دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

دانشکده مهندسی مکانیک

پایان نامه کارشناسی ارشد

گرایش طراحی سیستمهای تعلیق ، ترمز و فرمان خودرو

عنوان

تعیین بارهای خستگی در تحلیل مقاومتی اکسل عقب یک خودروی سواری

اساتید راهنما

دکتر شهرام آزادی – دکتر رضا کاظمی

نگارش

ناصر مصطفوی نیا

بهمن ماه ۸۹

دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

دانشکده مهندسی مکانیک

تائیدیه هیئت داوران

هیئت داوران پس از مطالعه پایان نامه و شرکت در جلسه دفاع از پایان نامه تهیه شده تحت عنوان

"تعیین بارهای خستگی در تحلیل مقاومتی اکسل عقب یک خودروی سواری"

توسط آقای **ناصر مصطفوی نیا،** صحت و کفایت تحقیق انجام شده را برای اخذ درجه کارشناسی ارشد در رشته **مهندسی مکانیک** گرایش **طراحی سیستمهای تعلیق ، ترمز و فرمان خودرو** مورد تایید قرار می دهد .

استاد راهنمای اول	دکتر شهرام آزادی	امضاء
استاد راهنمای دوم	دکتر رضا کاظمی	امضاء
استاد ممتحن	دکتر علی اصغر جعفری	امضاء
استاد ممتحن	دکتر امیرحسین شامخی	امضاء

اظهار نامه دانشجو

موضوع پایان نامه :

تعیین بارهای خستگی در تحلیل مقاومتی اکسل عقب یک خودروی سواری

استاد راهنما : دکتر شهرام آزادی ، دکتر رضا کاظمی

نام دانشجو : ناصر مصطفوی نیا

شماره دانشجویی : 8702594

اینجانب ناصر مصطفوی نیا دانشجوی دوره کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک گرایش طراحی سیستمهای تعلیق ، ترمز و فرمان خودرو دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی گواهی می نمایم که تحقیقات ارائه شده در این پایان نامه توسط شخص اینجانب انجام شده و صحت و اصالت مطالب نگارش شده ، مورد تایید می باشد و در موارد استفاده از کار دیگر محققان به مرجع مورد استفاده اشاره شده است . به علاوه گواهی می نمایم که مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی توسط اینجانب یا فرد دیگری در هیچ جا ارائه نشده است و در تدوین متن پایان نامه چارچوب مصوب دانشگاه را بطور کامل رعایت کرده ام .

امضاء دانشجو :

تاریخ:

فرم حق طبع و نشر و مالکیت نتایج

1 – حق چاپ و تکثیر این پایان نامه متعلق به نویسنده آن می باشد . هرگونه کپی برداری بصورت کل پایان نامه یا بخشی از آن ، تنها با موافقت نویسنده یا کتابخانه دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی مجاز می باشد .

ضمنا،متن این صفحه نیز باید در نسخه تکثیر شده وجود داشته باشد .

2 – کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی می باشد و بدون اجازه کتبی دانشگاه به شخص ثالث قابل واگذاری نیست .

همچنین ، استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد .

تقدیر و تشکر

انجام این پایان نامه بدون وجود اساتید ارجمندم، جناب آقای دکتر شهرام آزادی و جناب آقای دکتر رضا کاظمی که در تمام مراحل انجام آن زحمات بسیار زیادی کشیده اند،غیر ممکن بود ، بنابراین لازم است تا از هر دو بزرگوار کمال تشکر و قدردانی را به عمل آورم .

همچنین از جناب آقای مهندس خرمی زاده ،مسئول واحد اکسل مرکز تحقیقات شرکت مگاموتور که بدون کمک ها و راهنمایی های ایشان به انجام رسانیدن این کار ناممکن بود بسیار سپاسگذارم . برای این عزیزان و تمام کسانی که در راه پیشرفت دانش گام بر می دارند ، آرزوی موفقیت های روز افزون از درگاه الهی را دارم .

