

بررسی اثر افزایش سرعت بر روی شاخص راحتی سفر و عمر سیستم تعلیق واگن‌های اکسپرس

داوود یونسیان، استادیار، دانشکده مهندسی راه‌آهن، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران
حامد فرح‌پور، کارشناس ارشد مهندسی پزشکی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران
E-mail: Younesian@iust.ac.ir

چکیده

ناهمواری‌های سطح ریل یکی از تأثیرگذارترین پارامترها در کارآیی ناوگان ریلی و به‌ویژه نوع مسافری آن است. از طرف دیگر به دلیل ملاحظات اقتصادی و کاهش زمان سفر تقاضای افزایش سرعت در ناوگان ریلی همواره امری اجتناب‌ناپذیر می‌نماید. امکان‌سنجی برآوردن این تقاضا شامل فرآیندی جامع و دارای مراحل مختلفی از قبیل بررسی شرایط کیفیت خط، تأثیر سرعت بر روی عملکرد دینامیکی وسیله‌نقلیه ریلی و اندرکنش دینامیکی آن با خط، تأثیر سرعت بر روی پایداری وسیله‌نقلیه ریلی، ایمنی سفر، شرایط راحتی سفر، عمر ناوگان و ... است. در این مقاله هدف بررسی افزایش سرعت بر روی عملکرد دینامیکی یک واگن مسافری در هنگام سیر بر روی یک خط ناهموار است. به این منظور، رفتار دینامیکی یک واگن مسافری اکسپرس در هنگام عبور از روی یک خط ناهموار مورد بررسی قرار می‌گیرد. ناهمواری‌های سطح ریل برای چند کلاس مختلف خط با استفاده از داده‌های اتفاقی شبیه‌سازی می‌شود. با استفاده از تئوری ارتعاشات اتفاقی پاسخ دینامیکی واگن در سرعت‌های مختلف مورد محاسبه قرار می‌گیرد. دو شاخص دینامیکی یعنی میزان شاخص راحتی سفر اسپرلینگ و عمر خستگی فنرهای سیستم تعلیق در فضای فرکانس مورد تجزیه و تحلیل واقع می‌شوند. طی یک مطالعه پارامتریک تأثیر عوامل مختلف مانند کیفیت ریل، سرعت سیر، پارامترهای سیستم تعلیق، خروج از مرکز واگن و جرم فنربندی نشده بر شاخص‌های دینامیکی مورد نظر مورد بررسی قرار می‌گیرند.

واژه‌های کلیدی: واگن مسافری، عمر سیستم تعلیق، خستگی اتفاقی، راحتی سفر

۱. مقدمه

بی‌نظمی‌های سطح ریل از عوامل بسیار مهمی است که دینامیک حرکت قطار را تحت تأثیر قرار می‌دهد. این ناهمواری‌ها در حالت عمومی دارای ماهیتی تصادفی هستند و با توجه به این مفهوم از آنها با عنوان بی‌نظمی‌های سطح ریل یاد می‌شود. این بی‌نظمی‌ها به دلیل ارتعاشاتی که به واگن در حال حرکت بر روی ریل القا می‌کنند می‌توانند عمر آلات ناقله را با توجه به بارگذاری خستگی به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش دهند و یا شرایط راحتی سفر را تحت تأثیر خود قرار دهند. محاسبه شاخص‌های راحتی سفر در آلات ناقله ریلی به دو دسته تقسیم می‌شود:

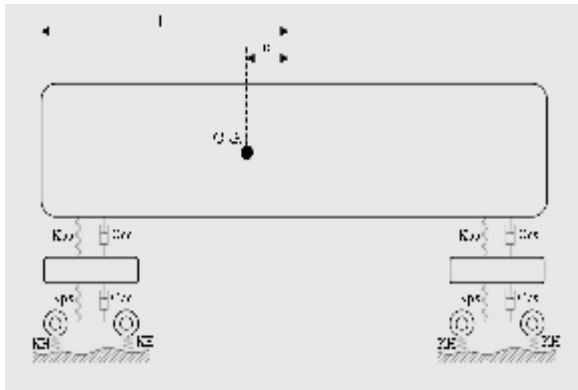
۱- بررسی بازه‌های زمانی که می‌تواند موجب خستگی مسافر شود. (مسافر احساس خستگی می‌کند). استانداردهای ایزو ISO [۴]، [۵] و [۶] بر این مبنا هستند.

۲- بررسی شاخص‌هایی که با توجه به شرایط سفر معیاری از سطح راحتی را سفر ارائه می‌کنند. استانداردهای UIC، CEN [۱] و [۱۱] و معیارهای مهندسی WZ (اسپرلینگ ایندکس) [۱]، [۳] و [۴] و شاخص حرکت در راه‌آهن انگلیس (British Railway Ride Index) [۳] از آن جمله‌اند.

استانداردهای UIC و CEN هر چند راحتی سفر را با توجه به حرکت در هر سه راستای عرضی و طولی و قائم محاسبه می‌کنند،

(Hertzian Contact Spring) مدل سازی شده و با KH نشان داده

شده است.



شکل ۱. مدل ۶ درجه آزادی واگن بر روی ریل

حرکت پایه در راستای قائم عامل تحریک سیستم است که حرکت قطار بر روی بی نظمی ها را شبیه سازی می کند.

با توجه به حل معادلات در فضای فرکانسی و با توجه به تفکیک ناپذیر بودن معادلات از تکنیک زیر در محاسبه ماتریس دینامیک سیستم استفاده شده است [۱۲]:

$$H(\omega) = [-\omega^2 [M] + i[C]\omega + [K]]^{-1} \quad (2)$$

استفاده از این تکنیک هر چند حجم محاسبات را افزایش می دهد، ولی برای حل معادلات تفکیک ناپذیر در فضای فرکانسی گریز ناپذیر است. با توجه به ماتریس پاسخ فرکانسی به دست آمده و با توجه به معادله زیر می توان ماتریس پاسخ طیفی سیستم را محاسبه کرد [۱۲]:

$$S_{xx}(\omega) = H(\omega) S_{ff}(\omega) H^T(\omega) \quad (3)$$

که در معادله فوق S_{ff} ماتریس طیفی نیروهای وارد به سیستم است. در این ماتریس عناصر قطر اصلی، چگالی طیفی خود ارتباطی (Auto Spectral Density) برای هر نیرو و درایه ی غیر اصلی \dot{f}_i در این ماتریس چگالی طیفی دگر ارتباطی (Cross Spectral Density) مابین نیروهای i و j است. با توجه به یکنواخت بودن فرآیند اتفاقی و عدم ارتباط ما بین بسیاری از ترم های نیرویی در ماتریس مذکور و همچنین یکسان بودن ورودی های سیستم در زیر چرخ جلو و چرخ عقب می توان نوشت:

$$S_{ff} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & KH^2 S_y & KH^2 S_y \\ 0 & 0 & 0 & 0 & KH^2 S_y & KH^2 S_y \end{bmatrix} \quad (4)$$

قابلیت محاسبه راحتی سفر در هر راستا را به صورت جداگانه دارند ولی معیار مهندس WZ (اسپرلینگ ایندکس) راحتی سفر را در راستاهای قائم و عرضی به صورت جداگانه محاسبه می کند [۴].

