Archive of SID

مقاله

فرایند بهینه‌سازی شاتون خودرو

سید حمیدرضا عارف‌پور، دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران
Arefpour_engineer@yahoo.com

اصغر رمضانی، استادیار دانشکدهٔ مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران
aramezani@iust.ac.ir

شاهرخ شایگان، دانشجوی کارشناسی مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران
shahrokh_sh88@yahoo.com

چکیده

امروزه، با توجه به نیاز سازندگان خودرو به کاهش حجم و جرم قسمت‌های گوناگون یک خودرو، از روش‌های متنوعی برای بهینه‌سازی این قسمت‌ها استفاده می‌شود. این کار ممکن است برمبنای روش‌های تجربی و یا براساس روش‌های منطقی و هدفمند ریاضی انجام گیرد. اما به هر شکل، هدف اصلی کاهش جرم و حجم قطعه است. در این مقاله ابتدا دربارهٔ شاتون و روش‌های گوناگون بهینه‌سازی توضیحاتی داده، سپس فرایند بهینه‌سازی روی مدل خام شاتون با روش اجزای محدود انجام خواهد شد. پس از انجام مراحل با روش‌های بهینه‌سازی، مدلی حاصل می‌شود که نسبت به شاتون‌های فعلی حدود ۵ درصد سبکتر است.

واژه‌های کلیدی: شاتون، بهینه‌سازی توپولوژیکی، بهینه‌سازی شکل و اندازه، تحلیل دینامیکی

مقدمه

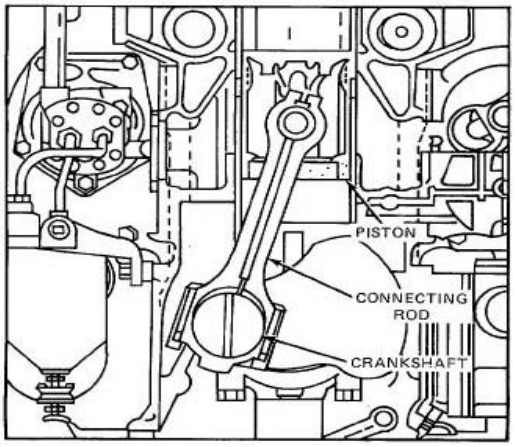
در چند سال اخیر، تکاپوی خودروسازان برای کاهش جرم محصولات خود، موجب تغییر در شکل و مواد استفاده‌شده در قطعات خودرو، اصلاح روش‌های تولید و ایجاد روش‌های نوین در تولید شده است. در همین راستا و به‌منظور ساخت سبکتر قطعات، روش‌های گوناگون بهینه‌سازی به‌کمک مهندسان و طراحان می‌آید تا با استفاده از این روش‌ها، حجم و جرم قطعات به‌کار رفته در خودرو کاهش یابد.

شاتون و ویژگی‌های آن

شاتون واژه‌ای فرانسوی است که در زبان فارسی نیز به همان شکل استفاده می‌شود و معنای آن عبارت است از میله‌ای که در موتور، ارتباط میان پیستون و میل‌لنگ را برقرار می‌کند [۱]. در واقع شاتون عضوی است که حرکت رفت و برگشتی پیستون را به حرکت دورانی میل‌لنگ مبدل می‌نماید. محل قرارگیری شاتون در کنار سایر اجزاء در شکل ۱ نمایش داده شده است.

www.SID.ir

Archive of SID



شکل ۱. محل قرارگیری شاتون در کنار سایر اجزاء [۲]

تمام شاتون‌ها مطابق شکل ۲ از سه قسمت تشکیل شده‌اند. ساق، سر کوچک که محل اتصال پیستون با شاتون است و سر بزرگ که محل اتصال شاتون با لنگ است.

