



تحلیل کامل مواد، سازوکار، ارتعاش، تنش و خستگی در فنر دریچه

محمد آزادی^{۱*}، اکبر نادرپور^۲، مهدی روزبان^۳، امیر مافی^۴، فرشید مقدم^۵، حامد نوابی^۶، محمد کاظمی^۷، مهدی رضایی^۸

^۱شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، m_azadi@ip-co.com

^۲شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، a_naderpour@ip-co.com

^۳شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، m_roozban@ip-co.com

^۴شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، a_mafi@ip-co.com

^۵شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، f_moghaddam@ip-co.com

^۶شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، h_navabi@ip-co.com

^۷شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، m_kazemi@ip-co.com

^۸شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، me_rezaei@ip-co.com

*نویسنده مسئول، شماره تماس: ۰۹۱۰۲۱۰۷۲۸۰

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۹ بهمن ۱۳۹۲

پذیرش: ۲۵ اسفند ۱۳۹۲

کلیدواژه‌ها:

فنر دریچه

بررسی مواد

سازوکار

تحلیل ارتعاش

تنش و خستگی

در این مقاله، تحلیل کاملی برای بررسی مواد، سازوکار، رفتار ارتعاشی، تنش و خواص خستگی در فنرهای دریچه ارائه گردیده است. در ابتدای امر، تحلیل خرابی بر فنی شکسته، براساس بررسی‌های مواد ارائه شد. سپس، با تغییر طراحی فنر از حالت تک‌گام به دوگام، پیشنهادی برای بهبود عملکرد آن ارائه شد. به منظور صحت‌سنجی این پیشنهاد، سازوکار فنر از نظر سرعت و شتاب بررسی شد. در ادامه نیز، تحلیل تنش و خستگی فنر ارائه شد.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱) مقدمه

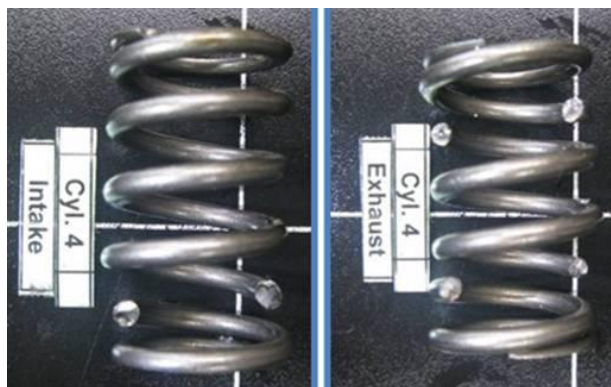
یکی از قطعات مهم در موتورهای احتراق داخلی، سامانه دريچه‌هاست که وظیفه پایش ورود مخلوط هوا و سوخت و همچنین خروج گاز را از محفظه احتراق برعهده دارد. یکی از قسمت‌های این سامانه، فنر دريچه است که باعث بازگشت دريچه به حالت اولیه، پس از باز شدن آن، می‌شود. این فرآیند باز و بسته شدن دريچه به کرات در هنگام کارکرد موتور رخ می‌دهد و باعث فشردگی فنر می‌گردد. لذا ماده بکار رفته در ساخت فنر باید استحکام کافی را در مقابل بارهای نوسانی داشته باشد. این گونه بارهای نوسانی، به دلیل نوسان فراوان آن، در محدوده خستگی پربسامد^۱ قرار می‌گیرد.

در رویه طراحی و ساخت موتور جدید، از آزمون‌های دوام برای بررسی نحوه عملکرد قطعات آن استفاده می‌شود. یکی از این آزمون‌ها که برای صحنه‌گذاری سامانه دريچه‌ها استفاده می‌شود، آزمون ۱۱۰ ساعت سرعت بحرانی است. در این آزمون دوام، سرعت و بار موتور از حالت کمینه، به حالت سرعت بیشینه برده می‌شود و در سرعت‌های تند و حالت تمام بار، موتور در مدت زمان معینی، کارکرد خواهد داشت. بر این اساس، دوام سامانه دريچه و فنر در محدوده خستگی پربسامد، بررسی می‌شود.

با اجرای این رویه روی موتوری احتراق داخلی چهاراستوانه، فنر دريچه شکسته شد. در طول آزمون ۱۱۰ ساعت و در سرعت ۶۲۰۰ دور بر دقیقه، پس از ۸۰ ساعت آزمون دوام، به دلیل افزایش شار گازهای محفظه لنگ و خارج شدن از محدوده استاندارد آن، موتور خاموش گردید. با بررسی اولیه مشاهده شد بدنه استوانه، از دو ناحیه، در اثر برخورد محور سمبه، شکسته شد. پس از باز کردن قطعات موتور، مشخص گردید که دريچه دود ۴ شکسته شده است و ساق آن نیز در راهگاه، گیر کرده است. بررسی بیشتر نشان داد که علت خرابی، شکستن فنرهای دريچه دود و هوا در استوانه ۴ بوده است.

فنرهای شکسته در شکل ۱ نشان داده شده است. نکته قابل توجه این است که شکست فنرها، همگی در ناحیه مشترکی که حلقه دوم فنر دريچه است، رخ داده‌اند. از نظر بارگذاری، بر این حلقه بیشترین بار وارد می‌شود [۱]. برای بررسی بیشتر، تحلیل خرابی قطعه انجام شد که در بخش‌های بعدی مقاله، به آن پرداخته می‌شود.

به طور کلی، شکست فنرها، عموماً به چند دلیل عمده و از جمله خستگی، تمرکز تنش (آثار ابزار، لبه‌ها، خطوط تیز و ...)، بارهای ناگهانی اعمالی، عملیات حرارتی نادرست و یا وجود آخال است [۱]. برای بررسی خرابی در فنرها، تاکنون، مقالاتی را پژوهشگران ارائه کرده‌اند که در ادامه، برخی از آنها شرح داده می‌شود.



