



Analysis of the Wear of Railway Turnouts in a Combined Method and Hardening Model

M. Shahravi, A. Shahmolla Ghamsari*, A. Akbari

School of Railway Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

ABSTRACT: Nowadays, the increase in axial load and speed in railway transportation systems has increased the amount of pressure applied to the surface and energy loss and has caused severe wear of turnout profiles, especially in turnout intersections. One of the major financial and physical losses to the country's railway is the train derailment in the turnout intersections. Due to the importance of turnout, it has been tried to study the role of damages caused by turnout wear of railway system and explain the necessity for such research, particularly in Iran, by studying this phenomenon and examining the ruling theories as well as collecting information. In fact, these studies are the starting point for a more precise investigation into this phenomenon. In the following, the movement of the train on a turnout is simulated in the universal mechanism software and the amount of force applied to the turnout and the wear energy is extracted. Furthermore, the effect of different parameters such as speed, axial load, friction coefficient, arc radius, and turnout profile on the rate of wear will be investigated. Then the turnouts are modeled on CATIA software and the forces extracted from the universal mechanism simulation are exerted to the turnout in the finite element method software, and the stress, strain, and deformation of the turnouts are investigated.

Review History:

Received: 6/19/2018
Revised: 10/1/2018
Accepted: 12/11/2018
Available Online: 12/19/2018

Keywords:

Turnout
Wear
Plastic deformation
Finite element

1. INTRODUCTION

The turnouts are the most important parts in railway tracks, which involved in more than 50 percent of problems and delays in railway systems [1]. Therefore, this subject is interested in by many scientists in this decade. Petz et al. [2] has examined the crack of Rolling Contact Fatigue (RCF) in turnout, particularly in crossing nose, by applying Finite Element Method (FEM) analysis, considering three different material and simplified model. Blanco-Saura et al. [3] has investigated the vertical dynamic response by two different models (FEM and multibody dynamic), particularly in the frog and switch blade. Ma et al. [4] has studied the wear in the switch by defining a modelling strategy and considering an experimental validation of impact which is happened in crossing nose. Xu et al. [5] have introduced a numerical method in order to examine the wear of switch by considering the variation in input data. This method is on the basis of the multibody dynamic model of the switch. Xin et al. [6] has studied some dynamic response, for example, acceleration, contact force, and displacement of crossing nose by using a model. Xin et al. [7] has studied the welding and grinding effect which are the main part of the maintenance process of switch that operates on the crossing nose. He studied by a model which has built by combining main cross-sections geometry. Xin et al. [8] has studied the fatigue life of turnouts by considering a wheelset on crossing nose and using the FEM model. Nielsen et al. [9] has examined the wear and Rolling Contact Fatigue (RCF) in a turnout on the basis of the Archard model and theory of shakedown in the

simulation of the turnout and wheel interaction.

In this article, the multibody dynamic model and FEM model have been provided and the new combination of these models has been used in order to investigate the wear and deformation in turnouts. Moreover, Kinematic and isotropic hardening has been considered which are caused by impact in the crossing nose. The longitude creepage, lateral force, frictional energy based on Archard model, and vertical load in railway turnout and wheel have been obtained by using multibody dynamic model and considering the variation in velocity, the load of wagon and profile of turnout. This result has been used in the FEM model to investigate the deformation on crossing nose.

2. MODELING

A freight wagon has been modeled in Universal Mechanism (UM), which is multibody dynamic software. The model has been shown in Fig. 1.

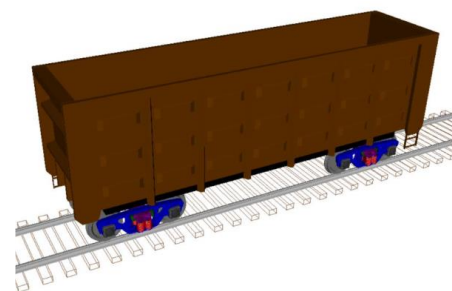


Fig. 1. Model of freight wagon using 18-100 bogie

*Corresponding author's email: a_shahmolla@rail.iust.ac.ir



The model has been validated by the Ref. [19] which has investigated the derailment factor. The result can be seen in Fig. 2.

As it can be seen in Fig. 3, The FEM model has been provided in ABAQUS software by considering the kinematic and isotropic hardening for the material of turnout. The result has been compared by [7], that the error is less than 15 percent for different distance from the tipoff crossing nose. The result can be seen in Fig. 4.

3. RESULT

The result comparing different parameters such as creepage, vertical and lateral force and frictional energy for a variation of velocity, profile, and radius of curvature in multibody dynamic. The result has been shown in Fig 5.

The result of the vertical load and the most critical spot

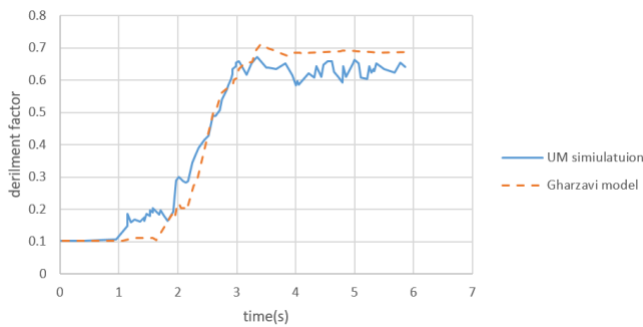


Fig. 2. Comparison of derailment factor in 200 meters curve

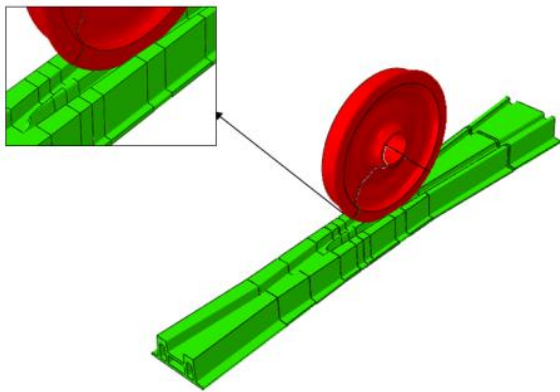


Fig. 3. The FEM model

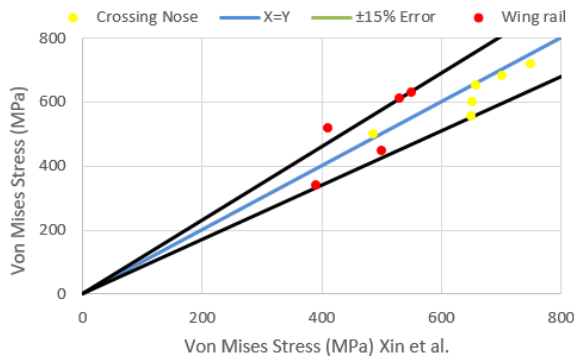


Fig. 4. Comparison of stress in turnout at a different distance from the tip of the crossing nose

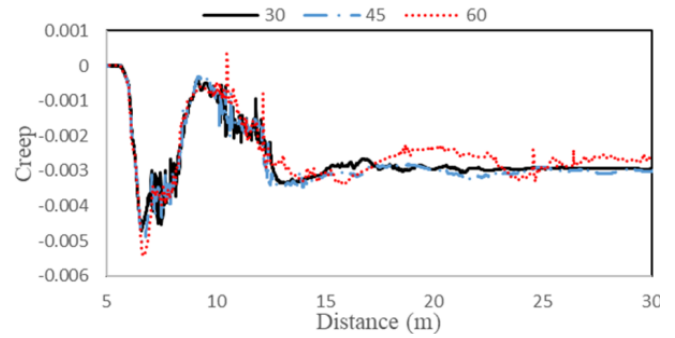


Fig. 5. Creepage in rail/wheel interaction as the velocity has change

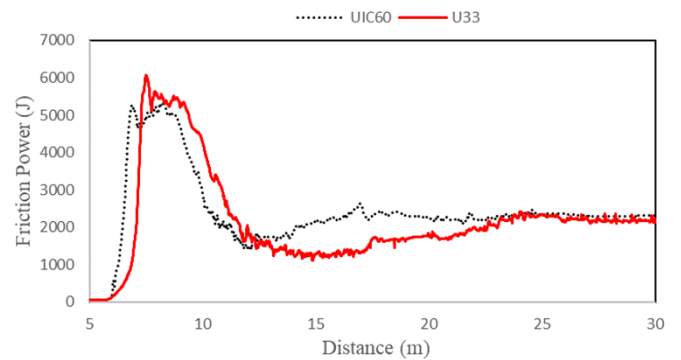


Fig. 6. Frictional power for different profile (UIC60 and U33)

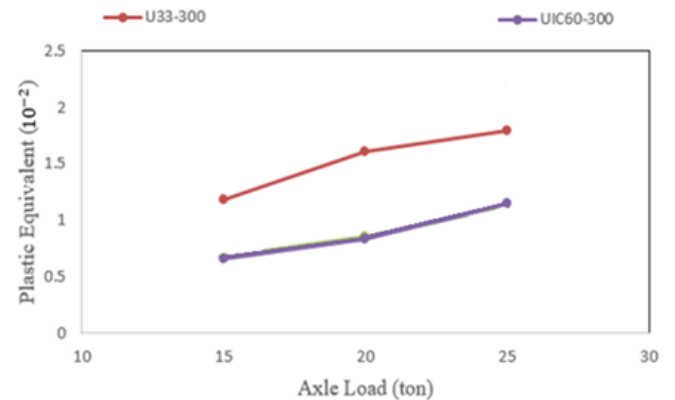


Fig. 7. Result of different plastic deformation by considering the kinematic and isotropic deformation.

has been obtained by the multibody dynamic analysis and applied to FEM analysis the result can be seen in Fig. 7.

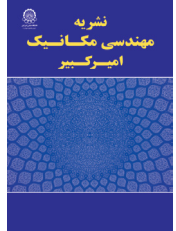
4. CONCLUSION

The results show that incising the axle load by 66 percent, frictional energy has been increased by 80 presents at the curve and 86 percent at the crossing nose. The plastic deformation in U33 is larger than UIC60 by 94% which is caused by the differences in their geometry.

REFERENCES

[1] A. Johansson, B. Pålsson, M. Ekh, J.C. Nielsen, M.K. Ander, J. Brouzoulis, E. Kassa, Simulation of wheel-rail contact and damage in switches & crossings, *Wear*, 271(1-2) (2011) 472-481.

- [2] M. Pletz, W. Daves, W. Yao, H. Ossberger, Rolling contact fatigue of three crossing nose materials—Multiscale FE approach, *Wear*, 314(1-2) (2014) 69-77.
- [3] A.E. Blanco-Saura, J.L. Velarte-González, F. Ribes-Llario, J.I. Real-Herráiz, Study of the dynamic vehicle-track interaction in a railway turnout, *Multibody System Dynamics*, 43(1) (2018) 21-36.
- [4] Y. Ma, A.A. Mashal, V.L. Markine, Modelling and experimental validation of dynamic impact in 1: 9 railway crossing panel, *Tribology International*, 118 (2018) 208-226.
- [5] J. Xu, P. Wang, J. Wang, B. An, R. Chen, Numerical analysis of the effect of track parameters on the wear of turnout rails in high-speed railways, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 232(3) (2018) 709-721.
- [6] L. Xin, V. Markine, I. Shevtsov, Numerical analysis of the dynamic interaction between wheel set and turnout crossing using the explicit finite element method, *Vehicle System Dynamics*, 54(3) (2016) 301-327.
- [7] L. Xin, V. Markine, I. Shevtsov, Analysis of the effect of repair welding/grinding on the performance of railway crossings using field measurements and finite element modeling, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 232(3) (2018) 798-815.
- [8] L. Xin, V. Markine, I. Shevtsov, Numerical procedure for fatigue life prediction for railway turnout crossings using explicit finite element approach, *Wear*, 366 (2016) 167-179.
- [9] J.C. Nielsen, B.A. Pålsson, P.T. Torstensson, Switch panel design based on simulation of accumulated rail damage in a railway turnout, *Wear*, 366 (2016) 241-248.



