

پیش‌بینی عمر خستگی توپی چرخ خودرو تحت بارگذاری ارتعاشات تصادفی ناشی از ناهمواری‌های جاده‌ای

کاظم رضاکاشی زاده^۱

محمد جعفر استاد احمد قرابی^۲

علیرضا ارغوان^۳

چکیده:

در این مقاله پروفیل سطحی جاده آسفالت بصورت ناهمواری‌های عمودی و عرضی با استفاده از دوربین‌های نقشه‌برداری (توپوگرافی) بدست آمده و سپس با روش انتگرال‌گیری عددی سیمپسون با تقریب ۳ نقطه متوالی، تابع چگالی طیفی توانی جاده مورد آزمون محاسبه شده است. در ادامه به تحلیل پاسخ فرکانسی توپی چرخ در حرکت خودرو با سرعت ثابت 100Km/h در جاده و نیز مشخص نمودن ناحیه‌های بحرانی آن به منظور محاسبه عمر خستگی قطعه پرداخته شده و مقدار تنش بحرانی بر اساس معیار فون مایرز برابر 237MPa و در قسمت انتهایی داخل توپی چرخ خودرو بدست آمده است. در نهایت نیز عمر خستگی توپی چرخ خودرو بر حسب کیلومتر کارکرد خودرو بر اساس ۳ روش محاسباتی (دیرلیک، باند باریک و ترکیبی از آنها) با استفاده از نرم‌افزارهای المان محدود محاسبه شده و بر اساس شرایط بارگذاری اعمال شده، عمر خستگی قطعه در حدود 116000Km از کارکرد خودرو تخمین زده شده است.

واژه‌های کلیدی: خستگی، توپی چرخ، ارتعاشات تصادفی، ناهمواری‌های جاده‌ای، توپوگرافی.

۱- دانشجوی دکتری مکانیک، باشگاه پژوهشگران جوان، دانشگاه آزاد اسلامی واحد سمنان

۲- استادیار، دانشگاه آزاد اسلامی واحد سمنان، گروه مکانیک

۳- مربی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد سمنان، گروه مکانیک

۱- مقدمه

یکی از مهم‌ترین چالش‌های امروزه خودرو سازان کاهش هزینه‌های طراحی تا تولید، همچنین کاهش زمان طراحی و به تولید رساندن خودروها به منظور حفظ شرایط بازار و امکان رقابت با سایر رقبا است. از جمله روش‌های کاهش هزینه و زمان، استفاده از محیط‌ها و تحلیل‌های مجازی به جای انجام طراحی و آزمون در محیط واقعی است و با این امر انجام تست‌های نمونه اولیه و تجاری کردن خودروها که از الزامات دولت‌ها است با کمترین ریسک و خطا انجام می‌پذیرد.

نمونه‌سازی مجازی به سرعت در حال گسترش در صنایع تولیدی و کارخانه‌ای می‌باشد. استفاده از نمونه‌های مجازی سبب افزایش سرعت رشد تکنولوژی شده است به طوری که درک مصرف کنندگان از نتایج پیشرفت محصولات، کندتر از سرعت پیشرفت تکنولوژی است. در این مقاله تلاش شده است با شبیه‌سازی ناهمواری‌های جاده‌های آزمون واقعی در محیط نرم افزاری با استفاده از داده‌های نقشه‌برداری، تست‌های ارتعاشاتی و نیز خستگی در محیط امان محدود انجام پذیرد، در این خصوص پیش‌تر مقالات و تحقیقاتی انجام شده است.

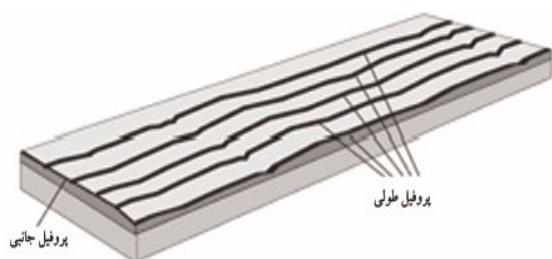
ایمادانی به تحلیل سیستم تعلیق غیرفعال در خودروهای حمل و نقل شبه تریلی پرداخته و در ادامه تابع چگالی طیفی توانی در اکسل‌های عقب و جلوی خودروی مورد بررسی را استخراج نموده است [۱]. جواد بدیع به تحلیل سیستم تعلیق خودروهای مسابقه‌ای پرداخته است و در این تحقیق ناحیه‌های بحرانی اجزاء تشکیل دهنده سیستم تعلیق را بر اساس معیار فون مایز مشخص نموده است [۲]. سلیمانی ایوری به استخراج ناهمواری‌های جاده‌ای و نیز تابع چگالی طیفی توانی در محورهای عقب و جلوی خودروی هیوندا با استفاده از سنسورهای شتاب سنچ در حرکت خودرو با سرعت‌های ثابت 60, 70, 80Km/h پرداخته است [۳]. برتین باخ به بررسی بهینه سازی مشخصه‌های سیستم تعلیق به منظور افزایش عمر خستگی آن پرداخته است که در این تحقیق حرکت خودرو با سرعت‌های ثابت 15, 35Km/h در نظر گرفته شده و شتاب‌های عمودی وارد بر اکسل‌های عقب و جلوی خودرو محاسبه شده است [۴]. هابا نیز به تحلیل سیستم تعلیق خودرو بر اثر حرکت با سرعت ثابت 34Km/h بر روی جاده آسفالت با دو نوع بارگذاری استاتیکی و هارمونیک با دامنه ثابت پرداخته است [۵]. در کنفرانس بین‌المللی استفاده‌کنندگان از نرم افزار آدامز، نتو و همکارانش از شرکت مرسدس بنز برزیل طراحی، مدلسازی و آنالیز یک نمونه از کامیون با اندازه متوسط را مورد بررسی قرار داده‌اند که حاصل آن استخراج یک پروفیل اتفاقی از سطح جاده بوده است و همچنین جهت اعتباردهی مدل از یک بازه زمانی فرکانس جهت دو نوع جاده استفاده شده است که یکی از جاده‌ها از نوع دست‌انداز و دیگری پروفیل جاده اتفاقی بوده و مقایسه شتاب‌های ایجاد شده جهت

صحه‌گذاری انجام شده است. در نهایت شتاب‌های وارده بر کابین راننده استخراج گردیده است و با حالت تست واقعی مقایسه شده است [۶].

