http://mechanics.journals.modares.ac.ir

مجله علمی پژوهشی
مهندسی مکانیک مدرس
دوره ۱۱ شماره ۳ پاییز ۱۳۹۰ ص ص ۴۳-۵۷

تاریخچه مقاله:
دریافت ۹۰/۴/۲
پذیرش ۹۰/۷/۲۵
ارائه در سایت ۹۰/۸/۱۱

تأثیر مشخصه‌های ارتعاشی صندلی بر راحتی سفر در خودروی سواری تحت تحریک اتفاقی جاده

موسی رضائی[۱*]، حسام‌الدین ارغند[۲]، امین ترقی اسگوئی[۳]، محسن فتحی[۴]
۱- دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، تبریز
۲- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، تبریز
۳- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، تبریز
۴- دانش‌آموخته کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، تبریز
*تبریز، صندوق پستی ۵۱۶۶۵-۳۱۵، m_rezaee@tabrizu.ac.ir

چکیده- در این پژوهش با در نظر گرفتن مدل ارتعاشی نصف خودرو با سه درجه آزادی، تأثیر پارامترهای مؤثر بر مشخصه‌های آماری پاسخ بدنه خودرو و صندلی سرنشین به تحریک جاده، شامل سرعت خودرو، فاصله محور به محور چرخ‌ها و پارامترهای ارتعاشی صندلی مورد بررسی قرار گرفته است. در تحقیقات پیشین از مدل دو درجه آزادی نصف خودرو برای تحلیل ارتعاش خودرو تحت ورودی اتفاقی جاده استفاده شده است که در آن، مطالعه ارتعاشات صندلی سرنشین و راحتی سفر امکان‌پذیر نیست. بدین منظور درجه آزادی مربوط به صندلی سرنشین به مدل ارتعاشی خودرو اضافه شده است و یک رابطه تحلیلی برای تقریب چگالی طیف توان[۱] واقعی جاده از نوع بزرگراه به‌عنوان طیف تحریک ارائه شده و مشخصه‌های آماری پاسخ و ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب[۲] بدنه خودرو و صندلی بررسی شده است. سپس با در نظر گرفتن مشخصه‌های ارتعاشی خودروی سمند و با اعمال تابع چگالی طیف توان پیشنهادی، تأثیر سرعت خودرو، فاصله محور به محور چرخ‌ها و پارامترهای ارتعاشی صندلی سرنشین بر ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که محدودهٔ تغییرات پاسخ بدنه خودرو و پاسخ صندلی سرنشین کاملاً متفاوت است و با انتخاب مناسب پارامترهای ارتعاشی صندلی می‌توان راحتی سفر را بهبود بخشید.

کلید واژگان: پارامترهای ارتعاشی صندلی، تحریک اتفاقی جاده، چگالی طیف توان، ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب، راحتی سفر

On the effects of Passenger Seat Characteristics on the Ride Comfort of a Vehicle under the Random Excitation

M. Rezaee[1*], H. A. Arghand[2], A. Taraghi Osguei[3], M. Fathi[4]
1. Asso. Pro. in Mech. Eng, Univ. of Tabriz
2- M. Sc. Student of Mech. Eng, Univ. of Tabriz
3- M. Sc. Student of Mech. Eng, Univ. of Tabriz
4- Graduated M.Sc in Mech. Eng, Univ. of Tabriz
* P. O. B. 51665-315, Tabriz, Iran, m_rezaee@tabrizu.ac.ir

Abstract- In this paper, considering a half car model with 3-DOF, the effects of vehicle velocity, wheelbase, and the vibration parameters of the passenger seat on the statistical characteristics of the vehicle body and the seat responses are investigated. In the previous studies, 2-DOF model was generally used for vibration analysis of the vehicle under the road random excitation. However, science these models ignore the DOF corresponding to the seat, they are not suitable for ride comfort analysis. Here, in order to overcome this shortage and make it possible to study the ride comfort, considering an additional DOF for the seat, a half car 3-DOF model has been used. Moreover, in order to investigate the Root Mean Square Acceleration Response (RMSAR) of the vehicle body and the seat, a mathematical relation is proposed for the power spectral density (PSD) of the actual highway- type road excitation. Finally, by applying the proposed PSD, the ride comfort of a special passenger car (Samand) has been studied. The results show that the range of variations of RMSAR of the vehicle body and that of the seat are completely different from each other, and by choosing reasonable values for the stiffness and damping coefficients of the seat, one can improve the ride comfort.

Keywords: Passenger Seat Characteristics, Road Random Excitation, PSD, RMSAR, Ride Comfor

1. Power Spectral Density (PSD)
2. Root Mean Square Acceleration Response (RMSAR)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1390.11.3.5.7]

۱- مقدمه

رفتار دینامیکی مطلوب خودرو هدف مهم و مورد توجه در طراحی خودروها است که تحت اثر سیستم‌های مختلف از قبیل سیستم تعلیق، سیستم ترمز، سیستم فرمان و ... قرار دارد. لذا طراحی هر یک از این سیستم‌ها با در نظر گرفتن رفتار نهایی خودرو صورت می‌گیرد. سیستم تعلیق مهم‌ترین سیستم تأثیرگذار در راحتی سفر و فرمان‌پذیری خودرو است. غالب نیروهای موثر در رفتار دینامیکی خودرو از طریق سطح تماس تایر با سطح جاده که به اندازه کف دست است اعمال می‌شوند[۱]. سیستم تعلیق وظیفه جدا کردن پیکره خودرو از سطح جاده به‌منظور جذب ارتعاشات وارد از سطح جاده را دارد. یک سیستم تعلیق مناسب می‌تواند به مقدار زیادی از خستگی سرنشین و خرابی قطعات بکاهد. راحتی سفر برای سرنشین تا حد زیادی به فرکانس‌های طبیعی خودرو و شکل مودهای آن بستگی دارد [۲]. از طرفی سیستم تعلیق خودرو به‌عنوان واسط بین بدنه خودرو و سطح جاده نقش مهمی در فرمان‌پذیری خودرو دارد و نرمی سیستم تعلیق قابلیت فرمان‌پذیری را در خودرو کاهش می‌دهد. به طوری که فرمان‌پذیری خودرو و راحتی سفر در تقابل با یکدیگر بهبود می‌یابند.