شکل ۱: فنرهای شکسته شده در استوانه ۴

آمانو^۲ و همکاران [۲]، شرایط بهینه را برای عملیات ساچمه‌زنی^۳ روی فنر دريچه بدست آورده‌اند. آنها متغیرهای سرعت و زاویه ساچمه‌زنی را مطالعه کردند. سونسینو^۴ [۳]، رفتار خستگی پربسامد انواع مواد فنرهای دريچه را مطالعه کرد. برای این منظور، او شبیه‌سازی دو بخشی برای منحنی تنش - عمر را ارائه نمود. کایسر^۵ و همکاران [۴]، خواص خستگی پربسامد فنرهای فشاری مارپیچی^۶ را بررسی کردند. برای این منظور، آزمون‌های خستگی با بسامد ۴۰ هرتز انجام شد. آنها نشان دادند که عملیات ساچمه‌زنی، تأثیر بسزایی بر عمر خستگی فنر دارد. پایتل^۷ و همکاران [۵]، اثر اندازه قطر فنر و شرایط مختلف عملیات ساچمه‌زنی را بر مواد مختلف نیز مطالعه نمودند. ریورا^۸ و همکاران [۶]، تحلیل خرابی ناشی از خستگی را در فنر بررسی کردند. آنها نشان دادند که خرابی ناشی از وجود آخال‌ها^۹ در ماده و تمرکز تنش (به دلیل عدم هم‌محوری) بوده است. دل لانویز کایا^{۱۰} و همکاران [۷]، خستگی چندمحوره^{۱۱} و تحلیل خرابی فنرهای فشاری مارپیچی را مطالعه نمودند. آنها هندسه فنر را در نرم‌افزار ANSYS شبیه‌سازی و تنش را محاسبه کردند. سپس براساس نظریه‌های مختلف چندمحوره، محل تنش معادل برشی بیشینه را تخمین زدند و با محل شروع ترک در آزمون‌های خستگی مقایسه نمودند. آنها نشان دادند که سطح داخلی فنر، محل شروع رشد ترک است چراکه دارای تنش‌های کششی بیشینه است.

2 A. Amano

3 Shot peening

4 C.M. Sonsino

5 B. Kaiser

6 Helical compression spring

7 B. Pyttel

8 R. Rivera

9 Inclusions

10 L. Del Llano-Vizcaya

11 Multiaxial fatigue

1 High cycle fatigue (HCF)

(۲) مواد

در ساخت فنر دریچه در موتورهای احتراق داخلی، معمولاً از دو نوع همبسته استفاده می‌شود که عبارتند از [۱]:

الف- سیم‌هایی که از کشش فولاد پرکربن، تهیه شده‌اند که موسوم به سیم‌های پیانو اند. این سیم‌ها پس از فرآیند کشش، در عملیات بازگشت در روغن^۱ قرار می‌گیرند. فولادهای کروم- وانادیم که تحت عملیات بازگشت در روغن قرار می‌گیرند، به طور گسترده‌ای از سال ۱۹۵۵ به بعد، در صنعت خودروسازی بکار می‌روند.

ب- انواع جدیدتر سیم‌های فنر دریچه معروف به سیم‌های سیلیس- کروم که تحت عملیات بازگشت در روغن قرار می‌گیرند، به دلیل مقاومت حرارتی بهتر و همچنین استحکام خستگی قویتر نسبت به انواع اولیه، از سال ۱۹۶۴ به بعد، در صنعت خودروسازی استعمال می‌شوند.

یکی از مهمترین و شاید مهمترین خاصیت در فنرهای دریچه موتورهای احتراق داخلی، مقاومت به خستگی این قطعه است. همان‌گونه که قبلاً گفته شد، این خستگی در محدوده خستگی پربسامد، به دلیل بسامد زیاد بارهای وارد به فنر قرار می‌گیرد. به منظور کسب مقاومت بهینه، این فرآیندها را می‌توان بر روی تک تک قطعات وابسته انجام داد:

الف- عملیات نیتراژدهی سطح^۲: این عملیات معمولاً در دماهای بین ۴۰۰ تا ۶۰۰ درجه سانتیگراد اجرا می‌شود. این فرآیند سبب افزایش سختی سطحی و تنش پسماند^۳ فشاری در قطعه می‌شود اما سختی مغز قطعه را تغییری نمی‌دهد. بهبود این امر با پایش فرآیند بازگشت در روغن انجام می‌پذیرد.

ب- عملیات ساچمه‌زنی: این عملیات نیز با افزایش سختی سطحی و با ارتقای مقدار تنش پسماند فشاری، در بهبود استحکام فشاری ماده مؤثر است. این عملیات می‌تواند در چند مرحله انجام شود. استفاده از ساچمه‌های ریز و همچنین القای نانوکریستال‌ها زیر سطح فنر، از روش‌های جدید عملیات ساچمه‌زنی برای رسیدن به حداکثر استحکام خستگی اند.

ج- پایش آخال‌ها^۴: ناخالصی‌هایی نظیر Al_2O_3 ، $MgO-Al_2O_3$ و SiO_2 ، عوامل اصلی شکست فنرهای دریچه اند [۶]. به منظور کاهش چشمگیر آخال‌ها در قطعه نهایی، باید مقادیر سیلیسیم، آلومینیم، منیزیم، کلسیم، فسفر، گوگرد، منگنز و اکسیژن موجود در مذاب، بدقت پایش شوند.

(۳) تحلیل خرابی

به منظور تعیین مقاومت فولاد در برابر جسم فرو رونده و اندازه‌گیری سختی از آزمون سختی‌سنجی استفاده شد. بر این اساس، در ابتدا سطح مقطع نمونه، برش خورد و گرم نگهداشته^۵ شد. سپس آزمون سختی انجام شد. این آزمون به روش راکول C بود که نیروی ۱۵۰ کیلوگرم و ساچمه فرو رونده الماسه^۶ هرمی با زاویه ۱۲۰ درجه و مدت زمان اعمال نیرو ۱۵ ثانیه انجام شد. نتایج این آزمون نشان می‌دهد که با اندازه‌گیری پنج نقطه، میانگین سختی برابر با ۴۶ HRC محاسبه گردید. این مقدار در محدوده استاندارد قطعه (طبق نقشه ساخت آن)، یعنی ۴۴ تا ۴۸ HRC است و لذا فنر از نظر سختی، مشکلی ندارد [۱]. به منظور تعیین ترکیب شیمیایی و تشخیص عناصر همبسته موجود در فنر شکسته از روش طیف سنجی نوری^۶ نشری یا کوانتومتری استفاده شد. به علت کوچک بودن سطح مقطع فنر، از آن، پولکی تهیه شد و آزمون بر روی پولکی انجام شد. ترکیب شیمیایی فنر دریچه شکسته، بر حسب درصد وزنی عناصر، در جدول ۱ ذکر شد. با توجه به وجود مقدار قابل ملاحظه‌ای از عنصر سیلیسیم در همبسته فوق و مقادیر کروم، می‌توان آن را در گروه فولادهای سیلیسیم- کروم (فولادهای فنر) قرار داد. با توجه به ترکیب شیمیایی، همبسته فنر دریچه، مطابق با استاندارد B532132-B(Class-3) با عنوان 55SiCr7 است و با ترکیب شیمیایی استاندارد قطعه مطابقت دارد [۱]. برای ارزیابی ریزساختار، از دو سمت شکسته آن، تکه‌هایی برش داده شد. این تکه‌ها در دستگاه گرم نگهدارنده، آماده گردید. سپس مجموعه گرم شده به توسط کاغذ سنباده‌های درشت و ریز (از شماره ۱۰۰ تا ۳۰۰۰) سنباده‌زنی شد و با نمد و مخلوط معلق Al_2O_3 با اندازه دانه‌های ۵ میکرون براق گردید.

