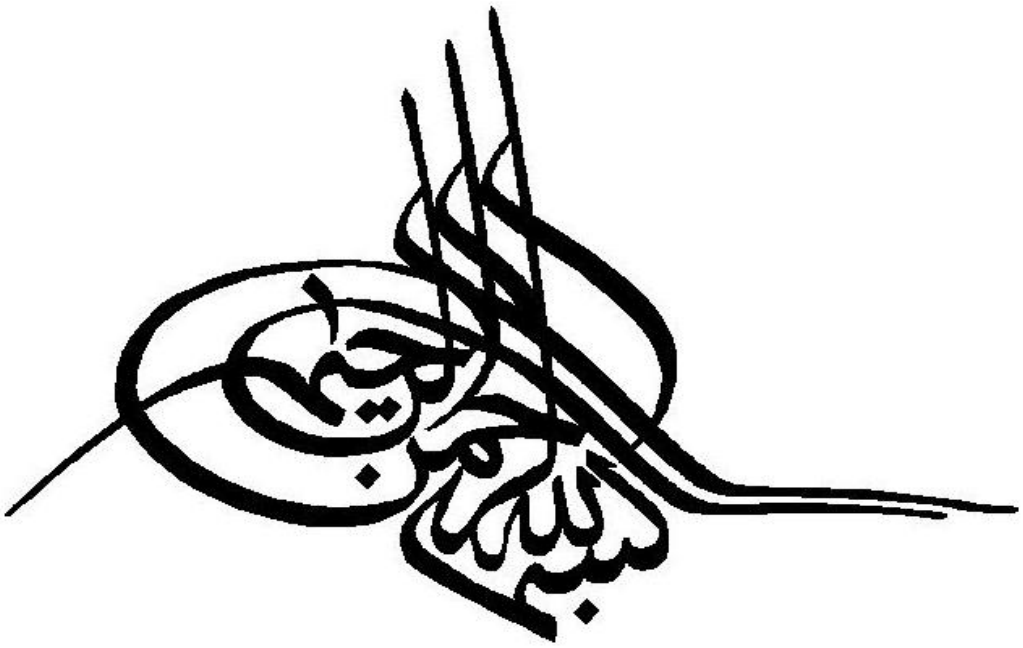


به نام خدا

دانشکده مهندسی خودرو

عنوان پایان نامه

ارزیابی خستگی جوش تحت بارگذاری چند محوره با مدل سازی فرایند جوش و کاربرد آن در خودرو

دانشجو : سید محمد باطنی

استاد راهنما : دکتر جواد مرزبان راد

ارائه شده برای دریافت درجه کارشناسی ارشد در رشته

مهندسی مکانیک گرایش سازه و بدنه خودرو

خرداد ۱۳۸

تقدیم به

پدر مهربان

و

مادر دلسوزم

چکیده

در این پروژه تحلیل خستگی و محاسبه تنشهای پسماند ناشی از عملیات جوشکاری بر روی سیستم تعلیق میله پیچشی یک خودرو انجام شده است. میله پیچشی، یک نوع سیستم تعلیق نیمه مستقل است که معمولا به عنوان مکانیزم سیستم تعلیق در خودروهای ارزان قیمت کلاس B استفاده میشود. برای تحلیل خستگی، پس از مش بندی و تهیه مدل اجزائ محدود و تحلیل مودال اولیه، ابتدا یک تحلیل استاتیکی انجام شده است تا بحرانی ترین ناحیه قطعه مشخص شود. سپس تحلیل دینامیکی با ورودی جاده که یک ورودی اتفاقی است انجام شده تا اطلاعات تنش برحسب زمان بدست آید. این اطلاعات تنش بر حسب زمان به عنوان ورودی سیکلهای خستگی برای کد نوشته شده در پروژه استفاده شده است. در کد مذکور، سیکلهای خستگی به روش رین فلو سیکل شماری شده و سپس، آسیب خستگی حاصل از آن با معیار طراحی خستگی safe-life design و روش تنش- عمر محاسبه میشود. در بخش شبیه سازی فرایند جوشکاری که خود، شامل دو قسمت میباشد، برای بدست آوردن تنش های پسماند ناشی از عملیلت جوشکاری، ابتدا حرارت ورودی از مشعل جوشکاری به نودهای مورد نظر وارد شده است تا توزیع دمای حاصل از آن مشخص شود. در مرحله بعدی با استفاده از توزیع دمای بدست آمده در یک تحلیل مکانیکی- حرارتی، تنشهای پسماند بدست آمدند. نتایج تحلیل خستگی نشان داد که برای این قطعه باید از فولاد با استحکام بالا در حدود MPa ۱۱۰۰ استفاده شود و چون فولاد های با استحکام بالا نسبت به ایجاد ترک، حساسند بایستی پروسه و شرایط جوشکاری این قطعه به دقت انتخاب شود. همچنین با توجه به نتایج تحلیل حرارتی، چون با در نظر گرفتن شرایط مرزی داده شده قسمتهایی از قطعه وارد ناحیه پلاستیک میشود پس لازم است که این شرایط، بهینه شده و همچنین تستهای غیر مخرب لازم بر روی قطعه انجام شود.