تحقیقات گسترده‌ای برای طراحی سیستم تعلیق خودرو با توجه به کارکرد انواع خودروها صورت گرفته است. در تحقیقات ابتدایی ورودی جاده به‌صورت یک تابع معین در نظر گرفته شد و اثر تغییرات سرعت بر پاسخ خودرو بررسی گردید [۳]. با بررسی مدل ساده یک چهارم خودرو با یک درجه آزادی، پاسخ بدن انسان به ورودی جاده تحت تحریک پایه که به‌صورت نویز سفید در نظر گرفته شده بود، مورد مطالعه قرار گرفت [۴]. در تکمیل این مدل، پاسخ بدن به ورودی تصادفی جاده تحت میرایی فعال و غیرفعال و سفتی فنر بررسی شد [۵]. همچنین در پژوهشی دیگر پارامترهای سیستم تعلیق برای چند نوع سیستم تعلیق به‌منظور کاهش ریشهٔ میانگین مربعات شتاب، بهینه شد[۳]. تحلیل راحتی سفر سرنشین خودروی سواری با استفاده از تبدیل موجک نیز در حوزه زمان و فرکانس انجام شد [۷]. گوبی و مستینو [۸] با در نظر گرفتن مدل خطی دو درجه آزادی و ارائه چند فرمول پیشنهادی، رفتار دینامیکی خودروها با سیستم تعلیق غیرفعال را روی جاده‌های ناهموار مطالعه کردند. از طرفی دیگر مدلی بر پایه استفاده از سیستم‌های چند عضوی انعطاف‌پذیر برای بهینه‌سازی پایداری و راحتی سفر پیشنهاد شد و نتایج شبیه‌سازی برای سرعت‌ها و شکل پروفیل‌های مختلف جاده ارائه گردید[۵،۴]. پنستری و همکارانش [۶] با در نظر گرفتن یک مدل دینامیکی چند عضوی و یک مدل المان محدود برای سیستم تعلیق خودرو به بررسی مزایا و معایب دو مدل و مقایسهٔ نتایج به‌دست آمده از آنها پرداختند. تورکای و آکای [۱۲] با اعمال ورودی سرعت به شکل نویز سفید و رنگی به بررسی پاسخ صندلی سرنشین در مدل یک چهارم خودرو با دو درجه آزادی پرداختند که نتایج به‌دست آمده از این تحلیل در محدودهٔ سرعت کمتر از ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت دارای اعتبار می‌باشد. پژوهشی دیگر بر روی تنظیمات فنر و دمپر برای دستیابی به راحتی سفر در خودروهای برون جاده‌ای انجام شد و نشان داد که برای بهبود راحتی سفر، میرایی معمولاً باید کمتر از مقدار استاندارد بوده و فنر عقب تا حد ممکن نرم باشد[۱۳]. منتظری و همکارانش [۱۴] برای در نظر گرفتن اثر تغییرات سرعت بر راحتی سفر به خصوص در ترافیک شهری، راحتی سفر را علاوه بر حوزه فرکانس در حوزه زمان نیز مورد مطالعه قرار دادند. کیم و همکارانش [۱۵] با فرمول بندی سیستم تعلیق به بررسی توام راحتی سفر و پارامترهای طراحی استاتیکی جهت بهبود هر دو مولفه پرداختند. پارامترهای سیستم تعلیق شامل سفتی فنر و میرایی دمپر جهت بهبود راحتی سفر و با در نظر گرفتن معیار ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بهینه‌سازی شد[۱۶]. در مطالعه دیگری مدل غیرخطی در صفحه پیچ[1] و با استفاده از روش تقریبی مبتنی بر گرادیان[2] برای بهینه‌سازی مشخصات سیستم تعلیق با معیار راحتی پیشنهاد شد [۱۷].

همچنین مطالعاتی پیرامون تأثیر ارتعاشات خودرو بر سرنشینان و فرمان‌پذیری و راحتی سفر انجام شده است. رفتار بدن انسان در اثر ارتعاشات اتفاقی دو بخش راحتی سفر و تحقیقات بیودینامیک مورد مطالعه قرار گرفت[۱۸]. نتایج حاصل از این پژوهش که از انجام آزمایش بر روی ۳۰ نفر به‌دست آمده بود نشان داد که بدن انسان در جهت عمودی دارای دو فرکانس تشدید است که فرکانس تشدید اول در حدود ۵ هرتز و مربوط به کل بدن انسان می‌باشد و فرکانس دوم مربوط به نیم‌تنه بالا است که در حدود ۱۴ هرتز است. جیانگ و همکارانش [۱۹] با معرفی ایده‌های کلی درباره تأثیر ارتعاشات بر سلامتی به بحث پیرامون معیارهای راحتی سفر به خصوص در خودروهای سنگین پرداخته‌اند و با شبیه‌سازی کامپیوتری مدل

1. Pitch Plane
2. Gradient Based Approximation Method

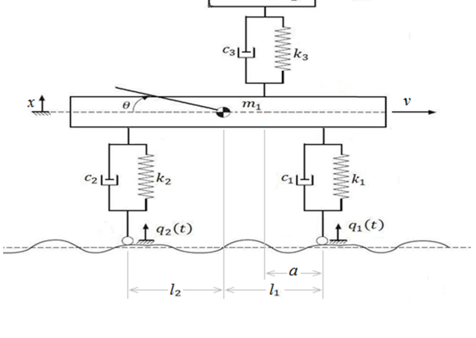
[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1390.11.3.5.7]

خودرو، مدل صندلی و سرنشین و مدل پروفیل جاده نتایج را در هر دو حوزه زمان و فرکانس ارائه داده‌اند. منسفیلد و گریفین [۲۰] در مطالعات خود آستانه‌های اختلاف[1] برای ارتعاشات سرنشین روی صندلی خودرو را با در نظر گرفتن چهار نوع تحریک متفاوت مورد آزمایش قرار دادند. هولدمن و هول [۲۱] با شبیه‌سازی کامپیوتری مدل کامل خودروی باری به بررسی کیفیت راحتی سفر و فرمان‌پذیری این خودروها و مقایسه آن با خودروهای مسافری پیشرفته پرداختند. سان[۲۲] نیز در پژوهش خود سیستم تعلیق خودرو را برای طراحی خودروهای جاده دوست به‌منظور کاهش نیروهای دینامیکی که توسط خودروها به جاده اعمال می‌شود بهینه‌سازی کرد. تمبولی و جوشی [۲۳] پاسخ ریشه میانگین مربعات شتاب خودرو را که در معرض تحریک اتفاقی جاده قرار دارد به‌دست آوردند. بدین منظور با در نظر گرفتن مدل نصف خودرو با دو درجه آزادی، به جای استفاده از مدل نویز سفید به کار رفته در تحقیقات پیشین برای تحریک جاده، تابعی را برای چگالی طیف توان بر مبنای ناهمواری‌های یک جاده واقعی پیشنهاد کردند. سپس با اعمال این تابع نشان دادند که ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب خودرو با افزایش سرعت، افزایش و با افزایش فاصله محور به محور چرخ‌ها کاهش می‌یابد. در پژوهش دیگری با در نظر گرفتن هر سه مدل یک چهارم خودرو، نصف خودرو و خودروی کامل عملکرد سواری خودرو مورد مطالعه قرار گرفت [۷]. بدین منظور رفتار دینامیکی خودرو در حوزه زمان برای به‌دست آوردن پاسخ گذرا و در حوزه فرکانس برای به‌دست آوردن پاسخ ماندگار بررسی گردید. بروگیولی و همکارانش [۲۵] با شبیه‌سازی کامپیوتری یک مدل پیچیده برای صندلی و سرنشین، به کمک نرم‌افزارهای تجاری به تحلیل حساسیت پارامترها برای طراحی صندلی مناسب جهت بهبود راحتی سرنشین پرداخته است.

در پژوهش انجام شده توسط تمبلی و جوشی [۲۳] برای مطالعه پاسخ شتاب مدل خودرو از یک تابع نمایی به‌عنوان چگالی طیف توان جاده استفاده شده است. این تابع در بازه فرکانسی حساسیت بدن، تقریب مناسبی از چگالی طیف توان جاده واقعی را در اختیار نمی‌دهد. همچنین با افزایش فرکانس به سمت صفر میل می‌کند که فرضی خلاف واقع است. در این پژوهش، تابع جدیدی به‌عنوان چگالی طیف توان جاده پیشنهاد شده است که از یک جمله نمایی و یک جمله ثابت (مربوط به نویز سفید) تشکیل شده است که علاوه بر انطباق مناسب با چگالی طیف توان جاده واقعی، با افزایش فرکانس، دامنه ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب نیز به یک مقدار ثابت میل می‌کند. همچنین مدل مورد استفاده در این پژوهش دارای سه درجه آزادی است که حرکت عمودی صندلی سرنشین به‌عنوان یکی از درجات آزادی سیستم در نظر گرفته شده است. این مدل امکان مطالعه شتاب وارد بر سرنشین را فراهم می‌کند. در پژوهش‌های پیشین با در نظر گرفتن مدل دو درجه آزادی نصف خودرو از پاسخ بدنه خودرو برای تحلیل راحتی سفر استفاده شده است، در حالی که نتایج مدل حاضر نشان‌دهنده تفاوت قابل توجه بین نتایج به‌دست آمده برای رفتار بدنه خودرو و صندلی سرنشین می‌باشد. در مدل پیشنهاد شده با در نظر گرفتن پارامترهای خودروی سواری سمند، تأثیر پارامترهای ارتعاشی صندلی سرنشین شامل ضریب سفتی فنر و ضریب میرایی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه خودرو و صندلی سرنشین کاملاً متفاوت هستند و با انتخاب مناسب ضرائب سفتی و میرایی صندلی می‌توان دامنه ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب را بویژه در محدوده فرکانسی حساسیت بدن انسان کاهش داده و راحتی سفر مناسبی برای سرنشین تأمین کرد.