شکل ۲. نمونه‌ای از یک شاتون

ساق شاتون، دو سر بزرگ وکوچک آن را به‌هم ارتباط می‌دهد و معمولاً، برای اینکه جرم شاتون کم باشد، ضخامت کمتری نسبت به دو سر شاتون است. سر بزرگ شاتون معمولاً به‌صورت دوتکه تولید می‌شود. این دو قطعه پس از قرارگیری روی میل‌لنگ به‌وسیلهٔ دو پیچ به‌هم بسته می‌شوند.

جرم شاتون و نحوهٔ توزیع آن نقش مهمی در کارکرد موتور دارد. به‌طوری‌که با افزایش جرم شاتون، اتلاف انرژی در موتور افزایش و راندمان آن کاهش می‌یابد.

مهم‌ترین پارامترها در انتخاب جنس شاتون عبارت‌اند از [۳]:

۱. استحکام تسلیم (حد خستگی)
۲. حساسیت به ترک‌های سطحی
۳. جرم حجمی (چگالی)
٤. قیمت مناسب

فولاد به‌دلیل دارا بودن استحکام زیاد و نیز امکان انجام عملیات حرارتی متنوع برای به‌دست آوردن طیف گسترده‌ای از خواص مکانیکی، متداول‌ترین ماده در تولید شاتون است. عموماً از فولادهای کربنی با درصد کربن بین ۰/۲ تا ۰/٤ در تولید شاتون استفاده می‌شود[۳]. در مواردی نیز فولادهایی با عناصر آلیاژی کرم، نیکل یا مولیبدن و یا فولادهای کم کربن با زمینهٔ مارتنزیتی به‌کار می‌روند. در جدول ۱ خواص مکانیکی چند نوع فولاد، که در ساخت شاتون به کار می‌روند، مشاهده می‌شود.

جدول ۱. خواص مکانیکی چند نوع فولاد که در ساخت شاتون به‌کار می‌روند [۲]

	استحکام تسلیم (MPa)	استحکام کششی (MPa)	چگالی (Kg/m^3)
CrNi6۱۵	۲۵۰	٤۲۰	۷/۸۵
Cr4٤۱	۷۰۰	۹۰۰	۷/۸۵
CrNiMo6۳٤	۸۰۰	۱۱۰۰	۷/۸۵

دو روش اصلی ساخت شاتون عبارت‌اند از [٤]:

۱. روش‌های آهنگری سنتی
۲. روش‌های متالوژی پودر

تا دو دههٔ قبل، تنها روش ساخت شاتون‌های فولادی روش آهنگری بود. اما امروزه روش متالوژی پودر، به‌دلیل مزایای اقتصادی، قسمتی از بازار فروش شاتون موتورهای بنزینی را به‌خود اختصاص داده است.

Email: mech_mag@yahoo.com
Website: www.isme.ir
www.SID.ir

Archive of SID

درمورد موتورهای دیزل، هنوز هم قسمت عمدهٔ بازار در اختیار روش آهنگری سنتی است [٤]. مزیت اصلی روش آهنگری پودر بر آهنگری سنتی، نیاز کمتر به عملیات ماشینکاری است که باعث کاهش مواد، زمان و هزینهٔ صرف‌شده برای تولید شاتون می‌شود.

روش دیگری که در چند سال اخیر برای تولید شاتون مورد توجه قرار گرفته، زینتر کردن بدون آهنگری است. این روش نیز نوعی متالوژی پودر است، با این تفاوت که در این روش سعی بر آن است تا حد امکان چگالی و استحکام به فولاد معمولی نزدیک باشد تا بتوان از آن در شرایط سخت کار شاتون بهره گرفت. با وجود پیشرفت‌ها و نتایج مثبت به‌دست آمده در زمینهٔ شاتون‌های زینتر شده، به‌دلیل نیاز به عملیات حرارتی و قابلیت کم ماشینکاری اینگونه شاتون‌ها، هنوز از این روش برای تولید انبوه شاتون همه‌گیر نشده است [٤].

