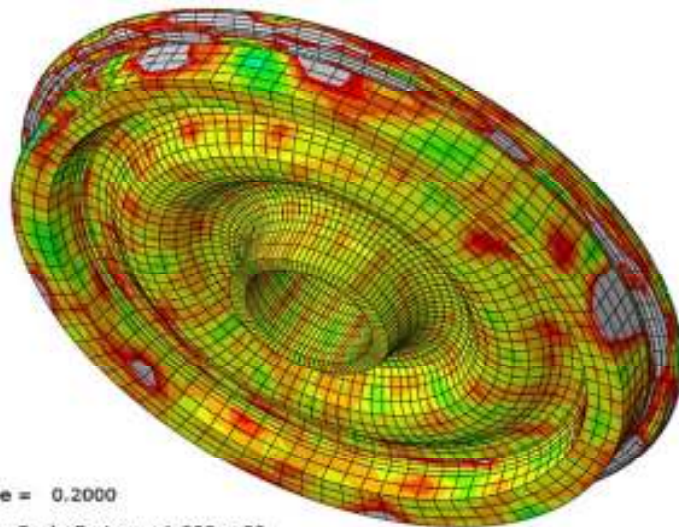
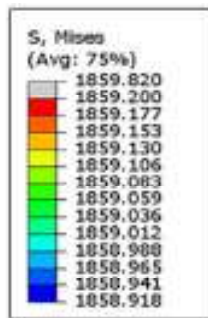
#### ۴-۲- چرخ واگن دارای آسیب و اثر آن بر ریل

مقایسه تنش و جابه‌جایی قسمت آسیب دیده چرخ، مدل به دو صورت نقطه‌ای و مسیر (مجموعه‌ای از نقاط) در نظر گرفته شده است. همان‌طور که در شکل (۱۸) قابل مشاهده است، یک نقطه بر محیط چرخ در محل آسیب دیده در نظر گرفته شده است.

آسیب چرخ بطور قطاعی بریده شده از چرخ مدلسازی شد که در شکل (۱۷) نمایش داده شده است. به علت تفاوت‌های هندسی در قطاع، شرایط تماس شامل زاویه تماس و اندازه ناحیه برخورد و غیره در طول قطاع متغیر است، به همین دلیل، آنالیز تنش - کرنش در نقاط مختلف مورد نیاز است. جهت



شکل ۱۷. قطاع بریده شده جهت شبیه سازی آسیب

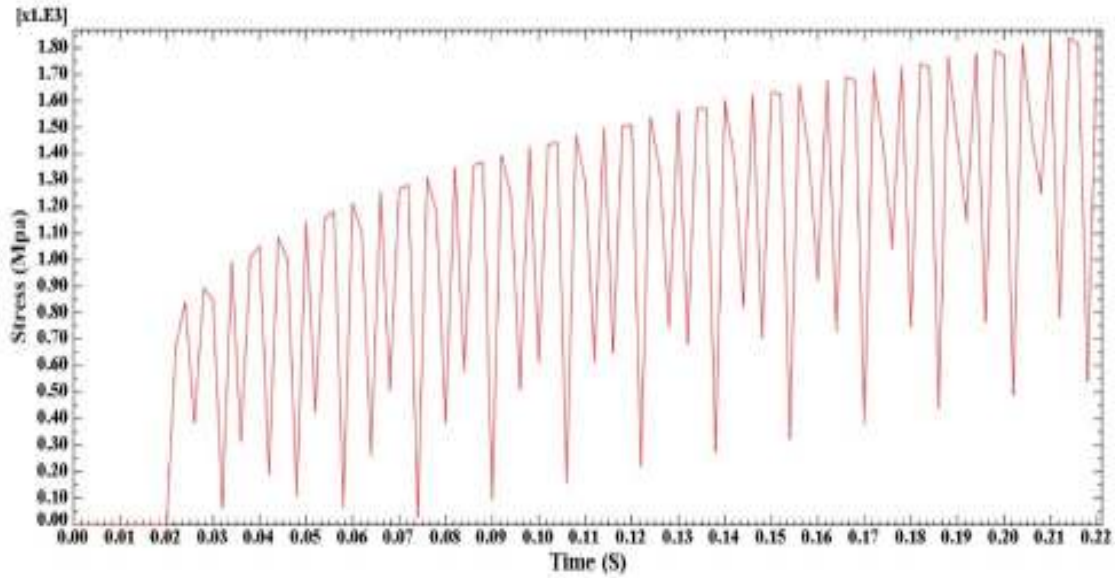


Step: Step-2  
 Increment: 20839; Step Time = 0.2000  
 Primary Var: S, Mises  
 Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +1.000e+00

شکل ۱۸. نحوه انتخاب نقطه بر روی محیط چرخ آسیب دیده

صعودی دارد. دلیل تکرار سیکل تنش، برخورد منطقه آسیب دیده با ریل است که با چرخیدن چرخ روند برخورد تکرار می‌شود.