تحلیل پدیده سایش در طول سوزن‌های ریلی با استفاده از تکنیک ترکیب نرم‌افزاری و بررسی پارامترهای موثر

مجید شهری، احمدرضا شاه ملا قمصری*، احمدرضا اکبری

دانشکده راه آهن، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷-۰۳-۲۹
بازنگری: ۱۳۹۷-۰۷-۰۹
پذیرش: ۱۳۹۷-۰۹-۲۰
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷-۰۹-۲۸

کلمات کلیدی:

تقاطع ریلی
سایش
سوزن یو.آی.سی ۶۰
یونیورسال مکانیزم

خلاصه: امروزه بالا رفتن بار محوری و سرعت در سیستم‌های حمل‌ونقل ریلی بسیار مورد توجه است که منجر به افزایش مقدار فشار وارد به مسیر، انرژی تلف شده و سایش شدید می‌گردد. سوزن‌ها در حمل و نقل ریلی از مهمترین عناصر در تسهیل رفت و آمد و افزایش ظرفیت مسیر تلقی می‌شوند. در کنار این، یکی از سوانحی که بیشترین آسیب‌های مالی و جانی برای راه‌آهن کشورها به همراه دارد؛ خروج از خط ناوگان در محل تقاطع سوزن‌ها، به علت خرابی سوزن و تغییر شکل پروفیل آن است. با توجه به اهمیت بالای سوزن، این پژوهش با در نظر گرفتن تئوری‌های حاکم، همچنین جمع‌آوری اطلاعات و استفاده از ترکیب دو نرم‌افزار برای بهبود و تسهیل مدل‌سازی، به بررسی سایش و تغییرشکل در کل مسیر سوزن و به طور خاص سوزن مورد استفاده در سیستم حمل و نقل ریلی ایران می‌پردازد. در این مقاله با بررسی پیشینه پژوهش‌های انجام‌شده، تکنیکی جدید، مبتنی بر مکان بیشترین نیرو و مقدار آن مورد استفاده قرار گرفته است تا علاوه بر یافتن تغییرشکل ساختار و میزان انرژی سایش در کل حرکت مسیر، با در نظر گرفتن اثرات سرعت، بارمحوری و پروفیل سوزن در کنار سخت‌شوندگی ایزوتروپیک و جنبشی، نقاط بحرانی را شناسایی کرده و حجم محاسبات را کاهش دهد.

و سایش می‌باشد که بسیاری از محققین را به این موضوع علاقه‌مند کرده است.

با توجه به اهمیت نقش سوزن در حمل و نقل و مشکلات مهندسی که در این ناحیه وجود داشت، تلاش‌هایی برای بررسی تعامل چرخ و ریل و در ادامه آن بررسی مشکلاتی از قبیل سایش، شکست و خستگی انجام پذیرفته است. پترز و همکاران [۲] با استفاده از مدل‌های المان محدود توانستند تنش برشی، فشار تماسی و تنش پسماند را برای سه جنس مختلف سوزن - فولاد منگنز، هاردکس^۱، مرج^۲ از منظر گسترش ترک‌های خستگی تماس غلته‌ی بررسی کنند. برونی و همکاران [۳] دو روش مختلف برای شبیه‌سازی تماس قطار و سوزن پیشنهاد دادند. در این شبیه‌سازی‌ها با استفاده از مدل‌های چند جسمی و المان محدود، تأثیر ضربات قطار روی سوزن‌ها بررسی و نتایج ارتعاشات این ضربات ارائه شد. مارکین و همکاران [۴] اندرکنش دینامیکی بین

۱- مقدمه

سوزن‌ها و تقاطع‌ها در خطوط ریلی، با توجه به رویکرد افزایش ظرفیت حمل و نقل ریلی و انعطاف‌پذیری آن، نقش تعیین‌کننده‌ای پیدا کرده‌اند. در این بین، سوزن به عنوان اصلی‌ترین بخش تقاطع‌ها، به علت ساختار ناپیوسته و پیچیده خود از مهم‌ترین نقاط بحرانی در ساختار ریلی محسوب می‌شود. طبق آمار، سهم بزرگی از تاخیرها و مشکلات گزارش شده به این بخش مربوط می‌شود و این باعث می‌شود که هزینه‌های تعمیر و نگهداری آن از سایر قسمت‌های مسیر بیشتر باشد. براساس آمار از پایگاه‌های تعمیر و نگهداری در سوئد، ۵۰٪ مشکلات و خطاهای ثبت شده در بازدهی‌های میدانی به این بخش مربوط بوده و ۲۱٪ از تاخیرها را ناشی می‌شوند که تقریباً نیمی از گزارشات مربوط به تعمیر و نگهداری و ایمنی انشعابات در راه‌آهن را تشکیل می‌دهند [۱]. از مشکلات رایج در این بخش، تغییر شکل پلاستیک، منجر به آسیب‌های خستگی یا تغییر شکل دائمی ساختار

1 Hardox
2 Marage

* نویسنده‌دار مکاتبات: a_shahmolla@rail.iust.ac.ir



بر تاج ریل و جهت حرکت قطار، می‌شود و دیگری حالتی است که چرخ شیب گرفته است. به علت این که در هر دو حالت چرخ عمود بر ریل نخواهد بود، تغییرات زیادی در تماس رخ می‌دهد که در این مرجع بررسی شده است. ژو و همکاران [۱۲] تماس چرخ و ریل در ناحیه ورودی سوزن را با استفاده از نرم‌افزارهای چند جسمی و بدون در نظر گرفتن تغییر شکل پلاستیک مدل کرده و چگونگی تغییرات در آن را با توجه به تئوری تماس هرترز و میزان سایش محاسبه نموده است. ژین و همکاران [۱۳] مدل المان محدودی را برای ساختار تیغه مرکزی سوزن ارائه می‌کند. ژین با در نظر گرفتن تاثیر ضربه در تیغه مرکزی سوزن و سخت‌شوندگی جنبشی در آن ناحیه، خستگی تماسی غلطشی، بدون در نظر گرفتن سایش در آن ناحیه، را بررسی کرده است. نیلسن و همکاران [۱۴] مدلی برای بررسی خستگی انباشته در سوزن با استفاده از قانون ماینر و سایش ارائه می‌کند و تغییر شکل سوزن را بدون در نظر گرفتن تغییر شکل پلاستیک با استفاده از نرم‌افزارهای چند جسمی محاسبه می‌کند.

در مقالات یاد شده سعی بر بررسی آسیب‌های سوزن بوده است. در این مقاله با کامل کردن روند بررسی در سوزن‌های یو.آی.سی ۶۰۳ و یو.آی.سی ۳۳۴، سوزن‌های موجود در کشور، و تعاملشان با بوژی ۱۸-۱۰۰، یکی از بوژی‌های پرکاربرد باری در کشور، سایش در قسمت‌های مختلف در طول سوزن بررسی شده و تغییر شکل ساختار در ناحیه تیغه مرکزی، که مستعد خروج از خط و تلفات جانی و مالی است، نیز محاسبه شده است. این تکمیل روند با در نظر گرفتن تمام مسیر به صورت یکجا، برای یافتن بار دینامیکی و اثرات مسیر با واگن باری کامل و دو بوژی، و سخت‌شوندگی ایزوتروپیک و جنبشی به عنوان عوامل تاثیرگذار در تغییر شکل دائمی ساختار تیغه مرکزی به علت بار ضربه‌ای دینامیکی، سعی شده تا سایش و تغییر شکل در قسمت‌های حساس سوزن، مانند ورودی به سوزن و تیغه مرکزی، محاسبه شود. با توجه به پیشینه پژوهش، مدل‌سازی‌ها به شکل المان محدود با حجم محاسبات بالا و یا دینامیک چند جسمی و ترکیب این‌ها با ساده‌سازی در بخش المان محدود بوده است. در این مقاله سعی شده تا با استفاده از بار دینامیکی در حالات بحرانی و مدل کامل چرخ و سوزن برای آن موقعیت‌ها، تغییر شکل‌ها و انرژی سایش با توجه به پارامترهای مسیر و وسیله ریلی حاصل شود. در این مسیر، ابتدا حرکت قطار روی سوزن در

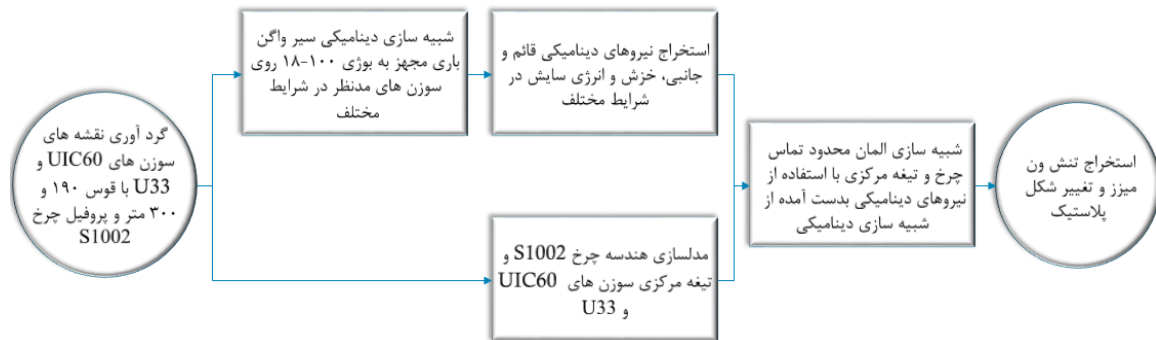
وسیله نقلیه و مسیر در نرم‌افزار دارت-ان.ال^۱ را با تحلیل عددی بررسی کردند. در این تحلیل‌ها تاثیر خاصیت الاستیک مسیر بر ایجاد ترک در سوزن‌های ریلی، بدون در نظر گرفتن نیروی جانبی، در شبیه‌سازی عددی با عبور یک قطار با سرعت ۱۴۰ کیلومتر بر ساعت ارزیابی شد. ژیاو و همکاران [۵] مدل المان محدود الاستیک/پلاستیک چرخ، سوزن و تراورس را با در نظر گرفتن خواص غیرخطی مواد ارائه کردند که در آن تاثیر بار دینامیکی چرخ بر تماس چرخ و سوزن، تنش‌ها، کرنش پلاستیک و جابجایی عمودی تقاطع بررسی شد. جانسون و همکاران [۱] برای شبیه‌سازی خرابی پروفیل ریل در سوزن و تقاطع روش جدیدی را ارائه نمودند. این روش شامل شبیه‌سازی اندرکنش دینامیکی وسیله-ریل با توجه به تغییرات تصادفی در داده‌های ورودی است. در این روش از نتایج مدل چند جسمی، و ساده سازی مدل المان محدود با دو جسم با شعاع خاص استفاده شد و نتایج تنش و کرنش حاصل گردید. بلانکو-سائورا و همکاران [۶] با استفاده از نرم‌افزارهای دینامیک چند جسمی و المان محدود تعامل بین چرخ و ریل در ناحیه سوزن را مورد بررسی قرار می‌دهد و ارتعاشات ناشی از این عبور را در ناحیه سوزن محاسبه نموده است. ما و همکاران [۷] یک مدل المان محدود جدید برای بررسی ضربه در تیغه مرکزی سوزن ارائه می‌دهد به این منظور که بتواند تحلیل ضربه دینامیکی در این ناحیه را تسهیل کند و نتایج دقیق تری در مقایسه با نتایج تجربی بیاید. ژو و همکاران [۸] اثر سایش بر تعامل چرخ و ریل در ورودی سوزن را با استفاده از ترکیب مدل المان محدود و دینامیک چند جسمی بررسی کرده و اثر این تغییر بر تنش‌های حاصل شده را مورد بررسی قرار می‌دهد. ژین و همکاران [۹] یک مدل المان محدود با تحلیل دینامیکی صریح را ارائه می‌کند که بتواند تنش، نیروهای تماسی و شتاب دماغه سوزن را در ناحیه تیغه مرکزی سوزن محاسبه کند. وی مدل خود را با چندین تست میدانی صحت‌سنجی می‌کند و در انتها نتایج مد نظر پژوهش را ارائه می‌دهد. ژین و همکاران [۱۰] تاثیر جوشکاری ناشی از تعمیرات را بر عملکرد سوزن بررسی می‌کند. مدل المان محدود صریح برای این روش ارائه شده و تنش‌ها و نتایج آن را بررسی می‌کند. بانکاج و همکاران [۱۱] دو حالت تماس مختلف را برای یافتن سایش در قوس سوزن در نظر گرفتند. اولین آن مربوط به وقتی است که چرخ وارد چرخش یاو^۲، چرخش حول محور عمود

3 UIC60

4 U33

1 DART_NL

2 Yaw



شکل ۱: نمودار روش انجام تحقیق

Fig.1: Diagram of the research method

داده می‌شوند. پس از آماده سازی مدل در نرم‌افزار ساختار دینامیکی، مدل با استفاده از ضریب خروج از خط (نسبت نیروی عرضی به عمودی) صحت‌سنجی شده و نتایج از قبیل خزش، نیروهای وارده و انرژی سایش در ناحیه تماس، با در نظر گرفتن سرعت، بارمحوری، ضریب اصطکاک، شعاع قوس و پروفیل سوزن به عنوان متغیر، بررسی می‌شود. با در نظر گرفتن اینکه بیشترین آسیب ناشی از تغییر شکل این ساختار در ناحیه تیغه مرکزی وجود دارد تحلیل ادامه می‌یابد. ابتدا مدل سوزن آماده شده در نرم‌افزار کتیا، به طور خاص تیغه مرکزی جدا شده از مدل کلی، و شرایط در نظر گرفته شده برای تعامل چرخ و ریل در این ناحیه، با مراجع موجود صحت‌سنجی می‌شوند. سپس مدل تایید شده چرخ و ریل در کنار نیروی دینامیکی و مکان بحرانی استخراج شده از شبهه‌سازی یونیورسال مکانیزم به عنوان ورودی برای مدل المان محدود مورد استفاده قرار می‌گیرند. و در انتها تنش، کرنش و تغییر شکل سوزن‌ها با در نظر گرفتن سخت‌شوندگی ایزوتروپیک و جنبشی بررسی می‌شوند.