تقدیر و تشکر

باسپاس فراوان از زحمات جناب آقای دکتر مرزبان راد .

و همچنین با تشکر از آقایان مهندس حاجیان فر و ریحانی از شرکت ایران خودرو به خاطر در همکاری ودر اختیار گذاشتن اطلاعات مورد نیاز پروژه.

فهرست

۱,۱ کلیات سیستم تعلیق ۱
۱,۲ TWIST BEAM (TORSION BEAM) ۱
۱,۳ لزوم طراحی خستگی بدنه خودرو ۳
۲,۱ تعریف خستگی ۴
۲,۲ پروسه طراحی خستگی ۴
۲,۳ خستگی پرچرخه و کم چرخه ۵
۲,۴ معیارهای طراحی عمر خستگی ۶
۲,۴,۱ طراحی برای عمر نا محدود(infinite life) ۶
۲,۴,۲ طراحی برای عمر مشخص (safe-life design) ۶
۲,۴,۳ طراحی بر اساس شکست همراه با ایمنی (fail-safe design) ۷
۲,۴,۴ طراحی بر اساس تخریب محدود (Damage-Tolerant design) ۷
۲,۵ آنالیز دوام ۷
۲,۶ تخمین عمر خستگی ۸
۲,۶,۱ منحنی های S-N-P –یک ابزار پایه طراحی ۸
۲,۷ تنش میانگین غیر صفر ۱۱
۲,۸ آسیب خستگی ۱۳
۲,۹ تخمین عمر خستگی قطعات تحت بار گذاری سیکلیک ۱۴
۲,۱۰ تنش های خستگی چند محوره ۱۴
۲,۱۰,۱ تئوری شکست خستگی چند محوره تنش قائم بیشینه ۱۴
۲,۱۰,۲ تئوری شکست خستگی چند محوره تنش برشی بیشینه ۱۶
۲,۱۰,۳ تئوری شکست خستگی چند محوری انرژی واپیچش ۱۶
۲,۱۱ آسیب انباشته ۱۸
۲,۱۱,۱ تئوری خطی آسیب ۱۹
۲,۱۱,۲ تئوری های غیر خطی آسیب انباشته ۱۹
۲,۱۱,۲,۱ تئوری آسیب انباشته Marco-Starkey ۱۹
۲,۱۱,۲,۲ تئوری آسیب انباشته Henry ۲۱
۲,۱۱,۲,۳ تئوری آسیب انباشته Corten- Dolan ۲۲
۲,۱۱,۲,۴ تئوری آسیب انباشته Marin ۲۲
۲,۱۱,۲,۵ قانون آسیب خطی دوگانه Manson ۲۳
۲,۱۲ روش های شمارش سیکلی ۲۵
۲,۱۲,۱ روش شمارش range pair ۲۵
۲,۱۲,۲ روش شمارش سیکلی rain flow ۲۶

