

تحلیل واماندگی و آسیب خستگی یک میل موج گیر تحت آزمون خستگی

محمد شریعات^{۱*} امیر گنجی دوست^۲

* نویسنده مسئول: shariyat@kntu.ac.ir

چکیده

تئوری‌های خستگی تا کنون بر روی نمونه‌های استوانه‌ای تحت بارهای خمشی، کشش - فشاری یا پیچشی آزموده شده‌اند. میدان‌های تنش پدیده آمده در این نمونه‌ها، عمدتاً یک یا دو بعدی بوده‌اند. میل موج گیر یا میله پادغلت، یکی از اجزای سیستم تعلیق خودرو است. میل موج گیر در عین داشتن مقطع ساده دایره‌ای، به دلیل داشتن خمهای متعدد، متحمل میدان تنش سه بعدی است. این قطعه همواره تحت بارگذاری نوسانی خمشی و پیچشی قرار دارد و مهمترین عامل در شکست و تخریب آن پدیده خستگی است. در مقاله کنونی با استفاده از تحلیل اجزای محدود و کد کامپیوتری نوشته شده، به تحلیل خستگی و محاسبه میزان آسیب انباشته در این قطعه بر پایه تئوریهای معتبر اصلاح شده صفحه بحرانی، با قابلیت به کارگیری تنش چند محوره پرداخته شده و مقایسه‌ای بین نتایج حاصل از این تئوری‌ها با نتایج حاصل از کار تجربی و آزمون خستگی به کار گرفته شده صورت پذیرفته است.

واژه‌های کلیدی: میل موج گیر، آسیب انباشته، خستگی پرچرخه، صفحه بحرانی، بارگذاری اتفاقی، بارگذاری چند محوره.

۱- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

۲- کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

۱- مقدمه

میل موج گیر یا میله پادغلت، یکی از اجزای سیستم تعلیق خودرو است که پایدار کننده^۱ نیز نامیده می شود. این میله، به سیستم تعلیق جلو خورو متصل شده و وظیفه آن ایجاد ارتباط الاستیک میان دو چرخ جلو برای برقراری پایداری و راحتی سفر، از طریق کاهش دادن میزان اختلاف ارتفاع دو چرخ مجاور و تحمل حرکات نسبی چرخ های خودرو است. به بیان دیگر، این میله نوعی فنر خمشی- پیچشی است.

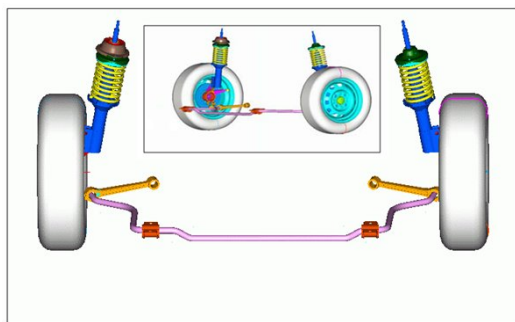
از میان معیارهای گوناگون صفحه بحرانی، تئوری های فاینلدی [۱]، متک [۲]، مک دیارمید [۳-۵] و کارپینتری- اسپانولی [۶ و ۷] به دلیل امکان به کارگیری مناسبتر، پذیرش بیشتری یافته اند. در هر یک از تئوری های فوق، یک نامساوی برای بررسی وقوع گسیختگی جزء تحت بارگذاری چند محوره تکرار شونده ارائه گردیده است. به بیان دیگر، می توان ابراز نمود که هر یک از تئوری ها به فرم ارائه شده نمی توانند برای تخمین مقدار عمر خستگی تحت یک تاریخچه تنش به کار روند و بر پایه آنها، تنها می توان در مورد محدود یا نامحدود بودن عمر در صورت تکرار شدن تاریخچه اظهار نظر کرد. در ده های اخیر، چندین بررسی، مطالعه و مقایسه جهت گسترش معیارهای آسیب خستگی چند محوره ارائه شده اند [۸، ۹]. همچنین اخیراً مقاله ای جهت اصلاح تئوری های معروف و ارائه معیارهای جدید خستگی، توسط شرعیات ارائه شده است [۱۰].

در روش ارائه شده برای تخمین عمر توسط کارپینتری- اسپانولی، ابتدا با در نظر گرفتن حالت تنش صفحه ای سینوسی غیرهم فاز، مؤلفه های تنش قائم و برشی هر صفحه دلخواه به دست آمده و بر پایه آن، تنش معادل محاسبه می شود. در نهایت با در نظر گرفتن حالت کلی تاریخچه تنش صفحه ای اتفاقی تنش معادل تعریف می شود. در مقاله کنونی، بر خلاف فرضیات میدان دو بعدی در نظر گرفته شده توسط معیارهای قبلی، میدان تنش به صورت سه بعدی در نظر گرفته شده و با توجه به روابط به دست آمده، سعی

شده است تا با استفاده از تعریف تنش معادل براساس هر یک از تئوری های فوق، آسیب انباشته خستگی میل موج گیر محاسبه شده و سرانجام مقایسه ای میان نتایج تئوری حاصله و نتایج تجربی صورت پذیرد.

