

تحلیل خستگی و بهینه‌سازی میل‌لنگ موتور هشت سیلندر خورجینی دیزل

علی عبداللهی فر^{۱*}، محمد امین خشوعی^۲، سید مسعود هاشمی^۳

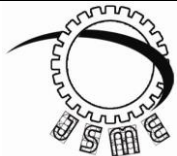
* نویسنده مسئول: abdollahifar@shirazu.ac.ir

واژه‌های کلیدی	چکیده
میل‌لنگ تنش خستگی تجمعی بهینه‌سازی	میل‌لنگ یکی از قسمت‌های موتور احتراق داخلی است که در طول عمر کاری خود تحت بار خمشی و پیچشی متناوب قرار می‌گیرد. شکست در میل‌لنگ باعث ایجاد خسارت جدی به موتور می‌شود، از این رو در زمان طراحی مهم است که استحکام خستگی آن بررسی شود. برای طراحی میل‌لنگ چالش‌های بسیاری از جمله بار مفید خودرو، وزن بهینه، بازده بیشتر و عمر دوام بیشتر مدنظر است. در این مقاله میل‌لنگ موتور دیزل هشت سیلندر خورجینی چهار زمانه به صورت دینامیکی شبیه‌سازی می‌شود و توزیع و تغییرات تنش در نقاط مختلف میل‌لنگ و به ویژه در نقاط بحرانی آن، با روش اجزاء محدود تحلیل می‌گردد. از نتایج به دست آمده از تحلیل برای بهینه‌سازی میل‌لنگ استفاده می‌شود. همچنین آسیب انباشته‌ی خستگی ناشی از تغییر در بارگذاری وارد بر میل‌لنگ در دوره‌های مختلف کارکرد آن بررسی می‌گردد. هدف این مقاله طراحی میل‌لنگی با ابعاد مناسب و بهینه است به گونه‌ای که عمر دوام آن بیشتر و بدون هیچ شکستی حفظ شود.
تاریخ ارسال: ۹۵/۰۳/۰۹	
تاریخ بازنگری: ۹۵/۰۶/۱۰	
تاریخ پذیرش: ۹۵/۰۹/۱۷	

۱- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک‌اشتر، شیراز، ایران.

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک‌اشتر، شیراز، ایران

۳- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک‌اشتر، شیراز، ایران



Fatigue Analysis and Optimization of Crankshaft of V8 Diesel Engine

Ali Abdollahifar^{1,*}, Mohammad Amin khoshuee², Seyyed Masoud Hashemi³

* Corresponding author: abdollahifar@shirazu.ac.ir

Abstract:

The crankshaft is one of the most critically loaded components as it experiences cyclic loads in the form of bending and torsion during its service life. Its failure will cause serious damage to the engine so it's important at the time of design to verify fatigue strength. More challenges in crankshaft design due to increasing vehicle payloads, lower weight requirement, higher efficiency and longer durability life. In this study a dynamic simulation was conducted on a crankshaft from a V8 diesel four stroke engine. Finite element analysis was performed to obtain and analysis the variation of the stress magnitude at every location of crankshaft especially at critical points. Results obtained from the aforementioned analysis were then used in optimization of the crankshaft. Also accumulated fatigue damage caused by the change in loading in different crankshaft speeds was determined. The goal of this study is designing crankshaft with suitable and optimum dimensions which can serve the longer durability life without any failures.

Key words:

Crankshaft
Stress
Cumulative Fatigue
Optimization

1- Assistant Prof., Department of Mechanical Engineering, Malekashtar University, Shiraz, Iran.

2 - MSc Student, Department of Mechanical Engineering, Malekashtar University, Shiraz, Iran.

3 - Assistant Prof., Department of Mechanical Engineering, Malekashtar University, Shiraz, Iran.

۱- مقدمه

نتیجه، نواحی آسیب‌پذیر و شکست ناشی از خستگی در قطعه می‌باشند.

جیان^۲ و همکاران مدل سه‌بعدی میل‌لنگ موتور دیزل را تجزیه و تحلیل و از نرم‌افزارهای پرواینجینیر^۳ و انسیس^۴ به عنوان ابزار اجزاء محدود استفاده کردند. اول از همه، مدل میل‌لنگ با نرم‌افزار پرواینجینیر ساخته شد و سپس به نرم‌افزار انسیس وارد گردید. خواص مواد، قیود شرایط مرزی و شرایط مرزی مکانیکی میل‌لنگ مشخص و در نهایت، مقادیر تنش و کرنش در ترکیب با حداکثر نقطه‌ی تنش و منطقه خطرناک محاسبه شد. آنها استحکام ایستایی و خستگی میل‌لنگ را بررسی و پایه‌ی نظری برای بهینه‌سازی و بهبود طراحی موتور ارائه کردند [۱].

یینگ‌کوی^۵ و همکاران مدل سه‌بعدی میل‌لنگ موتور دیزل را بررسی کردند و با استفاده از نرم‌افزار تحلیلی نشان دادند که نقاط با تنش بالا در قسمت‌های پخ^۶ بازوی لنگ و یاتاقان گرد ثابت و بازوی لنگ و یاتاقان گرد متحرک، به راحتی می‌شکند و این قسمت‌ها همان نقاط بحرانی میل‌لنگ است [۲].

ورون^۷ میل‌لنگ موتور تک سیلندر چهارزمانه را به صورت دینامیکی شبیه‌سازی کرد. برای این کار مدل سه‌بعدی میل‌لنگ موتور دیزل را در نرم‌افزار ایجاد کرد و با استفاده از روش اجزاء محدود به تحلیل توزیع تنش در نقاط مختلف میل‌لنگ و به ویژه در نقاط بحرانی آن پرداخت. با استفاده از نتایج تغییرات تنش روی چرخه موتور، اثر بار پیچشی و خمشی را مشخص و تنش فون‌میزز را با استفاده از مبانی نظری و نرم‌افزار محاسبه کرد [۳].

در بحث بهینه‌سازی هندسه میل‌لنگ هدف دستیابی به بهترین هندسه با کمترین حجم، وزن و ضرایب استحکام بالاتر است. بهینه‌سازی وزن، یعنی کاهش وزن به مقدار

وجود میل‌لنگ در هر موتور احتراق داخلی رفت و برگشتی ناگزیر است و هرگونه خطا در عملکرد این قطعه باعث ناکارآمدی کل مجموعه‌ی موتور می‌شود. از این رو دقت در طراحی ابعاد و اندازه‌های میل‌لنگ بسیار با اهمیت است و هرگونه خطای طراحی هرچند جزئی قابل قبول نمی‌باشد. برای تولید یک محصول با کیفیت طراحی اولیه به تنهایی کافی نیست و بررسی و تحلیل عملکرد و شرایط کاری آن نیز مهم است.