۲- شبیه‌سازی جاده آزمون

از جمله عواملی که در شبیه‌سازی یک سیستم تعلیق و حصول جواب مطلوب حائز اهمیت می‌باشند، ورودی‌های آن سیستم است که از ورودی‌های طبیعی سیستم تعلیق ناهمواری‌های جاده‌ای هستند. بطور کلی برای بررسی مشخصه‌های خودروهای سواری، تحریکات از سوی زمین به شکل‌های مختلف امواج سینوسی، توابع پله‌ای یا موج‌های مثلثی مورد استفاده قرار می‌گیرند. بعدها متوجه شدند که پروفیل سطح جاده‌ای بصورت یک تابع اتفاقی عملی‌تر و واقعی‌تر خواهد بود (نزدیک‌تر به واقعیت است)

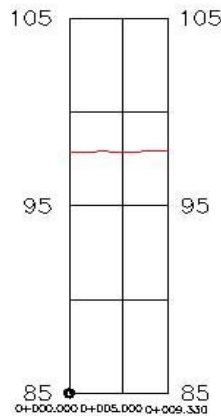
از زمان پیدایش وسایل نقلیه مدرن، کمیت‌های ناهمواری و زبری جاده مورد توجه قرار گرفته است. پروفیل جاده یک قسمت دو بعدی از سطح جاده در امتداد خطی فرضی است. در شکل-۱ پروفیل‌های خطی و جانبی بر روی سطح جاده مشخص شده است. پروفیل‌های بدست آمده در امتداد خط جانبی نشان‌دهنده تغییرات ارتفاع در سرتاسر جاده است، در حالی که پروفیل طولی جاده نشان‌دهنده زبری سطح جاده است.



شکل-۱ پروفیل طولی و جانبی از سطح جاده [۷]

در این تحقیق به منظور استخراج ناهمواری‌های جاده‌ای از دوربین توپوگرافی مدل Leica series of total Station TS02 با دقت زاویه‌ای ۷ ثانیه و طولی ۲ پیکومتر مطابق شکل-۲ استفاده شده است به طوری که در یک روز آفتابی به مدت ۶ ساعت از مسافت ۱۰۰۰ متری یک جاده آسفالت شهری با کیفیت متوسط با تعداد ۵۰۰ نقطه نقشه‌برداری انجام شده است.

پروفیل‌های عمودی و طولی جاده حاصل از نقطه‌برداری انجام شده در نرم‌افزار اتوکد بدست آمده که می‌توان آن‌ها را در شکل-۳ و شکل-۴ مشاهده نمود.



شکل-۴ پروفیل عرضی جاده آسفالت با استفاده از داده‌های نقشه‌برداری در نرم‌افزار اتوکد

یکی از راه‌های تخمین پروفیل جاده، انجام تحلیل‌های ارتعاشاتی برای بدست آوردن دامنه‌های مختلف بر حسب پارامتر افزایش طول موج موجود است. در تحلیل ارتعاشات تصادفی با استفاده از دامنه مقدار میانگین مربعات برای یک قطعه از پروفیل سطحی به شکل هارمونیک $Z_n(x)$ با دامنه Z_n و نیز طول موج‌های L_{wn} به صورت زیر بیان می‌شود:

$$Z_n(x) = Z_n \sin\left(\frac{2\pi x}{L_{wn}}\right) = Z_n \sin(\Omega_n x) \quad (1)$$

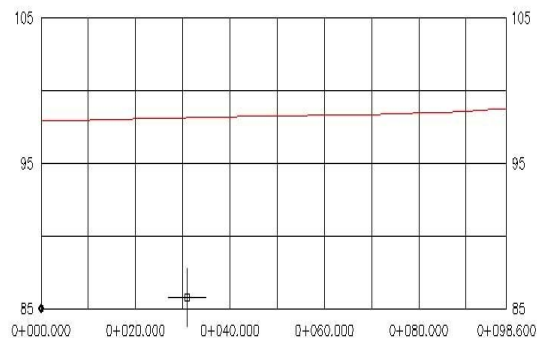
که در آن $\Omega_n = 2\pi/L_{wn}$ (فرکانس فضایی کروی) بخشی از سطح ناهمواری است و واحد آن به صورت rad/m یا rad/ft بیان می‌شود. مقدار مربع میانگین دامنه بخشی از پروفیل سطحی جاده از رابطه زیر قابل محاسبه است [۶ و ۸].

$$\bar{Z}_n^2 = \frac{1}{L_{wn}} \int_0^{L_{wn}} [Z_n \sin\left(\frac{2\pi x}{L_{wn}}\right)]^2 dx = \frac{Z_n^2}{2} \quad (2)$$

ناهمواری‌های عمودی جاده آسفالت بر حسب میلی‌تر بر اساس داده‌های استخراج شده از نقشه‌برداری با دوربین توپوگرافی با استفاده از روابط فوق مطابق شکل-۵ استخراج شده است. لازم به ذکر است که جاده آسفالت نقشه‌برداری شده دارای شیب غیر یکنواخت با زاویه ۴ درجه رو به پائین بوده است.