در این مقاله تابع تراکم چگالی طیفی (Power Spectral Density) سطح اتفاقی ریل با توجه به کلاس بندی سطوح ریل های آمریکا [۱] و [۳] در محاسبات استفاده شده است. واگن با یک مدل، ۶ درجه آزادی شبیه سازی شده است و کلیه معادلات با استفاده از تئوری ارتعاشات اتفاقی در فضای فرکانسی حل شده اند [۲] و [۱۲]. برای تحلیل عمر فنرها از تئوری خستگی اتفاقی رایلی (Rayleigh) در فضای فرکانسی بهره گرفته شده است. دو شاخص دینامیکی مهم یعنی میزان شاخص راحتی سفر اسپرلینگ و عمر خستگی فنرهای سیستم تعلیق در فضای فرکانس مورد تجزیه و تحلیل واقع می شود. طی یک مطالعه پارامتریک تأثیر عوامل مختلف مانند کیفیت ریل، سرعت سیر، پارامترهای سیستم تعلیق، خروج از مرکز واگن و جرم فنربندی نشده بر شاخص های دینامیکی مورد نظر مورد بررسی قرار می گیرند. نتایج در قالب نمودارهای تغییرات شاخص های دینامیکی بر حسب سرعت سیر و برای کلاس های مختلف ریل ارائه می شود.

۲. مدل سازی

در این بخش یک واگن مسافری با یک مدل ۶ درجه آزادی که در اثر بی نظمی های سطح ریل تحریک شده شبیه سازی می شود (شکل ۱). معادلات حرکت این سیستم به صورت زیر است:

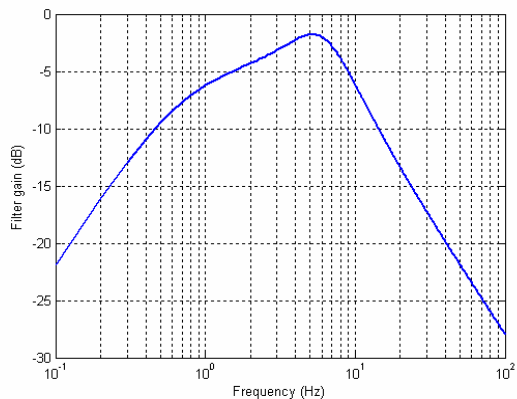
$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (1)$$

که $\{F\}$ بردار نیروهای خارجی وارد به سیستم، $[M]$ ماتریس جرمی، $[C]$ ماتریس میرایی، $[K]$ ماتریس سختی و $\{x\}$ بردار جابجایی نقاط در مختصات اصلی است. در این مدل بدنه واگن دارای دو درجه آزادی است یکی در راستای قائم (z) و دیگری دوران حول محور عرضی بدنه واگن (Pitch). سیستم تعلیق ثانویه در زیر واگن به ترتیب با K_{ss} و C_{ss} نشان داده شده است. در زیر بوژی (truck) سیستم تعلیق اولیه با K_{ps} و C_{ps} مشخص شده است. مجموعه چرخ و محور برای هر بوژی با یک جرم یک درجه آزادی در راستای قائم شبیه سازی شده است و حرکت حول محور عرضی (Pitch) برای بوژی صرف نظر شده است. تماس چرخ و ریل با فنر خطی هر ترم

متوسط وزن داده شده و شاخص راحتی سفر را می توان با رابطه زیر محاسبه کرد.

$$Comfort\ Index = 4.42 (a^{WRMS})^{0.3} \quad (9)$$

شکل ۲. دیاگرام بود (Bode) فیلتر استفاده شده برای وزن دادن شتاب در فضای فرکانسی را نشان می دهد.



شکل ۲. دیاگرام بود (Bode) فیلتر استفاده شده برای وزن دادن شتاب در فضای فرکانسی

به منظور محاسبه عمر فتر چنان که پیش از این ذکر شد از تئوری خستگی اتفاقی ریلی [۱۲] استفاده می شود. برای محاسبه عمر فتر با توجه به روش ریلی از دو معادله زیر استفاده می شود [۱۲]:

$$E(\Delta D) = n^{-1} (2)^{3m/2} \lambda_0^{m/2} \Gamma\left(1 + \frac{m}{2}\right) \left(1 - \left(\frac{\mu_X}{x_u}\right)^2\right)^{-m} \quad (10)$$

$$E(T) = \frac{2\pi}{E(\Delta D)} \sqrt{\frac{\lambda_0}{\lambda_2}} \quad (11)$$

در معادلات فوق $E(\Delta D)$ مقدار متوسط افزایش خرابی (Increment Damage)، n, m ثابت موجود در معادله مربوط به منحنی S-N جدول، $\Gamma(\cdot)$ تابع گاما، μ_X مقدار متوسط تنش های اتفاقی است و x_u بیابانگر استحکام کششی است. مقادیر λ_0, λ_2 از دو معادله زیر محاسبه می شود:

$$\lambda_0 = \int_{-\infty}^{+\infty} \tau_a(\omega) d\omega \quad (12)$$

$$\lambda_2 = \int_{-\infty}^{+\infty} \omega^2 \tau_a(\omega) d\omega \quad (13)$$

خصوصیات فترهای موجود در سیستم تعلیق در جدول (۲) آورده شده است.