۲- انتخاب میل موج گیر برای تحلیل کنونی

شکل (۱) شماتیکی از یک میل موج گیر و نحوه نصب آن را نشان می دهد. به دلیل نوع کاربرد، این قطعه همواره تحت بارگذاریهای نوسانی خمشی و پیچشی قرار دارد و مهمترین عامل در شکست و تخریب آن، پدیده خستگی است. به دلیل حساسیت این وسیله در خودرو، لازم است که میل موج گیر از استحکام مناسبی در برابر خستگی برخوردار باشد. از این رو، سازندگان این قطعه به منظور تضمین کیفیت محصولات خود، لازم است که با انجام آزمون های مناسب، از مقاومت محصول در برابر خستگی مطمئن شوند. روش مرسوم کنونی برای بررسی عمر خستگی میل موج گیر، استفاده از آزمون خستگی است. روش کار بدین صورت است که ابتدا از میان محصولات تولیدی، نمونه هایی به صورت تصادفی انتخاب شده و تحت بارگذاری های گوناگون نوسانی قرار گیرند.



شکل (۱) میل موج گیر و نحوه نصب آن

تئوری های خستگی تا کنون بیشتر بر روی نمونه های استوانه ای تحت بارهای خمشی، کشش- فشاری یا پیچشی آزموده شده اند. میدان های تنش پدید آمده در این نمونه ها، عمدتاً یک یا دو بعدی بوده اند. دلیل انتخاب قطعه میل موج گیر در تحقیق کنونی، آزمودن تئوری های خستگی در میدان تنش سه بعدی است. قطعه انتخابی، همزمان با داشتن

حول محور خود را فراهم می‌کنند. دو انتهای دیگر میل موج‌گیر، با حرکت چرخ خودرو، متحمل بارهایی در راستاهای مختلف می‌شوند. عمده بار وارد بر میل موج‌گیر، در راستای عمود بر صفحه دربرگیرنده خط تقارن میل موج‌گیر اعمال می‌شود. مشخصات مکانیکی بوش‌های لاستیکی در جدول (۳) آمده است.

جدول (۳) مشخصات مکانیکی بوش‌های لاستیکی

۳۰۰	مدول الاستیسیته $E (kPa)$
۰/۴۹	ضریب پواسون ν
۱۱۲۰	چگالی $\rho (kg/m^3)$

۴- ضرایب اصلاح حد دوام

برای تعیین منحنی S-N ماده و تعیین تنش حد دوام خستگی اصلاح شده، محاسبه اثر زبری سطح، سختی سطح و عملیات سطحی دیگر، میزان سختکاری، ابعاد مقطع و ضریب تمرکز تنش و موارد دیگر مؤثر بر خستگی لازم است. بر این پایه، می‌توان منحنی S-N مواد را متناسب با وضعیت قطعه تحت بررسی، اصلاح نمود. استحکام حد دوام، مطابق رابطه (۱) تصحیح می‌شود.

$$S_e = (k_a k_b k_c k_d k_e k_f) S_{af} \quad (1)$$

که در آن، S_{af} تنش دامنه حد دوام برای میله‌ای با قطر ۱۰ میلیمتر و زبری سطح ۱۰ میکرون می‌باشد. در رابطه (۱)، ضرایب تصحیح به ترتیب شامل اثرات مربوط به سطح، اندازه، قابلیت اطمینان، درجه حرارت، تمرکز تنش و سایر اثرات می‌باشند. هر کدام از ضرایب، به شرح ذیل برای میل موج‌گیر تحت بررسی قابل محاسبه می‌باشند [۱۱]:

الف) مطابق با جداول یا نمودارهای موجود [۱۱]، ضریب سطح برای کلیه سطوح از قبیل؛ سنگ خورده، ماشینکاری شده، تولید شده به صورت کشش سرد، تولید شده به شیوه کشش گرم، آهنگری و سایر موارد قابل محاسبه می‌باشد. در نتیجه برای سطح ماشین کاری شده، این مقدار $k_a = 0.67$ است [۱۱].

ب) با توجه به قطر میله ضریب اندازه، $k_b = 0.87$ به دست می‌آید [۱۱].

شکل ساده مقطع دایره‌ای که کنترل محاسبات را آسان می‌سازد، به دلیل داشتن خمهای متعدد، تحت میدان تنش سه‌بعدی است.