چکیده

تحلیل خستگی اجزای سیستم تعلیق خودرو های سواری یکی از موارد مهم در طراحی این سیستم ها می باشد . به دلیل ناشناخته بودن بارگذاری های خستگی همواره عدم دقت هایی در این نوع آنالیز ها وجود داشته است . همچنین در طراحی proving ground که به منظور آزمایشات واقعی خودرو بکار گرفته می شود ، تخمین بارهای خستگی نقش مهمی را ایفا می کند.در این پروژه ابتدا مدل FEM اکسل عقب یک خودروی سواری ساخته خواهد شد و سپس بر اساس ورودی های جاده واقعی ، اثر خستگی مرزی طول مشخصی از جاده بدست آورده می شود . سپس جایگزین این جاده ، ورودی های مشخصی (deterministic input) به اکسل وارد شده به گونه ای که همان اثر خستگی در اکسل ظاهر شود .این کار نقش مهمی در کاهش زمان تست خودرو دارد و از لحاظ اقتصادی نیز کاملا مقرون به صرفه است . تحلیل های انجام شده برای خودرو حامل بار صورت گرفته است . بدین وسیله بارگذاری بدست خواهد آمد که بر اساس آن می توان در آزمایشات واقعی اکسل از آن استفاده نمود . تحلیل های دینامیکی مدل خودرو به کمک نرم افزار MSC.ADAMS و تحلیل های تنشی و خستگی به کمک نرم افزار MSC.NASTRAN و MSC.FATIGUE صورت گرفته است .

فهرست عناوین **صفحه**

1 مقدمه و مروری بر تاریخچه 1

1.1 مقدمه 2

2.1 مروری بر کارهای گذشته در زمینه خستگی 2

1.2.1 مروری بر کارهای انجام شده در زمینه خستگی قطعات خودرویی 7

2.2.1 مروری برکارهای انجام شده در زمینه آزمایشات خستگی بر روی جاده واقعی وتست 10

3.1 ویژگی ها و برتری‌های پایان‌نامه کنونی 17

4.1 نگاهی به بخش های مختلف پایان نامه 19

2 شبیه سازی اجزاء محدود اکسل عقب و مدل کامل دینامیکی خودرو 20

1.2 مقدمه 21

2.2 روش اجزاء محدود 21

3.2 انواع المان های موجود در اکسل 22

1.3.2 المان فنر 22

2.3.2 المان پوسته (مرتبه دوم) 22

3.3.2 المان جرم 23

4.3.2 المان اتصال صلب 23

4.2 مدل سازی 23

1.4.2 مدل سازی بوش ها 27

2.4.2 مدل سازی فنر ها 29

3.4.2 مدل سازی میراکننده ها 30

5.2 خواص و مواد بکار رفته در مدل 31

6.2 ابعاد مش بندی و کنترل مدل 32

3 تحلیل دینامیکی خودرو بر روی جاده های واقعی 34

1.3 مقدمه 35

2.3 تحلیل مودال و تصدیق مدل 35

3.3 مدل سازی جاده تصادفی 40

1.3.3 مقدمه 40

2.3.3 مفاهیم 41

4.3 تحلیل دینامیکی خودرو بر روی جاده های اتفاقی (واقعی) 51

4 تحلیل خستگی محور عقب خودرو 61

1.4 مقدمه 62

2.4 تحلیل تنش اکسل با عبور از جاده واقعی 62

3.4 مقدمه ای برعلم خستگی..... 64
1.3.4 مفاهیم اولیه خستگی..... 64
2.3.4 انواع خستگی..... 65
3.3.4 خستگی کم چرخه و پرچرخه..... 65
4.3.4 خستگی یک محوره و چند محوره..... 66
5.3.4 تخریب انباشته خستگی..... 69
1.5.3.4 معیار خطی پالمگرن- ماینر..... 69
6.3.4 شمارش سیکل ها..... 70
1.6.3.4 روش جریان باران..... 71
7.3.4 خستگی و بارگذاری چندمحوره..... 72
1.7.3.4 معیارهای اسکالر..... 73
2.7.3.4 معیارهای صحفه بحرانی..... 74
4.4 نتایج تحلیل خستگی بر روی اکسل با عبور از جاده واقعی..... 74
5.4 نتایج تحلیل خستگی بر روی اکسل با عبور از جاده proving ground..... 77
6.4 شرط وجود جواب در دستگاه معادلات خطی..... 96
7.4 الگوریتم تحلیل خستگی مدل اکسل..... 99
5 نتیجه گیری و پیشنهادات..... 100
6 منابع و مراجع..... 103