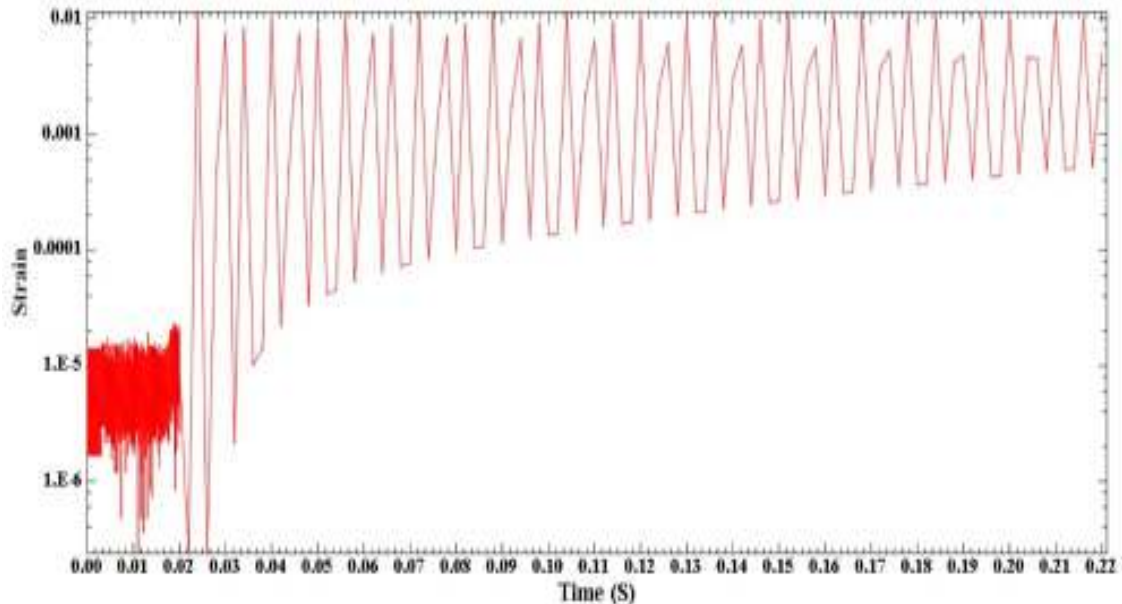
در نمودار شکل (۱۹) تنش وارد شده بر چرخ آسیب دیده آورده شده است. در نمودار (۴-۱۷) مشاهده می‌شود، تنش وارد شده بر چرخ بصورت سیکل‌های تکرار شونده روند



شکل ۱۹. نمودار تنش - زمان چرخ آسیب دیده

با نمودار کرنش - زمان شکل (۱۳) چرخ سالم مشاهده می‌شود، در نمودار (۲۰) به دلیل وجود آسیب، دارای ارتعاشات شدیدتر و با روند افزایشی است. همچنین الگوی تکراری نمودار (۲۰) به محدوده کرنش ۰/۰۱ میل می‌کند.

در نمودار شکل (۲۰) بین کرنش وارد شده بر چرخ دارای آسیب آورده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، به دلیل وجود اثر فنر، دمپر و وزن واگن بر روی چرخ، نمودارها بصورت ارتعاشات سیکلی هستند. با مقایسه نمودار شکل (۲۰)