همچنین به منظور برآورد کردن بی نظمی های تصادفی سطح ریل از تابع زیر استفاده شده است که برای کلاس بندی ریل های مختلف در آمریکا ارائه شده است ([۱] و [۳]):

$$S(\Omega) = \frac{A\Omega_2^2}{(\Omega^2 + \Omega_1^2)(\Omega^2 + \Omega_2^2)} \quad (5)$$

جدول ۱. پارامترهای مدل PSD برای کلاس های مختلف ریل

کلاس ریل	۴	۵	۶
A (m)	2.39X10-5	9.35X10-6	1.5X10-6
Ω_1 (rad/m)	2.06X10-2	2.06X10-2	2.06X10-2
Ω_2 (rad/m)	0.825	0.825	0.825

که ضرایب آن با توجه به کلاس ریل در جدول (۱) آمده است. مقدار $\Omega = \frac{2\pi \times \omega}{v}$ و همچنین مقدار جابجایی پایه از معادله زیر به دست می آید:

$$S_y(\omega) = \frac{S(\Omega)}{v} \quad (6)$$

به منظور محاسبه شاخص راحتی سفر در هر نقطه از واگن باید مجذور متوسط شتاب آن نقطه را در راستای قائم محاسبه کرد. با توجه به محاسبه طیف (PSD) جابجایی هر نقطه و رابطه زیر می توان مجذور متوسط شتاب آن نقطه را به دست آورد:

$$E[\ddot{x}_i^2] = \int_{-\infty}^{+\infty} \omega^4 S_{xx}^{ii}(\omega) d\omega \quad (7)$$

همچنین برای محاسبه مجذور متوسط شتاب در نقاطی که شتاب در راستای قائم حاصل از جابجایی واگن در راستای قائم و همچنین دوران واگن است، باید از روش جمع آثار برای محاسبه طیف جابجایی آن نقطه بهره برد. البته در اینجا به منظور محاسبه راحتی سفر ابتدا باید طیف شتاب را با توجه به فیلتر ارائه شده در رابطه زیر:

$$H(f) = 0.588 \left[\frac{1.911 f^2 + (0.25 f^2)^2}{(1 - (0.277 f^2)^2)^2 + (1.563 f - (0.0368 f^3))^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

فیلتر و سپس ریشه مجذور متوسط شتاب وزن داده شده را با توجه به معادله ۷ محاسبه کرد. در نهایت با توجه به مجذور

جدول ۲. خصوصیات فنرهای موجود در سیستم تعلیق

نوع فنر	قطر متوسط فنر (mm)	قطر میله فنر (mm)	ارتفاع فنر (mm)	ضریب سختی فنر (kN/m)	استحکام کششی (MPa)	حد دوام فنر (MPa)	ثابت n	ثابت m
فنر اصلی در تعلیق ثانویه	۲۰۱	۳۳	۴۸۵	۲۰۷/۴	۱۵۲۰	۴۶۵	۱۰۳۳/۵۳	۱۰/۱۷
فنر اصلی در تعلیق اولیه	۱۶۱	۲۶	۲۵۲	۲۷۳/۹۷	۱۵۲۰	۴۶۵	۱۰۳۳/۵۳	۱۰/۱۷
فنر بچه در تعلیق ثانویه	۱۳۶	۲۰	۴۹۰	۵۵	۱۵۲۰	۴۶۵	۱۰۳۳/۵۳	۱۰/۱۷
فنر بچه در تعلیق اولیه	۱۰۴	۱۶	۲۷۴	۷۷/۵۲	۱۵۲۰	۴۶۵	۱۰۳۳/۵۳	۱۰/۱۷

همچنین به منظور محاسبه مقدار نیروی وارد به فنرها در سیستم تعلیق ثانویه می توان از رابطه زیر برای جلو واگن:

$$F_{spring} = K_{spring} (x_B + (l + e)\theta - x_T) \quad (19)$$

و همچنین برای عقب واگن:

$$F_{spring} = K_{spring} (x_B - (l - e)\theta - x_T) \quad (20)$$

بهره برد. طیف فرکانسی نیرو بر مبنای معادلات فوق به ترتیب زیر استخراج می شود:

$$S_{sf}(\omega) = K_{spring}^2 [S_{xx}^{ii}(\omega) - S_{xx}^{jj}(\omega) - S_{xx}^{ji}(\omega) + S_{xx}^{jj}(\omega) + (l + e)(S_{xx}^{ik}(\omega) + S_{xx}^{ki}(\omega) - S_{xx}^{jk}(\omega) - S_{xx}^{kj}(\omega)) + (l + e)^2 S_{xx}^{kk}(\omega)] \quad (22)$$

$$S_{sf}(\omega) = K_{spring}^2 [S_{xx}^{ii}(\omega) - S_{xx}^{jj}(\omega) - S_{xx}^{ji}(\omega) + S_{xx}^{jj}(\omega) - (l - e)(S_{xx}^{ik}(\omega) + S_{xx}^{ki}(\omega) - S_{xx}^{jk}(\omega) - S_{xx}^{kj}(\omega)) + (l - e)^2 S_{xx}^{kk}(\omega)]$$

در این روابط به ترتیب x_B جابجایی واگن در راستای قائم، l فاصله بین مرکز واگن تا مرکز بوژی، e مقدار خروج از مرکز واگن و θ دوران Pitch است. همچنین درایه l بیانگر درجه آزادی قائم بدنه واگن، J بیانگر درجه آزادی بوژی عقب / جلو واگن و K بیانگر درجه آزادی دورانی واگن است. همچنین مقدار KH ضریب سختی تماس (Contact) در این محاسبات برابر با 1.6×10^9 در نظر گرفته شده است [۸].

۳. تحلیل نتایج شبیه سازی

در این مقاله، به منظور حل دستگاه در فضای فرکانسی از نرم افزار MATLAB استفاده شده است. واگن و بوژی مورد مطالعه به ترتیب واگن اکسپرس ساخت آلمان و بوژی MD36 است. داده های این واگن در جدول (۳) آمده است. همان گونه که در بالا نیز

طیف تنش با توجه به رابطه زیر به طیف نیروی سر فنر مربوط می شود [۲] و [۱۳]:

$$\tau_a(\omega) = \left(K_B \frac{8D}{\pi d^3} \right)^2 S_{sf}(\omega) \quad (14)$$

در معادله فوق D, d به ترتیب قطر میله فنر و قطر متوسط فنر، PSD، $S_{sf}(\omega)$ نیروی سر فنر و K_B ضریب برگشتناک است که مقدار آن از رابطه زیر به دست می آید:

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} \quad (15)$$

C شاخص فنر (Spring Index) برابر با $\frac{D}{d}$ است. اطلاعات مربوط به انواع فنر در جدول (۲) آمده است.