فهرست اشکال **صفحه**

شکل 1-1 – جاده Proving ground.....13
شکل 1-2 – دستگاه تست مجازی خودرو با اعمال ورودی جاده (شرکت MIRA).....14
شکل 1-3 – جاده های Proving ground.....16
شکل 1-4 – جاده واقعی.....17
شکل 2-1 - سیستم تعلیق جلو (مک فرسون).....24
شکل 2-2 - سیستم فرمان.....24
شکل 2-3 - بدنه خودرو.....25
شکل 2-4 - موتور.....25
شکل 2-5 - سیستم ترمز.....25
شکل 2-6 – مدل تایر 26
شکل 2-7 - سیستم تعلیق عقب 26
شکل 2-8 - سختی طولی بوش های اتصال اکسل به بدنه در محل trailing در سه راستا.....27
شکل 2-9 - سختی زاویه ای بوش های اتصال اکسل به بدنه در محل trailing در سه راستا.....28
شکل 2-10 - سختی طولی بوش های اتصال دسته استرات به چرخ در سه راستا.....28
شکل 2-11 - سختی زاویه ای بوش های اتصال دسته استرات به چرخ در سه راستا.....28
شکل 2- 12 - سختی طولی بوش های اتصال دسته استرات به بدنه در سه راستا.....29
شکل 2-13 - سختی زاویه ای بوش های اتصال دسته استرات به بدنه در سه راستا.....29
شکل 2-14 - سختی فنر پائینی.....30
شکل 2-15 - سختی فنر بالایی.....30
شکل 2-16 - ضریب میرایی میرا کننده ها.....31
شکل3-1 - مود اول (پیچش اکسل - فرکانس 0.0000 هرتز).....35
شکل3-2 - مود دوم (حرکت صلب roll - فرکانس 0.000323289 هرتز).....36
شکل3-3 - مود سوم (حرکت خالص yaw - فرکانس 0.000365462 هرتز).....36
شکل3-4 - مود چهارم (حرکت خالص pitch - فرکانس 0.000635628 هرتز).....36
شکل3-5 - مود پنجم (حرکت bounce - فرکانس 0.000734998 هرتز).....37
شکل3-6 - مود ششم (حرکت lateral - فرکانس 0.000920713 هرتز).....37
شکل3-7 - مود هفتم (پیچش مخالف اکسل - فرکانس 22.865 هرتز).....37
شکل3-8- مود هشتم (خمش میله پیچشی - فرکانس 61.023 هرتز).....38
شکل3-9 - مود نهم (پیچش میله پیچشی - فرکانس 61.751 هرتز).....38

شکل3-10 - مود دهم (مود ترکیبی roll و pitch - فرکانس 95.787 هرتز)..... 38
شکل3-11 - مود یازدهم (حرکت خالص دوم pitch - فرکانس 113.18 هرتز)..... 39
شکل3-12 - مود دوازدهم (حرکت خالص pitch روی میله پیچشی - فرکانس 158.34 هرتز)..... 39
شکل 3-13 - پروفیل ناهموار سطح 41
شکل 3-14 - رابطه بین دامنه و طول موج پروفیل سطح..... 42
شکل 3-15 - طیف فرکانس جداگانه تابع اتفاقی 43
شکل 3-16 - تابع چگالی طیفی توان پیوسته 44
شکل 3-17 - چگالی طیفی توان تابع فرکانس مکانی برای جاده‌های متفاوت 45
شکل 3-18 - دسته‌بندی کیفیت سطح جاده توسط ISO 46
شکل 3-19 - منحنی ناصافی جاده های تصادفی بر حسب فاصله از یک نقطه مرجع 49
شکل 3-20 – آنالیز RIDE..... 51
شکل 3-21 – نقاط مرزی اکسل جهت مشخص کردن نیروها..... 52
شکل 3-22 - جاده نوع B (مقیاس ها بر حسب متر است)..... 53
شکل 3-23 - جاده نوع D (مقیاس ها بر حسب متر است)..... 53
شکل 3-24 - PSD پروفیل جاده نوع B..... 54
شکل 3-25 - PSD پروفیل جاده نوع D..... 54
شکل 3-26 - نیروی بوجود آمده با اعمال جاده B بر روی اتصال ثابت سمت چپ و راست در راستای x..... 55
شکل 3-27 - نیروی بوجود آمده با اعمال جاده B بر روی اتصال ثابت سمت چپ و راست در راستای y..... 56
شکل 3-28 - نیروی بوجود آمده با اعمال جاده B بر روی اتصال ثابت سمت چپ و راست در راستای z 57
شکل 3-29 - نیروی بوجود آمده با اعمال جاده D بر روی اتصال ثابت سمت چپ و راست در راستای x 58
شکل 3-30 - نیروی بوجود آمده با اعمال جاده D بر روی اتصال ثابت سمت چپ و راست در راستایy 59
شکل 3-31 - نیروی بوجود آمده با اعمال جاده D بر روی اتصال ثابت سمت چپ و راست در راستای z..... 60
شکل4-1 - تنش ون مایزز در یک گام از جاده نوع B..... 63
شکل4-2 - تنش ون مایزز در یک گام از جاده نوع D..... 63
شکل4-3 - بارگذاری متناسب 66
شکل4-4 - بارگذاری نامتناسب 67
شکل 4-5 - کانتور عمر خستگی اکسل با عبور خودرو از روی جاده واقعی..... 76
شکل 4-6 - ورودی sin اعمال شده به چرخ راست و چپ..... 77
شکل 4-7 - ورودی bump اعمال شده به چرخ راست و چپ..... 78
شکل 4-8 – ورودی step اعمال شده به چرخ راست و چپ..... 78
شکل 4-9 – ورودی step اعمال شده به چرخ راست..... 79
شکل 4-10 – نیروی بوجود آمده بر روی اتصال ثابت سمت چپ در راستای x..... 80
شکل 4-11– نیروی بوجود آمده بر روی اتصال ثابت سمت چپ در راستای y..... 80