میل‌لنگ محوری است که حرکت رفت و برگشتی پیستون‌ها را به حرکت دورانی تبدیل می‌کند. این قطعه واکنش تمام پیستون‌های موتور را به صورت نیروی دورانی واحدی درآورده که موجب حرکت وسیله نقلیه می‌شود. توانایی و عمر موتور احتراق داخلی بسیار وابسته به استحکام میل‌لنگ است. با توجه به اینکه بارگذاری روی میل‌لنگ بطور متناوب است، لزوماً تحلیل خستگی و دوام قطعه در طول عمر کاری آن باید در فرایند طراحی، در نظر گرفته شود. تولید قطعه گران‌قیمتی مثل میل‌لنگ با حداقل وزن ممکن و استحکام خستگی مناسب، همواره یک مساله مهم در صنعت می‌باشد. این مهم در موتورهای سبک‌تر و کوچک‌تر با بازده سوخت بهتر و توان خروجی بالاتر همراه است.

یکی از متداول‌ترین نوع شکست در میل‌لنگ، خستگی به علت بار خمشی ناشی از احتراق در سطوح تغییر مقطع یافته یا همان مناطق پلکانی^۱ است. تغییرات هندسه در میل‌لنگ باعث تمرکز تنش در نقاط پلکانی می‌شود، نقاطی که در آنها یاتاقان‌گردها به شبکه‌ی لنگ متصل شده‌اند. علاوه بر این، این قطعه در طول عمر خود تحت هر دو بار پیچشی و خمشی قرار می‌گیرد؛ بنابراین مناطق پلکانی نقاطی هستند که بیشترین تنش بحرانی را در طول عمر میل‌لنگ تحمل می‌کنند و در

² Jian

³ Pro ENGINEER Software

⁴ ANSYS Software

⁵ Yingkui

⁶ Fillet area

⁷ Varun

¹ Fillet area

۸۳ میلی‌متر	قطر پیستون
۹۵/۵ میلی‌متر	طول جابجایی پیستون
۱۶/۵	نسبت تراکم
۴۰۰۰ RPM در ۳۴۰ HP	بیشترین توان
۱۷۵۰-۲۷۵۰ RPM در ۸۰۰ Nm	بیشترین گشتاور
۱-۵-۴-۸-۶-۳-۷-۲	ترتیب احتراق
۸۰۰ میلی‌متر	طول کلی میل‌لنگ

برای محاسبه قطر یاتاقان گرد میل‌لنگ ابتدا یک محدوده‌ی ایمن در برابر شکسته شدن تعیین می‌گردد. مشخص کردن حدود پایین و بالای این محدوده با در نظر گرفتن موارد زیر صورت می‌پذیرد:

الف) از نظریه‌های تنش برشی بیشینه، انرژی و اپیچش، سادبرگ و گودمن برای یافتن بیشترین مقدار قطر استفاده شده و به دلیل اینکه این مقادیر در حالت ایستایی اندازه‌گیری می‌شوند، به عنوان حد پایین محدوده‌ی تغییرات قطر محور در نظر گرفته می‌شود.

ب) از مقادیر استاندارد در کتابچه‌های یاتاقان برای تعیین نوع و قطر یاتاقان مناسب با توجه به بارگذاری استفاده می‌شود.

ج) از استانداردهای موجود برای طراحی میل‌لنگ که در کتاب‌های طراحی خودرو وجود دارد، استفاده می‌شود.

د) نمونه‌های میل‌لنگ ساخته شده با مشخصات بررسی شده و مقادیر قطر محور آنها در نظر گرفته می‌شود.

پس از اینکه حدود تغییرات قطر میل‌لنگ مشخص شد، نمونه‌های مختلف در این محدوده طراحی و تحلیل می‌شود و بهترین نمونه از نظر استحکام و وزن انتخاب می‌گردد. ملاحظات طراحی برای افزایش استحکام میل‌لنگ و کاهش طول کلی در ترکیب با یاتاقان‌گردهای باریک و با قطر زیاد است. در ابتدا از استاندارد موجود در هندبوک بوش استفاده کرده تا مقادیر اولیه ابعاد و اندازه‌ها مشخص شود. برای داشتن دیوارهایی با ضخامت و انتقال گرمای مناسب، مقدار حداقل فاصله بین دو مرکز سیلندر در حدود ۱/۲ برابر قطر سیلندر است، البته برای موتورهایی که طول جابجایی پیستون آنها تقریباً برابر با قطر سیلندر باشد. نسبت‌های میل‌لنگ با استفاده از استاندارد شرکت بوش به شرح زیر است:

$$D = \text{قطر سیلندر}$$

مطلوب که کاهش هزینه را نیز نتیجه می‌دهد. اولین گام در فرایند بهینه‌سازی، کاهش وزن قطعه با توجه به بارگذاری دینامیکی و با توجه به محدوده تنش تحت بارگذاری دینامیکی است که این مقدار نباید بیش از مقدار تنش مجاز در میل‌لنگ باشد. منتظرصدق و فاطمی در مطالعه خود با استفاده از نتایج تجزیه و تحلیل تنش، بهینه‌سازی هندسه و هزینه تولید را روی میل‌لنگ انجام دادند. تمام مکان‌های بحرانی در میل‌لنگ به دلیل میزان تنش بالا در مناطق پلکانی پخ قرار گرفته‌اند. از نتایج بهینه‌سازی هندسه، کاهش وزن ۱۸ درصد است [۴].

برای دستیابی به طراحی موردنیاز میل‌لنگ، محاسبه استحکام خستگی بر اساس تجزیه و تحلیل تنش، از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. عمر استقامت میل‌لنگ موتور علاوه بر خواص مواد و پارامترهای شکل، ارتباط نزدیکی به استحکام خستگی آن دارد. علاوه بر این نورد عمیق، حد خستگی را با اعمال تنش فشاری پسماند در شعاع منطقه پخ به عنوان یک روش اصلی سختکاری سطح، افزایش می‌دهد.