۳- مشخصات میل موج‌گیر

برای تحلیل خستگی، مشخصات قطعه نیاز است. این قطعه از نوعی فولاد فنر با نورد گرم و دارای قابلیت گونج و تمپر ساخته شده است. این فولاد در استانداردهای مختلف دارای نامهای 5155، 55C3، 525H6، 525A58، 55Cr3 و 5160 است و در استاندارد DIN 17221 با شماره ماده ۱/۷۱۷۶ شناخته می‌شود. ترکیبات مورد استفاده در این فولاد در جدول (۱) آورده شده است.

جدول (۱) ترکیبات به کار رفته در میل موج‌گیر

عنصر شیمیایی	C	Si	Mn	Cr
درصد ترکیب	۰/۵۷	۰/۳۰	۰/۸۵	۰/۸۰

این قطعه پس از ساخت، مطابق استاندارد DIN ۱۷۲۱ عملیات حرارتی می‌شود. خواص مکانیکی این فولاد بعد از عملیات حرارتی مطابق مقادیر ارائه شده در جدول (۲) است.

جدول (۲) مشخصات مکانیکی میل موج‌گیر بعد از عملیات حرارتی

۱۳۷۰ - ۱۶۲۰	استحکام کششی $R_m (N/mm^2)$
۱۱۸۰	تنش تسلیم $R_{p0.2} (N/mm^2)$
۲۴۸ (آنیل نرم) ۳۱۰ (نورد گرم)	سختی (HB)
۲۰۷	مدول الاستیسیته $E (GPa)$
۰/۳	ضریب پواسون ν
۷۸۲۰	چگالی $\rho (kg/m^3)$

همانگونه که در شکل (۱) نشان داده شده است، میل موج‌گیر توسط دو بوش لاستیکی به زیر خودرو متصل می‌گردد. این بوشهای لاستیکی برای میل موج‌گیر تکیه‌گاههای انعطاف‌پذیر ایجاد می‌کنند زمینه دوران میله

۴- قطعه در آزمون غیر همفاز تحت جابه‌جایی نوسانی با دامنه ۶۲ میلی‌متر در هر طرف (کورس حرکتی ۱۲۴ میلی‌متر) قرار می‌گیرد و تحت این شرایط ۵۰۰۰۰ سیکل را می‌گذراند.

در نهایت، اگر قطعه بعد از انجام هر چهار آزمون فوق که به ترتیب بر روی آن انجام می‌شوند سالم بماند، این قطعه مقاومت لازم در برابر خستگی را دارا خواهد بود.

۶- تحلیل اجزای محدود

به منظور بررسی رفتار خستگی در میل موج گیر لازم است که ابتدا بر روی این قطعه، تحلیل تنش صورت پذیرد. به دلیل پیچیدگی‌های هندسی این قطعه، دقیق‌ترین و سریع‌ترین راه برای تحلیل تنش، استفاده از روش اجزای محدود می‌باشد. بدین منظور لازم است که ابتدا یک مدل حجمی دقیق از میل موج گیر ساخته شود. ساخت مدل هندسی به کمک قابلیت‌های مدل‌سازی هندسی نرم‌افزار ANSYS صورت پذیرفته است.

جهت المان‌بندی میله موج گیر و پوشهای لاستیکی از المان solid95 که قابلیت مدل‌سازی تغییر شکلها و کرنشهای غیرخطی را دارا می‌باشد، استفاده می‌شود. برای شبیه‌سازی شرایط تکیه‌گاهی میل موج گیر گره‌های المانهای بیرونی پوشها را ثابت کرده و المانهای داخلی آنها مقدر به حرکت میل موج گیر می‌شوند. شکل (۲)، مدل اجزا محدود ساخته شده با المان حجمی و شرایط تکیه‌گاهی آن را نشان می‌دهد.

پیش از انجام هرگونه تحلیل، باید از صحت مدل اجزا محدود ساخته شده اطمینان حاصل کرد. لذا، بدین منظور از نتایج آزمایش سختی استفاده گردیده است. گزارش آزمایش سختی بر روی میله فوق بیان می‌دارد که با ثابت نمودن یک انتها و اعمال نیروی یک نیوتنی بر روی انتهای دیگر، جابه‌جایی به میزان ۰/۱ میلی‌متر حاصل می‌گردد. بر همین اساس آزمایش سختی در نرم‌افزار ANSYS انجام گردیده و این جابه‌جایی به میزان ۰/۱۱۱ میلی‌متر به دست آمده است، که مطابقت خوبی با نتیجه آزمایش سختی دارد.

ج) با توجه به اطمینان ۹۹/۹ درصدی برای میل موج گیر بر طبق جداول ضریب اطمینان [۱۱] $k_c = 0.753$ به دست می‌آید.

د) ضریب درجه حرارت با توجه به کارکرد قطعه در زیر دمای ۳۵۰ درجه سلسیوس، $k_T = 1$ به دست می‌آید.

ه) ضریب تمرکز تنش در نظر گرفته شده $k_e = 1$ است.

و) برای سایر اثرات نظیر تنش‌های پسماند، عملیات حرارتی، سختکاری و غیره ضریب سایر اثرات $k_f = 0.8$ در نظر گرفته می‌شود.