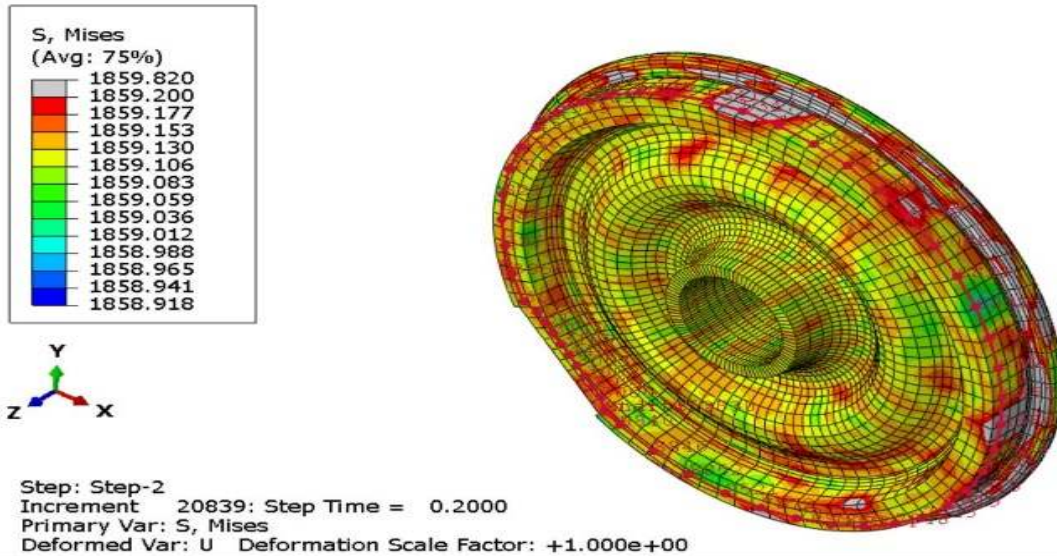


نمودار ۲۰. نمودار کرنش - زمان چرخ آسیب دیده

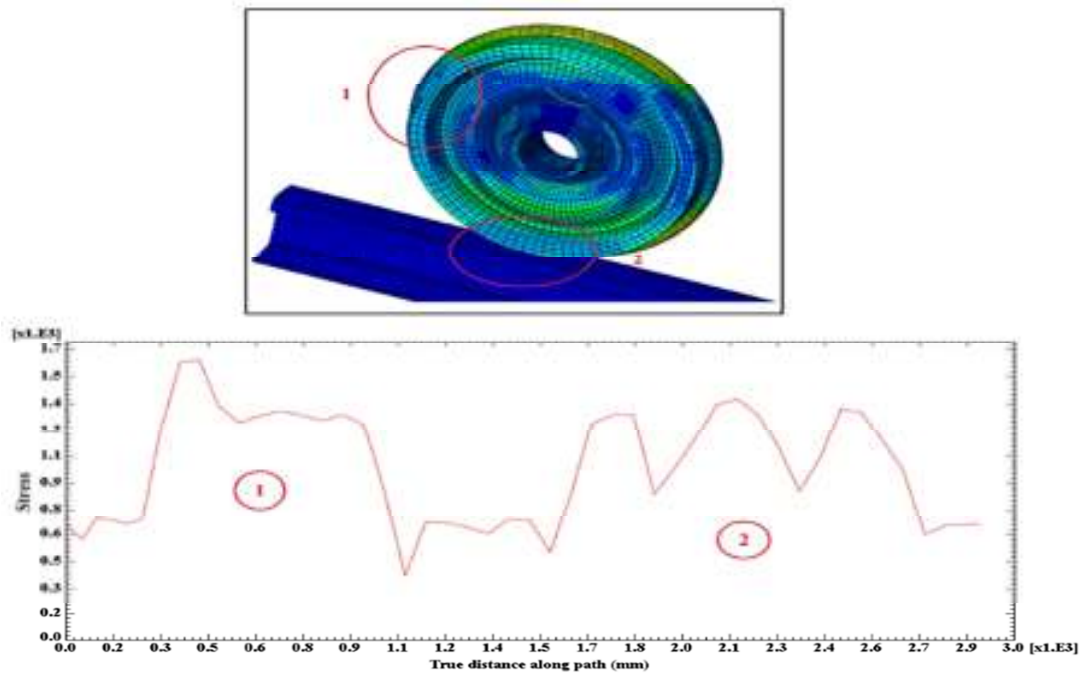


مجموعه نقاطی که بر روی آسیب قرار دارند (منطقه ۱)، افزایش تنش دارند. حالت نوسانی نمودار به اثر فنر، دمپر و وزن واگن مربوط است که با وجود آسیب فرکانس بلندتری پیدا کردند.

جهت بررسی دقیق‌تر پارامترهای تنش - کرنش چرخ، نقاطی از مناطقی از که با ریل در تماس است انتخاب شدند، در شکل (۲۱) نقاط انتخابی قابل مشاهده است. در شکل (۲۲) نمودار سیکنالی تکرار شونده‌ای مشاهده می‌شود، بطوریکه مجموعه نقاطی که با ریل تماس پیدا می‌کنند (منطقه شماره ۲ و



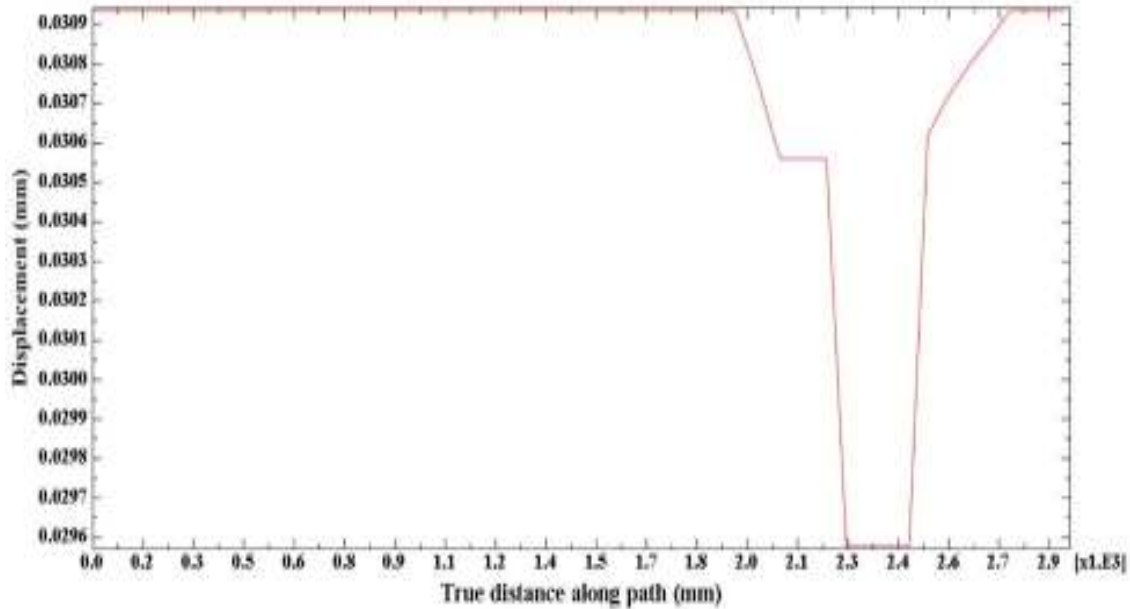
شکل ۲۱. نحوه انتخاب نقاط بر روی محیط چرخ دارای آسیب