روش‌های بهینه‌سازی

در این قسمت انواع روش‌های بهینه‌سازی به‌طور مختصر توضیح داده می‌شود تا در ادامه با استفاده از این روش‌ها، فرایند بهینه‌سازی روی شاتون انجام شود.

بهینه‌سازی توپولوژی

این روش یک روش ریاضی است که شکل بهینه و توزیع ماده را برای یک سازه در فضایی که باید قرار بگیرد، تولید می‌کند [٥].

به‌وسیلهٔ گسسته‌سازی میدان به شبکه‌ای از اجزاء محدود، بهینه‌سازی خواص ماده را برای هر المان محاسبه می‌کند. در واقع بهینه‌سازی توپولوژی، شکل تقریبی قطعه‌ای را که در معرض بارهای وارد قرار گرفته در نظر می‌گیرد و سپس قسمت‌هایی که قابلیت حذف‌شدن را دارند از مدل اصلی حذف می‌کند.

بهینه‌سازی اندازه

در این روش خواص المان‌های سازه‌ای مانند ضخامت ورق، خواص مقطع عرضی تیر، سختی فنر و جرم برای حل مسالهٔ بهینه‌سازی اصلاح می‌شوند.

بهینه‌سازی شکل

در این روش مرز بیرونی سازه برای حل مسئلهٔ بهینه‌سازی اصلاح می‌شود. با استفاده از روش اجزاء محدود، شکل سازه به‌وسیلهٔ موقعیت نقاط مشخص شبکه‌بندی شده تعریف می‌شود. در واقع طی بهینه‌سازی شکل، موقعیت گره‌های مرزی تغییر می‌کند [٥].

نکتهٔ مهم اینکه فرایندهای بهینه‌سازی شکل و بهینه‌سازی اندازه با هم انجام می‌شوند؛ یعنی ابتدا مرزهای قابل تغییرشکل مشخص می‌شوند، سپس تغییرات ابعاد روی آن قسمت‌ها انجام می‌شود.

باید توجه داشت که در هر مسئلهٔ بهینه‌سازی مواردی چون فضای طراحی، قید طراحی و تابع هدف تعیین شوند.

فضای طراحی، حجم مجازی است که در آن حجم عملیات طراحی می‌تواند انجام شود. مونتاژ و بسته‌بندی، قابلیت دسترسی به ابزار و نیروی انسانی برخی از فاکتورهای لازم هستند که در شناسایی این فضا باید درنظر گرفته شوند. با توجه به تعریف فضای طراحی، ناحیه‌ها و اجزایی از مدل که در طی فرایند بهینه‌سازی احتیاجی به اصلاح آنها نیست به‌عنوان ناحیه‌های غیرطراحی در نظر گرفته می‌شوند.

قیدهای طراحی در واقع معیاری هستند که نباید از حدود آنها عبور کرد. عبور از این قیدها، یک طراحی غیرممکن و ناشدنی را به‌همراه خواهد داشت.

در بخش تابع هدف، اهداف اصلی بهینه‌سازی مشخص می‌شود. معمولاً اهداف به‌صورت توابع بیشینه و یا کمینه‌کننده تعریف می‌شوند. همچنین این اهداف را