۲- مدل‌سازی و استخراج تابع انتقال

برای بررسی تأثیر تحریکات اتفاقی جاده واقعی بر شتاب عمودی بدنه خودرو و صندلی سرنشین، خودرو به‌صورت یک سیستم سه درجه آزادی تحت تحریکات اتفاقی جاده مطابق شکل ۱ مدل شده است که در آن، تحریکات محورهای جلو و عقب به ترتیب با $q_1(t)$ و $q_2(t)$ نشان داده شده است.



شکل ۱ مدل سه درجه آزادی نصف خودرو تحت تحریکات اتفاقی جاده

1. Difference thresholds

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1390.11.3.5.7]

در شکل۱، x معرف جابه‌جائی مرکز جرم خودرو در راستای قائم، y نشان دهنده جابه‌جایی عمودی صندلی سرنشین و θ بیانگر زاویه دوران بدنه حول محور پیچ می‌باشد. همچنین m_1 جرم خودرو، m_2 جرم صندلی و سرنشین، k_1، k_2 و k_3 به ترتیب ضرایب سفتی فنرهای محورهای جلو، عقب و صندلی، c_1، c_2 و c_3 به ترتیب ضرایب میرایی دمپرهای محورهای جلو، عقب و صندلی می‌باشد و a بیانگر فاصله صندلی سرنشین از محور جلو است. با توجه به مدل ارائه شده، عبور محورهای جلو و عقب خودرو از ناهمواری‌های جاده با یک اختلاف زمانی، τ، که وابسته به سرعت و فاصله محور به محور خودرو می‌باشد صورت می‌گیرد:

$$\tau = \frac{l_1 + l_2}{v(t)} \qquad (۱)$$

که در آن l_1 و l_2 به ترتیب فاصله مرکز جرم خودرو از محورهای جلو و عقب و $v(t)$ سرعت خودرو می‌باشد. بنابراین ارتباط بین ورودی‌های اعمالی به محورهای جلو و عقب در هر لحظه را می‌توان به‌صورت رابطه زیر بیان کرد:

$$q_1(t) = q_2(t+\tau) \qquad (۲)$$

اگر سرعت خودرو ثابت باشد τ مقدار ثابتی خواهد داشت و $q_1(t)$ را می‌توان از $q_2(t)$ به‌دست آورد. ولی اگر سرعت خودرو متغیر باشد لازم است در هر لحظه ابتدا با داشتن سرعت خودرو، τ از رابطه (۱) محاسبه شود و مقدار $q_1(t)$ از رابطه (۲) تعیین گردد. از این‌رو $\alpha(t,\tau)$ که بیان کننده ارتباط بین ورودیهای $q_1(t)$ و $q_2(t)$ در هر لحظه است به شکل زیر معرفی می‌گردد:

$$q_1(t) = \alpha(t,\tau)\, q_2(t) \qquad (۳)$$

با برابر قرار دادن طرفین روابط (۲) و (۳)، ضریب $\alpha(t,\tau)$ به‌صورت تابعی از ورودی محور عقب خودرو به‌دست می‌آید. لذا با ثبت داده‌ها در محور عقب خودرو می‌توان $\alpha(t,\tau)$ را در هر لحظه از رابطه زیر محاسبه کرد:

$$\alpha(t,\tau) = \frac{q_2(t+\tau)}{q_2(t)} \qquad (۴)$$

تمبولی و جوشی [۲۳] نشان داده‌اند که با تقریب مناسبی می‌توان مقدار لحظه‌ای $\alpha(t,\tau)$ را با میانگین آن $\bar{\alpha}(\tau)$ که از رابطه زیر به‌دست می‌آید جایگزین کرد:

$$\bar{\alpha}(\tau) = \frac{R(\tau)}{\sigma^2} \qquad (۵)$$

در رابطه فوق $R(\tau)$ معرف تابع خود همبستگی و σ بیانگر ریشه میانگین مربعات ورودی جاده می‌باشد. با توجه به رابطه فوق و با در دست داشتن مشخصه‌های آماری ورودی جاده می‌توان ضریب $\bar{\alpha}(\tau)$ را به‌دست آورد و از این ضریب در استخراج تابع انتقال خودرو و مطالعه تأثیر تأخیر زمانی در پاسخ خودرو استفاده کرد.

با اعمال قانون دوم نیوتن بر مدل سه درجه آزادی نشان داده شده در شکل ۱ ، معادلات حرکت به شکل زیر به‌دست می‌آید:

$$\begin{aligned} & m_1\ddot{x} - k_1\left(q_1 + l_1\theta - x\right) - k_2\left(q_2 - x - l_2\theta\right) \\ & + k_3\left[x - (l_1 - a)\theta - y\right] - c_1\left(\dot{q}_1 + l_1\dot{\theta} - \dot{x}\right) \\ & - c_2\left(\dot{q}_2 - \dot{x} - l_2\dot{\theta}\right) + c_3\left[\dot{x} - (l_1 - a)\dot{\theta} - \dot{y}\right] = 0 \end{aligned} \qquad (۶)$$

$$\begin{aligned} & m_2\ddot{y} - k_3\left[x - (l_1 - a)\theta - y\right] \\ & - c_3\left[\dot{x} - (l_1 - a)\dot{\theta} - \dot{y}\right] = 0 \end{aligned} \qquad (۷)$$

$$\begin{aligned} & I\ddot{\theta} + \left[k_1\left(q_1 + l_1\theta - x\right) + c_1\left(\dot{q}_1 + l_1\dot{\theta} - \dot{x}\right)\right] l_1 \\ & - \left[k_2\left(q_2 - l_2\theta - x\right) + c_2\left(\dot{q}_2 - l_2\dot{\theta} - \dot{x}\right)\right] l_2 \\ & - \left\{k_3\left[x - (l_1 - a)\theta - y\right] + c_3\left[\dot{x} - (l_1 - a)\dot{\theta} - \dot{y}\right]\right\}(l_1 - a) = 0 \end{aligned} \qquad (۸)$$

در رابطه (۸) I نشان‌دهندۀ ممان اینرسی بدنه خودرو حول محور پیچ است. علاوه بر سه معادله به‌دست آمده، برای بررسی اثر تأخیر زمانی در پاسخ خودرو با توجه به رابطه (۳) می‌توان نوشت:

$$q_1(t) = \bar{\alpha}(\tau)\, q_2(t) \qquad (۹)$$

با در نظر گرفتن شرایط اولیه صفر و اعمال تبدیل فوریه به معادلات اخیر می‌توان آنها را به‌صورت ماتریسی و به شکل فشرده زیر نوشت:

$$[A][X] = [Y] \qquad (۱۰)$$

که در آن:

$$[X] = \begin{bmatrix} \frac{x(i\omega)}{q_2(i\omega)} \\ \frac{y(i\omega)}{q_2(i\omega)} \\ \frac{\theta(i\omega)}{q_2(i\omega)} \\ \frac{q_1(i\omega)}{q_2(i\omega)} \end{bmatrix} \qquad [Y] = \begin{bmatrix} i\omega c_2 + k_2 \\ 0 \\ i\omega c_2 l_2 + k_2 l_2 \\ \bar{\alpha}(\tau) \end{bmatrix}$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1390.11.3.5.7]

$$[A] = \begin{bmatrix} \begin{Bmatrix} -m_1\omega^2 + i\omega(c_1 + c_2 + c_3) \\ +k_1 + k_2 + k_3 \end{Bmatrix} & -i\omega c_3 - k_3 & \begin{Bmatrix} i\omega[-c_1 l_1 + c_2 l_2 - c_3(l_1 - a)] \\ -k_1 l_1 + k_2 l_2 - k_3(l_1 - a) \end{Bmatrix} & \begin{Bmatrix} -i\omega c_1 \\ -k_1 \end{Bmatrix} \\ -i\omega c_3 - k_3 & -m_2\omega^2 + i\omega c_3 + k_3 & (i\omega c_3 + k_3)(l_1 - a) & 0 \\ \begin{Bmatrix} i\omega[-c_1 l_1 + c_2 l_2 - c_3(l_1 - a)] \\ -k_1 l_1 + k_2 l_2 - k_3(l_1 - a) \end{Bmatrix} & \begin{Bmatrix} i\omega c_3(l_1 - a) \\ +k_3(l_1 - a) \end{Bmatrix} & \begin{Bmatrix} -I\omega^2 + i\omega[c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2 + c_3(l_1 - a)^2] \\ +k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_3(l_1 - a)^2 \end{Bmatrix} & \begin{Bmatrix} i\omega c_1 l_1 \\ +k_1 l_1 \end{Bmatrix} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