جدول ۱: ترکیب شیمیایی فنر دریچه شکسته در مقایسه با استاندارد

عناصر	فنر شکسته شده	استاندارد قطعه [۱]
C	۰,۵۶	۰,۵-۰,۶
Mn	۰,۵۲	۰,۵-۰,۸
Cr	۰,۶۸	۰,۵-۰,۸
Si	۱,۲۸	۱,۲۰-۱,۶۵
S	۰,۰۱	کمتر از ۰,۰۲
P	۰,۰۱	کمتر از ۰,۰۲
Al	۰,۰۰۳	کمتر از ۰,۰۰۵
Fe	باقیمانده	باقیمانده

1 Oil tempering

2 Nitriding

3 Residual stress

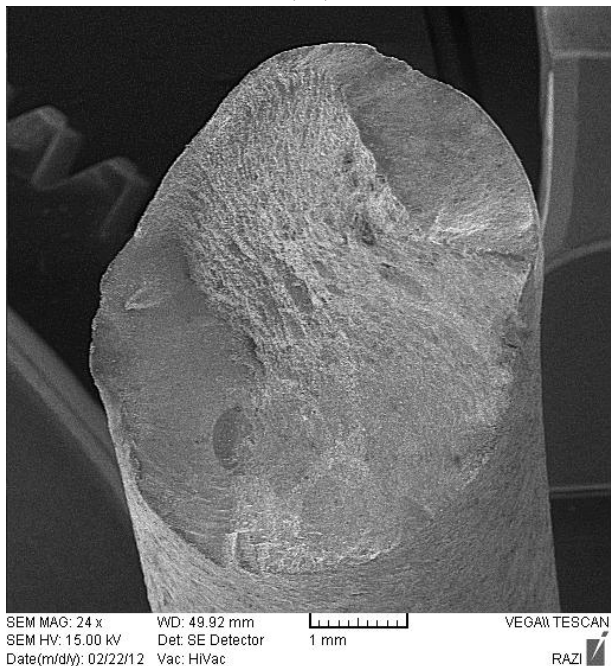
4 Inclusions

5 Hot mounting

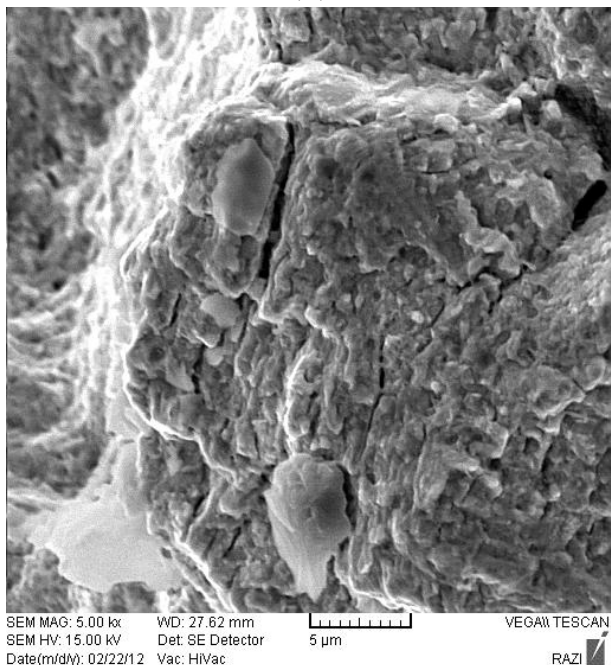
6 Spectrophotometry

علاوه بر آنها، ترک‌های ریزی نیز مشاهده می‌شوند که احتمالاً بعد از شکست به وجود آمده‌اند. جوانه‌زنی ترک، ابتدا با زاویه ۹۰ درجه از سطح، اتفاق می‌افتد و سپس به صورت زاویه ۴۵ درجه، تغییر جهت داده است. در نهایت نیز، به صورت ناگهانی^۶ سطوح از هم جدا شده‌اند [۱].

(الف)



(ب)



شکل ۳: (الف) نمایی از سطح شکست فنر و سطح شکست زاویه‌دار آن و (ب) تصویر نزدیکتر از سطح شکست و ریزترک‌های آن

⁶ Fast fracture

در ادامه، از محلول نایتال ۴٪ برای حکاکی^۱ نمونه‌ها استفاده شد. سپس از میکروسکوپ نوری برای تشخیص حالت‌های زمینه و وجود آخال‌های غیرفلزی در بزرگنمایی‌های مختلف استفاده گردید. بر این اساس، آزمون فلزنگاری انجام شد. شکل ۲، ریزساختار و حالت‌های تشکیل دهنده^۲ زمینه فولاد فنر دریاچه مذکور را به نمایش می‌گذارد. شکل اخیر، حالت‌های تشکیل‌دهنده و زمینه فلزی فولاد فنر دریاچه شکسته را نشان می‌دهد. حالت مشاهده شده در زمینه این فولاد، مارتنزیت گرم شده است. این حالت از لحاظ خواص فیزیکی و مکانیکی بین حالت‌های پرلیت و مارتنزیت است. از طرف دیگر و با توجه به مشاهدات میکروسکوپی چنین استنباط می‌گردد که مقتول این فنر، قبل از شکل‌دهی تحت عملیات آستنیته، سختگردانی در روغن^۲ و بازگشت^۳ قرار گرفته است. به این مجموعه عملیاتی، آستمپرینگ نیز می‌گویند. نکته قابل توجه دیگر برای زمینه این فولاد، عدم وجود آستنیته و همچنین دانه‌بندی یکنواخت بینیت در زمینه است که این مطلب نشان از عملیات حرارتی صحیح گرم کردن (در محدوده ۶۰۰ درجه سانتیگراد) روی مقتول فنر دارد [۱].

در نهایت نیز، بررسی‌های سطوح شکست و تحلیل کیفی برخی از نقاط شکست به واسطه استفاده از دستگاه میکروسکوپ الکترونی روبشی میسر گردید. بر این اساس، آزمون SEM^۴ نیز انجام شد. نتایج حاصل از این آزمون به صورت ثبت تصاویر سه‌بعدی از سطوح شکست می‌باشد (شکل ۳). همان‌گونه که در شکل ۳ (ب) مشخص است، صفحات مرزی پله‌ای^۵ در برای کشش فنر، تغییر شکل داده‌اند.