در نتیجه، تنش حد دوام تصحیح شده مطابق با رابطه (۱) و جدول (۲)، ۲۴۰ MPa به دست می‌آید.

۵- آزمون خستگی میل موج گیر

برای آزمایش خستگی میل موج گیر، روشهای مختلفی با توجه به شرایط کارکرد قطعه وجود دارد و غالباً سازنده با در نظر گرفتن شرایط طراحی، دستورالعملی را ارائه می‌دهد. به عنوان مثال دستورالعمل ذکر شده برای قطعه میل موج گیر، شامل آزمون همفاز، غیرهمفاز و آزمایش تحت شرایط خوردگی است که میل موج گیر همه موارد ذکر شده را بدون بروز شکست باید با موفقیت بگذرانند. در آزمون همفاز، دو نیروی مساوی و هم‌جهت در صفحه در برگیرنده خط تقارن میل موج گیر به صورت نوسانی به آن وارد می‌شود. در آزمون غیر همفاز، دو جابه‌جایی مساوی اما در خلاف جهت هم و عمود بر صفحه در برگیرنده خط تقارن میل موج گیر، به صورت نوسانی به آن وارد می‌شود.

روش کار موجود برای انجام آزمون خستگی بر روی این قطعه، شامل اعمال چهار آزمون متوالی زیر می‌باشد.

۱- قطعه در آزمون همفاز تحت بار نوسانی صفر تا ۳۶۱۵ نیوتن در هر طرف قرار می‌گیرد و تحت این بار ۲۰ نوسان را طی می‌کند.

۲- قطعه در آزمون همفاز تحت بار نوسانی صفر تا ۱۹۲۵ نیوتن در هر طرف قرار می‌گیرد و تحت این بار ۵۰۰۰۰ سیکل را طی می‌کند.

۳- قطعه در آزمون غیرهمفاز تحت جابه‌جایی نوسانی با دامنه ۷۳ میلی‌متر در هر طرف (کورس حرکتی ۱۴۶ میلی‌متر) قرار می‌گیرد و تحت این شرایط ۱۰۰ سیکل را می‌گذراند.

مراحل بارگذاری رابه مراحل ریزتری تقسیم می‌نماید تا جواب حاصل همگرا گردد. پس از انجام تحلیل تنش، می‌توان تاریخچه تنش را برای هر المانی که در دست مطالعه می‌باشد، استخراج کرد.

در آزمون پایانی، قطعه به صورت غیرهمفاز تحت جابه‌جایی نوسانی با دامنه ۶۲ میلی‌متر در هر طرف (کورس حرکتی ۱۲۴ میلی‌متر)، قرار گرفت و تحت این شرایط در ۵۰۰۰۰ سیکل را گذراند. این بار نیز تنشهای بیشینه در حوالی بوش لاستیکی میل موج گیر رخ دادند.

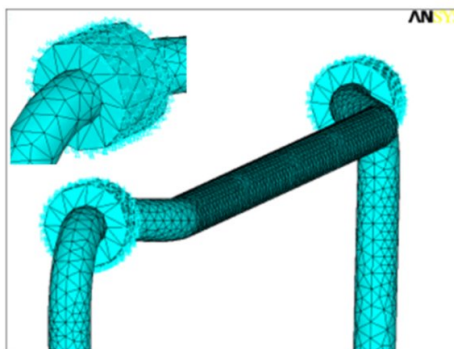
جدول (۴)، به صورت خلاصه نتایج به دست آمده از تحلیل تنش را نشان می‌دهد. همانگونه که روشن است برای آزمونهای همفاز، حداقل تنش برابر صفر است. در آزمونهای غیرهمفاز نیز به دلیل تقارن نسبی موجود در میل موج گیر می‌توان حداقل تنش را همان مقادیر حداکثر تنش با علامت منفی دانست.

جدول (۴) نتایج به دست آمده از تحلیل تنش، تحت آزمون خستگی

تنش اصلی بیشینه (MPa)	تنش بیشینه هم‌ارز فن میرز (MPa)	تنش برشی بیشینه (MPa)	نوع تست
۵۷۰	۶۰۹	۲۷۴	تست همفاز اول (۵ تا ۳۶۱۵ نیوتن)
۳۰۴	۳۲۴	۱۴۶	تست همفاز دوم (۵ تا ۱۹۲۵ نیوتن)
۴۱۹	۴۴۵	۲۴۲	تست غیرهمفاز اول (دامنه حرکتی ۷۳ میلیمتر در هر طرف)
۳۵۶	۳۷۸	۲۰۶	تست غیرهمفاز دوم (دامنه حرکتی ۶۲ میلیمتر در هر طرف)