شکل-۲ دوربین توپوگرافی استفاده شده در این پژوهش



شکل-۳ پروفیل طولی جاده آسفالت با استفاده از داده‌های نقشه‌برداری در نرم‌افزار اتوکد

جدول ۱- طبقه‌بندی ناهمواری‌های جاده‌ای پیشنهادی سازمان بین‌المللی استاندارد سازی ایزو بصورت پارامتری [۹]

بازه مقادیر تابع چگالی طیف توانی ($10^{-6} m^2/Cycle/m$)	طبقه‌بندی جاده‌ها
کمتر از ۲	عالی
۲ تا ۸	بسیار خوب
۸ تا ۳۲	خوب
۳۲ تا ۱۲۸	متوسط
۱۲۸ تا ۵۱۲	بد
۵۱۲ تا ۲۰۴۸	بسیار بد

در طبقه‌بندی ناهمواری‌های سطحی جاده‌ای توسط سازمان بین‌المللی استانداردسازی ایزو روابط میان تابع چگالی طیفی توانی $Sg(\Omega)$ و فرکانس فضایی Ω برای جاده‌های مختلف با دو خط مستقیم و شیب‌های متفاوت در مقیاس لگاریتمی قابل بیان است که برای دو بازه مختلف از فرکانس بصورت زیر می‌باشد [۱۱-۱۳]:

$$\text{if } \Omega \leq \frac{1}{2\pi} \Rightarrow Sg(\Omega) = Sg(\Omega_0) \times \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-N_1} \quad (3)$$

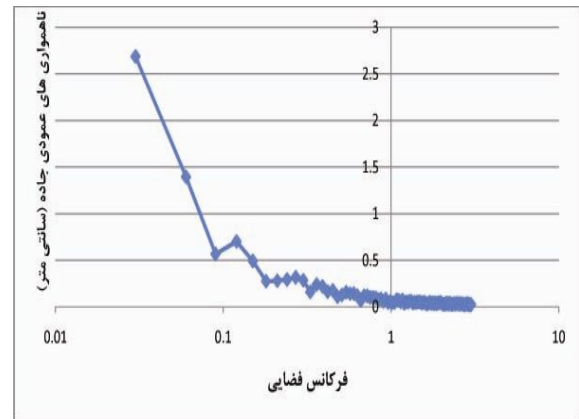
$$\text{if } \Omega > \frac{1}{2\pi} \Rightarrow Sg(\Omega) = Sg(\Omega_0) \times \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-N_2} \quad (4)$$

مقادیر $Sg(\Omega_0)$ در فرکانس فضایی $\Omega_0 = \frac{1}{2\pi} \text{ Cycle}/m$ برای جاده‌های مختلف در جدول ۱- ارائه شده است و ثابت N_1 و N_2 به ترتیب برابر ۲,۰ و ۱,۵ در نظر گرفته می‌شود.

با استفاده از انتگرال‌گیری عددی سیمپسون با تقریب ۳ نقطه متوالی (رابطه-۵) محاسبات انجام شده و تابع چگالی طیفی توانی برای جاده مورد نظر مطابق شکل-۷ استخراج شده است که با مقایسه با استاندارد ISO2631-1 ارائه شده توسط شرکت بین-المللی ایزو مطابق با جاده کلاس D می‌باشد.

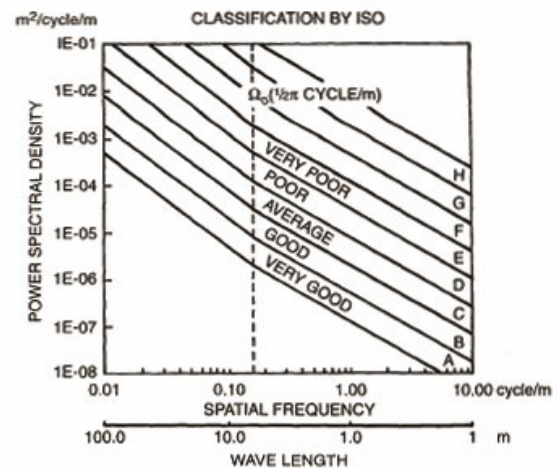
$$a = x_0 < x_1 < \dots < x_{2n-1} < x_{2n} = b$$

$$h = \frac{b-a}{2n} \quad (5)$$



شکل ۵- ناهمواری‌های عمودی جاده آسفالت بر حسب فرکانس فضایی بر اساس داده‌های توپوگرافی

سازمان‌های مختلف طی سال‌ها تلاش کرده‌اند تا ناهمواری‌های سطحی جاده را طبقه‌بندی کنند. سازمان بین‌المللی استانداردسازی ایزو طبقه‌بندی ناهمواری‌های جاده‌ای (A-H) را بر اساس تابع چگالی طیفی توان (شکل-۶) پیشنهاد کردند، که بصورت پارامتریک این دسته‌بندی در جدول ۱- ارائه گردیده است.