شکل ۲: ریز ساختار فنر دریاچه شکسته

- 1 Etching
- 2 Oil quenching
- 3 Tempering
- 4 Scanning electron microscopy
- 5 Cleavage steps

کمینه شتاب برابر با ۲۳,۳- و ۲۴,۸- میلیمتر بر رادیان مربع، بترتیب برای حالت تک گام و حالت دوگام محاسبه شد [۸]. بر این اساس، بیشینه شتاب فنر در حالت دوگام نسبت به حالت تک گام کاهش یافته است. این مطلب برای کمینه شتاب برعکس است. نتایج تحلیل سازوکار فنر دریچه با نیروی‌های فنر با حالت دوگام نشان می‌دهد که محدوده‌های مجاز برای مشخصه‌های عملکردی سازوکار دریچه با فنر جدید، رعایت شد [۸].

۶) تحلیل بسامدی

بسامد طبیعی فنر دریچه برای دو حالت تک گام و دوگام بررسی شد. همچنین بسامد طبیعی برای فنر در دو طول اولیه و ثانویه نیز محاسبه گردیده است. این نتایج تحلیل بسامدی فنر در جدول ۲ قابل مشاهده است. شایان ذکر است که بسامدهای طبیعی از طریق نرم‌افزار ABAQUS و با استفاده از تحلیل ارتعاشات آزاد شبیه سازی اجزای محدود فنر، در حالت آزاد- آزاد، محاسبه شده‌اند.

همان گونه که مشخص است، با افزایش فشردگی در فنر، بسامد طبیعی، به دلیل افزایش سختی، افزایش می‌یابد. اما با تغییر نوع فنر از حالت تک گام به دوگام، بسامدهای طبیعی فنر افزایش یافته است. این افزایش در طول ثانویه فنر تقریباً دو برابر شد. با این افزایش، طبق پیشنهادهای سازنده، سرعت کاری فنر از حدود ۵۰۰۰ دور بر دقیقه میل‌لنگ، می‌تواند به حدود ۹۵۰۰ دور بر دقیقه افزایش یابد [۸]. ضمناً با افزایش چشمگیر بسامد طبیعی فنر، ارتعاشات حلقه‌های فنر نیز کاهش می‌یابد و احتمال بروز پدیده تشدید در هنگام افزایش سرعت دورانی موتور، کمتر می‌گردد.

۷) تحلیل تنش

ساختار فنرهای مارپیچی به گونه‌ای است که بارگذاری در آنها شامل دو نوع بارگذاری پیچشی و برشی است (شکل ۵). بر این اساس، سازوکار شکست آنها نیز به صورت برشی است و زاویه شکست ۴۵ درجه است [۹-۱۱]. در شکل ۵، زاویه شکست یکی از فنرهای دریچه موتور مشابه نشان داده شد. بنابراین شکست فنرها در اثر ازدیاد بارهای معمول کارکردی بوده است و عوامل دیگر چون بارهای جانبی و یا ارتعاشات محوری تأثیری بر شکست فنرها نداشته اند [۹].

جدول ۲: بسامدهای طبیعی (هرتز) فنر دریچه در شرایط مختلف

نوع فنر	در طول اولیه فنر	در طول ثانویه فنر
تک گام	۵۰۲	۵۳۶
دوگام	۵۴۲	۱۰۳۲

به عبارت دیگر، سطوح شکست نشان از شکست در اثر بار ناگهانی دارد. البته آخال و ناخالصی در زمینه فنر دریچه، با میکروسکوپی الکترونی روبشی مشاهده نگردید. لذا عامل اصلی شکست فنر ناشی از بارهای ناگهانی^۱ بوده است که می‌تواند به دلیل تغییر سرعت دورانی موتور در آزمون سرعت بحرانی باشد.

۴) تغییر طراحی فنر

بر اساس فرضیه‌های تحلیل خرابی و به منظور جلوگیری از شکست مجدد فنر، پیشنهاد گردید که طراحی فنر دریچه تغییر کند و از حالت تک گام به حالت دوگام درآید. در حالت کلی، دو عامل وقوع پدیده تشدید در فنر به دلیل بسامد طبیعی کوچک و همچنین خستگی زود هنگام فنر به علت نوسان زیاد حلقه‌ها و ایجاد بار ناگهانی از عوامل شکست فنر دریچه است [۸]. عملاً با ارائه راهکار تغییر طراحی فنر از حالت تک گام به حالت دوگام، طبق انتظار قبلی، بسامد طبیعی فنر باید افزایش یابد و کاهش تعداد حلقه‌های فنر، باید باعث کاهش احتمال برخورد آنها گردد. البته این پیش‌بینی‌های اولیه، باید در تحلیل‌های دقیق‌تری تأیید شوند تا بتوان طراحی فنر را عوض کرد.

بررسی دقیق‌تر این تغییر و صحت‌سنجی آن، در ادامه مطالب آمده است. شایان ذکر است که در این مقاله، فنر دریچه در دو حالت بررسی شد. حالت اول پیش‌فشاردهی اولیه (ایجاد شده در زمان نصب قطعه) به مقدار ۹ میلیمتر و یا طول اولیه ۴۲,۵ میلیمتر است. این پیش‌فشاردهی معادل نیرویی بین ۳۰۰ تا ۳۶۰ نیوتن در فنر دوگام است [۸]. در حالت دوم، بیشترین فشردگی ممکن در شرایط کارکرد موتور در نظر گرفته شد که عبارت از طول ثانویه ۳۱,۵ میلیمتر و یا فشردگی ۲۰ میلیمتر است. نیروی حاصل از این فشردگی فنر در حالت دوگام برابر با ۸۷۴ تا ۹۱۵ نیوتن است [۸].