۷- پیش‌بینی آسیب انباشته در آزمون خستگی

برای رسیدن به پاسخ نهایی، ابتدا با استفاده از تاریخچه تغییرات مؤلفه‌های نیروها و گشتاورها یا جابه‌جایی‌ها وارده بر قطعه مورد بررسی، به کمک نرم‌افزار اجزا محدود (به عنوان مثال ANSYS)، با در نظر گرفتن شرایط حاکم بر مسأله و خواص مواد، تاریخچه تنش پدید آمده در جسم در اثر بارگذاری را با استفاده از تحلیل تنشی به دست آورد. این



شکل (۲) المان‌بندی میل موج گیر و اعمال شرایط تکیه‌گاهی آن

همانگونه که بیان شد، میل موج گیر باید بعد از انجام هر چهار آزمون همفاز و غیرهمفاز که به ترتیب بر روی آن انجام می‌شوند سالم بماند تا بتوان این قطعه را از دیدگاه خستگی تأیید نمود در نتیجه برای مشاهده نتایج تحلیل تنش تحت بارگذاریهای ذکر شده، هر چهار آزمون خستگی به ترتیب بر روی میل موج گیر اعمال خواهند شد.

ابتدا قطعه در آزمون همفاز تحت بار نوسانی صفر تا ۳۶۱۵ نیوتن در هر طرف قرار داده شد و تحت این بار در معرض ۲۰ نوسان قرار گرفت. مشاهده شد که تنشهای بیشینه بزرگتر در محل خمیدگی میل موج گیر رخ می‌دهند. در آزمون همفاز دوم، قطعه تحت بار نوسانی صفر تا ۱۹۲۵ نیوتن در هر طرف قرار گرفته و تحت این بار ۵۰۰۰۰ سیکل را طی نمود.

در آزمون سوم، قطعه به صورت غیرهمفاز تحت جابه‌جایی نوسانی با دامنه ۷۳ میلیمتر در هر طرف (کورس حرکتی ۱۴۶ میلی‌متر) قرار گرفته و تحت این شرایط ۱۰۰ سیکل را گذراند. برای بارگذاری قطعه، با توجه به اینکه بارگذاری به صورت سینوسی غیرهم‌فاز با دامنه ۷۳ میلی‌متر می‌باشد، لازم است برای در نظر گرفتن تغییر شکلها و کرنشهای غیرخطی، بارگذاری به صورت تدریجی اعمال گردد، بنابراین طول بازه بارگذاری به دو مرحله تقسیم گردید. در مرحله اول، در نقطه گره ابتدایی میل موج گیر، جابه‌جایی به میزان ۷۳+ میلی‌متر و در نقطه گره انتهایی به ۷۳- میلی‌متر اعمال شد. در مرحله دوم بارگذاری، این میزان جابه‌جایی در هر دو انتهای میله با علامت مخالف اعمال شدند. برنامه حل گر نرم‌افزار ANSYS نیز خود هر یک از

انجام پذیرفت، نیز می توان تنش معادلی مطابق با رابطه (۶) بدست آورد.

$$C_a(\varphi_c, \theta_c) + kN_{\max}(\varphi_c, \theta_c) \leq \xi \quad (5)$$

$$\sigma_{eq} = \frac{f_{-1}}{\xi} (C_a(\varphi_c, \theta_c) + kN_{\max}(\varphi_c, \theta_c)) \quad (6)$$

باید توجه نمود که هر یک از پارامترهای k و ξ ، بر مبنای تئوری مورد استفاده باید محاسبه و لحاظ گردد. همچنین در تحقیق کنونی کمیتهای C_a و N_{\max} بر پایه میدان تنش سه بعدی مطابق با روابط (۷) و (۸)، باید جایگزین شوند [۱۲]

$$N(t) = (w \cdot S_w)w$$

$$= \begin{bmatrix} s_{\theta} c_{\varphi} [s_{\theta}^{\vee} (\sigma_x c_{\varphi}^{\vee} + \sigma_y s_{\varphi}^{\vee} + \sigma_{xy} s_{\varphi}^{\vee}) \dots \\ s_{\theta} s_{\varphi} [s_{\theta}^{\vee} (\sigma_x c_{\varphi}^{\vee} + \sigma_y s_{\varphi}^{\vee} + \sigma_{xy} s_{\varphi}^{\vee}) \dots \\ c_{\theta} [s_{\theta}^{\vee} (\sigma_x c_{\varphi}^{\vee} + \sigma_y s_{\varphi}^{\vee} + \sigma_{xy} s_{\varphi}^{\vee}) \dots \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\dots + s_{\varphi} \theta (\sigma_{xz} c_{\varphi} + \sigma_{yz} s_{\varphi}) + \sigma_z c_{\theta}^{\vee} \left. \begin{array}{l} \dots + s_{\varphi} \theta (\sigma_{xz} c_{\varphi} + \sigma_{yz} s_{\varphi}) + \sigma_z c_{\theta}^{\vee} \\ \dots + s_{\varphi} \theta (\sigma_{xz} c_{\varphi} + \sigma_{yz} s_{\varphi}) + \sigma_z c_{\theta}^{\vee} \end{array} \right] \\ C(t) = S_w - N = S_p \cdot w - (w \cdot S_w)w = \quad (8)$$