با توجه به کارهای انجام شده روی میل‌لنگ در زمینه تحلیل تنش و بهینه‌سازی، در این مقاله ابتدا میل‌لنگ طراحی می‌شود و سپس روی آن تحلیل تنش انجام می‌گیرد. سپس با استفاده از نتایج تجزیه و تحلیل تنش، تئوری خستگی جمعیتی و عمر مطلوب برای میل‌لنگ محاسبه و با استفاده از نتایج آن میل‌لنگ از نظر وزن و مقدار بیشینه تنش بهینه می‌شود.

۲- طراحی اولیه میل‌لنگ

برای طراحی میل‌لنگ به اطلاعات اولیه در مورد موتور مورد نظر نیاز است. این اطلاعات به عنوان داده‌های مساله در نظر گرفته می‌شود و ابعاد میل‌لنگ به عنوان مجهولات محاسبه می‌گردد. اطلاعاتی شامل نوع موتور، نوع سیستم احتراق، نسبت تراکم موتور، قطر سیلندر، طول جابجایی پیستون و غیره مورد نیاز است. مشخصات موتور مورد نیاز برای طراحی میل‌لنگ در جدول (۱) آمده است.

جدول (۱) مشخصات موتور مورد نظر برای طراحی میل‌لنگ

مشخصات	شرح
حجم جابجایی موتور	۴۱۳۴ سی‌سی (سانتی‌متر مکعب)

می‌گردد. بهترین طرح که نتیجه مناسب داد به عنوان طرح انتخابی تعیین می‌شود که اندازه‌های آن در جدول (۲) مشخص شده است.

۳- متعادل سازی میل لنگ

میل لنگ باید از دو نظر متعادل سازی شود. اول اینکه هر بازوی لنگ به صورت تکی با استفاده از وزنه‌های تعادل متوازن می‌شوند. به این صورت که وزنه‌های تعادل در طرف مقابل یاتاقان گرد متحرک و به اندازه مقدار جرم بازوی لنگ و شاتون که در نقطه یاتاقان گرد متحرک معادل می‌شوند، قرار می‌گیرند. این وزنه‌ها باعث می‌شوند که بازوهای لنگ از نظر دینامیکی متعادل شوند.

جدول (۲) اندازه‌های طرح انتخابی میل لنگ

مقدار (mm)	مشخصات
۸۰۰	طول کلی میل لنگ
۴۷/۷۵	شعاع لنگ میل لنگ
۱۵۰	فاصله میان دو سیلندر
۵۰	قطر یاتاقان گرد متحرک
۶۰	قطر یاتاقان گرد ثابت
۲×۳۰	عرض یاتاقان گرد متحرک
۴۲	عرض یاتاقان گرد ثابت
۲۱	ضخامت رابط لنگ
۳	شعاع پخ یاتاقان گرد و رابط لنگ
۱۰۴	طول قسمت سر میل لنگ
۷۵	طول قسمت انتهای میل لنگ

متعادل سازی دیگر مربوط به توازن نیروها و گشتاورهای لرزشی ناشی از احتراق در موتور است. در موتور خورجینی هشت سیلندر با زاویه جناغ (زاویه بین دو بلوک سیلندر) ۹۰ درجه، روابط نیروی لرزشی مرتبه‌ی اول و مرتبه‌ی دوم و گشتاور لرزشی مرتبه‌ی دوم ارضا می‌شوند، ولی روابط گشتاور لرزشی مرتبه‌ی اول ارضا نمی‌شوند. بنابراین نیاز است که گشتاور لرزشی مرتبه اول خنثی شود زیرا در غیر این صورت باعث ایجاد لرزش در موتور می‌گردد. برای این منظور مطابق شکل (۱) وزنه‌های تعادل به گونه‌ای محاسبه می‌شوند که گشتاور لرزشی خنثی شود. با محاسبه مشخص می‌شود که اگر دو وزنه تعادل با جرم مشخص در زاویه

- فاصله بین دو مرکز سیلندر $1/2 D =$

- قطر یاتاقان متحرک $0/65 D =$

- قطر یاتاقان ثابت $0/75 D =$

- عرض یاتاقان متحرک $0/35 D =$

- عرض یاتاقان ثابت $0/40 D =$

- ضخامت بازوهای لنگ $0/25 D =$

- شعاع پخ یاتاقان و بازوی لنگ $0/04 D =$

برای افزایش عمر خستگی محور، شعاع پخ بین یاتاقان گرد و بازوی لنگ باید به حد کافی بزرگ و نباید کمتر از ۰/۵ قطر یاتاقان گرد ثابت باشد. همپوشانی یاتاقان گرد محور اصلی و یاتاقان گرد محور لنگ به طول جابجایی پیستون، یعنی به شعاع لنگ بستگی دارد. موتورهای با طول جابجایی زیاد دارای همپوشانی کمی هستند و به بازوهای لنگ ضخیم‌تری نیاز دارند و موتورهای با طول جابجایی کوتاه دارای همپوشانی قابل توجهی هستند که باعث تقویت محور می‌شود [۵].

بیشتر اندازه‌های میل لنگ به گونه‌ای طراحی می‌شوند که تنش‌های اسمی مواد تحت شرایط کاری از ۲۰٪ استحکام تسلیم در خمش و ۱۵٪ در پیچش تجاوز نکند.

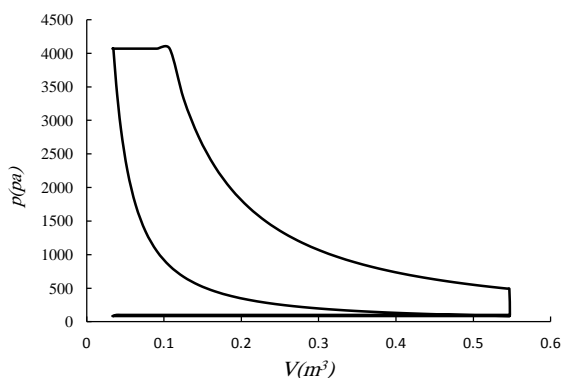
پس از اینکه اندازه‌های میل لنگ بر اساس استاندارد محاسبه شد، قطر میل لنگ با استفاده از نظریه‌های شکست بررسی می‌شود. برای این منظور یک بازوی لنگ در نظر گرفته شده و مقدار خمش در نقاط بحرانی برای آن محاسبه می‌شود.