۲,۱۳ ماهیت بار های وارده به اجزاء سازه و بدنه خودرو ۲۸
۳,۱ مقدمه ۳۱
۳,۲ تعریف جوش ۳۱
۳,۳ تاریخچه جوشکاری ۳۲
۳,۴ روشهای جوشکاری ۳۴
۳,۴,۱ فرایندهای جوشکاری با قوس الکتریکی ۳۴
۳,۴,۱,۱ ماهیت قوس الکتریکی ۳۵
۳,۴,۲ جوشکاری با الکترود دستی یا MAW ۳۶
۳,۴,۳ جوشکاری با گاز محافظ یا GMAW یا MIG/MAG ۳۸
۳,۴,۳,۱ منبع نیرو ۴۰
۳,۴,۳,۲ مشعل جوشکاری ۴۱
۳,۴,۳,۳ سیستم تغذیه کننده ۴۱
۳,۴,۳,۴ واحد کنترل کننده جوشکاری ۴۲
۳,۴,۳,۵ مزایای GMAW ۴۲
۳,۴,۳,۶ محدودیتهای GMAW ۴۳
۳.۴.۴ جوش آرگون (TIG) ۴۳
۳,۴,۴,۱ مزایای TIG ۴۴
۳.۴.۵ جوشکاری پلاسما ۴۴
۳,۴,۵,۱ وسایل مورد نیاز در جوش پلاسما ۴۶
۳,۴,۵,۲ مزیت جوشکاری با قوس پلاسما ۴۶
۳,۵ قابلیت جوشکاری فولاد ها ۴۶
۴,۱ پیچیدگی (DISTORTION) ۵۰
۴,۲ راهکارهای مقابله با اعوجاج ۵۰
۴,۳ عوامل مهم بوجود آمدن اعوجاج ۵۱
۴.۴ تحلیل و پیش‌بینی تنش‌های پسماند ناشی از جوشکاری ۵۲
۵,۱ رفتار عمر _ تنش (S-N) : ۵۶
۶,۱ مراحل شبیه سازی و آنالیز ۵۷
۶,۲ تحلیل استاتیکی ۶۰
۶,۳ آنالیز دینامیکی ۶۲
۶.۳.۱ ورودی جاده ۶۳
۶.۳.۲ نمودار تنش زمان برای دوازده نود بحرانی ۶۵
۶,۳,۳ محاسبه عمر المان ها با استفاده از سه روش و مقایسه نتایج آن ۷۱
۶,۴ تحلیل حرارتی ۷۴

۶,۴,۱ اصول تحلیل مکانیکی در روش اجزاء محدود ۷۸
۶,۴,۲ ملاحظاتی در مورد ایجاد مدل المان محدود در تحلیل غیر خطی ۷۹
۶,۴,۳ مدل ترمو مکانیکی فرایند جوشکاری ۸۰
۶,۴,۴ رابطه ریاضی برای بیان شار حرارتی ناشی از قوس جوشکاری ۸۲
۶,۴,۵ مدل مکانیکی فرایند جوشکاری ۸۳
۶.۴.۶ خواص مکانیکی و حرارتی مورد استفاده برحسب دما ۸۳
۶,۴,۷ اعمال تاریخچه دمایی در مدل مکانیکی ۸۶
۶.۴.۸ شرایط مرزی مکانیکی ۸۸
۶,۵ نحوه عملکرد کد ۹۷
۶,۵,۱ منطق برنامه ۹۷
۷ فصل هفتم نتیجه گیری و پیشنهادها ۹۹
۷,۱ پیشنهادات: ۱۰۱

فهرست اشکال

شکل ۱-۱ نمونه های Twist Beam در چند خودرو----------۳

شکل۱-۲ مراحل طراحی خستگی----------۵

شکل ۲-۲ خانواده منحنی هال S-N-Pیا R-S-N برای آلیاژآلومینیوم ۷۵-T6----------۱۰

شکل ۳-۲ دو نوع پاسخ مواد به بارگذاری سیکلیک----------۱۱

شکل ۴-۲ روشهای متنوع نمایش تاثیر تنش میانگین غیر صفر در رفتار خستگی آلیاژ آلومینیوم -----۱۲

شکل ۵-۲ اطلاعات شکست خستگی یک نمونه که تاثیر تنش میانگین را نشان میدهد-------۱۳

شکل ۶-۲ نمایش تاثیر خسارت خستگی انباشته روی رفتار خستگی فولاد کربن دار----------۱۳