شکل ۲۲. نمودار تنش - فاصله نقاط (مسیر) چرخ آسیب دیده در زمان ۰/۲ ثانیه

طراحی شده است با سطح ریل تماس پیدا نمی‌کند. بقیه نقاط چرخ به دلیل دایره کامل (بی نقص) بودن، بطور مساوی جابجایی پیدا می‌کنند.

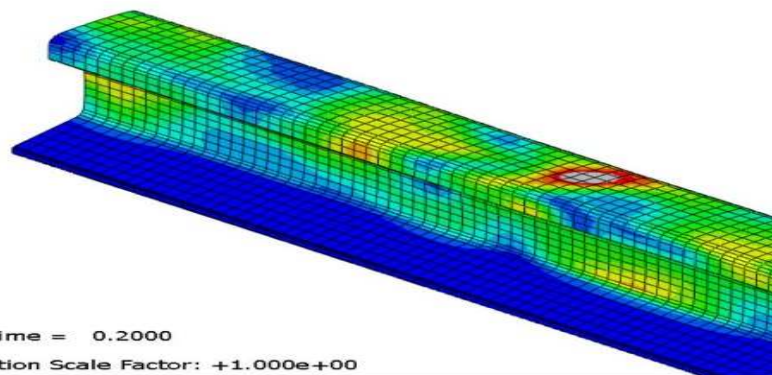
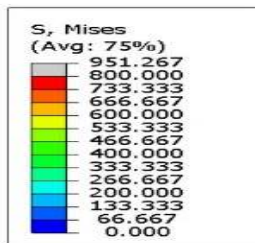
در نمودار شکل (۲۳) مشاهده می‌شود، به اندازه منطقه آسیب، میزان جابجایی تا صفر افت پیدا می‌کند. دلیل آن این است که منطقه آسیب چون حالت فرو رفته (کنده شده)



شکل ۲۳. نمودار جابه‌جایی - فاصله مجموعه نقاط (مسیر) چرخ آسیب دیده

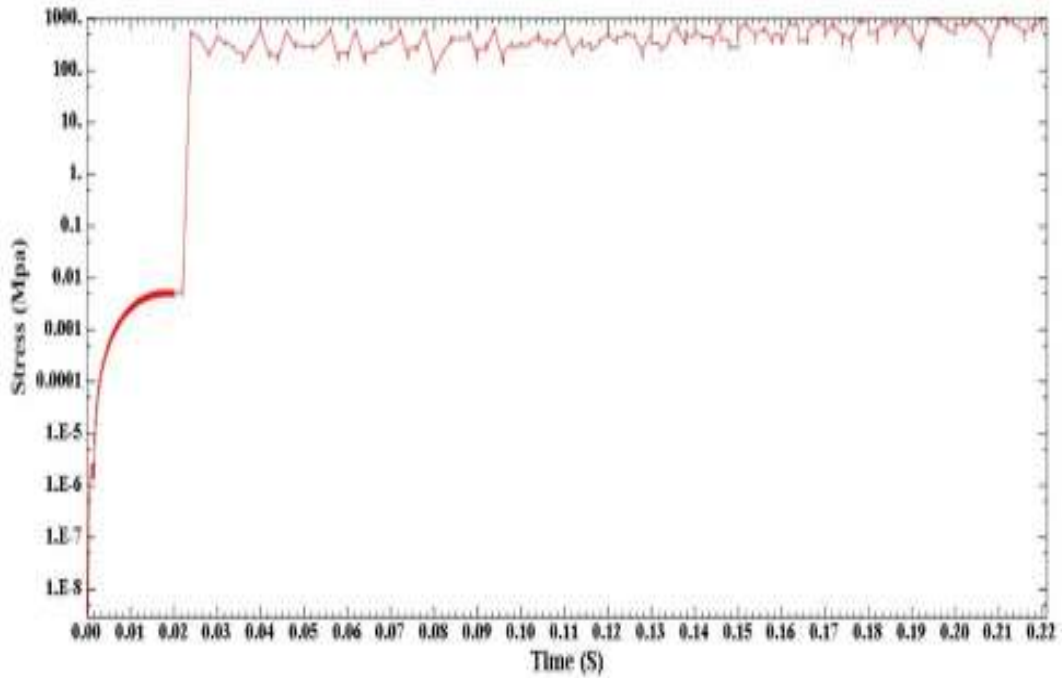
است. در شکل (۲۶) نمودار جابجایی - زمان اثر چرخ دارای آسیب بر ریل مشاهده می‌شود که روند مشابهی با نمودار جابه‌جایی - زمان شکل (۱۶) دارد، با این تفاوت که در اینجا به دلیل آسیب چرخ، مقدار جابجایی اعمال شده بر ریل به ۲۰ میلی‌متر میل می‌کند و تقریباً ۱۰۰۰ برابر بیشتر از جابجایی وارد شده با چرخ سالم است.