۵) تحلیل سازوکار

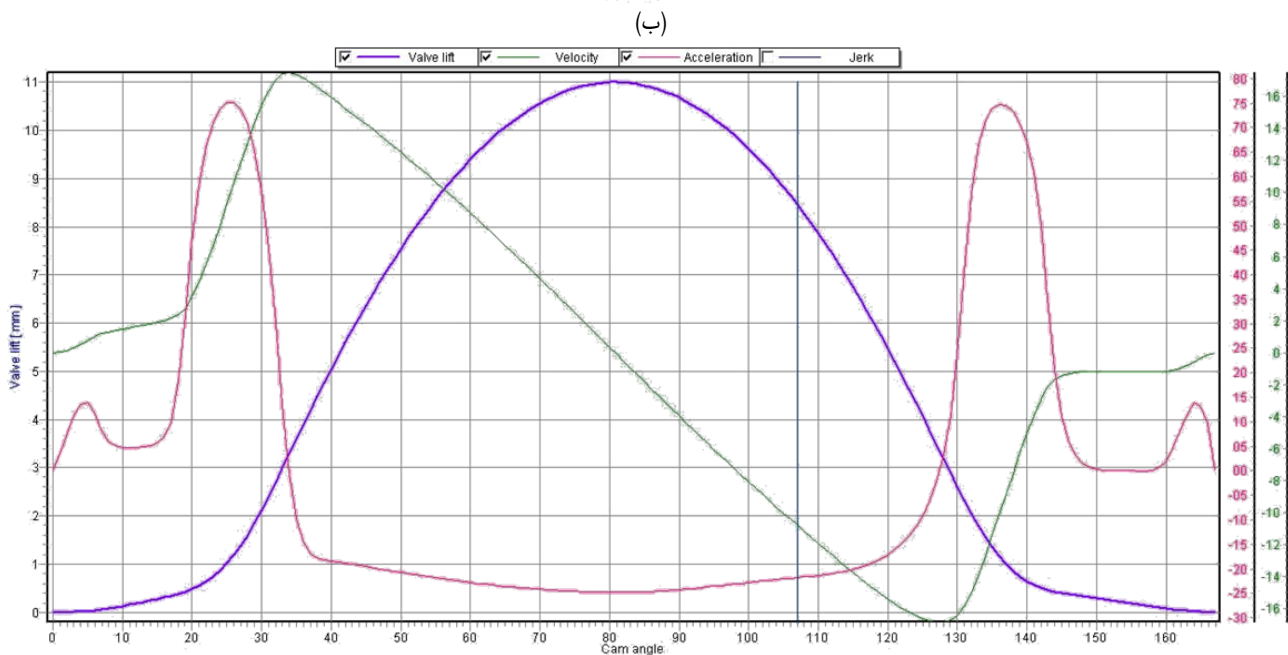
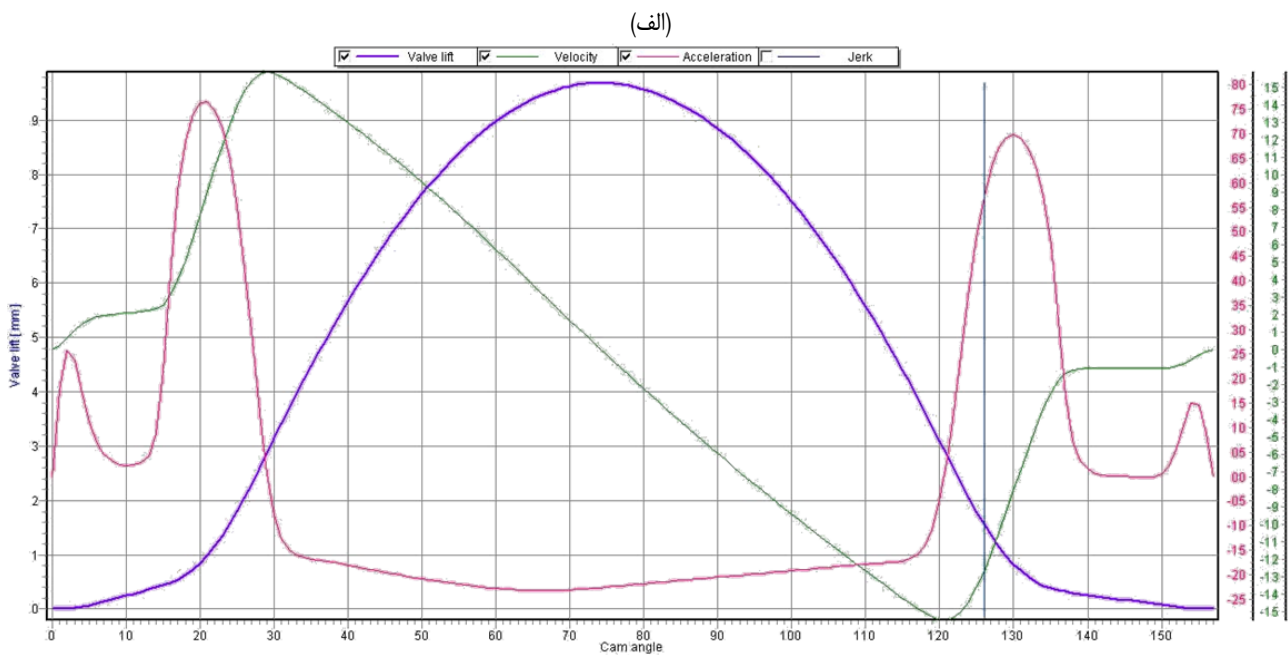
در نرم‌افزار ZUCK، تحلیل دینامیکی فنر دریچه شامل سرعت و شتاب آن انجام شد. این نتایج در شکل ۴ برای فنر دریچه دود، در دو حالت تک گام و دوگام، نشان داده شد. در این شکل، مقادیر جابجایی (فشردگی) فنر و جرک^۲ نیز نشان داده شد. بیشینه سرعت برابر با ۱۵,۹ و ۱۷,۵ میلیمتر بر رادیان، بترتیب برای حالت تک گام و حالت دوگام محاسبه شد. کمینه سرعت برابر با ۱۵,۵- و ۱۶,۸- میلیمتر بر رادیان، بترتیب برای حالت تک گام و حالت دوگام محاسبه شد [۸]. بر این اساس، سرعت فنر در حالت دوگام نسبت به حالت تک گام افزایش یافته است. بیشینه شتاب برابر با ۷۶,۶ و ۷۵,۲ میلیمتر بر رادیان مربع، بترتیب برای حالت تک گام و حالت دوگام محاسبه شد.

¹ Overloading

² Jerk

بر این اساس، تنش نهایی برابر با ۱۵۰۰ مگاپاسکال، تنش تسلیم فنر برابر با ۱۳۳۰ مگاپاسکال، ضریب ارتجاعی برابر با ۲۱۰ گیگاپاسکال و ضریب پواسون برابر با ۰٫۳، در نظر گرفته شد. جزئیات بیشتر برای شبیه سازی اجزای محدود فنر در مرجع [۸] آمده است. مقادیر تنش اصلی بیشینه، حاصل از نرم افزار ABAQUS، در شکل ۶ نشان داده شد. این نتایج تحلیل اجزای محدود تنش در فنر در پیچه نشان می دهد که مقدار بیشینه در توزیع تنش اصلی بیشینه در فشردگی اولیه فنر برابر با ۶۸۳ مگاپاسکال و در فشردگی ثانویه فنر برابر با ۷۷۰ مگاپاسکال است. همان گونه که انتظار می رود، با افزایش مقدار فشردگی فنر، مقدار تنش اصلی بیشینه نیز افزایش می یابد.