با توجه به مقادیری که برای قطر یاتاقان گرد ثابت به دست آمد و مقدار قطر یاتاقان مناسب طبق استانداردهای موجود، بهترین و ایمن‌ترین محدوده برای طراحی بین ۳۰ میلی‌متر و ۷۰ میلی‌متر است. البته نمونه‌های ساخته شده موجود نیز در این محدوده قرار می‌گیرند. روش فوق برای یاتاقان گرد متحرک نیز استفاده می‌شود و محدوده مناسب برای قطر یاتاقان گرد متحرک بین ۲۵ میلی‌متر و ۵۰ میلی‌متر به دست می‌آید.

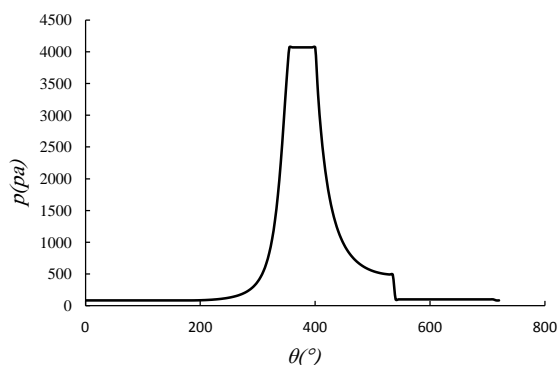
پس از اینکه محدوده‌ی مناسب برای طراحی یاتاقان گرد مشخص شد، چندین طرح با اندازه‌های مختلف در محدوده مشخص شده ایجاد می‌شود و تحت بارگذاری تحلیل

دیزل در دو دور چرخش میل‌لنگ یا یک روند کاری موتور که شامل چهار مرحله مکش، تراکم، قدرت و تخلیه است، محاسبه می‌شود.

نمودار فشار-حجم یک موتور دیزل از دو فرآیند فشار ثابت و دو فرآیند بی‌دررو مطابق شکل (۲) تشکیل شده است. مقادیر فشار در هر حجم مشخص موتور با استفاده از مقادیر زاویه چرخش میل‌لنگ از طریق روابط ترمودینامیکی محاسبه می‌شود و مقدار فشار وارد بر پیستون در هر زاویه به درستی مشخص می‌گردد. نمودار فشار نسبت به زاویه چرخش میل‌لنگ با استفاده از نمودار فشار-حجم و نسبت حجم سیلندر به زاویه میل‌لنگ با استفاده از روابط (۱) و (۲) مطابق شکل (۳) به دست می‌آید.



شکل (۲) نمودار فشار بر حسب حجم سیلندر موتور احتراق داخلی دیزل



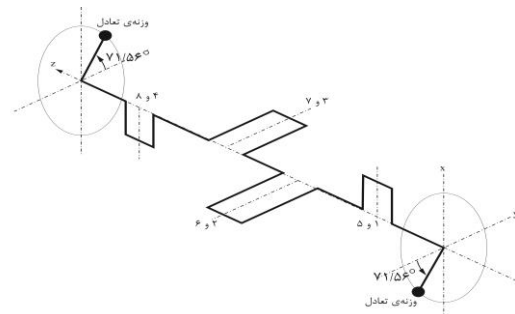
شکل (۳) نمودار فشار بر حسب زاویه چرخش میل‌لنگ برای موتور دیزل

$$s = a \cos \theta + \sqrt{r^2 + a^2 \sin^2 \theta} \quad (1)$$

$$V = V_C + (\pi B^2 / 4)(r + a - s) \quad (2)$$

در این روابط s فاصله بین محور لنگ و محور گزن‌پین، a شعاع لنگ میل‌لنگ، r طول شاتون، θ زاویه لنگ، B قطر و V حجم سیلندر است [۶].

مشخص در دو انتهای میل‌لنگ قرار گیرد، گشتاور لرزشی مرتبه اول نیز متوازن می‌شود.



شکل (۴) استفاده از وزنه‌های تعادل چرخشی برای متعادل کردن نیروهای لرزشی در موتور هشت سیلندر خورجینی

۴- بررسی شعاع پخ

همانطور که در مطالعات دیگران بیان شد، وجود پخ و تغییر در شعاع پخ تأثیر زیادی در استحکام میل‌لنگ دارد. اگر میل‌لنگی که در بخش قبل طراحی شد، در محل اتصال یا تاقان گرد ثابت و رابط لنگ و بین رابط لنگ و یا تاقان گرد متحرک، با شعاع پخ متغیر در نظر گرفته شود، نتایج تحلیل تنش در نرم‌افزار نشان می‌دهد که با افزایش شعاع پخ مقدار بیشینه تنش در نقاط بحرانی کاهش می‌یابد. مقدار افزایش شعاع پخ بر اساس استاندارد صورت می‌پذیرد و افزایش بیش از حد آن نه تنها باعث کاهش تنش نمی‌شود، بلکه باعث کاهش استحکام میل‌لنگ و افزایش بیشینه تنش در نقاط بحرانی می‌گردد.

۵- نیروهای وارد بر میل‌لنگ

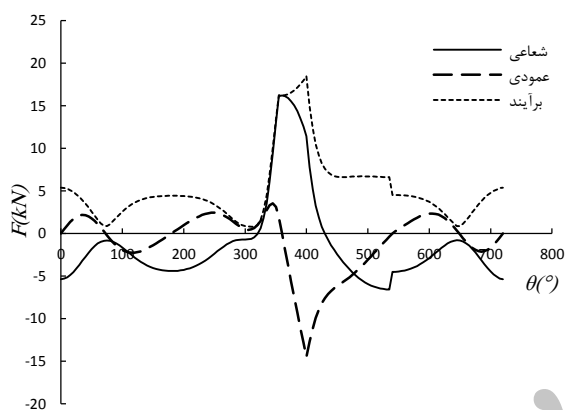
برای محاسبه نیروهای وارد بر میل‌لنگ ابتدا باید فشار ناشی از سوختن ماده سوختنی درون محفظه احتراق محاسبه شود. برای این منظور با استفاده از روابط ترمودینامیکی احتراق، فشار احتراق محاسبه شده و نیروی وارد بر بازوی لنگ تابعی از سرعت زاویه‌ای دوران میل‌لنگ به دست می‌آید.

۵-۱- فشار احتراق

برای محاسبه نیروی ناشی از احتراق، ابتدا باید فشار احتراق در موتور بررسی شود. با توجه به اینکه نوع موتور مورد بررسی موتور احتراق داخلی دیزل است، فشار احتراق

هستند که از نمونه‌های موجود به دست آمده است و نمودار نیرو بر حسب زاویه دوران میل‌لنگ خروجی می‌باشد. شکل (۵) نیروی شعاعی، عمودی و برآیند هر دو را که در توان بیشینه موتور در ۴۰۰۰ دور در دقیقه بر یاتاقان گرد متحرک میل‌لنگ وارد می‌شود، نشان می‌دهد.