Email: mech_mag@yahoo.com
Website: www.isme.ir
www.SID.ir

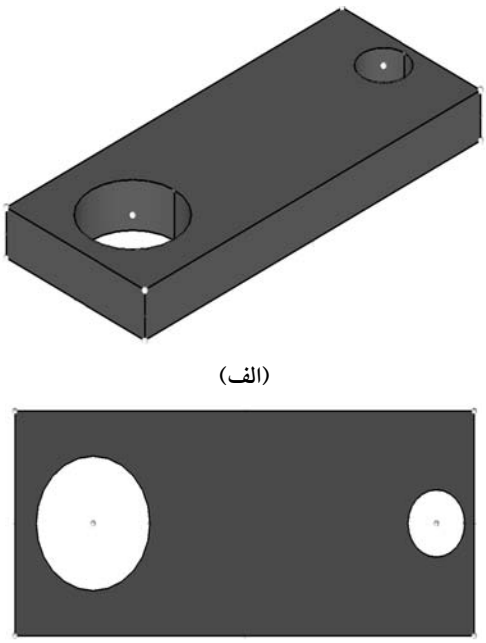
Archive of SID

می‌توان به‌صورت کمینه‌کردن بیشینه‌ها و یا بیشینه‌کردن کمینه‌ها تعریف کرد (مثلاً کاهش بیشترین مقدار تنش‌ها). در ادامه روش‌های مذکور برای بهینه‌سازی روی یک مدل خام شاتون انجام می‌شود.

مدل اجزاء محدود

برای ایجاد مدل اجزاء محدود اولیه و بهینه‌سازی مدل، از نرم‌افزار Hyper Mesh ، که نرم‌افزاری قدرتمند در زمینهٔ بهینه‌سازی است، استفاده می‌شود. برای ایجاد مدل اولیهٔ شاتون، باید یک سری از پارامترها را ثابت در نظر گرفت و ادامهٔ کار را روی قسمت‌هایی که قابلیت تغییر دارند انجام داد. با توجه به وظیفهٔ شاتون و محل قرارگیری آن بین پیستون و میل‌لنگ، و نیز استانداردهای اندازهٔ میل‌لنگ و پیستون، نمی‌توان ابعاد سوراخ‌های ابتدایی و انتهایی را تغییر داد. زیرا در این‌صورت عملاً باید ابعاد قطعات دیگر هم تغییر کنند که قطعاً از لحاظ زمان و هزینه مقرون به صرفه نخواهد بود [٦]. از اینرو، در مدل‌سازی قطعهٔ خام، دو سوراخ موجود در شاتون با همان قطر استاندارد – که مربوط به یک شرکت سازنده و یا خودرویی خاص است – مدل‌سازی می‌شود. اما سایر قسمت‌ها به‌صورت یک مکعب مستطیل باقی می‌مانند. در جدول ۲ ابعاد مدل خام اولیه داده شده است.

در این وضعیت حجم کل جسم برابر با ۲٦٥٦۹۰ میلی‌متر مکعب و جرم آن برابر با ۲۰۸۵ گرم شده است. چگالی فولاد به‌کار رفته برابر با ۷۸۵۰ کیلوگرم بر متر مکعب، مدول یانگ آن برابر با ۲۰۵ گیگاپاسکال و ضریب پواسون آن برابر با ۰/۳ در نظر گرفته می‌شود. پس از تعیین خواص مکانیکی و شبکه‌بندی مدل، باید بارگذاری روی مدل انجام شود.



(الف)

(ب)

شکل ۳. مدل اولیهٔ شاتون
الف) نمای ایزوتروپیک، ب) نمای بالا

جدول ۲. ابعاد مدل شاتون خام
(اعداد جدول برحسب میلی‌متر هستند.)

٤٨	قطر سوراخ بزرگ
٢٤	قطر سوراخ کوچک
٢٠	پهنا
٨٠	عرض
١٩٤	طول کل

می‌دانیم که نیروهای وارد بر شاتون از سه قسمت احتراقی یا فشار پیستون (P.A) ، اصطکاکی (f) و اینرسی (m.a) تشکیل می‌شود. اثر فشار پیستون برای هر خودرویی برحسب زاویهٔ قرارگیری لنگ، به‌صورت یک نمودار تجربی داده می‌شود که باید روی مدل اعمال شود. برای محاسبهٔ نیروی اصطکاکی، باید سطح تماس بین پیستون و سیلندر مدل شود. به‌منظور ساده‌سازی در حجم محاسبات، به‌جای مدل‌کردن کل سیلندر و پیستون و سطوح تماس آنها و دشوارتر کردن

Email: mech_mag@yahoo.com
Website: www.isme.ir
www.SID.ir

Archive of SID

شرایط تحلیل، عملاً از اثر بارهای اصطکاکی صرف‌نظر می‌شود (البته در واقعیت هم میزان این بارها نسبت به دو نیروی دیگر بسیار ناچیز است [٦]).