مقادیر تنش در فنر در پیچه با استفاده از نرم افزار ABAQUS و روش اجزای محدود محاسبه شد. پس از دانه بندی شبیه سازی فنر در پیچه در نرم افزار HYPERMESH و بهینه سازی اندازه اجزاء (با بررسی همگرایی پاسخها)، نیروهای محاسبه شده از نرم افزار ZUCK در دو مقدار فشردگی اولیه و ثانویه فنر (در حالت دوگام)، بر شبیه سازی دانه بندی شده اعمال گردیده است. به عنوان شرایط مرزی، جابه جایی سطح زیرین فنر نیز، صفر در نظر گرفته شد. خواص مواد بر اساس مخزن اطلاعاتی موجود در نرم افزار FEMFAT و برای ماده 54SiCr6 استفاده شد. شایان ذکر است که این ماده خواص نزدیکی به ماده فنر در پیچه (55SiCr7) دارد [۱۲].

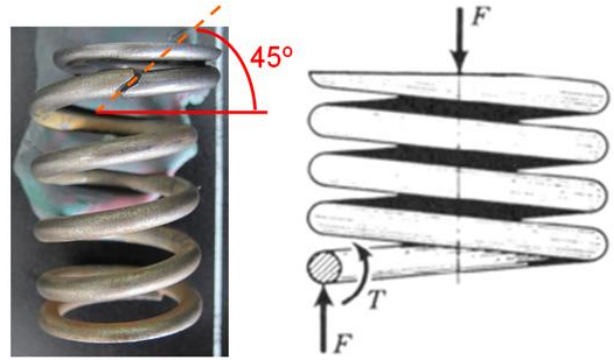


شکل ۴: نتایج تحلیل سازوکاری فنر در پیچه (الف) در حالت تک گام و (ب) در حالت دوگام

همین دو مرحله بارگذاری، محاسبه شد. تحلیل خستگی در نرم افزار FEMFAT انجام شد. در این تحلیل، از نظریه صفحه بحرانی (با تنش معادل) در نسبت تنش ثابت استفاده شد و ضریب اطمینان بدست آمد. ضریب اطمینان عبارت است از:

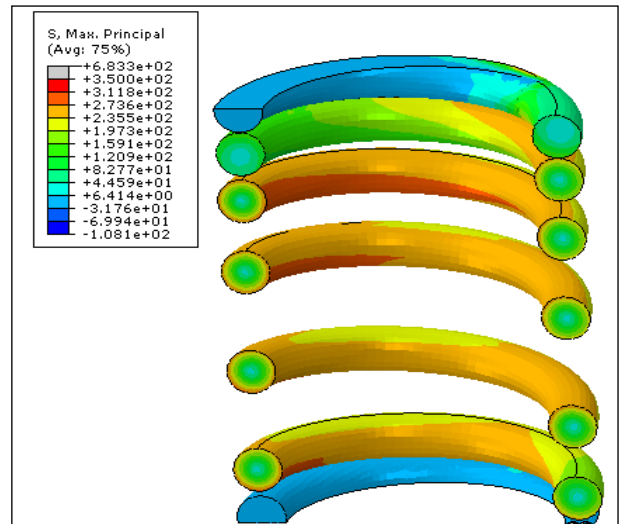
$$SF = \frac{\sigma_e}{\sigma_a} \quad (1)$$

که در آن، σ_e ، σ_a ، بترتیب، تنش حد دوام و دامنه تنش است. مقدار این ضریب اطمینان، توصیه شد که بیشتر از ۱٫۵، برای حالت نسبت تنش ثابت در نظر گرفته شود [۱۲]. خواص در تحلیل خستگی فر دریچه (شامل منحنی تنش - کرنش، منحنی تنش - عمر و منحنی دامنه تنش بر حسب تنش میانگین) در شکل ۷ نشان داده شد. تنش حد دوام برابر با ۵۳۰ مگاپاسکال در دو میلیون چرخه در نظر گرفته شد. شیب خط منحنی تنش - عمر نیز برابر با ۱۲٫۴ فرض شد.

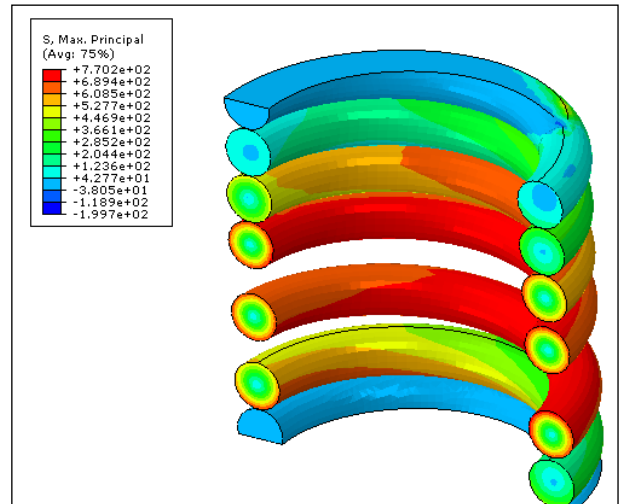


شکل ۵: نیروهای وارده به فنر و زاویه شکست در آن [۹،۱۱]

(الف)



(ب)

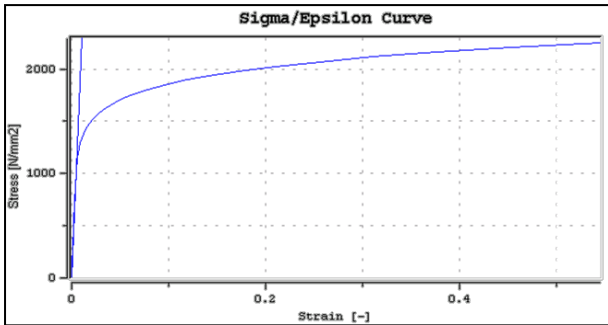


شکل ۶: توزیع تنش اصلی بیشینه در فنر در یچه برای (الف) حالت تک گام و (ب) حالت دو گام