شکل 4-12– نیروی بوجود آمده بر روی اتصال ثابت سمت چپ در راستای z.....81
شکل 4-13– نیروی بوجود آمده بر روی اتصال ثابت سمت چپ در راستایx.....82
شکل 4-14– نیروی بوجود آمده بر روی اتصال ثابت سمت چپ در راستایy.....83
شکل 4-15– نیروی بوجود آمده بر روی اتصال ثابت سمت چپ در راستایz.....83
شکل 4-16– نیروی بوجود آمده بر روی اتصال ثابت سمت چپ در راستایx.....84
شکل 4-17– نیروی بوجود آمده بر روی اتصال ثابت سمت چپ در راستایy.....85
شکل 4-18– نیروی بوجود آمده بر روی اتصال ثابت سمت چپ در راستایz.....85
شکل 4-19– نیروی بوجود آمده بر روی اتصال ثابت سمت چپ در راستایx.....87
شکل 4–20 – نیروی بوجود آمده بر روی اتصال ثابت سمت چپ در راستایy.....87
شکل 4-21 – نیروی بوجود آمده بر روی اتصال ثابت سمت چپ در راستایz.....88
شکل 4-22 –کانتور عمر خستگی جاده واقعی و کانتور عمر خستگی جاده bump.....90
شکل 4-23 –کانتور عمر خستگی جاده واقعی و کانتور عمر خستگی جاده sin.....91
شکل 4-24 –کانتور عمر خستگی جاده واقعی و کانتور عمر خستگی جاده step.....92
شکل 4-25 –کانتور عمر خستگی جاده واقعی و کانتور عمر خستگی جاده step در دو چرخ مخالف.....93
شکل 4-26 – مشخص کردن شماره معادلات بر روی گره های متفاوت.....94
شکل 4-27 – الگوریتم تحلیل عمر خستگی.....99

فهرست جداول **صفحه**

جدول 1-1 – مسیر های تست خودرو.....11
جدول 1-2 - اطلاعات کلی مدل اکسل.....31
جدول 2-2 - خصوصیات ماده بکار رفته در اکسل.....32
جدول 1-3 - مقادیر C_{SP} , N توابع چگالی طیفی سطوح مختلف.....46
جدول 2-3 – محدوده تغییرات و میانگین هندسی (درجه ناهمواری) برای جاده های مختلف.....47

فصل اول

مقدمه و مروری بر تاریخچه

1.1 مقدمه

لغت fatigue از واژه لاتین Fatigue که به معنای خسته‌شدن می‌باشد گرفته شده است. این اصطلاح در مهندسی به شکست و از هم پاشیدگی در مواد در اثر بارهای سیکلی شامل بارهای مکانیکی حرارتی و موارد دیگر اطلاق می‌شود. پیشرفتهای زیادی در 100 سال اخیر در تحلیل خستگی صورت گرفته است. شکست خستگی یکی از مهمترین حالتهای شکست در اجزاء مکانیکی می‌باشد از جمله در محورهای خودرو و چرخهای قطار، شکست خستگی به طور مشخص قابلیت را کاهش داده و باعث خسارتهای مادی و انسانی می‌شود.