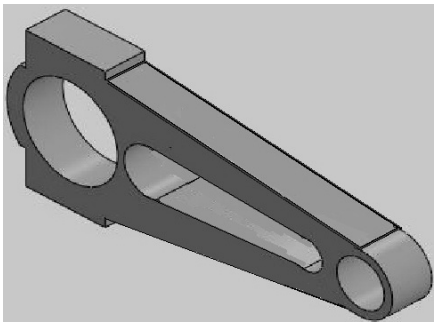
برای محاسبهٔ قسمت نیروهای اینرسی، باید سرعت‌ها و شتاب‌های زاویه‌ای شاتون در دورهای گوناگون کارکرد موتور محاسبه و روی مدل اعمال شوند. در واقع عملاً این کار در یک نرم‌افزار اجزاء محدود عملی نیست. برای ساده‌تر شدن کار فرض می‌شود که شاتون تحت یک دور معین موتور (مثلاً ۵۷۰۰ دور بر دقیقه)؛ یعنی با یک سرعت ثابت دوران کند و در این‌صورت شتاب زاویه‌ای آن هم صفر خواهد بود [۷]. دلیل انتخاب این دور خاص اولاً شرایط بحرانی کارکرد موتور در این دور است. ثانیاً تنها نمودار فشار پیستون برحسب زاویهٔ لنگ در این دور موتور توسط شرکت سازنده ارائه شده است. پس از اعمال نیروهای وارد بر شاتون، ابتدا بهینه‌سازی توپولوژی انجام می‌شود. فضای طراحی، همهٔ قسمت‌ها به جز نواحی اطراف سوراخ‌ها و سر بزرگ است که به‌علت شرایط ساخت نباید تغییر کند. قید طراحی به‌صورت بیشترین تنش مجاز تعریف می‌شود که با در نظر گرفتن ضریب اطمینان ٤ برای قطعه و تنش تسلیم ۷۰۰ مگاپاسکال [۷]، مقدار تنش مجاز برابر ۱۷۵ مگاپاسکال درنظر گرفته می‌شود. این عدد در واقع حد متوسطی از تنش را برای تمامی المان‌ها در نظر می‌گیرد تا تنش المان‌های باقی‌مانده، در یک محدودهٔ خاص باشد و شرایط برخی نقاط، باعث افزایش غیرمنطقی تنش در کل مدل نشود. درنهایت چون هدف اصلی کاهش حجم و جرم مدل است، بدین منظور نرمی[1] به‌عنوان هدف طراحی در نظر گرفته می‌شود تا در نتیجهٔ کاهش نرمی، سختی کل افزایش یابد. همچنین حداکثر کاهش حجم مدل به اندازهٔ ۲۰ درصد مدل فعلی، در نرم‌افزار وارد می‌شود. این مقدار به‌وسیلهٔ سعی و خطا برای کسرهای حجمی گوناگون و برآورد تنش‌ها به‌دست آمده است.

انجام بهینه‌سازی

مدلی که پس از بهینه‌سازی توپولوژی به‌دست می‌آید در شکل ٤ نمایش داده شده است. این مدل، به‌علت داشتن لبه‌های ناهموار، به نرم‌افزار Solid Works برده می‌شود تا شکلی منظم‌تر به‌دست آید.

شکل ۴. شکل حاصل از بهینه‌سازی توپولوژی تحت بارهای دینامیکی

شکلی که تا بدین جای کار به‌دست می‌آید دارای جرمی برابربا ۸۲٦ گرم است که نسبت به مدل اولیه ٦۰ درصد سبکتر شده است. مدل هموارشده در شکل ۵ نمایش داده شده است. این مدل نسبت به حالت قبل از هموار شدن، ۷ درصد سبکتر است.