شکل ۷-۲ خسارت خستگی به عنوان تابعی از نسبت سیکلی n/N----------۲۰

شکل ۸-۲ روش شمارش Rain flow و حلقه های هیسترزیس تنش-کرنش----------۲۷

شکل ۹-۲ نمایش روش شمارش سیکلی رین فلو----------۲۸

شکل ۱۰-۲ ورودیهای متداول خستگی----------۲۹

شکل ۱-۳ اجزای اصلی جوشکاری با الکترود دستی----------۳۷

شکل ۲-۳ نحوه ایجاد قوس در جوشکاری با الکترود دستی یا MAW----------۳۷

شکل ۳-۳ الکترود جوشکاری با الکترود دستی----------۳۷

شکل ۴-۳ اجزائ اصلی الکترود----------۳۸

شکل ۵-۳ جوشکاری با گاز محافظ----------۳۹

شکل۶-۳ نحوه ایجاد قوس الکتریکی در جوشکاری با گاز محافظ----------۴۰

شکل ۷-۳ اجزائ اصلی در جوشکاری با گاز محافظ----------۴۰

شکل ۱-۶ مدل قطعه در نرم افزار catia----------۵۷

شکل ۶,۲ تحلیل مودال----------۶۰

شکل ۶,۳ شرایط اعمال شده در تحلیل استاتیکی----------۶۱

شکل ۶,۴ آنالیز استاتیکی----------۶۲
شکل ۶,۵ بحرانی ترین نودها در تحلیل استاتیکی و دینامیکی----------۶۶
شکل ۶,۶ نمودار ناهمواریهای پنج جاده مختلف----------۶۶
شکل ۶,۷ نمودار تنش- زمان برای نود های بحرانی----------۶۶
شکل ۶,۸ تنش ماکزیمم ایجاد شده در تحلیل دینامیکی----------۷۰
شکل ۶,۹ تنش متوسط ایجاد شده در تحلیل دینامیکی----------۷۰
شکل ۶,۱۰ نتایج تحلیل دینامیکی و محاسبه عمر با معیارهای مختلف خستگی----------۷۴
شکل ۶,۱۱ رابطه سرعت جوشکاری با نرخ رسوب----------۸۱
شکل ۶,۱۲ رابطه عمق نفوذ با سرعت جوشکاری----------۸۱
شکل۱۳-۶ خواص حرارتی و مکانیکی فولاد بر حسب دما----------۸۶
شکل۱۴-۶ محل حرارت ورودی داده شده----------۸۷
شکل۱۵-۶ حرارت ورودی داده شده در زمان ۳۰ ثانیه----------۸۷
شکل ۱۶-۶ شرایط مرزی اول تحلیل حرارتی----------۸۹
شکل ۱۷-۶ شرایط مرزی دوم تحلیل حرارتی----------۸۹
شکل ۱۸-۶ شرایط مرزی سوم تحلیل حرارتی----------۸۹
شکل ۱۹-۶ تنشهای حرارتی مربوط به شرایط مرزی اول----------۸۹
شکل ۲۰-۶ کرنشهای پلاستیک مربوط به شرایط مرزی اول----------۹۰
شکل ۲۱-۶ تنشهای حرارتی مربوط به شرایط مرزی دوم----------۹۱
شکل ۲۲-۶ کرنشهای پلاستیک مربوط به شرایط مرزی دوم----------۹۱
شکل ۲۳-۶ تنشهای مربوط به شرایط مرزی سوم----------۹۲
شکل ۲۴-۶ کرنشهای پلاستیک مربوط به شرایط مرزی سوم----------۹۲
شکل ۲۵-۶ تنش های پسماند ایجاد شده باافزایش ۱۰ درصد در سرعت جوشکاری----------۹۳

شکل ۲۶-۶ کرنش های پسماند ایجاد شده باافزایش ۱۰ درصد در سرعت جوشکاری---------۹۴
شکل ۲۷-۶ تنش های پسماند ایجاد شده با کاهش ۱۰ درصد در سرعت جوشکاری---------۹۴
شکل ۲۸-۶ کرنش های پسماند ایجاد شده با کاهش ۱۰ درصد در سرعت جوشکاری---------۹۵
شکل ۲۹۶-۶ کانتور تنش هیدرواستاتیک----------۹۶
شکل ۳۰-۶ کانتور تنش در تحلیل خطی----------۹۶
شکل ۱-۷ آسیب خستگی بدست آمده----------۱۰۰

فهرست نمادها

b	توان استحکام خستگی
D	کسر آسیب
E	مدول یانگ
N	تعدادسیکل منجر به شکست
r	نسبت حد استحکام به استحکام نهایی کششی
S	تراز تنش اعمال شده
S_e	حد استحکام خستگی
σ_m	تنش میانگین
S_{ut}	استحکام نهایی کششی
σ_N	استحکام خستگی
U	انرژی واپیچشی
σ_Y	تنش تسلیم
σ_n	تنش نرمال ماکزیمم
σ_f	ضریب استحکام خستگی
ε_a	کرنش نرمال ماکزیمم
ν	ضریب پواسن