مقدار متوسط تنش ها یعنی μ_X با استفاده از روابط زیر به دست می آید:

$$\mu_X = \tau_m = \left(K_B \frac{8D}{\pi d^3} \right) F_{spring} \quad (16)$$

F_{spring} مقدار نیروی استاتیکی در اثر وزن واگن و بوژی ها در سر فنرهای موجود در سیستم تعلیق اولیه و ثانویه است. آنچه در محاسبات فوق مهم به نظر می آید محاسبه PSD نیروی سر فنر است. برای محاسبه این مقدار در سیستم تعلیق اولیه می توان از رابطه زیر استفاده کرد:

$$F_{spring} = K_{spring} (x_i - x_j) \quad (17)$$

و با حل پاسخ فرکانسی معادله فوق می توان طیف نیرو را از معادله زیر به دست آورد 0:

$$S_{sf}(\omega) = K_{spring}^2 (S_{xx}^{ii}(\omega) - S_{xx}^{jj}(\omega) - S_{xx}^{ji}(\omega) + S_{xx}^{jj}(\omega)) \quad (18)$$

در معادله فوق S_{xx}^{ij} بیانگر عضو ij در ماتریس است.

جدول ۴. میزان راحتی مسافر با توجه به عدد به دست آمده در معادله ۱۰

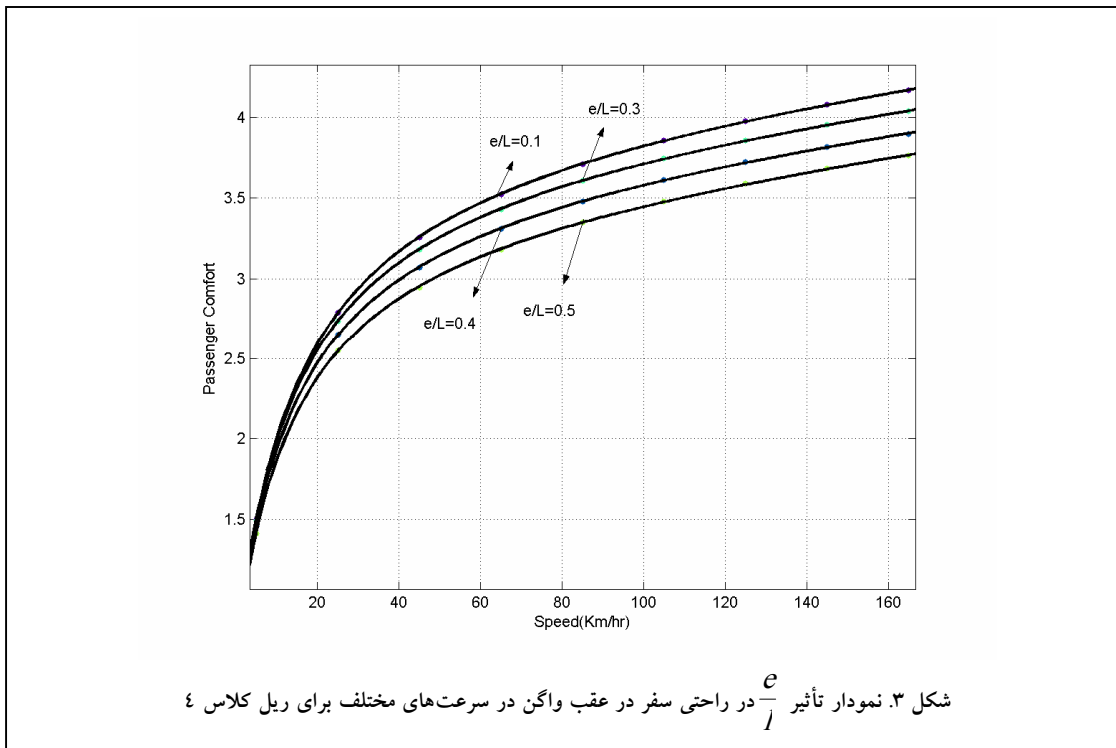
توضیح راحتی مسافر	شاخص راحتی مسافر
تکانها فقط قابل توجه	۱
تکانها واضح	۲
تکانها شدیدتر اما هنوز ناراحت کننده نیست	۲/۵
تکانها بی نظم	۳
تکانها بسیار بی نظم، ناراحت کننده	۳/۲۵
تکانها بسیار ناراحت کننده	۳/۵
تکانها بسیار ناراحت کننده و می تواند موجب آسیب شود	۴

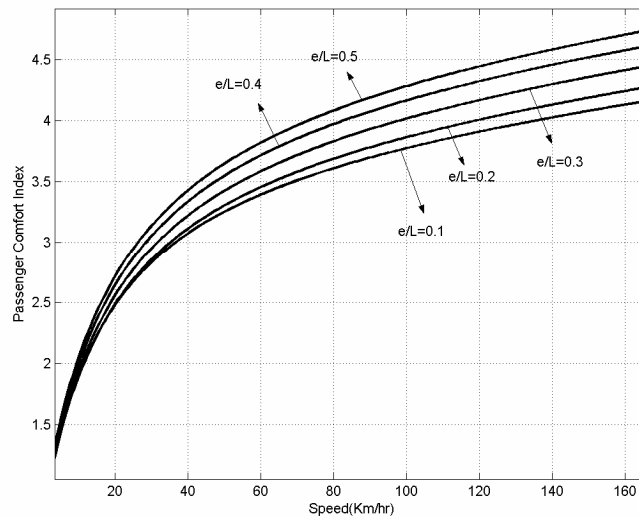
محاسبات نشان داد در نسبت ۰/۱ راحتی سفر در عقب، جلو و وسط واگن تقریباً یکی است. با توجه به این مسئله از این نسبت در بررسی های بعدی استفاده شده است.

اشاره شد، راحتی سفر بر مبنای معیار Wz به دست آمده است که توصیف فیزیکی اعداد این شاخص در جدول ۴ آمده است. شکل ۳ تا ۵ نمودارهای تغییرات راحتی سفر بر حسب سرعت را با توجه به تأثیر نسبت خروج از مرکز واگن به فاصله ی مرکز هندسی واگن تا مرکز هندسی بوژی $\frac{e}{l}$ ؛ در عقب، جلو و وسط واگن نشان می دهد. همان گونه که در نمودارها مشاهده می شود راحتی سفر در عقب و وسط واگن با افزایش این نسبت بهبود می یابد هر چند در جلو این نتایج عکس است.