شکل ۶- نمودار طبقه‌بندی ناهمواری‌های سطحی جاده‌ای توسط سازمان بین‌المللی استانداردسازی ایزو [۱۰]

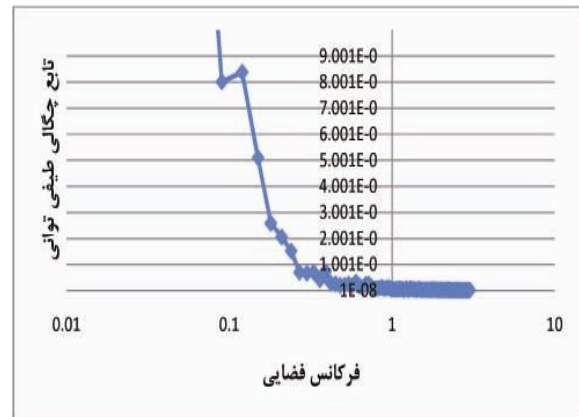
۳- تحلیل المان محدود توپي چرخ خودرو

در این تحقیق منظور از پیش‌بینی عمر خستگی توپي چرخ خودرو، محاسبه تعداد سیکل شکست و نیز تنش گسیختگی قطعه بوده است و به همین علت برای تحلیل المان محدود در نرم‌افزار، روش تنش عمر یا همان روش S-N بر اساس شمارش تعداد سیکل جریان باران مورد استفاده قرار گرفته است. فلوجارت مراحل کاری انجام شده در نرم‌افزار به منظور تحلیل مورد نظر در شکل ۹ آورده شده است.

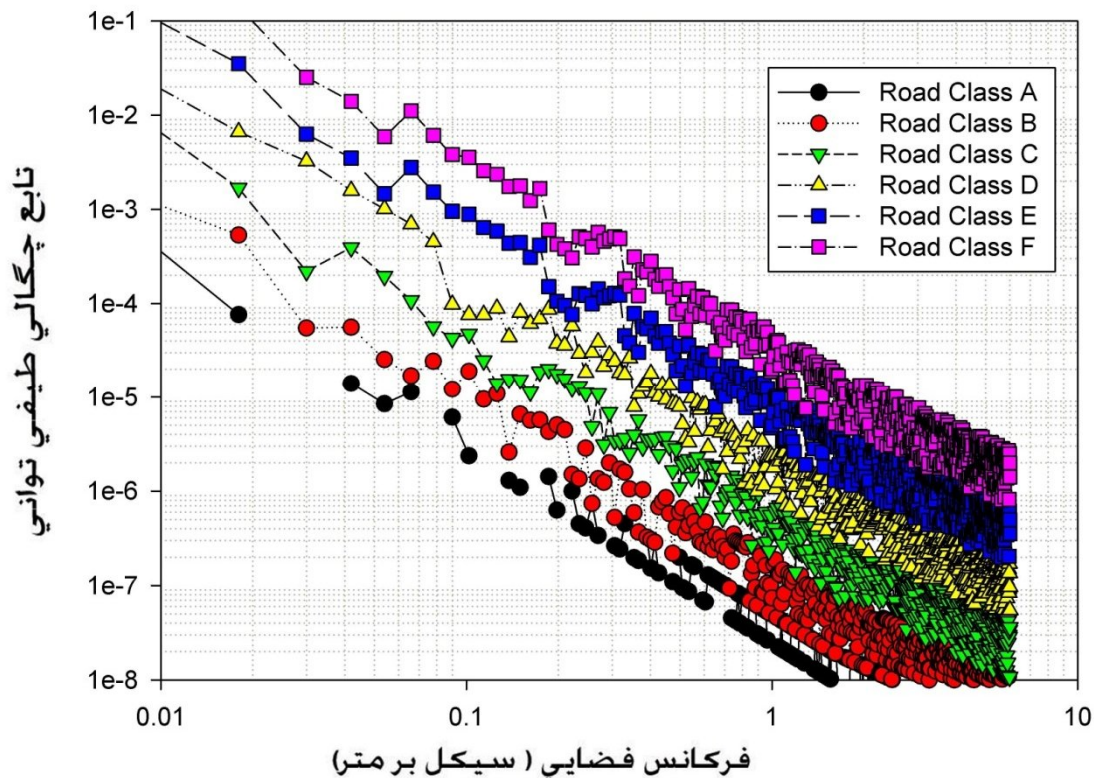
۱-۳ مدل‌سازی هندسی

در ابتدا توپي چرخ خودرو تهیه شده و با استفاده از دستگاه اسکنر سه بعدی CMM فایل ایتیک شامل تمام نقاط سطح خارجی قطعه بدست آمده و در ادامه در نرم‌افزار مدل‌سازی Catia مدل هندسی قطعه متشکل از سطوح مختلف مطابق شکل ۱۰- مدل شده است [۱۴].