۱ فصل اول : مقدمه

۱،۱ کلیات سیستم تعلیق

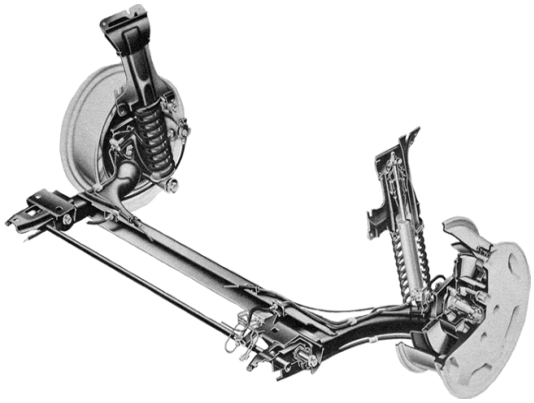
یک جاده هر چقدر هم صاف و مسطح باشد، محل مناسبی برای به حرکت در آوردن یک یا چند تن فلز با سرعت بالا نیست. پس به سیستمی نیاز است که توانایی کاهش ضربات، تکانها و لرزشهای ناشی از شرایط جاده را داشته باشد. علاوه بر این، یک خودرو باید در مقابل تغییر مقدار بار وارده و تغییر نقطه ثقل، انعطاف پذیر بوده و توانایی مواجه با آنها را داشته باشد. سیستم تعلیق علاوه بر دفع ضربات و جلوگیری از انحراف و چپ شدن خودرو تواناییهای دیگری نظیر نگهداری میزان تنظیم چرخها در حالت صحیح، نگهداشتن ارتفاع خودرو در مقدار ثابت، پشتیبانی از وزن خودرو و تنظیم نحوه پخش آن، نگهداشتن تایرها در تماس با جاده و غیره را نیز دارا است.[۲۱]

سیستم های تعلیق بطور گسترده به دو دسته مستقل و غیر مستقل تقسیم می شوند که هر یک از این دو نیز شامل انواع متفاوتی می باشند. در نوع غیر مستقل یا وابسته (dependent) به طور معمول از یک اکسل یکپارچه، برای هر دو چرخ یک محور استفاده می شود که چرخها را به موازات یکدیگر و عمود بر اکسل نگه می دارد و زمانی که تنظیم یک چرخ بر هم بخورد تنظیم چرخ مقابل آن نیز بر هم خواهد خورد. همچنین اگر یک چرخ با دست اندازی روبر شود و بالا یا پایین برود چرخ دیگر نیز موازی با آن تحت تاثیر این حرکت واقع خواهد شد. اما در نوع مستقل (Independent) که نوع پیشرفته تری محسوب می شود، هر چرخ توانایی حرکت مستقل و بدون تاثیر گرفتن از چرخ مقابل را داراست.[۲۱]

۱،۲ Twist Beam (Torsion Beam)

این سیستم زیرشاخه ای از سیستم Trailing Arm محسوب می گردد که در آن Trailing Armهای دو چرخ بوسیله یک میله مشابه آنچه در Axle Solid دیده می شود، به یکدیگر متصل هستند. تفاوت بیم یا میله رابط در این سیستم با سیستم صلب (Solid Beam) در اینجاست که بیم

یا میله در سیستم پیچشی Beam Twist توانایی پیچش را نیز داراست. از همین رو آنرا Twist Beam یا میله پیچشی می نامند. Twist Beam سیستمی است نیمه مستقل چرا که با وجود قابلیت پیچش مختصر محور رابط دو چرخ، همین اتصال خود باعث عدم استقلال چرخها می گردد. این سیستم بدلیل نحوه قرارگیری کمک فنرها عدم نیاز به میله موج گیر و عدم نیاز به فضای عرضی زیاد، فضای بسیار کمی را اشغال می نماید. همین امر باعث شده این سیستم در اکسل عقب اکثر خودروهای Compact دیفرانسیل جلو مورد استفاده قرار گیرد. در ادامه توضیح این نکته ضروری است که نام اصلی این سیستم، Twist Beam می باشد اما به اشتباه آنرا Torsion Beam که نام دیگر Torsion Bar (یک نوع فنر خودرو) است نیز می نامند و همین امر نیز باعث اشتباه گرفتن آن با Torsion Bar که در واقع تنها نوعی فنر محسوب می شود و نه یک نوع از سیستم تعلیق، می گردد. خصوصا در ترجمه فارسی که هر دو میله پیچشی ترجمه می شوند و همین امر تشخیص آنها را از یکدیگر مشکل می نماید. این سیستم غالبا با دو نوع فنر طراحی میشود. فنر لول و یا Torsion Bar. خودروهایی چون گلف، فیات پونتو، پراید، ماتیز و غیره از سیستم Twist Beam با فنر لول بهره می برند. این سیستم ها در مقایسه با دیگر سیستمهایی که برای اکسل عقب خودروها بکار می روند از کیفیت چندانی برخوردار نیستند و بیشتر بدلیل اشغال کمتر فضا و همچنین ارزان بودنشان در خودروهای با سایز کوچک استفاده می شوند.[۲۱]