در شکل (۲۴) اثر تنش چرخ بر روی ریل در زمان ۰/۲ ثانیه نشان داده شده است. در شکل (۲۵) نمودار تنش - زمان اثر چرخ دارای آسیب بر ریل مشاهده می‌شود که روند مشابهی با نمودار تنش - زمان شکل (۱۵) دارد، با این تفاوت که در اینجا به دلیل آسیب چرخ، مقدار تنش به ۱۰۰۰ مگاپاسکال میل می‌کند و تقریباً ۲ برابر بیشتر از تنش وارد شده با چرخ سالم

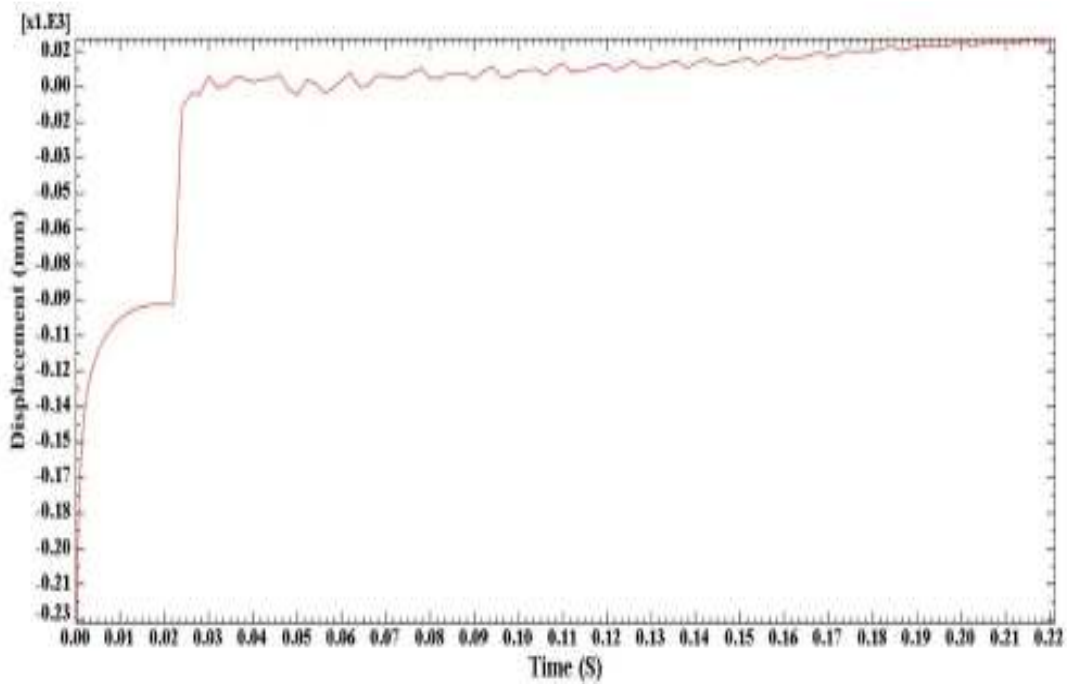


Step: Step-2  
Increment: 20839; Step Time = 0.2000  
Primary Var: S, Mises  
Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +1.000e+00