به کمک معادله (۱۰) و با معکوس کردن ماتریس مختلط A توابع انتقال $H_1(i\omega) = \frac{x(i\omega)}{q_2(i\omega)}$، $H_2(i\omega) = \frac{y(i\omega)}{q_2(i\omega)}$ و $H_3(i\omega) = \frac{\theta(i\omega)}{q_2(i\omega)}$ به‌دست می‌آید که به ترتیب بیانگر تابع انتقال بین ورودی جاده و حرکت عمودی بدنه خودرو، تابع انتقال بین ورودی جاده و حرکت عمودی صندلی سرنشین و تابع انتقال بین ورودی جاده و حرکت پیچ خودرو می‌باشد. برای بررسی مشخصه‌های آماری پاسخ خودرو بعد از استخراج معادلات حرکت سیستم، لازم است تابع تحریک سیستم مشخص شود. بدین منظور برای مدل‌سازی ورودی ناشی از ناهمواری‌های جاده، یک تابع چگالی طیف توان برای تحریکات اتفاقی جاده معرفی می‌گردد.

۳- ارائه تابع چگالی طیف توان پیشنهادی برای تحریک جاده از نوع بزرگراه

خودروها به سبب عبور از ناهمواری‌های سطح جاده و سرعت متغیر در معرض تحریکات اتفاقی قرار می‌گیرند. از آنجایی که ناهمواری‌های جاده‌های مختلف متفاوت است، ابتدا باید تحریک جاده بر اساس نوع جاده تعیین گردد. در این تحقیق از تاریخچهٔ زمانی واقعی ارائه شده در مرجع [۲۳] استفاده می‌شود که یک تحریک جاده از نوع بزرگراه است. برای اعمال این ورودی و بررسی پارامترهای آماری بایستی تابع چگالی طیف توان ناهمواری‌های جاده محاسبه گردد. در ادامه پژوهش حاضر عبارت تحریک جاده و ناهمواری‌های آن نشان‌دهندهٔ تحریک جاده از نوع بزرگراه می‌باشد. نمودار چگالی طیف توان متناظر با داده‌های تجربی مربوط به تاریخچهٔ زمانی مذکور در شکل ۲ به‌صورت منحنی توپر نوسانی نشان داده شده است. همچنانکه از این شکل مشاهده می‌شود چگالی طیف توان به‌دست آمده با افزایش فرکانس، روند نزولی دارد بنابراین چگالی طیف توان تحریک جاده را نمی‌توان تابع نویز سفید در نظر گرفت. بر این اساس برای مدل‌سازی ورودی جاده، تابع نمایی زیر برای چگالی طیف توان توسط در مرجع [۲۳] ارائه شده است که از طریق مینیمم‌سازی خطای میانگین مربعات به‌دست می‌آید:

$$w_q(f) = 46.85 \times 10^{-4}\, e^{-0.19 f} \qquad (۱۱)$$

در رابطه اخیر f فرکانس بر حسب هرتز است. منحنی متناظر با این تابع پیشنهادی در شکل ۲ با نقطه‌چین نشان داده شده است. با توجه به شکل مشاهده می‌شود که تابع نمایی پیشنهادی در مرجع [۲۳] در محدوده حساسیت بدن انسان به ارتعاشات که بازه فرکانسی ۴ تا ۸ هرتز می‌باشد، با چگالی طیف توان اصلی چندان مطابقت ندارد. همچنین بر خلاف تابع اصلی، تابع چگالی طیف توان ارائه شده در مرجع [۲۳] برای فرکانس‌های بالاتر از ۸ هرتز سریعاً به سمت صفر میل می‌کند که برای بیان رفتار چگالی طیف توان داده‌های جاده مناسب نمی‌باشد. در مقاله حاضر برای رفع این نقیصه و انطباق هر چه بهتر تابع چگالی طیف توان پیشنهادی با چگالی طیف توان واقعی جاده، تابعی به‌صورت زیر ارائه می‌گردد که در فرکانس‌های پایین و در طول بازه فرکانسی تا ۱۰ هرتز انطباق مناسبی با چگالی طیف توان جاده دارد:

$$w_q(f) = 10 \times 10^{-4} + 69.281 \times 10^{-4} e^{-0.848 f} \qquad (۱۲)$$

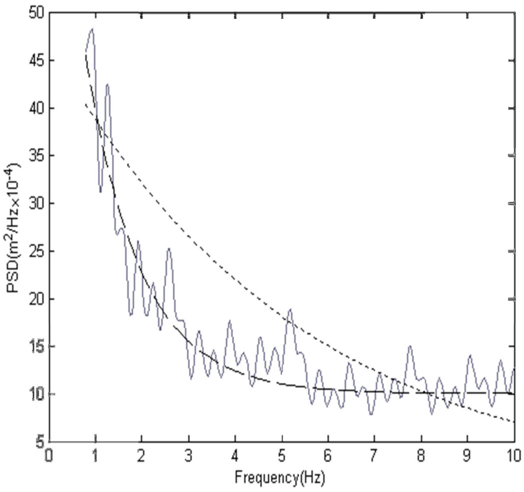
تابع اخیر که از برازش[1] نمودار چگالی طیف توان اصلی

1. Fitting

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1390.11.3.5.7]

به‌دست آمده است از دو جمله تشکیل شده است. جمله اول که مقدار ثابتی می‌باشد، معرف مقدار تابع چگالی طیف توان واقعی جاده در فرکانس‌های بالا است و جمله دوم منعکس کننده رفتار نمایی نزولی چگالی طیف توان در فرکانس‌های پایین‌تر از ۴ هرتز می‌باشد. تابع پیشنهادی جدید برای چگالی طیف توان در شکل ۲ توسط منحنی خط‌چین نشان داده شده است.



شکل ۲ چگالی طیف توان جاده واقعی و مقایسه آن با دو تابع پیشنهادی: چگالی طیف توان جاده واقعی(ــــ)، تابع پیشنهادی در مرجع [۲۳] (.......) و تابع پیشنهادی جدید (---)

با توجه به شکل ۲ مشخص است که تابع پیشنهادی جدید تقریب بهتری از چگالی طیف توان واقعی جاده می‌باشد و بویژه در محدوده فرکانسی حساسیت بدن، دارای دقت بیشتری نسبت به تابع ارائه شده در [۳۳] می‌باشد.