۲-۱- مدل‌سازی در نرم‌افزار یونیورسال مکانیزم

تحلیل‌های دینامیکی و اندازه‌گیری شتاب‌های مورد نیاز، بر روی چرخ و محور بوژی شماره ۱ در یک واگن روسی لبه‌بلند با بوژی ۱۸-۱۰۰، که یکی از واگن‌های باری و بوژی‌های کاربردی در ساختار ریلی کشور می‌باشد، با حرکت بر روی سوزن صورت پذیرفته است. این تحلیل‌ها در نرم‌افزار یونیورسال مکانیزم انجام شده است. این نرم‌افزار دینامیک چند جسمی با فرضیاتی مانند صلب در نظر گرفتن اجزا به تحلیل ساختار می‌پردازد و نیروی وارده و انرژی سایش در ناحیه تماس، با فرض شرایط تماس کالکر، محاسبه و در اختیار قرار می‌دهد که علاوه بر کوتاه کردن زمان محاسباتی، نتایج دقیقی را در اختیار

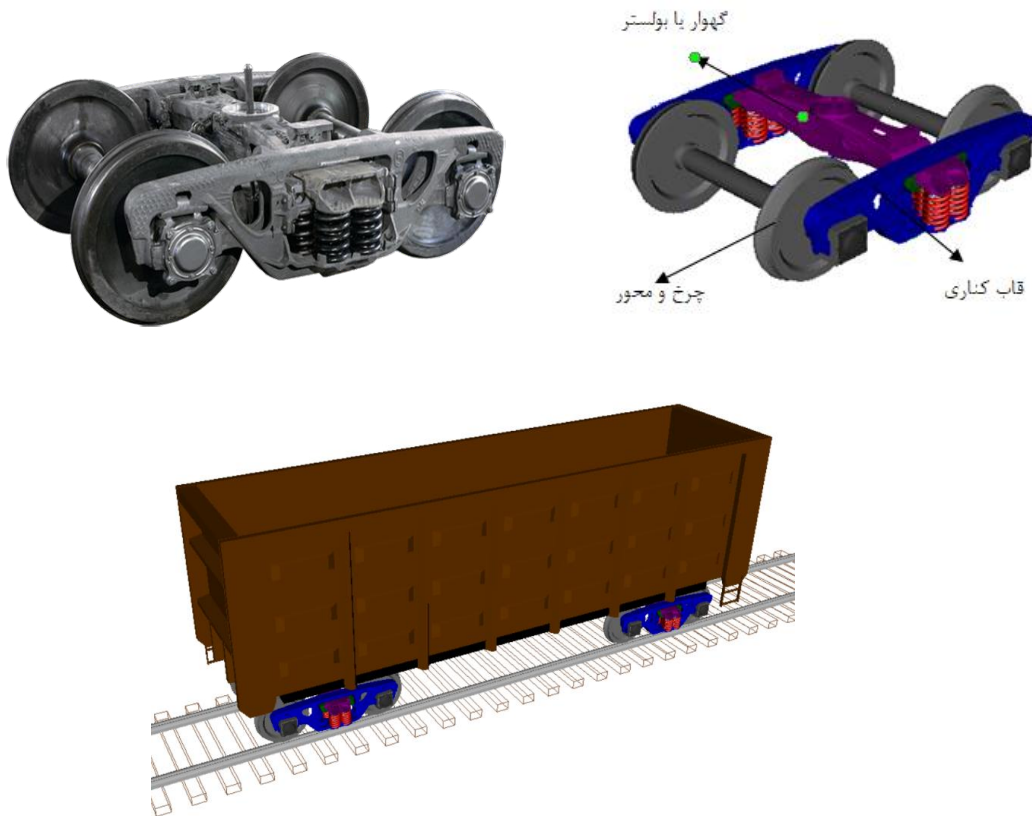
نرم‌افزار یونیورسال مکانیزم^۱ شبهه‌سازی شده و میزان نیروهای وارده به سوزن و انرژی سایش به عنوان پارامتر تعیین‌کننده میزان سایش برای مقایسه قسمت‌های مختلف سوزن استخراج می‌گردد. همچنین تأثیر پارامترهای مختلف از قبیل سرعت، بار محوری و پروفیل سوزن در میزان سایش مورد بررسی قرار می‌گیرد. در ادامه، سوزن‌های مورد نظر در نرم‌افزار کتیا^۲ مدل‌سازی شده و در نرم‌افزار آباکوس نیروهای استخراج شده از شبهه‌سازی یونیورسال مکانیزم سوزن وارد گردیده و تنش، کرنش و تغییر شکل سوزن‌ها بررسی می‌شوند.

۲-۲- مدل‌سازی و روش ارائه شده

همانطور که در پیشینه تحقیق آورده شده است، استفاده از ترکیب دو مدل دینامیک چند جسمی و المان محدود به علت پیچیدگی ساختار مورد استفاده بوده است. در این مقاله نیز سعی شده تا با استفاده از ترکیب تحلیل چند جسمی و تحلیل المان محدود و با روش استفاده‌ای متفاوت، تغییر شکل ساختار با توجه به تغییر شکل پلاستیک و سایش براساس مدل آکارد ارائه شود. طبق روش مدنظر که در شکل ۱ نشان داده شده است، ابتدا داده‌ها، از قبیل نوع سوزن، پروفیل و شعاع‌های مورد استفاده در راه‌آهن کشور، جمع‌آوری می‌شود و با استفاده از داده‌های مشاهداتی و مستندات موجود در راه‌آهن جمهوری اسلامی ایران سوزن مدل‌سازی می‌گردد. برای بررسی حرکت مدل واگن باری با بوژی ۱۸-۱۰۰ که در سیستم ریلی کشور فعال در نرم‌افزار یونیورسال مکانیزم مدل‌سازی می‌شود. شرایط تعامل چرخ و ریل و ویژگی‌های مکانیکی مسیر از قبیل ضریب اصطکاک، مدول یانگ با توجه به مراجع موجود به ساختار اختصاص

1 Universal Mechanism software (UM)

2 CATIA



شکل ۲: مدل واگن لبه‌بلند باری با بوژی ۱۸-۱۰۰
Fig.2: Model of freight wagon using 18-100 bogie

شکل ۴ چرخ مونتاژ شده روی سوزن یو.آی.سی ۶۰ را نمایش می‌دهد. برای تحلیل در نرم‌افزار آباکوس مش‌بندی، ساختار مش و اندازه آن اهمیت می‌یابد و این اهمیت در ناحیه تماس بیشترین جلوه را دارد. پس از بررسی حساسیت نسبت به اندازه مش، مش در نظر گرفته شده بر روی چرخ و سوزن در ناحیه تماس با ابعاد $2 \times 2 \times 2$ میلی‌متر از نوع C3D8R می‌باشد که با این وجود تعداد مش در چرخ به ۸۹۰۰۰۰ می‌رسد، و نتایج پایداری لازم را در نتایج دارد. در ادامه با استفاده از بارهای دینامیکی و تحلیل استاتیکی با بستن دو سر و فنرهای کف برای سختی مسیر، نتایج برای تیغه مرکزی محاسبه می‌شوند.

2-2-2-سخت‌شوندگی در تیغه مرکزی سوزن در مدل‌سازی آباکوس

از آنجاکه در تکه مرکزی سوزن چرخ از ریل باله به نیشدلی در تیغه مرکزی منتقل می‌گردد، ضربه‌ای به نیشدلی وارد می‌شود و این مقطع دچار تغییر شکل پلاستیک می‌گردد. با توجه به بار بالا و ضربه شدید ساختار دچار رچتینگ^۱ می‌شود و سخت‌شوندگی در ساختار به وجود می‌آید. از این‌رو تقاطع با مدل ماده الاستیک-پلاستیک با

قرار می‌دهد. در شکل ۲ نمایی از این واگن و شکل ۳ نقشه سوزن مدل شده در این نرم‌افزار را نشان می‌دهد.

مشخصات فنرها، جرم قاب‌های کناری و گهواره و مشخصات چرخ و ریل در جدول ۱ برای صحت‌سنجی مدل دینامیک چند جسمی بیان شده است.

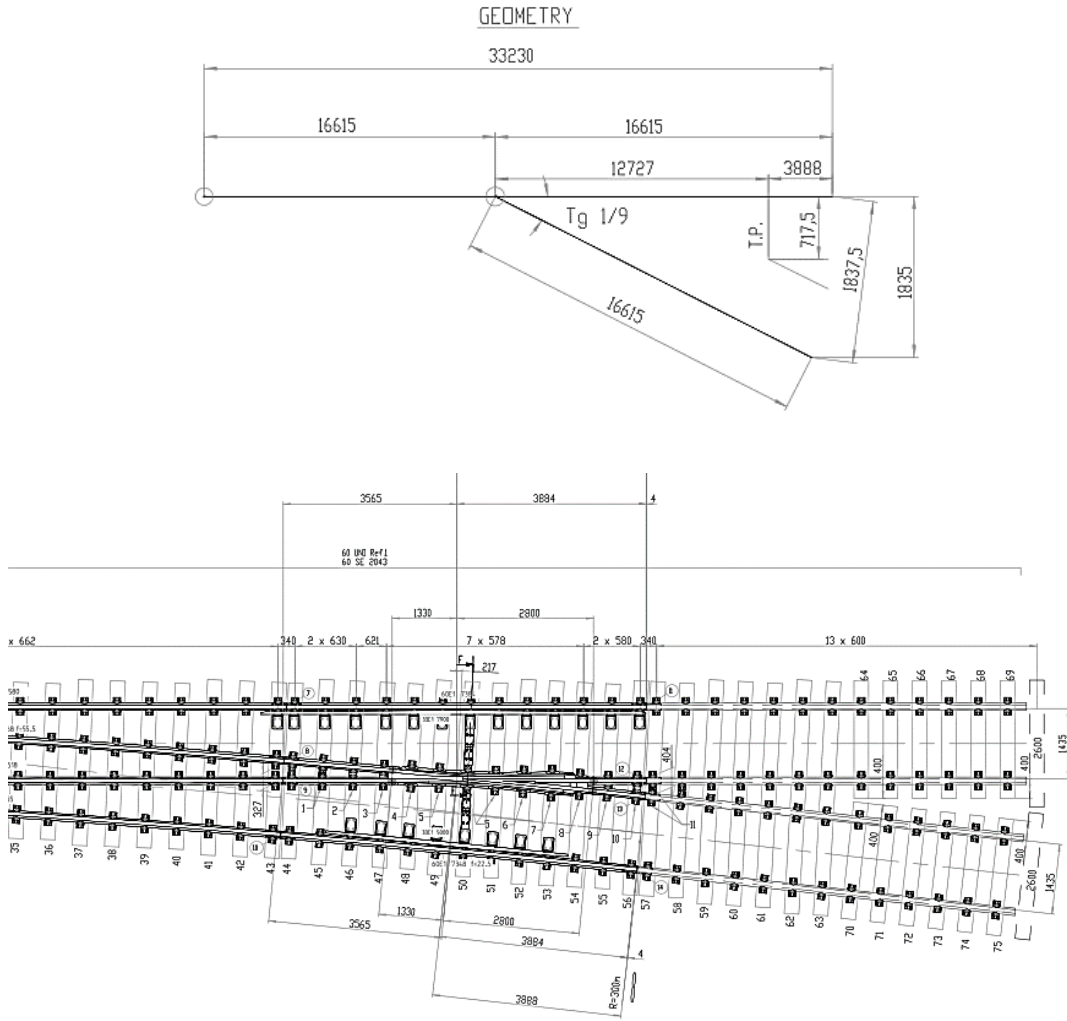
۱-۱- انرژی سایش طبق رابطه آکارد در نرم‌افزار یونیورسال مکانیزم طبق رابطه آکارد، انرژی سایشی مطابق رابطه (۱) به نیروی جانبی و خزش وابسته است، که به این ترتیب انرژی سایش در مسیر حرکت از حاصل ضرب خزش، سرعت در نیرو حاصل می‌شود که در رابطه زیر مشخص است [۱۵].

$$P_{fric} = \int_{t_1}^{t_2} F_T \gamma v dt \quad (1)$$

۲-۲-مدل‌سازی در نرم‌افزار آباکوس

در این بخش ابتدا چرخ ۱۰۰۲ گ و سوزن‌های یو.آی.سی ۶۰ و یو ۳۳ که هرکدام جداگانه در نرم‌افزار کتیا مدل‌سازی شده‌اند، وارد محیط نرم‌افزار آباکوس شده و چرخ روی سوزن مونتاژ می‌گردد.