شکل ۱-۱ نمونه های Twist Beam در چند خودرو

۱،۳ لزوم طراحی خستگی بدنه خودرو

طراحی مجدد ساختارهای خودرو به منظور فراهم کردن خودروهای سبک و بهبود بخشیدن قابلیت اطمینان آنها امری ضروری می باشد. ارزیابیهای عمر خستگی خودرو باید در طول طراحی و تست آنها انجام گیرد. امروزه سازندگان هزینه و وقت زیادی را برای آنالیز دوام ساختارهای خودرو انجام داده اند و آنالیزهای کامپیوتری تنش و تکنیکهای ارزیابی عملکرد خودروها سریعا پیشرفت کرده است، به طوریکه انجام طراحی مجدد و ارزیابی عملکرد ساختار خودرو با کمترین آزمایشات و یا حتی بدون آزمایش واقعی امکان پذیر شده است. در این پروژه به دنبال یافتن رهیافتی مناسب در تخمین عمر خستگی سازه های جوشکاری شده خودرو تحت تاثیر بارهای اتفاقی در اثر ورودی جاده به آنها هستیم.[۱]

۲ فصل دوم : خستگی

در این فصل به بحث و بررسی در مورد برخی مسائل پایه خستگی پرداخته میشود که مهمترین آنها عبارتند از :

منحنی های S-P-N به عنوان ابزاری پایه در طراحی خستگی.

آسیب ناشی از تنشهای سیکلیک و ارائه تئوری های آسیب خسارت خستگی انباشته.

روابط مهم در تخمین عمر خستگی و نقش تنش میانگین غیر صفر درآن.

روشهای مختلف شمارش سیکلی.[1]

۲،۱ تعریف خستگی

خستگی کاهش یافتن توان مواد در معرض بارهای متغیر با زمان در اثر جابجایی لایه های اتمی است که خود منشا پدید آمدن ترکهای ریز در جسم می باشد. خستگی درای مراحل زیر است:

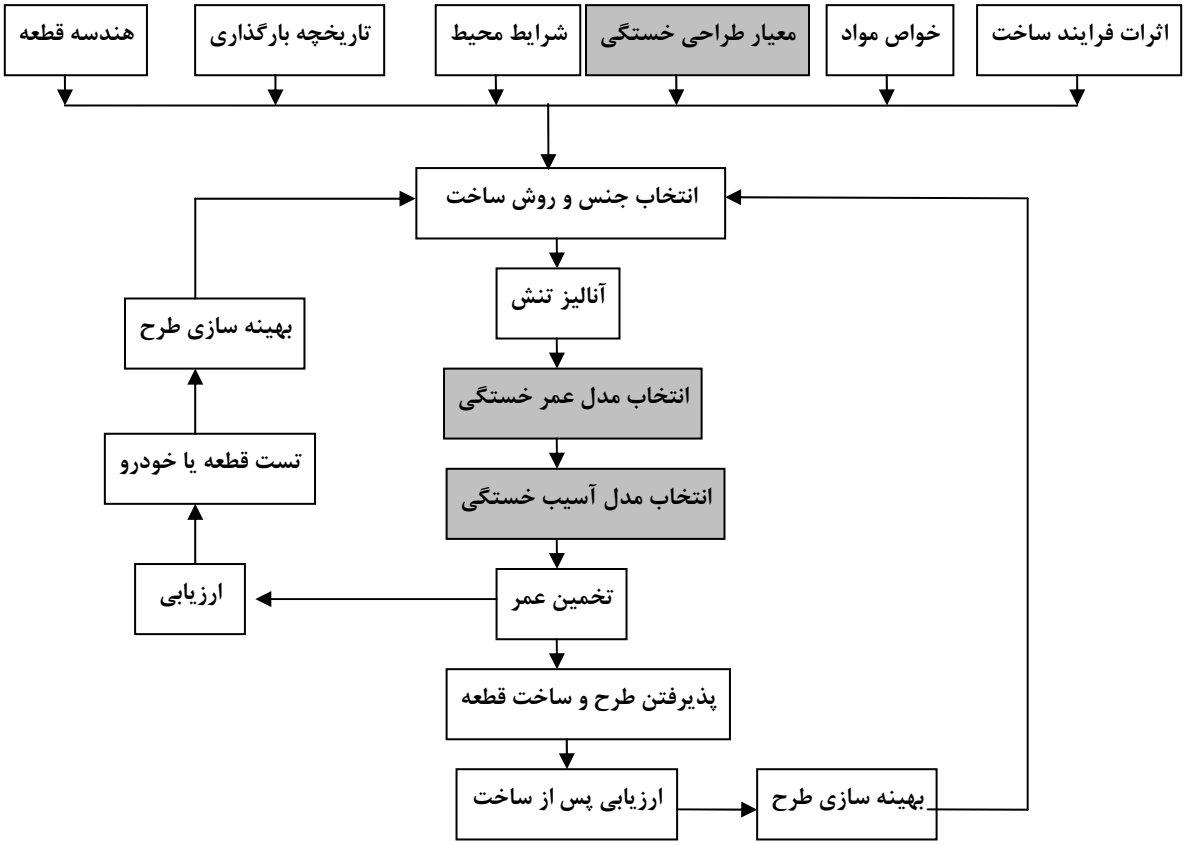
آغاز ترک، رشد میکروسکوپیک ترک، رشد ماکروسکوپیک ترک و شکست نهایی.