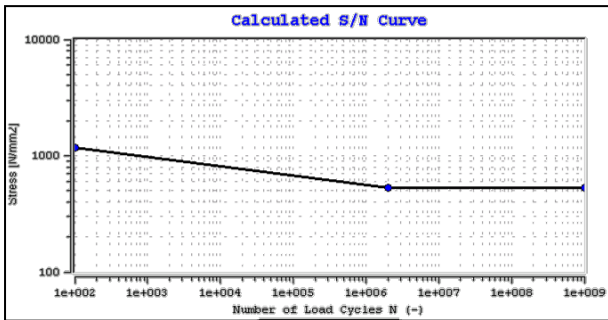
۸) تحلیل خستگی

در این تحلیل، مراحل بارگذاری بین دو مقدار فشردگی اولیه و ثانویه فنر در نظر گرفته شد. مقادیر تنش میانگین و دامنه تنش نیز بر اساس

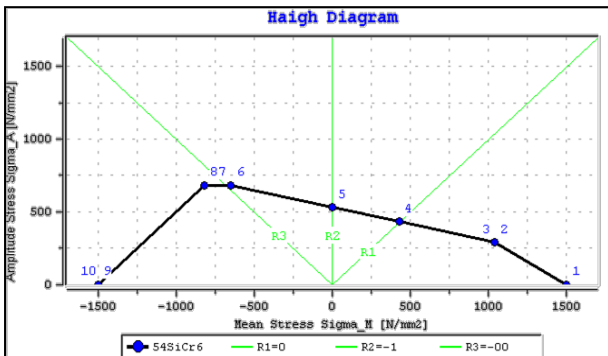
(الف)



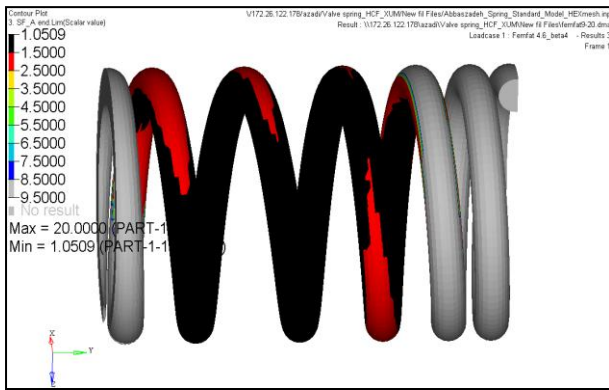
(ب)



(ج)



شکل ۷: خواص مواد برای فنر در یچه شامل (الف) منحنی تنش - کرنش، (ب) منحنی تنش - عمر و (ج) منحنی دامنه تنش بر حسب تنش میانگین



شکل ۹: توزیع ضریب اطمینان خستگی پرسیامد در فنر دریچه

به عبارت دیگر، تنش معادل در آن صفحه محاسبه می‌شود و با تقسیم تنش حد دوام ماده بر آن، طبق معادله (۱)، ضریب اطمینان خستگی پرسیامد قطعه به دست می‌آید.

دو متغیر دیگری که در تحلیل خستگی پرسیامد بررسی شد، شامل اثر زبری و اثر ساچمه‌زنی است. طبق انتظار قبلی، افزایش زبری باعث کاهش عمر خستگی و ضریب اطمینان می‌گردد. بر اساس نتایج، هنگامی که زبری از ۱ به ۳۰۰ میکرومتر افزایش می‌یابد، ضریب اطمینان از مقدار ۰٫۹۶۵ به ۰٫۸۱۵ کاهش می‌یابد. با در نظر گرفتن اثر ساچمه‌زنی نیز، ضریب اطمینان از مقدار ۰٫۹۶۵ به مقدار ۱٫۰۵۱ افزایش می‌یابد.

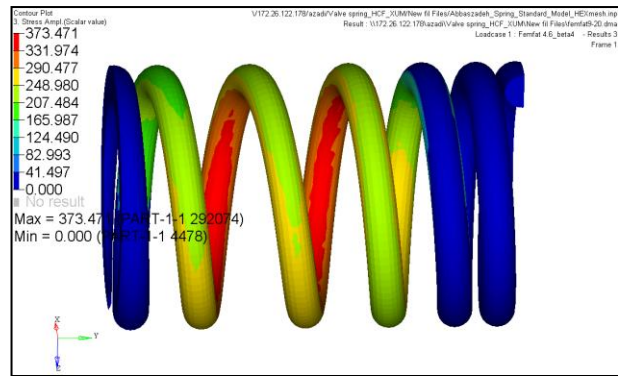
به طور کلی، نتایج تحلیل خستگی پرسیامد فنر در حالت تک‌گام نشان می‌دهد که عمر خستگی فنر دریچه تک‌گام و دوگام، تقریباً در یک محدوده قرار دارند. اما با توجه به این نکته که ارتعاشات فنر ممکن است که منجر به خستگی زود هنگام فنر شود، شرایط خستگی فنر در حالت دوگام نسبت به حالت تک‌گام بهتر است.

۹) نتیجه‌گیری

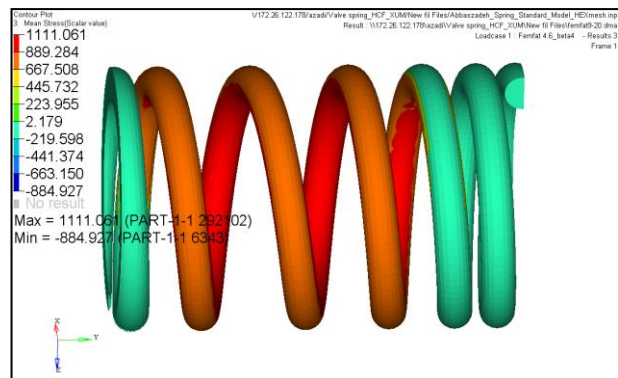
در این مقاله، تحلیل کاملی از مواد، سازوکار، ارتعاش، تنش و خستگی فنر دریچه در موتورهای احتراق داخلی، انجام شد. در ابتدای تحقیق، تحلیل خرابی بر روی یک فنر شکسته انجام شد. در حین آزمون دوام سرعت بحرانی، و علت خرابی، اعمال یک بار ناگهانی (برخورد حلقه‌های فنر) در هنگام تغییر سرعت دورانی موتور، تشخیص داده شد. سپس، با تغییر طراحی فنر دریچه از حالت تک‌گام به حالت دوگام، سعی گردید که مشکل فوق مرتفع شود.