۴- استخراج ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب خودرو

با به‌دست آوردن توابع تبدیل و مدل‌سازی ورودی جاده در بخش‌های قبلی می‌توان پاسخ خودرو را استخراج کرد. از آنجایی که برای محاسبه ریشه میانگین مربعات شتاب عمودی خودرو نیاز به استخراج تابع چگالی طیف توان خروجی می‌باشد بنابراین با در نظر گرفتن $w_q(f)$ به‌عنوان چگالی طیف توان ورودی و $w_y(f)$ به‌عنوان چگالی طیف توان خروجی، رابطه بین ورودی و خروجی را می‌توان به‌صورت زیر بیان کرد[۲۶]:

$$w_y(f) = |H(if)|^2 w_q(f) \tag{۱۳}$$

در رابطه اخیر $H(if)$ تابع انتقال خودرو می‌باشد. از طرف دیگر، رابطه زیر بین چگالی طیف توان یک تابع و چگالی طیف توان مشتق دوم آن نسبت به زمان برقرار است[۲۶]:

$$w_{\ddot{y}}(f) = (2\pi)^4 f^4 w_y(f) \tag{۱۴}$$

در رابطه فوق $w_y(f)$ بیانگر چگالی طیف توان جابه‌جایی عمودی صندلی سرنشین و $w_{\ddot{y}}(f)$ چگالی طیف توان شتاب عمودی صندلی سرنشین می‌باشد. همچنین میانگین مربعات شتاب عمودی صندلی سرنشین را می‌توان از تابع چگالی طیف توان شتاب از رابطه زیر استخراج کرد:

$$E[\ddot{y}^2] = \int_0^{\infty} w_{\ddot{y}}(f) df \tag{۱۵}$$

ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب خودرو در هر فرکانس مشخصی در بازه فرکانسی یک سوم اکتاو[۱] به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$RMSAR = \left[(2\pi)^4 \int_{0.89f}^{1.12f} |H(if)|^2 f^4 \, w_q(f) df\right]^{\frac{1}{2}} \tag{۱۶}$$

۵- ارائه نتایج

برای به‌دست آوردن ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب با استفاده از تابع انتقال و تابع چگالی طیف توان بر اساس رابطه (۱۶) نیاز به پارامترهای هندسی و دینامیکی خودرو می‌باشد. در این تحقیق به‌منظور بررسی راحتی سفر در خودروی سواری از پارامترهای خودروی سواری سمند، ساخت شرکت ایران خودرو در مدل نصف خودرو استفاده می‌شود [۲۷]:

1. One Third Octave

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1390.11.3.5.7]

جدول ۱ پارامترهای مربوط به خودروی سواری سمند [۲۷]

پارامتر	واحد	مقدار
k_1	N/m	۲۰۰۴۰
k_2	N/m	۲۴۹۶۰
c_1	$N.s/m$	۹۶۵
c_2	$N.s/m$	۴۰۰۰
m_1	kg	۱۱۶۲
m_2	kg	۹۰
I	$kg.m^2$	۱۸۷۲
l_1	cm	۱۰۴
l_2	cm	۱۶۳

پیش از تحلیل پاسخ خودرو به ورودی جاده لازم است که فرکانس‌های طبیعی مدل نصف خودرو استخراج شود. بدین منظور معادلات حرکت نامیرای سیستم را به شکل ماتریسی بیان می‌کنیم:

$$\left[M\right]\begin{Bmatrix}\ddot{x}\\ \ddot{y}\\ \ddot{\theta}\end{Bmatrix}+\left[K\right]\begin{Bmatrix}x\\ y\\ \theta\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}0\\0\\0\end{Bmatrix} \qquad (۱۷)$$

که در آن M و K به ترتیب ماتریس‌های جرم مودال و سفتی مودال هستند که برای سیستم سه درجه آزادی نشان داده شده در شکل ۱ عبارتند از:

$$[M]=\begin{bmatrix}m_1 & 0 & 0\\ 0 & m_2 & 0\\ 0 & 0 & m_3\end{bmatrix} \qquad (۱۸)$$

$$[K]=\begin{bmatrix}k_1+k_2+k_3 & -k_3 & -k_1l_1+k_2l_2-k_3(l_1-a)\\ -k_3 & k_3 & k_3(l_1-a)\\ -k_1l_1+k_2l_2-k_3(l_1-a) & k_3(l_1-a) & k_1l_1^2+k_2l_2^2-k_3(l_1-a)^2\end{bmatrix} \qquad (۱۹)$$

با اعمال تبدیل فوریه به معادلات (۱۷) دستگاه معادلات به شکل زیر در می‌آید:

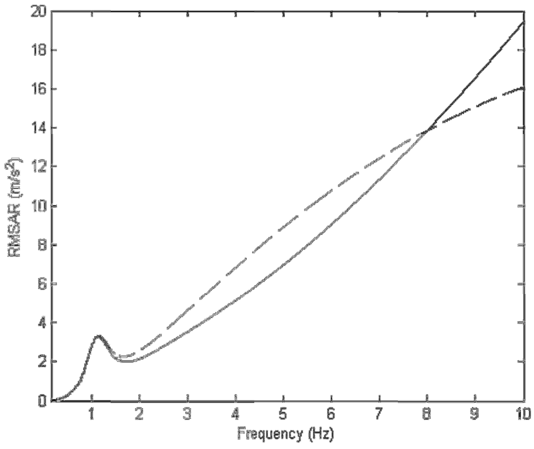
$$\left[K-\omega^2M\right]\begin{Bmatrix}X(\omega)\\ Y(\omega)\\ \Theta(\omega)\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}0\\0\\0\end{Bmatrix} \qquad (۲۰)$$

که در آن ω مقدار ویژه یا همان فرکانس طبیعی سیستم است. با صفر قرار دادن ماتریس ضرایب در دستگاه معادلات (۲۰) و در نظر گرفتن مقادیر $k_3=16000N/m$، $c_3=550N.s/m$ و $a=1.0395m$ برای پارامترهای صندلی مقادیر فرکانس‌های طبیعی سیستم به‌دست می‌آید. فرکانس‌های به‌دست آمده بر حسب هرتز برای خودروی سمند عبارتند از:

$$f_1=1.21\,Hz \quad f_2=1.59\,Hz \quad f_3=2.16\,Hz \qquad (۲۱)$$

که در آن f_1، f_2 و f_3 به ترتیب فرکانس‌های طبیعی سیستم سه درجه آزادی متناظر با x (حرکت عمودی بدنه)، مختصه‌های θ (حرکت زاویه‌ای پیچ) و y (حرکت عمودی صندلی سرنشین) می‌باشد.

از آنجایی که در مرجع [۲۳] از مدل دو درجه آزادی برای استخراج ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب استفاده شده است در این پژوهش ابتدا با به کار بردن مدل دو درجه آزادی، ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه خودرو بر اساس تابع چگالی طیف توان ارائه شده در مرجع [۲۳] و تابع چگالی طیف توان پشنهادی جدید در مقاله حاضر استخراج شده است (شکل۳).



شکل ۳ ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه خودرو در مدل دو درجه آزادی: بر اساس تابع پیشنهادی [۲۳] (---)، براساس تابع پیشنهادی جدید (—)

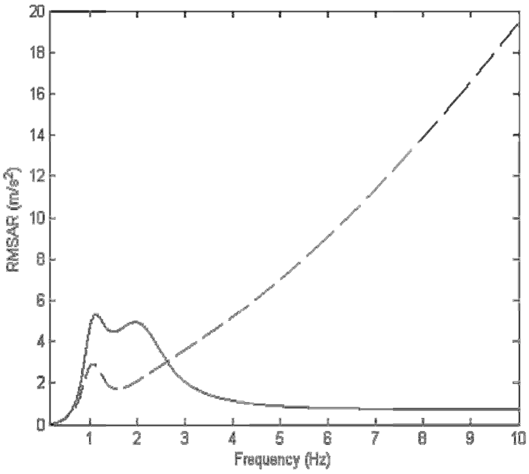
[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1390.11.3.5.7]

در شکل ۳ هر دو منحنی در حدود فرکانس ۱/۲ هرتز که متناظر با فرکانس طبیعی سیستم برای حرکت عمودی بدنه خودرو است، دارای یک پیک بوده و در فرکانس‌های بالاتر از ۲ هرتز هر دو منحنی با رفتارهای متفاوت دارای روند صعودی هستند. منحنی ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه خودرو که بر اساس تابع چگالی طیف توان پیشنهادی جدید و به شکل خط پر رسم شده است رفتار دقیق‌تری را در تمام ناحیه فرکانسی و بویژه در محدوده فرکانسی حساسیت بدن انسان نشان می‌دهد. دقت این منحنی از انطباق چگالی طیف توان آن بر منحنی چگالی طیف توان واقعی در شکل ۲ تأیید می‌گردد.