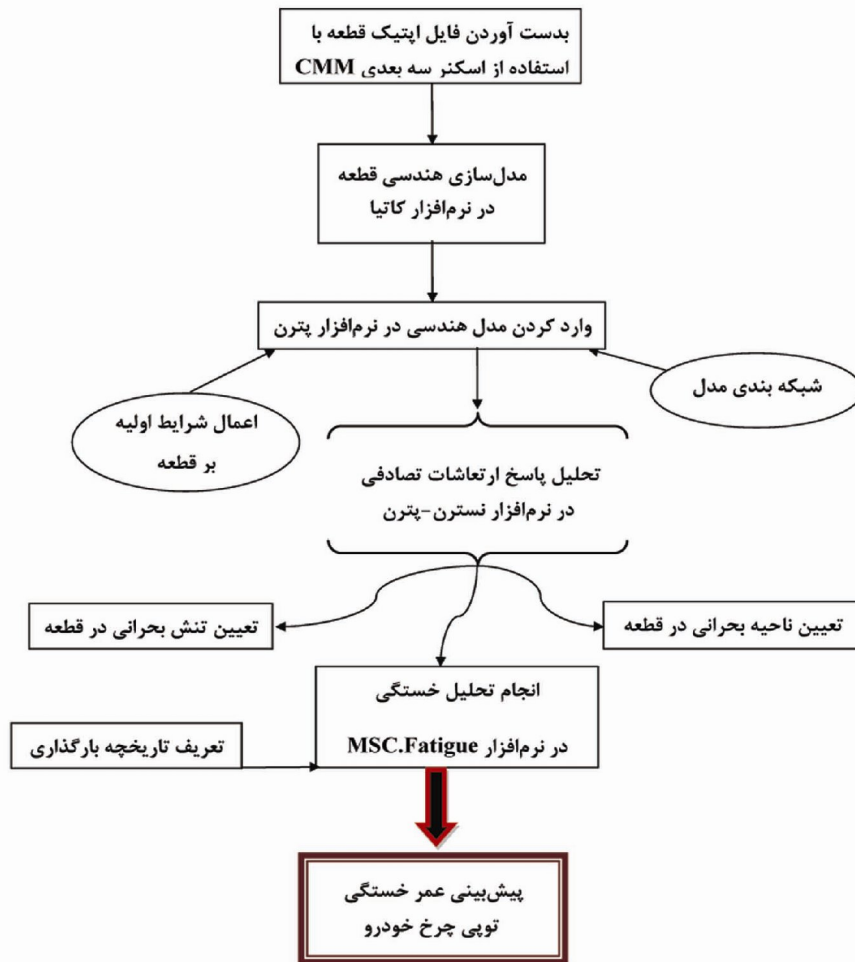
در ادامه نیز برای دیگر کلاسه‌بندی‌های جاده‌ای این تقریب در نرم‌افزار متلب انجام شده که می‌توان تابع چگالی طیفی توانی بدست آمده برای جاده‌های مختلف را در شکل ۸- مشاهده کرد:



شکل ۷- تابع چگالی طیفی توانی جاده آسفالت بر حسب فرکانس فضایی بر اساس داده‌های توپوگرافی



شکل ۸- نمودار طبقه‌بندی ناهمواری‌های سطحی جاده‌ای استخراج شده از نرم‌افزار متلب منطبق با استاندارد ایزو



شکل-۹ فلوجارت مراحل کاری پیش‌بینی عمر خستگی قطعه با استفاده از روش المان محدود

۲-۳ اطلاعات جنس مواد

به منظور شبیه‌سازی کامل مدل المان محدود توپی چرخ، اطلاعات و استانداردهای مربوط به جنس قطعه تهیه شده و در قسمت مدیریت مواد در نرم‌افزار با در نظر گرفتن ترکیبات تشکیل‌دهنده جنس به همراه مشخص نمودن عملیات ساخت قطعه (ریخته‌گری، ماشین‌کاری خوب، متوسط یا ضعیف، سطح پولیش شده، عملیات حرارتی شده و ...) آن را اعمال نموده به طوری که مشخصات مکانیکی جنس قطعه و نیز ترکیبات تشکیل‌دهنده آن را می‌توان در جدول ۲- و جدول ۳- مشاهده نمود.



شکل-۱۰ تصویری از مدل هندسی توپی چرخ خودرو

و به منظور شبیه‌سازی مدل المان محدود از المان مثلثی Tet10 استفاده شده است.

جدول ۲- استانداردهای جنس توپی چرخ خودرو [۱۵]

توپی چرخ	قطعه
20MnCr5	استاندارد آلمان
540	تنش تسلیم (مگا پاسکال)
780-1080	استحکام کششی (مگا پاسکال)
8	درصد افزایش طول

جدول ۴- ده فرکانس طبیعی اول توپی چرخ خودرو

توپی چرخ	شماره فرکانس طبیعی
0	1
0	2
0	3
$4.0129e^{-6}$	4
$1.3462e^{-5}$	5
$2.2247e^{-5}$	6
75.121	7
77.586	8
116.57	9
130.55	10

جدول ۳- اطلاعات مربوط به ترکیبات جنس توپی چرخ خودرو [۱۵]

توپی چرخ	قطعه
0.17-0.22	درصد کربن
0.15-0.40	درصد سیلیسیم
1.10-1.40	درصد منیزیم
0.035	درصد فسفر
0.035	درصد گوگرد
1.00-1.30	درصد کروم
0	درصد نیتروژن
0	درصد نیکل

۴-۲ پاسخ ارتعاشات تصادفی

از این آنالیز به منظور محاسبه پاسخ حالت یکنواخت یک سازه، تحت تحریک سینوسی و یا قابل تعمیم به تحریک سینوسی با دامنه و فاز متغیر استفاده می‌شود. مهم‌ترین نتایجی که از این آنالیز بدست می‌آید عبارتند از: تغییر مکان‌ها، سرعت‌ها و شتاب در گره‌ها، نیروها و تنش‌های المان‌ها.

از آنجا که این تحلیل بسیار زمان‌بر بوده و به دنبال آن تحلیل‌های خستگی زمان‌بر تر خواهند بود، لذا در این مرحله سعی شده است که میزان تأثیر اندازه دانه شبکه‌بندی المان مثلثی Tet10 بر تنش‌های بحرانی بدست آمده در اجزاء تشکیل دهنده سیستم تعلیق را بدست آورده و با بررسی اجمالی نتایج، اندازه دانه مش‌بندی مناسبی انتخاب شود که هم فضای کاری کمتری را برای انجام محاسبات لازم داشته باشد و هم این که در زمان کوتاه‌تری به نتیجه برسد که در ادامه می‌توان مدل المان محدود توپی چرخ خودرو را در شکل-۱۱ مشاهده نمود. لذا به این منظور در جدول-۵ اطلاعات مربوط به تنش‌های بحرانی در قطعه با توجه به اندازه‌های مختلف برای دانه مش‌بندی گزارش شده است.