شکل ۲۴. اثر چرخ دارای آسیب بر روی ریل در زمان ۰/۲ ثانیه



شکل ۲۵. نمودار تنش - زمان ریل با اثر چرخ دارای آسیب



شکل ۲۶. نمودار جابجایی - زمان با اثر چرخ دارای آسیب

### ۵- نتیجه گیری

ثابت). علیرغم این ساده سازی، پاسخ نیروی ضربه چرخ دارای آسیب بر ریل ارایه شد. بنابراین یک مدل کاهش یافته برای پیش بینی دقیق نیروی تماس دینامیکی ناشی از صاف بودن قسمت از چرخ کافی است. دامنه نیروی ضربه چرخ دارای آسیب و چرخ سالم با هم بسیار تفاوت داشتند. حداکثر تنش، کرنش یا جابجایی پیش بینی شده توسط هر دو مدل در جدول (۲) نمایش داده شده است. در شکل (۲۷) مقایسه‌ای بین نتایج تنش و کرنش چرخ سالم و چرخ دارای آسیب و اثر چرخ بر ریل در شکل (۲۸) نشان داده شده است. بطوریکه نمودارهای چرخ سالم و اثر چرخ سالم بر ریل بصورت نمایی و بدون سیکل تکرار شونده است ولی در نمودارهای چرخ دارای آسیب، به دلیل برخورد قسمت آسیب دیده با هر بار چرخیدن چرخ، بصورت سیکل‌های تکرار شونده با نوسانات شدید دیده می‌شود.

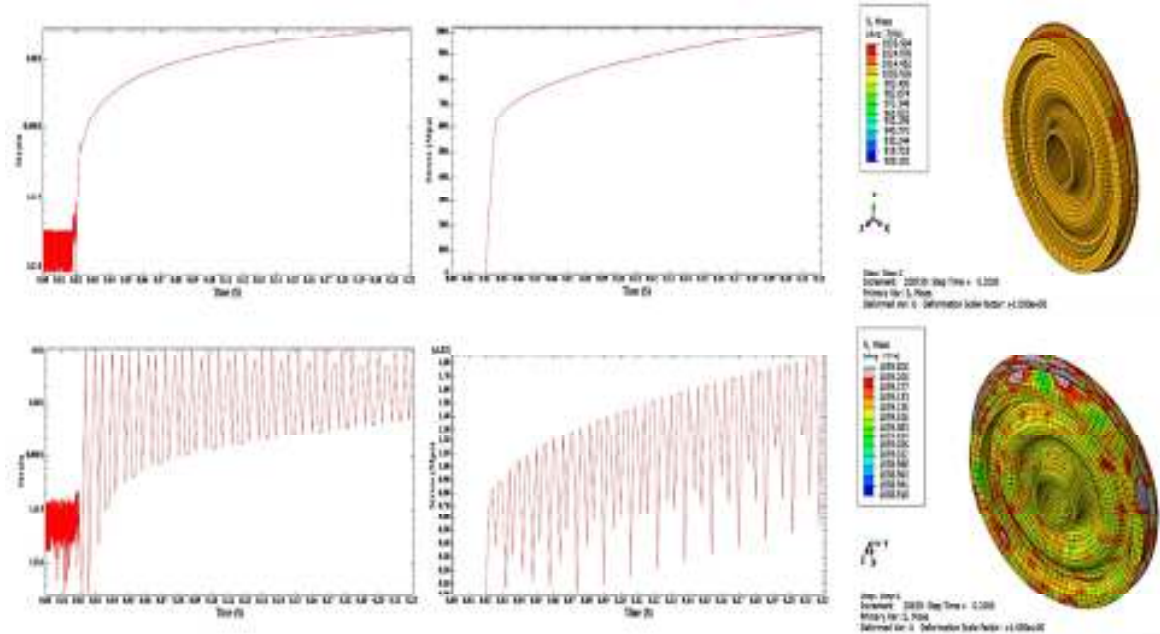
در این پژوهش پاسخ‌های وجود آسیب بر چرخ و ریل را از نظر نیروهای تماسی و جابجایی ارائه شد. مدل در نظر گرفته شده، یک مدل سه بعدی بود که واگن از طریق فنرهای تعلیق و عناصر دمپر چرخ قطار به چرخ‌ها متصل شد. در مدل سازی ریل به طور مجزا توسط مجموعه‌ای از فنرها، دمپرها پشتیبانی می‌شود که به ترتیب اثرات کشش و میرایی را در نتایج نشان داد. اثر شدید مسطح بودن یک قسمتی از چرخ به عنوان آسیب در محل تماس با ریل نیز در نظر گرفته شده است. پاسخ دینامیکی کل سیستم، مسیر حرکت چرخ با اثر فنر، دمپر و جرم واگن با سرعت ثابت ۳۲ کیلومتر در ساعت ارزیابی شد که بر روی حضور یک ریل ۲۰۰۰ میلی متر قرار داشت. تغییر در نیروی تماس دینامیکی به دست آمده در رابط چرخ دارای آسیب و ریل ارزیابی شده و با مورد چرخ سالم مقایسه شد. نتایج شبیه سازی تحت شرایط حالت پایدار انجام شد (سرعت