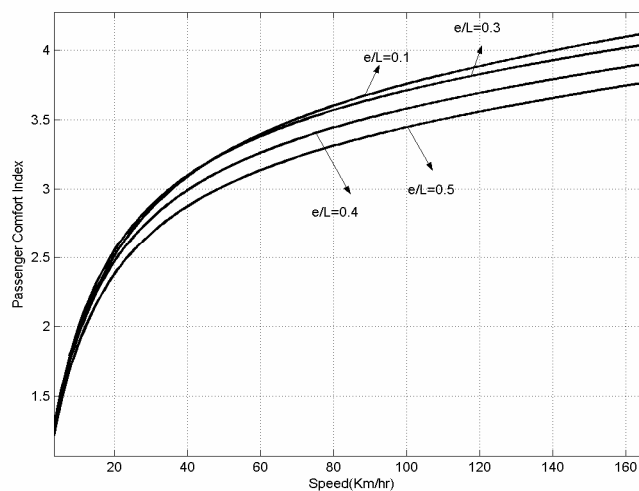
جدول ۳. ویژگی های بوژی MD36 و واگن که در مدل استفاده شده است.

متغیر	مقدار	توضیحات
KPS	2811.92 KN/m	ضریب سختی سیستم تعلیق اولیه
CPS	120KNs/m	ضریب دمپینگ سیستم تعلیق اولیه
KSS	1049.6 KN/m	ضریب سختی سیستم تعلیق ثانویه
CSS	53.33KNs/m	ضریب دمپینگ سیستم تعلیق ثانویه
MBD	49.5t	جرم بدنه واگن + مسافر
IBD	2671.875 t-m2	ممان اینرسی بدنه واگن
MBG	1.2t	جرم بوژی
MW	2.36t	جرم چرخ و محور





شکل ۴. نمودار تأثیر $\frac{e}{l}$ در راحتی سفر در جلو واگن در سرعت‌های مختلف برای ریل کلاس ۴



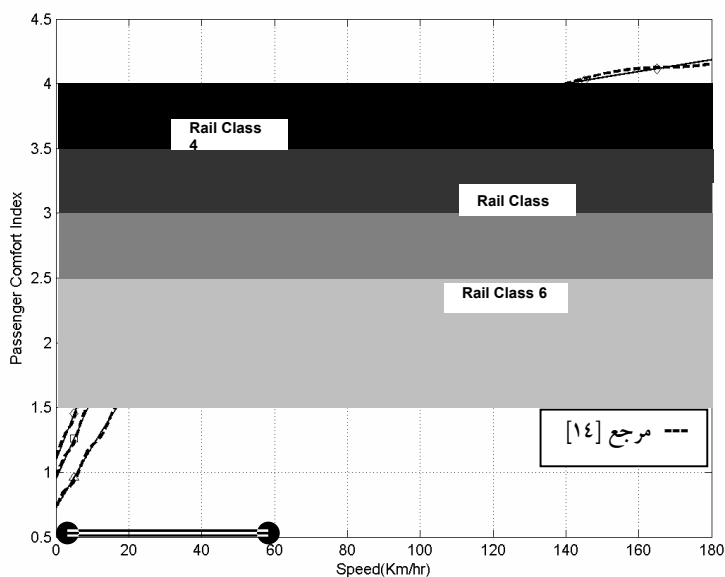
شکل ۵. نمودار تأثیر $\frac{e}{l}$ در راحتی سفر در وسط واگن در سرعت‌های مختلف برای ریل کلاس ۴

همان‌گونه که نمودارها نشان می‌دهند شیب منحنی راحتی سفر در سرعت‌های بالا ثابت می‌ماند و مستقل از کلاس ریل است. از جمله نکات قابل توجه در این نمودار آنست که به طور مشابه در محدوده سرعت‌های کمتر از ۶۰ کیلومتر بر ساعت شاخص راحتی سفر به شدت با افزایش سرعت افزایش می‌یابد. همچنین ملاحظه می‌شود که اثر کیفیت خط بر روی شاخص راحتی سفر در سرعت‌های بالاتر از ۶۰ کیلومتر بر ساعت به مراتب بیشتر از سرعت‌های پایین‌تر از آن است. نوارهای افقی

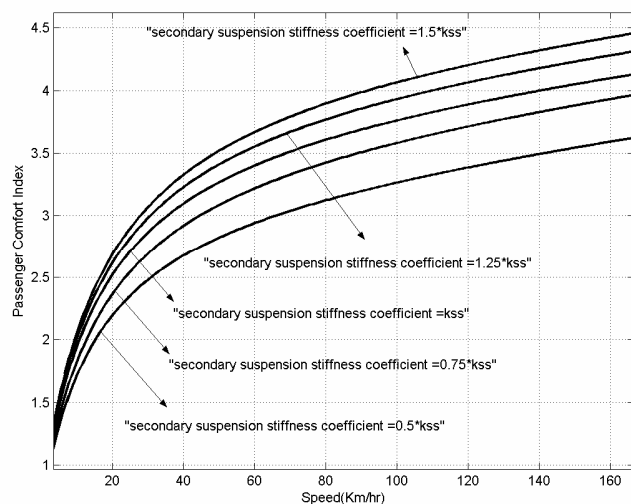
نکته قابل توجه در نمودارهای فوق آنست که در محدوده سرعت‌های کمتر از ۶۰ کیلومتر بر ساعت شاخص راحتی سفر با گرادیان شدیدی نسبت به تغییرات سرعت افزایش می‌یابد. به عبارت دیگر در این محدوده سرعت سیر، شاخص راحتی سفر به میزان قابل توجهی تحت تأثیر سرعت قطار است. شکل ۶ تغییرات راحتی سفر نسبت به سرعت سیر را با توجه به کلاس‌های مختلف ریل را نمایش می‌دهد. ریلی که از کیفیت بالاتری برخوردار است راحتی سفر را بهتر تأمین می‌کند. همچنین

در شکل ۷ تأثیر ضریب سختی سیستم تعلیق ثانویه را بر شاخص راحتی نشان می دهد. افزایش ضریب سختی باعث افزایش صلبیت سیستم تعلیق می شود و به این ترتیب در کاهش میزان راحتی سفر تأثیر می گذارد. همچنین شکل ۸ تأثیر ضریب سختی سیستم تعلیق اولیه در شاخص راحتی سفر را نشان می دهد.

با توجه به شرایط فیزیکی تعریف شده در جدول (۴) بیانگر وضعیت راحتی سفراند. خطوط خط چین نشانده نتایج به دست آمده در مرجع [۱۴] است که محاسبات در آن به صورت عددی صورت گرفته است. همانگونه که مشاهده می شود نتایج حاصل از روش تحلیلی ارائه شده در این مقاله با نتایج عددی به دست آمده از تحقیق فوق از تطابق بسیار خوبی برخوردار است.