۳-۳ اطلاعات بارگذاری

بارگذاری بر اساس سیگنال‌های جاده‌ای بدست آمده مطابق با ناهمواری‌های جاده‌ای کلاس d با در نظر گرفتن سرعت حرکت خودرو برابر با 100Km/h بار به صورت عمودی بر چهار پیچ واقع بر روی توپی چرخ با این فرض که خودرو در جاده‌ای مستقیم و بدون هیچ گونه تغییری در جهت میل فرمان در حال حرکت است، اعمال گردیده است.

۴- بحث و مقایسه نتایج

۴-۱ آنالیز مودال

از این آنالیز به منظور تعیین فرکانس‌های طبیعی قطعات و شکل مودهای آن استفاده می‌شود. در صورتی که سازه به طور کامل مقید نشده باشد (شرایط مرزی کافی نباشد) مود صلب ظاهر شده و در این حالت فرکانس طبیعی سیستم برابر با صفر می‌شود و نیز همواره فرکانس‌های طبیعی یک سازه حالت صعودی دارد.

۴-۲-۱ تأیید صحت نتایج بدست آمده از تحلیل پاسخ

فرکانسی

فاکتورهایی وجود دارد که نقش مهمی در دقت و صحت نتایج بدست آمده از تحلیل پاسخ فرکانسی دارند. از جمله این فاکتورها می‌توان به موارد زیر اشاره داشت:

۱- مقایسه تنش‌های بحرانی بدست آمده بر اساس معیارهای مختلف:

همان‌طور که از قبل هم قابل پیش‌بینی بود معیار ترسکا محتاطانه‌تر از معیار فون مایرز است، به طوری که در جدول ۶- نیز واضح است که مقدار تنش‌های بحرانی گزارش شده بر اساس معیار ترسکا بیشتر از معیار فون مایرز می‌باشد.

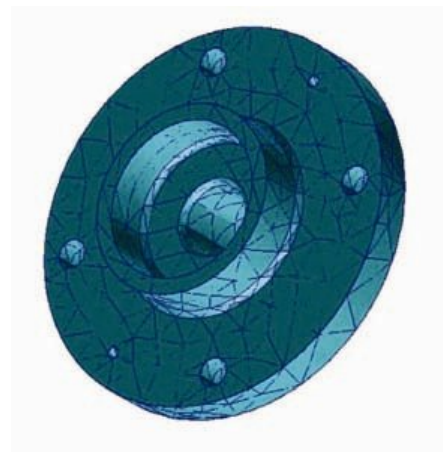
۲- تعداد مودهای مورد استفاده برای تحلیل پاسخ فرکانسی: برای انجام تحلیل‌های ارتعاشاتی نیازی به استفاده از تمامی مودها نمی‌باشد. تعداد مودهای مورد استفاده بستگی به محدوده فرکانس تحریک سیستم دارد. در این تحقیق فرکانس تحریک که از طرف جاده به سیستم تعلیق وارد می‌شود در محدوده 0-80Hz قرار داشته، لذا باید از تمامی مودهایی که در این محدوده قرار دارند، در تحلیل پاسخ فرکانسی استفاده شود و از مودهایی با فرکانس بیشتر از 80Hz صرف‌نظر گردد [۱۶-۱۷].

۳- تأیید بارگذاری اعمال شده:

برای تأیید بارگذاری، مدل را با فرکانس صفر هرگز تحریک کرده و سپس نتایج بدست آمده با نتایج حاصل از تحلیل استاتیکی مقایسه شده است. از آنجایی که میرایی در سیستم وجود نداشته است، نتایج پاسخ فرکانسی با فرکانس صفر هرگز تقریباً برابر با نتایج تحلیل استاتیکی مدل‌ها بوده است و تفاوت نتایج در این روش ناشی از عدم استفاده از کلیه مودها می‌باشد.

۴-۳ تحلیل خستگی

به منظور پیش‌بینی عمر خستگی تحت بارگذاری ارتعاشات تصادفی در نرم‌افزار MSC.Fatigue لازم است تا در مرحله اول پاسخ ارتعاشات تصادفی قطعه، برای تعیین نمودن ناحیه بحرانی در قطعه و در پی آن مشخص نمودن بحرانی‌ترین گره‌ها در قطعه تحت بارگذاری ارتعاشات تصادفی و در نظر گرفتن ماکزیمم تنش بحرانی قطعه برای استفاده در گام بعدی به طوری که محاسبات پیچیده و زمان‌بر خستگی فقط بر روی نقاط بحرانی از ناحیه‌های بحرانی قطعه انجام پذیرد. بدین ترتیب با استفاده از تحلیل انجام شده در بخش قبلی، ناحیه‌های بحرانی توپی چرخ خودرو به منظور استفاده در تحلیل خستگی و پیش‌بینی عمر خستگی آن در شکل-۱۲ نشان داده شده است.



شکل-۱۱- نمایی از مدل المان محدود توپی چرخ خودرو با المان مثلثی Tet10

جدول-۵- تأثیر اندازه شبکه مش بندی بر روی تنش بحرانی در توپی چرخ خودرو بر اساس معیار فون مایرز

شماره تحلیل	اندازه شبکه مش بندی	تعداد کل گره‌ها	تعداد کل المان‌ها	تنش بحرانی (مگاپاسکال)
۱	۰/۱	۸۰۱۷	۴۳۹۴	۲۸۲
۲	۰/۳	۷۳۱۱	۴۰۴۰	۲۸۳
۳	۱	۵۳۵۲	۲۹۰۲	۲۳۷

در ادامه تنش‌های بحرانی توپی چرخ خودرو در اثر تحلیل ارتعاشات تصادفی بر اساس معیارهای مختلف در جدول-۶ آورده شده است.