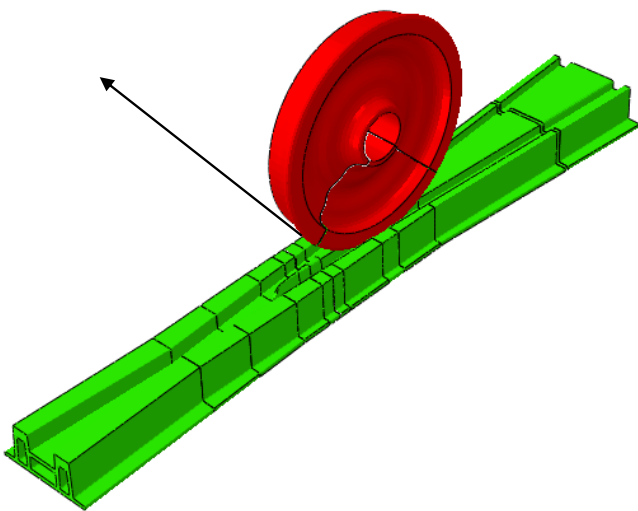
1 Ratcheting



شکل ۳: نقشه سوزن یو.آی.سی ۶۰ با شعاع ۳۰۰ متر
 Fig. 3: Drawing of 300-meter-radius turnout

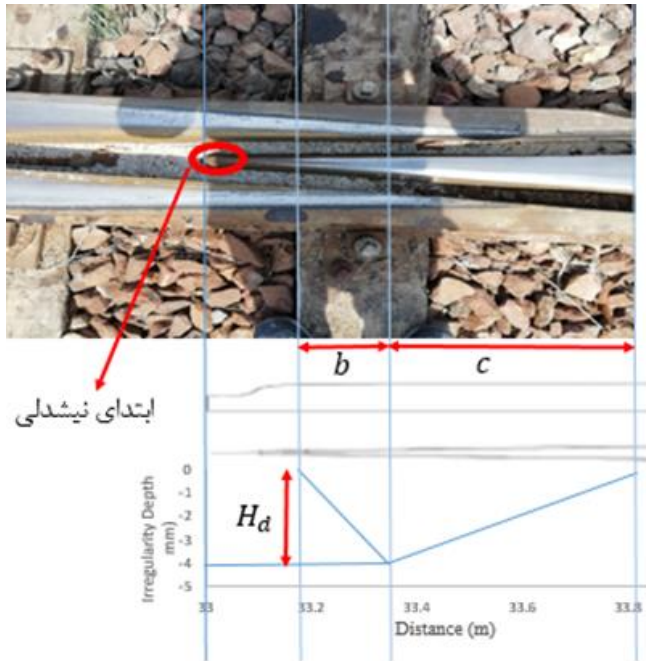
جدول ۱: مشخصات بوژی ۱۸-۱۰۰ به همراه چرخ و ریل در نرم افزار یونیورسال مکانیزم

Table 1: Specification of 18-100 bogie with wheelset



شکل ۴: شکل مونتاژی چرخ روی سوزن
 Fig. 4: The assembly of wheel on the turnout

مقدار	مشخصات
۶۳۲۰۰۰	سختی عمودی فنر (هر جفت فنر داخل هم) (N/m)
۵۲۶	وزن قاب کناری (kg)
۵۹۶	وزن گهواره (kg)
۱۵۰۰	وزن هر مجموعه چرخ و محور (kg)
۴۷۳	شعاع چرخ (m)
۲۱۰	مدول یانگ چرخ و ریل (GPa)
۰/۲۷	ضریب پواسن
۴۴۰۰۰۰۰۰	سختی عمودی مسیر (N/m)
۱۸۰۰۰۰۰۰	سختی جانبی مسیر (N/m)
۴۰۰۰۰۰	میرایی عمودی مسیر (Ns/m)
۱۰۰۰۰۰	میرایی جانبی مسیر (Ns/m)



شکل ۵: ناحیه انتقال چرخ از ریل باله به نیشدلی

Fig. 5: Transition zone from wing rail to crossing nose

تراورس‌های سوزن با فنرهای معادل با ضریب سختی برابر 200 kN/mm [۱۸] در نظر گرفته شده است.

هندسه تیغه مرکزی نحوه انتقال چرخ از ریل باله به نیشدلی را مشخص می‌کند. هندسه عمودی ریل با استفاده از نقشه‌های طراحی این سوزن استخراج شده است. دو ناحیه مختلف در تیغه مرکزی وجود دارد ناحیه عبور (b در شکل ۵) و ناحیه بعد از عبور (c در شکل ۵) که طول این نواحی به روش مشاهده و اندازه‌گیری میدانی سوزن استخراج گردیده است.

۳-۲- صحت‌سنجی مدل‌های المان محدود و دینامیک چند جسمی

به منظور صحت‌سنجی شبیه‌سازی سیر واگن باری با بوژی ۱۰۰-۱۸ در نرم‌افزار یونیورسال مکانیزم، ضریب خروج از خط در چرخ و محور بوژی اول، با توجه به جدول ۱ و شعاع قوس ۲۲۰ متر، استخراج گشته و نمودار آن در شکل ۶ با نتایج مدل ارائه شده در مرجع [۱۹] مقایسه شده است. اختلافات موجود در مقایسه ناشی از در نظر نگرفتن روابط غیرخطی موجود در نرم‌افزار یونیورسال مکانیزم است.

به منظور صحت‌سنجی نتایج تحلیل آباکوس، نتایج تنش در ناحیه سوزن با مدل ژو [۱۷] مقایسه گشته که در شکل ۷ قابل مشاهده است. در این شکل مقادیر تنش بر روی وینگ ریل و دماغه سوزن، در

جدول ۲: مدل ماده سوزن در نرم‌افزار آباکوس [۱۷]

Table 2: Material specification of turnout [17]

مقدار	علامت	پارامتر
۵۰۰	σ_{y0}	تنش تسلیم اولیه (MPa)
۲۰	H	مدول سخت‌شوندگی پلاستیک ایزوتروپیک (GPa)
۱۳/۲	C	مدول سخت‌شوندگی جنبشی (GPa)
۳/۱۲	γ	پارامتر سخت‌شوندگی جنبشی
۲۰۰	E	مدول الاستیسیته (GPa)
۰/۳	ν	ضریب پواسون
۷۸۵۰	ρ	چگالی (kg/m^3)

سخت‌شوندگی ایزوتروپیک^۱ و جنبشی^۲ مدل‌سازی شده است. این مدل ماده در نرم‌افزار المان محدود آباکوس قابل استفاده می‌باشد. قانون تکامل این مدل از دو جزء تشکیل شده است: یک جزء سخت‌شوندگی جنبشی غیرخطی و یک جزء سخت‌شوندگی ایزوتروپیک که انتقال سطح تسلیم در فضای تنشی از طریق بک‌استرس^۳ را شرح می‌دهد، نرخ تکامل جزء جنبشی تابعی از نرخ کرنش پلاستیک است [۱۶].

$$\dot{a}_k = c_k \frac{1}{\sigma_{y0}} (\sigma_y - \alpha) \dot{\epsilon}^p - \gamma_k \alpha_k \dot{\epsilon}^p \quad (2)$$

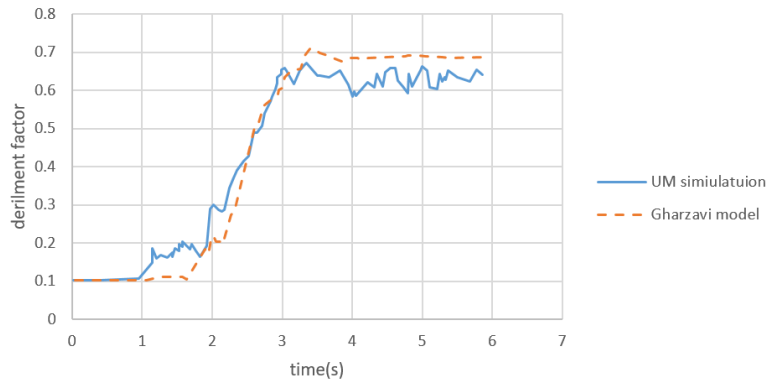
$$\alpha = \sum_{k=1}^N a_k \quad (3)$$

که در این روابط بر اساس مرجع [۱۵]، N تعداد بک‌استرس‌ها، C_k و γ_k پارامترهای مربوط به جنس ماده که اولی مدول سخت‌شوندگی جنبشی اولیه و دومی نرخ کاهش مدول سخت‌شوندگی جنبشی با افزایش تغییر شکل پلاستیک است، و در ادامه σ_{y0} تنش تسلیم اولیه، α بک‌استرس، $\dot{\epsilon}^p$ نرخ کرنش پلاستیک و σ_y تنش معادل می‌باشند، و یک جزء سخت‌شوندگی ایزوتروپیک که تغییرات تنش معادل (که خود تعریف‌کننده اندازه سطح تسلیم است)، را به‌عنوان تابعی از تغییر شکل پلاستیک شرح می‌دهد [۱۶].

$$\sigma_y = \sigma_{y0} + H \epsilon^p \quad (4)$$

که در آن H مدول سخت‌شوندگی پلاستیک ایزوتروپیک است. مقدار ثوابت و خصوصیات فولاد استفاده‌شده در تیغه مرکزی تقاطع در جدول ۲ ارائه شده است.

- 1 Isotropic Hardening
- 2 Kinematic Hardening
- 3 Back Stress



شکل ۶: ضریب خروج از خط در مدل سازی [۱۹] و شبیه سازی انجام شده در پژوهش در هنگام عبور بوژی ۱۸-۱۰۰ از قوس ۲۲۰ متر
Fig.6: Comparison of derailment factor in 220m curve by Ref. [19]

۳- نتایج شبیه سازی

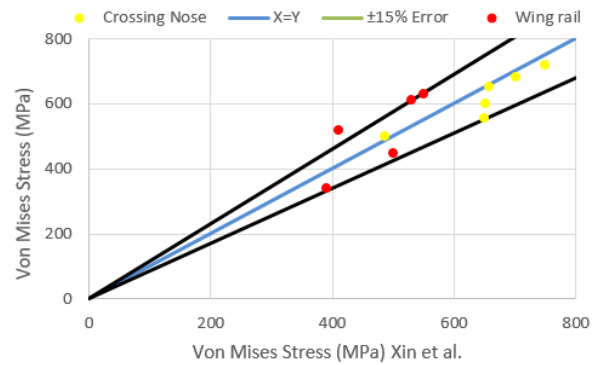
در این قسمت نمودارهای مقایسه‌ای با استفاده از نرم افزار یونیورسال مکانیزم رسم شده‌اند. نیروی قائم، به منظور استفاده در شبیه سازی اباکوس، نیروی مماسی و انرژی سایش برای چرخ حمله برای یک سوزن راست گرد در دو قسمت، قوس سوزن و تکه مرکزی، مشخص می‌باشد. در ابتدا داده‌ها برای سوزن با شعاع قوس ۳۰۰ متر بررسی شده و در انتها تفاوت شعاع قوس و پروفیل در این ساختارها مدنظر قرار داده شده است.

۳-۱- تأثیر سرعت بر سایش، خزش و نیروها در ورودی و تیغه مرکزی

سوزن

در این بخش اثر تغییرات سرعت بر رفتار واگن در قوس سوزن مورد بررسی قرار گرفته است. واگن دارای بارمحوری ۲۰ تن و ضریب اصطکاک ۰/۲۵ است. سرعت در محدوده ۳۰، ۴۵، ۶۰ کیلومتر بر ساعت بررسی می‌شود.