جدول ۲. حداکثر پارامترهای بدست آمده در مدت ۰/۲ ثانیه

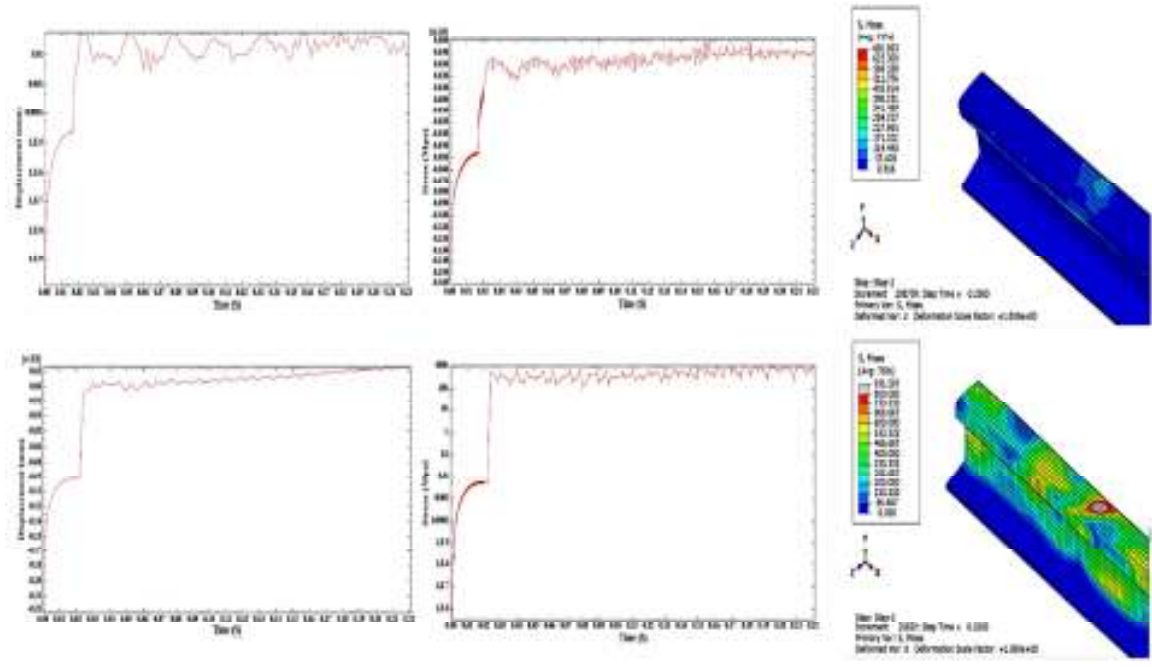
مقایسه محلی در زمان ۰/۲ ثانیه	مقایسه در کل زمان تحلیل	چرخ و ریل
تنش ۱۰۱۵ مگاپاسکال کرنش ۰/۰۰۰۳ (بدون بعد)	تنش ۱۰۰۰ مگاپاسکال کرنش ۰/۰۰۲ (بدون بعد)	چرخ سالم
تنش ۱۸۶۰ مگاپاسکال کرنش ۰/۰۰۰۵۳ (بدون بعد)	تنش ۱۸۰۰ مگاپاسکال کرنش ۰/۰۱ (بدون بعد)	چرخ دارای آسیب
تنش ۱۶۰ مگاپاسکال جابجایی ۰/۰۰۸ میلی متر	تنش ۴۰۰ مگاپاسکال جابجایی ۰/۰۲ میلی متر	اثر چرخ سالم بر ریل
تنش ۹۵۰ مگاپاسکال جابجایی ۸/۴ میلی متر	تنش ۱۰۰۰ مگاپاسکال جابجایی ۲۰ میلی متر	اثر چرخ دارای آسیب بر ریل
اختلاف کرنش	اختلاف تنش	مقایسه نتایج
۲۰ برابر	۱/۸ برابر	چرخ
۱۰۰۰ برابر	۲/۲ برابر	ریل

بنابراین باید پارامترهای پلاستیک و آسیب نیز در نظر گرفته شود. ناحیه برخورد بین چرخ تا جابجایی ۲۰ میلی متر از تحلیل به دست آمده است. این بدین معنی است که چرخ دارای آسیب، با ضربه زدن بر ریل، باعث تغییر شکل ریل می‌شود.

برخورد بین چرخ و ریل کاملاً الاستیک است، در نتیجه در تحلیل این پدیده بایستی که چرخ و ریل به صورت الاستیک در نظر گرفته شوند. ولی در در برخورد چرخ دارای آسیب و ریل، بین دو جسم نقطه تماس دچار تغییر شکل می‌شود و این خود عاملی است که باعث گسترش نقاط تماس خواهد شد.