جدول-۶- تنش بحرانی در توپی چرخ خودرو بر اساس معیارهای مختلف

معیار مورد بررسی	فون مایرز	ترسکا	ماکزیمم تنش اصلی
ماکزیمم تنش (مگا پاسکال)	۲۳۷	۲۴۱	۲۴۷
مینیمم تنش (مگا پاسکال)	۱۶۰	۱۶۷	۱۶۸

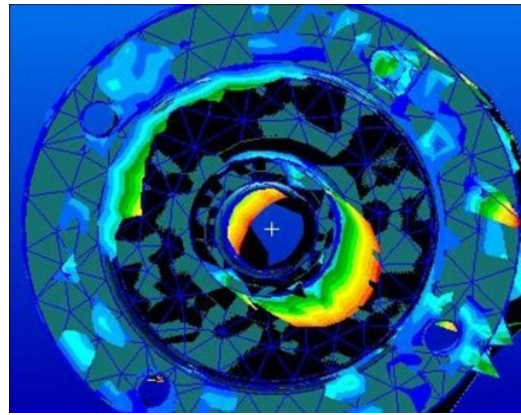
شده در زمینه‌های مختلف بارگذاری از جمله خستگی مواد که بدون هیچ‌گونه اختطاری در مورد زمان شکست خود، ارتباط مستقیم با راحتی و ایمنی سرنشین دارد، بسیار اهمیت پیدا می‌کند. در زمینه عمر خستگی قطعات خودرو و سایر موارد در حوزه بارگذاری کششی، فشاری، خمشی و برشی فعالیت‌های مناسبی انجام شده است ولی در زمینه ارتعاشات تصادفی و بالاخص در توپیی چرخ از سیستم تعلیق خودرو فعالیت‌های کم‌تری انجام شده است.

نکته مهم دیگر این مورد است که می‌توان به جای انجام آزمایشات پرهزینه و بسیار زمان‌بر از روش‌های المان محدود استفاده نمود و اطلاعات را گسترش داده و به نتایج کلی دست یافت که این اطلاعات قابل استفاده برای تمامی فعالیت‌های علمی و پژوهشی بوده و حتی با وجود تحلیل‌های حساسیت در نرم‌افزارهای المان محدود می‌توان به بهینه‌سازی مدل ارائه شده نیز به صورت پارامتری پرداخت.

یکی از دلایل ضعف در شبیه‌سازی قطعات، اعمال شرایط محیطی آزمایشگاه در نرم‌افزار می‌باشد. به عنوان مثال می‌توان به پارامتر رطوبت هوا اشاره داشت که نتایج حاصل از آزمایشات انجام شده در هر یک از موارد در شرایط خاصی از رطوبت هوا بوده است که در نرم‌افزار نمی‌توان این پارامتر را به عنوان یک شرط محیطی تعریف شود و این در حالی است که میزان رطوبت هوا بر حد دوام خستگی مواد تأثیر بسزائی دارد. از دستاوردهای این تحقیق می‌توان به موارد زیر اشاره داشت:

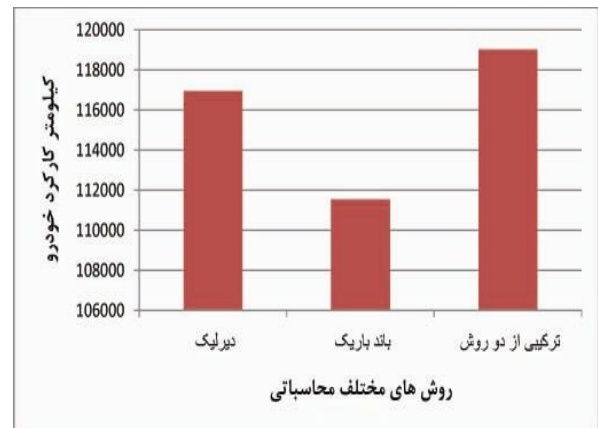
- ۱- بیشترین مقدار تنش بحرانی در قسمت انتهایی از قسمت داخلی توپیی چرخ خودرو بوده است، لذا می‌توان تا حدودی نیز پیش‌بینی نمود که اگر قطعه تحت بار نوسانی قرار گیرند، احتمال شکست توپیی چرخ خودرو از ناحیه یا شده بیشتر از دیگر قسمت‌های آن است.
- ۲- تنش بحرانی در ناحیه مشخص شده بر اساس معیار فون مایز برابر 237MPa گزارش شده است که در مقایسه با تنش تسلیم جنس توپیی چرخ، کمتر از نصف آن می‌باشد، لذا به هیچ وجه این قطعه تحت بار استاتیکی گسیخته نخواهد شد و فقط تحت پدیده خستگی به شکست می‌انجامد.

- ۳- بر اساس نتایج بدست آمده از تحقیق حاضر، با توجه به شرایط بارگذاری اعمال شده بر روی سیستم با سرعت ثابت 100Km/h ، پس از گذشت 116944Km از کارکرد خودرو، توپیی چرخ خودرو دچار گسیختگی شده و در ادامه حرکت باعث جدایش اتصال توپیی چرخ به سگدست در دست‌انداز و یا پیچ جاده‌ای با شیب زیاد شده که در اثر آن فرمان‌پذیری را از دست خواهد داد که این موضوع به صورت مستقیم با جان سرنشین در ارتباط بوده ولی با توجه به میزان کیلومتر کارکرد خودرو (بر اساس استانداردهای کارکردی خودرو) معادل بیش از ۵