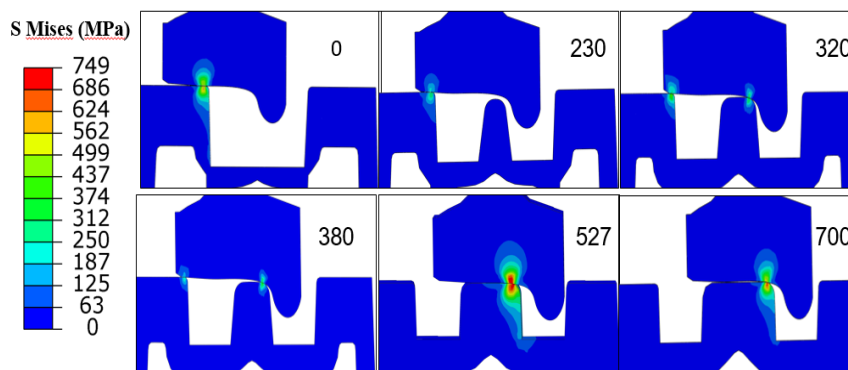
در شکل ۹، خزش طولی، نیروی جانبی، انرژی سایش و نیروی قائم



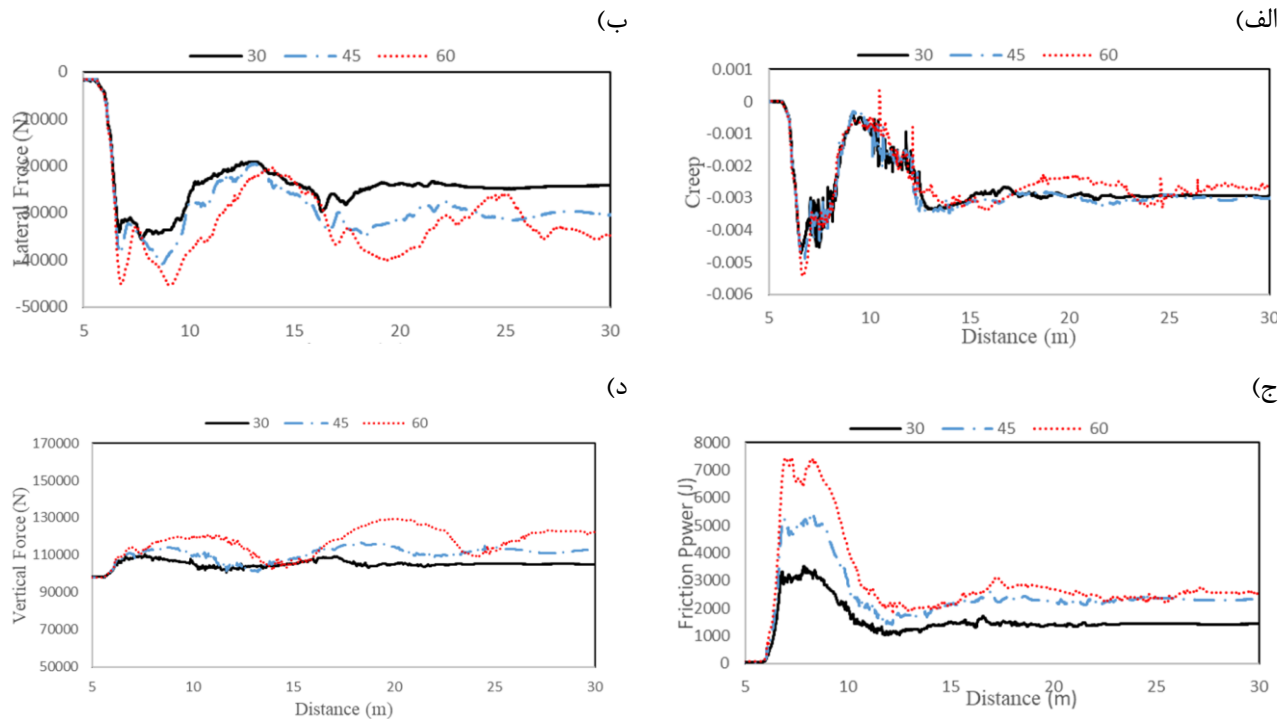
شکل ۷: نمودار میزان تطابق تنش‌های شبیه سازی شده با مقادیر تنش گزارش شده در مقاله ژو [۱۷]

Fig. 7: Comparison of stress in turnout at different distance from the tip of crossing nose by Ref. [17]

فاصله‌های متفاوت از سر دماغه سوزن با توجه به شکل ۸، با مرجع [۱۷] مقایسه شده و با توجه به نتایج خطای مقادیر حاصل شده کمتر از ۱۵ درصد است. نتایج در فاصله‌های متفاوت از سر نیشدلی (دماغه سوزن) رسم شده و کانتور تنش در شکل ۸ مشاهده می‌شود. با توجه به نتایج می‌توان از داده‌های دو نرم افزار یونیورسال مکانیزم و اباکوس استفاده کرد.

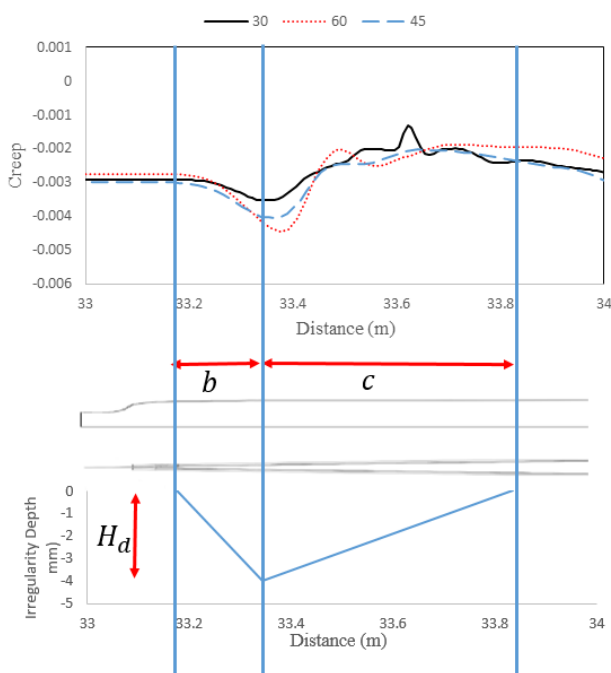


شکل ۸: کانتور تنش ون مایز شبیه سازی شده در مقاطع مختلف سوزن
Fig. 8: Contour of stress in different distance from the tip of crossing nose



شکل ۹: بررسی پارامترهای مختلف در قوس ورودی سوزن در اثر عبور چرخ حمله برای سه سرعت مختلف: الف) مقایسه خزش طولی ب) مقایسه نیروی جانبی ج) مقایسه انرژی سایش د) مقایسه نیروی قائم

Fig. 9: Investigation of different parameters at the entrance curve of the turnout at different velocity, a) creepage b) lateral force c) frictional energy d) vertical force



شکل ۱۰: مقایسه خزش طولی برای سه سرعت در تیغه مرکزی در اثر عبور چرخ چپ محور اول

Fig. 10: Investigation of creepage at crossing nose for different velocity

تغییر شکل شدید در سوزن شود. در نمودار ۱۱ (د) مقادیر نیروهای قائم با افزایش سرعت افزایش یافته است.

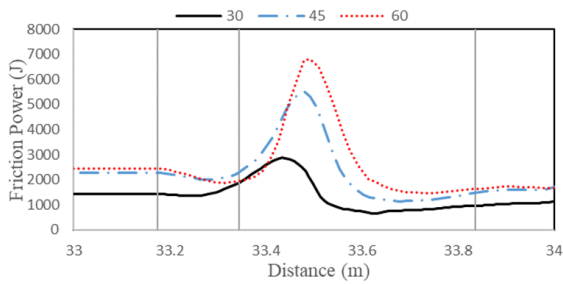
نمایش داده شده است. همان گونه که ملاحظه می شود، در قوس ها با افزایش سرعت، اندازه نیروی جانبی افزایش یافته در حالی که تغییری در مقادیر خزش مشاهده نشد، از آنجاکه انرژی سایشی مطابق رابطه (۱) به نیروی جانبی و خزش وابسته است، این مقدار نیز به طور مشابه افزایش یافته است.

در خصوص نیروی قائم با توجه به عدم وجود دور در محل سوزن واگن همواره با کسری دور مواجه است که در نتیجه افزایش سرعت تأثیر افزایشی بر افزایش مؤلفه قائم چرخ حمله می گذارد.

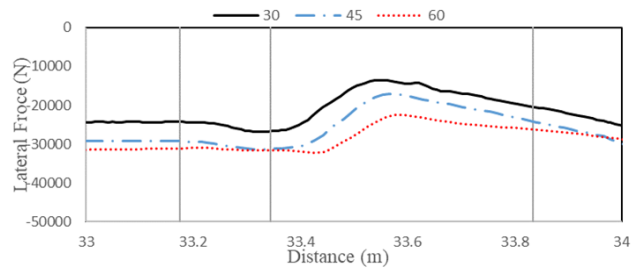
بررسی این پارامترها در ناحیه تیغه مرکزی برای سه سرعت متفاوت یاد شده نیز در شکل های ۱۰ و ۱۱ نشان داده شده است. بایستی توجه داشت که وجود نیروی جانبی عموماً به دلیل وجود نیمه عقبی واگن در قوس سوزن است که سبب می شود واگن هنگام ورود به تکه مرکزی به طور کامل صاف نشده باشد. این موضوع با افزایش سرعت (به دلیل افزایش مؤلفه گذار) تشدید می گردد و باعث افزایش مقادیر نیروی مماسی و انرژی سایش می شود.

در لحظه انتقال چرخ از ریل باله به تیغه مرکزی سوزن، ضربه ای به تیغه مرکزی وارد می گردد که در نمودارها تأثیر این ضربه قابل مشاهده است. با افزایش سرعت، تأثیر این ضربه بیشتر می شود و می تواند باعث

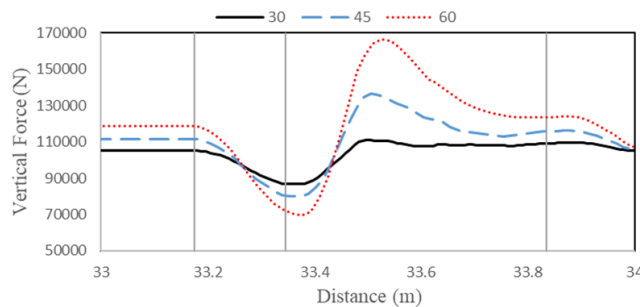
(ب)



(الف)



(د)



شکل ۱۱: بررسی پارامترهای مختلف در تیغه مرکزی سوزن در اثر عبور چرخ حمله برای سه سرعت مختلف (الف) مقایسه نیروی مماسی (ب) مقایسه انرژی سایش (ج) مقایسه نیروی قائم

Fig. 11: Investigation of different parameters at the crossing nose of the turnout at different velocity, a) lateral force b) frictional energy c) vertical force

می‌رسد به علت انتقالی بودن ناحیه تماس در این ناحیه میزان خزش با افزایش بارمحوری افزایش داشته است. انرژی سایشی نیز که مطابق رابطه (۱)، با افزایش بارمحوری افزایش یافته است.

با افزایش بارمحوری مطابق انتظار ریاضیاتی، از تباط مستقیم و خطی پارامترها با وزن وسیله، نیروهای قائم نیز به صورت خطی افزایش یافته است که شکل ۱۳ (د) نیز بیانگر این موضوع است. لذا می‌توان نتیجه‌گیری کرد که اثر بارمحوری در قوس و تکه مرکزی به صورت خطی و افزایشی با افزایش بار تغییر می‌کند.

۳-۳- تأثیر پروفیل‌های یو.آی.سی ۶۰ و یو ۳۳ در قوس ۳۰۰ متر بر سایش، خزش و نیروها در ورودی و تیغه مرکزی سوزن در این بخش تأثیر نوع پروفیل برای دو پروفیل یو.آی.سی ۶۰ و یو ۳۳ برای واگنی با سرعت ۴۵ کیلومتر بر ساعتو بارمحوری ۲۰ تن نشان داده شده است.