همانطور که در شکل (۵) مشخص است بیشترین نیروی وارد بر یاتاقان گرد متحرک بازوی لنگ در حدود ۲۰ کیلو نیوتون است. البته این نیرو در لحظه‌ای که احتراق سوخت درون محفظه احتراق رخ می‌دهد، به وجود می‌آید و پس از آن با پایین آمدن پیستون و افزایش حجم سیلندر کاهش می‌یابد.



شکل (۵) نیروی شعاعی، عمودی و برآیند وارد بر لنگ در ۴۰۰۰ دور در دقیقه

۶- تحلیل تنش و خستگی

طرح اولیه آماده شده با استفاده از نرم‌افزار اجزاء محدود انسیس تحلیل و نیروهای به دست آمده از محاسبات بر روی لنگ وارد می‌شود. دو نوع تحلیل استاتیکی و دینامیکی مدنظر است. برای تحلیل استاتیکی از روابط حاکم بر سازه‌های استاتیکی^۱ و برای تحلیل دینامیکی از روابط سازه‌های گذرا^۲ استفاده می‌شود.

ابتدا نوعی فولاد آلیاژی به عنوان جنس میل‌لنگ بر اساس مشخصات موتور و رعایت استانداردهای میل‌لنگ انتخاب می‌شود. این فولاد یک آلیاژ کروم، مولیبدن و منگنز

^۱ Static Structural

^۲ Transient Structural

۵-۲- محاسبه نیروی وارد بر لنگ

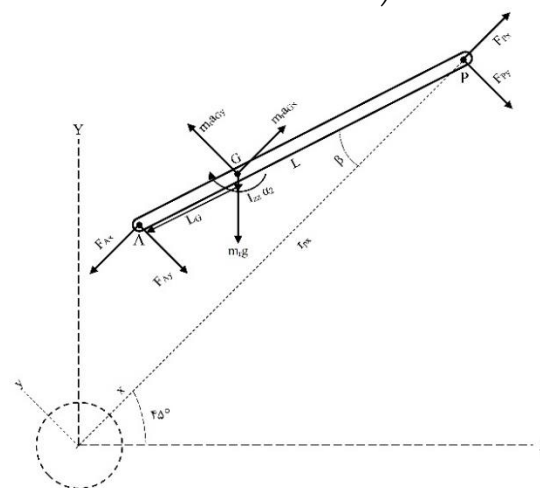
مجموع نیروی ناشی از احتراق سوخت در محفظه احتراق و نیروی لختی ناشی از چرخش میل‌لنگ در سرعت‌های زاویه‌ای مختلف، نیروی وارد بر لنگ را تشکیل می‌دهند. محاسبه نیروی ناشی از احتراق از نمودار فشار گاز درون سیلندر برای هر زاویه گردش میل‌لنگ به دست می‌آید. برای این منظور کافی است مقدار فشار در هر زاویه را در مساحت پیستون ضرب کرد:

$$F_g = p_g \cdot A_p \quad (5)$$

نیروی لختی ناشی از دوران میل‌لنگ با محاسبه شتاب مرکز جرم پیستون و شاتون و محاسبه مقدار نیروی وارد بر مفاصل به دست می‌آید. در نهایت نیروی کلی وارد بر لنگ مطابق شکل (۴) از مجموع نیروهای احتراق و لختی محاسبه می‌شود:

$$F_{Ax} = F_{Px} + m_r a_{Gx} - m_r g \sin 45 \quad (3)$$

$$F_{Ay} = \frac{1}{L} \left(\frac{I_{zz} \alpha_z - F_{Ax} L_G \sin \beta - F_{Px} (L - L_g) \sin \beta}{\cos \beta} + (m_r a_{Gy} - m_r g \cos 45)(L - L_g) \right) \quad (4)$$



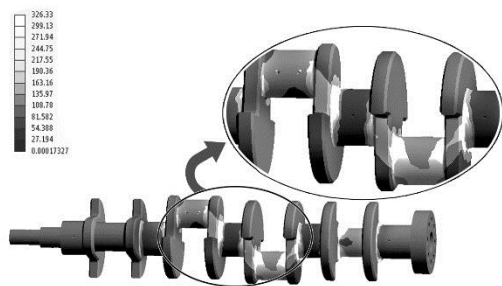
شکل (۴) نمودار جسم آزاد شاتون

روابط فوق طبق یک کدنویسی برای زوایای مختلف میل‌لنگ محاسبه شده است. نیروی احتراق و نیروی لختی با توجه به سرعت و شتاب مرکز جرم پیستون و شاتون نسبت به زاویه میل‌لنگ به دست می‌آید. مقدار سرعت زاویه‌ای میل‌لنگ، اندازه‌های پیستون و شاتون و جرم آن‌ها ورودی‌ها

قیود مرزی در حالت استاتیکی روی تکیه‌گاه‌های اصلی در ابتدا و انتهای میل‌لنگ ثابت^۲ و در سه تکیه‌گاه وسط بدون اصطکاک^۳ فرض می‌شود.

در حالت دینامیکی به دلیل اینکه حرکات و جابجایی‌ها مهم است، یاتاقان‌گردهای اصلی به عنوان مفصل^۴ تعریف می‌شوند که کل میل‌لنگ می‌تواند حول آن‌ها بچرخد. برای اینکه حداکثر مقدار تنش وارد شده بر میل‌لنگ به دست آید، بحرانی‌ترین حالت در نظر گرفته می‌شود. بحرانی‌ترین حالت، حالتی است که قسمت انتهایی میل‌لنگ که به چرخ‌پایار و کلاچ متصل می‌شود، تکیه‌گاه ثابت قرار گیرد. این حالت بیانگر این است که موتور تمایل به چرخش دارد، ولی چرخ و سیستم انتقال قدرت قفل شده است.

پس از انجام تحلیل نتایج تغییرشکل، تنش، کرنش و ضریب ایمنی به دست می‌آید. همانطور که در شکل (۷) مشخص است، مقادیر بحرانی تنش در مناطق پخ رخ داده است که با توجه به تحلیل مقادیر تنش بسیار کمتر از تنش تسلیم ماده است. از این رو ابتدا باید قطعه از لحاظ خستگی تجمعی بررسی شود و سپس با توجه به نتایج تحلیل بهینه‌سازی روی آن انجام گیرد تا هم از نظر استحکام و هم از نظر وزن مناسب شود.