2.1 مروری بر کارهای گذشته در زمینه خستگی

بحث خستگی با تحقیق آلبرت [1]، مهندس معدن اهل آلمان در سال 1837، با ارائه گزارشی توسط وی در مورد شکست نقاله‌های معدنی در اثر کار به مدت طولانی شروع شد. همچنین وی اولین کسی است که بر روی یک قطعه واقعی آزمایش خستگی انجام داده است. در ادامه رانکین، که بیشتر در زمینه ترمودینامیک فعالیت کرده، تحقیقاتی بر روی عمر خستگی محور قطار انجام داد. فعالیت بعدی در زمینه خستگی توسط یک مهندس فرانسوی به نام مورین در سال 1853 با انتشار یک کتاب با استفاده از گزارش دو مهندس انجام گرفت. این دو مهندس تحقیقاتی بر روی کالسکه‌های پست انجام دادند و با استفاده از نتایج بدست آورده، اولین بار طراحی "عمر محدود" را ارائه کردند.

اما لغت خستگی اولین بار توسط بریت ویت انگلیسی در سال 1854 به کار برده شد. وی در مقاله خود مثال های زیادی از اجزای تشکیل شده در اثر خستگی مانند پمپ‌های آب، محور پروانه کشتی، میل-لنگ‌ها، اهرم‌ها، جرثقیل‌ها و ... ارائه کرد و همچنین تنش های قابل قبول بر روی قطعاتی که تحت بارگذاری خستگی هستند را توضیح دهد.

اما سوانح به وجود آمده در آن زمان باعث شد تا مسئله خستگی بیش از پیش مدنظر قرار گیرد. از این دست حوادث می‌توان به شکسته شدن محور لوکوموتیو در سال 1842 در ورسای اشاره کرد که در این سانحه 60 نفر کشته شدند.

در فاصله سالهای 1840 تا 1860 برای اولین بار با ایجاد ترک روی ریل‌های راه‌آهن در آلمان تحقیقاتی در زمینه خستگی صورت گرفت. در این سالها وهلر [2] برای اولین بار به رسم نمودارهای تنش عمر پرداخت که چگونگی تغییرات عمر با تغییرات دامنه بارگذاری را نشان می‌دهد و مفهوم حد خستگی را برای اولین بار ارائه کرد. وی برای اولین بار با استفاده از وسیله اندازه‌گیری تغییر طول، که توسط خود وی ابداع شده بود، تحقیقی گسترده بر روی عمر اکسل‌های راه‌آهن در سالهای 1858 و 1860 انجام داد. وی در تحقیق خود ابتدا بزرگترین تغییر شکل به وجود آمده در اکسل و در نتیجه نیروی به وجود آورنده این تغییر شکل در یک سفر را اندازه‌گیری کرد. سپس با استفاده از این اطلاعات تنش‌های خمشی و برشی موجود در محور را محاسبه نمود و با مقایسه این مقدار با نیروی خمشی بوجود آمده در اثر بارگذاری استاتیکی محور به یک فاکتور 1/33 دست یافت که امروزه ضریب تأثیر نامیده می‌شود. در ادامه وی پیشنهادی در زمینه طراحی عمر محدود قطعات با در نظر گرفتن احتمالات ارائه داد.

وهلر همچنین اولین آزمایش خستگی در اثر بارهای خمشی تکرارشونده را ارائه نمود. با توجه به اینکه وی این نتایج را با استفاده از دستگاه آزمایشی که خود ساخته بود و فرکانس کاری بسیار پایینی داشت گرفته بود، نتایج در سال 1860 منتشر شد و در نهایت در سال 1870 وی گزارش نهایی خود را ارائه داد [1] که به قانون وهلر مشهور است و بیان می‌داد که: مواد در اثر اعمال بارهای تکراری، که کوچکتر از مقاومت استاتیکی هستند، شکسته خواهند شد. دامنه بارهای اعمالی برای از بین بردن پیوستگی مواد کافی هستند. بیشترین تنش اعمال شده نقش تعیین کننده‌ای دارد، به طوری که هر چه این تنش بالاتر باشد، دامنه تنش مورد نیاز برای شکست قطعه کوچکتر خواهد بود. همانطور که دیده می‌شود،

وی در قانون خود عنوان می‌کند که هر چند که دامنه تنش از اهمیت زیادی در شکست قطعات ایفا می‌کند، اما تنش میانگین کششی نیز نقش مهمی دارد.