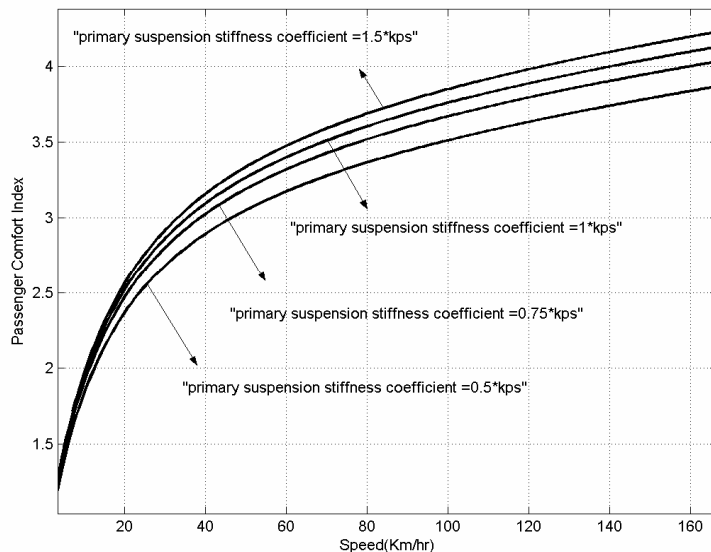


شکل ۶. نمودار تأثیر کلاس ریل در راحتی سفر در $\frac{e}{l} = 0.1$ و در وسط واگن



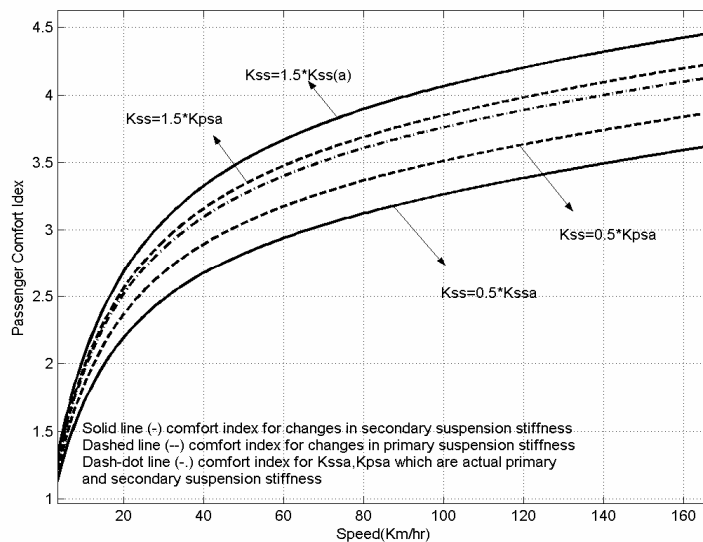
شکل ۷. بررسی پارامتری ضریب سختی سیستم تعلیق ثانویه در راحتی سفر در سرعت های مختلف در

وسط واگن برای نسبت $\frac{e}{l} = 0.1$ و برای کلاس ۴ ریل



شکل ۸. بررسی پارامتری ضریب سختی سیستم تعلیق اولیه در راحتی سفر در سرعت‌های مختلف در

وسط واگن برای نسبت $\frac{e}{l} = 0.1$ و برای کلاس ۴ ریل



شکل ۹. مقایسه میزان تأثیر ضریب سختی سیستم تعلیق اولیه با تأثیر سیستم تعلیق ثانویه در راحتی سفر در سرعت‌های مختلف در وسط واگن

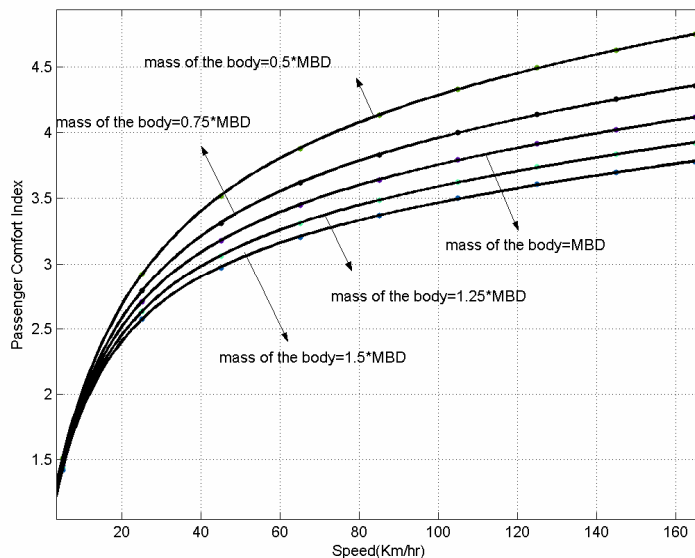
در نسبت $\frac{e}{l} = 0.1$ برای ریل کلاس ۴

ارتعاشات منتقله به مسافر خواهد داشت. شکل ۹ نمودارهایی را نشان می‌دهد که در آن به راحتی می‌توان تأثیر سیستم تعلیق اولیه و ثانویه را بر روی شاخص راحتی سفر مشاهده کرد. همان‌گونه که ذکر شد سیستم تعلیق ثانویه تأثیر بیشتری در افزایش و یا کاهش راحتی سفر دارد.

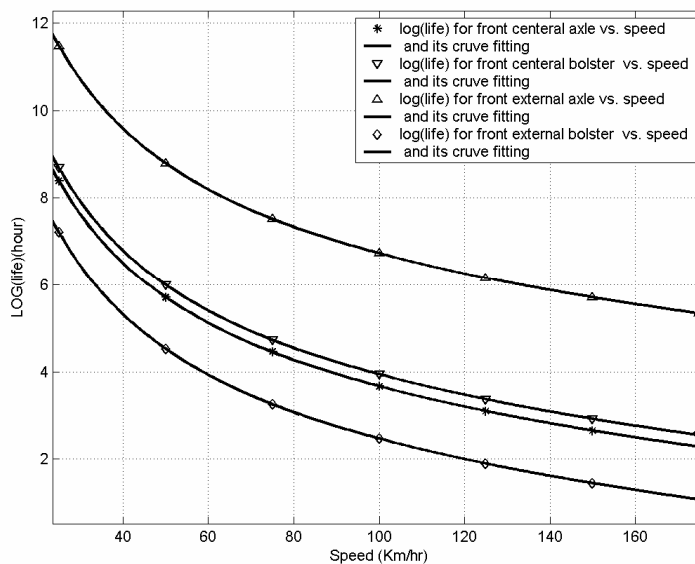
افزایش ضریب سختی در اینجا نیز باعث افزایش صلبیت سیستم تعلیق می‌شود و به این نحو در کاهش راحتی سفر تأثیر می‌گذارد. همان‌طور که از این دو شکل ملاحظه می‌شود افزایش سختی سیستم تعلیق ثانویه نسبت به افزایش سختی سیستم تعلیق اولیه تأثیر بیشتری بر افزایش شاخص راحتی سفر و در نتیجه افزایش