شکل (۷) نقاط بحرانی تنش در تحلیل میل‌لنگ در نرم‌افزار انسیس

۷- محاسبه خستگی تجمعی

خستگی، ناشی از بارگذاری متناوب روی قطعه است که مقدار عمر قطعه را کمتر از حد معمول می‌کند و قطعه در

است که دارای چقرمگی، استحکام پیچشی و استحکام خستگی خوبی است و مشخصات آن در جدول (۳) بیان شده است.

جدول (۳) مشخصات فولاد آلیاژی مورد استفاده برای میل‌لنگ [۷]

مقدار	مشخصات
AISI ۴۱۴۲	نام فولاد آلیاژی
۷/۸۵ g/cm ³	چگالی
۱۲/۲ μm/m°C	ضریب انبساط گرمایی ^۱
۲۰۶ GPa	مدول یانگ
۰/۲۹ mm	ضریب پواسون
۱۶۳ GPa	مدول بالک
۸۰ GPa	مدول برشی
۳۸۰ mm	سختی برینل
۱۴۱۲ MPa	تنش نهایی کششی
۹۶۶ MPa	تنش تسلیم کششی

پس از انتخاب جنس، میل‌لنگ برای تحلیل مطابق شکل (۶) شبکه‌بندی می‌شود. برای ایجاد شبکه روی قطعه، یک اندازه ثابت برای کل قطعه در نظر گرفته می‌شود و سپس در نقاط حساس پخ‌های اتصال یاتاقان‌گرد و سوراخ‌های روغن برای تحلیل دقیق‌تر، شبکه‌بندی ریزتری انجام می‌گیرد.



شکل (۶) شبکه‌بندی روی میل‌لنگ

به دلیل اینکه دور کارکرد موتور برای تحلیل بسیار مهم است و همچنین برای محاسبه خستگی کاربرد دارد، میل‌لنگ در دوره‌های حساس تحلیل می‌شود. از دور موتور در توان بیشینه برای تحلیل تنش استفاده می‌شود. بنابراین بارگذاری برای دور ۴۰۰۰ دور در دقیقه در مدت دو دور میل‌لنگ روی لنگ وارد می‌شود. زمان دو دور میل‌لنگ محاسبه شده و نیروی وارده طی ۲۴ گام زمانی در نرم‌افزار تحلیلی به صورت جدول نوشته می‌شود.

² Fixed Support

³ Frictionless Support

⁴ Joint

¹ Thermal Expansion Coefficient

خودرو و کلاچ درگیر		
۳	تعویض دنده	۶
۴	شتاب‌های مثبت	۱۰۳
۵	شتاب‌های منفی	۴۲
۶	دوره سرعت ثابت	۲۰۹
	جمع	۴۰۰

هر کدام از این مراحل یک دوره تناوب بارگذاری مجزا دارد که از آن برای محاسبه خستگی تجمعی استفاده می‌شود. برای محاسبه خستگی تجمعی به تعداد تناوب‌ها در هر سرعت زاویه‌ای نیاز است، بنابراین ابتدا تعداد تناوب‌ها برای هر سرعت زاویه‌ای در یک ثانیه محاسبه می‌شود و سپس این تعداد در زمان کل دوره ضرب می‌شود. تعداد تناوب برای کل آزمون رانندگی در دوره‌های ۱۰۰۰، ۲۵۰۰ و ۴۰۰۰ دور در دقیقه برابر است با

$$n_{T,@1000\text{ RPM}} = 2528 \quad (5)$$

$$n_{T,@2500\text{ RPM}} = 6636 \quad (6)$$

$$n_{T,@4000\text{ RPM}} = 10428 \quad (7)$$

پس از تحلیل تنش میل‌لنگ در دوره‌های ۱۰۰۰، ۲۵۰۰ و ۴۰۰۰ دور در دقیقه، مقادیر تنش متوسط و دامنه تنش در هر دور به دست می‌آید که در جدول (۶) بیان شده است.

مقاومت خستگی با به کار بردن خواص خستگی از جدول (۶) به صورت زیر ارایه می‌گردد:

$$S_{Nf} = \sigma_{f'}(2N_f)^b \quad (8)$$

که S_{Nf} ، مقاومت خستگی بطور کامل معکوس شونده در $2N_f$ برگشت می‌باشد.

جدول (۶) نتایج تحلیل تنش در سرعت‌های ۱۰۰۰، ۲۵۰۰ و ۴۰۰۰ دور در دقیقه

n/N_f	مقاومت خستگی تنش متوسط دامنه تنش دور موتور		
	S_a (MPa)	S_m (MPa)	S_{Nf} (MPa)
۱	۱۲۰/۱۵	۱۵۹/۸۵	۱۳۵/۴۹
۲	۱۳۳/۲۵	۱۶۸/۲۵	۱۵۱/۲۷
۳	۱۴۴/۹	۱۸۱/۴	۱۶۶/۲۶

با توجه به اینکه بارگذاری‌ها در سه قسمت بطور کامل معکوس شونده نیستند، از معادله گودمن استفاده شده و مقادیر تنش متوسط و دامنه تنش حاصل از این رابطه جایگزین مقادیر اولیه آن می‌شود.

تنشی کمتر از تنش تسلیم ماده دچار شکست می‌شود. اگر خستگی در یک تناوب ثابت اتفاق بیفتد مقدار عمر قطعه کاهش می‌یابد، حال اگر بارگذاری دارای دوره‌های تناوب با مقادیر مختلف باشد، مقدار عمر قطعه باز هم کاهش می‌یابد. بنابراین بررسی خستگی تجمعی برای قطعاتی مانند میل‌لنگ که در دوره‌های تناوبی مختلف کار می‌کنند، ضروری است. از این رو ابتدا یک استاندارد برای حرکت و کار خودرو نیاز است تا طبق آن بتوان دوره‌های تناوبی را تشخیص داد.

برای این منظور از استاندارد EEC/۷۰/۲۲۰ اروپا که یک چرخه عملکردی برای خودرو در نظر گرفته، استفاده می‌شود. این چرخه عملکردی از چهار قسمت چرخه شهری و یک قسمت چرخه خارج شهری تشکیل شده است [۸]. مشخصات چرخه شهری در جدول (۴) و مشخصات چرخه خارج شهری در جدول (۵) بیان شده است.