در ادامه وی تحقیقاتی روی ضریب اطمینان و عمر محدود انجام داد. در سال 1870 وهلر همچنین گزارشی دیگر در مورد اندازه، طراحی و ماده مورد استفاده در قطعات قطار انجام داد. وهلر در این تحقیق حتی به بحث در مورد رشد ترک خستگی در قطعه پرداخت که در زمان خود کار بسیار بزرگی بود. البته وی نتایج خود را به صورت جداولی ارائه کرده بود، اما باسکویین در سال 1910 این جداول را به صورت نمودارهای لگاریتمی ارائه کرد و در سال 1936 این نمودارها به نام « نمودار وهلر» مشهور شدند که همچنان مورد استفاده هستند. در دهه 1920 گوف [3] نیز تحقیقات زیادی روی فرآیند خستگی انجام داد.

محقق بعدی که در زمینه خستگی تحقیقات گسترده‌ای انجام داد باوشینگر، پروفسور مکانیک دانشگاه پلی‌تکنیک مونیخ بود که اولین بار مفهوم کاهش حدالاستیک در اثر سیکل‌های بارگذاری تکراری را بیان نمود که به نام «اثر باوشینگر» مشهور است و اساس تئوری کافین- مانسون می‌باشد که در دهه 1950 ارائه شد و همچنین در محدود خستگی کم چرخه مورد استفاده قرار می‌گیرد.

عنوان خستگی همراه با خوردگی اولین بار توسط های انگلیسی در سال 1917 مطرح [1] و در سال 1929 آزمایش‌های بسیاری توسط مک‌آدام انگلیسی بر روی همین موضوع انجام گرفت که هم اکنون به عنوان مرجع مورد استفاده است.

تام اولین کسی بود که در سال 1927 کرسی متالورژی در آلمان را در دانشگاه دارمستاد آلمان عهده‌دار بود [1]. وی همچنین نظریه‌ای در مورد خستگی، طراحی مناسب قطعه بسیار مهمتر از انتخاب مناسب ماده برای قطعه می‌باشد بنابر نظریه او مقاومت خستگی به مقدار و نوع بار و همچنین ماده و مخصوصاً شکل قطعه بستگی دارد.

مفهوم ضریب تمرکز تنش خستگی اولین بار توسط تام مطرح شد، ضریبی که با استفاده از آن می‌توان نمونه بدون ترک را به نمونه ترک‌دار مرتبط نمود. تام یکی از تأثیرگذارترین دانشمندانی است که در زمینه علم خستگی فعالیت کرده و علم کنونی خستگی تا حد زیادی مدیون زحمات وی است. وی در فاصله سالهای 1922 تا 1956، 524 مقاله مختلف در زمینه علم خستگی تولید و منتشر کرده است.

تام اثبات نمود که یافتن عمر خستگی قطعات واقعی از روی خصوصیات خستگی نمونه‌های آزمایش کار بسیار مشکل و در بعضی موارد غیرممکن است و به همین صورت آزمایش روی قطعات واقعی را مجدداً شروع کرد.

اما سالهای بعد از 1945 زمانی بود که محصولات سالهای گذشته مورد استفاده قرار می‌گرفت. از طرفی با توجه به توسعه علم در سالهای گذشته و از طرفی با توجه به سوانحی که در این سالها به وقوع پیوست. آزمایشهای خستگی بسیاری انجام گرفت. از جمله این حوادث می‌توان به شکستهای خستگی در اجزاء خودرو و بدنه هواپیما اشاره نمود که در آن سالها به شدت افزایش یافته بود. بنابراین در سال 1955 اولین مباحثات در زمینه عمر مطمئن و شکست مطمئن مطرح شد. عمر مطمئن به این معنا بود که قطعات تا زمان رسیدن به این عمر شکسته نشوند، اما شکست مطئمن به حالتی گفته می‌شود که پس از شکست قطعه مورد بررسی کل سازه از کار نیفتاده و بتواند به کار خود ادامه دهد.

اوینگ و هامفری [1] همچنین اولین کسانی بودند که باندهای لغزش در قطعات تحت پیچش خمش را در سال 1903 مشاهده و گزارش کردند. از این گزارش می‌توان به عنوان اولین تحقیق روی خستگی از دیدگاه متالورژیکی نام برد.