با افزودن درجه آزادی مربوط به صندلی سرنشین به مدل دو درجه آزادی پیشین و استخراج مدل نصف خودرو با سه درجه آزادی مورد استفاده در این مقاله می‌توان به تحلیل شتاب وارد بر سرنشین پرداخت. با توجه به کم بودن جرم صندلی سرنشین نسبت به جرم بدنه، بدیهی است که در نظر گرفتن درجه آزادی مربوط به صندلی تأثیر چندانی بر ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه خودرو نخواهد داشت. با توجه به اینکه استانداردهای طراحی مانند ISO 2631 1985(E)، بیشتر به بیان محدودیت‌های شتاب وارد بر بدن انسان می‌پردازند[۲۸] بایستی ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی مورد بررسی قرار گیرد که مدل سه درجه آزادی ارائه شده در این مقاله امکان مطالعه و بهبود راحتی سفر را براساس استاندارد فراهم می‌آورد.

۵-۱- استخراج ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب برای صندلی سرنشین

در این بخش برای بررسی کمّی شتاب وارد بر سرنشین با استفاده از مدل سه درجه آزادی و با در نظر گرفتن ضریب $\bar{\alpha}(\tau) = 0.975$ که متناظر با فاصله محور به محور ۲/۶۷m و سرعت ۶۲/۷km/h است، به استخراج ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب پرداخته می‌شود. بدین منظور با استفاده از تابع انتقال $H_2(if)$ و براساس چگالی طیف توان پیشنهادی جدید، ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین در بازه فرکانسی صفر تا ۱۰ هرتز در شکل ۴ رسم شده است. از طرفی برای مقایسه ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی و بدنه، با استفاده از تابع انتقال $H_1(if)$ در مدل سه درجه به ازای مقادیر ارائه شده، ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه نیز در شکل ۴ نشان داده شده است.



شکل ۴ ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بر اساس تابع چگالی طیف توان پیشنهادی جدید در مدل سه درجه آزادی: برای بدنه خودرو (---) و صندلی سرنشین (—)

در شکل ۴ ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنهٔ خودرو و صندلی سرنشین به ترتیب با خط‌چین و خط توپر نشان داده شده است. مقایسهٔ این دو منحنی نشان می‌دهد که رفتار کلی آن دو کاملاً متفاوت است. به طوری که در بازه فرکانسی صفر تا ۲/۵ هرتز منحنی مربوط به ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین بالاتر از منحنی ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه خودرو قرار دارد و دارای دو پیک در حدود فرکانس‌های ۱/۲ و ۲/۱ هرتز است، که به ترتیب فرکانس‌های طبیعی متناظر با حرکت عمودی بدنه خودرو و حرکت عمودی صندلی سرنشین می‌باشند. در حالی که منحنی خط‌چین تنها یک پیک در حدود فرکانس ۱/۲ هرتز را نشان می‌دهد. از طرفی در فرکانس‌های بیشتر از ۳ هرتز منحنی ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین پایین‌تر از منحنی ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه خودرو قرار می‌گیرد و با یک

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1390.11.3.5.7]

روند نزولی به مقدار محدودی میل می‌کند. حال آنکه ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه خودرو با افزایش فرکانس در این بازه به شکل نامحدود افزایش می‌یابد. با توجه به تفاوت‌های مذکور در رفتار دو منحنی لازم است که در طراحی بر اساس راحتی سفر منحنی ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین مورد ارزیابی قرار گیرد.

۵-۲- تأثیر تأخیر زمانی در ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب

مطابق رابطهٔ (۱) تغییر تأخیر زمانی ناشی از تغییرات دو پارامتر سرعت خودرو و فاصله محور به محور است. در این بخش با بررسی تغییرات هر دو پارامتر، رفتار دینامیکی خودرو و ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین مورد مطالعه قرار می‌گیرد.

مطابق رابطهٔ (۱۶) ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب خودرو وابسته به تابع انتقال خودرو و چگالی طیف توان ورودی جاده می‌باشد. از طرفی طبق رابطهٔ (۱۰) $H_2(if)$ از طریق $\bar{\alpha}(\tau)$ وابسته به سرعت می‌باشد که با تغییر سرعت و بر اساس مقدار τ ضریب $\bar{\alpha}(\tau)$ محاسبه می‌گردد. از سوی دیگر تابع چگالی طیف توان $w_q(f)$ وابسته به سرعت حرکت خودرو در زمان نمونه‌برداری است، بنابراین برای بررسی اثر سرعت بر تغییرات ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب خودرو نیاز به در دست داشتن چگالی طیف توان متناظر با سرعت‌های مختلف می‌باشد. بدین منظور با استفاده از ویژگی تبدیل فوریه می‌توان ارتباط بین چگالی طیف توان متناظر با سرعت‌های مختلف را برقرار کرد:

$$\mathcal{F}\{x(\beta_v t)\} = \frac{1}{|\beta_v|} X\left(\frac{f}{\beta_v}\right) \qquad (۲۲)$$

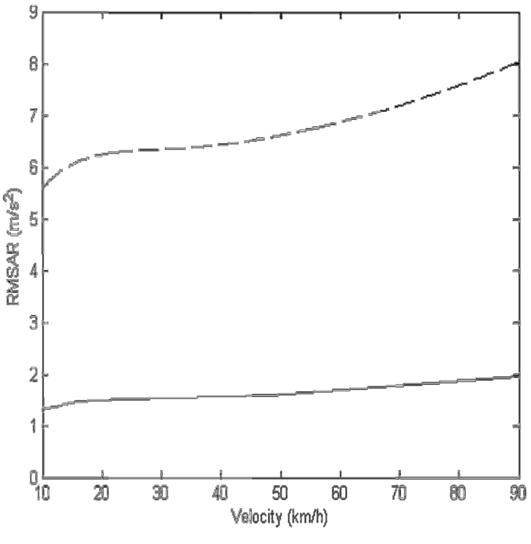
در رابطه (۲۲) $\mathcal{F}$ بیانگر تبدیل فوریه، $x(t)$ و $X(f)$ به ترتیب نشان‌دهنده یک تابع و تبدیل فوریه آن و β_v ضریب ثابت است. با در نظر گرفتن $x(t)$ به‌عنوان داده‌های تحریک جاده که در مرجع [۲۳] به ازای سرعت ۶۲/۷km/h ارائه شده است و اعمال ضریب β_v بر $x(t)$، تابع چگالی طیف توان متناظر با هر سرعت دلخواه v را می‌توان به‌دست آورد. ضریب β_v متناظر با هر سرعت نیز از رابطه زیر به‌دست می‌آید:

$$\beta_v = \frac{62.7}{v} \qquad (۲۳)$$

برای مثال، ضریب $\beta_v = 0.5$ با سرعت ۱۲۵/۴km/h متناظر است که چگالی طیف توان متناظر با آن با اعمال ویژگی تبدیل فوریه (رابطه ۲۲) در معادله (۱۲) به‌صورت زیر به‌دست می‌آید:

$$w_q(f)|_{v=125.4\ km/h} = 2 \times 10^{-4}(10 + 69.281e^{-1.696f}) \qquad (۲۴)$$

با منظور کردن اثر تغییرات سرعت در ضریب $\bar{\alpha}(\tau)$ و تابع چگالی طیف توان، منحنی تغییرات ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب در برابر سرعت برای بدنه خودرو و صندلی سرنشین مطابق شکل ۵ به‌دست می‌آید.



شکل ۵ منحنی تغییرات ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب در برابر سرعت برای فاصله محور به محور ۲/۶۷m و فرکانس ۵Hz: بدنه خودرو(---) صندلی سرنشین (——)

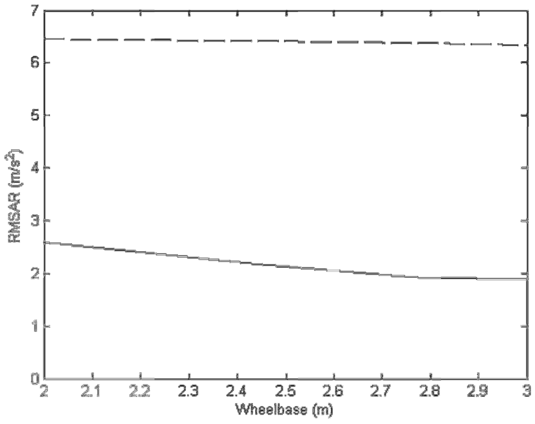
منحنی خط‌چین ارائه شده در شکل ۵ نشان دهندهٔ ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه خودرو نسبت به تغییرات

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1390.11.3.5.7]

سرعت به ازای فرکانس ۵ هرتز و فاصله محور به محور ۲/۶۷m است. رفتار منحنی حاکی از افزایش دامنه ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب با افزایش سرعت است. منحنی پُر نیز نشان‌دهنده ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین به ازای تغییرات سرعت در همان شرایط است که رفتار مشابهی را نشان می‌دهد. ولی دامنه تغییرات ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین کمتر از دامنه تغییرات ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه خودرو است. همچنین محدودهٔ ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین بسیار پایین‌تر از محدودهٔ ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنهٔ خودرو قرار دارد که نشان‌دهندهٔ اهمیت مدل سه درجه آزادی در تحلیل راحتی سفر برای سرنشین است.