نتایج قوس را می‌توان به دو بخش ناحیه ورود به قوس و بعد از آن

۲-۳- تأثیر بار محوری بر سایش، خزش و نیروها در ورودی و تیغه مرکزی سوزن

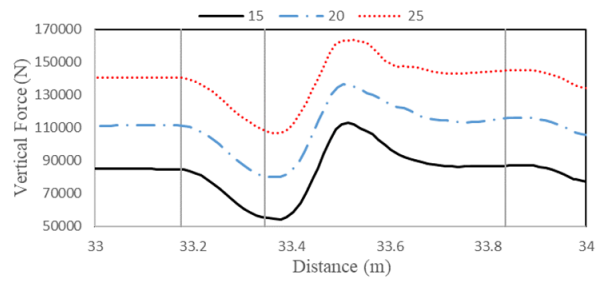
در این بخش تأثیر بارمحوری، سه حالت ۱۵، ۲۰ و ۲۵ تن، برای واگنی با سرعت ۴۵ کیلومتر بر ساعت و ضریب اصطکاک ۰/۲۵ نشان داده شده است.

با افزایش بارمحوری نیروهای مماسی مطابق انتظار ریاضیاتی در قوس روند تغییرات یکسان است و مقادیر به صورت خطی افزایش پیدا کرده‌اند. همچنین خزش طولی با افزایش سرعت تغییری نکرد. انرژی سایشی نیز که مطابق رابطه (۱) به خزش و نیروی جانبی وابسته است، با افزایش بارمحوری نیز افزایش یافته است.

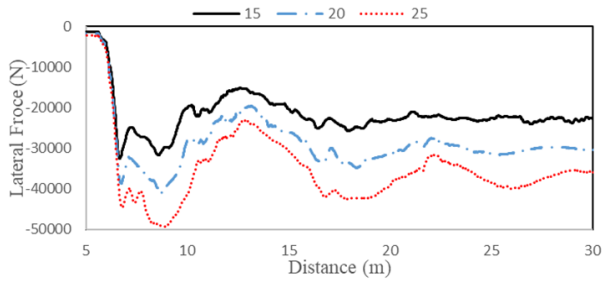
با افزایش بارمحوری مطابق انتظار ریاضیاتی نیروهای قائم نیز به صورت خطی افزایش یافته است که شکل ۱۲ (د) نیز بیانگر این موضوع است.

با افزایش بارمحوری نیروهای مماسی مشابه با قوس در تکه مرکزی بدون تغییر روند و به صورت خطی افزایش پیدا کرده‌اند. به نظر

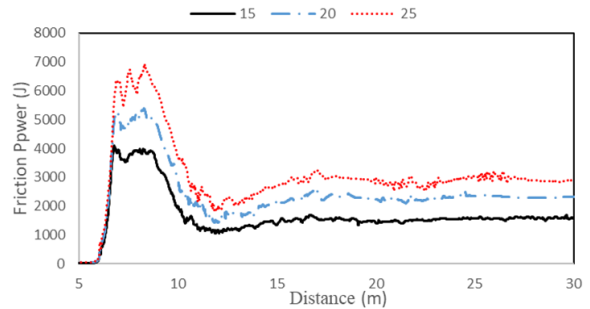
(الف)



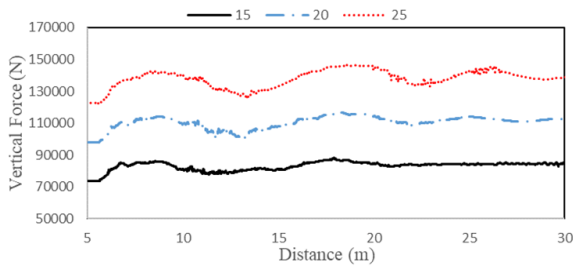
(ب)



(ج)



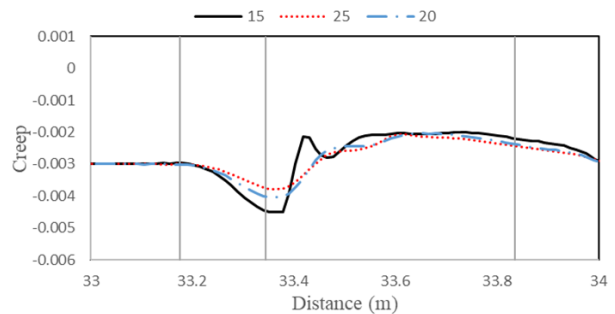
(د)



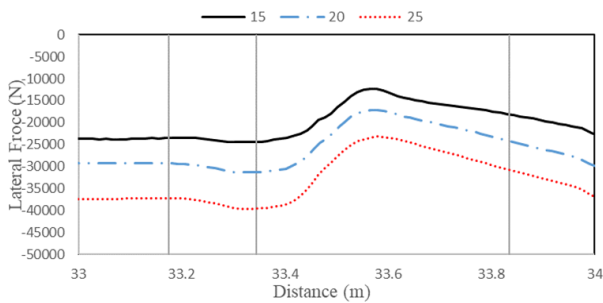
شکل ۱۲: بررسی پارامترهای مختلف در قوس ورودی سوزن در اثر عبور چرخ حمله برای سه بارمحوری مختلف: الف) مقایسه خزش طولی ب) مقایسه نیروی جانبی ج) مقایسه انرژی سایش د) مقایسه نیروی قائم

Fig. 12: Investigation of different parameters at the entrance curve of the turnout at different axle load, a) creepage b) lateral force c) frictional energy d) vertical force

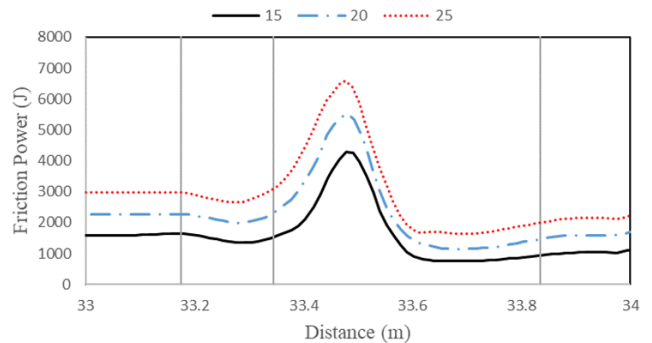
(الف)



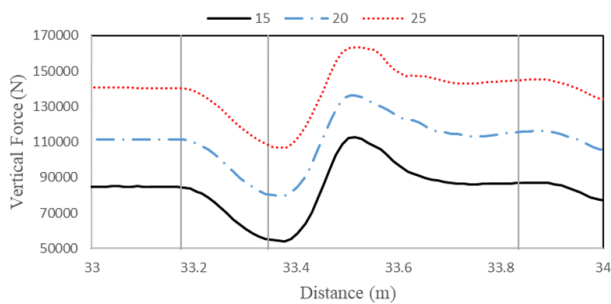
(ب)



(ج)

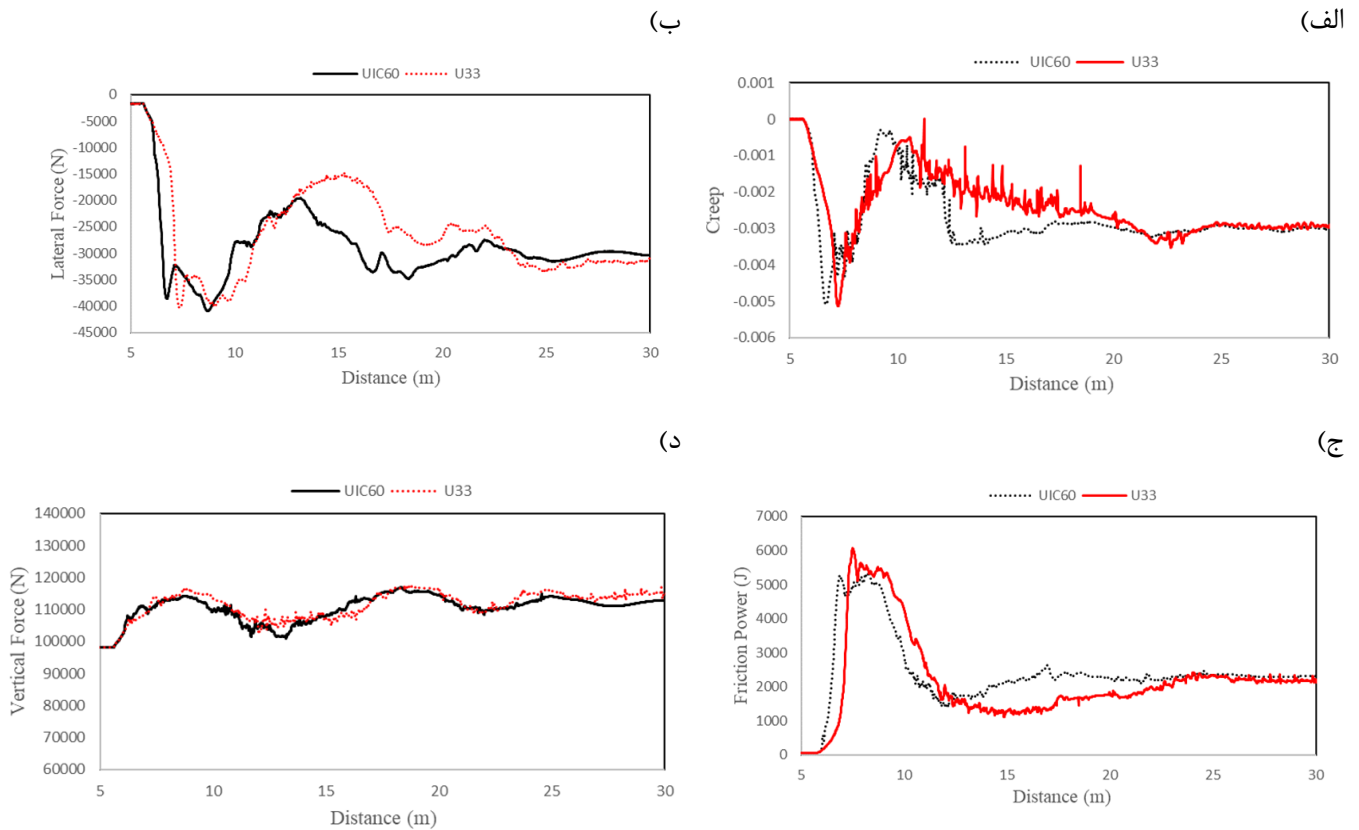


(د)



شکل ۱۳: بررسی پارامترهای مختلف در تیغه مرکزی در اثر عبور چرخ حمله برای سه بارمحوری مختلف: الف) مقایسه خزش طولی ب) مقایسه نیروی جانبی ج) مقایسه انرژی سایش د) مقایسه نیروی قائم

Fig. 13: Investigation of different parameters at the crossing nose of the turnout at different axle load, a) creepage b) lateral force c) frictional energy d) vertical force



شکل ۱۴: بررسی پارامترهای مختلف در قوس ورودی سوزن در اثر عبور چرخ حمل برای دو پروفیل مختلف: الف) مقایسه خزش طولی ب) مقایسه نیروی جانبی ج) مقایسه انرژی سایش د) مقایسه نیروی قائم

Fig. 14: Investigation of different parameters at the entrance curve of the turnout at different profile, a) creepage b) lateral force c) frictional energy d) vertical force

در خصوص نیروهای قائم تغییر ویژه‌ای مشاهده نگردید (شکل ۱۴). به عبارتی مقادیر نیروی قائم تابع سرعت و کسری دور و وزن واگن بوده و مستقل از پروفیل ریل است.