شکل ۱۲- نمایی از ناحیه بحرانی توپیی چرخ خودرو تحت بارگذاری ارتعاشات تصادفی

در ادامه با استفاده از روش شمارش تعداد سیکل بارگذاری (معروف به روش جریان باران) و نیز سه روش محاسباتی مختلف برای پیش‌بینی عمر خستگی در نرم‌افزار (دیرلیک، پهنای باند باریک و روش پیشنهادی نرم‌افزار)، عمر خستگی قطعه تحت شرایط بارگذاری (حرکت خودرو با سرعت ثابت در جاده آسفالت از کلاس d ایزو) بدست آمده و در نهایت با توجه به زمان طی شده در یک سیکل بارگذاری، مشخص بودن تعداد تکرار سیکل‌ها تا شکست و نیز سرعت حرکت خودرو می‌توان تعداد سیکل بارگذاری تا شکست را به مسافت پیموده شده توسط خودرو بر حسب کیلومتر بدست آورد. لذا، عمر خستگی توپیی چرخ خودرو بر حسب کارکرد آن مطابق با شکل ۱۳ گزارش شده است [۱۷-۱۹].



شکل ۱۳- عمر خستگی توپیی چرخ خودرو بر حسب کیلومتر کارکرد خودرو با استفاده از روش‌های محاسباتی مختلف در نرم‌افزار المان محدود خستگی

۵- نتیجه‌گیری

استفاده از سیستم‌تعلیق‌های مدرن در خودروهای پیشرفته روز به روز در حال افزایش است و بررسی‌ها و تحلیل‌های دقیق و حساب

[10] N. Nickmehr, "Ride Quality and Drivability of a Typical Passenger Car subject to Engine/Driveline and Road Non-uniformities Excitations", Linköpings universitet of Sweden, 2011

[11] A. Michae, Sek, "A Modern Technique of Transportation Simulation for Package Performance Testing", Victoria University of Technology, 1996

[12] L. Son, "Optimum design of road-friendly vehicle suspension systems subjected to rough pavement surfaces", Journal of Applied Mathematical Modeling, Vol. 26, 2002, pp 635-652

[13] O. Brien, J. Eugene, Li, Yingyan, K. Cashell, González, "The use of vehicle acceleration measurements to estimate road roughness", Vehicle System Dynamics, Vol.46, 2008, pp. 483-499

[۱۴] ه. جعفری، م. هیهات، خودآموز طراحی مکانیک با نرم افزار کاتیا، مجموعه کتاب‌های مثلث نارنجی، نشر آفرنگ، چاپ اول زمستان ۱۳۸۵

[۱۵] جی. وی. وگرت، "جداول و استانداردهای فولاد"، ترجمه ع. ولی‌نژاد، نشر طراح، چاپ دوم، تابستان ۱۳۷۸

[۱۶] ح. طالبی مزرعه شاهی، ع. فرزادی‌فر، الف. مهری، راهنمای نرم‌افزار نسترن و پترن، نشر طراح، چاپ اول، تابستان ۱۳۸۱

[17] Durability and Fatigue life Analysis Using MSC Fatigue, PAT318, MSC Software publication, Vol. 1, 2008

[18] Fatigue TM 2005 r2 User's Guide, MSC Software publication, Vol. 1, 2005

[19] Fatigue TM 2005 r2 User's Guide, MSC Software publication, Vol. 2, 2005

سال کارکرد متعارف خودرو می‌باشد که این کارکرد سالانه منطقی به نظر رسیده و بهینه‌سازی آن بصورت طراحی مجدد و ... لازم و ضروری نیست، بلکه با تغییرات جزئی می‌توان عمر خستگی آن را بهبود بخشید.

به منظور افزایش عمر خستگی تویی چرخ خودرو تحت بارگذاری انجام شده و با در نظر گرفتن ناحیه بحرانی در داخل گلوبی تویی چرخ، می‌توان با اعمال تغییرات در شعاع انحنای پخ موجود در انتهای داخل گلوبی متصل به صفحه تویی چرخ آن را بهینه کرد.

۶- منابع و مراجع

[1] M. M. ElMadany, "The performance passive cab suspension systems in Tractor-Semitrailer vehicles", Journal of King Saud University, Vol. 2, 1990, pp. 131-152

[2] A. Badih, J. Baumann, "Design of Formula SAE Suspension", SAE Technical Paper Series, Vol. 1, 2002, pp. 3310

[۳] ع. سلیمانی ایوری، "استخراج و تحلیل ضربه‌های وارده به وسیله نقلیه در جاده‌های ناهموار"، چهارمین کنگره ملی مهندسی عمران، دانشگاه تهران، اردیبهشت ۱۳۸۷

[4] B. Breytenbach, P. Schalk Els, "Optimal vehicle suspension characteristics for increased structural fatigue life", Journal of Terramechanics xxx, 2011

[5] M. Haiba, D. C. Barton, P. C. Brooks, M. C. Levesley, "The development of an optimization algorithm based on fatigue life", International Journal of Fatigue, Vol. 25, 2003, pp. 299-310

[6] A. Costa Neto, L. C. Ferraro, V. L. Veissid, C. A. M. Freitas, M. A. Argentino, R. R. Ripoli, O. T. Persegum, "A study of vibration behavior of a medium size track considering frame flexibility use of ADAMS", International ADAMS user conference, 1998

[7] A. Udas, "Road Variability and Its Effect On Vehicle Dynamics Simulation", University of Iowa Theses, 2011

[۸] ب. مشهدی، م. حاتم‌آباد، تحلیل حرکت خودرو بر جاده‌های آزمون در محیط‌های مجازی، ماهنامه مهندسی خودرو و صنایع وابسته، شماره ۸، ۱۳۸۸

[9] J. Y. Wong, "Theory of ground vehicle book", university of Ottawa, Third edition, 2001