عامل دیگر موثر در تأخیر زمانی، تغییرات فاصله محور به محور است. تغییر فاصله محور به محور باعث ایجاد تغییر در تابع چگالی طیف توان نمی‌شود، بلکه تنها بر ضریب $\bar{\alpha}(\tau)$ تأثیر می‌گذارد. از آنجایی که به دلیل محدودیت در طراحی و کنترل خودرو فاصله محور به محور چرخ‌ها در محدوده مشخصی می‌تواند تغییر کند بنابراین ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب به ازای تغییرات محدودی از فاصله محور به محور خودرو در شکل ۶ رسم شده است.



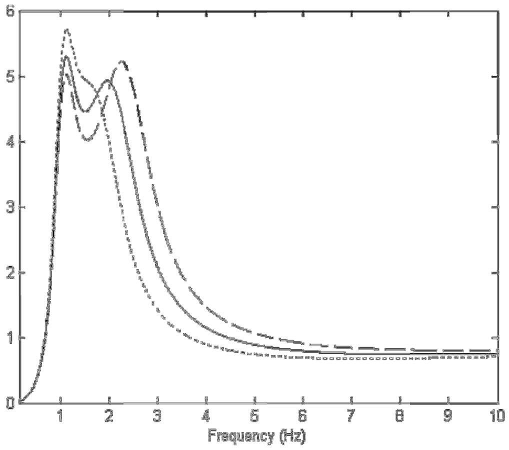
شکل ۶ منحنی تغییرات ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب در برابر فاصله محور به محور خودرو برای سرعت ۱۲/۵km/h و ۵Hz: بدنه خودرو(---)صندلی سرنشین (ـــــ)

منحنی خط‌چین در شکل ۶ بیانگر ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه خودرو نسبت به تغییر فاصله محور به محور خودرو به ازای فرکانس ۵Hz و سرعت ۱۲/۵km/h است و منحنی پُر نشان‌دهنده ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین در همان شرایط می‌باشد. در هر دو منحنی با افزایش فاصله محور به محور چرخ‌ها بر خلاف تغییرات منحنی ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب در برابر سرعت، دامنه ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب روند نزولی را نشان می‌دهد. منحنی مربوط به ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین می‌تواند برای تحلیل و طراحی سیستم تعلیق بر اساس معیار راحتی سفر مورد استفاده قرار گیرد.

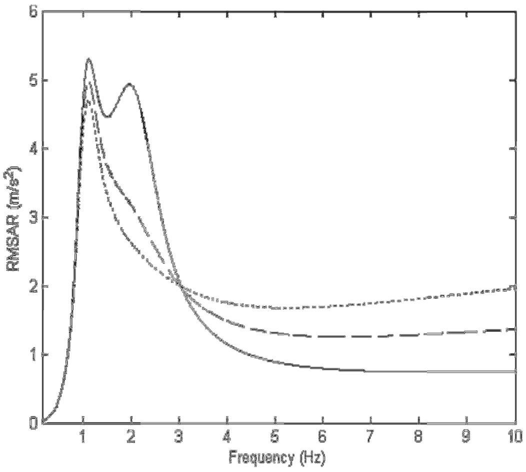
۵-۳- تأثیر پارامترهای تعلیق صندلی سرنشین در ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب

در این بخش به بررسی ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب خودرو تحت اثر تغییر ضرایب سفتی فنر و میرایی دمپر پرداخته می‌شود. از آنجایی که راحتی سفر خودرو در اغلب موارد با فرمان‌پذیری خودرو در تقابل است، کاهش بیش از حد ضرایب سفتی فنر و میرایی دمپر مربوط به سیستم تعلیق با وجود تأثیر مطلوب بر راحتی سفر خودرو، بر فرمان پذیری خودرو اثر معکوس می‌گذارد و باعث کاهش قابلیت کنترل و هدایت مناسب خودرو می‌شود. از این‌رو در این بخش با ثابت نگه داشتن ضرایب سفتی فنر و میرایی دمپر مربوط به سیستم تعلیق خودرو، به مطالعه اثر تغییر ضرایب سفتی فنر و میرایی دمپر مربوط به صندلی سرنشین پرداخته می‌شود. منحنی ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین برای مقادیر مختلف سفتی فنر و میرایی دمپر در شکل ۷ رسم شده است.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1390.11.3.5.7]



(الف)



(ب)

شکل ۷ منحنی ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی در برابر فرکانس الف) با ثابت نگه داشتن c_3 و تغییر k_3: $12000\frac{N}{m}$ (......)، $16000\frac{N}{m}$ (——) و $20000\frac{N}{m}$ (---) ب) با ثابت نگه داشتن k_3 و تغییر c_3: $500\frac{N.s}{m}$ (——)، $1000\frac{N.s}{m}$ (---) و $1500\frac{N.s}{m}$ (.....)

شکل۷-الف نشان‌دهنده تأثیر تغییرات سفتی فنر بر ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی است. ملاحظه می‌شود که با کاهش ضریب سفتی فنر صندلی سرنشین، ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین در فرکانس ۱/۲ هرتز مربوط به پیک اول افزایش یافته است ولی در فرکانس‌های بالاتر و به خصوص در محدودهٔ حساسیت بدن انسان کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش ضریب سفتی فنر، موقعیت پیک دوم که مربوط به حرکت عمودی صندلی سرنشین است، به سمت فرکانس‌های بالاتر جابه‌جا می‌شود.

شکل۷- ب تأثیر تغییرات میرایی دمپر بر ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی را نشان می‌دهد. چنانچه مشاهده می‌شود، کاهش میرایی موجب کاهش دامنه ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین در محدودهٔ فرکانسی حساسیت بدن انسان می‌شود. اگرچه در محدودهٔ فرکانس‌های طبیعی سیستم، کاهش میرایی موجب افزایش قابل توجه ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین می‌گردد ولی برای کاهش دامنه ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب در محدوده فرکانسی حساسیت بدن انسان و بهبود راحتی سفر بایستی مقدار سفتی فنر و میرایی تا حد ممکن کم انتخاب شود.

۶- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر تأثیر پارامترهای موثر بر مشخصه‌های آماری پاسخ خودرو و صندلی به تحریک جاده مورد مطالعه قرار گرفت. بدین منظور مدل نصف خودرو با سه درجه آزادی در نظر گرفته شد. این مدل با افزودن حرکت عمودی صندلی سرنشین به مدل نصف خودرو با دو درجه آزادی که در پژوهش‌های پیشین مورد استفاده قرار گرفته بود، به‌دست آمده است. در تحقیقات پیشین از ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه خودرو برای بررسی راحتی سفر استفاده شده است در حالی که نتایج تحقیق حاضر نشان می‌دهد که ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه خودرو کاملاً متفاوت از ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین است و نمی‌توان بدون در نظر گرفتن توأم پارامترهای ارتعاشی تعلیق خودرو و پارامترهای صندلی سرنشین راحتی سفر را بررسی کرد. بعلاوه،

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1390.11.3.5.7]

در این تحقیق از یک تابع ریاضی پیشنهادی برای چگالی طیف توان جاده بر اساس داده‌های تجربی ارائه شده در [۲۳] استفاده شده است. مقایسه تابع پیشنهادی جدید برای چگالی طیف توان جاده واقعی با تابع پیشنهادی در مرجع مذکور، حاکی از انطباق بهتر تابع پیشنهادی جدید به خصوص در بازه فرکانسی حساسیت بدن انسان با چگالی طیف توان تجربی است. همچنین این تابع برخلاف تابع پیشنهادی پیشین با افزایش فرکانس به مقدار ثابت غیر صفر میل می‌کند که سازگار با داده‌های تجربی می‌باشد.