برای تحلیل تنش و خستگی در دوره‌های مختلف زمان‌های جداول ۴ و ۵ به سه قسمت تقسیم می‌شود:

۱- مرحله دور آرام با سرعت زاویه‌ای ۱۰۰۰ دور در دقیقه (مجموع ردیف‌های ۱ و ۲).

۲- مرحله سرعت متوسط با سرعت زاویه‌ای ۲۵۰۰ دور در دقیقه (جمع ردیف‌های ۳، ۴ و ۵).

۳- مرحله توان بیشینه با سرعت زاویه‌ای ۴۰۰۰ دور در دقیقه (ردیف ۶).

جدول (۴) جزئیات چرخه شهری

مشخصات	زمان (s)
۱ کارکرد آرام	۶۰
۲ ترکیبی از کارکرد آرام، حرکت خودرو و کلاچ درگیر	۹
۳ تعویض دنده	۸
۴ مجموع شتاب‌های مثبت	۳۶
۵ مجموع شتاب‌های منفی	۲۵
۶ دوره سرعت ثابت	۵۷
جمع	۱۹۵

جدول (۵) جزئیات چرخه خارج شهری

مشخصات	زمان (s)
۱ کارکرد آرام	۲۰
۲ ترکیبی از کارکرد آرام، حرکت	۲۰

نظریه‌های بهینه‌سازی در دسترس شامل روش غربال کردن^۱، الگوریتم ژنتیک چندمنظوره^۲ و روش اهداف چندگانه قابل تطبیق^۳ می‌باشد [۱۰] که در این مقاله برای بهینه‌سازی از روش اهداف چندگانه قابل تطبیق استفاده می‌شود. در این روش مجموعه‌ای از نمونه‌ها تولید و بر اساس هدف مورد نظر مرتب می‌شوند. تئوری اهداف چندگانه قابل تطبیق یک روش نمونه‌یابی غیرخطی است که در آن اعداد به صورت شبه‌تصادفی تولید می‌شوند. برای این منظور ابتدا تعداد نمونه مورد نظر برای بررسی و بهینه‌سازی انتخاب می‌شود که در اینجا تعداد ۱۰۰ نمونه در نظر گرفته شده است. سپس قیود مرزی و حد بالا و پایین پارامترهای ورودی و اهداف مساله مشخص می‌گردد. در نهایت نمونه‌های برگزیده‌ای که با بهینه‌سازی به دست آمده به همراه حدود مرزی آن‌ها ارائه می‌شود. در این پژوهش سه نمونه به عنوان نمونه‌های برگزیده انتخاب شده است. این سه نمونه دو هدف کلی را ارضا می‌کنند:

۱- کمینه کردن وزن کلی میل‌لنگ با توجه به ابعاد

۲- کمینه کردن ضریب ایمنی تا حداقل مقدار

از بین ۱۰۰ نمونه، ۷۸ نمونه قابلیت طراحی نداشته و ۲۲ نمونه مورد تحلیل قرار گرفته است. از بین این ۲۲ نمونه ۳ نمونه نامزد شده و از بین این ۳ نمونه، ۱ نمونه بهترین اندازه‌ها را در رابطه با کاهش وزن به دست داده است. بهترین مورد یعنی کمترین ضریب ایمنی با کمترین وزن است.

مشخصات و ابعاد نمونه برگزیده بهینه‌سازی برای طراحی میل‌لنگ در جدول (۷) بیان شده است. اکنون میل‌لنگ بر اساس مقادیر به دست آمده از بهینه‌سازی دوباره طراحی شده و تمام مراحل از تحلیل تنش و بررسی خستگی و آسیب خستگی تجمعی روی آن انجام می‌شود. نتایج این تحلیل نشان می‌دهد که طراحی جدید استحکام لازم در برابر تنش و خستگی را داراست.

$$\frac{S_a}{S_{Nf}} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (9)$$

حال می‌توان چرخه‌های تا واماندگی، N_f ، در هر دامنه تنش بطور کامل معکوس شونده، را به دست آورد و کسر آسیب هر قسمت از بار را محاسبه نمود. بنابراین عمر میل‌لنگ تحت خستگی تجمعی برابر است با

$$1 / \sum \frac{n}{N_f} = 2.46e + 07 \quad (10)$$

مقدار به دست آمده تعداد دوره شامل سه قسمت بارگذاری با تعداد تناوب مربوط به هر کدام را نشان می‌دهد که پس از این مقدار قطعه به شکست می‌انجامد [۹]. این مقدار در محدوده بی‌نهایت است و از این نظر نیز میل‌لنگ بیش از اندازه طراحی شده است. این مقدار باید در محدوده کارکرد موتور و برای یک عمر منطقی میل‌لنگ قرار گیرد. بنابراین بهینه‌سازی میل‌لنگ یک ضرورت محسوب می‌شود تا وزن میل‌لنگ کاهش یابد در حالی که استحکام آن کمتر از مقدار مجاز نشود.

۸- بهینه‌سازی میل‌لنگ

پس از اینکه طرح اولیه میل‌لنگ تهیه شد، طرح مورد تجزیه و تحلیل قرار می‌گیرد. نتایج تحلیل تنش و کرنش نشان داد که ابعاد میل‌لنگ برای مقاومت در برابر تنش بیشتر از مقدار لازم است. همچنین بررسی خستگی تجمعی میل‌لنگ مقدار عمر بسیار زیاد آن را مشخص کرد. از این رو باید ابعاد و اندازه‌های میل‌لنگ برای رسیدن به مقدار وزن و حجم کمتر با توجه به استحکام در برابر تنش و خستگی، بهینه گردد.

برای بهینه کردن ابتدا باید تعدادی پارامتر قابل تغییر مشخص کرد. این پارامترها همان ابعادی هستند که در جدول (۲) تعیین شدند و می‌توان آن‌ها را نسبت به شرایط کاهش یا افزایش داد. هر کدام از این پارامترها در بازه‌ای می‌تواند تغییر کند که این بازه از نمونه‌های موجود و شرایط و قیود مرزی تعیین می‌شود.

¹ Screening

² Multi-Objective Genetic Algorithm (MOGA)

³ Adaptive Multiple-Objective

۱- تحلیل دینامیکی بارگذاری روی میل لنگ تنش‌هایی که از تحلیل استاتیکی تخمین زده شده را در مقادیر واقع‌گرایانه نتیجه می‌دهد.

۲- بیشترین مقدار بار در زاویه ۳۵۵ تا ۳۶۰ درجه که نقطه ایجاد احتراق است، در این موتور خاص رخ می‌دهد. در این زاویه تنها نیروهای خمشی روی میل لنگ وارد می‌شود.