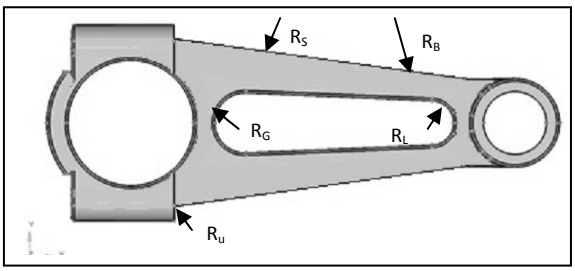
شکل ۵. مدل هموارشده در نرم‌افزار Solid Works

Email: mech_mag@yahoo.com
Website: www.isme.ir

www.SID.ir

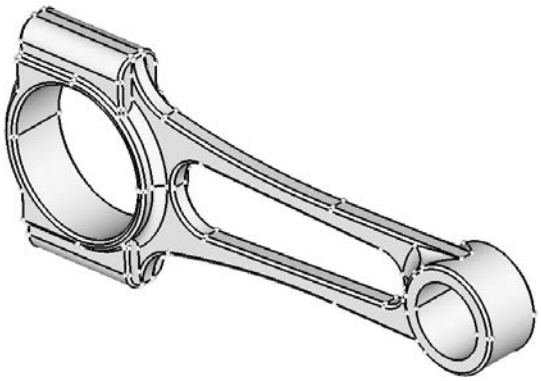
Archive of SID

در قدم بعد بهینه‌سازی شکل و اندازه روی مدل صورت می‌گیرد. این قسمت‌ها شامل پارامترهای هندسی هستند که در شکل ٦ نشان داده شده است.



شکل ۶. پارامترهای تغییرکننده برای بهینه‌سازی شکل و اندازه

در نهایت مدلی که پس از بهینه‌سازی حاصل می‌شود در شکل ۷ نمایش داده شده است. ابعاد این مدل نیز در جدول ۳ داده شده است. این مدل دارای جرمی برابر ٤٩٣ گرم است که نسبت به مدل قبلی حدود ٤٠ درصد سبکتر است. به‌منظور بررسی تنش‌های بحرانیِ مدل بهینه‌شده، تحلیل دینامیکی روی شاتون انجام می‌شود. برای ساده‌ترشدن شرایط حل، از دو مکعب به‌جای پیستون و شاتون استفاده می‌شود. جرم شاتون هم برابر با ٤٣٤ گرم در نظر گرفته می‌شود.



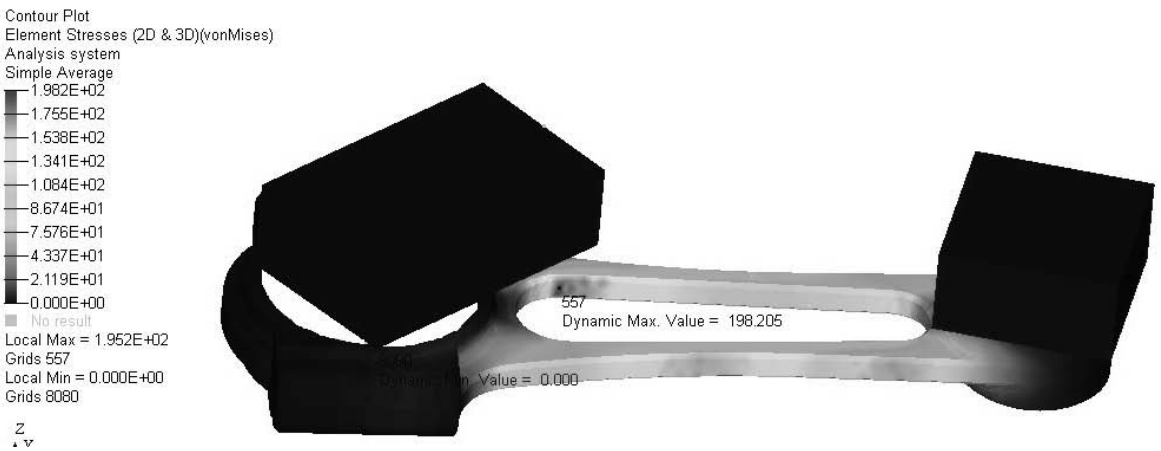
شکل ۷. شکل نهایی شاتون پس از بهینه‌سازی دینامیکی