با در نظر گرفتن مدل مذکور و پارامترهای ارتعاشی خودروی سواری سمند و با اعمال تابع چگالی طیف توان پیشنهادی، ریشهٔ میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه و صندلی سرنشین خودرو تحت اثر تغییرات سرعت خودرو، فاصله محور به محور و پارامترهای ارتعاشی صندلی سرنشین مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج بررسی نشان می‌دهد که ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه خودرو مانند نتایج ارائه شده در مدل دو درجه آزادی، دارای یک پیک بوده و با افزایش فرکانس روند صعودی دارد. در حالی که ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین پس از پیک‌های منحنی، با افزایش فرکانس روند نزولی دارد و نهایتاً به یک مقدار ثابت میل می‌کند. بررسی تغییرات ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه و صندلی سرنشین نسبت به تغییرات سرعت در محدودهٔ فرکانسی حساسیت بدن انسان نشان می‌دهد که با افزایش سرعت، هر دو منحنی ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب مربوط به بدنه خودرو و صندلی سرنشین روند صعودی دارند. همچنین منحنی تغییرات ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب بدنه و صندلی سرنشین در یک فرکانس ثابت با افزایش فاصلهٔ محور به محور خودرو کاهش می‌یابد.

بعلاوه، نتایج نشان داد که در محدودهٔ فرکانسی حساسیت بدن انسان افزایش ضریب سفتی فنر و ضریب میرایی هر دو موجب افزایش ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب صندلی سرنشین می‌گردد. بنابراین با انتخاب مقادیر مناسب برای ضرایب سفتی فنر و میرایی صندلی می‌توان دامنهٔ ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب را در بازهٔ فرکانسی حساسیت بدن کاهش داده و راحتی سفر را برای سرنشین فراهم کرد.

۷- مراجع

[1] J. Y. Wong, Theory of Ground Vehicles, John Wiley &Sons, Inc., 2001.

[2] R. N. Jazar, Vehicle Dynamics: Theory and Application, Springer 2008.

[3] K. Sobczyk, D. B. Macvean and J. D. Robson, “Response to profile imposed excitation with randomly varying traversal Velocity”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 52, PP.37-4, 1977.

[4] J. K. Hammond and R. F. Harrison, "Non-stationary response of vehicle on rough ground- a state space approach", Journal of Dynamic System Measurement and Control, Vol. 103, PP. 245-250, 1981.

[5] D. Karnopp, “Analytical results for optimum actively damped suspension under random excitation” Journal of Acoustic, Stress and Reliability in Design, Vol. 111, PP. 278-283, 1989.

[6] E. M. Elbeheiry and D. C. Karnopp, “Optimal control of vehicle random vibration with constrained suspension defection”, Journal of Sound and Vibration, Vol.189, PP. 547-564, 1996.

[7] S. K. Lee, Ch. Y. Son, “Ride Comfort Analysis of a Vehicle Based on Continuous Wavelet Transform”, KSME International Journal, Vol. 15, No.5, PP.535-543, 2001.

[8] M. Gobbi and G. Mastinu, “Analytical Description and Optimization of the Dynamic Behavior of Passively Suspended Road Vehicles”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 245, No.3, PP.457-481, 2001.

[9] J. P. C. Goncalves, J. A. C. Ambrosio, “Optimization of Vehicle Suspension Systems for Improved Comfort of Road Vehicles Using Flexible Multibody Dynamics”, Nonlinear Dynamics, Vol. 34, PP.113-131, 2003.

[10] J. P. C. Goncalves, J. A. C. Ambrosio, “Road Vehicle Modeling Requirements for

[DOR: 20.1001.1.10275940.1390.11.3.5.7]
[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[19] Z. Jiang, D A. Streit, M. El-Gindy, “Heavy vehicle ride comfort: literature survey”, International Journal of Heavy Vehicle Systems, Vol. 8, No.3/4, PP.258-284, 2001.

[20] N. J. Mansfield and M. J. Griffin, “Difference thresholds for Automobile Seat Vibration”, Applied Ergonomics, Vol. 31, PP.225-261, 2000.

[21] P. Holdman and M. Holle, “Possibilities to Improve the Ride and Handling Performance of Delivery Trucks by Mechatronic Systems”, JASE Review, Vol. 20, PP.505-510, 1999.

[22] L. Sun, “Optimum Design of Road Friendly Vehicle Suspension Systems Subjected to Rough Pavement Surfaces”, Applied Mathematical Modelling, Vol. 26, PP.635-652, 2002.

[23] J. A. Tamboli and S. G. Joshi, “Optimum Design of a Passive Suspension System of a Vehicle Subjected to Actual Random Excitations”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 219, No. 2, PP. 193-205, 1999.

[24] W. F. Faris, S. I. Ihsan, M. Ahmadian, “A comparative ride performance and dynamic analysis of passive and semi-active suspension systems based on different vehicle models”, International Journal of Vehicle Noise and Vibration, Vol. 5, No.1/2, PP.116-140, 2009.

[25] M. Brogioli, M. Gobbi, G. Mastinu, M. Pennati, “Parameter Sensitivity Analysis of a Passenger/Seat Model for Ride Comfort Assessment”, Experimental Mechanics, DOI 10.1007/s11340-010-9460-1, 2011.

[26] E. Newland, Random Vibration and Spectral Analysis, Second Edition, 1975, 1984.

[27] S. H. Sadati, S. Malekzadeh and M. Rezaee, “Analytical Modelling and Computer Simulation of an 8-DOF Vehicle in Response to Road Ramps”, International Journal of Vehicle Safety, Vol 2, No 4, PP 422-440, 2008.

[28] International Standard Organization 1990 ISO 2631, 1985(E). Mechanical vibration and shock.

Optimization of Ride and Handling”, Multibody System Dynamics, Vol. 13, PP.3-23, 2005.

[11] E. Pennestri, P.P. Valentini, L. Vita, “Comfort analysis of car occupants: comparison between multibody and finite element models”, International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing, Vol. 1, No. 1/2/3, PP.68-78, 2005.

[12] S. Turkay, H. Akcay, “A study of random vibration characteristics of the quarter-car model”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 282, PP. 111-124, 2005.

[13] P. E. Uys, P. S. Els and M. Thoresson, “Suspension Settings for Optimal Ride Comfort of Off-Road Vehicles on Roads with Different Roughness”, Journal of Terramechanics, 2006.

[14] M. Montazeri-Gh, S. Y. Jazayeri-M, M. Soleymani, “Vehicle ride evaluation based on a time-domain variable speed driving pattern”, International Journal of Vehicle Design, Vol. 47, No.1/2/3/4, PP.81-101, 2008.

[15] J. H. Kim, K. S. Kim, Y. J. Kang, “Ride Comfort Evaluation and Suspension Design: Using Axiomatic Design”, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 21, PP 1066-1076, 2007.

[16] J. W. Lu, F. l. Zeng, “Optimisation of suspension parameters based on simulation of ride comfort in vehicle development”, International Journal of Vehicle Design, Vol. 47, No. 1/2/3/4, PP.37 – 50, 2008.

[17] M. J. Thoresson, P. E. Uys, P. S. Els, J. A. Snyman, “Efficient optimization of a vehicle suspension system, using a gradient-based approximation method, Part 1: mathematical modeling”, Mathematical and Computer Modelling, Vol.50, PP.1421-1436, 2009.

[18] M. Demic and J. Lukic, “Some Aspects of the Investigation of Random Vibration Influence on Ride Comfort”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 253, No.1, PP.109-129, 2002.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1390.11.3.5.7]

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1390.11.3.5.7]