ناشی از جرم کم آن نسبت به جرم واگن باشد. در شکل ۱۰ نمودارهای تأثیر جرم واگن در راحتی سفر نشان داده شده است. همان گونه نشان داده شده است که افزایش جرم واگن باعث بهبود راحتی سفر می‌شود و کاهش آن را حتی سفر را کاهش می‌دهد.

بررسی‌های پارامتری نشان داد جرم چرخ و محور تأثیر چندانی در کاهش و یا افزایش راحتی سفر ندارد. این مسئله با توجه به اینکه فنر Contact از نوع فنرهای صلب است منطقی به نظر می‌رسد. همچنین افزایش و یا کاهش جرم قاب بوزی تأثیر چندانی در راحتی سفر ندارد، هرچند کاهش آن باعث بهبود



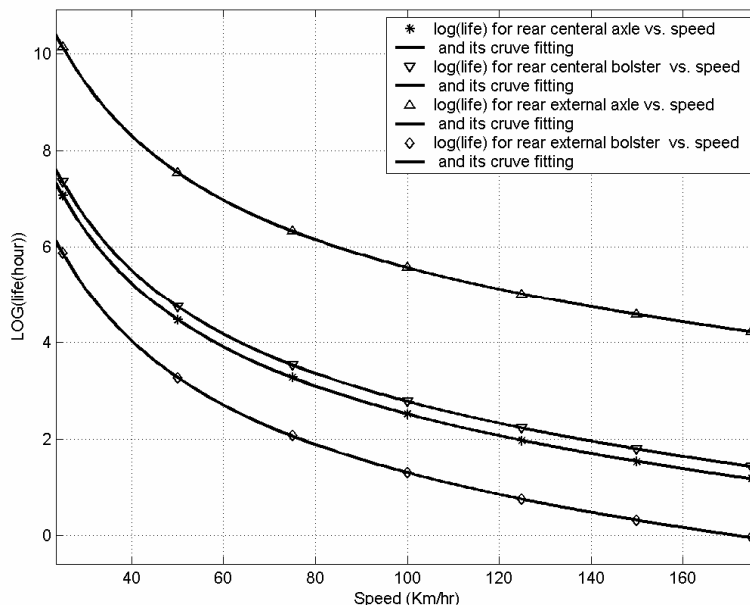
شکل ۱۰. نمودار مقابل تأثیر جرم واگن را در راحتی سفر در نسبت $\frac{e}{l} = 0.1$ در وسط واگن در کلاس ریل ۴ نسبت به سرعت نشان می‌دهد.



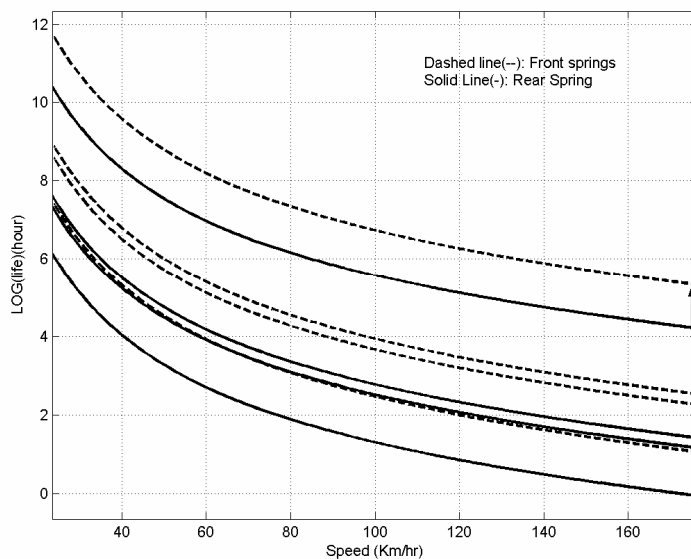
شکل ۱۱. نمودار عمر فترهای جلو واگن در سرعت‌های مختلف برای نسبت $\frac{e}{l} = 0.1$ و ریل کلاس ۴

همچنین فنرهای مرکزی (فنر بیچه) محور (سیستم تعلیق اولیه) و بولستر (سیستم تعلیق ثانویه) دارای وضعیت مناسبی نیستند. اما فنرهای خارجی بولستر از این نظر دارای بهترین شرایط هستند. این نتایج تطابق بسیار مناسبی با مشاهدات صورت گرفته در تعمیرگاههای تعمیرات واگنهای مسافری دارد.

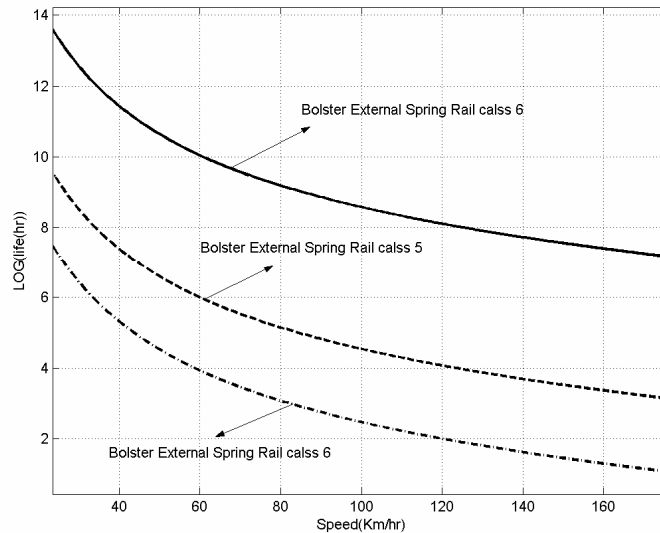
همچنین در این مقاله به منظور بررسی عمر فنر همان گونه که گفته شد از تئوری رایلی در محاسبات استفاده شده است. با توجه به این تئوری عمر فنرها بر حسب تعداد سیکل محاسبه شده اند. به منظور به دست آوردن مقدار عمر فنر بر حسب ساعت، فرکانس غالب نوسانات در نظر گرفته شده است.