۳- بارهای پیچشی ناشی از برش در طول بارگذاری دینامیکی اثر اندکی روی تنش فون میزز در نقاط بحرانی دارند. اثر برش روی مقدار تنش در نقاطی که تحت بارگذاری پیچشی است، نسبتاً کوچک است. بنابراین تحلیل میل لنگ نسبت به اثرات بارهای خمشی ساده‌سازی می‌شود.

۴- استفاده از تحلیل اجزا محدود برای دو نیروی عمود بر هم، روشی ساده و مفید برای بررسی تنش در شرایط مختلف بارگذاری با توجه به نیروهای وارد بر میل لنگ است.

۵- مقایسه مقادیر تنش از تحلیل اجزا محدود با مقادیر تنش در نمونه‌های آزمایشگاهی مشابه، توافق نزدیکی را نشان می‌دهد.

۶- نقاط بحرانی (شکست) میل لنگ در محل پخ یا ناقان گرد بازوی لنگ قرار گرفته است، زیرا مقادیر تنش و ضریب تمرکز تنش در این نقاط بالاتر از سایر نقاط می‌باشد.

۷- استفاده از نظریه آسیب تجمعی خستگی نشان می‌دهد که مقدار عمر مفید قطعه از بسیار کمتر از مقدار عمر آن در خستگی در یک تناوب بارگذاری است. حتی مقدار عمر قطعه پس از بهینه‌سازی نیز در حد قابل قبولی است.

۸- قطعه میل لنگ قبل از بهینه‌سازی پس از حدود ۲۳ میلیارد ثانیه که هر بلوک بار سه قسمت بارگذاری در دوره‌های مختلف را طی کند، به شکست منجر می‌شود. این مقدار به معنی عمر بینهایت قطعه تحت بارگذاری متناوب است. همین مقدار پس از بهینه‌سازی به حدود ۱۱۰ میلیون ثانیه و یا حدود ۴ سال کاهش یافت که از نظر طراحی به صرفه‌تر و اقتصادی‌تر است.

۹- بهینه‌سازی هندسه، کاهش وزن ۱۷/۶ درصدی را نتیجه می‌دهد که با تغییر در ابعاد و اندازه‌ها در عین حالی که تعادل دینامیکی میل لنگ نیز حفظ شود، به دست می‌آید. برای این بهینه‌سازی نیازی به تغییر در بدنه‌ی سیلندر و شاتون نیست.

جدول (۷) مشخصات و ابعاد برای بهترین نمونه بهینه‌سازی

مشخصات	مقدار (mm)
قطر یاتاقان گرد متحرک	۴۰
قطر یاتاقان گرد ثابت	۵۰
عرض یاتاقان گرد متحرک	۲×۳۰
عرض یاتاقان گرد ثابت	۴۲
ضخامت بازوهای لنگ	۲۲
شعاع پخ یاتاقان گرد و بازوی لنگ	۳
طول قسمت سر میل لنگ	۱۲۰
طول قسمت انتهای میل لنگ	۷۲

۸-۱- تحلیل طرح جدید از بهینه‌سازی

طرح جدید بر اساس اندازه‌های بیان شده تحت بارگذاری قرار می‌گیرد. تمام تنظیمات و قیود شبیه به حالت قبل است. نتایج تجزیه و تحلیل کاهش وزن و همچنین استحکام مناسب را نشان می‌دهد.

بهینه‌سازی باعث کاهش ۱۷/۶ درصدی حجم و وزن میل لنگ می‌شود. در عین حال مقدار تنش در نقاط بحرانی از ۳۰۰ مگاپاسکال به ۵۰۰ مگاپاسکال افزایش یافته است. همچنین عمر خستگی تجمعی برای طرح جدید بسیار کاهش یافته و مقدار آن ۱۳۴۰۰۰ قسمت بار شامل سه بازه دور متفاوت موتور شده است. نتایج تغییر در تنش با تغییر هندسه در جدول (۸) آمده است.

جدول (۸) نتایج تجزیه و تحلیل قبل و بعد از بهینه‌سازی

عمر خستگی تجمعی	ضریب ایمنی	بیشینه تنش	
			MPa
قبل از بهینه‌سازی	۲/۹	$2/46 \times 10^7$	۳۰۰
بعد از بهینه‌سازی	۱/۹	$1/2 \times 10^8$	۵۰۰

نتایج به دست آمده از تحلیل طرح بهینه‌سازی شده نشان می‌دهد در حالی که وزن و حجم میل لنگ کاهش یافته است، ولی تنش و ضریب ایمنی مقادیر قابل قبولی هستند. همچنین از نظر عمر کارکرد میل لنگ با وجود آسیب انباشته خستگی باز هم مقادیر در حد بی‌نهایت است.

۹- نتیجه‌گیری

۱۰- مراجع

- [1] Jian M., Yong-qi L., Rui-xiang L., Bin Z., *3-D Finite Element Analysis on 480 diesel crankshaft*, Information Engineering and Computer Science (ICIECS), 25-26 December 2010, Wuhan, China.
- [2] Yingkui G., Zhibo Z., *Strength Analysis of Diesel Engine Crankshaft Based on PRO/E and ANSYS*, Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, 6-7 January 2011, Shanghai, China.
- [3] Varun B., Stress Analysis and Optimization of Crankshafts Subject to Static Loading, *International Journal Of Engineering And Computer Science*, vol. 3, 2014, pp. 5579-5587.
- [4] Montazersadgh F. H., Fatemi A., Stress Analysis and Optimization of Crankshafts Subject to Dynamic Loading, American Iron and Steel Institute (AISI), The University of Toledo, 2007.
- [5] Pandiyan K., Ashesh Tiwari, Crankshaft Design Methodology for Diesel Engines, *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, vol. 4, 2015.
- [6] Pulkrabek W., Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, University of Michigan, 2004.
- [7] Verifying the average emission of pollutants in a congested urban area after a cold start (70/220/EEC), Appendix 1 of Annex III, Official Journal of the European Communities, 1970.
- [8] Boardman B., Fatigue resistance of steels, Metals Handbook, ASM Handbook Committee, ASM International, 1990, 673-688.
- [9] Stephens R. I., Fatemi A., Stephens R. R., and Fuchs H. O., Metal Fatigue in Engineering, John Wiley & Sons inc, 2000.
- [10] ANSYS Design Exploration Tutorial, November 2009.