در ادامه می‌توان به نامهایی از قبیل اسمیت، هی، گاوف، گریفیت، انگلیس، کومرس و مور اشاره نمود که تحقیقات زیادی در این زمینه خستگی انجام دادند. همچنین برای اولین بار آزمایش خستگی روی قطعه با اندازه واقعی بر روی یکی از قطعات هواپیما در مؤسسه هوایی سلطنتی انگلستان انجام گرفت و

نیز اولین آزمایشات برای بالا بردن مقاومت خستگی قطعات در زمان جنگ جهانی اول در انگلستان انجام گرفت.

در خستگی چند محوره، معیارهای مختلی که منظور تخمین عمر خستگی خودرو و همچنین تعیین عمر خودرو وجود دارد که برپایه مفاهیم مختلفی از جمله نامتغیرهای تنش، انرژی، صفحه بحرانی و غیره تعریف شده‌اند. در مورد تئوریهای انرژی می‌توان به مدلهای مورو [4]، هالفورد [5]، گلوس و الین [6] اشاره کرد. همچنین در مورد تئوریهای صفحه بحرانی می‌توان به تئوری SWT، گلینکا [7] و وروانی فراهانی [8] اشاره نمود. در این روشها ترکیبی از تنش معادل و یا کرنش معادل و یا پارامتر آسیب مورد استفاده قرار می‌گیرد. براون و میلر [9] و همچنین فاطمی و سوشی [10] از مفهوم کرنش معادل استفاده کردند، در حالیکه ساینز [11] مک دیارمید [12] [13]، فایندلی، پاپادوپولوس [14]، ماتاکه [15]، دنگ‌ون [16] و کارپینتزی [17] از مفهوم تنش معادل استفاده نموده‌اند. در سالهای اخیر؛ به دلیل نتایج نسبتاً خوب تئوریهایی که از مفهوم آسیب خستگی بهره می‌برند، استفاده از این مفهوم بسیار زیاد شده است.

ساینز [11] روشی ارائه نموده که ترکیبی از مقدار متوسط تنش هیدروستاتیک و دامنه نامتغیر دوم را مورد استفاده قرار می‌دهد. تئوریهای ارائه شده توسط مک دیارمید [18] [12] و دنگ‌ون [19] [16] از معروفترین تئوری هایی هستند که اثر تنش متوسط و اختلاف فاز مؤلفه‌های تنش را مورد توجه قرار داده‌اند. تئوری ارائه شده توس فاطمی و سوشی [10] نیز از تئوریهای صفحه بحرانی مناسب برای یافتن آسیب خستگی است. کارولزاک و ماچا [1] معیاری دو پارامتره ارائه کردند که در آن هر یک از پارامترهای تنش برشی و تنش محوری آسیبی جداگانه ایجاد می‌کنند و آسیبهای ایجاد شده با یکدیگر جمع می‌شود. چامات [20] ترکیبی غیرخطی از تنش برشی مؤثر و تنش کششی مؤثر را به عنوان معیار واماندگی خستگی چندمحوره قطعه، تحت بارهای نامتناسب در نظر گرفت. در برخی دیگر، اثر تنش برشی و تنش قائم به صورت جداگانه قابل محاسبه است. پایوگا و همکارانش [21] با مقایسه

معیارهای موجود و ارائه دو معیار جدید، یکی بر پایه تنش در صفحه بحرانی و دیگری تنش در صفحات مختلف نشان دادند هر دو این روشها نتایجی نزدیک به یکدیگر به دست می‌دهند. نینک [22] با استفاده از معیار صفحه بحرانی، معیاری جدید برای اهمیت بهتر عمر خستگی چند محوره فلزات پیشنهاد نمود. همچنین، مهداوان و همکارش [23] براساس تئوری صفحه بحرانی، براساس صفحه بحرانی جدیدی که با صفحه شکست خستگی در ارتباط است، معیاری پیشنهاد نمودند که برای تمام انواع فلزات اعم از نرم یا شکننده کاربرد دارد و براساس این معیار عمر قطعات را پیش‌بینی نمودند که همخوانی خوبی با جوابهای تجربی از خود نشان می‌داد. از طرفی، به منظور شمارش سیکل‌های بارگذاری چندمحوره در تئوریهای صفحه بحرانی، لانگلیس و همکارانش [24] با نشان دادن ناتوانی روش شمارش سیکل یک بعدی در بارگذاری‌های چندبعدی، روشی جدید برای شمارش سیکلهای بارگذاری چندبعدی براساس روش شمارش جریان باران پیشنهاد دادند.