تحلیل سازوکارها نشان داد که سرعت و شتاب فنر در حالت دوگام، در محدوده قابل قبولی است. تحلیل ارتعاشی فنر در حالت دوگام نشان داد که بسامد طبیعی آن افزایش می‌یابد. با افزایش چشمگیر بسامد طبیعی فنر در حالت دوگام، ارتعاشات حلقه‌های فنر نیز کم شد و احتمال بروز پدیده تشدید در هنگام افزایش سرعت دورانی موتور، کمتر می‌گردد. تحلیل تنش و خستگی فنر در حالت دوگام نیز اثبات

(الف)



(ب)



شکل ۸: توزیع (الف) دامنه تنش و (ب) تنش میانگین در فنر دریچه

دامنه تنش و تنش میانگین بین دو حالت فشردگی اولیه و ثانویه فنر دریچه، در شکل ۸ نشان داده شد. همان‌گونه که در این شکل قابل ملاحظه است، مقدار دامنه تنش (۳۷۳٫۵ مگاپاسکال) و میانگین تنش (بین ۸۴٫۹- و ۱۱۱۱٫۱ مگاپاسکال) از حد تسلیم ماده (۱۳۳۰ مگاپاسکال)، کمتر است و در محدوده خستگی پرسیامدند.

توزیع ضریب اطمینان خستگی پرسیامد برای فنر دریچه در حالت دوگام، در شکل ۹ نشان داده شد. بر اساس نظریه صفحه بحرانی، ضریب اطمینان خستگی پرسیامد در فنر، برابر با ۱٫۰۵۱ است. این عدد بیشتر یک است و در حالت کلی، قابل قبول است اما از حد معیار شرکت FEV (عدد ۱٫۵) [۱۲] همچنان کمتر است.

شایان ذکر است که در این تحلیل خستگی، از نظریه صفحه بحرانی استفاده شد که جواب‌های دقیق‌تری نسبت به معیار ون میسر دارد. چراکه اثر تنش‌های کششی و فشاری در معیار ون میسر یکسان است. حال آنکه تنش کششی بر کاهش عمر خستگی و تنش فشاری اثر معکوس دارد [۱۳]. بر اساس روش صفحه بحرانی، معیار اصلی، تنش برشی است. بدین ترتیب که مؤلفه‌های تنش در هر جزء، در هر زاویه محاسبه می‌شود و مقدار تنش برشی بیشینه محاسبه می‌شود. زوایایی که در آنها، تنش برشی بیشینه رخ داده است، به عنوان صفحه بحرانی شناخته شده و تمامی محاسبات در آن صفحه انجام می‌شود [۱۳].

- [6] R. Rivera, A. CHiminielli, C. Gomez, J.L. Nunez, Fatigue failure analysis of a spring for elevator doors, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 17, No. 4, pp. 731-738, 2010
- [7] L. Del Llano-Vizcaya, C. Rubio-Gonzalez, G. Mesmacque, T. Cervantes-Hernandez, Multiaxial fatigue and failure analysis of helical compression springs, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 13, No. 8, pp. 1303-1313, 2006
- [8] A. Naderpour, Analysis of engine valve spring, Technical Report, Irankhodro Powertrain Company, Tehran, Iran, 2013
- [9] M. Rezaei, Failure analysis of engine in 110 hours endurance test, Technical Report, No. 410023E001, Irankhodro Powertrain Company, Tehran, Iran, 2012
- [10] F.K. Naumann, F. Spies, Fractured valve spring, Editor: P.M. Unterweiser, Case histories in failure analysis 1, American Society for Metals, 1979
- [11] M.A. Zaccone, G.E. Appliances, Failure analysis of helical suspension springs under compressor start/stop conditions, *Practical Failure Analysis*, Vol. 1, No. 3, pp. 51-62, 2001
- [12] M. Azadi, High cycle fatigue analysis of valve spring in engine, Technical Report, No. CAE-Report_No.005, Irankhodro Powertrain Company, Tehran, Iran, 2013
- [13] FEMFAT software, version 4.7, Magna Powertrain Company, 2007

نمود که قطعه در محدوده خستگی پربسامد است و ضریب اطمینان آن بزرگتر از واحد است.

تشکر و قدردانی

نویسندگان، مراتب تشکر و قدردانی خود از کارکنان شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) اعلام می‌دارند. همچنین، از آقایان شرقی، نیکروان، سخایی و سایر دوستانی که در این تحقیق، نویسندگان این مقاله را یاری رساندند، قدردانی می‌گردد.

References

- [1] M. Roozban, A. Mafi, Investigation of failure analysis in valve spring, Technical Report, No. LMP90-12-05, Irankhodro Powertrain Company, Tehran, Iran, 2011
- [2] A. Amano, T. Sakakibara, M. Wakita, Numerical analysis of optimum peening conditions in terms of collision energy on coil spring by shot peening, *SAE International*, Paper No. 2005-01-0798, 2005
- [3] C.M. Sonsino, Course of SN-curves especially in the high-cycle fatigue regime with regard to component design and safety, *International Journal of Fatigue*, Vol. 29, pp. 2246-2258, 2007
- [4] B. Kaiser, B. Pyttel, C. Berger, VHCF-behavior of helical compression springs made of different materials, *International Journal of Fatigue*, Vol. 33, pp. 23-32, 2011
- [5] B. Pyttel, I. Brunner, B. Kaiser, C. Berder, M. Mahendran, Fatigue behavior of helical compression springs at a very high number of cycles - Investigation of various influences, *International Journal of Fatigue*, DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2013.01.003, 2013



The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineersearch.ir



Complete analysis for material, mechanism, vibration, stress and fatigue in valve spring

M. Azadi^{1*}, A. Naderpour², M. Roozban³, A. Mafi⁴, F. Moghaddam⁵, H. Navabi⁶, M. Kazemi⁷, M. Rezaei⁸

¹Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, m_azadi@ip-co.com

²Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, a_naderpour@ip-co.com

³Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, m_roozban@ip-co.com

⁴Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, a_mafi@ip-co.com

⁵Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, f_moghaddam@ip-co.com

⁶Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, h_navabi@ip-co.com

⁷Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, m_kazemi@ip-co.com

⁸Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, [me_rezaei@ip-co.com](mailto/me_rezaei@ip-co.com)

*Corresponding Author, Phone Number: +98-910-210-7280

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 18 February 2014

Accepted: 16 March 2014

Keywords:

Valve spring

Material investigation

Mechanism

Vibration analysis

Stress and fatigue

ABSTRACT

This article presents a completed analysis for the material investigation, the mechanism, the vibration behavior, the stress and fatigue properties in valve springs. In the first stage, the failure analysis of a broken spring is performed based on material investigations. Then, by changing the spring design from one-step to two-step, a suggestion is proposed to improve the performance of the spring. In order to verify this suggestion, the spring mechanism is analyzed based on the velocity and the acceleration. In addition, stress and fatigue analyses are conducted.

© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.