$$\left[\begin{array}{l} s_{\theta} [c_{\varphi} (\sigma_x c_{\theta}^{\vee} + (\sigma_x - \sigma_y) s_{\theta}^{\vee} s_{\varphi}^{\vee} + \sigma_{xy} s_{\varphi} (1 - \nu_{\theta}^{\vee} c_{\varphi}^{\vee})] \dots \\ s_{\theta} [s_{\varphi} (\sigma_y c_{\theta}^{\vee} + (\sigma_y - \sigma_x) s_{\theta}^{\vee} c_{\varphi}^{\vee}) + \sigma_{xy} c_{\varphi} (1 - \nu_{\theta}^{\vee} s_{\varphi}^{\vee})] \dots \\ \sigma_z c_{\theta} s_{\theta}^{\vee} - c_{\theta} s_{\theta} (\sigma_{xz} c_{\varphi} + \sigma_{yz} s_{\varphi}) \\ + \sigma_{xz} c_{\theta} - s_{\theta} c_{\varphi} [s_{\varphi} \theta (\sigma_{xz} c_{\varphi} + \sigma_{yz} s_{\varphi}) + \sigma_z c_{\theta}^{\vee}] \\ + \sigma_{yz} c_{\theta} - s_{\theta} s_{\varphi} [s_{\varphi} \theta (\sigma_{xz} c_{\varphi} + \sigma_{yz} s_{\varphi}) + \sigma_z c_{\theta}^{\vee}] \\ - c_{\theta} s_{\theta}^{\vee} (\sigma_x c_{\varphi}^{\vee} + \sigma_y s_{\varphi}^{\vee} + \sigma_{xy} s_{\varphi}^{\vee}) \end{array} \right] \quad !!$$

!!! در کارهای ارائه شده توسط پژوهشگران دیگر، از میان صفحات بحرانی لحظه‌ای، تنها صفحه‌ای که بزرگترین مقدار معیار گسیختگی را دارد، به عنوان صفحه بحرانی انتخاب شده و محاسبه آسیب انباشته^۱ بر پایه تغییرات مؤلفه‌های تنش بر روی صفحه یاد شده صورت پذیرفته است.

در مقاله کنونی پیشنهاد می شود که تغییرات مؤلفه‌های تنش بر روی همه صفحات بررسی شده و با توجه به تعریف تنشهای هم‌ارز ارائه شده در بخش قبل، صفحه دارای آسیب

تاریخچه تنش، به عنوان ورودی برنامه کامپیوتری نوشته شده برای تخمین عمر تحت تنش سه محوره اتفاقی استفاده می شود. این برنامه با در نظر گرفتن یک تاریخچه تنش سه بعدی و خواص ماده به عنوان ورودی قادر است میزان عمر را بر مبنای هر یک از تئوریهای کارپینتری، فیندلی، متک، مک دیارمید و فن میزز محاسبه نماید.

کارپینتری و اسپانولی [۷] برای یک بارگذاری صفحه‌ای سینوسی غیرهم‌فاز، یک نامساوی به صورت ترکیب درجه دویی از بیشینه تنش عمودی و دامنه تنش برشی را که بر روی صفحه بحرانی عمل می نماید، به عنوان معیار بروی خستگی تحت بارگذاری سیکلی ارائه نموده اند. فرم معیار به صورت رابطه (۲) است:

$$\left(\frac{N_{\max}}{f_{-1}} \right)^{\vee} + \left(\frac{C_a}{t_{-1}} \right)^{\vee} \leq 1 \quad (2)$$

که در آن، N_{\max} ، C_a ، f_{-1} و t_{-1} به ترتیب، دامنه تنش قائم بیشینه، دامنه تنش برشی بیشینه، استحکام خستگی کشش-فشاری یا خمشی و استحکام خستگی پیچشی یا برشی می باشند. رابطه کارپینتری برای تخمین عمر مناسب نمی باشد، لذا برای انجام تحقیق کنونی طرفین معادله (۲) را در مقدار f_{-1} ضرب کرده، نتیجه حاصله به شکل رابطه (۳) در می آید:

$$\sqrt{N_{\max}^{\vee} + \left(\frac{f_{-1}}{t_{-1}} \right)^{\vee}} C_a^{\vee} \leq f_{-1} \quad (3)$$

!!!! در حالت تک محوره رابطه معیار گسیختگی خستگی به صورت ساده $f_N \leq f_{-1}$ می باشد که در آن، f_N استحکام خستگی در ازای N سیکل است. بنابراین می توان با تعریف تنش هم‌ارز به صورت رابطه (۴) حالت تنش چند محوره را با حالت تک محوره مقایسه نمود:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{N_{\max}^{\vee} + \left(\frac{f_{-1}}{t_{-1}} \right)^{\vee}} C_a^{\vee} \quad (4)$$