۴-۳- تأثیر نوع پروفیل بر سایش، خزش و نیروها در ورودی و تیغه مرکزی سوزن

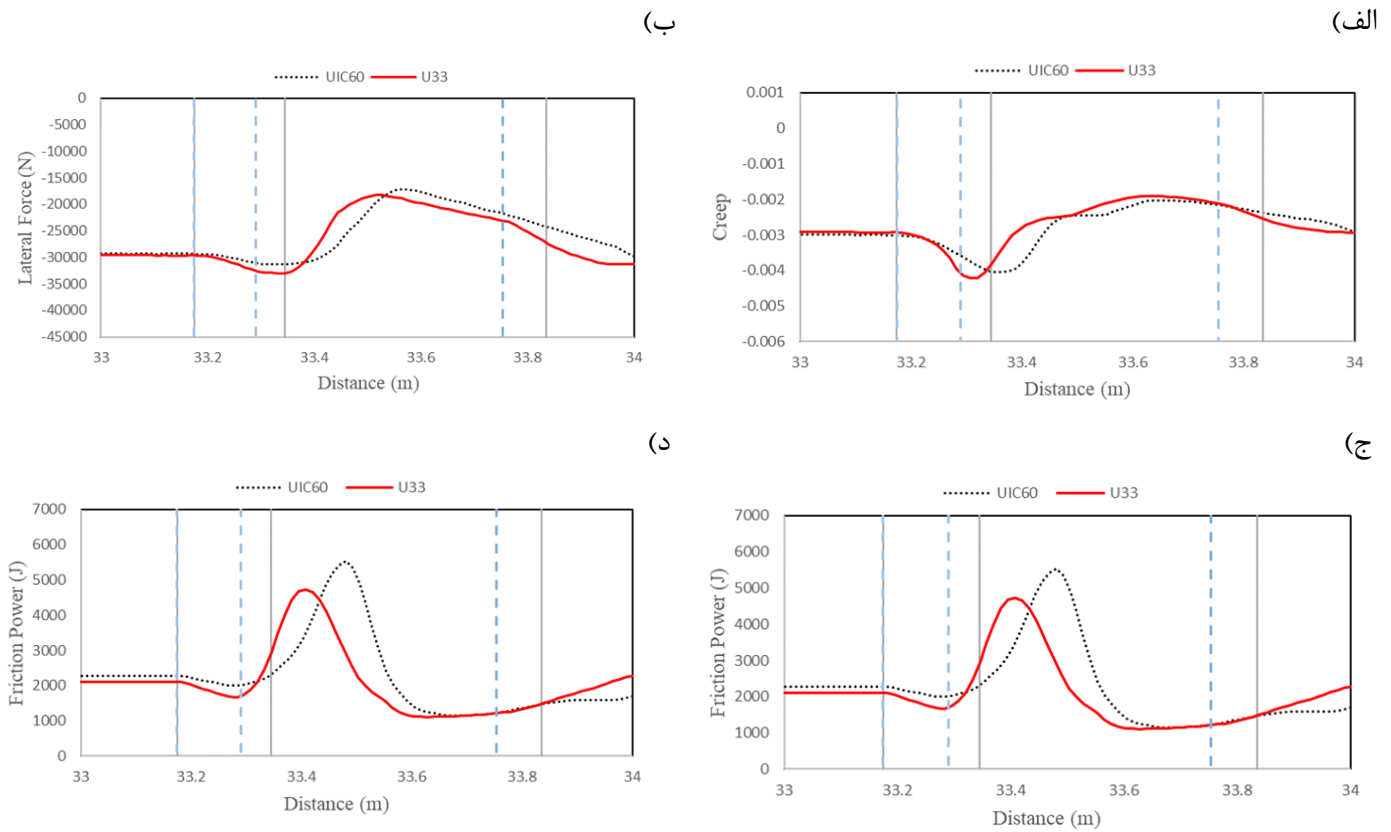
در خصوص تغییر پروفیل بر رفتار دینامیکی واگن در ناحیه تکه مرکزی بایستی به یک نکته توجه ویژه‌ای نمود. کوچک‌تر بودن پله و ارتفاع کمتر افتادگی در سوزن یو۳۳ نسبت به سوزن یو۶۰. سی ۶۰ موجب تفاوت عمده در نتایج و لحظه وقوع ضربه تیغه مرکزی می‌باشد. انتظار می‌رود طول کوتاه‌تر پله مدل شده در سوزن یو۳۳ موجب افزایش مؤلفه‌های دینامیکی چرخ شود، ولی به دلیل وجود پله کوتاه‌تر در عمل نتایج در دامنه مقادیر نزدیک به یکدیگر پیدا کرده است.

تقسیم کرد. در ناحیه ورود که سیگنال حالت گذرا دارد تغییر قابل توجه ای مشاهده نمی‌شود، ولی تغییر در پروفیل ریل در ناحیه میانی قوس (بعد از ورود به قوس) به‌طور مشخصی در نمودار ملاحظه می‌گردد. مقادیر خزش طولی برای پروفیل یو۳۳ بالاتر از یو۶۰.سی بوده و ماهیت نیروها بیشتر به‌صورت ضربه‌های متوالی است. این ضربه‌ها ناشی از تغییرات متناوب و لحظه‌ای نقطه تماس بر روی چرخ بوده است.

در قوس نیروهای جانبی نیز روند مشابه دیده می‌شود. اگرچه ضربه‌های متوالی حذف گردیده است. همچنین در نیروهای جانبی پروفیل یو۶۰.سی مقادیر بزرگ‌تری را نمایش داده است که در نتیجه آن مقادیر انرژی سایش برای ریل یو۶۰.سی بزرگ‌تر از یو۳۳ می‌باشد.

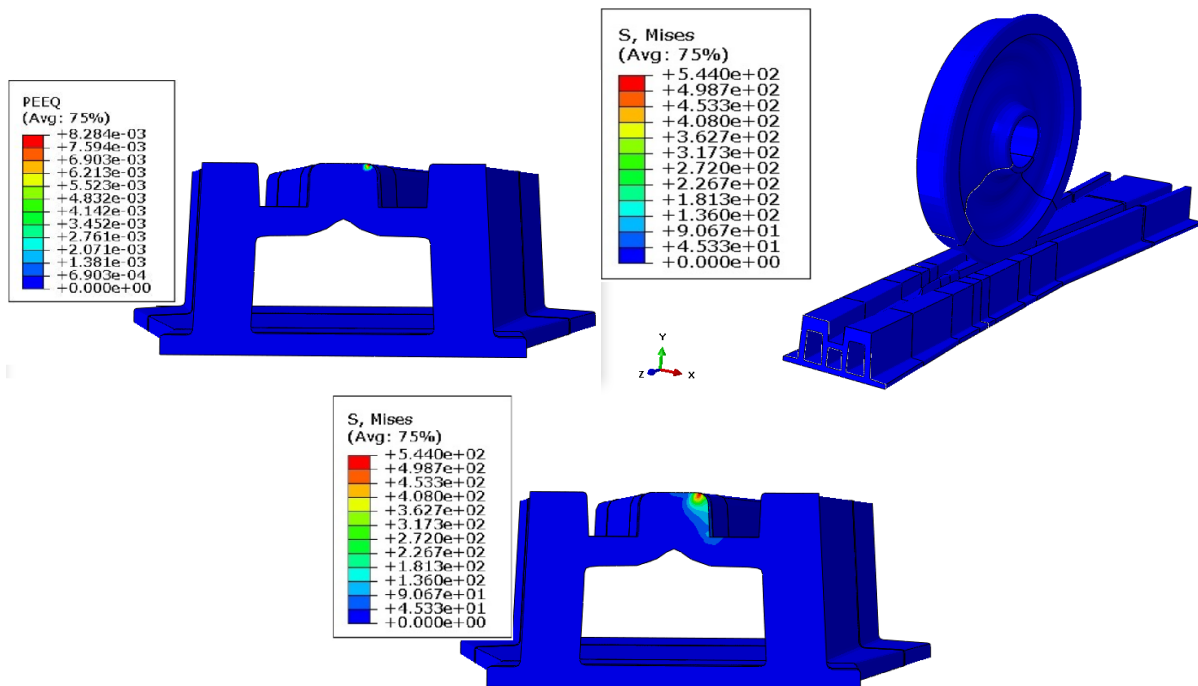
می‌توان انتظار داشت که در ناحیه قوس سوزن یو۶۰.سی و ۶۰ در ناحیه قوس سوزن یو۳۳ به ترتیب خرابی‌های سایش و خستگی تماسی غلطشی^۱ گسترده‌تری داشته باشند.

1 Rolling Contact Fatigue (RCF)



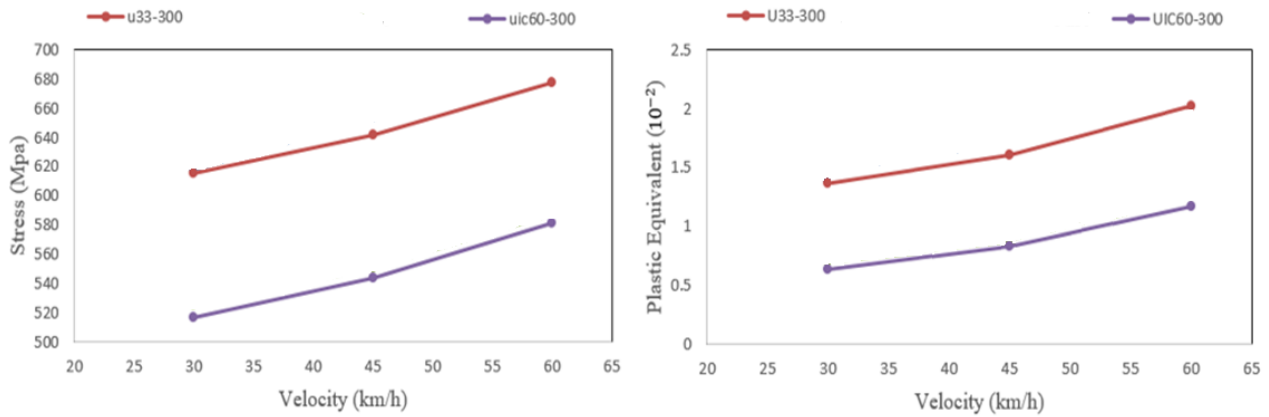
شکل ۱۵: بررسی پارامترهای مختلف در تیغه مرکزی سوزن در اثر عبور چرخ حمله برای دو پروفیل مختلف (الف: مقایسه خزش طولی ب) مقایسه نیروی جانبی ج) مقایسه انرژی سایش د) مقایسه نیروی قائم

Fig. 15: Investigation of different parameters at the crossing nose of the turnout at different profile, a) creepage b) lateral force c) frictional energy d) vertical force



شکل ۱۶: مقادیر تنش و کرنش پلاستیک در مقطع ۵۲۷ برای سوزن یو.آی.سی ۶۰ با شعاع قوس ۳۰۰ متر

Fig. 16: Stress and plastic strain at the 300 m radius curve turnout by UIC60 profile



شکل ۱۷: تأثیر سرعت بر ماکزیمم تنش و کرنش پلاستیک در سوزن‌های مختلف
Fig. 17: Velocity effect on the stress and plastic strain

نکته قابل توجه، تأثیر بیشتر شعاع قوس بر تنش و کرنش پلاستیک در سوزن‌های با پروفیل یو ۳۳ نسبت به پروفیل یو.آی.سی ۶۰ می‌باشد. در شرایط ۶۰ کیلومتر بر ساعت با مقدار تنش پروفیل یو ۳۳ با شعاع قوس ۱۹۰ متر، ۱۰٪ بیشتر از شعاع قوس ۳۰۰ متر می‌باشد. همچنین در شرایط یکسان با سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت و شعاع قوس ۳۰۰ متر مقدار تنش در پروفیل یو ۳۳، ۱۷٪ بیشتر از یو.آی.سی ۶۰ می‌باشد.

۴-۲- تأثیر بارمحوری بر میزان تنش در تیغه مرکزی سوزن

در این بخش تأثیر بارمحوری برای سه بارمحوری ۱۵، ۲۰، ۲۵ تن برای واگنی با سرعت ۴۵ کیلومتر بر ساعت و ضریب اصطکاک ۰/۲۵ نشان داده شده است.

همانطور که در شکل ۱۸ مشاهده می‌شود، برای سوزن‌های یو.آی.سی ۶۰ با شعاع قوس ۱۹۰ متر با افزایش ۶۷٪ بار مقدار تنش ۱۲/۵٪ و مقدار کرنش پلاستیک ۷۲٪ افزایش یافته است، این مقادیر برای شعاع قوس ۳۰۰ متر این نوع پروفیل نیز به همین صورت می‌باشد. در مورد سوزن‌های یو ۳۳ با افزایش ۶۷٪ بار مقدار تنش ۱۲٪ و مقدار کرنش پلاستیک ۸۰٪ افزایش یافته است. نکته قابل توجه تأثیر بیشتر شعاع قوس بر تنش و کرنش پلاستیک در سوزن‌های با پروفیل یو ۳۳ نسبت به پروفیل یو.آی.سی ۶۰ می‌باشد. در شرایط بارمحوری ۲۵ تن با مقدار تنش پروفیل یو ۳۳ با شعاع قوس ۱۹۰ متر، ۱۲٪ بیشتر از شعاع قوس ۳۰۰ متر می‌باشد. همچنین در شرایط یکسان با بارمحوری ۲۵ تن و شعاع قوس ۳۰۰ متر مقدار تنش در پروفیل یو ۳۳، ۱۶٪ به میزان ۱۶٪ بیشتر از یو.آی.سی ۶۰ می‌باشد.

نتایج انرژی سایش برای دو پروفیل، نشان‌دهنده مقادیر نسبتاً بالاتر پروفیل یو.آی.سی ۶۰ نسبت به یو ۳۳ است. می‌توان این‌گونه برداشت کرد که مشابه حالت قوس سوزن پروفیل یو.آی.سی ۶۰ سایش بالاتری نسبت به یو ۳۳ دارد.