شکل ۱۲. نمودار عمر فنرهای عقب واگن در سرعت های مختلف برای نسبت $\frac{e}{l} = 0.1$ و ریل کلاس ۴



شکل ۱۳. نمودار عمر فنرهای جلو و عقب در مقایسه با یکدیگر در سرعت های مختلف برای $\frac{e}{l} = 0.1$ و ریل کلاس ۴



شکل ۱۴. نمودار عمر فتر برای فتر خارجی بولستر در جلو واگن در سرعت‌های مختلف برای کلاس ریل‌های مختلف

۱- میزان راحتی سفر در عقب و وسط واگن با افزایش نسبت خروج از مرکز بهبود می‌یابد هر چند در قسمت جلو واگن عکس این نتیجه صادق است.

۲- در محدوده سرعت‌های کمتر از ۶۰ کیلومتر بر ساعت شاخص راحتی سفر با گرادیان شدیدی نسبت به تغییرات سرعت افزایش می‌یابد. به عبارت دیگر در این محدوده سرعت سیر، شاخص راحتی سفر به میزان قابل توجهی تحت تأثیر سرعت قطار است و تغییرات آن نسبت به سرعت سیر، غیر خطی است.

۳- شیب منحنی راحتی سفر در سرعت‌های بالا ثابت می‌ماند و مستقل از کلاس ریل است. به عبارت دیگر مستقل از کلاس ریل در سرعت‌های بالا شاخص راحتی سفر به صورت خطی با افزایش سرعت افزایش می‌یابد.

۴- اثر کیفیت خط بر روی شاخص راحتی سفر در سرعت‌های بالاتر از ۶۰ کیلومتر بر ساعت به مراتب بیشتر از سرعت‌های پایین‌تر از آن است. به عبارت دیگر در سرعت‌های پایین شاخص راحتی سفر بیشتر متأثر از سرعت قطار و در سرعت‌های بالا بیشتر متأثر از کیفیت خط است.

۵- جرم چرخ و محور تأثیر چندانی در کاهش و یا افزایش راحتی سفر ندارد، ولی افزایش جرم بدنه با کاهش شاخص راحتی سفر همراه است.

شکل ۱۳ عمر فترهای جلو و عقب واگن را در کلاس ریل ۴ را با یکدیگر مقایسه می‌کند. بررسی نتایج نشان داد که کیفیت سطح ریل در افزایش عمر فتر تأثیر بسیار قابل ملاحظه‌ای دارد. شکل ۱۴ تأثیر کلاس ریل را در افزایش عمر فتر بالستر جلو واگن نشان می‌دهد.

۵. نتیجه‌گیری

در این مقاله رفتار دینامیکی یک واگن مسافری در هنگام عبور از روی یک خط ناهموار مورد بررسی قرار گرفت. ناهمواری‌های سطح ریل برای چند کلاس مختلف خط با استفاده از داده‌های اتفاقی شبیه‌سازی شد. با استفاده از تئوری ارتعاشات اتفاقی پاسخ دینامیکی واگن در سرعت‌های مختلف مورد محاسبه قرار گرفت. دو شاخص دینامیکی یعنی میزان اندیس راحتی سفر اسپرلینگ و عمر خستگی فترهای سیستم تعلیق در فضای فرکانس مورد تجزیه و تحلیل واقع شد. در طی یک مطالعه پارامتریک تأثیر عوامل مختلف مانند کیفیت ریل، سرعت سیر، پارامترهای سیستم تعلیق، خروج از مرکز واگن و جرم فتر بندی نشده بر شاخص‌های دینامیکی مورد نظر مورد بررسی قرار گرفت. نتایج شبیه‌سازی عددی را می‌توان به صورت زیر برشمرد:

vibrations – part 4: Guidelines for evaluation of the effect of vibration and rotational motion on passenger and crew comfort of fixed guideway transport systems", Revised Draft, January.

7. Anderson, E., Berg, M. (1996/97) "Rail vehicle dynamic", Division of Railway Technology, Department of Vehicle Engineering, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm.

8. Esveld, C. (1989) "Modern railway track", ISBN-90-800324-1-7 Germany.

9. Förstberg, J. (1998) "Motion-related comfort level in trains" Division of Railway Technology, Department of Vehicle Engineering, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm.

10. ORE C116/RP8 (1997) "Method of assessing riding quality of vehicle", Netherlands, Utrecht.

11. CEN (1993) "Railway application-ride comfort for passengers measurement and evaluation", CEN TC256 WG/7.

12. Lutes, L.D., Sarkani, S. (1997) "Stochastic analysis of structural and mechanical vibration", Prentice Hall, Washington.

13. Shigley, J. E. (1988) "Mechanical Engineering Design", McGraw-Hill.

14. Farahpour, H., Younesian, D., Esmailzadeh, E. (2006) "Ride quality of high-speed trains traveling over the corrugated rails", Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Chicago, Illinois, USA, Novemberp.5-10.

۶- فنر خارجی (فنر اصلی) بولستر (سیستم تعلیق ثانویه) دارای بدترین وضعیت از نقطه نظر ساعات کارکرد است. همچنین فنرهای مرکزی (فنر بچه) محور (سیستم تعلیق اولیه) و بولستر (سیستم تعلیق ثانویه) دارای وضعیت مناسبی نیستند. اما فنرهای خارجی محور از این نظر دارای بهترین شرایط هستند. این نتایج تطابق بسیار مناسبی با مشاهدات صورت گرفته در تعمیرگاههای تعمیرات واگنهای مسافری دارد.

۶. مراجع

1. Kargarnovin, M. H., Younesian, D., Thompson, D. J. and Jones, C. J. C. (2005) "Ride comfort of high speed train traveling over railway bridges", Vehicle System Dynamics, 43(3), p. 173-197.
2. Newland, D E. (1975) "An introduction to random vibration and spectral analysis", Longman Press.
3. Garg, V.K., Dukkipati, R., (1984) "Dynamics of railway vehicle systems", Academic Press, Canada.
4. Wollström, Magnus (1998) "Internal noise and vibration in railway vehicles – a pilot study", Division of Railway Technology, Department of Vehicle Engineering, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm.
5. ISO (1997) "Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole body vibrations-part 1:General requirements", ISO 2631-1.
6. ISO (1998) "Mechanical vibration and shock – evaluation of human exposure to whole body