برای هر یک از تئوریهای فیندلی [۱]، مک دیارمید [۵] و متک [۲]، که دارای معیاری شبیه به هم مطابق رابطه (۵) هستند، مشابه با آنچه در مورد تئوری کارپینتری-اسپانولی

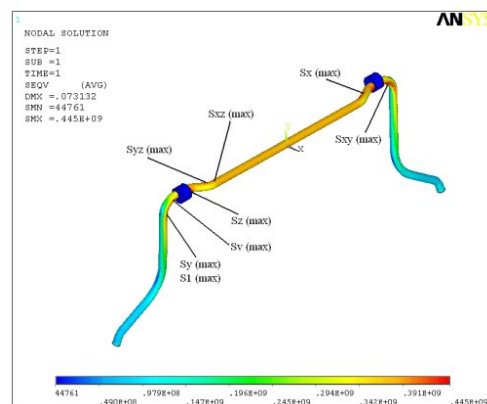
برای پیش‌بینی مقدار آسیب انباشته سازه، نقاطی مورد بررسی قرار خواهند گرفت که دارای شرایط تنش بحرانی‌تری باشند. برای این منظور نقاطی از سازه که در بارگذاری غیر همفاز دارای بیشینه مؤلفه‌های تنش، بیشینه تنش‌های اصلی و فن‌میز هستند، مطابق شکل (۳) مورد تحلیل خستگی قرار داده می‌شوند.

میزان آسیب خستگی انباشته در نقاط گره نشان داده شده در شکل (۳) و موقعیت صفحه دارای بیشینه آسیب خستگی با استفاده از کد کامپیوتری، برای حالت کنونی در جدول (۵) نشان داده شده است. همانگونه که روشن است تنش بیشینه همواره در خمیدگی لبه میل موج‌گیر رخ می‌دهد. لذا این نقطه حساسترین نقطه کاریست و بیشترین تمایل را برای رشد ترک دارد.

با توجه به نتایج جدول (۵)، آشکار می‌گردد که تئوریهای کارپینتری و فایندلی، وقوع واماندگی در ازای ۵۰۰۰۰ سیکل گزارش شده در نتایج تجربی را محتمل‌تر می‌دانند. بنابر این، دقت نتایج آنها برای حالت کنونی، بیش از دقت پیش‌بینی تئوریهای دیگر است. دقت نتایج تئوریهای متک و مک‌دیارمید به میزان اندکی با تئوریهای کارپینتری و فایندلی متفاوت است. نتایج همچنین بیان می‌دارند که پیش‌بینی تئوری فن‌میز نسبت به تئوریهای دیگر، دارای خطای قابل توجهی است.

با وجود آنکه نتایج آسیب انباشته بدست آمده نسبت به مقدار واقعی (صد در صد آسیب) خطا دارند، خطایی در حدود ۲۰۰ تا ۳۰۰ درصد در پیش‌بینی عمر خستگی، خطای قابل قبولی شمرده می‌شود. بنابر این، دقت نتایج کنونی بسیار خوب شمرده می‌شود.

انباشته بیشینه به عنوان صفحه بحرانی در نظر گرفته شود. با توجه به این موضوع، کد کامپیوتری نوشته شده، با استفاده از مختصات کروی با تغییر زوایای θ و φ در محدوده $(180 < \theta < 0)$ و $(360 < \varphi < 0)$ ، مقادیر مؤلفه‌های تنش قائم و برشی در صفحات مختلف را محاسبه نموده و متعاقباً تاریخچه تنش هم‌ارز را در اختیار قرار می‌دهد. سپس با استفاده روش شمارش سیکل جریان، تعداد نیم سیکلها و مقدار دامنه و تنش میانگین در هر نیم سیکل محاسبه خواهد شد. سپس تنش معادل کاملاً عکس شونده هم‌ارز، به کمک معیار گودمن اصلاح شده در نیم سیکلهای متناظر بدست خواهد آمد. با یافتن منحنی S-N و تنشهای معادل کاملاً عکس شونده وارد بر جسم، بر پایه معیار آسیب انباشته ماینر که غالباً در تحلیل خستگی اجزا خودرو به کار می‌رود، آسیب انباشته بر روی هر یک از صفحات محاسبه گردیده و در نهایت نیز صفحه‌ای که در آن آسیب انباشته بیشینه است، بدست می‌آید. از میان نقاط گره مختلف، نقطه گره‌ای که دارای بیشترین آسیب انباشته است، آسیب انباشته سازه را در اختیار قرار خواهد داد.