در تحلیل اجزاء خودرو پیداپیش ترک به منزله واماندگی تلقی می گردد. بدین ترتیب از مرحله انتشار ترک چشم پوشی می گردد که قابلیت اطمینان طرح را بالا می برد. از سوی دیگر در نقاطی از جسم که امکان انتقال نیرو به سایر نقاط وجود ندارد، تغییر شکلهای پلاستیک بوجود آمده و پیش از آنکه ترک آشکار گردد جسم به حالت واماندگی می رسد. بنابراین تنها بررسی وجود ترک برای پیشگیری از واماندگی در طراحی اجزاء خودرو مناسب نیست.[1]

۲،۲ پروسه طراحی خستگی

فرایند طراحی یک قطعه بر اساس معیارهای خستگی، یک فرایند نسبتا پیچیده و تکرار شونده میباشد. در در شکل ۲-۱، مراحل طراحی خستگی، به صورت یک فلوچارت نشان داده شده است.

مراحلی که از حساسیت بیشتری برخوردارند و انتخاب صحیح آنها میتواند تـاثیر عمـده ایـی بـر رونـد طراحی بگذارد، با رنگ تیره مشخص شده اند.



شکل۱-۲ مراحل طراحی خستگی[۱]

۲،۳ خستگی پرچرخه و کم چرخه

اگر تعداد سیکلهای لازم برای ویرانی قطعه بیش از ۵۰۰۰۰ باشد، خستگی را پرچرخـه و در غیـر ایـن صورت به آن کم چرخـه گوینـد. در خسـتگی پرچرخـه بارهـای سـیکلیک نسـبتا کوچـک هسـتند و سیکلهای کرنشی عمدتا در محدوده الاستیک قرار دارند و عمرهای طولانی یا تعـداد سـیکل شکسـت زیادی را به دنبال دارند. در خستگی کم چرخه بارهای سـیکلیک نسـبتا بـزرگ هسـتند و کرنشـهای پلاستیک در هر سیکل باری غالب می باشد و عمرهای کوتاه با تعداد سیکل کم شکست را بـه دنبـال دارند. در ساختار بدنه خودرو تنشها عمدتا در زیر ناحیه پلاستیک جسم قرار دارند، بنـابراین خسـتگی پرچرخه غالب است.

۲،۴ معیارهای طراحی عمر خستگی

برای طراحی خستگی یک قطعه، بسته به شرایط بارگذاری و وظیفه آن، بر اساس معیارهای مختلف قطعه قابل طراحی است. این معیارها به ترتیب زمان بوجود آمدنشان در ادامه، توضیح داده شده اند.[۱]

۲،۴،۱ طراحی برای عمر نا محدود(infinite life)

این معیار قدیمی ترین و ایمن ترین معیار طراحی خستگی میباشد. در این معیار لازم است که حتی تنش ها و کرنش های محلی (local) کاملا الاستیک بوده و کوچکتر از حد خستگی باشند. برای طراحی قطعاتی که تحت میلیون ها سیکل خستگی قرار میگیرند از این معیار استفاده می شود (مانند فنر سوپاپ موتور). در این معیار ضریب اطمینان نسبتا بالایی لحاظ شده است. بنا بر این برای قطعاتی نظیر قطعات هواپیما مفید نمی باشد. در طراحی با این معیار از روش تنش- عمر (S-N) استفاده می شود.[۱]

۲،۴،۲ طراحی برای عمر مشخص (safe-life design)

در این معیار، طراح، عمر مشخصی را در نظر گرفته (در حدود چند صد هزار سیکل) و با توجه به ماکزیمم بار وارد شده به قطعه طراحی را انجام میدهد. طراحی برای یک عمر مشخص تحت بار های بدست آمده کاملا رضایتبخش است. فنر سیستم تعلیق خودرو، مخازن تحت فشار و موتور جت نمونه هایی از طراحی با استفاده از این معیار هستند. البته طراحی برای عمر مشخص باید شامل یک حاشیه امنیت نیز باشد. محاسبات عمر با این معیار میتواند هر یک از روش های تنش-عمر، کرنش-عمر و یا رشد ترک باشد که در بخشهای بعدی توضیح داده میشوند. در این روش میتوان از شبیه سازی