جدول ۳. مقادیر پارامترهای مشخص‌شده در شکل ۶
(برحسب میلی‌متر)

t	R_u	R_L	R_G	R_S	R_B
۷	١٦	١٣/٢	١٤/٥	١٨٦	١٩٢

نتایج برای ضریب اطمینان ۳/٦ محاسبه شده و در شکل ۸ نشان داده شده است.

مقدار تنش بحرانی برابر با ۱۹۵ مگاپاسکال به‌دست آمده است. قبل از اعمال شرایط بهینه‌سازی، مقدار تنش بحرانی برای مدل خام با ضریب اطمینان ۳/٦ برابر ۱۸۳ مگاپاسکال می‌باشد. مشخص است که تنش بحرانی مدل بهینه‌شده تنها حدود ٦ درصد افزایش یافته است.



شکل ۸. کانتور تنش پس از بهینه‌سازی با ضریب اطمینان ۳/۶

Email: mech_mag@yahoo.com
Website: www.isme.ir
www.SID.ir

Archive of SID

نتیجه‌گیری

در این مقاله انجام بهینه‌سازی روی شاتون یک خودرو توضیح و مراحل دست‌یابی به یک مدل بهینه و سبک از یک مدل خام شرح داده شد. در نهایت مدلی که از بهینه‌سازی تحت بارگذاری دینامیکی به‌دست آمد، حدود ۷۶ درصد نسبت به مدل خام اولیه سبکتر شد. این در حالی است که تنش های بحرانی مدل بهینه‌شده تنها ۶ درصد از تنش‌های مدل خام اولیه بیشتر شده است. مدلی نهایی نسبت به شاتون‌های فعلی (که جرمی بین ۵۱۵ تا ۵۲۰ گرم دارند) حدود ۵ درصد سبکتر است، لذا می‌تواند جایگزین شاتون‌های فعلی شود.

مراحلی را که در این مقاله برای بهینه‌سازی شاتون انجام دادیم، می‌توان برای دیگر قطعات خودرو به‌منظور دستیابی به وزن کمتر نیز به‌کار برد.

مراجع

[1] Athavale, S. and Sajanpawar, P. R., 2007, "Studies on Some Modelling Aspects in the Finite Element Analysis of Small Gasoline Engine Components," *Small Engine Technology Conference Proceedings*, Society of Automotive Engineers of Japan, Tokyo, pp. 379-89.

[2] Balasubramaniam, B., Svoboda, M., and Bauer, W., 1995, "Structural optimization of I. C. engines subjected to mechanical and thermal loads," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 89, pp. 337-360.

[3] Bhandari, V. B., 1994, "*Design of Machine Elements*," Tata McGraw-Hill.

[4] Clark, J. P., Field III, F. R., and Nallicheri, N. V., 1989, "Engine state-of-the-art a competitive assessment of steel, cost estimates and performance analysis," *Research Report BR 89-1*, Automotive Applications Committee, American Iron and Steel Institute.

[5] Makino, T. and Koga, T., Feb 2002, "Topography & Shape Optimization," Mitsubishi Industries, Ltd., Technical Review, Vol. 39, No. 1.

[6] Folgar, F., Wldrig, J. E., and Hunt, J. W., 1987, "Design, Fabrication and Performance of Fiber FP/Metal Matrix Composite Connecting Rods," *SAE Technical Paper Series 1987*, paper No. 870406.

[7] Pravardhan S. Shenoy, Dr. Ali Fatemi., 2004, "Dynamic Load Analysis and Optimization of Connecting Rod" The University of Toledo.

پی‌نوشت

1. Compliance

✶ ✶ ✶

www.SID.ir