شکل (۳) نقاط گره مورد بررسی در تحلیل خستگی

جدول (۵) نتایج انباشت آسیب خستگی میل موج‌گیر، توسط تئوریهای اصلاح شده

Maximum Stress	Element No	vonMises	Findley				Matake			McDiarmid			Carpintery		
		Damage	Damage	θ	Φ	Damage	θ	Φ	Damage	θ	Φ	Damage	θ	Φ	
Sx	1679	0,42	0,56	21	346	0,53	81	179	0,57	19	347	0,59	157	168	
Sy,S1	13458	0,44	0,59	77	55	0,62	77	55	0,56	67	308	0,66	98	246	
Sz	29	0,56	0,66	2	172	0,65	2	168	0,64	3	141	0,64	3	125	
Sxy	145	0	0			0			0			0			
Syz	242	0,52	0,53	15	131	0,52	15	132	0,52	14	135	0,55	10	163	
SXZ	11	0,53	0,60	174	195	0,61	6	16	0,61	86	0	0,62	2	83	
S2	4057	0	0			0			0			0			
S3	13406	0	0			0			0			0			
SV	6791	0,59	0,45	12	22	0,48	12	23	0,46	12	30	0,53	166	257	

۸- نتیجه گیری

در مقاله کنونی، تئوریهای پیش‌بینی عمر با تأکید بر تئوریهای صفحه بحرانی که از مقبولیت بیشتری برخوردارند، مانند فایندلی، متک، مک‌دیارمید و کارپینتری-اسپانولی، پس از اصلاح به تفصیل بررسی شده‌اند. هر چند که در زمینه تخمین عمر در میدان تنش یا کرنش یک بعدی، مشکل ویژه‌ای وجود ندارد. پیش‌بینی عمر خستگی در میدان سه بعدی، به ویژه در بارگذاری اتفاقی و بارگذاری نامتناسب، همچنان مورد توجه پژوهشگران و صنایع گوناگون از جمله صنایع هوا فضا و صنعت خودروسازی می‌باشد. در مقاله کنونی، روابط تئوریهای یاد شده به گونه‌ای اصلاح شده‌اند که بتوان از آنها برای پیش‌بینی عمر خستگی در میدان تنش سه‌بعدی بهره جست.

بر پایه نتایج بدست آمده در این مقاله، تئوری کارپینتری-اسپانولی-وانتادوری، بسیاری از اشکالات روش فن‌میز را برطرف می‌سازد. این تئوری، اثر تنش میانگین و نامتناسب بودن بارها را به فرم بسیار مناسب‌تری وارد می‌نماید، ولی همچنان به عنوان تئوری اصلاح یافته فن‌میز مطرح است. استفاده از تئوری فن‌میز، پس از تئوریهای فایندلی، مک‌دیارمید و متک، توصیه می‌گردد.

۹- مراجع

- [1] Findley W.N., A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending, *J. Eng. Ind., Trans ASME*, Vol. 81, Issue 4, 1959, pp. 301-306.
- [2] Mataka T., An explanation on fatigue limit under combined stress, *Bull JSME*, Vol. 20, 1977, pp. 257-263.
- [3] McDiarmid D.L., Fatigue under out-of-phase bending and torsion, *Fatigue Engng Mater Struct*, Vol. 9, Issue 6, 1987, pp. 457-475.
- [4] McDiarmid D.L., A General Criterion for High Cycle Multiaxial Fatigue Failure, *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol. 14, Issue 4, 1991, pp. 429-453.
- [5] McDiarmid D.L., A Shear Stress Based Critical-Plane Criterion of Multiaxial fatigue for Design and Life Prediction, *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol. 17, Issue 12, 1994, pp. 1475-1485.

- [6] Carpinteri A., Brighentri R., Spagnoli A., A fracture plane approach in multiaxial high-cycle fatigue of metals, *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct*, Vol. 23, 2000, pp. 355-364.
- [7] Carpinteri A., Spagnoli A., Multiaxial high-cycle fatigue criterion for hard metals, *Int. J. Fatigue*, Vol. 23, 2001, pp. 135-145.
- [8] Papadopoulos IV, Davoli P, Gorla C., Filippini M., Bernasconi A., A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals, *Int. J. Fatigue*, Vol. 19, Issue 3, 1997, pp. 219-235.
- [9] Wang Y.Y., Yao W.X., Evaluation and comparison of several multiaxial fatigue criteria, *Int. J. Fatigue*, Vol. 26, Issue 1, 2004, pp.17-25.
- [10] Shariyat M., A fatigue model developed by modification of Gough's theory, for random non-proportional loading conditions and three dimensional stress fields, *Int. J. fatigue*, Vol. 30, 2008, pp. 1248-1258.
- [11] Shiegly G., Mechanical engineering design. McGraw-Hill, 7th Edition, 2003.

[۱۲] شریات م، اصول طراحی و تحلیل سازه و بدنه خودرو، انتشارات دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، ۱۳۸۸.