1.2.1 مروری بر کارهای انجام شده در زمینه خستگی قطعات خودرویی

اولین حرکت مهم در زمینه تحلیل خستگی اجزاء خودرو توسط گاسنر در سال 1946 انجام گرفت [1] از زمان طراحی خودروهای اولیه تاکنون بر روی فنرهای تخت و بقیه اجزای سیستمهای تعلیق خودرو تحقیقات بسیار زیادی انجام شده است. از جمله کارهای ارزشمند در زمینه خستگی قطعات خودرو می‌توان به اندازه‌گیری تاریخچه بارگذاری روی فنر اتومبیل‌ها توسط باتسون و برادلی و روی ماشینهای کشاورزی توسط کلاس و استراپل اشاره نمود. همچنین لهر از کمپانی MAN در سال 1941 با استفاده از کرنش‌سنج تغییر شکلهای استاتیکی و دینامیکی بوجود آمده در شاتون موتور خودرو در شاتون موتور خودرو در دور موتورهای پایین‌تر از 2500 دور در دقیقه را اندازه‌گیری کرد. وی همچنین مقاومت کششی روی ضریب تمرکز تنش خستگی و همچنین بهترین شکل میل‌لنگ را مورد بررسی قرار داد. در سالهای اخیر نیز در زمینه خستگی قطعات خودرور تحقیقات زیادی انجام پذیرفته است.

اریورک و همکارانش [25] عمر فنرهای تخت را به ازای تنش های کاملاً عکس شونده با دامنه‌های مختلف مورد بررسی قرار دادند. در تحقیقات انجام گرفته توسط کمپانی فورد پیش‌بینی عمر اینگونه فنرها با استفاده از نیروهای بدست آمده از مدل‌سازی آنها در دو نرم‌افزار تحلیل‌گر MSC.NASTRAN و MD.ADAMS با یکدیگر مقایسه شده است [26] .سیلوا [27] دو قطعه میل‌لنگ اتومبیل را پس از شکست بررسی نمود و دلایلی را برای شکست خستگی آن ارائه کرد، که دلیل اصلی شکست زبری نامناسب سطح عنوان شد. چو [28] نشان داد که در تخمین عمر خستگی یک جزء خودرو با استفاده از روشهای صفحه بحرانی و معیارهای چند بعدی نتایجی بسیار متفاوت و بهتری نسبت به معیارهای یک بعدی بدست خواهد آمد و مشکل عمده در بدست آوردن تاریخچه تنش و کرنش در نقاط بحرانی قطعات می‌باشد. همچنین، سیلوا [29] سیستم تعلیق یک خودرو را که عمر کمترین نسبت به نتایج آزمایشگاهی نشان داده بررسی کردند و با استفاده از تغییری جزئی در طراحی، عمر خستگی آن را، که براساس خستگی فرتینگ بوجود می‌آمد، افزایش دادند.

از جمله کارهای خوبی که انجام شد، همچنین می‌توان به تحقیق هایبا و همکارانش [30] اشاره کرد، که در آن عمر خستگی یکی از قطعات خودرو را با استفاده از روشهای نیمه استاتیکی و دینامیکی گذرا و محدوده فرکانسی محاسبه شده و نتیجه گرفته شده که از بین این سه روش نیمه استاتیکی و محدوده فرکانسی تخمین بهتری از عمر ارائه می‌دهند و با توجه به کم هزینه‌تر بودن روش نیمه استاتیکی، این روش بر روشهای دیگر ارجعیت دارد. کوه [31] با استفاده از تنش های بدست آمده در نرم‌افزارهای المان محدود، عمر یک قطعه از اجزاء سیستم فرمان را با استفاده از تنش های بدست آمده در نرم‌افزارهای المان محدود، عمر یک قطعه از اجزاء سیستم فرمان را با استفاده از دیاگرام کرنش-زمان قطعه پیش‌بینی کرد و با مقایسه نتایج حاصله با نتایج تجربی، درستی آنها را نشان داد. بوسیو و همکارانش [32] عمر سازه یک خودروی عمومی روی جاده‌های خشن را با استفاده از کدنویسی و شبیه‌سازی سازه خودرو با استفاده از میله، محاسبه نمود، اما در این پژوهش، مدل سازی خودرو به