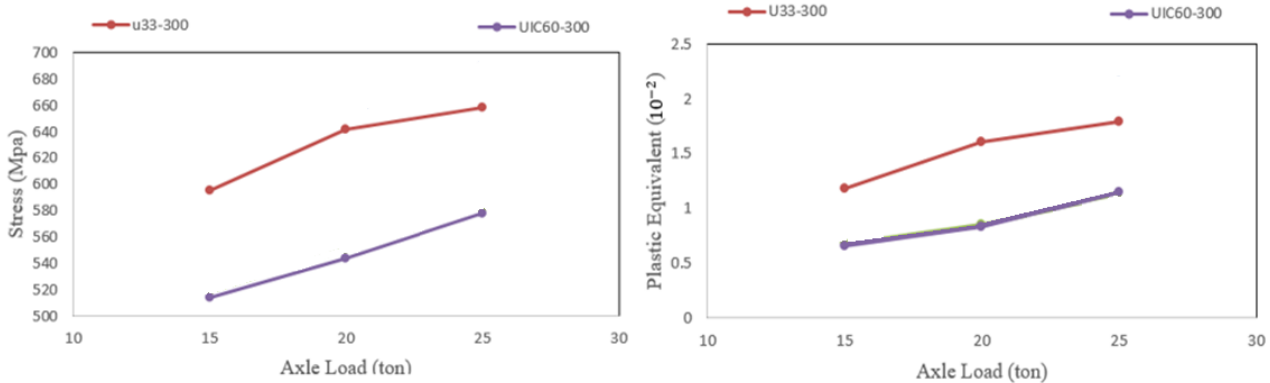
۴- نتایج شبیه‌سازی آبکوس

همان‌طور که دیده شد بحرانی‌ترین مقطع سوزن فاصله ۵۲۷ میلی‌متر از نوک تیغه مرکزی است. بنابراین نیروهای جانبی و قائم در حالت‌های مختلف سرعت، بارمحوری و ضریب اصطکاک بر این ناحیه وارد شده و نتایج تنش و کرنش حاصل از این بارگذاری استخراج گردیده است.

۴-۱- تأثیر سرعت بر میزان تنش و کرنش پلاستیک در تیغه مرکزی سوزن

در این بخش تأثیر سرعت برای سه سرعت ۳۰، ۴۵، ۶۰ کیلومتر بر ساعت برای واگنی با بارمحوری ۲۰ تن و ضریب اصطکاک ۰/۲۵ نشان داده شده است.

همانطور که در شکل ۱۷ مشاهده می‌شود، برای سوزن‌های یو.آی.سی ۶۰ با شعاع قوس ۱۹۰ متر با افزایش ۱۰۰٪ سرعت مقدار تنش ۱۲٪ و مقدار کرنش پلاستیک ۸۰٪ افزایش یافته است. این مقادیر برای شعاع ۳۰۰ متر این نوع پروفیل نیز به همین صورت می‌باشد. در مورد سوزن‌های یو ۳۳ با شعاع قوس ۱۹۰ متر با افزایش ۱۰۰٪ سرعت مقدار تنش ۱۱/۵٪ و مقدار کرنش پلاستیک ۸۰٪ افزایش یافته است.



شکل ۱۸: تأثیر بارمحوری بر ماکزیمم تنش و کرنش پلاستیک در سوزن‌های مختلف
Fig. 18: Axle load effect on the stress and plastic strain

۵- نتیجه‌گیری

نیروی جانبی با نیروی قائم رابطه مستقیم دارد، نیروی جانبی و خزش افزایش یافته لذا انرژی سایشی که وابسته به این دو پارامتر می‌باشد به میزان ۸۰٪ در قوس و ۸۶٪ تکه مرکزی افزایش یافته و در نتیجه سایش افزایش خواهد یافت.

با افزایش ۶۶٪ بارمحوری، نیروهای جانبی و قائم در قوس و تکه مرکزی افزایش یافت و ضریب اصطکاک ثابت نگه‌داشته شد لذا تنش و کرنش که وابسته به این سه پارامتر می‌باشد به ترتیب به میزان ۱۲٪ و ۷۵٪ افزایش یافت.

انرژی سایشی در شرایط یکسان بارمحوری ۲۰ تن، سرعت ۴۵ کیلومتر بر ساعت و ضریب اصطکاک ۰/۲۵ در پروفیل یو.آی.سی ۶۰ در قوس به میزان ۱۱٪ و در تکه مرکزی به میزان ۸٪ بیش‌تر از پروفیل یو ۳۳ بود لذا به ترتیب برای این دو پروفیل خرابی‌های سایش و خستگی غلظتی پیش‌بینی می‌گردد.

نیروی قائم در هر دو پروفیل در شرایط یکسان بارمحوری ۲۰ تن، سرعت ۴۵ کیلومتر بر ساعت و ضریب اصطکاک ۰/۲۵ تغییری نداشت و نیروی جانبی پروفیل یو.آی.سی ۶۰ به میزان ۳٪ در تکه مرکزی به میزان بیشتر از پروفیل یو ۳۳ بود، باین‌حال به علت تفاوت هندسه مقدار تنش و کرنش پلاستیک در پروفیل یو ۳۳ به ترتیب به میزان ۱۸٪ و ۹۴٪ بیش‌تر بود.

در پژوهش‌های بعدی می‌توان اثرات زیرکوبی بالاست زیر تکه مرکزی بر نیروی‌های وارده بر این مقطع، عبور ناوگان مختلف و فروانی هرکدام بر میزان انرژی سایش و نیروهای وارده، بررسی اثر عملیات حرارتی صورت پذیرفته روی تکه مرکزی بر میزان انرژی سایش بررسی شود و در کنار این‌ها تفاوت نتایج تماس با تئوری تماس بیضوی و غیر بیضوی را می‌توان در نظر گرفت و بررسی کرد.

در این پژوهش سایش و تغییر شکل پلاستیک تکه مرکزی ۲ تیپ سوزن یو.آی.سی ۶۰ و یو ۳۳ با دو شعاع قوس ۳۰۰ متر و ۱۹۰ متر بررسی شد. بدین منظور ابتدا هر ۴ نوع سوزن در نرم‌افزار یونیورسال مکانیزم مدل‌سازی شد، سپس سیر یک واگن باری لبه‌بلند با بوژی ۱۸-۱۰۰ روی هر یک از سوزن‌ها تحت شرایط مختلف بارمحوری، سرعت سیر و ضریب اصطکاک شبیه‌سازی و مقدار انرژی سایشی و نیروی قائم و مماسی وارد بر سوزن ناشی از عبور چرخ حمله استخراج گردید. سپس سوزن‌ها در نرم‌افزار کتیا به شکل دقیق مدل‌سازی هندسی شدند. در گام انتهایی مدل‌های سوزن وارد نرم‌افزار آباکوس شده و نیروهای استخراج‌شده از نرم‌افزار یونیورسال مکانیزم در مقاطع مختلف بر تکه مرکزی وارد گردید و مقطع بحرانی استخراج شد، سپس تأثیر پارامترهای مختلف بر میزان تنش و دفرمگی این ناحیه بررسی گردید.

با افزایش ۱۰۰٪ سرعت، با توجه به رابطه گریز مرکز نیروی جانبی افزایش یافته و خزش نیز به علت افزایش خزش جانبی افزایش یافت لذا انرژی سایشی که وابسته به این دو پارامتر می‌باشد به میزان ۹۰٪ در قوس و ۶۷٪ تکه مرکزی افزایش یافته و در نتیجه سایش افزایش خواهد یافت.

با افزایش ۱۰۰٪ سرعت، نیروهای جانبی افزایش یافته و به علت عدم وجود دور در سوزن، واگن همواره با کسری دور مواجه است که سبب افزایش مولفه نیروی قائم در قوس و تکه مرکزی می‌شود و ضریب اصطکاک ثابت نگه‌داشته شد لذا تنش و کرنش که وابسته به این سه پارامتر می‌باشد به ترتیب به میزان ۱۲٪ و ۸۰٪ افزایش یافت. با افزایش ۶۶٪ بارمحوری نیروی قائم افزایش یافته و از آنجا که

- [6] A.E. Blanco-Saura, J.L. Velarte-González, F. Ribes-Llario, J.I. Real-Herráiz, Study of the dynamic vehicle-track interaction in a railway turnout, *Multibody System Dynamics*, 43(1) (2018) 21-36.
- [7] Y. Ma, A.A. Mashal, V.L. Markine, Modelling and experimental validation of dynamic impact in 1: 9 railway crossing panel, *Tribology International*, 118 (2018) 208-226.
- [8] J. Xu, P. Wang, J. Wang, B. An, R. Chen, Numerical analysis of the effect of track parameters on the wear of turnout rails in high-speed railways, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 232(3) (2018) 709-721.
- [9] L. Xin, V. Markine, I. Shevtsov, Numerical analysis of the dynamic interaction between wheel set and turnout crossing using the explicit finite element method, *Vehicle System Dynamics*, 54(3) (2016) 301-327.
- [10] L. Xin, V. Markine, I. Shevtsov, Analysis of the effect of repair welding/grinding on the performance of railway crossings using field measurements and finite element modeling, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 232(3) (2018) 798-815.
- [11] P.K. Bhardwaj, S. Harsha, A. Gupta, S.C. Sharma, Analysis of the Effect of Rail Curving and Friction on Wear Using FEM.
- [12] J. Xu, P. Wang, L. Wang, R. Chen, Effects of profile wear on wheel-rail contact conditions and dynamic interaction of vehicle and turnout, *Advances in Mechanical Engineering*, 8(1) (2016) 1687814015623696.
- [13] L. Xin, V. Markine, I. Shevtsov, Numerical procedure for fatigue life prediction for railway turnout crossings using explicit finite element approach, *Wear*, 366 (2016) 167-179.
- [14] J.C. Nielsen, B.A. Pålsson, P.T. Torstensson, Switch panel design based on simulation of accumulated rail damage in a railway turnout, *Wear*, 366 (2016) 241-

فهرست علائم

علائم انگلیسی

H	مدول سخت‌شوندگی پلاستیک ایزوتروپیک (GPa)
C	مدوی سخت‌شوندگی جنبشی (GPa)
E	مدول الاستیسیته (GPa)
ν	ضریب پواسون
ρ	چگالی (kg/m^3)
α	بکاسترس
ε^p	نرخ کرنش پلاستیک
σ_y	تنش معادل
γ	پارامتر سخت‌شوندگی جنبشی
ε^p	تنش تسلیم اولیه (MPa)
σ_{y0}	

مراجع

- [1] A. Johansson, B. Pålsson, M. Ekh, J.C. Nielsen, M.K. Ander, J. Brouzoulis, E. Kassa, Simulation of wheel-rail contact and damage in switches & crossings, *Wear*, 271(1-2) (2011) 472-481.
- [2] M. Pletz, W. Daves, W. Yao, H. Ossberger, Rolling contact fatigue of three crossing nose materials—Multiscale FE approach, *Wear*, 314(1-2) (2014) 69-77.
- [3] S. Bruni, I. Anastasopoulos, S. Alfi, A. Van Leuven, G. Gazetas, Effects of train impacts on urban turnouts: modelling and validation through measurements, *Journal of Sound and Vibration*, 324(3-5) (2009) 666-689.
- [4] V. Markine, M. Steenbergen, I. Shevtsov, Combatting RCF on switch points by tuning elastic track properties, *Wear*, 271(1-2) (2011) 158-167.
- [5] J. Xiao, F. Zhang, L. Qian, Numerical simulation of stress and deformation in a railway crossing, *Engineering failure analysis*, 18(8) (2011) 2296-2304.

- and fatigue life prediction of Railway Crossing, International Conference on Contact Mechanics, CM2015, Colorado Springs, Colorado, USA
- [18] J. W. Ringsberg, "Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation," *Int. J. Fatigue*, vol. 23, no. 7, pp. 575–586, 2001.
- [19] M.R. Ghazavi, M. Taki, Dynamic simulations of the freight three-piece bogie motion in curve, *Vehicle System Dynamics*, 46(10) (2008) 955-973.
- 248.
- [15] G. I. Alarcón, N. Burgelman, J. M. Meza, A. Toro, and Z. Li, "The influence of rail lubrication on energy dissipation in the wheel/rail contact: a comparison of simulation results with field measurements," *Wear*, vol. 330, pp. 533–539, 2015.
- [16] Abaqus User Manual 2016
- [17] L.Xin, V.L. Markine, I.Y. Shevtsov, Numerical analysis of rolling contact fatigue crack Initition