شکل ۲۷. مقایسه نتایج نقطه‌ای چرخ سالم با چرخ دارای آسیب



شکل ۲۸. مقایسه نتایج نقطه‌ای اثر چرخ سالم بر ریل با اثر چرخ دارای آسیب بر ریل

## ۶- مراجع

- Su, Xingya, Lun Zhou, Lin Jing, and Huanran Wang., (2020), "Experimental investigation and constitutive description of railway wheel/rail steels under medium-strain-rate tensile loading", *Journal of Materials Engineering and Performance*, pp.1-11.
- UIC 505-2 Leaflet, (2007), "International Union of Railways", 2<sup>nd</sup> ed.
- UIC 515-1 Leaflet, (2003), "International Union of Railways", 2<sup>nd</sup> ed.
- V.A. Profillidis, (2000), "Rail way Engineering", Ashgate Publishing , pp.68-74.
- Wang, Keyan, (2016), "Calibration of the Johnson-Cook failure parameters as the chip separation criterion in the modeling of the orthogonal metal cutting process".
- Han, Liangliang, Lin Jing, and Kai Liu., (2017), "A dynamic simulation of the wheel-rail impact caused by a wheel flat using a 3-D rolling contact model", *Journal of Modern Transportation* 25, No. 2, pp.124-131.
- Naeimi, Meysam, Shaoguang Li, Zili Li, Jun Wu., Roumen H. Petrov, Jilt Sietsma, and Rolf Dollevoet, (2018), "Thermomechanical analysis of the wheel-rail contact using a coupled modelling procedure", *Tribology International* 117, pp. 250-260.
- UIC 510-2 Leaflet, "International Union of Railways", 4<sup>th</sup> ed., 2004.
- Wiedorn, Julian, Werner Daves, Uwe Ossberger, Heinz Ossberger, and Martin Pletz., (2017), "Simplified explicit finite element model for the impact of a wheel on a crossing-validation and parameter study." *Tribology International* 111, pp.254-264.
- کریمی، م. و سادات آشفته، ر.، (۱۳۹۹)، "شناسایی چرخ و محور واگن‌های مسافری و باری سطح ۱ و ۲"، انتشارات نخبگان، چاپ اول، تابستان.
- "واگن درجه یک چهارتخته اسپانیایی ۴۴ نفره (۶۶۰ ولت)"، جدول مشخصات ناوگان مسافری و خدماتی مسافری شرکت راه آهن جمهوری اسلامی ایران (معاونت ناوگان - بهمن ماه سال ۱۳۹۴).
- BS EN 13104, (2009), "Railway applications - Wheel sets and bogies - Powered axles - Design method", 2009 Edition, April 30.
- Ciotlaus, Madalina, Gavril Kollo, Vladimir Marusceac, and Zsolt Orban, (2019), "Rail-wheel interaction and its influence on rail and wheels wear." *Procedia Manufacturing* 32 (2019), pp. 895-900.
- G. Donzella, M. Faccoli, A. Ghidini, A., Mazzu, R. Roberti, (2005), "The competitive role of wear and RC Finarail steel", *Eng.Fract.Mech.*72, pp.287-308.
- Kukulski, Jacek, Marianna Jacyna, and Piotr Gołębiowski., (2019), "Finite element method in assessing strength properties of a railway surface and its elements." *Symmetry* 11, No. 8 1014.
- Lian, Qinglin, Guanyu Deng, A. Kiet Tieu, Huijun Li, Zhiming Liu, Xi Wang, and Hongtao Zhu., (2020), "Thermo-mechanical coupled finite element analysis of rolling contact fatigue and wear properties of a rail steel under different slip ratios." *Tribology International* 141,105943.
- Nejad, Reza Masoudi, (2020), "Numerical study on rolling contact fatigue in rail steel under the influence of periodic overload." *Engineering Failure Analysis* 115, 104624.



# Investigation of the Effect of Damaged Wheels on Train Tracks with Using Dynamic Simulation

*Hassan Divandari, Department of Civil Engineering, Nowshahr Branch,  
Islamic Azad University, Nowshahr, Iran.*

*Seyed Mohammad Hossien Mahbob Sharifi, M.Sc., Grad., Nowshahr Branch,  
Islamic Azad University, Nowshahr, Iran.*

*E-mail: divandari@iauns.ac.ir*

Received: July 2022- Accepted: November 2022

## **ABSTRACT**

The train wagon experiences vibrations when moving on the rails, the most important of which is the vibrations caused by damaged wheels. Vibrations of the wagon at high speeds cause a kind of instability in the movement of the train. In order to evaluate the vibration behavior of the wheel and train system of the train, this study introduces the dynamic analysis of the system according to the phenomenon of contact of the damaged wheel with the sound rail. Finite element modeling (FEM) was used to simulate the mechanical behavior of the test, which shows the dynamic reaction of components under wheel impact loading conditions on rails. In this study, a steel wheel where uses in the Iran railway system has been simulated using the finite element method under rolling contact conditions, assuming that it has a defect. For this purpose, three-dimensional modeling and finite element analysis in Abaqus software has been used. In the simulation, a real-size railway system was analyzed. AISI1045 for rail material and D1 steel for damaged wheel were used and their dynamic characteristics were compared.

**Keywords:** Train Wheel Damage, Railroad, Finite Element Simulation