استفاده کرد. ضریب اطمینان در نظر گرفته شده در این معیار باید در حدود ده در نظر گرفته شود.[۱]

۲،۴،۳ طراحی بر اساس شکست همراه با ایمنی (fail-safe design)

هنگامیکه یک قطعه به حد عمر مجاز خود می رسد نیاز به تعویض و یا بازرسی و تعمیر دارد. طراحی با این معیار بسیار از نظر هزینه مناسب است. البته بازرسی و آنالیز قطعه همیشه جواب صحیح نمی دهد. طراحی با این معیار باید به گونه ایی باشد که کل سیستم در اثر شکستن یک قطعه از کار نیفتد و قطعات در سیستم به طور موازی کار کنند.[۱]

۲،۴،۴ طراحی بر اساس تخریب محدود (Damage-Tolerant design)

این معیار کمی دقیق تر از معیار قبلی است. در این معیار فرض بر این است که ترک اولیه در جسم موجود است و بر اساس روابط مکانیک شکست و تستهایی مانند تست اشعه X قطعه آنالیز میشود. سه نکته کلیدی در طراحی بر اساس این معیار باید در نظر گرفته شود : مقاومت باقیمانده ، نحوه رشد ترک خستگی ، و آشکارسازی ترک با تست غیر مخرب.[۱]

۲،۵ آنالیز دوام

امروزه رهیافتهای مناسبی در ارزیابی عملکرد دوام خودروها توسعه یافته است. با روش VPG می توان نیروهای حاصل از تست جاده را تخمین زده و تنشهای تولید شده در ساختارها را در اثر این نیروها محاسبه کرد. نتایج این شبیه سازی می تواند در فرم تنش کرنش و جابجایی های واقعی در هر نقطه مدل باشد. در صنعت خودرو ارزیابی واماندگی ساختارهای خودرو به طور مرسوم بر آزمایشات تست جاده تکیه دارد. طراحی در نمونه اولیه اغلب منجر به پرداخت هزینه های زیاد می شوند. رهیافتهای دیگری از جمله CAE برای خستگی ساختارهای خودرو تحت بارهای اتفاقی ورودی به

کار گرفته می شوند. این رهیافت شامل شناسایی مناطق تنش بالا، شناسایی بارهای جاده ای و محاسبه عمر خستگی می باشد. بارهای ورودی به خودرو معمولا گذرا و سیکلیک هستند. بنابراین شبیه سازی رفتار ساختار خودرو روی جاده بسیار مشکل است. فقدان جزئیات طراحی و بارهای صحیح ورودی به ساختار در مرحله ایده طراحی بسیار مشکل است. آنالیز دوام نقش مهمی در طراحی ساختارهای بدنه خودرو بازی می کند. بنابراین داشتن ابزارهای تخمینی مناسب برای شناسایی مسائل دوام یک خودرو جهت طراحی بهتر بسیار مفید است. اطلاعات باری جاده برای طراحی دوام یک خودرو بسیار حیاتی است. فراهم کردن این اطلاعات در مراحل نخست پروسه طراحی، وقتی هیچ مدل اولیه از خودرو موجود نباشد، مشکل است. به هر حال این اطلاعات وابسته به خودرو نبوده و نشان نمی دهند که چگونه بارها در اثر اصلاحات طراحی تغییر می کنند. امروزه از شبیه سازی های کامپیوتری در تخمین بارهای جاده استفاده می شود. به منظور کاهش سیکلهای طراحی و افزایش سرعت ورود محصول به بازار نیاز به تخمین و تشخیص خصوصیات دوام یک طراحی ویژه از طریق شبیه سازی های کامپیوتری وجود دارد. به کار بردن این روشها، طراحی های مختلف می توانند به سرعت ارزیابی و بهینه سازی شوند. در این پایان نامه پس از استخراج این خروجی ها به صورت تاریخچه های زمانی، آسیب در هر نود محاسبه می شود.

۲،۶ تخمین عمر خستگی

به منظور تخمین عمر خستگی، تاریخچه های زمانی تنش و کرنش در هر نود استخراج می شود و آسیب ناشی از هر سیکل با یک قانون آسیب مناسب محاسبه می شود. یکی از معروف ترین آنها قانون خطی پالمگرن-ماینر است. سیکلهای باری معمولا با استفاده از روش Rain Flow تعریف می شوند.

۲،۶،۱ منحنی های S-N-P –یک ابزار پایه طراحی